



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 110023607 A

(43)申请公布日 2019.07.16

(21)申请号 201780056728.8

(74)专利代理机构 华中科技大学专利中心
42201

(22)申请日 2017.07.13

代理人 梁鹏

(30)优先权数据

102016113394.9 2016.07.20 DE

(51)Int.Cl.

F01P 3/02(2006.01)

(85)PCT国际申请进入国家阶段日

2019.03.18

F01P 3/08(2006.01)

F01P 7/16(2006.01)

(86)PCT国际申请的申请数据

PCT/EP2017/067709 2017.07.13

F02D 9/00(2006.01)

F01P 3/00(2006.01)

(87)PCT国际申请的公布数据

WO2018/015266 DE 2018.01.25

F01P 3/10(2006.01)

(71)申请人 弗兰克·威尔

地址 澳大利亚维多利亚州

申请人 艾诺巴有限公司

(72)发明人 弗兰克·威尔

权利要求书6页 说明书40页 附图20页

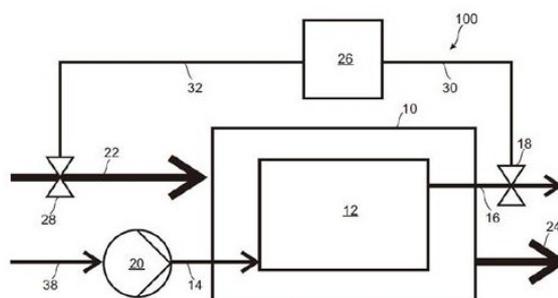
(54)发明名称

内燃机的热管理系统和热管理方法

(57)摘要

本发明涉及用于操作内燃机(10)的热管理系统(100、102)的热管理方法。所述热管理系统(100、102)包括:至少一个流体室(12),所述流体室(12)至少部分地围绕所述内燃机(10)的气缸(70)的气缸盖(74)设置并具有至少一个入口管线(14)和至少一个出口管线(16),所述流体室(12)与至少一个用于泵送冷却剂的冷却剂泵送装置(20)和至少一个散热器连接。根据本发明,提供了气缸盖温度传感器和/或流体室温度传感器(58),冷却剂输送装置(20)的流体流速可根据发动机转速和/或流体室温度和/或发动机负荷来控制,特别是通过驱动至少第一阀(18)来控制。根据所述热管理方法,当流体室(12)中的温度上升时,特别是在预热阶段之后并且当发动机转速保持恒定或下降时,至少暂时地增大穿过所述散热器的冷却剂流速,并且在发动机转速保持恒定或以每分钟不超过100转增大且发动机负荷减小,特别地减小至少30%的情况下,不降低穿过

所述散热器的冷却剂流速,特别地在所述负荷发生变化之后的至少一分钟后不降低穿过所述散热器的冷却剂流速,且特别地在所述流体室(12)处于60°C至100°C的温度范围内时不降低穿过所述散热器的冷却剂流速。



1. 一种用于操作内燃机(10)的热管理系统(100、102、104)的热管理方法,所述热管理系统(100、102、104)包括:至少一个流体室(12),所述流体室(12)具有至少一个入口管线(14)和至少一个出口管线(16)并至少部分地设置在所述内燃机(10)的气缸(70)的气缸盖(74)内或周围,或者气缸活塞(110)下方;其中所述流体室(12)与至少一个用于供应冷却剂的冷却剂输送装置(20)和至少一个散热器连接,其中所述散热器特别地为环境空气或冷却器,其特征在于,当所述流体室(12)的温度升高时,特别是在发动机转速恒定或降低的预热阶段之后,至少暂时地增大穿过所述散热器的冷却剂流速;并且在发动机转速恒定或发动机转速以每分钟不超过100转增大且发动机负荷减小,特别地减小至少30%的情况下,不降低穿过所述散热器的冷却剂流速,特别地在负荷发生变化之后的至少一分钟后不降低穿过所述散热器的冷却剂流速,特别地在所述流体室处于60℃至100℃的温度范围内时不降低穿过所述散热器的冷却剂流速。

2. 如权利要求1所述的热管理方法,其特征在于,当发动机负荷增大时,增大穿过第二下部流体室区域(12b)的冷却剂流速,所述第二下部流体室区域(12b)至少部分地设置在至少一个气缸内或周围;并且当发动机负荷减小时,降低穿过所述下部流体室区域(12b)的冷却剂流速;其中特别地,所述下部流体室区域(12b)中的温度比所述气缸盖(74)的所述流体室(12)中的温度高至少30℃。

3. 根据前述权利要求中任一项所述的热管理方法,其特征在于,在工作循环期间,优选地在所述气缸(70)的做功行程期间,特别地通过让热废气和较冷的液体冷却剂交替地流动穿过所述流体室(12、12b)来增大和减小穿过所述流体室(12),特别地穿过气缸体(90)中的下部流体室区域(12b)的冷却剂流速;其中优选地,在燃烧开始时,增大所述较冷的液体冷却剂的流速,且在所述燃烧开始后经过至少40°的曲柄角之后,减小所述较冷的液体冷却剂的流速。

4. 如前述权利要求中任一项所述的热管理方法,其特征在于,对于加热,当发动机负荷减小,特别地降低至低于操作工况依赖的发动机负荷且流入的冷却剂温度高于所述流体室(12、12b)中的一者的温度时,至少部分地打开第一阀(18)以将冷却剂引入到所述流体室(12、12b)中的至少一者中,其中所述第一阀(18)用于控制穿过所述流体室(12、12b)中的至少一者的冷却剂流速,和/或当流入的冷却剂温度低于所述流体室中的一者的温度时,至少部分地关闭所述第一阀(18);对于冷却,当发动机负荷增大,特别地超过操作工况依赖的发动机负荷且流入的冷却剂温度低于所述流体室中的一者的温度时,至少部分地打开第一阀(18),和/或当流入的冷却剂温度高于所述流体室中的一者的温度时,至少部分地关闭所述第一阀(18)。

5. 如前述权利要求中任一项所述的热管理方法,其特征在于,当发动机负荷相对于稳态操作工况时的发动机负荷增加或减少了预定的差值时,打开或关闭至少一个排气阀(164),以将废气再循环到所述燃烧室(76)中,所述静态操作工况时的发动机负荷对应于发动机负荷发生变化期间的各个瞬时发动机负荷,其中优选地,所述差值与发动机负荷变化的速度或加速度成比例,和/或随油温变化,和/或随冷却剂温度变化,和/或随废气温度变化,且优选地,废气再循环冷却器(260)增加从所述废气到所述冷却剂的散热。

6. 如前述权利要求中任一项所述的热管理方法,其特征在于,在废气沿所述气缸(70)的所述燃烧室(76)的方向穿过优选地驱动车辆,特别地驱动客车的所述内燃机(10)的至少

一个可控排气阀(164)的情况下,当负荷设定单元(26)保持固定位置且发动机转速为50%的额定速度时,所述排气阀(164)的最大开口横截面处于各个工作周期内的最大开口横截面的不超过20%的最大公差内,当发动机转速增加至超过额定速度的0.5倍,并且特别对应于所述排气阀(164)的最大可能的开口横截面,和/或在转速恒定且发动机负荷增加至各个速度的最大发动机负荷的50%至75%之间的负荷范围内,所述排气阀(164)的最大开口横截面处于各个工作周期内的最大开口横截面的不超过20%的公差内,并且特别对应于所述排气阀(164)的最大可能的开口横截面。

7.如前述权利要求中任一项所述的热管理方法,其特征在于,诊断冷却剂特性,特别是诊断耗散常数,并且当测量的所述冷却剂特性相对于预定的阈值偏离了一个最小量时,激活发动机诊断指示器,其中所述阈值根据所述冷却剂的温度而变化,并且优选地,储存测量的所述特性的边际变化并且使所述阈值适应于所述变化,并且特别地,当测量的所述特性的变化发生在关闭发动机与启动发动机之间时,特别是当关闭发动机与启动发动机之间的时间超过30秒时,所述阈值不适应。

8.如前述权利要求中任一项所述的热管理方法,其特征在于,当所述发动机负荷发生正变化时,至少在有限的时间内减小,特别地关闭至少一个散热器风扇的功率和/或发电机,特别是交流发电机的电动机负荷。

9.一种内燃机(10)的用于操作上述热管理方法中的任一者的热管理系统(100、102、104),所述热管理系统(100、102、104)包括:至少一个流体室(12),所述流体室(12)至少部分地围绕所述内燃机(10)的气缸(70)设置并且具有至少一个入口管线(14)和至少一个出口管线(16);所述流体室(12)与至少一个用于供应冷却剂的冷却剂输送装置(20)和至少一个散热器连接,所述散热器特别地为环境空气或风冷式冷却器,其特征在于,由所述冷却剂输送装置(20)供应的冷却剂的流速能够通过节流装置进行改变,特别地以不依赖于发动机转速的方式;所述节流装置特别地至少由第一阀(18)组成,所述第一阀(18)与用于调节发动机负荷的负荷设定单元(26)连接,且所述第一阀(18)能够由所述负荷设定单元(26)控制,使得穿过所述流体室(12)的流体流速在发动机负荷增加时增加并在发动机负荷减小时减小;特别地,还包括缸盖温度传感器和/或流体室温度传感器(58);其中能够根据发动机转速和/或流体室温度和/或发动机负荷操控制所述冷却剂输送装置(20)的流速,特别地,通过操作至少所述第一阀(18)来控制所述冷却剂输送装置(20)的流速,所述第一阀(18)用于控制穿过所述流体室(12、12b)中的至少一者的冷却剂的流速。

10.如权利要求9所述的热管理系统(100、102、104),其特征在于,所述发动机负荷设定单元(26)特别地被配备为油门踏板或节流把手,并机械地配置用于控制所述内燃机(10)的燃料供应,特别是在没有电控喷射阀的情况下配置,且所述发动机负荷设定单元(26)被配备成在所述发动机负荷控制单元(26)具有最小发动机负荷位置时,特别是关闭时自动断开所述燃料供应,车辆在滑行模式期间减速,其中进气管(144)在所述滑行模式下的负压比在非滑行怠速模式下的负压大,或者所述进气管(144)中的压力与参考压力特别是环境压力之间的压力差比在所述非滑行怠速模式下更大。

11.如权利要求10所述的热管理系统(100、102、104),其特征在于,所述发动机负荷控制单元(26)与节流装置(28)可机械操作地接合,特别是与节流阀或节流滑阀连接,且所述节流装置(28)与排气阀(164)可操作地接合,其中所述排气阀(164)在所述节流装置(28)打

开时至少部分地关闭,所述排气阀(164)的第一侧连接到所述内燃机(10)的废气再循环管线(168)并引导废气,所述排气阀(164)的第二侧经由管路或开口连接到所述内燃机(10)的所述节流装置(28)之前和/或之后的进气管(144),并且在节流滑阀位于所述排气阀(164)上方的情况下,设置有至少一个与所述内燃机(10)的所述废气再循环管线(168)连接的排气开口,所述排气开口在所述排气阀(164)打开时至少部分地关闭并且将废气引导到所述排气阀(164)上方的腔室中,且优选地,在所述节流滑阀和/或所述排气阀(164)的下游和/或上游设置有与所述内燃机(10)的所述进气管(144)连接的连接管线。

12. 如权利要求9至11中任一项所述的热管理系统(100、102、104),其特征在于,所述流体室(12)分成上部流体室区域(12a)和下部流体室区域(12b),其中优选地,所述上部流体室区域(12a)被配置为与所述下部流体室区域(12b)流体分离的气缸盖流体室(200),所述下部流体室区域(12b)特别地被配置为气缸体流体室(202)并且流体分离,特别地通过气缸盖垫圈(208)流体分离,使得穿过所述两个流体室(12a、12b)中的一者,特别是所述气缸体流体室(202)的冷却剂流速能够独立于另一个流体室,特别是所述气缸盖流体室(200)的流速而被调节,且优选地,所述流体室(12)具有至少一个单独的入口和/或出口,其中所述气缸体流体室(202)可以暂时用气体填充,特别是能够通过泵送含有气体的冷却剂来填充,且其中优选地,所述气缸体流体室(202)和所述气缸盖流体室(200)的冷却回路在结构上保持分离并且分别填充不同的冷却剂,其中优选地,所述气缸体流体室(202)中的冷却剂具有比所述气缸盖流体室(200)中的冷却剂更高的沸腾温度,且其中进一步优选地,所述气缸体流体室(202)包括至少两个流体室区域(204、206),即上部气缸体流体室(204)和下部气缸体流体室(206),所述上部气缸体流体室(204)具有仅为气缸行程的一部分,特别地小于所述气缸行程的50%的高度并优选地连接到所述气缸盖流体室(200),所述下部气缸体流体室(206)的至少一部分沿活塞行程的方向设置于所述上部气缸体流体室(204)下方,且特别地,所述下部流体室(12b)的温度比所述流体室(12)的温度高至少40°C。

13. 如权利要求9至12中任一项所述的热管理系统(100、102、104),其特征在于,在1巴的环境压力下,所述流体室(12),特别是所述下部流体室区域(12b)中的冷却剂具有高于130°C的沸腾温度和-30°C以下的冻结温度,并优选地具有大于2.4 kJ/(kg·K)的比热容,其中优选地,所述冷却剂含有少于30%的水并特别地含有至少94%的丙二醇,或者特别地含有至少80%的乙二醇、丙二醇、甘油或这些物质的任意混合物,或者所述冷却剂是油或空气,且其中特别地,包括至少一个用于检测所述流体室(12),特别是所述下部流体室区域(12b)中的冷却剂的温度的流体室温度传感器(58),且优选地,所述第一阀(18)被设置成当所述流体室(12、12b)中的至少一者的温度在超过温度极限 $\geq 120^{\circ}\text{C}$ 后再次降至低于此温度极限时减小穿过所述流体室的冷却剂流速。

14. 如权利要求9至13中任一项所述的热管理系统(100、102、104),其特征在于,所述流体室(12),特别是所述下部流体室区域(12b)与具有液体侧(48)和气体侧(50)的平衡箱(46)连接,所述液体侧(48)至少部分地填充有液态的第一流体,所述气体侧(50)填充有气态的第二流体,其中所述平衡箱(46)的所述气体侧(50)和所述平衡箱(46)的所述液体侧(48)分别经由连接管线(56、66)连接到所述流体室(12、12b),其中当发动机负荷减小,特别是降低至低于预定发动机负荷,特别是低于操作工况依赖的发动机负荷时,和/或当发动机温度降低至低于某一发动机温度时,所述第一流体至少部分地从所述流体室(12、12b)移动

到所述平衡箱(46)中,使得来自所述平衡箱(46)的所述第二流体至少部分地移动到所述流体室(12、12b)中,且其中优选地,所述第二流体具有小于20%的氧含量。

15. 如权利要求14所述的热管理系统(100、102、104),其特征在于,所述平衡箱(46)的所述液体侧(48),特别地经由第二阀(42)和第二流体输送装置(44),优选地通过入口管线阀(62),连接到所述流体室(12),特别是所述下部流体室区域(12b)的所述入口管线(14),其中优选地,所述入口管线阀和所述第二阀(62、42)配置成单个3/2向阀,且其中进一步优选地,至少所述冷却剂输送装置(20)和/或所述第二流体输送装置(44)为双向泵,特别是电动泵,其中当发动机负荷减小,特别是降低至低于预定的操作工况依赖的发动机负荷时,和/或当发动机温度降低至低于某一发动机温度时,所述第二阀(42)至少部分地打开,且所述入口管线阀(62)至少部分地关闭以控制穿过所述流体室(12、12b)的冷却剂流速,且所述第一流体从所述流体室(12、12b)被泵送到所述平衡箱(46)中,直到所述流体室(12、12b)至少部分地填充有所述第二流体,且当发动机负荷增加,特别是超过预定的操作工况依赖的发动机负荷时,所述第二阀(42)至少部分地关闭且所述入口管线阀(62)至少部分地打开。

16. 如权利要求14或15所述的热管理系统(100、102、104),其特征在于,在所述气体侧(50)与所述流体室(12),特别是所述下部流体室区域(12b)的所述出口管线(16)之间的所述连接管线(56)中,设置有第三阀(52),在将所述第一流体从所述流体室(12、12b)泵送到所述平衡箱(46)中时和/或在向所述流体室(12、12b)填充所述第一流体时,通过所述第三阀(52)打开所述第二流体的流体流动,和/或在向所述流体室(12、12b)填充所述第一流体之后,所述第三阀(52)至少部分地关闭,特别是在经过一段时间后关闭。

17. 如权利要求9至16中任一项所述的热管理系统(100、102、104),其特征在于,所述流体室(12),特别是所述下部流体室区域(12b)的由所述冷却剂相对于所述气缸(70)的气缸壁(92)分区并朝外指向的表面的至少部分区域中设置有内部隔热层(94),其中所述隔热层(94)至少部分地紧靠所述流体室(12、12b)的向外指向的表面(96)并优选地配置成几个部分,其中优选地,所述隔热层(94)朝向所述流体室(12、12b)的所述向外指向的表面(96)被预装载,使得所述隔热层(94)相对于所述气缸(70)的中心线具有比所述流体室(12、12b)的所述向外指向的表面(96)更大的半径,或者所述隔热层(94)通过点状间隔件相对于所述气缸壁(92)向内间隔,并且所述隔热层(94)优选地包括两种具有不同热膨胀系数的材料,特别是双金属支撑件(96),其中设置在外部的材料的热膨胀系数大于内部的材料的热膨胀系数,使得被加热时,所述隔热层(94)至少在端部区域向内弯曲并减小了与所述流体室(12、12b)的向外指向的表面的接触面积,使得传热系数向外增大,且特别地,相邻的所述隔热层(94)在所述端部区域重叠。

18. 如权利要求9至17中任一项所述的热管理系统(100、102、104),其特征在于,包括至少一个冷却剂蓄热器,优选地,平衡箱(46),所述冷却剂蓄热器连接到所述流体室(12),特别地连接到所述下部流体室区域(12b),并且连接到油热交换器(180),其中,在冷启动时,特别是当冷却剂没有穿过所述流体室(12、12b)时,能够经由所述油热交换器(180)从所述冷却剂蓄热器供应热的冷却剂,且特别地,在热操作状态下,能够将热的冷却剂从所述流体室(12、12b)供应到所述冷却剂蓄热器中。

19. 如权利要求9至18中任一项所述的热管理系统(100、102、104),其特征在于,在相邻的气缸(70)的燃烧室(76)之间的腹板(274)中设置有至少一个第一冷却剂通道开口(270),

以在所述活塞(110)的面向所述气缸体(90)和/或所述气缸盖(74)一侧的压力侧和反压力侧之间进行冷却剂交换,和/或在所述气缸(70)的两个相邻的排气门(266)之间的位于穿过这两个排气门(266)的中心线的平面上的中部设置有第二冷却剂通道开口(272),其中通过沿平行于所述冷却剂通道开口(270、272)的方向减小所述气缸盖流体室(12、12a、200)和/或所述气缸体流体室(12、12b、202、204)中的至少一个流动横截面来增大所述冷却剂通道开口(270、272)中的至少一者中的流速,其中优选地,所述冷却剂通道开口(270、272)是所述气缸盖流体室(12、12a、200)的位于穿过所述两个排气门(266)的中心线的平面上的最小总横截面的至少10%。

20. 根据权利要求9至19中任一项所述的热管理系统(100、102、104),其特征在于,在与所述内燃机(10)连接的变速器(80)的变速器机构(240)的变速器油底壳(242)上和/或在后差速器上,于油路中设置有集成在所述内燃机(10)的冷却回路中的外部变速器油热交换器(244),所述外部变速器油热交换器(244)优选地设置在所述内燃机(10)与所述冷却器(60)之间的冷却回路中,其中在所述冷却回路中的所述外部变速器油热交换器(244)的下游设置有具有用于绕过所述冷却器(60)的冷却器旁路阀(248)的冷却器旁路管线(246),使得所述变速器油热交换器(244)能够至少部分地在没有冷却器流的情况下操作,其中所述变速器(240)优选地配置为没有油泵的变速箱,且优选地,所述变速器油热交换器(244)具有外隔热件(250),且其中优选地,所述变速器油热交换器(244)的外壳是由塑料制成的,且其中进一步优选地,所述变速器油热交换器(244)胶合到所述变速器机构(240)上。

21. 如权利要求9至20中任一项所述的热管理系统(100、102、104),其特征在于,所述冷却系统的平衡箱(46)被配置为高度隔热的蓄热器并且填充有冷却剂和气体,其中所述平衡箱(46)的出口(190)设置在下方,入口(188)特别地集成在所述平衡箱(46)的封闭盖中,且水平设置的各个分隔壁(196)特别地设置在所述平衡箱(46)的内部空间中并低于阈值液位,所述分隔壁(196)从底部到顶部交替地打开一侧的流动开口,使得从表面向下限定了迷宫式冷却剂流动通道(186)。

22. 如权利要求9至21中任一项所述的热管理系统(100、102、104),其特征在于,所述气缸(70)的所述燃烧室(76)包括与所述燃烧室(76)分开的膨胀室(134),所述膨胀室(134)至少经由膨胀室阀(136),特别地,减压阀而连接到所述燃烧室(76),其中,所述膨胀室阀(136)在燃烧室压力增加时打开并在燃烧室压力减小时关闭,其中优选地,所述膨胀室(134)设置在所述活塞(110)中,并且进一步优选地,所述膨胀室具有第二膨胀室阀(138),其中所述第二膨胀室阀(138)能够通过惯性打开,特别是在上止点后经过至少90°的曲柄角之后,其中进一步优选地,在所述活塞(110)中的所述膨胀室(134)下方设置有隔热层(114)。

23. 如权利要求9至22中任一项所述的热管理系统(100、102、104),其特征在于,包括设置在所述燃烧室(76)中的至少一个热源,特别地,预热塞,使得在冷启动时,所述热源特别地在发动机温度低于30°C时被打开并至少暂时地保持打开状态的时间超过至少5分钟,并且特别地在高于80°C的冷却剂温度下保持接通状态,且进一步地,在热启动时,所述热源特别地在高于80°C的冷却剂温度下被打开,其中优选地,所述热源在一个燃烧循环内分别被打开和关闭至少一次,其中特别地,所述热源在做功行程中被打开并在所述做功行程之后比关闭。

24. 如权利要求9至23中任一项所述的热管理系统(100、102、104),其特征在于,所述高度隔热的油蓄热器的外壁至少部分地由油底壳的一部分,特别是所述油底壳本身构成,且所述高度隔热的油蓄热器的所述外壁至少部分地由塑料制成。

25. 如权利要求9至24中任一项所述的热管理系统(100、102、104),其特征在于,所述流体室(12)被配置为相对于所述气缸(70)的所述燃烧室(76)而与活塞(110)分离的曲轴箱室,且优选地,所述冷却剂是机油,且进一步优选地,所述第一阀(18)是用于控制穿过所述流体室(12)的冷却剂流量的减压阀,其中所述减压阀的打开和关闭是通过控制油压,特别地通过油泵来完成的。

26. 如权利要求9至25中任一项所述的热管理系统(100、102、104),其特征在于,在所述气缸(70)的所述燃烧室(76)的至少一个排气门(266)的下边缘上方设置有废气再循环冷却器(260)以及废气再循环在所述气缸盖(74)的废气通道(264)中的分支点(262),其中所述废气再循环分支点(262)的所述废气通道(264)的至少一部分以及所述气缸盖(74)的所述废气通道(264)的所述分支点(262)与所述废气再循环冷却器(260)之间的所述废气再循环管线(168)沿所述排气门(266)的方向具有斜面,使得冷却剂冷凝物(280)能够从所述废气再循环冷却器(260)返回至所述排气门(266),且优选地,通过冷却剂管线(268)以温度至少暂时低于70°C的冷却剂操作所述废气再循环冷却器(260),以在所述废气再循环冷却器(260)中促进所述冷却剂冷凝物(280)的形成,且特别地,能够通过控制流过所述废气再循环冷却器(260)的所述冷却剂管线(268)的冷却剂的温度来调节在气门重叠阶段期间供应到所述燃烧室(76)的冷却剂冷凝物的量。

27. 如权利要求9至26中任一项所述的热管理系统,其特征在于,所述内燃机(10)包括至少一个可控制的排气节流阀(290),且在所述负荷设定单元(26)位置固定且转速为额定转速的50%的情况下,所述排气节流阀(290)的最小开口横截面保持在各个速度下的最小开口横截面的不超过20%的公差内,在发动机转速比额定速度的至少50%高和/或在恒定速度下而发动机负荷增加到最大发动机负荷的50%至75%之间的负荷范围内的情况下,所述排气节流阀(290)的最小开口横截面保持在所述最小开口横截面的最大20%的公差内。

内燃机的热管理系统和热管理方法

技术领域

[0001] 本发明涉及内燃机的热管理系统和热管理方法,特别是涉及如独立权利要求所述的用于驱动机动车的内燃机的热管理系统和热管理方法。

背景技术

[0002] 根据现有技术,内燃机的循环加热和冷却是已知的,特别是在机动车(例如,汽车)领域中。传统内燃机的冷却系统由恒温器控制,使得冷却能力在内燃机温度超过某一温度限制时增大,以避免可能的部件过热或冷却剂蒸发来使氮氧化物排放量(NO_x)最小化,且冷却能力在内燃机温度下降至低于另一较低温度限制时减小,以使摩擦、燃料消耗和磨损最小化。其缺点在于,在低的发动机负荷下,发动机的部件被过度冷却,且在高的发动机负荷下,发动机的其他部件不能得到充分冷却。

[0003] 发动机负荷是当前扭矩与相同速度下的最大扭矩的比值,然而,各扭矩可能受到其他因素的影响。类似地,可以考虑扭矩、或仅(汽油发动机中的)进气管中的负压、或进气管中的负压与环境压力之间的压力差。

[0004] 近来,氮氧化物排放量(NO_x)在实际驾驶条件下明显高于标准化验证试验的报告越来越多。根据联邦运输和数字基础设施部公布的一份关于52辆柴油车的测试结果的报告,这一原因可能是许多汽车制造商正在调整他们的排放控制系统对驾驶和环境条件的效力,这可能对应于关闭装置。制造商主要利用发动机保护措施或车辆安全措施来验证可接受性。该报告的有趣之处在于,当使用热发动机代替冷发动机进行相同的验证测试循环时, NO_x 的排放量平均为所有车辆验证结果的2.6倍。即使在废气排放量不明显的车辆组中,这种差异也平均为2.2倍。由于用于减少废气排放量的装置在冷启动时必须先达到最佳操作温度,所以人们宁愿预期相反的情况,如通常在汽油发动机中的那样。然而, NO_x 排放量在热启动测试中比在冷启动测试中低的这种预期行为仅在这组27辆车中的4辆中以及整组52辆测试车辆中的5辆中出现。热启动时 NO_x 排放量更高的一个主要原因是在测试循环中特别地通过冷却剂恒温器特意地调节的明显较高的发动机温度。

[0005] Kleinschmidt, W., Hebel, D.的研究“Transient heat transfer in internal combustion engines—Theory, Simulation and Comparison with Test results”(Concluding Report KI600/1-2, German Research Foundation, 1995)已表明在约满负荷的50%的低发动机负荷下,例如通过对活塞进行隔热来增大燃烧室温度,可以降低约5%的燃料消耗,而在较高的发动机负荷下采用相同的隔热措施,燃料消耗明显更高且功率降低。因此,可以采用如下的适当措施:根据发动机负荷来调节冷却能力,而不是由恒温器根据温度进行调节。

[0006] NO_x 排放基本上发生在燃烧室中的最高温度下,通常在气缸中的活塞的上止点(top dead centre)之后最长达20度的曲柄角。在该时间跨度中,在上止点之后不久,燃烧室的表面主要由气缸盖和活塞形成,气缸表面的影响在该时间跨度期间是可忽略不计的。通常已知的是,增加气缸盖的最大温度会导致 NO_x 排放量增加。当冷却剂温度低于阈值(通

常在80℃与110℃之间)时,冷却剂恒温器(尤其是电子控制冷却剂恒温器)降低穿过散热器的冷却剂流速。这是为了在冷启动之后更快地加热发动机以降低燃料消耗,从而能够更快地加热内部,并且使曲轴箱中的水冷凝最少化,从而减少磨损。但是也增大了气缸盖的温度,这通常导致NO_x排放量增加,特别是在短暂加速阶段频繁的走走停停的城市交通中的热发动机中、在热启动时(例如在交通信号灯之前关闭发动机之后或在具有启停系统的现代车辆中)以及在较长的高速公路驾驶中,即在法定测试方法中没有出现的所有正常驱动操作。

[0007] 在通用DE 102013205124 A1中,描述了一种用于在冷启动阶段操作内燃机的热管理系统的热管理方法,其中在发动机的气缸盖中设置有至少一个具有入口管线和出口管线的流体室。通过冷却剂输送装置(其为水泵),流体室连接到作为散热器的冷却器。设置有旁路冷却剂回路,使得在发动机冷运行时减少冷却剂的流量,以加速发动机加热。因此,描述了一种用于在冷启动阶段操作内燃机的热管理系统的热管理方法,其中传统的冷却系统整体地控制发动机缸体的温度。提供了一个旁路系统来在冷启动时在发动机缸体中留下少量冷却剂,以便加速加热。还披露了当发动机转速增大时,泵压力增加,这使得在整个冷却系统中(即,在发动机缸体和气缸盖中)冷却剂流量均匀增加。在任何一点上,都没有提到气缸盖的单独冷却,也没有提出如下具有良好流动特性的独立流体室:该流体室位于气缸盖中或气缸活塞下方,且该流体室的冷却剂流量独立于发动机缸体中任何其他冷却系统根据发动机转速和发动机负荷而动态地增加或减少。

[0008] DE 10045613 A1涉及一种发动机冷却的热管理方法,其中冷却剂温度是根据负荷和/或速度来调节的。

[0009] DE 102014015638 A1披露了一种用于控制机动车内燃机的冷却系统的冷却剂泵或控制阀的方法,其是根据冷却系统的热交换器的发动机负荷或温差来进行控制的。

[0010] 此外,DE 102013016961 A1涉及一种用于内燃机的冷却剂控制方法,其中在发动机启动之后向冷却剂室供应冷却流体,直到达到发动机操作工况或发动机温度时才停止。

[0011] 在DE 101 55 339 A1中也提到了一种通用的冷却方法。

[0012] 基于现有技术,期望减少废气排放(特别是NO_x排放),并且同时在日常使用内燃机的情况下可持续地降低燃料消耗,而不使用非特许的关闭装置。

[0013] 通过如独立权利要求所述的热管理方法和热管理装置实现了内燃机的排气性能的改善。本发明的有利实施例隶属从属权利要求的主题。

发明内容

[0014] 根据本发明,提供了一种用于操作内燃机的热管理系统的热管理方法,该热管理系统包括:至少一个流体室,所述流体室具有至少一个入口管线和至少一个出口管线并至少部分地设置在所述内燃机的气缸的气缸盖内或周围或者气缸活塞下方,其中所述流体室与至少一个用于供应冷却剂的冷却剂输送装置和至少一个散热器连接,其中所述散热器特别地为环境空气或冷却器。

[0015] 本发明提出,当所述流体室的温度升高时,特别是在发动机转速恒定或降低的加热阶段之后,至少暂时地增大穿过所述散热器的冷却剂流速;并且在发动机转速恒定或发动机转速以每分钟最大100转增大且发动机负荷减小,特别地减小至少30%的情况下,不降

低穿过所述散热器的冷却剂流速,特别地在所述负荷发生变化之后的至少一分钟后不降低穿过所述散热器的冷却剂流速,特别地在所述流体室处于60°C至100°C的温度范围内时不降低穿过所述散热器的冷却剂流速。

[0016] 本发明提出,通过根据发动机负荷、发动机转速和当前流体室温度对冷却能力进行动态控制,可以有效地减少有害废气的形成。部分地针对发动机状况(例如,冷启动,热阶段),通过根据曲柄角进行有针对性的冷却能力改变以及可调节和选择性的温度控制,可以显著地减少污染物的排放。因此,可以避免温度峰值,特别是在燃烧室的有害的NO_x化合物形成的关键区域中。

[0017] 因此,本发明提出,冷却剂流可以以可控的方式穿过设置在气缸盖或气缸活塞周围的流体室,该流体室相对于内燃机的其它冷却系统分开或独立,其中

-当流体室的温度升高,在发动机转速恒定或降低的加热阶段之后,至少暂时地增大穿过散热器的冷却剂流速,且

-在发动机转速恒定或发动机转速以每分钟最大100转增大且发动机负荷减小的情况下,不降低穿过散热器的冷却剂流速,在负荷发生变化之后的至少一分钟后不降低穿过散热器的冷却剂流速,以及在流体室处于60°C至100°C的温度范围内时不降低穿过散热器的冷却剂流速。

[0018] 本发明提出,通过根据发动机负荷、发动机转速和当前流体室温度对冷却能力进行动态控制,可以有效地减少有害废气的形成。部分地针对发动机状况(例如,冷启动,热阶段),通过根据曲柄角对处于60°C至100°C的温度范围内的流体室进行有针对性的冷却能力改变以及可调节和选择性的温度控制,可以显著地减少污染物的排放。因此,可以避免温度峰值,特别是在燃烧室的有害的NO_x化合物形成的关键区域中。

[0019] 根据本发明,在预热之后,不降低对气缸盖的冷却,其中不降低,至少不以恒定速度降低穿过冷却器和气缸盖的冷却剂的流速。在某种情况下,当发动机负荷减小时,在1分钟内保持穿过气缸区域中的流体室的冷却剂的流速至少与负荷减小前一分钟一样高。这具有如下优点:在冷启动之后,排气后处理系统仍被快速加热,且在在第一次打开通向气缸盖的冷却器的恒温阀之后,排气后处理系统被最大程度地冷却。因此,在负荷变化期间,在避免温度峰值的同时实现了对气缸室的恒温控制,从而能够减少NO_x排放。

[0020] 因此,提出了一种气缸盖区域的高动态冷却方法,以减小温度峰值并减少NO_x的形成,从而能够特别地解决或减轻城市废气和一氧化氮的问题。

[0021] 此外,可以设想使用如下大致正常的恒温器:其中,关闭过程中的滞后比通常的4°C至6°C更加明显。这意味着恒温器在达到开启温度后正常打开并降低流速,但是本发明实施例中,仅在冷却剂温度比恒温器的第一个开启温度再低超过10°C、20°C或甚至40°C时,才开始降低流速。还可以设想时间依赖的滞后,例如,恒温器只在至少10或20分钟之后才会再开始关闭,而不是在几秒钟之后开始关闭。因此,例如,可以通过有意地增加恒温部件的移动摩擦力来实现控制特性。这可以通过熟练地选择公差和材料配对来实现。在预热时,蜡式恒温元件的壳体比内部的推力销加热得更快,尤其是当壳体由具有较大热膨胀系数的材料制成时。这会导致很大的负荷循环,且恒温器很容易打开。在冷却时,其表现相反,壳体冷却得更快并收缩,使得推力销被夹紧并只有在经过一定的温度补偿后才会被释放

此外,壳体可以与恒温元件(特别地,蜡式恒温元件)一起放置在旁路中,该旁路在冷启

动期间打开,但是在打开穿过冷却器的流速之后关闭,使得通过隔热降低流入的冷却剂温度,恒温体(填充有蜡)被加热得更晚。

[0022] 还可以设想:使用压力依赖阀来代替恒温器,通过该阀,流速仅在导致例如局部形成汽泡时才会增加,并且此后阀保持打开。通过检测温度不能检测到汽泡形成,这是因为在液相到气相转变的期间,温度保持恒定。通过仅在汽泡形成(其预期主要发生在较高的发动机负荷下)期间打开该阀,缩短了热启动,从而降低燃料消耗,第一次打开后的持续打开使实际驾驶期间的NO_x排放最小化。然后,只有当发动机已经充分冷却(例如,冷却至环境温度或比较的温度(例如低于40℃)下)时,才应再次关闭该阀。由于本方法仅在冷却器中的冷却剂仍然冷时应用,因此在打开阀时,发动机温度迅速降低,使得可以在汽泡形成期间避免局部过热。

[0023] 可以设想的是,可以通过对恒温器的微小变型在现有的机动车辆发动机中提供根据本发明的方法。

[0024] 还可以设想的,通过用于气缸盖回路中的气缸盖和气缸体的单独的冷却回路,可以完全省去恒温器。由于容积效率提高,这甚至可以在预热期间增加发动机功率。容积效率是指在完成填充变化之后实际存在于气缸中的填充质量与理论上可能的填充质量的比率。这提高了驾驶安全性,这是因为在启动时由于曲轴、活塞和涡轮增压器的摩擦增加而使预热时的许多涡轮增压发动机很容易发生熄火(保持静止)。为了在冬季实现乘客舱的快速加热,可以在预热期间中断穿过冷却器的冷却剂流速而是使冷却剂穿过热交换器,直到内部足够温暖和/或气缸盖需要更高的冷却能力。

[0025] 另一个变型是:在达到排气后处理系统的操作温度之后,或者在发动机启动之后经过一定时间之后,增大从气缸盖到冷却器的冷却剂流速。这甚至可以独立于其他参数(例如,当前气缸盖温度、气缸盖中的冷却剂温度、发动机负荷和/或发动机转速)发生。

[0026] 在液冷式发动机中,流体室通常位于气缸盖中,在气冷式发动机中,流体室围绕气缸盖设置。

[0027] 该原理也可有利地应用于活塞喷雾冷却期间,在活塞喷雾冷却中,发动机油喷射在活塞的下侧。大多数汽车发动机在发动机缸体中布置有多个气缸。气缸盖不是气缸的一部分,而是从上方闭合气缸的盖子(或头部)的一部分,它与活塞和气缸一起形成燃烧室。因此,流体室围绕燃烧室的至少一个端面设置,特别地设置在气缸盖中和/或活塞下方。当转速减小时,只能通过控制干预(例如,打开恒温阀)或通过可控泵/风扇来增加流速。在活塞冷却期间,流体室因此由曲轴箱的气体室形成,该气体室与活塞顶的下侧连通并还至少部分地填充有油。

[0028] 对于温度控制,已知有许多系统,例如特性图控制的电恒温器、电控组合阀和可变电动水泵等。所有这些系统都非常复杂且非常昂贵,需要连接到车载电网的电动执行器,需要能量进行操作,这增加了油耗;它们还需要具有软件算法的控制设备。由于这些系统对于安全操作和符合废气排放限制很重要,因此还必须根据车载诊断(OBD: on-board diagnostic)要求对它们进行费力的诊断。这些系统的另一个缺点在于,冷却剂温度的检测或不同的类似部件温度的检测是其功能的先决条件。这些系统的另一个重要要求是使用主要由水组成的冷却剂,使得可以获得适度的流动横截面,并且容易控制用于调节阀的能量输入。对于在诸如滑板车和轻便摩托车等甚至使用风冷式发动机的低成本车辆中的应用,

这些系统太昂贵,因此是不适合的。

[0029] 在本方法的有利改进中,提出了当发动机负荷增加时,增大穿过第二下部流体室区域的冷却剂流速,所述第二下部流体室区域至少部分地设置在至少一个气缸内或周围;当发动机负荷减小时,降低穿过所述下部流体室区域的冷却剂流速;其中特别地,气缸的下部流体室区域中的温度比气缸盖的流体室中的温度至少高30°C。提出的这个改进也可以独立于根据本发明的上述特征在气缸的流体室中实现,以实现有利的效果。

[0030] 通过将流体室分成用于冷却气缸盖的上部流体室区域和用于冷却气缸壁的下部流体室区域,能够调节这两个发动机区域中的不同温度范围。两个部分的温度控制可以实现不同的功能。增大上部流体室区域的冷却能力和减小下部流体室区域的冷却能力对降低NO_x值具有有利的影响,对于降低NO_x值,气缸盖的低温是决定性的,特别是在具有特别高的温度的出口阀的区域中。相比之下,气缸壁中的温度升高可以降低活塞摩擦并减少壁热损失,并因此降低燃料消耗。此外,可以通过更好的二次燃烧来减少颗粒、碳氢化合物(HC)和一氧化碳(CO)排放的形成。在温度峰值的补偿方面,可以有利地控制燃烧室中的温度分布。可以使做功行程期间的温度特性曲线变平,并且可以降低峰值温度。由此可以减小热变化和所产生的材料应力,从而提高发动机的寿命。

[0031] 于是这涉及到对气缸进行冷却,特别是对气缸套进行冷却,以优化高发动机负荷下的性能、NO_x排放和燃料消耗,并减少燃料消耗以及颗粒物、一氧化碳(CO)和碳氢化合物的排放,尤其是在部分负荷操作中。

[0032] 然而,如果冷却介质流速仅受负荷调节的影响,那么特别地,使用简单的没有复杂发动机控制的风冷式发动机也是可能的,例如,可以以如下方式非常容易地驱动用于改变冷却剂流速的阀:将该阀通过鲍登线缆连接到节流阀、节流滑阀、节流把手或油门踏板。冷却系统的这种简单效果的另一个优点在于,可以例如通过附加的鲍登线缆(其连接到油门踏板、节流把手或节流单元)来非常容易地进行改装。这里,可以例如在机械恒温器前面安装第一阀,使得在某些发动机负荷下才能打开冷却器。这与转换为高温冷却剂结合时是特别有用的,其中更高的冷却剂温度在低发动机负荷下是非常有利的。因此,结合高温冷却剂,气缸的下部流体室区域和气缸盖的上部流体室区域之间的温差通常可以从最高20°C增加至超过30°C,并可高达100°C。在以前的发动机中,气缸盖和气缸体之间的温差通常限制在约20°C,一方面是因为气缸体中的冷却剂温度进一步增加例如对于在环境压力较低的山区中的操作或对于在室外高温下的操作而言将是非常危险的(由于薄膜沸腾(film boiling)的风险和所需的安全距离),另一方面是因为气缸盖中的冷却剂温度进一步降低将减慢排气后处理系统的加热。

[0033] 温差增大的另一个优点在于,它可以增大发动机功率。通过增大下部流体室区域中的温度,气缸所需的冷却能力降低。该剩余冷却能力也可以用于进一步冷却气缸盖。由于包括与进气接触的进气通道的气缸盖的表面大于形成燃烧室的气缸的表面,因此可以增加容积效率和发动机功率。

[0034] 根据油门踏板加速度:在高动态过程中,特别是快速地加速的过程中,温度峰值会在某些部件(例如气缸盖或气缸体)中短暂出现。为了避免这种情况,可以使用油门踏板加速度作为指示器来指示驾驶员想要快速和猛烈地对车辆进行加速。通过集成该信号,可以提早启动更强的冷却,并由此可以在高负荷部件中避免温度峰值。在有利的改进中,一旦油

门踏板加速度超过预定极限值,就将穿过流体室的流速增加至相应速度下可能的流速的90%以上。所提出的这个改进也可以独立于根据本发明的上述特征在气缸的流体室中实现,以实现有利的效果。

[0035] 流速的循环变化:与燃烧室绝缘根据不同的发动机操作工况对燃料消耗产生不同的影响相同,这种燃烧室绝缘对工作周期的不同阶段中的壁热损失、燃烧效率和NO_x排放也有不同的影响。因此,有意义的是,在高的局部和时间热负荷的阶段期间使壁传热最大化,以减少NO_x排放并使燃烧过程尽可能有效率。这种最大化冷却(特别是穿过燃烧中心或在上止点区域中)的另一个优点在于,局部材料负荷最小化。一旦燃烧大部分在做功行程期间或至少在超过燃烧中心之后完成,为了减少壁热损失,减少壁传热也是有用的。这还使活塞摩擦最小化并减少了颗粒的形成,因为颗粒在膨胀阶段中被更高的温度更完全地燃烧。在满负荷操作期间,尽可能高的壁热损失在进气行程期间也是有用的,从而可以使容积效率最大化,并因此实现最大发动机功率。类似地,在压缩期间,至少直到燃烧开始前,低的壁热损失对在燃烧室中的燃烧开始时实现高压和高温(通常是通过高压压缩比实现)是有用的。通过在根据本发明的工作周期期间至少增大和减小燃烧室周围的流体流速来满足这些要求。

[0036] 在本方法的有利改进中,提出了特别地通过让热废气和较冷的液体冷却剂交替地流动穿过流体室来在工作循环期间,优选地在气缸的做功行程期间增大和减小穿过流体室,特别地穿过气缸体中的下部流体室区域的冷却剂流速,其中优选地,在燃烧开始时,增大所述较冷的液体冷却剂的流速,且在燃耗后经过至少40°的曲柄角之后,减小所述较冷的液体冷却剂的流速。所提出的这个改进也可以独立于根据本发明的上述特征在气缸的流体室中实现,以实现有利的效果。

[0037] 通过使做功行程中的冷却能力动态地变化,能够调节当前燃烧过程的热条件,从而可以实现热条件的匀化。这减小了热引起的机械应力并增加了发动机的寿命。此外,还可以更好地控制废气排放。

[0038] 也可例如在曲柄机构中使用惯性力,例如,这些惯性力在活塞的上止点(TDC:top dead centre)处最大并且可以操作阀来开始油冷却。或者燃烧室压力可以打开相应的阀。这不仅涉及气缸,而且还涉及整个燃烧室,特别是活塞表面(其可从下方容易地冷却)。

[0039] 在本方法的有利改进中,提出了对于加热,当发动机负荷减小,特别地降低至低于操作工况依赖的发动机负荷且流入的冷却剂温度高于流体室中的一者的温度时,至少部分地打开第一阀以将冷却剂引入到所述流体室中,所述第一阀用于控制穿过所述流体室中的至少一者的冷却剂流速,和/或当流入的冷却剂温度低于所述流体室中的一者的温度时,至少部分地关闭所述第一阀;对于冷却,当发动机负荷增大,特别地超过操作工况依赖的发动机负荷且流入的冷却剂温度低于所述流体室中的一者的温度时,至少部分地打开第一阀,和/或当流入的冷却剂温度高于所述流体室中的一者的温度时,至少部分地关闭所述第一阀。所提出的这个改进也可以独立于根据本发明的上述特征在气缸的流体室中实现,以实现有利的效果。

[0040] 用于在不同的流体室区域中实现自适应冷却能力控制的阀控制在技术上易于实施。因此,气缸套可以比气缸盖更快地加热,以减少摩擦并降低NO_x水平。

[0041] 通过根据本发明的这种应用,可以根据需要加热或冷却燃烧室部件,例如气缸盖、气缸或活塞。

[0042] 此外,可以设想的是,当恒温器被更换成具有更高的开启温度时,将第一阀布置成与恒温器平行,二者间没有泄漏流。

[0043] 在发动机冷却系统中,为了使恒温器正常工作,通常需要至少低的泄漏流速。但是,即使如此小的泄漏冷却剂流速对加热也是不利的,这是因为冷却套管的热传递从自由对流变为强制对流,因此出现以下缺点:

1 从气缸管到水套的传热系数较高。

[0044] 1 从水套到气缸外部的传热系数较高,因此到周围空气也传热系数较高。

[0045] 1 通过泄漏流速来散热。

[0046] 还可以设想,在冷却回路旁路中,例如,热交换器的旁路借助于阀和管线连接到冷却器入口,且该阀在超过某个油门踏板位置时打开,使得即使在不打开恒温器的情况下,至少一部分冷却剂也流过冷却器。当该阀配置为3/2向阀时,这对于使NO_x排放最小化是特别有利的,使得从高的发动机负荷开始,全部的冷却剂流过冷却器。

[0047] 在高的加速度下,特别是在高的发动机温度下,NO_x排放通常大幅增加,一方面是因为用于调节废气再循环率(EGR)的阀比喷射器反应慢得多,这直接增加了发动机负荷,另一方面是因为增加的废气量必须首先从排气控制阀流向气缸并且因为在随后的负荷跳跃中,废气量由于排气背压而仅缓慢增加,其中EGR率甚至可以短暂地减小。通过识别油门踏板加速度,可以预先估计随后的发动机负荷,并且还可以根据在测试台试验中计算或确定的死区时间(dead time)比在具有相同发动机负荷的稳态操作中更早地打开EGR阀。在具有冷发动机的涡轮增压发动机中,由于轴承摩擦增加,涡轮迟滞(发动机负荷随油门踏板的加速发生的延迟)比使用热发动机的情况高得多。因此,在冷发动机的情况下,涡轮增压器之前的废气压力比涡轮增压器之后的进气压力增加得更快。结果,在这种负荷跳跃的情况下,EGR率相比于使用热发动机的情况增加得快得多。结果,使用热发动机的负荷跳跃下的NO_x排放比使用冷发动机的高。当负荷快速减小,对EGR率的需求通常会增加。在稳态操作时的低发动机负荷下,废气温度低于较高发动机负荷下的温度。当负荷快速减小,需要一段时间才能使较冷的废气返回发动机。因此,即使在这些动态条件下,NO_x的形成也会增加。

[0048] 在本方法的有利改进中,提出了当发动机负荷相对于稳态操作工况时的发动机负荷增加或减少了预定的差值时,打开或关闭至少一个排气阀,以将废气再循环到燃烧室中,所述稳态操作工况时的发动机负荷对应于发动机负荷发生变化期间的各个瞬时发动机负荷,其中优选地,所述差值与发动机负荷变化的速度或加速度成比例,和/或随油温变化,和/或冷却剂温度变化,和/或废气温度变化,且优选地,废气再循环冷却器从废气到冷却剂的散热增加。结果,在实际动态驾驶中减少了NO_x排放,而没有额外的部件或成本。所提出的这个改进也可以独立于根据本发明的上述特征来实施,以实现有利的效果。

[0049] 在这种改进中,通过废气再循环冷却器,提供了对冷却剂的动态散热(其可通过排气阀进行控制)。因此,有利地,可以使用废气热量来调节冷却剂温度,从而提高了动态冷却控制的能量效率。

[0050] 在本方法的有利改进中,提出了在废气沿所述气缸的所述燃烧室的方向穿过优选地驱动车辆,特别地驱动客车的所述内燃机的至少一个可控排气阀的情况下,当负荷设定单元保持固定位置且发动机转速为50%的额定速度时,所述排气阀的最大开口横截面处于各个工作周期内的最大开口横截面的不超过20%的最大公差内,当发动机转速增加至超过

额定速度的0.5倍,并且特别对应于所述排气阀的最大可能的开口横截面,和/或在转速恒定且发动机负荷增加至各个速度的最大发动机负荷的50%至75%之间的负荷范围内,所述排气阀的最大开口横截面处于各个工作周期内的最大开口横截面的不超过20%的公差内,并且特别对应于所述排气阀的最大可能的开口横截面。所述可控排气阀也可例如是出口阀,废气也在气门重叠时经由该出口阀返回燃烧室,这被称为所谓的内部EGR。所提出的这个改进也可以独立于根据本发明的上述特征来实施,以实现有利的效果。

[0051] 背景是在大多数情况下可以禁止关闭装置的法定情况,只有少数例外外。通过公布EGR特性图,可知即使在一些最现代的汽车发动机中,废气再循环率也随着发动机转速的增加和/或发动机负荷的增加而降低。这种特性是通过例如控制EGR阀的开口横截面和/或通过打开排气系统和/或进气系统中的节流阀来降低排气背压而实现的。这种操作策略存在争议,并且可能被解释为不可接受。对于卡车发动机,情况有所不同,因为AGR率大多随着转速的增加而增加,这是因为卡车的测试周期具有特别高的发动机负荷和特别高的转速,这与目前为止的汽车情况不同。因此,当转速和/或发动机负荷超过在验证试验期间所实现的转速和/或发动机负荷时,对于汽车而言,保持EGR阀(在柴油发动机的情况下,节流阀)的位置在排气系统和/或进气系统中不变是有利的。

[0052] 还可以设想,在内部废气再循环中使用这些方法。这是指例如在气门重叠阶段期间进气门和排气门同时打开时,废气通过脉动回流到燃烧室中,由此增加了燃烧室中的残余气体。在具有可变气门控制的大多数现代发动机中,也可以通过发动机管理调节排气门和/或进气门的时序来改变返回燃烧室的残余气体或废气。这种可变气门控制的主要目的在于同时增加最大功率和扭矩,而不存在这两个特性之间通常出现的目标冲突。与外部EGR类似,在内部EGR期间,当发动机转速和/或发动机负荷超过在验证试验期间所实现的发动机转速和/或发动机负荷时,进气门和排气门之间的气门重叠也应保持恒定,或者特别地不应减小。

[0053] 在液冷式发动机中,可能发生填充了错误的冷却剂,特别是含有过多水(或甚至没有防冻剂的水)的冷却剂。结果,在冬天,冷却剂可能在低环境温度下冻结,在大多数情况下,这可能例如通过气缸盖和/或气缸体中的裂纹萌生而导致发动机严重故障。同样地,沸腾温度由于过高的水比例而降低,由此在以较慢的速度进行陡峭的上坡行驶的拖车操作期间会发生冷却剂蒸发,尤其是在夏季。结果,冷却系统中的压力突然升高,从而导致冷却水软管可能爆裂,或者密封件可能永久损坏。最好的情况也仅是通过减压阀损失了冷却水。这又会导致在打开冷却器盖时受伤的风险很高,因为溢出的蒸汽会造成灼伤。此外,过高的水比例会导致腐蚀增加并降低冷却剂的润滑性能,由此特别地,显著降低水泵的使用寿命。

[0054] 在本方法的有利改进中,提出了诊断冷却剂特性,特别是诊断耗散常数,并且当测量的所述冷却剂特性相对于预定的阈值偏离了一个最小量时,激活发动机诊断指示器,其中所述阈值根据所述冷却剂的温度而变化,并且优选地,储存测量的所述特性的边际变化并且所述阈值适应于所述变化,并且特别地,当测量的所述特性的变化发生在关闭发动机和启动发动机之间时,特别是当关闭发动机和启动发动机之间的时间超过30秒时,所述阈值不适应。

[0055] 耗散常数(扩散常数)指示将热敏电阻(NTC:thermistor)从其环境温度加热1度所需的功率,因此很容易使用热敏电阻(例如,具有负温度系数的热敏电阻)进行测量。由于耗

散常数取决于冷却剂的传热系数、热导率和比热容,因此特别有用的是,使用关闭后的发动机诊断耗散常数,尤其还是因为应关闭发动机以填充冷却剂。

[0056] 水的耗散常数与常规的防冻剂(例如乙二醇、丙二醇和甘油)的耗散常数显著不同,因此过量的水将会改变冷却剂的耗散常数。当这激活发动机诊断指示器时,提醒驾驶员查看工作间。显然,也可以设想,在驾驶舱中显示测量的水浓度或计算的防冻安全温度的单独通知。当使用高温冷却剂(其温度远高于传统的50/50水/乙二醇混合物)时,若不允许高的含水量,则例如通过增加穿过冷却器的冷却剂流速、接通冷却风扇或甚至通过发动机控制限制最大发动机功率等已知措施,也应限制冷却剂的最高温度。

[0057] 耗散常数的测量显然只是确定冷却剂中的水浓度的一个示例。还可以设想测量其他物理或化学性质,例如热导率、比热容、热膨胀系数、粘度等。同样地,通过测量冷却剂压力可以诊断冷却剂中增加的水浓度,因为冷却剂更早地沸腾,压力会迅速增加。例如,可以存储制作如下表格:该表格具有取决于冷却剂温度的参考压力,并还可能具有冷却剂液位和其他参数(例如,发动机转速),当参数值超过相应限制时,诊断并显示错误。为了完全避免在打开冷却器盖时喷射出热冷却剂的风险,还可在冷却器盖中设置一个锁,使得仅在一定的冷却剂压力下才能打开。也可以设想,当压力因冷却器盖打开而下降时,自动关闭发动机。这可以防止在运行发动机时填充了错误的冷却剂,并因此可能被诊断为错误。优选的连续冷却剂诊断可防止发动机在冬季冻结,在夏季过热,从而防止了腐蚀并保护了水泵。所提出的用于诊断冷却剂性质的这种改进也可以独立于根据本发明的上述特征来实施,以实现有利的效果。

[0058] 在本方法的有利改进中,提出了,当所述发动机负荷发生正变化时,至少在有限的时间内减小(特别地关闭)发电机(特别是交流发电机)的至少一个散热器风扇的功率和/或电动机负荷。因此,可以短暂地减小加速期间的最大发动机负荷,从而也减小最大燃烧室温度和NO_x排放。由于该冷却器风扇和/或发电机关闭仅在短时间(几秒钟)内发生,因此冷却剂温度仅略微改变并且受到整个系统的热容量的阻尼。同样地,电池充电水平仅受轻微影响。所提出的这个改进也可以独立于根据本发明的上述特征来实施,以实现有利的效果。

[0059] 在第二方面中,提出了内燃机的用于执行上述热管理方法中的任一者的热管理系统。所述热管理系统包括:至少一个流体室,所述流体室至少部分地围绕所述内燃机的气缸设置并且具有至少一个入口管线和至少一个出口管线;所述流体室与至少一个用于供应冷却剂的冷却剂输送装置和至少一个散热器连接,所述散热器特别地为环境空气或风冷式冷却器。提出了由所述冷却剂输送装置供应的冷却剂的流速能够通过节流装置进行改变,特别地以不依赖于发动机转速的方式,其中所述节流装置特别地由至少一个第一阀组成。所述第一阀与用于调节发动机负荷的负荷设定单元连接,且所述第一阀能够由所述负荷设定单元控制,使得穿过所述流体室的流体流速在发动机负荷增加时增加并在发动机负荷减小时减小。特别地,还包括缸盖温度传感器和/或流体室温度传感器。能够根据发动机转速和/或流体室温度和/或发动机负荷操控制所述冷却剂输送装置的流速,特别地,通过操作至少所述第一阀来控制所述冷却剂输送装置的流速,所述第一阀用于控制穿过所述流体室中的至少一者的冷却剂的流速。

[0060] **减速断开:** 优选地,在滑行期间停止燃烧是已知的用于在具有电子控制喷射的发动机中减少燃料消耗的手段。

[0061] 在本系统的有利改进中,提出了配备发动机负荷设定单元,特别是油门踏板或节流把手,所述发动机负荷设定单元机械地配置(特别是在没有电控喷射阀的情况下)用于控制内燃机的燃料供应,且所述发动机负荷设定单元被配备成在所述发动机负荷设定单元具有最小发动机负荷位置时(特别是在所述发动机负荷设定单元关闭时)自动断开所述燃料供应,且车辆在滑行模式期间减速,其中进气管在所述滑行模式下的负压比在非滑行怠速模式下的负压大,或者在所述滑行模式下,所述进气管中的压力与参考压力特别是环境压力之间的压力差比在所述无滑行怠速模式下更大。所提出的滑行燃料断开的这个改进也可以独立于根据本发明的上述特征来实施,以实现有利的效果。

[0062] 在诸如印度、印度尼西亚等发展中国家或新兴国家大量制造的具有单个化油器(即,没有能够控制燃料量的发动机控制)的许多低成本化油器车辆中,在滑行期间继续燃烧燃料。在NEDC测试中,这占燃料消耗的大约2-3%,在两轮车和三轮车的印度测试周期(IDC)中,与在滑行期间关闭燃料供应的发动机相比,这甚至超过5%。

[0063] 在例如通过化油器进行机械化油的更简单的低成本发动机中,之前无法实现减速燃料断开。在滑行期间,节流装置关闭时的进气歧管中的负压显著高于怠速期间的负压。通过将负荷设定装置位置与进气歧管中的负压进行耦合,可以在滑行期间关闭燃料供应,而不会在怠速时停止发动机

这种燃料断开还能减小废气(特别是HC和CO)排放,因为在滑行期间没有燃料供应和燃烧,且NO_x排放也减少,这是因为燃烧室和特别地排气阀通过在滑行期间泵送空气进行冷却,使得在随后开始加速阶段时降低了最大燃烧温度。由于避免了通过燃料蒸发进行冷却,怠速期间的热量损失减少。

[0064] 非受控废气再循环EGR:通往燃烧室的废气再循环是另一种众所周知的降低燃料消耗和NO_x排放的措施。通过降低最高燃烧温度来降低NO_x排放,并且通过去节流(dethrottling)减少燃料消耗,由此在汽油发动机中,根据循环和最大可能的EGR率,燃料消耗减少约2-3%或更多。

[0065] 然而,特别地由于所需的控制阀(其也是非常脆弱的),废气再循环系统的成本通常非常高。因此,如果可能的话,避免使用废气再循环系统。所提出的解决方案显著降低了废气再循环成本,使其甚至在具有化油器的非常简单的单缸发动机中也能经济地使用。

[0066] 在本系统的有利改进中,提出了发动机负荷控制单元与节流装置可机械操作地接合,特别是与节流阀或节流滑阀连接,且所述节流装置与排气阀可操作地接合,其中所述排气阀在所述节流装置打开时至少部分地关闭,所述排气阀的第一侧连接到所述内燃机的废气再循环管路并引导废气,所述排气阀的第二侧在所述节流装置之前和/或之后经由管路或开口连接到所述内燃机的进气管,且在所述节流滑阀位于所述排气阀上方的情况下,设置有至少一个与内燃机的所述废气再循环管线连接的排气开口,所述排气开口在所述排气阀打开时至少部分地关闭并且将废气引导到所述排气阀上方的腔室中,且优选地,在所述节流滑阀和/或所述排气阀的下游和/或上游设置有与所述内燃机的所述进气管连接的连接管线。

[0067] 排气阀的第二侧上的开口可以是节流滑阀中的孔,该孔从顶部向底部延伸并且存在于许多节流滑阀(例如,制造成经由锁销引导的侧槽)中。

[0068] 如图10所示,节流滑阀上方的空间充满废气。一部分废气将通过滑阀凹槽单独向

下流入进气导管中。许多节流滑阀还具有向下的让油门电缆悬挂的附加孔。在节流滑阀的情况下,排气阀例如由节流滑阀的上边缘和通往排气导管的开口(位于化油器壳体内)构成。所提出的废气再循环的这个改进也可以独立于上述发明特征来实施,以实现有利的效果。

[0069] 外部废气再循环(EGR)系统通常需要由发动机控制来控制阀。因此,没有发动机控制就不可能做到这一点。利用所提出的解决方案,即使没有发动机控制,也可以实现外部废气再循环。

[0070] EGR阀是非常复杂且昂贵的,特别是因为需要致动器,主要是与控制器结合的真空致动器,该控制器调节与发动机负压的连接。此外,通常还需要用于确定实际的EGR阀位置的传感器,特别地,还用于在法定车载诊断(OBD:on-board diagnostic)要求范围内进行故障诊断的传感器。EGR阀明显决定了EGR系统的成本。因此,由于高成本,通常在汽油发动机中省去EGR。根据本发明的解决方案,当通过操作节流阀来驱动EGR阀时,即使在没有额外的昂贵致动器和传感器的情况下也能够实现EGR阀(类似于解决方案3)。例如,阀可以置于在同一驱动轴上、或经由变速器连接到驱动轴、或者甚至经由与油门踏板/节流把手等的连接而连接到驱动轴。

[0071] 通过所提出的解决方案,以最小的成本降低了NO_x排放、燃料消耗、以及CO₂排放。

[0072] 分体式冷却套:在现代发动机中,气缸体通常在比气缸盖更高的冷却剂温度下操作,以减少活塞摩擦和壁热损失。这具有以下缺点:爆震倾向可能增加,并且在低活塞速度下,在上止点周围的区域中更多地发生混合摩擦,这对于燃料消耗、磨损和操作稳定性是不利的。此外,这还会在气缸盖与气缸体之间产生温度应力,而这必须由技术成本高的气缸盖垫圈吸收。

[0073] 在本系统的有利改进中,提出了将流体室分成上部流体室区域和下部流体室区域,优选地,所述上部流体室区域被配置为与所述下部流体室区域流体分离的气缸盖流体室,所述下部流体室区域特别地被配置为气缸体流体室并且流体分离,特别地通过气缸盖垫圈流体分离,使得穿过所述两个流体室中的一者,特别是所述气缸体流体室的冷却剂流速能够独立于另一个流体室,特别是所述气缸盖流体室的流速而被调节,且优选地,所述流体室具有至少一个单独的入口和/或出口,其中所述气缸体流体室可以暂时用气体填充,特别是能够通过泵送含有气体的冷却剂来填充,且其中优选地,所述气缸体流体室和所述气缸盖流体室的冷却回路在结构上保持分离并且分别填充不同的冷却剂,其中优选地,所述气缸体流体室中的冷却剂具有比所述气缸盖流体室中的冷却剂更高的沸腾温度,且其中进一步优选地,所述气缸体流体室包括至少两个流体室区域,即上部气缸体流体室和下部气缸体流体室,所述上部气缸体流体室具有仅为气缸行程的一部分,特别地小于气缸行程的50%的高度并优选地连接到所述气缸盖流体室,所述下部气缸体流体室的至少一部分沿活塞行程的方向设置于所述上部气缸体流体室下方,且特别地,所述下部流体室的温度比所述流体室(12)的温度高至少40°C。所提出的这个改进也可以独立于根据本发明的上述特征在气缸的流体室中来实现,以实现有利的效果。

[0074] 通过将气缸体的冷却套分成上部区域和下部区域,使得上部区域可以在比下部区域更高的冷却剂温度下操作,例如,在气缸盖冷却套的冷却剂温度下操作。这可以降低爆震倾向,并可以防止活塞在上止点区域中的混合摩擦。此外,气缸盖和气缸体之间的温度应力

显著降低。此外,例如通过增加压力或通过使用高温冷却剂,发动机缸体的冷却套的下部可以在进一步增加的冷却剂温度下操作。结果,在活塞行程的下部中活塞摩擦和壁热损失减小。

[0075] 原则上,至少有三种不同的变型:

1. 气缸体冷却套与气缸盖冷却套的分离,其中仅气缸体暂时填充有气体。

[0076] 2. 气缸盖冷却套、上部气缸体冷却套和下部气缸体冷却套的分离,即3个不同的冷却套的分离。

[0077] 3. 如同在1中,气缸体冷却套与气缸盖冷却套分离,不同之处在于,上部气缸体冷却套与气缸盖冷却套连接,或者气缸盖冷却套还包括气缸体冷却套的某一上部,这时不是通过气缸盖垫圈进行分离。

[0078] 高温冷却剂:传统冷却系统的最大局限之一是冷却剂,其由水和最多70%的防冻添加剂(例如,乙二醇)的混合物组成。这些冷却剂通常在110°C和1巴的环境压力下沸腾,或在125°C和1巴的过压(即,总压力为2巴)下沸腾。因此,由于安全裕度,最大发动机操作温度被限制为低于这些极限的值或者保持显著低于此值。

[0079] 在本系统的有利改进中,提出了在1巴的环境压力下,流体室,特别是下流体室区域中的冷却剂具有高于130°C的沸腾温度和-30°C以下的冻结温度,并优选地具有大于2.4 kJ/(kg·K)的比热容,其中优选地,所述冷却剂含有少于30%的水并且特别地含有至少94%的丙二醇,或者特别地含有至少80%的乙二醇、丙二醇、甘油、或这些物质的任何混合物,或者所述冷却剂是油或空气,且其中特别地,包括至少一个用于检测流体室中,特别是下流体室区域中的冷却剂温度的流体室温度传感器,并且优选地,第一阀被设置成当流体室温度超过温度极限 $\geq 120^\circ\text{C}$ 后再次降至低于此温度极限时降低穿过至少一个流体室的冷却剂流速。特别地,商品名称为G13的冷却剂(主要是甘油和乙二醇的混合物)或商品名称为Evans Waterless Coolant的冷却剂(含有94%至96%的丙二醇)可以用作冷却剂。所提出的这个改进也可以独立于根据本发明的上述特征来实施,以实现有利的效果。

[0080] 具有显著更高沸腾温度的冷却剂使得能够在更宽范围内进行温度控制,使得在部分负荷的条件下,通过更高的冷却剂温度可以实现如在隔热活塞中的显著油耗改善。特别地,冷却剂流速的发动机负荷控制操作与高温冷却剂的组合使得能够以最小的努力进一步节省燃料,从而即使是低成本的小型风冷式或油冷式发动机也可以通过减少油耗而经济地操作。例如,由于冷却介质的较低比热容和较低热导率,具有温度控制的风冷式发动机通常在低于100°C的类似低冷却剂温度下操作,以将满载时的空气保持在允许的部件(特别是活塞、气缸盖和气缸体)温度内。这同样适用于油冷式发动机。这里,冷却介质温度增大到高于130°C是特别重要的,因为只有使用没有显著含水量的流体(例如空气、油或丙二醇)才能在高于130°C的温度下进行操作,否则水将蒸发并产生大的超过传统冷却系统部件的极限的超压。

[0081] 通过结合这种高温冷却剂和增加的冷却剂温度,因此可以以最低成本降低油耗和废气排放,增加发动机功率,并可以降低发动机过热(特别地由局部薄膜沸腾引起)的风险。由于薄膜沸腾,在含水量高的冷却剂中局部产生极高的峰值温度(其形成得特别地快),这是因为在从核态沸腾到薄膜沸腾的过渡期间(恰好在燃烧室温度上升最快的瞬间),传热系数突然下降。这导致强烈的热冲击条件,其中所产生的热应力和降低的部件强度(类似地通

过浸泡)的组合迅速导致裂缝形成。这种裂缝形成在例如风冷式发动机中不经常发生。此外,可以通过高温冷却剂来降低冷却系统的最大压力,由此降低软管和垫圈上的负荷,特别是水泵的负荷。这也是大多数日本汽车的最大冷却剂压力和最大冷却剂温度比大多数欧洲制造商的汽车低的主要原因,其中应该注意的是,在故障统计中,大多数日本制造商以几乎没有故障的水平领先。

[0082] 也可以通过减小水的比例而使冷却器出口区域和浮动气缸套发生腐蚀和气蚀(特别是在水泵中)的风险最小化。此外,通过较高的冷却剂温度,增加了冷却器传递的冷却能力,由此可以减小冷却器尺寸并且还可以减轻重量。当使用蓄热器时,储存容量也大大增加,例如,在冷却剂温度为85℃且环境温度为25℃的情况下,典型日本汽车的温差仅为60℃,通过将冷却剂温度提高到145℃,温差倍增为120℃。

[0083] 特别地,在卡车中,由于每次行驶的运行时间更长,所以冷启动对废气排放的影响并不如在汽车中那么明显,因此可能有利的是,气缸体中,特别是气缸盖中的冷却剂温度超过135℃的极限温度,特别是在部分负荷以及满负荷时,其中冷却剂特别地不含水或含有至少少于3%。特别地,可以通过降低流过发动机的冷却剂流速来实现这样高的冷却剂温度。

[0084] 这具有以下优点:特别地可以减少油耗和颗粒排放,颗粒排放可能导致每单位重量的健康成本显著高于例如NO_x排放。

[0085] 因此,以如下方式改装现有车辆也是有利的:用具有至少高于120℃的较高开启温度的恒温器代替现有车辆中的恒温器,并且用含水量小于20%的冷却剂代替现有车辆中的冷却剂。

[0086] 在具有不通过恒温器的永久开路的旁路回路的发动机中,可以安装其他具有至少高于120℃的较高开启温度的恒温器,以更快地增加冷却剂温度。

[0087] 这里为了不降低乘客舱的加热功率,通过具有并联设置的恒温旁通阀的恒温器来实施旁路回路中额外使用的恒温器是有意义的,其中恒温旁通阀特别地连接到用于调节乘客舱温度或加热要求的单元。为此,当通过用于调节乘客舱温度或加热要求的单元调节出所需的热量输出时,就可打开恒温旁通阀。

[0088] 在本系统的有利改进中,提出了流体室,特别是下部流体室区域连接到具有液体侧和气体侧的平衡箱,所述液体侧至少部分地填充有液态的第一流体,所述气体侧填充有气态的第二流体,其中所述平衡箱的所述气体侧和所述平衡箱的所述液体侧分别经由连接管线连接到流体室,其中当发动机负荷减小,特别是降低至低于预定的发动机负荷(特别地,操作工况依赖的发动机负荷)时,和/或在降低至低于发动机温度时,所述第一流体至少部分地从所述流体室移动到所述平衡箱中,使得来自所述平衡箱的所述第二流体至少部分地移动到所述流体室中,且其中优选地,所述第二流体具有小于20%的氧含量。所提出的这个改进也可以独立于根据本发明的上述特征来实施,以实现有利的效果。

[0089] 传统液体冷却的缺点在于,在预热期间,发动机因为以下几个原因而过度冷却:

a. 常规冷却剂具有高的比热容,使得通过燃烧室壁散发的大部分热量被用来加热冷却剂。

[0090] b. 冷却剂的热导率高,使得壁热从气缸壁快速传导到水套的外壁。

[0091] c. 从冷却剂到外壁的传热系数非常高。

[0092] 由于以下几个原因,冷却剂的排空加速了对气缸壁的加热:

d. 气体(例如,空气)仅具有冷却剂的热导率的十分之一,因此在气缸壁与冷却套的外侧之间具有隔热效果。

[0093] e. 空气仅具有冷却剂的体积比热容的大约0.3%,因此其加热比冷却剂快得多。

[0094] 在普通发动机中,冷却系统的平衡箱填充有空气。其缺点在于,这种空气溶解在冷却剂中并会导致腐蚀,甚至在最坏的情况下会导致点蚀。如果例如通过使用氮气而使平衡箱的气体区域中的氧含量减少,则避免了相应的腐蚀。

[0095] 因此,优点是发动机加热更快,从而以最小的努力减少油耗和废气排放。

[0096] 通过使用可以在两个方向上进行操作的电动冷却剂泵,可以省去额外的电动冷却剂泵和第三截止阀以及额外的连接管线,这降低了成本和复杂性。

[0097] 在本系统的有利改进中,提出了所述平衡箱的所述液体侧,特别地经由第二阀和第二流体输送装置,优选地通过入口管线阀,连接到所述流体室(特别是所述下部流体室区域)的所述入口管线,其中优选地,所述入口管线阀和所述第二阀配置成单个3/2向阀,且其中进一步优选地,至少所述冷却剂输送装置和/或所述第二流体输送装置为双向泵,特别是电动泵,其中当发动机负荷减小,特别是降低至低于预定的操作工况依赖的发动机负荷时,和/或当发动机温度降低至低于某一发动机温度时,所述第二阀至少部分地打开,且所述入口管线阀至少部分地关闭以控制穿过所述流体室的冷却剂的流速,且所述第一流体从所述流体室被泵送到所述平衡箱中,直到所述流体室至少部分地填充有所述第二流体,且当发动机负荷增加,特别是超过预定的操作工况依赖的发动机负荷时,所述第二阀至少部分地关闭且所述入口管线阀至少部分地打开所提出的这个改进也可以独立于根据本发明的上述特征来实施,以实现有利的效果。

[0098] 通过使用附加的流体输送装置(其特别地是电动操作的),不管第一冷却剂输送装置的类型和操作如何,也可将第一冷却剂流体从流体室中排出或使其返回到流体室。特别地,通过关闭入口管线阀,当机械地驱动第一冷却剂输送装置时,可以将第一冷却剂流体从流体室中排出。当流体室被气态的第二冷却剂充分地填充时,应关闭第三阀,使得附加的流体输送装置可被关闭且不消耗电力。当在排出后关闭第一阀(特别地在发动机停止的情况下)时,即使没有第二阀且没有入口管线阀,也可以确保:即使在第一冷却剂输送装置被机械驱动时,流体室也会保持填充有气态的第二冷却剂。

[0099] 可以通过例如在经过预定的最小持续时间之后或者通过确定驱动功率(特别地,吸收的电流强度)来确定流体室的充分排空,因为当气态的第二冷却介质流体到达附加流体输送装置时附加流体输送装置的功耗会下降。

[0100] 在本系统的有利改进中,提出了在气体侧与流体室(特别是下部流体室区域)的出口管线之间的连接管线中,设置有第三阀,在将第一流体从流体室泵送到平衡箱中时和/或在向流体室填充第一流体时,通过第三阀打开第二流体的流体流动,和/或在向流体室填充第一流体之后,至少部分地关闭第三阀,特别是在经过一段时间后至少部分地关闭第三阀。

[0101] 通过将冷却套连接到可以由截止阀调节的压力平衡箱,冷却套的通气可以比传统的冷却系统快得多,在传统的冷却系统中,空气仅通过并行旁路并通过一些限制件返回压力平衡箱中。因此,可以避免由气泡导致的冷却不足而引起的局部材料过热。

[0102] 特别有利的是,至少在流体室的通气期间或者在用第一冷却剂流体填充流体室期间,全部冷却剂流或全部冷却剂流的至少50%通过压力平衡箱或气泡分离器被传导。在冷

却系统的正常通气中,在排气管线中存在相对超压,气泡通过该相对超压被压在一起并且可能难以被排出。在所提出的布置中,通过排气管线中的流体输送装置的抽吸作用产生相对负压,从而使气泡扩大并且容易被吸离流体室,这类似于例如车辆生产中的冷却系统的真空填充。

[0103] 在不同流体室的单独排空和填充时,有利的是,首先填充气缸盖的流体室,然后再填充气缸体的流体室,这是因为气缸盖更难以排气并且排气可能持续更长时间,还因为气缸盖升温更快并且比气缸体承受更多热负荷。

[0104] 出现冷却剂滞留的方法的缺点在于,滞留冷却剂导致温度水平的不均衡分布并且导致高的局部材料(特别是气缸盖垫圈以及与其接触的气缸盖的表面和气缸体的表面)负荷。

[0105] 如果向流体室填充气体和入口管线并在填充后例如经由额外的循环阀使流体室的入口管线和出口管线相互连接,则可以避免这种温度水平不均衡分布的现象。热虹吸效应使得在流体室中产生气体循环。此外,如果在流体室的入口管线与出口管线之间设置冷却剂输送装置(其也可以供应气体),则可以增强这种循环。

[0106] 动态冷却套隔热:在冷却套上设置有隔热层是已知的,其中隔热层特别地与内气缸壁紧密接触。其缺点在于,在高发动机负荷下,冷却效果降低,且在排出冷却液时,隔热层因其高的比热容而显示出比空气高得多的待加热的热质量,并且还具有比空气高的热导率。因此,在填充热的冷却剂时,冷却剂与气缸壁隔热,且冷却剂的热损失被消散到外表面。

[0107] 在本系统的有利改进中,提出了流体室,特别是下部流体室区域的由冷却剂相对于气缸的气缸壁分区并朝外指向的表面的至少部分区域中设置有内部隔热层,其中所述隔热层至少部分地紧靠所述流体室的向外指向的表面并优选地配置成几个部分,其中优选地,所述隔热层朝向所述流体室的向外指向的表面被预装载,使得所述隔热层相对于所述气缸的中心线具有比所述流体室的向外指向的表面更大的半径,或者所述隔热层通过点状间隔件相对于所述气缸壁向内间隔,且所述隔热层优选地包括两种具有不同热膨胀系数的材料,特别是双金属支撑件,其中设置在外部的材料的热膨胀系数大于内部的材料的热膨胀系数,使得被加热时,所述隔热层至少在端部区域向内弯曲并减小了与所述流体室的向外指向的表面的接触面积,使得传热系数向外增大,且特别地,相邻的所述隔热层在所述端部区域重叠。所提出的这个改进也可以独立于根据本发明的上述特征来实施,以实现有利的效果。

[0108] 通过所提出的解决方案,冷却套或流体室的外表面在冷启动时被隔热,使得流体室被更快地加热。在高负荷和高冷却剂温度下,隔热层远离流体室的外表面移动,由此实现更好的冷却。

[0109] 蓄热器集成:传统蓄热器的使用具有以下缺点:储存的热量的最大部分损失在向冷却套的外表面的排放期间。因此,这些蓄热器必须特别大且重,以便能够存储足够的热量,从而可以实现油耗的显著节省。结果,这些蓄热器非常昂贵并且大多是不经济的。此外,在从某些发动机负荷开始从水套中排出冷却剂时,可以实现比通过蓄热器所实现的更高的气缸壁温度,由此通过蓄热器与冷却剂排出的组合,可以大大减少所需的蓄热器尺寸,由此实现经济使用。

[0110] 在本系统的有利改进中,提出了包括至少一个冷却剂蓄热器(优选为平衡箱),所

述冷却剂蓄热器连接到流体室,特别地连接到下流体室区域,并且与油热交换器连接,其中,在冷启动时,特别是当冷却剂没有穿过流体室时,能够经由油热交换器从所述冷却剂蓄热器供应热的冷却剂,且特别地,在热操作状态下,能够将热的冷却剂从流体室供应到冷却剂蓄热器中。所提出的这个改进也可以独立于根据本发明的上述特征来实施,以实现有利的效果。

[0111] 当冷却剂被排出时,蓄热器就对于加热发动机没有意义,因为气缸盖应该保持冷的状态以降低NO_x排放。因此,蓄热器对于快速加热油是非常有用的,特别是与内部隔热装置结合使用。

[0112] 然而,如果不使用冷却剂排出的方法,则有利的实施方式是在冷启动期间将储存在蓄热器中的热冷却剂仅供应到设置在气缸周围的流体室中,并且在用热冷却剂填充流体室之后,至少暂时关闭该流动。结果,可以显著减少蓄热器所需的容积。

[0113] 传统的膨胀容器具有比蓄热器小得多的冷却水容积,因此对蓄热器进行隔热并不能实现对消耗的显著改善。通过在关闭发动机之后将气垫从膨胀容器移动到发动机冷却套中,膨胀容器的蓄热器容积可以大致加倍,而不需要额外的安装空间。其缺点在于,这很快就会导致水套腐蚀,因为气垫之后会与内部的空气以及冷却剂中的水接触。通过使用无水冷却剂并通过用惰性气体(例如,氮气)更换膨胀箱中的空气来避免这种腐蚀。当这种高度隔热的平衡箱仅用于加热与曲轴箱热分离(特别地通过内部隔热件)的机油时,普通膨胀箱的尺寸足以确保油耗的显著降低。

[0114] 在本系统的有利改进中,提出了冷却系统的平衡箱被配置为高度隔热的蓄热器并且填充有冷却剂和气体,其中平衡箱的出口设置在下方且特别地,入口集成在平衡箱的封闭盖中,且水平设置的各个分隔壁特别地设置在平衡箱的内部空间中并低于阈值液位,分隔壁从底部到顶部交替地打开一侧的流动开口,从而从表面向下限定迷宫式冷却剂流动通道。

[0115] 蓄热器的连接管线可能会由于热传导并特别地由于热虹吸效应引起的冷却剂流动而导致大的热损失。当蓄热器需要打开盖子来补充液体时,会发生额外的热损失。蓄热器的另一个问题是内部的短回路,这意味着储存流体的小的局部流动流过大部分储存流体。结果,当输入时,冷的储存介质不能完全被热的储存流体取代,同样地,当排出时,热的储存流体也不能充分被冷的储存流体取代。

[0116] 通过将入口集成到封闭盖中,避免了可能的损失源。这里,这种入口的使用具有以下优点:其填充有空气或气体,并因此具有非常低的热导率。此外,通过储存流体中所包含的气泡,防止了储存流体的回流,并因此防止了热虹吸效应。分隔壁可以解决内部的短回路的问题,从而提高蓄热器的效率。

[0117] 两种不同的冷却剂:由于穿过气缸盖、火花塞或预热塞和喷射阀等的进气导管和排气导管,气缸盖的冷却套通常比气缸体的冷却套复杂得多。因此,气缸盖的冷却套的通气比气缸体的冷却套的通气困难得多,并且通常持续更长时间。因此,有利的是,在循环排空冷却套时,仅排空气缸盖的冷却套而不排空气缸盖的冷却套。此外,气缸盖承受的热负荷比气缸体重得多,因此因过热而受损比在气缸体中更容易发生,尤其是因为热的排气导管穿过气缸盖,气缸盖在完全做功行程期间保持与热工作气体完全接触,其中气缸表面在上止点处做功行程结束时仍被活塞完全覆盖,并且仅在做功行程的最后保持与工作气体完全接

触。另一个问题是具有高沸腾温度的冷却剂(例如,油)是可燃的。在发生泄漏的情况(例如,连接软管损坏)下,油可能会流到热的发动机部件上,如排气和着火。通过使特别地使用了不同的冷却剂的气缸体冷却剂回路与气缸盖冷却剂回路分离,气缸体冷却剂回路可以完全容纳在发动机内并通过热交换器连接到气缸盖的较冷的冷却剂回路。这避免了上述问题,特别是使易燃冷却剂泄漏的风险最小化。

[0118] 在本系统的有利改进中,提出了在相邻的气缸的燃烧室之间的腹板中设置至少一个第一冷却剂通道开口,在相邻的气缸的燃烧室之间的腹板中设置有至少一个第一冷却剂通道开口,以在所述活塞的面向所述气缸体和/或所述气缸盖一侧的压力侧和反压力侧之间进行冷却剂交换,和/或在所述气缸的两个相邻的排气门之间的位于穿过这两个排气门的中心线的平面上的中部设置有第二冷却剂通道开口,其中通过沿平行于所述冷却剂通道开口的方向减小所述气缸盖流体室和/或所述气缸体流体室中的至少一个流动横截面来增大所述冷却剂通道开口中的至少一者中的流速,其中优选地,所述冷却剂通道开口是所述气缸盖流体室的位于穿过所述两个排气门的中心线的平面上的最小总横截面的至少10%。所提出的这个改进也可以独立于根据本发明的上述特征来实施,以实现有利的效果。

[0119] 角撑板(Gusset)流量控制:两个相邻气缸之间的腹板是发动机缸体的承受热负荷最高的区域。最近,在这个桥中引入让冷却剂流过的孔,以降低角撑板的温度。在气缸盖中,出于同样的原因,槽也被部分地锯入该腹板区域中。尽管该区域的温度降低,但是该区域仍然如之前一样是发动机缸体中负荷最重的区域,因为首先可用于与冷却剂进行热交换的这些腹板冷却开口的面积非常小,其次流速非常小(由于与水套的其余流通区域相比小开口的压力损失高)。由于流速低,传热系数低于其他区域。通过对水套的其他区域进行有针对性的节流,使得腹板冷却开口的区域中的流速显著增加,这降低了温度负荷。因此,降低了爆震倾向,且还可以在峰值功率高的发动机中使用具有较低的比热容的高温冷却剂。在使用特别地包括超过30%水的普通冷却剂的情况下,不可能通过相对侧的节流来增加角撑板中的流速,因为这会显著增加压力损失,使得在高发动机负荷下,由于水的低沸腾温度而形成汽泡,由此冷却剂将不可逆地损坏,并且局部材料也会因薄膜沸腾而过热。

[0120] 变速箱连接:在发动机的冷启动后,变速箱加热比发动机慢得多。在自动变速器中,热交换器用于在高负荷下冷却变速器油。在预热操作期间,变速器也可以更快地加热。然而,大多数手动变速器没有油泵,使得不可能借助于发动机冷却剂进行快速预热。

[0121] 在本系统的有利改进中,提出了在与所述内燃机连接的变速器的变速器油底壳上和/或在后差速器上,于油路中设置有集成在所述内燃机的冷却回路中的外部变速器油热交换器,所述外部变速器油热交换器优选地设置在所述内燃机和所述冷却器之间的冷却回路中,其中在所述冷却回路中的所述外部变速器油热交换器的下游设置有具有用于绕过所述冷却器的冷却器旁路阀的冷却器旁路管线,使得所述变速器油热交换器能够至少部分地在没有冷却器流的情况下操作,其中所述变速器优选地配置为没有油泵的变速箱,且优选地,所述变速器油热交换器具有外隔热件,且其中优选地,所述变速器油热交换器的外壳是由塑料制成的,且其中进一步优选地,所述变速器油热交换器胶合到所述变速器机构上。所提出的这个改进也可以独立于根据本发明的上述特征来实施,以实现有利的效果。

[0122] 通过将热交换器从外部连接到变速器的油底壳,可以快速加热手动变速器。此外,整个变速器也由此在满载下用作冷却器,由此主冷却器的尺寸可以更小。此外,也可以通过

胶合容易地进行后续安装。通过对热交换器进行外部隔热,进一步改善了加热效果,正如通过使热交换器的外半部分由塑料制成一样。通过这种安装方法,在空气冷却的发动机的情况下,可以对简单的两轮车的变速器进行快速预热,例如通过将加热后的空气从发动机传递到变速器、或者甚至通过将热废气从排气装置引导到变速器。类似于与手动变速器的连接,显然也可以将热交换器从外部连接到例如后轴的差动传动装置的油底壳。

[0123] 在本系统的有利改进中,提出了所述气缸的所述燃烧室包括与所述燃烧室分开的膨胀室,所述膨胀室至少经由膨胀室阀,特别地,减压阀而连接到所述燃烧室,其中,所述膨胀室阀在燃烧室压力增加时打开并在燃烧室压力减小时关闭,且其中优选地,所述膨胀室设置在所述活塞中,且进一步优选地,所述膨胀室具有第二膨胀室阀,其中所述第二膨胀室阀能够通过惯性打开,特别是在上止点后经过至少 90° 的曲柄角之后,其中进一步优选地,在所述活塞中的所述膨胀室下方设置有隔热层。显然,也可以想到第二膨胀室阀也是简单的减压阀,当膨胀室中的压力大于燃烧室中的压力时,该减压阀打开。所提出的这个改进也可以独立于根据本发明的上述特征来实施,以实现有利的效果。

[0124] 通过打开膨胀室,燃烧室中的压力和温度降低,从而减少了 NO_x 的形成并增加了壁热损失。在下降至低于打开压力(例如,50巴)之后,关闭第一膨胀室阀,且暂时储存膨胀室中的压力。稍后,在打开第二膨胀室阀之后,将储存的压力能量输送到燃烧室以增加有效功。活塞下方的膨胀室同时包含隔热层,该隔热层减少了活塞的壁热排放。通过活塞下方的隔热层,可以额外减少膨胀室的热损失。

[0125] 有利地,可以在活塞顶中集成高温相变材料,该相变材料优选地通过活塞的下侧的隔热层进行隔热,具有优选地高于 110°C 的熔化温度,并特别地由锂、或锂和钠的混合物、或至少一种碱金属与另一种金属的不同混合物组成。如前所述,活塞隔热通常具有比优点更多的缺点。通过在活塞顶中集成相变材料,可以避免这些缺点。在负荷变化期间和在压缩期间,活塞温度通常相对较低,因此相变材料呈现固态物质。在燃烧阶段开始时,活塞温度在没有相变材料的情况下非常急剧地增加,由此壁热损失急剧增加。在集成相变材料的情况下,相变材料首先熔化,使得活塞温度保持或多或少恒定,直到相变材料被熔化。因此,相变材料短暂地储存一部分壁热。在完成膨胀阶段的燃烧之后,燃烧室中的温度再次下降至远低于相变材料的熔化温度。因此,储存在相变材料中的能量再次消散到燃烧室并被使用。这提高了工作过程的效率并降低了油耗。通过将活塞隔热在相变材料层下方,避免了损失储存在相变材料中的太多热量。此外,降低了爆震倾向,由此可以进一步提高效率。所提出的这个改进也可以独立于根据本发明的上述特征来实施,以实现有利的效果。

[0126] 活塞中心的钠冷却:有利地,可以在活塞中心下方设置至少一个腔室,所述腔室至少部分地填充有冷却剂,其中优选地,冷却剂由钠组成,其中所有这些腔室的总横截面积比气缸的横截面积至少大40%。所提出的这个改进也可以独立于根据本发明的上述特征来实施,以实现有利的效果。

[0127] 在柴油发动机中,已知的是,通过在活塞外部设置部分地填充有钠的环形通道来降低活塞环后方的区域中的活塞温度,以防止活塞环槽中的机油结焦,因为这种结焦会增加活塞环的磨损并会显著促进石油的老化。然而,大部分壁热损失发生在活塞中心,在活塞中心处,隔热层通过空气到达火焰前锋最小且活塞温度也是局部最高的。通过在承受最高热负荷的活塞中心下方布置部分地填充有冷却剂(例如钠)的腔室,冷却剂在上止点处向上

旋向活塞顶,其中冷却剂吸收壁热。冷却剂旋流产生流速,该流速通过对流可以增强传热过程。这降低了活塞温度并降低了活塞温度的动态变化。结果,壁热损失减少。在燃烧结束后,冷却剂向下旋离活塞顶。这产生了强烈的隔热效果,使得即使在做功行程的后半段,壁热损失也会显著减少。此外,这降低了对爆震倾向。

[0128] 在本系统的有利改进中,提出了包括设置在所述燃烧室中的至少一个热源,特别地,预热塞,使得在冷启动时,特别地在发动机温度低于30°C时接通所述热源并至少暂时地保持接通状态超过至少5分钟,且特别地在高于80°C的冷却剂温度下使所述热源保持接通状态,且进一步地,在热启动时,特别是在高于80°C的冷却剂温度下接通所述热源,其中优选地在一个燃烧循环内分别接通和断开所述热源至少一次,其中特别地,在所述做功行程中接通所述热源并在所述做功行程之后断开所述热源。所提出的这个改进也可以独立于根据本发明的上述特征来实施,以实现有利的效果。

[0129] 在有利的改进中,提出了预热塞在一段时间之后或在超过某一冷却剂温度之后不被断开,因为根据法规其可被视为关闭装置。预热塞只会在会导致预热塞损坏的情况下(例如,在超过预热塞本身的最大允许温度时)关停。然而,在现有技术中,在冷启动后不久就自动降低预热塞功率,以避免预热塞过热,但预热塞仍然继续以这种降低后的加热功率工作达3分钟。在现代柴油发动机中,降低压缩比以减少NO_x排放。结果,冷启动能力恶化,在预热期间,颗粒的形成增加且平滑性劣化。为了避免这些问题,以如下方式使用预热塞:向其提供电压直到经过一定时间(通常为3分钟),或直到达到通常约70°C的某个冷却剂温度,使得可以在预热塞的尖端处调节高于1000°C的温度。其缺点在于,热启动时预热塞的正效应不能用于减少排放。然而,已知的是,热启动测试中的柴油发动机可以产生比冷启动测试高两倍的NO_x排放量(Weiss et al., "A complimentary emissions test for light duty vehicles: Assessing the technical feasibility of candidate procedures", JRC Scientific and Policy Report EUR 25572 EN, 2013)。乍看之下,为了减少NO_x而增加燃烧室温度似乎是矛盾的,因为较高的燃烧室温度有利于NO_x的形成。然而,类似的矛盾也适用于降低压缩比,降低压缩比被预期会增加油耗。然而,现代柴油发动机的油耗已经在压缩比降低的同时降低,例如,通过智能调整喷射过程。通过熟练地调节喷射过程并结合热启动中预热塞的激活,既可降低微粒排放,也可减小NO_x的形成,因为NO_x排放主要取决于最大燃烧室温度,而不是取决于做功行程期间的平均燃烧室温度。当例如通过延迟喷射或通过达到最大燃烧室温度之前减少喷射量而在开始延迟燃烧时,可以降低最大燃烧室温度。在不激活预热塞的情况下,这将显著减慢燃烧过程,并增加油耗和微粒排放。因此,预热塞的高温(其通常高于在废气测试中普遍存在的低发动机负荷下的做功行程期间的平均燃烧室温度)加速了燃烧过程,使得不会导致油耗增加和微粒排放增加。

[0130] 特别有利的是,周期性地激活预热塞,例如,仅在做功行程期间接通预热塞。这减少了NO_x排放,并且避免了在工作周期的剩余时间内操作预热塞的能量需求,由此也可以降低油耗。所提出的这个改进也可以独立于根据本发明的上述特征来实施,以实现有利的效果。

[0131] 在本系统的有利改进中,提出了高度隔热的油蓄热器的外壁至少部分地由油底壳的一部分(特别是油底壳本身)构成,且高度隔热的油蓄热器的外壁至少部分地由塑料制成。所提出的这个改进也可以独立于上述发明特征来实施,以实现有利的效果。

[0132] 制造高度隔热的蓄热器是非常昂贵的,因此只有在相当长时间的操作之后才能赎回额外的成本。其主要部件包括外壳、内壳、连接管和内导壁等。通过将外壳与油底壳集成,可以显著降低生产成本。

[0133] 在本系统的有利改进中,提出了流体室被配置为相对于气缸的燃烧室而与活塞分离的曲轴箱室,并且优选地,冷却剂是机油,并且进一步优选地,第一阀是用于控制穿过流体室的冷却剂流的减压阀,其中减压阀的打开和关闭是通过控制油压,特别地通过控制油泵来完成的。

[0134] 因此,提出了一种可控的活塞喷雾冷却:在承受高负荷的涡轮增压发动机中,大多数使用活塞喷雾冷却,其中机油经由设置在例如连杆或油道中的喷雾嘴喷射在活塞上,并且可选地还喷射在气缸孔上。例如当涉及连杆中的简单孔时,这些活塞喷雾嘴是一直打开的,或者这些活塞喷雾嘴由减压阀控制,使得喷嘴仅从某个发动机速度开始才打开。这具有以下缺点:在低发动机负荷下活塞被过度冷却,并且不可能根据所供应的喷油的油温而进行优化控制。在多缸发动机中,难以控制每个单独的活塞喷嘴的开口。这需要每个气缸配一个阀,导致成本太高且难以容纳,或者需要单独的分配管线例如作为额外的油道,该油道在曲轴箱中钻孔形成或作为附加分配管安装。这种解决方案是已知的,但仅仅是例如在废气测试期间常见的操作条件(例如,发动机负荷最高可达70%且转速最高可达最大发动机转速的50%)下切断穿过冷却喷嘴的油流速来减少油耗。这种关闭活塞喷雾嘴的缺点在于,会增加NO_x排放。增大比曲轴箱或活塞更热的热油穿过喷油嘴的油流速是尚未为人所知,因而具有创造性。通过增大热油穿过喷油嘴的油流速,减小了活塞中的壁热损失,并还减小了HC、CO和颗粒的排放。

[0135] 所提出的这个改进也可以独立于根据本发明的上述特征来实施,以实现有利的效果。

[0136] 通过改变油压来控制喷嘴的打开,喷油嘴就可以仍然像之前一样安装在现有的油道中。此外,无论如何,调控式油泵已经是非常普遍的,因此控制油压所需的控制阀已经存在。因此,仅需要一种新的控制策略,不必对结构进行过多改变。

[0137] 注水是已知的一种用于增大发动机功率和减少NO_x排放的手段。其缺点在于,必须在车辆中携带大量的水储备,且在注水后,一部分进气被取代,由此容积效率低于在没有注水的情况下进气温度降低到相同温度时的容积效率。已知可以从空调的冷凝器中回收所需的水。然而,这需要空调进行消耗能量的操作。当然,这种注水系统是非常复杂且昂贵的,因为除了水箱之外,还需要输送泵、注射阀和管线,且所有的这些部件都必须构造成防冻。

[0138] 在本系统的有利改进中,提出了在燃烧室的至少一个排气门的下边缘上方设置废气再循环冷却器和废气再循环在气缸盖的废气通道中的分支点,其中废气再循环分支点的废气通道的至少一部分以及气缸盖的废气通道的分支点与废气再循环冷却器之间的废气再循环管线沿排气出口阀的方向具有斜面,使得冷却剂冷凝物能够从废气再循环冷却器返回至排气出口阀,且优选地,通过冷却剂管线以温度至少暂时低于70°C的冷却剂操作废气再循环冷却器,以在废气再循环冷却器中促进冷却剂冷凝物的形成,且特别地,能够通过控制流过废气再循环冷却器(260)的冷却剂管线的冷却剂的温度来调节在气门重叠阶段期间供应到燃烧室的冷却剂冷凝物的量。所提出的这个改进也可以独立于根据本发明的上述特征来实施,以实现有利的效果。

[0139] 排气门通常包括阀致动器、轴和可选的钠填充物。气缸盖还容纳排气门。

[0140] 特别地,在柴油发动机中,为了减少NO_x排放,引入了废气再循环冷却器。这些废气再循环冷却器的缺点在于,它们容易被污染,例如因为烟灰颗粒和/或烟灰的沉积。因此,这些废气再循环冷却器通常根据操作工况(例如,当冷却剂低于某一极限温度时)而关闭。这被称为所谓的热窗,其中一些车辆制造商设计在环境温度低于10°C或甚至低于17°C时关闭AGR冷却器以保护发动机。在德国的通常温度下,可能会出现由于AGR冷却器的关闭时间比激活时间多几天导致NO_x减少。

[0141] 排气门是预热发动机时燃烧室中最热的部件之一,并也基本上是产生NO_x排放的原因。因此,为了改善在某些发动机中的冷却能力,例如,在轴中添加钠,以减少NO_x排放。然而,这是复杂的,并且通常不足以减少NO_x。可以通过在排气门的下边缘上方设置废气再循环冷却器来避免这些缺点。结果,废气再循环冷却器中形成的冷凝水传递到废气阀。由此,特别地在进气冲程、压缩冲程和动力冲程期间,通过冷凝水的蒸发来冷却出口阀。由于废气再循环冷却器的排气导管的斜坡,避免了废气再循环冷却器中的烟灰,因为来自废气再循环冷却器的壁体的冷凝物会洗掉烟灰颗粒,特别是当废气再循环冷却器的排气导管被配置有垂直的最大坡度时。

[0142] 在气门重叠阶段内,废气通常会短暂地回流到燃烧室中。因此,在这个阶段内,从废气再循环冷却器向下流动的水也可以被吸入到燃烧室中。因此,不需要任何额外的努力就可以实现与注水类似的效果,因为废气再循环冷却器已经成为许多发动机的标准配备。通过冷凝水沿出口阀方向的循环回流,水浓度在此持续升高。为了避免过大的水浓度,至少暂时地增大废气再循环冷却器中的冷却剂温度被证明是有用的,以便在气门重叠期间限制进入燃烧室的水量。

[0143] 因此,通过所述的装置,可以以最小的支出减少NO_x排放并增大发动机功率,而无需额外的注水阀、泵、水箱和管线等。

[0144] 当废气在催化转化器(废气在此处已经变得更清洁并可更少地污染EGR冷却器)之后被排出时,也可以设想在EGR冷却器之后收集冷凝水并将其供应到储水箱,使得至少不需要操作空调系统来获得要注入到进气歧管中或燃烧室中的水。如果EGR冷却器在结构上难以容纳安装在出口管道上,显然可以采取储水箱的解决方案借助于泵和注射器将水直接注射到排气导管中,优选地注射到一个或多个排气门上。结果,与将水注入到进气歧管中或燃烧室中相比,还可以进一步提高容积效率并因此增大发动机功率,从而可以减少NO_x排放。不使用AGR冷却器的解决方案也是可行的,其中特别地在预热期间,在排气装置的末端收集冷凝水并将其供应至水箱。

[0145] 如果这个水量不足,特别是在排气装置的末端,则可以使用由冷却剂冷却的废气热交换器来使废气中的水冷凝。即使没有废气热交换器,也可以以如下方式冷凝废气中的水:从排气装置获得至少部分的废气流并通过与冷空气接触的其他管道(其也可以与主体的某些部分连通)对废气流进行冷却。

[0146] 在填充有钠的排气门中,空腔的长度受到限制,因此气门杆的移动穿过气门杆垫圈的区域不是中空的,否则气门杆垫圈的密封唇将会变得太热并且将会受到损坏。

[0147] 此外,因为进气门比排气门冷得多,所以钠冷却气门在柴油发动机的进气侧的应用是未知的。然而,为了减少NO_x排放,通过部分地填充有钠的空腔来冷却进气门是有意义

的,特别是在经常在满载、或最大扭矩或最大功率下操作的柴油发动机、卡车发动机和船用发动机等中。因为钠仅在大约97°C时熔化,所以发动机负荷低存在的问题是进气门杆中的钠不能完全熔化,并因此不能用来与气缸盖气门导管进行热交换。

[0148] 当进气门和可选的排气门在中空轴区域中用钾、或钠和钾的混合物、或碱金属和至少另一种金属的另一种混合物来代替钠进行部分地填充时,就可以解决该问题。钾具有大约63°C的低于钠的熔点。通过混合钾和钠,熔化温度甚至可以降低至-11°C。因此,由摇床效应产生的冷却效果使热量从气门头消散至气门导管,在摇床效应中,填充在气门头与气门的上端(其与气门杆导管接触)之间的气门杆中的液态金属来回甩动。所提出的这个改进也可以独立于根据本发明的上述特征来实施,以实现有利的效果。

[0149] 通过这种措施,可以进一步减少NO_x排放。此外,这还可以在不损坏气门杆垫圈的密封唇的情况下将气门杆空腔一直引导至气门杆垫圈的区域。

[0150] 缸套中排气导管:已知废气热交换器可以用于快速加热,将其其他损失的废气热量传递给冷却剂、机油或齿轮油。这些废气热交换器非常复杂且昂贵,并且难以容纳。由于废气的侵蚀性和高的热负荷,这些废气热交换器也非常容易受到腐蚀,因而与诸如气缸体等其他部件相比,可以预期它们的寿命比较短。当将可调节的排气导管集成在气缸套中时,可以消除这些缺点,使得即使在诸如两轮车等小型车辆(特别是踏板车)中,也可以经济地实现快速预热的优点。所提出的这个改进也可以独立于根据本发明的上述特征来实施,以实现有利的效果。

[0151] 在热管理系统的有利改进中,内燃机可以包括至少一个可控的排气节流阀,在负荷设定单元位置固定且转速为额定转速的50%的情况下,排气节流阀的最小开口横截面保持在各个速度下的最小开口横截面的不超过20%的公差内,在发动机转速比额定速度的至少50%高和/或在恒定速度下且发动机负荷增加到最大发动机负荷的50%至75%之间的负荷范围内的情况下,排气节流阀的最小开口横截面保持在各个速度下的最小开口横截面的最大20%的公差内。所提出的这个改进也可以独立于根据本发明的上述特征来实施,以实现有利的效果。

[0152] 通过这种适当的构造,减少了NO_x排放,并且使排气节流阀可能被理解为关闭装置的风险最小化。进一步有利的实施例可以如下:

确定最大负荷:在相同的发动机负荷下,发动机功率以及部件温度随着发动机转速的增大而增大,使得从消耗节约效果到消耗增加的转变向较低的发动机负荷转移。在冷启动时,这种转变向较大的发动机负荷转移。确定最大负荷可以有利的,其中在超过该最大负荷时发生温度降低,并且在达不到该最大负荷时发生温度升高。该最大负荷根据发动机转速和/或发动机温度和/或冷却液温度与部分地充气的流体室温度的温差而变化,特别有利的是,最大负荷在发动机转速增大时降低,和/或在发动机温度减小时增大,且最大负荷取决于至少一个系统部件的至少一个临界最高温度。可以为各种部件(特别是气缸盖、气缸和活塞)定义这种最大负荷。

[0153] 蓄热器集成:有利地,至少一个蓄热器可以与至少第四截止阀集成,其中,当发动机运转且超过发动机的温度极限1时,通过打开第四截止阀来将热的冷却剂从蓄热器引导到发动机中,且当超过发动机的温度极限2(或者冷却剂的发动机出口温度)(或相对于蓄热器的出口温度的温差)时,通过关闭第四截止阀来中断从蓄热器到发动机的热冷却剂供应。

[0154] 油冷却器控制:使用油冷却器加热机油的缺点在于,当机油比冷却剂更热时,机油会被冷却剂冷却。结果,不能优化地减小摩擦,并且特别地,活塞中的热损失增加。油冷却器中的油旁路的控制能够优化油温,特别地允许根据相应的发动机操作工况(例如发动机负荷、发动机转速和发动机温度)优化油温。只要催化转化器尚未处于操作温度,发动机转速一般就会在空转时升高,从而产生更大的废热流。在这种操作条件下,有意义的是,不对机油进行预热,而是继续在蓄热器中储存可用的热量,直到催化转化器处于操作温度。

[0155] 有利地,油冷却器可以设置在冷却系统中,特别是设置在流体室的出口管道与第一截止阀和/或压力缓冲罐之间,其中油冷却器设置有旁路,特别是在油侧设置有旁路,使得在加热时,热冷却剂加热机油,当油温大于冷却剂温度时,打开油旁路,且在对油进行冷却时,当油温大于冷却剂温度时关闭油旁路。特别地,在冷启动期间打开油旁路,直到达到催化转化器的起燃温度。所提出的这个改进也可以独立于根据本发明的上述特征来实施,以实现有利的效果。

[0156] 有利地,油道可以设置有内部隔热体,和/或可以集成废气热交换器。

[0157] 无需切换热源的油道内部隔热体:在冷启动期间,热机油通常在其流过冷发动机缸体的油道时变凉。通过油道的内部隔热体来避免这种冷却。同样地,当需要油冷时,避免了冷却油的加热,否则,特别是在高发动机转速下,会因为通过曲轴轴承中的摩擦产生并消散到曲轴箱的热量而引起冷却油的加热。

[0158] 从W02014128308A1中已知相应的内部隔热体。然而,其缺点在于,必须关闭热源,或者至少降低其加热效果。当油冷却器设置在特别地让冷却剂穿过的油道之前时,可以避免这种额外的效果。在冷启动期间,由于冷却套设置成比油底壳和大多数油管更靠近燃烧室,所以冷却剂比油加热快得多。在操作一段时间后,特别是在高转速和高发动机负荷下操作一段时间后,油温通常升高到高于冷却温度,由此不需要关闭作为热源的油冷却器。本实施例的另一个优点在于,在例如为了更换活塞或轴承壳而进行拆卸的过程中,发动机可以很容易地设置内部隔热体,而不必为油冷却器安装切换机构。

[0159] 一个替代实施例是:油从油泵首先被引导到气缸盖的油道中(而不是油冷却器中)时,然后从气缸盖的油道被引导到气缸体中,气缸体油道装配有内部隔热体。气缸盖比气缸体加热快得多,使得油被非常快地加热,者类似于使用油冷却器进行加热。因此。这里,也不需要关闭作为热源的气缸盖,因为特别地在高转速和高发动机负荷下,油比冷却剂更热,因此油被冷却剂冷却。所提出的这个改进也可以独立于根据本发明的上述特征来实施,以实现有利的效果。

[0160] 气隙内部隔热体:传统内部隔热体的缺点在于,为了足够的隔热效果,隔热层需要一定的厚度,这在现有空间中是不可能的。此外,大的隔热层厚度需要高的材料要求和成本。内部隔热体与结构环境之间的气体空间在相同的空间要求下产生了显著更高的隔热效果,因为气体,特别是空气具有比固体物质更大的隔热效果。由于较低的体积比热容,需要更少的能量加热,且通过使用空气作为隔热气体,可以使对内衬的材料要求最小化。所提出的这个改进也可以独立于根据本发明的上述特征来实施,以实现有利的效果。

[0161] 使压力损失最小化的倒角:内燃机中诸如油道等钻孔管线的缺点在于,分支通过碰到圆柱形孔而形成尖锐边缘,尖锐边缘会导致大的压力损失,使得需要高泵浦功率。例如,由塑料制成并在分支的区域中有倒角的内部隔热体具有明显更低的压力损失。这种倒

角可以使阻力系数至少减半,特别是当这些倒角配置有半径时。具有两个凸轮轴的典型四缸发动机具有大约40个这种锋利边缘的分支。因此,这种系统的压力损失更多地由分支而不是由管线直径决定。通过对这些分支进行相应倒圆,可以显著降低泵浦功率。这种隔热和压力损失的减少也可以通过例如由两个内外套在一起的金属管形成的双壁气隙隔热体来实现。有利地,至少一个在结构上集成在壳体的金属结构环境中的流体管线可以通过内部隔热体而向内隔热,其中在内部隔热体与壳体的结构环境之间形成至少一个气体空间,并且该气体空间相对于冷却剂流体密封。

[0162] 有利地,内部隔热体可以在内部于至少一个分支区域中形成倒角,其中至少一个分支管线的横截面至少在部分区域中向下游减小。

[0163] 有利地,至少一个与轴承壳接触的流体管线可以在内部形成倒角,其中至少一个流体管线的横截面至少在部分区域中向下游增大,并且该流体管线的宽度小于与该流体管线接触的轴承壳的油孔的宽度。

[0164] 上述的这些改进也可以独立于上述发明特征来实施,以实现有利的效果。

[0165] 有利地,可以通过在冷却期间改变冷却剂体积来实现冷却液的抽空,其中可以省去电动泵。

[0166] 通过降低密度进行排放:使用电动泵排出冷却剂需要较高的成本,因此通过在冷却期间减小冷却剂体积而自动排出冷却剂是有利的。借助于在冷却期间减小冷却剂体积而排出的缺点在于,在发动机升温操作期间不能使用该方法。这里,特别是在油的情况下,通过重力排出冷却剂是有利的。例如,当阀门由油门踏板直接或间接致动时或者在利用节流阀把手的两轮车的情况下,这即使在没有电动阀的情况下也是可能的。

[0167] 轴承壳调节:轴承壳的油孔,特别是曲轴和连杆轴承的轴承壳的油孔通常具有比供油管线的直径小的开口宽度。这导致高的节流损失和在轴承壳的滑动表面上发生气蚀的风险。供油管线的直径较大是由于需要长管线具有低的流动阻力,以及制造原因(小直径的长孔比大直径的长孔更加难以高精度地制造,且对于更小直径,必须经常更换钻头)。通过对开口宽度小于轴承壳的开口宽度的油管线进行倒角,可以减小这种压力损失,并且还可以降低气蚀的风险。所提出的这个改进也可以独立于根据本发明的上述特征来实施,以实现有利的效果。

[0168] 有利地,该系统可以包括具有两个单独腔室的蓄热器,其中一个腔室填充有机油,另一个腔室填充有高温冷却剂,使得至少在一些操作条件下,在蓄热器内可以实现至少高于115°C的共同操作温度,其中优选地,蓄热器集成在油底壳中。

[0169] 组合式蓄热器:已知组合式蓄热器可以用于储存热冷却剂和热油。其缺点在于,蓄热器的最高操作温度取决于液体(其具有最低的最高操作温度)的最高操作温度,在这种情况下,蓄热器的最高操作温度取决于冷却剂(其通常限制为低于105°C)。在冷却阶段过夜后,蓄热器中的温度下降约10°C,这取决于隔热。基于25°C的典型冷启动温度,这意味着最大温差为70°C。但是机油可以在140°C下操作,且高温冷却剂也可以在140°C下操作。这导致在冷启动时温差为105°C,这意味着在相同的体积和重量下,储热量提高50%,或者在相同的储热量下,体积和重量大大减少,并因此成本也大大减少。通过将蓄热器集成在油底壳中,可以不需要任何额外的安装空间,因为无论如何都会储存大量的油。

[0170] 有利地,在排气系统和发动机冷却套之间进行可切换连接,使得至少在冷启动时,

热废气穿过排空的发动机冷却套,且在满载时关闭这种连接。

[0171] 废气和冷却套之间的连接:已经描述了废气热交换器的缺点。当废气至少在冷启动时直接穿过排空了冷却剂的冷却套时,就可以不需要复杂的废气热交换器的支出和安装空间。废气在冷却套中被冷却,并且例如可以通过管线传递到缓冲罐(废气在此处可以通过减压阀逸出)。

[0172] 有利地,冷却剂仅在发动机启动之前不久就从冷却套中泵出,其中特别地,通过打开驾驶员车门或通过发动机控制的其他信号来指示发动机的即刻预期启动。

[0173] 刚启动前的冷却剂排空:如果在发动机停止后直接排出冷却液,水套将会每天与空气接触几个小时,并且将不再受到冷却剂的腐蚀保护。因此,这可能非常快地导致由水套中的腐蚀引起的损坏。当在发动机启动之前不久泵出冷却剂时,就可以避免这种情况。

[0174] 用于确定减排装置的效力的计算过程:上述措施中的大多数措施特别旨在减少NO_x排放、油耗和CO₂排放。通常,目标与其他车辆属性存在冲突,尤其是与诸如颗粒质量、颗粒数量、HC和CO等其他受限排放存在冲突。根据法律规定,除少数例外情况,降低减排装置效力的关闭装置是禁止的。但是,在相关立法文本中,没有提及如何确定减排装置的效力。为了能够避免已经出现在新产品的开发过程中的这种关闭装置,迫切需要用于确定减排装置的效力的计算过程。

[0175] 特别地在介质中经常使用的简单方法包括废气成分,特别是在实际驾驶期间测量的NO_x排放(例如,以g/km为单位测量),废气成分被认为与认证测试中确定的法定极限值或排放量相关。如果该比率大于1(当在实际驾驶期间测量的排放量高于法定极限值或认证结果的参考值时),则认为减排装置的效力降低。这个简单过程有两个严重的缺点。首先,仅考虑一种废气成分而不评估同一减排装置对其他法定限制废气成分的影响。其次,存在语言问题。效力通常在高时被认为是好的或有利的。因此,通过计算过程确定的值(其旨在表示这种效力的度量)还必须高于劣等或低效的值。

[0176] 可以以如下最简单的方式解决这个问题:其中,将法定极限值或认证结果的参考值除以要考虑的废气成分的当前测量值或以其他方式确定的值。如果评估的效力值小于参考值,则效力大于1。废气成分的当前值越低(例如在实际行程中),效力越高。

[0177] 通过根据刚刚描述的方法计算每个法定限制废气成分的单独效力并然后计算所有成分的效力的平均值来解决另一个问题。所提出的这个改进也可以独立于根据本发明的上述特征来实施,以实现有利的效果。

[0178] 所描述的过程使得基于可用的测量值或要产生的测量值来确定是否要通过某些调整(特别是发动机控制)降低减排装置的效力变得容易,从而可以校正这些调整以避免潜在的关闭装置。因此,该方法主要适用于例如应用便携式排放测量系统(PEMS:portable emission measurement system)对试验台(特别是废气压路机试验台和道路上的实际行程)上的车辆进行测试。

[0179] 该过程还特别适用于在试验台上调整发动机控制(特别是特性曲线图)。还可以想到在车辆操作中调节传动系控制的应用。一些发动机例如通过测量燃烧室中的压力曲线来调节燃烧中心,从而使CO₂排放最小化。因此,不考虑对污染物排放特别是NO_x的潜在影响,并且依靠废气后处理的效力来减少NO_x排放。代替使CO₂排放最小化或除了使CO₂排放最小化之外,调节燃烧中心是有意义的,使得减排装置的效力不会降低,且特别地,NO_x减少的效力

至少相对于法定极限而言得到提高。在替代方案中,可以使CO₂排放最小化。这种方法可以容易地在诸如卡车等已经配备有用于测量废气排放的传感器(特别是NO_x传感器)的车辆中实现。

[0180] 确定减排装置效力的另一个选择包括考虑每个单独的废气成分(特别是法定限制废气成分)的健康成本。因此,对于每种废气成分,首先获得它们的排放量(例如,以克/公里为单位测量)与参考值(例如,法定极限)的差值。例如,可以从法定极限中减去要考虑的废气的测量值。然后将这个差值乘以每种废气成分的特定医疗保健费用(例如,以欧元/克计),然后计算所有废气成分的这些乘积的总和。如果总和值为正,则节省了医疗保健费用。节省的医疗保健成本越高,减排装置的效力就越大。如果健康成本的结果为负值而不是节省,则减排装置的效力降低。由于每公里所覆盖的健康成本非常低,因此将这些成本乘以在车辆寿命内预期到的平均公里数似乎是合理的。该方法的优点在于,它能够从整体上考虑具有内燃机的车辆对人类健康的影响和可能产生的成本,并且能够以使健康后果最小化的方式优化车辆的减排装置的效力。

[0181] 类似于该方法的上述第一变型,显然使用刚刚描述的第二变型来优化测试台上和车辆中的发动机也是有意义的。所提出的这个改进也可以独立于根据本发明的上述特征来实施,以实现有利的效果。

[0182] 气缸关闭:关闭一个或多个气缸是降低油耗的已知手段,特别是通过减少壁热损失来降低油耗,并且在汽油发动机中也可以通过减少节流损失来降低油耗。在气缸停用的情况下,进气门和排气门关闭,且燃料供应中断。尽管可以通过发动机控制非常容易地实现燃料供应的中断,但是用于关闭气门的系统非常复杂,并因此非常昂贵。另一个缺点在于,在用气缸的较高负荷导致NO_x排放增加。中断燃料注入的纯电子关闭具有以下缺点:停用的气缸将冷空气泵送到排气系统中。这明显降低了三元催化转化器中的NO_x排放转化。

[0183] 在本方法的有利改进中,提出了通过在部分负荷(特别是低于满负荷的75%)操作时切断燃料供应来关闭至少一个气缸。在汽油发动机中,排气系统至少具有两个三元催化转化器,其中第一三元催化转化器设置在至少一个在用气缸的下游而不是至少一个停用气缸的下游,且第二三元催化转化器设置在第一三元催化转化器的下游和至少一个停用气缸的下游。因此,有利的是,两个催化转化器的体积差小于50%。在一个有利的实施例中,在存在气缸停用的操作中,至少一个在用气缸使用燃烧空气比小于1的浓混合物进行操作。

[0184] 因此,在存在气缸停用的操作中,第一三元催化转化器可以在没有过量空气的情况下进行操作,其中特别是极大地减少了NO_x。在第二三元催化转化器中,特别地,通过从至少一个停用气缸供应空气来减少CO和HC排放。因此,通过来自至少一个在用气缸的热废气、通过第一催化转化器中的催化反应和通过第二催化转化器本身的吸热反应来使第二三元催化转化器保持在操作温度下。

[0185] 所提出的这个改进也可以独立于根据本发明的上述特征来实施,以实现有利的效果。

附图说明

[0186] 可以从附图的本描述中得到其他优点。在附图中,示出了本发明的实施例。附图、说明书和权利要求包含许多组合的特征。本领域技术人员还将适当地单独考虑这些特征并

将它们组合成其他有意义的组合。

[0187] 示出：

图1示意性地示出了热管理系统的第一示例性实施例；

图2示出了图1中所示的示例性实施例的变型；

图3示意性地示出了热管理系统的另一个示例性实施例；

图4a至图4c示出了图3中所示的示例性实施例的变型；

图5示意性地示出了热管理系统的另一个示例性实施例；

图6示意性地示出了用于热管理系统的示例性实施例的活塞；

图7a至图7b示出了用于热管理系统的示例性实施例的不同冷却剂管线；

图8a至图8e示出了具有根据本发明的热管理系统的内燃机的不同变型；

图9示意性地示出了用于根据本发明的热管理系统的化油器；

图10示意性地示出了用于根据本发明的热管理系统的具有废气再循环的化油器；

图11示意性地示出了热(thermal和heat)管理系统的另一个示例性实施例；

图12a至图12b示出了通过用于根据本发明的热管理系统的气缸的横截面；

图13a至图13b示出了根据本发明的热管理系统的气缸中的多个流体室的不同布置；

图14a至图14b示意性地示出了用于热管理系统的示例性实施例的活塞；

图15a至图15b示意性地示出了用于热管理系统的示例性实施例的活塞；

图16示出了本发明的示例性实施例的作为活塞角的函数的动态流体流动曲线；

图17示出了本发明的示例性实施例的预热塞的切换和温度曲线；

图18a至图18c示出了本发明的示例性实施例的气缸之间和通过气缸盖的冷却剂通道；

图19示意性地示出了热管理系统的另一个示例性实施例；

图20a至图20c示意性地示出了用于在工作循环的不同时刻使用废气冷凝物的热管理系统的另一个示例性实施例；

图21示出了本发明的示例性实施例的作为冷却剂温度的函数的制冷剂流速的改进后的恒温器滞后特性；

图22a至图22b示出了作为曲柄角的函数的燃烧室中不同温度梯度对NO_x生成的影响；

图23示出了内燃机中的根据本发明的热管理系统的另一个示例性实施例；

图24示出了内燃机中的根据本发明的热管理系统的另一个示例性实施例。

[0188] 在附图中,类似的元件用相同的附图标记表示。附图仅示出了示例,且并不意味着是限制性的。附图中所示的示例性实施例以及功能上相关的特征或各个特征可以彼此组合到新的示例性实施例,并且可以有意义地进行组合。

[0189] 附图表示前述的示意性地示出的实施方式的示例性实施例。

具体实施方式

[0190] 图1示出了内燃机10的热管理系统100的第一示例性实施例,内燃机10可以包括一个或多个气缸。内燃机10可以被配置为汽油发动机或柴油发动机,或者还可以被配置为燃气发动机。通常,内燃机的主要部件例如包括由金属(特别是具有高导热性的灰铸铁或铝)制成的气缸体、气缸盖、曲柄箱和其他机械负荷部件。为了控制发动机温度,在内燃机中设置有一个或多个让冷却剂流体(特别是冷却空气、冷却水、油、乙醇溶液或其它冷却剂流体)

穿过的流体室12。为此,可以将冷却剂流体从冷却剂储存器(未示出)经由冷却剂供应装置38供应至冷却剂输送装置20(特别地,变速冷却剂泵)的输入侧。这将冷却剂流体经由入口管线14输送到流体室12中。冷却剂流体具有比流体室12低的温度,并通常从流体室12的底部引入到流体室12中。被加热的冷却剂流体在流体室12中上升并可从流体室12的顶部经由出口管线16排出。为此,在出口管线16上设置有第一阀18,第一阀18能够控制冷却剂流体从冷却剂流体室12流出。第一阀18由发动机负荷控制单元26进行响应控制。此外,发动机负荷控制单元26还可通过发动机负荷控制线32驱动来节流装置28,空气或油气混合物可以通过该节流装置28经由进气歧管进入发动机10。内燃机10中的燃烧残余物和燃烧气体经由排气导管24输送到外部。当流体室12中的温度升高时,特别是在发动机转速恒定或降低的预热阶段中,可暂时地增大穿过散热器(例如,冷却器60)的冷却剂流速,而在发动机转速恒定或增加且发动机负荷特别地减少至少30%的情况下,可减小穿过散热器的冷却剂流速。为此,冷却剂输送装置20可被设置为调速冷却剂泵。第一阀18可被配置为二元阀(binary valve)或比例阀,以便能够控制冷却剂流速。因此,可以实现根据内燃机10的不同操作参数(特别是发动机负荷和/或流体室内的温度)调节穿过流体室12的冷却剂流量。发动机转速

图2示出了图1中所示的热管理系统100的示例性实施例的变型。除了已经包含在图1的热管理系统100中的基本部件之外,还设置有能够检测内燃机10的气缸的工作循环的各个时序的做功行程检测装置34。因此,可以检测内燃机10的瞬时操作情况。为此,在内燃机10内部设置有做功行程传感器40,以例如检测凸轮轴的旋转位置。为此,可以一起使用曲轴传感器和凸轮轴传感器,其中曲轴传感器提供精确的角度,且凸轮轴传感器指示是处于工作循环的第一部分还是第二部分。通过检测工作循环的时序,可以在工作循环期间(特别是在气缸70的工作循环期间)控制第一阀18来增大和减小穿过流体室12的冷却剂流速。由此,例如,可以使热的冷却剂流体和冷的冷却剂流体交替地流过流体室12,从而能够在流体室12内实现高的温度变化。在燃烧开始时,特别地,可以将冷的冷却剂引入到流体室12中,并且在至少40°的曲轴角之后,可以降低流速。因此,可以根据做功行程选择性地调节流体室温度,以有效地抑制导致氮排放形成的临界温度范围并提供动态热管理。

[0191] 图3示出了本发明的热管理系统102的另一个实施例。热管理系统102包含已经在图1中示出的热管理系统100的基本部件。此外,还设置有冷却剂流体的具有液体侧48和气体侧50的平衡箱46。第一冷却剂流体被第一阀18控制排放到冷却器60中并经由冷却剂供应装置38供应至冷却剂输送装置20。气体和气态冷却剂可以经由排气管线64从冷却器60排放到平衡箱的气体侧50中,特别是在冷却剂流体处于高温和高压下。这对平衡箱的液体侧48产生影响,液体侧48经由平衡箱和流体输送装置20之间的排出管线66连接到流体输送装置20,且液体侧48可以将第一冷却剂流体引入流体室中。因此,当发动机负荷减小,特别是降至某一发动机负荷以下时,可以将第一冷却剂流体至少部分地从流体室12移动到平衡箱46中,且例如,可以将第二冷却剂流体从平衡箱移动到流体室中。第二冷却剂流体可以具有小于20%的氧含量。在根据图3的热管理系统中,由此可以使用两种不同的冷却剂流体,即能够在冷却器60与流体室12之间的回路中循环并通过冷却剂输送装置20经由第一阀18进行调节的第一冷却剂流体以及能够在平衡箱46与流体室12之间移动的第二冷却剂流体。第二冷却剂流体可以存储在平衡箱的气体侧50中,并且如果需要,可以从冷却剂输送装置20引入到流体室12中。这使得能够快速改变温度,并且可以通过第一和第二冷却剂流体快速

连续地调节不同的温度范围。流体室12中设置有流体室温度传感器58,流体室温度传感器58用于检测流体室12的当前温度并将其传输到发动机负荷控制单元26,使得可以根据流体室温度来控制第一阀18、冷却剂输送装置20和节流装置28,以在不同的冷却剂之间进行切换并调节负荷。

[0192] 在图4a至图4c中,示出了图3中表示的热管理系统102的不同操作阶段。图4a示出了如下的正常操作顺序:从冷却器60和/或平衡箱的液体侧抽出第一冷却剂流体,将其供应至冷却剂输送装置20,并经由流体室的入口管线14将其进一步引入到流体室中,这个过程由表示冷却剂流体管线的增粗线条图示。在第一阀18打开的情况下,被加热的冷却剂流体上升到流体室12的顶部并经由流体室的出口管线16被引导回冷却器60中。因此,标准冷却剂回路被封闭的,其中根据各种发动机条件,一方面可以通过第一阀18来减少或增加冷却剂输出,另一方面还可以通过冷却剂输送装置20的输出来减少或增加冷却剂输出。

[0193] 图4b示出了从流体室中抽出第一冷却剂流体的抽出过程。这里,假设流体室12填充有第一冷却剂流体,并且例如通过切换冷却剂输送装置20的输送方向,使来自流体室12的第一冷却剂流体经由管线14、冷却剂输送装置20和管线66返回到平衡箱的液体侧48中。由此,第一阀18关闭。为了均衡压力,通过第三阀52打开补偿管线56,使得第二冷却剂(即,气体)从平衡箱的气体侧50进入流体室12。

[0194] 在从流体室中充分抽出第一冷却剂流体之后,关闭第三阀52以避免第一冷却剂流体填充流体室。

[0195] 在图4c中示出了储存在平衡箱46的液体侧48中的第一流体如何被引入到流体室12中。这里,例如,第一冷却剂流体在阀门或冷却剂输送装置20的机构的控制下经由排出管线66从平衡箱的液体侧48移动,并且通过冷却剂输送装置20被单独地引入到流体室12中或与来自冷却剂供应装置38的第一冷却剂流体一起被引入到流体室12中。当第一阀18关闭时,第二冷却剂流体可以返回到平衡箱46的气体侧50中,其中通过打开的第三阀52实现了平衡箱46的气体侧50的压力均衡。因此,可以通过第一冷却剂流体或第二冷却剂流体或者通过第一冷却剂流体和第二冷却剂流体的混合物来控制流体室12的温度。

[0196] 因此,第一冷却剂流体可以以与其被引入到流体室12中相同的方式被从流体室12中抽出,以实现温度的快速变化。

[0197] 图5示出了图3中所示的热管理系统102的改进实施例。除了在图2中已包括的部件之外,根据图5的热管理系统102还包括流体室入口管线14中的入口管线阀62和第二流体输送装置44,第二流体输送装置44的入口管线和出口管线通过第二阀42进行控制以主动地将第二冷却剂流体从流体室12返回或引入到平衡箱46的气体侧50中。为此,平衡箱46的气体侧50可以再次经由第三阀52连接到流体室12的出口侧16以进行通气。第一入口管线阀62和第二阀42可以优选地被配置成一个结构上组合的3/2向阀,该3/2向阀交替地控制第一或第二冷却剂流体的供应。第二流体输送装置44可以被配置为双向泵,并且可特别地在发动机负荷减小的情况下自动打开第二阀42并关闭入口管线阀62,使得第二冷却剂流体可以从流体室被引入到平衡箱46中或从平衡箱46中抽出到流体室中,从而将流体室温度改变到另一个温度范围。因此,第一和第二冷却剂流体可以主动转移到平衡箱并被泵回,使得可以进一步增加流体室的温度变化的动力。

[0198] 在图6中示出了用于热管理系统100的示例性实施例的活塞110。活塞110包括具有

连杆轴116的活塞顶,在连杆轴116中可设置与曲轴连接的连杆。在活塞110中引入有隔热层114和相变材料层112,其中相变材料层112具有处于燃烧循环期间的活塞温度范围内的熔化温度。通过热量输入118的作用,如在内燃机的燃烧过程中发生的那样,隔热层114致使活塞顶的下部隔热,且相变材料层112可以通过相变来存储多余热量,使得活塞出现热解耦,且燃烧室中的温度变化对活塞和气缸壁的热状态几乎没有影响。因此,减小了气缸壁特别是在发动机高负荷阶段的升温,温度变化得到缓和,使得温度峰值降低,且能够限制特别是在高温下发生的污染物形成。

[0199] 在图7a和图7b中,示出了冷却剂管线或油管线120。冷却剂管线或油管线120包括到结构环境126的边界表面(例如冷通道壁)和内衬130,内衬130优选地为内衬嵌入件并且可以通过垫圈122以相对于结构环境126密封的方式引导冷却剂流体或润滑流体。可选地,内衬嵌入件130可以界定气体空间124或空气隔热,因为空气是优良的隔热体。这使得能够以与结构环境基本上隔热的方式引导的流体流128,因此不会因结构环境而发生不期望的冷却剂流体加热或冷却,从而可以更好地调节冷却剂流体温度。在图7b中示出了:对于润滑流体或甚至冷却剂流体的出口,特别是曲柄轴承上的作为润滑流体的油的出口,设置了穿过内部隔热嵌入件或内管142的局部开口以作为曲柄轴承出油口132,流体可以通过该曲柄轴承出油口132涌出以便能够到达待润滑或待冷却的区域。因此,避免了结构环境与流体流发生不期望的热接触,并且还可以将润滑剂例如引导至要被润滑并在可预定的温度范围内将油作为润滑剂的曲轴轴承。为此,有利地,可以通过气隙和/或通过隔热嵌入件130、142作为内壁隔热体来实现有效的隔热。特别地,示出了隔热嵌入件130能够允许对从流体流128到曲柄轴承出油口132的分支进行倒角或甚至倒圆,这在钻孔的冷却剂管线或油管线120中是不可能的。

[0200] 在图8a至图8e中示出了用于分割特别地应用于气冷式发动机的多部分流体室12的各种选择,多部分流体室12可以延伸遍布阀盖72、气缸盖74和气缸70的气缸壁。目的在于对气缸区域进行不同且可变的温度控制,以避免温度峰值。冷却剂流体从冷却剂供应装置38经由冷却剂输送装置20和流体室入口管线14被引入到内燃机10的气缸70和气缸盖74中。通常,内燃机10包括一个或多个气缸70、阀盖72和气缸盖74,每个气缸70具有至少一个气缸孔。在内燃机10的所有三个区域中,可以提供独立的或互连的流体室12、12a、12b。一个或多个流体室12、12a或12b可以选择性地隔离或共同让第一冷却剂流体通过。

[0201] 为此,在图8a中示出了流体室12的上流体室部分12a和下部流体室部分12b并行地设置在气缸70的气缸壁内或周围以及气缸盖74中,其中冷却剂流体穿过上流体室部分12a和下部流体室部分12b,且流出的冷却剂流体经由出口管线16排出。

[0202] 在图8b中,设置有第一和第二入口管线阀62a、62b,以用于在入口管线14的两个并行分支中选择性地控制温度。第一和第二入口管线阀62a、62b可以选择性地以二元或按比例的方式控制冷却剂向气缸70的气缸孔和气缸盖74的供应。

[0203] 图8c示出了基于图8b的变型的流体室分割的另一种构造。通向气缸70的气缸壁和气缸盖74的可单独控制的冷却剂供应管线将冷却剂流体排出到共同的流体室出口导管16中,冷却剂流体可以通过设置(例如,胶合)在变速器80上的变速器盖86特别地从变速器的油箱的底部被引导到变速器80中。变速器盖86可例如被配置为变速器油热交换器,且至少对于不与齿轮接触的表面而言,其由塑料制成并从外部胶合到变速箱壳体。因此,可以将热

能供应到变速器80,或者可以通过变速器进一步控制冷却剂流体温度。

[0204] 图8d示出了在油润滑和冷却情况下的互连的流体室12a、12b的另一种变型,其中气缸盖74的流体室12a与气缸70的气缸壁的流体室12b连接并且还与设置在曲轴部82中的另一个流体室连接。因此,例如,来自气缸盖74的冷却剂流体可以向下流入到曲轴82的流体室区域中,且同样地,来自气缸70上的流体室的冷却剂(特别是活塞孔区域78中的冷却剂)也可以被引导到曲轴区域82中。为此,设置有冷却剂返回管线84以使各个流体室区域12a、12b的冷却剂互连。

[0205] 在下面的图8d和图8e中,油用作冷却剂流体,并在曲轴部82的出口处被收集。在图8d中,可以通过入口管线阀62来控制第一冷却剂流体向气缸流体室12b的气缸壁中的供应,入口管线阀62特别地为压力释放阀,特别是活塞喷嘴冷却。气缸盖74的流体室让冷却剂连续地流动并被冷却剂冷却。

[0206] 在基于图8d的结构图8e中,上、下部流体室12a,12的供应管线的旁路管线中设置有另一个第三入口管线阀62c,其中冷却剂流体可以直接从气缸盖74转移到气缸70的气缸孔流体室中。优选地,第三入口管线阀62c和第一入口管线阀62a被配置为3/2向阀。

[0207] 冷却剂供应:图8a示出了特别地用于风扇冷却型内燃机10的正常冷却剂供应。通过风扇20经由冷却剂供应装置38输送的冷空气穿过流体室入口管道14而同时围绕气缸盖74和气缸70流动以对它们进行冷却。在某些操作条件下(例如,在预热期间或低发动机负荷下),这种冷却剂供应导致温度低于最佳操作所需的温度,特别是对于气缸70而言,由此产生更高的活塞摩擦和更高的壁热损失。

[0208] 图8b示出了例如如何利用流体室入口管线14中的两个简单的蝶形阀(用于控制穿过气缸盖74的冷却剂流速的第二入口管线阀62b和用于控制穿过气缸70的冷却剂流速的另一个入口管线阀62a)来改善这种情况。在冷启动期间,两个阀门都关闭。例如,可以通过与油门线(throttle cable)连接来控制开口。当超过某个油门踏板位置时,通过打开第二入口管线阀62b来释放围绕气缸盖74的冷却剂流。当油门踏板或节流把手(throttle grip)进一步打开时,通过打开入口管线阀62a释放围绕气缸70的冷却剂流。在低温期间,两个阀62还可以通过恒温器保持关闭。该恒温器可例如是连接到气缸的蜡式恒温器(wax thermostat)。可以通过测量发动机特性图来确定阀62的最佳打开策略,其中阀是手动操作的。

[0209] 优点是:

- 减少了气缸和气缸盖中的壁热损失
- 降低了气缸中的活塞摩擦
- 减少了风扇20的泵送损失

变速箱:在标准废气测试期间,手动变速箱的变速箱温度仅增加约10°C。通过将油加热到90°C,可以将消耗降低2%。在图8c中,示出了被发动机加热的冷却空气如何借助于变速器盖86经由流体室出口管线16被引导经过变速器。

[0210] 在图8d中示出了更简单的实施例。这里,只有入口管线阀62a用来控制穿过气缸的冷却剂流速,而冷却剂持续地围绕气缸盖流动并且例如通过穿过气缸的冷却剂返回管线返回。

[0211] 活塞喷嘴冷却:正常情况下,活塞喷嘴通常是打开的,其中活塞大部分是过冷的。

图8d还示出了用于润滑油冷却的实施例。由此,润滑油被油泵20泵送到冷却喷射喷嘴62中,并自此返回到发动机中。图8e示出了一个实施例:其中,对于冷活塞,油首先在气缸盖上方加热,然后通过第三入口管线阀62c进入气缸中,并从这里经由冷却喷射喷嘴喷射到活塞上。一旦活塞足够热或需要进一步冷却,打开第一入口管线阀62a,并且关闭第三入口管线阀62c。因此,入口管线阀62a和62c也可以被配置为3/2定向控制阀。如在图8e中,也可以设想仅具有一个入口管线阀62a的方式。

[0212] 燃料断开:图9示出了用于化油器中的燃料断开的简单解决方案。在此情况下,在怠速操作时,燃料流150通过怠速喷嘴154与空气流152混合。在此情况下,一旦进气管144中的负压下降到明显低于怠速操作时的进气歧管压力的极限之下,借助于真空阀148由怠速阀中断燃料供应。因此,使用了适用于热管理系统100、102和104的实施例的燃料化油器140。化油器140包括能够让燃料-空气混合物152通过的进气歧管144和节流装置28。经由从浮室(float chamber)146突出的怠速喷嘴154供应燃料流150,且真空阀148设置在浮室146中。汽车或两轮车的大部分废气测试包括制动过程。例如,IDC行驶循环的总循环时间的30%以上是减速运动。在减速期间,燃料供应的完全关闭节省了大量燃料。在减速期间,由于滑行期间的发动机转速高于怠速时的发动机转速,所以进气压力甚至远低于怠速期间的进气压力。减速期间的燃料供应由怠速喷嘴154控制。通过简单的真空阀148,当入口压力降低到低于某一极限时,可关闭怠速喷嘴154。该极限可为约300毫巴。

[0213] 借助于节流滑阀(throttle slide valve)的EGR控制:图10示出了例如小型摩托车的化油器,废气流162经由废气再循环管线168流入废气再循环化油器160中,废气再循环流由节流滑阀164的上边缘控制,其中废气再循环管线在低负荷下可以打开到最大,因此废气流速和废气再循环率可以非常大,且当节流滑阀打开时,废气再循环率降低。因此,根据节流滑阀的位置,可通过由节流滑阀释放的开口窗的尺寸、高度和形状来调节废气再循环率(EGR率)。因此,节流滑阀不仅控制发动机负荷,而且同时还控制EGR率。

[0214] 在化油器140中,如图10所示,通过改进废气再循环化油器160来减少节流损失,可以进一步节省燃料。废气再循环化油器160包括空气室166,可以通过排气阀164来控制从空气室166供应空气流152。通过怠速喷嘴154从浮室146和真空阀148引入燃料150。通过使废气流162在废气再循环管线168中再循环,可以使废气流在废气-气体混合室170中进行混合,其中通过调节同时充当节流装置28的排气阀164,可以按比例改变废气量与空气或燃料量。排气阀164/节流阀28被配置成滑阀。废气被引导穿过滑动通道,其中当节流滑阀关闭时,该滑动通道被完全打开。穿过排气阀164的排气通道窗口的尺寸决定了废气再循环化油器160的效力。当滑阀164处于下部位置时,发动机处于空转状态,并且当滑阀位于上部位置时,发动机处于满载状态。

[0215] 在图11中示出了热管理系统104的另一个实施例104。原则上,图11的热管理系统对应于图3的热管理系统,且在平衡箱46上经由油热交换器流出管线222额外地设置了油热交换器180。油热交换器180具有进油口192和排油口194,并可用于在润滑油回路和冷却剂流体回路之间交换热量。在流体室入口管线14中,分支出了通向油热交换器180的油热交换器供应管线220。可以通过油热交换器阀224来调节流体流量。然后,分支出的冷却剂流体最终到达平衡箱46中。平衡箱46被配置为高度隔热并具有隔热层184。因此,可以在平衡箱46的液体侧48中设置迷宫式流体通道186,以确保第一冷却剂流体具有长的流动时间。在平衡

箱46的液体侧48中的迷宫式流体通道186由分隔壁196实现,使得在平衡箱内形成可能最长的通道,以便能够更好地控制平衡箱46中的温度分布。因此,可以使用平衡箱中的第一流体来加热或冷却油热交换器,使得保持热操纵的另一种可变性。这里,示出了预热过程,其中阀18和52关闭而阀224打开。因此,储存在平衡箱46中的第一冷却剂经由平衡箱-流体输送装置-排气管线66流入冷却剂输送装置20中,并然后经由流体室入口管线14流入到油热交换器供应管线220和油热交换器180中,自此再经由油热交换器排出管线流入平衡箱46中,由此回路闭合。

[0216] 在图12a、图12b中示出了在气缸体90和气缸套88之间具有选择性隔热层94的气缸70的横截面。气缸70被配置成多壁的并且具有外气缸壁92,该气缸壁92相对于气缸体90界定气缸。在内部设置有气缸套88,其中流体室12至少部分地设置在气缸套88和气缸壁92之间,冷却剂流98可以在流体室12中流动以冷却气缸套88。燃烧室76设置在气缸套88内。在气缸70的外气缸壁92上,隔热层94设置在双金属支撑件96上,双金属支撑件96根据温度使隔热层更靠近外气缸壁92或朝向气缸套88引导隔热层,使得冷却剂流98在冷启动期间如图12a中那样与外壁92隔离以实现更快的加热,或者如图12b所示直接流过外壁92,以更好地对高温进行冷却。因此,可以在气缸套88中实现温度引导的选择性温度控制。因此,可以根据由双金属支撑件96的不同曲率引起的温度比在流体室12中位置可变地设置隔热层94,从而实现冷却剂流98的自动控制。

[0217] 图13a和图13b示出了设置在内燃机10的气缸70中的多部分流体室12。气缸70包括气缸盖74和包围燃烧室76的气缸体90,其中流体室12由子腔室12a和12b组成。流体室12a容纳在气缸盖74和气缸体90中的流体室区域12b中。上部气缸室12a也称为气缸盖流体室200,且下部流体室区域12b也称为气缸体流体室202。流体室12b称为气缸体流体室202,并且又被分成上部气缸体流体室区域204和下部气缸体流体室区域206。在图13a中,气缸70的上部流体室204与上部流体室200处于流体可交换接触,而在图13b中,这两个流体室区域被分开,以实现进一步的可变性并且能够彼此独立地调节流体室200和204的温度。因此,冷却能力在气缸70的上部区域中的气缸盖74中起效,且气缸体90的其他下部气缸区域(特别是沿着穿过流体室206的活塞孔的下部气缸区域)可以独立地进行温度控制。因此,可以在气缸盖和气缸体的关键区域中调节不同的温度比和冷却流体流,使得可以特别地根据曲轴角提供选择性冷却能力。因此,例如,可以想到的是,气缸盖流体室200具有单独的入口和出口,且气缸体流体室202可以暂时地充满气体。可以在不同的流体室12a、12b、200、202、204和206中采用不同的冷却剂流体,且流体室中的各个冷却剂流体的温度水平可以配置成不同。特别地,气缸体的两个单独的流体室区域204和206可以被分开,使得下部流体室区域206沿着气缸行程被引导以能够进行选择性地冷却,且流体室202的上部流体室区域204被连接到气缸盖流体室200。如上部区域所示,下部气缸体流体室区域206可以围绕上部气缸体流体室区域204径向地设置。然而,还可以想到的是,下部气缸体流体室区域206仅设置在上部气缸体流体室区域204的下方,并且不是围绕上部气缸体流体室区域204径向地设置。

[0218] 在图14a和图14b中示出了活塞110的一个实施例,其可以有利地用在热管理系统100的一个实施例中。活塞110包括具有连杆轴116和隔热层114的活塞顶。在隔热层上方设置有膨胀室134,其通过质量惯性膨胀室阀136和压力补偿阀138连接到活塞110的表面。通过供热,在活塞110的表面上产生热负荷118。当燃烧室压力增大时,气体可以通过压力补偿

阀138从燃烧室逸出到膨胀室134中,而当燃烧室压力减小时压力补偿阀138再次关闭之后,这些气体被封闭膨胀室134中。膨胀室阀138可以通过惯性打开和关闭,特别是可在上止点之后达到90°曲柄角后打开,使得热气体可以从膨胀室134再次返回到燃烧室中。膨胀室134通过活塞下侧的隔热层114而与活塞的下方区域和连杆隔热,以使壁热损失最小化。

[0219] 在图14b中示出了惯性膨胀室阀136(IV)和压力补偿阀138(PRV)根据曲轴旋转角度(CRA:Crankshaft Rotation Angle)而打开和关闭。首先,压力补偿阀138在经过上止点之后打开,并且在大约90°之后,惯性膨胀室阀136打开以动态地冷却燃烧室,使得避免了温度升高并且减少了NO_x的形成。

[0220] 在图15a和图15b中示意性地示出了控制用于热管理系统的示例性实施例的活塞110的温度的其他选择。图15中所示的活塞110包括具有连杆轴116的活塞顶。在活塞顶的上部区域设置有膨胀室134。在膨胀室134中,在子区域134a中设置有气体隔热层210,且在另一个子区域134b中设置有冷却介质层212。

[0221] 图15a示出了燃烧结束后的膨胀期间的情况。热负荷118减小并且通过作用在活塞上的惯性力,冷却介质层212至少在上止点之后经过90°的曲柄角后向下移动,并且与向上移动的气体隔热层210交换。结果,瞬时壁热损失减少,且冷却介质层212中吸收的热量被消散到活塞底部。在图15b中所示的燃烧阶段内,热负荷118较高。通过惯性,冷却介质层212邻接活塞顶,并吸收热量以降低活塞顶的最高温度。通过热传导、对流和冷却介质的交换的组合,使得散热得到改善。这也使得可以在做功行程中实现隔热和温度调节,从而可以对气缸孔和活塞进行选择性地温度控制以降低温度峰值。

[0222] 在图16中示出了冷却剂流速(CFR:coolant flow rate)根据曲柄角CRA在较低冷却剂流速CFR与较高冷却剂流速之间进行的可变调节。根据该图,可以调节冷却剂输送装置20或第一阀18的输送速率或者第一和第二冷却剂流体的交换。从上止点(这里示出为360°曲柄角)开始,在前90°提供高的冷却剂流速,而在曲线的其余部分中冷却剂流速减小。因此,当产生高热负荷时,需要更高的冷却能力,随后可以再降低冷却能力。这里,可以更好地吸收热峰值,由此需要热管理系统快速响应。

[0223] 特别地,可以在燃烧室中设置预热塞,以在燃烧阶段结束后增加燃烧室温度。可以设想,如图17所示,预热塞根据曲轴角CRA接通,特别是在360°和540°之间的范围内或在工作范围(开关曲线GP)内接通,并且在其余区域中再次关闭,使得预热塞和燃烧室之间的温差 ΔT_{GB-CC} 在此时段内增加,随后再次下降。结果,可以实现优化的燃烧。因此,可通过调节燃烧过程来减少污染物排放,特别是颗粒、HC和CO、甚至是NO_x的排放。

[0224] 在图18a、图18b和图18c中示出了相邻气缸70之间或穿过气缸盖74的冷却剂通道的可选布置。

[0225] 在图18a中,两个气缸70直接相邻地设置,并示出了燃烧室76。在两个气缸70之间的气缸体90中,相邻气缸的腹板274之间设置有第一冷却剂通道开口270,冷却剂流98可通过该通道开口来更好地冷却气缸壁并避免超过最大允许材料温度。

[0226] 在图18b中示出了具有两个排气门266的气缸盖74。这里,还可在气缸盖74的两个排气门266之间设置冷却剂通道开口272,以让冷却剂流在两个排气门266之间通过。因此,可以有效地冷却发动机缸体中的气缸套或气缸盖74,其中在图8中示出了可能的冷却剂流。

[0227] 图18c示出了两个气缸70之间以及穿过气缸盖74的冷却剂流98的概况,这两种情

况分别在图18a和图18b中示出。腹板区域274位于通道开口270周围。在横截面中,可以清楚地看到由围绕气缸70的流体室12形成的水套。在相邻气缸70的燃烧室76的腹板274之间设置多个第一冷却剂通道开口270,用于在面向气缸体90的一侧与气缸盖74的相应压力侧和反压侧之间进行冷却剂交换。在一个或通常所有气缸70的气缸盖74中,在两个相邻的排气门266之间的位于穿过这两个排气门266的中心线的平面上的中间部位设置有第二冷却剂通道开口272。通过沿平行于冷却剂通道开口270、272的方向减小气缸盖流体室12a和气缸体流体室12b的流动横截面中的至少一者,可以增大冷却剂通道开口270、272中的至少一者中的流速。在此情况下,在穿过两个排气门266的中心线的平面上,冷却剂通道开口272的横截面是气缸盖流体室12a的最小总横截面的至少10%。

[0228] 在图19中示出了热管理系统102的另一个示例性实施例,其基本上源于图3中所示的热管理系统102与图8c中所示的变速器80的变速器油热交换器86的组合。从内燃机10开始,流体室出口管线16穿过变速器80,其中变速器80包括变速器机构240、变速器油底壳242,变速器油热交换器244和外绝缘件250。冷却剂流体流穿过变速器油热交换器244,并且可以经由可切换的散热器旁路阀248通过散热器返回管线252返回到散热器60中或者通过散热器旁路管线246直接返回到冷却剂输送装置20的冷却剂供应装置38中。可以通过变速器油热交换器244将热能引入到变速器中或从变速器中转移热能。因此,可以在热管理系统中实现更高的温度变化。

[0229] 图20a至图20c示出了根据本发明的热管理系统100、102或104的示例性实施例,其中废气再循环冷却器260位于气缸70的气缸盖74的上方区域中。冷却剂流体通过冷却管线168流过废气再循环冷却器260。如图20a所示,废气通过排气门266离开燃烧室76并沿着排气管道264被引导,其中排气管道264在排气导管分支点262处出现沿废气再循环冷却器260的方向的分支。因此,穿过废气再循环冷却器260的废气可被冷却,其中排气管线168中的流速可以通过废气再循环阀164来调节。通过废气再循环冷却器260中的冷却效果,废气的冷凝物被分离,参见图20b,废气的冷凝物由于重力向下流动并且在排气门266关闭时被收集在阀上方。当排气门266打开时,如图20c所示,废气冷凝液流回到燃烧室76中并再次蒸发,从而对燃烧室和进入的空气进行冷却。

[0230] 在图21中示出了冷却剂恒温器的以冷却剂温度 $T_{coolant}$ 为X轴且以与冷却剂恒温器或第一阀18的开口横截面大致对应的冷却剂流速 $V_{coolant}$ 为Y轴的开关滞后,其中根据温度来控制冷却剂流速。首先,用实线表示常规的滞后,其在75°C至100°C的范围内将冷却剂流速控制在0与最大冷却剂流速之间的小泄漏状态,存在大约3°C的窄滞后窗口。在以虚线示出的第一改进实施例(选项1滞后)中,滞后显著增加,使得该滞后覆盖40°C至100°C的冷却温度范围,在其他冷却剂温度范围内,温度可发生变化而不断开冷却流速。可替代地,也可以考虑以虚线/点线示出的第二滞后特性(选项2滞后),即流速降低与温度降低成比例,恒温器打开行程(thermostat opening stroke)正好与流过冷却器60的流速成比例,假设了阀18或冷却剂恒温器的比例效果。因此,可以实现对冷却剂性能的控制的改进。

[0231] 在图22a和图22b中示出了气缸盖74和气缸70的气缸壁上的温度分布。图22a示出了现有技术,其中气缸盖部件峰值温度在出口阀处可高达700°C(紧密阴影线)。当活塞处于约0°的曲轴角CRA之后不远处时,燃烧室自身温度最高。当活塞处于约90°的CRA时,燃烧室温度显著下降。在部分负荷下,气缸壁的温度可为约110°C(宽阴影线)。这导致具有图中

所示的值的温度梯度。

[0232] 在图22b中示出了:通过使用本发明所提出的示例性实施例使温度梯度显著变平,使得获得了更低的峰值温度,特别是在气缸盖中和可能还在燃烧室中,且在气缸壁上获得更高的温度,因而总体热能更均匀地分布,从而可以显著地减少废气的产生(其取决于温度)。气缸中的温度梯度在做功行程中显著变平。通过采用本发明的热管理系统使得在气缸盖和气缸壁中实现了这种平坦的温度分布曲线。

[0233] 图23示出了具有热管理系统100的内燃机10的另一个示例性实施例。热管理系统100包括流体室12,其中仅可以看到在气缸盖区域中的上部流体室区域12a和在气缸壁区域中的下部流体室区域12b。冷却剂流体通过冷却剂输送装置20被泵送到发动机缸体的上部流体室区域12a和下部流体室区域12b中并且退出进入出口管线16(其从此处返回到冷却器60)。在出口管线16中,设置有用于根据负荷进行冷却剂流体控制的第一阀。平衡箱46的气体侧的压力补偿管线56终止于出口管线16的区域中。平衡箱46的液体侧被引导至冷却剂输送装置20的冷却剂供应装置38。第二出口区域16a也使冷却剂流体经由变速器油热交换器244、油热交换器180、机油滤清器和油冷却器226以及附加的加热芯178(修改附图标记)返回到流体输送装置20,其中第一阀18设置在能够控制冷却剂流穿过变速器油热交换器244和电辅助加热芯178的该行列中。在出口区域16处产生了另一个分支,使得废气也可以通过废气再循环冷却器260和热交换器176返回到流体输送装置20。因此,存在着三个独立的回流,其中在每个回流中设置有冷却或加热装置以对冷却剂流体进行额外地加热或冷却。通过诸如第一阀18和入口管线阀62等合适的开关装置(未示出),可以打开或关闭各个返回管线,使得能够将冷却剂流体保持在预定温度下。

[0234] 最后,图24示出了用于内燃机10的热管理系统100的另一个示例性实施例。内燃机10包括一个气缸体90和四个气缸70,内燃机10的活塞110在气缸70中移动。燃烧空气经由进气管144被引入到各个气缸70中。下部流体室区域12b围绕气缸70设置,且上部流体室区域12a设置在气缸盖74(未示出)中。通过冷却剂输送装置20经由流体室入口管线14向流体室12a和12b供应冷却剂。经由流体输送装置20的冷却剂供应装置38从冷却器60供应冷却剂。容纳在发动机缸体中的流体室12中的冷却剂从流体室出口管线16退出气缸体90。出口管线16分流,其中第一阀18控制经由冷却器60的冷却剂再循环,且油热交换器恒温器254控制经由油热交换器180和连接到加热芯176的变速器油热交换器244的冷却剂再循环。散热器旁路阀248能够控制绕过冷却器60的冷却剂再循环。各种热交换器可以确保选择性的冷却剂加热或冷却。

[0235] 具有气体侧50和液体侧48的平衡箱46可以储存和释放冷却剂,冷却剂可以经由第二流体输送装置44从冷却剂回路中转移或再循环。平衡箱46的气体侧通过出口侧均衡管线56与冷却剂出口管线16连接。在气体侧50和流体室12的出口16之间的连接管线56中设置有第三阀52。第三阀52可以在泵送或输送期间控制储存在平衡箱50中的冷却剂流体的流动。因此,在向流体室12填充气体之后,例如在延迟一段时间之后,可以关闭第三阀52,以将气体储存在流体室12中并将冷却剂储存在平衡箱50中。通过平衡箱流体输送装置排出管线66经由第二流体输送装置44将液体侧48连接到流体输送装置20,以回收冷却剂流体。

[0236] 此外,中冷器312和涡轮增压器300的低温冷却回路经由流体输送装置排出管线66连接到平衡箱46。该低温冷却回路包括低温冷却剂泵304和用于冷却由涡轮增压器300压缩

的空气中冷器312。冷却器302用来冷却低温冷却回路中的冷却剂流体,其中在中冷器312和涡轮增压器300的低温冷却剂回路中设置有节流元件308和止回阀306,以用于通过使冷却剂返回到平衡箱46来进行排气。因此,冷却剂流体可以在气缸体冷却与中间冷却之间进行切换,并且可以由根据本发明的热管理系统用于温度控制。在此情况下,可以使用用于两个冷却回路的共用平衡箱,由此可以减少部件和空间要求。

[0237] 所示的热管理系统能够动态和超快地调节各种发动机区域的冷却和加热,以减少有害排放物和燃料消耗并降低热负荷。

[0238] 附图标记列表

- 10 内燃机
- 12 流体室
- 12a 上部流体室区域
- 12b 下部流体室区域
- 14 流体室入口管线
- 16 流体室出口管线
- 18 第一阀
- 20 冷却剂输送装置
- 22 进气导管
- 24 排气导管
- 26 发动机负荷设定单元
- 28 节流装置
- 30 发动机负荷阀控制管线
- 32 发动机负荷控制线
- 34 做功行程检测装置
- 36 做功行程阀控制管线
- 38 冷却剂供应
- 40 做功行程传感器
- 42 第二阀
- 44 第二流体输送装置
- 46 平衡箱
- 48 平衡箱的液体侧
- 50 平衡箱的气体侧
- 52 第三阀
- 54 冷却剂返回阀
- 56 出口侧补偿管线
- 58 流体室温度传感器
- 60 冷却器
- 62 入口管线阀
- 62a 第一入口管线阀
- 62b 第二入口管线阀

62c	第三入口管线阀
64	通向冷却器的通气管线
66	平衡箱流体输送装置排气管线
70	气缸
72	阀盖
74	气缸盖
76	燃烧室
78	活塞区域
80	变速箱
82	曲轴区域
84	冷却剂返回管线
86	变速器盖
88	气缸套
90	气缸体
92	气缸壁
94	隔热层
96	双金属支撑件
98	冷却剂流
100	热管理系统
102	热管理系统
104	热管理系统
110	活塞
112	相变材料层
114	隔热层
116	连杆轴
118	热负荷
120	冷却剂管线
122	垫圈
124	气体室/空气隔热
126	结构环境-油通道壁
128	冷却剂流动方向/油流动方向
130	内部隔热嵌入件
132	曲柄轴承出油口
134	膨胀室
136	惯性膨胀室阀
138	压力补偿阀
140	化油器
142	内管
144	进气管

146	浮室
148	真空阀
150	燃料流
152	燃料-空气流
154	怠速喷嘴
160	废气再循环化油器
162	废气流
164	排气阀
166	空气室
168	废气再循环管线
170	废气混合室
176	加热芯
178	电附加加热器
180	油热交换器
184	膨胀容器的高隔热层
186	迷宫流体通道
188	平衡箱入口
190	平衡箱出口
192	进油口
194	排油口
196	分隔壁
200	气缸盖流体室
202	气缸体流体室
204	上部气缸体流体室区域
206	下部气缸体流体室区域
208	气缸盖垫圈
210	气体隔热层
212	冷却介质层
220	油热交换器供应管线
222	油热交换器排出管线
224	油热交换器阀
226	机油滤清器&油冷却器
230	热管理系统
240	变速器机构
242	变速器油底壳
244	变速器油热交换器
246	冷却器旁路管线
248	冷却器旁路阀
250	外隔热件

252	变速器热交换器冷却器返回管线
254	变速器热交换器恒温器
260	废气再循环冷却器
262	排气导管分支点
264	排气导管
266	气缸的排气门
268	废气再循环冷却器冷却剂管线
270	第一冷却剂通道开口
272	第二冷却剂通道开口
274	腹板
280	冷却剂冷凝物
300	涡轮增压器
302	涡轮增压器的冷却器
304	低温冷却剂泵
306	低温冷却回路的止回阀
308	低温冷却回路的节流元件
312	中冷器

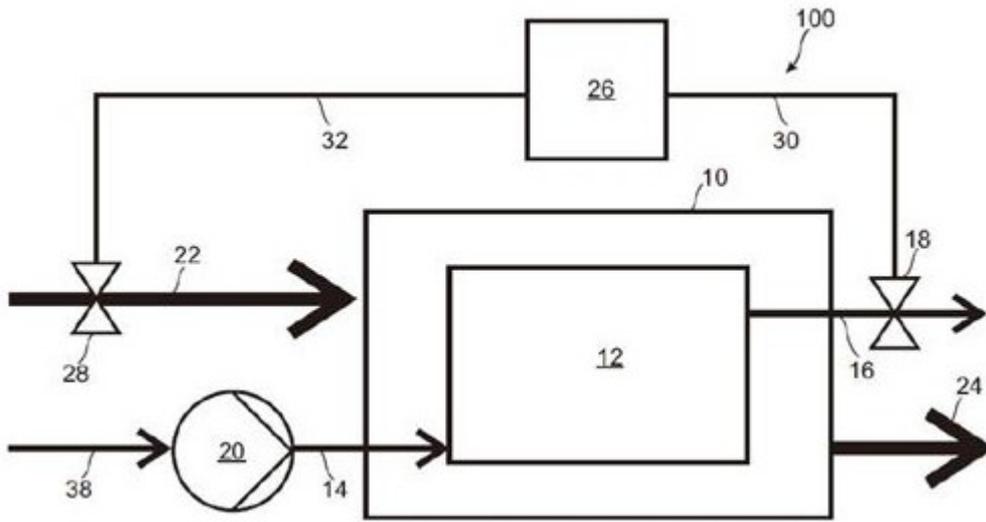


图1

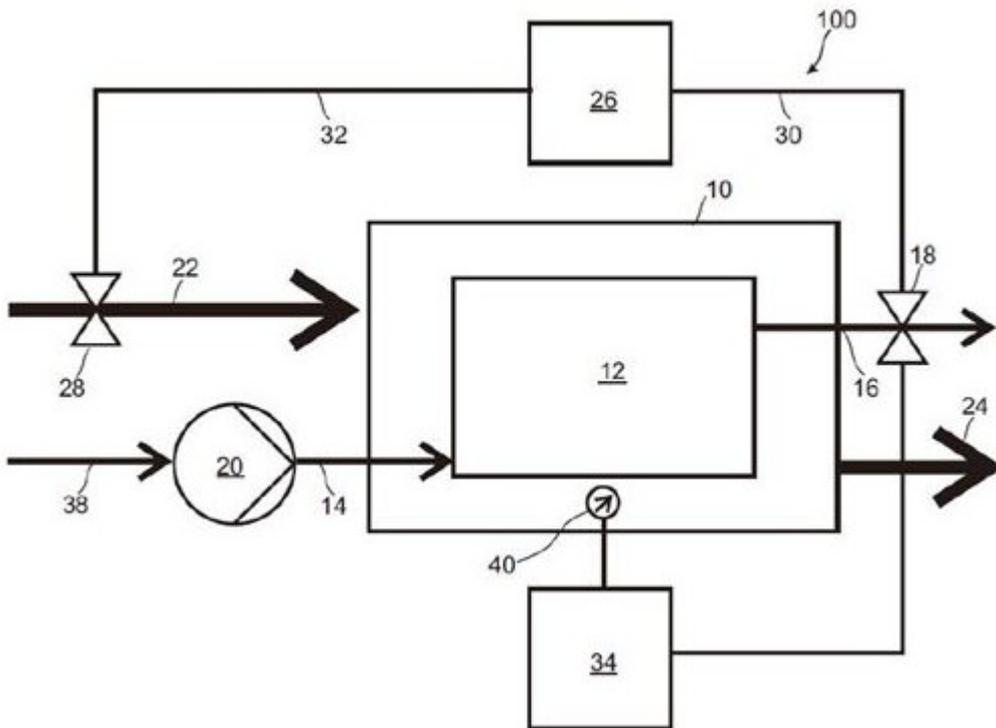


图2

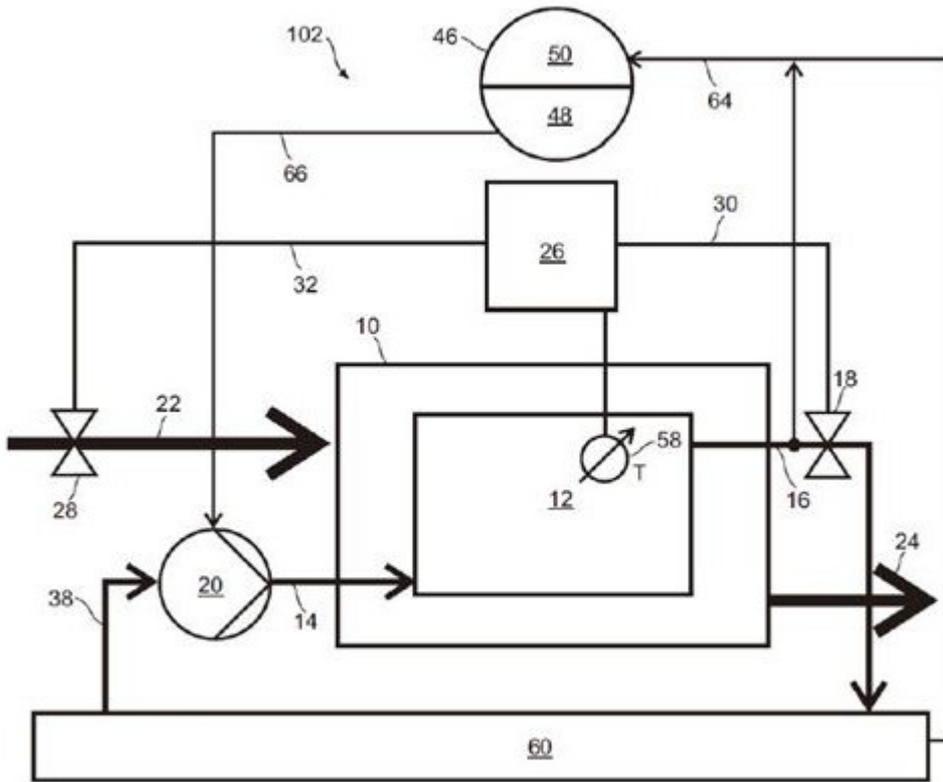


图3

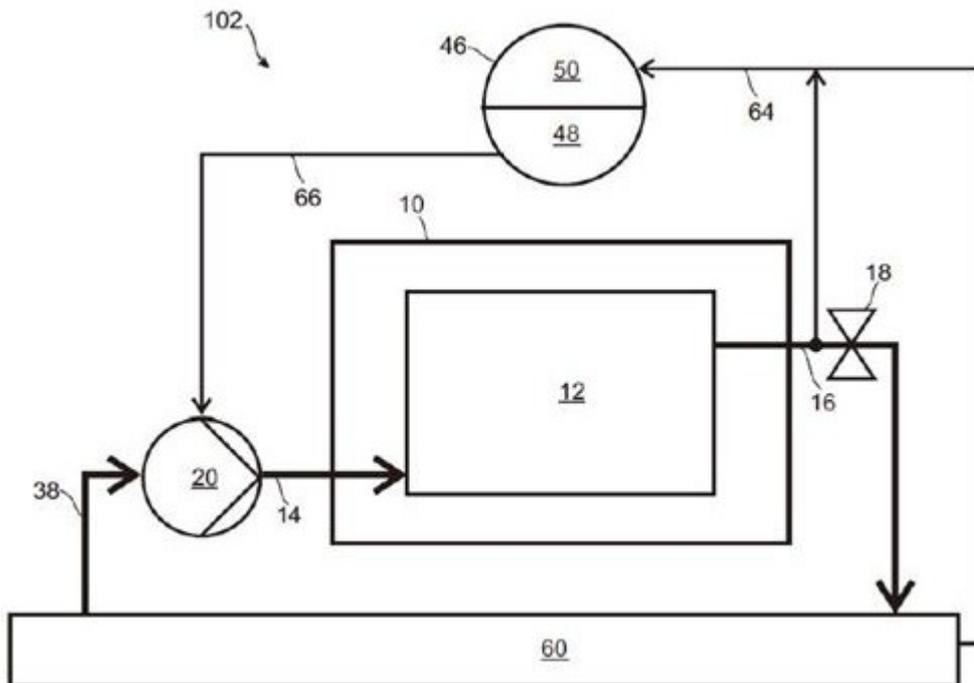


图4a

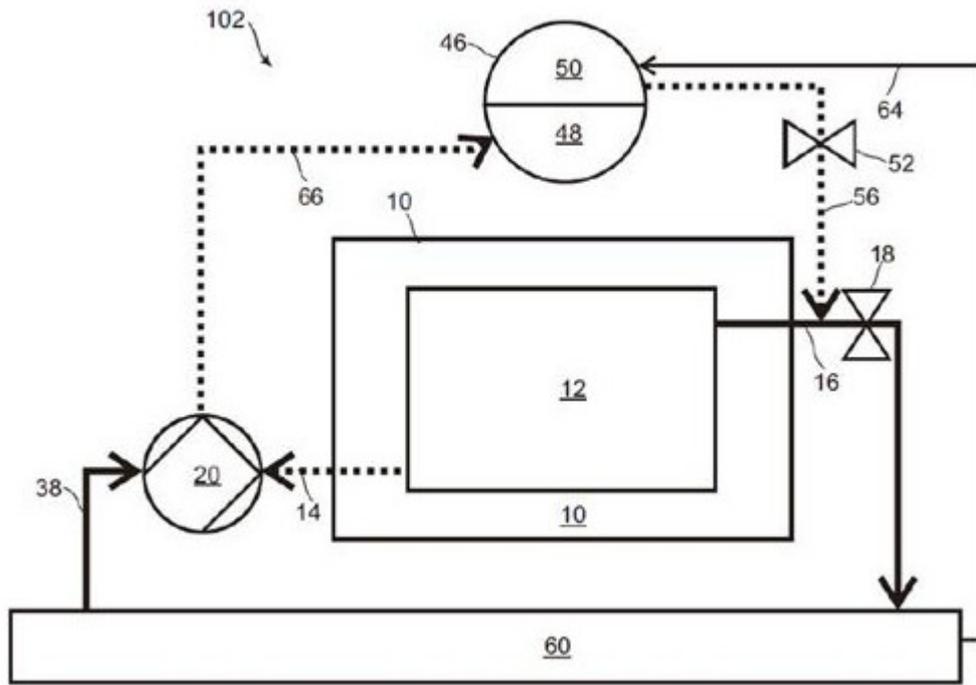


图4b

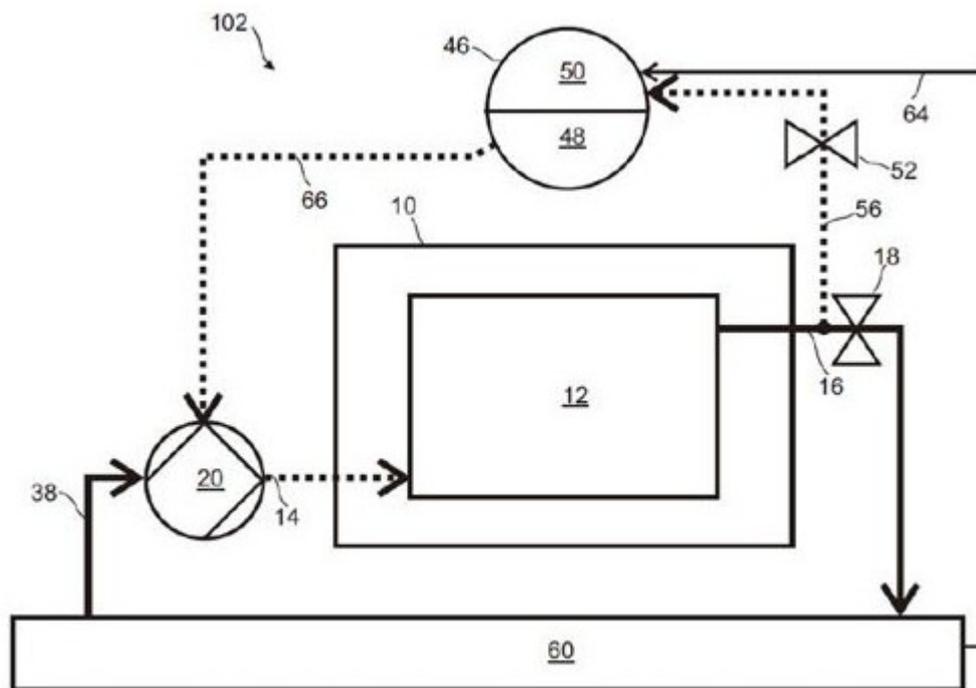


图4c

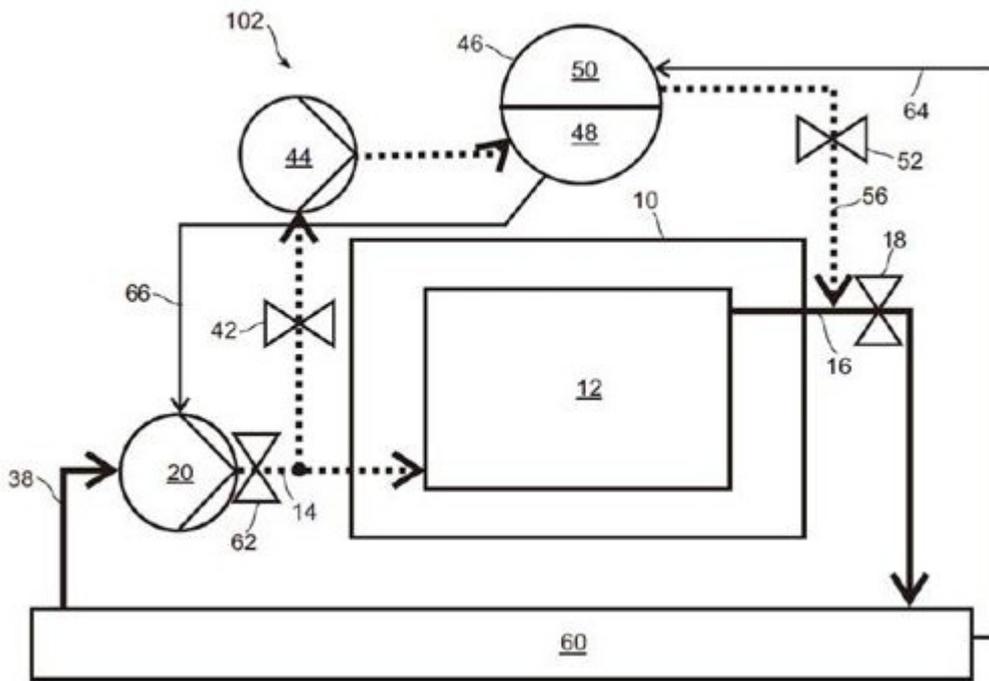


图5

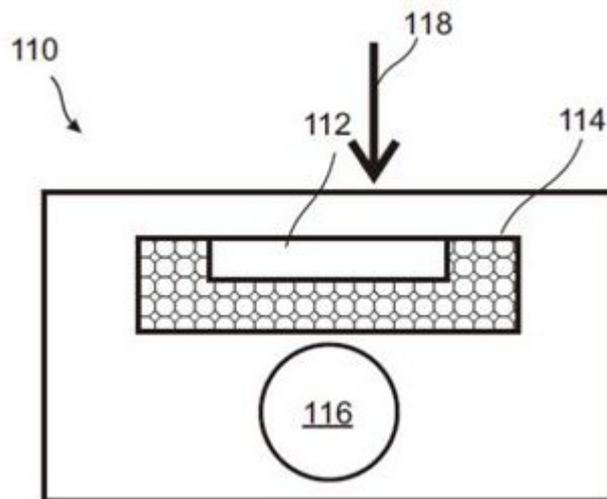


图6

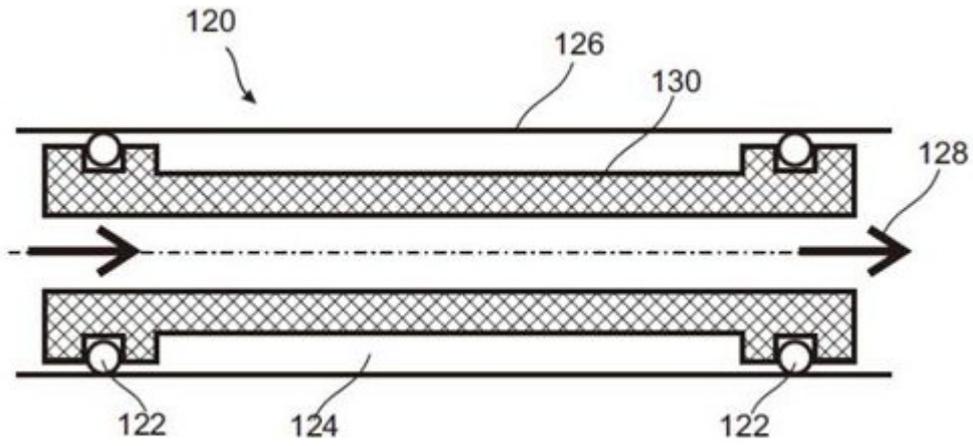


图7a

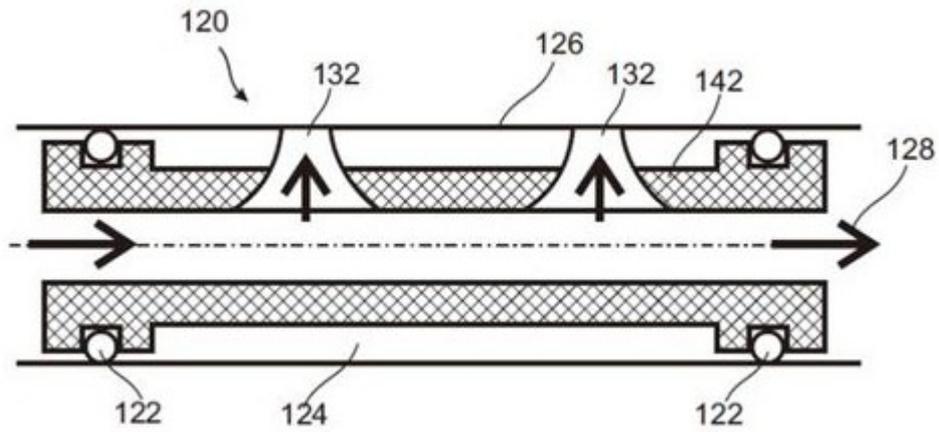


图7b

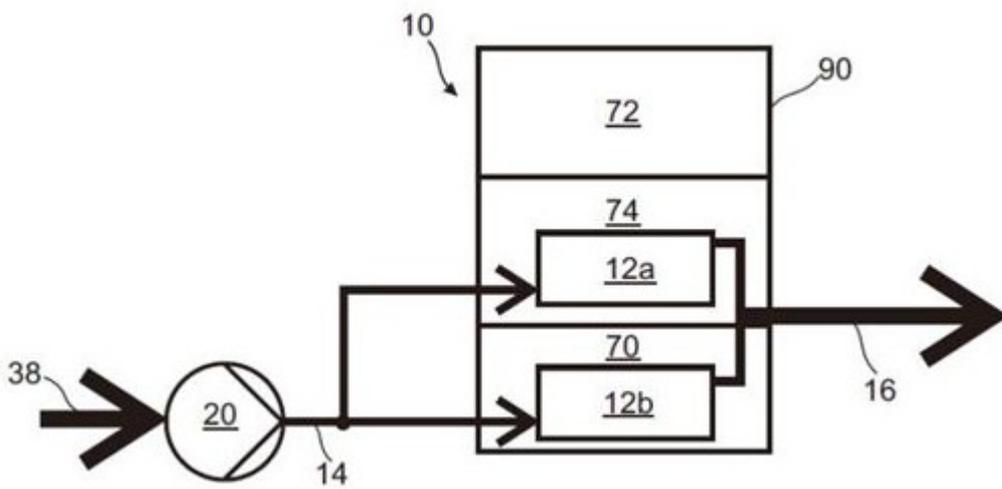


图8a

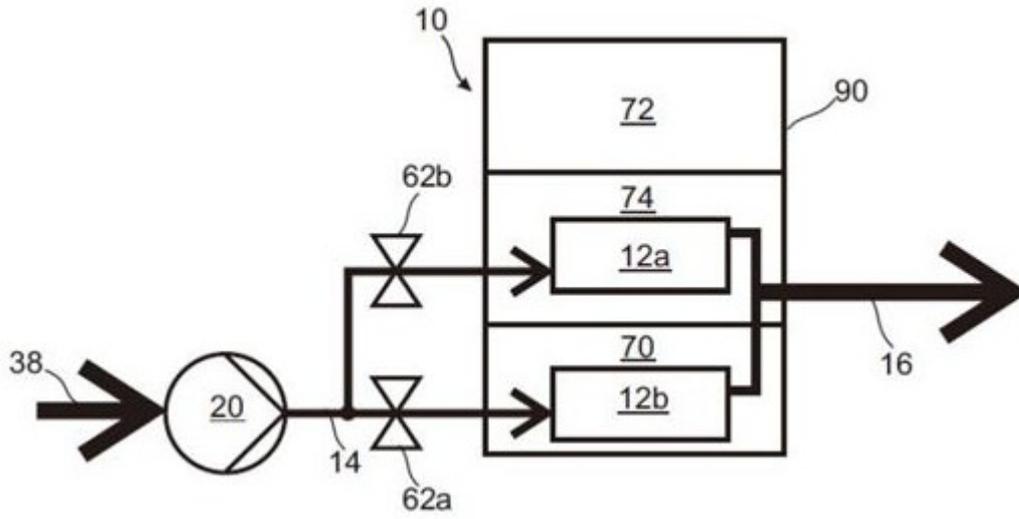


图8b

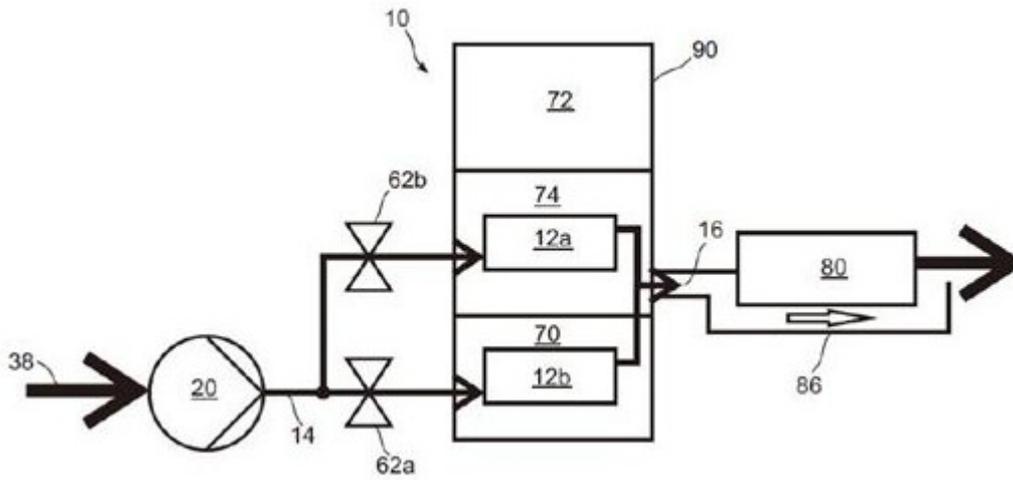


图8c

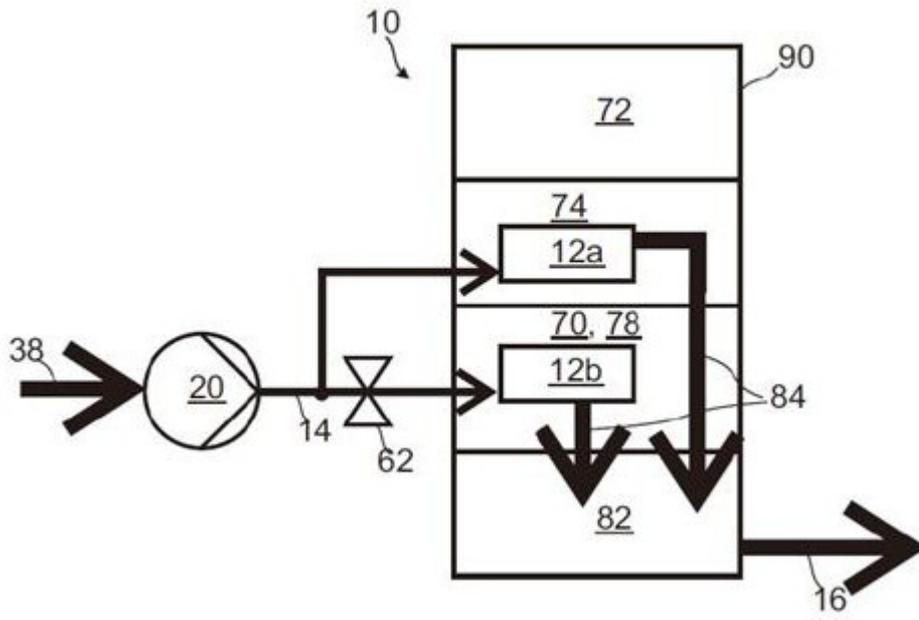


图8d

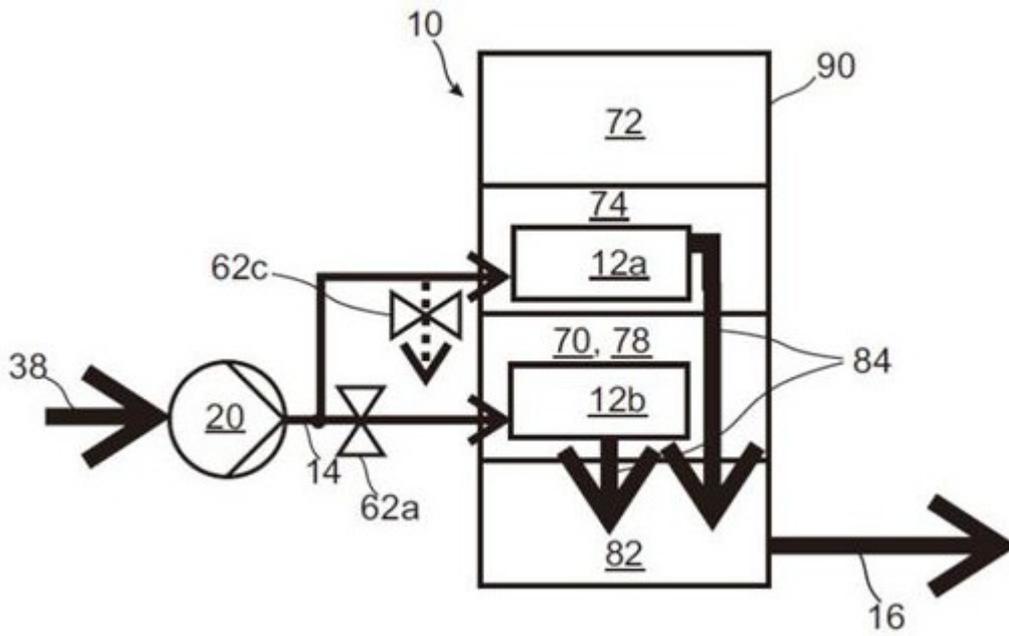


图8e

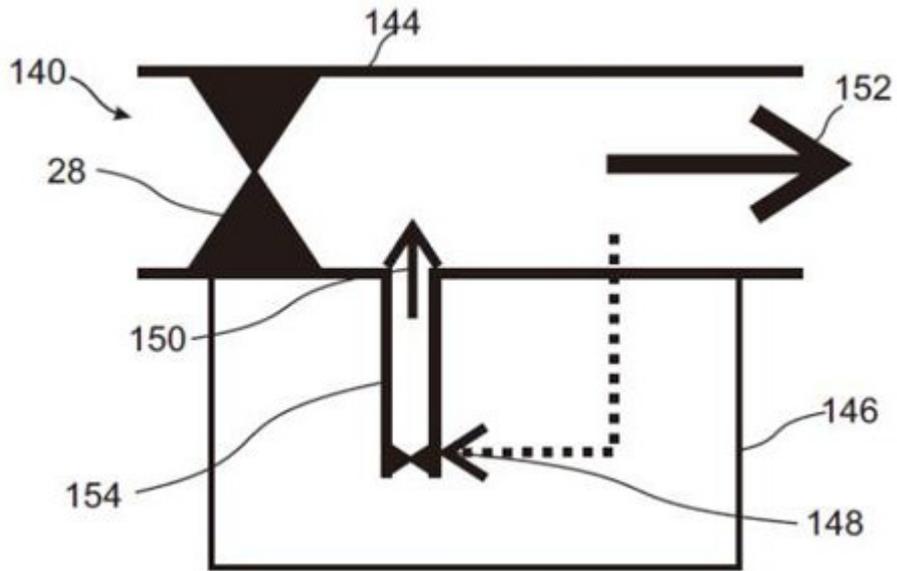


图9

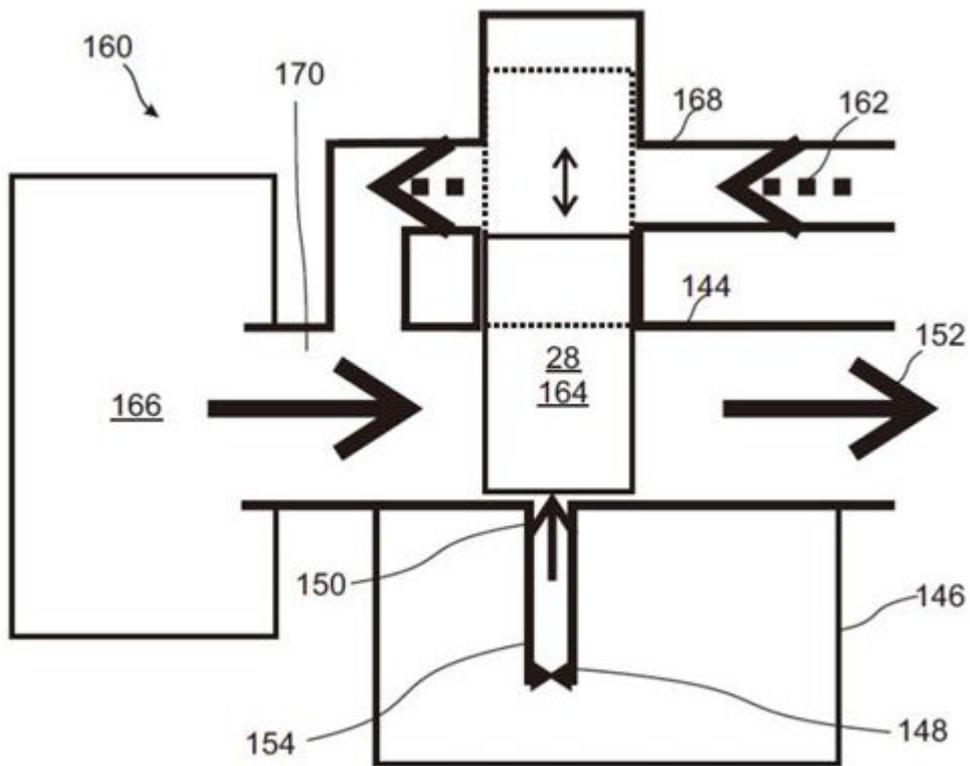


图10

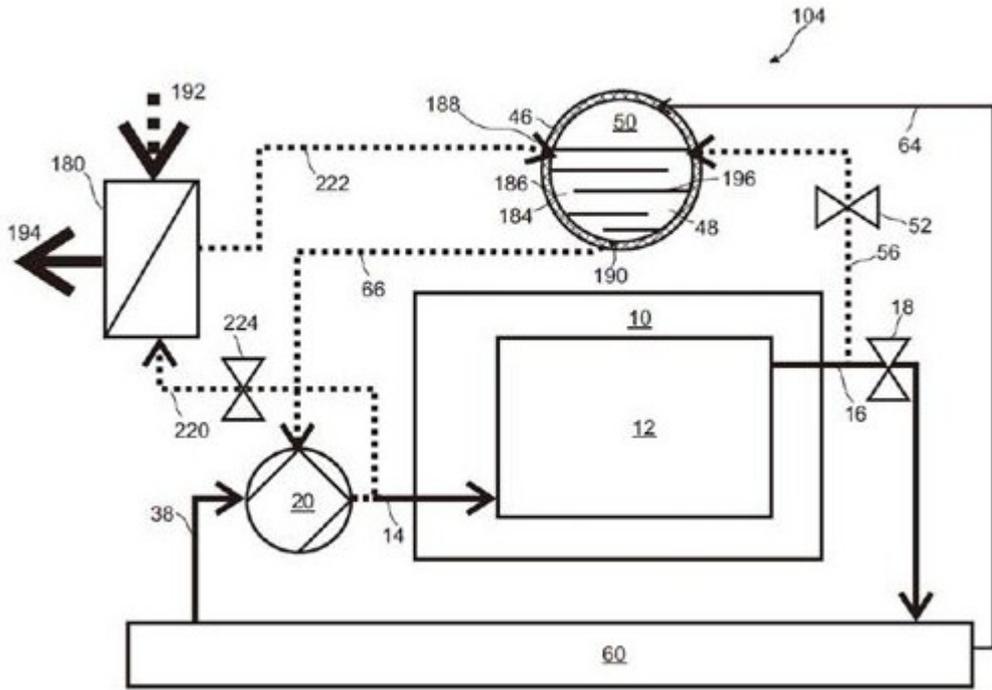


图11

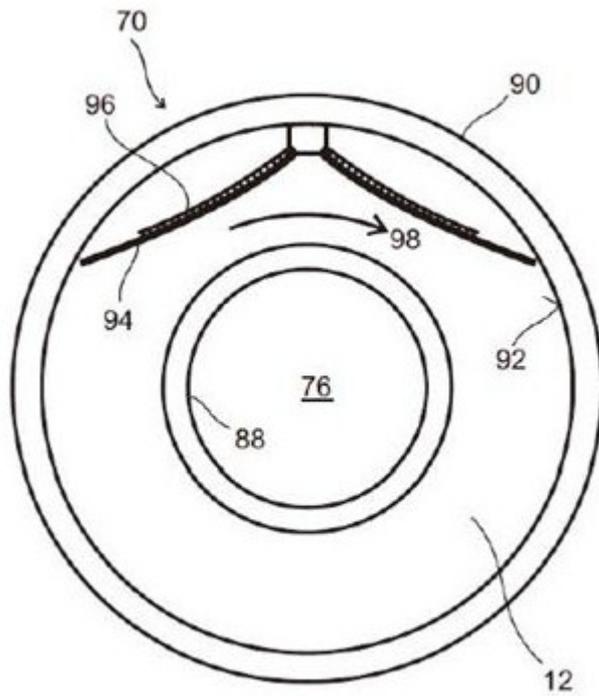


图12a

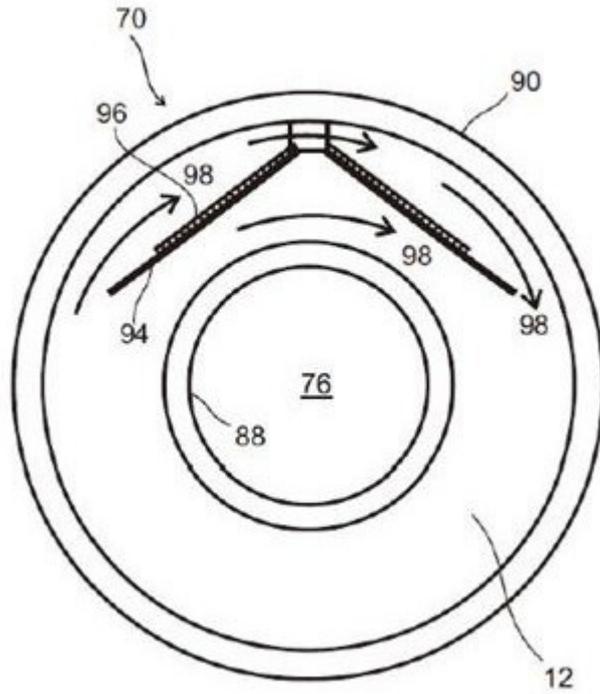


图12b

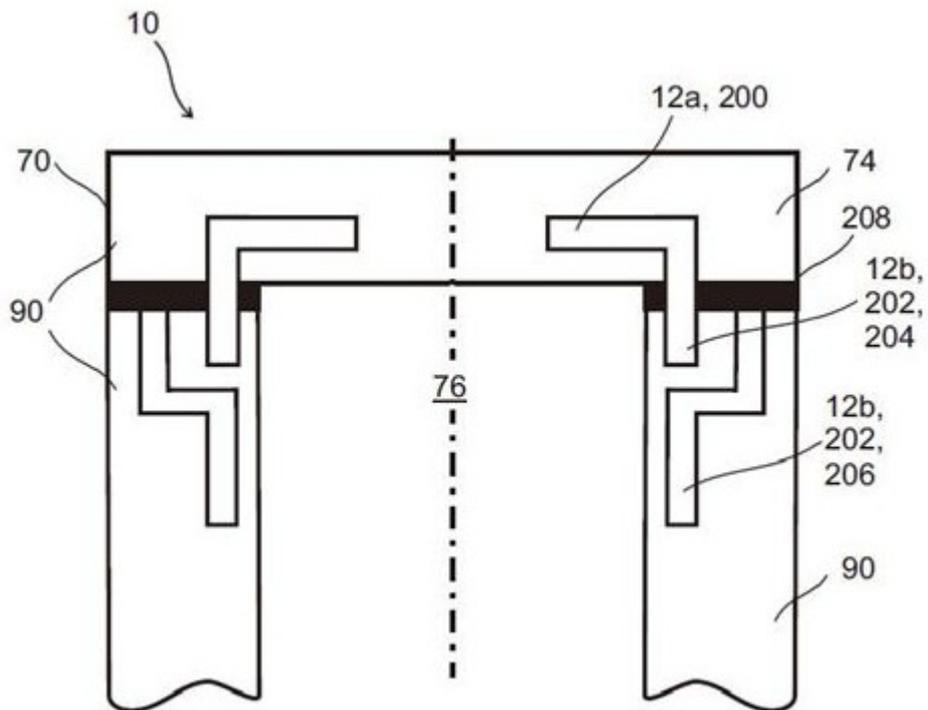


图13a

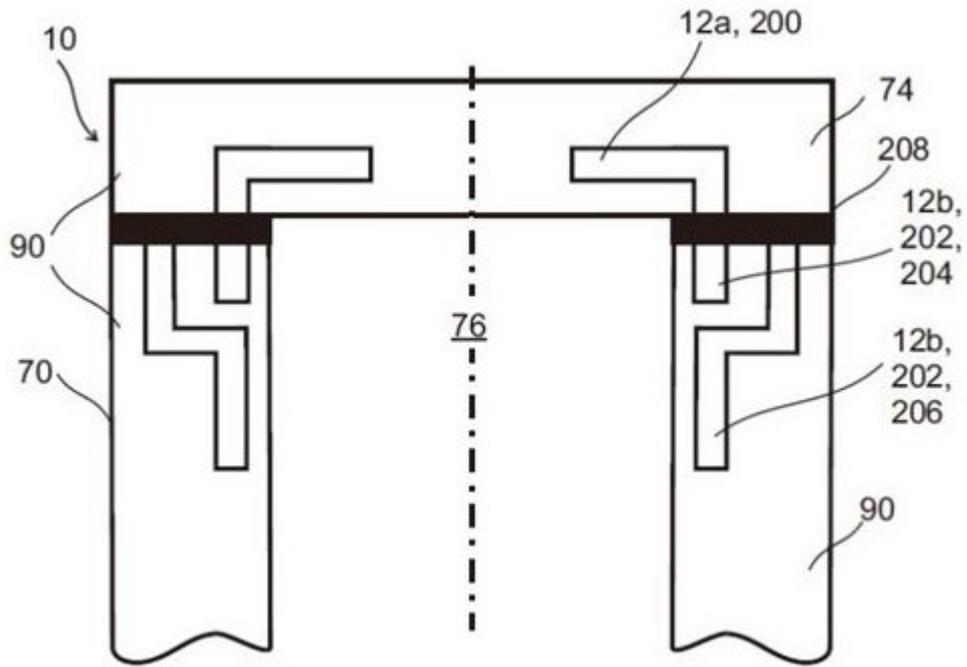


图13b

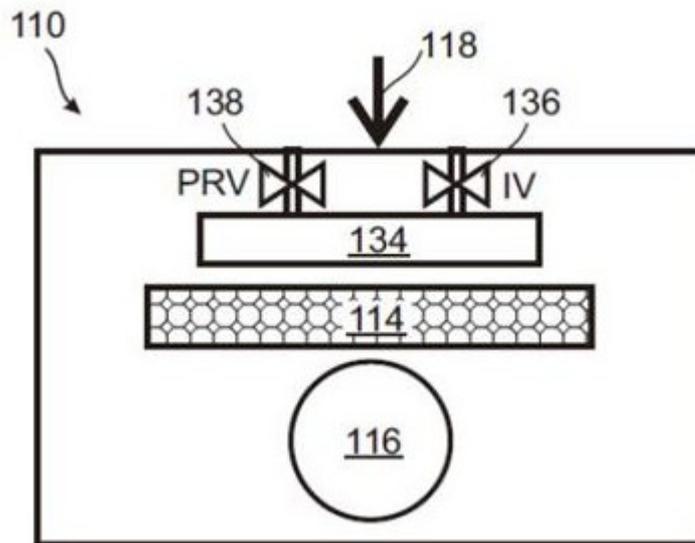


图14a

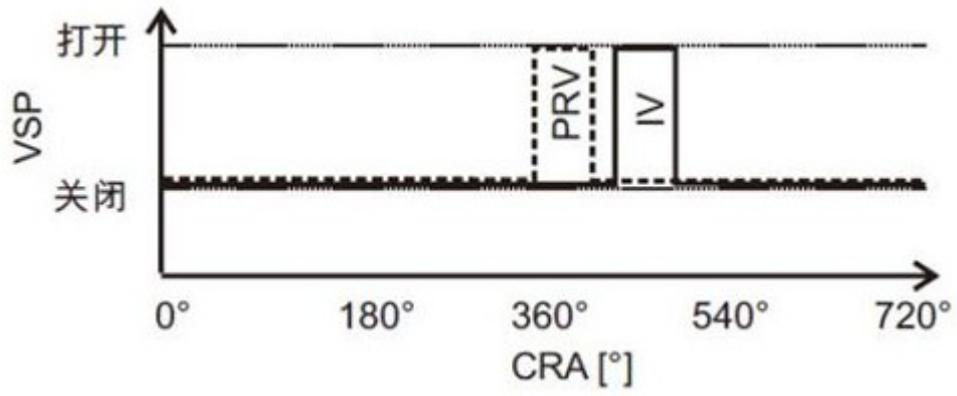


图14b

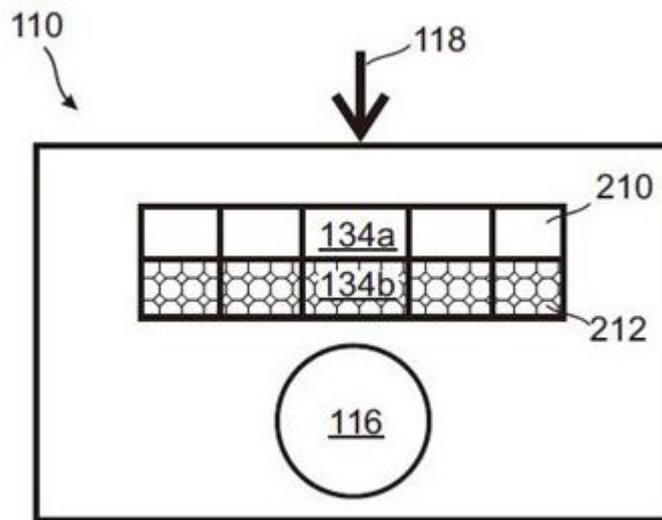


图15a

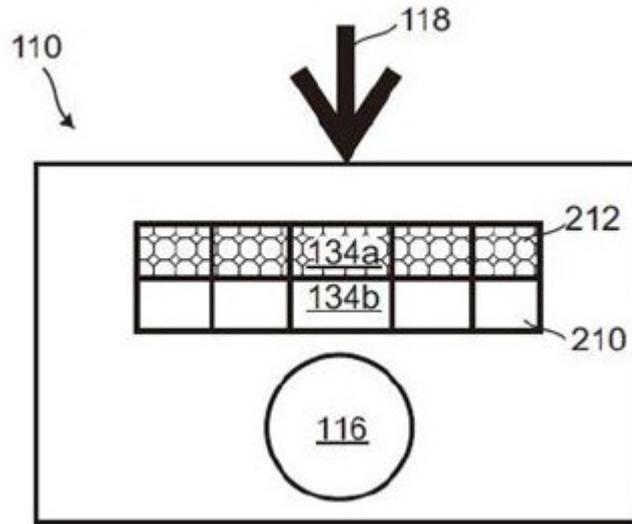


图15b

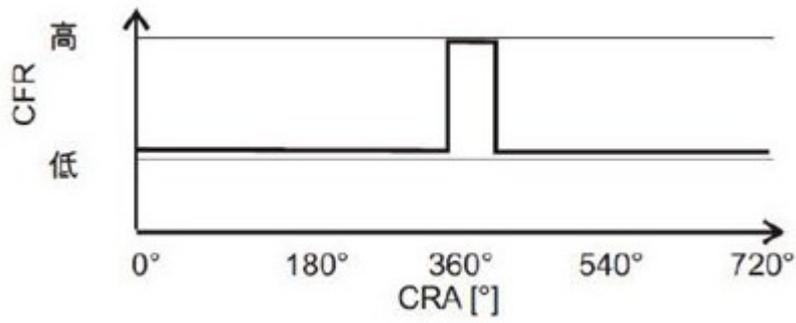


图16

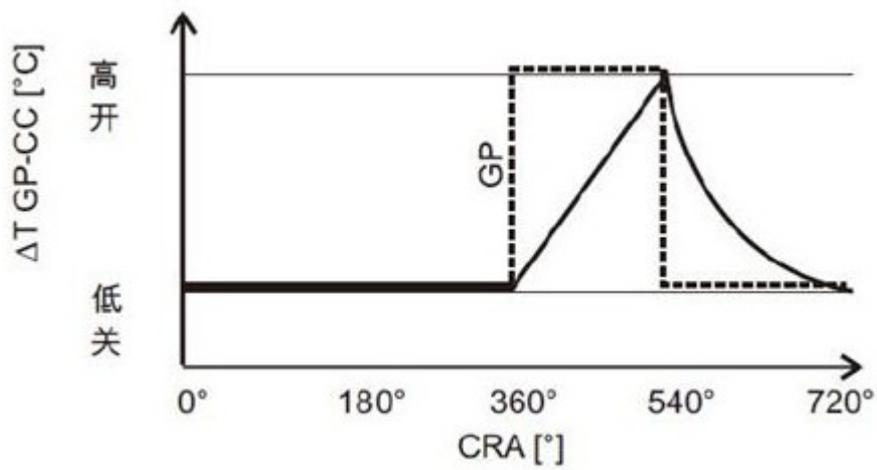


图17

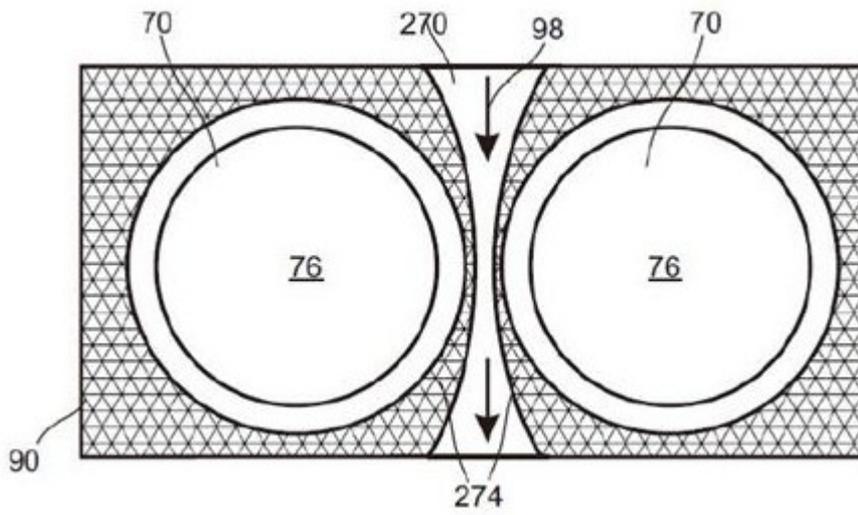


图18a

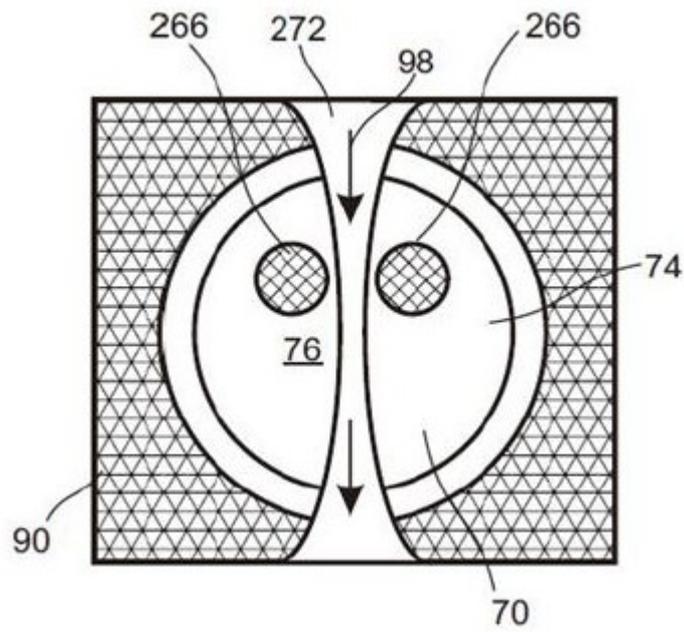


图18b

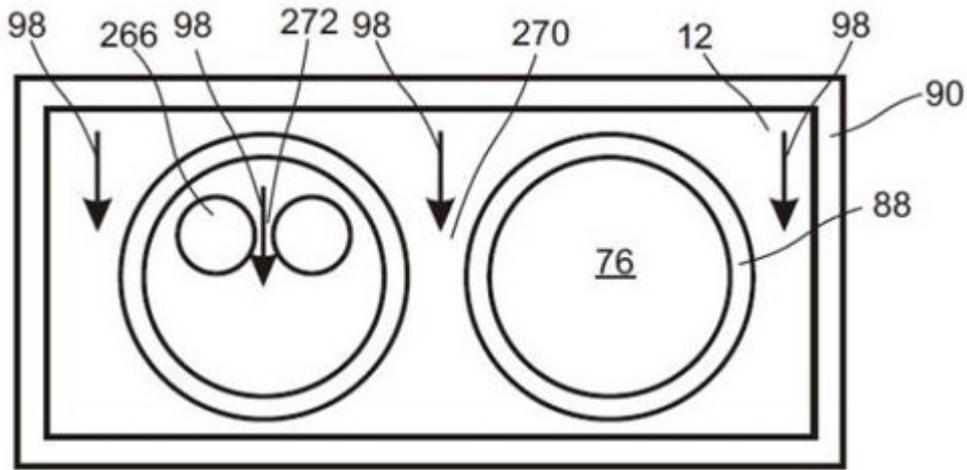


图18c

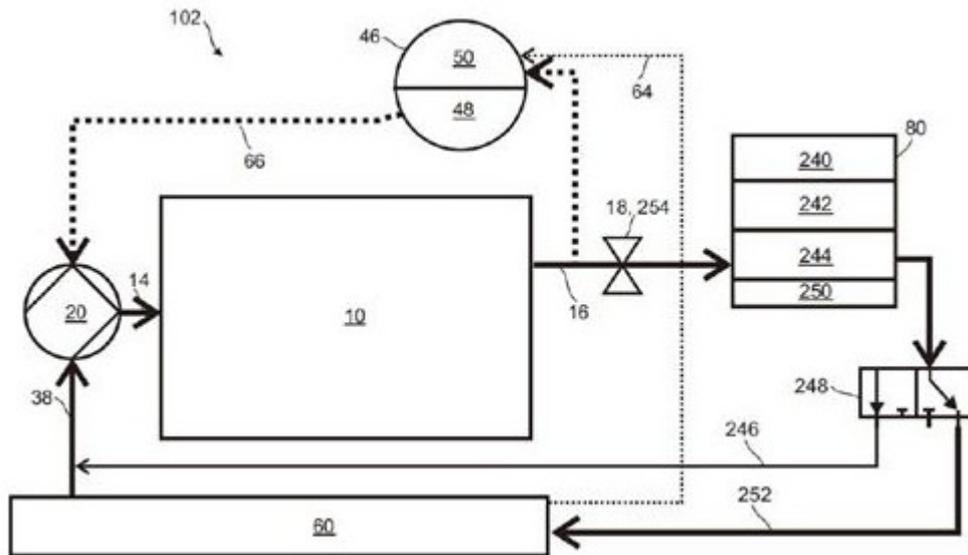


图19

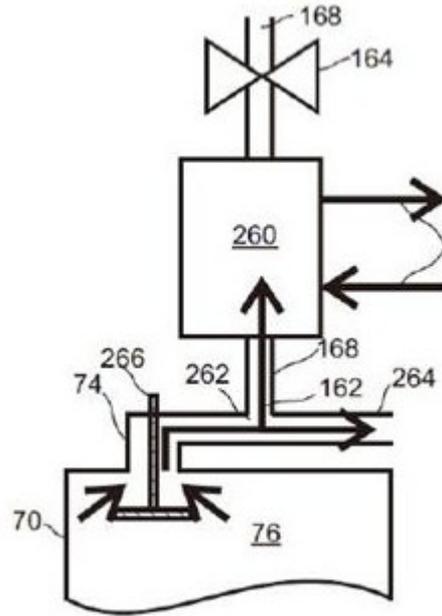


图20a

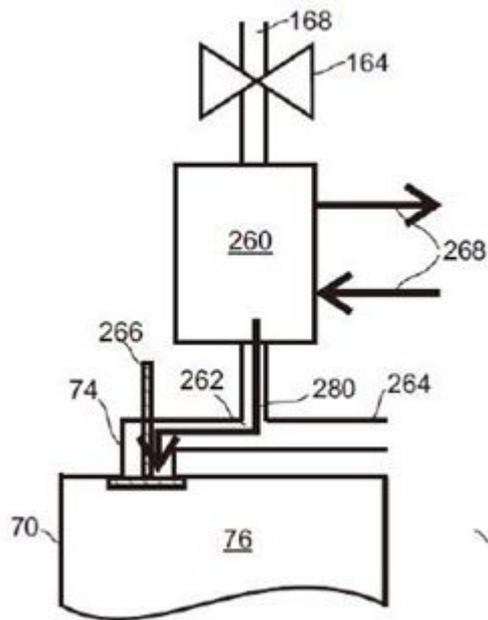


图20b

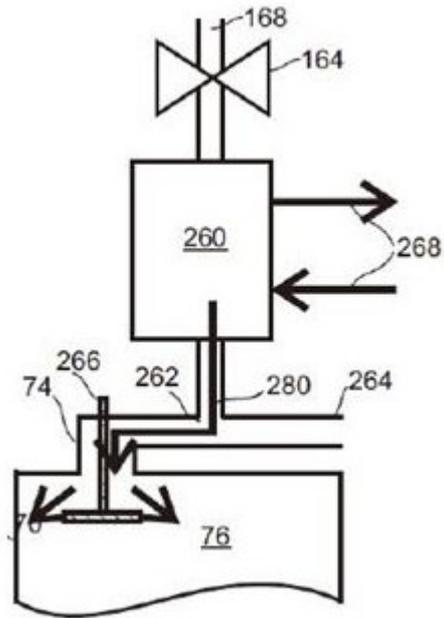


图20c

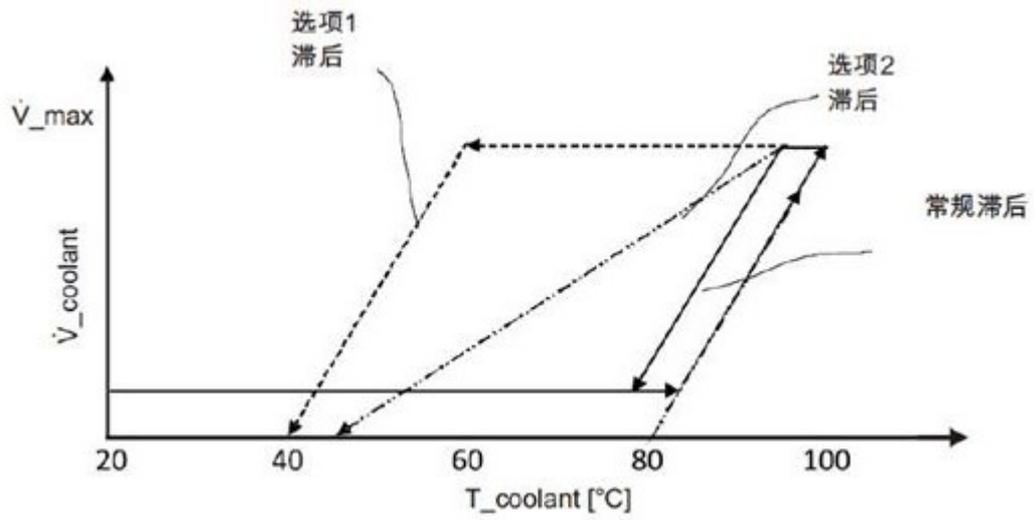


图21

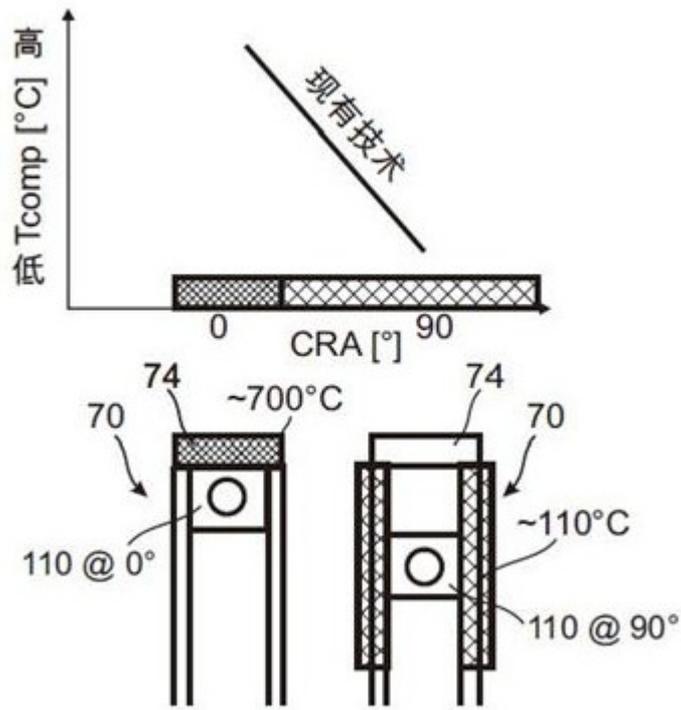


图22a

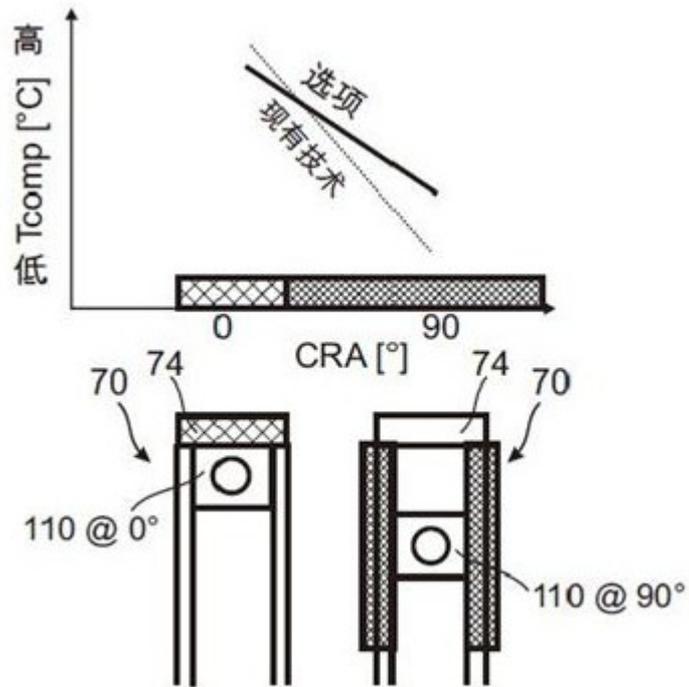


图22b

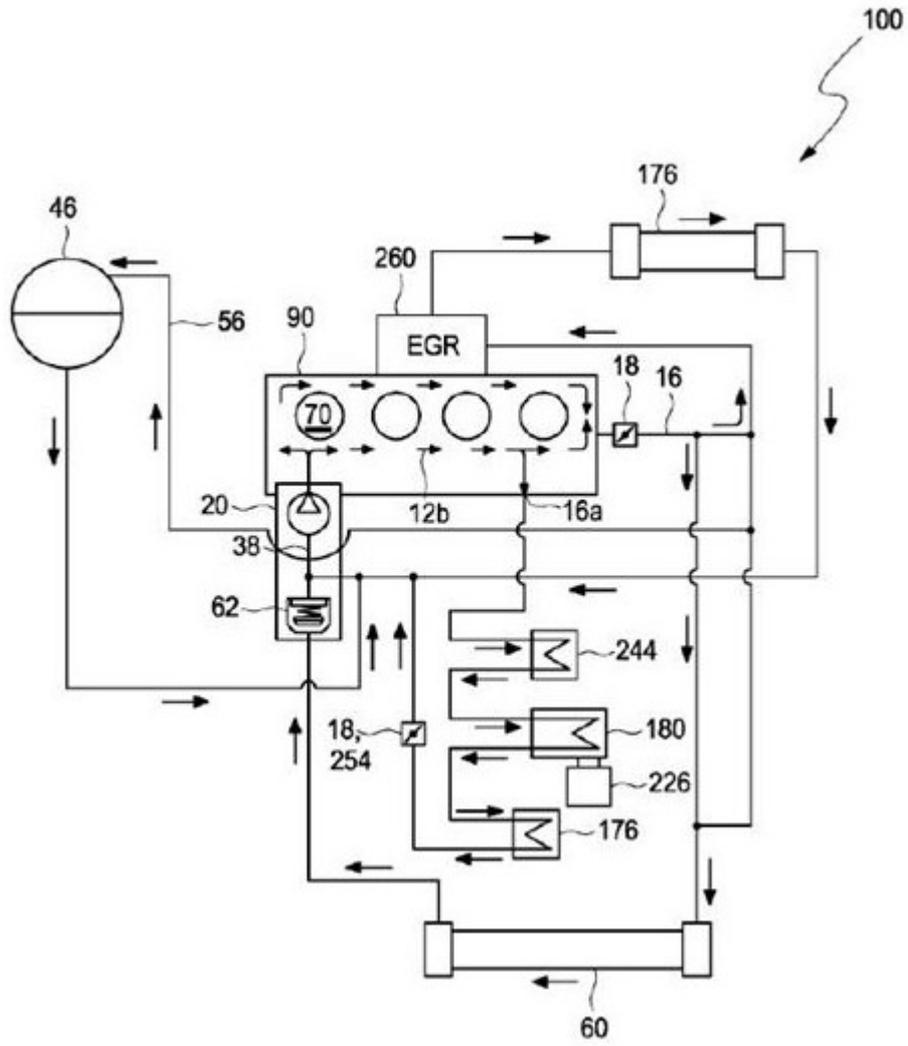


图23

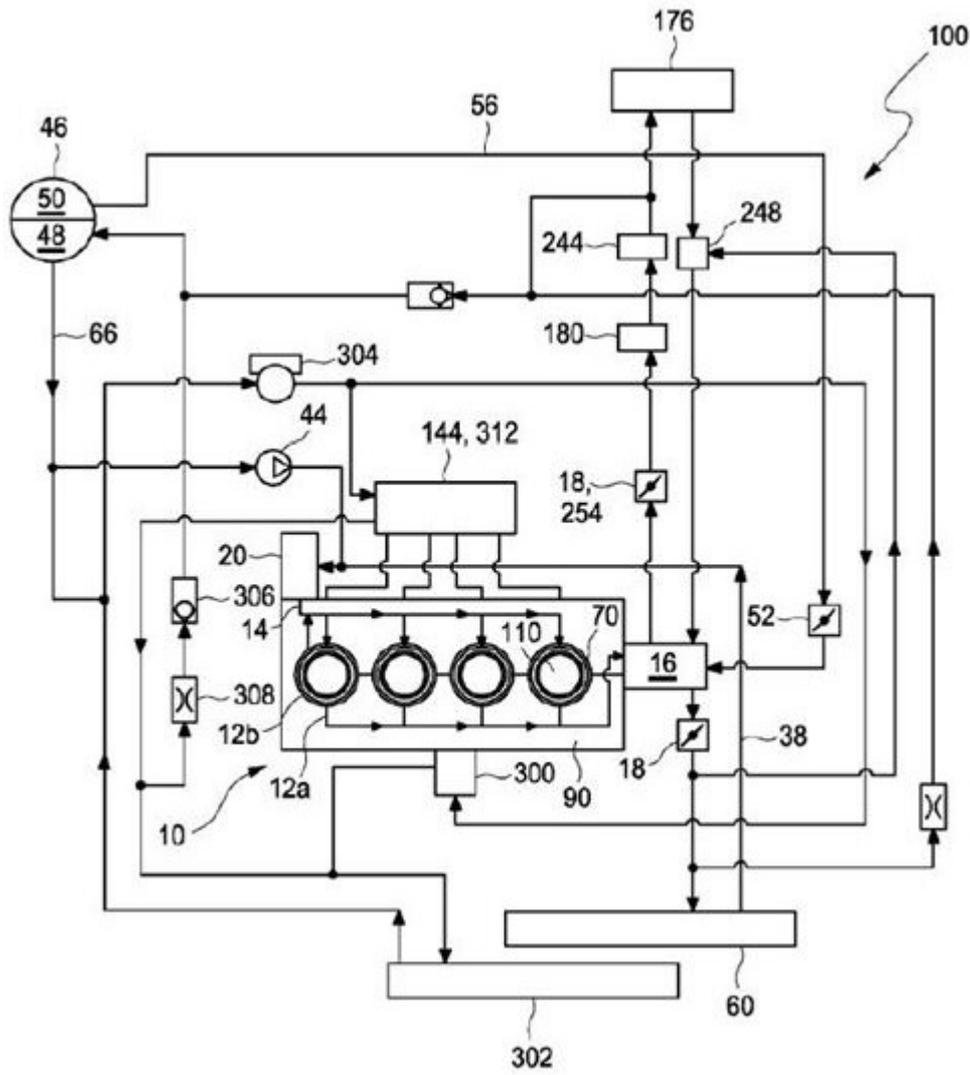


图24