

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.
F02M 25/07 (2006.01)



[12] 发明专利申请公布说明书

[21] 申请号 200680048401.8

[43] 公开日 2009年1月28日

[11] 公开号 CN 101356358A

[22] 申请日 2006.11.22

[21] 申请号 200680048401.8

[30] 优先权

[32] 2005.11.22 [33] ES [31] P200502863

[86] 国际申请 PCT/EP2006/068742 2006.11.22

[87] 国际公布 WO2007/060172 英 2007.5.31

[85] 进入国家阶段日期 2008.6.20

[71] 申请人 特高恩莎有限公司

地址 西班牙蓬特韦德拉

[72] 发明人 C·M·卡斯塔诺冈萨雷斯

J·A·格兰德费尔南德斯

[74] 专利代理机构 永新专利商标代理有限公司

代理人 杨胜军 蔡洪贵

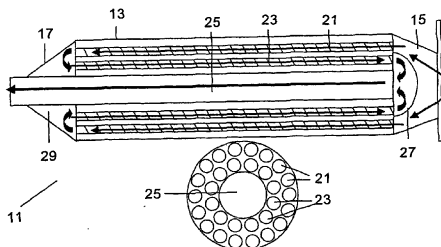
权利要求书4页 说明书7页 附图3页

[54] 发明名称

用于废气再循环系统的三通热交换器

[57] 摘要

本发明涉及一种用于废气再循环系统的三通热交换器(11, 41), 其包括容纳至少一个用于循环通过多个管道的气体的冷却腔的壳体(13, 43), 以及在其端部处结合至来自废气歧管的气体入口管道和结合至连接至发动机进气歧管的气体出口管道的头部, 其构造为三通热交换器, 即具有三个用于气体从入口管道循环至出口管道的不同区域(21, 23, 25; 51, 53, 55), 入口管道和出口管道位于交换器的相反端部处。热交换器能包括旁路阀(35, 68)以及两个处于不同温度下的冷却腔(61, 63)。



1. 一种用于废气再循环系统的热交换器（11，41），其包括容纳至少一个用于循环通过多个管道的气体的冷却腔的外壳（13，43），以及在其端部处结合至来自废气歧管的气体入口管道和结合至连接至发动机进气歧管的气体出口管道的头部（15，17；45，47），其特征在于：

a) 其构造有用于气体从入口管道循环至出口管道的三个不同区域（21，23，25；51，53，55）；

b) 入口管道和出口管道位于交换器（11，41）的相反端部处。

2. 根据权利要求 1 的用于废气再循环系统的热交换器（11），其特征在于：

a) 壳体（13）具有圆形截面并且三个不同的气体循环区域（21，23，25）同心地布置于单个冷却腔内侧；

b) 入口头部（15）包括部分（27），所述部分（27）在外侧关闭入口气体通向入口区域（25）和中间区域（23）的通路，但是允许气体通向外外部区域（21），并且，部分（27）在内侧便于气体从中间区域（23）至内部区域（25）的循环；

c) 出口头部（17）包括用于将来自外部区域（21）的气体分配至中间区域（23）的分配腔（29）。

3. 根据权利要求 2 的用于废气再循环系统的热交换器（11），其特征在于：气体通过的管道至少在外部区域（21）中和在中间区域（23）中以环形分布。

4. 根据权利要求 1 的用于废气再循环系统的热交换器，其特征在于：

a) 壳体（13）具有圆形截面并且三个不同的气体循环区域（21，23，25）同心地布置于单个冷却腔内侧，外部区域（25）由单个管道形成；

b) 入口头部（15）包括具有旁通阀（35）的部分（31）以便一方面调节入口气体通向外外部区域（21）或内部区域（25）的通路，另一方面便于气体从中间区域（23）循环至内部区域（25）；

c) 出口头部 (17) 包括用于将来自外部区域 (21) 的气体分配至中间区域 (23) 的分配腔 (29);

d) 内部区域 (25) 延伸通过出口头部 (17) 至交换器的外侧, 用作气体出口管道。

5. 根据权利要求 4 的用于废气再循环系统的热交换器 (11), 其特征在于: 旁通阀 (35) 具有比例致动器 (37) 以便能够将入口气体在外部区域 (21) 和内部区域 (25) 之间分配。

6. 根据权利要求 5 的用于废气再循环系统的热交换器 (11), 其特征在于: 旁通阀 (35) 的控制装置允许通过将温度传感器所提供的出口气体温度考虑在内来控制所述分布。

7. 根据权利要求 4 的用于废气再循环系统的热交换器 (11), 其特征在于: 外部区域 (21) 和中间区域 (23) 中的气体通过的管道以环形分布。

8. 根据权利要求 1 的用于废气再循环系统的热交换器 (41), 其特征在于:

a) 壳体 (43) 具有圆形截面, 第一气体循环区域 (51) 占用其一个半部, 并且第二气体循环区域 (53) 和第三气体循环区域 (55) 占用其另一个半部, 后一个区域位于接近壳体 (43) 的侧面上;

b) 入口头部 (45) 包括部分 (57), 部分 (57) 在外侧关闭入口气体通向第二区域 (53) 和第三区域 (55) 的通路, 但是允许通向第一区域 (51), 并且在内侧便于气体从第二区域 (53) 至第三区域 (55) 的循环;

c) 出口头部 (47) 包括分配腔 (69), 用于将来自第一区域 (51) 的气体分布至第二区域 (53)。

9. 根据权利要求 1 的用于废气再循环系统的热交换器 (41), 其特征在于:

a) 壳体 (43) 具有圆形截面, 第一气体循环区域 (51) 占用其一个半部, 并且第二气体循环区域 (53) 和第三气体循环区域 (55) 占用其另一个半部, 后一个区域位于接近壳体 (43) 的侧面上并且由单个管道形成;

b) 入口头部 (45) 包括部分 (57), 部分 (57) 一方面借助于旁通阀 (68) 调节入口气体通向第一区域 (51) 或第三区域 (55) 的通路, 并且另一方面便于气体从第二区域 (53) 至第三区域 (55) 的循环;

c) 出口头部 (47) 包括分配腔 (69), 用于将来自第一区域 (51) 的气体分布至第二区域 (53);

d) 第三区域 (55) 延伸通过外部头部 (47) 至交换器的外侧, 用作气体出口管道。

10. 根据权利要求 9 的用于废气再循环系统的热交换器 (41), 其特征在于: 旁通阀 (68) 具有比例致动器 (77) 以便能够将入口气体在第一区域 (51) 和第三区域 (55) 之间分布。

11. 根据权利要求 10 的用于废气再循环系统的热交换器 (41), 其特征在于: 旁通阀 (68) 的控制装置允许通过将由温度传感器所提供的出口气体温度考虑在内来控制所述分布。

12. 根据权利要求 8 至 11 的用于废气再循环系统的热交换器 (41), 其特征在于: 其包括两个处于不同温度的冷却腔 (61, 63), 第一气体循环区域 (51) 位于具有较大冷却能力的冷却腔 (61) 内, 并且第二气体循环区域 (53) 和第三气体循环区域 (55) 位于具有较小冷却能力的冷却腔 (63) 内。

13. 根据权利要求 12 的用于废气再循环系统的热交换器 (41), 其特征在于: 两个冷却腔 (61, 63) 由位于外部壳体 (43) 内的中心板 (49) 所划分。

14. 根据权利要求 12 的用于废气再循环系统的热交换器 (41), 其特征在于: 两个冷却腔构造为分开的半壳体 (71, 73)。

15. 根据权利要求 3、7、8 或 9 的用于废气再循环系统的热交换器 (11), 其特征在于: 每个不同的气体循环区域 (21, 23, 25; 51, 53, 55) 包括不同数量的气体通过管道。

16. 根据权利要求 3、7、8 或 9 的用于废气再循环系统的热交换器 (11), 其特征在于: 不同气体循环区域 (21, 23, 25; 51, 53, 55) 的至少一个包括圆形截面的、直径不同于其它区域管道直径的气体通

过管道。

17. 根据权利要求 3、7、8 或 9 的用于废气再循环系统的热交换器 (11)，其特征在于：不同气体循环区域 (21, 23, 25; 51, 53, 55) 的至少一个包括与其它区域的管道相比热交换程度不同的气体通过管道。

18. 根据权利要求 3、7、8 或 9 的用于废气再循环系统的热交换器 (11)，其特征在于：不同气体循环区域 (21, 23, 25; 51, 53, 55) 的至少一个包括与其它区域的管道相比横截面不同的气体通过管道。

用于废气再循环系统的三通热交换器

技术领域

本发明涉及一种用于内燃机的废气再循环（EGR）系统的热交换器，并且更具体地涉及一种其内具有三个不同气体循环通道的热交换器。

背景技术

在现有技术中已知内燃机中不同的废气再循环系统（称为 EGR 系统）。

这些系统在使废气经受冷却处理以降低 NO_x 排放量之后从发动机的排气歧管将废气再循环至进气歧管。

冷却处理在由冷却腔形成的热交换器中执行，冷却腔中容纳一组供气体通过的管道，所述管道由一直进行再循环的冷却剂所包围。

在现有技术中已知单通道热交换器，其中废气在一端进入、被分布于所述管道之间并且在已经向冷却剂输出热之后以较低温度在相反端处离开。

这些交换器能包括旁通管线，根据预先确定的状态，在将废气朝着热交换器或者朝着旁通管线导通的阀的控制下，其允许废气在不穿过热交换器的情况下再循环。

用于 EGR 系统的热交换器的容量由两个参数限定：

—效率：这是所获得的冷却和能在工作状态之下获得的最大冷却之间的比率：

$$E_f = (T_{ig} - T_{og}) / (T_{ig} - T_{iw}), \text{ 其中}$$

E_f = 效率

T_{ig} = 进气 T

T_{og} = 出气 T

T_{iw} = 进入水或冷却剂 T

一压降。这是气体在行进通过该部分时由于摩擦、截面变化以及气体所经受的湍流所引起的压力损失。

在用于 EGR 系统的所有热交换器中，效率倾向于最大化以便从而降低在发动机中产生的 NO_x 的水平并且最小化压降，目的是能够再循环大量的废气。

在设计用于 EGR 系统的热交换器时，还需要考虑发动机的可利用空间，所以在所有情况下不能超过给定的长度，其目的是改进该部分的效率。

在这个意义上，用于 EGR 系统的两通热交换器是已知的，其在一个端部处具有圆形头部，迫使气体再进入受到冷却的管道，以使得气体两次通过它们，因此得名。

在这种类型的交换器中，气体入口具有附接的出口，并且其还允许结合旁通阀以在启动发动机之后的最初几分钟期间旁通热交换器以便帮助其迅速到达操作温度并且启动催化剂。

两通热交换器比单通热交换器更有效，尽管压降也稍微较大（取决于所用管道的数量）并且壳体的外径较大。然而，壳体零件必须在入口处使用，将入口与出口分开，明显地使其更昂贵。

然而，如果供气体流出的废气歧管的 EGR 出口位于交换器的一端处并且进气歧管的入口位于相反端处（其中气体必须在其穿过热交换器之后接受），在多种场合下必须增加外部管道以将冷却的气体传送至目标位置。

需要使用这种外部管道由于在大部分发动机中缺乏空间而使设计变复杂化，并且在许多场合不能使用这种类型的交换器。

汽车工业要求改进已知 EGR 系统以响应于不同的需要。其中之一已经由于关于容许 NO_x 排放量的管理规章日益增长的要求而导致。必须符合的另一个需求是通过简化它们部件的设计以改进集成能力从而便于汽车中发动机的组装。

发明内容

本发明的目标是提供一种作为 EGR 系统整体元件的热交换器，其

用于再循环内燃机的废气，类似于已知交换器，其包括容纳至少一个用于循环通过多个管道的气体的冷却腔的外壳，以及在其端部处结合至来自废气歧管的气体入口管道和结合至连接至发动机进气歧管的气体出口管道的头部，与已知交换器不同的是，其具有下述特征：

- 其构造有用于气体从入口管道循环至出口管道的三个不同区域；
- 入口管道和出口管道位于交换器的相反端部处。

热交换器可包括旁路阀，在此情况下这三个用于气体循环的不同区域中的一个执行旁路管线的作用，其能借助于双管绝热，确保在执行旁路作用时极度降低的效率。

交换器又可包括单个冷却腔或两个处于不同温度下的冷却腔，其中第一个容纳不同气体通路区域之一并且其中第二个容纳另外两个。

在根据本发明的三通交换器的优点中必须指出以下几点：

- 一高效率。
- 一高度紧凑的部件；
- 一部件的相反端部上的入口和出口，因此无需外部 EGR 管。
- 一较少的堵塞，因此部件具有很小的效率损失。
- 一无需在入口使用精铸件（casting piece），可以用更简单且更廉价的铸件（foundry）来代替。

本发明的其它特点和优点将从下面结合附图对实施例的详细描述中收集，实施例是示例性的而不是限制性的。

附图说明

图 1 示出了根据本发明第一实施例用于废气的热交换器的侧面和横截面图。

图 2a 和 2b 分别示出了根据本发明第二实施例用于废气的热交换器的侧面剖视图，包括旁通阀，并且具有循环通过冷却管道的气体以及穿过旁通管道的气体。

图 3 示出了根据本发明的第三、第四、第五和第六实施例用于废气的热交换器的横截面图。

图 4a 和 4b 分别示出了根据本发明第三实施例用于废气的热交换

器的侧面剖视图，包括旁通阀，并且具有循环通过冷却管道的气体以及穿过旁通管道的气体。

图 5 示出了根据本发明第六实施例用于废气的热交换器的透视图，以及图 6 示出了其分解透视图。

具体实施方式

在 EGR 系统中，发动机废气的一部分排出至废气管道并且另一部分再循环。将要再循环的量由 EGR 阀控制，在某些情况中，例如在完全节流状态中，其甚至能闭合并且不再有任何再循环。再循环的气体与清洁空气混合并且通过进气歧管返回至发动机。

在本发明的第一实施例中，如图 1 所示，交换器 11 包括：壳体 13，其内侧容纳具有冷却剂入口和出口管道的冷却腔（未示出）、入口头部 15 以及出口头部 17。三个不同的气体循环区域是同心区域 21、23、25，外部区域 21 和中间区域 23 由环形布置的多个管道形成。内部区域 25 能由单独管道形成（如图 1 所示），具有与其它区域相比非常低的热交换水平，或者根据气体冷却要求类似于其它两个区域由多个管道形成。

必须观察到，冷却区域 21、23 的同心模式有助于减少交换器的堵塞并且因此增加其效率，因为：

- 在气体较凉时堵塞显著地增加。
- 如果气体湍流，也就是气体通过管道的速度增加，因而如果管道的数量减少，那么堵塞减少。
- 区域 23 具有与区域 21 相比较小数量的管道，并且气体在此处是最凉的，以使得由于较大的湍流，交换器效率的总损耗由于堵塞而较小。

入口头部 15 包括与气体入口相对的半球形部分 27，其覆盖所述第二和第三区域 23、25 以防止进入的气体接近它们并且将气体朝着外部区域 21 定向。

出口头部 17 具有分配腔 29，其收集从外部区域 21 的管道出来的气体并且将其引导至中间区域 23 的管道，在此处气体继续被冷却并且

从这里朝着半球形部分 27 离开，半球形部分 27 迫使气体朝着内部管道 25 定向，因为这里没有其它出口。

内部管道 25 朝着交换器 11 的出口延伸，执行穿过出口头部 17 的气体的出口管道的功能，其以气密的方式附接至出口头部 17。

图 2a 和 2b 所示的本发明第二实施例不同于第一实施例之处在于，代替具有半球形部分 27，入口头部 15 具有带有颈部 33 的开口部分 31，旁通阀布置于其中，其示出为由外部气体致动器 37 所操作的圆形叶片 35。

在致动器 37 没有被操作时，叶片 35 关闭部分 31 的颈部 33，所示交换器同样地如上所述那样操作（图 2a）。

在致动器 37 启动时，叶片 35 移动 90 度并且气体发现通过颈部 33 的通道空间空闲，所以其被直接导向至中心管道 25 并且在没有冷却的情况下排出。由于区域 21 的入口处的压力与区域 23 的出口处的压力相同，所以气体不能通过区域 21 和 25，从而防止气体的循环。

在这个实施例中，如果提供用于旁通阀的比例致动器（proportional actuator），则能够获得其任何程度的开口，并且热交换器因此可用，其中能控制 EGR 气体离开至旁通管道 25 的流动速率百分比并且因此能控制恒定的气体出口温度。

通过在交换器的出口处布置测量出口温度的温度传感器，能控制旁通阀的开口程度并且因而能获得期望的出口温度。能够获得的出口温度将在由交换器的热效率以及进入热交换器的流体（EGR 气体和冷却剂）的入口状态所限定的范围内。

图 3 示意性地示出了将要描述的本发明以下实施例的共同部分，其中示出了交换器 41，其壳体 43 具有圆形截面并且其中其一个半部由第一气体循环区域 51 所占用并且另一个半部由第二气体循环区域 53 和第三气体循环区域 55 所占用，后者位于接近壳体 43 的一侧上。

在图 4a 和 4b 所示本发明的第三实施例中，两个半圆形截面的冷却腔 61、63 由中心板 49 隔开，具有不同的冷却剂入口管道 65,64 和出口管道 65',64'、入口头部 45 和出口头部 47。两个冷却腔 61、63 被隔开以便能够在不同的温度处例如 110 度和 60 度用冷却剂操作。

位于较高温度处的冷却腔 61 容纳通过多个管道的第一气体循环区域 51。位于较低温度处的冷却腔 63 容纳由多个管道形成的第二气体循环区域 53，并且，第三气体循环区域 55 由一单个与其它区域相比热交换水平低得多的管道形成。

入口头部 45 包括结合有旁通阀 68 的部分 57，旁通阀 68 具有如西班牙专利号 2, 223, 217 中所公开类型的致动器 77，并且出口头部 47 具有分配腔 69，其收集离开区域 51 的气体并且将其引导至区域 53 的管道。

交换器的操作类似于前述实施例的操作。在旁通阀 68 闭合时，出口气体接连地穿过三个循环区域 51、53 和 55，在旁通阀打开时，出口气体直接到达执行旁通管道功能的区域 55，并且在旁通阀 68 部分地打开时，气体分配于两个线路之间。

本发明的第四实施例类似于第三实施例而没有旁通阀。在此情况下，部分 57 构造为使得一方面关闭入口气体通向第二区域 53 和第三区域 55 的通道但是允许其通向第一区域 51，并且另一方面便于气体从第二区域 53 循环至第三区域 55。

本发明的第五实施例不同于第四实施例之处在于有一个冷却腔而不是两个。

图 5 和 6 所示的第六实施例不同于第三实施例之处仅在于，其具有两个不同的半壳体 71、73 而不是一个壳体 13，它们的每一个容纳冷却腔 61、63。

在这些附图中还能看出在这个类型的热交换器中用于将冷却腔连接至入口和出口头部的盖 81、凸缘 83 以及中间板 83。

在其不同实施例中，根据本发明的热交换器提供了控制或调节气流的不同可能性，特别是以下可能性。

— 在每个不同的气体循环区域或通道中使用不同数量的管道。这具有优点：能在每个通道中维持相同的平均速率。如公知的，在废气被冷却时，其体积由于温度的效应而缩小，所以对于给定的空闲通道段，气体的速率将逐渐降低。具有不同数量的管道允许在颗粒沉积风险较高的区域中具有较高的气流速率。在高温区域允许较小的流动速

率以便不损害压降并且没有堵塞的风险，并且具有堵塞风险的低温区域中，这通过增加气流速率而被最小化。

— 在每个不同的气体循环区域或通道中使用不同直径的管道。

— 在每个气体循环区域或通道中使用具有不同热交换程度的管道。具有不同开槽的管道能用于每个管道中，或者甚至平滑的管道能用于其中期望压降最小化的任何通道中，并且具有开槽的管道处于其中热交换必须最大化的通道中。

— 在每个通道中使用具有不同横截面的管道，例如在一个通道中使用环形管道并且在另一个管道中使用方形管道。

— 对于旁通管道，根据在作为旁通工作时热效率要符合的规范，能使用单壁或双壁管道。

包括由所附权利要求限定的范围内的任何改变能引入本发明所描述的实施例中。

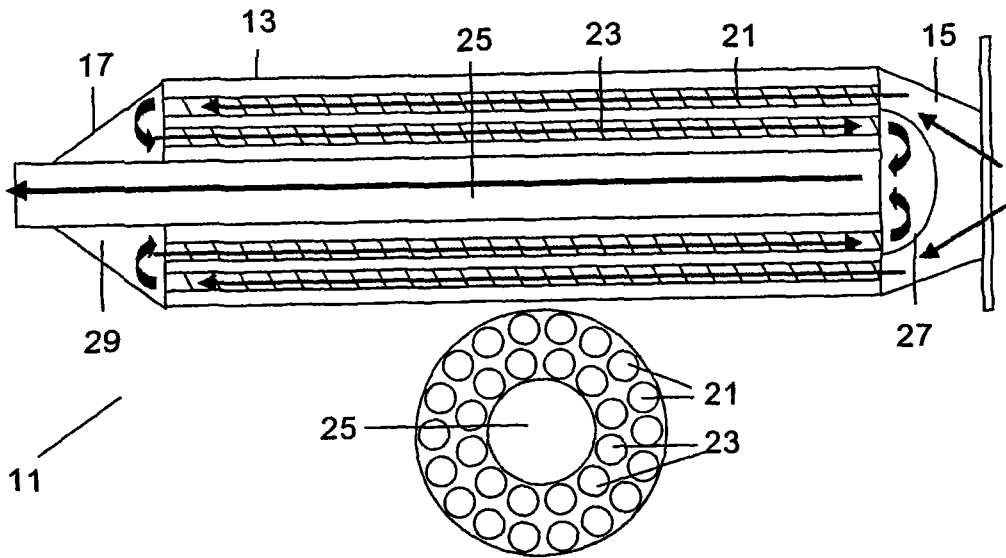


图1

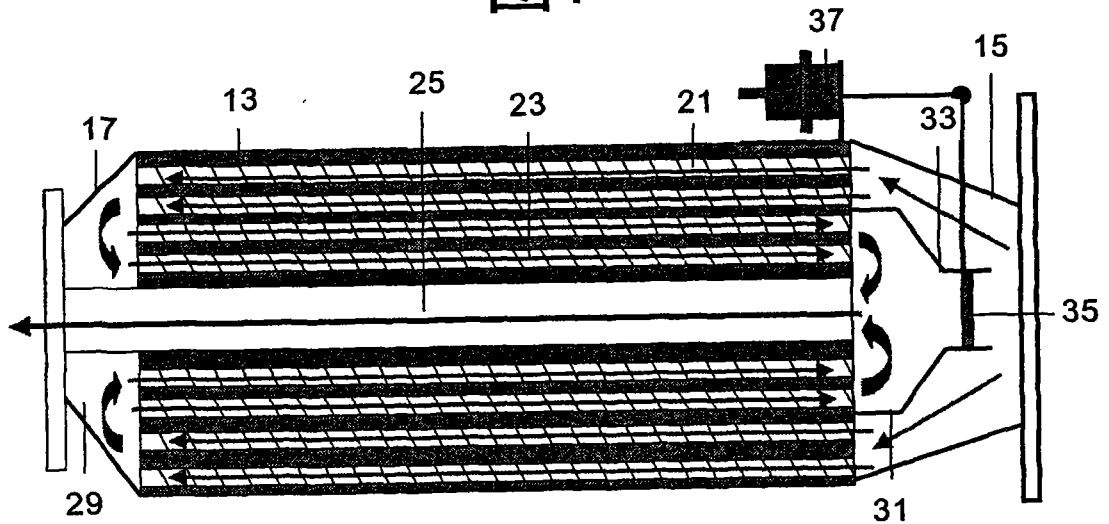


图2a

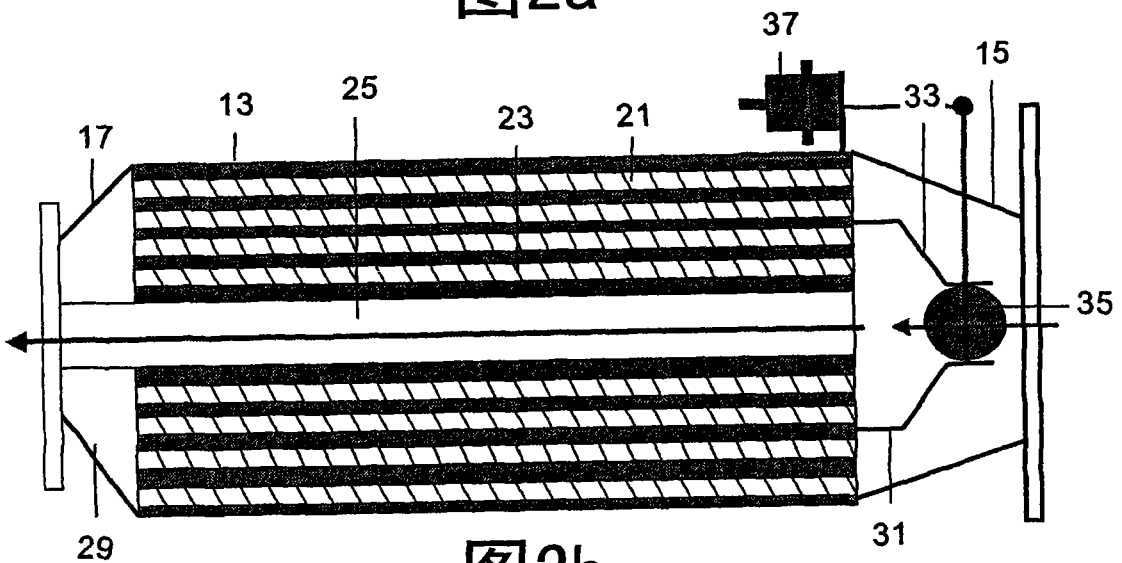


图2b

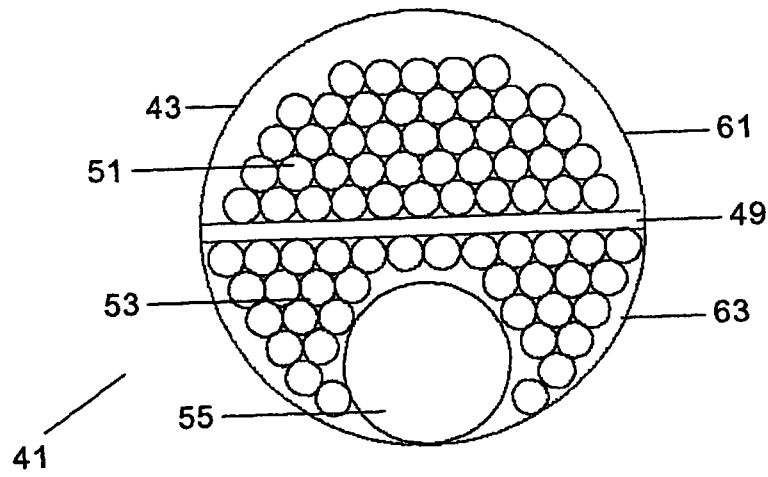


图3

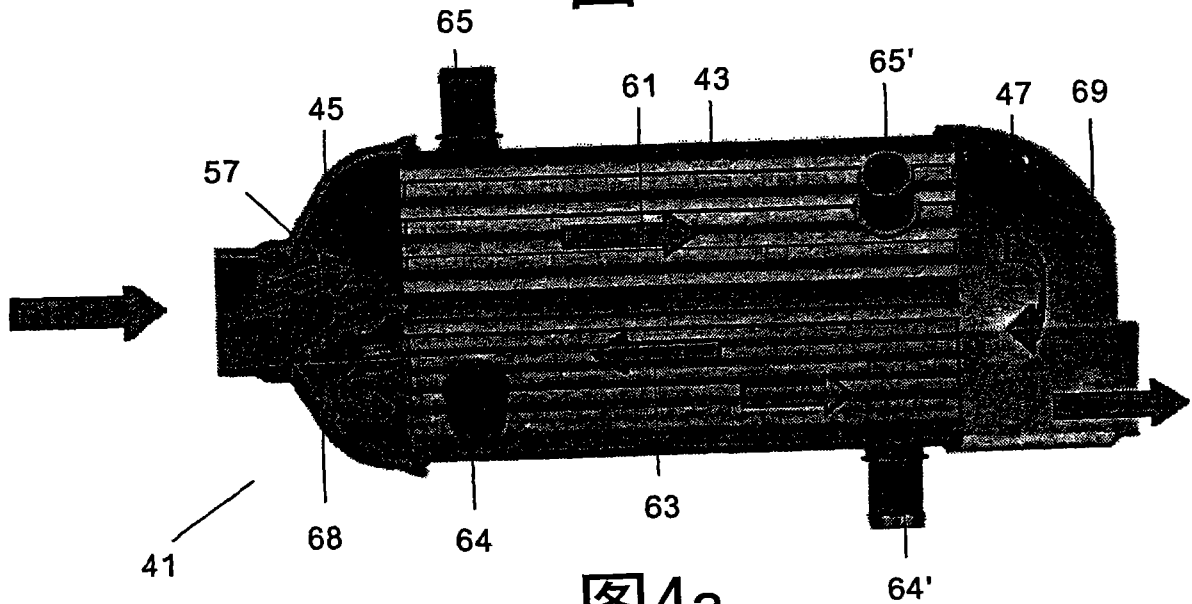


图4a

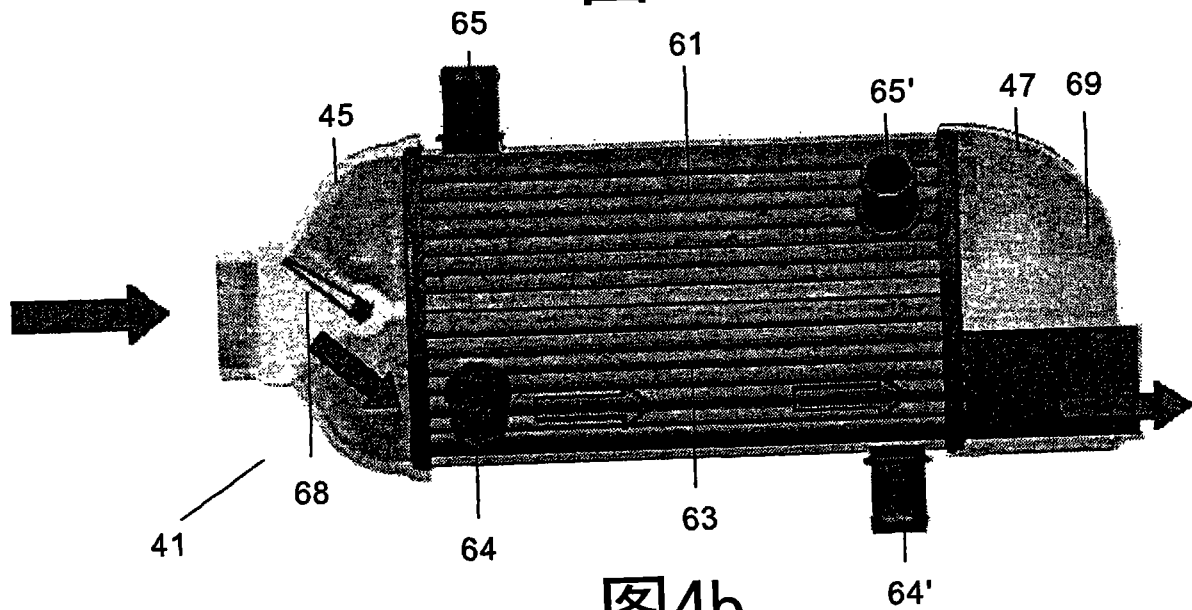


图4b

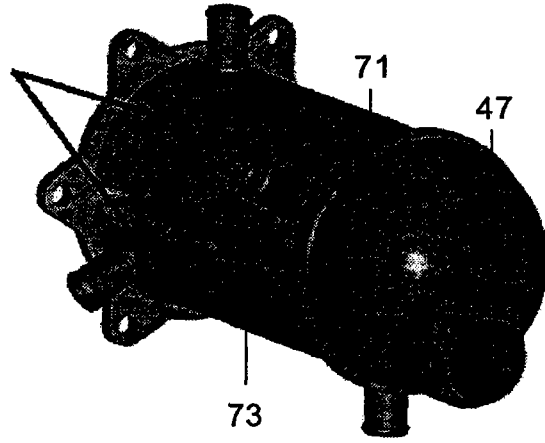


图5

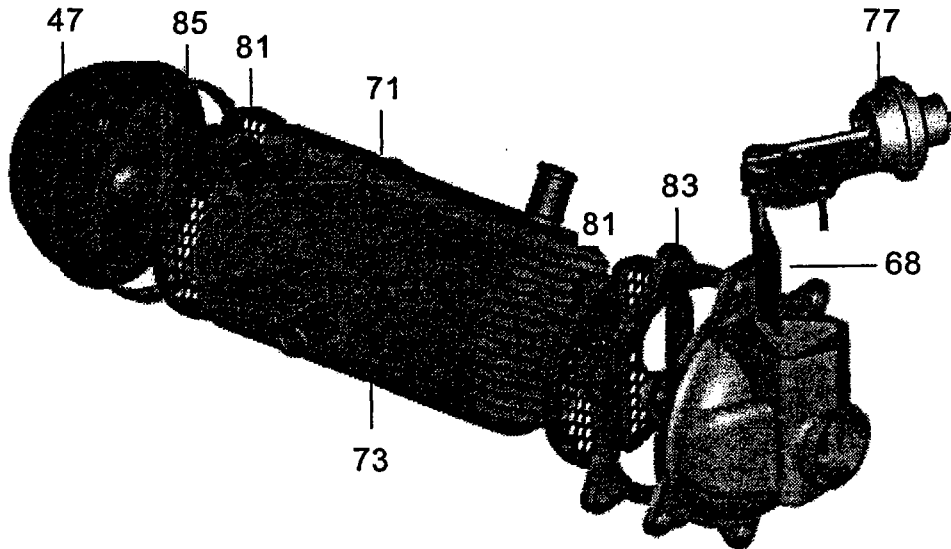


图6