



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 111886459 A

(43) 申请公布日 2020.11.03

(21) 申请号 201880091134.5

(51) Int. Cl.

(22) 申请日 2018.03.20

F25B 39/00 (2006.01)

(85) PCT国际申请进入国家阶段日  
2020.09.11

F28D 1/04 (2006.01)

F28F 1/40 (2006.01)

F28F 13/02 (2006.01)

(86) PCT国际申请的申请数据  
PCT/JP2018/011044 2018.03.20

(87) PCT国际申请的公布数据  
W02019/180817 JA 2019.09.26

(71) 申请人 三菱电机株式会社  
地址 日本东京都

(72) 发明人 宇贺神裕树

(74) 专利代理机构 北京集佳知识产权代理有限公司 11227

代理人 李洋 王培超

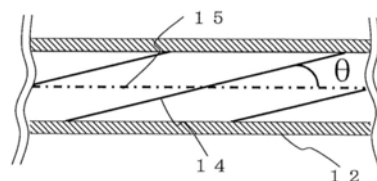
权利要求书2页 说明书6页 附图4页

(54) 发明名称

热交换器、制冷循环装置和空调装置

(57) 摘要

本发明的热交换器具备：导热管，其在供流体通过的管内表面具有相对于管轴方向成为螺旋状的凹部的槽；以及热交换器主体，其具有与导热管接触而促进流体的热交换的翅片，在供流体从热交换器流入口到热交换器流出口之间通过的导热管的流路长度L为 $L \leq 10\text{m}$ 的流路中，具有管轴与槽所成的导程角 $\theta$ 为 $25^\circ \leq \theta \leq 45^\circ$ 的槽，在 $L > 10\text{m}$ 的流路中具有 $5^\circ \leq \theta < 25^\circ$ 的槽。



1. 一种热交换器,其中,  
具备:  
导热管,其在供流体通过的管内表面具有相对于管轴方向成为螺旋状的凹部的槽;以及  
热交换器主体,其具有与所述导热管接触而促进所述流体的热交换的翅片,  
在供所述流体从热交换器流入口到热交换器流出口之间通过的所述导热管的流路长度L为 $L \leq 10\text{m}$ 的流路中,具有管轴与所述槽所成的导程角 $\theta$ 为 $25^\circ \leq \theta \leq 45^\circ$ 的所述槽,在 $L > 10\text{m}$ 的流路中具有 $5^\circ \leq \theta < 25^\circ$ 的所述槽。
2. 根据权利要求1所述的热交换器,其中,  
在从所述热交换器流入口到所述热交换器流出口的流路长度L为 $L \leq 10\text{m}$ 的流路中,具有所述导热管的所述槽的槽高度h为 $h \geq 0.06\text{mm}$ 的所述槽,在 $L > 10\text{m}$ 的流路中具有 $h < 0.06\text{mm}$ 的所述槽。
3. 一种热交换器,其中,  
具备:  
导热管,其在供流体通过的管内表面具有相对于管轴方向成为螺旋状的凹部的槽;以及  
热交换器主体,其具有与该导热管接触而促进所述流体的热交换的翅片,  
在供所述流体从热交换器流入口到热交换器流出口之间通过的所述导热管的流路长度L为 $L \leq 10\text{m}$ 的流路中,具有所述导热管的所述槽的槽高度h为 $h \geq 0.06\text{mm}$ 的所述槽,在 $L > 10\text{m}$ 的流路中,具有 $h < 0.06\text{mm}$ 的所述槽。
4. 根据权利要求1至3中任一项所述的热交换器,其中,  
所述导热管的外径为 $\phi 5.0$ 以下。
5. 根据权利要求1至4中任一项所述的热交换器,其中,  
该热交换器还具备对从所述热交换器流入口到所述热交换器流出口为止的多个所述热交换器主体进行配管连接的流路配管。
6. 一种制冷循环装置,其中,  
该制冷循环装置将压缩机、冷凝器、节流装置、以及蒸发器进行配管连接而构成使制冷剂循环的制冷剂回路,所述压缩机对所吸入的所述制冷剂进行压缩,所述冷凝器通过热交换而使所述制冷剂冷凝,所述节流装置使冷凝后的所述制冷剂减压,所述蒸发器通过热交换使减压后的所述制冷剂蒸发,  
将权利要求1至5中任一项所述的热交换器使用在所述冷凝器和所述蒸发器中的至少一方。
7. 根据权利要求6所述的制冷循环装置,其中,  
冷冻机油是和所述制冷剂具有非相溶性的油。
8. 根据权利要求6或7所述的制冷循环装置,其中,  
所述制冷剂为R290。
9. 一种空调装置,其中,  
该空调装置通过权利要求6至8中任一项所述的制冷循环装置而进行对象空间的制冷

制热。

## 热交换器、制冷循环装置和空调装置

### 技术领域

[0001] 本发明涉及进行热交换的热交换器、制冷循环装置和空调装置。特别是涉及具有在管内表面设置有槽的导热管的热交换器等。

### 背景技术

[0002] 以往,在制冷装置、空调装置、热泵等制冷循环装置所使用的热交换器中,一般针对以规定的间隔排列了多个的翅片,以贯通设置于各翅片的贯通孔的方式配置有在内表面形成槽的导热管。导热管为制冷循环装置的制冷剂回路的一部分,在内部供制冷剂等流体流动。以下,按照制冷剂为流体的情况进行说明。

[0003] 而且,在这样的导热管中流动的制冷剂通过与在导热管的外侧流动的空气等的热交换而进行相变化(冷凝或者蒸发)。为了高效地进行相变化,而基于设定的参数形成槽,通过管内的表面积增加、基于槽部的流体搅拌效果、以及基于槽部的毛细管作用所带来的槽部间的液膜保持效果等,而谋求导热管的导热性能的改善(例如,参照专利文献1)。

[0004] 专利文献1:日本特开2004-301495号公报

[0005] 然而,上述的专利文献1的导热管的槽并不是与导热管的流路对应的形状。因此,在以高密度安装热交换器时,性能有可能降低。

### 发明内容

[0006] 本发明为了解决上述的课题,目的在于,提供规格与导热管的流路相匹配的热交换器、制冷循环装置和空调装置。

[0007] 本发明的热交换器具备:导热管,其在供流体通过的管内表面具有相对于管轴方向成为螺旋状的凹部的槽;以及热交换器主体,其具有与导热管接触而促进流体的热交换的翅片,在供流体从热交换器流入口到热交换器流出口之间通过的导热管的流路长度 $L$ 为 $L \leq 10\text{m}$ 的流路中,具有管轴与槽所成的导程角 $\theta$ 为 $25^\circ \leq \theta \leq 45^\circ$ 的槽,在 $L > 10\text{m}$ 的流路中具有 $5^\circ \leq \theta < 25^\circ$ 的槽。

[0008] 根据本发明的热交换器,具有根据从热交换器流入口到热交换器流出口的流路长度 $L$ 而使槽的导程角不同的导热管,因此能够成为规格与流路的长度匹配的热交换器。而且,能够使热交换的效率良好,提高空调装置的APF (Annual Performance Factor)。

### 附图说明

[0009] 图1是示出本发明的实施方式1的热交换器1的结构的概略图。

[0010] 图2是示出本发明的实施方式1的热交换器主体10的结构的概略图。

[0011] 图3是对在本发明的实施方式1的热交换器1中与管轴的方向平行的方向上的导热管12的内表面进行说明的图。

[0012] 图4是对在本发明的实施方式1的热交换器1中与管轴的方向正交的方向上的导热管12的内表面进行说明的图。

[0013] 图5是示出本发明的实施方式1的导热管12的导程角 $\theta$ 与导热管12的性能的相关关系的图。

[0014] 图6是示出本发明的实施方式1的导热管12的导程角 $\theta$ 与APF的相关性的概略图。

[0015] 图7是示出本发明的实施方式2的导热管12的槽高度h与导热管12内的性能的相关关系的图。

[0016] 图8是示出本发明的实施方式2的导热管12的槽高度h与APF的相关性的概略图。

[0017] 图9是示出本发明的实施方式3的制冷循环装置的结构图。

## 具体实施方式

[0018] 以下,一边参照附图等一边对发明的实施方式的热交换器等进行说明。在以下的附图中,标注了相同的附图标记的结构相同或者相当于相同,这在以下所记载的实施方式的全文中是共用的。另外,在附图中,有时各结构部件的大小的关系与实际的情况不同。而且,说明书全文所表示的结构要素的方式仅仅是例示,不限于说明书所记载的方式。特别是,结构要素的组合不仅限于各实施方式的组合,也可以将其他的实施方式所记载的结构要素用于其他的实施方式。另外,关于压力、温度等的高低,没有特别地按照与绝对值的关系来确定高低,而是在装置等的状态、动作等中相对地确定。另外,对于用下标进行区分等的多个同种设备等,在不需要特别地进行区分、或者确定的情况下,有时省略下标等而进行记载。

[0019] 实施方式1

[0020] <实施方式1的热交换器1的结构>

[0021] 图1是示出本发明的实施方式1的热交换器1的结构概略图。在图1中,热交换器1是具备多个热交换器主体10和流路配管20的翅片管式热交换器。像后述那样,对于从热交换器入口1A流入的制冷剂,在热交换器主体10中,进行通过导热管12内的制冷剂与通过多个翅片11间的空气的热交换。进行了热交换后的制冷剂从热交换器流出口1B流出。流路配管20是将多个热交换器主体10连接且成为制冷剂的流路的配管。流路配管20是1个配管、T字管或胀形三通管(bulge three-way pipe)等具有多个分支数的配管。

[0022] 图2是示出本发明的实施方式1的热交换器主体10的结构概略图。热交换器主体10具有多个翅片11和导热管12。翅片11例如是以恒定的间隔排列了多个的大致长方形的板状的翅片。各翅片11具有贯通孔,以便与导热管12交叉地接触。像后述那样,导热管12是制冷循环装置的制冷剂回路的流路的一部分,在管内部供制冷剂流动。在导热管12的内部流动的制冷剂与在外部流动的空气的热传递给翅片11。通过翅片11,扩展导热面积,从而能够高效地进行制冷剂与空气之间的热交换。

[0023] 图3是对在本发明的实施方式1的热交换器1中与管轴15的方向平行的方向上的导热管12的内表面进行说明的图。另外,图4是对在本发明的实施方式1的热交换器1中与管轴15的方向正交的方向上的导热管12的内表面进行说明的图。

[0024] 实施方式1的热交换器1的导热管12在管内表面侧具有呈螺旋状地形成有凹部的多条槽14。槽14为作为流体的制冷剂的流路。通过槽14,能够实现导热管12的内表面的表面积增加、流体的搅拌、以及基于毛细管作用的液膜保持等,促进导热管12与在导热管12内流动的制冷剂之间的热传递。槽14在导热管12的内表面被加工成管轴15的方向与螺旋状的槽

14所延伸的方向呈一定的角度。以下,将该角度设为导程角 $\theta$ 。这里,通过形成槽14,能够在管内表面形成凹凸。虽然凹部分为槽14,但像后述那样,在实施方式1中,凸部分的高度为槽14的槽高度 $h$ 。

[0025] 接下来,关于实施方式1的热交换器1的、导热管12的导程角 $\theta$ 与导热管12的流路长度 $L$ 的关系进行说明。在实施方式1的热交换器1中,针对某一个流路长度 $L$ , $L \leq 10\text{m}$ 时的导热管12使用槽14的导程角 $\theta$ 为 $25^\circ \leq \theta \leq 45^\circ$ 的导热管12。另外, $L > 10\text{m}$ 时的导热管12使用使槽14的导程角 $\theta$ 为 $5^\circ \leq \theta < 25^\circ$ 的导热管12。这里,在从热交换器流入口1A到热交换器流出口1B之间,供制冷剂通过的导热管12的长度为流路长度 $L$ 。在图1中,位于粗线所示的流路配管20的路径的热交换器主体10的导热管12的长度 $L_1$ 、 $L_2$ 和 $L_3$ 的总和为流路长度 $L$ 。

[0026] <实施方式1的效果>

[0027] 图5是示出本发明的实施方式1的导热管12的导程角 $\theta$ 与导热管12的性能的相关关系的图。在图5中,导热管12的性能由管内热传递率 $\alpha_i$ 表示。在导热管12内流通的制冷剂量恒定时,若导程角 $\theta$ 变大,则管内热传递率 $\alpha_i$ 一边收敛一边增大。另外,管内制冷剂压损 $\Delta P_{\text{ref}}$ 单调增加。一般情况下,管内热传递率 $\alpha_i$ 大,且管内制冷剂压损 $\Delta P_{\text{ref}}$ 小,相较而言效率高。因此,根据热交换器1的方式,存在最佳的槽14的形状。

[0028] 图6是示出本发明的实施方式1的导热管12的导程角 $\theta$ 与APF的相关性的概略图。APF (Annual Performance Factor: 全年性能系数) 是指表示空调的全年使用时的性能的指标。关于流路长度 $L$ ,流路长度 $L$ 越长,管内制冷剂压损 $\Delta P_{\text{ref}}$ 的影响越大。像上述那样,若导程角 $\theta$ 小,则管内制冷剂压损 $\Delta P_{\text{ref}}$ 小,因此若减小导程角 $\theta$ ,则APF处于改善的趋势。相反,流路长度 $L$ 越短,管内热传递率 $\alpha_i$ 的影响越大。像上述那样,若导程角 $\theta$ 大则管内热传递率 $\alpha_i$ 大,因此若增大导程角 $\theta$ ,则APF处于改善的趋势。

[0029] 如图6所示,例如,在室内空调的试验中,在将流路长度 $L$ 按照 $L \leq 10\text{m}$ 和 $L > 10\text{m}$ 区分情况时,在导程角 $\theta$ 为 $25^\circ$ 时,存在APF的阈值。因此,优选在流路长度 $L$ 为 $L \leq 10\text{m}$ 的情况下,使用槽14的导程角 $\theta$ 为 $25^\circ \leq \theta \leq 45^\circ$ 的导热管12,在 $L > 10\text{m}$ 的情况下,使用 $5^\circ \leq \theta < 25^\circ$ 的导热管12。

[0030] 另外,一般地,导热管12的外径越小,内径处于变小的趋势。因此,关于管内制冷剂压损 $\Delta P_{\text{ref}}$ ,若导热管12的外径变小,则内径变小,因此管内制冷剂压损 $\Delta P_{\text{ref}}$ 变大。例如,在室内空调中,目前,大多使用外径为 $\phi 7.0$ 或者 $\phi 6.35$ 的导热管,但实施方式1的导热管12能够在维持着管内制冷剂压损 $\Delta P_{\text{ref}}$ 的状态下减小外径和内径。例如,也可以使用与外径为 $\phi 7.0$ 的导热管相比,管内制冷剂压损 $\Delta P_{\text{ref}}$ 成为约2倍以上的外径在 $\phi 5.0$ 以下的导热管12。另外,通过将导热管12小径化,能够减小管内容积。因此,能够减少制冷剂回路整体所需要的制冷剂量。特别是,在使用可燃性制冷剂的情况下,通过减少制冷剂,能够进一步提高装置的安全性。

[0031] 像以上那样,根据实施方式1的热交换器1,构成如下所述的热交换器1:关于供制冷剂通过的导热管12,在导热管12的流路长度 $L$ 为 $L \leq 10\text{m}$ 时,使用槽14的导程角 $\theta$ 为 $25^\circ \leq \theta \leq 45^\circ$ 的导热管12。另外,构成如下所述的热交换器1:在 $L > 10\text{m}$ 时使用槽14的导程角 $\theta$ 为 $5^\circ \leq \theta < 25^\circ$ 的导热管12。因此,能够提高空调装置的APF。

[0032] 实施方式2

[0033] <实施方式2的结构>

[0034] 围绕与实施方式1的导热管12不同的点对实施方式2进行说明。实施方式2的导热管12基本上为与在实施方式1中说明的导热管12相同的结构,在内表面具有多条螺旋状的槽14。这里,在实施方式1中,关于槽14的槽高度 $h$ ,没有特别地提到。在实施方式2的导热管12中,关于内表面的槽14的槽高度 $h$ ,在 $L \leq 10\text{m}$ 时,为 $h \geq 0.06\text{mm}$ ,在 $L > 10\text{m}$ 时,为 $0.06\text{mm} < h$ 。

[0035] <实施方式2的效果>

[0036] 图7是示出本发明的实施方式2的导热管12的槽高度 $h$ 与导热管12内的性能的相关关系的图。在图7中,导热管12的性能由管内热传递率 $\alpha_i$ 表示。在导热管12内流通的制冷剂流量恒定时,若槽高度 $h$ 变大,则管内热传递率 $\alpha_i$ 一边收敛一边增大。另外,管内制冷剂压损 $\Delta P_{\text{ref}}$ 单调增加。像实施方式1中说明的那样,一般情况下,管内热传递率 $\alpha_i$ 大,且管内制冷剂压损 $\Delta P_{\text{ref}}$ 小,相较而言效率好。

[0037] 图8是示出本发明的实施方式2的导热管12的槽高度 $h$ 与APF的相关性的概略图。像实施方式1中说明的那样,流路长度 $L$ 越长,管内制冷剂压损 $\Delta P_{\text{ref}}$ 的影响越大。因此,在该情况下,若槽高度 $h$ 小,则APF处于改善的趋势。相反地,流路长度 $L$ 越短,管内热传递率 $\alpha_i$ 的影响越大。因此,在该情况下,若槽高度 $h$ 大,则APF处于改善的趋势。

[0038] 如图8所示,例如,在室内空调的试验中,在将流路长度 $L$ 按照 $L \leq 10\text{m}$ 和 $L > 10\text{m}$ 区分情况时,在槽高度 $h$ 为 $0.06\text{mm}$ 时,存在APF的阈值。因此,优选在流路长度 $L$ 为 $L \leq 10\text{m}$ 的情况下,使用槽14的槽高度 $h$ 为 $h \geq 0.06\text{mm}$ 的导热管12,在 $L > 10\text{m}$ 的情况下,使用 $0.06 < h$ 的导热管12。

[0039] 像以上那样,在实施方式2的热交换器1中,在流路长度 $L$ 为 $L \leq 10\text{m}$ 时,采用导热管12的内表面的槽14的槽高度 $h$ 为 $h \geq 0.06\text{mm}$ 的导热管12,在 $L > 10\text{m}$ 时,采用 $0.06 < h$ 的导热管12。因此,能够提高空调装置的APF。另外,通过将导热管12小径化,减小管内容积,能够减少制冷剂回路整体所需要的制冷剂量。特别是,在使用可燃性制冷剂的情况下,通过减少制冷剂,能够进一步提高装置的安全性。这里,也可以采用将实施方式1所记载的导程角 $\theta$ 的条件和实施方式2的槽14的槽高度 $h$ 的条件组合而得的槽14。

[0040] 实施方式3

[0041] 图9是示出本发明的实施方式3的制冷循环装置的结构图。这里,作为制冷循环装置的例子,对进行对象空间的制冷制热的空调装置50进行说明。空调装置对制冷剂进行蒸发、压缩、冷凝和膨胀的各工序,一边从液体相变化为气体、从气体相变化为液体一边使制冷剂循环,而使热向制冷剂移动,进行对象空间的空气调节。

[0042] 图9的空调装置50具有室外机(室外单元)200和室内机(室内单元)100。而且,室外机200所具有的压缩机210、四通阀220、热源侧热交换器230和节流装置240、以及室内机100所具有的负载侧热交换器110通过气体制冷剂配管300和液体制冷剂配管400而进行配管连接,成为制冷剂循环回路。这里,在图9中,制冷运转时的制冷剂的流动由实线箭头表示,制热运转时的制冷剂的流动由虚线箭头表示。

[0043] 室外机200具有压缩机210、四通阀220、热源侧热交换器230、节流装置240和热源侧送风机250。压缩机210对所吸入的制冷剂进行压缩并排出。这里,虽然没有特别地限定,但压缩机210也可以是通过例如变频电路等而使运转频率任意地变化,从而使容量(每单位时间内送出制冷剂的量)发生变化。四通阀220例如是根据制冷运转时和制热运转时来切换

制冷剂的流动的阀。

[0044] 实施方式3的热源侧热交换器230进行制冷剂与空气(室外的空气)的热交换。例如,在制热运转时作为蒸发器发挥功能,使制冷剂蒸发、气化。另外,在制冷运转时作为冷凝器发挥功能,使制冷剂冷凝而使其液化。热源侧送风机250将空气送入热源侧热交换器230。热源侧送风机250由控制装置60A进行控制。

[0045] 膨胀阀(流量控制手段)等节流装置240使制冷剂减压而使其膨胀。在例如由电子式膨胀阀等构成的情况下,基于控制装置60A的指示而进行开度调整。

[0046] 另外,室内机100具有负载侧热交换器110和负载侧送风机120。负载侧热交换器110例如进行成为空气调节对象的空气与制冷剂的热交换。在制热运转时作为冷凝器发挥功能,使制冷剂冷凝而使其液化。另外,在制冷运转时作为蒸发器发挥功能,使制冷剂蒸发、气化。这里,将实施方式1和实施方式2的热交换器1使用于负载侧热交换器110。但是,不限于负载侧热交换器110,也可以用于热源侧热交换器230,用于成为冷凝器和蒸发器的热交换器1的至少一方。通过将热交换器1使用于负载侧热交换器110,能够提供热交换效率好、高性能的空调机。另外,负载侧送风机120将空气送入负载侧热交换器110。负载侧送风机120由控制装置60A进行控制。

[0047] 在控制装置60A和控制装置60B例如连接有压缩机210、四通阀220、节流装置240、热源侧送风机250、负载侧送风机120、和各种传感器等。控制装置60A和控制装置60B基于从各种传感器发送的信号而控制压缩机210等设备的动作。通过控制装置60A和控制装置60B来切换四通阀220的流路,而切换制冷运转和制热运转。

[0048] 首先,对空调装置50的制冷运转时的制冷剂的流动进行说明。从压缩机210排出的高压高温的气体状态的制冷剂经由四通阀220而向热源侧热交换器230流入,通过与热源侧送风机250所供给的外部空气的热交换而冷凝,从而成为高压的液体状态的制冷剂,从热源侧热交换器230流出。从热源侧热交换器230流出的高压的液体状态的制冷剂向节流装置240流入,成为低压的气液二相状态的制冷剂。从节流装置240流出的低压的气液二相状态的制冷剂向负载侧热交换器110流入,通过与负载侧送风机120所供给的室内空气的热交换而蒸发,从而成为低压的气体状态的制冷剂,从负载侧热交换器110流出。从负载侧热交换器110流出的低压的气体状态的制冷剂经由四通阀220而被吸入压缩机210。

[0049] 接下来,对空调装置50的制热运转时的制冷剂的流动进行说明。从压缩机210排出的高压高温的气体状态的制冷剂经由四通阀220而向负载侧热交换器110流入。在负载侧热交换器110中,制冷剂通过与负载侧送风机120所供给的室内空气的热交换而冷凝,从而成为高压的液体状态的制冷剂,从负载侧热交换器110流出。从负载侧热交换器110流出的高压的液体状态的制冷剂向节流装置240流入,成为低压的气液二相状态的制冷剂。从节流装置240流出的低压的气液二相状态的制冷剂向热源侧热交换器230流入,通过与热源侧送风机250所供给的外部空气的热交换而蒸发,从而成为低压的气体状态的制冷剂,从热源侧热交换器230流出。从热源侧热交换器230流出的低压的气体状态的制冷剂经由四通阀220而被吸入压缩机210。

[0050] 从制冷剂的渗透、更换等观点出发,优选压缩机210所使用的冷冻机油例如使用HAB油等具有非相溶性的非相溶油。这里,为了减少冷冻机油在热交换器导热管内的残存量,优选使用管内压损低的导热管12。因此,通过使用实施方式1和实施方式2的热交换器1,



能够提供高性能且能够确保品质的空调装置50。

[0051] 另外,关于空调装置50所使用的制冷剂,在室内空调中,通常为R32制冷剂。这里,若考虑到环境等,优选使用GWP(全球变暖潜能值)更低的制冷剂。例如,R290能够列举为候选。但是,与R32相比,R290的管内制冷剂压损 $\Delta P_{ref}$ 大。另外,R290为可燃性高的制冷剂,因此若封入量多,则有可能燃烧。因此,上述的实施方式1和实施方式2中说明的热交换器1能够弥补R290所带来的管内制冷剂压损 $\Delta P_{ref}$ 所导致的损失。并且,热交换器1由于能够减小单元中的配管内容积,因此能够减少制冷剂量。因此,能够提供高性能并且能够确保品质的制冷循环装置。

[0052] 附图标记的说明

[0053] 1…热交换器;1A…热交换器流入口;1B…热交换器流出口;10…热交换器主体;11…板状翅片;12…导热管;14…槽;15…管轴;20…流路配管;50…空调装置;60A、60B…控制装置;100…室内机;110…负载侧热交换器;120…负载侧送风机;200…室外机;210…压缩机;220…四通阀;230…热源侧热交换器;240…节流装置;250…热源侧送风机;300…气体制冷剂配管;400…液体制冷剂配管。

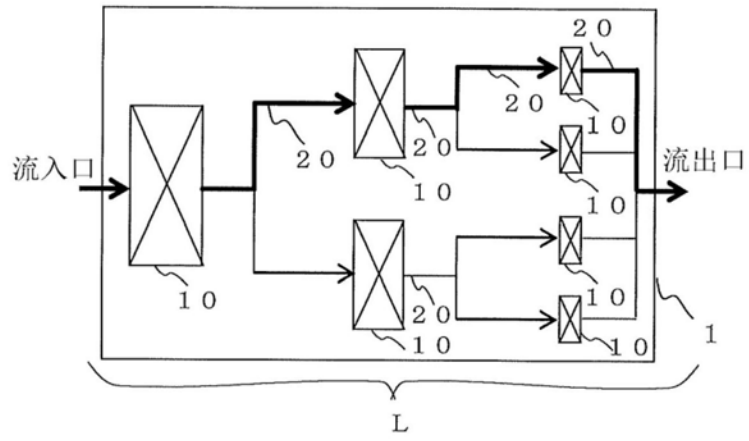


图1

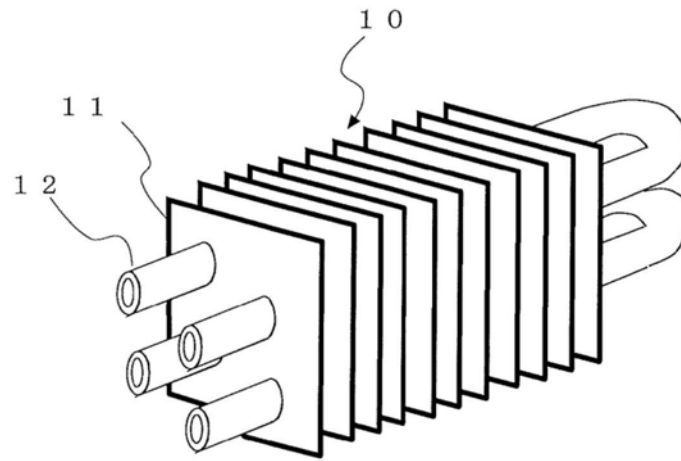


图2

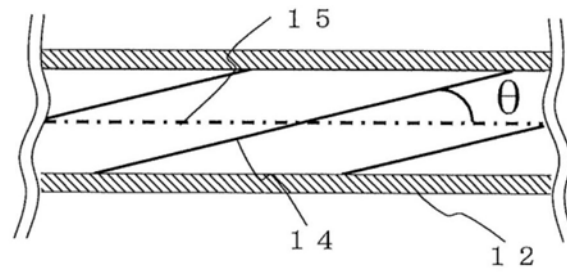


图3

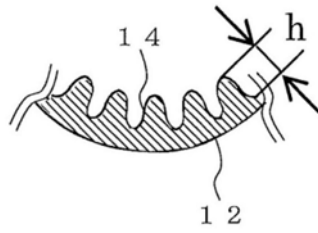


图4

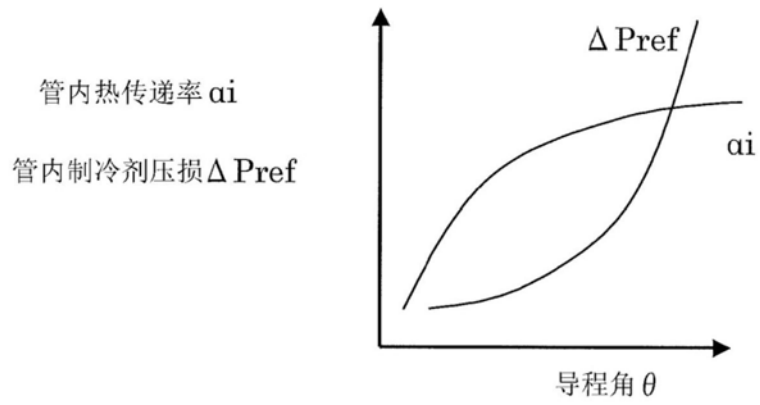


图5

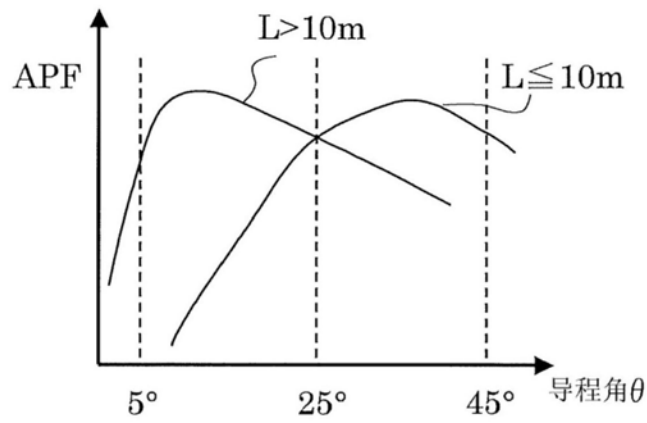


图6

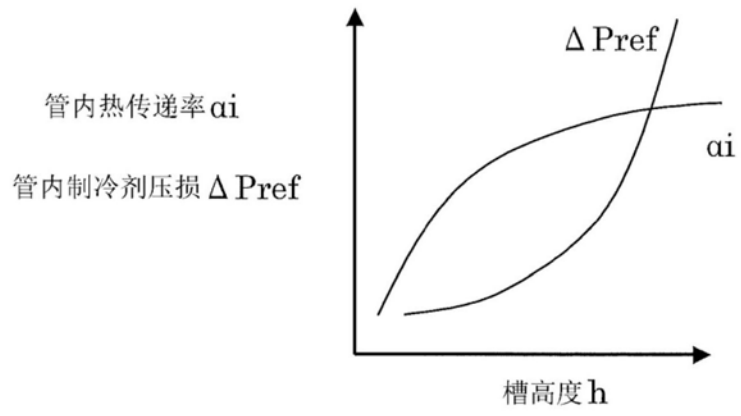


图7

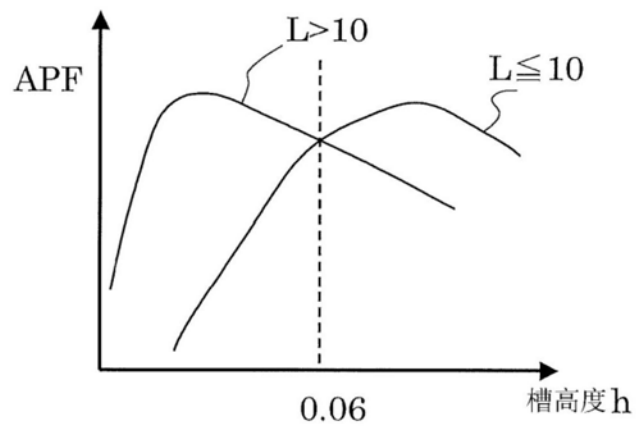


图8

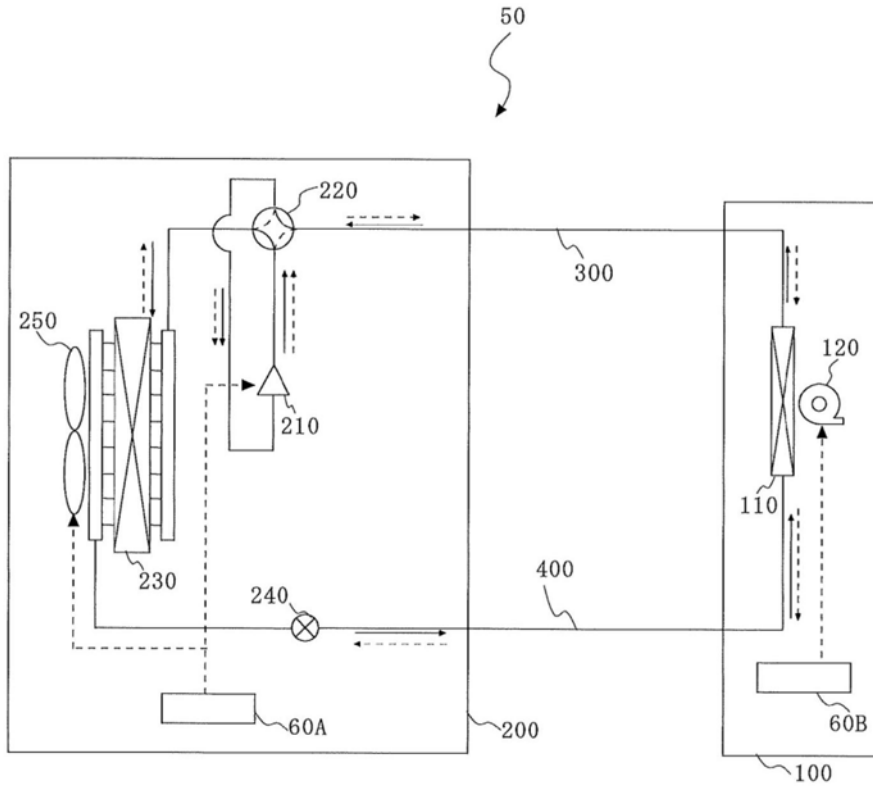


图9