



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 104879939 A

(43) 申请公布日 2015. 09. 02

(21) 申请号 201410072910. 0

F24F 5/00(2006. 01)

(22) 申请日 2014. 02. 28

(71) 申请人 海尔集团公司

地址 266101 山东省青岛市崂山区海尔路 1 号海尔工业园

申请人 三菱重工海尔(青岛)空调机有限公司

(72) 发明人 袁志杰 张治荣 隋建军

(74) 专利代理机构 北京智汇东方知识产权代理 事务所(普通合伙) 11391

代理人 薛峰 范晓斌

(51) Int. Cl.

F25B 1/00(2006. 01)

F25B 40/02(2006. 01)

F25B 39/02(2006. 01)

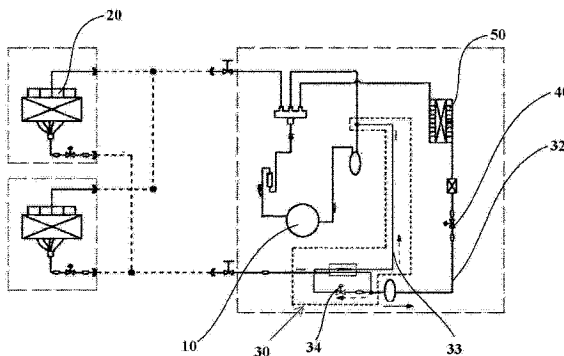
权利要求书2页 说明书5页 附图2页

(54) 发明名称

空调系统

(57) 摘要

本发明提供了一种空调系统,空调系统包括通过冷媒管路连接的变频压缩机、冷凝器、过冷装置、空调膨胀阀和蒸发器。过冷装置被配置成接收从冷凝器流出的总流路冷媒,总流路冷媒在流入过冷装置时被分流到过冷装置的干流管路和支流管路,流入支流管路中的冷媒经过设置在支流管路上的过冷膨胀阀节流膨胀后,通过热交换对干流管路中的冷媒或总流路冷媒冷却降温,然后流入到变频压缩机的冷媒输入管中,以使变频压缩机的工作温度降到预定的温度范围。本发明的空调系统提高了压缩机的运行稳定性和在室外低温条件下制热不衰减。



1. 一种空调系统,包括:

变频压缩机,配置成对流入其中的气态冷媒进行压缩,以提高冷媒的温度和压力;

冷凝器(20),配置成接收从所述变频压缩机流出的冷媒,通过与周围环境换热以将冷媒冷凝为液态;

过冷装置(30),配置成接收从所述冷凝器(20)流出的总流路冷媒,所述总流路冷媒在流入所述过冷装置(30)时被分流到所述过冷装置(30)的干流管路(32)和支流管路(33),流入所述支流管路(33)中的冷媒经过设置在所述支流管路(33)上的过冷膨胀阀(34)节流膨胀后,通过热交换对所述干流管路(32)中的冷媒或所述总流路冷媒冷却降温,然后流入到所述变频压缩机的冷媒输入管中,以使所述变频压缩机的工作温度降到预定的温度范围;

空调膨胀阀(40),配置成接收从所述过冷装置(30)的干流管路(32)中流出的冷媒,对其节流膨胀;

蒸发器(50),配置成接收从所述空调膨胀阀(40)流出的冷媒,通过与周围环境换热以将冷媒蒸发为气态,流回到所述变频压缩机的冷媒输入管中。

2. 根据权利要求1所述的空调系统,其中

所述变频压缩机为直流变频双转子压缩机。

3. 根据权利要求2所述的空调系统,其中

所述直流变频双转子压缩机的电机为无刷电机。

4. 根据权利要求1所述的空调系统,其中

所述过冷装置(30)包括三通管(31),具有与所述冷凝器(20)的出口连通的入口以及输出冷媒的干流出口和支流出口;而且

所述干流管路(32)的入口与所述三通管(31)的干流出口相连,出口与所述空调膨胀阀(40)的入口连通,并且所述干流管路(32)的一个区段为外管段(36);

所述支流管路(33)的入口与所述三通管(31)的支流出口相连,出口与所述变频压缩机的冷媒输入管连通,并且所述支流管路(33)的一个区段为内管段(35),所述外管段(36)套装在所述内管段(35)上;

所述过冷膨胀阀(34)安装在所述三通管(31)和所述内管段(35)之间的支流管路(33)上。

5. 根据权利要求4所述的空调系统,其中

所述外管段(36)为笔直的圆筒型管。

6. 根据权利要求5所述的空调系统,其中

所述内管段(35)为螺旋形管段;

所述外管段(36)至少包围住所述螺旋形管段。

7. 根据权利要求5所述的空调系统,其中

所述外管段(36)沿竖直方向设置。

8. 根据权利要求5所述的空调系统,其中

所述外管段(36)的长度为40-60cm。

9. 根据权利要求4所述的空调系统,其中

所述内管段(35)内的冷媒的流向和所述外管段(36)中的冷媒的流向相反。

10. 根据权利要求 1 所述的空调系统,其中
所述蒸发器(50)为翅片管式换热器,其翅片采用亲水铝箔制成,管道采用内螺纹铜管;
而且
所述翅片管式换热器的管道上设置有温度传感器,以控制所述翅片管式换热器的每个
流程上的冷媒流量。

空调系统

技术领域

[0001] 本发明涉及空调系统,特别是涉及一种在低温工况下制热的空调系统。

背景技术

[0002] 普通定频或变频热泵空调机在低温工况下制热时,由于室外温度过低,机组的压缩机的运行工况十分恶劣,导致压缩机工作时的压缩比增大,排气温度高,严重影响机组的运行。

[0003] 为了提高热泵空调机的使用环境,部分空调器制造商使用具有增焓口的压缩机的空调系统来克服这一问题,即采用“喷汽增焓”来克服这一问题。具体地,如图 1 所示,压缩机 10 为喷汽增焓压缩机,在冷凝器 20 和蒸发器 50 之间设置有闪发罐 60。闪发罐 60 与冷凝器 20 之间的管路上设有第一电子膨胀阀 41;在闪发罐 60 与蒸发器 50 之间的管路上设有第二电子膨胀阀 42。闪发罐 60 上部连接有一冷媒管路,该冷媒管路与压缩机的增焓口相连通,该冷媒管路上设置有截止阀(sv) 43,以便断开或者开通喷汽增焓制热模式。

[0004] 喷汽增焓制热模式虽然能够补充一定的进气量,来提高制热量,但是在此种低温工况下,压缩机 10 经常出现工作不稳定的情况,例如突然停机、润滑油“结碳”、磨损气缸、烧坏电机等危险,使整个系统运行不稳定。此外,喷汽增焓制热模式的制热效果远低于理想的制热效果,低温制热衰减严重。

[0005] 此外,在“喷汽增焓”模式下,液体冷媒要经过两次节流,每次节流后冷媒“闪发”量约为 20%,而闪发出的气体冷媒起不到制冷的作用。所以经过两次节流后,冷媒利用率约为 $0.8 \times 0.8 = 0.64$,冷媒利用率低。而压缩机功率不变,造成能效比降低,资源浪费。

[0006] 此外,在现有的空调系统中,压缩机 10 排出的高温高压气态冷媒进入冷凝器 20 进行冷凝放热,冷凝后的低温高压的液态冷媒流向高压储液罐,高压储液罐出来的高压液态冷媒经过过冷装置,被过冷装置的三通管分流为干路和支路。支路冷媒被过冷装置的节流阀节流后变成的低温低压的冷媒,接着与干路冷媒进行热交换。经过热交换后的干路冷媒获得充裕的过冷度,流向空调系统的节流装置被节流膨胀,节流膨胀后的低温低压的饱和液态冷媒流向蒸发器 50 进行蒸发,完全蒸发后变成的低温低压气态冷媒回到气液分离器。经过热交换后的支路冷媒变成低温低压的气态冷媒,直接进入气液分离器与干路冷媒进行混合,以提高干路冷媒的过热度,最后返回到压缩机 10 的吸气侧。本领域技术人员通常认为过冷装置的节流阀被控制成使得干路冷媒获得充裕的过冷度,获得充裕的过冷度可以使冷凝器 20 和蒸发器 50 之间的配管长度增长。附带地,也可以使回到压缩机的干路的气态冷媒获得过热度。

发明内容

[0007] 本发明的一个目的旨在克服现有空调系统中的压缩机运行不稳定,提供一种压缩机运行稳定、低温制热不衰减的空调系统。

[0008] 本发明的一个进一步的目的是要提高空调系统的能效比,节约能源。

[0009] 本发明的另一个进一步的目的是要使过冷装置的结构紧凑且具有较高过冷度,减小机组的体积。

[0010] 本发明的再一个进一步的目的是要减低蒸发器上的霜晶的附着力,缓解室外机结霜速度。

[0011] 为了实现上述目的,特别地,本发明提供了一种空调系统,包括:变频压缩机,配置成对流入其中的气态冷媒进行压缩,以提高冷媒的温度和压力;

[0012] 冷凝器,配置成接收从所述变频压缩机流出的冷媒,通过与周围环境换热以将冷媒冷凝为液态;

[0013] 过冷装置,配置成接收从所述冷凝器流出的总流路冷媒,所述总流路冷媒在流入所述过冷装置时被分流到所述过冷装置的干流管路和支流管路,流入所述支流管路中的冷媒经过设置在所述支流管路上的过冷膨胀阀节流膨胀后,通过热交换对所述干流管路中的冷媒或所述总流路冷媒冷却降温,然后流入到所述变频压缩机的冷媒输入管中,以使所述变频压缩机的工作温度降到预定的温度范围;

[0014] 空调膨胀阀,配置成接收从所述过冷装置的干流管路中流出的冷媒,对其节流膨胀;

[0015] 蒸发器,配置成接收从所述空调膨胀阀流出的冷媒,通过与周围环境换热以将冷媒蒸发为气态,流回到所述变频压缩机的冷媒输入管中。

[0016] 可选地,所述变频压缩机为直流变频双转子压缩机。

[0017] 可选地,所述直流变频双转子压缩机的电机为无刷电机。

[0018] 可选地,所述过冷装置包括三通管,具有与所述冷凝器的出口连通的入口以及输出冷媒的干流出口和支流出口;而且

[0019] 所述干流管路的入口与所述三通管的干流出口相连,出口与所述空调膨胀阀的入口连通,并且所述干流管路的一个区段为外管段;

[0020] 所述支流管路的入口与所述三通管的支流出口相连,出口与所述变频压缩机的冷媒输入管连通,并且所述支流管路的一个区段为内管段,所述外管段套装在所述内管段上;

[0021] 所述过冷膨胀阀安装在所述三通管和所述内管段之间的支流管路上。

[0022] 可选地,所述外管段为笔直的圆筒型管。

[0023] 可选地,所述内管段为螺旋形管段;所述外管段至少包围住所述螺旋形管段。

[0024] 可选地,所述外管段沿竖直方向设置。

[0025] 可选地,所述外管段的长度为 40-60cm。

[0026] 可选地,所述内管段内的冷媒的流向和所述外管段中的冷媒的流向相反。

[0027] 可选地,所述蒸发器为翅片管式换热器,其翅片采用亲水铝箔制成,管道采用内螺纹铜管;而且所述翅片管式换热器的管道上设置有温度传感器,以控制所述翅片管式换热器的每个流程上的冷媒流量。

[0028] 本发明的空调系统因为过冷装置被设置为使变频压缩机的工作温度降到预定的温度范围,显著提高了变频压缩机的运行稳定性。变频压缩机和过冷装置的结合使用,实现了在室外低温条件下制热不衰减。如前文所述,在现有技术中,过冷装置被设置为使干路冷媒获得充裕的过冷度,获得充裕的过冷度可以使冷凝器和蒸发器之间的配管长度增长。事

后分析,本发明的过冷装置被合理控制,完全可以使压缩机在一个合适的温度范围内稳定运行,以提高压缩机的稳定性和整个系统的稳定性。此外,由于干路冷媒获得相应的过冷度,能够适应室外的低温环境,能够快速吸收空气中的热量进行蒸发。支流管路中的冷媒量的比重很小,每次节流后冷媒“闪发”量就越少,冷媒利用率高。

[0029] 进一步地,本发明的空调系统由于过冷装置的干流管路的外管段包围住支流管路的内管段,相对于其它过冷装置,该过冷装置的结构简单、紧凑。

[0030] 进一步地,本发明的空调系统中,由于外管段沿垂直方向设置,有利于换热后的气态冷媒快速进入变频压缩机的吸气侧;也防止气态冷媒携带液滴进入压缩机,造成湿冲程损害压缩机。

[0031] 进一步地,本发明的空调系统由于蒸发器的特性,缓解室外机结霜速度和增加了换热面积以及合理分配每个流程的管道内的流量。空调系统制热效果好。

[0032] 根据下文结合附图对本发明具体实施例的详细描述,本领域技术人员将会更加明了本发明的上述以及其他目的、优点和特征。

附图说明

[0033] 后文将参照附图以示例性而非限制性的方式详细描述本发明的一些具体实施例。附图中相同的附图标记标示了相同或类似的部件或部分。本领域技术人员应该理解,这些附图未必是按比例绘制的。附图中:

[0034] 图 1 是现有技术中的喷汽增焓空调系统的示意性系统图;

[0035] 图 2 是根据本发明一个实施例的空调系统的示意性系统原理图;

[0036] 图 3 是根据本发明一个实施例的的空调系统采用的过冷装置的示意性原理图;

[0037] 图 4 是图 3 所示的空调系统采用的过冷装置的示意性部分结构图,其中示出了外管段套装在内管段上的结构。

具体实施方式

[0038] 图 2 是根据本发明一个实施例的空调系统的示意性系统原理图。如图 2 所示,空调系统一般性地可包括通过冷媒管路连接的压缩机 10、冷凝器 20、过冷装置 30、空调膨胀阀 40 和蒸发器 50。

[0039] 压缩机 10 被配置成对流入其中的气态冷媒进行压缩,以提高冷媒的温度和压力。特别地,压缩机 10 采用变频压缩机,通过控制变频压缩机的运转频率,可调节变频压缩机吸收和排出的冷媒量,即通过变容量使更多的冷媒进入蒸发器 50,以提高冷媒利用率。

[0040] 冷凝器 20 被配置成接收从变频压缩机流出的冷媒,通过与周围环境换热以将冷媒冷凝为液态。冷凝器 20 也可被称为室内换热器,用于加热房间内的空气。

[0041] 过冷装置 30 被配置使变频压缩机的工作温度降到预定的温度范围。预定的温度范围是指压缩机在稳定运行状态工作需要的合适的温度范围。变频压缩机在该温度范围内运转时,可防止:由于在低温工况下运行时压缩比增大,排气温度升高,出现的润滑油“结碳”、磨损气缸和烧坏电机等危险。具体地,过冷装置 30 被配置成接收从冷凝器 20 流出的总流路冷媒,总流路冷媒在流入过冷装置 30 时被分流到过冷装置 30 的干流管路 32 和支流管路 33,流入支流管路 33 中的冷媒经过设置在支流管路 33 上的过冷膨胀阀 34 节流膨胀

后,通过热交换对干流管路 32 中的冷媒或总流路冷媒冷却降温,然后流入到变频压缩机的冷媒输入管中,以使变频压缩机的工作温度降到预定的温度范围。

[0042] 空调膨胀阀 40 被配置成接收从过冷装置 30 的干流管路 32 中流出的冷媒,对其节流膨胀。

[0043] 蒸发器 50,配置成接收从空调膨胀阀 40 流出的冷媒,通过与周围环境换热以将冷媒蒸发为气态,流回到变频压缩机的冷媒输入管中。蒸发器 50 也可被称为室外换热器,用于吸收大气中的热量。

[0044] 根据以上所述,本发明实施例把变频压缩机和过冷装置 30 的结合使用,使空调系统在 -15°C 时制热能力衰减不到 10%,使热泵空调的使用地域大面积增加,满足了在北方广大地域内冬季使用该空调系统制热,为更广大用户带来舒适的生活条件。

[0045] 在本发明的一个优选实施例中,变频压缩机采用直流变频双转子压缩机。直流变频双转子压缩机的电机采用无刷电机。直流变频双转子压缩机的偏心轴惯性力自平衡优良,排气压力波动范围减小;因此直流变频双转子压缩机低温工况下运行时,更能适应压缩比增大带来的排气温升。可使变频压缩机的工作的合适的温度范围扩大。采用直流变频技术,与交流变频相比,省去了由直流变为交流的电路元件的电力消耗,同时电机为无刷电机损耗更小,该空调系统的能效比显著提高。在本发明的其他实施例中,也可采用其它形式的变频压缩机,例如交流变频压缩机、多抽头电机带动的交流压缩机等。

[0046] 具体地,在图 2 中,实线箭头表示干流管路 32 中的冷媒的流向,虚线箭头表示支流管路 33 中的冷媒的流向。如图 2 所示,从冷凝器 20 流出的总流路冷媒被分流到干流管路 32 和支流管路 33 中。干流管路 32 中的冷媒流向空调膨胀阀 40。支流管路 33 中的冷媒首先经过过冷膨胀阀 34 节流膨胀,然后与总流路冷媒进行热交换后,进入到变频压缩机的冷媒输入管路中。总流路冷媒被分流前已经获得足够的过冷度,可使流向空调膨胀阀 40 的干路管路 32 中的干路冷媒获得相应的过冷度。

[0047] 图 3 是根据本发明一个实施例的空调系统采用的过冷装置的示意性原理图。具体地,过冷装置 30 包括三通管 31,具有与冷凝器 20 的出口连通的入口以及输出冷媒的干流出口和支流出口。干流管路 32 的入口与三通管 31 的干流出口相连,干流管路 32 的出口与空调膨胀阀 40 的入口连通,干流管路 32 的一个区段为外管段 36。支流管路 33 的入口与三通管 31 的支流出口相连,支流管路 33 的出口与变频压缩机的冷媒输入管连通。支流管路 33 的一个区段为内管段 35。为了提高过冷装置 30 的干流管路 32 和支流管路 33 之间的换热效率,外管段 36 套装在内管段 35 上,其也可防止内管段 35 设置在外管段 36 外面时与空气换热产生冷凝水。外管段 36 的长度为 40-60cm,优选为 50cm。根据本领域技术人员所熟知的,在本发明的其它实施例中,也可采用,内管段 35 的管壁和外管段 36 的管壁接触的形式进行换热。例如,两根管之间可平行放置、可相互缠绕放置。此外,也可在两根管之间设置换热介质,两根管之间通过换热介质进行换热。当然,在多种结构中,优先采用结构简单、换热效率高的套管式结构,即采用本发明的该实施例中的过冷装置 30 的结构。

[0048] 过冷膨胀阀 34 安装在三通管 31 和内管段 35 之间的支流管路 33 上。由于过冷膨胀阀 34 是过冷装置的核心,因此过冷膨胀阀 34 优先采用精度高的电子膨胀阀,以便于电脑控制。

[0049] 图 4 是图 3 所示的空调系统采用的过冷装置的示意性部分结构图,其中示出了外

管段套装在内管段上的结构。为了使空调系统的结构更加紧凑,在图 4 的实施例中,外管段 36 被设置为笔直的圆筒型管,其周向管壁上具有两个流体孔口 37,分别与三通管 31 的干流出口和空调膨胀阀 40 的入口连通。内管段 35 为螺旋形管段,外管段 36 至少包围住螺旋形管段,以增大内管段 35 内的冷媒和外管段 36 中的冷媒的换热面积,提高换热效率。在一个具体的实施例中,螺旋形管段中的螺旋圈数至少为 2 圈,可设计为 3 圈、4 圈或 5 圈。如本领域技术人员所知的,若圈数过多,会稍微提高过冷装置 30 自身的阻力损失,本发明实施例建议使用的圈数不超过 8 圈。螺旋形管段的整体外径和外管段 36 的内径之比的比值范围可为 0.60 至 0.80;螺旋形管段的螺旋升角的范围可为 40° 至 60° 。

[0050] 在本发明的又一实施例中,过冷装置 30 安装在空调系统的室外机中,外管段 36 沿竖直方向设置,以便内管段 35 内的气态冷媒与液态冷媒的分离,这也防止气态冷媒携带液滴进入压缩机造成湿冲程。内管段 35 内的冷媒的流向和外管段 36 中的冷媒的流向相反。具体地,外管段 36 中的冷媒从下向上流动,内管段 35 内的冷媒从上向下流动,进入内管段 35 内的冷媒具有大量的液滴,液滴顺着螺旋形管段向下流动,提高了换热效率。在本发明的其他实施例中,也可采用螺旋形管段内冷媒的流向与外管段 36 内冷媒的流向相同的顺流过冷方式。

[0051] 蒸发器 50 采用翅片管式换热器,其翅片采用亲水铝箔制成,亲水材料的吸水性可以使亲水涂层中的水分在远低于 0°C 时才发生相变,这样一来就在涂层表面形成未冻结水分子膜和已冻结水分子膜的接触表面,从而减低霜晶的附着力,以便风机将霜晶尽快吹走,降低蒸发器 50 的结霜速度。翅片管式换热器的管道采用内螺纹铜管,增加换热面积。翅片管式换热器的管道上设置有温度传感器,以控制所述翅片管式换热器的每个流程上的冷媒流量。在本发明的其它实施例中,可在翅片管式换热器的每个流程的管道上都设置有温度传感器,以控制翅片管式换热器的每个流程上的冷媒流量,提高制热效果。

[0052] 如本领域技术人员熟知的,本发明实施例的空调系统也可应用于热泵系统,即也可应用于在低温工况下进行制热水。

[0053] 至此,本领域技术人员应认识到,虽然本文已详尽示出和描述了本发明的多个示例性实施例,但是,在不脱离本发明精神和范围的情况下,仍可根据本发明公开的内容直接确定或推导出符合本发明原理的许多其他变型或修改。因此,本发明的范围应被理解和认定为覆盖了所有这些其他变型或修改。

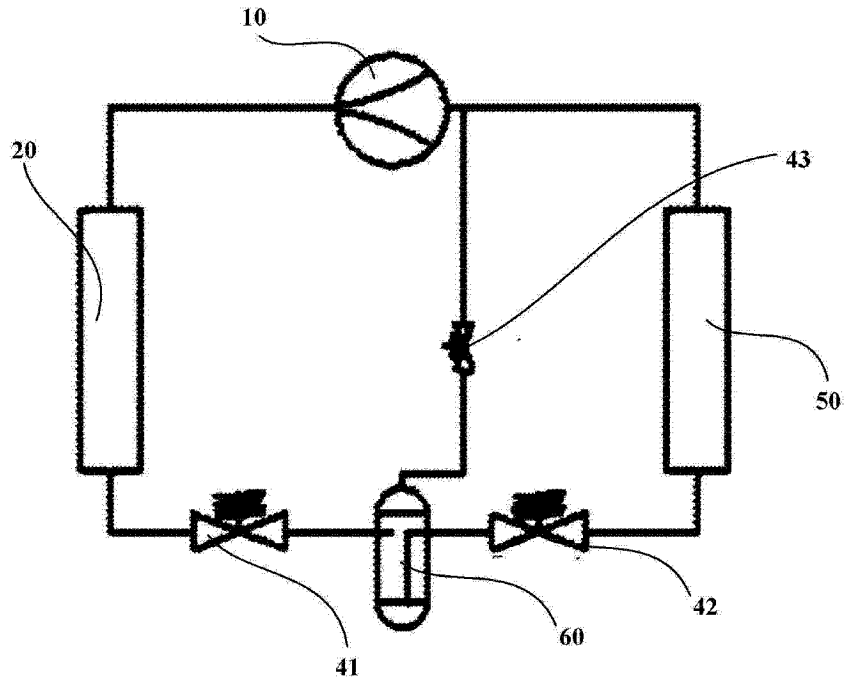


图 1

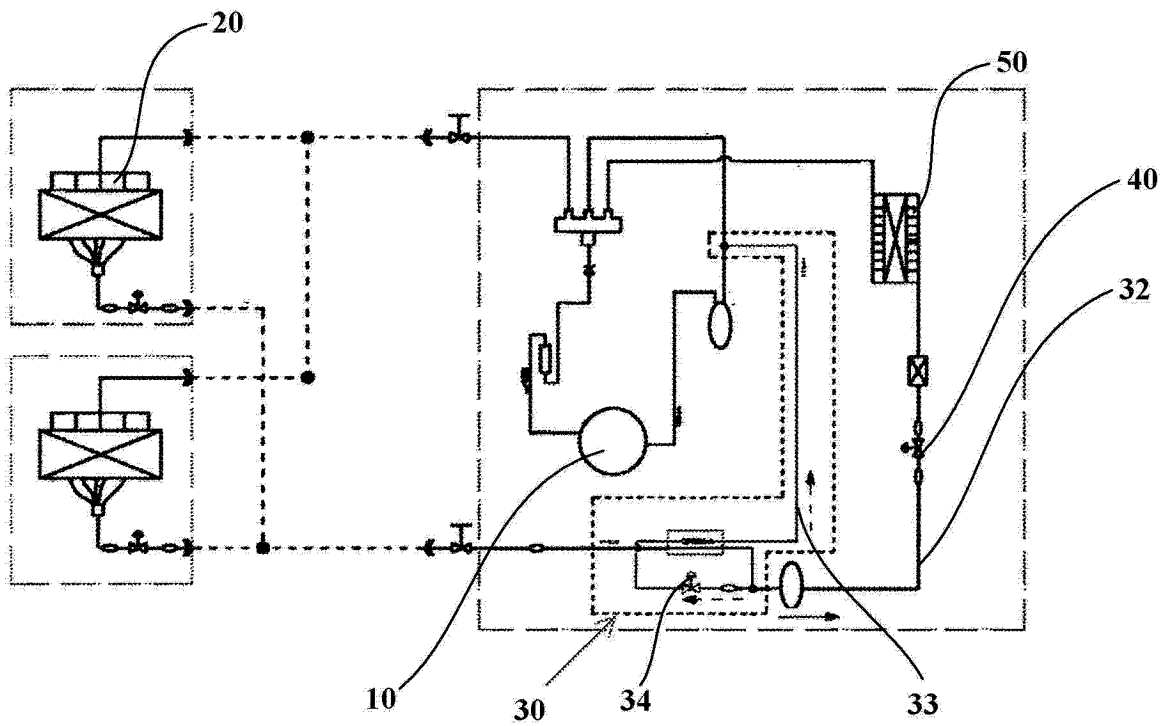


图 2

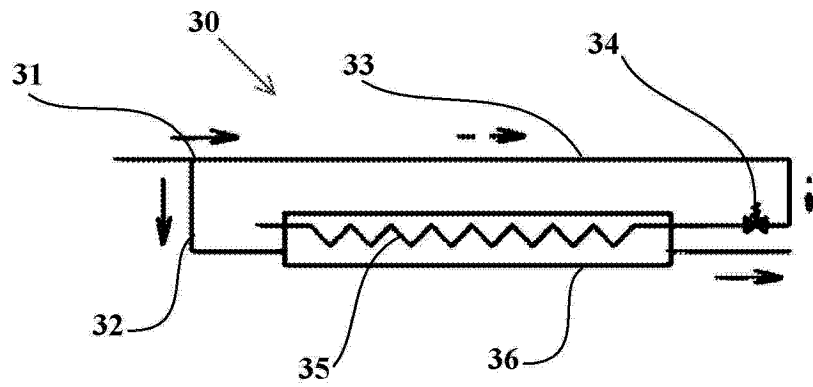


图 3

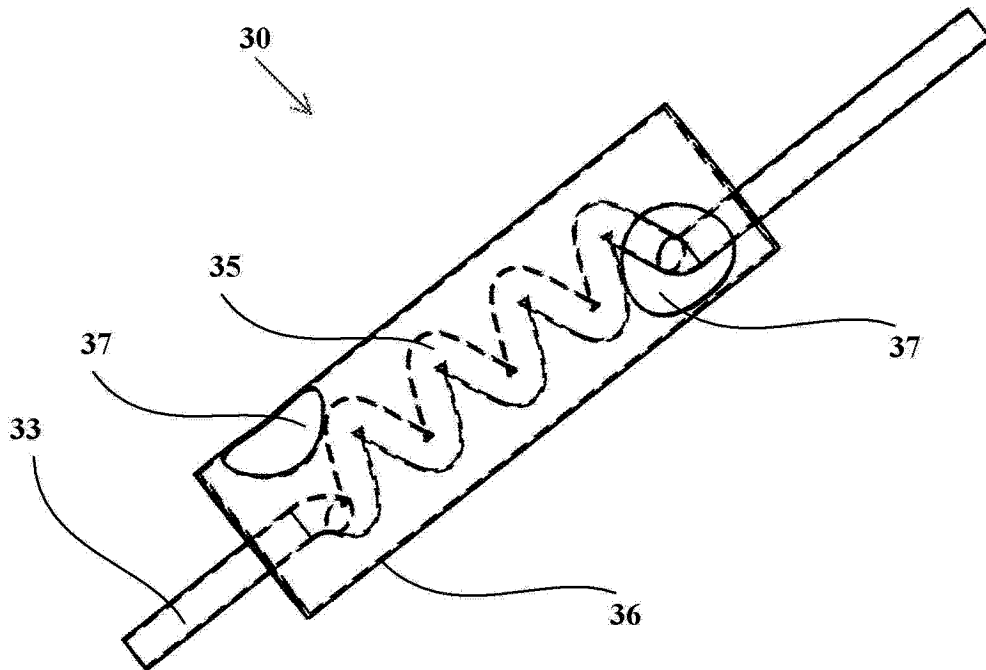


图 4