

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl⁷

F24F 3/06

F25B 30/00



[12] 发明专利说明书

[21] ZL 专利号 96102111.X

[45] 授权公告日 2004 年 5 月 5 日

[11] 授权公告号 CN 1148540C

[22] 申请日 1996.2.2 [21] 申请号 96102111.X

[30] 优先权

[32] 1995. 2. 3 [33] JP [31] 016670/1995

[71] 专利权人 株式会社日立制作所

地址 日本东京都

[72] 发明人 小国研作 安田弘 中山进
高桥岑夫 小林喜雄 铃木干雄
原田文雄

审查员 杨秀花

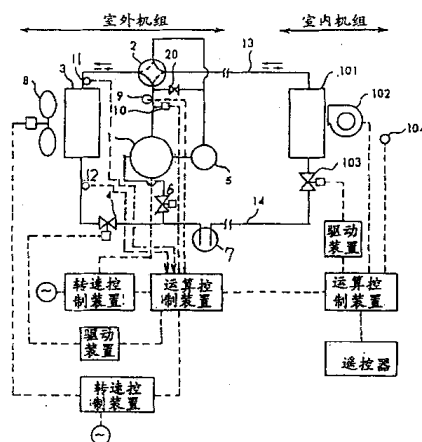
[74] 专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利
商标事务所
代理人 冯赓宣

权利要求书 1 页 说明书 16 页 附图 10 页

[54] 发明名称 用于寒冷地区的热泵空调机

[57] 摘要

本发明以提供即使室外空气温度不足 -15°C 也能进行房间加热的空气热源热泵空调机为目的，其构成是，按照涡旋压缩机 1，四通阀 2，室内空气热交换器 101，储蓄罐 7，室外制冷剂控制阀 4，室外空气热交换器 3 的顺序配管连接。在储蓄罐 7 和涡旋压缩机 1 之间通过液态喷射制冷剂控制阀 6 设置向涡旋压缩机 1 喷射液态制冷剂的旁通流路。进而，设涡旋压缩机为可变速型，通过转速控制装置控制涡旋压缩机高速运转，就可以得到高的房间加热能力。



1、一种针对寒冷地区的热泵空调机，具备包括室外热交换器、减压装置、使用侧热交换器、及压缩机的制冷环路，并向所述压缩机中喷射液态制冷剂，其特征在于：

所述压缩机是可控制其转速的、高压比化的涡旋式压缩机，
该热泵空调机包括检测所述压缩机的排出侧温度的温度传感器和向所述压缩机中喷射所述液态制冷剂的液态喷射膨胀阀，

在加热运转时，根据室内空气温度和室内空气温度控制标准的差而控制所述压缩机的转速，根据靠所述温度传感器检测的所述压缩机的排出侧温度和标准排出温度的差而控制所述液态喷射膨胀阀。

2、根据权利要求1所述的针对寒冷地区的热泵空调机，其特征在于：所述压缩机的涡旋的涡旋数设置成3以上。

3、根据权利要求1所述的针对寒冷地区的热泵空调机，其特征在于：在所述压缩机的排出口设置了节流阀。

4、一种针对寒冷地区的热泵空调机，具备包括室外热交换器、压缩机、四通阀、室外制冷控制阀、及使用侧热交换器的制冷环路，向所述压缩机中喷射液态制冷剂，其特征在于：

所述压缩机是其转速可控制的涡旋式压缩机，

该热泵空调机包括检测所述压缩机的排出侧温度的温度传感器和向所述压缩机中喷射所述液态制冷剂的液态喷射膨胀阀，

所述室外热交换器的传热面积是所述使用侧热交换器的传热面积的两倍以上，

在加热运转时，根据室内空气温度和室内空气温度控制标准的差而控制所述压缩机的转速，根据靠所述温度传感器检测的所述压缩机的排出侧温度和标准排出温度的差而控制所述液态喷射膨胀阀。

用于寒冷地区的热泵空调机

本发明涉及进行房间加热及房间制冷的热泵空调机，特别涉及适合在冬季室外气温很低的寒冷地区使用的房间加热效率高的热泵空调机。

空气热源式热泵空调机作为进行房间加热及房间制冷的空调机已经普及。作为空气热源式热泵空调机的例子，有使用由压缩机、室外空气热交换器、室外送风机、减压装置等构成的室外机组，和由室内空气热交换器、室内送风机、减压装置等构成的室内机组组合而成的室外空气热源式热泵空调机。同时使用此室外热源式热泵空调机和煤油作为面向寒冷地区使用的房间加热机有多种提案。其一例记载在日本专利特开平3-211367号公报或日本冷冻协会杂志第69卷第800号第14页~16页上。在此煤油兼用空调机中，在冬季当室外空气温度高的情况下使用空气热源式热泵空调机，在室外空气温度低的情况下使用煤油。

另外，在日本专利特开平3-59349号公报上揭示了利用了冷冻循环的低温侧的冷冻机上，具有在涡旋压缩机、冷凝器、蒸发器、膨胀器和向涡旋压缩机的机构部中喷射液态制冷剂的制冷剂回路的例子。

室外空气热源式热泵空调机普及的原因在于只要使用开关就能很容易地进行房间加热或房间制冷。但是，室外空气热源式热泵

空调机具有若室外空气温度降低则房间加热能力降低；制冷系数（=房间加热能力/电力输入）也下降的缺点。因而，在已有的室外空气热源式热泵空调机中，室外空气温度在某温度，一般是在 -10°C 以下，强制执行停止控制，或由于房间加热能力下降室内空气温度下降，而不能作为房间加热机使用。

进而还存在若室外空气温度低，制冷系数低，房间加热费用增加的问题。

另一方面，作为要解决室外空气热源式热泵空调机的此问题，而同时使用室外空气热源式热泵空调机和煤油的上述已有技术记载的方法，必须在因室外空气温度低而切换至煤油房间加热时补给煤油。这与只使用电的室外空气热源式热泵空调机相比，在使用方便方面非常逊色。而且，由于空调机的构成复杂，使原始成本增大。

另外，在上述已有技术的最后记载的方法中，是在冷冻机中在涡旋压缩机中采用液体喷射回路，但在利用低温室外空气构成进行房间加热的冷冻循环这一点丝毫未加考虑。

本发明的目的是提供一种即使室外空气温度很低时也能发挥高的房间加热能力，且房间加热费用也与煤油加热房间相同的室外空气热源式热泵空调机。即，提供一种即使室外空气温度在未到 -15°C 的低温下也能发挥高的房间加热能力和高的制冷系数，且可以得到舒适的室内环境温度度的室外空气热源式热泵空调机。

本发明的另一目的在于提供一种把重点放在适合于寒冷地区的房间加热能力上的室外空气热源式热泵空调机。

本发明的进一步的另一目的在于提供利用洁净能源的寒冷地

区用热泵空调机。

另外，本发明以用简单的构成以低价提供寒冷地区用室外空气热源式热泵空调机为目的。

进而，本发明还以提供即使室外空气温度很低也能发挥高的房间加热能力，且房间加热费用也与煤油加热相当的室外空气热源式热泵加热房间专用机为目的。

为了实现上述目的，一种针对寒冷地区的热泵空调机，具备包括室外热交换器、减压装置、使用侧热交换器、及压缩机的制冷环路，并向所述压缩机中喷射液态制冷剂，其特征在于：所述压缩机是可控制其转速的、高压比化的涡旋式压缩机，该热泵空调机包括检测所述压缩机的排出侧温度的温度传感器和向所述压缩机中喷射所述液态制冷剂的液态喷射膨胀阀，在加热运转时，根据室内空气温度和室内空气温度控制标准的差而控制所述压缩机的转速，根据靠所述温度传感器检测的所述压缩机的排出侧温度和标准排出温度的差而控制所述液态喷射膨胀阀。

另一种针对寒冷地区的热泵空调机，具备包括室外热交换器、压缩机、四通阀、室外制冷控制阀、及使用侧热交换器的制冷环路，向所述压缩机中喷射液态制冷剂，其特征在于：所述压缩机是其转速可控制的涡旋式压缩机，该热泵空调机包括检测所述压缩机的排出侧温度的温度传感器和向所述压缩机中喷射所述液态制冷剂的液态喷射膨胀阀，所述室外热交换器的传热面积是所述使用侧热交换器的传热面积的两倍以上，在加热运转时，根据室内空气温度和室内空气温度控制标准的差而控制所述压缩机的转速，根据靠所述温度传感器检测的所述压缩机的排出侧温度和标准排出温度的差而控制所述液态喷射膨胀阀。

还有一种针对寒冷地区的热泵空调机,至少顺序连接热源侧热交换器,减压装置,使用侧热交换器,涡旋形压缩机,形成冷冻循环,设置有向该涡旋压缩机的压缩机构部中喷射液态制冷剂的制冷剂回路。

另一种状态是从室外空气温度不足 -15°C 的室外空气中汲取热能进行房间加热运转的面向寒冷地区的热泵空调机,就是至少按顺序连接热源侧热交换器,减压装置,使用侧热交换器、涡旋形压缩机,形成冷冻循环。

另一种状态是从室外空气温度不满 -15°C 的室外空气中汲取热能进行房间加热运转的面向寒冷地区的热泵空调机,至少是按顺序连接热源侧热交换器、减压装置、使用侧热交换器、涡旋式压缩机,构成冷冻循环,并具备有向上述涡旋压缩机的压缩机构部分中喷射循环于此冷冻循环内的液态制冷剂的一部分的制冷剂回路。

理想的是将上述涡旋压缩机的涡旋的涡旋数设置成3以上。

理想的是在前述涡旋压缩机的涡旋机构部上设置排泄阀。

进而更理想的是前述涡旋压缩机是转速可变的涡旋压缩机,设置有此涡旋压缩机的转速控制装置。

再有理想的是将前述热源侧热交换器的传热面积设置成前述

使用侧热交换器的传热面积的3倍以上。

另一种状态是将室外空气作为热源，在室外空气不满 -15°C 时能进行房间加热运转的空气热源泵空调机，至少按顺序配管连接室外空气热交换器、电动式制冷剂控制阀、室内热交换器、四通阀、涡旋形压缩机，形成冷冻循环，具备有向该室外热交换器输送室外空气的室外送风机、向该室内热交换器输送室内空气的室内送风机、向该涡旋压缩机的压缩机构部中喷射循环于前述冷冻循环内的液态制冷剂的液态制冷剂喷射回路、控制前述涡旋压缩机转速的压缩机转数控制装置、控制上述室外送风机的转速的室外送风机转数控制装置、控制前述室内送风机的转速的室内送风机转速控制装置、控制前述电动式制冷剂控制阀的开度的制冷剂控制阀控制装置。

理想的是将前述室外热交换器的传热面积设置成前述室内热交换器的传热面积的3倍以上。

另外，至少可以由前述室外空气交换器和前述涡旋形压缩机构成室外机组，由室内空气热交换器和室内送风机构成室内机组。

进而也可以将一台前述室外机组和多个前述室内机组组合起来。

另一种状态是将室外空气作为热源，在室外空气温度不满 -15°C 时能进行房间加热运转的面向寒冷地区的热泵空调机，具备至少将室外空气热交换器、电动式制冷剂控制阀、四通阀、涡旋压缩机按顺序配管连接形成的第1循环，和将室内热交换器和热媒体输送装置按顺序配管连接形成的第2循环，和将循环于前述第1循环的制冷剂和循环于前述第2循环的流体进行热交换的中间热交

换热器,设置有向前述涡旋压缩机的压缩机构部中喷射循环于前述第1循环的液态制冷剂的制冷剂回路。

理想的是前述室外机组是5马力,前述室内机组设置成相当3马力。

进而在以上记叙中理想的是前述涡旋压缩机压力在4.5至8间成为最高效率。

在本发明的室外空气热源热泵中,在房间加热时,使制冷剂按涡旋压缩机、使用侧热交换器、减压装置、室外空气热交换器、涡旋压缩机的顺序循环,向压缩机构部中喷射在使用侧热交换器中冷凝成的液态制冷剂的一部分。另外,对应于室内空气温度的状况控制涡旋压缩机的转速。在室外气温低时,边通过液态喷射进行压缩机冷却,边使涡旋压缩机高速运转,可以进行高房间加热能力运转,得到针对寒冷地区的热泵空调机。进而,由于在此低室外温度时涡旋压缩机可以在高压下运转,因而通过增加涡旋的圈数,或在涡旋压缩机的排泄口设置阀,就可以实现高效率运转。另外,伴随涡旋压缩机的高压力比化的高温化通过将液态喷射回路供给的液态制冷剂提供给压缩机内,就可以适宜地保持压缩机驱动电机的线圈温度,制冷剂排泄温度。

通过如此构成室外空气热源热泵空调机,即使室外空气温度不足 -15°C ,也能通过高压比运转压缩机进行高效率运转。另外,由于压缩机的高速运转可以发挥高的房间加热能力。即,不用煤油和其它电以外的能源,得到针对室外温度不足 -15°C 的寒冷地区的热泵空调机。另外,因为不使压缩机温度过高,所以可以得到高的可靠性。

进而,由于是适合寒冷地区的构成,即由于增加室外机热交换器的传热面积,因而可以得到房间加热能力提高了的热泵空调机。

图 1 是展示札幌的气象数据的图。

图 2 是本发明的室外空气热源热泵空调机的一实施例的构成图。

图 3 是在本发明中使用的涡旋压缩机的一实施例的纵断面图。

图 4 是在本发明中使用的涡旋压缩机的固定涡旋和旋转涡旋部的一实施例的横面图。

图 5 是展示涡旋压缩机的特性例子的曲线图。

图 6 是展示在图 2 中展示的空调机的控制系统的一实施例的方框图。

图 7 是在莫里尔热力学计算图上展示房间加热运转时的冷冻循环的说明图。

图 8 是展示室外空气温度和房间加热能力关系的说明图。

图 9 是展示压缩机运转频率和压缩机的压力比的关系的说明图。

图 10 是展示房间加热能力和实际的房间负荷的关系的说明图。

图 11 是展示分离型空调机的室外机组和室内机组的配置的图。

图 12 是房间加热专用空调机的一实施例的构成图。

图 13 是连接多台室内机组的空调机的一实施例的构成图。

图 14 是为了进行室内加热和制冷而使用二次媒体的空调机的一实施例的构成图。

图 15 是展示根据本发明的室外机组和室内机组的组合作为例子。

图 16 是展示室外温度比较高时的室外机组和室内机组的组合作为例子。

以下,用图面说明本发明的实施例。

首先,图 1 表示作为冬季室外空气温度很低的地区的代表例的札幌的室外空气温度的发生频度。从图 1 可知室外空气温度能达到 -18°C 。但是由于此数据是过去的平均值,因而,最低室外空气温度比 -18°C 更低,另外在北海道的旭川等地由于温度更低,所以在选定空调机时必须将 -20°C 作为最低室外空气温度。

在此背景下,在图 2 中展示了针对寒冷地区的经改进后的热泵空调机的一实施例的构成图。在图 2 中,1 是涡旋形压缩机、2 是四通阀、3 是室外空气热交换器、4 是室外制冷剂控制阀、5 是蓄能器、6 是液态喷射制冷控制阀、7 是储蓄罐、8 是室外送风机、9 是温度传感器、10 是压力传感器、11 及 12 是温度传感器、20 是热气体旁路阀,由它们构成室外机组。而在室外机组上安装着运算控制装置、压缩机转速控制装置、制冷剂控制阀驱动装置、室外送风机转速控制装置等的控制装置。

另外,101 是室内热交换器、102 是室内送风机、103 是室内制冷剂控制阀、104 是室内空气温度传感器,由它们构成室内机组。而在室内机组上安装着运算控制装置、室内送风机转速控制装置、制冷剂控制阀驱动装置等,进而还具备具有热泵的起动和房间加热/制冷的选择、室内温度的设定等的功能的遥控器。在此,13 和 14 是连接室外机组和室内机组的配管。

在房间加热运转时,制冷剂按照压缩机 1、四通阀 2、连接配管 13、室内热交换器 101、室内制冷剂控制阀 103、连接配管 14、储蓄罐 7、室外制冷剂控制阀 4、室外空气热交换器 3、四通阀 2、蓄能器 5 的顺序循环,室外制冷剂控制阀 4 起到膨胀阀作用,室内空气热交换器 101 成为制冷剂冷凝器,从而加热室内。另外,在室内热交换器 101 中凝结的液态制冷剂的一部分通过制冷剂控制阀 6,向压缩机 1 中喷射。另一方面,在房间制冷运转时,制冷剂按照压缩机 1、四通阀 2、室外热交换器 3、制冷剂控制阀 4、储蓄罐 7、连接配管 14、室内制冷剂控制阀 103、室内热交换器 101、连接配管 13、四通阀 2、蓄能器 5 的顺序循环,室内制冷剂控制阀 103 起到膨胀阀的作用,室内热交换器 101 成为制冷剂蒸发器,从而制冷室内。另外,在室外热交换器 3 中凝结的制冷剂的部分通过制冷剂控制阀 6,向压缩机 1 中喷射。

接着,图 3 是在图 2 中所使用的涡旋压缩机的一实施例的纵断面图。在图 3 中,50 是腔体,50b 是腔体上盖,50c 是腔体下盖,51 是固定涡旋卷,55 是旋转涡旋卷,56 是框架,57 是轴,58 是 O 形环,59 是电机,61 是旋转涡旋轴承,62 是主轴承,63 是下轴承,64 是制冷剂吸入管,65 是逆止阀,66 是制冷剂排出口,67 是反压力室,68a、68b 是反压力口,69a、69b 是液态喷射口,70 是吸入室,71 是排泄室,72a、72b 是排出气体制冷剂通路,74 是排出管,75 是供油管,76 是供油通路,78、78a、78b 的液态喷射管。

制冷剂被从吸入管 64 吸入流入吸入室 70,在由固定涡旋 51 和旋转涡旋 55 形成的压缩室内被压缩,从排出口 66 排出到排泄室,而后通过制冷通路 72a、72b 流入到电机室 73,从排泄管 74 排

出。另外,来自液态喷射管 78 的制冷剂被从液态喷射口 69a、69b 导入压缩室。

接着,图 4 是使固定涡旋和旋转涡旋组合时的横断面图,51a 是固定涡旋卷,55b 是旋转涡旋卷,其它的标号中同样的标号表示与图 3 中说明的部位是同一部件。卷线圈数是 3.5 圈。被吸入的制冷剂在随着由固定涡旋卷 51a 和旋转涡旋卷 55b 形成的压缩室,由于旋转涡旋的旋转运动缩小而被压缩,从排出口 66 排出。

接着,图 5 是展示压缩机的绝热效率和压力比的关系的一例的图。在图 5 中,实线 A 是涡旋卷的圈数是 3.5,进行液态喷射的涡旋压缩机的特性例,点划线 B 是涡旋匝的圈数是 2.5,不进行液态喷射的涡旋压缩机的特性例。从图 5 可知,实线的涡旋卷的圈数是 3.5 的涡旋压缩机对应于点划线所示的涡旋卷的圈数为 2.5 的涡旋压缩机来说,在高压力比区域为高效率。即,在本发明中即使室外温度未满足 -15°C ,由于空调机作为热泵工作,因而使压缩机的压力比增高。但是,当压缩机的压力比高时,如后述那样压缩机内的温度变得过高,引起压缩机异常。因此,为了避免此现象,通过向压缩机内部输送储存在储蓄室 7 中的制冷剂冷却压缩机。

再有,在图 5 中说明了关于涡旋数大的涡旋压缩机,但是即使涡旋数少,也能通过在压缩机构部分的排出口 66 上设置阀来实现在高压力比区域中的高效率运转。

接着,图 6 是控制图 2 所示的空气热源热泵空调机的房间加热运转的控制系统方框图。压缩机 1 由转速控制装置即反相器控制装置驱动,通过由温度传感器 104 检测出的室内空气温度和室内空气温度控制标准的差控制转速。另外,液态喷射制冷剂控制阀

通过由温度传感器 9 检测出的压缩机的排出侧温度和标准排出温度的差控制。进而,室外制冷剂控制阀将室外空气热交换器的温度传感器 12 和 11 的温度差控制在标准温度差,即控制室外空气热交换器的制冷剂出口的制冷剂过热度。

图 7 是将图 2 所示的空气热源热泵空调机进行房间加热运转的情况展示在莫里尔热力学计算图上的图。在图 7 中,B 代表压缩机出口,C 代表室内空气热交换器出口,D 代表室外制冷剂控制阀出口,E 代表室外空气热交换器出口,F 代表压缩机入口,G 代表液态制冷剂控制阀出口,A 代表 F 点的制冷剂和 G 点的制冷剂混合后。另外,单点划线 $F \rightarrow H \rightarrow B$ 是不喷射液体的情况。与不喷射液体的情况相对应,通过进行液态喷射能降低排出温度,另外可以降低压缩机电机的线圈温度。

图 8 是本发明的空气热源热泵空调机的特性例子,表示室外空气温度和房间加热能力的关系。参变量是压缩机转速。在压缩机转速一定的情况下,室外空气温度越低,房间加热能力越低,但是提高压缩机转速就能提高房间加热能力。另外,通过调整压缩机转速就可以在室外温度从 0°C 到 -20°C 之间使房间加热能力为一定。因而,可以发挥与使用不被室外温度左右的煤油的房间加热机同等的房间加热能力。

图 9 是本发明的空气热源热泵空调机的特性例子,是展示压缩机频度和压力比的关系的图。室外空气温度是 -20°C 。压缩机频率为 80HZ 的情况下,压力比约为 15,压缩机成为高压力比运转,但是由使涡旋压缩机的涡旋圈数多于 3.5,并且进行液态喷射,因而可以得到图 5 所示的高房间加热能力运转。

图 10 是计算适合于将本发明的空气热源热泵空调机设置在建筑内的实际的房间的情况下的特性的图。在图 10 中,双点划线表示房间加热负荷。在室外空气温度为 -20°C 时,设压缩机转速为 80HZ ,如果附加电加热器 2.1KW ,则空气热源热泵空调机的能力也达到约 9000Kcal/h 。在此,房间加热负荷在室外空气温度是 15°C 、 0°C 、 -20°C 时,就是空气热源热泵空调机的能力的 9000Kcal/h 。在实际使用状态中,控制压缩机转速使房间加热能力与房间加热负荷一致。在图 10 展示的空气热源热泵空调机的情况下,对应于室外空气温度在 -10°C 以上的房间加热负荷,设定压缩机的运转频率为 40HZ 进行断续运转。由于未改变室外空气热交换器以及室内空气热交换器的传热面积,因此,若压缩机运转频率减小,压力比也减小,效率提高,可以节省电力运转。

表 1 一年间运转费用的核算例

	空调热量合计 (kcal)	本发明	煤油房间加热机 + 制冷专用空调机	
		用电量	煤油量	用电量
房间加热	19210×10^3	$11.3 \times 10^3 \text{kwh}$	3.3kl	$1.27 \times 10^3 \text{kwh}$
房间 制冷	3770×10^3	$1.52 \times 10^3 \text{kwh}$	—	$1.52 \times 10^3 \text{kwh}$
一年成本		¥290000	¥260000	
一次以量换算值		$31.5 \times 10^6 \text{kcal}$	$36.5 \times 10^6 \text{kcal}$	

关于如上述那样构成的本发明的一实施例,将核算出全年运

转费用的例子展示于表 1。为了参考,比较展示将煤油房间加热机和制冷专用空调机组后的系统。本发明的空调机的年费用与比较对象系统相比约高 10%,但用一次能量换算则约少 15%,可以省能源化。

在图 10 中,展示了附加电加热器的能力,但是作为房间加热对象的房屋的加热负荷小的情况下,没有电加热器也能充分提高室内空气温度。

图 11 展示了室外机组和室内机组分离的机组的一例。室外机组由室外空气热交换器 3、用送风机 8 等构成的热交换器送风机室和构成于压缩机外的另一压缩室构成。不用说也可以使 2 室一体化。在图 11 中,作为室内机组展示了将机体嵌装于天花板内的所谓的顶装式,但不用说也可以是安装于墙壁上的形式等的其它形式也同样适用于本发明。

表 2 室外热交换器和室内热交换器的面积例

本发明		先有技术	
室内热交换器	室外热交换器	室内热交换器	室外热交换器
13m ²	40m ²	13m ²	21m ²
100%	307%	100%	162%

表 2 展示了本发明空调机具备的室外及室内热交换器的传热面积的例子。室外热交换器的传热面积和室内热交换器的传热面积的比率,先有技术是不足 2 倍,而为了充分发挥本发明的效果而设置成 3 倍左右。当然即使是 2 倍左右也能发挥本发明的效果是不用

说的。

接着在图 12 以下展示本发明的热泵空调机的变形例。图 12 是房间加热专用空调机的例子。在图 12 中,1 是涡旋形压缩机,3 是室外空气热交换器,4 是室外制冷剂控制阀,5 是蓄能器,6 是液态喷射制冷剂控制阀,8 是室外送风机,9 是温度传感器,10 是压力传感器,11、12 是温度传感器,由它们构成室外机组。而在室外机组上安装有运算控制装置,压缩机转速控制装置,制冷剂控制阀驱动装置,室外送风机转速控制装置等的控制装置。

101 是室内热交换器,102 是室内送风机,104 是室内空气温度传感器,由它们构成室内机组。而在室内机组上安装有运算控制装置,室内送风机转速控制装置等,进而,还具备具有热泵的起动和房间加热/制冷的选择、室内温度的设定等的功能的遥控器。这里,13 及 14 是连接室外机组和室内机组的配管。

在此空调机的运转时,制冷剂按照压缩机 1,连接配管 13,室内热交换器 101,连接配管 14,制冷剂控制阀 4,室内热交换器 8,蓄能器 5 的顺序循环,室内热交换器成为制冷剂冷凝器,加热室内。另外,在室内热交换器 101 中凝结后的制冷剂的一部分通过制冷剂控制阀 6,向压缩机 1 中喷射。

图 13 是本发明的热泵空调机的另一变形例,是展示在一台室外机组上连接多台室内机组情况的图。在图 13 中,15 是制冷剂分流器,111、112、113 是室内空气热交换器,121、122、123 是室内制冷剂控制阀,131、132、133、141、142、143 是制冷剂温度传感器,151、152、153 是室内空气温度传感器。在房间加热时,制冷剂按虚线箭头方向循环,室内热交换器 111、112、113 变为制冷剂冷凝器

进行房间加热运转。另一方面,在房间制冷运转时,制冷剂按实现箭头方向循环,室内热交换器111、112、113变为制冷剂蒸发器进行制冷运转。

图14是本发明的热泵空调机的进一步另一变形例,在室内侧具备使第2热媒体循环的系统。在图14中,201是使循环于室外热交换器路径中的制冷剂和循环于室内热交换器路径中的水进行热交换的中间热交换器,202是泵,203、204是使水和室内空气进行热交换的室内热交换器,205、206是室内送风机。在房间加热运转时,制冷剂按虚线箭头方向循环,热交换器201变为制冷剂冷凝器,加热水。被加热的水由泵202送到室内热交换器进行室内加热。另一方面,在制冷运转时,制冷剂按实现箭头方向循环,热交换器201变成制冷剂蒸发器,冷却水。被冷却的水由泵202送至室内热交换器进行室内制冷。

在以上说明的实施例中,使用HCFC系列制冷媒体的R22作为制冷剂,但是由于此制冷剂破坏臭氧,因此逐步受到限制,将来不能使用。在本发明的空气热源热泵空调机中,也可以使用不破坏臭氧的制冷剂,可以适用HFC系列制冷剂(例如R134a),HFC系列制冷剂的混合制冷剂(例如除R407C、RH10A外)。另外,也可以适用非烷醇(ノンフロソ)复合制剂(例如除丙烷外)。

下面用图15、图16说明本发明进一步的另一变形例。这两图展示室外机组和室内机组的组合例,图15是将室内机组相当3马力机组,室外机组相当5马力机组组合成的室外空气热源热泵空调机。由于室外机组使用相当5马力的机组,因此在房间加热运转中,即使室外空气温度低到-20℃也能发挥高的房间加热能力。

下面在图 16 中展示了将室内机组相当 3 马力的机组,和室外机组相当于 3 马力的机组组合后的室外空气热源热泵空调机。在将本发明的室外空气热源热泵用在最低室外空气温度为 -10°C 的气象条件的地区的情况下,不需要室外机组很大。这样一来,通过根据所使用的地区更换室外机组的容量,就可以得到与房间加热负荷相适应的适宜容量的空调机。

如上所述如果根据本发明,则即使室外空气温度不满 -15°C ,特别是 -20°C 时,也能发挥与室外空气温度为 0°C 的情况相同的房间加热能力,可以得到舒适的室内空气温度。不用说在夏季也可进行制冷运转。

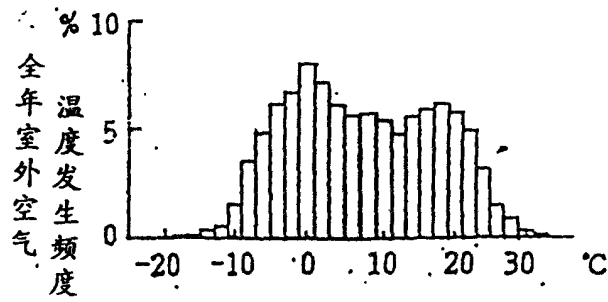
进而,本发明的空气热源热泵空调机在房间加热和制冷所需要的费用,与在房间加热时使用煤油,在房间制冷时使用冷冻循环的空调机相同。进而,用一次能量换算可以得出省能源的核算结果。

另外,如果根据本发明,由于不使用煤油和气体,因而是环境污染少的洁净能源系统。

再有,由于不需要复杂的构成,因而可以得到价廉的热泵空调机。

如果根据本发明,可以得到将针对寒冷地区的房间加热能力作为重点的室外空气热源式热泵空调机。

图 1



室外空气温度

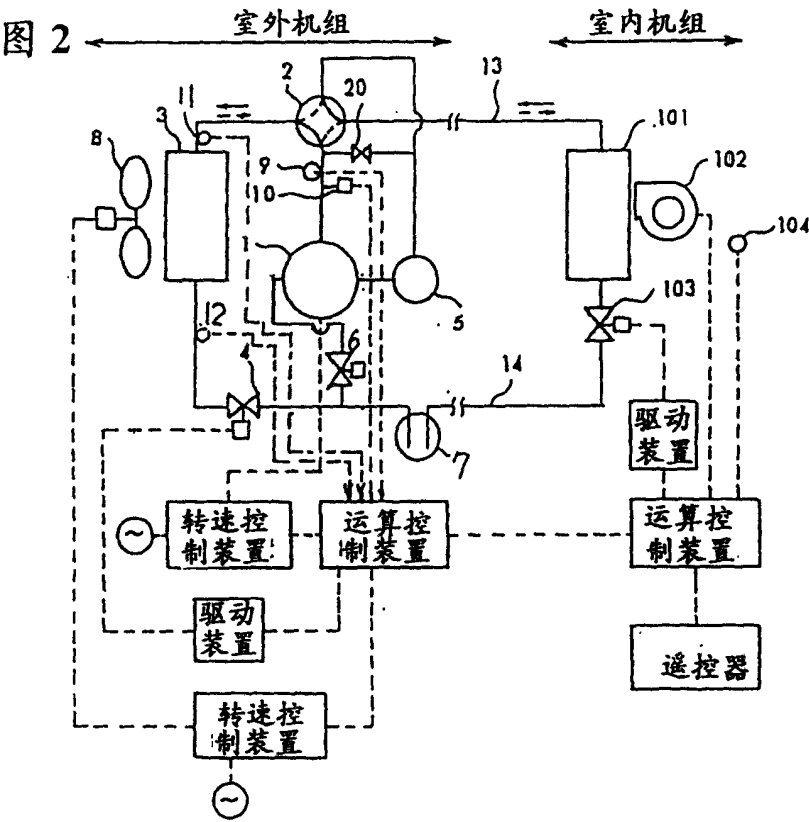


图 3

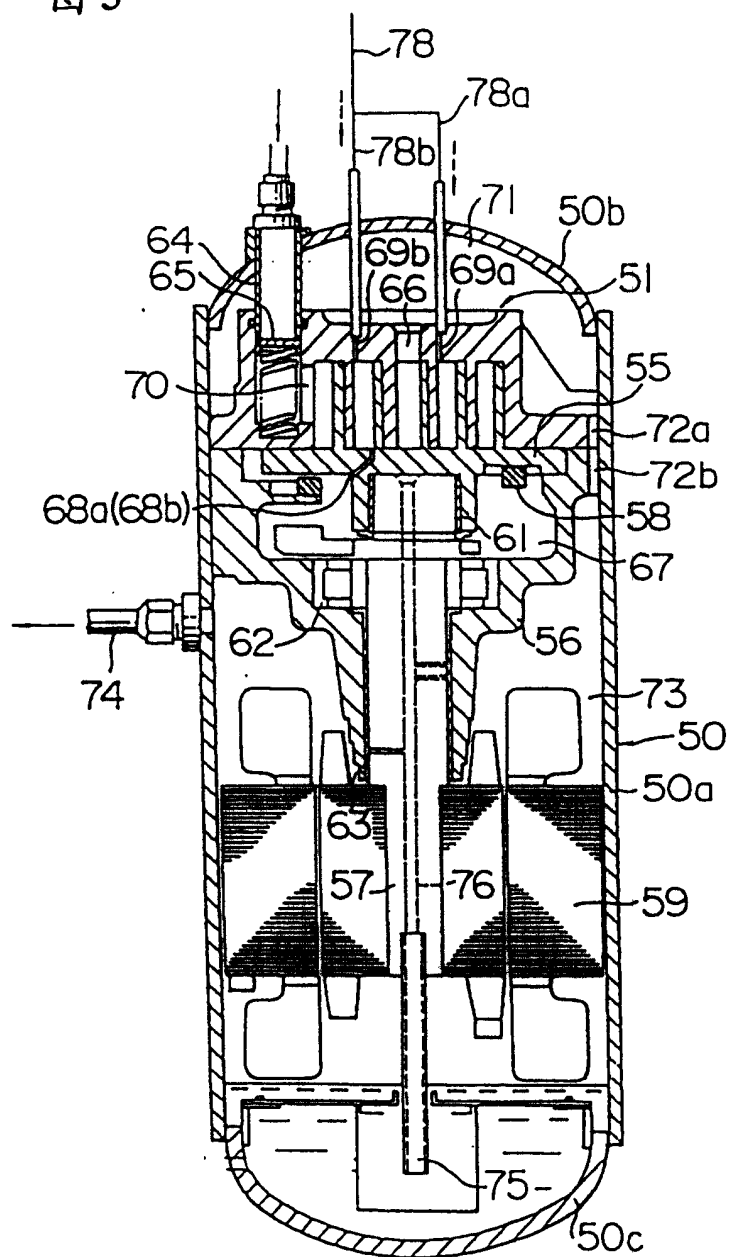


图 4

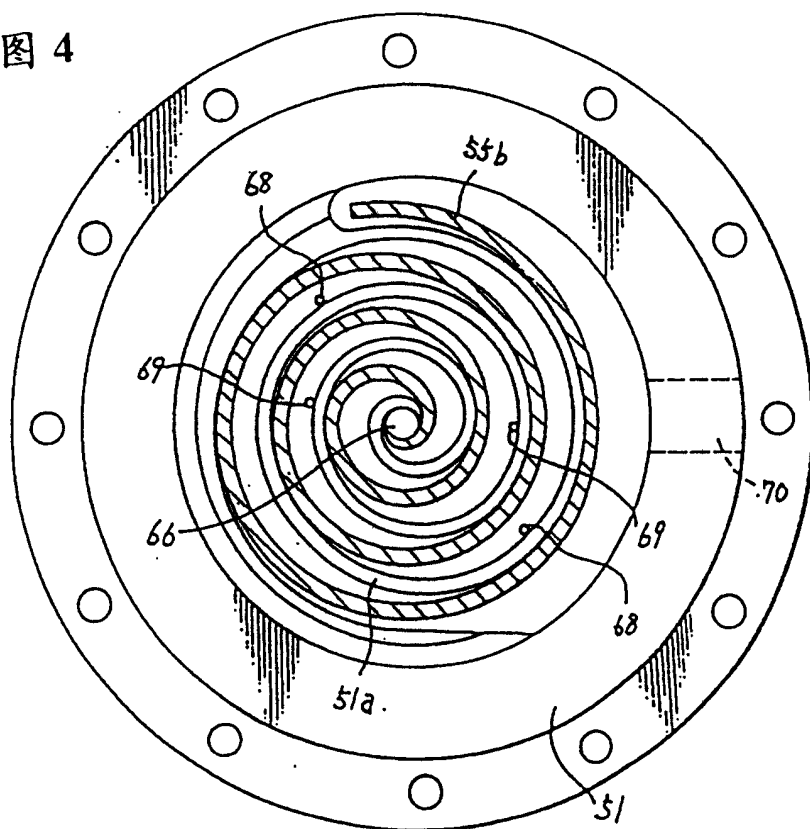


图 5

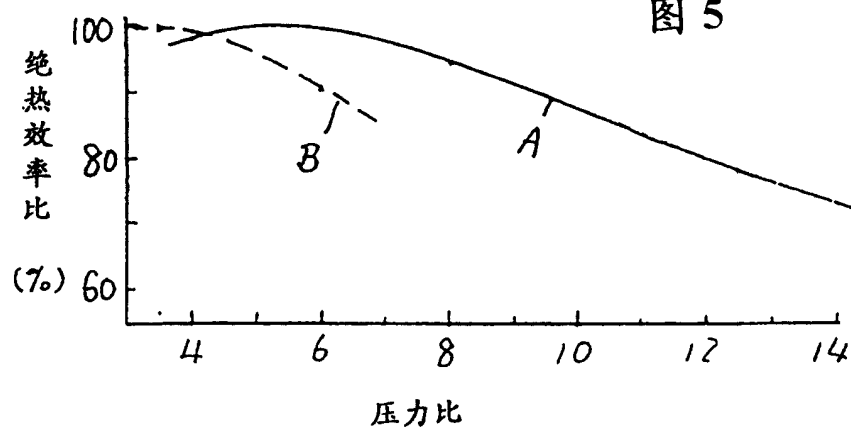


图 6

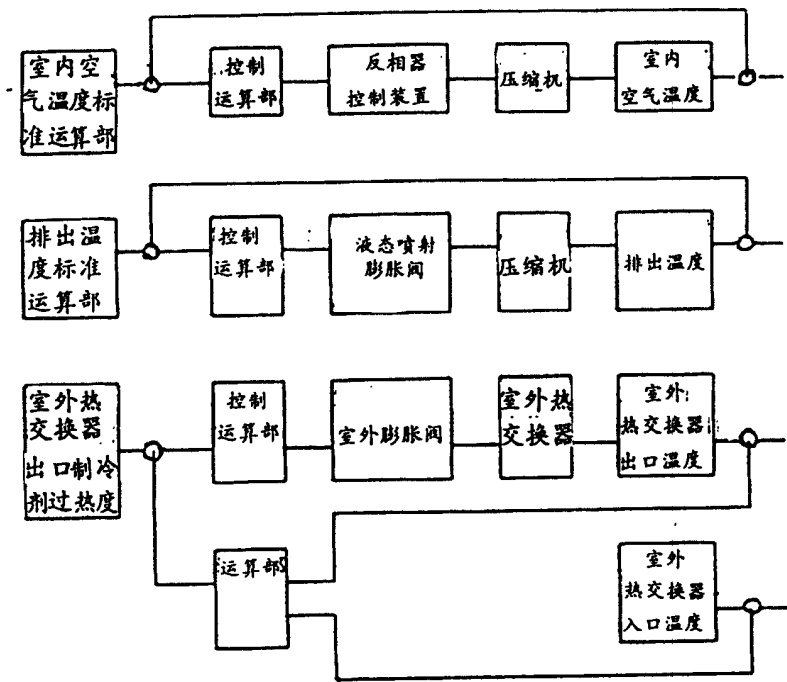
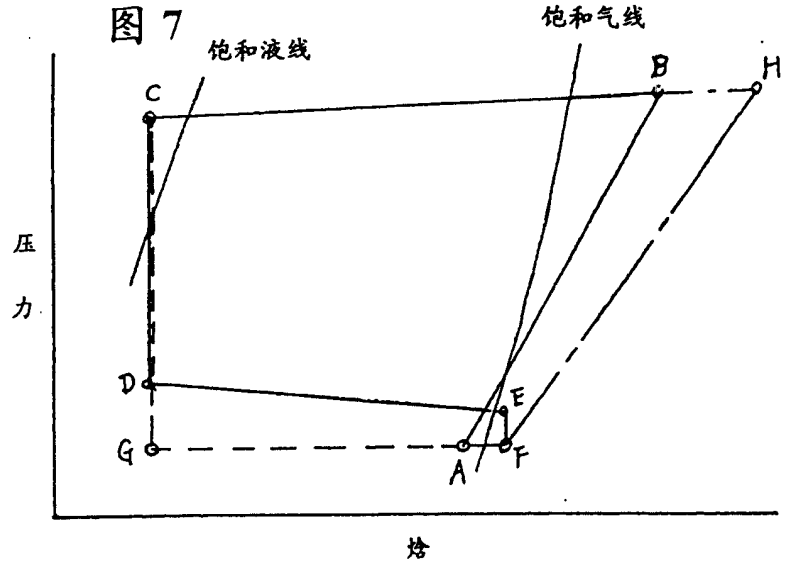


图 7



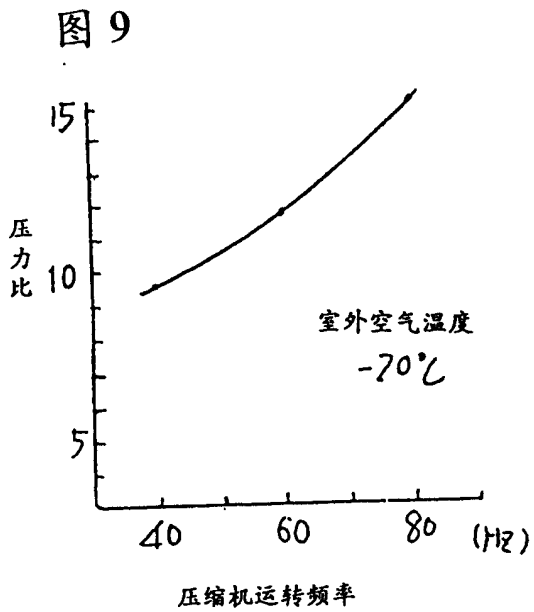
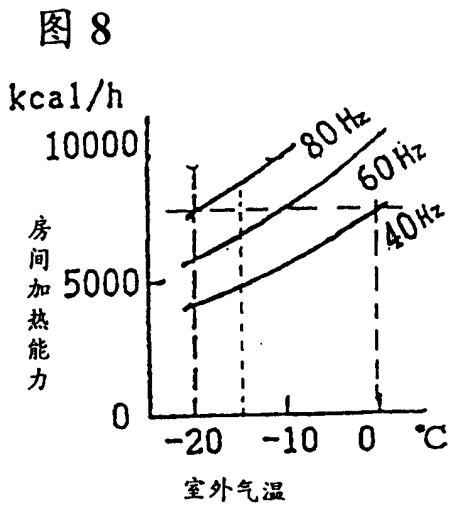


图 10

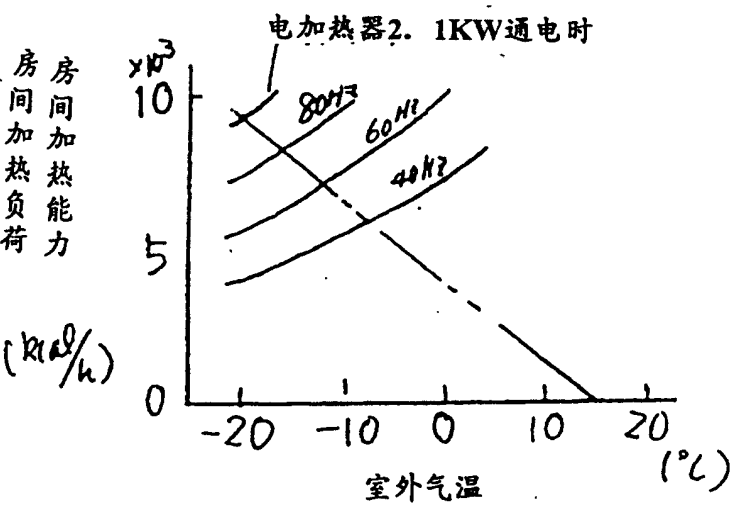


图 11

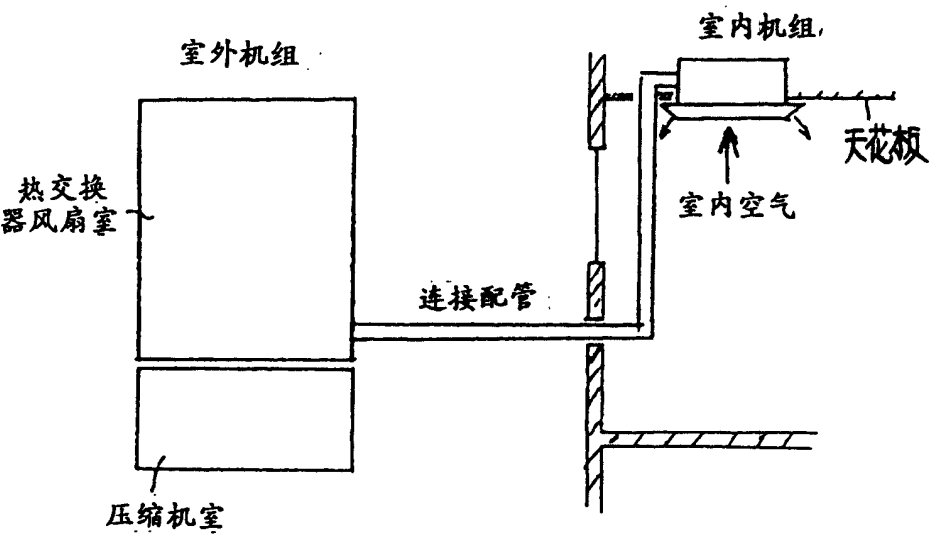


图 12

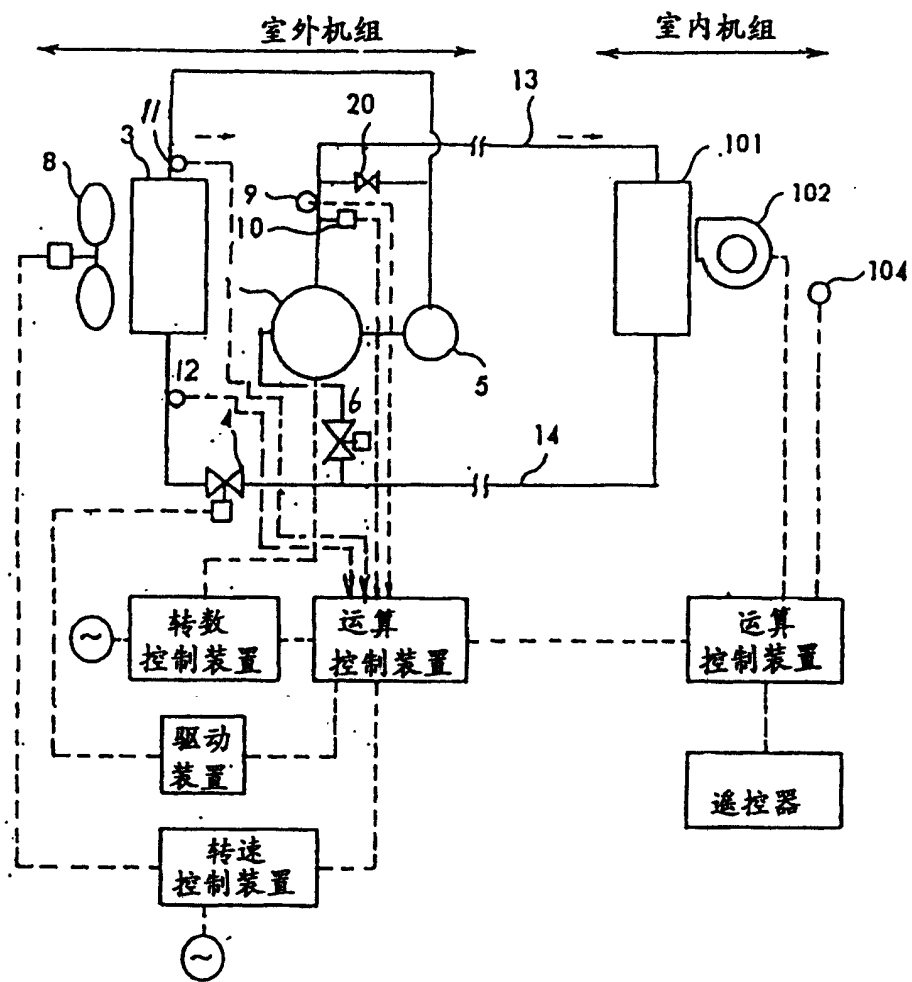


图 13

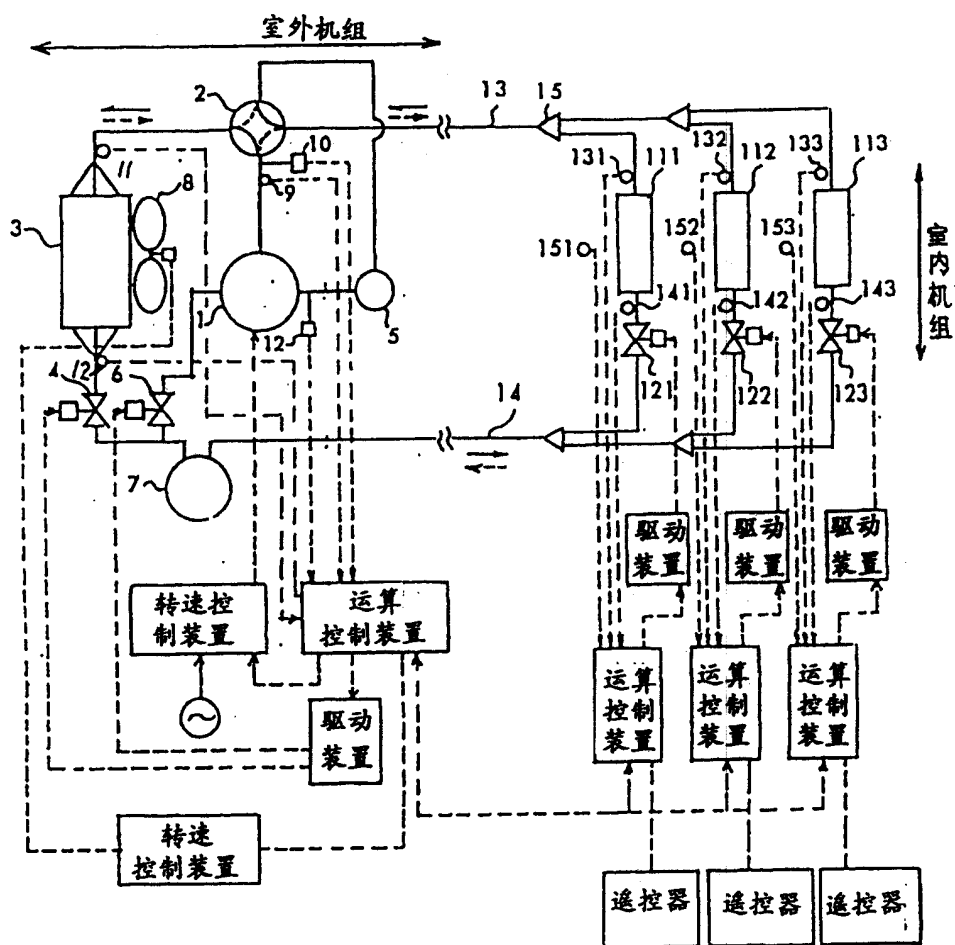


图14

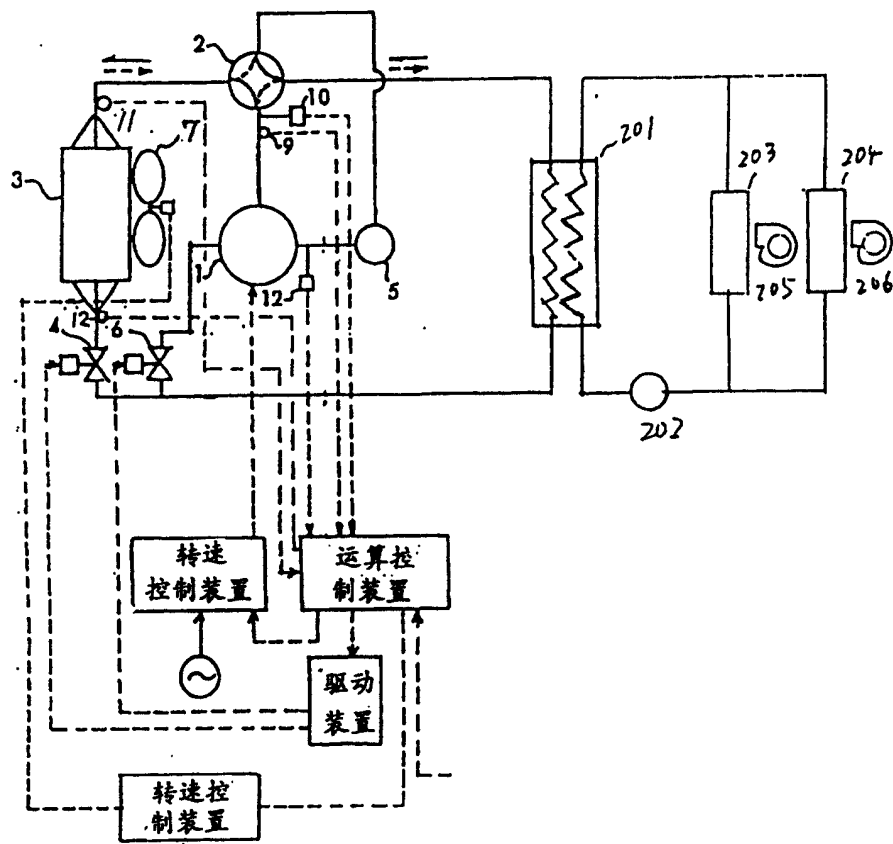


图15

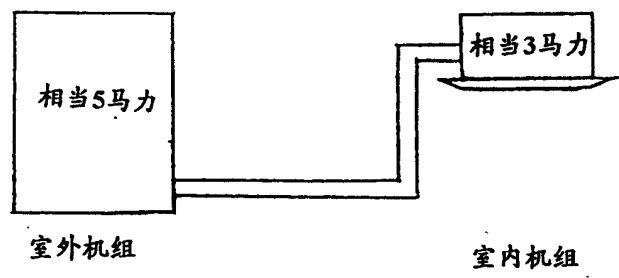


图 16

