



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 1769811 B

(45) 授权公告日 2010.05.05

(21) 申请号 200510113385.3

(22) 申请日 2005.10.11

(30) 优先权数据

2004-309392 2004.10.25 JP

(73) 专利权人 松下电器产业株式会社

地址 日本大阪府

(72) 发明人 渡部安司

(74) 专利代理机构 中科专利商标代理有限责任
公司 11021

代理人 汪惠民

(51) Int. Cl.

F25B 30/02 (2006.01)

F24H 4/04 (2006.01)

F24H 9/20 (2006.01)

(56) 对比文件

JP 2003-139405 A, 2003.05.14, 全文.

CN 1464963 A, 2003.12.31, 全文.

CN 2314277 Y, 1999.04.14, 全文.

US 6467289 B2, 2002.10.22, 全文.

CN 2460935 Y, 2001.11.21, 全文.

审查员 杨轶

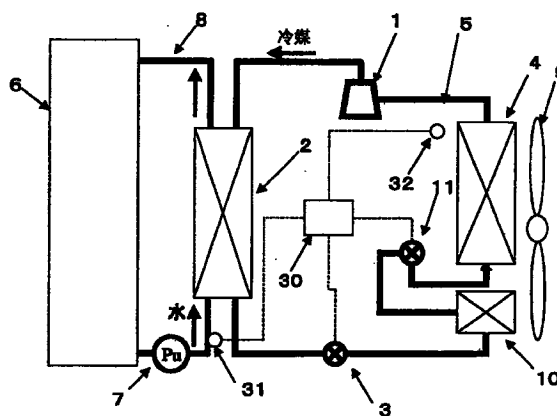
权利要求书 1 页 说明书 3 页 附图 3 页

(54) 发明名称

热泵式热水供给装置

(57) 摘要

本发明提供了一种热泵式热水供给装置,在进水温度及外气温度变高时可以抑制致冷剂压力的上升及功率系数的下降。这种热泵式热水供给装置中包括:将压缩机(1)、使水和致冷剂进行热交换的热水供给用放热器(2)、第一减压装置(3)、使致冷剂和外气进行热交换的中间热交换器(10)、第二减压装置(11)、和使冷剂和外气进行热交换的蒸发器依次相联接而构成的热泵循环;用于检测热水供给用热交换器的进水温度的检测装置(31);用于检测外气温度的检测装置(32);和用于控制第一及第二减压装置的操作的控制装置(30)。其中,减压装置的阀开度根据进水温度检测装置和/或外气温度检测装置检测到的检测值进行调整。



1. 一种热泵式热水供给装置,其特征在于包括:

将压缩机、使水和致冷剂进行热交换的热水供给用放热器、第一减压装置、使致冷剂和室外气体进行热交换的中间热交换器、第二减压装置、和使致冷剂和室外气体进行热交换的蒸发器依次联结而构成的热泵循环;

用于检测所述热水供给用热交换器的进水温度的进水温度检测装置;

用于检测室外气体温度的室外气体温度检测装置;和

用于控制所述第一及第二减压装置的操作的控制装置,

所述第一及第二减压装置的阀开度根据所述进水温度检测装置和/或所述室外气体温度检测装置检测到的检测值进行调整。

2. 如权利要求1中所述的热泵式热水供给装置,其特征在于:所述的致冷剂为二氧化碳。

热泵式热水供给装置

技术领域

[0001] 本发明涉及一种热泵式热水供给装置。

背景技术

[0002] 在现有的这种热泵式热水供给装置中,一般设有用于使从热水供给热交换器供给到减压装置中的致冷剂和从蒸发器供给到压缩机中的致冷剂进行热交换的致冷剂热交换器(其中的一例可参考日本专利公报特许第 3316444 号)。

[0003] 但是,在上述的现有装置中,由于要设置用于与从蒸发器供给到压缩机的致冷剂进行热交换的致冷剂管,因此存在着致冷剂管的管内压力损失增加、功率系数下降的问题。

发明内容

[0004] 本发明旨在解决上述问题,其目的在于提供一种在热泵式热水供给装置的进水温度及外气温度较高时能够抑制致冷剂压力上升及功率系数下降的热泵式热水供给装置。

[0005] 为了解决上述问题,本发明的热泵式热水供给装置中设有:将压缩机、使水和致冷剂进行热交换的热水供给用放热器、第一减压装置、使致冷剂和外气进行热交换的中间热交换器、第二减压装置、使冷剂和外气进行热交换的蒸发器依次联结而构成的热泵循环;用于检测所述热水供给用热交换器的进水温度的进水温度检测装置;用于检测外气温度的外气温度检测装置;和用于控制所述第一及第二减压装置的操作的控制装置。其中,所述所述减压装置的阀开度根据所述进水温度检测装置和/或所述外气温度检测装置检测到的检测值进行调整。这样,在进水温度及外气温度较低的情况下,通过由第一减压装置进行减压,并将第二减压装置的阀开度置成全开,使中间热交换器起到蒸发器的作用,从而可以提高功率系数。相反,在进水温度及外气温度较高的情况下,通过由第二减压装置进行减压,再将第一减压装置的阀开度置成全开,使中间热交换器起到放热器的作用,这样可以降低高压侧的致冷剂压力,提高功率系数。

[0006] 这样,就可以提供一种不但在热水供给热交换器的进水温度及外气温度较高时可以抑制致冷剂压力上升及功率系数下降、而且在所述进水温度较低时可以提高功率系数的热泵式热水供给装置。

[0007] 本发明产生的技术效果如下。采用本发明的话,可以提供一种在进水温度及外气温度较高时可以抑制致冷剂压力上升及抑制功率系数下降的热泵式热水供给装置。

[0008] 本发明的具体实施方式概述如下。本发明第 1 方案中的热泵式热水供给装置中设有:将压缩机、使水和致冷剂进行热交换的热水供给用放热器、第一减压装置、使致冷剂和外气进行热交换的中间热交换器、第二减压装置、使冷剂和外气进行热交换的蒸发器依次联结而构成的热泵循环;用于检测所述热水供给用热交换器的进水温度的进水温度检测装置;用于检测外气温度的外气温度检测装置;和用于控制所述第一及第二减压装置的操作的控制装置。其中,所述所述减压装置的阀开度根据所述进水温度检测装置和/或所述外气温度检测装置检测到的检测值进行调整。这样,在进水温度及外气温度较低的情况下,通

过由第一减压装置进行减压,并将第二减压装置的阀开度置成全开,使中间热交换器起到蒸发器的作用,从而可以提高功率系数。相反,在进水温度及外气温度较高的场合下,通过由第二减压装置进行减压,再将第一减压装置的阀开度置成全开,使中间热交换器起到放热器的作用,这样可以降低高压侧的致冷剂压力,提高功率系数。

[0009] 这样,就可以提供一种不但在热水供给热交换器的进水温度及外气温度较高时可以抑制致冷剂压力上升及功率系数下降、而且在所述进水温度较低时可以提高功率系数的热泵式热水供给装置。

[0010] 本发明的第2方案为,第1方案的热泵式热水供给装置中所使用的致冷剂为二氧化碳。在这样的场合下,循环环路内的压力将被加压到致冷剂的临界压力以上,从而可以实现设计压力非常高(约14MPa)的操作。因此,在进水温度较高的场合下,可以防止高压急剧上升,从而可以防止高压部件的设计压力的增加,抑制压力容器(热交换器)及功能部件(膨胀阀)的总体制造成本。

附图说明

[0011] 图1为本发明实施例1中的热泵式热水供给装置的总体结构示意图,

[0012] 图2为该热泵式热水供给装置的操作状态示意图,

[0013] 图3为本发明实施例2中的热泵式热水供给装置的操作过程示意图(莫里尔图),

[0014] 图4为该热泵式热水供给装置的另一种操作过程的说明图(莫里尔图)。

[0015] 上述附图中,1为压缩机,2为热水供给用热交换器,3为第一减压装置(电动膨胀阀),4为蒸发器,10为中间热交换器,11为第二减压装置(电动膨胀阀),30为微电脑(控制装置),31为进水温度检测装置,32为外气温度检测装置。

具体实施方式

[0016] 下面参照附图来对本发明一些实施例进行详细说明。需要说明的是,这样的实施例对于本发明并没有限定作用。

[0017] (实施例1)

[0018] 图1及图2示出了本发明第1实施例中的热泵式热水供给装置及其操作控制过程。如图1中所示,在本实施例中的热泵式热水供给装置中,压缩机1、使水和致冷剂进行热交换的热水供给放热器2、第一减压装置3、使致冷剂和外气进行热交换的中间热交换器10、第二减压装置11和使致冷剂和外气进行热交换的蒸发器4通过致冷剂管道5进行联接,构成环路状。另外,本实施例中的热泵式热水供给装置中还设有:可以对所述减压装置的阀开度进行调整的热泵环路、储存用于进行热水供应的液体的热水储存桶6、可以使所述热水储存桶内的液体经所述热水供给装置发生循环的液体管道8、用于使热水储存桶内的液体在所述液体管道中发生流动的泵7、用于检测所述热水供给用热交换器的进水温度的进水温度检测装置31、检测外气温度的外气温度检测装置32、以及根据所述进水温度检测装置或所述外气温度检测装置对所述第一以及第二减压装置进行控制的控制装置亦即微电脑30。

[0019] 下面对本实施例的作用进行说明。图2为具有图1所示构成的热泵热水供给装置进行的、确定所述中间热交换器10的作用时的控制操作示意图。如图2中所示,本实施例

的热泵式热水供给装置中通过由第一减压装置 3 进行减压,并将第二减压装置 11 的阀开度置成全开,可使中间热交换器 10 起到蒸发器的作用(这一操作被标为控制方式 A)。通过使中间热交换器 10 起到蒸发器的作用,可以增加吸热能力,提高功率系数。

[0020] 另外,通过由第二减压装置 11 进行减压,并将第一减压装置 3 的阀开度置成全开,可以使中间热交换器 10 起到放热器的作用(这一操作被标为控制方式 B)。这样,相对于放热器 2 的操作而言,可以降低高压侧的致冷剂压力。本实施例的特点在于,上述控制方式 A 或者 B 的操作由所述进水温度检测装置 31 和所述外气温度检测装置的检测值的组合来决定。在进水温度及外气温度很高的过载状态下,可以降低高压侧的致冷剂压力。这样,可以抑制随着设计压力增加引起的压力容器及致冷剂系功能部件的整体制造成本的增加。

[0021] 另外,虽然在本实施例中的上述控制方式 A 或 B 是由所述进水温度检测装置 31 和所述外气温度检测装置的检测值的组合来决定的,但是,只根据其中的一个检测值来决定的话,也可以达到基本相同的效果。

[0022] (实施例 2)

[0023] 在本发明的第 2 实施例中,上述第 1 实施例的热泵式热水供给装置中的致冷剂被换成了二氧化碳。

[0024] 下面对本实施例的作用进行具体说明。图 3 中示出了中间热交换器起到蒸发器的作用时的莫里尔图(也称焓-熵图或 p-h 线图),图 4 中示出了中间热交换器起到放热器作用时的第 2 实施例中的莫里尔图。从图 3 中可以看出,在上述中间热交换器保持着蒸发器功能的情况下,当进水温度从 17℃ 上升到 50℃ 时,二氧化碳将形成超临界循环;此时,根据二氧化碳的等温线,压力将变得非常高,操作就不得不在很高的压力下进行。这样,与进水温度较低的场合相比,操作的功率系数就较低。

[0025] 另一方面,图 4 中示出了中间热交换器起到放热器作用时的第 2 实施例的操作状态。在中间热交换器 10 中,由于外气(16℃)和致冷剂进行热交换,放热器出口将根据形成超临界循环的二氧化碳的等温线下降到外气温度左右。由于放热器出口温度越低的话致冷剂的密度就越高,故致冷剂的排出压力将会降低。致冷剂的排出压力降低后,压缩机所需的动力可以减少,从而可以使功率系数得到提高。另外,由于可以避免设计压力的增加,因此还可以抑制压力容器及致冷剂系功能部件的整体制造成本的上升。

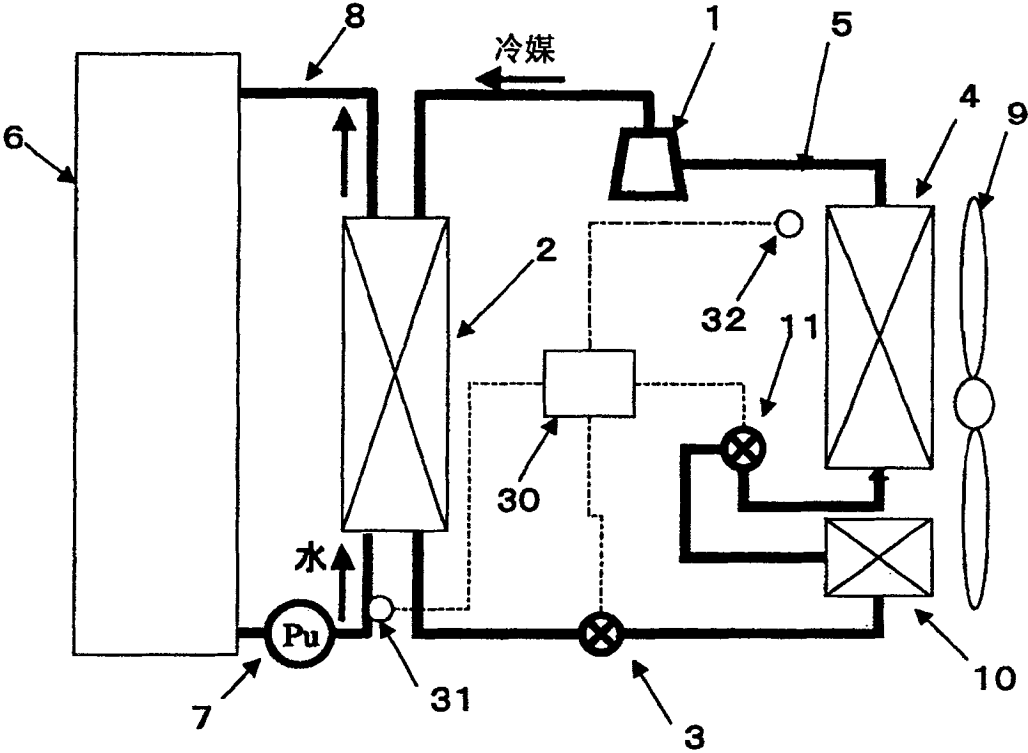


图 1

控制方式		A		B	
第一减压装置		主减压作用		全开	
第二减压装置		全开		主减压装置	
中间热交换器		起蒸发器作用		起放热器作用	

		外气温度				
		极低 (不到-3℃)	低 (-3~7℃)	中 (7~24℃)	高 (24~35℃)	极高 (35℃以上)
进 水 温 度	低 (不到10℃)	A	A	A	A	A
	中 (10~30℃)	A	A	A	B	B
	高 (30℃以上)	B	B	B	B	B

图 2

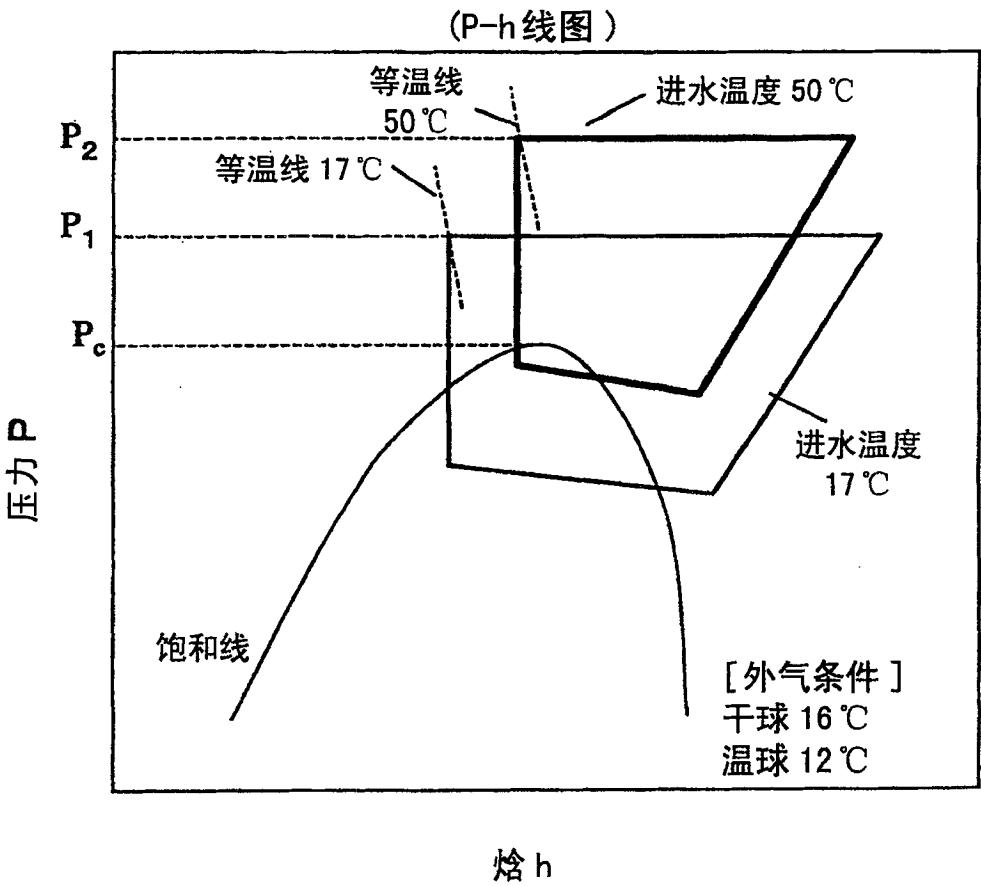


图 3

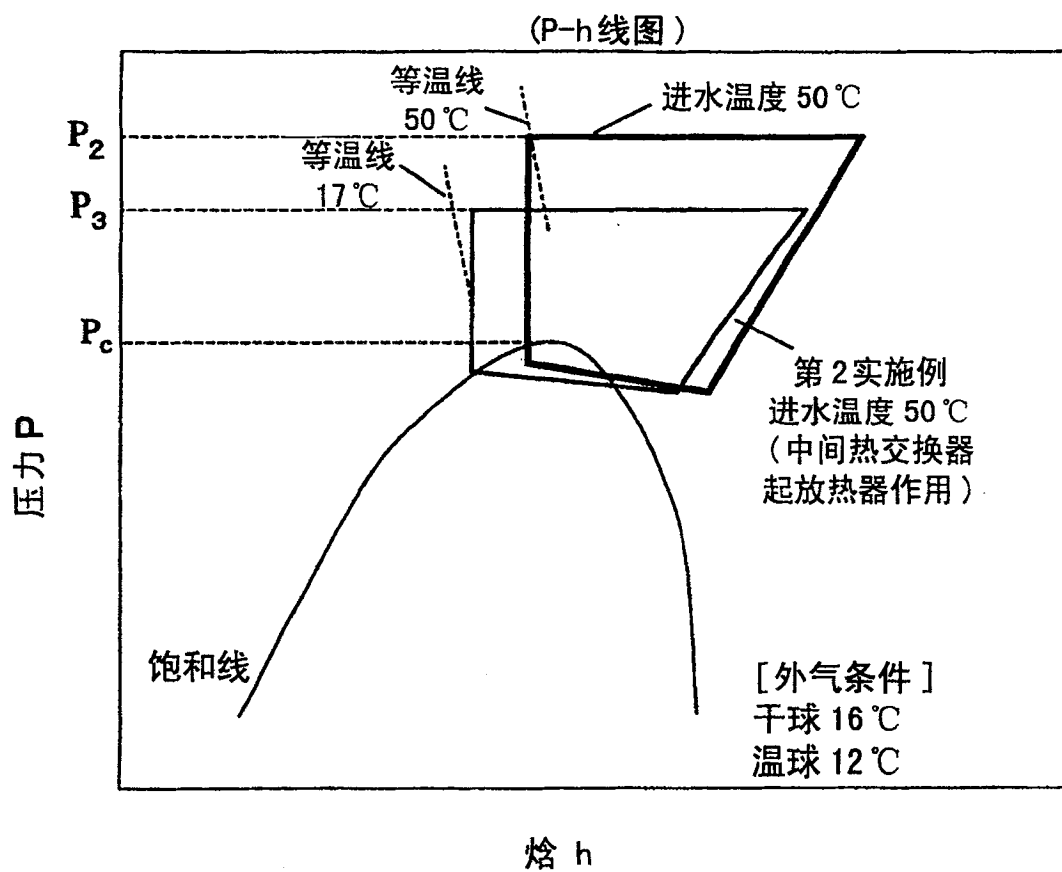


图 4