

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5594267号  
(P5594267)

(45) 発行日 平成26年9月24日(2014.9.24)

(24) 登録日 平成26年8月15日(2014.8.15)

(51) Int.Cl. F I  
**F 2 5 B 5/02 (2006.01)** F 2 5 B 5/02 B  
**F 2 5 B 39/00 (2006.01)** F 2 5 B 39/00 C

請求項の数 4 (全 24 頁)

|           |                              |           |  |
|-----------|------------------------------|-----------|--|
| (21) 出願番号 | 特願2011-197946 (P2011-197946) | (73) 特許権者 | 000002853                              |
| (22) 出願日  | 平成23年9月12日(2011.9.12)        |           | ダイキン工業株式会社                             |
| (65) 公開番号 | 特開2013-61091 (P2013-61091A)  |           | 大阪府大阪市北区中崎西2丁目4番12号                    |
| (43) 公開日  | 平成25年4月4日(2013.4.4)          |           | 梅田センタービル                               |
| 審査請求日     | 平成24年9月3日(2012.9.3)          | (74) 代理人  | 110001427                              |
| 前置審査      |                              |           | 特許業務法人前田特許事務所                          |
|           |                              | (72) 発明者  | 古井 秀治                                  |
|           |                              |           | 大阪府堺市北区金岡町1304番地 ダイキン工業株式会社 堺製作所 金岡工場内 |
|           |                              | (72) 発明者  | 古庄 和宏                                  |
|           |                              |           | 大阪府堺市北区金岡町1304番地 ダイキン工業株式会社 堺製作所 金岡工場内 |
|           |                              | (72) 発明者  | 藤野 宏和                                  |
|           |                              |           | 大阪府堺市北区金岡町1304番地 ダイキン工業株式会社 堺製作所 金岡工場内 |
|           |                              |           | 最終頁に続く                                 |

(54) 【発明の名称】 冷凍装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

圧縮機(31)、熱源側熱交換器(40)、膨張弁(33)、及び利用側熱交換器(32)が接続されて冷凍サイクルを行う冷媒回路(20)を備え、

上記熱源側熱交換器(40)は、上下に配置された上側の主熱交換部(50)と下側の補助熱交換部(55)とを備え、

上記主熱交換部(50)及び補助熱交換部(55)は、それぞれ立設された第1ヘッド(51,56)及び第2ヘッド(52,57)と、上下に配列され、各々の一端が上記第1ヘッド(51,56)に接続され他端が上記第2ヘッド(52,57)に接続された複数の扁平な伝熱管(53,58)と、隣り合う上記伝熱管の間に接合されたフィン(54,59)とを有し、

上記熱源側熱交換器(40)において、冷媒が上記主熱交換部(50)と上記補助熱交換部(55)とに分流して通過する間に該冷媒を蒸発させる蒸発動作と、冷媒が上記主熱交換部(50)と上記補助熱交換部(55)を順に通過する間に該冷媒を凝縮させる凝縮動作とを切り換える切換機構(60)を備えた冷凍装置であって、

上記熱源側熱交換器(40)の蒸発動作時に、上記主熱交換部(50)及び上記補助熱交換部(55)を通過して合流した冷媒が所定の過熱度になるように、上記膨張弁(33)の開度を制御する過熱度制御部(71)と、

上記熱源側熱交換器(40)の蒸発動作時に、上記主熱交換部(50)に流れる冷媒と上記補助熱交換部(55)に流れる冷媒の流量比を調整する流量比調整機構(66,67)と、

上記主熱交換部(50)を通過した冷媒と上記補助熱交換部(55)を通過した冷媒の温度

が略同じになるように、上記流量比調整機構（66）を制御する流量比制御部（72）とを備え、

上記流量比調整機構（66,67）は、上記熱源側熱交換器（40）の蒸発動作時に、上記主熱交換部（50）に接続された配管及び上記補助熱交換部（55）に接続された配管のうちの上記補助熱交換部（55）に接続された配管のみに設けられ、該配管に流れる冷媒の流量を調整する1つの流量調整弁（66,67）によって構成されていることを特徴とする冷凍装置。

【請求項2】

請求項1において、

上記冷媒回路（20）は、上記熱源側熱交換器（40）の蒸発動作時に、上記主熱交換部（50）から冷媒が流出する上側配管（26）と、上記補助熱交換部（55）から冷媒が流出する下側配管（27）と、上記上側配管（26）に流れる冷媒と下側配管（27）に流れる冷媒とが合流する合流管（28）とを備え、

10

上記流量調整弁（66,67）は、上記下側配管（27）に設けられ、上記下側配管（27）に流れる冷媒の流量を調整するように構成されていることを特徴とする冷凍装置。

【請求項3】

請求項1又は2において、

上記補助熱交換部（55）に設けられた伝熱管（58）の本数は、上記主熱交換部（50）に設けられた伝熱管（53）の本数よりも少ないことを特徴とする冷凍装置。

20

【請求項4】

請求項1乃至3のいずれか1つにおいて、

上記切換機構（60）は、上記蒸発動作から、上記圧縮機（31）の吐出冷媒が上記主熱交換部（50）と上記補助熱交換部（55）とに分流して通過する間に上記熱源側熱交換器（40）に付着した霜を融かす除霜動作へ切換可能に構成されていることを特徴とする冷凍装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

30

本発明は、熱源側熱交換器及び利用側熱交換器を備えた冷凍装置に関し、特に、熱源側熱交換器の蒸発能力の向上に係るものである。

【背景技術】

【0002】

従来より、熱源側熱交換器（室外熱交換器）と利用側熱交換器（室内熱交換器）が接続された冷媒回路で冷媒を循環させて冷暖房運転を行う冷凍装置が知られている。例えば、特許文献1には、この種の冷凍装置が開示されている。この冷凍装置では、熱源側熱交換器が凝縮器として機能し、利用側熱交換器が蒸発器として機能するように、冷媒を循環させて、冷房運転が行われる。一方、熱源側熱交換器が蒸発器として機能し、利用側熱交換器が凝縮器として機能するように、冷房運転とは逆方向に冷媒を循環させて、暖房運転が行われる。

40

【0003】

また、特許文献2には、凝縮器として機能する熱交換器が開示されている。この熱交換器は、二つのヘッダと、その二つのヘッダの間に上下に配列された複数の伝熱管を有している。この熱交換器には、上側に凝縮用の主熱交換部が形成され、下側に過冷却用の補助熱交換部が形成されている。この熱交換器へ流入した冷媒は、主熱交換部を通過する間に凝縮して実質的に液体状態となり、その後補助熱交換部に流入して更に冷却される。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

50

【特許文献1】特開2008-064447号公報

【特許文献2】特開2010-025447号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

ところで、特許文献1の冷凍装置において、特許文献2の熱交換器（即ち、主熱交換部と補助熱交換部とが形成された熱交換器）を熱源側熱交換器として適用することが考えられる。その場合、冷媒は冷房運転と暖房運転とで逆方向に循環するため、熱源側熱交換器における冷媒の流通方向も逆方向となる。つまり、熱源側熱交換器では、冷房運転時（凝縮動作時）に冷媒が主熱交換部、補助熱交換部の順に流れるため、暖房運転時（蒸発動作時）には冷媒が補助熱交換部、主熱交換部の順に流れることとなる。

10

【0006】

しかし、熱源側熱交換器の蒸発動作時に、冷媒が補助熱交換部、主熱交換部の順に通過してその間に蒸発すると、各熱交換部の伝熱管内で冷媒中におけるガス冷媒の割合が増え、冷媒の流速が上昇する。その結果、冷媒の圧力損失、特に補助熱交換部を通過する際の冷媒の圧力損失が大きくなる。

【0007】

補助熱交換部を通過する際の冷媒の圧力損失が大きくなると、補助熱交換部の流入側と主熱交換部の流入側における冷媒の圧力差が拡大し、その結果、補助熱交換部の流入側と主熱交換部の流入側における冷媒の温度差も拡大する。そのため、補助熱交換部では、冷媒と室外空気の温度差が小さくなって、冷媒の吸熱量を十分に確保できないという問題があった。

20

【0008】

そこで、この問題を解決するため、熱源側熱交換器の蒸発動作時に、主熱交換部と補助熱交換部を並列に接続することが考えられる。主熱交換部及び補助熱交換部が並列に接続されると、冷媒は各熱交換部に分かれて流入するため、補助熱交換部、主熱交換部の順に冷媒が通過する場合に比べて、各熱交換部の冷媒流量が減少し、その結果、各熱交換部を通過する際の冷媒の圧力損失が小さくなる。そのため、各熱交換部、特に補助熱交換部では、流入側の冷媒の圧力が低下し、それに伴って冷媒の温度が引き下げられ、冷媒と室外空気の温度差が大きくなるため、冷媒の吸熱量を確保することができる。

30

【0009】

しかし、熱源側熱交換器の蒸発動作時に、主熱交換部と補助熱交換部を並列に接続すると、以下に述べる問題が生じてしまう。

【0010】

熱源側熱交換器へ流入する冷媒は、液冷媒とガス冷媒が気液二相状態になっている。そのため、比重の大きい液冷媒は下側の補助熱交換部へ偏って流入し、比重の小さいガス冷媒は上側の主熱交換部へ偏って流入しやすくなる。

【0011】

補助熱交換部では、偏流して液冷媒が多く流入すると、偏流しない場合に比べて圧力損失が大きくなる。そのため、補助熱交換部では、流出側の冷媒の圧力が低下しそれに伴って冷媒の温度が大きく引き下げられ、その結果、周囲の空気が過剰に冷却されて着霜し、熱交換効率が低下してしまう。一方、主熱交換部では、液冷媒が殆んど流れないため、十分な蒸発量が得られないという問題があった。

40

【0012】

本発明は、かかる点に鑑みてなされたものであり、蒸発動作時に主熱交換部と補助熱交換部が並列に接続される熱源側熱交換器において、補助熱交換部における着霜を抑制すると共に主熱交換部における冷媒の蒸発量を大きくして、蒸発能力（冷却能力）を向上させることを目的としている。

【課題を解決するための手段】

【0013】

50

第1の発明は、圧縮機(31)、熱源側熱交換器(40)、膨張弁(33)、及び利用側熱交換器(32)が接続されて冷凍サイクルを行う冷媒回路(20)を備え、上記熱源側熱交換器(40)は、上下に配置された上側の主熱交換部(50)と下側の補助熱交換部(55)とを備え、上記主熱交換部(50)及び補助熱交換部(55)は、それぞれ立設された第1ヘッダ(51,56)及び第2ヘッダ(52,57)と、上下に配列され、各々の一端が上記第1ヘッダ(51,56)に接続され他端が上記第2ヘッダ(52,57)に接続された複数の扁平な伝熱管(53,58)と、隣り合う上記伝熱管の間に接合されたフィン(54,59)とを有し、上記熱源側熱交換器(40)において、冷媒が上記主熱交換部(50)と上記補助熱交換部(55)とに分流して通過する間に該冷媒を蒸発させる蒸発動作と、冷媒が上記主熱交換部(50)と上記補助熱交換部(55)を順に通過する間に該冷媒を凝縮させる凝縮動作とを切り換える切換機構(60)を備えた冷凍装置であって、上記熱源側熱交換器(40)の蒸発動作時に、上記主熱交換部(50)及び上記補助熱交換部(55)を通過して合流した冷媒が所定の過熱度になるように、上記膨張弁(33)の開度を制御する過熱度制御部(71)と、上記熱源側熱交換器(40)の蒸発動作時に、上記主熱交換部(50)に流れる冷媒と上記補助熱交換部(55)に流れる冷媒の流量比を調整する流量比調整機構(66,67)と、上記主熱交換部(50)を通過した冷媒と上記補助熱交換部(55)を通過した冷媒の温度が略同じになるように、上記流量比調整機構(66)を制御する流量比制御部(72)とを備え、上記流量比調整機構(66,67)は、上記熱源側熱交換器(40)の蒸発動作時に、上記主熱交換部(50)に接続された配管及び上記補助熱交換部(55)に接続された配管のうちの上記補助熱交換部(55)に接続された配管のみに設けられ、該配管に流れる冷媒の流量を調整する1つの流量調整弁(66,67)によって構成されているものである。

10

20

## 【0014】

上記第1の発明では、熱源側熱交換器(40)の蒸発動作時に、流量比制御部(72)及び過熱度制御部(71)において制御が行われる。流量比制御部(72)では、各熱交換部(50,55)を通過した冷媒の合流前の温度が略同じになるように、各熱交換部(50,55)に流れる冷媒の流量比が制御される。一方、過熱度制御部(71)では、合流後の冷媒が所定の過熱度になるように、膨張弁(33)の開度が制御される。これらの制御によって、各熱交換部(50,55)に流れる冷媒は、それぞれ過熱状態(過熱度が所定の過熱度に近い状態)になる。そのため、各熱交換部(50,55)、特に、液冷媒が偏って流入する補助熱交換部(55)では、冷媒温度が大きく低下することがなくなり、着霜が抑制される。

30

## 【0015】

液冷媒が補助熱交換部(55)へ偏って流入する場合、補助熱交換部(55)では、流出側の冷媒温度が低下しやすくなる。そのため、流量比制御部(72)では、補助熱交換部(55)の冷媒温度の低下を抑制するように流量比が制御される。具体的に、流量比は、補助熱交換部(55)の冷媒流量を減少させ、主熱交換部(50)の冷媒流量を増加させる方向に制御される。補助熱交換部(55)では、冷媒流量が減少すると、液冷媒量が少なくなって圧力損失が小さくなる。そのため、補助熱交換部(55)では、流出側の冷媒の圧力低下が抑制され、それに伴い冷媒温度の引き下げが抑制される。一方、主熱交換部(50)では、冷媒流量が増加するため、液冷媒量が多くなって蒸発量が増加する。

40

## 【0016】

第2の発明は、上記第1の発明において、上記冷媒回路(20)は、上記熱源側熱交換器(40)の蒸発動作時に、上記主熱交換部(50)から冷媒が流出する上側配管(26)と、上記補助熱交換部(55)から冷媒が流出する下側配管(27)と、上記上側配管(26)に流れる冷媒と下側配管(27)に流れる冷媒とが合流する合流管(28)とを備え、上記流量調整弁(66,67)は、上記下側配管(27)に設けられ、上記下側配管(27)に流れる冷媒の流量を調整するように構成されている。

## 【0017】

上記第2の発明では、流量調整弁(66,67)が下側配管(27)に設けられている。流量調整弁(66,67)によって下側配管(27)に流れる冷媒の流量を減少させると、補助熱交換部(55)の冷媒流量が減少すると共に、主熱交換部(50)の冷媒流量が増加する。逆に

50

、流量調整弁（66）によって下側配管（27）に流れる冷媒の流量を増加させると、補助熱交換部（55）の冷媒流量が増加すると共に、主熱交換部（50）の冷媒流量が減少する。

【0018】

第3の発明は、上記第1又は第2の発明において、補助熱交換部（55）に設けられた伝熱管（58）の本数が、主熱交換部（50）に設けられた伝熱管（53）の本数よりも少ないものである。

【0019】

上記第3の発明では、補助熱交換部（55）の伝熱管（53,58）の本数が少ないため、補助熱交換部（55）では、ガス冷媒が益々流入しにくくなり、流入する冷媒中における液冷媒の割合が高くなる。そのため、補助熱交換部（55）では、冷媒温度の引き下げが大きくなり、益々着霜し易くなる。しかし、このような場合でも、流量比制御部（72）及び過熱度制御部（71）の制御によって、補助熱交換部（55）の冷媒温度の引き下げが抑制される。

【0020】

第4の発明は、第1乃至第3のいずれか1つの発明において、上記切換機構（60）は、上記蒸発動作から、上記圧縮機（31）の吐出冷媒が上記主熱交換部（50）と上記補助熱交換部（55）とに分流して通過する間に上記熱源側熱交換器（40）に付着した霜を融かす除霜動作へ切換可能に構成されている。

【発明の効果】

【0021】

本発明によれば、熱源側熱交換器（40）の蒸発動作時に、流量比制御部（72）において、各熱交換部（50,55）を通過した冷媒の合流前の温度が略同じになるように、各熱交換部（50,55）の冷媒の流量比を制御するようにした。さらに、過熱度制御部（71）において、合流後の冷媒が所定の過熱度になるように、膨張弁（33）の開度を制御するようにした。これらの制御を行うと、各熱交換部（50,55）に流れる冷媒は、それぞれ過熱状態（過熱度が所定の過熱度に近い状態）になる。そのため、各熱交換部（50,55）、特に、液冷媒が偏って流入する補助熱交換部（55）では、冷媒温度が大きく低下することがなくなり、着霜を抑制できる。

【0022】

具体的に、液冷媒が補助熱交換部（55）へ偏って流入して、補助熱交換部（55）の冷媒温度が引き下げられる場合、流量比制御部（72）では、補助熱交換部（55）の冷媒流量を減少させ、主熱交換部（50）の冷媒流量を増加させる方向に流量比が制御される。これにより、補助熱交換部（55）では、冷媒温度の引き下げが抑制されて着霜を抑制でき、熱交換効率の低下を抑制できる。一方、主熱交換部（50）では、液冷媒量が増加するため、冷媒の蒸発量を増加させることができる。このように、補助熱交換部（55）の熱交換効率の低下を抑制しつつ、主熱交換部（50）の冷媒の蒸発量を増加させて、熱源側熱交換器（40）の蒸発能力を向上させることができる。

【0023】

上記第2の発明によれば、熱源側熱交換器（40）の蒸発動作時に補助熱交換部（55）から冷媒が流出する下側配管（27）に、流量比調整機構として流量調整弁（66,67）を設けるようにした。これにより、補助熱交換部（55）の冷媒流量を精度良く制御でき、補助熱交換部（55）の着霜を確実に抑制することができる。

【0024】

上記第3の発明によれば、補助熱交換部（55）の伝熱管（58）の本数を、主熱交換部（50）の伝熱管（53）の本数よりも少なくするようにした。補助熱交換部（55）の伝熱管（58）の本数が少ない場合、冷媒の偏流が顕著になる。そのため、補助熱交換部（55）では、冷媒温度の引き下げが大きくなり、益々着霜し易くなる。しかし、このような場合でも、流量比制御部（72）及び過熱度制御部（71）の制御によって、冷媒温度の引き下げを抑制でき、補助熱交換部（55）における着霜を確実に抑制できる。

【図面の簡単な説明】

10

20

30

40

50

## 【 0 0 2 5 】

【図 1】図 1 は、実施形態の空調機の冷房運転時の状態を示す冷媒回路図である。

【図 2】図 2 は、実施形態の空調機の暖房運転時の状態を示す冷媒回路図である。

【図 3】図 3 は、実施形態の空調機の除霜動作時の状態を示す冷媒回路図である。

【図 4】図 4 は、実施形態の室外熱交換器の概略斜視図である。

【図 5】図 5 は、実施形態の室外熱交換器の概略正面図である。

【図 6】図 6 は、実施形態の室外熱交換器の要部をその一部を省略して示す拡大斜視図である。

【図 7】図 7 は、実施形態の過熱度制御部の制御動作を示すフローチャートである。

【図 8】図 8 は、実施形態の流量比制御部の制御動作を示すフローチャートである。

10

【図 9】図 9 は、実施形態の変形例 2 の空調機の暖房運転時の状態を示す冷媒回路図である。

【図 10】図 10 は、参照形態の空調機の暖房運転時の状態を示す冷媒回路図である。

【図 11】図 11 は、その他の実施形態の第 1 変形例の空調機の冷房運転時の状態を示す冷媒回路図である。

【図 12】図 12 は、その他の実施形態の第 1 変形例の空調機の暖房運転時の状態を示す冷媒回路図である。

【図 13】図 13 は、その他の実施形態の第 2 変形例の空調機の冷房運転時の状態を示す冷媒回路図である。

【図 14】図 14 は、その他の実施形態の第 2 変形例の空調機の暖房運転時の状態を示す冷媒回路図である。

20

【図 15】図 15 は、その他の実施形態の第 3 変形例の空調機の暖房運転時の状態を示す冷媒回路図である。

【図 16】図 16 は、その他の実施形態の第 4 変形例の空調機の暖房運転時の状態を示す冷媒回路図である。

## 【発明を実施するための形態】

## 【 0 0 2 6 】

以下、本発明の実施形態を図面に基づいて詳細に説明する。尚、以下の実施形態は、本質的に好ましい例示であって、本発明、その適用物、或いはその用途の範囲を制限することを意図するものではない。

30

## 【 0 0 2 7 】

## 《発明の実施形態》

本発明の実施形態について説明する。本実施形態は、冷凍装置によって構成された空調機(10)である。

## 【 0 0 2 8 】

## 空調機の全体構成

図 1 に示すように、本実施形態の空調機(10)は、室内ユニット(12)と室外ユニット(11)とコントローラ(70)を備えている。この空調機(10)では、室外ユニット(11)と室内ユニット(12)を配管で接続することによって、冷媒回路(20)が形成されている。

40

## 【 0 0 2 9 】

冷媒回路(20)には、圧縮機(31)、熱源側熱交換器である室外熱交換器(40)、利用側熱交換器である室内熱交換器(32)、膨張弁(33)、四方切換弁(65)が接続されている。圧縮機(31)、室外熱交換器(40)、膨張弁(33)、四方切換弁(65)は、室外ユニット(11)に収容されている。室内熱交換器(32)は、室内ユニット(12)に収容されている。また、図示しないが、室外ユニット(11)には室外熱交換器(40)へ室外空気を供給するための室外ファンが設けられ、室内ユニット(12)には室内熱交換器(32)へ室内空気を供給するための室内ファンが設けられている。

## 【 0 0 3 0 】

圧縮機(31)は、密閉型のロータリ圧縮機(31)またはスクロール圧縮機(31)である

50

。冷媒回路(20)において、圧縮機(31)は、その吐出管が後述する四方切換弁(65)の第1ポートに配管を介して接続され、その吸入管が後述する四方切換弁(65)の第2ポートに配管を介して接続されている。

【0031】

四方切換弁(65)は、運転(冷房運転または暖房運転)に応じて、冷媒回路(20)における冷媒の循環方向を切り換えるものである。冷媒回路(20)における冷媒の循環方向が切り換わると、例えば、室外熱交換器(40)は、蒸発動作から凝縮動作へ(または、凝縮動作から蒸発動作へ)と切り換わる。つまり、四方切換弁(65)は、室外熱交換器(40)の蒸発動作と凝縮動作とを切り換えるものであり、本発明の切換機構(60)の一部を構成している。この四方切換弁(65)は、四つのポートを備えており、第1ポートが第3ポートと連通し且つ第2ポートが第4ポートと連通する第1状態(図1に示す状態)と、第1ポートが第4ポートと連通し且つ第2ポート第3ポートと連通がする第2状態(図2に示す状態)とに切り換わる。

10

【0032】

室外熱交換器(40)は、冷媒を室外空気と熱交換させるものである。この室外熱交換器(40)の詳細な構造については、後述する。

【0033】

室内熱交換器(32)は、冷媒を室内空気と熱交換させるものである。この室内熱交換器(32)は、いわゆるクロスフィン型のフィン・アンド・チューブ型熱交換器である。

20

【0034】

膨張弁(33)は、冷媒回路(20)において、室外熱交換器(40)と室内熱交換器(32)の間に設けられている。この膨張弁(33)は、電子膨張弁であり、開度を調整して冷媒を膨張(減圧)させるものである。この膨張弁(33)は、後述するコントローラ(70)の過熱度制御部(71)によって開度が制御される。

【0035】

冷媒回路(20)には、第1ガス側配管(21)と、第2ガス側配管(22)と、液側配管(23)とが設けられている。第1ガス側配管(21)は、その一端が四方切換弁(65)の第3ポートに接続され、その他端が後述する室外熱交換器(40)の第1ヘッダ部材(46)の上端部に接続されている。第2ガス側配管(22)は、その一端が四方切換弁(65)の第4ポートに接続され、その他端が室内熱交換器(32)のガス側端に接続されている。液側配管(23)は、その一端が後述する室外熱交換器(40)の第1ヘッダ部材(46)の下端部に接続され、その他端が室内熱交換器(32)の液側端に接続されている。この液側配管(23)の途中には、室外熱交換器(40)の第1ヘッダ部材(46)側から順に、第1電磁弁(61)と上記膨張弁(33)が設けられている。

30

【0036】

また、冷媒回路(20)には、ガス側接続管(24)及び液側接続管(25)が設けられている。ガス側接続管(24)は、その一端が液側配管(23)の第1ヘッダ部材(46)と第1電磁弁(61)の間に接続され、その他端が第1ガス側配管(21)に接続されている。液側接続管(25)は、その一端が液側配管(23)の第1電磁弁(61)と膨張弁(33)の間に接続され、その他端が後述する室外熱交換器(40)の第2ヘッダ部材(47)の下端部に接続されている。ガス側接続管(24)の途中には、流量調整弁(66)が設けられ、液側接続管(25)の途中には第2電磁弁(62)が設けられている。

40

【0037】

第1電磁弁(61)、第2電磁弁(62)、及び流量調整弁(66)は、室外熱交換器(40)の動作(凝縮動作または蒸発動作)に応じて、その開閉状態を切り換えて、室外熱交換器(40)の冷媒の流通状態を切り換えるものであり、本発明の切換機構(60)の一部を構成している。具体的に、これら3つの弁(61,62,66)は、室外熱交換器(40)の凝縮動作時に、第1電磁弁(61)が開いた状態に、第2電磁弁(62)及び流量調整弁(66)が閉じた状態(図1に示す状態)になり、室外熱交換器(40)の蒸発動作時に、第1電磁弁(61)が閉じた状態に、第2電磁弁(62)及び流量調整弁(66)が開いた状態(図2に示す状態

50

)になる。

【0038】

また、流量調整弁(66)は、開閉状態を切り換えるだけでなく、室外熱交換器(40)の蒸発動作時に開度を調節して、ガス側接続管(24)に流れる冷媒の流量を調整するものである。ガス側接続管(24)に流れる冷媒の流量が変化すると、後述する室外熱交換器(40)の2つの熱交換部(50,55)に流れる冷媒の流量比が変化する。つまり、流量調整弁(66)は上記流量比を調整するものであり、本発明の流量比調整機構を兼ねている。

【0039】

また、第1ガス側配管(21)には、第1温度センサ(81)、第2温度センサ(82)、及び第1圧力センサ(85)が設けられている。第1温度センサ(81)及び第1圧力センサ(85)は、第1ガス側配管(21)とガス側接続管(24)との接続部に対して、四方切換弁(65)側に設けられている。一方、第2温度センサ(82)は、第1ガス側配管(21)とガス側接続管(24)との接続部に対して、室外熱交換器(40)側に設けられている。また、液側配管(23)には、第3温度センサ(83)が設けられている。この第3温度センサ(83)は、液側配管(23)とガス側接続管(24)との接続部に対して室外熱交換器(40)側に設けられている。

【0040】

室外熱交換器の構造

室外熱交換器(40)の詳細な構造について、図4～図6を参照しながら説明する。本実施形態の室外熱交換器(40)は、一つの熱交換器ユニット(45)によって構成されている。

【0041】

図4及び図5に示すように、室外熱交換器(40)を構成する熱交換器ユニット(45)は、一つの第1ヘッダ部材(46)と、一つの第2ヘッダ部材(47)と、複数の伝熱管(53,58)と、複数のフィン(54,59)とを備えている。第1ヘッダ部材(46)、第2ヘッダ部材(47)、伝熱管(53,58)、及びフィン(54,59)は、何れもアルミニウム合金製の部材であって、互いに口ウ付けによって接合されている。

【0042】

第1ヘッダ部材(46)と第2ヘッダ部材(47)は、何れも両端が閉塞された細長い中空円筒状に形成されている。図5では、熱交換器ユニット(45)の左端に第1ヘッダ部材(46)が立設され、熱交換器ユニット(45)の右端に第2ヘッダ部材(47)が立設されている。つまり、第1ヘッダ部材(46)と第2ヘッダ部材(47)は、それぞれの軸方向が上下方向となる姿勢で設置されている。

【0043】

図6に示すように、伝熱管(53,58)は、扁平な形状にされており、その内部に複数の冷媒流路(49)が一行に形成されている。各伝熱管(53,58)は、軸方向が左右方向となり且つ互いの側面が対向する姿勢で、所定の間隔をおいて上下に配列されている。各伝熱管(53,58)は、その一端部が第1ヘッダ部材(46)に接続され、その他端部が第2ヘッダ部材(47)に接続されている。各伝熱管(53,58)内の冷媒流路(49)は、その一端が第1ヘッダ部材(46)の内部空間に連通し、その他端が第2ヘッダ部材(47)の内部空間に連通している。

【0044】

フィン(54,59)は、隣り合った伝熱管(53,58)の間に接合されている。各フィン(54,59)は、上下に蛇行する波板状に形成され、その波形の稜線が熱交換器ユニット(45)の前後方向(図5の紙面に垂直な方向)となる姿勢で設置されている。熱交換器ユニット(45)では、図5の紙面に垂直な方向へ空気が通過する。

【0045】

図5に示すように、第1ヘッダ部材(46)には、円板状の仕切板(48)が設けられている。第1ヘッダ部材(46)の内部空間は、仕切板(48)によって上下に仕切られている。一方、第2ヘッダ部材(47)の内部空間は、仕切られていない一つの空間となっている。

## 【 0 0 4 6 】

熱交換器ユニット(45)では、仕切板(48)よりも上側の部分が主熱交換部(50)を構成し、仕切板(48)よりも下側の部分が補助熱交換部(55)を構成している。

## 【 0 0 4 7 】

具体的に、第1ヘッダ部材(46)では、仕切板(48)よりも上側の部分が主熱交換部(50)の第1ヘッダ(51)を構成し、仕切板(48)よりも下側の部分が補助熱交換部(55)の第1ヘッダ(56)を構成している。熱交換器ユニット(45)に設けられた伝熱管(53,58)は、主熱交換部(50)の第1ヘッダ(51)に接続するものが主熱交換部(50)の伝熱管(53)となり、補助熱交換部(55)の第1ヘッダ(56)に接続するものが補助熱交換部(55)の伝熱管(58)となっている。また、熱交換器ユニット(45)に設けられたフィン(54,59)は、主熱交換部(50)の伝熱管(53)の間に設けられているものが主熱交換部(50)のフィン(54)となり、補助熱交換部(55)の伝熱管(58)の間に設けられているものが補助熱交換部(55)のフィン(59)となっている。第2ヘッダ部材(47)では、主熱交換部(50)の伝熱管(53)が接続された部分が主熱交換部(50)の第2ヘッダ(52)を構成し、補助熱交換部(55)の伝熱管(58)が接続された部分が補助熱交換部(55)の第2ヘッダ(57)を構成している。

10

## 【 0 0 4 8 】

本実施形態の室外熱交換器(40)では、補助熱交換部(55)の伝熱管(58)の本数が、主熱交換部(50)の伝熱管(53)の本数よりも少なくなっている。具体的に、補助熱交換部(55)の伝熱管(58)の本数は、主熱交換部(50)の伝熱管(53)の本数の1/9程度となっている。なお、図4及び図5に図示された伝熱管(53,58)の本数は、実際の室外熱交換器(40)に設けられた伝熱管(53,58)の本数とは異なっている。

20

## 【 0 0 4 9 】

上述したように、第1ガス側配管(21)は第1ヘッダ部材(46)の上端部に、液側配管(23)は第1ヘッダ部材(46)の下端部に、液側接続管(25)は第2ヘッダ部材(47)の下端部に、それぞれ接続されている(図1を参照)。つまり、室外熱交換器(40)では、主熱交換部(50)の第1ヘッダ(51)に第1ガス側配管(21)が、補助熱交換部(55)の第1ヘッダ(56)に液側配管(23)が、補助熱交換部(55)の第2ヘッダ(57)に液側接続管(25)が、それぞれ接続されている。

## 【 0 0 5 0 】

主熱交換部(50)及び補助熱交換部(55)は、室外熱交換器(40)の凝縮動作時に、第1電磁弁(61)が開いた状態になり、第2電磁弁(62)及び流量調整弁(66)が閉じた状態になることで、直列に接続される。直列に接続されると、冷媒は、第1ガス側配管(21)から主熱交換部(50)の第1ヘッダ(51)へ流入して、主熱交換部(50)、補助熱交換部(55)を順に通過し、補助熱交換部(55)の第1ヘッダ(56)から液側配管(23)へ流出する。

30

## 【 0 0 5 1 】

また、主熱交換部(50)及び補助熱交換部(55)は、室外熱交換器(40)の蒸発動作時に、第1電磁弁(61)が閉じた状態になり、第2電磁弁(62)及び流量調整弁(66)が開いた状態になることで、並列に接続される。並列に接続されると、冷媒は、液側接続管(25)から補助熱交換部(55)の第2ヘッダ(57)へ流入し、主熱交換部(50)と補助熱交換部(55)とに分流して、各熱交換部(50,55)を通過する。主熱交換部(50)を通過した冷媒は、主熱交換部(50)の第1ヘッダ(51)から第1ガス側配管(21)へ流出する。一方、補助熱交換部(55)を通過した冷媒は、補助熱交換部(55)の第1ヘッダ(56)から液側配管(23)へ流出してガス側接続管(24)へ流れる。そして、主熱交換部(50)を通過した冷媒と補助熱交換部(55)を通過した冷媒は、第1ガス側配管(21)とガス側接続管(24)との接続部(以下、合流部と言う)で合流し、四方切換弁(65)へ流れる。ここで、第1ガス側配管(21)の主熱交換部(50)の第1ヘッダ(51)から合流部までの部分は、主熱交換部(50)から冷媒が流出する本発明の上側配管(26)を構成している。また、液側配管(23)及びガス側接続管(24)において、補助熱交換部(55)の第1ヘッダ

40

50

(56) から合流部までの部分は、補助熱交換部(55)から冷媒が流出する本発明の下側配管(27)を構成している。また、第1ガス側配管(21)の合流部から四方切換弁(65)までの部分は、上側配管(26)の冷媒と下側配管(27)の冷媒が合流する本発明の合流管(28)を構成している。

【0052】

#### コントローラ

コントローラ(70)は、圧縮機(31)の駆動制御、四方切換弁(65)の切り換え制御、及び3つの弁(61,62,66)の開閉制御を行うと共に、膨張弁(33)及び流量調整弁(66)の開度を制御するものである。このコントローラ(70)は、過熱度制御部(71)と流量比制御部(72)を備えている。

10

【0053】

過熱度制御部(71)は、室外熱交換器(40)の蒸発動作時に、膨張弁(33)の開度を制御するものである。膨張弁(33)の開度は、主熱交換部(50)及び補助熱交換部(55)を通過して合流した冷媒が所定の過熱度になるように制御される。各熱交換部(50,55)を通過して合流した冷媒の過熱度は、第1温度センサ(81)で測定される冷媒温度と第1圧力センサ(85)で測定される冷媒圧力から導出される。

【0054】

流量比制御部(72)は、室外熱交換器(40)の蒸発動作時に、流量調整弁(66)の開度を制御するものである。流量調整弁(66)の開度は、主熱交換部(50)を通過した冷媒と補助熱交換部(55)を通過した冷媒の温度が略同じになるように制御される。主熱交換部(50)を通過した冷媒の温度は、第2温度センサ(82)で測定され、補助熱交換部(55)を通過した冷媒の温度は、第3温度センサ(83)で測定される。

20

【0055】

#### - 運転動作 -

空調機(10)の運転動作について説明する。この空調機(10)は、室外熱交換器(40)が凝縮器として機能し室内熱交換器(32)が蒸発器として機能する冷房運転と、室外熱交換器(40)が蒸発器として機能し室内熱交換器(32)が凝縮器として機能する暖房運転を行う。また、暖房運転中において、この空調機(10)は、室外熱交換器(40)に付着した霜を融かすために除霜動作を行う。

【0056】

#### 冷房運転

冷房運転時の空調機(10)の運転動作について、図1を参照しながら説明する。

30

【0057】

冷房運転時には、四方切換弁(65)は第1状態に設定される。また、第1電磁弁(61)は開いた状態に、第2電磁弁(62)及び流量調整弁(66)は閉じた状態に設定され、主熱交換部(50)と補助熱交換部(55)が直列に接続される。

【0058】

冷媒回路(20)において、圧縮機(31)から吐出された冷媒は、四方切換弁(65)と第1ガス側配管(21)を順に通過し、その後に主熱交換部(50)の第1ヘッド(51)へ流入する。この第1ヘッド(51)へ流入した冷媒は、主熱交換部(50)の各伝熱管(53)へ分かれて流入し、各伝熱管(53)の冷媒流路(49)を通過する間に室外空気へ放熱して凝縮する。各伝熱管(53)を通過した冷媒は、主熱交換部(50)の第2ヘッド(52)へ流れ込んで合流し、その後に補助熱交換部(55)の第2ヘッド(57)へと流れ落ちる。この第2ヘッド(57)へ流入した冷媒は、補助熱交換部(55)の各伝熱管(58)へ分かれて流入し、各伝熱管(58)の冷媒流路(49)を通過する間に室外空気へ放熱して過冷却状態となる。各伝熱管(58)を通過した冷媒は、補助熱交換部(55)の第1ヘッド(56)へ流れ込んで合流する。

40

【0059】

補助熱交換部(55)の第1ヘッド(56)から液側配管(23)へ流出した冷媒は、膨張弁(33)を通過する際に膨張(圧力低下)した後に室内熱交換器(32)の液側端へ流入する

50

。室内熱交換器（32）へ流入した冷媒は、室内空気から吸熱して蒸発する。室内ユニット（12）は、吸い込んだ室内空気を室内熱交換器（32）へ供給し、室内熱交換器（32）において冷却された室内空気を室内へ送り返す。

【0060】

室内熱交換器（32）において蒸発した冷媒は、室内熱交換器（32）のガス側端から第2ガス側配管（22）へ流出する。その後、冷媒は、四方切換弁（65）を通過して圧縮機（31）へ吸入される。圧縮機（31）は、吸入した冷媒を圧縮してから吐出する。

【0061】

暖房運転

暖房運転時の空調機（10）の運転動作について、図2を参照しながら説明する。

10

【0062】

暖房運転時には、四方切換弁（65）は第2状態に設定される。また、第1電磁弁（61）は閉じた状態に、第2電磁弁（62）及び流量調整弁（66）は開いた状態に設定され、主熱交換部（50）と補助熱交換部（55）が並列に接続される。

【0063】

冷媒回路（20）において、圧縮機（31）から吐出された冷媒は、四方切換弁（65）と第2ガス側配管（22）を順に通過し、その後に室内熱交換器（32）のガス側端へ流入する。室内熱交換器（32）へ流入した冷媒は、室内空気へ放熱して凝縮する。室内ユニット（12）は、吸い込んだ室内空気を室内熱交換器（32）へ供給し、室内熱交換器（32）において加熱された室内空気を室内へ送り返す。

20

【0064】

室内熱交換器（32）の液側端から液側配管（23）へ流出した冷媒は、膨張弁（33）を通過する際に膨張（圧力低下）した後に、液側接続管（25）を通過して、室外熱交換器（40）の補助熱交換部（55）の第2ヘッド（57）へ流入する。補助熱交換部（55）の第2ヘッド（57）は、主熱交換部（50）の第2ヘッド（57）と連通している。このため、補助熱交換部（55）の第2ヘッド（57）へ流入した冷媒は、その一部が補助熱交換部（55）の伝熱管（58）へ分かれて流入し、残りが主熱交換部（50）の第2ヘッド（57）から伝熱管（53）へ分かれて流入する。各伝熱管（53,58）へ流入した冷媒は、冷媒流路（49）を通過する間に室外空気から吸熱して蒸発する。

【0065】

30

主熱交換部（50）の各伝熱管（53）を通過した冷媒は、主熱交換部（50）の第1ヘッド（51）へ流入して合流し、第1ガス側配管（21）に流出する。一方、補助熱交換部（55）の各伝熱管（58）を通過した冷媒は、補助熱交換部（55）の第1ヘッド（56）へ流入して合流し、液側配管（23）に流出する。液側配管（23）に流出した冷媒は、その後、ガス側接続管（24）を通過し、合流部において主熱交換部（50）を通過した冷媒と合流する。合流した冷媒は、四方切換弁（65）を通過後に圧縮機（31）へ吸入される。圧縮機（31）は、吸入した冷媒を圧縮してから吐出する。

【0066】

ところで、暖房運転時（室外熱交換器（40）の蒸発動作時）に、液側接続管（25）から補助熱交換部（55）の第2ヘッド（57）へ流入する冷媒は、液冷媒とガス冷媒の気液二相状態になっている。そのため、比重の大きい液冷媒は下側の補助熱交換部（55）へ偏って流入しやすく、比重の小さいガス冷媒は上側の主熱交換部（50）へ偏って流入しやすい。液冷媒が補助熱交換部（55）に偏流すると、補助熱交換部（55）では、偏流しない場合に比べて圧力損失が大きくなる。圧力損失が大きくなると、補助熱交換部（55）では、流出側の冷媒の圧力が低下し、それに伴って冷媒温度が低下し、その結果、周囲の空気が過剰に冷却されて着霜し易くなる。一方、主熱交換部（50）では、液冷媒が補助熱交換部（55）に多く流れる分、液冷媒の流量が少なくなり、十分な蒸発量が得られなくなる。

40

【0067】

しかし、本実施形態では、過熱度制御部（71）及び流量比制御部（72）において、下記制御が行われる。

50

## 【 0 0 6 8 】

## 過熱度制御部の制御動作

過熱度制御部 (71) では、図 7 に示すように、室外熱交換器 (40) の蒸発動作時に、膨張弁 (33) の開度制御が行われる。

## 【 0 0 6 9 】

まず、ステップ S T 1 では、室外熱交換器 (40) の各熱交換部 (50,55) を通過して合流した冷媒の過熱度の目標値  $T_{sh0}$  (例えば、5 ) が設定される。

## 【 0 0 7 0 】

次に、ステップ S T 2 では、各熱交換部 (50,55) を通過して合流した冷媒 (圧縮機 (31) の吸入側の冷媒) の温度  $t_1$  と圧力  $p_1$  が測定される。冷媒の温度  $t_1$  と圧力  $p_1$  は、第 1 温度センサ (81) と第 1 圧力センサ (85) によってそれぞれ測定される。

## 【 0 0 7 1 】

次に、ステップ S T 3 では、冷媒の温度  $t_1$  と圧力  $p_1$  から、過熱度  $T_{sh1}$  が導出される。具体的に、過熱度  $T_{sh1}$  は、冷媒の温度  $t_1$  から圧力  $p_1$  の相当飽和温度  $t_{s1}$  を減算して求められる。

## 【 0 0 7 2 】

次に、ステップ S T 4 及びステップ S T 5 では、過熱度  $T_{sh1}$  と過熱度の目標値  $T_{sh0}$  とが比較される。

## 【 0 0 7 3 】

まず、ステップ S T 4 において、過熱度  $T_{sh1}$  が過熱度の目標値  $T_{sh0}$  よりも大きいか否かが判定される。過熱度  $T_{sh1}$  が過熱度の目標値  $T_{sh0}$  よりも大きい場合は、ステップ S T 6 へ進む。一方、過熱度  $T_{sh1}$  が過熱度の目標値  $T_{sh0}$  以下の場合は、ステップ S T 5 へ進む。

## 【 0 0 7 4 】

次に、ステップ S T 5 において、過熱度  $T_{sh1}$  が過熱度の目標値  $T_{sh0}$  よりも小さいか否かが判定される。過熱度  $T_{sh1}$  が過熱度の目標値  $T_{sh0}$  よりも小さい場合は、ステップ S T 7 へ進む。一方、過熱度  $T_{sh1}$  が過熱度の目標値  $T_{sh0}$  に等しい場合は、再びステップ S T 2 へ戻る。

## 【 0 0 7 5 】

ステップ S T 6 では、膨張弁 (33) の開度が拡大される。膨張弁 (33) の開度を拡大すると、膨張弁 (33) を通過して室外熱交換器 (40) へ流入する冷媒の流量が増加するため、冷媒の過熱度  $T_{sh1}$  が小さくなる。このように、ステップ S T 6 では、冷媒の過熱度  $T_{sh1}$  が小さくなるように膨張弁 (33) の開度が制御される。そして、再びステップ S T 2 へ戻る。

## 【 0 0 7 6 】

ステップ S T 7 では、膨張弁 (33) の開度が縮小される。膨張弁 (33) の開度を縮小すると、膨張弁 (33) を通過して室外熱交換器 (40) へ流入する冷媒の流量が減少するため、冷媒の過熱度  $T_{sh1}$  が大きくなる。このように、ステップ S T 7 では、冷媒の過熱度  $T_{sh1}$  が大きくなるように、膨張弁 (33) の開度が制御される。そして、再びステップ S T 2 へ戻る。

## 【 0 0 7 7 】

このように、過熱度制御部 (71) では、過熱度  $T_{sh1}$  が所定の過熱度  $T_{sh0}$  になるように、膨張弁 (33) の開度が制御される。

## 【 0 0 7 8 】

## 流量比制御部の制御動作

流量比制御部 (72) では、図 8 に示すように、室外熱交換器 (40) の蒸発動作時に、流量調整弁 (66) の開度制御が行われる。

## 【 0 0 7 9 】

まず、ステップ S T 1 1 では、主熱交換部 (50) を通過した冷媒の温度  $t_{main}$  と、補助熱交換部 (55) を通過した冷媒の温度  $t_{sub}$  の温度差の目標値  $t_0$  (例えば、1

) が設定される。

【 0 0 8 0 】

次に、ステップ S T 1 2 では、主熱交換部 ( 5 0 ) を通過した冷媒の温度  $t_{main}$  と、補助熱交換部 ( 5 5 ) を通過した冷媒の温度  $t_{sub}$  が測定される。主熱交換部 ( 5 0 ) を通過した冷媒の温度  $t_{main}$  は第 2 温度センサ ( 8 2 ) によって測定され、補助熱交換部 ( 5 5 ) を通過した冷媒の温度  $t_{sub}$  は第 3 温度センサ ( 8 3 ) によって測定される。

【 0 0 8 1 】

次に、ステップ S T 1 3 では、冷媒温度  $t_{main}$  と冷媒温度  $t_{sub}$  との温度差の絶対値が温度差の目標値  $t_0$  よりも大きいか否かが判定される。冷媒温度  $t_{main}$  と冷媒温度  $t_{sub}$  との温度差の絶対値が温度差の目標値  $t_0$  よりも大きい場合は、ステップ S T 1 4 へ進む。一方、冷媒温度  $t_{main}$  と冷媒温度  $t_{sub}$  との温度差の絶対値が温度差の目標値  $t_0$  よりも小さい場合は、再びステップ S T 1 2 へ戻る。

【 0 0 8 2 】

次に、ステップ S T 1 4 において、冷媒温度  $t_{main}$  が冷媒温度  $t_{sub}$  よりも高いか否かが判定される。冷媒温度  $t_{main}$  が冷媒温度  $t_{sub}$  よりも高い場合は、ステップ S T 1 5 へ進む。一方、冷媒温度  $t_{main}$  が冷媒温度  $t_{sub}$  よりも低い場合は、ステップ S T 1 6 へ進む。

【 0 0 8 3 】

ステップ S T 1 5 では、流量比  $V_{sub} / V_{main}$  が低減される。具体的には、流量調整弁 ( 6 6 ) の開度が縮小されて、補助熱交換部 ( 5 5 ) の冷媒流量  $V_{sub}$  が減少し、冷媒流量  $V_{sub}$  の減少分だけ、主熱交換部 ( 5 0 ) の冷媒流量  $V_{main}$  が増加する。補助熱交換部 ( 5 5 ) では、冷媒流量  $V_{sub}$  が減少すると、液冷媒量が減少するため、圧力損失が小さくなる。圧力損失が小さくなると、補助熱交換部 ( 5 5 ) では、流出側の冷媒の圧力が上昇し、それに伴って冷媒温度  $t_{sub}$  が引き上げられる。一方、主熱交換部 ( 5 0 ) では、冷媒流量  $V_{main}$  が増加すると、液冷媒量が増加するため、圧力損失が大きくなる。圧力損失が大きくなると、主熱交換部 ( 5 0 ) では、流出側の冷媒の圧力が低下し、それに伴って冷媒温度  $t_{main}$  が引き下げられる。このように、ステップ S T 1 5 では、冷媒温度  $t_{sub}$  が上昇し冷媒温度  $t_{main}$  が低下して、その温度差が小さくなるように、流量比  $V_{sub} / V_{main}$  が制御される。そして、再びステップ S T 1 2 へ戻る。

【 0 0 8 4 】

ステップ S T 1 6 では、流量比  $V_{sub} / V_{main}$  が増大される。具体的には、流量調整弁 ( 6 6 ) の開度が拡大されて、補助熱交換部 ( 5 5 ) の冷媒流量  $V_{sub}$  が増加し、冷媒流量  $V_{sub}$  の増加分だけ、主熱交換部 ( 5 0 ) の冷媒流量  $V_{main}$  が減少する。補助熱交換部 ( 5 5 ) では、冷媒流量  $V_{sub}$  が増加すると、液冷媒量が増加するため、圧力損失が大きくなる。圧力損失が大きくなると、補助熱交換部 ( 5 5 ) では、流出側の冷媒の圧力が低下し、それに伴って冷媒温度  $t_{sub}$  が引き下げられる。一方、主熱交換部 ( 5 0 ) では、冷媒流量  $V_{main}$  が減少すると、液冷媒量が減少するため、圧力損失が小さくなる。圧力損失が小さくなると、主熱交換部 ( 5 0 ) では、流出側の冷媒の圧力が上昇し、それに伴って冷媒温度  $t_{main}$  が引き上げられる。このように、ステップ S T 1 6 では、冷媒温度  $t_{sub}$  が低下し冷媒温度  $t_{main}$  が上昇して、その温度差が小さくなるように、流量比  $V_{sub} / V_{main}$  が制御される。そして、再びステップ S T 1 2 へ戻る。

【 0 0 8 5 】

このように、流量比制御部 ( 7 2 ) では、冷媒温度  $t_{main}$  と冷媒温度  $t_{sub}$  の温度差の絶対値が目標値  $t_0$  よりも小さくなるように、流量比  $V_{sub} / V_{main}$  が制御される。そのため、目標値  $t_0$  をゼロ近傍の値に設定すれば、流量比制御部 ( 7 2 ) の制御によって、冷媒温度  $t_{main}$  と冷媒温度  $t_{sub}$  は略同じ温度になる。

【 0 0 8 6 】

このように、本実施形態では、過熱度制御部 ( 7 1 ) 及び流量比制御部 ( 7 2 ) において制御が行われ、合流前の各熱交換部 ( 5 0 , 5 5 ) を通過した冷媒の温度  $t_{main}$  、  $t_{sub}$  が略同じになると共に、合流後の冷媒の過熱度  $T_{sh1}$  が所定の過熱度  $T_{sh0}$  になる。

このような温度状態では、各熱交換部(50,55)に流れる冷媒も、それぞれ過熱状態(過熱度が所定の過熱度 $T_{sh0}$ に近い状態)になっていると考えられる。そのため、各熱交換部(50,55)、特に、液冷媒が偏って流入する補助熱交換部(55)では、冷媒温度が過剰に低下することがなくなり、着霜が抑制される。つまり、本実施形態では、補助熱交換部(55)の冷媒温度を着霜しない温度にすることができる。

【0087】

液冷媒が補助熱交換部(55)へ偏って流入して、補助熱交換部(55)の冷媒温度が引き下げられる場合、流量比制御部(72)では、主熱交換部(50)の冷媒流量 $V_{main}$ を増加させる方向に流量比 $V_{sub}/V_{main}$ が制御される。そのため、主熱交換部(50)では、流入する液冷媒量が多くなり、蒸発量が増加する。

10

【0088】

除霜動作

室外空気の温度が低い(例えば、0 以下の)状態で暖房運転を行うと、蒸発器として機能する室外熱交換器(40)に霜が付着する。室外熱交換器(40)に霜が付着すると、室外熱交換器(40)を通過しようとする室外空気の流れが阻害され、室外熱交換器(40)における冷媒の吸熱量が減少する。そこで、室外熱交換器(40)への霜の付着が予想される運転状態において、空調機(10)は、例えば暖房運転の継続時間が所定値(たとえば数十分)に達する毎に、除霜動作を行う。

【0089】

除霜動作時の空調機(10)の運転動作について、図3を参照しながら説明する。

20

【0090】

除霜動作時には、四方切換弁(65)は第1状態に設定される。また、第1電磁弁(61)は閉じた状態に、第2電磁弁(62)及び流量調整弁(66)は開いた状態に設定され、主熱交換部(50)と補助熱交換部(55)が並列に接続される。また、流量調整弁(66)は、暖房運転時と異なり、全開の状態に保持される。

【0091】

冷媒回路(20)において、圧縮機(31)から吐出された冷媒は、四方切換弁(65)を通過して第1ガス側配管(21)へ流入する。第1ガス側配管(21)を流れる冷媒は、その一部が主熱交換部(50)の第1ヘッド(51)へ流入し、その残りがガス側接続管(24)と液側配管(23)とを順に通って補助熱交換部(55)の第1ヘッド(56)へ流入する。主熱交換部(50)では、第1ヘッド(51)へ流入した冷媒が各伝熱管(53)へ分かれて流入する。補助熱交換部(55)では、第1ヘッド(56)へ流入した冷媒が各伝熱管(58)へ分かれて流入する。各伝熱管(53,58)へ流入した冷媒は、冷媒流路(49)を流れる間に放熱して凝縮する。室外熱交換器(40)に付着した霜は、各伝熱管(53,58)を流れる冷媒によって暖められて融ける。

30

【0092】

主熱交換部(50)の各伝熱管(53)を通過した冷媒は、主熱交換部(50)の第2ヘッド(52)へ流れ込んで合流し、その後に補助熱交換部(55)の第2ヘッド(57)へと流れ落ちる。補助熱交換部(55)の各伝熱管(58)を通過した冷媒は、補助熱交換部(55)の第2ヘッド(57)へ流れ込み、主熱交換部(50)の各伝熱管(53)を通過した冷媒と合流する。補助熱交換部(55)の第2ヘッド(57)から液側接続管(25)へ流出した冷媒は、液側配管(23)と室内熱交換器(32)とを順に通って第2ガス側配管(22)へ流入し、その後に四方切換弁(65)を通過して圧縮機(31)へ吸入される。圧縮機(31)は、吸入した冷媒を圧縮してから吐出する。

40

【0093】

- 実施形態の効果 -

本実施形態によれば、暖房運転時(室外熱交換器(40)の蒸発動作時)に、流量比制御部(72)において、主熱交換部(50)を通過した冷媒温度 $t_{main}$ と補助熱交換部(55)を通過した冷媒温度 $t_{sub}$ が略同じになるように、各熱交換部(50,55)の冷媒の流量比 $V_{sub}/V_{main}$ を制御するようにした。さらに、過熱度制御部(71)において

50

、各熱交換部（50,55）通過して合流した冷媒の過熱度 $T_{sh1}$ が所定の過熱度 $T_{sh0}$ になるように、膨張弁（33）の開度を制御するようにした。これら2つの制御を行うと、各熱交換部（50,55）に流れる冷媒も、それぞれ過熱状態（過熱度が所定の過熱度 $T_{sh0}$ に近い状態）になると考えられる。そのため、各熱交換部（50,55）、特に補助熱交換部（55）では、冷媒によって周囲の空気が過剰に冷却されなくなつて着霜を抑制でき、その結果、熱交換効率の低下を抑制することができる。一方、主熱交換部（50）では、流量比制御部（72）の制御によって冷媒流量 $V_{main}$ が増加するため、流入する液冷媒量が多くなり、その結果、冷媒の蒸発量を増加させることができる。このように、本実施形態では、補助熱交換部（55）の熱交換効率の低下を抑制しつつ、主熱交換部（50）における冷媒の蒸発量を充分確保して、室外熱交換器（40）の蒸発能力を向上させることができる。

10

## 【0094】

また、本実施形態によれば、下側配管（27）に流量比 $V_{sub}/V_{main}$ を調整する流量調整弁（66）を設けるようにした。これにより、補助熱交換部（55）の冷媒流量 $V_{sub}$ を精度良く変化させて、補助熱交換部（55）の着霜を確実に抑制することができる。

## 【0095】

また、本実施形態によれば、補助熱交換部（55）に設けられた伝熱管（58）の本数を、主熱交換部（50）に設けられた伝熱管（53）の本数よりも少なくするようにした。補助熱交換部（55）の伝熱管（58）の本数が少ない場合、冷媒の偏流が顕著になる。そのため、補助熱交換部（55）では、冷媒の温度低下が大きくなり、益々着霜し易くなる。しかし、このような場合でも、流量比制御部（72）及び過熱度制御部（71）の制御によって、冷媒の過剰な温度低下を抑制でき、補助熱交換部（55）における着霜を確実に抑制できる。

20

## 【0096】

## - 実施形態の変形例1 -

上記実施形態の空調機（10）では、冷媒の過熱度 $T_{sh1}$ を導出するために、各熱交換部（50,55）を通過して合流した冷媒（圧縮機（31）の吸入側の冷媒）の温度 $t_1$ が測定される。しかし、冷媒の過熱度 $T_{sh1}$ を導出する方法はこれに限らず、圧縮機（31）の吸入側の冷媒温度 $t_1$ の代わりに、圧縮機（31）の吐出側の冷媒温度 $t_{dis}$ を測定しても構わない。具体的には、圧縮機（31）の吐出側の冷媒温度 $t_{dis}$ を測定した後に、その吐出側の冷媒温度 $t_{dis}$ と吸入側の冷媒温度 $t_1$ との関係を示すテーブルを参照することによって、吸入側の冷媒温度 $t_1$ が求められる。そして、その吸入側の冷媒温度 $t_1$ から圧力 $p_1$ （測定値）の相当飽和温度 $t_{s1}$ を減算して、冷媒の過熱度 $T_{sh1}$ が導出される。

30

## 【0097】

## - 実施形態の変形例2 -

上記実施形態の空調機（10）では、流量調整弁（66）を設けるようにした。しかし、図9に示すように、流量調整弁（66）の代わりに、第3電磁弁（63）と電子膨張弁（67）を設けるようにしても構わない。

## 【0098】

第3電磁弁（63）は、その開閉状態を切り換えて、主熱交換部（50）及び補助熱交換部（55）の接続状態を切り換えるものであり、本発明の切換機構（60）の一部を構成している。この第3電磁弁（63）は、室外熱交換器（40）の凝縮動作時に閉じた状態になり、室外熱交換器（40）の蒸発動作時に開いた状態になる。一方、電子膨張弁（67）は、室外熱交換器（40）の蒸発動作時に開度を調節して冷媒の流量比 $V_{sub}/V_{main}$ を調整するものであり、本発明の流量比調整機構を構成している。この電子膨張弁（67）は、流量比制御部（72）によって開度が制御される。

40

## 【0099】

本変形例では、第3電磁弁（63）において開閉動作が行われ、電子膨張弁（67）において開閉動作は行われずに開度調整だけが行われる。そのため、1つの流量調整弁で開閉動作と開度調整の両方を行う場合と比べて、これらの動作を確実に行うことができ、誤動作

50

を防止できる。

【0100】

- 参照形態 -

上記実施形態の変形例2の空調機(10)では、下側配管(27)に電子膨張弁(67)を設けるようにした。しかし、図10に示すように、上側配管(26)に電子膨張弁(67)を設けるようにしても構わない。

【0101】

この場合、電子膨張弁(67)の開度を拡大すると、主熱交換部(50)の冷媒流量 $V_{main}$ が増加し、冷媒流量 $V_{main}$ が増加分だけ、補助熱交換部(55)の冷媒流量 $V_{sub}$ が減少する。一方、電子膨張弁(67)の開度を縮小すると、主熱交換部(50)の冷媒流量 $V_{main}$ が減少し、冷媒流量 $V_{main}$ が減少分だけ、補助熱交換部(55)の冷媒流量 $V_{sub}$ が増加する。このように、電子膨張弁(67)を上側配管(26)に設けた場合でも、冷媒の流量比 $V_{sub}/V_{main}$ を調整することができる。

10

【0102】

《その他の実施形態》

上記の各実施形態については、以下のような構成としてもよい。

【0103】

- 第1変形例 -

上記実施形態の変形例2の空調機(10)では、3つの電磁弁(61,62,63)の開閉状態を切り換えて、主熱交換部(50)及び補助熱交換部(55)の接続状態を切り換えるようにした。しかし、主熱交換部(50)及び補助熱交換部(55)の接続状態の切り換えは、これに限らず、例えば、図11及び図12に示すように、2つの三方弁(71,72)で行っても構わない。

20

【0104】

第1三方弁(71)は、液側配管(23)と液側接続管(25)とが接続される箇所に設けられている。第1三方弁(71)の第1ポートは液側配管(23)の膨張弁(33)側に接続され、第2ポートは液側配管(23)の室外熱交換器(40)側に接続され、第3ポートは液側接続管(25)の一端に接続されている。また、第2三方弁(72)は、液側配管(23)とガス側接続管(24)とが接続される箇所に設けられている。第2三方弁(72)の第1ポートは液側配管(23)の室外熱交換器(40)側に接続され、第2三方弁(72)の第2ポートは液側配管(23)の膨張弁(33)側に接続され、第2三方弁(72)の第3ポートはガス側接続管(24)の一端に接続されている。これら2つの三方弁(71,72)は、本発明の切換機構(60)の一部を構成している。

30

【0105】

これら2つの三方弁(71,72)は、室外熱交換器(40)の凝縮動作時に、それぞれ第1ポートと第2ポートとが連通すると共に第3ポートが遮断された状態(図11に示す状態)に設定され、主熱交換部(50)と補助熱交換部(55)が直列に接続される。一方、2つの三方弁(71,72)は、室外熱交換器(40)の蒸発動作時に、それぞれ第1ポートと第3ポートとが連通すると共に第2ポートが遮断された状態(図12に示す状態)に設定され、主熱交換部(50)と補助熱交換部(55)が並列に接続される。

40

【0106】

- 第2変形例 -

上記実施形態の変形例2の空調機(10)では、3つの電磁弁(61,62,63)の開閉状態を切り換えて、主熱交換部(50)及び補助熱交換部(55)の接続状態を切り換えるようにした。しかし、主熱交換部(50)及び補助熱交換部(55)の接続状態の切り換えは、これに限らず、例えば、図13及び図14に示すように、四路弁(80)で行っても構わない。

【0107】

四路弁(80)は、液側配管(23)に対して、液側接続管(25)及びガス側接続管(24)が接続される箇所に設けられている。四路弁(80)の第1ポートは液側配管(23)の膨張弁(33)側に接続され、第2ポートは液側接続管(25)の一端に接続され、第3ポートは

50

液側配管(23)の室外熱交換器(40)側に接続され、第4ポートはガス側接続管(24)の一端に接続されている。四路弁(80)は、本発明の切換機構(60)の一部を構成している。

【0108】

この四路弁(80)は、室外熱交換器(40)の凝縮動作時に、第1ポートと第3ポートとが連通すると共に、第2ポート及び第4ポートがそれぞれ遮断された状態(図13に示す状態)に設定され、主熱交換部(50)と補助熱交換部(55)が直列に接続される。一方、四路弁(80)は、室外熱交換器(40)の蒸発動作時に、第1ポートと第2ポートとが連通し、第3ポートと第4ポートとが連通した状態(図14に示す状態)に設定され、主熱交換部(50)と補助熱交換部(55)が並列に接続される。

10

【0109】

- 第3変形例 -

上記実施形態の空調機(10)では、室外熱交換器(40)を1つの熱交換器ユニット(45)で構成するようにした。しかし、これに限らず、室外熱交換器(40)を複数の熱交換器ユニット(45a,45b)で構成しても構わない。

【0110】

本変形例では、図15に示すように、室外熱交換器(40)が2つの熱交換器ユニット(45a,45b)で構成されている。そして、液側接続管(25)が室外熱交換器(40)側で分岐され、各々が各熱交換器ユニット(45a,45b)の補助熱交換部(55a,55b)の第2ヘッド(57a,57b)に接続されている。また、第1ガス側配管(21)が室外熱交換器(40)側で分岐され、各々が各熱交換器ユニット(45a,45b)の主熱交換部(50a,50b)の第1ヘッド(51a,51b)に接続されている。また、液側配管(23)が室外熱交換器(40)側で分岐され、各々が各熱交換器ユニット(45a,45b)の補助熱交換部(55a,55b)の第1ヘッド(56a,56b)に接続されている。

20

【0111】

本変形例では、暖房運転時(室外熱交換器(40)の蒸発動作時)に、冷媒が液側接続管(25)で分流され、2つの熱交換器ユニット(45a,45b)の補助熱交換部(55a,55b)の第2ヘッド(57a,57b)へそれぞれ流入する。そして、各熱交換器ユニット(45a,45b)において、冷媒は主熱交換部(50a,50b)と補助熱交換部(55a,55b)とに分流して、各熱交換部(50a,50b,55a,55b)を通過する。各熱交換器ユニット(45a,45b)の主熱交換部(50a,50b)を通過した冷媒は、それぞれ第1ヘッド(51a,51b)を通過して第1ガス側配管(21)へ流出し、その後合流してから、合流部(第1ガス側配管(21)とガス側接続管(24)との接続部)へ流れる。一方、各熱交換器ユニット(45a,45b)の補助熱交換部(55a,55b)を通過した冷媒は、それぞれ第1ヘッド(56a,56b)を通過して液側配管(23)へ流出し、その後合流してからガス側接続管(24)へ流入し、合流部において主熱交換部(50a,50b)を通過した冷媒と合流する。

30

【0112】

本変形例では、流量比制御部(72)において、2つの主熱交換部(50a,50b)を通過して合流した冷媒の温度 $t_{main}$ (第2温度センサ(82)で測定)と、2つの補助熱交換部(55a,55b)を通過して合流した冷媒の温度 $t_{sub}$ (第3温度センサ(83)で測定)が略同じになるように、流量比 $V_{sub}/V_{main}$ が制御される。この場合、冷媒流量 $V_{main}$ は、2つの主熱交換部(50a,50b)の冷媒流量の和であり、冷媒流量 $V_{sub}$ は、2つの補助熱交換部(55a,55b)の冷媒流量の和である。

40

【0113】

尚、本変形例では、室外熱交換器(40)を2つの熱交換器ユニット(45a,45b)で構成するようにしたが、熱交換器ユニットの数はこれに限らない。

【0114】

- 第4変形例 -

上記実施形態の空調機(10)では、主熱交換部(50)及び補助熱交換部(55)を熱交換器ユニット(45)内に設けるようにした。しかし、主熱交換部(50)と補助熱交換部(55

50

)は上下に配置されていれば良く、例えば、図16に示すように、主熱交換部(50a,50b)及び補助熱交換部(55)を別の熱交換器ユニット(41,42,43)で構成して上下に配置しても構わない。

【0115】

本変形例では、2つの主熱交換部(50a,50b)がそれぞれ主熱交換器ユニット(41,42)で構成され、1つの補助熱交換部(55)が補助熱交換器ユニット(43)で構成されている。そして、液側接続管(25)が分岐され、各々が各熱交換器ユニット(41,42,43)の第2ヘッド(52a,52b,57)に接続されている。また、第1ガス側配管(21)が分岐され、各々が各主熱交換器ユニット(41,42)の第1ヘッド(51a,51b)に接続され、液側配管(23)が補助熱交換器ユニット(43)の第1ヘッド(56)に接続されている。

10

【0116】

本変形例では、暖房運転時(室外熱交換器(40)の蒸発動作時)に、冷媒が液側接続管(25)で分流され、2つの主熱交換器ユニット(41,42)及び補助熱交換器ユニット(43)の第2ヘッド(52a,52b,57)へそれぞれ流入する。2つの主熱交換器ユニット(41,42)に流入した冷媒は、それぞれ主熱交換部(50a,50b)、第1ヘッド(51a,51b)を通過して第1ガス側配管(21)へ流出し、その後合流してから、合流部(第1ガス側配管(21)とガス側接続管(24)との接続部)へ流れる。一方、補助熱交換器ユニット(43)に流入した冷媒は、補助熱交換部(55)、第1ヘッド(56)を通過して液側配管(23)へ流出する。この補助熱交換部(55)を通過した冷媒は、液側配管(23)からガス側接続管(24)へ流入し、合流部において、主熱交換部(50a,50b)を通過した冷媒と合流する。

20

【0117】

本変形例では、流量比制御部(72)において、2つの主熱交換部(50a,50b)を通過して合流した冷媒の温度 $t_{main}$ (第2温度センサ(82)で測定)と、補助熱交換部(55)を通過した冷媒の温度 $t_{sub}$ (第3温度センサ(83)で測定)が略同じになるように、流量比 $V_{sub}/V_{main}$ が制御される。この場合、冷媒流量 $V_{main}$ は、2つの主熱交換部(50a,50b)の冷媒流量の和となる。

【0118】

尚、本変形例では、室外熱交換器(40)を2つの主熱交換器ユニット(41,42)と1つの補助熱交換器ユニット(43)とで構成するようにしたが、主熱交換器ユニット及び補助熱交換器ユニットの数はそれぞれ1つであってもよいし複数であってもよい。

30

【産業上の利用可能性】

【0119】

以上説明したように、本発明は、室外熱交換器と室内熱交換器が接続された冷媒回路で冷媒を循環させて冷暖房運転を行う冷凍装置について有用である。

【符号の説明】

【0120】

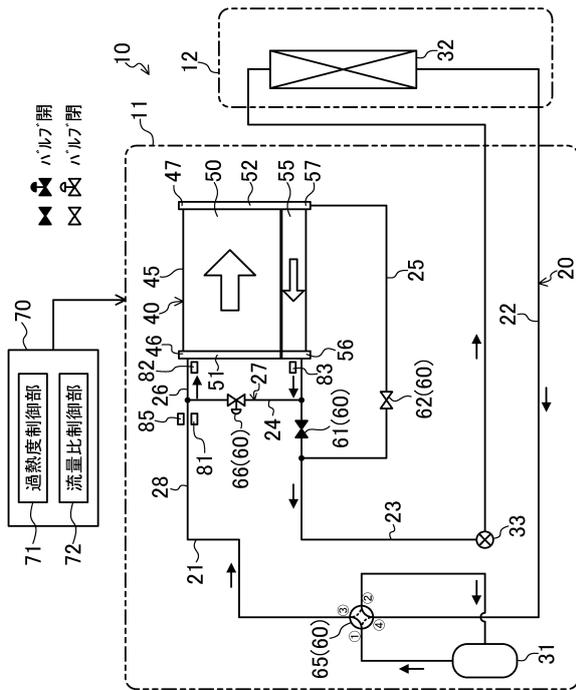
- 10 空調機(冷凍装置)
- 20 冷媒回路
- 26 上側配管
- 27 下側配管
- 28 合流管
- 31 圧縮機
- 32 室内熱交換器(利用側熱交換器)
- 33 膨張弁
- 40 室外熱交換器(熱源側熱交換器)
- 50 主熱交換部
- 51 第1ヘッド
- 52 第2ヘッド
- 53 伝熱管
- 54 フィン

40

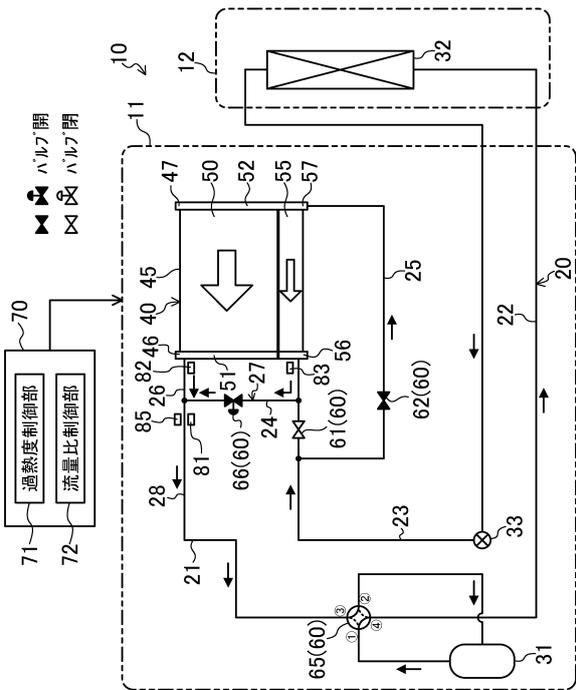
50

- 55 補助熱交換部
- 56 第1ヘッダ
- 57 第2ヘッダ
- 58 伝熱管
- 59 フィン
- 60 切換機構
- 66 流量調整弁（流量比調整機構）
- 67 電子膨張弁（流量比調整機構）
- 71 過熱度制御部
- 72 流量比制御部

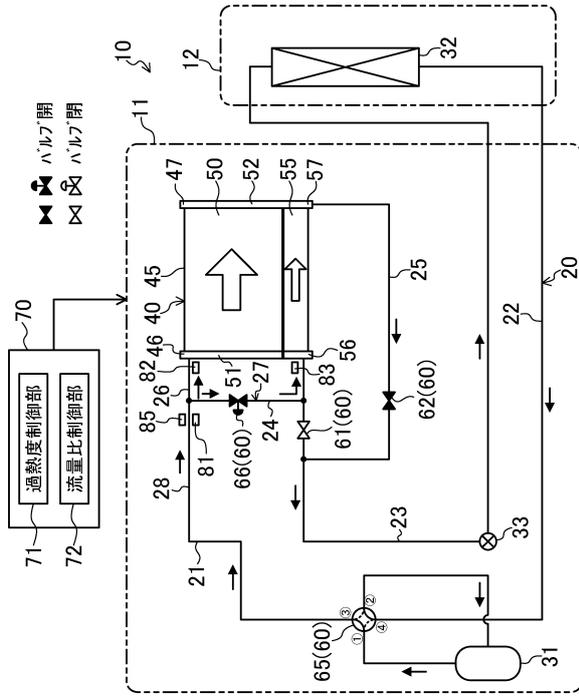
【図1】



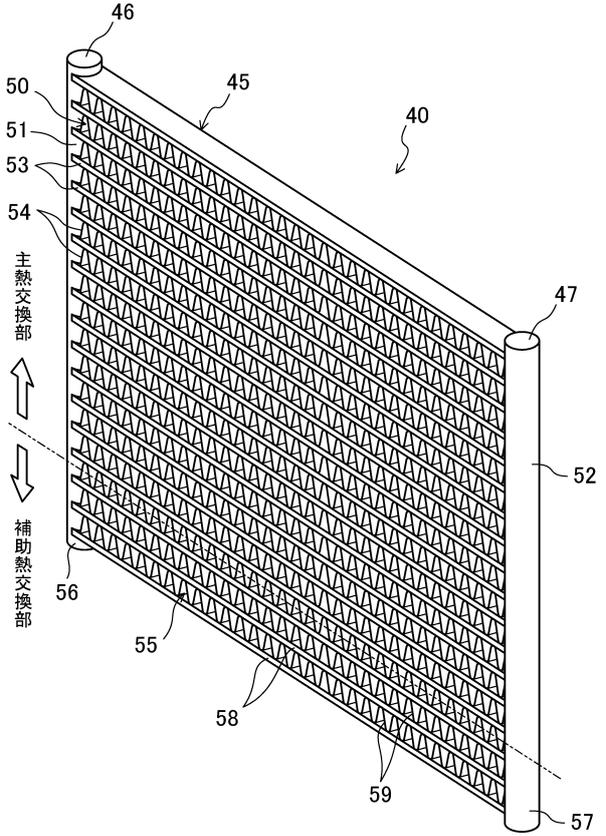
【図2】



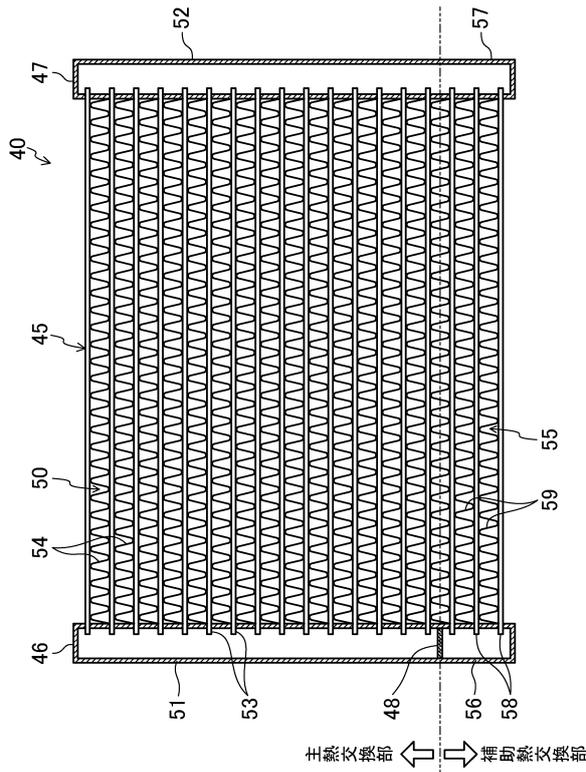
【図3】



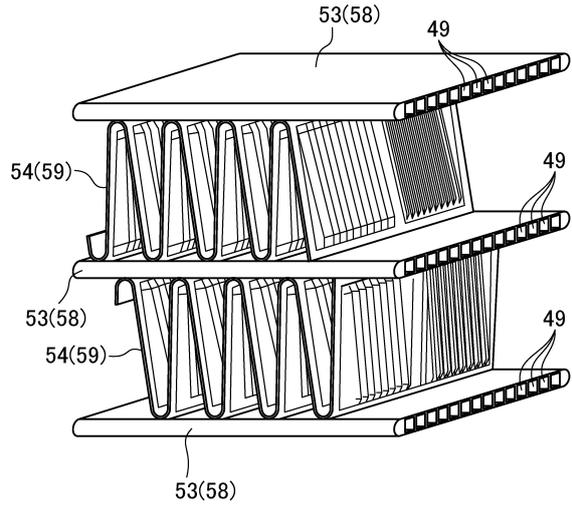
【図4】



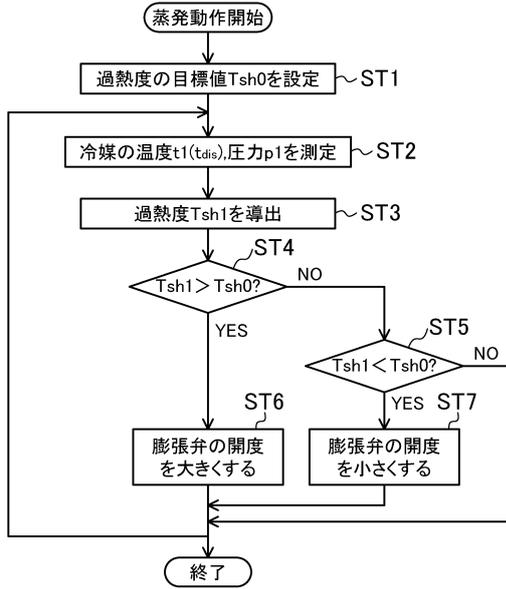
【図5】



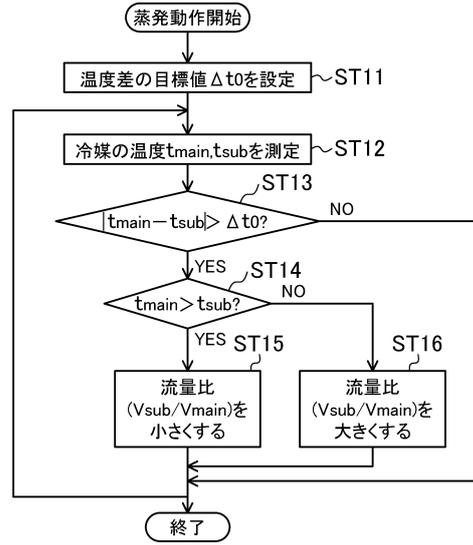
【図6】



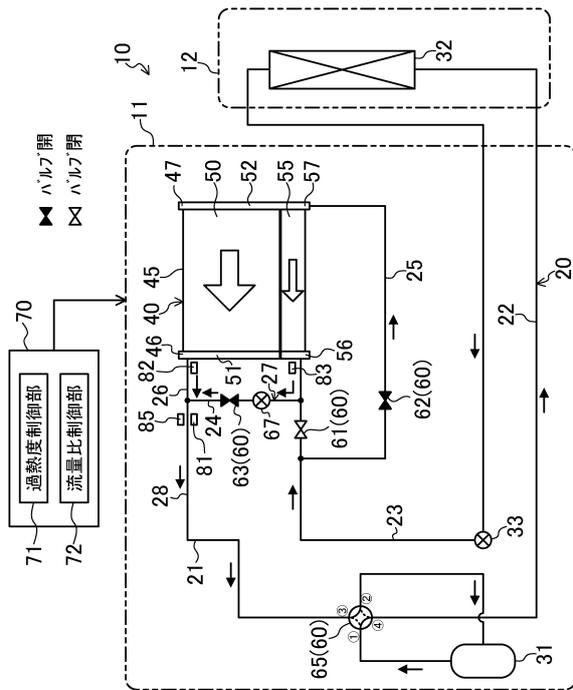
【図7】



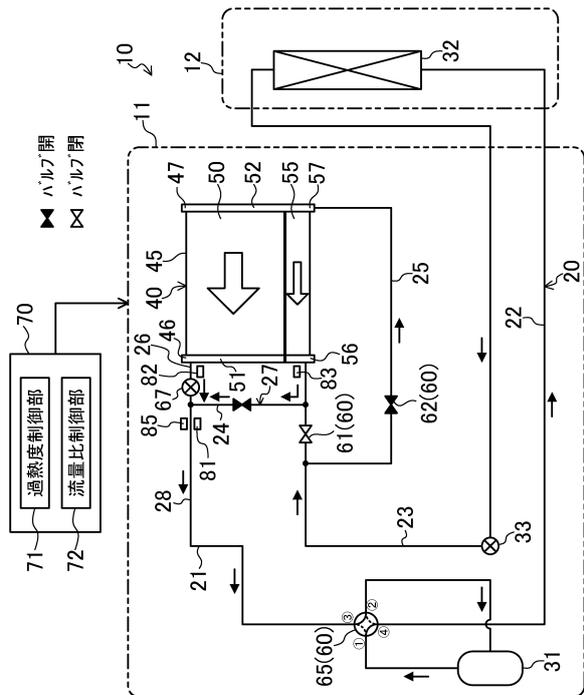
【図8】



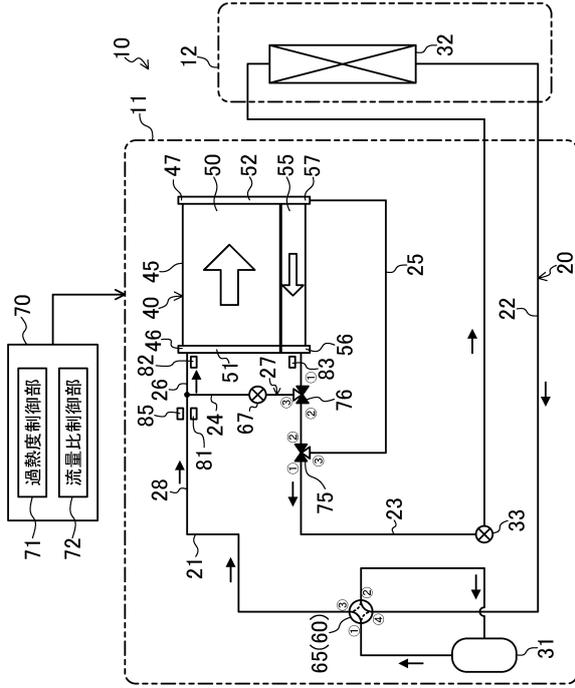
【図9】



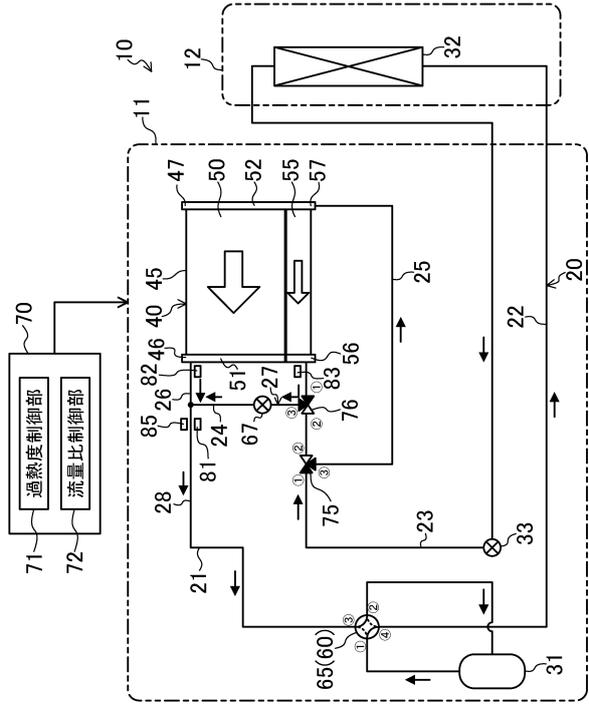
【図10】



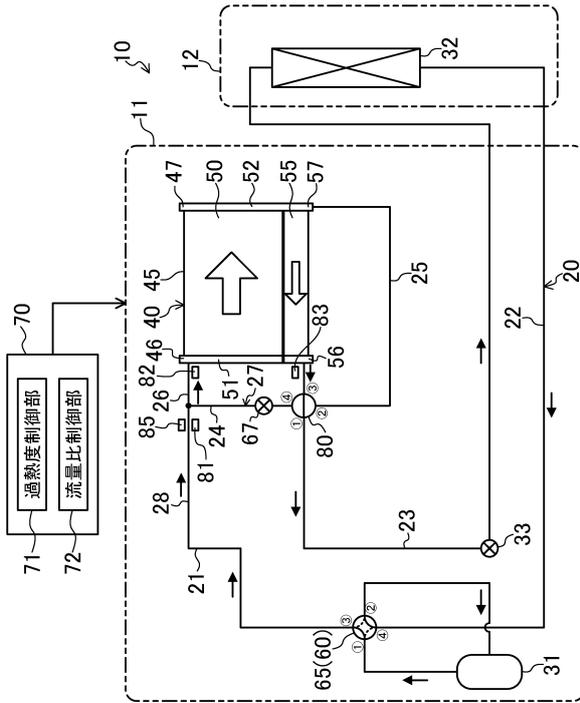
【図 1 1】



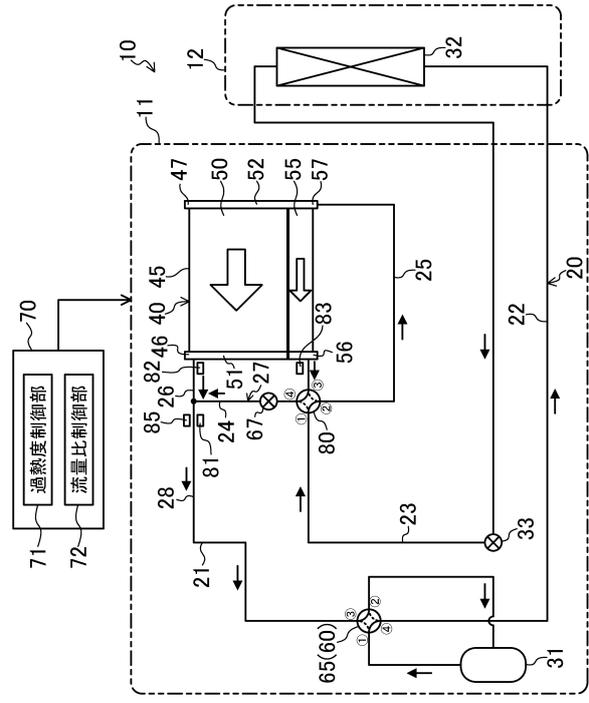
【図 1 2】



【図 1 3】



【図 1 4】





---

フロントページの続き

(72)発明者 楊 洋

大阪府堺市北区金岡町1304番地 ダイキン工業株式会社 堺製作所 金岡工場内

審査官 鈴木 充

(56)参考文献 特開昭63-306364(JP,A)  
特開2010-025447(JP,A)  
特開平06-337174(JP,A)  
特開平05-118682(JP,A)  
特開2006-336947(JP,A)  
特開平11-037587(JP,A)  
特開平06-011204(JP,A)  
特開2007-237113(JP,A)  
実開昭62-38562(JP,U)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F25B 5/02  
F25B 13/00  
F25B 39/00