

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2006-112708

(P2006-112708A)

(43) 公開日 平成18年4月27日(2006.4.27)

| | | |
|--------------------------------|-------------------------------------|-------------|
| (51) Int. Cl. | F I | テーマコード (参考) |
| F 2 5 B 1/00 (2006.01) | F 2 5 B 1/00 3 1 1 C | |
| F 2 5 B 43/00 (2006.01) | F 2 5 B 1/00 3 0 4 H | |
| | F 2 5 B 1/00 3 0 4 R | |
| | F 2 5 B 1/00 3 3 1 C | |
| | F 2 5 B 1/00 3 9 6 D | |
| | 審査請求 有 請求項の数 23 O L (全 19 頁) 最終頁に続く | |

(21) 出願番号 特願2004-300022 (P2004-300022)
 (22) 出願日 平成16年10月14日 (2004.10.14)

(71) 出願人 000006013
 三菱電機株式会社
 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号
 (74) 代理人 100085198
 弁理士 小林 久夫
 (74) 代理人 100098604
 弁理士 安島 清
 (74) 代理人 100061273
 弁理士 佐々木 宗治
 (74) 代理人 100070563
 弁理士 大村 昇
 (74) 代理人 100087620
 弁理士 高梨 範夫

最終頁に続く

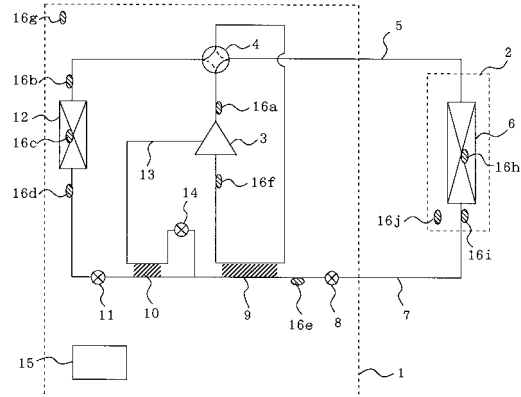
(54) 【発明の名称】 冷凍空調装置

(57) 【要約】

【課題】 冷凍空調装置内の暖房能力を従来のガスインジェクションサイクルよりも向上させ、外気が - 1 0 以下となるような寒冷地でも十分な暖房能力を発揮できること。

【解決手段】 圧縮機 3、室内熱交換器 6、第 1 の減圧装置 1 1、室外熱交換器 1 2 を環状に接続し、室内熱交換器から温熱を供給する冷凍空調装置において、室内熱交換器と第 1 の減圧装置との間の冷媒と、室外熱交換器と圧縮機との間の冷媒とを熱交換する第 1 の内部熱交換器 9 と、室内熱交換器と第 1 の減圧装置との間の冷媒を、一部バイパスして圧縮機内の圧縮室にインジェクションするインジェクション回路 1 3 と、インジェクション回路に設けられたインジェクション用減圧装置 1 4 と、インジェクション用減圧装置で減圧された冷媒と室内熱交換器と第 1 の減圧装置との間の冷媒とを熱交換する第 2 の内部熱交換器 1 0 とを備えてなるものである。

【選択図】 図 1



- | | |
|--------------|-----------------|
| 1 : 室外機 | 9 : 第 1 内部熱交換器 |
| 2 : 室内機 | 10 : 第 2 内部熱交換器 |
| 3 : 圧縮機 | 11 : 第 1 の膨張弁 |
| 4 : 四方弁 | 12 : 室外熱交換器 |
| 5 : ガス管 | 13 : インジェクション回路 |
| 6 : 室内熱交換器 | 14 : 第 3 の膨張弁 |
| 7 : 液管 | 15 : 計測制御装置 |
| 8 : 第 2 の膨張弁 | |

【特許請求の範囲】

【請求項 1】

圧縮機、室内熱交換器、第 1 の減圧装置、室外熱交換器を環状に接続し、前記室内熱交換器から温熱を供給する冷凍空調装置において、

前記室内熱交換器と前記第 1 の減圧装置との間の冷媒と、前記室外熱交換器と前記圧縮機との間の冷媒とを熱交換する第 1 の内部熱交換器と、

前記室内熱交換器と前記第 1 の減圧装置との間の冷媒を、一部バイパスして前記圧縮機内の圧縮室にインジェクションするインジェクション回路と、

該インジェクション回路に設けられたインジェクション用減圧装置と、

該インジェクション用減圧装置で減圧された冷媒と前記室内熱交換器と前記第 1 の減圧装置との間の冷媒とを熱交換する第 2 の内部熱交換器と、

を備えたことを特徴とする冷凍空調装置。

10

【請求項 2】

前記室内熱交換器と前記第 1 の内部熱交換器との間に第 2 の減圧装置を備えたことを特徴とする請求項 1 記載の冷凍空調装置。

【請求項 3】

前記第 1 の内部熱交換器は、前記室内熱交換器と前記第 1 の減圧装置との間に設けられ、循環する冷媒を貯留して前記室外熱交換器と圧縮機との間の冷媒と熱交換するレシーバに備えられることを特徴とする請求項 1 又は 2 記載の冷凍空調装置。

【請求項 4】

前記第 1 の減圧装置により、前記圧縮機吸入の冷媒過熱度若しくは前記室外熱交換器の出口の冷媒過熱度が所定値となるように制御する制御装置を備えたことを特徴とする請求項 1 ~ 3 のいずれかに記載の冷凍空調装置。

20

【請求項 5】

前記インジェクション用減圧装置により、前記圧縮機出口の冷媒吐出温度もしくは前記圧縮機出口の冷媒過熱度が所定値となるように制御する制御装置を備えたことを特徴とする請求項 1 ~ 3 のいずれかに記載の冷凍空調装置。

【請求項 6】

前記第 2 の減圧装置により、前記室内熱交換器出口の冷媒過冷却度が所定値となるように制御する制御装置を備えたことを特徴とする請求項 2 ~ 3 のいずれかに記載の冷凍空調装置。

30

【請求項 7】

前記第 1 の減圧装置により、前記圧縮機吸入の冷媒過熱度若しくは前記室外熱交換器の出口の冷媒過熱度が所定値となるように制御し、前記インジェクション用減圧装置により、前記圧縮機出口の冷媒吐出温度もしくは前記圧縮機出口の冷媒過熱度が所定値となるように制御し、前記第 2 の減圧装置により、前記室内熱交換器出口の冷媒過冷却度が所定値となるように制御する制御装置を備えたことを特徴とする請求項 2 ~ 3 のいずれかに記載の冷凍空調装置。

【請求項 8】

圧縮機、室外熱交換器、第 1 の減圧装置、室内熱交換器を環状に接続し、前記室内熱交換器から冷熱を供給する冷凍空調装置において、

前記室外熱交換器と前記第 1 の減圧装置との間の冷媒と、前記室内熱交換器と前記圧縮機との間の冷媒とを熱交換する第 1 の内部熱交換器と、

前記室外熱交換器と前記第 1 の減圧装置との間の冷媒を、一部バイパスして前記圧縮機内の圧縮室にインジェクションするインジェクション回路と、

該インジェクション回路に設けられたインジェクション用減圧装置と、

該インジェクション用減圧装置で減圧された冷媒と前記室内熱交換器と前記第 1 の減圧装置との間の冷媒とを熱交換する第 2 の内部熱交換器と、

を備えたことを特徴とする冷凍空調装置。

40

【請求項 9】

50

前記室外熱交換器と前記第 2 の内部熱交換器との間に第 2 の減圧装置を備えたことを特徴とする請求項 8 記載の冷凍空調装置。

【請求項 10】

前記第 1 の内部熱交換器は、前記室外熱交換器と前記第 1 の減圧装置との間に設けられ、循環する冷媒を貯留して前記室内熱交換器と圧縮機との間の冷媒と熱交換するレシーバに備えられることを特徴とする請求項 8 又は 9 記載の冷凍空調装置。

【請求項 11】

前記第 1 の減圧装置により、前記圧縮機吸入の冷媒過熱度若しくは前記室内熱交換器出口の冷媒過熱度が所定値となるように制御する制御装置を備えたことを特徴とする請求項 8 ~ 10 のいずれかに記載の冷凍空調装置。

10

【請求項 12】

前記インジェクション用減圧装置により、前記圧縮機出口の冷媒吐出温度もしくは前記圧縮機出口の冷媒過熱度が所定値となるように制御する制御装置を備えたことを特徴とする請求項 8 ~ 10 のいずれかに記載の冷凍空調装置。

【請求項 13】

前記第 2 の減圧装置により、前記室外熱交換器出口の冷媒過冷却度が所定値となるように制御する制御装置を備えたことを特徴とする請求項 9 ~ 10 のいずれかに記載の冷凍空調装置。

【請求項 14】

前記第 1 の減圧装置により、前記圧縮機吸入の冷媒過熱度若しくは前記室内熱交換器出口の冷媒過熱度が所定値となるように制御し、前記インジェクション用減圧装置により、前記圧縮機出口の冷媒吐出温度もしくは前記圧縮機出口の冷媒過熱度が所定値となるように制御し、前記第 2 の減圧装置により、前記室外熱交換器出口の冷媒過冷却度が所定値となるように制御する制御装置を備えたことを特徴とする請求項 9 ~ 10 のいずれかに記載の冷凍空調装置。

20

【請求項 15】

圧縮機、暖房と冷房の運転切換を行う四方弁、室内熱交換器、第 2 減圧装置、第 1 減圧装置、室外熱交換器を備え、前記四方弁を暖房運転に切換えたときに冷媒が前記圧縮機、前記四方弁、前記室内熱交換器、前記第 2 減圧装置、前記第 1 減圧装置、前記室外熱交換器、前記圧縮機と循環し、前記室内熱交換器から温熱を供給し、前記四方弁を冷房運転に切換えたときに冷媒が前記圧縮機、前記四方弁、前記室外熱交換器、前記第 1 減圧装置、前記第 2 減圧装置、前記室内熱交換器、前記圧縮機と循環し、前記室内熱交換器から冷熱を供給するようにした冷凍空調装置において、

30

前記暖房運転のときに前記室内熱交換器と前記第 1 の減圧装置との間の冷媒と、前記室外熱交換器と前記圧縮機との間の冷媒とを熱交換し、前記冷房運転のときに前記室外熱交換器と前記第 2 の減圧装置との間の冷媒と、前記室内熱交換器と前記圧縮機との間の冷媒とを熱交換する第 1 の内部熱交換器と、

前記暖房運転のときに前記室内熱交換器と前記第 1 の減圧装置との間の冷媒を一部バイパスして前記圧縮機内の圧縮室にインジェクションし、前記冷房運転のときに前記室外熱交換器と前記第 2 の減圧装置との間の冷媒を一部バイパスして前記圧縮機内の圧縮室にインジェクションするインジェクション回路と、

40

該インジェクション回路に設けられたインジェクション用減圧装置と、

前記暖房運転のときに前記インジェクション用減圧装置で減圧された冷媒と前記室内熱交換器と前記第 1 の減圧装置との間の冷媒とを熱交換し、前記冷房運転のときに前記インジェクション用減圧装置で減圧された冷媒と前記室外熱交換器と前記第 2 の減圧装置との間の冷媒とを熱交換する第 2 の内部熱交換器と、

を備えたことを特徴とする冷凍空調装置。

【請求項 16】

前記第 1 の内部熱交換器は、前記第 1 の減圧装置と前記第 2 の減圧装置との間に設けられ、循環する冷媒を貯留して前記暖房運転のときに前記室外熱交換器と前記圧縮機との間

50

の冷媒と熱交換し、前記冷房運転のときに前記室内熱交換器と前記圧縮機との間の冷媒と熱交換するレシーバであることを特徴とする請求項 15 記載の冷凍空調装置。

【請求項 17】

前記暖房運転のときに、前記第 1 の減圧装置により、前記圧縮機吸入の冷媒過熱度若しくは前記室外熱交換器の出口の冷媒過熱度が所定値となるように制御する制御装置を備えたことを特徴とする請求項 15 又は 16 記載の冷凍空調装置。

【請求項 18】

前記暖房運転のときに、前記第 2 の減圧装置により、前記室内熱交換器出口の冷媒冷却度が所定値となるように制御する制御装置を備えたことを特徴とする請求項 15 又は 16 記載の冷凍空調装置。

10

【請求項 19】

前記冷房運転のときに、前記第 1 の減圧装置により、前記室外熱交換器の出口の冷媒過冷却度が所定値となるように制御する制御装置を備えたことを特徴とする請求項 15 又は 16 記載の冷凍空調装置。

【請求項 20】

前記冷房運転のときに、前記第 2 の減圧装置により、前記圧縮機吸入の冷媒過熱度若しくは前記室内熱交換器の出口の冷媒過熱度が所定値となるように制御する制御装置を備えたことを特徴とする請求項 15 又は 16 記載の冷凍空調装置。

【請求項 21】

前記インジェクション用減圧装置により、前記圧縮機出口の冷媒吐出温度もしくは前記圧縮機出口の冷媒過熱度が所定値となるように制御する制御装置を備えたことを特徴とする請求項 15 又は 16 記載の冷凍空調装置。

20

【請求項 22】

前記暖房運転のときに、前記第 1 の減圧装置により、前記圧縮機吸入の冷媒過熱度若しくは前記室外熱交換器の出口の冷媒過熱度が所定値となるように制御すると共に、前記第 2 の減圧装置により、前記室内熱交換器出口の冷媒冷却度が所定値となるように制御し、

前記冷房運転のときに、前記第 1 の減圧装置により、前記室外熱交換器の出口の冷媒過冷却度が所定値となるように制御すると共に前記第 2 の減圧装置により、前記圧縮機吸入の冷媒過熱度若しくは前記室内熱交換器の出口の冷媒過熱度が所定値となるように制御し、前記暖房運転又は冷房運転のいずれのときにも前記インジェクション用減圧装置により、前記圧縮機出口の冷媒吐出温度もしくは前記圧縮機出口の冷媒過熱度が所定値となるように制御する制御装置を備えたことを特徴とする請求項 15 又は 16 のいずれかに記載の冷凍空調装置。

30

【請求項 23】

前記冷媒として二酸化炭素を用いたことを特徴とする請求項 1 ~ 22 のいずれかに記載の冷凍空調装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

この発明は、冷凍空調装置に関するものであり、特にガスインジェクションを行い低外気温度時の暖房能力を向上させる冷凍空調装置に関するものである。

40

【背景技術】

【0002】

従来、冷凍空調装置として、凝縮器と蒸発器との間の中間圧部分に気液分離器を設け、気液分離器で分離されたガス冷媒を圧縮機の中間圧部分にインジェクションし、暖房能力の向上をもたらすようにしたものがある（例えば、特許文献 1 参照）。

また、気液分離器の代わりに、高圧液冷媒の一部をバイパスし、減圧した後で高圧液冷媒と熱交換し蒸発ガス化させた後で、圧縮機にインジェクションし暖房能力の向上をもたらすようにしたものがある（例えば、特許文献 2 参照）。

また、凝縮器と蒸発器との間の中間圧部分に液レシーバを設け、液レシーバ内の冷媒と

50

圧縮機吸入の冷媒を熱交換させる構成としたものがある（例えば、特許文献3参照）。

【0003】

【特許文献1】特開2001-304714号公報

【特許文献2】特開2000-274859号公報

【特許文献3】特開2001-174091号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

しかし、従来の冷凍空調装置には以下のような問題があった。

まず、特許文献1記載の従来例のように、気液分離器を設けたインジェクションを行う場合、気液分離器内の液量がインジェクション量によって変化し、それに伴い冷凍サイクル内の液冷媒量分布が変動し、運転が不安定になるという問題があった。

インジェクションされるガス冷媒流量と気液分離器に流入する二相冷媒のうちのガス冷媒流量とが釣り合っている場合は、蒸発器側に流出するのは液冷媒のみとなり、気液分離器内の液冷媒量は安定するが、インジェクションされる冷媒流量が減少し、その冷媒流量が気液分離器に流入するガス冷媒流量より少なくなると、蒸発器側にガス冷媒も流出する運転となり、気液分離器底部からガスが流出するために、気液分離器内の液はほとんど流出した運転となる。

逆に、インジェクションされる冷媒流量が増加すると、ガス冷媒が足りないため、ガス冷媒に混じって液冷媒もインジェクションされる状態となり、気液分離器頂部から液が流出するために、気液分離器内の液はほとんど満液となる。

【0005】

インジェクション流量は冷凍サイクルの高低圧や気液分離器の圧力、および圧縮機の運転容量などによって変動しやすいため、インジェクション流量が気液分離器に流入するガス冷媒流量と釣り合うことはほとんどなく、実際は気液分離器内の液冷媒量はほとんど0か満液の状態となり、運転状況に応じて、気液分離器内の冷媒量変動が生じやすい。その結果、冷凍サイクル内の冷媒量分布が変動し、運転の不安定が生じやすくなる。

このような気液分離器内の冷媒量変動に伴う運転不安定は、特許文献2記載の従来例のように、高圧液冷媒の一部をバイパスしてインジェクションする形式をとると、液貯留部が存在しないために解決される。しかし、この形式をとっても以下のような問題が残る。

【0006】

一般にガスインジェクションを行う冷凍サイクルでは、インジェクション流量を増加させ、圧縮機から吐出され室内熱交換器に流入する冷媒流量が増加するほど暖房能力を増加させることができる。

しかし、インジェクション流量を増加させると、ガス冷媒に混じって液冷媒もインジェクションされるようになり、圧縮機吐出温度が低下し、室内熱交換器入口の冷媒温度も低下することにより室内熱交換器の熱交換能力が低下する。従って、冷媒流量と熱交換能力との釣り合いで暖房能力最大となるインジェクション流量が存在する。

通常空気熱源式ヒートポンプ冷凍空調装置では、外気が-10以下となるような寒冷地では暖房能力が低下し、十分な暖房運転が行えない状況にあり、より多くの暖房能力を発揮できる装置が求められているが、前述したようなガスインジェクションサイクルでは、暖房能力の限界があり、十分な暖房運転が行えないという問題があった。

【0007】

また、特許文献3記載の従来例においても、その回路構成には暖房能力を増加させる作用は無く、同様に寒冷地での暖房能力が低下し十分な暖房運転が行えないという問題があった。

この発明は以上の課題に鑑み、冷凍空調装置内の暖房能力を従来のガスインジェクションサイクルよりも向上させ、外気が-10以下となるような寒冷地においても十分な暖房能力を発揮できる冷凍空調装置を得ることを目的とする。

【課題を解決するための手段】

10

20

30

40

50

【0008】

本発明に係る冷凍空調装置は、圧縮機、室内熱交換器、第1の減圧装置、室外熱交換器を環状に接続し、前記室内熱交換器から温熱を供給する冷凍空調装置において、前記室内熱交換器と前記第1の減圧装置との間の冷媒と、前記室外熱交換器と前記圧縮機との間の冷媒とを熱交換する第1の内部熱交換器と、前記室内熱交換器と前記第1の減圧装置との間の冷媒を、一部バイパスして前記圧縮機内の圧縮室にインジェクションするインジェクション回路と、該インジェクション回路に設けられたインジェクション用減圧装置と、該インジェクション用減圧装置で減圧された冷媒と前記室内熱交換器と前記第1の減圧装置との間の冷媒とを熱交換する第2の内部熱交換器とを備えてなるものである。

【発明の効果】

10

【0009】

以上説明したように本発明によれば、圧縮機、室内熱交換器、第1の減圧装置、室外熱交換器を環状に接続し、前記室内熱交換器から温熱を供給する暖房運転を行う場合に、室内熱交換器と第1の減圧装置との間の冷媒と、室外熱交換器と圧縮機との間の冷媒とを熱交換する第1の内部熱交換器により、圧縮機吸入の冷媒を加熱することで、室内熱交換器と第1の減圧装置との間の冷媒を一部バイパスして圧縮機内の圧縮室にインジェクションされる冷媒流量を多量としても、圧縮機の吐出温度の低下を抑制し、室内熱交換器で十分な熱交換性能を発揮させることにより、低外気条件などで暖房能力が低下しやすい条件でも十分な暖房能力を確保することができると共に、インジェクション用減圧装置で減圧された冷媒と室内熱交換器と第1の減圧装置との間の冷媒とを熱交換する第2の内部熱交換器により、ガスインジェクションを行う冷媒を供給するときに、気液分離器によらず、バイパスされた冷媒をガス化し供給することで、気液分離器を用いることによる液量変動を回避し、より安定した装置の運転を実現することができるという効果がある。

20

【発明を実施するための最良の形態】

【0010】

実施の形態1.

図1は本発明に係る実施の形態1の冷凍空調装置の冷媒回路図である。

図1において、室外機1内には圧縮機3、暖房と冷房の運転切換を行う四方弁4、室外熱交換器12、減圧装置である第1膨張弁11、第2内部熱交換器10、第1内部熱交換器9、減圧装置である第2膨張弁8、インジェクション回路13、インジェクション用減圧装置である第3膨張弁14が搭載されている。

30

圧縮機3はインバータにより回転数が制御され容量制御されるタイプであり、圧縮機3内の圧縮室内にインジェクション回路13から供給される冷媒をインジェクションすることが可能な構造となっている。

【0011】

また第1膨張弁11、第2膨張弁8、第3膨張弁14は開度が可変に制御される電子膨張弁である。また室外熱交換器12はファンなどで送風される外気と熱交換する。

室内機2内には室内熱交換器6が搭載されている。ガス管5、液管7は室外機1と室内機2を接続する接続配管である。この冷凍空調装置の冷媒としてはHFC系の混合冷媒であるR410Aが用いられる。

40

【0012】

室外機1内には計測制御装置15及び各温度センサ16が設置されている。温度センサ16aが圧縮機3の吐出側、温度センサ16bが室外熱交換器12と四方弁4の間、温度センサ16cが室外熱交換器12の中間部の冷媒流路上、温度センサ16dが室外熱交換器12と第1膨張弁11の間、温度センサ16eが第1内部熱交換器9と第2膨張弁8との間、温度センサ16fが圧縮機3の吸入側に設けられ、それぞれ設置場所の冷媒温度を計測する。また温度センサ16gは室外機1の周囲の外気温度を計測する。

【0013】

室内機2内には温度センサ16h、16i、16jが設置されており、温度センサ16hは室内熱交換器6の中間部の冷媒流路上、温度センサ16iは室内熱交換器6と液管7

50

の間に設けられており、それぞれ設置場所での冷媒温度を計測する。温度センサ 16 j は室内熱交換器 6 に吸気される空気温度を計測する。なお、負荷となる熱媒体が水など他の媒体である場合には温度センサ 16 j はその媒体の流入温度を計測する。

【0014】

温度センサ 16 c、16 h はそれぞれ熱交換器中間で気液二相状態となっている冷媒温度を検知することにより、高低圧の冷媒飽和温度を検知することができる。

また室外機 1 内の計測制御装置 15 は温度センサ 16 の計測情報や、冷凍空調装置使用者から指示される運転内容に基づいて、圧縮機 3 の運転方法、四方弁 4 の流路切換、室外熱交換器 12 のファン送風量、各膨張弁の開度などを制御する。

【0015】

次に、この冷凍空調装置での運転動作について説明する。

まず暖房運転時の動作について図 1 および図 2 に示す暖房運転時の P-H 線図をもとに説明する。

暖房運転時には、四方弁 4 の流路は図 1 の実線方向に設定される。そして圧縮機 3 から吐出された高温高圧のガス冷媒（図 2 点 1）は四方弁 4 を経て室外機 1 を流出しガス管 5 を経て室内機 2 に流入する。そして、室内熱交換器 6 に流入し、凝縮器となる室内熱交換器 6 で放熱しながら凝縮液化し高圧低温の液冷媒となる（図 2 点 2）。冷媒から放熱された熱を負荷側の空気や水などの負荷側媒体に与えることで暖房を行う。

【0016】

室内熱交換器 6 を出た高圧低温の冷媒は液管 7 を経由して、室外機 1 に流入した後で、第 2 膨張弁 8 で若干減圧された後（図 2 点 3）で、第 1 内部熱交換器 9 で圧縮機 3 に吸入される低温の冷媒に熱を与え冷却される（図 2 点 4）。

そして、インジェクション回路 13 に一部冷媒をバイパスした後で、第 2 内部熱交換器 10 で、インジェクション回路 13 にバイパスされ第 3 膨張弁 14 で減圧され低温となった冷媒と熱交換し、さらに冷却される（図 2 点 5）。その後、冷媒は第 1 膨張弁 11 で低圧まで減圧され二相冷媒となり（図 2 点 6）、その後蒸発器となる室外熱交換器 12 に流入し、そこで吸熱し、蒸発ガス化される（図 2 点 7）。その後、四方弁 4 を経て第 1 内部熱交換器 9 で高圧の冷媒と熱交換し、さらに加熱され（図 2 点 8）、圧縮機 3 に吸入される。

【0017】

一方、インジェクション回路 13 にバイパスされた冷媒は、第 3 膨張弁 14 で、中間圧まで減圧され、低温の二相冷媒となり（図 2 点 9）、その後は第 2 内部熱交換器 10 で高圧冷媒と熱交換し加熱され（図 2 点 10）、圧縮機 3 にインジェクションされる。

圧縮機 3 内部では、吸入された冷媒（図 2 点 8）が中間圧まで圧縮、加熱された（図 2 点 11）後で、インジェクションされる冷媒と合流し、温度低下した後で（図 2 点 12）、高圧まで圧縮され吐出される（図 2 点 1）。

【0018】

次に冷房運転時の動作について図 1 および図 3 に示す冷房運転時の P-H 線図をもとに説明する。

冷房運転時には、四方弁 4 の流路は図 1 の点線方向に設定される。そして、圧縮機 3 から吐出された高温高圧のガス冷媒（図 3 点 1）は四方弁 4 を経て凝縮器となる室外熱交換器 12 に流入し、ここで放熱しながら凝縮液化し、高圧低温の冷媒となる（図 3 点 2）。

室外熱交換器 12 を出た冷媒は第 1 膨張弁 11 で若干減圧された後で（図 3 点 3）、第 2 内部熱交換器 10 で、インジェクション回路 13 を流れる低温の冷媒と熱交換し冷却され（図 3 点 4）、ここで一部冷媒をインジェクション回路 13 にバイパスした後、引き続き第 1 内部熱交換器 9 で、圧縮機 3 に吸入される冷媒と熱交換し冷却される（図 3 点 5）。

【0019】

その後、第 2 膨張弁 8 で低圧まで減圧され二相冷媒となった後で（図 3 点 6）、室外機 1 を流出し、液管 7 を経て室内機 2 に流入する。そして、蒸発器となる室内熱交換器 6 に

10

20

30

40

50

流入し、そこで吸熱し、蒸発ガス化（図3点7）しながら室内機2側の空気や水などの負荷側媒体に冷熱を供給する。

室内熱交換器6を出た低圧ガス冷媒は室内機2を出て、ガス管5を経て室外機1に流入し、四方弁4を経た後で、第1内部熱交換器9で高圧冷媒と熱交換し加熱された後で（図3点8）、圧縮機3に吸入される。

【0020】

一方、インジェクション回路13にバイパスされた冷媒は、第3膨張弁14で、中間圧まで減圧され、低温の二相冷媒となり（図3点9）、その後第2内部熱交換器10で高圧冷媒と熱交換し加熱され（図3点10）、圧縮機3にインジェクションされる。圧縮機3内部では、吸入された冷媒（図3点8）が中間圧まで圧縮、加熱された（図3点11）後で、インジェクションされる冷媒と合流し、温度低下した後で（図3点12）、再度高圧まで圧縮され吐出される（図3点1）。

10

冷房運転時のPH線図は暖房運転時とほぼ同一になり、どちらの運転モードでも同様の運転を実現できる。

【0021】

次に、この冷凍空調装置での運転制御動作について説明する。

まず、暖房運転時の制御動作について図4のフローチャートに基づいて説明する。

暖房運転時には、まず圧縮機3の容量、第1膨張弁11の開度、第2膨張弁8の開度、第3膨張弁14の開度が初期値に設定される（ステップS1）。

そして、それから所定時間経過すると（ステップS2）、それ以降運転状態に応じた各アクチュエータは以下のように制御される。

20

また、圧縮機3の容量は、基本的に室内機2の温度センサ16jで計測される空気温度が、冷凍空調装置使用者が設定する温度になるように制御される。

【0022】

即ち、室内機2の空気温度と設定値とを比較する（ステップS3）。そして、空気温度が設定温度と等しいか或いは近接している場合には、圧縮機3の容量はそのまま維持されて次のステップに進む。

また、空気温度が設定温度より大きく低下している場合は、圧縮機3の容量は増加され、空気温度が設定温度に近接している場合には、圧縮機3の容量はそのまま維持され、空気温度が設定温度より高くなる場合には圧縮機3の容量は低下されるというように圧縮機3の容量を変更する（ステップS4）。

30

【0023】

各膨張弁の制御は以下のように行われる。

まず、第2膨張弁8は、温度センサ16hで検知される高圧冷媒の飽和温度と温度センサ16iで検知される室内熱交換器6の出口温度との差温で得られる室内熱交換器6出口の冷媒過冷却度SCが予め設定された目標値、例えば10になるように制御される。

即ち、室内熱交換器6出口の冷媒過冷却度SCと目標値とを比較する（ステップS5）。そして、室内熱交換器6出口の冷媒過冷却度SCが目標値と等しいか或いは近接している場合には、第2膨張弁8の開度はそのまま維持されて次のステップに進む。

また、室内熱交換器6出口の冷媒過冷却度SCが目標値より大きい場合には、第2膨張弁8の開度は大きく、冷媒過冷却度SCが目標値より小さい場合には、第2膨張弁8の開度は小さく制御されるというように第2膨張弁8の開度を変更する（ステップS6）。

40

【0024】

次に、第1膨張弁11は、温度センサ16fで検知される圧縮機3吸入温度と温度センサ16cで検知される低圧冷媒の飽和温度との差温で検知される圧縮機3吸入の冷媒過熱度SHが予め設定された目標値、例えば10になるように制御される。

即ち、圧縮機3吸入の冷媒過熱度SHと目標値とを比較する（ステップS7）。そして、圧縮機3吸入の冷媒過熱度SHが目標値と等しいか或いは近接している場合には、第1膨張弁11の開度はそのまま維持されて次のステップに進む。

また、圧縮機3吸入の冷媒過熱度SHが目標値より大きい場合には、第1膨張弁11の

50

開度は大きく、冷媒過熱度 S H が目標値より小さい場合には、第 1 膨張弁 1 1 の開度は小さくされるといように第 1 膨張弁 1 1 の開度を変更する (ステップ S 8)。

【 0 0 2 5 】

更に、第 3 膨張弁 1 4 は、温度センサ 1 6 a で検知される圧縮機 3 の吐出温度が予め設定された目標値、例えば 9 0 になるように制御される。

即ち、圧縮機 3 の吐出温度と目標値とを比較する (ステップ S 9)。そして、圧縮機 3 の吐出温度が目標値と等しいか或いは近接している場合には、第 3 膨張弁 1 4 の開度はそのまま維持されてステップ S 2 に戻る。

第 3 膨張弁 1 4 の開度を変化させた時の冷媒状態変化は以下のようになる。

第 3 膨張弁 1 4 の開度が大きくなると、インジェクション回路 1 3 に流れる冷媒流量が増加する。第 2 内部熱交換器 1 0 での熱交換量はインジェクション回路 1 3 の流量によって、大きく変化しないので、インジェクション回路 1 3 に流れる冷媒流量が増加すると、第 2 内部熱交換器 1 0 でのインジェクション回路 1 3 側の冷媒エンタルピ差 (図 2 の点 9 1 0 の差) は小さくなり、インジェクションされる冷媒エンタルピ (図 2 点 1 0) は低下する。

【 0 0 2 6 】

従って、インジェクションされた冷媒が合流後の冷媒エンタルピ (図 2 点 1 2) のエンタルピも低下し、その結果、圧縮機 3 の吐出エンタルピ (図 2 点 1) も低下し、圧縮機 3 の吐出温度は低下する。

逆に、第 3 膨張弁 1 4 の開度が小さくなると、圧縮機 3 の吐出エンタルピは上昇し、圧縮機 3 の吐出温度は上昇する。従って、第 3 膨張弁 1 4 の開度制御は、圧縮機 3 の吐出温度が目標値より高い場合には、第 3 膨張弁 1 4 の開度を大きく制御し、逆に吐出温度が目標値より低い場合には第 3 膨張弁 1 4 の開度を小さく制御するといように第 3 膨張弁 1 4 の開度を変更し (ステップ S 1 0)、その後はステップ S 2 に戻る。

【 0 0 2 7 】

次に冷房運転時の制御動作について図 5 のフローチャートに基づいて説明する。

冷房運転時には、まず圧縮機 3 の容量、第 1 膨張弁 1 1 の開度、第 2 膨張弁 8 の開度、第 3 膨張弁 1 4 の開度が初期値に設定される (ステップ S 1 1)。

それから所定時間経過すると (ステップ S 1 2)、それ以降運転状態に応じた各アクチュエータは以下のように制御される。

【 0 0 2 8 】

まず、圧縮機 3 の容量は、基本的に室内機 2 の温度センサ 1 6 j で計測される空気温度が、冷凍空調装置使用者が設定する温度になるように制御される。

即ち、室内機 2 の空気温度と設定温度とを比較する (ステップ S 1 3)。そして、空気温度が設定温度と等しいか或いは近接している場合には、圧縮機 3 の容量はそのまま維持されて次のステップに進む。

また、空気温度が設定温度より大きく上昇している場合は、圧縮機 3 の容量は増加され、空気温度が設定温度より低くなる場合には圧縮機 3 の容量は低下されるといように圧縮機 3 の容量を変更する (ステップ S 1 4)。

【 0 0 2 9 】

各膨張弁の制御は以下のように行われる。

まず、第 1 膨張弁 1 1 は、温度センサ 1 6 c で検知される高圧冷媒の飽和温度と温度センサ 1 6 d で検知される室外熱交換器 1 2 の出口温度との差温で得られる室外熱交換器 1 2 出口の冷媒過冷却度 S C が予め設定された目標値、例えば 1 0 になるように制御される。

即ち、室外熱交換器 1 2 出口の冷媒過冷却度 S C と目標値とを比較する (ステップ S 1 5)。そして、室外熱交換器 1 2 出口の冷媒過冷却度 S C が目標値と等しいか或いは近接している場合には、第 1 膨張弁 1 1 の開度はそのまま維持されて次のステップに進む。

また、室外熱交換器 1 2 出口の冷媒過冷却度 S C が目標値より大きい場合には、第 1 膨張弁 1 1 の開度は大きく、冷媒過冷却度 S C が目標値より小さい場合には、第 1 膨張弁 1

1の開度は小さく制御されるというように第1膨張弁11の開度を変更する(ステップS16)。

【0030】

次に、第2膨張弁8は、温度センサ16fで検知される圧縮機3吸入温度と温度センサ16hで検知される低圧冷媒の飽和温度との差温で検知される圧縮機3吸入の冷媒過熱度SHが予め設定された目標値、例えば10になるように制御される。

即ち、圧縮機3吸入の冷媒過熱度SHと目標値とを比較する(ステップS17)。そして、圧縮機3吸入の冷媒過熱度SHと目標値と等しいか或いは近接している場合には、第2膨張弁8の開度はそのまま維持されて次のステップに進む。

また、圧縮機3吸入の冷媒過熱度SHが目標値より大きい場合には、第2膨張弁8の開度は大きく、冷媒過熱度SHが目標値より小さい場合には、第3膨張弁8の開度は小さく制御されるというように第2膨張弁8の開度を変更する(ステップS18)。

【0031】

次に、第3膨張弁14は、温度センサ16aで検知される圧縮機3の吐出温度が予め設定された目標値、例えば90になるように制御される。

即ち、圧縮機3の吐出温度と目標値とを比較する(ステップS19)。そして、圧縮機3の吐出温度が目標値と等しいか或いは近接している場合には、第3膨張弁8の開度はそのまま維持されてステップS12に戻る。

また、第3膨張弁14の開度を変化させた時の冷媒状態変化は暖房運転時と同様であるので、圧縮機3の吐出温度が目標値より高い場合には、第3膨張弁14の開度を大きく制御し、逆に吐出温度が目標値より低い場合には第3膨張弁14の開度を小さく制御するというように第3膨張弁14の開度を変更し(ステップS20)、ステップS12に戻る。

【0032】

次に、本実施の形態の回路構成、および制御によって実現される作用効果について説明する。本装置の構成では、冷暖いずれの運転でも同様の運転を行えるので、以下特に暖房運転について説明する。

本装置の回路構成はいわゆるガスインジェクション回路となっている。即ち、凝縮器となる室内熱交換器6を出た後で中間圧まで減圧された冷媒のうちガス冷媒を圧縮機3にインジェクションする構成となっている。

【0033】

一般には、気液分離器で中間圧の冷媒を液・ガスに分離しインジェクションされる構成が多いが、本装置では、図6に示されるように、第2内部熱交換器10での熱交換により、熱的に液・ガスを分離し、インジェクションする構成としている。

ガスインジェクション回路とすることにより以下のような効果が得られる。

まず、ガスインジェクションを行うことにより、圧縮機3から吐出される冷媒流量が増加し、圧縮機3から吐出される冷媒流量 G_{dis} = 圧縮機3で吸入される冷媒流量 G_{suc} + インジェクションされる冷媒流量 G_{inj} となる。

従って、凝縮器となる熱交換器に流れる冷媒流量が増加するので、暖房運転の場合には、暖房能力が増加する。

【0034】

一方、第2内部熱交換器10での熱交換により図6に示されるように、蒸発器となる熱交換器に流入する冷媒エンタルピが低下し、蒸発器での冷媒エンタルピ差が増大する。従って冷房運転時においても、冷房能力が増加する。

また、ガスインジェクションを行う場合は効率改善効果も得られる。

蒸発器に流入する冷媒は、一般に気液二相冷媒であるが、このうちガス冷媒は冷房能力に寄与しない。圧縮機3から見ると、この低圧のガス冷媒も、蒸発器で蒸発したガス冷媒と一緒に高圧に昇圧する仕事を行っている。

【0035】

ガスインジェクションを行うと、蒸発器に流入するガス冷媒のうちのいくらかを中間圧で抜き出して、インジェクションし、中間圧から高圧に昇圧し圧縮することになる。

10

20

30

40

50

従って、インジェクションされるガス冷媒の流量については、低圧から中間圧まで昇圧する圧縮仕事が不要になり、この分効率改善される。この効果は冷暖房のいずれの運転でも得られる。

【0036】

次に、ガスインジェクション流量と暖房能力の相関について説明する。

ガスインジェクション流量を増加すると、前述したように圧縮機3から吐出される冷媒流量は増加する一方で、圧縮機3の吐出温度は低下し凝縮器に流入する冷媒温度も低下する。

凝縮器の熱交換性能を見ると、一般に熱交換器内での温度分布が高い程熱交換量が増加する。同一凝縮温度で凝縮器入口の冷媒温度が異なる場合の冷媒温度変化は図7に示すようになり、凝縮器内で冷媒が過熱ガス状態である部分の温度分布が異なってくる。

10

【0037】

凝縮器では冷媒が凝縮温度で二相状態にあるときの熱交換量が多くを占めるが、過熱ガス状態である部分の熱交換量も全体の20%~30%程度存在し、熱交換量への影響は大きい。

インジェクション流量が多くなりすぎ、過熱ガス部分での冷媒温度の低下が著しいと、凝縮器での熱交換性能が低下し、暖房能力も低下する。上記のガスインジェクション流量と暖房能力の相関を表すと図8のようになり、暖房能力が最大となるガスインジェクション流量が存在する。

【0038】

20

次に、本実施の形態における第1内部熱交換器9の作用効果について説明する。

第1内部熱交換器9では、凝縮器を出た高圧液冷媒と圧縮機3の吸入冷媒が熱交換される。高圧液冷媒が第1内部熱交換器9にて冷却されることにより、蒸発器に流入する冷媒のエンタルピは低くなるので、蒸発器での冷媒エンタルピ差が拡大される。

従って、冷房運転時には冷房能力が増加する。

【0039】

一方、圧縮機3に吸入される冷媒は加熱され、吸入温度が上昇する。これに伴い圧縮機3の吐出温度も上昇する。また圧縮機3の圧縮行程では、同じ昇圧を行う場合でも一般的に高温の冷媒を圧縮するほどより多くの仕事を必要とする。

従って、第1内部熱交換器9を設けることによる効率面での影響は、蒸発器エンタルピ差拡大による能力増加と、圧縮仕事の増加の両面が表れ、蒸発器エンタルピ差拡大による能力増加の影響が大きい場合には、装置の運転効率が上昇する。

30

【0040】

次に、本実施の形態のように、第1内部熱交換器9による熱交換と、インジェクション回路13によるガスインジェクションを組み合わせた場合の効果について説明する。

第1内部熱交換器9による熱交換を行うと、圧縮機3吸入温度が上昇する。従って、インジェクションを行った場合の圧縮機3内部の変化においては、低圧から中間圧に昇圧された冷媒エンタルピ(図2、図3の点11)が高くなり、インジェクションされる冷媒と合流した後の冷媒エンタルピ(図2、図3の点12)も高くなる。

【0041】

40

従って、圧縮機3の吐出エンタルピ(図2、図3の点1)も高くなり、圧縮機3の吐出温度は上昇する。そこで、第1内部熱交換器9による熱交換の有無に伴う、ガスインジェクション流量と暖房能力の相関の変化を表すと図9のようになる。

第1内部熱交換器9による熱交換が有る場合には、同一インジェクション量を行った場合の圧縮機3吐出温度は高くなるので、凝縮器入口の冷媒温度も高くなり、凝縮器熱交換量が増加し、暖房能力が増加する。従って暖房能力ピークとなるインジェクション流量が増加し、暖房能力のピーク値そのものも増加し、より多くの暖房能力を得ることができる。

【0042】

なお、第1内部熱交換器9が存在しない場合でも、第1膨張弁11の開度制御により、

50

圧縮機 3 の吸入過熱度を上昇させて、圧縮機 3 の吐出温度を上昇させることができる。

しかし、この場合は、同時に蒸発器となる室外熱交換器 1 2 出口の冷媒過熱度も大きくなることから、室外熱交換器 1 2 の熱交換効率が低下する。

室外熱交換器 1 2 の熱交換効率が低下すると、同一熱交換量を得るためには、蒸発温度を低下させねばならず、低圧の低下する運転となる。

【 0 0 4 3 】

低圧が低下すると、圧縮機 3 で吸入される冷媒流量も減少するため、このような運転を行うと、かえって暖房能力を低下させることになる。

逆にいうと、第 1 内部熱交換器 9 を用いると、蒸発器となる室外熱交換器 1 2 の出口の冷媒状態が適切な状態となり、熱交換効率のよい状態のまま、圧縮機 3 吐出温度を上昇させることができ、前記のような低圧の低下を回避し、暖房能力増加を容易に実現できる。

10

【 0 0 4 4 】

また、本実施の形態の回路構成では、高圧冷媒の一部をバイパスし減圧後、第 2 内部熱交換器 1 0 で過熱ガス化したあとインジェクションを行う構成をとっている。

従って、従来例のように気液分離器を用いて分離したガスをインジェクションする場合に比べ、制御や運転状態などに応じてインジェクション量が増変したときの冷媒量分布の変動が発生しないので、より安定した運転を実現できる。

【 0 0 4 5 】

なお、第 3 膨張弁 1 4 は圧縮機 3 の吐出温度が目標値となるように制御すると前述したが、この制御目標値は暖房能力が最大となるように設定する。

20

図 9 に示したように、ガスインジェクション流量 - 暖房能力 - 吐出温度の相関から、暖房能力最大となる吐出温度が存在するので、予めこの吐出温度を求めておいて目標値に設定する。なお、吐出温度の目標値は必ずしも一定値である必要は無く、運転条件や凝縮器などの機器の特性に応じて随時変更してもよい。

このように吐出温度制御を行うことで、ガスインジェクション量を暖房能力最大となるように制御できる。

【 0 0 4 6 】

ガスインジェクション量については暖房能力最大となるようにするだけでなく、運転効率最大となるように制御することもできる。

冷凍空調装置起動時のように、多量の暖房能力を必要とする場合は能力最大に制御するが、装置を一定時間運転後、暖房により室温が上昇した場合などには、それほど多くの暖房能力を必要としなくなるので、このような場合には、効率最大となるように制御する。

30

【 0 0 4 7 】

インジェクション流量と暖房能力と運転効率の間には、図 1 0 に示すような相関があり、暖房能力最大となる場合に比べ、運転効率最大となるとき、インジェクション流量は少なく、吐出温度は高くなる。

暖房能力最大となるインジェクション流量では、吐出温度を低くしていることから、凝縮器の熱交換性能が低下していること、またインジェクション流量を多くするために、中間圧力が低くなり、インジェクション分を圧縮する圧縮仕事が多くなることにより、運転効率最大となる場合に比べ効率が低下する。

40

【 0 0 4 8 】

そこで、インジェクション回路 1 3 の第 3 膨張弁 1 4 で制御する吐出温度目標値として、暖房能力最大となる目標値だけでなく運転効率最大となる目標値も持ち、運転状況、例えば圧縮機 3 の運転容量や、室内機側空気温度の状況に応じて、暖房能力が必要とされるときは、暖房能力最大となる目標値に設定し、そうでない場合は運転効率最大となる目標値に設定する。

このような運転を行うことにより、多量の暖房能力を実現するとともに、効率の高い装置の運転を行うことができる。

【 0 0 4 9 】

また第 1 膨張弁 1 1 は圧縮機 3 の吸入過熱度が目標値となるように制御するとしたが、

50

この制御により蒸発器となる熱交換器出口の過熱度を最適にでき、蒸発器での熱交換性能を高く確保するとともに、冷媒エンタルピ差も適度に確保するように運転することができ、高効率の運転を行うことができる。

このような運転となる蒸発器出口の過熱度は熱交換器の特性によって異なるが、概ね2前後であり、それから第1内部熱交換器9で冷媒が加熱されるので、圧縮機3の吸入過熱度の目標値はこの値より高くなり、例えば前述した10が目標値に設定される。

【0050】

従って、第1膨張弁11の制御としては、蒸発器出口の過熱度、暖房運転の場合は温度センサ16bと温度センサ16cの差温で求められる室外熱交換器12出口の過熱度が目標値、例えば前述した2になるように制御してもよい。

ただし、蒸発器出口の過熱度を直接制御する場合、その目標値が2程度と低い値である場合には過渡的に蒸発器出口が気液二相状態となり、過熱度が適切に検知できず制御が難しくなることが生じる。

【0051】

圧縮機3の吸入過熱度で検知すると、目標値を高く設定できるとともに第1内部熱交換器9での加熱により、吸入が気液二相となって過熱度が適切に検知できないという状況は発生しないので、制御としては、より容易に行うことができ、安定した制御を行うことができる。

【0052】

また、第2膨張弁8は凝縮器となる室内熱交換器6出口の過冷却度が目標値となるように制御するとしたが、この制御により凝縮器での熱交換性能を高く確保するとともに、冷媒エンタルピ差も適度に確保するように運転することができ、高効率の運転を行うことができる。

このような運転となる凝縮器出口の過冷却度は熱交換器の特性によって異なるが概ね5～10前後である。

【0053】

なお、過冷却度の目標値はこの値より高く設定する、例えば10～15前後に設定することによって、暖房能力を増加した運転も行うことができる。

そこで、運転状況に応じて、過冷却度の目標値を変更し、装置起動時は高めの過冷却度目標値で暖房能力確保、室温安定時は低めの過冷却度目標値で高効率運転を行うようにすることもできる。

【0054】

なお、冷凍空調装置の冷媒としては、R410Aに限るものではなく、他の冷媒、HFC系冷媒であるR134aやR404A、R407C、自然冷媒であるCO₂、HC系冷媒、アンモニア、空気、水などに用いることができる。特に冷媒としてCO₂を用いた場合、蒸発器での冷媒エンタルピ差が小さく運転効率が低くなるという欠点に対して、本装置の構成として第1内部熱交換器9、第2内部熱交換器10により蒸発器エンタルピ差を拡大することができるので、より大きな効率改善を行うことができ、本装置の適用に好適である。

【0055】

また、CO₂の場合には、凝縮温度が存在せず、放熱器となる高圧側熱交換器では流れに伴い温度低下する。従って、放熱器での熱交換量変化は、ある一定区間凝縮温度となり一定量の熱交換量が確保できるHFC系冷媒などとは異なり、入口温度の影響が大きくなる。

従って、本実施の形態のように、吐出温度を高くしながらインジェクション流量を増加できる構成とすることで、HFC系冷媒などより暖房能力の増加率が大きくなり、この面でもCO₂冷媒は本装置の適用に好適である。

【0056】

また、第1内部熱交換器9、第2内部熱交換器10の配置位置は図1の構成に限るものではなく、上流下流の位置関係が反対であっても同様の効果を得ることができる。またイ

10

20

30

40

50

ンジェクション回路 13 を取り出す位置も図 1 の位置に限るものではなく、他の中間圧部分、および高圧液部から取り出せる位置であれば同様の効果を得ることができる。

なお、第 3 膨張弁 14 の制御安定性を考慮するとインジェクション回路 13 を取り出す位置としては、気液二相状態であるよりは完全に液となっている位置の方が望ましい。

【0057】

なお、本実施の形態では、第 1 膨張弁 11、第 3 膨張弁 8 の間に第 1 内部熱交換器 9、第 2 内部熱交換器 10 及びインジェクション回路 13 の取り出し位置を配置しているので、冷暖いずれの運転モードでも同様のインジェクションを行った運転を実施できる。

また、冷媒の飽和温度を凝縮器、蒸発器中間の冷媒温度センサで検知しているが、高低圧を検知する圧力センサを設け、計測された圧力値を換算して飽和温度を求めてもよい。

10

【0058】

実施の形態 2 .

以下本発明の実施の形態 2 を図 11 に示す。図 11 は実施の形態 2 における冷凍空調装置の冷媒回路図であり、室外機内に中圧レシーバ 17 が設けられ、その内部に圧縮機 3 の吸入配管が貫通している。

この貫通部分の冷媒と中圧レシーバ 17 内の冷媒が熱交換可能な構成となっており、実施の形態 1 における第 1 内部熱交換器 9 と同じ機能を実現する。

【0059】

本形態における作用効果は、中圧レシーバ 17 を除き、実施の形態 1 と同じであるので、その部分については説明を省略する。中圧レシーバ 17 では、暖房運転時には室内交換器 6 出口の気液二相冷媒が流入し、中圧レシーバ 17 内で冷却され液となって流出する。冷房運転時には第 1 膨張弁 11 を出た気液二相冷媒が流入し、中圧レシーバ 17 内で冷却され液となって流出する。

20

【0060】

中圧レシーバ 17 内での熱交換は、主に気液二相冷媒のうちガス冷媒が吸入配管と触れて凝縮液化して熱交換される。従って、中圧レシーバ 17 内に滞留する液冷媒量が少ないほど、ガス冷媒と吸入配管が接触する面積が多くなり、熱交換量は増加する。逆に、中圧レシーバ 17 内に滞留する液冷媒量が多いと、ガス冷媒と吸入配管が接触する面積が少なくなり、熱交換量は減少する。

【0061】

このように中圧レシーバ 17 を備えることで以下の効果を持つ。

まず、中圧レシーバ 17 の出口は液となるので、暖房運転時に第 3 膨張弁 14 に流入する冷媒は、必ず液冷媒となるので、第 3 膨張弁 14 の流量特性が安定し、制御安定性が確保され、安定した装置運転を行うことができる。

また中圧レシーバ 17 内で熱交換を行うことで中圧レシーバ 17 の圧力が安定的になり、第 3 膨張弁 14 の入口圧力が安定し、インジェクション回路 13 に流れる冷媒流量が安定するという効果もある。例えば負荷変動などがあり、高圧が変動したりすると、それに伴い中圧レシーバ 17 内の圧力変動が生じるが、中圧レシーバ 17 内の熱交換により圧力変動が抑制される。

30

【0062】

負荷が増加し、高圧が上昇すると中圧レシーバ 17 内の圧力も上昇するが、そのときには、低圧との圧力差が広がり、中圧レシーバ 17 内の熱交換器での温度差も広がるので熱交換量が増加する。熱交換量が増加すると、中圧レシーバ 17 に流入する気液二相冷媒のうちガス冷媒が凝縮する量が多くなるので、圧力が上がりにくくなり、中圧レシーバ 17 の圧力上昇が抑制される。

40

【0063】

逆に、負荷が減少し、高圧が低下すると中圧レシーバ 17 内の圧力も低下するが、そのときには、低圧との圧力差が狭まり、中圧レシーバ 17 内の熱交換器での温度差も狭まるので熱交換量が減少する。熱交換量が減少すると、中圧レシーバ 17 に流入する気液二相冷媒のうちガス冷媒が凝縮する量が少なくなるので、圧力が下がりにくくなり、中圧レ

50

シーバ 17 の圧力は低下が抑制される。

このように、中圧レシーバ 17 内で熱交換を行うことにより、運転状態変動に伴う熱交換量変動が自律的に発生し、その結果として中圧レシーバ 17 内の圧力変動が抑制される。

【 0 0 6 4 】

また、中圧レシーバ 17 内で熱交換を行うことで装置運転そのものが安定するという効果もある。例えば低圧側の状態が変動し、蒸発器である室外熱交換器 12 の出口の冷媒過熱度が大きくなった場合には、中圧レシーバ 17 内での熱交換の際の温度差が減少するため、熱交換量が減少し、ガス冷媒が凝縮されにくくなるので、中圧レシーバ 17 内のガス冷媒量が増加し、液冷媒量が減少する。

減少した分の液冷媒量は、室外熱交換器 12 に移動し、室外熱交換器 12 内の液冷媒量が増加することから、室外熱交換器 12 出口の冷媒過熱度が大きくなることが抑制され、装置の運転変動が抑制される。

【 0 0 6 5 】

逆に、低圧側の状態が変動し、蒸発器である室外熱交換器 12 出口の冷媒過熱度が小さくなった場合には、中圧レシーバ 17 内での熱交換の際の温度差が増加するため、熱交換量が増加し、ガス冷媒が凝縮されやすくなるので、中圧レシーバ 17 内のガス冷媒量が減少し、液冷媒量が増加する。この分の液冷媒量は、室外熱交換器 12 から移動することになり、室外熱交換器 12 内の液冷媒量が減少することから、室外熱交換器 12 出口の冷媒過熱度が小さくなることが抑制され、装置の運転変動が抑制される。

この過熱度変動を抑制する作用も、中圧レシーバ 17 内で熱交換を行うことにより、運転状態変動に伴う熱交換量変動が自律的に発生することによって生じている。

【 0 0 6 6 】

以上のように、実施の形態 1 における第 1 内部熱交換器 9 での熱交換を中圧レシーバ 17 で行う構成とすることで、装置の運転変動が起きても、自律的な熱交換量変動により変動を抑制し、装置運転を安定的に行うことができる。

【 0 0 6 7 】

なお、中圧レシーバ 17 で熱交換を行う構成であるが、中圧レシーバ 17 内の冷媒と熱交換する構成であればどのような構成をとっても同様の効果を得ることができる。例えば、中圧レシーバ 17 容器外周に圧縮機 3 の吸入配管を接触させて熱交換させる構成を用いてもよい。

また、インジェクション回路 13 に供給する冷媒を中圧レシーバ 17 底部から供給してもよい。この場合には、冷暖房の各運転で、第 3 膨張弁 14 に液冷媒が流入することになるので、冷たいずれの運転においても第 3 膨張弁 14 の流量特性が安定し、制御安定性が確保される。

【 図面の簡単な説明 】

【 0 0 6 8 】

【 図 1 】 本発明に係る実施の形態 1 の冷凍空調装置の冷媒回路図である。

【 図 2 】 同冷凍空調装置の暖房運転時の運転状況を表した P H 線図である。

【 図 3 】 同冷凍空調装置の冷房運転時の運転状況を表した P H 線図である。

【 図 4 】 同冷凍空調装置の暖房運転時の制御動作を示すフロー図である。

【 図 5 】 同冷凍空調装置の冷房運転時の制御動作を示すフロー図である。

【 図 6 】 同冷凍空調装置のガスインジェクション実施時の運転状況を表した P H 線図である。

【 図 7 】 同冷凍空調装置のガスインジェクション実施時の凝縮器の温度変化を表した図である。

【 図 8 】 同冷凍空調装置のガスインジェクション流量変化時の運転特性を表した図である。

【 図 9 】 同冷凍空調装置の第 1 内部熱交換器の有無による運転特性の違いを表した図である。

10

20

30

40

50

【図10】同冷凍空調装置のガスインジェクション流量変化時の運転特性を表した別の図である。

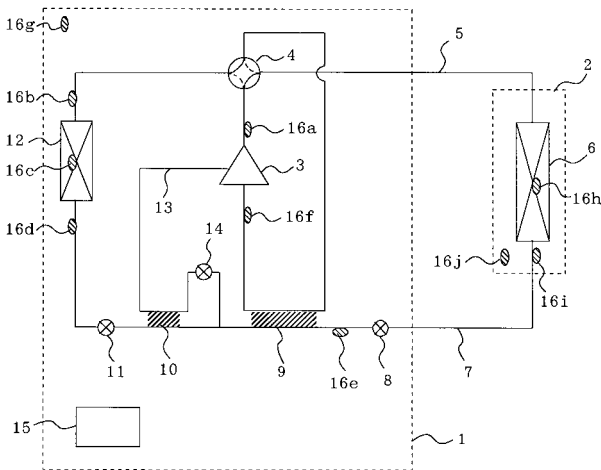
【図11】本発明に係る実施の形態2の冷凍空調装置の冷媒回路図である。

【符号の説明】

【0069】

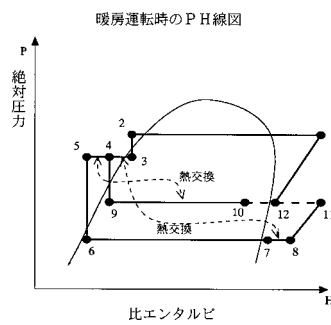
1 室外機、2 室内機、3 圧縮機、4 四方弁、5 ガス管、6 室内熱交換器、7 液管、8 第2の膨張弁、9 第1内部熱交換器、10 第2内部熱交換器、11 第1の膨張弁、12 室外熱交換器、13 インジェクション回路、14 インジェクション用の膨張弁、15 計測制御装置。

【図1】

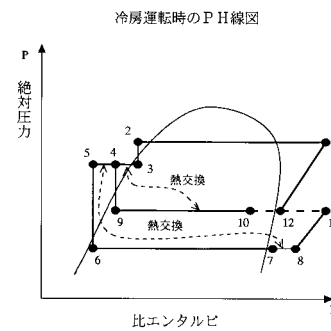


- 1: 室外機
- 2: 室内機
- 3: 圧縮機
- 4: 四方弁
- 5: ガス管
- 6: 室内熱交換器
- 7: 液管
- 8: 第2の膨張弁
- 9: 第1内部熱交換器
- 10: 第2内部熱交換器
- 11: 第1の膨張弁
- 12: 室外熱交換器
- 13: インジェクション回路
- 14: 第3の膨張弁
- 15: 計測制御装置

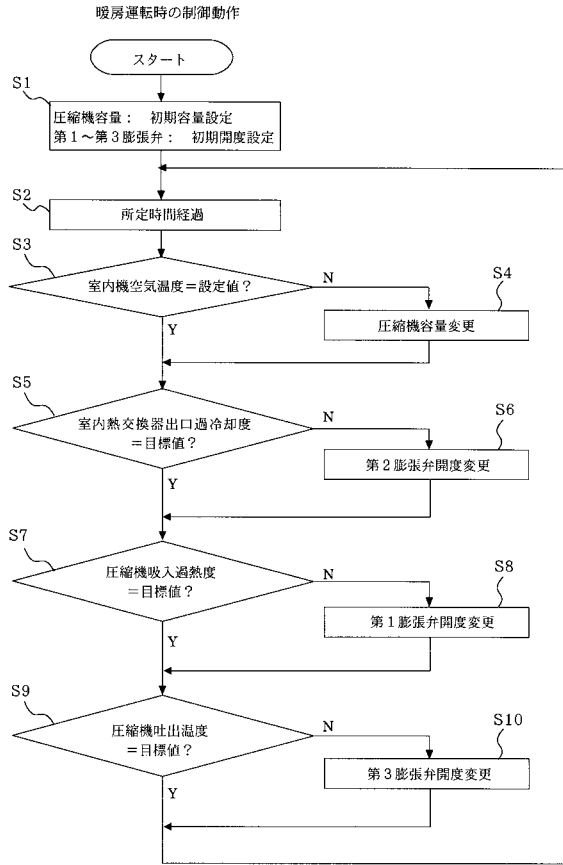
【図2】



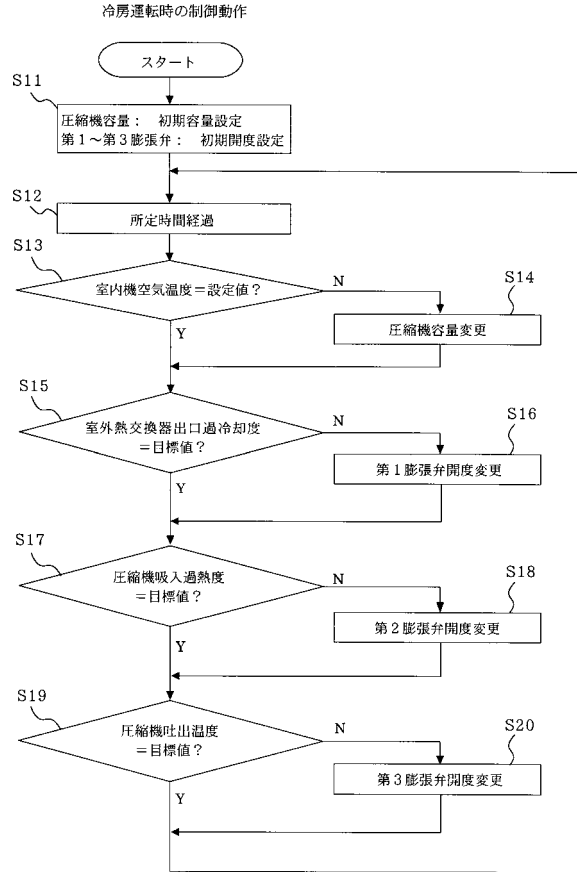
【図3】



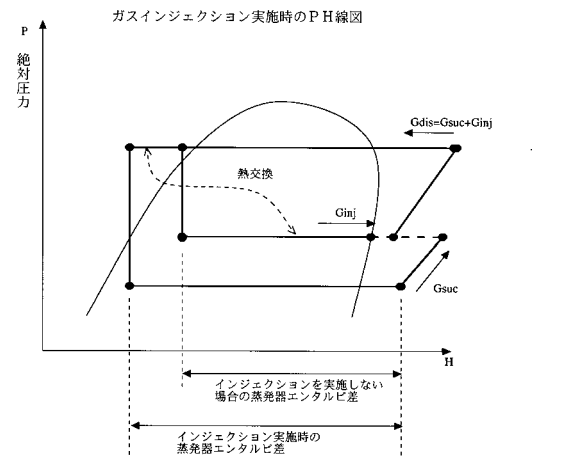
【 図 4 】



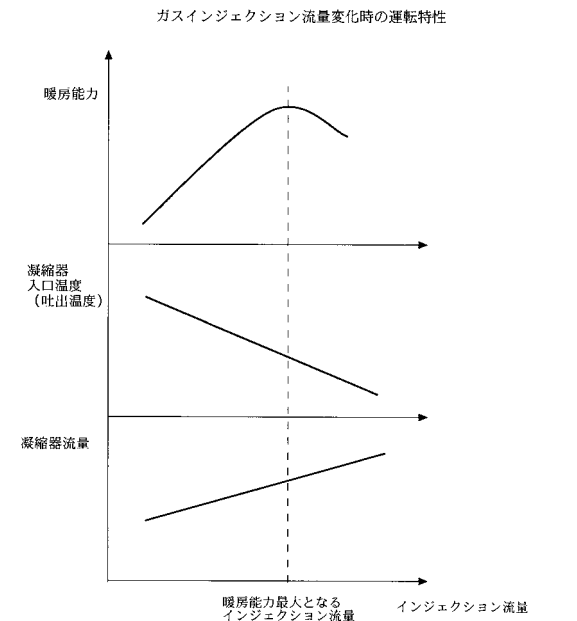
【 図 5 】



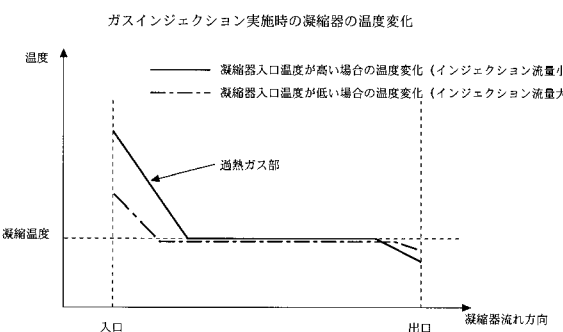
【 図 6 】



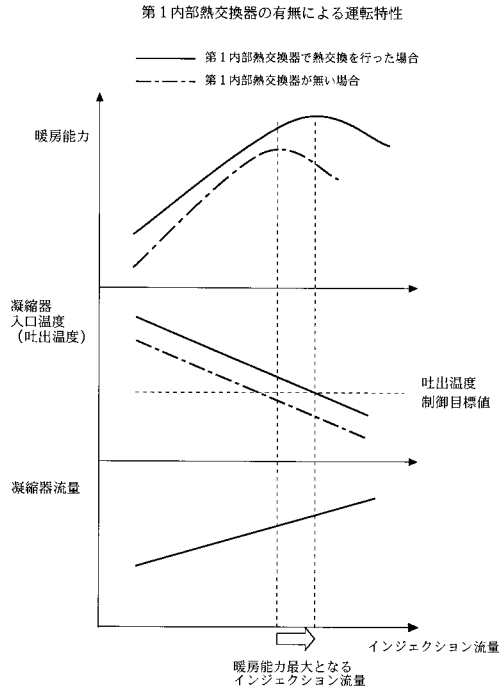
【 図 8 】



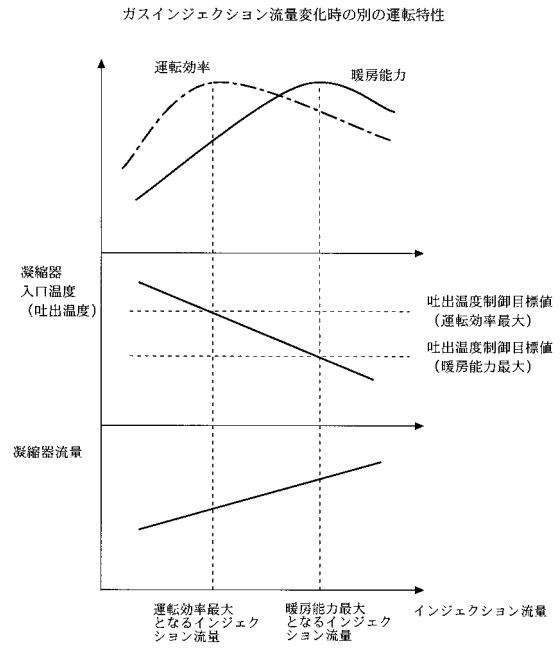
【 図 7 】



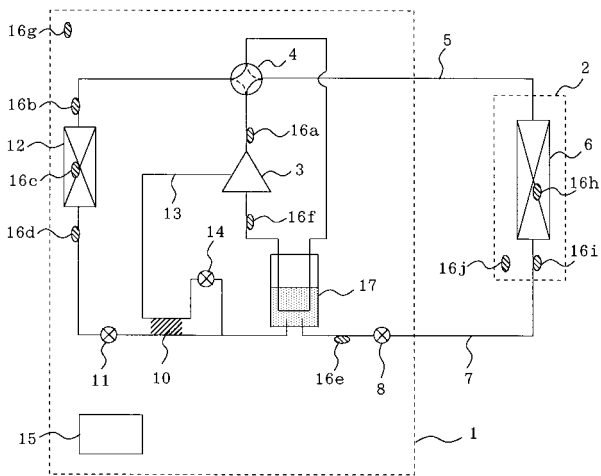
【 図 9 】



【 図 10 】



【 図 11 】



フロントページの続き

(51) Int.Cl. F I テーマコード(参考)
F 2 5 B 43/00 G

(72)発明者 畝崎 史武
東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三菱電機株式会社内

(72)発明者 齊籐 信
東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三菱電機株式会社内

(72)発明者 七種 哲二
東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三菱電機株式会社内

(72)発明者 青木 正則
東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三菱電機株式会社内

(72)発明者 四十宮 正人
東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三菱電機株式会社内