

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第4948374号
(P4948374)

(45) 発行日 平成24年6月6日 (2012.6.6)

(24) 登録日 平成24年3月16日 (2012.3.16)

(51) Int.Cl.

F I

F 2 5 B 1/00 (2006.01)

F 2 5 B 1/00 3 O 4 P

F 2 5 B 1/00 3 O 4 T

F 2 5 B 1/00 3 O 4 R

F 2 5 B 1/00 3 3 1 Z

請求項の数 8 (全 12 頁)

(21) 出願番号 特願2007-310097 (P2007-310097)
 (22) 出願日 平成19年11月30日 (2007.11.30)
 (65) 公開番号 特開2009-133547 (P2009-133547A)
 (43) 公開日 平成21年6月18日 (2009.6.18)
 審査請求日 平成20年7月31日 (2008.7.31)

前置審査

(73) 特許権者 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 100087620
 弁理士 高梨 範夫
 (74) 代理人 100125494
 弁理士 山東 元希
 (74) 代理人 100141324
 弁理士 小河 卓
 (74) 代理人 100153936
 弁理士 村田 健誠

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 冷凍サイクル装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

少なくとも圧縮機、放熱器、開度変更可能な減圧手段、吸熱器、前記放熱器出口部の冷媒と前記吸熱器出口部の冷媒とを熱交換する内部熱交換器、から構成される冷凍サイクル装置において、

前記圧縮機の出口から前記放熱器の入口の間の冷媒温度を検出する第1温度検出手段と、前記放熱器の出口から前記内部熱交換器の高圧側入口の間の冷媒温度を検出する第2温度検出手段と、被加熱媒体の入口温度を検出する第3温度検出手段と、被加熱媒体の出口温度を検出する第4温度検出手段を備え、

前記第1温度検出手段の検出温度と前記第4温度検出手段の検出温度との第2温度差 (T_1) と、前記第2温度検出手段の検出温度と前記第3温度検出手段の検出温度との第3温度差 (T_2) との差 ($T_1 - T_2$) が目標値となるように、前記減圧手段の開度を制御することを特徴とする冷凍サイクル装置。

【請求項 2】

少なくとも圧縮機、放熱器、開度変更可能な減圧手段、吸熱器、前記放熱器出口部の冷媒と前記吸熱器出口部の冷媒とを熱交換する内部熱交換器、から構成される冷凍サイクル装置において、

少なくとも前記圧縮機の出口から前記減圧手段入口の間の冷媒圧力を検出する第1圧力検出手段と、前記放熱器の出口から前記内部熱交換器の高圧側入口の間の冷媒温度を検出する第2温度検出手段とを備え、

10

20

前記第 1 圧力検出手段の検出圧力に基づいて前記放熱器の仮想飽和温度 (T_{sat}) を求め、前記仮想飽和温度 (T_{sat}) と前記第 2 温度検出手段の検出温度 (T_{out}) との差から仮想過冷却度 (SC) を求め、仮想過冷却度 (SC) が、 COP が最大となるように設定された目標値となるように、前記減圧手段の開度を制御することを特徴とする冷凍サイクル装置。

【請求項 3】

前記内部熱交換器の低压側出口から前記圧縮機の吸入口の間の冷媒温度を検出する第 6 温度検出手段を備え、

前記第 6 温度検出手段の検出箇所での冷媒飽和温度と、前記第 6 温度検出手段の検出温度とから圧縮機吸入部の過熱度を算出し、前記過熱度が目標値となるように前記減圧手段の開度を制御するようにしたことを特徴とする請求項 1 又は請求項 2 に記載の冷凍サイクル装置。

10

【請求項 4】

前記内部熱交換器の低压側出口から前記圧縮機の吸入口の間に第 2 圧力検出手段を設け、前記第 2 圧力検出手段の検出値に基づいて前記冷媒飽和温度を求めることを特徴とする請求項 3 に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 5】

前記吸熱器の入口から前記内部熱交換器の低压側入口の間に第 5 温度検出手段を設け、前記第 5 温度検出手段の検出温度に基づいて前記冷媒飽和温度を求めることを特徴とする請求項 3 に記載の冷凍サイクル装置。

20

【請求項 6】

前記過熱度を前記温度差よりも優先して制御することを特徴とする請求項 3 ~ 請求項 5 の何れかに記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 7】

前記放熱器が水熱交換器であることを特徴とする請求項 1 ~ 請求項 6 の何れかに記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 8】

冷媒として二酸化炭素を用いることを特徴とする請求項 1 ~ 請求項 7 の何れかに記載の冷凍サイクル装置。

【発明の詳細な説明】

30

【技術分野】

【0001】

本発明は、内部熱交換器を使用する冷凍サイクル装置に関し、特に性能を安定して確保するための冷媒制御に関するものである。

【背景技術】

【0002】

以下、従来例について説明する。

従来、冷凍サイクル装置を組み込んだ給湯装置として、例えば「圧縮機、給湯用熱交換器、電子膨張弁および外気を熱源とする熱源側熱交換器からなる冷媒サイクルと、給水ポンプ、給湯用熱交換器および給湯タンクからなる給湯サイクルとを備えた給湯装置において、能力可変タイプの圧縮機を使用するとともに、熱源側熱交換器における外部環境条件の変化に対応させて圧縮機的能力制御を行う能力制御手段を付設して、熱源側熱交換器における外部環境条件（例えば、外気温）の変化に対応させて圧縮機の吐出温度が目標値になるように電子膨張弁の開度制御を行う膨張弁開度制御手段と、熱源側熱交換器における外部環境条件の変化に対応させて圧縮機の回転数が目標値になるように制御する回転数制御手段を付設して、熱源側熱交換器における外部環境条件（例えば、外気温）の変化に対応させて電子膨張弁の開度を、圧縮機の吐出温度が目標値になるように制御するとともに、熱源側熱交換器における外部環境条件の変化に対応させて圧縮機の回転数が目標値になるように制御されるようにしたので、給湯能力と給湯負荷とがより一層マッチングした最適運転状態が得られることとなり、成績係数 (COP) の向上を図ることができる」とも

40

50

に、熱交換器などの要素の小型化が可能となる...」というものが提案されている（例えば、特許文献１参照）。

【０００３】

また、「高圧側の冷媒圧力が冷媒の臨界圧力以上となる超臨界ヒートポンプサイクルにて給湯用流体を加熱する給湯器であって、圧縮機と、圧縮機から吐出する冷媒と給湯用流体とを熱交換するとともに、冷媒流れと給湯用流体流れとが対向するように構成された放熱器と、放熱器から流出する冷媒を減圧する減圧器と、減圧器から流出する冷媒を蒸発させて冷媒に熱を吸収させるとともに、圧縮機の吸入側に向けて冷媒を流出する蒸発器とを有し、放熱器から流出する冷媒と、放熱器に流入する給湯用流体との温度差（ T ）が、所定温度差（ T_0 ）となるように高圧側の冷媒圧力を制御することを特徴とする給湯器」が提案されている（例えば、特許文献２参照）。この従来例では、放熱器の熱交換効率を向上させヒートポンプの効率を向上できるというものであった。

10

【０００４】

【特許文献１】特許第３６０１３６９号公報（第６頁、第１図）

【特許文献２】特許第３２２７６５１号公報（第１－３頁、第２図）

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【０００５】

上記で示した２つの従来例は、どちらも圧縮機の吐出温度または放熱器から流出する冷媒と、放熱器に流入する給湯用流体との温度差（ T ）が目標値となるように、冷媒状態を制御し、効率の良い運転を実現するというものであるが、冷凍サイクルの効率（ COP ）が最大となる付近では、放熱器の入口側（上記の吐出温度）または放熱器の出口側（上記の温度差 T ）のみに基づく制御では、吐出温度または温度差 T の変化が小さく、安定して効率の良い運転状態に制御することが難しいという課題があった。また、冷媒回路に内部熱交換器がある場合の動作が考慮されていないため、安定して効率の良い運転状態に制御することが難しいという課題があった。

20

【０００６】

本発明は、上記のような従来課題を解決するためになされたものであり、放熱器の基準状態と放熱器出口状態に基づく演算値を目標値に制御することにより、効率の良い運転状態を安定して実現できる冷凍サイクル装置を得ることを目的とする。

30

【課題を解決するための手段】

【０００７】

前記のような課題を解決するため、本発明に係る冷凍サイクル装置は、少なくとも圧縮機、放熱器、開度変更可能な減圧手段、吸熱器、前記放熱器出口部の冷媒と前記吸熱器出口部の冷媒とを熱交換する内部熱交換器、から構成される冷凍サイクル装置において、前記圧縮機の出口から前記放熱器の入口の間の冷媒温度を検出する第１温度検出手段と、前記放熱器の出口から前記内部熱交換器の高圧側入口の間の冷媒温度を検出する第２温度検出手段と、被加熱媒体の入口温度を検出する第３温度検出手段と、被加熱媒体の出口温度を検出する第４温度検出手段を備え、前記第１温度検出手段の検出温度と前記第４温度検出手段の検出温度との第２温度差（ T_1 ）と、前記第２温度検出手段の検出温度と前記第３温度検出手段の検出温度との第３温度差（ T_2 ）との差（ $T_1 - T_2$ ）が目標値となるように、前記減圧手段の開度を制御する。

40

【発明の効果】

【０００８】

本発明では、放熱器の基準状態と放熱器出口部の冷媒状態を基に COP が最大となるように膨張弁開度を制御するので、効率の高い運転を安定して実現できる冷凍サイクル装置を得ることができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【０００９】

実施の形態１．

50

以下、本発明の実施の形態 1 による冷凍サイクル装置について説明する。

図 1 は本実施の形態の冷凍サイクル装置を示す構成図である。図において、本実施の形態に係る冷凍サイクル装置は、冷媒として二酸化炭素（以下 CO_2 ）を用いる給湯機であって、熱源装置 50、貯湯装置 60、およびこれらを制御する制御装置 40 から構成されている。なお、本実施の形態では、給湯機の例を示すが、これに限定されるものではなく、空気調和機であっても良い。同様に、冷媒は二酸化炭素に限らず、HFC系冷媒であっても良い。

【0010】

熱源装置 50 は、冷媒を圧縮する圧縮機 1、圧縮機 1 において圧縮された高温高压冷媒の温熱を取り出す放熱器（以下「水熱交換器」と称す）2、水熱交換器 2 から出た冷媒をさらに冷却する内部熱交換器 5、冷媒を減圧する開度変更可能な減圧装置 3（以下「膨張弁」と称す）、膨張弁 3 において減圧された冷媒を蒸発させる吸熱器 4（以下「蒸発器」と称す）、および蒸発器 4 から出た冷媒をさらに加熱する内部熱交換器 5 から構成されている。すなわち、内部熱交換器 5 は、水熱交換器 2 の出口部の冷媒と蒸発器 4 の出口部の冷媒を熱交換する熱交換器である。蒸発器 4 の外表面に空気を送る送風機 29 が備えられている。また、圧縮機 1 の吐出温度を検出する第 1 温度検出手段 30、水熱交換器 2 の出口温度を検出する第 2 温度検出手段 31、蒸発器 4 の入口冷媒温度を検出する第 5 温度検出手段 32 と、圧縮機 1 の吸入温度を検出する第 6 温度検出手段 33 を備えている。なお、上記の第 1 温度検出手段 30 及び第 2 温度検出手段 31 は、後述の図 7 の制御の例では、本発明の第 1 冷媒状態検出手段及び第 2 冷媒状態検出手段にそれぞれ相当する。

【0011】

貯湯装置 60 は、放熱器である水熱交換器 2 に配管を介して接続されており、熱源側ポンプ 20、貯湯タンク 21、利用側ポンプ 22、および開閉弁 23、24、25 から構成されている。ここで、開閉弁 23、24、25 は開閉操作のみの単純な弁であっても開度変更可能な弁であっても良い。貯湯タンク 21 の水位が低下した場合には開閉弁 24、25 が閉止され、開閉弁 23 が開いて給水を所定温度に加熱する貯湯運転が行われる。また、冬季など放熱ロスが大きく貯湯タンク 21 内の温度が低下した場合には、開閉弁 23、25 が閉止され、開閉弁 24 が開いて貯湯タンク 21 内の低温湯を再沸き上げる循環加熱運転が行われる。さらに、給湯利用時には、開閉弁 23、24 が閉止され、開閉弁 25 が開いて利用側ポンプ 22 が動作し、貯湯された湯を利用側へ搬送する。なお、水熱交換器 2 の入口側には被加熱媒体（水）の入口温度を検出する第 3 温度検出手段 41 が取り付けられており、また、水熱交換器 2 の出口側には被加熱媒体（水）の出口温度を検出する第 4 温度検出手段 42 が取り付けられている。

【0012】

制御装置 40 は、第 1 温度検出手段 30、第 2 温度検出手段 31、第 5 温度検出手段 32、第 6 温度検出手段 33、第 3 温度検出手段 41 および第 4 温度検出手段 42 からの検出値を用いて演算を行い、その演算値に基づいて膨張弁 3 の開度、圧縮機 1 の回転数、および熱源側ポンプ 20 の回転数をそれぞれ制御する。

【0013】

図 2 は、図 1 に示す冷凍サイクル装置における貯湯運転中のサイクル状態について説明する P-h 線図である。図 2 において、実線はある膨張弁開度での冷媒状態を示しており、A、B、C、D、E、F は貯湯運転における冷媒状態を示している。貯湯運転時は、圧縮機 1 から吐出した高温高压冷媒（A）は、水熱交換器 2 へ流入する。水熱交換器 2 では、冷媒が貯湯回路を循環する水へ放熱しながら自身は温度が低下することで給水を昇温する。水熱交換器 2 から流出した冷媒（B）は、内部熱交換器 5 で放熱してさらに温度が低下し（C）、膨張弁 3 によって減圧され（D）、低温低压冷媒となる。低温低压冷媒は蒸発器 4 で空気から温熱を吸熱し自身は蒸発する（E）。蒸発器 4 から流出した冷媒は、内部熱交換器 5 で加熱されてガスとなり（F）、圧縮機 1 に吸引されて冷凍サイクルを形成する。

【0014】

ここで、膨張弁 3 は圧縮機 1 の吸入過熱度が目標値（例えば、5 ～ 10 ）となるように制御される。具体的には、蒸発器 4 の入口冷媒温度を検出する第 5 温度検出手段 3 2 の検出値を基に蒸発器 4 および内部熱交換器 5 での圧力損失による温度低下分を補正して蒸発温度（ $E T$ ）を推算し、圧縮機 1 の吸入温度を検出する第 6 温度検出手段 3 3 の検出値（ $T s$ ）を用いて下記式によって吸入過熱度 $S H s$ を算出する。

$$S H s = T s - E T$$

上式から $S H s$ が目標値となるように、膨張弁 3 の開度を制御する。なお、第 5 温度検出手段 3 2 の検出値を基に蒸発温度（ $E T$ ）を推算する例を示したが、これに限るものではなく、内部熱交換器 5 の低压側出口から圧縮機 1 の吸入の間に圧力検出手段（第 2 圧力検出手段）5 1（図 1 参照）を設け、その検出値から冷媒飽和温度を求めるようにしても良い。また、吸入過熱度制御は水熱交換器 2 を効率良く運転する機能よりも、機器の信頼性確保の観点から圧縮機 1 の液戻りを防止する機能が優先されるため、他の高効率運転制御よりも優先して行われる。

【0015】

つぎに、膨張弁 3 の開度を小さくした場合の $P - h$ 線図上での動作を図 2 に点線で示す。膨張弁 3 の開度を小さくした場合には、膨張弁 3 から蒸発器 4 へ流れ込む冷媒流量が減少し、圧縮機 1 の吸入過熱度が一時的に大きくなる。また、冷媒が高圧側へ移動するため高圧側の圧力が上昇し、吐出温度が高くなる。これに伴い、水熱交換器 2 内の温度差が一定となるように水熱交換器出口温度が低下する。水熱交換器出口温度が低下すると、内部熱交換器 5 での熱交換量が低下し、結果として吸入過熱度は膨張弁 3 の開度を小さくする前の状態とほぼ同じとなり、一定値を示す。すなわち、膨張弁 3 の開度変化が内部熱交換器 5 の熱交換量の変化で吸収され（熱交換量が膨張弁 3 の開度に応じて変化し）、吸入過熱度の変化を小さくしている。したがって、圧縮機 1 の吸入過熱度を制御するだけでは水熱交換器 2 での加熱能力を確保することができず、効率が低下する。したがって、加熱能力確保および運転効率向上を目的とした新たな制御が必要となる。

【0016】

つぎに、性能（ $C O P$ ）に極大値が生じる理由を図 3 に示す水熱交換器内の温度分布から説明する。

図 3 は、水熱交換器 2 内の冷媒および水の温度分布を示す図であり、図において、太い実線が冷媒、細い実線が水の温度変化を示しており、 $T 1$ は水熱交換器入口温度と水出口温度との温度差、 $T 2$ は水熱交換器出口温度と水入口温度との温度差、 $T p$ は水熱交換器 2 内での冷媒と水の温度差が最小となるピンチポイントの温度差、 T は水熱交換器入口温度と水熱交換器出口温度との温度差をそれぞれ示している。図 4 の膨張弁開度に対するサイクル状態に示されるように、膨張弁 3 の開度を小さくして吐出温度を上昇させると、水熱交換器 2 での加熱能力がほぼ一定の条件では、水熱交換器 2 内の冷媒と水の平均温度差が保たれるように水熱交換器 2 の出口温度が低下し、ピンチポイントの温度差 $T p$ も小さくなる。また、冷媒量が高圧側に移動するため吐出圧力が上昇して入力が増加し、 $C O P$ が低下する。逆に、膨張弁 3 の開度を大きくして吐出温度を低下させると、水熱交換器 2 内の冷媒と水の平均温度差を保つように水熱交換器 2 の出口温度が高くなり、ピンチポイントでの温度差 $T p$ も大きくなるが、加熱能力比が小さくなるため、この場合も $C O P$ が低下する。従って図中に点線で示すように、 $C O P$ を最大とする適切な膨張弁開度が存在する。

【0017】

つぎに、膨張弁 3 の開度が変化した場合の各部温度から求められる演算値の変化を図 5 に示す。図 5 は、横軸に膨張弁 3 の開度（％）を、縦軸に圧縮機 1 の吸入過熱度、吐出温度、水熱交換器出口温度と水入口温度の温度差 $T 2$ 、加熱能力比、 $C O P$ 比を示している。加熱能力比および $C O P$ 比はいずれも膨張弁開度に対して極大となる値を 100％とした場合の比率で示している。膨張弁 3 の開度変化に対し、吸入過熱度の変化はほぼ一定値とみなすことができ、加熱能力比や $C O P$ 比の変化を吸入過熱度では判定できないことがわかる。従来例のように、吐出温度や水熱交換器出口温度と水入口温度の差 $T 2$ を基

10

20

30

40

50

にCOPを最大に制御しようとする場合には、図中に点線で示すようにCOPが最大となる膨張弁開度付近では吐出温度や温度差 T_2 の変化が小さく、COPを最大に制御するためには高精度の温度計測が必要になることがわかる。

【0018】

つぎに、膨張弁3の開度が変化した場合の各部温度から求められる他の演算値の変化を図6に示す。図6は、横軸に膨張弁3の開度(%)を、縦軸に内部熱交換器の出入口温度差 T_{hx} 、吐出温度(水熱交換器出口温度)と水熱交換器出口温度の差 T 、上記 T_1 と T_2 の合計温度差 T 、加熱能力比、COP比を示している。図6の特性は、内部熱交換器5の熱交換量を内部熱交換器出入口の温度差 T_{hx} を基に制御することにより、或いは、水熱交換器2の熱交換量を T_1 と T_2 の合計温度差 T を基に制御することにより、COPが最大となる付近で運転できることを示している。また、吐出温度と水熱交換器出口温度の温度差 T は、COPが最大となる膨張弁開度の付近でも大きく変化しており、温度差 T を基に制御すればCOPの最大値からの偏差を小さく制御することがわかる。ここでは、温度差 T の場合のみを示したが、温度差 T_1 と温度差 T_2 との差 ($T_1 - T_2$) を基に制御するようにしても同様の効果を発揮する。

10

このように、水熱交換器2の基準状態として、 T_{hx} の場合には内部熱交換器5の高圧側出口温度、 T の場合には吐出温度、 T の場合には吐出温度と水側出入口温度を採用することで、効率が最大となる付近での運転を実現することができる。

【0019】

また、図6からわかるように、水熱交換器入口温度と水出口温度の温度差 T_1 と水熱交換器出口温度と水入口温度との温度差 T_2 の合計温度差 T が極小となり、この指標に基づいて制御することも物理的な意味があり、合理的ではあるが、温度差 T に比べるとCOPが最大となる付近での温度変化が小さく、高精度の温度検知が必要となる。さらに、図3からCOPが最大となる場合には、ピンチポイントでの温度差 T_p と水熱交換器出口温度と水入口温度との温度差 T_2 がほぼ等しくなると考えられる。これは、熱交換器の特性から考えて、水熱交換器2内で最小となる2つの温度差がどちらかに偏ることなく等しくなる場合に最大性能を発揮できるためである。従って、 T_p と T_2 が等しくなるように膨張弁3を制御しても良い。

20

【0020】

つぎに、図1の冷凍サイクル装置の制御動作を、吸入過熱度及び上記の温度差 T を目標値に収束するように膨張弁開度を制御する例について説明する。

30

図7は冷凍サイクル装置の制御動作を示すフローチャートである。本発明では、製品の信頼性を優先する目的から、圧縮機1の吸入過熱度(SH_s)の制御を、加熱能力を確保するための温度差 T の制御よりも優先する。

まず、吸入過熱度(SH_s)が目標値(SH_m)よりも予め設定された収束範囲 SH 以下に小さい場合($S101$)、吸入過熱度(SH_s)が収束するまで膨張弁開度を低下させる。このようにして吸入過熱度(SH_s)が確保されると、つぎに温度差 T を目標値に収束させる。具体的には、温度差 T が目標値(T_m)よりも予め設定された収束範囲 T 以下に小さい場合($S102$)、膨張弁開度を低下させ、温度差 T を収束させる。このようにして、吸入過熱度(SH_s)および温度差 T の下限値が抑えられる。

40

つぎに、吸入過熱度(SH_s)が目標値(SH_m)よりも予め設定された収束範囲 SH 以上に大きい場合($S103$)、吸入過熱度(SH_s)が収束するまで膨張弁開度を増加させる。このようにして吸入過熱度(SH_s)が収束すると、つぎに温度差 T を目標値に収束させる。具体的には、温度差 T が目標値(T_m)よりも予め設定された収束範囲 T 以上に大きい場合($S104$)、膨張弁開度を増加させ、温度差 T を収束させる。このようにして、吸入過熱度(SH_s)および温度差 T の上限値が抑えられる。なお、吸入過熱度を優先的に制御する例を示したが、液戻りに対する耐力のある圧縮機を用いる場合はこれに限るものではなく、優先順位を入れ替えても同様の効果を発揮する。以上の制御により、吸入過熱度(SH_s)および温度差 T が目標値に収束される。

【0021】

50

なお、上記の説明においては、吸入過熱度 (SH_s) および温度差 T を目標値 (SH_m 、 T_m) に収束するように制御する例について説明したが、温度差 T に代えて、 T_1 と T_2 との合計温度差 T 、 T_1 と T_2 との差 ($T_1 - T_2$)、または Th_x を用いて、それが目標値に収束するように制御するようにしても良い。 T および ($T_1 - T_2$) を用いる場合には、第 1 温度検出手段 30、第 2 温度検出手段 31、第 3 温度検出手段 41 および第 4 温度検出手段 42 の検出温度に基づいてそれらの値を演算して求める。また、 Th_x を用いる場合には、内部熱交換器 5 の高圧側出口から膨張弁 3 の入口の間に内部熱交換器出口温度検出手段 52 を取り付け (図 1 参照)、第 2 温度検出手段 31 の検出温度と内部熱交換器出口温度検出手段 52 の検出温度とによりそれらの温度差 Th_x を求める。

10

【0022】

以上より、本実施の形態では、圧縮機吸入の過熱度制御に加え、吐出温度と水熱交換器出口温度との温度差 T (または、 T 、 $T_1 - T_2$ 、 Th_x) を基に COP が最大となるように膨張弁開度を制御するようにしたので、効率の高い冷凍サイクル装置を得ることができる。

また、第 5 温度検出手段 32 又は圧力検出手段 51 の出力に基づいて冷媒飽和温度 (ET) を求め、そして、第 6 温度検出手段 33 の検出温度 (T_s) と冷媒飽和温度 (ET) とにより吸入過熱度 (SH_s) を求め、この吸入過熱度 (SH_s) が目標値になるように膨張弁開度を制御するようにしたので、圧縮機 1 の吸入部の過熱度が確保され、圧縮機 1 への液戻りを防止することができ、信頼性を確保することができる。なお、第 5 温度検出手段 32 は図 1 の例では膨張弁 3 と蒸発器 4 との間に設けた例について説明したが、蒸発器 4 の入口から内部熱交換器 5 の低圧側入口までの間であればどの位置に配置しても良い。

20

また、本実施の形態においては、過熱度及び上記の温度差 (T 、 T 、 $T_1 - T_2$ 、 Th_x) を制御する際に、過熱度の制御を上記の温度差の制御に優先して行うようにしており、この点からも圧縮機 1 の信頼性が確保されたものとなっている。

また、本実施の形態においては、放熱器が水熱交換器から構成されており、効率の高い給湯機を得ることができる。

【0023】

実施の形態 2 .

30

以下、本発明の実施の形態 2 による冷凍サイクル装置について説明する。

図 8 は、本発明の冷凍サイクル装置の構成を示す図である。実施の形態 1 と異なる点は、圧縮機 1 の吐出温度を検出する第 1 温度検出手段 30 の代わりに、第 1 圧力検出手段 35 を設けた点である。この第 1 圧力検出手段 35 に基づいて水熱交換器 2 の基準状態となる仮想的な飽和温度 (以下、仮想飽和温度) を求める。また、この圧力検出手段 35 は、例えば高圧の異常上昇防止用に設けられる圧力センサーと共用することができる。運転動作は、実施の形態 1 と同様であるため、説明を省略する。

【0024】

本実施の形態では、従来の HFC 系冷媒と同様に、水熱交換器 2 出口の仮想的な過冷却度を算出し、水熱交換器 2 出口の冷媒状態を制御する。具体的には、第 1 温度検出手段 30 の代わりに設けた第 1 圧力検出手段 35 から水熱交換器 2 の基準状態として仮想飽和温度を求め、仮想飽和温度 T_{sat} と、第 2 温度検出手段 31 で検出された水熱交換器 2 の出口温度 T_{out} との差から、仮想的な過冷却度 (以下、仮想過冷却度 SC) を次式で求める。

40

$$SC = T_{sat} - T_{out}$$

本実施の形態では、上記算出式で求められた SC が効率最大となる目標値 (SC_m) となるように、図 7 のフローチャートの場合と同様にして膨張弁 3 の開度を制御する。

【0025】

ここで、仮想飽和温度の求め方について説明する。

図 9 は、図 2 と同様に、本発明の冷凍サイクル装置の運転動作を $P-h$ 線図上に示した

50

図である。仮想飽和温度としては、破線アのような等温線の変曲点を結んだ擬臨界温度軌跡、点線イのような臨界点におけるエンタルピー一定で延長した垂直な直線など、定義を明らかにすれば自由に設定することができる。但し、冷凍サイクル装置を安定して最大効率で運転するためにはこれまで述べたように、最大効率付近での温度差が大きくなるような仮想飽和温度を選定すべきである。このとき、仮想飽和温度は、第１圧力検出手段３５の検出値である点Ｂの圧力における等圧力線と破線アとの交点として、あるいは第１圧力検出手段３５の検出値である点Ｂの圧力における等圧力線と点線イとの交点として求められる。

【００２６】

本実施の形態では、圧縮機１の吐出温度の代わりに仮想飽和温度を用いるようにしたので、図１の第１温度検出手段３０を省略することができ、低コスト化を図ることができる。また、従来のＨＦＣ系冷媒と同様に、水熱交換器２出口の過冷却度を制御するようにしたので、従来から用いてきた膨張弁の制御をそのまま流用することができる。

10

【図面の簡単な説明】

【００２７】

【図１】本発明の実施の形態１に係る冷凍サイクル装置の構成を示す図である。

【図２】本発明の実施の形態１に係るＰ－ｈ線図上での運転動作を示す図である。

【図３】本発明の実施の形態１に係る水熱交換器内の冷媒と水の温度分布を示す図である。

。

【図４】本発明の実施の形態１に係る膨張弁開度に対するサイクル状態を示す図である。

20

【図５】本発明の実施の形態１に係る膨張弁開度に対する各演算値、加熱能力、ＣＯＰの変化を示す図である。

【図６】本発明の実施の形態１に係る膨張弁開度に対する他の各演算値、加熱能力、ＣＯＰの変化を示す図である。

【図７】本発明の実施の形態１に係る制御フローチャートを示す図である。

【図８】本発明の実施の形態２に係る冷凍サイクル装置の構成を示す図である。

【図９】本発明の実施の形態２に係るＰ－ｈ線図上での運転動作を示す図である。

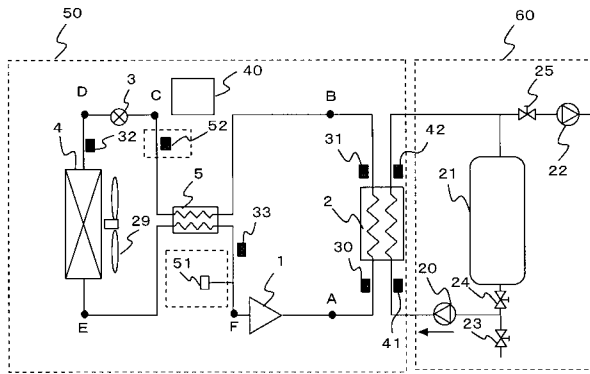
【符号の説明】

【００２８】

１ 圧縮機、２ 放熱器（水熱交換器）、３ 膨張弁、４ 吸熱器（蒸発器）、５ 内部熱交換器、２０ 給湯側ポンプ、２１ 貯湯タンク、２２ 利用側ポンプ、２３、２４、２５ 開閉弁、２９ 送風機、３０、３１、３２、３３、４１、４２、５２ 温度検出手段、３５、５１ 圧力検出手段、４０ 制御装置、５０ 熱源装置、６０ 貯湯装置。

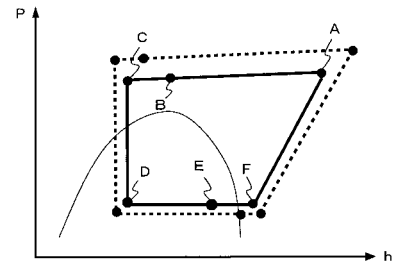
30

【図 1】



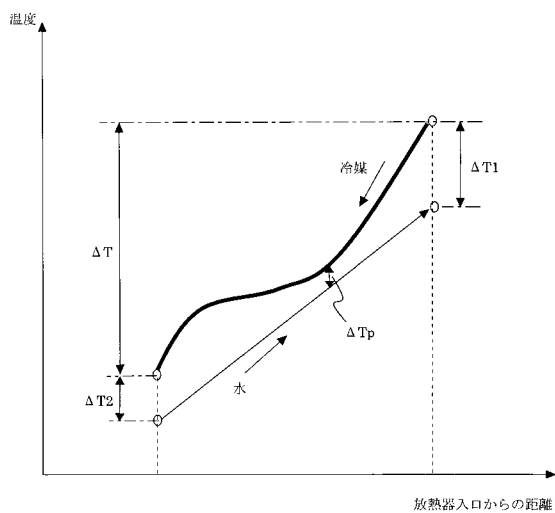
- | | |
|----------------|--------------------|
| 1: 圧縮機 | 23, 24, 25: 開閉弁 |
| 2: 放熱器 (水熱交換器) | 29: 送風機 |
| 3: 膨張弁 | 30, 31, 32, 33, |
| 4: 吸熱器 (蒸発器) | 41, 42, 52: 温度検出手段 |
| 5: 内部熱交換器 | 51: 圧力検出手段 |
| 20: 熱源側ポンプ | 40: 制御装置 |
| 21: 貯湯タンク | 50: 熱源装置 |
| 22: 利用側ポンプ | 60: 貯湯装置 |

【図 2】

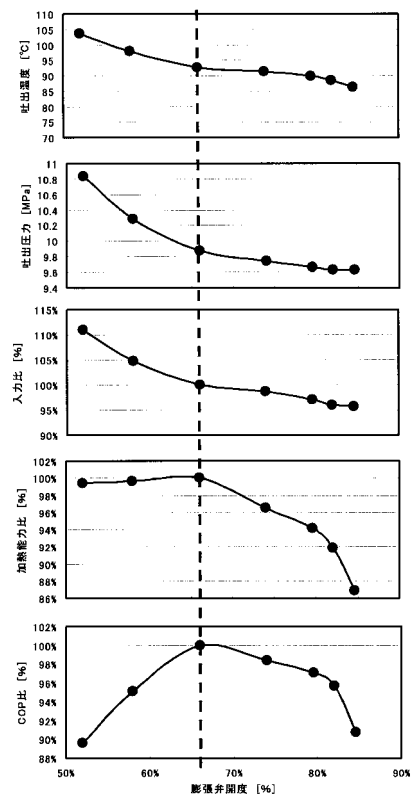


- A: 吐出口
B: 水熱交換器出口
C: 内部熱交換器出口
D: 空気熱交換器入口
E: 空気熱交換器出口
F: 内部熱交換器出口

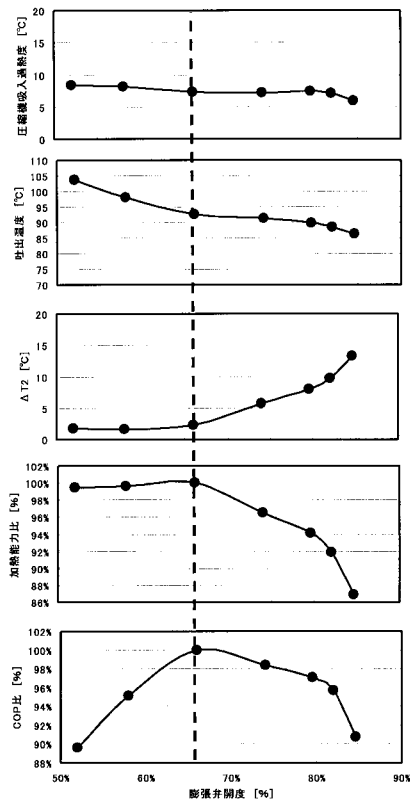
【図 3】



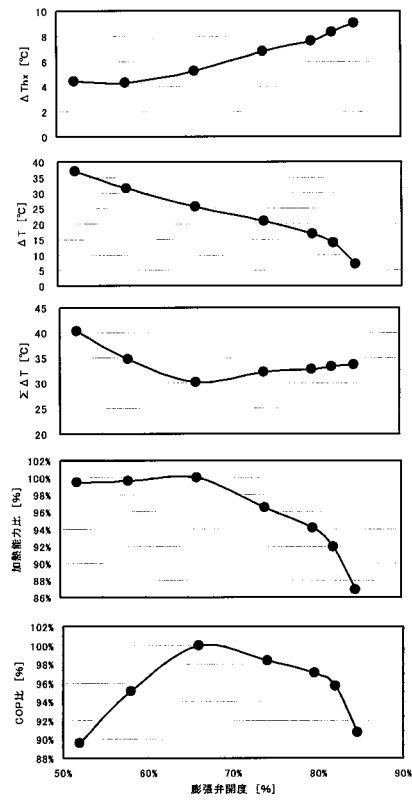
【図 4】



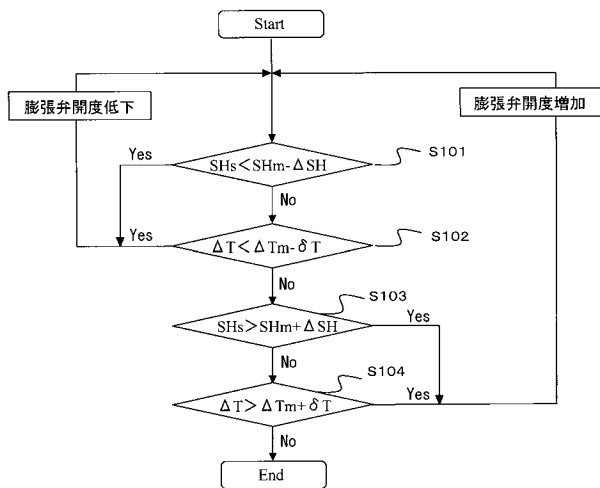
【図 5】



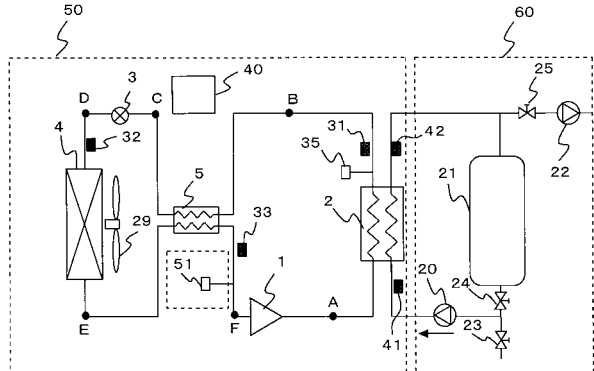
【図 6】



【図 7】



【図 8】



- A: 吐出口
B: 水熱交換器出口
C: 内部熱交換器出口
D: 空氣熱交換器入口
E: 空氣熱交換器出口
F: 内部熱交換器出口

フロントページの続き

(74)代理人 100160831

弁理士 大谷 元

(72)発明者 岡崎 多佳志

東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内

(72)発明者 畝崎 史武

東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内

(72)発明者 大林 誠善

東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内

審査官 田々井 正吾

(56)参考文献 特開2006-077998(JP,A)

特開2005-315558(JP,A)

国際公開第2006/006578(WO,A1)

特開2003-176957(JP,A)

特開2005-134070(JP,A)

特開2005-156030(JP,A)

特開2007-278686(JP,A)

特開2006-153349(JP,A)

特開2004-061061(JP,A)

特開2007-093100(JP,A)

特許第3601369(JP,B2)

特許第3227651(JP,B2)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F25B 1/00