

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6161005号  
(P6161005)

(45) 発行日 平成29年7月12日(2017.7.12)

(24) 登録日 平成29年6月23日(2017.6.23)

(51) Int.Cl. F I  
**F 2 5 B 1/00 (2006.01)** F 2 5 B 1/00 1 0 1 E  
 F 2 5 B 1/00 3 3 1 E

請求項の数 5 (全 14 頁)

(21) 出願番号	特願2014-20230 (P2014-20230)	(73) 特許権者	314012076 パナソニックIPマネジメント株式会社 大阪府大阪市中央区城見2丁目1番61号
(22) 出願日	平成26年2月5日(2014.2.5)	(74) 代理人	100098545 弁理士 阿部 伸一
(65) 公開番号	特開2014-169854 (P2014-169854A)	(74) 代理人	100087745 弁理士 清水 善廣
(43) 公開日	平成26年9月18日(2014.9.18)	(74) 代理人	100106611 弁理士 辻田 幸史
審査請求日	平成28年8月19日(2016.8.19)	(74) 代理人	100189717 弁理士 太田 貴章
(31) 優先権主張番号	特願2013-22885 (P2013-22885)	(72) 発明者	森脇 俊二 大阪府門真市大字門真1006番地 パナソニック株式会社内
(32) 優先日	平成25年2月8日(2013.2.8)		
(33) 優先権主張国	日本国(JP)		

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 冷凍サイクル装置およびそれを備えた温水生成装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

圧縮機、放熱器、過冷却熱交換器、主膨張手段および蒸発器が冷媒配管によって環状に接続された冷媒回路と、  
 前記放熱器と前記主膨張手段の間で前記冷媒回路から分岐し、前記過冷却熱交換器を經由して伸張して前記圧縮機の圧縮室または前記蒸発器と前記圧縮機との間の前記冷媒回路に接続されたバイパス路と、  
 前記バイパス路における前記過冷却熱交換器の上流側に接続されたバイパス膨張手段と、制御装置と、  
 を備え、  
 前記冷媒回路を循環する冷媒としてR32を使用するとともに、  
 前記過冷却熱交換器は、前記蒸発器から流出する前記冷媒の乾き度が0.8以上1.0未満となるように前記主膨張手段および前記バイパス膨張手段の開度が前記制御装置で調整された場合に、前記放熱器での、前記冷媒と被加熱流体との間の熱交換量 $Q_c$ に対する、前記過冷却熱交換器での、前記バイパス膨張手段で減圧された前記冷媒と前記放熱器から流出した前記冷媒との間の熱交換量 $Q_{sc}$ の比率である熱交換比率 $Q_{sc}/Q_c$ が、0.1以上0.6以下となるように構成されている、  
 冷凍サイクル装置。

【請求項2】

前記制御装置は、前記蒸発器から流出する前記冷媒の乾き度が0.8以上1.0未満と

なるように、前記蒸発器に流入する前記冷媒の温度と前記蒸発器から流出する前記冷媒の温度との温度差によって、前記主膨張手段を制御する、  
請求項 1 に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 3】

前記蒸発器における前記冷媒の蒸発温度を検出する蒸発温度検出手段をさらに備え、前記制御装置は、前記蒸発温度検出手段が前記蒸発温度の低下を検出するとき、前記熱交換比率が大きくなるように前記バイパス膨張手段を制御する、  
請求項 2 に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 4】

前記放熱器における前記冷媒の凝縮温度を検出する凝縮温度検出手段をさらに備え、前記制御装置は、前記凝縮温度検出手段が前記凝縮温度の低下を検出するとき、前記熱交換比率が大きくなるように前記バイパス膨張手段を制御する、  
請求項 2 または 3 に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 5】

前記請求項 1 ~ 4 のいずれか 1 項に記載の冷凍サイクル装置を備え、前記被加熱流体を、水または不凍液とし、前記放熱器にて加熱された前記被加熱流体を、給湯または暖房に利用することを特徴とする、  
温水生成装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、R32 を冷媒として用いた冷凍サイクル装置およびこの冷凍サイクル装置を用いた温水生成装置に関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来の冷凍サイクル装置および温水生成装置は、冷媒回路の放熱器の下流側に過冷却熱交換器が設けられ、この過冷却熱交換器に膨張させた冷媒を流入させることにより放熱器から流出した冷媒を過冷却する（例えば、特許文献 1 参照）。

【0003】

図 9 は、特許文献 1 に記載された従来の冷凍サイクル装置を示す。

【0004】

図 9 に示すように、冷凍サイクル装置 100 は、冷媒を循環させる冷媒回路 110 と、バイパス路 120 とを備えている。

【0005】

冷媒回路 110 は、圧縮機 111、放熱器 112、過冷却熱交換器 113、主膨張弁 114 および蒸発器 115 が配管により環状に接続されて構成されている。

【0006】

バイパス路 120 は、過冷却熱交換器 113 と主膨張弁 114 の間で冷媒回路 110 から分岐し、過冷却熱交換器 113 を経由して蒸発器 115 と圧縮機 111 の間で冷媒回路 110 に接続している。また、バイパス路 120 には、過冷却熱交換器 113 よりも上流側にバイパス膨張弁 121 が設けられている。

【0007】

そして、特許文献 1 には、冷凍能力および運転効率の向上を図るために、バイパス路 120 において過冷却熱交換器 113 から流出する冷媒の乾き度が 0.8 以上 1.0 未満となるようにバイパス膨張弁 121 の開度が調整された場合に、放熱器 112 での、当該放熱器 112 に流入する冷媒と被加熱流体との間の熱交換量に対する、過冷却熱交換器 113 での、バイパス膨張弁 121 によって減圧された冷媒と放熱器 112 から流出した冷媒との間の熱交換量の比率が、0.2 以上 0.8 以下となるように、過冷却熱交換器 113 を構成することが記載されている。

10

20

30

40

50

## 【0008】

また、従来他の冷凍サイクル装置は、冷凍サイクル装置を循環させる冷媒として、地球温暖化係数の低いR32を使用することで低GWPの実現を図る（例えば、特許文献2参照）。

## 【先行技術文献】

## 【特許文献】

## 【0009】

【特許文献1】特開2011-80634号公報

【特許文献2】特開2001-194015号公報

## 【発明の概要】

10

## 【発明が解決しようとする課題】

## 【0010】

ところで、上記のような冷凍サイクル装置において高効率な運転を実現するためには、蒸発器を高い熱交換効率で利用することが好ましい。そのために、蒸発器の冷媒における平均熱伝達率が高くなる状態、即ち蒸発器出口の冷媒乾き度が0.9近傍となるように運転する必要があることが一般的に知られている。

## 【0011】

しかしながら、特許文献1の構成では、冷凍サイクル装置の冷媒に、従来のR410Aなどと比較して比熱比の大きいR32を用い、蒸発器出口冷媒の乾き度が0.9近傍で、かつバイパス路における過冷却熱交換器出口冷媒の乾き度が0.8以上1.0未満となるように運転する場合、例えば、圧縮機の圧縮比が大きくなる外気温度が低い条件下では、圧縮機から吐出される冷媒の温度が過度に上昇し、圧縮機の信頼性が低下するという課題を有していた。

20

## 【0012】

本発明は、前記従来課題を解決するもので、比熱比の大きな冷媒を用いた場合でも、圧縮機から吐出される冷媒の過度な温度上昇を抑制しながら、高効率な運転が可能な冷凍サイクル装置を提供することを目的とする。

## 【課題を解決するための手段】

## 【0013】

本発明は、圧縮機、放熱器、過冷却熱交換器、主膨張手段および蒸発器が冷媒配管によって環状に接続された冷媒回路と、前記放熱器と前記主膨張手段の間で前記冷媒回路から分岐し、前記過冷却熱交換器を経由して伸張して前記圧縮機の圧縮室または前記蒸発器と前記圧縮機との間の前記冷媒回路に接続されたバイパス路と、前記バイパス路における前記過冷却熱交換器の上流側に接続されたバイパス膨張手段と、制御装置と、を備え、前記冷媒回路を循環する冷媒としてR32を使用するとともに、前記過冷却熱交換器は、前記蒸発器から流出する前記冷媒の乾き度が0.8以上1.0未満となるように前記主膨張手段および前記バイパス膨張手段の開度が前記制御装置で調整された場合に、前記放熱器での、前記冷媒と被加熱流体との間の熱交換量 $Q_c$ に対する、前記過冷却熱交換器での、前記バイパス膨張手段で減圧された前記冷媒と前記放熱器から流出した前記冷媒との間の熱交換量 $Q_{sc}$ の比率である熱交換比率 $Q_{sc}/Q_c$ が、0.1以上0.6以下となるように構成されている、冷凍サイクル装置である。

30

40

## 【0014】

これにより、バイパス路出口の冷媒乾き度を低い状態に維持して、圧縮機に吸入される冷媒のエンタルピを低い状態にすることで、圧縮機から吐出される冷媒の過度な温度上昇を抑制することができる。また、蒸発器に流入する気相冷媒量を減少させて蒸発器の入口と出口との間における冷媒エンタルピ差を増大させることができる。よって、蒸発器の吸熱性能を向上させることができる。

## 【発明の効果】

## 【0015】

本発明によれば、比熱比が大きな冷媒を用いた場合でも、蒸発器を効率的に使用した状

50

態で圧縮機の吐出温度を適正に維持するので、圧縮機の信頼性低下を回避しつつ、省エネルギーと低GWPを実現する冷凍サイクル装置を実現することができる。

【図面の簡単な説明】

【0016】

【図1】本発明の一実施の形態に係る冷凍サイクル装置の概略構成図

【図2】(a)冷媒R32における局所蒸発熱伝達率と冷媒の乾き度の相関図 (b)冷媒R32および冷媒R410Aにおける局所蒸発熱伝達率と冷媒の乾き度の相関図

【図3】蒸発器入口での冷媒の乾き度と熱交換比率の相関図

【図4】(a)蒸発器入口の冷媒乾き度が0.43のときの冷凍サイクル装置のモリエル線図 (b)蒸発器入口の冷媒乾き度が0のとき冷凍サイクル装置のモリエル線図

10

【図5】バイパス路出口の冷媒乾き度と熱交換比率の相関図

【図6】圧縮機の吐出冷媒温度と熱交換比率の相関図

【図7】放熱器での冷媒凝縮温度によって異なる関係を示す蒸発温度と熱交換比率の相関図

【図8】本実施の形態における冷凍サイクル装置の運転制御のフローチャート

【図9】従来の冷凍サイクル装置の概略構成図

【発明を実施するための形態】

【0017】

第1の発明は、圧縮機、放熱器、過冷却熱交換器、主膨張手段および蒸発器が冷媒配管によって環状に接続された冷媒回路と、前記放熱器と前記主膨張手段の間で前記冷媒回路から分岐し、前記過冷却熱交換器を経由して伸張して前記圧縮機の圧縮室または前記蒸発器と前記圧縮機との間の前記冷媒回路に接続されたバイパス路と、前記バイパス路における前記過冷却熱交換器の上流側に接続されたバイパス膨張手段と、制御装置と、を備え、前記冷媒回路を循環する冷媒としてR32を使用するとともに、前記過冷却熱交換器は、前記蒸発器から流出する前記冷媒の乾き度が0.8以上1.0未満となるように前記主膨張手段および前記バイパス膨張手段の開度が前記制御装置で調整された場合に、前記放熱器での、前記冷媒と被加熱流体との間の熱交換量 $Q_c$ に対する、前記過冷却熱交換器での、前記バイパス膨張手段で減圧された前記冷媒と前記放熱器から流出した前記冷媒との間の熱交換量 $Q_{sc}$ の比率である熱交換比率 $Q_{sc}/Q_c$ が、0.1以上0.6以下となるように構成されている、冷凍サイクル装置である。

20

30

【0018】

これにより、蒸発器出口の冷媒乾き度が、蒸発熱伝達率が最大となる0.8以上1.0未満の間となるので、蒸発器の伝熱効率が高くなる。また、熱交換比率 $Q_{sc}/Q_c$ を0.1以上に設定しているので、過冷却熱交換器出口の冷媒過冷却度が確実に増大されて、蒸発器に流入する気相状態の冷媒が減少して、冷凍サイクルの低压側配管の圧力損失が低減する。また、熱交換比率 $Q_{sc}/Q_c$ を0.6以下に設定しているので、バイパス路出口の冷媒乾き度が低い状態に維持される。

【0019】

したがって、蒸発器を効率的に使用した状態で圧縮機の吐出温度を適正に維持する。よって、冷凍サイクルの性能低下や圧縮機の信頼性低下を回避しつつ、省エネルギーと低GWPが実現できる。

40

【0020】

第2の発明は、特に第1の発明において、前記制御装置は、前記蒸発器から流出する前記冷媒の乾き度が0.8以上1.0未満となるように、前記蒸発器に流入する前記冷媒の温度と前記蒸発器から流出する前記冷媒の温度との温度差によって、前記主膨張手段を制御することを特徴とするものである。

【0021】

これにより、蒸発器および放熱器に掛かる負荷に応じて蒸発器出口の冷媒乾き度が適正な乾き度に制御される。したがって、幅広い運転範囲において、最適な運転状態を形成することができるので、さらに、冷凍サイクルの信頼性と省エネルギー性が向上する。

50

## 【0022】

第3の発明は、特に第2の発明において、蒸発器における冷媒の蒸発温度を検出する蒸発温度検出手段をさらに備え、前記制御装置は、蒸発温度検出手段が蒸発温度の低下を検出するとき、前記熱交換比率が大きくなるように前記バイパス膨張手段を制御することを特徴とするものである。

## 【0023】

これにより、蒸発器の入口部の冷媒エンタルピを低下させることができ、蒸発温度の低下に伴い増加する蒸発器入口部での気相状態の冷媒が減少するので、冷媒回路の低圧側の圧力損失が低減される。したがって、蒸発器が外気から吸熱する空気熱源機のように、熱源側媒体の温度変化範囲が幅広い使用条件においても、高効率な運転を維持することができる。

10

## 【0024】

第4の発明は、特に第2または第3の発明において、前記放熱器における前記冷媒の凝縮温度を検出する凝縮温度検出手段をさらに備え、前記制御装置は、凝縮温度検出手段が凝縮温度の低下を検出するとき、前記熱交換比率が大きくなるように前記バイパス膨張手段を制御することを特徴とするものである。

## 【0025】

これにより、凝縮温度の上昇に伴う蒸発器入口部の冷媒エンタルピ上昇が抑制され、蒸発器入口部での気相状態の冷媒が減少するので、冷媒回路の低圧側の圧力損失が低減される。したがって、上記第2または第3の発明の効果に加え、放熱器が水に放熱するような場合のように、利用熱媒体の温度変化範囲が幅広い使用条件においても、高効率な運転を維持することができる。

20

## 【0026】

第5の発明は、特に第1～4のいずれか1つの発明の冷凍サイクル装置を備えた温水生成装置であって、前記被加熱流体を、水または不凍液とし、前記放熱器にて加熱された前記被加熱流体を、給湯または暖房に利用することを特徴とするものである。

## 【0027】

これにより、被加熱流体を用いて給湯や暖房を行う熱交換器は、水-空気熱交換器や、不凍液-水熱交換器など、種類を限定する必要がない。したがって、放熱器により加熱された熱媒体を、暖房機器（温風機、ラジエータ、床暖房パネル等）や給湯機器などに幅広く使用することができ、加えて第1～第4の発明と同様の効果を得ることができる。

30

## 【0028】

以下、本発明の実施の形態について、図面を参照しながら説明する。なお、この実施の形態によって本発明が限定されるものではない。

## 【0029】

図1は、本発明の一実施の形態における冷凍サイクル装置および温水生成装置の概略構成図である。図1において、冷凍サイクル装置1Aは、冷媒を循環させる冷媒回路2と、バイパス路3と、制御装置4とを備えている。冷媒としては、低GWPであるR32を用いている。

## 【0030】

冷媒回路2は、圧縮機21、放熱器22、過冷却熱交換器23、主膨張弁（主膨張手段）24および蒸発器25が冷媒配管により環状に接続されて構成されている。本実施の形態では、蒸発器25と圧縮機21の間に、気液分離を行うサブアキュムレータ26および主アキュムレータ27が設けられている。また、冷媒回路2には、放熱器22にて非加熱流体の加熱を行う通常運転と蒸発器25に付着した霜を融解させるデフロスト運転とを切り換えるための四方弁28が設けられている。

40

## 【0031】

本実施の形態では、冷凍サイクル装置1Aが加熱手段として使用され、図1に示すように、冷凍サイクル装置1Aによって生成した温水を暖房に利用可能な温水生成装置が構成されている。温水は、放熱器22にて冷媒と水（被加熱流体）との間で熱交換が行われる

50

ことにより生成される。具体的には、放熱器 2 2 に供給管 7 1 と回収管 7 2 が接続されており、供給管 7 1 を通じて放熱器 2 2 に水が供給され、放熱器 2 2 で加熱された水（温水）が回収管 7 2 を通じて回収される。回収管 7 2 により回収された水（温水）は、例えばラジエータ等の暖房機に直接的または貯湯タンクを介して送られ、これにより暖房や給湯が行われる。

#### 【 0 0 3 2 】

本実施の形態では、バイパス路 3 は、過冷却熱交換器 2 3 と主膨張弁 2 4 の間で冷媒回路 2 から分岐して伸張して過冷却熱交換器 2 3 を経由して蒸発器 2 5 と圧縮機 2 1 の間で冷媒回路 2 に接続している。本実施の形態では、サブアキュムレータ 2 6 と主アキュムレータ 2 7 の間でバイパス路 3 が冷媒回路 2 に接続している。また、バイパス路 3 には、過

10

#### 【 0 0 3 3 】

通常運転では、圧縮機 2 1 から吐出された冷媒が四方弁 2 8 を介して放熱器 2 2 へと流れる。デフロスト運転では、圧縮機 2 1 から吐出された冷媒が四方弁 2 8 を介して蒸発器 2 5 に送られる。図 1 の矢印は、通常運転時の冷媒の流れ方向を示している。以下、通常運転における冷媒の状態変化を説明する。

#### 【 0 0 3 4 】

圧縮機 2 1 から吐出された高圧冷媒は、放熱器 2 2 に流入し、放熱器 2 2 を通過する水に放熱する。放熱器 2 2 から流出した高圧冷媒は、過冷却熱交換器 2 3 に流入し、バイパス膨張弁 3 1 で減圧された低圧冷媒と熱交換を行うことによって過冷却される。過冷却熱交換器 2 3 から流出した高圧冷媒は、主膨張弁 2 4 とバイパス膨張弁 3 1 とに分流する。

20

#### 【 0 0 3 5 】

主膨張弁 2 4 に流れた高圧冷媒は、主膨張弁 2 4 によって減圧されて膨張した後に、蒸発器 2 5 に流入する。蒸発器 2 5 に流入した低圧冷媒は、ここで空気から吸熱する。

#### 【 0 0 3 6 】

一方、バイパス膨張弁 3 1 に流れた高圧冷媒は、バイパス膨張弁 3 1 によって減圧されて膨張した後に、過冷却熱交換器 2 3 に流入する。過冷却熱交換器 2 3 に流入した低圧の冷媒は、放熱器 2 2 から流出した高圧冷媒によって加熱される。その後、過冷却熱交換器 2 3 から流出した低圧冷媒は、蒸発器 2 5 から流出した低圧冷媒と合流し、再度、圧縮機 2 1 に吸入される。

30

#### 【 0 0 3 7 】

本実施の形態における冷凍サイクル装置 1 A の構成により、特に外気温度が低下した場合に生じる、圧縮機 2 1 からの冷媒吐出温度の過度な上昇を、運転効率の低下を抑制しながら防止する。一般的に外気温度が低下すると、室外に配置された蒸発器 2 5 において、冷媒が空気から吸熱する熱量が低下する。これにより、冷媒は、蒸発器 2 5 において十分に蒸発することなく、液相状態の部分が多い状態で蒸発器 2 5 から流出することになる。この状態を改善するために、制御装置 4 は、主膨張弁 2 4 の開度を減少させて蒸発器 2 5 へと流入する冷媒循環量を減少させ、蒸発器 2 5 における単位流量あたりの冷媒の吸熱量の確保を図る。このように冷媒循環量が減少すると、圧縮機 2 1 における冷媒の圧縮比が

40

#### 【 0 0 3 8 】

これを実現するには、蒸発器 2 5 へと流入する冷媒を過冷却して蒸発器 2 5 でのエンタルピ差を増大させるとともに、湿り状態の冷媒をバイパス路 3 にバイパスさせる。そうすることで、圧縮機 2 1 の吸入冷媒エンタルピを低下させながら冷媒回路 2 の低圧側部分、すなわち主膨張弁 2 4 から圧縮機 2 1 までの冷媒回路 2、特に主膨張弁 2 4 からバイパス路 3 と冷媒回路 2 との接続部分までの冷媒回路 2 における圧力損失を低減させることが重要である。

#### 【 0 0 3 9 】

50

圧縮機 2 1 へと吸入される冷媒のエンタルピが低下すれば、過度な吐出温度上昇は抑制される。また、冷媒回路 2 の低压側部分での圧力損失が低減すれば、圧縮機 2 1 に吸入される冷媒の圧力が上昇して比体積が減少するため、冷媒循環量が増加する。さらに、蒸発器 2 5 でのエンタルピ差が増大すると、バイパス路 3 に冷媒をバイパスさせて冷媒回路 2 の蒸発器 2 5 を通過する冷媒の質量流量が低下したとしても、蒸発器 2 5 での吸熱量を確保することができる。すなわち、冷媒の過冷却度とバイパス量を適正に調整すれば、冷凍サイクル装置 1 A の運転効率低下を抑制しながら圧縮機 2 1 の吐出温度を適正に維持することができる。

【 0 0 4 0 】

本実施の形態では、詳しくは後述するが、蒸発器 2 5 から流出する冷媒の乾き度が、高い蒸発性能が得られる 0 . 8 以上 1 . 0 未満の範囲内となるように主膨張弁 2 4 およびバイパス膨張弁 3 1 の開度が制御装置 4 で調整された場合に、放熱器 2 2 での、放熱器 2 2 に流入する冷媒と水との間の熱交換量  $Q_c$  に対する、過冷却熱交換器 2 3 での、バイパス路 3 で減圧された冷媒と放熱器 2 2 から流出した冷媒との間の熱交換量  $Q_{sc}$  の比率である熱交換比率  $Q_{sc} / Q_c$  が、0 . 1 以上 0 . 6 以下となるように、過冷却熱交換器 2 3 の伝熱面積が設定されている。

【 0 0 4 1 】

ここで、図 2 ( a ) ( b ) に示すように、水平に配置された冷媒管の内部における局所の蒸発熱伝達率は、乾き度が 0 . 8 以上 1 . 0 未満の間で最大値をとるようになっている。本構成のように蒸発器 2 5 から流出する冷媒の乾き度を 0 . 8 以上 1 . 0 未満の範囲で調整することで、蒸発器の伝熱効率が高くなり、冷凍サイクル装置 1 A の運転効率が向上する。

【 0 0 4 2 】

また、本構成によれば、過冷却熱交換器 2 3 の伝熱面積が適切に設定されている。従って、蒸発器 2 5 の出口冷媒乾き度が適正值となるように蒸発器 2 5 を流通する冷媒循環量が調整されると、必然的にバイパス路 3 を流通する冷媒循環量が適切に調整される。その結果、冷媒回路 2 を流れる冷媒が適切な状態に過冷却されるとともに、過冷却熱交換器 2 3 から流出するバイパス路 3 出口冷媒の乾き度が小さくなる。

【 0 0 4 3 】

本構成では、外気温度が低く、かつ、凝縮温度が高い条件、すなわち、放熱器 2 2 での加熱能力を確保するために、過冷却熱交換器 2 3 での熱交換量  $Q_{sc}$  を最大限に確保する必要がある条件を想定して、熱交換比率  $Q_{sc} / Q_c$  を設定している。すなわち、図 4 ( a ) ( b ) に示すように、温水生成装置において、ヒートポンプ装置での外気温度の下限として、外気温度  $A_T = - 2 5$  を外気温度の条件として想定する。また、R 3 2 を用いたヒートポンプ装置での凝縮温度の上限として、凝縮温度  $T_c = 6 0$  を凝縮温度の条件として想定する。この条件下において、冷媒回路 2 の過冷却熱交換器 2 3 の出口側の冷媒を過冷却状態とし、過冷却熱交換器 2 3 での熱交換量  $Q_{sc}$  を最大限に確保することができるように熱交換比率  $Q_{sc} / Q_c$  を設定する。外気温度  $A_T = - 2 5$ 、放熱器 2 2 での冷媒の凝縮温度  $T_c = 6 0$  の条件では、図 3 に示すとおり、熱交換比率  $Q_{sc} / Q_c$  が 0 . 1 以上 0 . 6 以下の範囲であれば、蒸発器 2 5 に流入する冷媒の乾き度  $X_{ei}$  は 0 以上 0 . 4 3 未満の範囲に収まる。ここで、蒸発器 2 5 に流入する冷媒の乾き度  $X_{ei}$  が 0 . 4 3 であると、図 4 ( a ) に示すように、主膨張弁 2 4 で減圧される前の冷媒 ( 図中 ) が、乾き度 0 となる。よって、蒸発器 2 5 に流入する冷媒の乾き度  $X_{ei}$  が 0 . 4 3 未満となるように熱交換比率  $Q_{sc} / Q_c$  を設定すると、主膨張弁 2 4 で減圧される前の冷媒、すなわち、冷媒回路 2 において過冷却熱交換器 2 3 から流出する冷媒を過冷却状態にすることができる。また、図 3、図 4 ( b ) に示すように、熱交換比率  $Q_{sc} / Q_c$  が 0 . 6 であると、蒸発器 2 5 に流入する冷媒の乾き度  $X_{ei}$  が 0 ( 図中 ) となり、蒸発器 2 5 におけるエンタルピ差を増大させて、蒸発器 2 5 での吸熱量を確保することができる。以上のように、蒸発器 2 5 に流入する冷媒の乾き度  $X_{ei}$  が 0 より大きく 0 . 4 3 未満となるように熱交換比率  $Q_{sc} / Q_c$  を設定すると、冷媒回路 2 において過冷却熱交換器

10

20

30

40

50

23から流出する冷媒を確実に過冷却状態にすることができる。さらに、外気温度が低く、かつ、凝縮温度が高い条件においても、過冷却熱交換器23での熱交換量 $Q_{sc}$ を確保することができる。本実施の形態においては、冷媒回路2の過冷却熱交換器23の出口側における冷媒を確実に過冷却状態にすることができるように、すなわち、蒸発器25に流入する冷媒の乾き度 $X_{ei}$ が0.43を確実に下回るように、熱交換比率 $Q_{sc}/Q_c$ を0.1以上に設定した。

【0044】

また、図5に示すように、バイパス路3から流出する冷媒の乾き度 $X_{bo}$ は、熱交換比率 $Q_{sc}/Q_c$ が大きくなるにつれて上昇する傾向がある。この乾き度 $X_{bo}$ の上昇により圧縮機21の吸入冷媒のエンタルピが上昇するため、圧縮機21の吐出冷媒温度 $T_d$ は上昇する。しかし、図6に示すように、熱交換比率 $Q_{sc}/Q_c$ が0.1以上0.6以下の範囲であれば、吐出冷媒温度 $T_d$ は許容温度以下となる。本実施の形態では、圧縮機21内部の冷凍機油の劣化や圧縮機21の安全性を考慮して、許容温度を100度に設定した。よって、本実施形態では、熱交換比率 $Q_{sc}/Q_c$ が0.1以上0.6以下の範囲になるように、過冷却熱交換器23の伝熱面積を規定した。なお、図4中の $P_c$ は放熱器22を通過する冷媒の圧力を、 $P_s$ は蒸発器25を通過する冷媒の圧力を指す。

10

【0045】

次に制御装置4が行う制御動作について説明する。

【0046】

図1に示すように、冷媒回路2には、蒸発器25に流入する冷媒の温度(蒸発温度) $T_e$ を検出する第1温度センサ61と、蒸発器25から流出する冷媒の温度(蒸発器出口温度) $T_{eo}$ を検出する第2温度センサ62と、放熱器22に流入する冷媒の圧力(凝縮圧力) $P_c$ を検出する圧力センサ51とが設けられている。

20

【0047】

制御装置4は、各種のセンサ51、61、62で検出される検出値等に基づいて、圧縮機21の回転数、四方弁28の切り換え、主膨張弁24およびバイパス膨張弁31の開度を制御する。

【0048】

本実施の形態では、制御装置4は、通常運転時に、冷媒回路2において蒸発器25から流出する冷媒の乾き度が0.8以上1.0未満になるように、主膨張弁24を制御する。具体的には、第1温度センサ61で検出される蒸発温度 $T_e$ と第2温度センサ62で検出される蒸発器出口温度 $T_{eo}$ の温度差 $T_t$ が予め定められた所定の温度差 $T_t$ となるように主膨張弁24の開度を調整する。ここで、蒸発器25から流出する冷媒の乾き度を所定値にするために、第2温度センサ62を四方弁28の下流側に取り付けて、蒸発器25から流出した冷媒が四方弁28内部で圧縮機21の吐出冷媒から吸熱した後の温度を蒸発器出口温度 $T_{eo}$ として検出することが好ましい。これにより蒸発器出口温度 $T_{eo}$ は、蒸発器25の出口部の冷媒の温度よりも高くなる。すなわち、蒸発器25の出口部の冷媒は、四方弁28において圧縮機21の吐出冷媒から吸熱した冷媒よりも、乾き度が1.0未満の状態に近くなる。よって、蒸発器25の出口部の冷媒の温度と蒸発器出口温度 $T_{eo}$ との関係を考慮して、乾き度が所望の値となる温度差を $T_t$ に設定すればよい。

30

40

【0049】

また、制御装置4は、バイパス膨張弁31の開度を、圧力センサ51で検出される凝縮圧力 $P_c$ に基づいて算出される飽和温度(凝縮温度) $T_c$ と第1温度センサ61で検出される蒸発温度 $T_e$ とによって決定される、予め定められた設定開度 $S_b$ に設定する。この設定開度 $S_b$ は、蒸発温度 $T_e$ が低いほど、また、凝縮温度 $T_c$ が高いほど、熱交換比率 $Q_{sc}/Q_c$ が大きくなるように設定されている。

【0050】

一般的に、外気温度の低下などによって蒸発器25における蒸発温度 $T_e$ が低下したときや、水温の上昇によって放熱器22における凝縮温度 $T_c$ が上昇したときに、過冷却熱交換器23における過冷却度が変化しない場合、蒸発器25に流入する冷媒の乾き度が大

50

きくなる。よって、蒸発器 25 に流入する冷媒のうち蒸発に寄与しない冷媒ガス成分が多くなるため、蒸発器 25 の吸熱能力が低下してしまう。

【 0 0 5 1 】

そのような場合、制御装置 4 により、図 7 に示すとおり、蒸発温度  $T_e$  が低いほど、また凝縮温度  $T_c$  が高いほど、熱交換比率  $Q_{sc} / Q_c$  が大きくなるように主膨張弁 24 およびバイパス膨張弁 31 を制御することが好ましい。

【 0 0 5 2 】

このようにすれば、冷媒回路 2 の過冷却熱交換器 23 の出口における冷媒の過冷却度を大きくして、蒸発器 25 に流入する冷媒のエンタルピを低下させることができる。よって、熱交換比率  $Q_{sc} / Q_c$  が小さい場合に比べて、蒸発器 25 における冷媒のエンタルピ差を拡大して吸熱能力を増大することができる。

10

【 0 0 5 3 】

その結果、外気温度の低下や水温の上昇時において、蒸発器 25 に流入する冷媒のエンタルピ上昇に伴う蒸発器 25 での冷媒の吸熱量の減少分を補完することができる。このとき、過冷却熱交換器 23 の伝熱面積を適切に設定しているため、熱交換比率  $Q_{sc} / Q_c$  が 0.1 以上 0.6 以下になる。

【 0 0 5 4 】

次に、通常運転時の制御装置 4 の制御を図 8 に示すフローチャートを参照して詳細に説明する。

【 0 0 5 5 】

まず、制御装置 4 は、第 1 温度センサ 61 で蒸発温度  $T_e$  を、第 2 温度センサ 62 で蒸発器出口温度  $T_{eo}$  を検出する (ステップ S1)。その後、制御装置 4 は、 $T_{eo} - T_e$  によって温度差  $T_e$  を算出する (ステップ S2)。そして、制御装置 4 は、温度差  $T_e$  が、予め蒸発器 25 出口の冷媒乾き度が適正となるように設定された目標温度差  $T_t$  となるように主膨張弁 24 の開度を調整する (ステップ S3)。

20

【 0 0 5 6 】

ついで、制御装置 4 は、圧力センサ 51 で凝縮圧力  $P_c$  を検出する (ステップ S4) とともに、検出した凝縮圧力  $P_c$  から放熱器 22 に流入する冷媒の圧力での飽和温度 (凝縮温度)  $T_c$  を算出する (ステップ S5)。この凝縮温度  $T_c$  の算出は、冷媒物性式を用いて行われる。

30

【 0 0 5 7 】

その後、制御装置 4 は、予め定められた蒸発温度  $T_e$  と凝縮温度  $T_c$  の値によって決定されるバイパス膨張弁 31 の開度が記録された設定開度テーブルから、現在の蒸発温度  $T_e$  と凝縮温度  $T_c$  に対応する設定開度  $S_b$  を決定し (ステップ S6)、バイパス膨張弁 31 の開度を設定開度  $S_b$  に調整する (ステップ S7)。

すなわち、制御装置 4 は、蒸発温度検出手段 61 が蒸発温度の低下を検出するとき熱交換比率が大きくなるようにバイパス膨張手段 31 を制御する。また、制御装置 4 は、凝縮温度検出手段 51 が凝縮温度の低下を検出するとき熱交換比率が大きくなるようにバイパス膨張手段 31 を制御する。

【 0 0 5 8 】

以上のように、本実施の形態においては、蒸発器 25 から流出する冷媒の乾き度が 0.8 以上 1.0 未満となるように主膨張弁 24 およびバイパス膨張弁 31 の開度が調整された場合に、放熱器 22 での、冷媒と水との間の熱交換量に対する、過冷却熱交換器 23 での、バイパス膨張弁 31 で減圧された冷媒と放熱器 22 から流出した冷媒との間の熱交換量の比率である熱交換比率が、0.1 以上 0.6 以下となるように、過冷却熱交換器 23 が構成されている。

40

【 0 0 5 9 】

これにより、蒸発器 25 出口の冷媒乾き度が、水平に配置された冷媒管の内部における局所の蒸発熱伝達率が最大となる 0.8 以上 1.0 未満の間となるので、蒸発器 25 の伝熱効率が高くなる。また、熱交換比率  $Q_{sc} / Q_c$  を 0.1 以上に設定しているため、過

50

冷却熱交換器 23 出口の冷媒過冷却度が確実に増大されて、蒸発器 25 に流入する気相冷媒量が低減する。また、熱交換比率  $Q_{sc} / Q_c$  を 0.6 以下に設定しているため、バイパス路 3 出口の冷媒乾き度が低い状態に維持される。

【0060】

したがって、低圧側配管の圧力損失が低減されるとともに、蒸発器 25 を効率的に使用した状態で圧縮機 21 の吐出温度を適正に維持する。よって、冷凍サイクルの性能低下や圧縮機の信頼性低下を回避しつつ、省エネルギーと低 GWP が実現できる。

【0061】

また、本実施の形態では、制御装置 4 が、通常運転時に蒸発器 25 から流出する冷媒の乾き度が 0.8 以上 1.0 未満になるように、主膨張弁 24 を制御しているため、蒸発側および凝縮側の負荷が変化しても、負荷に応じて蒸発器 25 出口の冷媒乾き度が適正になる。よって、常に冷凍サイクルの信頼性と省エネルギー性が向上される。

10

【0062】

さらに、本実施の形態では、蒸発器 25 での蒸発温度  $T_e$  が低くなるほど、また、放熱器 22 での凝縮温度  $T_c$  が高くなるほど、熱交換比率  $Q_{sc} / Q_c$  が大きくなるようにバイパス膨張弁 31 を制御している。

【0063】

これにより、蒸発温度  $T_e$  の低下や凝縮温度  $T_c$  の上昇に伴う蒸発器 25 入口部の冷媒エンタルピ上昇が抑制され、蒸発器 25 入口部での気相冷媒が、バイパス路によって確実にバイパスされるため、低圧側の圧力損失が低減される。

20

【0064】

したがって、外気温度が低い条件下や、被加熱流体の温度が高い条件下でも、高効率な運転を維持することができる。

【0065】

なお、図 1 では、圧力センサ 51 が冷媒回路 2 における四方弁 28 と放熱器 22 の間に設けられているが、圧力センサ 51 は、圧縮機 21 の吐出部から主膨張弁 24 の入口部の間であれば冷媒回路 2 のどの位置に設けられていてもよい。すなわち、放熱器 22 から圧力センサ 51 までの圧力損失分の補正をすればよい。

【0066】

また、圧力センサ 51 の代わりに、放熱器 22 における凝縮冷媒が 2 相状態となる部位に温度センサを設置し、温度センサで検知される検知温度を凝縮温度  $T_c$  としてもよい。すなわち、圧力センサや温度センサを適宜配置することにより、凝縮温度検出手段が構成されていればよい。

30

【0067】

また、第 1 温度センサ 61 の代わりに、圧力センサを主膨張弁 24 の出口部から圧縮機 21 の吸入部の間に設置し、圧力センサで検出される圧力に基づいて飽和温度を算出して蒸発温度  $T_e$  としてもよい。すなわち、圧力センサや温度センサを適宜配置することにより、蒸発温度検出手段が構成されていればよい。

【0068】

また、バイパス路 3 は、必ずしも過冷却熱交換器 23 と主膨張弁 24 の間で冷媒回路 2 から分岐している必要はなく、放熱器 22 と過冷却熱交換器 23 の間で冷媒回路 2 から分岐していてもよい。また、バイパス路 3 は蒸発器 25 と圧縮機 21 との間の配管に接続される以外にも、圧縮機 21 の圧縮室に直接接続される構成としてもよい。

40

【0069】

さらに、本発明の主膨張手段およびバイパス膨張手段は、必ずしも膨張弁である必要はなく、膨張する冷媒から動力を回収する膨張機であってもよい。この場合、例えば、膨張機と連結された発電機によって負荷を変化させることにより、膨張機の回転数を制御すればよい。

【0070】

また、放熱器 22 で加熱される被加熱流体は、必ずしも水である必要はなく、空気であ

50

ってもよい。すなわち、本発明は空調装置にも適用可能である。

【産業上の利用可能性】

【0071】

本発明は、冷凍サイクル装置によって水を加熱し、その水を暖房に利用する温水生成装置に特に有用である。

【符号の説明】

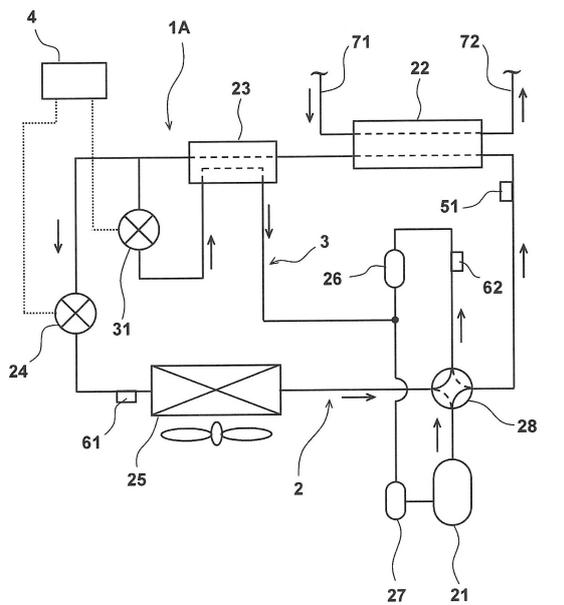
【0072】

- 1 A 冷凍サイクル装置
- 2 冷媒回路
- 2 1 圧縮機
- 2 2 放熱器
- 2 3 過冷却熱交換器
- 2 4 主膨張弁（主膨張手段）
- 2 5 蒸発器
- 3 バイパス路
- 3 1 バイパス膨張弁（バイパス膨張手段）
- 4 制御装置
- 5 1 圧力センサ（凝縮温度検出手段）
- 6 1 第1温度センサ（蒸発温度検出手段）
- 6 2 第2温度センサ

10

20

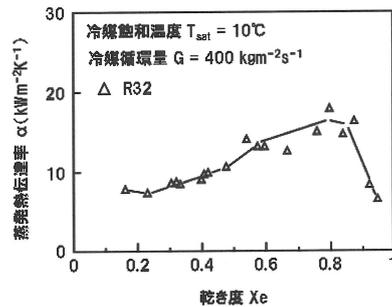
【図1】



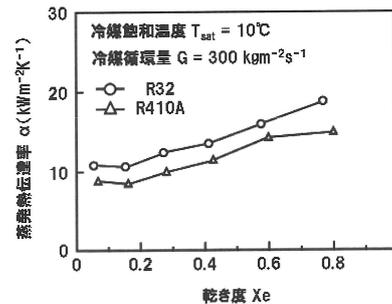
- 1A 冷凍サイクル装置
- 2 冷媒回路
- 21 圧縮機
- 22 放熱器
- 23 過冷却熱交換器
- 24 主膨張弁（主膨張手段）
- 25 蒸発器
- 3 バイパス路
- 31 バイパス膨張弁（バイパス膨張手段）
- 4 制御装置
- 51 圧力センサ（凝縮温度検出手段）
- 61 第1温度センサ（蒸発温度検出手段）
- 62 第2温度センサ

【図2】

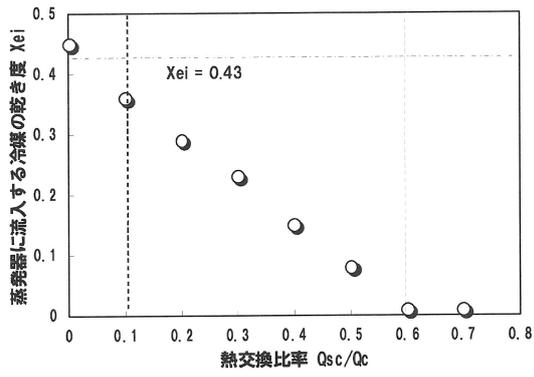
(a)



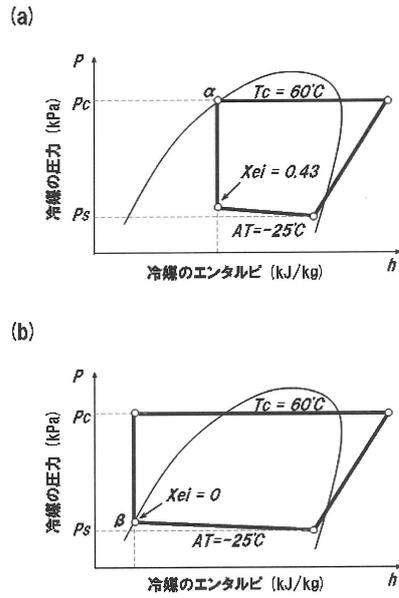
(b)



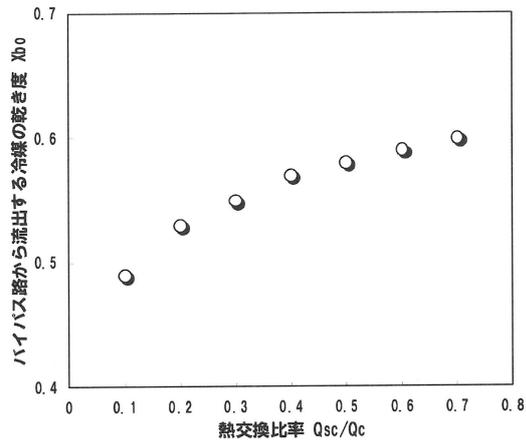
【 図 3 】



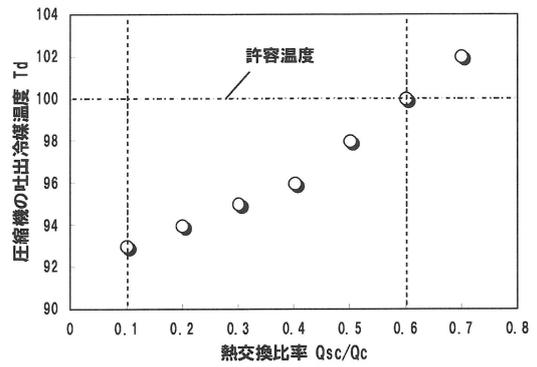
【 図 4 】



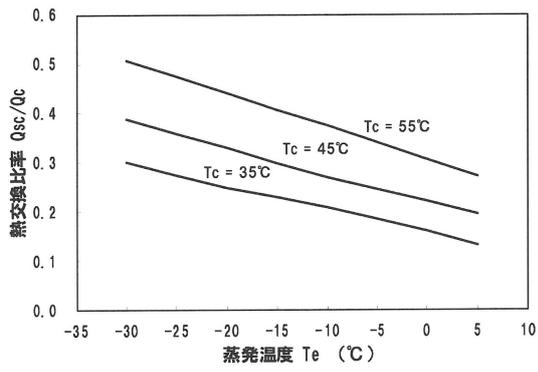
【 図 5 】



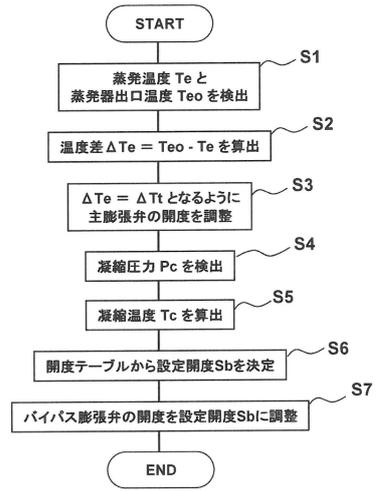
【 図 6 】



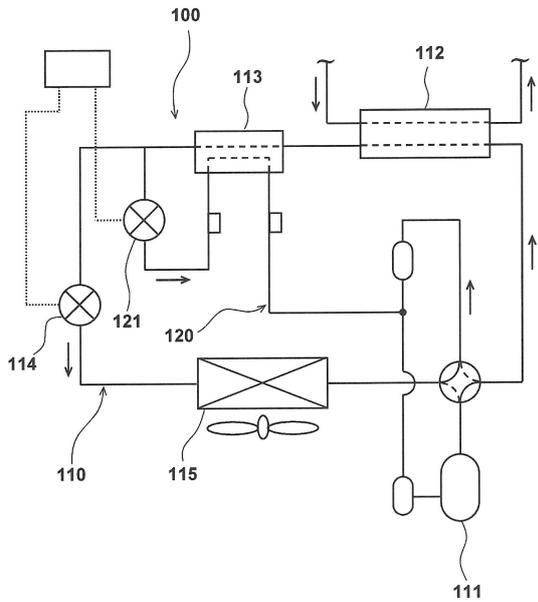
【図7】



【図8】



【図9】



---

フロントページの続き

(72)発明者 青山 繁男

大阪府門真市大字門真1006番地 パナソニック株式会社内

審査官 鈴木 充

(56)参考文献 特開2011-080634(JP,A)

特開2001-194015(JP,A)

特開2013-011391(JP,A)

特開2004-044883(JP,A)

特開2009-186121(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F25B 1/00