

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5381749号
(P5381749)

(45) 発行日 平成26年1月8日(2014.1.8)

(24) 登録日 平成25年10月11日(2013.10.11)

(51) Int.Cl.	F 1
F 2 5 B 47/02 (2006.01)	F 2 5 B 47/02 F
F 2 5 B 1/00 (2006.01)	F 2 5 B 1/00 3 O 4 H
	F 2 5 B 1/00 3 O 4 P
	F 2 5 B 1/00 3 O 4 Q
	F 2 5 B 1/00 3 O 4 T

請求項の数 4 (全 18 頁)

(21) 出願番号 特願2010-16655 (P2010-16655)
 (22) 出願日 平成22年1月28日 (2010.1.28)
 (65) 公開番号 特開2011-153789 (P2011-153789A)
 (43) 公開日 平成23年8月11日 (2011.8.11)
 審査請求日 平成24年5月29日 (2012.5.29)

(73) 特許権者 000004260
 株式会社デンソー
 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地
 (74) 代理人 100100022
 弁理士 伊藤 洋二
 (74) 代理人 100108198
 弁理士 三浦 高広
 (74) 代理人 100111578
 弁理士 水野 史博
 (72) 発明者 高津 昌宏
 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会
 社デンソー内

審査官 関 裕治朗

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】

冷媒を圧縮して吐出する圧縮機(14)と、
 前記圧縮機(14)から吐出された高温高圧冷媒を放熱させる放熱器(15)と、
 前記放熱器(15)から流出した高圧冷媒を減圧膨張させる絞り開度を変更可能に構成
 された可変絞り機構(16)と、

前記可変絞り機構(16)にて減圧された冷媒を蒸発させる蒸発器(17)と、
 前記可変絞り機構(16)の作動を制御する可変絞り制御手段(21b)とを備え、
 前記蒸発器(17)の着霜時に、前記可変絞り機構(16)の絞り通路の絞り開度を増
 加させることによって、前記蒸発器(17)に着いた霜を取り除く除霜運転を行う冷凍サ
 イクル装置であって、

さらに、前記圧縮機(14)吐出口側から前記可変絞り機構(16)入口側へ至るサイ
 クルの高圧側冷媒圧力(P_h)に相関を有する物理量を検出する高圧側圧力検出手段(2
 2)と、

前記除霜運転時に、前記蒸発器(17)出口冷媒の乾き度が予め定めた基準乾き度(K
 DR)以上、あるいは、前記蒸発器(17)出口冷媒が気相状態となるように前記高圧側
 冷媒圧力(P_h)の目標高圧圧力(TP_h)を決定する目標高圧決定手段(S63)とを
 備え、

前記可変絞り制御手段(21b)は、前記除霜運転時に、前記高圧側冷媒圧力(P_h)
 が前記目標高圧圧力(TP_h)となるように前記絞り開度を変化させることを特徴とする

冷凍サイクル装置。

【請求項 2】

前記蒸発器 (1 7) における低圧側冷媒温度 (T_e) に相関を有する物理量を検出する蒸発器温度検出手段 (2 3) を備え、

前記目標高圧決定手段 (S 6 3) は、前記除霜運転の開始直前に前記蒸発器温度検出手段 (2 3) によって検出された物理量から求められる前記低圧側冷媒温度 (T_e) が低くなるに伴って、前記目標高圧圧力 ($T P h$) が高くなるように決定することを特徴とする請求項 1 に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 3】

前記蒸発器 (1 7) にて冷媒と熱交換する室外空気の外気温 ($T_a m$) を検出する外気温検出手段 (2 4) を備え、

前記目標高圧決定手段 (S 6 3) は、前記除霜運転の開始直前に前記外気温検出手段 (2 4) によって検出された外気温 ($T_a m$) が低くなるに伴って、前記目標高圧圧力 ($T P h$) が高くなるように決定することを特徴とする請求項 1 に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 4】

前記蒸発器 (1 7) における低圧側冷媒温度 (T_e) に相関を有する物理量を検出する蒸発器温度検出手段 (2 3) を備え、

前記目標高圧決定手段 (S 6 3) は、前記除霜運転の開始後に前記蒸発器温度検出手段 (2 3) によって検出された物理量から求められる前記低圧側冷媒温度 (T_e) に応じて、前記目標高圧圧力 ($T P h$) を変化させることを特徴とする請求項 1 または 3 に記載の冷凍サイクル装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【 0 0 0 1 】

本発明は、蒸発器の着霜時に除霜運転を行う冷凍サイクル装置に関する。

【背景技術】

【 0 0 0 2 】

従来、特許文献 1 に、蒸発器に着いた霜を融解させて取り除く除霜運転を行う蒸気圧縮式の冷凍サイクル装置が開示されている。この特許文献 1 の冷凍サイクル装置は、ヒートポンプ式給湯機に適用されており、圧縮機吐出冷媒と給湯水とを熱交換させる水 - 冷媒熱交換器、この水 - 冷媒熱交換器から流出した冷媒を減圧膨張させて蒸発器入口側へ流出させる可変絞り機構等を備えている。

【 0 0 0 3 】

そして、除霜運転を行う際には、水 - 冷媒熱交換器へ圧送される給湯水の流量を増減させて流体の流れを脈動させながら通常運転時よりも少なくするとともに、可変絞り機構の絞り通路の開度 (以下、絞り開度という。) を段階的に増加させている。これにより、圧縮機吐出冷媒の有する熱量が水 - 冷媒熱交換器にて給湯水へ放熱されてしまうことを極力抑制して、圧縮機吐出冷媒の有する熱量を蒸発器の除霜に利用できるようにしている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【 0 0 0 4 】

【特許文献 1】特許第 3 7 8 3 7 1 1 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【 0 0 0 5 】

ところで、特許文献 1 のように、除霜運転を行う際に可変絞り機構の絞り通路開度を増加させる冷凍サイクル装置では、除霜運転の開始時に、圧縮機吐出口から可変絞り機構入口へ至るサイクルの高圧側の冷媒が、可変絞り機構出口から圧縮機吸入口へ至るサイクルの低圧側へ急激に流れ込んでしまうおそれがある。

【 0 0 0 6 】

10

20

30

40

50

そして、サイクルの高圧側の冷媒がサイクルの低圧側に急激に流れ込んでしまうと、除霜運転の開始時に蒸発器内に残存していた液相冷媒が、圧縮機吸入口側へ流出して圧縮機が非圧縮性流体を圧縮してしまう、いわゆる液圧縮が生じる。このような液圧縮は、圧縮機の耐久寿命に悪影響を与えるという点で問題となる。

【0007】

これに対して、特許文献1では、除霜運転を行う際に可変絞り機構の絞り開度を段階的に増加させることが記載されている。しかしながら、ヒートポンプ式給湯機に適用された冷凍サイクル装置では、水-冷媒熱交換器へ流入する給湯水の入水温度や蒸発器にて冷媒と熱交換する外気温によって、通常運転時に冷凍サイクル装置が安定して作動するサイクルバランスが変化する。

10

【0008】

なお、サイクルバランスとは、一般的に、水-冷媒熱交換器(放熱器)における冷媒の圧力、温度、熱交換量、あるいは、蒸発器における冷媒の圧力、温度、熱交換量等のうち少なくとも1つの単位時間あたりの変化量が所定値以下となって安定している状態のことをいう。

【0009】

そのため、特許文献1の冷凍サイクル装置のように、除霜運転の開始直前のサイクルバランスを考慮することなく、単に可変絞り装置の絞り開度を段階的に増加させるだけでは、例えば、除霜運転の開始直前に高低圧差が大きくなるサイクルバランスで冷凍サイクル装置が作動していると、除霜運転の開始時に低圧側に流れ込む冷媒量が増加して、上述した液圧縮の問題が生じやすくなってしまふ。

20

【0010】

本発明は、上記点に鑑み、可変絞り機構の絞り開度を増加させることによって蒸発器の除霜運転を行う冷凍サイクル装置において、除霜運転時における圧縮機の保護を図ることを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0011】

上記目的を達成するため、請求項1に記載の発明では、冷媒を圧縮して吐出する圧縮機(14)と、圧縮機(14)から吐出された高温高圧冷媒を放熱させる放熱器(15)と、放熱器(15)から流出した高圧冷媒を減圧膨張させる絞り開度を変更可能に構成された可変絞り機構(16)と、可変絞り機構(16)にて減圧された冷媒を蒸発させる蒸発器(17)と、可変絞り機構(16)の作動を制御する可変絞り制御手段(21b)とを備え、蒸発器(17)の着霜時に、可変絞り機構(16)の絞り通路の絞り開度を増加させることによって、蒸発器(17)に着いた霜を取り除く除霜運転を行う冷凍サイクル装置であって、

30

さらに、圧縮機(14)吐出口側から可変絞り機構(16)入口側へ至るサイクルの高圧側冷媒圧力(P_h)に相関を有する物理量を検出する高圧側圧力検出手段(22)と、

除霜運転時に、蒸発器(17)出口冷媒の乾き度が予め定めた基準乾き度(KDR)以上、あるいは、蒸発器(17)出口冷媒が気相状態となるように高圧側冷媒圧力(P_h)の目標高圧圧力(TP_h)を決定する目標高圧決定手段(S63)とを備え、

40

可変絞り制御手段(21b)は、除霜運転時に、高圧側冷媒圧力(P_h)が目標高圧圧力(TP_h)となるように可変絞り機構(16)の絞り開度を変化させることを特徴とする。

【0012】

これによれば、可変絞り制御手段(21b)が、除霜運転時に、蒸発器(17)出口冷媒の乾き度が予め定めた基準乾き度(KDR)以上、あるいは、蒸発器(17)出口冷媒が気相状態となるように、可変絞り機構(16)の絞り開度を増加させるので、除霜運転時に圧縮機(14)の保護を図ることができる。

【0013】

つまり、除霜運転時に蒸発器(17)出口冷媒を予め定めた基準乾き度(KDR)以上

50

とすることで、圧縮機(14)吸入口側へ流れ込んでしまう液相冷媒の量を圧縮機(14)の液圧縮の問題が生じない程度の僅かな量とすることができる。さらに、除霜運転時に蒸発器(17)出口冷媒を気相状態とすることで、圧縮機(14)の液圧縮の問題を回避できる。

【0014】

その結果、可変絞り機構の絞り開度を増加させることによって蒸発器の除霜運転を行う冷凍サイクル装置において、除霜運転時における圧縮機の保護を図ることができる。

【0016】

さらに、請求項1に記載の発明では、除霜運転時に、蒸発器(17)出口冷媒の乾き度が予め定めた基準乾き度(KDR)以上、あるいは、蒸発器(17)出口冷媒が気相状態となるように高圧側冷媒圧力(P_h)の目標高圧圧力(TP_h)を決定する目標高圧決定手段(S63)を備え、可変絞り制御手段(21b)が、高圧側冷媒圧力(P_h)が上記除霜運転時の目標高圧圧力(TP_h)となるように、絞り開度を変化させるので、蒸発器(17)出口冷媒の乾き度が予め定めた基準乾き度(KDR)以上、あるいは、蒸発器(17)出口冷媒が気相状態となるように、絞り開度を容易に変化させることができる。

10

【0017】

その理由は、目標高圧決定手段(S63)が決定する目標高圧圧力(TP_h)が高くなるに伴って、絞り開度の増加度合を容易に小さくすることができ、目標高圧圧力(TP_h)が低くなるに伴って、絞り開度の増加度合を容易に大きくすることができるからである。

20

【0018】

また、請求項2に記載の発明のように、請求項1に記載の冷凍サイクル装置において、蒸発器(17)における低圧側冷媒温度(T_e)に相関を有する物理量を検出する蒸発器温度検出手段(23)を備え、目標高圧決定手段(S63)は、除霜運転の開始直前に蒸発器温度検出手段(23)によって検出された物理量から求められる低圧側冷媒温度(T_e)が低くなるに伴って、目標高圧圧力(TP_h)が高くなるように決定してもよい。

【0019】

ここで、除霜運転の開始直前における低圧側冷媒温度(T_e)が低くなっているということは、除霜運転の開始直前に、サイクルの高圧側の冷媒圧力と低圧側の冷媒圧力との高低圧差が拡大したサイクルバランスになっていることを意味している。

30

【0020】

従って、低圧側冷媒温度(T_e)が低くなるに伴って、目標高圧圧力(TP_h)が高くなるように決定することで、除霜運転時に、可変絞り機構(16)の絞り開度の増加度合を小さくして、蒸発器(17)出口冷媒の乾き度が予め定めた基準乾き度(KDR)以上、あるいは、蒸発器(17)出口冷媒が気相状態となるように、可変絞り機構(16)の作動を制御することができる。

【0021】

また、請求項3に記載の発明のように、請求項1に記載の冷凍サイクル装置において、蒸発器(17)にて冷媒と熱交換する室外空気の外気温(T_am)を検出する外気温検出手段(24)を備え、目標高圧決定手段(S63)は、除霜運転の開始直前に外気温検出手段(24)によって検出された外気温(T_am)が低くなるに伴って、目標高圧圧力(TP_h)が高くなるように決定してもよい。

40

【0022】

ここで、除霜運転の開始直前における外気温(T_am)が低くなっているということは、除霜運転の開始直前に、サイクルの高圧側の冷媒圧力と低圧側の冷媒圧力との高低圧差が拡大したサイクルバランスになっていることを意味している。

【0023】

従って、外気温(T_am)が低くなるに伴って、目標高圧圧力が高くなるように決定することで、除霜運転時に、可変絞り機構(16)の絞り開度の増加度合を小さくして、蒸発器(17)出口冷媒の乾き度が予め定めた基準乾き度(KDR)以上、あるいは、蒸発

50

器(17)出口冷媒が気相状態となるように、可変絞り機構(16)の作動を制御することができる。

【0024】

さらに、請求項4に記載の発明のように、請求項1または3に記載の冷凍サイクル装置において、蒸発器(17)における低圧側冷媒温度(T_e)に相関を有する物理量を検出する蒸発器温度検出手段(23)を備え、目標高圧決定手段(S63)は、除霜運転の開始後に蒸発器温度検出手段(23)によって検出された物理量から求められる低圧側冷媒温度(T_e)に応じて、目標高圧圧力(TPh)を変化させるようになっていてもよい。

【0025】

これによれば、除霜運転の開始直前のサイクルバランスのみならず、除霜運転の開始後の低圧側冷媒温度(T_e)に基づいて目標高圧圧力(TPh)を適切に調整して、速やかに蒸発器(17)の除霜を完了することができる。

【0026】

なお、この欄および特許請求の範囲に記載した各手段の括弧内の符号は、後述する実施形態に記載の具体的手段との対応関係を示す一例である。

【図面の簡単な説明】

【0027】

【図1】第1実施形態のヒートポンプ式給湯機の全体構成図である。

【図2】第1実施形態のヒートポンプ式給湯機の制御処理を示すフローチャートである。

【図3】第1実施形態のヒートポンプ式給湯機の制御処理の要部を示すフローチャートである。

【図4】(a)は、第1実施形態のヒートポンプサイクルにおける通常運転時のモリエル線図であり、(b)は、除霜運転時のモリエル線図であり、(c)は、従来技術のヒートポンプサイクルにおける通常運転から除霜運転に切り替えた直後のモリエル線図である。

【図5】第1実施形態のヒートポンプサイクルにおける除霜運転時の蒸発器出口冷媒の乾き度等の経時変化を示すタイムチャートである。

【発明を実施するための形態】

【0028】

(第1実施形態)

図1～5により、本発明の第1実施形態を説明する。本実施形態では、本発明の蒸気圧縮式の冷凍サイクル装置をヒートポンプ式給湯機10に適用しており、図1は、本実施形態のヒートポンプ式給湯機10の全体構成図である。このヒートポンプ式給湯機10では、後述する蒸発器17の着霜時に、蒸発器17に着いた霜を融解させて取り除く除霜運転を行うことができる。

【0029】

ヒートポンプ式給湯機10は、貯湯タンク11内の給湯水を循環させる水循環回路12、および、給湯水を加熱するための冷凍サイクル装置であるヒートポンプサイクル13を備えている。まず、水循環回路12において、給湯水を貯留する貯湯タンク11は、耐食性に優れた金属(例えば、ステンレス)で形成され、断熱構造を有し、高温の給湯水を長時間保温することができる温水タンクである。

【0030】

貯湯タンク11に貯留された給湯水は、貯湯タンク11の上部に設けられた出湯口から出湯され、図示しない温調弁において水道からの冷水と混合されて温度調節された後、台所や風呂等に給湯される。また、貯湯タンク11内の下部に設けられた給水口からは水道水が給水されるようになっている。

【0031】

水循環回路12には、給湯水を循環させる水圧送手段としての電動水ポンプ12aが配置されている。電動水ポンプ12aは、貯湯タンク側制御装置20から出力される制御信号によって、その作動が制御される。さらに、水循環回路12の構成機器のうち、貯湯タンク11、電動水ポンプ12a等については、図1の細破線に示すように、1つの筐体内

10

20

30

40

50

に收容されてタンクユニット 200 として一体的に構成され、室外に配置されている。

【0032】

そして、貯湯タンク側制御装置 20 が電動水ポンプ 12 a を作動させると、給湯水は、貯湯タンク 11 の下方側に設けられた給湯水出口 11 a 電動水ポンプ 12 a 後述する水 - 冷媒熱交換器 15 の水通路 15 a 貯湯タンク 11 の上方側の給湯水入口 11 b の順に循環する。

【0033】

ヒートポンプサイクル 13 は、圧縮機 14、水 - 冷媒熱交換器 15、電気式膨張弁 16、蒸発器 17 等を順次配管で接続した冷凍サイクルである。このヒートポンプサイクル 13 では、冷媒として二酸化炭素を採用しており、圧縮機 14 から吐出された高圧冷媒の圧力 10 が冷媒の臨界圧力以上となる超臨界冷凍サイクルを構成している。

【0034】

さらに、冷媒には圧縮機 14 を潤滑するためのオイルが混入されており、このオイルの一部は液相冷媒に溶け込んで、冷媒とともにサイクルを循環している。また、残余のオイルは、図示しない油分離器（オイルセパレータ）にて圧縮機 14 吐出冷媒から分離され、圧縮機 14 吸入口側へ供給される。

【0035】

圧縮機 14 は、ヒートポンプサイクル 13 において冷媒を吸入し、臨界圧力以上となるまで圧縮して吐出するもので、吐出容量が固定された固定容量型圧縮機 14 a を電動モータ 14 b にて駆動する電動圧縮機である。固定容量型圧縮機 14 a としては、具体的に、スクロール型圧縮機構、ペーン型圧縮機構等の各種圧縮機構を採用できる。 20

【0036】

電動モータ 14 b は、後述するヒートポンプ側制御装置 21 から出力される制御信号によって、その作動（回転数）が制御されるもので、交流モータ、直流モータのいずれの形式を採用してもよい。そして、この回転数制御によって、圧縮機 14 の冷媒吐出能力が変更される。従って、本実施形態では、電動モータ 14 b が圧縮機 14 の吐出能力変更手段を構成している。

【0037】

圧縮機 14 の冷媒吐出口には、水 - 冷媒熱交換器 15 の冷媒通路 15 b 入口側が接続されている。水 - 冷媒熱交換器 15 は、給湯水が通過する水通路 15 a と圧縮機 14 から吐出された高温高圧冷媒が通過する冷媒通路 15 b とを有して構成される熱交換器であって、圧縮機 14 から吐出された高温高圧冷媒の有する熱量を給湯水に放熱させる放熱器である。 30

【0038】

なお、本実施形態のヒートポンプサイクル 13 では、前述の如く、超臨界冷凍サイクルを構成しているので、水 - 冷媒熱交換器 15 の冷媒通路 15 b を通過する冷媒は、凝縮することなく超臨界状態のまま放熱する。

【0039】

水 - 冷媒熱交換器 15 の冷媒通路 15 b 出口側には、電気式膨張弁 16 の入口側が接続されている。電気式膨張弁 16 は水 - 冷媒熱交換器 15 の冷媒通路 15 b から流出した高圧冷媒を減圧膨張させる減圧手段であるとともに、圧縮機 14 吐出口側から電気式膨張弁 16 入口側へ至るサイクルの高圧側冷媒圧力 P_h を制御する圧力制御手段でもある。 40

【0040】

より具体的には、この電気式膨張弁 16 は、絞り開度を変更可能に構成された弁体 16 a と、この弁体 16 a の絞り開度を变化させるステッピングモータからなる電動アクチュエータ 16 b とを有して構成される可変絞り機構である。さらに、電動アクチュエータ 16 b は、ヒートポンプ側制御装置 21 から出力される制御信号によって、その作動が制御される。

【0041】

電気式膨張弁 16 の出口側には、蒸発器 17 が接続されている。蒸発器 17 は、電気式 50

膨張弁 16 にて減圧された低圧冷媒と送風ファン 17 a により送風された外気（室外空気）とを熱交換させることによって、低圧冷媒を蒸発させて吸熱作用を発揮させる吸熱用の熱交換器である。送風ファン 17 a は、ヒートポンプ側制御装置 21 から出力される制御電圧によって回転数（送風空気量）が制御される電動式送風機である。

【0042】

なお、本実施形態では蒸発器 17 として、周知のフィンアンドチューブ構造の熱交換器を採用している。また、蒸発器 17 の出口側には、圧縮機 14 の冷媒吸入口が接続されている。さらに、上述のヒートポンプサイクル 13 の各構成機器 14 ~ 17 は、図 1 の一点鎖線に示すように、1 つの筐体内に収容されてヒートポンプユニット 300 として一体的に構成され、タンクユニット 200 と隣接するように室外に配置されている。

10

【0043】

次に、本実施形態の電気制御部の概要を説明する。貯湯タンク側制御装置 20 およびヒートポンプ側制御装置 21 は、それぞれ、CPU、ROM および RAM 等を含む周知のマイクロコンピュータとその周辺回路から構成されている。

【0044】

貯湯タンク側制御装置 20 の出力側には、上述の電動水ポンプ 12 a 等が接続され、ヒートポンプ側制御装置 21 の出力側には、圧縮機 14 の電動モータ 14 b、電気式膨張弁 16 の電動アクチュエータ 16 b、送風ファン 17 a 等が接続されている。さらに、貯湯タンク側制御装置 20 およびヒートポンプ側制御装置 21 は、それぞれ接続された機器の作動を制御する。

20

【0045】

なお、ヒートポンプ側制御装置 21 は、圧縮機 14 の電動モータ 14 b、電気式膨張弁 16 の電動アクチュエータ 16 b 等を制御する制御手段が一体に構成され、これらのアクチュエータの作動を制御するものであるが、本実施形態では、ヒートポンプ側制御装置 21 のうち、電動モータ 14 b の作動（冷媒吐出能力）を制御する構成（ハードウェアおよびソフトウェア）を吐出能力制御手段 21 a とし、電動アクチュエータ 16 b の作動（絞り開度）を制御する構成を可変絞り制御手段 21 b とする。

【0046】

もちろん、吐出能力制御手段 21 a および可変絞り制御手段 21 b をヒートポンプ側制御装置 21 に対して別体の制御装置として構成してもよい。

30

【0047】

一方、貯湯タンク側制御装置 20 の入力側には、貯湯タンク 11 内に上下方向に並んで配置された複数個のタンク内水温センサ（図示せず）等が接続され、これらのセンサの検出信号が貯湯タンク側制御装置 20 へ入力される。従って、貯湯タンク側制御装置 20 では、タンク内水温センサの出力信号によって、貯湯タンク 11 内の水位レベルに応じた給湯水の温度および温度分布を検出できるようになっている。

【0048】

また、ヒートポンプ側制御装置 21 の入力側には、圧縮機 14 から吐出された吐出冷媒圧力 P_h を検出する高圧側圧力検出手段としての高圧センサ 22、蒸発器 17 における低圧側冷媒温度 T_e に相関を有する物理量を検出する蒸発器温度検出手段としての蒸発器温度センサ 23、蒸発器 17 にて低圧冷媒と熱交換する外気の外気温 T_{am} を検出する外気温検出手段としての外気温センサ 24 等が接続されている。

40

【0049】

なお、本実施形態の蒸発器温度センサ 23 は、具体的に蒸発器 17 の熱交換フィン温度を検出している。従って、蒸発器温度センサ 23 は、蒸発器 17 そのものの温度を検出する機能を兼ねる。

【0050】

さらに、ヒートポンプ側制御装置 21 の入力側には、水 - 冷媒熱交換器 15 の水通路 15 a 入口側の給湯水温度である入水温度 T_{wi} を検出する入水温度検出手段としての入水温度センサ 25、水 - 冷媒熱交換器 15 の水通路 15 a 出口側の給湯水温度である沸上温

50

度Twoを検出する沸上温度検出手段としての沸上温度センサ26等が接続され、これらのセンサ群の検出信号がヒートポンプ側制御装置21へ入力される。

【0051】

さらに、ヒートポンプ側制御装置21の入力側には、操作パネル30が接続され、ヒートポンプ式給湯機10の作動・停止の操作信号、給湯機の給湯温度設定信号等がヒートポンプ側制御装置21へ入力される。

【0052】

また、貯湯タンク側制御装置20およびヒートポンプ側制御装置21は、互いに電氣的に接続されて、互いに通信可能に構成されている。これにより、一方の制御装置に入力された検出信号および操作信号に基づいて、他方の制御装置が上述の各種アクチュエータ12a、14b、16b、17a等の作動を制御することもできる。従って、貯湯タンク側制御装置20およびヒートポンプ側制御装置21を1つの制御装置として一体的に構成してもよい。

10

【0053】

次に、上記の構成における本実施形態のヒートポンプ式給湯機10の作動を図2～4に基づいて説明する。まず、図2、3は、ヒートポンプ側制御装置21が実行する制御処理を示すフローチャートである。この制御処理は、ヒートポンプ式給湯機10に外部から電源が供給された状態で、操作パネル30の給湯機作動信号がヒートポンプ側制御装置21に入力されるとスタートする。

【0054】

20

まず、ステップS1ではフラグ、タイマ等の初期化がなされ、次のステップS2でセンサ群22～26等により検出された検出信号および操作パネル30から出力された操作信号を読み込んでステップS3へ進む。ステップS3では、除霜運転を行う必要があるか否かを判定する。

【0055】

ここで、本実施形態のヒートポンプサイクル13のように、外気を熱源として給湯水を加熱する冷凍サイクル装置では、蒸発器17における冷媒蒸発温度が着霜温度（具体的には、0）以下になってしまうと蒸発器17に着霜が生じる。そして、蒸発器17に着霜が生じてしまうと、蒸発器17における外気の空気通路が霜によって閉塞されてしまうので、蒸発器17の熱交換能力が著しく低下してしまう。

30

【0056】

そこで、本実施形態のステップS3では、蒸発器温度センサ23によって検出された低圧側冷媒温度 T_e が0以下になっており、かつ、低圧側冷媒温度 T_e が外気温センサ24によって検出された外気温 T_{am} から予め定めた所定温度（本実施形態では、 T_{set} ）を減算した値以下になっている場合に除霜運転を行う必要があると判定している。

【0057】

つまり、ステップS3では、 $T_e < 0$ 、かつ、 $T_e < T_{am} - T_{set}$ となっている場合は除霜運転を行う必要があると判定して、ステップS4へ進み、除霜運転フラグ $dffg = 1$ としてステップS5へ進む。一方、ステップS3にて、 $T_e < 0$ 、かつ、 $T_e < T_{am} - T_{set}$ となっていない場合は除霜運転を行う必要がないと判定して、除霜運転フラグ $dffg$ を変化させることなくステップS5へ進む。

40

【0058】

ステップS5では、除霜運転フラグ $dffg = 1$ になっているか否かを判定する。ステップS5にて、除霜運転フラグ $dffg = 1$ になっている場合は、ステップS6へ進み除霜運転時における各種アクチュエータの制御状態が決定される。なお、ステップS6の詳細については後述する。一方、ステップS5にて、除霜運転フラグ $dffg = 1$ になっていない場合は、ステップS7へ進む。

【0059】

ステップS7では、給湯水を加熱する通常運転時における各種アクチュエータの制御状態が、ステップS2にて読み込んだ検出信号および操作信号に基づいて決定される。

50

【 0 0 6 0 】

例えば、圧縮機 1 4 の電動モータ 1 4 b に出力される制御信号については、低圧側冷媒温度 T_e が目標低圧温度に近づくように決定される。この目標低圧温度は、入水温度センサ 2 5 によって検出された入水温度 T_{wi} 、沸上温度センサ 2 6 によって検出された沸上温度 T_{wo} 、外気温 T_{am} 、操作パネル 3 0 により設定された設定給湯温度等に基づいて算出される。

【 0 0 6 1 】

電動水ポンプ 1 2 a に出力される制御信号については、沸上温度 T_{wo} が、操作パネル 3 0 により設定された設定給湯温度に近づくように決定される。電気式膨張弁 1 6 の電動アクチュエータ 1 6 b に出力される制御信号については、サイクルの高圧側冷媒圧力（具体的には、吐出冷媒圧力 P_h ）が通常運転時の目標高圧圧力となるように決定される。

10

【 0 0 6 2 】

この通常運転時の目標高圧圧力は、水 - 冷媒熱交換器 1 5 から流出した高圧冷媒の温度に基づいて、予めヒートポンプ側制御装置 2 1 に記憶された制御マップを参照して、ヒートポンプサイクル 1 3 の成績係数（COP）が略最大となるように決定される。なお、水 - 冷媒熱交換器 1 5 から流出した高圧冷媒の温度は、沸上温度 T_{wo} から推定することができる。

【 0 0 6 3 】

続くステップ S 8 では、貯湯タンク側制御装置 2 0 およびヒートポンプ側制御装置 2 1 より各種アクチュエータに対して制御信号が出力されて、ステップ S 9 へ進む。

20

【 0 0 6 4 】

ステップ S 9 では、操作パネル 3 0 からの給湯機停止信号がヒートポンプ側制御装置 2 1 へ入力されている場合は、各種アクチュエータの作動を停止させて、ヒートポンプ式給湯機 1 0 のシステム全体を停止させる。一方、給湯機停止信号が入力されていない場合は、予め定めた制御周期の間待機した後、ステップ S 2 に戻るようになっている。

【 0 0 6 5 】

次に、図 3 のフローチャートにより、ステップ S 6 の除霜運転時の各種アクチュエータの制御状態の決定について説明する。まず、ステップ S 6 1 では、電動水ポンプ 1 2 a に出力される制御信号については、電動水ポンプ 1 2 a を給湯水圧送能力が 0 となるように決定される。すなわち、電動水ポンプ 1 2 a を停止させるように制御状態が決定される。

30

【 0 0 6 6 】

次のステップ S 6 2 では、圧縮機 1 4 の電動モータ 1 4 b の制御状態を決定する。具体的には、電動モータ 1 4 b に出力される制御信号については、圧縮機 1 4 の冷媒吐出能力が予め定めた除霜運転時の基準冷媒吐出能力となるように決定される。この基準冷媒吐出能力は、通常運転時にサイクルが安定して作動している時の冷媒吐出能力に対して高い値に決定される。

【 0 0 6 7 】

次のステップ S 6 3 では、除霜運転時における高圧側冷媒圧力（具体的には、吐出冷媒圧力 P_h ）の目標高圧圧力 $T P h$ を決定する。従って、本実施形態の制御ステップ S 6 3 は、除霜運転時における目標高圧圧力 $T P h$ を決定する機能実現手段としての目標高圧決定手段を構成している。

40

【 0 0 6 8 】

この除霜運転時の目標高圧圧力 $T P h$ は、前述した通常運転時にサイクルが安定して作動している時に決定される目標高圧圧力に対して低い値に決定されるとともに、除霜運転時に、蒸発器 1 7 出口冷媒の乾き度が予め定めた基準乾き度 $K D R$ 以上、あるいは、蒸発器 1 7 出口冷媒が気相状態となるように決定される。

【 0 0 6 9 】

なお、圧縮機 1 4 の液圧縮の問題を回避するためには、蒸発器 1 7 出口冷媒が気相冷媒して圧縮機 1 4 吸入冷媒を気相冷媒とすることが望ましいものの、蒸発器 1 7 出口冷媒が僅かな液相冷媒を含んでいても、圧縮機 1 4 の液圧縮の問題は生じない。そこで、本実施

50

形態では、圧縮機 1 4 吸入口側へ流れ込んでしまう液相冷媒の量を圧縮機 1 4 の液圧縮の問題が生じない量とするために、基準乾き度 $KDR = 0.9$ としている。

【 0 0 7 0 】

具体的には、ステップ S 6 3 では、ステップ S 2 で読み込んだ低圧側冷媒温度 T_e に基づいて、予めヒートポンプ側制御装置 2 1 に記憶された制御マップを参照して、目標高圧圧力 TPH を決定する。この制御マップには、低圧側冷媒温度 T_e に応じて、蒸発器 1 7 出口冷媒の乾き度が基準乾き度 KDR 以上、あるいは、蒸発器 1 7 出口冷媒が気相状態になることが実験的に確認された目標高圧圧力 TPH を決定可能な情報が記憶されている。

【 0 0 7 1 】

さらに、本実施形態では、この制御マップを参照することによって、低圧側冷媒温度 T_e が低くなるに伴って、除霜運転時の目標高圧圧力 TPH が高くなるように決定される。もちろん、ステップ S 6 3 にて決定される除霜運転時の目標高圧圧力 TPH は最大値となっても、通常運転時の目標高圧圧力より低い値となる。

10

【 0 0 7 2 】

次に、ステップ S 6 4 では、電気式膨張弁 1 6 の電動アクチュエータ 1 6 b の制御状態を決定する。具体的には、電動アクチュエータ 1 6 b に出力される制御信号については、フィードバック制御手法によって、サイクルの高圧側冷媒圧力（具体的には、吐出冷媒圧力 Ph ）がステップ S 6 3 にて決定された除霜運転時の目標高圧圧力 TPH となるように決定される。

【 0 0 7 3 】

20

なお、本実施形態の除霜運転では、前述のステップ S 6 2 で説明したように圧縮機 1 4 の冷媒吐出能力が通常運転時よりも高い値に決定されるので、除霜運転時の目標高圧圧力 TPH が通常運転時の目標高圧圧力よりも低い値に設定されることで、電気式膨張弁 1 6 の絞り開度は、通常運転時よりも増加する。

【 0 0 7 4 】

また、ステップ S 6 4 にて、電気式膨張弁 1 6 の絞り開度を増加させるように電動アクチュエータ 1 6 b の制御状態が決定されたとしても、既に、電気式膨張弁 1 6 の絞り開度が最大値となっている場合は、電動アクチュエータ 1 6 b の開度を変更することなくステップ S 6 5 へ進む。

【 0 0 7 5 】

30

続く、ステップ S 6 5 では、除霜運転を終了するか否かを判定する。具体的には、低圧側冷媒温度 T_e が、着霜温度より所定値（本実施形態では、 $= 3$ ）以上高くなっているか否かを判定する。そして、 T_e となっている場合は、除霜運転を終了すると判定してステップ S 6 6 へ進み、除霜運転フラグ $dfg = 0$ としてステップ S 8 へ戻る。一方、ステップ S 6 5 にて、 T_e となっていない場合は、除霜運転フラグ dfg を変化させることなくステップ S 8 へ戻る。

【 0 0 7 6 】

従って、本実施形態のヒートポンプ式給湯機 1 0 では、制御ステップ S 3 にて除霜運転を行う必要がないと判定され、かつ、制御ステップ S 5 にて除霜運転フラグ $dfg = 1$ になっていないと判定された場合は、給湯水を加熱する通常運転が実行される。一方、制御ステップ S 5 にて除霜運転フラグ $dfg = 1$ になっていると判定された場合は、除霜運転が実行される。

40

【 0 0 7 7 】

次に、図 4 のモリエル線図を用いて、通常運転時および除霜運転時におけるヒートポンプサイクル 1 3 の冷媒の状態の変化を説明する。なお、図 4 (a) は通常運転時における冷媒の状態の変化を示し、図 4 (b) は除霜運転時における冷媒の状態の変化を示し、さらに、図 4 (c) は従来技術のヒートポンプサイクル（冷凍サイクル装置）において通常運転から除霜運転に切り替えた直後における冷媒の状態の変化を示している。

【 0 0 7 8 】

まず、通常運転時には、図 4 (a) に示すように、圧縮機 1 4 から吐出された高温高圧

50

冷媒（図4（a）の1 a点）は、水 - 冷媒熱交換器15の冷媒通路15 bに流入して、電動水ポンプ12 aによって貯湯タンク11の下方側から水通路15 aに流入した給湯水と熱交換する（図4（a）の1 a点 2 a点）。これにより、給湯水が加熱され、加熱された給湯水は、貯湯タンク11の上方側に貯留される。

【0079】

この際、本実施形態のヒートポンプサイクル13では、冷媒として二酸化炭素を採用し、超臨界冷凍サイクルを構成しているため、冷媒としてフロン系冷媒等を採用する場合に対して、高圧冷媒の温度を上昇させることができる。その結果、水 - 冷媒熱交換器15において給湯水に放熱する熱量を増加させて給湯水の温度を高温化することができる。

【0080】

一方、水 - 冷媒熱交換器15から流出した高圧冷媒は、電気式膨張弁16にて減圧される（図4（a）の2 a点 3 a点）。電気式膨張弁16にて減圧された冷媒は、蒸発器17へ流入し、送風ファン17 aから送風された外気から吸熱して蒸発する（図4（a）の3 a点 4 a点）。

【0081】

この際、電気式膨張弁16では、ヒートポンプサイクル13のCOPが略最大となるように絞り開度が調整されるので、高いCOPを発揮させながら、ヒートポンプサイクル13を運転することができる。そして、蒸発器17から流出した冷媒は、圧縮機14へ吸入されて再び圧縮される（図4（a）の4 a点 1 a点）。

【0082】

次に、除霜運転時には、図4（b）に示すように、圧縮機14から吐出された高温高圧気相冷媒（図4（b）の1 b点）は、水 - 冷媒熱交換器15の冷媒通路15 bに流入する。除霜運転時には電動水ポンプ12 aが停止しているため、冷媒通路15 bに流入した冷媒は水 - 冷媒熱交換器15の外部に僅かに放熱しながら、冷媒通路15 bの圧力損失分だけ圧力を低下させて、冷媒通路15 bから流出する（図4（b）の1 b点 2 b点）。

【0083】

水 - 冷媒熱交換器15から流出した高温高圧気相冷媒は、電気式膨張弁16にて減圧されて、蒸発器17へ流入する（図4（b）の2 b点 3 b点）。この際、除霜運転時には、電気式膨張弁16の絞り開度は、吐出冷媒圧力 P_h が除霜運転時の目標高圧圧力 $T P_h$ となるように制御されて通常運転時よりも増加するので、電気式膨張弁16における減圧量は通常運転時よりも少なくなる。

【0084】

蒸発器17へ流入した高温気相冷媒は、蒸発器17にて放熱して、そのエンタルピを低下させる（図4（b）の3 b点 4 b点）。これにより、蒸発器17に着いた霜が融解されて蒸発器17の除霜がなされる。そして、蒸発器17から流出した冷媒は、圧縮機14へ吸入されて再び圧縮される（図4（b）の4 b点 1 b点）。

【0085】

この際、電気式膨張弁16の絞り開度は、吐出冷媒圧力 P_h が除霜運転時の目標高圧圧力 $T P_h$ となるように制御されるので、蒸発器17出口冷媒の乾き度が基準乾き度 $K D R$ 以上、あるいは、蒸発器17出口冷媒が気相状態となる。

【0086】

上記の如く、本実施形態の除霜運転では、蒸発器17に着いた霜を取り除くことができるだけでなく、蒸発器17出口冷媒の乾き度が基準乾き度 $K D R$ 以上、あるいは、蒸発器17出口冷媒が気相状態となるように、電気式膨張弁16の絞り開度を増加させるので、除霜運転時に圧縮機14の保護を図ることができる。

【0087】

つまり、除霜運転時に蒸発器17出口冷媒を予め定めた基準乾き度 $K D R$ 以上とすることで、圧縮機14吸入口側へ流れ込んでしまう液相冷媒の量を圧縮機14の液圧縮の問題が生じない程度の僅かな量とすることができる。さらに、蒸発器17出口冷媒を気相状態とすることで、圧縮機14の液圧縮の問題を回避できる。その結果、除霜運転時における

10

20

30

40

50

圧縮機 14 の保護を図ることができる。

【0088】

ここで、図4および図5を用いて、本実施形態のヒートポンプサイクル13による効果を、従来技術のヒートポンプサイクルと比較して説明する。なお、図5は、除霜運転時における蒸発器17出口冷媒の乾き度等の経時変化を示すタイムチャートである。

【0089】

具体的には、図5では、本実施形態のヒートポンプサイクル13の除霜運転時における高圧側冷媒圧力（吐出冷媒圧力 P_h ）、低圧側冷媒温度 T_e 、電気式膨張弁16の絞り開度、圧縮機14の冷媒吐出能力（圧縮機14の回転数）、蒸発器17出口冷媒の乾き度の経時変化を実線で示し、従来技術における同様のパラメータの変化を破線で示している。

10

【0090】

従来技術のヒートポンプサイクルでは、除霜運転が開始されると開始直前のサイクルバランスを考慮することなく、電気式膨張弁16の絞り開度を増加させてしまう。従って、図4(c)に示すように、除霜運転の開始時にサイクルの高圧側冷媒圧力が急激に低下するとともに、低圧側冷媒圧力が急激に上昇してしまうことがある。

【0091】

換言すると、従来技術のヒートポンプサイクルにおける除霜運転の開始時のサイクルの高低圧差（図4(c)の1c点と3c点との圧力差）は、本実施形態のヒートポンプサイクル13における除霜運転時の高低圧差（図4(b)の1b点と3b点との圧力差）よりも大きく急激に縮小してしまうことがある。このようなサイクルの高低圧差の急激な縮小は、サイクルの高圧側の冷媒が、電気式膨張弁16出口側から圧縮機14吸入口側へ至るサイクルの低圧側へ急激に流れ込んでしまう要因となる。

20

【0092】

従って、除霜運転の開始時に蒸発器内に残存していた液相冷媒が圧縮機14吸入口側へ流出して、蒸発器17出口冷媒の乾き度を低下させてしまう（図4(c)の4c点）。その結果、従来技術のヒートポンプサイクルでは、図5の破線で示すように、蒸発器17出口冷媒の乾き度が基準乾き度 KDR よりも低下して、圧縮機14の液圧縮の問題を生じさせてしまう。

【0093】

これに対して、本実施形態では、図5の実線に示すように、蒸発器17出口冷媒の乾き度が予め定めた基準乾き度 KDR 以上、あるいは、蒸発器17出口冷媒が気相状態となるように、電気式膨張弁16の絞り開度を増加させるので、圧縮機14の液圧縮を回避できる。その結果、除霜運転時における圧縮機14の保護を図ることができる。

30

【0094】

このように、圧縮機14の液圧縮を回避できることは、本実施形態のように冷媒として二酸化炭素を採用して超臨界冷凍サイクルを構成するヒートポンプサイクル13では、極めて有効である。

【0095】

その理由は、超臨界冷凍サイクルでは、通常運転時のサイクルの高低圧差が、圧縮機14の吐出冷媒圧力（高圧側冷媒圧力）が冷媒の臨界圧力未満となる亜臨界冷凍サイクルよりも大きくなるので、除霜運転の開始時に蒸発器内に残存していた液相冷媒が大量に圧縮機14吸入口側へ流出しやすいからである。

40

【0096】

さらに、サイクルの高圧側冷媒圧力が除霜運転時の目標高圧圧力 TP_h となるように、電気式膨張弁16の絞り開度を変化させているので、蒸発器17出口冷媒の乾き度が予め定めた基準乾き度 KDR 以上、あるいは、蒸発器17出口冷媒が気相状態となるように、電気式膨張弁16の絞り開度を容易に変化させることができる。

【0097】

その理由は、目標高圧決定手段を構成する制御ステップS63にて決定される目標高圧圧力 TP_h が高く決定されるに伴って、電気式膨張弁16の絞り開度の増加度合を容易に

50

小さくすることができ、目標高圧圧力 TP_h を低く決定するに伴って、電気式膨張弁 16 の絞り開度の増加割合を容易に大きくできるからである。

【0098】

さらに、本実施形態では、制御ステップ S_3 にて、除霜運転を行う必要があると判定されると制御ステップ S_4 にて除霜運転フラグ $dffg = 1$ とし、操作パネル 30 からの給湯機停止信号がヒートポンプ側制御装置 21 へ入力されていなければ、この除霜運転フラグ $dffg$ が 1 でなくなるまで、ステップ S_5 S_6 S_8 S_9 S_2 S_3 (S_4) S_5 のルーチンを繰り返す。

【0099】

これにより、除霜運転の開始時、すなわち除霜運転フラグ $dffg = 1$ となった直後には、制御ステップ S_63 にて、除霜運転の開始直前の低圧側冷媒温度 Te に基づいて、除霜運転時の目標高圧圧力 TP_h を決定することができる。さらに、制御ステップ S_63 では、低圧側冷媒温度 Te が低くなるに伴って、除霜運転時の目標高圧圧力 TP_h が高くなるように決定している。

10

【0100】

除霜運転の開始直前における低圧側冷媒温度 Te が低くなっているということは、除霜運転の開始直前に、サイクルの高圧側の冷媒圧力と低圧側の冷媒圧力との高低圧差が拡大したサイクルバランスになっていることを意味している。従って、本実施形態のヒートポンプサイクル 13 では、除霜運転の開始時に、除霜運転の開始直前のサイクルバランスを考慮して、電気式膨張弁 16 の絞り開度を適切に増加させることができる。

20

【0101】

しかも、それ以降は、制御ステップ S_63 にて、除霜運転の開始後の低圧側冷媒温度 Te に基づいて、除霜運転時の目標高圧圧力 TP_h を決定している。従って、除霜運転の開始後の低圧側冷媒温度 Te に基づいて目標高圧圧力 TP_h を適切に調整して、速やかに蒸発器 17 の除霜を完了することができる。

【0102】

(第2実施形態)

第1実施形態では、目標高圧決定手段を構成する制御ステップ S_63 にて、低圧側冷媒温度 Te に基づいて除霜運転時の目標高圧圧力 TP_h を決定した例を説明したが、本実施形態では、外気温 Tam に基づいて除霜運転時の目標高圧圧力 TP_h を決定している。

30

【0103】

具体的には、本実施形態の制御ステップ S_63 では、除霜運転の開始直後、すなわち除霜運転フラグ $dffg = 1$ となった直後は、ステップ S_2 で読み込んだ除霜運転の開始直前の外気温 Tam に基づいて、予めヒートポンプ側制御装置 21 に記憶された制御マップを参照して、除霜運転時の目標高圧圧力 TP_h を決定する。

【0104】

この制御マップには、第1実施形態と同様に、外気温 Tam に応じて、蒸発器 17 出口冷媒の乾き度が基準乾き度 KDR 以上、あるいは、蒸発器 17 出口冷媒が気相状態になることが実験的に確認された目標高圧圧力 TP_h を決定可能な情報が記憶されている。本実施形態では、この制御マップを参照することによって、外気温 Tam が低くなるに伴って、除霜運転時の目標高圧圧力 TP_h が高くなるように決定される。

40

【0105】

それ以降は、制御ステップ S_63 にて、第1実施形態と同様に、除霜運転の開始後の低圧側冷媒温度 Te に基づいて、除霜運転時の目標高圧圧力 TP_h を決定する。その他の制御態様およびヒートポンプサイクル 13 の構成は、第1実施形態と全く同様である。

【0106】

従って、本実施形態のヒートポンプサイクル 13 においても、第1実施形態と同様に、除霜運転時に、蒸発器 17 に着いた霜を取り除くことができるだけでなく、圧縮機 14 の保護を図ることができる。

【0107】

50

つまり、本実施形態では、除霜運転の開始直後、すなわち除霜運転フラグ $d f f g = 1$ となった直後には、制御ステップ S 6 3 にて、除霜運転の開始直前の外気温 $T a m$ に基づいて、除霜運転時の目標高圧圧力 $T P h$ を決定することができる。さらに、制御ステップ S 6 3 では、外気温 $T a m$ が低くなるに伴って、除霜運転時の目標高圧圧力 $T P h$ が高くなるように決定している。

【 0 1 0 8 】

除霜運転の開始直前における外気温 $T a m$ が低くなっているということは、除霜運転の開始直前に、サイクルの高圧側の冷媒圧力と低圧側の冷媒圧力との高低圧差が拡大したサイクルバランスになっていることを意味している。従って、本実施形態のヒートポンプサイクル 1 3 では、除霜運転の開始時に、除霜運転の開始直前のサイクルバランスを考慮して、電気式膨張弁 1 6 の絞り開度を適切に増加させることができる。

10

【 0 1 0 9 】

しかも、それ以降は、制御ステップ S 6 3 にて、除霜運転の開始後の低圧側冷媒温度 $T e$ に基づいて、除霜運転時の目標高圧圧力 $T P h$ を決定している。従って、除霜運転の開始後の低圧側冷媒温度 $T e$ に基づいて目標高圧圧力 $T P h$ を適切に調整して、速やかに蒸発器 1 7 の除霜を完了することができる。

【 0 1 1 0 】

なお、本実施形態の制御ステップ S 6 3 では、除霜運転の開始直後には、外気温 $T a m$ に基づいて、除霜運転時の目標高圧圧力 $T P h$ を決定し、それ以降は、低圧側冷媒温度 $T e$ に基づいて目標高圧圧力 $T P h$ を決定している。従って、制御ステップ S 6 3 にて、除霜運転の開始直後に参照する制御マップと、それ以降に参照する制御マップは異なる制御マップとなる。

20

【 0 1 1 1 】

このように除霜運転の開始直後に参照する制御マップと、それ以降に参照する制御マップとを変更することは、速やかに蒸発器 1 7 の除霜を完了できる点で有効である。従って、上述の第 1 実施形態でも、除霜運転の開始直後に参照する制御マップと、それ以降に参照する制御マップとを変更してもよい。

【 0 1 1 2 】

(第 3 実施形態)

上述の第 1、第 2 実施形態では、目標高圧決定手段を構成する制御ステップ S 6 3 にて、制御周期毎に、除霜運転時の目標高圧圧力 $T P h$ を決定した例を説明したが、本実施形態では、制御ステップ S 6 3 では、除霜運転の開始直後に、すなわち除霜運転フラグ $d f f g = 1$ となった直後に、除霜運転時の目標高圧圧力 $T P h$ を決定してしまう例を説明する。

30

【 0 1 1 3 】

具体的には、本実施形態の制御ステップ S 6 3 では、除霜運転の開始直後に、除霜運転の開始直後から除霜運転時の目標高圧圧力 $T P h$ の変化を開始させる迄の待ち時間、目標高圧圧力 $T P h$ の時間経過による変更パターンを決定する。

【 0 1 1 4 】

このような待ち時間や変更パターンの決定は、第 1、第 2 実施形態と同様に、低圧側冷媒温度 $T e$ あるいは外気温 $T a m$ に基づいて、予めヒートポンプ側制御装置 2 1 に記憶された制御マップを参照して決定することができる。その他の制御態様およびヒートポンプサイクル 1 3 の構成は、第 1 実施形態と全く同様である。

40

【 0 1 1 5 】

従って、本実施形態のヒートポンプサイクル 1 3 においても、第 1、第 2 実施形態と同様に、除霜運転時に、蒸発器 1 7 に着いた霜を取り除くことができるだけでなく、圧縮機 1 4 の保護を図りながら、速やかに蒸発器 1 7 の除霜を完了できる。しかも、制御周期毎に、低圧側冷媒温度 $T e$ あるいは外気温 $T a m$ をセンシングする必要がなく、制御プログラムの複雑化を回避できる。

【 0 1 1 6 】

50

(他の実施形態)

本発明は上述の実施形態に限定されることなく、本発明の趣旨を逸脱しない範囲内で、以下のように種々変形可能である。

【0117】

(1) 上述の各実施形態では、高圧側圧力検出手段として、圧縮機14吐出冷媒の圧力を直接検出する高圧センサ22を採用しているが、高圧側圧力検出手段は、圧縮機14吐出口側から電気式膨張弁16入口側へ至るサイクルの高圧側の冷媒の圧力に相関を有する物理量を検出できるものを幅広く採用できる。

【0118】

例えば、水-冷媒熱交換器15の冷媒通路15bから流出した冷媒の圧力を検出する圧力センサを採用してもよいし、圧縮機14吐出冷媒の温度を検出する高圧側温度検出手段を採用してもよい。高圧側温度センサを採用すれば、高圧センサ22を採用する場合に対して、冷凍サイクル装置全体としての低コスト化を図ることができる。

【0119】

また、上述の核実施形態では、蒸発器温度検出手段として、蒸発器17の熱交換フィン温度を検出する蒸発器温度センサ23を採用しているが、蒸発器温度検出手段は、蒸発器17における低圧側冷媒温度 T_e に相関を有する物理量を検出できるものを幅広く採用できる。

【0120】

例えば、蒸発器17のその他の部位の温度を検出する温度検出手段を採用してもよいし、蒸発器17を流通する冷媒自体の温度を直接検出する温度検出手段を採用してもよい。さらに、蒸発器17内部あるいは蒸発器17出口から圧縮機14吸入口へ至る冷媒の圧力を検出する圧力検出手段を採用してもよい。

【0121】

(2) 上述の各実施形態では、除霜運転時の送風ファン17aの作動について言及していないが、除霜運転時には、送風ファン17aの送風能力を通常運転時に対して低下させる、あるいは、送風ファン17aを停止させてもよい。これにより、蒸発器17へ流入した高温気相冷媒の有する熱量が外気に放熱されてしまうことを抑制して、効率的に蒸発器17な除霜を行うことができる。

【0122】

(3) 上述の各実施形態では、冷媒として二酸化炭素を採用した例を説明したが、冷媒の種類はこれに限定されない。通常のプロトン系冷媒、炭化水素系冷媒等を採用してもよい。さらに、ヒートポンプサイクル13が、高圧側冷媒圧力が冷媒の臨界圧力以上とならない亜臨界冷凍サイクルを構成していてもよい。

【0123】

(4) 上述の各実施形態では、圧縮機14として、電動圧縮機を採用した例を説明したが、圧縮機14の形式はこれに限定されない。例えば、エンジン等を駆動源とするエンジン駆動式圧縮機を採用してもよい。また、圧縮機構として、固定容量型圧縮機構のみならず、可変容量型圧縮機構を採用してもよい。

【0124】

(5) 上述の各実施形態では、可変絞り機構として電気式膨張弁16を採用した例を説明したが、可変絞り機構はこれに限定されない。例えば、可変絞り機構として、冷媒を減圧膨張させるノズル部から噴射する高速度の冷媒流により冷媒を内部に吸引して、吸引された冷媒と高速度の冷媒流を混合して昇圧させるエジェクタを採用してもよい。

【0125】

(6) 上述の各実施形態では、本発明の冷凍サイクル装置をヒートポンプ式給湯機10に適用した例を説明したが、本発明の適用はこれに限定されず、低圧冷媒が吸熱した熱量を高圧冷媒に放熱させる冷凍サイクル装置に広く適用可能である。例えば、室内空気を加熱する室内暖房装置、ヒートポンプ式床暖房装置等にも適用できる。

【符号の説明】

10

20

30

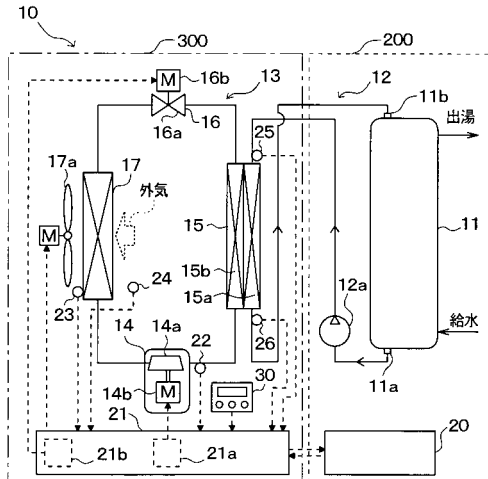
40

50

【 0 1 2 6 】

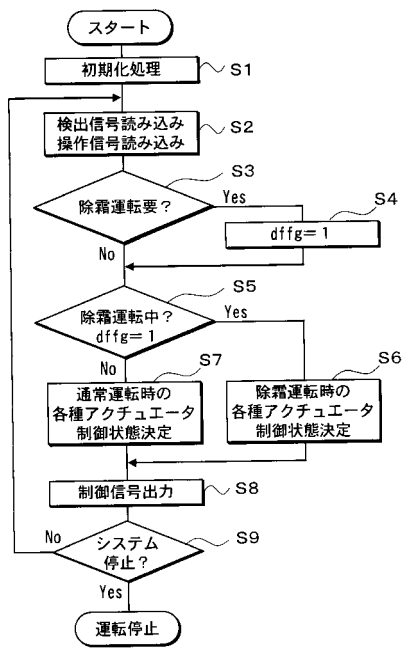
- 1 3 ヒートポンプサイクル
- 1 4 圧縮機
- 1 5 水 - 冷媒熱交換器
- 1 6 電気式膨張弁
- 1 7 蒸発器
- 2 1 b 可変絞り制御手段
- 2 2 高圧センサ
- 2 3 蒸発器温度センサ
- 2 4 外気温センサ
- S 6 3 目標高圧決定手段

【 図 1 】

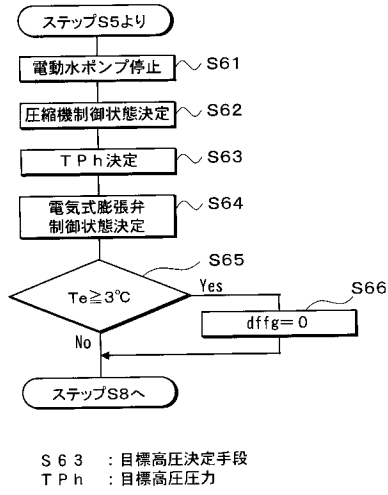


- 13 : ヒートポンプサイクル
- 14 : 圧縮機
- 15 : 水-冷媒熱交換器
- 16 : 電気式膨張弁
- 17 : 蒸発器

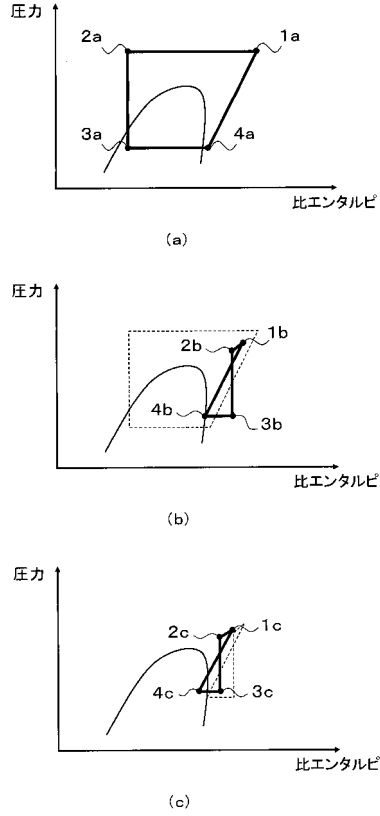
【 図 2 】



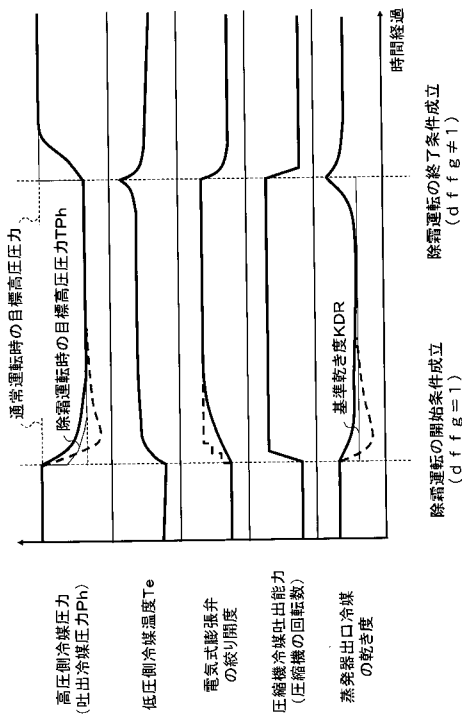
【図3】



【図4】



【図5】



フロントページの続き

(56)参考文献 特開平7 - 208835 (JP, A)
特開2009 - 174800 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F25B 47/02
F25B 1/00