

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5865482号
(P5865482)

(45) 発行日 平成28年2月17日(2016.2.17)

(24) 登録日 平成28年1月8日(2016.1.8)

(51) Int.Cl.		F I			
F 2 5 B 29/00	(2006.01)	F 2 5 B	29/00	3 7 1 F	
F 2 5 B 49/02	(2006.01)	F 2 5 B	49/02	5 6 0	

請求項の数 14 (全 25 頁)

(21) 出願番号	特願2014-504462 (P2014-504462)	(73) 特許権者	000006013
(86) (22) 出願日	平成24年3月15日 (2012.3.15)		三菱電機株式会社
(86) 国際出願番号	PCT/JP2012/001810		東京都千代田区丸の内二丁目7番3号
(87) 国際公開番号	W02013/136368	(74) 代理人	100098604
(87) 国際公開日	平成25年9月19日 (2013.9.19)		弁理士 安島 清
審査請求日	平成26年8月19日 (2014.8.19)	(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
		(74) 代理人	100160831
			弁理士 大谷 元

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】

運転周波数の制御が可能な圧縮機及び熱源側熱交換器を有する熱源ユニットと、
貯湯タンクと、前記貯湯タンクの水を加熱する水熱交換器とを配管接続した水側回路を
有する給湯ユニットと、

前記熱源ユニット及び前記給湯ユニットに配管接続した室内ユニットと、

各ユニットの動作を制御する運転制御部を有した制御装置を備え、

前記運転制御部は、

前記圧縮機からの冷媒を、冷房負荷を有する前記室内ユニットに流す冷房運転モードと
、前記圧縮機からの冷媒を、給湯要求を有する前記給湯ユニットに流す給湯運転モードと
を同時に実施する冷房給湯同時運転モードとを有し、

前記冷房給湯同時運転モードの制御モードとして、前記冷房負荷に応じて前記圧縮機の
運転周波数を制御する冷房優先と、前記給湯要求に応じて前記圧縮機の運転周波数を制御
する給湯優先を有し、

前記運転制御部は、前記冷房給湯同時運転モードの前記制御モードを、前記冷房負荷と
前記給湯要求の関係によって、前記冷房優先又は前記給湯優先とするものであり、

前記熱源ユニットは、冷房給湯同時運転モード時に、前記給湯ユニットから流出した冷
媒を減圧して前記熱源側熱交換器に流入する冷媒の流量を制御する熱源減圧機構を備え、

前記運転制御部は、

前記制御モードが前記給湯優先時、前記熱源減圧機構の開度が下限開度で、蒸発温度が

蒸発温度目標以上の場合は、前記圧縮機の運転周波数を前記蒸発温度が前記蒸発温度目標となるように制御することを特徴とする冷凍サイクル装置。

【請求項 2】

前記運転制御部は、前記冷房給湯同時運転モードの前記制御モードを前記冷房優先から前記給湯優先へ切換える場合、前記圧縮機の運転周波数が前記給湯優先の目標周波数よりも高いか否かを判定し、前記圧縮機の運転周波数が前記給湯優先の目標周波数以下のときには前記冷房優先から前記給湯優先へ切換え、前記圧縮機の運転周波数が前記給湯優先の目標周波数よりも高いときには前記冷房優先を継続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】

前記運転制御部は、さらに、
前記冷房給湯同時運転モードにおいて、前記冷房運転モードに対して前記室内ユニットを冷房サーモOFFとする温度を 1 以上低くし、前記室内ユニットの冷房サーモONとする温度を 1 以上高くすることを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 4】

前記室内ユニットの設置場所の空気温度を計測する室内温度計測手段と、
前記室内ユニットを流れる冷媒の流量を制御する室内減圧機構と、
前記室内減圧機構と前記圧縮機との間の前記蒸発温度を検出する蒸発温度検出手段と、を備え、
前記運転制御部は、さらに、
前記冷房給湯同時運転モードの前記給湯優先時に、
前記熱源減圧機構の開度を前記蒸発温度が蒸発温度目標となるように制御し、
前記蒸発温度目標を、
前記室内温度計測手段において計測された室内温度と設定温度との差温が最大の差温に応じて設定することを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 5】

前記熱源ユニット内にある電子基板から発生する熱を放熱するものであり、前記熱源側熱交換器に外気を供給する熱源送風機からの空気が送風される風路内に位置する放熱板と、前記放熱板の放熱板温度を検出する放熱板温度検出手段と、前記熱源ユニット内にある前記熱源側熱交換器の熱源側過熱度を検出する熱源側過熱度検出手段又は前記室内ユニット内にある室内熱交換器の室内過熱度を検出する室内過熱度検出手段とを有し、
前記運転制御部は、さらに、
前記冷房給湯同時運転モードの前記冷房優先時に、
前記放熱板温度を前記電子基板が破損しない温度である放熱板目標温度以下となるように、前記熱源送風機の回転数を制御し、
前記冷房給湯同時運転モードの前記給湯優先時に、
前記放熱板温度が放熱板目標温度以下となり、かつ、前記熱源側過熱度が所定値以上もしくは前記室内過熱度が所定値以下のいずれか一つとなるように前記熱源送風機の回転数を制御することを特徴とする請求項 4 に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 6】

前記運転制御部は、さらに、
前記冷房給湯同時運転モードの前記給湯優先時で、前記熱源送風機が最大回転数である時に、
前記熱源側過熱度が所定値以下の場合に、前記熱源側過熱度が所定値となるように前記熱源減圧機構の開度を制御するか、もしくは、前記室内過熱度が所定値以上の場合に、前記室内過熱度が所定値以下となるように前記熱源減圧機構の開度を制御することを特徴とする請求項 5 に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 7】

前記水熱交換器の過冷却度を検出する過冷却度検出手段を備え、

10

20

30

40

50

前記運転制御部は、さらに、
 前記冷房給湯同時運転モードの前記給湯優先時に、
 全ての前記室内減圧機構の開度が下限開度となった場合に、前記熱源減圧機構の開度を前記水熱交換器の過冷却度が所定値となるように制御することを特徴とする請求項 4 ~ 6 のいずれか 1 項に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 8】

前記制御装置は、さらに、
 冷房負荷のある前記室内ユニットの容量と給湯要求のある前記給湯ユニットの容量とを、通信により前記制御装置に入力することができる通信部を備え、
 前記運転制御部は、
 前記冷房給湯同時運転モードの制御モードを、前記冷房優先から前記給湯優先に選択した場合に、前記室内ユニットの容量と前記給湯ユニットの容量と前記室内減圧機構の開度とから、前記熱源減圧機構の初期開度を定めることを特徴とする請求項 4 ~ 7 のいずれか 1 項に記載の冷凍サイクル装置。

10

【請求項 9】

運転周波数の制御が可能な圧縮機及び熱源側熱交換器を有する熱源ユニットと、貯湯タンクと、前記貯湯タンクの水を加熱する水熱交換器とを配管接続した水側回路を有する給湯ユニットと、

前記熱源ユニット及び前記給湯ユニットに配管接続した室内ユニットと、各ユニットの動作を制御する運転制御部を有した制御装置を備え、

20

前記運転制御部は、
前記圧縮機からの冷媒を、冷房負荷を有する前記室内ユニットに流す冷房運転モードと、前記圧縮機からの冷媒を、給湯要求を有する前記給湯ユニットに流す給湯運転モードとを同時に実施する冷房給湯同時運転モードとを有し、

前記冷房給湯同時運転モードの制御モードとして、前記冷房負荷に応じて前記圧縮機の運転周波数を制御する冷房優先と、前記給湯要求に応じて前記圧縮機の運転周波数を制御する給湯優先を有し、

前記運転制御部は、前記冷房給湯同時運転モードの前記制御モードを、前記冷房負荷と前記給湯要求の関係によって、前記冷房優先又は前記給湯優先とするものであり、

前記制御モードの前記冷房優先と前記給湯優先の切換えに関する優先閾値切換え関係量と、前記給湯優先の前記圧縮機の前記運転周波数に関する給湯優先運転切換え関係量とを表示する表示部と、

30

前記優先閾値切換え関係量と前記給湯優先運転切換え関係量を入力する入力部とを有した給湯リモコンを備えたことを特徴とする冷凍サイクル装置。

【請求項 10】

前記運転制御部は、さらに、
 前記冷房運転モードと、前記圧縮機からの冷媒を前記給湯要求を有しない前記給湯ユニットの前記水熱交換器に流す第 2 給湯運転とを同時に実施する第 2 冷房給湯同時運転モードを有し、

前記第 2 冷房給湯同時運転モードは、前記冷房優先の制御モードを有し、
 前記運転制御部は、さらに、
 前記冷房負荷があつて前記給湯要求がない場合には、前記制御モードが前記冷房優先の前記第 2 冷房給湯同時運転モードを実施し、前記冷房負荷があつて前記給湯要求がある場合には、前記給湯優先の前記冷房給湯同時運転モードを実施することを特徴とする請求項 1 ~ 9 のいずれか 1 項に記載の冷凍サイクル装置。

40

【請求項 11】

運転周波数の制御が可能な圧縮機及び熱源側熱交換器を有する熱源ユニットと、貯湯タンクと、前記貯湯タンクの水を加熱する水熱交換器とを配管接続した水側回路を有する給湯ユニットと、

前記熱源ユニット及び前記給湯ユニットに配管接続した室内ユニットと、

50

各ユニットの動作を制御する運転制御部を有した制御装置を備え、
前記運転制御部は、
前記圧縮機からの冷媒を、冷房負荷を有する前記室内ユニットに流す冷房運転モードと
、前記圧縮機からの冷媒を、給湯要求を有する前記給湯ユニットに流す給湯運転モードと
を同時に実施する冷房給湯同時運転モードとを有し、

前記冷房給湯同時運転モードの制御モードとして、前記冷房負荷に応じて前記圧縮機の
運転周波数を制御する冷房優先と、前記給湯要求に応じて前記圧縮機の運転周波数を制御
する給湯優先を有し、

前記運転制御部は、前記冷房給湯同時運転モードの前記制御モードを、前記冷房負荷と
前記給湯要求の関係によって、前記冷房優先又は前記給湯優先とするものであり、

10

前記運転制御部は、さらに、
前記冷房運転モードと、前記圧縮機からの冷媒を前記給湯要求を有しない前記給湯ユニ
ットの前記水熱交換器に流す第2給湯運転とを同時に実施する第2冷房給湯同時運転モー
ドを有し、

前記第2冷房給湯同時運転モードは、前記冷房優先の制御モードを有し、
前記運転制御部は、さらに、
前記冷房負荷があつて前記給湯要求がない場合には、前記制御モードが前記冷房優先の
前記第2冷房給湯同時運転モードを実施し、前記冷房負荷があつて前記給湯要求がある場
合には、前記給湯優先の前記冷房給湯同時運転モードを実施するものであり、

前記冷房運転モードと前記第2冷房給湯同時運転モードの高圧を検出する高圧検出手段
と、前記冷房運転モードの高圧を予測する冷房高圧予測手段と、前記第2冷房給湯同時運
転モードの高圧を予測する第2冷房給湯高圧予測手段とを有し、

20

前記制御装置は、さらに、
前記冷房負荷があつて前記給湯要求がない場合に前記第2冷房給湯同時運転モードを実
施するか否かを判定する追加排熱回収判定部を備え、

前記追加排熱回収判定部は、
前記冷房運転モード時において、前記冷房運転モードの高圧に対して、前記冷房給湯同
時運転モードの予測高圧の割合が高圧判定閾値以下の場合には、前記冷房運転モードから
前記第2冷房給湯同時運転モードに変更し、前記第2冷房給湯同時運転モードにおいて、
前記冷房運転モードの予測高圧に対する前記第2冷房給湯同時運転モードの予測高圧の割
合が前記高圧判定閾値以上の場合には、前記第2冷房給湯同時運転モードから前記冷房運
転モードに変更することを特徴とする冷凍サイクル装置。

30

【請求項12】

前記制御装置は、さらに、
前記貯湯タンクの貯湯量を演算する貯湯量演算部を備え、
前記運転制御部は、さらに、
前記貯湯量によって、前記冷房給湯同時運転モードの制御モードである前記冷房優先と
前記給湯優先を選択し、かつ、前記給湯優先の場合には前記圧縮機の運転周波数の固定量
を選択することを特徴とする請求項1～11のいずれか1項に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項13】

前記室内ユニットとして複数の室内ユニットが、前記熱源ユニットに対して並列に配管
接続されている請求項1～12のいずれか1項に記載の冷凍サイクル装置。

40

【請求項14】

前記複数の室内ユニットが分岐ユニットを介して前記熱源ユニットに接続されている請
求項13に記載の冷凍サイクル装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、蒸気圧縮式の冷凍サイクル装置に関し、特に、冷房給湯同時運転により排熱
 回収運転が可能な冷凍サイクル装置の制御に関するものである。

50

【背景技術】

【0002】

従来から、熱源ユニットと室内ユニットを配管接続することによって形成した冷媒回路において、冷房熱と暖房熱を同時に供給することができる冷凍サイクル装置がある(例えば、特許文献1, 2参照)。これらのシステムは、冷房熱と暖房熱を同時に供給することによって排熱回収し、効率の高い運転を実現しようとするものである。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献1】特開2007 232265号公報(図1)

10

【特許文献2】特開2008 138954号公報(図1)

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

特許文献1に記載の冷凍装置ではショーケースなどの冷却熱交換器で吸収した熱量を空調熱交換器の暖房熱として排熱回収ができるシステムとなっている。また、特許文献2における冷凍装置においても、各室内の冷房要求と暖房要求を同時に満たす冷暖フリーの運転を実現できる構成となっており、冷房熱と暖房熱の同時利用により、排熱回収を実現できるシステムとなっている。

【0005】

20

上記文献に記載の冷凍サイクル装置は、冷房負荷と暖房負荷に対応した冷房熱及び暖房熱を出力するシステムである。これに対して、冷房と給湯を同時に実施する冷凍サイクル装置の場合、給湯は空調とは異なり、給湯熱を与えた分だけ積算にて湯量が増加する状態となるため、負荷に対応した熱を出力するという概念がない。そのため、従来の排熱回収の制御をそのまま適用することができない。したがって、冷房と給湯の同時運転において、冷房負荷に合わせた運転方法及び給湯要求に合わせた運転方法のそれぞれの構築が必要である。

【0006】

また、従来は、冷房と給湯のいずれか一方を主体で運転しても排熱が必要となっていたが、給湯熱は与えた分だけ湯が増加していくため、過剰に給湯熱が発生しても排熱を必要としない。しかし、冷房では負荷にあった熱を出力しないとしないため、冷房熱が過剰の場合は排熱が必要となる。特に、冷房室内機が複数台接続されているマルチ機種の場合、冷房低負荷の状態では給湯に合わせて運転を実施すると、冷房熱が過剰となり、低圧が引いて運転が困難となるケースがある。この状態を防ぐために、冷房と給湯の同時運転に適切な排熱量制御が必要である。このように、冷房と給湯の同時運転では排熱量制御についても考え方が異なる。

30

【0007】

また、給湯ではある瞬間において負荷に合わせた熱の出力をしなくてもよく、ユーザーが使う時までに湯が沸き上がっていれば良いので、給湯要求に合わせた運転の切換えタイミングというものはある程度自由に設定できる。ところが、給湯運転への切換えタイミングが早すぎると、トータルで運転効率の低い状態となってしまうし、逆に、遅すぎると、湯切れてしまう可能性がある。ユーザーによっては、冷房負荷に合わせた運転を実施しているだけで、湯が足りるケースもある。このように省エネを達成しつつ、湯切れを回避するためには、制御方法の選択と運転切換えのタイミングが非常に重要であり、そのタイミングはユーザーの湯の使用方法により大きくことなるため、適切な設定が必要である。

40

【0008】

また、給湯に合わせた運転では負荷に合わせて熱を出力することがないため、給湯熱の出力方法も自由に設定できる。そのため、制御方法としては、湯切れ耐力を確保しつつ、運転効率を高める方法が望ましいが、これまでの冷房と暖房の同時運転では負荷によって、出力される熱量が固定されるため、そのような考え方による制御方法の構築がこ

50

れまでなかった。

【0009】

以上により、冷房室内の快適性を損なわず、湯切れ耐力の高い状態とし、かつ、運転効率を高くするような運転動作を実現するためには、従来の制御方法では不適切であり、冷房と給湯の同時運転に対応した運転方法の構築が必要となる。

【0010】

本発明は上記のような課題を解決するためになされたものであり、少なくとも冷房運転と給湯運転の個別運転が可能で、かつ冷房排熱を給湯熱として回収する冷房排熱回収運転が可能で、冷房負荷と給湯要求に合わせた機器制御モードを構築し、かつ、冷房負荷と給湯要求の関係に応じて、機器制御の制御モードを決定すること

10

【課題を解決するための手段】

【0011】

本発明の冷凍サイクル装置は、運転周波数の制御が可能な圧縮機及び熱源側熱交換器を有する熱源ユニットと、貯湯タンクと、前記貯湯タンクの水を加熱する水熱交換器とを配管接続した水側回路を有する給湯ユニットと、前記熱源ユニット及び前記給湯ユニットに配管接続した室内ユニットと、各ユニットの動作を制御する運転制御部を有した制御装置を備え、前記運転制御部は、前記圧縮機からの冷媒を、冷房負荷を有する前記室内ユニットに流す冷房運転モードと、前記圧縮機からの冷媒を、給湯要求を有する前記給湯ユニットに流す給湯運転モードとを同時に実施する冷房給湯同時運転モードとを有し、前記冷房給湯同時運転モードの制御モードとして、前記冷房負荷に応じて前記圧縮機の運転周波数を制御する冷房優先と、前記給湯要求に応じて前記圧縮機の運転周波数を制御する給湯優先を有し、前記運転制御部は、前記冷房給湯同時運転モードの前記制御モードを、前記冷房負荷と前記給湯要求の関係によって、前記冷房優先又は前記給湯優先とするものであり、前記熱源ユニットは、冷房給湯同時運転モード時に、前記給湯ユニットから流出した冷媒を減圧して前記熱源側熱交換器に流入する冷媒の流量を制御する熱源減圧機構を備え、前記運転制御部は、前記制御モードが前記給湯優先時、前記熱源減圧機構の開度が下限開度で、蒸発温度が蒸発温度目標以上の場合は、前記圧縮機の運転周波数を前記蒸発温度が前記蒸発温度目標となるように制御するものである。

20

30

【発明の効果】

【0012】

上記冷凍サイクル装置においては、従来に比べて、室内の快適性を損なわず、湯切れ耐力が高く、運転効率の高い冷凍サイクル装置を得ることができる。

【図面の簡単な説明】

【0013】

【図1】実施の形態1における冷凍サイクル装置100の冷媒回路図である。

【図2】実施の形態1における冷凍サイクル装置100の制御装置のブロック線図である。

。

【図3】実施の形態1における冷凍サイクル装置100の負荷バランスに対する冷房優先と給湯優先の切換え状態を示した図である。

40

【図4】実施の形態1における冷凍サイクル装置100の冷房優先と給湯優先の場合の各機器の制御方法を示した図である。

【図5】実施の形態1における冷凍サイクル装置100の給湯優先での熱源減圧機構6の開度に対する運転状態の変化を示した図である。

【図6】実施の形態1における冷凍サイクル装置100の貯湯量による空調優先及び給湯優先の判定方法を示した図である。

【図7】実施の形態1における冷凍サイクル装置100の冷房運転モードAと第2冷房給湯同時運転モードEの凝縮温度に対する運転効率の変化を示した図である。

【図8】実施の形態1における冷凍サイクル装置100の冷房運転モードAと第2冷房給

50

湯同時運転モードEのモリエル線図を示した図である。

【図9】実施の形態1における冷凍サイクル装置100において冷房負荷があって給湯要求がなく、かつ貯湯タンク19の蓄熱量が最大でない場合の運転モード選択のフローチャートである。

【図10】実施の形態2における冷凍サイクル装置100の冷媒回路図である。

【発明を実施するための形態】

【0014】

実施の形態1.

<機器構成>

本発明の実施の形態1の空気調和装置の構成を図面に基づいて説明する。なお、この明細書では、文中の記号に対して単位を示す場合は[]の中に示す。なお、無次元(単位なし)の場合は、[-]と表記する。図1は、実施の形態1に係る冷凍サイクル装置100の冷媒回路図である。この冷凍サイクル装置100は一般住宅やオフィスビル等に設置され、蒸気圧縮式の冷凍サイクル運転を行うことによって、室内ユニット303a, 303bにて選択された、冷房指令(冷房ON/OFF)又は暖房指令(暖房ON/OFF)又は給湯ユニット304に対する給湯指令(給湯ON/OFF)を、個別に処理することができる冷凍サイクル装置である。また、この冷凍サイクル装置は室内ユニット303a, 303bの冷房指令と給湯ユニット304の給湯指令を同時に処理することができる。

10

【0015】

熱源ユニット301と室内ユニット303a, 303bは分岐ユニット302を介して接続されているため、室内ユニット台数が増加しても、熱源ユニット301に接続する配管本数が増えないようになっている。熱源ユニット301と分岐ユニット302とは冷媒配管である室内側液延長主配管7と冷媒配管である室内側ガス延長主配管12とで接続されている。分岐ユニット302と室内ユニット303a, 303bとは冷媒配管である室内側液延長枝配管9a, 9bと室内側ガス延長枝配管11a, 11bとで接続されている。また、熱源ユニット301と給湯ユニット304とは冷媒配管である水側ガス延長主配管15と冷媒配管である水側液延長主配管20とで接続されている。空気調和装置に用いられる冷媒は、特に限定しない。例えば、R410A、R32、HFO-1234yf、炭化水素のような自然冷媒、などを用いることができる。

20

【0016】

<熱源ユニット301>

熱源ユニット301は、圧縮機1と、油分離器2と、四方弁3, 13と、熱源側熱交換器4と、熱源送風機5と、熱源減圧機構6と、給湯減圧機構21と、アキュムレータ14と、電磁弁22と、キャピラリーチューブ23とで構成されている。圧縮機1は、冷媒を吸入、圧縮して高温高圧の状態にするものであり、例えばインバータにより回転数が制御されるタイプのもので構成される。油分離器2は圧縮機1より流出した油を分離して圧縮機1に戻すために接続されており、分離された油はキャピラリーチューブ23を経由して圧縮機1とアキュムレータ14の間の配管に戻され、圧縮機1へと流れる。熱源側熱交換器4は例えば伝熱管と多数のフィンとにより構成されたクロスフィン式のフィン・アンド・チューブ型熱交換器であり外気と冷媒とで熱交換を行い、排熱をする。また、熱源送風機5は、熱源側熱交換器4に供給する空気の流量を可変することが可能なファンを備えており、例えば、DCファンモータからなるモータ(図示せず)によって駆動されるプロペラファン等である。

30

40

【0017】

熱源減圧機構6と、給湯減圧機構21は、冷媒の流量を制御するものであり、開度を可変に設定できる。また、熱源減圧機構6と、給湯減圧機構21と、電磁弁22と、四方弁3, 13を制御することで、冷媒の流れ方向を設定することができる。アキュムレータ14は運転に過剰な冷媒を貯留する機能、及び運転状態が変化の際に一時的に発生する液冷媒を滞留させることで圧縮機1に大量の液冷媒が流入するのを防ぐ機能を有している。

【0018】

50

また、熱源ユニット301では運転によって、例えば圧縮機周波数が高くなるなどして電流が多くなると、例えば圧縮機駆動用の電子基板が発熱し、該電子基板の温度が上昇する。この温度が高くなりすぎると、電子基板が破損する可能性があるため、通常、電子基板には発生した熱を放熱するための放熱板31がついている。放熱板31は熱源送風機5の風路内に位置しており熱源送風機5からの空気の送風により熱源ユニット301内の電子基板の放熱を行うことができる。

【0019】

また、熱源ユニット301には圧力センサ201が圧縮機1吐出側に設けられており、設置場所の冷媒圧力を計測する。また、温度センサ202が圧縮機1吐出側、温度センサ203が熱源側熱交換器4のガス側、温度センサ205が熱源側熱交換器4の液側に設けられ、設置場所の冷媒温度を計測する。また、温度センサ204が空気吸込口に設けられており、設置場所の空気温度を計測する。また、温度センサ212が放熱板31に設けられており、放熱板温度を計測する。

10

【0020】

<分岐ユニット302>

分岐ユニット302は、室内減圧機構8a, 8bを含んで構成されている。室内減圧機構8a, 8bは、冷媒の流量を制御するものであり、開度を可変に設定できる。また、室内減圧機構8a, 8bを制御することで、冷媒の流れ方向を設定することができる。

【0021】

<室内ユニット303a, 303b>

室内ユニット303a, 303bは室内側熱交換器10a, 10bを含んで構成されている。室内側熱交換器10a, 10bは例えば伝熱管と多数のフィンとにより構成されたクロスフィン式のフィン・アンド・チューブ型熱交換器であり室内空気と冷媒との熱交換を行う。

20

【0022】

室内ユニット303a, 303bには温度センサ206a, 206bが室内側熱交換器10a, 10bの液側、温度センサ208a, 208bが室内熱交換器10a, 10bのガス側に設けられており、設置場所の冷媒温度を検出する。また、温度センサ207a, 207bが空気吸込口に設けられており、設置場所の空気温度を計測する。

【0023】

<給湯ユニット304>

給湯ユニット304は水熱交換器16と、水側回路18と、水ポンプ17と、貯湯タンク19と伝熱コイル25により構成される。水側回路17は水熱交換器16と貯湯タンク19との間を接続しており、熱媒体が中間水として水側回路17を循環する。熱媒体は例えば、水、ナイブライン、エチレングリコールなどである。水熱交換器16は例えばプレート型熱交換器により構成され、熱媒体と冷媒を熱交換させて熱媒体を加熱する。水ポンプ17は水側回路18にて熱媒体を循環させる機能を有しており、水熱交換器16に供給する熱媒体の流量を可変できるもので構成してもよいし一定速のもので構成してもよい。貯湯タンク19は沸きあげられた湯を貯留する機能を有している。貯湯タンク19は満水式であり、負荷側の出湯要求に応じてタンク上部より湯が出水し、出湯時の貯湯タンク19の湯量減少分は低温の市水がタンク下部より給水される。

30

40

【0024】

水ポンプ17により送水された熱媒体は、水熱交換器16で冷媒により加熱されて温度が上昇し、その後、接続点24を通過して貯湯タンク19内に流入する。熱媒体は貯湯タンク19の水に混合されることはなく、伝熱コイル25にて水と熱交換をして温度が低くなる。その後、接続点26より貯湯タンク19を流出し、水ポンプ17に流れ、再び送水されて水熱交換器16に流入する。このようなプロセスにて貯湯タンク19に湯が沸き上げられる。

【0025】

伝熱コイル25は貯湯タンク19の下部に位置しており、接続点24と接続点26は貯

50

湯タンク 19 の下部に位置している。タンク上部より湯が出水し、低温の市水がタンク下部より給水されるため、タンク下部には低温の水が存在している。実施の形態 1 では伝熱コイル 25 にて水を加熱しても水温が低ければ一度の熱交換にて貯湯タンク 19 の水を高温の水にすることができない。運転としては貯湯タンク 19 の低温の水を徐々に昇温させる動作となり、伝熱コイル 25 にて複数回の熱交換がなされることにより貯湯タンク 19 の水が上昇して湯ができる。この沸き上げ方式を循環加温という。循環加温では伝熱コイル 25 にて水を例えば 5 ずつ昇温させ、貯湯タンク 19 のタンク水温を上昇させる。そのため、伝熱コイル 25 の熱媒体も 5 ずつ昇温し、結果、水熱交換器 16 の入口温度は 25 、 30 と増加していき、それにつれて出口温度も 30 、 35 と増加する。

【 0026 】

また、給湯ユニット 304 には、温度センサ 209 が水熱交換器 12 の冷媒側回路の液側に設置されており、設置場所の冷媒温度を検出する。また、温度センサ 210 が水側回路 17 の水熱交換器 16 の下流に、温度センサ 211a ~ 211d が貯湯タンク 19 のタンク壁面に設置されており、設置場所の水温を検出する。温度センサ 211a ~ 211d は貯湯タンク 19 の上部から下部に向かって、温度センサ 211a、温度センサ 211b、温度センサ 211c、温度センサ 211d の順に設置されている。

【 0027 】

< 制御装置 101 >

熱源ユニット 301 内には、例えば、マイクロコンピュータにより構成された制御装置 101 が設けられている。図 2 は、本発明の実施の形態 1 に係る制御装置 101 の構成を示すブロック図である。各種温度センサ、圧力センサによって検知された各諸量は、測定部 102 に入力され、入力された情報に基づき運転制御部 103 にて、圧縮機 1 と、電磁弁 22 と、四方弁 3、13 と、熱源送風機 5 と、熱源減圧機構 6 と、室内減圧機構 8a、8b と、水ポンプ 17 など制御するようになっている。また、電話回線、LAN 回線、無線などの通信手段からの通信データ情報の入力、及び外部に情報を出力することができる通信部 104 も有している。通信部 104 では給湯リモコン 107 より出力された給湯指令(給湯 ON/給湯 OFF)、設定出湯温度などを受信し制御装置 101 に入力する。また、空調リモコン 108a、108b より出力された冷房指令(冷房 ON/OFF)、または暖房指令(暖房 ON/OFF)を受信し制御装置 101 に入力する。なお、給湯要求は給湯リモコン 107 からの入力の他に、貯湯タンク 19 の貯湯量が所定値以下、例えば、貯湯量が 50% 以下となった場合に自動で制御装置 101 に入力される仕様となっている。制御装置 101 には、さらに、貯湯タンク 19 の貯湯量を演算する貯湯量演算部 105 を有している。また、冷房負荷があるつまり冷房 ON の状態で、かつ給湯要求がない場合に冷房と給湯の同時運転を実施するか否かを判定する追加排熱回収判定部 106 を有する。給湯リモコン 107 は、運転状態を表示する表示部 109 と、ユーザーから冷凍サイクル装置 100 の指示を入力する入力部 110 を有している。

【 0028 】

貯湯量演算部 105 は貯湯量を、たとえば次のようにして求める。まず、貯湯タンク 19 の高さ方向に設けられている温度センサ 211a ~ 211d の設置位置毎に貯湯タンク 19 を高さ方向に分割する。そして計測部 102 にて計測した各分割区間における上端および下端の温度センサ 211 の計測データに基づいて、貯湯量演算部 105 は分割区間毎に平均温度を算出する。なお、最上部区間は下端の温度センサ 211 を、最下部区間は上端の温度センサ 211 の温度を平均温度とする。そして、各分割区間での湯量および水の比熱を平均温度から市水温度を引いた値に掛け合わせ、各分割区間の貯湯熱量を推算する。推算した各分割区間の貯湯熱量を積算し、積算した熱量を貯湯タンク 19 の貯湯熱量とする。ここで、各分割区間の湯量は貯湯タンク 19 の内容積を温度センサ 211 の設置数 + 1 で割ることで求まる。また、市水は例えば 15 固定とする。温度センサ 211a ~ d の計測値全てが出湯温度である場合を貯湯量 100% とし、計測値の温度センサ 211a ~ 211d から求めた貯湯熱量を貯湯量 100% の時の貯湯熱量ですることで、貯湯量を求める。

10

20

30

40

50

【 0 0 2 9 】

< 運転モード >

冷凍サイクル装置 100 は、室内ユニット 303 a , 303 b に要求されるそれぞれの空調負荷、及び給湯ユニット 304 に要求される給湯要求、に応じて熱源ユニット 301、分岐ユニット 302、室内ユニット 303 a , 303 b、給湯ユニット 304 に搭載されている各機器の制御を行い、冷房運転モード A、暖房運転モード B、給湯運転モード C、冷房給湯同時運転モード D を実行する。以下に、各運転モードにおける運転動作について説明する。

【 0 0 3 0 】

[冷房運転モード A]

まず、冷房運転モード A について説明する。冷房運転モード A では四方弁 3 は圧縮機 1 の吐出側を熱源側熱交換器 4 のガス側と接続し、吸入側を水熱交換器 16 と接続する。また、四方弁 13 は圧縮機 1 の吸入側を室内側熱交換器 10 a , 10 b のガス側と接続する。また、電磁弁 22 は閉路となっている。また、熱源減圧機構 6 は最大開度（全開）、給湯減圧機構 21 は最低開度（全閉）となっている。

10

【 0 0 3 1 】

圧縮機 1 から吐出した高温・高圧のガス冷媒は油分離器 2 及び四方弁 3 を経由して、熱源側熱交換器 4 に流入し、室外空気と熱交換を行なって高圧液冷媒になる。その後、熱源側熱交換器 4 から流出し、熱源減圧機構 6 を流れる。その後、熱源ユニット 301 から流出して室内液延長主配管 7 を経由して分岐ユニット 302 に流入し、室内減圧機構 8 a、8 b にて減圧され低圧の二相冷媒となり分岐ユニット 302 より流出する。その後、室内液延長枝配管 9 a , 9 b を経由して室内ユニット 303 a , 303 b に流入し、室内側熱交換器 8 にて室内空気を冷却して低圧ガス冷媒となる。その後、室内ユニット 303 a , 303 b を流出し、室内ガス延長枝配管 11 a , 11 b、分岐ユニット 302、室内ガス延長主配管 12 を経由して、室外ユニット 301 に流入し、四方弁 13 を通過してアクムレータ 14 を流れた後に再び圧縮機 1 に吸入される。なお、給湯ユニット 304 は停止しているため、給湯減圧機構 21 から四方弁 3 までの間は冷媒が流れておらず、気相の冷媒で満たされる。

20

【 0 0 3 2 】

なお、室内減圧機構 8 a , 8 b は熱源側熱交換器 4 の過冷却度が所定値となるようにトータルで開度が制御されている。熱源側熱交換器 4 の過冷却度は圧力センサ 201 により検出される圧力の飽和液温度から温度センサ 205 の温度を差し引いた値である。また、圧縮機 1 の運転周波数は蒸発温度が所定値となるように制御されている。蒸発温度は温度センサ 206 a , 206 b の検出温度である。また、熱源送風機 5 は凝縮温度が所定値となるように制御されている。凝縮温度は圧力センサ 201 より検出された圧力の飽和ガス温度である。

30

【 0 0 3 3 】

[暖房運転モード B]

次に暖房運転モード B について説明する。暖房運転モード B では、四方弁 3 は圧縮機 1 の吐出側を水熱交換器 16 のガス側と接続し、吸入側を熱源側熱交換器 4 のガス側に接続する。四方弁 13 は圧縮機 1 の吐出側を室内熱交換器 10 a , 10 b のガス側に接続する。また、電磁弁 22 は閉路である。さらに、室外減圧機構 6 は最大開度（全開）、給湯減圧機構 21 は給湯ガス延長主配管 15 から給湯液延長主配管 20 の間に冷媒が滞留しない程度の開度に固定されている。

40

【 0 0 3 4 】

圧縮機 1 から吐出した高温・高圧のガス冷媒は油分離器 2、四方弁 13 を経由して熱源ユニット 301 より流出し、室内ガス延長主配管 12、分岐ユニット 302、室内ガス延長枝配管 11 a , 11 b を経由し、室内ユニット 303 a , 303 b へと流れる。その後、室内側熱交換器 10 a , 10 b に流入し、室内空気を加熱して高圧液冷媒となり、室内側熱交換器 10 a , 10 b を流出する。その後、室内ユニット 303 a , 303 b から流出

50

し、室内液延長枝配管 9 a , 9 b を経由して分岐ユニット 3 0 2 に流入し、室内減圧機構 8 a , 8 b にて減圧されて低圧二相冷媒となる。その後、分岐ユニット 3 0 2 を流出し、室内液延長主配管 7 を経由して熱源ユニット 3 0 1 に流入し、熱源減圧機構 6 を通過後に熱源側熱交換器 4 に流入し、室外空気と熱交換を行ない、低圧ガス冷媒となる。このガス冷媒は、熱源側熱交換器 4 から流出した後、四方弁 3 を経由して、アキュムレータ 1 4 を通過後、再び圧縮機 1 に吸入される。なお、給湯ユニット 3 0 4 は停止しているため、四方弁 3 から給湯減圧機構 2 1 までの間は冷媒が流れておらず、気相の冷媒で満たされる。

【 0 0 3 5 】

なお、室内減圧機構 8 a , 8 b は室内側熱交換器 1 0 a , 1 0 b の過冷却度が所定値となるように開度が制御されている。室内側熱交換器 1 0 a , 1 0 b の過冷却度は圧力センサ 2 0 1 により検出される飽和液温度から温度センサ 2 0 6 a , 2 0 6 b の温度を差し引いた値である。また、圧縮機 1 の運転周波数は凝縮温度が所定値となるように制御されている。凝縮温度は圧力センサ 2 0 1 より検出された圧力の飽和ガス温度である。また、熱源送風機 5 は蒸発温度が所定値となるように制御されている。蒸発温度は温度センサ 2 0 5 の検出温度である。

【 0 0 3 6 】

[給湯運転モード C]

次に給湯運転モード C について説明する。給湯運転モードでは、四方弁 3 は圧縮機 1 の吐出側を水熱交換器 1 6 のガス側、吸入側を熱源側熱交換器 4 のガス側と接続する。四方弁 1 3 は圧縮機 1 の吸入側を室内熱交換器 1 0 a , 1 0 b のガス側と接続する。また、電磁弁 2 2 は閉路である。さらに、室内減圧機構 8 a , 8 b は最低開度（全閉）、給湯減圧機構 2 1 は最大開度（全開）である。

【 0 0 3 7 】

圧縮機 1 から吐出した高温・高圧のガス冷媒は、油分離器 2、四方弁 3 を経由して熱源ユニット 3 0 1 から流出する。その後、給湯ガス延長主配管 1 5 を経由して給湯ユニット 3 0 4 に流入し、水熱交換器 1 6 に流入し、水ポンプ 1 7 によって供給される水を加熱し、高圧液冷媒となる。その後、水熱交換器 1 6 及び給湯ユニット 3 0 4 から流出後、給湯液延長主配管 2 0 を経由して熱源ユニット 3 0 1 に流入する。その後、給湯減圧機構 2 1 を通過して熱源減圧機構 6 により減圧され、低圧二相冷媒となる。熱源減圧機構 6 を通過した冷媒は、その後、熱源側熱交換器 4 に流入し、室外空気を冷却して低圧ガス冷媒となる。室外熱交換器 4 から流出した後、四方弁 3 を経由して、アキュムレータ 1 4 を通過後、再び圧縮機 1 に吸入される。なお、室内ユニット 3 0 3 a , 3 0 3 b は停止しているため、室内液延長主配管 7 から四方弁 1 3 までの間は冷媒が流れておらず、気相の冷媒で満たされる。

【 0 0 3 8 】

なお、熱源減圧機構 6 は水熱交換器 1 6 の過冷却度が所定値となるように開度が制御されている。水熱交換器 1 6 の過冷却度は圧力センサ 2 0 1 により検出される圧力の飽和液温度から温度センサ 2 0 9 の検出温度を差し引いた値である。圧力センサ 2 0 1 および温度センサ 2 0 9 は水熱交換器 1 6 の過冷却度検出手段として作用する。また、圧縮機 1 の周波数は最大周波数に制御されている。凝縮温度は圧力センサ 2 0 1 より検出された圧力の飽和ガス温度である。また、熱源送風機 5 は蒸発温度が所定値となるように制御されている。蒸発温度は温度センサ 2 0 5 の検出温度である。

【 0 0 3 9 】

このように、冷凍サイクル装置 1 0 0 は室内の冷房と暖房、及び給湯を個別に実施することが可能である。具体的には、室内ユニット 3 0 3 a , 3 0 3 b にて選択された冷房指令（冷房 ON / OFF）又は暖房指令（暖房 ON / OFF）と、給湯ユニット 3 0 4 における給湯指令（給湯 ON / OFF）により、冷房運転モード A と暖房運転モード B と給湯運転モード C とを実施することができる。さらに、冷凍サイクル装置 1 0 0 は室内ユニット 3 0 3 a , 3 0 3 b の冷房 ON と、給湯ユニット 3 0 4 の給湯 ON を同時に実施することが可能となっている。

10

20

30

40

50

【 0 0 4 0 】

[冷房給湯同時運転モード（第1冷房給湯同時運転モード）D]

次に、冷房給湯同時運転モードDについて説明する。冷房給湯同時運転モードDでは四方弁3は圧縮機1の吐出側を水熱交換器16のガス側と接続し、吸入側を熱源側熱交換器4のガス側と接続する。四方弁13は圧縮機1の吸入側を室内熱交換器10a, 10bのガス側と接続する。また、電磁弁22は閉路となっており、給湯減圧機構21は最大開度（全開）である。

【 0 0 4 1 】

圧縮機1から吐出した高温・高圧のガス冷媒は、油分離器2と四方弁3を通過後、熱源ユニット301を流出し、給湯ガス延長主配管15を経由して給湯ユニット304に流入する。給湯ユニット304に流入した冷媒は、水熱交換器16に流入し、水ポンプ17によって供給される水を加熱して高圧液冷媒となり、水熱交換器16より流出する。冷媒はその後、給湯ユニット304を流出し、給湯液延長主配管20を経由して熱源ユニット301に流入し、給湯減圧機構21を通過後に、熱源ユニット301を流出して室内液延長主配管7に流れる冷媒と、熱源減圧機構6に流れる冷媒とに分配される。室内液延長主配管7に流入した冷媒は、分岐ユニット302に流入し、室内減圧機構8a, 8bにて減圧されて、低圧二相冷媒となり、分岐ユニット302を流出する。冷媒はその後、室内液延長枝配管9a, 9bを経由して室内ユニット303a, 303bに流入し、室内熱交換器10a, 10bに流入して、室内空気を冷却して低圧ガス冷媒となる。室内熱交換器10a, 10bを流れた冷媒はその後、室内ユニット303a, 303bを流出し、室内ガス延長枝配管11a, 11b、分岐ユニット302、室内ガス延長主配管12を経由して、四方弁13を流れ、熱源減圧機構6を流れた冷媒と合流する。一方、熱源減圧機構6を流れた冷媒は減圧されて、低圧二相冷媒となった後、熱源側熱交換器4に流入し、室外空気を冷却して低圧ガス冷媒となる。冷媒はその後、四方弁3を経由して室内液延長主配管7に流入した冷媒と合流する。合流した冷媒は、アキュムレータ14を通過して再び圧縮機1に吸入される。

【 0 0 4 2 】

冷房給湯同時運転モードDでは冷房負荷と給湯要求が同時にある状態であるため、各機器の制御方法は冷房負荷に合わせて運転を制御する冷房優先か、給湯要求に合わせて運転をする給湯優先かによって区別される。つまり、冷房給湯同時運転モードDの制御モードとして、冷房優先（冷房優先モード）と給湯優先（給湯優先モード）がある。冷房優先は冷房負荷に合わせた運転となり、排熱ゼロの状態であるため給湯優先よりも省エネ性能が高い。給湯優先では給湯要求に合わせた運転となり、短時間にて給湯完了が実現するため湯切れ耐力が高い。これらの特性があるため、基本は冷房優先にて運転して省エネ性能の高い状態を狙う。給湯動作が所定時間以上継続して行われた場合、つまり、給湯運転モードC及び冷房給湯同時運転モードDの運転時間が所定時間以上、例えば、2時間以上継続して行われた場合は給湯優先にて運転を行う。

【 0 0 4 3 】

図3は冷房と給湯の負荷バランスに対する冷房優先と給湯優先の選択状態を示した図である。冷房負荷が大きくて冷房熱量が給湯熱量よりも多い場合は冷房優先による運転を選択する。これに対して、貯湯量が少なく給湯熱量が冷房熱量よりも多くなる場合は給湯優先による運転を選択する。つまり、冷房負荷と給湯負荷の関係によって制御モードの冷房優先と給湯優先を選択する。図4は冷房優先と給湯優先の各機器の制御方法を示した図である。次に、それぞれの状態における各機器の制御方法について説明する。

【 0 0 4 4 】

冷房優先とする場合、室内減圧機構8a, 8bは水熱交換器16の過冷却度が所定値となるように制御される。圧縮機1は蒸発温度が蒸発温度目標値となるように運転制御部103により制御される。蒸発温度は温度センサ206a, 206b（蒸発温度検出手段として作用）の検出温度である。また、蒸発温度目標値は室内最大差温により変化する。室内最大差温は室内ユニット303a, 303bの差温の最大値である。なお、室内ユニット

10

20

30

40

50

303a, 303bの差温は、温度センサ207a, 207b(室内温度計測手段として作用)の検出温度から室内設定温度を差し引いた値である。室内最大差温が大きいほど冷房能力が大きいと判定され、蒸発温度目標値は低下する。熱源減圧機構6は最低開度(全閉)となるように運転制御部103にて制御される。これは圧縮機1が冷房負荷に合わせて運転されているため、熱源側熱交換器4に冷媒を流して排熱する必要がないためである。熱源送風機5は放熱板温度が目標値となるように回転数を運転制御部103にて制御する。放熱板温度は温度センサ212(放熱板温度検出手段として作用)の検出温度である。放熱板温度の目標値は、圧縮機駆動用の電子基板などに異常がでない最大温度に設定する。そうすることで、熱源送風機5の風量を必要最小とすることができ、モーターの電気入力が減る分、運転効率が高くなる。

10

【0045】

給湯優先とする場合、室内減圧機構8a, 8bは冷房優先と同様に制御する。圧縮機1は固定周波数、例えば、最大周波数あるいは最大周波数の75%の周波数となるように運転制御部103により制御される。圧縮機1が冷房負荷によらず固定周波数に制御されているため、冷房能力過剰となり、室内が冷やしすぎとなって快適性を損なう可能性がある。そのため、熱源減圧機構6の開度を調整することにより、室内熱交換器10a, 10bに流れる冷媒と熱源側熱交換器4に流れる冷媒とを分流する必要がある。つまり、熱源側熱交換器4にて余剰冷房能力を排熱する必要がある。

【0046】

熱源減圧機構6は蒸発温度が蒸発温度目標値となるように開度が運転制御部103にて制御される。これは圧縮機1が給湯要求に合わせて運転されているため、余剰冷房熱を熱源側熱交換器4に冷媒を流して排熱する動作を狙うためである。蒸発温度が所定値となるように熱源減圧機構6にて冷媒の分配量を調整することで、室内熱交換器10a, 10bにて所定の冷房能力を確保する。蒸発温度目標値は室内最大差温により変化し、室内最大差温が大きいほど冷房能力が大きいと判定され、蒸発温度目標値は低下する。熱源減圧機構6を開けると熱源側熱交換器4で処理する冷房能力の割合が増加するため蒸発温度は上昇し、絞ると蒸発温度は低下する。冷房優先にて圧縮機1が実施していた蒸発温度制御を、給湯優先では熱源減圧機構6にて実施することで、室内熱交換器10a, 10bに供給される冷房能力を調整できる。そのため、湯切れを回避するために圧縮機1の運転周波数を高くしても、室内の冷やしすぎを防止し、室内の快適性を損なわないようにすることができる。

20

30

【0047】

熱源送風機5の回転数は、放熱板温度が目標値となるように運転制御部103にて制御される。また、熱源側熱交換器4の過熱度が所定値以下、例えば2以下の場合、過熱度が所定値以上となるように熱源送風機5の回転数を高くして、風量を多くする。なお、熱源側熱交換器4の過熱度は温度センサ203の検出温度から温度センサ205の検出温度を差し引いた値(温度センサ203及び温度センサ205は熱源側過熱度検出手段として作用)である。熱源側熱交換器4の過熱度が所定値以上確保できていない状態では伝熱性能の高い冷媒二相部の割合が多い状態であり、余剰冷房能力を効率よく排熱しきれていないということである。そのため、熱源送風機5の風量を多くすることで冷媒を気相になるまで加熱するようにして、必要な排熱量を確保できるようにする。

40

【0048】

また、熱源送風機5の回転数が最大となっているが熱源側熱交換器4の過熱度が所定値以上確保できない場合は、熱源側熱交換器4に冷媒が流れすぎている状態である。この場合は、熱源減圧機構6の開度を絞り、熱源側熱交換器4の冷媒流量を少なくすることで熱源側熱交換器4の過熱度が所定値以上となるようにする。具体的には、熱源送風機5の回転数が最大の時、熱源側熱交換器4の過熱度が所定値以下の時、熱源側熱交換器4の過熱度が所定値となるように熱源減圧機構6の開度を運転制御部103にて制御する。このようにすることで、熱源側熱交換器4の排熱を効率よく実施することができ、運転効率の低下を回避することができる。

50

【 0 0 4 9 】

また、冷凍サイクル装置 1 0 0 では、室内熱交換器 1 0 a , 1 0 b を流れた冷媒と熱源側熱交換器 4 を流れた冷媒とが合流した後にアキュムレータに入る。アキュムレータに液冷媒がある場合は定常状態にてアキュムレータ入口は過熱度 0 となる。そのため、熱源側熱交換器 4 に過熱度があれば室内熱交換器 1 0 a , 1 0 b にて過熱度が無い状態であり、逆に、室内熱交換器 1 0 a , 1 0 b に過熱度があれば熱源側熱交換器 4 に過熱度が無い状態であるといえる。したがって、温度センサ 2 0 3 がなくても熱源側熱交換器 4 の過熱度の有無を判定可能である。具体的には、室内熱交換器 1 0 a , 1 0 b 全てにおいて過熱度が所定値以上、例えば、2 以上ある場合は、熱源側熱交換器 4 の過熱度が 0 の状態であるといえるので、室内熱交換器 1 0 a , 1 0 b のいずれか 1 つでも過熱度が 2 以下となるように熱源送風機 5 の回転数を運転制御部 1 0 3 にて制御する。室内熱交換器 1 0 a , 1 0 b の過熱度は温度センサ 2 0 8 a , 2 0 8 b の検出温度から温度センサ 2 0 6 a , 2 0 6 b の検出温度を差し引いた値である。したがって、温度センサ 2 0 8 a , 2 0 8 b , 2 0 6 a , 2 0 6 b は室内過熱度検出手段として作用する。なお、熱源送風機 5 の回転数を高くすると、室内熱交換器 1 0 a , 1 0 b の過熱度は低くなり、熱源送風機 5 の回転数を低くすると、室内熱交換器 1 0 a , 1 0 b の過熱度は高くなる。

10

【 0 0 5 0 】

また、熱源送風機 5 の回転数が最大となっているが全ての室内熱交換器 1 0 a , 1 0 b にて過熱度が所定値以上となる場合は、熱源側熱交換器 4 に冷媒が流れすぎている状態である。この場合は、熱源減圧機構 6 の開度を絞り、熱源側熱交換器 4 の冷媒流量を少なくすることで、室内熱交換器 1 0 a , 1 0 b のうちいずれか 1 つでも過熱度が所定値以下となるようして、熱源側熱交換器 4 の過熱度が所定値以上となるようにする。具体的には、熱源送風機 5 の回転数が最大の時、熱源側熱交換器 4 の過熱度が所定値以下の時は、熱源側熱交換器 4 の過熱度が所定値となるように熱源減圧機構 6 の開度を運転制御部 1 0 3 にて制御する。このようにすることで、熱源側熱交換器 4 の排熱を効率よく実施することができ、運転効率の低下を回避することができる。

20

【 0 0 5 1 】

図 5 は給湯優先時の熱源減圧機構 6 の開度に対する運転状態の変化を示した概略図である。なお、この図は 6 H P 程度の冷凍サイクル装置 1 0 0 を例としており、簡略化のため、室内ユニット 3 0 3 a , 3 0 3 b の仕様は同一で冷房負荷もそれぞれ同一とした。図 5 より、熱源減圧機構 6 の開度の増加に対して冷房能力は低下し、排熱量は増加する。また、熱源側熱交換器 4 にて処理する熱量の割合が増加するため、蒸発温度が高くなり、給湯能力も増加する。しかし、熱源減圧機構 6 の開度が大きくなると、室内減圧機構 8 a , 8 b が下限開度となり、絞りをきつくすることができなくなるため、水熱交換器 1 6 の過冷却度が低下する。水熱交換器 1 6 の過冷却度が低下すると運転効率が低下するため望ましい状態ではない。また、室内減圧機構 8 a , 8 b が下限開度で絞りきれなくなると、熱源減圧機構 6 の開度を大きくしても、室内熱交換器 1 0 a , 1 0 b の冷媒流量を少なくすることができず、冷媒分配がうまくできなくなるため、冷房能力がほとんど変化しなくなる。以上のことから、水熱交換器 1 6 の過冷却度が目標値に維持できなくなるほど熱源減圧機構 6 の開度を大きくしないようにする。具体的には、室内減圧機構 8 a , 8 b の開度がともに下限開度となる場合、熱源減圧機構 6 を水熱交換器 1 6 の過冷却度が目標値となるように運転制御部 1 0 3 にて制御する。このようにすることで、運転効率を過度に損なうことなく排熱量調整を実施することが可能となる。

30

40

【 0 0 5 2 】

熱源減圧機構 6 は空調優先では最低開度となっているため、制御モードが空調優先から給湯優先に選択して切替わった場合に、冷凍サイクルの安定性を損なわないために適正な初期開度の設定が必要となる。その方法としては、冷房 ON となっている室内ユニット 3 0 3 a , 3 0 3 b のトータル容量と、給湯 ON となる給湯ユニット 3 0 4 の容量とから、熱源側熱交換器 4 で処理する排熱量を予測し、熱源側熱交換器 4 で処理する排熱量と、冷房 ON となっている室内ユニット 3 0 3 a , 3 0 3 b のトータル容量との比と、室内減圧

50

機構 8 a , 8 b のトータル開度を用いて求める。具体的には、冷房 ON となっている室内ユニット 3 0 3 a , 3 0 3 b の容量が 3 . 5 k W と 2 . 5 k W の 2 台、給湯ユニット 3 0 4 の容量が 1 8 k W、この時のトータル開度が 1 6 0 p u l s e (減圧機構 8 a , 8 b 1 つの開度範囲 3 2 p u l s e ~ 4 8 0 p u l s e) であり、その時のトータル C v 値が 0 . 0 3 4 であったとすると、熱源減圧機構 6 に必要な C v 値 (容量係数) は、 $\{ (1 8 - 3 . 5 - 2 . 5) / (3 . 5 + 2 . 5) \} \times 0 . 0 3 4 = 0 . 0 6 8$ となる。熱源減圧機構 6 の開度をこの計算結果の C v 値から求めることができる。また、厳密には圧縮機の入力分排熱量は小さくなるため、これを考慮すると、圧縮機入力が 5 k W の場合、熱源減圧機構 6 に必要な C v 値は $\{ (1 8 - 3 . 5 - 2 . 5 - 5) / (3 . 5 + 2 . 5) \} \times 0 . 0 3 4 = 0 . 0 4 0$ となる。圧縮機の入力分排熱量を加えないと誤差になるが、初期開度決定時の誤差は定時制御でフィードバックできるので考慮しなくても可とすることができる。なお、冷房 ON となっている室内ユニット 3 0 3 a , 3 0 3 b と給湯 ON となる給湯ユニット 3 0 4 の容量は、制御装置 1 0 1 の通信部 1 0 4 にて取得する。

10

【 0 0 5 3 】

さて、制御モードが給湯優先の場合は圧縮機 1 の運転周波数は固定制御されている。固定制御の値が例えば、運転効率を高めたいという狙いから、最大周波数の 7 5 % など、最大周波数から少し低い値に設定されているときがある。この時に冷房負荷が大きいと、冷房熱が不足して室内が不冷となる可能性がある。そこでこのケースに対応した制御を示す。制御モードが空調優先時に、給湯 ON 時間が所定時間経過し、給湯優先に制御モードを切替える場合に、現在の圧縮機周波数が給湯優先にて設定される圧縮機周波数よりも高い場合は、空調優先を継続する。このようにすることで、給湯優先に切替えたことによる、冷房熱が不足することがなくなり、室内の不冷を防止できる。なお、所定時間経過して現在の圧縮機周波数が給湯優先にて設定される圧縮機周波数よりも低くなった時点で、制御モードを給湯優先とする。また、制御モードが給湯優先時に、熱源減圧機構 6 が下限開度となり、ほとんど排熱量がないにも関わらず、蒸発温度が蒸発温度目標値以上となっている場合は、圧縮機 1 の運転周波数を、蒸発温度が蒸発温度目標値となるように高くする。このようにすることで、給湯優先時に冷房熱が不足することがなくなり、室内の不冷を防止できる。以上のように制御を実施することで、給湯優先にて圧縮機の運転周波数が最大周波数に固定されていなくても、冷房負荷が高い場合にはその負荷の大きさに応じて、制御モードの切替えや圧縮機周波数の制御がなされるため、室内が不冷となるのを防止できる。なお、ここで言う熱源減圧機構 6 の開度の下限とは通常運転制御で指定する開度の最小値のことを指す。

20

30

【 0 0 5 4 】

ここで、一般的に冷房 ON の室内ユニット 3 0 3 a , 3 0 3 b において、室内空気温度が設定温度よりも所定値以上、例えば 1 . 5 以上低くなると、冷房サーモ OFF となり、室内減圧機構 8 a , 8 b を最低開度として、冷媒を室内熱交換器 1 0 a , 1 0 b に流れなくすることで室内がこれ以上冷えるのを防止する。その後、室内空気温度が設定温度よりも所定値以上、例えば 0 . 5 以上高くなった場合は冷房サーモ ON となり、室内減圧機構 8 a , 8 b を開けて、冷媒を室内熱交換器 1 0 a , 1 0 b に流れるようにする。冷房運転モード A にて室内ユニット 3 0 3 a , 3 0 3 b 全てがサーモ OFF となった場合、冷房する室内がなくなるため、運転は停止状態となる。これに対して、冷房給湯同時運転モード D では、室内ユニット 3 0 3 a , 3 0 3 b 全てがサーモ OFF となっても、給湯ユニット 3 0 4 があるため、停止とはならず、給湯運転モード C となる。この動作は特に、制御モードが空調優先時に、冷房給湯同時運転モード D から給湯運転モード C に切替わると、熱源減圧機構 6 が最低開度固定状態から変化し、圧縮機 1 の運転周波数も高い周波数に固定されるため、運転の変動が大きく、不安定になる。そのため、運転状態を安定にするために、冷房給湯同時運転モード D の場合は冷房運転モード A に対して、冷房サーモ OFF とする温度を 1 以上低くし、冷房サーモ ON とする温度を 1 以上高くするように制御装置 1 0 1 の運転制御部 1 0 3 にて制御する。つまり、冷房給湯同時運転モード D では、室内空気温度が設定温度よりも 2 . 5 以上低くなると、冷房サーモ OFF となり、そ

40

50

の後、室内空気温度が設定温度よりも1.5以上高くなった場合は冷房サーモONとする。このようにすることで、冷房給湯同時モードDと給湯運転モードCへの頻繁な切換えを抑制し、安定した運転状態とすることができる。そのため、品質の信頼性が向上する。

【0055】

冷房給湯同時運転モードDの制御モードである空調優先と給湯優先の選択を、先に示した2時間という時間のみの指標としても良いが、貯湯量に応じて運転制御部103が変更するような方法としても良い。図6は貯湯量によって空調優先と給湯優先を選択する場合を示した図である。貯湯量100%から50%の間では湯量が多いため、湯切れの危険性が少ないとして制御モードを空調優先として運転する。これに対して貯湯量が50%から0%の間では湯量が少いため、湯切れの危険性があるとして制御モードを給湯優先とする。湯量を指標として判定しているため、湯切れの危険性を精度良く評価することが可能となり、湯切れの可能性が高くない領域を適切に把握し、空調優先をして運転効率を高めることができるため、省エネとなる。

10

【0056】

給湯優先では圧縮機の運転周波数は固定周波数にて運転される。この時に固定される運転周波数が高いほど、湯量が短時間で沸くものの、運転効率が低下するという特性がある。給湯優先でもなるべく運転効率を高くするためには、運転周波数をなるべく抑えて運転するのがよい。その判断の指標として貯湯量を使用できる。貯湯量が50%から25%の間ではある程度湯切れまでに余裕があると判断して圧縮機容量を75%に固定して運転させる。貯湯量が25%から0%の間では湯切れの危険性が高いとして圧縮機容量100%にて運転する。このようにすることで、給湯優先時でも極力運転効率を高くすることができる。また、貯湯量を指標として判定しているため、湯切れの危険性を精度良くを評価することが可能となり、湯切れの可能性が比較的高くない領域での給湯優先において運転効率を高めることができるため、省エネとなる。なお、運転効率100%とは、例えば圧縮機1の最大周波数が100Hzとすると、圧縮機1が100Hzで運転するということであり、圧縮機容量75%とは75Hzで運転するということである。

20

【0057】

図6に示す貯湯量による空調優先と給湯優先の閾値はユーザーが自由に可変にできるようにしても良い。例えば、ユーザーが給湯リモコン107の設定により、空調優先とする貯湯量を60%~100%、給湯優先とする貯湯量を0%~60%とするようにしても良い。また、湯の消費量が少ないユーザーでは空調優先とする貯湯量を0%~100%、もしくは湯の消費量が多いユーザーの場合は給湯優先とする貯湯量を0%~100%とするようにしても良い。このようにすることで、ユーザーの湯消費量に合わせて優先運転の使い分けを行うことができるため、湯切れ耐力を確保しつつ、省エネを高めることができる。

30

【0058】

さらに、給湯優先時の圧縮機運転容量(給湯優先運転切換え関係量)もユーザーが給湯リモコン107により設定できるようにしても良い。例えば、給湯優先とする貯湯量を0%~60%までとすると、0%~40%までを圧縮機容量90%、40%~60%までを圧縮機容量70%での運転とするようにしてもよい。このようにすることで、ユーザーの湯の使用状態に応じて、例えば、運転効率の高い状態での給湯を実現できるため、省エネ性能がさらに向上する。

40

【0059】

なお、圧縮機容量とか制御モードの閾値を給湯リモコン107に直接表示しても、ユーザーが分かりにくい可能性が高い。そのため、表示方法として、給湯優先と空調優先の閾値の指標は、急速給湯、通常給湯、マイルド給湯、としても良い(優先閾値切換え関係量)。この場合、貯湯量は例えば、急速給湯では給湯優先0~75%、空調優先75%~100%、通常給湯では給湯優先0~50%、空調優先50%~100%、マイルド給湯では給湯優先0~25%、空調優先25%~100%、とする。また、給湯優先時の圧縮機容量の指標は、大容量、普通、省エネとしてもよい(給湯優先運転切換え関係量)。この

50

場合、例えば、大容量では圧縮機容量100%、普通では圧縮機容量80%、省エネでは圧縮機容量60%としても良い。また、圧縮機容量を選択して切換える給湯優先の閾値は給湯優先範囲の中間のところを設定し、それぞれに圧縮機容量を指定する形式としてもよいし、全給湯優先範囲にて同じ圧縮機容量を指定するようにしても良い。なお、優先閾値切換え関係量と給湯優先運転切換え関係量は給湯リモコン107の表示部109にて表示され、入力部110にてユーザーが入力できるようにする。

【0060】

[第2冷房給湯同時運転モードE]

次に、冷房負荷のある室内ユニット303a, 303bに冷房熱を供給し、給湯要求のない給湯ユニット304に給湯熱を供給する(第2給湯運転)、第2冷房給湯同時運転モードEについて説明する。

実際の運転では、冷房負荷があり、給湯要求はないものの、ユーザーが湯を消費して貯湯タンク19の貯湯量が70%程度となっている状態がある。湯は毎日使用するものであると考えると、給湯要求はないが、運転効率の高い冷房給湯同時運転を選択して給湯熱を利用した方がトータルで省エネになると考えられる。そこで、貯湯量が多く、給湯負荷に対して余裕がある状況で冷房を行う場合、冷房運転モードAと第2冷房給湯同時運転モードEのどちらも実施可能とする。冷房給湯同時運転モードDと第2冷房給湯同時運転モードEは機器の制御方法、冷媒の流れ方向は同じである。そして、冷房給湯同時運転モードDでは制御モードに空調優先と給湯優先があるのに対し、第2冷房給湯同時運転モードEでは制御モードが空調優先のみである点だけが異なる。空調優先の制御方法は冷房給湯同時運転モードDと第2冷房給湯同時運転モードEは同じである。第2冷房給湯同時運転モードEでの給湯ユニットでは給湯要求がないものの、水ポンプ17は運転される。

【0061】

第2冷房給湯同時運転モードEを想定することで、以下のように、2つの冷房給湯同時運転モードを利用した運転が可能となる。まず、貯湯量が100%でない、例えば70%程度になっている場合に冷房負荷が発生し、空調リモコン108a, 108bにて冷房ONとした場合、第2冷房給湯同時運転モードEとして冷房と給湯を同時に行う。この時は、給湯要求がない給湯動作となるため、制御モードは空調優先とする。これに対して、給湯要求がある状態で冷房ONとなった場合、冷房給湯同時運転モードDとして冷房と給湯を同時に行い、制御モードを給湯優先とする。このようにすることで、給湯要求がなく、湯切れの心配がない時には、運転効率の高い状態で給湯を実施し、給湯要求があり、湯切れの心配がある時には、給湯優先にて湯切れ耐力優先で運転を実施するため、湯切れの心配がない状態で省エネを実現することができる。もちろん、給湯優先時の圧縮機容量を貯湯量によって変化する態様を、この場合においても追加して良い。そうすることで、給湯優先時にも運転効率を高くすることができ、省エネとなる。

【0062】

先の記述は給湯要求がない場合にも、冷房負荷が発生したら冷房給湯同時運転をするというものであった。しかし、如何なる場合でも冷房運転モードAよりも第2冷房給湯同時運転モードEの方が運転効率が高くなるわけではない。出湯温度や、外気温度、冷房負荷によっては、冷房運転モードAの方が第2冷房給湯同時運転モードEよりも運転効率が高くなるケースがある。図7は冷房運転モードAと第2冷房給湯同時運転モードE(制御モードは空調優先)における凝縮温度に対する運転効率の変化を示した図である。第2冷房給湯同時運転モードEは給湯熱を排熱回収するため、基本的に高い運転効率となるが、凝縮温度が50、55と高くなると、冷房運転モードAの凝縮温度25、30の場合よりも運転効率が低くなる。つまり、出湯温度が50、55と高くなり、凝縮温度が50、55と高くなる時は、外気温度が低い、もしくは冷房負荷が小さいことで、凝縮温度が25、30となる冷房運転モードAの方が第2冷房給湯同時運転モードEよりも運転効率が高くなる。

【0063】

ここで、具体的にどのような条件の時に冷房運転モードAが第2冷房給湯同時運転モード

Eよりも運転効率が高くなるかを示す。図8は冷房運転モードAと第2冷房給湯同時運転モードEでのモリエル線図を示した図である。冷房負荷 Q_e [kW]で、冷房運転モードAの圧縮機入力が W_1 [kW]、第2冷房給湯同時運転モードEでの圧縮機入力が W_2 [kW]とすると、第2冷房給湯同時運転モードEでの給湯熱は $Q_e + Q_e + W_2 = 2Q_e + W_2$ となるため、冷房運転モードAが第2冷房給湯同時運転モードEよりも運転効率が高くなるのは以下の条件が成立した場合である。

【0064】

(数1)

$$Q_e / W_1 > (2Q_e + W_2) / W_2$$

【0065】

ここで、冷房運転モードAの運転効率 $COP_c = Q_e / W_1$ となるので、次式が導出できる。

【0066】

(数2)

$$W_2 / W_1 > (2COP_c) / (COP_c - 1)$$

【0067】

ここで、圧縮機入力が圧縮比(高圧/低圧)に比例するとした場合、冷房運転モードAの高圧を P_{d1} [MPa]、第2冷房給湯同時運転モードEの高圧を P_{d2} [MPa]、冷房運転モードAと第2冷房給湯同時運転モードEでは蒸発器となるのがともに室内熱交換器10a, 10bであり、室内温度も変化しないので、切換え前後で低圧はともに P_s [MPa]と変わらないとすると、次式が導出できる。

【0068】

(数3)

$$(P_{d2} - P_s) / (P_{d1} - P_s) > (2COP_c) / (COP_c - 1)$$

【0069】

右辺を COP_c に対して演算すると、 COP_c が5以上になると、右辺は2.5以下となる。冷房運転モードAの運転効率が第2冷房給湯同時運転モードEの運転効率よりも高くなるのは外気温度が低い、もしくは冷房負荷が小さい場合であり、ほとんど COP_c が5以上の時であると想定すると、圧縮比が2.5倍以上になるかどうかで切換え判断ができる。また、切換え前後で低圧は変化しないので、高圧 P_{d1} , P_{d2} の変化のみで運転の選択とその切換の判断をすることができる。つまり、冷房運転モードAの高圧に対する第2冷房給湯同時運転モードEの高圧の割合にて運転モード切換の判断が可能である。

【0070】

図9は冷房負荷があって、給湯要求がない場合での運転モードを選択して切換えをするフローチャートである。なお、図9の動作は制御装置101の追加排熱回収判定部106にて実施される。図9を用いて、給湯要求がない場合での運転モードの切換えについて説明する。まず、ステップS11にて現在の運転状態を判定する。冷房運転モードAの場合、ステップS12にて高圧 P_1 を取得する。高圧 P_1 は現在運転中の冷房運転モードAの高圧であり、圧力センサ201の検出圧力である。次に、ステップS13にて高圧 P_2 を予測する。第2冷房給湯同時運転モードEにした場合の高圧 P_2 は以下のようにして予測する。すなわち、貯湯タンク19の沸き上げ方式は循環加温であり、水熱交換器16に流入した熱媒体は、所定温度ずつ上昇しながら水側回路18を循環する。つまり、水熱交換器16の出口水温は入口水温+所定温度、例えば、入口水温+5となる。水熱交換器16を凝縮器とした場合、高圧 P_{d2} の凝縮温度は普通、水熱交換器出口の熱媒体温度とほぼ等しくなるため、高圧 P_{d2} の凝縮温度を水熱交換器16の入口水温+5としても良い。水熱交換器16の入口水温は例えば、貯湯タンク19の水温を検出している温度センサの一番下部、実施の形態1では温度センサ211dの検出温度とする。また、温度センサ211a~dがなければ一般的な水温の値、例えば15℃固定としても良い。また、水ポンプ17と水熱交換器16の間に温度センサをつけてその検出温度としても良い。求めた凝縮温度から高圧 P_2 を演算する。追加排熱回収判定部106は、このように高圧 P_2 を

10

20

30

40

50

演算する第2冷房給湯高圧予測手段を備える。その後、ステップS14にてPd2/Pd1が高圧判定閾値M〔 〕以下か判定し、M以下でかつ、貯湯量が貯湯量判定閾値N未満の場合は、ステップS15にて第2冷房給湯同時運転モードEに切替える。Mは先の検討結果から2.5とする。Nは給湯要求がない場合の第2冷房給湯同時運転モードEを許容する閾値となり、例えば、70として設定する。また、Pd2/Pd1がM以上もしくは貯湯量がNより大きい場合は運転モードをそのまま冷房運転モードAとする。

【0071】

ステップS11にて現在の運転状態を第2冷房給湯同時運転モードEと判定した場合は、ステップS16に移行する。なお、ステップS15で第2冷房給湯同時運転モードEに切り替わった後に、ステップS11の判断をするとこの状態となる。ステップS16では高圧P2を取得する。高圧P2は現在運転中の第2冷房給湯同時運転モードEの高圧であり、圧力センサ201の検出圧力である。次に、ステップS17にて高圧P1を予測する。冷房運転モードAにした場合の高圧P1は以下のようにして予測する。すなわち、冷房運転モードAの凝縮温度は外気温度+所定温度であるとする。ステップS12～ステップS15の行程にて第2冷房給湯同時運転モードEに切り替わるケースは冷房負荷が低い場合が主であると考えられ、その場合の所定温度はおよそ5程度となる。つまり、凝縮温度が外気温度+5の場合としたときの圧力を高圧P1とする。外気温度は温度センサ204の検出温度である。なお、外気温度が低い場合は凝縮温度が異常に低くなってしまふので、例えば、外気温度+5が25以下となる場合は25固定とする。求めた凝縮温度から高圧P1を演算する。追加排熱回収判定部106は、このように高圧P1を演算する冷房高圧予測手段を備える。その後、ステップS18にてPd2/Pd1が高圧判定閾値M以上であるかを判定し、M以上である場合はステップS19にて冷房運転モードAに切替え、M以下である場合は運転モードを第2冷房給湯同時運転モードEのままとする。また、貯湯量が100となった場合も、これ以上貯湯できないため、冷房運転モードAに切替える。図9のフローチャートは所定時間間隔、例えば5分ごとに実施する。

【0072】

なお、高圧判定閾値Mは“2.5”としたが、これに限定されず、“2”もしくは“3”としても良い。高圧判定閾値Mを低くするほど冷房運転モードAの運転を選択しやすくなり、高くするほど第2冷房給湯同時運転モードEの運転をしやすくなる。また、ステップS17にて高圧P1の予測値を設定するのに、切替え前の冷房運転モードAの運転状態を用いても良い。具体的には、ステップS14にてYESとなったら、現在の所定温度を凝縮温度と外気温度の温度差として記憶し、その所定温度をステップS17の演算に用いる所定温度に適用する。なお、凝縮温度は高圧センサ201の検出圧力の飽和温度であり、外気温度は温度センサ204の検出温度である。また、運転モードの切替えのハンチングを防ぐため、運転モードの切替えがなされる、つまり、ステップS15もしくはステップS19がなされた場合は図9のフローチャートを30分間実施しないとしても良い。

【0073】

以上のように、現在の運転状態の高圧と、外気温度もしくは水温から予測した高圧を用いることで、冷房運転モードAと第2冷房給湯同時運転モードEとでどちらの運転効率が高くなるかを適切に判定し、運転効率が高い運転を実施するようにしたので、高い運転効率にて冷房熱と給湯熱を賄う事ができるようになり、省エネとなる。

【0074】

図9のフローチャートを適用する貯湯タンク19の貯湯量閾値は基本値を70%としておいて、ユーザーが給湯リモコン107を介して例えば、60%、80%というように入力するようにしても良い。適用する貯湯量閾値を大きくすることで、高い運転効率で湯を得ることができるため、省エネとなる。また、貯湯量閾値を小さく設定することで湯の過度の沸き上げを防止することができる。このようにユーザーが設定できるようにすることでユーザーの湯の使用スタイルにあった熱量管理ができるため、沸き上げ湯量が最適化されて無駄な湯の沸き増し、もしくは効率の高い運転にて湯を得ることができるため、省エネとなる。また、ユーザーの貯湯量閾値の入力方法は%の指定に限定されず、ユーザーが分か

10

20

30

40

50

りやすいように多め(80%)、普通(60%)、少なめ(40%)といった指定方法としても良い。

【0075】

実施の形態1では給湯ユニット304の沸き上げ方式が循環加温であるため、図9のフローチャートを実施した場合、以下のような動作になると予測される。貯湯タンク19下部には低温の市水があり、ステップS13にて高圧P2は市水+5の凝縮温度となる圧力として判定されるため、貯湯量がN未満の場合は外気温度が低いもしくは冷房負荷が低い場合でもほぼ確実に第2冷房給湯同時運転モードEに切り替わる。そして、しばらく運転を実施後、タンク下部の水温が複数回で昇温されると、凝縮温度が上昇していく。その後、外気温度が低いもしくは冷房負荷が低い場合はステップS18にて冷房運転モードAを再度選択し、ステップS19にて切換えることで運転が継続される。

10

【0076】

実施の形態2.

<実施の形態1との相違点>

図10は、本発明の実施の形態2に係る冷凍サイクル装置200の冷媒回路図を示したものである。図10に基づいて、冷凍サイクル装置200の冷媒回路構成について説明する。なお、実施の形態1と同一部分については同一符号を付し、実施の形態1との相違点を中心に説明する。実施の形態2に係る冷凍サイクル装置200では、給湯ユニット304に代えて給湯ユニット304bが接続されている。

20

【0077】

<給湯ユニット304b>

給湯ユニット304bはプレート水熱交換器16と、水側回路27と、水ポンプ17と、貯湯タンク19により構成される。水側回路27は水熱交換器16と貯湯タンク19との間を接続しており貯湯タンク19の水が循環する。水ポンプ17は水側回路27にて貯湯タンク19の水を循環させる機能を有しており、水熱交換器16に供給する水の流量を可変できるもので構成される。貯湯タンク19は満水式であり、負荷側の出湯要求に応じてタンク上部より湯が出水し、湯量減少分は低温の市水がタンク下部より給水される。

【0078】

水ポンプ17により貯湯タンク19の水はタンク下部の接続点28からより送水され、水ポンプ17を經由して水熱交換器16で冷媒により加熱されて温度が上昇し、その後、タンク上部の接続点29を通過して貯湯タンク19内に流入する。このようなプロセスにて貯湯タンク19に湯が沸き上げられる。

30

【0079】

貯湯タンク19は、タンク上部より湯が出水し、低温の市水がタンク下部より給水されるため、タンク下部には低温の水が存在している。貯湯タンク19と水側回路27とはタンク下部の接続点28より水が流出し、タンク上部の接続点29に水が流入するため、流入する水の温度が出湯温度以下であると、タンク上部の水温が低下してしまう。そのため、実施の形態1とは異なり、水熱交換器16にて水を一度の熱交換にて設定出湯温度にしなければならない。この沸き上げ方式を一過加温という。一度の熱交換で沸きあげるために、実施の形態1に対して、実施の形態2では水ポンプ17の流量が少なくなる。例えば、設定出湯温度が55で、貯湯タンク19下部の水温が15であったとすると、水側回路27にて水熱交換器16の入口水温は15となり、出口水温は55となる。

40

【0080】

実施の形態2の運転モードは実施の形態1と同様に冷房運転モードA、暖房運転モードB、給湯運転モードC、冷房給湯同時運転モードD、及び第2冷房給湯同時運転モードEがあり、各運転モード時の機器の制御方法も、以下に示す点を除いて、実施の形態1と同様である。実施の形態2は実施の形態1と異なり、給湯ユニット304bで一過加温にて沸き上げるため、図9のフローチャート実施時の動作方法が異なる。具体的にはステップS13の第2冷房給湯同時運転モードEの高圧P2の予測方法が異なる。その点について説明する。

50

【 0 0 8 1 】

図9は冷房負荷があって、給湯要求がない場合の運転モード選択のフローチャートである。なお、図9は制御装置101の追加排熱回収判定部106にて実施される。まず、ステップS11にて現在の運転状態を判定する。冷房運転モードAの場合、ステップS12にて高圧P1を取得する。高圧P1は現在運転中の冷房運転モードAの高圧であり、圧力センサ201の検出圧力である。次に、ステップS13にて高圧P2を予測する。第2冷房給湯同時運転モードEにした場合の高圧P2は以下のようにして予測する。具体的には、貯湯タンク19の沸き上げ方式は一過加温であり、水熱交換器16に流入した水は出口にて出湯温度となる。例えば、設定出湯温度が55の場合には水熱交換器16出口の水の温度も55となる。水熱交換器16を凝縮器とした場合、高圧Pd2の凝縮温度は普通、水熱交換器出口の水温度とほぼ等しくなるため、高圧Pd2の凝縮温度を出湯温度としても良い。求めた凝縮温度から高圧P2を演算する。追加排熱回収判定部106は、このような高圧P2を演算する第2冷房給湯高圧予測手段を備える。その後、ステップS14にてPd2/Pd1が高圧判定閾値M[-]以下か判定し、M以下でかつ、貯湯量が貯湯量判定閾値N未満の場合はステップS15にて第2冷房給湯同時運転モードEに切替える。高圧判定閾値Mは先の検討結果から2.5とする。貯湯量判定閾値Nは給湯要求がない場合の第2冷房給湯同時運転モードEを許容する閾値となり、例えば70として設定する。また、Pd2/Pd1がM以上もしくは貯湯量がNより大きい場合は運転モードをそのまま冷房運転モードAとする。

10

【 0 0 8 2 】

ステップS11にて、運転モードを第2冷房給湯同時運転モードEと判断するとステップS16に移行する。たとえば、ステップS15にて第2冷房給湯同時運転モードEに切り替わった後に図9のフローを実施するとステップS16に移行する。ステップS16からステップS19までの処理は実施の形態1と同様である。このように沸き上げ方式によってステップS13の処理方法が変わってくるが、それでも、現在の運転状態の高圧と、外気温度もしくは水温から予測した高圧を用いることで、冷房運転モードAと第2冷房給湯同時運転モードEとでどちらが運転効率が高くなるかを適切に判定し、運転効率が高い運転を実施することができる。そのため、高い運転効率にて冷房熱と給湯熱を賄う事ができるようになり、省エネとなる。

20

【 0 0 8 3 】

実施の形態2では給湯ユニット304bの沸き上げ方式が一過加温であるため、図9のフローチャートを実施した場合、以下のような動作になると予測される。ステップS13にて高圧P2は出湯温度と等しい凝縮温度となる圧力として判定されるため、外気温度が低いか、もしくは冷房負荷が低い場合などで冷房運転モードAの凝縮温度が低い場合は、第2冷房給湯同時運転モードEを選択しない。一方で、外気温度が高いか、もしくは冷房負荷が高い場合は第2冷房給湯同時運転モードEを選択し、貯湯量100%となるまで運転が継続される。

30

【 符号の説明 】

【 0 0 8 4 】

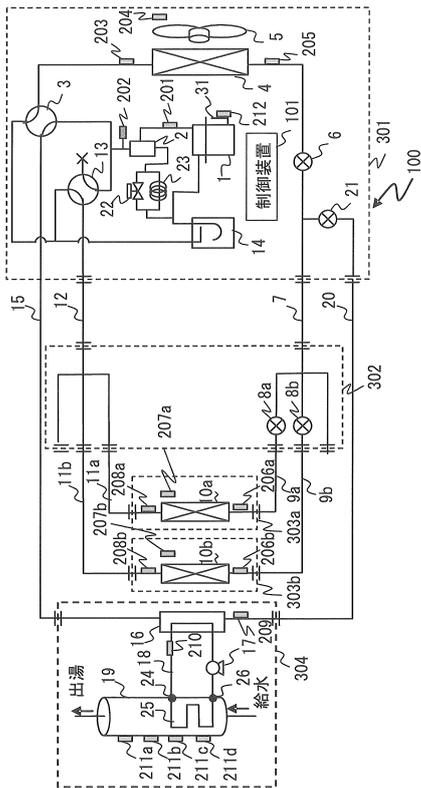
1 圧縮機、2 油分離器、3 四方弁、4 熱源側熱交換器、5 熱源送風機、6 熱源減圧機構、7 室内液延長主配管、8 a, 8 b 室内減圧機構、9 a, 9 b 室内液延長枝配管、10 a, 10 b 室内熱交換器、11 a, 11 b 室内ガス延長枝配管、12 室内ガス延長主配管、13 四方弁、14 アクムレータ、15 給湯ガス延長主配管、16 水熱交換器、17 水ポンプ、18 水側回路、19 貯湯タンク、20 水液延長主配管、21 給湯減圧機構、22 電磁弁、23 キャピラリーチューブ、24 接続点、25 伝熱コイル、26 接続点、27 水側回路、28 接続点、29 接続点、31 放熱板、100, 200 冷凍サイクル装置、101 制御装置、102 測定部、103 運転制御部、104 通信部、105 貯湯量演算部、106 追加排熱回収判定部、107 給湯リモコン、108 a, 108 b 空調リモコン、109 表示部、110 入力部、201 圧力センサ、202 ~ 212 温度センサ、301 熱源

40

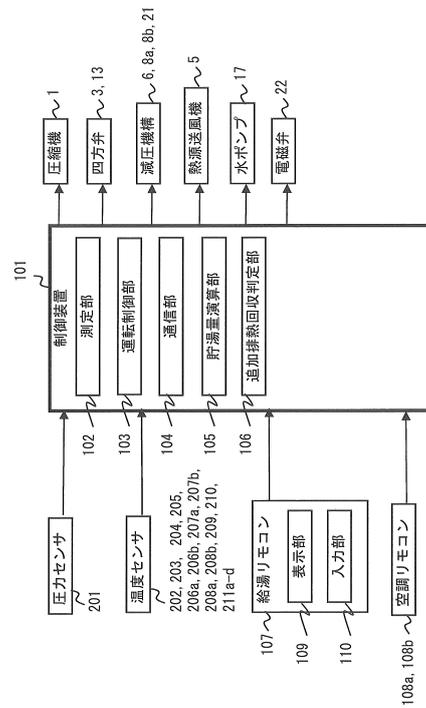
50

ユニット、302 分岐ユニット、303a, 303b 室内ユニット、304, 304b 給湯ユニット。

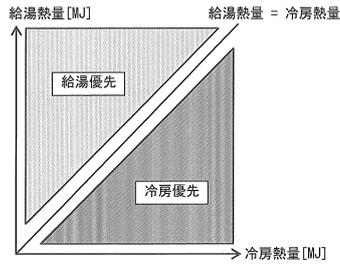
【図1】



【図2】



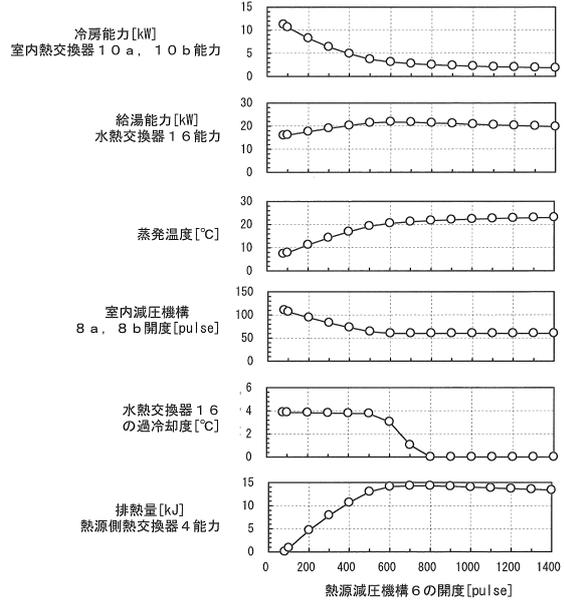
【図3】



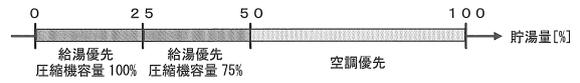
【図4】

	圧縮機 1	熱源送風機 5	熱源減圧機構 6	室内減圧機構 8 a, 8 b
冷房優先	蒸発温度制御	放熱板温度制御	最低開度 (全閉)	水熱交換器 1 6 の過冷却制御
給湯優先	固定周波数制御	放熱板温度制御 もしくは 熱源側熱交換器 4 の過熱度制御	蒸発温度制御	水熱交換器 1 6 の過冷却制御

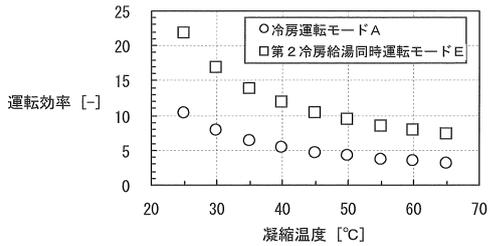
【図5】



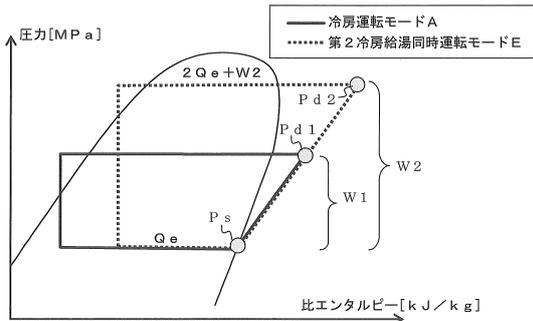
【図6】



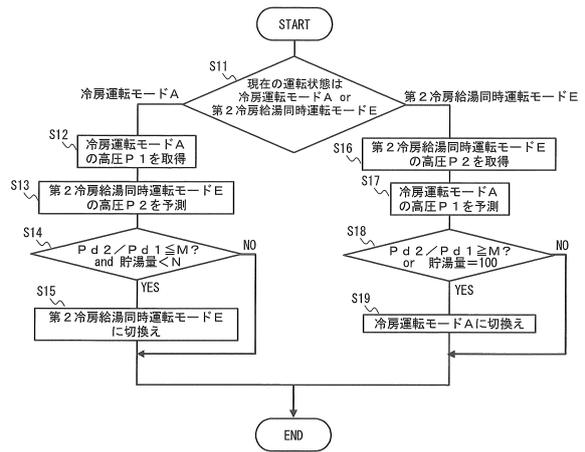
【図7】



【図8】



【図9】



フロントページの続き

- (74)代理人 100166084
弁理士 横井 堅太郎
- (72)発明者 玉木 章吾
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 齊藤 信
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 大矢 亮
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 鈴木 充

- (56)参考文献 特開平01-281378(JP,A)
特開昭55-096876(JP,A)
特開2001-248937(JP,A)
国際公開第2009/028043(WO,A1)
特開2004-271105(JP,A)
特開2000-111181(JP,A)
国際公開第2011/125111(WO,A1)
特開昭61-107066(JP,A)
特開昭61-235658(JP,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
- | | |
|------|-------|
| F25B | 13/00 |
| F25B | 29/00 |
| F25B | 30/02 |