

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2015-117902

(P2015-117902A)

(43) 公開日 平成27年6月25日 (2015.6.25)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
F 2 5 B 41/06 (2006.01)	F 2 5 B 41/06 B	
F 2 5 B 40/00 (2006.01)	F 2 5 B 40/00 V	
F 2 5 B 1/00 (2006.01)	F 2 5 B 1/00 3 0 4 A	

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 12 頁)

(21) 出願番号 特願2013-262168 (P2013-262168)
 (22) 出願日 平成25年12月19日 (2013.12.19)

(71) 出願人 505461072
 東芝キヤリア株式会社
 神奈川県川崎市幸区堀川町72番地34
 (74) 代理人 110001380
 特許業務法人東京国際特許事務所
 (72) 発明者 関司 貴宏
 静岡県富士市蓼原336番地 東芝キヤリア株式会社内
 (72) 発明者 浅利 峻
 静岡県富士市蓼原336番地 東芝キヤリア株式会社内
 (72) 発明者 高山 司
 静岡県富士市蓼原336番地 東芝キヤリア株式会社内

最終頁に続く

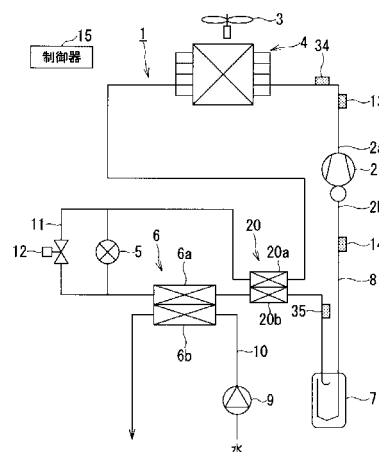
(54) 【発明の名称】 冷凍サイクル装置

(57) 【要約】 (修正有)

【課題】 低外気温度でも効率の良い運転が可能な冷凍サイクル装置を提供する。

【解決手段】 圧縮機2、凝縮器4、膨張弁5、蒸発器6aを順次冷媒配管8により接続した冷凍サイクル装置1を具備している。また、低外気温時、最大開度時の前記膨張弁5に流れる最大冷媒流量を増加させるバイパス弁12を備えている。このため、凝縮器4で放熱して凝縮した液冷媒は開弁中のバイパス弁12と膨張弁5とを介してそれぞれ流れるので、水熱交換器6の蒸発器6aへ流れる冷媒流量は、膨張弁5の最大開度時に流れる最大冷媒流量よりも増加する。これにより、所定の範囲内に圧縮機2の吸込側過熱度SHを調整可能となり、低外気温時にも、冷凍サイクル装置1内を循環する冷媒流量を確保することができる。結果として、吸込側圧力の低下を抑制することができるためCOPが向上する。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

圧縮機、凝縮器、膨張手段、蒸発器を順次冷媒配管により接続した冷凍サイクル装置において、

低外気温時、前記膨張手段の最大冷媒流量を増加させる手段を設けたことを特徴とする冷凍サイクル装置。

【請求項 2】

前記最大冷媒流量増加手段は、前記膨張手段の冷媒入口側と出口側とを連通させるバイパス路と、このバイパス路に介装された開閉弁または膨張弁と、により構成されていることを特徴とする請求項 1 記載の冷凍サイクル装置。

10

【請求項 3】

前記凝縮器からの液冷媒と前記圧縮機の吸込みガス冷媒とを熱交換する液 - ガス熱交換手段を具備していることを特徴とする請求項 1 または 2 記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 4】

前記圧縮機の吸込みガス冷媒と吐出ガス冷媒とを熱交換するガス - ガス熱交換手段を具備していることを特徴とする請求項 1 または 2 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】

本発明の実施形態は、冷凍サイクル装置に係り、特に、低外気温時でも効率の良い運転を行うことができる冷凍サイクル装置に関する。

20

【背景技術】

【0002】

従来の冷凍サイクル装置では、低外気温時に、高圧側と低圧側の圧力差を確保するために、凝縮器用のファンの回転数を低下させて高圧側圧力を上げる制御を行うものが知られている（例えば、特許文献 1 参照）。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献 1】特許第 4 2 1 5 5 4 3 号公報

30

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

従来の冷凍サイクル装置においては、低外気温時に、高圧側圧力が高めに保持されることになるため、成績係数（COP）が低下するという課題があった。

【0005】

本発明が解決しようとする課題は、低外気温度でも効率が良い運転が可能な冷凍サイクル装置を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0006】

実施形態に係る冷凍サイクル装置は、圧縮機、凝縮器、膨張手段、蒸発器を順次冷媒配管により接続した冷凍サイクル装置と、低外気温時、膨張手段の最大冷媒流量を増加させる手段とを備えている。

40

【図面の簡単な説明】

【0007】

【図 1】第 1 の実施形態の冷凍サイクル装置の構成を示す冷凍サイクル図。

【図 2】（a）は、一点鎖線で示す従来の冷凍サイクル装置における高圧側圧力を低外気温に対応させて低下させた時と、実線で示す従来の冷凍サイクル装置における高圧側圧力を低外気温時に高めに保持した時の、冷媒の圧力 P と比エンタルピー h との相対関係を示す $P - h$ 線図、（b）は、同（a）の一点鎖線で示す運転時の水熱交換器内部における水

50

および冷媒の温度 T と比エンタルピー h との相対関係を示す線図。

【図 3】(a) は、破線で示す第 1 の実施形態の冷媒の圧力 P と比エンタルピー h との相対関係を、図 2 (a) の実線で示す従来例のものと共に示す $P-h$ 線図、(b) は、同、第 1 の実施形態の水熱交換器内部と液-ガス熱交換器の内部における水および冷媒の温度 T と比エンタルピー h との相対関係を示す図。

【図 4】(a) は、図 1 で示す第 1 の実施形態において、戻り水温が低くなった場合の水熱交換器と液-ガス熱交換器の内部の水および冷媒の温度 T と比エンタルピー h との関係を示す $T-h$ 線図、(b) は、第 1 の実施形態において、水熱交換器内部の水の流れ方向を反対方向(パラレルフロー)にした場合の、実線で示す戻り水温が高い場合と、点線で示す戻り水温が低い場合の、水熱交換器内部と液-ガス熱交換器の内部における水および冷媒の温度 T と比エンタルピー h との関係を示す $T-h$ 線図。

【図 5】第 1 の実施形態の変形例である冷凍サイクル装置の構成を示す冷凍サイクル図。

【図 6】第 1 の実施形態の他の変形例である冷凍サイクル装置の構成を示す冷凍サイクル図。

【図 7】第 2 の実施形態の冷凍サイクル装置の構成を示す冷凍サイクル図。

【図 8】(a) は、破線で示す第 2 の実施形態における冷媒の圧力 P と比エンタルピー h との相対関係を、図 2 (a) の実線で示す従来例のものと共に示す $P-h$ 線図、(b) は、第 2 の実施形態の水熱交換器内部とガス-ガス熱交換器の内部における水および冷媒の温度 T と、比エンタルピー h との関係を示す $T-h$ 線図。

【発明を実施するための形態】

【0008】

以下、実施形態の冷凍サイクル装置を図面を参照して説明する。

【0009】

なお、複数の図面中、同一又は相当部分には同一符号を付している。

【0010】

(第 1 の実施形態)

図 1 は、第 1 の実施形態の冷凍サイクル装置の構成を示す冷凍サイクル図である。この図 1 に示すように第 1 の実施形態の冷凍サイクル装置 1 は、例えば空冷式のチラーであり、密閉型ロータリ圧縮機等の圧縮機 2 の冷媒吐出口 2 a、図示省略のインバータにより回転数制御が可能な凝縮器用ファン 3 を備えた空気熱交換器よりなる凝縮器 4、液-ガス熱交換器 20 の液冷媒流路 20 a、膨張手段の一例である膨張弁 5、水熱交換器 6 の蒸発器 6 a、液-ガス熱交換器 20 のガス冷媒流路 20 b、アキュムレータ 7 および圧縮機 2 の冷媒吸込口 2 b をこの順に冷媒配管 8 により接続して冷媒を循環させる。

【0011】

圧縮機 2 は高压ケース等の密閉容器を備え、図示省略のインバータにより回転数制御可能に構成されている。膨張弁 5 は例えば PMV (パルスモータバルブ) 等により構成され、入力される開度制御用パルス信号のパルス数により開度が制御される。

【0012】

水熱交換器 6 は、冷媒配管 8 に接続されて冷媒を通す蒸発器 6 a と、循環ポンプ 9 を備えた通水管 10 に接続されて循環水を通す水流路 6 b と、を熱交換可能に設け、この水流路 6 b を通る循環水を冷却して冷水を生成する。この冷水は冷房等に使用される。

【0013】

上記冷媒配管 8 は、膨張弁 5 の冷媒入口側と出口側とを連通させるバイパス管 11 を具備しており、このバイパス管 11 には電磁弁等の開閉弁であるバイパス弁 12 を介装している。

【0014】

このバイパス弁 12 は、低外気温時、最大開度に制御される膨張弁 5 に流れる最大流量よりも多い冷媒流量を流すための最大冷媒流量増加手段として構成されており、膨張弁 5 と共に、図示省略の信号線を介して制御器 15 にそれぞれ電氣的に接続されている。

【0015】

10

20

30

40

50

液 - ガス熱交換器 20 は、凝縮器 4 から的高温高圧の液冷媒を通す液冷媒流路 20 a と、水熱交換器 6 の蒸発器 6 a からの低温低圧の吸込ガス冷媒を通すガス冷媒流路 20 b とを熱交換可能に設け、凝縮器 4 から流出した液冷媒を冷却し、アキュムレータ 7 直前の吸込ガスを加熱するように構成されている。

【0016】

そして、冷凍サイクル装置 1 は、圧縮機 2 の吐出側圧力 P_d を検出する吐出圧力センサ 13、圧縮機 2 の吸込側圧力 P_s を検出する吸込圧力センサ 14、圧縮機 2 の吐出温度 T_d を検出する吐出温度センサ 34、圧縮機 2 の吸込温度 T_s を検出する吸込温度センサ 35 を設け、これら各センサを図示省略の信号線を介して制御器 15 に接続している。

【0017】

制御器 15 は、圧縮機 2、熱交換促進用の凝縮器用ファン 3 および循環ポンプ 9 の図示省略の各インバータに、図示省略の信号線を介してそれぞれ接続されている。

【0018】

制御器 15 は、例えばマイクロコンピュータ等により構成され、CPU や ROM、RAM、その他のメモリを具備しており、圧縮機 2 の吸込側過熱度 SH および吐出側過熱度 DSH と飽和温度とをそれぞれ算出する過熱度等算出手段、膨張弁 5 の開度を制御する膨張弁開度制御手段、バイパス弁 12 の開閉を制御するバイパス弁開閉制御手段、圧縮機 2 と凝縮器用ファン 3 および循環ポンプ 9 の運転回転数を制御する回転数制御手段等を備えている。

【0019】

過熱度等算出手段は、吐出圧力センサ 13 と吸込圧力センサ 14 からそれぞれ読み込んだ圧縮機 2 の吸込側圧力 P_s と吐出側圧力 P_d に基づいた冷媒の飽和温度と、吐出温度センサ 34 と吸込温度センサ 35 から読み込んだ圧縮機 2 の吐出温度 T_d と吸込温度 T_s から吸込側過熱度 SH および吐出側過熱度 DSH を算出する。

【0020】

膨張弁開度制御手段は、PMV よりなる膨張弁 5 に与える制御用パルス信号のパルス数を制御することにより、膨張弁 5 の開度を制御する一方、この膨張弁 5 の最大開度のパルス数はメモリに記憶しており、膨張弁 5 の開度を常時監視している。

【0021】

そして、制御器 15 は中間季（春・秋）や冬季等の低外気温での低圧縮運転時に、最大開度に制御される膨張弁 5 を流れる最大流量よりも多い冷媒流量を流すために、バイパス弁 12 を開弁制御する最大冷媒流量増加制御手段を具備している。

【0022】

ここで低外気温とは、利用側が水を利用するチラーや冷凍機の場合は、外気温が水熱交換器 6 の蒸発器 6 a の出口水温度よりも低い場合（外気温 < 出口水温）をいう。また、利用側が空気を利用する空気調和機等の場合は、外気温が室内への吹出空気温度（すなわち設定温度）よりも低い場合（外気温 < 設定温度）をいう。

【0023】

通常、冷凍サイクル装置では、吸込側過熱度 SH を一定の範囲内に制御するために膨張弁 5 の開度を制御する。膨張弁 5 は、その入口側と出口側の圧力差により冷媒を流すため、外気温の低下に伴い凝縮圧力が低下してきた場合、冷媒流量を確保して吸込側過熱度 SH を一定の範囲内に制御するために、その開度が大きくなる傾向にある。

【0024】

バイパス弁 12 を具備しない従来の冷凍サイクル装置では、低外気温時に膨張弁 5 が全開にもかかわらず冷媒流量が不足するため、吸込圧力すなわち飽和蒸発温度が低下し、COP（成績係数）が低下するという課題があった。COP 低下の原因は、圧縮比増大による圧縮機 2 の入力（電力）増加と、圧縮機 2 が吸込む冷媒の密度低下による冷房能力低下を補うために圧縮機 2 の回転数が増加することが挙げられる。また、結果として吸込側過熱度 SH は過大となる。図 2（a）、（b）中の一点鎖線は、この時の P - h 線図と T - h 線図を示している。

10

20

30

40

50

【 0 0 2 5 】

そこで、図 2 (a) , (b) 中、実線で示す従来例では、低外気温時に、凝縮器用ファン 3 の回転数を減少させて高圧側の凝縮圧力を上げることにより、膨張弁 5 の差圧を確保して冷媒流量を確保し、吸込側圧力と吸込側過熱度 $S H$ を一定の範囲内に制御していた。ただし、この場合でも凝縮圧力が高めに保持されることによる圧縮比の増大により、 $C O P$ が低下するという課題があった。

【 0 0 2 6 】

そこで、第 1 の実施形態では、低外気温時に凝縮器用ファン 3 の回転数を減少させて高圧側の凝縮圧力を上げることにはせず、外気温度に対応させて凝縮温度を低下させる。制御器 1 5 の最大冷媒流量増加制御手段は低外気温時、すなわち、圧縮機 2 の吸込側過熱度 $S H$ (算出値) が所定値 (例えば 3 K) よりも過大であり、かつ膨張弁 5 の開度が最大開度であるときに、膨張弁 5 の冷媒流量が不足していると判断して最大冷媒流量増加手段のバイパス弁 1 2 を開弁する。同時に、圧縮機 2 の吸込側過熱度 $S H$ が所定の範囲内となるように膨張弁 5 の開度を調整する。

10

【 0 0 2 7 】

このため、凝縮器 4 で放熱して凝縮した液冷媒は開弁中のバイパス弁 1 2 と膨張弁 5 とを介してそれぞれ流れるので、水熱交換器 6 の蒸発器 6 a へ流れる冷媒流量は、膨張弁 5 の最大開度時に流れる最大冷媒流量よりも増加する。これにより、所定の範囲内に圧縮機 2 の吸込側過熱度 $S H$ を調整可能となり、低外気温時にも、冷凍サイクル装置 1 内を循環する冷媒流量を確保することができる。結果として、吸込側圧力の低下を抑制することができるため $C O P$ が向上する。

20

【 0 0 2 8 】

一方、バイパス弁 1 2 を開弁して低圧縮運転を行うと、低圧縮のために吐出側過熱度 $D S H$ が大きく低下する。よって、低圧縮比になるほど、圧縮機 2 の密閉容器である高圧ケース内に吐出された高温高圧のガス冷媒が、この高圧ケース内で放熱した際に、過熱度が低いために液化し易くなる。このために、高圧ケース内で液化した冷媒が高圧ケース内の下底部に溜められている冷凍機油に滴下し、冷凍機油が希釈することがある。

【 0 0 2 9 】

また、通常、高圧ケースを有するロータリ圧縮機には吐出側過熱度 $D S H$ の下限値が設定されており、吸込側過熱度 $S H$ を大きく制御することで吐出側過熱度 $D S H$ を下限値よりも大きくすることは、冷凍サイクル上は可能であるが、図 2 (a) に示すように水熱交換器 6 の戻り水の温度が同一の下では蒸発温度を大きく低下させる必要があり、その場合、冷凍サイクルの効率が低下 (消費電力の増加) してしまう。

30

【 0 0 3 0 】

そこで、この第 1 の実施形態によれば、図 3 (a) , (b) に示すように、液 - ガス熱交換器 2 0 において、凝縮器 4 からの高温液冷媒によりアキュムレータ 7 直前の吸込ガスを加熱して温度を上げることにより、吸込側過熱度 $S H$ と吐出側過熱度 $D S H$ を共に上げることができる。

【 0 0 3 1 】

吸込側過熱度 $S H$ を、水熱交換器 6 の戻り水の温度よりも高温の液冷媒により確保できるので、図 3 (a) , (b) に示すように、蒸発器 6 a の蒸発温度を所望値に維持することが可能となる。なお、図 3 (a) 中、破線は第 1 の実施形態に係る冷凍サイクル装置 1 の低外気温時の $P - h$ 線図である。

40

【 0 0 3 2 】

また、図 4 (a) , (b) に示すように、吸込側過熱度 $S H$ は、液 - ガス熱交換器 2 0 を設けることにより、液冷媒と吸込側ガス冷媒との熱交換器により確保できるので、低圧縮運転を含めた通年の全ての運転時において、利用側負荷が低下して戻り水温が低くなった場合に、所望の蒸発温度の維持が可能となる。すなわち、部分負荷時の高効率運転が可能となる。

【 0 0 3 3 】

50

さらに、図4(b)に示すように、水熱交換器6の水流路6bの水の流れ方向と蒸発器6aの冷媒の流れ方向を並行流(パラレルフロー)とした場合では、水出口と冷媒出口の温度差が小さくなるので、蒸発器6aの性能をフルに発揮させることも可能となり、外気条件に関わらずに高効率運転が可能である。

【0034】

(第1の実施形態の変形例)

図5は、第1の実施形態の変形例に係る冷凍サイクル装置1Aの冷凍サイクルの構成図である。この冷凍サイクル装置1Aは、図1で示す冷凍サイクル装置1の液-ガス熱交換器20を使用するか否かを、冷凍サイクルの運転状況に応じて切り替えるための第1の開閉弁31および第2の開閉弁32を介装した点に特徴がある。さらに、液-ガス熱交換器20の液冷媒流路20aの出口側と膨張弁5との間に凝縮温度センサ36を有している。

10

【0035】

第1の開閉弁31は、液-ガス熱交換器20のガス冷媒流路20bの入口側と、蒸発器6aの出口側とを接続する入口側冷媒配管部8aの途中に介装されている。第2の開閉弁32は、液-ガス熱交換器20のガス冷媒流路20bの出口側と、蒸発器6aの出口側とを接続する出口側冷媒配管部8bの途中に介装されている。これら第1,第2の開閉弁31,32は図示省略の信号線を介して制御器15に接続され、制御器15により開閉制御される。

【0036】

したがって、第1の開閉弁31が全開、第2の開閉弁32が全閉のときに、液-ガス熱交換器20のガス冷媒流路20bが導通して、液-ガス熱交換器20が冷凍サイクルに挿入される。一方、第1の開閉弁31が全閉、第2の開閉弁32が全開のときに、液-ガス熱交換器20のガス冷媒流路20bが非導通となり、液-ガス熱交換器20はバイパスされる。

20

【0037】

外気温のさらなる低下に伴い液冷媒の温度が低下した超低圧圧運転時の場合には、凝縮液と蒸発ガスの温度が逆転する現象が発生する場合がある。

【0038】

凝縮液温度よりも蒸発ガス温度が高い場合に液-ガス熱交換器20で熱交換すると、凝縮器4で液化した冷媒が二相化する可能性がある。

30

【0039】

そのため、制御器15は、凝縮温度センサ36により検知される凝縮液温度と、吸込温度センサ35により検知される蒸発ガス温度とを比較し、凝縮液温度よりも蒸発ガス温度が高いときは、液-ガス熱交換器20をバイパスするように、第1の開閉弁31を全閉、第2の開閉弁32を全開とする。

【0040】

(第1の実施形態の他の変形例)

図6は、第1の実施形態の他の変形例に係る冷凍サイクル装置1Bの冷凍サイクルの構成図である。この冷凍サイクル装置1Bは、図5で示す冷凍サイクル装置1Aの第1の開閉弁31及び第2の開閉弁32を一つの四方弁33に置き換えた点に特徴がある。

40

【0041】

四方弁33は4つの接続口33a~33dを有し、第1接続口33aが蒸発器6aの出口側、第2接続口33bが液-ガス熱交換器20のガス冷媒流路20bの入口側、第3接続口33cが液-ガス熱交換器20のガス冷媒流路20bの出口側、第4接続口33dがアキュムレータ7の入口側にそれぞれ接続される。

【0042】

液-ガス熱交換器20を利用する場合、四方弁33は、第1接続口33aと第2接続口33bとが連通し、第3接続口33cと第4接続口33dとが連通するように制御器15により切換えられる(図6中の実線)。

【0043】

50

一方、液 - ガス熱交換器 20 を利用しない (バイパスする) 場合、四方弁 33 は、第 1 接続口 33 a と第 4 接続口 33 d とが連通し、第 2 接続口 33 b と第 3 接続口 33 c とが連通するよう制御器 15 により切換えられる (図 6 中の破線) 。

【 0044 】

そして、図 5 に示す冷凍サイクル装置 1 A 同様に、制御器 15 は、凝縮温度センサ 36 により検知される凝縮液温度と、吸込温度センサ 35 により検知される蒸発ガス温度とを比較し、凝縮液温度よりも蒸発ガス温度が高いときは、液 - ガス熱交換器 20 をバイパスするように、四方弁 33 を切換え制御する。

【 0045 】

(第 2 の実施形態)

図 7 は、第 2 の実施形態に係る冷凍サイクル装置 1 C の冷凍サイクルの構成図である。この冷凍サイクル装置 1 C は、図 1 で示す冷凍サイクル装置 1 の液 - ガス熱交換器 20 を、ガス - ガス熱交換器 30 に置換すると共に、このガス - ガス熱交換器 30 を使用するかどうかを、冷凍サイクルの運転状況に応じて切り替えるための第 1 の開閉弁 31 と、第 2 の開閉弁 32 を介装した点に特徴がある。

【 0046 】

すなわち、ガス - ガス熱交換器 30 は、圧縮機 2 から吐出された高温高圧の吐出ガスを流す吐出ガス流路 30 a と、圧縮機 2 の吸込側に吸い込まれるアキュムレータ 7 直前の低温低圧の吸込ガスを流す吸込ガス流路 30 b とを有し、これら吐出ガス流路 30 a を流れる高温高圧の吐出ガスと、低温低圧の吸込ガスとを熱交換可能に構成している。

【 0047 】

つまり、高温高圧の吐出ガスにより、低温低圧の吸込ガスを加熱可能に構成した点に特徴がある。

【 0048 】

また、第 1 の開閉弁 31 は、ガス - ガス熱交換器 30 の吸込ガス流路 30 b の入口側と、蒸発器 6 a の出口側とを接続する入口側冷媒配管部 8 a の途中に介装されている。第 2 の開閉弁 32 は、ガス - ガス熱交換器 30 の吸込ガス流路 30 b の出口側と、蒸発器 6 a の出口側とを接続する出口側冷媒配管部 8 b の途中に介装されている。これら第 1 , 第 2 の開閉弁 31 , 32 は図示省略の信号線を介して制御器 15 に接続され、制御器 15 により開閉制御される。

【 0049 】

したがって、第 1 の開閉弁 31 が全開、第 2 の開閉弁 32 が全閉のときに、ガス - ガス熱交換器 30 の吸込ガス流路 30 b が導通して、ガス - ガス熱交換器 30 が冷凍サイクルに挿入される。一方、第 1 の開閉弁 31 が全閉、第 2 の開閉弁 32 が全開のときに、ガス - ガス熱交換器 30 の吸込ガス流路 30 b が非導通となり、ガス - ガス熱交換器 30 はバイパスされる。

【 0050 】

すなわち、上記第 1 の実施形態に係る冷凍サイクル装置 1 の液 - ガス熱交換器 20 では、圧縮機の吸込温度は液冷媒の温度未満までしか加熱できないため、外気温のさらなる低下に伴い液冷媒の温度が低下した超低圧圧運転時の場合には、蒸発温度を低下させて大きめの吸込側過熱度 S H を確保することによって吐出側過熱度 D S H を確保する必要があった。結果的に、吐出側過熱度 D S H を確保するために吸込側圧力が低下することとなり、圧縮比増加により低圧縮運転時の効率が低下してしまう。

【 0051 】

しかし、この第 2 の実施形態の冷凍サイクル装置 1 C によれば、ガス - ガス熱交換器 30 により蒸発器 6 a の下流側、かつアキュムレータ 7 の直前で低温低圧の吸込ガスを高温高圧の吐出ガスにより加熱するので、超低圧圧運転時においても、所望の蒸発温度を維持しつつ所要の吐出側過熱度 D S H を確保するための大き目の吸込側過熱度 S H を確保することができる。

【 0052 】

10

20

30

40

50

そして、制御器 15 は、吐出圧力センサ 13 により検出された圧縮機 2 の吐出側圧力 P_d と、吸込圧力センサ 14 により検出されたアキュムレータ 7 直前の圧縮機 2 の吸込側圧力 P_s から飽和温度と吸込側過熱度 SH および吐出側過熱度 DSH を演算し、通常はこの吸込側過熱度 SH が所定範囲内になるように膨張弁 5 の開度を制御し、同時に吐出側過熱度 DSH も監視する。

【0053】

外気温の低下により吐出側圧力が低下し、膨張弁 5 が最大開度に制御されているにもかかわらず吸込側圧力が低下し始めたら、まずは最大冷媒流量を増加させるためにバイパス弁 12 を開弁制御する。膨張弁 5 の開度の制御対象は吸込側過熱度 SH のままである。これにより吸込側圧力すなわち蒸発温度の低下を抑制する。その後、さらなる外気温の低下により、吐出側過熱度 DSH が所定の閾値未満に低下した場合には、制御器 15 は、第 1 の開閉弁 31 を全開、第 2 の開閉弁 32 を全閉に制御して吐出側過熱度 DSH を制御対象とした膨張弁 5 の開度制御へ移行する。

10

【0054】

また、この間も吸込圧力センサ 14 と吸込温度センサ 35 により吸込側過熱度 SH を監視し、この吸込側過熱度 SH が所定範囲内に入った場合には、制御器 15 は、第 1 の開閉弁 31 を全閉、第 2 の開閉弁 32 を全開に制御して、通常の吸込側過熱度 SH の制御方法へ復帰する。

【0055】

そして、図 8 (a), (b) に示すように、この冷凍サイクル装置 1C によれば、ガス - ガス熱交換器 30 により蒸発器 6a の下流側において、高温高压の吐出ガスにより低温低压の吸込ガスを加熱するので、超低压圧縮運転時においても、所望の蒸発温度を維持しつつ、所望の吐出側過熱度 DSH を確保するための大き目の吸込側過熱度 SH を取ることが可能となる。なお、図 8 (a) 中、破線は第 2 の実施形態に係る冷凍サイクル装置 1C の低外気温時の $P-h$ 線図である。

20

【0056】

そして、上記超低压圧縮運転時以外では、ガス - ガス熱交換器 30 において、吐出ガスにより吸込ガスを加熱するので、吐出ガス温度が低下し、凝縮器 4 での放熱性能が低下する分、冷凍サイクルとしての能力を低下させることになるが、その場合は、第 1, 第 2 の開閉弁 31, 32 の開閉制御により、ガス - ガス熱交換器 30 を非導通にしてこのガス - ガス熱交換器 30 をバイパスして使用しないので、冷凍サイクルの効率を通常の冷凍サイクルと同等に維持することができる。

30

【0057】

すなわち、第 2 の実施形態に係る冷凍サイクル装置 1C によれば、上記第 1 の実施形態に係る冷凍サイクル装置 1 よりも、高効率な低压圧縮運転が可能な外気温範囲の拡大が可能であると共に、部分負荷時を含めた通年の冷房運転時にはガス - ガス熱交換器 30 をバイパスさせて使用しないことにより、効率低下を抑制することができる。

【0058】

なお、上記実施形態では、吸込側過熱度 SH が過大かつ膨張弁 5 の開度が最大開度であるときにバイパス弁 12 を開弁制御する場合について説明したが、本発明はこれに限定されるものではなく、例えば蒸発器 6a の温度 (すなわち蒸発温度) が所定値よりも低下したときに、バイパス弁 12 を開弁するように制御してもよい。

40

【0059】

また、上記バイパス弁 12 に代えて、上記膨張弁 5 の容量の異なる膨張弁を設けてもよい。例えば、膨張弁 5 に、これよりも小容量の膨張弁を並列に接続すれば、細かい冷媒流量制御が可能であり、膨張弁 5 よりも大容量の膨張弁を並列に接続すれば、冷媒流量制御の幅を大きくすることができる。また、バイパス弁 12 に代えて流量調整可能な流量調整弁を設けてもよい。

【0060】

また、上記実施形態では、本発明を冷房専用チラーに適用した場合について説明したが

50

、本発明はこれに限定されるものではなく、例えば冷房と暖房を四方弁により切換えるヒートポンプチラーや水熱交換器 6 に代えて空気熱交換器を設けた冷凍サイクル装置でもよい。

【0061】

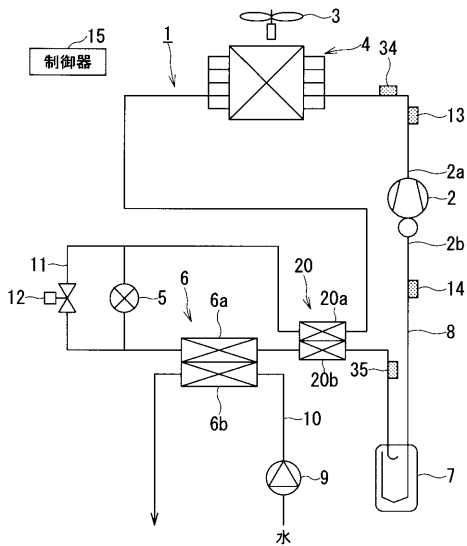
以上、本発明の幾つかの実施形態を説明したが、これらの実施形態は、例として提示したものであり、本発明の範囲を限定することは意図していない。これら新規な実施形態は、その他の様々な形態で実施されることが可能であり、本発明の要旨を逸脱しない範囲で、種々の省略、置換え、変更を行なうことができる。これら実施形態やその変形は、本発明の範囲や要旨に含まれるとともに、特許請求の範囲に記載された発明とその均等の範囲に含まれる。

【符号の説明】

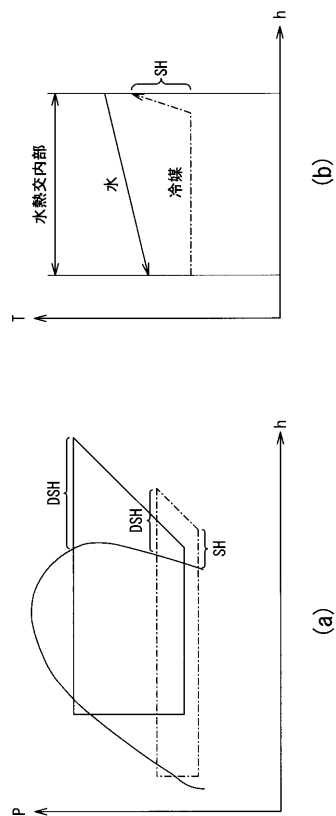
【0062】

1, 1A, 1B, 1C ... 冷凍サイクル装置、2 ... 圧縮機、4 ... 凝縮器、5 ... 膨張弁、6 ... 水熱交換器、6a ... 蒸発器、11 ... バイパス管、12 ... バイパス弁、13 ... 吐出圧力センサ、14 ... 吸込圧力センサ、15 ... 制御器、20 ... 液 - ガス熱交換器、30 ... ガス - ガス熱交換器、31 ... 第1の開閉弁、32 ... 第2の開閉弁、33 ... 四方弁、34 ... 吐出温度センサ、35 ... 吸込温度センサ、36 ... 凝縮温度センサ。

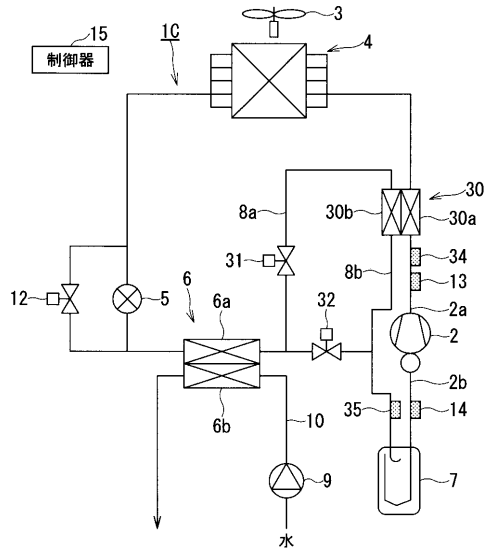
【図1】



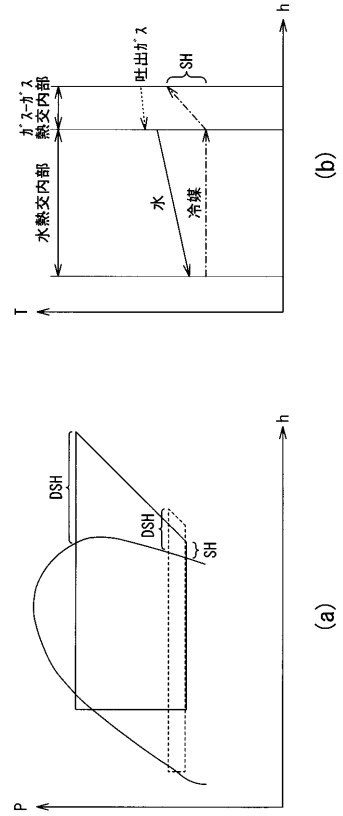
【図2】



【 図 7 】



【 図 8 】



フロントページの続き

(72)発明者 田中 誠
静岡県富士市蓼原336番地 東芝キャリア株式会社内