

(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2008-75948  
(P2008-75948A)

(43) 公開日 平成20年4月3日(2008.4.3)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
<b>F 2 5 B 1/00 (2006.01)</b>	F 2 5 B 1/00 3 8 1 J	3 L 0 6 0
<b>F 2 4 F 11/02 (2006.01)</b>	F 2 5 B 1/00 3 9 6 D	
	F 2 4 F 11/02 1 0 2 G	

審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全 13 頁)

(21) 出願番号	特願2006-254859 (P2006-254859)	(71) 出願人	000002853 ダイキン工業株式会社 大阪府大阪市北区中崎西2丁目4番12号 梅田センタービル
(22) 出願日	平成18年9月20日 (2006.9.20)	(74) 代理人	100094145 弁理士 小野 由己男
		(74) 代理人	100111187 弁理士 加藤 秀忠
		(74) 代理人	100121382 弁理士 山下 託嗣
		(74) 代理人	100136319 弁理士 北原 宏修
		(72) 発明者	吉見 学 大阪府堺市北区金岡町1304番地 ダイ キン工業株式会社堺製作所金岡工場内 Fターム(参考) 3L060 CC05 DD02

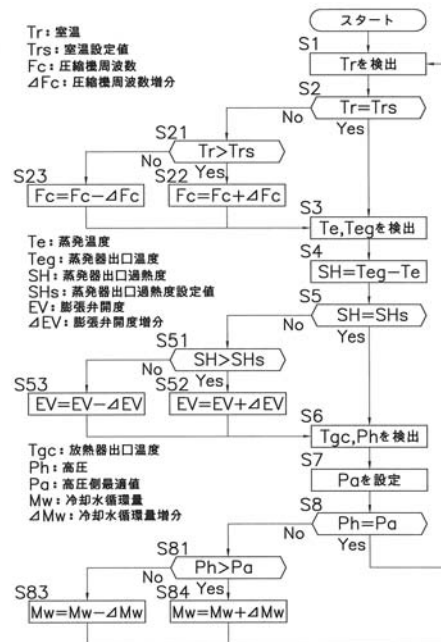
(54) 【発明の名称】 水冷式空気調和装置

(57) 【要約】

【課題】 高圧側圧力が冷媒の臨界圧力以上となる水冷式の空気調和装置であって、冷却水の温度が高くて超臨界サイクルで運転される場合でも成績係数が最大になるように制御される空気調和装置を提供する。

【解決手段】 空気調和装置100は、高圧側圧力が冷媒の臨界圧力以上となる水冷式の空気調和装置であって、冷凍装置1と、冷却水供給装置51と、制御装置4とを備えている。冷凍装置1は、高圧側の冷媒から冷却水に対して放熱を行わせる放熱器13を有する。冷却水供給装置51は、放熱器13へ冷却水を供給する。制御装置4は、放熱器13の冷媒出口温度に対して冷凍装置1の成績係数がほぼ最大となる高圧側の最適圧力を予め記憶しており、高圧側圧力が最適圧力となるように、冷却水の供給流量を調節する。

【選択図】 図3



## 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

高圧側圧力が冷媒の臨界圧力以上となる水冷式の空気調和装置であって、  
前記高圧側の冷媒から冷却水に対して放熱を行わせる放熱器（13，23）を有する冷凍装置（1）と、

前記放熱器（13，23）へ前記冷却水を供給する冷却水供給装置（51）と、

前記放熱器（13，23）の冷媒出口温度に対して前記冷凍装置（1）の成績係数がほぼ最大となる高圧側の最適圧力を予め記憶しており、前記高圧側圧力が前記最適圧力となるように、前記冷却水の供給流量を調節する制御装置（4）と、  
を備えた空気調和装置（100，200，300）。

10

## 【請求項 2】

前記冷却水供給装置（51）は、前記冷却水を冷却する冷却部（61）と、前記冷却部（61）から前記放熱器（13，23）へ前記冷却水を供給し且つ前記冷却水の供給流量を可変する容量可変ポンプ（62）とを有する、  
請求項 1 に記載の空気調和装置（100）。

## 【請求項 3】

前記冷却水供給装置（51）は、前記冷却水を冷却する冷却部（61）と、前記冷却部（61）から前記放熱器（13，23）へ前記冷却水を供給する定容量ポンプ（63）と、前記冷却水の供給流量を調節する流量制御弁（64）とを有する、  
請求項 1 に記載の空気調和装置（200）。

20

## 【請求項 4】

前記放熱器（13，23）に入った前記冷却水は、前記放熱器（13，23）における冷媒流れの下流側から上流側に向かって流れる、  
請求項 1 に記載の空気調和装置（100，200，300）。

## 【請求項 5】

前記冷却水供給装置（51）は、前記放熱器（23）の冷却水入口から前記放熱器（23）の冷却水出口に至る管路の途中から前記冷却水を前記冷却水出口へ直接迂回させるバイパス（70）と、前記バイパス（70）の途中に設けられる流量制御弁（64）とを有している、  
請求項 4 に記載の空気調和装置（300）。

30

## 【発明の詳細な説明】

## 【技術分野】

## 【0001】

高圧側圧力が冷媒の臨界圧力以上となる空気調和装置に関する。

## 【背景技術】

## 【0002】

地球環境保護の観点から、空気調和装置の冷媒として自然冷媒の適用検討が行われており、特にCO<sub>2</sub>冷媒を使用した空気調和装置が多く開示されている。CO<sub>2</sub>冷媒は、臨界温度が低く（31.1℃）、空冷式の空気調和装置の場合、冷房運転時に外気温が臨界温度より高くなると超臨界サイクルで運転されるため、成績係数が急激に低下する。そこで、外気温が臨界温度以上になっても超臨界サイクル運転を回避するために、放熱器に冷却水を供給し、冷媒と冷却水との間で熱交換を行わせる水冷式の空気調和装置の検討がなされている（例えば、特許文献1参照）。

40

【特許文献1】特開平10-54617号公報

## 【発明の開示】

## 【発明が解決しようとする課題】

## 【0003】

しかしながら、特許文献1に記載の空気調和装置においては、冷却水として利用する水源は、外気温が臨界温度以上になっても超臨界サイクルを回避できる低温の冷却水を供給可能であることが前提になっている。ところが実際の水冷式空気調和装置で、そのように

50

通年にわたって安定的に低温の水を利用できる場合は少数であり、大概の水冷式空気調和装置は、冷却塔から供給される冷却水を利用している。冷却塔によって冷却できる水温は、外気湿球温度にアプローチと呼ばれる外気湿球温度と冷却塔出口水温との温度差を加算したものとなる。例えば、「空気調和設備の実務の知識（改定第3版、社団法人空気調和・衛生工学会編）」の168頁によれば、通常東京地方などでの冷却塔の設計値には、夏期の外気湿球温度を27、アプローチを5にとるので、冷却塔の出口水温は32となる。従って、CO<sub>2</sub>冷媒を使用する水冷式空気調和装置において冷却塔を使用する場合は、使用地域によっては冷却水の水温が臨界温度以上になるため、超臨界サイクルを回避できない状況が存在する。また、超臨界サイクルで運転する場合、放熱器出口の冷媒温度に対して成績係数が最大になる高圧側の冷媒圧力が存在することが知られている。そのため、超臨界サイクルで運転する状況では、成績係数の低下を最小限に抑制するために、高圧側の冷媒圧力を最適に制御する事が重要である。

10

**【0004】**

本発明の課題は、高圧側圧力が冷媒の臨界圧力以上となる水冷式の空気調和装置であって、冷却水の温度が高くて超臨界サイクルで運転される場合でも成績係数が最大になるように制御される空気調和装置を提供することである。

**【課題を解決するための手段】****【0005】**

第1発明に係る空気調和装置は、高圧側圧力が冷媒の臨界圧力以上となる水冷式の空気調和装置であって、冷凍装置と、冷却水供給装置と、制御装置とを備えている。冷凍装置は、高圧側の冷媒から冷却水に対して放熱を行わせる放熱器を有する。冷却水供給装置は、放熱器へ冷却水を供給する。制御装置は、放熱器の冷媒出口温度に対して冷凍装置の成績係数がほぼ最大となる高圧側の最適圧力を予め記憶しており、高圧側圧力が最適圧力となるように、冷却水の供給流量を調節する。

20

**【0006】**

この空気調和装置では、冷却水供給流量の増減による熱交換量の増減で、高圧側圧力の調節が可能となり、制御装置は高圧側圧力を調節して冷凍装置の成績係数を最大値へ近づけることができる。このため、常に成績係数が最大となるように制御され、実負荷に応じて効率よく能力が発揮される。

**【0007】**

第2発明に係る空気調和装置は、第1発明に係る空気調和装置であって、冷却水供給装置が、冷却水を冷却する冷却部と容量可変ポンプとを有する。容量可変ポンプは、冷却部から放熱器へ冷却水を供給し且つ冷却水の供給流量を可変する。

30

**【0008】**

この空気調和装置では、制御装置が容量可変ポンプによって冷却水の供給流量を増減すると、冷媒と冷却水との熱交換量が増減し、高圧側圧力が増減する。このため、制御装置が容量可変ポンプを制御し高圧側圧力を最適値へ近づけることによって、成績係数が向上する。

**【0009】**

第3発明に係る空気調和装置は、第1発明に係る空気調和装置であって、冷却水供給装置が、冷却水を冷却する冷却部と、冷却部から放熱器へ冷却水を供給する定容量ポンプと、冷却水の流量を調節する流量制御弁とを有する。

40

**【0010】**

この空気調和装置では、制御装置が流量制御弁によって冷却水の供給流量を増減すると、冷媒と冷却水との熱交換量が増減し、高圧側圧力が増減する。このため、制御装置が流量制御弁を制御し高圧側圧力を最適値へ近づけることによって、成績係数が向上する。

**【0011】**

第4発明に係る空気調和装置は、第1発明に係る空気調和装置であって、放熱器に入った冷却水が、放熱器における冷媒流れの下流側から上流側に向かって流れる。

**【0012】**

50

この空気調和装置では、冷却水が冷媒の流れる方向と対向するように流れるので、冷却水は上流側から下流側に進むにしたがって一定の勾配で温度上昇する。このため、放熱工程の全域を通じて冷媒温度と冷却水温度との差が適正に維持され、熱交換性能が向上する。

【0013】

第5発明に係る空気調和装置は、第4発明に係る空気調和装置であって、冷却水供給装置が、バイパスと、バイパスの途中に設けられる流量制御弁とを有している。バイパスは、放熱器の冷却水入口から放熱器の冷却水出口に至る管路の途中から冷却水を冷却水出口へ直接迂回させる。

【0014】

この空気調和装置では、冷却直後の冷却水が、冷媒出口側の冷媒を冷却するので冷媒出口温度が低くなる。冷媒出口温度がより低くなることで冷凍能力が向上する。

【0015】

また、制御装置が流量制御弁を制御し流量を調節することによって、放熱器における冷却水と冷媒との熱交換量が増減され、高圧側圧力が増減する。このため、制御装置が流量制御弁を制御し高圧側圧力を最適値へ調節することによって、成績係数が向上する。

【発明の効果】

【0016】

第1発明に係る空気調和装置は、常に成績係数が最大となるように制御され、実負荷に応じて効率よく能力が発揮される。

【0017】

第2発明に係る空気調和装置では、容量可変ポンプが制御され高圧側圧力が最適値へ近づくことによって、成績係数が向上する。

【0018】

第3発明に係る空気調和装置では、流量制御弁が制御され高圧側圧力が最適値へ近づくことによって、成績係数が向上する。

【0019】

第4発明に係る空気調和装置では、放熱工程の全域を通じて冷媒温度と冷却水温度との差が適正に維持され、熱交換性能が向上する。

【0020】

第5発明に係る空気調和装置では、冷媒出口温度がより低くなることで冷凍能力が向上する。さらに、高圧側圧力が最適値へ調節されることによって、成績係数が向上する。

【発明を実施するための最良の形態】

【0021】

〔第1実施形態〕

<空気調和装置の構成>

図1は、本発明の第1実施形態に係る空気調和装置の構成図である。空気調和装置10は、冷凍装置1と冷却水供給装置51とで構成されている。

【0022】

(冷凍装置の構成)

冷凍装置1は、冷媒としてCO<sub>2</sub>を使用している。そして、冷媒が流通できるように、圧縮機11、放熱器である室外熱交換器13、減圧機構である膨張弁15、蒸発器である室内熱交換器16などの機器が接続されて冷媒回路10が形成されている。冷媒回路10の高圧側圧力は冷媒の臨界圧力以上となる。

【0023】

室外熱交換器13は、冷媒と水とが熱交換できるように、冷媒回路10の冷媒配管と、後述する給水回路60の水配管とが熱的に接触する構造である。

【0024】

圧縮機11の吐出管側には、圧力センサ41が設けられており、高圧側圧力が検出される。また、室外熱交換器13の冷媒出口側には、放熱器出口温度センサ42が設けられて

10

20

30

40

50

おり、室外熱交換器 13 の冷媒出口温度が検出される。

【0025】

室内熱交換器 16 の冷媒出口側には、蒸発器出口温度センサ 43 が設けられており、室内熱交換器 16 の冷媒出口温度が検出される。さらに、室内熱交換器 16 には、蒸発器温度センサ 44 が設けられており、蒸発温度が検出される。

【0026】

室内熱交換器 16 が設置されている室内には、室内温度センサ 45 が設けられており、室温が検出される。

【0027】

(冷却水供給装置の構成)

冷却水供給装置 51 は、冷却部である冷却塔 61、容量可変ポンプ 62 が接続され給水回路 60 が形成されている。冷却塔 61 は、冷凍装置 1 の室外熱交換器 13 で加熱された水を冷却し冷却水を生成する。容量可変ポンプ 62 は、冷却塔 61 から冷凍装置 1 の室外熱交換器 13 へ冷却水を供給し、且つその冷却水の供給流量を増減する。

【0028】

容量可変ポンプ 62 は、インバータ制御により運転周波数が可変であり、冷却水の供給流量を増加させたいときは運転周波数を上げ、逆に、冷却水の供給流量を減少させたいときは運転周波数を下げる。

【0029】

< 空気調和装置の動作 >

冷房運転時、室外熱交換器 13 および室内熱交換器 16 は、それぞれ放熱器および蒸発器として機能する。すなわち、圧縮機 11 から吐出された高温・高圧の冷媒ガスが室外熱交換器 13 に導入される。ここで、冷媒ガスと冷却水との熱交換が行われた後、中温・高圧ガスとなる。この中温・高圧ガスが室内膨張弁 15 で減圧されて低温・低圧の二相冷媒となり、室内熱交換器 16 に導入される。ここで室内空気と熱交換が行われた後、再び圧縮機 11 に吸入される。

【0030】

< 高圧側圧力の最適化 >

冷房運転時、外気温度が低くて冷却水の温度が CO<sub>2</sub> 冷媒の臨界温度 31.1 に対して十分低い場合は、超臨界サイクルを回避できるため高い成績係数が得られる。一方、外気温度が高く冷却水の温度が CO<sub>2</sub> 冷媒の臨界温度である 31.1 に近いもしくは越えている場合は、超臨界サイクルでの運転となるため高い成績係数が得られるように放熱器の冷媒出口温度に対して最適な高圧値に制御する必要がある。

【0031】

図 2 は、CO<sub>2</sub> 冷媒の圧力 - エンタルピー線図である。図 2 に示すように、CO<sub>2</sub> 冷媒の冷凍サイクルでは、室外熱交換器 13 の冷媒出口温度に対して、成績係数が最大となる高圧側圧力の最適圧力が存在する。換言すれば、高圧側圧力を冷媒出口温度に応じた最適圧力に調節することによって、最高の成績係数が得られる。本実施形態では、圧力センサ 41 が検出する高圧側圧力が最適圧力に近づくように、冷却水の供給流量を調節する。

【0032】

図 3 は、高圧側圧力制御のフローチャートである。制御装置 4 はステップ S1 で、室内温度センサ 45 によって室温  $T_r$  を検出する。ステップ S2 では、室温  $T_r$  が設定値  $T_{rs}$  になっているか否かを判定する。ステップ S2 の判定が Yes である場合はステップ S3 へ進み、No である場合はステップ S21 へ進む。

【0033】

ステップ S21 では、室温  $T_r$  が設定値  $T_{rs}$  を超過しているか否かを判定する。ステップ S21 の判定が Yes である場合は、ステップ S22 へ進み、圧縮機周波数  $F_c$  を  $F_c$  だけ増加させた後、ステップ S3 へ進む。

【0034】

一方、ステップ S21 の判定が No である場合は、ステップ S23 へ進み、圧縮機周波

10

20

30

40

50

数  $F_c$  を  $F_c$  だけ減少させた後、ステップ S 3 へ進む。

【0035】

ステップ S 3 では、蒸発器温度センサ 4 4 および蒸発器出口温度センサ 4 3 によって、蒸発温度  $T_e$  および蒸発器出口温度  $T_{eg}$  を検出する。ステップ S 4 では、蒸発器出口過熱度  $S_H$  を算出する。なお、蒸発器出口過熱度  $S_H$  は、蒸発器出口温度  $T_{eg}$  と蒸発温度  $T_e$  との差である。ステップ S 5 では、蒸発器出口過熱度  $S_H$  が設定値  $S_{Hs}$  になっているか否かを判定する。ステップ S 5 の判定が  $Yes$  である場合はステップ S 6 へ進み、 $No$  である場合はステップ S 5 1 へ進む。

【0036】

ステップ S 5 1 では、蒸発器出口過熱度  $S_H$  が設定値  $S_{Hs}$  を超過しているか否かを判定する。ステップ S 5 1 の判定が  $Yes$  である場合は、ステップ S 5 2 へ進み、膨張弁 1 5 の開度  $E_V$  を  $E_V$  だけ増加させた後、ステップ S 6 へ進む。

10

【0037】

一方、ステップ S 5 1 の判定が  $No$  である場合は、ステップ S 5 3 へ進み、膨張弁 1 5 の開度  $E_V$  を  $E_V$  だけ減少させた後、ステップ S 6 へ進む。

【0038】

ステップ S 6 では、放熱器出口温度センサ 4 2 および圧力センサ 4 1 によって、放熱器出口温度  $T_{gc}$  および高圧  $P_h$  を検出する。ステップ S 7 では、高圧最適値  $P_a$  を設定する。ステップ S 8 では、高圧  $P_h$  が高圧最適値  $P_a$  になっているか否かを判定する。ステップ S 8 の判定が  $Yes$  である場合はステップ S 1 へ戻り、 $No$  である場合はステップ S 8 1 へ進む。

20

【0039】

ステップ S 8 1 では、高圧  $P_h$  が高圧最適値  $P_a$  を超過しているか否かを判定する。ステップ S 8 1 の判定が  $Yes$  である場合は、ステップ S 8 2 へ進み、冷却水循環量  $M_w$  を  $M_w$  だけ増加させた後、ステップ S 1 へ戻る。

【0040】

一方、ステップ S 8 1 の判定が  $No$  である場合はステップ S 8 3 へ進み、冷却水循環量  $M_w$  を  $M_w$  だけ減少させた後、ステップ S 1 へ戻る。

【0041】

上記の制御フローによって、高圧  $P_h$  が高圧最適値  $P_a$  となるように調節される。

30

【0042】

< 第 1 実施形態の特徴 >

空気調和装置 1 0 0 は、冷凍装置 1 と、冷却水供給装置 5 1 と、制御装置 4 とを備えている。冷凍装置 1 は、高圧側の冷媒から冷却水に対して放熱を行わせる室外熱交換器 1 3 を有する。冷却水供給装置 5 1 は、容量可変ポンプ 6 2 によって室外熱交換器 1 3 へ冷却水を供給する。制御装置 4 は、放熱器出口温度  $T_{gc}$  に対して冷凍装置 1 の成績係数がほぼ最大となる高圧最適値  $P_a$  を予め記憶しており、高圧  $P_h$  が高圧最適値  $P_a$  となるように、容量可変ポンプ 6 2 によって冷却水の供給流量を調節する。

【0043】

この空気調和装置 1 0 0 では、容量可変ポンプ 6 2 によって冷却水の供給流量が増減すると、冷媒と冷却水との熱交換量が増減し、高圧  $P_h$  が増減する。このため、容量可変ポンプ 6 2 を制御し高圧  $P_h$  を高圧最適値  $P_a$  へ近づけることによって、成績係数が向上する。

40

【0044】

〔第 2 実施形態〕

図 4 は、本発明の第 2 実施形態に係る空気調和装置の構成図である。なお、実施形態 1 と同じ部品には同一の符号を付し説明を省略する。空気調和装置 2 0 0 では、冷却水供給装置 5 1 の冷却水供給流量が、定容量ポンプ 6 3 と流量制御弁 6 4 とによって調節される。定容量ポンプ 6 3 は、容量可変ではないが十分な冷却水を供給することができる。流量制御弁 6 4 は、弁開度を増減することによって冷却水の供給流量を調節する。

50

## 【0045】

したがって、高圧Phが高圧最適値Paを上回っている場合は、冷却水の供給流量を増加させるため、流量制御弁64の開度を大きくする。冷却水の供給流量が増加すると、室外熱交換器13におけるCO<sub>2</sub>冷媒と冷却水との熱交換が促進されて高圧側圧力が降下する。これによって、高圧Phが高圧最適値Paへ近づく。

## 【0046】

また、高圧Phが高圧最適値Paを下回っている場合は、冷却水の供給流量を減少させるため、流量制御弁64の開度を小さくする。冷却水の供給流量が減少すると、室外熱交換器13におけるCO<sub>2</sub>冷媒と冷却水との熱交換が抑制されて高圧Phが上昇する。これによって、高圧Phが高圧最適値Paへ近づく。

10

## 【0047】

< 第2実施形態の特徴 >

空気調和装置200では、冷却水供給装置51が、冷却水を冷却する冷却塔61と、冷却塔61から室外熱交換器13へ冷却水を供給する定容量ポンプ63と、冷却水の供給流量を調節する流量制御弁64とを有する。流量制御弁64によって冷却水の供給流量が増減すると、冷媒と冷却水との熱交換量が増減し、高圧Phが増減する。このため、流量制御弁64を制御し高圧Phを高圧最適値Paへ近づけることによって、成績係数が向上する。

## 【0048】

〔第3実施形態〕

図5は、本発明の第3実施形態に係る空気調和装置の構成図である。なお、実施形態1と同じ部品には同一の符号を付し説明を省略する。空気調和装置300の冷凍装置1では、室外熱交換器23が熱交換器23aと熱交換器23bとの2つに分割されている。熱交換器23aは冷房運転時の冷媒流れの上流側に位置し、熱交換器23bは冷房運転時の冷媒流れの下流側に位置する。

20

## 【0049】

冷却水供給装置51では、冷却水が熱交換器23bの冷媒出口側から熱交換器23aの冷媒入口側へ流れるように、給水回路60が形成されている。このため、冷却水が、冷媒流れの下流側から上流側に向ってながれ、冷却水流れと冷媒流れが対向するようになり、冷却水と冷媒との熱交換が促進される。また、冷却直後の冷却水が、冷媒出口側の冷媒を冷却するので冷媒出口温度が低くなる。

30

## 【0050】

熱交換器23bを出た冷却水は2方向に分岐され、一方は熱交換器23aの冷却水入口へ入り、他方は熱交換器23aの冷却水出口へ迂回するバイパス70へ入る。バイパス70の途中に流量制御弁64が設けられている。この流量制御弁64の開度を増減することによって、熱交換器23aにおける冷却水と冷媒との熱交換量が増減され、高圧Phが調節される。

## 【0051】

例えば、流量制御弁64の開度を大きくすると、バイパス70へ流れる冷却水が増えるので、熱交換器23aに流れる冷却水が減る。このため、熱交換器23aにおける冷却水と冷媒との熱交換が抑制され、高圧Phが高くなる。

40

## 【0052】

一方、流量制御弁64の開度を小さくすると、バイパス70へ流れる冷却水が減るので、熱交換器23aに流れる冷却水が増える。このため、熱交換器23aにおける冷却水と冷媒との熱交換が促進され、高圧Phが低くなる。

## 【0053】

< 第3実施形態の特徴 >

(1)

空気調和装置300では、室外熱交換器23に入った冷却水が、室外熱交換器23における冷媒流れの下流側から上流側に向って流れる。冷却水が冷媒の流れの方向と対向する

50

ように流れるので、冷却水は上流側から下流側に進むにしたがって温度上昇する。このため、温度上昇前の低温の冷却水が、冷媒出口側の冷媒を冷却するので冷媒出口温度が低くなり冷凍能力が向上する。また、放熱工程の全域を通じて冷媒温度と冷却水温度との差が適正に維持され、熱交換性能が向上する。

【 0 0 5 4 】

( 2 )

空気調和装置 3 0 0 は、冷却水供給装置 5 1 が、バイパス 7 0 と、バイパス 7 0 の途中に設けられる流量制御弁 6 4 とを有している。バイパス 7 0 は、冷却水を熱交換器 2 3 b の冷却水出口から熱交換器 2 3 a の冷却水出口へ直接迂回させる。そして、流量制御弁 6 4 の開度を増減することによって、熱交換器 2 3 a における冷却水と冷媒との熱交換量が

10

増減され、高圧 P h が増減する。このため、流量制御弁 6 4 を制御し高圧 P h を高圧最適値 P a へ近づけることができ、成績係数が向上する。

【産業上の利用可能性】

【 0 0 5 5 】

以上のように、本発明によれば常に成績係数が最大となるように制御され実負荷に応じて効率よく能力が発揮されるので、空気調和装置に有用である。

【図面の簡単な説明】

【 0 0 5 6 】

【図 1】本発明の第 1 実施形態に係る空気調和装置の構成図。

【図 2】C O 2 冷媒の圧力 - エンタルピー線図。

20

【図 3】高圧側圧力制御のフローチャート。

【図 4】本発明の第 2 実施形態に係る空気調和装置の構成図。

【図 5】本発明の第 3 実施形態に係る空気調和装置の構成図。

【符号の説明】

【 0 0 5 7 】

1 冷凍装置

4 制御装置

1 3 , 2 3 室外熱交換器 ( 放熱器 )

5 1 冷却水供給装置

6 1 冷却塔 ( 冷却部 )

30

6 2 容量可変ポンプ

6 3 定容量ポンプ

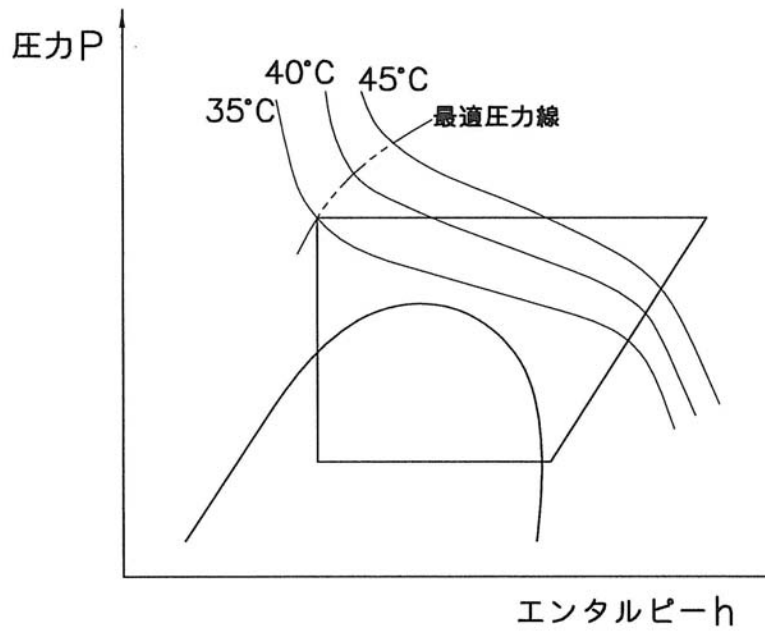
6 4 流量制御弁

1 0 0 , 2 0 0 , 3 0 0 空気調和装置

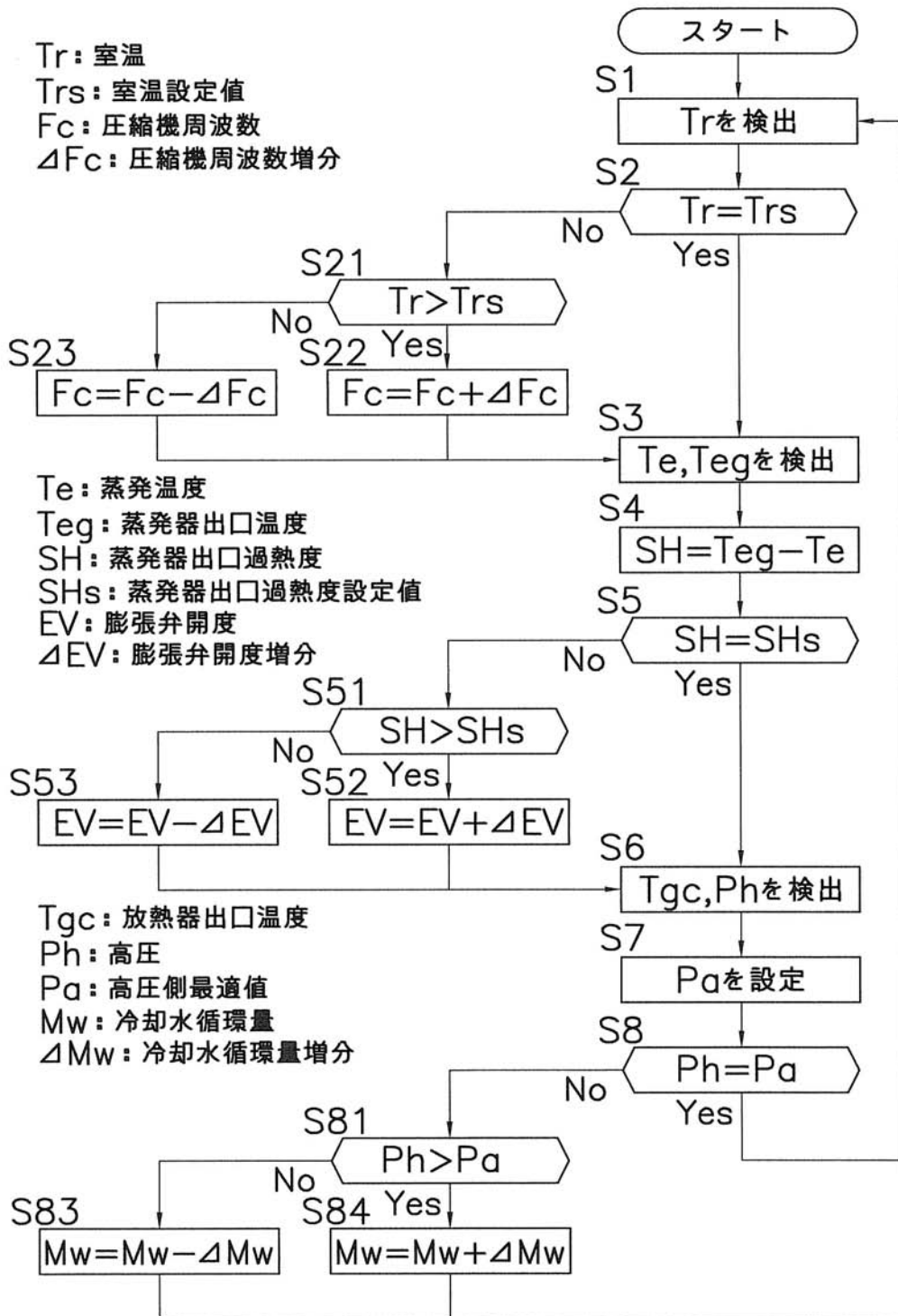




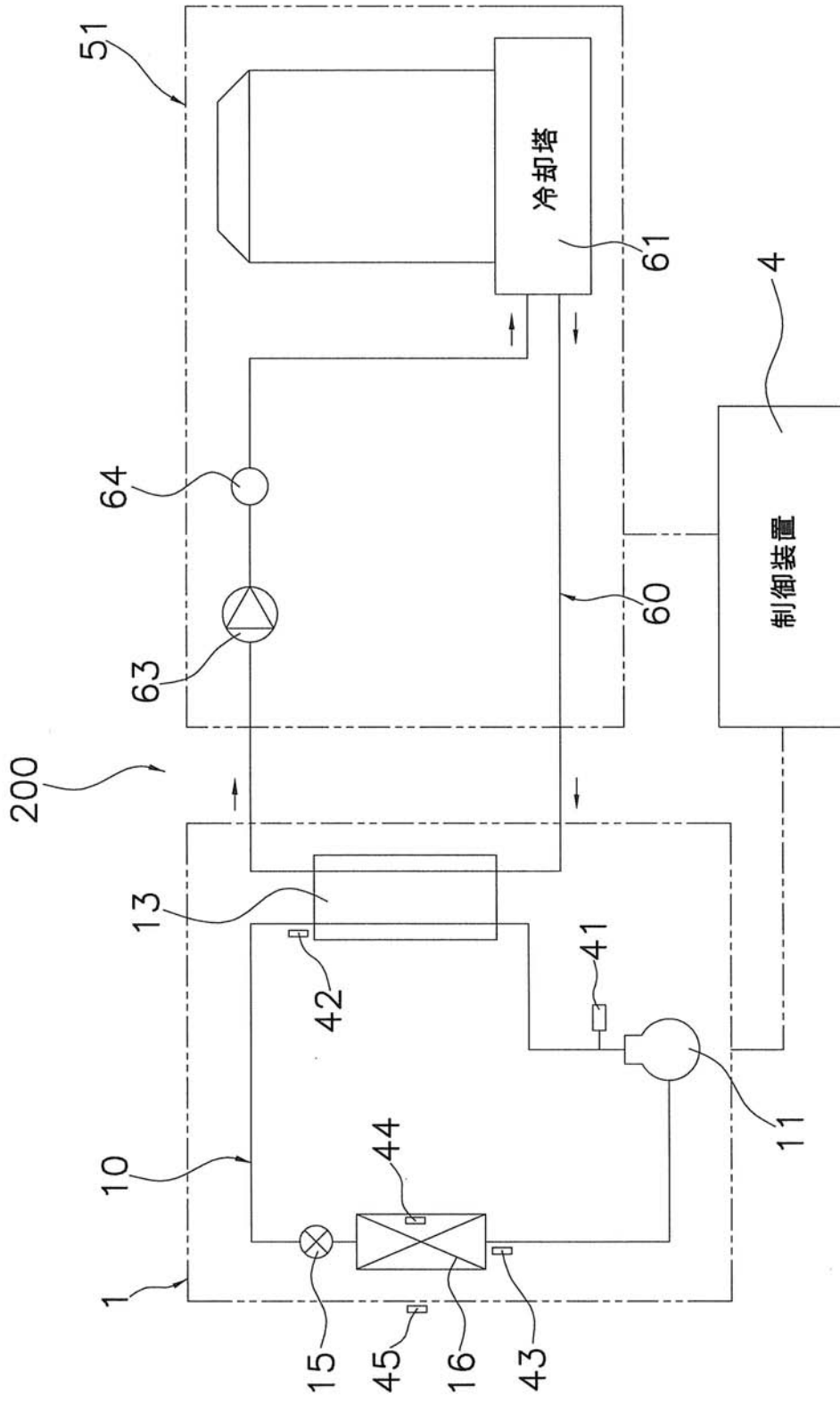
【 図 2 】



【 図 3 】



【 図 4 】



【図5】

