

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5611079号
(P5611079)

(45) 発行日 平成26年10月22日(2014.10.22)

(24) 登録日 平成26年9月12日(2014.9.12)

(51) Int.Cl.	F 1
F 2 4 F 3/147 (2006.01)	F 2 4 F 3/147
F 2 4 F 1/02 (2011.01)	F 2 4 F 1/02 4 5 1
F 2 4 F 3/00 (2006.01)	F 2 4 F 1/02 4 4 1
	F 2 4 F 3/00 A

請求項の数 3 (全 19 頁)

(21) 出願番号	特願2011-34227 (P2011-34227)	(73) 特許権者	000169499
(22) 出願日	平成23年2月21日(2011.2.21)		高砂熟学工業株式会社
(65) 公開番号	特開2012-172880 (P2012-172880A)		東京都新宿区新宿六丁目27番30号
(43) 公開日	平成24年9月10日(2012.9.10)	(73) 特許権者	000229715
審査請求日	平成25年12月5日(2013.12.5)		日本ピーマック株式会社
			神奈川県厚木市飯山3150番地
		(74) 代理人	100101557
			弁理士 萩原 康司
		(74) 代理人	100096389
			弁理士 金本 哲男
		(74) 代理人	100095957
			弁理士 亀谷 美明
		(74) 代理人	100076130
			弁理士 和田 憲治

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 デシカントロータを用いた外気処理装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

デシカントロータを用いて外気を除湿処理して空調空間に給気する外気処理装置であって、

冷媒を蒸発器、圧縮機、凝縮器および膨張弁の順に循環させて冷凍サイクルを行うヒートポンプ回路を備え、

前記デシカントロータが排気路と給気路にまたがって回転自在に配置され、

前記ヒートポンプ回路の蒸発器が、前記給気路において前記デシカントロータの下流側に配置され、

前記ヒートポンプ回路の凝縮器が、前記排気路において前記デシカントロータの上流側に配置され、

前記ヒートポンプ回路とは別系統の冷熱源水を用いて冷却するアフタークール用冷却器が、前記給気路において前記デシカントロータと前記蒸発器の間に配置され、

前記ヒートポンプ回路において、前記蒸発器と前記圧縮機の間に、前記ヒートポンプ回路とは別系統の温熱源水を用いて冷媒を蒸発させる再生熱源用蒸発器が配置されていることを特徴とする、外気処理装置。

【請求項2】

前記ヒートポンプ回路がプレクール用蒸発器を更に備え、

前記プレクール用蒸発器が、前記給気路において前記デシカントロータの上流側に配置されていることを特徴とする、請求項1に記載の外気処理装置。

10

20

【請求項3】

前記ヒートポンプ回路において、前記膨張弁と前記凝縮器の間に、前記ヒートポンプ回路とは別系統の冷熱源水を用いて冷媒を冷却させる別の凝縮器が配置されていることを特徴とする、請求項1または2のいずれかに記載の外気処理装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、デシカントロータを用いて外気を除湿処理して空調空間に給気する外気処理装置に関する。

【背景技術】

10

【0002】

近年、50程度の低温再生デシカント材が開発され、このデシカント材やデシカントロータを搭載した個別分散空調システムや、セントラル空調を対象にした外気処理用の空調機（外調機）が開発・上市された。また、この技術分野を対象として、特許文献1～15に示すような多くの発明考案が公開されてきた。

【0003】

特許文献1の技術は、デシカントロータの再生空気を高温に維持して、除湿能力を確保するヒートポンプ回路に関するものである。特許文献1の技術では、デシカントロータ再生部を2分割し、ヒートポンプ回路の圧縮機吐出の過熱蒸気冷媒によって再生空気を高温に維持している。特許文献2の技術では、デシカントロータ再生空気を加熱するヒートポンプ回路の熱源として、デシカントロータ通過後の除湿空気とともに再生空気のロータ通過後の排気を利用して、その熱源の熱量を確保している。特許文献3の技術では、デシカントロータ再生空気を加熱するヒートポンプ回路の熱源として、別途の冷媒を利用して、その熱源の熱量を確保している。特許文献4の技術では、ヒートポンプ回路の圧縮機吐出の過熱蒸気冷媒で再生空気を高温に維持している。特許文献5の技術は、デシカントロータ再生空気を加熱するヒートポンプ回路の熱源として室内空気を冷却する熱交換器（室内機）を利用したパッケージ型空調機システムである。また、特許文献6の技術は、デシカントロータ再生空気を加熱するヒートポンプ回路の熱源として、室内空気を冷却する熱交換器（空調機）を利用したセントラルシステムである。

20

【0004】

30

特許文献7～10および13の技術は、吸着素子（熱交換器に吸着剤を塗布したもの）を用いた、個別分散システムなどに関するものである。さらに、特許文献11の技術は、デシカントロータ再生空気を加熱するヒートポンプ回路の熱源として、室内空気を冷却する熱交換器（室内機）を設けたPACシステムであり、電気ヒータも併用して確実にデシカントロータ再生空気を加熱している。また、特許文献12の技術は、デシカントロータ再生空気を加熱するヒートポンプ回路の熱源として、デシカントロータ流入前に空気を冷却除湿する熱交換器とともに、室内空気を冷却する熱交換器を利用したシステムである。また、特許文献14の技術は、デシカントロータ再生空気を加熱するヒートポンプ回路として、2系統のヒートポンプ経路を有するシステムである。特許文献15の技術は、排気と給気を顕熱交換器で熱交換させてデシカントロータ再生空気を加熱するシステムである。

40

【0005】

デシカントロータを利用した外調機において、ロータ通過後の除湿空気は高温になるが、特許文献1～15の技術では室内への給気のために、（1）顕熱ロータにて排気と熱交換して冷却する方法、（2）水噴霧で冷却する方法、または（3）ヒートポンプ回路で冷却する方法が示されている。（1）の場合には顕熱ロータが必要になり、また（2）の場合には事前の十二分な除湿のための大きなデシカントロータが必要になるため、外調機は大きなものになる。個別分散型空調システムを対象にして、その外調機（換気ユニット）をコンパクトにするためには、（3）のヒートポンプ回路で冷却する方法が有望である。

【先行技術文献】

【特許文献】

50

【 0 0 0 6 】

【特許文献 1】特開平10-267576号公報
 【特許文献 2】特開平10-288486号公報
 【特許文献 3】特開2000-171058号公報
 【特許文献 4】特開2001-263732号公報
 【特許文献 5】特開2002-22205号公報
 【特許文献 6】特開2002-303433号公報
 【特許文献 7】特開2003-232538号公報
 【特許文献 8】特開2005-114291号公報
 【特許文献 9】特開2005-114294号公報
 【特許文献 10】特開2005-164165号公報
 【特許文献 11】特開2005-180885号公報
 【特許文献 12】特開2005-195285号公報
 【特許文献 13】特開2006-275409号公報
 【特許文献 14】特許第2968224号公報
 【特許文献 15】特開2010-112633号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【 0 0 0 7 】

昨今の地球温暖化防止の課題に対しては、省エネルギーによるCO₂排出量の削減とともに、温暖化係数GWPが数千（CO₂の数千倍の温室効果）であるフロン冷媒を大気放出しないことが重要である。そのためには、冷媒漏洩が皆無な機器や施工技術の開発が必要であるが、冷媒充てん量が極少の機器・システムを採用することも近々の対策となる。外気処理装置が備える圧縮機の動力が小さくてすめば、それだけ冷媒充てん量も少なくできる。

【 0 0 0 8 】

また、デシカントロータ搭載の水熱源外気処理装置において、外気条件の変化による室内への給気温度の変化をなるべく小さくすることが望まれていた。

【 0 0 0 9 】

本発明は、かかる点に鑑みてなされたものであり、動力の小さい圧縮機を利用でき、外気条件の変化による室内への給気温度の変化を小さくできる水熱源外気処理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】

【 0 0 1 0 】

前記の目的を達成するため、本発明によれば、デシカントロータを用いて外気を除湿処理して空調空間に給気する外気処理装置であって、冷媒を蒸発器、圧縮機、凝縮器および膨張弁の順に循環させて冷凍サイクルを行うヒートポンプ回路を備え、前記デシカントロータが排気路と給気路にまたがって回転自在に配置され、前記ヒートポンプ回路の蒸発器が、前記給気路において前記デシカントロータの下流側に配置され、前記ヒートポンプ回路の凝縮器が、前記排気路において前記デシカントロータの上流側に配置され、前記冷凍サイクルとは別系統の冷熱源水を用いて冷却するアフタークール用冷却器が、前記給気路において前記デシカントロータと前記蒸発器の間に配置され、前記ヒートポンプ回路において、前記蒸発器と前記圧縮機の間、前記ヒートポンプ回路とは別系統の温熱源水を用いて冷媒を蒸発させる再生熱源用蒸発器が配置されていることを特徴とする、外気処理装置が提供される。なお、冷媒とは、例えばフロン系冷媒やCO₂冷媒のように、圧縮膨張に供されて蒸発（気化）により熱交換対象を冷却し、凝縮（液化）により熱交換対象を加熱するものを指す。また、冷熱源水にはブラインやブライン混じりの水を含み、上述の冷媒のように相変化せずに熱交換に供されるものを指す。

【 0 0 1 1 】

かかる本発明によれば、デシカントロータで除湿処理された外気が、ヒートポンプ回路とは別系統の冷熱源水を用いてアフタークール用冷却器で冷却された後、ヒートポンプ回

10

20

30

40

50

路の蒸発器で更に冷却されて空調空間に給気される。

【 0 0 1 2 】

本発明の外気処理装置にあっては、前記ヒートポンプ回路がプレクール用蒸発器を更に備え、前記プレクール用蒸発器が、前記給気路において前記デシカントロータの上流側に配置されていても良い。また、前記ヒートポンプ回路において、前記膨張弁と前記凝縮器の間に、前記ヒートポンプ回路とは別系統の冷熱源水を用いて冷媒を冷却させる別の凝縮器が配置されていても良い。

【発明の効果】

【 0 0 1 3 】

本発明によれば、デシカントロータで除湿処理された外気のあら熱が、ヒートポンプ回路とは別系統の冷熱源水を用いてアフタークール用冷却器で取り除かれて冷却された後、ヒートポンプ回路の蒸発器で更に冷却されて空調空間に給気されるので、ヒートポンプ回路の蒸発器の冷却負荷が軽減される。このため、ヒートポンプ回路が備える圧縮機の動力が小さくて済み、それだけヒートポンプ回路の冷媒の充てん量も少なくできる。また、ヒートポンプ回路とは別系統の冷熱源水を用いて外気のあら熱が取り除かれるので、ヒートポンプ回路の蒸発器では安定した冷却を行うことができ、外気条件の変化による室内への給気温度の変化を小さくできるようになる。

【図面の簡単な説明】

【 0 0 1 4 】

【図 1】本実施の形態にかかる外気処理装置の説明図であり、冷房除湿運転の状態を示している。

【図 2】本実施の形態にかかる外気処理装置の説明図であり、暖房加湿運転の状態を示している。

【図 3】圧縮機の回転数制御によるp-h線図上の運転状態の変化を示すグラフである。

【図 4】アフタークール用冷却器に冷熱源水を供給した場合の運転状態（表 2 ~ 4 の運転状態）を示す空気線図である。

【図 5】アフタークール用冷却器に冷熱源水を供給しない場合の運転状態（表 5 ~ 7 の運転状態）を示す空気線図である。

【図 6】表 1 の範囲での外気条件の変化（外気温度の変化）が給気温度に及ぼす影響を、アフタークール用冷却器に冷熱源水を供給する場合と供給しない場合についてまとめて示したグラフである（ a ）。（ b ）は、プレクール用蒸発器の能力と蒸発温度の変化を示すグラフである。

【図 7】表 8 の外気条件（その 2 ）において、アフタークール用冷却器に冷熱源水を供給した場合の、運転状態を示す空気線図である。

【図 8】外気条件（その 2 ）において、アフタークール用冷却器に冷熱源水を供給しない場合の、運転状態を示す空気線図である。

【図 9】表 8 の範囲での外気条件の変化（外気温度の変化）が給気温度に及ぼす影響を、アフタークール用冷却器に冷熱源水を供給する場合と供給しない場合について、まとめて示した示したグラフである（ a ）。（ b ）は、プレクール用蒸発器の能力と蒸発温度の変化を示すグラフである。

【図 1 0】表 9 の外気条件（その 3 ）において、アフタークール用冷却器に冷熱源水を供給した場合の運転状態を示す空気線図である。

【図 1 1】表 9 の外気条件（その 3 ）において、アフタークール用冷却器に冷熱源水を供給しない場合の運転状態を示す空気線図である。

【図 1 2】表 9 の範囲での外気条件の変化（外気温度の変化）が給気温度に及ぼす影響を、アフタークール用冷却器に冷熱源水を供給する場合と供給しない場合について、まとめて示したグラフである（ a ）。（ b ）は、プレクール用蒸発器の能力と蒸発温度の変化を示すグラフである。

【図 1 3】ヒートポンプ回路の第 1 の流路において、膨張弁と凝縮器の間に、別の凝縮器を設けた外気処理装置の説明図であり、冷房除湿運転の状態を示している。

10

20

30

40

50

【図14】第2の流路から再生熱源用蒸発器を省略した外気処理装置の説明図であり、冷房除湿運転の状態を示している。

【図15】コンプレッサ内蔵の水熱源小型ヒートポンプユニットを建物内に複数分配し、一部に本発明の実施の形態にかかる外気処理装置を配置した空調システムの説明図である。

【発明を実施するための形態】

【0015】

以下、本発明の実施の形態について説明する。なお、本明細書及び図面において、実質的に同一の機能構成を有する構成要素については、同一の符号を付することにより重複説明を省略する。

10

【0016】

図1、2に示すように、本発明の実施の形態にかかる外気処理装置1の内部には、外気OAを除湿処理して空調空間(図示せず)に給気SAとして供給する給気路10と、空調空間(図示せず)から排出された還気RAを、排気EAとして外部に排気する排気路11が設けられている。また、外気処理装置1の内部には、ヒートポンプ回路12が設けられている。

【0017】

給気路10と排気路11には、乾燥剤が保持された通気性のある円筒形状のデシカントロータ15がまたがって配置されている。デシカントロータ15の半分は排気路11に配置され、デシカントロータ15の残りの半分は給気路10に配置されている。デシカントロータ15は回転しており、その回転に伴ってデシカントロータ15の側面が、給気路10と排気路11を交互に移動するようになっている。

20

【0018】

ヒートポンプ回路12は、4つの出入り口P1、P2、P3、P4を有する四方弁20を備えている。図1に示すように冷房除湿運転の状態では、四方弁20は、出入り口P1と出入り口P2が接続され、出入り口P3と出入り口P4が接続される。図2に示すように暖房加湿運転の状態では、四方弁20は、出入り口P1と出入り口P4が接続され、出入り口P2と出入り口P3が接続される。四方弁20の出入り口P1と出入り口P3には、ヒートポンプ回路12の冷媒を流通させる第1の流路21が接続され、出入り口P2と出入り口P4には、ヒートポンプ回路12の冷媒を流通させる第2の流路22が接続されている。

30

【0019】

四方弁20の出入り口P1と出入り口P3を接続している第1の流路21には、出入り口P1から出入り口P3に向かって、プレクール用蒸発器25、膨張弁26、凝縮器27が順に設けられている。プレクール用蒸発器25は、給気路10においてデシカントロータ15の上流側に配置されている。凝縮器27は、排気路11においてデシカントロータ15の上流側に配置されている。

【0020】

四方弁20の出入り口P2と出入り口P4を接続している第2の流路22には、出入り口P2から出入り口P4に向かって、蒸発器30、再生熱源用蒸発器31、圧縮機32が順に設けられている。蒸発器30は、給気路10においてデシカントロータ15の下流側に配置されている。再生熱源用蒸発器31には、ヒートポンプ回路12の冷凍サイクルとは別系統の温熱源装置(例えばボイラーなど)で加熱された温熱源水が供給されており、再生熱源用蒸発器31では、ヒートポンプ回路12の冷媒が加熱されて蒸発させられる。再生熱源用蒸発器31は、蒸発器30と圧縮機32の間に配置されている。

40

【0021】

給気路10においてデシカントロータ15と蒸発器30の間には、アフタークール用冷却器33が配置されている。このアフタークール用冷却器33には、ヒートポンプ回路12の冷凍サイクルとは別系統の冷熱源装置(例えば冷却塔など)で冷却された冷熱源水が供給されており、アフタークール用冷却器33では、給気路10を流れる外気OAのあら

50

熱が取り除かれる。

【 0 0 2 2 】

以上のように構成された外気処理装置 1 において冷房除湿運転を行う場合、図 1 に示すように、四方弁 2 0 の出入り口 P 1 と出入り口 P 2 が接続され、出入り口 P 3 と出入り口 P 4 が接続される。そして、ヒートポンプ回路 1 2 では、冷媒がプレクール用蒸発器 2 5、蒸発器 3 0 および再生熱源用蒸発器 3 1 の順に供給されていく。そして、プレクール用蒸発器 2 5、蒸発器 3 0 および再生熱源用蒸発器 3 1 で吸熱し、順次蒸発されて気体となった冷媒が、圧縮機 3 2 で圧縮された後、四方弁 2 0 の出入り口 P 4 から出入り口 P 3 へ通過し、凝縮器 2 7 に供給される。そして、凝縮器 2 7 で放熱し液体となった冷媒が、膨張弁 2 6 を経て、再びプレクール用蒸発器 2 5、蒸発器 3 0 および再生熱源用蒸発器 3 1 の順に供給されていく。こうして、ヒートポンプ回路 1 2 では、冷媒がプレクール用蒸発器 2 5、蒸発器 3 0、再生熱源用蒸発器 3 1、圧縮機 3 2、凝縮器 2 7 および膨張弁 2 6 の順に循環され、プレクール用蒸発器 2 5、蒸発器 3 0 および再生熱源用蒸発器 3 1 で吸熱し、凝縮器 2 7 で放熱する冷凍サイクルが行われる。

10

【 0 0 2 3 】

また、外気処理装置 1 の給気路 1 0 には、室外から外気 O A が取り込まれ、プレクール用蒸発器 2 5、デシカントロータ 1 5、アフタークール用冷却器 3 3 および蒸発器 3 0 の順に通過して、冷却除湿された処理空気が給気 S A となって、給気路 1 0 から室内に供給される。ここで、まずプレクール用蒸発器 2 5 では、ヒートポンプ回路 1 2 の冷媒の蒸発によって外気 O A の冷却・除湿が行われ、その後、デシカントロータ 1 5 で水分が吸着されて除湿処理が行われる。更に、デシカントロータ 1 5 を通過後の高温の除湿空気は、ヒートポンプ回路 1 2 とは別系統の冷熱源装置からアフタークール用冷却器 3 3 に供給された冷熱源水によって冷却され、あら熱が取り除かれる。そして、あら熱が取り除かれた外気 O A は、更に蒸発器 3 0 にてヒートポンプ回路 1 2 の冷媒の蒸発によって冷却され、冷却除湿された給気 S A として室内に供給される。

20

【 0 0 2 4 】

一方、外気処理装置 1 の排気路 1 1 には、室内から還気 R A が取り込まれ、凝縮器 2 7、デシカントロータ 1 5 の順に通過して、排気 E A となって排気路 1 1 から室外に排出される。排気路 1 1 では、まず凝縮器 2 7 においてヒートポンプ回路 1 2 の冷媒の凝縮により、還気 R A が例えば 5 0 程度まで昇温させられる。そして、高温となった還気 R A がデシカントロータ 1 5 に送られ、水分の除去・放出が行われてデシカントロータ 1 5 が再生される。そして、高温、多湿となった還気 R A は、排気 E A として外部に排気される。

30

【 0 0 2 5 】

また、デシカントロータ 1 5 の回転に伴ってデシカントロータ 1 5 の側面は給気路 1 0 と排気路 1 1 を交互に移動していく。そして、排気路 1 1 では、デシカントロータ 1 5 に付着した水分の除去・放出が行われてデシカントロータ 1 5 の再生が行われる。一方、給気路 1 0 では、再生されたデシカントロータ 1 5 によって、外気 O A の水分が吸着され除湿処理が行われる。

【 0 0 2 6 】

この外気処理装置 1 によれば、デシカントロータ 1 5 で除湿処理された外気 O A のあら熱が、ヒートポンプ回路 1 2 の冷凍サイクルとは別系統の冷熱源水を用いてアフタークール用冷却器 3 3 で取り除かれて冷却された後、蒸発器 3 0 で更に冷却されて空調空間に給気されるので、ヒートポンプ回路 1 2 では蒸発器 3 0 の冷却負荷が軽減され、消費電力の削減（高効率化）が図られる。このため、ヒートポンプ回路 1 2 が備える圧縮機 3 2 の動力が小さくて済み、それだけヒートポンプ回路 1 2 の冷媒の充てん量も少なくできる。また、ヒートポンプ回路 1 2 とは別系統の冷熱源水を用いて外気のあら熱が取り除かれるので、ヒートポンプ回路 1 2 の蒸発器 3 0 では安定した冷却を行うことができ、外気条件の変化による室内への給気 S A の温度変化を小さくでき、温度の制御性を高めることができる。

40

【 0 0 2 7 】

50

ヒートポンプ回路 12 では、プレクール用蒸発器 25、蒸発器 30 および再生熱源用蒸発器 31 が直列に接続されている。これらの蒸発器 25、30、31 を並列に接続して各々をマルチ制御することも考えられる。しかし、このヒートポンプ回路 12 の第 1 の目的は、凝縮器 27 において還気 RA を 50 程度まで加熱してデシカントロータ 15 を再生することにあるので、ヒートポンプ回路 12 の熱源側である蒸発器 25、30、31 側での採熱能力を維持し易いように、3つの蒸発器 25、30、31 を直列に接続した単純な回路（シンプルな回路）を採用した。

【0028】

アフタークール用冷却器 33 に供給される冷熱源水は、例えば冷却塔などの冷熱源装置で冷却される。冷却塔では、冷熱源水の冷却のための動力はポンプとファンのみなので、冷凍機等に比べ極少の動力で冷熱が製造できる。アフタークール用冷却器 33 において、この冷熱源水によって「あら熱」が処理されることで、ヒートポンプ回路 12 での冷却負荷が少なくなって、消費電力の削減（高効率化）が図られる。

【0029】

また、蒸発器 30 に供給される空気は、デシカントロータ 15 通過直後の高温の除湿空気ではなく、冷却塔などで冷却された冷熱源水（外気 OA の湿球温度に応じた温度の冷熱源水）によって冷却されることになる。一方、プレクール用蒸発器 25 で冷却される空気は外気 OA である。アフタークール用冷却器 33 において冷熱源水で「あら熱」が処理されることにより、プレクール用蒸発器 25 および蒸発器 30 の双方の入口空気が外気 OA の影響を同時に受けることになる。このことは、図 1 のように蒸発器 25、30、31 が直列配置されたヒートポンプ回路 12 の能力の制御性（給気温度の制御性）を高めることにつながる。詳しくは、以下に説明する。

【0030】

外気処理装置 1 での冷房除湿運転（空気のエンタルピーを減少させる操作）において、デシカントロータ 15 は外気 OA の潜熱を顕熱に変換するものであり、空気のエンタルピーを減少させてはいない（正確にはエンタルピー一定ではなく、1以下の交換効率によってエンタルピーは若干増加する）。デシカントロータ 15 の出口空気は、高温低湿の状態になる。したがって、空気のエンタルピーを減少させる操作は、デシカントロータ 15 の下流のアフタークール用冷却器 33 や蒸発器 30 が担っている。デシカントロータ 15 への供給空気の水分濃度（相対湿度）が高いほど、デシカントロータ 15 での除湿量（水分濃度の移動量）は多くなるので、プレクール用蒸発器 25 において相対湿度を 100% RH（飽和空気）にすることが必要になる。

【0031】

また、現状で上市されている低温再生デシカントロータの性能は、R410Aのような汎用冷媒のヒートポンプ回路で得られる 50 程度の再生空気では、一般に空調で求められる除湿量（導入外気の除湿量）を達成するのに十分とは言えない。そこで、プレクール用蒸発器 25 では、デシカントロータ 15 での除湿量の確保のためにデシカントロータ 15 への供給空気を飽和空気にするとともに、デシカントロータ 15 での除湿の不足分を冷却除湿する必要がある。

【0032】

したがって、外気処理装置 1 での空気のエンタルピーを減少させる操作は、直接的にはプレクール用蒸発器 25、蒸発器 30、さらにはアフタークール用冷却器 33 が担っている。

【0033】

しかしながら、上記のような操作を確実に行うためには、第 1 にデシカントロータ 15 が再生されていること（再生空気（デシカントロータ 15 に供給される還気 RA）が 50 程度の温度に維持されていること）が必要条件であるので、次に、凝縮器 27 の能力を維持することを第 1 の目的として説明する。

【0034】

外気処理装置 1 の給気 SA（室内）の湿度温度・湿度の制御方法としては、まずヒート

10

20

30

40

50

ポンプ回路12において、インバータによる「圧縮機の回転数制御」を採用する。ヒートポンプ回路12において、凝縮器27側の被加熱流体（還気RA）と蒸発器25、30、31側の被冷却流体（外気OA）の供給温度と流量が一定の下、図3（a）のように圧縮機の回転数が増加すると、蒸発温度（蒸発圧力）は低下し、凝縮温度（凝縮圧力）は上昇し、蒸発器25、30、31および凝縮器27の能力は大きくなる。

【0035】

ここでの外気処理装置1のヒートポンプ回路12は、デシカントロータ15の再生が主たる操作（第1の目的）であり、給気SA（室内）の湿度によってインバータによる圧縮機の回転数（冷媒流量）を調節する。この際、凝縮器27の能力とともに、蒸発器25、30、31の能力も変化する。

10

【0036】

たとえば、外気OAの湿度が高くなり温度も高くなった場合（潜熱負荷が大きくなり顕熱負荷も大きくなった場合）には、圧縮機回転数を高め（冷媒流量を増加させ）、凝縮器27の能力を増加させてデシカントロータ15を十分に再生し、デシカントロータ15の除湿性能を高める（給気SAの湿度を低湿にする）ことができる。同時に、プレクール用蒸発器25の冷却除湿能力を高めて給気湿度を低湿にして、併せて蒸発器30の能力を増加させて給気SAの温度を低温化することができる。

【0037】

しかし、給気SAの湿度が高くなり温度は所定値であった（潜熱負荷のみ大きくなった）場合には、圧縮機回転数を高めたのみでは給気SAの温度が過冷になる。そのため、再生熱源用蒸発器31に供給される温熱源水の流量制御（2方弁制御など）を採用する。たとえば、今、再生熱源用蒸発器31に温熱源水が供給されていないとき、給気SAの湿度が高くなったことで、上記と同様に圧縮機の回転数が高まる。併せて、再生熱源用蒸発器31に温熱源水を供給（温熱源水の流量を制御）すると、トータルの蒸発器25、30、31の伝熱面積が増加することになるので、図3（b）のように蒸発圧力（蒸発温度）の低下を抑えることができる。

20

【0038】

次に、外気処理装置1の温度の制御性について述べるために、再生熱源用蒸発器31に温熱源水を供給しているときに、外気条件の変化が給気温度に与える影響について考察する。この外気OAの条件は表1のように、乾球温度30.0 DB / 絶対湿度16.6g/kgDA（Case（1））、32.5 DB / 17.7g/kgDA（Case（2））、および35.0 DB / 18.8g/kgDA（Case（3））の3種類である。

30

【0039】

【表1】

		Case(1)	Case(2)	Case(3)
外気乾球温度	°CDB	30.0	32.5	35.0
同上湿球温度	°CWB	24.2	25.5	26.7
同上絶対湿度	g/kgDA	16.60	17.70	18.80
同上相対湿度	%RH	61.9	57.1	52.7
同上エンタルピー	kJ/kg	72.60	78.00	83.42
熱源水温度(冷却水温)	°C	29.2	30.5	31.7

40

熱源水温度：外気湿球温度+5°Cと仮定

【0040】

まず、Case（2）の外気条件の下で、熱源水温度30.5 / 蒸発温度20 として、プレクール用蒸発器25、アフタークール用冷却器33、蒸発器30の仕様（総括伝熱係数×伝

50

熱面積)および運転状態を定めた。表2～4には、前述の図1での外気処理装置1における各位置a～eにおける、空気の乾球温度、絶対湿度、エンタルピー、およびプレクール用蒸発器25、アフタークール用冷却器33、蒸発器30の能力を示す。表2のように、Case(2)での室内への給気SA(表2～4のeの列)は、25.9 DB/10.50g/kgDAである。

【0041】

【表2】

図1での外気処理装置内の位置		a	b	c	d	e
乾球温度	°CDB	32.5	22.8	45.2	35.8	25.9
絶対湿度	g/kgDA	17.70	16.60	10.50	10.50	10.50
エンタルピー	kJ/kg	78.00	65.14	72.59	62.92	52.76
プレクール用蒸発器25	kW	2.14 (蒸発温度:20.0°C)		-		
アフタークール用冷却器33	kW	-		1.58	-	
蒸発器30	kW	-			1.66 (蒸発温度:20°C)	

註:再生熱源用蒸発器31には熱源水(30.5°C)を供給せず

10

20

【表3】

図1での外気処理装置内の位置		a	b	c	d	e
乾球温度	°CDB	30.0	22.8	45.2	34.9	26.5
絶対湿度	g/kgDA	16.60	16.60	10.50	10.50	10.50
エンタルピー	kJ/kg	72.60	65.14	72.59	62.03	53.43
プレクール用蒸発器25	kW	1.24 (蒸発温度:21.6°C)		-		
アフタークール用冷却器33	kW	-		1.72	-	
蒸発器30	kW	-			1.41 (蒸発温度:21.6°C)	

註:再生熱源用蒸発器31には熱源水(29.2°C)を供給せず

30

【表4】

図1での外気処理装置内の位置		a	b	c	d	e
乾球温度	°CDB	35.0	22.8	45.2	36.5	25.1
絶対湿度	g/kgDA	18.80	16.60	10.50	10.50	10.50
エンタルピー	kJ/kg	83.42	65.14	72.59	63.71	52.00
プレクール用蒸発器25	kW	3.05 (蒸発温度:18.4°C)		-		
アフタークール用冷却器33	kW	-		1.45	-	
蒸発器30	kW	-			1.91 (蒸発温度:18.4°C)	

註:再生熱源用蒸発器31には熱源水(31.7°C)を供給せず

40

50

【 0 0 4 2 】

つぎに、上記のプレクール用蒸発器 2 5、アフタークール用冷却器 3 3、蒸発器 3 0の仕様を用いて、Case (1) およびCase (3) の外気条件での運転状態を求める際、プレクール用蒸発器 2 5の出口空気(表 2 ~ 4 の b の列)は22.8 DB / 16.60g/kgDAに固定することで、Case (2) のデシカントロータ 1 5での除湿量(16.60 - 10.50 = 6.10 g/kgDA)が維持されるよう、蒸発温度を定めた。表 3 のようにCase (1) での室内への給気 S A (e の列)は26.5 DBであり、蒸発温度は21.6 であった。また、表 4 のようにCase (3) での室内への給気 S A (e の列)は25.1 DBであり、蒸発温度は18.4 であった。表 2 ~ 4 の範囲での外気条件の変化は、室内への給気温度に1.4deg. (26.5 DB ~ 25.1 DB) の変化を与えることになった。

10

【 0 0 4 3 】

ここでは、デシカントロータ 1 5での除湿量が維持されるよう、表 1 の外気条件は極端な範囲ではないため、上述のような給気温度の変化(1.4deg.)であったが、たとえば外気 O A の顕熱負荷が極少の場合には給気 S A は過冷になり、前述のような再生熱源用蒸発器 3 1 に供給される温熱源水の流量制御が必要になる。

【 0 0 4 4 】

なお、前述のように、アフタークール用冷却器 3 3 は、蒸発器 2 5、3 0、3 1 が直列配置されたヒートポンプ回路 1 2 の能力の制御性(給気温度の制御性)を高めることにつながる。このことは、ここでの給気温度の変化(1.4deg.)を、アフタークール用冷却器 3 3 に冷熱源水を供給しない場合の給気温度の変化と比較して、つぎに説明する。

20

【 0 0 4 5 】

表 5 ~ 7 に、アフタークール用冷却器 3 3 に冷熱源水を供給しない場合の、空気の乾球温度、絶対湿度、エンタルピー、および、プレクール用蒸発器 2 5、アフタークール用冷却器 3 3、蒸発器 3 0 の能力を示す。外気条件は表 1 のCase (1)、Case (2)、およびCase (3) の 3 種類である。

【 0 0 4 6 】

【表 5】

図1での外気処理装置内の位置		a	b	c	d	e
乾球温度	°CDB	32.5	22.8	45.2	→	25.9
絶対湿度	g/kgDA	17.70	16.60	10.50	→	10.50
エンタルピー	kJ/kg	78.00	65.14	72.59	→	52.76
プレクール用蒸発器25	kW	2.14 (蒸発温度:20.0°C)		-		
アフタークール用器33	kW	-		0	-	
蒸発器30	kW	-			3.24 (蒸発温度:20°C)	

30

註:再生熱源用蒸発器31には熱源水(30.5°C)を供給せず

40

【表 6】

図1での外気処理装置内の位置		a	b	c	d	e
乾球温度	°CDB	30.0	22.8	45.2	→	27.0
絶対湿度	g/kgDA	16.60	16.60	10.50	→	10.50
エンタルピー	kJ/kg	72.60	65.14	72.59	→	53.98
プレクール用蒸発器25	kW	1.24 (蒸発温度:21.6°C)		-		
アフタークール用器33	kW	-		0	-	
蒸発器30	kW	-			3.04 (蒸発温度:21.6°C)	

註:再生熱源用蒸発器31には熱源水(29.2°C)を供給せず

10

【表 7】

図1での外気処理装置内の位置		a	b	c	d	e
乾球温度	°CDB	35.0	22.8	45.2	→	24.6
絶対湿度	g/kgDA	18.80	16.60	10.50	→	10.50
エンタルピー	kJ/kg	83.42	65.14	72.59	→	51.48
プレクール用蒸発器25	kW	3.05 (蒸発温度:18.4°C)		-		
アフタークール用器33	kW	-		0	-	
蒸発器30	kW	-			3.45 (蒸発温度:18.4°C)	

註:再生熱源用蒸発器31には熱源水(31.7°C)を供給せず

20

【0047】

先と同様に、まず、Case(2)の外気条件の下で、蒸発温度20 / 熱源水温度30.5 として、プレクール用蒸発器25、アフタークール用冷却器33、蒸発器30の仕様(総括伝熱係数×伝熱面積)および運転状態を定めた。表5のようにCase(2)での室内への給気SA(eの列)は、25.9 DB / 10.50g/kgDAである。

30

【0048】

つぎに、上記のプレクール用蒸発器25、アフタークール用冷却器33、蒸発器30の仕様を用いて、Case(1)およびCase(3)の外気条件での運転状態を求める際、プレクール用蒸発器25の出口空気(bの列)は22.8 DB / 16.60g/kgDAに固定することで、Case(2)のデシカントロータ15での除湿量(16.60 - 10.50 = 6.10 g/kgDA)が維持されるよう、蒸発温度を定めた。表6のようにCase(1)での室内への給気(eの列)は27.0 DBであり、蒸発温度は21.6であった。また、表7のようにCase(3)での室内への給気(eの列)は24.6 DBであり、蒸発温度は18.4であった。表1の範囲での外気条件の変化は、室内への給気温度に2.4deg.(27.0 DB ~ 24.6 DB)の変化を与えることになった。

40

【0049】

このように、アフタークール用冷却器33に冷熱源水を供給しない場合の給気温度の変化(2.4deg.)は、前述のように冷熱源水を供給する場合の給気温度の変化(1.4deg.)に比べ、1.7倍に拡大した。換言すれば、アフタークール用冷却器33は、給気温度の変化を約半減させる。

【0050】

このことは、アフタークール用冷却器33が、蒸発器25、30、31が直列配置され

50

たヒートポンプ回路 1 2 の能力の制御性（給気温度の制御性）を高めることにつながることを説明するものである。

【 0 0 5 1 】

図 4 は、アフタークール用冷却器 3 3 に冷熱源水を供給した場合の運転状態（表 2 ～ 4 の運転状態）を空気線図上に示したものである。図 5 は、アフタークール用冷却器 3 3 に冷熱源水を供給しない場合の運転状態（表 5 ～ 7 の運転状態）を空気線図上に示したものである。また、図 6 は、表 1 の範囲での外気条件の変化（外気温度の変化）が給気温度に及ぼす影響を、アフタークール用冷却器 3 3 に冷熱源水を供給する場合と供給しない場合について、まとめて示したものである。図 6 には参考のため、プレクール用蒸発器 2 5 の能力と蒸発温度の変化も示す。

10

【 0 0 5 2 】

さらに、表 8 の外気条件（その 2）と表 9 の外気条件（その 3）においても、以上と同様に、外気条件の変化（外気温度の変化）が給気温度に及ぼす影響を、アフタークール用冷却器 3 3 に冷熱源水を供給する場合と供給しない場合について検討した。表 1 の外気条件では、乾球温度が高いほど絶対湿度が高かったが、表 8 の外気条件（その 2）では、乾球温度が高いほど絶対湿度が低くなっている。また、表 9 の外気条件（その 3）では、乾球温度によらず絶対湿度は一定としている。

【 0 0 5 3 】

【表 8】

20

		Case(1)	Case(2)	Case(3)
外気乾球温度	°CDB	30.0	32.5	35.0
同上湿球温度	°CWB	25.5	25.5	25.5
同上絶対湿度	g/kgDA	18.80	17.70	16.60
同上相対湿度	%RH	70.0	57.1	46.8
同上エンタルピー	kJ/kg	78.20	78.00	77.76
熱源水温度(冷却水温)	°C	30.5	30.5	30.5

熱源水温度:外気湿球温度+5°Cと仮定

30

【表 9】

		Case(1)	Case(2)	Case(3)
外気乾球温度	°CDB	30.0	32.5	35.0
同上湿球温度	°CWB	24.8	25.5	26.1
同上絶対湿度	g/kgDA	17.70	17.70	17.70
同上相対湿度	%RH	65.9	57.1	49.7
同上エンタルピー	kJ/kg	75.41	78.00	80.60
熱源水温度(冷却水温)	°C	29.8	30.5	31.1

熱源水温度:外気湿球温度+5°Cと仮定

40

【 0 0 5 4 】

表 8 の外気条件（その 2）において、図 7 はアフタークール用冷却器 3 3 に冷熱源水を供給した場合の運転状態を空気線図上に示したものであり、図 8 はアフタークール用冷却器 3 3 に冷熱源水を供給しない場合の運転状態を空気線図上に示したものである。また、

50

図9は表8の範囲での外気条件の変化（外気温度の変化）が給気温度に及ぼす影響を、アフタークール用冷却熱交換器に熱源水を供給する場合と供給しない場合について、まとめて示したものである。図9には参考のため、プレクール用蒸発器25の能力と蒸発温度の変化も示す。

【0055】

表9の外気条件（その3）において、図10はアフタークール用冷却器33に冷熱源水を供給した場合の運転状態を空気線図上に示したものであり、図11はアフタークール用冷却器33に冷熱源水を供給しない場合の運転状態を空気線図上に示したものである。また、図12は表9の範囲での外気条件の変化（外気温度の変化）が給気温度に及ぼす影響を、アフタークール用冷却器33に冷熱源水を供給する場合と供給しない場合について、

10

【0056】

外気条件（その2）と外気条件（その3）では、プレクール用蒸発器25の能力の変化が少なく蒸発温度の変化も少ないので、給気温度の変化も少ない。その結果、アフタークール用冷却器33に冷熱源水を供給する場合と供給しない場合での、給気温度の変化の相違も少ない結果となった。

【0057】

次に、図13に示す外気処理装置2は、ヒートポンプ回路12の第1の流路21において、膨張弁26と凝縮器27の間に、別の凝縮器40を設けている。この別の凝縮器40には、ヒートポンプ回路12の冷凍サイクルとは別系統の冷熱源装置（例えば冷却塔など）で冷却された冷熱源水が供給されている。なお、膨張弁26と凝縮器27の間に別の凝縮器40を設けた点を除けば、図13に示す外気処理装置2は、先に図1、2で説明した外気処理装置1と実質的に同様の構成を有する。よって、共通する構成要素について図13中に図1、2と同じ符号を付することにより重複説明を省略する。外気負荷の内の顕熱負荷が大きい条件では、この図13に示す外気処理装置2のように、第1の流路21に設けられた凝縮器27に加えて、別の凝縮器40の設置が必要な場合もある。

20

【0058】

また、図14に示す外気処理装置3は、第2の流路22から再生熱源用蒸発器31を省略したものである。なお、この図14に示す外気処理装置3においても、図13に示す外気処理装置2と同様に膨張弁26と凝縮器27の間に別の凝縮器40を設けている。再生熱源用蒸発器31を省略し、膨張弁26と凝縮器27の間に別の凝縮器40を設けた点を除けば、図14に示す外気処理装置3は、先に図1、2で説明した外気処理装置1と実質的に同様の構成を有する。よって、共通する構成要素について図14中に図1、2と同じ符号を付することにより重複説明を省略する。前述のように、負荷条件によっては再生熱源用蒸発器31が不要な場合もある。例えば、常に外気負荷の内の潜熱負荷の割合が大きくは変化しない場合には、図14に示す外気処理装置3のように再生熱源用蒸発器31が無くても、給気温度が過冷になったり、また、再生空気温度が過熱（圧縮機32の突出温度が過熱）になったりすることがない。

30

【0059】

また、図1、2および図13、14に示した外気処理装置1～3は、暖房加湿運転を行うこともできる。図2に示したように、暖房加湿運転の状態では、四方弁20は、出入り口P1と出入り口P4が接続され、出入り口P2と出入り口P3が接続され、プレクール用蒸発器25が凝縮器として機能し、凝縮器27、蒸発器30および再生熱源用蒸発器31が蒸発器として機能する。そして、ヒートポンプ回路12では、凝縮器27（蒸発器として機能）、蒸発器30および再生熱源用蒸発器31で吸熱し、蒸発して気体となった冷媒が、圧縮機32で圧縮された後、プレクール用蒸発器25（凝縮器として機能）で放熱し液体となった冷媒が、膨張弁26を経て、凝縮器27（蒸発器として機能）、蒸発器30および再生熱源用蒸発器31に供給されていく。こうして、ヒートポンプ回路12では、凝縮器27（蒸発器として機能）、蒸発器30および再生熱源用蒸発器31で吸熱し、

40

50

プレクール用蒸発器 25 (凝縮器として機能) で放熱する冷凍サイクルが行われる。図 13、14 に示した外気処理装置 2、3 においても、四方弁 20 の切り替えにより、暖房加湿運転を行うことができる。

【0060】

ここで、図 15 に示すように、コンプレッサ内蔵の水熱源小型ヒートポンプユニット 50 を建物 51 内に複数分配して配置することによって個別空調を行う空調システム 52 が知られている。この空調システム 52 では、各水熱源小型ヒートポンプユニット 50 に対して配管 55、ポンプ 56 を通じて熱源水が供給されており、冷熱源装置 (冷却塔) 57 で冷却した熱源水、もしくは、温熱源装置 (ボイラ) 58 で加熱した熱源水が適宜選択して各水熱源小型ヒートポンプユニット 50 に供給される。これにより、各水熱源小型ヒートポンプユニット 50 により、冷房もしくは暖房の個別空調が行われる。また、各水熱源小型ヒートポンプユニット 50 は、送風のための運転、あるいは、運転を停止することもできる。

10

【0061】

このような個別空調を行う空調システム 52 において、一部に先に図 1、2、13、14 で説明した本発明の実施の形態にかかる外気処理装置 1~3 を配置することも考えられる。各水熱源小型ヒートポンプユニット 50 と同様に、外気処理装置 1~3 にも、配管 55 を通じて熱源水が供給される。このようにコンプレッサ内蔵の外気処理装置 1~3 を空調システム 52 内に配置して、例えば冷房運転時には外気処理装置 1~3 で潜熱負荷を処理 (除湿) することで、各水熱源小型ヒートポンプユニット 50 では顕熱負荷のみを処理 (除湿せずに冷却) することができ、あるいは、各水熱源小型ヒートポンプユニット 50 では主に顕熱負荷を処理 (極少除湿と冷却) することになるので、各水熱源小型ヒートポンプユニット 50 では“高い蒸発温度”で“高効率”に冷房負荷を処理できる。

20

【産業上の利用可能性】

【0062】

本発明は、室内の冷房除湿運転を行う外気処理装置に有用である。

【符号の説明】

【0063】

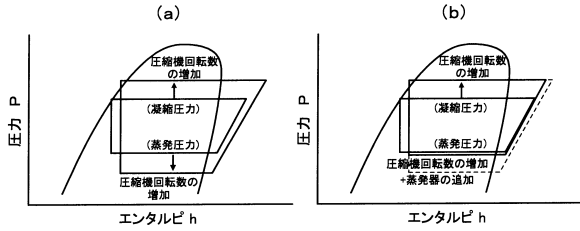
- 1 外気処理装置
- 10 給気路
- 11 排気路
- 12 ヒートポンプ回路
- 15 デシカントロータ
- P1、P2、P3、P4 出入り口
- 20 四方弁
- 21 第1の流路
- 22 第2の流路
- 25 プレクール用蒸発器
- 26 膨張弁
- 27 凝縮器
- 30 蒸発器
- 31 再生熱源用蒸発器
- 32 圧縮機
- 33 アフタークール用冷却器
- 50 水熱源小型ヒートポンプユニット
- 51 建物
- 52 空調システム
- 55 配管
- 56 ポンプ
- 57 冷熱源装置

30

40

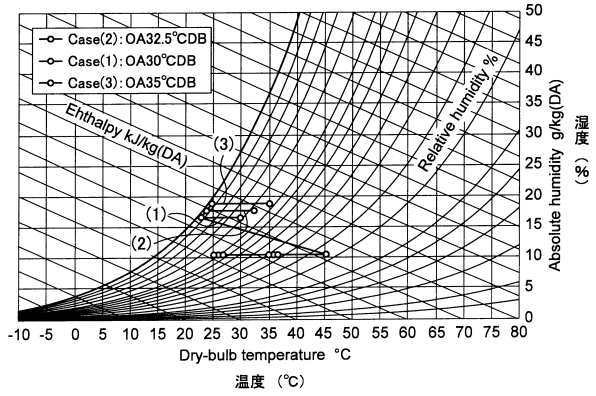
50

【図3】

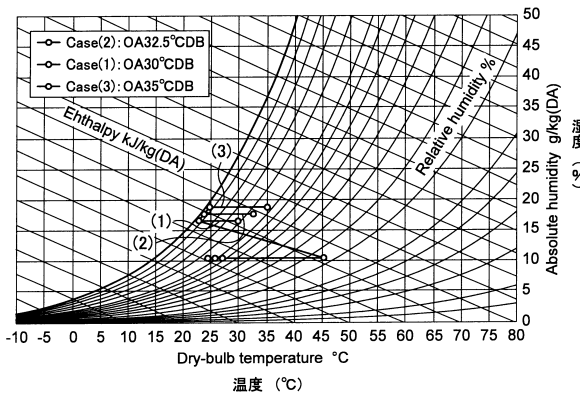


- 圧縮機の回転数を増加すると、
- ①凝縮圧力の上昇(凝縮温度の高温度化)
 - 蒸発圧力の低下(蒸発温度の低温度化)
 - ②凝縮器の能力UP(被加熱流体と冷媒の温度差拡大)
 - 蒸発器の能力UP(被冷却流体と冷媒の温度差拡大)
- 圧縮機の回転数を増加し、かつ蒸発器を追加(蒸発器の伝熱面積を増加)すると、
- ①凝縮圧力の上昇(凝縮温度の高温度化)
 - 凝縮器の能力UP
 - ②蒸発圧力(蒸発温度)は大きく変化せず

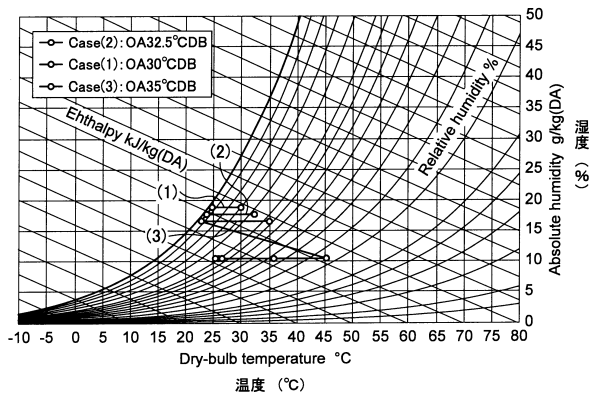
【図4】



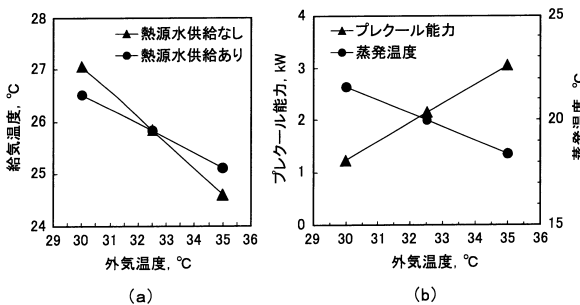
【図5】



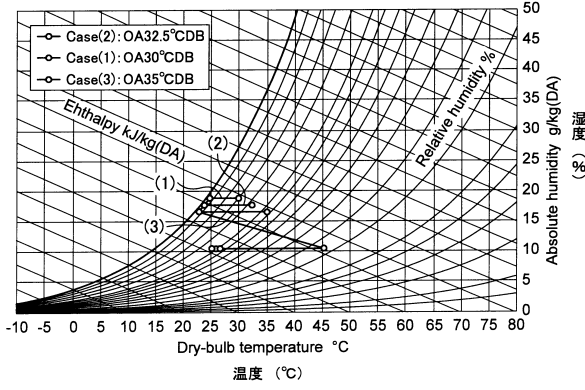
【図7】



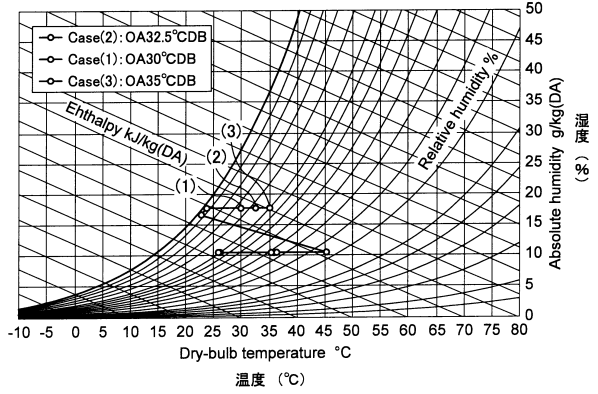
【図6】



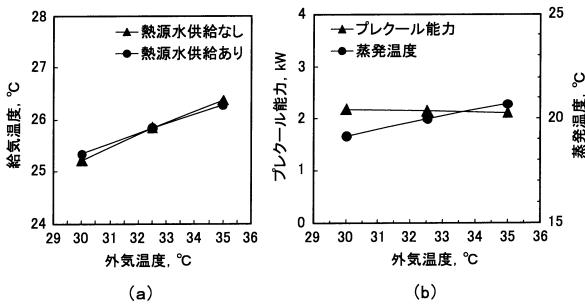
【図 8】



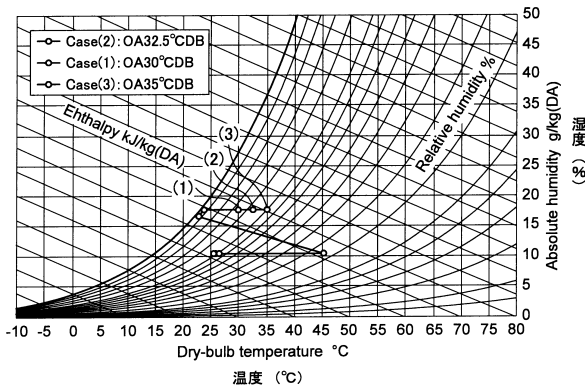
【図 10】



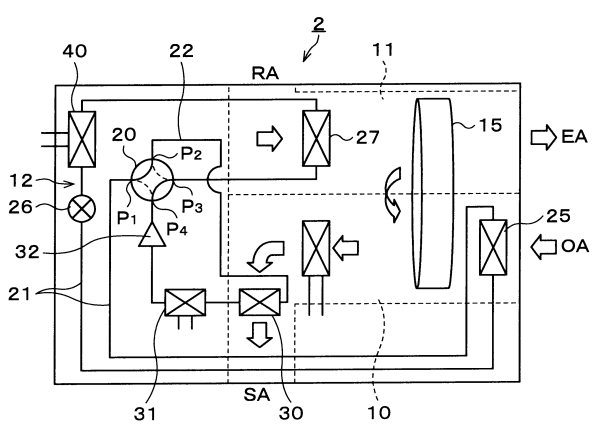
【図 9】



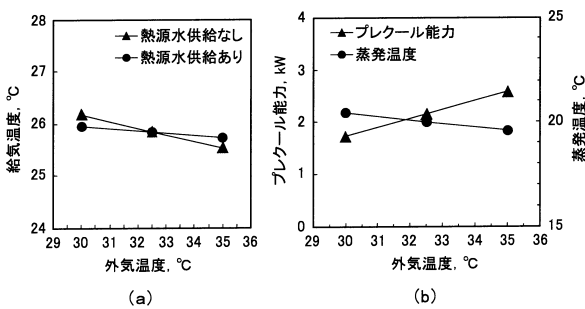
【図 11】



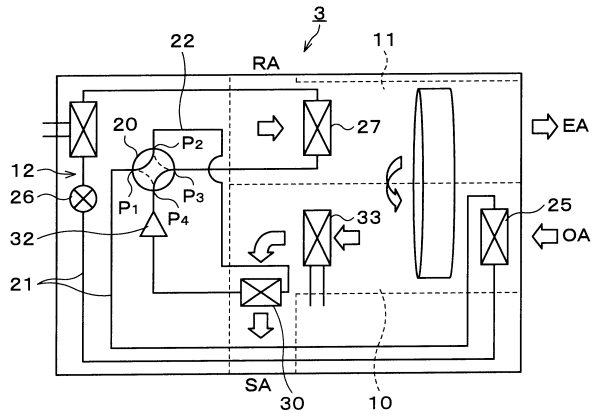
【図 13】



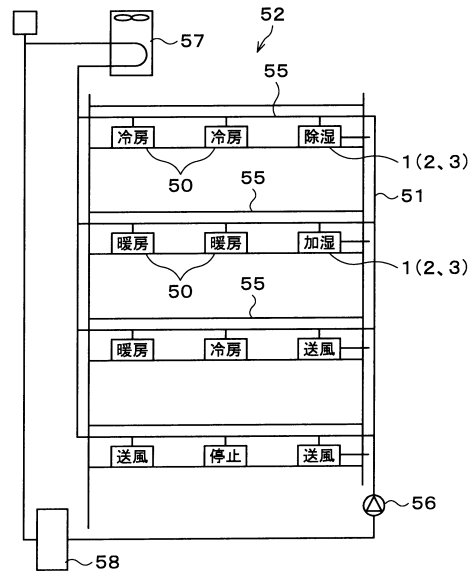
【図 12】



【図14】



【図15】



フロントページの続き

- (72)発明者 谷野 正幸
東京都千代田区神田駿河台四丁目2番地5 高砂熱学工業株式会社内
- (72)発明者 堺 修太郎
東京都千代田区神田駿河台四丁目2番地5 高砂熱学工業株式会社内
- (72)発明者 万尾 達徳
東京都千代田区神田駿河台四丁目2番地5 高砂熱学工業株式会社内
- (72)発明者 斉藤 敏明
神奈川県厚木市飯山3150 日本ピーマック株式会社内
- (72)発明者 江成 亮
神奈川県厚木市飯山3150 日本ピーマック株式会社内

審査官 小野田 達志

- (56)参考文献 特開2010-276317(JP,A)
特開2004-183962(JP,A)
特開2001-074274(JP,A)
特開2008-070060(JP,A)
特開2006-240573(JP,A)
特開2008-116087(JP,A)
特開2000-257907(JP,A)
特開2000-171057(JP,A)
特開2006-248359(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F24F	3/147
F24F	1/02
F24F	3/00