

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関  
国際事務局

(43) 国際公開日  
2013年11月28日(28.11.2013)



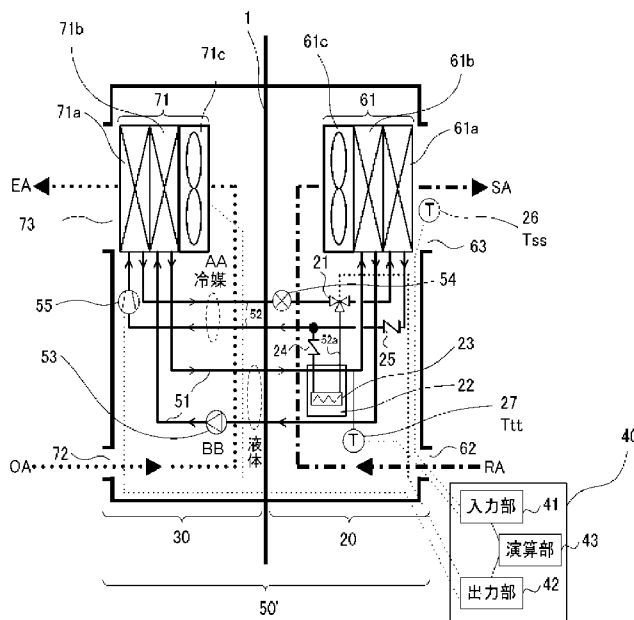
(10) 国際公開番号  
WO 2013/175890 A1

- (51) 国際特許分類:  
F24F 11/02 (2006.01) F24F 3/00 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2013/060985
- (22) 国際出願日: 2013年4月11日(11.04.2013)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:  
特願 2012-119076 2012年5月24日(24.05.2012) JP
- (71) 出願人: 富士電機株式会社(FUJI ELECTRIC CO., LTD.) [JP/JP]; 〒2109530 神奈川県川崎市川崎区田辺新田1番1号 Kanagawa (JP).
- (72) 発明者: 高橋 正樹(TAKAHASHI, Masaki); 〒2109530 神奈川県川崎市川崎区田辺新田1番1号 富士電機株式会社内 Kanagawa (JP). 峰岸 裕一郎(MINEGISHI, Yuichiro); 〒2109530 神奈川県川崎市川崎区田辺新田1番1号 富士電機株式会社内 Kanagawa (JP). 大賀 俊輔(OGA, Syunsuke); 〒2109530 神奈川県川崎市川崎区田辺新田1番1号 富士電機株式会社内 Kanagawa (JP).
- (74) 代理人: 大菅 義之(OSUGA, YOSHIYUKI); 〒1020084 東京都千代田区二番町8番地20二番町ビル3F Tokyo (JP).
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ

[続葉有]

(54) Title: AIR-CONDITIONING SYSTEM, INTEGRATED AIR-CONDITIONING SYSTEM, AND CONTROL DEVICE

(54) 発明の名称: 空調システム、一体型空調システム、制御装置



- 41 Input unit
- 42 Output unit
- 43 Calculation unit
- AA Refrigerant
- BB Liquid

(57) Abstract: In the present invention a tank (22) which temporarily stores a liquid is provided on a pipe (51) of an indirect external air cooler, and a third heat exchanger (23) is provided in the tank (22). A three-way valve (21) is provided on a refrigerant pipe (52) of a general air conditioner, and switching is controlled such that refrigerant is supplied either to an evaporator (61a) or the third heat exchanger (23). When the indirect external air cooler is operating at maximum capacity and joint operation with the general air conditioner is performed, and there is excess cold energy even when a compressor (55) is operating at a minimum rotational frequency, the system switches to a state wherein the refrigerant is supplied to the third heat exchanger (23), and the excess cold energy is stored in the tank (22) by means of a heat exchange with the liquid in the tank (22).

(57) 要約: 間接外気冷房機に係る配管51上に液体を一時的に貯留するタンク22を設けると共に、タンク22内に第3の熱交換器23を設ける。一般空調機に係る冷媒管52上に三方弁21を設け、蒸発器61aと第3の熱交換器23の何れか一方に冷媒が供給されるように切り替え制御できる。間接外気冷房機を最大能力運転で、一般空調機との併用運転を行うと共に、圧縮機55を最低回転数で運転しても冷熱過剰な状態となったら、冷媒を第3の熱交換器23に供給する状態に切り替えて、タンク22内の流体との熱交換によって余剰冷熱をタンク22内に蓄積する。

WO 2013/175890 A1

(AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:  
— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

## 明 細 書

発明の名称：空調システム、一体型空調システム、制御装置

### 技術分野

[0001] 本発明は、空調システムに関する。

### 背景技術

[0002] 従来、例えば、データセンターや企業のサーバ室等には、多数のサーバ等が設置されている。このようなサーバ室等は多数のサーバの発熱によって室温が上昇し、この室温上昇によってサーバが暴走または故障する可能性がある。このため、サーバ室には部屋全体の温度を一定に維持しておく空調システムが採用されている。また、このような空調システムは、ほぼ常時稼働され、冬季であっても稼働される。

[0003] このようなサーバ室等に対する従来の空調システムは、サーバ室の室温の安定を図るために、空調装置から吹き出されてサーバ室内に供給された冷気が、サーバラック内のサーバに接触しながら流れて該サーバを冷却する。それによって冷気は、サーバの熱で温められて暖気となり、サーバ室から空調装置内に戻され、空調装置で冷却されて再び冷気となって吹出されてサーバ室内に再び冷気が供給される、等という循環方式が取られている。

[0004] また、例えば特許文献 1， 2， 3 に記載の従来技術が知られている。

[0005] 特許文献 1 は、状況に応じて圧縮機に代えて冷媒ポンプを運転させる構成の間接外気冷房に関する発明である。特許文献 1 の制御では、例えば、外気温度が設定値以下の場合、または冷房能力が設定値以下となった場合、あるいは圧縮機周波数が設定値以下となった場合には、圧縮サイクルから冷媒ポンプサイクルへと切り替える。

[0006] 特許文献 2 も、上記特許文献 1 と同様、状況に応じて圧縮機に代えて冷媒ポンプを運転させる構成の間接外気冷房に関する発明である。特許文献 2 の制御では、例えば、外気温度が設定値以上となった場合、または室内温度が設定値以上となった場合、あるいは冷媒流量が異常の場合には、冷媒ポンプ

サイクルから圧縮サイクルへと切り替える。

[0007] 特許文献3も、上記特許文献1、2と同様、状況に応じて圧縮機に代えて冷媒ポンプを運転させる構成の間接外気冷房に関する発明である。特許文献3の制御では、冷媒流量の測定結果が予め設定された一定値以下となった回数が、所定時間内に所定回数を越えたとき、間接外気冷房サイクルから蒸気圧縮式冷房サイクルに変更する。

特許文献1：特許第3967033号公報

特許文献2：特許第3995825号公報

特許文献3：特許第4145632号公報

### 発明の開示

[0008] 上記特許文献1～3等の従来技術では、未だ、間接外気冷房能力を最大限利用できていない。その原因の1つは、例えば圧縮サイクルと冷媒ポンプサイクルの2つのサイクルの何れか一方に切り替える方式にある。

[0009] 本発明の課題は、間接外気冷房サイクルと圧縮式冷凍サイクルの2つのサイクルの併用運転を可能とする構成とし、状況に応じてこれら2つのサイクルの何れか一方を運転する各単独運転モードと両方のサイクルを運転する併用運転モードの何れかの運転モードへ切り替えると共に、各運転モード毎の制御方法を略最適化することで、冷房効率を向上させることができる空調システム、その制御装置等を提供することである。

[0010] 本発明の空調システムは、間接外気冷房機、圧縮式冷凍サイクルによる空調機を有するものである。

[0011] 間接外気冷房機は、暖気状態の内気を通過させる第1の熱交換器と、外気を通過させる第2の熱交換器と、任意の流体を前記第1の熱交換器と第2の熱交換器とに循環させる配管及びポンプを有する。

[0012] 圧縮式冷凍サイクルによる空調機は、前記第1の熱交換器を通過後の前記内気を通過させる蒸発器と、圧縮機と、凝縮器と膨張弁と、該蒸発器、圧縮機、凝縮器、膨張弁に冷媒を循環させるための冷媒管とを有する。

[0013] そして、更に、前記配管上に設けられ、前記流体を一時的に貯留するタンク

くと、該タンク内に設けられる第3の熱交換器とを有する。

[0014] 更に、前記冷媒管上に設けられる分岐弁によって前記冷媒の供給先を前記蒸発器と前記第3の熱交換器の何れか一方に切り替える冷媒供給先切替手段を有する。

[0015] また、制御装置を有する。

[0016] そして、制御装置は、下記の各手段を有する。

[0017] すなわち、前記冷媒供給先切替手段によって前記冷媒の供給先が前記蒸発器となっている状態である第1の状態において、前記間接外気冷房機と前記空調機との併用運転を制御する第1併用運転制御手段を有する。

[0018] また、前記冷媒供給先切替手段によって前記冷媒の供給先が前記第3の熱交換器となっていることで前記圧縮機の稼働中には前記タンク内で前記流体と前記冷媒との熱交換を行わせる状態である第2の状態において、前記間接外気冷房機と前記空調機との併用運転を制御する第2併用運転制御手段を有する。

[0019] そして、前記第1併用運転制御手段は、前記タンク内の前記流体の温度に応じて前記圧縮機の起動／停止制御を行う。

### 図面の簡単な説明

[0020] [図1]実施例1の一体型空調システムを含む全体構成図である。

[図2]実施例1の一体型空調システムの構成図（その1）である。

[図3]実施例1の一体型空調システムの構成図（その2）である。

[図4]実施例1における各運転モード毎の運転制御や、運転モード切替え制御を説明する為の図である。

[図5]（a）、（b）は、実施例1における各運転モード毎の各構成の運転状態や最大能力等を示す図である。

[図6]実施例2の一体型空調システムの構成図である。

[図7]（a）、（b）は、実施例2の制御装置の処理フローチャート図（処理例1）である。

[図8]実施例2の制御装置の処理フローチャート図（処理例2）である。

[図9] (a) ~ (d) は、実施例2における温度や各機器の状態遷移を示す図である。

[図10] (a) ~ (c) は、従来手法の場合の外気温度に応じた運転状態、消費電力、COPを示す図である。

[図11] (a) ~ (c) は、実施例1の場合の外気温度に応じた運転状態、消費電力、COPを示す図である。

[図12] (a) ~ (c) は、実施例2の場合の外気温度に応じた運転状態、消費電力、COPを示す図である。

[図13] 実施例2の制御装置の機能ブロック図である。

[図14] 実施例2の空調システムの他の構成例(その1)である。

[図15] 実施例2の空調システムの他の構成例(その2)である。

[図16] 実施例2の空調システムの他の構成例(その3)である。

[図17] 実施例2の空調システムの他の構成例(その4)である。

### 発明を実施するための最良の形態

[0021] 以下、図面を参照して本発明の実施の形態について説明する。

[0022] 図1は、実施例1の一体型空調システムを含む全体構成図である。

[0023] また、図2は、実施例1の一体型空調システムの構成図(その1)である。すなわち、図1で示す構成の一部である“一体型空調システム”の拡大図になっている。

[0024] 尚、本説明における“室内側”は、“建物内”を意味する。従って、“室内側”には、「冷却対象となる室内空間」だけでなく、例えば機械室等も含まれる。換言すれば、“室内側”とは“内気”が存在する空間である。同様に、本説明における“室外側”は、“建物外”を意味する。換言すれば、“室外側”とは、“外気”が存在する空間である。すなわち、“内気”は建物内の空気であり、“外気”は建物外の空気である。“建物”は、ビルや工場あるいは家屋等の一般的な建築物であってもよいし、コンテナやブース等の簡易な閉鎖空間であっても構わない。

[0025] 尚、“室内空間”は、“室内側”とは多少異なり、基本的には「一体型空

調システムの冷却対象となる“冷却対象空間”であるが、狭義には更にそのなかの「サーバ設置空間」を意味するものとする。従って、“室内空間”には機械室等は含まれない。

[0026] また、本手法で制御対象となる空調システムは、図1等に示す一体型空調システムに限らないが、以下の説明では主に一体型空調システムを例にして説明する。

[0027] 基本的には、図1に示す壁1や壁面等によって室内側と室外側とに区分される。内気は、冷氣状態と暖気状態とを繰り返しながら建物内を循環している。尚、内気の“冷氣状態”を単に“冷氣”と呼ぶ場合もある。また同様に、内気の“暖気状態”を単に“暖気”と呼ぶ場合もある。

[0028] 建物内には室内空間だけでなく機械室等も存在する。機械室は、例えば室内空間に隣接する空間であり、床下空間、天井裏空間に繋がっている。例えば機械室には、後述する内気ユニット60等が設置される。

[0029] ここで、後述する実施例2の場合には、例えば後述する図6に示す一体型空調システム50'（内気ユニット20と外気ユニット30等から成る）を用いる。つまり、図1に示す全体構成において、一体型空調システム50の代わりに一体型空調システム50'が設けられた構成である。一体型空調システム50'は、一体型空調システム50と構成が多少異なるが、基本的な構成やその特徴・効果は、一体型空調システム50と略同様である。従って、以下の説明では一体型空調システム50'も一緒に説明する。

[0030] 図1、図2に示す一体型空調システム50や後述する図6に示す一体型空調システム50'による冷却対象空間は、例えば、サーバ装置等の発熱体11を搭載したサーバラック12が多数設置されたサーバルーム等である。それゆえ、一体型空調システム50は、基本的には1年中稼働しており、例えば、冬季であっても稼働する。よって、冬季における外気の気温が低い地域においては、後述する間接外気冷房機の冷却性能が高いものとなる。

[0031] 尚、室内空間は、本例では図示のサーバ設置空間と床下空間と天井裏空間に分けられている。勿論、この例に限らないが、本説明ではこの例を用いる

。尚、この例では、冷却対象は狭義にはサーバ設置空間であると見做すこともできる。

[0032] 一体型空調システム50(50')は、間接外気冷房機の構成と一般空調機の構成とが一体となった構成を有する。また、一体型空調システム50(50')は、図示の様に、“室内側”に設けられる内気ユニット60(20)と、“室外側”に設けられる外気ユニット70(30)とから成る。

[0033] 一体型空調システム50(50')の内気ユニット60(20)によって、床下空間に冷気を送出する。床下空間を介してサーバ設置空間に送出された冷気は、各発熱体11を冷却する。これによって冷気は暖気となり、この暖気は天井裏空間に流入する。流入した暖気は、天井裏空間を介して一体型空調システム50(50')の内気ユニット60(20)に流入し、内気ユニット60(20)内で冷却されて冷気となる。この冷気は、内気ユニット60(20)から床下空間に送出される。

[0034] 概略的には、内気ユニット60(20)内に流入する暖気に対して、まず間接外気冷房機によって外気を利用して温度低下させた後、一般空調機によって所定温度(設定温度近辺)となるように冷却することで、冷気を生成する。尚、ここで言う“設定温度”とはユーザにより設定される一意の温度を指す。これに対し“所定温度”とは、設定温度を含む温度幅を指す。例えば、後述の“設定温度 $\pm\alpha$ ”のように設定温度を含む所定の温度幅を、所定温度と呼称する。

[0035] 尚、以下の説明において、外気の温度が高い／低いとは、具体的に何℃以下等と言えるものではなく、暖気の温度等と比較した相対的なものである。間接外気冷房機は、外気を利用して暖気の温度を下げる為のものである。そこで、結果として暖気の温度を下げることができる場合が、外気の温度が低いときと言える。

[0036] 既に述べた通り、一体型空調システム50(50')は、間接外気冷房機としての構成と一般空調機としての構成とが一体となった構成を有する。

[0037] 間接外気冷房機としての構成は、内気ユニット60(20)内に設けられ

る液-ガス熱交換器61bと、外気ユニット70(30)内に設けられる液-ガス熱交換器71bと、循環ポンプ53、配管51などから成る。循環ポンプ53を動力源として、配管51を介して、例えば水などの液体が液-ガス熱交換器61bと液-ガス熱交換器71bとを循環している。液-ガス熱交換器61bには暖気が通過し、暖気と液体との間で熱交換が行われる。液-ガス熱交換器71bには外気が通過し、外気と液体との間で熱交換が行われる。

[0038] つまり、水などの液体を介して間接的に、暖気と外気との間で熱交換が行われる。外気温度が暖気の温度より低い場合には、実質的に暖気は外気によって冷却される。

[0039] また、一般空調機としての構成は、蒸発器61a、凝縮器71a、膨張弁54、圧縮機55、冷媒管52等である。蒸発器61aは内気ユニット60内に設けられ、凝縮器71aは外気ユニット70内に設けられる。膨張弁54と圧縮機55は、内気ユニット60、外気ユニット70のどちらに設けられてもよい。冷媒が、冷媒管52を介して、蒸発器61a、凝縮器71a、膨張弁54、及び圧縮機55を循環する。蒸発器61aには、液-ガス熱交換器61bを通過後の暖気が通過する。凝縮器71aには、液-ガス熱交換器71bを通過後の外気が通過する。

[0040] 一般空調機としての構成は、一般的な圧縮式冷凍サイクルを備えた空調機の構成であり、ここでは特に詳細には説明しない。簡単に説明するならば、熱交換器の一種である蒸発器61aにおいて、液-ガス熱交換器61bを通過後の暖気が、冷媒によって冷却されて冷気となる。不図示の制御装置等によって、この冷気の温度が所定温度となるように調整制御される。また、熱交換器の一種である凝縮器71aにおいて、液-ガス熱交換器71bを通過後の外気によって、冷媒が冷却される。

[0041] ところで、一般的な圧縮式冷凍サイクルを備えた空調機は、特に圧縮機55による消費電力が大きいので、間接外気冷房機と比べても消費電力が大きい。

[0042] また、間接外気冷房機と一般空調機とに共通の構成として、外気ユニット 70 (30) 内には送風機 (ファン) 71 c、内気ユニット 60 (20) 内には送風機 (ファン) 61 c が、それぞれ設けられる。尚、“送風機” と “ファン” とは呼び方が異なるだけでここでは同義なので、以降の説明では送風機かファンの片方みの記述とする。送風機 71 c によって、外気は、例えば図示の点線矢印で示すように外気ユニット 70 (30) 内を通過する。つまり、外気は、液-ガス熱交換器 71 b を通過後に凝縮器 71 a を通過する。送風機 61 c によって、内気は、例えば図示の一点鎖線矢印で示すように内気ユニット 60 (20) 内を通過する。つまり、内気は、液-ガス熱交換器 61 b を通過後に蒸発器 61 a を通過する。これについて、後に更に詳しく説明する。

[0043] 尚、一体型空調システム 50 (50') の構成では、外気と内気とは相互に遮断され、熱交換が行われる。その為、外気に含まれる湿度や塵埃、腐食性ガスを室内空間に取り入れないので、サーバ等の電子機器の信頼性が維持される。

[0044] ここで、一体型空調システム 50 (50') の内気ユニット 60 (20) と外気ユニット 70 (30) の設置方法などについて説明する。

[0045] 内気ユニット 60 (20) と外気ユニット 70 (30) は、例えば、それぞれ工場等で個別に製造された後、例えば図 1 に示すように壁 1 の壁面に接するように設置される。上記のように壁 1 を境にして室外側と室内側とに分けられる。つまり、外気ユニット 70 (30) は、その筐体が壁 1 の室外側の壁面に接するようにして設置される。内気ユニット 60 (20) は、その筐体が壁 1 の室内側の壁面に接するようにして設置される。

[0046] 外気ユニット 70 (30) と内気ユニット 60 (20) とは、壁 1 を挟んで相互に対応する位置に設けられることが望ましい。壁 1 を挟んで相互に対応する位置とは、例えば図 1 や図 2 等に図示するような位置であり、外気ユニット 70 (30) 側から見た場合、壁 1 の裏側に内気ユニット 60 (20) が存在するような位置である。別の言い方をすれば、仮に図示のよう

に外気ユニット70(30)の筐体と内気ユニット60(20)の筐体とがほぼ同じ形状・大きさであったならば、これら2つの筐体が図示のように壁1を挟んでほぼ対称(図上では、ほぼ左右対称)の関係となるように配置されている。勿論、この様な例に限らないが、基本的には、製造コストを下げるように、設置し易くなるように、配管が短くなるように、製造/設置/設計することが望ましい。

[0047] また、外気ユニット70(30)と内気ユニット60(20)の設置に伴って、図示の配管51、冷媒管52等を設置することで一体型空調システム50(50')が構成される。配管の設定において、略半分ずつ作っておいたもの同士を繋げて構わない。尚、配管51、冷媒管52を設置する為に壁1に貫通孔を設ける必要があるが、この貫通孔は、図示の例では4箇所となるが、この例に限らない。

[0048] ここで、本例では、内気ユニット60(20)は、積層体61等を有する。積層体61は、蒸発器61a、液-ガス熱交換器61b、送風機61c等を有し、これらが図示のように積層されて一体となった構成となっている。尚、この様に、蒸発器、液-ガス熱交換器、送風機を積層体として一体型とする構成には、少なからずメリットがあるが、この構成例に限定されるわけではない。つまり、蒸発器61a、液-ガス熱交換器61b、送風機61cが、それぞれ個別に、内気ユニット60内の任意の位置に設置されていてもよい。

[0049] また、内気ユニット60(20)の筐体には、その外面に図示の内気流入口62、内気排出口63等の孔が開けられている。送風機61cは、天井裏空間の暖気を、内気流入口62からユニット60(20)内に流入させる。そして、内気ユニット60(20)内(特に積層体61内)を通過させた後、内気排出口63から排出させるような空気の流れ(図上、一点鎖線矢印で示す)を作り出す。

[0050] 積層体61は、この様な空気の流れの上流側に液-ガス熱交換器61bが設けられ、下流側に蒸発器61aが設けられるように構成する。換言すれば

、暖気が、まず液－ガス熱交換器 6 1 b を通過し、その後に蒸発器 6 1 a を通過するように構成する。但し、図示の構成例に限るものではなく、この条件を満たす構成であれば構わない。

[0051] また、特に図示しないが、積層体としない場合でも、空気の流れの上流側に液－ガス熱交換器が設けられ、下流側に蒸発器が設けられるように構成する必要がある。つまり、暖気に対して、外気利用の液－ガス熱交換器で温度を下げた後に、蒸発器において所定温度となる構成とする必要がある。

[0052] 尚、上記のことは、液－ガス熱交換器 6 1 b と蒸発器 6 1 a とにおける、空気の流れに対する相対的な位置関係の話である。よって、積層体 6 1 において送風機 6 1 c の位置はどこでもよい。つまり、送風機 6 1 c は、上記空気の流れの最上流の位置、最下流の位置、中間の位置（液－ガス熱交換器 6 1 b と蒸発器 6 1 a との間）の何れの位置であってもよい。これは、積層体としない場合でも同様である。

[0053] 外気ユニット 7 0 ( 3 0 ) は、積層体 7 1 等を有する。積層体 7 1 は、凝縮器 7 1 a、液－ガス熱交換器 7 1 b、送風機 7 1 c 等を有し、これらが図示のように積層されて一体となった構成となっている。但し、内気ユニット 6 0 ( 2 0 ) と同様、必ずしも積層体とする例に限るものではない。凝縮器 7 1 a、液－ガス熱交換器 7 1 b、送風機 7 1 c が、それぞれ個別に、外気ユニット 7 0 内の任意の位置に設置されてもよい。

[0054] また、外気ユニット 7 0 ( 3 0 ) の筐体には、その外面に図示の外気取入口 7 2、外気排出口 7 3 等の孔が開けられている。送風機 7 1 c は、外気を外気取入口 7 2 からユニット 7 0 ( 3 0 ) 内に流入させる。そして、外気ユニット 7 0 ( 3 0 ) 内（特に積層体 7 1 内）を通過させた後、外気排出口 7 3 から排出させるような空気の流れ（図上、点線矢印で示す）を作り出す。

[0055] 積層体 7 1 は、この様な空気の流れの上流側に液－ガス熱交換器 7 1 b が設けられ、下流側に凝縮器 7 1 a が設けられるように構成する。また、積層体 7 1 に関しても積層体 6 1 と略同様に、送風機 7 1 c の位置はどこでもよい。従って、図示の構成例に限るものではなく、上記の条件を満たす構成で

あれば構わない。これは、積層体としない場合でも同様である。

[0056] また、積層体としない場合でも、空気の流れの上流側に液－ガス熱交換器が設けられ、下流側に凝縮器が設けられるように構成することが望ましい。

[0057] 上述したように、内気ユニット60（20）、外気ユニット70（30）は、何れも、図1、図2、図6に示す構成は、一例を示すものであり、この例に限らない。

[0058] また、積層体61、71の構成、製造方法は、様々であってよく、ここでは詳細には説明しない。端的に述べれば、出来るだけコンパクトとなるような構成、製造し易い製造方法が望ましい。例えば、積層体61を例にすると、蒸発器61a、液－ガス熱交換器61b、送風機61cを各々、任意の筐体内に収めユニット化する。加えて、これらの筐体の大きさ・形状を略同一にする。更に、例えば一例として、この筐体の形状を、例えばほぼ直方体とし、これら3つの直方体を積層することで、積層体61の形状をほぼ直方体とすること等も考えられる。

[0059] また、蒸発器61a、液－ガス熱交換器61b、送風機61cの積層化による積層体61の形成は、ユニット化した筐体同士を相互に接続することで行われる。筐体同士の接続は、例えば、各筐体の隅に設けられた孔に棒やボルトを通してナット等で固定する等、一般的な方法であってよい。

[0060] 尚、特に図示しないが例えば筐体には、内気を通過させる為の多数の孔や各種配管を通す為の孔等が設けられている。

[0061] 以下、主に図2を参照しながら、間接外気冷房機としての構成と、一般空調機としての構成について、更に詳しく説明する。

[0062] まず、間接外気冷房機に関しては、液－ガス熱交換器61bと液－ガス熱交換器71bとが、配管51を介して相互に接続されており、循環ポンプ53によって配管51内の水などの液体が、液－ガス熱交換器61b、液－ガス熱交換器71b、及び配管51内を循環している。また、液－ガス熱交換器61b、液－ガス熱交換器71bは、既存の熱交換器の構成であり、特に詳細には説明しない。

- [0063] 液-ガス熱交換器 6 1 b 内には、液体が通過すると共に暖気が通過する。これより、液-ガス熱交換器 6 1 b 内で液体と暖気との熱交換が行われ、基本的には暖気が液体によって冷却されて、暖気の温度が低下することになる。但し、これは、外気と暖気の温度次第であり、暖気の温度が下がることが保証されるものではない。尚、外気の温度が高いときには、循環ポンプ 5 3 を停止すること等で実質的に間接外気冷房機を停止する。
- [0064] また、一般空調機に関しては、既に述べたように、蒸発器 6 1 a、凝縮器 7 1 a、膨張弁 5 4、及び圧縮機 5 5 が、冷媒管 5 2 に接続されている。冷媒が、冷媒管 5 2 を介して、蒸発器 6 1 a、凝縮器 7 1 a、膨張弁 5 4、及び圧縮機 5 5 を循環する。すなわち、冷媒が「蒸発器 6 1 a → 圧縮機 5 5 → 凝縮器 7 1 a → 膨張弁 5 4 → 蒸発器 6 1 a」という一般的な圧縮式冷凍サイクル（蒸気圧縮式冷房サイクル等）で循環している。但し、実施例 2 の場合、後述するように冷媒は必ずしもこの冷凍サイクルで循環するとは限らない。
- [0065] 蒸発器 6 1 a において冷媒が蒸発する際に周囲の熱を奪い、以って周囲の空気を冷却する。奪った熱は、凝縮器 7 1 a において外気等へ放熱される。これらの機能は従来通りである。膨張弁 5 4、及び圧縮機 5 5 の機能も、従来通りであり、特に説明しない。
- [0066] 尚、膨張弁 5 4 は、図示の例では内気ユニット 6 0 (2 0) に設けられているが、外気ユニット 7 0 (3 0) 内に設けてもよい。圧縮機 5 5 は、図示の例では外気ユニット 7 0 (3 0) 内に設けられているが、内気ユニット 6 0 (2 0) に設けてもよい。つまり、膨張弁 5 4 が内気ユニット 6 0 (2 0) 内に設けられ、圧縮機 5 5 が外気ユニット 7 0 (3 0) 内に設けられる構成であってもよい。あるいは、膨張弁 5 4 が外気ユニット 7 0 (3 0) 内に設けられ、圧縮機 5 5 が内気ユニット 6 0 (2 0) 内に設けられる構成であってもよい。あるいは、膨張弁 5 4 と圧縮機 5 5 の両方が内気ユニット 6 0 (2 0) 内に設けられる構成であってもよい。あるいは、膨張弁 5 4 と圧縮機 5 5 の両方が外気ユニット 7 0 (3 0) 内に設けられる構成であってもよい。

- 。
- [0067] また、循環ポンプ53は、図示の例では内気ユニット60(20)に設けられているが、外気ユニット70(30)に設けるようにしてもよい。
- [0068] また、液-ガス熱交換器61b、液-ガス熱交換器71bは、液体と気体との間の熱交換を行う熱交換器であるが、この例に限らない。これらの液-ガス熱交換器の代わりに、気体と気体との間の熱交換を行う熱交換器(ガス-ガス熱交換器と呼ぶものとする)を設けてもよい。当然、この場合には、液体の代わりに何らかの気体を用いることになる。
- [0069] ここで、このような液体や気体を総称して“流体”と呼ぶものとするならば、液-ガス熱交換器やガス-ガス熱交換器を総称して、流体-気体熱交換器あるいは流体-流体熱交換器などと呼んでもよい。この場合、配管51には何らかの“流体”が流れるものと言える。つまり、配管51を介して2つの熱交換器に、任意の“流体”を循環させるものと言える。あるいは、上記各種熱交換器を総称して単に「熱交換器」と呼んでもよい。
- [0070] 以上、一体型空調システム50(50')の各構成について詳細に説明した。
- [0071] 但し、一体型空調システム50'については、一体型空調システム50と略同様の構成についてのみ説明したものであり、一体型空調システム50と異なる部分については後に図6等を参照して説明する。
- [0072] 以下、上記各構成による一体型空調システム50の動作について更に詳細に説明する。
- [0073] すなわち、天井裏空間の暖気が、内気流入口62を介して内気ユニット60内に流入すると、まず、この暖気が液-ガス熱交換器61b内を通過することで、当該暖気と液体との間で熱交換が行われ、基本的には暖気の温度が低下する。どの程度低下するのかは、外気温度、液体の温度、暖気の温度等に因ることになる。
- [0074] 温度低下した暖気は、続いて、蒸発器61aを通過する。これによって、温度低下した暖気は、蒸発器61aで冷却されて更に温度低下して、冷気と

なる。この冷気は、所定温度となるようにコントロールされる。その為に、当然、図2に示すコントローラ74も存在している。このコントローラ74は、一体型空調システム50全体を制御するものであり、例えば各ファンの回転数制御や循環ポンプ53や圧縮機55等の制御等の各種制御も行っているが、ここでは説明しない。

[0075] コントローラ74は、CPU等の演算装置やメモリ等の記憶装置を有しており、メモリ等に予め記憶されているプログラムを実行することで、また不図示の各種センサによる計測値を随時入力することで、一体型空調システム50の制御を行うことになる。この制御処理については、後に図3以降を参照して説明する。基本的には、より高い省エネ効果が得られるように制御するものである。

[0076] また、このコントローラ74は、内気ユニット60の筐体内もしくは外気ユニット70の筐体内に設けられてもよい。あるいは、これらユニットの筐体の外や近傍等に設けられてもよい。尚、図2等では、コントローラ74に係る各種信号線等は図示していないが、実際には存在し、これらコントローラ74は、信号の送受信を介して、一体型空調システム50等の各種構成を制御する。

[0077] 例えば、蒸発器61aによって生成される冷気の温度を計測する不図示の温度センサが設けられており、コントローラ74は、この温度センサによる計測温度を不図示の信号線を介して取得する。そして、コントローラ74は、この計測温度が所定温度となるように、不図示の信号線を介して、一体型空調システム50の各構成を制御する。

[0078] 尚、既に述べた通り本例では、暖気の流れの上流側に液-ガス熱交換器61bを配置し、下流側に蒸発器61aを配置している。

[0079] 蒸発器61aで生成された冷気は、内気排出口63から排出される。ここで、図1に示すように、内気排出口63は床下空間に繋がるように配置されている。尚、この為、一体型空調システム50の内気ユニット60は、図1に示すように、その筐体の一部が床下まで入り込むようにして設置すること

になる。これより、内気排出口63から排出された冷気は、床下空間を介してサーバ設置空間に流入して、発熱体11を冷却することになる。冷気は、発熱体11を冷却することで暖気となる。この暖気は、天井裏空間に流入し、再び内気流入口62から内気ユニット60内に流入することになる。

[0080] 一方、外気ユニット70に関しては、外気取入口72を介して外気ユニット70内に流入した外気は、まず、液-ガス熱交換器71b内を通過することで、外気と液体との間で熱交換が行われる。この液体は、液-ガス熱交換器61bにおいて暖気と熱交換することで温度上昇している。この様に温度が高くなっている液体と外気との間で熱交換が行われることで、基本的には液体の温度が低下する。温度低下した液体は、循環ポンプ53と配管51により、再び液-ガス熱交換器61b側に供給されることになる。

[0081] 一方、外気は、液-ガス熱交換器71b内を通過する際の液体との熱交換によって、温度上昇することになる。この温度上昇した外気は、続いて、凝縮器71aを通過することになる。凝縮器71aは上記の様に放熱を行っていることから、外気は更に温度上昇し、その後、外気排出口73から排出されることになる。

[0082] 尚、一体型空調システム50'の動作は、基本的には一体型空調システム50と略同様の動作となるが、異なる点もある。実施例2の一体型空調システム50'の場合、特に蒸発器61aが実質的に機能しない場合も有り得る。詳しくは後に図6以降を参照して説明する。

[0083] 以上説明した一体型空調システム50(50')によれば、主に下記の効果が得られる。

[0084] (a) コンパクト化

一般空調機と間接外気冷房機の2つの機器を一体化したことでコンパクトな構成となる。この一体化構成を一体型空調システムと呼ぶ。以って設置スペースを削減することができ、例えば機械室等が狭い場合でも設置し易くなる。あるいは、従来では設置できないほど狭かった場合でも設置可能となる。

[0085] (b) ダクトレス、壁面取り付けによる施工費低減

従来のようにダクトを設ける必要がなくなる。また、内気ユニット、外気ユニットを予め例えば工場等で製造しておき、施工時にはこれらユニットを壁面に取り付けるだけなので、施工の手間が軽減でき、以って施工費を低減することができる。

[0086] (c) 積層体によるコンパクト化と製作性の向上

蒸発器／凝縮器、液－ガス熱交換器、送風機を積層させて一体化した積層体としたことにより、コンパクトな構成となる。また、個別に製造せずにまとめて製造するので、製造し易くなる。特に、図1や図2、図6に示すように形や大きさが略同一となるようにユニット化して揃えることで、製作性が更に向上することが期待できる。また、持ち運びに便利で設置し易いという効果も期待できる。尚、上記の通り、積層体とすることは必須ではない。

[0087] (d) ファン共通化による送風に必要なエネルギーの低減と低価格化

一般空調機と間接外気冷房機とに共通の送風機を設けることができる。このことにより送風機の台数を削減でき、以って送風機の送風に必要なエネルギーを低減する。基本的には、送風機の台数を半減できる。送風機を動作させるには電力が必要であるが、この電力も少なくて済む。また、送風機の台数が半減するので、製造や購入に必要なコストを削減し低価格化を図ることができる。

[0088] また、上述した構成により、間接外気冷房機と一般空調機の併用運転を可能とすることができる。但し、省エネの観点からは、両方の併用運転ではなく、どちらか一方の単独運転の方がよい場合も有り得る。本手法では、後述する制御方法によって、状況に応じてこれら2つ（間接外気冷房機と一般空調機）の何れか一方の単独運転を行う運転モードと、両方とも運転する運転モード（併用運転モード）とを切り替えて制御する。この運転モードの切り替えを適切に行うこと、更に各運転モード毎の適切な運転制御を行うことで、間接外気冷房能力や省エネ効果を最大限に生かし、冷房効率を向上させることができる。

- [0089] その為に、実施例1では例えば後述するように間接外気冷房能力Qの推定演算を行い、設定値（固定値に限らず、動的に決定されるものがある）と比較すること等によって運転モードを切り替える。
- [0090] また、例えば、間接外気冷房機と一般空調機との併用運転モードでは、効率の高い間接外気冷房機の運転を出来るだけ利用し、一般空調機は補助とする。特に実施例2の場合、間接外気冷房能力を略最大限に活かすことができる。
- [0091] 以下、上記構成を用いた制御方法について説明する。
- [0092] まず、実施例1について説明する。
- [0093] 既に述べたように、実施例1では一体型空調システム50（内気ユニット60、外気ユニット70）の構成を用いる。また、既に述べたように、本制御方法では、複数の運転モードを用いる。
- [0094] 以下の例では、予め4つの運転モードが定義されている。すなわち、下記のモードA、モードB、モードC、モードDの4つの運転モードが定義されている。これら各運転モードにおける運転制御は、下記の通りとなる。
- [0095] ここで、上記の通り、一体型空調システム50は、間接外気冷房機と一般空調機とが一体となった構成を有する。そして、間接外気冷房機と、一般空調機とを、別々に運転制御できる。すなわち、上記のように間接外気冷房機と一般空調機の両方を運転する場合に限らず、間接外気冷房機のみを運転することも、その逆に一般空調機のみを運転することも可能である。これを利用して下記の各運転モードを定義している。
- [0096] 尚、以下の説明で、一般空調機を“冷凍機”と呼ぶ場合や“冷凍機運転”と記載する場合もある。これらは、非常に強い冷房能力を指すものであって“冷凍サイクルを具備した機器”やその運転を指す。いずれにしても本実施例は、“間接外気冷房機”と“一般空調機”とを具備している。その消費エネルギーとしては、“間接外気冷房機”≪“一般空調機”となる。
- [0097] 以下、主に図3～図6を参照して、これら各運転モード毎の運転制御や、運転モード切替え制御について説明する。

- [0098] 図3は、実施例1の一体型空調システムの構成図（その2）である。
- [0099] ところで図3は、主に温度計等のセンサや制御装置等を示すためのものである。また、一体型空調システム50（内気ユニット60と外気ユニット70）の構成自体は図1等とは多少違う構成例を示しているが、図1、図2に示すものと同じであってもよい。図3については後に説明する。
- [0100] 図4は、各運転モード毎の運転制御や、運転モード切替え制御を説明する為の図である。
- [0101] 尚、以下の説明における最大回転数、最低回転数などは、各機器毎に決まっているものであり、従って具体的な数値を提示できるものではない。ところで、冷房時に室内の熱を室外に放熱するのに用いるファンは、一般に室外ファンと呼ばれる。本例では、送風機71cが室外ファンの一例に相当する。そこで以降の説明では、適宜、“室外ファン”として“送風機71”を用いて説明する。
- [0102] (a) モードA；間接外気冷房機を単独運転する運転モードである。
- [0103] つまり、モードAは、一般空調機は運転停止とし、間接外気冷房機のみ運転する運転モードである。
- [0104] 尚、モードAは更に2つの運転モードに分かれると考えるもよい。すなわち、モードAは、下記の第1の運転モード（省エネモード）と第2の運転モード（通常モード）を有する。
- [0105] 第1の運転モード（省エネモード）は、間接外気冷房機の単独運転を前提として、送風機71cの回転数を最低回転数で一定としたうえで、循環ポンプ53の回転数を制御することで、必要となる冷房能力を供給する。
- [0106] 第2の運転モード（通常モード）は、間接外気冷房機の単独運転を前提として、循環ポンプ53の回転数を最大回転数で一定としたうえで、送風機71cの回転数を制御することで、必要となる冷房能力を供給する。
- [0107] 尚、図4では、モードAについて、図示の「ポンプ回転数」や「室外ファン回転数」に関しては第2の運転モードに相当する内容を記述してある。
- [0108] 上記の例に限るものではないが、一般的に、「ファンの消費電力>ポンプ

の消費電力」であるので、まず、相対的に消費電力が低い循環ポンプ53を優先的に使用する。これは、上記第1の運転モードに相当する。そして、循環ポンプ53の能力一杯になったら、続いて、送風機71cを使用する。これは、上記第2の運転モードに相当する。この順番に制御することが、省エネの観点からは望ましい。

[0109] (b) モードB；間接外気冷房機と一般空調機の両方を運転する運転モードである。

[0110] 但し、一般空調機は最低能力で運転する。すなわち、圧縮機回転数を最低回転数で一定とする。そのうえで、間接外気冷房機の運転制御を行うことで、必要となる冷房能力を供給する。間接外気冷房機の運転制御は、例えば、循環ポンプ53の回転数を最大回転数で一定としたうえで、送風機71cの回転数を制御するが、この例に限らない。

[0111] すなわち、送風機71cの回転数を最大回転数で一定としたうえで、循環ポンプ53の回転数を制御することで、必要となる冷房能力を供給するようにしてもよい。あるいは、循環ポンプ53と送風機71cの両方とも、回転数を一定とすることなく、適宜回転数を調整制御するものであってもよい。

[0112] (c) モードC；モードBと同様、間接外気冷房機と一般空調機の両方を運転する運転モードである。

[0113] 但し、間接外気冷房機は最大能力で運転する。例えば循環ポンプ53と送風機71cの両方とも最大回転数で一定で運転する。そのうえで、一般空調機の運転制御、特に圧縮機55の回転数の制御を行うことで、必要となる冷房能力を供給する。尚、換言すれば、モードCでは、上記モードBのような「一般空調機は最低能力で運転する」という制限がなくなる。

[0114] (d) モードD；一般空調機を単独運転する運転モードである。

[0115] すなわち、間接外気冷房機は運転停止とする。すなわち、循環ポンプ53を停止する。一方で、一般空調機と共有である送風機71cは、そのまま運転する。そのうえで、一般空調機の運転制御、特に圧縮機55の回転数の制御を行うことで、必要となる冷房能力を供給する運転モードである。

[0116] 上記モードA, B, C, Dに関して、所定の条件に応じて現在の運転モードから運転モードを変更する。これには、モードA→モードB、モードB→モードC、モードC→モードD、モードA←モードB、モードB←モードC、モードC←モードDの6種類の運転モード変更パターンがある。但し、この例に限らず、例えば上述したモードA内での運転モード変更である「第1の運転モード-第2の運転モード間の運転モード変更」が更にあってもよいが、ここでは上記6種類について説明する。

[0117] 上記運転モード変更について、以下、説明する。

[0118] ところで上記では、内気ユニット60(20)や外気ユニット70(30)からみた空気の入出流を説明してきた。例えば、内気ユニット60(20)の内気流入口62には暖気が流入し、この暖気は、熱交換により吸熱され十分に冷される。その後、冷気として内気排出口63から流出する。同様に、外気ユニット70(30)の外気取入口72から外気が流入し、吸熱し温度上昇した外気が外気排出口73から排出される。このような空気の流れを、一体型空調システム50(50')の外側から見た場合、外気ユニット70(30)に流入する空気を“外気OA”、排出される空気を“排気EA”と呼称する。同様に、内気ユニット60(20)から流出(供給)される空気を“給気SA”、内気ユニット60(20)に戻る(流入する)空気を“還気RA”と呼称する。

[0119] そして、上記内気ユニット60に吸気される暖気に相当する還気RAの温度を $T_{ra}$ 、内気ユニット60から送出される冷気に相当する給気SAの温度を $T_{sa}$ と記すものとする。また、上記外気ユニット70に吸気される外気OAの温度 $T_{oa}$ 、外気ユニット70から排気される排気EAの温度を $T_{ea}$ と記すものとする。但し、図3の構成例では排気温度 $T_{ea}$ は計測しない。

[0120] ここで実施例1では、例えば図3に示すように、給気温度 $T_{sa}$ 、還気温度 $T_{ra}$ 、外気温度 $T_{oa}$ をそれぞれ計測する為の3つの温度計101、102、103を設けている。すなわち、温度計101は、内気排出口63近辺に設けられ、給気温度 $T_{sa}$ を計測する。温度計102は、内気流入口62近辺に

設けられ、還気温度  $T_{ra}$  を計測する。温度計 103 は、外気取入口 72 近辺に設けられ、外気温度  $T_{oa}$  を計測する。

[0121] また、図 3 の例では、コントローラ 74 の一例としての制御装置 110 も設けられている。制御装置 110 は、入力部 111、演算部 112、出力部 113 の各機能部を有する。演算部 112 は、入力部 111 を介して、例えば所定周期で各温度計 101、102、103 から還気温度  $T_{ra}$ 、給気温度  $T_{sa}$ 、外気温度  $T_{oa}$  を取得する。勿論、入力部 111 は、上記 3 つの温度計 101、102、103 と、通信線（図上、点線で示す；シリアル線など）を介して接続している。また、所定周期とは任意のタイミングであって構わないが、後述の図 7、8 の処理に係る。温度変化の監視がトリガーとなるので、発熱体 11 の温度変化に対応できる周期が好ましく、例えば 1 秒～1 分となる。また、発熱体 11 の変化が、例えば日中に大きく、夜間は小さい等分かっているならば、定周期でなくても構わない。

[0122] また、演算部 112 は、出力部 113 を介して、一体型空調システム 50 の各種構成を調整制御する。本例では、出力部 113 と接続された各構成、すなわち送風機 71c、圧縮機 55、循環ポンプ 53 を主な制御対象とするが、他の構成も制御する。勿論、出力部 113 は、送風機 71c、圧縮機 55、循環ポンプ 53 などと、通信線（図上、点線で示す；シリアル線など）を介して接続している。

[0123] 演算部 112 は、還気温度  $T_{ra}$ 、給気温度  $T_{sa}$ 、外気温度  $T_{oa}$  等の計測結果等や現在の運転モード等に基づき、各種演算を行い、その結果に応じて運転モード決定や変更結果等も含む各種調整制御等を行う。これは、場合によっては例えば送風機 71c、圧縮機 55、循環ポンプ 53 などの起動／停止の制御や、回転数制御等を行う。

[0124] 演算部 112 は、特に図示しないが例えば CPU/MPU 等の演算プロセッサやメモリ等の記憶部を有している。この不図示の記憶部には、予め所定のアプリケーションプログラムが記憶されている。不図示の演算プロセッサは、このアプリケーションプログラムを読み出し実行することにより、詳しく

は後述する各種演算や調整制御処理や図7のフローチャートの処理等を実現する。

[0125] 尚、図3に示す一体型空調システム50（その内気ユニット60と外気ユニット70）は、図1や図2等とは多少異なるが、既に述べたように図1や図2等に示す構成例に限らず、上述した条件を満たせばよいのであり、よって図3に示す構成であっても構わない。

[0126] 以降、図4の運転モード変更条件や図11等で示す冷房能力Qについて詳しく説明する。

[0127] ・  $\Delta T 1 = T_{ra} - T_{oa}$ （還気と外気との温度差）

・  $\Delta T 2 = T_{ra} - T_{sa}$ （還気と給気との温度差）

と定義する。

[0128] これより、間接外気冷房機の最大冷房能力Q（ $Q_i$ ）は、下式により算出される。

[0129]  $Q_i = k \Delta T 1$

（ここで、kは任意の係数；予め例えば実験結果等に基づいて決めておく。）

また、必要冷房能力 $Q_{req}$ は、下式により算出される。

[0130]  $Q_{req} = C * F \Delta T 2 = C_p F / \rho \Delta T 2$

（ここでC\*は定数で、 $C^* = C_p / \rho$ で、 $C_p$ ：定圧比熱、 $\rho$ ：密度である。また、Fは、内気の流量であり、例えば蒸発器を通過する風量を指す。この風量は送風機61cの回転数に基づいて算出する。既存の算出方法であるので、ここでは説明を省略する。尚、任意の風量一定で運用する場合も少なくないので、予め風量Fが分かっていることになり、この場合には、この風量Fの値を予め記憶しておけばよい。）

また、 $Q_1 = Q_i + c$ 、 $Q_4 = Q_i - c$ （c；予め設定される任意の定数）

とする。

[0131] 但し、この例に限らず、後述するように、 $Q_1 = Q_{req} - c$ 、 $Q_4 = Q_{req}$

+ c ( c ; 予め設定される任意の定数) 等と定義してもよい。詳しくは後述する。

[0132] また、 $Q_2 = Q_{req} - Q_r$

とする。

[0133] (ここで、 $Q_r$ は一般空調機の最低冷房能力を指す。すなわち、 $Q_r$ は、圧縮機55の回転数を最低回転数で運転したときの一般空調機の冷房能力である。よって、 $Q_r$ の値は、各機器毎に異なるが、予め分かるものであり、従って予め記憶しておく)。尚、上記 $Q_r$ は、モードB運転時の一般空調機の冷房能力ということもできる。

[0134] 上記 $Q_2$ は、モードBにおいて間接外気冷房機が供給すべき冷房能力を意味している。よって、もし $Q_i < Q_2$ となったら、間接外気冷房機を最大能力で運転しても、「間接外気冷房機の冷房能力+一般空調機の冷房能力 $Q_r$ 」が必要冷房能力 $Q_{req}$ より低くなるので、必要とする冷房能力を供給できないことになる。この為、後述するように、この場合にはモードBからモードCへと運転モード変更することになる。

[0135] 上記 $Q_1$ 、 $Q_2$ 、 $Q_4$ は、動的に決定される閾値と見做してもよい。一方、 $Q_3$ は予め設定される固定値の閾値である。本例では $Q_3 = 0$ とするが、この例に限らない。尚、モードAとモードB間の運転モード変更判定に、 $Q_1$ 、 $Q_4$ の2つを用いるのは、ハンチングを起こさないようにするためである。但し、この例に限るものではない。また尚、圧縮機55と送風機71cと循環ポンプ53の消費電力は、相対的には下記の関係となる。

[0136] 「圧縮機55 ≫ 送風機71c > 循環ポンプ53」

つまり、圧縮機55が上記3つの機器の中で最も消費電力が大きく(他の2つに比べて非常に大きい)、循環ポンプ53が最も消費電力が小さい。例えば図5(a)に示す運転例は、この様な関係に応じて、省エネ効果の観点からはほぼ最適な運転方法を提示するものである。

[0137] 上記各種変数(例えば $Q_i$ や $Q_{req}$ 。また、閾値 $Q_1$ 、 $Q_2$ 、 $Q_4$ も変数と見做してよい)等を用いて、運転モード変更するか否かを判定する。判定の

為の条件は、現在の運転モードによって異なる。尚、例えば「現在の運転モード」を記憶するものとし、下記の各運転モード変更時に「現在の運転モード」を更新する。例えば下記のモードAからモードBへと変更する際に、それまでモードAであった「現在の運転モード」を、モードBへと更新する。

[0138] すなわち、まず、「現在の運転モード」がモードAである場合に、モードBに変更するか否かを判定する為の条件は、下記の通りである。

[0139] 「 $Q_{req} > Q_1$  ?」 (あるいは「 $Q_i < Q_1$  ?」であってもよいが、これについては後述する ; 尚、「 $Q_{req} > Q_1$  ?」の場合と「 $Q_i < Q_1$  ?」の場合とでは、 $Q_1$ の定義が異なる)。

[0140] もし、「 $Q_{req} \leq Q_1$ 」である場合には、モードAのままとする。一方、「 $Q_{req} > Q_1$ 」であったならば、モードBへと運転モード変更する。そして、「現在の運転モード」を、モードBへと更新する。尚、モードBへの運転モード変更の際、循環ポンプ53と送風機71cの少なくとも一方は、その回転数を最低回転数とすることが望ましい。尚、この判定処理は、例えば定期的に行うが、この例に限らない。これは、下記の他の運転モード変更判定についても同様である。

[0141] また、「現在の運転モード」がモードBである場合には、上記の通り、モードCへの運転モード変更と、モードAへの運転モード変更の2種類の運転モード変更がありえる。

[0142] まず、モードAに変更するか否かを判定する為の条件は、下記の通りである。

[0143] 「 $Q_{req} < Q_4$  ?」 (あるいは「 $Q_i > Q_4$  ?」であってもよいが、これについては後述する ; 尚、「 $Q_{req} < Q_4$  ?」の場合と「 $Q_i > Q_4$  ?」の場合とでは、 $Q_4$ の定義が異なる)。

[0144] もし、「 $Q_{req} \geq Q_4$ 」である場合には、モードBのままとする。一方、「 $Q_{req} < Q_4$ 」であったならば、モードAへと運転モード変更する。そして、「現在の運転モード」を、モードAへと更新する。

[0145] また、モードBからモードCに変更するか否かを判定する為の条件は、下

記の通りである。

[0146] 「 $Q_i < Q_2$  ?」

もし、「 $Q_i \geq Q_2$ 」である場合には、モードBのままとする。一方、「 $Q_i < Q_2$ 」であったならば、モードCへとモード変更する。そして、「現在の運転モード」を、モードCへと更新する。

[0147] 「現在の運転モード」がモードBの場合には、基本的には、上記「 $Q_{req} < Q_4$  ?」と「 $Q_i < Q_2$  ?」の両方の判定を、定期的に行うことになる。

[0148] また、「現在の運転モード」がモードCである場合には、上記の通り、モードBへの運転モード変更と、モードDへの運転モード変更の2種類の運転モード変更がありえる。

[0149] まず、モードCからモードBに変更するか否かを判定する為の条件は、下記の通りである。

[0150] 「 $Q_i > Q_2$  ?」

もし、「 $Q_i \leq Q_2$ 」である場合には、モードCのままとする。一方、「 $Q_i > Q_2$ 」であったならば、モードBへと運転モード変更する。そして、「現在の運転モード」を、モードBへと更新する。

[0151] また、モードCからモードDに変更するか否かを判定する為の条件は、下記の通りである。

[0152] 「 $Q_i < 0$  ?」 ( $Q_3 = 0$ の例の場合)

もし、「 $Q_i \geq 0$ 」である場合には、モードCのままとする。

[0153] 一方、「 $Q_i < 0$ 」であったならば、モードDへと運転モード変更する。つまり、外気温度が暖気温度より高いために間接外気冷房機が機能しない。このような状態で間接外気冷房機を稼働させていると、暖気を冷やすことができなく、かえって温度上昇させる。このような場合には、モードDへと移行することで、間接外気冷房機を停止させ、一般空調機の単独運転とする。そして、「現在の運転モード」を、モードDへと更新する。

[0154] 尚、「現在の運転モード」がモードCの場合、まず「 $0 \leq Q_i \leq Q_2$  ?」の判定を行い、この条件が満たされる場合（つまり、現状態が「 $0 \leq Q_i \leq$

Q2」である場合)には、モードCのままとするようにしてもよい。勿論、この場合には、「 $0 \leq Q_i \leq Q_2?$ 」の判定がNOであった場合には、上記「 $Q_i > Q_2?$ 」、「 $Q_i < 0?$ 」の判定を行うことになる。

[0155] また、「現在の運転モード」がモードDである場合に、モードCに変更するか否かを判定する為の条件は、下記の通りである。

[0156] 「 $Q_i > 0?$ 」

もし、「 $Q_i \leq 0$ 」である場合には、モードDのままとする。一方、「 $Q_i > 0$ 」であったならば、モードCへと運転モード変更する。そして、「現在の運転モード」を、モードCへと更新する。

[0157] 運転モード変更の判定方法は、上記の例に限らない。例えば、以下に述べる方法であってもよい。

[0158] すなわち、基本的には、冷却対象空間の温度を、所定温度通りに維持できればよい。そこで、給気温度 $T_{sa}$ が所定温度(設定温度 $\pm \alpha$ )となるように調整制御すればよい。尚、 $\alpha$ は例えば $0.5 \sim 1^\circ\text{C}$ 程度とする。

[0159] つまり、基本的には、どの運転モードであっても、例えば、設定温度を $T_{s\text{aset}}$ 、測定される給気温度を $T_{sa}$ とするならば、この給気温度 $T_{sa}$ が、 $T_{s\text{aset}} \pm \alpha$ (温度上限値 $T_{s\text{amax}} = T_{s\text{aset}} + \alpha$ 、温度下限値 $T_{s\text{amin}} = T_{s\text{aset}} - \alpha$ )の温度範囲内となるように、調整制御している。尚、先述の通り、この温度範囲内の温度を所定温度と呼ぶものとする。

[0160] ところで、運転モードによっては何らかの制限があるので(例えば一般空調機は運転しない。あるいは一般空調機は運転するが最低能力一定とする等)、給気温度 $T_{sa}$ を所定温度に維持出来ない場合が起こり得る。この様な場合に運転モード変更すればよい。

[0161] 例えば、モードAにおいては、間接外気冷房機の単独運転であるので、基本的には間接外気冷房機の単独運転で給気温度 $T_{sa}$ が所定温度( $T_{s\text{aset}} \pm \alpha$ ; 温度上限値 $T_{s\text{amax}} \sim$ 温度下限値 $T_{s\text{amin}}$ )となるように調整制御する。しかし、外気温度が高い場合等の状況によっては、間接外気冷房機を最大能力で運転しても、給気温度 $T_{sa}$ が所定温度とならない場合がある。この様な場

合、モードBへと運転モード変更することで、間接外気冷房機と一般空調機の両方を運転することで対応可能となる。

[0162] 上記のことから、運転モード変更の為の判定と運転モード変更を、例えば下記のように行ってもよい。

[0163] まず、「現在の運転モード」がモードAである場合に、モードBに変更するか否かを判定する為の条件は、下記の通りである。

[0164] 「 $T_{sa} > T_{samax}$  ?」

もし、「 $T_{sa} > T_{samax}$ 」である場合、すなわち上記のように間接外気冷房機の単独運転では最大能力で運転してもなお、給気温度  $T_{sa}$  を所定温度に保てない場合には（温度上限値  $T_{samax}$  を越えてしまう場合には）、モードBへと運転モード変更する。尚、その際、循環ポンプ53と送風機71cの少なくとも一方は、その回転数を最低回転数とすることが望ましい。そして、「現在の運転モード」を、モードBへと更新する。

[0165] 一方、「 $T_{sa} \leq T_{samax}$ 」である場合、すなわち間接外気冷房機単独運転で給気温度  $T_{sa}$  を所定温度の範囲内に維持できている（温度上限値  $T_{samax}$  を越えない）場合には、モードAのままとする。

[0166] また、「現在の運転モード」がモードBである場合に、モードCに変更するか否かを判定する為の条件は、モードAからモードBへの場合と同じであり下記の通りである。

[0167] 「 $T_{sa} > T_{samax}$  ?」

もし、「 $T_{sa} > T_{samax}$ 」である場合には、モードCへと運転モード変更する。つまり、上記のように、モードBでは、一般空調機は常に冷房能力最低で運転し、間接外気冷房機の冷房能力を調整制御する。この状態で、間接外気冷房機を最大能力で運転してもなお、給気温度  $T_{sa}$  を所定温度の範囲内に保てない場合には（温度上限値  $T_{samax}$  を越えてしまう場合には；冷房能力不足の場合には）、モードCへと運転モード変更する。つまり、「一般空調機は最低能力で運転する」という制限を解除する。そして、「現在の運転モード」を、モードCへと更新する。

[0168] 一方、「 $T_{sa} \leq T_{samax}$ 」である場合、すなわち一般空調機最低能力運転でも冷気温度  $T_{sa}$  を所定温度の範囲内に維持できている場合には、モード B のままとする。

[0169] また、「現在の運転モード」がモード B である場合には、更に、モード A に変更するか否かの判定も行う。この判定の条件は、例えば下記の通りである。

[0170] 「 $T_{sa} < T_{sammin}$ ？」

もし、「 $T_{sa} < T_{sammin}$ 」である場合、モード A へと運転モード変更する。つまり、上記のように、モード B では、一般空調機最低能力運転で間接外気冷房機を調整制御する。この状態で、間接外気冷房機の冷房能力を最低にしてもなお、給気温度  $T_{sa}$  を所定温度の範囲内に保てない場合には（温度下限値  $T_{sammin}$  を下回ってしまう場合には；冷房能力過剰の場合には）、一般空調機の運転を停止する（モード A へと運転モード変更する）。そして、「現在の運転モード」を、モード A へと更新する。

[0171] 一方、「 $T_{sa} \geq T_{sammin}$ 」である場合には、モード B のままとする。

[0172] 尚、モード B では、まず最初に「 $T_{sammin} \leq T_{sa} \leq T_{samax}$ 」の判定を行い、この条件を満たす場合には運転モード変更を行わないものと判定し、この条件を満たさない場合には運転モード変更を行うものと判定してもよい。運転モード変更を行う場合には、更に、上記判定によって、モード A とモード C のどちらに運転モード変更するのかを判定する。これは、「現在の運転モード」がモード C である場合も同様である。

[0173] また、「現在の運転モード」がモード C である場合の運転モード変更判定は、上記モード B と同じである。

[0174] すなわち、「現在の運転モード」がモード C である場合に、モード D に変更するか否かを判定する為の条件は、下記の通りである。

[0175] 「 $T_{sa} > T_{samax}$ ？」

もし、「 $T_{sa} > T_{samax}$ 」である場合には、モード D へと運転モード変更する。つまり、上記のようにモード C では、間接外気冷房機は最大能力で運転

すると共に、一般空調機は特に制限無しで通常運転するものである。これより、モードCにおいて「 $T_{sa} > T_{samax}$ 」となるケースは、一般空調機と間接外気冷房機の両方を最大能力で運転してもなお、給気温度  $T_{sa}$  を所定温度の範囲内に保てない（温度上限値  $T_{samax}$  を越えてしまう）ことを意味している。そして、「現在の運転モード」を、モードDへと更新する。ここで、一般空調機単独運転の場合、最大能力で運転しても給気温度  $T_{sa}$  が上限値  $T_{samax}$  を越えてしまうことは、基本的には考えられない。上記の様な状況は、外気温度  $T_{oa}$  が給気温度  $T_{sa}$  よりも高いために、間接外気冷房機によってかえって温度上昇しているものと見做せる。これより、一般空調機単独運転モードであるモードDへと運転モード変更する。

[0176] また、「現在の運転モード」がモードCである場合には、更に、モードBに変更するか否かの判定も行う。この判定の条件は、例えば下記の通りである。

[0177] 「 $T_{sa} < T_{sammin}$ ？」

「 $T_{sa} \geq T_{sammin}$ 」の場合には、モードCのままとする。一方、「 $T_{sa} < T_{sammin}$ 」の場合には、モードBへと運転モード変更する。そして、「現在の運転モード」を、モードBへと更新する。

[0178] モードCにおいて「 $T_{sa} < T_{sammin}$ 」となるケースは、間接外気冷房機は常に最大能力で運転することを条件として、一般空調機の冷房能力を最低にしてもなお、給気温度  $T_{sa}$  を所定温度に保てない。すなわち、温度下限値  $T_{sammin}$  を下回ってしまうことを意味する。

[0179] これより、「間接外気冷房機は常に最大能力で運転する」という条件を外し「一般空調機を常に最低能力で運転する」という条件に変更する。つまりモードBへと運転モード変更することで、上記の状況に対応する。

[0180] また、「現在の運転モード」がモードDである場合に、モードCに運転モード変更するか否かの判定のみを行う。この判定の条件は、下記の通りである。

[0181] 「 $T_{sa} < T_{sammin}$ ？」

「 $T_{sa} \geq T_{samin}$ 」の場合には、モードDのままとする。一方、「 $T_{sa} < T_{samin}$ 」の場合には、モードCへと運転モード変更する。そして、「現在の運転モード」を、モードCへと更新する。

[0182] つまり、一般空調機単独運転において、一般空調機の冷房能力を最低にしてもなお、給気温度 $T_{sa}$ を所定温度の範囲内に保てない（温度下限値 $T_{samin}$ を下回ってしまう）場合には、モードCへとモード変更する。

[0183] 尚、モードAにおいて、通常運転モードと省エネ運転モードとがあってもよい。通常モードは、循環ポンプ53と送風機71cのどちらか一方を、最大回転数で運転する。図示の例では、循環ポンプ53を最大回転数で運転しているが、この例に限らず、送風機71cを最大回転数で運転してもよい。また、省エネ運転モードでは、循環ポンプ53と送風機71cのどちらか一方を、最低回転数で運転する。図5(a)の例では、送風機71cを最低回転数で運転しているが、この例に限らず、循環ポンプ53を最低回転数で運転してもよい。

[0184] そして、この例において、「現在の運転モード」がモードAにおける省エネ運転モードである場合には、「 $T_{sa} > T_{samax}$ 」となったら通常運転モードへ運転モード変更する。また、「現在の運転モード」がモードAにおける通常運転モードである場合には、「 $T_{sa} < T_{samin}$ 」となったら省エネ運転モードへ運転モード変更する。また、この場合、通常運転モード中には、更に、上記モードBへ運転モード変更するか否かの判定を行うことになるが、省エネ運転モード中にはこの判定は必要ない。

[0185] 以上、主に図4を参照して、各運転モード毎の制御内容、運転モードの切り替え制御について説明した。

[0186] 上述したように、本空調システムでは、まず、間接外気冷房サイクルと蒸気圧縮式冷房サイクル（一般空調機の冷凍機運転）の2つのサイクルの両方を一緒に運転すること（併用運転）を可能とする構成を実現している。この構成自体についても従来と異なり様々な効果が得られるが、それについては既に述べてあるので、ここでは省略する。

[0187] そして、上記構成を用いた上記制御方法は、例えば、

- (1) 複数の運転モードを備え、そのなかに間接外気冷房機と一般空調機の冷凍機の併用運転を行う運転モードがある点
- (2) 運転モード切り替えを、外気温度  $T_{oa}$  と給気温度  $T_{sa}$  の差分に基づいて演算した間接外気冷房最大能力  $Q$  により判定する点
- (3) 吹出し空気の温度である給気温度  $T_{sa}$  を所定温度 ( $T_{samin} \leq T_{sa} \leq T_{samax}$ ) とする為の制御方法を、各運転モード毎に適切な制御方法を提示した点

等の特徴がある。

[0188] これらの特徴によって、冷房効率を向上させることができる。これは、例えば、間接外気冷房能力を出来るだけ利用することや、各運転モードを用いて制御方法の最適化をできるだけ図ることにより実現している。

[0189] 尚、以降の説明で“回転数”を制御するのと、“周波数”を制御するのは、実質上、同義である。これは、例えば、圧縮機への制御信号は“周波数”を用い、その結果、“回転数”が制御されるからである。よって、本発明の実施においては、適宜、“回転数”と“周波数”とを読み替えて実現可能とする。

[0190] 図5(a)に、上記制御による各構成の運転状態の一例を示す。

[0191] ここでは、「ポンプ回転数」、「室外ファン回転数」、「圧縮機回転数」を、出力0%~100%で示す。当然、出力0%のときは停止状態であり、出力100%のときが最大能力運転状態である。また、「ポンプ回転数」は循環ポンプ53の回転数、「室外ファン回転数」は送風機71cの回転数、「圧縮機回転数」は圧縮機55の回転数であり、それぞれの回転数は出力に相当する。

[0192] 尚、図5(b)に示すように、間接外気冷房最大能力  $Q(Q_i)$  は、図上左側にいくほど高くなり、右側にいくほど低くなる。図上左側に示す領域では、 $Q(Q_i)$  値が高く、間接外気冷房機だけで必要冷房能力  $Q_{req}$  を賄えるので、上記モードAとなっている。モードAでは当然、圧縮機55は停止し

ており「圧縮機回転数」は0%となっている。

[0193] そして、図示のモードAの中でも比較的上記 $Q(Q_i)$ 値が高い領域(図上、モードA内の左側の領域)を、省エネ運転モードと呼ぶ。同様に、比較的低い領域(図上、モードA内の右側の領域)を、通常運転モードと呼ぶ。

[0194] 省エネ運転モードでは、「室外ファン回転数」を最低回転数で運転し、「ポンプ回転数」を調整制御することで、給気温度 $T_{sa}$ を温度制御する。尚、給気温度 $T_{sa}$ の温度制御とは、給気温度 $T_{sa}$ を設定値に基づき所定温度に維持する制御である。

[0195] 通常運転モードでは、「ポンプ回転数」を最大回転数で運転し、「室外ファン回転数」を調整制御することで、給気温度 $T_{sa}$ を温度制御する。

[0196] また、モードBにおいては、上記の通り「圧縮機回転数」は最低回転数で一定となり、「ポンプ回転数」、「室外ファン回転数」に関しては、図5(a)の例では、「ポンプ回転数」を最大回転数で運転し、「室外ファン回転数」を調整制御することで、給気温度 $T_{sa}$ を温度制御する。上記の通り、省エネ効果の観点からは、比較的消費電力が少ない循環ポンプ53を最大限に利用することが望ましい。

[0197] 但し、この例に限定するわけではなく、例えば「室外ファン回転数」を最大回転数で運転し、「ポンプ回転数」を調整制御することで、給気温度 $T_{sa}$ を温度制御するようにしてもよい。

[0198] また、モードCにおいては、「ポンプ回転数」、「室外ファン回転数」の両方を常に最大回転数で運転する。つまり、間接外気冷房機を常に最大能力で運転する。よって、モードCにおいては、常に、「間接外気冷房機が供給する冷房能力=間接外気冷房最大能力 $Q(Q_i)$ 」となるように運転している。そして、そのうえで、「圧縮機回転数」を調整制御することで給気温度 $T_{sa}$ を温度制御する。

[0199] また、モードDでは、間接外気冷房機は停止状態であり、従って「ポンプ回転数」は0%(循環ポンプ53は停止)となっている。但し、上記の理由

により、送風機 71c は停止しない。尚、図示の例では「室外ファン回転数」は常に 100% となっているが、この例に限らない。いずれにしてもモード D では、間接外気冷房機は停止状態としたうえで、「圧縮機回転数」を調整制御することで、給気温度  $T_{sa}$  を温度制御する。

[0200] 尚、循環ポンプ 53、送風機 71c、圧縮機 55 は、何れも、運転時の最低回転数が決まっている。これは各機器毎に異なり、換言すると最低出力が定格化されている。

[0201] ここで、仮に、必要冷房能力  $Q_{req}$  は一定であり、還気温度  $T_{ra}$  も一定であるものとする。この場合、間接外気冷房最大能力  $Q(Q_i)$  の値は外気温度  $T_{oa}$  によって決まる。また、運転モード変更は  $Q(Q_i)$  値によって決まる。

[0202] この仮定のもと、上記モード A の領域内の左側の領域の左端の状態、つまり、「圧縮機回転数」は 0%、「ポンプ回転数」、「室外ファン回転数」の両方とも最低回転数である状態からスタートして、外気温度  $T_{oa}$  が徐々に上昇する場合を考える。この場合、上記  $Q_i$  の算出式より、 $Q_i$  の値は徐々に低下していくことになる。例えば図 5 (b) などに示すようになる。

[0203] モード A で運転している状態において、例えば図 11 (a) の図上左端に示すように  $Q_i$  値が必要冷房能力  $Q_{req}$  に比べて十分に高い場合には、当然、間接外気冷房機を最大で運転する必要はない。つまり、例えば上記のように「ポンプ回転数」、「室外ファン回転数」の両方とも最低回転数としても、必要冷房能力  $Q_{req}$  を賄えることになる。しかし、上記のように  $Q_i$  値が徐々に低下していく場合には、これに応じて例えば図 5 (a) に示すようにまず「ポンプ回転数」を上昇させていくことで対応することになる。そして、「ポンプ回転数」が最大値（出力 100%）となったら、今度は「室外ファン回転数」を上昇させていくことで対応することになる。

[0204] そして、基本的には、 $Q_i$  値が必要冷房能力  $Q_{req}$  未満となったら ( $Q_i < Q_{req}$ )、間接外気冷房機を最大運転しても（「ポンプ回転数」と「室外ファン回転数」の両方とも最大値（出力 100%）としても）、必要冷房能力  $Q_r$

eqを賄えないことになる。つまり、間接外気冷房機単独では需要に対応できないことになる。この為、上記モードBへと運転モード変更する。つまり、間接外気冷房機と一般空調機の併用運転状態へと移行する。但し、上記の通り、モードBでは“「圧縮機回転数」を最低回転数で一定とする”等という制限が付く。

[0205] 尚、上述した例では、 $Q_1$ 、 $Q_4$ の2種類の閾値を用いているが、これは、 $Q_i$ が $Q_{req}$ 近辺で変動する場合、1種類の閾値では“モードAとモードBとの間で運転モード変更”が頻繁に生じる可能性があるからである。ここで、圧縮機の発停が頻発すると、機械的問題が発生しやすく故障等の原因になるので、一般的に時間制限が設けられている。既に説明した式「 $Q_1 = Q_i + c$ 、 $Q_4 = Q_i - c$ 」や「 $Q_1 = Q_{req} - c$ 、 $Q_4 = Q_{req} + c$ 」の“-c”や“+c”によって、判定の為の閾値を2種類設けている。これは、モードA→モードBの場合とモードB→モードAの場合とで閾値が異なるようにしている。

[0206] 但し、この例に限るわけではない。すなわち、モードAとモードBとの間の運転モード変換に係わる閾値として、上記 $Q_1$ 、 $Q_4$ の2種類を用いない例であっても構わない。この例の場合、閾値は例えば $Q_{req}$ となる。また、 $Q_1$ 、 $Q_4$ は、 $Q_{req}$ をベースとした $Q_{req}$ 近辺の値であるので、広義には $Q_{req}$ と略同等と見做してもよい。上記“基本的には”とは、このことを意図しており、上記のように「 $Q_i < Q_{req}$ 」であるか否かを判定している。

[0207] 上記のようにモードAからモードBへ運転モード変更する際には、「ポンプ回転数」や「室外ファン回転数」を回転数減少することにより出力ダウンする。図5(a)に示す例では、「室外ファン回転数」のみ最低回転数とし出力ダウンする。ここでは「ポンプ回転数」は最大回転数に維持するが、この例に限らない。この逆に、「ポンプ回転数」のみ回転数減少して出力ダウンし、「室外ファン回転数」は最大回転数を維持するようにしてもよい。あるいは、「ポンプ回転数」と「室外ファン回転数」の両方を回転数減少させ出力ダウンしてもよい。

- [0208] また、図5 (a) の例では「室外ファン回転数」を最低回転数まで出力ダウンしているが、この例に限らない。例えば予め設定されている所定の回転数まで出力ダウンしてもよい。これは、「ポンプ回転数」を回転数減少して出力ダウンさせる場合も同様である。
- [0209] 上記の例では、モードBにおいて外気温度  $T_{oa}$  が徐々に上昇しても、間接外気冷房機と最低出力で動作させる一般空調機とで、必要冷房能力  $Q_{req}$  を賄える限りは、モードBを維持する。つまり、基本的に、 $Q_i \geq Q_2$  の状態であれば、「室外ファン回転数」を調整制御することで、必要冷房能力  $Q_{req}$  を賄えることになる。しかし、 $Q_i < Q_2$  の状態となったら、たとえ「室外ファン回転数」も最大回転数による最大出力としても必要冷房能力  $Q_{req}$  を賄えないことになる。
- [0210] この為、例えば図5 (a)、(b) に示すように、 $Q_i < Q_2$  の状態になったらモードCへと運転モード変更することで、一般空調機を最低出力で動作させるという上記制限を解除する。これによって、モードCにおいては、外気温度  $T_{oa}$  が徐々に上昇することに対しては、図示のように「圧縮機回転数」を徐々に増加させて出力を増加させていくことで対応できる。尚、モードCにおいては、図示のように、間接外気冷房機は常に最大運転とする。
- [0211] そして、外気温度  $T_{oa}$  が更に上昇することで、例えば外気温度  $T_{oa} > 給気温度 T_{ra}$  となった場合には、間接外気冷房機の熱交換を用いた「内気を外気で冷やす」ことができなくなる。そこで、モードDへと移行する。つまり、間接外気冷房機を運転停止し、一般空調機の単独運転とする。
- [0212] 図5 (a) に示す例では、モードAからモードBへ運転モード変更する直前と、モードCにおいては、間接外気冷房機は最大冷房能力  $Q_i$  で運転していることになる。
- [0213] 尚、図4や図5 (a) に示す運転モード変更は、基本的には、図上左から右への運転モード変更は“非省エネ方向への運転モード変更”であり、図上右から左への運転モード変更は“省エネ方向への運転モード変更”であると言える。

- [0214] 図5 (b) には、外気と暖気との温度差 “ $T_{ra}-T_{oa}$ ” と、間接外気冷房最大能力  $Q (Q_i)$  との関係を示すと共に、各閾値に応じた運転モード変更について示す。
- [0215] 図5 (b) において、横軸は温度差 “ $T_{ra}-T_{oa}$ ”、縦軸は間接外気冷房最大能力  $Q (Q_i)$  である。尚、横軸は “ $T_{ra}$ を一定とした場合の $T_{oa}$ ” に置き換えても構わない。尚、温度差 “ $T_{ra}-T_{oa}$ ” は、図上左側にいくほど値が大きくなる。
- [0216] 図5 (b) に示すように、外気温度  $T_{ra}$ と給気温度 $T_{oa}$ との温度差 “ $T_{ra}-T_{oa}$ ” が大きくなるほど、間接外気冷房最大能力  $Q (Q_i)$  は大きくなる。
- [0217] ここで、図5 (a) の説明とは逆に、モードDの状態から温度差 “ $T_{ra}-T_{oa}$ ” が徐々に増加していくものと仮定する。モードDでは、間接外気冷房最大能力  $Q (Q_i)$  は例えば負の値となっている。つまり間接外気冷房機が冷却機能を持っていない状態であり、運転すれば内気を加熱することになる状態である。この為、間接外気冷房機は停止状態となっている。
- [0218] この状態で、温度差 “ $T_{ra}-T_{oa}$ ” が徐々に増加していくことで、 $Q_i$  値が図示のように増加していき、 $Q_i$  値が閾値  $Q_3$  を越えた場合には、モードCへと運転モード変更することになる。尚、図4や図5 (b) 等の例では  $Q_3 = 0$  としているが、この例に限らない。
- モードCにおいても、温度差 “ $T_{ra}-T_{oa}$ ” が徐々に増加していくことで、 $Q_i$  値が図示の様に増加していき、 $Q_i$  値が閾値  $Q_2$  を越えた場合には、モードBへと運転モード変更することになる。
- [0219] モードBにおいても、温度差 “ $T_{ra}-T_{oa}$ ” が徐々に増加していくことで、 $Q_i$  値が図示の様に増加していき、例えば「 $Q_{req} < Q_4$ 」（但し、この例では  $Q_4 = Q_i - c$ ）となった場合、あるいは「 $Q_i > Q_4$ 」（但し、この例では  $Q_4 = Q_{req} + c$ ）となった場合には、モードAへと運転モード変更することになる。
- [0220] 尚、モードAにおいて  $Q_i$  値が減少していき、例えば「 $Q_{req} > Q_1$ 」（但し、この例では  $Q_1 = Q_i + c$ ）となった場合、あるいは「 $Q_i < Q_1$ 」（

但し、この例では $Q_1 = Q_{req-c}$ ) となった場合には、モードBへと運転モード変更することになる。

[0221] 何れにしても、基本的には、間接外気冷房最大能力 $Q$  ( $Q_i$ ) が、必要冷房能力 $Q_{req}$ 以上であれば、モードA (間接外気冷房機の単独運転) とするものであり、 $Q_1$ 、 $Q_4$ の定義は特に重要なものではない。

[0222] 以上、実施例1について説明した。

[0223] 次に、以下、実施例2について説明する。

[0224] ここで、後に図10～図12を参照して説明するように、実施例1の構成・制御では、特に上記モードBにおいては、間接外気冷房機を最大能力で運転できない。尚、特に断らない限り、“能力”とは“冷房能力”を意味するものとする。

[0225] これに対して、実施例2では、詳しくは後述するタンク22、第3の熱交換器23、三方弁21等を設けると共に、三方弁21の切り替え制御や、上記モードBに相当する状況においても圧縮機55を停止する場合がある等の制御を行う。圧縮機55を停止することによる冷房能力の不足分を、間接外気冷房機の冷房能力で補う。これによって、上記モードBに相当する状況においても、間接外気冷房機を最大能力で運転できる。このことにより一般空調機に比べて省エネ効果が高い間接外気冷房機を、略最大限に利用できる。すなわち、実施例1よりも更に冷房効率を向上させることができる。

[0226] 尚、三方弁21は分岐弁の一例であり、冷媒を分岐制御可能であればどのような構造であっても構わない (三方弁に限るものではなく、他の分岐弁であってもよい)。

[0227] また、以下の説明では、三方弁21の切り替え制御は、冷媒の供給先の切り替え動作として説明している。すなわち、後述の蒸発器61aかタンク22の何れかに、冷媒の搬送先を切り替える。但し、これは説明を分り易くする為であり、実際には、例えば、「蒸発器61a：タンク22」に対し「80%：20%」のような分流制御であっても構わない。

[0228] つまり、後述の蒸発器61aかタンク22の何れかに冷媒の供給先を切り

替えるための三方弁 21 の切り替え制御は、供給先に冷媒を 100% 供給する例に限らず、供給先に冷媒を例えば 80% 供給するような分流制御であっても構わない。尚、この場合には、残りの 20% は、供給先以外の構成に供給されることになる。例えば、供給先が上記タンク 22 の場合、タンク 22 には 80% の冷媒が供給され、上記蒸発器 61 a には残りの 20% の冷媒が供給されることになる。勿論、80% の例に限るものではなく、90%、60% 等、任意の値であってよい。

[0229] 但し、本例では基本的に 100%、0% の切替を行う例を用いて説明するものとする。よって、供給先がタンク 22 の場合、蒸発器 61 a には冷媒は供給されないことになる。

[0230] 図 6 は、実施例 2 の一体型空調システムの構成図である。

[0231] 図 7 (a), (b) は、実施例 2 の制御装置 40 の処理フローチャート図 (処理例 1) である。

[0232] 図 8 は、実施例 2 の制御装置 40 の処理フローチャート図 (処理例 2) である。

[0233] 図 9 (a) ~ (d) は、実施例 2 における温度や各機器の状態遷移を示す図である。

[0234] 以下、これら図 6 ~ 図 9 を参照して、実施例 2 の一体型空調システムの構成・動作等について説明する。

[0235] まず、図 6 を参照して、実施例 2 の一体型空調システムの構成について説明する。

[0236] 尚、図 6 において、上記図 1、図 2、図 3 に示す実施例 1 の構成と略同様の構成については、同一符号を付してあり、その説明は省略または簡略化する。

[0237] 図 6 に示す実施例 2 の一体型空調システム 50' は、建物内に設けられる内気ユニット 20 と、建物外に設けられる外気ユニット 30 とから成る。また、不図示のコントローラの一例として制御装置 40 を具備する。これは、一体型空調システム 50' 内であっても構わない。制御装置 40 については

後述する。

[0238] これら内気ユニット20、外気ユニット30の構成に関して、まず、上記内気ユニット60、外気ユニット70の構成と略同様の構成については、既に説明した通りであり、同一符号を付しており、以下、簡単に説明するものとする。

[0239] すなわち、間接外気冷房機としての構成は、内気ユニット20内に設けられる液-ガス熱交換器61bと、外気ユニット30内に設けられる液-ガス熱交換器71bと、循環ポンプ53、配管51などから成る。循環ポンプ53を動力源として、配管51を介して、例えば水などの液体が液-ガス熱交換器61bと液-ガス熱交換器71bとを循環している。尚、以下、一例として液体を例にして説明するが、既に上記で説明したように気体であっても構わない。何らかの流体であればよい。

[0240] 液-ガス熱交換器61bには暖気が通過し、暖気と液体との間で熱交換が行われる。液-ガス熱交換器71bには外気が通過し、外気と液体との間で熱交換が行われる。

[0241] また、一般空調機としての構成は、蒸発器61a、凝縮器71a、膨張弁54、圧縮機55、冷媒管52等である。蒸発器61aは内気ユニット20内に設けられ、凝縮器71aは外気ユニット30内に設けられる。膨張弁54と圧縮機55は、内気ユニット20、外気ユニット30のどちらに設けられてもよい。冷媒が、冷媒管52を介して、蒸発器61a、凝縮器71a、膨張弁54、及び圧縮機55を循環する。蒸発器61aには、液-ガス熱交換器61bを通過後の暖気が通過する。凝縮器71aには、液-ガス熱交換器71bを通過後の外気が通過する。

[0242] 一般空調機としての構成・動作は、既に説明した一般的な圧縮式冷凍サイクルによる空調機の構成・動作であり、ここでは特に詳細には説明しない。

[0243] また、内気ユニット20は、積層体61等を有する。積層体61は、蒸発器61a、液-ガス熱交換器61b、送風機61c等を有し、その構造・配置・動作等は既に述べた通りであり、ここでは説明しない。外気ユニット3

0は、積層体71等を有する。積層体71は、凝縮器71a、液-ガス熱交換器71b、送風機71c等を有し、その構造・配置・動作等は既に述べた通りであり、ここでは説明しない。

[0244] 次に、以下、実施例1の「内気ユニット60、外気ユニット70」の構成が、実施例2の「内気ユニット20、外気ユニット30」と異なる構成について説明する。

[0245] まず、間接外気冷房機の配管51上に、配管51内を流れる液体を一時的に貯留するためのタンク22が設けられている。これは、液-ガス熱交換器61bの前段にタンク22が設けられるものである。これより、液-ガス熱交換器71bから流出した液体は、タンク22内に一時的に貯留されて、その後、液-ガス熱交換器61bに流入することになる。液体は、タンク22内に貯留されている間に、場合によっては後述する第3の熱交換器23で冷却される。

[0246] 尚、前段とは、冷媒の流れの上流側に相当すると見做してもよい。同様に、後段とは、冷媒の流れの下流側に相当すると見做してよい。これは、後述する冷媒管52上の構成に関しても同様である。

[0247] このタンク22内には後述する第3の熱交換器23が設けられている。これより、タンク22内に一時的に貯留される液体は、場合によっては第3の熱交換器23によって冷媒との熱交換が行われることになり、更に場合によっては冷媒によって冷却された後に、液-ガス熱交換器61bに流入することになる。詳しくは後述する。

[0248] また、冷媒管52上には、三方弁21が設けられる。この三方弁21は、膨張弁54と蒸発器61aとの間に設けられる。加えて、三方弁21には分岐管52aが接続している。冷媒の流れとしては、膨張弁54の後段かつ蒸発器61aの前段に、三方弁21が設けられるものである。

[0249] この三方弁21は、1入力2出力の構造である。分岐管52aは、その一端は三方弁21の2出力のうち的一方に接続し、他端は冷媒管52に接続している。冷媒管52との接続箇所は、蒸発器61aの後段かつ圧縮機55の

前段の任意の場所であって構わない。分岐管 5 2 a の途中には第 3 の熱交換器 2 3 が設けられている。

[0250] 上記構成により、膨張弁 5 4 から出力される冷媒は、三方弁 2 1 の出力が蒸発器 6 1 a 側に切り替わっている場合には、蒸発器 6 1 a に流入する。一方、三方弁 2 1 の出力が第 3 の熱交換器 2 3 側に切り替わっている場合には、膨張弁 5 4 から出力される冷媒は、第 3 の熱交換器 2 3 に流入する。後者の場合、上記の通り、第 3 の熱交換器 2 3 において冷媒とタンク 2 2 内の液体との間で熱交換が行われることになる。また、冷媒は、蒸発器 6 1 a を経由せず、第 3 の熱交換器 2 3 を通過後に冷媒管 5 2 に戻り、圧縮機 5 5 に流入することになる。

[0251] 上述したように、三方弁 2 1 の出力弁切り替え制御することで、冷媒が、蒸発器 6 1 a と第 3 の熱交換器 2 3 の何れか一方を通過することになる。三方弁 2 1 が第 3 の熱交換器 2 3 側に切り替わっている場合には、たとえ圧縮機 5 5 を稼働していても実質的に蒸発器 6 1 a は機能していない。一方、三方弁 2 1 が蒸発器 6 1 a 側に切り替わっている場合には、通常の一般的な圧縮式冷凍サイクルによる一般空調機が機能している状態と言える。

[0252] 尚、冷媒管 5 2 上には（蒸発器 6 1 a と合流点との間に）、図示の逆止弁 2 5 が設けられている。また、分岐管 5 2 a 上には（第 3 の熱交換器 2 3 と合流点との間に）、図示の逆止弁 2 4 が設けられている。これら逆止弁 2 4、2 5 によって冷媒の逆流を防止できる。例えば、逆止弁 2 5 があることで、“第 3 の熱交換器 2 3 を通過後の冷媒が、蒸発器 6 1 a に流入してしまうという逆流”が、生じることはない。

[0253] 尚、図示の例では、外気ユニット 3 0 の構成自体は、上記図 3 の外気ユニット 7 0 等と同じであっても構わない。但し、この例に限るものではなく、三方弁 2 1 やタンク 2 2 等を、内気ユニット 2 0 ではなく外気ユニット 3 0 に設けるようにしても構わない。

[0254] ここで、実施例 2 の一体型空調システムの構成では、更に、図示の温度計 2 6、温度計 2 7、制御装置 4 0 を有する。温度計 2 6 は、上記温度計 1 0

1と同じく、冷気温度に相当する給気S Aの温度 $T_{ss}$ を計測する温度計である。尚、本説明では、給気S Aの温度 $T_{ss}$ を、「蒸発器後段空気温度」等と言う場合もある。温度計27は、タンク22内に貯留される液体の温度（液温度 $T_{tt}$ ）を計測する温度計である。これは、例えば図示の例では、タンク22から流出した直後の液体の温度を、液温度 $T_{tt}$ として計測するものであるが、この例に限らない。

[0255] 制御装置40は、入力部41、出力部42、演算部43を有する。

[0256] 入力部41は、例えば温度計26、温度計27による計測温度を入力する。出力部42は、信号線等を介して、例えば圧縮機55、三方弁21等に接続している。演算部43は、入力部41を介して取得した計測温度等に基づいて、所定の演算を行い、出力部42を介して、圧縮機55の起動／停止や回転数の制御や、三方弁21の弁切替制御等を行う。また、更に、上記制御装置110と同様、循環ポンプ53や送風機71c等の制御を行ってもよい。

[0257] 制御装置40、特にその演算部43によって実行される処理例として、処理例1、処理例2を説明する。尚、演算部43は、例えば不図示のCPU、メモリ等を備えており、メモリには予め所定のプログラム等が記憶されている。CPUがこのプログラムを実行することにより、以下の図7(a)、(b)、図8のフローチャートの処理や図13の各種機能部が実現される。

[0258] 図7(a)、(b)は、処理例1の処理フローチャート図である。

[0259] 同様に、図8は、処理例2の処理フローチャート図である。

[0260] 尚、処理例2の場合も、「三方弁が液タンク側」の場合の処理は、処理例1と同じく図7(a)の処理となる。これより、図8には、処理例2における「三方弁が蒸発器側」の場合の処理のみを示しており、「三方弁が液タンク側」の場合の処理は省略している。これより、処理例2の説明において、「三方弁が液タンク側」の場合については図7(a)を参照して説明するものとする。

[0261] 以下、まず、処理例1の処理について図7(a)、(b)と図9(a)～

(d) を参照して説明する。

[0262] ここで、図9(a)は、「蒸発器後段空気温度 $T_{ss}$ 」の具体例を示す。「蒸発器後段空気温度」は、例えば給気SAの給気温度 $T_{sa}$ に相当する。但し、本手法では蒸発器61aが実質的に機能しない場合もあるので、蒸発器61aが給気SAを生成するとは限らず、そこで「蒸発器後段空気温度 $T_{ss}$ 」と記している。いずれにしても、図9(a)は、温度計26による計測結果の一例を示す。

[0263] 図9(b)は、液体の温度の具体例を示す。つまり、上記タンク22内の液温度 $T_{tt}$ あるいはタンク22を通過直後の液温度 $T_{tt}$ であり、上記温度計27による計測結果の一例を示す。

[0264] また、図9(c)は、圧縮機55の動作状態である起動/停止や周波数を示す。図9(d)は、三方弁21の切替位置（出力が液タンク側か蒸発器側かのいずれかの状態）を示す。

[0265] 尚、図9(a)～(d)は何れも横軸は時間である。縦軸は、図9(a)が「蒸発器後段空気温度」、図9(b)が液温度、図9(c)が圧縮機周波数（回転数）、図9(d)が三方弁切替位置である。

[0266] まず、図9(d)でも示されるように、三方弁21の出力が蒸発器側である状態では、上記の通り冷媒は蒸発器61aに供給され、以って一般的な圧縮式冷凍サイクルにて動作している。これより、例えば図7(b)に示す処理を実行するものであり、まずこれについて説明する。尚、この状態では基本的には圧縮機55は常に稼働状態である。後述するステップS23、S24の処理は、圧縮機55の稼働状態を確認する意味合いで実行する処理であり、よって必ずしも必要なものではない。

[0267] 図7(b)において、まず例えば定周期で、温度計26の計測結果、すなわち「蒸発器後段空気温度 $T_{ss}$ 」を取得する（ステップS21）。そして、蒸発器後段空気温度 $T_{ss}$ が温度上限値 $T_{smax}$ を越えたか否か、すなわち“蒸発器後段空気温度 $>$ 温度上限値 ( $T_{ss} > T_{smax}$ )”であるか否かを判定する（ステップS22）。

- [0268] ここで、“温度上限値”や後述する“温度下限値”は、例えば、現在の設定温度と予め設定される所定のマージン（ $\alpha$ とする）に基づいて決定される。つまり、例えば図9（a）に示すように、「現在の設定温度  $T_{\text{saset}} + \alpha$ 」が温度上限値  $T_{\text{samax}}$ 、「現在の設定温度  $T_{\text{saset}} - \alpha$ 」が温度下限値  $T_{\text{samin}}$ となる。上記の説明と同様、「設定温度  $T_{\text{saset}}$ に対する $\pm \alpha$ 」を所定温度と呼称する。
- [0269] 尚、一般空調機は、ユーザ等が任意の温度設定を行うと、温度がこの所定温度となるように制御する。例えば図9（a）に示すように、蒸発器後段空気温度が「温度下限値～温度上限値（ $T_{\text{samin}} \sim T_{\text{samax}}$ ）」の所定温度範囲内となるように制御するものである。
- [0270] これより、“蒸発器後段空気温度 $>$ 温度上限値（ $T_{\text{ss}} > T_{\text{samax}}$ ）”となったら（ステップS22，YES）、圧縮機55の周波数を増加させ（ステップS26）、その結果、冷房能力を向上させる。以って「蒸発器後段空気温度」を下げて上記温度範囲内となるように制御する。そして、ステップS21に戻る。ここで、「圧縮機55の周波数」を増加させることにより「圧縮機55の回転数」を増加させるが、これらは実質上、同じことであり、以降の説明では区別しない。
- [0271] 尚、ステップS26では、予め設定される所定量分、圧縮機55の周波数を増加させる。それでも上記温度範囲内とならない場合には、次に本処理を実行すると再びステップS22がYESとなって再度ステップS26が実行されることで、圧縮機55の周波数を更に増加させることになる。
- [0272] 尚、図示の例では、ステップS22がYESの場合には、圧縮機55が稼働中か否かを判定し（ステップS23）、稼働していない場合には（ステップS23，NO）圧縮機55を起動してステップS21に戻り（ステップS24）、稼働中の場合に（ステップS23，YES）ステップS26の処理を行う。但し、上記の通り、ステップS23，S24の処理は無くても構わない。
- [0273] 一方、上記ステップS22で、蒸発器後段空気温度が温度上限値以下、す

なわち「蒸発器後段空気温度 $\leq$ 温度上限値 ( $T_{ss} \leq T_{smax}$ )」と判定された場合には (ステップS 2 2, NO)、続いて、蒸発器後段空気温度が温度下限値未満、すなわち「蒸発器後段空気温度 $<$ 温度下限値 ( $T_{ss} < T_{smin}$ )」であるか否かを判定する (ステップS 2 5)。

[0274] そして、“蒸発器後段空気温度 $\geq$ 温度下限値 ( $T_{ss} \geq T_{smin}$ )”である場合には (ステップS 2 5, NO)、ステップS 2 2の判定と併せて現状は「温度下限値 $\leq$ 蒸発器後段空気温度 $\leq$ 温度上限値 ( $T_{smin} \leq T_{ss} \leq T_{smax}$ )」の状態、すなわち蒸発器後段空気温度が上記所定温度範囲内に収まっていることになる。そこで現状のまま何も行うことなく、ステップS 2 1に戻る。

[0275] 一方、“蒸発器後段空気温度 $<$ 温度下限値 ( $T_{ss} < T_{smin}$ )”である場合には (ステップS 2 5, YES)、基本的には圧縮機5 5の周波数を減少させることで (ステップS 2 8)、蒸発器後段空気温度を上昇させ、以って上記所定温度範囲内とすることを試みる。但し、その前に、圧縮機周波数が既に最低周波数となっているか否かを判定する (ステップS 2 7)。

[0276] 既に、“圧縮機周波数=最低周波数”となっている場合には (ステップS 2 7, YES)、これ以上は圧縮機周波数を下げることは出来ないので、三方弁2 1を液タンク側に切り替えて (ステップS 2 9)、図7 (a)の処理に移行する。

[0277] 尚、三方弁2 1出力が液タンク側である状態では、上記の通り本例 (100%の切替)の場合には、冷媒は蒸発器6 1 aに供給されることはない。つまり、この状態では冷媒は「圧縮機5 5 $\rightarrow$ 凝縮器7 1 a $\rightarrow$ 膨張弁5 4 $\rightarrow$ 第3の熱交換器2 3 $\rightarrow$ 圧縮機5 5」というサイクルで循環することになる。

[0278] 尚、図7 (b)の処理は、ステップS 2 7の判定がYESの場合に、ステップS 2 9を実行すると共に図7 (a)の処理に切り替える点以外は、既存の一般的な空調機の制御処理と同じであると見做しても構わない。

[0279] また、尚、図7 (b)の処理中は、間接外気冷房機の制御に関しては、例えば、循環ポンプ5 3と送風機7 1 cの両方とも、最大回転数一定で運転するものであってよい。つまり、実施例1におけるモードCと略同様に、間接

外気冷房機は最大能力一定として、一般空調機の圧縮機 5 5 の周波数を調整制御することで、例えば外気温度の増減などの状況変化に対応するものと見做してよい。

[0280] また、図 7 (a) の処理中においても、少なくとも圧縮機 5 5 を稼働中の状態では、間接外気冷房機は最大能力一定としてよい。実施例 1 ではモード B においては、一般空調機は最低能力一定で稼働すると共に、間接外気冷房機の冷房能力は可変としていた。これに対して、実施例 2 では、例えばモード B に相当する状況では、間接外気冷房機は最大能力一定で運転すると共に、圧縮機 5 5 の起動/停止を制御する。但し、起動時は例えば最低能力一定で運転。更に、圧縮機 5 5 を稼働中には冷凍機の余剰冷熱をタンク 2 2 で蓄熱する。これによって、モード B に相当する状況でも、間接外気冷房機の冷房能力を略最大限に利用できる。

[0281] 以下、図 7 (a) の処理について説明する。

[0282] ここで、図 7 (a) の処理に用いる 3 種類の閾値について、図 9 (b) を参照して説明する。すなわち、温度計 2 7 で計測するタンク 2 2 内の液体の温度である液温度  $T_{tt}$  に対して、図 9 (b) に示すように、「液温下限値  $T_{ttmin}$ 」、「液温上限値  $T_{ttmax}$ 」、「弁切り替え上限値  $V_{max}$ 」の 3 種類の閾値を、予め任意に決めて登録しておく。

[0283] 尚、これらは 3 種類の閾値は、の通り任意に決めてよいが、予め実験等に基づいて決定してもよい。

[0284] 例えば「液温下限値  $\leq$  液温度  $\leq$  液温上限値 ( $T_{ttmin} \leq T_{tt} \leq T_{ttmax}$ )」の状態である場合には「温度下限値  $\leq$  蒸発器後段空気温度  $\leq$  温度上限値 ( $T_{samin} \leq T_{ss} \leq T_{samax}$ )」の状態となるような液温下限値、液温上限値を、予め実験等により求めておくことも可能となる。尚、この実験の際には、例えば、間接外気冷房機は常に冷房能力最大で運転することが望ましい。

[0285] 尚、「弁切り替え上限値」は、液温上限値より大きい値であれば、基本的には何でもよい。

[0286] そして、図 7 (a) の処理では、まず所定周期毎に温度計 2 7 の計測温度

、すなわちタンク 2 2 内の液体の温度である液温度  $T_{tt}$  の計測値を取得する（ステップ S 1 1）。

[0287] そして、この液温度が「弁切り替え上限値」を越えたか否かを判定し（ステップ S 1 2）、“液温度 > 弁切り替え上限値 ( $T_{tt} > V_{max}$ )” である場合には（ステップ S 1 2, YES）、三方弁 2 1 出力を蒸発器側に切り替えて（ステップ S 1 3）、図 7（b）の処理に移行する。これより、再び図 7（b）の処理の実行状態となる。

[0288] 一方、“液温度  $\leq$  弁切り替え上限値 ( $T_{tt} \leq V_{max}$ )” である場合には（ステップ S 1 2, NO）、液温下限値、液温上限値を用いた判定処理を行う（ステップ S 1 4）。

[0289] すなわち、“液温下限値  $\leq$  液温度  $\leq$  液温上限値 ( $T_{ttmin} \leq T_{tt} \leq T_{ttmax}$ )” である場合には、現状維持すればよいので、何も行わずにステップ S 1 1 に戻る。

[0290] また、“液温度 > 液温上限値” である場合には、圧縮機 5 5 を起動する（ステップ S 1 5）。これによって圧縮機 5 5 は最低周波数での稼働となる。尚、既に圧縮機 5 5 が稼働状態である場合には、そのまま最低周波数で運転を続行する。一方、“液温度 < 液温下限値未満 ( $T_{tt} < T_{ttmin}$ )” である場合には、圧縮機 5 5 を停止する（ステップ S 1 6）。尚、既に圧縮機 5 5 が停止状態である場合には、そのまま停止状態とする。

[0291] 基本的には、液温度  $T_{tt}$  が“液温下限値～液温上限値 ( $T_{ttmin} \sim T_{ttmax}$ )” の所定温度範囲内となるように、ステップ S 1 4～S 1 6 の制御を行うことになる。そして、外気温度が高い等の理由で液温度を上記所定温度範囲内に維持できなくなって「弁切り替え上限値」を越えた場合には、図 7（b）の処理へ切り替えることで対応することになる。

[0292] 尚、例えば図 7（a）の処理では、圧縮機 5 5 は稼働時には常に最低回転数で運転するものとし、図 9（c）にはこれに応じた動作例を示すが、この例に限らない。

[0293] 例えば、図 7（a）の処理では、圧縮機 5 5 は稼働時には常に予め設定さ

れた効率最大周波数で運転するものとしてもよい。効率最大周波数とは、冷房効率が最もよい周波数であり、予め実験等によって求めておく。尚、この例の場合、ステップS 13の処理を実行して図7 (b)の処理に移る際には、圧縮機55の周波数を最低周波数に戻すことが考えられる。また、この例では、ステップS 29の処理を実行して図7 (a)の処理に移る際には、圧縮機55の周波数を効率最大周波数一定に設定することが考えられる。

[0294] 尚、図示はしないが、効率最大周波数で運転した場合、液温度が液温上限値から液温下限値未満となるまでに掛かる時間は、図9 (b) (c)に示す例に比べて短くなるので、圧縮機55の各稼動時間は、図9 (c)に示す例に比べて短くなる。従って、最低周波数で運転する場合によりも省エネ効果が期待できる。

[0295] ここで、図9を参照して、制御に伴う動作や温度状態について一例を用いて説明する。尚、既に述べたように図9には最低回転数一定で運転する例を示しており、以下の説明はこの例に応じたものとなる。

[0296] まず、図9 (d)に示すように、「三方弁位置が蒸発器側」であるときには、圧縮機55は稼動しており、且つ図9 (c)に示すように、その運転周波数は最低周波数固定ではなく、ステップS 26、S 28等によって増減し得るものとなる。一方、図9 (d)で示すように「三方弁位置が液タンク側」であるときには、図9 (c)に示すように圧縮機55は“最低周波数固定で稼働”または“停止”のどちらかの状態となる。

[0297] ここで、図示の例では、図上左側に示す「三方弁位置が蒸発器側」の状態においては、図7 (b)の処理が実行されており、この例ではステップS 28の処理が繰り返されることで図9 (c)に示すように圧縮機55の周波数が徐々に低下している。そして、圧縮機55の周波数が最低周波数へと達してもステップS 25の判定がYESとなるような状況の場合、ステップS 29が実行されて、三方弁位置が蒸発器側から液タンク側へと切り替わることになる。

[0298] 「三方弁位置が蒸発器側」の状態から「三方弁位置が液タンク側」の状態

へと切り替わった直後には、図9（b）に示す例では“液温度>液温上限値（ $T_{tt} > T_{ttmax}$ ）”となっており、ステップS15の処理により圧縮機55稼働状態を維持する（ここでは、図9（c）で示す通り、最低周波数である）。そして、蒸発器61aに冷媒供給される状態から、第3の熱交換器23に冷媒供給される状態へと切り替わっていることから、その後、液温度は徐々に低下していき、“液温下限値 $\leq$ 液温度 $\leq$ 液温上限値（ $T_{ttmin} \leq T_{tt} \leq T_{ttmax}$ ）”の状態となる。この状態の間は、上記の通り何も行わないが、図9（b）で示すように液温度は徐々に低下していく。これは、一般空調機の圧縮機55等による余剰冷熱が、タンク22内に蓄熱されていくことを意味している。

[0299] そして、その後、図9（b）に示すように“液温度<液温下限値（ $T_{tt} < T_{ttmin}$ ）”となったら、ステップS16の処理により圧縮機55が停止する。

[0300] これにより、その後は、図9（b）に示すように今度は液温度が徐々に上昇していく。しかし、この状態は、圧縮機55が停止しているにも係わらず、タンク22内に蓄熱した余剰冷熱を利用して、“液温下限値 $\leq$ 液温度 $\leq$ 液温上限値（ $T_{ttmin} \leq T_{tt} \leq T_{ttmax}$ ）”の状態を維持する状態と言える。

[0301] そして、“液温度>液温上限値（ $T_{tt} > T_{ttmax}$ ）”となったら、ステップS15の処理により圧縮機55が起動され、再び液温度は徐々に低下していく。

[0302] 但し、図9（b）の右側に示すように、圧縮機55が起動したにも係らず、液温度の上昇が止まらない場合が有り得る。これは、例えば外気温度が高い等の理由により、“圧縮機55の最低能力”では対応出来ない状況となったためである。この為、この状況が続くと、図示のように、その後、液温度が「弁切り替え上限値」を越えることになる。ここでステップS13の処理が実行され、図9（d）に示すように、三方弁位置が液タンク側から蒸発器側へと切り替わることになる。

[0303] これより、例えばステップS26の処理が繰り返されることで図9（c）

に示すように圧縮機 5 5 の周波数が増加して、一般空調機の冷房能力が増加し、以って図 9 (a) に示すように蒸発器後段空気温度  $T_{ss}$  が低下する。

[0304] 一方、圧縮機 5 5 の周波数を増加しても、冷媒供給が無くなった液温度は例えば図 9 (b) に示すように上昇し続ける可能性がある。これより、図示していないが図 7 (b) や後述する図 8 の処理中に、実施例 1 における  $Q_i$  の算出及び閾値  $Q_3$  (ここでは  $Q_3 = 0$  とする) を用いた判定も随時行い、「 $Q_i < 0$ 」となったら間接外気冷房機を停止させ、一般空調機の単独運転とするようにしてもよい。

[0305] 同様に、図示していないが、“図 7 (a) の処理” 中には、間接外気冷房機は、一般空調機の圧縮機 5 5 の稼働中には最大能力一定で運転するが、圧縮機 5 5 が停止中には当該「最大能力一定」の制限を無くすようにしてもよい。つまり、「蒸発器後段空気温度」が設定温度  $T_{saset} \pm \alpha$  の温度範囲内となるように、循環ポンプ 5 3 や送風機 7 1 c の回転数制御を行うようにしてもよい。これは、例えば、外気温度が低い等の理由によって、圧縮機 5 5 停止中にも係らず液温度が低く、例えば液温度が下限値未満となる状況を想定している。つまり、実施例 1 においてモード A となるような状況を想定している。この場合、例えば、図 5 (a) に示すモード A 中の循環ポンプ 5 3 や送風機 7 1 c の周波数制御と略同様の制御を行うものであってもよい。

[0306] 以上、実施例 2 における処理例 1 について説明した。

[0307] 以下、実施例 2 における処理例 2 について説明する。

[0308] 既に述べたように、図 8 は、処理例 2 における“三方弁が蒸発器側の場合”の処理フローチャート図である。そして、処理例 2 においても“三方弁が液タンク側の場合”の処理フローチャート図は、図 7 (a) となる。

[0309] 以下、図 8 と図 7 (a) を参照して、処理例 2 について説明する。

[0310] 図 7 (a) については既に説明済みなので、図 8 について説明する。

[0311] 尚、図 7 (b) と同様に図 8 も、後述するステップ S 4 2 の判定が YES の場合にステップ S 4 4 を実行すると共に“図 7 (a) の処理”へと移行する点を除いては、既存の一般的な空調機制御の一例と見做してよく、従って

、ここでは簡単に説明する。

[0312] 尚、図8では図7(b)で用いた温度上限値 $T_{smax}$ 、温度下限値 $T_{samin}$ に加えて、図9(a)で説明した設定温度 $T_{saset}$ を用いる。既に述べた通り、温度上限値、温度下限値は「設定温度 $T_{saset} \pm \alpha$ 」に相当する。なお、以降の説明では、設定温度 $T_{saset}$ を温度設定値 $T_{saset}$ と呼称する。

[0313] 図8において、まず、ステップS21と同じく、例えば定周期で、温度計26の計測結果、すなわち「蒸発器後段空気温度 $T_{ss}$ 」を取得する(ステップS31)。そして、「蒸発器後段空気温度 $T_{ss}$ 」を「温度設定値 $T_{saset}$ 」と比較判定する(ステップS32)。

[0314] すなわち、「蒸発器後段空気温度 $>$ 温度設定値( $T_{ss} > T_{saset}$ )」となる場合にはステップS33へ移行し、「蒸発器後段空気温度 $<$ 温度設定値( $T_{ss} < T_{saset}$ )」となる場合にはステップS38へ移行する。また、「蒸発器後段空気温度 $=$ 温度設定値( $T_{ss} = T_{saset}$ )」となる場合には、何も行わずにステップS31へ戻る。

[0315] まず、ステップS33に移行した場合について説明する。この場合、圧縮機55が稼働中であるか否かを判定して、稼働していない場合(ステップS33, NO)には圧縮機55を起動(ステップS34)してステップS31に戻る。一方、圧縮機55が稼働中の場合(ステップS33, YES)にはステップS35へ移行する。尚、ステップS23、S24と同様、ステップS33、S34の処理も無くてもよい。この場合、ステップS32で「蒸発器後段空気温度 $>$ 温度設定値( $T_{ss} > T_{saset}$ )」と判定された場合には、そのままステップS35へ移行してもよい。これは、後述するステップS38、S39についても同様である。

[0316] ステップS35では、「蒸発器後段空気温度 $T_{ss}$ 」を「温度上限値 $T_{samax}$ 」と比較判定する。すなわち、「蒸発器後段空気温度 $>$ 温度上限値( $T_{ss} > T_{samax}$ )」である場合には、圧縮機55の周波数を増加する(ステップS36)。これは上述したステップS26と同様、所定量分、増加させるものである。一方、「蒸発器後段空気温度 $<$ 温度上限値( $T_{ss} < T_{samax}$ )」である場

合には、圧縮機 5 5 の周波数を減少する（ステップ S 3 7）。これは上述したステップ S 2 8 と同様、所定量分、減少させるものである。これらステップ S 3 6、S 3 7 の何れかを実行後は、ステップ S 3 1 に戻る。また、“蒸発器後段空気温度 = 温度上限値 ( $T_{ss} = T_{smax}$ )” の場合には何も行わずにステップ S 3 1 に戻る。

[0317] 次に、以下、ステップ S 3 2 の判定の結果としてステップ S 3 8 に移行した場合について説明する。この場合、圧縮機 5 5 が稼働中であるか否かを判定して、稼働していない場合（ステップ S 3 8, NO）には圧縮機 5 5 を起動（ステップ S 3 9）してステップ S 3 1 に戻る。一方、圧縮機 5 5 が稼働中の場合（ステップ S 3 8, YES）にはステップ S 4 0 へ移行する。

[0318] ステップ S 4 0 では、「蒸発器後段空気温度  $T_{ss}$ 」を「温度下限値  $T_{samin}$ 」と比較判定する。すなわち、“蒸発器後段空気温度 > 温度下限値 ( $T_{ss} > T_{samin}$ )” である場合には、圧縮機 5 5 の周波数を増加する（ステップ S 4 1）。これは上述したステップ S 2 6 と同様、所定量分、増加させるものである。一方、“蒸発器後段空気温度 < 温度下限値 ( $T_{ss} < T_{samin}$ )” である場合には、圧縮機周波数が最低周波数になっているか否かを判定し（ステップ S 4 2），“圧縮機周波数 ≠ 最低周波数” である場合には（ステップ S 4 2, NO）、圧縮機 5 5 の周波数を減少する（ステップ S 4 3）。これは上述したステップ S 2 8 と同様、所定量分、減少させるものである。これらステップ S 4 1、S 4 3 の何れかを実行後は、ステップ S 3 1 に戻る。また、“蒸発器後段空気温度 = 温度下限値” の場合には、何も行わずにステップ S 3 1 に戻る。

[0319] そして、“圧縮機周波数 = 最低周波数” である場合には（ステップ S 4 2, YES）、三方弁位置を液タンク側に切り替えると共に（ステップ S 4 4）、“図 7 (a) の処理” へと移行する。

[0320] 図 7 (a) の処理については、既に述べた通りであり、ここでは説明を省略するが、ステップ S 1 2 の判定が YES となったら、三方弁位置を蒸発器側に切り替えると共に（ステップ S 1 3）、再び“図 8 の処理” に戻ること

になる。

- [0321] 図10(a)～(c)は、従来手法の場合の外気温度に応じた運転状態、消費電力、COPを示す図である。
- [0322] 図11(a)～(c)は、実施例1の場合の外気温度に応じた運転状態、消費電力、COPを示す図である。
- [0323] 図12(a)～(c)は、実施例2の場合の外気温度に応じた運転状態、消費電力、COPを示す図である。
- [0324] 図10(a)、(b)、(c)、図11(a)、(b)、(c)、図12(a)、(b)、(c)は、何れも横軸は外気温度 $T_{oa}$ である。外気温度 $T_{oa}$ は、図11、図12では図示のように温度範囲(1)、温度範囲(2)、温度範囲(3)の3つの温度範囲に区分される。これらは例えば、実施例1におけるモードAに相当するのが温度範囲(1)、モードBに相当するのが温度範囲(2)、モードC、Dに相当するのが温度範囲(3)と見做すこともできるが、この例に限らない。
- [0325] また、横軸の外気温度 $T_{oa}$ は、図上右側が温度が高く、図上左側が温度が低いものとしている。よって、外気温度 $T_{oa}$ が高くなるに従って、図示のように間接外気冷房機的能力限界(最大能力) $Q_i$ が低下していくことになる。
- [0326] 図10(a)、図11(a)、図12(a)は、何れも、外気温度と間接外気冷房機的能力限界(最大能力) $Q_i$ との関係等を示す。更に、各制御に応じた間接外気冷房機や一般空調機の冷房能力を示す。
- [0327] 図10(b)、(c)、図11(b)、(c)、図12(b)、(c)は、何れも、図10(a)、図11(a)、図12(a)に示す運転例に応じた消費電力、COPを示すものである。尚、COPは、成績係数(Coefficient Of Performance)であり、その説明は省略する。
- [0328] まず、従来手法を適用した場合、図10(a)に示すように、間接外気冷房最大能力 $Q(Q_i)$ が、必要冷房能力 $Q_{req}$ 以上の状態であれば、間接外気冷房機の単独運転とする。そして、 $Q_i$ が $Q_{req}$ 未満となったら、一般空調機

(冷凍機)の単独運転へと切り替える。従来技術の例えば特許文献1のような「圧縮機から冷媒ポンプに切り替える」等の技術思想に基づけば、上記の様な「間接外気冷房機から一般空調機に切り替える」制御となる。

[0329] よく知られているように、間接外気冷房機は、一般空調機(圧縮式冷凍サイクル)に比べて消費電力が非常に少なくて済むのでCOPが高い。よって、図10(b)、(c)に示すように、間接外気冷房機の単独運転中は消費電力が少なく以ってCOPが高いが、一般空調機の単独運転中は消費電力が大きく以ってCOPが低い。

[0330] 図10(a)、(b)、(c)に示すように、従来手法を適用した場合、間接外気冷房機の冷房能力が使えるにも係らず一般空調機の単独運転としている状態があり、消費電力が少ない間接外気冷房機を、十分に有効活用していない。この為、全体として、消費電力が大きく以ってCOPが低いことになる。

[0331] これに対して、本手法の制御によれば、例えば実施例1の場合、図11(a)に示すように、間接外気冷房最大能力 $Q(Q_i)$ が、必要冷房能力 $Q_{req}$ 以上の状態であれば、間接外気冷房機の単独運転とする。この点では上記従来手法と略同様であると見做しても構わない。

[0332] 一方、 $Q_i$ が $Q_{req}$ 未満となったら、直ちに一般空調機の単独運転へと切り替えるのではなく、間接外気冷房機の冷房能力が使える状態である限りは、間接外気冷房機と一般空調機の併用運転を行う。

[0333] これによって、図11(b)、(c)に示すように、消費電力とCOPは、間接外気冷房機の単独運転中(モードA)及び一般空調機の単独運転中(モードD)では、上記従来手法と変わらない。しかし、消費電力とCOPは、間接外気冷房機と一般空調機の併用運転中(モードB、モードC)では、従来手法よりも効率がよくなる。すなわち、モードB、モードCにおいては、消費電力は従来より少なくて済み、以ってCOPは従来より高くなる。

[0334] 但し、 $Q_r$ (冷凍機最低能力)がある為に、モードBにおいては、図11(a)の温度範囲(2)に示すように、間接外気冷房機を、その最大能力 $Q$

iで運転することはできない。つまり、本手法でも間接外気冷房機を最大限に利用することにはならない。

[0335] これに対して、実施例2の場合、図12(a)に示すように、モードBに相当する温度範囲(2)においても、間接外気冷房機を、その最大能力 $Q_i$ で運転することができる。これは、特に一般空調機の冷房能力が図11(a)のように最低能力一定ではなく、全体的には最低能力よりも低い能力で運転可能としているからである。これは、上述したように、三方弁が液タンク側の状態では、圧縮機55を液温度に応じて稼働/停止すると共に、稼働中にはタンク22に冷熱を蓄熱し、これを停止中に利用するように構成した為である。尚、実施例2の処理例1、処理例2のいずれの場合も図12(a)に示すような特性を示す。ところで、図12においては、任意の外気温度に対する出力(冷媒能力、消費電力、COP)を示している。但し、これらの図は時間変化の要素を示していない。すなわち、図12は、急激な温度変化に対する追従性を示したものではない。実施例2の処理例として示した図7、図8のいずれの場合においても、上記の通り所定周期で処理を実施している。換言すれば、所定処理周期より短いタイミングで急激な温度変化が生じた場合、図12で示す運転状態の実現が困難になる。但し、通常はこのような急激な温度変化があったとして、十分に対応できる所定周期を設定するので問題は生じない。この所定周期においては、実施例2の処理例1に対し実施例2の処理例2も方が応答性が良い。すなわち、三方弁が蒸発器側にある場合において、温度設定値よる判定を付加しているので、少なくとも設定温度に追従した圧縮機制御をより細やかに実現している。これにより、より高い出力制御が実現され、結果、更なる省エネ効果が見込まれる。

[0336] 尚、図11、図12に示す例では、何れも、温度範囲(1)においても間接外気冷房機をその最大能力 $Q_i$ で運転しているが、この例に限らない。何れの場合も、温度範囲(1)における間接外気冷房機の単独運転中は、必要冷房能力 $Q_{req}$ に相当する冷房能力で運転すればよく、最大能力 $Q_i$ で運転する必要はない。

- [0337] 上記のように、従来では、間接外気冷房機の冷房能力が不足する場合、冷凍機の単独運転に切り替える為、間接外気冷房の冷房能力を無駄にすることになり、COPの高い間接外気冷房機を十分に活かすことができず、効率が低下する問題があった。これに対して、本手法では、この様な問題を解決でき、COPの高い間接外気冷房を十分に活かすことができ、冷房効率を向上させることができる。
- [0338] 更に、実施例2の場合、間接外気冷房機の冷房能力を略最大限に活かすことができ、COPの高い間接外気冷房を更に十分に利用することができ、冷房効率を更に向上させることができる。
- [0339] 図13は、実施例2における制御装置40の機能ブロック図である。
- [0340] 尚、これは演算部43の機能ブロック図と見做しても構わない。ここで、演算部43は、特に図示しないが例えばCPU/MPU等の演算プロセッサやメモリ等の記憶部を有している。この不図示の記憶部には、予め所定のアプリケーションプログラムが記憶されている。不図示の演算プロセッサは、このアプリケーションプログラムを読み出し実行することにより、例えば図7、図8の処理や、図13に示す各種機能部の機能・処理を実現する。
- [0341] 図13の説明の前に、上述した実施例2の一体型空調システム50'について再度説明する。
- [0342] 上述した一体型空調システム50'は、例えば下記のように説明することもできる。
- [0343] すなわち、一体型空調システム50'は、間接外気冷房機と、一般空調機と、制御装置40とを有する。
- [0344] 間接外気冷房機は、暖気を通過させる第1の熱交換器61bと、外気を通過させる第2の熱交換器71bと、任意の流体を第1の熱交換器61bと第2の熱交換器71bとに循環させる配管51及び循環ポンプ53を有する。
- [0345] 一般空調機は、例えば、少なくとも第1の熱交換器61bを通過後の内気を通過させる蒸発器61aと、圧縮機55と、凝縮器71aとを有する圧縮式冷凍サイクルを具備している。

- [0346] 圧縮式冷凍サイクルによる一般空調機では、通常通り、何らかの冷媒を用いる。この冷媒は、一般的に、蒸発器 6 1 a → 圧縮機 5 5 → 凝縮器 7 1 a → 膨張弁 5 4 → 蒸発器 6 1 a のサイクルで循環している。
- [0347] 一体型空調システム 5 0' は、この冷媒の供給先を蒸発器 6 1 a と第 3 の熱交換器 2 3 の何れか一方とする三方弁 2 1 を有する。三方弁 2 1 を切り替え制御することで、冷媒が蒸発器 6 1 a に供給される状態と、冷媒が第 3 の熱交換器 2 3 に供給される状態とを切り替えることができる。
- [0348] また、間接外気冷房機を構成する配管 5 1 の途中にタンク 2 2 を設けて、流体をタンク 2 2 内に一時的に貯留すると共に、第 3 の熱交換器 2 3 はタンク 2 2 内に設ける。これより、少なくとも冷媒が第 3 の熱交換器 2 3 に供給される状態においては、第 3 の熱交換器 2 3 によって、タンク 2 2 内の流体と冷媒との間で熱交換が行われることになる。
- [0349] 尚、三方弁 2 1 の切り替え制御は、例えば制御装置 4 0 が実行する。
- [0350] また、冷媒の供給先を蒸発器 6 1 a と第 3 の熱交換器 2 3 の何れか一方に切り替えるための構成全体を、冷媒供給先切替部等と記すものとする。これは、三方弁 2 1 だけでなく分岐管 5 2 a 等も含めたものである。
- [0351] 冷媒が蒸発器 6 1 a に供給される状態では、冷媒は一般的な冷凍機サイクルで循環する。一方、冷媒が第 3 の熱交換器 2 3 に供給される状態では、冷媒は、第 3 の熱交換器 2 3 → 圧縮機 5 5 → 凝縮器 7 1 a → 膨張弁 5 4 → 第 3 の熱交換器 2 3 のサイクルで循環することになる。
- [0352] 上記のように、暖気は、まず第 1 の熱交換器 6 1 b を通過させた後、蒸発器 6 1 a を通過させる。冷媒が第 3 の熱交換器 2 3 に供給される状態では、実質的に蒸発器 6 1 a は無いものと見做せる状態となり、実質的に第 1 の熱交換器 6 1 b のみで暖気を冷却して冷気とすることになる。但し、この状態では、少なくとも圧縮機 5 5 が稼働中は第 3 の熱交換器 2 3 によって流体が冷却されるので、間接外気冷房機の冷房能力が向上している。一方、この状態で圧縮機 5 5 が停止しても、冷熱をタンク 2 2 内で蓄熱した状態にあるので、これを利用してしばらくの間は問題なく運用できる。その後、流体の温

度が上昇していき、所定の閾値である液温上限値を越えたら、圧縮機 5 5 を起動すればよい。尚、この場合、圧縮機 5 5 を稼働中は常に最低冷房能力で運転することが一例として考えられるが、上記の通り、この例に限らない。

[0353] 尚、間接外気冷房機は常に最大冷房能力で運転する為には、例えばポンプの回転数と送風機の回転数の両方を最大とする。

[0354] そして、制御装置 4 0 は、例えば図 1 3 の処理機能部 1 2 0 を有するものと言える。

[0355] すなわち、処理機能部 1 2 0 は、例えば、第 1 併用運転制御部 1 2 1、第 2 併用運転制御部 1 2 2、運転モード切替部 1 2 3 等を有する。

[0356] 第 1 併用運転制御部 1 2 1 は、冷媒供給先切替部によって冷媒の供給先が蒸発器 6 1 a となっている状態である第 1 の状態において、間接外気冷房機と一般空調機との併用運転を制御する。

[0357] 第 2 併用運転制御部 1 2 2 は、冷媒供給先切替部によって冷媒の供給先が第 3 の熱交換器 2 3 となっていることで、圧縮機 5 5 の稼働中にはタンク 2 2 内で流体と冷媒との熱交換を行わせる状態である第 2 の状態において、間接外気冷房機と一般空調機との併用運転を制御する。

[0358] そして、第 1 併用運転制御部 1 2 1 は、タンク 2 2 内の流体の温度に応じて圧縮機 5 5 の起動／停止の制御を行う。

[0359] これは、例えば、第 1 併用運転制御部 1 2 1 は、タンク 2 2 内の流体の温度が所定の閾値である下限値未満となったら圧縮機 5 5 を停止し、該流体の温度が所定の閾値である上限値を越えたら圧縮機 5 5 を起動する、等の圧縮機 5 5 の起動／停止の制御を行う。

[0360] また、第 1 併用運転制御部 1 2 1 は、圧縮機 5 5 を稼働中には、該圧縮機 5 5 の周波数を予め設定された所定の周波数一定とするように制御する。この所定の周波数とは、例えば最低周波数、あるいは効率最大周波数などである。

[0361] また、例えば、第 1 併用運転制御部 1 2 1、第 2 併用運転制御部 1 2 2 は、何れも、間接外気冷房機を最大能力一定で運転する。換言すれば、併用運

転中は、常に、間接外気冷房機を最大能力で運転するものである。

[0362] また、運転モード切替部 1 2 3 は、第 1 の状態で併用運転中に所定の条件に該当する状況となったら、冷媒供給先切替部によって冷媒の供給先を第 3 の熱交換器 2 3 に切り替えることで、第 2 の状態へと切り替える。勿論、切り替え後は、第 2 併用運転制御部 1 2 2 によって制御することになる。

[0363] これに関して、例えば、第 1 併用運転制御部 1 2 1 は、圧縮機 5 5 の周波数可変制御を行うものである。周波数可変制御とは、最低周波数一定等の周波数固定の制限が付くことなく、圧縮機 5 5 の周波数を制御するものである。尚、これは、既存の一般的な空調制御と見做しても構わない。

[0364] そして、所定の条件は、周波数可変制御状態において該圧縮機 5 5 を最低周波数で運転する状態になっても、蒸発器 6 1 a を通過後の内気の温度（蒸発器後段空気温度）が、所定温度の下限値未満となった場合等である。

[0365] 尚、運転モード切替部 1 2 3 は、更に、第 2 の状態から第 1 の状態へと切り替える制御を行うものであってもよい。これは、例えばステップ S 1 2 の判定が Y E S となってステップ S 1 3 が実行される場合に相当するものである。

[0366] また、制御装置 4 0 の処理機能部 1 2 0 は、例えば、第 1 演算部 1 2 4 と、単独運転切替部 1 2 5 とを有するものであってもよい。

[0367] 第 1 演算部 1 2 4 は、暖気の温度と外気温度との差分に基づいて、間接外気冷房機の最大冷房能力を算出する。単独運転切替部 1 2 5 は、第 1 の状態で併用運転中に間接外気冷房機の最大冷房能力が所定の閾値未満となったら、“一般空調機の単独運転モード”へと切り替える。

[0368] 尚、図示していないが、第 2 の状態から実質的に“間接外気冷房機の単独運転モード”へと切り替える単独運転切替部を更に有するものであってもよい。

[0369] 上記のように、本手法で間接外気冷房機と一般空調機の併用運転を行う場合においては、基本的には、間接外気冷房機は最大冷房能力で運転する。その上で一般空調機の冷房能力の増減を制御する。例えば圧縮機 5 5 の周波数

を増減することや、最低周波数一定運転と停止とを切り替える。このような制御により、内気の冷気に相当する給気S Aの温度を、任意の所定温度となるように制御する。

[0370] 特に、冷房能力が実質的に余剰となる場合には、タンク22と第3の熱交換器23を利用しながら、圧縮機55の起動／停止を繰り返すように制御する。

[0371] これによって、間接外気冷房機は常に最大冷房能力で運転するようにしても、冷房能力の余剰分を無駄にすることなく有効利用することができる。特に間接外気冷房機と一般空調機の併用運転時において、省エネ効果が高い間接外気冷房サイクルを略最大限に利用することができ、冷房効率向上効果が高いものとなる。

[0372] 換言すれば、実施例2においては、間接外気冷房機の冷房能力を実施例1の場合よりも多く利用することができ、その分だけ、圧縮機55の消費電力を低減できる。実施例1のモードBにおいては圧縮機55が常に稼働状態であったが、実施例2では圧縮機55を停止状態とする時間帯もあることから、その分、圧縮機55に係わる電力消費を少なくすることができるは明らかである。上記した通り圧縮機55の電力消費は非常に大きいので、全体としても電力消費を少なくなる。

[0373] また、実施例1におけるモードBからモードCに切り替える状況になったら、実施例2においても、圧縮機55を最低能力一定で運転するという制限を止める。つまり、間接外気冷房機は常に最大冷房能力で運転する状態は維持すると共に、一般空調機に関しては既存の一般的な制御（例えば、冷気温度を所定温度とする為の、圧縮機55の回転数制御等）を行う。勿論、その為には、三方弁21を切り替え制御することで、冷媒が第3の熱交換器23に供給される状態から、冷媒が蒸発器61aに供給される状態へと切り替える必要がある。

[0374] ここで、実施例1と同様、実施例2に関しても、その一体型空調システム50'の構成は、図6の構成例に限らない。更に、本手法で制御対象となる

空調システムの構成は、一体型空調システムに限らない。

[0375] 以上のことから、本例の空調システムの他の構成の具体例について、図14～図17に示す。

[0376] 図14～図17は、本例の空調システムの他の構成例（その1）（その2）（その3）（その4）である。

[0377] 尚、図14～図17に関して、図6に示す構成と略同様の構成には、同一符号を付してあり、その説明は省略または簡略化するものとする。

[0378] まず、図14について説明する。

[0379] 図14は、本例の空調システムの他の構成例（その1）である。

[0380] 図14の構成が図6の構成と異なる点は、基本的に、各ユニット20、30の筐体に設けられた孔62、63、72、73の位置と、それによるユニット20、30内の空気（内気、外気）の流れ方である。

[0381] すなわち、図14に示す例では、内気ユニット20に関しては、筐体の上面に内気流入口62を設けると共に、筐体の正面の真ん中あたりに内気排出口63を設けており、内気排出口63近傍に積層体61を設けている。特に蒸発器61aは内気排出口63の近くに設けている。

[0382] また、外気ユニット30に関しては、筐体の上面に外気取入口72を設けると共に、筐体の正面の真ん中あたりに外気排出口73を設けており、外気排出口73近傍に積層体71を設けている。

[0383] 尚、制御装置40は、図示の例では外気ユニット30内に設けられているが、この例に限らない。制御装置40は、内気ユニット20内に設けられていてもよいし、他の任意の位置に設けられていてもよい。

[0384] 尚、図14では、制御装置40と各制御対象とを接続する信号線は、省略している。これは図15～図17についても同様である。

[0385] ここで、以下に説明する図15～図17は、内気流入口62、内気排出口63、外気取入口72、外気排出口73の位置や、積層体61、71（あるいはこれらの構成要素の一部）の位置を、図14に示す例に準じたものを示すが、これは一例であり、この様な例に限らない。

- [0386] 図15は、本例の空調システムの他の構成例（その2）である。
- [0387] ここで、上記図1、図2、図3、図6、図14の例では、何れも、内気ユニットと外気ユニットは、壁1に接するようにして配置した。特に、相互に出来るだけ近くなるように配置した。この配置では、配管51等の各配管の長さが短くて済む等のメリットが得られるので、望ましい配置例の1つと言えるが、この例に限らない。
- [0388] 例えば、現場の状況次第では、上記図1、図6等のように配置することが困難となる場合も有り得るし、何らかの理由で上記図1、図6等のように配置することが望まれない場合も有り得る。
- [0389] これより、他の構成例（その2）では、例えば図15に示すように、内気ユニット20、外気ユニット30を、壁1から離れた位置に設置する。尚、この例に限らず、図示はしないが、内気ユニット20、外気ユニット30の一方は図15に示すように壁1から離れた位置に設置するが、他方は図6、図14等のように壁1に接するよう設置してもよい。
- [0390] また、図6等では、内気ユニット20、外気ユニット30は、その筐体に関して、壁1に接する面はオープンとしていたが、図15の場合にはこの面もオープンにしないようにすることが望ましい。
- [0391] 尚、他の構成例（その2）は、図15の例に限らず、例えば図6等の構成と同様に、循環ポンプ53、膨張弁54、圧縮機55、タンク22、第3の熱交換器23等を、内気ユニット20内または外気ユニット30内に設けてもよい。勿論、図15に示す例のように、これらを内気ユニット20や外気ユニット30の外に設けるようにしてもよい。
- [0392] また、図15においても、制御装置40は外気ユニット30内に設けられているが、この例に限らない。制御装置40は、内気ユニット20内に設けられていてもよいし、他の任意の位置に設けられていてもよい。
- [0393] また、上述した例では、何れも、制御装置40の制御対象は、図6、図14、図15に示すような一体型空調システムであった。すなわち、間接外気冷房機としての構成と一般空調機としての構成とが一体となった構成が、制

御装置40の制御対象であった。しかし、制御装置40の制御対象は、この様な一体型空調システムとは限らない。例えば、図16や図17に示すような構成であっても、制御装置40の制御対象となる。尚、このような構成を（上記一体型に対して）分離型と呼ぶものとする。

[0394] 図16、図17の構成は、何れも、2つの内気ユニット（第1の内気ユニット20'、第2の内気ユニット30"と記す）と、2つの外気ユニット（第1の外気ユニット30'、第2の外気ユニット30"と記す）とから成る。

[0395] 図16と図17との違いは、図16は図6等と同様に全ユニットが壁1に接して配置されるのに対して、図17では図15と同様に例えば全ユニットが壁1から離れて配置される点である。この相違以外は、基本的には、図16と図17とは略同様の構成であるので、以下、特に区別せずに、まとめて説明する。

[0396] 図16、図17（以下、図16等と記す）に示す構成では、“室内側”に2つの内気ユニット（第1の内気ユニット20'、第2の内気ユニット20"）が設けられる。また、“室外側”に2つの外気ユニット（第1の外気ユニット30'、第2の外気ユニット30"）が設けられる。

[0397] そして、第1の内気ユニット20'と第1の外気ユニット30'とによって間接外気冷房機としての構成が実現される。第2の内気ユニット20"と第2の外気ユニット30"とによって一般空調機としての構成が実現される。

[0398] まず、間接外気冷房機としての構成について説明する。

[0399] 図示の例では、第1の内気ユニット20'内には液-ガス熱交換器61bと送風機61cが設けられ、第1の外気ユニット20'内には液-ガス熱交換器71bと送風機71cが設けられる。液-ガス熱交換器61bと液-ガス熱交換器71bとに配管51が接続され、配管51上の任意の位置に循環ポンプ53が設けられる。これらの構成の動作については、既に図1、図6等で説明済みであり、ここでは説明しない。

- [0400] 次に、一般空調機としての構成について説明する。
- [0401] 第2の内気ユニット20”内には蒸発器61aと送風機61cが設けられ、第2の外気ユニット30”内には凝縮器71aと送風機71cが設けられる。更に、任意の位置に膨張弁54、圧縮機55が設けられる。蒸発器61a、凝縮器71a、膨張弁54、圧縮機55には、冷媒管52が接続されており、冷媒が循環している。これらの構成の動作については、既に図1、図6等で説明済みであり、ここでは説明しない。
- [0402] 尚、上記の通り、本構成の場合、送風機61c、送風機71cは、2つずつ設ける必要がある。
- [0403] 図16等の構成において、上述した還気RAは、内気流入口62から第1の内気ユニット20’内に流入し、間接外気冷房機としての構成によって基本的には冷却されて温度低下して、内気排出口63から排出される。尚、当該温度低下した還気はRA’と記すものとする。
- [0404] 上述した温度低下した還気RA’は、内気流入口62から第2の内気ユニット20”内に流入し、一般空調機としての構成によって冷却されて給気SAとなって、内気排出口63から排出される。
- [0405] ここで、図示していないが、第1の内気ユニット20’の内気排出口63から排出される「温度低下した還気RA’」を、第2の内気ユニット20”の内気流入口62へと導くためのダクトが必要となる場合も有り得る。
- [0406] 制御装置40の設置位置は、任意の位置であってよい。制御装置40は、基本的に、図16に示す全ての構成の制御を行うものである。
- [0407] 尚、図17に関しては、図では循環ポンプ53、膨張弁54、圧縮機55は全てユニット外に設けられているが、図15と同様に、この例に限らずユニット内に設けられていてもよい。
- [0408] 上記何れの構成であっても、実施例2においては、間接外気冷房機に係る配管51上に液体を一時的に貯留するタンク22を設けると共に、タンク22内に第3の熱交換器23を設ける。更に、一般空調機に係わる冷媒管52上に三方弁21を設け、蒸発器61aと第3の熱交換器23の何れか一方に

冷媒が供給されるように切り替え制御できるようにする。

- [0409] 上記構成において併用運転時には、間接外気冷房機を最大能力運転で、一般空調機との併用運転を行うと共に、圧縮機 5 5 を最低回転数で運転しても冷熱過剰な状態となったら、冷媒を第 3 の熱交換器 2 3 に供給する状態に切り替えて、タンク 2 2 内の流体との熱交換によって余剰冷熱をタンク 2 2 内に蓄積する。また、状況に応じて圧縮機 5 5 を停止している場合もある。これより、一般空調機の余剰冷熱を有効に利用して、間接外気冷房機の冷房能力を略最大限に活かすことができる。
- [0410] 本発明の空調システム、その制御装置等によれば、間接外気冷房サイクルと圧縮式冷凍サイクルの 2 つのサイクルの併用運転を可能とする構成とし、状況に応じてこれら 2 つサイクルの何れか一方の単独運転モードと併用運転モードとを切り替えると共に、各運転モード毎の制御方法を略最適化することで、冷房効率を向上させることができる。
- [0411] 特に、併用運転モードにおいて、省エネ効果が高い間接外気冷房サイクルを略最大限に利用することができ、冷房効率向上効果が高いものとなる。

## 請求の範囲

[請求項1]

暖気状態の内気を通過させる第1の熱交換器と、外気を通過させる第2の熱交換器と、任意の流体を前記第1の熱交換器と第2の熱交換器とに循環させる配管及びポンプを有する間接外気冷房機と、

前記第1の熱交換器を通過後の前記内気を通過させる蒸発器と、圧縮機と、凝縮器と、膨張弁と、該蒸発器、圧縮機、凝縮器、膨張弁に冷媒を循環させるための冷媒管とを有する、圧縮式冷凍サイクルによる空調機と、

前記配管上に設けられ、前記流体を一時的に貯留するタンクと、

該タンク内に設けられる第3の熱交換器と、

前記冷媒管上に設けられる分岐弁によって前記冷媒の供給先を前記蒸発器と前記第3の熱交換器の何れか一方に切り替える冷媒供給先切替手段と、

制御装置とを有し、

前記制御装置は、

前記冷媒供給先切替手段によって前記冷媒の供給先が前記蒸発器となっている状態である第1の状態において、前記間接外気冷房機と前記空調機との併用運転を制御する第1併用運転制御手段と、

前記冷媒供給先切替手段によって前記冷媒の供給先が前記第3の熱交換器となっていることで前記圧縮機の稼働中には前記タンク内で前記流体と前記冷媒との熱交換を行わせる状態である第2の状態において、前記間接外気冷房機と前記空調機との併用運転を制御する第2併用運転制御手段とを有し、

前記第1併用運転制御手段は、前記タンク内の前記流体の温度に応じて前記圧縮機の起動／停止制御を行うことを特徴とする空調システム。

[請求項2]

前記第1併用運転制御手段は、前記タンク内の前記流体の温度が所定の下限值未満となったら前記圧縮機を停止し、該流体の温度が所定

の上限値を越えたら前記圧縮機を起動することを特徴とする請求項 1 記載の空調システム。

[請求項3] 前記第 1 併用運転制御手段は、前記圧縮機を稼働中には、該圧縮機の回転数を予め設定された所定の回転数一定とすることを特徴とする請求項 1 記載の空調システム。

[請求項4] 前記所定の回転数一定は、最低回転数一定であることを特徴とする請求項 3 記載の空調システム。

[請求項5] 前記第 2 併用運転制御手段、前記第 1 併用運転制御手段は、何れも、前記間接外気冷房機を最大能力一定で運転することを特徴とする請求項 1～4 の何れかに記載の空調システム。

[請求項6] 前記制御装置は、  
前記第 1 の状態で前記併用運転中に所定の条件に該当する状況となったら、前記冷媒供給先切替手段によって前記冷媒の供給先を前記第 3 の熱交換器に切り替えることで前記第 2 の状態へと切り替える運転モード切替手段を更に有することを特徴とする請求項 1 記載の空調システム。

[請求項7] 前記第 1 併用運転制御手段は、前記圧縮機の回転数可変制御を行い、  
前記所定の条件は、該圧縮機を最低回転数で運転している状態において、前記蒸発器を通過後の前記内気の温度が、所定温度の下限値未満となった場合であることを特徴とする請求項 6 記載の空調システム。

[請求項8] 前記制御装置は、  
前記暖気の温度と前記外気の温度との差分に基づいて前記間接外気冷房機の最大冷房能力を算出する第 1 演算手段と、  
前記第 1 の状態で併用運転中に該間接外気冷房機の最大冷房能力が所定の閾値未満となったら、前記空調機の単独運転モードへと切り替える単独運転切替手段と、

を有することを特徴とする請求項 1 記載の空調システム。

[請求項9]

内気が通過する内気ユニットと、外気が通過する外気ユニットと、制御装置とを有し、

前記内気ユニットは、第 1 の熱交換器と、蒸発器と、該第 1 の熱交換器と蒸発器とに前記内気を通過させる為の第 1 の送風機とを有し、

前記外気ユニットは、第 2 の熱交換器と、凝縮器と、該第 2 の熱交換器と凝縮器とに前記外気を通過させるための第 2 の送風機とを有し、

前記蒸発器と、前記凝縮器と、前記外気ユニットと前記内気ユニットの何れかに設けられる膨張弁と、前記外気ユニットと前記内気ユニットの何れかに設けられる圧縮機とに接続する冷媒管を設け、該冷媒管を介して前記蒸発器、前記凝縮器、前記膨張弁、前記圧縮機に冷媒を循環させることで圧縮式冷凍サイクルによる空調機を構成し、

前記第 1 の熱交換器と第 2 の熱交換器とに接続する配管を設け、該配管を介して前記第 1 の熱交換器、第 2 の熱交換器に任意の流体を循環させ、該第 2 の熱交換器において該流体と前記外気とを熱交換させることで該流体を該外気によって冷却し、該冷却された流体と前記内気とを前記第 1 の熱交換器で熱交換させることで該内気を該流体によって冷却する、間接外気冷房機を構成し、

前記配管上に設けられ、前記流体を一時的に貯留するタンクと、該タンク内に設けられる第 3 の熱交換器と、前記冷媒管上に設けられる分岐弁によって前記冷媒の供給先を前記蒸発器と前記第 3 の熱交換器の何れか一方に切り替える冷媒供給先切替手段とを有し、

前記制御装置は、

前記冷媒供給先切替手段によって前記冷媒の供給先が前記蒸発器となっている状態における、前記間接外気冷房機と前記空調機との併用運転モードである第 2 併用運転モードで運転制御する第 2 併用運転制御手段と、

前記間接外気冷房機と前記空調機との併用運転モードであって、前記冷媒供給先切替手段によって前記冷媒の供給先が前記第3の熱交換器となっていることで前記圧縮機の稼働中には前記タンク内で前記流体と前記冷媒との熱交換を行わせる第1併用運転モードで運転制御する第1併用運転制御手段とを有し、

前記第1併用運転制御手段は、前記タンク内の前記流体の温度に応じて前記圧縮機の起動／停止制御を行うことを特徴とする一体型空調システム。

[請求項10] 前記内気ユニットにおいて、前記第1の熱交換器と前記蒸発器と前記第1の送風機とが積層されて一体化した第1の積層体が構成されていることを特徴とする請求項9記載の一体型空調システム。

[請求項11] 前記外気ユニットにおいて、前記第2の熱交換器と前記凝縮器と前記第2の送風機とが積層されて一体化した第2の積層体が構成されていることを特徴とする請求項9記載の一体型空調システム。

[請求項12] 前記内気ユニットにおいて、前記第1の送風機によって形成される前記内気の流れの上流側に前記第1の熱交換器が設けられ、下流側に前記蒸発器が設けられることを特徴とする請求項9記載の一体型空調システム。

[請求項13] 前記外気ユニットにおいて、前記第2の送風機によって形成される前記外気の流れの上流側に前記第2の熱交換器が設けられ、下流側に前記凝縮器が設けられることを特徴とする請求項9記載の一体型空調システム。

[請求項14] 冷媒供給先切替手段によって前記分岐弁による前記冷媒の供給先を切り替える制御は、該供給先に全ての冷媒を供給するものではない分流制御であることを特徴とする請求項1記載の空調システム。

[請求項15] 暖気状態の内気を通させる第1の熱交換器と、外気を通させる第2の熱交換器と、任意の流体を前記第1の熱交換器と第2の熱交換器とに循環させる配管及びポンプを有する間接外気冷房機と、

前記第1の熱交換器を通過後の前記内気を通過させる蒸発器と、圧縮機と、凝縮器と膨張弁と、該蒸発器、圧縮機、凝縮器、膨張弁に冷媒を循環させるための冷媒管とを有する、圧縮式冷凍サイクルによる空調機と、

前記配管上に設けられ、前記流体を一時的に貯留するタンクと、  
該タンク内に設けられる第3の熱交換器と、

前記冷媒管上に設けられる分岐弁によって前記冷媒の供給先を前記蒸発器と前記第3の熱交換器の何れか一方に切り替える冷媒供給先切替手段と、

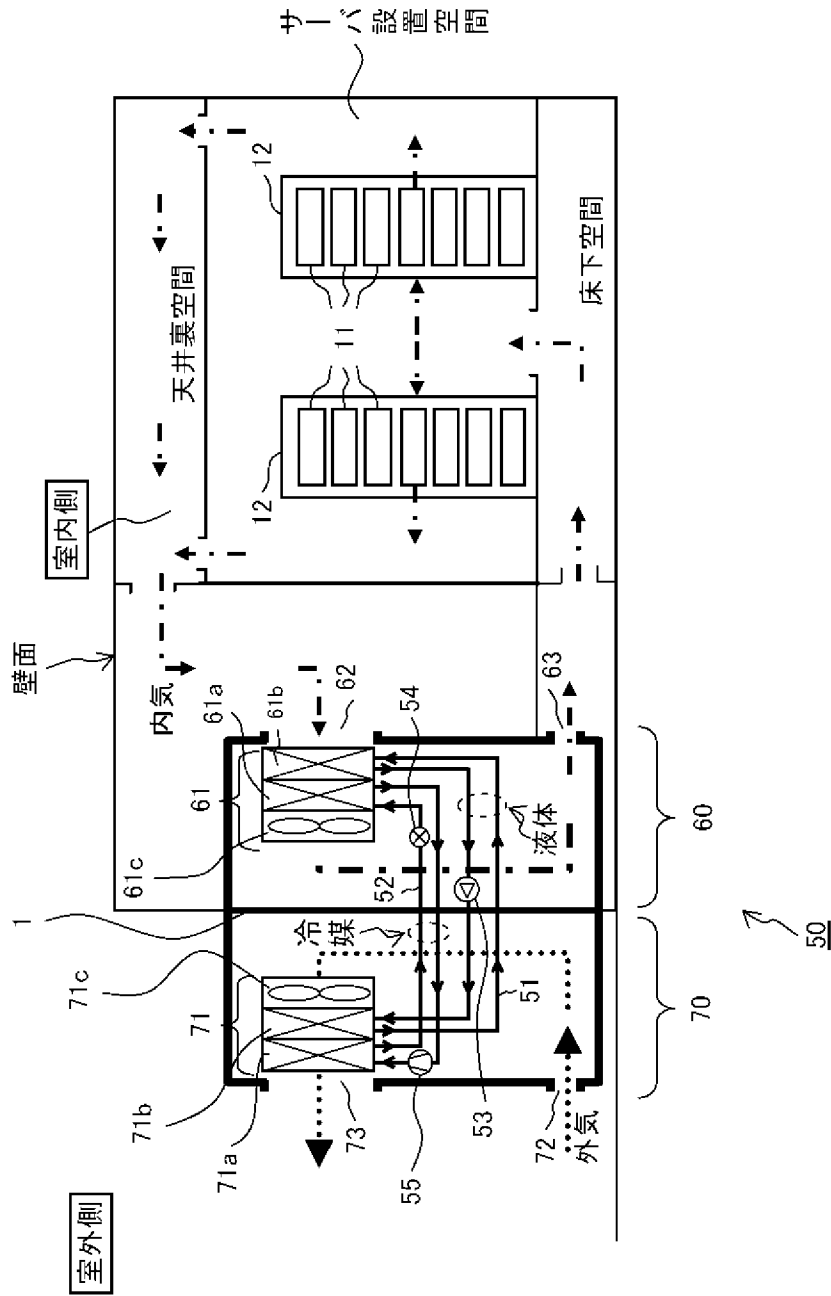
制御装置とを有する空調システムにおける該制御装置であって、

前記冷媒供給先切替手段によって前記冷媒の供給先が前記蒸発器となっている状態である第1の状態において、前記間接外気冷房機と前記空調機との併用運転を制御する第1併用運転制御手段と、

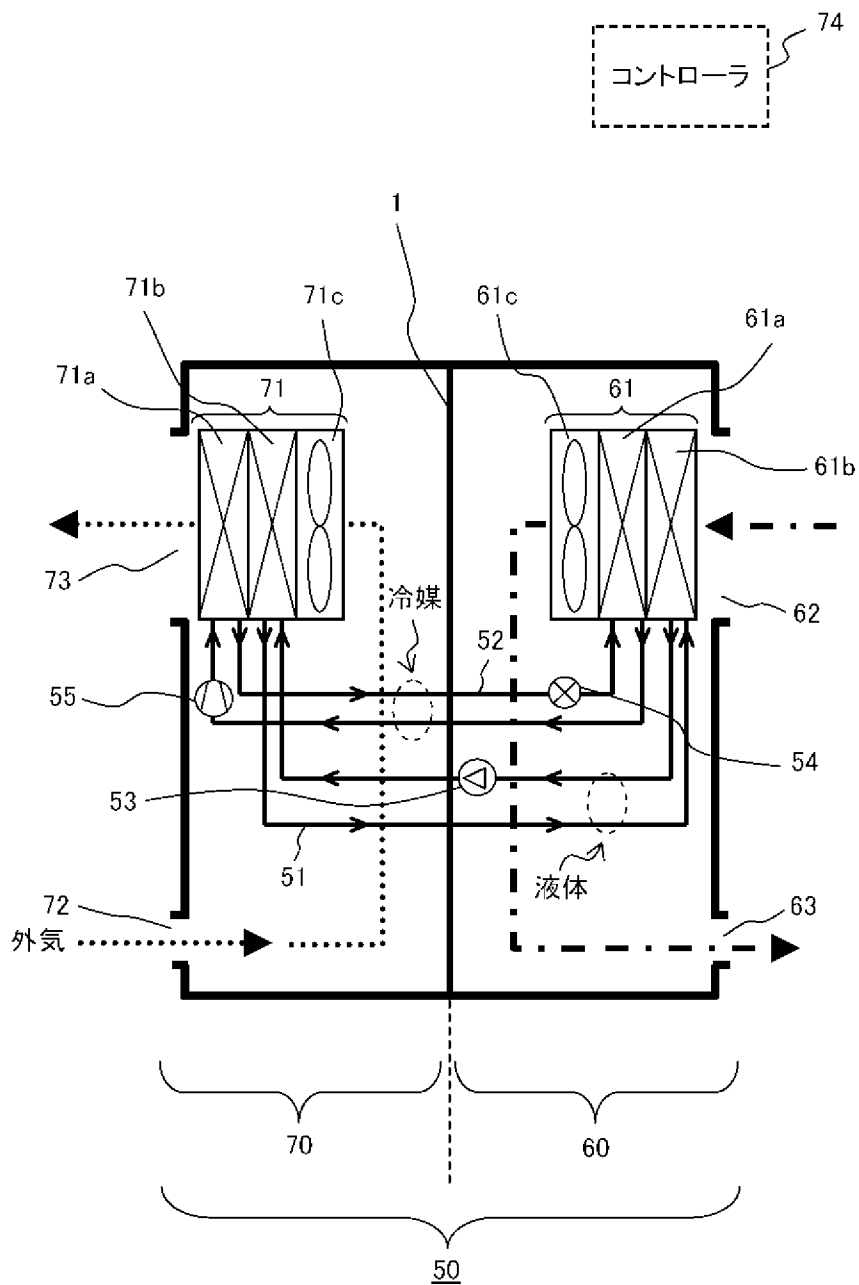
前記冷媒供給先切替手段によって前記冷媒の供給先が前記第3の熱交換器となっていることで前記圧縮機の稼働中には前記タンク内で前記流体と前記冷媒との熱交換を行わせる状態である第2の状態において、前記間接外気冷房機と前記空調機との併用運転を制御する第2併用運転制御手段とを有し、

前記第1併用運転制御手段は、前記タンク内の前記流体の温度に応じて前記圧縮機の起動／停止制御を行うことを特徴とする空調システムの制御装置。

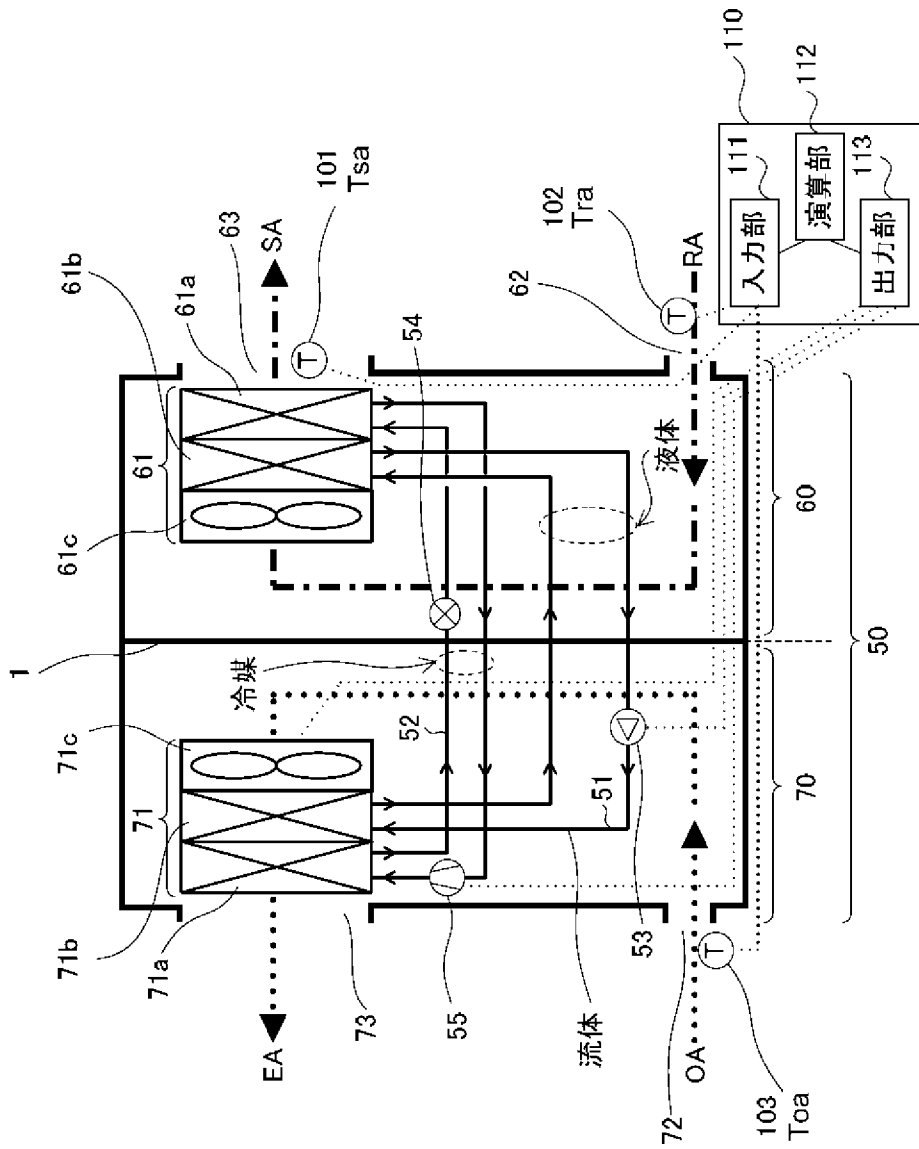
[図1]



[図2]



[図3]

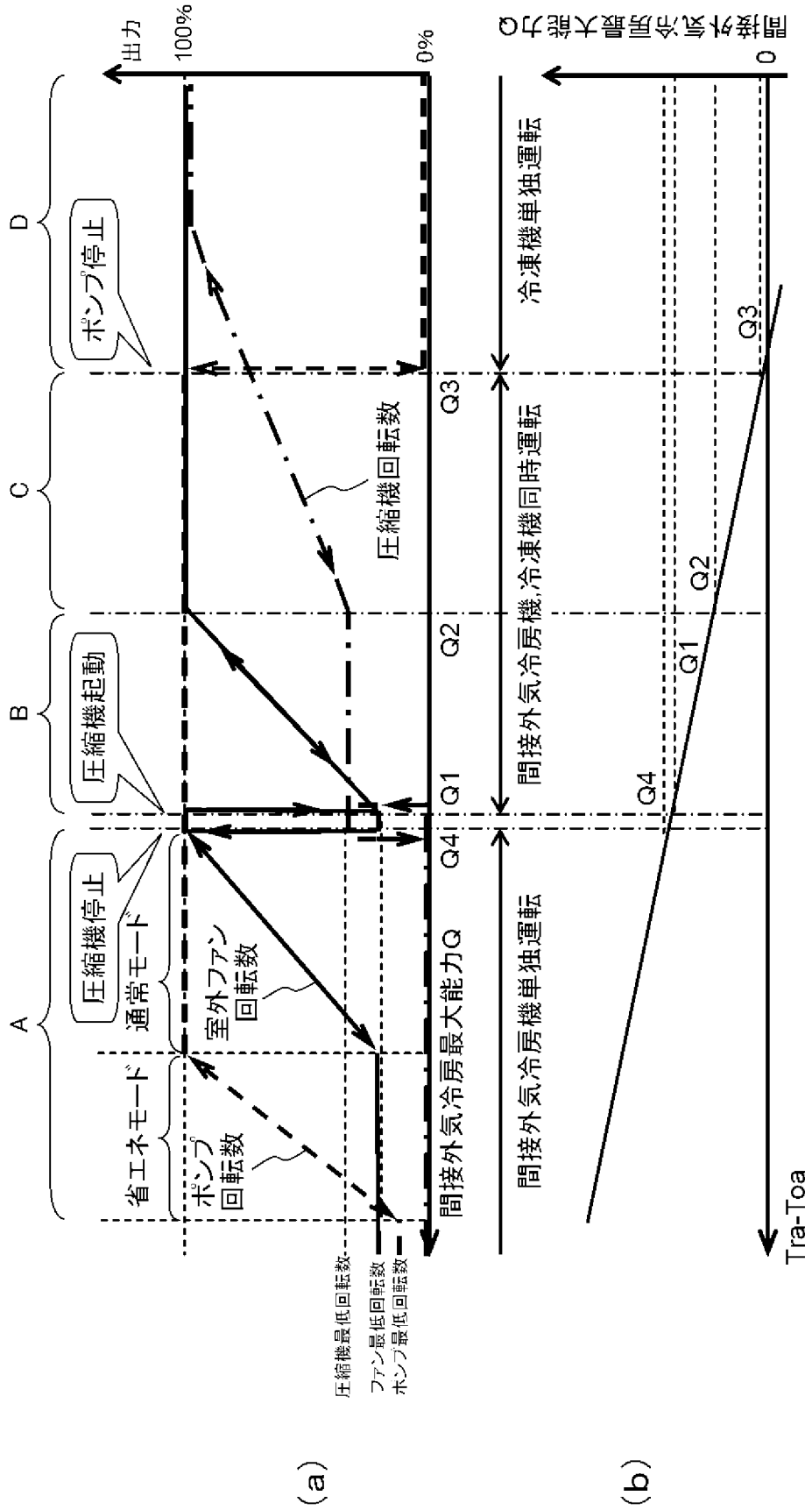


[図4]

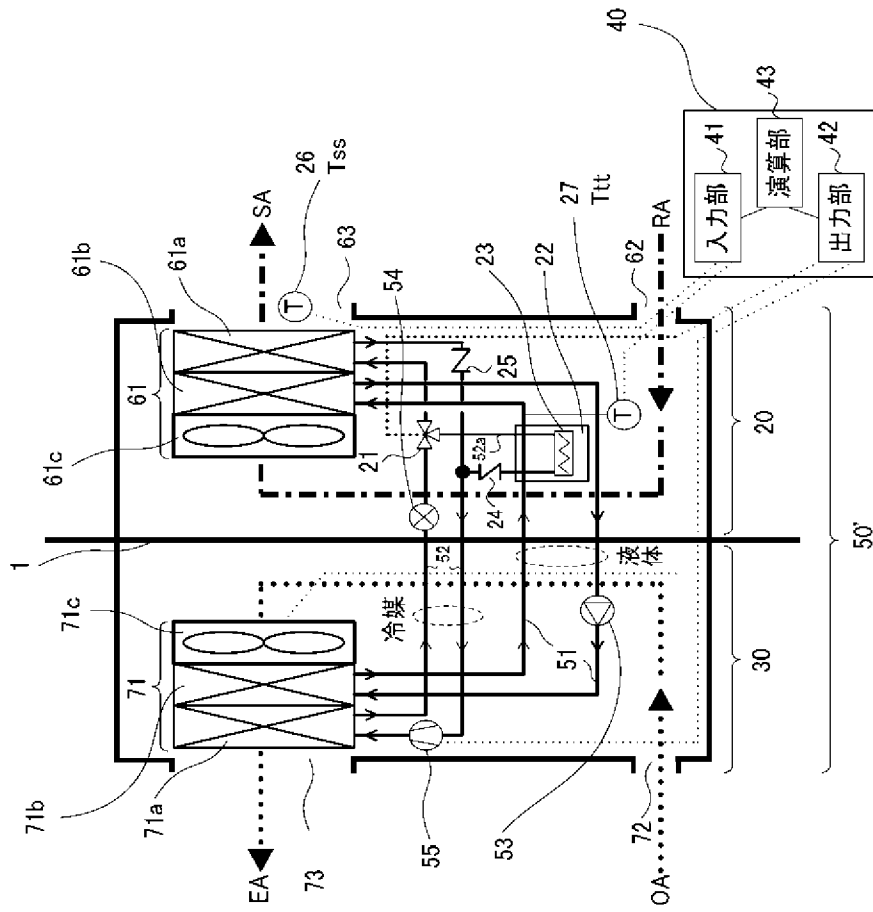
運転モード	A	B	C	D
	間接外気:冷房機 単独運転	併用 (圧縮機最低)	併用 (圧縮機最低以外)	一般空調機単独運転 (運転)
概要	室外ファンで温度制御 室外ファン最低 回転時はポンプで Tsa温度制御	圧縮機最低回転数は、 ポンプまたは室外 ファンでTsa温度制御	間接外気冷房限界≡ 間接外気冷房能力と なったら圧縮機 回転数にてTsa温度制御	圧縮機回転数で Tsa温度制御
ポンプ回転数	一定(最大)	一定またはTsa温度制御	一定(最大)	停止
室外ファン回転数	Tsa温度制御	Tsa温度制御または一定	一定(最大)	一定(最大)
圧縮機回転数	停止	一定(最低)	Tsa温度制御	Tsa温度制御
運転モード 変更条件	$Q_{req} > Q1$ または $T_{sa} > T_{samax}$ $Q_{req} < Q4$ または $T_{sa} < T_{samin}$	$Q_i < Q2$ または $T_{sa} > T_{samax}$ $Q_i > Q2$ または $T_{sa} < T_{samin}$	$Q_i < 0$ または $T_{sa} > T_{samax}$ $Q_i > 0$ または $T_{sa} < T_{samin}$	

$$\begin{aligned}
 Q1 &= Q_i + c \\
 Q4 &= Q_i - c \\
 Q_i &= k\Delta T1 \\
 (\Delta T1 &= T_{ra} - T_{oa}) \\
 Q_{req} &= C^*F\Delta T2 = CpF/\rho \Delta T2, C^* = Cp/\rho \\
 Q2 &= Q_{req} - Q_r \\
 (\Delta T2 &= T_{ra} - T_{sa})
 \end{aligned}$$

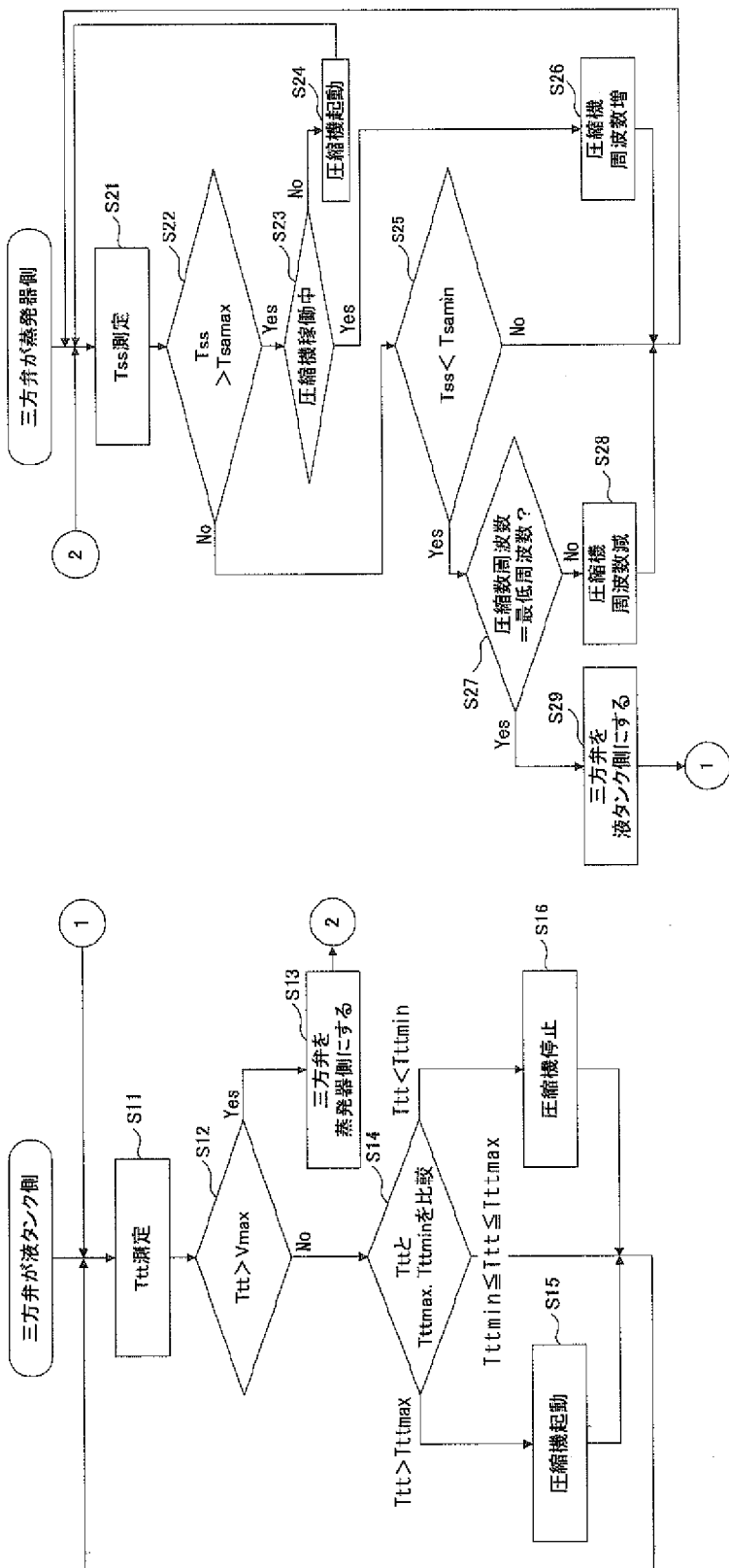
[図5]



[図6]



[図7]

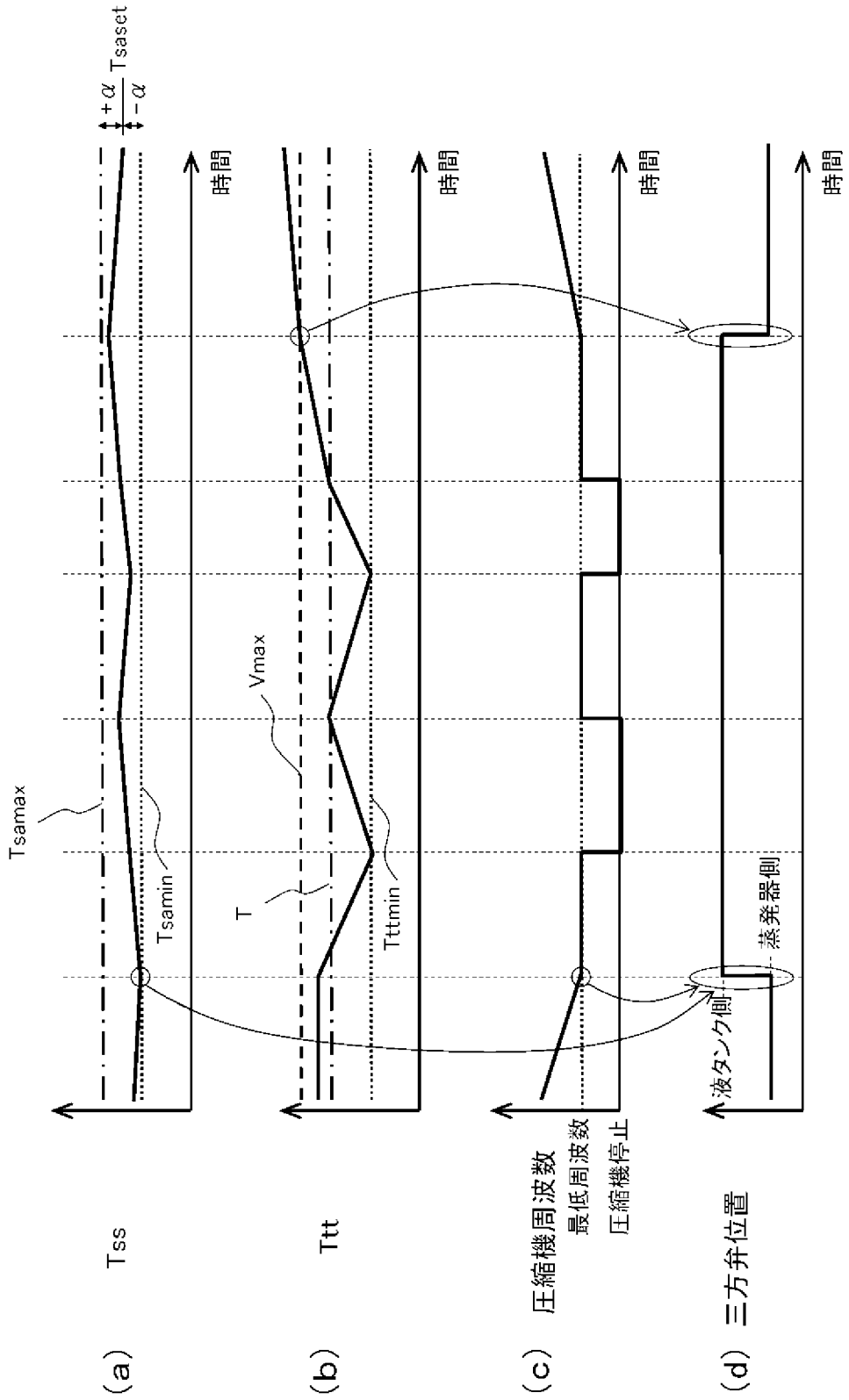


(b)

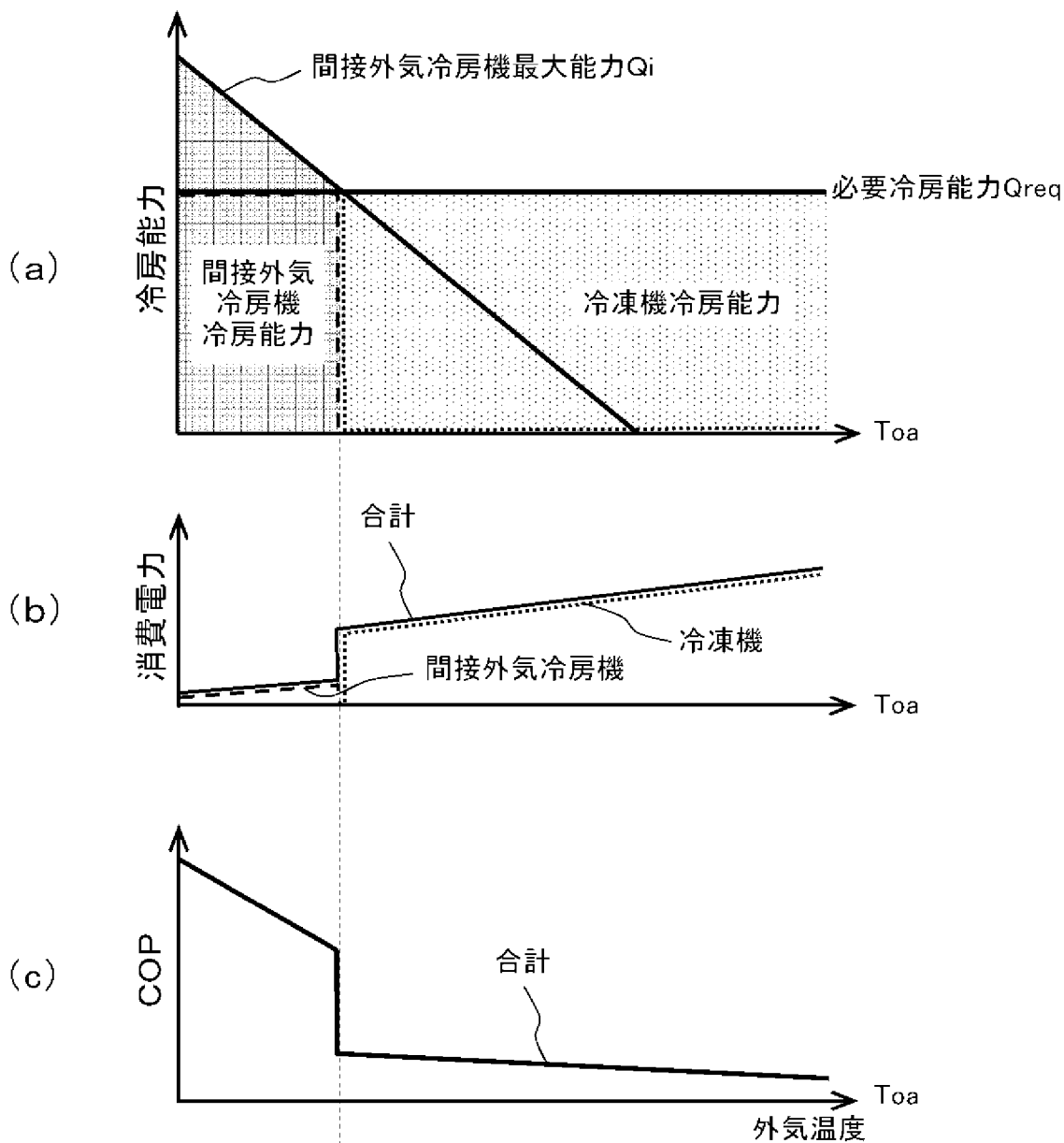
(a)



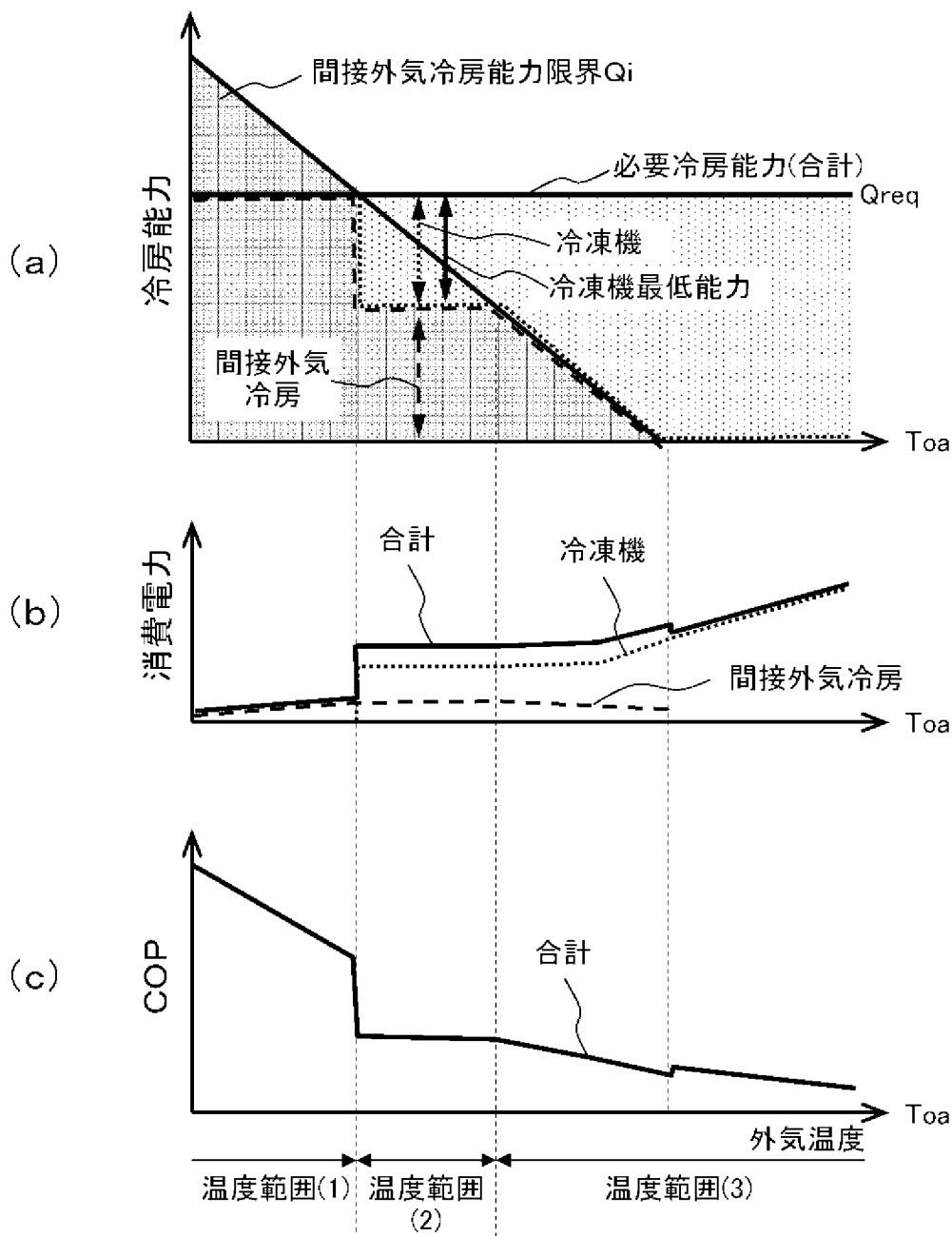
[図9]



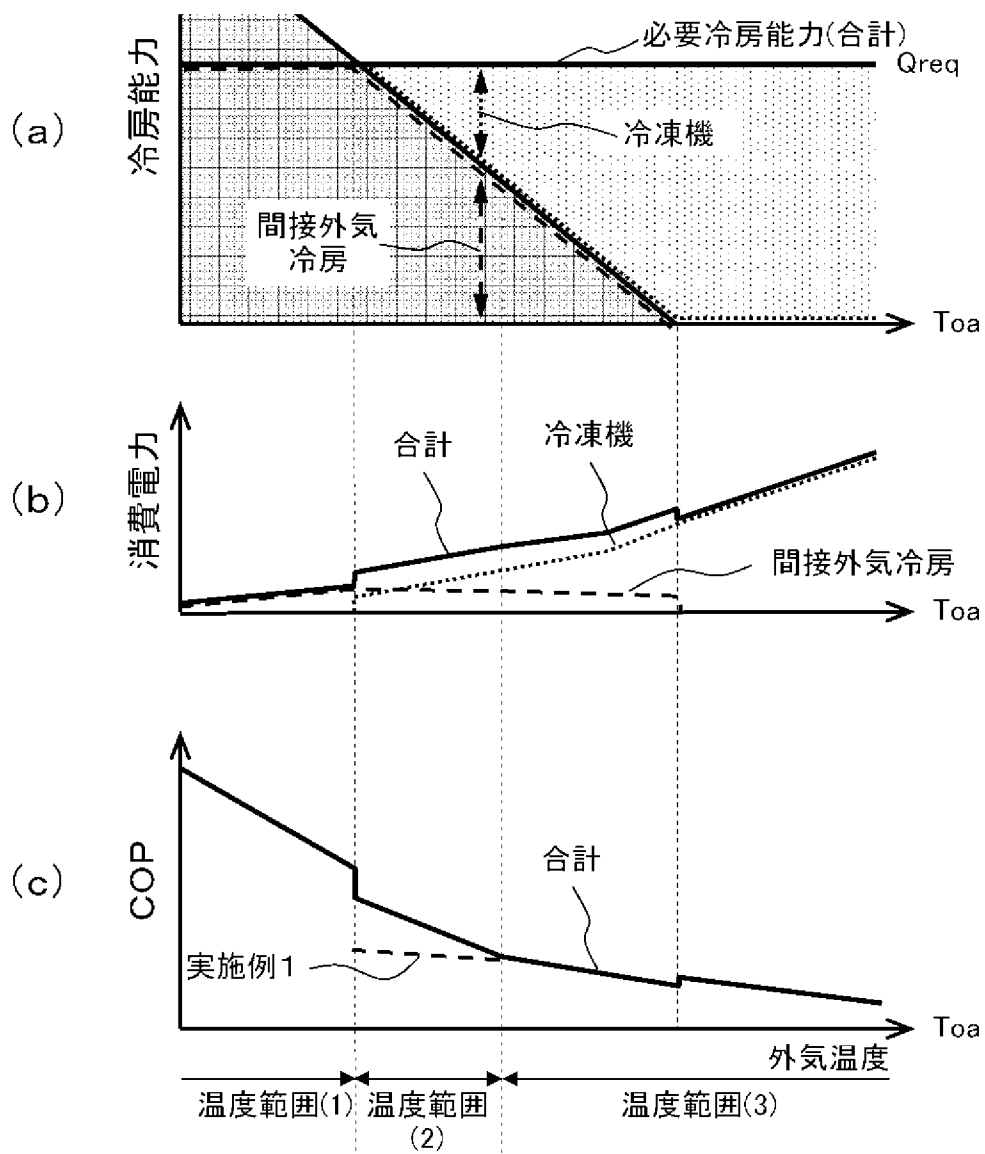
[図10]



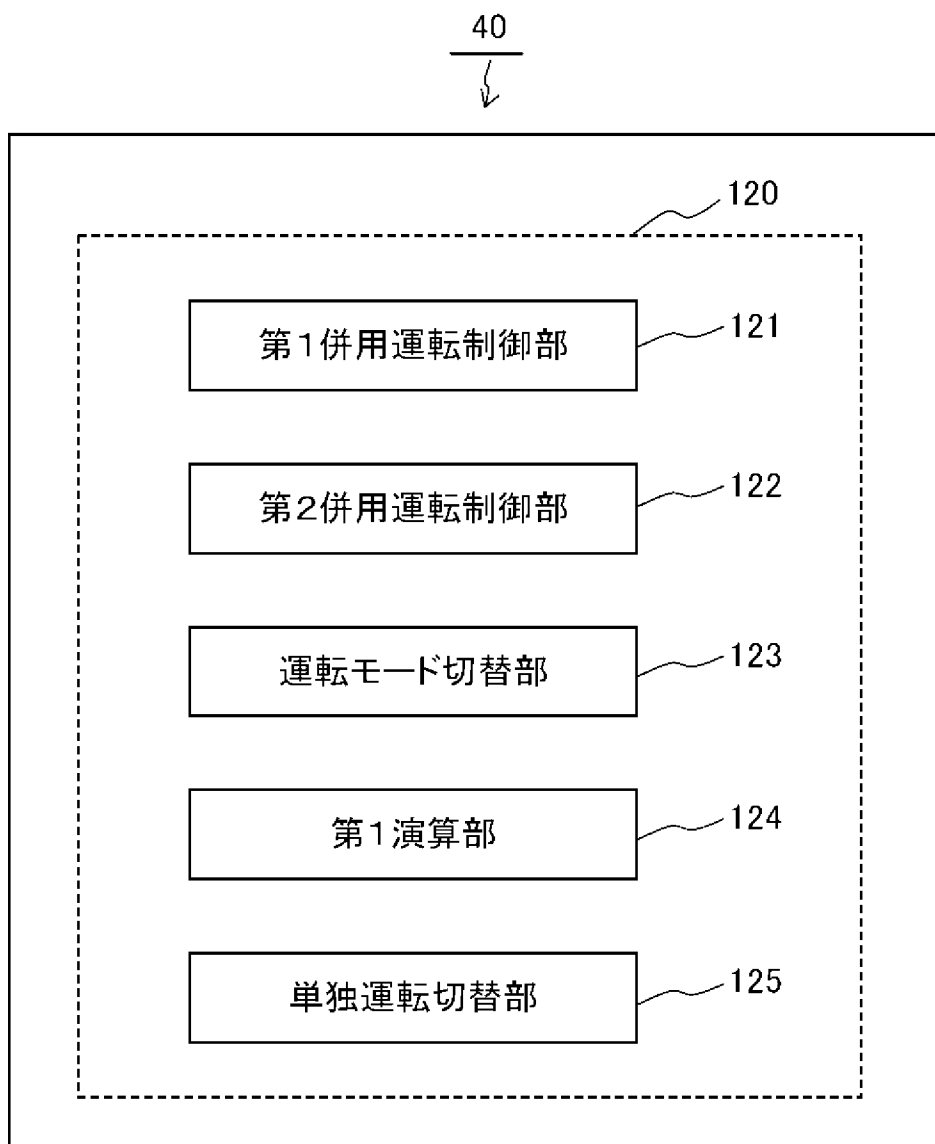
[図11]



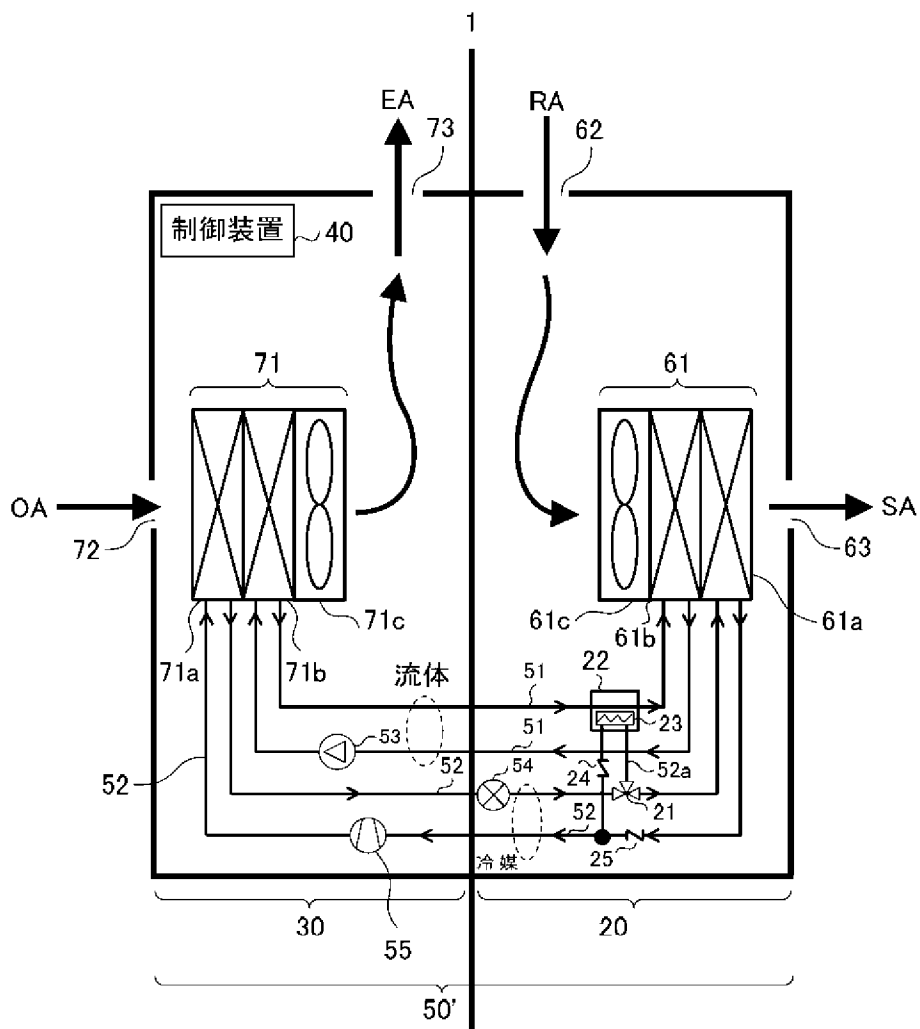
[図12]



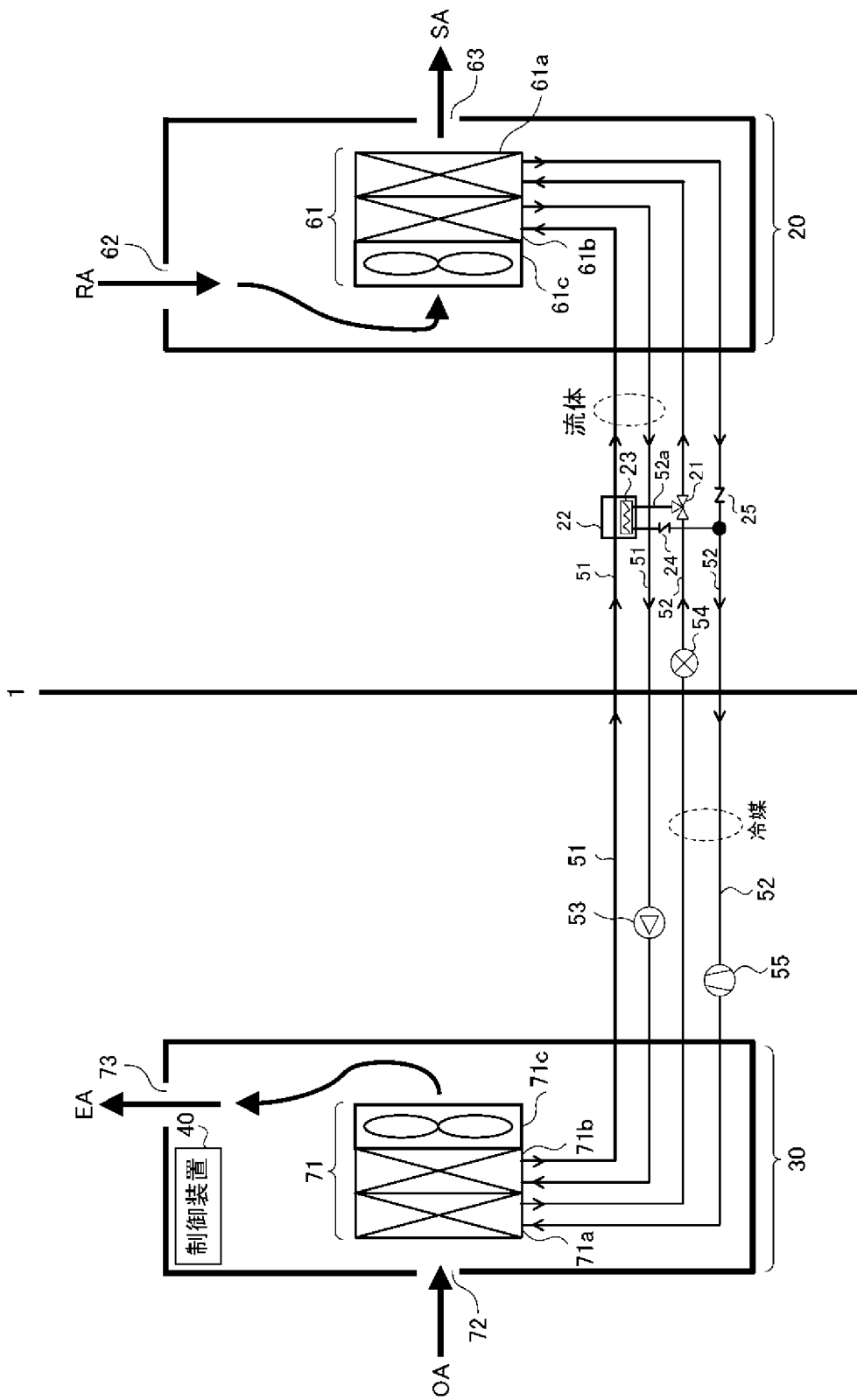
[図13]



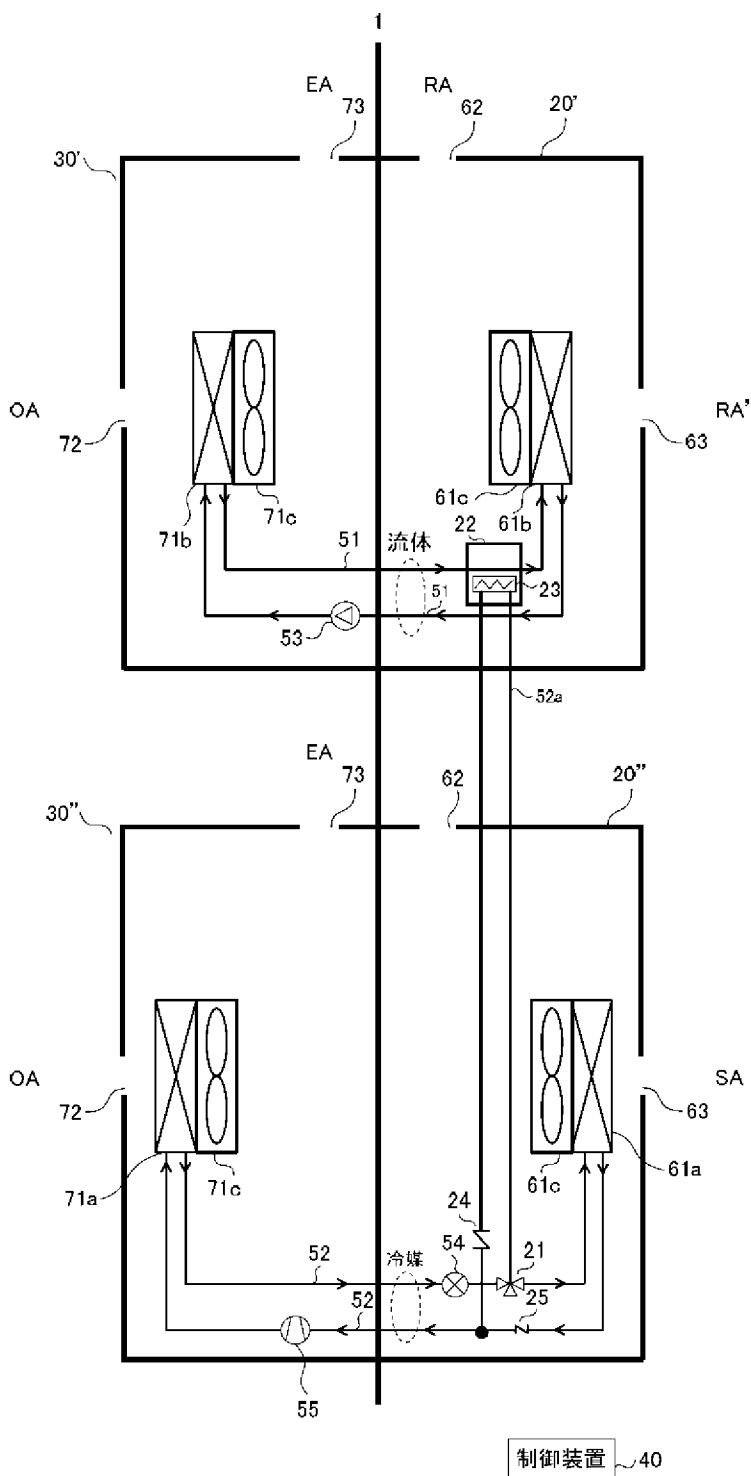
[図14]



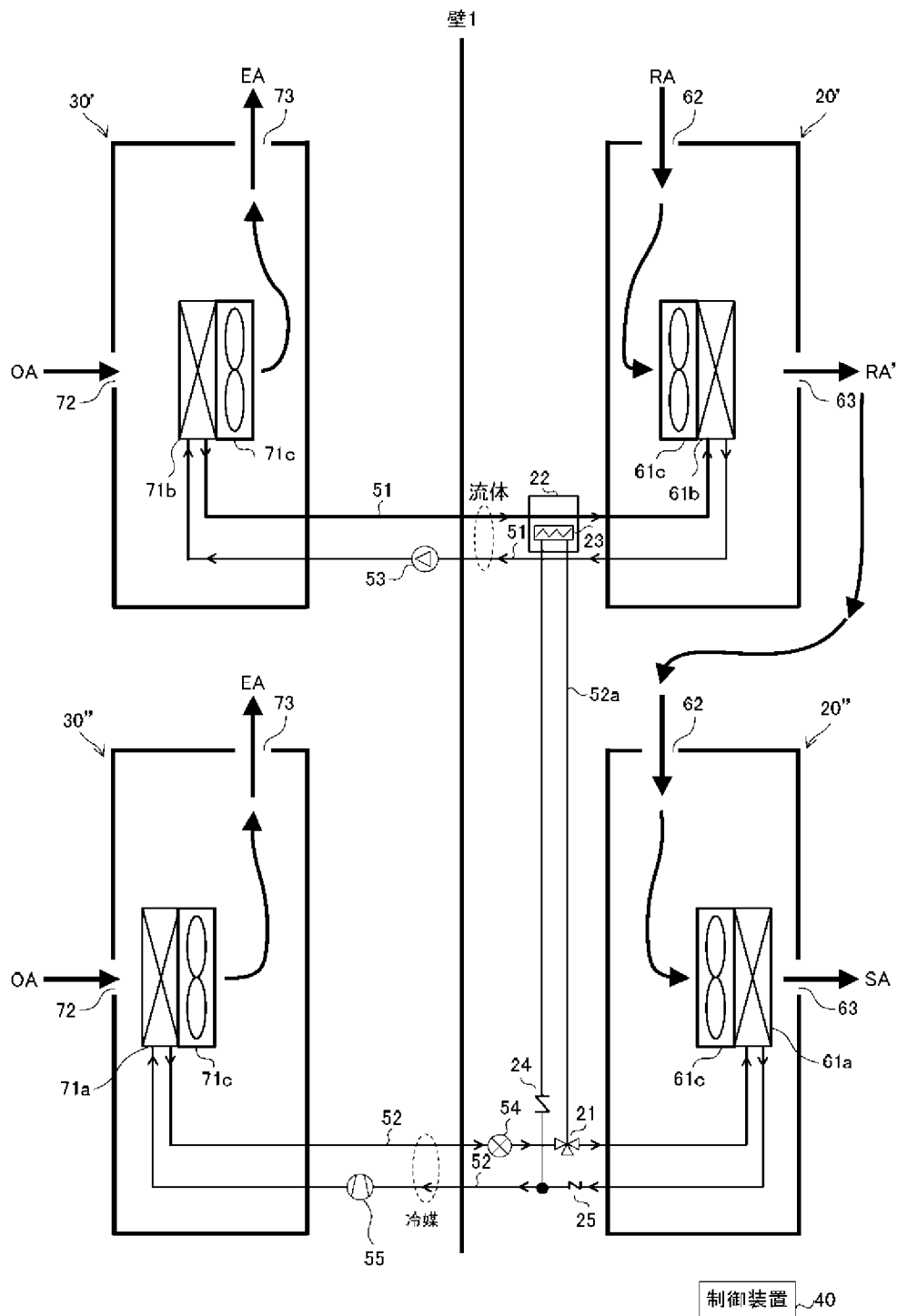
[図15]



[図16]



[図17]



## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/060985

## A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F24F11/02 (2006.01) i, F24F3/00 (2006.01) i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F24F11/02, F24F3/00

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2013
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2013	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2013

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 4145632 B2 (NTT Facilities, Inc.), 27 June 2008 (27.06.2008), entire text (Family: none)	1-15
A	JP 2001-99446 A (Mitsubishi Electric Corp.), 13 April 2001 (13.04.2001), entire text (Family: none)	1-15
A	JP 10-300128 A (Matsushita Electric Works, Ltd.), 13 November 1998 (13.11.1998), entire text (Family: none)	1-15

 Further documents are listed in the continuation of Box C. See patent family annex.

\* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&amp;" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search  
20 June, 2013 (20.06.13)Date of mailing of the international search report  
02 July, 2013 (02.07.13)Name and mailing address of the ISA/  
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

## A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC））

Int.Cl. F24F11/02(2006.01)i, F24F3/00(2006.01)i

## B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（IPC））

Int.Cl. F24F11/02, F24F3/00

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2013年
日本国実用新案登録公報	1996-2013年
日本国登録実用新案公報	1994-2013年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

## C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 4145632 B2（株式会社NTTファシリティーズ）2008.06.27, 全文（ファミリーなし）	1-15
A	JP 2001-99446 A（三菱電機株式会社）2001.04.13, 全文（ファミリーなし）	1-15
A	JP 10-300128 A（松下電工株式会社）1998.11.13, 全文（ファミリーなし）	1-15

☐ C欄の続きにも文献が列挙されている。

☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

## \* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの  
「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの  
「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）  
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献  
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献  
「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの  
「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの  
「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの  
「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

20.06.2013

国際調査報告の発送日

02.07.2013

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（ISA/J P）  
郵便番号100-8915  
東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官（権限のある職員）

小野田 達志

3M

3117

電話番号 03-3581-1101 内線 3377