

(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
2012 年 7 月 5 日(05.07.2012)



(10) 国際公開番号

WO 2012/090850 A1

- (51) 国際特許分類:
F24F 1/02 (2011.01) G06F 1/20 (2006.01)
F25B 1/00 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2011/079778
- (22) 国際出願日: 2011 年 12 月 22 日(22.12.2011)
- (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 2010-293841 2010 年 12 月 28 日(28.12.2010) JP
特願 2011-014735 2011 年 1 月 27 日(27.01.2011) JP
- (71) 出願人(米国を除く全ての指定国について): 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; および
- (75) 発明者/出願人(米国についてのみ): 高橋 正樹(TAKAHASHI, Masaki) [JP/JP]; 〒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) [JP/JP]; 〒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) [JP/JP];

〒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 2 O 二番町ビル 3 F 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, 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, 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.

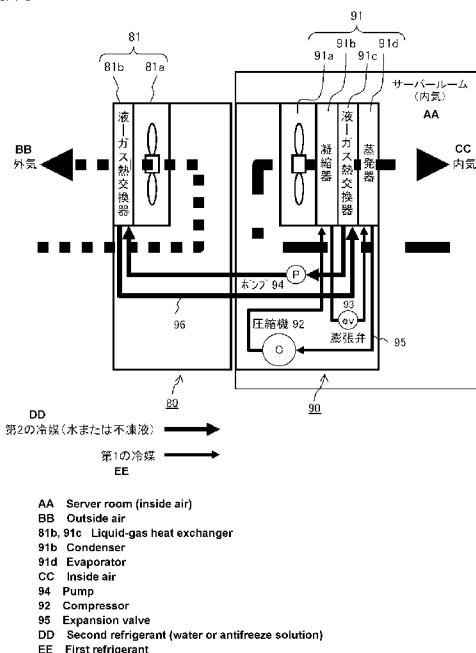
(84) 指定国(表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

[続葉有]

(54) Title: OUTSIDE AIR UTILIZATION AIR-CONDITIONING SYSTEM, AND INSIDE AIR UNIT, OUTSIDE AIR UNIT AND LAMINATE THEREOF

(54) 発明の名称: 外気利用空調システム、その内気ユニット、外気ユニット、積層体

[図4]



(57) Abstract: An inside air unit (90) comprises a laminate (91) configured from a blower (fan) (91a), a condenser (91b), a liquid-gas heat exchanger (91c), an evaporator (91d), and the like. In this system, a condenser which has been installed outside a building to pass outside air therethrough in conventional systems is installed in the building to pass inside air therethrough. When the temperature of the outside air is higher than the temperature of the inside air, the effect of cooling a refrigerant in the condenser is higher in this system. Further, since the temperature of the inside air is increased by the passage thereof through the condenser (91b), indirect outside air cooling by the liquid-gas heat exchanger (91c) and the like works, and the efficiency thereof becomes better.

(57) 要約: 内気ユニット90は、送風機(ファン)91a、凝縮器91b、液-ガス熱交換器91c、蒸発器91d等から成る積層体91を有する。通常のシステムでは建物外に設置して外気を通過させる凝縮器を、本システムでは建物内に設置して内気を通過させる。外気温度が内気温度よりも高い場合には、本システムの方が凝縮器における冷媒の冷却効果が高い。更に凝縮器91bを通過することで内気が温度上昇するので、液-ガス熱交換器91c等による間接外気冷房も機能し、その効率もよいものとなる。



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：

外気利用空調システム、その内気ユニット、外気ユニット、積層体 技術分野

[0001] 本発明は、外気を利用する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、ほぼ常時稼動され、冬季であっても稼動される。

[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低温空気（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。それによってサーバの熱で温められた空気（暖気）は、該サーバ室から上記空調装置内に戻され、該空調装置で冷却されて再び上記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] ここで、例えば、特許文献 1，2 等に記載の従来技術がある。

[0005] 特許文献 1 の発明は、十分な高調波対策を確保しながら、省エネルギー性を優先する運転及び温湿度制御性を優先する運転が可能な空気調和機を提供するものである。

[0006] また、特許文献 2 の発明は、十分な高調波対策を確保しながら、運転台数の変化に伴う室内温度変動を押さえて良好な温度制御性を得ることが出来、しかも省エネルギー性についても十分に考慮した最適な運転が可能な空気調和機を提供するものである。

特許文献1：特許第3361458号公報

特許文献2：特許第3320360号公報

発明の開示

[0007] ここで、図14に従来の間接外気冷房システムの一例を示す。

[0008] 図14において、間接外気冷房システムは、任意の室内空間を冷却する冷房システムであり、外気を室内空間に流入させることなく外気を冷房に利用するシステムである。この室内空間は、例えば、サーバ装置（コンピュータ装置）等の発熱体201を搭載したサーバラック202が多数設置されたサーバルーム等である。このような室内空間は、多数の発熱体201による発熱量が多く、冬季であっても冷房が必要である。

[0009] 尚、上記室内空間は、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。このうち、サーバ設置空間が、上記発熱体201を搭載したサーバラック202が設置されている空間である。サーバ設置空間の上側には天井、下側には床があり、天井の上の空間が上記天井裏空間、床の下側の空間が上記床下空間である。尚、当然、床や天井には孔が開いており、この孔を介して冷気や暖気がサーバ設置空間に流入／流出する。

[0010] 図示の間接外気冷房システムは、例えばサーバルーム等からのリターン空気（暖気）を、一般的な空調装置210で冷却するが、その前段で外気を利用してリターン空気の温度を下げることで、省エネ化を図るものである。

[0011] ここで、図示の冷凍機211、エアハンドリングユニット212、膨張弁213、冷媒管214等から成る空調機210は、既存の一般的な空調機である。つまり、この空調機210は、冷媒を用いて「蒸発器→圧縮機→凝縮器→膨張弁→蒸発器」という一般的な圧縮式冷凍サイクル（蒸気圧縮式冷凍サイクル等）で冷房を行う、一般的な空調機（エアコン等）である。

[0012] 冷媒が、冷媒管214を介して冷凍機211、エアハンドリングユニット212、膨張弁213等を循環する。冷凍機211は、圧縮機、凝縮器、ファン（送風機）等を有している。エアハンドリングユニット212は蒸発器、ファン（送風機）等を有している。

- [0013] エアハンドリングユニット 212 は、上記室内空間における床下空間に冷気を送出し、床下空間を介して冷気をサーバ設置空間に供給する。この冷気は上記発熱体 201 を冷却することで暖気となり、この暖気はサーバ設置空間から天井裏空間へと流入する。そして、通常の冷房システムであれば、この暖気は天井裏空間からダクト等を介してエアハンドリングユニット 212 に流入させる。エアハンドリングユニット 212 は、この流入暖気を上記蒸発器で冷却して上記冷気を生成する。
- [0014] ここで、エアハンドリングユニット 212 は、冷気の温度が所定値（設定値）となるように流入暖気の冷却を行うが、当然、流入暖気の温度が高ければ高いほど、冷却に要する負荷が増大し、消費電力が増大することになる。そこで、省エネの目的で、上記エアハンドリングユニット 212 への流入暖気の温度を下げる為に、図示の間接外気冷房機 220 を設けている。
- [0015] 尚、図示の壁 1 は、任意の建物の壁であり、この壁 1 を境にして建物内と建物外とに分けられる。建物内には、上記サーバ等が設置される室内空間だけでなく上記エアハンドリングユニット 212 等が設けられる空間（図示の例では、室内空間の隣接空間であり、例えば機械室等と呼ばれる場合もある）がある。建物内の空気（内気）が、上記冷気と暖気の状態を繰り返しながら、建物内を循環している。建物外の空気（外気）の温度は、例えば夏季以外の季節であれば、暖気状態の内気の温度よりも低いと考えてもよい。
- [0016] 間接外気冷房機 220 は、熱交換器 221、送風機 222、送風機 223、内気ダクト 224、外気ダクト 225 等を有する。内気ダクト 224 は、その一端が上記天井裏空間側、その他端が上記エアハンドリングユニット 212 側に設けられると共に、途中で熱交換器 221 に接続している。上記天井裏空間側の暖気は、送風機 222 によって内気ダクト 224 内に流入させると共にエアハンドリングユニット 212 側へ排出させるが、途中で熱交換器 221 内を通過することになる。
- [0017] また、壁 1 の任意の 2 箇所に孔を空けて（一方を外気流入孔 226、他方を外気排出孔 227 というものとする）、上記外気ダクト 225 の一端を外

気流入孔 226 に接続し、他端を外気排出孔 227 に接続している。また、外気ダクト 225 は途中で熱交換器 221 に接続している。送風機 223 によって外気ダクト 225 に外気を通過させる。すなわち、外気を外気流入孔 226 から流入させると共に外気排出孔 227 から排出させるが、外気は途中で熱交換器 221 内を通過することになる。

[0018] 上述したように、従来の間接外気冷房システムは、既存の一般的な空調機 210 に対して、間接外気冷房機 220 を新たに追加する形となり、その分、設置スペースが増大することになる。更に、図では簡略化して示したが、ダクト（内気ダクト 224、外気ダクト 225）は実際には大きな設置スペースをとるものである。また、比較的小さいとはいえ、送風機 222 と送風機 223 による電力消費量が加わることになる。また、図 14 に示すような間接外気冷房機 220 は、設置工事に関して手間が掛かりコストも掛かることになる。

[0019] 上述したように、熱交換器 221 内を内気（暖気）と外気が通過することになり、熱交換器 221 内において内気（暖気）と外気との熱交換が行われることになる。尚、この熱交換器 221 によれば、外気を内気と遮断して熱交換を行うので、外気に含まれる外気湿度や塵埃、腐食性ガスを室内空間に取り入れないため、サーバ等の電子機器の信頼性が維持される。尚、このような熱交換器 221 は、既存のものであり、詳細な構成は特に示さない。

[0020] 上記熱交換器 221 における熱交換によって内気の温度が下がれば、上記エアハンドリングユニット 212 への流入暖気の温度が下がることになり、空調機 210 の電力消費量が低減することになる（省エネ効果が得られる）。尚、送風機 222 と送風機 223 による電力消費量は、比較的小さいものと考えてよい。

[0021] 基本的には「内気（暖気）の温度 > 外気の温度」の場合のみ、内気が外気によって冷却されて、内気（暖気）の温度が下がることになる。よって、冬季のように外気温度が低い状況では、熱交換器 221 による内気（暖気）冷却の効果が高いことになり、それによって空調機 210 の省エネ効果が高い

ことになる。一方、夏季の場合には、熱交換器 2 2 1 による内気冷却の効果が小さい、または効果が無い、あるいは逆効果となる可能性もある。あるいは、このような季節的な要因に限らず、例えば熱帯地方のように、ほぼ 1 年中外気温が非常に高い地域も有り得る。

[0022] このように、サーバ室等のように発熱体がある空間を冷却する空調システムであって、特に外気を利用することで省エネ化を図る空調システムに関して、外気温が高い状態であっても外気を室内空間の冷房に利用でき省エネ化を実現できるようにすることが、メインの課題となる。尚、メインの課題以外にも、更なる省エネ化を図ることやコンパクト化、低コスト化を図ること等の他の課題もある。

[0023] 本発明の課題は、外気を利用して省エネで室内空間を冷却する空調システムに関わり、外気温が高い場合でも外気を利用する内気冷却を機能させることができると共に圧縮式冷凍サイクルの空調システムの省エネ化を図ることができる外気利用空調システム、その内気ユニット、外気ユニット等を提供することである。

[0024] 本発明の外気利用空調システムは、室内側（建物内）に設けられる構成と、室外側（建物外）に設けられる構成とから成る。室内側の空気であって特に冷却対象空間からのリターン空気（暖気）を内気とする。尚、室外側の空気は外気である。

[0025] そして、室内側には、第 1 の熱交換器と、蒸発器と、凝縮器と、該第 1 の熱交換器と蒸発器と凝縮器とに前記内気を通過させる為の第 1 の送風機とを設けている。

[0026] また、室外側には、第 2 の熱交換器と、該第 2 の熱交換器に前記外気を通過させるための第 2 の送風機とを設けている。

[0027] 更に、膨張弁と圧縮機が設けられている。これら膨張弁、圧縮機は、それぞれ、室外側、室内側の何れかに設けられている。

[0028] そして、上記第 1 の送風機によって形成される内気の流れの上流側から前記凝縮器、前記第 1 の熱交換器、前記蒸発器の順に設けられる構成となって

いる。よって、内気は、まず最初に凝縮器を通過し、続いて第１の熱交換器を通過し、最後に蒸発器を通過することになる。

[0029] 更に、前記蒸発器と、前記凝縮器と、前記膨張弁と、前記圧縮機とに接続する第１配管を設けている。そして、第１配管を介して前記蒸発器、前記凝縮器、前記膨張弁、前記圧縮機に第１の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ている。

[0030] 更に、前記第１の熱交換器と前記第２の熱交換器とに接続する第２配管を設けている。この第２配管を介して前記第１の熱交換器、第２の熱交換器に第２の冷媒（たとえば水などの冷却液）を循環させる。

[0031] そして、これら第１の熱交換器と第２の熱交換器と第２の冷媒とによって、間接外気冷房システムを構成する。すなわち、前記第１の熱交換器において、上記第２の冷媒と前記凝縮器を通過後の前記内気とを、熱交換させることで、該内気を該第２の冷媒によって冷却する。前記第２の熱交換器において前記内気を冷却後の第２の冷媒と前記外気とを熱交換させることで該第２の冷媒を該外気によって冷却する。

[0032] ここで、上記凝縮器は、上記蒸発器が周囲（内気）から奪った熱を放熱するものであり、通常、室外側（建物外）に設置されて、外気に対して放熱するものである。これに対して、上記構成では、凝縮器は室内側（建物内）に設置している。この為、内気は、凝縮器を通過することで大きく温度上昇することになる。そして、温度上昇後の内気が、上記第２の冷媒を介して間接的に、外気と熱交換されることになる。よって、外気温度が非常に高い場合でも、外気によって内気を冷却することが可能となる。

[0033] 更に、上記凝縮器においては、上記冷媒は上記内気によって冷却されることになる。よって、特に、外気温度が、内気温度（凝縮器通過前の温度）よりも高い環境下では、凝縮器における第１の冷媒の冷却効果が、比較的高いことになる。つまり、通常の場合の様に外気を凝縮器に通過させて外気によって第１の冷媒を冷却する場合、外気温度が非常に高い環境下では第１の冷媒の冷却効果が低くなる。そして、特に「外気温度＞内気温度」の環境下で

あれば、内気を用いた方が第1の冷媒の冷却効果が高くなる。これより、上記本発明の構成では、少なくともこのような環境下においては、圧縮式冷凍サイクルによる空調機の消費電力が、従来に比べて低く抑えられる。

図面の簡単な説明

- [0034] [図1]実施例1の空調システムの構成図である。
- [図2]実施例2の空調システムの構成図である。
- [図3]図2の構成の一部の拡大図である。
- [図4]実施例3の空調システム（その1）の構成図である。
- [図5A]実施例3の空調システム（その2）の第1の例の構成図である。
- [図5B]実施例3の空調システム（その2）の第2の例の構成図である。
- [図6]実施例3の空調システムの動作モデルを示す図である。
- [図7]（a）～（d）は、従来と実施例3とを比較して説明する為の図である。
- [図8]図4の構成の変形例である。
- [図9]図5Aの構成の変形例である。
- [図10]実施例3の空調システムを含む全体の概略構成図である。
- [図11]実施例4の空調システム（その1）の構成図である。
- [図12]実施例4の空調システム（その2）の構成図である。
- [図13]実施例4の空調システムの動作モデルを示す図である。
- [図14]従来の間接外気冷房システムの一例を示す図である。

発明を実施するための最良の形態

- [0035] 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。
- [0036] 尚、本説明における“室内側”は、“建物内”を意味するものとする。従って、“室内側”には、「冷却対象となる室内空間」だけでなく、機械室等も含まれることになる。換言すれば、“室内側”とは上記“内気”（建物内の空気）が存在する空間であるということもできる。同様に、本説明における“室外側”は、上記“建物外”を意味するものとする。換言すれば、“室外側”とは、上記“外気”（建物外の空気）が存在する空間であるということこ

ともできる。尚、“室内空間”は、上記“室内側”とは多少異なる意味となり、下記の「間接外気冷房システムによる冷却対象空間（冷却対象となる室内空間）：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。

[0037] 図1は、実施例1の空調システム（間接外気冷房システム）の構成図である。

[0038] 尚、図1では、間接外気冷房システムによる冷却対象空間は、図14に示す従来例と同じであるものとする。すなわち、冷却対象となる室内空間は、例えば、サーバ装置（コンピュータ装置）等の発熱体101を搭載したサーバラック102が多数設置されたサーバルーム等である。尚、上記室内空間は、本例では図14と同様に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。

[0039] また、図14の例と同様、壁1によって建物内と建物外とに区分され、建物内の空気（内気）は、冷氣状態と暖気状態とを繰り返しながら循環している。また、本説明では基本的には建物外の空気（外気）の温度は、暖気状態の内気の温度よりも低いものと見做すものとする。

[0040] 建物内には上記室内空間だけでなく上記機械室等も存在する。上述した通り、機械室は、例えば上記室内空間に隣接する空間であり、上記床下空間、天井裏空間に繋がっている。機械室には、後述するエアハンドリングユニット12、内気ユニット30等が設置される。

[0041] 概略的には、一般的な空調機10等が、上記室内空間に冷氣を供給し、室内空間からのリターン空気（暖気）を冷却して再び冷氣を生成する。但し、本システムでは、その前に、リターン空気（暖気）は、外気を利用して温度低下させている。

[0042] 図示の例では、一般的な空調機10は、床下空間に冷氣を送出し、床下空間を介しサーバ設置空間に冷氣を供給し、この冷氣によって各発熱体101

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した後、リターン空気として空調機 10 に戻されるが、その前段で間接外気冷房機 20 において外気を利用して温度低下させている。尚、空調機 10 は、上記従来一般的な空調機 210 と同じであってよい。

[0043] また、尚、以下の説明では、外気の温度が低いことを前提とする。尚、「外気の温度が低い」とは、具体的に何℃以下等と言えるものではなく、内気（暖気）の温度等に依存するものである。この事自体は、従来と同じである。ひとつの考え方としては、間接外気冷房は、外気を利用して内気（暖気）の温度を下げる為のものであるので、結果として上記リターン空気（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ものである。1 例としては、上記の通り、外気の温度が、内気（暖気）の温度よりも低いときが、「外気の温度が低い」場合と見做せるが、この例に限るものではない。

[0044] ここで、上記床下空間に冷気を送出する構成は、図示の一般空調機 10 である。この一般空調機 10 は、冷凍機 11、エアハンドリングユニット 12、膨張弁 13、冷媒管 14 等から成る。これら冷凍機 11、エアハンドリングユニット 12、膨張弁 13、冷媒管 14 は、上記図 14 に示す従来冷凍機 211、エアハンドリングユニット 212、膨張弁 213、冷媒管 214 と同じであってよい。

[0045] つまり、一般空調機 10 は、上記従来空調機 210 等の既存の一般的な空調装置（エアコン等）と同じであってよい。よって、特に詳細には図示・説明しないが、エアハンドリングユニット 12 は、図示の蒸発器 12a、送風機（ファン）12b を有している。また、冷凍機 11 は、図示の送風機（ファン）11a だけでなく不図示の圧縮機、凝縮器を有している。

[0046] このように、一般空調機 10 は、一般的な空調機の構成である上記蒸発器 12a、不図示の圧縮機と凝縮器、膨張弁 13 等を有しており、これら各構成を冷媒管 14 を介して冷媒が循環している。すなわち、冷媒が「蒸発器→圧縮機→凝縮器→膨張弁→蒸発器」という一般的な圧縮式冷凍サイクル（蒸

気圧縮式冷凍サイクル等）で循環している。蒸発器 12a 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（流入暖気）を冷却する。奪った熱は、凝縮器において外気等へ放熱される。送風機（ファン）11a によって外気を不図示の凝縮器へと送り込み、上記のように不図示の凝縮器が外気へ放熱する。勿論、その後、この外気は冷凍機 11 の外へと排出される。

[0047] 尚、図示の壁 1 は、任意の建物の壁であり、この建物内には上記室内空間やこの室内空間の隣接空間（機械室）が存在する。上記エアハンドリングユニット 12 や後述する内気ユニット 30 等は機械室内に設置され、上記冷凍機 11 や後述する外気ユニット 40 等は建物外に設置される。建物内（室内空間と機械室）を内気が暖気状態と冷気状態を繰り返しながら循環し、建物外には外気が存在する。

[0048] 一般空調機 10 については上述した簡単な説明のみとするが、上記従来の空調機 210 の場合と同様、一般空調機 10 のエアハンドリングユニット 12 に流入させるリターン空気（暖気）の温度を下げることで、一般空調機 10 の消費電力量を低減することが望まれる。但し、当然、一般空調機 10 の消費電力量を低減させても、全体としての消費電力量が増えてしまっは意味がない。これより、外気を利用して内気（暖気）の温度を下げる可以考虑、従来では間接外気冷房機 220 を設けている。

[0049] これに対して、本例では、図示の間接外気冷房機 20 を設けている。

[0050] 以下、間接外気冷房機 20 について詳細に説明する。

[0051] まず、間接外気冷房機 20 は、内気ユニット 30 と外気ユニット 40 とから成る。

[0052] 内気ユニット 30 と外気ユニット 40 は、例えば、それぞれ工場等で個別に製造された後、図示のように壁 1（内壁、外壁それぞれ）に密着するように設置される。

[0053] 尚、壁 1 を境にして、室外側（建物外）と室内側（建物内）とに分けられるが、外気ユニット 40 は室外側に設置され、内気ユニット 30 は室内側に

設置される。つまり、外気ユニット４０は、壁１の室外側の壁面に密着するようにして設置される。内気ユニット３０は、壁１の室内側の壁面に密着するようにして設置される。

[0054] 内気ユニット３０は、例えば、図示の液－ガス熱交換器３１、送風機（ファン）３２、配管２１（その一部；半分程度）、循環ポンプ２２を有する。

[0055] 外気ユニット４０は、例えば、図示の液－ガス熱交換器４１、送風機（ファン）４２、配管２１（その一部；半分程度）を有する。

[0056] 内気ユニット３０は、工場等での製造時に、例えば１面がオープン（開いている；何も無い状態）となった箱型の筐体の中に、図示の液－ガス熱交換器３１、送風機（ファン）３２等が設けられる。また筐体には図示の２つの孔（内気流入口３３、内気排出口３４）が空けられている。尚、図示の配管２１（途中に循環ポンプ２２が接続された配管２１）は、工場等での製造時に既に液－ガス熱交換器３１に接続されていてもよいし、設置時に液－ガス熱交換器３１に接続してもよい。あるいは、工場では配管２１のみを接続しておき、設置時に循環ポンプ２２を配管２１に接続するようにしてもよい。

[0057] 外気ユニット４０は、工場等での製造時に、例えば１面がオープン（開いている；何も無い状態）となった箱型の筐体の中に、図示の液－ガス熱交換器４１、送風機（ファン）４２等が設けられる。

[0058] 尚、内気ユニット３０、外気ユニット４０は、何れも、上記オープンとなっている面を、壁１の壁面に合わせるようにして設置される。

[0059] また外気ユニット４０の筐体には図示の２つの孔（外気流入口４３、外気排出口４４）が空けられている。尚、図示の配管２１は、工場等での製造時に既に液－ガス熱交換器４１に接続されていてもよいし、設置時に液－ガス熱交換器４１に接続してもよい。

[0060] 尚、設置時には壁１に上記配管２１を通す為の貫通孔を２箇所開ける必要がある。また、工場での製造時に既に内気ユニット３０と外気ユニット４０それぞれに配管２１（その一部；半分程度）を設けた場合には、この配管２１同士を溶接する等して（更に、その際、循環ポンプ２２も接続する）、図

示の“途中に循環ポンプ 2 2 が接続された配管 2 1”を形成するようにしてもよい。

[0061] 上記のようにして内気ユニット 3 0、外気ユニット 4 0を設置することで、上記間接外気冷房機 2 0が構成されることになる。

[0062] 外気を内気と遮断して熱交換を行うので、上記間接外気冷房機 2 0では、図 1 4 に示す従来と同様、外気と内気とは相互に遮断されて熱交換が行われるので、外気に含まれる外気湿度や塵埃、腐食性ガスを室内空間に取り入れないため、サーバ等の電子機器の信頼性が維持される。

[0063] また、上記の通り、配管 2 1を通す為の穴を壁 1に空ける必要があるが、従来のように外気を流入・排出する為の孔 2 2 6, 2 2 7を設ける場合に比べれば、小さな孔で済み、設置工事が容易となる。

[0064] 上述の例では、配管 2 1が、外気ユニットから内気ユニットへ冷媒を流すものと、内気ユニットから外気ユニットへ冷媒を流すものの、計 2 本あるものとし、壁 1の貫通孔を 2 箇所開けることとしたが、発明の実施形態はこの例に限定されない。たとえば、2 本の配管 2 1は、大きめの貫通孔を 1 箇所開けて、この穴に通してもよい。

[0065] 上述の例では、内気ユニット 3 0・外気ユニット 4 0は、何れも、オープンとなっている面を、壁 1の壁面に合わせるようにして設置するが、発明の実施形態はこの例に限定されない。たとえば工場において、内気ユニット 3 0・外気ユニット 4 0を配管 2 1などの溶接を行った上で一体化した内外気ユニットとして製造し、壁 1には一体化した内外気ユニットと同形の穴を設け、内外気ユニットを壁に埋め込んでもよい。

[0066] 上記設置後の内気ユニット 3 0において、送風機（ファン） 3 2は、上記天井裏空間の暖気を、内気流入口 3 3から流入させ、内気ユニット 3 0内（特に液－ガス熱交換器 3 1内）を通過させた後、内気排出口 3 4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。基本的には、内気排出口 3 4から排出する暖気の温度は、内気流入口 3 3から流入する暖気の温度よりも低くなるようになっている。

- [0067] 内気排出口 34 から排出される暖気は、エアハンドリングユニット 12 内に流入し、エアハンドリングユニット 12 内の蒸発器 12a 等によって冷却されて冷気となり、この冷気が送風機（ファン）12b によって床下空間に送出されることになる。上記のように暖気温度を下げていることで、天井裏空間の暖気がそのままエアハンドリングユニット 12 内に流入する場合に比べれば、一般空調機 10 の消費電力量が低減することになる。
- [0068] 上記設置後の外気ユニット 40 において、送風機（ファン）42 は、外気を外気流入口 43 から流入させ、外気ユニット 40 内（特に液－ガス熱交換器 41 内）を通過させた後、外気排出口 44 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。
- [0069] ここで、上記配管 21 は、その任意の箇所に上記循環ポンプ 22 が接続されると共に、配管内に液体などの冷媒（例えば水）が封入されている。これより、上記循環ポンプ 22 を運転することで、この液体（例えば水）が配管 21 を介して、液－ガス熱交換器 31、液－ガス熱交換器 41 を循環して流れることになる。液－ガス熱交換器 31 と液－ガス熱交換器 41 とは、同じものであってよい。
- [0070] ここで、液－ガス熱交換器 31、41 は、既存の構成であり、特に詳しくは説明しないが、簡単に説明する。上記従来の熱交換器 221 は、その内部に 2 種類の気体（何れも空気であり、内気（暖気）と外気）を通過させて、この 2 種類の気体間で熱交換させることで、特に外気温度が低い場合には外気によって内気（暖気）を冷却していた。液－ガス熱交換器 31、41 は、その内部に液体（例えば水）と気体（ここでは空気）を通過させて、液体－気体間で熱交換させることで、より温度が高い方を冷却させるものである。
- [0071] 尚、上記気体（空気）は、液－ガス熱交換器 31 では内気（暖気）であり、液－ガス熱交換器 41 では外気となる。また、上記液体は、上記配管 21、循環ポンプ 22 によって循環させる水等である。
- [0072] 外気温度が低い場合、液－ガス熱交換器 41 では上記液体（水など）と外気との熱交換によって、液体（水など）の温度が下がり、外気の温度は上が

る。これより比較的低温の液体（水など）は、配管 2 1 を介して液－ガス熱交換器 3 1 内に流入する。よって、液－ガス熱交換器 3 1 では、この比較的低温の液体（水など）と内気（暖気）との熱交換が行われることになる。これによって、内気（暖気）の温度は下がり、液体（水など）の温度は上がることになる。これによって比較的高温となった液体（水など）は、配管 2 1 を介して液－ガス熱交換器 4 1 内に流入し、再び上記のように外気によって冷却されることになる。尚、これによって温度上昇した外気は、外気排出口 4 4 から排出されることになる。

[0073] 尚、内気ユニット 3 0 内の空気の流れは、送風機 3 2 によって、図 1 では風向きは下方向（上から下へ向かう方向）となっているが、上方向（下から上へ向かう方向）にすることもできる。同様に、外気ユニット 4 0 内の空気の流れは、送風機 4 2 によって、図 1 では風向きは上方向となっているが、下方向にすることもできる。

[0074] 但し、内気ユニット 3 0 内の空気の流れは、図 1 に示すように下方向とすることが望ましい。このようにすると、発熱体 1 0 1 で暖められた暖かい空気が上方にあり、液－ガス熱交換器 3 1 で冷却された空気が下方に流れるので、内気ユニット 3 0 内での空気の通流が、自然対流に逆らうことなく自然現象に沿ったものになる。

[0075] ここで、上記間接外気冷房機 2 0 の製造、及び設置工事について説明する。

[0076] 図 1 に示す例では、外気ユニット 4 0 と内気ユニット 3 0 とは、その筐体の形状・大きさをほぼ同じにして（よって、壁への取付面積もほぼ同じとなる）、壁 1 を中心にしてほぼ左右対称となるように配置して一体化することで、上記間接外気冷房機 2 0 を形成している。尚、左右とは図上における話である。

[0077] これらユニットの設置時には、例えば、まず、壁 1 に複数の貫通孔を空ける。次に、外気ユニット 4 0、内気ユニット 3 0 それぞれを、その筐体の骨格が壁 1 を挟んで左右対称となるような位置（つまり、図 1 に示すように壁

1 を挟んでほぼ同じ位置) に配置し、上記壁 1 に穿かれた複数の貫通孔を介して該複数の貫通孔の位置で外気ユニット 40 及び内気ユニット 30 をボルト・ナット等で固定する。更に、別の貫通孔を介して配管 21 を接続する。

[0078] また、図 1 に示す例では、外気ユニット 40 と内気ユニット 30 とは、筐体だけでなくその内部構成もほぼ同じであり（図示の通り、ほぼ左右対称）、異なるのは循環ポンプ 22 の有無等である。よって、例えば工場等では外気と内気の区別なく循環ポンプ 22 無しの構成としてユニットを製造し、設置の際にこのユニットを外気ユニット 40、内気ユニット 30 のどちらとしても使えるようにする。但し、内気ユニット 30 にする場合には設置の際に循環ポンプ 22 を接続する作業が必要である。しかし、工場における製造効率が向上し、以ってコストダウンの効果も期待できる。

[0079] 上述した間接外気冷房機 20 によれば、以下の効果を奏する。

[0080] すなわち、間接外気冷房機 20 は、内部流体が液体で外部流体がガスである一对の液-ガス熱交換器 31、41 を、建物内外を隔てる壁 1 を介して配置し、一方の液-ガス熱交換器 41 の外部流体に外気を通流させ、他方の液-ガス熱交換器 31 の外部流体に内気を通流させ、両方の液-ガス熱交換器の内部流体（液体）を配管 21 を介して循環させる。これによって、外気と内気の熱交換を行う。

[0081] 上記間接外気冷房機 20 は、上述した特徴により以下の効果を奏する。

[0082] （１）外気を通流させる液-ガス熱交換器 41 を有する外気ユニット 40 と、内気を通流させる液-ガス熱交換器 31 を有する内気ユニット 30 とを、壁 1 を中心にして左右対称に配置し一体化したことにより、これらユニット 30、40 でほぼ同一構造の骨格の筐体を用いることができ、製造コストを軽減できる。

[0083] （２）また、間接外気冷房機 20 の設置の際に、壁 1 に穿かれた複数の貫通孔を介して該複数の貫通孔の位置で外気ユニット 40 及び内気ユニット 30 をボルト・ナット等で固定したため、施工費を少なくして、かつ、設置工事を容易にすることができる。

[0084] (3) 図 1 4 等の従来システムと比較して、ダクト部分を減らすことができ、ダクト抵抗による圧力損失を低減することが可能になる。

[0085] 次に、実施例 2 の空調システム（一体型空調システム）について説明する。

[0086] 尚、実施例 2 の空調システムも、間接外気冷房システム的一种であるといえるが、一体型となっており、コンパクトな構成となっている。

[0087] 上記実施例 1 の間接外気冷房システムは、間接外気冷房機 20 に関しては、ダクトレスでコンパクトで設置が容易な構成を提案したが、一般空調機 10 に関しては従来と略同様である。

[0088] 実施例 2 においては、間接外気冷房機 20 の機能と一般空調機 10 の機能とが一体となった、一体型間接外気冷房システムを提案する。

[0089] これによって、装置構成全体の簡略化を図ることができ、装置をよりコンパクトにでき、コスト低減でき、全体としての消費電力の低減も期待できる。

[0090] 図 2 は、実施例 2 の空調システム（一体型空調システム）の構成図である。

[0091] また、図 3 は、図 2 の構成の一部の拡大図である。

[0092] 尚、図 2 において、一体型間接外気冷房システムによる冷却対象空間は、図 1 や図 1 4 に示す例と同じであるものとする。すなわち、冷却対象となる室内空間は、例えば、サーバ装置（コンピュータ装置）等の発熱体 101 を搭載したサーバラック 102 が多数設置されたサーバルーム等である。そして、床下空間に冷気を送出し、床下空間を介してサーバ設置空間に冷気を供給し、この冷気によって各発熱体 101 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。

[0093] ここで、上記床下空間に冷気を送出する構成は、図示の一体型間接外気冷房システム 50 である。一体型間接外気冷房システム 50 は、間接外気冷房機の機能と一般空調機の機能とが一体となった構成を有する。一体型間接外気冷房システム 50 は、上記天井裏空間の暖気を流入させて、まず間接外気

冷房機の機能によって暖気の温度を下げ、続いて、一般空調機の機能によって所定温度の冷気を生成する。以下、図 2、図 3 を参照して詳しく説明する。

[0094] 一体型間接外気冷房システム 50 は、図 2、図 3 に示す内気ユニット 60 と外気ユニット 70 とから成る。

[0095] 尚、上記間接外気冷房機 50 の間接外気冷房機の機能では、図 14 に示す従来例や図 1 に示す構成と同様、外気と内気とは相互に遮断され、熱交換が行われるので、外気に含まれる外気湿度や塵埃、腐食性ガスを室内空間に取り入れないため、サーバ等の電子機器の信頼性が維持される。

[0096] 内気ユニット 60 と外気ユニット 70 は、例えば、それぞれ工場等で個別に製造された後、図示のように壁 1 の壁面に密着するように設置される。その際、更に、図示の配管 51、冷媒管 52 等を設置することで（あるいは、略半分ずつ作っておいたもの同士を接続（溶接等）する）、一体型間接外気冷房システム 50 が構成される。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 1 や図 14 の構成と同じく、4 箇所となる。尚、内気ユニット 60 と外気ユニット 70 の製造・設置については、上記実施例 1 の内気ユニット 30 と外気ユニット 40 等と略同様であってもよく、ここではこれ以上詳細には説明しない。

[0097] 尚、壁 1 を境にして、室外側（建物外）と室内側（建物内）とに分けられるが、外気ユニット 70 は室外側に設置され、内気ユニット 60 は室内側に設置される。つまり、外気ユニット 70 は、壁 1 の室外側の壁面に密着するようにして設置される。内気ユニット 60 は、壁 1 の室内側の壁面に密着するようにして設置される。

[0098] 外気ユニット 70 と内気ユニット 60 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 2 や図 3 等に図示するような位置であり、例えば外気ユニット 70 側から見た場合、壁 1 の裏側に内気ユニット 60 が存在するような位置である。別の言い方をするならば、仮に図示のように外気ユニット 70 の筐体と

内気ユニット 60 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 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、設置し易くなるように、配管が短くなるように、設置することが望ましい。

[0099] 内気ユニット 60 は、積層体 61 等を有する。積層体 61 は、蒸発器 61 a、液－ガス熱交換器 61 b、送風機（ファン） 61 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。尚、この様に、蒸発器、液－ガス熱交換器、送風機（ファン）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。但し、実施例 2 の特徴は“一体型”ユニットであるので、内気ユニット 60 内には蒸発器、液－ガス熱交換器、送風機（ファン）が設けられている必要がある。

[0100] また、内気ユニット 60 の筐体（例えば 1 面がオープンな箱型等）には、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（ファン） 61 c は、上記天井裏空間の暖気を、内気流入口 62 から当該ユニット 60 内に流入させ、内気ユニット 60 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。

[0101] 上記積層体 61 は、この様な空気の流れの上流側に上記液－ガス熱交換器 61 b が設けられ、下流側に上記蒸発器 61 a が設けられるように構成する。従って、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なんでもよい。

[0102] また、特に図示しないが、積層体（一体型）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、内気（暖気）に対して、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（設定温度）となるように調整する構成とする必要がある。

[0103] 尚、上記のことは、液－ガス熱交換器 6 1 b と蒸発器 6 1 a との相対的な位置関係の話であり、上記積層体 6 1 において送風機（ファン） 6 1 c の位置（空気の流れに対する配置順番）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。また、これは後述する他の積層体 7 1、8 1、9 1、9 1'、1 1 1、1 2 1、1 2 1' 等に関しても略同様である。

[0104] 外気ユニット 7 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（ファン） 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 と同様、必ずしも積層体とする例に限るものではない。しかし、内気ユニット 6 0 と同様、外気ユニット 7 0 内には凝縮器、液－ガス熱交換器、送風機（ファン）が設けられている必要がある。

[0105] また、外気ユニット 7 0 の筐体等には、図示の外気流入口 7 2、外気排出口 7 3 等の孔が開けられている。送風機（ファン） 7 1 c は、外気を外気流入口 7 2 から当該ユニット 7 0 内に流入させ、外気ユニット 7 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。上記積層体 7 1 は、この様な空気の流れの上流側に上記液－ガス熱交換器 7 1 b が設けられ、下流側に上記凝縮器 7 1 a が設けられるように構成する。また、既に述べたように、積層体 7 1 に関しても上記積層体 6 1 と略同様に、送風機（ファン） 7 1 c の位置（空気の流れに対する配置順番）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なんでもよい）。これは、積層体としない場合でも同様である。

[0106] 上述したように、内気ユニット 6 0、外気ユニット 7 0 は、何れも、図 2、図 3 に示す構成は、一例を示すものであり、この例に限らない。これは、図 4 以降の他の図面に示す構成に関しても略同様である。

[0107] 上記積層体 6 1, 7 1 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が、製造し易く、または／及び、出来るだけコンパクトとなるような構成、製造方法とすることが望ましい。例えば、積層体 6 1 を例にすると、上記蒸発器 6 1 a、液－ガス熱交換器 6 1 b、送風機（ファン） 6 1 c の全てを、任意の筐体内に収める（ユニット化する）と共に、この筐体の大きさ、形状を略同一にすること等が考えられる。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 6 1 の形状をほぼ直方体とすること等も考えられる。

[0108] また、この例では、上記蒸発器 6 1 a、液－ガス熱交換器 6 1 b、送風機（ファン） 6 1 c の積層化・一体化（積層体 6 1 の形成）は、例えば一例としては、上記の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穴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。

[0109] 尚、勿論、上記筐体には、内気を通過させる為の多数の孔や各種配管を通す為の穴等が設けられている。

[0110] ここで、液－ガス熱交換器 6 1 b と 7 1 b は、実施例 1 の液－ガス熱交換器 3 1, 4 1 と略同様に、配管 5 1 を介して相互に接続されており、循環ポンプ 5 3 によって配管 5 1 内の液体（水など）が、液－ガス熱交換器 6 1 b、7 1 b 及び配管 5 1 内を循環している。また、液－ガス熱交換器 6 1 b、7 1 b は、上記液－ガス熱交換器 3 1, 4 1 と同様の構成であってよく、既存の構成であり特に詳細には説明しない。

[0111] 液－ガス熱交換器 6 1 b 内には、上記液体（水など）が通過すると共に上記内気（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（水など）と暖気との熱交換が行われ、基本的には暖気が冷却されて（暖気の熱が液体に移動して）、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。但し、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

等で対応することが考えられる。

[0112] また、蒸発器 6 1 a と凝縮器 7 1 a に対して、冷媒管 5 2、膨張弁 5 4、圧縮機 5 5 が設けられている。これら各構成自体は、一般空調機 1 0 の各構成と略同様である。すなわち、一般空調機 1 0 において、エアハンドリングユニット 1 2 には上記蒸発器 1 2 a やファン 1 2 b が備えられており、蒸発器 6 1 a は蒸発器 1 2 a に相当する構成である。また、上述したように冷凍機 1 1 には不図示の圧縮機、凝縮器が備えられているが、これらに相当する構成が上記圧縮機 5 5、凝縮器 7 1 a である。また、膨張弁 5 4 は、膨張弁 1 3 に相当する構成である。

[0113] 図示の通り、蒸発器 6 1 a、凝縮器 7 1 a、膨張弁 5 4、及び圧縮機 5 5 は、冷媒管 5 2 に接続されている。冷媒管 5 2 を介して冷媒が蒸発器 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（蒸気圧縮式冷凍サイクル等）で循環している。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。膨張弁 5 4、及び圧縮機 5 5 の機能は、従来通りであり、特に説明しない。

[0114] 尚、図示の通り、膨張弁 5 4 は内気ユニット 6 0 に設けられているが、外気ユニット 7 0 内に設けてもよい。圧縮機 5 5 は外気ユニット 7 0 内に設けられているが、内気ユニット 6 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 内に設けられ、圧縮機 5 5 が外気ユニット 7 0 内に設けられる構成と、膨張弁 5 4 が外気ユニット 7 0 内に設けられ、圧縮機 5 5 が内気ユニット 6 0 内に設けられる構成と、膨張弁 5 4 と圧縮機 5 5 の両方が内気ユニット 6 0 内に設けられる構成と、膨張弁 5 4 と圧縮機 5 5 の両方が外気ユニット 7 0 内に設けられる構成と、が有り得る。

[0115] また、循環ポンプ 5 3 は、図示の例では内気ユニット 6 0 に設けられているが、外気ユニット 7 0 に設けるようにしてもよい。

[0116] 尚、上記液－ガス熱交換器 6 1 b、液－ガス熱交換器 7 1 b 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。

[0117] 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、上記液－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言ってもよい。この場合、配管 5 1 には何らかの“流体”が流れるものと言えることになる。つまり、配管 5 1 を介して 2 つの熱交換器（図示の例では液－ガス熱交換器 6 1 b と液－ガス熱交換器 7 1 b であるが、上記の通り、この例に限らない）に、任意の“流体”を循環させるものと言えることになる。これは、後述する他の構成に関しても略同様である。すなわち、後述する、液－ガス熱交換器 8 1 b、9 1 c、及び配管 9 6 や、液－ガス熱交換器 1 1 1 b、1 2 1 c、及び配管 1 2 6 や、液－ガス熱交換器 1 1 1 b、1 7 1 c、及び配管 1 6 2 等の構成についても、液－ガス熱交換器をガス－ガス熱交換器等に置き換えてもよく、何らかの“流体”を循環させるものと言っても良い。

[0118] 以上、一体型間接外気冷房システム 5 0 の各構成について説明した。

[0119] 以下、上記各構成による一体型間接外気冷房システム 5 0 の動作について、図 3 を参照して説明する。

[0120] すなわち、上記天井裏空間の内気（暖気）が、内気流入口 6 2 を介して内気ユニット 6 0 内に流入すると、まず、この暖気が液－ガス熱交換器 6 1 b 内を通過することで、当該暖気と液体（水など）との間で熱交換が行われ、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）や暖気の温度に依ることになる。

[0121] 上記温度低下した暖気は、続いて、蒸発器 6 1 a を通過する。これによって、温度低下した暖気は、蒸発器 6 1 a で冷却されて更に温度低下し冷気となる。この冷気は、所定温度（設定温度）となるようにコントロールされる

。その為に、当然、不図示の（図３では一応示す）コントローラ７４も存在している。このコントローラ７４は、一体型間接外気冷房システム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の制御等の各種制御も行っているが、ここでは特に説明しない。尚、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、一体型間接外気冷房システムの制御を行うことになる。

[0122] また、このコントローラ７４は、内気ユニットの筐体内もしくは外気ユニットの筐体内に設けられて良いし、これらユニットの外（ユニットの近傍等）に設けられても良い。尚、図３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、信号線を介して、上記一体型間接外気冷房システム５０等の各種構成を制御する。例えば、送風機６１ｃの吹出口付近には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、この計測温度が設定温度となるように、不図示の信号線を介して、上記一般的な圧縮式冷凍サイクルに係る各構成を制御する。

[0123] 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。

[0124] 上記蒸発器６１ａで生成された冷気は、（送風機６１ｃを通過し）内気排出口６３から排出される。ここで、図２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、一体型間接外気冷房システム５０は、上記図１の間接外気冷房機２０とは異なり、図２に示すように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、床下空間に流入し、床下空間を介してサーバ設置空間に流入し、発熱体１０１を冷却することになる。冷気は、発熱体１０１を冷却することで暖気となり、この暖気は天井裏空間に流入し、再

び上記内気流入口62から内気ユニット60内に流入することになる。

[0125] 一方、外気ユニット70に関しては、外気流入口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、当該外気と液体（水など）との間で熱交換が行われる。この液体（水など）は、上記液－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（水など）と外気との間で熱交換が行われることで、液体（水など）の温度が低下する。温度低下した液体（水など）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。

[0126] 一方、外気は、液－ガス熱交換器71b内を通過する際の上記液体（水など）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り、凝縮器71aは上記の様に放熱を行っていることから更に温度上昇し、その後、外気排出口73から排出されることになる。

[0127] 以上説明した一体型間接外気冷房システム50によれば、主に下記の効果が得られる。

[0128] （a）コンパクト化

従来や実施例1では、一般空調機と間接外気冷房機の2つの機器があったが、これら2つの機器を一体化したことで、小型化を図ることができ、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ものを設置可能とする）。

[0129] （b）ダクトレス、壁面取り付けによる施工費低減

この効果は、上記実施例1でも同様であり、従来のようにダクトを設ける必要はなくなる。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（配管用の孔もしくは一体化した内外気ユニットを埋め込むための孔を空ける等の作業は必要であるが）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。

[0130] (c) 積層体によるコンパクト化と製作性の向上

従来や実施例 1 等では、例えば建物内の構成に関しては、蒸発器、液－ガス熱交換器、ファン等がバラバラに存在していた（当然、製造も個別に行っていた）。これに対して、実施例 2 では、蒸発器、液－ガス熱交換器、ファンを積層させて一体化した積層体としたことにより、小型化を図ることができる。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 2 や図 3 に示すように形や大きさが略同一となるように揃えることで、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。

[0131] (d) ファン共通化による送風動力（送風電力）低減と低価格化

実施例 2 の構成では、従来や実施例 1 に比べてファン数を削減でき、以って送風動力（送風電力）低減と低価格化を図ることができる。例えば図 1 に示す実施例 1 の構成では、ファンは、ファン 1 1 a、ファン 1 2 b、ファン 3 2、ファン 4 2 の 4 つのファンが設けられていた。これに対して、図 2、図 3 に示す実施例 2 の構成では、ファン 7 1 c、7 1 c という 2 つのファンのみで済む。つまり、ファン数を半減できる。よって、例えばファンの購入費を半減できる。また、ファンを動作させるには電力が必要であるが、この電力も 4 つの場合に比べれば 2 つの方が少なく済む。

[0132] 次に、実施例 3 の空調システムについて説明する。

[0133] 実施例 3 の空調システムが、上記メインの課題を解決するものである。すなわち、外気温が高い状態であっても外気を室内空間の冷房に利用できるような空調システムを提供する。

[0134] 図 4 は、実施例 3 の空調システム（その 1）の構成図である。

[0135] 図 5 A、図 5 B は、実施例 3 の空調システム（その 2）の構成図である。

[0136] 図 6 は、実施例 3 の空調システムの動作モデル等を示す図である。

[0137] 尚、実施例 3 の空調システムは、上記間接外気冷房システム等のように、室内空間の冷房に外気を利用する空調システムであり、よって「外気利用空

調システム」等と呼ぶ場合もあるものとする。

[0138] 以下、まず、図4を参照して説明する。

[0139] 図示の実施例3の空調システム（その1）は、例えば上記実施例1、2等と同様に、壁1を境にして建物外に設けられる外気ユニット80と建物内に設けられる内気ユニット90とから成る。但し、この例に限らない。例えば後に図10に示すような構成であってもよい。

[0140] 図4において、まず、外気ユニット80は、積層体81を有し、更に第2の冷媒を循環させる配管96の一部が設けられる。第2の冷媒としては、“水”等の冷却液やフロン等を具体例として挙げることができる。積層体81は、第2の冷媒と外気とを熱交換するための構成の一例である液－ガス熱交換器81b、送風機（ファン）81a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、このような積層体の形状・構造や製造方法等は、既に実施例2で積層体61、71に関して説明しており、ここでの説明は省略する。

[0141] 尚、液－ガス熱交換器81bと送風機（ファン）81aは、必ずしも積層体とする必要はない。尚、図4では簡略化して示しているが、実際には上記外気ユニット70等と同様、外気ユニット80の筐体には上記外気流入口72、外気排出口73に相当する孔が設けられている。

[0142] また、外気ユニット80の設置場所や設置方法（工場等での製造も含む）も、上記外気ユニット40、70等と略同様であってよいが、この例に限らない。これは、図示の内気ユニット90に関しても略同様である。すなわち、内気ユニット90も、その筐体には上記内気流入口62、内気排出口63に相当する不図示の孔が設けられている。また、内気ユニット90の設置場所や設置方法（工場等での製造も含む）も、上記外気ユニット30、60等と略同様であってよいが、この例に限らない。

[0143] 内気ユニット90は、積層体91を有し、更に第2の冷媒（たとえば“水”等の冷却液）を循環させる配管96の一部と、第1の冷媒（たとえばフロンなど）を循環させる冷媒管95（図では全てであるが、一部であってもよ

い) と、配管 9 6 の途中に設けられるポンプ 9 4 と、冷媒管 9 5 の途中に設けられる圧縮機 9 2 及び膨張弁 9 3 を有する。但し、これは一例であり、この例に限らず、例えば、ポンプ 9 4、圧縮機 9 2、膨張弁 9 3 の何れか 1 つまたは 2 つあるいは全てが、外気ユニット 8 0 側あるいは内気ユニット 9 0 の外側（但し、建物内）に設けられていてもよい。圧縮機 9 2 と膨張弁 9 3 の何れか 1 つでも外気ユニット 8 0 側に設けられるならば、冷媒管 9 5 もその一部が外気ユニット 8 0 側に配設されることになる。

[0144] 内気ユニット 9 0 の上記積層体 9 1 は、送風機（ファン） 9 1 a、凝縮器 9 1 b、第 2 の冷媒と内気とを熱交換するための構成の一例である液－ガス熱交換器 9 1 c、蒸発器 9 1 d 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、必ずしも送風機（ファン） 9 1 a、凝縮器 9 1 b、液－ガス熱交換器 9 1 c、蒸発器 9 1 d の全てを積層化する必要性はない。例えば、送風機（ファン） 9 1 a は別途設けるようにしてもよい。あるいは、これら構成全てがバラバラに設けられていても良い。但し、既に実施例 2 で述べたように、積層体とすることには少なからずメリットがある。

[0145] ここで、積層体とするか否かに係らず、内気ユニット 9 0 における凝縮器 9 1 b と液－ガス熱交換器 9 1 c と蒸発器 9 1 d の位置関係は、以下の通りと規定される。

[0146] すなわち、内気ユニット 9 0 内を通過する空気（内気）の流れの上流側から順に、凝縮器 9 1 b → 液－ガス熱交換器 9 1 c → 蒸発器 9 1 d と成るように配置する。つまり、空気（内気）の流れの最上流が凝縮器 9 1 b、次が液－ガス熱交換器 9 1 c、最下流が蒸発器 9 1 d となるように配置する。よって、図上一点鎖線矢印で示す空気（内気）の流れの場合は、例えば図示のように、図上左側から凝縮器 9 1 b → 液－ガス熱交換器 9 1 c → 蒸発器 9 1 d という順に配置される。

[0147] 尚、これに対して、図 8 に示すように送風機（ファン） 9 1 a によって形成される空気の流れが逆になった場合には、図 8 の積層体 9 1' に示す通り

、図上左側から蒸発器 9 1 d → 液－ガス熱交換器 9 1 c → 凝縮器 9 1 b という順に配置されることになる。つまり、図 4 と同様に、内気ユニット 9 0 内を通過する空気（内気）の流れの上流側から順に、凝縮器 9 1 b → 液－ガス熱交換器 9 1 c → 蒸発器 9 1 d となるように配置されることになる。尚、図 8 に示すように配置が変わっても第 1 の冷媒の流れる順番は変わらない。すなわち、第 1 の冷媒は「蒸発器 9 1 d → 圧縮機 9 2 → 凝縮器 9 1 b → 膨張弁 9 3 → 蒸発器 9 1 d」の順番で循環している。

[0148] 尚、図 1 4 や図 1 や図 2 に示すような環境の場合には、上記図 2、図 3 に示す内気ユニット 6 0 と同様の空気の流れとすることが望ましい。つまり、図 4 より図 8 のような空気の流れとすることが望ましい（勿論、その場合、図 8 に示す構成となる）。その理由は、既に実施例 2 で述べた通りである。

[0149] すなわち、例えば図 2 において、上記外気ユニット 7 0、内気ユニット 6 0 の代わりに、上記外気ユニット 8 0、内気ユニット 9 0 を設置することを考える。この場合、図 4 では、蒸発器 9 1 d によって生成される冷気が、内気ユニット 9 0 の筐体の上側の孔（不図示）から送出されることになる。しかし、図 2 に示すように、冷気の送出先は下側の床下空間である。この為、図 8 に示すように、蒸発器 9 1 d によって生成される冷気が、内気ユニット 9 0 の筐体の下側の孔（不図示）から送出されるように構成することが望ましい。尚、理由としては、天井裏空間からのリターン空気（暖気）の流入に関する点もある（既に述べた通りであり省略する）。

[0150] 図 4 の説明に戻る。

[0151] 図示の通り、蒸発器 9 1 d、凝縮器 9 1 b、膨張弁 9 3、及び圧縮機 9 2 は、冷媒管 9 5 に接続されている。冷媒管 9 5 を介して第 1 の冷媒が、蒸発器 9 1 d、凝縮器 9 1 b、膨張弁 9 3、及び圧縮機 9 2 を循環する。すなわち、第 1 の冷媒が「蒸発器 9 1 d → 圧縮機 9 2 → 凝縮器 9 1 b → 膨張弁 9 3 → 蒸発器 9 1 d」という一般的な圧縮式冷凍サイクル（蒸気圧縮式冷凍サイクル等）で循環している。従来通り、蒸発器 9 1 d において第 1 の冷媒が蒸

発する際に周囲の熱を奪い、以って周囲の空気（内気）を冷却する。奪った熱は、凝縮器 91b において周囲に放熱される。膨張弁 93、及び圧縮機 92 の機能も、従来通りであり、ここでは特に説明しない。

[0152] ここで、図 14 や図 1 や図 2、図 3 に示すように、通常、凝縮器は室外側（建物外）に設置されて外気に対して放熱するものである。一方、図 4 等 に示すように、実施例 3 においては、室内側（例えば内気ユニット 90 内であるが、この例に限らない）に凝縮器を設けている。これが実施例 3 の特徴の 1 つであり、後に詳しく説明する。

[0153] 室内空間（その天井裏空間）から内気ユニット 90 内に流入するリターン空気（暖気）としての内気は、上記の通り、まず凝縮器 91b を通過し、次に液－ガス熱交換器 91c を通過し、最後に蒸発器 91d を通過することになる。リターン空気は、凝縮器 91b を通過する際に凝縮器 91b からの放熱によって温度上昇し、次に液－ガス熱交換器 91c を通過する際に上記第 2 の冷媒（水など）との熱交換によって温度下降した後、蒸発器 91d を通過することで冷却されて冷氣となる。この冷氣は、例えば冷却対象空間であるサーバールーム等へ、例えば床下空間等を介して供給されることになる。

[0154] ここで、上記液－ガス熱交換器 81b と液－ガス熱交換器 91c は、実施例 2 の液－ガス熱交換器 61b、71b 等と略同様に、配管 96 を介して相互に接続されており、ポンプ 94 によって配管 96 内の第 2 の冷媒（水など）が、液－ガス熱交換器 81b、91c 及び配管 96 内を循環している。また、液－ガス熱交換器 81b、91c は、上記液－ガス熱交換器 31、41 や液－ガス熱交換器 61b、71b 等と略同様の構成であってよく、ここでは特に説明しない。

[0155] 液－ガス熱交換器 91c 内には、上記第 2 の冷媒（水など）が通過すると共に上記内気（暖気）が通過する。これより、液－ガス熱交換器 91c 内で第 2 の冷媒（水など）と暖気との熱交換が行われ、基本的には暖気が冷却されて（暖気の熱が液体に移動して）、暖気の温度が低下することになる。但し、従来では、外気と内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。

[0156] しかし、図4等に示す実施例3の構成では、液-ガス熱交換器91cの前段（上流側）で凝縮器91bによる放熱がある為、内気（暖気）の温度が上昇する。例えば、室内空間からのリターン空気（暖気）の温度が30℃であり、外気温度が35℃であっても、凝縮器91bを通過後の内気の温度が45℃になっているならば、液-ガス熱交換器91cにおいて内気の温度は下げられることになる（例えば、45℃→36℃など）。

[0157] つまり、従来であれば外気利用冷房（間接外気冷房）機能が機能不全となるような環境下であっても、機能することになる。また、内気と外気の温度差が大きくなることで、内気の冷却効率が向上することになる。

[0158] ここで、例えばこの例のように、外気温が高い環境であっても実質的に外気によって内気冷却を図ることはできるが、36℃は元々の内気の温度（30℃）よりも高い。しかし、凝縮器91bにおける第1の冷媒の冷却は、従来であれば上記35℃の外気が用いられるが、本例では上記30℃の内気が用いられることになる。つまり、外気温がリターン空気（内気）の温度よりも高い状況では、従来構成よりも図4等に示す実施例3の構成の方が、凝縮器91bにおける第1の冷媒の冷却効果が高いことになる。

[0159] これより、後にシミュレーションで示すように、この様な外気温が高い状況下では、従来に比べて消費電力が少なくて済む（省エネ効果が高いものとなる）。詳しくは後に説明する。

[0160] 尚、図4や後述する図8の構成は、例えば図3に示す構成と比較した場合、下記のメリットも得られる。

[0161] すなわち、図4、図8の構成では、凝縮器を室内側（内気ユニット）に設置するので、配管取り回しが短くなる箇所がある（配管96は、冷媒管52に比べて、短くて済む）点や、壁1への貫通孔が減る（‘4’→‘2’）等のメリットが得られる。また、図4、図8の構成は、後述する図5A、図5B、図9、図11、図12の構成に対しても、壁1への貫通孔が少なくて済む（‘5’→‘2’）等のメリットが得られる。

[0162] 次に、図 5 A、図 5 B を参照して、実施例 3 の空調システム（その 2）の構成例について説明する。尚、図 5 A は第 1 の例、図 5 B は第 2 の例である。

[0163] 図 5 A、図 5 B に示す構成は、上記図 4 の構成をベースにして、外気ユニット側にも凝縮器を設けて図示の三方弁 112（切換装置）を用いた切換え制御を行うことで、更に上記実施例 2（図 3）と略同様の動作も行えるようにするものである。

[0164] 尚、図 4 や図 5 A、図 5 B に示す空調システム（その 1）（その 2）による冷却対象空間は、例えば図 1 や図 2 に示す例と同じであるものとする。すなわち、冷却対象となる室内空間は、例えば、サーバ装置（コンピュータ装置）等の発熱体 101 を搭載したサーバラック 102 が多数設置されたサーバルーム等である。そして、床下空間に冷気を送出し、床下空間を介してサーバ設置空間に冷気を供給し、この冷気によって各発熱体 101 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。この天井裏空間からのリターン空気（暖気）が、図 4 の内気ユニット 90 や図 5 A、図 5 B の内気ユニット 120 内に流入して、これら内気ユニット内で上記冷気が生成されて床下空間に送出されることになる。

[0165] 以下、まず、図 5 A について説明する。

[0166] 図 5 A に示す実施例 3 の空調システム（その 2）は、内気ユニット 120 と外気ユニット 110 とから成る。これら内気ユニット 120 と外気ユニット 110 の筐体、製造／設置方法や、内外ユニット相互の位置関係などに関しては、上記内気ユニット 60 と外気ユニット 70 等と略同様であってよく、ここでは特に説明しない。

[0167] 以下、まず、内気ユニット 120 について説明する。

[0168] 内気ユニット 120 は、積層体 121 等を有する。この積層体 121 は、送風機（ファン）121a、凝縮器 121b、液－ガス熱交換器 121c、蒸発器 121d 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。

[0169] ここで、上記積層体 121 は、上記図 4 に示す積層体 91 と同じものであってもよい。よって、上記積層体 91 と同じ条件が課される。すなわち、内気ユニット 120 内を通過する空気（内気）の流れの上流側から順に、凝縮器 121b → 液－ガス熱交換器 121c → 蒸発器 121d と成るように配置する。

[0170] 尚、この様に、蒸発器、液－ガス熱交換器、凝縮器、送風機（ファン）を積層体として一体型とする構成には、既に述べたように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。例えば、これら 4 つの構成要素の任意の 2 つ以上のみが積層体となってもよいし、4 つの構成要素の全てがバラバラに設けられていても良い（但し、この場合でも、図 4 で説明したように、内気の流れの上流側から順に、凝縮器 → 液－ガス熱交換器 → 蒸発器と成るように配置する）。

[0171] また、図 4 では省略したが、実施例 3 においても実施例 2 等と同様に、内気ユニット 120 の筐体には、図示の内気流入口 128、内気排出口 127 等の孔が開けられている。本例では、送風機（ファン）121a は、図上一点鎖線矢印で示す空気の流れを形成する。すなわち、上記天井裏空間の暖気を、内気流入口 128 から当該内気ユニット 120 内に流入させ、内気ユニット 120 内（特に積層体 121）を通過させて冷氣とした後、この冷氣を内気排出口 127 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、送風機（ファン）121a が作り出す。尚、内気排出口 127 から排出した冷氣は、床下空間等を介してサーバルーム等に流入することになる。

[0172] 尚、図 2、図 3 と同様に、図示の内気排出口 127 としての孔を内気流入口とし、図示の内気流入口 128 としての孔を内気排出口とするような空気の流れ（図上、一点鎖線矢印で示す流れとは逆向きの流れ）を、送風機（ファン）121a に形成させるようにしてもよい。この様な構成例を図 9 に示す。図 9 に示すように、筐体の上側に内気流入口 127' が設けられ、筐体の下側に内気排出口 128' が設けられる。

[0173] そして、この場合には、図9に示す通り、積層体121の構成が変わることになる。すなわち、上記の通り、内気ユニット内における空気（内気）の流れの上流側から順に、凝縮器→液－ガス熱交換器→蒸発器と成るように配置するのであるから、図5Aの凝縮器121bと蒸発器121dとを交換するような形となる。すなわち、図9に示す積層体121'のような構成となる。

[0174] 図示の通り、積層体121'は、図上右側から、凝縮器121b、液－ガス熱交換器121c、蒸発器121dの順に配置されている。送風機（ファン）121aによって形成される内気の流れは、図9において一点鎖線矢印で示す通り、内気流入口127'から筐体内に流入して内気排出口128'から排出されるものとなる。よって、この様な空気の流れの上流側から凝縮器121b→液－ガス熱交換器121c→蒸発器121dの順に、配置されていることになる。

[0175] 図5Aの説明に戻る。

[0176] 外気ユニット110は、積層体111を有する。

[0177] 積層体111は、送風機（ファン）111a、液－ガス熱交換器111b、凝縮器111c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、これらの3つの構成要素は、必ずしも全てを積層体とする必要はない。尚、図4では簡略化して示したが、外気ユニット110は（上記外気ユニット70等も同様）、その筐体には図示の外気流入口114、外気排出口115のような孔が設けられている。送風機（ファン）111aは、屋外の空気（外気）を、外気流入口114から外気ユニット110内に流入させ、当該積層体111を通過させた後、外気排出口115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。

[0178] 尚、積層体111自体は、上記積層体71と同じであってよい。そして、積層体71と同様、上記積層体111は、上記の様な空気の流れ（図上、点線矢印で示す）の上流側に上記液－ガス熱交換器111bが設けられ、下流側に上記凝縮器111cが設けられるように構成する。これは、積層体とし

ない場合でも同様である。

[0179] また、膨張弁 123、圧縮機 113 が、それぞれ、外気ユニット 110、内気ユニット 120 のどちらかに設けられている。図示の例では、膨張弁 123 は内気ユニット 120 内に設けられ、圧縮機 113 は外気ユニット 110 に設けられるが、この例に限らない（変形例は、既に実施例 2 で説明しており、ここでは省略する）。

[0180] そして、図示の通り、蒸発器 121d、膨張弁 123、及び圧縮機 113 は、冷媒管 125 に接続されている。更に、冷媒管 125 には、その途中に切換装置の一例である三方弁 112 が設けられており、三方弁 112 から先は図示の冷媒管 125a と冷媒管 125b とに分岐している。冷媒管 125a は上記積層体 121 の凝縮器 121b に接続している。冷媒管 125b は、上記積層体 111 の凝縮器 111c に接続し、更にその先で冷媒管 125a に合流している。これより、三方弁 112 の弁開閉切り替えを行うことで、第 1 の冷媒を、冷媒管 125a と冷媒管 125b のどちらか一方に流すことができる。これは、換言すれば、第 1 の冷媒を、凝縮器 111c と凝縮器 121b のどちらか一方に流すことができる。

[0181] このように、第 1 の冷媒は、冷媒管 125（冷媒管 125a または冷媒管 125b を含む）を介して、蒸発器 121d、凝縮器 111c または凝縮器 121b、膨張弁 123、及び圧縮機 113 を循環する。すなわち、第 1 の冷媒が「蒸発器 121d → 圧縮機 113 → 凝縮器 111c または凝縮器 121b → 膨張弁 123 → 蒸発器 121d」という圧縮式冷凍サイクル（蒸気圧縮式冷凍サイクル等）で循環する。

[0182] 従来と同様に、蒸発器 121d において第 1 の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 111c または凝縮器 121b において周囲へ放熱される。膨張弁 123、及び圧縮機 113 の機能も、従来通りであり、特に説明しない。

[0183] 上記三方弁 112 による冷媒切換制御は、例えば外気温や内気温度によって決定する。あるいは消費電力量に基づいて決定してもよい。

[0184] すなわち、図4の構成では、特に外気温が高い場合（例えば30℃以上等）に、従来の空調システムに比べて顕著な効果を奏する一方で、外気温が低い場合にはかえって逆効果となる場合も有り得る。

[0185] これより、例えば図示のコントローラ130が、例えば外気温が所定温度以上の場合には、あるいは「外気温>内気温度」で且つ外気温と内気温度との温度差が所定値以上の場合には、上記三方弁112の弁開閉切換制御を行って、第1の冷媒を冷媒管125a（凝縮器121b）へ流入させる。この場合の動作、効果は、図4と略同様となる。すなわち、第1の冷媒が冷媒管125a（凝縮器121b）へ流入する状態となった場合、凝縮器121bから内気への放熱が行われることになり、従って積層体121の機能は上記積層体91と略同様となる。（尚、内気温度とは、例えば上記天井裏空間からのリターン空気の温度である）。

[0186] すなわち、室内空間（その天井裏空間）から内気流入口128を介して内気ユニット120内に流入するリターン空気（暖気）は、まず凝縮器121bを通過し、次に液-ガス熱交換器121cを通過し、最後に蒸発器121dを通過することになる。リターン空気は、凝縮器121bを通過する際に凝縮器121bからの放熱によって温度上昇し、次に液-ガス熱交換器121cを通過する際に上記第2の冷媒（水など）との熱交換によって温度下降した後、最後に蒸発器121dを通過することで冷却されて冷気となる。

[0187] 尚、上記三方弁112の弁開閉切換制御を行う前後の消費電力量を計測し、消費電力量が減少したならばそのままとし、消費電力量が増加したならば再び上記三方弁112の弁開閉切換制御を行って元の状態（第1の冷媒が冷媒管125b（凝縮器111c）へ流入する状態）に戻すようにしてもよい。あるいは、上記切換後、例えば外気温が所定温度未満となった場合には、あるいは「外気温≤内気温度」となった場合、あるいは「外気温>内気温度」であるが外気温と内気温度との温度差が所定値未満となった場合には、再び上記三方弁112の弁開閉切換制御を行って元の状態（第1の冷媒が冷媒管125b（凝縮器111c）へ流入する状態）に戻すようにしてもよい。

- [0188] 例えば外気温が所定温度未満の場合等には、上記三方弁 1 1 2 の弁開閉切換制御を行って、第 1 の冷媒を冷媒管 1 2 5 b（凝縮器 1 1 1 c）へ流入させる。この場合の動作は、図 2、図 3 と同じであってよい。
- [0189] すなわち、室内空間（その天井裏空間）から内気流入口 1 2 8 を介して内気ユニット 1 2 0 内に流入するリターン空気（暖気）は、凝縮器 1 2 1 b を特に何もなく通過し、次に液－ガス熱交換器 1 2 1 c を通過する際に上記第 2 の冷媒（水など）との熱交換によって温度下降した後、最後に蒸発器 1 2 1 d を通過することで冷却されて冷気となる。一方、蒸発器 1 2 1 d が周囲から奪った熱は、凝縮器 1 1 1 c において外気へと放熱されることになる。尚、上記第 2 の冷媒は、配管 1 2 6 内を循環ポンプ 1 2 4 によって循環している。配管 1 2 6 は、上記配管 5 1 等と同様、液－ガス熱交換器 1 1 1 b、1 2 1 c に接続している。
- [0190] 尚、このような三方弁 1 1 2 の弁開閉切換制御は、例えば図示のコントローラ 1 3 0 が行うが、ここでは特に詳細には説明しない。尚、コントローラ 1 3 0 は、CPU/MPU、メモリ等を有し、不図示の温度センサなどから温度データを入力する等して冷気の温度を調整する等の制御を行う、本空調システム全体の制御装置である。コントローラ 1 3 0 の設置場所は、任意であってよい。
- [0191] 尚、図 5 A の例では、冷媒管 1 2 5 a へ流した第 1 の冷媒が冷媒管 1 2 5 b に流入しないようにするために（その逆に、冷媒管 1 2 5 b へ流した第 1 の冷媒が冷媒管 1 2 5 a に流入しないようにするために）、図示のように逆止弁 1 2 2 a、1 2 2 b を設けている。すなわち、まず、図示のように、2 つに分岐した冷媒管 1 2 5 である上記冷媒管 1 2 5 a と冷媒管 1 2 5 b とが図示の合流点 R で合流して再び 1 本の冷媒管 1 2 5 となる。冷媒管 1 2 5 a において、図示の通り、この合流点 R の手前で逆止弁 1 2 2 a を設けている。冷媒管 1 2 5 b においても同様に、この合流点 R の手前で逆止弁 1 2 2 b を設けている。
- [0192] 尚、図 5 A を用いて図 4 の構成を説明するならば、まず、凝縮器 1 1 1 c

は存在せず、それ故に、三方弁 1 1 2 と冷媒管 1 2 5 b 及び逆止弁 1 2 2 a、1 2 2 b も存在しないことになる（また、冷媒管 1 2 5 a は冷媒管 1 2 5 と見做せる）。

[0193] 尚、その逆に、図 4 の構成をベースにして図 5 A の構成を説明するならば、図 4 の構成に対して、まず、凝縮器 1 1 1 c を追加するとともに、冷媒管 1 2 5 を途中で分岐して成る分岐管である上記冷媒管 1 2 5 b を凝縮器 1 1 1 c に接続する。更に、上記冷媒管 1 2 5 の分岐点に切換装置の一例である三方弁 1 1 2 を設け、この切換装置によって第 1 の冷媒を、凝縮器 1 2 1 b と凝縮器 1 1 1 c の何れか一方に循環させることになる。また、上記逆止弁 1 2 2 a、1 2 2 b も追加することになる。

[0194] 次に、図 5 B に示す構成例について説明する。

[0195] 図 5 B の構成は、上記図 5 A の構成とほぼ同じであり、一部が異なるだけである。よって、図 5 B に関しては、図 5 A とは異なる点のみ説明し、図 5 A と略同様の構成については説明を省略するものとする。

[0196] 図 5 B の構成では、上記図 5 A における三方弁 1 1 2 の代わりに、図示の三方弁 1 1 2' を設けている。図 5 A の三方弁 1 1 2 は凝縮器 1 1 1 c の前段（流入側）に設けられていた。これに対して、図 5 B の三方弁 1 1 2' は凝縮器 1 1 1 c の後段（流出側）に設けられている。三方弁 1 1 2' から先は、冷媒管 1 2 5 が冷媒管 1 2 5 a と冷媒管 1 2 5 b とに分岐している点は、図 5 A と略同様である。また、冷媒管 1 2 5 b は膨張弁 1 2 3 に接続し、冷媒管 1 2 5 a は凝縮器 1 2 1 b に接続している点も、図 5 A と略同様である。

[0197] 図 5 A の構成では、三方弁 1 1 2 の弁切換制御によって、冷媒を、凝縮器 1 1 1 c と凝縮器 1 2 1 b のどちらか一方に流すものであった。これに対して、図 5 B の構成では、冷媒は必ず凝縮器 1 1 1 c に流すものであり、冷媒を更に凝縮器 1 2 1 b にも流すか否かを、三方弁 1 1 2' の弁切換によって制御しているものである。

[0198] 圧縮器 1 1 3 の出口側の冷媒の温度は、通常、外気温度より高いため、冷

媒は必ず凝縮器 1 1 1 c に流す構成とすることで、冷媒温度を下げる事が期待できる。更に、「外気温度>内気温度」の場合には、三方弁 1 1 2' の弁切換制御によって冷媒を冷媒管 1 2 5 a に流すようにする（冷媒を凝縮器 1 2 1 b にも流す）。これによって、冷媒温度を凝縮器 1 1 1 c で一旦下げ、更に凝縮器 1 2 1 b で冷媒温度を内気温度近辺まで下げることが可能となる。

[0199] 尚、外気温度は外気温と同義である。

[0200] 上記図 5 B の構成によれば、凝縮器 1 2 1 b における冷媒と内気との熱交換量が減るので、凝縮器 1 2 1 b の小型化を図ることができる。また、熱交換器 1 2 1 c で取り去らなければならない熱量が減少するので、効率向上を期待できる（たとえば、送風機 1 1 1 a の風量減少やポンプ 1 2 4 による循環冷媒の流量減少など）。

[0201] 尚、上記図 5 B の構成は、以下のように説明することもできる。

[0202] すなわち、外気ユニット 1 1 0 にも凝縮器 1 1 1 c を設け、冷媒管 1 2 5 をこの凝縮器 1 1 1 c に接続し、更に凝縮器 1 1 1 c の冷媒流出側において冷媒管 1 2 5 を分岐すると共に該分岐点に切換装置（三方弁 1 1 2' ）を設ける。そして、この切換装置によって、第 1 の冷媒を内気ユニット 1 2 0 内の凝縮器 1 2 1 b に循環させた後に膨張弁 1 2 3 に循環させる第 1 ルートと、第 1 の冷媒を内気ユニット 1 2 0 内の凝縮器 1 2 1 b に循環させずに膨張弁 1 2 3 に循環させる第 2 ルートとの何れか一方のルートに切換える。この切換装置によるルート切換制御は、例えばコントローラ 1 3 0 が実行する。

[0203] ここで、図 6 には、上記実施例 3 の空調システムの動作モデルとシミュレーション結果を示す。

[0204] まず、図 6（a）に示すシミュレーション動作モデルについて説明する。

[0205] 尚、以下の説明では、図 4 の構成に対応付けて説明するが、図 5 A、図 5 B に関しても略同様である（但し、図 4 と同様に動作させる場合）。

[0206] 図 6 において、まず、太線矢印は、空気（内気）の流れを示す。この空気（内気）の流れに沿った構成、すなわち内気が通過する構成が、図示の発熱

体 1 4 0、凝縮器 1 4 1、液－ガス熱交換器 1 4 2、蒸発器 1 4 3 である。

[0207] 発熱体 1 4 0 は、上記冷却対象の室内空間の上記発熱体 1 0 1（サーバ装置等）に相当する。凝縮器 1 4 1 は上記凝縮器 9 1 b に相当し、液－ガス熱交換器 1 4 2 は上記内気ユニット 9 0 内の液－ガス熱交換器 9 1 c に相当し、蒸発器 1 4 3 は上記蒸発器 9 1 d に相当する。また、図示の圧縮機 1 4 4 が上記圧縮機 9 2 に相当し、図示の膨張弁 1 4 5 が上記膨張弁 9 3 に相当する。

[0208] これら凝縮器 1 4 1、蒸発器 1 4 3、圧縮機 1 4 4、膨張弁 1 4 5 の間を繋ぐ図示の細線矢印が、第 1 の冷媒の流れを示す。すなわち、第 1 の冷媒が「蒸発器 1 4 3 → 圧縮機 1 4 4 → 凝縮器 1 4 1 → 膨張弁 1 4 5 → 蒸発器 1 4 3」という圧縮式冷凍サイクル（蒸気圧縮式冷凍サイクル等）で循環している。

[0209] また、図示のポンプ 1 4 6 が上記ポンプ 9 4 に相当し、図示の液－ガス熱交換器 1 4 7 が上記外気ユニット 8 0 側の液－ガス熱交換器 8 1 b に相当する。これらポンプ 1 4 6、液－ガス熱交換器 1 4 7 と、上記液－ガス熱交換器 1 4 2 の間を繋ぐ図示の細線矢印が、第 2 の冷媒（水など）の流れを示す。これにより、液－ガス熱交換器 1 4 2 においては内気と第 2 の冷媒との熱交換が行われ、液－ガス熱交換器 1 4 7 においては外気と第 2 の冷媒との熱交換が行われる。よって、外気温が低い場合等には、第 2 の冷媒を介して、外気によって間接的に内気が冷却される間接外気冷房機能が実現されることになる。

[0210] ここで、図 6（a）には、上記サイクルの各段階における内気と第 1 の冷媒の温度の一例を示している。尚、これはあくまでも一例に過ぎない。また、これは、シミュレーションとしての理想的な温度を示しているものであり、現実にはこの通りにはならない。例えば、凝縮器 1 4 1 において第 1 の冷媒の温度は大きく下がるものの、図示のように内気と同じ温度（32℃）まで下がることはなく、それよりも少し高い温度（33℃等）となる。

[0211] まず蒸発器 1 4 3 から話を始めるものとする。図示の例では、内気は、蒸

発器 143 において冷却されることで、18℃の冷氣となっている。この冷氣によってサーバ装置等である発熱体 140 が冷却され、内気は 32℃の暖気となる。この 32℃の暖気は、凝縮器 141 を通過する。

[0212] ここで、凝縮器 141 には、圧縮機 144 によって生成される高温（66℃）の第 1 の冷媒が流入しており、周囲に放熱している。凝縮器 141 においては、上記 32℃の暖気によって、高温（66℃）の第 1 の冷媒が冷却されることになる。これによって、凝縮器 141 の後には、第 1 の冷媒の温度は 32℃に低下する一方で、暖気（内気）の温度は 55℃に上昇している。

[0213] この 32℃の第 1 の冷媒は、次段の膨張弁 145 において更に 10℃の第 1 の冷媒となって蒸発器 143 に流入し、これによって蒸発器 143 が上記の通り内気を冷却して 18℃の冷氣を生成することになる。

[0214] 一方、55℃になった暖気は、液－ガス熱交換器 142 を通過する際に、上記第 2 の冷媒と熱交換することで温度低下して、36℃の暖気となる。そして、この 36℃の暖気は、蒸発器 143 を通過することで、上記の通り 18℃の冷氣となる。

[0215] ここで、上記の通り、室内空間からのリターン空気が 32℃であるのに対して、蒸発器 143 へ流入する暖気は 36℃となっており、間接外気冷房機能を使っているにも係らず、逆に、温度上昇していることになる。

[0216] しかし、間接外気冷房機能では、上記の通り、55℃の暖気を 36℃の暖気にしており、冷却機能を果たしており、また温度差が大きいので暖気（内気）の冷却の効率もよい。これは、外気温が非常に高い状態（例えば 36℃）であっても、55℃に比べれば非常に低いことになるためである。液－ガス熱交換器 142 を通過する暖気が、上記 32℃のリターン空気であったならば、外気温が 36℃の場合には、温度低下させられないばかりか逆に温度上昇する可能性がある。一方、実施例 3 では、外気温が非常に高くても、間接外気冷房が機能する可能性が高い。

[0217] ここで、内気が上記のように 55℃の高温となるのは、内気ユニット側（室内側）に凝縮器 141 を設けて、これに内気を通過させるためである。図

14や図1～図3等に示す通り、通常、凝縮器は室外側に設けて、外気に対して放熱させるものである。これは、外気温が低い場合には、何等问题ないものであり、凝縮器において外気によって第1の冷媒が十分に冷却されることになる。

[0218] しかし、外気温が非常に高い状態（例えば36℃）では、凝縮器において外気によって第1の冷媒が十分に冷却されないことになり、それでも室温を設定値通りに保とうとすると消費電力が増大することになる。これに対して実施例3の空調システムでは、上記のように凝縮器141において、外気よりも温度が低い上記32℃の内気によって、第1の冷媒が冷却されることになり、外気の場合に比べて第1の冷媒の温度をより下げることができ、消費電力低減につながることになる。

[0219] 図6（b）に、上記消費電力低減に係るシミュレーション結果を示す。

[0220] 図6（b）に示すグラフは、横軸が外気温度（℃）、縦軸が消費電力（kW）である。

[0221] また、グラフ中の三角（△）で示すデータは間接外気冷房機能の消費電力（主にファンとポンプ146の消費電力）、四角（◇）で示すデータは冷凍サイクルの消費電力（主に圧縮機144の消費電力）、丸（○）はこれらの合計（全体の消費電力）を示す。また、これら各記号内が空白のもの（白三角△、白四角◇、白丸○）が従来の空調システム、各記号内が黒のもの（黒三角▲、黒四角◆、黒丸●）が実施例3の空調システムに対応するデータである。尚、従来の空調システムは、例えば上記図14の空調システムであるが、この例に限らず、例えば上記実施例1や実施例2の空調システムであってもよいと考えても構わない。

[0222] 図示のように、外気温が比較的低い場合は、従来の空調システムも本空調システム（実施例3の空調システム）も、全体としての消費電力はそれほど変わらない。

[0223] しかし、外気温がある程度以上高くなると（例えば30℃を超える程度がひとつの目安となる）、従来の空調システムでは間接外気冷房が実質的に機

能しなくなる為、ファンとポンプ146を停止することで、図示の通り間接外気冷房機能に係わる消費電力（白三角△）はゼロとなる。一方、本空調システムでは、上記の通り、内気が非常に高温（55℃等）となるため、外気温が30℃を越えても、更に35℃を越えても、間接外気冷房は機能することになり、ファンとポンプ146を停止することではなく、図示の通り一定の消費電力（黒三角▲）があることになる。

[0224] 従来の空調システムでは、上記間接外気冷房の消費電力（白三角△）がゼロとなるような外気温の領域（高温領域と言うものとする）では、図示の通り、温度が高くなるに従って全体の消費電力が急激に増大する。尚、この高温領域においては、従来の空調システムでは、「全体の消費電力（白丸○）＝冷凍サイクルの消費電力（白四角◇）」となっている。つまり、上記高温領域では、冷凍サイクルの消費電力（白四角◇）が急増する為、全体の消費電力も急増している。

[0225] 一方、本空調システムでは、上記高温領域においても、冷凍サイクルの消費電力（黒四角◆）は、それまでと略同様に、外気温の増加に合わせて緩やかに増大しており、急激に増大するようなことはない。この為、図示の通り、上記高温領域では、外気温が高くなればなるほど、従来の空調システムと本空調システムとの全体の消費電力の差が、大きくなっていくことになる。

[0226] この様に、外気温がある程度以上高い環境下では、実施例3の空調システムは、従来の空調システムに比べて消費電力が少なくて済み、この省エネ効果は外気温が高いほど大きくなることになる。

[0227] 但し、外気温が低い環境下では、省エネ効果に関して、実施例3の空調システムは逆効果となる可能性があるので、上記図5A等を示す構成とすることで、実質的に図4に示す実施例3の空調システム（その1）と従来の空調システムとを任意のときに切り替えることができるようにする。但し、これは、設置環境にもよるものであり、例えば設置場所が熱帯に属するのであれば、図4の構成でも何等问题はないことになる。

[0228] 尚、第1の冷媒の冷却度合いが大きい（冷媒温度が低い；過冷却度が大き

い) ほうが、冷凍効果および冷凍能力が大きくなる。これは、例えば参考文献（特開 2010-7975 号公報；特にその段落 0009、0038 等）等に記載されているように、公知の事項である。上記参考文献には、例えば、第 1 の冷媒の過冷却度が小さくなることで冷凍効果（蒸発器における冷媒の比エンタルピー変化量）が小さくなり、従って冷媒循環量が同じ場合には冷凍能力が小さくなることが開示されている。

[0229] 一方、冷却対象空間であるサーバルームの温度は、ほぼ設定温度通りに保つ必要があり、上記図 6 (a) の例であれば蒸発器はほぼ 18℃の冷気を生成し続ける必要がある。冷媒の過冷却度が小さくなってもほぼ 18℃の冷気を生成するためには、例えば冷媒循環量を増やす必要があり、この為、消費電力が増大することになる。本空調システムでは、外気温度が高い環境下では、従来の空調システム（外気を用いて冷媒冷却）に比べれば第 1 の冷媒の過冷却度は小さくならないで済むので、従来の空調システムに比べれば消費電力の増大が抑えられる。この様に、本空調システムでは、外気温度が高い環境下では、従来の空調システムと比較して高い省エネ効果が得られる。

[0230] 更に、実施例 3 では、図 4 や図 5 A 等にして説明したユニット構成や製造、設置等を行うようにする場合には、上記実施例 2 と略同様の効果を得ることもできる。すなわち、実施例 2 の効果として上述した (a) コンパクト化、(b) ダクトレス、壁面取り付けによる施工費低減、(c) 積層体によるコンパクト化と製作性の向上、(d) ファン共通化による送風動力（送風電力）低減と低価格化の効果は、実施例 3 においても得ることができるものである。

[0231] ここで、図 7 を参照して、実施例 3 と従来とを比較説明する。

[0232] 図 7 (a) は実施例 3 の空調システムの動作モデルを示す図である。尚、これは、上記図 6 (a) と略同様の図面であり一部省略して示している。よって、各構成には図 6 (a) と同一符号を付してあり、その詳細な説明は省略する。

[0233] 概略的には、図示の凝縮器 141、蒸発器 143、圧縮機 144、及び膨

膨張弁 145 によって蒸気圧縮冷凍サイクル等の冷凍サイクルを実現している。更に、図示のポンプ 146、液－ガス熱交換器 147、液－ガス熱交換器 142 によって、間接外気冷房機能を実現している。

[0234] 外気が通過する構成である液－ガス熱交換器 147 は室外側（建物外）に設置し、内気が通過する構成である凝縮器 141、液－ガス熱交換器 142、蒸発器 143 は室内側（建物内）に設置する。これら以外の構成の設置場所は、特に限定しない。

[0235] また、図 7（c）には、図 7（a）との比較のための従来の空調システムの動作モデルを示している。

[0236] 図示の通り、少なくとも図 7（a）、（c）に示すモデル例に関しては、実施例 3 と従来とでは構成上の違いは殆どなく、凝縮器の設置位置が異なるだけである。設置位置が異なることから、図 7（a）では凝縮器 141、図 7（c）では凝縮器 141' というように符号を変えて示している。

[0237] 図 7（a）に示す通り、実施例 3 の空調システムでは、凝縮器 141 は、発熱体 140（サーバ等）を通過後の内気が通過する位置に設置されている。一方、図 7（c）に示す通り、従来の空調システムにおける凝縮器 141' は、外気が通過する位置に設置されている。尚、本図では示していないが、凝縮器 141' は、液－ガス熱交換器 147 を通過後の外気を通過させるものとするのが望ましい。尚、図示の例では、例えば外気温度が非常に高い為に、間接外気冷房機能は停止している（例えばポンプ 146 を停止している）。

[0238] 図 7（b）は、図 7（a）の実施例 3 の空調システムに対応する温度模式図である。

[0239] 図 7（d）は、図 7（c）の従来の空調システムに対応する温度模式図である。

[0240] まず、図 7（b）、（d）において、発熱体 140（サーバ等）に接続して一周している矢印は、内気に係る温度変化等を示している。また、圧縮機 144 と膨張弁 145 に接続している矢印は、第 1 の冷媒に係る温度変化等

を示している。また、 Q ($Q1a$ 等)は熱量、 L (Lpa 等)は動力(電力消費量)を意味している。

[0241] また、図7(b)において点線が囲んで符号141aを付している部分は、上記凝縮器141内における内気や冷媒の温度変化を示すものである。同様に、図7(d)において点線が囲んで符号141bを付している部分は、上記凝縮器141'内における冷媒の温度変化を示すものである。

[0242] また、図7(b)において点線が囲んで符号142aを付している部分は、上記液-ガス熱交換器142内における内気の温度変化を示すものである。同様に、図7(d)において点線が囲んで符号142bを付している部分は、上記液-ガス熱交換器142内における内気の温度変化(但し、図示の通り内気の温度は変化しない)を示すものである。

[0243] また、図7(b)において点線が囲んで符号143aを付している部分は、上記蒸発器143内における内気や冷媒の温度変化を示すものである。同様に、図7(d)において点線が囲んで符号143bを付している部分は、上記蒸発器143内における内気や冷媒の温度変化を示すものである。

[0244] そして、まず、図7(b)において、凝縮器141において内気と第1の冷媒との間で熱量 $Q1a$ の交換が行われ、その結果、図示の141aに示す通り、内気の温度は上昇し、第1の冷媒の温度は図示の還気(RA)の温度レベルまで下がる。尚、還気(RA)は、発熱体140(サーバ等)からのリターン空気としての内気である。また、尚、図6(a)でも説明した通り、これはシミュレーションとしての理想的な温度模式図を示しているものであり、現実にはこの通りにはならない。例えば、第1の冷媒の温度は大きく下がるものの、図示のように還気(RA)の温度レベルまで下がることはなく、それよりも少し高い温度となる。

[0245] 内気は、その後、液-ガス熱交換器142を通過することで、上記間接外気冷房機能によって熱量 $Q2a$ を奪われ(間接的に外気と熱交換して、熱は室外側(建物外)へと放出される)、その結果、内気の温度は、例えば図示の142aに示すように外気(OA)温度レベルまで下がることになる。

- [0246] そして、更に、図示の143aに示すように、内気は、蒸発器143で熱量 $Q3a$ の熱を奪われて図示の給気(SA)の温度レベルまで下がることになる。尚、給気(SA)とは、発熱体140(サーバ等)に供給する内気(冷氣)である。尚、蒸発器143における冷媒の温度は、図示の‘J’のレベルまで下がっている。
- [0247] 一方、図7(d)に示すように、従来では、発熱体140(サーバ等)において熱量 QH で温度上昇した内気は、凝縮器141'を通過するわけではないので温度変化することなく(141b参照)、更に図7(c)の例では間接外気冷房機能は停止しているので液-ガス熱交換器142を通過しても温度変化することなく(142b参照)、図示の上記還気(RA)の温度レベルのままとなる。その後、図示の143bに示すように、内気は、蒸発器143で熱量 $Q3b$ の熱を奪われて図示の給気(SA)の温度レベルまで下がることになる。
- [0248] 一方、第1の冷媒は、室外側(建物外)に設置された凝縮器141'における外気との熱量 $Q1b$ の熱量交換により、図示の外気(OA)の温度レベルまで温度低下する。第1の冷媒は、その後、膨張弁145を介して図示の‘J’の温度レベルまで温度低下してから、蒸発器143に供給されることになる。
- [0249] ここで、図7(b)、(d)に示す通り、膨張弁145に入る前の第1の冷媒の温度は、図7(b)ではRAであり、図7(d)ではOAであり、 $RA < OA$ である。つまり、実施例3は、従来よりも、膨張弁145の手前における第1の冷媒の温度が小さい。これより、既に述べた通り、実施例3の方が冷凍サイクルの消費電力が少なくて済む。つまり、図示のように、実施例3における冷凍サイクルの動力(消費電力)(主に圧縮機144動力(消費電力))を Lca 、従来における冷凍サイクルの動力(消費電力)(主に圧縮機144動力(消費電力))を Lcb とした場合、 $Lcb > Lca$ となる。尚、これは、図示の例のように還気(RA)の温度が外気(OA)の温度よりも低い場合の話である。

[0250] 但し、図 7 の例では、従来では間接外気冷房機能の動力が停止しているのでその消費電力＝‘0’であるのに対して、実施例 3 の場合は間接外気冷房機能の動力（消費電力） L_{pa} が加わることになる。よって、この例では、 $L_{cb} > L_{ca} + L_{pa}$ の条件を満たす場合に、実施例 3 の空調システムは従来の空調システムよりも消費電力が小さいことになる。

[0251] 図 10 は、実施例 3 の空調システムを含む全体の概略構成図である。

[0252] 実施例 3 の空調システムは、上述した例に限らず、例えば図 10 に示す構成と見做すこともできる。尚、図 10 では、各構成要素として図 4 に示す例を用いるものとし、図 4 と同一符号を付してある。尚、上述したように、一体化・積層化する例に限定されるわけではなく、それ故、例えば図 10 に示すような構成としてもよいものである。

[0253] 図 10 の例では、実施例 3 の空調システムは、図示のヒートポンプ 151 と熱交換器 152 から成るものとする。ヒートポンプ 151 は、上記蒸発器 91d、圧縮機 92、凝縮器 91b、膨張弁 93 等から成り、これらに接続した冷媒管 95 を介して、冷媒が「蒸発器 91d → 圧縮機 92 → 凝縮器 91b → 膨張弁 93 → 蒸発器 91d」の順番で循環している。

[0254] また、熱交換器 152 は、特に図示しないが、上記液－ガス熱交換器 91c、81b とこれらを繋ぐ配管 96 等から成る。

[0255] ヒートポンプ 151 から送出された冷気（内気）は、床下空間を介してサーバールームに入り、サーバ装置等を冷却することで暖気となる。この暖気（内気）は、天井裏空間を介して、ヒートポンプ 151 に流入し、凝縮器 91b を通過することで温度上昇してから、熱交換器 152 に流入する。そして、熱交換器 152 内で内気と外気との間接的な熱交換が行われて、内気の温度は低下する。温度低下した内気が、ヒートポンプ 151 に流入し、蒸発器 91d を通過することで冷却されて上記冷気となり、上記のように床下空間へと送出されることになる。

[0256] 次に、以下、実施例 4 について説明する。

[0257] 図 11 は、実施例 4 の空調システム（その 1）の構成図である。

- [0258] 図 1 2 は、実施例 4 の空調システム（その 2）の構成図である。
- [0259] 図 1 3 は、実施例 4 の空調システムの動作モデル等を示す図である。
- [0260] まず、図 1 1 を参照して、実施例 4 の空調システム（その 1）を説明する。尚、図 1 1 において図 5 B に示す構成と略同一の構成については、図 5 B に示す符号と同じ符号を付しており、その説明を省略または簡略化する。
- [0261] まず、図 1 1 に示す実施例 4 の空調システム（その 1）は、外気ユニット 1 6 0 と内気ユニット 1 7 0 から成る。これら外気ユニット 1 6 0 と内気ユニット 1 7 0 とは、図 5 B に示す外気ユニット 1 1 0 と内気ユニット 1 2 0 の場合と略同様に、壁 1 を挟んで室外側（建物外）と室内側（建物内）とに設けられる。
- [0262] また、これら外気ユニット 1 6 0、内気ユニット 1 7 0 の製造、設置方法は、図 5 A、図 5 B 等 に示す外気ユニット 1 1 0、内気ユニット 1 2 0 の製造、設置方法と略同様であってよい。これは図 1 2 に示す構成に関しても同様である。また、実施例 4 の空調システムは、実施例 3 の空調システムと略同様の効果が得られる。そして、更に後述する実施例 4 特有の効果も得られる。
- [0263] 外気ユニット 1 6 0 は、積層体 1 1 1 を有する。積層体 1 1 1 は、送風機（ファン） 1 1 1 a、液-ガス熱交換器 1 1 1 b、凝縮器 1 1 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。尚、これらは図 5 B に示す積層体 1 1 1 の構成と同一符号を付してあり、既に述べた通りその説明は省略または簡略化する。これは、後述する三方弁 1 1 2' などに係る構成についても同様である。
- [0264] また、膨張弁 1 2 3、圧縮機 1 1 3 が、それぞれ、外気ユニット 1 6 0、内気ユニット 1 7 0 のどちらかに設けられている。図示の例では膨張弁 1 2 3 が内気ユニット 1 7 0 に設けられ、圧縮機 1 1 3 が外気ユニット 1 6 0 に設けられているが、この例に限らない。
- [0265] そして、図 5 B と同様に、上記第 1 の冷媒を循環させる冷媒管 1 2 5 上には、上記膨張弁 1 2 3、圧縮機 1 1 3 や、凝縮器 1 1 1 c、凝縮器 1 7 1 b

等が設けられている。そして、図 11 の構成では、冷媒管 125 上には更に蒸発器 172 が設けられている。蒸発器 172 については後に詳しく説明する。

[0266] また、図 11 の構成では、図 5 B と同様に、冷媒管 125 上には、その途中に切換装置の一例である三方弁 112' が設けられている。冷媒管 125 は、三方弁 112' から先は図示の冷媒管 125 a と冷媒管 125 b とに分岐している。三方弁 112' は凝縮器 111 c の後段（下流側）に設けられている。冷媒管（分岐管） 125 a は、内気ユニット 170 内の凝縮器 171 b に接続すると共に、凝縮器 171 b の下流側において冷媒管（分岐管） 125 b と合流している（図示の合流点 R で合流して、再び 1 つの冷媒管 125 となっている）。そして、合流点 R で合流後の冷媒管 125 は、膨張弁 123 に接続している。尚、冷媒管 125 a と冷媒管 125 b には、それぞれ、合流点 R 手前近辺において逆支弁 122 a、122 b が設けられている。これによって、第 1 の冷媒の逆流を防止する。

[0267] 以上、図 11 の構成において、主に図 5 B に示す構成と略同一の構成について（当然、蒸発器 172 等の図 5 B と同一符号を付していないものは除く）、簡単に説明した。

[0268] そして、図 11 の構成では、まず、内気ユニット 170 側において図示の積層体 171 が設けられている。積層体 171 は、送風機（ファン） 171 a、凝縮器 171 b、液－ガス熱交換器 171 c より成る。この積層体 171 と上記積層体 121 との違いは、積層体 171 には上記蒸発器 121 d が無い点である。従って、図示の送風機（ファン） 171 a、凝縮器 171 b、液－ガス熱交換器 171 c 自体は、積層体 121 における送風機（ファン） 121 a、凝縮器 121 b、液－ガス熱交換器 121 c と略同一であってよい。

[0269] 送風機（ファン） 121 a によって形成させる内気の流れ（図上、一点鎖線矢印で示す）によって、内気は凝縮器 171 b → 液－ガス熱交換器 171 c の順にこれらを通過する。

[0270] 尚、図示の構成は一例であり、この例に限らない。基本的には積層体 171 は内気ユニット 170 内に設けられ、積層体 111 は外気ユニット 160 内に設けられるが、それ以外の構成は、内気ユニット 170 と外気ユニット 160 のどちらに設けてもよい。従って、例えば蒸発器 172 が外気ユニット 160 側に設けられていても構わない。

[0271] そして、本構成例では、上記のように蒸発器 121d が無い代わりに、図示のように蒸発器 172 が設けられている。つまり、図 5B においては、膨張弁 123 と圧縮機 113 との間（勿論、冷媒管 125 上であることは言うまでもない）には、蒸発器 121d が設けられていた。これに対して、本構成では、膨張弁 123 と圧縮機 113 との間（冷媒管 125 上）には蒸発器 172 が設けられている。

[0272] 但し、蒸発器 121d と蒸発器 172 とでは構成が異なる。蒸発器 121d は、液－ガス熱交換器であるものと見做すことができ、任意の冷媒と空気（内気）との間の熱交換を、冷媒の蒸発を伴う形で行うものである。つまり、一般的な空調機（エアコン等）で用いられる一般的な蒸発器である。

[0273] これに対して、蒸発器 172 は、既存のものではあるが、上記液－ガス熱交換器ではなく、液－液熱交換器と見做せるものである。従って、蒸発器 172 は、ガスである空気（内気）との熱交換は行わない。蒸発器 172 は、基本的には、内気が通過する積層体 171 の一部を構成するようなことはない。蒸発器 172 の設置位置は特に規定しないが、基本的には内部ユニット 170 内または外部ユニット 160 内に設けられるものとする。

[0274] 蒸発器 172 は、上記の通り冷媒管 125 上に設けられており、従って特に図示しないがその内部を上記第 1 の冷媒が通過する。更に、図示のように蒸発器 172 は、上記冷媒管 125 だけでなく配管 162 にも接続している。配管 162 自体は、図 5B の配管 126 と同様に、上記第 2 の冷媒（例えば水など）を、外気ユニット 160 の液－ガス熱交換器 111b と内気ユニット 170 の液－ガス熱交換器 171c との間を循環させる為の構成である。尚、図 5B の構成と同様、第 2 の冷媒を循環させる為の循環ポンプ 124

が、配管 1 6 2 上の任意の箇所に設けられている。

[0275] そして、上記の通り配管 1 6 2 には更に蒸発器 1 7 2 が接続している。よって、蒸発器 1 7 2 内には、上記第 1 の冷媒だけでなく第 2 の冷媒も通過することになる。そして、基本的には図示のように、液－ガス熱交換器 1 7 1 c の手前（上流側）に蒸発器 1 7 2 が設けられる構成とする。これによって後述するように、蒸発器 1 7 2 において第 1 の冷媒によって冷却された第 2 の冷媒が、下流側にある液－ガス熱交換器 1 7 1 c に流入することになる。

[0276] 尚、図示の例では図 5 B との相違点として更に三方弁 1 6 1 等が設けられている等の違いもあるが、この三方弁 1 6 1 等は必ずしも必要ないものである。よって、三方弁 1 6 1 等については、後に説明する。

[0277] 上述したように、特に内部構成は図示しないが、蒸発器 1 7 2 内には第 1 の冷媒と第 2 の冷媒とが通過する。そして、蒸発器 1 2 1 d の場合と同様に、蒸発器 1 7 2 内で第 1 の冷媒は蒸発し、その際に周囲の熱を奪う（周囲を冷却する）。蒸発器 1 2 1 d の場合にはその内部を空気（内気）が通過しており、従って空気（内気）が冷却されることになった。これに対して、蒸発器 1 7 2 の場合には上記の通りその内部を第 2 の冷媒が通過しており、従って第 1 の冷媒によって第 2 の冷媒が冷却されることになる。

[0278] ここで、図 5 B の場合、第 2 の冷媒は、外気ユニット 1 1 0 の液－ガス熱交換器 1 1 1 b において外気との熱交換によって基本的には冷却されて、当該外気による冷却後の第 2 の冷媒が内気ユニット 1 2 0 の液－ガス熱交換器 1 2 1 c に供給される。これによって、液－ガス熱交換器 1 2 1 c 内で第 2 の冷媒と内気との熱交換が行われ、第 2 の冷媒によって内気が冷却される。一方、図 1 1 の構成の場合、第 2 の冷媒は、液－ガス熱交換器 1 7 1 c に供給される手前で上記の通り蒸発器 1 7 2 内で更に冷却されることになる。

[0279] これは、1 つの考え方としては、図 5 B の場合には第 1 の冷媒によって直接的に空気（内気）を冷却していたのに対して、図 1 1 の場合には第 2 の冷媒を介して間接的に空気（内気）を冷却するものと見做すこともできる。

[0280] 図 1 1 の構成では、例えば図 1 に示す天井裏空間から内気流入口 1 2 8 を

介して内気ユニット 170 内に流入する内気（リターン空気；暖気）は、まず凝縮器 171 b を通過することで温度上昇した後、液－ガス熱交換器 171 c を通過することで冷却される。この冷却された内気（冷気）は、内気排出口 127 から排出され、例えば図 1 に示す床下空間へと送出される。これによって、冷却対象空間（サーバ設置空間）に冷気が供給されることになる。

[0281] そして、コントローラ 130 は、例えば、内気排出口 127 から排出される冷気の温度が、所定の設定温度（例えば 18℃）と略同一となるように、圧縮機 113 や循環ポンプ 124 等を制御して、第 1 の冷媒や第 2 の冷媒の流量等を制御する。尚、コントローラ 130 は、例えば後述する図 13 に示す信号線 131 を介して、例えば圧縮機 113 や循環ポンプ 124 等を制御することになる。

[0282] また、蒸発器 172 は、相対的に低温の液体（第 1 の冷媒）と相対的に高温の液体（第 2 の冷媒）との間で熱交換を行う「液－液の熱交換器」であり、具体的には例えば所謂「液－液のプレート式熱交換器」等である。

[0283] 次に、上記三方弁 161 等に係る構成について説明する。

[0284] 図 5 B の構成では、第 2 の冷媒は必ず液－ガス熱交換器 111 b に流入させて外気との熱交換を行わせていた。これに対して図 11 の構成では、三方弁 161 等を用いることで、第 2 の冷媒を液－ガス熱交換器 111 b に流入させない（バイパスさせる）場合も有り得るように構成した。本構成の場合、第 2 の冷媒は、外気との熱交換が行われない場合でも、蒸発器 172 において第 1 の冷媒によって冷却されることになる。

[0285] 三方弁 161 は、配管の流路を 2 つに分けるための三方弁であり、3 つの配管接続口を有しており、そのうちの 1 つが流入用（流入口と呼ぶ）、2 つが流出用（流出口と呼ぶ）である。三方弁 161 は、上記配管 162 に接続しており、循環ポンプ 124 によって配管 162 内を循環している第 2 の冷媒を、上記流入口から流入させ、上記 2 つの流出口の何れか一方から流出させる。ここで、上記配管 162 は、三方弁 161 によって 2 つに分岐すると

見做すこともでき、図示の分岐管 1 6 2 a、分岐管 1 6 2 b に分岐するもの
と考えるものとする。

[0286] 上記三方弁 1 6 1 の 2 つの流出口の何れか一方は分岐管 1 6 2 a に接続し、
他方は分岐管 1 6 2 b に接続している。分岐管 1 6 2 a は液－ガス熱交換器 1 1 1 b
を通過した後、図示の合流点 Q で分岐管 1 6 2 b と合流して再び 1 つの配管 1 6 2
となって、この配管 1 6 2 が後段の蒸発器 1 7 2 に接続している。一方、分岐管 1 6 2 b
はダイレクトに上記合流点 Q で分岐管 1 6 2 a に接続・合流している。

[0287] 第 2 の冷媒が三方弁 1 6 1 から分岐管 1 6 2 a 上に流出される場合には、
第 2 の冷媒は液－ガス熱交換器 1 1 1 b を通過した後、蒸発器 1 7 2 に流入
することになる。一方、第 2 の冷媒が三方弁 1 6 1 から分岐管 1 6 2 b 上に
流出される場合には、第 2 の冷媒は液－ガス熱交換器 1 1 1 b を通過するこ
となく、そのまま、蒸発器 1 7 2 に流入することになる。

[0288] 基本的には、液－ガス熱交換器 1 1 1 b において外気によって第 2 の冷媒
を冷却できる状況では、第 2 の冷媒は液－ガス熱交換器 1 1 1 b を通過させ
るようにする。逆に言えば、例えば「外気温度 > 液－ガス熱交換器 1 1
1 b に流入する第 2 の冷媒の温度」の状況では、第 2 の冷媒が三方弁 1 6 1
から分岐管 1 6 2 b 上に流出されるようにする（液－ガス熱交換器 1 1 1 b
をバイパスさせる）。これによって、第 2 の冷媒が液－ガス熱交換器 1 1 1
b において温度上昇させられるような事態を回避できる。

[0289] 但し、この様な例に限らず、三方弁 1 6 1 を設けない（よって、配管 1 6
2 が 2 つに分岐することもない）構成にしてもよい。つまり、第 2 の冷媒に
係る構成に関しては図 5 B と同様の構成により、第 2 の冷媒が必ず液－ガス
熱交換器 1 1 1 b にも流れるように構成してもよい。

[0290] 尚、図には示していないが、分岐管 1 6 2 a において分岐管 1 6 2 b との
合流点 Q の手前に逆止弁を設けるようにしてもよい。これによって、第 2 の
冷媒が三方弁 1 6 1 から分岐管 1 6 2 b 上に流出される場合に、この第 2 の
冷媒が液－ガス熱交換器 1 1 1 b 内に流入するような事態を防止できる。

[0291] 次に、図 1 2 に示す実施例 4 の空調システム（その 2）について説明する。

[0292] 図 1 2 は、図 1 1 に示す構成の変形例と見做すこともでき、一部が異なるが、殆どは図 1 1 と略同一である。従って、図 1 2 に関して、図 1 1 と略同一の構成については、その説明は省略もしくは簡略化するものとする。尚、図 1 1 と図 1 2 との関係（相違）は、上記 5 A と図 5 B との関係（相違）と同じであると考えても良い。

[0293] すなわち、図 1 2 の構成において図 1 1 と異なる点は、冷媒管 1 2 5 上の三方弁の配置である。まず、図 1 2 の構成は、外気ユニット 1 6 0' と内気ユニット 1 7 0 から成る。内気ユニットは、図 1 1 の内気ユニット 1 7 0 と同じであってよく、よって同一符号“1 7 0”を付してある。一方、外気ユニットは、図 1 1 の外気ユニット 1 6 0 と一部異なるものであり、よって符号“1 6 0' ”を付与してある。

[0294] 図 1 1 の外気ユニット 1 6 0 では、図 5 B と同様に、凝縮器 1 1 1 c の流出側（下流側）に三方弁 1 1 2' を設けており、第 1 の冷媒は必ず凝縮器 1 1 1 c を通過させていた。そして、三方弁 1 1 2' によって、第 1 の冷媒を更に凝縮器 1 7 1 b も通過させるか否かを制御していた。

[0295] 一方、図 1 2 の外気ユニット 1 6 0' では、図 5 A と同様に、凝縮器 1 1 1 c の流入側（上流側）に三方弁 1 1 2 を設けている。そして、三方弁 1 1 2 によって、第 1 の冷媒を、“凝縮器 1 1 1 c を通過させるが凝縮器 1 2 1 b は通過させない状態”と“凝縮器 1 1 1 c は通過させないが凝縮器 1 2 1 b を通過させる状態”の何れか一方の状態に切り換える。

[0296] 以上、図 1 2 の構成について、図 1 1 と異なる点のみ簡単に説明した。尚、図 1 2 の構成の機能、効果等は、図 1 1 のものと略同様である。

[0297] 次に、以下、図 1 3 について説明する。

[0298] 図 1 3（a）には、上記の通り実施例 4 の空調システムの動作モデルを示している。また、図 1 3（b）には、実施例 4 の消費電力低減に係るシミュレーション結果を示す。

- [0299] まず、図13(a)について説明する。尚、図13(a)に示す各温度は、図6(a)と同様、シミュレーション結果等に基づく一例を示しているものであり、この例に限らない。
- [0300] ここで、図13(a)は、上記図12の構成例に対応するものであり、図12に示す各構成の符号が付してある。但し、図示の発熱体140は、図6(a)に示す発熱体140のことであり、例えば図1に示す発熱体101(サーバ装置等)に相当するものである。また、図13(a)は、図12において三方弁112によって第1の冷媒が凝縮器111c側を通過しない状態になっている場合に対応するものとする。よって、図13(a)には凝縮器111cは示されておらず、圧縮機113の下流側には凝縮器171bが示されている。
- [0301] 図13(a)において太線矢印で示すように、室内側空気(内気)は、発熱体140、凝縮器171b、液-ガス熱交換器171cを循環している。
- [0302] また、上記第1の冷媒は、図示の冷媒管125上の構成を循環している。すなわち、第1の冷媒は、図上に細線矢印で示すように、圧縮機113、凝縮器171b、膨張弁123、蒸発器(液-液の熱交換器)172を循環している。
- [0303] また、上記第2の冷媒は、図示の配管162上の構成を循環している。すなわち、第2の冷媒は、図上に細線点線矢印で示すように、循環ポンプ124、液-ガス熱交換器171c、液-ガス熱交換器111b、蒸発器(液-液の熱交換器)172を循環している。
- [0304] 内気に関しては、まず図6(a)と略同様に、発熱体140を冷却することによって32℃となった内気は、凝縮器171bを通過することで55℃に温度上昇する。この55℃の内気は、液-ガス熱交換器171cを通過する際に、第2の冷媒との熱交換によって冷却されて温度低下する(図示の例では18℃となる)。そして、この18℃の内気が、例えば図1に示す床下空間へと送出されることで、上記発熱体140を冷却することになる。
- [0305] 図6(a)の場合でも、上記55℃の内気は、液-ガス熱交換器142を

通過する際に、第2の冷媒との熱交換によって冷却されて温度低下するが、第2の冷媒の温度は外気温度に影響されるので（例では36℃）、内気の温度を設定温度（18℃等）まで低下させることはできない。後段の蒸発器143によって内気の温度を設定温度（18℃等）まで低下させることになる。

[0306] これに対して、図13（a）の例では、蒸発器（液-液の熱交換器）172によって第2の冷媒の温度を外気温度未満（設定温度以下；本例では18℃）とすることができるので、液-ガス熱交換器171cにおいて内気の温度を設定温度（18℃等）まで低下させることができる。

[0307] ここで、上記の通り（そして図13（a）に示す通り）、蒸発器（液-液の熱交換器）172には、第1の冷媒と第2の冷媒の両方が通過しており、蒸発器172内において第1の冷媒と第2の冷媒との間で熱交換が行われる。図示の例では、蒸発器172に流入する第1の冷媒の温度は、10℃となっている。一方、蒸発器172から流出する第2の冷媒の温度（つまり、第1の冷媒と熱交換後の第2の冷媒の温度）は、18℃となっている。

[0308] ここで、蒸発器172に流入する第2の冷媒の温度は図示されていないが、第2の冷媒は液-ガス熱交換器111bにおいて外気（36℃）と熱交換した後に、蒸発器172に流入する。従って、基本的に、蒸発器172に流入する第2の冷媒の温度が、外気温度（36℃）未満となることはない。つまり、図示の例では、蒸発器172内において10℃の第1の冷媒と36℃以上の第2の冷媒との間で、熱交換が行われることになる。従って、当然、第2の冷媒は第1の冷媒によって冷却されることになり、上記の様に図示の例では18℃まで冷却されることになる。

[0309] また、液-ガス熱交換器171cから流出する第2の冷媒の温度（温度 T_a と記すものとする）も、図示されていないが、これは第2の冷媒の流量によって異なることになる。つまり、第2の冷媒の流量が少ない場合には、上記温度 T_a は例えば内気温度（55℃）に近い温度（50℃以上など）となることも有り得る。一方、第2の冷媒の流量が多い場合には、上記温度 T_a

は例えば外気温度（36℃）よりも低い温度となることも有り得る。

[0310] この様なケースを想定して、上記三方弁161等を設ける構成例も提案している。すなわち、コントローラ130は、例えば「 $T_a < \text{外気温度}$ 」となった場合には、三方弁161を制御して第2の冷媒が液－ガス熱交換器111bをバイパスする（通過させない）状態とするようにしてもよい。

[0311] ここで、液－ガス熱交換器171cの後段（内気について下流側）に、不図示の「混合／攪拌ユニット」を設けるようにしてもよい。この「混合／攪拌ユニット」は、既存の構成であるので特に図示／説明しないが、空気等の気体を内部で混合／攪拌することでその温度分布を略一様にするための構成である。つまり、上記のように液－ガス熱交換器171cから流出する内気（冷氣）の温度は18℃としたが、これはその温度分布を略一様にした場合の温度を意味しており、実際には温度分布を略一様とはならず、（18℃と比較して）温度が低い部分や温度が高い部分もある状態となる場合が考えられる。この為、上記不図示の「混合／攪拌ユニット」を設けることで、温度分布を略一様とする構成としてもよい。

[0312] 但し、冷氣が、床下空間等を通る間に自然に混合することで、発熱体140に届くときには温度分布を略一様となっているケースも有り得るので、上記不図示の「混合／攪拌ユニット」は、必ずしも設けなくてもよい場合も有り得る。

[0313] 尚、第1の冷媒を循環させる冷凍サイクルに係る構成（冷媒管125と上記冷媒管125上の各種構成）は、蒸発器（液－ガスの熱交換器）143が蒸発器（液－液の熱交換器）172に置き換わる点以外が、図6（a）と略同様であると思っても構わない。よって、簡単に説明するならば、第1の冷媒は、蒸発器（液－液の熱交換器）172において第2の冷媒との熱交換によって25℃となった後、圧縮機113で圧縮されることで66℃となる。この66℃の第1の冷媒は、凝縮器171bにおいて内気との熱交換により温度低下し（32℃となり）、更に膨張弁123によって温度低下する（10℃となる）。この10℃の第1の冷媒が、上記のように蒸発器172に

において第2の冷媒と熱交換することになる。

[0314] ここで、図13(b)に示すシミュレーション結果について説明する。

[0315] 図13(b)に示すグラフは、図6(b)に示すグラフと同様、横軸が外気温度(°C)、縦軸が消費電力(kW)であり、グラフ中の白丸(○)が従来システムのデータ、黒丸(●)が実施例4の空調システムのデータである。尚、これらのデータは、図6(b)における“全体の消費電力”に相当する。また尚、従来の空調システムは、例えば上記図14の空調システムであるが、この例に限らず、例えば上記実施例1や実施例2の空調システムであってもよいと考えても構わない。

[0316] 図示のように、外気温が比較的低い場合は、従来の空調システムも本空調システム(実施例4の空調システム)も、消費電力はそれほど変わらない。

[0317] しかし、外気温がある程度以上高くなると(高温領域と言うものとする; 例えば30°Cを超える程度がひとつの目安となる)、従来の空調システムでは、図示の通り、温度が高くなるに従って全体の消費電力が急激に増大する。

[0318] 一方、実施例4の空調システムでは、上記高温領域においても、消費電力は、それまでと略同様に、外気温の増加に合わせて緩やかに増大しており、急激に増大するようなことはない。この為、図示の通り、上記高温領域では、外気温が高くなればなるほど、従来の空調システムと本空調システムとの全体の消費電力の差が、大きくなっていくことになる。

[0319] この様に、外気温がある程度以上高い環境下では、実施例4の空調システムは、従来の空調システムに比べて消費電力が少なくて済み、この省エネ効果は外気温が高いほど大きくなることになる。

[0320] 尚、図11、図12に示す構成例は、一例であり、この例に限らない。例えば、上記図5Aに対して図9の変形例を示したが、図11、図12に関してもこれと同様の変形例があってよい。この変形例については特に図示しないが、上記図5Aと図9の関係から明らかに分かるものであると考えられる。

[0321] 上述した実施例４の空調システム（その１）（その２）によれば、上述した実施例３の空調システムと略同様の効果に加えて、更に下記の効果が得られる。

- ・他の実施例の蒸発器（蒸発器１２１ｄ等）は、空気（内気）と液（第１の冷媒）との間で熱交換を行う液－ガスの熱交換器であるのに対して、蒸発器１７２は上記の通り液－液の熱交換器である。一般的に、液－液熱交換器は、液－ガス熱交換器に比べて熱交換効率が高い。したがって、熱交換性能を同じとする場合には、液－液熱交換器は、液－ガス熱交換器よりも小型化することができる（一例としては、蒸発器１７２の体積は、蒸発器１２１ｄの５％～１０％程度とすることができる）。

- ・実施例３等では、内気が流れる経路上に、２つの熱交換器（例えば図５Ａ、図５Ｂでは、液－ガス熱交換器１２１ｃと蒸発器１２１ｄ）があった。これに対して、図１１、図１２の構成では、蒸発器１２１ｄを削除しており、また蒸発器１７２は内気の流れる経路上には設けないようにする。このように、蒸発器１２１ｄを削除することで、内気の送風圧力損失が減少し、以って送風効率が向上することになる。これは、例えばファン１７１ａ等の省電力化につながる。

- ・蒸発器１２１ｄと蒸発器１７２は何れも第１の冷媒による冷却を行うが、蒸発器１２１ｄが空気を冷却するのに対して、蒸発器１７２は液体（第２の冷媒）を冷却する。冷却する媒体が、空気より熱容量が大きい液体であるので、温度変化が緩やかとなり、温度制御が安定する。

[0322] 例えば、何らかの原因で一時的に第１の冷媒の温度が大きく変動する場合を想定する。この場合、従来方式では第１の冷媒によって直接的に冷却される空気（内気）の温度も、大きく変動することになる。これに対して、本方式では、第２の冷媒の温度も変動することになるが、その温度変化は（空気の場合に比べて）緩やかとなり、従って第２の冷媒によって冷却される空気（内気）の温度変化も緩やかとなる。従って、内気温度を設定値（例えば１８℃）付近に維持する為の温度制御を行い易いことになる。

・外気温が高い場合（例えば、液－ガス熱交換器 1 1 1 b に流入する第 2 の冷媒の温度＜外気温の場合）、上記三方弁 1 6 1 によって第 2 の冷媒を液－ガス熱交換器 1 1 1 b をバイパスさせる形で循環させることにより、第 2 の冷媒が外気によって加熱されて温度上昇するような事態を回避することができる。

[0323] 本発明の外気利用空調システム、その内気ユニット、外気ユニット等によれば、外気を利用して省エネで室内空間を冷却する空調システムに関わり、外気温が高い場合でも外気を利用する内気冷却を機能させることができると共に圧縮式冷凍サイクルの空調システムの省エネ化を図ることができる。

請求の範囲

[請求項1]

室内側に、第1の熱交換器と、蒸発器と、凝縮器と、該第1の熱交換器と蒸発器と凝縮器とに内気を通過させる為の第1の送風機とを設け、該第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から前記凝縮器、前記第1の熱交換器、前記蒸発器の順に設けられ、

室外側に、第2の熱交換器と、該第2の熱交換器に前記外気を通過させるための第2の送風機とを設け、

前記蒸発器と、前記凝縮器と、前記室外側と前記室内側の何れかに設けられる膨張弁と、前記室外側と前記室内側の何れかに設けられる圧縮機とに接続する第1配管を設け、該第1配管を介して前記蒸発器、前記凝縮器、前記膨張弁、前記圧縮機に第1の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の熱交換器と前記第2の熱交換器とに接続する第2配管を設け、該第2配管を介して前記第1の熱交換器、第2の熱交換器に第2の冷媒を循環させ、該第2の冷媒と前記凝縮器を通過後の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第2の冷媒によって冷却し、前記第2の熱交換器において前記内気を冷却後の第2の冷媒と前記外気とを熱交換させることで該第2の冷媒を該外気によって冷却する、間接外気冷房機を構成することを特徴とする外気利用空調システム。

[請求項2]

内気を通過させる内気ユニットと、外気を通過させる外気ユニットとを有し、

前記内気ユニットは、第1の熱交換器と、蒸発器と、凝縮器と、該第1の熱交換器と蒸発器と凝縮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、該第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から前記凝縮器、前記第1の熱交換器、前記蒸発器の順に設けられる構成を有し、

前記外気ユニットは、第2の熱交換器と、該第2の熱交換器に前記

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第1配管を設け、該第1配管を介して前記蒸発器、前記凝縮器、前記膨張弁、前記圧縮機に第1の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の熱交換器と前記第2の熱交換器とに接続する第2配管を設け、該第2配管を介して前記第1の熱交換器、第2の熱交換器に第2の冷媒を循環させ、該第2の冷媒と前記凝縮器を通過後の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第2の冷媒によって冷却し、前記第2の熱交換器において前記内気を冷却後の第2の冷媒と前記外気とを熱交換させることで該第2の冷媒を該外気によって冷却する、間接外気冷房機を構成することを特徴とする外気利用空調システム。

[請求項3] 前記内気ユニットに流入する、冷却対象空間において温度上昇して成る暖気としての前記内気は、前記凝縮器を通過することで該凝縮器からの放熱によって更に温度上昇すると共に前記第1の冷媒の温度を低下させることを特徴とする請求項2記載の外気利用空調システム。

[請求項4] 前記凝縮器において温度上昇した前記内気は、前記第1の熱交換器を通過する際に前記第2の冷媒との熱交換によって温度低下し、その後前記蒸発器を通過することで冷却されて冷気となって前記冷却対象空間へ供給され、

前記凝縮器において温度低下した前記第1の冷媒は、前記膨張弁、前記蒸発器の順に循環し、該蒸発器において当該蒸発器を通過する前記内気を冷却することを特徴とする請求項3記載の外気利用空調システム。

[請求項5] 前記外気ユニットに、更に、第2の凝縮器を設けると共に、前記第

1 配管を途中で分岐して成る分岐管を該第2の凝縮器に接続し、

前記第1配管の分岐点に切換装置を設け、該切換装置によって前記第1の冷媒を、前記内気ユニット内の凝縮器と前記外気ユニット内の第2の凝縮器の何れか一方に循環させることを特徴とする請求項2～4の何れかに記載の外気利用空調システム。

[請求項6] 前記外気ユニットに更に第2の凝縮器を設け、前記第1配管を該第2の凝縮器に接続し、該第2の凝縮器の冷媒流出側において該第1配管を分岐すると共に該分岐点に切換装置を設け、該切換装置によって、前記第1の冷媒を前記内気ユニット内の凝縮器に循環させた後に前記膨張弁に循環させる第1ルートと前記内気ユニット内の凝縮器に循環させずに前記膨張弁に循環させる第2ルートとの何れか一方のルートに切換えることを特徴とする請求項2～4の何れかに記載の外気利用空調システム。

[請求項7] 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の熱交換器を設け、下流側に前記第2の凝縮器を設けることを特徴とする請求項5または6記載の外気利用空調システム。

[請求項8] 前記切換装置によって前記第1の冷媒を、外気温が高いときには前記凝縮器に循環させ、外気温が低いときには前記第2の凝縮器に循環させることを特徴とする請求項5記載の外気利用空調システム。

[請求項9] 前記切換装置によって前記第1の冷媒を、外気温度が内気温度よりも高いときには前記第1ルートで循環させることを特徴とする請求項6記載の外気利用空調システム。

[請求項10] 室外側に設けられ外気が通過する外気ユニットに対応して設けられる、室内側に設けられ内気が通過する内気ユニットであって、

第1の熱交換器と、蒸発器と、凝縮器と、該第1の熱交換器と蒸発器と凝縮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、該第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から前記凝縮器、前記第1の熱交換器、前記蒸発器の順に設けられる構成を有し

、

前記蒸発器と、前記凝縮器と、前記外気ユニットまたは前記内気ユニット内に設けられる膨張弁と、前記外気ユニットまたは前記内気ユニット内に設けられる圧縮機とに接続する第1配管の一部を有し、該第1配管を介して前記蒸発器、前記凝縮器、前記膨張弁、前記圧縮機に第1の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の熱交換器と前記外気ユニット内の第2の熱交換器とに接続する第2配管の一部を有し、該第2配管を介して前記第1の熱交換器と前記第2の熱交換器とに第2の冷媒を循環させ、該第2の冷媒と前記凝縮器を通過後の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第2の冷媒によって冷却し、前記第2の熱交換器において前記内気を冷却後の第2の冷媒と前記外気とを熱交換させることで該第2の冷媒を該外気によって冷却する、間接外気冷房機を構成することを特徴とする外気利用空調システムの内気ユニット。

[請求項11]

室内側に設けられ内気が通過する内気ユニットに対応して設けられる、室外側に設けられ外気が通過する外気ユニットであって、

第2の熱交換器と、該第2の熱交換器に前記外気を通過させるための第2の送風機とを有し、

前記内気ユニット内に設けられる凝縮器及び蒸発器と、前記外気ユニットまたは前記内気ユニット内に設けられる膨張弁と、前記外気ユニットまたは前記内気ユニット内に設けられる圧縮機とに接続する第1配管の一部を有し、該第1配管を介して前記蒸発器、前記凝縮器、前記膨張弁、前記圧縮機に第1の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2の熱交換器と前記内気ユニット内の第1の熱交換器とに接続する第2配管の一部を有し、該第2配管を介して前記第1の熱交換器と前記外気ユニット内の第2の熱交換器とに第2の冷媒を循環させ

、該第2の冷媒と前記凝縮器を通過後の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第2の冷媒によって冷却し、前記第2の熱交換器において前記内気を冷却後の第2の冷媒と前記外気とを熱交換させることで該第2の冷媒を該外気によって冷却する、間接外気冷房機を構成することを特徴とする外気利用空調システムの外気ユニット。

[請求項12]

室外側に設けられ外気が通過する外気ユニットに対応して設けられる、室内側に設けられ内気が通過する内気ユニット内に設けられ、該内気を冷却する為の構成であって、

第1の冷媒を用いる圧縮式冷凍サイクルを構成する凝縮器であって、前記内気ユニットに流入する、冷却対象空間において温度上昇して成る暖気としての前記内気を通過させて、放熱によって該内気を温度上昇させると共に前記第1の冷媒を温度低下させるための凝縮器と、

前記外気ユニットにおいて前記外気と熱交換された第2の冷媒と、前記凝縮器において温度上昇した前記内気とを通過させて、該第2の冷媒と該内気との間で熱交換させる第1の熱交換器と、

前記凝縮器と共に前記圧縮式冷凍サイクルを構成する蒸発器と、

第1の送風機とが、

積層されて一体化して成る積層体。

[請求項13]

室内側に設けられ内気が通過する内気ユニットに対応して設けられる、室外側に設けられ外気が通過する外気ユニット内に設けられ、前記内気の熱を外気に移動させる為の構成であって、

前記内気ユニットにおいて前記内気と熱交換された第2の冷媒と、前記外気とを通過させて、該第2の冷媒と該外気との間で熱交換させる第2の熱交換器と、

第2の送風機とが、

積層されて一体化して成る積層体。

[請求項14]

室内側に、第1の熱交換器と、凝縮器と、該第1の熱交換器と凝縮

器とに内気を通過させる為の第1の送風機とを設け、該第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から前記凝縮器、前記第1の熱交換器の順に設け、

前記凝縮器と、前記室外側と前記室内側の何れかに設けられる蒸発器と、前記室外側と前記室内側の何れかに設けられる膨張弁と、前記室外側と前記室内側の何れかに設けられる圧縮機とに接続する第1配管を設け、該第1配管を介して前記蒸発器、前記凝縮器、前記膨張弁、前記圧縮機に第1の冷媒を循環させることで圧縮式冷凍サイクルを構成し、

前記第1の熱交換器と前記蒸発器とに接続する第2配管を設け、該第2配管を介して前記第1の熱交換器、前記蒸発器に第2の冷媒を循環させ、前記第1の冷媒と第2の冷媒とを該蒸発器で熱交換させることで該第2の冷媒を該第1の冷媒によって冷却し、前記第1の熱交換器において前記内気と前記冷却後の第2の冷媒とを熱交換させることで該内気を該第2の冷媒によって冷却する、間接外気冷房機を構成することを特徴とする外気利用空調システム。

[請求項15]

内気を通過させる内気ユニットと、外気を通過させる外気ユニットとを有し、

前記内気ユニットは、第1の熱交換器と、凝縮器と、該第1の熱交換器と凝縮器とに内気を通過させる為の第1の送風機とを有し、該第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から前記凝縮器、前記第1の熱交換器の順に設けられる構成を有し、

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蒸発器と、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第1配管を設け、該第1配管を介して前記蒸発器、前記凝縮器、前記膨張弁、前記圧縮機に第1の冷媒を循環させることで圧縮式冷凍サイクルを構成し、

前記第 1 の熱交換器と前記蒸発器とに接続する第 2 配管を設け、該第 2 配管を介して前記第 1 の熱交換器、前記蒸発器に第 2 の冷媒を循環させ、前記第 1 の冷媒と第 2 の冷媒とを該蒸発器で熱交換させることで該第 2 の冷媒を該第 1 の冷媒によって冷却し、前記第 1 の熱交換器において前記内気と前記冷却後の第 2 の冷媒とを熱交換させることで該内気を該第 2 の冷媒によって冷却する、間接外気冷房機を構成することを特徴とする外気利用空調システム。

[請求項16] 室外側または前記外気ユニット内に、前記第 2 配管と接続する第 2 の熱交換器と、該第 2 の熱交換器に外気を通過させるための第 2 の送風機とを設け、

前記第 2 の冷媒を、前記第 2 の熱交換器において外気と熱交換させた後、前記蒸発器において前記第 1 の冷媒と熱交換させることを特徴とする請求項 1 4 または 1 5 に記載の外気利用空調システム。

[請求項17] 前記第 2 配管上に、該第 2 配管を 2 つの分岐管に分岐して前記第 2 の冷媒を該 2 つの分岐管の何れか一方に流す為の切換装置を設けると共に、該 2 つの分岐管の何れか一方を前記第 2 の熱交換器に接続し、

前記切換装置によって、前記第 2 の冷媒を前記第 2 の熱交換器にも循環させる状態と前記第 2 の熱交換器には循環させない状態との何れかの状態に切り換えることを特徴とする請求項 1 6 に記載の外気利用空調システム。

[請求項18] 前記第 1 の熱交換器は液－ガス熱交換器であり、前記蒸発器は液－液熱交換器であることを特徴とする請求項 1 4 ～ 1 7 の何れかに記載の外気利用空調システム。

[請求項19] 室外側に設けられ外気が通過する外気ユニットに対応して設けられる、室内側に設けられ内気が通過する内気ユニットであって、

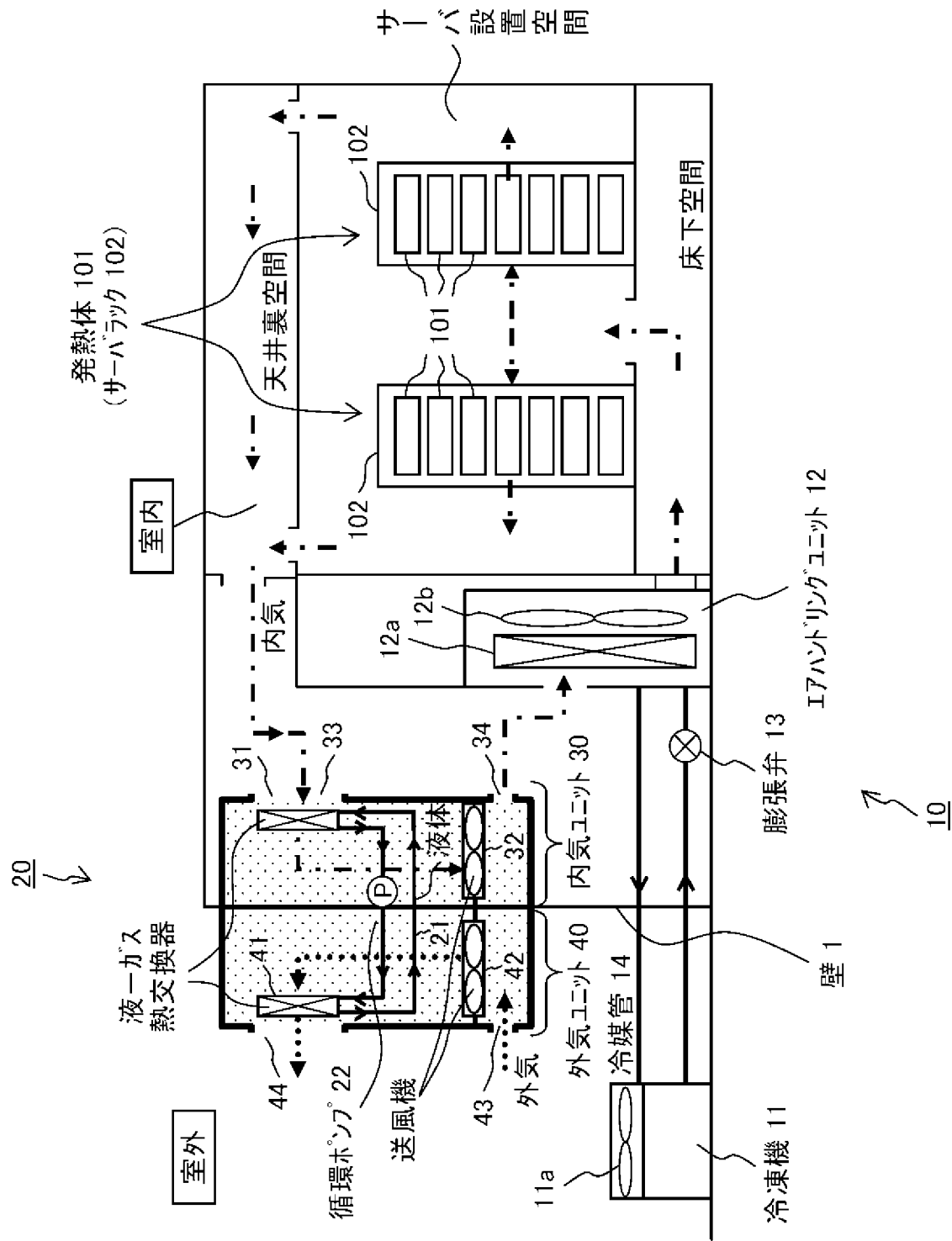
第 1 の熱交換器と、凝縮器と、該第 1 の熱交換器と凝縮器とに内気を通過させる為の第 1 の送風機とを有し、該第 1 の送風機によって形成される前記内気の流れの上流側から前記凝縮器、前記第 1 の熱交換

器の順に設けられる構成を有し、

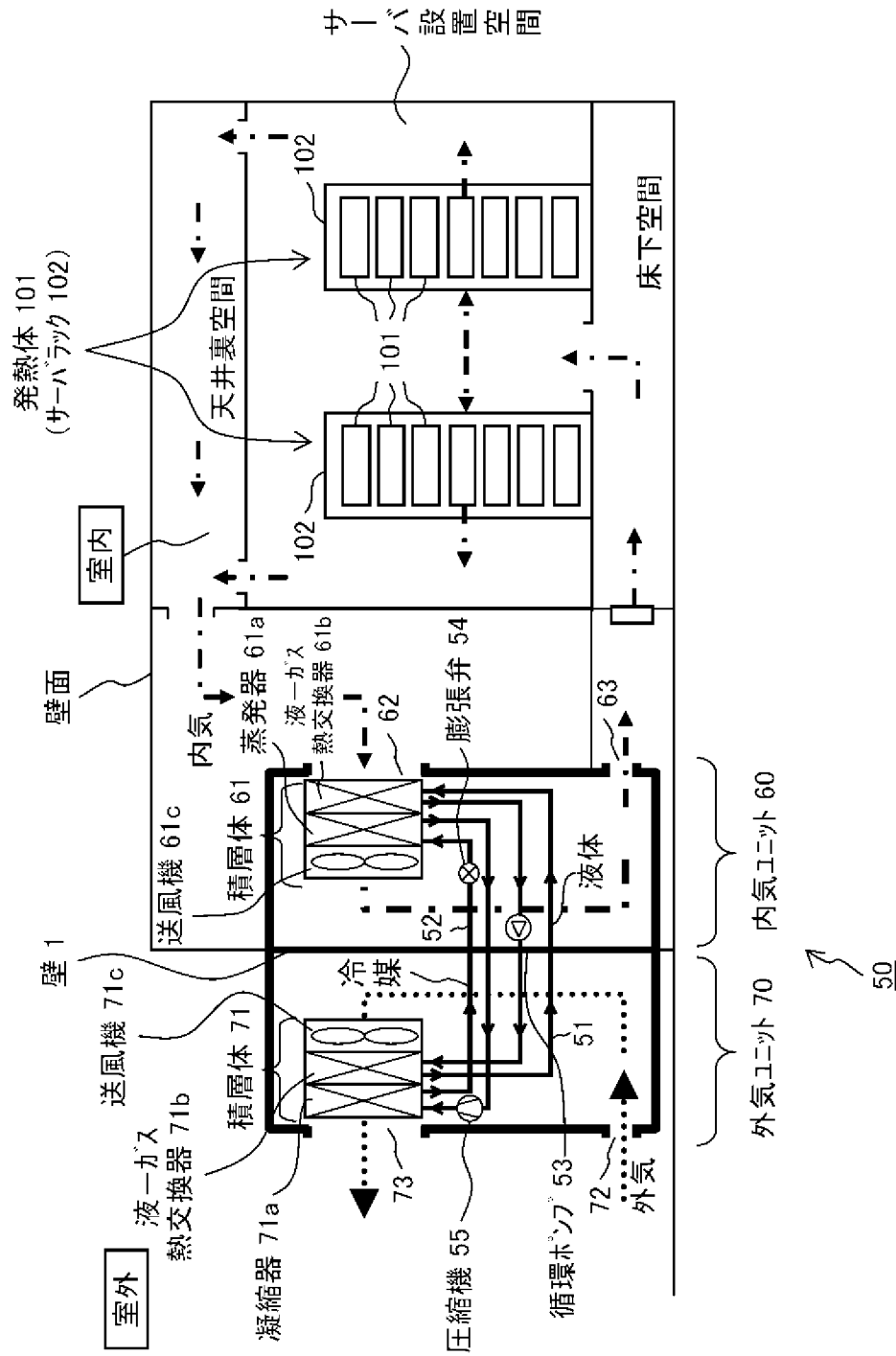
前記凝縮器と、前記外気ユニットと前記内気ユニットの何れかに設けられる蒸発器と、前記外気ユニットと前記内気ユニットの何れかに設けられる膨張弁と、前記外気ユニットと前記内気ユニットの何れかに設けられる圧縮機とに接続する第 1 配管の一部を有し、該第 1 配管を介して前記蒸発器、前記凝縮器、前記膨張弁、前記圧縮機に第 1 の冷媒を循環させることで圧縮式冷凍サイクルを構成し、

前記第 1 の熱交換器と前記蒸発器とに接続する第 2 配管の一部を有し、該第 2 配管を介して前記第 1 の熱交換器、前記蒸発器に第 2 の冷媒を循環させ、前記第 1 の冷媒と第 2 の冷媒とを該蒸発器で熱交換させることで該第 2 の冷媒を該第 1 の冷媒によって冷却し、前記第 1 の熱交換器において前記内気と前記冷却後の第 2 の冷媒とを熱交換させることで該内気を該第 2 の冷媒によって冷却する、間接外気冷房機を構成することを特徴とする外気利用空調システムの内気ユニット。

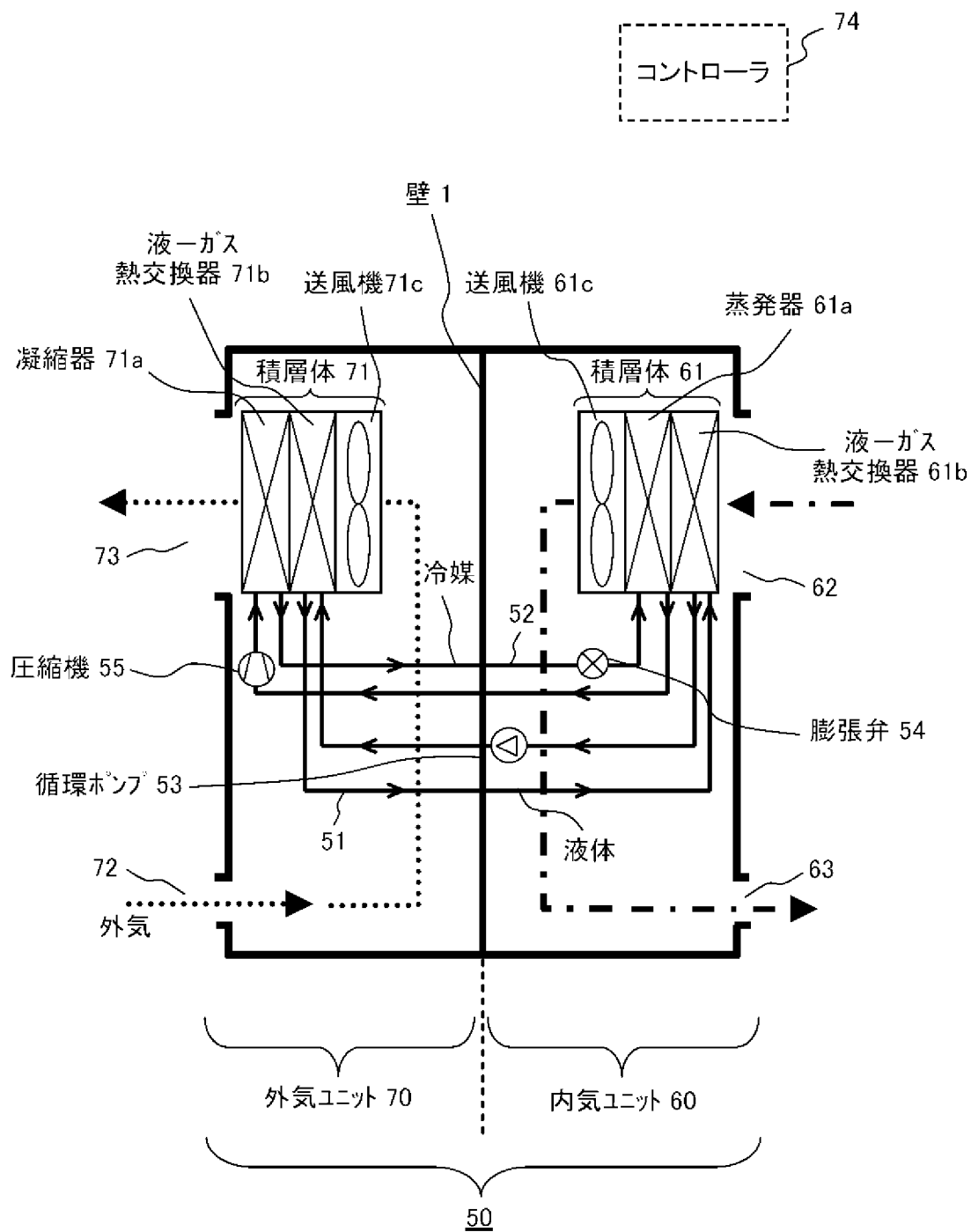
[図1]



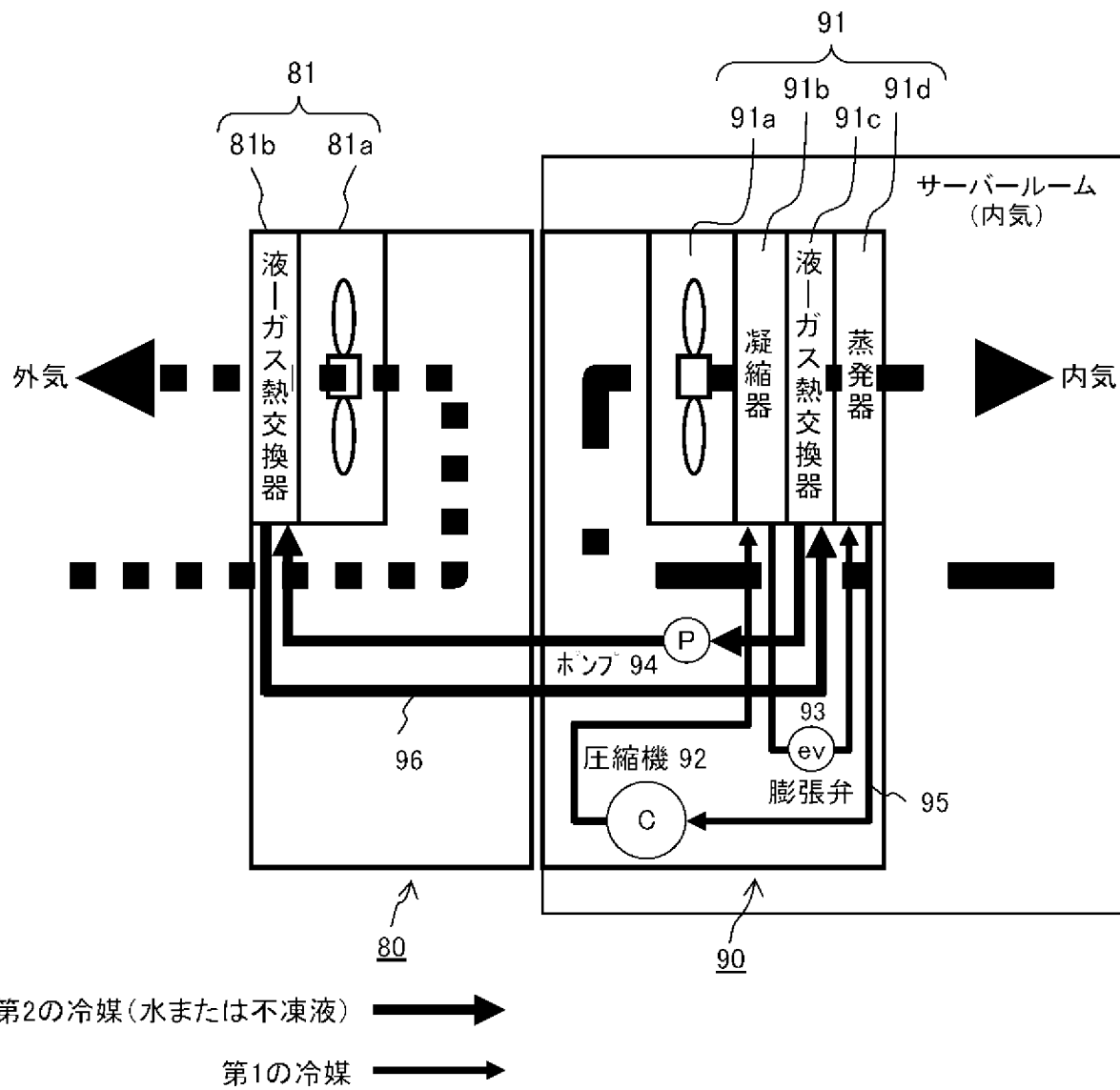
[図2]



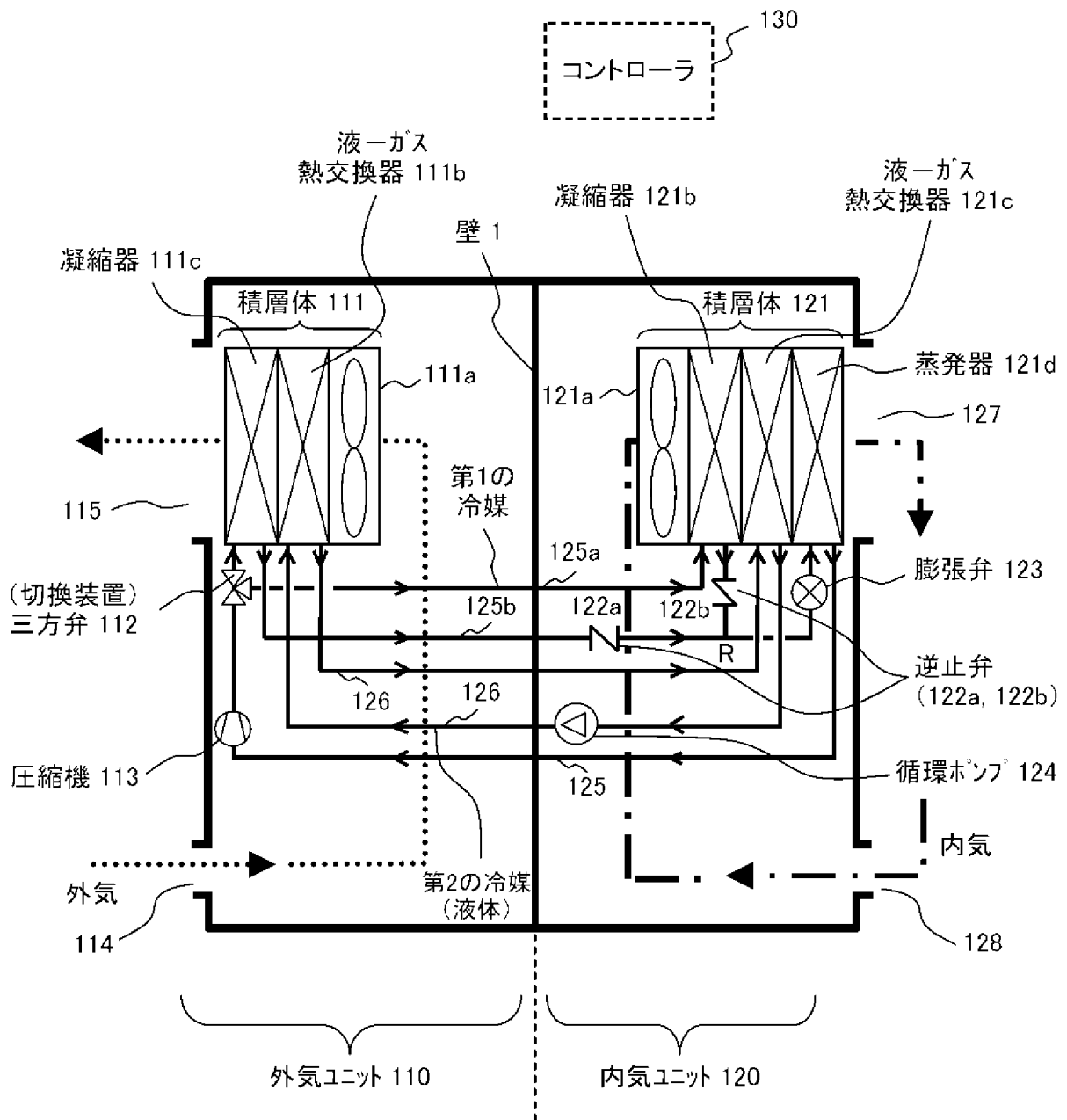
[図3]



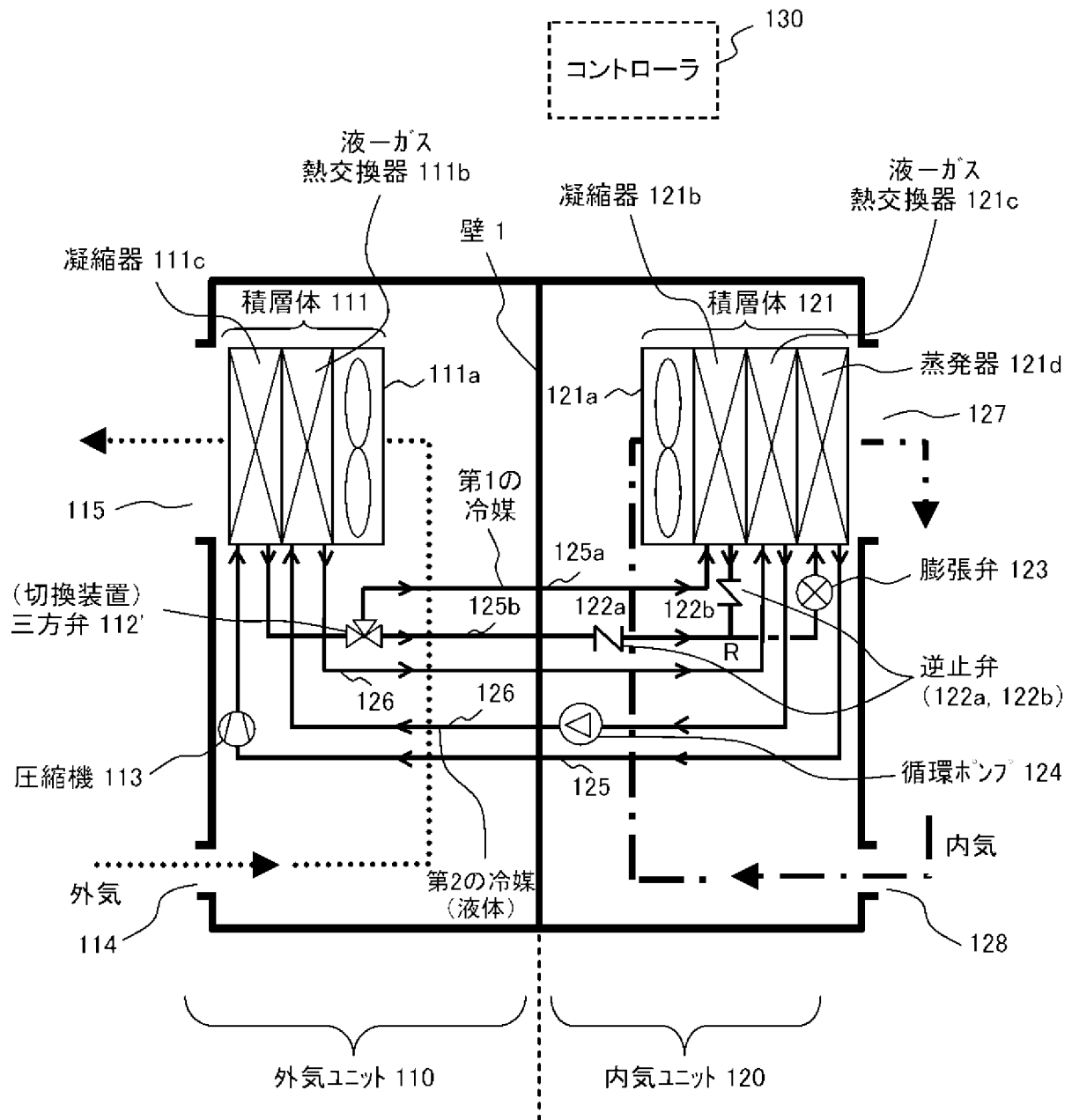
[図4]



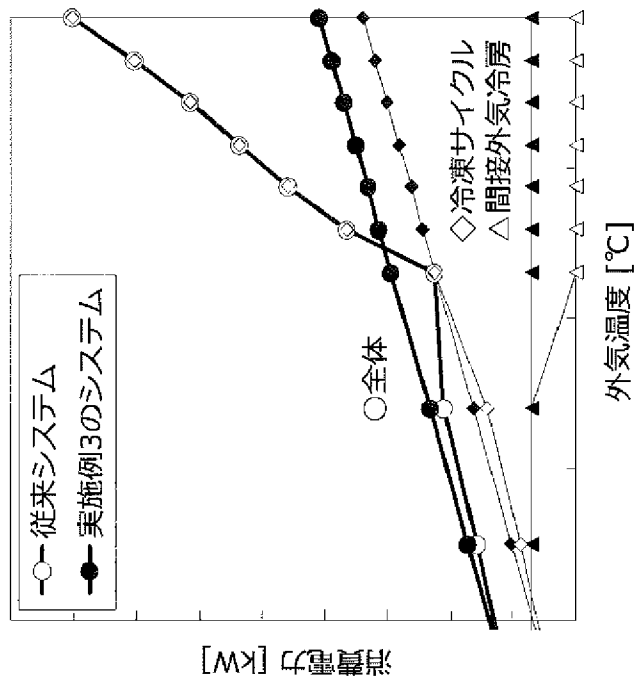
[図5A]



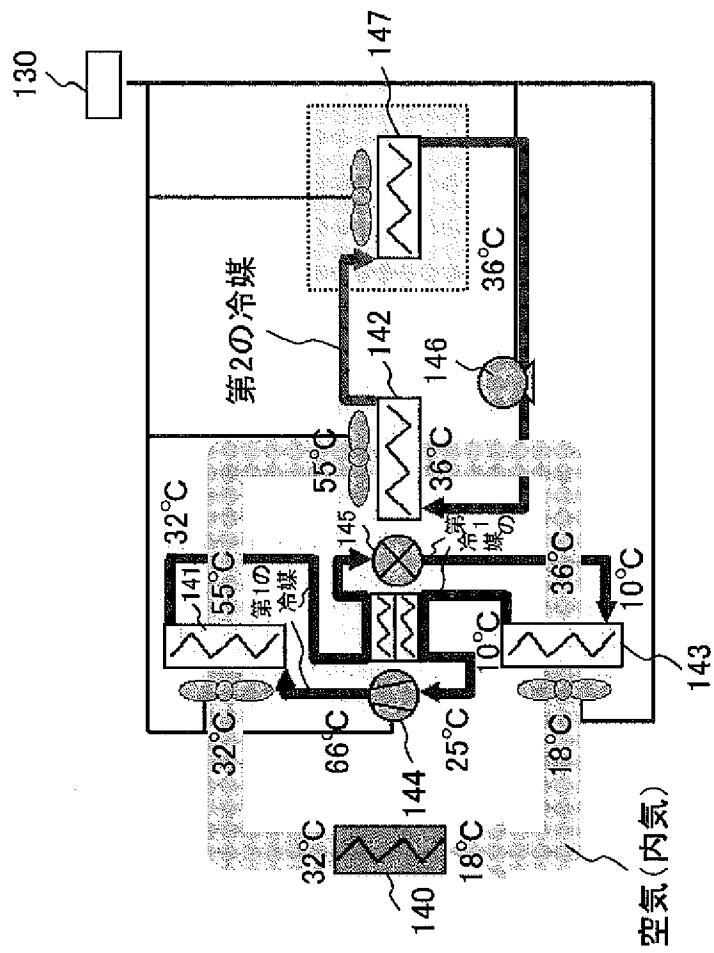
[図5B]



[図6]

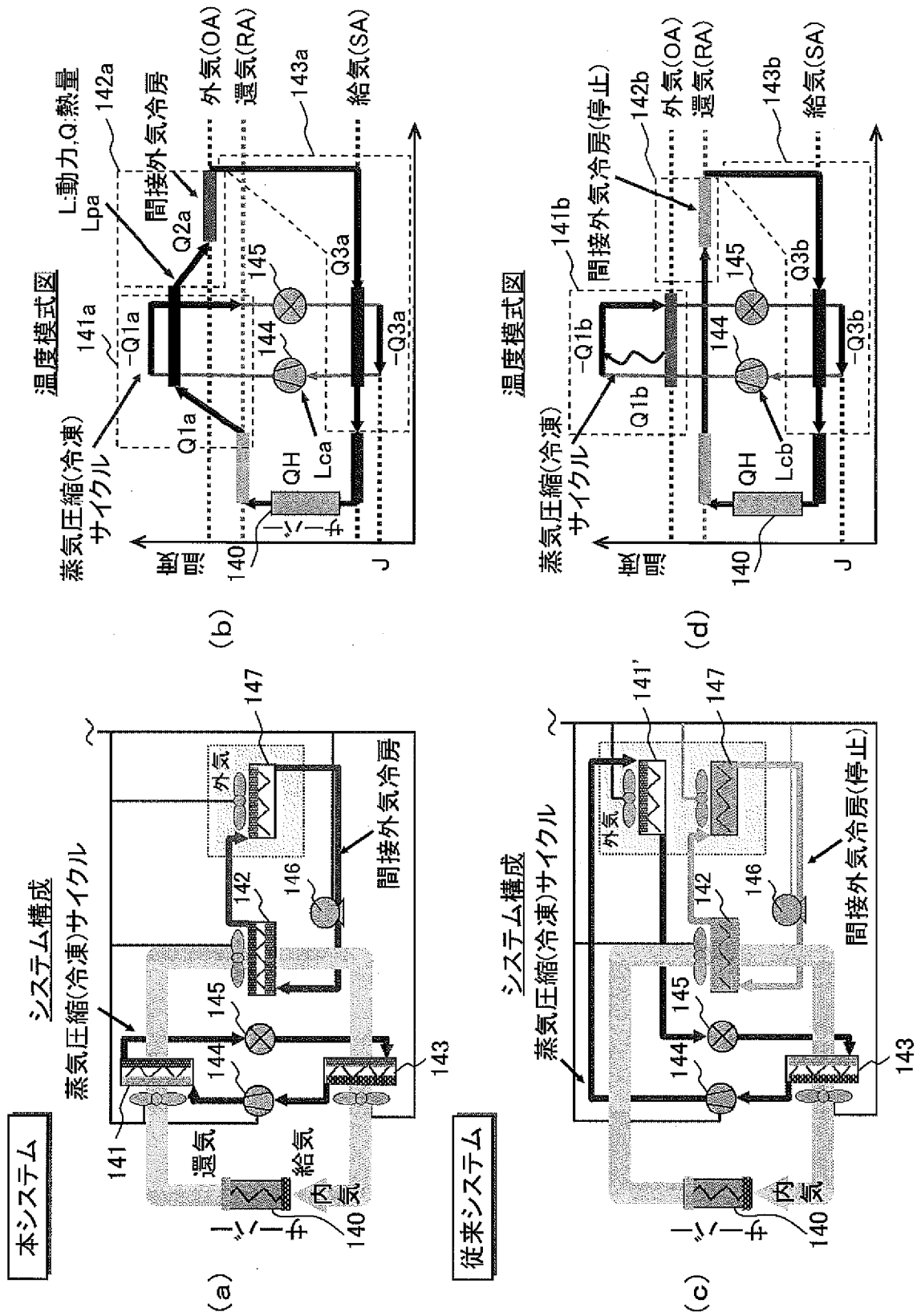


(b)

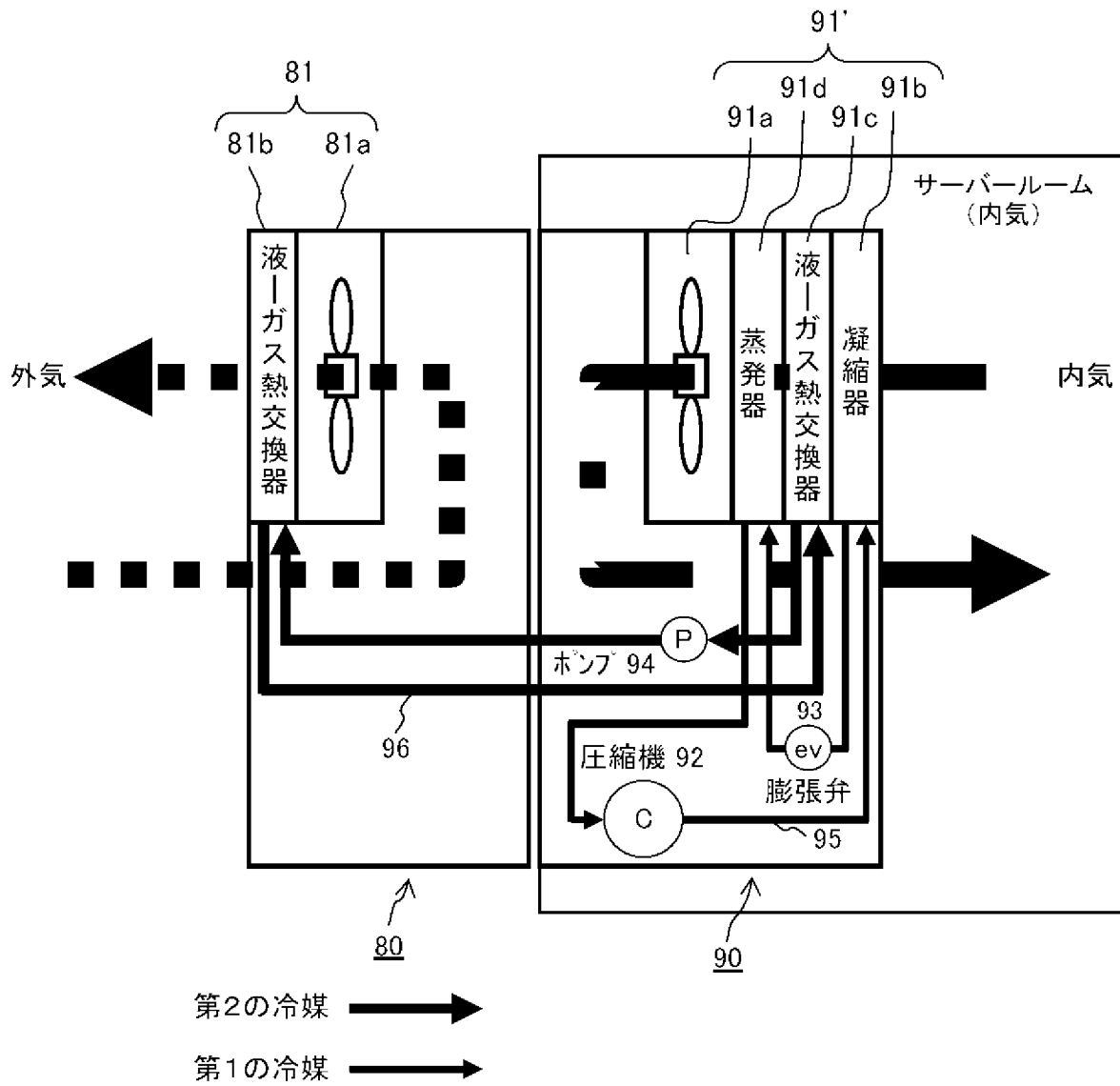


(a)

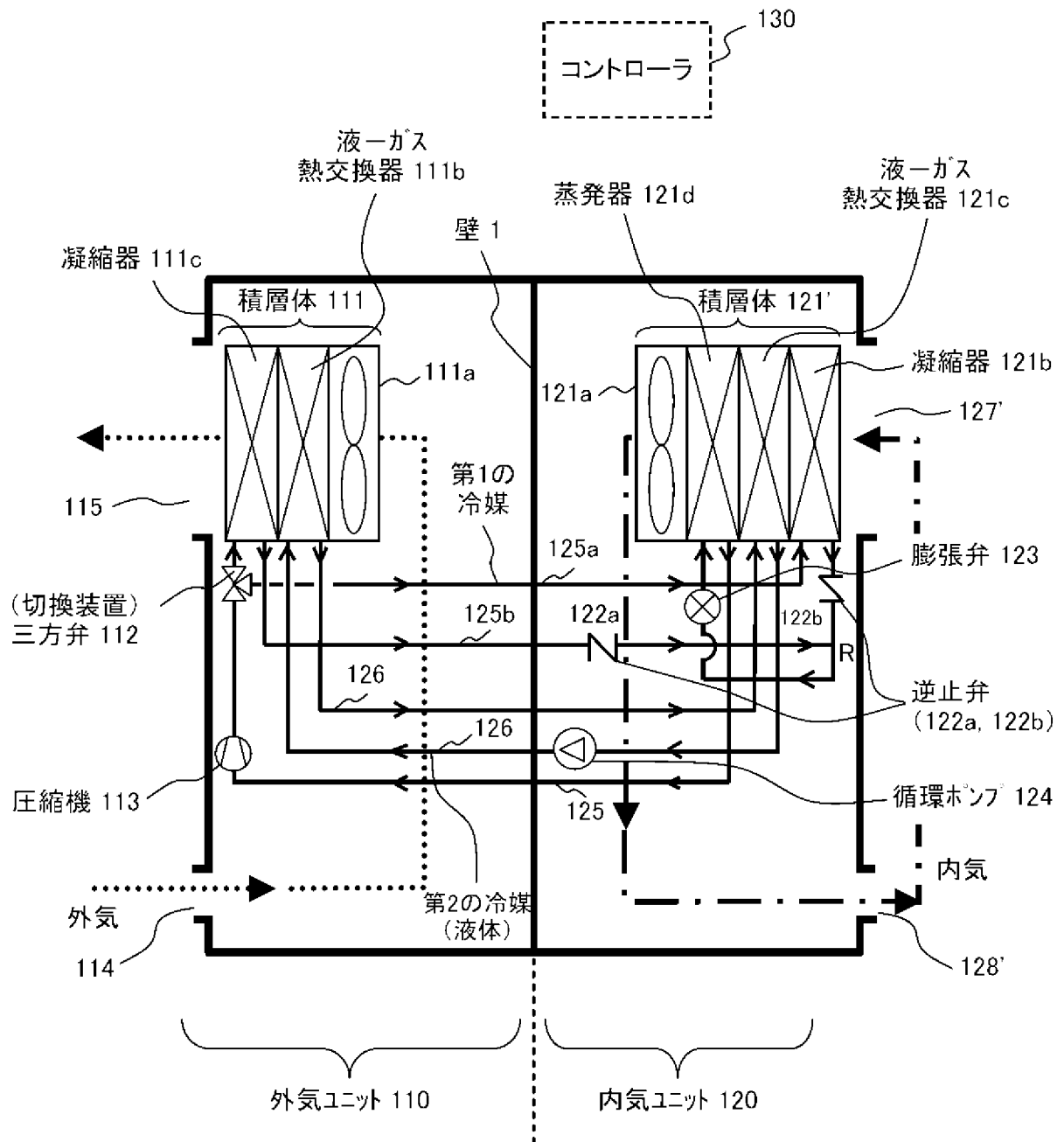
[図7]



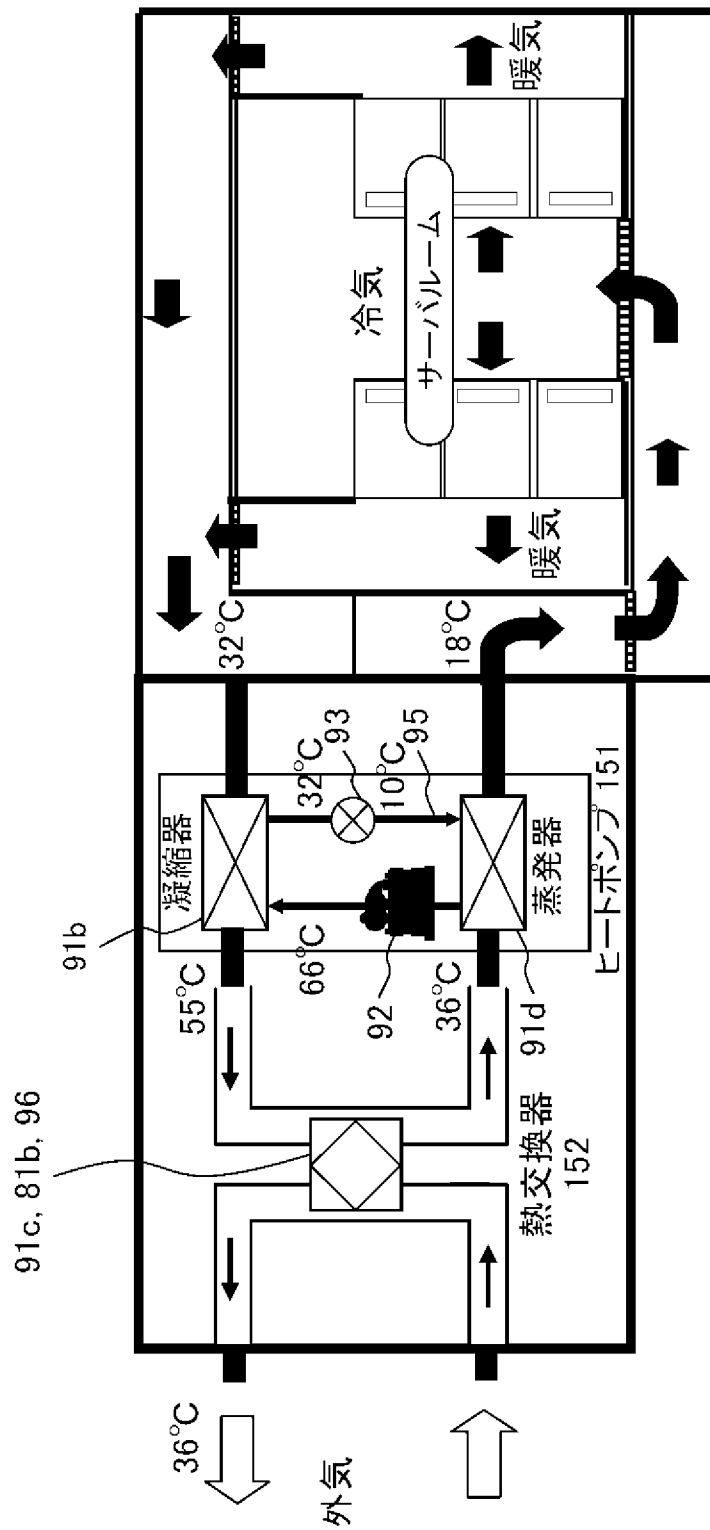
[図8]



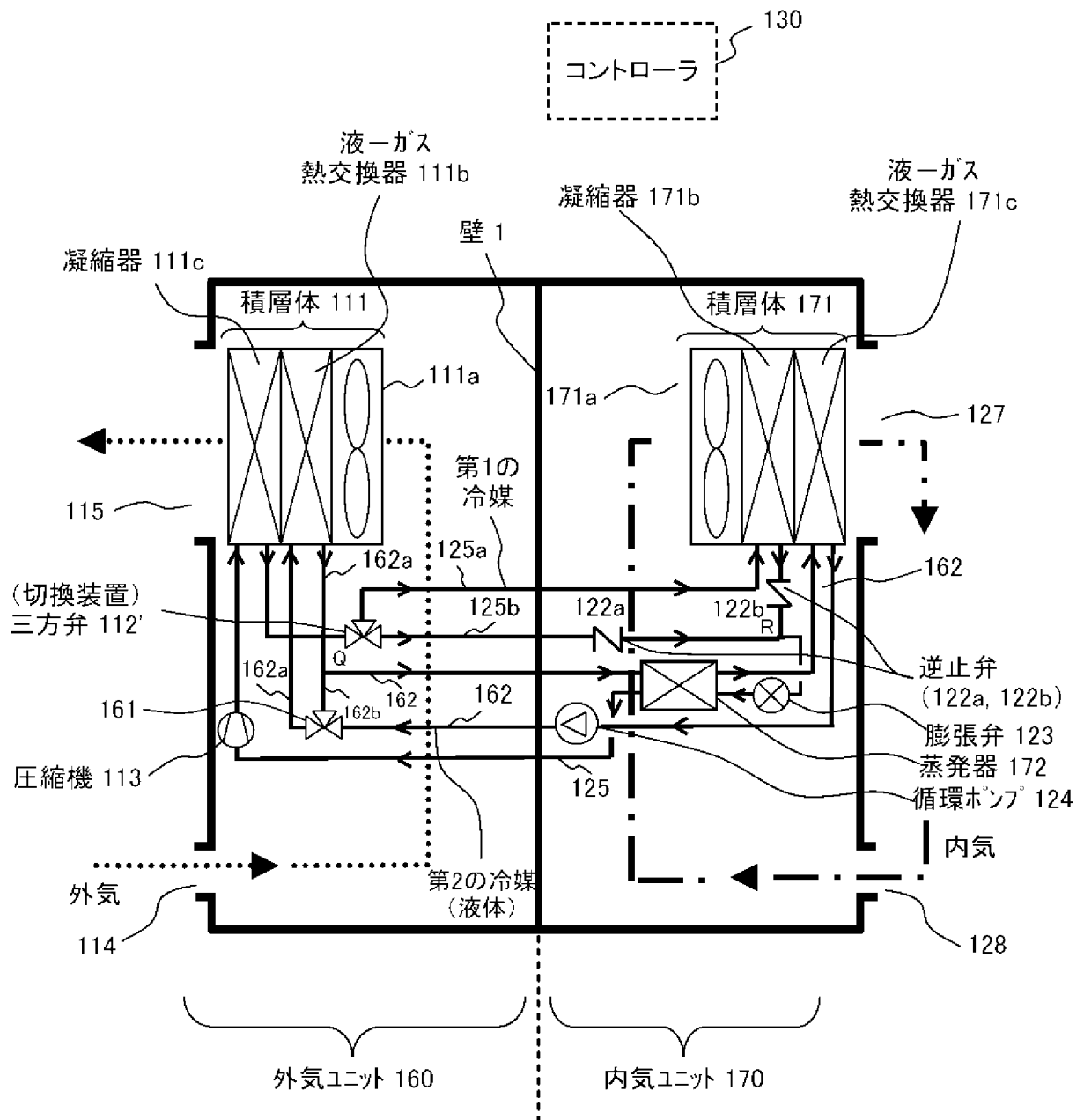
[図9]

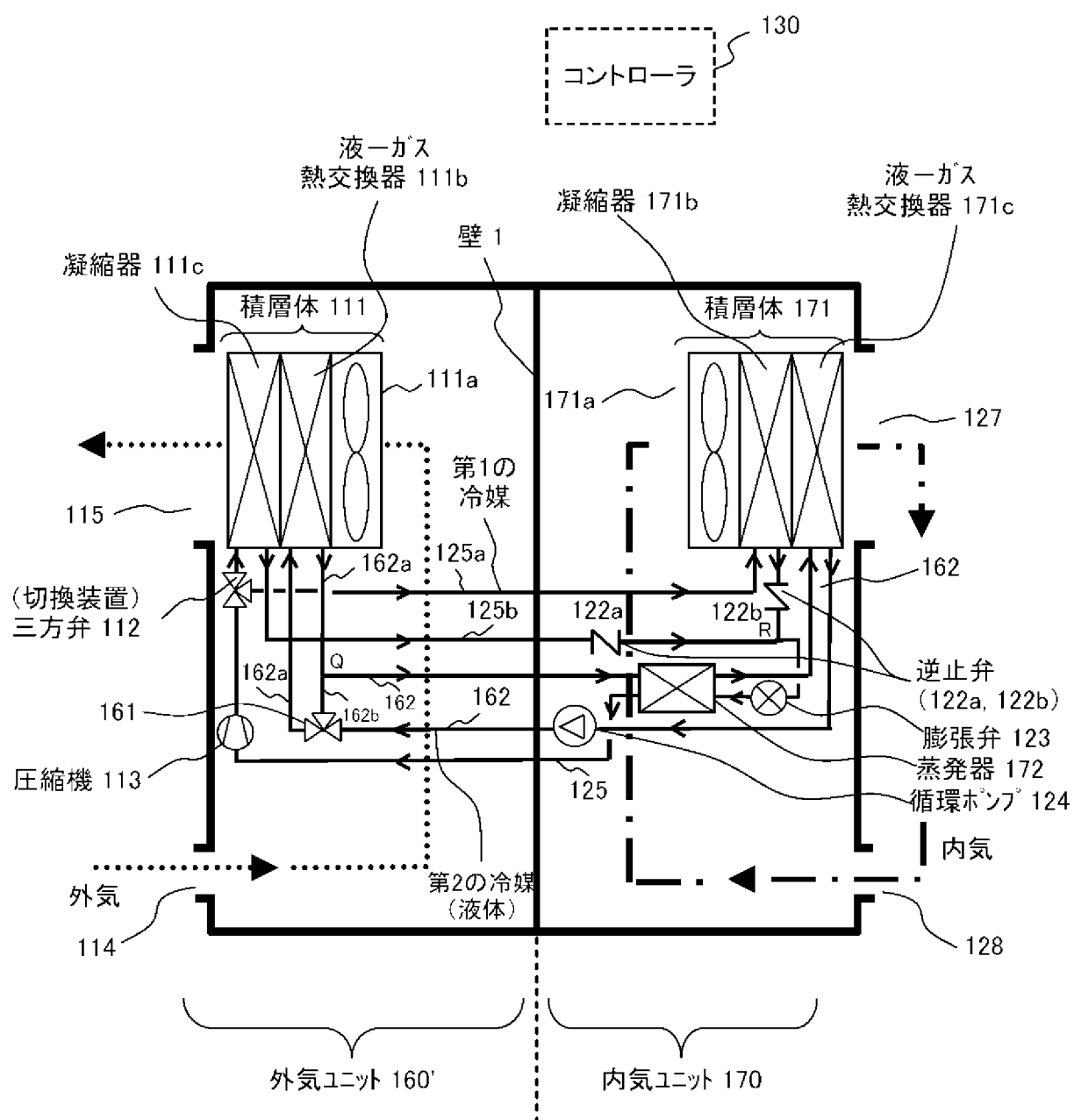


[図10]

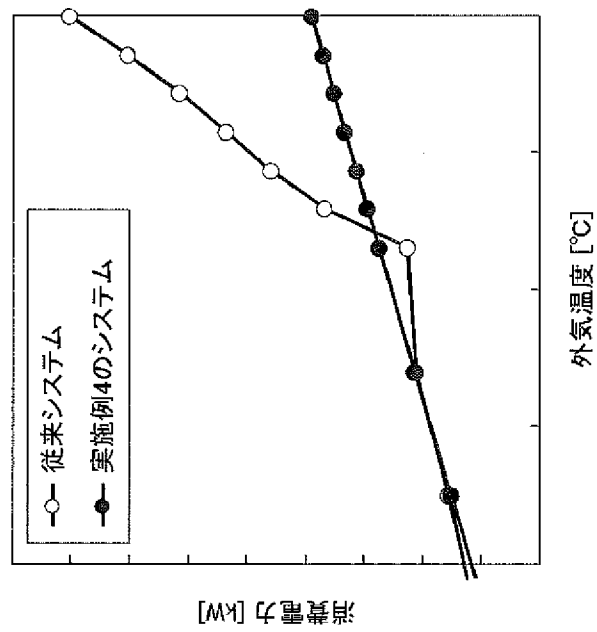


[図11]

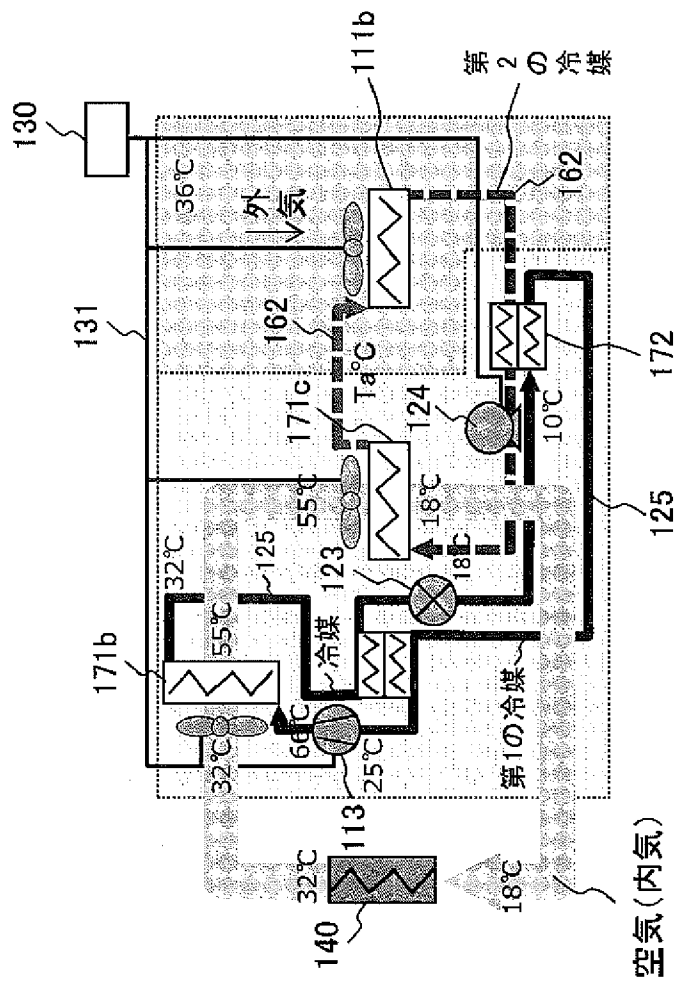




[図13]

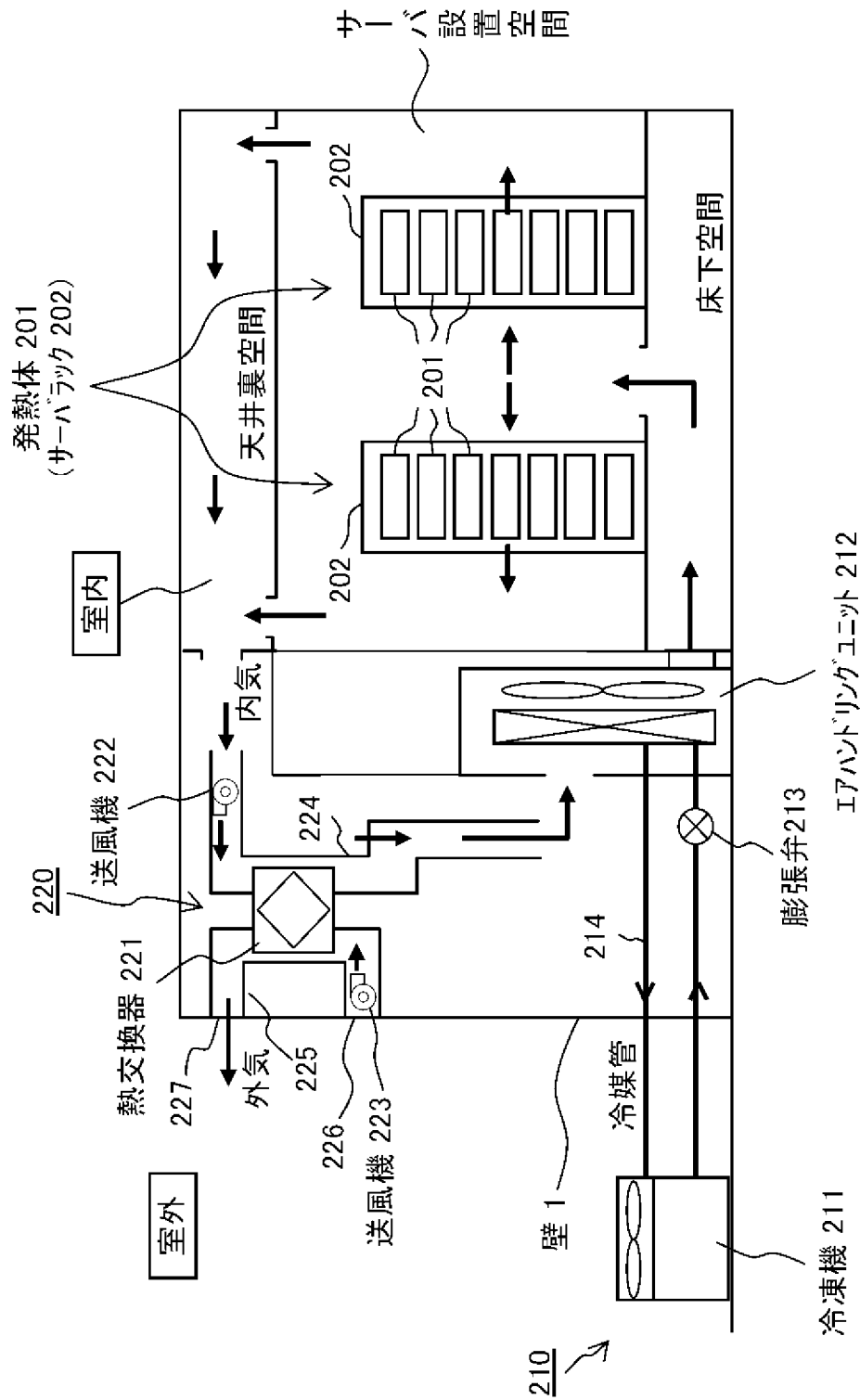


(b)



(a)

[図14]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2011/079778

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F24F1/02(2011.01)i, F25B1/00(2006.01)i, G06F1/20(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)

F24F1/02, F25B1/00, G06F1/20

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	1996-2012
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2012	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2012

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.
X A	JP 2001-99446 A (Mitsubishi Electric Corp.), 13 April 2001 (13.04.2001), paragraphs [0071] to [0077]; fig. 15 (Family: none)	13 1-12, 14-19
A	JP 2003-289195 A (Mitsubishi Electric Corp.), 10 October 2003 (10.10.2003), paragraphs [0050] to [0053]; fig. 7 to 8 & US 2004/0148948 A1 paragraphs [0080] to [0086]; fig. 7 to 8 & EP 1489894 A1 & EP 2203038 A2 & WO 2003/084300 A1 & CN 1511436 A	1-19
A	JP 2004-132575 A (Mitsubishi Electric Corp.), 30 April 2004 (30.04.2004), entire text; all drawings (Family: none)	1-19

☒ 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

“&” document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
22 March, 2012 (22.03.12)

Date of mailing of the international search report
03 April, 2012 (03.04.12)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2011/079778

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 10-300128 A (Matsushita Electric Works, Ltd.), 13 November 1998 (13.11.1998), paragraphs [0035] to [0038]; fig. 5 (Family: none)	1-19
A	JP 2-233923 A (Kabushiki Kaisha Mitsui Ginko, Kabushiki Kaisha Matsuda Hirata Sakamoto Sekkei Jimusho, Sanki Engineering Co., Ltd.), 17 September 1990 (17.09.1990), page 1, lower right column, line 10 to page 2, upper right column, line 9; fig. 2 (Family: none)	1-19
A	JP 61-57536 B2 (Daikin Industries, Ltd.), 08 December 1986 (08.12.1986), column 6, lines 12 to 31; fig. 1 (Family: none)	1-19
A	JP 3320360 B2 (NTT Facilities, Inc., Nippon Telegraph and Telephone Corp.), 21 June 2002 (21.06.2002), entire text; all drawings (Family: none)	1-19
A	JP 2004-245537 A (Hitachi, Ltd., Hitachi-Kucho SE, Ltd.), 02 September 2004 (02.09.2004), entire text; all drawings (Family: none)	1-19

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (I P C))

Int.Cl. F24F1/02(2011.01)i, F25B1/00(2006.01)i, G06F1/20(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 (I P C))

Int.Cl. F24F1/02, F25B1/00, G06F1/20

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	1 9 2 2 - 1 9 9 6 年
日本国公開実用新案公報	1 9 7 1 - 2 0 1 2 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 1 2 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 1 2 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
X A	JP 2001-99446 A (三菱電機株式会社) 2001.04.13, 段落【0071】 — 【0077】、第15図 (ファミリーなし)	13 1-12, 14-19
A	JP 2003-289195 A (三菱電機株式会社) 2003.10.10, 段落【0050】 — 【0053】、第7-8図 & US 2004/0148948 A1, 段落 [0080]-[0086], 第7-8図 & EP 1489894 A1 & EP 2203038 A2 & WO 2003/084300 A1 & CN 1511436 A	1-19

☒ 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

2 2 . 0 3 . 2 0 1 2

国際調査報告の発送日

0 3 . 0 4 . 2 0 1 2

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (I S A / J P)

郵便番号 1 0 0 - 8 9 1 5

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)

磯部 賢

3 M

9 3 3 2

電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線 3 3 7 7

C (続き) . 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 2004-132575 A (三菱電機株式会社) 2004. 04. 30, 全文、全図 (ファミリーなし)	1-19
A	JP 10-300128 A (松下電工株式会社) 1998. 11. 13, 段落【0035】 - 【0038】、第5図 (ファミリーなし)	1-19
A	JP 2-233923 A (株式会社三井銀行、株式会社松田平田坂本設計事務所、三機工業株式会社) 1990. 09. 17, 第1ページ右下欄第10行- 第2ページ右上欄第9行、第2図 (ファミリーなし)	1-19
A	JP 61-57536 B2 (ダイキン工業株式会社) 1986. 12. 08, 第6欄第1 2-31行、第1図 (ファミリーなし)	1-19
A	JP 3320360 B2 (株式会社エヌ・ティ・ティ ファシリティーズ、日 本電信電話株式会社) 2002. 06. 21, 全文、全図 (ファミリーなし)	1-19
A	JP 2004-245537 A (株式会社日立製作所、株式会社日立空調SE) 2004. 09. 02, 全文、全図 (ファミリーなし)	1-19