

(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
2011年10月6日(06.10.2011)

PCT

(10) 国際公開番号
WO 2011/121634 A1

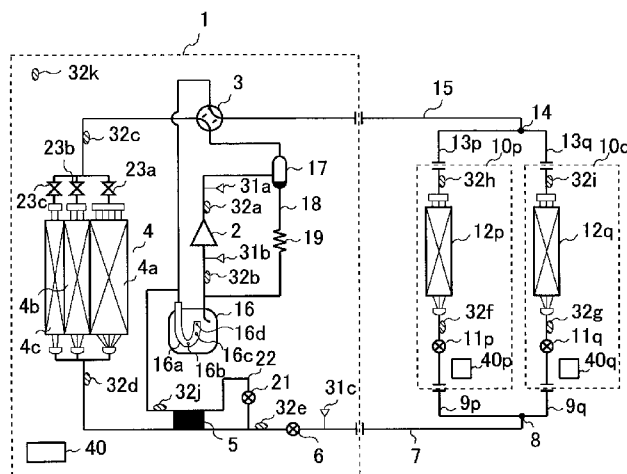
- (51) 国際特許分類:
F25B 1/00 (2006.01) F25B 43/02 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2010/002269
- (22) 国際出願日: 2010年3月29日(29.03.2010)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (71) 出願人(米国を除く全ての指定国について): 三菱電機株式会社(Mitsubishi Electric Corporation) [JP/JP]; 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者; および
- (75) 発明者/出願人(米国についてのみ): 島津裕輔(SHIMAZU, Yusuke) [—/JP]; 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号三菱電機株式会社内 Tokyo (JP). 高山啓輔(TAKAYAMA, Keisuke) [—/JP]; 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号三菱電機株式会社内 Tokyo (JP). 鳩村傑(HATOMURA, Takeshi) [—/JP]; 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号三菱電機株式会社内 Tokyo (JP).
- (74) 代理人: 小林久夫, 外(KOBAYASHI, Hisao et al.); 〒1050001 東京都港区虎ノ門一丁目19番10号第6セントラルビルきさ特許商標事務所 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, RO, RS, RU, 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, 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(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, 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: AIR CONDITIONING APPARATUS

(54) 発明の名称: 空気調和装置

[図1]



(57) Abstract: Disclosed is an air conditioning apparatus wherein a refrigerant for realizing a transcritical cycle and a refrigerant oil having a low compatibility for the refrigerant are used for a refrigerant circuit for a refrigeration cycle, to which a compressor, a heat release device, an expansion mechanism, and an evaporator are connected. The air conditioning apparatus has a flow control mechanism provided on the refrigerant circuit, and a flow control means for controlling the flow control mechanism. If the velocity of a refrigerant at the outlet side of the heat release device is less than a predetermined threshold value, the velocity of the refrigerant at the outlet side of the heat release device is increased by the flow control means, to perform an oil returning operation for returning the refrigerant oil which has been discharged from the compressor, to the compressor for at least a predetermined period of time.

(57) 要約:

[続葉有]



WO 2011/121634 A1



添付公開書類:

- 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

圧縮機と、放熱器と、膨張機構と、蒸発器が接続された冷凍サイクル用の冷媒回路に、遷移臨界サイクルとなる冷媒と、前記冷媒に対して相溶性の小さな冷凍機油とを用いる空気調和装置において、前記冷媒回路に設けられた流量調整機構と、前記流量調整機構を制御する流量制御手段を有し、前記放熱器の出口側の冷媒速度が所定の閾値より小さい場合、前記流量制御手段により前記放熱器の出口側の冷媒速度を増加させて、少なくとも所定時間、前記圧縮機から吐出された冷凍機油を前記圧縮機へ戻す返油運転を行う空気調和装置。

明 細 書

発明の名称： 空気調和装置

技術分野

[0001] この発明は、遷移臨界サイクルとなる空気調和装置において、圧縮機より吐出された冷凍機油が放熱器に滞留するときの返油処理に関するものである。

背景技術

[0002] 従来のフロン系冷媒を用いる空気調和装置では、液冷媒に対して溶解しやすい相溶性を有する冷凍機油が使われていた。特に冷凍サイクルが複雑で大型であるビル空調用途では典型的であり、サイクル内の液冷媒が存在箇所では冷凍機油が滞留し難い利点がある。

しかし近年の二酸化炭素といった自然冷媒化の傾向により、圧縮機などの機械要素に対しては、高粘度の冷凍機油が必要とされる。高粘度の冷凍機油は冷媒に対する溶解性が低く、冷凍サイクル内に滞留しやすい。熱交換器に滞留すれば伝熱性能が低下し、熱交換器、配管、あるいは容器に滞留すれば圧縮機内部の油量が低下し、信頼性が損なわれる。

これに対応して、圧縮機が低周波数で運転していると、室内熱交換器を放熱器となるようにし、周波数を増加させ油戻し運転を行うものがある。（例えば、特許文献1参照。）

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1：特開2008-107060号公報（第11—12頁、第3図）

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] しかし従来の空気調和装置は、室内熱交換器に滞留する冷凍機油を対象にしており、室外熱交換器に滞留する冷凍機油を考慮していない。また室内熱交換器が複数あり、その一部が停止するなどの部分負荷を想定していない、といった問題点があった。

さらに遷移臨界サイクルとなるため、フロン系冷媒での二相冷媒－冷凍機油系や液冷媒－冷凍機油系での、冷媒が過熱ガス状態である箇所を主体とした返油技術が適用できず、放熱器、高圧配管、高圧容器における超臨界冷媒－冷凍機油系での返油技術についての考察がない。

- [0005] この発明は、上記のような課題を解決するためになされたもので、遷移臨界サイクルの超臨界側で滞留する冷凍機油を圧縮機へ戻すことを可能にして、信頼性を高めた空気調和装置を得るものである。

課題を解決するための手段

- [0006] この発明に係る空気調和装置は、圧縮機と、放熱器と、膨張機構と、蒸発器が接続された冷凍サイクル用の冷媒回路に、遷移臨界サイクルとなる冷媒と、前記冷媒に対して相溶性の小さな冷凍機油とを用いる空気調和装置において、前記冷媒回路に設けられた流量調整機構と、前記流量調整機構を制御する流量制御手段を有し、前記放熱器の出口側の冷媒速度が所定の閾値より小さい場合、前記流量制御手段により前記放熱器の出口側の冷媒速度を増加させて、少なくとも所定時間、前記圧縮機から吐出された冷凍機油を前記圧縮機へ戻す返油運転を行う。

発明の効果

- [0007] この発明に係る空気調和装置は、放熱器出口側の冷媒速度が所定の閾値より小さい場合、流量制御手段により放熱器の出口側の冷媒速度を増加させて、少なくとも所定時間、圧縮機から吐出された冷凍機油を圧縮機へ戻す返油運転を行う。このため、圧縮機から吐出された冷凍機油が適切に圧縮機へ戻されて、空気調和装置の信頼性が向上する。

図面の簡単な説明

- [0008] [図1] この発明の実施の形態 1 における空気調和装置を示す構成図である。
[図2] 冷房運転における制御装置 40 の構成と作用を示す図である。
[図3] 暖房運転における制御装置 40 の構成と作用を示す図である。
[図4] 室外熱交換量とファン風速及び伝熱面積との関係を示す図である。
[図5A] 冷房運転における制御装置の制御を示すフローチャートである。

[図5B] 図 5 A に続くフローチャートである。

[図6] 流動様式を示すBaker線図である。

[図7A] 暖房運転における制御装置の制御を示すフローチャートである。

[図7B] 図 7 A に続くフローチャートである。

発明を実施するための形態

[0009] 実施の形態 1.

図 1 はこの発明の実施の形態 1 における空気調和装置の冷媒回路図を示すものである。以下、この発明の実施の形態 1 について説明する。

図 1 において、1 は室外機、10 p、10 q は室内機、15 は室外機 1 に接続されるガス主管、13 p、13 q は室内機 10 p、10 q に接続されるガス枝管、14 はガス主管 15 とガス枝管 13 p、13 q との分岐点、7 は室外機 1 に接続される液主管、9 p、9 q は室内機 10 p、10 q に接続される液枝管、8 は液主管 7 と液枝管 9 p、9 q との分岐点である。

[0010] 室外機 1 内においては、圧縮機 2 の吐出側に、オイルセパレータ 17、流路切替用の四方弁 3 がある。4 a、4 b、4 c はそれぞれ伝熱面積が相違する熱交換器のパスであり、全体で室外熱交換器 4 を構成する。5 は過冷却熱交換器、6 は室外膨張機構であり、液主管 7 へと順に接続される。また圧縮機 2 の吸入側は、アキュムレータ 16、四方弁 3、ガス主管 15 へと順に接続される。18 は一方をオイルセパレータ 17 の下側内部、他方を圧縮機 2 の吸入側配管に接続される返油バイパスである。

22 は、過冷却熱交換器 5 と液主管 7 との間より分岐し、アキュムレータ 16 と四方弁 3 を繋ぐ配管へ合流する過冷却バイパスである。この過冷却バイパス 22 に、過冷却調整弁 21、過冷却熱交換器 5 が接続されている。16 a は圧縮機 2 の吸入側に接続されるアキュムレータ 16 にある U 字管であり、16 b、16 c、16 d はアキュムレータ 16 の返油穴である。また、40 a は室外機 1 の制御装置である。

[0011] 室内機 10 p、10 q 内において、11 p、11 q は室内膨張機構、12 p、12 q は室内熱交換器であり、室内機 10 p、10 q に接続されるガス枝

管 9 p、9 q から液枝管 13 p、13 q へと順に接続される。また、40 p、40 q は、それぞれ室内機 10 p、10 q の制御装置である。

[0012] 圧縮機 2 はインバータ回路を有しており、インバータ回路による電源周波数の変換により回転数が制御され、容量制御が可能なタイプである。また、室外膨張機構 6、過冷却調整弁 21、室内膨張機構 11 p、11 q は、開度が可変に制御できる例えば電子膨張弁である。そしてこの例では、制御装置 40 a が室外膨張機構 6 及び過冷却調整弁 21 を制御し、制御装置 40 p、40 q が室内膨張機構 11 p、11 q を制御する。

[0013] 室外機 1 における圧力センサは、31 a が圧縮機 2 の吐出側、31 b が圧縮機 2 の吸入側、31 c が室外膨張機構 6 と室内膨張機構 11 p、11 q との間にそれぞれ設けられていて、それぞれの設置場所の圧力を計測する。

室外機 1 における温度センサは、32 a が圧縮機 2 とオイルセパレータ 17 の間、32 b が圧縮機 2 とアキュムレータ 16 の間、32 c は室外熱交換器 4 と四方弁 3 の間、32 d は室外熱交換器 4 と過冷却熱交換器 5 の間、32 e は過冷却熱交換器 5 と室外膨張機構 6 と過冷却調整弁 21 との間、32 j は過冷却熱交換器 5 とアキュムレータ 16 と四方弁 3 との間にそれぞれ設けられていて、それぞれの設置場所の温度を計測する。また温度センサ 32 k は室外機 1 の周囲温度を計測する。

[0014] 室内機 10 p、10 q 内のセンサのうち、32 f、32 g は室内熱交換器 12 p、12 q と室内膨張機構 11 p、11 q の間、32 h、32 i は室内熱交換器 12 p、12 q とガス枝管 13 p、13 q の間に設けられていて、それぞれ設置場所の温度を計測する。

[0015] 前述のように、室外機 1、室内機 10 p、10 q には、例えばマイクロコンピュータで構成された制御装置 40 a、40 p、40 q がそれぞれ設けられている。これらの制御装置は、圧力センサ 31 や温度センサ 32 による計測情報や、空気調和装置の使用者から指示される運転内容（負荷要求）に基づいて、圧縮機 2 の運転周波数、四方弁 3 の流路切替、室外熱交換器 4 の熱交換量、室外膨張機構 6 の開度、過冷却調整弁 21 の開度、室内膨張機構 11

p、11qの開度などを制御する。さらにこれらの制御装置は、例えば各種データ等を含む通信を送受信することができるものとする。

なお以下では、各制御装置40a、40p、40qの制御装置全体を指す場合は制御装置40として説明する。ここでは制御装置40aを室外機1に、制御装置40p、40qを室内機10p、10qに分けて設置しているが、一箇所にまとめて設置してもよい。また1つの装置で各装置の制御を行うようにしてもよい。制御装置40の機能を実行する内部構成については後述する。

[0016] 冷媒は遷移臨界サイクルとなるもので、例えば自然冷媒である二酸化炭素とする。

従来のフロン系冷媒は、冷凍サイクルにおいて超臨界状態は使われず、気相・液相・気液二相のみである。冷凍サイクルでの動作状態や制御目標として、“飽和温度”、“過冷却度”、“過熱度”が広く用いられる。

これに対して二酸化炭素は気相・液相・気液二相の他に超臨界の状態になりうる。“ガス”主管、“過冷却”熱交換器などの名称は、冷媒状態を示すものではなく、超臨界状態も当然含まれる。ここで従来のフロン系冷媒で広く用いられる“飽和温度”、“過冷却度”、“過熱度”の概念を、超臨界状態でも類似解釈することを考える。

“過冷却”という概念は臨界圧力以上では含まれないが、臨界圧力以上の圧力値における“擬似”飽和温度を、 $(\text{“擬似”飽和温度}) = (\text{圧力値と臨界エンタルピとなる温度})$ で定義することにより、 $(\text{“擬似”過冷却度}) = (\text{“擬似”飽和温度}) - (\text{温度})$ とすることで定義できる。以降では、“擬似”飽和温度や“擬似”過冷却度を、臨界圧力以下の飽和温度や過冷却度と同じ扱いをする。なお、 $(\text{“擬似”飽和温度}) = (\text{圧力値における定圧比熱が極大値となるときの温度})$ 、 $(\text{“擬似”過冷却度}) = (\text{“擬似”飽和温度}) - (\text{温度})$ と定義してもよい。このようにすることで、従来のフロン系冷媒での蒸気圧縮サイクルと同様の制御手法を流用することができ、設計負荷を減少させることができ、信頼性を確保することができる。

[0017] 次にこの空気調和装置での運転動作について説明する。まず冷房運転時の動作について説明する。四方弁3は、図1の実線方向に接続される。また、室外膨張機構6は全開または全開に近い状態に、そして過冷却調整弁21、室内膨張機構11p、11qは適度な開度に設定する。この場合の冷媒の流れは以下の様になる。

[0018] 圧縮機2から吐出された高圧高温の冷媒ガスは、オイルセパレータ17を通過する時に冷媒に混在する冷凍機油のおよそ大部分が分離され内側底部に溜められ、そこから返油バイパス18を通り圧縮機2の吸入側に至る。これによりオイルセパレータ17からアキュムレータ16に存在するする冷凍機油を低減でき、圧縮機信頼性改善の効果がある。

[0019] 一方、冷凍機油が占める割合が低下した高圧高温の冷媒は、四方弁3を通り、室外熱交換器4で放熱して高圧低温の冷媒となり、過冷却熱交換器5に入る。過冷却熱交換器5を出て分岐した一方の流れは過冷却調整弁21で適度に流量調整され低圧の冷媒となり、室外熱交換器4を出た冷媒と過冷却熱交換器5内で熱交換する。室外熱交換器4を出た冷媒は、過冷却熱交換器5を出ると高圧で温度がさらに低い冷媒となる。過冷却熱交換器5を出た一方の低圧冷媒は、アキュムレータ16と四方弁3とを結ぶ配管に至る。

これにより同一能力の場合エンタルピ差が増大するため必要冷媒流量を低減でき、圧損低減による性能改善の効果がある。さらには、室外機から出て室内機を経由して再度室外機に戻る経路の冷凍機油を低減でき、圧縮機信頼性改善の効果がある。

なお、ここでいう高圧、低圧は冷媒回路内における圧力の相対的な関係を表すものとする（温度についても同様である）。

[0020] 一方、過冷却熱交換器5を出た高圧冷媒は、室外膨張機構6を通るが、全開のため大きく減圧することなく高圧低音の冷媒として液配管7に供給される。その後、液主管7の分岐点8で枝分かれし、液枝管9p、9qを通り、室内機10p、10q内に入り、室内膨張機構11p、11qで減圧され低圧低乾き度の二相冷媒となる。そして、室内熱交換器12p、12qで蒸発、

ガス化し、ガス配管 13 p、13 q、ガス主管の分岐点 14、ガス主管 15、四方弁 3、アキュムレータ 16 を通り圧縮機 2 に吸入される。

[0021] アキュムレータ 16 内に二相冷媒が流入すると液冷媒がその下部に溜まり、U字管 16 a の上方開口部より流入されたガスリッチな冷媒が、圧縮機 2 へ吸入される。過渡的な液や二相冷媒をアキュムレータ 16 内に溜めきりオーバーフローするまで、圧縮機 2 の液バックを一時的に防止することができ、圧縮機信頼性の改善効果が得られる。

またオイルセパレータ 17 で分離出来なかった冷凍機油は、冷媒回路を長い時間を要しながらも循環してアキュムレータ 16 内に溜まる。

[0022] アキュムレータ 16 内の状態により 3 通りの冷凍機油の動作がある。一つ目は液冷媒が存在しない場合であり、ある一定量の冷凍機油が滞留すると、U字管 16 a の上方開口部より最下方に位置する U字管の返油穴 16 b より圧縮機 2 へ返油される。二つ目はアキュムレータ 16 内に液冷媒が存在し液冷媒密度より冷凍機油密度が大きい場合である。この場合、アキュムレータ 16 内で冷凍機油は冷媒に溶解せずに液冷媒の下方に溜まるので、一つ目と同じである。三つ目はアキュムレータ 16 内に液冷媒が存在し液冷媒密度より冷凍機油密度が小さい場合であり、アキュムレータ 16 内で冷凍機油は冷媒に溶解せずに液冷媒の上方に溜まる。この場合冷凍機油は、アキュムレータ 16 内の液面高さに応じて、返油穴 16 b、16 c、16 d より圧縮機 2 へ返油される。

[0023] 上記三つのいずれの場合でも、圧縮機 2 へ冷凍機油を供給することで、アキュムレータ 16 内の滞留油量を低減することができ、圧縮機信頼性の向上や、冷凍機油の封入油量低減によるコスト改善といった効果が得られる。ただしアキュムレータ 16 下部に滞留した、あるいは冷凍機油に溶解した液冷媒が、返油穴 16 b、16 c、16 d より圧縮機 2 へ吸入されて、液冷媒が過剰に圧縮機に吸入されると圧縮機故障などにより圧縮機信頼性が損なわれる。これに対しては、適度な U字管形状と返油穴形状を設定することにより、圧縮機に対し冷媒が適度な吸入乾き度を有し、冷凍機油だけを返油でき

る機能をアキュムレータに持させることができる。

[0024] 次にこの空気調和装置での制御装置 40 により行われる制御動作について説明する。図 2 は冷房運転における制御装置 40 の構成及び作用を示す図である。冷房運転では室内熱交換器 12 p、12 q が蒸発器となるので、ここで所定の熱交換能力が発揮されるように蒸発温度（蒸発器の二相冷媒温度）が設定され、この蒸発温度を実現する低圧値を低圧目標値として設定する。そして圧縮機制御手段 41 でインバータによる圧縮機 2 の回転数制御（運転容量制御）を行う。圧縮機 2 の運転容量は圧力センサ 32 b で計測される低圧値が定められた目標値、例えば飽和温度 10℃に相当する圧力になるよう制御される。また同時に回転数制御により凝縮温度（放熱器の圧力よりなる“擬似”飽和温度）も変化するが、性能、信頼性確保のため“擬似”凝縮温度として一定の範囲が設定され、この“擬似”凝縮温度を実現する圧力の値を、高圧目標値として設定する。伝熱媒体である空気や水を搬送するファン回転数やポンプ流量を、室外熱交換器 4 の熱交換量や、室内熱交換器 12 p、12 q の熱交換量から予め定められた状態を基に、圧縮機制御手段 41 と室外熱交換量制御手段 42 とにより、圧力センサ 31 a、31 b で計測される圧力が目標範囲内になるよう制御される。なお室外熱交換器 4 の伝熱面積は、熱交開閉弁 23（23 a、23 b、23 c）の開閉操作により、パス 4 a、4 b、4 c を利用して調整する。

[0025] また室内過熱度制御手段 43 により、室内膨張機構 11 p、11 q を、（温度センサ 32 h の温度）－（温度センサ 32 f の温度）、（温度センサ 32 i の温度－温度センサ 32 g の温度）で演算される室内熱交換器 12 p、12 q の出口過熱度が目標値となるように開度制御する。この目標値としては、予め定められた目標値、例えば 2℃を用いる。目標となる出口過熱度に制御することで、蒸発器内の二相状態の冷媒が占める割合を好ましい状態に保つことができる

また室外膨張機構 6 は室外膨張制御手段 45 によって予め定められた初期開度、例えば全開または全開に近い開度に制御される。また過冷却調整弁 21

は、過冷却熱交換器過熱度制御手段 4 4 によって、（温度センサ 3 2 j の温度）－（圧力センサ 3 1 b で計測される圧力から換算される飽和温度）、で演算される過冷却熱交換器 5 の低圧側出口過熱度目標値となるように開度制御される。この目標値として例えば 2℃が用いられ、過冷却熱交換器 5 の仕様に見合った熱交換が実現できる。

さらに、流量制御手段 4 6 は、放熱器の冷媒流量（又は冷媒流速）を調節するために、圧縮機 2 の容量と室外熱交換器 4 の熱交換量を制御する。

ここで、圧縮機制御手段 4 1、室外熱交換量制御手段 4 2、過冷却熱交換器過熱度制御手段 4 4、室外膨張制御手段 4 5、および流量制御手段 4 6 は、室外機 1 にある制御装置 4 0 a に備えられ、室内過熱度制御手段 4 3 は室内機 1 0 p、1 0 q にある制御装置 4 0 p、4 0 q に備えられている。

[0026] 次に暖房運転の動作について説明する。四方弁 3 は図 1 の破線方向に接続される。室外膨張機構 6 は室外膨張機構 6 の前後で適度な差圧が生じるように開度を予め設定されている。過冷却調整弁 2 1 は全閉、室内膨張機構 1 1 p、1 1 q は適度な開度に設定する。

[0027] この場合の冷媒の流れは次のようになる。圧縮機 2 から吐出された高圧高温の冷媒ガスはオイルセパレータ 1 7、四方弁 3 を通りガス主管 1 5 に流入する。オイルセパレータ 1 7 は冷房運転時の記述と同じ動作を行う。ガス主管 1 5 を通り室内機 1 0 p、1 0 q に供給された冷媒は、室内機 1 0 p、1 0 q 内の室内熱交換器 1 2 p、1 2 q で放熱して高圧低温となり、膨張弁 1 1 p、1 1 q で減圧され、中間圧で液相か、飽和に液に近い二相冷媒となる。中間圧の冷媒は液主管 7 を通った後、室外機 1 に流入するが、室外膨張機構 6 を通過して低圧二相状態となる。低圧二相状態となった冷媒は過冷却熱交換器 5 を通り、室外熱交換器 4 で蒸発し低圧低温の冷媒となり、アキュムレータ 1 6 を通り圧縮機 2 に吸入される。アキュムレータ 1 6 は冷房運転時の記述と同じ動作を行う。過冷却調整弁 2 1 は全閉であり流れがなく、過冷却熱交換器 5 で熱交換はない。もし過冷却調整弁 2 1 に流れがあると熱交換し、それに応じて性能低下することとなる。

- [0028] 図3に暖房運転における制御装置40の構成及び作用を示す。暖房運転では室内熱交換器12p、12qが放熱器となるので、ここで所定の熱交換量が発揮されるように“擬似”凝縮温度が設定され、この“擬似”凝縮温度を実現する高圧値を高圧目標値として設定する。そして圧縮機制御手段41でインバータによる圧縮機2の回転数制御を行う。圧縮機2の運転容量は圧力センサ31aで計測される高圧値が定められた目標値、例えば“擬似”飽和温度50℃に相当する圧力になるよう制御される。また同時に回転数制御により室外熱交換器4の蒸発温度が変化するが、能力、信頼性確保のため一定の範囲が設定され、この蒸発温度を実現する低圧値を低圧目標値として設定する。圧縮機制御手段41と室外熱交換量制御手段42とにより、伝熱媒体である空気や水を搬送するファン回転数やポンプ流量を、室外熱交換器4の熱交換量や、室内熱交換器12p、12qの熱交換量から予め定められた状態を基に、圧力センサ31bで計測される低圧値が目標範囲内になるよう制御される。
- [0029] また室内過冷却度制御手段47により、室内膨張機構11p、11qは、（圧力センサ31aで計測される圧力から換算される“擬似”飽和温度）－（温度センサ32fの温度）、（圧力センサ31aで計測される圧力から換算される“擬似”飽和温度）－（温度センサ32gの温度）で演算される室内熱交換器12p、12qの出口過冷却度が目標値（温度）となるように開度制御する。この目標値としては、予め定められた目標値、例えば10℃を用いる。また過冷却調整弁21は、過冷却熱交換器過熱度制御手段44によって予め定められた初期開度、例えば全閉または全閉に近い開度に固定して制御される。
- [0030] また室外膨張機構6は、（圧力センサ31cで計測される圧力）が、（“擬似”凝縮飽和温度を実現する圧力値）と（（“擬似”飽和温度）－（室内熱交換器出口過冷却度の目標値）で定まるエンタルピがCO₂の飽和エンタルピと一致するときの圧力）となるように室外膨張制御手段45により開度制御される。

さらに、流量制御手段 4 6 は、放熱器の冷媒流量（又は冷媒流速）を調節するために、圧縮機 2 の容量と室内膨張機構 1 1 p, 1 1 q を制御する。

なお、圧縮機制御手段 4 1、室外熱交換量制御手段 4 2、過冷却熱交換器過熱度制御手段 4 4、室外膨張制御手段 4 5、および流量制御手段 4 6 は、室外機 1 にある制御装置 4 0 a に備えられ、室内過冷却度制御手段 4 7 は室内機 1 0 p、1 0 q にある制御装置 4 0 p、4 0 q に備えられる。

- [0031] ここで、暖房運転と冷房運転の違いをみると、冷房運転では液主管 7、液枝管 9 p、9 q に高圧の液冷媒が存在する一方、暖房運転では液主管 7、液枝管 9 p、9 q に中間圧の液相または飽和液に近い二相冷媒が存在する。従って暖房運転では冷房運転に比べて液主管 7、液枝管 9 p、9 q に冷媒を十分に溜めることができず余剰の冷媒が発生し、この余剰冷媒はアキュムレータ 1 6 に液冷媒として存在する。大容量化した空気調和装置では、液主管 7、液枝管 9 p、9 q の管径、配管長が増加するので余剰冷媒がさらに増大する。
- [0032] しかし室外膨張機構 6 がないと、液主管 7、液枝管 9 p、9 q 内の冷媒は低圧二相であり、余剰冷媒量が増大する。液主管 7、液枝管 9 p、9 q 内の冷媒の密度が大きいため、室外膨張機構 6 の開度の調整により、余剰冷媒量を抑制している。さらに、冷房運転時に室外膨張機構 6 の開度を適度に調整すると、冷房運転時の液主管 7、液枝管 9 p、9 q の液冷媒が減少するので、暖房運転時の余剰冷媒を抑制できる。
- [0033] 一般的に熱交換器内の容積は室内熱交換器 1 2 p、1 2 q より室外熱交換器 4 のほうが大きく、放熱器として使う時の容積差が暖房時の余剰冷媒となる。熱交換器内の余剰冷媒と、前述の液主管 7、液枝管 9 p、9 q の余剰冷媒の和に安全率を掛け合わせたものがアキュムレータ容積となる。空気調和装置のアキュムレータの総計が大きいと、コスト・コンパクト性に影響を及ぼす。
- [0034] また過冷却熱交換器 5 は冷房で使用し、暖房では使用していない。これは冷房時の低圧側回路の圧力損失を低減させるためである。フロン系冷媒と異なる

り、熱搬送能力が大きいCO₂では、圧力損失が小さいため、過冷却熱交換器5を設ける必然性がないように思われる。しかし暖房時の伝熱性能を改善させるため、室内熱交換器12p、12qの放熱性能を主体に設計すると、パス数が小さくなるため、冷房時の圧力損失がフロン系冷媒より大きくなる可能性があり、冷房・暖房性能を両立させるためにも過冷却熱交換器5は有効である。

[0035] 以上、冷房運転と暖房運転の動作について述べたが、これは室内負荷が、空気調和装置の定格能力と同等である定格負荷の場合である。次に室内負荷が、空気調和装置の定格能力よりも小さい、部分負荷の場合について述べる。

[0036] まず冷房運転時の部分負荷について述べる。室内負荷が小さいと、それに応じて室内機の運転台数が減少し、停止する室内機が存在する。室内機10pが停止すると、室内膨張機構11pの開度が0となり、冷媒循環量は0である。また室内熱交換器12pは低圧ガスであり、停止していても冷媒が寝込みことがない。冷媒循環量が0であるため、冷媒と共に流れる冷凍機油が滞留することがなく、圧縮機信頼性は確保される。

室内機の一部が停止するに応じて蒸発温度を一定に保つため、圧縮機周波数は減少する。室内熱交換量と圧縮機入力が増加するので、 $(\text{室外熱交換量}) = (\text{室内熱交換量}) + (\text{圧縮機入力})$ が成立するために室外熱交換量が低下する。

[0037] 図4は室外熱交換量とファン風速及び伝熱面積との関係を示す図である。室外熱交換量を低下させるために、まずファン風速を減少させる。ファン風速はある一定の下限值となると、さらに室外熱交換量を低下させるため、伝熱面積を減少させる。熱交開閉弁23a、23b、23cがすべて開であればまず23aを閉とし、ファン風速を増速させる。このときのファン風速は、熱交開閉弁がすべて開となる場合の最大風速よりは小さい。熱交開閉弁が切り替わる際に、室外熱交換量を連続的に変化させるためである。さらに室外熱交換量を低下させる場合は、ファン風速を減少させる。ファン風速はある一定の下限值となると、さらに室外熱交換量を低下させるため、伝熱面積を

減少させる。熱交開閉弁 2 3 b を閉とし、ファン風速を増速させる。

[0038] 次に暖房運転時の部分負荷について述べる。室内負荷が小さいと、それに伴って室内機の運転台数が減少し、停止する室内機が存在する。室内機 1 0 p が停止すると、室内膨張機構 1 1 p の開度は微小に開であり、冷媒循環量が微小である。これは、室内膨張機構 1 1 p の開度を全閉とすると、室内熱交換器 1 0 p 内の冷媒はやがて冷却され低温の高密度冷媒となり停止室内機内の冷媒量が増加するため、冷凍サイクルの冷媒分布が崩れて必要冷媒量が減少して制御安定性が損なわれることを抑制するためである。

ただし、冷媒循環量が微小であるために、冷凍機油が滞留しやすい。かといって冷媒循環量を増加させれば、負荷に応じて室内機を停止したことにはならないので、負荷調整のためにも、冷媒流量は微小としている。冷凍機油の滞留に対しては、後述の返油運転により圧縮機信頼性を確保する。

[0039] 室内機の停止に応じて“疑似”凝縮温度を一定に保つため、圧縮機周波数は減少する。室内熱交換量と圧縮機入力が増加するので、 $(\text{室外熱交換量}) = (\text{室内熱交換量}) + (\text{圧縮機入力})$ が成立するために室外熱交換量が低下する。この低下時の制御装置の操作は冷房と同様である。

以上のように、制御するので冷房運転と暖房運転ともに、室内負荷が変動しても空気調和装置が追従できることができる。

[0040] 次に冷媒と共に冷凍サイクル内を循環する冷凍機油について述べる。まず冷房運転する場合について説明する。一般的に定格負荷の場合は冷媒循環量が大きく、冷凍機油が滞留しにくい。しかし、非相溶性を有するため、高圧低温冷媒であると流速が小さいため冷凍機油がサイクル内に滞留しやすい傾向である。特に部分負荷ではそれが顕著であり冷媒流速をある値以上にすることが必要である。図 5 A 及び図 5 B は冷房運転時の制御装置 4 0 による制御の一例を示すフローチャートであり、この動作について説明する。

[0041] まず、ステップ S 0 で、圧縮機 2 等が起動して空気調和装置による冷房運転が開始される。ステップ S 1 で、制御装置 4 0 を構成する各制御手段は、各センサの初期状態検知に応じた初期設定による固定値を設定する。

次にステップS 2で、空気調和装置の運転開始後、予め定めた所定時間（例えば5分、10分等）が経過したかどうかを判断する。

[0042] ステップS 2で運転開始後、上記所定時間が経過したものと判断すると、ステップS 3で、圧力センサ3 1（3 1 a等）及び温度センサ3 2（3 2 a等）、並びに室内機1 0 p、1 0 qの使用状況（負荷状況）等の情報（データ）に基づいて流量制御手段4 6を除く他の制御手段（4 0, 4 1, 4 2, 4 3, 4 4, 4 5）が各制御対象の制御を行う。そして、ステップS 4で、予め定めた所定時間（例えば5分、10分等）の時間経過を判断する。ここで、他の制御手段が、各々に固有の制御の指令が出る時間間隔（例えば1分）毎に実施するのに対し、流量制御手段4 6は、それよりも十分大きい時間間隔（例えば5分）でステップS 4を実行して流量制御手段4 6の実施判定を行う。ハンチング等の発生を防止し、制御を安定させるためである。

[0043] ステップS 4で上記所定時間が経過すれば、ステップS 5で放熱器である室外熱交換器4の出口側の冷媒速度を演算する。この演算は以下のようにして行うことができる。圧縮機制御手段4 1と室外熱交換量制御手段4 2は高圧の目標値と低圧の目標値を有しており、低圧目標値を温度センサ3 2 bの検知値と圧縮機周波数より冷媒循環量を演算する。そして高圧目標値と温度センサ3 2 dの検知値より放熱器出口密度を演算する。さらには熱交開閉弁2 3 a、2 3 b、2 3 cの開閉状態と、予め制御装置4 0に記憶している各放熱器のパス数と放熱器の伝熱管の断面積から、室外熱交換器4の出口側の平均的な冷媒速度が演算できる。

ステップS 6で演算値が予め定めた閾値以上であれば油が滞留することはないので、ステップS 3に戻る。しかし負荷側要求や外気温度などの環境条件により部分負荷運転となると、冷媒速度が低下し、演算値が閾値より小さくなるとステップS 7に進む。

[0044] ステップS 7では、現在の熱交開閉弁2 3 a、2 3 b、2 3 cの開閉状態、室外熱交換器4のファン風速、圧縮機2の周波数を記憶する。そして、状態A（熱交開閉弁2 3 a：閉、2 3 b：閉、2 3 c：開）であればステップS

10に進む。ここでは閉じるべき開閉弁がないため、流速を増加させるために圧縮機2の周波数を増加させる。そしてステップS11で、ステップS5に示した方法で増速後の冷媒速度を演算し、ステップS12でその演算値が予め定めた第2の閾値より大きければステップS40へ進む。ステップS12でそれが第2の閾値以下であればステップS10に戻る。

[0045] ステップS8で状態B（熱交開閉弁23a：閉、23b：開、23c：開）であればステップS20に進む。ステップS20では開閉弁23cを閉とし、室外熱交換器4の伝熱面積がパス4c低下した分を補うためにファン風速を増加させる。ステップS21でステップS5に示した方法で冷媒速度を演算し、ステップS22でその演算値が予め定めた第2の閾値より大きければステップS40へ進む。それが第2の閾値以下であればステップS23に進む。ステップS23では圧縮機2の周波数を増加させ、ステップS24で冷媒速度を演算し、ステップS25でその演算値が第2の閾値より大きければステップS40へ進む。ステップS25でそれが第2の閾値以下であればステップS23に戻る。

[0046] ステップS8で状態C（熱交開閉弁23a：開、23b：開、23c：開）であればステップ30に進む。ステップS30で熱交開閉弁23cを閉とすると、室外熱交換器4の伝熱面積がパス4c分低下するので、それを補うためにファン風速を増加させる。そしてステップS31で冷媒速度を演算し、ステップS32でその演算値が第2の閾値より大きければステップS40へ進む。一方、それが第2の閾値以下であれば、ステップS33で開閉弁23bを閉とし、室外熱交換器4の伝熱面積がパス4b分低下したのを、ファン風速を増加して補う。さらに、ステップS34で冷媒速度を演算し、ステップS35でその演算値が第2の閾値より大きければステップS40へ進む。それが第2の閾値以下であれば、ステップS36で圧縮機2の周波数を増加させる。そしてステップS37で冷媒速度を演算し、ステップS38でその演算値が第2の閾値より大きければステップS40へ進み、以下であればステップS36に戻る。

[0047] ステップS 4 0 で予め定めた所定時間が経過すればステップS 4 1 に進む。ステップS 4 1 では、ステップS 7 で記憶した状態に戻し、ステップS 3 に戻る。

以上のように放熱器出口の冷媒速度を利用して制御することにより、制御安定性を保ちながら冷凍機油を滞留させないようにすることができる。

[0048] 冷媒速度の閾値としては、従来は経験的に設計値を設定している。しかし超臨界状態での油の流動様式についての知見や設計手法は見られない。従来では、空気－水系のフラッティング速度式にガス冷媒物性と冷凍機油物性を用いて、冷媒速度の閾値を設定していた。しかし超臨界低温冷媒と冷凍機油では密度差が小さく、フラッティング速度式に物性を代入すると試算上滞留しないような結果となっていた。

しかし可視化実験などを通じて、フラッティング速度式に冷凍機油と冷媒の物性を代入して得られた値（例えば0. 2 [m/s]）以上の冷媒速度で滞留油量が増加し、その際に流動様式が変化する結果が得られている。

[0049] 図6は流動様式を示すBaker線図であり、環状流から層状流（図6では成層流）と変化すると滞留油量が増加するといった知見がある。Baker線図も空気－水系の二相流動様式であるが、低粘度である冷媒を“空気”、高粘度である冷凍機油を“水”に置き換えると同じ挙動を示すことが知られている。そして、前述の可視化実験空気調和装置の運転状態より冷媒流速の閾値を求めることができる。CO₂冷媒のおおよその代表的な使用条件では、0. 4 [m/s] から0. 6 [m/s] の間である。ただし例外的な場合も考慮して、本実施例におけるCO₂冷媒の速度の閾値は、0. 3 [m/s] から0. 7 [m/s] の間とする。

また第2の閾値は、ある特定の時間内に滞留した冷凍機油を戻すことより定まっており、上記閾値よりも大きく、例えば、上記閾値の1. 5倍が第2の閾値である。

[0050] 図7A及び図7Bは暖房運転時の制御装置40による制御の一例を示すフローチャートである。この場合は冷房運転時と異なり、放熱器が室内熱交換器

12p、12qとなる。

まず、ステップS100で、圧縮機2等が起動して空気調和装置による暖房運転が開始される。ステップS101で、制御装置40を構成する各制御手段は、各センサの初期状態検知に応じた初期設定による固定値を設定する。次にステップS102で、空気調和装置の運転開始後、予め定めた所定時間（例えば5分、10分等）が経過したかどうかを判断する。

[0051] ステップS102で運転開始後、上記所定時間が経過したものと判断すると、ステップS103で、圧力センサ31（31a等）及び温度センサ32（32a等）、並びに室内機10p、10qの使用状況（負荷状況）等の情報（データ）に基づいて流量制御手段46を除く他の制御手段（40、41、42、47、44、45）が各制御対象の制御を行う。そして、ステップS104で、室内機の発停状態を判定する。これは運転時と停止時で室内熱交換器内の挙動が異なるためである。特に室内機が停止していれば、温度センサの誤検知が多く、演算方法を変える必要がある。

室内機が運転中では、ステップS105で冷房運転時と同様にして冷媒速度を演算する。ステップS106でその演算値が予め定めた閾値以上であれば、冷凍機油が滞留することがないので、ステップS103に戻る。ステップS106で演算値が閾値より小さければ、ステップS110で室内膨張機構11p、11qと圧縮機2の周波数を記憶する。

[0052] 続いてステップS112で室内膨張機構11p、11qの開度を大きくし、冷媒循環量を増加させる。そしてステップS113で冷媒速度を演算し、ステップS114でその演算値が予め定めた第2の閾値より大きければステップS117へ進む。その演算値が第2の閾値以下であれば、ステップS115で室内膨張機構の開度を判断し、その開度が最大でなければステップS112へ戻る。その開度が最大であるならステップS116で圧縮機2の周波数を増加させステップS117に進む。

ステップS117で一定時間が経過すればステップS118でステップS110にて記憶した状態に戻し、ステップS103へ戻る。

ステップS 1 0 4で室内機が停止の場合も上記とほぼ同様の操作を行う。ただし、図7 Bではフローの一部を省略している。なお、ここでは、ステップS 1 1 2に対応するステップS 1 3 2において、室内膨張機構1 1 p、1 1 qを増加させると共に圧縮機2の周波数を増加させている。

さらに、室内機1 0 qも室内機1 0 pに準じて制御される。

なお、図7 B中におけるS 1 1 1とS 1 3 1のステップは省いても良く、上記の説明においては、それらが無いものとして説明した。

本実施の形態の空気調和装置は以上のような構成をしているので、どのような運転状況においても放熱器内に多くの冷凍機油を滞留させることがなくなり、装置の信頼性を適切に確保することができる。

[0053] 以上の実施例では、直接冷媒冷却方式による空気調和装置について説明したが、チラーのように搬送媒体を用いて間接的に空気調和を行うものにも本発明は適用できる。また、室内機の全てが冷房と暖房のどちらかである冷暖切替方式について説明したが、冷暖同時方式であっても、熱交換器が放熱器であれば同様の効果が得られる。また、二酸化炭素の冷凍サイクルは効率が低いので、膨張機構で動力回収を行い、性能を改善させるようにしたものであってもよい。

また本実施例では演算値として、平均的な冷媒速度を演算したが、パスバランスが悪い放熱器で予め最悪となる冷媒速度を把握していれば、該当のパスを対象とした冷媒速度を演算してもよい。それにより滞留するパスで判断するため、信頼性が向上する。

符号の説明

[0054] 1 室外機、2 圧縮機、3 四方弁、4 室外熱交換器、4 a, 4 b, 4 c 室外熱交換器のパス、5 過冷却熱交換器、6 室外膨張機構、7 液主管、8 液主管の分岐点、9 p, 9 q 液枝管、1 0 p, 1 0 q 室内機、1 1 p, 1 1 q 室内膨張機構、1 2 p, 1 2 q 室内熱交換器、1 3 p, 1 3 q ガス枝管、1 4 ガス主管の分岐点、1 5 ガス主管、1 6 アキュムレータ、1 6 a U字管、1 6 a, 1 6 b, 1 6 c 返油穴、1

7 オイルセパレータ、18 返油バイパス、19 キャピラリーチューブ、21 過冷却調整弁、22 過冷却バイパス、23 (23 a, 23 b, 23 c) 熱交開閉弁、31 (31 a, 31 b, 31 c) 圧力センサ、32 (32 a ~ 32 k) 温度センサ、40 (40 a, 40 p, 40 q) 制御装置、41 圧縮機制御手段、42 室外熱交換量制御手段、43 室内過熱度制御手段、44 過冷却熱交換器過熱度制御手段、45 室外膨張制御手段、46 流量制御手段、47 室内過冷却度制御手段。

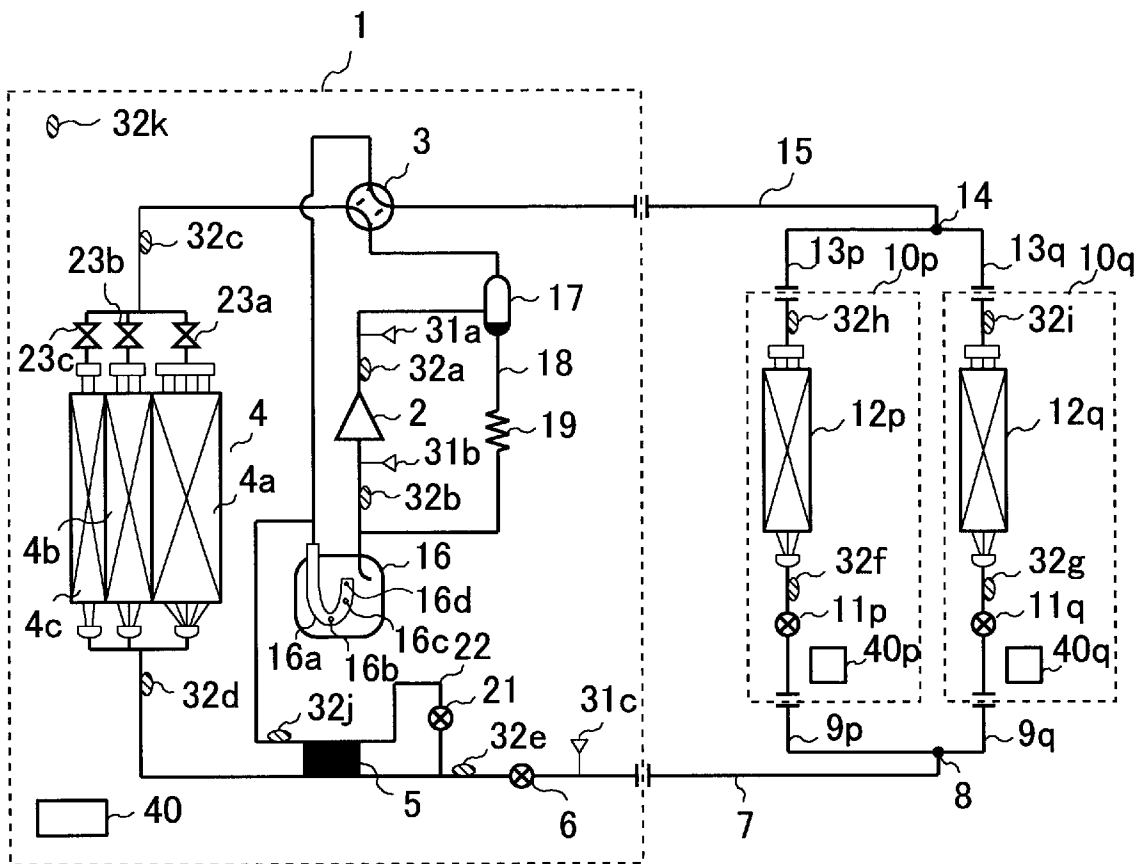
請求の範囲

- [請求項1] 圧縮機と、放熱器と、膨張機構と、蒸発器が接続された冷凍サイクル用の冷媒回路に、遷移臨界サイクルとなる冷媒と、前記冷媒に対して相溶性の小さな冷凍機油とを用いる空気調和装置において、前記冷媒回路に設けられた流量調整機構と、前記流量調整機構を制御する流量制御手段を有し、前記放熱器の出口側の冷媒速度が所定の閾値より小さい場合、前記流量制御手段により前記放熱器の出口側の冷媒速度を増加させて、少なくとも所定時間、前記圧縮機から吐出された冷凍機油を前記圧縮機へ戻す返油運転を行うことを特徴とする空気調和装置。
- [請求項2] 前記冷媒速度が、層状流と環状流の境界より定まることを特徴とする請求項1に記載の空気調和装置。
- [請求項3] 前記放熱器が複数あり、前記放熱器毎に前記冷媒速度を判断し、各放熱器毎に返油運転を実行することを特徴とする請求項1または2に記載の空気調和装置。
- [請求項4] 前記放熱器が複数のパスを有し、前記冷媒速度が、前記パス毎の冷媒速度のいずれか一つ、あるいは平均値であることを特徴とする請求項1から3のいずれか一項に記載の空気調和装置。
- [請求項5] 前記膨張機構が前記流量調整機構の機能を備え、前記流量制御手段が前記膨張機構の開度を変化させることを特徴とする請求項1から4のいずれか一項に記載の空気調和装置。
- [請求項6] 前記放熱器が複数のパスを有し、返油運転の条件となる前記冷媒速度が、前記パス毎の冷媒速度のいずれか一つ、あるいは平均値であり、前記放熱器の入口に複数の開閉弁を設け、前記膨張機構が前記流量調整機構の機能を備え、前記圧縮機の出口から前記蒸発器の入口までの複数の経路を有し、ある放熱器出口側の冷媒速度がある閾値より小さい場合は、冷媒速度が前記閾値以上の他のいくつかの放熱器に対応する開閉弁を閉とすることを特徴とする請求項1、2または4に記載の

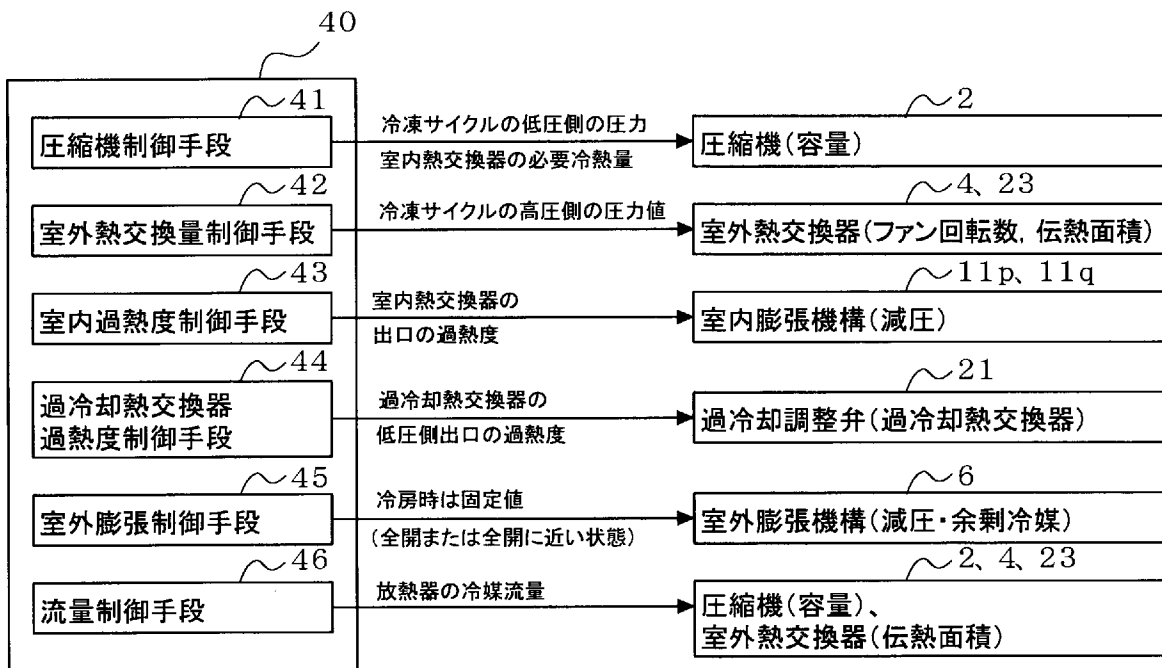
空気調和装置。

- [請求項7] 前記圧縮機が周波数変更による容量制御可能なものであり、前記流量制御手段が前記圧縮機の周波数を変化させることを特徴とする請求項1から4のいずれか一項に記載の空気調和装置。
- [請求項8] 前記冷媒が二酸化炭素であることを特徴とする請求項1から7のいずれか一項に記載の空気調和装置。
- [請求項9] 前記閾値が0.3 [m/s] から0.7 [m/s] までの間であることを特徴とする請求項8に記載の空気調和装置

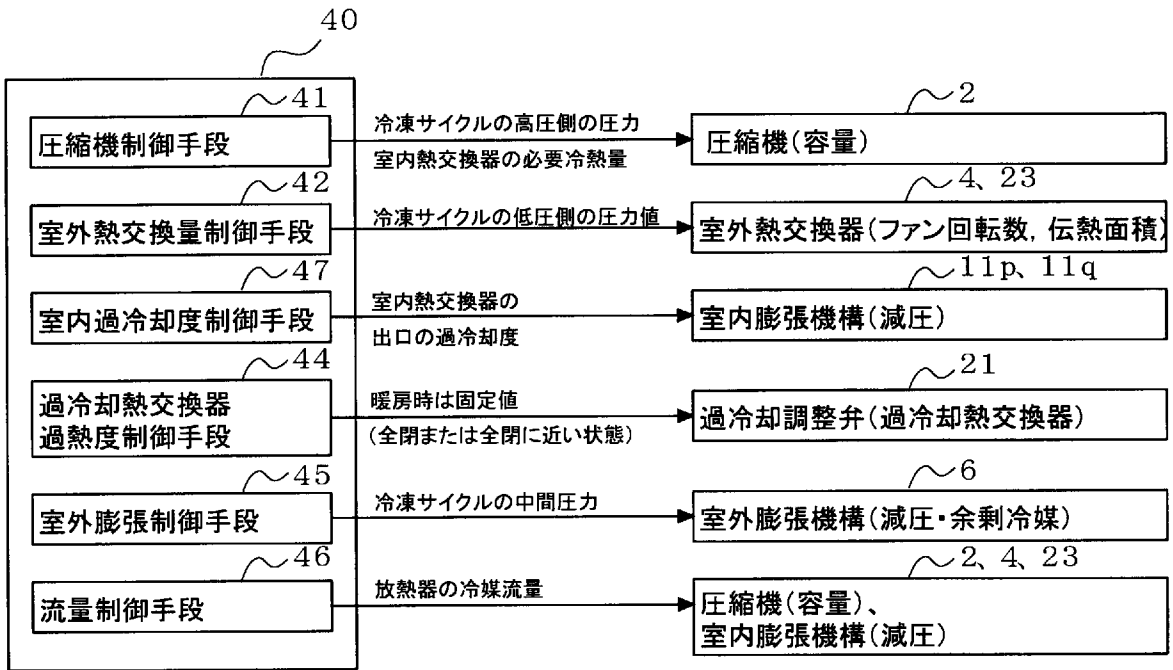
[図1]



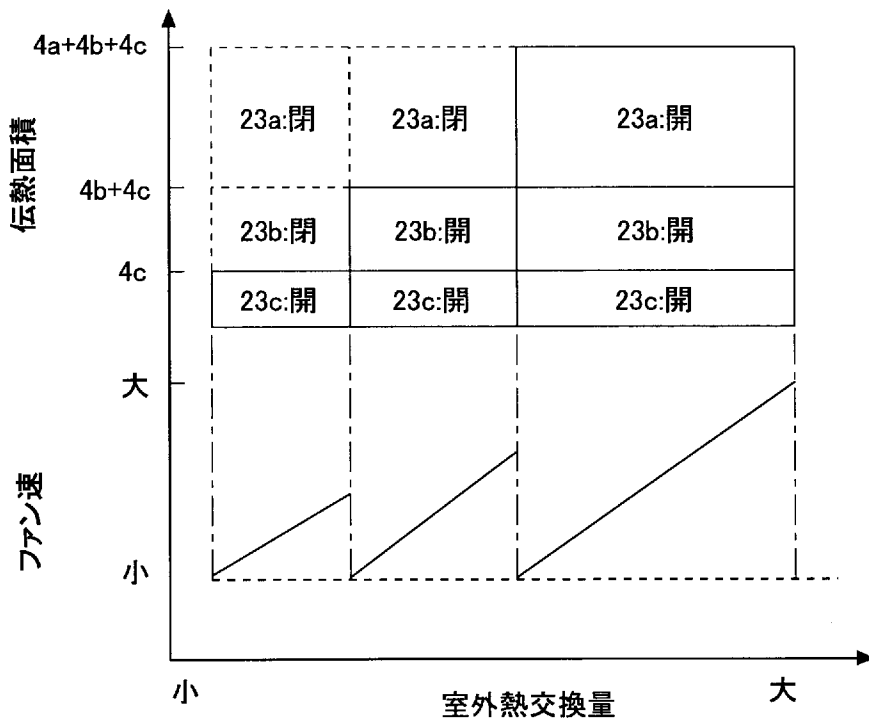
[図2]



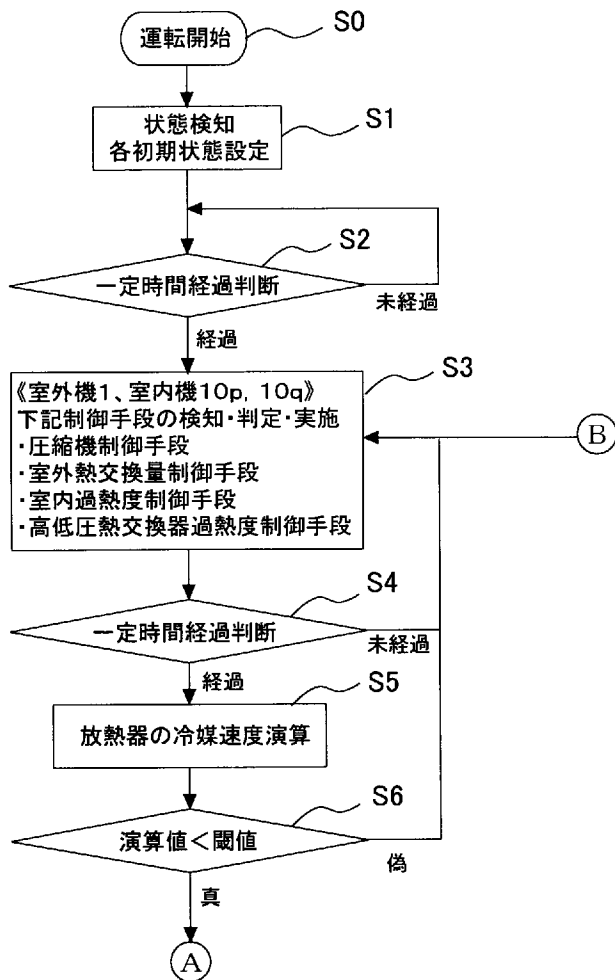
[図3]



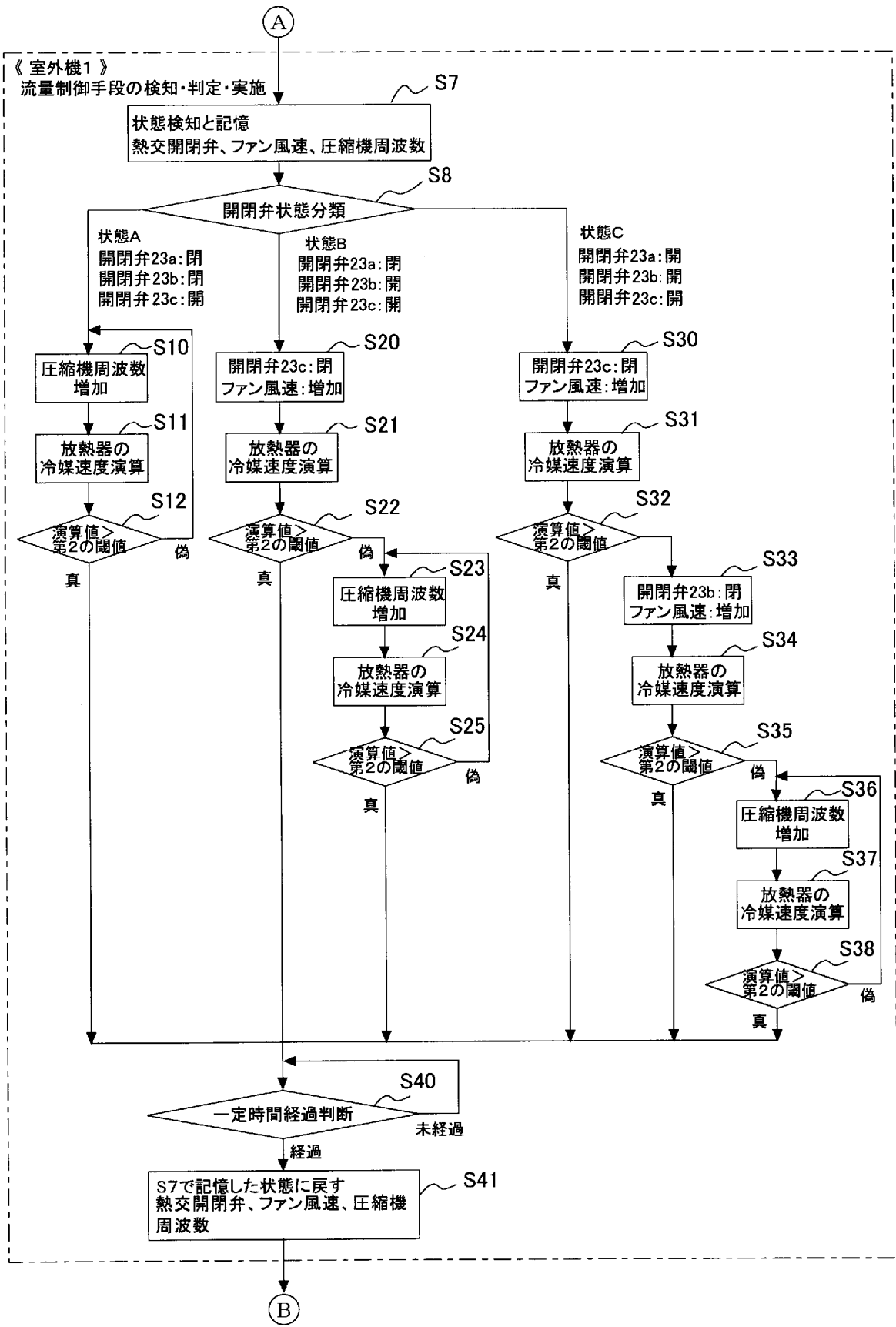
[図4]



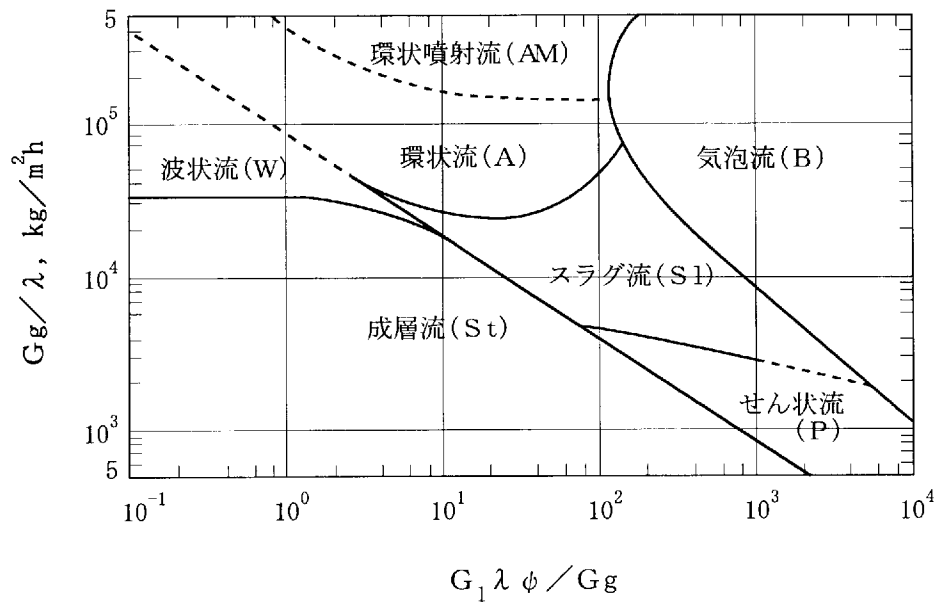
[図5A]



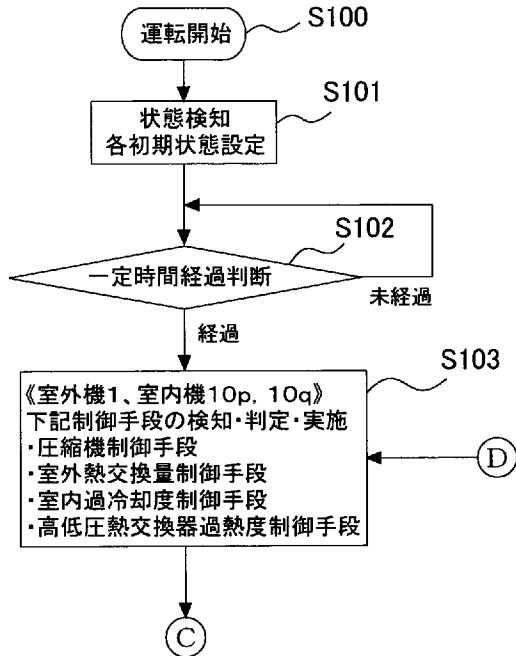
[図5B]



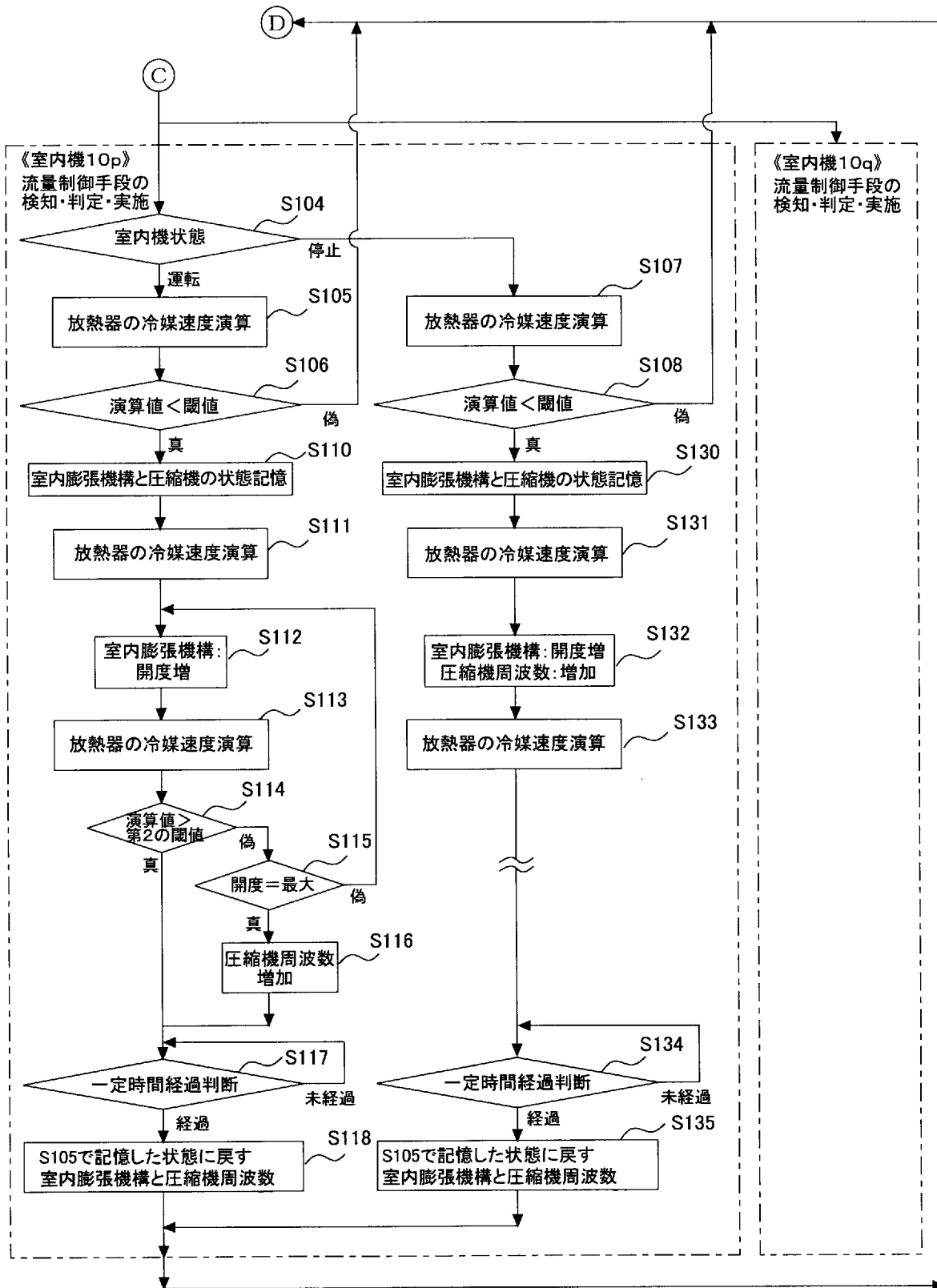
[図6]



[図7A]



[図7B]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2010/002269

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F25B1/00(2006.01) i, F25B43/02(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)

F25B1/00, F25B43/02

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	1996-2010
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2010	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2010

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.
Y	JP 2008-190790 A (Daikin Industries, Ltd.), 21 August 2008 (21.08.2008), paragraphs [0036] to [0073]; fig. 1 to 4 (Family: none)	1-9
Y	JP 2003-106690 A (Mitsubishi Electric Corp.), 09 April 2003 (09.04.2003), paragraphs [0019] to [0020]; fig. 3 (Family: none)	1-9
Y	JP 2004-101143 A (Denso Corp.), 02 April 2004 (02.04.2004), paragraphs [0024] to [0035]; fig. 1 to 5 (Family: none)	1-9

 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 June, 2010 (22.06.10)Date of mailing of the international search report
29 June, 2010 (29.06.10)Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2010/002269

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	WO 2009/040889 A1 (Mitsubishi Electric Corp.), 02 April 2009 (02.04.2009), paragraph [0005] (Family: none)	2
A	JP 2008-209105 A (Daikin Industries, Ltd.), 11 September 2008 (11.09.2008), entire text; fig. 1 to 6 (Family: none)	1-9

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F25B1/00(2006.01)i, F25B43/02(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. F25B1/00, F25B43/02

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	1971-2010年
日本国実用新案登録公報	1996-2010年
日本国登録実用新案公報	1994-2010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
Y	JP 2008-190790 A (ダイキン工業株式会社) 2008.08.21, 【0036】-【0073】, 図1-4 (ファミリーなし)	1-9
Y	JP 2003-106690 A (三菱電機株式会社) 2003.04.09, 【0019】-【0020】, 図3 (ファミリーなし)	1-9
Y	JP 2004-101143 A (株式会社デンソー) 2004.04.02, 【0024】-【0035】, 図1-5 (ファミリーなし)	1-9

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、一般的な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

22.06.2010

国際調査報告の発送日

29.06.2010

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)
 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)

新井 浩士

3M

4485

電話番号 03-3581-1101 内線 3377

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
Y	WO 2009/040889 A1 (三菱電機株式会社) 2009. 04. 02, 【0005】 (ファミリーなし)	2
A	JP 2008-209105 A (ダイキン工業株式会社) 2008. 09. 11, 全文, 図1-6 (ファミリーなし)	1-9