

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第6847239号
(P6847239)

(45) 発行日 令和3年3月24日 (2021.3.24)

(24) 登録日 令和3年3月4日 (2021.3.4)

(51) Int.Cl. F 1
F 2 5 B 1/00 (2006.01)
F 2 4 F 11/83 (2018.01)
 F 2 5 B 1/00 3 3 1 E
 F 2 5 B 1/00 1 0 1 J
 F 2 4 F 11/83

請求項の数 4 (全 17 頁)

(21) 出願番号	特願2019-540196 (P2019-540196)	(73) 特許権者	000006013
(86) (22) 出願日	平成29年9月7日 (2017.9.7)		三菱電機株式会社
(86) 国際出願番号	PCT/JP2017/032238		東京都千代田区丸の内二丁目7番3号
(87) 国際公開番号	W02019/049255	(74) 代理人	110001195
(87) 国際公開日	平成31年3月14日 (2019.3.14)		特許業務法人深見特許事務所
審査請求日	令和2年3月5日 (2020.3.5)	(72) 発明者	島津 裕輔
			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
		審査官	安島 智也

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 空気調和装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

圧縮機と室外熱交換器とを含む室外ユニットと、
 膨張弁と室内熱交換器とを含む少なくとも1台の室内ユニットと、
 前記圧縮機、前記室外熱交換器、前記膨張弁および前記室内熱交換器に冷媒を循環させる主回路とを備える空気調和装置であって、
 前記主回路は、前記室外熱交換器と前記膨張弁との間の第1流路を含み、
 前記空気調和装置は、前記第1流路を流れる冷媒を過冷却するための過冷却熱交換器をさらに備え、
 前記主回路は、前記室内熱交換器と前記圧縮機との間の流路として、前記過冷却熱交換器を通らない第2流路と、前記過冷却熱交換器を通る第3流路とを含み、
 前記空気調和装置は、
 前記室内熱交換器と前記圧縮機との間の流路を、前記第2流路と前記第3流路とのいずれかに切り換える流路切換弁と、
 前記第1流路から分岐し、前記過冷却熱交換器を通過して前記主回路に合流するバイパス回路と、
 前記バイパス回路に設けられたバイパス調整弁と、
 前記流路切換弁と前記バイパス調整弁とを制御するための制御装置とをさらに備え、
 前記制御装置は、冷房運転において、
 前記主回路の冷媒流量に相関するパラメータが基準値よりも冷媒流量が多いことを示

10

20

すときに、前記室内熱交換器と前記圧縮機との間の流路を前記第2流路に切り換えるように前記流路切換弁を制御するとともに、前記バイパス調整弁を開き、

前記パラメータが前記基準値よりも冷媒流量が少ないことを示すときに、前記室内熱交換器と前記圧縮機との間の流路を前記第3流路に切り換えるように前記流路切換弁を制御するとともに、前記バイパス調整弁を閉じる、空気調和装置。

【請求項2】

前記パラメータは前記圧縮機の運転周波数である、請求項1に記載の空気調和装置。

【請求項3】

前記少なくとも1台の室内ユニットは複数の室内ユニットを含み、

前記パラメータは、前記複数の室内ユニットのうち運転中の室内ユニットの台数である、請求項1に記載の空気調和装置。 10

【請求項4】

前記圧縮機には、前記冷媒を吸入するための吸入口と、前記冷媒を吐出するための吐出口とが形成され、

前記主回路は、

前記室内熱交換器と連通するように構成された第1管と、

前記過冷却熱交換器を通らないように構成された第2管と、

前記過冷却熱交換器を通るとともに、前記吸入口に連通するように構成された第3管とを含み、

前記室外ユニットは、冷房運転において、前記第2管を前記吸入口に連通させるとともに、前記室外熱交換器を前記吐出口に連通させ、暖房運転において、前記第2管を前記吐出口に連通させるとともに、前記室外熱交換器を前記吸入口に連通させるように構成された四方弁をさらに含み、 20

前記四方弁は、前記吸入口と前記吐出口との差圧によって駆動され、

前記流路切換弁は、前記第1管を前記第2管と前記第3管とのいずれか一方に連通させ、前記第2管と前記第3管とのいずれか他方を閉止させるように構成され、

前記第1管が前記第2管と連通することにより前記第2流路が形成され、

前記第1管が前記第3管と連通することにより前記第3流路が形成され、

前記制御装置は、冷房運転から暖房運転に切り換えるときに、前記第1管を前記第3管に連通させた後に前記第1管を前記第2管に連通させるように前記流路切換弁を制御する、請求項1から3のいずれか1項に記載の空気調和装置。 30

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本開示は、空気調和装置に関し、特に冷房運転のときに膨張弁の上流側の冷媒を過冷却するための熱交換器を備えた空気調和装置に関する。

【背景技術】

【0002】

従来、1台の室外ユニットに対し複数台の室内ユニットが互いに並列に接続された空気調和装置が知られている。このような空気調和装置では、室内ユニットに膨張弁が配置される。膨張弁には液相冷媒のみが流入することが望ましい。液相と気相が共存する二相冷媒が膨張弁に流入すると、液相と気相とが交互に不連続に通過するため圧力変動が生じ、膨張弁から冷媒音が発生する。このような冷媒音の発生を抑制するために、膨張弁の上流側の冷媒を過冷却するための熱交換器を設ける技術が開発されている。 40

【0003】

たとえば、特開2001-317832号公報（特許文献1）には、冷房運転のときに、室外熱交換器から膨張弁に流れる高圧の冷媒と、室内熱交換器から圧縮機に流れる低圧の冷媒との間で熱交換させて、高圧の冷媒を過冷却させる過冷却熱交換器が開示されている。

【0004】

特開平10-68553号公報(特許文献2)には、凝縮器と膨張弁との間において主回路から分岐し、キャピラリチューブを通過した低圧のバイパス流冷媒と、主回路を流れる高圧の主流冷媒との間で熱交換させて、主流冷媒を過冷却させる過冷却熱交換器が開示されている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0005】

【特許文献1】特開2001-317832号公報

【特許文献2】特開平10-68553号公報

【発明の概要】

10

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

特開2001-317832号公報に記載の技術では、室内熱交換器から圧縮機までの流路が過冷却熱交換器を通るため、冷房負荷が大きくなると、当該流路における圧力損失が増大する。当該圧力損失を抑制するには、過冷却熱交換器を大型化する必要があり、過冷却熱交換器に要するコストが増大する。

【0007】

特開平10-68553号公報に記載の技術では、室内熱交換器から圧縮機までの流路が過冷却熱交換器を通らないため、当該流路における圧力損失の増大を抑制できる。しかしながら、循環する主流冷媒の一部がバイパス流冷媒として過冷却熱交換器を通過するため、冷房負荷が小さくなった場合には、過冷却熱交換器から膨張弁までの主流冷媒の流量が少なくなりすぎる。その結果、過冷却熱交換器から膨張弁までの配管を主流冷媒が流れる際に、主流冷媒が当該配管を介して外気から受ける吸熱量が大きくなり、膨張弁の入口において冷媒の一部が気相となり、膨張弁から冷媒音が発生する可能性がある。

20

【0008】

本開示の目的は、室内熱交換器と圧縮機との間の圧力損失の増大を抑制するとともに、膨張弁における冷媒音の発生を抑制することが可能な空気調和装置を提供することである。

【課題を解決するための手段】

【0009】

30

本開示の空気調和装置は、圧縮機と室外熱交換器とを含む室外ユニットと、膨張弁と室内熱交換器とを含む少なくとも1台の室内ユニットと、圧縮機、室外熱交換器、膨張弁および室内熱交換器に冷媒を循環させる主回路とを備える。主回路は、室外熱交換器と膨張弁との間の第1流路を含む。空気調和装置は、第1流路を流れる冷媒を過冷却するための過冷却熱交換器をさらに備える。主回路は、室内熱交換器と圧縮機との間の流路として、過冷却熱交換器を通らない第2流路と、過冷却熱交換器を通る第3流路とを含む。空気調和装置は、流路切換弁と、バイパス回路と、バイパス調整弁と、制御装置とをさらに備える。流路切換弁は、室内熱交換器と圧縮機との間の流路を、第2流路と第3流路とのいずれかに切り換える。バイパス回路は、第1流路から分岐し、過冷却熱交換器を通過して主回路に合流する。バイパス調整弁は、バイパス回路に設けられる。制御装置は、流路切換弁とバイパス調整弁とを制御する。制御装置は、冷房運転において、主回路の冷媒流量に相関するパラメータが基準値よりも冷媒流量が多いことを示すときに、室内熱交換器と圧縮機との間の流路を第2流路に切り換えるように流路切換弁を制御するとともに、バイパス調整弁を開く。制御装置は、冷房運転において、パラメータが基準値よりも冷媒流量が少ないことを示すときに、室内熱交換器と圧縮機との間の流路を第3流路に切り換えるように流路切換弁を制御するとともに、バイパス調整弁を閉じる。

40

【発明の効果】

【0010】

本開示によれば、パラメータが基準値よりも冷媒流量が少ないことを示す低負荷の場合には、バイパス調整弁が閉じられるため、過冷却熱交換器から膨張弁までの間の冷媒の吸

50

熱量を抑えることができ、膨張弁から発生する冷媒音を抑制できる。パラメータが基準値よりも冷媒流量が多いことを示す低負荷ではない場合には、室内熱交換器と圧縮機との間の流路が、過冷却熱交換器を通らない第2流路に切り換えられる。これにより、室内熱交換器と圧縮機との間の流路における圧力損失の増大を抑制できる。以上から、室内熱交換器と圧縮機との間の圧力損失の増大を抑制するとともに、膨張弁における冷媒音の発生を抑制することが可能な空気調和装置を提供することができる。

【図面の簡単な説明】

【0011】

【図1】実施の形態に係る空気調和装置を示す図である。

【図2】空気調和装置の運転モードと、四方弁、流路切換弁およびバイパス調整弁の状態との関係を示す図である。

10

【図3】第1冷房運転モードにおける主回路およびバイパス回路を示す図である。

【図4】第2冷房運転モードにおける主回路を示す図である。

【図5】冷房運転のときの、第1流路における過冷却熱交換器を通過直後の冷媒のエンタルピーを示すグラフである。

【図6】冷房運転のときの、冷媒が液管を流れるときの吸熱量を示すグラフである。

【図7】冷房運転のときの、膨張弁の入口における冷媒のエンタルピーを示すグラフである。

【図8】低負荷ではないときの冷房運転における、室内熱交換器と圧縮機との間の流路における圧力損失の低減量を示すグラフである。

20

【図9】暖房運転モードにおける主回路およびバイパス回路を示す図である。

【発明を実施するための形態】

【0012】

以下、本開示の実施の形態について、図面を参照しながら詳細に説明する。以下では、複数の実施の形態について説明するが、各実施の形態で説明された構成を適宜組み合わせることは出願当初から予定されている。なお、図中同一又は相当部分には同一符号を付してその説明は繰返さない。

【0013】

図1は、実施の形態に係る空気調和装置1を示す図である。図1を参照して、空気調和装置1は、圧縮機20と室外熱交換器22とを含む室外ユニット2と、膨張弁32と室内熱交換器31とを含む複数の室内ユニット3とを備える。圧縮機20には、冷媒を吸入するための吸入口20aと、冷媒を吐出するための吐出口20bとが形成されている。空気調和装置1は、圧縮機20、室外熱交換器22、膨張弁32および室内熱交換器31に冷媒を循環させる主回路4をさらに備える。

30

【0014】

空気調和装置1は、さらに、アキュムレータ21と、過冷却熱交換器23と、四方弁24と、流路切換弁25と、バイパス調整弁26と、主回路4から分岐して主回路4に戻るバイパス回路5とを備える。本実施の形態では、アキュムレータ21と、過冷却熱交換器23と、四方弁24と、流路切換弁25と、バイパス調整弁26と、バイパス回路5とは、室外ユニット2内に配置される。ただし、これらの構成の一部が室外ユニット2の外部に配置されてもよい。四方弁24には、4つのポートE～Hが形成される。流路切換弁25は三方弁であり、流路切換弁25には3つのポートE～Gが形成される。

40

【0015】

主回路4は、室外ユニット2内に配置された管41～48と、室外ユニット2と複数の室内ユニット3とを接続するガス管40および液管49とを含む。主回路4は、運転モードに応じて変更される。バイパス回路5は、管48、50を含む。管48は、一部の運転モードでは主回路4を構成し、他の運転モードではバイパス回路5を構成する。

【0016】

管（第1管）41は、ガス管40と流路切換弁25のポートEとを接続する。管（第2管）42は、流路切換弁25のポートFと四方弁24のポートEとを接続する。管43は

50

、四方弁 24 のポート F と圧縮機 20 の吐出口 20b とを接続する。管 44 は、四方弁 24 のポート G と室外熱交換器 22 のポート P1 とを接続する。管 45 は、四方弁 24 のポート H とアキュムレータ 21 の冷媒入口とを接続する。管 46 は、アキュムレータ 21 の冷媒出口と圧縮機 20 の吸入口 20a とを接続する。管 47 は、室外熱交換器 22 のポート P2 と液管 49 とを接続し、過冷却熱交換器 23 を通る。

【0017】

管 48 は、流路切換弁 25 のポート G と管 45 の分岐点とを接続し、過冷却熱交換器 23 を通る。

【0018】

管 50 は、管 47 における過冷却熱交換器 23 と液管 49 との間の分岐点と、管 48 における流路切換弁 25 のポート G と過冷却熱交換器 23 との間の分岐点とを接続する。管 50 と管 48 の一部とによって構成されるバイパス回路 5 は、管 47 から分岐し、過冷却熱交換器 23 を通って管 47 との間で熱交換を行ない、主回路 4 を構成する管 45 に合流する。

【0019】

ガス管 40 は、一端が室外ユニット 2 の管 41 に接続されたガス主管 40a と、ガス主管 40a の他端から分岐する複数のガス枝管 40b とを有する。ガス枝管 40b の個数は、室内ユニット 3 の個数と一致する。ガス枝管 40b は、ガス主管 40a と、対応する室内ユニット 3 とを接続する。ガス主管 40a の内径は、ガス枝管 40b の内径よりも大きい。

【0020】

液管 49 は、一端が室外ユニット 2 の管 47 に接続された液主管 49a と、液主管 49a の他端から分岐する複数の液枝管 49b とを有する。液枝管 49b の個数は、室内ユニット 3 の個数と一致する。液枝管 49b は、液主管 49a と、対応する室内ユニット 3 とを接続する。液主管 49a の内径は、液枝管 49b の内径よりも大きい。

【0021】

複数の室内ユニット 3 の各々は、室内熱交換器 31 と膨張弁 32 とを含む。室内熱交換器 31 のポート P3 は、対応するガス枝管 40b に接続される。室内熱交換器 31 のポート P4 は、膨張弁 32 を介して、対応する液枝管 49b に接続される。なお、膨張弁 32 は、液枝管 49b に設けられてもよい。

【0022】

空気調和装置 1 は、図示しない圧力センサと、図示しない温度センサと、制御装置 60 とをさらに含む。本実施の形態では、制御装置 60 は、室外ユニット 2 内に配置される。ただし、制御装置 60 は、室外ユニット 2 の外部に配置されてもよい。

【0023】

制御装置 60 は、CPU (Central Processing Unit)、記憶装置、入出力バッファ等を含む（いずれも図示せず）。制御装置 60 は、冷房運転の場合に、冷房負荷が基準よりも低いかなかを判定する。具体的には、制御装置 60 は、主回路 4 の冷媒流量に相關するパラメータと基準値とを対比し、パラメータが基準値よりも冷媒流量が少ないことを示す場合に低負荷であると判定し、パラメータが基準値よりも冷媒流量が多いことを示す場合に低負荷ではないと判定する。本実施の形態では、制御装置 60 は、当該パラメータとして、複数の室内ユニット 3 のうちの運転中の室内ユニット 3 の台数を用いる。制御装置 60 は、運転中の室内ユニット 3 の台数が基準値よりも小さい場合に低負荷であると判定し、運転中の室内ユニット 3 の台数が基準値よりも大きい場合に低負荷ではないと判定する。

【0024】

制御装置 60 は、上記の判定結果とユーザから与えられる運転指令信号と各種センサの出力とに応じて、圧縮機 20 と、四方弁 24 と、膨張弁 32 と、流路切換弁 25 と、バイパス調整弁 26 との制御を行なう。なお、この制御については、ソフトウェアによる処理に限られず、専用のハードウェア（電子回路）で処理することも可能である。

【0025】

アキュムレータ21は、管45を流れる冷媒から液相冷媒を分離する。圧縮機20は、アキュムレータ21を通過した気相冷媒を吸入口20aから吸入して圧縮し、圧縮した冷媒を吐出口20bから吐出する。圧縮機20は、制御装置60から受ける制御信号によって運転周波数を変更するように構成される。圧縮機20の運転周波数を変更することにより圧縮機20の出力が調整される。具体的には、圧縮機20は、空調負荷（冷房負荷または暖房負荷）が高くなるほど運転周波数を大きくなるように制御される。空調負荷が高くなることは、主回路4の冷媒流量が多くなることを意味する。圧縮機20には種々のタイプ、たとえば、ロータリタイプ、往復タイプ、スクロールタイプ、スクリュタイプ等のものを採用することができる。

10

【0026】

室外熱交換器22は、冷媒と室外空気とを熱交換させる。室外熱交換器22は、冷房運転の場合に凝縮器として機能し、暖房運転の場合に蒸発器として機能する。

【0027】

過冷却熱交換器23は、主回路4のうちの室外熱交換器22と膨張弁32との間の第1流路を流れる冷媒を過冷却する。具体的には、過冷却熱交換器23は、第1流路を構成する管47を流れる高圧の冷媒と、管48を流れる低圧の冷媒との間で熱交換させ、管47を流れる冷媒を過冷却する。

【0028】

室内熱交換器31は、冷媒と室内空気とを熱交換させる。室内熱交換器31は、冷房運転の場合に蒸発器として機能し、暖房運転の場合に凝縮器として機能する。

20

【0029】

四方弁24は、制御装置60から受ける制御信号によって冷房運転状態および暖房運転状態のいずれかになるように制御される。冷房運転状態は、ポートEとポートHとが連通し、ポートFとポートGとが連通する状態である。暖房運転状態は、ポートEとポートFとが連通し、ポートHとポートGとが連通する状態である。言い換えると、四方弁24は、冷房運転の場合に、管45、アキュムレータ21および管46を介して、管42を圧縮機20の吸入口20aに連通させ、管44、43を介して、室外熱交換器22のポートP1を圧縮機20の吐出口20bに連通させる。四方弁24は、暖房運転のときに、管43を介して、管42を圧縮機20の吐出口20bに連通させ、管45、アキュムレータ21および管46を介して、室外熱交換器22のポートP1を圧縮機20の吸入口20aに連通させる。

30

【0030】

膨張弁32は、制御装置60から受ける制御信号によって開度が制御される。たとえば、冷房運転の場合に、室内熱交換器31のポートP3の冷媒の過熱度が適切な範囲になるように膨張弁32の開度が制御される。

【0031】

流路切換弁25は、制御装置60から受ける制御信号に基づいて、室内熱交換器31と圧縮機20との間の流路を、過冷却熱交換器23を通らない第2流路と、過冷却熱交換器23を通る第3流路とのいずれかに切り換える。流路切換弁25は、制御信号に従って、第1状態および第2状態のいずれかになるように制御される。第1状態は、ポートEとポートFとが連通し、ポートGが閉止する状態である。第2状態は、ポートEとポートGとが連通し、ポートFが閉止する状態である。言い換えると、流路切換弁25は、管41を管42と管48とのいずれか一方に連通させ、管42と管48とのいずれか他方を閉止させるように構成される。流路切換弁25が第1状態に制御されることにより、室内熱交換器31と圧縮機20との間の流路が、過冷却熱交換器23を通らない第2流路に切り換えられる。流路切換弁25が第2状態に制御されることにより、室内熱交換器31と圧縮機20との間の流路が、過冷却熱交換器23を通る第3流路に切り換えられる。

40

【0032】

バイパス調整弁26は、バイパス回路5を構成する管50に設けられる。バイパス調整

50

弁 26 は、過冷却熱交換器 23 の上流側に配置される。バイパス調整弁 26 は、制御装置 60 から受ける制御信号によって、開状態および閉状態のいずれかに制御される。バイパス調整弁 26 は、開状態に制御される場合、全開を除く開度に設定される。バイパス調整弁 26 が開状態に制御されることにより、管 47 から分岐された冷媒は、バイパス調整弁 26 によって減圧され、過冷却熱交換器 23 を通過する。バイパス調整弁 26 が閉状態に制御されると、バイパス回路 5 が閉止される。

【0033】

図 2 は、空気調和装置 1 の運転モードと、四方弁 24、流路切換弁 25 およびバイパス調整弁 26 の状態との関係を示す図である。運転モードには、低負荷ではないときの冷房運転モードである第 1 冷房運転モード、低負荷のときの冷房運転モードである第 2 冷房運転モード、および暖房運転モードが含まれる。図 2 を参照して、四方弁 24 は、第 1 冷房運転モードおよび第 2 冷房運転モードのときに冷房運転状態に制御され、暖房運転モードのときに暖房運転状態に制御される。第 1 冷房運転モードのときに、流路切換弁 25 が第 1 状態に制御され、バイパス調整弁 26 が開状態に制御される。第 2 冷房運転モードのときに、流路切換弁 25 が第 2 状態に制御され、バイパス調整弁 26 が閉状態に制御される。暖房運転モードのときに、流路切換弁 25 が第 1 状態に制御され、バイパス調整弁 26 が閉状態に制御される。

10

【0034】

図 3 は、第 1 冷房運転モード（低負荷ではないときの冷房運転モード）における主回路 4 およびバイパス回路 5 を示す図である。図 3 を参照して、第 1 冷房運転モードにおける主回路 4 は、圧縮機 20、管 43、管 44、室外熱交換器 22、管 47（途中で過冷却熱交換器 23 を通る）、液管 49、膨張弁 32、室内熱交換器 31、ガス管 40、管 41、管 42、管 45、アキュムレータ 21、および管 46 をこの順に循環する回路である。第 1 冷房運転モードにおいて、流路切換弁 25 は、室内熱交換器 31 と圧縮機 20 との間の流路を、過冷却熱交換器 23 を通らない第 2 流路に切り換える。第 1 冷房運転モードにおける第 2 流路は、ガス管 40、管 41、管 42、管 45、アキュムレータ 21 および管 46 を通る流路である。

20

【0035】

第 1 冷房運転モードでは、バイパス調整弁 26 が開状態に制御されるため、管 50 および管 48 によってバイパス回路 5 が構成される。すなわち、第 1 冷房運転モードでは、管 48 はバイパス回路 5 を構成する。これにより、管 47 を流れる冷媒の一部は、管 47 から分岐し、過冷却熱交換器 23 を通って管 47 を流れる冷媒との間で熱交換を行ない、主回路 4 を構成する管 45 に合流する。

30

【0036】

第 1 冷媒運転モードでは、圧縮機 20 は、管 46 から冷媒を吸入し、圧縮する。圧縮された冷媒は、管 43 および四方弁 24 を経由して管 44 へ流れる。室外熱交換器 22 は、管 44 を流れる冷媒を凝縮する。室外熱交換器 22 は、圧縮機 20 から吐出された高温高圧の過熱蒸気（冷媒）が室外空気と熱交換（放熱）を行なうように構成される。この熱交換により、冷媒は凝縮されて液化する。凝縮された冷媒は、管 47 を流れ、過冷却熱交換器 23 において管 48 を流れる冷媒と熱交換を行ない、過冷却される。管 47 において過冷却熱交換器 23 を通過した冷媒の一部は、管 50 および管 48 の一部によって構成されたバイパス回路 5 を通って、管 45 に合流する。管 50 を流れる冷媒は、バイパス調整弁 26 によって減圧される。減圧された冷媒は、管 48 を流れ、過冷却熱交換器 23 を通過する。管 48 を流れる冷媒は、管 47 を流れる冷媒よりも低圧低温であるため、管 47 に流れる冷媒から熱を奪う。これにより、管 47 を流れる冷媒が過冷却される。

40

【0037】

管 47 から液主管 49a に流れ込んだ冷媒は、複数の液枝管 49b に分岐して流れる。複数の室内ユニット 3 を備える空気調和装置 1 では、液主管 49a の内径および表面積が大きい。さらに、室内ユニット 3 の配置場所によっては、液主管 49a および液枝管 49b が長くなる。そのため、液管 49 を流れる冷媒は、液管 49 を介して外気から多少吸熱

50

する。冷媒が液管 4 9 を流れる際の吸熱量は、液管 4 9 の冷媒流量に関係している。冷媒流量が多いほど、液管 4 9 を通過する時間が短くなり、吸熱量が少なくなる。

【0038】

膨張弁 3 2 は、液枝管 4 9 b を流れる冷媒を減圧する。室内熱交換器 3 1 は、膨張弁 3 2 を通過した冷媒を蒸発させる。室内熱交換器 3 1 は、膨張弁 3 2 により減圧された冷媒が室内空気と熱交換（吸熱）を行ない蒸発するように構成される。蒸発した冷媒は、ガス管 4 0 を経由して室外ユニット 2 に流入する。

【0039】

室外ユニット 2 に流入した冷媒は、管 4 1、流路切換弁 2 5、管 4 2、四方弁 2 4、管 4 5、アキュムレータ 2 1 および管 4 6 を経由して、圧縮機 2 0 に到達する。

10

【0040】

このように、第 1 冷房運転モードでは、過冷却熱交換器 2 3 は、管 4 7 を流れる冷媒と、管 4 7 から分岐したバイパス回路 5 を流れる冷媒との間で熱交換を行ない、管 4 7 を流れる冷媒を過冷却する。低負荷ではないため、液管 4 9 の冷媒流量がある程度確保され、液管 4 9 を流れる冷媒の吸熱量も少なくすむ。そのため、膨張弁 3 2 の入口における冷媒中の気相量が低減し、膨張弁 3 2 から発生する冷媒音を抑制できる。

【0041】

さらに、室内熱交換器 3 1 と圧縮機 2 0 との間の流路が、過冷却熱交換器 2 3 を通らない第 2 流路に切り換えられるため、室内熱交換器 3 1 と圧縮機 2 0 との間の流路における圧力損失の増大を抑制することができる。

20

【0042】

図 4 は、第 2 冷房運転モード（低負荷のときの冷房運転モード）における主回路 4 を示す図である。図 4 では、複数の室内ユニット 3 のうち 1 台のみが運転中である場合が示される。図 4 を参照して、第 2 冷房運転モードにおける主回路 4 は、圧縮機 2 0、管 4 3、管 4 4、室外熱交換器 2 2、管 4 7（途中で過冷却熱交換器 2 3 を通る）、液管 4 9、膨張弁 3 2、室内熱交換器 3 1、ガス管 4 0、管 4 1、管 4 8、管 4 5、アキュムレータ 2 1、および管 4 6 をこの順に循環する回路である。第 2 冷房運転モードにおいて、流路切換弁 2 5 は、室内熱交換器 3 1 と圧縮機 2 0 との間の流路を、過冷却熱交換器 2 3 を通って管 4 7 との間で熱交換を行なう第 3 流路に切り換える。第 2 冷房運転モードにおける第 3 流路は、ガス管 4 0、管 4 1、管 4 8、管 4 5、アキュムレータ 2 1、および管 4 6 を通る流路である。第 2 冷房運転モードでは、管 4 8 は主回路 4 を構成する。

30

【0043】

第 2 冷房運転モードにおける圧縮機 2 0 から管 4 7 までの流路は、図 3 に示す第 1 冷媒運転モードにおける圧縮機 2 0 から管 4 7 までの流路と同一である。そのため、圧縮機 2 0 から管 4 7 までの流路の詳細な説明を省略する。バイパス調整弁 2 6 が閉状態に制御されるため、過冷却熱交換器 2 3 によって過冷却された冷媒の全量が液主管 4 9 a に流れ込む。停止中の室内ユニット 3 の膨張弁 3 2 が閉止されるため、液主管 4 9 a を流れる冷媒は、運転中の室内ユニット 3 に対応する液枝管 4 9 b を通り、膨張弁 3 2 によって減圧される。室内熱交換器 3 1 は、膨張弁 3 2 を通過した冷媒を蒸発させる。蒸発した冷媒は、ガス管 4 0 を経由して室外ユニット 2 へ流入する。

40

【0044】

室外ユニット 2 に流入した冷媒は、管 4 1、流路切換弁 2 5、管 4 8 および管 4 5 を経由してアキュムレータに流れる。過冷却熱交換器 2 3 は、管 4 7 を流れる高温高圧の冷媒と、管 4 8 を流れる低温低圧の冷媒との間で熱交換を行ない、管 4 7 を流れる冷媒を過冷却する。室内熱交換器 3 1 を通過した冷媒の全量が過冷却熱交換器 2 3 を通過するものの、低負荷であるために主回路 4 の冷媒流量がそもそも少ない。そのため、室内熱交換器 3 1 と圧縮機 2 0 との間の流路における圧力損失の増大は抑制される。

【0045】

バイパス調整弁 2 6 が閉状態に制御されるため、管 4 7 に流れる冷媒の全量が液管 4 9 を流れる。そのため、液管 4 9 の冷媒流量が極端に少なくなることを避けることができ、

50

液管 49 を通過する冷媒の吸熱量が増大することを抑制できる。その結果、膨張弁 32 の入口における冷媒中の気相量が低減し、膨張弁 32 から発生する冷媒音を抑制できる。

【0046】

さらに、ガス管 40 を通過した冷媒は、過冷却熱交換器 23 において熱吸収を行なう。これにより、ガス管 40 を流れる冷媒が二相共存状態であったとしても、管 48 における過冷却熱交換器 23 の下流側を流れる冷媒を気相状態にすることができる。その結果、圧縮機 20 に液相冷媒が流入する液バックを抑制できる。また、室内熱交換器 31 の出口の冷媒を二相共存状態にすることにより、室内熱交換器 31 の温度分布ムラを低減できる。その結果、室内熱交換器 31 の温度分布ムラに起因する露飛びを抑制できる。

【0047】

10

図 5 は、冷房運転のときの、第 1 流路を構成する管 47 における過冷却熱交換器 23 を通過直後の冷媒のエンタルピーを示すグラフである。図 5 に示すグラフにおいて、横軸は、主回路 4 における冷媒の全流量のうちバイパス調整弁 26 を通過する冷媒流量の比（以下、バイパス比という）を示し、縦軸は、管 47 における過冷却熱交換器 23 を通過直後の冷媒のエンタルピーを示す。

【0048】

図 6 は、冷房運転のときの、冷媒が液管 49 を流れるときの吸熱量を示すグラフである。図 6 に示すグラフにおいて、横軸はバイパス比を示し、縦軸は、冷媒が液管 49 を流れるときの吸熱量を示す。

【0049】

20

図 7 は、冷房運転のときの、膨張弁 32 の入口における冷媒のエンタルピーを示すグラフである。図 7 に示すグラフにおいて、横軸はバイパス比を示し、縦軸は、膨張弁 32 の入口における冷媒のエンタルピーを示す。

【0050】

図 5、7 に示すグラフにおいて、線 A、B は、流路切換弁 25 を第 1 状態とし、バイパス調整弁 26 を開状態にしたときの、バイパス比に対するエンタルピーの変化を示す。線 A は、低負荷のときのエンタルピーの変化を示し、線 B は、低負荷ではないのときのエンタルピーの変化を示す。丸 C、D は、流路切換弁 25 を第 2 状態とし、バイパス調整弁 26 を閉状態にしたときのエンタルピーを示す。丸 C は、低負荷のときのエンタルピーを示し、丸 D は、低負荷ではないときのエンタルピーを示す。

30

【0051】

同様に、図 6 に示すグラフにおいて、線 A、B は、流路切換弁 25 を第 1 状態とし、バイパス調整弁 26 を開状態にしたときの、バイパス比に対する吸熱量の変化を示す。線 A は、低負荷のときの吸熱量の変化を示し、線 B は、低負荷ではないのときの吸熱量の変化を示す。丸 C、D は、流路切換弁 25 を第 2 状態とし、バイパス調整弁 26 を閉状態にしたときの吸熱量を示す。丸 C は、低負荷のときの吸熱量を示し、丸 D は、低負荷ではないときの吸熱量を示す。

【0052】

図 5 の線 A、B に示されるように、バイパス比が大きくなるにつれ、管 47 における過冷却熱交換器 23 を通過直後の冷媒のエンタルピーは減少する。これは、バイパス比が大きくなると、管 48 の冷媒流量が増え、過冷却熱交換器 23 における熱交換量が増大するためである。

40

【0053】

さらに、低負荷ではないときの管 47 における過冷却熱交換器 23 を通過直後の冷媒のエンタルピー（線 B および丸 D）は、低負荷のときの管 47 における過冷却熱交換器 23 を通過直後の冷媒のエンタルピー（線 A および丸 C）よりも小さい。これは、低負荷ではないときに主回路 4 における冷媒の全流量が低負荷のときの全流量よりも多いため、低負荷ではないときの管 48 の冷媒流量が低負荷のときに管 48 の冷媒流量よりも多くなるためである。

【0054】

50

図6の線Aに示されるように、バイパス比が大きくなるにつれ、冷媒が液管49を流れるときの吸熱量は急激に増大する。これは、低負荷のときには主回路4の冷媒流量がそもそも少ないのに加え、管47から管50に冷媒が分岐して流れるため、液管49の冷媒流量が極端に少なくなるからである。液管49の冷媒流量が極端に少なくなると、冷媒が液管49を通過するのに要する時間が長くなり、吸熱量が急激に多くなる。一方、低負荷ではないときには、主回路4の冷媒流量が多いため、バイパス比が大きくなったとしても、液管49の冷媒流量をある程度確保できる。そのため、線Bの傾きは、線Aの傾きに比べて小さい。線A、Bの傾きは、バイパス比の増加量に対する吸熱量の増大量の傾きを示す。

【0055】

10

図6の丸C、Dの吸熱量は、線A、Bにおいてバイパス比を0としたときの冷媒が液管49を流れるときの吸熱量にそれぞれ一致する。

【0056】

膨張弁32の入口における冷媒のエンタルピーは、管47における過冷却熱交換器23を通過直後の冷媒のエンタルピーと、冷媒が液管49を流れるときの吸熱量との和に相關する。

【0057】

図5～7において、線Aにおけるバイパス比が0の点aは、過冷却熱交換器23を通る管48に冷媒が流れない場合の値を示す。すなわち、室外熱交換器22によって凝縮された冷媒が過冷却熱交換器23によって過冷却されずに膨張弁32まで到達する。低負荷では、管47における過冷却熱交換器23を通過直後の冷媒が液相であっても、冷媒が液管49を流れるときの吸熱量が大きいために、膨張弁32の入口における冷媒は、気相と液相とが共存する二相状態となる（図7の点a参照）。さらに、図6の線Aに示されるように、低負荷では、バイパス比が大きくなるにつれ、冷媒が液管49を流れるときの吸熱量は急激に増大する。そのため、図7の線Aに示されるように、低負荷では、バイパス比が大きくなるにつれ、膨張弁32の入口における冷媒のエンタルピーが急激に増大する。

20

【0058】

これに対し、図7の丸Cのエンタルピーは、線Aのエンタルピーよりも小さく、液相であることを示している。これは、図6の丸Cの吸熱量が点aの吸熱量と同じであるものの、図5の丸Cのエントロピーが図5の点aのエンタルピーよりも小さいためである。そのため、低負荷の場合、膨張弁32の入口において気相の混入を低減し、膨張弁32から発生する冷媒音を抑制するためには、流路切換弁25を第2状態とし、バイパス調整弁26を閉状態に制御することが好ましい。

30

【0059】

図7に示されるように、線Bは、いずれのバイパス比においても、線Aおよび丸Cよりも小さいエンタルピーを示す。これは、図6に示されるように、低負荷ではないときに冷媒が液管49を流れるときの吸熱量（線B）が、低負荷のときに冷媒が液管49を流れるときの吸熱量（線A）よりも小さいためである。また、図5の線Bの傾きの絶対値は、図6の線Bの傾きの絶対値よりも大きい。そのため、低負荷ではない場合、図7の線Bに示されるように、バイパス比が大きくなるにつれ、膨張弁32の入口における冷媒のエンタルピーは減少する。また、図7の丸Dのエンタルピーは、線Bのエンタルピーよりも小さくなる。以上から、低負荷ではない場合には、流路切換弁25を第1状態、かつバイパス調整弁26を開状態に制御しても、流路切換弁25を第2状態、かつバイパス調整弁26を閉状態に制御しても、膨張弁32の入口における気相の混入を低減でき、膨張弁から発生する冷媒音を抑制することができる。

40

【0060】

図8は、低負荷ではないときの冷房運転における、室内熱交換器31と圧縮機20との間の流路における圧力損失の低減量を示すグラフである。図8において、横軸はバイパス比を示し、縦軸は基準からの圧力損失の低減量を示す。ここで、圧力損失の低減量の基準は、低負荷ではない場合に、流路切換弁25を第2状態、かつバイパス調整弁26を閉状

50

態に制御したときの室内熱交換器 31 と圧縮機 20 との間の流路の圧力損失であり、丸 D で示される。線 B は、低負荷ではない場合に、流路切換弁 25 を第 1 状態、かつバイパス調整弁 26 を開状態に制御したときの、バイパス比に対する圧力損失の低減量の変化を示す。

【0061】

図 8 に示されるように、低負荷ではない場合、バイパス比が 0 であっても、流路切換弁 25 を第 1 状態とすることにより、室内熱交換器 31 と圧縮機 20 との間の流路における圧力損失を低減させることができる（点 b 参照）。これは、当該流路が過冷却熱交換器 23 を通らないためである。バイパス比を大きくすることにより、室内熱交換器 31 の冷媒流量が少なくなるため、室内熱交換器 31 と圧縮機 20 との間の流路の圧力損失をさらに低減させることができる。

10

【0062】

このように、低負荷ではない場合には、室内熱交換器 31 と圧縮機 20 との間の流路の圧力損失を抑制するために、流路切換弁 25 を第 1 状態とし、バイパス調整弁 26 を開状態に制御することが好ましい。バイパス比は、膨張弁 32 の入口のエンタルピー（図 7 の線 B 参照）および圧力損失の低減量（図 8 の線 B 参照）が適切な範囲内になるように設定される。本実施の形態では、図 7、8 に示すバイパス比 r に設定される。

【0063】

なお、低負荷の場合には、そもそも室内熱交換器 31 の冷媒流量が少ないため、流路切換弁 25 を第 1 状態に制御した場合と第 2 状態に制御した場合とで、室内熱交換器 31 と圧縮機 20 との間の流路の圧力損失に大きな差がない。

20

【0064】

以上のように、低負荷のときの冷房運転では、膨張弁 32 から発生する冷媒音を抑制するためには、バイパス調整弁 26 を閉止させることが好ましい。このとき、過冷却熱交換器 23 において管 47 の冷媒を過冷却させるためには、流路切換弁 25 を第 2 状態にする必要がある。そのため、低負荷のときには、図 4 に示される主回路 4 に切り換えられる。

【0065】

一方、低負荷ではないときの冷房運転では、室内熱交換器 31 と圧縮機 20 との間の流路の圧力損失を抑制するために、流路切換弁 25 を第 1 状態に制御することが好ましい。このとき、過冷却熱交換器 23 において管 47 の冷媒を過冷却させるためには、バイパス調整弁 26 を開状態に制御する必要がある。そのため、低負荷ではないときには、図 3 に示される主回路 4 およびバイパス回路 5 に切り換えられる。

30

【0066】

図 9 は、暖房運転モードのときの主回路 4 およびバイパス回路 5 を示す図である。図 9 を参照して、暖房運転モードにおける主回路 4 は、圧縮機 20、管 43、管 42、管 41、ガス管 40、室内熱交換器 31、膨張弁 32、液管 49、管 47、室外熱交換器 22、管 44、管 45、アキュムレータ 21、および管 46 をこの順に循環する回路である。暖房運転モードにおいて、流路切換弁 25 は、室内熱交換器 31 と圧縮機 20 との間の流路を、過冷却熱交換器 23 を通らない第 2 流路に切り換える。暖房運転モードにおける第 2 流路は、管 43、管 42、管 41 およびガス管 40 を通る流路である。

40

【0067】

暖房運転モードでは、第 1 冷房運転モードと同様にバイパス調整弁 26 が閉状態に制御される。暖房運転モードでは、過冷却熱交換器 23 において熱交換を行なわない。

【0068】

暖房運転モードでは、圧縮機 20 は、管 46 から冷媒を吸入し、圧縮する。圧縮された冷媒は、管 43 および四方弁 24 を経由して管 42 へ流れる。流路切換弁 25 が第 1 状態に制御されているため、管 42 を流れる冷媒は、流路切換弁 25、管 41 およびガス管 40 を経由して室内熱交換器 31（凝縮器）に達する。室内熱交換器 31 は、冷媒を凝縮する。室内熱交換器 31 により凝縮された冷媒は、膨張弁 32 により減圧され、液管 49 を経由して室外ユニット 2 の管 47 に流れ込む。

50

【0069】

一般に暖房運転では冷媒運転に比べて主回路4の冷媒流量が少なく、余剰の冷媒はアキュムレータ21に溜まる。そのため、暖房負荷の大きさにかかわらず、圧縮機20から室内熱交換器31までの流路における圧力損失の増大を抑制できる。

【0070】

また、暖房運転では室内熱交換器31が凝縮器として機能する。室内熱交換器31の出口（ここではポートP4）から膨張弁32までの距離が短いため、当該距離を通過する冷媒の吸熱量は無視できる。そのため、室内熱交換器31のポートP4において冷媒がある程度の過冷却度を満たすように室内熱交換器31において熱交換させることにより、膨張弁32の入口における気相の混入を低減できる。その結果、膨張弁32から発生する冷媒音を抑制できる。

10

【0071】

変形例。

上記の説明では、制御装置60は、複数の室内ユニット3のうち運転中の室内ユニット3の台数が基準値よりも大きいかな否かに基づいて、低負荷かな否かを判定した。しかしながら、制御装置60は、主回路4の冷媒流量と相関する別のパラメータを用いて、冷房負荷が基準よりも低いかな否かを判定してもよい。たとえば、制御装置60は、圧縮機20の運転周波数と基準値とを対比し、運転周波数が基準値よりも小さい場合に低負荷であると判定し、運転周波数が基準値よりも大きい場合に低負荷ではないと判定すればよい。

【0072】

20

四方弁24として、圧縮機20の吸入口20aと吐出口20bとの差圧に基づいて、冷房運転状態と暖房運転状態とを切り換える差圧駆動式四方弁を用いることができる。差圧駆動式四方弁は、内部に弁室が形成された本体と、弁室内を摺動する一対のピストンと、一対のピストン間に固定された弁体とを含む。圧縮機20の吸入口20aと吐出口20bとの差圧に応じて一対のピストンを移動させることにより、冷媒の流路が切り換えられる。差圧駆動式四方弁を用いる場合、冷房運転から暖房運転への切り換えの際に、吸入口20aと吐出口20bとの差圧が十分ないと、弁体が完全に移動せずに途中で止まってしまふことがある。そこで、冷房運転から暖房運転に切り換える際に、制御装置60は、第2状態にした後に第1状態にするように流路切換弁25を制御する。言い換えると、制御装置60は、管41を管48に連通させた後に管41を管42に連通させるように流路切換弁25を制御する。流路切換弁25が第2状態であるとき、圧縮機20が吐出された冷媒は、管43および管42に溜まる。そのため、圧縮機20の吸入口20aと吐出口20bとの差圧が大きくなり、差圧駆動式四方弁を正常に暖房運転状態に切り換えることができる。さらに、制御装置60は、流路切換弁25を第2状態に制御している間、膨張弁32およびバイパス調整弁26を閉状態に制御してもよい。これにより、圧縮機20の吸入口20aの圧力が低下し、圧縮機20の吸入口20aと吐出口20bとの差圧をさらに大きくすることができる。

30

【0073】

流路切換弁25は、2つの開閉弁により構成されてもよい。この場合、一方の開閉弁は、管41と管42との間に配置され、他方の開閉弁は、管41と管48との間に配置される。これにより、流路切換弁25を三方弁によって構成する場合に比べて、コストを抑えることができる。管41から管48に冷媒を流す場合は、低負荷の冷房運転時に限定される。そのため、管41と管48との間に配置される開閉弁は、管41と管42との間に配置される開閉弁よりも口径の小さい弁を適用することができる。その結果、流路切換弁25に要するコストをさらに抑えることができる。

40

【0074】

上記の説明では、管50が接続される管47の分岐点を、過冷却熱交換器23と液管49との間とした。しかしながら、管50が接続される管47の分岐点は、室外熱交換器22と過冷却熱交換器23との間であってもよい。

【0075】

50

図1には室内ユニット3の台数が4台である形態が示されているが、室内ユニット3の台数は限定されない。室内ユニットの台数は、1～3台であってもよく、5台以上であってもよい。

【0076】

最後に、再び図面を参照しつつ本実施の形態について総括する。図1を参照して、空気調和装置1は、圧縮機20と室外熱交換器22とを含む室外ユニット2と、膨張弁32と室内熱交換器31とを含む少なくとも1台の室内ユニット3と、圧縮機20、室外熱交換器22、膨張弁32および室内熱交換器31に冷媒を循環させる主回路4とを備える。主回路4は、室外熱交換器22と膨張弁32との間の第1流路を含む。空気調和装置1は、第1流路を流れる冷媒を過冷却するための過冷却熱交換器23をさらに備える。主回路4は、室内熱交換器31と圧縮機20との間の流路として、過冷却熱交換器23を通らない第2流路と、過冷却熱交換器23を通る第3流路とを含む。

10

【0077】

空気調和装置1は、流路切換弁25と、バイパス回路5と、バイパス調整弁26と、制御装置60とをさらに備える。流路切換弁25は、室内熱交換器31と圧縮機20との間の流路を、第2流路と第3流路とのいずれかに切り換える。バイパス回路5は、第1流路から分岐し、過冷却熱交換器23を通して主回路4に合流する。バイパス調整弁26は、バイパス回路5に設けられる。制御装置は、流路切換弁25とバイパス調整弁26とを制御する。制御装置60は、冷房運転において、主回路4の冷媒流量に相関するパラメータが基準値よりも冷媒流量が多いことを示すときに、室内熱交換器31と圧縮機20との間の流路を第2流路に切り換えるように流路切換弁25を制御するとともに、バイパス調整弁26を開く。制御装置60は、冷房運転において、パラメータが基準値よりも冷媒流量が少ないことを示すときに、室内熱交換器31と圧縮機20との間の流路を第3流路に切り換えるように流路切換弁25を制御するとともに、バイパス調整弁26を閉じる。

20

【0078】

上記の構成によれば、低負荷の場合には、バイパス調整弁26が閉じられるため、第1流路の冷媒流量が少なくなりすぎることの抑制できる。そのため、過冷却熱交換器23から膨張弁32までの間の冷媒の吸熱量を抑えることができ、膨張弁32の入口の気相量を低減できる。その結果、低負荷であっても、膨張弁32から発生する冷媒音を抑制できる。さらに、空気調和装置1の制御が安定する。なお、低負荷の場合には、主回路4における冷媒流量が少ないため、室内熱交換器31と圧縮機20との間の流路における圧力損失の増大を抑制できる。

30

【0079】

さらに、低負荷ではない場合には、室内熱交換器31と圧縮機20との間の流路が、過冷却熱交換器23を通らない第2流路に切り換えられる。これにより、室内熱交換器31と圧縮機20との間の流路における圧力損失の増大を抑制できる。その結果、過冷却熱交換器23を大型化する必要がなく、過冷却熱交換器23に要するコストを低く抑えることができる。さらに、空気調和装置1の効率が改善される。なお、低負荷ではない場合には、バイパス調整弁26が開かれることで、バイパス回路5を流れる冷媒と第1流路を流れる冷媒とが熱交換することにより、第1流路を流れる冷媒を過冷却することができる。これにより、膨張弁32の入口の気相量を低減でき、膨張弁32から発生する冷媒音を抑制できる。

40

【0080】

以上のように、室内熱交換器と圧縮機との間の圧力損失の増大を抑制するとともに、膨張弁における冷媒音の発生を抑制することが可能な空気調和装置を提供することができる。さらに、このような効果を流路切換弁25とバイパス調整弁26と管という簡単な部品で発揮させており、空気調和装置1の製造コストの増大も抑制できる。

【0081】

パラメータは圧縮機20の運転周波数であってもよい。もしくは、空気調和装置1が複数の室内ユニット3を備え、パラメータは、複数の室内ユニット3のうち運転中の室内ユ

50

ニット 3 の台数であってもよい。

【0082】

圧縮機 20 には、冷媒を吸入するための吸入口 20 a と、冷媒を吐出するための吐出口 20 b とが形成されている。主回路 4 は、室内熱交換器 31 と連通するように構成された管（第 1 管）41 と、過冷却熱交換器 23 を通らないように構成された管（第 2 管）42 と、過冷却熱交換器 23 を通るとともに、吸入口 20 a に連通するように構成された管（第 3 管）48 とを含む。室外ユニット 2 は、冷房運転の場合に、管 42 を吸入口 20 a に連通させるとともに、室外熱交換器 22 を吐出口 20 b に連通させ、暖房運転の場合に、管 42 を吐出口 20 b に連通させるとともに、室外熱交換器 22 を吸入口 20 a に連通させるように構成された四方弁 24 をさらに含む。四方弁 24 は、吸入口 20 a と吐出口 20 b との差圧によって駆動される。流路切換弁 25 は、管 41 を管 42 と管 48 とのいずれか一方に連通させ、管 42 と管 48 とのいずれか他方を閉止させるように構成される。管 41 が管 42 と連通することにより第 2 流路が形成される。管 41 が管 48 と連通することにより第 3 流路が形成される。制御装置 60 は、冷房運転から暖房運転に切り換えるときに、管 41 を管 48 に連通させた後に管 41 を管 42 に連通させるように流路切換弁 25 を制御する。

10

【0083】

上記の構成によれば、冷房運転から暖房運転に切り換えるとき、管 41 を管 48 に一旦連通させる。このとき、管 42 が閉止される。そのため、圧縮機 20 によって圧縮された冷媒は管 42 に留まることとなる。これにより、圧縮機 20 の吸入口 20 a と吐出口 20 b との差圧が大きくなり、四方弁 24 を正常に動作させることができる。

20

【0084】

今回開示された実施の形態は、すべての点で例示であって制限的なものではないと考えられるべきである。本発明の範囲は、上記した実施の形態の説明ではなくて請求の範囲によって示され、請求の範囲と均等の意味及び範囲内でのすべての変更が含まれることが意図される。

【符号の説明】

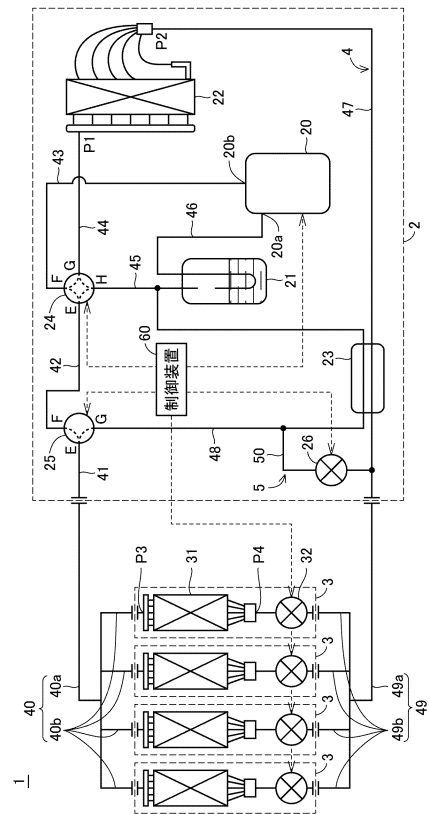
【0085】

1 空気調和装置、2 室外ユニット、3 室内ユニット、4 主回路、5 バイパス回路、20 圧縮機、20 a 吸入口、20 b 吐出口、21 アキュムレータ、22 室外熱交換器、23 過冷却熱交換器、24 四方弁、25 流路切換弁、26 バイパス調整弁、31 室内熱交換器、32 膨張弁、40 ガス管、40 a ガス主管、40 b ガス枝管、41～48、50 管、49 液管、49 a 液主管、49 b 液枝管、60 制御装置。

30

【図 1】

図1



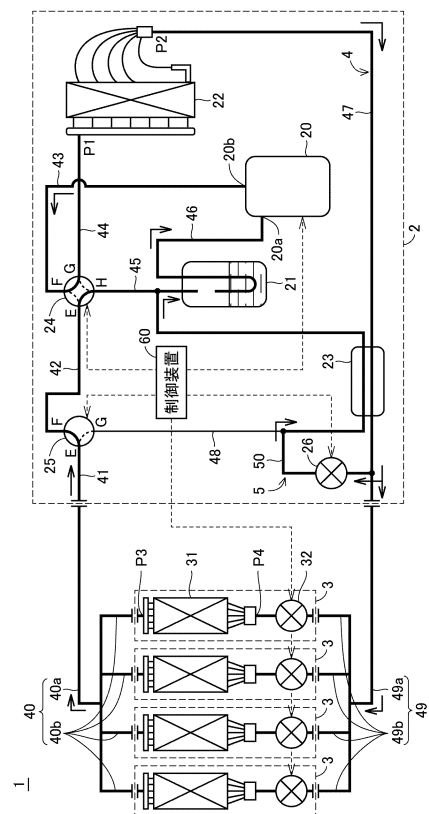
【図 2】

図2

	第1 冷房運転 モード	第2 冷房運転 モード	暖房運転 モード
四方弁	冷房運転状態	冷房運転状態	暖房運転状態
流路切換弁	第1状態	第2状態	第1状態
バイパス調整弁	開状態	閉状態	閉状態

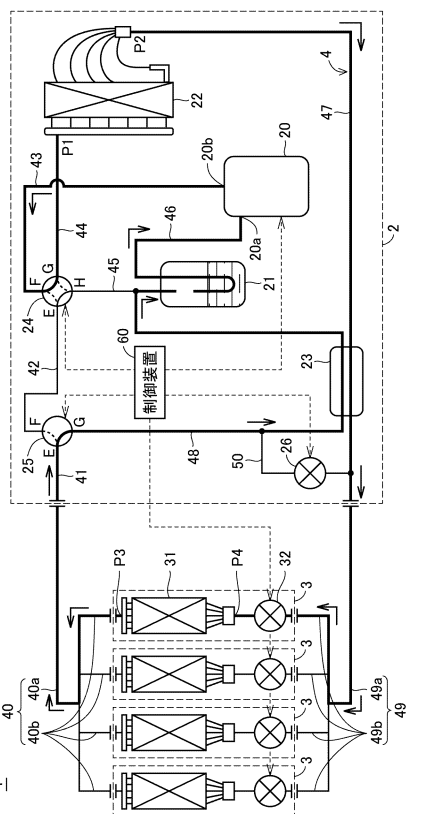
【図 3】

図3



【図 4】

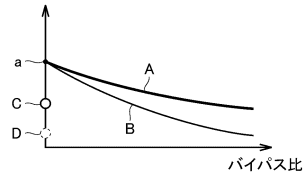
図4



【図 5】

図5

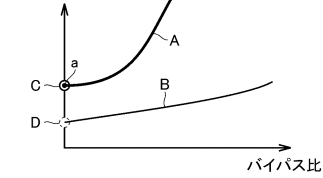
過冷却熱交換器を
通過後のエンタルピー



【図 6】

図6

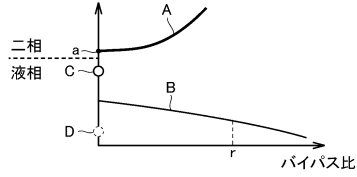
液管での吸熱量



【図 7】

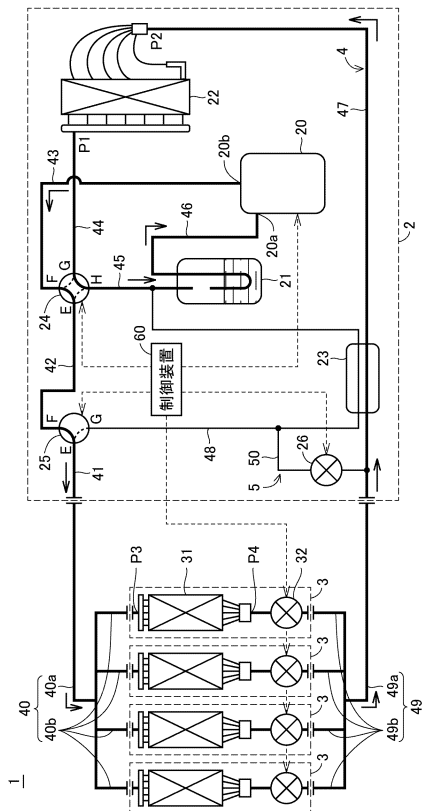
図7

膨張弁入口の
エンタルピー



【図 9】

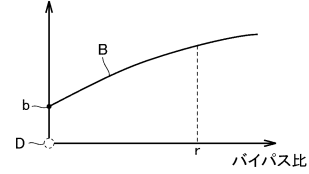
図9



【図 8】

図8

圧力損失の低減量



フロントページの続き

- (56)参考文献 特開2001-317832 (JP, A)
特開2005-164103 (JP, A)
国際公開第2007/119372 (WO, A1)
国際公開第2009/133706 (WO, A1)
米国特許出願公開第2014/0033563 (US, A1)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F25B 1/00
F24F 11/00 - 11/89