

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第6679840号
(P6679840)

(45) 発行日 令和2年4月15日(2020.4.15)

(24) 登録日 令和2年3月24日(2020.3.24)

(51) Int.Cl.

F 1

F25B 13/00 (2006.01)
F25B 1/00 (2006.01)
F25B 5/00 (2006.01)

F 25 B 13/00 3 5 1
F 25 B 13/00 S
F 25 B 13/00 M
F 25 B 1/00 3 9 9 Y
F 25 B 5/00 A

請求項の数 7 (全 33 頁)

(21) 出願番号 特願2015-97004 (P2015-97004)
(22) 出願日 平成27年5月12日 (2015.5.12)
(65) 公開番号 特開2016-211802 (P2016-211802A)
(43) 公開日 平成28年12月15日 (2016.12.15)
審査請求日 平成30年4月24日 (2018.4.24)

前置審査

(73) 特許権者 000002853
ダイキン工業株式会社
大阪府大阪市北区中崎西2丁目4番12号
梅田センタービル
(74) 代理人 110001427
特許業務法人前田特許事務所
(72) 発明者 藤本 修二
大阪府堺市北区金岡町1304番地 ダイ
キン工業株式会社 堺製作所 金岡工場内
(72) 発明者 安尾 晃一
大阪府堺市北区金岡町1304番地 ダイ
キン工業株式会社 堺製作所 金岡工場内
(72) 発明者 中尾 拓哉
大阪府堺市北区金岡町1304番地 ダイ
キン工業株式会社 堺製作所 金岡工場内
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】蓄熱式空気調和機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

蓄熱式空気調和機であって、

圧縮機(22)と、室外熱交換器(23)と、室内熱交換器(72)とが接続され、冷媒が循環して冷凍サイクルが行われる冷媒回路(11)と、

蓄熱媒体と上記冷媒回路(11)の冷媒とを熱交換させる蓄熱部(63)と、

上記冷媒回路(11)の冷媒が蓄熱部(63)の蓄熱媒体とが熱交換せずに上記冷凍サイクルが行われる第1動作と、上記冷媒回路(11)の冷媒が上記蓄熱部(63)を通過して上記冷凍サイクルが行われる第2動作とを切り換える運転制御部(100,200)とを備え、

上記運転制御部(100,200)は、

上記第1動作と第2動作とを相互に切り換える制御信号が入力される入力部(101)と、

上記入力部(101)に上記制御信号が入力されるタイミングに同期して上記圧縮機(22)の回転数を変更させる回転数制御動作を行う圧縮機制御部(104)とを備え、

上記第1動作は、上記圧縮機(22)で冷媒が圧縮され、上記室外熱交換器(23)で冷媒が凝縮し、上記室内熱交換器(72)で冷媒が蒸発し、蒸発した冷媒が上記圧縮機(22)に吸入される単純冷房運転を含み、

上記第2動作は、上記圧縮機(22)で冷媒が圧縮され、上記室外熱交換器(23)で冷媒が凝縮し、上記蓄熱部(63)で冷媒が冷却され、上記室内熱交換器(72)で冷媒が蒸発し、蒸発した冷媒が上記圧縮機(22)に吸入される利用冷房運転を含み、

10

20

上記圧縮機制御部(104)は、上記入力部(101)に制御信号が入力された後、上記運転制御部(100,200)が上記単純冷房運転から上記利用冷房運転へ切り換える前に、上記圧縮機(22)の回転数を低減させる回転数制御動作を行うように構成されていることを特徴とする蓄熱式空気調和機。

【請求項2】

請求項1において、

上記圧縮機制御部(104)は、上記回転数制御動作において、上記利用冷房運転から上記単純冷房運転へ移行するタイミングに同期して上記圧縮機(22)の回転数を増大させることを特徴とする蓄熱式空気調和機。

【請求項3】

蓄熱式空気調和機であって、

圧縮機(22)と、室外熱交換器(23)と、室内熱交換器(72)とが接続され、冷媒が循環して冷凍サイクルが行われる冷媒回路(11)と、

蓄熱媒体と上記冷媒回路(11)の冷媒とを熱交換させる蓄熱部(63)と、

上記冷媒回路(11)の冷媒が蓄熱部(63)の蓄熱媒体とが熱交換せずに上記冷凍サイクルが行われる第1動作と、上記冷媒回路(11)の冷媒が上記蓄熱部(63)を通過して上記冷凍サイクルが行われる第2動作とを切り換える運転制御部(100,200)とを備え、

上記運転制御部(100,200)は、

上記第1動作と第2動作とを相互に切り換える制御信号が入力される入力部(101)と、

上記入力部(101)に上記制御信号が入力されるタイミングに同期して上記圧縮機(22)の回転数を変更させる回転数制御動作を行う圧縮機制御部(104)とを備え、

上記第1動作は、上記圧縮機(22)で冷媒が圧縮され、上記室外熱交換器(23)で冷媒が凝縮し、上記室内熱交換器(72)で冷媒が蒸発し、蒸発した冷媒が上記圧縮機(22)に吸入される単純冷房運転を含み、

上記第2動作は、上記圧縮機(22)で冷媒が圧縮され、上記室外熱交換器(23)で冷媒が凝縮し、上記蓄熱部(63)及び上記室内熱交換器(72)で冷媒が蒸発し、蒸発した冷媒が上記圧縮機(22)に吸入される冷房蓄冷運転を含み、

上記圧縮機制御部(104)は、上記入力部(101)に制御信号が入力された後、上記運転制御部(100,200)が上記冷房蓄冷運転から上記単純冷房運転へ切り換える前に、上記圧縮機(22)の回転数を低減させる回転数制御動作を行うように構成していることを特徴とする蓄熱式空気調和機。

【請求項4】

請求項3において、

上記圧縮機制御部(104)は、上記回転数制御動作において、上記単純冷房運転から上記冷房蓄冷運転へ移行するタイミングに同期して上記圧縮機(22)の回転数を増大させることを特徴とする蓄熱式空気調和機。

【請求項5】

請求項1乃至4のいずれか1つにおいて、

上記第1動作は、上記室内熱交換器(72)で冷媒が凝縮し、上記室外熱交換器(23)で冷媒が蒸発する単純暖房運転を含み、

上記第2動作は、上記室内熱交換器(72)で冷媒が凝縮し、上記蓄熱部(63)で冷媒が加熱され、上記室外熱交換器(23)で冷媒が蒸発する利用暖房運転を含み、

上記圧縮機制御部(104)は、上記回転数制御動作において、上記単純暖房運転から上記利用暖房運転へ移行するタイミングに同期して上記圧縮機(22)の回転数を減少させ、該利用暖房運転から上記単純暖房運転へ移行するタイミングに同期して上記圧縮機(22)の回転数を増大させることを特徴とする蓄熱式空気調和機。

【請求項6】

請求項1乃至5のいずれか1つにおいて、

上記第1動作は、上記室内熱交換器(72)で冷媒が凝縮し、上記室外熱交換器(23)

10

20

30

40

50

で冷媒が蒸発する単純暖房運転を含み、

上記第2動作は、上記室内熱交換器(72)で冷媒が凝縮し、上記蓄熱部(63)で蓄熱媒体が加熱され、上記室外熱交換器(23)で冷媒が蒸発する蓄熱暖房運転を行うように構成され、

上記圧縮機制御部(104)は、上記回転数制御動作において、上記単純暖房運転から上記蓄熱暖房運転へ移行するタイミングに同期して上記圧縮機(22)の回転数を増大させ、該蓄熱暖房運転から上記単純暖房運転へ移行するタイミングに同期して上記圧縮機(22)の回転数を減少させることを特徴とする蓄熱式空気調和機。

【請求項7】

請求項2、4、5、6のいずれか1つにおいて、

10

上記圧縮機制御部(104)は、上記入力部(101)に制御信号が入力された後、上記運転制御部(100,200)が上記第1動作から第2動作へ又は該第2動作から第1動作へ切り換える前に、上記回転数制御動作を行うように構成されていることを特徴とする蓄熱式空気調和機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、蓄熱式空気調和機に関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来より、室内的冷房や暖房を行う空気調和機が知られている。特許文献1には、蓄熱媒体を用いた蓄熱式空気調和機が開示されている。この蓄熱式空気調和機は、圧縮機、室外熱交換器、及び室内熱交換器が接続された冷媒回路と、冷媒回路の冷媒と蓄熱媒体とを熱交換させる蓄熱部とを有している。

20

【0003】

この蓄熱式空気調和機では、例えば単純冷房運転と利用冷房運転とが切り換えて行われる。単純冷房運転では、圧縮機で圧縮された冷媒が室外熱交換器で凝縮し、室内熱交換器で蒸発する一般的な冷凍サイクルが行われる。つまり、単純冷房運転では、冷媒が蓄熱部を通過せず、冷媒と蓄熱媒体とが熱交換しない。利用冷房運転では、圧縮機で圧縮された冷媒が室外熱交換器で凝縮した後、蓄熱部を通過する。蓄熱部では、低温の蓄熱媒体と冷媒とが熱交換し、冷媒が冷却される。このようにして過冷却された冷媒は、室内熱交換器で蒸発する。これにより、利用冷房運転では、冷房能力の向上ないし圧縮機の動力の低減が図られる。

30

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献1】特開2007-17089号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

特許文献1に記載のような蓄熱式空気調和機では、一般的な単純冷房運転や単純暖房運転（これらの運転を第1動作ともいう）と、冷媒が蓄熱媒体と熱交換する運転（これらの運転を第2動作ともいう）とが適宜切り換えて実行される。例えば、通常の単純冷房運転から利用冷房運転へと切り換えられると、冷媒が蓄熱部で冷却されるため、運転の切換直後には過渡的に冷房能力が過剰となる。この結果、圧縮機で無駄な動力を費やしてしまう。また、例えば利用冷房運転から通常の冷房運転へと切り換えられると、冷媒が蓄熱部で冷却されなくなるため、運転の切換直後には過渡的に冷房能力が不足してしまう。この結果、室内的快適性が損なわれてしまう。

40

【0006】

以上のように、冷媒が蓄熱媒体と熱交換しない第1動作と、冷媒が蓄熱媒体と熱交換

50

する第2動作とを相互に切り換えると、運転の切換直後には、空調能力が過剰となったり、不足したりするという問題が生じる。

【0007】

本発明かかる点に鑑みてなされたものであり、第1動作と第2動作とを相互に切り換えた直後において、過渡的に空調能力が過剰となったり不足したりすることを未然に回避できる蓄熱式空気調和機を提供することである。

【課題を解決するための手段】

【0008】

第1の発明は、蓄熱式空気調和機であって、圧縮機(22)と、室外熱交換器(23)と、室内熱交換器(72)とが接続され、冷媒が循環して冷凍サイクルが行われる冷媒回路(11)と、蓄熱媒体と上記冷媒回路(11)の冷媒とを熱交換させる蓄熱部(63)と、上記冷媒回路(11)の冷媒が蓄熱部(63)の蓄熱媒体とが熱交換せずに上記冷凍サイクルが行われる第1動作と、上記冷媒回路(11)の冷媒が上記蓄熱部(63)を通過して上記冷凍サイクルが行われる第2動作とを切り換える運転制御部(100,200)とを備え、上記運転制御部(100,200)は、上記第1動作と第2動作とを相互に切り換える制御信号が入力される入力部(101)と、上記入力部(101)に上記制御信号が入力されるタイミングに同期して上記圧縮機(22)の回転数を変更させる回転数制御動作を行う圧縮機制御部(104)とを備え、上記第1動作は、上記圧縮機(22)で冷媒が圧縮され、上記室外熱交換器(23)で冷媒が凝縮し、上記室内熱交換器(72)で冷媒が蒸発し、蒸発した冷媒が上記圧縮機(22)に吸入される単純冷房運転を含み、上記第2動作は、上記圧縮機(22)で冷媒が圧縮され、上記室外熱交換器(23)で冷媒が凝縮し、上記蓄熱部(63)で冷媒が冷却され、上記室内熱交換器(72)で冷媒が蒸発し、蒸発した冷媒が上記圧縮機(22)に吸入される利用冷房運転を含み、上記圧縮機制御部(104)は、上記入力部(101)に制御信号が入力された後、上記運転制御部(100,200)が上記単純冷房運転から上記利用冷房運転へ切り換える前に、上記圧縮機(22)の回転数を低減させる回転数制御動作を行うように構成されていることを特徴とする。

【0009】

第3の発明は、蓄熱式空気調和機であって、圧縮機(22)と、室外熱交換器(23)と、室内熱交換器(72)とが接続され、冷媒が循環して冷凍サイクルが行われる冷媒回路(11)と、蓄熱媒体と上記冷媒回路(11)の冷媒とを熱交換させる蓄熱部(63)と、上記冷媒回路(11)の冷媒が蓄熱部(63)の蓄熱媒体とが熱交換せずに上記冷凍サイクルが行われる第1動作と、上記冷媒回路(11)の冷媒が上記蓄熱部(63)を通過して上記冷凍サイクルが行われる第2動作とを切り換える運転制御部(100,200)とを備え、上記運転制御部(100,200)は、上記第1動作と第2動作とを相互に切り換える制御信号が入力される入力部(101)と、上記入力部(101)に上記制御信号が入力されるタイミングに同期して上記圧縮機(22)の回転数を変更させる回転数制御動作を行う圧縮機制御部(104)とを備え、上記第1動作は、上記圧縮機(22)で冷媒が圧縮され、上記室外熱交換器(23)で冷媒が凝縮し、上記室内熱交換器(72)で冷媒が蒸発し、蒸発した冷媒が上記圧縮機(22)に吸入される単純冷房運転を含み、上記第2動作は、上記圧縮機(22)で冷媒が圧縮され、上記室外熱交換器(23)で冷媒が凝縮し、上記蓄熱部(63)及び上記室内熱交換器(72)で冷媒が蒸発し、蒸発した冷媒が上記圧縮機(22)に吸入される冷房蓄冷運転を含み、上記圧縮機制御部(104)は、上記入力部(101)に制御信号が入力された後、上記運転制御部(100,200)が上記冷房蓄冷運転から上記単純冷房運転へ切り換える前に、上記圧縮機(22)の回転数を低減させる回転数制御動作を行うように構成されていることを特徴とする。

【0010】

第1及び第3の発明では、運転制御部(100,200)により、冷媒回路(11)で第1動作と第2動作とが切り換えて行われる。第1動作では、冷媒が蓄熱部(63)の蓄熱媒体と熱交換しない冷凍サイクルが行われる。このため、蓄熱部(63)では、冷媒が冷却又は加熱されることもない。これにより、第1動作では、例えば室内熱交換器(72)で冷媒が蒸

10

20

30

40

50

発する単純冷房運転や、例えば室内熱交換器(72)で冷媒が凝縮する単純暖房運転が実行されることになる。

【0011】

第2動作では、冷媒が蓄熱部(63)を通過しつつ冷凍サイクルが行われる。このため、蓄熱部(63)では、冷媒と蓄熱媒体とが熱交換し、冷媒が冷却又は加熱されたり、蓄熱媒体が冷却又は加熱されたりする。

【0012】

第1動作と第2動作とが相互に切り換えられる際には、制御信号が入力部(101)に入力される。これにより、第1動作と第2動作とが相互に切り換えられる。一方、このように2つの動作を切り換えた直後には、これまで蓄熱媒体と熱交換しなかった冷媒が、蓄熱媒体と熱交換することとなり、過渡的に空調能力が過剰となったり不足したりすることがある。また、これまで蓄熱媒体と熱交換していた冷媒が、蓄熱媒体と熱交換しなくなることとなり、過渡的に空調能力が過剰となったり不足したりがある。

【0013】

そこで、本発明では、入力部(101)に制御信号が入力されるタイミングに同期して、圧縮機制御部(104)が圧縮機(22)の回転数を強制的に変更させる。これにより、例えば空調能力が過剰となってしまう前に強制的に圧縮機(22)の回転数を低減させることができ、空調能力が過剰となることを未然に回避できる。また、例えば空調能力が不足してしまう前に強制的に圧縮機(22)の回転数を増大させることができ、空調能力が不足することを未然に回避できる。

【0014】

第1の発明では、第1動作である単純冷房運転と第2動作である利用冷房運転とが相互に切り換えられる。単純冷房運転では、圧縮機(22)で圧縮された冷媒が室外熱交換器(23)で凝縮し、蓄熱部(63)の蓄熱媒体と熱交換せず、室内熱交換器(72)で蒸発する。この結果、室内空気が冷媒によって冷却され、室内的冷房が行われる。

【0015】

利用冷房運転では、圧縮機(22)で圧縮された冷媒が室外熱交換器(23)で凝縮し、更に蓄熱部(63)を流れて冷却される。このように過冷却された冷媒は、室内熱交換器(72)で蒸発する。この結果、室内空気が冷媒によって冷却され、室内的冷房が行われる。利用冷房運転では、冷媒が過冷却されることで冷房能力が向上するため、圧縮機(22)の動力を削減できる。

【0016】

第1の発明において、単純冷房運転から利用冷房運転へと移行すると、液冷媒の過冷却度が増大する。この結果、冷房能力が過渡的に過剰となり、省エネ性が損なわれる。また、圧縮機(22)に吸入される冷媒が湿り状態となり、いわゆる液バック現象を招く恐れがある。これに対し、圧縮機制御部(104)は、単純冷房運転から利用冷房運転へ移行するタイミングに同期して、圧縮機(22)の回転数を強制的に低減させる。この結果、利用冷房運転へ移行した際、冷房能力が過剰となることを回避できる。また、利用冷房運転へ移行した際、冷媒の循環量が減少するので、液バック現象を回避できる。

【0017】

第2の発明は、第1の発明において、上記圧縮機制御部(104)は、上記回転数制御動作において、上記利用冷房運転から上記単純冷房運転へ移行するタイミングに同期して上記圧縮機(22)の回転数を増大させることを特徴とする。

【0018】

第2の発明において、利用冷房運転から単純冷房運転へと移行すると、液冷媒の過冷却度が小さくなる。この結果、冷房能力が不足してしまい、室内的快適性が損なわれる。これに対し、圧縮機制御部(104)は、利用冷房運転から単純冷房運転へ移行するタイミングに同期して、圧縮機(22)の回転数を強制的に増大させる。この結果、単純冷房運転へ移行した際、冷房能力が不足することを回避できる。

【0019】

10

20

30

40

50

第3の発明では、第1動作である単純冷房運転と第2動作である冷房蓄冷運転とが相互に切り換えられる。単純冷房運転では、圧縮機(22)で圧縮された冷媒が室外熱交換器(23)で凝縮し、蓄熱部(63)の蓄熱媒体と熱交換せず、室内熱交換器(72)で蒸発する。この結果、室内空気が冷媒によって冷却され、室内的冷房が行われる。

【0020】

冷房蓄冷運転では、圧縮機(22)で圧縮された冷媒が室外熱交換器(23)で凝縮し、蓄熱部(63)及び室内熱交換器(72)で蒸発する。この結果、室内空気が冷媒によって冷却され、室内的冷房が行われる。このように、冷房蓄冷運転では、室内的冷房が行われると同時に蓄熱媒体に、いわゆる冷熱が付与される。

【0021】

第3の発明において、冷房蓄冷運転から単純冷房運転へ移行すると、冷媒は室内熱交換器(72)のみで蒸発する。この結果、冷房能力が過渡的に過剰となり、省エネ性が損なわれる。また、冷媒回路(11)では、冷房蓄冷運転と比較して冷媒の全体の蒸発量が小さくなるため、圧縮機(22)に吸入される冷媒が湿り状態となり、液バック現象を招く恐れがある。これに対し、圧縮機制御部(104)は、冷房蓄冷運転から単純冷房運転へ移行するタイミングに同期して、圧縮機(22)の回転数を強制的に低減させる。この結果、単純冷房運転へ移行した際、冷房能力が過剰となることを回避できる。また、単純冷房運転へ移行した際、冷媒の循環量が減少するので、液バック現象を回避できる。

【0022】

第4の発明は、第3の発明において、上記圧縮機制御部(104)は、上記回転数制御動作において、上記単純冷房運転から上記冷房蓄冷運転へ移行するタイミングに同期して上記圧縮機(22)の回転数を増大させることを特徴とする。

【0023】

第4の発明において、単純冷房運転から冷房蓄冷運転へ移行すると、冷媒が蓄熱部(63)と室内熱交換器(72)との双方で蒸発する。この結果、冷房能力が過渡的に不足し、室内的快適性が損なわれてしまう。これに対し、圧縮機制御部(104)は、単純冷房運転から冷房蓄冷運転へ移行するタイミングに同期して、圧縮機(22)の回転数を強制的に増大させる。この結果、冷媒蓄冷運転へ移行した際、冷房能力が不足することを回避できる。

【0024】

第5の発明は、第1乃至第4のいずれか1つの発明において、上記第1動作は、上記室内熱交換器(72)で冷媒が凝縮し、上記室外熱交換器(23)で冷媒が蒸発する単純暖房運転を含み、上記第2動作は、上記室内熱交換器(72)で冷媒が凝縮し、上記蓄熱部(63)で冷媒が加熱され、上記室外熱交換器(23)で冷媒が蒸発する利用暖房運転を含み、上記圧縮機制御部(104)は、上記回転数制御動作において、上記単純暖房運転から上記利用暖房運転へ移行するタイミングに同期して上記圧縮機(22)の回転数を減少させ、該利用暖房運転から上記単純暖房運転へ移行するタイミングに同期して上記圧縮機(22)の回転数を増大させることを特徴とする。

【0025】

第5の発明では、第1動作である単純暖房運転と第2動作である利用暖房運転とが相互に切り換えられる。単純暖房運転では、圧縮機(22)で圧縮された冷媒が室内熱交換器(72)で凝縮し、蓄熱部(63)の蓄熱媒体と熱交換せず、室外熱交換器(23)で蒸発する。このように単純暖房運転では、室内空気が冷媒によって加熱され、室内的暖房が行われる。

【0026】

利用暖房運転では、圧縮機(22)で圧縮された冷媒が室内熱交換器(72)で凝縮し、蓄熱部(63)で蓄熱媒体と熱交換する。蓄熱部(63)では、蓄熱媒体によって冷媒が加熱される。冷媒は、室外熱交換器(23)で蒸発する。このように、利用暖房運転では、室内的暖房が行われると同時に蓄熱媒体の熱が室内的暖房に利用される。

【0027】

10

20

30

40

50

第5の発明において、単純暖房運転から利用暖房運転へ移行すると、冷媒に蓄熱媒体の熱が付与される。この結果、暖房能力が過渡的に過剰となり、省エネ性が損なわれる。また、冷媒が蓄熱媒体に加熱されることで、冷媒の高圧圧力が過剰に高くなってしまう恐れがある。これに対し、圧縮機制御部(104)は、単純暖房運転から利用暖房運転へ移行するタイミングに同期して、圧縮機(22)の回転数を強制的に低減させる。この結果、利用暖房運転へ移行した際、暖房能力が過剰となることを回避できる。また、冷媒の高圧圧力が過剰に高くなることも回避できる。

【0028】

第5の発明において、利用暖房運転から単純暖房運転へ移行すると、冷媒に蓄熱媒体の熱が付与されなくなる。この結果、暖房能力が過渡的に不足し、室内の快適性が損なわれる。これに対し、圧縮機制御部(104)は、利用暖房運転から単純暖房運転へ移行するタイミングに同期して、圧縮機(22)の回転数を強制的に増大させる。この結果、単純暖房運転へ移行した際、暖房能力が不足することを回避できる。

【0029】

第6の発明は、第1乃至第5のいずれか1つの発明において、上記第1動作は、上記室内熱交換器(72)で冷媒が凝縮し、上記室外熱交換器(23)で冷媒が蒸発する単純暖房運転を含み、上記第2動作は、上記室内熱交換器(72)で冷媒が凝縮し、上記蓄熱部(63)で蓄熱媒体が加熱され、上記室外熱交換器(23)で冷媒が蒸発する蓄熱暖房運転を行うように構成され、上記圧縮機制御部(104)は、上記回転数制御動作において、上記単純暖房運転から上記蓄熱暖房運転へ移行するタイミングに同期して上記圧縮機(22)の回転数を増大させ、該蓄熱暖房運転から上記単純暖房運転へ移行するタイミングに同期して上記圧縮機(22)の回転数を減少させることを特徴とする。

【0030】

第6の発明では、第1動作である単純暖房運転と第2動作である暖房蓄熱運転とが相互に切り換えられる。単純暖房運転では、圧縮機(22)で圧縮された冷媒が室内熱交換器(72)で凝縮し、蓄熱部(63)を流れずに、室外熱交換器(23)で蒸発する。このように、単純暖房運転では、室内空気が冷媒によって加熱され、室内的暖房が行われる。

【0031】

暖房蓄熱運転では、圧縮機(22)で圧縮された冷媒が室内熱交換器(72)で凝縮し、蓄熱部(63)で蓄熱媒体と熱交換する。蓄熱部(63)では、冷媒によって蓄熱媒体が加熱される。冷媒は、室内熱交換器(72)で蒸発する。このように、暖房蓄熱運転では、室内的暖房が行われると同時に冷媒の熱が蓄熱媒体に付与される。

【0032】

第6の発明において、単純暖房運転から暖房蓄熱運転へ移行すると、冷媒の熱が蓄熱媒体に付与される。この結果、暖房能力が過渡的に不足し、室内の快適性が損なわれる。これに対し、圧縮機制御部(104)は、単純暖房運転から暖房蓄熱運転へ移行するタイミングに同期して、圧縮機(22)の回転数を強制的に増大させる。この結果、暖房蓄熱運転へ移行した際、暖房能力が不足することを回避できる。

【0033】

第6の発明において、暖房蓄熱運転から単純暖房運転へ移行すると、冷媒の熱が蓄熱媒体に付与されなくなる。この結果、暖房能力が過渡的に過剰となり、省エネ性が損なわれる。また、冷媒の温度ないし圧力が上昇することで、冷媒の高圧圧力が過剰に高くなってしまう恐れがある。これに対し、圧縮機制御部(104)は、暖房蓄熱運転から単純暖房運転へ移行するタイミングに同期して、圧縮機(22)の回転数を強制的に低減させる。この結果、暖房蓄熱運転へ移行した際、暖房能力が過剰となることを回避できる。また、冷媒の高圧圧力が過剰に高くなることも回避できる。

【0034】

第7の発明は、第2、4、5、6のいずれか1つの発明において、上記圧縮機制御部(104)は、上記入力部(101)に制御信号が入力された後、上記運転制御部(100,200)が上記第1動作から第2動作へ又は該第2動作から第1動作へ切り換える前に、上記回転

10

20

30

40

50

数制御動作を行うように構成されていることを特徴とする。

【0035】

第7の発明では、入力部(101)に制御信号が入力されると、まず、圧縮機制御部(104)が圧縮機(22)の回転数を強制的に変更する回転数制御動作を行う。そして、冷媒回路(11)では、回転数制御動作が実行された後、第1動作から第2動作へ、又は第2動作から第1動作へ切り換えられる。このように、本発明では、2つの動作が切り換わる前に圧縮機(22)の回転数を速やかに変更するため、その後に2つの動作が切り換わった際、空調能力が過剰となる、あるいは不足してしまうことを確実に回避できる。

【発明の効果】

【0036】

10

第1及び第3の発明によれば、冷媒が蓄熱媒体と熱交換しない第1動作と、冷媒が蓄熱媒体と熱交換する第2動作とを相互に切り換える際、このタイミングに同期して圧縮機(22)の回転数を強制的に変更するので、切換直後に空調能力が過剰となったり、不足したりするのを未然に回避できる。

【0037】

第2の発明によれば、単純冷房運転から利用冷房運転へ移行する際、冷房能力が過剰となったり、液バック現象が生じたりするのを未然に回避できる。また、利用冷房運転から単純冷房運転へ移行する際、冷房能力が不足するのを未然に回避できる。

【0038】

20

第4の発明によれば、単純冷房運転から冷房蓄冷運転へ移行する際、冷房能力が不足するのを未然に回避できる。また、冷房蓄冷運転から単純冷房運転へ移行する際、冷房能力が過剰となったり、液バック現象が生じたりするのを未然に回避できる。

【0039】

第5の発明によれば、単純暖房運転から利用暖房運転へ移行する際、暖房能力が過剰となったり、冷媒の高圧圧力が異常上昇したりすることを未然に回避できる。また、利用暖房運転から単純暖房運転へ移行する際、暖房能力が不足するのを未然に回避できる。

【0040】

30

第6の発明によれば、単純暖房運転から暖房蓄熱運転へ移行する際、暖房能力が不足するのを未然に回避できる。また、暖房蓄熱運転から単純暖房運転へ移行する際、暖房能力が過剰となったり、冷媒の高圧圧力が異常上昇したりすることを未然に回避できる。

【0041】

第7の発明によれば、入力部(101)に制御信号が入力された後、第1動作と第2動作とを切り換える前に圧縮機(22)の回転数を変更するため、各動作が切り換わる前に圧縮機(22)の回転数を確実に所望とする回転数に変更できる。これにより、各動作の切換直後に空調能力が過剰となったり、不足したりするのを一層確実に防止できる。加えて、例えば圧縮機(22)に液冷媒が圧縮される液バック現象や、冷媒の高圧圧力の異常上昇も確実に回避できる。

【図面の簡単な説明】

【0042】

40

【図1】図1は、実施形態に係る蓄熱式空気調和機の全体構成を示す配管系統図であり、他の図面では図示を省略したコントローラ及び各センサを表したものである。

【図2】図2は、単純冷房運転の動作を説明するための図1相当図である。

【図3】図3は、蓄冷運転の動作を説明するための図1相当図である。

【図4】図4は、利用冷房運転の動作を説明するための図1相当図である。

【図5】図5は、冷房蓄冷運転の動作を説明するための図1相当図である。

【図6】図6は、単純暖房運転の動作を説明するための図1相当図である。

【図7】図7は、蓄熱運転の動作を説明するための図1相当図である。

【図8】図8は、利用暖房運転(1)を説明するための図1相当図である。

【図9】図9は、利用暖房運転(2)を説明するための図1相当図である。

【図10】図10は、暖房蓄熱運転を説明するための図1相当図である。

50

【図11】図11は、単純冷房運転と利用冷房運転との間の切換に伴う回転数制御動作を説明するためのフローチャートである。

【図12】図12は、単純冷房運転と冷房蓄冷運転との間の切換に伴う回転数制御動作を説明するためのフローチャートである。

【図13】図13は、単純暖房運転と利用暖房運転(1)との間の切換に伴う回転数制御動作を説明するためのフローチャートである。

【図14】図14は、単純暖房運転と利用暖房運転(2)との間の切換に伴う回転数制御動作を説明するためのフローチャートである。

【図15】図15は、単純暖房運転と暖房蓄熱運転との間の切換に伴う回転数制御動作を説明するためのフローチャートである。 10

【発明を実施するための形態】

【0043】

以下、本発明の実施形態を図面に基づいて詳細に説明する。なお、以下の実施形態は、本質的に好ましい例示であって、本発明、その適用物、あるいはその用途の範囲を制限することを意図するものではない。

【0044】

《発明の実施形態》

本発明の実施形態に係る蓄熱式空気調和機(10)は、室内の冷房と暖房とを切り換えて行う。蓄熱式空気調和機(10)は、冷媒の冷熱を蓄熱媒体に蓄え、この冷熱を冷房に利用する。蓄熱式空気調和機(10)は、冷媒の温熱を蓄熱媒体に蓄え、この温熱を暖房に利用する。 20

【0045】

全体構成

図1に示すように、蓄熱式空気調和機(10)は、室外ユニット(20)と、蓄熱ユニット(40)と、複数の室内ユニット(70)とを備えている。室外ユニット(20)及び蓄熱ユニット(40)は、室外に設置される。複数の室内ユニット(70)は、室内に設置される。なお、図1では便宜上、1台の室内ユニット(70)のみを図示している。

【0046】

室外ユニット(20)には室外回路(21)が、蓄熱ユニット(40)には中間回路(41)が、室内ユニット(70)には室内回路(71)がそれぞれ設けられる。蓄熱式空気調和機(10)では、室外回路(21)と中間回路(41)とが3本の連絡配管(12,13,14)を介して互いに接続され、中間回路(41)と複数の室内回路(71)とが2本の連絡配管(15,16)を介して互いに接続される。これにより、蓄熱式空気調和機(10)では、充填された冷媒が循環して冷凍サイクルが行われる冷媒回路(11)が構成される。蓄熱式空気調和機(10)は、後述する各機器を制御するコントローラ(100,200)(運転制御部)を有している。 30

【0047】

室外ユニット

室外ユニット(20)には、冷媒回路(11)の一部を成す室外回路(21)が設けられる。室外回路(21)には、圧縮機(22)、室外熱交換器(23)、室外膨張弁(24)、及び四方切換弁(25)が接続される。室外回路(21)には、第1過冷却回路(30)と、中間吸入管(35)とが接続されている。 40

【0048】

[圧縮機]

実施形態の圧縮機(22)は、単段式の1台の圧縮機であり、冷媒を圧縮して吐出する圧縮部を構成している。圧縮機(22)では、ケーシング(22a)の内部にモータ及び圧縮機構(図示省略)が収容されている。実施形態の圧縮機構は、スクロール式の圧縮機構で構成されている。しかし、圧縮機構は、揺動ピストン式、ローリングピストン式、スクリュー式、ターボ式等の種々の方式を採用できる。圧縮機構では、渦巻き状の固定スクロールと可動スクロールの間に圧縮室が形成され、この圧縮室の容積が徐々に小さくなることで冷媒が圧縮される。圧縮機(22)のモータは、インバータ部によって運転周波数が可変

に構成されている。つまり、圧縮機(22)は、回転数(容量)が可変なインバータ式の圧縮機である。

【0049】

〔室外熱交換器〕

室外熱交換器(23)は、例えばクロスフィン・アンド・チューブ式の熱交換器で構成されている。室外熱交換器(23)の近傍には、室外ファン(26)が設けられている。室外熱交換器(23)では、室外ファン(26)が搬送する空気と、室外熱交換器(23)を流れる冷媒とが熱交換する。

【0050】

〔室外膨張弁〕

10

室外膨張弁(24)は、室外熱交換器(23)の液側端部と連絡配管(12)の接続端の間に配置されている。室外膨張弁(24)は、例えば電子膨張弁で構成され、その開度を変更することで冷媒の流量を調節する。

【0051】

〔四方切換弁〕

四方切換弁(25)は、第1から第4までのポートを有している。四方切換弁(25)の第1ポートは、圧縮機(22)の吐出管(27)に接続され、四方切換弁(25)の第2ポートは、圧縮機(22)の吸入管(28)(低圧吸入部)に接続されている。四方切換弁(25)の第3ポートは、室外熱交換器(23)のガス側端部に繋がり、四方切換弁(25)の第4ポートは、連絡配管(14)の接続端に繋がっている。

20

【0052】

四方切換弁(25)は、第1ポートと第3ポートが連通し且つ第2ポートと第4ポートが連通する状態(図1の実線で示す第1の状態)と、第1ポートと第4ポートが連通し且つ第2ポートと第3ポートが連通する状態(図1の破線で示す第2の状態)とに切換可能に構成されている。

【0053】

〔第1過冷却回路〕

第1過冷却回路(30)は、第1導入管(31)と第1過冷却熱交換器(32)とを有している。第1導入管(31)の一端は、室外膨張弁(24)と連絡配管(12)の接続端との間に接続される。第1導入管(31)の他端は、圧縮機(22)の吸入管(28)に接続される。つまり、第1導入管(31)は、液ライン(L1)と圧縮機(22)の低圧側の吸入管(28)とを繋ぐ低圧導入管を構成している。ここで、液ライン(L1)は、室外熱交換器(23)の液側端部と室内熱交換器(72)の液側端部に亘るまでの流路である。第1導入管(31)には、その一端から他端に向かって順に、第1減圧弁(EV1)、第1伝熱流路(33)が接続されている。第1減圧弁(EV1)は、例えば電子膨張弁で構成され、その開度を変更することで第2伝熱流路(34)の出口の冷媒の過冷却度を調節する。第1過冷却熱交換器(32)は、第2伝熱流路(34)を流れる冷媒と、第1伝熱流路(33)を流れる冷媒とを熱交換させる第1熱交換器を構成する。第2伝熱流路(34)は、冷媒回路(11)の液ライン(L1)のうち、室外膨張弁(24)と連絡配管(12)の接続端との間に設けられる。

30

【0054】

〔中間吸入管〕

40

中間吸入管(35)は、中間圧の冷媒を圧縮機(22)の圧縮室の圧縮途中に導入する中間吸入部を構成している。中間吸入管(35)の始端は、連絡配管(13)の接続端に接続され、中間吸入管(35)の終端は、圧縮機(22)の圧縮機構の圧縮室に接続されている。中間吸入管(35)は、圧縮機(22)のケーシング(22a)の内部に位置する内側配管部(36)を有している。中間吸入管(35)の内圧は、基本的に、冷媒回路(11)の高圧と低圧の中間圧力に相当する。中間吸入管(35)には、上流側から下流側に向かって順に、第1電磁弁(SV1)、逆止弁(CV1)が接続される。第1電磁弁(SV1)は、流路を開閉する開閉弁である。逆止弁(CV1)は、主蓄熱用流路(44)(詳細は後述する)から圧縮機(22)へ向かう方向(図1の矢印方向)の冷媒の流れを許容し、圧縮機(22)から主蓄熱用流

50

路(44)へ向かう方向の冷媒の流れを禁止する。

【0055】

蓄熱ユニット

蓄熱ユニット(40)は、室外ユニット(20)と室内ユニット(70)に介在する中継ユニットを構成している。蓄熱ユニット(40)には、冷媒回路(11)の一部を成す中間回路(41)が設けられる。中間回路(41)には、主液管(42)、主ガス管(43)、及び主蓄熱用流路(44)が接続されている。中間回路(41)には、第2過冷却回路(50)が接続されている。蓄熱ユニット(40)には、蓄熱装置(60)が設けられる。

【0056】

〔主液管〕

主液管(42)は、液ライン(L1)の一部を構成している。主液管(42)は、連絡配管(12)の接続端と連絡配管(15)の接続端とを接続している。主液管(42)には、第2電磁弁(SV2)が接続される。第2電磁弁(SV2)は、流路を開閉する開閉弁である。主液管(42)は、単純暖房運転(1)において、室内熱交換器(72)で凝縮した冷媒が蓄熱用熱交換器(63)をバイパスして室外熱交換器(23)へ送る第2バイパス流路を構成している。

【0057】

〔主ガス管〕

主ガス管(43)は、ガスライン(L2)の一部を構成している。ここで、ガスライン(L2)は、四方切換弁(25)の第4ポートから室内熱交換器(72)のガス側端部に亘るまでの流路である。主ガス管(43)は、連絡配管(14)の接続端と連絡配管(16)の接続端とを連結している。

【0058】

〔主蓄熱用流路〕

主蓄熱用流路(44)は、主液管(42)と主ガス管(43)との間に接続されている。主蓄熱用流路(44)の一端は、連絡配管(12)の接続端と第2電磁弁(SV2)の間に接続されている。主蓄熱用流路(44)には、主液管(42)側から主ガス管(43)側に向かって順に、第3電磁弁(SV3)、予熱側冷媒流路(64b)、蓄熱用膨張弁(45)、蓄熱側冷媒流路(63b)、第4電磁弁(SV4)が接続されている。第3電磁弁(SV3)及び第4電磁弁(SV4)は、流路を開閉する開閉弁である。蓄熱用膨張弁(45)は、例えば電子膨張弁で構成され、その開度を変更することで冷媒の圧力を調節する。

【0059】

主蓄熱用流路(44)には、蓄熱用膨張弁(45)をバイパスする第1バイパス管(44a)が接続されている。第1バイパス管(44a)には、蓄熱用膨張弁(45)と並列に第5電磁弁(SV5)が接続されている。第5電磁弁(SV5)は、流路を開閉する開閉弁である。また、主蓄熱用流路(44)には、蓄熱用膨張弁(45)と並列に圧力逃がし弁(RV)が接続されている。

【0060】

主蓄熱用流路(44)は、暖房蓄熱運転(1)において、高圧冷媒が上記室内熱交換器(72)をバイパスして蓄熱用熱交換器(63)へ流れる第1バイパス流路を構成している。

【0061】

〔第2過冷却回路〕

第2過冷却回路(50)は、第2導入管(51)と第2過冷却熱交換器(52)とを有している。第2導入管(51)の一端は、第2電磁弁(SV2)と連絡配管(15)の接続端との間に接続される。第2導入管(51)の他端は、主ガス管(43)に接続される。主ガス管(43)において、第2導入管(51)の接続部は、主蓄熱用流路(44)の接続部と連絡配管(16)の接続端の間に位置している。第2導入管(51)には、その一端から他端に向かって順に、第2減圧弁(EV2)、第3伝熱流路(53)が接続されている。第2減圧弁(EV2)は、例えば電子膨張弁で構成され、その開度を変更することで第4伝熱流路(54)の出口の冷媒の過冷却度を調節する。第2過冷却熱交換器(52)は、第4伝熱流路(54)を流れる冷

10

20

30

40

50

媒と、第3伝熱流路(53)を流れる冷媒とを熱交換させる。第4伝熱流路(54)は、主液管(42)のうち第2電磁弁(SV2)と連絡配管(15)の接続端の間に設けられる。第2過冷却回路(50)は、詳細は後述する利用冷房運転や利用蓄冷運転において、連絡配管(15)を流れる冷媒が気化してフラッシュするのを防止するための過冷却器を構成する。

【0062】

[その他の配管]

中間回路(41)には、中間中継管(46)と、第1分岐管(47)と、第2分岐管(48)と、第3分岐管(49)とが接続される。中間中継管(46)の一端は、主蓄熱用流路(44)における第3電磁弁(SV3)と予熱側冷媒流路(64b)との間に接続される。中間中継管(46)の他端は、連絡配管(13)を介して中間吸入管(35)と接続している。第1分岐管(47)の一端は、主蓄熱用流路(44)における蓄熱側冷媒流路(63b)と第4電磁弁(SV4)との間に接続される。10

【0063】

第1分岐管(47)の他端は、主ガス管(43)における主蓄熱用流路(44)の接続部と第2導入管(51)の接続部との間に接続される。第1分岐管(47)には、第3減圧弁(EV3)が接続される。第3減圧弁(EV3)は、例えば電子膨張弁で構成され、その開度を変更することで冷媒の圧力を調節する。第3減圧弁(EV3)は、室内熱交換器(72)が蒸発器となる運転時において、連絡配管(16)の圧力損失や室内ユニット(70)と室外ユニット(20)の設置条件によるヘッド差に起因して、室内熱交換器(72)の蒸発圧力とガス管の圧力差により、蓄熱用熱交換器(63)の圧力が過剰に低くならないように、その開度が調節される。20

【0064】

第2分岐管(48)と第3分岐管(49)とは、主液管(42)と主蓄熱用流路(44)との間に並列に接続されている。第2分岐管(48)及び第3分岐管(49)の一端は、主蓄熱用流路(44)における蓄熱側冷媒流路(63b)と第4電磁弁(SV4)との間に接続される。第2分岐管(48)及び第3分岐管(49)の他端は、主液管(42)における第2電磁弁(SV2)と第2導入管(51)の接続部との間に接続される。第2分岐管(48)には、第4減圧弁(EV4)が接続される。第4減圧弁(EV4)は、例えば電子膨張弁で構成され、その開度を変更することで冷媒の圧力を調節する。第3分岐管(49)には、第6電磁弁(SV6)が接続されている。第6電磁弁(SV6)は、流路を開閉する開閉弁である。30

【0065】

第3分岐管(49)は、暖房蓄熱運転(1)において、室内熱交換器(72)と蓄熱用熱交換器(63)とを繋ぐ直列流路を構成している。

【0066】

[蓄熱装置]

蓄熱装置(60)は、冷媒回路(11)の冷媒と蓄熱媒体とを熱交換させる蓄熱部を構成している。蓄熱装置(60)は、蓄熱回路(61)と、該蓄熱回路(61)に接続される蓄熱タンク(62)とを有している。蓄熱装置(60)は、蓄熱用熱交換器(63)及び予熱用熱交換器(64)を有している。40

【0067】

蓄熱回路(61)は、充填された蓄熱媒体が循環する閉回路である。蓄熱タンク(62)は、中空筒状の容器である。蓄熱タンク(62)は開放容器であってもよい。蓄熱タンク(62)には、蓄熱媒体が貯留される。蓄熱タンク(62)の上部には、蓄熱タンク(62)内の蓄熱媒体を流出させる流出管(65)(流出部)が接続される。蓄熱タンク(62)の下部には、蓄熱タンク(62)の外部の蓄熱媒体を蓄熱タンク(62)内に流入させる流入管(66)(流入部)が接続される。つまり、蓄熱タンク(62)では、流出管(65)の接続部が流入管(66)の接続部よりも高い位置にある。蓄熱回路(61)には、流出管(65)から流入管(66)に向かって順に、予熱側蓄熱流路(64a)、ポンプ(67)、蓄熱側蓄熱流路(63a)が接続されている。

【0068】

予熱用熱交換器(64)は、予熱側蓄熱流路(64a)を流れる蓄熱媒体と、予熱側冷媒流路(64b)を流れる冷媒とを熱交換させる。蓄熱用熱交換器(63)は、蓄熱側蓄熱流路(63a)を流れる蓄熱媒体と、蓄熱側冷媒流路(63b)を流れる冷媒とを熱交換させる蓄熱部を構成している。ポンプ(67)は、蓄熱回路(61)の蓄熱媒体を循環させる。

【0069】

[蓄熱媒体]

蓄熱回路(61)に充填される蓄熱媒体について詳細に説明する。蓄熱媒体には、冷却によって包接水和物が生成される蓄熱材、即ち流動性を有する蓄熱材が採用される。蓄熱媒体の具体例としては、臭化テトラnブチルアンモニウムを含有する臭化テトラnブチルアンモニウム(TBAB:Tetra Butyl Ammonium Bromide)水溶液、トリメチロールエタン(TME:Trimethylolethane)水溶液、パラフィン系スラリーなどが挙げられる。例えば、臭化テトラnブチルアンモニウム水溶液は、安定的に冷却されて当該水溶液の温度が水和物生成温度よりも低くなった過冷却状態でもその水溶液の状態を維持するが、この過冷却状態にて何らかのきっかけが与えられると、過冷却の溶液が包接水和物を含んだ溶液(即ちスラリー)へと遷移する。即ち、臭化テトラnブチルアンモニウム水溶液は、過冷却状態を解消して、臭化テトラnブチルアンモニウムと水分子とからなる包接水和物(水和物結晶)が生成されて粘性の比較的高いスラリー状となる。ここで、過冷却状態とは、蓄熱媒体が水和物生成温度以下の温度となっても包接水和物が生成されずに溶液の状態を保っている状態を言う。逆に、スラリー状となっている臭化テトラnブチルアンモニウム水溶液は、加熱により当該水溶液の温度が水和物生成温度よりも高くなると、包接水和物が融解して流動性の比較的高い液状態(溶液)となる。

10

20

【0070】

本実施形態では、上記蓄熱媒体として、臭化テトラnブチルアンモニウムを含有する臭化テトラnブチルアンモニウム水溶液を採用している。特に、上記蓄熱媒体は、調和濃度の近傍の濃度を有する媒体であることが好ましい。本実施形態では、調和濃度を約40%とする。この場合の臭化テトラnブチルアンモニウム水溶液の水和物生成温度は、約12である。

【0071】

室内ユニット

複数の室内ユニット(70)には、冷媒回路(11)の一部を成す室内回路(71)がそれぞれ設けられる。複数の室内回路(71)は、連絡配管(15)(液管)と連絡配管(16)(ガス管)との間に並列に接続されている。複数の室内回路(71)と上述した主蓄熱用流路(44)とは、液ライン(L1)とガスライン(L2)の間に並列に接続されている。各室内回路(71)には、ガス側端部から液側端部に向かって順に、室内熱交換器(72)と室内膨張弁(73)とがそれぞれ接続されている。

30

【0072】

[室内熱交換器]

室内熱交換器(72)は、例えばクロスフィン・アンド・チューブ式の熱交換器で構成されている。室内熱交換器(72)の近傍には、室内ファン(74)が設けられている。室内熱交換器(72)では、室内ファン(74)が搬送する空気と、室内熱交換器(72)を流れる冷媒とが熱交換する。

40

【0073】

[室内膨張弁]

室内膨張弁(73)は、室内熱交換器(72)の液側端部と連絡配管(15)の接続端の間に配置されている。室内膨張弁(73)は、例えば電子膨張弁で構成され、その開度を変更することで冷媒の流量を調節する。

【0074】

センサ

蓄熱式空気調和機(10)は、各種のセンサ(S1~S4)を備えている。なお、これらのセンサ(S1~S4)は、便宜上、図1のみに図示し、残りの図での図示は省略している。

50

【0075】

第1温度センサ(S1)は、室外熱交換器(23)と室外膨張弁(24)との間の液流路に接続されている。第1温度センサ(S1)は、詳細は後述する単純冷房運転及び利用冷房運転において、室外熱交換器(23)を流出した冷媒の温度を検出する。

【0076】

第2温度センサ(S2)は、蓄熱用熱交換器(63)の蓄熱側冷媒流路(63b)と第3分歧管(49)との間の液流路に接続されている。第2温度センサ(S2)は、利用冷房運転において、蓄熱用熱交換器(63)を流出した冷媒の温度を検出する。第1温度センサ(S1)及び第2温度センサ(S2)は、利用冷房運転において、高圧冷媒の過冷却度を検出する過冷却度検出部を構成する。

10

【0077】

第3温度センサ(S3)は、蓄熱用熱交換器(63)の蓄熱側蓄熱流路(63a)に接続されている。第3温度センサ(S3)は、蓄熱側蓄熱流路(63a)を流れる蓄熱媒体の温度を検出する。第3温度センサ(S3)は、詳細は後述する利用暖房運転において、蓄熱側蓄熱流路(63a)を流れる冷媒の蒸発圧力を検出する蓄熱側蒸発圧力検出部を構成する。

【0078】

第4温度センサ(S4)は、室外熱交換器(23)の近傍に配置されている。第4温度センサ(S5)は、室外空気の温度を検出する外気温度検出部を構成する。また、第4温度センサ(S5)は、詳細は後述する単純暖房運転、利用暖房運転、暖房蓄熱運転において、室外熱交換器(23)の蒸発圧力を間接的に検出するための外気側蒸発圧力検出部を構成する。

20

【0079】

コントローラ

図1に示すように、本実施形態のコントローラ(運転制御部)は、第1コントローラ部(100)と、第2コントローラ部(200)とで構成されている。第1コントローラ部(100)は、室外ユニット(20)に設けられ、第2コントローラ部(200)は、蓄熱ユニット(40)に設けられる。

【0080】

第1コントローラ部(100)は、室外ユニット(20)の各要素機器(圧縮機(22)、電磁弁(SV1)、四方切換弁(25)等)を制御する。第2コントローラ部(200)は、タンクユニット(40)の各要素機器(SV2~SV6、EV2、EV3)を制御する。なお、第1コントローラ部(100)と第2コントローラ部(200)を1つのコントローラにより構成してもよい。また、コントローラ(100,200)は、便宜上、図1のみに図示し、残りの図での図示は省略している。

30

【0081】

第1コントローラ部(100)は、入力部(101)と記憶部(102)と演算処理部(103)と圧縮機制御部(104)とを備えている。

【0082】

入力部(101)には、蓄熱式空気調和機(10)の各運転を切り換えるための制御信号(例えばデマンドレスポンス信号)が入力される。

40

【0083】

記憶部(102)には、蓄熱式空気調和機(10)の各運転の切換の際に圧縮機(22)の回転数を変更するのに用いる各種のデータが記憶されている。

【0084】

演算処理部(103)は、蓄熱式空気調和機(10)の各運転の切換の際に現在の圧縮機(22)の回転数Rcを強制的に変更するための目標回転数Rtを演算して決定する。

【0085】

圧縮機制御部(104)は、各運転の切換のタイミングに同期して圧縮機(22)の回転数Rcを目標回転数Rtに変更するよう圧縮機(22)の制御(回転数制御動作)を行うように構成される。本実施形態の圧縮機制御部(104)は、入力部(101)に制御信号が入力

50

された後、蓄熱式空気調和機(10)の各運転の切換が行われる直前に圧縮機(22)の回転数を強制的に制御する。このような各運転の切換の際の回転数制御動作の詳細は後述する。

【0086】

なお、入力部(101)、記憶部(102)、演算処理部(103)、及び圧縮機制御部(104)を第2コントローラ部(200)側に設ける構成としてもよい。

【0087】

蓄熱式空気調和機の運転動作

実施形態に係る蓄熱式空気調和機(10)の運転動作について説明する。蓄熱式空気調和機(10)は、単純冷房運転、蓄冷運転、利用冷房運転、冷房蓄冷運転、単純暖房運転、蓄熱運転、利用暖房運転、及び暖房蓄熱運転を切り換えて行う。コントローラ(100,200)は、これらの各運転を切り換えるように、各機器を制御する。10

【0088】

単純冷房運転及び単純暖房運転は、本開示の態様の第1動作を構成する。利用冷房運転、冷房蓄冷運転、利用暖房運転(1)(2)、及び暖房蓄熱運転は、本開示の態様の第2動作を構成する。

【0089】

〔単純冷房運転〕

単純冷房運転では、蓄熱装置(60)が停止し、室内ユニット(70)で室内的冷房が行われる。図2に示す単純冷房運転では、四方切換弁(25)が第1状態に、第1電磁弁(SV1)から第6電磁弁(SV6)のうち第2電磁弁(SV2)、第4電磁弁(SV4)、及び第5電磁弁(SV5)が開状態になり、残りは閉状態になる。第2減圧弁(EV2)及び第4減圧弁(EV4)が全閉状態に、室外膨張弁(24)が全開状態に、第1減圧弁(EV1)及び室内膨張弁(73)の開度が適宜調節される。圧縮機(22)、室外ファン(26)、及び室内ファン(74)は作動する。蓄熱装置(60)は、ポンプ(67)が停止状態となり作動しない。単純冷房運転の冷媒回路(11)では、室外熱交換器(23)が凝縮器となり、第1過冷却熱交換器(32)が過冷却器となり、室内熱交換器(72)が蒸発器となる冷凍サイクルが行われる。単純冷房運転では、低圧側のガスライン(L2)と主蓄熱用流路(44)とが連通する。これにより、主蓄熱用流路(44)の内部での液溜まりを回避できる。20

【0090】

圧縮機(22)から吐出された冷媒は、室外熱交換器(23)で凝縮する。凝縮した冷媒の多くは、第2伝熱流路(34)を流れ、残りは第1減圧弁(EV1)で減圧された後、第1伝熱流路(33)を流れる。第1過冷却熱交換器(32)では、第2伝熱流路(34)の冷媒が第1伝熱流路(33)の冷媒によって冷却される。液ライン(L1)に流入した冷媒は、室内膨張弁(73)で減圧された後、室内熱交換器(72)で蒸発する。ガスライン(L2)を流れる冷媒は、第1導入管(31)を流入した冷媒と合流し、圧縮機(22)に吸入される。30

【0091】

〔蓄冷運転〕

蓄冷運転では、蓄熱装置(60)が作動し、蓄熱タンク(62)の蓄熱媒体に冷熱が蓄えられる。図3に示す蓄冷運転では、四方切換弁(25)が第1状態に、第1電磁弁(SV1)から第6電磁弁(SV6)のうち第2電磁弁(SV2)、第3電磁弁(SV3)、及び第4電磁弁(SV4)が開状態になり、残りは閉状態になる。第1減圧弁(EV1)、第2減圧弁(EV2)、第3減圧弁(EV3)、第4減圧弁(EV4)、及び室内膨張弁(73)が全閉状態に、室外膨張弁(24)が全開状態に、蓄熱用膨張弁(45)の開度が適宜調節される。圧縮機(22)、室外ファン(26)は作動し、室内ファン(74)は停止する。蓄熱装置(60)は、ポンプ(67)が運転状態となり作動する。蓄冷運転の冷媒回路(11)では、室外熱交換器(23)が凝縮器となり、予熱用熱交換器(64)が放熱器(冷媒冷却器)となり、蓄熱用熱交換器(63)が蒸発器となる冷凍サイクルが行われる。蓄冷運転では、高圧の液ライン(L1)から室内ユニット(70)までに亘る流路に余剰の冷媒を保持することができる。40

【0092】

圧縮機(22)から吐出された冷媒は、室外熱交換器(23)で凝縮する。凝縮した冷媒は、主蓄熱用流路(44)の予熱側冷媒流路(64b)を流れる。予熱用熱交換器(64)では、蓄熱媒体が冷媒によって加熱される。これにより、蓄熱タンク(62)から流出した包接水和物の核(微小な結晶)が融解する。予熱側冷媒流路(64b)で冷却された冷媒は、予熱用熱交換器(64)で減圧された後、蓄熱側冷媒流路(63b)を流れる。蓄熱用熱交換器(63)では、蓄熱媒体が冷媒によって冷却され、蒸発する。主蓄熱用流路(44)からガスライン(L2)に流入した冷媒は、圧縮機(22)に吸入される。蓄熱タンク(62)には、蓄熱用熱交換器(63)で冷却された蓄熱媒体が貯留される。

【0093】

〔利用冷房運転〕

利用冷房運転では、蓄熱装置(60)が作動し、蓄熱タンク(62)に蓄えられた蓄熱媒体の冷熱が、室内の冷房に利用される。図4に示す利用冷房運転では、四方切換弁(25)が第1状態に第1電磁弁(SV1)から第6電磁弁(SV6)のうち第3電磁弁(SV3)、第5電磁弁(SV5)、及び第6電磁弁(SV6)が開状態になり、残りは閉状態となる。第1減圧弁(EV1)、第4減圧弁(EV4)が全閉状態に、室外膨張弁(24)が全開状態に、第2減圧弁(EV2)及び室内膨張弁(73)の開度が適宜調節される。圧縮機(22)、室外ファン(26)、及び室内ファン(74)は作動する。蓄熱装置(60)は、ポンプ(67)が運転状態となり作動する。利用冷房運転の冷媒回路(11)では、室外熱交換器(23)が凝縮器となり、予熱用熱交換器(64)、蓄熱用熱交換器(63)、及び第2過冷却熱交換器(52)が放熱器(冷媒冷却器)となり、室内熱交換器(72)が蒸発器となる冷凍サイクルが行われる。

【0094】

圧縮機(22)から吐出された冷媒は、室外熱交換器(23)で凝縮する。凝縮した冷媒は、主蓄熱用流路(44)の予熱用熱交換器(64)で冷却され、第1バイパス管(44a)を通過した後、蓄熱用熱交換器(63)で更に冷却される。主蓄熱用流路(44)、第3分岐管(49)を流れて液ライン(L1)に流入した冷媒の多くは、第4伝熱流路(54)を流れ、残りは第2減圧弁(EV2)で減圧された後、第3伝熱流路(53)を流れる。第2過冷却熱交換器(52)では、第4伝熱流路(54)を流れる冷媒が第3伝熱流路(53)の冷媒によって冷却される。第2過冷却熱交換器(52)で冷却された冷媒は、室内膨張弁(73)で減圧された後、室内熱交換器(72)で蒸発する。ガスライン(L2)を流れる冷媒は、第2導入管(51)を流出した冷媒と合流し、圧縮機(22)に吸入される。

【0095】

〔冷房蓄冷運転〕

冷房蓄冷運転では、蓄熱装置(60)が作動し、蓄熱媒体に冷熱が蓄えられるとともに、室内ユニット(70)で室内の冷房が行われる。図5に示す冷房蓄冷運転では、四方切換弁(25)が第1状態に、第1電磁弁(SV1)から第6電磁弁(SV6)のうち第2電磁弁(SV2)、第3電磁弁(SV3)、及び第4電磁弁(SV4)が開状態になり、残りは閉状態となる。第1減圧弁(EV1)、第3減圧弁(EV3)、及び第4減圧弁(EV4)が全閉状態に、室外膨張弁(24)が全開状態に、第2減圧弁(EV2)、蓄熱用膨張弁(45)、及び室内膨張弁(73)の開度が適宜調節される。圧縮機(22)、室外ファン(26)及び室内ファン(74)は作動する。蓄熱装置(60)は、ポンプ(67)が運転状態となり作動する。冷房蓄冷運転の冷媒回路(11)では、室外熱交換器(23)が凝縮器となり、予熱用熱交換器(64)及び第2過冷却熱交換器(52)が放熱器(冷媒冷却器)となり、蓄熱用熱交換器(63)及び室内熱交換器(72)が蒸発器となる。

【0096】

圧縮機(22)から吐出された冷媒は、室外熱交換器(23)で凝縮する。凝縮した冷媒は、第2伝熱流路(34)を流れ、主蓄熱用流路(44)と主液管(42)とに分流する。主蓄熱用流路(44)の冷媒は、予熱用熱交換器(64)の蓄熱媒体によって冷却され、蓄熱用膨張弁(45)で減圧される。主液管(42)の冷媒の多くは、第4伝熱流路(54)を流れ、残りは第2減圧弁(EV2)で減圧された後、第3伝熱流路(53)を流れる。第2過冷却熱交換器(52)では、第4伝熱流路(54)を流れる冷媒が第3伝熱流路(53)の冷媒によって

10

20

30

40

50

冷却される。第2過冷却熱交換器(52)で冷却された冷媒は、室内膨張弁(73)で減圧された後、室内熱交換器(72)で蒸発する。ガスライン(L2)を流れる冷媒は、第2導入管(51)を流出した冷媒と合流し、圧縮機(22)に吸入される。

【0097】

[単純暖房運転]

単純暖房運転では、蓄熱装置(60)が停止し、室内ユニット(70)で室内的暖房が行われる。図6に示す単純暖房運転では、四方切換弁(25)が第2状態に、第1電磁弁(SV1)から第6電磁弁(SV6)のうち第2電磁弁(SV2)が開状態となり、残りは全て閉状態なる。第1減圧弁(EV1)、第2減圧弁(EV2)、第3減圧弁(EV3)、第4減圧弁(EV4)、及び蓄熱用膨張弁(45)が全閉状態に、室内膨張弁(73)及び室外膨張弁(24)の開度が適宜調節される。圧縮機(22)、室外ファン(26)、及び室内ファン(74)は作動する。蓄熱装置(60)は、ポンプ(67)が停止状態となり作動しない。単純暖房運転の冷媒回路(11)では、室内熱交換器(72)が凝縮器となり、室外熱交換器(23)が蒸発器となる冷凍サイクルが行われる。室内膨張弁(73)は、室内熱交換器(72)の出口冷媒の過冷却度を制御する。

【0098】

圧縮機(22)から吐出された冷媒は、ガスライン(L2)を流れ、室内熱交換器(72)で凝縮する。液ライン(L1)に流出した冷媒は、室外膨張弁(24)で減圧された後、室外熱交換器(23)で蒸発し、圧縮機(22)に吸入される。

【0099】

[蓄熱運転]

蓄熱運転では、蓄熱タンク(62)に温熱を蓄えた蓄熱媒体が貯留される。図7に示す蓄熱運転では、四方切換弁(25)が第2状態に、第1電磁弁(SV1)から第6電磁弁(SV6)のうち第3電磁弁(SV3)、第4電磁弁(SV4)、及び第5電磁弁(SV5)が開状態になり、残りは閉状態となる。第1減圧弁(EV1)、第2減圧弁(EV2)、第3減圧弁(EV3)、第4減圧弁(EV4)、及び室内膨張弁(73)が全閉状態に、室外膨張弁(24)の開度が適宜調節される。圧縮機(22)、室外ファン(26)は作動し、室内ファン(74)は停止する。蓄熱装置(60)は、ポンプ(67)が運転状態となり作動する。蓄熱運転の冷媒回路(11)では、蓄熱用熱交換器(63)及び予熱用熱交換器(64)が凝縮器となり、室外熱交換器(23)が蒸発器となる冷凍サイクルが行われる。

【0100】

圧縮機(22)から吐出された冷媒は、ガスライン(L2)を流れ、蓄熱用熱交換器(63)で放熱し、第1バイパス管(44a)を通過した後、予熱用熱交換器(64)で更に放熱する。主蓄熱用流路(44)を流出した冷媒は、室外膨張弁(24)で減圧された後、室外熱交換器(23)で蒸発し、圧縮機(22)に吸入される。蓄熱タンク(62)には、蓄熱用熱交換器(63)及び予熱用熱交換器(64)で加熱された蓄熱媒体が貯留される。

【0101】

[利用暖房運転]

利用暖房運転では、蓄熱装置(60)が作動し、蓄熱タンク(62)に蓄えられた蓄熱媒体の温熱が、室内的暖房に利用される。利用暖房運転は、第1利用暖房運転(以下、利用暖房運転(1)という)と、第2利用暖房運転(以下、利用暖房運転(2)という)とに大別される。

【0102】

[利用暖房運転(1)]

利用暖房運転(1)は、蓄熱用熱交換器(63)で蒸発する冷媒の圧力(MP)と、室外熱交換器(23)で蒸発する冷媒の圧力(LP)との差(MP - LP)が比較的小さくなるような条件下で実行される。例えば冬季において、外気温度が比較的高い一方、蓄熱装置(60)の蓄熱回路(61)の蓄熱媒体の温度が比較的低いような場合が、この条件に相当する。

【0103】

10

20

30

40

50

図8に示す利用暖房運転(1)では、四方切換弁(25)が第2状態に、第1電磁弁(SV1)から第6電磁弁(SV6)のうち第3電磁弁(SV3)及び第5電磁弁(SV5)が開状態になり、残りが閉状態となる。第1減圧弁(EV1)及び室外膨張弁(24)が全開状態に、第2減圧弁(EV2)、第3減圧弁(EV3)が全閉状態に、第4減圧弁(EV4)及び室内膨張弁(73)の開度が適宜調節される。圧縮機(22)及び室内ファン(74)は作動し、室外ファン(26)は停止する。蓄熱装置(60)は、ポンプ(67)が運転状態となり作動する。利用暖房運転(1)の冷媒回路(11)では、室内熱交換器(72)が凝縮器となり、蓄熱用熱交換器(63)が蒸発器となる冷凍サイクルが行われる。

【0104】

圧縮機(22)から吐出された冷媒は、ガスライン(L2)を流れ、室内熱交換器(72)で凝縮する。液ライン(L1)に流出した冷媒は、その全量が第2分岐管(48)に流入する。第2分岐管(48)では、第4減圧弁(EV4)によって冷媒が低圧まで減圧される。減圧された冷媒は、蓄熱用熱交換器(63)の蓄熱側冷媒流路(63b)を流れ、蓄熱媒体から吸熱して蒸発する。蓄熱用熱交換器(63)で蒸発した冷媒は、第1バイパス管(44a)と通過し、予熱用熱交換器(64)の予熱側冷媒流路(64b)を流れ、蓄熱媒体から吸熱して更に蒸発する。この冷媒は、主蓄熱用流路(44)を流れ、第1導入管(31)と室外熱交換器(23)とに分流する。これらの冷媒は、吸入管(28)で合流し、圧縮機(22)に吸入される。

【0105】

また、主蓄熱用流路(44)を通過した冷媒は、第1導入管(31)と室外熱交換器(23)とに分流し、圧縮機(22)に吸入される。このため、冷媒の圧力損失を低減でき、圧縮機(22)の動力を軽減できる。この際、第1導入管(31)を流れる冷媒は、第1過冷却熱交換器(32)を流れるが、第1過冷却熱交換器(32)は空気熱交換器でないため、熱ロスも少ない。また、室外ファン(26)は停止状態であるため、冷媒が室外熱交換器(23)を流れても、熱ロスが少ない。このように、利用暖房運転(1)では、低圧ガス冷媒の圧力損失や熱ロスの低減を図ることができる。また、第1導入管(31)は、冷媒を過冷却するための低圧インジェクション管を兼用するので、配管の本数を削減できる。

【0106】

なお、利用暖房運転(1)において、第1減圧弁(EV1)と室外膨張弁(24)のうち室外膨張弁(24)だけを全閉状態とし、低圧ガス冷媒を第1導入管(31)だけに流してもよい。また、第1減圧弁(EV1)と室外膨張弁(24)のうち第1減圧弁(EV1)だけを全閉状態とし、低圧ガス冷媒を室外熱交換器(23)だけに流してもよい。

【0107】

[利用暖房運転(2)]

利用暖房運転(2)は、蓄熱用熱交換器(63)で蒸発する冷媒の圧力(MP)と、室外熱交換器(23)で蒸発する冷媒の圧力(LP)との差(MP-LP)が比較的大きくなるような条件下で実行される。例えば冬季において、外気温度が比較的低い一方、蓄熱装置(60)の蓄熱回路(61)の蓄熱媒体の温度が比較的高いような場合が、この条件に相当する。

【0108】

図9に示す利用暖房運転(2)では、四方切換弁(25)が第2状態に、第1電磁弁(SV1)から第6電磁弁(SV6)のうち第1電磁弁(SV1)、第2電磁弁(SV2)、及び第5電磁弁(SV5)が開状態になり、残りは閉状態となる。第1減圧弁(EV1)、第2減圧弁(EV2)、及び第3減圧弁(EV3)が全閉状態に、第4減圧弁(EV4)、室内膨張弁(73)、及び室外膨張弁(24)の開度が適宜調節される。圧縮機(22)、室外ファン(26)、及び室内ファン(74)は作動する。蓄熱装置(60)は、ポンプ(67)が運転状態となり作動する。利用暖房運転の冷媒回路(11)では、室内熱交換器(72)が凝縮器となり、蓄熱用熱交換器(63)及び室外熱交換器(23)が蒸発器となる冷凍サイクルが行われる。

【0109】

圧縮機(22)から吐出された冷媒は、ガスライン(L2)を流れ、室内熱交換器(72)

10

20

30

40

50

で凝縮する。液ライン(L1)に流出した冷媒は、第2分岐管(48)と主液管(42)とに分流する。第2分岐管(48)の冷媒は、第4減圧弁(EV4)で中間圧(冷媒回路(11)の高圧圧力と低圧圧力との間の中間圧力)にまで減圧され、主蓄熱用流路(44)に流出する。主蓄熱用流路(44)の冷媒は、蓄熱用熱交換器(63)及び予熱用熱交換器(64)で加熱され、蒸発する。蒸発した冷媒は、中間中継管(46)、連絡配管(13)、及び中間吸入管(35)を順に流れ、圧縮機(22)の圧縮途中の圧縮室に吸入される。

【0110】

主液管(42)の冷媒は、室外膨張弁(24)で減圧された後、室外熱交換器(23)で蒸発し、圧縮機(22)の吸入管(28)に吸入される。圧縮機(22)の圧縮室では、吸入管(28)から吸入された低圧冷媒が中間圧まで圧縮された後、中間吸入管(35)から吸入された中間圧冷媒と混合し、高圧圧力まで圧縮される。10

【0111】

このように利用暖房運転(2)は、外気温度が低く、蓄熱装置(60)の蓄熱回路(61)の蓄熱媒体の温度が比較的高い条件下で実行されるため、蓄熱用熱交換器(63)の冷媒の蒸発圧力MPと、室外熱交換器(23)の冷媒の蒸発圧力LPとの圧力差(MP - LP)とが比較的大きくなる。このため、圧縮機(22)の圧縮室の圧縮途中では、圧縮室の内圧が中間吸入管(35)より導入される冷媒の圧力より大きくなることを抑制でき、中間吸入管(35)の冷媒を圧縮室に確実に導入できる。

【0112】

しかも、中間吸入管(35)には、圧縮機(22)から主蓄熱用流路(44)へ向かう逆流を禁止する逆止弁(CV1)が設けられている。このため、仮に中間吸入管(35)を流出する冷媒の圧力MPが、圧縮途中の圧縮室の内圧より低くなつたとしても、圧縮室の冷媒が中間吸入管(35)を逆流してしまつことがない。なお、逆止弁(CV1)は、中間吸入管(35)のうち圧縮機(22)のケーシング(22a)内に位置する内側配管部(36)に設けてよい。これにより、圧縮機構の圧縮途中の圧縮室から逆止弁(CV1)までの流路長さを最小限に抑えることができ、ひいては冷媒の圧縮に寄与しない死容積を最小限に抑えることができる。この結果、圧縮機(22)の圧縮効率の低下を防止できる。20

【0113】

また、MP - LPが比較的大きい条件下で冷媒が圧縮されると、圧縮機(22)で冷媒を高圧まで圧縮させるために要する総仕事量が軽減される。この結果、利用暖房運転(2)では、蓄熱媒体の温熱を冷媒に回収させつつ、省エネ性の高い暖房を行うことができる。30

【0114】

〔暖房蓄熱運転〕

暖房蓄熱運転では、蓄熱装置(60)が作動し、蓄熱タンク(62)に温熱が蓄えられるとともに、室内ユニット(70)で室内の暖房が行われる。

【0115】

図10に示す暖房蓄熱運転では、四方切換弁(25)が第2状態に、第1電磁弁(SV1)から第6電磁弁(SV6)のうち第2電磁弁(SV2)、第3電磁弁(SV3)、第4電磁弁(SV4)、第5電磁弁(SV5)が開状態となり、残りが閉状態となる。第1減圧弁(EV1)、第2減圧弁(EV2)、第3減圧弁(EV3)、及び第4減圧弁(EV4)が全閉状態に、室外膨張弁(73)及び室外膨張弁(24)の開度が適宜調節される。圧縮機(22)、室外ファン(26)、及び室内ファン(74)は作動する。蓄熱装置(60)は、ポンプ(67)が運転状態となり作動する。蓄熱運転の冷媒回路(11)では、室内熱交換器(72)及び蓄熱用熱交換器(63)が凝縮器となり、予熱用熱交換器(64)が放熱器となり、室外熱交換器(23)が蒸発器となる冷凍サイクルが行われる。40

【0116】

圧縮機(22)から吐出された冷媒は、ガスライン(L2)を流れ、一部が室内熱交換器(72)を流れ、残りが主蓄熱用流路(44)を流れる。室内熱交換器(72)では、冷媒が室内空気へ放熱して凝縮する。室内熱交換器(72)で凝縮した冷媒は、主液管(42)を流れ50

る。

【 0 1 1 7 】

主蓄熱用流路（44）の冷媒は、蓄熱用熱交換器（63）で蓄熱媒体へ放熱して凝縮する。この冷媒は、高温高圧のガス冷媒であるため、冷媒と蓄熱媒体との温度差が大きくなり、蓄熱媒体に確実に温熱を付与することができる。蓄熱用熱交換器（63）で凝縮した冷媒は、主液管（42）を流れる冷媒と合流し、室外膨張弁（24）で減圧される。減圧後の冷媒は、室外熱交換器（23）で蒸発し、圧縮機（22）に吸入される。

【 0 1 1 8 】

以上のように、暖房蓄熱運転では、圧縮機（22）から吐出された高温高圧のガス冷媒が、室内熱交換器（72）と蓄熱用熱交換器（63）との双方へ並列に流れ、各々で凝縮する。この結果、室内の暖房を継続しつつ、蓄熱媒体に温熱を確実に付与させることができる。

10

【 0 1 1 9 】

圧縮機の回転数制御動作

蓄熱式空気調和機（10）では、上述した各種の運転が切り換えられる。より具体的に、蓄熱式空気調和機（10）では、冷媒と蓄熱媒体とが熱交換しない冷凍サイクルである第1動作（即ち、単純冷房運転、単純暖房運転）と、冷媒と蓄熱媒体とが熱交換する冷凍サイクルである第2動作（即ち、利用冷房運転、冷房蓄冷運転、利用暖房運転（1）、利用暖房運転（2）、暖房蓄熱運転）とが相互に切り換えられる。このように第1動作と第2動作とが切り換えられると、例えば冷房時において、冷房能力が過剰となったり、不足したりする問題が生じる。また、暖房時において、暖房能力が過剰となったり、不足したりする問題も生じる。そこで、本実施形態では、2つの動作の切換のタイミングに同期して圧縮機（22）の回転数を強制的に制御する回転数制御動作が行われる。

20

【 0 1 2 0 】

この回転数制御動作について、各種の運転の切換に場合分けして説明する。

【 0 1 2 1 】

〔 単純冷房運転 利用冷房運転 〕

単純冷房運転から利用冷房運転へ切り換わる際の回転数制御動作について図11の左側のフローチャートを参照しながら説明する。

【 0 1 2 2 】

30

単純冷房運転において、利用冷房運転へ切り換えるための制御信号が、図1に示す入力部（101）に入力されると（ステップS T 1）、ステップS T 2へ移行する。ステップS T 2では、単純冷房運転時に室外熱交換器（23）を流出した直後の高圧液冷媒温度T 1と、利用冷房運転へ切り換わった際の蓄熱用熱交換器（63）を流出した直後の高圧液冷媒の温度T 2とが求められる。冷媒温度T 1は、第1温度センサ（S1）の検出温度に相当する。冷媒温度T 2は、利用冷房運転へ移行する際に蓄熱装置（60）により冷媒に付与される過冷却度 S c を冷媒温度T 1から差し引いたものである。過冷却度 S c は、例えば記憶部（102）に記憶された経験値又は所定の運転条件下において推定された予測値である。

【 0 1 2 3 】

40

次いでステップS T 3では、冷媒温度T 1と冷媒温度T 2とから、低圧冷媒のエンタルピ差の予測変化率Aが算出される。具体的に、冷媒温度T 1に基づき、単純冷房運転時（即ち、現在）における低圧冷媒のエンタルピ差h 1が求められる。また、予測した冷媒温度T 2に基づき、利用冷房運転へ移行した際の低圧冷媒のエンタルピ差h 2が求められる。エンタルピ差の予測変化率Aは、これらの比（ $A = h_2 / h_1$ ）で表すことができる。

【 0 1 2 4 】

次いでステップS T 4では、単純冷房運転時（即ち、現在）における圧縮機（22）の回転数R c にエンタルピ差の予測変化率の逆数（ $1 / A$ ）を乗じ、目標回転数R t を求める。つまり、目標回転数R t = R c × (1 / A) は、単純冷房運転から利用冷房運転へ移

50

行した際のエンタルピ差の予測変化率 A を考慮し、圧縮機 (22) の回転数を強制的に減少させるための目標値といえる。

【 0 1 2 5 】

演算部 (103) が目標回転数 R_t を算出すると、ステップ S T 5 へ移行し、圧縮機 (22) の回転数制御動作が実行される。つまり、圧縮機制御部 (104) は、圧縮機 (22) のモータの回転数が目標回転数 R_t に近づくように、該回転数を制御する。ここで、圧縮機 (22) の目標回転数 R_t は、回転数制御動作の開始直前の回転数 R_c よりも小さい。従って、圧縮機 (22) の回転数が減少し、目標回転数 R_t に変更される。

【 0 1 2 6 】

回転数制御動作が開始されると、冷媒回路 (11) の各種の弁が切り換わる (ステップ S T 6)。同時に、第 2 コントローラ部 (200) から蓄熱装置 (60) へ制御信号が出力され、蓄熱装置 (60) で所定の動作が行われる (ステップ S T 7)。これにより、利用冷房運転が実行される。

【 0 1 2 7 】

ここで、利用冷房運転の開始直後には、既に圧縮機 (22) の回転数が目標回転数 R_t に近づくように減少している。このため、利用冷房運転の開始時において、冷房能力が過渡的に過剰になってしまふことを回避できる。

【 0 1 2 8 】

また、利用冷房運転へ移行すると、高圧液冷媒の過冷却度が大きくなり、冷媒が湿り状態になり易いが、圧縮機 (22) の回転数を減少させることで、液冷媒が圧縮機 (22) に吸入される、いわゆる液バック現象も未然に回避できる。

【 0 1 2 9 】

〔 利用冷房運転 単純冷房運転 〕

利用冷房運転から単純冷房運転へ切り換わる際の回転数制御動作について図 1-1 の右側のフローチャートを参照しながら説明する。

【 0 1 3 0 】

利用冷房運転において、単純冷房運転へ切り換えるための制御信号が、図 1 に示す入力部 (101) に入力されると (ステップ S T 1-1)、ステップ S T 1-2 へ移行する。ステップ S T 1-2 では、利用冷房運転時に室外熱交換器 (23) を流出した直後の高圧液冷媒温度 T₁ と、蓄熱用熱交換器 (63) を流出した直後の高圧液冷媒の温度 T₂ とが計測される。冷媒温度 T₁ は、第 1 温度センサ (S1) の検出温度に相当する。冷媒温度 T₂ は、第 2 温度センサ (S2) の検出温度に相当する。

【 0 1 3 1 】

次いでステップ S T 1-3 では、冷媒温度 T₁ と冷媒温度 T₂ とから、低圧冷媒のエンタルピ差の予測変化率 A が算出される。具体的に、冷媒温度 T₂ に基づき、利用冷房運転時 (即ち、現在) における低圧冷媒のエンタルピ差 h₁ が求められる。また、冷媒温度 T₁ に基づき、単純冷房運転へ移行した際の低圧冷媒のエンタルピ差 h₂ が求められる。エンタルピ差の予測変化率 A は、これらの比 ($A = h_2 / h_1$) で表すことができる。

【 0 1 3 2 】

次いでステップ S T 1-4 では、利用冷房運転時 (即ち、現在) における圧縮機 (22) の回転数 R_c にエンタルピ差の予測変化率の逆数 ($1/A$) を乗じ、目標回転数 R_t を求める。つまり、目標回転数 R_t = R_c × (1/A) は、利用冷房運転から単純冷房運転へ移行した際のエンタルピ差の予測変化率 A を考慮し、圧縮機 (22) の回転数を強制的に増大させるための目標値といえる。

【 0 1 3 3 】

演算部 (103) が目標回転数 R_t を算出すると、ステップ S T 1-5 へ移行し、圧縮機 (22) の回転数制御動作が実行される。つまり、圧縮機制御部 (104) は、圧縮機 (22) のモータの回転数が目標回転数 R_t に近づくように、該回転数を制御する。ここで、圧縮機 (22) の目標回転数 R_t は、回転数制御動作の開始直前の回転数 R_c よりも大きい。従って、圧縮機 (22) の回転数が増大し、目標回転数 R_t へ変更される。

10

20

30

40

50

【0134】

回転数制御動作が開始されると、冷媒回路（11）の各種の弁が切り換わる（ステップS T 1 6）。同時に、第2コントローラ部（200）から蓄熱装置（60）へ制御信号が出力され、蓄熱装置（60）で所定の動作が行われる（ステップS T 1 7）。これにより、単純冷房運転が実行される。

【0135】

ここで、単純冷房運転の開始直後には、既に圧縮機（22）の回転数が目標回転数R tに近づくように増大している。このため、単純冷房運転の開始時において、冷房能力が過渡的に不足してしまうことを回避できる。

【0136】

〔単純冷房運転　冷房蓄冷運転〕

単純冷房運転から冷房蓄冷運転へ切り換わる際の回転数制御動作について図12の左側のフローチャートを参照しながら説明する。

【0137】

単純冷房運転において、蓄冷運転へ切り換えるための制御信号が、図1に示す入力部（101）に入力されると（ステップS T 2 1）、ステップS T 2 2へ移行する。ステップS T 2 2では、圧縮機（22）の加算回転数R 1が算出される。この加算回転数R 1は、上述した蓄冷運転時の圧縮機（22）の定格の回転数に基づいて決定される。例えばこの回転数R 1は、圧縮機（22）の最低回転数、又は該最低回転数が小さくなるように補正した所定回転数である。最低回転数を減少方向へ補正する際には、圧縮機（22）が最低回転数で動作する際の容積効率が考慮される。

【0138】

次いでステップS T 2 3では、単純冷房運転時（即ち、現在）の回転数R cにステップS T 2 2で求めた回転数R 1が加算され、加算後の回転数が目標回転数R tとなる。

【0139】

演算部（103）が目標回転数R tを算出すると、ステップS T 2 4へ移行し、圧縮機（22）の回転数制御動作が実行される。これにより、圧縮機（22）の回転数が増大し、目標回転数R tへと収束していく。

【0140】

回転数制御動作が実行されると、ステップS T 2 5及びステップS T 2 6へ移行し、冷房蓄冷運転が行われる。この冷房蓄冷運転の開始直後には、既に圧縮機（22）の回転数が目標回転数R tに近づくように増大している。このため、冷房蓄冷運転の開始時において、冷房能力が過渡的に不足してしまうことを回避できる。

【0141】

〔冷房蓄冷運転　単純冷房運転〕

冷房蓄冷運転から単純冷房運転へ切り換わる際の回転数制御動作について図12の右側のフローチャートを参照しながら説明する。

【0142】

冷房蓄冷運転において、単純冷房運転へ切り換えるための制御信号が、図1に示す入力部（101）に入力されると（ステップS T 3 1）、ステップS T 3 2へ移行する。ステップS T 3 2では、圧縮機（22）の減算回転数R 1が算出される。この減算回転数R 1は、上述した冷房蓄冷運転時の圧縮機（22）の定格の回転数に基づいて決定される。例えばこの回転数R 1は、圧縮機（22）の最低回転数、又は該最低回転数が小さくなるように補正した所定回転数である。最低回転数を減少方向へ補正する際には、圧縮機（22）が最低回転数で動作する際の容積効率が考慮される。

【0143】

次いでステップS T 3 3では、冷房蓄冷運転時（即ち、現在）の回転数R cにステップS T 3 2で求めた回転数R 1が減算され、減算後の回転数が目標回転数R tとなる。

【0144】

演算部（103）が目標回転数R tを算出すると、ステップS T 3 4へ移行し、圧縮機

10

20

30

40

50

(22) の回転数制御動作が実行される。これにより、圧縮機(22)の回転数が減少し、目標回転数 R_tへと収束していく。

【0145】

回転数制御動作が実行されると、ステップ S T 3 5 及びステップ S T 3 6 へ移行し、単純冷房運転が行われる。この単純冷房運転の開始直後には、既に圧縮機(22)の回転数が目標回転数 R_t に近づくように減少している。このため、単純冷房運転の開始時において、冷房能力が過渡的に過剰になってしまふことを回避できる。

【0146】

また、冷媒蓄冷運転から単純冷房運転へ移行すると、冷媒回路(11)の全体的な冷媒の蒸発量が少なくなり、冷媒が湿り状態となり易い。しかし、このように圧縮機(22)の回転数を減少させることで、液バック現象も未然に回避できる。10

【0147】

〔単純暖房運転 利用暖房運転(1)〕

単純暖房運転から利用暖房運転(1)へ切り換わる際の回転数制御動作について図1 3 の左側のフローチャートを参照しながら説明する。

【0148】

単純暖房運転において、利用暖房運転(1)へ切り換えるための制御信号が、図1に示す入力部(101)に入力されると(ステップ S T 4 1)、ステップ S T 4 2 へ移行する。ステップ S T 4 2 では、利用暖房運転(1)へ移行した場合の吐出圧 P_d、中間圧 P_m、及び吸入圧 P_s の予測値が算出される。20

【0149】

吐出圧 P_d は、例えば暖房を行う室内ユニット(70)の目標温度に基づいて算出される。中間圧 P_m は、第3温度センサ(S3)の検出温度に基づいて算出される。つまり、蓄熱用熱交換器(63)の蓄熱側蓄熱流路(63a)を流れる蓄熱媒体の温度を検出することで、この温度に基づいて蓄熱側冷媒流路(63b)を流れる中間圧冷媒の蒸発温度、ひいては中間圧 P_m を予測できる。吸入圧 P_s は、第4温度センサ(S4)で検出した室外空気の温度に基づいて算出される。つまり、室外空気の温度を検出することで、室外熱交換器(23)で蒸発する低圧冷媒の蒸発温度、ひいては吸入圧 P_s を予測できる。

【0150】

ステップ S T 4 3 では、ステップ S T 4 2 で求めた吐出圧 P_d、中間圧 P_m、及び吸入圧 P_s に基づいて、利用暖房運転(1)へ移行した際の圧縮機(22)の吸入冷媒流量比の予測変化率 B が算出される。具体的に、記憶部(102)には、吐出圧 P_d、中間圧 P_m、及び吸入圧 P_s と、これらの値から圧縮機(22)の仕様等に応じて求められる吸入冷媒流量の割合が記憶されている。この吸入冷媒流量の割合は、利用暖房運転(1)において、中間インジェクションが行われる冷媒の流量 V₁ と吸入冷媒流量 V₂ との合計 (V₁ + V₂) に対する V₂ が占める割合である。例えば中間インジェクションの冷媒流量の割合 (V₁ / (V₁ + V₂)) が 15 % であれば、吸入冷媒流量の割合は 85 % となる。30

【0151】

演算部(103)は、単純暖房運転時の圧縮機(22)の吸入冷媒流量の割合(即ち、100%)と、利用暖房運転(1)へ移行した際の圧縮機(22)の吸入冷媒流量の割合との比(予測変化率) B を算出する。例えば上述の例では、この予測変化率 B = 0.85 / 1.0 = 0.85 となる。40

【0152】

次いで、ステップ S T 4 4 では、単純暖房運転時(即ち、現在)の回転数 R_c にステップ S T 4 3 で求めた予測変化率 B が乗算され、目標回転数 R_t (= R_c × B) が算出される。

【0153】

演算部(103)が目標回転数 R_t を算出すると、ステップ S T 4 5 へ移行し、圧縮機(22)の回転数制御動作が実行される。これにより、圧縮機(22)の回転数が減少し、目標回転数 R_t へと収束していく。50

【0154】

回転数制御動作が実行されると、ステップST46及びステップST47へ移行し、利用暖房運転(1)が行われる。この利用暖房運転(1)の開始直後には、既に圧縮機(22)の回転数が目標回転数R_tに近づくよう減少している。従って、利用暖房運転(1)の開始時において、暖房能力が過渡的に過剰になってしまうことを回避できる。

【0155】

また、単純暖房運転から利用暖房運転(1)へ移行すると、冷媒回路(11)の全体的な冷媒の蒸発圧力が高くなり、高圧圧力が上昇しやすい。これにより、例えば圧縮機(22)で垂下制御が行われてしまい、所望とする運転を継続できない恐れがある。しかし、このように圧縮機(22)の回転数を減少させることで高圧圧力の上昇も未然に回避できる。

10

【0156】

〔利用暖房運転(1) 単純暖房運転〕

利用暖房運転(1)から単純暖房運転へ切り換わる際の回転数制御動作について図13の右側のフローチャートを参照しながら説明する。

【0157】

利用暖房運転(1)において、単純暖房運転へ切り換えるための制御信号が、図1に示す入力部(101)に入力されると(ステップST51)、ステップST52へ移行する。ステップST52では、ステップST42と同様にして、現在の利用暖房運転(1)の吐出圧P_d、中間圧P_m、及び吸入圧P_sが算出される。

【0158】

20

ステップST53では、ステップST52で求めた吐出圧P_d、中間圧P_m、及び吸入圧P_sに基づいて、現在の利用暖房運転(1)の圧縮機(22)の吸入冷媒流量比の予測変化率Bが算出される。具体的に、記憶部(102)には、吐出圧P_d、中間圧P_m、及び吸入圧P_sと、これらの値から圧縮機(22)の仕様等に応じて求められる吸入冷媒流量の割合が記憶されている。この吸入冷媒流量の割合は、利用暖房運転(1)において、中間インジェクションが行われる冷媒の流量V₁と吸入冷媒流量V₂との合計(V₁+V₂)に対するV₂が占める割合である。例えば中間インジェクションの冷媒流量の割合(V₁/(V₁+V₂))が15%であれば、吸入冷媒流量の割合は85%となる。

【0159】

演算部(103)は、現在の利用暖房運転(1)の吸入冷媒流量の割合(即ち85%)と、単純暖房運転時の圧縮機(22)の吸入冷媒流量の割合(即ち、100%)との比(予測変化率)を算出する。例えばこの例では、この予測変化率B=1.0/0.85=1.18となる。

30

【0160】

次いで、ステップST54では、利用暖房運転(1)時(即ち、現在)の回転数R_cにステップST53で求めた予測変化率Bが乗算され、目標回転数R_t(=R_c×B)が算出される。

【0161】

40

演算部(103)が目標回転数R_tを算出すると、ステップST55へ移行し、圧縮機(22)の回転数制御動作が実行される。これにより、圧縮機(22)の回転数が増大し、目標回転数R_tへと収束していく。

【0162】

回転数制御動作が実行されると、ステップST56及びステップST57へ移行し、単純暖房運転が行われる。この単純暖房運転の開始直後には、既に圧縮機(22)の回転数が目標回転数R_tに近づくよう増大している。このため、単純暖房運転の開始時において、凝縮圧力の低下を防止でき、暖房能力が過渡的に不足してしまうことを回避できる。

【0163】

〔単純暖房運転 利用暖房運転(2)〕

単純暖房運転から利用暖房運転(2)へ切り換わる際の回転数制御動作について図14の右側のフローチャートを参照しながら説明する。

50

【0164】

単純暖房運転において、利用暖房運転(2)へ切り換えるための制御信号が、図1に示す入力部(101)に入力されると(ステップST61)、ステップST62へ移行する。

【0165】

ステップST62では、単純暖房運転時の吸入圧Psが算出される。この吸入圧Psは、第4温度センサ(S4)で検出した室外空気の温度に基づいて算出される。つまり、室外空気の温度を検出することで、室外熱交換器(23)で蒸発する低圧冷媒の蒸発温度、ひいては吸入圧Psを予測できる。

【0166】

また、ステップS62では、利用暖房運転(2)へ移行した際の吸入圧Psの予測値が算出される。この吸入圧Psは、室外熱交換器(23)の冷媒の蒸発温度、及び蓄熱用熱交換器(63)の蓄熱側蓄熱流路(63a)の冷媒の蒸発温度に基づいて算出される。具体的に、室外熱交換器(23)の冷媒の蒸発温度は、第4温度センサ(S4)で検出した室外空気の温度に基づいて算出される。蓄熱用熱交換器(63)の蓄熱側蓄熱流路(63a)の冷媒の蒸発温度は、第3温度センサ(S3)で検出した蓄熱媒体の温度に基づいて算出される。

【0167】

演算部(103)は、単純暖房運転(即ち、現在)の吸入圧Ps1と、利用暖房運転(2)へ移行する際の吸入圧Ps2との予測変化率Peを算出する。つまり、演算部(103)は、単純暖房運転から利用暖房運転(2)へ移行する際の吸入圧Psの変化率($P_e = P_{s1} / P_{s2}$)を予測する。

【0168】

次いで、演算部(103)は、吸入圧の予測変化率Peから、圧縮機(22)に吸入される吸入冷媒の密度変化率Cを算出する。つまり、演算部(103)は、単純暖房運転から利用暖房運転(2)へ移行する際の吸入冷媒密度の変化率Cを予測する。

【0169】

次いで、ステップST64では、単純暖房運転時(即ち、現在)の回転数RcにステップST63で求めた吸入冷媒密度の予測変化率Cの逆数($1/C$)が乗じられ、目標回転数Rt($= R_c \times (1/C)$)が算出される。

【0170】

演算部(103)が目標回転数Rtを算出すると、ステップST65へ移行し、圧縮機(22)の回転数制御動作が実行される。これにより、圧縮機(22)の回転数が減少し、目標回転数Rtへと収束していく。

【0171】

回転数制御動作が実行されると、ステップST66及びステップST67へ移行し、利用暖房運転(2)が実行される。この利用暖房運転(2)の開始直後には、既に圧縮機(22)の回転数が目標回転数Rtに近づくように減少している。従って、利用暖房運転(2)の開始時において、暖房能力が過渡的に過剰になってしまふことを回避できる。

【0172】

また、単純暖房運転から利用暖房運転(2)へ移行すると、冷媒回路(11)の冷媒の蒸発圧力が高くなり、高圧圧力が上昇し易い。これにより、例えば圧縮機(22)で垂下制御が行われてしまい、所望とする運転を継続できない恐れがある。しかし、このように圧縮機(22)の回転数を減少させることで高圧圧力の上昇も未然に回避できる。

【0173】

〔利用暖房運転(2) 単純暖房運転〕

利用暖房運転(2)から単純暖房運転へ切り換わる際の回転数制御動作について図14の左側のフローチャートを参照しながら説明する。

【0174】

利用暖房運転(2)において、単純暖房運転へ切り換えるための制御信号が、図1に示す入力部(101)に入力されると(ステップST71)、ステップST72へ移行する

10

20

30

40

50

。

【 0 1 7 5 】

ステップ S T 7 2 では、利用暖房運転（2）時の吸入圧 P_s が算出される。この吸入圧 P_s は、ステップ S T 6 2 と同様、室外熱交換器（23）の冷媒の蒸発温度、及び蓄熱用熱交換器（63）の蓄熱側蓄熱流路（63a）の冷媒の蒸発温度に基づいて算出される。また、ステップ S T 7 2 では、単純暖房運転へ移行した際の吸入圧 P_s が算出される。この吸入圧 P_s は、ステップ S 6 2 と同様、室外熱交換器（23）の冷媒の蒸発温度に基づいて算出される。

【 0 1 7 6 】

演算部（103）は、利用暖房運転（2）（即ち、現在）の吸入圧 P_{s1} と、単純暖房運転へ移行する際の吸入圧 P_{s2} との予測変化率 P_e を算出する。つまり、演算部（103）は、利用暖房運転（2）から単純暖房運転へ移行する際の吸入圧 P_s の変化率（ $P_e = P_{s1} / P_{s2}$ ）を予測する。10

【 0 1 7 7 】

次いで、演算部（103）は、吸入圧の予測変化率 P_e から、圧縮機（22）に吸入される吸入冷媒の密度変化率 C を算出する。つまり、演算部（103）は、利用暖房運転（2）から単純暖房運転へ移行する際の吸入冷媒密度の変化率 C を予測する。

【 0 1 7 8 】

次いで、ステップ S T 7 4 では、利用暖房運転（2）時（即ち、現在）の回転数 R_c にステップ S T 7 3 で求めた吸入冷媒密度の予測変化率 C の逆数（ $1 / C$ ）が乗じられ、目標回転数 R_t （ $= R_c \times (1 / C)$ ）が算出される。20

【 0 1 7 9 】

演算部（103）が目標回転数 R_t を算出すると、ステップ S T 7 5 へ移行し、圧縮機（22）の回転数制御動作が実行される。これにより、圧縮機（22）の回転数が増大し、目標回転数 R_t へと収束していく。

【 0 1 8 0 】

回転数制御動作が実行されると、ステップ S T 7 6 及びステップ S T 7 7 へ移行し、単純暖房運転が実行される。この単純暖房運転の開始直後には、既に圧縮機（22）の回転数が目標回転数 R_t に近づくように増大している。このため、単純暖房運転の開始時において、蒸発圧力の低下、ないし凝縮圧力の低下を防止でき、暖房能力が過渡的に不足してしまうことを回避できる。30

【 0 1 8 1 】

[単純暖房運転 暖房蓄熱運転]

単純暖房運転から暖房蓄熱運転へ切り換わる際の回転数制御動作について図 1 5 の左側のフローチャートを参照しながら説明する。

【 0 1 8 2 】

単純暖房運転において、暖房蓄熱運転へ切り換えるための制御信号が、図 1 に示す入力部（101）に入力されると（ステップ S T 8 1）、ステップ S T 8 2 へ移行する。ステップ S T 8 2 では、圧縮機（22）の加算回転数 R_2 が算出される。この加算回転数 R_2 は、上述した蓄熱運転時の圧縮機（22）の定格の回転数に基づいて決定される。例えばこの回転数 R_2 は、圧縮機（22）の最低回転数、又は該最低回転数が小さくなるように補正した所定回転数である。最低回転数を減少方向へ補正する際には、圧縮機（22）が最低回転数で動作する際の容積効率が考慮される。40

【 0 1 8 3 】

次いでステップ S T 8 3 では、単純暖房運転時（即ち、現在）の回転数 R_c にステップ S T 8 2 で求めた回転数 R_2 が加算され、加算後の回転数が目標回転数 R_t となる。

【 0 1 8 4 】

演算部（103）が目標回転数 R_t を算出すると、ステップ S T 8 4 へ移行し、圧縮機（22）の回転数制御動作が実行される。これにより、圧縮機（22）の回転数が増大し、目標回転数 R_t へと収束していく。

【 0 1 8 5 】

回転数制御動作が実行されると、ステップ S T 8 5 及びステップ S T 8 6 へ移行し、暖房蓄熱運転が行われる。この暖房蓄熱運転の開始直後には、既に圧縮機（22）の回転数が目標回転数 R t に近づくように増大している。このため、暖房蓄熱運転の開始時において、暖房能力が過渡的に不足してしまうことを回避できる。

【 0 1 8 6 】**[暖房蓄熱運転 単純暖房運転]**

暖房蓄熱運転から単純暖房運転へ切り換わる際の回転数制御動作について図 1 5 の右側のフローチャートを参照しながら説明する。

【 0 1 8 7 】

暖房蓄熱運転において、単純暖房運転へ切り換えるための制御信号が、図 1 に示すの入力部（101）に入力されると（ステップ S T 9 1）、ステップ S T 9 2 へ移行する。ステップ S T 9 2 では、圧縮機（22）の減算回転数 R 2 が算出される。この減算回転数 R 2 は、上述した蓄熱運転時の圧縮機（22）の定格の回転数に基づいて決定される。例えばこの回転数 R 2 は、圧縮機（22）の最低回転数、又は該最低回転数が小さくなるように補正した所定回転数である。最低回転数を減少方向へ補正する際には、圧縮機（22）が最低回転数で動作する際の容積効率が考慮される。

【 0 1 8 8 】

次いでステップ S T 9 3 では、暖房蓄熱運転時（即ち、現在）の回転数 R c にステップ S T 9 2 で求めた回転数 R 2 が減算され、減算後の回転数が目標回転数 R t となる。

【 0 1 8 9 】

演算部（103）が目標回転数 R t を算出すると、ステップ S T 9 4 へ移行し、圧縮機（22）の回転数制御動作が実行される。これにより、圧縮機（22）の回転数が減少し、目標回転数 R t へと収束していく。

【 0 1 9 0 】

回転数制御動作が実行されると、ステップ S T 9 5 及びステップ S T 9 6 へ移行し、単純暖房運転が行われる。この単純暖房運転の開始直後には、既に圧縮機（22）の回転数が目標回転数 R t に近づくように減少している。このため、単純暖房運転の開始時において、暖房能力が過渡的に過剰になってしまふことを回避できる。

【 0 1 9 1 】

また、暖房蓄熱運転から単純暖房運転へ移行すると、冷媒回路（11）の全体的な冷媒の凝縮量が少なくなり、高圧圧力が上昇し易い。これにより、例えば圧縮機（22）で垂下制御が行われてしまい、所望とする運転を継続できない恐れがある。しかし、このように圧縮機（22）の回転数を減少させることで高圧圧力の上昇も未然に回避できる。

【 0 1 9 2 】**- 実施形態の効果 -**

実施形態によれば、冷媒が蓄熱媒体と熱交換しない第 1 動作（単純冷房運転、単純暖房運転）と、冷媒が蓄熱媒体と熱交換する第 2 動作（利用冷房運転、冷房蓄冷運転、利用暖房運転、暖房蓄熱運転、）とを相互に切り換える際、このタイミングに同期して圧縮機（22）の回転数を強制的に変更するので、切換直後に空調能力が過剰となったり、不足したりするのを未然に回避できる。

【 0 1 9 3 】

また、入力部（101）に制御信号が入力された後、第 1 動作と第 2 動作とを切り換える前に圧縮機（22）の回転数を変更するため、各動作が切り換わる前に圧縮機（22）の回転数を確実に所望とする目標回転数 R t に変更できる。これにより、各動作の切換直後に空調能力が過剰となったり、不足したりするのを一層確実に防止できる。加えて、例えば圧縮機（22）に液冷媒が圧縮される液バック現象や、冷媒の高圧圧力の異常上昇も確実に回避できる。

【 0 1 9 4 】

上述したように、単純冷房運転から利用冷房運転へ移行する際、冷房能力が過剰とな

10

20

30

40

50

つたり、液バック現象が生じたりするのを未然に回避できる。また、利用冷房運転から単純冷房運転へ移行する際、冷房能力が不足するのを未然に回避できる。

【0195】

単純冷房運転から冷房蓄冷運転へ移行する際、冷房能力が不足するのを未然に回避できる。また、冷房蓄冷運転から単純冷房運転へ移行する際、冷房能力が過剰となったり、液バック現象が生じたりするのを未然に回避できる。

【0196】

単純暖房運転から利用暖房運転へ移行する際、暖房能力が過剰となったり、冷媒の高圧圧力が異常上昇したりすることを未然に回避できる。また、利用暖房運転から単純暖房運転へ移行する際、暖房能力が不足するのを未然に回避できる。

10

【0197】

単純暖房運転から暖房蓄熱運転へ移行する際、暖房能力が不足するのを未然に回避できる。また、暖房蓄熱運転から単純暖房運転へ移行する際、暖房能力が過剰となったり、冷媒の高圧圧力が異常上昇したりすることを未然に回避できる。

【0198】

《その他の実施形態》

上記実施形態では、例えば図11等に示すように、入力部(101)に制御信号が入力された後であり、各運転を切り換える直前に圧縮機(22)の回転数を強制的に変更するようになっている。しかしながら、例えば入力部(101)に制御信号が入力されると直ぐに各運転が切り換えられ、この切換と同時に直後に圧縮機(22)の回転数を強制的に変更するようしてもよい。

20

【0199】

また、上記実施形態では、回転数制御動作が開始されると、直ぐに運転を切り換えるようになっている。しかしながら、回転数制御動作が開始され、圧縮機(22)の回転数が目標回転数Rtに至ると運転を切り換えるようにしてもよい。これにより、空調能力が過剰となったり、不足したりすることを一層確実に回避できる。

【0200】

上記実施形態では、単段圧縮式の冷凍サイクルを行う蓄熱式空気調和機である。しかしながら、蓄熱式空気調和機は、複数の圧縮機が直列に接続され、冷媒を2段階に圧縮する二段圧縮式の冷凍サイクルを行うものであってもよい。ここで、圧縮機(22)は、低段側圧縮機構と高段側圧縮機構を1つのケーシングに収納し、同一の回転軸で回転させる一軸型二段圧縮機であってもよいし、低段側圧縮機構と高段側圧縮機構を個別のケーシングに収納する二段圧縮機構であってもよい。

30

【産業上の利用可能性】

【0201】

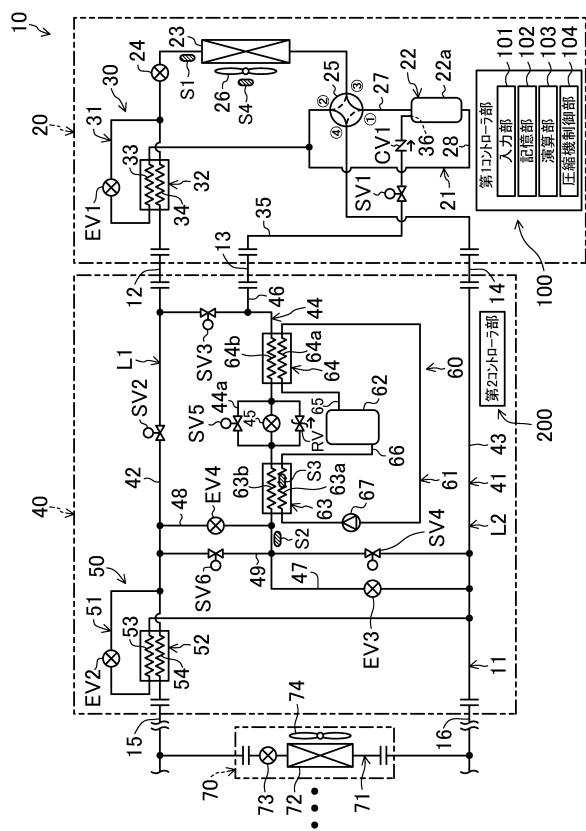
以上説明したように、本発明は、蓄熱式空気調和機について有用である。

【符号の説明】

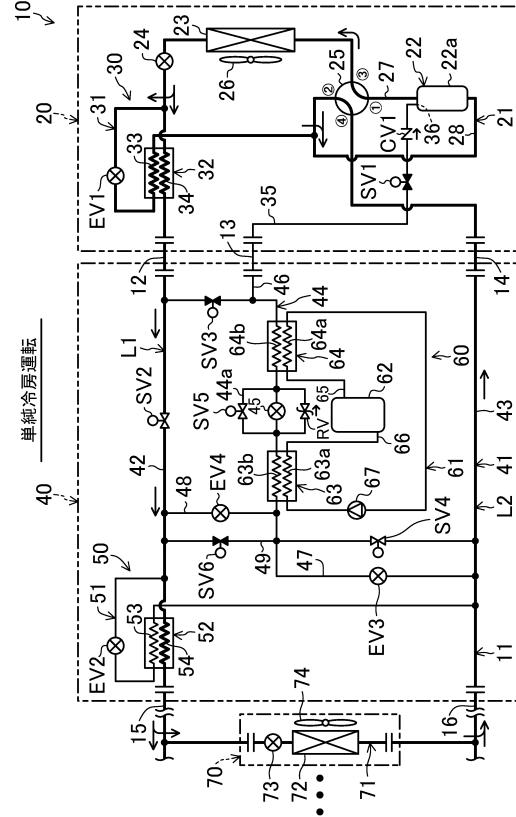
【0202】

10	蓄熱式空気調和機	
11	冷媒回路	40
22	圧縮機	
23	室外熱交換器	
63	蓄熱用熱交換器(蓄熱部)	
72	室内熱交換器	
100	運転制御部(第1コントローラ部、コントローラ)	
101	入力部	
104	圧縮機制御部	
200	運転制御部(第2コントローラ部、コントローラ)	

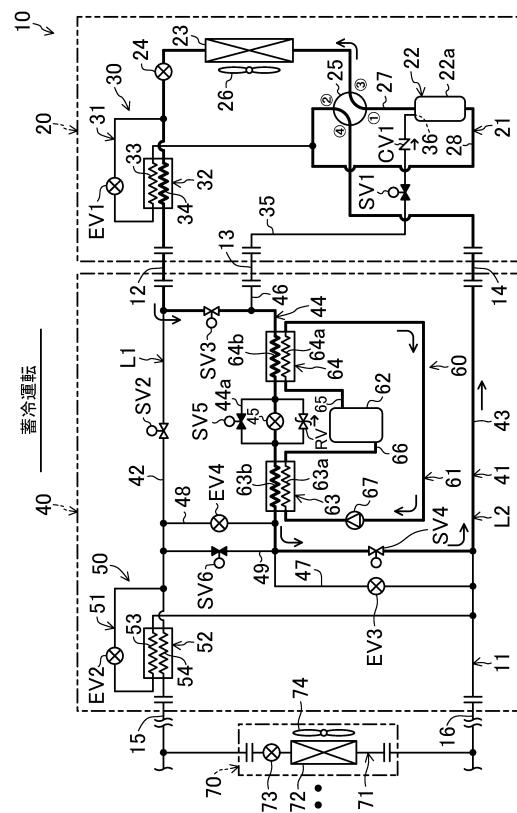
【図1】



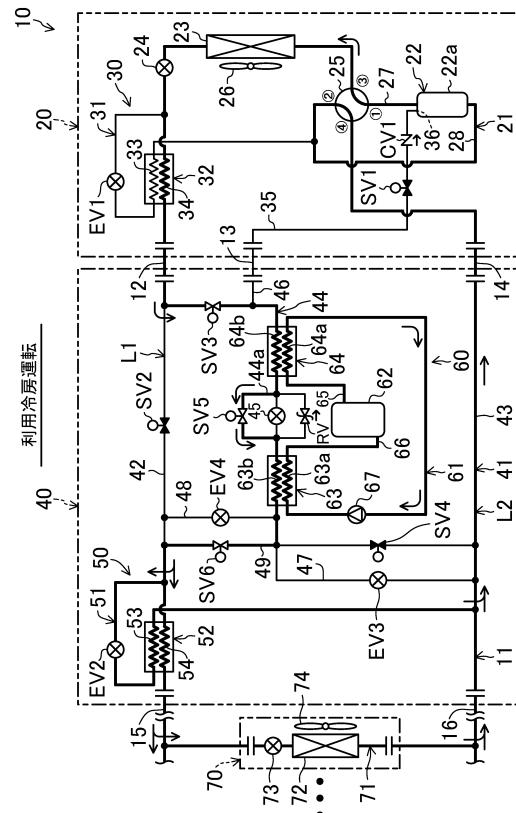
【図2】



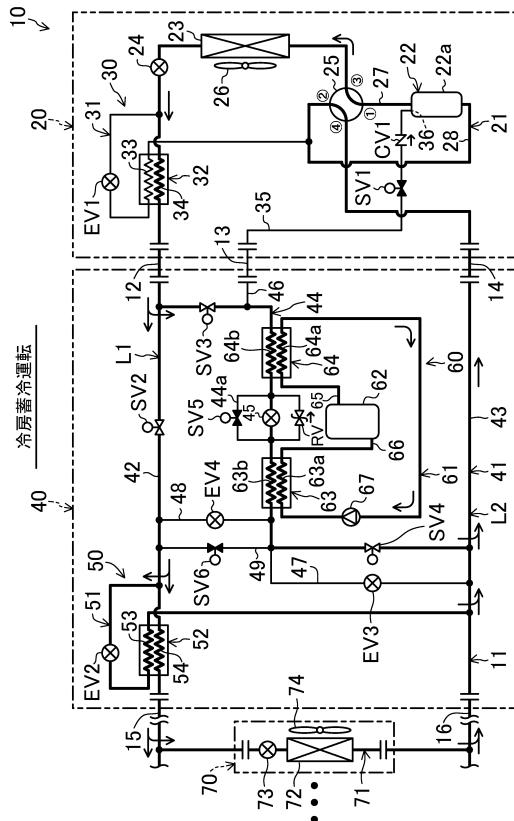
【図3】



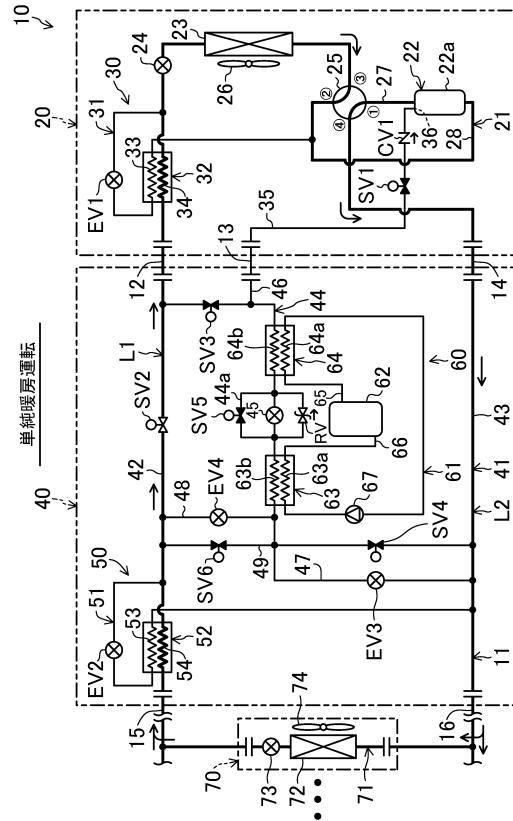
【図4】



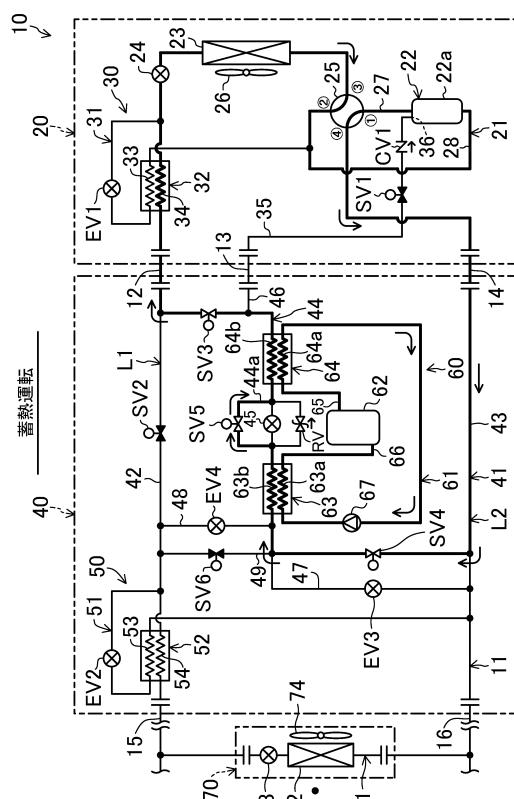
【図5】



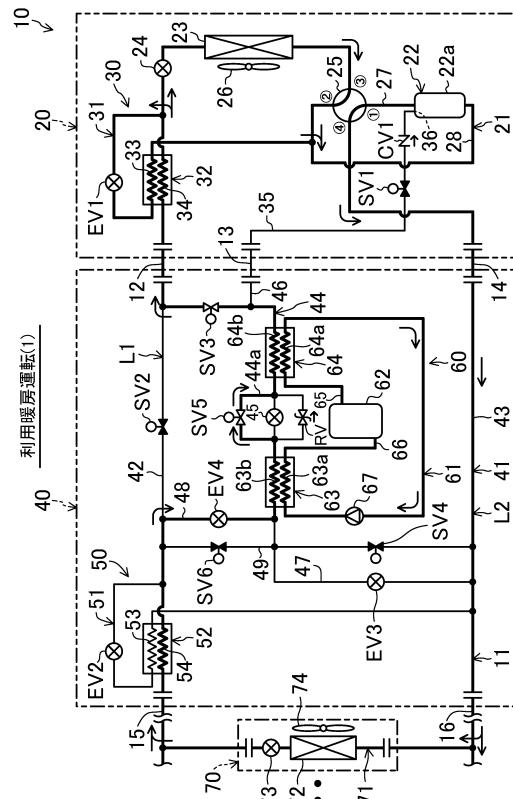
【図6】



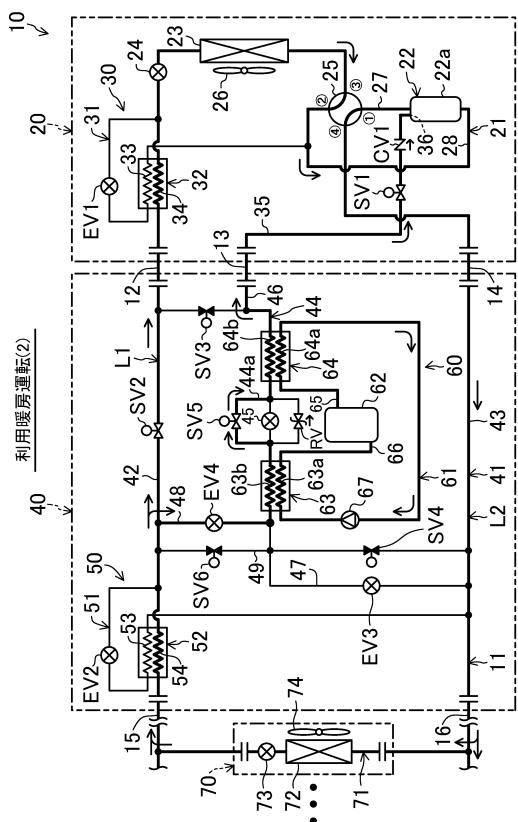
【図7】



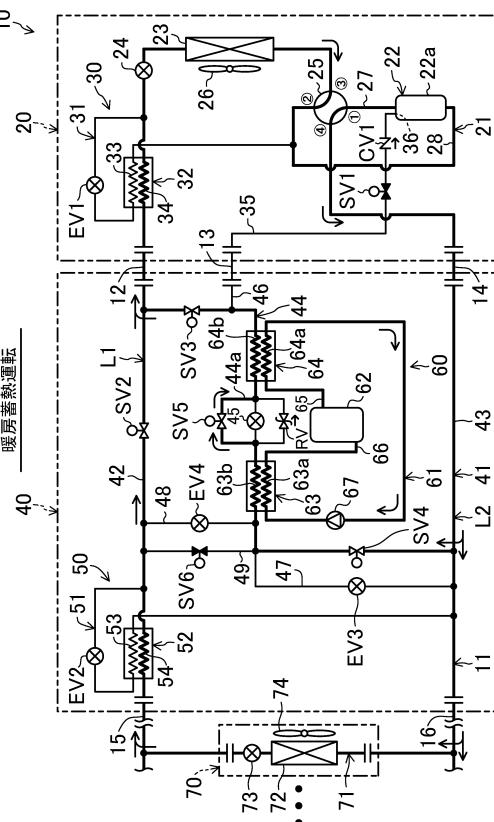
【図8】



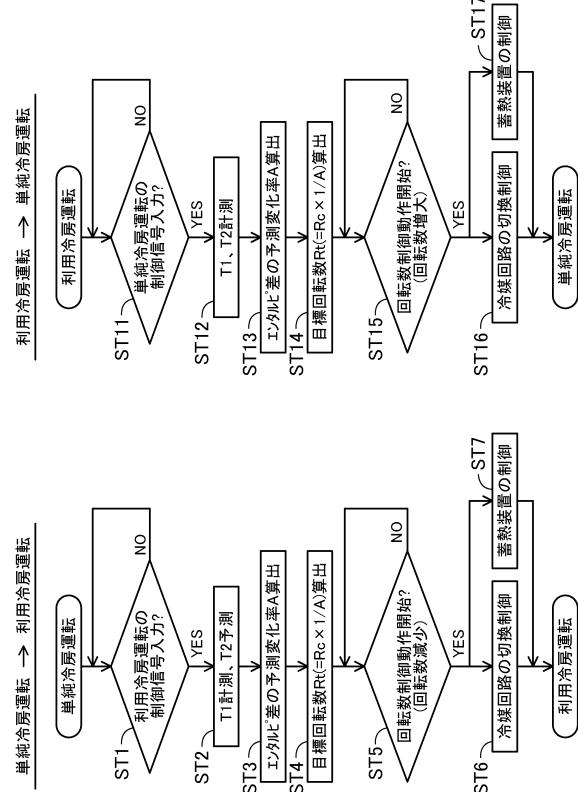
【図 9】



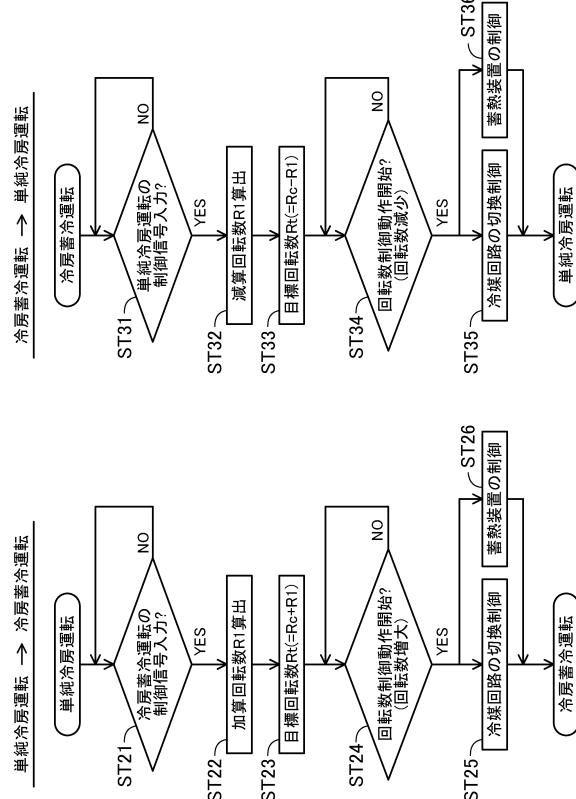
【図 10】



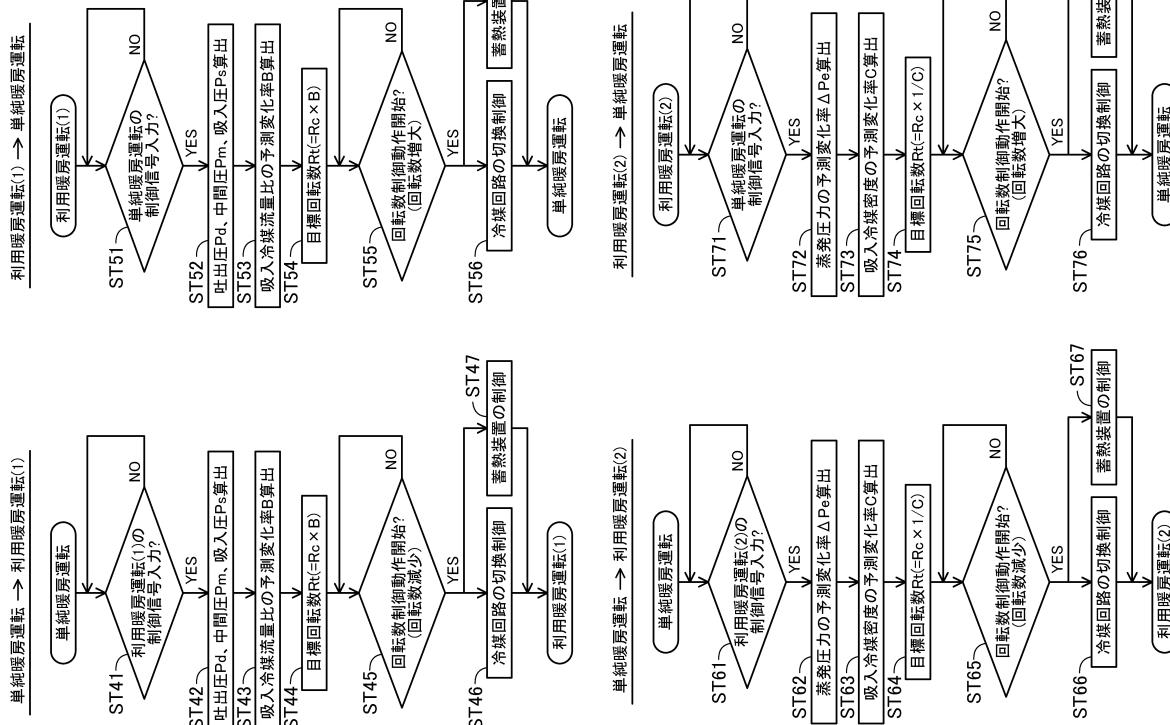
【図 11】



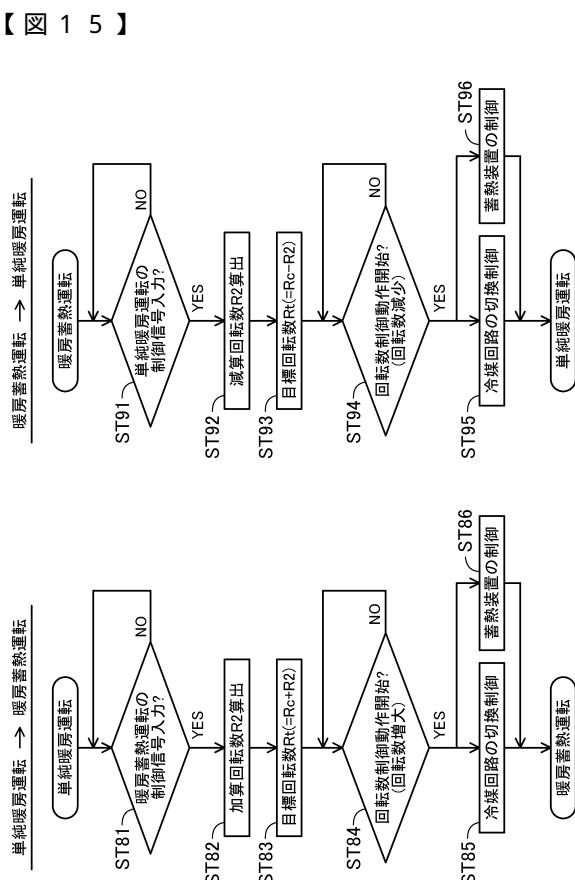
【図 12】



【図 1 3】



【図 1 4】



フロントページの続き

(72)発明者 陳 柯壁

大阪府堺市北区金岡町1304番地 ダイキン工業株式会社 堀製作所 金岡工場内

審査官 久島 弘太郎

(56)参考文献 特開2006-029738(JP,A)

特開平01-314868(JP,A)

特開平10-311619(JP,A)

特開平10-311614(JP,A)

特開2007-017089(JP,A)

米国特許出願公開第2009/0211283(US,A1)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F25B 13/00

F25B 1/00

F25B 5/00