

(19) 日本国特許庁(JP)

## (12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第6774769号  
(P6774769)

(45) 発行日 令和2年10月28日(2020.10.28)

(24) 登録日 令和2年10月7日(2020.10.7)

(51) Int.Cl.

F 1

**F25B 1/00** (2006.01)  
**F25B 13/00** (2006.01)  
**F25B 43/00** (2006.01)

F 25 B 1/00 3 9 6 Z  
F 25 B 1/00 3 9 6 U  
F 25 B 1/00 1 0 1 E  
F 25 B 13/00 A  
F 25 B 13/00 3 3 1 Z

請求項の数 5 (全 16 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号

特願2016-61136 (P2016-61136)

(22) 出願日

平成28年3月25日(2016.3.25)

(65) 公開番号

特開2017-172908 (P2017-172908A)

(43) 公開日

平成29年9月28日(2017.9.28)

審査請求日

平成31年1月7日(2019.1.7)

(73) 特許権者 516299338

三菱重工サーマルシステムズ株式会社  
東京都千代田区丸の内三丁目2番3号

(74) 代理人 100100077

弁理士 大場 充

(74) 代理人 100136010

弁理士 堀川 美夕紀

(74) 代理人 100130030

弁理士 大竹 夕香子

(74) 代理人 100203046

弁理士 山下 聖子

(72) 発明者 塙谷 篤

東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重工業株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】冷凍サイクル装置

## (57) 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

非共沸混合冷媒が封入され、圧縮機、第1熱交換器、減圧部、および第2熱交換器を含んで構成された冷媒回路を有し、熱負荷の加熱が可能な冷凍サイクル装置であって、

前記第1熱交換器および前記第2熱交換器のうちのいずれか一方である凝縮器から流れ出た前記非共沸混合冷媒の圧力を気液二相の状態にまで減少させる第1減圧部と、

前記気液二相の状態にまで減圧された前記非共沸混合冷媒を気相および液相に分離する気液分離器と、

前記気液分離器における気相の冷媒を、前記第1熱交換器および前記第2熱交換器のうちの他方である蒸発器へと供給する第1経路と、

前記気液分離器における液相の冷媒を前記蒸発器に対して供給せずにバイパスする第2経路と、

前記第1経路を流れる冷媒を、前記第2経路を流れる冷媒との間で熱交換することで凝縮させるインタークーラーと、

前記第1経路を流れる冷媒の圧力を減少させる第2減圧部と、

前記第2経路を流れる冷媒の圧力を減少させる第3減圧部と、を備え、

前記第2経路は、

前記気液分離器から液相を受け入れる受液器と、

前記気液分離器および前記受液器の間の流路を開閉または前記流路を流れる冷媒の流量を調整することが可能な弁と、を有し、

10

20

前記受液器に受け入れられた液相が、前記第3減圧部、次いで前記インタークーラーを経て、前記第2経路の終端に向けて蒸発しながら下流側へ流れるように構成される、ことを特徴とする冷凍サイクル装置。

**【請求項2】**

前記非共沸混合冷媒は、  
第1冷媒としてのR32と、  
第2冷媒としてのR1234yfおよびR1234ze(E)の少なくとも一方と、を含み、

前記冷媒回路に封入されている前記非共沸混合冷媒の全体における前記第1冷媒の濃度が30~70wt%である、

ことを特徴とする請求項1に記載の冷凍サイクル装置。 10

**【請求項3】**

前記非共沸混合冷媒は、  
第3冷媒としてのCO<sub>2</sub>を含み、  
前記冷媒回路に封入されている前記非共沸混合冷媒の全体における前記第3冷媒の濃度が5wt%以下である、  
ことを特徴とする請求項2に記載の冷凍サイクル装置。

**【請求項4】**

前記熱負荷の加熱および冷却が可能であって、  
前記冷媒回路における冷媒流れの向きを切り替える切替弁と、  
前記冷媒回路における冷媒流れの向きを切り替えるブリッジ回路と、  
前記気液分離器における液相を、前記気液分離器における気相に合流させる合流経路と、を備え、  
前記第3減圧部は、前記気液分離器における液相を、前記蒸発器から流れ出た冷媒に合流させる経路を含んで構成されている、  
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冷凍サイクル装置。 20

**【請求項5】**

非共沸混合冷媒が封入され、圧縮機、第1熱交換器、減圧部、および第2熱交換器を含んで構成された冷媒回路を有し、熱負荷の加熱および冷却が可能な冷凍サイクル装置であつて、 30

前記第1熱交換器および前記第2熱交換器のうちのいずれか一方である凝縮器から流れ出た前記非共沸混合冷媒の圧力を気液二相の状態にまで減少させる第1減圧部と、

前記気液二相の状態にまで減圧された前記非共沸混合冷媒を気相および液相に分離する気液分離器と、

前記気液分離器における気相の冷媒を、前記第1熱交換器および前記第2熱交換器のうちの他方である蒸発器へと供給する第1経路と、

前記気液分離器における液相の冷媒を前記蒸発器に対して供給せずにバイパスする第2経路と、

前記第1経路を流れる冷媒を、前記第2経路を流れる冷媒との間で熱交換することで凝縮させるインタークーラーと、 40

前記第1経路を流れる冷媒の圧力を減少させる第2減圧部と、

前記第2経路を流れる冷媒の圧力を減少させる第3減圧部と、

前記冷媒回路における冷媒流れの向きを切り替える切替弁と、

前記冷媒回路における冷媒流れの向きを切り替えるブリッジ回路と、

前記気液分離器における液相を、前記気液分離器における気相に合流させる合流経路と、を備え、

前記第2経路は、

前記気液分離器から液相を受け入れる受液器と、

前記気液分離器および前記受液器の間の流路を開閉または前記流路を流れる冷媒の流量を調整することが可能な弁と、を有し、 50

前記第3減圧部は、前記気液分離器における液相を、前記蒸発器から流れ出た冷媒に合流させる経路を含んで構成されている、  
ことを特徴とする冷凍サイクル装置。

**【発明の詳細な説明】**

**【技術分野】**

**【0001】**

本発明は、非共沸混合冷媒が封入された冷媒回路を有し、暖房運転可能な空気調和機や給湯器として用いることのできる冷凍サイクル装置に関する。

**【背景技術】**

**【0002】**

空気調和機や給湯器等、冷凍サイクルを利用する装置には、現状、R410Aに代表されるHFC (hydrofluorocarbon) 冷媒が使用されているが、地球温暖化を防止するための規制強化を背景に、GWP (Global-warming potential) が低い冷媒の開発が進められている。R410A (GWP = 2090) よりも GWP が低い冷媒の候補としては、R32 (GWP = 675)、R1234yf (GWP = 4) および R1234ze (E) (GWP = 6)、自然系冷媒では CO<sub>2</sub> (GWP = 1) 等がある。

**【0003】**

ここで、R32は、冷媒としての性能は良いが、R1234yf や R1234ze (E) と比べて GWP が高い。今後、GWP の更なる削減が求められている。

R32とは逆に、R1234yf や R1234ze (E) は、GWP は良いが、R32 や R410A と比べて性能が劣る。

**【0004】**

要求される GWP や性能、燃焼性等の観点から、種々の冷媒の開発が進められているものの、それらの要求を単一の冷媒により満たすことは難しい。そのため、2種以上の冷媒を所定の比率で混合して用いることが提案されている（例えば、特許文献1）。

特許文献1の空気調和機では、第1の冷媒であるR32と、第2の冷媒であるR134a（またはR1234yf）とを、第1の冷媒が80wt%、第2の冷媒が20wt%の混合比で用いている。

**【0005】**

ここで、R32と、R134a（またはR1234yf）のように、沸点の異なる非共沸冷媒を混合して用いる場合、温度すべり（Temperature glide、温度勾配）が存在する。

温度すべりは、凝縮で言えば、凝縮開始の温度と凝縮終了の温度との差である。凝縮開始温度と凝縮終了温度とが冷媒によって異なっており、沸点が高いR134aが先に液化し、沸点が低いR32がその後に液化するため、温度すべりが発生する。温度すべりは、2種混合冷媒の場合で、例えば、6 度あり、3種混合冷媒の場合は、例えば13 度にも達する。こういった温度すべりを考慮して冷凍サイクルの運転範囲を成立させるのが難しい。

**【0006】**

特許文献1では、冷媒回路に封入されているR32の濃度が高いので（80wt%）、温度すべりは小さい。それに加え、冷房運転時に凝縮器として機能する熱交換器の所定の容積比の位置に気液分離器を接続し、R1234yf リッチな液冷媒から分離された、R134a リッチな飽和蒸気冷媒を凝縮器に戻し、減圧手段を経て蒸発器へと導くことで温度すべりを抑えている。

**【先行技術文献】**

**【特許文献】**

**【0007】**

**【特許文献1】特開2012-236884号公報**

**【発明の概要】**

**【発明が解決しようとする課題】**

10

20

30

40

50

**【0008】**

GWPが低いR1234yfやR1234ze(E)は、R32とは沸点が大きく異なるため、R1234yfやR1234ze(E)の混合比率を上げると、温度すべりが大きくなる。

温度すべりが大きいと、暖房等の加熱用途の運転時に、蒸発器として機能する室外の熱交換器に着霜が発生する。蒸発器を流れる冷媒の温度は外気温以上にはならないので、例えば、外気温が7度であって、温度すべりが10度であるならば、蒸発開始温度が氷点下の温度条件となり、蒸発器への着霜が不可避的に発生する。そのため、加熱用途の冷凍サイクル装置においてGWPを低減することが困難である。

**【0009】**

10

温度すべりの大きさは、図7に示すように、凝縮および蒸発のそれぞれにおけるR32の濃度によって変化する。図7に示す例では、凝縮および蒸発のいずれにおいても、R32濃度が約20wt%であるとき温度すべりが最も大きく、そこからR32の濃度が高くなるにつれて温度すべりが小さくなる。

特許文献1では、凝縮器の途中で冷媒を分岐させ、気液分離した上で、気相を凝縮器に戻しているが、それによる温度すべりの抑制効果は限定的であり、それよりも、冷媒回路に封入されているR32の濃度が高いことの方が、温度すべりの抑制に寄与している。特許文献1では、R134aまたはR1234yfの比率が10~20%に留まるため、GWPを十分に下げることができていない。

**【0010】**

20

以上より、本発明は、非共沸混合冷媒においてGWPが小さい冷媒の混合比率を高めながらも、着霜の発生を回避して加熱用途に適用可能な程度にまで温度すべりを抑えることができる冷凍サイクル装置を提供することを目的とする。

**【課題を解決するための手段】****【0011】**

本発明は、非共沸混合冷媒が封入され、圧縮機、第1熱交換器、減圧部、および第2熱交換器を含んで構成された冷媒回路を有し、熱負荷の加熱が可能な冷凍サイクル装置であって、第1熱交換器および第2熱交換器のうちのいずれか一方である凝縮器から流れ出た非共沸混合冷媒の圧力を気液二相の状態にまで減少させる第1減圧部と、気液二相の状態にまで減圧された非共沸混合冷媒を気相および液相に分離する気液分離器と、気液分離器における気相の冷媒を、第1熱交換器および第2熱交換器のうちの他方である蒸発器へと供給する第1経路と、気液分離器における液相の冷媒を蒸発器に対して供給せずにバイパスする第2経路と、第1経路を流れる冷媒を、第2経路を流れる冷媒との間で熱交換することで凝縮させるインターチューラーと、第1経路を流れる冷媒の圧力を減少させる第2減圧部と、第2経路を流れる冷媒の圧力を減少させる第3減圧部と、を備え、第2経路は、気液分離器から液相を受け入れる受液器と、気液分離器および受液器の間の流路を開閉または流路を流れる冷媒の流量を調整することが可能な弁と、を有し、受液器に受け入れられた液相が、第3減圧部、次いでインターチューラーを経て、第2経路の終端に向けて蒸発しながら下流側へ流れるように構成されることを特徴とする。

30

**【0012】**

40

本発明の冷凍サイクル装置は、気液分離器から液相を受け入れる受液器と、気液分離器および受液器の間の流路を開閉または流路を流れる冷媒の流量を調整することが可能な弁と、を第2経路に備える。

**【0013】**

本発明の冷凍サイクル装置において、非共沸混合冷媒は、第1冷媒としてのR32と、第2冷媒としてのR1234yfおよびR1234ze(E)の少なくとも一方と、を含み、冷媒回路に封入されている非共沸混合冷媒の全体における第1冷媒の濃度が30~70wt% (30wt%以上、70wt%以下)であることが好ましい。

**【0014】**

本発明の冷凍サイクル装置において、非共沸混合冷媒は、第3冷媒としてのCO<sub>2</sub>を含

50

み、冷媒回路に封入されている非共沸混合冷媒の全体における第3冷媒の濃度が5w%以下であることが好ましい。

#### 【0015】

本発明の冷凍サイクル装置は、熱負荷の加熱および冷却が可能であって、冷媒回路における冷媒流れの向きを切り替える切替弁と、冷媒回路における冷媒流れの向きを切り替えるブリッジ回路と、気液分離器における液相を、気液分離器における気相に合流させる合流経路と、を備え、第3減圧部は、気液分離器における液相を、蒸発器から流れ出た冷媒に合流させる経路を含んで構成されていることが好ましい。

#### 【発明の効果】

#### 【0016】

本発明によれば、非共沸混合冷媒を気液分離し、沸点の高い冷媒（例えば、R1234yf）が多く含まれる冷媒を蒸発器に対して供給せずにバイパスさせていることにより、冷媒回路に封入されている混合冷媒の組成に対して、冷媒回路を流通する混合冷媒における沸点の低い冷媒（例えば、R32）の混合比率を大幅に高めることができる。それによつて、着霜を回避するのに足りるほど、温度すべりを十分に抑制することができる。

本発明によれば、冷媒回路に封入される混合冷媒において、低GWPである沸点の高い冷媒の混合比率を増やすことにより、GWPを低減することができる。

#### 【図面の簡単な説明】

#### 【0017】

【図1】第1実施形態に係る空気調和機（冷凍サイクル装置）の構成を示す図である。

20

【図2】第1実施形態に係る冷凍サイクルのp-h線図である。

【図3】第1実施形態の変形例に係る空気調和機の構成を示す図である。

【図4】第2実施形態に係る空気調和機の構成を示す図である（暖房運転）。

【図5】第2実施形態に係る空気調和機の構成を示す図である（冷房運転）。

【図6】第2実施形態に係る空気調和機の構成を示す図である（冷房運転：気液分離時）。

。

【図7】凝縮の温度すべりと（上段）、蒸発の温度すべりと（下段）とを示す図である。

#### 【発明を実施するための形態】

#### 【0018】

以下、添付図面を参照しながら、本発明の実施形態について説明する。

30

#### 【第1実施形態】

図1に示す第1実施形態の空気調和機1は、外気を熱源として室内空気（熱負荷）の加熱、つまり暖房が可能な冷凍サイクル装置である。

以下、空気調和機1について説明するが、以下で述べる構成は、熱負荷としての水を加熱する給湯器等の冷凍サイクル装置にも同様に適用することができる。

#### 【0019】

空気調和機1は、圧縮機3、第1熱交換器4、減圧部5（51～53）、および第2熱交換器6を含む冷媒回路2を有している。冷媒回路2に含まれる各要素は、配管により接続されている。

冷媒回路2には、非共沸混合冷媒が封入されている。

40

圧縮機3、減圧部5、および第2熱交換器6は、室外機7を構成している。第2熱交換器6は、ファン61により送風される外気と冷媒との間で熱交換させる。

第1熱交換器4は、室内機8を構成している。第1熱交換器4は、ファン41により送風される室内空気と冷媒との間で熱交換させる。

冷媒回路2には、非共沸混合冷媒が封入されている。非共沸混合冷媒は、図1に矢印で示す向きに冷媒回路2を循環する。

#### 【0020】

本実施形態の空気調和機1は、冷房には用いられないで暖房のみに用いられるため、冷媒の流れの向きを切り替える四方弁19（切替弁）を省略することができる。冷媒の流れの向きを切り替える必要性にかかわらず、室外機ユニットを共通化するため、冷媒回路2

50

は四方弁 1 9 を含んで構成されている。

空気調和機 1 は暖房運転されるため、本実施形態においては、第 1 熱交換器 4 のことを凝縮器 4 と称し、第 2 熱交換器 6 のことを蒸発器 6 と称する。

#### 【 0 0 2 1 】

非共沸混合冷媒は、沸点の異なる冷媒が混合されたものであり、本実施形態の非共沸混合冷媒は、第 1 冷媒としての R 3 2 と、R 3 2 よりも沸点が高い第 2 冷媒としての R 1 2 3 4 y f と、第 3 冷媒としての CO<sub>2</sub> とを含んでいる。R 3 2 は、HFC (hydrofluorocarbon) 冷媒であり、R 1 2 3 4 y f は、HFO (Hydro Fluoro Olefin) 冷媒である。

#### 【 0 0 2 2 】

冷媒回路 2 に封入された非共沸混合冷媒の全体における R 3 2 の混合比率、すなわち濃度は、重量 % 濃度で、30 ~ 70 wt % である。

つまり、凝縮圧力、体積能力、および冷凍効果に優れる R 3 2 を採用しつつ、GWP が小さい第 2 冷媒 (R 1 2 3 4 y f ) の混合比率を十分に高くすることにより、所定値以下の GWP を担保している。冷媒回路 2 に封入される混合冷媒の組成として、第 2 冷媒の混合比率が第 1 冷媒の混合比率よりも多いことが好ましい。

また、冷媒回路 2 に封入された非共沸混合冷媒の全体における CO<sub>2</sub> の混合比率は、5 wt % 以下である。体積能力に優れる CO<sub>2</sub> を加えることで、圧縮機 3 の小型化が可能となる。

#### 【 0 0 2 3 】

第 2 冷媒として、R 1 2 3 4 y f に代えて、R 1 2 3 4 z e (E) を用いることもできる。その場合は、以下の説明における「R 1 2 3 4 y f 」を「R 1 2 3 4 z e (E) 」に読み替えればよい。

また、第 2 冷媒として、R 1 2 3 4 y f および R 1 2 3 4 z e (E) の両方を用いることもできる。

#### 【 0 0 2 4 】

空気調和機 1 が暖房運転されている間、蒸発器 6 を流れる非共沸混合冷媒（以下、混合冷媒）における R 3 2 の混合比率は、冷媒回路 2 に封入されている混合冷媒の全体における R 3 2 の混合比率である 40 wt % よりも高い。蒸発器 6 を流れる混合冷媒における R 3 2 の混合比率は、概ね、50 wt % 前後である（重量濃度）。

上記のように封入混合比率とは異なる運転時の混合比率を実現するため、空気調和機 1 は、減圧部 5 1 ~ 5 3 と、気液分離器 1 1 と、気液分離器 1 1 における気相の冷媒を蒸発器 6 へと供給する第 1 経路 1 2 1 と、気液分離器 1 1 における液相の冷媒を蒸発器 6 に供給せずにバイパスする第 2 経路 1 2 2 と、インタークーラー 1 3 (冷媒間熱交換器) とを備えている。そして、凝縮器 4 から流れ出て減圧部 5 1 (第 1 減圧部) により減圧された気液二相の混合冷媒を気液分離器 1 1 により気液分離し、液相から分離された気相をインタークーラー 1 3 により液相との熱交換により凝縮させてから蒸発器 6 へと供給することで、R 1 2 3 4 y f リッチな液冷媒から分離された R 3 2 リッチな冷媒が蒸発器 6 に流れるようにしている。

#### 【 0 0 2 5 】

つまり、本実施形態の空気調和機 1 は、冷媒回路 2 に封入されている混合冷媒全体における R 3 2 の混合比率を減らして R 1 2 3 4 y f の混合比率を増やすことによって所定値以下の GWP を担保していくながら、気液分離器 1 1 およびインタークーラー 1 3 を含む回路 1 0 により、運転時に冷媒回路 2 を流通する混合冷媒における R 3 2 の混合比率（見かけの混合比率）を十分に高めている。

図 7 に、温度すべりと、R 3 2 の混合比率（濃度）との関係を示すように、温度すべりのピークである 20 wt % を超える領域では、R 3 2 の混合比率（濃度）が高いほど、温度すべりが小さい。

#### 【 0 0 2 6 】

本実施形態では、R 3 2 の見かけの混合比率を十分に高めることで、蒸発の温度すべりが、7.0 ~ 7.5 程度にまで抑えられている。それによって、蒸発器 6 への着霜の

10

20

30

40

50

発生を回避できている。R 1 2 3 4 y f と比べて凝縮圧力、体積能力、および冷凍効果に優れる R 3 2 の運転時の混合比率が高いことにより、空気調和機 1 の性能も向上し、小型化にも寄与できる。

#### 【0027】

以下、図 1 および図 2 を参照し、気液分離器 1 1 およびインタークーラー 1 3 を含む回路 1 0 について説明する。図 1 および図 2 において、対応する位置には同じ番号（（1）（2）等）を付している。

本実施形態で用いる混合冷媒には、若干量の CO<sub>2</sub> も含まれているが、以下で説明する回路 1 0 の作用に基本的には影響しないため、CO<sub>2</sub> についての記載は省略する。CO<sub>2</sub> は、R 3 2 および R 1 2 3 4 y f と比べて沸点が低いので、以下で述べる作用の間を通じて、基本的には気相の状態である。10

本実施形態で用いられる混合冷媒が、CO<sub>2</sub> を含まずに、R 3 2 と R 1 2 3 4 y f のみから構成されていてもよい。

#### 【0028】

回路 1 0 は、減圧部 5 を構成する減圧部 5 1 ~ 5 3 と、気液分離器 1 1 と、受液器 1 1 0 と、インタークーラー 1 3 とを含んで構成されている。

減圧部 5 1 ~ 5 3 、気液分離器 1 1 、受液器 1 1 0 、およびインタークーラー 1 3 は、室外機 7 を構成している。

#### 【0029】

減圧部 5 1 ~ 5 3 は、いずれも混合冷媒を絞り膨張させる。これらの減圧部 5 1 ~ 5 3 はそれぞれ、絞り量が調節可能となっている。20

#### 【0030】

減圧部 5 1 は、凝縮器 4 と気液分離器 1 1 との間に位置している。この減圧部 5 1 は、凝縮器 4 の出口（3）から流れ出た冷媒を、気液二相の状態となる中間圧力 p 1（図 2 参照）にまで減圧させる（4）。減圧部 5 1 の絞り量に応じて、気液分離器 1 1 に供給される冷媒の圧力（中間圧力 p 1）がコントロールされる。この中間圧力 p 1 に応じて、気液分離器 1 1 における乾き度が決まる。

#### 【0031】

気液分離器 1 1 は、減圧部 5 1 を経た気液二相の冷媒を気相と液相とに分離する。

減圧部 5 1 により気液二相の中間圧力 p 1 まで減圧された混合冷媒は、沸点が高い R 1 2 3 4 y f の方が R 3 2 よりも液化している状態で気液分離器 1 1 に流入する。30

流入した冷媒は、気液分離器 1 1 において、中間圧力 p 1 に対応する乾き度に従って気液分離される。気液分離器 1 1 に溜まる飽和液（5）は、R 3 2 よりも R 1 2 3 4 y f を多く含んでいる。気液分離器 1 1 内の液相は、受液器 1 1 0 を介してインタークーラー 1 3 の低温経路 1 3 L へと供給される。

気液分離器 1 1 において液相の冷媒は、第 2 経路 1 2 2（バイパス経路）を通じて蒸発器 6 を迂回される。図 1 および図 2 には、第 2 経路 1 2 2 を破線で示している。

#### 【0032】

受液器 1 1 0 は、気液分離器 1 1 から液冷媒を受け入れて貯留する。受液器 1 1 0 内で所定の液位を超える液冷媒が、インタークーラー 1 3 の低温経路 1 3 L へと流れ込む。R 1 2 3 4 y f リッチな液冷媒を貯留し、蒸発器 6 を流れる混合冷媒における R 3 2 の混合比率を増加させるため、第 2 経路 1 2 2 に受液器 1 1 0 が備えられていることが好ましい。40

#### 【0033】

気液分離器 1 1 内の気液分離状況は、中間圧力 p 1 に対応する乾き度によって決まる。本実施形態では、R 1 2 3 4 y f リッチな液冷媒を蒸発器 6 に対して供給せずにバイパスし、その液相とは分離された R 3 2 リッチな冷媒のみを蒸発器 6 に流入させることで、蒸発器 6 を流れる混合冷媒における R 3 2 の混合比率を、実際の混合比率（冷媒回路 2 に封入された混合冷媒全体における混合比率）よりも高めている。

ここで、冷媒回路 2 に封入されている R 1 2 3 4 y f の混合比率が高いため、主として50

R 1 2 3 4 y f を含む液冷媒を分離し、蒸発器 6 をバイパスさせることで、蒸発器 6 に流入する混合冷媒における R 3 2 の混合比率を大幅に高め、その分だけ温度すべりを小さくすることができる。

本実施形態では、気液分離器 1 1 の乾き度を決める中間圧力 p 1 を減圧部 5 1 により適宜にコントロールすることにより、R 3 2 の見かけの混合比率を高めて温度すべりを十分に小さくすることができる。

#### 【 0 0 3 4 】

気液分離器 1 1 として、公知の適宜な方式の気液分離器を用いることができる。例えば、タンク内で冷媒を静置状態とすることで、気相と液相とを比重の違い(密度差)により分離する重力分離式、旋回する流れを冷媒に与えて気相と液相とを遠心分離する方式、および流路の内周部に設けられた蛇腹部分に液を保持する表面張力式等を採用することができる。10

室外機 7 を小型化する観点からは、遠心分離式および表面張力式が好ましい。

#### 【 0 0 3 5 】

気液分離器 1 1 により液相と分離された気相(6)は、インタークーラー 1 3 の高温経路 1 3 H を通り、蒸発器 6 に供給される。

インタークーラー 1 3 は、気相が流れる高温経路 1 3 H と、液相が流れる低温経路 1 3 L とを備えている。高温経路 1 3 H は、気液分離器 1 1 における気相を蒸発器 6 へと供給する第 1 経路 1 2 1 の一部に相当する。低温経路 1 3 L は、気液分離器 1 1 における液相を、蒸発器 6 を経ないで圧縮機 3 へと供給する第 2 経路 1 2 2 の一部に相当する。20

インタークーラー 1 3 は、高温経路 1 3 H を流れる気相と、低温経路 1 3 L を流れる液相との間で熱交換させる。熱交換により、高温経路 1 3 H の気相は、低温経路 1 3 L の液相へと放熱されて凝縮される。凝縮された冷媒が蒸発器 6 に流入し、外気との熱交換によりガス化してこそ、潜熱によりエネルギー変化を得る冷凍サイクルを成立させることができる。

気液分離器 1 1 から流れ出た気相が、インタークーラー 1 3 により飽和液まで凝縮されることが好ましい(7)。

#### 【 0 0 3 6 】

減圧部 5 2 (第 2 減圧部)は、第 1 経路 1 2 1 において、インタークーラー 1 3 の高温経路 1 3 H と、それよりも下流の蒸発器 6 との間に位置している。高温経路 1 3 H から流れ出た冷媒は、減圧部 5 2 の絞り量に応じて、蒸発開始の圧力である蒸発圧力 p 2 にまで減圧され(8)、蒸発器 6 に流入する。流入するのは、上述したように、R 3 2 リッチな混合冷媒である。蒸発器 6 を流れる混合冷媒は、外気から吸熱することで蒸発する(9)30。

#### 【 0 0 3 7 】

一方、気液分離器 1 1 から流れ出た液相は、第 2 経路 1 2 2 に位置する減圧部 5 3 (第 3 減圧部)による減圧を経た後(10)、インタークーラー 1 3 の低温経路 1 3 L に流入する。インタークーラー 1 3 の低温経路 1 3 L を流れ出た液相は、高温経路 1 3 H の気相から吸熱した分だけ蒸発し、さらに、蒸発器 6 の出口から流れ出た低圧の冷媒が流れる経路に第 2 経路 1 2 2 が接続されている(11)ため、その低圧冷媒の影響を受け、減圧部 5 3 およびインタークーラー 1 3 よりも下流側では、冷媒が蒸発しながら下流側へ流れていく。40

#### 【 0 0 3 8 】

図 2 は、一例として、空気調和機 1 の p - h 線図を模式的に示している。図 2 を参照し、冷媒回路 2 の作用を説明する。

圧縮機 3 から吐出された高温高圧の冷媒は(1)、凝縮器 4 へと流入する(2)。凝縮器 4 により室内空気へと放熱することで凝縮された冷媒は(3)、減圧部 5 1 により中間圧力 p 1 にまで減圧されて気液二相の状態となり(4)、気液分離器 1 1 により気液分離される(5)・(6)。

気液分離器 1 1 により液相(5)と分離された R 3 2 リッチな気相(6)は、インター50

クーラー 13 により液相(5)と熱交換されることで凝縮される(7)。さらに、減圧部 52 により蒸発圧力  $p_2$  にまで減圧されてから(8)、蒸発器 6 に流入する。蒸発器 6 を流れる混合冷媒における R32 の混合比率が高いため、蒸発開始温度と蒸発終了温度との温度すべりは小さい。蒸発器 6 により蒸発したガス冷媒は(9)、圧縮機 3 へと供給される。

一方、液相(5)は、受液器 110 を経た後、減圧部 53 により減圧され(10)、次いでインタークーラー 13 を流れ、第 2 経路 122 の終端(11)に向けて蒸発しながら下流側へ流れていく。

#### 【0039】

本実施形態によれば、R1234yf リッチな液冷媒と R32 リッチなガス冷媒とに気液分離し、R1234yf リッチな冷媒を蒸発器 6 に対して供給せずにバイパスさせていることにより、冷媒回路 2 に封入されている混合冷媒の組成から逆転するほどにまで R32 の混合比率を高めて蒸発器 6 へと流入させることができる。それによって温度すべりが抑制されるので、蒸発器 6 への着霜を回避することができる。10

また、蒸発器 6 から圧縮機 3 を経て凝縮器 4 へと流入する混合冷媒の組成も R32 リッチであるため、凝縮の温度すべりも抑えることができる。

以上により、空気調和機 1 の運転範囲を広い運転範囲に亘り成立させることが可能となる。

#### 【0040】

本実施形態の空気調和機 1 によれば、冷媒回路 2 に封入される非共沸混合冷媒において低 GWP である R1234yf の混合比率が高いため、300 未満の GWP を実現することができる。20

#### 【0041】

気液分離の状況は、中間圧力  $p_1$  に対応する気液分離器 11 の乾き度に従うので、減圧部 51 の絞り量に応じて中間圧力  $p_1$  をコントロールすることにより、気液分離状況を制御することができる。中間圧力  $p_1$  は、例えば、乾き度が 0.3 ~ 0.5 の範囲内となるようにコントロールされることが好ましい。冷凍サイクルを正常に成立させるため、乾き度の下限を例えば 0.1 に定めることができる。

エネルギーの收支を考慮し、気液分離器 11 により分岐した液相(5)と気相(6)との流量を設定することが好ましい。例えば、気液分離器 11 の乾き度が 0.5 の場合は、液相と気相との流量が等しくなるように(1:1)、第 2 減圧部 51 および第 3 減圧部 52 の各々の絞り量を調整するとよい。30

#### 【0042】

##### 〔第 1 実施形態の変形例〕

図 3 に示す空気調和機 1 は、受液器 110 と、気液分離器 11 および受液器 110 の間の流路 11A を開閉する弁 14 とを第 2 経路 122 に備えている。

第 1 実施形態で説明したように、気液分離器 11 の気相を蒸発器 6 に流入させ、気液分離器 11 の液相をバイパスしながら運転していると、受液器 110 における液位が増加する。

#### 【0043】

いずれも第 2 経路 122 に位置する受液器 110 および弁 14 を用いて、以下に述べるような制御が可能である。

受液器 110 内に液冷媒が貯留されている適宜なタイミングで、弁 14 を閉じ、気液分離器 11 から受液器 110 への液受け入れを停止する。このとき、減圧部 53 を開放する(開度が全開)。

そのまま運転を継続すると、第 2 経路 122 の終端(11)が接続されている経路の低圧に引っ張られるように、受液器 110 内の液冷媒が、終端(11)に向けて、蒸発しながら下流側へ流れいく。このとき、主として、沸点の低い R32 が蒸発し、第 2 経路 122 の終端(11)から放出される。放出された R32 リッチな冷媒が圧縮機 3 へと吸入され、冷媒回路 2 を循環することにより、R32 の運転時の混合比率が高められることと40

なる。

R 3 2 リッチな冷媒の放出に伴い、第 2 経路 1 2 2 内では、R 1 2 3 4 y f が濃縮される。

#### 【 0 0 4 4 】

以上で述べた制御によれば、気液分離器 1 1 により R 3 2 リッチな気相と分離された R 1 2 3 4 y f リッチな液冷媒から、さらに、R 3 2 リッチな冷媒を抽出し、冷媒回路 2 に放出させることができるので、R 3 2 の運転時の混合比率をより一層増加させることができる。

#### 【 0 0 4 5 】

以上で述べた R 3 2 放出制御は、所定の頻度で繰り返すことができる。R 3 2 放出の運転モードを終えたならば、弁 1 4 を開くとともに、減圧部 5 3 の絞り量を設定し、第 1 実施形態で説明したのと同様の通常運転モードに移行することができる。10

なお、受液器 1 1 0 内の液位を検知し、所定の開始液位以上に貯留されているならば R 3 2 放出運転モードを開始し、受液器 1 1 0 内の液位が所定の終了液位を下回れば R 3 2 放出運転モードを終了するようにしてよい。

#### 【 0 0 4 6 】

弁 1 4 に代えて、気液分離器 1 1 と受液器 1 1 0 との間の流路 1 1 A を流れる冷媒の流量を変更可能な流量調整弁を用いて、同様の制御を行うことも許容される。

つまり、弁 1 4 を開くことに代えて流量調整弁により流路 1 1 A の流量を増加し、弁 1 4 を閉じることに代えて流量調整弁により流路 1 1 A の流量を減少させるとよい。20

#### 【 0 0 4 7 】

##### 〔 第 2 実施形態 〕

次に、図 4 ~ 図 6 を参照し、第 2 実施形態を説明する。

第 2 実施形態に係る空気調和機 9 は、外気を熱源として室内空気（熱負荷）の加熱および冷却が可能である。つまり、空気調和機 9 は、冷房の用途と暖房の用途とに兼用される。

図 4 ~ 図 6 は、同一の空気調和機 9 が備える構成を示している。

空気調和機 9 は、四方弁 1 9 により、冷媒の流れの向きを切り替えることで、図 4 に示す暖房運転と、図 5 および図 6 に示す冷房運転とが可能である。

#### 【 0 0 4 8 】

暖房運転時は（図 4）、第 1 熱交換器 4 が凝縮器 4 として機能し、第 2 熱交換器 6 が蒸発器として機能する。30

冷房運転時は（図 5 および図 6）、第 1 熱交換器 4 が蒸発器として機能し、第 2 熱交換器 6 が凝縮器として機能する。

図 4 ~ 図 6 では、圧縮機 3 の吐出口から蒸発器の入口までの経路を実線で示し、蒸発器の出口から圧縮機 3 の吸入口までの経路を二点鎖線で示している。

#### 【 0 0 4 9 】

以下、第 2 実施形態の空気調和機 9 が第 1 実施形態の空気調和機 1 と相違する事項を中心説明する。

図 4 に示すように、空気調和機 9 には、絞り膨張させる第 1 実施形態の減圧部 5 3 に代えて、気液分離器 1 1 により気相と分離された液相が導入されるバイパス区間 1 5 A （破線で示す）と、バイパス区間 1 5 A を開閉する開閉弁 1 5 1 とを備えている。40

バイパス区間 1 5 A の終端は、蒸発器 6 から流れ出て圧縮機 3 へと向かう経路 1 5 B に接続されている。バイパス区間 1 5 A は、冷媒の圧力を減少させる第 3 減圧部に相当する。

バイパス区間 1 5 A および経路 1 5 B により、気液分離器 1 1 における液相を蒸発器 6 に供給せずにバイパスさせる第 2 経路 1 2 2 が構成されている。

#### 【 0 0 5 0 】

また、空気調和機 9 は、暖房運転時だけでなく、冷房運転時にも、必要に応じて、凝縮器（4，6）から流れ出た冷媒を気液二相の状態にまで減圧してから気液分離し、R 3 2

リッチな冷媒を蒸発器(6, 4)に流入させる処理を行う。

その処理が暖房運転時にも冷房運転時にも成立するように、空気調和機9は、ブリッジ回路16を備えている。

ブリッジ回路16は、冷媒の流れの向きを一方向に定める4つの逆止弁161～164から構成されている。

#### 【0051】

(暖房運転)

図4を参照し、暖房運転について説明する。

暖房運転時は、開閉弁151を開き、バイパス区間15Aを開通させておく。

また、冷房運転で気液分離しないときのために受液器110に用意されている合流経路17の開閉弁171を閉じておく。合流経路17は、受液器110内と、気液分離器11内の気相が取り出される第1経路121とを結んでいる。

なお、図4～図6では、閉じている弁を黒色で示している。

#### 【0052】

凝縮器4から流れ出た冷媒は、減圧部51により気液二相の中間圧力にまで減圧され、ブリッジ回路16の逆止弁161を通って気液分離器11へと流入する。気液分離器11内の液相は、受液器110を介してバイパス区間15Aへと流入し、バイパス区間15Aの終端に接続された経路15Bを流れる低圧の冷媒の影響によって減圧され、経路15Bを流れる冷媒に合流する。そして、経路15Bを蒸発しながら圧縮機3に向けて流れる。経路15Bは、インターフーラー13の低温経路13Lを含んでいる。

#### 【0053】

気液分離器11において液相と分離された気相は、インターフーラー13の高温経路13Hを流れ、低温経路13Lを流れる冷媒と熱交換されることで凝縮される。そして、ブリッジ回路16の逆止弁163を通過し、減圧部52により減圧されてから蒸発器6へと流入する。

#### 【0054】

(冷房運転)

次に、図5および図6を参照し、冷房運転について説明する。

冷房運転については、冷凍サイクルの向きが暖房運転時とは逆になるため、第1熱交換器4のことを蒸発器4と称し、第2熱交換器6のことを凝縮器6と称する。

これに伴い、減圧部51および減圧部52の各々の機能が暖房運転時とは入れ替わっている。

冷房運転時、減圧部52は、凝縮器6から流れ出た冷媒の圧力を気液二相の状態にまで減少させる第1減圧部に相当し、減圧部51は、液相と気液分離されて第1経路121を流れる冷媒の圧力を蒸発器4の入口の圧力にまで減少させる第2減圧部に相当する。

#### 【0055】

冷房運転時は、蒸発器4を流れる冷媒と熱負荷(室内空気)との温度差が小さいため温度すべりとの関係で着霜が発生する可能性がある場合にだけ、R32の見かけの混合比率を高める処理を行って温度すべりを抑制する。

ここでは、センサ18により検知された室内空気の温度が所定値を下回っている場合に、温度すべりを抑える処理を行い(図6)、室内空気の温度が所定値以上である場合には、この処理は行わない(図5)。なお、蒸発器4を流れる冷媒の温度も検知し、その温度と室内空気の検知温度との差に基づいて、温度すべりを抑える処理を行うか否かを判定することもできる。その他にも、適宜な判定基準を用いることができる。

#### 【0056】

まず、図5を参照し、蒸発器4を流れる冷媒と室内空気との温度差が十分に大きいため、温度すべりを抑える処理を行わない場合について説明する。

この場合は、バイパス区間15Aの開閉弁151を閉じ、受液器110に用意されている合流経路17の開閉弁171を開く。

気液分離器11における液相は、受液器110を介して合流経路17へと流入し、合流

10

20

30

40

50

経路 1 7 から第 1 経路 1 2 1 へと流出する。つまり、気液分離器 1 1 から液相の状態で流出した冷媒が、気液分離器 1 1 から気相の状態で流出した冷媒と合流する。

なお、気液分離器 1 1 に十分な容量が確保されていれば、受液器 1 1 0 は必ずしも必要でない。

#### 【 0 0 5 7 】

凝縮器 6 の出口から流れ出て、第 1 減圧部（ここでは減圧部 5 2 ）により中間圧力まで減圧された冷媒は、ブリッジ回路 1 6 の逆止弁 1 6 4 を通過して気液分離器 1 1 へと流入する。この気液分離器 1 1 において冷媒が液相と気相とに一旦分離されるものの、これらの液相と気相とをその後に合流させている（図 5 の 2 0 参照）。つまり、気液分離器 1 1 における R 1 2 3 4 y f リッチな液相をバイパスさせる必要がないので、気相と共に蒸発器 4 へと供給する。合流された冷媒は、インターフーラー 1 3 の高温経路 1 3 H を通りながら低温経路 1 3 L 内の冷媒と熱交換され、ブリッジ回路 1 6 の逆止弁 1 6 2 を通り、さらに、第 2 減圧部（ここでは減圧部 5 1 ）により減圧されてから、蒸発器 4 へと流入する。

#### 【 0 0 5 8 】

次に、図 6 を参照し、温度すべりを抑える処理を行う場合について説明する。

この場合は、暖房運転時（図 4 ）と同様に、バイパス区間 1 5 A の開閉弁 1 5 1 を開き、受液器 1 1 0 に用意されている合流経路 1 7 の開閉弁 1 7 1 を閉じることにより、中間圧力にまで減圧された冷媒を気相と液相とに分離する。

なお、冷房運転時でも常時、温度すべりを抑える処理を行うのであれば、開閉弁 1 5 1 は必要ない。

#### 【 0 0 5 9 】

気液分離器 1 1 から受液器 1 1 0 を介してバイパス区間 1 5 A へと流入した液相は、経路 1 5 B を流れる低圧冷媒の影響によって減圧され、経路 1 5 B を蒸発しながら圧縮機 3 に向けて流れる。

気液分離器 1 1 において液相と分離された R 3 2 リッチな気相は、経路 1 5 B から低温経路 1 3 L に流入した冷媒と熱交換されることで凝縮される。そして、ブリッジ回路 1 6 の逆止弁 1 6 2 を通過し、第 2 減圧部（減圧部 5 1 ）により減圧されてから蒸発器 4 へと流入する。

以上により、冷媒回路 2 を循環する R 3 2 の見かけの混合比率を高めることができるので、温度すべりを抑え、室内空気と冷媒温度との温度差が大きい場合であっても、蒸発器 6 への着霜を回避することができる。

#### 【 0 0 6 0 】

第 1 実施形態の変形例（図 3 ）と同様にして、第 2 実施形態の暖房運転時（図 4 ）と冷房運転時（図 6 ）とにおいても、受液器 1 1 0 および弁 1 4 を用いて R 3 2 リッチな冷媒を第 2 経路 1 2 2 から冷媒回路 2 へと放出させる制御が可能である。

#### 【 0 0 6 1 】

上記以外にも、本発明の主旨を逸脱しない限り、上記実施形態で挙げた構成を取捨選択したり、他の構成に適宜変更することが可能である。

本発明における非共沸混合冷媒として、沸点が異なる適宜な冷媒を用いることができる。冷媒回路に封入される混合冷媒において、低 GWP である沸点の高い冷媒の混合比率を増やすことにより、GWP を低減することができる。

#### 【 符号の説明 】

#### 【 0 0 6 2 】

- 1 空気調和機（冷凍サイクル装置）
- 2 冷媒回路
- 3 圧縮機
- 4 第 1 熱交換器
- 5 減圧部
- 5 1 ~ 5 3 減圧部

10

20

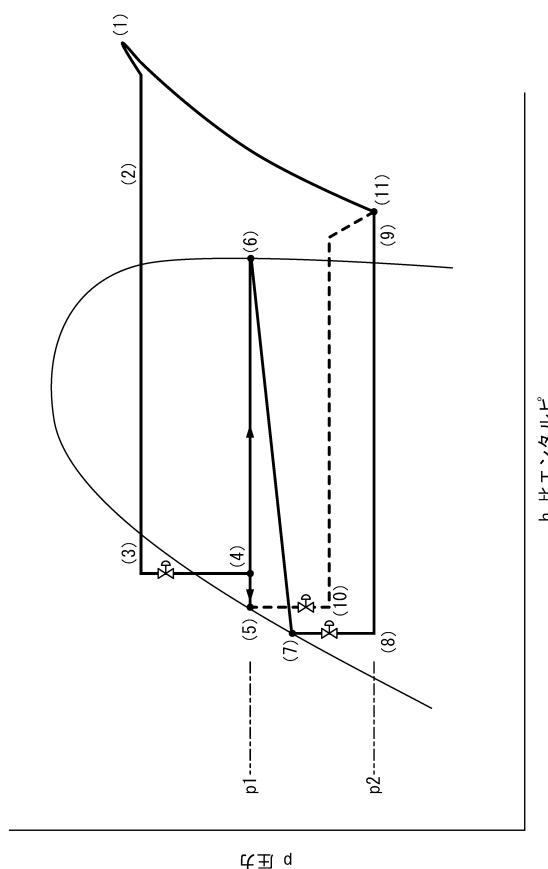
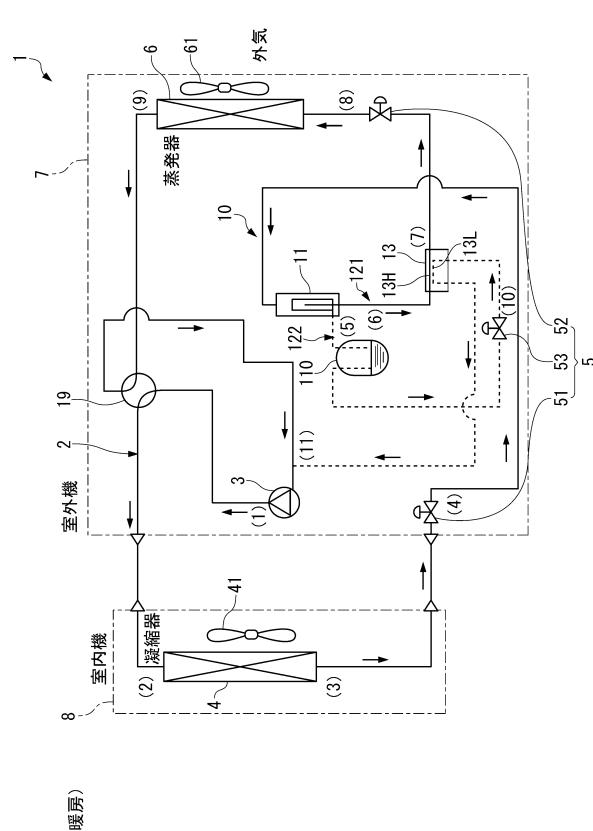
30

40

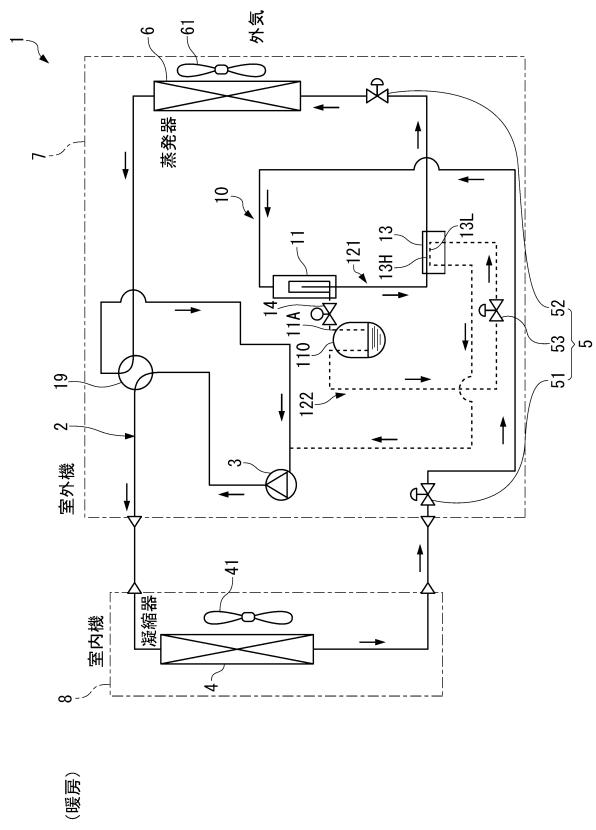
50

6	第 2 熱交換器
7	室外機
8	室内機
9	空気調和機（冷凍サイクル装置）
1 0	回路
1 1	気液分離器
1 1 A	流路
1 1 0	受液器
1 2 1	第 1 経路
1 2 2	第 2 経路
1 3	インターフーラー
1 3 H	高温経路
1 3 L	低温経路
1 4	弁
1 5 A	バイパス区間（第 3 減圧部、経路
1 5 B	経路
1 5 1	開閉弁
1 6	プリッジ回路
1 6 1 ~ 1 6 4	逆止弁
1 7	合流経路
1 7 1	開閉弁
1 8	センサ
1 9	四方弁
p 1	中間圧力
p 2	蒸発圧力

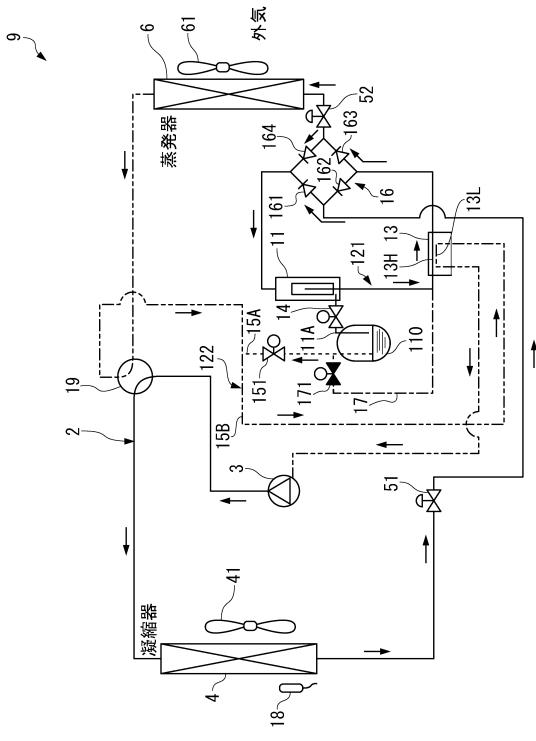
【 2 】



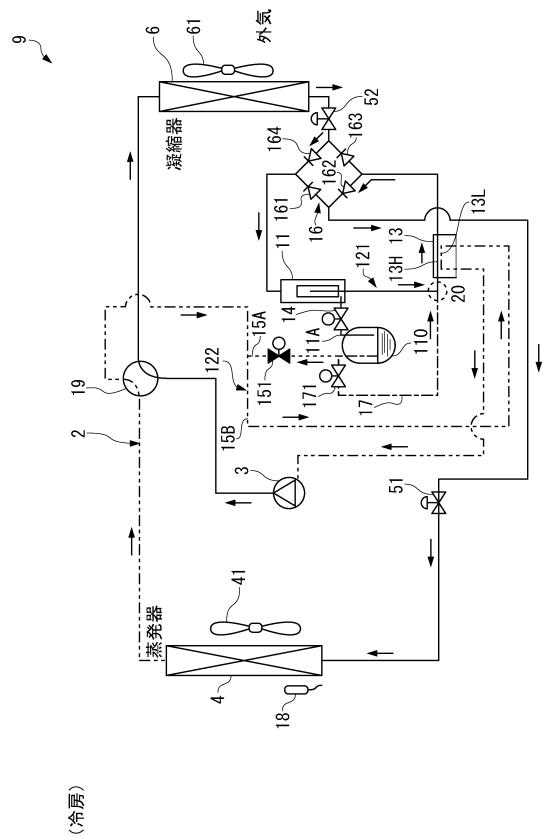
【図3】



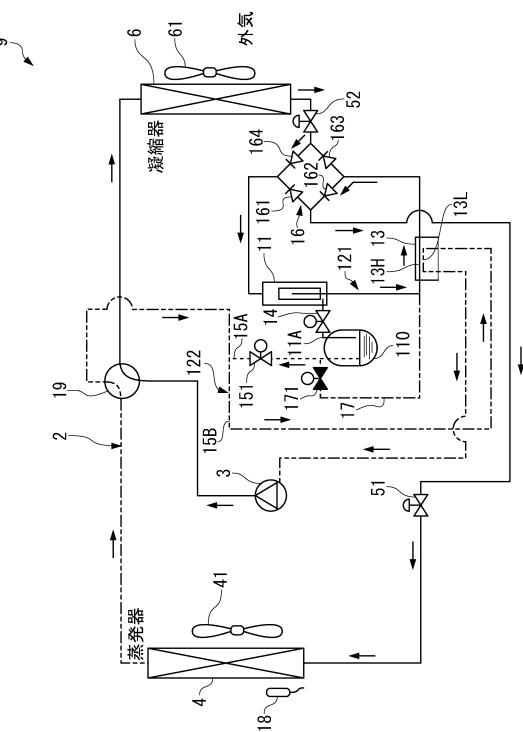
【 図 4 】



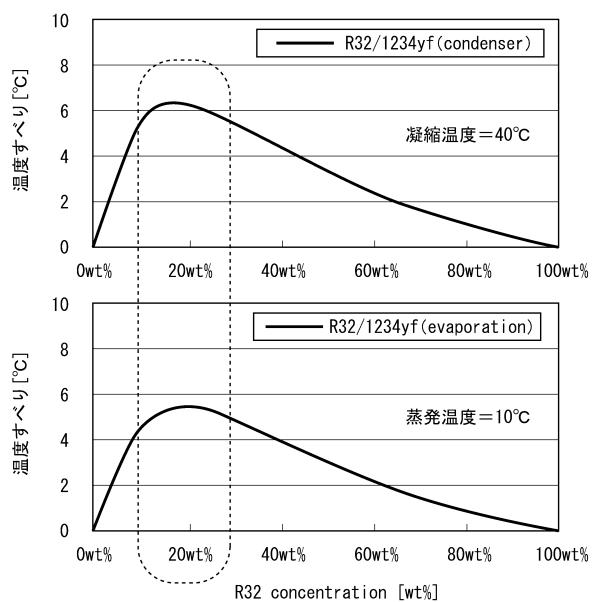
【図5】



【図6】



【図7】



---

フロントページの続き

(51)Int.Cl.

F I

F 25B 43/00

R

審査官 安島 智也

(56)参考文献 特開平01-058964 (JP, A)

特開2010-047754 (JP, A)

国際公開第2009/154149 (WO, A1)

国際公開第2015/140870 (WO, A1)

国際公開第2015/140879 (WO, A1)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F 25B 1/00

F 25B 13/00

F 25B 43/00