

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4242131号
(P4242131)

(45) 発行日 平成21年3月18日(2009.3.18)

(24) 登録日 平成21年1月9日(2009.1.9)

(51) Int.Cl.		F 1			
F 2 5 B	1/00	(2006.01)	F 2 5 B	1/00	3 9 6 D
F 2 5 B	1/10	(2006.01)	F 2 5 B	1/10	H
F 2 5 B	11/02	(2006.01)	F 2 5 B	11/02	B

請求項の数 9 (全 66 頁)

(21) 出願番号	特願2002-303980 (P2002-303980)	(73) 特許権者	000005821
(22) 出願日	平成14年10月18日(2002.10.18)		パナソニック株式会社
(65) 公開番号	特開2004-138332 (P2004-138332A)		大阪府門真市大字門真1006番地
(43) 公開日	平成16年5月13日(2004.5.13)	(74) 代理人	100098545
審査請求日	平成17年8月3日(2005.8.3)		弁理士 阿部 伸一
		(74) 代理人	100087745
			弁理士 清水 善廣
		(74) 代理人	100106611
			弁理士 辻田 幸史
		(72) 発明者	鷗田 晃
			大阪府門真市大字門真1006番地 松下
			電器産業株式会社内
		(72) 発明者	井上 雄二
			大阪府門真市大字門真1006番地 松下
			電器産業株式会社内

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】

冷媒として二酸化炭素を用い、圧縮機と第1の熱交換器と膨張機と第2の熱交換器と補助圧縮機とを備え、前記膨張機で回収した動力によって前記補助圧縮機を駆動する冷凍サイクル装置であって、前記第2の熱交換器を蒸発器とする冷媒流の場合には前記補助圧縮機の吐出側が前記圧縮機の吸入側となり、前記第2の熱交換器を放熱器とする冷媒流の場合には前記圧縮機の吐出側が前記補助圧縮機の吸入側となることを特徴とする冷凍サイクル装置。

【請求項2】

前記圧縮機の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第1四方弁と、前記膨張機の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第2四方弁と、前記補助圧縮機の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第3四方弁とを備え、前記第1四方弁と前記第3四方弁とによって、前記第2の熱交換器を蒸発器とする冷媒流の場合には前記補助圧縮機の吐出側が前記圧縮機の吸入側となるとともに、前記第2の熱交換器を放熱器とする冷媒流の場合には前記圧縮機の吐出側が前記補助圧縮機の吸入側となり、前記第2四方弁によって前記膨張機を流れる冷媒方向を常に同じ方向としたことを特徴とする請求項1に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項3】

前記第2四方弁及び前記第3四方弁の少なくとも一方を、4つの逆止弁で構成される逆止弁ブリッジ回路に置き換えた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】

前記膨張機に流入する冷媒量を減少させるバイパス回路と、前記バイパス回路を流れる冷媒量を調整するバイパス弁とを備えたことを特徴とする請求項 1 に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 5】

前記膨張機に流入する冷媒量を増加させる予膨張弁を備えたことを特徴とする請求項 1 に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 6】

前記圧縮機の吸入容積を前記膨張機の吸入容積の 3 から 6 倍とした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 7】

前記圧縮機の吸入容積を前記膨張機の吸入容積の 4 倍とし、前記補助圧縮機の吸入容積を前記膨張機の吸入容積の 4 . 3 倍としたことを特徴とする請求項 1 に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 8】

前記圧縮機の冷房運転定格周波数と前記補助圧縮機の冷房運転定格周波数とを同じ周波数としたことを特徴とする請求項 1 に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 9】

前記補助圧縮機の運転周波数を、前記圧縮機の運転周波数よりも低い周波数としたことを特徴とする請求項 1 に記載の冷凍サイクル装置。

20

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、冷媒として二酸化炭素を用い、圧縮機と室外側熱交換器と膨張機と室内側熱交換器とを備えた冷凍サイクル装置に関する。

【0002】

【従来の技術】

冷凍サイクル装置を循環する冷媒の質量循環量は、冷凍サイクルのどのポイントにおいても等しく、圧縮機を通る冷媒の吸入密度を DC 、膨張機を通る冷媒の吸入密度を DE とすると、 DE / DC (密度比) は常に一定で運転される。

30

一方、オゾン破壊係数がゼロでありかつ地球温暖化係数もフロン類に比べれば格段に小さい、二酸化炭素(以下、 CO_2 という)を冷媒として用いる冷凍サイクル装置が近年着目されているが、 CO_2 冷媒は、臨界温度が 31.06 と低く、この温度よりも高い温度を利用する場合には、冷凍サイクル装置の高圧側(圧縮機出口~放熱器~減圧器入口)では CO_2 冷媒の凝縮が生じない超臨界状態となり、従来の冷媒に比べて、冷凍サイクル装置の運転効率が低下するといった特徴を有する。従って、 CO_2 冷媒を用いた冷凍サイクル装置にあっては、最適な COP を維持することが重要であり、冷媒温度が変化すると、この冷媒温度に最適な冷媒圧力とすることが必要である。

しかし、冷凍サイクル装置に膨張機を設け、この膨張機で回収した動力を圧縮機の駆動力の一部に利用する場合には、膨張機と圧縮機との回転数を同じにしなればならず、密度比一定の制約のもとでは、運転条件が変化した場合の最適な COP を維持することは困難である。

40

そこで、膨張機をバイパスするバイパス管を設けて、膨張機に流入する冷媒量を制御することで、最適な COP を維持する構成が提案されている(例えば特許文献 1 及び特許文献 2 参照)。

【0003】

【特許文献 1】

特開 2000 - 234814 号公報(段落番号(0024)(0025)図 1)

【特許文献 2】

特開 2001 - 116371 号公報(段落番号(0023)図 1)

50

【 0 0 0 4 】

【 発明が解決しようとする課題 】

しかしながら、膨張機に流入する体積流量が設計上の最適な流量との差が大きくなるにしたがって、バイパスを通過させる冷媒量が大きくなり、その結果回収できるはずの動力が十分に回収できなくなるという問題を有している。

なお、膨張機で回収した動力を、圧縮機とは別の補助圧縮機の駆動力に利用することにより、膨張機と圧縮機との回転数を同じにしなければならない制約を取り除くことは可能である。しかし、このように膨張機で補助圧縮機を駆動する場合であっても、密度比一定の制約を受けることになり、膨張機に流入する冷媒量を制御することは依然として必要となる。

10

【 0 0 0 5 】

そこで本発明は、密度比一定の制約を最大限回避し、幅広い運転範囲の中で高い動力回収効果を得ることを目的とする。

【 0 0 0 6 】

【 課題を解決するための手段 】

請求項 1 記載の本発明の冷凍サイクル装置は、冷媒として二酸化炭素を用い、圧縮機と第 1 の熱交換器と膨張機と第 2 の熱交換器と補助圧縮機とを備え、前記膨張機で回収した動力によって前記補助圧縮機を駆動する冷凍サイクル装置であって、前記第 2 の熱交換器を蒸発器とする冷媒流の場合には前記補助圧縮機の吐出側が前記圧縮機の吸入側となり、前記第 2 の熱交換器を放熱器とする冷媒流の場合には前記圧縮機の吐出側が前記補助圧縮機の吸入側となることを特徴とする。

20

請求項 2 記載の本発明は、請求項 1 に記載の冷凍サイクル装置において、前記圧縮機の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第 1 四方弁と、前記膨張機の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第 2 四方弁と、前記補助圧縮機の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第 3 四方弁とを備え、前記第 1 四方弁と前記第 3 四方弁とによって、前記第 2 の熱交換器を蒸発器とする冷媒流の場合には前記補助圧縮機の吐出側が前記圧縮機の吸入側となるとともに、前記第 2 の熱交換器を放熱器とする冷媒流の場合には前記圧縮機の吐出側が前記補助圧縮機の吸入側となり、前記第 2 四方弁によって前記膨張機を流れる冷媒方向を常に同じ方向としたことを特徴とする。

請求項 3 記載の本発明は、請求項 2 に記載の冷凍サイクル装置において、前記第 2 四方弁及び前記第 3 四方弁の少なくとも一方を、4 つの逆止弁で構成される逆止弁ブリッジ回路に置き換えたことを特徴とする。

30

請求項 4 記載の本発明は、請求項 1 に記載の冷凍サイクル装置において、前記膨張機に流入する冷媒量を減少させるバイパス回路と、前記バイパス回路を流れる冷媒量を調整するバイパス弁とを備えたことを特徴とする。

請求項 5 記載の本発明は、請求項 1 に記載の冷凍サイクル装置において、前記膨張機に流入する冷媒量を増加させる予膨張弁を備えたことを特徴とする。

請求項 6 記載の本発明は、請求項 1 に記載の冷凍サイクル装置において、前記圧縮機の吸入容積を前記膨張機の吸入容積の 3 から 6 倍としたことを特徴とする。

請求項 7 記載の本発明は、請求項 1 に記載の冷凍サイクル装置において、前記圧縮機の吸入容積を前記膨張機の吸入容積の 4 倍とし、前記補助圧縮機の吸入容積を前記膨張機の吸入容積の 4 . 3 倍としたことを特徴とする。

40

請求項 8 記載の本発明は、請求項 1 に記載の冷凍サイクル装置において、前記圧縮機の冷房運転定格周波数と前記補助圧縮機の冷房運転定格周波数とを同じ周波数としたことを特徴とする。

請求項 9 記載の本発明は、請求項 1 に記載の冷凍サイクル装置において、前記補助圧縮機の運転周波数を、前記圧縮機の運転周波数よりも低い周波数としたことを特徴とする。

【 0 0 0 7 】

【 発明の実施の形態 】

本発明による第 1 の実施の形態は、第 2 の熱交換器を蒸発器とする冷媒流の場合には

50

補助圧縮機の吐出側が圧縮機の吸入側として、補助圧縮機によって圧縮機に吸入される冷媒を加給（チャージャ）し、第2の熱交換器を放熱器とする冷媒流の場合には圧縮機の吐出側が補助圧縮機の吸入側として、圧縮機から吐出された冷媒を更に加圧（エキスプレッサ）するような冷凍サイクル装置とすることにより、冷媒流れ（運転モード）による密度比の差異を小さくすることで高効率を達成するものである。

本実施の形態による密度比について図3を用いて説明する。なお、第2の熱交換器を蒸発器とする冷媒流の場合を冷房運転モード、第2の熱交換器を放熱器とする冷媒流の場合を暖房運転モードとし、補助圧縮機の吐出側が圧縮機の吸入側となる場合をチャージャ方式と呼び、圧縮機の吐出側が補助圧縮機の吸入側となる場合をエキスプレッサ方式と呼ぶ。

10

例えば、冷房運転モードに最適なチャージャ方式の膨張機を、固定密度比を4.09として設計する。この膨張機を用いると、1/2定格運転時の固定密度比は3.36となる。また、この膨張機をチャージャ方式として用いた場合の暖房運転モードでの定格運転時の固定密度比は8.50、1/2定格運転時の固定密度比は8.02となる。

一方、この膨張機をエキスプレッサ方式として用いた場合の冷房運転モードでの定格運転時の固定密度比は3.00、1/2定格運転時の固定密度比は2.65となり、暖房運転モードでの定格運転時の固定密度比は5.99、1/2定格運転時の固定密度比は5.29となる。

仮に、この膨張機をチャージャ方式として用いた場合には、冷房運転モードでの定格運転時の固定密度比は4.09、暖房運転モードでの定格運転時の固定密度比は8.50であるので、定格運転時の比較では、冷房運転モードと暖房運転モードとの固定密度比の差は4.41である。

20

また、この膨張機をエキスプレッサ方式として用いた場合には、冷房運転モードでの定格運転時の固定密度比は3.00、暖房運転モードでの定格運転時の固定密度比は5.99であるので、定格運転時の比較では、冷房運転モードと暖房運転モードとの固定密度比の差は2.99である。

これらに対して本実施の形態のように、膨張機を冷房運転時にはチャージャ方式とし、暖房運転時にはエキスプレッサ方式とすることで、冷房運転モードでの定格運転時の固定密度比は4.09、暖房運転モードでの定格運転時の固定密度比は5.99となるので、定格運転時の比較では、冷房運転モードと暖房運転モードとの固定密度比の差は1.90となり、冷媒流れ（運転モード）による密度比の差異を小さくすることができる。

30

なお、本実施の形態によるチャージャとエキスプレッサの切り替え方式を本発明とし、COP値の比較を図4に示す。

比較例として、バイパス弁と予膨張弁を併用した方式と発電機方式とを用いた。ここで、バイパス弁と予膨張弁を併用した方式とは、膨張機をバイパスさせるバイパス管にバイパス弁を設けて、このバイパス弁によってバイパス管に流れる冷媒量を調整するとともに、膨張機の流入側に予膨張弁を設けて、この予膨張弁によって膨張機を流れる冷媒流量を調整するものである。また発電機方式では最適サイクル制御状態で比較し電力変換効率を考慮したものである。

図4は、冷房運転モードでの定格運転時に合わせた膨張機とした場合について、冷房運転モードの定格及び1/2定格と、暖房運転モードの定格及び1/2定格でのCOP値を示している。

40

図4に示すように、本発明によればバイパス弁と予膨張弁を併用した方式と比較しても高いCOP値を得ることができる。

本発明による第2の実施の形態は、第1の実施の形態において、圧縮機の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第1四方弁と、膨張機の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第2四方弁と、補助圧縮機の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第3四方弁とを備えている。そして、第2の熱交換器を蒸発器とする冷媒流の場合には、第1四方弁と第3四方弁とを切り替えることによって補助圧縮機の吐出側が圧縮機の吸入側となるようにする。また、第2の熱交換器を放熱器とする冷媒流の場合には、第1四方弁と第3四方

50

弁とを切り替えることによって圧縮機の吐出側が補助圧縮機の吸入側となるようにする。また第2四方弁によって膨張機を流れる冷媒方向を常に同じ方向とするものである。

本発明による第3の実施の形態は、第2の実施の形態において、第2四方弁及び第3四方弁の少なくとも一方を、4つの逆止弁で構成される逆止弁ブリッジ回路に置き換えたものであり、このように四方弁を逆止弁ブリッジ回路に置き換えることで、切り換えのための制御機構を必要とせずに冷媒流れを切り替えることができる。

本発明による第4の実施の形態は、第1の実施の形態において、膨張機に流入する冷媒量を減少させるバイパス回路と、バイパス回路を流れる冷媒量を調整するバイパス弁とを備えたものであり、膨張機に流入する体積流量が設計流量よりも多いときにはバイパス弁の開度を大きくすることで膨張機に流入する冷媒流量を減らすことができる。

10

本発明による第5の実施の形態は、第1の実施の形態において、膨張機に流入する冷媒量を増加させる予膨張弁を備えたものであり、膨張機に流入する体積流量が設計流量よりも少ないときには予膨張弁の開度を小さくすることで密度を低下させ膨張機に流入する冷媒流量を増やすことができる。

本発明による第6の実施の形態は、第1の実施の形態において、圧縮機の吸入容積を膨張機の吸入容積の3から6倍としたものであり、圧縮機の吸入容積と膨張機の吸入容積とをこのように設定することで圧縮機の回転数と膨張機の回転数を近づけることができる。

本発明による第7の実施の形態は、第1の実施の形態において、圧縮機の吸入容積を膨張機の吸入容積の4倍とし、補助圧縮機の吸入容積を膨張機の吸入容積の4.3倍としたものであり、圧縮機の吸入密度と補助圧縮機の吸入密度の比だけ補助圧縮機の吸入容積を圧縮機の吸入容積に対して変化させることで、膨張機と圧縮機との回転数をほぼ同じとすることができる。

20

本発明による第8の実施の形態は、第1の実施の形態において、圧縮機の冷房運転定格周波数と補助圧縮機の冷房運転定格周波数とを同じ周波数としたものであり、補助圧縮機の冷房運転定格周波数を圧縮機の冷房運転定格周波数と同じ周波数に設定することで、特に補助圧縮機の暖房運転定格周波数を圧縮機の暖房運転定格周波数よりも低くすることができる。

図5に、補助圧縮機の冷房運転定格周波数を圧縮機の冷房運転定格周波数と同じ40Hzの周波数に設定した場合の、圧縮機と補助圧縮機の周波数の関係を示す。図に示すように、補助圧縮機の暖房運転定格周波数は39.3Hzとなり圧縮機の暖房運転定格周波数60Hzよりも低くなり、補助圧縮機の暖房運転時の1/2定格周波数は18.4Hzとなり圧縮機の暖房運転時の1/2定格周波数30Hzよりも低くなり、また補助圧縮機の冷房運転時の1/2定格周波数は19.6Hzとなり圧縮機の冷房運転時の1/2定格周波数20Hzよりも低くなる。また、図に示すように、補助圧縮機の定格周波数を40Hz近傍の範囲とすることで、最高効率を得ることができる。すなわち、この種の容積型圧縮機の場合には、回転数が早くなるほど漏れ損失は減るが回転数が早くなるほど機械損失が増えるため、40Hzの回転数が高効率な回転数となる。

30

本発明による第9の実施の形態は、第1の実施の形態において、補助圧縮機の運転周波数を、圧縮機の運転周波数よりも低い周波数としたことで、補助圧縮機を高効率で回転させることができる。

40

【0008】

【実施例】

以下、本発明の一実施例による冷凍サイクル装置を、ヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置について、図面を参照して説明する。

図1は、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置は、冷媒としてCO₂冷媒を使用し、モータ11を有する圧縮機1と、室外側熱交換器3と、膨張機6と、室内側熱交換器8と、補助圧縮機10とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

そしてこの冷媒回路には、圧縮機1の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第1四方弁2と、膨張機6の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第2四方弁4と、補助圧縮機1

50

0の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第3四方弁9とを備えている。室外側熱交換器3を放熱器、室内側熱交換器8を蒸発器とする冷媒流の場合には、第1四方弁2と第3四方弁9とを切り替えることによって補助圧縮機10の吐出側が圧縮機1の吸入側となるように構成されている。また、室外側熱交換器3を蒸発器、室内側熱交換器8を放熱器とする冷媒流の場合には、第1四方弁2と第3四方弁9とを切り替えることによって圧縮機1の吐出側が補助圧縮機10の吸入側となるように構成されている。また、第2四方弁4の切り替えによって膨張機6を流れる冷媒方向を常に同じ方向となるように構成されている。

膨張機6の流入側には、弁開度を変更可能な予膨張弁5が設けられている。また、この予膨張弁5と膨張機6をバイパスするバイパス回路が設けられ、このバイパス回路に、バイパス回路の冷媒流量を調節するバイパス弁7が設けられている。

さらに、膨張機6の駆動軸と補助圧縮機10の駆動軸とは連結されており、補助圧縮機10は膨張機6で回収した動力によって駆動される。

【0009】

本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の動作について以下に説明する。

まず、室外側熱交換器3を放熱器、室内側熱交換器8を蒸発器として用いる冷房運転モードについて説明する。この冷房運転モードでの冷媒流れを、図中実線矢印で示す。

冷房運転モード時の冷媒は、モータ11で駆動される圧縮機1により高温高压に圧縮されて吐出され、第1四方弁2を経て、室外側熱交換器3に導入される。室外側熱交換器3では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後CO₂冷媒は、第2四方弁4、予膨張弁5を経て膨張機6に導入され、この膨張機6で減圧される。このとき、例えば室外側熱交換器3の出口側で検出した高压冷媒温度と高压冷媒圧力とから膨張機6に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときにはバイパス弁7の開度を大きくする方向に制御することで膨張機6に流入する体積流量を減少させ、また算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには予膨張弁5の開度を小さくする方向に制御することで体積流量を増加させるように、予膨張弁5またはバイパス弁7の開度調節が行われる。減圧されたCO₂冷媒は、第2四方弁4を経て、室内側熱交換器8にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は、第3四方弁9を経て、補助圧縮機10に導かれ、補助圧縮機10によって過給(チャージャ)され、第3四方弁9及び第1四方弁2を経て、圧縮機1に吸入される。この補助圧縮機10の過給に膨張機6で膨張する際のエネルギーが利用され、動力回収が行われる。

【0010】

次に、室外側熱交換器3を蒸発器、室内側熱交換器8を放熱器として用いる暖房運転モードについて説明する。この暖房運転モードでの冷媒流れを、図中波線矢印で示す。

暖房運転モード時の冷媒は、モータ11で駆動される圧縮機1により高温高压に圧縮されて吐出され、第1四方弁2及び第3四方弁9を経て、補助圧縮機10に導かれ、補助圧縮機10によって更に過圧(エキスプレッサ)される。この補助圧縮機10の過圧に、膨張機6での膨張エネルギーが利用されて動力回収される。過圧された冷媒は、第3四方弁9を経て、室内側熱交換器8に導入される。室内側熱交換器8では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後CO₂冷媒は、第2四方弁4、予膨張弁5を経て膨張機6に導入され、この膨張機6で減圧される。このとき、例えば室内側熱交換器8の出口側で検出した高压冷媒温度と高压冷媒圧力とから膨張機6に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときにはバイパス弁7の開度を大きくする方向に制御することで膨張機6に流入する体積流量を減少させ、また算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには予膨張弁5の開度を小さくする方向に制御することで体積流量を増加させるように、予膨張弁5またはバイパス弁7の開度調節が行われる。減圧されたCO₂冷媒は、第2四方弁4を経て、室外側熱交換器3にて蒸発して吸熱する。蒸発を終えた冷媒は、第1四方弁2を経て、圧縮機1に吸入される。

10

20

30

40

50

【0011】

本実施例によれば、冷媒を圧縮する圧縮機1と、動力回収する膨張機6及び補助圧縮機10とを分離して設置し、冷房運転モード時に補助圧縮機10により過給(チャージャ)を行い、暖房運転モード時に過圧(エキスプレッサ)を行うように冷凍サイクルを切り替える構成によって、膨張機6を冷房に適したチャージャタイプの膨張機として動作させることができ、また暖房に適したエキスプレッサタイプの膨張機としても動作させることができる。

以上のように、本実施例によって、幅広い運転範囲であっても高効率な冷凍サイクル運転が可能な冷媒としてCO₂冷媒を用いて動力を回収する空気調和装置を提供することができる。

10

【0012】

また、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置において、膨張機6の吸入容積を1ccに、圧縮機1の吸入容積を4ccに、そして、補助圧縮機10の吸入容積を4.3ccに設定し、圧縮機1と補助圧縮機10との吸入密度比の分だけ、補助圧縮機10の吸入容積を変化させることが好ましい。本構成によって、冷房時の膨張機6と圧縮機1の両回転数(モータの場合の周波数)を、ほぼ同程度にすることができる。

また、上記吸入容積の構成において、暖房運転モードに切り替えると、補助圧縮機10の回転数を、圧縮機1の回転数より低い回転数に抑えることができる。例えば、圧縮機1の周波数を60Hz前後とした場合は、補助圧縮機10の回転数は40Hz前後とすることができる。この回転数の減少により、補助圧縮機10の機械損失(摺動抵抗や粘性抵抗)を減らすことができ、運転効率向上が図られる。

20

【0013】

次に、他の実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置について、図2を参照して説明する。

図2は、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置は、図1に示す実施例の第2四方弁4を第1逆止弁ブリッジ回路13に、第3四方弁8を第2逆止弁ブリッジ回路15に置き換えた構成であり、その他の構成は図1に示す実施例と同じである。

そして、第1逆止弁ブリッジ回路13は、四個一組の逆止弁13a, 13b, 13c, 13dをそれぞれ連結したもの、同じく、第2逆止弁ブリッジ回路15は、四個一組の逆止弁15a, 15b, 15c, 15dをそれぞれ連結したものである。例えば、第1逆止弁ブリッジ回路13において、冷媒は、冷房時に逆止弁13aと逆止弁13cを実線の矢印で示す方向に流れ、暖房時に逆止弁13bと逆止弁13dを破線の矢印で示す方向に流れて、第2四方弁4と同等の機能を発揮するものである。

30

【0014】

本実施例によれば、切り替え操作があり、半密閉形で複雑な四方弁の構造に比べて、逆止弁の構造は、完全密閉形で単純であり、シール信頼性や制御の点から好ましい。特に、CO₂冷媒を用いて超臨界域まで高圧にする場合には本実施例による逆止弁構成が好ましい。

【0015】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、図面を参照して説明する。

図6は、本実施例によるヒートポンプ式空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式空気調和装置は、冷媒としてCO₂冷媒を使用し、モータ12を有する圧縮機1と、室外側熱交換器3と、膨張機6と、室内側熱交換器8とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

膨張機6と並列に、この膨張機6をバイパスするバイパス回路が設けられ、このバイパス回路にサブ膨張機21が設けられ、このサブ膨張機21の駆動軸には発電機22が接続されている。

また、膨張機6の駆動軸と圧縮機1の駆動軸とは連結されており、圧縮機1は膨張機6で回収した動力を駆動に利用している。

40

50

【 0 0 1 6 】

本実施例によるヒートポンプ式空気調和装置の動作について以下に説明する。冷媒は、モータ 1 2 で駆動される圧縮機 1 により高温高圧に圧縮されて吐出され、室外側熱交換器 3 に導入される。室外側熱交換器 3 では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後 CO₂冷媒は、膨張機 6 及びサブ膨張機 2 1 に導入され、膨張機 6 又はサブ膨張機 2 1 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は圧縮機 1 の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器 3 の出口側で検出した高圧冷媒温度と高圧冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには発電機 2 2 のトルク（発電機負荷）を小さくしてバイパス回路に流す冷媒量を増加させることで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。また、膨張機 6 に流れる最適冷媒量が算出した最適冷媒量よりも少ないときには発電機 2 2 のトルク（発電機負荷）を大きくしてバイパス回路に流す冷媒量を減少させることで膨張機 6 に流入する体積流量を増加させる。

10

膨張機 6 及びサブ膨張機 2 1 にて減圧された CO₂冷媒は、室内側熱交換器 8 にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は圧縮機 1 に吸入される。

【 0 0 1 7 】

以上のように、本実施例によれば、サブ膨張機 2 1 に連結する発電機 2 2 のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させてバイパス回路を流れる冷媒量を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機 6 において動力回収を効率的に行えらるとともに、このバイパス流量制御中に、サブ膨張機 2 1 から回収した動力を発電機 2 2 の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

20

【 0 0 1 8 】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、ヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置について、図面を参照して説明する。

図 7 は、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置は、冷媒として CO₂冷媒を使用し、モータ 1 2 を有する圧縮機 1 と、室外側熱交換器 3 と、膨張機 6 と、室内側熱交換器 8 とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

30

そしてこの冷媒回路には、圧縮機 1 の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第 1 四方弁 2 と、膨張機 6 の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第 2 四方弁 4 とを備えている。膨張機 6 と並列に、この膨張機 6 をバイパスするバイパス回路が設けられ、このバイパス回路にサブ膨張機 2 1 が設けられ、このサブ膨張機 2 1 の駆動軸には発電機 2 2 が接続されている。なお、このバイパス回路も膨張機 6 と同様に第 2 四方弁 4 に接続されている。また、膨張機 6 の駆動軸と圧縮機 1 の駆動軸とは連結されており、圧縮機 1 は膨張機 6 で回収した動力を駆動に利用している。

【 0 0 1 9 】

本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の動作について以下に説明する。

まず、室外側熱交換器 3 を放熱器、室内側熱交換器 8 を蒸発器として用いる冷房運転モードについて説明する。この冷房運転モードでの冷媒流れを、図中実線矢印で示す。

40

冷房運転モード時の冷媒は、モータ 1 2 で駆動される圧縮機 1 により高温高圧に圧縮されて吐出され、第 1 四方弁 2 を経て、室外側熱交換器 3 に導入される。室外側熱交換器 3 では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後 CO₂冷媒は、第 2 四方弁 4 を経て膨張機 6 及びサブ膨張機 2 1 に導入され、膨張機 6 又はサブ膨張機 2 1 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は圧縮機 1 の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器 3 の出口側で検出した高圧冷媒温度と高圧冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには発電機 2 2 のトルク（発電機負荷）を小さくしてバイパス回路に流す冷媒量を増加させることで膨張機 6 に流入する体積流量を減

50

小ささせる。また、膨張機 6 に流れる最適冷媒量が算出した最適冷媒量よりも少ないときには発電機 2 2 のトルク（発電機負荷）を大きくしてバイパス回路に流す冷媒量を減少させることで膨張機 6 に流入する体積流量を増加させる。

サブ膨張機 2 1 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒は第 2 四方弁 4 を経由して室内側熱交換器 8 に導かれ、室内側熱交換器 8 にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は圧縮機 1 に吸入される。

【 0 0 2 0 】

次に、室外側熱交換器 3 を蒸発器、室内側熱交換器 8 を放熱器として用いる暖房運転モードについて説明する。この暖房運転モードでの冷媒流れを、図中波線矢印で示す。

暖房運転モード時の冷媒は、モータ 1 2 で駆動される圧縮機 1 により高温高圧に圧縮されて吐出され、第 1 四方弁 2 を経て、室内側熱交換器 8 に導入される。室内側熱交換器 8 では、 CO_2 冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱し、この放熱を利用して例えば室内暖房が行われる。その後 CO_2 冷媒は、第 2 四方弁 4 を経て膨張機 6 及びサブ膨張機 2 1 に導入され、膨張機 6 又はサブ膨張機 2 1 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は圧縮機 1 の駆動に用いられる。このとき、例えば室内側熱交換器 8 の出口側で検出した高圧冷媒温度と高圧冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには発電機 2 2 のトルク（発電機負荷）を小さくしてバイパス回路に流す冷媒量を増加させることで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。また、膨張機 6 に流れる最適冷媒量が算出した最適冷媒量よりも少ないときには発電機 2 2 のトルク（発電機負荷）を大きくしてバイパス回路に流す冷媒量を減少させることで膨張機 6 に流入する体積流量を増加させる。

膨張機 6 及びサブ膨張機 2 1 にて減圧された CO_2 冷媒は、第 2 四方弁 4 を経由して室外側熱交換器 3 に導かれ、室外側熱交換器 3 にて蒸発して吸熱し、蒸発を終えた冷媒は第 1 四方弁 2 を経由して圧縮機 1 に吸入される。

【 0 0 2 1 】

以上のように、本実施例によれば、サブ膨張機 2 1 に連結する発電機 2 2 のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させてバイパス回路を流れる冷媒量を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機 6 において動力回収を効率的に行えらるとともに、このバイパス流量制御中に、サブ膨張機 2 1 から回収した動力を発電機 2 2 の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

【 0 0 2 2 】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、図面を参照して説明する。

図 8 は、本実施例によるヒートポンプ式空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式空気調和装置は、冷媒として CO_2 冷媒を使用し、モータ 1 2 を有する圧縮機 1 と、室外側熱交換器 3 と、膨張機 6 と、室内側熱交換器 8 とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

また膨張機 6 の流入側にはサブ膨張機 2 3 が設けられ、このサブ膨張機 2 3 の駆動軸には発電機 2 4 が接続されている。

また、膨張機 6 の駆動軸と圧縮機 1 の駆動軸とは連結されており、圧縮機 1 は膨張機 6 で回収した動力を駆動に利用している。

【 0 0 2 3 】

本実施例によるヒートポンプ式空気調和装置の動作について以下に説明する。冷媒は、モータ 1 2 で駆動される圧縮機 1 により高温高圧に圧縮されて吐出され、室外側熱交換器 3 に導入される。室外側熱交換器 3 では、 CO_2 冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後 CO_2 冷媒は、サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 に導入され、サブ膨張機 2 3 と膨張機 6 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は圧縮機 1 の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器 3 の出口側で検出した高圧冷媒温度と高圧冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量

10

20

30

40

50

を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには発電機 24 のトルク（発電機負荷）を大きくして高圧側圧力を増加させることで膨張機 6 に流入する体積流量を増加させる。また、膨張機 6 に流れる最適冷媒量が算出した最適冷媒量よりも多いときには発電機 24 のトルク（発電機負荷）を小さくして高圧側圧力を低下させることで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。

サブ膨張機 23 及び膨張機 6 にて減圧された CO₂冷媒は、室内側熱交換器 8 にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は圧縮機 1 に吸入される。

【0024】

以上のように、本実施例によれば、サブ膨張機 23 に連結する発電機 24 のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させて高圧側圧力を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機 6 において動力回収を効率的に行えらるとともに、サブ膨張機 23 から回収した動力を発電機 24 の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

【0025】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、ヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置について、図面を参照して説明する。

図 9 は、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置は、冷媒として CO₂冷媒を使用し、モータ 12 を有する圧縮機 1 と、室外側熱交換器 3 と、膨張機 6 と、室内側熱交換器 8 とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

また膨張機 6 の流入側にはサブ膨張機 23 が設けられ、このサブ膨張機 23 の駆動軸には発電機 24 が接続されている。

また、膨張機 6 の駆動軸と圧縮機 1 の駆動軸とは連結されており、圧縮機 1 は膨張機 6 で回収した動力を駆動に利用している。

そしてこの冷媒回路には、圧縮機 1 の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第 1 四方弁 2 と、サブ膨張機 23 の吸入側配管と膨張機 6 の吐出側配管とが接続される第 2 四方弁 4 とを備えている。

【0026】

本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の動作について以下に説明する。

まず、室外側熱交換器 3 を放熱器、室内側熱交換器 8 を蒸発器として用いる冷房運転モードについて説明する。この冷房運転モードでの冷媒流れを、図中実線矢印で示す。

冷房運転モード時の冷媒は、モータ 12 で駆動される圧縮機 1 により高温高圧に圧縮されて吐出され、第 1 四方弁 2 を経て、室外側熱交換器 3 に導入される。室外側熱交換器 3 では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後 CO₂冷媒は、第 2 四方弁 4 を経てサブ膨張機 23 及び膨張機 6 に導入され、サブ膨張機 23 と膨張機 6 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は圧縮機 1 の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器 3 の出口側で検出した高圧冷媒温度と高圧冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには発電機 24 のトルク（発電機負荷）を大きくして高圧側圧力を上昇させることで膨張機 6 に流入する体積流量を増加させる。また、膨張機 6 に流れる最適冷媒量が算出した最適冷媒量よりも多いときには発電機 24 のトルク（発電機負荷）を小さくして高圧側圧力を低下させることで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。

サブ膨張機 23 及び膨張機 6 にて減圧された CO₂冷媒は第 2 四方弁 4 を経由して室内側熱交換器 8 に導かれ、室内側熱交換器 8 にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は圧縮機 1 に吸入される。

【0027】

次に、室外側熱交換器 3 を蒸発器、室内側熱交換器 8 を放熱器として用いる暖房運転モードについて説明する。この暖房運転モードでの冷媒流れを、図中波線矢印で示す。

暖房運転モード時の冷媒は、モータ 1 2 で駆動される圧縮機 1 により高温高圧に圧縮されて吐出され、第 1 四方弁 2 を経て、室内側熱交換器 8 に導入される。室内側熱交換器 8 では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱し、この放熱を利用して例えば室内暖房が行われる。その後 CO₂冷媒は、第 2 四方弁 4 を経てサブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 に導入され、サブ膨張機 2 3 と膨張機 6 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は圧縮機 1 の駆動に用いられる。このとき、例えば室内側熱交換器 8 の出口側で検出した高圧冷媒温度と高圧冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには発電機 2 4 のトルク（発電機負荷）を大きくして高圧側圧力を上昇させることで膨張機 6 に流入する体積流量を増加させる。また、膨張機 6 に流れる最適冷媒量が算出した最適冷媒量よりも多いときには発電機 2 4 のトルク（発電機負荷）を小さくして高圧側圧力を低下させることで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 にて減圧された CO₂冷媒は、室外側熱交換器 3 にて蒸発して吸熱し、蒸発を終えた冷媒は第 1 四方弁 2 を経由して圧縮機 1 に吸入される。

10

【 0 0 2 8 】

以上のように、本実施例によれば、サブ膨張機 2 3 に連結する発電機 2 4 のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させて高圧側圧力を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機 6 において動力回収を効率的に行えらるとともに、サブ膨張機 2 3 から回収した動力を発電機 2 4 の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

20

【 0 0 2 9 】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、図面を参照して説明する。

図 1 0 は、本実施例によるヒートポンプ式空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式空気調和装置は、冷媒として CO₂冷媒を使用し、モータ 1 2 を有する圧縮機 1 と、室外側熱交換器 3 と、膨張機 6 と、室内側熱交換器 8 とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

また膨張機 6 の吐出側にはサブ膨張機 2 3 が設けられ、このサブ膨張機 2 3 の駆動軸には発電機 2 4 が接続されている。

また、膨張機 6 の駆動軸と圧縮機 1 の駆動軸とは連結されており、圧縮機 1 は膨張機 6 で回収した動力を駆動に利用している。

30

【 0 0 3 0 】

本実施例によるヒートポンプ式空気調和装置の動作について以下に説明する。冷媒は、モータ 1 2 で駆動される圧縮機 1 により高温高圧に圧縮されて吐出され、室外側熱交換器 3 に導入される。室外側熱交換器 3 では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後 CO₂冷媒は、膨張機 6 及びサブ膨張機 2 3 に導入され、膨張機 6 とサブ膨張機 2 3 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は圧縮機 1 の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器 3 の出口側で検出した高圧冷媒温度と高圧冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには発電機 2 2 のトルク（発電機負荷）を大きくして低圧側圧力を低下させることで膨張機 6 に流入する体積流量を増加させる。また、膨張機 6 に流れる最適冷媒量が算出した最適冷媒量よりも多いときには発電機 2 2 のトルク（発電機負荷）を小さくして低圧側圧力を上昇させることで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。

40

サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 にて減圧された CO₂冷媒は、室内側熱交換器 8 にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は圧縮機 1 に吸入される。

【 0 0 3 1 】

以上のように、本実施例によれば、サブ膨張機 2 3 に連結する発電機 2 2 のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させて低圧側圧力を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機 6 において動力回収を効率的に行えらるとともに、

50

サブ膨張機 2 3 から回収した動力を発電機 2 4 の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

【 0 0 3 2 】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、ヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置について、図面を参照して説明する。

図 1 1 は、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置は、冷媒として CO_2 冷媒を使用し、モータ 1 2 を有する圧縮機 1 と、室外側熱交換器 3 と、膨張機 6 と、室内側熱交換器 8 とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

また膨張機 6 の吐出側にはサブ膨張機 2 3 が設けられ、このサブ膨張機 2 3 の駆動軸には発電機 2 4 が接続されている。

また、膨張機 6 の駆動軸と圧縮機 1 の駆動軸とは連結されており、圧縮機 1 は膨張機 6 で回収した動力を駆動に利用している。

そしてこの冷媒回路には、圧縮機 1 の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第 1 四方弁 2 と、サブ膨張機 2 3 の吐出側配管と膨張機 6 の吸入側配管とが接続される第 2 四方弁 4 とを備えている。

【 0 0 3 3 】

本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の動作について以下に説明する。

まず、室外側熱交換器 3 を放熱器、室内側熱交換器 8 を蒸発器として用いる冷房運転モードについて説明する。この冷房運転モードでの冷媒流れを、図中実線矢印で示す。

冷房運転モード時の冷媒は、モータ 1 2 で駆動される圧縮機 1 により高温高压に圧縮されて吐出され、第 1 四方弁 2 を経て、室外側熱交換器 3 に導入される。室外側熱交換器 3 では、 CO_2 冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後 CO_2 冷媒は、第 2 四方弁 4 を経て膨張機 6 及びサブ膨張機 2 3 に導入され、膨張機 6 とサブ膨張機 2 3 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は圧縮機 1 の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器 3 の出口側で検出した高压冷媒温度と高压冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには発電機 2 2 のトルク（発電機負荷）を大きくして低压側圧力を低下させることで膨張機 6 に流入する体積流量を増加させる。また、膨張機 6 に流れる最適冷媒量が算出した最適冷媒量よりも多いときには発電機 2 2 のトルク（発電機負荷）を小さくして低压側圧力を上昇させることで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。

膨張機 6 及びサブ膨張機 2 3 にて減圧された CO_2 冷媒は、第 2 四方弁 4 を経由して室内側熱交換器 8 に導かれ、室内側熱交換器 8 にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は圧縮機 1 に吸入される。

【 0 0 3 4 】

次に、室外側熱交換器 3 を蒸発器、室内側熱交換器 8 を放熱器として用いる暖房運転モードについて説明する。この暖房運転モードでの冷媒流れを、図中波線矢印で示す。

暖房運転モード時の冷媒は、モータ 1 2 で駆動される圧縮機 1 により高温高压に圧縮されて吐出され、第 1 四方弁 2 を経て、室内側熱交換器 8 に導入される。室内側熱交換器 8 では、 CO_2 冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱し、この放熱を利用して例えば室内暖房が行われる。その後 CO_2 冷媒は、第 2 四方弁 4 を経て膨張機 6 及びサブ膨張機 2 3 に導入され、膨張機 6 とサブ膨張機 2 3 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は圧縮機 1 の駆動に用いられる。このとき、例えば室内側熱交換器 8 の出口側で検出した高压冷媒温度と高压冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには発電機 2 2 のトルク（発電機負荷）を大きくして低压側圧力を低下させることで膨張機 6 に流入する体積流量を増加させる。また、膨張機 6 に流れる最適冷媒量が算出した最適冷媒量よりも多いときには発電機 2 2 のトルク（発電機負荷）を小さくして低压側圧力を上昇させることで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。

膨張機 6 及びサブ膨張機 2 3 にて減圧された CO_2 冷媒は、室外側熱交換器 3 にて蒸発して吸熱し、蒸発を終えた冷媒は第 1 四方弁 2 を経由して圧縮機 1 に吸入される。

【 0 0 3 5 】

以上のように、本実施例によれば、サブ膨張機 2 3 に連結する発電機 2 2 のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させて低圧側圧力を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機 6 において動力回収を効率的に行えらるとともに、サブ膨張機 2 3 から回収した動力を発電機 2 4 の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

【 0 0 3 6 】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、図面を参照して説明する。

図 1 2 は、本実施例によるヒートポンプ式空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式空気調和装置は、冷媒として CO_2 冷媒を使用し、モータ 1 2 を有する圧縮機 1 と、室外側熱交換器 3 と、膨張機 6 と、室内側熱交換器 8 とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

また膨張機 6 の流入側にはサブ膨張機 2 3 が設けられ、このサブ膨張機 2 3 の駆動軸には発電機 2 4 が接続されている。

またサブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 と並列に、サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 をバイパスするバイパス回路が設けられ、このバイパス回路にサブ膨張機 2 1 が設けられ、このサブ膨張機 2 1 の駆動軸には発電機 2 2 が接続されている。

また、膨張機 6 の駆動軸と圧縮機 1 の駆動軸とは連結されており、圧縮機 1 は膨張機 6 で回収した動力を駆動に利用している。

【 0 0 3 7 】

本実施例によるヒートポンプ式空気調和装置の動作について以下に説明する。冷媒は、モータ 1 2 で駆動される圧縮機 1 により高温高圧に圧縮されて吐出され、室外側熱交換器 3 に導入される。室外側熱交換器 3 では、 CO_2 冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後 CO_2 冷媒は、サブ膨張機 2 3、膨張機 6、及びサブ膨張機 2 1 に導入され、サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 とサブ膨張機 2 1 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は圧縮機 1 の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器 3 の出口側で検出した高圧冷媒温度と高圧冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには発電機 2 2 のトルク（発電機負荷）を小さくしてバイパス回路に流す冷媒量を増加させることで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには発電機 2 4 のトルク（発電機負荷）を大きくして高圧側圧力を増加させることで膨張機 6 に流入する体積流量を増加させる。

サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒又はサブ膨張機 2 1 にて減圧された CO_2 冷媒は、室内側熱交換器 8 にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は圧縮機 1 に吸入される。

【 0 0 3 8 】

以上のように、本実施例によれば、サブ膨張機 2 1 に連結する発電機 2 2 のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させてバイパス回路を流れる冷媒量を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができ、一方でサブ膨張機 2 3 に連結する発電機 2 4 のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させて高圧側圧力を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機 6 において動力回収を効率的に行えらるとともに、サブ膨張機 2 1 及びサブ膨張機 2 3 から回収した動力を発電機 2 2 と発電機 2 4 の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

【 0 0 3 9 】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、ヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置について、図面を参照して説明する。

図 1 3 は、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置は、冷媒として CO_2 冷媒を使用し、モータ12を有する圧縮機1と、室外側熱交換器3と、膨張機6と、室内側熱交換器8とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

また膨張機6の流入側にはサブ膨張機23が設けられ、このサブ膨張機23の駆動軸には発電機24が接続されている。

またサブ膨張機23及び膨張機6と並列に、サブ膨張機23及び膨張機6をバイパスするバイパス回路が設けられ、このバイパス回路にサブ膨張機21が設けられ、このサブ膨張機21の駆動軸には発電機22が接続されている。なお、このバイパス回路もサブ膨張機23及び膨張機6と同様に第2四方弁4に接続されている。

また、膨張機6の駆動軸と圧縮機1の駆動軸とは連結されており、圧縮機1は膨張機6で回収した動力を駆動に利用している。

そしてこの冷媒回路には、圧縮機1の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第1四方弁2と、サブ膨張機23の吸入側配管と膨張機6の吐出側配管とが接続されるとともに、バイパス回路が接続される第2四方弁4とを備えている。

【0040】

本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の動作について以下に説明する。

まず、室外側熱交換器3を放熱器、室内側熱交換器8を蒸発器として用いる冷房運転モードについて説明する。この冷房運転モードでの冷媒流れを、図中実線矢印で示す。

冷房運転モード時の冷媒は、モータ12で駆動される圧縮機1により高温高压に圧縮されて吐出され、第1四方弁2を経て、室外側熱交換器3に導入される。室外側熱交換器3では、 CO_2 冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後 CO_2 冷媒は、サブ膨張機23、膨張機6、及びサブ膨張機21に導入され、サブ膨張機23及び膨張機6とサブ膨張機21で減圧される。この減圧時に膨張機6で回収した動力は圧縮機1の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器3の出口側で検出した高压冷媒温度と高压冷媒圧力とから膨張機6に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには発電機22のトルク（発電機負荷）を小さくしてバイパス回路に流す冷媒量を増加させることで膨張機6に流入する体積流量を減少させる。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには発電機24のトルク（発電機負荷）を大きくして高压側圧力を増加させることで膨張機6に流入する体積流量を増加させる。

サブ膨張機23及び膨張機6にて減圧された CO_2 冷媒又はサブ膨張機21にて減圧された CO_2 冷媒は、第2四方弁4を経由して室内側熱交換器8に導かれ、室内側熱交換器8にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は圧縮機1に吸入される。

【0041】

次に、室外側熱交換器3を蒸発器、室内側熱交換器8を放熱器として用いる暖房運転モードについて説明する。この暖房運転モードでの冷媒流れを、図中波線矢印で示す。

暖房運転モード時の冷媒は、モータ12で駆動される圧縮機1により高温高压に圧縮されて吐出され、第1四方弁2を経て、室内側熱交換器8に導入される。室内側熱交換器8では、 CO_2 冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱し、この放熱を利用して例えば室内暖房が行われる。その後 CO_2 冷媒は、サブ膨張機23、膨張機6、及びサブ膨張機21に導入され、サブ膨張機23及び膨張機6とサブ膨張機21で減圧される。この減圧時に膨張機6で回収した動力は圧縮機1の駆動に用いられる。このとき、例えば室内側熱交換器8の出口側で検出した高压冷媒温度と高压冷媒圧力とから膨張機6に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには発電機22のトルク（発電機負荷）を小さくしてバイパス回路に流す冷媒量を増加させることで膨張機6に流入する体積流量を減少させる。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには発電機24のトルク（発電機負荷）を大きくして高压側圧力を増加させることで膨張機6に流入する体積流量を増加させる。

サブ膨張機23及び膨張機6にて減圧された CO_2 冷媒又はサブ膨張機21にて減圧され

10

20

30

40

50

たCO₂冷媒は、第2四方弁4を経由して室外側熱交換器3に導かれ、室外側熱交換器3にて蒸発して吸熱し、蒸発を終えた冷媒は第1四方弁2を経由して圧縮機1に吸入される。

【0042】

以上のように、本実施例によれば、サブ膨張機21に連結する発電機22のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させてバイパス回路を流れる冷媒量を調節することで、膨張機6に流れる冷媒量を制御することができ、一方でサブ膨張機23に連結する発電機24のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させて高圧側圧力を調節することで、膨張機6に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機6において動力回収を効率的に行えるとともに、サブ膨張機21及びサブ膨張機23から回収した動力を発電機22と発電機24の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

10

【0043】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、図面を参照して説明する。

図14は、本実施例によるヒートポンプ式空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式空気調和装置は、冷媒としてCO₂冷媒を使用し、モータ12を有する圧縮機1と、室外側熱交換器3と、膨張機6と、室内側熱交換器8とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

また膨張機6の流入側にはサブ膨張機23が設けられ、このサブ膨張機23の駆動軸には発電機24が接続されている。

20

またサブ膨張機23及び膨張機6と並列に、サブ膨張機23及び膨張機6をバイパスするバイパス回路が設けられ、このバイパス回路にバイパス弁7が設けられている。

また、膨張機6の駆動軸と圧縮機1の駆動軸とは連結されており、圧縮機1は膨張機6で回収した動力を駆動に利用している。

【0044】

本実施例によるヒートポンプ式空気調和装置の動作について以下に説明する。冷媒は、モータ12で駆動される圧縮機1により高温高圧に圧縮されて吐出され、室外側熱交換器3に導入される。室外側熱交換器3では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後CO₂冷媒は、サブ膨張機23及び膨張機6に導入され、サブ膨張機23及び膨張機6で減圧される。この減圧時に膨張機6で回収した動力は圧縮機1の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器3の出口側で検出した高圧冷媒温度と高圧冷媒圧力とから膨張機6に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときにはバイパス弁7の開度を大きくしてバイパス回路に流す冷媒量を増加させることで膨張機6に流入する体積流量を減少させる。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには発電機24のトルク（発電機負荷）を大きくして高圧側圧力を増加させることで膨張機6に流入する体積流量を増加させる。

30

サブ膨張機23及び膨張機6にて減圧されたCO₂冷媒は、室内側熱交換器8にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は圧縮機1に吸入される。

40

【0045】

以上のように、本実施例によれば、バイパス弁7の開度を変化させてバイパス回路を流れる冷媒量を調節することで、膨張機6に流れる冷媒量を制御することができ、一方でサブ膨張機23に連結する発電機24のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させて高圧側圧力を調節することで、膨張機6に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機6において動力回収を効率的に行えるとともに、サブ膨張機23から回収した動力を発電機22と発電機24の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

【0046】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、ヒートポンプ式冷暖房型空気調和

50

装置について、図面を参照して説明する。

図15は、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置は、冷媒としてCO₂冷媒を使用し、モータ12を有する圧縮機1と、室外側熱交換器3と、膨張機6と、室内側熱交換器8とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

また膨張機6の流入側にはサブ膨張機23が設けられ、このサブ膨張機23の駆動軸には発電機24が接続されている。

またサブ膨張機23及び膨張機6と並列に、サブ膨張機23及び膨張機6をバイパスするバイパス回路が設けられ、このバイパス回路にバイパス弁7が設けられている。なお、このバイパス回路もサブ膨張機23及び膨張機6と同様に第2四方弁4に接続されている。また、膨張機6の駆動軸と圧縮機1の駆動軸とは連結されており、圧縮機1は膨張機6で回収した動力を駆動に利用している。

そしてこの冷媒回路には、圧縮機1の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第1四方弁2と、サブ膨張機23の吸入側配管と膨張機6の吐出側配管とが接続されるとともにバイパス回路が接続される第2四方弁4とを備えている。

【0047】

本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の動作について以下に説明する。

まず、室外側熱交換器3を放熱器、室内側熱交換器8を蒸発器として用いる冷房運転モードについて説明する。この冷房運転モードでの冷媒流れを、図中実線矢印で示す。

冷房運転モード時の冷媒は、モータ12で駆動される圧縮機1により高温高压に圧縮されて吐出され、第1四方弁2を経て、室外側熱交換器3に導入される。室外側熱交換器3では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後CO₂冷媒は、サブ膨張機23及び膨張機6に導入され、サブ膨張機23及び膨張機6で減圧される。この減圧時に膨張機6で回収した動力は圧縮機1の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器3の出口側で検出した高压冷媒温度と高压冷媒圧力とから膨張機6に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときにはバイパス弁7の開度を大きくしてバイパス回路に流す冷媒量を増加させることで膨張機6に流入する体積流量を減少させる。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには発電機24のトルク(発電機負荷)を大きくして高压側圧力を増加させることで膨張機6に流入する体積流量を増加させる。

サブ膨張機23及び膨張機6にて減圧されたCO₂冷媒は、第2四方弁4を経由して室内側熱交換器8に導かれ、室内側熱交換器8にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は圧縮機1に吸入される。

【0048】

次に、室外側熱交換器3を蒸発器、室内側熱交換器8を放熱器として用いる暖房運転モードについて説明する。この暖房運転モードでの冷媒流れを、図中波線矢印で示す。

暖房運転モード時の冷媒は、モータ12で駆動される圧縮機1により高温高压に圧縮されて吐出され、第1四方弁2を経て、室内側熱交換器8に導入される。室内側熱交換器8では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱し、この放熱を利用して例えば室内暖房が行われる。その後CO₂冷媒は、サブ膨張機23及び膨張機6に導入され、サブ膨張機23及び膨張機6で減圧される。この減圧時に膨張機6で回収した動力は圧縮機1の駆動に用いられる。このとき、例えば室内側熱交換器8の出口側で検出した高压冷媒温度と高压冷媒圧力とから膨張機6に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときにはバイパス弁7の開度を大きくしてバイパス回路に流す冷媒量を増加させることで膨張機6に流入する体積流量を減少させる。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには発電機24のトルク(発電機負荷)を大きくして高压側圧力を増加させることで膨張機6に流入する体積流量を増加させる。

サブ膨張機23及び膨張機6にて減圧されたCO₂冷媒は、第2四方弁4を経由して室外側熱交換器3に導かれ、室外側熱交換器3にて蒸発して吸熱し、蒸発を終えた冷媒は第1

10

20

30

40

50

四方弁 2 を経由して圧縮機 1 に吸入される。

【 0 0 4 9 】

以上のように、本実施例によれば、バイパス弁 7 の開度を変化させてバイパス回路を流れる冷媒量を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができ、一方でサブ膨張機 2 3 に連結する発電機 2 4 のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させて高圧側圧力を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機 6 において動力回収を効率的に行えらるとともに、サブ膨張機 2 3 から回収した動力を発電機 2 4 の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

【 0 0 5 0 】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、図面を参照して説明する。

図 1 6 は、本実施例によるヒートポンプ式空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式空気調和装置は、冷媒として CO_2 冷媒を使用し、モータ 1 2 を有する圧縮機 1 と、室外側熱交換器 3 と、膨張機 6 と、室内側熱交換器 8 とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

また膨張機 6 の流入側には予膨張弁 5 が設けられている。

また予膨張弁 5 及び膨張機 6 と並列に、予膨張弁 5 及び膨張機 6 をバイパスするバイパス回路が設けられ、このバイパス回路にサブ膨張機 2 1 が設けられ、このサブ膨張機 2 1 の駆動軸には発電機 2 2 が接続されている。

また、膨張機 6 の駆動軸と圧縮機 1 の駆動軸とは連結されており、圧縮機 1 は膨張機 6 で回収した動力を駆動に利用している。

【 0 0 5 1 】

本実施例によるヒートポンプ式空気調和装置の動作について以下に説明する。冷媒は、モータ 1 2 で駆動される圧縮機 1 により高温高圧に圧縮されて吐出され、室外側熱交換器 3 に導入される。室外側熱交換器 3 では、 CO_2 冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後 CO_2 冷媒は、予膨張弁 5、膨張機 6、及びサブ膨張機 2 1 に導入され、予膨張弁 5 及び膨張機 6 とサブ膨張機 2 1 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は圧縮機 1 の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器 3 の出口側で検出した高圧冷媒温度と高圧冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには発電機 2 2 のトルク（発電機負荷）を小さくしてバイパス回路に流す冷媒量を増加させることで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには予膨張弁 5 の開度を小さくして高圧側圧力を増加させることで膨張機 6 に流入する体積流量を増加させる。

予膨張弁 5 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒又はサブ膨張機 2 1 にて減圧された CO_2 冷媒は、室内側熱交換器 8 にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は圧縮機 1 に吸入される。

【 0 0 5 2 】

以上のように、本実施例によれば、サブ膨張機 2 1 に連結する発電機 2 2 のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させてバイパス回路を流れる冷媒量を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができ、一方で予膨張弁 5 の開度を変化させて高圧側圧力を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機 6 において動力回収を効率的に行えらるとともに、サブ膨張機 2 1 から回収した動力を発電機 2 2 と発電機 2 4 の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

【 0 0 5 3 】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、ヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置について、図面を参照して説明する。

図 1 7 は、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置は、冷媒として C

10

20

30

40

50

CO₂冷媒を使用し、モータ12を有する圧縮機1と、室外側熱交換器3と、膨張機6と、室内側熱交換器8とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

また膨張機6の流入側には予膨張弁5が設けられている。

また予膨張弁5及び膨張機6と並列に、予膨張弁5及び膨張機6をバイパスするバイパス回路が設けられ、このバイパス回路にサブ膨張機21が設けられ、このサブ膨張機21の駆動軸には発電機22が接続されている。なお、このバイパス回路もサブ膨張機23及び膨張機6と同様に第2四方弁4に接続されている。また、膨張機6の駆動軸と圧縮機1の駆動軸とは連結されており、圧縮機1は膨張機6で回収した動力を駆動に利用している。そしてこの冷媒回路には、圧縮機1の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第1四方弁2と、予膨張弁5の吸入側配管と膨張機6の吐出側配管とが接続されるとともにバイパス回路が接続される第2四方弁4とを備えている。

10

【0054】

本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の動作について以下に説明する。

まず、室外側熱交換器3を放熱器、室内側熱交換器8を蒸発器として用いる冷房運転モードについて説明する。この冷房運転モードでの冷媒流れを、図中実線矢印で示す。

冷房運転モード時の冷媒は、モータ12で駆動される圧縮機1により高温高压に圧縮されて吐出され、第1四方弁2を経て、室外側熱交換器3に導入される。室外側熱交換器3では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後CO₂冷媒は、予膨張弁5、膨張機6、及びサブ膨張機21に導入され、予膨張弁5及び膨張機6とサブ膨張機21で減圧される。この減圧時に膨張機6で回収した動力は圧縮機1の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器3の出口側で検出した高压冷媒温度と高压冷媒圧力とから膨張機6に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには発電機22のトルク（発電機負荷）を小さくしてバイパス回路に流す冷媒量を増加させることで膨張機6に流入する体積流量を減少させる。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには予膨張弁5の開度を小さくして高压側圧力を増加させることで膨張機6に流入する体積流量を増加させる。

20

予膨張弁5及び膨張機6にて減圧されたCO₂冷媒又はサブ膨張機21にて減圧されたCO₂冷媒は、第2四方弁4を経由して室内側熱交換器8に導かれ、室内側熱交換器8にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は圧縮機1に吸入される。

30

【0055】

次に、室外側熱交換器3を蒸発器、室内側熱交換器8を放熱器として用いる暖房運転モードについて説明する。この暖房運転モードでの冷媒流れを、図中波線矢印で示す。

暖房運転モード時の冷媒は、モータ12で駆動される圧縮機1により高温高压に圧縮されて吐出され、第1四方弁2を経て、室内側熱交換器8に導入される。室内側熱交換器8では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱し、この放熱を利用して例えば室内暖房が行われる。その後CO₂冷媒は、予膨張弁5、膨張機6、及びサブ膨張機21に導入され、予膨張弁5及び膨張機6とサブ膨張機21で減圧される。この減圧時に膨張機6で回収した動力は圧縮機1の駆動に用いられる。このとき、例えば室内側熱交換器8の出口側で検出した高压冷媒温度と高压冷媒圧力とから膨張機6に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには発電機22のトルク（発電機負荷）を小さくしてバイパス回路に流す冷媒量を増加させることで膨張機6に流入する体積流量を減少させる。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには予膨張弁5の開度を小さくして高压側圧力を増加させることで膨張機6に流入する体積流量を増加させる。

40

予膨張弁5及び膨張機6にて減圧されたCO₂冷媒又はサブ膨張機21にて減圧されたCO₂冷媒は、第2四方弁4を経由して室外側熱交換器3に導かれ、室外側熱交換器3にて蒸発して吸熱し、蒸発を終えた冷媒は第1四方弁2を経由して圧縮機1に吸入される。

【0056】

50

以上のように、本実施例によれば、サブ膨張機 2 1 に連結する発電機 2 2 のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させてバイパス回路を流れる冷媒量を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができ、一方で予膨張弁 5 の開度を変化させて高圧側圧力を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機 6 において動力回収を効率的に行えたとともに、サブ膨張機 2 1 から回収した動力を発電機 2 2 の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

【 0 0 5 7 】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、図面を参照して説明する。

図 1 8 は、本実施例によるヒートポンプ式空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式空気調和装置は、冷媒として CO_2 冷媒を使用し、モータ 1 2 を有する圧縮機 1 と、室外側熱交換器 3 と、膨張機 6 と、室内側熱交換器 8 とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

また膨張機 6 の流入側にはサブ膨張機 2 3 が設けられ、このサブ膨張機 2 3 の駆動軸には発電機 2 2 が接続されている。

またサブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 と並列に、サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 をバイパスするバイパス回路が設けられ、このバイパス回路にサブ膨張機 2 1 が設けられ、このサブ膨張機 2 1 の駆動軸には発電機 2 2 が接続されている。

ここで、発電機 2 2 はサブ膨張機 2 1 及びサブ膨張機 2 3 のいずれか一方と接続するクラッチ機構を備えている。また、バイパス回路の流入側には流路弁 2 5 が設けられている。また、膨張機 6 の駆動軸と圧縮機 1 の駆動軸とは連結されており、圧縮機 1 は膨張機 6 で回収した動力を駆動に利用している。

【 0 0 5 8 】

本実施例によるヒートポンプ式空気調和装置の動作について以下に説明する。冷媒は、モータ 1 2 で駆動される圧縮機 1 により高温高圧に圧縮されて吐出され、室外側熱交換器 3 に導入される。室外側熱交換器 3 では、 CO_2 冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後 CO_2 冷媒は、サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 に導入され、サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は圧縮機 1 の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器 3 の出口側で検出した高圧冷媒温度と高圧冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには、流路弁 2 5 を開とし、発電機 2 2 をサブ膨張機 2 1 側と接続してバイパス回路に冷媒を流すことで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。この場合にはサブ膨張機 2 3 は作動させない。また発電機 2 2 のトルクを調整することでバイパス量を変更することが好ましい。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには、流路弁 2 5 を閉とし、発電機 2 2 をサブ膨張機 2 3 側と接続して高圧側圧力を上昇させて膨張機 6 に流入する体積流量を増加させる。この場合にはサブ膨張機 2 1 は作動させない。また発電機 2 2 のトルクを調整することで高圧側圧力を変更することが好ましい。

サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒、又はサブ膨張機 2 1 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒は、室内側熱交換器 8 にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は圧縮機 1 に吸入される。

【 0 0 5 9 】

以上のように、本実施例によれば、開閉弁 2 5 を開としてサブ膨張機 2 1 に発電機 2 2 を連結することでバイパス回路を流れる冷媒量を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができ、一方で開閉弁 2 5 を閉としてサブ膨張機 2 3 に連結する発電機 2 4 のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させて高圧側圧力を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機 6 において動力回収を効率的に行えたとともに、サブ膨張機 2 1 又はサブ膨張機 2 3 から回収した動力を発電機 2 2 と発電機 2 4 の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

【0060】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、ヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置について、図面を参照して説明する。

図19は、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置は、冷媒としてCO₂冷媒を使用し、モータ12を有する圧縮機1と、室外側熱交換器3と、膨張機6と、室内側熱交換器8とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

また膨張機6の流入側にはサブ膨張機23が設けられ、このサブ膨張機23の駆動軸には発電機22が接続されている。

またサブ膨張機23及び膨張機6と並列に、サブ膨張機23及び膨張機6をバイパスするバイパス回路が設けられ、このバイパス回路にサブ膨張機21が設けられ、このサブ膨張機21の駆動軸には発電機22が接続されている。なお、このバイパス回路もサブ膨張機23及び膨張機6と同様に第2四方弁4に接続されている。

ここで、発電機22はサブ膨張機21及びサブ膨張機23のいずれか一方と接続するクラッチ機構を備えている。また、バイパス回路の流入側には流路弁25が設けられている。また、膨張機6の駆動軸と圧縮機1の駆動軸とは連結されており、圧縮機1は膨張機6で回収した動力を駆動に利用している。

そしてこの冷媒回路には、圧縮機1の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第1四方弁2と、サブ膨張機23の吸入側配管と膨張機6の吐出側配管とが接続されるとともにバイパス回路が接続される第2四方弁4とを備えている。

【0061】

本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の動作について以下に説明する。

まず、室外側熱交換器3を放熱器、室内側熱交換器8を蒸発器として用いる冷房運転モードについて説明する。この冷房運転モードでの冷媒流れを、図中実線矢印で示す。

冷房運転モード時の冷媒は、モータ12で駆動される圧縮機1により高温高压に圧縮されて吐出され、第1四方弁2を経て、室外側熱交換器3に導入される。室外側熱交換器3では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後CO₂冷媒は、サブ膨張機23及び膨張機6に導入され、サブ膨張機23及び膨張機6で減圧される。この減圧時に膨張機6で回収した動力は圧縮機1の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器3の出口側で検出した高压冷媒温度と高压冷媒圧力とから膨張機6に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには、流路弁25を開とし、発電機22をサブ膨張機21側と接続してバイパス回路に冷媒を流すことで膨張機6に流入する体積流量を減少させる。この場合にはサブ膨張機23は作動させない。また発電機22のトルクを調整することでバイパス量を変更することが好ましい。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには、流路弁25を閉とし、発電機22をサブ膨張機23側と接続して高压側圧力を上昇させることで膨張機6に流入する体積流量を増加させる。この場合にはサブ膨張機21は作動させない。また発電機22のトルクを調整することで高压側圧力を変更することが好ましい。

サブ膨張機23及び膨張機6にて減圧されたCO₂冷媒、又はサブ膨張機21及び膨張機6にて減圧されたCO₂冷媒は、第2四方弁4を経由して室内側熱交換器8に導かれ、室内側熱交換器8にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は圧縮機1に吸入される。

【0062】

次に、室外側熱交換器3を蒸発器、室内側熱交換器8を放熱器として用いる暖房運転モードについて説明する。この暖房運転モードでの冷媒流れを、図中波線矢印で示す。

暖房運転モード時の冷媒は、モータ12で駆動される圧縮機1により高温高压に圧縮されて吐出され、第1四方弁2を経て、室内側熱交換器8に導入される。室内側熱交換器8では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱し、この放熱を利用して例えば室内暖房が行われる。その後CO₂冷媒は

、サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 に導入され、サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は圧縮機 1 の駆動に用いられる。このとき、例えば室内側熱交換器 8 の出口側で検出した高圧冷媒温度と高圧冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには、流路弁 2 5 を開とし、発電機 2 2 をサブ膨張機 2 1 側と接続してバイパス回路に冷媒を流すことで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。この場合にはサブ膨張機 2 3 は作動させない。また発電機 2 2 のトルクを調整することでバイパス量を変更することが好ましい。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには、流路弁 2 5 を閉とし、発電機 2 2 をサブ膨張機 2 3 側と接続して高圧側圧力を上昇させることで膨張機 6 に流入する体積流量を増加させる。この場合にはサブ膨張機 2 1 は作動させない。また発電機 2 2 のトルクを調整することで高圧側圧力を変更することが好ましい。

10

サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒、又はサブ膨張機 2 1 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒は、第 2 四方弁 4 を経由して室外側熱交換器 3 に導かれ、室外側熱交換器 3 にて蒸発して吸熱し、蒸発を終えた冷媒は第 1 四方弁 2 を経由して圧縮機 1 に吸入される。

【 0 0 6 3 】

以上のように、本実施例によれば、開閉弁 2 5 を開としてサブ膨張機 2 1 に発電機 2 2 を連結することでバイパス回路を流れる冷媒量を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができ、一方で開閉弁 2 5 を閉としてサブ膨張機 2 3 に連結する発電機 2 4 のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させて高圧側圧力を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機 6 において動力回収を効率的に行えらるとともに、サブ膨張機 2 1 又はサブ膨張機 2 3 から回収した動力を発電機 2 2 と発電機 2 4 の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

20

【 0 0 6 4 】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、図面を参照して説明する。

図 2 0 は、本実施例によるヒートポンプ式空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式空気調和装置は、冷媒として CO_2 冷媒を使用し、モータ 1 2 を有する圧縮機 1 と、室外側熱交換器 3 と、膨張機 6 と、室内側熱交換器 8 とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

30

また膨張機 6 の吐出側にはサブ膨張機 2 3 が設けられ、このサブ膨張機 2 3 の駆動軸には発電機 2 2 が接続されている。

またサブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 と並列に、サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 をバイパスするバイパス回路が設けられ、このバイパス回路にサブ膨張機 2 1 が設けられ、このサブ膨張機 2 1 の駆動軸には発電機 2 2 が接続されている。

ここで、発電機 2 2 はサブ膨張機 2 1 及びサブ膨張機 2 3 のいずれか一方と接続するクラッチ機構を備えている。また、バイパス回路の流入側には流路弁 2 5 が設けられている。また、膨張機 6 の駆動軸と圧縮機 1 の駆動軸とは連結されており、圧縮機 1 は膨張機 6 で回収した動力を駆動に利用している。

【 0 0 6 5 】

40

本実施例によるヒートポンプ式空気調和装置の動作について以下に説明する。冷媒は、モータ 1 2 で駆動される圧縮機 1 により高温高圧に圧縮されて吐出され、室外側熱交換器 3 に導入される。室外側熱交換器 3 では、 CO_2 冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後 CO_2 冷媒は、膨張機 6 及びサブ膨張機 2 3 に導入され、膨張機 6 及びサブ膨張機 2 3 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は圧縮機 1 の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器 3 の出口側で検出した高圧冷媒温度と高圧冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには、流路弁 2 5 を開とし、発電機 2 2 をサブ膨張機 2 1 側と接続してバイパス回路に冷媒を流すことで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。この場合にはサブ膨張機 2 3 は作動させない。また発電機

50

22のトルクを調整することでバイパス量を変更することが好ましい。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには、流路弁25を閉とし、発電機22をサブ膨張機23側と接続して低圧側圧力を低下させることで、膨張機6に流入する体積流量を増加させる。この場合にはサブ膨張機21は作動させない。また発電機22のトルクを調整することで低圧側圧力を変更することが好ましい。

サブ膨張機23及び膨張機6にて減圧されたCO₂冷媒、又はサブ膨張機21及び膨張機6にて減圧されたCO₂冷媒は、室内側熱交換器8にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は圧縮機1に吸入される。

【0066】

以上のように、本実施例によれば、開閉弁25を開としてサブ膨張機21に発電機22を連結することでバイパス回路を流れる冷媒量を調節することで、膨張機6に流れる冷媒量を制御することができ、一方で開閉弁25を閉としてサブ膨張機23に連結する発電機24のトルク(即ち、発電機の負荷)を変化させて低圧側圧力を調節することで、膨張機6に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機6において動力回収を効率的に行えらるとともに、サブ膨張機21又はサブ膨張機23から回収した動力を発電機22と発電機24の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

【0067】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、ヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置について、図面を参照して説明する。

図21は、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置は、冷媒としてCO₂冷媒を使用し、モータ12を有する圧縮機1と、室外側熱交換器3と、膨張機6と、室内側熱交換器8とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

また膨張機6の吐出側にはサブ膨張機23が設けられ、このサブ膨張機23の駆動軸には発電機22が接続されている。

またサブ膨張機23及び膨張機6と並列に、サブ膨張機23及び膨張機6をバイパスするバイパス回路が設けられ、このバイパス回路にサブ膨張機21が設けられ、このサブ膨張機21の駆動軸には発電機22が接続されている。なお、このバイパス回路もサブ膨張機23及び膨張機6と同様に第2四方弁4に接続されている。

ここで、発電機22はサブ膨張機21及びサブ膨張機23のいずれか一方と接続するクラッチ機構を備えている。また、バイパス回路の流入側には流路弁25が設けられている。また、膨張機6の駆動軸と圧縮機1の駆動軸とは連結されており、圧縮機1は膨張機6で回収した動力を駆動に利用している。

そしてこの冷媒回路には、圧縮機1の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第1四方弁2と、サブ膨張機23の吐出側配管と膨張機6の流入側配管とが接続されるとともにバイパス回路が接続される第2四方弁4とを備えている。

【0068】

本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の動作について以下に説明する。

まず、室外側熱交換器3を放熱器、室内側熱交換器8を蒸発器として用いる冷房運転モードについて説明する。この冷房運転モードでの冷媒流れを、図中実線矢印で示す。

冷房運転モード時の冷媒は、モータ12で駆動される圧縮機1により高温高压に圧縮されて吐出され、第1四方弁2を経て、室外側熱交換器3に導入される。室外側熱交換器3では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後CO₂冷媒は、膨張機6及びサブ膨張機23に導入され、膨張機6及びサブ膨張機23で減圧される。この減圧時に膨張機6で回収した動力は圧縮機1の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器3の出口側で検出した高压冷媒温度と高压冷媒圧力とから膨張機6に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには、流路弁25を開とし、発電機22をサブ膨張機21側と接続してバイパス回路に冷媒を流すことで膨張機6に流入する体積流量を減少させる。この

10

20

30

40

50

場合にはサブ膨張機 2 3 は作動させない。また発電機 2 2 のトルクを調整することでバイパス量を変更することが好ましい。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには、流路弁 2 5 を閉とし、発電機 2 2 をサブ膨張機 2 3 側と接続して低圧側圧力を低下させることで膨張機 6 に流入する体積流量を増加させる。この場合にはサブ膨張機 2 1 は作動させない。また発電機 2 2 のトルクを調整することで低圧側圧力を変更することが好ましい。

サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒、又はサブ膨張機 2 1 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒は、第 2 四方弁 4 を経由して室内側熱交換器 8 に導かれ、室内側熱交換器 8 にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は圧縮機 1 に吸入される。

【 0 0 6 9 】

次に、室外側熱交換器 3 を蒸発器、室内側熱交換器 8 を放熱器として用いる暖房運転モードについて説明する。この暖房運転モードでの冷媒流れを、図中波線矢印で示す。

暖房運転モード時の冷媒は、モータ 1 2 で駆動される圧縮機 1 により高温高圧に圧縮されて吐出され、第 1 四方弁 2 を経て、室内側熱交換器 8 に導入される。室内側熱交換器 8 では、 CO_2 冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱し、この放熱を利用して例えば室内暖房が行われる。その後 CO_2 冷媒は、膨張機 6 及びサブ膨張機 2 3 に導入され、膨張機 6 及びサブ膨張機 2 3 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は圧縮機 1 の駆動に用いられる。このとき、例えば室内側熱交換器 8 の出口側で検出した高圧冷媒温度と高圧冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには、流路弁 2 5 を開とし、発電機 2 2 をサブ膨張機 2 1 側と接続してバイパス回路に冷媒を流すことで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。この場合にはサブ膨張機 2 3 は作動させない。また発電機 2 2 のトルクを調整することでバイパス量を変更することが好ましい。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには、流路弁 2 5 を閉とし、発電機 2 2 をサブ膨張機 2 3 側と接続して低圧側圧力を低下させることで膨張機 6 に流入する体積流量を増加させる。この場合にはサブ膨張機 2 1 は作動させない。また発電機 2 2 のトルクを調整することで低圧側圧力を変更することが好ましい。

サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒、又はサブ膨張機 2 1 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒は、第 2 四方弁 4 を経由して室外側熱交換器 3 に導かれ、室外側熱交換器 3 にて蒸発して吸熱し、蒸発を終えた冷媒は第 1 四方弁 2 を経由して圧縮機 1 に吸入される。

【 0 0 7 0 】

以上のように、本実施例によれば、開閉弁 2 5 を開としてサブ膨張機 2 1 に発電機 2 2 を連結することでバイパス回路を流れる冷媒量を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができ、一方で開閉弁 2 5 を閉としてサブ膨張機 2 3 に連結する発電機 2 2 のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させて低圧側圧力を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機 6 において動力回収を効率的に行えらるとともに、サブ膨張機 2 1 又はサブ膨張機 2 3 から回収した動力を発電機 2 2 の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

【 0 0 7 1 】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、ヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置について、図面を参照して説明する。

図 2 2 は、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置は、冷媒として CO_2 冷媒を使用し、モータ 1 2 を有する圧縮機 1 と、室外側熱交換器 3 と、膨張機 6 と、室内側熱交換器 8 と、補助圧縮機 1 0 とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

そしてこの冷媒回路には、圧縮機 1 の吐出側配管と補助圧縮機 1 0 の吸入側配管とが接続される第 1 四方弁 2 と、膨張機 6 の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第 2 四方弁 4 とを備えている。

10

20

30

40

50

膨張機 6 と並列に、この膨張機 6 をバイパスするバイパス回路が設けられ、このバイパス回路にサブ膨張機 2 1 が設けられ、このサブ膨張機 2 1 の駆動軸には発電機 2 2 が接続されている。なお、このバイパス回路も膨張機 6 と同様に第 2 四方弁 4 に接続されている。また、膨張機 6 の駆動軸と補助圧縮機 1 0 の駆動軸とは連結されており、補助圧縮機 1 0 は膨張機 6 で回収した動力によって駆動される。

【 0 0 7 2 】

本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の動作について以下に説明する。

まず、室外側熱交換器 3 を放熱器、室内側熱交換器 8 を蒸発器として用いる冷房運転モードについて説明する。この冷房運転モードでの冷媒流れを、図中実線矢印で示す。

冷房運転モード時の冷媒は、モータ 1 2 で駆動される圧縮機 1 により高温高压に圧縮されて吐出され、第 1 四方弁 2 を経て、室外側熱交換器 3 に導入される。室外側熱交換器 3 10

では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後CO₂冷媒は、第 2 四方弁 4 を経て膨張機 6 及びサブ膨張機

2 1 に導入され、膨張機 6 又はサブ膨張機 2 1 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は補助圧縮機 1 0 の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器 3 の

出口側で検出した高压冷媒温度と高压冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには発電機 2 2 のトルク（発電機負荷）を小さくしてバイパス回路に流す冷媒量を増加させることで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。また、膨張機 6 に流れる最適冷媒量が算出した最適冷媒量よりも少ない

ときには発電機 2 2 のトルク（発電機負荷）を大きくしてバイパス回路に流す冷媒量を減少させることで膨張機 6 に流入する体積流量を増加させる。サブ膨張機 2 1 及び膨張機 6

にて減圧されたCO₂冷媒は第 2 四方弁 4 を経由して室内側熱交換器 8 に導かれ、室内側熱交換器 8 にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は、第 1 四方弁 2 を経て補助圧縮機 1 0 に導かれ、補助圧縮機 1 0 によって過給（チャージャ）され圧縮機 1 に吸入される。

【 0 0 7 3 】

次に、室外側熱交換器 3 を蒸発器、室内側熱交換器 8 を放熱器として用いる暖房運転モードについて説明する。この暖房運転モードでの冷媒流れを、図中波線矢印で示す。

暖房運転モード時の冷媒は、モータ 1 2 で駆動される圧縮機 1 により高温高压に圧縮されて吐出され、第 1 四方弁 2 を経て、室内側熱交換器 8 に導入される。室内側熱交換器 8 30

では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱し、この放熱を利用して例えば室内暖房が行われる。その後CO₂冷媒は、第 2 四方弁 4 を経て膨張機 6 及びサブ膨張機 2 1 に導入され、膨張機 6 又はサブ膨張機

2 1 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は補助圧縮機 1 0 の駆動に用いられる。このとき、例えば室内側熱交換器 8 の出口側で検出した高压冷媒温度と高压冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには発電機 2 2 のトルク（発電機負荷）を小さくしてバイパス回路に流す冷媒量を増加させることで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。また、膨張機 6 に流れる最適冷媒量が算出した最適冷媒量よりも少ないときには発電機 2 2 のトルク（発電機負荷）を大きくしてバイパス回路に流す冷媒量を減少させることで膨張機 6 に流入する体積流量

を増加させる。

膨張機 6 及びサブ膨張機 2 1 にて減圧されたCO₂冷媒は、第 2 四方弁 4 を経由して室外側熱交換器 3 に導かれ、室外側熱交換器 3 にて蒸発して吸熱し、蒸発を終えた冷媒は第 1 四方弁 2 を経由して補助圧縮機 1 0 に導かれ、補助圧縮機 1 0 によって過給（チャージャ）され圧縮機 1 に吸入される。

【 0 0 7 4 】

以上のように、本実施例によれば、サブ膨張機 2 1 に連結する発電機 2 2 のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させてバイパス回路を流れる冷媒量を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機 6 において動力回収を効率的に行えらるとともに、このバイパス流量制御中に、サブ膨張機 2 1 から回収した動力を発電機

50

22の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

【0075】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、ヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置について、図面を参照して説明する。

図23は、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置は、冷媒としてCO₂冷媒を使用し、モータ12を有する圧縮機1と、補助圧縮機10と、室外側熱交換器3と、膨張機6と、室内側熱交換器8とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

そしてこの冷媒回路には、圧縮機1の吸入側配管と補助圧縮機10の吐出側配管とが接続される第1四方弁2と、膨張機6の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第2四方弁4とを備えている。

膨張機6と並列に、この膨張機6をバイパスするバイパス回路が設けられ、このバイパス回路にサブ膨張機21が設けられ、このサブ膨張機21の駆動軸には発電機22が接続されている。なお、このバイパス回路も膨張機6と同様に第2四方弁4に接続されている。また、膨張機6の駆動軸と補助圧縮機10の駆動軸とは連結されており、補助圧縮機10は膨張機6で回収した動力によって駆動される。

【0076】

本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の動作について以下に説明する。

まず、室外側熱交換器3を放熱器、室内側熱交換器8を蒸発器として用いる冷房運転モードについて説明する。この冷房運転モードでの冷媒流れを、図中実線矢印で示す。

冷房運転モード時の冷媒は、モータ12で駆動される圧縮機1により高温高圧に圧縮されて吐出され、補助圧縮機10に導かれ、補助圧縮機10によって更に過圧(エクスペッサ)された後に、第1四方弁2を経て、室外側熱交換器3に導入される。室外側熱交換器3では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後CO₂冷媒は、第2四方弁4を経て膨張機6及びサブ膨張機21に導入され、膨張機6又はサブ膨張機21で減圧される。この減圧時に膨張機6で回収した動力は補助圧縮機10の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器3の出口側で検出した高圧冷媒温度と高圧冷媒圧力とから膨張機6に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには発電機22のトルク(発電機負荷)を小さくしてバイパス回路に流す冷媒量を増加させることで膨張機6に流入する体積流量を減少させる。また、膨張機6に流れる最適冷媒量が算出した最適冷媒量よりも少ないときには発電機22のトルク(発電機負荷)を大きくしてバイパス回路に流す冷媒量を減少させることで膨張機6に流入する体積流量を増加させる。

サブ膨張機21及び膨張機6にて減圧されたCO₂冷媒は第2四方弁4を經由して室内側熱交換器8に導かれ、室内側熱交換器8にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は、第1四方弁2を経て圧縮機1に吸入される。

【0077】

次に、室外側熱交換器3を蒸発器、室内側熱交換器8を放熱器として用いる暖房運転モードについて説明する。この暖房運転モードでの冷媒流れを、図中波線矢印で示す。

暖房運転モード時の冷媒は、モータ12で駆動される圧縮機1により高温高圧に圧縮されて吐出され、補助圧縮機10に導かれ、補助圧縮機10によって更に過圧(エクスペッサ)された後に、第1四方弁2を経て、室内側熱交換器8に導入される。室内側熱交換器8では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱し、この放熱を利用して例えば室内暖房が行われる。その後CO₂冷媒は、第2四方弁4を経て膨張機6及びサブ膨張機21に導入され、膨張機6又はサブ膨張機21で減圧される。この減圧時に膨張機6で回収した動力は補助圧縮機10の駆動に用いられる。このとき、例えば室内側熱交換器8の出口側で検出した高圧冷媒温度と高圧冷媒圧力とから膨張機6に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには発電機22のトルク(発電機負荷)を小さくしてバイパス回路に流す冷

10

20

30

40

50

媒量を増加させることで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。また、膨張機 6 に流れる最適冷媒量が算出した最適冷媒量よりも少ないときには発電機 2 2 のトルク（発電機負荷）を大きくしてバイパス回路に流す冷媒量を減少させることで膨張機 6 に流入する体積流量を増加させる。

膨張機 6 及びサブ膨張機 2 1 にて減圧された CO_2 冷媒は、第 2 四方弁 4 を経由して室外側熱交換器 3 に導かれ、室外側熱交換器 3 にて蒸発して吸熱し、蒸発を終えた冷媒は第 1 四方弁 2 を経由して圧縮機 1 に吸入される。

【0078】

以上のように、本実施例によれば、サブ膨張機 2 1 に連結する発電機 2 2 のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させてバイパス回路を流れる冷媒量を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機 6 において動力回収を効率的に行えらるとともに、このバイパス流量制御中に、サブ膨張機 2 1 から回収した動力を発電機 2 2 の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

10

【0079】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、ヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置について、図面を参照して説明する。

図 2 4 は、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置は、冷媒として CO_2 冷媒を使用し、モータ 1 2 を有する圧縮機 1 と、室外側熱交換器 3 と、膨張機 6 と、室内側熱交換器 8 と、補助圧縮機 1 0 とを配管で接続した冷媒回路から構成される。また膨張機 6 の流入側にはサブ膨張機 2 3 が設けられ、このサブ膨張機 2 3 の駆動軸には発電機 2 4 が接続されている。

20

また、膨張機 6 の駆動軸と補助圧縮機 1 0 の駆動軸とは連結されており、補助圧縮機 1 0 は膨張機 6 で回収した動力によって駆動される。

そしてこの冷媒回路には、圧縮機 1 の吐出側配管と補助圧縮機 1 0 の吸入側配管とが接続される第 1 四方弁 2 と、サブ膨張機 2 3 の吸入側配管と膨張機 6 の吐出側配管とが接続される第 2 四方弁 4 とを備えている。

【0080】

本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の動作について以下に説明する。

30

まず、室外側熱交換器 3 を放熱器、室内側熱交換器 8 を蒸発器として用いる冷房運転モードについて説明する。この冷房運転モードでの冷媒流れを、図中実線矢印で示す。

冷房運転モード時の冷媒は、モータ 1 2 で駆動される圧縮機 1 により高温高压に圧縮されて吐出され、第 1 四方弁 2 を経て、室外側熱交換器 3 に導入される。室外側熱交換器 3 では、 CO_2 冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後 CO_2 冷媒は、第 2 四方弁 4 を経てサブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 に導入され、サブ膨張機 2 3 と膨張機 6 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は補助圧縮機 1 0 の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器 3 の出口側で検出した高压冷媒温度と高压冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには発電機 2 4 のトルク（発電機負荷）を大きくして高压側圧力を上昇させることで膨張機 6 に流入する体積流量を増加させる。また、膨張機 6 に流れる最適冷媒量が算出した最適冷媒量よりも多いときには発電機 2 4 のトルク（発電機負荷）を小さくして高压側圧力を低下させることで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。

40

サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒は第 2 四方弁 4 を経由して室内側熱交換器 8 に導かれ、室内側熱交換器 8 にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は、第 1 四方弁 2 を経て補助圧縮機 1 0 に導かれ、補助圧縮機 1 0 によって過給（チャージャ）され圧縮機 1 に吸入される。

【0081】

次に、室外側熱交換器 3 を蒸発器、室内側熱交換器 8 を放熱器として用いる暖房運転モー

50

ドについて説明する。この暖房運転モードでの冷媒流れを、図中波線矢印で示す。暖房運転モード時の冷媒は、モータ12で駆動される圧縮機1により高温高压に圧縮されて吐出され、第1四方弁2を経て、室内側熱交換器8に導入される。室内側熱交換器8では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱し、この放熱を利用して例えば室内暖房が行われる。その後CO₂冷媒は、第2四方弁4を経てサブ膨張機23及び膨張機6に導入され、サブ膨張機23と膨張機6で減圧される。この減圧時に膨張機6で回収した動力は補助圧縮機10の駆動に用いられる。このとき、例えば室内側熱交換器8の出口側で検出した高压冷媒温度と高压冷媒圧力とから膨張機6に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには発電機24のトルク（発電機負荷）を大きくして高压側圧力を上昇させることで膨張機6に流入する体積流量を増加させる。また、膨張機6に流れる最適冷媒量が算出した最適冷媒量よりも多いときには発電機24のトルク（発電機負荷）を小さくして高压側圧力を低下させることで膨張機6に流入する体積流量を減少させる。サブ膨張機23及び膨張機6にて減圧されたCO₂冷媒は、室外側熱交換器3にて蒸発して吸熱し、蒸発を終えた冷媒は第1四方弁2を経由して補助圧縮機10に導かれ、補助圧縮機10によって過給（チャージャ）され圧縮機1に吸入される。

【0082】

以上のように、本実施例によれば、サブ膨張機23に連結する発電機24のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させて高压側圧力を調節することで、膨張機6に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機6において動力回収を効率的に行えらるとともに、サブ膨張機23から回収した動力を発電機24の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

【0083】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、ヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置について、図面を参照して説明する。

図25は、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置は、冷媒としてCO₂冷媒を使用し、モータ12を有する圧縮機1と、補助圧縮機10と、室外側熱交換器3と、膨張機6と、室内側熱交換器8とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

また膨張機6の流入側にはサブ膨張機23が設けられ、このサブ膨張機23の駆動軸には発電機24が接続されている。

また、膨張機6の駆動軸と補助圧縮機10の駆動軸とは連結されており、補助圧縮機10は膨張機6で回収した動力によって駆動される。

そしてこの冷媒回路には、圧縮機1の吸入側配管と補助圧縮機10の吐出側配管とが接続される第1四方弁2と、サブ膨張機23の吸入側配管と膨張機6の吐出側配管とが接続される第2四方弁4とを備えている。

【0084】

本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の動作について以下に説明する。

まず、室外側熱交換器3を放熱器、室内側熱交換器8を蒸発器として用いる冷房運転モードについて説明する。この冷房運転モードでの冷媒流れを、図中実線矢印で示す。

冷房運転モード時の冷媒は、モータ12で駆動される圧縮機1により高温高压に圧縮されて吐出され、補助圧縮機10に導かれ、補助圧縮機10によって更に過圧（エキスプレッサ）された後に、第1四方弁2を経て、室外側熱交換器3に導入される。室外側熱交換器3では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後CO₂冷媒は、第2四方弁4を経てサブ膨張機23及び膨張機6に導入され、サブ膨張機23と膨張機6で減圧される。この減圧時に膨張機6で回収した動力は補助圧縮機10の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器3の出口側で検出した高压冷媒温度と高压冷媒圧力とから膨張機6に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには発電機24のトルク（発電機負荷）を大きくして高压側圧力を上昇させることで膨張機6に流入する体積流量を増加さ

10

20

30

40

50

せる。また、膨張機 6 に流れる最適冷媒量が算出した最適冷媒量よりも多いときには発電機 24 のトルク（発電機負荷）を小さくして高圧側圧力を低下させることで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。

サブ膨張機 23 及び膨張機 6 にて減圧された CO₂冷媒は第 2 四方弁 4 を経由して室内側熱交換器 8 に導かれ、室内側熱交換器 8 にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は、第 1 四方弁 2 を経て圧縮機 1 に吸入される。

【0085】

次に、室外側熱交換器 3 を蒸発器、室内側熱交換器 8 を放熱器として用いる暖房運転モードについて説明する。この暖房運転モードでの冷媒流れを、図中波線矢印で示す。

暖房運転モード時の冷媒は、モータ 12 で駆動される圧縮機 1 により高温高圧に圧縮されて吐出され、補助圧縮機 10 に導かれ、補助圧縮機 10 によって更に過圧（エクスペッサ）された後に、第 1 四方弁 2 を経て、室内側熱交換器 8 に導入される。室内側熱交換器 8 では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱し、この放熱を利用して例えば室内暖房が行われる。その後 CO₂冷媒は、第 2 四方弁 4 を経てサブ膨張機 23 及び膨張機 6 に導入され、サブ膨張機 23 と膨張機 6 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は補助圧縮機 10 の駆動に用いられる。このとき、例えば室内側熱交換器 8 の出口側で検出した高圧冷媒温度と高圧冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには発電機 24 のトルク（発電機負荷）を大きくして高圧側圧力を上昇させることで膨張機 6 に流入する体積流量を増加させる。また、膨張機 6 に流れる最適冷媒量が算出した最適冷媒量よりも多いときには発電機 24 のトルク（発電機負荷）を小さくして高圧側圧力を低下させることで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。

サブ膨張機 23 及び膨張機 6 にて減圧された CO₂冷媒は、室外側熱交換器 3 にて蒸発して吸熱し、蒸発を終えた冷媒は第 1 四方弁 2 を経由して圧縮機 1 に吸入される。

【0086】

以上のように、本実施例によれば、サブ膨張機 23 に連結する発電機 24 のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させて高圧側圧力を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機 6 において動力回収を効率的に行えらるとともに、サブ膨張機 23 から回収した動力を発電機 24 の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

【0087】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、ヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置について、図面を参照して説明する。

図 26 は、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置は、冷媒として CO₂冷媒を使用し、モータ 12 を有する圧縮機 1 と、室外側熱交換器 3 と、膨張機 6 と、室内側熱交換器 8 と、補助圧縮機 10 とを配管で接続した冷媒回路から構成される。また膨張機 6 の吐出側にはサブ膨張機 23 が設けられ、このサブ膨張機 23 の駆動軸には発電機 24 が接続されている。

また、膨張機 6 の駆動軸と補助圧縮機 10 の駆動軸とは連結されており、補助圧縮機 10 は膨張機 6 で回収した動力によって駆動される。

そしてこの冷媒回路には、圧縮機 1 の吐出側配管と補助圧縮機 10 の吸入側配管とが接続される第 1 四方弁 2 と、サブ膨張機 23 の吐出側配管と膨張機 6 の吸入側配管とが接続される第 2 四方弁 4 とを備えている。

【0088】

本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の動作について以下に説明する。

まず、室外側熱交換器 3 を放熱器、室内側熱交換器 8 を蒸発器として用いる冷房運転モードについて説明する。この冷房運転モードでの冷媒流れを、図中実線矢印で示す。

冷房運転モード時の冷媒は、モータ 12 で駆動される圧縮機 1 により高温高圧に圧縮されて吐出され、第 1 四方弁 2 を経て、室外側熱交換器 3 に導入される。室外側熱交換器 3 で

10

20

30

40

50

は、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後CO₂冷媒は、第2四方弁4を経て膨張機6及びサブ膨張機23に導入され、膨張機6とサブ膨張機23で減圧される。この減圧時に膨張機6で回収した動力は補助圧縮機10の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器3の出口側で検出した高圧冷媒温度と高圧冷媒圧力とから膨張機6に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには発電機22のトルク（発電機負荷）を大きくして低圧側圧力を低下させることで膨張機6に流入する体積流量を増加させる。また、膨張機6に流れる最適冷媒量が算出した最適冷媒量よりも多いときには発電機22のトルク（発電機負荷）を小さくして低圧側圧力を上昇させることで膨張機6に流入する体積流量を減少させる。

10

膨張機6及びサブ膨張機23にて減圧されたCO₂冷媒は、第2四方弁4を經由して室内側熱交換器8に導かれ、室内側熱交換器8にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は、第1四方弁2を経て補助圧縮機10に導かれ、補助圧縮機10によって過給（チャージャ）され圧縮機1に吸入される。

【0089】

次に、室外側熱交換器3を蒸発器、室内側熱交換器8を放熱器として用いる暖房運転モードについて説明する。この暖房運転モードでの冷媒流れを、図中波線矢印で示す。

暖房運転モード時の冷媒は、モータ12で駆動される圧縮機1により高温高圧に圧縮されて吐出され、第1四方弁2を経て、室内側熱交換器8に導入される。室内側熱交換器8では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱し、この放熱を利用して例えば室内暖房が行われる。その後CO₂冷媒は、第2四方弁4を経て膨張機6及びサブ膨張機23に導入され、膨張機6とサブ膨張機23で減圧される。この減圧時に膨張機6で回収した動力は補助圧縮機10の駆動に用いられる。このとき、例えば室内側熱交換器8の出口側で検出した高圧冷媒温度と高圧冷媒圧力とから膨張機6に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには発電機22のトルク（発電機負荷）を大きくして低圧側圧力を低下させることで膨張機6に流入する体積流量を増加させる。また、膨張機6に流れる最適冷媒量が算出した最適冷媒量よりも多いときには発電機22のトルク（発電機負荷）を小さくして低圧側圧力を上昇させることで膨張機6に流入する体積流量を減少させる。

20

膨張機6及びサブ膨張機23にて減圧されたCO₂冷媒は、室外側熱交換器3にて蒸発して吸熱し、蒸発を終えた冷媒は第1四方弁2を經由して補助圧縮機10に導かれ、補助圧縮機10によって過給（チャージャ）され圧縮機1に吸入される。

30

【0090】

以上のように、本実施例によれば、サブ膨張機23に連結する発電機22のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させて低圧側圧力を調節することで、膨張機6に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機6において動力回収を効率的に行えたとともに、サブ膨張機23から回収した動力を発電機24の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

【0091】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、ヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置について、図面を参照して説明する。

40

図27は、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置は、冷媒としてCO₂冷媒を使用し、モータ12を有する圧縮機1と、補助圧縮機10と、室外側熱交換器3と、膨張機6と、室内側熱交換器8とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

また膨張機6の吐出側にはサブ膨張機23が設けられ、このサブ膨張機23の駆動軸には発電機24が接続されている。

また、膨張機6の駆動軸と補助圧縮機10の駆動軸とは連結されており、補助圧縮機10は膨張機6で回収した動力によって駆動される。

そしてこの冷媒回路には、圧縮機1の吸入側配管と補助圧縮機10の吐出側配管とが接続

50

される第1四方弁2と、サブ膨張機23の吐出側配管と膨張機6の吸入側配管とが接続される第2四方弁4とを備えている。

【0092】

本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の動作について以下に説明する。まず、室外側熱交換器3を放熱器、室内側熱交換器8を蒸発器として用いる冷房運転モードについて説明する。この冷房運転モードでの冷媒流れを、図中実線矢印で示す。

冷房運転モード時の冷媒は、モータ12で駆動される圧縮機1により高温高圧に圧縮されて吐出され、補助圧縮機10に導かれ、補助圧縮機10によって更に過圧（エキスプレッサ）された後に、第1四方弁2を経て、室外側熱交換器3に導入される。室外側熱交換器3では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後CO₂冷媒は、第2四方弁4を経て膨張機6及びサブ膨張機23に導入され、膨張機6とサブ膨張機23で減圧される。この減圧時に膨張機6で回収した動力は補助圧縮機10の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器3の出口側で検出した高圧冷媒温度と高圧冷媒圧力とから膨張機6に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには発電機22のトルク（発電機負荷）を大きくして低压側圧力を低下させることで膨張機6に流入する体積流量を増加させる。また、膨張機6に流れる最適冷媒量が算出した最適冷媒量よりも多いときには発電機22のトルク（発電機負荷）を小さくして低压側圧力を上昇させることで膨張機6に流入する体積流量を減少させる。

膨張機6及びサブ膨張機23にて減圧されたCO₂冷媒は、第2四方弁4を経由して室内側熱交換器8に導かれ、室内側熱交換器8にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は、第1四方弁2を経て圧縮機1に吸入される。

【0093】

次に、室外側熱交換器3を蒸発器、室内側熱交換器8を放熱器として用いる暖房運転モードについて説明する。この暖房運転モードでの冷媒流れを、図中波線矢印で示す。

暖房運転モード時の冷媒は、モータ12で駆動される圧縮機1により高温高圧に圧縮されて吐出され、補助圧縮機10に導かれ、補助圧縮機10によって更に過圧（エキスプレッサ）された後に、第1四方弁2を経て、室内側熱交換器8に導入される。室内側熱交換器8では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱し、この放熱を利用して例えば室内暖房が行われる。その後CO₂冷媒は、第2四方弁4を経て膨張機6及びサブ膨張機23に導入され、膨張機6とサブ膨張機23で減圧される。この減圧時に膨張機6で回収した動力は補助圧縮機10の駆動に用いられる。このとき、例えば室内側熱交換器8の出口側で検出した高圧冷媒温度と高圧冷媒圧力とから膨張機6に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには発電機22のトルク（発電機負荷）を大きくして低压側圧力を低下させることで膨張機6に流入する体積流量を増加させる。また、膨張機6に流れる最適冷媒量が算出した最適冷媒量よりも多いときには発電機22のトルク（発電機負荷）を小さくして低压側圧力を上昇させることで膨張機6に流入する体積流量を減少させる。

膨張機6及びサブ膨張機23にて減圧されたCO₂冷媒は、室外側熱交換器3にて蒸発して吸熱し、蒸発を終えた冷媒は第1四方弁2を経由して圧縮機1に吸入される。

【0094】

以上のように、本実施例によれば、サブ膨張機23に連結する発電機22のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させて低压側圧力を調節することで、膨張機6に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機6において動力回収を効率的に行えたとともに、サブ膨張機23から回収した動力を発電機24の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

【0095】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、ヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置について、図面を参照して説明する。

図28は、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図である。

10

20

30

40

50

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置は、冷媒として CO_2 冷媒を使用し、モータ12を有する圧縮機1と、室外側熱交換器3と、膨張機6と、室内側熱交換器8と、補助圧縮機10とを配管で接続した冷媒回路から構成される。また膨張機6の流入側にはサブ膨張機23が設けられ、このサブ膨張機23の駆動軸には発電機24が接続されている。

またサブ膨張機23及び膨張機6と並列に、サブ膨張機23及び膨張機6をバイパスするバイパス回路が設けられ、このバイパス回路にサブ膨張機21が設けられ、このサブ膨張機21の駆動軸には発電機22が接続されている。なお、このバイパス回路もサブ膨張機23及び膨張機6と同様に第2四方弁4に接続されている。

また、膨張機6の駆動軸と補助圧縮機10の駆動軸とは連結されており、補助圧縮機10は膨張機6で回収した動力によって駆動される。

そしてこの冷媒回路には、圧縮機1の吐出側配管と補助圧縮機10の吸入側配管とが接続される第1四方弁2と、サブ膨張機23の吸入側配管と膨張機6の吐出側配管とが接続されるとともに、バイパス回路が接続される第2四方弁4とを備えている。

【0096】

本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の動作について以下に説明する。

まず、室外側熱交換器3を放熱器、室内側熱交換器8を蒸発器として用いる冷房運転モードについて説明する。この冷房運転モードでの冷媒流れを、図中実線矢印で示す。

冷房運転モード時の冷媒は、モータ12で駆動される圧縮機1により高温高圧に圧縮されて吐出され、第1四方弁2を経て、室外側熱交換器3に導入される。室外側熱交換器3では、 CO_2 冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後 CO_2 冷媒は、サブ膨張機23、膨張機6、及びサブ膨張機21に導入され、サブ膨張機23及び膨張機6とサブ膨張機21で減圧される。この減圧時に膨張機6で回収した動力は補助圧縮機10の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器3の出口側で検出した高圧冷媒温度と高圧冷媒圧力とから膨張機6に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには発電機22のトルク（発電機負荷）を小さくしてバイパス回路に流す冷媒量を増加させることで膨張機6に流入する体積流量を減少させる。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには発電機24のトルク（発電機負荷）を大きくして高圧側圧力を増加させることで膨張機6に流入する体積流量を増加させる。

サブ膨張機23及び膨張機6にて減圧された CO_2 冷媒又はサブ膨張機21にて減圧された CO_2 冷媒は、第2四方弁4を経由して室内側熱交換器8に導かれ、室内側熱交換器8にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は第1四方弁2を経て補助圧縮機10に導かれ、補助圧縮機10によって過給（チャージャ）され圧縮機1に吸入される。

【0097】

次に、室外側熱交換器3を蒸発器、室内側熱交換器8を放熱器として用いる暖房運転モードについて説明する。この暖房運転モードでの冷媒流れを、図中波線矢印で示す。

暖房運転モード時の冷媒は、モータ12で駆動される圧縮機1により高温高圧に圧縮されて吐出され、第1四方弁2を経て、室内側熱交換器8に導入される。室内側熱交換器8では、 CO_2 冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱し、この放熱を利用して例えば室内暖房が行われる。その後 CO_2 冷媒は、サブ膨張機23、膨張機6、及びサブ膨張機21に導入され、サブ膨張機23及び膨張機6とサブ膨張機21で減圧される。この減圧時に膨張機6で回収した動力は補助圧縮機10の駆動に用いられる。このとき、例えば室内側熱交換器8の出口側で検出した高圧冷媒温度と高圧冷媒圧力とから膨張機6に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには発電機22のトルク（発電機負荷）を小さくしてバイパス回路に流す冷媒量を増加させることで膨張機6に流入する体積流量を減少させる。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには発電機24のトルク（発電機負荷）を大きくして高圧側圧力を増加させることで膨張機6に流入する体積流量を増加させる。

サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒又はサブ膨張機 2 1 にて減圧された CO_2 冷媒は、第 2 四方弁 4 を経由して室外側熱交換器 3 に導かれ、室外側熱交換器 3 にて蒸発して吸熱し、蒸発を終えた冷媒は第 1 四方弁 2 を経由して補助圧縮機 1 0 に導かれ、補助圧縮機 1 0 によって過給（チャージャ）され圧縮機 1 に吸入される。

【 0 0 9 8 】

以上のように、本実施例によれば、サブ膨張機 2 1 に連結する発電機 2 2 のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させてバイパス回路を流れる冷媒量を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができ、一方でサブ膨張機 2 3 に連結する発電機 2 4 のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させて高压側圧力を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機 6 において動力回収を効率的に行えるとともに、サブ膨張機 2 1 及びサブ膨張機 2 3 から回収した動力を発電機 2 2 と発電機 2 4 の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

10

【 0 0 9 9 】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、ヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置について、図面を参照して説明する。

図 2 9 は、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置は、冷媒として CO_2 冷媒を使用し、モータ 1 2 を有する圧縮機 1 と、補助圧縮機 1 0 と、室外側熱交換器 3 と、膨張機 6 と、室内側熱交換器 8 とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

20

また膨張機 6 の流入側にはサブ膨張機 2 3 が設けられ、このサブ膨張機 2 3 の駆動軸には発電機 2 4 が接続されている。

またサブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 と並列に、サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 をバイパスするバイパス回路が設けられ、このバイパス回路にサブ膨張機 2 1 が設けられ、このサブ膨張機 2 1 の駆動軸には発電機 2 2 が接続されている。なお、このバイパス回路もサブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 と同様に第 2 四方弁 4 に接続されている。

また、膨張機 6 の駆動軸と補助圧縮機 1 0 の駆動軸とは連結されており、補助圧縮機 1 0 は膨張機 6 で回収した動力によって駆動される。

そしてこの冷媒回路には、圧縮機 1 の吸入側配管と補助圧縮機 1 0 の吐出側配管とが接続される第 1 四方弁 2 と、サブ膨張機 2 3 の吸入側配管と膨張機 6 の吐出側配管とが接続されるとともに、バイパス回路が接続される第 2 四方弁 4 とを備えている。

30

【 0 1 0 0 】

本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の動作について以下に説明する。

まず、室外側熱交換器 3 を放熱器、室内側熱交換器 8 を蒸発器として用いる冷房運転モードについて説明する。この冷房運転モードでの冷媒流れを、図中実線矢印で示す。

冷房運転モード時の冷媒は、モータ 1 2 で駆動される圧縮機 1 により高温高压に圧縮されて吐出され、補助圧縮機 1 0 に導かれ、補助圧縮機 1 0 によって更に過圧（エキスプレッサ）された後に、第 1 四方弁 2 を経て、室外側熱交換器 3 に導入される。室外側熱交換器 3 では、 CO_2 冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後 CO_2 冷媒は、サブ膨張機 2 3、膨張機 6、及びサブ膨張機 2 1 に導入され、サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 とサブ膨張機 2 1 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は補助圧縮機 1 0 の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器 3 の出口側で検出した高压冷媒温度と高压冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには発電機 2 2 のトルク（発電機負荷）を小さくしてバイパス回路に流す冷媒量を増加させることで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには発電機 2 4 のトルク（発電機負荷）を大きくして高压側圧力を増加させることで膨張機 6 に流入する体積流量を増加させる。

40

サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒又はサブ膨張機 2 1 にて減圧された CO_2 冷媒は、第 2 四方弁 4 を経由して室内側熱交換器 8 に導かれ、室内側熱交換器 8

50

にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は第 1 四方弁 2 を経て圧縮機 1 に吸入される。

【 0 1 0 1 】

次に、室外側熱交換器 3 を蒸発器、室内側熱交換器 8 を放熱器として用いる暖房運転モードについて説明する。この暖房運転モードでの冷媒流れを、図中波線矢印で示す。

暖房運転モード時の冷媒は、モータ 1 2 で駆動される圧縮機 1 により高温高压に圧縮されて吐出され、補助圧縮機 1 0 に導かれ、補助圧縮機 1 0 によって更に過圧（エキスプレッサ）された後に、第 1 四方弁 2 を経て、室内側熱交換器 8 に導入される。室内側熱交換器 8 では、 CO_2 冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱し、この放熱を利用して例えば室内暖房が行われる。その後 CO_2 冷媒は、サブ膨張機 2 3、膨張機 6、及びサブ膨張機 2 1 に導入され、サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 とサブ膨張機 2 1 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は補助圧縮機 1 0 の駆動に用いられる。このとき、例えば室内側熱交換器 8 の出口側で検出した高压冷媒温度と高压冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには発電機 2 2 のトルク（発電機負荷）を小さくしてバイパス回路に流す冷媒量を増加させることで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには発電機 2 4 のトルク（発電機負荷）を大きくして高压側圧力を増加させることで膨張機 6 に流入する体積流量を増加させる。

サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒又はサブ膨張機 2 1 にて減圧された CO_2 冷媒は、第 2 四方弁 4 を経由して室外側熱交換器 3 に導かれ、室外側熱交換器 3 にて蒸発して吸熱し、蒸発を終えた冷媒は第 1 四方弁 2 を経由して圧縮機 1 に吸入される。

【 0 1 0 2 】

以上のように、本実施例によれば、サブ膨張機 2 1 に連結する発電機 2 2 のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させてバイパス回路を流れる冷媒量を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができ、一方でサブ膨張機 2 3 に連結する発電機 2 4 のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させて高压側圧力を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機 6 において動力回収を効率的に行えらるとともに、サブ膨張機 2 1 及びサブ膨張機 2 3 から回収した動力を発電機 2 2 と発電機 2 4 の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

【 0 1 0 3 】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、ヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置について、図面を参照して説明する。

図 3 0 は、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置は、冷媒として CO_2 冷媒を使用し、モータ 1 2 を有する圧縮機 1 と、室外側熱交換器 3 と、膨張機 6 と、室内側熱交換器 8 と、補助圧縮機 1 0 とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

また膨張機 6 の流入側にはサブ膨張機 2 3 が設けられ、このサブ膨張機 2 3 の駆動軸には発電機 2 4 が接続されている。

またサブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 と並列に、サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 をバイパスするバイパス回路が設けられ、このバイパス回路にバイパス弁 7 が設けられている。なお、このバイパス回路もサブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 と同様に第 2 四方弁 4 に接続されている。また、膨張機 6 の駆動軸と補助圧縮機 1 0 の駆動軸とは連結されており、補助圧縮機 1 0 は膨張機 6 で回収した動力によって駆動される。

そしてこの冷媒回路には、圧縮機 1 の吐出側配管と補助圧縮機 1 0 の吸入側配管とが接続される第 1 四方弁 2 と、サブ膨張機 2 3 の吸入側配管と膨張機 6 の吐出側配管とが接続されるとともにバイパス回路が接続される第 2 四方弁 4 とを備えている。

【 0 1 0 4 】

10

20

30

40

50

本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の動作について以下に説明する。
まず、室外側熱交換器 3 を放熱器、室内側熱交換器 8 を蒸発器として用いる冷房運転モードについて説明する。この冷房運転モードでの冷媒流れを、図中実線矢印で示す。

冷房運転モード時の冷媒は、モータ 12 で駆動される圧縮機 1 により高温高压に圧縮されて吐出され、第 1 四方弁 2 を経て、室外側熱交換器 3 に導入される。室外側熱交換器 3 では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後 CO₂冷媒は、サブ膨張機 23 及び膨張機 6 に導入され、サブ膨張機 23 及び膨張機 6 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は補助圧縮機 10 の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器 3 の出口側で検出した高压冷媒温度と高压冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときにはバイパス弁 7 の開度を大きくしてバイパス回路に流す冷媒量を増加させることで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには発電機 24 のトルク（発電機負荷）を大きくして高压側圧力を増加させることで膨張機 6 に流入する体積流量を増加させる。

サブ膨張機 23 及び膨張機 6 にて減圧された CO₂冷媒は、第 2 四方弁 4 を経由して室内側熱交換器 8 に導かれ、室内側熱交換器 8 にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は、第 1 四方弁 2 を経て補助圧縮機 10 に導かれ、補助圧縮機 10 によって過給（チャージャ）され圧縮機 1 に吸入される。

【0105】

次に、室外側熱交換器 3 を蒸発器、室内側熱交換器 8 を放熱器として用いる暖房運転モードについて説明する。この暖房運転モードでの冷媒流れを、図中波線矢印で示す。

暖房運転モード時の冷媒は、モータ 12 で駆動される圧縮機 1 により高温高压に圧縮されて吐出され、第 1 四方弁 2 を経て、室内側熱交換器 8 に導入される。室内側熱交換器 8 では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱し、この放熱を利用して例えば室内暖房が行われる。その後 CO₂冷媒は、サブ膨張機 23 及び膨張機 6 に導入され、サブ膨張機 23 及び膨張機 6 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は補助圧縮機 10 の駆動に用いられる。このとき、例えば室内側熱交換器 8 の出口側で検出した高压冷媒温度と高压冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときにはバイパス弁 7 の開度を大きくしてバイパス回路に流す冷媒量を増加させることで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには発電機 24 のトルク（発電機負荷）を大きくして高压側圧力を増加させることで膨張機 6 に流入する体積流量を増加させる。

サブ膨張機 23 及び膨張機 6 にて減圧された CO₂冷媒は、第 2 四方弁 4 を経由して室外側熱交換器 3 に導かれ、室外側熱交換器 3 にて蒸発して吸熱し、蒸発を終えた冷媒は第 1 四方弁 2 を経由して補助圧縮機 10 に導かれ、補助圧縮機 10 によって過給（チャージャ）され圧縮機 1 に吸入される。

【0106】

以上のように、本実施例によれば、バイパス弁 7 の開度を変化させてバイパス回路を流れる冷媒量を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができ、一方でサブ膨張機 23 に連結する発電機 24 のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させて高压側圧力を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機 6 において動力回収を効率的に行えらるとともに、サブ膨張機 23 から回収した動力を発電機 24 の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

【0107】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、ヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置について、図面を参照して説明する。

図 31 は、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置は、冷媒として C

10

20

30

40

50

CO₂冷媒を使用し、モータ12を有する圧縮機1と、補助圧縮機10と、室外側熱交換器3と、膨張機6と、室内側熱交換器8とを配管で接続した冷媒回路から構成される。また膨張機6の流入側にはサブ膨張機23が設けられ、このサブ膨張機23の駆動軸には発電機24が接続されている。

またサブ膨張機23及び膨張機6と並列に、サブ膨張機23及び膨張機6をバイパスするバイパス回路が設けられ、このバイパス回路にバイパス弁7が設けられている。なお、このバイパス回路もサブ膨張機23及び膨張機6と同様に第2四方弁4に接続されている。また、膨張機6の駆動軸と補助圧縮機10の駆動軸とは連結されており、補助圧縮機10は膨張機6で回収した動力によって駆動される。

そしてこの冷媒回路には、圧縮機1の吸入側配管と補助圧縮機10の吐出側配管とが接続される第1四方弁2と、サブ膨張機23の吸入側配管と膨張機6の吐出側配管とが接続されるとともにバイパス回路が接続される第2四方弁4とを備えている。

【0108】

本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の動作について以下に説明する。

まず、室外側熱交換器3を放熱器、室内側熱交換器8を蒸発器として用いる冷房運転モードについて説明する。この冷房運転モードでの冷媒流れを、図中実線矢印で示す。

冷房運転モード時の冷媒は、モータ12で駆動される圧縮機1により高温高压に圧縮されて吐出され、補助圧縮機10に導かれ、補助圧縮機10によって更に過圧(エクスペッサ)された後に、第1四方弁2を経て、室外側熱交換器3に導入される。室外側熱交換器3では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後CO₂冷媒は、サブ膨張機23及び膨張機6に導入され、サブ膨張機23及び膨張機6で減圧される。この減圧時に膨張機6で回収した動力は補助圧縮機10の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器3の出口側で検出した高压冷媒温度と高压冷媒圧力とから膨張機6に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときにはバイパス弁7の開度を大きくしてバイパス回路に流す冷媒量を増加させることで膨張機6に流入する体積流量を減少させる。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには発電機24のトルク(発電機負荷)を大きくして高压側圧力を増加させることで膨張機6に流入する体積流量を増加させる。

サブ膨張機23及び膨張機6にて減圧されたCO₂冷媒は、第2四方弁4を経由して室内側熱交換器8に導かれ、室内側熱交換器8にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は、第1四方弁2を経て圧縮機1に吸入される。

【0109】

次に、室外側熱交換器3を蒸発器、室内側熱交換器8を放熱器として用いる暖房運転モードについて説明する。この暖房運転モードでの冷媒流れを、図中波線矢印で示す。

暖房運転モード時の冷媒は、モータ12で駆動される圧縮機1により高温高压に圧縮されて吐出され、補助圧縮機10に導かれ、補助圧縮機10によって更に過圧(エクスペッサ)された後に、第1四方弁2を経て、室内側熱交換器8に導入される。室内側熱交換器8では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱し、この放熱を利用して例えば室内暖房が行われる。その後CO₂冷媒は、サブ膨張機23及び膨張機6に導入され、サブ膨張機23及び膨張機6で減圧される。この減圧時に膨張機6で回収した動力は補助圧縮機10の駆動に用いられる。このとき、例えば室内側熱交換器8の出口側で検出した高压冷媒温度と高压冷媒圧力とから膨張機6に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときにはバイパス弁7の開度を大きくしてバイパス回路に流す冷媒量を増加させることで膨張機6に流入する体積流量を減少させる。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには発電機24のトルク(発電機負荷)を大きくして高压側圧力を増加させることで膨張機6に流入する体積流量を増加させる。

サブ膨張機23及び膨張機6にて減圧されたCO₂冷媒は、第2四方弁4を経由して室外側熱交換器3に導かれ、室外側熱交換器3にて蒸発して吸熱し、蒸発を終えた冷媒は第1四方弁2を経由して圧縮機1に吸入される。

10

20

30

40

50

【 0 1 1 0 】

以上のように、本実施例によれば、バイパス弁 7 の開度を变化させてバイパス回路を流れる冷媒量を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができ、一方でサブ膨張機 2 3 に連結する発電機 2 4 のトルク（即ち、発電機の負荷）を变化させて高圧側圧力を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機 6 において動力回収を効率的に行えたとともに、サブ膨張機 2 3 から回収した動力を発電機 2 4 の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

【 0 1 1 1 】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、ヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置について、図面を参照して説明する。

図 3 2 は、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置は、冷媒として CO_2 冷媒を使用し、モータ 1 2 を有する圧縮機 1 と、室外側熱交換器 3 と、膨張機 6 と、室内側熱交換器 8 と、補助圧縮機 1 0 とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

また膨張機 6 の流入側には予膨張弁 5 が設けられている。

また予膨張弁 5 及び膨張機 6 と並列に、予膨張弁 5 及び膨張機 6 をバイパスするバイパス回路が設けられ、このバイパス回路にサブ膨張機 2 1 が設けられ、このサブ膨張機 2 1 の駆動軸には発電機 2 2 が接続されている。なお、このバイパス回路もサブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 と同様に第 2 四方弁 4 に接続されている。また、膨張機 6 の駆動軸と補助圧縮機 1 0 の駆動軸とは連結されており、補助圧縮機 1 0 は膨張機 6 で回収した動力によって駆動される。

そしてこの冷媒回路には、圧縮機 1 の吐出側配管と補助圧縮機 1 0 の吸入側配管とが接続される第 1 四方弁 2 と、予膨張弁 5 の吸入側配管と膨張機 6 の吐出側配管とが接続されるとともにバイパス回路が接続される第 2 四方弁 4 とを備えている。

【 0 1 1 2 】

本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の動作について以下に説明する。

まず、室外側熱交換器 3 を放熱器、室内側熱交換器 8 を蒸発器として用いる冷房運転モードについて説明する。この冷房運転モードでの冷媒流れを、図中実線矢印で示す。

冷房運転モード時の冷媒は、モータ 1 2 で駆動される圧縮機 1 により高温高圧に圧縮されて吐出され、第 1 四方弁 2 を経て、室外側熱交換器 3 に導入される。室外側熱交換器 3 では、 CO_2 冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後 CO_2 冷媒は、予膨張弁 5、膨張機 6、及びサブ膨張機 2 1 に導入され、予膨張弁 5 及び膨張機 6 とサブ膨張機 2 1 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は補助圧縮機 1 0 の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器 3 の出口側で検出した高圧冷媒温度と高圧冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには発電機 2 2 のトルク（発電機負荷）を小さくしてバイパス回路に流す冷媒量を増加させることで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには予膨張弁 5 の開度を小さくして高圧側圧力を増加させることで膨張機 6 に流入する体積流量を増加させる。

予膨張弁 5 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒又はサブ膨張機 2 1 にて減圧された CO_2 冷媒は、第 2 四方弁 4 を経て室内側熱交換器 8 に導かれ、室内側熱交換器 8 にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は、第 1 四方弁 2 を経て補助圧縮機 1 0 に導かれ、補助圧縮機 1 0 によって過給（チャージャ）され圧縮機 1 に吸入される。

【 0 1 1 3 】

次に、室外側熱交換器 3 を蒸発器、室内側熱交換器 8 を放熱器として用いる暖房運転モードについて説明する。この暖房運転モードでの冷媒流れを、図中波線矢印で示す。

暖房運転モード時の冷媒は、モータ 1 2 で駆動される圧縮機 1 により高温高圧に圧縮され

10

20

30

40

50

て吐出され、第1四方弁2を経て、室内側熱交換器8に導入される。室内側熱交換器8では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱し、この放熱を利用して例えば室内暖房が行われる。その後CO₂冷媒は、予膨張弁5、膨張機6、及びサブ膨張機21に導入され、予膨張弁5及び膨張機6とサブ膨張機21で減圧される。この減圧時に膨張機6で回収した動力は補助圧縮機10の駆動に用いられる。このとき、例えば室内側熱交換器8の出口側で検出した高圧冷媒温度と高圧冷媒圧力とから膨張機6に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには発電機22のトルク（発電機負荷）を小さくしてバイパス回路に流す冷媒量を増加させることで膨張機6に流入する体積流量を減少させる。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには予膨張弁5の開度を小さくして高圧側圧力を増加させることで膨張機6に流入する体積流量を増加させる。

10

予膨張弁5及び膨張機6にて減圧されたCO₂冷媒又はサブ膨張機21にて減圧されたCO₂冷媒は、第2四方弁4を経由して室外側熱交換器3に導かれ、室外側熱交換器3にて蒸発して吸熱し、蒸発を終えた冷媒は第1四方弁2を経由して補助圧縮機10に導かれ、補助圧縮機10によって過給（チャージャ）され圧縮機1に吸入される。

【0114】

以上のように、本実施例によれば、サブ膨張機21に連結する発電機22のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させてバイパス回路を流れる冷媒量を調節することで、膨張機6に流れる冷媒量を制御することができ、一方で予膨張弁5の開度を変化させて高圧側圧力を調節することで、膨張機6に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機6において動力回収を効率的に行えたとともに、サブ膨張機21から回収した動力を発電機22の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

20

【0115】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、ヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置について、図面を参照して説明する。

図33は、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置は、冷媒としてCO₂冷媒を使用し、モータ12を有する圧縮機1と、補助圧縮機10と、室外側熱交換器3と、膨張機6と、室内側熱交換器8とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

30

また膨張機6の流入側には予膨張弁5が設けられている。

また予膨張弁5及び膨張機6と並列に、予膨張弁5及び膨張機6をバイパスするバイパス回路が設けられ、このバイパス回路にサブ膨張機21が設けられ、このサブ膨張機21の駆動軸には発電機22が接続されている。なお、このバイパス回路もサブ膨張機23及び膨張機6と同様に第2四方弁4に接続されている。また、膨張機6の駆動軸と補助圧縮機10の駆動軸とは連結されており、補助圧縮機10は膨張機6で回収した動力によって駆動される。

そしてこの冷媒回路には、圧縮機1の吸入側配管と補助圧縮機10の吐出側配管とが接続される第1四方弁2と、予膨張弁5の吸入側配管と膨張機6の吐出側配管とが接続されるとともにバイパス回路が接続される第2四方弁4とを備えている。

40

【0116】

本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の動作について以下に説明する。

まず、室外側熱交換器3を放熱器、室内側熱交換器8を蒸発器として用いる冷房運転モードについて説明する。この冷房運転モードでの冷媒流れを、図中実線矢印で示す。

冷房運転モード時の冷媒は、モータ12で駆動される圧縮機1により高温高圧に圧縮されて吐出され、補助圧縮機10に導かれ、補助圧縮機10によって更に過圧（エクスプレッサ）された後に、第1四方弁2を経て、室外側熱交換器3に導入される。室外側熱交換器3では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後CO₂冷媒は、予膨張弁5、膨張機6、及びサブ膨張機21に導入され、予膨張弁5及び膨張機6とサブ膨張機21で減圧される。この減圧時に

50

膨張機 6 で回収した動力は補助圧縮機 10 の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器 3 の出口側で検出した高圧冷媒温度と高圧冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには発電機 22 のトルク（発電機負荷）を小さくしてバイパス回路に流す冷媒量を増加させることで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには予膨張弁 5 の開度を小さくして高圧側圧力を増加させることで膨張機 6 に流入する体積流量を増加させる。

予膨張弁 5 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒又はサブ膨張機 21 にて減圧された CO_2 冷媒は、第 2 四方弁 4 を経由して室内側熱交換器 8 に導かれ、室内側熱交換器 8 にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は、第 1 四方弁 2 を経て圧縮機 1 に吸入される。

10

【0117】

次に、室外側熱交換器 3 を蒸発器、室内側熱交換器 8 を放熱器として用いる暖房運転モードについて説明する。この暖房運転モードでの冷媒流れを、図中波線矢印で示す。

暖房運転モード時の冷媒は、モータ 12 で駆動される圧縮機 1 により高温高圧に圧縮されて吐出され、補助圧縮機 10 に導かれ、補助圧縮機 10 によって更に過圧（エキスプレッサ）された後に、第 1 四方弁 2 を経て、室内側熱交換器 8 に導入される。室内側熱交換器 8 では、 CO_2 冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱し、この放熱を利用して例えば室内暖房が行われる。その後 CO_2 冷媒は、予膨張弁 5、膨張機 6、及びサブ膨張機 21 に導入され、予膨張弁 5 及び膨張機 6 とサブ膨張機 21 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は補助圧縮機 10 の駆動に用いられる。このとき、例えば室内側熱交換器 8 の出口側で検出した高圧冷媒温度と高圧冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには発電機 22 のトルク（発電機負荷）を小さくしてバイパス回路に流す冷媒量を増加させることで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには予膨張弁 5 の開度を小さくして高圧側圧力を増加させることで膨張機 6 に流入する体積流量を増加させる。

20

予膨張弁 5 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒又はサブ膨張機 21 にて減圧された CO_2 冷媒は、第 2 四方弁 4 を経由して室外側熱交換器 3 に導かれ、室外側熱交換器 3 にて蒸発して吸熱し、蒸発を終えた冷媒は第 1 四方弁 2 を経由して圧縮機 1 に吸入される。

30

【0118】

以上のように、本実施例によれば、サブ膨張機 21 に連結する発電機 22 のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させてバイパス回路を流れる冷媒量を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができ、一方で予膨張弁 5 の開度を変化させて高圧側圧力を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機 6 において動力回収を効率的に行えたとともに、サブ膨張機 21 から回収した動力を発電機 22 の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

【0119】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、ヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置について、図面を参照して説明する。

40

図 34 は、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置は、冷媒として CO_2 冷媒を使用し、モータ 12 を有する圧縮機 1 と、室外側熱交換器 3 と、膨張機 6 と、室内側熱交換器 8 と、補助圧縮機 10 とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

また膨張機 6 の流入側にはサブ膨張機 23 が設けられ、このサブ膨張機 23 の駆動軸には発電機 22 が接続されている。

またサブ膨張機 23 及び膨張機 6 と並列に、サブ膨張機 23 及び膨張機 6 をバイパスするバイパス回路が設けられ、このバイパス回路にサブ膨張機 21 が設けられ、このサブ膨張機 21 の駆動軸には発電機 22 が接続されている。なお、このバイパス回路もサブ膨張機

50

23及び膨張機6と同様に第2四方弁4に接続されている。

ここで、発電機22はサブ膨張機21及びサブ膨張機23のいずれか一方と接続するクラッチ機構を備えている。また、バイパス回路の流入側には流路弁25が設けられている。また、膨張機6の駆動軸と補助圧縮機10の駆動軸とは連結されており、補助圧縮機10は膨張機6で回収した動力によって駆動される。

そしてこの冷媒回路には、圧縮機1の吐出側配管と補助圧縮機10の吸入側配管とが接続される第1四方弁2と、サブ膨張機23の吸入側配管と膨張機6の吐出側配管とが接続されるとともにバイパス回路が接続される第2四方弁4とを備えている。

【0120】

本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の動作について以下に説明する。

まず、室外側熱交換器3を放熱器、室内側熱交換器8を蒸発器として用いる冷房運転モードについて説明する。この冷房運転モードでの冷媒流れを、図中実線矢印で示す。

冷房運転モード時の冷媒は、モータ12で駆動される圧縮機1により高温高压に圧縮されて吐出され、第1四方弁2を経て、室外側熱交換器3に導入される。室外側熱交換器3では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後CO₂冷媒は、サブ膨張機23及び膨張機6に導入され、サブ膨張機23及び膨張機6で減圧される。この減圧時に膨張機6で回収した動力は補助圧縮機10の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器3の出口側で検出した高压冷媒温度と高压冷媒圧力とから膨張機6に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには、流路弁25を開とし、発電機22をサブ膨張機21側と接続してバイパス回路に冷媒を流すことで膨張機6に流入する体積流量を減少させる。この場合にはサブ膨張機23は作動させない。また発電機22のトルクを調整することでバイパス量を変更することが好ましい。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには、流路弁25を閉とし、発電機22をサブ膨張機23側と接続して高压側圧力を上昇させることで膨張機6に流入する体積流量を増加させる。この場合にはサブ膨張機21は作動させない。また発電機22のトルクを調整することで高压側圧力を変更することが好ましい。

サブ膨張機23及び膨張機6にて減圧されたCO₂冷媒、又はサブ膨張機21及び膨張機6にて減圧されたCO₂冷媒は、第2四方弁4を経由して室内側熱交換器8に導かれ、室内側熱交換器8にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は、第1四方弁2を経て補助圧縮機10に導かれ、補助圧縮機10によって過給(チャージャ)され圧縮機1に吸入される。

【0121】

次に、室外側熱交換器3を蒸発器、室内側熱交換器8を放熱器として用いる暖房運転モードについて説明する。この暖房運転モードでの冷媒流れを、図中波線矢印で示す。

暖房運転モード時の冷媒は、モータ12で駆動される圧縮機1により高温高压に圧縮されて吐出され、第1四方弁2を経て、室内側熱交換器8に導入される。室内側熱交換器8では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱し、この放熱を利用して例えば室内暖房が行われる。その後CO₂冷媒は、サブ膨張機23及び膨張機6に導入され、サブ膨張機23及び膨張機6で減圧される。この減圧時に膨張機6で回収した動力は補助圧縮機10の駆動に用いられる。このとき、例えば室内側熱交換器8の出口側で検出した高压冷媒温度と高压冷媒圧力とから膨張機6に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには、流路弁25を開とし、発電機22をサブ膨張機21側と接続してバイパス回路に冷媒を流すことで膨張機6に流入する体積流量を減少させる。この場合にはサブ膨張機23は作動させない。また発電機22のトルクを調整することでバイパス量を変更することが好ましい。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには、流路弁25を閉とし、発電機22をサブ膨張機23側と接続して高压側圧力を上昇させることで膨張機6に流入する体積流量を増加させる。この場合にはサブ膨張機21は作動させない。また発電機22のトルクを調整することで高压側圧力を変更することが好ましい。

サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒、又はサブ膨張機 2 1 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒は、第 2 四方弁 4 を経由して室外側熱交換器 3 に導かれ、室外側熱交換器 3 にて蒸発して吸熱し、蒸発を終えた冷媒は第 1 四方弁 2 を経由して補助圧縮機 1 0 に導かれ、補助圧縮機 1 0 によって過給（チャージャ）され圧縮機 1 に吸入される。

【 0 1 2 2 】

以上のように、本実施例によれば、開閉弁 2 5 を開としてサブ膨張機 2 1 に発電機 2 2 を連結することでバイパス回路を流れる冷媒量を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができ、一方で開閉弁 2 5 を閉としてサブ膨張機 2 3 に連結する発電機 2 4 のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させて高圧側圧力を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機 6 において動力回収を効率的に行えらるとともに、サブ膨張機 2 1 又はサブ膨張機 2 3 から回収した動力を発電機 2 2 と発電機 2 4 の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

10

【 0 1 2 3 】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、ヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置について、図面を参照して説明する。

図 3 5 は、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置は、冷媒として CO_2 冷媒を使用し、モータ 1 2 を有する圧縮機 1 と、補助圧縮機 1 0 と、室外側熱交換器 3 と、膨張機 6 と、室内側熱交換器 8 とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

20

また膨張機 6 の流入側にはサブ膨張機 2 3 が設けられ、このサブ膨張機 2 3 の駆動軸には発電機 2 2 が接続されている。

またサブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 と並列に、サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 をバイパスするバイパス回路が設けられ、このバイパス回路にサブ膨張機 2 1 が設けられ、このサブ膨張機 2 1 の駆動軸には発電機 2 2 が接続されている。なお、このバイパス回路もサブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 と同様に第 2 四方弁 4 に接続されている。

ここで、発電機 2 2 はサブ膨張機 2 1 及びサブ膨張機 2 3 のいずれか一方と接続するクラッチ機構を備えている。また、バイパス回路の流入側には流路弁 2 5 が設けられている。また、膨張機 6 の駆動軸と補助圧縮機 1 0 の駆動軸とは連結されており、補助圧縮機 1 0 は膨張機 6 で回収した動力によって駆動される。

30

そしてこの冷媒回路には、圧縮機 1 の吸入側配管と補助圧縮機 1 0 の吐出側配管とが接続される第 1 四方弁 2 と、サブ膨張機 2 3 の吸入側配管と膨張機 6 の吐出側配管とが接続されるとともにバイパス回路が接続される第 2 四方弁 4 とを備えている。

【 0 1 2 4 】

本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の動作について以下に説明する。

まず、室外側熱交換器 3 を放熱器、室内側熱交換器 8 を蒸発器として用いる冷房運転モードについて説明する。この冷房運転モードでの冷媒流れを、図中実線矢印で示す。

冷房運転モード時の冷媒は、モータ 1 2 で駆動される圧縮機 1 により高温高圧に圧縮されて吐出され、補助圧縮機 1 0 に導かれ、補助圧縮機 1 0 によって更に過圧（エキスプレッサ）された後に、第 1 四方弁 2 を経て、室外側熱交換器 3 に導入される。室外側熱交換器 3 では、 CO_2 冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後 CO_2 冷媒は、サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 に導入され、サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は補助圧縮機 1 0 の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器 3 の出口側で検出した高圧冷媒温度と高圧冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには、流路弁 2 5 を開とし、発電機 2 2 をサブ膨張機 2 1 側と接続してバイパス回路に冷媒を流すことで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。この場合にはサブ膨張機 2 3 は作動させない。また発電機 2 2 のトルクを調整することでバイパス量を変更することが好ましい。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量

40

50

が少ないときには、流路弁 25 を閉とし、発電機 22 をサブ膨張機 23 側と接続して高圧側圧力を上昇させることで膨張機 6 に流入する体積流量を増加させる。この場合にはサブ膨張機 21 は作動させない。また発電機 22 のトルクを調整することで高圧側圧力を変更することが好ましい。

サブ膨張機 23 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒、又はサブ膨張機 21 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒は、第 2 四方弁 4 を経由して室内側熱交換器 8 に導かれ、室内側熱交換器 8 にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は、第 1 四方弁 2 を経て圧縮機 1 に吸入される。

【0125】

次に、室外側熱交換器 3 を蒸発器、室内側熱交換器 8 を放熱器として用いる暖房運転モードについて説明する。この暖房運転モードでの冷媒流れを、図中波線矢印で示す。

暖房運転モード時の冷媒は、モータ 12 で駆動される圧縮機 1 により高温高圧に圧縮されて吐出され、補助圧縮機 10 に導かれ、補助圧縮機 10 によって更に過圧（エキスプレッサ）された後に、第 1 四方弁 2 を経て、室内側熱交換器 8 に導入される。室内側熱交換器 8 では、 CO_2 冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱し、この放熱を利用して例えば室内暖房が行われる。その後 CO_2 冷媒は、サブ膨張機 23 及び膨張機 6 に導入され、サブ膨張機 23 及び膨張機 6 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は補助圧縮機 10 の駆動に用いられる。このとき、例えば室内側熱交換器 8 の出口側で検出した高圧冷媒温度と高圧冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには、流路弁 25 を開とし、発電機 22 をサブ膨張機 21 側と接続してバイパス回路に冷媒を流すことで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。この場合にはサブ膨張機 23 は作動させない。また発電機 22 のトルクを調整することでバイパス量を変更することが好ましい。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには、流路弁 25 を閉とし、発電機 22 をサブ膨張機 23 側と接続して高圧側圧力を上昇させることで膨張機 6 に流入する体積流量を増加させる。この場合にはサブ膨張機 21 は作動させない。また発電機 22 のトルクを調整することで高圧側圧力を変更することが好ましい。

サブ膨張機 23 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒、又はサブ膨張機 21 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒は、第 2 四方弁 4 を経由して室外側熱交換器 3 に導かれ、室外側熱交換器 3 にて蒸発して吸熱し、蒸発を終えた冷媒は第 1 四方弁 2 を経由して圧縮機 1 に吸入される。

【0126】

以上のように、本実施例によれば、開閉弁 25 を開としてサブ膨張機 21 に発電機 22 を連結することでバイパス回路を流れる冷媒量を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができ、一方で開閉弁 25 を閉としてサブ膨張機 23 に連結する発電機 24 のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させて高圧側圧力を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機 6 において動力回収を効率的に行えらるとともに、サブ膨張機 21 又はサブ膨張機 23 から回収した動力を発電機 22 と発電機 24 の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

【0127】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、ヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置について、図面を参照して説明する。

図 36 は、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置は、冷媒として CO_2 冷媒を使用し、モータ 12 を有する圧縮機 1 と、室外側熱交換器 3 と、膨張機 6 と、室内側熱交換器 8 と、補助圧縮機 10 とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

また膨張機 6 の吐出側にはサブ膨張機 23 が設けられ、このサブ膨張機 23 の駆動軸には発電機 22 が接続されている。

またサブ膨張機 23 及び膨張機 6 と並列に、サブ膨張機 23 及び膨張機 6 をバイパスする

10

20

30

40

50

バイパス回路が設けられ、このバイパス回路にサブ膨張機 2 1 が設けられ、このサブ膨張機 2 1 の駆動軸には発電機 2 2 が接続されている。なお、このバイパス回路もサブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 と同様に第 2 四方弁 4 に接続されている。

ここで、発電機 2 2 はサブ膨張機 2 1 及びサブ膨張機 2 3 のいずれか一方と接続するクラッチ機構を備えている。また、バイパス回路の流入側には流路弁 2 5 が設けられている。また、膨張機 6 の駆動軸と補助圧縮機 1 0 の駆動軸とは連結されており、補助圧縮機 1 0 は膨張機 6 で回収した動力によって駆動される。

そしてこの冷媒回路には、圧縮機 1 の吐出側配管と補助圧縮機 1 0 の吸入側配管とが接続される第 1 四方弁 2 と、サブ膨張機 2 3 の吐出側配管と膨張機 6 の流入側配管とが接続されるとともにバイパス回路が接続される第 2 四方弁 4 とを備えている。

10

【 0 1 2 8 】

本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の動作について以下に説明する。

まず、室外側熱交換器 3 を放熱器、室内側熱交換器 8 を蒸発器として用いる冷房運転モードについて説明する。この冷房運転モードでの冷媒流れを、図中実線矢印で示す。

冷房運転モード時の冷媒は、モータ 1 2 で駆動される圧縮機 1 により高温高圧に圧縮されて吐出され、第 1 四方弁 2 を経て、室外側熱交換器 3 に導入される。室外側熱交換器 3 では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後 CO₂冷媒は、膨張機 6 及びサブ膨張機 2 3 に導入され、膨張機 6 及びサブ膨張機 2 3 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は補助圧縮機 1 0 の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器 3 の出口側で検出した高圧冷媒温度と高圧冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには、流路弁 2 5 を開とし、発電機 2 2 をサブ膨張機 2 1 側と接続してバイパス回路に冷媒を流すことで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。この場合にはサブ膨張機 2 3 は作動させない。また発電機 2 2 のトルクを調整することでバイパス量を変更することが好ましい。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには、流路弁 2 5 を閉とし、発電機 2 2 をサブ膨張機 2 3 側と接続して低圧側圧力を低下させることで膨張機 6 に流入する体積流量を増加させる。この場合にはサブ膨張機 2 1 は作動させない。また発電機 2 2 のトルクを調整することで低圧側圧力を変更することが好ましい。

20

サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 にて減圧された CO₂冷媒、又はサブ膨張機 2 1 及び膨張機 6 にて減圧された CO₂冷媒は、第 2 四方弁 4 を経由して室内側熱交換器 8 に導かれ、室内側熱交換器 8 にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は、第 1 四方弁 2 を経て補助圧縮機 1 0 に導かれ、補助圧縮機 1 0 によって過給（チャージャ）され圧縮機 1 に吸入される。

30

【 0 1 2 9 】

次に、室外側熱交換器 3 を蒸発器、室内側熱交換器 8 を放熱器として用いる暖房運転モードについて説明する。この暖房運転モードでの冷媒流れを、図中波線矢印で示す。

暖房運転モード時の冷媒は、モータ 1 2 で駆動される圧縮機 1 により高温高圧に圧縮されて吐出され、第 1 四方弁 2 を経て、室内側熱交換器 8 に導入される。室内側熱交換器 8 では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱し、この放熱を利用して例えば室内暖房が行われる。その後 CO₂冷媒は、膨張機 6 及びサブ膨張機 2 3 に導入され、膨張機 6 及びサブ膨張機 2 3 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は補助圧縮機 1 0 の駆動に用いられる。このとき、例えば室内側熱交換器 8 の出口側で検出した高圧冷媒温度と高圧冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには、流路弁 2 5 を開とし、発電機 2 2 をサブ膨張機 2 1 側と接続してバイパス回路に冷媒を流すことで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。この場合にはサブ膨張機 2 3 は作動させない。また発電機 2 2 のトルクを調整することでバイパス量を変更することが好ましい。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには、流路弁 2 5 を閉とし、発電機 2 2 をサブ膨張機 2 3 側と接続して低圧側圧力を低下させることで膨張機 6 に流入する

40

50

体積流量を増加させる。この場合にはサブ膨張機 2 1 は作動させない。また発電機 2 2 のトルクを調整することで低压側圧力を変更することが好ましい。

サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒、又はサブ膨張機 2 1 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒は、第 2 四方弁 4 を経由して室外側熱交換器 3 に導かれ、室外側熱交換器 3 にて蒸発して吸熱し、蒸発を終えた冷媒は第 1 四方弁 2 を経由して補助圧縮機 1 0 に導かれ、補助圧縮機 1 0 によって過給（チャージャ）され圧縮機 1 に吸入される。

【0130】

以上のように、本実施例によれば、開閉弁 2 5 を開としてサブ膨張機 2 1 に発電機 2 2 を連結することでバイパス回路を流れる冷媒量を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができ、一方で開閉弁 2 5 を閉としてサブ膨張機 2 3 に連結する発電機 2 2 のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させて低压側圧力を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機 6 において動力回収を効率的に行えらるとともに、サブ膨張機 2 1 又はサブ膨張機 2 3 から回収した動力を発電機 2 2 の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

【0131】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、ヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置について、図面を参照して説明する。

図 3 7 は、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置は、冷媒として CO_2 冷媒を使用し、モータ 1 2 を有する圧縮機 1 と、補助圧縮機 1 0 と、室外側熱交換器 3 と、膨張機 6 と、室内側熱交換器 8 とを配管で接続した冷媒回路から構成される。また膨張機 6 の吐出側にはサブ膨張機 2 3 が設けられ、このサブ膨張機 2 3 の駆動軸には発電機 2 2 が接続されている。

またサブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 と並列に、サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 をバイパスするバイパス回路が設けられ、このバイパス回路にサブ膨張機 2 1 が設けられ、このサブ膨張機 2 1 の駆動軸には発電機 2 2 が接続されている。なお、このバイパス回路もサブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 と同様に第 2 四方弁 4 に接続されている。

ここで、発電機 2 2 はサブ膨張機 2 1 及びサブ膨張機 2 3 のいずれか一方と接続するクラッチ機構を備えている。また、バイパス回路の流入側には流路弁 2 5 が設けられている。また、膨張機 6 の駆動軸と補助圧縮機 1 0 の駆動軸とは連結されており、補助圧縮機 1 0 は膨張機 6 で回収した動力によって駆動される。

そしてこの冷媒回路には、圧縮機 1 の吸入側配管と補助圧縮機 1 0 の吐出側配管とが接続される第 1 四方弁 2 と、サブ膨張機 2 3 の吐出側配管と膨張機 6 の流入側配管とが接続されるとともにバイパス回路が接続される第 2 四方弁 4 とを備えている。

【0132】

本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の動作について以下に説明する。

まず、室外側熱交換器 3 を放熱器、室内側熱交換器 8 を蒸発器として用いる冷房運転モードについて説明する。この冷房運転モードでの冷媒流れを、図中実線矢印で示す。

冷房運転モード時の冷媒は、モータ 1 2 で駆動される圧縮機 1 により高温高压に圧縮されて吐出され、補助圧縮機 1 0 に導かれ、補助圧縮機 1 0 によって更に過圧（エクスペッサ）された後に、第 1 四方弁 2 を経て、室外側熱交換器 3 に導入される。室外側熱交換器 3 では、 CO_2 冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後 CO_2 冷媒は、膨張機 6 及びサブ膨張機 2 3 に導入され、膨張機 6 及びサブ膨張機 2 3 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は補助圧縮機 1 0 の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器 3 の出口側で検出した高压冷媒温度と高压冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには、流路弁 2 5 を開とし、発電機 2 2 をサブ膨張機 2 1 側と接続してバイパス回路に冷媒を流すことで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。この場合にはサブ膨張機 2 3 は作動させない。また発電機 2 2 のトルクを調整する

10

20

30

40

50

ことでバイパス量を変更することが好ましい。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには、流路弁 25 を閉とし、発電機 22 をサブ膨張機 23 側と接続して低压側圧力を低下させることで膨張機 6 に流入する体積流量を増加させる。この場合にはサブ膨張機 21 は作動させない。また発電機 22 のトルクを調整することで低压側圧力を変更することが好ましい。

サブ膨張機 23 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒、又はサブ膨張機 21 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒は、第 2 四方弁 4 を経由して室内側熱交換器 8 に導かれ、室内側熱交換器 8 にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は、第 1 四方弁 2 を経て圧縮機 1 に吸入される。

【0133】

次に、室外側熱交換器 3 を蒸発器、室内側熱交換器 8 を放熱器として用いる暖房運転モードについて説明する。この暖房運転モードでの冷媒流れを、図中波線矢印で示す。

暖房運転モード時の冷媒は、モータ 12 で駆動される圧縮機 1 により高温高压に圧縮されて吐出され、補助圧縮機 10 に導かれ、補助圧縮機 10 によって更に過圧（エキスプレッサ）された後に、第 1 四方弁 2 を経て、室内側熱交換器 8 に導入される。室内側熱交換器 8 では、 CO_2 冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱し、この放熱を利用して例えば室内暖房が行われる。その後 CO_2 冷媒は、膨張機 6 及びサブ膨張機 23 に導入され、膨張機 6 及びサブ膨張機 23 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は補助圧縮機 10 の駆動に用いられる。このとき、例えば室内側熱交換器 8 の出口側で検出した高压冷媒温度と高压冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには、流路弁 25 を開とし、発電機 22 をサブ膨張機 21 側と接続してバイパス回路に冷媒を流すことで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。この場合にはサブ膨張機 23 は作動させない。また発電機 22 のトルクを調整することでバイパス量を変更することが好ましい。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには、流路弁 25 を閉とし、発電機 22 をサブ膨張機 23 側と接続して低压側圧力を低下させることで膨張機 6 に流入する体積流量を増加させる。この場合にはサブ膨張機 21 は作動させない。また発電機 22 のトルクを調整することで低压側圧力を変更することが好ましい。

サブ膨張機 23 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒、又はサブ膨張機 21 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒は、第 2 四方弁 4 を経由して室外側熱交換器 3 に導かれ、室外側熱交換器 3 にて蒸発して吸熱し、蒸発を終えた冷媒は第 1 四方弁 2 を経由して圧縮機 1 に吸入される。

【0134】

以上のように、本実施例によれば、開閉弁 25 を開としてサブ膨張機 21 に発電機 22 を連結することでバイパス回路を流れる冷媒量を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができ、一方で開閉弁 25 を閉としてサブ膨張機 23 に連結する発電機 24 のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させて低压側圧力を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機 6 において動力回収を効率的に行えらるとともに、サブ膨張機 21 又はサブ膨張機 23 から回収した動力を発電機 22 の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

【0135】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、ヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置について、図面を参照して説明する。

図 38 は、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置は、冷媒として CO_2 冷媒を使用し、モータ 12 を有する圧縮機 1 と、室外側熱交換器 3 と、膨張機 6 と、室内側熱交換器 8 と、補助圧縮機 10 とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

そしてこの冷媒回路には、圧縮機 1 の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第 1 四方弁 2 と、膨張機 6 の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第 2 四方弁 4 と、補助圧縮機 10 の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第 3 四方弁 9 とを備えている。室外側熱交換

10

20

30

40

50

器 3 を放熱器、室内側熱交換器 8 を蒸発器とする冷媒流の場合には、第 1 四方弁 2 と第 3 四方弁 9 とを切り替えることによって補助圧縮機 10 の吐出側が圧縮機 1 の吸入側となるように構成されている。また、室外側熱交換器 3 を蒸発器、室内側熱交換器 8 を放熱器とする冷媒流の場合には、第 1 四方弁 2 と第 3 四方弁 9 とを切り替えることによって圧縮機 1 の吐出側が補助圧縮機 10 の吸入側となるように構成されている。また、第 2 四方弁 4 の切り替えによって膨張機 6 を流れる冷媒方向を常に同じ方向となるように構成されている。

膨張機 6 と並列に、この膨張機 6 をバイパスするバイパス回路が設けられ、このバイパス回路にサブ膨張機 2 1 が設けられ、このサブ膨張機 2 1 の駆動軸には発電機 2 2 が接続されている。なお、このバイパス回路も膨張機 6 と同様に第 2 四方弁 4 に接続されている。また、膨張機 6 の駆動軸と補助圧縮機 10 の駆動軸とは連結されており、補助圧縮機 10 は膨張機 6 で回収した動力によって駆動される。

【 0 1 3 6 】

本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の動作について以下に説明する。まず、室外側熱交換器 3 を放熱器、室内側熱交換器 8 を蒸発器として用いる冷房運転モードについて説明する。この冷房運転モードでの冷媒流れを、図中実線矢印で示す。冷房運転モード時の冷媒は、モータ 1 2 で駆動される圧縮機 1 により高温高圧に圧縮されて吐出され、第 1 四方弁 2 を経て、室外側熱交換器 3 に導入される。室外側熱交換器 3 では、 CO_2 冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後 CO_2 冷媒は、第 2 四方弁 4 を経て膨張機 6 及びサブ膨張機 2 1 に導入され、膨張機 6 又はサブ膨張機 2 1 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は補助圧縮機 10 の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器 3 の出口側で検出した高圧冷媒温度と高圧冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには発電機 2 2 のトルク（発電機負荷）を小さくしてバイパス回路に流す冷媒量を増加させることで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。また、膨張機 6 に流れる最適冷媒量が算出した最適冷媒量よりも少ないときには発電機 2 2 のトルク（発電機負荷）を大きくしてバイパス回路に流す冷媒量を減少させることで膨張機 6 に流入する体積流量を増加させる。サブ膨張機 2 1 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒は第 2 四方弁 4 を経由して室内側熱交換器 8 に導かれ、室内側熱交換器 8 にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は、第 2 四方弁 9 を経て補助圧縮機 10 に導かれ、補助圧縮機 10 によって過給（チャージャ）され圧縮機 1 に吸入される。

【 0 1 3 7 】

次に、室外側熱交換器 3 を蒸発器、室内側熱交換器 8 を放熱器として用いる暖房運転モードについて説明する。この暖房運転モードでの冷媒流れを、図中波線矢印で示す。暖房運転モード時の冷媒は、モータ 1 2 で駆動される圧縮機 1 により高温高圧に圧縮されて吐出され、第 1 四方弁 2 及び第 3 四方弁 9 を経て、補助圧縮機 10 に導かれ、補助圧縮機 10 によって更に過圧（エキスプレッサ）される。補助圧縮機 10 によって過圧された冷媒は、第 3 四方弁 9 を経て室内側熱交換器 8 に導入される。室内側熱交換器 8 では、 CO_2 冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱し、この放熱を利用して例えば室内暖房が行われる。その後 CO_2 冷媒は、第 2 四方弁 4 を経て膨張機 6 及びサブ膨張機 2 1 に導入され、膨張機 6 又はサブ膨張機 2 1 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は補助圧縮機 10 の駆動に用いられる。このとき、例えば室内側熱交換器 8 の出口側で検出した高圧冷媒温度と高圧冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには発電機 2 2 のトルク（発電機負荷）を小さくしてバイパス回路に流す冷媒量を増加させることで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。また、膨張機 6 に流れる最適冷媒量が算出した最適冷媒量よりも少ないときには発電機 2 2 のトルク（発電機負荷）を大きくしてバイパス回路に流す冷媒量を減少させることで膨張機 6 に流入する体積流量を増加させる。

膨張機 6 及びサブ膨張機 2 1 にて減圧された CO_2 冷媒は、第 2 四方弁 4 を経由して室外側熱交換器 3 に導かれ、室外側熱交換器 3 にて蒸発して吸熱し、蒸発を終えた冷媒は第 1 四方弁 2 を経由して圧縮機 1 に吸入される。

【 0 1 3 8 】

以上のように、本実施例によれば、サブ膨張機 2 1 に連結する発電機 2 2 のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させてバイパス回路を流れる冷媒量を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機 6 において動力回収を効率的に行えらるとともに、このバイパス流量制御中に、サブ膨張機 2 1 から回収した動力を発電機 2 2 の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

10

また本実施例によれば、冷媒を圧縮する圧縮機 1 と、動力回収する膨張機 6 及び補助圧縮機 1 0 とを分離して設置し、冷房運転モード時に補助圧縮機 1 0 により過給（チャージャ）を行い、暖房運転モード時に過圧（エキスプレッサ）を行うように冷凍サイクルを切り替える構成によって、膨張機 6 を冷房に適したチャージャタイプの膨張機として動作させることができ、また暖房に適したエキスプレッサタイプの膨張機としても動作させることができる。

【 0 1 3 9 】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、ヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置について、図面を参照して説明する。

図 3 9 は、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図である。

20

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置は、冷媒として CO_2 冷媒を使用し、モータ 1 2 を有する圧縮機 1 と、室外側熱交換器 3 と、膨張機 6 と、室内側熱交換器 8 と、補助圧縮機 1 0 とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

また膨張機 6 の流入側にはサブ膨張機 2 3 が設けられ、このサブ膨張機 2 3 の駆動軸には発電機 2 4 が接続されている。

また、膨張機 6 の駆動軸と補助圧縮機 1 0 の駆動軸とは連結されており、補助圧縮機 1 0 は膨張機 6 で回収した動力によって駆動される。

そしてこの冷媒回路には、圧縮機 1 の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第 1 四方弁 2 と、膨張機 6 の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第 2 四方弁 4 と、補助圧縮機 1 0 の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第 3 四方弁 9 とを備えている。室外側熱交換器 3 を放熱器、室内側熱交換器 8 を蒸発器とする冷媒流れの場合には、第 1 四方弁 2 と第 3 四方弁 9 とを切り替えることによって補助圧縮機 1 0 の吐出側が圧縮機 1 の吸入側となるように構成されている。また、室外側熱交換器 3 を蒸発器、室内側熱交換器 8 を放熱器とする冷媒流れの場合には、第 1 四方弁 2 と第 3 四方弁 9 とを切り替えることによって圧縮機 1 の吐出側が補助圧縮機 1 0 の吸入側となるように構成されている。また、第 2 四方弁 4 の切り替えによって膨張機 6 を流れる冷媒方向を常に同じ方向となるように構成されている。

30

【 0 1 4 0 】

本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の動作について以下に説明する。

まず、室外側熱交換器 3 を放熱器、室内側熱交換器 8 を蒸発器として用いる冷房運転モードについて説明する。この冷房運転モードでの冷媒流れを、図中実線矢印で示す。

40

冷房運転モード時の冷媒は、モータ 1 2 で駆動される圧縮機 1 により高温高压に圧縮されて吐出され、第 1 四方弁 2 を経て、室外側熱交換器 3 に導入される。室外側熱交換器 3 では、 CO_2 冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後 CO_2 冷媒は、第 2 四方弁 4 を経てサブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 に導入され、サブ膨張機 2 3 と膨張機 6 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は補助圧縮機 1 0 の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器 3 の出口側で検出した高压冷媒温度と高压冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには発電機 2 4 のトルク（発電機負荷）を大きくして高压側圧力を上昇させることで膨張機 6 に流入する体積流量を増加させる

50

。また、膨張機 6 に流れる最適冷媒量が算出した最適冷媒量よりも多いときには発電機 24 のトルク（発電機負荷）を小さくして高圧側圧力を低下させることで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。

サブ膨張機 23 及び膨張機 6 にて減圧された CO₂冷媒は第 2 四方弁 4 を経由して室内側熱交換器 8 に導かれ、室内側熱交換器 8 にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は、第 2 四方弁 9 を経て補助圧縮機 10 に導かれ、補助圧縮機 10 によって過給（チャージャ）され圧縮機 1 に吸入される。

【0141】

次に、室外側熱交換器 3 を蒸発器、室内側熱交換器 8 を放熱器として用いる暖房運転モードについて説明する。この暖房運転モードでの冷媒流れを、図中波線矢印で示す。

暖房運転モード時の冷媒は、モータ 12 で駆動される圧縮機 1 により高温高圧に圧縮されて吐出され、第 1 四方弁 2 及び第 3 四方弁 9 を経て、補助圧縮機 10 に導かれ、補助圧縮機 10 によって更に過圧（エキスプレッサ）される。補助圧縮機 10 によって過圧された冷媒は、第 3 四方弁 9 を経て室内側熱交換器 8 に導入される。室内側熱交換器 8 では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱し、この放熱を利用して例えば室内暖房が行われる。その後 CO₂冷媒は、第 2 四方弁 4 を経てサブ膨張機 23 及び膨張機 6 に導入され、サブ膨張機 23 と膨張機 6 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は補助圧縮機 10 の駆動に用いられる。このとき、例えば室内側熱交換器 8 の出口側で検出した高圧冷媒温度と高圧冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときは発電機 24 のトルク（発電機負荷）を大きくして高圧側圧力を上昇させることで膨張機 6 に流入する体積流量を増加させる。また、膨張機 6 に流れる最適冷媒量が算出した最適冷媒量よりも多いときには発電機 24 のトルク（発電機負荷）を小さくして高圧側圧力を低下させることで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。

サブ膨張機 23 及び膨張機 6 にて減圧された CO₂冷媒は、室外側熱交換器 3 にて蒸発して吸熱し、蒸発を終えた冷媒は第 1 四方弁 2 を経由して圧縮機 1 に吸入される。

【0142】

以上のように、本実施例によれば、サブ膨張機 23 に連結する発電機 24 のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させて高圧側圧力を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機 6 において動力回収を効率的に行えらるとともに、サブ膨張機 23 から回収した動力を発電機 24 の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

また本実施例によれば、冷媒を圧縮する圧縮機 1 と、動力回収する膨張機 6 及び補助圧縮機 10 とを分離して設置し、冷房運転モード時に補助圧縮機 10 により過給（チャージャ）を行い、暖房運転モード時に過圧（エキスプレッサ）を行うように冷凍サイクルを切り替える構成によって、膨張機 6 を冷房に適したチャージャタイプの膨張機として動作させることができ、また暖房に適したエキスプレッサタイプの膨張機としても動作させることができる。

【0143】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、ヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置について、図面を参照して説明する。

図 40 は、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置は、冷媒として CO₂冷媒を使用し、モータ 12 を有する圧縮機 1 と、室外側熱交換器 3 と、膨張機 6 と、室内側熱交換器 8 と、補助圧縮機 10 とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

また膨張機 6 の吐出側にはサブ膨張機 23 が設けられ、このサブ膨張機 23 の駆動軸には発電機 24 が接続されている。

また、膨張機 6 の駆動軸と補助圧縮機 10 の駆動軸とは連結されており、補助圧縮機 10 は膨張機 6 で回収した動力によって駆動される。

そしてこの冷媒回路には、圧縮機 1 の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第 1 四方弁

10

20

30

40

50

2と、膨張機6の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第2四方弁4と、補助圧縮機10の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第3四方弁9とを備えている。室外側熱交換器3を放熱器、室内側熱交換器8を蒸発器とする冷媒流れの場合には、第1四方弁2と第3四方弁9とを切り替えることによって補助圧縮機10の吐出側が圧縮機1の吸入側となるように構成されている。また、室外側熱交換器3を蒸発器、室内側熱交換器8を放熱器とする冷媒流れの場合には、第1四方弁2と第3四方弁9とを切り替えることによって圧縮機1の吐出側が補助圧縮機10の吸入側となるように構成されている。また、第2四方弁4の切り替えによって膨張機6を流れる冷媒方向を常に同じ方向となるように構成されている。

【0144】

本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の動作について以下に説明する。まず、室外側熱交換器3を放熱器、室内側熱交換器8を蒸発器として用いる冷房運転モードについて説明する。この冷房運転モードでの冷媒流れを、図中実線矢印で示す。冷房運転モード時の冷媒は、モータ12で駆動される圧縮機1により高温高压に圧縮されて吐出され、第1四方弁2を経て、室外側熱交換器3に導入される。室外側熱交換器3では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後CO₂冷媒は、第2四方弁4を経て膨張機6及びサブ膨張機23に導入され、膨張機6とサブ膨張機23で減圧される。この減圧時に膨張機6で回収した動力は補助圧縮機10の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器3の出口側で検出した高压冷媒温度と高压冷媒圧力とから膨張機6に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには発電機22のトルク（発電機負荷）を大きくして低压側圧力を低下させることで膨張機6に流入する体積流量を増加させる。また、膨張機6に流れる最適冷媒量が算出した最適冷媒量よりも多いときには発電機22のトルク（発電機負荷）を小さくして低压側圧力を上昇させることで膨張機6に流入する体積流量を減少させる。

膨張機6及びサブ膨張機23にて減圧されたCO₂冷媒は、第2四方弁4を經由して室内側熱交換器8に導かれ、室内側熱交換器8にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は、第2四方弁9を経て補助圧縮機10に導かれ、補助圧縮機10によって過給（チャージャ）され圧縮機1に吸入される。

【0145】

次に、室外側熱交換器3を蒸発器、室内側熱交換器8を放熱器として用いる暖房運転モードについて説明する。この暖房運転モードでの冷媒流れを、図中波線矢印で示す。暖房運転モード時の冷媒は、モータ12で駆動される圧縮機1により高温高压に圧縮されて吐出され、第1四方弁2及び第3四方弁9を経て、補助圧縮機10に導かれ、補助圧縮機10によって更に過圧（エキスプレッサ）される。補助圧縮機10によって過圧された冷媒は、第3四方弁9を経て室内側熱交換器8に導入される。室内側熱交換器8では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱し、この放熱を利用して例えば室内暖房が行われる。その後CO₂冷媒は、第2四方弁4を経て膨張機6及びサブ膨張機23に導入され、膨張機6とサブ膨張機23で減圧される。この減圧時に膨張機6で回収した動力は補助圧縮機10の駆動に用いられる。このとき、例えば室内側熱交換器8の出口側で検出した高压冷媒温度と高压冷媒圧力とから膨張機6に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには発電機22のトルク（発電機負荷）を大きくして低压側圧力を低下させることで膨張機6に流入する体積流量を増加させる。また、膨張機6に流れる最適冷媒量が算出した最適冷媒量よりも多いときには発電機22のトルク（発電機負荷）を小さくして低压側圧力を上昇させることで膨張機6に流入する体積流量を減少させる。

膨張機6及びサブ膨張機23にて減圧されたCO₂冷媒は、室外側熱交換器3にて蒸発して吸熱し、蒸発を終えた冷媒は第1四方弁2を經由して圧縮機1に吸入される。

【0146】

以上のように、本実施例によれば、サブ膨張機23に連結する発電機22のトルク（即ち

10

20

30

40

50

、発電機の負荷)を変化させて低圧側圧力を調節することで、膨張機6に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機6において動力回収を効率的に行えらるとともに、サブ膨張機23から回収した動力を発電機24の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

また本実施例によれば、冷媒を圧縮する圧縮機1と、動力回収する膨張機6及び補助圧縮機10とを分離して設置し、冷房運転モード時に補助圧縮機10により過給(チャージャ)を行い、暖房運転モード時に過圧(エキスプレッサ)を行うように冷凍サイクルを切り替える構成によって、膨張機6を冷房に適したチャージャタイプの膨張機として動作させることができ、また暖房に適したエキスプレッサタイプの膨張機としても動作させることができる。

10

【0147】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、ヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置について、図面を参照して説明する。

図41は、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置は、冷媒としてCO₂冷媒を使用し、モータ12を有する圧縮機1と、室外側熱交換器3と、膨張機6と、室内側熱交換器8と、補助圧縮機10とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

また膨張機6の流入側にはサブ膨張機23が設けられ、このサブ膨張機23の駆動軸には発電機24が接続されている。

またサブ膨張機23及び膨張機6と並列に、サブ膨張機23及び膨張機6をバイパスするバイパス回路が設けられ、このバイパス回路にサブ膨張機21が設けられ、このサブ膨張機21の駆動軸には発電機22が接続されている。なお、このバイパス回路もサブ膨張機23及び膨張機6と同様に第2四方弁4に接続されている。

20

また、膨張機6の駆動軸と補助圧縮機10の駆動軸とは連結されており、補助圧縮機10は膨張機6で回収した動力によって駆動される。

そしてこの冷媒回路には、圧縮機1の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第1四方弁2と、膨張機6の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第2四方弁4と、補助圧縮機10の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第3四方弁9とを備えている。室外側熱交換器3を放熱器、室内側熱交換器8を蒸発器とする冷媒流の場合には、第1四方弁2と第3四方弁9とを切り替えることによって補助圧縮機10の吐出側が圧縮機1の吸入側となるように構成されている。また、室外側熱交換器3を蒸発器、室内側熱交換器8を放熱器とする冷媒流の場合には、第1四方弁2と第3四方弁9とを切り替えることによって圧縮機1の吐出側が補助圧縮機10の吸入側となるように構成されている。また、第2四方弁4の切り替えによって膨張機6を流れる冷媒方向を常に同じ方向となるように構成されている。

30

【0148】

本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の動作について以下に説明する。

まず、室外側熱交換器3を放熱器、室内側熱交換器8を蒸発器として用いる冷房運転モードについて説明する。この冷房運転モードでの冷媒流れを、図中実線矢印で示す。

冷房運転モード時の冷媒は、モータ12で駆動される圧縮機1により高温高压に圧縮されて吐出され、第1四方弁2を経て、室外側熱交換器3に導入される。室外側熱交換器3では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後CO₂冷媒は、サブ膨張機23、膨張機6、及びサブ膨張機21に導入され、サブ膨張機23及び膨張機6とサブ膨張機21で減圧される。この減圧時に膨張機6で回収した動力は補助圧縮機10の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器3の出口側で検出した高压冷媒温度と高压冷媒圧力とから膨張機6に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには発電機22のトルク(発電機負荷)を小さくしてバイパス回路に流す冷媒量を増加させることで膨張機6に流入する体積流量を減少させる。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには発電機24のトルク(発電機負荷)を大きくして高压側圧力を増加させることで膨

40

50

張機 6 に流入する体積流量を増加させる。

サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒又はサブ膨張機 2 1 にて減圧された CO_2 冷媒は、第 2 四方弁 4 を経由して室内側熱交換器 8 に導かれ、室内側熱交換器 8 にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は、第 2 四方弁 9 を経て補助圧縮機 1 0 に導かれ、補助圧縮機 1 0 によって過給（チャージャ）され圧縮機 1 に吸入される。

【 0 1 4 9 】

次に、室外側熱交換器 3 を蒸発器、室内側熱交換器 8 を放熱器として用いる暖房運転モードについて説明する。この暖房運転モードでの冷媒流れを、図中波線矢印で示す。

暖房運転モード時の冷媒は、モータ 1 2 で駆動される圧縮機 1 により高温高圧に圧縮されて吐出され、第 1 四方弁 2 及び第 3 四方弁 9 を経て、補助圧縮機 1 0 に導かれ、補助圧縮機 1 0 によって更に過圧（エキスプレッサ）される。補助圧縮機 1 0 によって過圧された冷媒は、第 3 四方弁 9 を経て室内側熱交換器 8 に導入される。室内側熱交換器 8 では、 CO_2 冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱し、この放熱を利用して例えば室内暖房が行われる。その後 CO_2 冷媒は、サブ膨張機 2 3、膨張機 6、及びサブ膨張機 2 1 に導入され、サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 とサブ膨張機 2 1 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は補助圧縮機 1 0 の駆動に用いられる。このとき、例えば室内側熱交換器 8 の出口側で検出した高圧冷媒温度と高圧冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには発電機 2 2 のトルク（発電機負荷）を小さくしてバイパス回路に流す冷媒量を増加させることで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには発電機 2 4 のトルク（発電機負荷）を大きくして高圧側圧力を増加させることで膨張機 6 に流入する体積流量を増加させる。

サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒又はサブ膨張機 2 1 にて減圧された CO_2 冷媒は、第 2 四方弁 4 を経由して室外側熱交換器 3 に導かれ、室外側熱交換器 3 にて蒸発して吸熱し、蒸発を終えた冷媒は第 1 四方弁 2 を経由して圧縮機 1 に吸入される。

【 0 1 5 0 】

以上のように、本実施例によれば、サブ膨張機 2 1 に連結する発電機 2 2 のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させてバイパス回路を流れる冷媒量を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができ、一方でサブ膨張機 2 3 に連結する発電機 2 4 のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させて高圧側圧力を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機 6 において動力回収を効率的に行えるとともに、サブ膨張機 2 1 及びサブ膨張機 2 3 から回収した動力を発電機 2 2 と発電機 2 4 の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

また本実施例によれば、冷媒を圧縮する圧縮機 1 と、動力回収する膨張機 6 及び補助圧縮機 1 0 とを分離して設置し、冷房運転モード時に補助圧縮機 1 0 により過給（チャージャ）を行い、暖房運転モード時に過圧（エキスプレッサ）を行うように冷凍サイクルを切り替える構成によって、膨張機 6 を冷房に適したチャージャタイプの膨張機として動作させることができ、また暖房に適したエキスプレッサタイプの膨張機としても動作させることができる。

【 0 1 5 1 】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、ヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置について、図面を参照して説明する。

図 4 2 は、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置は、冷媒として CO_2 冷媒を使用し、モータ 1 2 を有する圧縮機 1 と、室外側熱交換器 3 と、膨張機 6 と、室内側熱交換器 8 と、補助圧縮機 1 0 とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

また膨張機 6 の流入側にはサブ膨張機 2 3 が設けられ、このサブ膨張機 2 3 の駆動軸には

10

20

30

40

50

発電機 2 4 が接続されている。

またサブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 と並列に、サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 をバイパスするバイパス回路が設けられ、このバイパス回路にバイパス弁 7 が設けられている。なお、このバイパス回路もサブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 と同様に第 2 四方弁 4 に接続されている。また、膨張機 6 の駆動軸と補助圧縮機 1 0 の駆動軸とは連結されており、補助圧縮機 1 0 は膨張機 6 で回収した動力によって駆動される。

そしてこの冷媒回路には、圧縮機 1 の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第 1 四方弁 2 と、膨張機 6 の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第 2 四方弁 4 と、補助圧縮機 1 0 の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第 3 四方弁 9 とを備えている。室外側熱交換器 3 を放熱器、室内側熱交換器 8 を蒸発器とする冷媒流の場合には、第 1 四方弁 2 と第 3 四方弁 9 とを切り替えることによって補助圧縮機 1 0 の吐出側が圧縮機 1 の吸入側となるように構成されている。また、室外側熱交換器 3 を蒸発器、室内側熱交換器 8 を放熱器とする冷媒流の場合には、第 1 四方弁 2 と第 3 四方弁 9 とを切り替えることによって圧縮機 1 の吐出側が補助圧縮機 1 0 の吸入側となるように構成されている。また、第 2 四方弁 4 の切り替えによって膨張機 6 を流れる冷媒方向を常に同じ方向となるように構成されている。

【 0 1 5 2 】

本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の動作について以下に説明する。

まず、室外側熱交換器 3 を放熱器、室内側熱交換器 8 を蒸発器として用いる冷房運転モードについて説明する。この冷房運転モードでの冷媒流れを、図中実線矢印で示す。

冷房運転モード時の冷媒は、モータ 1 2 で駆動される圧縮機 1 により高温高压に圧縮されて吐出され、第 1 四方弁 2 を経て、室外側熱交換器 3 に導入される。室外側熱交換器 3 では、 CO_2 冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後 CO_2 冷媒は、サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 に導入され、サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は補助圧縮機 1 0 の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器 3 の出口側で検出した高压冷媒温度と高压冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときにはバイパス弁 7 の開度を大きくしてバイパス回路に流す冷媒量を増加させることで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには発電機 2 4 のトルク（発電機負荷）を大きくして高压側圧力を増加させることで膨張機 6 に流入する体積流量を増加させる。

サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒は、第 2 四方弁 4 を経由して室内側熱交換器 8 に導かれ、室内側熱交換器 8 にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は、第 2 四方弁 9 を経て補助圧縮機 1 0 に導かれ、補助圧縮機 1 0 によって過給（チャージャ）され圧縮機 1 に吸入される。

【 0 1 5 3 】

次に、室外側熱交換器 3 を蒸発器、室内側熱交換器 8 を放熱器として用いる暖房運転モードについて説明する。この暖房運転モードでの冷媒流れを、図中波線矢印で示す。

暖房運転モード時の冷媒は、モータ 1 2 で駆動される圧縮機 1 により高温高压に圧縮されて吐出され、第 1 四方弁 2 及び第 3 四方弁 9 を経て、補助圧縮機 1 0 に導かれ、補助圧縮機 1 0 によって更に過圧（エクスペッサ）される。補助圧縮機 1 0 によって過圧された冷媒は、第 3 四方弁 9 を経て室内側熱交換器 8 に導入される。室内側熱交換器 8 では、 CO_2 冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱し、この放熱を利用して例えば室内暖房が行われる。その後 CO_2 冷媒は、サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 に導入され、サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は補助圧縮機 1 0 の駆動に用いられる。このとき、例えば室内側熱交換器 8 の出口側で検出した高压冷媒温度と高压冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときにはバイパス弁 7 の開度を大きくしてバイパス回路に流す冷媒量を増加させることで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには発電機

24のトルク(発電機負荷)を大きくして高圧側圧力を増加させることで膨張機6に流入する体積流量を増加させる。

サブ膨張機23及び膨張機6にて減圧されたCO₂冷媒は、第2四方弁4を経由して室外側熱交換器3に導かれ、室外側熱交換器3にて蒸発して吸熱し、蒸発を終えた冷媒は第1四方弁2を経由して圧縮機1に吸入される。

【0154】

以上のように、本実施例によれば、バイパス弁7の開度を変化させてバイパス回路を流れる冷媒量を調節することで、膨張機6に流れる冷媒量を制御することができ、一方でサブ膨張機23に連結する発電機24のトルク(即ち、発電機の負荷)を変化させて高圧側圧力を調節することで、膨張機6に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機6において動力回収を効率的に行えたとともに、サブ膨張機23から回収した動力を発電機24の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

10

また本実施例によれば、冷媒を圧縮する圧縮機1と、動力回収する膨張機6及び補助圧縮機10とを分離して設置し、冷房運転モード時に補助圧縮機10により過給(チャージャ)を行い、暖房運転モード時に過圧(エキスプレッサ)を行うように冷凍サイクルを切り替える構成によって、膨張機6を冷房に適したチャージャタイプの膨張機として動作させることができ、また暖房に適したエキスプレッサタイプの膨張機としても動作させることができる。

【0155】

20

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、ヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置について、図面を参照して説明する。

図43は、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置は、冷媒としてCO₂冷媒を使用し、モータ12を有する圧縮機1と、室外側熱交換器3と、膨張機6と、室内側熱交換器8と、補助圧縮機10とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

また膨張機6の流入側には予膨張弁5が設けられている。

また予膨張弁5及び膨張機6と並列に、予膨張弁5及び膨張機6をバイパスするバイパス回路が設けられ、このバイパス回路にサブ膨張機21が設けられ、このサブ膨張機21の駆動軸には発電機22が接続されている。なお、このバイパス回路もサブ膨張機23及び膨張機6と同様に第2四方弁4に接続されている。また、膨張機6の駆動軸と補助圧縮機10の駆動軸とは連結されており、補助圧縮機10は膨張機6で回収した動力によって駆動される。

30

そしてこの冷媒回路には、圧縮機1の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第1四方弁2と、膨張機6の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第2四方弁4と、補助圧縮機10の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第3四方弁9とを備えている。室外側熱交換器3を放熱器、室内側熱交換器8を蒸発器とする冷媒流れる場合には、第1四方弁2と第3四方弁9とを切り替えることによって補助圧縮機10の吐出側が圧縮機1の吸入側となるように構成されている。また、室外側熱交換器3を蒸発器、室内側熱交換器8を放熱器とする冷媒流れる場合には、第1四方弁2と第3四方弁9とを切り替えることによって圧縮機1の吐出側が補助圧縮機10の吸入側となるように構成されている。また、第2四方弁4の切り替えによって膨張機6を流れる冷媒方向を常に同じ方向となるように構成されている。

40

【0156】

本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の動作について以下に説明する。

まず、室外側熱交換器3を放熱器、室内側熱交換器8を蒸発器として用いる冷房運転モードについて説明する。この冷房運転モードでの冷媒流れを、図中実線矢印で示す。

冷房運転モード時の冷媒は、モータ12で駆動される圧縮機1により高温高圧に圧縮されて吐出され、第1四方弁2を経て、室外側熱交換器3に導入される。室外側熱交換器3では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの

50

外部流体に放熱する。その後CO₂冷媒は、予膨張弁5、膨張機6、及びサブ膨張機21に導入され、予膨張弁5及び膨張機6とサブ膨張機21で減圧される。この減圧時に膨張機6で回収した動力は補助圧縮機10の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器3の出口側で検出した高圧冷媒温度と高圧冷媒圧力とから膨張機6に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには発電機22のトルク（発電機負荷）を小さくしてバイパス回路に流す冷媒量を増加させることで膨張機6に流入する体積流量を減少させる。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには予膨張弁5の開度を小さくして高圧側圧力を増加させることで膨張機6に流入する体積流量を増加させる。

予膨張弁5及び膨張機6にて減圧されたCO₂冷媒又はサブ膨張機21にて減圧されたCO₂冷媒は、第2四方弁4を經由して室内側熱交換器8に導かれ、室内側熱交換器8にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は、第2四方弁9を経て補助圧縮機10に導かれ、補助圧縮機10によって過給（チャージャ）され圧縮機1に吸入される。

【0157】

次に、室外側熱交換器3を蒸発器、室内側熱交換器8を放熱器として用いる暖房運転モードについて説明する。この暖房運転モードでの冷媒流れを、図中波線矢印で示す。

暖房運転モード時の冷媒は、モータ12で駆動される圧縮機1により高温高圧に圧縮されて吐出され、第1四方弁2及び第3四方弁9を経て、補助圧縮機10に導かれ、補助圧縮機10によって更に過圧（エキスプレッサ）される。補助圧縮機10によって過圧された冷媒は、第3四方弁9を経て室内側熱交換器8に導入される。室内側熱交換器8では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱し、この放熱を利用して例えば室内暖房が行われる。その後CO₂冷媒は、予膨張弁5、膨張機6、及びサブ膨張機21に導入され、予膨張弁5及び膨張機6とサブ膨張機21で減圧される。この減圧時に膨張機6で回収した動力は補助圧縮機10の駆動に用いられる。このとき、例えば室内側熱交換器8の出口側で検出した高圧冷媒温度と高圧冷媒圧力とから膨張機6に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには発電機22のトルク（発電機負荷）を小さくしてバイパス回路に流す冷媒量を増加させることで膨張機6に流入する体積流量を減少させる。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには予膨張弁5の開度を小さくして高圧側圧力を増加させることで膨張機6に流入する体積流量を増加させる。

予膨張弁5及び膨張機6にて減圧されたCO₂冷媒又はサブ膨張機21にて減圧されたCO₂冷媒は、第2四方弁4を經由して室外側熱交換器3に導かれ、室外側熱交換器3にて蒸発して吸熱し、蒸発を終えた冷媒は第1四方弁2を經由して圧縮機1に吸入される。

【0158】

以上のように、本実施例によれば、サブ膨張機21に連結する発電機22のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させてバイパス回路を流れる冷媒量を調節することで、膨張機6に流れる冷媒量を制御することができ、一方で予膨張弁5の開度を変化させて高圧側圧力を調節することで、膨張機6に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機6において動力回収を効率的に行えらるとともに、サブ膨張機21から回収した動力を発電機22の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

また本実施例によれば、冷媒を圧縮する圧縮機1と、動力回収する膨張機6及び補助圧縮機10とを分離して設置し、冷房運転モード時に補助圧縮機10により過給（チャージャ）を行い、暖房運転モード時に過圧（エキスプレッサ）を行うように冷凍サイクルを切り替える構成によって、膨張機6を冷房に適したチャージャタイプの膨張機として動作させることができ、また暖房に適したエキスプレッサタイプの膨張機としても動作させることができる。

【0159】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、ヒートポンプ式冷暖房型空気調和

10

20

30

40

50

装置について、図面を参照して説明する。

図44は、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置は、冷媒としてCO₂冷媒を使用し、モータ12を有する圧縮機1と、室外側熱交換器3と、膨張機6と、室内側熱交換器8と、補助圧縮機10とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

また膨張機6の流入側にはサブ膨張機23が設けられ、このサブ膨張機23の駆動軸には発電機22が接続されている。

またサブ膨張機23及び膨張機6と並列に、サブ膨張機23及び膨張機6をバイパスするバイパス回路が設けられ、このバイパス回路にサブ膨張機21が設けられ、このサブ膨張機21の駆動軸には発電機22が接続されている。なお、このバイパス回路もサブ膨張機23及び膨張機6と同様に第2四方弁4に接続されている。

ここで、発電機22はサブ膨張機21及びサブ膨張機23のいずれか一方と接続するクラッチ機構を備えている。また、バイパス回路の流入側には流路弁25が設けられている。また、膨張機6の駆動軸と補助圧縮機10の駆動軸とは連結されており、補助圧縮機10は膨張機6で回収した動力によって駆動される。

そしてこの冷媒回路には、圧縮機1の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第1四方弁2と、膨張機6の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第2四方弁4と、補助圧縮機10の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第3四方弁9とを備えている。室外側熱交換器3を放熱器、室内側熱交換器8を蒸発器とする冷媒流の場合には、第1四方弁2と第3四方弁9とを切り替えることによって補助圧縮機10の吐出側が圧縮機1の吸入側となるように構成されている。また、室外側熱交換器3を蒸発器、室内側熱交換器8を放熱器とする冷媒流の場合には、第1四方弁2と第3四方弁9とを切り替えることによって圧縮機1の吐出側が補助圧縮機10の吸入側となるように構成されている。また、第2四方弁4の切り替えによって膨張機6を流れる冷媒方向を常に同じ方向となるように構成されている。

【0160】

本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の動作について以下に説明する。

まず、室外側熱交換器3を放熱器、室内側熱交換器8を蒸発器として用いる冷房運転モードについて説明する。この冷房運転モードでの冷媒流れを、図中実線矢印で示す。

冷房運転モード時の冷媒は、モータ12で駆動される圧縮機1により高温高压に圧縮されて吐出され、第1四方弁2を経て、室外側熱交換器3に導入される。室外側熱交換器3では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後CO₂冷媒は、サブ膨張機23及び膨張機6に導入され、サブ膨張機23及び膨張機6で減圧される。この減圧時に膨張機6で回収した動力は補助圧縮機10の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器3の出口側で検出した高压冷媒温度と高压冷媒圧力とから膨張機6に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには、流路弁25を開とし、発電機22をサブ膨張機21側と接続してバイパス回路に冷媒を流すことで膨張機6に流入する体積流量を減少させる。この場合にはサブ膨張機23は作動させない。また発電機22のトルクを調整することでバイパス量を変更することが好ましい。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには、流路弁25を閉とし、発電機22をサブ膨張機23側と接続して高压側圧力を上昇させることで膨張機6に流入する体積流量を増加させる。この場合にはサブ膨張機21は作動させない。また発電機22のトルクを調整することで高压側圧力を変更することが好ましい。

サブ膨張機23及び膨張機6にて減圧されたCO₂冷媒、又はサブ膨張機21及び膨張機6にて減圧されたCO₂冷媒は、第2四方弁4を経由して室内側熱交換器8に導かれ、室内側熱交換器8にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は、第2四方弁9を経て補助圧縮機10に導かれ、補助圧縮機10によって過給(チャージャ)され圧縮機1に吸入される。

【0161】

次に、室外側熱交換器 3 を蒸発器、室内側熱交換器 8 を放熱器として用いる暖房運転モードについて説明する。この暖房運転モードでの冷媒流れを、図中波線矢印で示す。

暖房運転モード時の冷媒は、モータ 12 で駆動される圧縮機 1 により高温高压に圧縮されて吐出され、第 1 四方弁 2 及び第 3 四方弁 9 を経て、補助圧縮機 10 に導かれ、補助圧縮機 10 によって更に過圧（エキスプレッサ）される。補助圧縮機 10 によって過圧された冷媒は、第 3 四方弁 9 を経て室内側熱交換器 8 に導入される。室内側熱交換器 8 では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱し、この放熱を利用して例えば室内暖房が行われる。その後 CO₂冷媒は、サブ膨張機 23 及び膨張機 6 に導入され、サブ膨張機 23 及び膨張機 6 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は補助圧縮機 10 の駆動に用いられる。このとき、例えば室内側熱交換器 8 の出口側で検出した高压冷媒温度と高压冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには、流路弁 25 を開とし、発電機 22 をサブ膨張機 21 側と接続してバイパス回路に冷媒を流すことで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。この場合にはサブ膨張機 23 は作動させない。また発電機 22 のトルクを調整することでバイパス量を変更することが好ましい。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには、流路弁 25 を閉とし、発電機 22 をサブ膨張機 23 側と接続して高压側圧力を上昇させることで膨張機 6 に流入する体積流量を増加させる。この場合にはサブ膨張機 21 は作動させない。また発電機 22 のトルクを調整することで高压側圧力を変更することが好ましい。

サブ膨張機 23 及び膨張機 6 にて減圧された CO₂冷媒、又はサブ膨張機 21 及び膨張機 6 にて減圧された CO₂冷媒は、第 2 四方弁 4 を経て室外側熱交換器 3 に導かれ、室外側熱交換器 3 にて蒸発して吸熱し、蒸発を終えた冷媒は第 1 四方弁 2 を経て圧縮機 1 に吸入される。

【0162】

以上のように、本実施例によれば、開閉弁 25 を開としてサブ膨張機 21 に発電機 22 を連結することでバイパス回路を流れる冷媒量を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができ、一方で開閉弁 25 を閉としてサブ膨張機 23 に連結する発電機 24 のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させて高压側圧力を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機 6 において動力回収を効率的に行えらるとともに、サブ膨張機 21 又はサブ膨張機 23 から回収した動力を発電機 22 と発電機 24 の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

また本実施例によれば、冷媒を圧縮する圧縮機 1 と、動力回収する膨張機 6 及び補助圧縮機 10 とを分離して設置し、冷房運転モード時に補助圧縮機 10 により過給（チャージャ）を行い、暖房運転モード時に過圧（エキスプレッサ）を行うように冷凍サイクルを切り替える構成によって、膨張機 6 を冷房に適したチャージャタイプの膨張機として動作させることができ、また暖房に適したエキスプレッサタイプの膨張機としても動作させることができる。

【0163】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、ヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置について、図面を参照して説明する。

図 45 は、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置は、冷媒として CO₂冷媒を使用し、モータ 12 を有する圧縮機 1 と、室外側熱交換器 3 と、膨張機 6 と、室内側熱交換器 8 と、補助圧縮機 10 とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

また膨張機 6 の吐出側にはサブ膨張機 23 が設けられ、このサブ膨張機 23 の駆動軸には発電機 22 が接続されている。

またサブ膨張機 23 及び膨張機 6 と並列に、サブ膨張機 23 及び膨張機 6 をバイパスするバイパス回路が設けられ、このバイパス回路にサブ膨張機 21 が設けられ、このサブ膨張機 21 の駆動軸には発電機 22 が接続されている。なお、このバイパス回路もサブ膨張機

23及び膨張機6と同様に第2四方弁4に接続されている。

ここで、発電機22はサブ膨張機21及びサブ膨張機23のいずれか一方と接続するクラッチ機構を備えている。また、バイパス回路の流入側には流路弁25が設けられている。また、膨張機6の駆動軸と補助圧縮機10の駆動軸とは連結されており、補助圧縮機10は膨張機6で回収した動力によって駆動される。

そしてこの冷媒回路には、圧縮機1の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第1四方弁2と、膨張機6の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第2四方弁4と、補助圧縮機10の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第3四方弁9とを備えている。室外側熱交換器3を放熱器、室内側熱交換器8を蒸発器とする冷媒流の場合には、第1四方弁2と第3四方弁9とを切り替えることによって補助圧縮機10の吐出側が圧縮機1の吸入側となるように構成されている。また、室外側熱交換器3を蒸発器、室内側熱交換器8を放熱器とする冷媒流の場合には、第1四方弁2と第3四方弁9とを切り替えることによって圧縮機1の吐出側が補助圧縮機10の吸入側となるように構成されている。また、第2四方弁4の切り替えによって膨張機6を流れる冷媒方向を常に同じ方向となるように構成されている。

【0164】

本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の動作について以下に説明する。

まず、室外側熱交換器3を放熱器、室内側熱交換器8を蒸発器として用いる冷房運転モードについて説明する。この冷房運転モードでの冷媒流れを、図中実線矢印で示す。

冷房運転モード時の冷媒は、モータ12で駆動される圧縮機1により高温高压に圧縮されて吐出され、第1四方弁2を経て、室外側熱交換器3に導入される。室外側熱交換器3では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後CO₂冷媒は、膨張機6及びサブ膨張機23に導入され、膨張機6及びサブ膨張機23で減圧される。この減圧時に膨張機6で回収した動力は補助圧縮機10の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器3の出口側で検出した高压冷媒温度と高压冷媒圧力とから膨張機6に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには、流路弁25を開とし、発電機22をサブ膨張機21側と接続してバイパス回路に冷媒を流すことで膨張機6に流入する体積流量を減少させる。この場合にはサブ膨張機23は作動させない。また発電機22のトルクを調整することでバイパス量を変更することが好ましい。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少

ないときには、流路弁25を閉とし、発電機22をサブ膨張機23側と接続して低压側圧力を低下させることで膨張機6に流入する体積流量を増加させる。この場合にはサブ膨張機21は作動させない。また発電機22のトルクを調整することで低压側圧力を変更することが好ましい。

サブ膨張機23及び膨張機6にて減圧されたCO₂冷媒、又はサブ膨張機21及び膨張機6にて減圧されたCO₂冷媒は、第2四方弁4を經由して室内側熱交換器8に導かれ、室内側熱交換器8にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は、第2四方弁9を経て補助圧縮機10に導かれ、補助圧縮機10によって過給(チャージャ)され圧縮機1に吸入される。

【0165】

次に、室外側熱交換器3を蒸発器、室内側熱交換器8を放熱器として用いる暖房運転モードについて説明する。この暖房運転モードでの冷媒流れを、図中波線矢印で示す。

暖房運転モード時の冷媒は、モータ12で駆動される圧縮機1により高温高压に圧縮されて吐出され、第1四方弁2及び第3四方弁9を経て、補助圧縮機10に導かれ、補助圧縮機10によって更に過圧(エキスプレッサ)される。補助圧縮機10によって過圧された冷媒は、第3四方弁9を経て室内側熱交換器8に導入される。室内側熱交換器8では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱し、この放熱を利用して例えば室内暖房が行われる。その後CO₂冷媒は、膨張機6及びサブ膨張機23に導入され、膨張機6及びサブ膨張機23で減圧される。この減圧時に膨張機6で回収した動力は補助圧縮機10の駆動に用いられる。このとき、例えば

室内側熱交換器 8 の出口側で検出した高圧冷媒温度と高圧冷媒圧力とから膨張機 6 に流れる最適冷媒量を算出し、算出した最適冷媒量よりも体積流量が多いときには、流路弁 2 5 を開とし、発電機 2 2 をサブ膨張機 2 1 側と接続してバイパス回路に冷媒を流すことで膨張機 6 に流入する体積流量を減少させる。この場合にはサブ膨張機 2 3 は作動させない。また発電機 2 2 のトルクを調整することでバイパス量を変更することが好ましい。一方、算出した最適冷媒量よりも体積流量が少ないときには、流路弁 2 5 を閉とし、発電機 2 2 をサブ膨張機 2 3 側と接続して低圧側圧力を低下させることで膨張機 6 に流入する体積流量を増加させる。この場合にはサブ膨張機 2 1 は作動させない。また発電機 2 2 のトルクを調整することで低圧側圧力を変更することが好ましい。

サブ膨張機 2 3 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒、又はサブ膨張機 2 1 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒は、第 2 四方弁 4 を経由して室外側熱交換器 3 に導かれ、室外側熱交換器 3 にて蒸発して吸熱し、蒸発を終えた冷媒は第 1 四方弁 2 を経由して圧縮機 1 に吸入される。

【0166】

以上のように、本実施例によれば、開閉弁 2 5 を開としてサブ膨張機 2 1 に発電機 2 2 を連結することでバイパス回路を流れる冷媒量を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができ、一方で開閉弁 2 5 を閉としてサブ膨張機 2 3 に連結する発電機 2 4 のトルク（即ち、発電機の負荷）を変化させて低圧側圧力を調節することで、膨張機 6 に流れる冷媒量を制御することができる。従って、膨張機 6 において動力回収を効率的に行えらるとともに、サブ膨張機 2 1 又はサブ膨張機 2 3 から回収した動力を発電機 2 2 と発電機 2 4 の発電に利用することによって、冷凍サイクルから、より高い動力回収を行うことができる。

また本実施例によれば、冷媒を圧縮する圧縮機 1 と、動力回収する膨張機 6 及び補助圧縮機 1 0 とを分離して設置し、冷房運転モード時に補助圧縮機 1 0 により過給（チャージャ）を行い、暖房運転モード時に過圧（エキスプレッサ）を行うように冷凍サイクルを切り替える構成によって、膨張機 6 を冷房に適したチャージャタイプの膨張機として動作させることができ、また暖房に適したエキスプレッサタイプの膨張機としても動作させることができる。

【0167】

上記実施例では、ヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置を用いて説明したが、室外側熱交換器 3 を第 1 の熱交換器、室内側熱交換器 8 を第 2 の熱交換器とし、これら第 1 の熱交換器や第 2 の熱交換器を、温冷水器や蓄冷熱器などに利用したその他の冷凍サイクル装置であってもよい。

【0168】

【発明の効果】

以上のように、本発明によれば、密度比一定の制約を最大限回避し、幅広い運転範囲の中で高い動力回収効果を得ることができる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】 本発明の一実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図

【図 2】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図

【図 3】 補助圧縮機の吐出側が圧縮機の吸入側となるチャージャ方式と圧縮機の吐出側が補助圧縮機の吸入側となるエキスプレッサ方式における冷房時と暖房時での固定密度比の一例を示す図

【図 4】 本発明によるチャージャとエキスプレッサの切り替え方式と、比較例との最適な COP 比の比較を示す図

【図 5】 補助圧縮機の冷房運転定格周波数を圧縮機の冷房運転定格周波数と同じ 37 Hz の周波数に設定した場合の、圧縮機と補助圧縮機の周波数の関係を示す図

【図 6】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式空気調和装置の構成図

【図 7】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図

【図 8】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式空気調和装置の構成図

10

20

30

40

50

- 【図 9】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図
- 【図 10】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式空気調和装置の構成図
- 【図 11】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図
- 【図 12】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式空気調和装置の構成図
- 【図 13】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図
- 【図 14】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式空気調和装置の構成図
- 【図 15】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図
- 【図 16】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式空気調和装置の構成図
- 【図 17】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図
- 【図 18】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式空気調和装置の構成図
- 【図 19】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図
- 【図 20】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式空気調和装置の構成図
- 【図 21】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図
- 【図 22】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図
- 【図 23】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図
- 【図 24】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図
- 【図 25】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図
- 【図 26】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図
- 【図 27】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図
- 【図 28】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図
- 【図 29】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図
- 【図 30】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図
- 【図 31】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図
- 【図 32】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図
- 【図 33】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図
- 【図 34】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図
- 【図 35】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図
- 【図 36】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図
- 【図 37】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図
- 【図 38】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図
- 【図 39】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図
- 【図 40】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図
- 【図 41】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図
- 【図 42】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図
- 【図 43】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図
- 【図 44】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図
- 【図 45】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図

10

20

30

【符号の説明】

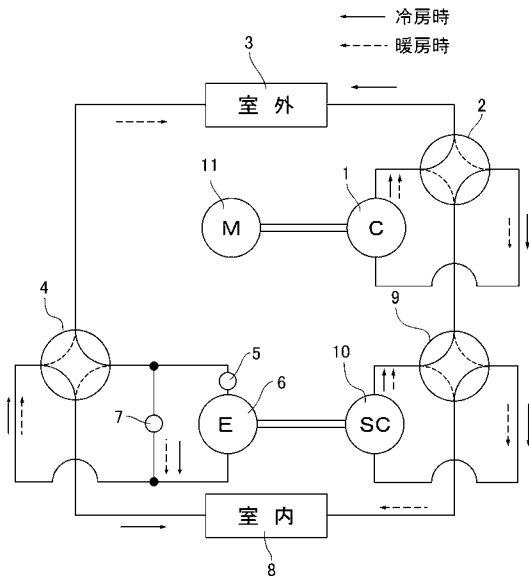
- 1 圧縮機
- 2 第 1 四方弁
- 3 室外熱交換器
- 4 第 2 四方弁
- 5 予膨張弁
- 6 膨張機
- 7 バイパス弁
- 8 室内熱交換器
- 9 第 3 四方弁
- 10 補助圧縮機
- 11 モータ
- 13 第 1 逆止弁組装置

40

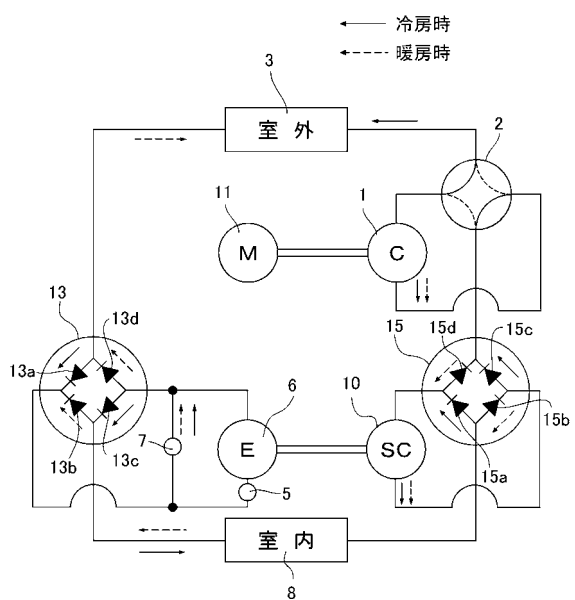
50

- 1 3 a , 1 3 b , 1 3 c , 1 3 d 逆止弁
- 1 5 第2逆止弁組装置
- 1 5 a , 1 5 b , 1 5 c , 1 5 d 逆止弁
- 2 1 第1補助膨張機
- 2 2、2 4 発電機
- 2 3 第2補助膨張機
- 2 5 予膨張弁
- 2 6 パイパス膨張弁
- 2 7 共用発電機
- 2 8 入口流路弁
- 3 6 スライディングベーン形膨張機
- 3 7 ベーン

【図1】



【図2】



【図3】

	固定密度比			
	冷房時		暖房時	
	定格	1/2定格	定格	1/2定格
チャージャ方式	4.09	3.36	8.50	8.02
エキस्पレッサ方式	3.00	2.65	5.99	5.29
	定格	1/2定格	定格	1/2定格
チャージャ・エキस्पレッサ切替方式	4.09	3.36	5.99	5.29

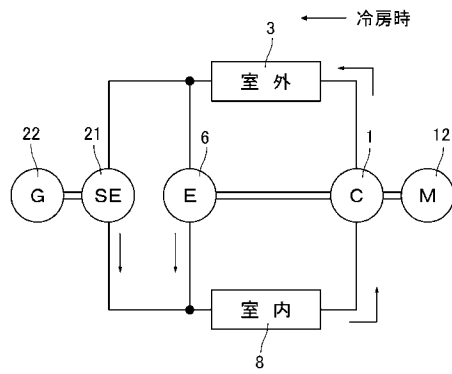
【図4】

		COP値		
		本発明	比較例	
		チャージャ&エキスプレッサ切替方式	バイパス弁&予膨張弁方式	発電機方式
暖房時	定格	5.456	5.302	5.547
	1/2定格	5.672	5.490	5.781
冷房時	定格	4.862	4.862	4.504
	1/2定格	5.089	5.089	4.943
平均COP値(定格)		5.159	5.082	5.026

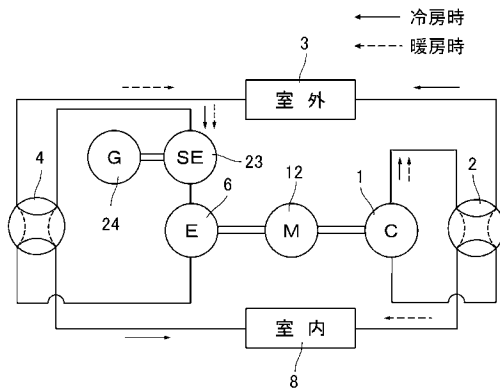
【図5】

周波数範囲(予測)	メイン圧縮機周波数	周波数比	補助圧縮機周波数
暖房時	定格	0.6545	39.3
	1/2定格	0.6131	18.4
冷房時	定格	1.000	40
	1/2定格	0.9824	19.6

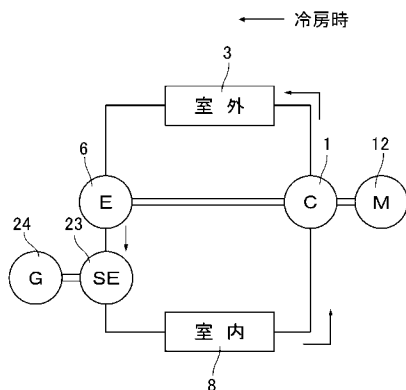
【図6】



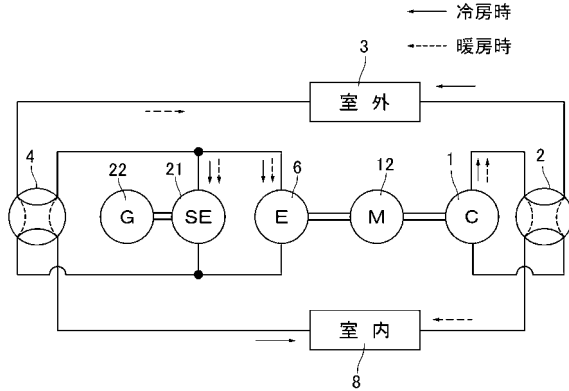
【図9】



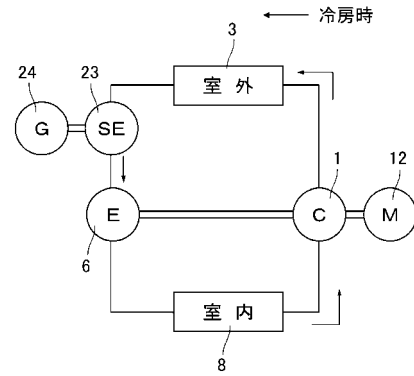
【図10】



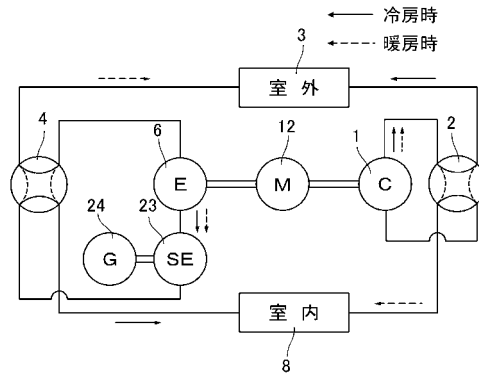
【図7】



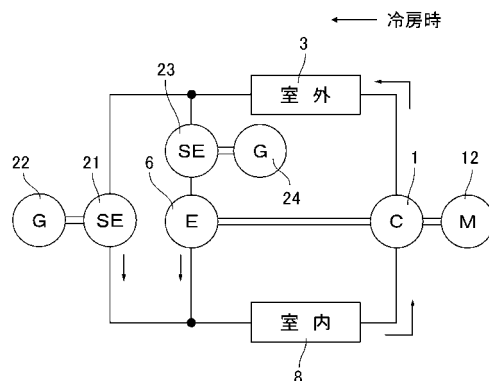
【図8】



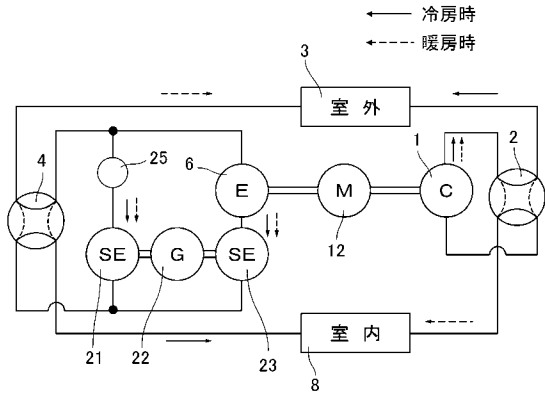
【図11】



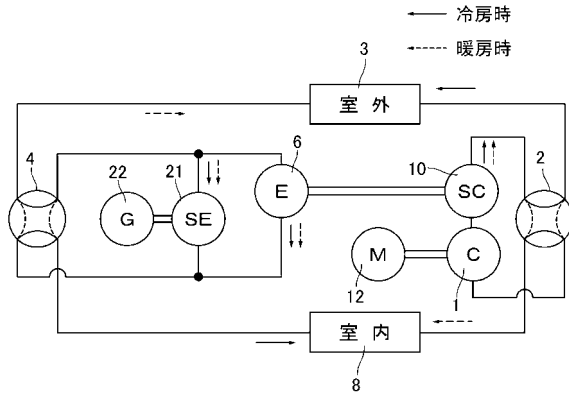
【図12】



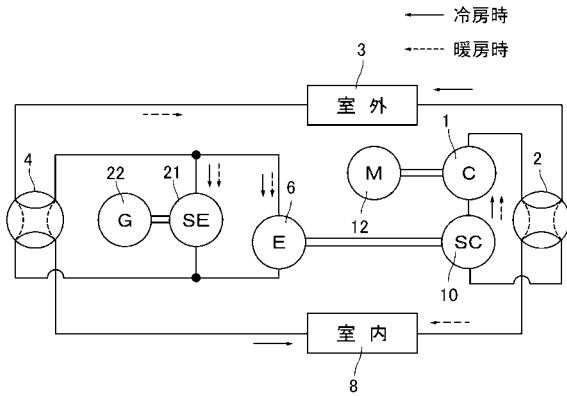
【図 2 1】



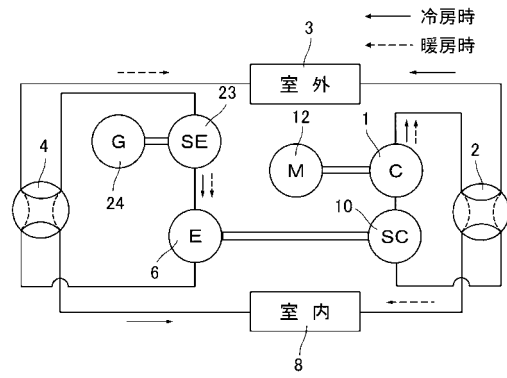
【図 2 3】



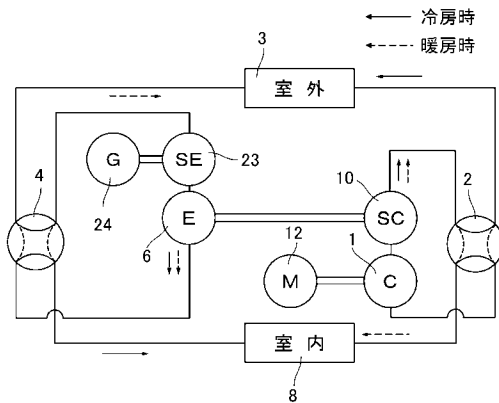
【図 2 2】



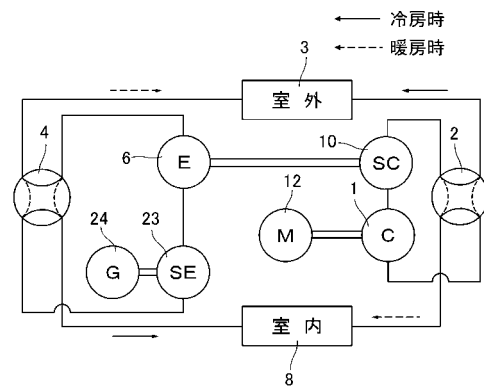
【図 2 4】



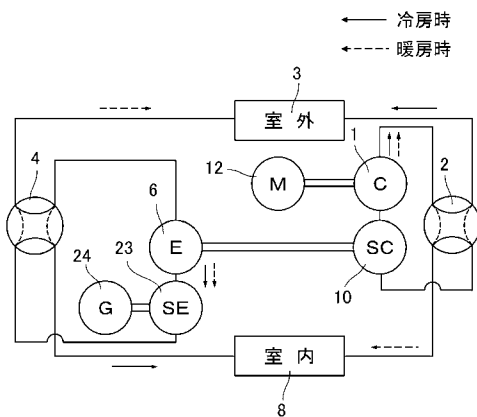
【図 2 5】



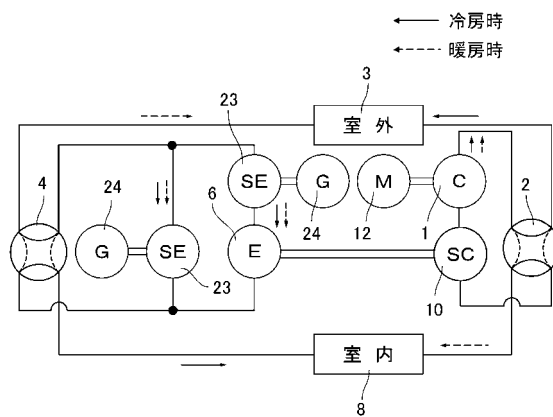
【図 2 7】



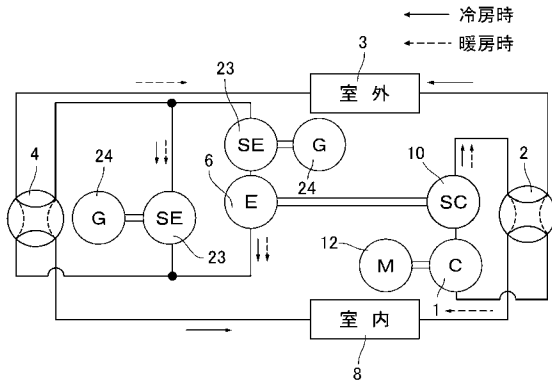
【図 2 6】



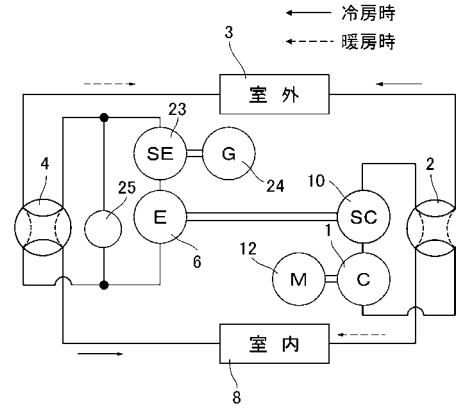
【図 2 8】



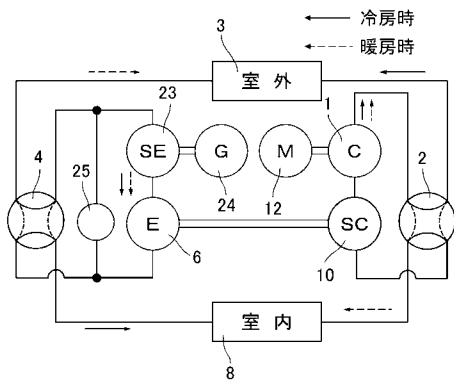
【図 29】



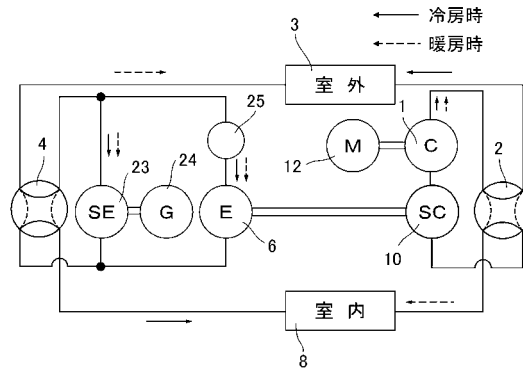
【図 31】



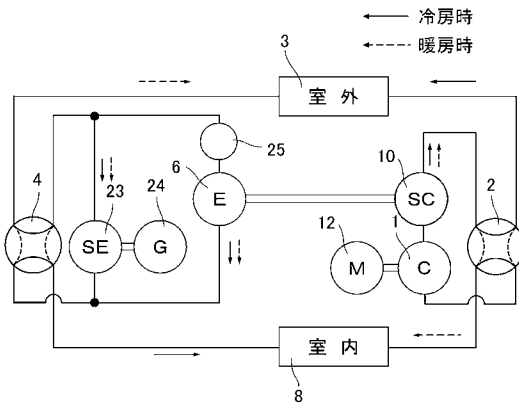
【図 30】



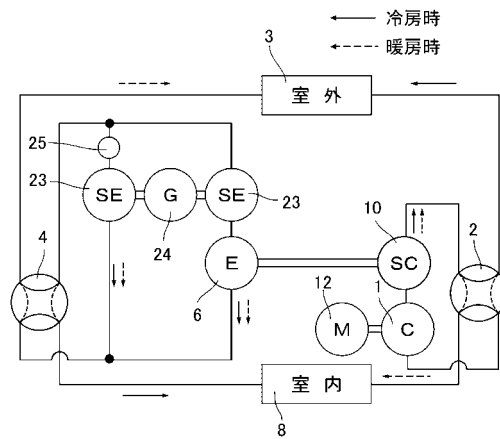
【図 32】



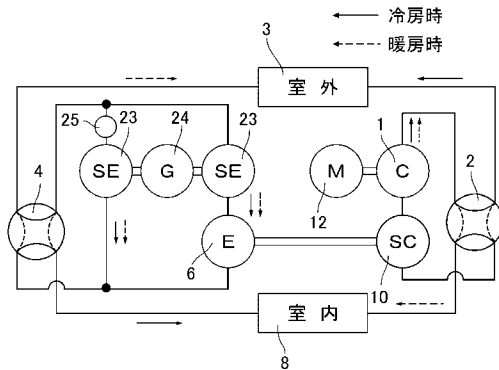
【図 33】



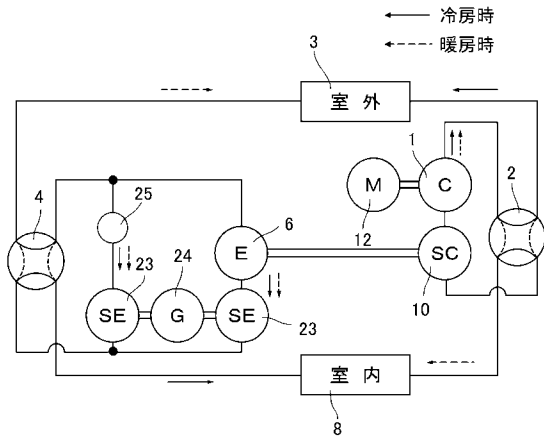
【図 35】



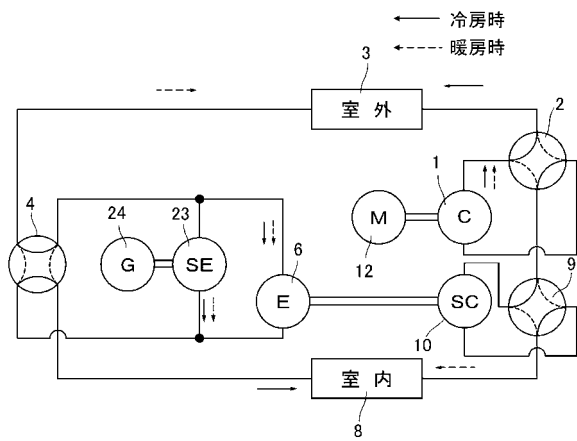
【図 34】



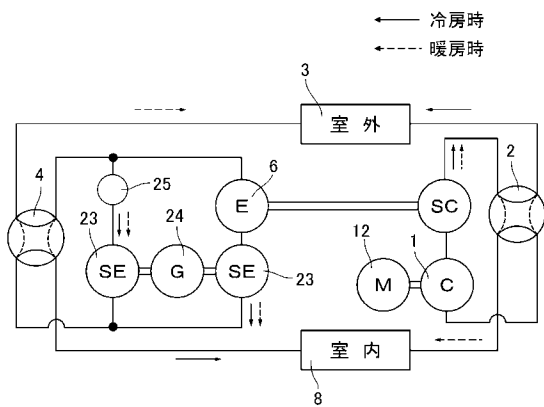
【図36】



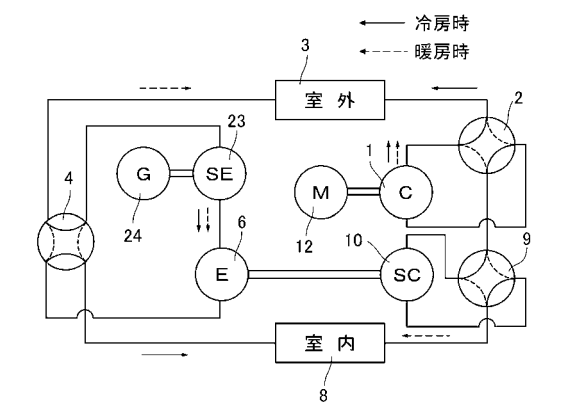
【図38】



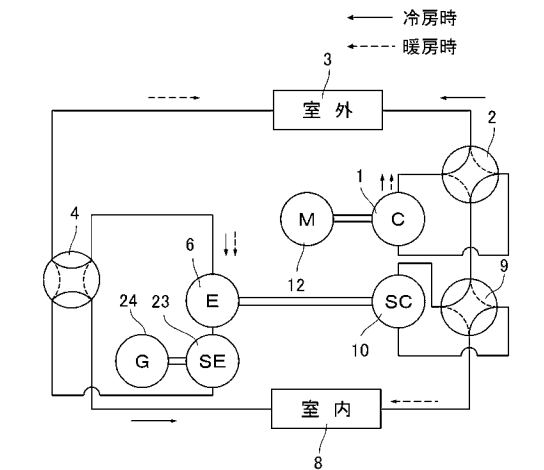
【図37】



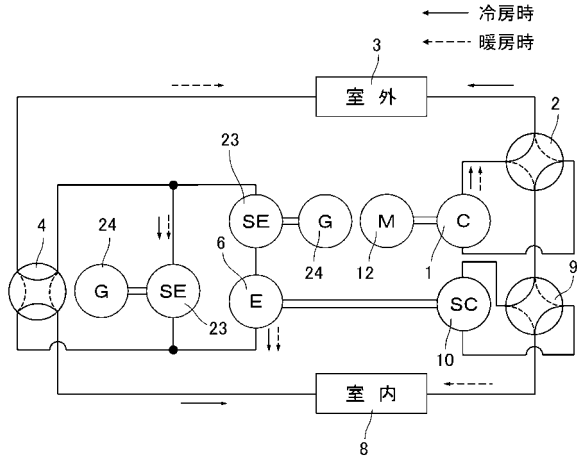
【図39】



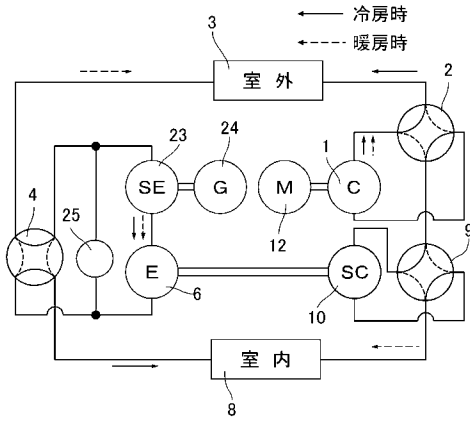
【図40】



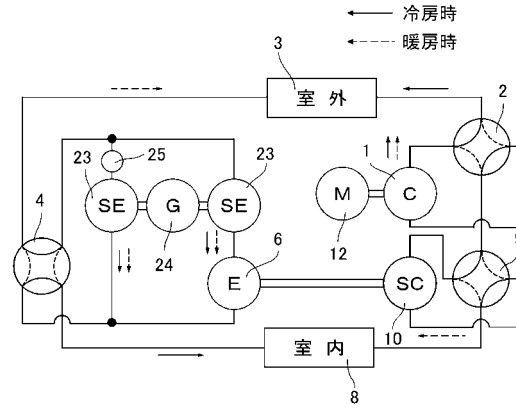
【図41】



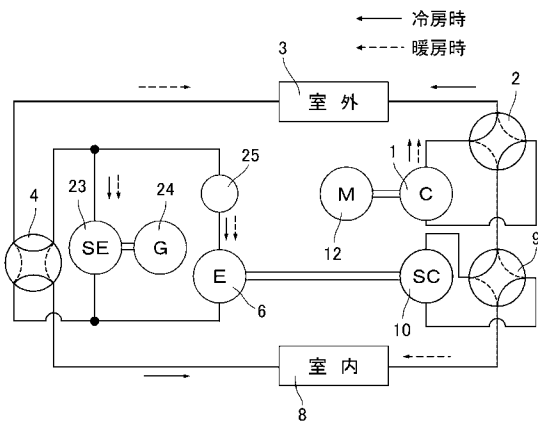
【圖 4 2】



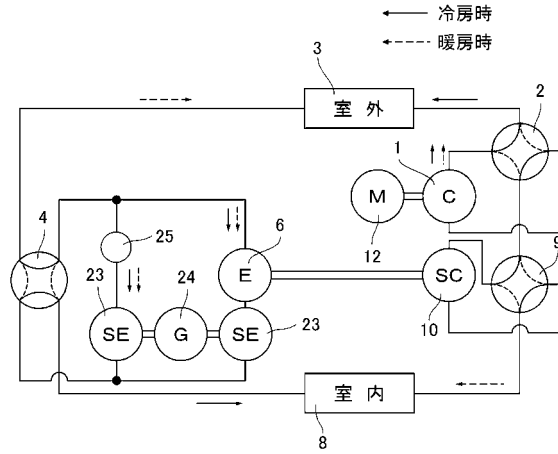
【圖 4 4】



【圖 4 3】



【圖 4 5】



フロントページの続き

- (72)発明者 川邊 義和
大阪府門真市大字門真1006番地 松下電器産業株式会社内
- (72)発明者 岡座 典穂
大阪府門真市大字門真1006番地 松下電器産業株式会社内
- (72)発明者 中谷 和生
大阪府門真市大字門真1006番地 松下電器産業株式会社内

審査官 久保 克彦

- (56)参考文献 特開昭58-217163(JP,A)
特開昭62-148894(JP,A)
特開2000-249411(JP,A)
特開2001-116371(JP,A)
特開2000-329416(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F25B 1/00
F25B 1/10
F25B 11/02