

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6125000号
(P6125000)

(45) 発行日 平成29年5月10日(2017.5.10)

(24) 登録日 平成29年4月14日(2017.4.14)

(51) Int.Cl.	F 1
F 2 5 B 7/00 (2006.01)	F 2 5 B 7/00 D
F 2 5 B 1/00 (2006.01)	F 2 5 B 1/00 3 7 1 F
	F 2 5 B 1/00 3 9 6 D
	F 2 5 B 1/00 3 9 6 Z

請求項の数 17 (全 24 頁)

(21) 出願番号	特願2015-515669 (P2015-515669)	(73) 特許権者	000006013
(86) (22) 出願日	平成25年5月8日(2013.5.8)		三菱電機株式会社
(86) 国際出願番号	PCT/JP2013/062931		東京都千代田区丸の内二丁目7番3号
(87) 国際公開番号	W02014/181399	(74) 代理人	100098604
(87) 国際公開日	平成26年11月13日(2014.11.13)		弁理士 安島 清
審査請求日	平成27年10月6日(2015.10.6)	(74) 代理人	100087620
			弁理士 高梨 範夫
		(74) 代理人	100125494
			弁理士 山東 元希
		(74) 代理人	100153936
			弁理士 村田 健誠
		(74) 代理人	100160831
			弁理士 大谷 元
		(74) 代理人	100166084
			弁理士 横井 堅太郎

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 二元冷凍装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

高元側圧縮機、高元側凝縮器、高元側絞り装置及び高元側蒸発器を配管接続し、冷媒を循環させる高元冷凍サイクルと、

低元側圧縮機、補助放熱器、低元側凝縮器、低元側絞り装置、低元側蒸発器及び膨張タンクを直列に配管接続し、CO₂冷媒を循環させる低元冷凍サイクルと、

前記高元側蒸発器及び前記低元側凝縮器を有し、前記高元冷凍サイクルを流れる冷媒と前記低元冷凍サイクルを流れる冷媒との間の熱交換を行うカスケードコンデンサと、

前記高元冷凍サイクル及び前記低元冷凍サイクルの両方を運転させる二元運転と、前記高元冷凍サイクルを停止し、前記低元冷凍サイクルを運転させる単段運転とを、それらの運転におけるCOPの高い方に切替えて運転する制御装置とを備えたことを特徴とする二元冷凍装置。

【請求項 2】

前記低元冷凍サイクルにCO₂冷媒を用い、

前記低元側凝縮器と前記低元側絞り装置との間の液配管の上流に第二の絞り装置を設置し、前記液配管を通過する冷媒を気液二相冷媒とすることを特徴とする請求項 1 記載の二元冷凍装置。

【請求項 3】

高元側圧縮機、高元側凝縮器、高元側絞り装置及び高元側蒸発器を配管接続し、冷媒を循環させる高元冷凍サイクルと、

低元側圧縮機、補助放熱器、低元側凝縮器、低元側絞り装置及び低元側蒸発器を直列に配管接続し、C O₂冷媒を循環させる低元冷凍サイクルと、

前記高元側蒸発器及び前記低元側凝縮器を有し、前記高元冷凍サイクルを流れる冷媒と前記低元冷凍サイクルを流れる冷媒との間の熱交換を行うカスケードコンデンサと、

前記高元冷凍サイクル及び前記低元冷凍サイクルの両方を運転させる二元運転と、前記高元冷凍サイクルを停止し、前記低元冷凍サイクルを運転させる単段運転とを、それらの運転におけるC O Pの高い方に切替えて運転する制御装置とを備え、

前記低元側凝縮器と前記低元側絞り装置との間の液配管の上流に第二の絞り装置を設置し、前記液配管を通過する冷媒を気液二相冷媒とする
ことを特徴とする二元冷凍装置。

10

【請求項4】

前記高元側凝縮器及び前記補助放熱器のそれぞれは外気に放熱する熱交換器であり、

前記制御装置は、前記二元運転中の外気温度がC O Pの大小判別の閾値となる閾値外気温度以下の場合、前記二元運転から前記単段運転への切替えを行う

ことを特徴とする請求項1～請求項3の何れか一項に記載の二元冷凍装置。

【請求項5】

前記制御装置は、前記二元運転中の前記低元冷凍サイクル又は前記高元冷凍サイクルの圧縮比が、C O Pの大小判別の閾値となる閾値圧縮比以下の場合、前記二元運転から前記単段運転への切替えを行う

ことを特徴とする請求項1～請求項3の何れか一項に記載の二元冷凍装置。

20

【請求項6】

前記制御装置は、前記二元運転中の前記低元冷凍サイクルの蒸発圧力と前記高元冷凍サイクルの凝縮圧力とによって決まる圧縮比が、C O Pの大小判別の閾値となる閾値圧縮比以下の場合、前記二元運転から前記単段運転への切替えを行う

ことを特徴とする請求項1～請求項3の何れか一項に記載の二元冷凍装置。

【請求項7】

前記高元側凝縮器及び前記補助放熱器のそれぞれは外気に放熱する熱交換器であり、

前記制御装置は、前記単段運転中の外気温度がC O Pの大小判別の閾値となる閾値外気温度より高い場合、前記単段運転から前記二元運転への切替えを行う

ことを特徴とする請求項1～請求項6の何れか一項に記載の二元冷凍装置。

30

【請求項8】

前記制御装置は、前記単段運転中の前記低元冷凍サイクルの圧縮比がC O Pの大小判別の閾値となる閾値圧縮比より高い場合、前記単段運転から前記二元運転への切替えを行う

ことを特徴とする請求項1～請求項6の何れか一項に記載の二元冷凍装置。

【請求項9】

前記制御装置は、前記単段運転中の前記低元冷凍サイクルの凝縮圧力である高圧圧力が、前記二元運転から前記単段運転へ切替わったときの前記低元冷凍サイクルの凝縮圧力である高圧圧力を上回った場合に前記単段運転から前記二元運転への切替えを行う

ことを特徴とする請求項1～請求項6の何れか一項に記載の二元冷凍装置。

【請求項10】

前記高元側凝縮器及び前記補助放熱器は一体化されて一体型放熱器を構成しており、

前記一体型放熱器に空気を送風する送風機を備えた

ことを特徴とする請求項1～請求項9の何れか一項に記載の二元冷凍装置。

40

【請求項11】

前記一体型放熱器は、空気が通過するように間隔を空けて配置された複数の伝熱フィンと、前記複数の伝熱フィンを貫通する複数の伝熱管とを備え、

前記複数の伝熱管は、空気通過方向に対して垂直方向の段方向へ複数段、且つ前記空気通過方向に複数列配置されており、前記複数の伝熱管のうち、前記補助放熱器を構成する複数の前記伝熱管が何れか1列に集約されている

ことを特徴とする請求項10記載の二元冷凍装置。

50

【請求項 1 2】

前記高元側凝縮器と前記補助放熱器は、同等の伝熱面積であることを特徴とする請求項 1 ~ 請求項 1 1 の何れか一項に記載の二元冷凍装置。

【請求項 1 3】

前記低元冷凍サイクルに用いる冷媒よりも高効率となる冷媒を前記高元冷凍サイクルに用いる

ことを特徴とする請求項 1 ~ 請求項 1 2 の何れか一項に記載の二元冷凍装置。

【請求項 1 4】

前記低元冷凍サイクル及び前記高元冷凍サイクルの少なくともどちらか一方に、 CO_2 冷媒又は CO_2 を含む混合冷媒を用いる

ことを特徴とする請求項 1 ~ 請求項 1 3 の何れか一項に記載の二元冷凍装置。

【請求項 1 5】

前記低元冷凍サイクル及び前記高元冷凍サイクルの少なくともどちらか一方に、 $\text{R}32$ 、 $\text{R}410\text{A}$ 、 $\text{R}134\text{a}$ 、 $\text{R}404\text{A}$ 、 $\text{R}407\text{C}$ 、 $\text{HFO}1234\text{yf}$ 、 $\text{HFO}1234\text{ze}$ 、アンモニア、プロパン、イソブタンの何れかの冷媒又は混合冷媒を用いることを特徴とする請求項 1 4 記載の二元冷凍装置。

【請求項 1 6】

前記低元冷凍サイクルに CO_2 冷媒を用い、

前記制御装置は、前記単段運転中の前記低元冷凍サイクルの凝縮圧力である高圧圧力を臨界圧力以下とする

ことを特徴とする請求項 1 ~ 請求項 1 5 の何れか一項に記載の二元冷凍装置。

【請求項 1 7】

前記低元冷凍サイクルに CO_2 冷媒を用い、

前記高元側凝縮器及び前記補助放熱器のそれぞれは外気に放熱する熱交換器であり、

前記制御装置は、前記二元運転中の外気温度が 21 以下の場合、前記二元運転から前記単段運転への切替えを行う

ことを特徴とする請求項 1 ~ 請求項 1 6 の何れか一項に記載の二元冷凍装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は二元冷凍装置に関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来より、マイナス数十度の低温度の冷却を行うための装置として、高温側冷媒を循環するための冷凍サイクル装置である高元冷凍サイクルと低温側冷媒を循環するための冷凍サイクル装置である低元冷凍サイクルとを有する二元冷凍装置が使用されている。例えば、二元冷凍装置では、低元冷凍サイクルにおける低元側凝縮器と高元冷凍サイクルにおける高元側蒸発器とを熱交換できるように構成したカスケードコンデンサによって低元冷凍サイクルと高元冷凍サイクルとを連結している。

【0003】

そして、低元冷凍サイクルにおいてカスケードコンデンサの前段に補助放熱器を設置した二元冷凍装置がある（特許文献 1 参照）。この二元冷凍装置では、低温側圧縮機から吐出された吐出冷媒を補助放熱器で放熱させて冷却することで運転効率の向上を図っている。

【0004】

二元冷凍装置は、高圧縮比において効率の良いところで使用することができるので、一般に省エネルギーの点で有利である。しかし、冬期などの低外気温度時のように二元冷凍装置で低圧縮比になる領域では、単元の冷凍装置でも必要な温度まで無理なく冷却できるため、二元冷凍装置を使っても省エネルギーのメリットが得られない。そこで、従来より、二元冷凍装置において低圧縮比運転となる場合、高元冷凍サイクルを停止し、低元冷凍

10

20

30

40

50

サイクルのみを運転する単段運転に切替えて性能低下を回避する先行技術がある（例えば、特許文献 2 参照）。

【 0 0 0 5 】

この技術では、高元冷凍サイクルの放熱器である高元側熱交換器の一部を低元冷凍サイクルの凝縮器に並列に接続して低元冷凍サイクルの放熱器として部分利用することで、単段運転と二元運転とを切替えられるようにしている。すなわち、単段運転時、低元冷凍サイクルは、高元側熱交換器の一部を利用して外気放熱を行う。そして、二元運転時、低元冷凍サイクルは、高元側熱交換器の前記一部への冷媒の流通を遮断してカスケードコンデンサ側に冷媒を流し、カスケードコンデンサ側にて放熱を行い、高元冷凍サイクルは、高元側熱交換器の前記一部以外の部分により外気放熱するようにしている。

10

【先行技術文献】

【特許文献】

【 0 0 0 6 】

【特許文献 1】特許第 3 6 0 4 9 7 3 号公報（第 2 頁、第 3 頁、図 1）

【特許文献 2】特開 2 0 0 0 - 2 7 4 8 4 8 号公報（第 5 頁、図 1）

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【 0 0 0 7 】

特許文献 1 の二元冷凍装置では、補助放熱器により運転効率の向上を図っている。しかし、低外気温度時などの低圧縮比運転では圧縮機性能低下が避けられない。また、二元冷凍装置では、構成上の特徴として、カスケードコンデンサにおける低元側凝縮温度と高元側蒸発温度との温度差がロスとなる。高圧縮比運転の場合は、この温度差は問題とならない。しかし、低圧縮比運転では高圧縮比運転の場合に比べてこの温度差の影響が相対的に大きくなるため、運転効率低下が避けられない。つまり、特許文献 1 の二元冷凍装置では、補助放熱器により運転効率の向上が図れるものの、運転効率低下を避けられない時期があり、年間を通して省エネルギー効果を得ることは難しいという問題があった。

20

【 0 0 0 8 】

また、特許文献 2 における二元冷凍装置の低元冷凍サイクルは、低外気温度時の低圧縮比運転で、二元運転から単段運転に切替えることで性能低下回避に一定の効果が見られる。しかしながら、二元運転（低元冷凍サイクルと高元冷凍サイクルの両方を運転）のときはカスケードコンデンサにて放熱し、単段運転のときは高元側凝縮器で放熱している。このように特許文献 2 では二元運転と単段運転とで流路の切替えが必要であり、また、二元運転時に高元側凝縮器の一部が未使用となるため無駄が生じる。このように、特許文献 2 では、並列に増設する空冷放熱器や切替え弁、バイパス流路の追加によるコスト増加が課題となる。

30

【 0 0 0 9 】

本発明はこのような点に鑑みなされたもので、補助放熱器による運転効率向上を図ることができると共に低圧縮比運転時の性能低下を回避でき、コストの増加を招くことなく、例えば、年間を通して省エネルギー効果を得ることが可能な二元冷凍装置を提供することを目的とする。

40

【課題を解決するための手段】

【 0 0 1 0 】

本発明に係る二元冷凍装置は、高元側圧縮機、高元側凝縮器、高元側絞り装置及び高元側蒸発器を配管接続し、冷媒を循環させる高元冷凍サイクルと、低元側圧縮機、補助放熱器、低元側凝縮器、低元側絞り装置、低元側蒸発器及び膨張タンクを直列に配管接続し、C O₂ 冷媒を循環させる低元冷凍サイクルと、高元側蒸発器及び低元側凝縮器を有し、高元冷凍サイクルを流れる冷媒と低元冷凍サイクルを流れる冷媒との間の熱交換を行うカスケードコンデンサと、高元冷凍サイクル及び低元冷凍サイクルの両方を運転させる二元運転と、高元冷凍サイクルを停止し、低元冷凍サイクルを運転させる単段運転とを、それらの運転における C O P の高い方に切替えて運転する制御装置とを備えたものである。

50

【発明の効果】

【0011】

本発明によれば、低元冷凍サイクルに補助放熱器を備え、二元運転では補助放熱器を低元側凝縮器の補助として用いる一方、単段運転では補助放熱器をメインの放熱器として用い、二元運転と単段運転とをCOPの高い方に切替えて運転するようにした。これにより、通年を通して高い運転効率を達成し、省エネルギーを図ることができる。また、単段運転では補助放熱器をメインの放熱器として用いることで低元冷凍サイクルを流路変更なくそのまま使用できる。このため、単段運転を行うにあたり流路変更のための構成部品の追加が不要で、コスト低減を達成することができる。

【図面の簡単な説明】

10

【0012】

【図1】本発明の実施の形態1における二元冷凍装置の構成を表す図である。

【図2】図1の二元冷凍装置におけるエンタルピと飽和温度との関係を示す図である。

【図3】低元側凝縮温度と圧縮機入力との関係を示す図である。

【図4】図1の二元冷凍装置における二元運転時の外気温度に応じた高元側圧縮機21の回転数決定までの流れを示すフローチャートである。

【図5】低元側凝縮温度が外気温度よりも低い場合と高い場合のそれぞれの放熱量をモリエル線図で説明した図である。

【図6】補助放熱器15の放熱量とCOPとの関係を説明するための図である。

【図7】図1の二元冷凍装置における単段運転と二元運転（補助熱交換器あり）とのそれぞれにおける、外気温度 - COP特性を示す図である。

20

【図8】図1の二元冷凍装置の運転動作を示すフローチャートである。

【図9】本発明の実施の形態1の二元冷凍装置における外気温度と閾値外気温度 T_{ca} との関係を、横軸を外気温度、縦軸を外気温度から目標低元側凝縮温度 T_c を減算した温度（外気温度 - T_c ）として表現した図である。

【図10】図1の高元側凝縮器と補助放熱器とを一体型放熱器で構成した場合の二元冷凍装置の構成を表す図である。

【図11】図1の高元側凝縮器と補助放熱器とを一体型放熱器で構成した場合の構成例の説明図である。

【図12】本発明の実施の形態2における二元冷凍装置の構成例1を表す図である。

30

【図13】本発明の実施の形態2における二元冷凍装置の構成例2を表す図である。

【図14】本発明の実施の形態2における二元冷凍装置におけるエンタルピと飽和温度との関係を示す図である。

【発明を実施するための形態】

【0013】

以下、本発明に係る二元冷凍装置の好適な実施の形態について図面を参照して説明する。

【0014】

実施の形態1.

図1は、本発明の実施の形態1における二元冷凍装置の構成を表す図である。図1に示すように、本実施の形態1における二元冷凍装置は、低元冷凍サイクル10と高元冷凍サイクル20とを有し、それぞれ独立して冷媒を循環させる冷媒回路を構成する。そして、2つの冷媒回路を多段構成するために、高元側蒸発器24と低元側凝縮器12とを、それぞれ通過する冷媒間での熱交換を可能に結合させて構成したカスケードコンデンサ（冷媒間熱交換器）Cを設けている。また、二元冷凍装置全体の運転制御を行う制御装置30を有する。ここで、温度、圧力等の高低については、特に絶対的な値との関係で高低等が定まっているものではなく、システム、装置等における状態、動作等において相対的に定まるものとする。

40

【0015】

図1において、低元冷凍サイクル10は、低元側圧縮機11と、補助放熱器15と、低

50

元側凝縮器 1 2 と、低元側膨張弁（低元側絞り装置）1 3 と、低元側蒸発器 1 4 とを順に冷媒配管で接続して冷媒回路を構成している。一方、高元冷凍サイクル 2 0 は、高元側圧縮機 2 1 と、高元側凝縮器 2 2 と、高元側膨張弁（高元側絞り装置）2 3 と、高元側蒸発器 2 4 とを順に冷媒配管で接続して冷媒回路を構成している。

【 0 0 1 6 】

低元冷凍サイクル 1 0 の低元側圧縮機 1 1 は、冷媒を吸入し、圧縮して高温・高圧の状態にして吐出する。ここでは、例えばインバータ回路等により回転数を制御し、高元側冷媒の吐出量を調整できるタイプの圧縮機で構成する。

【 0 0 1 7 】

補助放熱器 1 5 は、例えばガスクーラ等として機能し、屋外の空気（外気）、水、ブライン等との熱交換により低元側圧縮機 1 1 が吐出したガス冷媒を冷却する。ここで、本実施の形態 1 の補助放熱器 1 5 は、外気（周囲空気）と冷媒との熱交換を行うものとする。

【 0 0 1 8 】

低元側凝縮器 1 2 は、補助放熱器 1 5 を通過した冷媒を、高元冷凍サイクル 2 0 において高元側膨張弁 2 3 を通過した冷媒との間で熱交換して凝縮させ、液状の冷媒にする（凝縮液化させる）ものである。例えば、ここではカスケードコンデンサ C において低元冷凍サイクル 1 0 を流れる冷媒が通過する伝熱管等が低元側凝縮器 1 2 となる。

【 0 0 1 9 】

減圧装置、絞り装置等となる低元側膨張弁 1 3 は、低元冷凍サイクル 1 0 を流れる冷媒を減圧して膨張させるものである。例えば電子式膨張弁等の流量制御手段、毛细管（キャピラリ）、感温式膨張弁等の冷媒流量調節手段等で構成する。低元側蒸発器 1 4 は、低元冷凍サイクル 1 0 を流れる冷媒を、例えば冷却対象と熱交換して蒸発させ、気体（ガス）状の冷媒にする（蒸発ガス化させる）ものである。冷媒との熱交換により、冷却対象は、直接又は間接に冷却されることになる。

【 0 0 2 0 】

一方、高元冷凍サイクル 2 0 の高元側圧縮機 2 1 は、高元冷凍サイクル 2 0 を流れる冷媒を吸入し、その冷媒を圧縮して高温・高圧の状態にして吐出する。高元側圧縮機 2 1 についても、例えばインバータ回路等を有し、冷媒の吐出量を調整できるタイプの圧縮機で構成する。高元側凝縮器 2 2 は、例えば、外気、水、ブライン等と高元冷凍サイクル 2 0 を流れる冷媒との間で熱交換を行い、冷媒を凝縮液化させるものである。ここで、本実施の形態 1 では、高元側凝縮器 2 2 が外気（周囲空気）と冷媒との熱交換を行うものとし、熱交換を促すための高元側凝縮器ファン 2 5 を有しているものとする。高元側凝縮器ファン 2 5 についても風量を調整できるタイプのファンで構成する。

【 0 0 2 1 】

減圧装置、絞り装置等となる高元側膨張弁 2 3 は、高元側冷媒回路を流れる冷媒を減圧して膨張させるものである。例えば前述した電子式膨張弁等の流量制御手段、毛细管等の冷媒流量調節手段で構成する。高元側蒸発器 2 4 は、熱交換により高元冷凍サイクル 2 0 を流れる冷媒を蒸発ガス化するものである。例えば、ここではカスケードコンデンサ C において高元冷凍サイクル 2 0 を流れる冷媒が通過する伝熱管等が高元側蒸発器 2 4 となつて、低元冷凍サイクル 1 0 を流れる冷媒との熱交換が行われるものとする。

【 0 0 2 2 】

また、カスケードコンデンサ C は、前述した高元側蒸発器 2 4 と低元側凝縮器 1 2 との機能を有し、高元側冷媒と低元側冷媒とを熱交換可能にする冷媒間熱交換器である。カスケードコンデンサ C を介して高元冷凍サイクル 2 0 と低元冷凍サイクル 1 0 とを多段構成にし、冷媒間の熱交換を行うようにすることで、独立した冷媒回路を連携させることができる。また、制御装置 3 0 は、二元冷凍装置を構成する各機器の動作制御等を行う。外気温度検出手段 3 1 は外気温度を検出するための温度センサーである。以下、外気温度は、外気温度検出手段 3 1 の検出に係る温度であるものとする。

【 0 0 2 3 】

このように構成された二元冷凍装置において、低元冷凍サイクル 1 0 に用いる冷媒は、

10

20

30

40

50

ここでは CO_2 （二酸化炭素）とするが、これは以下の理由による。低元冷凍サイクル10は、室内の負荷装置、例えばスーパーマーケットのショーケースなどを接続対象としており、ショーケースの配置換えなどにより冷媒回路が開放され、冷媒漏れが発生する可能性が多くなる。よって、冷媒漏れを考慮し、地球温暖化に対する影響が小さい CO_2 （二酸化炭素）を用いる。

【0024】

一方、高元冷凍サイクル20に用いる冷媒は、例えば、 HFO 冷媒（ HFO1234yf 、 HFO1234ze 等）、 HC 冷媒、 CO_2 、アンモニア、水などの地球温暖化に対する影響が小さい冷媒を用いることが望ましい。しかし、高元冷凍サイクル20は冷媒回路が開放されることがないため、例えば地球温暖化係数の高い HFC 冷媒などを用いることができる。そこで、本実施の形態1では、高元冷凍サイクル20を循環させる冷媒として HFC 冷媒の R32 を用いる。

10

【0025】

以上のような二元冷凍装置の冷却運転における各構成機器の動作等を、各冷媒回路を循環する冷媒の流れに基づいて説明する。まず、高元冷凍サイクル20の動作を説明し、続いて低元冷凍サイクル10の動作を説明する。

【0026】

（高元冷凍サイクルの動作）

高元側圧縮機21は高元側冷媒を吸入し、圧縮して高温・高圧の状態にして吐出する。吐出した冷媒は高元側凝縮器22へ流入する。高元側凝縮器22は、高元側凝縮器ファン25から供給される外気と高元側冷媒との間で熱交換を行い、高元側冷媒を凝縮液化させる。凝縮液化した冷媒は高元側膨張弁23で減圧される。減圧された高元側冷媒は高元側蒸発器24（カスケードコンデンサC）に流入する。高元側蒸発器24は、高元側冷媒を、低元側凝縮器12を通過する低元側冷媒と熱交換して蒸発ガス化する。蒸発ガス化された高元側冷媒は高元側圧縮機21に吸入される。

20

【0027】

（低元冷凍サイクルの動作）

低元側圧縮機11は、 CO_2 冷媒を吸入し、圧縮して高温・高圧の状態にして吐出する。吐出した冷媒は補助放熱器15で冷却されて低元側凝縮器12（カスケードコンデンサC）へ流入する。低元側凝縮器12は、低元側冷媒を、高元側蒸発器24を通過する高元側冷媒と熱交換して凝縮液化させる。凝縮液化した低元側冷媒は低元側膨張弁13で減圧される。減圧された低元側冷媒は低元側蒸発器14に流入する。低元側蒸発器14は低元側冷媒を、冷却対象との熱交換により蒸発ガス化する。蒸発ガス化した低元側冷媒は高元側圧縮機21に吸入される。

30

【0028】

本実施の形態1の二元冷凍装置では、例えば、高元側圧縮機21において、駆動するモータの周波数を制御し、高元冷凍サイクル20における冷却能力を制御することにより低元側冷媒回路における吐出側の圧力（高圧）を調節する。この点について以下に詳述する。

【0029】

図2は、本発明の二元冷凍装置におけるエンタルピと飽和温度との関係を示す図である。なお、図2の上図と下図とでは、低圧圧力 P_s 及び高圧圧力 P_d を固定としている（つまり、図2は、ある外気温度のときのエンタルピと飽和温度との関係を示している）。以下、図2より、低元側凝縮温度に応じて低元冷凍サイクル10及び高元冷凍サイクル20のそれぞれの入力に変化する点について説明する。

40

【0030】

二元冷凍装置では、カスケードコンデンサCにおいて、低元側凝縮温度と高元側蒸発温度との間で温度差 T が生じるものとする。温度差 T はカスケードコンデンサCの大きさ（性能）によって異なるが、ここでは例えば5程度とする。なお、以下の説明において、低圧圧力 P_s とは、二元運転及び単段運転のどちらも低元冷凍サイクル10の蒸発圧

50

力を指すものとする。また、高圧圧力 P_d とは、二元運転であれば高元冷凍サイクル 20 の凝縮圧力、単段運転であれば低元冷凍サイクル 10 の凝縮圧力を指すものとする。

【0031】

例えば、ある運転状態から高元側圧縮機 21 の運転周波数を上げて高元側の冷却能力を増大させると、高元側蒸発温度が低下し、これに伴って低元側凝縮温度（低元側高圧）も低下する。逆に、高元側の冷却能力を低減すれば低元側高圧が上昇する。

【0032】

また、図 2 から明らかなように、高元側圧縮機 21 の運転周波数を上げて低元冷凍サイクル 10 の低元側高圧が低下すると、高元側圧縮機 21 の入力（以下、高元側圧縮機入力という）は大きくなる（ $W_{H1} < W_{H2}$ ）。一方、低元側圧縮機 11 の入力（以下、低元側圧縮機入力という）は小さくなる（ $W_{L1} > W_{L2}$ ）。ここで、冷凍能力 $Q = G_r$ （冷媒流量） $\times H$ （圧縮機におけるエンタルピ差）である。

10

【0033】

二元冷凍装置では、外気温度に応じて冷却負荷が変化し、冷却負荷に対して冷凍能力（低元冷凍サイクル 10 側の蒸発能力に相当）を決定している。そして、決定した冷凍能力に一定に保つように低元側圧縮機 11 により G_r （冷媒流量）を制御している。例えば、 H （エンタルピ差）が一定であれば、 G_r （冷媒流量）が一定となるように低元側圧縮機 11 を制御する。

【0034】

例えば、本実施の形態 1 の二元冷凍装置において、低元冷凍サイクル 10 に使用される CO_2 冷媒は、高元冷凍サイクル 20 で用いられる R32 に比べて冷凍効果が小さい。そのため、大きな圧縮機動力が必要となり、高元冷凍サイクル 20 で用いている R32 に比べて運転効率が低くなる。そこで、高元側圧縮機 21 の容量を増大させて、低元側高圧を低下させることにより、低元冷凍サイクル 10 側の消費電力を小さくする。そして、運転効率が低い R32 を用いた高元冷凍サイクル 20 側の消費電力が大きくなったとしても高元冷凍サイクル 20 側の仕事を増やすことで、二元冷凍装置全体の運転効率を向上させる。このように、高効率な高元冷凍サイクル 20 の消費電力比率を大きくすることで、二元冷凍装置全体の運転効率を最適とすることができる。このため、低元冷凍サイクル 10 の低元側高圧は、 CO_2 が超臨界状態にならないことが多くなり、低元側凝縮器 12 において相変化が生じる飽和温度（低元側凝縮温度）が決まっている。

20

30

【0035】

図 3 は、低元側凝縮温度と圧縮機入力との関係を示す図である。図 3 において、横軸は低元側凝縮温度であり、縦軸は圧縮機入力である。また、図 3 には、高元側圧縮機 21 入力と、低元側圧縮機 11 入力と、それらの合計入力（二元冷凍装置全体の合計入力）とをそれぞれ示している。図 3 に示すように、低元側凝縮温度を外気温度以下とし、且つ、高元側圧縮機 21 と低元側圧縮機 11 のそれぞれの圧縮機入力が略同等となる時に合計入力が最も小さくなり、 COP （Coefficient Of Performance：成績係数 = 冷凍能力 / （高元側圧縮機入力 + 低元側圧縮機入力））が最大となることがわかる。

【0036】

40

以上より、二元冷凍装置の高元側圧縮機 21 では COP が最大となるように高元側圧縮機入力と低元側圧縮機入力とを略同等とする運転制御を行っている。例えば、図 2 で説明すると、高元側圧縮機入力（= エンタルピ差 $W_{H1} \times$ 高元冷媒流量 G_{rh} ）と、低元側圧縮機入力（= エンタルピ差 $W_{L1} \times$ 低元冷媒流量 G_{rl} ）とが略同等となるように、制御装置 30 は制御を行っている。

【0037】

ここで、図 3 を別の見方をすると、低元冷凍サイクル 10 の低元側凝縮温度が T_c のとき合計入力が最小となり、 COP が最大となる。よって、高元側圧縮機入力と低元側圧縮機入力とを略同等とする運転制御は、具体的には低元側凝縮温度を目標低元側凝縮温度 T_c に保つように低元冷凍サイクル 10 を制御することになる。このとき、高元冷凍サイク

50

ル 20 側は、目標低元側凝縮温度 T_c よりも T (ここでは上述したように 5) 低い温度を目標高元側蒸発温度として一定に保つ制御を行うことになる。このような制御を行うことにより、COP を最大とすることができる。

【0038】

(外気温度に応じた高元側圧縮機 21 の回転数制御)

図 4 は、図 1 の二元冷凍装置における二元運転時の外気温度に応じた高元側圧縮機 21 の回転数決定までの流れを示すフローチャートである。

【0039】

(S1)

まず、前提条件について説明する。まず、冷凍能力はユーザーからの要求(ユーザーが用いる冷蔵倉庫などの利用側設備の冷却負荷)によって決まる(例えば、10馬力だと10kW)。また、COP を最大とする目標低元側凝縮温度 T_c は、ユーザーからの要求で決まる低元側蒸発温度(例えば -40)と、外気温度に応じて一意に決まる高元側凝縮温度とにより決まる。高元側凝縮温度は、外気温度が高くなるに連れて高元側凝縮温度も高くなる傾向を示す。目標低元側凝縮温度 T_c は、言い換えれば、図 2 において低元側蒸発温度 E_T から換算される低圧圧力 P_s と、高元側凝縮温度 C_T から換算される高圧圧力 P_d とにより決まる。また、温度差 T はここでは上述したように 5 としており、カスケードコンデンサ C の大きさ(性能)によって決まる。

【0040】

(S2)

冷凍能力に基づき、その冷凍能力を得るために低元側凝縮器 12 に要求される必要放熱量 Q_1 が決まる。

【0041】

(S3)

カスケードコンデンサ C では、低元側凝縮器 12 と高元側蒸発器 24 とが熱交換するため、低元側凝縮器 12 における放熱量と高元側蒸発器 24 における吸熱量は同じである。よって、低元側凝縮器 12 における必要放熱量 Q_1 に基づいて高元冷凍サイクル 20 の冷凍能力 Q_2 が決まる。

【0042】

(S4)

低元側蒸発温度と外気温度に応じた高元側凝縮温度とに基づいて目標低元側凝縮温度 T_c が決まる。制御装置 30 は、低元側蒸発温度と高元側凝縮温度とを変数として COP 最大とする目標低元側凝縮温度 T_c を求める近似式やそれに相当するマップを予め保持しており、これらの情報に基づいて目標低元側凝縮温度 T_c を決定することができる。なお、外気温度に応じて高元側凝縮温度が変化するため、COP を最大とする目標低元側凝縮温度 T_c も外気温度によって変化する。具体的には、外気温度が高くなると高元側凝縮温度が上がり、目標低元側凝縮温度 T_c も上昇する傾向となる。

【0043】

(S5)

目標低元側凝縮温度 T_c から温度差 T を減算することにより高元側蒸発温度が決まる。高元冷凍サイクル 20 では高元側蒸発温度を目標高元側蒸発温度(=目標低元側凝縮温度 $T_c - T$)となるように高元側圧縮機 21 の回転数の制御を行うことになる。

【0044】

(S6)

高元側蒸発温度に基づき高元冷凍サイクル 20 の蒸発圧力が一意に決まる。

【0045】

(S7)

高元冷凍サイクル 20 の蒸発圧力に基づき高元側の冷媒密度、エンタルピ差 H が決まる。

【0046】

10

20

30

40

50

(S 8)

高元冷凍サイクル 20 の冷凍能力 $Q_2 = G_r$ (高元側の冷媒流量) $\times H$ (高元側カスケードコンデンサ C におけるエンタルピ差) \dots (1)

高元冷凍サイクル 20 の冷媒流量 $G_r =$ (高元冷凍サイクル 20 の冷媒密度) $\times V_{st}$ (高元側圧縮機 21 の押しのけ量) $\times N$ (高元側圧縮機 21 の回転数) \dots (2)

の関係があり、ここでは「高元冷凍サイクル 20 の冷凍能力 Q_2 」、「エンタルピ差 H 」が既知であるため、(1)式より「高元冷凍サイクル 20 の冷媒流量 G_r 」が求められる。そして、高元側圧縮機 21 の押しのけ量 V_{st} は圧縮機に応じて固有の値であり既知である。よって、(2)式より、高元冷凍サイクル 20 において高元側蒸発温度を目標高元側蒸発温度 (= 目標低元側凝縮温度 $T_c - T$) とするための「高元側圧縮機 21 の回転数」が決定する。

10

【 0 0 4 7 】

このようにして決定された回転数で高元側圧縮機 21 を運転することで、高元側圧縮機入力と低元側圧縮機入力とを略同等とする運転制御を実現することができ、COP を最大とすることができる。ここで、高元冷凍サイクル 20 を制御する際、目標高元側蒸発温度を定めて高元側蒸発温度を制御するようにしたが、低元側凝縮温度を直接検知して制御するようにしてもよい。また、高元側圧縮機入力と低元側圧縮機入力とを直接検知又は演算して高元冷凍サイクル 20 を制御するようにしてもよい。また、高元冷凍サイクル 20 は、このマップや近似式などに従って制御してもよい。また、二元冷凍装置の制御は、図 4 に示したように、冷凍サイクルの原理に基づいて目標値を満たす高元側圧縮機 21 の回転数を算出して制御する方法に限らず、目標値 (目標低元側凝縮温度 T_c) と現在値 (現在の低元側凝縮温度) との偏差に基づいたフィードバック制御の方法でもよい (低元側蒸発温度も同様)。

20

【 0 0 4 8 】

なお、ここでは、「高元側圧縮機 21 の回転数」の決定までの流れを説明したが、「低元側圧縮機 11 の回転数」の決定の流れも同様である。すなわち、低元側蒸発温度、低元側の蒸発圧力、低元側の冷媒密度、エンタルピ差、低元側の流量、低元側圧縮機 11 の回転数のようにして決定する。

30

【 0 0 4 9 】

以上の説明において、低効率の低元冷凍サイクル 10 の消費電力を抑えるために低元側高圧 (低元側凝縮温度) を低下させるものとしたが、これは制御原理上の説明であって、実運転上において低元側高圧を低下させるという意味ではない。実運転上は、上述したように目標低元側凝縮温度 T_c に一定に保つ制御を行うことになる。

【 0 0 5 0 】

また、低元側高圧を低下させる制御原理について補足して説明すると、高元冷凍サイクル 20 で用いられる R32 は低元冷凍サイクル 10 で用いられる CO_2 冷媒に比べると高効率な冷媒 (高 COP となるような冷媒) である。このため、高元冷凍サイクル 20 において、高元側圧縮機 21 の運転により導かれる図 2 のモリエル線図上の傾き h は、低元側圧縮機 11 の運転による傾き l より大きい。したがって、図 3 から明らかなように、高元側圧縮機入力を上げて低元側凝縮温度を下げていっても、低元側凝縮温度が目標低元側凝縮温度 T_c に至るまでは高元側圧縮機入力が低元側圧縮機入力を超えることはない。そして、目標低元側凝縮温度 T_c において、高元側圧縮機入力と低元側圧縮機入力とが等しくなる。

40

【 0 0 5 1 】

次に冷媒の運転効率について具体的に説明する。運転効率の指標である理論 COP (= 蒸発器のエンタルピ差 / 圧縮過程のエンタルピ差) が高ければ、少ない圧縮動力で大きな蒸発潜熱を得られ、高効率な冷媒となる。例えば、外気温度 32 で運転する一般の単段サイクル冷凍機の動作状態、すなわち蒸発温度 - 40、凝縮温度 40 (超臨界の CO

50

2 高圧は 8.8 MPa とする)、吸入過熱度 5、液過冷却度 5 の条件で各冷媒の理論 COP は、CO₂ : 1.25、R32 : 1.98、HFO1234yf : 1.84、HFO1234ze : 1.97、プロパン : 1.99、イソブタン : 2.05、アンモニア : 2.07、R134a : 2.01、R410A : 1.91、R407C : 1.98、R404A : 1.76 となる。CO₂ は、その他の HFO 冷媒や HFC 冷媒や HC 冷媒などと比較し COP が低く、低効率な冷媒である。

【0052】

ここで、本実施の形態 1 では低元冷凍サイクル 10 において CO₂ を冷媒として使用している。この場合、例えば高外気条件である 32 のとき、目標低元側凝縮温度 T_c が約 20 となり、目標低元側凝縮温度 T_c は外気温度よりも低くなる。上述したように、低元側高圧（低元側凝縮温度）を下げると、運転効率が低い低元冷凍サイクル 10 側における低元側圧縮機入力を下げることができるため、外気温度よりも低い温度領域内に目標低元側凝縮温度 T_c が位置することになる。

10

【0053】

ここで、外気温度よりも低い温度領域内に目標低元側凝縮温度 T_c が位置するのは、低効率な CO₂ 冷媒を低元冷凍サイクル 10 に適用した場合であって、低元冷凍サイクル 10 と高元冷凍サイクル 20 との冷媒種類の組み合わせによっては、この限りではない。例えば、低外気温度時に外気温度よりも目標低元側凝縮温度 T_c の方が高くなり、高外気温度時に外気温度よりも目標低元側凝縮温度 T_c の方が低くなるなど、冷媒種類の組み合わせによっては、外気温度変化に対して目標低元側凝縮温度 T_c と外気温度との相対関係が変化する場合もある。

20

【0054】

（低元側凝縮温度が外気温度よりも低い場合と高い場合の補助放熱器 15 の放熱量の違いについて）

次に、補助放熱器 15 の放熱量について考察する。本実施の形態 1 の二元冷凍装置では、低元冷凍サイクル 10 に運転効率の低い CO₂ 冷媒を使用している関係から、高外気条件である 32 の場合、目標低元側凝縮温度 T_c が外気温度よりも低くなる。補助放熱器 15 は低元側冷媒が有する熱を外気に放熱する。このため、低元側圧縮機 11 から吐出された低元側冷媒と外気とを補助放熱器 15 で熱交換しても、低元側冷媒の温度は、最大でも外気温度までしか下がらない。しかし、低元冷凍サイクル 10 の低元側凝縮温度が外気温度よりも低い場合と高い場合とでは、吐出温度の低元側冷媒を補助放熱器 15 で同じ外気温度まで下げるにあたって、その放熱量は異なったものとなる。

30

【0055】

図 5 は、低元側凝縮温度が外気温度よりも低い場合と高い場合のそれぞれの放熱量をモリエル線図で説明した図である。図 5 (1) は、低元側凝縮温度が外気温度よりも高い場合の放熱エンタルピ差、図 5 (2) は、低元側凝縮温度が外気温度よりも低い場合の放熱エンタルピ差を示している。

【0056】

(1) 低元側凝縮温度が外気温度よりも高い場合

低元側圧縮機 11 の吐出冷媒の温度 (a 点の温度) が例えば 80 ~ 90 であり、外気温度が 20 で低元側凝縮温度が 25 の場合について考える。補助放熱器 15 は外気に熱を放熱するため、図 5 (1) に示すように、80 ~ 90 の冷媒 (点 a) が補助放熱器 15 での外気との熱交換により、まず、ガス状態のまま凝縮温度である 25 (点 b) まで下がる。そして、25 を保ちながら凝縮して液状態となる (c 点)。外気温度は 20 であるため冷媒は更に放熱可能であり、液状態で 20 (点 d) まで下がる。このように凝縮温度が外気温度よりも高い場合は凝縮するため、相変化を伴う冷却を行うことができ、相変化を伴わない冷却を行う場合に比べて放熱量を大きくすることができる。

40

【0057】

(2) 低元側凝縮温度が外気温度よりも低い場合

低元側圧縮機 11 の吐出冷媒の温度 (a 点の温度) が例えば 80 ~ 90 であり、外

50

気温度が20℃で低元側凝縮温度が10℃の場合について考える。補助放熱器15は外気に熱を放熱するため、上述したように80℃～90℃の冷媒は、補助放熱器15での外気との熱交換により最大でも外気温度の20℃までしか下がらない。つまり、図5(2)に示すように、80℃～90℃の冷媒(点a)は、補助放熱器15でガス状態のまま20℃(点b)となる。つまり、低元側凝縮温度が外気温度より低い場合は、補助放熱器15では相変化を伴う冷却を行えず、相変化を伴わないガス冷却を行うことになる。つまり、補助放熱器15はガス冷却域で使用されることになる。

【0058】

ここで、図5(2)の点aから点bまでの放熱はガス状態での放熱であるため、同じ外気温度20℃まで温度を下げるにしても、凝縮させて20℃まで下げる上記(1)の場合に比べて補助放熱器15での放熱量を大きくできない。よって、低元側凝縮温度が外気温度よりも低い場合は、補助放熱器15の風量を多くしたり、補助放熱器15として伝熱面積の大きな放熱器を採用したりしても、補助放熱器15の放熱量を増やすことはできず、最大でも吐出冷媒がガス状態のまま外気温度に低下するまでに放熱する放熱量となる。

【0059】

(補助放熱器15の放熱量とCOPとの関係)

図6は、補助放熱器15の放熱量とCOPとの関係を説明するための図である。図6は低元冷凍サイクル10のモリエル線図を示している。低元冷凍サイクル10を構成するにあたり、補助放熱器15での放熱量を、図6の Q_{sub1} にした場合と Q_{sub2} にした場合とを比較すると、 Q_{sub2} にした場合の方が、対応する低元側凝縮器12の放熱量 Q_{c2} ($< Q_{c1}$)を少なくすることができる。カスケードコンデンサCでは、高元側蒸発器24と低元側凝縮器12とにおける熱交換量は等しくなる。よって、高元冷凍サイクル20側は、低元側凝縮器12での放熱量 Q_{c2} とのバランスを図ればよい。補助放熱器15の放熱量が Q_{sub1} である場合に比べて Q_{sub2} にした場合の方が、高元側圧縮機入力を小さくできる。また、補助放熱器15の放熱量を多くするほど、COPの値を大きくすることができる。

【0060】

二元冷凍装置では冷凍能力一定の制御が行われており、 $COP = \text{冷凍能力} / (\text{高元側圧縮機入力} + \text{低元側圧縮機入力})$ であるため、高元側圧縮機入力を小さくできると、COPを大きくすることができる。

【0061】

本実施の形態1の二元冷凍装置では、上述したように補助放熱器15はガス冷却域で使用されるため、補助放熱器15の伝熱面積の大きさ等の構造に関わらず、最大放熱できても吐出温度の冷媒を外気温度に下げるまでである。また、上述したように補助放熱器15の放熱量を多くするほど、COPを大きくすることができる。よって、補助放熱器15で吐出温度の冷媒を外気温度近くまで温度を下げられる程度に補助放熱器15の放熱量を確保するようにする。以下、「補助放熱器15での放熱により、吐出温度の冷媒を外気温度近くの温度まで下げる際の、補助放熱器15での放熱量」を所要放熱量という。所要放熱量を達成するには、例えば、補助放熱器15の風量を制御したり、補助放熱器15自体の構造的な設計を行ったりすることになる。このように補助放熱器15の放熱量を所要放熱量とすることにより、所要放熱量よりも少ない放熱量とした場合に比べてCOPを大きくすることができる。

【0062】

ところで、所要放熱量は外気温度によって異なる。よって、年間を通じて大きなCOPを確保するには、低外気条件のときの所要放熱量と高外気条件のときの所要放熱量を把握しておく必要がある。本実施の形態1における二元冷凍装置では、上述のように補助放熱器15はガス冷却域で使用され、所要放熱量は小さい。しかし、前述したように、低元冷凍サイクル10と高元冷凍サイクル20とにおける冷媒種類の組み合わせによっては、例えば低外気温度時は目標低元側凝縮温度 T_c の方が高くなり、高外気温度時は目標低元側凝縮温度 T_c の方が低くなることがある。このため、外気温度変化に対して目標低元側凝

10

20

30

40

50

縮温度 T_c との相対関係が変化し、所要放熱量が変化する。

【 0 0 6 3 】

例えば、低元側凝縮温度が外気温度より低い場合は、上述したように補助放熱器 15 では相変化を伴う冷却は行えず、所要放熱量は低下する。そして、補助放熱器 15 での放熱量は、最大でも吐出冷媒がガス状態のまま外気温度に低下するまでに放熱する放熱量となる。このため、補助放熱器 15 の風量を多くしても、補助放熱器 15 の放熱量を増やすことはできない。逆に、補助放熱器 15 の風量を抑制して最適化しなければ、無駄にファン入力を消費することになり、COP 低下の要因となる。よって、無駄にファン入力を増大させることなく補助放熱器 15 で吐出温度の冷媒を外気温度近くまで温度を下げられる程度に補助放熱器 15 の放熱量を確保する。このように補助放熱器 15 の風量を減少させることでファン入力を最適化し、二元冷凍装置全体の COP を向上させることが可能である。

10

【 0 0 6 4 】

一方、低元側凝縮温度が外気温度より高い場合は、補助放熱器 15 で相変化を伴う冷却を行い、所要放熱量は増大する。このときは所要放熱量増大に伴い補助放熱器 15 の風量を増大させ続け、補助放熱器 15 の放熱量を増やすことにより、二元冷凍装置全体の COP を向上させることが可能である。

【 0 0 6 5 】

低元側凝縮温度の方が外気温度より低いときは、所要放熱量の変化に対する補助放熱器 15 の風量制御を、以下のように行う。すなわち、補助放熱器 15 の出口冷媒温度と外気温度との温度差が所定値（ここでは 2 程度）となるような制御を行う。これにより、補助放熱器 15 の風量を適切に調節し、二元冷凍装置全体の COP を向上させることができる。

20

【 0 0 6 6 】

以上のように、補助放熱器 15 の風量によって、外気温度に対する補助放熱器 15 の放熱量を適切に制御することで、年間を通して高い省エネルギー効果を得ることができる。

【 0 0 6 7 】

補助放熱器 15 を、所要放熱量の小さいガス冷却域で使用することを想定した場合、補助放熱器 15 の伝熱面積は、高元側凝縮器 22 の伝熱面積の 10 ~ 20 % 程度で十分な大きさとなる。一方、所要放熱量が大きい相変化を伴う放熱を行うことを想定した場合、補助放熱器 15 の伝熱面積は高元側凝縮器 22 の略同等まで拡大し、補助放熱器 15 の放熱量を大きく増大させることで二元冷凍装置全体の COP を向上させることが可能である。また、補助放熱器 15 と高元側凝縮器 22 を同等形状とすることで部品の共通化を図ることができ、コスト低減も可能となる。

30

【 0 0 6 8 】

補助放熱器 15 の伝熱面積を高元側凝縮器 22 の略同等とした場合、所要放熱量の増大に伴い補助放熱器 15 の風量を増大させ、補助放熱器 15 の放熱量を大きく増やすことができる。補助放熱器 15 の放熱量を大きく増やすと、カスケードコンデンサ C の低元側凝縮器 12 での放熱量が低下し、高元側の冷却能力も減少する。このため、高元側の冷却能力によって低元側凝縮器 12 の放熱を促し、低元側凝縮温度を制御することはできない。つまり、補助放熱器 15 の放熱量が低元側凝縮器 12 の放熱量を大きく上回るとき、低元側凝縮温度は補助放熱器 15 の放熱量に依存する。

40

【 0 0 6 9 】

補助放熱器 15 の風量を増大させればファン入力が増大するが、低元側凝縮温度を低下させることができるため、低元側圧縮機入力を低減することができる。しかし、低元側凝縮温度が下がり、外気温度に近づいて以降は、補助放熱器 15 の風量を増大させても低元側凝縮温度が低下しなくなるため、無駄にファン入力消費されてしまう。そこで、補助放熱器 15 の伝熱面積を高元側凝縮器 22 の略同等とした場合は、低元側凝縮温度を外気温度より所定温度（ここでは 10 程度）高い温度となるようにすれば、低元側圧縮機入力とファン入力を最適化することができ、二元冷凍装置全体の COP を向上させることが

50

可能である。

【0070】

(本発明の特徴)

以下、本発明の特徴について説明する。本発明は、低元冷凍サイクル10に設けた補助放熱器15を、二元運転時は低元側凝縮器12の補助として用いて運転効率向上に役立てて用いる一方、単段運転時は補助放熱器15をメインの放熱器として用いる。つまり補助放熱器15を、二元運転時も単段運転時も用いる点を特徴の一つとしている。また、低外気温度時には、二元運転を行うよりもCOPの高い運転が可能となる単段運転に切替える。このように、二元運転と単段運転とをCOPの高い方に切替えて運転する点も特徴の一つとしている。更に、単段運転を行うにあたっては、補助放熱器15をメインの放熱器として用いることで、特許文献2のように流路を切替えることなく低元冷凍サイクル10をそのまま使用できる点も特徴の一つとしている。

10

【0071】

本発明の二元冷凍装置は以上の特徴を備えることにより、補助放熱器15による運転効率向上効果を得ることができると共に、低圧縮比運転時の性能低下を回避でき、年間を通して省エネルギー効果を得ることができる。以下、これらの点について更に詳細に説明する。

【0072】

二元冷凍装置を低外気温度で運転させると、高元側凝縮温度が低下し、それに伴って低元側凝縮温度も低下する。この場合、低元冷凍サイクル10と高元冷凍サイクル20とはそれぞれ低圧縮比の運転となり、圧縮機性能が低下すると共に、規格として定められた運転範囲を逸脱し、信頼性を保持できない。また、低圧縮比運転時は、低元側蒸発温度と高元側凝縮温度との温度差に対して、カスケードコンデンサCの温度差 T ($=$ 低元側凝縮温度 - 高元側蒸発温度) の割合が大きくなるため、性能低下の影響が大きくなる。

20

【0073】

一般的に、圧縮機性能は圧縮比と回転数とによって変化する。圧縮機は、最も使用頻度が高いと想定される圧縮比にて圧縮機性能が最大となるように設計されている。このため、運転中の圧縮比が、この圧縮比より極端に小さい又は極端に大きくなると、大幅に性能低下が生じる。

【0074】

そこで、本実施の形態1の二元冷凍装置では、上記のような性能低下及び信頼性低下を回避するため、以下の制御を行う。すなわち、制御装置30は、二元運転中に、このまま二元運転を継続するとCOPの低下を招く「所定の外気温度」以下に外気温度が低下したものと判断すると、高元冷凍サイクル20を停止させ、低元冷凍サイクル10のみ運転させるようにする。つまり、二元運転から単段運転に切替える。単段運転における冷媒の流れとしては、具体的には、低元側圧縮機11で圧縮されて吐出された冷媒を、補助放熱器15のみで放熱して冷却するようにし、補助放熱器15で冷却された冷媒を、低元側膨張弁13で減圧し、低元側蒸発器14で蒸発させて、低元側圧縮機11へ還流するようにする。なお、上記の「所定の外気温度」、つまりCOPの低下を招くか否かの閾値外気温度については後述する。

30

40

【0075】

上記のように低外気温度の際には二元運転から単段運転に切替え、低元冷凍サイクル10のみを動作させることで、低元側圧縮機11は適正な圧縮比を保ち、性能と信頼性を確保することができる。また、二元冷凍装置構成上の特徴的な問題も同時に回避可能となる。すなわち、低元側蒸発温度と高元側凝縮温度との温度差に対する、カスケードコンデンサCの温度差 T の割合が大きくなることによる性能低下の問題も同時に回避可能となる。更に、単段運転を行うにあたっては、流路変更を行うことなく、補助放熱器15をそのままメインの放熱器として利用するため、上述したように新たな熱交換器の設置や切替え弁やバイパス配管などが不要であり、コスト増加も回避できる。よって、コスト増加のない低外気温度時の運転制御適正化を可能とし、通年を通して高い省エネルギー性を実現で

50

きる。

【 0 0 7 6 】

次に、二元運転と単段運転との切り替えポイントとなる閾値外気温度について説明する。

【 0 0 7 7 】

図 7 は、図 1 の二元冷凍装置における単段運転と二元運転（補助熱放熱器あり）とのそれぞれにおける、外気温度 - COP 特性を示す図である。図 7 には更に、比較のため、補助放熱器 15 を備えていない従来の二元冷凍装置の二元運転における外気温度 - COP 特性（二元運転（補助放熱器なし））も示している。図 7 は、ある圧力値に固定した低圧圧力 P_s 及び外気温度から決まる高圧圧力 P_d とした場合の外気温度 - COP 特性図である。

10

【 0 0 7 8 】

図 7 に示すように、何れの運転においても外気温度が上がるに連れ、つまり冷却負荷が高くなるに連れ、COP が低下する傾向を示す。そして、単段運転の特性と二元運転（補助熱交換器あり）の特性とが交差する点の温度 T_{ca} が、COP の低下を招くか否かの閾値温度となる。つまり、外気温度が閾値外気温度 T_{ca} より高い場合は二元運転の方が COP が高く、外気温度が閾値外気温度 T_{ca} 以下の場合は単段運転の方が COP が高くなる。よって、本実施の形態 1 の二元冷凍装置では、外気温度と閾値外気温度 T_{ca} との比較結果に応じて COP の高い方の運転に切替えて運転を行う。図 7 の各特性は予め実験又はシミュレーションにより求められるため、閾値外気温度 T_{ca} も予め求めることができる。

20

【 0 0 7 9 】

なお、図 7 において T_c は、二元運転（補助放熱器あり）での目標低元側凝縮温度であり、 T_c を境に、外気温度が T_c 以下では、二元運転（補助放熱器あり）における COP の増加割合が高くなっている。これは、外気温度が低元側凝縮温度 T_c 以下の場合、図 5 で説明したように補助放熱器 15 で低元側冷媒が凝縮し、相変化を伴う冷却を行うことができ、相変化を伴わない冷却に比べて放熱量が大きくなることに起因する。そして、図 6 で説明したように、補助放熱器 15 での放熱量を多くするほど COP が高くなる。これらのことから、外気温度が低元側凝縮温度 T_c 以下の場合と、外気温度が低元側凝縮温度 T_c より高い場合とを比較すると、外気温度が低元側凝縮温度 T_c 以下の方が、外気温度が低元側凝縮温度 T_c より高い場合よりも COP の増加割合が大きくなっている。

30

【 0 0 8 0 】

また、単段運転から二元運転に戻るときの切替え判断も同様に上記閾値外気温度 T_{ca} とし、COP の高い運転モードを選択する。切替えの頻発を防ぐため、二元運転から単段運転への切替え方向と、逆方向の切替えとにヒステリシスを持たせる、又は所定時間は切替えないとする。閾値外気温度 T_{ca} は、低元側蒸発温度により変化するため、低元側蒸発温度を変数とした近似式、又はマップで設定してもよい。

【 0 0 8 1 】

本実施の形態 1 では、上述したように低元冷凍サイクル 10 に CO_2 冷媒を適用している。単段運転時に高圧圧力が臨界圧力を超える場合、性能が大きく低下する。このため、低元冷凍サイクル 10 に CO_2 冷媒を適用している場合の二元運転から単段運転への切替えに用いる閾値外気温度 T_{ca} は、単段運転に切替えた後に高圧圧力が臨界圧力を超えないように、以下のように設定する。

40

【 0 0 8 2 】

熱交換器の設計指針の一例として凝縮温度が外気温度よりも 10 程度高くなるように放熱器が設計されることを考慮すると、低元冷凍サイクル 10 に CO_2 冷媒を適用している場合の二元運転から単段運転への切替えに用いる閾値外気温度 T_{ca} は、臨界飽和温度である 31 より 10 低い 21 とする。つまり、二元運転中に外気温度が 21 以下となると、単段運転に切替える。また、単段運転から二元運転に戻るタイミングは、高圧側の冷媒温度が臨界飽和温度 31 となった場合とする。このような切替え運転を行うこ

50

とにより、低元冷凍サイクル10にCO₂冷媒を適用しても、単段運転時に高圧圧力が臨界圧力を超えることはなく、大きな性能低下が生じることを回避できる。

【0083】

図8は、図1の二元冷凍装置の運転動作を示すフローチャートである。図8のフローチャートの処理は、例えば制御間隔毎に繰り返し行われる。

制御装置30は、外気温度検出手段31により検知された外気温度と予め設定された閾値外気温度Tcaとを比較する(S11)。外気温度が閾値外気温度Tca以下の場合、制御装置30は単段運転を行い(S12)、外気温度が閾値外気温度Tcaより高い場合、制御装置30は二元運転を行う(S13)。よって、二元運転中に外気温度が閾値外気温度Tca以下となれば、二元運転から単段運転に切替えられ、単段運転中に外気温度が閾値外気温度Tcaより高くなれば、単段運転から二元運転に切替えられることになる。

10

【0084】

上記では、二元運転から単段運転への切替えの閾値として外気温度を用いたが、以下の閾値を用いて切替えを行ってもよい。

【0085】

(1) 圧縮比に基づく切替え

一般的に圧縮機性能は圧縮比によるため、低元冷凍サイクル10又は高元冷凍サイクル20の圧縮比によって運転切替えを行ってもよい。つまり、低元冷凍サイクル10又は高元冷凍サイクル20の圧縮比が、切替えの閾値となる閾値圧縮比以下であれば、単段運転を行い、低元冷凍サイクル10又は高元冷凍サイクル20の圧縮比が閾値圧縮比より高ければ、二元運転を行う。閾値圧縮比は、圧縮機性能又は信頼性に基づき設定(例えば、圧縮比2.0)する。

20

【0086】

よって、二元運転中に低元冷凍サイクル10又は高元冷凍サイクル20の圧縮比が閾値圧縮比以下となれば、二元運転から単段運転に切替える。これにより、低圧縮比運転の性能低下を確実に防止でき、信頼性低下も防止できる。また、単段運転から二元運転への逆方向においても同様に、単段運転中に低元冷凍サイクル10の圧縮比が閾値圧縮比より高くなれば、単段運転から二元運転に切替える。これにより、高圧縮比による圧縮機性能低下を確実に防ぐことができる。また、二元運転中の二元冷凍サイクル全体の圧縮比(低元冷凍サイクル10の蒸発圧力と高元冷凍サイクル20の凝縮圧力とによって決まる圧縮比)によって運転切替えを行ってもよい。この場合、二元冷凍サイクル全体の圧縮比が閾値圧縮比(例えば、圧縮比4.0)以下であれば二元運転から単段運転に切替えるようにすればよい。

30

【0087】

(2) 外気温度と低元側凝縮温度との温度差に基づく切替え

低元側冷媒にCO₂を用いる場合、COPが最大となる目標低元側凝縮温度Tcは外気温度よりも低く、外気温度が下がると、この関係を保ったまま、目標低元側凝縮温度Tcも下がる。つまり、目標低元側凝縮温度Tcは外気温度よりも低いまま、外気温度が下がるに連れ、目標低元側凝縮温度Tcも下がる傾向となる。そして、外気温度と目標低元側凝縮温度Tcとの温度差は、外気温度が下がるに連れ、小さくなるという関係がある。よって、外気温度と目標低元側凝縮温度Tcとの温度差が所定値aより大きい間は二元運転を行い、外気温度と目標低元側凝縮温度Tcとの温度差が所定値a以下となると単段運転に切替えるようにしてもよい。この点について次の図9で説明する。

40

【0088】

図9は、本発明の実施の形態1の二元冷凍装置における外気温度と閾値外気温度Tcaとの関係を、横軸を外気温度、縦軸を外気温度から目標低元側凝縮温度Tcを減算した温度(外気温度 - Tc)として表現した図である。

図9に示すように、閾値外気温度Tcaは、外気温度から目標低元側凝縮温度Tcを減算した所定値aに置き換えることができる。よって、外気温度から目標低元側凝縮温度Tcを減算した温度が、所定値aより高い場合は二元運転、外気温度から目標低元側凝縮温

50

度 T_c を減算した温度が、所定値 a 以下の場合には単段運転を行うように運転モードを切替えるようにしてもよい。

【0089】

図9では、「外気温度 - T_c 」が負値に下がる、つまり T_c が外気温度よりも高くなる温度領域があることが示されており、これは以下の理由による。装置上、圧縮比の下限値は決まっている。このため、外気温度が下がっていても目標低元側凝縮温度 T_c はある温度以下には下がらない。よって、外気温度と T_c との関係が逆転し、 T_c が外気温度よりも高くなることがある。

【0090】

このように外気温度から目標低元側凝縮温度 T_c を減算した温度に基づく二元運転から単段運転への切替えによっても、性能低下を確実に防止できる。

10

【0091】

(3) 高圧圧力に基づく切替え(単段運転 二元運転)

単段運転から二元運転への切替えは、以下のようにして行える。すなわち、単段運転中の高圧圧力 P_d が、二元運転から単段運転に切替わった直後の高圧圧力 P_d を上回った場合に、単段運転から二元運転に切替える。これにより、COPの高い運転モードを確実に選択できる。

【0092】

なお、単段運転から二元運転への順方向(二元運転 単段運転)の切替えに用いる閾値と、二元運転から単段運転への逆方向(単段運転 二元運転)の切替えに用いる閾値は、必ずしも同じ閾値に限定するものではなく、異なってもよい。すなわち、順方向の切替えには上記(1)の閾値外気温度 T_{ca} を用い、逆方向の切替えには上記(3)の高圧圧力 P_d を用いる等としてもよい。

20

【0093】

ここで、高元側凝縮器22及び補助放熱器15に用いられる熱交換器について説明する。高元側凝縮器22と補助放熱器15は、平板状の伝熱フィンに伝熱管を貫通してなるプレートフィンチューブ型熱交換器である。高元側凝縮器22及び補助放熱器15は、次の図10に示すように伝熱フィン40を共有することによって一体化された一体型放熱器42で構成してもよいし、伝熱フィン部分が分割されていてもよい。伝熱フィン40が一体化されていれば、熱交換器の構造上、製造が容易となる。

30

【0094】

図10は、図1の高元側凝縮器及び補助放熱器を一体型放熱器で構成した場合の二元冷凍装置の構成を表す図である。

図10において43は、高元側凝縮器22及び補助放熱器15を一体化した一体型放熱器42に送風する送風機である。

【0095】

補助放熱器15は、低元側圧縮機11から吐出される高温の吐出ガスが通過することから高温となる。よって、高温となる補助放熱器15と高元側凝縮器22との間で伝熱フィンを分割した構成とした場合には熱絶縁効果が大きくなり、補助放熱器15及び高元側凝縮器22の双方でより効率よく放熱可能となる。

40

【0096】

また、高元側凝縮器22及び補助放熱器15を一体型放熱器42で構成する場合には、図10に示したように、補助放熱器15を上方部(重力方向の上側)に配置し、高元側凝縮器22を下方部(重力方向の下側)に配置する。高温となる補助放熱器15を熱交換器の上方部側とすることで、補助放熱器15の放熱が高元側凝縮器22側に干渉することがない。すなわち補助放熱器15で暖められた被熱伝達流体が高元側凝縮器22側に移動することがなく、補助放熱器15及び高元側凝縮器22の双方が効率よく放熱可能となる。

【0097】

また、送風機43を図10に示すように高元側凝縮器22と補助放熱器15とで共通とした場合、二元運転から単段運転に切替えたとき、高元側凝縮器22を通風する風量が無

50

駄となる。そこで、一体型放熱器 4 2 を次の図 1 1 に示すように構成してもよい。

【 0 0 9 8 】

図 1 1 は、図 1 の高元側凝縮器と補助放熱器とを一体型放熱器で構成した場合の構成例の説明図である。図 1 1 には、伝熱フィン部分の構成を概略図で示している。

一体型放熱器 4 2 は、空気が通過するように間隔を空けて配置された複数の伝熱フィン 4 0 と、複数の伝熱フィン 4 0 を貫通する複数の伝熱管 4 1 とを備えている。複数の伝熱管 4 1 は、空気通過方向に対して垂直方向の段方向（図 1 1 の上下方向）へ複数段、且つ空気通過方向（図 1 1 の左右方向）に複数列配置されている。そして、複数の伝熱管 4 1 のうち、補助放熱器 1 5 を構成する複数の伝熱管 4 1 が何れか 1 列に集約されている。このように構成することにより、単段運転時にも無駄なく補助放熱器 1 5 に風量が得られる。その結果、単段運転時に多くの風量が得られ、性能を向上させることが可能となる。

10

【 0 0 9 9 】

補助放熱器 1 5 をガス領域で使用する人が多い、1 年を通して外気温度の高い地域において二元運転時の COP を最大とするには、補助放熱器 1 5 の伝熱面積を、高元側凝縮器 2 2 の伝熱面積の 1 0 ~ 2 0 % 程度の大きさとすればよいことが知られている。一方、外気温度の低い地域において、単段運転を含めた一年通した省エネを考慮すると、補助放熱器 1 5 の伝熱面積を、高元側凝縮器 2 2 の略同等まで拡大した面積とし、低外気温度時の単段運転時の COP を向上させることが望ましい。このとき、補助放熱器 1 5 と高元側凝縮器 2 2 を同等とすることで部品の共通化を図ることができ、コスト低減も可能となる。

20

【 0 1 0 0 】

二元運転時は、上述したように COP 最大となる目標低元側凝縮温度 T_c を目標として運転する。低元冷凍サイクル 1 0 と高元冷凍サイクル 2 0 とのそれぞれに異なった冷媒を適用した場合、理論 COP が低い冷媒の圧縮比が小さく、一方の理論 COP が高い冷媒の圧縮比が大きくなるように低元側凝縮温度が目標値とされる。低元冷凍サイクル 1 0 と高元冷凍サイクル 2 0 とで圧縮比に偏りができるため、圧縮比が極端に小さく、又は大きくなる可能性がある。特に、どちらか一方の冷凍サイクルに理論 COP が低い CO_2 冷媒、又は CO_2 を含む混合冷媒を適用した場合、圧縮比の偏りは顕著なものとなる。

【 0 1 0 1 】

このように、低元冷凍サイクル 1 0 と高元冷凍サイクル 2 0 との両方の圧縮比が同時に適切となることはないため、少なくともどちらか一方は圧縮機性能の低下となる。よって、異なった冷媒を適用した二元冷凍装置において、低圧縮比又は高圧縮比の性能低下を回避可能とする単段運転が特に有効となり、年間を通した省エネ効果を大幅に向上できる。

30

【 0 1 0 2 】

特に、低元冷凍サイクル 1 0 に CO_2 を適用した本実施の形態 1 のように、低元冷凍サイクル 1 0 側に理論 COP の低い冷媒を適用し、一方の高元冷凍サイクル 2 0 側に理論 COP の高い冷媒を適用した場合、低元側の圧縮比が小さくなるような低元側凝縮温度を目標とするため、低外気温度時には低圧側圧縮比が極端に小さくなる。そこで、低元側の圧縮比低下による性能低下を避ける低元冷凍サイクル 1 0 の単段運転が特に有効となり、年間を通した省エネ効果を大幅に向上できる。

40

【 0 1 0 3 】

なお、理論 COP の高い冷媒としては、例えば R 3 2、R 4 1 0 A、R 1 3 4 a、R 4 0 4 A、R 4 0 7 C、H F O 1 2 3 4 y f、H F O 1 2 3 4 z e、アンモニア、プロパン、イソブタン、などがある。本発明は低元冷凍サイクル 1 0 及び高元冷凍サイクル 2 0 の少なくともどちらか一方に上記理論 COP の高い冷媒を用いた構成を含む。

【 0 1 0 4 】

以上説明したように、本実施の形態 1 によれば、低元冷凍サイクル 1 0 に補助放熱器 1 5 を備え、二元運転では補助放熱器 1 5 を低元側凝縮器 1 2 の補助として用いる一方、単段運転では補助放熱器 1 5 をメインの放熱器として用いる。そして、二元運転と単段運転とを COP の高い方に切替えて運転するようにした。これにより、通年を通して高い運転

50

効率を達成し、省エネルギーを図ることができる。また、単段運転では補助放熱器 15 をメインの放熱器として用いることで低元冷凍サイクル 10 を流路変更なくそのまま使用できる。このため、単段運転のために新たに空冷放熱器や切替え弁、バイパス流路を増設する必要がなく、コスト低減を達成することができる。

【0105】

実施の形態 2 .

本実施の形態 2 における二元冷凍装置は、低元冷凍サイクル 10 に CO_2 を適用し、低元冷凍サイクル 10 の設計圧力を、HFC 冷媒同等の設計圧力である、例えば R410A 相当の 4.15 MPa 程度に抑えるようにしたものである。

【0106】

CO_2 は、従来の R404A 又は R410A など HFC 冷媒に比べて冷媒動作圧力が高い。このため、従来の R404A 又は R410A など HFC 冷媒を用いることを想定して設計された低元冷凍サイクル 10 に CO_2 を適用するとなると、本来であれば設計圧力の高い新規部品を用いる必要があり、大幅なコスト増加となる。そこで、作動冷媒を HFC 冷媒としていた従来の低元冷凍サイクルの部品を流用し、コスト低減を図ることが求められている。そのため、本実施の形態 2 では、低元冷凍サイクル 10 の設計圧力を高めることはせず、低元冷凍サイクル 10 の設計圧力を、HFC 冷媒同等の設計圧力である、例えば R410A 相当の 4.15 MPa 程度に抑える。低元冷凍サイクルの設計圧力を 4.15 MPa 程度に抑えることを可能とする構成について、後述の図 12、図 13 で説明する。

【0107】

以下、実施の形態 2 が実施の形態 1 と異なる部分を中心に説明する。なお、実施の形態 1 と同様の構成部分について適用される変形例は、本実施の形態 2 についても同様に適用される。

【0108】

ここでまず、低元冷凍サイクル 10 に CO_2 を適用した場合に低元冷凍サイクル 10 の設計圧力を高める必要性が生じる理由について改めて説明する。

低負荷時に単段運転となるため、単段運転中に低元側圧縮機 11 の発停を繰り返す運転が想定される。低元冷凍サイクル 10 の低元側圧縮機 11 が停止すると、冷媒が外気温度近くまで温められてガス化するため、低元冷凍サイクル 10 内の圧力が上昇する。例えば、周囲温度が高く、低元側圧縮機 11 の停止中に冷媒が超臨界となった場合、低元冷凍サイクル 10 内の内容積と封入冷媒量によるが、低元冷凍サイクル 10 内の圧力が設計圧力を超えてしまう可能性がある。

【0109】

このような低元冷凍サイクル 10 停止中の圧力上昇に対して、高元冷凍サイクル 20 を起動させて低元冷凍サイクル 10 を冷却すれば解決する。しかし、高元冷凍サイクル 20 と低元冷凍サイクル 10 とが交互に発停を繰り返すのは、ON/OFF ロスの影響で省エネとならない。また、停電時や高元側圧縮機 21 の故障などの異常時に対処することができない。そこで、次の図 12 に示すように二元冷凍装置を構成する。

【0110】

図 12 は、本発明の実施の形態 2 における二元冷凍装置の構成例 1 を表す図である。図 12 において図 1 と同一部分には同一符号を付す。

図 12 に示す二元冷凍装置は、図 1 の低元冷凍サイクル 10 の低元側圧縮機 11 と低元側蒸発器 14 との間に、電磁弁 33 を介して膨張タンク 32 を接続した構成となっている。電磁弁 33 を開放して膨張タンク 32 を低元冷凍サイクル 10 に連通させることにより、低元冷凍サイクル 10 の内容積を拡大することができる。

【0111】

このように構成された二元冷凍装置では、低元冷凍サイクル 10 停止時に電磁弁 33 を開放して低元冷凍サイクル 10 内の冷媒を膨張タンク 32 に回収する。電磁弁 33 は通電閉とし、停電時でも開放して冷媒を膨張タンク 32 に回収できるようにする。このように

10

20

30

40

50

低元冷凍サイクル10内の冷媒を膨張タンク32に回収できるようにすることで、低元冷凍サイクル10内の圧力が設定圧力を超えるのを防止できる。

【0112】

また、低元冷凍サイクル10の再起動時に膨張タンク32内の冷媒を低元冷凍サイクル10に回収できるように、膨張タンク32を、低圧側、特に低元側圧縮機11の吸入部に設けている。また、電磁弁33開放時に低元冷凍サイクル10から膨張タンク32への冷媒回収を可能とするため、膨張タンク32内は常時低圧に保つ。更に膨張タンク32が冷却されていれば、一層、低元冷凍サイクル10から膨張タンク32への冷媒回収が促進できる。

【0113】

また、他の構成として次の図13のように構成してもよい。

【0114】

図13は、本発明の実施の形態2における二元冷凍装置の構成例2を表す図である。図13において図1と同一部分には同一符号を付す。

低元冷凍サイクル10のカスケードコンデンサCと低元側膨張弁13との間の液配管16の上流に第二の膨張弁(第二の絞り装置)34を設ける。液配管16内を気液二相とすることで液配管16の冷媒量を削減する。これにより、低元冷凍サイクル10の封入冷媒量を削減し、CO₂が超臨界となっても、低元冷凍サイクル10内が設計圧力以上に圧力上昇することを回避する。なお、図13には膨張タンク32が無い構成を示したが、膨張タンク32が備えられていてもよい。この場合、第二の膨張弁34を用いることで、膨張タンク32の容量を図12の構成に比べて低減でき、膨張タンク32の小型化が可能となる。

【0115】

図14は、本発明の実施の形態2における二元冷凍装置におけるエンタルピと飽和温度との関係を示す図である。

低元冷凍サイクル10にCO₂を用いる場合、二元運転及び単段運転共に、低元側凝縮温度が設計圧力の4.15MPa相当のCO₂飽和温度である8以下となるように運転する。低元冷凍サイクル10にCO₂を用いる場合、上述したように低元側凝縮温度が外気温度よりも10程度高くなるように放熱器が設計されるため、二元運転から単段運転への切替えは、低元側凝縮温度より10低い外気温度である-2とする。つまり、外気温度が-2以下の場合は、単段運転し、外気温度が-2より高い場合は、二元運転する。

【0116】

そして、二元運転でも単段運転でも目標値(低元側凝縮温度)は以下のように設定する。すなわち、COPが最大となる目標値(低元側凝縮温度)が8以下の場合はその目標値となるように運転を行い、COPが最大となる目標値(低元側凝縮温度)が8より高い場合は、目標値を8に制限して運転を行う。

【0117】

以上説明したように、本実施の形態2によれば、実施の形態1と同様の効果が得られると共に、上記の低元冷凍サイクル10に膨張タンク32を設置、又は第二の膨張弁34による液管二相化による封入冷媒量低減によって以下の効果が得られる。すなわち、高元冷凍サイクル20が停止しても、CO₂を適用した低元冷凍サイクル10の圧力がHFC冷媒相当の設計圧力4.15MPa以下に抑制でき、従来のHFC冷凍機部品を流用可能となる。よって、コスト低減が実現できる。更に、低負荷時の単段運転中に、発停が頻発しても、高元冷凍サイクル20を常時停止できるため、ON/OFFによるロス回避でき省エネ効果を得ることができる。

【産業上の利用可能性】

【0118】

本実施の形態1、2の二元冷凍装置は、冷媒のノンフロン化やフロン冷媒の削減、機器の省エネルギー化が要求されるショーケースや業務用冷凍冷蔵庫、自動販売機等の冷蔵あ

10

20

30

40

50

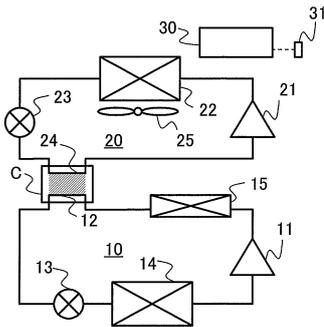
るいは冷凍機器にも広く適用できる。

【符号の説明】

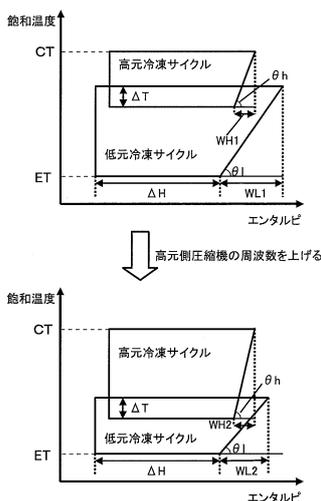
【0119】

- 10 低元冷凍サイクル、11 低元側圧縮機、12 低元側凝縮器、13 低元側膨張弁（低元側絞り装置）、14 低元側蒸発器、15 補助放熱器、16 液配管、20 高元冷凍サイクル、21 高元側圧縮機、22 高元側凝縮器、23 高元側膨張弁（高元側絞り装置）、24 高元側蒸発器、25 高元側凝縮器ファン、30 制御装置、31 外気温度検出手段、32 膨張タンク、33 電磁弁（通電閉）、34 第二の膨張弁（第二の絞り装置）、40 伝熱フィン、41 伝熱管、42 一体型放熱器、43 送風機、C カスケードコンデンサ。

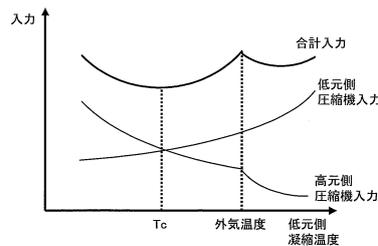
【図1】



【図2】



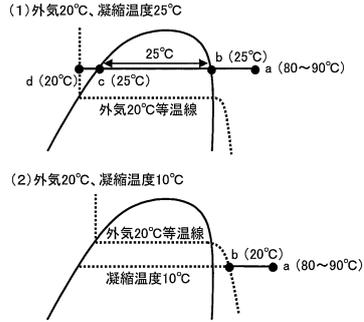
【図3】



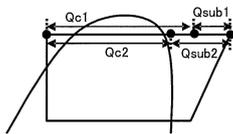
【図4】

- S1 ・冷凍能力はユーザーからの要求によって決まる (例えば10馬力だと10kW)
- S2 ・低元側蒸発温度はユーザーからの要求によって決まる (例えば-40℃)
- S3 ・高元側凝縮温度は外気温度によって一意に決まる
- S4 ・ΔTはカスケードコンデンサCの大きさ(性能)で決まる (例えば5℃)
- S5 冷凍能力に基づき、低元側凝縮器での必要放熱量Q1が決まる
- S6 高元冷凍サイクルの冷凍能力Q2が決まる
- S7 低元側蒸発温度と外気温度に応じた高元側凝縮温度とに基づいて目標低元側凝縮温度Tcが決まる
- S8 目標低元側凝縮温度Tcから温度差ΔTを減算することで高元側蒸発温度が決まる
- S9 高元側蒸発温度に基づき高元冷凍サイクルの蒸発圧力が決まる
- S10 高元冷凍サイクルの蒸発圧力に基づき高元冷凍サイクルの冷媒密度ρ、エンタルピー差ΔHが決まる
- S11 高元冷凍サイクルの冷凍能力Q2を得るために必要な高元冷凍サイクルの流量Grが決まる
- S12 高元冷凍サイクルの流量Grを得るための高元側圧縮機の回転数が決まる

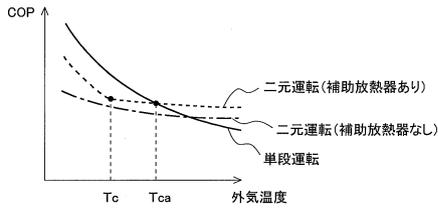
【図5】



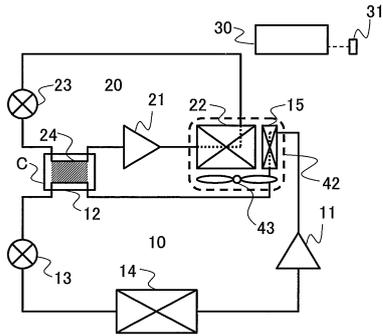
【図6】



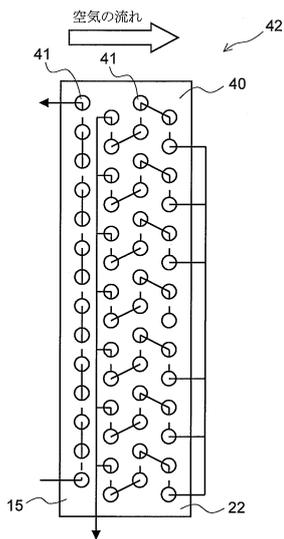
【図7】



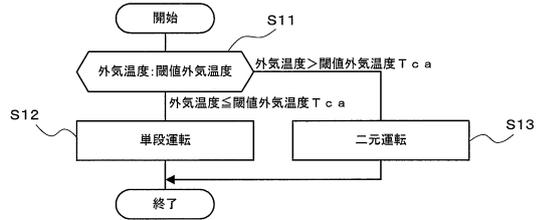
【図10】



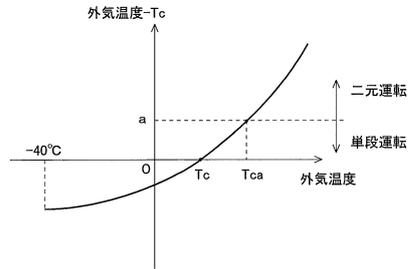
【図11】



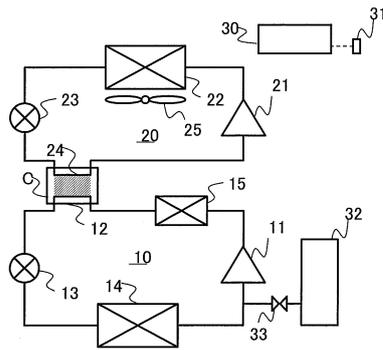
【図8】



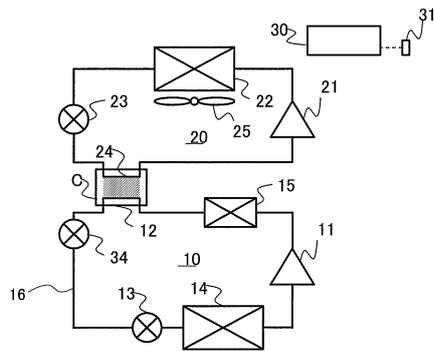
【図9】



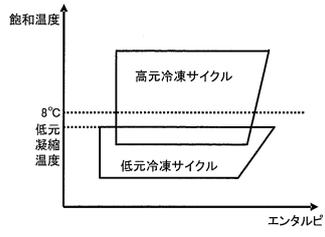
【図12】



【図13】



【 図 1 4 】



フロントページの続き

- (72)発明者 石川 智隆
東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内
- (72)発明者 野本 宗
東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内
- (72)発明者 杉本 猛
東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内
- (72)発明者 山下 哲也
東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内
- (72)発明者 池田 隆
東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内

審査官 庭月野 恭

- (56)参考文献 特開2007-218459(JP,A)
特開昭59-219665(JP,A)
特開2000-274848(JP,A)
特開2001-091074(JP,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F25B 7/00
F25B 1/00