

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4407000号
(P4407000)

(45) 発行日 平成22年2月3日(2010.2.3)

(24) 登録日 平成21年11月20日(2009.11.20)

(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 1/00 3 1 1 B

請求項の数 3 (全 12 頁)

(21) 出願番号	特願2000-111622 (P2000-111622)	(73) 特許権者	000002853
(22) 出願日	平成12年4月13日 (2000.4.13)		ダイキン工業株式会社
(65) 公開番号	特開2001-296067 (P2001-296067A)		大阪府大阪市北区中崎西2丁目4番12号
(43) 公開日	平成13年10月26日 (2001.10.26)		梅田センタービル
審査請求日	平成19年4月9日 (2007.4.9)	(74) 代理人	100075731
			弁理士 大浜 博
		(72) 発明者	石田 智
			大阪府堺市金岡町1304番地 ダイキン
			工業株式会社 堺製作所 金岡工場内
		(72) 発明者	桧皮 武史
			大阪府堺市金岡町1304番地 ダイキン
			工業株式会社 堺製作所 金岡工場内
		(72) 発明者	西川 和幸
			大阪府堺市金岡町1304番地 ダイキン
			工業株式会社 堺製作所 金岡工場内
			最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 CO₂冷媒を用いた冷凍システム

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

CO₂冷媒を圧縮する圧縮機(1)と、

上記圧縮機(1)から吐出される冷媒を超臨界領域において放熱させるガス冷却器(A)と、

上記ガス冷却器(A)からの冷媒を一次膨張させる一次膨張機構(C)と、

上記一次膨張機構(C)からの冷媒を気液分離するレシーバ(7)と、

上記レシーバ(7)で分離された液冷媒を二次膨張させる二次膨張機構(D)と、

上記二次膨張機構(D)からの液冷媒を蒸発させる蒸発器(B)と、

上記レシーバ(7)で分離されたガス冷媒を上記圧縮機(1)の圧縮室内にインジェクションするガスインジェクション機構(E)と、

上記圧縮機(1)に吸入される上記蒸発器(B)からのガス冷媒と系内の液冷媒との間で熱交換を行わせる内部熱交換器(8)とを備えたことを特徴とするCO₂冷媒を用いた冷凍システム。

【請求項2】

請求項1において、

上記内部熱交換器(8)が、上記ガス冷却器(A)が利用側熱交換器として機能し上記蒸発器(B)が熱源側熱交換器として機能する運転時と、上記ガス冷却器(A)が熱源側熱交換器として機能し上記蒸発器(B)が利用側熱交換器として機能する運転時の双方で、上記蒸発器(B)からのガス冷媒と上記レシーバ(7)で気液分離された後の液冷媒との

10

20

間で熱交換を行うように構成されていることを特徴とするCO₂冷媒を用いた冷凍システム。

【請求項3】

請求項1において、

上記内部熱交換器(8)が、上記ガス冷却器(A)が利用側熱交換器として機能し上記蒸発器(B)が熱源側熱交換器として機能する運転時には該蒸発器(B)からのガス冷媒と上記ガス冷却器(A)の出口側の液冷媒との間で、上記ガス冷却器(A)が熱源側熱交換器として機能し上記蒸発器(B)が利用側熱交換器として機能する運転時には該蒸発器(B)からのガス冷媒と上記レシーバ(7)で気液分離された後の液冷媒との間で、それぞれ熱交換を行うように構成されていることを特徴とするCO₂冷媒を用いた冷凍システム

10

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本願発明は、CO₂冷媒を用いた冷凍システムに関するものである。

【0002】

【従来の技術】

CO₂冷媒を用いた遷臨界冷凍サイクルは、CO₂冷媒の特性としてその作動圧が高いことから、フロン系冷媒を用いた冷凍サイクルに比べて効率(成績係数: COP)が悪いという欠点があり、これを改善する一つの方法として、例えば図6に示すように、圧縮機1と四方切替弁5と室外熱交換器2と室内熱交換器3と膨張弁11とで構成される基本的な冷媒回路に、内部熱交換器8を組み込み、該内部熱交換器8の高圧側伝熱部8aと低圧側伝熱部8bとを四方切替弁6を介して上記室外熱交換器2と室内熱交換器3とに択一的に接続可能とし、該内部熱交換器8における内部熱交換によって冷凍サイクル全体としての効率を高めるようにした内部熱交換器組込方式が提案されている。

20

【0003】

【発明が解決しようとする課題】

ところが、このようにCO₂冷媒を用いた冷凍サイクルの効率改善を目的として冷媒回路に内部熱交換器を組み込んだ場合、効率改善という目的は達成されるものの、内部熱交換に伴う圧縮機の吸込温度の上昇に伴ってその吐出温度も上昇することから、例えば圧縮機に用いられている樹脂絶縁材料の劣化が早くなり、冷凍システムとして長期稼働時における信頼性が損なわれるという欠点があった。

30

【0004】

そこで本願発明では、CO₂冷媒を用いた冷凍システムにおいて、冷媒回路への内部熱交換器の組み込みによる効率の改善効果を、該内部熱交換器の組み込みに伴う欠点(即ち、圧縮機吐出温度の上昇に起因する信頼性の低下)を防止しつつ実現し、高効率化と高信頼性との両立を図ることを目的としてなされたものである。

【0005】

【発明の技術的背景】

本願発明者らは上記課題を解決するための手段を研究する過程において、冷媒回路におけるガスインジェクション機構に着目した。即ち、このガスインジェクション機構は、上記の如き冷媒回路への内部熱交換器の組み込み手法と同様に、フロン系冷媒とかCO₂冷媒を用いた冷凍サイクルに対する効率改善策として提案されているものであって、図7にCO₂冷媒を用いた遷臨界冷凍サイクルにガスインジェクション機構を組み込んだ冷媒回路の一例を示している。この冷媒回路は、四方切替弁5の切替操作によって圧縮機1の吐出口を室外熱交換器2と室内熱交換器3とに、また該圧縮機1の吸入口を上記室内熱交換器3と室外熱交換器2に、それぞれ択一的に接続可能とする一方、該室外熱交換器2と室内熱交換器3とを接続する冷媒路31中に膨張弁11とレシーバ7と膨張弁12とを順次配置するとともに、該レシーバ7の気室と上記圧縮機1の圧縮室とを制御弁10を備えた冷媒路32により接続することで回路が構成されている。

40

50

【0006】

また、図8には、ガスインジェクション機構を組み込んだ遷臨界冷凍サイクルのP-H線図を示している。これを簡単に説明すると、例えば冷房運転時には、ガス冷却器として機能する上記室外熱交換器2の出口点Eにおける超臨界状態のCO₂冷媒を、上記膨張弁1-1において一次膨張させて気液二相のCO₂冷媒とするとともに、この気液二相のCO₂冷媒を上記レシーバ7に導入してここで気液分離する(点F)。そして、分離された液冷媒は、飽和液冷媒(点H)としてさらに上記膨張弁1-2において二次膨張された後、蒸発器として機能する上記室内熱交換器3に送られる。一方、上記レシーバ7において分離されたガス冷媒は、飽和ガス冷媒(点G)として、上記冷媒路3-2を通して上記圧縮機1の圧縮行程途中にある圧縮室内にインジェクションされる。

10

【0007】

このように、レシーバ7において分離されたガス冷媒を圧縮行程途中にある圧縮機1の圧縮室にインジェクションすることで、該圧縮室内においてCO₂冷媒とインジェクションされたガス冷媒とが混合し冷媒温度が点Bに対応する温度から点Cに対応するまで低下することから、圧縮機1の出口における冷媒温度(即ち、「吐出温度」)は、ガスインジェクションが行われない場合における吐出温度(点D₀に対応する温度)よりも低い温度(点Dに対応する温度)まで低下することになる。

【0008】

また、気液分離されたガス冷媒を圧縮機1側へインジェクションすることで、このインジェクション量だけ、蒸発器(室内熱交換器3)側における冷媒循環量はガス冷却器(室外熱交換器2)側における冷媒循環量よりも少なくなっており、しかも気液分離された後の液冷媒を膨張弁1-2において二次膨張させて蒸発器に導入することから、該蒸発器における単位重量当たりの蒸発エンタルピーが増加し(図8に「h₁」で示すエンタルピー量)、それだけ冷却能力が大きくなる。これらの結果、より少ない冷媒循環量で、冷媒循環量減少前における場合と同等の冷凍能力が得られるものである。

20

【0009】

本願発明者らは、このように冷媒回路にガスインジェクション機構を組み込むことに基づく利点、特に圧縮機吐出温度の低下作用、を有効に利用することで、内部熱交換器の組み込みによる欠点(即ち、圧縮機吐出温度の上昇)を可及的に解消することに想到したものである。

30

【0010】

【課題を解決するための手段】

本願発明では、かかる技術背景に立脚し、上記課題を解決するための具体的手段として次のような構成を採用している。

【0011】

本願の第1の発明にかかるCO₂冷媒を用いた冷凍システムでは、CO₂冷媒を圧縮する圧縮機1と、上記圧縮機1から吐出される冷媒を超臨界領域において放熱させるガス冷却器Aと、上記ガス冷却器Aからのを一次膨張させる一次膨張機構Cと、上記一次膨張機構Cからの冷媒を気液分離するレシーバ7と、上記レシーバ7で分離された液冷媒を二次膨張させる二次膨張機構Dと、上記二次膨張機構Dからの液冷媒を蒸発させる蒸発器Bと、上記レシーバ7で分離されたガス冷媒を上記圧縮機1の圧縮室内にインジェクションするガスインジェクション機構Eと、上記圧縮機1に吸入される上記蒸発器Bからのガス冷媒と系内の液冷媒との間で熱交換を行わせる内部熱交換器8とを備えたことを特徴としている。

40

【0012】

本願の第2の発明では、上記第1の発明にかかるCO₂冷媒を用いた冷凍システムにおいて、上記内部熱交換器8を、上記ガス冷却器Aが利用側熱交換器として機能し上記蒸発器Bが熱源側熱交換器として機能する運転時と、上記ガス冷却器Aが熱源側熱交換器として機能し上記蒸発器Bが利用側熱交換器として機能する運転時の双方で、上記蒸発器Bからのガス冷媒と上記レシーバ7で気液分離された後の液冷媒との間で熱交換を行うように構

50

成したことを特徴としている。

【0013】

本願の第3の発明では、上記第1の発明にかかるCO₂冷媒を用いた冷凍システムにおいて、上記内部熱交換器8を、上記ガス冷却器Aが利用側熱交換器として機能し上記蒸発器Bが熱源側熱交換器として機能する運転時には該蒸発器Bからのガス冷媒と上記ガス冷却器Aの出口側の液冷媒との間で、上記ガス冷却器Aが熱源側熱交換器として機能し上記蒸発器Bが利用側熱交換器として機能する運転時には該蒸発器Bからのガス冷媒と上記レシーバ7で気液分離された後の液冷媒との間で、それぞれ熱交換を行うように構成したことを特徴としている。

【0014】

【発明の効果】

本願発明ではかかる構成とすることにより次のような効果が得られる。

【0015】

1 本願の第1の発明にかかるCO₂冷媒を用いた冷凍システムによれば、CO₂冷媒を圧縮する圧縮機1と、上記圧縮機1から吐出される冷媒を超臨界領域において放熱させるガス冷却器Aと、上記ガス冷却器Aからの冷媒を一次膨張させる一次膨張機構Cと、上記一次膨張機構Cからの冷媒を気液分離するレシーバ7と、上記レシーバ7で分離された液冷媒を二次膨張させる二次膨張機構Dと、上記二次膨張機構Dからの液冷媒を蒸発させる蒸発器Bと、上記レシーバ7で分離されたガス冷媒を上記圧縮機1の圧縮室内にインジェクションするガスインジェクション機構Eと、上記圧縮機1に吸入される上記蒸発器Bからのガス冷媒と系内の液冷媒との間で熱交換を行わせる内部熱交換器8とを備えているので、上記内部熱交換器8での内部熱交換によって冷凍効率の向上が図られる一方、上記ガスインジェクション機構Eによる圧縮機側へのガス冷媒のインジェクションによって上記内部熱交換器8における内部熱交換に基づく圧縮機吐出温度の上昇が抑制されるとともに、気液分離後の液冷媒を上記蒸発器Bに導入することで単位重量当たりの蒸発エンタルピーが増大し、冷凍能力が向上するものであり、これらの相乗効果として、圧縮機の信頼性を損なうことなく、高効率を実現することができるものである。

【0016】

また、基本的な冷媒回路に、内部熱交換器8とガスインジェクション機構Eとを組み込むという比較的簡単な回路変更によって効率を高めることができることから、冷凍システムの低コスト化と高効率化の両立が容易である。

【0017】

さらに、気液分離後の液冷媒を蒸発器Bに導入することで、該蒸発器Bを流れるCO₂冷媒の単位重量当たりの蒸発エンタルピーが大きくとれることから、同一冷凍能力下においては冷媒流量が少なくなり冷媒流速が低下する。この結果、上記蒸発器Bでの圧力損失による効率低下が抑制され高い冷凍効率が確保されるとともに、蒸発器Bにおける冷媒流量が少ない分だけ該蒸発器Bのコンパクト化が促進される。

【0018】

2 本願の第2の発明にかかるCO₂冷媒を用いた冷凍システムによれば、上記1に記載の効果に加えて次のような特有の効果が奏せられる。即ち、この発明では、上記内部熱交換器8を、上記ガス冷却器Aが利用側熱交換器として機能し上記蒸発器Bが熱源側熱交換器として機能する運転時と、上記ガス冷却器Aが熱源側熱交換器として機能し上記蒸発器Bが利用側熱交換器として機能する運転時の双方で、上記蒸発器Bからのガス冷媒と上記レシーバ7で気液分離された後の液冷媒との間で熱交換を行うように構成しているので、例えば上記内部熱交換器8において気液分離前のCO₂冷媒と熱交換させる場合に比して、該内部熱交換器8を流れる冷媒量が少なくなり、それだけ該内部熱交換器8のコンパクト化が促進されることになる。

【0019】

3 本願の第3の発明にかかるCO₂冷媒を用いた冷凍システムによれば、上記1に記載の効果に加えて次のような特有の効果が奏せられる。即ち、この発明では、上記

10

20

30

40

50

内部熱交換器 8 を、上記ガス冷却器 A が利用側熱交換器として機能し上記蒸発器 B が熱源側熱交換器として機能する運転時には該蒸発器 B からのガス冷媒と上記ガス冷却器 A の出口側の液冷媒との間で、上記ガス冷却器 A が熱源側熱交換器として機能し上記蒸発器 B が利用側熱交換器として機能する運転時には該蒸発器 B からのガス冷媒と上記レシーバ 7 で気液分離された後の液冷媒との間で、それぞれ熱交換を行うように構成している。

【 0 0 2 0 】

従って、特に後者の運転時には、上記レシーバ 7 で気液分離された後の液冷媒との間で熱交換を行うように構成していることで、例えば上記内部熱交換器 8 において気液分離前の CO_2 冷媒と熱交換させる場合に比して、該内部熱交換器 8 を流れる冷媒量が少なく、それだけ該内部熱交換器 8 のコンパクト化が促進されることになる。

【 0 0 2 1 】

【発明の実施の形態】

以下、本願発明にかかる CO_2 冷媒を用いた冷凍システムを好適な実施形態に基づいて具体的に説明する。

【 0 0 2 2 】

第 1 の実施形態

図 1 には、本願発明にかかる CO_2 冷媒を用いた冷凍システムを空気調和機に適用した第 1 の実施形態における冷媒回路を示しており、同図において符号 1 は圧縮機、2 は室外熱交換器（特許請求の範囲の「熱源側熱交換器」に該当する）、3 は室内熱交換器（特許請求の範囲の「利用側熱交換器」に該当する）、4 は上記圧縮機 1 の吸入口に接続される冷媒路 2 4 に設けられたアキュムレータ、5 は上記室外熱交換器 2 と室内熱交換器 3 とを上記圧縮機 1 と冷媒路 2 3 に択一的に接続する第 1 の四方切換弁、6 は上記室外熱交換器 2 と室内熱交換器 3 とを冷媒路 2 3 と冷媒路 2 4 に択一的に接続する第 2 の四方切換弁である。尚、図 1 においては、上記各四方切換弁 5, 6 の弁位置を、冷房運転時には実線で、暖房運転時には破線で、それぞれ示している。

【 0 0 2 3 】

また、符号 7 は、第 1 の膨張弁 1 1 と第 2 の膨張弁 1 2 とを直列に設けた冷媒路 2 3 の該各膨張弁 1 1, 1 2 の中間位置に設けられた気液分離用のレシーバであり、該レシーバ 7 の気相部は制御弁 1 0 を備えた冷媒路 2 6 を介して上記圧縮機 1 の圧縮室に接続されている。尚、このレシーバ 7 と冷媒路 2 6 と制御弁 1 0 によって特許請求の範囲の「ガスインジェクション機構 E」が構成されている。

【 0 0 2 4 】

さらに、符号 8 は、高圧側伝熱部 8 a と低圧側伝熱部 8 b を備えた内部熱交換器であり、該高圧側伝熱部 8 a は上記冷媒路 2 3 の上記レシーバ 7 と第 2 の膨張弁 1 2 の中間位置に介設され、また低圧側伝熱部 8 b は上記冷媒路 2 4 に介設されている。

【 0 0 2 5 】

続いて、上記空気調和機の冷媒回路の作動を、冷房運転時（即ち、室外熱交換器 2 が特許請求の範囲の「ガス冷却器 A」として機能し、室内熱交換器 3 が特許請求の範囲の「蒸発器 B」として機能する運転状態）を例にとって、図 2 に示す「P-H 線図」を併用しつつ説明する。

【 0 0 2 6 】

冷房運転時には、圧縮機 1 から吐出された CO_2 冷媒（ガス冷媒）は、第 1 の四方切換弁 5 を介して室外熱交換器 2 に導入され、該室外熱交換器 2 において超臨界領域で放熱される（図 2 の点 D ~ 点 E の領域）。室外熱交換器 2 から流出する超臨界状態の CO_2 冷媒は、第 2 の四方切換弁 6 から第 1 の膨張弁 1 1（特許請求の範囲の「一次膨張機構 C」に該当する）に至り、該第 1 の膨張弁 1 1 において一次膨張され（図 2 の点 E ~ 点 F の領域）、気液二相状態でレシーバ 7 に導入されてここで気液分離される（図 2 の点 G 及び点 H）。

【 0 0 2 7 】

そして、レシーバ 7 で分離された液冷媒は、内部熱交換器 8 の高圧側伝熱部 8 a に流入し

10

20

30

40

50

、その入口（図2の点H）から出口（図2の点I）へ向かって流れる間に、その低圧側伝熱部8bをその入口（図2の点K）から出口（図2の点A）へ向かって流れるガス冷媒との間で内部熱交換を行った後、第2の膨張弁12（特許請求の範囲の「二次膨張機構D」に該当する）に流入し、ここで二次膨張（図2の点I～点Jの領域）された後、室内熱交換器3に送られ、その入口（図2の点J）から出口（図2の点K）を流れる間に蒸発しガス冷媒とされる。尚、このガス冷媒は再度圧縮機1に吸入されて圧縮されるが、その吸入温度は、室内熱交換器3の出口温度（図2の点Kに対応する温度）よりも、内部熱交換器8における内部熱交換による昇温分（図2に「d」で示す）だけ高い温度（即ち、図2の点Aに対応する温度）とされる。

【0028】

一方、レシーバ7で分離されたガス冷媒は、冷媒路26を介して圧縮機1の圧縮行程途中にある圧縮室にインジェクションされる（図2の点G参照）。このように圧縮機1の圧縮室にガス冷媒がインジェクションされこれが該圧縮室内のガス冷媒に混合することで、該圧縮室内におけるガス冷媒の冷却と高密度化が促進されることから、上述のように、内部熱交換によって圧縮機1の吸入温度が上昇しており、この高い吸入温度から圧縮が開始されるにも拘わらず、圧縮室内のガス冷媒の温度は、ガスインジェクション時点の点Bに対応する温度から点Cに対応する温度まで一旦低下し、この低下した温度から再度昇圧昇温され、最終的には点Dに対応する温度が吐出温度となる。従って、この吐出温度は、ガスインジェクションに伴う温度低下の影響を受けることから、ガスインジェクションが行われずに点Aから点D₀まで圧縮される場合の温度（点D₀に対応する温度）よりも低温とされる。

【0029】

尚、暖房運転時においては、冷房運転時とは逆に、室外熱交換器2が蒸発器として機能し、室内熱交換器3がガス冷却器として機能するが、上記内部熱交換器8における冷媒の流れ方向は冷房運転時も暖房運転時も同じとされる。即ち、内部熱交換器8は、常にレシーバ7で気液分離された後の液冷媒と熱交換を行う。

【0030】

以上のように、CO₂冷媒を用いた遷臨界冷凍サイクルの冷媒回路に内部熱交換器8とガスインジェクション機構Eとを組み込むことで、該内部熱交換器8における内部熱交換に伴う圧縮機吐出温度の上昇が、ガスインジェクションによる冷却作用によって抑制されることから、内部熱交換による冷凍能力の増加（図2のエンタルピー量「c₁」）による効率向上効果を、圧縮機1の信頼性を確保しつつ実現できる。さらに、レシーバ7で気液分離したガス冷媒を圧縮機1側にインジェクションさせた結果、インジェクション量に対応する分だけ、蒸発器（即ち、冷房運転時における室内熱交換器3）の冷媒循環量がガス冷却器（即ち、冷房運転時における室外熱交換器2）側における冷媒循環量が少なくなっているが、その分だけ単位重量当たりの蒸発エンタルピーが増大することから（図2のエンタルピー量「c₂」）、冷凍能力は変わらない。これらの相乗効果として、圧縮機1の信頼性を損なうことなく、高い効率を実現することができ、高効率化と高信頼性との両立が可能となるものである。

【0031】

また、上記レシーバ7で気液分離された後の液冷媒を蒸発器（即ち、冷房運転時における室内熱交換器3と暖房運転時における室外熱交換器2）に導入するものであることから、該蒸発器を流れるCO₂冷媒の単位重量当たりの蒸発エンタルピーが大きくとれ、同一冷凍能力下においては冷媒流量が少なくなり冷媒流速が低下する。この結果、蒸発器での圧力損失による効率低下が抑制され、高い冷凍効率が確保されるとともに、冷媒流量が少ない分だけ蒸発器のコンパクト化が促進されることになる。

【0032】

さらに、この実施形態のように、冷房運転時と暖房運転時の双方で、共に蒸発器から出たガス冷媒と上記レシーバ7で気液分離された後の液冷媒との間で熱交換を行うように構成することで、例えば上記内部熱交換器8において気液分離前のCO₂冷媒と熱交換させる

10

20

30

40

50

場合に比して、該内部熱交換器 8 を流れる冷媒量が少なくなり、それだけ該内部熱交換器 8 のコンパクト化が促進されることになる。

【 0 0 3 3 】

一方、上記膨張弁 1 0 及び膨張弁 1 1 の開度制御を適正に行って上記圧縮機 1 側へのガスインジェクション量を調整することで、圧縮機入力を低下させて省エネ運転を実現することができる。

【 0 0 3 4 】

第 2 の実施形態

図 3 には、本願発明にかかる C O₂冷媒を用いた冷凍システムを空気調和機に適用した第 2 の実施形態における冷媒回路を示しており、また図 4 及び図 5 には冷房運転時及び暖房運転時の「P - H 線図」をそれぞれ示している。

10

【 0 0 3 5 】

先ず、図 3 の冷媒回路について説明すると、同図において、符号 1 は圧縮機、2 は室外熱交換器（特許請求の範囲の「熱源側熱交換器」に該当する）、3 は室内熱交換器（特許請求の範囲の「利用側熱交換器」に該当する）、4 は上記圧縮機 1 の吸入口に接続される冷媒路 2 5 に設けられたアキュムレータ、5 は上記室外熱交換器 2 と室内熱交換器 3 とを上記圧縮機 1 と冷媒路 2 4 に択一的に接続する四方切換弁である。また、上記室外熱交換器 2 と室内熱交換器 3 とは冷媒路 2 1 を介して接続されているが、この冷媒路 2 1 には第 1 の膨張弁 1 1 と第 2 の膨張弁 1 2 と第 3 の膨張弁 1 3 とが直列に介設されるとともに、該第 1 の膨張弁 1 1 と第 2 の膨張弁 1 2 の中間位置には気液分離用のレシーバ 7 が、また第 2 の膨張弁 1 2 と第 3 の膨張弁 1 3 との中間位置には高圧側伝熱部 8 a と低圧側伝熱部 8 b を備えた内部熱交換器 8 の高圧側伝熱部 8 a が介設されている。さらに、この内部熱交換器 8 の低圧側伝熱部 8 b は、その一端が上記冷媒路 2 4 に、その他端が上記冷媒路 2 5 にそれぞれ接続されている。また、上記レシーバ 7 の気相部は、制御弁 1 0 を備えた冷媒路 2 6 を介して上記圧縮機 1 の圧縮室に接続されている。この実施形態においては、上記レシーバ 7 と冷媒路 2 6 と制御弁 1 0 によって特許請求の範囲の「ガスインジェクション機構 E」が構成されている。

20

【 0 0 3 6 】

尚、上記第 1 ~ 第 3 の膨張弁 1 1 ~ 1 3 は、冷房運転時と暖房運転時とでその作動形態が異なる。即ち、上記室外熱交換器 2 がガス冷却器として機能する冷房運転時には、上記第 1 の膨張弁 1 1 は特許請求の範囲の「一次膨張機構 C」として機能し冷媒の一次膨張を行い、第 2 の膨張弁 1 2 は全開とされ膨張作用を行わず、第 3 の膨張弁 1 3 は特許請求の範囲の「二次膨張機構 D」として機能し冷媒の二次膨張を行う。一方、暖房運転時には、上記第 1 の膨張弁 1 1 は特許請求の範囲の「二次膨張機構 D」として機能し冷媒の二次膨張を行い、第 2 の膨張弁 1 2 は特許請求の範囲の「一次膨張機構 C」として機能し冷媒の一次膨張を行い、第 3 の膨張弁 1 3 は全開とされ膨張作用を行わない。

30

【 0 0 3 7 】

また、図 3 においては、上記四方切換弁 5 の弁位置を、冷房運転時には実線で、暖房運転時には破線で、それぞれ示している。

【 0 0 3 8 】

続いて、上記空気調和機の冷媒回路の冷房運転時と暖房運転時の作動を、図 4 に示す冷房運転時の「P - H 線図」と図 5 に示す暖房運転時の「P - H 線図」を併用しつつ説明する。

40

【 0 0 3 9 】

冷房運転時の作動

冷房運転時（即ち、室外熱交換器 2 が特許請求の範囲の「ガス冷却器 A」として機能し、室内熱交換器 3 が特許請求の範囲の「蒸発器 B」として機能する運転状態）には、圧縮機 1 から吐出された C O₂冷媒（ガス冷媒）は、四方切換弁 5 を介して室外熱交換器 2 に導入され、該室外熱交換器 2 において超臨界領域で放熱される（図 4 の点 D ~ 点 E の領域）。室外熱交換器 2 から流出する超臨界状態の C O₂冷媒は、第 1 の膨張弁 1 1 において一

50

次膨張され（図４の点E～点Fの領域）、気液二相状態でレシーバ7に導入され、ここで気液分離される（図４の点G及び点H）。

【0040】

そして、レシーバ7で分離された液冷媒は、全開状態にある第2の膨張弁12を通過して内部熱交換器8の高圧側伝熱部8aに流入し、その入口（図４の点H）から出口（図４の点I）へ向かって流れる間に、その低圧側伝熱部8bをその入口（図４の点K）から出口（図４の点A）へ向かって流れるガス冷媒との間で内部熱交換を行った後、第3の膨張弁13において二次膨張（図４の点I～点Jの領域）された後、室内熱交換器3に送られ、その入口（図４の点J）から出口（図４の点K）を流れる間に蒸発しガス冷媒とされる。尚、このガス冷媒は再度圧縮機1に吸入されて圧縮されるが、その吸入温度は、室内熱交換器3の出口温度（図４の点Kに対応する温度）よりも、内部熱交換器8における内部熱交換による昇温分（図４に「d」で示す）だけ高い温度（即ち、図４の点Aに対応する温度）とされる。

10

【0041】

一方、レシーバ7で分離されたガス冷媒は、冷媒路26を介して圧縮機1の圧縮行程途中にある圧縮室にインジェクションされる（図４の点G参照）。このように圧縮機1の圧縮室にガス冷媒がインジェクションされこれが該圧縮室内のガス冷媒に混合することで、該圧縮室内におけるガス冷媒の冷却と高密度化が促進されることから、上述のように、内部熱交換によって圧縮機1の吸入温度が上昇しており、この高い吸入温度から圧縮が開始されるにも拘わらず、圧縮室内のガス冷媒の温度は、ガスインジェクション時点の点Bに対応する温度から点Cに対応する温度まで一旦低下し、この低下した温度から再度昇圧昇温され、点Dに対応する温度が吐出温度となる。従って、この吐出温度は、ガスインジェクションに伴う温度低下の影響を受けて、ガスインジェクションが行われず点Aから点D₀まで圧縮される場合の温度（点D₀に対応する温度）よりも低温とされる。

20

【0042】

暖房運転時の作動

暖房運転時（即ち、室外熱交換器2が特許請求の範囲の「蒸発器B」として機能し、室内熱交換器3が特許請求の範囲の「ガス冷却器A」として機能する運転状態）には、圧縮機1から吐出されたCO₂冷媒（ガス冷媒）は、四方切換弁5を介して室内熱交換器3に導入され、該室内熱交換器3において超臨界領域で放熱される（図5の点D～点Eの領域）。室内熱交換器3から流出する超臨界状態のCO₂冷媒は、全開状態の第3の膨張弁13を通過して内部熱交換器8の高圧側伝熱部8aに流入し、その入口（図5の点E）から出口（図5の点F）へ向かって流れる間に、その低圧側伝熱部8bをその入口（図5の点K）から出口（図5の点A）へ向かって流れるガス冷媒との間で内部熱交換を行う。さらに、内部熱交換器8の高圧側伝熱部8aから出る冷媒は、第2の膨張弁12において一次膨張（図5の点F～点Gの領域）された後、気液二相状態でレシーバ7に導入され、ここで気液分離される（図4の点H及び点I）。

30

【0043】

そして、レシーバ7で分離された液冷媒は、第1の膨張弁11に流入し、ここで二次膨張（図5の点I～点Jの領域）された後、室外熱交換器2に送られ、その入口（図5の点J）から出口（図5の点K）を流れる間に蒸発しガス冷媒とされる。尚、このガス冷媒は再度圧縮機1に吸入されて圧縮されるが、その吸入温度は、室外熱交換器2の出口温度（図5の点Kに対応する温度）よりも、内部熱交換器8における内部熱交換による昇温分（図5に「d」で示す）だけ高い温度（即ち、図5の点Aに対応する温度）とされる。

40

【0044】

一方、レシーバ7で分離されたガス冷媒は、冷媒路26を介して圧縮機1の圧縮行程途中にある圧縮室にインジェクションされる（図5の点H参照）。このように圧縮機1の圧縮室にガス冷媒がインジェクションされこれが該圧縮室内のガス冷媒に混合することで、該圧縮室内におけるガス冷媒の冷却と高密度化が促進されることから、上述のように、内部熱交換によって圧縮機1の吸入温度が上昇しており、この高い吸入温度から圧縮が開始さ

50

れるにも拘わらず、圧縮室内のガス冷媒の温度は、ガスインジェクション時点の点Bに対応する温度から点Cに対応する温度まで一旦低下し、この低下した温度から再度昇温され、点Dに対応する温度が吐出温度となる。従って、この吐出温度は、ガスインジェクションに伴う温度低下の影響を受けて、ガスインジェクションが行われず点Aから点D₀まで圧縮される場合の温度（点D₀に対応する温度）よりも低温とされる。

【0045】

以上のように、CO₂冷媒を用いた遷臨界冷凍サイクルの冷媒回路に内部熱交換器8とガスインジェクション機構Eとを組み込むことで、該内部熱交換器8における内部熱交換に伴う圧縮機吐出温度の上昇が、ガスインジェクションによる冷却作用によって抑制されることから、内部熱交換による冷凍能力の増加（図4及び図5のエンタルピー量「c₁」）による効率向上効果を、圧縮機1の信頼性を確保しつつ実現できる。さらに、レシーバ7で気液分離したガス冷媒を圧縮機1側にインジェクションさせた結果、インジェクション量に対応する分だけ、蒸発器（即ち、冷房運転時の室内熱交換器3と暖房運転時の室外熱交換器2）の冷媒循環量がガス冷却器（即ち、冷房運転時の室外熱交換器2と暖房運転時の室内熱交換器3）側における冷媒循環量が少なくなっているが、その分だけ単位重量当たりの蒸発エンタルピーが増大している（図4及び図5のエンタルピー量「c₂」）、冷凍能力は変わらない。これらの相乗効果として、圧縮機1の信頼性を損なうことなく、高い効率を実現することができ、高効率化と高信頼性との両立が可能となるものである。

【0046】

また、上記レシーバ7で気液分離した後の液冷媒を蒸発器（即ち、冷房運転時における室内熱交換器3と暖房運転時における室外熱交換器2）に導入するものであることから、該蒸発器を流れるCO₂冷媒の単位重量当たりの蒸発エンタルピーが大きくとれ、同一冷凍能力下においては冷媒流量が少なくなり冷媒流速が低下する。この結果、蒸発器での圧力損失による効率低下が抑制され、高い冷凍効率が確保されるとともに、冷媒流量が少ない分だけ蒸発器のコンパクト化が促進されることになる。

【0047】

さらに、この実施形態のように、冷房運転時には蒸発器から出たガス冷媒と上記レシーバ7で気液分離された後の液冷媒との間で熱交換を行うように構成することで、例えば上記内部熱交換器8において気液分離前のCO₂冷媒と熱交換させる場合に比して、該内部熱交換器8を流れる冷媒量が少なくなり、それだけ該内部熱交換器8のコンパクト化が促進されることになる。

【0048】

一方、上記膨張弁10及び膨張弁11の開度制御を適正に行って上記圧縮機1側へのガスインジェクション量を調整することで、圧縮機入力を低下させて省エネ運転を実現することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本願発明にかかる冷凍システムの第1の実施形態である空気調和機の冷媒回路図である。

【図2】図1に示した空気調和機における冷暖房時のP-H線図である。

【図3】本願発明にかかる冷凍システムの第2の実施形態である空気調和機の冷媒回路図である。

【図4】図3に示した空気調和機における冷房運転時のP-H線図である。

【図5】図3に示した空気調和機における暖房運転時のP-H線図である。

【図6】内部熱交換器を備えた従来の空気調和機の冷媒回路図である。

【図7】インジェクション機構を備えた従来の空気調和機の冷媒回路図である。

【図8】図7に示した従来の空気調和機におけるP-H線図である。

【符号の説明】

1は圧縮機、2は室外熱交換器、3は室内熱交換器、4はアキュムレータ、5及び6は四方切換弁、7はレシーバ、8は内部熱交換器、10は制御弁、11～13は膨張弁、2

10

20

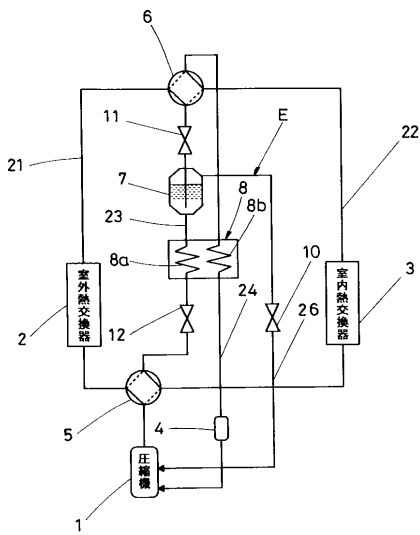
30

40

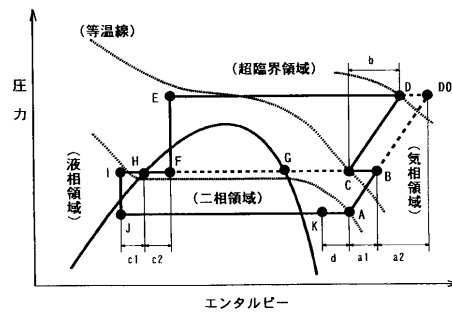
50

1 ~ 26 は冷媒路、 Z_1 及び Z_2 は空気調和機である。

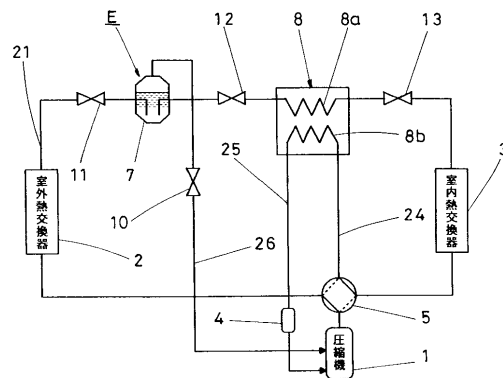
【図 1】



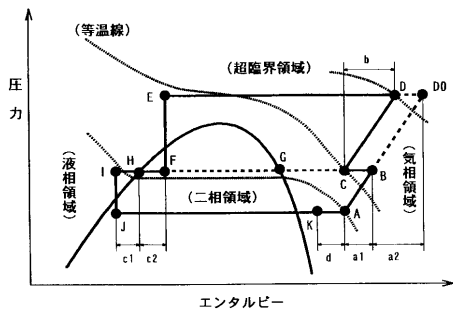
【図 2】



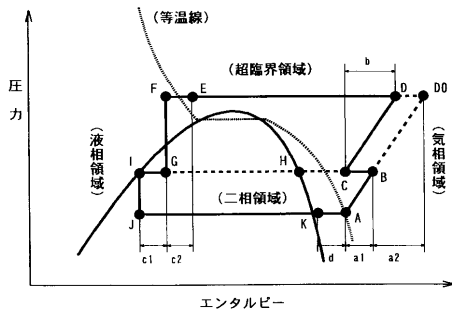
【図 3】



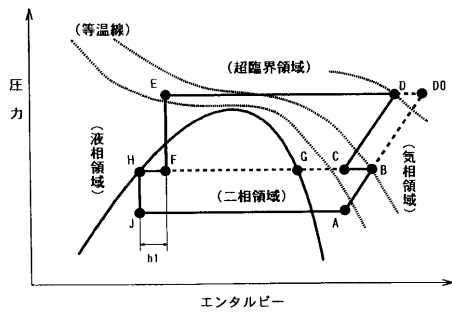
【図4】



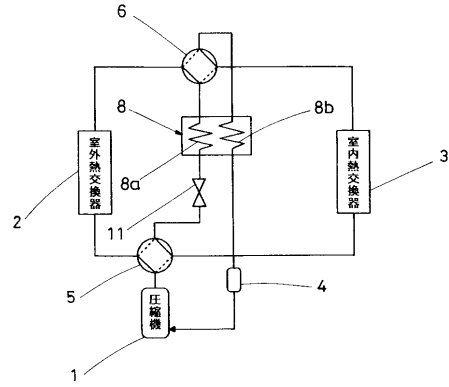
【図5】



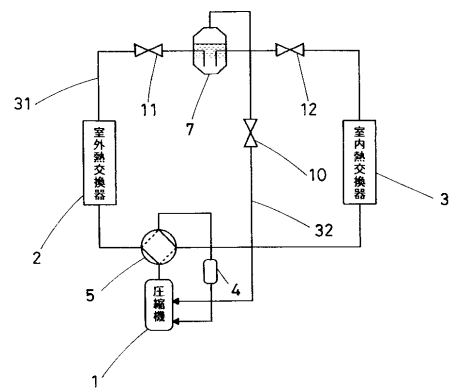
【図8】



【図6】



【図7】



フロントページの続き

(72)発明者 銚谷 克己

大阪府堺市金岡町1304番地 ダイキン工業株式会社 堺製作所 金岡工場内

審査官 久保 克彦

(56)参考文献 特開平10-332212(JP,A)

特開平10-339509(JP,A)

実公平05-005406(JP,Y2)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F25B 1/00