

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4832355号
(P4832355)

(45) 発行日 平成23年12月7日(2011.12.7)

(24) 登録日 平成23年9月30日(2011.9.30)

(51) Int. Cl.		F I	
F 2 5 B	13/00 (2006.01)	F 2 5 B	13/00 R
F 2 5 B	39/02 (2006.01)	F 2 5 B	39/02 W
F 2 5 B	39/04 (2006.01)	F 2 5 B	39/04 U
F 2 5 B	1/00 (2006.01)	F 2 5 B	1/00 3 9 6 E
F 2 8 F	13/08 (2006.01)	F 2 8 F	13/08

請求項の数 15 (全 14 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号	特願2007-116381 (P2007-116381)	(73) 特許権者	000006013 三菱電機株式会社 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号
(22) 出願日	平成19年4月26日(2007.4.26)	(74) 代理人	100085198 弁理士 小林 久夫
(65) 公開番号	特開2008-275201 (P2008-275201A)	(74) 代理人	100098604 弁理士 安島 清
(43) 公開日	平成20年11月13日(2008.11.13)	(74) 代理人	100061273 弁理士 佐々木 宗治
審査請求日	平成21年2月13日(2009.2.13)	(74) 代理人	100070563 弁理士 大村 昇
		(74) 代理人	100087620 弁理士 高梨 範夫

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 冷凍空調装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

圧縮機、四方弁、熱源側熱交換器、減圧手段、利用側熱交換器、室外機と室内機を接続する液用冷媒配管およびガス用冷媒配管を、閉ループに結合した冷媒回路と、制御手段とを備え、冷媒として可燃性の炭化水素冷媒を使用し、前記利用側熱交換器から冷温熱を供給する冷凍空調装置において、

熱源側熱交換器あるいは利用側熱交換器の内部冷媒流路を形成する配管の管内断面積を、その長手方向端部の管内断面積がその長手方向中間部の管内断面積よりも大きくなるように、さらに前記配管の管内断面における周長さを該管内断面の面積で除した値は、該配管の長手方向両端部よりも該配管の長手方向中間部の方が大きくなるように設定したことを特徴とする冷凍空調装置。

【請求項 2】

前記熱交換器の内部冷媒流路を形成する配管の管内断面積が大きい長手方向端部は、熱交換器を凝縮器利用する場合に液冷媒が流通する側であることを特徴とする請求項 1 記載の冷凍空調装置。

【請求項 3】

前記熱交換器の内部冷媒流路を形成する配管の長手方向中間部の管内断面形状は、楕円形、多角形、あるいは楕円形断面に複数の細管を備える形状とすることを特徴とする請求項 1 又は請求項 2 記載の冷凍空調装置。

【請求項 4】

前記熱交換器の内部冷媒流路を形成する配管の長手方向端部の管内断面形状は、円形とすることを特徴とする請求項 1 乃至請求項 3 のいずれかに記載の冷凍空調装置。

【請求項 5】

前記熱交換器の内部冷媒流路を形成する配管の長手方向端部は 2 つの直管端を U 字形の円管で接続した配管からなり、該配管の長手方向中間部は両端にヘッダを有する並列流路に形成されてなることを特徴とする請求項 1 乃至請求項 4 のいずれかに記載の冷凍空調装置。

【請求項 6】

前記熱交換器の内部冷媒流路を形成する配管の長手方向中間部の長さは該配管全長の 60 % 以上 90 % 以下とし、凝縮器として使用した場合にガス単相冷媒が流通する側の配管の長さは該配管全長の 0 % 以上 15 % 以下とし、液単相冷媒が流通する側の配管長さは該配管全長の 5 % 以上 40 % 以下とすることを特徴とする請求項 1 乃至請求項 4 のいずれかに記載の冷凍空調装置。

10

【請求項 7】

前記冷媒回路の前記圧縮機の吐出口と前記四方弁との間と、前記圧縮機の吸入口と前記四方弁との間とを、減圧手段を備えた配管で接続することを特徴とする請求項 1 乃至請求項 6 のいずれかに記載の冷凍空調装置。

【請求項 8】

前記冷媒回路の前記熱源側熱交換器と前記減圧手段との間を流通する冷媒と、前記圧縮機の吸入口と前記四方弁との間を流通する冷媒と、の間で熱交換する手段を設けたことを特徴とする請求項 1 乃至請求項 6 のいずれかに記載の冷凍空調装置。

20

【請求項 9】

前記冷媒回路の前記利用側熱交換器と前記減圧手段との間を流通する冷媒と、前記圧縮機の吸入口と前記四方弁との間を流通する冷媒と、の間で熱交換する手段を設けたことを特徴とする請求項 1 乃至請求項 6 のいずれかに記載の冷凍空調装置。

【請求項 10】

前記冷媒回路の前記熱源側熱交換器と前記減圧手段との間を流通する冷媒と、前記熱源側熱交換器と前記減圧手段との間を流通する冷媒を一部分離、減圧して得られる冷媒との間で熱交換する手段を設けるとともに、前記分離した冷媒を前記圧縮機の吸入口と前記四方弁の間に戻す配管を備えたことを特徴とする請求項 1 乃至請求項 6 のいずれかに記載の冷凍空調装置。

30

【請求項 11】

前記冷媒回路の前記利用側熱交換器と前記減圧手段との間を流通する冷媒と、前記利用側熱交換器と前記減圧手段との間を流通する冷媒を一部分離、減圧して得られる冷媒との間で熱交換する手段を設けるとともに、前記分離した冷媒を前記圧縮機の吸入口と前記四方弁の間に戻す配管を備えたことを特徴とする請求項 1 乃至請求項 6 のいずれかに記載の冷凍空調装置。

【請求項 12】

前記冷媒回路の前記圧縮機はインジェクションポートを有し、前記熱源側熱交換器と前記減圧手段の間には気液冷媒を分離する手段を有し、さらに該気液冷媒を分離する手段にて分離されたガス冷媒を減圧して前記圧縮機のインジェクションポートに流通させる手段を備えたことを特徴とする請求項 1 乃至請求項 6 のいずれかに記載の冷凍空調装置。

40

【請求項 13】

前記熱交換器の液単相冷媒が流通する部分を、電気部品や電力線接続部から遠い位置に配置したことを特徴とする請求項 1 乃至請求項 1 2 のいずれかに記載の冷凍空調装置。

【請求項 14】

前記熱源側熱交換器の液単相冷媒が流通する部分を、前記圧縮機の電源線接続箇所、及び熱源側電気基盤より低位置に配置したことを特徴とする請求項 1 3 記載の冷凍空調装置。

【請求項 15】

50

前記利用側熱交換器の液単相冷媒が流通する部分を、利用側電気基盤より低位置に配置したことを特徴とする請求項13記載の冷凍空調装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、冷凍空調装置、特に冷媒として炭化水素冷媒であるプロパンやイソブタンを使用する冷凍空調装置に関する。

【背景技術】

【0002】

オゾン層保護や地球温暖化防止のために、冷凍空調装置で使用する冷媒として炭化水素冷媒が注目されている。炭化水素冷媒であるプロパンやイソブタンは、HFC冷媒であるR410AやR407Cより地球温暖化係数(GWP)が低く、理論成績係数(冷凍機の効率: COP)が高いという良い特性がある。一方で、可燃性であるため充填冷媒量の削減が大きな技術課題となっている。

10

【0003】

そこで、室内側熱交換器のパイプ径やフィンの段ピッチ(フィン間距離)の上限値を定めて、熱交換器を小形化することで、充填冷媒量を削減するようにしたものが提案されている。

【0004】

【特許文献1】特開2003-148755号公報(図1、表4)

20

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

しかしながら、前述のように熱交換器の容積を比例縮小するだけでは、冷媒量を削減できても必要な伝熱性能を確保できなくなる。

【0006】

本発明は以上の点に鑑み、可燃性の炭化水素冷媒であるプロパンやイソブタンを用いて、少ない冷媒滞留量で高性能な熱交換器と、冷凍サイクル技術を組み合わせ、規制値以下の充填冷媒量で高性能な空気調和装置を得ることを目的とする。

【課題を解決するための手段】

30

【0007】

本発明に係る冷凍空調装置は、下記の構成からなるものである。すなわち、圧縮機、四方弁、熱源側熱交換器、減圧手段、利用側熱交換器、室外機と室内機を接続する液用冷媒配管およびガス用冷媒配管を、閉ループに結合した冷媒回路と、制御手段とを備え、冷媒として可燃性の炭化水素冷媒を使用し、利用側熱交換器から冷温熱を供給する冷凍空調装置において、熱源側熱交換器あるいは利用側熱交換器の内部冷媒流路を形成する配管の管内断面積を、その長手方向端部の管内断面積がその長手方向中間部の管内断面積よりも大きくなるように、さらに前記配管の管内断面における周長さをこの管内断面の面積で除した値は、この配管の長手方向両端部よりもこの配管の長手方向中間部の方が大きくなるように設定したものである。

40

【発明の効果】

【0008】

本発明の冷凍空調装置によれば、熱源側熱交換器あるいは利用側熱交換器の内部冷媒流路を形成する配管の管内断面積を、その長手方向両端部の管内断面積がその長手方向中間部の管内断面積よりも大きくなるように、さらに前記配管の管内断面における周長さをこの管内断面の面積で除した値は、この配管の長手方向両端部よりもこの配管の長手方向中間部の方が大きくなるように設定しているので、少ない冷媒滞留量で管内熱伝達率を向上させることができるとともに、長手方向中間部の配管の管内伝熱面積が大きくなって液膜を薄くすることができる。このため、伝熱性能が向上する。

【発明を実施するための最良の形態】

50

【0009】

実施の形態1.

以下、図示実施形態により本発明を説明する。

図1は本発明の実施の形態1に係る冷凍空調装置の要部である熱交換器（熱源側熱交換器あるいは利用側熱交換器）の配管構成を示す斜視図、図2はその熱交換器の分解斜視図、図3はその熱交換器の配管と伝熱フィンとの関係を示す斜視図、図4はその熱交換器の配管の管断面形状の一例を示す模式図、図5はその熱交換器の配管の管断面形状の変形例を示す模式図、図6はその熱交換器の配管の管断面形状の他の変形例を示す模式図、図7はその熱交換器を用いた空調装置の冷媒回路図である。

【0010】

本実施形態の冷凍空調装置は、図7のように圧縮機11、四方弁12、熱源側熱交換器13、減圧手段14a、14b、利用側熱交換器15、ガス用冷媒配管であるガス延長配管16、及び液用冷媒配管である液延長配管17を備えてなり、これらが閉ループに結合されて冷媒回路を構成している。室外機Xには圧縮機11、四方弁12、熱源側熱交換器13、減圧手段14aが、また室内機Yには減圧手段14b、利用側熱交換器15が設けられている。なお、図に示していないが熱源側熱交換器13と利用側熱交換器15にはファンとファンモータが設けられ、圧縮機11、ファンモータ、減圧手段14a、14bは制御手段と通信線で結ばれている。

【0011】

圧縮機11は、運転容量が可変に調節可能な低圧容器式の圧縮機であり、ここでは容器内にモータを収納した全密閉型を用いている。減圧装置14a、14bは、ここではいずれも開度可変式のものを用いているが、減圧装置14bについては冷房運転、暖房運転ともに液延長配管17内が気液二相冷媒状態になるなら開度固定式の採用も可能である。

【0012】

熱源側熱交換器13と利用側熱交換器15は、同様の構造を有している。すなわち、これら熱交換器は、図1乃至図3に示すように、その内部冷媒流路を形成する配管部と伝熱面となるフィン部8とから構成される。配管部は、一端側となる冷媒導入部の配管1（以下「熱交換器配管A」という）と、長手方向中間部の配管2（以下「熱交換器配管B」という）と、他端側となる冷媒導出部の配管3（以下「熱交換器配管C」という）と、熱交換器配管Bを複数に分岐させて並列冷媒流路を形成させる分岐ヘッダ部4a、4bとから形成されている。

【0013】

これを更に詳述すると、熱交換器配管Aと熱交換器配管Cとは千鳥配管に構成されており、その折り返し部が図2のようにU字管5から構成されている。なお、熱交換器配管A、Cとその両端に接続される配管（例えば延長管）とは、管外に伝熱フィン8が存在するかしないかで区別する。

【0014】

次に、図1の熱交換器を凝縮器利用する場合の各熱交換器配管A～C内冷媒状態について説明する。凝縮器利用する場合、高圧ガス冷媒は熱交換器配管Aの一端から流入し、熱交換器配管B、熱交換器配管Cへと流れて、熱交換器配管Cの一端から高圧液冷媒として流出する。すなわち、熱交換器配管A部分では、高圧ガス冷媒が流入して凝縮し、比エンタルピが小さくなった高圧ガス冷媒か、高圧飽和ガス冷媒か、クオリティ（乾き度）の大きい高圧気液二相冷媒のいずれかになって流出する。つまり、熱交換器配管Aでは高圧ガス冷媒が支配的である。

【0015】

熱交換器配管B部分では、熱交換器配管Aから流出した高圧ガス冷媒か、高圧飽和ガス冷媒か、クオリティ（乾き度）の大きい高圧気液二相冷媒が流入して凝縮し、比エンタルピが小さくなった高圧気液二相冷媒か、高圧飽和液冷媒か、高圧液冷媒のいずれかになって流出する。つまり、熱交換器配管Bでは高圧気液二相冷媒が支配的である。

【0016】

10

20

30

40

50

熱交換器配管C部分では、熱交換器配管Bから流出した高圧気液二相冷媒か、高圧飽和液冷媒か、高圧液冷媒のいずれかが流入して凝縮し、比エンタルピが小さくなった高圧液冷媒が流出する。つまり熱交換器配管Cでは高圧液冷媒が支配的である。

【0017】

図1乃至図3ではガス冷媒流域の熱交換器配管A、液冷媒流域の熱交換器配管Cのパス数を1つとしているが、複数パスに分岐してもよいことは言うまでもない。

【0018】

また、ここでは熱交換器配管A、Cの管断面形状を円形とし、熱交換器配管Bの管断面形状を図4のように扁平断面内に複数の細管2aを設けたものとしているが、熱交換器配管Bの管断面形状はそれ以外に図5のような楕円管2bや、図6のような角が丸い多角形管2cも採用可能である。いずれの場合も熱交換器配管Bの管断面積は熱交換器配管A、Cの管断面積よりも小さくしている。

【0019】

熱交換器配管A、Cは、断面形状を円管として千鳥状に形成し、その折り返し部すなわち図1に示す端部6、7には円管をU字形にしたU字管5あるいはヘアピンを用いている。

【0020】

熱交換器配管Bは、断面形状を非円管としたので、円管同様に配管をU字形に曲げようとすると配管形状が潰れる可能性がある。特に管断面積が小さい場合は潰れる可能性が大きくなる。そのため、熱交換器配管Bの両端は、図1のように円筒形容器のヘッダ4と接続するのが製造上容易である。しかし、この構造の場合、1パスあたりの配管長さを熱交換器積巾(図1の長さL)以上にできないこと、パス数が増加するにつれて冷媒流速が低減して伝熱性能が低下すること、等の欠点が存在する。

【0021】

次に、熱交換器配管Bの両端に接続される熱交換器配管A、Cの管断面形状を円形とする効果について説明する。なお、伝熱に関する基本的な考え方は「コンパクト熱交換器」瀬下、藤井著、日刊工業新聞社のP.83-P.104を参照しながら整理した。

【0022】

熱交換器配管A、Cでは、既述したようにガスまたは液単相冷媒が支配的である。単相冷媒流通時の管内伝熱性能の無次元数であるヌセルト数Nuは以下のDittus-Boelterの近似式で表現できる。

$$Nu=0.023*Re^{0.8}*Pr^{0.4} \quad (1)$$

ここで、Reはレイノルズ数

Prはプラントル数

また、式中のレイノルズ数Reは以下のように表すことができる。

$$Re=v*d/\mu \quad (2)$$

ここで、vは流速

dは代表長さ

μ は動粘性係数

なお、dは配管径から一意的に決定される値であり、Pr、 μ は冷媒物性値である。前記(1)式および(2)式より同一配管径、同一冷媒においてガスまたは液単相冷媒の管内熱伝達率を増加するには冷媒流速を大きくすることが有効であることがわかる。

【0023】

熱交換器配管形状に円管を採用すると、熱交換器配管端をU字管やヘアピンで接続できるので1パスあたりの長さを大きくし、パス数を低減して冷媒流速を増加することができる。よって、単相冷媒が支配的な熱交換器配管A、Cには円管を採用するのが良い。

【0024】

HFC冷媒であるR407C、R410AとHC冷媒であるプロパンの同一温度における冷媒物性値(プラントル数Pr、動粘性係数 μ)を比較した結果を下表1に示す。表1は温度40℃の飽和ガスの物性値である。

10

20

30

40

50

【 0 0 2 5 】

【 表 1 】

40℃飽和ガスの冷媒物性値

		R407C	R410A	プロパン
圧力	MPa	1.532	2.414	1.372
粘性係数	Pa*s	1.374*10 ⁻⁵	1.535*10 ⁻⁵	0.942*10 ⁻⁵
比熱	kJ/kgK	1.094	1.775	2.281
熱伝導率	W/mK	1.424*10 ⁻²	2.014*10 ⁻²	2.615*10 ⁻²
密度	kg/m ³	64.68	102.5	30.34
動粘度係数	m ² /s	2.124*10 ⁻⁷	1.498*10 ⁻⁷	3.105*10 ⁻⁷
プラントル数	-	1.055	1.353	0.821
レイノルズ数 v=1m/s d=0.01m	-	47081	66756	32206
ヌセルト数	-	128.6	187.9	85.9

10

【 0 0 2 6 】

表 1 から明らかなように、同一冷媒流速、同一熱交配管径で比較すると、プロパンは R 4 0 7 C , R 4 1 0 A と比較してレイノルズ数、プラントル数ともに小さく、その結果、Dittus-Boelter の式より求めたヌセルト数も小さくなる。

【 0 0 2 7 】

ヌセルト数を増加するには冷媒流速を増加するのが効果的である。熱交換器配管端を U 字管やヘアピンで接続できる円管で熱交換器配管 A , C を構成すると、1 パスあたりの長さを大きくし、パス数を低減できるので、冷媒流速を増加できる。

20

【 0 0 2 8 】

また、同一流速で配管径を大きくすることもヌセルト数の増加に効果的である。一般に配管径を大きくすると冷媒流速が低減するが、プロパン冷媒は R 4 0 7 C , R 4 1 0 A 冷媒に対して密度が小さいので同一配管径、同一冷媒質量流量あたりの流速が大きくなる。すなわち、プロパン冷媒を用いた場合には、R 4 0 7 C , R 4 1 0 A 冷媒を用いた場合に比し、配管径を大きくし易いといえる。さらに、熱交換器配管端を U 字管やヘアピンで接続できる円管で熱交換器配管 A , C を構成すると、1 パスあたりの長さを多くして、パス数を低減できるので、冷媒流速を増加することができる。

30

【 0 0 2 9 】

可燃性のプロパン冷媒を採用する場合、充填冷媒量を削減するために管内容積を小さくすることだけを考えて熱交換器を設計することが多い。しかし、既述した理由から気液二相冷媒が支配的な熱交換器配管 B は管内容積を小さくすることを考えてもよいが、単相冷媒が支配的な熱交換器配管 A , C は配管径を大きくし、かつ 1 パスあたりの長さを長くして冷媒流速を増加するように設計する必要がある。

【 0 0 3 0 】

熱交換器配管 B だけで構成した凝縮用熱交換器を搭載した冷熱空調装置に H F C 冷媒を充填した場合と同一の伝熱性能をプロパン冷媒充填時に確保するには、熱交換器配管 A , C を H F C 冷媒時より配管径を大きく、冷媒流速を同等以上にすることが必要である。前述したように円管を採用することで、配管径を大きくし、かつ 1 パス当りの配管長さを大きくしてパス数を削減することで、H F C 同等のヌセルト数を確保することができる。

40

【 0 0 3 1 】

次に、熱交換器配管 B の管断面形状を非円形とし、かつ管断面積は熱交換器配管 A , C の管断面積よりも小さくする効果について説明する。伝熱に関する基本的な考え方は「コンパクト熱交換器」瀬下、藤井著、日刊工業新聞社の P.83-P.104 を参照しながら整理した。

【 0 0 3 2 】

気液二相冷媒の流域における伝熱様式は 2 つに大別できる。第 1 は蒸気相の割合が少ない低クオリティ域で、熱伝達は伝熱表面における核沸騰（伝熱面から気泡の発生を伴う蒸

50

発)に支配される。伝熱面積が大きいほど核沸騰をより多く発生させることができる。

【0033】

第2は壁面上に薄い液膜を有し、管中心部を蒸気が流れる環状流である高クオリティ域で、伝熱面に沿って流れる液膜の対流熱伝達と液膜表面からの蒸発が支配的になる領域である。この伝熱様式では液膜が薄いほど伝熱性能が向上する。そして、同一管内容積、同一滞留冷媒量、同一冷媒流速においては、管内伝熱面積が大きいほど液膜は薄くなる。

【0034】

例として管断面形状が円(図4)、楕円(図5)、四角形(図6)の場合で比較する。管肉厚は無視する。管断面積が10mm²の場合の各形状の周囲長さを計算し、結果を下表2に示す。

【0035】

【表2】

形状		円	楕円(長短比2:1)	正方形
管内断面積 S	mm ²	10	10	10
辺長さor直径	mm	3.57	2.52(短)	3.16
周長さ l	mm	11.21	11.89	12.65
比l/S	-	1.12	1.19	1.27

【0036】

表2から明らかなように、比較すると円11.21mmに対して楕円11.89mm、正方形12.65mmとなり、円より楕円や正方形の周囲長さが長くなる。

【0037】

単相冷媒の場合で説明したレイノルズ数、プラントル数が大きいほど管内熱伝達率が向上することについては、気液二相状態でも同じである。

【0038】

すなわち、気液二相冷媒流域でも単相冷媒と同様に冷媒流速や配管径が大きいほど管内熱伝達率は向上するが、さらに管内伝熱面積が大きいほど管内熱伝達率は向上する。

【0039】

プロパンはR407CやR410Aと比較して動粘度係数が大きいため、管壁付近の流速が低下し、液膜厚さが大きくなる。プロパン冷媒では非円形の熱交換器配管Bを採用して管内伝熱面積を大きくすることは特に有効である。これはR407CやR410Aが円形の熱交換器配管Bを採用して所望の性能を確保できた場合でも、プロパン冷媒を適用するには熱交換器配管Bの断面形状を非円形にする必要があることを意味する。

【0040】

次に、熱交換器配管Bにガスまたは液単相冷媒を流通させると、管径が小さいので流れの粘性の影響が配管1より大きくなる。その結果、冷媒流通による圧力損失が大きくなる。またパス数が多いので1パス当りの冷媒流量が少なく冷媒流速が低減する。その結果、凝縮器の伝熱性能は低下する。液またはガス単相冷媒の流域では断面が円形の熱交換器配管を採用するのが望ましい。

【0041】

本内容は熱源側熱交換器13、利用側熱交換器15のどちらにもあてはまる。また、ガス単相冷媒の流域の割合は通常10%未満と小さい。したがって、ガス単相冷媒流域と気液二相冷媒流域は配管2を使用し、液単相冷媒流域は配管1を使用する配管構成も可能であり、この場合には熱交換器の小形化による充填冷媒量の削減に寄与する。ここでは、熱交換器の内部冷媒流路を形成する配管の長手方向中間部すなわち気液二相冷媒流域の長さは両側のガス単相冷媒流域と液単相冷媒流域を合わせた流域配管全長の60%以上90%以下とし、凝縮器として使用した場合にガス単相冷媒が流通するガス単相冷媒流域の配管長さは前記流域配管全長の0%以上15%以下とし、液単相冷媒が流通する液単相冷媒流域の配管長さは前記流域配管全長の5%以上40%以下に設定している。これにより、熱交換器の小形化が図れ、充填冷媒量の削減が可能となる。

10

20

30

40

50

【 0 0 4 2 】

プロパン、イソブタンは空気より重い。したがって、熱源側熱交換器 1 3 及び利用側熱交換器 1 5 のいずれにおいても、熱交換器を凝縮器利用する場合の液冷媒流域の熱交換器部分は、電気部品や圧縮機の電力線接続部よりも低い位置（遠い位置）に配置する。これにより、電気部品のスパークが生じて冷媒に触れて燃焼する可能性が低くなる。

【 0 0 4 3 】

次に、本実施形態の冷凍空調装置の冷房運転時の冷媒の動作について図 7 に基づき図 1 乃至図 6 を参照しながら説明する。まず、圧縮機 1 1 を吐出した高圧高温ガス冷媒は、四方弁 1 2 を介して熱源側熱交換器 1 3 に流入し、ここで周囲空気と熱交換して凝縮し、高圧液冷媒として流出する。その後、減圧手段 1 4 a で減圧されて低圧の気液二相冷媒となつた後、液延長配管 1 7、減圧手段 1 4 b を介して利用側熱交換器 1 5 に流入し、ここで周囲空気と熱交換して蒸発し、低圧ガス冷媒となって流出する。その後、ガス延長配管 1 6、四方弁 1 2 を介して圧縮機 1 1 の吸入口にいたる。

10

【 0 0 4 4 】

減圧手段 1 4 a で減圧されるため、液延長配管 1 7 中の冷媒は低圧の気液二相冷媒となる。

【 0 0 4 5 】

次に、本実施形態の冷凍空調装置の暖房運転時の冷媒の動作について図 7 に基づき図 1 乃至図 6 を参照しながら説明する。まず、圧縮機 1 1 を吐出した高圧高温ガス冷媒は、四方弁 1 2 を介してガス延長配管 1 6 を介して利用側熱交換器 1 5 に流入し、ここで周囲空気と熱交換して凝縮し、高圧液冷媒として流出する。その後、減圧手段 1 4 b で減圧されて低圧の気液二相冷媒となつた後、液延長配管 1 7、減圧手段 1 4 a を介して熱源側熱交換器 1 3 に流入し、ここで周囲空気と熱交換して蒸発し、低圧ガス冷媒となって流出する。その後、四方弁 1 2 を介して圧縮機 1 1 の吸入口にいたる。

20

【 0 0 4 6 】

減圧手段 1 4 b で減圧されるため、液延長配管 1 7 中の冷媒は低圧の気液二相冷媒となる。

【 0 0 4 7 】

冷房運転、暖房運転ともに液延長配管 1 7 中の冷媒状態を低圧と説明したが、両端に減圧装置 1 4 a、1 4 b を備えるため、正確には中圧である。

30

【 0 0 4 8 】

このように、減圧手段を 2 つ備え、冷房と暖房で主減圧手段を変えることで、液延長配管 1 7 中の冷媒を常時気液二相冷媒にして滞留冷媒量を削減することができる。

【 0 0 4 9 】

ところで、H C 冷媒は吐出温度が H F C 冷媒や H C F C 冷媒と比較して低い。その結果、暖房運転時の能力低下や、圧縮機吐出過熱度が低下すると、圧縮機内の冷凍機油に対する溶解冷媒量が増加して油濃度が低下する。その結果、圧縮機の軸摺動部に必要な油粘度が確保できず圧縮機が故障する可能性がある。次に、これらの問題の解消を図るための手段について順次説明する。

【 0 0 5 0 】

既述したように、H C 冷媒であるプロパンやイソブタンは H F C 冷媒である R 4 1 0 A や R 4 0 7 C 冷媒と比較して理論 C O P が良く、吐出温度が低いという特性がある。下表 3 に H F C 冷媒である R 4 1 0 A、R 4 0 7 C、H C 冷媒であるプロパン、イソブタンの物性値を示す。表 3 の冷媒物性値は、冷凍サイクルの凝縮温度 4 5、蒸発温度 5、圧縮機吸入過熱度 5、凝縮器出口過冷却度 5、圧縮過程は等エントロピ変化すると想定した条件における値であり、理論吐出温度 T_d 、動力 I_{comp} 、蒸発器エンタルピ差 I_e は冷媒物性計算ソフト Refprop Ver. 7 を使用して求めたものである。

40

【 0 0 5 1 】

【表 3】

		HFC冷媒		自然冷媒	自然冷媒	
		R410A	R407C	プロパン	イソブタン	
サイクル 特性	吐出圧力Pd(45°C)	MPa(abs)	2.73	1.75	1.53	0.60
	吸入圧力Ps(5°C)	MPa(abs)	1.08	0.64	0.64	0.22
	吸入温度Ts	°C	10.0	10.0	10.0	10.0
	理論吐出温度Td	°C	64.6	59.5	52.9	45.7
	動力 ΔI_{comp}	kJ/kg	25.6	24.8	42.1	39.3
	蒸発器エンタルピー差 ΔI_e	kJ/kg	164	159	287	280
	理論COP(= $\Delta I_e / \Delta I_{comp}$)		6.41	6.40	6.82	7.12

10

【0052】

表3から明らかなように、HFC冷媒であるプロパン、イソブタンはR410A、R407C冷媒より吐出温度が低いことがわかる。

【0053】

実施の形態2.

図8は前述の図1の熱交換器を適用した本発明の実施の形態2に係る冷凍空調装置を示す冷媒回路図であり、図中、前述の実施の形態1のものと同一部分には同一符号を付してある。なお、説明にあたっては前述の図1乃至図3を参照するものとする。

20

【0054】

本実施形態の冷凍空調装置は、圧縮機11の吐出口と四方弁12との間と、圧縮機11の吸入口と四方弁12との間に減圧手段18を設け、圧縮機吐出温度を増加させたものである。それ以外の構成は前述の実施形態1と同様である。

【0055】

本実施形態の冷凍空調装置のように、冷房、暖房運転時に圧縮機11を吐出した冷媒の一部を、減圧手段18を介して圧縮機11の吸入側に戻すと、圧縮機11の吸入温度が増加する。その結果、圧縮機11の吐出温度を増加することができる。そのため、暖房時の暖房能力を増加したり、低圧縮比運転時に吐出過熱度を確保する運転が可能になる。

【0056】

実施の形態3.

図9は前述の図1の熱交換器を適用した本発明の実施の形態3に係る冷凍空調装置を示す冷媒回路図であり、図中、前述の実施の形態1のものと同一部分には同一符号を付してある。なお、ここでも説明にあたっては前述の図1乃至図3を参照するものとする。

30

【0057】

本実施形態の冷凍空調装置は、熱源側熱交換器13と減圧手段14aとの間を流通する冷媒と、圧縮機11の吸入口と四方弁12との間を流通する冷媒との間で熱交換する手段19Aを設けたものである。それ以外の構成は前述の実施形態1と同様である。

【0058】

本実施形態の冷凍空調装置においては、圧縮機11の吸入冷媒が、熱交換する手段19Aを介して高圧液冷媒と熱交換して加熱されるので、圧縮機11の吸入冷媒温度を増加することができる。本回路は冷房運転で効果が得られる。

40

【0059】

実施の形態4.

図10は前述の図1の熱交換器を適用した本発明の実施の形態4に係る冷凍空調装置を示す冷媒回路図であり、図中、前述の実施の形態1のものと同一部分には同一符号を付してある。なお、ここでも説明にあたっては前述の図1乃至図3を参照するものとする。

【0060】

本実施形態の冷凍空調装置は、利用側熱交換器15と減圧手段14aとの間を流通する冷媒と、圧縮機11の吸入口と四方弁12との間を流通する冷媒との間で熱交換する手段

50

19Bを設けたものである。それ以外の構成は前述の実施形態1と同様である。

【0061】

本実施形態の冷凍空調装置においては、圧縮機11の吸入冷媒が、低圧気液二相冷媒と熱交換して冷却され、圧縮機11の吸入冷媒温度を下げるができる。本回路は暖房運転で効果が得られる。

【0062】

実施の形態5.

図11は前述の図1の熱交換器を適用した本発明の実施の形態5に係る冷凍空調装置を示す冷媒回路図であり、図中、前述の実施の形態1および実施の形態2のものと同一部分には同一符号を付してある。なお、ここでも説明にあたっては前述の図1乃至図3を参照するものとする。

10

【0063】

本実施形態の冷凍空調装置は、熱源側熱交換器13と減圧手段14aとの間を流通する冷媒と、熱源側熱交換器13と減圧手段14aとの間を流通する冷媒を一部分離し更に減圧手段21Aで減圧して得られる冷媒との間で熱交換する手段20Aを設けるとともに、分離した冷媒を圧縮機11の吸入口と四方弁12との間に戻す配管22Aを備えたものである。それ以外の構成は前述の実施形態1および実施の形態2のものと同様である。

【0064】

本実施形態の冷凍空調装置においては、冷房運転時、分離された高圧液冷媒は減圧手段21Aで減圧されて低圧気液二相冷媒となり、熱交換手段20Aで高圧液冷媒と熱交換して蒸発し、低圧過熱ガス冷媒として流出して圧縮機吸入冷媒に合流する。このように、過熱ガスを圧縮機吸入冷媒に合流させることで、吸入温度を増加し、その結果、圧縮機吐出温度を増加させる。本回路は冷房運転で効果が得られる。

20

【0065】

実施の形態6.

図12は前述の図1の熱交換器を適用した本発明の実施の形態6に係る冷凍空調装置を示す冷媒回路図であり、図中、前述の実施の形態1および実施の形態2のものと同一部分には同一符号を付してある。なお、ここでも説明にあたっては前述の図1乃至図3を参照するものとする。

【0066】

本実施形態の冷凍空調装置は、利用側熱交換器15と減圧手段14aとの間を流通する冷媒と、利用側熱交換器15と減圧手段14aとの間を流通する冷媒を一部分離し更に減圧手段21Bで減圧して得られる冷媒との間で熱交換する手段20Bを設けるとともに、分離した冷媒を圧縮機11の吸入口と四方弁12との間に戻す配管22Bを備えたものである。それ以外の構成は前述の実施形態1および実施の形態2のものと同様である。

30

【0067】

本実施形態の冷凍空調装置においては、暖房運転時、分離された低圧気液二相冷媒は減圧手段21Bで更に減圧されて低圧ガス冷媒となり、熱交換手段20Bで低圧気液二相冷媒と熱交換して冷却され、流出して圧縮機吸入冷媒に合流する。低圧ガスを圧縮機吸入冷媒に合流させることで吸入温度を下げ、その結果、圧縮機吐出温度を低下させる。本回路は暖房運転で効果が得られる。

40

【0068】

実施の形態7.

図13は前述の図1の熱交換器を適用した本発明の実施の形態7に係る冷凍空調装置を示す冷媒回路図であり、図中、前述の実施の形態1のものと同一部分には同一符号を付してある。なお、ここでも説明にあたっては前述の図1乃至図3を参照するものとする。

【0069】

本実施形態の冷凍空調装置において、HC冷媒のプロパン、イソブタンが円管を流通する場合、既述したように圧力損失がHFC冷媒よりも大きい。円管内を流通するガス冷媒の圧力損失は速度の1~2乗に比例する。下表4に各冷媒の過熱度5で、各ガス冷媒の

50

温度 10 の時の速度比を示す。

【 0 0 7 0 】

【表 4】

		HFC冷媒		自然冷媒	
		R410A	R407C	プロパン	イソブタン
吸入密度 ρ_s	kg/m ³	41.9	26.6	13.4	5.73
速度比	-	1.0	1.6	3.1	7.3

【 0 0 7 1 】

圧力損失を小さくする手法の 1 つとしてインジェクション回路がある。図 1 3 に示すように本実施形態に係る圧縮機 2 4 はインジェクションポートを備えている。また、熱源側熱交換器 1 3 と減圧手段 1 4 a の間に、冷媒を気液分離する気液分離手段 2 5 が設けられているとともに、気液分離手段 2 5 で分離されたガス冷媒を減圧する減圧手段 2 6 が設けられており、減圧手段 2 6 で減圧した中圧の飽和ガス冷媒はインジェクションバイパス管 2 3 を介して圧縮機 2 4 のインジェクションポートに流通させるように構成されている。それ以外の構成は前述の実施形態 1 および実施の形態 2 のものと同様である。

【 0 0 7 2 】

本実施形態の冷凍空調装置においては、冷房運転時、利用側熱交換器 1 5 に流れる冷媒流量を低減できるので、圧力損失を小さくすることができる。一方、利用側熱交換器 1 5 の入口の冷媒比エンタルピは低減して能力はほとんど変わらない。

【 0 0 7 3 】

なお、その他にも圧縮機内圧力を低圧にする低圧容器式圧縮機を採用することも冷媒量削減に有効である。

【図面の簡単な説明】

【 0 0 7 4 】

【図 1】本発明の実施の形態 1 に係る冷凍空調装置の要部である熱交換器の配管構成を示す斜視図である。

【図 2】本発明の実施の形態 1 に係る冷凍空調装置の要部である熱交換器の分解斜視図である。

【図 3】本発明の実施の形態 1 に係る冷凍空調装置の要部である熱交換器の配管と伝熱フィンとの関係を示す斜視図である。

【図 4】本発明の実施の形態 1 に係る冷凍空調装置の要部である熱交換器の配管の管断面形状の一例を示す模式図である。

【図 5】本発明の実施の形態 1 に係る冷凍空調装置の要部である熱交換器の配管の管断面形状の変形例を示す模式図である。

【図 6】本発明の実施の形態 1 に係る冷凍空調装置の要部である熱交換器の配管の管断面形状の他の変形例を示す模式図である。

【図 7】本発明の実施の形態 1 に係る冷凍空調装置の熱交換器を用いた空調装置の冷媒回路図である。

【図 8】本発明の実施の形態 2 に係る冷凍空調装置の冷媒回路図である。

【図 9】本発明の実施の形態 3 に係る冷凍空調装置の冷媒回路図である。

【図 10】本発明の実施の形態 4 に係る冷凍空調装置の冷媒回路図である。

【図 11】本発明の実施の形態 5 に係る冷凍空調装置の冷媒回路図である。

【図 12】本発明の実施の形態 6 に係る冷凍空調装置の冷媒回路図である。

【図 13】本発明の実施の形態 7 に係る冷凍空調装置の冷媒回路図である。

【符号の説明】

【 0 0 7 5 】

1 長手方向端部の配管（熱交換器配管 A）、2 長手方向中間部の配管（熱交換器配管 B）、2 a 細管、2 b 楕円管、2 c 多角形管、3 長手方向端部の配管（熱交換

10

20

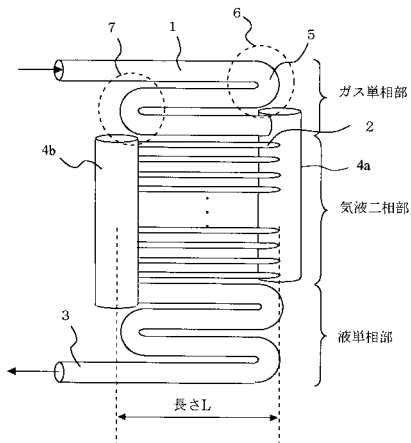
30

40

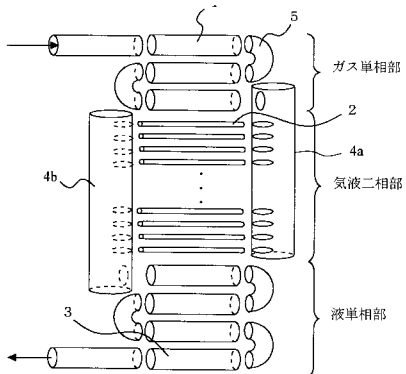
50

器配管C)、4, 4a, 4b ヘッダ、5 U字管、11, 24 圧縮機、12 四方弁、13 熱源側熱交換器、14a 減圧手段、15 利用側熱交換器、X 室外機、Y 室内機、16 ガス延長配管(ガス用冷媒配管)、17 液延長配管(液用冷媒配管)、18, 21A, 21B, 26 減圧手段、19A, 19B, 20A, 20B 熱交換する手段、22A, 22B 配管、25 気液冷媒を分離する手段。

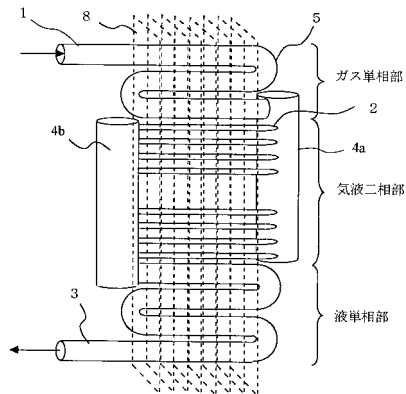
【図1】



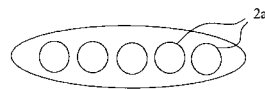
【図2】



【図3】



【図4】



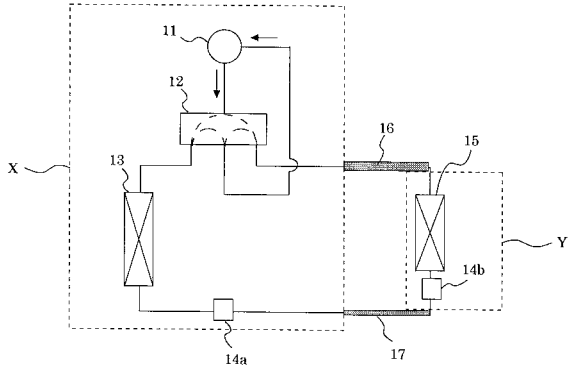
【図5】



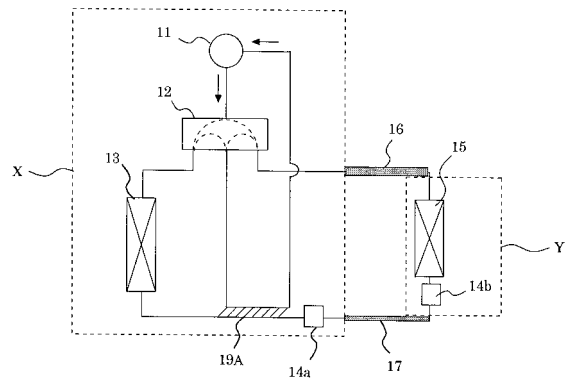
【図6】



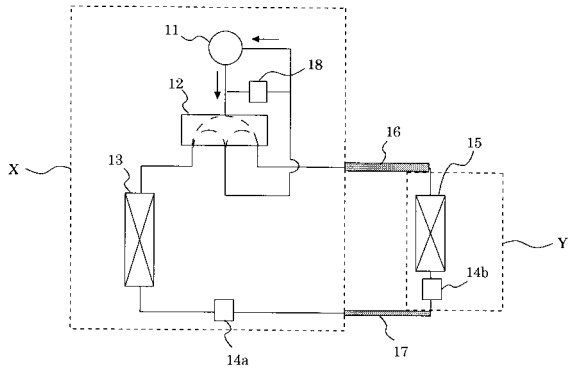
【図7】



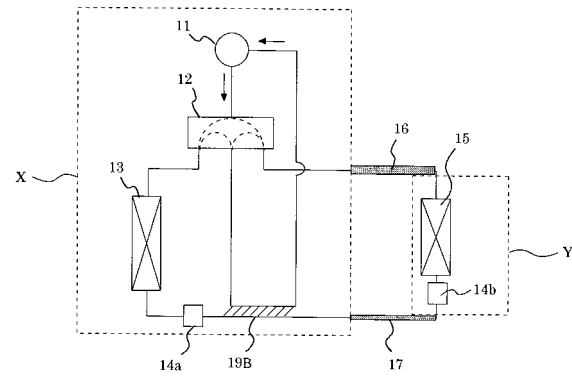
【図9】



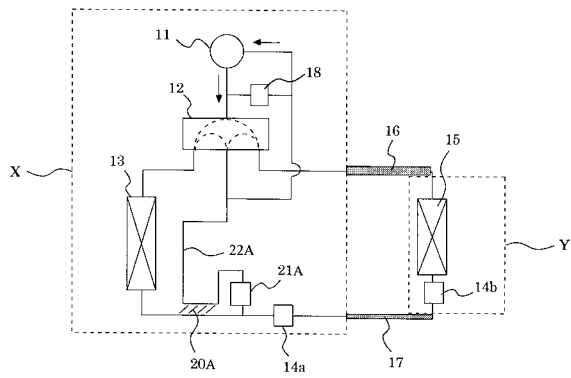
【図8】



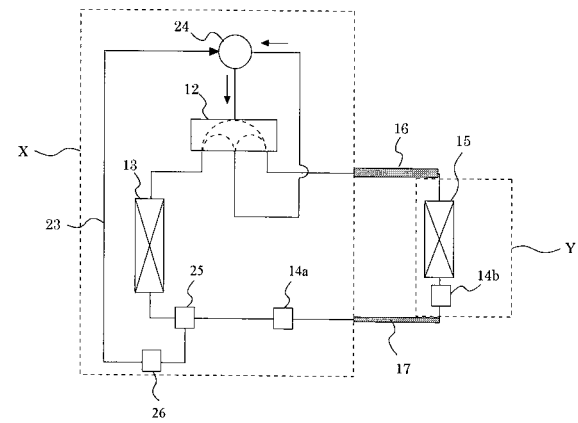
【図10】



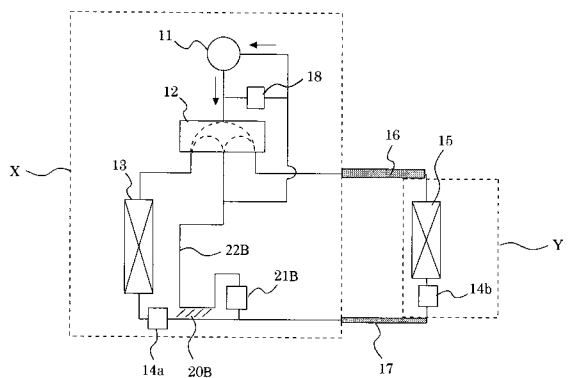
【図11】



【図13】



【図12】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.		F I	
<i>F 2 5 B</i>	<i>39/00</i>	<i>(2006.01)</i>	<i>F 2 5 B</i> 39/00 Q
<i>F 2 4 F</i>	<i>1/00</i>	<i>(2011.01)</i>	<i>F 2 5 B</i> 13/00 A
<i>F 2 8 D</i>	<i>1/053</i>	<i>(2006.01)</i>	<i>F 2 5 B</i> 13/00 3 1 1
<i>F 2 8 F</i>	<i>1/02</i>	<i>(2006.01)</i>	<i>F 2 5 B</i> 13/00 3 3 1 B
<i>F 2 8 F</i>	<i>1/04</i>	<i>(2006.01)</i>	<i>F 2 5 B</i> 1/00 1 0 1 Z
<i>F 2 8 F</i>	<i>1/32</i>	<i>(2006.01)</i>	<i>F 2 5 B</i> 1/00 3 1 1 B
			<i>F 2 5 B</i> 1/00 3 3 1 E
			<i>F 2 4 F</i> 1/00 3 9 1 B
			<i>F 2 8 D</i> 1/053 Z
			<i>F 2 8 F</i> 1/02 A
			<i>F 2 8 F</i> 1/02 B
			<i>F 2 8 F</i> 1/04
			<i>F 2 8 F</i> 1/32 W

(72)発明者 柴 広有
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 マキロイ 寛済

(56)参考文献 実開平03-005072(JP,U)
特開平10-220824(JP,A)
実開平01-063968(JP,U)
特開平11-142000(JP,A)
特開2003-194432(JP,A)
特開2006-038306(JP,A)
特開平09-079667(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F 2 5 B 1 3 / 0 0
F 2 5 B 1 / 0 0
F 2 5 B 3 9 / 0 0
F 2 5 B 3 9 / 0 2
F 2 5 B 3 9 / 0 4
F 2 8 D 1 / 0 5 3