

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2013-134024
(P2013-134024A)

(43) 公開日 平成25年7月8日(2013.7.8)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
F 2 5 B 39/02 (2006.01)	F 2 5 B 39/02 G	3 L 0 5 1
F 2 5 B 1/00 (2006.01)	F 2 5 B 1/00 3 9 6 B	
F 2 4 F 1/00 (2011.01)	F 2 4 F 1/00 3 9 1 Z	

審査請求 未請求 請求項の数 6 O L (全 12 頁)

(21) 出願番号 特願2011-285562 (P2011-285562)
(22) 出願日 平成23年12月27日 (2011.12.27)

(71) 出願人 000005821
パナソニック株式会社
大阪府門真市大字門真1006番地
(74) 代理人 100107641
弁理士 鎌田 耕一
(74) 代理人 100148769
弁理士 麻生 紀明
(72) 発明者 本間 雅也
大阪府門真市大字門真1006番地 パナ
ソニック株式会社内
(72) 発明者 岡市 敦雄
大阪府門真市大字門真1006番地 パナ
ソニック株式会社内

最終頁に続く

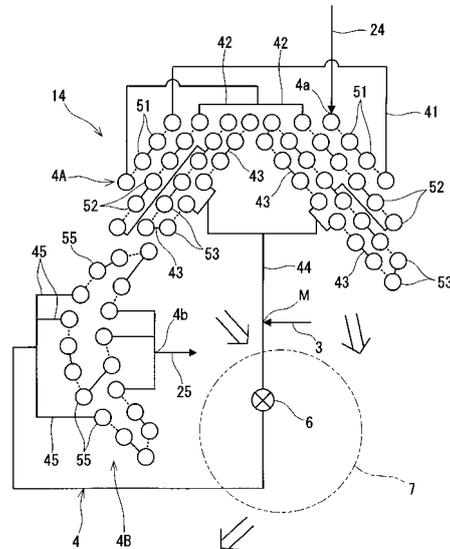
(54) 【発明の名称】 冷凍サイクル装置

(57) 【要約】

【課題】 蒸発器として機能する熱交換器の性能を向上させることができる冷凍サイクル装置を提供する。

【解決手段】 冷凍サイクル装置は、少なくとも蒸発器として機能する熱交換器 14 を含む主回路を備える。熱交換器 14 は、膨張手段側の第 1 開口 4 a から圧縮機側の第 2 開口 4 b まで延びる冷媒経路 4 を有する。冷媒経路 4 の途中には、主回路から分岐した分岐路 3 がつながっている。冷媒経路 4 は、第 1 開口 4 a を形成する第 1 経路 4 1、第 1 経路 4 1 から分裂した複数の第 2 経路 4 2、および分岐路 3 の下流端が接続された合流経路 4 4、を含む。第 1 経路 4 1 を構成する配管の内径 D および長さ L は、液相側と気相側の 2 つの不等式が成り立つように設定される。

【選択図】 図 2



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

膨張手段側の第 1 開口から圧縮機側の第 2 開口まで延びる冷媒経路を有する、少なくとも蒸発器として機能する熱交換器を含む主回路と、

前記熱交換器が蒸発器として機能するときの前記膨張手段の上流側または下流側で前記主回路から分岐して、前記冷媒経路の途中につながる分岐路と、を備え、

前記冷媒経路は、前記第 1 開口を形成する第 1 経路、前記第 1 経路から分裂した複数の第 2 経路、および前記分岐路の下流端が接続された合流経路、を含み、

前記第 1 開口から前記冷媒経路に流入する冷媒の質量流速を G [$\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$]、前記第 1 経路の長さを L [m]、前記第 1 経路を構成する配管の内径を D [m]、前記第 1 開口から冷媒経路に流入する冷媒の液相の密度および粘度をそれぞれ ρ_l [kg/m^3] および μ_l [$\mu\text{Pa} \cdot \text{s}$]、前記第 1 開口から冷媒経路に流入する冷媒の気相の密度および粘度をそれぞれ ρ_g [kg/m^3] および μ_g [$\mu\text{Pa} \cdot \text{s}$] としたとき、

$1.60 \times 10^3 \left((\mu_l / (G \cdot D))^{0.25} \cdot (2 \cdot G^2 / (D \cdot \rho_l)) \right) \cdot L < 4.64 \times 10^4$ 、
 $1.55 \times 10^4 \left((\mu_g / (G \cdot D))^{0.25} \cdot (2 \cdot G^2 / (D \cdot \rho_g)) \right) \cdot L < 4.17 \times 10^5$ が成り立つ、請求項 1 に記載の冷凍サイクル装置。

10

【請求項 2】

冷媒は、クロロフルオロカーボン、ハイドロクロロフルオロカーボンまたはハイドロフルオロカーボンであり、

$738 \leq L/D \leq 2075$ が成り立つ、請求項 1 に記載の冷凍サイクル装置。

20

【請求項 3】

前記第 1 経路を構成する配管の外径は 4 mm 以上 7 mm 以下である、請求項 2 に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 4】

冷媒は R410A である、請求項 2 または 3 に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 5】

前記熱交換器は、乾球温度：27℃、湿球温度：19℃ の環境下で作動する空気調和装置の室内熱交換器である、請求項 1～4 の何れか一項に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 6】

前記冷媒経路は、前記複数の第 2 経路を含む第 1 経路群と、前記出口に収束する複数の末端経路を含む第 2 経路群と、を含み、

30

前記合流経路は、前記第 1 経路群と前記第 2 経路群とを連結する、除湿弁が設けられた中間経路であり、

前記分岐路の下流端は、前記熱交換器が蒸発器として機能するときの前記除湿弁の上流側で前記中間経路に接続されている、請求項 5 に記載の冷凍サイクル装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、冷媒を蒸発させる蒸発器として機能する熱交換器を備える冷凍サイクル装置に関する。

40

【背景技術】

【0002】

従来から、空気調和装置では、蒸発器および凝縮器として機能する熱交換器が用いられている。例えば、特許文献 1 には、図 6 に示すような凝縮器として機能する熱交換器 100 が開示されている。

【0003】

熱交換器 100 は、入口 121 および出口 122 を有する冷媒経路 120 と、冷媒経路 120 に直交して多数取り付けられ拡大伝熱面として作用するフィン 110 とを含む。冷媒経路 120 における出口 122 近傍部分は相対的に細い配管で構成されており（細管部）、その他の部分は相対的に太い配管で構成されている（標準部）。

50

【 0 0 0 4 】

図示しない圧縮機から吐出された高温高压のガス冷媒は、入口 1 2 1 から冷媒経路 1 2 0 に流入し、熱交換器 1 0 0 に供給される矢印 W で示す風と熱交換して漸次放熱しながら冷媒経路 1 2 0 の標準部を流れて凝縮し、高温高压の液冷媒となる。高温高压の液冷媒は、冷媒経路 1 2 0 におけるフィン 1 1 0 の風上側の部分に取り付けられた細管部を流れる。これにより、液冷媒はさらに冷却される。冷媒経路 1 2 0 の出口 1 2 2 から流出した液冷媒は、図示しない減圧器、蒸発器として機能する熱交換器を経て低温低压のガス冷媒となり、低温低压のガス冷媒は圧縮機へ再び吸入される。

【 0 0 0 5 】

図 6 に示すように冷媒経路 1 2 0 の出口 1 2 1 近傍部分が細管で構成されていれば、液冷媒と空気との熱伝達率が向上して液冷媒の冷却度が上がり、空気調和装置の性能が向上する。しかも、従来から液冷媒の冷却度を上げることにより生じていた冷媒封入量の増加という問題を改善することができ、性能が高く、信頼度の高い空気調和装置を得ることができる。また、液冷媒側の熱交換部分の熱伝達率が高いので熱交換器全体の大きさを従来と同程度に保つことができる。

10

【 先行技術文献 】

【 特許文献 】

【 0 0 0 6 】

【 特許文献 1 】 特公昭 6 2 - 1 3 5 7 4 号公報

【 発明の概要 】

20

【 発明が解決しようとする課題 】

【 0 0 0 7 】

しかしながら、図 6 に示す熱交換器 1 0 0 は、蒸発器として用いることを想定したものではない。むしろ、熱交換器 1 0 0 を蒸発器として用いた場合には、冷媒の流入側位置する細管部によって熱交換器 1 0 0 の性能が低下する。

【 0 0 0 8 】

本発明は、このような事情に鑑み、蒸発器として機能する熱交換器の性能を向上させることができる冷凍サイクル装置を提供することを目的とする。

【 課題を解決するための手段 】

【 0 0 0 9 】

30

前記課題を解決するために、本発明の冷凍サイクル装置は、膨張手段側の第 1 開口から圧縮機側の第 2 開口まで延びる冷媒経路を有する、少なくとも蒸発器として機能する熱交換器を含む主回路と、前記熱交換器が蒸発器として機能するときの前記膨張手段の上流側または下流側で前記主回路から分岐して、前記冷媒経路の途中につながる分岐路と、を備え、前記冷媒経路は、前記第 1 開口を形成する第 1 経路、前記第 1 経路から分裂した複数の第 2 経路、および前記分岐路の下流端が接続された合流経路、を含み、前記第 1 開口から前記冷媒経路に流入する冷媒の質量流速を G [$\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$]、前記第 1 経路の長さを L [m]、前記第 1 経路を構成する配管の内径を D [m]、前記第 1 開口から冷媒経路に流入する冷媒の液相の密度および粘度をそれぞれ ρ_l [kg/m^3] および μ_l [$\mu\text{Pa} \cdot \text{s}$]、前記第 1 開口から冷媒経路に流入する冷媒の気相の密度および粘度をそれぞれ ρ_g [kg/m^3] および μ_g [$\mu\text{Pa} \cdot \text{s}$] としたとき、 $1.60 \times 10^3 \cdot ((\mu_l / (G \cdot D))^{0.25} \cdot (2 \cdot G^2 / (D \cdot \rho_l))) \cdot L$ 4.64×10^4 、且つ、 $1.55 \times 10^4 \cdot ((\mu_g / (G \cdot D))^{0.25} \cdot (2 \cdot G^2 / (D \cdot \rho_g))) \cdot L$ 4.17×10^5 が成り立つ、ことを特徴とする。

40

【 発明の効果 】

【 0 0 1 0 】

上記の構成によれば、主回路を循環する冷媒の一部が分岐路を通じて熱交換器の中間にインジェクションされるため、第 1 開口から冷媒経路に流入する冷媒の流量が減少する。その上で、第 1 経路を構成する配管の内径 D および長さ L を適切に設定することにより、分岐路が設けられていない場合に比べて蒸発器として機能する熱交換器の性能を向上させ

50

ることができる。

【図面の簡単な説明】

【0011】

【図1】本発明の一実施形態に係る冷凍サイクル装置の構成図

【図2】側方から見たときの室内熱交換器の構成図

【図3】気液二相状態のR410Aが配管内を流れる際の圧力損失を表す式

【図4】冷媒経路における冷媒乾き度と冷媒状態の関係を示す図

【図5】第1経路を構成する配管の直径Dと第1経路の長さLを変化させたときの蒸発器性能を示すグラフ

【図6】従来熱交換器の斜視図

10

【発明を実施するための形態】

【0012】

以下、本発明の実施形態について、図面を参照しながら詳細に説明する。ただし、本発明は以下の実施形態によって限定されるものではない。

【0013】

図1に、本発明の一実施形態に係る冷凍サイクル装置1を示す。この冷凍サイクル装置1は、空気調和装置である。ただし、本発明の冷凍サイクル装置は必ずしも空気調和装置である必要はなく、冷凍機、暖房機、給湯機等であってもよい。

【0014】

具体的に、冷凍サイクル装置1は、冷媒を循環させる主回路2と、主回路2の一部と並列な分岐路3を備えている。冷媒としては、クロロフルオロカーボン(CFC)、ハイドロクロロフルオロカーボン(HCFC)またはハイドロフルオロカーボン(HFC)を用いることができる。中でも、R410Aが冷凍サイクル装置1に好適である。ただし、R407C、R134a、R32、イソブタン、プロパン、二酸化炭素などの冷媒を使用することも可能である。

20

【0015】

主回路2は、圧縮機11、四方弁15、室内熱交換器14、膨張弁13および室外熱交換器12を含む。四方弁15は、流路21, 26により圧縮機11の吸入口および吐出口に接続されているとともに、流路22, 25により室外熱交換器12および室内熱交換器14に接続されている。また、室外熱交換器12および室内熱交換器14は、流路23, 24により膨張弁13に接続されている。

30

【0016】

四方弁15は、暖房運転と冷房運転とで冷媒の流れ方向を切り替える。暖房運転時には圧縮機11から吐出された冷媒が室内熱交換器14に導かれ、冷房運転時には圧縮機11から吐出された冷媒が室外熱交換器12に導かれる。すなわち、暖房運転時には、室内熱交換器14が凝縮器として機能し、室外熱交換器12が蒸発器として機能する。一方、冷房運転時には、室外熱交換器12が凝縮器として機能し、室内熱交換器14が蒸発器として機能する。本実施形態では、室内熱交換器14が、分岐路3を通じて冷媒が注入されるように構成されている。

40

【0017】

膨張弁13は、本発明の膨張手段の一例である。本発明の膨張手段としては、膨張弁13以外にも、膨張する冷媒から動力を回収する膨張機を採用することができる。

【0018】

室内熱交換器14は、図2に示すように、膨張手段13側の第1開口4aから圧縮機11側の第2開口4bまで延びる冷媒経路4を有している。すなわち、冷房運転時には、第1開口4aが冷媒の入口となり、第2開口4bが冷媒の出口となる。

【0019】

分岐路3は、膨張弁13と室内熱交換器14の間の流路24から分岐して、冷媒経路4の途中につながっている。分岐路3には、冷房運転時のみに当該分岐路3に冷媒が流れるように逆止弁31が設けられている。すなわち、冷房運転時には主回路2を循環する冷媒

50

の一部が分岐路 3 を通じて室内熱交換器 1 4 の中間にインジェクションされ、暖房運転時には室内熱交換器 1 4 の中間からの冷媒の流出が防止される。

【 0 0 2 0 】

分岐路 3 に流量制御弁を設置すればあらゆる条件でインジェクション流量（分岐路 3 を流れる冷媒流量）を最適に制御できるため、性能重視であれば流量制御弁を設置することが望ましい。一方、コスト重視で考えると、流量制御弁を設置せず、分岐路 3 をキャピラリーチューブなどで構成するほうが望ましい。ただし、キャピラリーチューブを用いる場合は、自由に制御できないため、予め最適制御したい条件で最適化を行った仕様のもを設置することになり、その他の条件ではインジェクション流量は成り行きになる。

【 0 0 2 1 】

次に、図 2 を参照して、室内熱交換器 1 4 の構成を詳細に説明する。なお、以下では、説明の便宜のために、冷房運転時の冷媒の流れ方向に基づいて、第 1 開口 4 a 側を上流側、第 2 開口 4 b 側を下流側という。

【 0 0 2 2 】

冷媒経路 4 は、第 1 開口 4 a を形成する第 1 経路 4 1 と、第 1 経路群 4 A と、中間経路 4 4 と、第 2 経路群 4 B とを含む。第 1 経路群 4 A と第 2 経路群 4 B は、中間経路 4 4 によって連結されている。中間経路 4 4 には冷媒を減圧させる除湿弁 6 が設けられており、分岐路 3 の下流端は除湿弁 6 の上流側で中間経路 4 4 に接続されている。すなわち、中間経路 4 4 は、本発明の合流経路に相当する。

【 0 0 2 3 】

第 1 経路群 4 A は、第 1 経路 4 1 から分裂した複数（図例では 2 つ）の第 2 経路 4 2 と、各第 2 経路 4 2 からさらに分裂した複数（図例では 4 つ）の第 3 経路 4 3 を含む。第 3 経路 4 3 は、中間経路 4 4 の上流端に収束している。なお、第 3 経路 4 3 が省略される代わりに第 2 経路 4 2 の数が増やされ、第 2 経路 4 2 が中間経路 4 4 の上流端に収束していてもよい。

【 0 0 2 4 】

第 2 経路群 4 B は中間経路 4 4 から分裂した複数（図例では 3 つ）の末端経路 4 5 を含み、末端経路 4 5 は第 2 開口 4 b に収束している。

【 0 0 2 5 】

第 1 経路 4 1、第 2 経路 4 2、第 3 経路 4 3 および末端経路 4 5 は、それぞれ、図示しない所定の間隔で配列されたファンを貫通する複数のヘアピン管 5 1、5 2、5 3、5 5 で主に構成される。各経路において、ヘアピン管の端部同士はベンド管で連結される。全てのヘアピン管 5 1、5 2、5 3、5 5 は、内周面に複数の螺旋状の溝が形成された溝付管であることが好ましい。

【 0 0 2 6 】

室内熱交換器 1 4 はシロッコファン 7 を有しており、第 3 経路 4 3 を構成するヘアピン管 5 3 および末端経路 4 5 を構成するヘアピン管 5 5 は、シロッコファン 7 を取り囲むように配置されている。第 2 経路 4 2 を構成するヘアピン管 5 2 は、シロッコファン 7 により生み出される風方向において、第 3 経路 4 3 を構成するヘアピン管 5 3 の風上側に配置されており、第 1 経路 4 1 を構成するヘアピン管 5 1 は、第 2 経路 4 2 を構成するヘアピン管 5 2 のさらに風上側に配置されている。

【 0 0 2 7 】

第 1 経路 4 1 を構成する配管は、第 2 経路 4 2 を構成する配管と同じ太さであってもよいし、それよりも太くてもよい。ただし、第 1 経路 4 1 を構成する配管は、第 2 経路 4 2 を構成する配管よりも細いことが好ましい。また、第 1 経路 4 1 を構成する配管は、第 1 開口 4 a につながる流路 2 4 を構成する配管よりも細いことが好ましい。

【 0 0 2 8 】

次に、分岐路 3 を通じたインジェクションにより蒸発器性能が向上するメカニズムについて説明する。

【 0 0 2 9 】

10

20

30

40

50

図3は、管内強制対流沸騰の伝熱様式である。強制対流沸騰の伝熱様式はこの図で示されるように乾き度 X によって3つの領域に区分できる。第1の領域は、サブクールおよび気相の割合が少ない低乾き度域で、熱伝達が主として伝熱表面における核沸騰に支配される。第2の領域は、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乾き度域で、加熱熱流束が高くないときには、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。第3の領域は、壁面が乾いたドライアウト後の噴霧流領域で、気相中には多量の液滴を含んでいる。第3の噴霧流領域は、この図で示すように熱伝達率が極めて悪い。従って、実用上は第1および第2の領域が用いられる。

【0030】

この冷媒乾き度と熱伝達率の関係から、室内熱交換器14に供給される冷媒の一部を室内熱交換器14の中間にインジェクションすることで、冷媒経路4における分岐路3が冷媒経路4につながる合流位置Mよりも上流側を流れる主流冷媒の流量が減り、より蒸発しやすい状態となる。その結果、合流位置Mでの主流冷媒の乾き度は増加し、冷媒熱伝達率は増加する。ただし、ドライアウト後は熱伝達率が急激に低下するため、インジェクション流量を増やしすぎると冷媒熱伝達率は低下してしまう。そのため、最適なインジェクション流量に制御することが重要である。また、インジェクションすることで合流位置Mでの主流冷媒の圧力損失も低減できるため、空気と冷媒の温度差を大きくすることができ、蒸発性能を向上することができる。これを実現するには、第1経路41を構成する配管の内径 D および長さ L を適切に設定することが重要となる。なお、配管が溝付管である場合は、配管の内径 D とは溝付管の内部空間の断面積の4倍をぬれ縁長さ（管を断面で見た場合の流体が接している壁面の長さ）で割った値、いわゆる水力直径（等価直径とも呼ばれる）をいう。

【0031】

さらに、第1経路41を構成する配管が第2経路42を構成する配管よりも細かい場合には、凝縮性能と蒸発性能の両方を向上させることができる。特許文献1に開示された、図6に示す凝縮器として機能する熱交換器100では、冷媒経路120の出口122近傍部分を細管で構成することにより、液冷媒と空気との熱伝達率が向上して液冷媒の冷却度が上がり、空気調和装置の性能が向上する。しかしながら、熱交換器100が蒸発器として機能するときは、冷媒の流入側に位置する細管によって冷媒の圧力損失が増加し、冷媒の蒸発温度が低下する。そのため、圧縮機動力増加を招き、冷凍サイクル装置全体での性能が低下するという課題があった。しかし、蒸発器入口に細管を用いた場合でも、分岐路3を組み合わせることで従来の課題であった蒸発器入口での冷媒圧力損失を低下させることができ、また冷媒側の熱伝達率の向上も期待できる。

【0032】

図5に、第1経路41を構成する配管の直径 D と第1経路41の長さ L を変化させたときの蒸発器性能を試算した結果を示す。蒸発器性能のみに着目した理由は次の通りである。

【0033】

凝縮器出口に細管を用いた場合、凝縮器出口は液冷媒単相であるため、冷媒圧力は低下するが、冷媒温度はほとんど変化しない。そのため、冷媒圧力損失増加による凝縮性能低下はほとんど無く、管を細径化するに従って凝縮性能は向上する。故に、凝縮性能には着目する必要は無い。一方で、蒸発器入口の管を細径化すると、蒸発器での冷媒圧力損失が増加し蒸発性能が低下する。蒸発器へのインジェクションによって従来以上の性能向上を図ることが本発明の趣旨であり、これが蒸発器性能のみに着目した理由である。

【0034】

計算条件は、空気の乾球温度：27[]、湿球温度：[19]、室内熱交換器14に供給される風の速度：[1.5 m/s]、冷媒：R410A、全体の冷媒循環量：84 [kg/h]である。第1開口4aでの冷媒の温度を17.5[]（冷房定格条件）、乾き度 X を0.12とし、そのときの第1開口4aでの液相の物性値と気相の物性値を汎

10

20

30

40

50

用ソフトの Refprop7 (NIST) にてそれぞれ算出した。その結果、液相の密度 $\rho_l = 1063 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ 、液相の粘度 $\mu_l = 123 \text{ [\mu Pa}\cdot\text{s]}$ 、気相の密度 $\rho_g = 64 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ 、気相の粘度 $\mu_g = 14 \text{ [\mu Pa}\cdot\text{s]}$ となった。

【0035】

計算では、第1経路41を構成する配管の外径 D' が7mm、5mm、4mmと異なる3つのモデル1~3を作成した。また、モデル1~3では、外径 D' に応じた最適な冷媒経路4の構成、インジェクション流量を設定した。また、モデル1~3では、第1経路41中のヘアピン管の数を、それぞれ、4本、5本、6本とした。

【0036】

具体的に、第1経路41を構成する配管の肉厚 t [m]、内径 D [m] および長さ L [m]、ならびに第1開口4aから冷媒経路4に流入する冷媒の質量流速 G [kg/(m²·s)] は、表1に示すとおりとした。

10

【0037】

【表1】

冷媒:R410A

	モデル1	モデル2	モデル3
D' [m]	0.007	0.005	0.004
t [m]	0.00025	0.000265	0.000265
D [m]	0.0065	0.00447	0.00347
L [m]	4.8	6.0	7.2
G [kg/(m ² ·s)]	703	1487	2467

20

【0038】

図5に示すように、第1経路41を構成する配管の内径 D および長さ L を最適に設計すれば、蒸発器性能が最も高くなる。その最適状態から内径 D を小さくするとともに長さ L を大きくすると、蒸発器性能は次第に減少し、状況Aとなったときには分岐路3が設けられていない現行品と同程度になる。一方、最適状態から内径 D を大きくするとともに長さ L を小さくすると、蒸発器性能は次第に減少し、状況Bとなったときには分岐路3が設けられていない現行品と同程度になる。

30

【0039】

状況Aでは、 $F(l) = 1.60 \times 10^3$ 、 $F(g) = 1.55 \times 10^4$ である。状況Bでは、 $F(l) = 4.64 \times 10^4$ 、 $F(g) = 4.17 \times 10^5$ である。 $F(l)$ および $F(g)$ は次式により定義される。

【0040】

$$F(l) = ((\mu_l / (G \cdot D))^{0.25} \cdot (2 \cdot G^2 / (D \cdot \rho_l))) \cdot L$$

$$F(g) = ((\mu_g / (G \cdot D))^{0.25} \cdot (2 \cdot G^2 / (D \cdot \rho_g))) \cdot L$$

【0041】

上記の式は、図4に示す気液二相状態のR410Aが配管内を流れる際の圧力損失を表す式の項を取り出したもので、それぞれ液相と気相の冷媒圧力損失に関する物理的な量になっている。なお、図4に示す式は、以下の論文から引用した。

40

【0042】

タイトル: Carbon Dioxide and R410a Flow Boiling Heat Transfer, Pressure Drop, and Flow Pattern in Horizontal Tubes at Low Temperatures

著者: C. Y. Park and P. S. Hrnjak

公開日: January 2007

所属: Air Conditioning and Refrigeration Center
University of Illinois

50

Department of Mechanical Science & Engineering

【0043】

すなわち、内径Dおよび長さLを、 1.60×10^3 F(l) 4.64×10^4 、且つ、 1.55×10^4 F(g) 4.17×10^5 が成り立つように設計すれば、蒸発器性能を従来よりも向上させることができる。これにより、例えば、凝縮器の出口に細管を用いた場合においても蒸発器の性能を向上させることができる。

【0044】

例えば、冷媒としてCFC、HCFCまたはHFCを用いた場合は、738 L/D 2075が成り立つように内径Dおよび長さLを選定することができる。なお、上記式の下限值および上限値は、それぞれ、モデル1のL, D、モデル3のL, Dを用いて算出した。また、第1経路41を構成する配管の外径D'は、例えば4mm以上7mm以下である。

10

【0045】

冷媒をR410AからR134aに変更すると、第1開口4aでの物性値は、液相の密度 $\rho_l = 1510$ [kg/m³]、液相の粘度 $\mu_l = 197$ [μPa·s]、気相の密度 $\rho_g = 32$ [kg/m³]、気相の粘度 $\mu_g = 12$ [μPa·s]となった。冷媒をR410AからR32に変更すると、第1開口4aでの物性値は、液相の密度 $\rho_l = 964$ [kg/m³]、液相の粘度 $\mu_l = 115$ [μPa·s]、気相の密度 $\rho_g = 46$ [kg/m³]、気相の粘度 $\mu_g = 13$ [μPa·s]となった。R134aおよびR32を用いたときのモデル1~3における質量流速Gは、表2に示すとおりである。

20

【0046】

【表2】

G [kg/(m²·s)]

冷媒	モデル1	モデル2	モデル3
R134a	733	1556	2552
R32	474	1002	1662

【0047】

なお、前記実施形態では、蒸発器性能を向上させる対象の熱交換器が、運転条件によって凝縮器として機能したり蒸発器として機能したりする空気調和装置の室内熱交換器であったが、本発明の熱交換器はこれに限られるものではない。例えば、本発明の熱交換器は、蒸発器としてのみ機能するエコキュート（ヒートポンプ式給湯器）の熱交換器であってもよい。この場合でも、前記実施形態と同様に、蒸発器性能を従来よりも向上させる効果が得られる。

30

【0048】

<変形例>

本発明の合流経路は、必ずしも中間経路44である必要はない。例えば、分岐路3の下流端が分岐して第3経路43に接続されており、第3経路43が本発明の合流経路の役割を果たしてもよい。

40

【0049】

分岐路3は、膨張弁13と室外熱交換器12の間の流路23から分岐していてもよい。この場合、膨張弁13で減圧される前の液相の冷媒が室内蒸発器14にインジェクションされる。このようにしても、第1開口4aから冷媒経路4に流入する冷媒流量の減少により、合流位置Mよりも上流側で冷媒乾き度を上昇させることができる。

【符号の説明】

【0050】

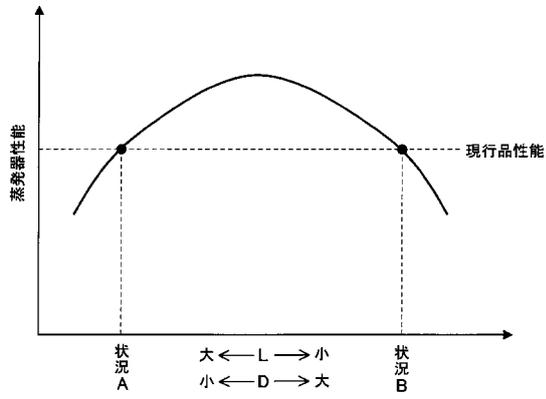
- 1 冷凍サイクル装置
- 11 圧縮機
- 12 室外熱交換器

50

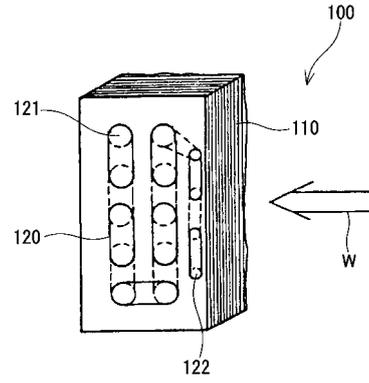
【 図 4 】

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_{friction} = a(1-2x)(1-x)^{1/3} + b[2x(1-x)^{1/3} + x^3]$$
$$a = \left(\frac{dP}{dz}\right)_{lo} = 0.079 \left(\frac{\mu_l}{GD}\right)^{0.25} \left(\frac{2G^2}{D\rho_l}\right)$$
$$b = \left(\frac{dP}{dz}\right)_{vo} = 0.079 \left(\frac{\mu_v}{GD}\right)^{0.25} \left(\frac{2G^2}{D\rho_v}\right)$$

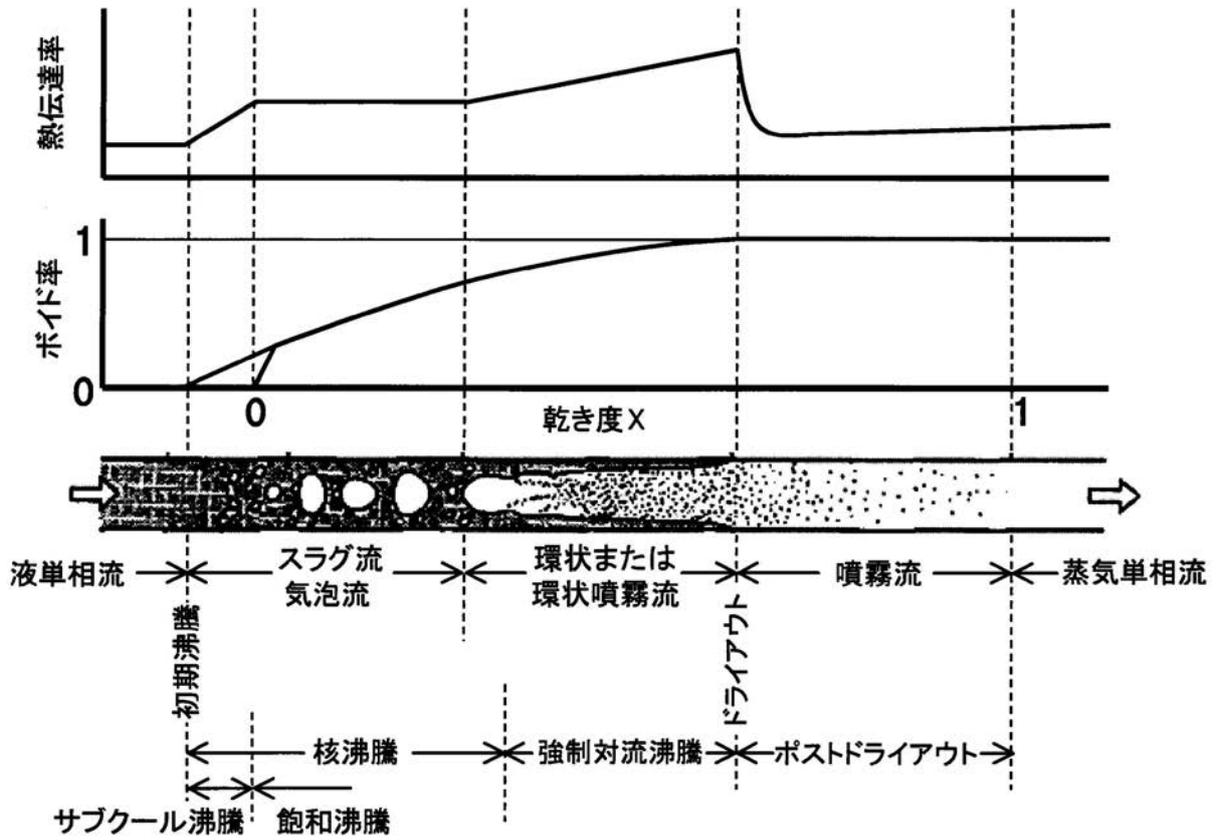
【 図 5 】



【 図 6 】



【 図 3 】



フロントページの続き

(72)発明者 名越 健二

大阪府門真市大字門真 1 0 0 6 番地 パナソニック株式会社内

(72)発明者 大坪 周平

大阪府門真市大字門真 1 0 0 6 番地 パナソニック株式会社内

Fターム(参考) 3L051 BF10