

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第6925508号
(P6925508)

(45) 発行日 令和3年8月25日(2021.8.25)

(24) 登録日 令和3年8月5日(2021.8.5)

(51) Int.Cl.	F I	
F 2 5 B 39/00 (2006.01)	F 2 5 B 39/00	Q
F 2 5 B 1/00 (2006.01)	F 2 5 B 1/00	3 9 6 G
F 2 8 F 1/40 (2006.01)	F 2 5 B 39/00	D
F 2 8 F 13/02 (2006.01)	F 2 8 F 1/40	D
F 2 8 D 1/04 (2006.01)	F 2 8 F 13/02	B

請求項の数 9 (全 10 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2020-507166 (P2020-507166)
 (86) (22) 出願日 平成30年3月20日 (2018.3.20)
 (86) 国際出願番号 PCT/JP2018/011044
 (87) 国際公開番号 W02019/180817
 (87) 国際公開日 令和1年9月26日 (2019.9.26)
 審査請求日 令和2年7月3日 (2020.7.3)

(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
 (74) 代理人 110001461
 特許業務法人きさ特許商標事務所
 (72) 発明者 宇賀神 裕樹
 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 関口 勇

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 熱交換器、冷凍サイクル装置および空気調和装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

流体が通過する管内面に、管軸方向に対して螺旋状の凹部となる溝を有する伝熱管および該伝熱管と接触して前記流体の熱交換を促すフィン¹を有する複数の熱交換器本体と、
 複数の前記熱交換器本体の間を配管接続する複数の流路配管とを備え、

前記流体が熱交換器流入口から熱交換器流出口までの間に通過する複数の前記熱交換器本体における前記伝熱管の総和の流路長さLが、L ≦ 1.0 mの流路においては、管軸と前記溝とがなすリード角 θ が、25° ≦ θ ≦ 45°となる前記溝を有し、L > 1.0 mの流路においては、5° ≦ θ < 25°となる前記溝を有する熱交換器。

【請求項2】

前記熱交換器流入口から前記熱交換器流出口までの前記流路長さLが、L ≦ 1.0 mの流路においては、前記伝熱管の前記溝における溝高さhが、h ≦ 0.06 mmとなる前記溝を有し、L > 1.0 mの流路においては、h < 0.06 mmとなる前記溝を有する請求項1に記載の熱交換器。

【請求項3】

流体が通過する管内面に、管軸方向に対して螺旋状の凹部となる溝を有する伝熱管および該伝熱管と接触して前記流体の熱交換を促すフィン²を有する複数の熱交換器本体と、
 複数の前記熱交換器本体の間を配管接続する複数の流路配管とを備え、

前記流体が熱交換器流入口から熱交換器流出口までの間に通過する複数の前記熱交換器本体における前記伝熱管の総和の流路長さLが、L ≦ 1.0 mの流路においては、前記伝熱

管の前記溝における溝高さ h が、 $h = 0.06 \text{ mm}$ となる前記溝を有し、 $L > 10 \text{ m}$ の流路においては、 $h < 0.06 \text{ mm}$ となる前記溝を有する熱交換器。

【請求項 4】

前記伝熱管の外径は、 5.0 以下である請求項 1 ~ 請求項 3 のいずれか一項に記載の熱交換器。

【請求項 5】

前記熱交換器流入口から前記熱交換器流出口までの、複数の前記熱交換器本体を配管接続する流路配管をさらに備える請求項 1 ~ 請求項 4 のいずれか一項に記載の熱交換器。

【請求項 6】

吸入した冷媒を圧縮する圧縮機と、熱交換により前記冷媒を凝縮させる凝縮器と、凝縮された前記冷媒を減圧させる絞り装置と、減圧された前記冷媒を熱交換により蒸発させる蒸発器とを配管接続して前記冷媒を循環させる冷媒回路を構成し、

請求項 1 ~ 請求項 5 のいずれか一項に記載の熱交換器を、前記凝縮器または前記蒸発器の少なくとも一方に用いる冷凍サイクル装置。

【請求項 7】

冷凍機油は、前記冷媒と非相溶性を有する油である請求項 6 に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 8】

前記冷媒は、 $R290$ である請求項 6 または請求項 7 に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 9】

請求項 6 ~ 請求項 8 のいずれか一項に記載の冷凍サイクル装置により、対象空間の冷暖房を行う空気調和装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

この発明は、熱交換を行う熱交換器、冷凍サイクル装置および空気調和装置に関するものである。特に、管内面に溝が設けられた伝熱管を有する熱交換器などに関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来、冷凍装置、空気調和装置、ヒートポンプなどの冷凍サイクル装置に用いる熱交換器では、一般に、所定の間隔で複数並べたフィンに対して、各フィンに設けた貫通穴を貫通するように、内面に溝を形成した伝熱管を配置する。伝熱管は、冷凍サイクル装置における冷媒回路の一部となり、内部には、冷媒などの流体が流れる。以下、冷媒が流体であるものとして説明する。

【0003】

そして、このような伝熱管を流れる冷媒は、伝熱管の外側を流れる空気などとの熱交換により、相変化（凝縮または蒸発）する。相変化を効率よく行うために、設定したパラメータに基づく溝を形成し、管内の表面積増加、溝部による流体攪拌効果、溝部の毛細管作用による溝部間の液膜保持効果などにより、伝熱管の伝熱性能の改善をはかっている（たとえば、特許文献 1 参照）。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献 1】特開 2004 - 301495 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

しかしながら、前述した特許文献 1 の伝熱管における溝は、伝熱管における流路に対応した形状ではない。このため、熱交換器を高密度で実装したときには、性能が低下する可

10

20

30

40

50

能性がある。

【0006】

この発明は、上記の課題を解決するため、伝熱管における流路に合った仕様の熱交換器、冷凍サイクル装置および空気調和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】

【0007】

この発明に係る熱交換器は、流体が通過する管内面に、管軸方向に対して螺旋状の凹部となる溝を有する伝熱管および伝熱管と接触して流体の熱交換を促すフィンを有する複数の熱交換器本体と、複数の熱交換器本体の間を配管接続する複数の流路配管とを備え、流体が熱交換器の流入口から熱交換器流出口までの間に通過する複数の熱交換器本体における伝熱管の総和の流路長さLが、L < 10 mの流路においては、管軸と溝とがなすリード角が、25° < 45°となる溝を有し、L > 10 mの流路においては、5° < 25°となる溝を有するものである。

10

【発明の効果】

【0008】

この発明の熱交換器によれば、熱交換器流入口から熱交換器流出口までの流路長さLにより溝のリード角が異なる伝熱管を有するようにしたので、流路の長さに合った仕様の熱交換器とすることができる。そして、熱交換の効率をよくなり、空気調和装置におけるAPF (Annual Performance Factor) を高くすることができる。

【図面の簡単な説明】

20

【0009】

【図1】この発明の実施の形態1に係る熱交換器1の構成を示す概略図である。

【図2】この発明の実施の形態1に係る熱交換器本体10の構成を示す概略図である。

【図3】この発明の実施の形態1に係る熱交換器1において、管軸の方向と平行方向における伝熱管12の内面を説明する図である。

【図4】この発明の実施の形態1に係る熱交換器1において、管軸の方向と直交方向における伝熱管12の内面を説明する図である。

【図5】この発明の実施の形態1に係る伝熱管12のリード角と伝熱管12の性能との相関関係を示す図である。

【図6】この発明の実施の形態1に係る伝熱管12のリード角とAPFとの相関を示す概略図である。

30

【図7】この発明の実施の形態2に係る伝熱管12の溝高さhと伝熱管12内の性能との相関関係を示す図である。

【図8】この発明の実施の形態2に係る伝熱管12の溝高さhとAPFとの相関を示す概略図である。

【図9】この発明の実施の形態3に係る冷凍サイクル装置の構成を示す図である。

【発明を実施するための形態】

【0010】

以下、発明の実施の形態に係る熱交換器などについて、図面などを参照しながら説明する。以下の図面において、同一の符号を付したものは、同一またはこれに相当するものであり、以下に記載する実施の形態の全文において共通することとする。また、図面では各構成部材の大きさの関係が実際のものとは異なる場合がある。そして、明細書全文に表わされている構成要素の形態は、あくまでも例示であって、明細書に記載された形態に限定するものではない。特に構成要素の組み合わせは、各実施の形態における組み合わせのみに限定するものではなく、他の実施の形態に記載した構成要素を別の実施の形態に適用することができる。また、圧力、温度などの高低については、特に絶対的な値との関係で高低が定まっているものではなく、装置などにおける状態、動作などにおいて相対的に定まるものとする。また、添字で区別などしている複数の同種の機器などについて、特に区別したり、特定したりする必要がない場合には、添字などを省略して記載する場合がある。

40

【0011】

50

実施の形態 1 .

<実施の形態 1 の熱交換器 1 の構成 >

図 1 は、この発明の実施の形態 1 に係る熱交換器 1 の構成を示す概略図である。図 1 において、熱交換器 1 は、複数の熱交換器本体 10 および流路配管 20 を備えるフィン・チューブ式熱交換器である。後述するように、熱交換器流入口 1A から流入した冷媒に対し、熱交換器本体 10 において、伝熱管 12 内を通過する冷媒と複数のフィン 11 間を通過する空気との熱交換が行われる。熱交換が行われた冷媒は熱交換器流出口 1B から流出する。流路配管 20 は、複数の熱交換器本体 10 を接続し、冷媒の流路となる配管である。流路配管 20 は、1本の配管、T字管、バルジ三方管など複数本の分岐数を持つ配管である。

10

【0012】

図 2 は、この発明の実施の形態 1 に係る熱交換器本体 10 の構成を示す概略図である。熱交換器本体 10 は、複数のフィン 11 および伝熱管 12 を有する。フィン 11 は、たとえば、一定の間隔で複数並べられる略長形状の板状のフィンである。各フィン 11 は、伝熱管 12 と交差して接触することができるように貫通孔を有している。伝熱管 12 は、後述するように、冷凍サイクル装置における冷媒回路における流路の一部となって、管内部を冷媒が流れる。フィン 11 には、伝熱管 12 の内部を流れる冷媒と外部を流れる空気との熱とが伝わる。フィン 11 により、伝熱面積が拡がり、冷媒と空気との間の熱交換を効率よく行うことができる。

20

【0013】

図 3 は、この発明の実施の形態 1 に係る熱交換器 1 において、管軸 15 の方向と平行方向における伝熱管 12 の内面を説明する図である。また、図 4 は、この発明の実施の形態 1 に係る熱交換器 1 において、管軸 15 の方向と直交方向における伝熱管 12 の内面を説明する図である。

【0014】

実施の形態 1 における熱交換器 1 の伝熱管 12 は、管内面側に、螺旋状に凹部が形成された、複数条の溝 14 を有している。溝 14 は、流体である冷媒の流路となる。溝 14 により、伝熱管 12 の内面における表面積増加、流体の攪拌、毛細管作用による液膜保持などをはかることができ、伝熱管 12 と伝熱管 12 内を流れる冷媒との間の熱伝達を促進する。溝 14 は、伝熱管 12 の内面において、管軸 15 の方向と螺旋状の溝 14 が延びる方向とが一定の角度をなすように加工されている。この角度を、以下、リード角 とする。ここで、溝 14 を形成することにより、管内面には凹凸ができる。凹部分は溝 14 となるが、後述するように、実施の形態 1 においては、凸部分における高さが溝 14 の溝高さ h となる。

30

【0015】

次に、実施の形態 1 の熱交換器 1 における、伝熱管 12 のリード角 と伝熱管 12 による流路長さ L との関係について説明する。実施の形態 1 の熱交換器 1 では、ある一つの流路長さ L に対し、 $L < 10\text{ m}$ となるところの伝熱管 12 には、溝 14 のリード角 が、 $25^\circ < \theta < 45^\circ$ となる伝熱管 12 を用いるようにする。また、 $L > 10\text{ m}$ となるところの伝熱管 12 には、溝 14 のリード角 が、 $5^\circ < \theta < 25^\circ$ となる伝熱管 12 を用いるようにする。ここで、熱交換器流入口 1A から熱交換器流出口 1B までの間に、冷媒が通過する伝熱管 12 の長さが流路長さ L となる。図 1 においては、太線で示した流路配管 20 の経路にある熱交換器本体 10 の伝熱管 12 の長さ L_1 、 L_2 および L_3 の総和が、流路長さ L となる。

40

【0016】

<実施の形態 1 の効果 >

図 5 は、この発明の実施の形態 1 に係る伝熱管 12 のリード角 と伝熱管 12 の性能との相関関係を示す図である。図 5 では、伝熱管 12 の性能を、管内熱伝達率 i で表している。伝熱管 12 内を流通する冷媒量が一定のとき、リード角 が大きくなると、管内熱伝達率 i は収束しながら増大する。また、管内冷媒圧損 P_{ref} は、単調増加する。

50

一般的には、管内熱伝達率 i は大きく、管内冷媒圧損 P_{ref} は小さいほうが、効率がよい。したがって、熱交換器 1 の形態によって、最適な溝 14 の形状が存在する。

【0017】

図 6 は、この発明の実施の形態 1 に係る伝熱管 12 のリード角 θ と A P F との相関を示す概略図である。A P F (Annual Performance Factor) とは、エアコンの通年使用時の性能を示す指標である。流路長さ L に関し、流路長さ L が長いほど、管内冷媒圧損 P_{ref} の影響が大きくなる。前述したように、リード角 θ が小さいと、管内冷媒圧損 P_{ref} が小さいので、リード角 θ を小さくすると、A P F が改善する傾向にある。逆に、流路長さ L が短いほど、管内熱伝達率 i の影響が大きくなる。前述したように、リード角 θ が大きいと管内熱伝達率 i が大きいので、リード角 θ を大きくすると、A P F が改善する傾向にある。

10

【0018】

図 6 に示すように、たとえば、ルームエアコンの試験において、流路長さ L が $L = 1.0$ m と $L > 1.0$ m とで場合分けをしたときに、リード角 θ が 25° のところで、A P F の閾値が存在する。このため、流路長さ L が $L = 1.0$ m となる場合には、溝 14 のリード角が、 $25^\circ < \theta < 45^\circ$ の伝熱管 12 を用い、 $L > 1.0$ m となる場合には、 $5^\circ < \theta < 25^\circ$ の伝熱管 12 を用いるのが好ましい。

【0019】

また、一般的に、伝熱管 12 の外径が小さいほど、内径が小さくなる傾向にある。したがって、管内冷媒圧損 P_{ref} は、伝熱管 12 の外径が小さくなると、内径が小さくなるため、管内冷媒圧損 P_{ref} は大きくなる。たとえば、ルームエアコンにおいては、現状、外径が、 7.0 または 6.35 の伝熱管が多く使用されているが、実施の形態 1 の伝熱管 12 は、管内冷媒圧損 P_{ref} を維持したまま、外径および内径を小さくすることができる。たとえば、外径が 7.0 の伝熱管と比較して、管内冷媒圧損 P_{ref} が約 2 倍以上になる、外径が 5.0 以下の伝熱管 12 を用いることもできる。また、伝熱管 12 を小径化することで、管内容積を小さくすることができる。したがって、冷媒回路全体で必要となる冷媒量を削減することができる。特に、可燃性冷媒を用いている場合には、冷媒を削減することで、装置の安全性をさらに向上させることができる。

20

【0020】

以上のように、実施の形態 1 の熱交換器 1 によれば、冷媒が通過する伝熱管 12 について、伝熱管 12 の流路長さ L について、 $L = 1.0$ m においては、溝 14 におけるリード角 θ が、 $25^\circ < \theta < 45^\circ$ となる伝熱管 12 を用いた熱交換器 1 を構成する。また、 $L > 1.0$ m においては、溝 14 におけるリード角 θ が、 $5^\circ < \theta < 25^\circ$ となる伝熱管 12 を用いた熱交換器 1 を構成する。このため、空気調和装置における A P F を高くすることができる。

30

【0021】

実施の形態 2 .

< 実施の形態 2 の構成 >

実施の形態 2 について、実施の形態 1 の伝熱管 12 と異なる点を中心に説明する。実施の形態 2 の伝熱管 12 は、基本的には、実施の形態 1 において説明した伝熱管 12 と同様の構成であり、内面に、螺旋状の溝 14 を、複数条有している。ここで、実施の形態 1 では、溝 14 の溝高さ h については、特に言及しなかった。実施の形態 2 の伝熱管 12 は、内面の溝 14 の溝高さ h について、 $L = 1.0$ m のとき、 $h = 0.06$ mm とし、 $L > 1.0$ m のとき、 0.06 mm $< h$ とするものである。

40

【0022】

< 実施の形態 2 の効果 >

図 7 は、この発明の実施の形態 2 に係る伝熱管 12 の溝高さ h と伝熱管 12 内の性能との相関関係を示す図である。図 7 では、伝熱管 12 の性能を、管内熱伝達率 i で表している。伝熱管 12 内を流通する冷媒量が一定のとき、溝高さ h が大きくなると、管内熱伝達率 i は収束しながら増大する。また、管内冷媒圧損 P_{ref} は、単調増加する。実

50

施の形態 1 でも説明したように、一般的には、管内熱伝達率 i は大きく、管内冷媒圧損 P_{ref} は小さいほうが、効率がよい。

【 0 0 2 3 】

図 8 は、この発明の実施の形態 2 に係る伝熱管 1 2 の溝高さ h と A P F との相関を示す概略図である。実施の形態 1 でも説明したように、流路長さ L が長いほど、管内冷媒圧損 P_{ref} の影響が大きくなる。したがって、この場合、溝高さ h が小さいと、A P F が改善する傾向にある。逆に、流路長さ L が短いほど、管内熱伝達率 i の影響が大きくなる。したがって、この場合、溝高さ h が大きいと、A P F が改善する傾向にある。

【 0 0 2 4 】

図 8 に示すように、たとえば、ルームエアコンの試験において、流路長さ L が $L = 10$ m と $L > 10$ m とで場合分けをしたときに、溝高さ h が 0.06 mm のところで、A P F の閾値が存在する。このため、流路長さ L が $L = 10$ m となる場合には、溝 1 4 の溝高さ h が、 $h = 0.06$ mm の伝熱管 1 2 を用い、 $L > 10$ m となる場合には、 $0.06 < h$ の伝熱管 1 2 を用いるのが好ましい。

【 0 0 2 5 】

以上のように、実施の形態 2 の熱交換器 1 においては、伝熱管 1 2 の内面の溝 1 4 における溝高さ h について、流路長さ L が、 $L = 10$ m においては、 $h = 0.06$ mm の伝熱管 1 2 とし、 $L > 10$ m においては、 $0.06 < h$ の伝熱管 1 2 とする。このため、空調装置における A P F を高くすることができる。また、伝熱管 1 2 を小径化し、管内容積を小さくすることで、冷媒回路全体で必要となる冷媒量を削減することができる。特に、可燃性冷媒を用いている場合には、冷媒を削減することで、装置の安全性をさらに向上させることができる。ここで、実施の形態 1 で記載したリード角 に係る条件と実施の形態 2 の溝 1 4 の溝高さ h の条件とを組み合わせた溝 1 4 としてもよい。

【 0 0 2 6 】

実施の形態 3 .

図 9 は、この発明の実施の形態 3 に係る冷凍サイクル装置の構成を示す図である。ここでは、冷凍サイクル装置の例として、対象空間の冷暖房を行う空気調和装置 5 0 について説明する。空気調和装置は、冷媒に対して蒸発、圧縮、凝縮および膨張の各工程を行い、液体から気体へ、気体から液体へと相変化させながら冷媒を循環させて、冷媒に熱を移動させ、対象空間の空気調和を行うものである。

【 0 0 2 7 】

図 9 の空気調和装置 5 0 は、室外機（室外ユニット）2 0 0 と、室内機（室内ユニット）1 0 0 とを有している。そして、室外機 2 0 0 が有する圧縮機 2 1 0、四方弁 2 2 0、熱源側熱交換器 2 3 0 および絞り装置 2 4 0 並びに室内機 1 0 0 が有する負荷側熱交換器 1 1 0 がガス冷媒配管 3 0 0 および液冷媒配管 4 0 0 により配管接続され、冷媒循環回路となる。ここで、図 9 では、冷房運転時の冷媒の流れが実線の矢印で示され、暖房運転時の冷媒の流れが点線の矢印で示している。

【 0 0 2 8 】

室外機 2 0 0 は、圧縮機 2 1 0、四方弁 2 2 0、熱源側熱交換器 2 3 0、絞り装置 2 4 0 および熱源側送風機 2 5 0 を有している。圧縮機 2 1 0 は、吸入した冷媒を圧縮して吐出する。ここで、特に限定するものではないが、圧縮機 2 1 0 は、たとえばインバータ回路などにより、運転周波数を任意に変化させることにより、容量（単位時間あたりの冷媒を送り出す量）が変化するものでもよい。四方弁 2 2 0 は、たとえば冷房運転時と暖房運転時とによって冷媒の流れを切り換える弁である。

【 0 0 2 9 】

実施の形態 3 における熱源側熱交換器 2 3 0 は、冷媒と空気（室外の空気）との熱交換を行う。たとえば、暖房運転時には蒸発器として機能し、冷媒を蒸発させ、気化させる。また、冷房運転時には凝縮器として機能し、冷媒を凝縮して液化させる。熱源側送風機 2 5 0 は、熱源側熱交換器 2 3 0 に空気を送り込む。熱源側送風機 2 5 0 は、制御装置 6 0 A により制御される。

10

20

30

40

50

【 0 0 3 0 】

膨張弁（流量制御手段）などの絞り装置 2 4 0 は冷媒を減圧して膨張させる。たとえば電子式膨張弁などで構成した場合には、制御装置 6 0 A の指示に基づいて開度調整を行う。

【 0 0 3 1 】

また、室内機 1 0 0 は、負荷側熱交換器 1 1 0 および負荷側送風機 1 2 0 を有している。負荷側熱交換器 1 1 0 は、たとえば、空調対象となる空気と冷媒との熱交換を行う。暖房運転時には凝縮器として機能し、冷媒を凝縮して液化させる。また、冷房運転時には蒸発器として機能し、冷媒を蒸発させ、気化させる。ここでは、実施の形態 1 および実施の形態 2 における熱交換器 1 を、負荷側熱交換器 1 1 0 に使用する。ただし、負荷側熱交換器 1 1 0 に限定するものではなく、熱源側熱交換器 2 3 0 に用いてもよく、凝縮器および蒸発器となる熱交換器 1 の少なくとも一方に用いる。熱交換器 1 を負荷側熱交換器 1 1 0 に使用することで、熱交換効率がよく、高性能な空気調和機を提供することができる。また、負荷側送風機 1 2 0 は、負荷側熱交換器 1 1 0 に空気を送り込む。負荷側送風機 1 2 0 は、制御装置 6 0 A により制御される。

10

【 0 0 3 2 】

制御装置 6 0 A および制御装置 6 0 B には、たとえば、圧縮機 2 1 0、四方弁 2 2 0、絞り装置 2 4 0、熱源側送風機 2 5 0、負荷側送風機 1 2 0、各種センサなどが接続される。制御装置 6 0 A および制御装置 6 0 B は、各種センサから送られる信号に基づいて、圧縮機 2 1 0 などの機器の動作を制御する。制御装置 6 0 A および制御装置 6 0 B によって、四方弁 2 2 0 の流路が切り替えられることで、冷房運転と暖房運転とが切り替えられる。

20

【 0 0 3 3 】

まず、空気調和装置 5 0 における冷房運転時の冷媒の流れについて説明する。圧縮機 2 1 0 から吐出される高圧高温のガス状態の冷媒は、四方弁 2 2 0 を介して、熱源側熱交換器 2 3 0 に流入し、熱源側送風機 2 5 0 によって供給される外気との熱交換によって凝縮することで、高圧の液状態の冷媒となり、熱源側熱交換器 2 3 0 から流出する。熱源側熱交換器 2 3 0 から流出した高圧の液状態の冷媒は、絞り装置 2 4 0 に流入し、低圧の気液二相状態の冷媒となる。絞り装置 2 4 0 から流出する低圧の気液二相状態の冷媒は、負荷側熱交換器 1 1 0 に流入し、負荷側送風機 1 2 0 によって供給される室内空気との熱交換によって蒸発することで低圧のガス状態の冷媒となり、負荷側熱交換器 1 1 0 から流出する。負荷側熱交換器 1 1 0 から流出する低圧のガス状態の冷媒は、四方弁 2 2 0 を介して圧縮機 2 1 0 に吸入される。

30

【 0 0 3 4 】

次に、空気調和装置 5 0 における暖房運転時の冷媒の流れについて説明する。圧縮機 2 1 0 から吐出される高圧高温のガス状態の冷媒は、四方弁 2 2 0 を介して負荷側熱交換器 1 1 0 に流入する。負荷側熱交換器 1 1 0 において、冷媒は、負荷側送風機 1 2 0 によって供給される室内空気との熱交換によって凝縮することで、高圧の液状態の冷媒となり、負荷側熱交換器 1 1 0 から流出する。負荷側熱交換器 1 1 0 から流出した高圧の液状態の冷媒は、絞り装置 2 4 0 に流入し、低圧の気液二相状態の冷媒となる。絞り装置 2 4 0 から流出する低圧の気液二相状態の冷媒は熱源側熱交換器 2 3 0 に流入し、熱源側送風機 2 5 0 によって供給される外気との熱交換によって蒸発することで低圧のガス状態の冷媒となり、熱源側熱交換器 2 3 0 から流出する。熱源側熱交換器 2 3 0 から流出する低圧のガス状態の冷媒は、四方弁 2 2 0 を介して圧縮機 2 1 0 に吸入される。

40

【 0 0 3 5 】

圧縮機 2 1 0 に使用される冷凍機油は、冷媒の溶け込み、リプレイスなどの観点から、たとえば、H A B 油などの非相溶性を有する非相溶油を用いるのが好ましい。ここで、冷凍機油の熱交換器伝熱管内の残存量を減らすためには、管内圧損が低い伝熱管 1 2 を使用することが好ましい。そこで、実施の形態 1 および実施の形態 2 の熱交換器 1 を使用することで、高性能で、品質確保ができる空気調和装置 5 0 を提供することができる。

50

【 0 0 3 6 】

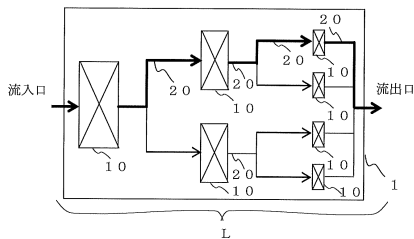
また、空気調和装置 5 0 に使用される冷媒について、ルームエアコンでは、R 3 2 冷媒が一般的である。ここで、環境などを考慮すると、より低い G W P（温暖化係数）の冷媒を用いることが好ましい。たとえば、R 2 9 0 が候補として挙げることができる。ただ、R 2 9 0 は、R 3 2 と比較して、管内冷媒圧損 P_{ref} が大きい。また、R 2 9 0 は、可燃性が高い冷媒であるため、封入量が多いと、燃焼する可能性がある。そこで、前述した実施の形態 1 および実施の形態 2 で説明した熱交換器 1 は、R 2 9 0 による管内冷媒圧損 P_{ref} による損失を補うことができる。さらに、熱交換器 1 は、ユニットにおける配管内容積を小さくすることができるので、冷媒量を削減することができる。このため、高性能かつ品質確保ができる冷凍サイクル装置を提供することができる。

【 符号の説明 】

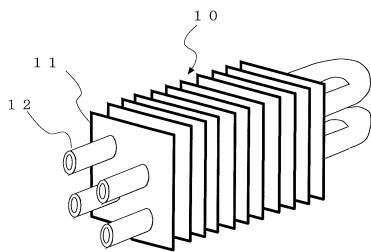
【 0 0 3 7 】

1 熱交換器、1 A 熱交換器流入口、1 B 熱交換器流出口、1 0 熱交換器本体、1 1 板状フィン、1 2 伝熱管、1 4 溝、1 5 管軸、2 0 流路配管、5 0 空気調和装置、6 0 A , 6 0 B 制御装置、1 0 0 室内機、1 1 0 負荷側熱交換器、1 2 0 負荷側送風機、2 0 0 室外機、2 1 0 圧縮機、2 2 0 四方弁、2 3 0 熱源側熱交換器、2 4 0 絞り装置、2 5 0 熱源側送風機、3 0 0 ガス冷媒配管、4 0 0 液冷媒配管。

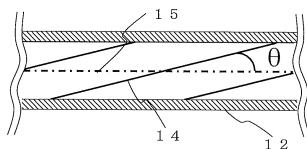
【 図 1 】



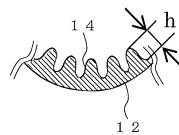
【 図 2 】



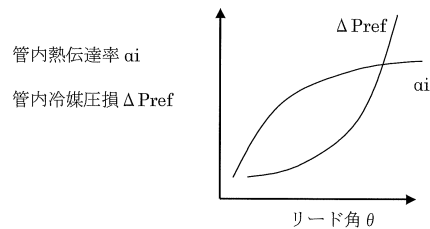
【 図 3 】



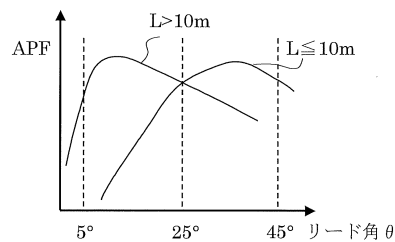
【 図 4 】



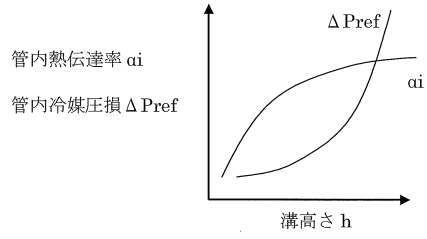
【 図 5 】



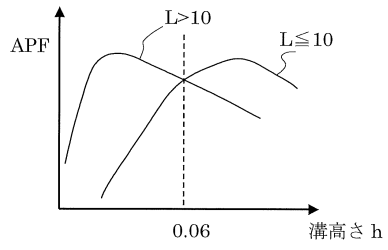
【 図 6 】



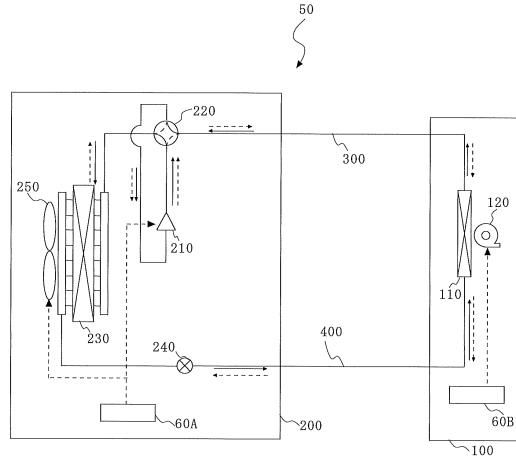
【図7】



【図8】



【図9】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I
F 2 4 F 1/0067 (2019.01) F 2 8 D 1/04 Z
F 2 4 F 1/0067

(56)参考文献 特開2005-195192(JP,A)
特開2013-134024(JP,A)
特開平11-264630(JP,A)
特開2009-133500(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F 2 5 B 3 9 / 0 0
F 2 4 F 1 / 0 0 6 7
F 2 5 B 1 / 0 0
F 2 8 D 1 / 0 4
F 2 8 F 1 / 4 0
F 2 8 F 1 3 / 0 2