(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2017-187256
(P2017-187256A)
(43)公開日　平成29年10月12日(2017.10.12)

(51)Int.Cl.		F I			テーマコード（参考）
F25B 40/00	(2006.01)	F25B	40/00	V	
F25B 1/00	(2006.01)	F25B	1/00	331Z	

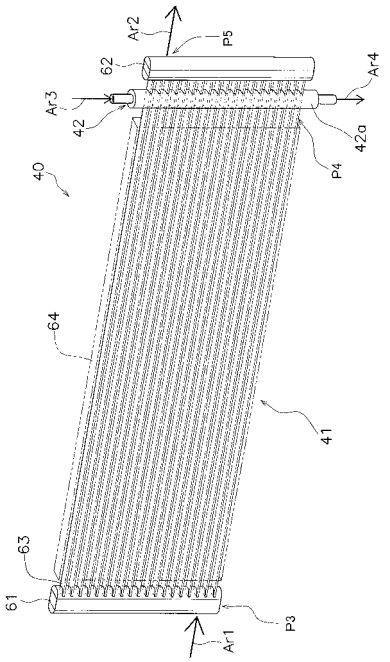
審査請求 未請求　請求項の数 6　ＯＬ　（全 14 頁）

(21)出願番号　特願2016-78244(P2016-78244)
(22)出願日　平成28年4月8日(2016.4.8)

(71)出願人　000002853
ダイキン工業株式会社
大阪府大阪市北区中崎西２丁目４番１２号
梅田センタービル
(74)代理人　110000202
新樹グローバル・アイピー特許業務法人
(72)発明者　井上　智嗣
大阪府摂津市西一津屋１番１号　ダイキン工業株式会社　淀川製作所内
(72)発明者　吉岡　俊
大阪府摂津市西一津屋１番１号　ダイキン工業株式会社　淀川製作所内
(72)発明者　松本　祥志
大阪府摂津市西一津屋１番１号　ダイキン工業株式会社　淀川製作所内

(54)【発明の名称】熱交換器

(57)【要約】
【課題】熱交換器をコンパクトに構成しながら、熱交換器の熱交換能力を向上させることである。
【解決手段】空気熱交換部４１は、複数の扁平多穴管６３と伝熱フィン群６４とを有し、伝熱フィン群６４の隙間を通る空気と複数の扁平多穴管６３の中の冷媒との間で熱交換を行わせる。液ガス熱交換部４２は、蒸発器として機能するときに、伝熱フィン群６４の外側に位置する複数の扁平多穴管６３の周りを囲う液冷媒流路の中に空気熱交換部４１に入る前の液冷媒を流して液冷媒流路の中の液冷媒と複数の扁平多穴管６３の中の冷媒との間で熱交換を行わせる。
【選択図】図３



【特許請求の範囲】
【請求項１】
複数の伝熱管（６３）と伝熱フィン群（６４）とを有し、前記伝熱フィン群の隙間を通る空気と複数の前記伝熱管の中の冷媒との間で熱交換を行わせる第１熱交換部（４１）と、
蒸発器として機能するときに、前記伝熱フィン群の外側に位置する複数の前記伝熱管の周りを囲う液冷媒流路の中に前記第１熱交換部に入る前の液冷媒を流して前記液冷媒流路の中の液冷媒と複数の前記伝熱管の中の冷媒との間で熱交換を行わせる第２熱交換部（４２）と、を備える熱交換器。
【請求項２】
複数の前記伝熱管が接続されてガス冷媒を流通させるための出口ヘッダ（６２）をさらに備え、
前記第２熱交換部は、前記第１熱交換部と前記出口ヘッダとの間に位置する、
請求項１に記載の熱交換器。
【請求項３】
前記第２熱交換部は、蒸発器として機能するときに、前記出口ヘッダに入る直前の冷媒との間で熱交換を行わせる、
請求項２に記載の熱交換器。
【請求項４】
複数の前記伝熱管は、複数の扁平管（６３）である、
請求項１から３のいずれか一項に記載の熱交換器。
【請求項５】
前記第２熱交換部は、複数の前記扁平管が前記液冷媒流路を貫通する、
請求項４に記載の熱交換器。
【請求項６】
前記液冷媒流路の一端に接続された液側配管（３３）と、
前記液冷媒流路の他端に接続された一端と他端とを有し、前記液冷媒流路から流入する冷媒を流通させる第１逆止弁（３４）と、
前記第１逆止弁の他端と前記液側配管の中間との間に接続され、前記第１逆止弁の前記他端から前記液側配管の前記中間に冷媒を流通させる第２逆止弁（３５）と、
前記第１逆止弁の前記他端と前記第１熱交換部との間に接続され、冷媒の減圧を行う減圧機構（３６）と
を備える、
請求項１から５のいずれか一項に記載の熱交換器。
【発明の詳細な説明】
【技術分野】
【０００１】
本発明は、熱交換器、特に空気と冷媒との間の熱交換に用いられる熱交換器に関する。
【背景技術】
【０００２】
従来、蒸発器の効率を向上するために、例えば特許文献１（実開昭６３－１６８７７２号公報）に記載されているような室外機の室外熱交換器に液ガス熱交換器を組み込んでいるものがある。特許文献１に記載の室外熱交換器は、液ガス熱交換器が室外熱交換器に組み込まれているためコンパクトになっている。
【発明の概要】
【発明が解決しようとする課題】
【０００３】
しかし、特許文献１の液ガス熱交換器は、ヘッダを貫通するように冷媒配管が設けられているため、ヘッダ内を貫通する冷媒配管の管径がヘッダの内径よりも小さくならざるを得ない。このように細い冷媒配管で熱交換器の冷媒を流通させると、圧損が大きくなり熱

交換器の能力を低下させてしまう。
【０００４】
本発明の課題は、熱交換器をコンパクトに構成しながら、熱交換器の熱交換能力を向上させることである。
【課題を解決するための手段】
【０００５】
本発明の第１観点に係る熱交換器は、複数の伝熱管と伝熱フィン群とを有し、前記伝熱フィン群の隙間を通る空気と複数の前記伝熱管の中の冷媒との間で熱交換を行わせる第１熱交換部と、蒸発器として機能するときに、前記伝熱フィン群の外側に位置する複数の前記伝熱管の周りを囲う液冷媒流路の中に前記第１熱交換部に入る前の液冷媒を流して前記液冷媒流路の中の液冷媒と複数の前記伝熱管の中の冷媒との間で熱交換を行わせる第２熱交換部と、を備える。
【０００６】
本発明の第１観点に係る熱交換器によれば、蒸発器として機能するときに、伝熱フィン群の外側に位置する伝熱管の周りを囲う液冷媒流路の中に第１熱交換部に入る前の液冷媒を流して液冷媒と伝熱管内の冷媒との間で熱交換を行わせる第２熱交換部を備えることから、第２熱交換部で過熱をつけることができて第１熱交換部で付ける過熱を抑制できる。
【０００７】
本発明の第２観点に係る熱交換器は、第１観点の熱交換器において、複数の前記伝熱管が接続されてガス冷媒を流通させるための出口ヘッダをさらに備え、前記第２熱交換部は、前記第１熱交換部と前記出口ヘッダとの間に位置する。
【０００８】
本発明の第２観点に係る熱交換器によれば、第２熱交換部が第１熱交換部と出口ヘッダとの間に位置することから、第２熱交換部の設置のために出口ヘッダと伝熱フィン群との間の空間を活用することができる。
【０００９】
本発明の第３観点に係る熱交換器は、第２観点の熱交換器において、前記第２熱交換部は、蒸発器として機能するときに、前記出口ヘッダに入る直前の冷媒との間で熱交換を行わせる、ものである。
【００１０】
本発明の第３観点に係る熱交換器によれば、第２熱交換部が出口ヘッダに入る直前の冷媒との間で熱交換を行わせることから、第１熱交換部で過熱をつけなくてもよくなり、第１熱交換部の全域で風の偏流が抑制される。また、第１熱交換部の全域にわたって高い管内熱伝達率を実現できる。
【００１１】
本発明の第４観点に係る熱交換器は、第１観点から第３観点のいずれかの熱交換器において、複数の前記伝熱管は、複数の扁平管である、ものである。
【００１２】
本発明の第４観点に係る熱交換器によれば、伝熱管が扁平管であることから、複数の扁平管の周りを囲う第２熱交換部の液冷媒流路において液冷媒が扁平管に接触する面積を増やし易くなる。
【００１３】
本発明の第５観点に係る熱交換器は、第４観点の熱交換器において、前記第２熱交換部は、複数の前記扁平管が前記液冷媒流路を貫通する、ものである。
【００１４】
本発明の第５観点に係る熱交換器によれば、液冷媒流路を扁平管が貫通することから、扁平管をそのまま液冷媒流路に突き刺すことができ、第２熱交換部を設けることにともなう扁平管の加工を減らすことができる。
【００１５】
本発明の第６観点に係る熱交換器は、第１観点から第５観点のいずれかの熱交換器にお

いて、前記液冷媒流路の一端に接続された液側配管と、前記液冷媒流路の他端に接続された一端と他端とを有し、前記液冷媒流路から流入する冷媒を流通させる第１逆止弁と、前記第１逆止弁の他端と前記液側配管の中間との間に接続され、前記第１逆止弁の前記他端から前記液側配管の前記中間に冷媒を流通させる第２逆止弁と、前記第１逆止弁の前記他端と前記第１熱交換部との間に接続され、冷媒の減圧を行う減圧機構とを備える、ものである。

【００１６】

本発明の第６観点に係る熱交換器によれば、液側配管と第１逆止弁と第２逆止弁と減圧機構とを備えることにより、第１熱交換部を冷媒回路に適用する際に、冷媒回路中で凝縮器及び蒸発器のいずれにも第１熱交換部を用いることができる。

【発明の効果】

【００１７】

本発明の第１観点に係る熱交換器では、第１熱交換部で高い管内熱伝達率を実現でき、熱交換器をコンパクトに構成しながら熱交換能力を向上させることができる。

【００１８】

本発明の第２観点に係る熱交換器では、第２熱交換部の設置のために出口ヘッダと伝熱管群との間の空間を活用してコンパクト化が図れる。

【００１９】

本発明の第３観点に係る熱交換器では、熱交換能力を高めることができる。

【００２０】

本発明の第４観点に係る熱交換器では、第２熱交換部における熱交換効率を向上させ易くなる。

【００２１】

本発明の第５観点に係る熱交換器では、第２熱交換部を設けることにともなう熱交換器のコストの上昇を抑えることができる。

【００２２】

本発明の第６観点に係る熱交換器では、第２熱交換部を備えているにもかかわらず、凝縮器及び蒸発器のどちらの機能を発揮させる場合にも使用することができ、汎用性が高まる。

【図面の簡単な説明】

【００２３】

【図１】実施形態に係る室内熱交換器が適用されている空気調和装置の冷媒回路図。

【図２】図１の空気調和装置の動作を説明するためのモリエル線図。

【図３】実施形態に係る室内熱交換器の斜視図。

【図４】図３の室内熱交換器の一部を拡大した部分拡大斜視図。

【図５】変形例１Ａに係る室内熱交換器が適用されている空気調和装置の冷媒回路図。

【図６】蒸発器として機能する変形例１Ａに係る室内熱交換器を説明するための模式図。

【図７】凝縮器として機能する変形例１Ａに係る室内熱交換器を説明するための模式図。

【図８】蒸発器として機能する変形例１Ｂに係る室内熱交換器が適用されている空気調和装置の冷媒回路図。

【図９】凝縮器として機能する変形例１Ｂに係る室内熱交換器が適用されている空気調和装置の冷媒回路図。

【図１０】（ａ）実施形態に係る液ガス熱交換部の断面図、（ｂ）変形例１Ｃに係る液ガス熱交換部の一例を示す断面図、（ｃ）変形例１Ｃに係る液ガス熱交換部の他の例を示す断面図。

【図１１】実施形態に係る室内熱交換器の効果を説明するための模式的な斜視図。

【図１２】乾き度と管内熱伝達率との関係を説明するためのグラフ。

【図１３】過熱度（過冷却度）と熱交換器の能力との関係を説明するためのグラフ。

【発明を実施するための形態】

【００２４】

（１）空気調和装置の全体構成
図１は、本発明の一実施形態に係る熱交換器が適用される空気調和装置の冷媒配管系統を示している。空気調和装置１０は、冷媒配管方式の分散型の空気調和装置であって、蒸気圧縮式の冷凍サイクル運転を行うことによって建物内の各室の冷暖房に使用される装置である。空気調和装置１０は、熱源ユニットとしての室外ユニット２０と、利用ユニットとしての複数台の室内ユニット３０と、減圧部５０と、室外ユニット２０と室内ユニット３０と減圧部５０とを接続する冷媒配管１１とを備えている。減圧部５０は、室外ユニット２０と複数台の室内ユニット３０との間で適切に冷媒を循環させるとともに冷媒を減圧するためのものである。減圧部５０は、図１では、室内ユニット３０の外部に設けられているように記載されているが、室内ユニット３０の内部に設けられてもよい。

【００２５】
空気調和装置１０は、室外ユニット２０と室内ユニット３０とが冷媒配管１１によって接続されることにより構成され、空気調和装置１０の内部形成される冷媒回路には冷媒が封入されている。このような空気調和装置１０の冷媒回路では、図２に示されているように、冷媒が圧縮され、冷却され、減圧され、加熱・蒸発された後に、再び圧縮されるという冷凍サイクル運転が行われるようになっている。空気調和装置１０は、冷媒回路を構成する圧縮機２１と室外熱交換器２３と室外膨張弁２５とアキュムレータ２９と室内熱交換器４０とを備える。

【００２６】
（２）空気調和装置の詳細構成
（２－１）室外ユニット２０の構成
室外ユニット２０は、ビル等の室外に設置されており、冷媒配管１１を介して室内ユニット３０に接続されている。室外ユニット２０は、圧縮機２１と、室外熱交換器２３と、室外膨張弁２５と、アキュムレータ２９とを有している。圧縮機２１は、例えばインバータ制御の圧縮機用モータ（図示せず）によって駆動される密閉式圧縮機である。圧縮機用モータは、例えばインバータ制御により回転数が制御され、圧縮機２１は、運転容量を可変することができるよう構成されている。室外熱交換器２３は、伝熱管と多数のフィンとから構成されるクロスフィン式のフィン・アンド・チューブ型熱交換器であり、その一端が圧縮機２１の吐出側に接続されており、その他端が室外膨張弁２５に接続されている。また、室外ユニット２０は、ユニット内に室外空気を吸入して、室外熱交換器２３において冷媒と熱交換させた後に、室外に排出するための送風ファンとしての室外ファン（図示せず）を有している。

【００２７】
室外膨張弁２５は、空気調和装置１０において冷媒を減圧するための機構であり、開度調整が可能な電動弁である。室外膨張弁２５は、空気調和装置１０の冷媒回路内を流れる冷媒の圧力や流量等の調節を行う。室外膨張弁２５は、その一端が室外熱交換器２３に接続され、その他端が室内ユニット３０の液ガス熱交換部４２に接続されている。アキュムレータ２９は、圧縮機２１の吸入側に接続されており、圧縮機２１に送られてくる冷媒の気液分離を行う。

【００２８】
（２－２）室内ユニット３０の構成
室内ユニット３０は、ビル等の室内の天井に埋め込みや吊り下げ等により、又は、室内の壁面に壁掛け等により設置される。室内ユニット３０として、２台の室内ユニット３０が図１には示されている。２台の室内ユニット３０は、それぞれ、室内熱交換器４０を有している。室内ユニット３０は、室内熱交換器４０以外に、例えば室内ファン（図示せず）を備えている。室内ファンは、室内ユニット３０の外から室内ユニット３０の内部に室内空気を取り入れて室内熱交換器４０を通過させ、室内ユニット３０の外に吹出させるための機器である。

【００２９】
（２－２－１）室内熱交換器４０の構成

室内熱交換器４０は、第１熱交換部である空気熱交換部４１と、第２熱交換部である液ガス熱交換部４２とを備えている。空気熱交換部４１は、複数の伝熱管と伝熱フィン群とを有し、伝熱フィン群の隙間を通る空気と複数の伝熱管の中の冷媒との間で熱交換を行わせるものである。図３及び図４に示されているように、空気熱交換部４１は、入口ヘッダ６１、出口ヘッダ６２、入口ヘッダ６１と出口ヘッダ６２の間に互いに平行になるように多段に並べて配置された複数の扁平多穴管６３、及び複数の扁平多穴管６３が貫通する複数の伝熱フィンからなる伝熱フィン群６４を備えている。伝熱フィン群６４の伝熱フィンは、複数の扁平多穴管６３に対して垂直に配置された金属板である。図３では、伝熱フィンを一枚ずつ描くと図が見難くなることから、伝熱フィン群６４を二点鎖線で示している。

【００３０】

各扁平多穴管６３は、内部に形成された複数の冷媒流路を持っている金属製のチューブである。扁平多穴管６３は、例えばアルミニウムで形成される。扁平多穴管６３は、段方向の高さに比べて段方向に垂直な送風方向に長い扁平管である。冷媒は、扁平多穴管６３の中で入口ヘッダ６１から出口ヘッダ６２に向かって延びている複数の冷媒流路を通って流れる。図３及び図４において、矢印Ａｒ１が入口ヘッダ６１に流入する低温液冷媒を表しており、矢印Ａｒ２が出口ヘッダ６２から流出する低温ガス冷媒を表している。

【００３１】

液ガス熱交換部４２は、伝熱フィン群６４と出口ヘッダ６２との間に設けられる。液ガス熱交換部４２は、例えば金属製のチューブで構成される。例えば、円筒状のアルミニウムチューブ４２ａを用いて構成され、アルミニウムチューブ４２ａの側面に扁平多穴管６３が貫通する穴が開けられる。この穴の中に扁平多穴管６３が挿入されてロウ付けされる。アルミニウムチューブ４２ａを有する液ガス熱交換部４２の内壁と扁平多穴管６３（図４参照）との間に流路が形成され、つまり、アルミニウムチューブ４２ａが液冷媒の流れる液冷媒流路になる。そして、伝熱フィン群６４の外側に位置する複数の扁平多穴管６３の周りを囲う液冷媒流路である液ガス熱交換部４２の中には、室内熱交換器４０が蒸発器として機能するときに空気熱交換部４１に入る前の液冷媒が流れる。従って、室内熱交換器４０が蒸発器として機能するときに、液ガス熱交換部４２では、アルミニウムチューブ４２ａの中を流れる液冷媒と複数の扁平多穴管６３の中を流れる冷媒との間で熱交換が行われる。図３及び図４において、矢印Ａｒ３が液ガス熱交換部４２に流入する高温液冷媒を表しており、矢印Ａｒ４が液ガス熱交換部４２から流出する液冷媒を表している。

【００３２】

図２の冷凍サイクルの冷媒の状態と、図３の室内熱交換器４０の冷媒の状態を比較すると次のようになる。室内熱交換器４０が蒸発器として機能しているとき、入口ヘッダ６１の中の冷媒が図２の点Ｐ３の状態の冷媒であり、液ガス熱交換部４２を通過する直前の扁平多穴管６３の中の冷媒が図２の点Ｐ４の状態の冷媒であり、出口ヘッダ６２から流出する冷媒が図２の点Ｐ５の状態の冷媒である。

【００３３】

（２－２－２）室内熱交換器４０に設けられたセンサ

冷房運転時に室内熱交換器４０が蒸発器として用いられるとき、空気調和装置１０は、例えば、過熱度を目標値に一致させる制御を行う。そのために、空気調和装置１０は、室内熱交換器４０から流出する冷媒の温度を検出するための出口温度センサ４３を備えている。

【００３４】

（２－３）空気調和装置１０の動作

空気調和装置１０では、圧縮機２１で圧縮された高温高圧の冷媒が、後述する液ガス熱交換部４２を通って室外熱交換器２３に入る。室外熱交換器２３では、室内空気と高温高圧のガス冷媒との熱交換が行われて、冷媒温度が低下して高圧の液冷媒になる。室外熱交換器２３を出た高圧の液冷媒は、室外膨張弁２５及び冷媒配管１１の圧損により減圧される（図２の点Ｐ１の状態）。室外膨張弁２５及び冷媒配管１１の圧損により減圧された高

圧の液冷媒は、室内熱交換器４０の液ガス熱交換部４２を通って減圧部５０に送られる。この液ガス熱交換部４２では、室外膨張弁２５で減圧された高圧の液冷媒と、空気熱交換部４１から送られてきた気液二相状態の冷媒との間で熱交換が行われ、室外膨張弁２５で減圧された高圧の液冷媒が点Ｐ２の状態に変化する。液ガス熱交換部４２を出た高圧の液冷媒は、減圧部５０で減圧されて、低温低圧の液冷媒に変化する（点Ｐ３の状態）。この低温低圧の液冷媒は、減圧部５０から室内熱交換器４０の空気熱交換部４１に入る。空気熱交換部４１では、低温低圧の液冷媒が室内空気と熱交換を行って蒸発して気液二相状態になる（点Ｐ４の状態）。空気熱交換部４１を出た気液二相状態の冷媒は、液ガス熱交換部４２を通過するが、液ガス熱交換部４２を通過する際に高温高圧の液冷媒との熱交換を行って過熱状態のガス冷媒になる（点Ｐ５の状態）。

【００３５】

（３）変形例

（３－１）変形例１Ａ

上記実施形態では、室内熱交換器４０が冷房のみに用いられる空気調和装置１０に適用される場合について説明したが、本発明の熱交換器は冷房運転と暖房運転を切り換えられる空気調和装置に適用することもできる。

【００３６】

空気調和装置１０を冷房にも暖房にも使用できるようにするために、例えば、図５に示されているように、四路切換弁２２を設けて、暖房運転時と冷房運転時で冷媒が流れる向きを変更できるように構成する。四路切換弁２２の第１ポート２２ａに圧縮機２１の吐出側を接続し、アキュムレータ２９を介して圧縮機２１の吸入側を四路切換弁２２の第３ポート２２ｃに接続する。また、四路切換弁２２の第２ポート２２ｂを室外熱交換器２３に接続し、室内ユニット３０に第４ポート２２ｄを接続する。そして、冷房運転時は、四路切換弁２２の第１ポート２２ａと第２ポート２２ｂの間で冷媒を流通させるとともに第３ポート２２ｃと第４ポート２２ｄの間で冷媒を流通させる（図５の実線で示された接続）。つまり、冷房運転時には、図１の場合と同様に、圧縮機２１の吐出側を室外熱交換器２３に接続し、室内ユニット３０をアキュムレータ２９に接続する。また、暖房運転時には、四路切換弁２２の第１ポート２２ａと第４ポート２２ｄの間で冷媒を流通させるとともに第２ポート２２ｂと第３ポート２２ｃの間で冷媒を流通させる（図５の破線で示された接続）。つまり、暖房運転時には、圧縮機２１の吐出側を室内ユニット３０に接続し、室外熱交換器２３をアキュムレータ２９に接続する。

【００３７】

このように、冷房運転と暖房運転を切り換える空気調和装置１０に対応させるために、室内ユニット３０も図６及び図７に示されているように構成が変更される。なお、図１に示されている空気調和装置１０では、減圧部５０が室外ユニットの外部に設けられる場合について説明したが、図５、図６及び図７に示されているように、減圧部５０を室内ユニット３０の内部に設けるようにすることもできる。また、図５においては、減圧部５０が、その構成の一部を省略されて図示されている。

【００３８】

室内ユニット３０の第１出入口３１に接続された第１配管３３は、途中で二股に分岐して、二股の一方が液ガス熱交換部４２の第１出入口４２ｂに接続され、二股の他方が第２逆止弁３５の出口側に接続されている。従って、第２逆止弁３５では、第１配管３３から第２逆止弁３５の方向には冷媒が流れない。液ガス熱交換部４２の第２出入口４２ｃが第１逆止弁３４の入口側に接続されている。第１逆止弁３４の出口側は、第２逆止弁３５の入口側に接続されるとともに制御弁３６の一端に接続されている。制御弁３６の他端は入口ヘッダ６１に接続されている。制御弁３６は、例えば開度が調節できる電動弁である。室内熱交換器４０の出口ヘッダ６２と室内ユニット３０の第２出入口３２との間に第２配管３８が接続されている。室内ユニット３０の第１出入口３１は、室外膨張弁２５に接続され、第２出入口３２は、四路切換弁２２の第４ポート２２ｄに接続されている。また、出口ヘッダ６２の近傍の第２配管３８に出口温度センサ４３が取り付けられている。

【００３９】
冷房運転時において室内熱交換器４０が蒸発器として用いられている場合には、図６に示されているように、室外ユニット２０の室外膨張弁２５から供給される高温高圧の液冷媒が、室内ユニット３０の第１出入口３１から流入する（矢印Ａｒ５参照）。なお、図６の室内ユニット３０の中の破線の矢印は冷媒の流れる向きを表している。第１出入口３１から流入した高温高圧の液冷媒は、第１配管３３を通って液ガス熱交換部４２の第１出入口４２ｂから液ガス熱交換部４２に流入する。液ガス熱交換部４２の第１出入口４２ｂから液ガス熱交換部４２の第２出入口４２ｃに向けて液ガス熱交換部４２の内部を流れた冷媒は、第１逆止弁３４に向かって流れる。第１出入口４２ｂから液ガス熱交換部４２に流入した液冷媒は、液ガス熱交換部４２の内部を流れている間にガス冷媒と熱交換を行う。また、液ガス熱交換部４２で熱交換を行うガス冷媒は、空気熱交換部４１を通ってきたガス冷媒である。

【００４０】
第１逆止弁３４を通過した液冷媒は、制御弁３６で減圧されて、入口ヘッダ６１に流入する。なお、第１逆止弁３４を通過した液冷媒は、第２逆止弁３５の入口側にも達するが、第２逆止弁３５の入口側の冷媒圧力よりも出口側の方が高くなるため、第２逆止弁３５を通って冷媒が流れることはない。入口ヘッダ６１から伝熱フィン群６４を貫いている扁平多穴管６３を通過した気液二相状態の冷媒（つまりは空気熱交換部４１を通過した冷媒）は、そのまま扁平多穴管６３の中を流れることにより液ガス熱交換部４２を通過して液冷媒との間で熱交換を行う。液ガス熱交換部４２を通過して過熱されたガス冷媒は、出口ヘッダ６２か第２配管３８を通って第２出入口３２から室内ユニット３０の外に流出する（矢印Ａｒ６参照）。室内ユニット３０の第２出入口３２から流出した冷媒は、室外ユニット２０の四路切換弁２２の第４ポート２２ｄに流入する。

【００４１】
暖房運転時において室内熱交換器４０が凝縮器として用いられている場合には、図７に示されているように、室外ユニット２０の四路切換弁２２の第４ポートから流出した高温高圧の液冷媒が室内ユニット３０の第２出入口３２に流入する（矢印Ａｒ７参照）。なお、図７の室内ユニット３０の中の破線の矢印は冷媒の流れる向きを表している。第２出入口３２から流入した高温高圧の液冷媒は、第２配管３８を通って出口ヘッダ６２に流入する。出口ヘッダ６２から空気熱交換部４１を通って入口ヘッダ６１に流入する。入口ヘッダ６１を出て制御弁３６を通過した冷媒は、第２逆止弁３５を通過して第１配管３３を介して第１出入口３１から室内ユニット３０の外に流出する（矢印Ａｒ８参照）。なお、第１逆止弁３４の出口側と入口側との冷媒圧力が等しいため、液ガス熱交換部４２を通過する冷媒流れが生じない。暖房運転時には、液ガス熱交換部４２で熱交換をするのは好ましくないので、液ガス熱交換部４２が働かないように構成されている。

【００４２】
（３－２）変形例１Ｂ
上記変形例１Ａでは、第２逆止弁３５及び第１逆止弁３４を用いて冷房運転と暖房運転が切り換わって冷媒が流れる向きが変更された場合にも対応できるように構成されている。しかし、冷房運転と暖房運転に対応するための構成は、上記変形例１Ａのような構成に限られるものではない。例えば、図８及び図９に示されているように、第２逆止弁３５及び第１逆止弁３４を用いる代わりに、四路切換弁３７及び液封防止用逆止弁３９を用いて構成することもできる。冷房運転時には、図８に示されているように、四路切換弁３７により、第１配管３３と液ガス熱交換部４２の第１出入口４２ｂとが接続されるとともに、第２出入口４２ｃと制御弁３６とが接続される。暖房運転時には、図９に示されているように、四路切換弁３７により、第１配管３３と制御弁３６とが接続されるとともに、液ガス熱交換部４２の第１出入口４２ｂと第２出入口４２ｃとが接続される。液封防止用逆止弁３９は、入口側が液ガス熱交換部４２の第１出入口４２ｂに接続され、出口側が第１配管３３に接続されている。暖房運転時の図９のような接続状態のときに、液ガス熱交換部４２の内圧が高くなった場合に、室内熱交換器４０は、液封防止用逆止弁３９を通じて圧

力を第１配管３３に逃がすことができる。
【００４３】
（３－３）変形例１Ｃ
上記実施形態では、液ガス熱交換部４２は、図１０（ａ）に示されているように、高温高圧の液冷媒がアルミニウムチューブ４２ａの内側を流れ、ガス冷媒が扁平多穴管６３の中を流れるように構成する場合について説明したが、液ガス熱交換部４２の構成はこのような構成に限られるものではない。なお、図１０（ａ）には、液ガス熱交換部４２を水平面で切断した断面が示されている。例えば、図１０（ｂ）に示されているように、アルミニウムチューブ４２ａの中に、さらに他のアルミニウムチューブ４２ｄを挿入し、内部のアルミニウムチューブ４２ｄの中に高温高圧の液冷媒が流れ、外側のアルミニウムチューブ４２ａと内側のアルミニウムチューブ４２ｄとの間をガス冷媒が流れるように構成することもできる。
【００４４】
また、図１０（ｃ）に示されているように、出口ヘッダ６２と液ガス熱交換部４２とを一体的に形成することもできる。例えば、アルミニウムチューブ７０の中をアルミニウム板７１で仕切って、一方の空間を液ガス熱交換部４２に用い、他方の空間を出口ヘッダ６２として用いるように構成することもできる。
【００４５】
（３－４）変形例１Ｄ
上記実施形態では、室内熱交換器４０が１列の場合について説明したが、送風方向に扁平多穴管６３を複数列並べるように構成することもできる。複数列の扁平多穴管６３に対しては、それぞれの列ごとに伝熱フィン群６４が設けられることが好ましい。
【００４６】
（３－５）変形例１Ｅ
上記実施形態では、伝熱管が扁平多穴管６３である場合について説明したが、伝熱管は扁平管でなくてもよく、円管でもよい。
【００４７】
（４）特徴
（４－１）
以上説明したように、室内熱交換器４０は、蒸発器として機能するときに、伝熱フィン群６４の外側に位置する扁平多穴管６３（伝熱管の例）の周りを囲うアルミニウムチューブ４２ａの内側（図１０（ａ）参照）又はアルミニウムチューブ４２ｄの内側（図１０（ｂ）参照）（液冷媒流路の例）の中に空気熱交換部４１（第１熱交換部の例）に入る前の液冷媒を流して液冷媒と扁平多穴管６３の中を流れる冷媒との間で熱交換を行わせる液ガス熱交換部４２（第２熱交換部の例）を備えることから、液ガス熱交換部４２で過熱をつけることができる。その結果、空気熱交換部４１で付ける過熱を抑制できるようになり、空気熱交換部４１で高い管内熱伝達率を実現でき、室内熱交換器４０をコンパクトに構成しながら熱交換能力を向上させることができる。
【００４８】
この効果について、図１１、図１２及び図１３を用いて説明する。図１１には、液ガス熱交換部４２を外した場合の熱交換器４００が示されている。このような場合、矢印Ａｒ２で示されている出口ヘッダ６２から流出する冷媒に過熱をつけるためには、扁平多穴管６３の中を流れる冷媒のうちの出口ヘッダ６２に近い領域ＳＰ２に在る冷媒を過熱状態にする必要が生じる。この領域ＳＰ２の上流側の領域ＳＰ１を流れる冷媒は、扁平多穴管６３の中を気液二相状態で流れている。気液二相状態の冷媒が流れる領域ＳＰ１の伝熱フィン群６４ではフィン面上にドレン水が生じるのに対し、過熱状態の冷媒が流れる領域ＳＰ２では伝熱フィン群６４のフィン面が乾いている。それ故、ドレン水が生じている領域ＳＰ１の送風抵抗が大きくなり、乾いている領域ＳＰ２の送風抵抗が小さくなって、風の偏流が生じる。図１１の大きな矢印が送風量の多いことを示し、小さな矢印が送風量の少ないことを示している。このようなことが原因で、空気熱交換部４１で冷媒を過熱状態にす

ると能力の低下が生じる。また、図１２には、乾き度と管内伝達率との関係が示されている。乾き度が１．０の近傍で大幅な管内伝達率の低下が生じる。図１２のハッチング部分が大幅な管内伝達率が生じている領域である。液ガス熱交換部４２で過熱をつけるようにすると、図１１及び図１２で示した不具合を回避することができる。

【００４９】

また、上記実施形態では、室内熱交換器４０が１列の場合について説明したが、送風方向に複数列の扁平多穴管６３を並べる場合には、図１３に示すように、並行流のときには対向流のときに比べて、過熱度又は過冷却度が大きくなるのに起因した能力の低下が著しい。空気熱交換部４１で過熱をつけないことで、このような大幅な能力の低下を緩和することができる。

【００５０】

（４－２）

図３及び図４から分かるように、液ガス熱交換部４２（第２熱交換部の例）は、空気熱交換部４１（第１熱交換部の例）と出口ヘッダ６２との間に位置する。このように、液ガス熱交換部４２が空気熱交換部４１と出口ヘッダ６２との間に位置することから、液ガス熱交換部４２の設置のために出口ヘッダ６２と伝熱フィン群６４との間の空間を活用することができる。その結果、液ガス熱交換部４２の設置のために出口ヘッダ６２と伝熱フィン群６４との間の空間を活用して室内熱交換器４０のコンパクト化が図られている。

【００５１】

（４－３）

液ガス熱交換部４２は、蒸発器として機能するときに、扁平多穴管６３を流れる冷媒のうち出口ヘッダ６２に入る直前の気液二相状態の冷媒と高温高圧の液冷媒との間で熱交換を行わせている。そのため、空気熱交換部４１で過熱をつけなくてもよくなり、空気熱交換部４１の全域で偏流が抑制され、また空気熱交換部４１の全域にわたって高い管内熱伝達率を実現できるので、室内熱交換器４０の熱交換能力を高めることができる。

【００５２】

（４－４）

室内熱交換器４０の伝熱管が扁平多穴管６３（扁平管の例）であることから、図１０（ａ）に示されているように、複数の扁平多穴管６３の周りを囲う液ガス熱交換部４２の液冷媒流路（アルミニウムチューブ４２ａの中）において液冷媒が扁平多穴管６３に接触する面積を増やし易くなる。このような構造によって、液ガス熱交換部４２における熱交換効率を向上させ易くなる。

【００５３】

（４－５）

図４及び図１０（ａ）から分かるように、液ガス熱交換部４２は、複数の扁平多穴管６３がアルミニウムチューブ４２ａ（液冷媒流路）を貫通するものであり、扁平多穴管６３をそのままアルミニウムチューブ４２ａ（液冷媒流路）に穴を開けて突き刺すことによって形成されている。そのため、液ガス熱交換部４２を設けることにともなう扁平多穴管６３の加工を減らすことができ、液ガス熱交換部４２を設けることにともなう熱交換器のコストの上昇を抑えることができている。

【００５４】

（４－６）

上述の室内熱交換器４０は、アルミニウムチューブ４２ａの第１出入口４２ｂ（液冷媒流路の一端の例）に接続された第１配管３３（液側配管の例）と、アルミニウムチューブ４２ａの第２出入口４２ｃ（液冷媒流路の他端の例）に接続された入口側（一端）と出口側（他端）とを有し、アルミニウムチューブ４２ａから流入する冷媒を流通させる第１逆止弁３４と、第１逆止弁３４の出口側（他端）と第１配管３３の中間との間に接続され、第１逆止弁３４の出口側（他端）から第１配管３３の中間に冷媒を流通させる第２逆止弁３５と、第１逆止弁３４の出口側（他端）と空気熱交換部４１との間に接続され、冷媒の減圧を行う制御弁３６（減圧機構の例）とを備えている。空気熱交換部４１を冷媒回路に

適用する際に、冷媒回路中で凝縮器及び蒸発器のいずれにも空気熱交換部４１を用いることができ、液ガス熱交換部４２を備えているにもかかわらず、凝縮器及び蒸発器のどちらの機能を発揮させる場合にも室内熱交換器４０を使用することができて汎用性が高くなっている。

【符号の説明】

【００５５】

１０　空気調和装置
２０　室外ユニット
３０　室内ユニット
３３　第１配管（液側配管の例）
３４　第１逆止弁
３５　第２逆止弁
３６　制御弁（減圧機構の例）
４０　室内熱交換器
４１　空気熱交換部（第１熱交換部の例）
４２　液ガス熱交換部（第２熱交換部の例）
６１　入口ヘッダ
６２　出口ヘッダ
６３　扁平多穴管（扁平管の例）
６４　伝熱フィン群

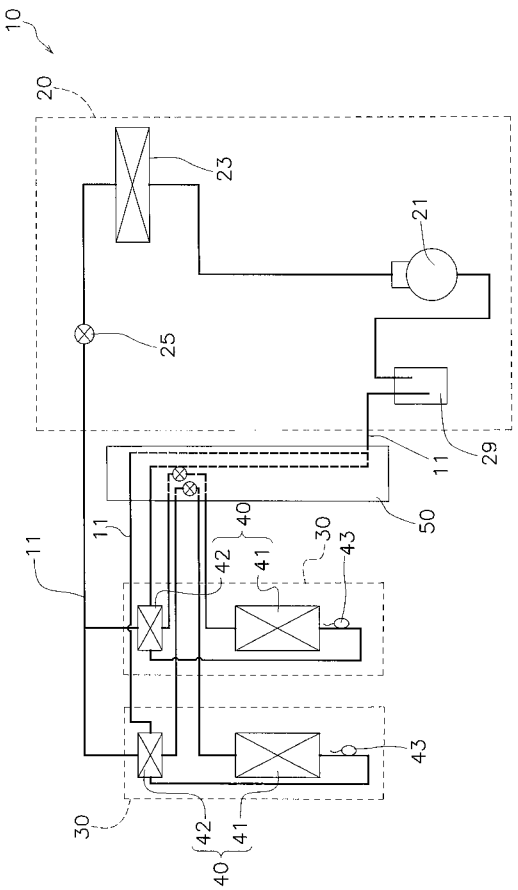
【先行技術文献】

【特許文献】

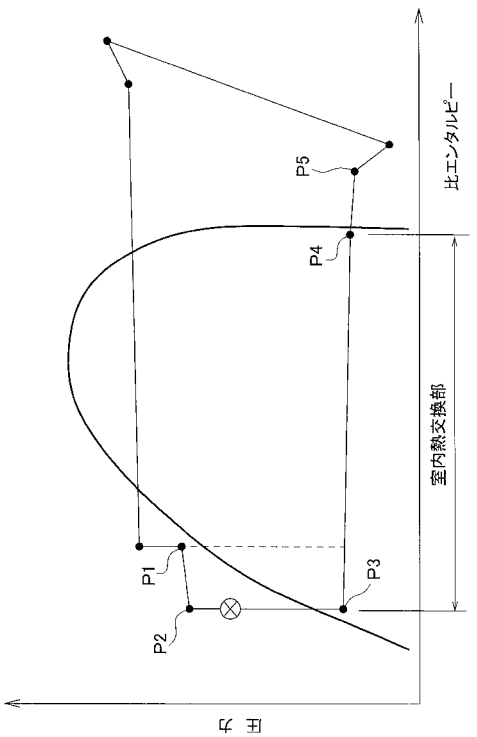
【００５６】

【特許文献１】実開昭６３－１６８７７２号公報

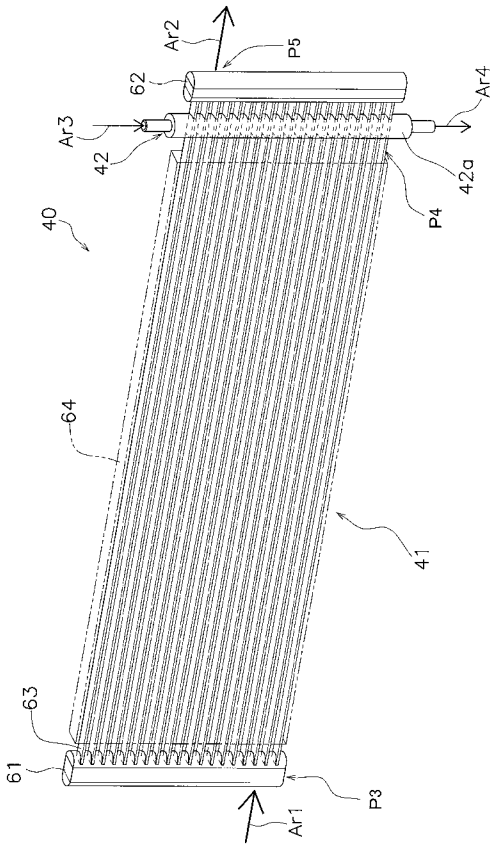
【図１】



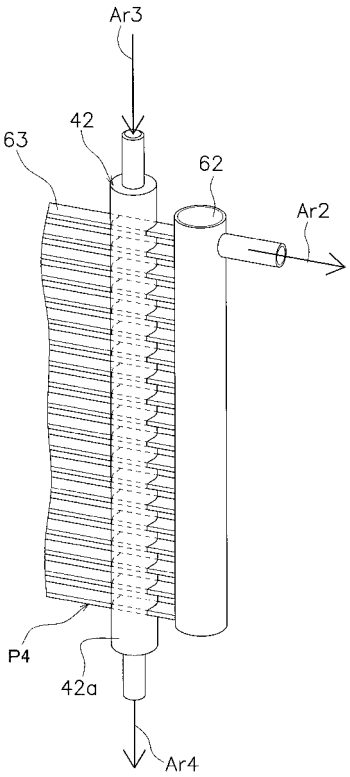
【図２】



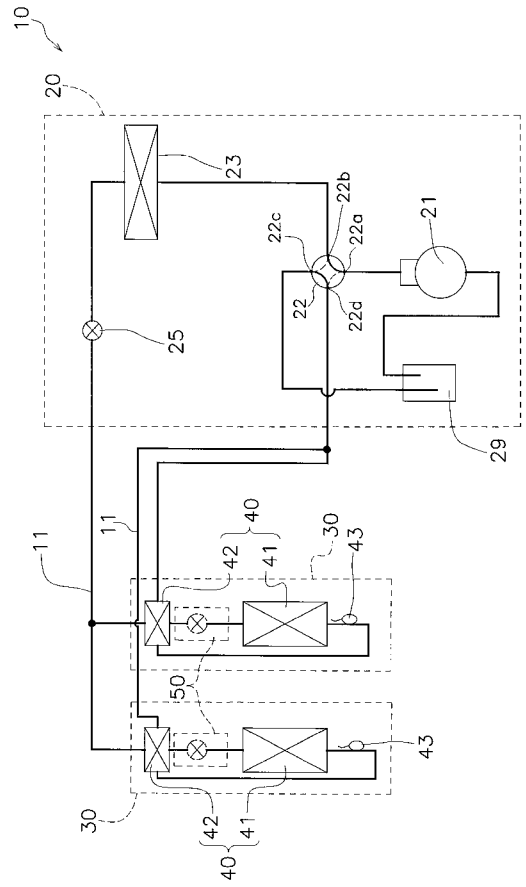
【図３】


Ar2
P5
62
Ar4
Ar3
42
42a
P4
40
64
41
63
61
P3
Ar1

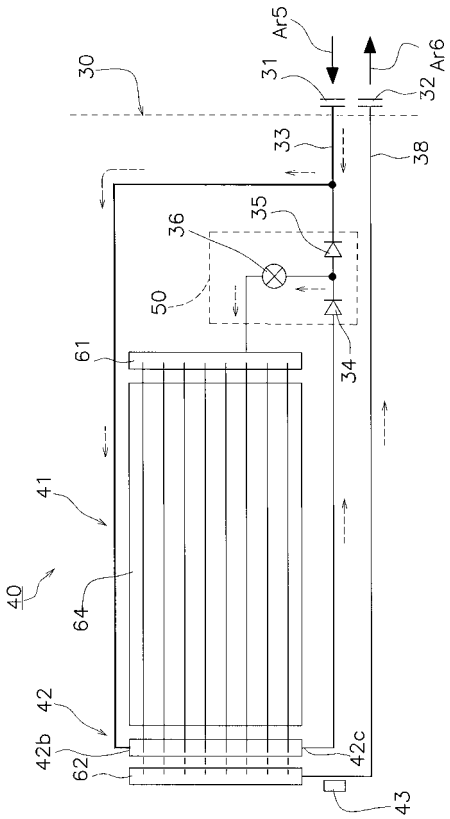
【図４】


Ar3
42
63
62
Ar2
P4
42a
Ar4

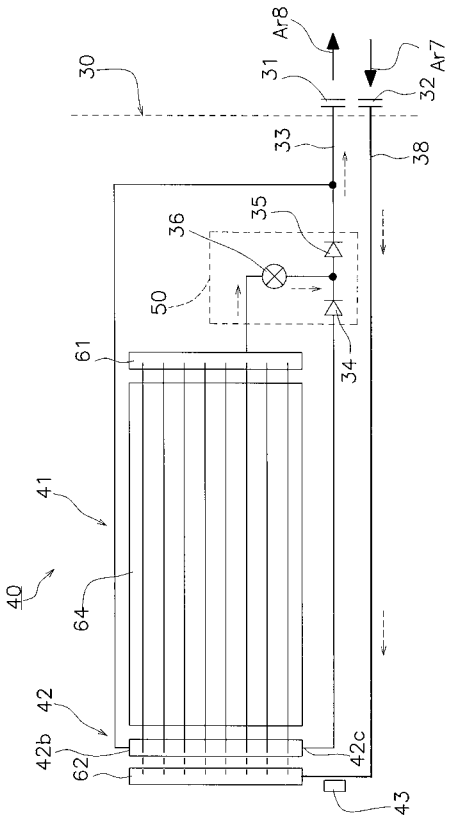
【図５】


10
20
23
22b
22c
22a
21
22
22d
25
29
11
11
40
42
41
30
43
50
43
30
42
41
40

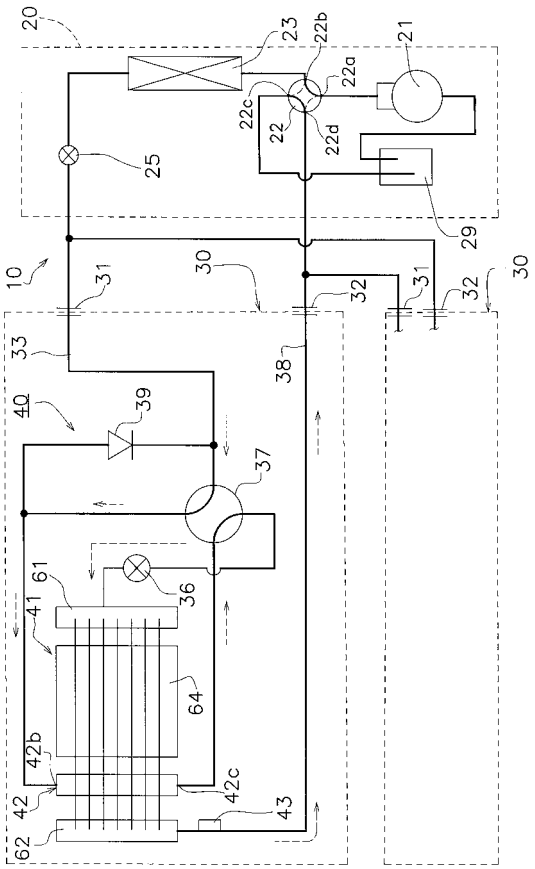
【図６】


Ar5
Ar6
30
31
32
33
38
35
36
50
34
61
41
40
64
42
42b
62
42c
43

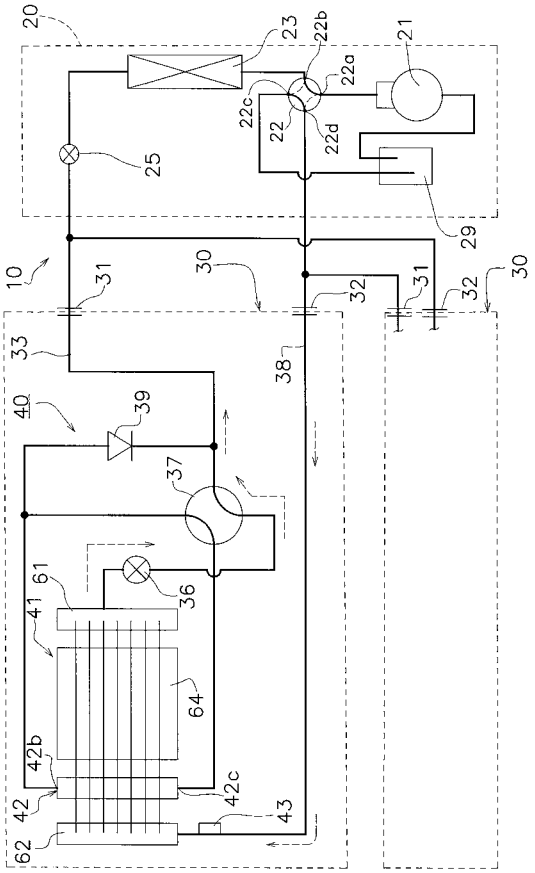
【図７】


Ar8
Ar7
30
31
32
33
38
35
36
50
34
61
41
40
64
42
42b
62
42c
43

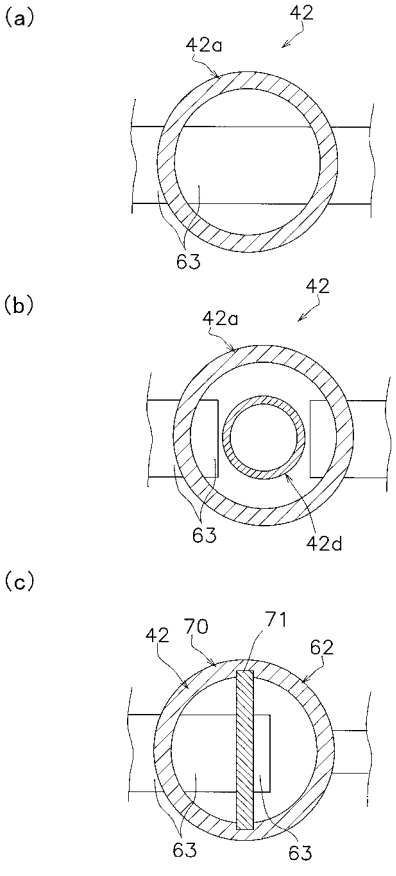
【図８】


20
23
22b
21
22a
22c
22
22d
25
29
10
30
31
32
33
38
40
39
37
61
36
41
64
42b
42
42c
43
62

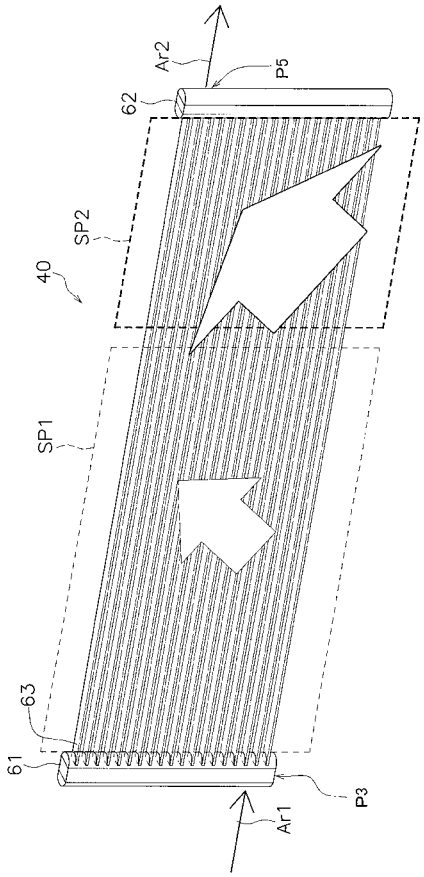
【図９】


20
23
22b
21
22a
22c
22
22d
25
29
10
30
31
32
33
38
40
39
37
61
36
41
64
42b
42
42c
43
62

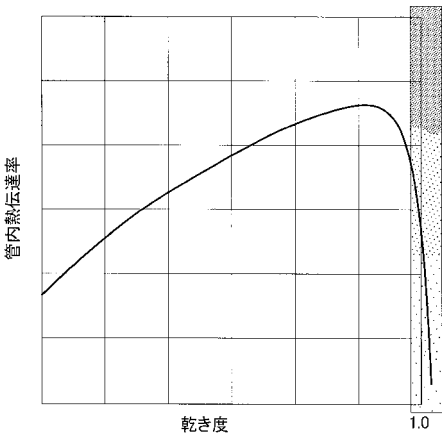
【図１０】


(a)
42
42a
63
(b)
42
42a
63
42d
(c)
42
70
71
62
63
63

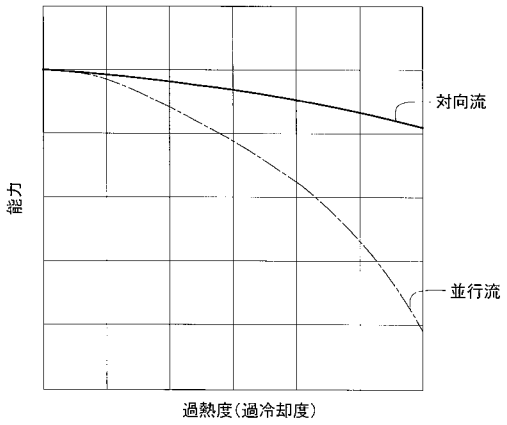
【図１１】


Ar2
P5
62
SP2
40
SP1
63
61
P3
Ar1

【図１２】


管内熱伝達率
乾き度
1.0

【図１３】


対向流
並行流
能力
過熱度(過冷却度)