

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4055449号
(P4055449)

(45) 発行日 平成20年3月5日(2008.3.5)

(24) 登録日 平成19年12月21日(2007.12.21)

(51) Int. Cl.	F 1
F 2 8 F 9/02 (2006.01)	F 2 8 F 9/02 3 O 1 D
F 2 5 B 39/00 (2006.01)	F 2 5 B 39/00 E
F 2 5 B 39/02 (2006.01)	F 2 5 B 39/02 G
F 2 5 B 39/04 (2006.01)	F 2 5 B 39/04 F
F 2 8 D 1/047 (2006.01)	F 2 8 D 1/047 C

請求項の数 8 (全 20 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号	特願2002-88108 (P2002-88108)	(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14年3月27日(2002.3.27)	(74) 代理人	100113077 弁理士 高橋 省吾
(65) 公開番号	特開2003-287390 (P2003-287390A)	(74) 代理人	100112210 弁理士 稲葉 忠彦
(43) 公開日	平成15年10月10日(2003.10.10)	(74) 代理人	100108431 弁理士 村上 加奈子
審査請求日	平成17年1月14日(2005.1.14)	(74) 代理人	100128060 弁理士 中鶴 一隆
		(72) 発明者	中山 雅弘 東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三 菱電機株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 熱交換器およびこれを用いた空気調和機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

平行に配列され、個々の間を気体が流動する複数の板状フィンと、前記板状フィンに貫通して配列され、扁平断面の内部に作動流体が流通する複数の流路を設けたU字形状に曲げられた伝熱管と、前記伝熱管の端部が連通するとともに作動流体の流入管と流出管が接続したヘッダと、前記ヘッダ内に設けられ前記流入管から前記伝熱管に連通する空間と前記伝熱管から前記流出管へ連通する空間とを分離するヘッダ長手方向の第1の縦仕切り板と、隣り合う前記U字形状の伝熱管に亘って設けられ、ヘッダ内空間を空気の流れ方向に対向して分離するヘッダ長手方向の第2の縦仕切り板と、前記U字形状の伝熱管の両端部を前記ヘッダ内空間にて隔てる横仕切り板と、を備え、前記ヘッダ内空間を前記第1および第2の縦仕切り板により気体の流れ方向に対して風上側流路と風下側流路に分離し、前記横仕切り板によりヘッダ長手方向の作動流体流れを区切る構成とするとともに、前記流入管から流入した作動冷媒が、蒸発器として用いる場合は前記扁平断面の伝熱管の風上側流路を流れて前記ヘッダの端部空間に到達すると前記伝熱管の風下側流路を流れて前記流出管から流出して、空気の流れ方向に対して並行流となる構成とし、凝縮器として用いる場合は前記扁平断面の伝熱管の風下側流路を流れて前記ヘッダの端部空間に到達すると前記伝熱管の風上側流路を流れて前記流出管から流出し、空気の流れ方向に対して対向流となる構成としたことを特徴とする熱交換器。

【請求項2】

前記伝熱管の内部に隔壁で隔てられた作動流体が流通する複数の流路において、前記縦

仕切り板により分離された領域毎に前記流路断面積が異なることを特徴とする請求項 1 に記載の熱交換器。

【請求項 3】

前記 U 形状の伝熱管を気体の流れ方向に対して複数列配設したことを特徴とする請求項 1 に記載の熱交換器。

【請求項 4】

前記ヘッダ内の流路断面積を伝熱管の流路断面積の和以下とした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熱交換器。

【請求項 5】

前記ヘッダに前記伝熱管が連通する貫通孔と前記縦仕切り板に前記伝熱管が挿入係止する嵌合溝を形成した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熱交換器。

10

【請求項 6】

前記板状フィンの前記伝熱管間に切り起こしを有し、前記切り起こしは前記扁平伝熱管の長軸中央部に位置しないことを特徴とする請求項 1 乃至請求項 5 のいずれかに記載の熱交換器。

【請求項 7】

少なくとも、圧縮機、凝縮器、絞り装置、蒸発器を順次配管で接続し、作動流体として冷媒を用いるとともに、請求項 1 乃至請求項 6 のいずれかに記載の熱交換器を前記蒸発器または凝縮器として用いたことを特徴とする空気調和機。

20

【請求項 8】

冷媒として、HC 冷媒の単一、または HC を含む混合冷媒、R32、アンモニア、二酸化炭素のいずれかをを用いたことを特徴とする請求項 7 に記載の空気調和機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明はヘッダ内を熱交換空気の流れ方向に対向して 2 以上に分離し、その内部に複数のヘッダ室を形成した熱交換器に関するものである。

【0002】

【従来の技術】

30

従来、空調機を構成する熱交換器として図 26 に示すものが知られている。この熱交換器 100 はプレートフィンアンドチューブタイプと呼ばれるものであり、上下に延び対向して配置された一対のヘッダ 103, 104 と、この各ヘッダ 103, 104 に両側が連通し上下に複数段に架設された扁平伝熱管 102 とを備えており、この各伝熱管は熱交換用板状フィン 1 に挿入されている。扁平伝熱管 102 内は冷媒が流れ、熱交換器外部を流れる空気と熱交換する形態である。この一方のヘッダ 103 の上方には冷媒の流入管 110 を、ヘッダ 104 下方には流出管 111 をそれぞれ設けている。

【0003】

また、図 27 に示すように前記扁平伝熱管 102 は、その内部を幅方向に複数に仕切る隔壁を有し、この隔壁により熱交換空気 5 の流れ方向に対向する複数の冷媒流路 6a, 6b を形成している。

40

この熱交換器 100 によれば、図 28 は図 26 の熱交換器 100 を扁平伝熱管の水平断面で切断した図であり、冷媒が流入管 110 を介して一方のヘッダ 103 に流入し、この冷媒が扁平伝熱管 102 を通って他方のヘッダ 104 に流入する。そしてヘッダ 104 に設けられた流出管 111 を介して流出する。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】

上記のような従来の熱交換器 100 において、前述の如く扁平伝熱管 102 の幅方向に熱交換空気が流れ、この熱交換空気と冷熱媒との間で熱交換が行なわれるが、この熱交換器が蒸発器として作用する場合、扁平伝熱管 102 の風上側の伝熱管内冷媒流路 6a に流れ

50

る冷媒は未だ十分に熱交換が行なわれていない熱交換空気（低温空気）により冷却されるから、効率良く熱交換され、冷媒温度も低くなっている。これに対して、風下側の伝熱管内冷媒流路 6 b に流れる冷媒は既に熱交換が行なわれ高温となっている熱交換空気と熱交換されるため、熱交換効率が低下し、冷媒を十分に冷却することができない。

【 0 0 0 5 】

このように、従来の熱交換器 1 0 0 においては扁平伝熱管 1 0 2 の風上側と風下側とではその熱交換量に大きな差が生じ、全体の熱交換量が小さくなるという問題点を有していた。

また、このような熱交換器 1 0 0 に用いている扁平伝熱管 1 0 2 の形は扁平形状のため、扁平管の長軸方向と空気流れ主流方向とが一致するように熱交換器 1 0 0 を設置すると、空気流れの通風抵抗が大幅に減少し、空気流れを発生させる送風機の駆動動力を大幅に削減することができる。

【 0 0 0 6 】

しかし、このような熱交換器 1 0 0 を蒸発器として用いたとき、結露水が発生するが、扁平伝熱管 1 0 2 の形が扁平形状のため、円管形状の伝熱管に比べて結露水の排水性が悪く、結露水がホールドしてしまい、通風抵抗低減効果が十分に得られないという問題点を有していた。

【 0 0 0 7 】

本発明の目的は前記従来の問題点に鑑み、熱交換効率を向上させる熱交換器を提供することにある。

【 0 0 0 8 】

【課題を解決するための手段】

本発明の請求項 1 に係る熱交換器は、平行に配列され、個々の間を気体が流動する複数の板状フィンと、前記板状フィンに貫通して配列され、扁平断面の内部に作動流体が流通する複数の流路を設けた U 字形状に曲げられた伝熱管と、前記伝熱管の端部が連通するとともに作動流体の流入管と流出管が接続したヘッダと、前記ヘッダ内に設けられ前記流入管から前記伝熱管に連通する空間と前記伝熱管から前記流出管へ連通する空間とを分離するヘッダ長手方向の第 1 の縦仕切り板と、隣り合う前記 U 字形状の伝熱管に亘って設けられ、ヘッダ内空間を空気の流れ方向に対向して分離するヘッダ長手方向の第 2 の縦仕切り板と、前記 U 字形状の伝熱管の両端部を前記ヘッダ内空間にて隔てる横仕切り板と、を備え、前記ヘッダ内空間を前記第 1 および第 2 の縦仕切り板により気体の流れ方向に対して風上側流路と風下側流路に分離し、前記横仕切り板によりヘッダ長手方向の作動流体流れを区切る構成とするとともに、前記流入管から流入した作動冷媒が、蒸発器として用いる場合は前記扁平断面の伝熱管の風上側流路を流れて前記ヘッダの端部空間に到達すると前記伝熱管の風下側流路を流れて前記流出管から流出して、空気の流れ方向に対して並行流となる構成とし、凝縮器として用いる場合は前記扁平断面の伝熱管の風下側流路を流れて前記ヘッダの端部空間に到達すると前記伝熱管の風上側流路を流れて前記流出管から流出し、空気の流れ方向に対して対向流となる構成としたものである。

【 0 0 0 9 】

また、本発明の請求項 2 に係る熱交換器は、前記伝熱管の内部に隔壁で隔てられた作動流体が流通する複数の流路において、前記縦仕切り板により分離された領域毎に前記流路断面積が異なるものである。

【 0 0 1 0 】

本発明の請求項 3 に係る熱交換器は、前記 U 字形状の伝熱管を気体の流れ方向に対して複数列配設したものである。

【 0 0 1 1 】

また、本発明の請求項 4 に係る熱交換器は、前記ヘッダ内の流路断面積を伝熱管の流路断面積の和以下としたものである。

【 0 0 1 2 】

また、本発明の請求項 5 に係る熱交換器は、前記ヘッダに前記伝熱管が連通する貫通孔と

10

20

30

40

50

前記縦仕切り板に前記伝熱管が挿入係止する嵌合溝を形成したものである。

【0013】

また、本発明の請求項6に係る熱交換器は、前記板状フィンの前記伝熱管間に切り起こしを有し、前記きり起こしは前記扁平伝熱管の長軸中央部に位置しないものである。

【0014】

また、本発明の請求項7に係る空気調和機は、少なくとも、圧縮機、凝縮器、絞り装置、蒸発器を順次配管で接続し、作動流体として冷媒を用い、前記請求項記載の熱交換器を蒸発器または凝縮器として用いたものである。

【0015】

また、本発明の請求項8に係る空気調和機は、冷媒として、HC冷媒の単一、またはHCを含む混合冷媒、R32、アンモニア、二酸化炭素のいずれかを用いるものである。

【0016】

【発明の実施の実施】

実施の形態1.

図1は、本発明の実施の形態1による熱交換器の斜視図であり、従来例と同一構成部分は同一符号をもって表わす。熱交換器50は、伝熱管内は冷媒が流れ、熱交換器外部を流れる空気と熱交換する形態で、一般にプレートフィンアンドチューブタイプと呼ばれるものである。この熱交換器50は、板状フィン1と、前記板状フィン1に対して垂直に挿入された1列の扁平伝熱管2より構成され、複数の扁平伝熱管2の片側には、ヘッダ3が接続され、ヘッダ3には所定の間隔で穴を開けて複数の扁平伝熱管の一端を夫々接続すると共に、上記各扁平伝熱管の他端2aは、U字状に曲げられ、再びヘッダ3に夫々接続されている。図1では、冷媒の流入から流出までの1パス流路に、U字状に曲げられた扁平伝熱管を4組使用した例を示している。フィン間を流動する気体は送風機(図3に示す)で送られる空気であり、その流れ方向は前記伝熱管軸方向と直交し、かつ前記伝熱管断面短軸方向が直交する方向5で白抜きの矢印で示す。また熱交換器101を蒸発器として使用したときの冷媒流れ方向を黒矢印で示す。ヘッダー3には冷媒の流入管10a、10bと、冷媒の流出管11a、11bとが設けられている。

【0017】

図2は、図1の熱交換器を板状フィン1に平行な断面で切断したときの形状で、前記伝熱管には隔壁14により隔てられた複数の流路6が設けられている。この実施形態においてフィン1の積層方向のピッチ F_p は $F_p = 0.001\text{ m}$ であり、フィン厚み $F_t = 0.001\text{ m}$ 、また空気流れに沿ったフィンの幅 L_p は $L_p = 0.025\text{ m}$ 、伝熱管の段方向に隣接する伝熱管の中心の距離である段ピッチ D_p は $D_p = 0.012\text{ m}$ 、伝熱管の長軸長さ D_l は $D_l = 0.02\text{ m}$ 、短軸長さは D_s は $D_s = 0.002\text{ m}$ 、空気流れ上流フィン端部から伝熱管までの距離 L_a は $L_a = 0.0025\text{ m}$ である。また流路6は8個設けられている例であり、その断面形状がほぼ正方形で、隔壁14の厚み D_t は $D_t = 0.0003\text{ m}$ の例である。なお図2に示した板状フィン1面には、段方向に隣接する伝熱管の間に切り起こし7を設けて、フィン間を通過する空気とフィンとの伝熱促進を図っている。また伝熱管2を挿入したときに伝熱管2と板状フィン1を密着固定させ、かつフィン積層方向ピッチを確保するため、扁平伝熱管挿入部にフィンカラー(図示せず)が設けられている。

【0018】

図3は、図1に示す熱交換器50をヒートポンプ式冷凍空調サイクル装置に使用した冷媒回路を示す。伝熱管内を流れる作動流体は例えば二酸化炭素や、HC冷媒であるプロパンであり、図3の冷媒回路は、圧縮機21、四方弁22、室外熱交換器23、絞り装置24、室内熱交換器25より構成されている。図3においては、本発明の第1の実施形態による熱交換器50を、室内熱交換器25に用いた例を示す。冷媒の流れ方向は実線の矢印が冷房時、点線の矢印が暖房時である。冷房時室内熱交換器25は蒸発器として動作する。26は室外送風機、27は室外送風機用モータ、28は室内送風機、29は室内送風機用モータ、31、32はそれぞれ、室外機33と室内機34を接続する冷媒配管である。

10

20

30

40

50

【 0 0 1 9 】

図 4 には、熱交換器 5 0 のヘッダ 3 を図 1 に示す長軸方向断面にて切断したときの断面図を示す。なお伝熱管 2 の複数の流路 6 は省略している。この時、円筒状ヘッダ 3 内には、ヘッダ内空間を気体の流れ方向に対向して 2 以上に分離し、内部作動流体を気体の流れ方向に対向して 2 列以上に流す仕切り部材とともに、縦仕切り部材 8 a , 8 b と横仕切り部材 9 a , 9 b から構成されている。具体的には、ヘッダ内にて内部作動流体の流入口と流出口を仕切るヘッダ長手軸方向の第 1 の縦仕切り部材 8 a と、ヘッダ内にて隣接する上下の伝熱管の作動流体を列単位で区切り上下方向に流す第 2 の縦仕切り部材 8 b と、ヘッダ内にて隣接する上下の伝熱管の作動流体上下方向流れを区切るヘッダ横断面の横仕切り部材 9 a , 9 b が設けられている。なお図 4 において、これら仕切り部材の最小组み合わせは伝熱管 4 本であり、図 4 はこれが 2 つ組合わさった形態で、この仕切部にパス仕切り部材 9 c を設けている。図 4 において、熱交換器 5 0 を蒸発器として使用する時、冷媒流れ方向は実線の矢印で、板状フィン 1 をはさんだ伝熱管 2 の U 字曲げ部での冷媒流れ方向は点線の矢印である。ヘッダ 3 に設けた仕切り板 8 , 9 により、流入管 1 0 から流入した冷媒は、伝熱管 2 の風上側流路を流れ、最上部または最下部のヘッダ空間に到達後、冷媒流れは伝熱管 2 の風下側流路を流れ、流出管 1 1 から流出する。この時の熱交換器の内部作動流体の冷媒流れ模式図を図 5 (a) , (b) に示す。

10

【 0 0 2 0 】

蒸発器として用いられる熱交換器 5 0 において、冷媒流入管 1 0 から流出管 1 1 方向に対して、冷媒圧力損失により冷媒温度は低下する。一方、空気は流れ方向 5 に対して温度は低下していく。図 4 に示したヘッダ構造により伝熱管 2 での冷媒流れ方向を規定することにより、伝熱管 2 内に設けた複数の流路 6 での伝熱管 2 管軸方向に直交した伝熱管 2 断面長軸方向の冷媒流れ方向が、空気流れ方向 5 と並向しているため、空気流れ方向に対して常に空気温度と冷媒温度との温度差が確保できる熱交換形態を実現することができる。この時の空気温度と熱交換器内冷媒温度分布を図 6 に示す。図 6 から明らかなように、本実施の形態 1 では常に空気温度と冷媒温度の温度差を確保することができ、熱交換効率の高い熱交換器を提供することができる。

20

【 0 0 2 1 】

一方凝縮器として用いられる熱交換器 5 0 の作用について説明する。空気流れ方向は蒸発器と同一であるが、図 4 における冷媒流れ方向は矢印と逆方向となるため、流出管 1 1 側から流入して流入管 1 0 側へ流出していく。冷媒流れ方向に対して冷媒温度は低下し、空気は流れ方向 5 に対して温度が上昇していく。図 4 に示したヘッダ構造により伝熱管 2 での冷媒流れ方向を規定することにより、伝熱管 2 内に設けた複数の流路 6 での伝熱管 2 軸方向に直交した伝熱管 2 断面長軸方向の冷媒流れ方向が、空気流れ方向 5 と対向しているため、空気流れ方向に対して常に空気温度と冷媒温度との温度差が確保できる熱交換形態を実現することができる。この時の空気温度と熱交換器内冷媒温度分布を図 7 に示す。図 7 から明らかなように、本実施の形態 1 では常に空気温度と冷媒温度の温度差を確保することができ、熱交換効率の高い熱交換器を提供することができる。

30

【 0 0 2 2 】

図 8 はこの縦仕切り部材 8 と伝熱管 2 との組付け構造を示す。即ち、縦仕切り部材 8 の幅方向一端面 (分離端面 1 5) には伝熱管 2 の挿入勘合用の嵌合溝 1 9 a を設け、ヘッダ 3 の貫通孔 1 3 を介して挿入される伝熱管 2 が嵌合溝 1 9 a 内に挿入嵌合されとめられる。

40

【 0 0 2 3 】

図 9 もこの縦仕切り部材 8 と伝熱管 2 との組付け構造の他の実施例を示す。即ち、前記伝熱管 2 に縦仕切り部材 8 の挿入勘合用の溝 1 9 b を設けるとともに縦仕切り部材には溝を設けず、ヘッダ 3 の貫通孔 1 3 を介して挿入される伝熱管 2 が係止される。

【 0 0 2 4 】

縦仕切り部材 8 と勘合溝 1 9 a , 1 9 b をこのように構成することにより、ヘッダ 3 に伝熱管を勘合する際、この伝熱管 2 が確実に固定されるし、また伝熱管 2 のヘッダ 3 への挿入量が適正なものとなり、製造ばらつきが減少して、生産性が向上し、製造コストの低

50

減を図ることができる。

【 0 0 2 5 】

図 8 , 9 , 1 0 はヘッダ 3 の形状と仕切部材 8 の各種の例を示すもので、図 8 には前述した縦仕切部材 8 がヘッダ 3 に挿入溶着されている。図 9 にはヘッダ 3 と縦仕切部材 8 とが押出成形により一体に形成された例を示している。

【 0 0 2 6 】

図 1 0 (a) , (b) はヘッダ 3 の曲げ加工により仕切部材を成形したものである。図 1 0 (a) に示す例は板状のヘッダ素材を略長方形断面形状に曲げ加工してヘッダ 3 の外郭を構成するとともに、そのヘッダ素材の一端を折曲してヘッダ 3 の内面に溶着して縦仕切部材 8 を構成するものである。なおヘッダの断面形状は略円形としても構わず、ヘッダ 10 素材の他端を短く折曲してこの仕切部材 8 の一面に溶着してもよい。図 1 0 (b) に示す例は、ヘッダ断面が略半円形状に形成されたものである。図 8 , 9 , 1 0 に示した構造によれば、ヘッダ 3 を安価にかつ大量に製造することができる。また伝熱管 2 とヘッダ 3 をアルミ材やアルミクラッド材、フラックスなどを用いて炉中ろう付け溶着させて製造する場合には、各部の勘合隙間を確実に密着させて接合させることができ、冷媒漏れなどの不具合を防ぐことができる。なお、ヘッダ 3 が軸方向断面が円形の方が内圧強度は高いが、ヘッダ板材に強度向上材料や板圧拡大を図り内圧強度が確保されれば、その断面形状は略長方形でよく、他の断面形状でも良い。なお略長方形断面形状や略半円断面形状とした方が、ヘッダ 3 容積が減少し、熱交換器 5 0 のコンパクト化を図ることが可能となる。

【 0 0 2 7 】

図 1 1 はこの縦仕切部材 9 と伝熱管 2 との組付け構造を示す図である。ヘッダ 3 にはその断面方向に縦仕切部材 9 を挿入する勘合溝 1 8 が設けられている。図 1 1 に示した構造によれば、図 1 0 と同じくヘッダ 3 を安価にかつ大量に製造することができる。また伝熱管 2 とヘッダ 3 をアルミ材やアルミクラッド材、フラックスなどを用いて炉中ろう付け溶着させて製造する場合には、各部の勘合隙間を確実に密着させて接合させることができ、冷媒漏れなどの不具合を防ぐことができる。

【 0 0 2 8 】

次に、ヘッダ 3 内のヘッダ空間 1 2 の寸法について説明する。図 1 2 は略長方形断面をしたヘッダ 3 を伝熱管内作動流体流れ方向と一致する面で縦方向に切断した断面図であり、図 1 3 は扁平伝熱管 2 と直行する断面で切断した断面図である。図 1 2 、 1 3 中に矢印で示した冷媒流れ方向のヘッダ空間 1 2 における冷媒流れ方向の最小流路断面積は、扁平伝熱管 2 の複数の流路 6 の断面積の合計以下、望ましくは扁平伝熱管 2 の複数の流路 6 の断面積の水力相当直径以下に設定されている。その理由は以下の通りである。すなわち、扁平伝熱管 2 においては風上側の冷媒流路 6 a の方が熱交換が促進されやすいため、各冷媒流路 6 の風上側から風下側につれて冷媒乾き度が異なってヘッダ空間 1 2 内に流入してくる。例えば熱交換器 5 0 が蒸発器として作用するときは、風下側よりも風上側の冷媒乾き度が大きい値、凝縮器として作用するときは風下側よりも風上側の冷媒乾き度が小さい値となって、ヘッダ空間 1 2 内に流入してくる。このままの冷媒状態で次の扁平伝熱管に冷媒が流れると、風下側と風上側との間の冷媒流路において冷媒乾き度の差が更に拡大し、熱交換量の低下を引き起こす。このためにはヘッダ空間 1 2 に流入してくる冷媒を混合して冷媒乾き度を均一化し、次扁平伝熱管に冷媒を流してやればよい。ただしヘッダ空間 1 2 の容積や断面積が大きすぎると、ヘッダ空間 1 2 での冷媒流速が低下し、気液二相冷媒が分離しやすくなり、次扁平伝熱管への乾き度均一流れを保持できなくなる。

【 0 0 2 9 】

図 1 4 はこの熱交換器 5 0 を空調機の室内熱交換器に用いた例を示す室内機構成の断面図である。熱交換器 5 0 は室内機の垂直方向に対してある角度を持って装備されており、ヘッダ空間 1 2 の容積や断面積が大きすぎると、ヘッダ空間 1 2 での冷媒流速が低下し、気液二相冷媒がさらに分離しやすくなり、次扁平伝熱管への乾き度均一流れを保持できなくなる。そこで図 1 2 、 1 3 においては、ヘッダ空間 1 2 における冷媒流れ方向の断面積を、扁平伝熱管 2 の複数の流路 6 の断面積の合計以下、望ましくは扁平伝熱管 2 の複数の流

10

20

30

40

50

路6の断面積の水力相当直径以下に設定することにより、二相分離を回避することができる冷媒流速を保持する構造としている。これにより熱交換量の低下を防ぐことができ、高性能な熱交換器を得ることができる。なお最小流路断面積はヘッダ空間内で流れ方向に対して同一で無くてもよく、例えば図13のようにヘッダの隔壁厚を局所的に厚くし、絞る形としてもよい。

【0030】

図15(a)、(b)、(c)は伝熱管の各種の例を示すもので、図15(a)は前述した伝熱管2が示され、複数の隔壁14間に複数の冷媒流路6が形成されている。この隔壁14においてその略中央に位置する隔壁14aには縦仕切部材8の分離端面15が接し、各冷媒流路を左右の冷媒流路、即ち熱交換空気の風上側の冷媒流路と風下側の冷媒流路に分離している。また、隔壁14において分離端面15が接する中央の隔壁14aの厚さを他の隔壁14の厚さより大きく形成して伝熱管2を構成している。このように隔壁14aの厚さを大きくすることにより、分離端面15の接合スペースに余裕ができ、伝熱管2のヘッダ3への組付け自由度が大きくなり、生産性を向上させることができる。

10

【0031】

図15(b)および図15(c)は風下側の冷媒流路6bの冷媒流量を風上側の冷媒流路6aの冷媒流量より少なく構成してなるものである。即ち、図15(b)に示す伝熱管2はその風下側の冷媒流路6bのそれぞれ流通断面積を少なくして形成し、冷媒流量を少なくしている。このように構成することにより、多量の冷媒を風上側の冷媒流路6aに流通させることができ、熱交換量を向上させることができる。また、図15(c)に示す伝熱管3は隔壁14aの位置をその伝熱管中心から風下側にずらすことにより、風下側の冷媒流路6bが小さな流通断面積になり、風上側の冷媒流路6aの数を多くすることにより、冷媒の総流通断面積を風上側に大きくしている。このように構成することにより、多量の冷媒を風上側の冷媒流路6aに流通させることができ、熱交換量を向上させることができる。

20

【0032】

実施の形態2.

図16は本発明の実施の形態2における熱交換器の斜視図であり、実施の形態1の図1と同一構成部分は同一符号をもって表わし、蒸発器として使用する例を示す。空気流れ方向は5で、冷媒流れ方向は黒矢印の方向である。図16において熱交換器50は、板状フィン1と、前記板状フィンに対して垂直に挿入された2列の扁平伝熱管2より構成され、複数の扁平伝熱管2の片側には、ヘッダ3が接続されヘッダ3には所定の間隔で穴を開けて複数の扁平伝熱管の一端を夫々接続すると共に、上記各扁平伝熱管の他端は、U字状に曲げられ、再びヘッダ3に夫々接続されている。図16では、冷媒が流入して流出するまでの1つのパス流路に、U字状に曲げられた扁平伝熱管を4組使用した例を示している。フィン間を流動する気体は送風機で送られる空気であり、その流れ方向は前記伝熱管軸方向と直交し、かつ前記伝熱管断面短軸方向が直交する方向5で白抜きの矢印で示す。また熱交換器101を蒸発器として使用したときの冷媒流れ方向を黒矢印で示す。ヘッダ3には冷媒の流入管10a, 10bと、冷媒の流出管11a, 11bとが設けられている。

30

【0033】

図17は、図16の熱交換器を板状フィン1に平行な断面で切断したときの断面図で、前記伝熱管2には隔壁14により隔てられた複数の流路6が設けられている。この実施の形態においてフィン1の積層方向のピッチFpは $Fp = 0.001m$ であり、フィン厚みFtは $Ft = 0.0001m$ 、また空気流れに沿ったフィンの幅Lpは $Lp = 0.025m$ 、伝熱管の段方向に隣接する伝熱管の中心の距離である段ピッチDpは $Dp = 0.012m$ 、伝熱管の列方向に隣接する伝熱管の中心の距離である列ピッチDLは $DL = 0.012m$ 、伝熱管の長軸長さDlは $Dl = 0.01m$ 、短軸長さはDsは $Ds = 0.002m$ 、空気流れ上流フィン端部から伝熱管までの距離Laは $La = 0.0015m$ である。また流路6は4個設けられている例であり、その断面形状が正方形で、隔壁14の厚みDtは $Dt = 0.0003m$ の例である。なお図17に示した板状フィン面には、図2と同じく段方向

40

50

に隣接する伝熱管の間に切り起こし7を設けて、フィン間を通過する空気とフィンとの伝熱促進を図っている。

【0034】

なお、図16に示す熱交換器50を冷房運転時のヒートポンプ式冷凍空調サイクル装置の蒸発器として室内熱交換器25に使用した冷媒回路の例は図3と同様である。

【0035】

図18には、実施の形態2における熱交換器50のヘッダ3を図16に示す長軸方向断面にて切断したときの断面図を示す。なお伝熱管2の複数の流路6は省略している。この時、ヘッダ3内には、図4と同様に、長軸方向に第1および第2の縦仕切部材8a, 8bを設け、ヘッダ3内の断面方向には、横仕切部材9a, 9b, 9cが設けられているが、これら縦および横仕切部材8, 9の構成、目的、効果は、実施の形態1と同様である。以下、この熱交換器50の動作について説明する。

【0036】

蒸発器として用いられる熱交換器50において、冷媒流入管10から流出管11方向に冷媒が流れると、冷媒圧力損失により冷媒温度は低下する。一方空気は流れ方向5に対して温度は低下していく。図18に示したヘッダ構造により伝熱管2での冷媒流れ方向を図中の矢印で示すように規定することにより、伝熱管2内に設けた複数の流路6での伝熱管2管軸方向に直交した伝熱管2断面長軸方向の冷媒流れ方向が、空気流れ方向5と並向しているため、空気流れ方向に対して常に空気温度と冷媒温度との温度差が確保できる熱交換形態を実現することができ、熱交換効率の高い熱交換器を提供することができる。また伝熱管を2列構成としているが、フィン面積や伝熱管面積、切り起こし7は、図2と寸法、形状としているため、熱交換効率は実施の形態1と同様に高い値となる。

【0037】

加えて空調機の蒸発器として動作するときは、多湿条件において空気が減湿され、板状フィン1上に結露水が発生する。この時結露水が板状フィン1上にフォールドしたままの状態だと伝熱性能の低下や、通風抵抗の増加による風量低下や送風機駆動動力の増大を招き、熱交換性能の低下や空調機の運転効率の低下を引き起こすので、結露水を重力下方に速やかに配する必要がある。結露水は図19に示すように伝熱管2上部や下部に溜まりやすく、表面張力の影響により扁平伝熱管長軸長さが長い方がより溜まる量が多くなる。この実施の形態2では、扁平伝熱管2を2列構成とすることにより、この溜まり込み量を減少させることができる。また、扁平伝熱管長軸長さが長い方が上段側伝熱管から滴下してきた結露水を下方へ流す流動抵抗が大きくなってしまふ。実施の形態2では、扁平伝熱管を2列構成とすることにより、図19に示すように上段側伝熱管から滴下してきた結露水を速やかに下方に流すことができる。さらに、伝熱管2下部の結露水は伝熱管長軸中心に集まりやすいので、本実施の形態では、切り起こし7を伝熱管長軸中心に設けない構成とすることにより、図19に示すように伝熱管下部から滴下してきた結露水を速やかに下方に流すことができる。

【0038】

一方凝縮器として用いられる熱交換器50の作用、効果については、実施の形態1と同等の値を得ることができる。

【0039】

以上、実施の形態1, 2において、熱交換器50への蒸発器として使用した場合の冷媒流入管10と冷媒流出管11をヘッダ3中央に設置した例を示したが、図20の熱交換器斜視図、および図21(a)のヘッダ断面図に示すように、冷媒流入管10と冷媒流出管11をヘッダ3上下に配置しても良い。また図21(b)に示すように、本実施の形態におけるヘッダ構造の伝熱管組み合わせの最小単位はU字状に曲げられた扁平伝熱管2の使用数が4本なので、伝熱管4本ごとに1つのヘッダとし、これらを組み合わせて1つの熱交換器としてもよい。この時内部作動流体の流入管10a, 10b, 10c、流出管11a, 11b, 11cは、それぞれ任意の位置に設定できる。また実施の形態1, 2においては

10

20

30

40

50

、ヘッダ3内軸方向に2列に仕切る例を示したが、更に多列としてもよい。この場合のヘッダ内での冷媒の流し方も、蒸発器として使用するときは空気流れに対して並向流、凝縮器として使用するときは空気流れに対して対向流となるように、仕切部材の形状や位置、厚み、伝熱管の隔壁厚みを決めればよい。また実施の形態2のように伝熱管を多列にした場合も同様である。また実施の形態1、2においては、1パス流路当たりU字曲げ伝熱管2を4組用いた例を示したが、更に多数のU字曲げ伝熱管2で構成しても良い。また実施の形態1、2においては、U字曲げ伝熱管2を用いた例を示したが、図26に示したようにヘッダを伝熱管軸方向端部両側に設置してもよい。この時、ヘッダ4の仕切部材の形状は、U字曲げ伝熱管で構成したときと同様の冷媒流れとなるように構成すればよい。また伝熱管2内に設けた正方形流路6の数や大きさも任意に設定してもよい。また図2、図17において説明した各種形状パラメータや切り起こし7も任意の値や形に設定してもよい。

10

【0040】

また、実施の形態1、2に述べた前記伝熱管2の複数の流路6内には、図22に示すように突起41を設けてもよい。この突起により冷媒伝熱面積を非常に多く確保することができるので、熱交換器性能を高めることができる。また前記突起は、作動流体流れ管軸方向に対してねじられていてもよい。この時冷媒流れの巻き上げ効果により管内での冷媒液膜厚さを均一にしかも薄くすることができるので、熱交換器性能を高めることができる。また前記突起は、作動流体流れ管軸方向方向に対して左方向と右方向にねじられた突起の組み合わせでもよい。この時冷媒流れの衝突効果により管内での冷媒伝熱性能を高めることができ、熱交換器性能を高めることができる。また伝熱管の形状は、短軸長さが扁平管と同じならば、円管より通風抵抗が大幅に減少するため、図23、24に示すように楕円形状や卵形状でもよい。

20

【0041】

また実施の形態1、2に述べた伝熱管2の複数の流路6の形状は、冷媒伝熱面積を確保することができるので、長方形でも円でも楕円でもよい。

【0042】

また実施の形態2に述べた2列構成の伝熱管2の配置は、図25に示すように、板状フィン1にフィンカラーを設け、板状フィン1端部両側から挿入、かち込む方式としてもよい。これにより板状フィンのフィンカラー隙間寸法と挿入伝熱管の隙間管理が緩い方向となり、伝熱管が挿入しやすくなって、生産性を向上させることができる。またこの時の伝熱管端部の間隔42は、図17に示したフィン端部から伝熱管端部までの距離と両伝熱管端部の間隔との合計値とすればよい。図25は2列伝熱管の場合を示したが、1列の場合もフィン片側端面から挿入、かち込む方式としてもよい。

30

【0043】

実施の形態1、2に述べた熱交換器の製造方法は以下の通りである。まずアルミ材や銅材など熱伝導率の高い材料の引き抜き加工、または押し出し加工などにより伝熱管2を製作する。またアルミ材や銅材など熱伝導率の高い材料のプレス加工等によりフィン1を製作する。またパイプの押し出し加工や鍛造加工、または平板のプレス加工、または角柱の削りだし加工等により、ヘッダ3を製作する。これら材料には、表面に炉中ろう付け用のフラックスがコーティングする。例えばアルミ材を使用する時には、伝熱管側にアルミクラッド材、フィン側にアルミ材、もしくはその逆の組み合わせで材料を用いる。また伝熱管側、フィン側ともにアルミ材を用い、伝熱管表面にブレイジング材を塗布してもよい。そして治具等の固定によりフィンと伝熱管を固定したり、圧接加工等によりヘッダと伝熱管を固定する。その後真空炉や窒素炉を用いることにより、フィンと伝熱管とヘッダのろう付けによる接合を高速にしかも大量に行うことができ、生産性を上げることができる。またろう付けによりフィンと伝熱管の接触熱伝達率を無限大とすることができ、熱交換器の性能を飛躍的に高めることができる。また炉中ろう付けによりヘッダと伝熱管を一度に接合することにより、ろう付け不良による冷媒漏れを防ぐことができ、HCなどの可燃性冷媒やアンモニアなどの有毒冷媒、二酸化炭素などの高圧冷媒を用いたときの冷媒漏れに対

40

50

する安全性を確保することができる。またフィン、伝熱管、ヘッダを同一材料にて製造することにより、リサイクル性を高めることができる。

【0044】

実施の形態1、2に述べたフィンには、表面に親水性材料がコーティングされている。蒸発器として使用したときに結露水のスムーズな排水性を確保することができ、熱交換器内での結露水溜まり込みによる通風抵抗増加を防止し、熱交換空気風量の増加による熱交換量の増加や、低騒音化を図ることができ、装置のエネルギー効率向上、快適性向上を達成することができる。また炉中ろう付け前にコーティングしてもよいし、ろう付け後にコーティングしてもよい。

【0045】

上記フィン、伝熱管、ヘッダパイプは炉中ろう付けにて製造され、親水性材料がコーティングされるので、蒸発器として使用したときに結露水のスムーズな排水性を確保することができ、熱交換器内での結露水溜まり込みによる通風抵抗増加を防止し、熱交換空気風量の増加による熱交換量の増加や、低騒音化を図ることができ、装置のエネルギー効率向上、快適性向上を達成することができる。また結露水は熱交換器腐食の原因となるが、フィン材と伝熱管素材に電位差を持たせるような材料を選定し、フィン材が腐食しやすい構成すれば、仮に腐食が進行しても伝熱管の腐食を防ぐことができ、冷媒の漏洩をさけることができ、安全性を確保できる。

【0046】

また、実施の形態1、2の熱交換器およびこれを用いた冷凍空調サイクル装置の冷媒として、メタン、エタン、プロパン、ブタン、イソブタン、プロピレン、イソプロピレンなどのHC冷媒の単一、またはHCを含む混合冷媒を用いることにより、地球温暖化係数を非常に小さくすることができる。プロパンは冷媒圧力損失に対する温度降下度合いが、従来冷媒R22より大きい。例えば、冷媒飽和温度が10 から0 へ変化するとき、R22は0.183MPaの圧力変化であるが、プロパンは0.162MPaの圧力変化となる。またイソブタンも冷媒圧力損失に対する温度降下度合いが、従来冷媒R134aよりも大きい。例えば冷媒飽和温度が-20 から-30 へ変化するとき、R134aは0.0483MPaの圧力変化であるが、イソブタンは0.0258MPaの圧力変化となる。このためこれら冷媒を用いた冷凍空調サイクル装置においては、冷媒圧力損失の絶対値を従来冷媒以上に小さくする必要がある。本実施例の熱交換器は、偏平伝熱管に隔壁により隔てられた複数の流路（例えば径1.5mmの流路を10流路以上）を設け、かつ1つのヘッダあたりに接続する偏平伝熱管本数を多くすることにより、超多流路の熱交換器を構成することができ、冷媒圧力損失の絶対値を小さくすることが非常に簡単にできる。従って、HC冷媒の単一、またはHCを含む混合冷媒を用いた時にも、高効率な冷凍空調サイクル装置を提供することができる。

【0047】

また、本実施の形態1、2の熱交換器およびこれを用いた冷凍空調サイクル装置の冷媒として、R32の単一、またはR32を含む混合冷媒（R407A、R407B、R407C、R407D、R407E、R410A、R410B、など）を用いることにより、地球温暖化係数を非常に小さくすることができる。しかしR32冷媒は従来冷媒R22より動作圧力が高い。例えばR22の飽和温度50 における圧力が1.94MPaであるのに対して、R32では3.14MPa、R410Aでは3.06MPaとなる。この実施例の熱交換器は、偏平伝熱管に厚さ0.3mm程度の隔壁により隔てられた複数の流路（例えば径1.5mmの流路を10流路以上）を設けられているので、耐圧強度を高めることができる。従って、高効率かつ、十分な信頼性を確保した冷凍空調サイクル装置を提供することができる。またヘッダー3内には、縦および横の仕切り板8、9を設けているので、耐圧強度をより高めることができる。

【0048】

また、本実施の形態1、2の熱交換器およびこれを用いた冷凍空調サイクル装置の冷媒として、アンモニアの単一、またはアンモニアを含む混合冷媒を用いることにより、地球温

10

20

30

40

50

暖化係数を非常に小さくすることができる。しかしアンモニアは従来の円管プレートフィンタイプ熱交換器に使われていた銅製の伝熱管を腐食させてしまう。この実施例の熱交換器は、腐食耐力のあるアルミニウムを、板状フィン材、偏平伝熱管、ヘッダに使用して、一体炉中ろう付けすることにより、耐食性の確保ならびにろう付け不良による冷媒漏れを防ぐことができ、高効率かつ、十分な安全性を確保した冷凍空調サイクル装置を提供することができる。

【0049】

また、本実施の形態1、2の熱交換器およびこれを用いた冷凍空調サイクル装置の冷媒として、二酸化炭素、空気、水、の単一、またはこれらの混合冷媒を用いることにより、地球温暖化係数を非常に小さくすることができる。しかしこれら冷媒は、R32冷媒以上に動作圧力が高い。例えば二酸化炭素の飽和温度30における圧力は7.205MPaにもなる。本実施例の熱交換器は、偏平伝熱管に厚さ0.3mm程度の隔壁により隔てられた複数の流路（例えば径1.5mmの流路を10流路以上）を設けられているので、これら超高压冷媒に足しても、耐圧強度を高めることができる。したがって、高効率かつ、十分な信頼性を確保した冷凍空調サイクル装置を提供することができる。また、ヘッダ3内には、8、9といった仕切り板を設けているので、耐圧強度をより高めることができる。

【0050】

また、本実施の形態1、2の熱交換器およびこれを用いた冷凍空調サイクル装置における、伝熱管流路6の断面積はかなり小さいので、冷媒回路内にスラッジ等の微少な物質が混入したり、圧縮機などからスラッジが発生すると冷媒回路を閉塞してしまうおそれがある。このため、ドライヤーやフィルターなどのスラッジ補足装置を冷媒回路内に導入することにより、これらスラッジにする伝熱管流路6の閉塞を防ぐことができ、信頼性の高い冷凍空調サイクル装置を提供することができる。また本実施例1、2の熱交換器およびこれを用いた冷凍空調サイクル装置の冷凍機油として、鉱油やアルキルベンゼン油、エーテル油、エステル油、フッ素油などを導入することにより、スラッジの発生を抑制することができ、併せて信頼性の向上を図ることができる。また前述各冷媒に対して非相溶性、または弱相溶性である冷凍機油を用いた場合においても、伝熱管流路6は微細なため、冷媒と冷凍機油が非常に良く混合され、油の滞留等による圧縮機内冷凍機油不足等が生じにくく、冷凍機油不足による圧縮機機械部の摺動不良が発生しない。また冷媒と冷凍機油が非常に良く混合されることにより、冷凍機油による冷媒伝熱性能の低下や油溜まり込みによる冷媒圧力損失の増加が生じる恐れもない。

【0051】

なお、上記実施の形態1から2に示した冷凍空調サイクル装置において、圧縮機はどんな形式のもの、例えば、レシプロ圧縮機（単気筒、複数気筒）、ロータリー圧縮機（単気筒、複数気筒）、スクロール圧縮機、リニア圧縮機など、を用いても良い。また前記圧縮機シェル内に圧縮部を回転数させる電気モータを内蔵するとき、そのシェル内の圧力構造は、高压でも低压でも良い。高压シェル方式では圧縮シリンダーを出た冷媒がモータを冷却して加熱され圧縮機から吐出されるので、吐出温度は高くなる。一方低压シェル方式ではシェル内に流入した冷媒はモータを冷却して加熱されてから圧縮シリンダーに吸入されるので、吸入温度は高くなる。しかし圧縮シリンダーから流出する冷媒は直接圧縮機外へ吐出されるので、吐出温度は低くなる。使用する冷媒に応じて、吐出温度を高くするか低くするか、特にR32冷媒はR410A冷媒より吐出温度が高くなり、プロパンはR410A冷媒より吐出温度が低くなるので、その冷媒の特性を考慮して高压か低压かを選択すればよい。また一般に低压シェルより高压シェルの方が圧縮機内冷凍機油への冷媒とけ込み量が多い。従って冷媒充填量を削減したいときには低压シェル方式を選択した方が良いが、冷媒が溶けにくい冷凍機油を使用すれば高压シェルでも冷媒量を削減することができる。

【0052】

【発明の効果】

以上説明したように、本発明の請求項1に係る熱交換器は、平行に配列され、個々の間

10

20

30

40

50

を気体が流動する複数の板状フィンと、前記板状フィンに貫通して配列され、扁平断面の内部に作動流体が流通する複数の流路を設けたU字形状に曲げられた伝熱管と、前記伝熱管の端部が連通するとともに作動流体の流入管と流出管が接続したヘッダと、前記ヘッダ内に設けられ前記流入管から前記伝熱管に連通する空間と前記伝熱管から前記流出管へ連通する空間とを分離するヘッダ長手方向の第1の縦仕切り板と、隣り合う前記U字形状の伝熱管に亘って設けられ、ヘッダ内空間を空気の流れ方向に対向して分離するヘッダ長手方向の第2の縦仕切り板と、前記U字形状の伝熱管の両端部を前記ヘッダ内空間にて隔てる横仕切り板と、を備え、前記ヘッダ内空間を前記第1および第2の縦仕切り板により気体の流れ方向に対して風上側流路と風下側流路に分離し、前記横仕切り板によりヘッダ長手方向の作動流体流れを区切る構成とするとともに、前記流入管から流入した作動冷媒が、蒸発器として用いる場合は前記扁平断面の伝熱管の風上側流路を流れて前記ヘッダの端部空間に到達すると前記伝熱管の風下側流路を流れて前記流出管から流出して、空気の流れ方向に対して並行流となる構成とし、凝縮器として用いる場合は前記扁平断面の伝熱管の風下側流路を流れて前記ヘッダの端部空間に到達すると前記伝熱管の風上側流路を流れて前記流出管から流出し、空気の流れ方向に対して対向流となる構成としたので、一連に連通する冷媒流路を複数形成し、多種多様な冷媒の経路を確実に形成することができる。また、冷媒を用いた蒸気圧縮式の空気調和機の蒸発器として使用した場合には、伝熱管の風上側の冷媒流路に流れた冷媒を風下側の冷媒流路に流して、冷媒を往復流動させることができ、空気流れと並向流化することに熱交換効率が向上する。また凝縮器として使用した場合には、伝熱管の風下側の冷媒流路に流れた冷媒を風上側の冷媒流路に流して、冷媒を往復流動させることができ、空気流れと対向流化することに熱交換効率が向上する。これにより空気調和機の能力増加やエネルギー効率向上を図ることができる。

【0053】

また本発明の請求項2に係る熱交換器は、前記伝熱管の内部に隔壁で隔てられた作動流体が流通する複数の流路において、前記縦仕切り板により分離された領域毎に前記流路断面積が異なるので、伝熱管中心隔壁の空気流れ方方向上流、下流に形成される冷媒流路の通過断面積を相違させて、空気側の熱交換量に対応させて冷媒流量を設定することができるという利点を有するので、熱交換器の性能を最大限に引き出すことができる。

【0054】

また本発明の請求項3に係る熱交換器は、前記U字形状の伝熱管を気体の流れ方向に対して複数列配設したので、この熱交換器を空気調和機の蒸発器として使用したとき、空気との熱交換により発生した結露水の排水性を高めることができるので、通風抵抗を低く押さえることができ空気風量を高めることができるので熱交換性能が向上するとともに、送風機駆動力が減少するので、空気調和機の能力増加やエネルギー効率向上を図ることができる。

【0055】

また、本発明の請求項4に係る熱交換器は、前記ヘッダ内の流路断面積を伝熱管の流路断面積の和以下としたので、ヘッダ内を流れる気液二相冷媒の分配性能を高めることができ、熱交換器効率の向上や、空気調和機の能力増加や運転エネルギー効率向上を図ることができる。

【0056】

また、本発明の請求項5に係る熱交換器は、前記ヘッダに前記伝熱管が連通する貫通孔と前記縦仕切り板に前記伝熱管が挿入係合する嵌合溝を形成したので、伝熱管のヘッダへの組付けが確実で、かつ、伝熱管のヘッダへの挿入量も適正なものとなるという利点を有する。

【0057】

また、本発明の請求項6に係る空気調和機は、前記板状フィンの前記伝熱管間に切り起こしを有し、前記切り起こしは前記扁平伝熱管の長軸中央部に位置しないので、扁平伝熱管下部から滴下してきた結露水を速やかに下方に流すことができる。

【0058】

10

20

30

40

50

また、本発明の請求項 7 に係る空気調和機は、少なくとも、圧縮機、凝縮器、絞り装置、蒸発器を順次配管で接続し、作動流体として冷媒を用いるとともに、請求項 1 乃至請求項 6 のいずれかに記載の熱交換器を蒸発器または凝縮器として用いたので、空気調和機の能力増加やエネルギー効率向上を図ることができる。

【 0 0 5 9 】

また、本発明の請求項 7 に係る空気調和機は、冷媒として、H C 冷媒の単一、または H C を含む混合冷媒、R 3 2 , アンモニア、二酸化炭素のいずれかを用いるので、地球温暖化を防止する空気調和機を提供することができる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】 本発明の実施の形態 1 における熱交換器の斜視図である。

10

【図 2】 本発明の実施の形態 1 における熱交換器の断面図である。

【図 3】 本発明の実施の形態 1 における冷媒回路図である。

【図 4】 本発明の実施の形態 1 に係わりヘッダの縦断面図である。

【図 5】 本発明の実施の形態 1 に係わり熱交換器の内部作動流体流れを表す図である。

【図 6】 本発明の実施の形態 1 に係わり熱交換器の特性を表す図である。

【図 7】 本発明の実施の形態 1 に係わり熱交換器のさらに別の特性を表す図である。

【図 8】 本発明の実施の形態 1 に係わり仕切部材と伝熱管とヘッダの接合部の構造を表す図である。

【図 9】 本発明の実施の形態 1 に係わり仕切部材と伝熱管とヘッダの接合部のさらに別の構造を表す図である。

20

【図 1 0】 本発明の実施の形態 1 に係わりさらに別のヘッダの横断面図である。

【図 1 1】 本発明の実施の形態 1 に係わり仕切部材とヘッダの接合部の構造を表す図である。

【図 1 2】 本発明の実施の形態 1 に係わりヘッダの別方向からの断面図である。

【図 1 3】 本発明の実施の形態 1 に係わりヘッダのさらに別方向からの断面図である。

【図 1 4】 本発明の実施の形態 1 に係わり室内機の構成を表す図である。

【図 1 5】 本発明の実施の形態 1 に係わり伝熱管の複数流路を表す図である。

【図 1 6】 本発明の実施の形態 2 における熱交換器の斜視図である。

【図 1 7】 本発明の実施の形態 2 における熱交換器の断面図である。

【図 1 8】 本発明の実施の形態 2 に係わりヘッダの断面図である。

30

【図 1 9】 本発明の実施の形態 2 に係わり熱交換器での結露水の流れを表す図である。

【図 2 0】 本発明の実施の形態 1、2 に係わり他の例における熱交換器の斜視図である。

【図 2 1】 本発明の実施の形態 1、2 に係わり他の例におけるヘッダの断面図である。

【図 2 2】 本発明の実施の形態 1、2 に係わり他の例における伝熱管の断面図である。

【図 2 3】 本発明の実施の形態 1、2 に係わりさらに他の例における伝熱管の断面図である。

【図 2 4】 本発明の実施の形態 1、2 に係わりさらに他の例における伝熱管の断面図である。

【図 2 5】 本発明の実施の形態 1、2 に係わり他の例における熱交換器の断面図である

40

【図 2 6】 従来の熱交換器の斜視図である。

【図 2 7】 従来の伝熱管の断面図である。

【図 2 8】 従来の熱交換器の断面図である。

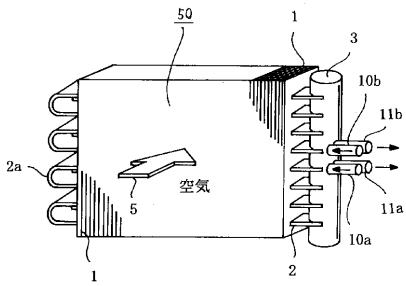
【符号の説明】

1 フィン、 2 扁平伝熱管、 3 ヘッダー、 5 空気流れ方向、 6 伝熱管内冷媒流路、 8 縦仕切り部材、 9 横仕切り部材、 1 0 流入管、 1 1 流出管、 1 2 ヘッダー空間、 1 3 貫通孔、 1 4 隔壁、 1 8 嵌合溝、 1 9 嵌合溝、 2 1 圧縮機、 2 2 四方弁、 2 3 室外熱交換器、 2 4 絞り装置、 2 5 室内熱交換器、 2 6 室外送風機、 2 8 室内送風機、 3 1 , 3 2 冷媒配管、

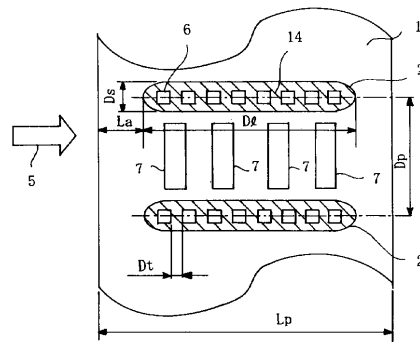
50

33 室外機、 34 室内機、 41 突起、 50 熱交換器、 100 熱交換器、
103、104 ヘッダー、 102 扁平伝熱管、 110 流入管、 111 流出管。

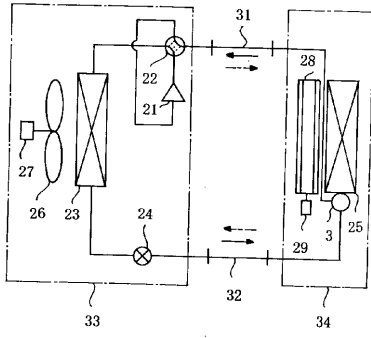
【図1】



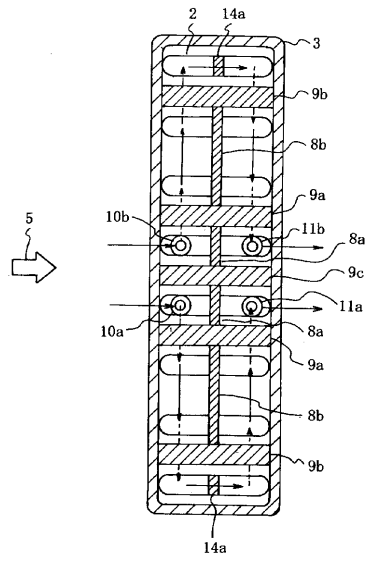
【図2】



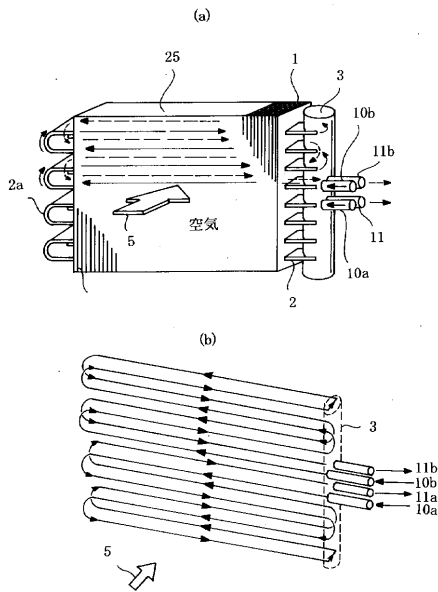
【図3】



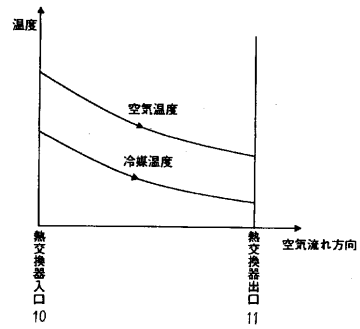
【図4】



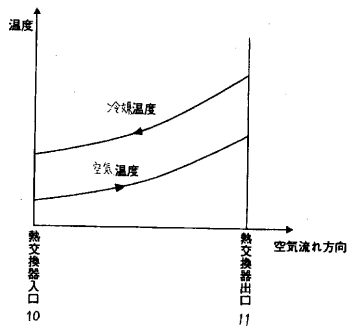
【図5】



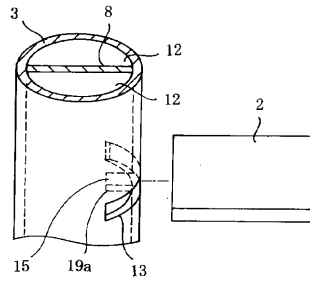
【図6】



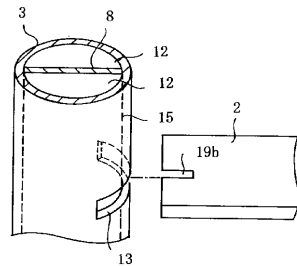
【図7】



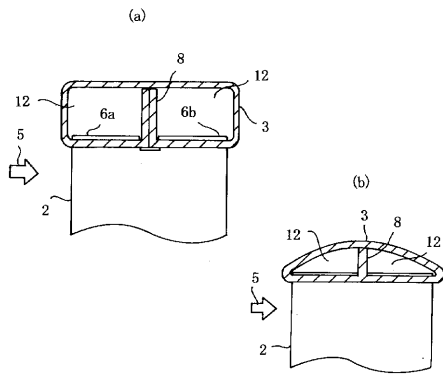
【図8】



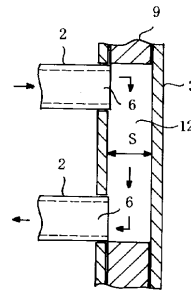
【図9】



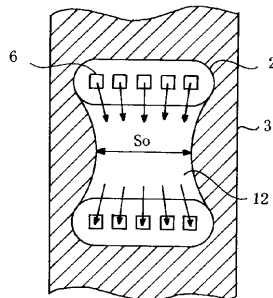
【図10】



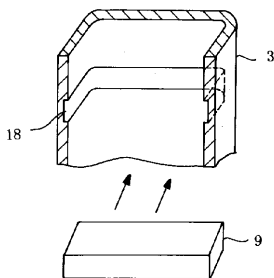
【図12】



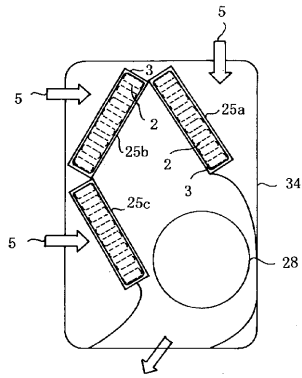
【図13】



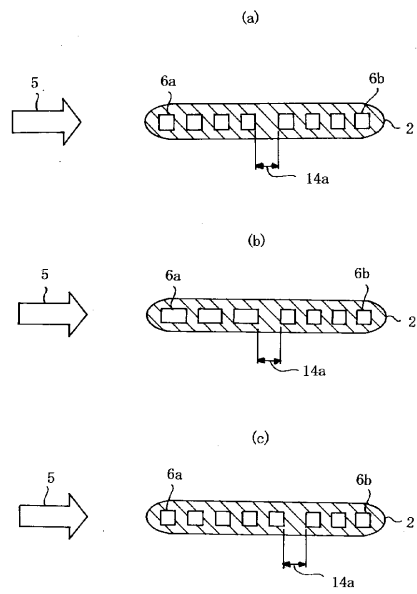
【図11】



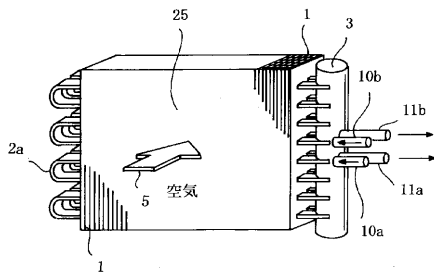
【 図 1 4 】



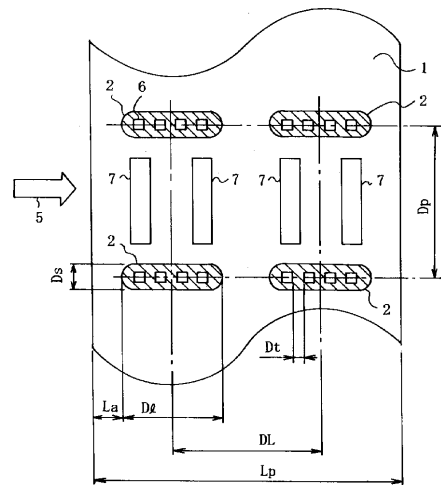
【 図 1 5 】



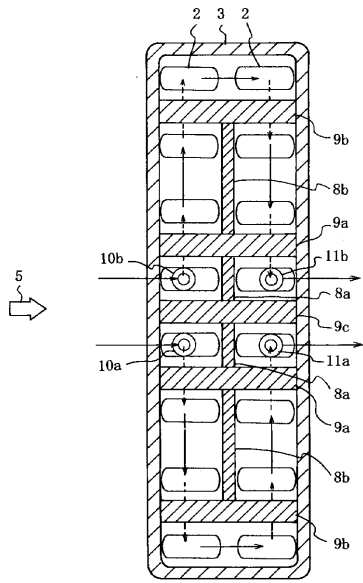
【 図 1 6 】



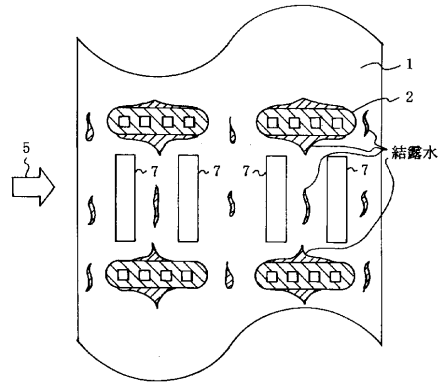
【 図 1 7 】



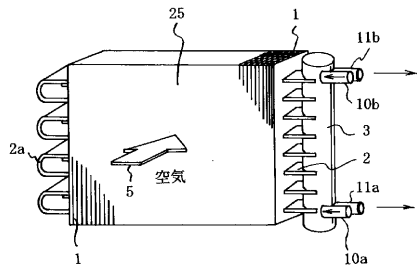
【図18】



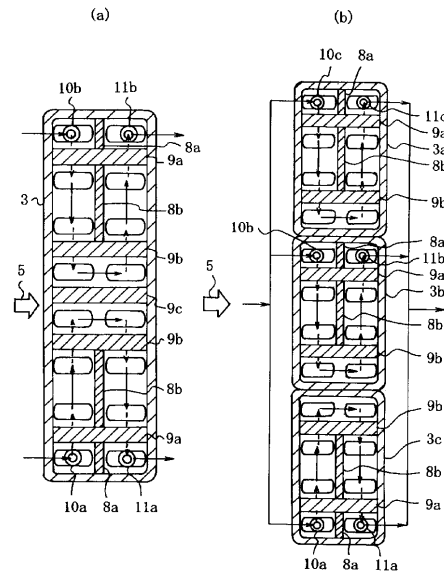
【図19】



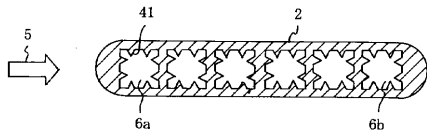
【図20】



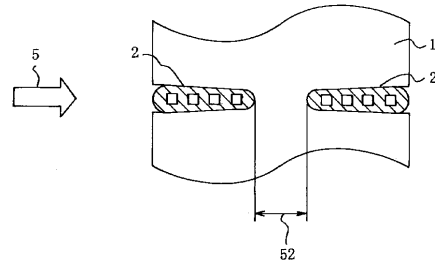
【図21】



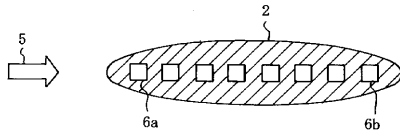
【図 2 2】



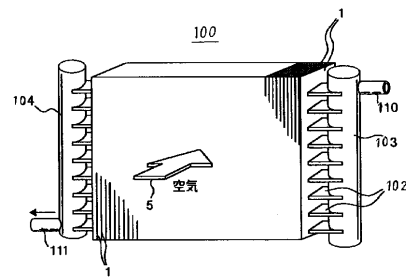
【図 2 5】



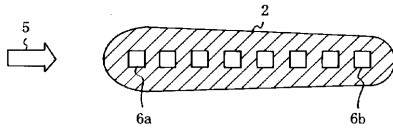
【図 2 3】



【図 2 6】



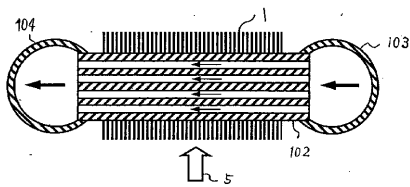
【図 2 4】



【図 2 7】



【図 2 8】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.			F I		
<i>F 2 8 F</i>	<i>1/02</i>	<i>(2006.01)</i>	<i>F 2 8 F</i>	<i>1/02</i>	<i>B</i>
<i>F 2 8 F</i>	<i>1/30</i>	<i>(2006.01)</i>	<i>F 2 8 F</i>	<i>1/30</i>	<i>D</i>
<i>F 2 8 F</i>	<i>9/18</i>	<i>(2006.01)</i>	<i>F 2 8 F</i>	<i>9/18</i>	

(72)発明者 石橋 晃
東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三菱電機株式会社内

(72)発明者 加賀 邦彦
東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三菱電機株式会社内

審査官 楨原 進

(56)参考文献 実開昭55-131479(JP,U)
実開平05-025173(JP,U)
実開平04-003275(JP,U)
特開平07-019783(JP,A)
特開平10-281684(JP,A)
特開2002-130866(JP,A)
特開昭63-163785(JP,A)
特開2000-186863(JP,A)
特開平10-332212(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F28F 9/02
F25B 39/00
F25B 39/02
F25B 39/04
F28D 1/047
F28F 1/02
F28F 1/30
F28F 9/18