

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 登録実用新案公報(U)

(11) 実用新案登録番号

実用新案登録第3107597号
(U3107597)

(45) 発行日 平成17年2月3日(2005.2.3)

(24) 登録日 平成16年12月15日(2004.12.15)

(51) Int. Cl.⁷

F 2 8 F 1/02
F 2 8 D 1/053
F 2 8 F 1/40
F 2 8 F 13/08

F I

F 2 8 F 1/02 B
F 2 8 F 1/02 Z
F 2 8 D 1/053 A
F 2 8 F 1/40 A
F 2 8 F 13/08

評価書の請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 8 頁)

(21) 出願番号 実願2004-5351 (U2004-5351)
(22) 出願日 平成16年9月6日(2004.9.6)
出願変更の表示 特願2001-368765 (P2001-368765)
の変更
原出願日 平成13年12月3日(2001.12.3)
(31) 優先権主張番号 2000-072369
(32) 優先日 平成12年12月1日(2000.12.1)
(33) 優先権主張国 韓国 (KR)

(73) 実用新案権者 590001669
エルジー電子株式会社
大韓民国, ソウル特別市永登浦区汝矣島洞
20
(74) 代理人 100077517
弁理士 石田 敬
(74) 代理人 100092624
弁理士 鶴田 準一
(74) 代理人 100082898
弁理士 西山 雅也
(74) 代理人 100081330
弁理士 樋口 外治

最終頁に続く

(54) 【考案の名称】 マイクロマルチチャンネル熱交換器のチューブ構造

(57) 【要約】 (修正有)

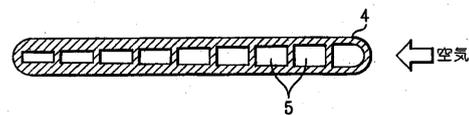
【課題】 本考案は、チューブ内部に形成されているチャンネルの断面積を変更して熱交換機全体をより効率的に用いるようにするものである。

【解決手段】 本考案は、中空が形成されていて冷媒が流入される下部ヘッダー1と；下部ヘッダーと同じ形状であり、下部ヘッダーに対向するように下部ヘッダーの上部に備えられる上部ヘッダーと；上部ヘッダーと下部ヘッダーに両端部が固定されて二つのヘッダーの長手方向に沿って所定間隔で複数配置され、その内部には両ヘッダーの中空と連通されるように長く形成されると共に両ヘッダーの長手方向に平行した断面積が流動空気の入口側から出口側にいくほど一定割合で減少される複数チャンネルが形成されているチューブ4と；チューブ4の間に取り付けられて流動空気と熱交換する多数のフィンを含んで構成する。

【選択図】 図1

図 1

本発明によるチューブの空気流動方向に平行した断面を示す断面図



4...チューブ
5...チャンネル

【実用新案登録請求の範囲】**【請求項 1】**

中空が形成されていて冷媒が流入される下部ヘッダーと；

前記下部ヘッダーと同じ形状であり、下部ヘッダーに対向するように下部ヘッダーの上部に備えられる上部ヘッダーと；

前記上部ヘッダーと下部ヘッダーに両端部が固定されて両ヘッダーの長手方向に沿って所定間隔で複数配置され、前記両ヘッダーの長手方向と平行した断面積が流動空気の入口側から出口側へいくほど一定割合で減少されて全体的にウェッジタイプを有して、その内部には両ヘッダーの中空と連通されるように長く形成されると共に両ヘッダーの長手方向に平行した断面積が流動空気の入口側から出口側へいくほど一定割合で減少される多数のチャンネルが形成されたチューブと；

前記チューブの間に取り付けられて流動空気と熱交換する多数のフィンを含むことを特徴とするマイクロマルチチャンネル熱交換機のチューブ構造。

10

【請求項 2】

前記各チューブの断面積と各チャンネルの断面積は流動空気の入口側から出口側へ行くほど入口側温度差 / 出口側温度差の割合で減少されることを特徴とする請求項 1 に記載のマイクロマルチチャンネル熱交換機のチューブ構造。

【請求項 3】

前記各チューブの各チャンネルはその断面が矩形となっていることを特徴とする請求項 2 に記載のマイクロマルチチャンネル熱交換機のチューブ構造。

20

【考案の詳細な説明】**【技術分野】****【0001】**

本考案は、マイクロマルチチャンネルの熱交換機に関するもので、特に、チューブのチャンネルの断面積を変更して熱伝達の効率を更に増大させるマイクロマルチチャンネル熱交換機のチューブに関する。

【背景技術】**【0002】**

一般に、熱交換機は室内温度を高めるか低める冷房機及び暖房機などの空気調和機に適用される。

30

【0003】

以下、従来熱交換機に関して図 5 ないし図 7 を参照して説明する。図 5 は従来熱交換機を詳細に示した分解斜視図であり、図 6 は図 5 の I - I 断面図であり、図 7 は図 5 の断面からチューブの空気流動方向の長さによる流動空気の温度変化及びチューブの表面温度を示すグラフである。図 5 及び図 6 を参照すると、従来熱交換機は中空が形成された下部ヘッダーと、前記下部ヘッダー 1 の上部に対応されるように位置する上部ヘッダー 2 と、前記上部ヘッダー 2 と、下部ヘッダー 1 の間に位置する多数のチューブ 4 と、前記各チューブ 4 の間に位置するフィン 6 からなる。前記下部ヘッダー 1 は円筒形からなり、内部に中空が形成され、その外形をなす外周部にはチューブ 4 の断部を挿入固定するように多数のヘッダーホール 3 が下部ヘッダー 1 の長手方向に沿って等間隔で形成されている。

40

【0004】

また、前記下部ヘッダー 1 と対応するように下部ヘッダーの上部に位置する上部ヘッダー 2 は下部ヘッダー 1 と同じ形状となっている。この時前記下部ヘッダー 1 と上部ヘッダー 2 に形成された各々のヘッダーホール 3 は互いに対向するように形成される。これによって、下部ヘッダー 1 に形成されたヘッダーホールにチューブ 4 の一端部が固定され、上部ヘッダー 2 に形成されたヘッダーホールにチューブの他端部が固定されることによって前記各チューブ 4 は二つのヘッダー 1, 2 の長さ方向に沿って並んで配列される。

【0005】

前記チューブ 4 は両ヘッダー 1, 2 に収められる程度の幅と薄い厚さを有する矩形の板形として、その内部には多数のチャンネル 5 が形成されている。また、前記各チューブ 4 は

50

流動空気の流れを円滑にするために流動空気の入口側の表面と出口側の表面が円弧形状になるように形成される。かかるチューブ4には微細な断面積を有すると共にチューブ4の長手方向に長く形成された多数のチャンネル5が流動空気の流れ方向に沿って直角に配列される。このように形成されたチューブ4は両ヘッダー1、2に両端部が固定されてヘッダー1、2に形成された中空と各チャンネル5が連通され、前記各チューブ4の間には流動空気が通過しながら熱交換されるようにフィン6が設置される。この時、各フィン6は薄い厚さを有する板形として数回千鳥形に折り曲げられている。

【0006】

このような構造を有する熱交換機において、前記下部ヘッダー1の中空に沿って流入される冷媒は各チャンネル5を通過しながら流動空気と熱交換され、上部ヘッダー2に流入する。

10

【0007】

しかしながら、このような構造を有する熱交換機は次のような問題があった。図7に示すように、前記熱交換機は流動空気と熱交換されることによって各チャンネル5を流動する冷媒が蒸発されるので前記熱交換機に相対的に高温の流動空気が接触してもチューブ4の表面温度は約8℃を保ち続ける。

【0008】

この時、前記チューブ4の表面温度は周囲環境による変化は非常に僅かで殆ど一定温度を保持するので以下チューブ4の表面温度は等温状態であると仮定する。勿論、前記熱交換機の表面と熱交換する流動空気の温度は季節や周囲環境によって変化できることは当然である。例えば、室内の空気温度を27℃に設定すると、前記熱交換機は入口側の流動空気の温度が27℃となり、冷媒との熱交換によって出口側の流動空気の温度が14℃となる。この時、流動空気の入口側の一番目のチャンネルの表面と流動空気間の温度差が19℃であり、出口側の一番目のチャンネルの表面と流動空気間の温度差は6℃である。二つの物体間の熱伝達量は温度及び接触面積に比例するので、入口側のチューブプレート4の一番目のチャンネルと出口側の一番目のチャンネル間の熱伝達量は約3倍の差となる。これによってチューブの入口側のチャンネルに流動する冷媒が出口側のチャンネルに流動する冷媒に比べて速く蒸発する。この時前記上部ヘッダー2における冷媒圧力は上部ヘッダー2の内では殆ど均一で、下部ヘッダー1における冷媒圧力も下部ヘッダー1の内部では殆ど均一である。

20

30

【0009】

図7に示すように、空気温度を示す曲線はチューブ4の入口側では傾きが緩やかで、入口側の特定チャンネルから出口側チャンネルまでは殆どさらに激しい傾きとなっている凸形曲線形であることが分かる。

【0010】

以上、入口側のチャンネルでは冷媒が他のチャンネルの冷媒に比べて急速に蒸発されると前記入口側のチャンネルでは冷媒の気相領域が増加することによって冷媒の流動抵抗が増加することによって、前記下部ヘッダー1から入口側のチャンネルへ流れ込む冷媒量が減少される。従って、前記各チューブの入口側の部分における熱伝達量が減少することによって図7のように入口側の空気温度の降下は減少される。これによって、入口側のチャンネルの冷媒蒸発によって気相領域が増加するので前記入口側のチャンネル内における圧力が増加し、出口側のチャンネルの圧力は相対的に減少する。従って、前記各チューブ4の入口側のチャンネルと出口側のチャンネルの間には圧力の降下差が発生する。

40

【0011】

なお、熱交換機のシステム内部は全体的に同一な圧力降下を保持しようとする性質によって冷媒流量が部分的に変化することによって前記各チューブ4の入口側のチャンネルよりは出口側のチャンネルの方へより多い冷媒が供給されて入口側及び出口側のチャンネルの圧力降下は等しくなる。

【0012】

以上述べたように、前記入口側のチャンネルには気相領域によって冷媒の流動量が減少さ

50

れ出口側のチャンネルには冷媒の流動量が増加されるので、実質的に熱交換作用を行う各チューブ4の幅は流動空気の流れ方向と垂直な実際のチューブ4の幅より狭くなる。このように前記チューブのチャンネルの断面積を同一な大ききさで形成させることによって前記熱交換機の全体的な熱交換効率が減少されるという問題があった。

【考案の開示】

【考案が解決しようとする課題】

【0013】

本考案は、上記従来技術の問題点を解決するためのもので、チューブの構造を改善して熱交換機の全体をより効率的に用いることによって熱交換の効率を増大させることが目的である。

【課題を解決するための手段】

【0014】

上記目的を達成するための本考案による熱交換機は、中空が形成されていて冷媒が流入される下部ヘッダーと；前記下部ヘッダーと同じ形状であり、下部ヘッダーに対向するように下部ヘッダーの上部に備えられる上部ヘッダーと；前記上部ヘッダーと下部ヘッダーに両端部が固定されて両ヘッダーの長手方向に沿って所定間隔で複数配置され、前記両ヘッダーの長手方向と平行した断面積が流動空気の入口側から出口側へいくほど一定割合で減少されて全体的にウェッジタイプを有して、その内部には両ヘッダーの中空と連通されるように長く形成されると共に両ヘッダーの長手方向に平行した断面積が流動空気の入口側から出口側へいくほど一定割合で減少される多数のチャンネルが形成されたチューブと；前記チューブの間に取り付けられて流動空気と熱交換する多数のフィンを含むことを特徴とする。

【考案の効果】

【0015】

以上説明したように、本考案の熱交換機は各チャンネル5ごとに同じ圧力が形成されて圧力差が殆どないので冷媒の流れが円滑になり、熱交換機全体をより効率的に用いるという長所がある。また、これによって従来のような容量を有している熱交換機を製造時よりコンパクトできるという長所がある。

【考案を実施するための最良の形態】

【0016】

以下、添付の図面を参照して本考案を更に詳細に説明する。図1は本考案によるチューブの空気流動方向の長さによる断面を示す断面図であり、図2は図1の断面においてチューブの空気流動方向の長さによる流動空気の温度変化及びチューブの表面温度を示すグラフであり、図3は図1の断面においてチューブの空気流動方向の長さによるチャンネルの断面積比を示すグラフである。

【0017】

図1を参照すると、前記各チャンネル5は両ヘッダー1, 2の長手方向に平行した断面積が流動空気の入口側から出口側へ行くほど一定割合で小さくなるように形成される。この時、前記各チャンネル5は空気の流動方向に平行した辺の長さが空気の流動方向に垂直した辺の長さより長い矩形に形成されて良い。

【0018】

また、前記各チューブ4の各チャンネル5の断面は空気の入口側辺の長さが出口側の辺の長さに比べて大きい梯形に形成される。この時、前記各チューブの各チャンネル5はその断面の角部分をラウンディングされるように形成することによって冷媒の流動抵抗を減少させるのがより望ましい。

【0019】

前記のような形状を有する各チューブ4は流動空気の流入側の一番目のチャンネルにおける空気の流入側辺だけをラウンディングされるように形成されるか又は出口側の一番目のチャンネルにおける空気の流出側面だけをラウンディング形成することができ、前記流入側の一番目のチャンネルにおける空気流入側面と出口側の一番目のチャンネルにおける空気の流

10

20

30

40

50

出側面を全てラウンディングされるように形成することもできる。

【0020】

なお、一般的に熱交換効率は二つの物質間の温度差と接触面積に比例する。これによって、前記チューブ4の流動空気入口側から熱交換機の表面と流動空気間の温度差を入口側温度差にし、流動空気出口側から熱交換機の表面と流動空気間の温度差を出口側の温度差とする時、チャンネル5の断面積は入口側から出口側へ行くほど入口側温度差/出口側温度差の割合で減少されるように形成されるのが望ましい。

【0021】

なお、従来のようにチューブ4の入口側の温度差が19であり、出口側の温度差が6の場合を本考案を適用して下記に挙げられる。図3に示すように、流動空気の入口側の一番目のチャンネルの断面積に対する出口側の一番目のチャンネルの断面積を19:6の割合で形成するのが望ましい。即ち、前記チューブの入口側の一番目のチャンネルの断面積は従来のような同一な断面積を有するようにし、出口側の一番目の断面積は入口側の一番目のチャンネルの6/19倍の断面積を有するようにする。

10

【0022】

また、前記熱交換機を通過する空気の温度が各地域及び周囲環境によって変化するので前記熱交換機が用いられる特定地域の夏期平均温度又は熱交換機を一番多く用いる時間帯の平均温度に基づいて前記断面積の割合を適宜設定することは勿論である。

【0023】

しかしながら、図7の空気温度の変化を示す曲線は殆ど直線に近いので便宜上図3の断面積比の変化を示す曲線を直線に示している。

20

【0024】

このような断面積比に形成されたチューブ4の構造が適用された熱交換機を従来の熱交換機の外部環境と同一の条件で熱交換機の熱交換能力を推察すると次の通りである。図2に示すように、室内の空気温度が27であり、熱交換機の表面温度が8の場合に前記熱交換機の表面温度と入口側の流動空気との温度差は19であり、前記熱交換機の表面温度と出口側流動空気との温度差は4である。この時、流動空気の入口側のチャンネルから流動空気と熱交換機の表面温度との温度差が大きいので前記入口側のチャンネルの断面積を相対的に広く形成して冷媒の流動量を増加させ、前記入口側から出口側のチャンネルへ行くほど断面積を減少させることによって冷媒の流動量を減少させる。結果的に、温度差が大きい入口側のチャンネルでは冷媒の流動量を相対的に増加させることによって熱交換効率が低い部分でより多い熱交換が起こるようにし、熱交換の効率が低い出口側のチャンネルには冷媒の流動量を相対的に減少させることによってこれに対応する熱交換が起こるようにしたものである。

30

【0025】

次に、本考案による他の実施形態に対して図4を参照して説明する。図4を参照すると、前記両ヘッダー1、2の長さ方向と平行なチューブのプレートの断面積が流動空気の入口側から出口側へ行くほど所定の割合で減少されて全体的にウェッジタイプの断面積を有し、その内部には両ヘッダー1、2の中空と連通されるように各々長く形成されるとともに同時に両ヘッダーの長さ方向に平行した断面積が流動空気の入口側から出口側へ行くほど所定割合で減少される多数個のチャンネル5が形成される。この時、前記各チューブの断面積とその内に形成された各チャンネルの断面積は流動空気の入口側から出口側へ行くほど入口側温度差/出口側温度差の割合で減少される。

40

【0026】

前記のような構造を有する熱交換のチューブのチャンネル構造は前記の通りであるので以下説明を省く。前記本考案による他の実施形態のように、前記各チューブ4に形成された各チャンネル5の断面積と各チューブの断面積を全ての空気の流入側から流出側へ行くほど減少させることによって前記各チャンネルを流動する冷媒と流動空気間の熱交換量を増加させる。前記のように、各チャンネル5の断面積と温度差が比例されるように設計された熱交換機はチューブ4内に形成された各チャンネル5で冷媒の蒸発速度が同一になるので流動抵

50

抗が殆ど同一になる。

【0027】

これは下部ヘッダー1の圧力が各チャンネル5の下端部で均一に作用し、上部ヘッダー2の圧力が各チャンネル5の上端部で各々均一に作用する状態で、前記各チャンネル5で冷媒は均一な速度で蒸発されるので前記各チャンネル5ごとに同一な圧力が形成されるからである。

【図面の簡単な説明】

【0028】

【図1】本考案によるチューブの空気流動方向に平行した断面を示す断面図である。

【図2】図1の断面においてチューブの空気流動方向の長さによる流動空気の温度変化及びチューブの表面温度を示すグラフである。 10

【図3】図1の断面においてチューブの空気流動方向の長さによるチャンネルの断面積比を示すグラフである。

【図4】本考案による熱交換機のチューブの他の実施形態を示す図面である。

【図5】従来熱交換機を詳細に示す分解斜視図である。

【図6】図5のI-I断面図である。

【図7】図5の断面からチューブの空気流動方向の長さによる流動空気の温度変化及びチューブの表面温度を示すグラフ図である。

【符号の説明】

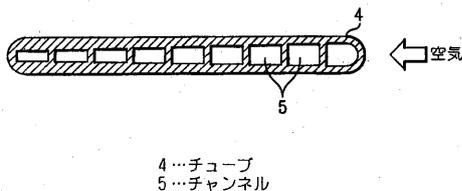
【0029】

- 1 下部ヘッダー
- 2 上部ヘッダー
- 3 ヘッダーホール
- 4 チューブ
- 5 チャンネル
- 6 フィン

【図1】

図1

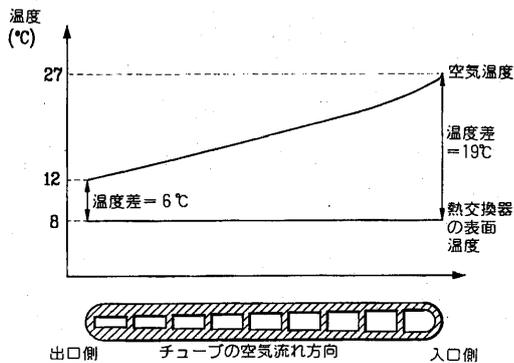
本発明によるチューブの空気流動方向に平行した断面を示す断面図



【図2】

図2

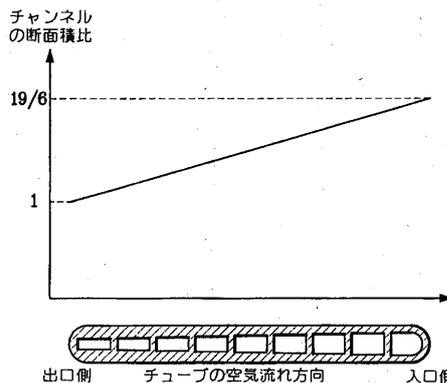
図1の断面においてチューブの空気流動方向の長さによる流動空気の温度変化及びチューブの表面温度を示すグラフ



【図3】

図3

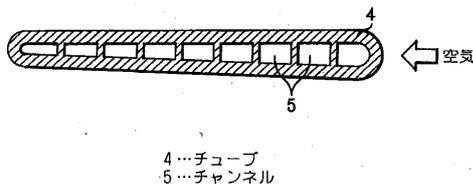
図1の断面においてチューブの空気流動方向の長さによるチャンネルの断面積比を示すグラフ



【図4】

図4

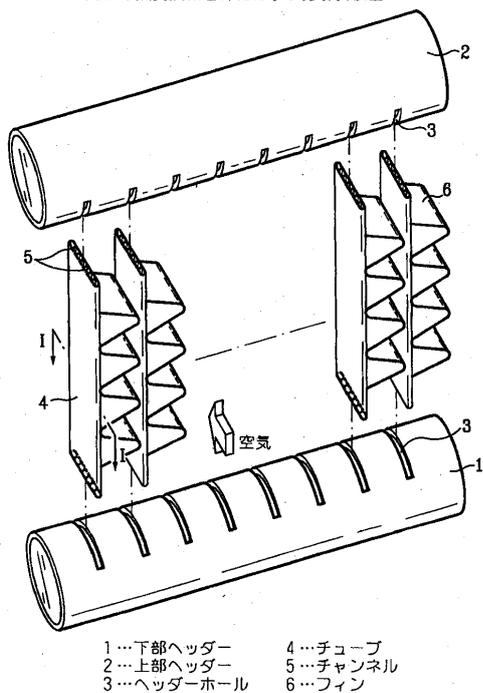
本発明による熱交換機のコイルの他の実施形態を示す図



【図5】

図5

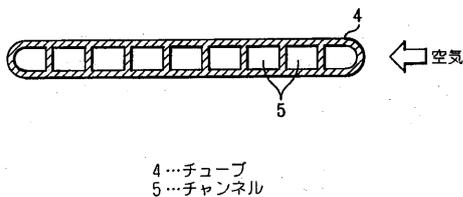
従来の熱交換機を詳細に示す分解斜視図



【図6】

図6

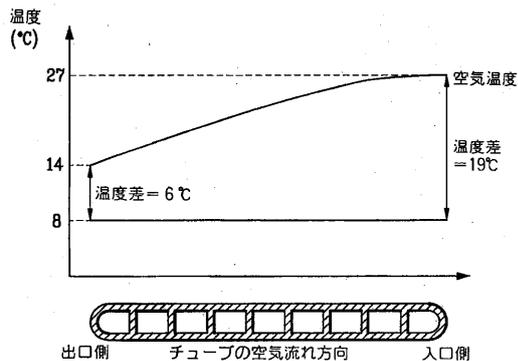
図5のI-I線における断面図



【図7】

図7

図5の断面からチューブの空気流動方向の長さによる流動空気の温度変化及びチューブの表面温度を示すグラフ



フロントページの続き

(72)考案者 オウ サイ キー

大韓民国, ソウル, ヤンチョン - グ, シンジョン - ドン, モクドン アパートメント 926 - 501

(72)考案者 ジャン ドン イエオン

大韓民国, キョンギ - ド, クンボ - シ, サンボン - ドン, 1155, スリガヤ アパートメント 514 - 704

(72)考案者 オウ セ ヨーン

大韓民国, ソウル, ヤンチョン - グ, シンジョン - ドン, モクドン アパートメント 1204 - 506

(72)考案者 リー ウォーク ヨン

大韓民国, キョンギ - ド, クワンミョン - シ, ハーン - ドン, ハーンジョーコン アパートメント 1008 - 909