

明 細 書

空気調和機等のための熱交換器

技術分野

この発明は、空気調和機などにおいて使用される熱交換器に関し、詳しくは、並設された複数のフィンに交差して伝熱管が貫通された所謂クロスフィンチューブ型の熱交換器に関する。

背景技術

冷媒回路を用いたヒートポンプ式空気調和機によって室内を暖房する場合、その室内熱交換器を凝縮器として機能させ、また室外熱交換器を蒸発器として機能させる。この場合、凝縮器として機能させることが可能な熱交換器の代表的なものはクロスフィンチューブ型の熱交換器であり、その一従来例を図10に示す。この熱交換器では、例えばアルミニウム等のように熱伝導が良好な金属からなる多数のフィン40を所定の間隔をおいて並置し、これに複数のヘアピン形伝熱管11を挿入すると共にその端部をU形連絡管12で互いに接続している。そしてこの構成により、上記多数のフィン40の風上側半部40a及び風下側半部40bに、それぞれ複数の伝熱管13、14が全体として千鳥状になるように配置される。

上記熱交換器では、圧縮機からの冷媒は入口管9から風下側の伝熱管14に上下2方向に分かれて流入し、フィン40を通過する空気Aとの間で熱交換を行った後、風上側の伝熱管13に流れ込む。そして風上側の伝熱管13に流れ込んだ冷媒は、フィン40を通過する空気Aとの間で更に熱交換を行った後、上下2方向から合流して出口管8から流出し、減圧器及

び蒸発器を経由して再び圧縮機に戻る。

ところで上記熱交換器を流通する冷媒の温度は、空気Aとの熱交換によって伝熱管13、14を通過するに従って次第に低下する。図11は、上記従来の熱交換器について、そのヘアピン形伝熱管11及びU形連絡管12の温度を各部について示す図である。図の左側にヘアピン形伝熱管11及びU形連絡管12の接続構造を示し、これに対応させて右側のグラフにその温度を示している。まず入口管9近傍において最も温度が高く、約90℃となっている。一方、出口管8近傍において最も温度が低く、約30℃となっている。そして上記入口管9近傍から出口管8近傍にかけて、冷媒の流通経路に沿って空気Aとの熱交換により次第に温度が低下するのであるが、同図に示すように、それぞれ破線で囲むB部、C部については、その温度変化に乱れが生じている。これは、最も温度の高い入口管9近傍の伝熱管（入口近傍伝熱管）14aと、最も温度の低い出口管8近傍の伝熱管（出口近傍伝熱管）13aとが近接して配置され、しかもこれらが一枚のフィン40を共用していることによるものである。すなわちB部については、下側の出口近傍伝熱管13aに近接してその上下に入口近傍伝熱管14aが配置されているため、入口近傍伝熱管14aを流通する過熱ガスの温熱がフィン40を伝導して出口近傍伝熱管13aを流通する過冷却液に付与されることにより、大きな温度上昇が生じているのである。またC部については、上側の入口近傍伝熱管14aに近接してその上下に出口近傍伝熱管13aが配置されているため、出口近傍伝熱管13aを流通する過冷却液の冷熱が、これもフィン40を伝導して入口近傍伝熱管14aを流通する過熱ガスに付与されることにより、大きな温度低下が生じているのである。そしてこのようにフィン40を介した熱伝導が入口管9側と出口管8側との間で生じると、不必要な熱流によって凝縮器としての熱効率

が著しく低下することとなる。

そこで従来においては、図12に示すように、風上側の伝熱管13と風下側の伝熱管14との間に複数のスリット41を配列し、このスリット41によってフィン40の風上側半部40aと風下側半部40bとを熱的に分離するようにした改良形の熱交換器が提案されていた(例えば特開平3-194370号公報参照)。

しかしながら図12に示すようなスリット41をフィン40に設けると、このようなスリット41を設けないフィン40と比べ、同図に示すフィン40並設方向(伝熱管13、14挿通方向)への曲げ剛性が低下してしまう。そのためプレス加工後のフィン40の取り扱い時や、積層したフィン40にヘアピン形伝熱管11を挿入する際等の作業性が低下するという問題があった。またこれらの作業時にフィン40に変形が生じることにより、熱交換器の熱交換能力が低下したり通風抵抗が増加したりするという問題があった。

発明の開示

この発明は、上記従来 of 欠点を解決するためになされたものであって、その目的は、フィンを介しての不必要な熱伝導を防止しつつ、しかもフィンの十分な剛性を確保することが可能な熱交換器を提供することにある。

上記目的を達成するため、本発明に係る熱交換器は、複数のフィンを並設し、その風上側半部に複数の風上側伝熱管を貫通させて特定方向に配列すると共に、その風下側半部に複数の風下側伝熱管を貫通させて上記風上側伝熱管と略同方向に配列して成り、さらに特定方向に互いに間隔をおいて配列された複数の切断線によって上記フィンの風上側半部と風下側半部とが熱的に分離されたクロスフィンチューブ型の熱交換器であって、上記

切断線のうち少なくとも1つは、上記切断線の配列方向と交差する方向に延設されていることを特徴としている。

上記切断線の配列方向と上記少なくとも1つの切断線の延設方向とが交差する角度を θ としたとき、 $5^{\circ} \leq \theta \leq 175^{\circ}$ であるのが望ましい。

この熱交換器では、上記複数の切断線のうち少なくとも1つ、好ましくは全てが、切断線の配列方向と交差する方向に延設されているから、切断線の配列方向を曲げ中心とするようなフィンの剛性の低下を低減することができる。したがって、フィンを介しての不必要な熱伝導を回避しつつ、フィンの剛性を確保することができる。

一実施形態においては、上記風上側伝熱管と風下側伝熱管とは、全体として千鳥状となるように配列され、上記複数の切断線は、相隣接する風上側伝熱管と風下側伝熱管との間ごとに設けられると共に、両者の中心間を結ぶ仮想線と交差して延設されている。

この場合、風上側伝熱管と風下側伝熱管との間ごとに仮想線と交差して切断線を設けているので、フィンを介しての不必要な熱伝導を確実に防止することが可能となる。

一実施形態では、上記風上側伝熱管と風下側伝熱管とは、その大きさが $W1$ で表される略同径に成される一方、上記切断線は、上記仮想線を中心としてその幅が $W2$ で表される範囲に延設され、かつ、 $0.4 \leq W2/W1 \leq 1.3$ が成り立つ。

この構成によれば、フィンを介しての不必要な熱伝導をさらに確実に防止しつつ、通常の使用態様においてフィンの剛性の低下を回避することが可能となる。

上記仮想線上における風上側伝熱管と風下側伝熱管との向かい合う外周部間の距離を $L1$ とし、また上記切断線が仮想線と交差する点から仮想線

上における風下側伝熱管の上記外周部までの距離を L_2 としたとき、 $0.2 \leq L_2 / L_1 \leq 0.8$ が成り立つのが望ましい。このようにすることにより、フィンを介しての不必要な熱伝導を一段と確実に防止することが可能となる。

別の実施形態においては、通風路にその切断エッジが突出すると共にこの切断エッジの延設方向と通風方向とが交差するよう成された切起部が、上記フィンの風上側半部と風下側半部とにそれぞれ設けられ、上記切断線は、風上側の切起部と風下側の切起部との間に形成される中間部に設けられている。

この場合、上記切起部によって熱交換能力を向上させることができる。しかも、フィンを介しての不必要な熱伝導を防止しつつ、フィンの剛性の低下を低減することが可能となる。

上記中間部が風上側伝熱管と風下側伝熱管との並設方向に有する幅を W_3 とし、上記切断線が延設される範囲の上記並設方向の幅を W_4 としたとき、 $0.4 \leq W_4 / W_3 \leq 0.9$ が成り立つのが望ましい。

この場合、フィンを介しての不必要な熱伝導をさらに確実に防止しつつ、フィンの剛性の低下を回避することが可能となる。

さらに、上記風上側伝熱管又は風下側伝熱管の配列方向に沿った隣り合う両伝熱管の中心間の距離を L_3 とし、また上記配列方向に沿った風上側伝熱管と上記切断線との中心間の距離を L_4 としたとき、 $0.3 \leq L_4 / L_3 \leq 0.7$ が成り立つのが望ましい。この場合、フィンを介しての不必要な熱伝導を一段と確実に防止することが可能となる。

一実施形態では、上記風下側伝熱管には高温側の冷媒が流通すると共に風上側伝熱管には低温側の冷媒が流通する一方、上記フィンの風上側半部には、2つの風上側の切起部によって挟まれたフィン接続部が風下側伝熱

管の風上側に形成されている。

この構成においては、フィン接続部を通じて風下側伝熱管の温熱の一部をフィンの風上側半部に伝導させ、これによって風上側半部のうち風上側伝熱管に挟まれた部分の温度が異常に低下するのを防止することが可能となる。従って、十分な熱交換能力を確保することが可能となる。

また、一実施形態においては、上記風上側伝熱管又は風下側伝熱管の配列方向と上記切断線の延設方向とがなす角度を θ としたとき、 $5^{\circ} \leq \theta \leq 175^{\circ}$ である。このとき、相隣接する切断線は、好ましくは、上記風上側伝熱管13又は風下側伝熱管14の配列方向と、互いに逆方向に交差するよう延設される。この場合、フィンを介しての不必要な熱伝導をより一層確実に防止することが可能となると共に、フィンの十分な剛性を確保することが可能となる。

図面の簡単な説明

図1はこの発明の熱交換器が用いられるヒートポンプ式空気調和機の冷媒回路図である。

図2はこの発明の熱交換器の一実施形態の斜視図である。

図3は図2に示した実施形態におけるフィンの部分正面図である。

図4はこの発明の熱交換器の他の実施形態におけるフィンを示す部分正面図である。

図5Aは図3および図4に示したフィンに形成される切断線の構成を示す斜視図である。

図5B、5C、5Dは上記切断線の変形例を示す斜視図である。

図6は切断線の態様と熱交換能力との関係を示し、 $W2/W1 = 0$ のときの熱交換能力の値を1.0としたときの、 $W2/W1$ の各値に対する熱

交換能力を示したグラフである。

図7は切断線の態様と熱交換能力との関係を示し、 $L2/L1 = 0.5$ のときの熱交換能力を1.0としたときの、 $L2/L1$ の各値に対する熱交換能力を示したグラフである。

図8は切断線の態様と熱交換能力との関係を示し、 $W4/W3 = 0$ のときの熱交換能力を1.0としたときの、各 $W4/W3$ の値に対する熱交換能力を示したグラフである。

図9は切断線の態様と熱交換能力との関係を示し、 $L4/L3 = 0.5$ のときの熱交換能力を1.0としたときの、 $L4/L3$ の各値に対する熱交換能力を示したグラフである。

図10は従来例の熱交換器の斜視図である。

図11は従来例の熱交換器の伝熱管各部の温度を示すグラフである。

図12は従来例の熱交換器の改良例の斜視図である。

発明を実施するための最良の形態

次に、この発明の熱交換器の具体的な実施の形態について、図面を参照しつつ詳細に説明する。

図1は、冷媒回路を備えたヒートポンプ式空気調和機の冷媒回路図である。同図において1は圧縮機であり、また2は四路切換弁、3は室内ファン7が併設された室内熱交換器、4はキャピラリーチューブ等の減圧器、そして5は室外ファン6が併設された室外熱交換器である。なお同図において8はアキュムレータである。この空気調和機において暖房運転を行う場合には、四路切換弁2を実線側に切り替え、圧縮機1を駆動する。すると冷媒は圧縮機1から室内熱交換器3、減圧器4、室外熱交換器5を流通した後に圧縮機1に返流され、上記室内熱交換器3が凝縮器として機能

すると共に室外熱交換器 5 が蒸発器として機能する。図 2 はこのような暖房運転時に凝縮器として機能する室内熱交換器 3 の構造を概略的に示しているが、図 10 に示した従来の熱交換器における部材と同様の構成部材には同じ番号を付している。この室内熱交換器 3 の構造は、フィン 10 の形状を除き、図 10 に示す従来のものと同様である。すなわち、例えばアルミニウム等のように熱伝導が良好な金属からなる多数のフィン 10 を所定の間隔をおいて並置し、これに複数のヘアピン形伝熱管 11 を挿入すると共にその端部を U 形連絡管 12 で互いに接続している。そしてこの構成により、その風上側半部 10 a 及び風下側半部 10 b に、それぞれ複数の伝熱管 13、14 が全体として千鳥状になるように配置される。圧縮機 1 からの冷媒は、入口管 9 から風下側の伝熱管 14 に上下 2 方向に分かれて流入し、フィン 10 を通過する空気 A との間で熱交換を行った後、風上側の伝熱管 13 に流れ込む。風上側の伝熱管 13 に流れ込んだ冷媒は、フィン 10 を通過する空気 A との間で更に熱交換を行った後、上下 2 方向から合流して出口管 8 から流出し、減圧器 4 及び蒸発器 5 を経由して再び圧縮機 1 に戻る。

次に上記室内熱交換器 3 のフィン 10 について、図 3 を用いて詳細に説明する。同図に示す 13 は風上側伝熱管であり、また 14 は風下側伝熱管である。図ではそれぞれの断面を示している。これらの伝熱管 13、14 はそれぞれ同径であり、その大きさは同図において W1 で示されるものである。また同図において 15 は切断線である。この切断線 15 は、相隣接する上記風上側伝熱管 13 と風下側伝熱管 14 との中心間を結ぶ仮想線 20 と交差して延設されている。そしてこの交差位置は、上記仮想線 20 上における風上側伝熱管 13 と風下側伝熱管 14 との向かい合う外周部間の距離を L1 とし、また風下側伝熱管 14 の上記外周部から上記交差位置ま

での距離を L_2 としたとき、次式

$$0.2 \leq L_2 / L_1 \leq 0.8$$

が成り立つ位置である。また上記切断線15が設けられる範囲は、上記仮想線20を中心として、その幅 W_2 が次式

$$0.4 \leq W_2 / W_1 \leq 1.3$$

で表される範囲である。さらに上記切断線15は、風下側伝熱管14の配列方向と上記切断線15とがなす角度を θ としたとき、 $5^\circ \leq \theta \leq 175^\circ$ の範囲で設けられると共に、隣接する切断線15間では図3に示すように互いに逆方向に上記配列方向と交差するよう設けられている。またその具体的形状は、図5Aに示すような長丸孔によって構成されたものである。なお風下側伝熱管14と風上側伝熱管13とは互いに略平行に配列されているので、上記切断線15は、風上側伝熱管13の配列方向に対しても同様の角度をもって設けられていることになる。

上記のように構成された熱交換器では、そのフィン10に複数の切断線15を延設している。そしてこの切断線15を風下側伝熱管14または風上側伝熱管13の配列方向に沿って配列すると共に、その延設方向を上記配列方向と $5^\circ \sim 175^\circ$ の所定角度をなすものとしている。従って切断線15の延設方向と配列方向Xとは一致せず、その配列方向Xを曲げ中心とするようなフィン10の剛性の低下を回避することができる。そのためフィン10の取扱時における作業性を向上させることが可能となると共に、フィン10の変形によって生じる熱交換性能の低下や通風抵抗の増加を防止することが可能となる。

また上記熱交換器では、風上側伝熱管13と風下側伝熱管14との間のフィン10に切断線15を設けることにより、フィン10の風下側半部10bから風上側半部10aへの不必要な熱伝導を防止している。そして上

記伝熱管13、14の直径を $W1$ 、切断線15を設けるゾーンの幅を $W2$ としたとき、 $0.4 \leq W2/W1$ としている。こうすることにより、上記不必要な熱伝導は確実に抑制され、図6のグラフに示すように十分な熱交換能力を発揮させることができる。しかも $W2/W1 \leq 1.3$ としているから、通常の使用態様においてはフィン10の剛性の低下を回避することができる。さらに $0.2 \leq L2/L1 \leq 0.8$ として、上記切断線15を仮想線20の中央部に設けるようにしている。これにより、図7のグラフに示すように十分な熱交換能力を発揮させることができる。

図4は、この発明の熱交換器の他の実施形態を示している。図4において図3に示した実施形態の構成部材と同様の構成部材には同じ番号を付している。この熱交換器では、フィン100の風上側半部100aに風上側切起部16、17が設けられ、風下側半部100bに風下側切起部18が設けられている。これらの切起部16、17、18は、フィン100の表面からその一部を隆起させて形成したいわゆるスリット型（図5B参照）であり、その切断エッジ16a、17a、18aが空気Aの通風路に突出すると共に、その通風方向Aと交差するよう成されている。そしてフィン100の風上側半部100aには、最も風下側に設けられた2つの風上側切起部16、17で挟まれたフィン接続部19が、風下側伝熱管14の風上側（図4における左側）に形成されている。このフィン100には、最も風下側の風上側切起部16、17と最も風上側の風下側切起部18との間に形成される中間部に、隣り合う風上側伝熱管13と風下側伝熱管14との中心間を結ぶ仮想線20と交差して複数の切断線15が配列されている。そして上記切断線15は、上記中間部の幅を $W3$ としたときその中央部において、次式

$$0.4 \leq W4/W3 \leq 0.9$$

を満たすような幅 $W4$ の中に設けられている。また上記切断線15の配列方向 X は、風下側伝熱管14の配列方向と略平行、従って風上側伝熱管13の配列方向とも略平行に成されている。そしてこの配列方向に沿った風上側伝熱管13と風下側伝熱管14との中心間の距離を $L3$ とし、同方向に沿った風上側伝熱管13と上記切断線15との中心間の距離を $L4$ としたとき、上記切断線15は次式

$$0.3 \leq L4/L3 \leq 0.7$$

が成り立つ位置に設けられている。さらに上記切断線15は、その配列方向 X と延設方向とのなす角度 θ が $5^\circ \sim 175^\circ$ の間であってしかも相隣接する切断線15は互いに逆方向となるよう成されている。

上記のように構成された熱交換器では、フィン100の表面に切起部16、17、18を設けてそのエッジ16a、17a、18aを空気Aの通風路に突出させているから、フィン100の放熱効率が高く、熱交換能力が向上する。そしてこのように熱交換能力を向上させた室内熱交換器において切断線15を設けることにより、フィン100を介しての不必要な熱伝導を防止することができる。また図3を用いて説明した実施形態の場合と同様に、この切断線15を風下側伝熱管14または風上側伝熱管13の配列方向に沿って配列すると共に、その延設方向を上記配列方向と $5^\circ \sim 175^\circ$ の所定角度をなすものとしている。従って切断線15の延設方向と配列方向 X とは一致せず、配列方向を曲げ中心とするようなフィン100剛性の低減を回避することができる。そのためフィン100取扱時における作業性を向上させることが可能となる。

また上記熱交換器では、風上側伝熱管13と風下側伝熱管14との間でフィン100に切断線15を設けることにより、フィン100の風下側半部100bから風上側半部100aへの不必要な熱伝導を防止しているが、

風上側切起部16、17と風下側切起部18との間に形成される中間部の幅を $W3$ 、切断線15を設けるゾーンの幅を $W4$ としたとき、 $0.4 \leq W4/W3$ としている。これにより、上記不必要な熱伝導は確実に抑制され、図8のグラフに示すように、図3に示した上記実施形態の場合と同様、十分な熱交換能力を発揮させることができる。しかも $W4/W3 \leq 0.9$ としているから、フィン100の剛性の低下を回避することができる。さらに $0.3 \leq L4/L3 \leq 0.7$ として、上記切断線15を仮想線20の中央部に設けるようにしている。そのためこの場合にも図3に示した上記実施形態の場合と同様、図9のグラフに示すように十分な熱交換能力を発揮させることができる。

また切起部16、17、18を設けたフィン100は通過する空気Aとの間の熱交換能力が高いため、特にその風上側半部100aにおける風上側伝熱管13同士の間で温度が低下しやすく、そのため熱交換能力が十分に発揮できない場合がある。しかしながらこの実施形態では風下側伝熱管14の風上側にフィン接続部19を設けているので、高温冷媒が流通する風下側伝熱管14の温熱の一部を上記フィン接続部19を通じて風上側半部100aに伝導することができる。従って風上側半部における上記部分の異常な低温化を防止し、熱交換能力の向上を図ることができる。

以上にこの発明の具体的な実施の形態について説明したが、この発明は上記形態に限定されるものではなく、この発明の範囲内で種々変更して実施することができる。例えば上記切断線15は、図5Aに示す長丸孔によって構成する以外にも、図5Bに示すようにフィンの一部を隆起させたスリット型にて構成してもよいし、また図5Cに示すように片側を陥没（または隆起）させたルーバー型にて構成してもよく、さらに図5Dに示すように長丸孔の周囲に突縁を有するバーリング型にて構成してもよい。いずれの

場合にもフィン10、100には切断線15が形成され、この切断線15によってフィン10、100の風下側半部10b、100bから風上側半部10a、100aへの不必要な熱伝導が防止される。また上記では暖房時に凝縮器として機能する室内熱交換器3に切断線15を設ける場合を説明したが、これは冷房時に凝縮器として機能する室外熱交換器5に設けるようにしてもよい。

産業上の利用可能性

本発明の熱交換器は、冷媒回路を備えたヒートポンプ式空気調和機装置等に利用される。



請求の範囲

1. 複数のフィン（10, 100）を並設し、その風上側半部（10a, 100a）に複数の風上側伝熱管（13）を貫通させて特定方向に配列すると共に、その風下側半部（10b, 100b）に複数の風下側伝熱管（14）を貫通させて上記風上側伝熱管（13）と略同方向に配列して成り、さらに特定方向に互いに間隔をおいて配列された複数の切断線（15）によって上記フィン（10, 100）の風上側半部（10a, 100a）と風下側半部（10b, 100b）とが熱的に分離されたクロスフィンチューブ型の熱交換器であって、上記切断線（15）のうち少なくとも1つは、上記切断線（15）の配列方向（X）と交差する方向に延設されていることを特徴とする熱交換器。
2. 上記風上側伝熱管（13）と風下側伝熱管（14）とは、全体として千鳥状となるように配列され、上記複数の切断線（15）は、相隣接する風上側伝熱管（13）と風下側伝熱管（14）との間ごとに設けられると共に、両者（13）（14）の中心間を結ぶ仮想線（20）と交差して延設されていることを特徴とする請求項1の熱交換器。
3. 上記風上側伝熱管（13）と風下側伝熱管（14）とは、その大きさがW1で表される略同径に成される一方、上記切断線（15）は、上記仮想線（20）を中心としてその幅がW2で表される範囲に延設され、かつ、 $0.4 \leq W2/W1 \leq 1.3$ が成り立つことを特徴とする請求項2の熱交換器。



4. 上記仮想線(20)上における風上側伝熱管(13)と風下側伝熱管(14)との向かい合う外周部間の距離を L_1 とし、また上記切断線(15)が仮想線(20)と交差する点から仮想線(20)上における風下側伝熱管(14)の上記外周部までの距離を L_2 としたとき、 $0.2 \leq L_2 / L_1 \leq 0.8$ が成り立つことを特徴とする請求項2の熱交換器。

5. 通風路にその切断エッジ(16a, 17a; 18a)が突出すると共にこの切断エッジ(16a, 17a; 18a)の延設方向と通風方向とが交差するよう成された切起部(16, 17; 18)が、上記フィン(100)の風上側半部(100a)と風下側半部(100b)とにそれぞれ設けられ、上記切断線(15)は、風上側の切起部(16, 17)と風下側の切起部(18)との間に形成される中間部に設けられていることを特徴とする請求項1の熱交換器。

6. 上記中間部が風上側伝熱管(13)と風下側伝熱管(14)との並設方向に有する幅を W_3 とし、上記切断線(15)が延設される範囲の上記並設方向の幅を W_4 としたとき、 $0.4 \leq W_4 / W_3 \leq 0.9$ が成り立つことを特徴とする請求項5の熱交換器。

7. 上記風上側伝熱管(13)又は風下側伝熱管(14)の配列方向に沿った隣り合う両伝熱管(13と14)の中心間の距離を L_3 とし、また上記配列方向に沿った風上側伝熱管(13)と上記切断線(15)との中心間の距離を L_4 としたとき、 $0.3 \leq L_4 / L_3 \leq 0.7$ が成り立つことを特徴とする請求項5の熱交換器。



8. 上記風下側伝熱管（14）には高温側の冷媒が流通すると共に風上側伝熱管（13）には低温側の冷媒が流通する一方、上記フィン（100）の風上側半部（100a）には、2つの風上側の切起部（16, 17）によって挟まれたフィン接続部（19）が風下側伝熱管（14）の風上側に形成されていることを特徴とする請求項5の熱交換器。

9. 上記風上側伝熱管（13）又は風下側伝熱管（14）の配列方向と上記少なくとも1つの切断線（15）の延設方向とがなす角度を θ としたとき $5^{\circ} \leq \theta \leq 175^{\circ}$ であることを特徴とする請求項2の熱交換器。

10. 相隣接する切断線（15）は、上記風上側伝熱管（13）又は風下側伝熱管（14）の配列方向と、互いに逆方向に交差するよう延設されていることを特徴とする請求項9の熱交換器。

Fig. 1

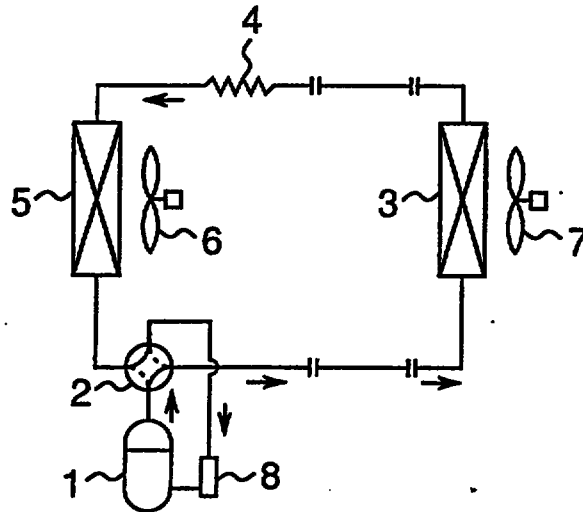


Fig. 2

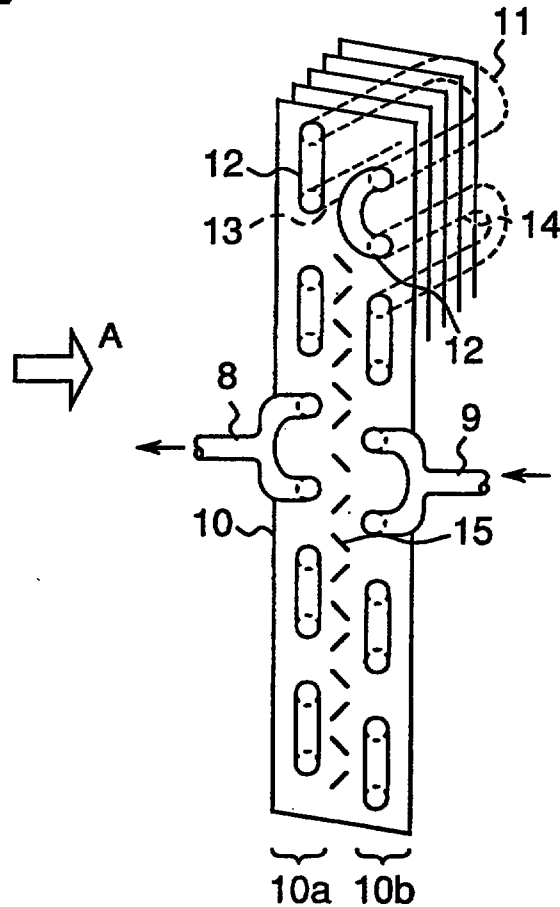


Fig.3

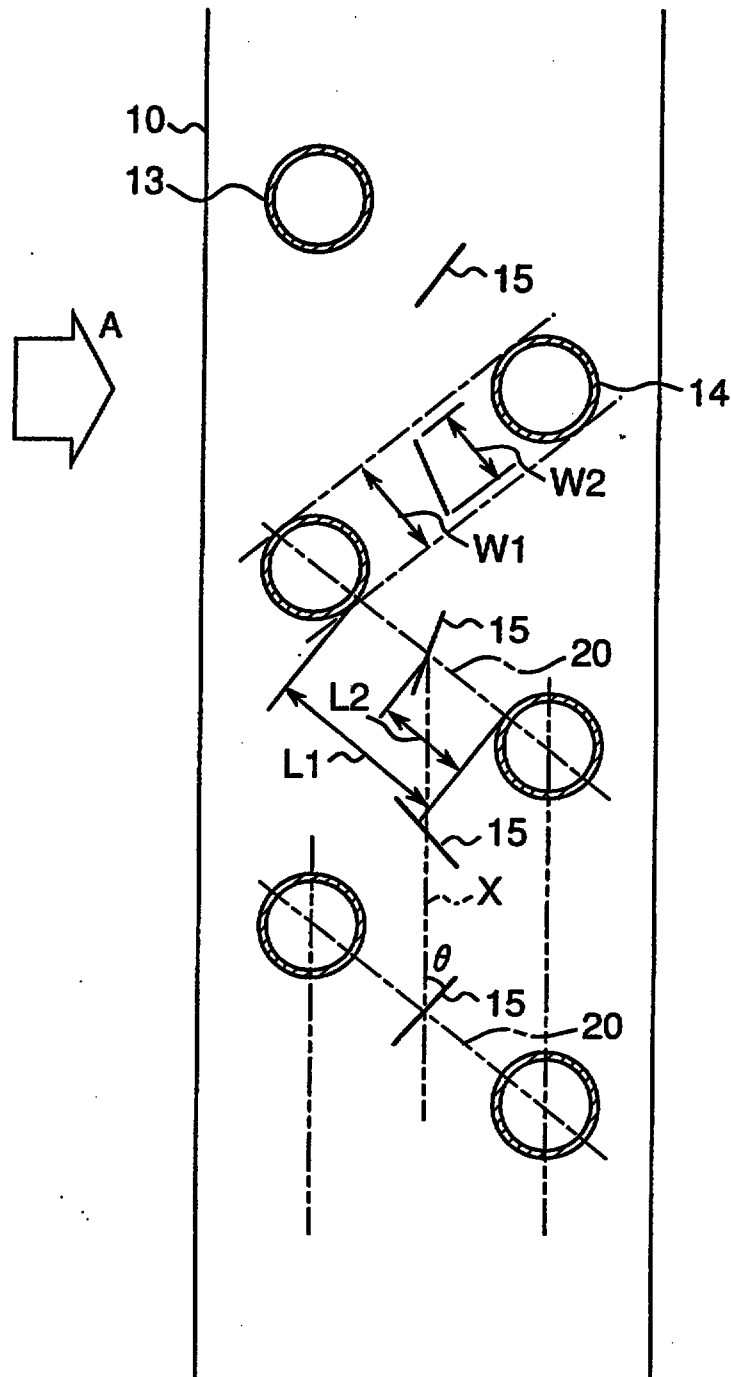


Fig.4

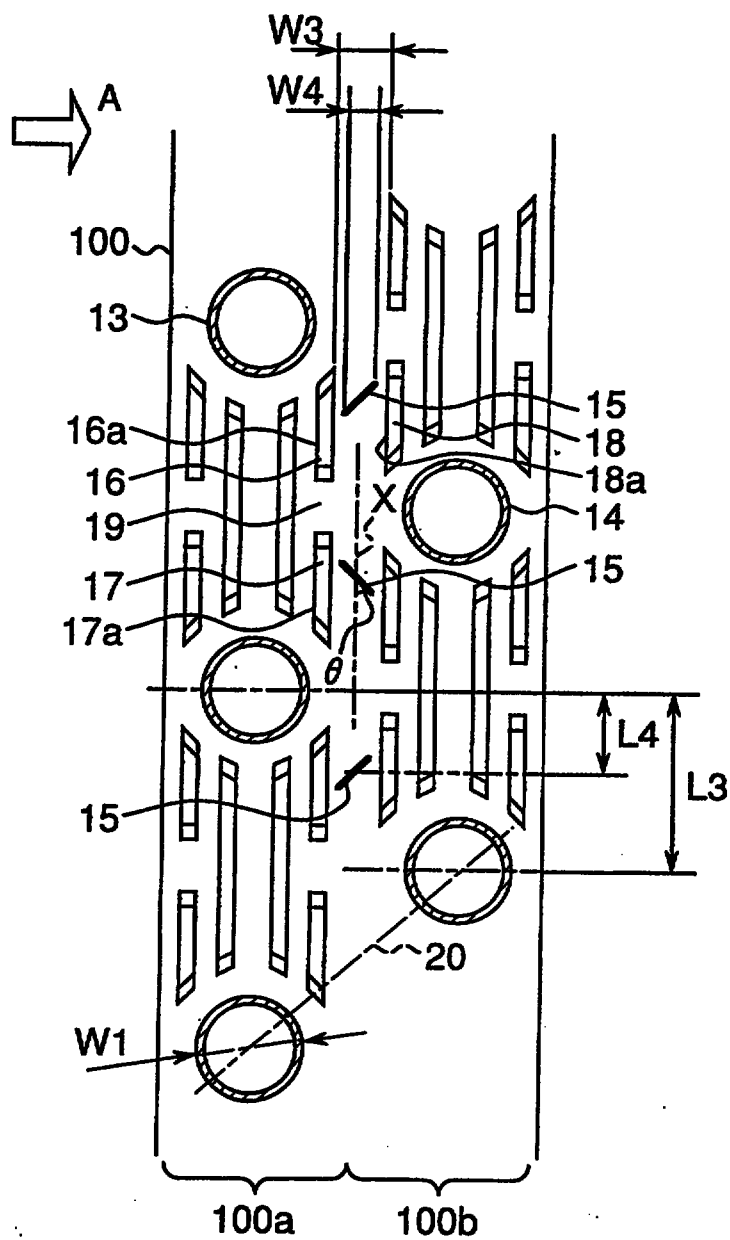


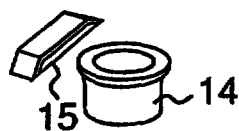
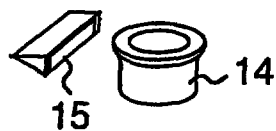
Fig.5A*Fig.5B**Fig.5C**Fig.5D*

Fig.6

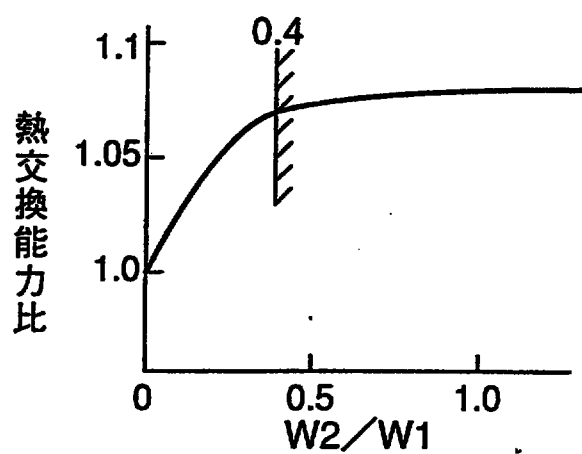


Fig.7

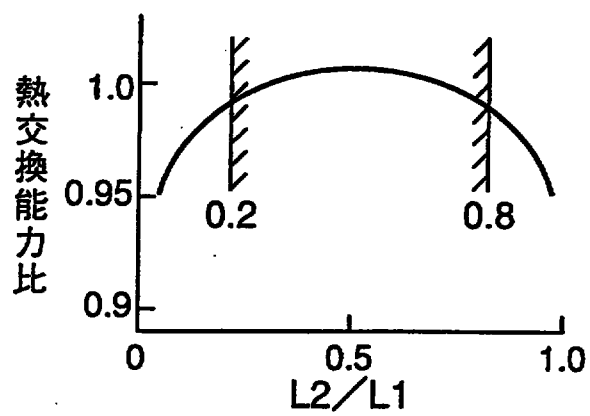


Fig.8

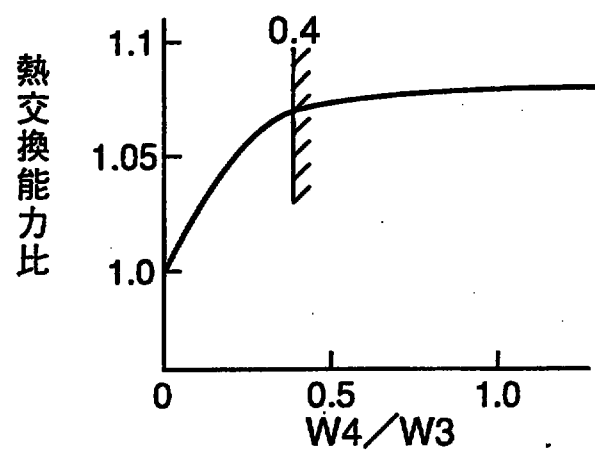


Fig.9

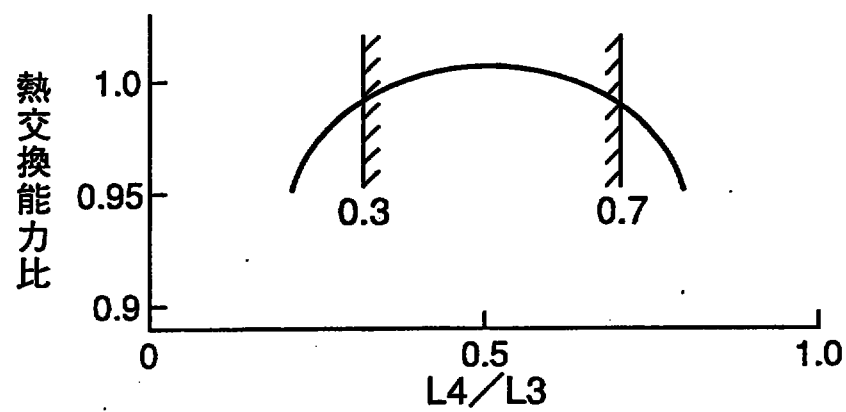


Fig.10

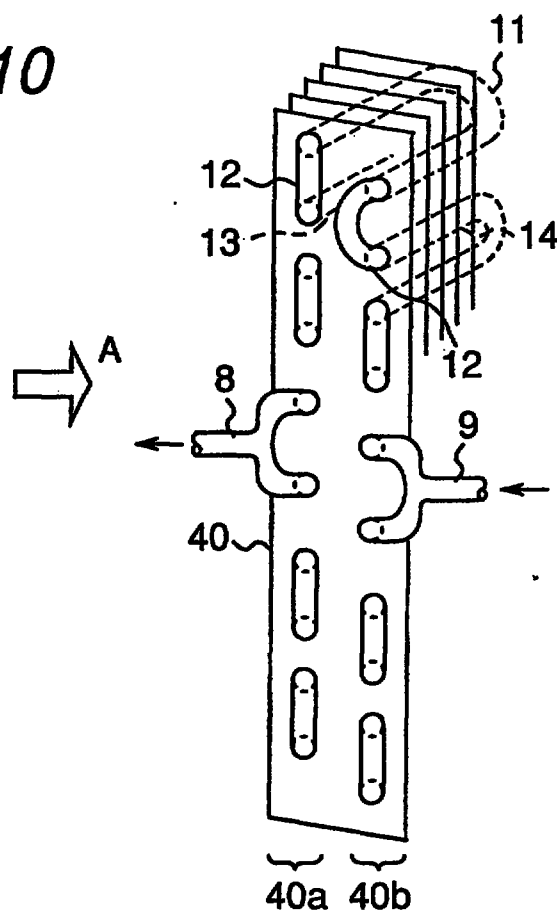


Fig.11

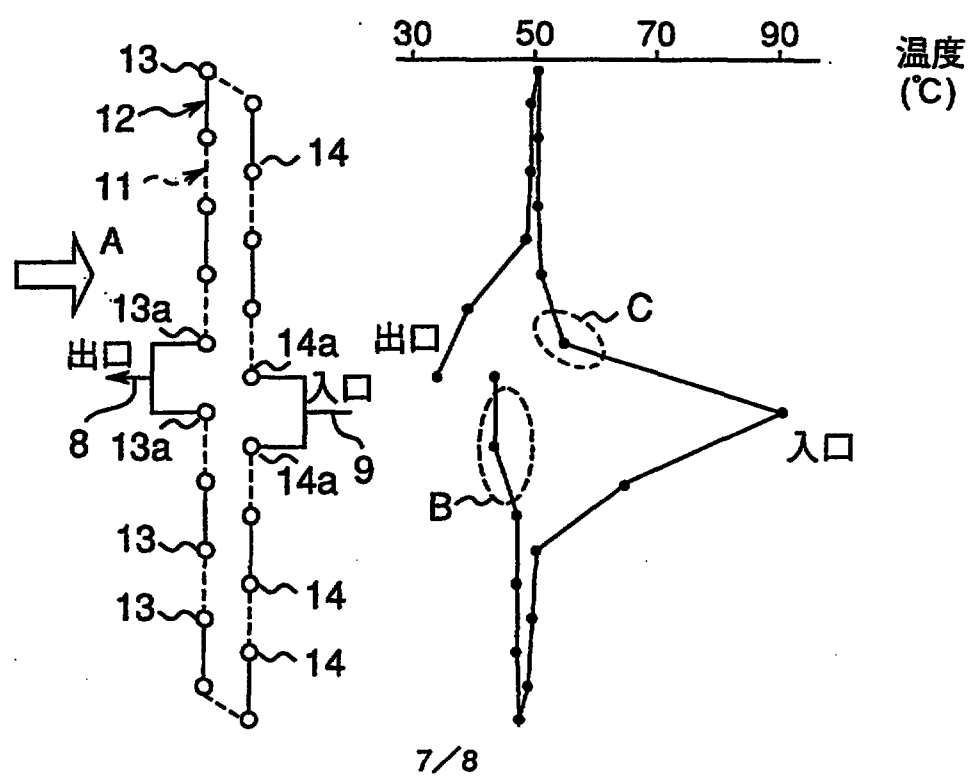
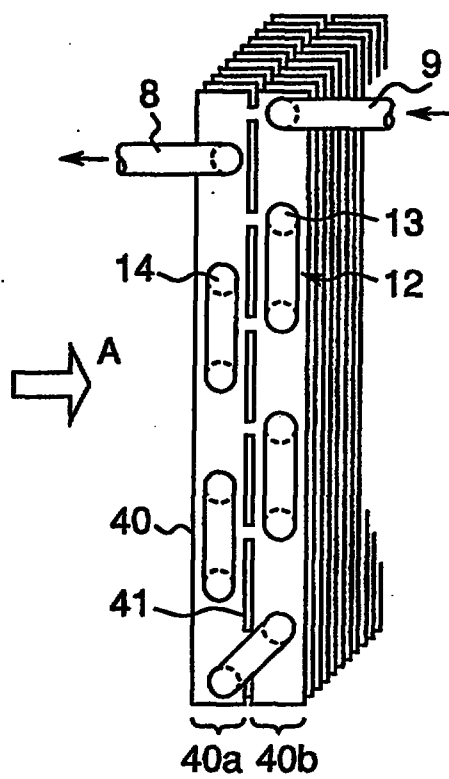


Fig. 12



DESCRIPTION

A HEAT EXCHANGER FOR AN AIR CONDITIONER OR THE LIKE

TECHNICAL FIELD

5 The present invention relates to a heat exchanger for use in an air conditioner or the like and more particularly, to a so-called crossed-fin-and-tube type heat exchanger in which heat transfer tubes penetrate a plurality of fins arranged side by side, in a crossed manner.

10 BACKGROUND ART

In heating the inside of a room by means of a heat pump type air conditioner employing a refrigerant circuit, its indoor heat exchanger is made to function as a condenser and its outdoor heat exchanger is made to function as an evaporator. In this case, a representative of the heat exchangers capable of functioning as a condenser is a crossed-fin-and-tube type heat exchanger, and its prior art example is shown in Fig. 10. In this heat exchanger, a plurality of fins 40 made of a metal, such as aluminum, having a good heat conduction are arranged in parallel with one another at predetermined intervals, and a plurality of hairpin type heat transfer

15

20

tubes 11 are inserted in the fins with their end portions connected to one another by U-shaped communication tubes 12. With this arrangement, a plurality of heat transfer tubes 13 and a plurality of heat transfer tubes 14 are aligned, in a staggered form as a whole, at an upwind half 40a and a downwind half 40b, respectively, of each of the plurality of fins 40.

In this heat exchanger, a refrigerant from a compressor flows through an inlet tube 9 and diverges in two vertical directions to flow into the downwind heat transfer tubes 14, at which the refrigerant exchanges heat with air A passing the fins 40. Thereafter the refrigerant flows into the upwind heat transfer tubes 13. The refrigerant that has flowed into the upwind heat transfer tubes 13 further exchanges heat with the air A passing the fins 40. Then, after converging from the two vertical directions, the refrigerant flows out through an outlet tube 8 and returns to the compressor by way of a pressure reducing device and an evaporator.

The temperature of the refrigerant flowing through the heat exchanger gradually decreases according as it passes through the heat transfer tubes 13 and 14 while exchanging heat with the air A. Fig. 11 is a diagram showing the temperature at several portions of the hairpin type heat transfer tubes 11 and the U-shaped communication

tube 12 in the aforementioned prior art heat exchanger. The connection structure of the hairpin type heat transfer tubes 11 and the U-shaped communication tube 12 is shown on the left-hand side of the figure, and their temperatures are shown in the graph on the right-hand side. The temperature has the highest value of about 90 °C in the vicinity of the inlet tube 9. On the other hand, the temperature has the lowest value of about 30 °C in the vicinity of the outlet tube 8. The temperature gradually decreases along the flow path of the refrigerant from the vicinity of the inlet tube 9 to the vicinity of the outlet tube 8 by the heat exchange between the refrigerant and the air A. As shown in Fig. 11, disorder occurs in the temperature change at portions B and C enclosed by dashed lines. This is because the heat transfer tubes (inlet vicinity heat transfer tubes) 14a located in the vicinity of the inlet tube 9 and having the highest temperature and the heat transfer tubes (outlet vicinity heat transfer tubes) 13a located in the vicinity of the outlet tube 8 and having the lowest temperature are arranged close to each other and they share the same fins 40. That is, in regard to the portion B, the inlet vicinity heat transfer tubes 14a are arranged close to and above and below the outlet vicinity heat transfer tube 13a located on the lower side. Therefore, the high-temperature heat of a superheated gas

which flows through the inlet vicinity heat transfer tube 14a is transferred via the fin 40 and imparted to a supercooled liquid which flows through the outlet vicinity heat transfer tube 13a, so that a significant temperature rise occurs. In regard to the portion C, the outlet vicinity heat transfer tubes 13a is arranged close to and above and below the inlet vicinity heat transfer tube 14a on the upper side. Therefore, the low-temperature heat of the supercooled liquid which flows through the outlet vicinity heat transfer tube 13a is also imparted, transferred via the fin 40, to the superheated gas which flows through the inlet vicinity heat transfer tube 14a, so that a significant temperature fall occurs. When the heat conduction via the fins 40 as described above occurs between the inlet tube 9 side and the outlet tube 8 side, the thermal efficiency of the condenser is significantly reduced by the unnecessary heat flow.

In view of the above, there has been conventionally proposed an improved heat exchanger as shown in Fig. 12, in which a plurality of slits 41 are provided between the upwind heat transfer tubes 13 and the downwind heat transfer tubes 14 so that the slits 41 thermally separate the upwind halves 40a from the downwind halves 40b of the fins 40 (e.g., refer to Japanese Patent Laid-Open Publication No. HEI 3-194370).

However, when the slits 41 as shown in Fig. 12 are provided at the fins 40, the bending rigidity of the fins 40 is degraded in a direction in which the fins 40 are arranged (i.e., in the direction in which the heat transfer tubes 13 and 14 are inserted) as shown in the figure. This has consequently led to a problem that the workability is reduced in handling the press-formed fins 40, inserting the hairpin type heat transfer tubes 11 into the stack of fins 40 and other operations. Furthermore, the fins 40 are deformed during these works, and this causes problems that the heat exchanging ability, or performance, of the heat exchanger is reduced and that the ventilation resistance increases.

DISCLOSURE OF THE INVENTION

The present invention has been developed to solve the aforementioned problems, and its object is to provide a heat exchanger capable of securing a sufficient rigidity of the fins while preventing the possible occurrence of unnecessary heat conduction via the fins.

In order to solve the aforementioned object, the present invention provides a heat exchanger of a crossed-fin-and-tube type wherein a plurality of fins are placed side by side, a plurality of upwind heat transfer tubes penetrate an upwind half of each fin and are aligned in a

specified direction in the upwind half, a plurality of downwind heat transfer tubes penetrate a downwind half of each fin and are aligned in the downwind half in a direction substantially identical to the direction in which the upwind heat transfer tubes are aligned, and the upwind half is thermally separated from the downwind half by a plurality of cut lines which are arranged, spaced from each other, in a specified direction, characterized in that at least one of the cut lines is extended in a direction intersecting the direction of arrangement of the cut lines.

Assuming that an angle made between the direction in which the cut lines are arranged and the direction in which the at least one cut line extends is θ , preferably, a relationship of $5^\circ \leq \theta \leq 175^\circ$ is satisfied.

In this heat exchanger, since at least one, preferably all, of the plurality of cut lines are extended in a direction intersecting the direction in which the cut lines are arranged, it is possible to reduce such a degradation in the bending rigidity of the fins that will cause the bending of the fins with the direction of arrangement of the cut lines serving as a center of the bending. Thus, it is possible to secure the rigidity of the fins while preventing the possible occurrence of unnecessary heat conduction via the fins.

In an embodiment, the upwind heat transfer tubes and the downwind heat transfer tubes are arranged in a staggered form as a whole, and each cut line is located between mutually adjacent upwind heat transfer tube and downwind heat transfer tube, and extended intersecting an imaginary line which connects centers of the mutually adjacent upwind and downwind heat transfer tubes.

In this case, because the cut lines are provided across the imaginary lines and in each of spaces between the upwind heat transfer tubes and the downwind heat transfer tubes, the unnecessary heat conduction via the fins is surely prevented.

In an embodiment, the upwind heat transfer tubes and the downwind heat transfer tubes are made to have an approximately identical diameter whose magnitude is represented by $W1$, each cut line is extended in a region centered on the imaginary line and having a width represented by $W2$, and an expression of $0.4 \leq W2/W1 \leq 1.3$ holds.

According to this construction, the degradation in the rigidity of the fins is avoided under the normal working conditions while more surely preventing the unnecessary heat conduction via the fins.

Assuming that a distance between mutually facing outer peripheral portions of the upwind heat transfer tube

and downwind heat transfer tube on the imaginary line is L_1 and that a distance between a point at which the cut line intersects the imaginary line and the outer peripheral portion of the downwind heat transfer tube on the imaginary line is L_2 , then an expression of $0.2 \leq L_2/L_1 \leq 0.8$ preferably holds. With this arrangement, the possible occurrence of unnecessary heat conduction via the fins can be still more surely prevented.

In another embodiment, the upwind half and downwind half of each fin are formed with raised portions having cut edges which protrude into an air flow path and extend in a direction intersecting a direction of air flow, and the cut lines are arranged in a middle portion formed between the upwind raised portions and the downwind raised portions.

In this case, the heat exchanging ability, or performance, is enhanced by the raised portions. Furthermore, the degradation in the rigidity of the fins is reduced while preventing the possible occurrence of unnecessary heat conduction via the fins.

Assuming that the middle portion has a width W_3 in a direction in which the upwind heat transfer tubes are laterally spaced from the downwind heat transfer tubes and that a region in which the cut lines are extended has a width W_4 in the direction in which the upwind heat transfer

tubes are laterally spaced from the downwind heat transfer tubes, then an expression of $0.4 \leq W4/W3 \leq 0.9$, preferably, holds.

5 In this case, it is possible to avoid the degradation in the rigidity of the fins while more surely preventing the unnecessary heat conduction via the fins.

Furthermore, assuming that a distance between the centers of the mutually adjacent upwind and downwind heat transfer tubes in the vertical direction in which the upwind heat transfer tubes or the downwind heat transfer tubes are aligned is $L3$ and that a distance between the centers of the upwind heat transfer tube and cut line in the direction of alignment of the upwind heat transfer tubes or the downwind heat transfer tubes is $L4$, an expression of $0.3 \leq L4/L3 \leq 0.7$, preferably, may hold. In this case, the possible occurrence of unnecessary heat conduction via the fins is still more surely prevented.

20 In an embodiment, a higher-temperature refrigerant flows through the downwind heat transfer tubes and a lower-temperature refrigerant flows through the upwind heat transfer tubes, and the upwind half of each fin is formed with a fin connecting portion which is interposed between two upwind raised portions and which is located on an upwind side of the downwind heat transfer tubes.

With this arrangement, part of the higher-temperature heat of the downwind heat transfer tubes is transferred to the upwind half of the fin via the fin connecting portions. This enables prevention of an abnormal drop in temperature at those portions of the upwind half located between the upwind heat transfer tubes. Therefore, a sufficient heat exchanging ability, or a good performance, is secured.

In an embodiment, assuming that an angle made between the direction in which the upwind heat transfer tubes or the downwind heat transfer tubes are aligned and a direction in which the at least one cut line is extended is θ , then an expression of $5^\circ \leq \theta \leq 175^\circ$ holds. Preferably, mutually adjacent cut lines are extended in such a manner that they intersect the direction of alignment of the upwind heat transfer tubes or the downwind heat transfer tubes in opposite directions. In this case, the unnecessary heat conduction via the fins is still more surely prevented and a sufficient rigidity of the fins is also secured.

BRIEF DESCRIPTION OF THE DRAWINGS

Fig. 1 is a refrigerant circuit diagram of a heat pump air conditioner which employs the heat exchanger of the present invention;

Fig. 2 is a perspective view of an embodiment of the heat exchanger of the present invention;

Fig. 3 is a front view of a part of a fin of the embodiment shown in Fig. 2;

5 Fig. 4 is a front view of a part of a fin of another embodiment of the heat exchanger of the present invention;

10 Fig. 5A is a perspective view showing the construction of a cut line formed at the fins shown in Figs. 3 and 4;

Figs. 5B, 5C and 5D are perspective views showing modification examples of the above cut line;

15 Fig. 6 is a graph showing a relationship between the configuration of a cut line and the heat exchanger performance, the graph showing values of the heat exchanger performance for each value of $W2/W1$ when it is assumed that the heat exchanger performance for $W2/W1=0$ has a value of 1.0;

20 Fig. 7 is a graph showing a relationship between the configuration of a cut line and the heat exchanger performance, the graph showing values of the heat exchanger performance for each value of $L2/L1$ when it is assumed that the heat exchanger performance for $L2/L1=0.5$ has a value of 1.0;

Fig. 8 is a graph showing a relationship between the configuration of a cut line and the heat exchanger performance, the graph showing values of the heat exchanger performance for each value of W_4/W_3 when it is assumed that the heat exchanger performance for $W_4/W_3=0$ has a value of 1.0;

Fig. 9 is a graph showing a relationship between the configuration of a cut line and the heat exchanger performance, the graph showing values of the heat exchanger performance for each value of L_4/L_3 when it is assumed that the heat exchanger performance for $L_4/L_3=0.5$ has a value of 1.0;

Fig. 10 is a perspective view of a prior art heat exchanger;

Fig. 11 is a graph showing the temperature at each portion of heat transfer tubes of the prior art heat exchanger; and

Fig. 12 is a perspective view of an improved example of the prior art heat exchanger.

BEST MODE FOR CARRYING OUT THE INVENTION

Embodiments of the heat exchanger of the present invention will be described in detail with reference to the accompanying drawings.

Fig. 1 is a refrigerant circuit diagram of a heat pump air conditioner provided with a refrigerant circuit. In the figure, a reference numeral 1 denotes a compressor, a reference numeral 2 denotes a four-way selector valve, a reference numeral 3 denotes an indoor heat exchanger provided with an indoor fan 7, reference numeral 4 denotes a pressure reducing device, such as a capillary tube, and a reference numeral 5 denotes an outdoor heat exchanger provided with an outdoor fan 6. Also, a reference numeral 8 denotes an accumulator. When executing a heating operation with this air conditioner, the four-way selector valve 2 is switched to the solid line side to drive the compressor 1. Then, a refrigerant flows from the compressor 1 through the indoor heat exchanger 3, pressure reducing device 4 and outdoor heat exchanger 5 and is thereafter fed back to the compressor 1. The indoor heat exchanger 3 functions as a condenser and the outdoor heat exchanger 5 functions as an evaporator. Fig. 2 schematically shows the construction of the above indoor heat exchanger 3 which functions as a condenser in the heating operation, wherein components similar to those of the prior art heat exchanger shown in Fig. 10 are denoted by the same reference characters. The structure of this indoor heat exchanger 3 is similar to that of the prior art shown in Fig. 10 except for the configuration of the fins

10. That is, a number of fins 10 made of a metal, such as aluminum, having a good heat conduction are arranged side by side in parallel with each other at specified intervals, and a plurality of hairpin type heat transfer tubes 11 are
5 inserted in the fins 10 with their end portions connected to one another by U-shaped communication tubes 12. With this arrangement, a plurality of heat transfer tubes 13 and a plurality of heat transfer tubes 14 are arranged in a vertical direction, in a staggered form as a whole, at an
10 upwind half 10a and a downwind half 10b, respectively, of the fins 10. The refrigerant from the compressor 1 flows through an inlet tube 9 and diverges in two vertical directions to flow into the downwind heat transfer tubes 14, at which the refrigerant exchanges heat with air A
15 passing the fins 10. Thereafter the refrigerant flows into the upwind heat transfer tubes 13. The refrigerant that has flowed into the upwind heat transfer tubes 13 further exchanges heat with the air A passing the fins 10. Then, after converging from the two vertical directions, the
20 refrigerant flows out through an outlet tube 8 and returns to the compressor 1 by way of the pressure reducing device 4 and the evaporator 5.

Next, the fins 10 of the above indoor heat exchanger 3 will be described in detail with reference to
25 Fig. 3. In the figure, reference numeral 13 denotes the

upwind heat transfer tube and reference numeral 14 denotes the downwind heat transfer tube. The figure shows the cross-sections of the heat transfer tubes. These heat transfer tubes 13 and 14 have an identical diameter, the magnitude of which is represented by W1 in the figure. In the same figure, a reference numeral 15 denotes a cut line. The cut lines 15 each extend intersecting an imaginary line 20 which connects the centers of the mutually adjacent upwind heat transfer tube 13 and downwind heat transfer tube 14. Assuming that a distance between mutually confronting outer peripheral portions of the upwind heat transfer tube 13 and the downwind heat transfer tube 14 on the imaginary line 20 is L1 and that a distance between the outer peripheral portion of the downwind heat transfer tube 14 and an intersection point at which the cut line intersects the imaginary line is L2, the intersection point is located in a position satisfying the following relationship:

$$0.2 \leq L2/L1 \leq 0.8$$

Further, the cut line 15 is provided in a region centered on the imaginary line 20 and having a width W2 which satisfies the following relationship:

$$0.4 \leq W2/W1 \leq 1.3$$

Further, assuming that an angle made between the cut line 15 and a vertical direction in which the downwind heat

transfer tubes 14 are aligned is θ , the cut line 15 is provided within a range of $5^\circ \leq \theta \leq 175^\circ$ so that the adjacent cut lines 15 intersect the direction in which the downwind heat transfer tubes are arranged, in the mutually reverse directions, as shown in Fig. 3. Its concrete shape is provided by an elongated hole as shown in Fig. 5A. It is to be noted that the downwind heat transfer tubes 14 and the upwind heat transfer tubes 13 are arranged mutually parallel to each other, and this means that the cut lines 15 are provided at same angles relative to the vertical direction in which the upwind heat transfer tubes 13 are aligned as relative to the direction in which the downwind heat transfer tubes are aligned.

In the heat exchanger constructed as above, the plurality of cut lines 15 are extended at the fins 10. The cut lines 15 are arranged along the vertical direction in which the downwind heat transfer tubes 14 and/or the upwind heat transfer tubes 13 are aligned, and the directions in which the cut lines extend make specified angles of 5° to 175° relative to the direction in which the downwind and/or upwind heat transfer tubes are arranged. Thus, the directions in which the cut lines 15 extend, do not coincide with the direction X in which the cut lines are arranged. This avoids the degradation in the rigidity of the fins which will cause the bending of the fins with the

direction X of arrangement of the cut lines serving as a center of the bending. Consequently, it is possible to enhance the workability in handling the fins 10 and also to prevent the reduction of the heat exchanging ability and the increase of the ventilation resistance which are caused by the deformation of the fins 10.

Furthermore, in the above heat exchanger, by providing the fins 10 with the cut lines 15 between the upwind heat transfer tubes 13 and the downwind heat transfer tubes 14, the possible occurrence of unnecessary heat conduction from the downwind half 10b to the upwind half 10a of the fin 10 is prevented. Also, assuming that the diameter of the heat transfer tubes 13 and 14 is W_1 and that the width of a zone in which the cut lines 15 are provided is W_2 , an expression of $0.4 \leq W_2/W_1$ is satisfied. With this arrangement, the unnecessary heat conduction is surely suppressed, and a sufficient performance, or heat exchanging ability is displayed, as shown in the graph of Fig. 6. Furthermore, because of $W_2/W_1 \leq 1.3$, the degradation in the rigidity of the fins 10 can be avoided under the normal operating conditions. Furthermore, an expression of $0.2 \leq L_2/L_1 \leq 0.8$ is satisfied so that the cut lines 15 are each provided in a center portion of the imaginary line 20. With this arrangement, a sufficient

heat exchanger performance is displayed, as shown in the graph of Fig. 7.

Fig. 4 shows another embodiment of the heat exchanger of the present invention. In Fig. 4, components similar to those of the embodiment shown in Fig. 3 are denoted by the same reference characters. In this heat exchanger, upwind raised portions 16 and 17 are formed at an upwind half 100a of each fin 100, and downwind raised portions 18 are formed at a downwind half 100b of the fin 100. These raised portions 16, 17 and 18 are of the so-called slit type, formed by raising a part of the surface of each fin 100 (see Fig. 5B). Their cut edges 16a, 17a and 18a protrude in the air flow path of the air A so as to intersect the air flow direction A. Further, at the upwind half 100a of the fin 100, a fin connecting portion 19 interposed between two upwind raised portions 16 and 17 located at the most downwind side is formed on the upwind side (the left-hand side in Fig. 4) of the downwind heat transfer tubes 14. In a middle portion of the fin 100 formed between the downwind raised portion 18 located at the most upwind side and the upwind raised portions 16 and 17 located at the most downwind side, there are arranged a plurality of cut lines 15 which each intersect an imaginary line 20 connecting the centers of the mutually adjacent upwind heat transfer tube 13 and downwind heat transfer

tube 14. Assuming that the middle portion has a lateral width W_3 , the cut lines 15 are provided in a central part of the middle portion and within a lateral width W_4 which satisfies the following expression:

5 $0.4 \leq W4/W3 \leq 0.9$

The direction X of arrangement of the cut lines 15 is approximately parallel to the direction of alignment of the downwind heat transfer tubes 14 and hence approximately parallel to the direction of alignment of the upwind heat transfer tubes 13 as well. Then, assuming that a distance between the centers of the upwind heat transfer tube 13 and the downwind heat transfer tube 14 in the direction of alignment of the tubes is L_3 and that a distance between the centers of the upwind heat transfer tube 13 and the cut line 15 in the same direction is L_4 , the cut line 15 is provided in a position for which the following expression holds:

$$0.3 \leq L4/L3 \leq 0.7$$

Further, the cut lines 15 are provided so that an angle θ made between the direction X in which the cut lines are arranged and the direction in which the cut line extends is within a range of $5^\circ \leq \theta \leq 175^\circ$ and that the mutually adjacent cut lines 15 are extended in the mutually reverse directions.

In the heat exchanger constructed as above, the raised portions 16, 17 and 18 are provided on the surfaces of the fins 100 and their edges 16a, 17a and 18a are made to protrude in the air flow path of the air A. Therefore, the fins 100 have a high heat dissipation efficiency, and hence an improved heat exchanging ability. Then, by providing the heat exchanger having the thus improved heat exchanging ability with the cut lines 15, the unnecessary heat conduction via the fins 100 is prevented. Furthermore, similarly to the embodiment described with reference to Fig. 3, the cut lines 15 are arranged along the direction in which the downwind heat transfer tubes 14 or the upwind heat transfer tubes 13 are arranged, and the direction of extension of the cut line makes the specified angle of 5° to 175° relative to the direction of arrangement of the cut lines. Therefore, the directions of extension of the cut lines 15 do not coincide with the direction X of arrangement thereof, which enables the avoidance of the reduction in the rigidity of the fins 100 which may cause the fins to be bent along the direction X of arrangement of the cut lines. Consequently, the workability in handling the fins 100 is improved.

In the above heat exchanger, the cut lines 15 are provided between the upwind heat transfer tubes 13 and the downwind heat transfer tubes 14 at the fins 100, thereby

preventing the unnecessary heat conduction from the downwind half 100b to the upwind half 100a of each fin 100. Further, a relationship of $0.4 \leq W4/W3$ is made to hold, where W3 is the width of the middle portion formed between the upwind raised portions 16 and 17 and the downwind raised portions 18 and W3 is the width of the zone in which the cut lines 15 are provided. With this arrangement, the unnecessary heat conduction is infallibly suppressed, and as shown in the graph of Fig. 8, a good performance, or heat exchanging ability, is displayed as in the case of the aforementioned embodiment shown in Fig. 3. Furthermore, with the restraint of $W4/W3 \leq 0.9$, the degradation in the rigidity of the fins 100 is avoided. Further, with the restraint of $0.3 \leq L4/L3 \leq 0.7$, the cut lines 15 are each located in the center portion of the imaginary line 20. Therefore, in this case, a good heat exchanger performance or heat exchanging ability is also exhibited as shown in the graph of Fig. 9, as in the case of the aforementioned embodiment shown in Fig. 3.

Since the fins 100 provided with the raised portions 16, 17 and 18 have a good ability to exchange heat with the passing air A, the temperature tends to drop particularly in those portions that are located between the upwind heat transfer tubes 13 at the upwind half 100a, and this sometimes leads to an insufficient display of the heat

exchanging ability. However, since the fin connecting portions 19 are provided on the upwind side of the downwind heat transfer tubes 14 in the present embodiment, part of the high-temperature heat of the downwind heat transfer tubes 14 through which the higher-temperature refrigerant flows is transferred to the upwind half 100a by way of the fin connecting portions 19. Therefore, an abnormal temperature reduction at the aforementioned portions of the upwind half is prevented, which allows the heat exchanging ability to be improved.

Although the concrete embodiments of the present invention have been described above, the present invention is not limited to the aforementioned embodiments, which can be modified within the scope of the present invention. For example, instead of providing the cut line by the elongated hole as shown in Fig. 5A, it is acceptable to form the cut line 15 of a slit type as shown in Fig. 5B in which a part of the fin is raised, or a louver type as shown in Fig. 5C in which a side portion is sunk (or raised), or a burring type as shown in Fig. 5D in which a flange is provided around the elongated hole. In either case, the cut lines 15 are provided at the fins 10 and 100, and the cut lines 15 prevent the unnecessary heat conduction from the downwind halves 10b and 100b to the upwind halves 10a and 100a of the fins 10 and 100. Although the above describes

the case where the cut lines 15 are provided in the indoor heat exchanger 3 which functions as a condenser in the heating operation, the cut lines may be provided in the outdoor heat exchanger 5 which functions as a condenser in the cooling operation.

INDUSTRIAL APPLICABILITY

The heat exchanger of the present invention is used for a heat pump type air conditioner or the like provided with a refrigerant circuit.



C L A I M S

1. A heat exchanger of a crossed-fin-and-tube type wherein a plurality of fins (10, 100) are placed side by side, a plurality of upwind heat transfer tubes (13) penetrate an upwind half (10a, 100a) of each fin and are aligned in a specified direction in the upwind half, a plurality of downwind heat transfer tubes (14) penetrate a downwind half (10b, 100b) of each fin and are aligned in the downwind half in a direction substantially identical to the direction in which said upwind heat transfer tubes (13) are aligned, and said upwind half (10a, 100a) is thermally separated from said downwind half (10b, 100b) by a plurality of cut lines (15) which are arranged, spaced from each other, in a specified direction, characterized in that:

at least one of said cut lines (15) is extended in a direction intersecting the direction (X) of arrangement of the cut lines (15).

2. The heat exchanger as claimed in Claim 1, wherein said upwind heat transfer tubes (13) and said downwind heat transfer tubes (14) are arranged in a staggered form as a whole, and each cut line (15) is located between the mutually adjacent upwind heat transfer tube (13) and



downwind heat transfer tube (14), and extended intersecting an imaginary line (20) which connects centers of the mutually adjacent upwind and downwind heat transfer tubes (13) (14).

5 3. The heat exchanger as claimed in Claim 2, wherein said upwind heat transfer tubes (13) and said downwind heat transfer tubes (14) are made to have an approximately identical diameter whose magnitude is represented by $W1$, each cut line (15) is extended in a region centered on said
10 imaginary line (20) and having a width represented by $W2$, and an expression of $0.4 \leq W2/W1 \leq 1.3$ holds.

4. The heat exchanger as claimed in Claim 2, wherein, assuming that a distance between mutually facing outer peripheral portions of said upwind heat transfer tube
15 (13) and downwind heat transfer tube (14) on said imaginary line (20) is $L1$ and that a distance between a point at which the cut line (15) intersects said imaginary line (20) and said outer peripheral portion of said downwind heat transfer tube (14) on said imaginary line (20) is $L2$, then
20 an expression of $0.2 \leq L2/L1 \leq 0.8$ holds.

5. The heat exchanger as claimed in Claim 1, wherein said upwind half (100a) and downwind half (100b) of each



fin (100) are formed with raised portions (16, 17, 18) having cut edges (16a, 17a, 18a) which protrude into an air flow path and extend in a direction intersecting a direction of air flow, and said cut lines (15) are arranged
5 in a middle portion formed between the upwind raised portions (16, 17) and the downwind raised portions (18).

6. The heat exchanger as claimed in Claim 5, wherein, assuming that said middle portion has a width W3 in a direction in which said upwind heat transfer tubes
10 (13) are laterally spaced from said downwind heat transfer tubes (14) and that a region in which the cut lines (15) are extended has a width W4 in the direction in which said upwind heat transfer tubes are laterally spaced from said downwind heat transfer tubes, then an expression of $0.4 \leq$
15 $W4/W3 \leq 0.9$ holds.

7. The heat exchanger as claimed in Claim 5, wherein, assuming that a distance between the centers of the mutually adjacent upwind and downwind heat transfer tubes (13, 14) in the direction in which the upwind heat
20 transfer tubes (13) or the downwind heat transfer tubes (14) are aligned is L3 and that a distance between the centers of the upwind heat transfer tube (13) and cut line (15) in the direction of alignment of the upwind heat



transfer tubes or the downwind heat transfer tubes is L_4 ,
an expression of $0.3 \leq L_4/L_3 \leq 0.7$ holds.

8. The heat exchanger as claimed in Claim 5, wherein
a higher-temperature refrigerant flows through said
5 downwind heat transfer tubes (14) and a lower-temperature
refrigerant flows through said upwind heat transfer tubes
(13), and said upwind half (100a) of each fin (100) is
formed with a fin connecting portion (19) which is
interposed between two upwind raised portions (16, 17) and
10 located on an upwind side of the downwind heat transfer
tubes (14).

9. The heat exchanger as claimed in Claim 2, wherein
assuming that an angle made between the direction in which
the upwind heat transfer tubes (13) or the downwind heat
15 transfer tubes (14) are aligned and a direction in which
said at least one cut line (15) is extended is θ , then an
expression of $5^\circ \leq \theta \leq 175^\circ$ holds.

10. The heat exchanger as claimed in Claim 9, wherein
mutually adjacent cut lines (15) are extended in such a
20 manner that they intersect the direction of arrangement of
said upwind heat transfer tubes (13) or said downwind heat
transfer tubes (14) in opposite directions.

ABSTRACT

In a heat exchanger for use in an air conditioner or the like, a plurality of fins (10) are provided in parallel, and a plurality of upwind heat transfer tubes (13) and a
5 plurality of downwind heat transfer tubes (14) penetrate the fins (10). Both the upwind heat transfer tubes and the downwind heat transfer tubes (13, 14) are arranged in respective rows in approximately identical directions and in a staggered form as a whole. Cut lines (15) are
10 provided between the upwind heat transfer tubes (13) and the downwind heat transfer tubes (14). The cut lines (15) are arranged in a direction identical to the direction in which the heat transfer tubes (13, 14) are aligned, and extended in a direction intersecting the direction (X) of
15 arrangement thereof. With this arrangement, a sufficient rigidity of the fins is secured while preventing the unnecessary heat conduction via the fins.

Fig. 1

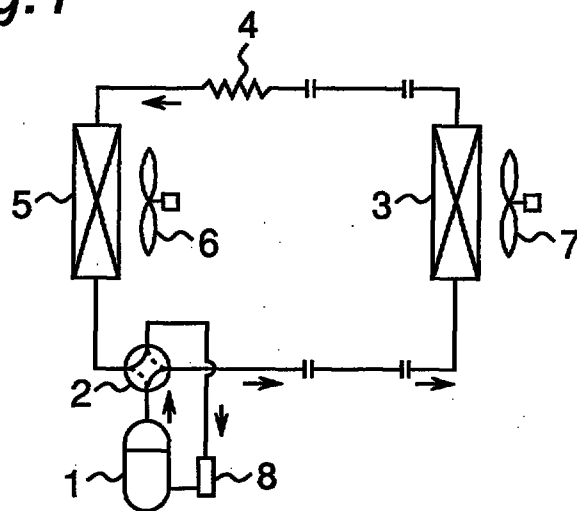


Fig. 2

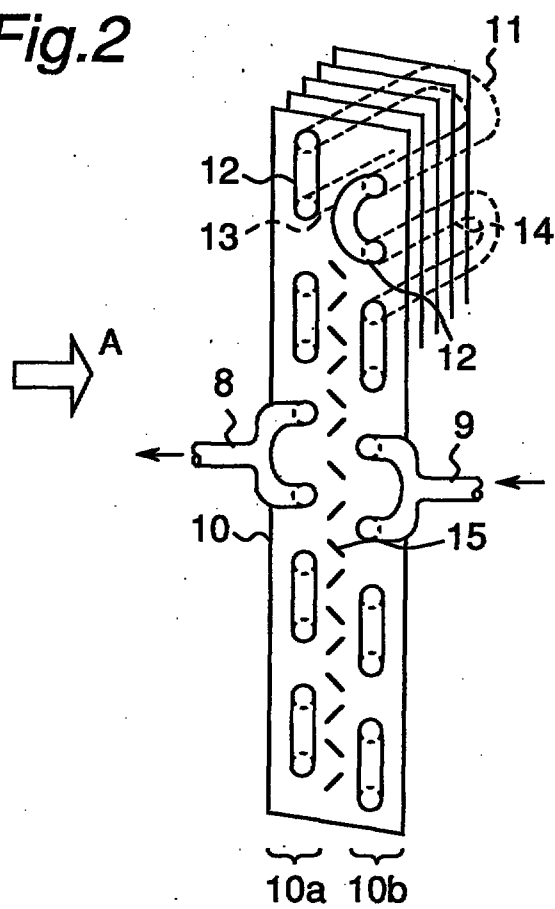


Fig.3

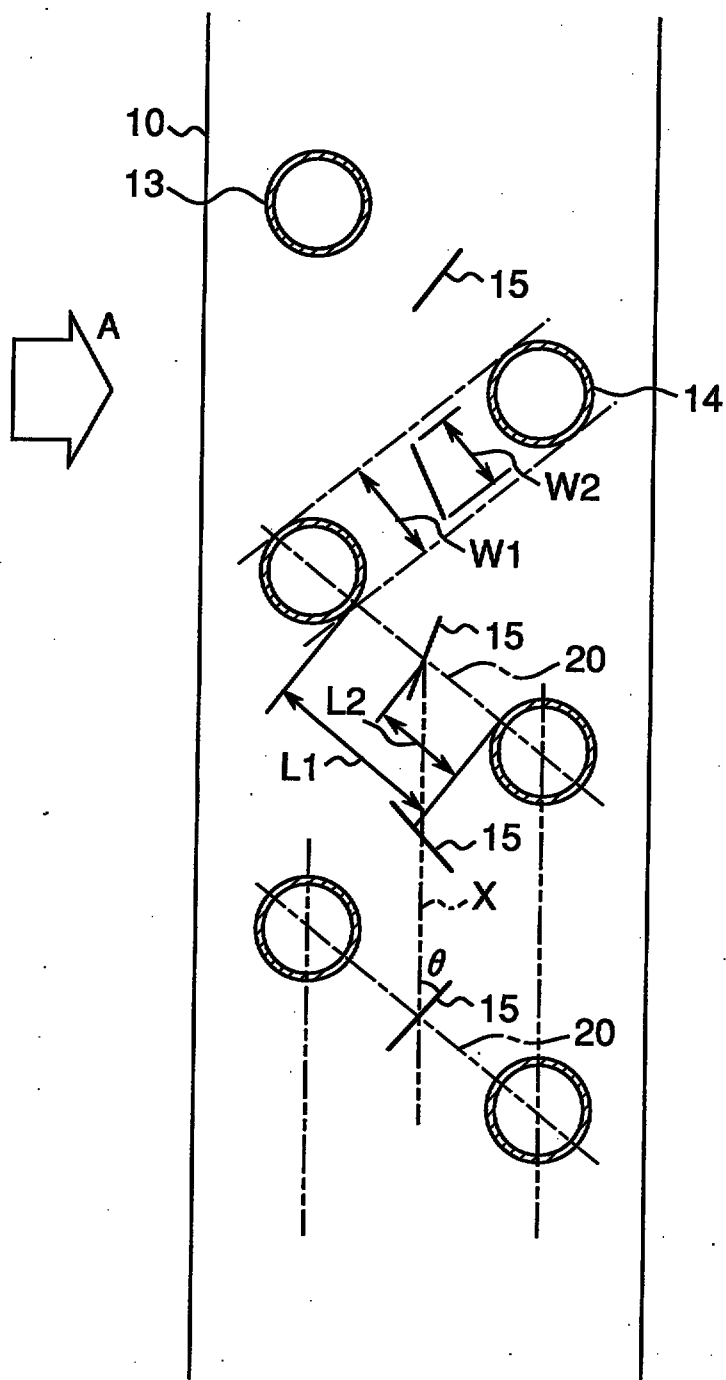


Fig.4

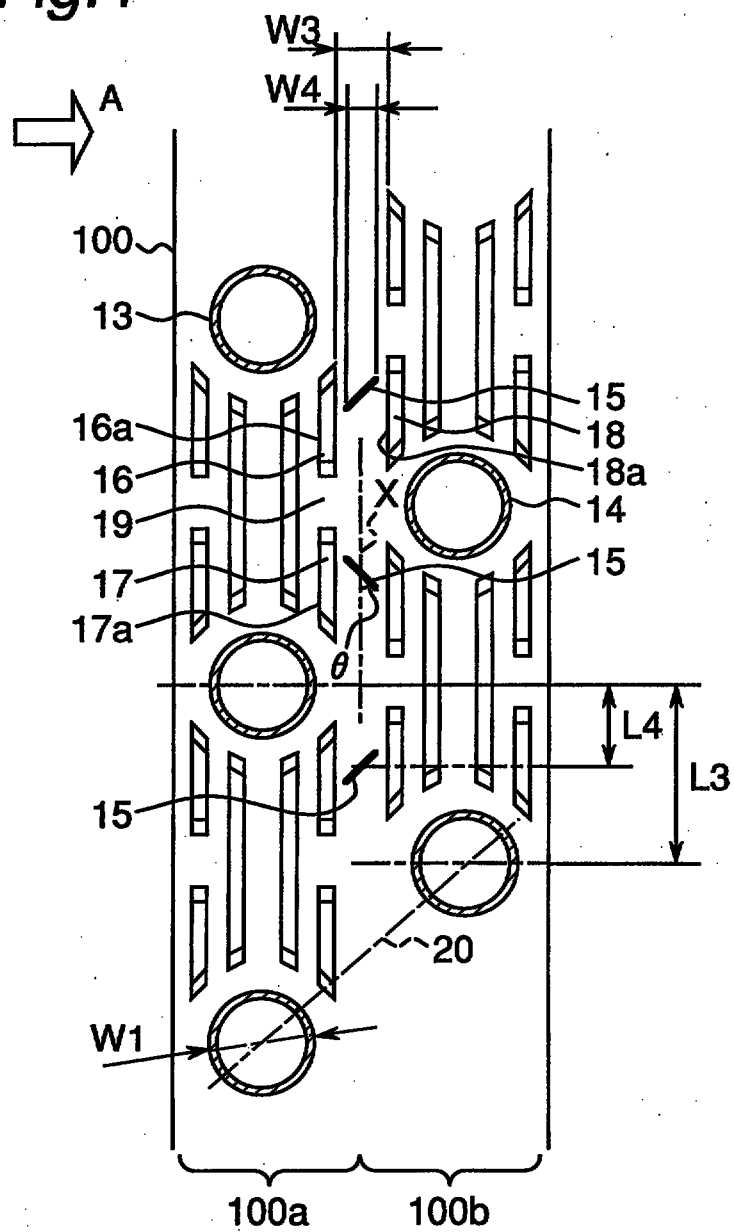


Fig.5A



Fig.5B

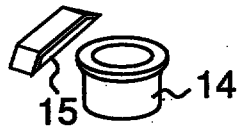


Fig.5C

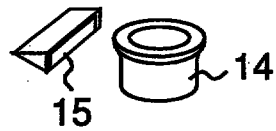


Fig.5D



Fig.6

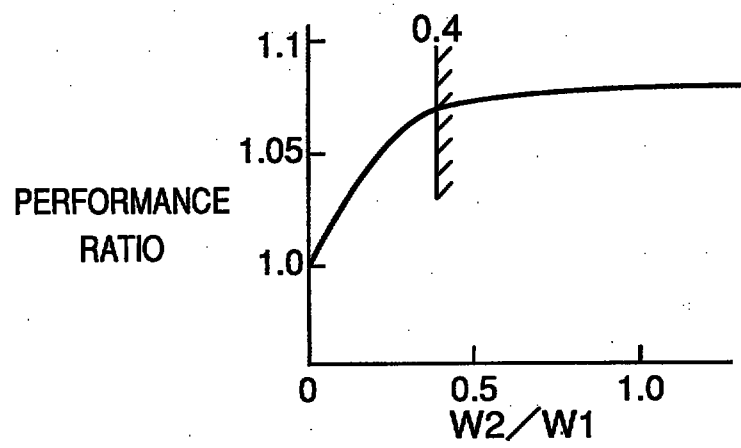


Fig.7

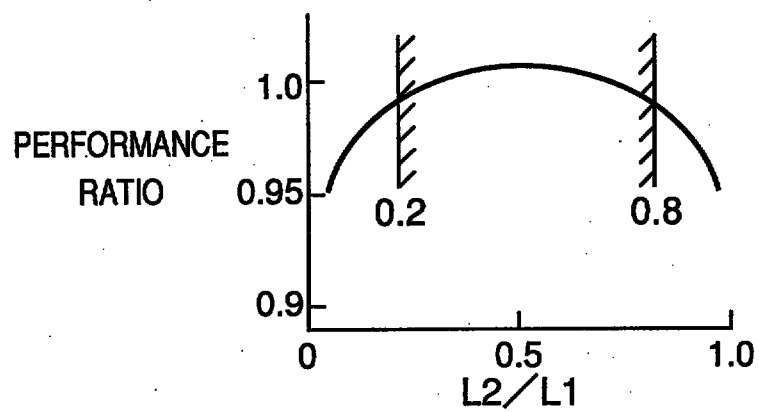


Fig.8

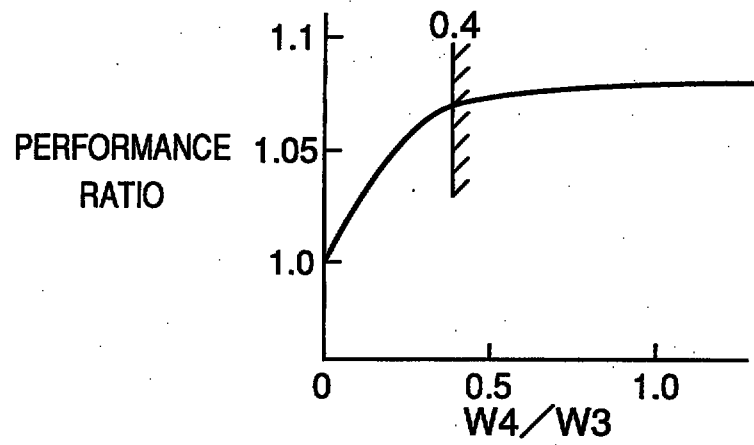


Fig.9

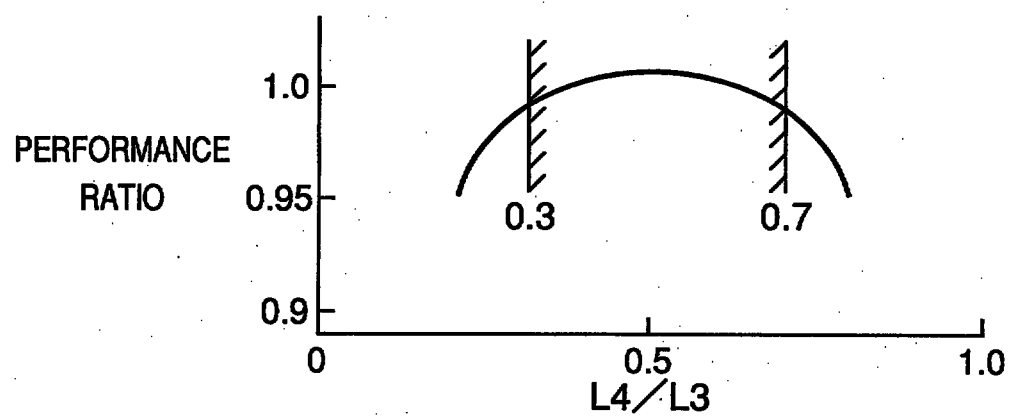


Fig. 10

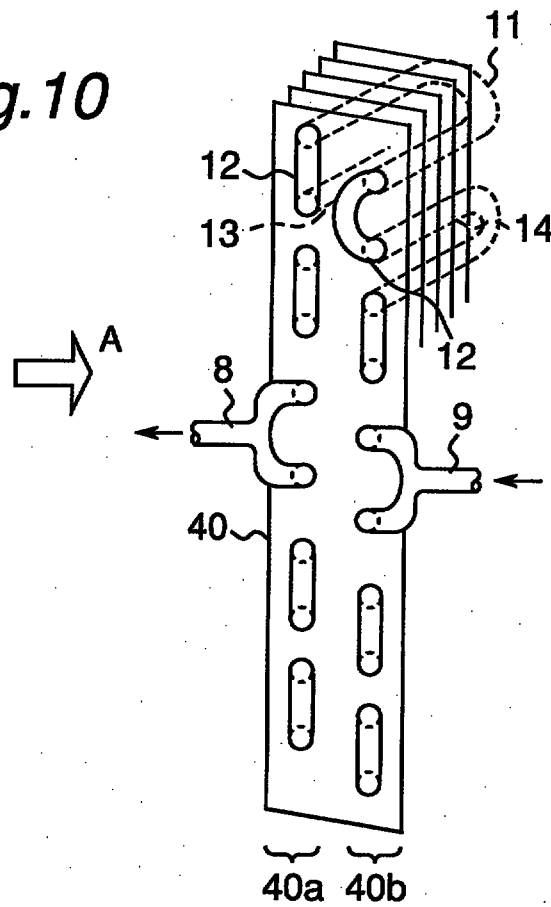


Fig. 11

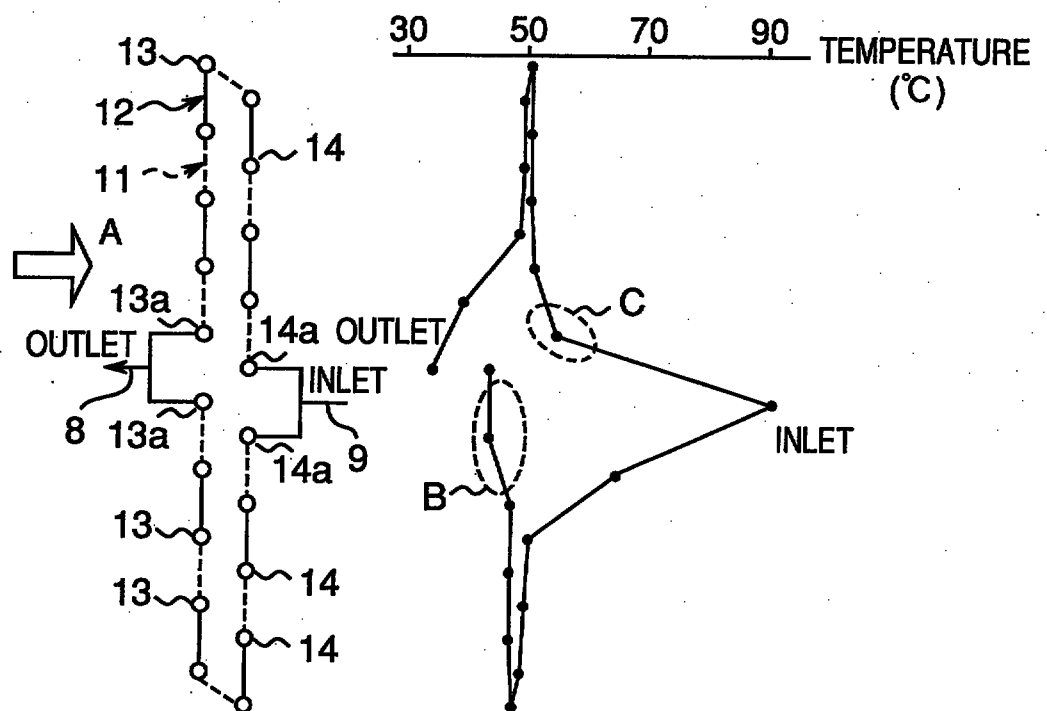
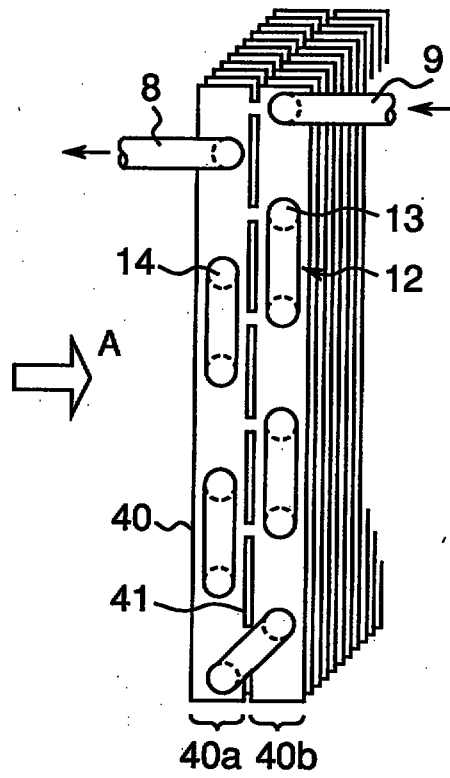


Fig.12





PCT

特許協力条約に基づいて公開された国際出願

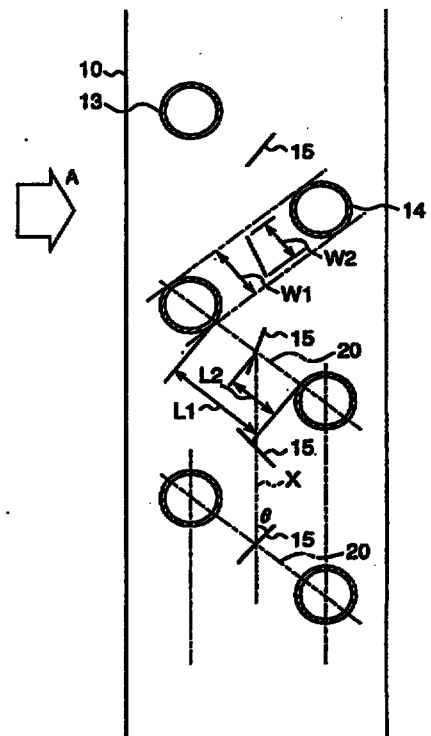
(51) 国際特許分類6 F28F 1/32	A1	(11) 国際公開番号 WO98/19126 (43) 国際公開日 1998年5月7日(07.05.98)
(21) 国際出願番号 PCT/JP97/03729 (22) 国際出願日 1997年10月16日(16.10.97) (30) 優先権データ 特願平8/307342 1996年10月31日(31.10.96) JP (71) 出願人 (米国を除くすべての指定国について) ダイキン工業株式会社(DAIKIN INDUSTRIES, LTD.)(JP/JP) 〒530 大阪府大阪市北区中崎西2丁目4番12号 梅田センタービル Osaka, (JP) (72) 発明者 ; および (75) 発明者 / 出願人 (米国についてのみ) 田中順一郎(TANAKA, Junichirou)(JP/JP) 福村吉晃(FUKUMURA, Yoshiaki)(JP/JP) 信井省治(NOBU, Shoji)(JP/JP) 〒525 滋賀県草津市岡本町字大谷1000番地の2 ダイキン工業株式会社 滋賀製作所内 Shiga, (JP) (74) 代理人 弁理士 青山 葆, 外(AOYAMA, Tamotsu et al.) 〒540 大阪府大阪市中央区城見1丁目3番7号 IMPビル 青山特許事務所 Osaka, (JP)		(81) 指定国 AU, CN, ID, KR, SG, US, 欧州特許 (AT, BE, CH, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE). 添付公開書類 国際調査報告書

(54)Title: HEAT EXCHANGER FOR AIR CONDITIONERS

(54)発明の名称 空気調和機等のための熱交換器

(57) Abstract

A heat exchanger used for an air conditioner, wherein a plurality of fins (10) are provided in parallel, through which a plurality of windward heat exchanger tubes (13) and a plurality of leeward heat exchanger tubes (14) are passed. The heat exchanger tubes (13, 14) are provided so as to extend in substantially the same direction in a generally staggered manner. In the intermediate portions of the fins which are located between the windward heat exchanger tubes (13) and the leeward heat exchanger tubes (14), cuts (15) are provided. The cuts (15) are arranged in the same direction as the heat exchanger tubes (13, 14) and extend in the direction which crosses the direction X in which the cuts are arranged. Owing to this construction, the unnecessary transfer of heat via the fins is prevented, and, moreover, a sufficient level of rigidity of the fins can be secured.



(57) 要約

空気調和機等において使用される熱交換器において、複数のフィン（10）を並設し、複数の風上側伝熱管（13）及び複数の風下側伝熱管（14）を貫通させる。各伝熱管（13，14）は略同方向に、かつ全体として千鳥状に配列する。風上側伝熱管（13）と風下側伝熱管（14）との中間部に切断線（15）を設ける。切断線（15）は伝熱管（13，14）と同方向に配列し、かつその配列方向（X）と交差する方向に延設する。この構成により、フィンを介しての不要な熱伝導を防止しつつ、しかもフィンの十分な剛性を確保することが可能となる。

PCTに基づいて公開される国際出願のパンフレット第一頁に掲載されたPCT加盟国を同定するために使用されるコード（参考情報）

AL	アルバニア	FI	フィンランド	LT	リトアニア	SN	セネガル
AM	アルメニア	FR	フランス	LU	ルクセンブルグ	SZ	スワジランド
AT	オーストリア	GA	ガボン	LV	ラトヴィア	TD	チャド
AU	オーストラリア	GB	英国	MC	モナコ	TG	トーゴ
AZ	アゼルバイジャン	GE	グルジア	MD	モルドヴァ	TJ	タジキスタン
BA	ボスニア・ヘルツェゴビナ	GH	ガーナ	MG	マダガスカル	TM	トルクメニスタン
BB	バルバドス	GN	ギニア	MK	マケドニア旧ユーゴス ラヴィア共和国	TR	トルコ
BE	ベルギー	GW	ギニア・ビサオ	ML	マリ	TT	トリニダード・トバゴ
BG	ブルキナ・ファソ	GR	ギリシャ	MN	モンゴル	UA	ウクライナ
BJ	ブルガリア	HU	ハンガリー	MR	モリタニア	UG	ウガンダ
BR	ブラジル	ID	インドネシア	MW	モザンビーク	US	米国
BY	ベラルーシ	IE	アイラランド	MX	メキシコ	UZ	ウズベキスタン
CA	カナダ	IL	イスラエル	NE	ニジェール	VN	ベトナム
CC	中央アフリカ共和国	IS	アイスランド	NL	オランダ	YU	ユーゴスラヴィア
CF	コンゴ	IT	イタリア	NO	ノルウェー	ZW	ジンバブエ
CG	コンゴ共和国	JP	日本	NZ	ニュージーランド		
CH	スイス	KE	ケニア	PL	ポーランド		
CI	コートジボアール	KR	韓国	PT	ポルトガル		
CM	カメルーン	KP	北朝鮮	RO	ルーマニア		
CN	中国	KZ	韓国	RU	ロシア		
CO	コロンビア	LC	セント・ルシア	SD	スーダン		
CY	キプロス	LI	リヒテンシュタイン	SE	スウェーデン		
CZ	チェコ	LK	スリランカ	SG	シンガポール		
DE	ドイツ	LS	レソト	SK	スロバキア		
DK	デンマーク			SL	シエラ・レオネ		
EE	エストニア						
ES	スペイン						