

# 公告本

9915435

申請日期	88/7/19
案 號	88112220
類 別	F25B <sup>39</sup> / <sub>04</sub> , F28F <sup>1</sup> / <sub>40</sub>

A4  
C4

487797

(以上各欄由本局填註)

## 發 明 專 利 說 明 書

一、發明 名稱	中 文	熱 交 換 器
	英 文	HEAT EXCHANGER
二、發明 創作人	姓 名	1. 細 谷 和 樹 2. 新 村 利 治 3. 門 浩 隆 4. 坂 野 晃
	國 籍	1.-4. 皆 屬 日 本
	住、居所	1. 群 馬 縣 伊 勢 崎 市 壽 町 20 番 地 サンデン株式會社內 2.-4. 皆 同 1.
三、申請人	姓 名 (名稱)	三 電 股 份 有 限 公 司 (サンデン株式會社)
	國 籍	日 本
	住、居所 (事務所)	群 馬 縣 伊 勢 崎 市 壽 町 20 番 地
	代 表 人 姓 名	牛 久 保 雅 美

裝

訂

線

經濟部中央標準局員工消費合作社印製

(由本局填寫)

承辦人代碼：
大類：
IPC分類：

A6

B6

本案已向：

日本 國(地區) 申請專利，申請日期： 案號： ， 有 無主張優先權

1998年07月31日 特願平10-216999(主張優先權)

1998年08月04日 特願平10-219968 "

1999年07月07日 特願平11-192950 "

1999年07月07日 特願平11-193018 "

有關微生物已寄存於： ， 寄存日期： ， 寄存號碼：

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁各欄)

裝

訂

線

經濟部中央標準局員工消費合作社印製

## 五、發明說明( / )

### [ 產業上之利用領域 ]

本發明為有關一種熱交換器，其係在一對集流箱( header)之間，並排設置多數供熱交換媒體流通用的熱交換管所用之熱交換器，尤指有關適用於車輛用空調裝置上，而可獲得均勻的熱交換媒體之分佈者。

### [ 習知之技術 ]

近年，在於作為熱交換器的，壓力損失少，也可提高熱交換效率且組裝製造容易之冷凝器中，是以多數的扁平管配置在一對集流管之間的所謂多流式冷凝器已成為主流，又，在蒸發器中，足以在一對集流箱之間，用一對成形板疊合，形成為直線狀或U字狀的冷媒通路並以多數的這種疊合板所形成的層疊式蒸發器為主流者。

在於具這種多流式冷凝器或層疊式蒸發器的集流箱之熱交換器中，流入於各熱交換管的冷媒量是先由入口側集流箱內的冷媒壓力之傾斜度決定加上於各熱交換管的壓力之分佈，並由該集流箱內的冷媒壓力之大小所決定。即，在集流箱內，集流箱冷媒入口附近的壓力為最高，離開入口處愈遠壓力會愈低。因此，最靠近於冷媒入口附近的熱交換管中之冷媒流量較多，而離開最遠的熱交換管中之冷媒流量會不足，因而不能使冷媒充分的均勻分流於上述熱交換器的整個芯子中，其結果是會產生溫度分佈的不均勻，而引起熱交換效率的降低之虞。

又，如為冷凝器時，是從位於引擎室前方的車輛前面之格柵引進熱交換用空氣以進行熱交換者。然而，在通

## 五、發明說明( > )

常格柵的開口面積並未設計到可將熱交換器用空氣充分的引進於芯子整面所需之大小。且，由於保險桿或汽車牌照等，熱交換用空氣的引進會更受到限制，即，只能使芯子整面中的一部分充分的分配到熱交換用空氣，不能使芯子整體有效率的發揮其熱交換性能，會有引起熱交換效率降低之虞。

又，在於蒸發器時，送風機裝置與蒸發器裝置的連結部分通常都經過縮頸加工，兩裝置是在縮頸部分連結，因而和冷凝器同樣，只能使蒸發器芯子整面中的一部分充分的分配到熱交換用空氣，不能使芯子整體有效率的發揮其熱交換性能，會有引起熱交換效率降低之虞。

在這種各熱交換器中，為了消除熱交換器本身的問題或裝在車上的位置之問題所引起的熱交換性能之不足。已經有在集流箱內設置分隔板，以使冷媒多次接觸於通過熱交換器內之空氣，即，所謂3路徑，4路徑的流通法，而多路徑化者。

又，除了用上述分隔板使冷媒的流通多路徑化以外，也已被提案提高熱交換性能，特意改善熱交換器內的分流狀態者。

例如在特開昭58-140597號公報中所記載的是使傳熱管內的內側翅片傾斜，以消除熱交換器的空氣入口側冷媒和空氣出口側冷媒之溫度差，而提升其傳熱性能者。

又，在特開平9-196595號公報中所記載的是將冷媒引進管插入到集流箱內的深處，而在該引進管上設可使冷

## 五、發明說明(3)

媒的一部分分流於集流管內之冷媒通過孔，以使熱交換器內的分流平均，以獲得室內冷卻溫度之均勻化者。

然而，在前者的多路徑化之改善對策中，需要2-3片分隔板，而要增加該部分的材料費、加工費等之成本，且，要在集流箱或集流管中插入分隔板時，其插入孔的加工很麻煩，並且，並插入孔加工位置的設定，要顧慮到提高熱交換效率，和使冷媒均勻的流通，因而必須使冷媒管的支數，比率等為最恰當，而成為非常麻煩的作業和設計之事。

又，後者的特開昭58-140597號公報或特開平9-196595號公報所記載的改善對策中，卻是謀求熱交換器內的分流之均勻化者，但，特開昭58-14597號公報的提案是只對於傳熱管之改善，而特開平9-196595號公報的提案是只對於集流箱部分之改善者。

本發明人曾經分別以類似於上述各提案中的形狀之管路（相當於上述傳熱管）及集流箱單獨做實驗之結果，雖然可見到一些改善效果，但未能獲得十分滿意之結果。

即，如上述的流通於各管路的冷媒量還是由集流箱內冷媒壓力的壓力傾斜度，換言之，是由集流箱內冷媒壓力的大小所決定，因而，集流箱內的冷媒入口附近之壓力為最高，而隨著逐漸遠離該處，壓力會愈低，因此，最接近於冷媒入口附近的管路所流通的冷媒最多，而流入於離開冷媒入口最遠的管路之冷媒量會有的不足。其結果是分流狀態全惡化，熱交換效率會降低。如不將這

## 五、發明說明（4）

種由於集流箱內的壓力分佈所引起而產生分流不均勻使熱交換效率降低之根本原因解決之前，是無法獲得十分滿意的分流狀態和熱交換效率。

因此，本發明人乃著眼於如果將集流箱內的冷媒壓力之大小消除，使該壓力為均勻時，是否就可獲得充分的分流狀態之點而完成本發明者。

也即，本發明人乃有鑑於熱交換器內的分流狀態，不光是由於管路或集流箱之問題而已，而管路與集流箱，尤其是對於流通於管路內的冷媒之流動阻力有所影響的是由冷媒通路的水力直徑和管路長度2項所代表之通路阻力（流動難度）與集流箱內的冷媒壓力雙方的關係和作用所支配，而發現如要改善這種熱交換器內的分流狀態時，不必用到在集流箱內設置多數分隔板以使熱交換器內的冷媒流動成為多路徑化之方法就可改善分流狀態的、管路內冷媒壓力和集流箱內冷媒壓力之間的新的因果關係，並完成其最恰當關係之數值化者。

又，在本發明中，也對熱交換管本身，特別是對其內部構造也加以檢討。

即，在以往是在熱交換管內部設波形的內側翅片、或將管路以擠壓成形以使其內部由多數分隔牆所劃分，而將管內分割為在管路長度方向延伸的多數小通路之熱交換器者，乃為眾所周知者。

這種具備具小通路熱交換管的熱交換器中，例如流通於管內的熱交換媒體為冷媒時，在熱交換器中的流通於

## 五、發明說明(5)

空氣入口側管內的冷媒溫度與通過其管外的空氣溫度之溫差是比流通於管子寬度方向中之空氣出口側管內的冷媒溫度與通過其管外的空氣溫度之溫差為大，即，在空氣入口側管路中的傳熱性是比空氣出口側管路中的傳熱性為優越。因此，流通於空氣入口側管路內的冷媒之冷凝液化進展很快，成為液體成分比率比氣體成分為高之冷媒，冷媒比重增加，其流速會慢下來。而一方面，流通於空氣出口側管路中的冷媒之冷凝液化難於進展，成為氣體成分比率比液體成分為高的冷媒，冷媒比重減少，流速會加快。

因此，在1支熱交換管中會在於寬度方向，也即空氣通過方向中產生傳熱性之差異，而在整體上會有傳熱效率被抑低之問題。

### [發明欲解決之問題]

本發明乃著眼於上述管路內冷媒壓力與集流箱內冷媒壓力的關係所引起而使各熱交換管分流狀態不良之問題點，目的是在提供一種熱交換器，其係可不需分隔板，或將其抑低在最少限度的1片，以將冷媒(熱交換冷媒)的流動抑低在1路徑或2路徑內，且冷媒的分流狀態為最恰當，具優越熱交換性能者。

又，本發明的另一目的是尤指在於具有內側翅片的熱交換器中，提高其整體上的傳熱效率，以提高熱交換器的熱交換性能者。

### [發明之解決手段]

## 五、發明說明 ( b )

為解決上述問題，本發明的熱交換器係在於一對集流箱之間並排設置可供熱交換媒體流通的多數熱交換管，而在該並排設置的全部熱交換管中，熱交換媒體在於熱交換管長度方向的流通方向只有一方向之熱交換器中，其特徵為將熱交換管的阻力參數  $\beta$  對於熱交換媒體入口側集流箱的阻力參數  $\alpha$  之比的分流參數  $\gamma$  設定為 0.5 以上者。其關係是：

$$\gamma = \beta / \alpha$$

$$\beta = Lt(Dt \cdot n)$$

$$\alpha = Lh/Dh$$

Lt: 熱交換管長度

Dt: 1支熱交換管的水力直徑

n: 熱交換管支數

Lh: 入口側集流箱的長度

Dh: 入口側集流箱的水力直徑

上述分流參數  $\gamma$  更理想的範圍是在於 0.5 ~ 1.5。

又，本發明的熱交換器是在於一對集流箱之間並排設置可供熱交換媒體流通的多數熱交換管，而在該並排設置的全部熱交換管中，熱交換媒體在於熱交換管長度方向的流通方向是，對於其一部分成組的熱交換管是向第 1 方向，對於所剩下部分成組的熱交換管是向與第 1 方向相反的第 2 方向，即，使熱交換器整體為雙向流通之多流型熱交換器中，其特徵為將熱交換媒體向第 1 方向流通的熱交換管之阻力參數  $\beta_1$  對於該熱交換管入口側

## 五、發明說明 ( 7 )

的第1集流箱阻力參數  $\alpha_1$  之比的分流參數  $\gamma_1$  設定為 0.5

以上者。其關係是：

$$\gamma_1 = \beta_1 / \alpha_1$$

$$\beta_1 = L_t / (D_t \cdot n_1)$$

$$\alpha_1 = L_{h1} / D_{h1}$$

$L_t$ : 管路長度

$D_t$ : 1支熱交換管的水力直徑

$n_1$ : 使熱交換媒體向第1方向流通的熱交換管支數

$L_{h1}$ : 第1集流箱的長度

$D_{h1}$ : 第1集流箱的水力直徑

在此熱交換器中，也將作為使熱交換媒體向第2方向流通的熱交換管之阻力參數  $\beta_2$  對於該熱交換管入口側的第2集流箱阻力參數  $\alpha_2$  之比的分流參數  $\gamma_2$  設定為 0.5

以上者。其關係是：

$$\gamma_2 = \beta_2 / \alpha_2$$

$$\beta_2 = L_t / (D_t \cdot n_2)$$

$$\alpha_2 = L_{h2} / D_{h2}$$

$L_t$ : 熱交換管長度

$D_t$ : 1支熱交換管的水力直徑

$n_2$ : 使熱交換媒體向第2方向流通的熱交換管支數

$L_{h2}$ : 第2集流箱的長度

$D_{h2}$ : 第2集流箱的水力直徑

又，上述分流參數  $\gamma_1$  更理想的範圍是在於 0.5 ~ 1.5，而上述分流參數  $\gamma_2$  更理想的範圍是在於 0.5 ~ 1.5。

## 五、發明說明 ( 8 )

依據上述本發明的熱交換器時，可使集流箱內壓力和熱交換媒體流通用管（例如為冷媒管）內壓力（尤指管路的阻力）之間的關係經以由  $\gamma$ ， $\gamma_1$ ， $\gamma_2$  所構成的參數而設定在最恰當的關係上，以將冷媒管的通路阻力提高，由此，可阻礙冷媒的集中流入於連接在集流箱冷媒入口的壓力最高部位之冷媒管中，而具可使冷媒先均勻的停留在集流箱之效果。其結果是可使集流箱內的冷媒壓力保持均勻，而在結果上，加上於各冷媒管的壓力會均勻化，可獲得良好的分流狀態，可在於芯子整體上發揮良好的熱交換性能。

又，在基本上，可將熱交換媒體通路構成為 1 路徑或 2 路徑，因而在以往的多路徑化場合中，要將多數分開板設置在集流箱一事，在本發明中已無此需要，因此可同時達成製造和組裝作業之容易化。

要使上述  $\gamma$ ， $\gamma_1$ ， $\gamma_2$  在於所定範圍內時，須使集流箱內壓力和冷媒管阻力的相對關係構成為所欲的關係，重要的是要將冷媒管設計成為冷媒在其內部流動不會產生溫度分佈之不均勻，且具較大的阻力構造者較有效果。要如此使各冷媒管持有較大阻力時，是將冷媒管內分割為小通路的構造者較為有效。

要將  $\gamma$ ， $\gamma_1$ ， $\gamma_2$  保持在本發明目標範圍時，是可用只將冷媒管內分割成為直線狀小通路之構造，例如以擠壓成形或位拔成形而在內部形成多數互相隔離的直線狀小通路之冷媒管構造，但，要同時抑低在各管路內的溫度

## 五、發明說明(9)

不均勻性時，則例如在各冷媒管內形成熱交換媒體可在於冷媒管長度方向及寬度方向實質上自由流通的多數通路之構造者更為理想。像這種多數管路是可由設置於內側翅片或管路內面的凸部來形成之。

要以內側翅片來形成冷媒管內的多數通路時，該內側翅片是將平板狀構件以切縫定形加工，形成多數凸部與凹部，而以凸部、第1平坦部、凹部、第2平坦部的順序反複形成的多數凹凸條互相鄰接的配置，且相鄰接的凹凸條之位置關係是一邊的凹凸條之第1平坦部是和另一邊的凹凸條之第2平坦部形成為連續的平坦部，而以此構成為內側翅片者較為理想。

又，在構造上，可使上述凹凸條向冷媒管長度方向延伸，而上述連續的平坦部向冷媒管寬度方向延伸者，也可使凹凸條向冷媒管寬度方向延伸，而其連續的平坦部向冷媒管長度方向延伸者。這種凹凸條可由上述平板狀構件的輥壓彎曲加工形成之。

又，如要使冷媒管內的多數通路由設在冷媒管內面的凸部來形成時，該凸部是可由對管壁的壓花加工來形成。

又，也可使其由在各冷媒管內形成互相隔離而向冷媒管長度方向延伸的小通路之構成，例如各冷媒管是以擠壓成形所形成之構成者。在這種情形時，上述的 $\gamma$ 最好達0.9以上，而1.0以上更為理想。又上述 $\gamma_1$ 也同樣最好在0.9以上，而以1.0以上更為理想。且，上述 $\gamma_2$ 也同樣最好在0.9以上，而以1.0以上更為理想。

## 五、發明說明(10)

這種本發明可適用於其熱交換媒體是冷媒，而熱交換器是冷凝器時，或其熱交換媒體是冷媒，而熱交換器是蒸發器時之任一場合。

尤其是使用具上述凹凸條的內側翅片之冷媒管時，可將上述 $\gamma$ ， $\gamma_1$ ， $\gamma_2$ 限制在目標以內，且，可提高冷媒管整體，以及於熱交換器整體之性能。

即，具上述凹凸條的內側翅片之冷媒管中，是將平板狀構件以切縫定形加工形成多數凸部與凹部，因而在所形成的凸部與凹部之位置，可分別形成連通平板狀構件上下兩側之孔。而從凹凸條延伸方向的正交方向所看到的是一目的凹凸條之第1平坦部和另一邊的凹凸條之第2平坦部形成為連續的平坦部之配置，且一邊的凹凸條之凸部和另一邊的凹凸條之凹部是成為互相鄰接之配置。

因而，熱交換媒體，例如是冷媒要向凹凸條延伸方向流動時，會在各凹凸條時凸部被分散為左右流動，被分散冷媒流的一部分會流入於凹部，或通過由切縫定形的凸部和凹部所形成的連通孔流入於內側翅片的背面側，且，也會順著相鄰接凹凸條的延伸方向流到其凸部再被分散於左右流動。即，構成為反複進行分散，合流之冷媒流，而在管路內的多數部位被多次的混合，在冷媒中的液化、冷凝等的進行程度之參差已不存在，其在於冷媒管寬度方向，即，在外部通過空氣的流動方向中實質上已無傳熱上之差異。因此可在冷媒管寬度方向發揮均勻的傳熱性能，其結果是可提高冷媒管整體的熱交換性

## 五、發明說明( )

能，而提高熱交換器整體的熱交換性能。

又，如冷媒要向與凹凸條延伸方向成正交方向流動時，會通過由切縫定形為凹部和凸部所形成的連通孔，自由出入於內側翅片的表面、背面側，且，這些連通孔是成為交錯狀的排列，因而冷媒流出入於這些連通孔時，會更有效的進行混合。其結果是同樣可在冷媒管寬度方向發揮均勻的傳熱性能，可提高於媒管整體的熱交換性能，而提高熱交換器整體的熱交換性能。

### [實施例]

第1圖是有關本發明一實施例之熱交換器，尤指將本發明應用於由多流型熱交換器所構成的冷凝器之情形者。在圖中，1是冷凝器整體，2、3是一對集流箱。在集流箱2、3之間平行延伸的設置多數熱交換管4，各熱交換管4之間及上、下部熱交換管4的上、下側，各配置有波形翅片5。在最上部位波形翅片5的上方，及最下部位波形翅片5的下方各設有側板6。在一邊集流箱2上設有入口管7，另一邊集流箱3上設有出口管8，而流通於設置在集流箱2、3之間的所有熱交換管內之冷媒的，在冷媒管長度方向之流動方向是從集流箱2向集流箱3的方向之單向流動，而構成為單一路徑者。第1圖的箭頭10之方向是空氣通過方向。

上述冷凝器1的各熱交換4的構成乃如第2~4圖所示。

在第2圖中，11是表示熱交換管4的冷媒管部分，而在冷媒管11內插入內側翅片12。內側翅片12是形成為具

## 五、發明說明 ( 12 )

可供熱交換媒體在冷媒管長度方向及寬度方向實質上可自由流通的通路之內翅片，在本實施例中是如第3圖之構造者。在此第3圖的例子中，箭頭13的方向是冷媒流動方向，且是表示冷媒管的長度方向。

在內側翅片12上，形成多數凸部14及凹部15，這些凸部14及凹部15是將平板構件切縫並同時彎曲加工成為凸部14及凹部15者。此彎曲加工例如和波形翅片5的成形一樣，可利用輥壓彎曲加工。內側翅片12是由多數的，以凸部14、第1平坦部16、凹部15、及第2平坦部17的順序反複形成之凹凸條18(參照第4圖)互相鄰接配置者。而相鄰接凹凸條18的位置關係是一邊的凹凸條18之第1平坦部16和另一邊的凹凸條18之第2平坦部17形成連續的平坦部，且，一邊的凹凸條18之第2平坦部17和另一邊的凹凸條18之第1平坦部16形成連續的平坦部之配置者。因而，此例中，從管路11的寬度方向所看到的是第1平坦部16和第2平坦部17形成為直線狀延伸之平坦部，凸部14和凹部是成為互相鄰接的交替配置。而在各凸部14和凹部的切口彎曲部位，形成為連通內側翅片12的上下面側之連通孔19。

在於具備這種內側翅片12的熱交換管4中，如第3圖箭頭所示，流通於冷媒管11內的長度方向之冷媒會在各凸部14的位置成為左右分散的冷媒流，而分散後通過各連通孔19，自由出入於內側翅片12的表，背面側，且，其一部份在第2平坦部17上直進到鄰接凹凸條18之下一凸

## 五、發明說明 ( 13 )

部 14，在內側翅片 12 的背面側中，凹部 15 會坦當和上述凸部 15 同樣之功能，同樣的使其成為分散的冷媒流。多數凹凸條 18 是將凸部 14 和凹部 15 以偏移狀態鄰接配置，因而，流動於冷媒管 11 內的冷媒，會經常一面流動一面混合，在冷媒管 11 內的寬度方向，也即空氣的通過方向，被均勻的混合。同時，第 1 平坦部 16 和第 2 平坦部 17，可坦當冷媒流的整流之任務，因而混合與整流會很周到的反複進行。其結果是可使冷媒管 11 寬度方向的傳熱性能均勻化，熱交換性能被均勻化，而可提高冷媒管 11 整體的，以及於冷凝器 1 整體之熱交換性能。

在上述例中，是以第 3 圖的箭頭 13 方向作為冷媒流動方向及冷媒管 11 的長度方向者，而也可將箭頭 21 方向作為冷媒流動方向及冷媒管 11 的長度方向之構成。

以這種情形時，在冷媒流動方向有交替配置的凸部 14 和凹部 15，冷媒會經由平坦部 16, 17 或連通孔 19 被均勻的混合，可和上述例同樣獲得優越之熱交換性能。

在本實施例中，是將其管內插入上述具優越熱交換性能的內側翅片之冷媒管 11 配置成為只形成冷媒單向流通的單一路徑（從集流箱 2 向集流箱 3 方向之同一方向）之構成者。

由於只有單一路徑，在冷媒流通路徑上並沒有倒轉部分，因而，雖然是用其管內插入內側翅片 12 的冷媒管 11，而在冷媒管 11 所排列的芯部整體上，仍可將其抑制在較低的壓力損失。然而，由於在各冷媒管 11 內插入如上

## 五、發明說明 ( 14 )

述構成之內側翅片 12，其對入口側集流箱 2 內的壓力持有較大的阻力。又各冷媒管 11 各個部具有如上述優越的熱交換性能，因而在整體上可保持高的熱交換效率。又由於完全沒有倒轉部分，因而不必分配倒轉前後的管路支數，不必考慮冷媒在管路內流動中由於體積減少所引起的問題，而冷媒的流量等雖有變化，仍可經常維持在高的熱交換效率。

本發明中是將熱交換管 4 的阻力參數  $\beta$  對於冷媒入口側集流箱 2 的阻力參數  $\alpha$  之比的分流參數  $\gamma$  設定在 0.5 以上。其關係是，

$$\gamma = \beta / \alpha$$

$$\beta = Lt (Dt \cdot n)$$

$$\alpha = Lh / Dh$$

Lt: 熱交換管 4 的長度

Dt: 1 支熱交換管 4 的水力直徑

n: 熱交換管 4 的支數

Lh: 入口側集流箱 2 的長度

Dh: 入口側集流箱 2 的水力直徑

而各部分尺寸是如第 5 圖所示。

如第 1 表所示的變更各部分尺寸做過實驗。在此實驗中，除了如第 3 圖所示的具內側翅片的冷媒管之外，也對由擠壓成形的，在內部具互相隔離而冷媒管長度方向延伸的多數小通路之冷媒管做過實驗。即實際第 1~9 是使用具如第 3 圖所示內側翅片冷媒管之熱交換器，實驗

### 五、發明說明 ( 15 )

第 10 ~ 12 是用擠壓成形的冷媒管之熱交換器者。分流狀態是用紅外線式溫度計測定熱媒管交換媒體 ( 冷媒 ) 以如何程度有效的流動在各冷媒管內，而以有效的流動部分之面積之對於熱交換器芯部整體面積之比率做評價者。並以 75% 以上為良好、90% 以上為非常良好、未滿 75% 為不良作為判定基準，其結果如第 1 表及第 6 圖所示。

由第 1 表及第 6 圖可知，使用具第 3 圖所示的內側翅片的冷媒管時， $\gamma$  在 0.5 以上就可獲得非常良好之結果，而使用擠壓成形的冷媒管時， $\gamma$  在 0.9 以上可得良好的結果，尤以  $\gamma$  在 1.0 以上可獲得非常良好之結果，但  $\gamma$  在未滿 0.5 時成為不良。

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

線

五、發明說明 (15a)

[第 1 表]

實驗 號數	7	分 流 狀 態 (%)		分流狀態之判定
		使用第 3 圖中所示之內側翅片之此種冷煤管	押出品(平行流路)之冷煤管	
1	0.62	99	—	非常好
2	0.6	98	—	非常好
3	0.55	97	—	非常好
4	0.61	98	—	非常好
5	0.26	50	—	不良
6	1.05	99	—	非常好
7	0.72	97	—	非常好
8	0.72	96	—	非常好
9	0.7	95	—	非常好
10	0.44	—	60	不良
11	1.12	—	92	非常好
12	0.93	—	79	良好

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

訂

## 五、發明說明 (15b)

附帶說明的，在上述實驗中，其分流狀態為良好情形時，曾經將冷媒入口管7和出口管8的設置位置不僅在於集流箱2、3的兩端部分，也變更到集流箱長度方向的中央附近等處，其結果是無論將冷媒入口管設在那一位置，冷媒都可均勻的流入於各冷媒管中。

又，也使冷媒管的插入於集流箱之著床位置在於集流箱斷面的中間位置，比中間更靠內側（冷媒管側），及比中間更靠外側之處做過實驗，其結果是如 $\gamma$ 值在於本發明規定值以上時，無論冷媒管插入位置在那一位置，都可獲得良好結果（在寬闊有效熱交換面積上有良好的分流狀態）。而如 $\gamma$ 值未滿本發明規定值時，無論將冷媒管的

（請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁）

裝

訂

裝

## 五、發明說明 ( 16 )

插入位置設定在那一位置，都未能獲得良好結果。

又  $\gamma$  的上限值並無特別規定，但由實驗結果也可知，在實用上其設計範圍如有 1.5 程度則已足夠。

如此，縮小冷媒通路的水力直徑或加長冷媒管的長度，以使每 1 支冷媒管的通路阻力相對的提高，以阻礙冷媒集中的流入於設在集流箱冷媒入口處壓力最高部位之冷媒管內，以在集流箱內產生使冷媒好像先停留一下之效果，而可使集流箱內的冷媒壓力均勻化，在結果上，加上於各冷媒管的壓力會均勻化，可獲得良好之分流狀態。即，冷媒的分流是由冷媒管內的通路阻力和集流箱內的冷媒壓力之間的關係所決定，因而，集流箱內的壓力分佈成為均勻時，在結果上，加上於各冷媒管的壓力也會均勻，而會成為良好的分流狀態。

本發明除了可應用於上述單一路徑的多流型熱交換器外，也可應用於 2 路徑的多流型熱交換器，以及於層疊型熱交換器上。而只要可滿足上述  $\gamma$  或  $\gamma_1$ 、 $\gamma_2$  的關係時，就可獲得良好的分流狀態。

例如第 7 圖是本發明另一實施例的多流型熱交換器，而和上述實施例同樣是將本發明應用於冷凝器的情形者。第 7 圖的冷凝器 31 是將冷媒的流動路徑設為 2 路徑者，除了其所附帶的構成之變更外，在實質上和第 1 圖的冷凝器 1 具同樣之構成。即，在第 7 圖的冷凝器 31 中，其集流箱 2 內設有分隔板 9，而從入口管 7 引進於由分隔板 9 所區分的集流箱 2 之一邊室中的冷媒，會經過熱交

## 五、發明說明 ( 7 )

換管 4 被送到另一集流箱 3 內，在集流箱 3 內其流動方法被倒轉後再經過其餘的熱交換管 4，被送到集流箱 2 的另一邊室中，而經過出口管 32 引出於外之構成。又，其內側翅片等之構造是和上述實施例同樣之構成。

這種將冷媒的流通路徑構成為 2 路徑的冷凝器 31 中，其管內插入內側翅片的冷媒管 11 是和上述實施例同樣，可發揮其優越的熱交換性能，可抑低冷媒管 11 的傳熱不均，在熱交換器整體上可保持很高的熱交換效率。

使冷媒的流力路徑構成為 2 路徑後，芯子整體的壓損失會比單一路徑時有多少不利，但，比起以往的 3 路徑以上之情形時，仍有利的多，而在芯子整體上，可將其抑制在較低的壓力損失。又，冷媒的流動方向也只被倒轉一次，其倒轉前後的冷媒管支數之分配，也可只用粗略的設定，在實質上，對於冷媒在流動中所產生的體積減少所引起的問題，幾乎不必予以考慮，冷媒的流量等有所變化時，仍可經常維持在高的熱交換效率。

而在這種 2 路徑多流型冷凝器中，將上述的  $\gamma_1$ 、最好也包括  $\gamma_2$  設定在 0.5 以上，就可獲得良好的分流狀態。 $\gamma_1$ 、 $\gamma_2$  的上限值並無特別的規定，但在實用上，其設計範圍在於 1.5 程度，則已足夠。

又，在於上述熱交換媒體的流通方向為只有單一方向的熱交換器，或流通方向有第 1 方向和第 2 方向的熱交換器中，尤以是在冷凝器中，在該冷凝器 2 後，將流體容器及過度冷卻裝置和冷凝器構成為一體或個別設置，

## 五、發明說明(18)

就可作為過度冷卻系統之用。

在本發明中，由於使用上述具凹凸條的內側翅片之冷媒管，因而可將上述 $\gamma$ 、 $\gamma 1$ 、 $\gamma 2$ 限制在目標範圍內，且，可提升冷媒管本身，以及於熱交換器整體的性能。在於設計這種具凹凸條的內側翅片之際，為了達成優越的熱交換性能，要將內側翅片的各部分設計在最恰當的尺寸較為理想。

以下，以熱交換器是冷凝器時為例，加以檢討看看。

冷凝器的基本功能是在冷凍循環中，作為排熱之用。然而，在實際使用上的基本功能必須具備耐壓性能。在一般上，使用HFC134a冷媒的冷凍循環，要有10Mpa(百萬帕斯卡)以上之耐壓性能。

又，冷媒流通時，通路阻力會成為冷媒流的大難關。一般上，在使用HFC134a的冷凍循環中，通路阻力太大時，會產生壓縮機的壓力增加或放熱性能的降低，因而通路阻力是設定在100Kpa(千帕斯卡)以下。

支配本內側翅片12的耐壓性能和通路阻力的參數是包含凸部14及/或凹部15的對於冷媒流動方向進入側平坦部之升高角度，內側翅片12的板厚、凸部14的頂面與凹部15的底面之間的距離之內側翅片12之高度、凸部14的頂點與凹部15的底點之節距，及，一條凹凸條18在冷媒管11的寬度方向之裁剪寬度等。其各個的對於耐壓性能及通路阻力的關係之曲線乃如第8~12圖所示。

如第8圖所示，凸部14及/或凹部15的對於冷媒流動

## 五、發明說明 ( 19 )

方向進入側的平坦部之升高角度是以  $90^{\circ} \sim 150^{\circ}$  範圍為理想，而以  $90^{\circ} \sim 140^{\circ}$  範圍更為理想，升高角度比上述範圍為小時，尤其在  $70^{\circ}\text{C}$  以下時，妨礙冷媒流動的效果會過大，會引起通路阻力不符理想之增加。又，升高角度大於上述範圍時，尤其在  $160^{\circ}$  以上時，會引起內側翅片強度的降低，而在耐壓性能的面上並不理想。

又，如第 9 圖所示，內側翅片 12 的板厚是以  $0.1 \sim 0.5 \text{ mm}$  範圍為理想，而以  $0.2 \sim 0.4 \text{ mm}$  範圍更為理想。內側翅片 12 的板厚比  $0.1 \text{ mm}$  為薄的，耐壓性能會降低，而比  $0.5 \text{ mm}$  為厚時，通路阻力會增加。

又，如第 10 圖所示，凸部 14 的頂面與凹部 15 的底面之間的距離之內側翅片 12 的高度是以  $1 \sim 5 \text{ mm}$  範圍為理想，而以  $1 \sim 3 \text{ mm}$  範圍更為理想。該內側翅片 12 的高度如低於  $1 \text{ mm}$  而使翅片 12 接觸於冷媒管內面時，其通路斷面積過於狹小，冷媒的通路阻力會有過大之虞，相反的如高於  $5 \text{ mm}$  時，其耐壓性能會有降低之虞。

又，如第 11 圖所示，從凸部 14 的頂點到凹部 15 的底點之節距足以  $1 \sim 6 \text{ mm}$  範圍為理想，而以  $2 \sim 4 \text{ mm}$  範圍更為理想。該節距如小於  $1 \text{ mm}$  時，通路阻力會增加，而大於  $6 \text{ mm}$  時，其耐壓性能會降低。

又，如第 12 圖所示，凸部 14 及凹部 15 的在於冷媒管 11 寬度方向之裁剪寬度 (1 條凹凸條的寬度) 是以  $0.5 \sim 5 \text{ mm}$  範圍為理想，而以  $1 \sim 3 \text{ mm}$  範圍更為理想，如裁剪寬度小於  $0.5 \text{ mm}$  時，內側翅片 12 的加工性會惡化，而大於  $5 \text{ mm}$  時

## 五、發明說明 ( > 〇 )

，妨礙冷媒流動的效果會增加而引起通路阻力之增加，並不理想。

對冷媒固有的特性也加以考慮，而將內側翅片 12 的尺寸設定在上述最恰當的範圍，以使冷媒流成為三維的亂流流動，就可使冷媒產生相互混合之效果，而提高冷媒側的傳熱性能，且，可確保各冷媒管 11 夠高的耐壓性能，夠低的通路阻力。並且，由於設置這種內側翅片 12，其係比起一般所使用的擠壓成形之冷媒管，可增加傳熱面積。由於有這 2 項的相乘效果，可提高冷媒管整體的、以及於熱交換器（冷凝器）整體的性能。

如上述的，由於使用這種具由凸部，第 1 平坦部，凹部，第 2 平坦部所形成的多數凸凹係以特定位置關係配置的內側翅片之熱交換管，因而，可使流動於冷媒管內的熱交換媒體均勻的混合，而使傳熱性能均勻化，可提高冷媒管整體的，以及於熱交換整體的熱交換性能。又，本發明的內側翅片是和形成波形翅片等同樣，可用棍壓彎曲加工方法，容易的製成之。

又，將上述內翅片的各部分尺寸設定在最恰當的範圍各時，可更提高冷媒管整體的，以及於熱交換器整體的性能。

又，本發明的在各冷媒管內形成可使熱交換媒體在冷媒管長度方向及寬度方向實質上自由流通的多數通路之構造，也可採用由設在冷媒管內面的凸部來形成該多數通路之構造者。

## 五、發明說明 ( >1 )

例如也可採用第 13、14 圖所示，在冷媒管 41 兩壁 42a, 42b 的內面互相面對之位置，設置向內方突出的凸部 43，使該凸部 43 的頂面彼此之間相接觸或接合，而使該彼此接觸或接合之凸部 43 以交錯式的配置如第 13 圖所示之構造者。圖中所示的例子是將凸部 43 設在兩壁 42a, 42b 上者，但，也可只設在一邊壁上，使其凸部突出到另一邊壁面之構造者。

要採用這種構造的冷媒管時，是和上述實施例同樣，其與集流箱的壓力關係也要設定在使  $\gamma$  值在 0.5 以上。由於流動於各熱交換管 41 內的冷媒會迂回流動於各凸部 43 之間，其溫度分佈在冷媒管 41 內被均勻化，且由於  $\gamma$  值是設定在 0.5 以上，而會平均分流於多數設置的各冷媒管中，可在於熱交換器的遍及整個芯子上發揮優越的熱交換性能。

又，上述各實施例是對於冷凝器所作說明者，而本發明並不只限定於此，當然地也可適用於其他熱交換器，例如蒸發器上。也即，使入口側集流箱與熱交換管的相對壓力關係滿足於上述  $\gamma$  的規定，則可獲得同樣的良好分流狀態。

如此，依據本發明的熱交換器時，由於將參數  $\gamma$  值設定在 0.5 以上，因而可使冷媒的流動路徑只要 1 路徑或 2 路徑就夠用，由此可取消分隔板，或使其在於最少限度 (1 片,) 並無繁雜的加工作業和組合作業之必要，且，可使冷媒在於最恰當的分流狀態，可獲得具優越熱交換性

## 五、發明說明 ( >> )

能之熱交換器。

又冷媒的分流狀態獲得改善，可擴大芯子的有效熱交換面積，因而，可獲得可對應於任何車輛用的任何設置條件之熱交換器。

[附圖簡單說明]

第 1 圖：本發明一實施例之熱交換器斜視圖。

第 2 圖：第 1 圖熱交換器的熱交換管之部分斜視圖。

第 3 圖：第 2 圖熱交換管的內側翅片之部分放大斜視圖。

第 4 圖：第 3 圖內側翅片的部分斜視圖。

第 5 圖：第 1 圖熱交換器中的表示各部分尺寸之概略正面圖。

第 6 圖：表示本發明中的實驗結果之  $\gamma$  與有效熱交換面積(分流狀態)之間的關係圖。

第 7 圖：本發明另一實施例之熱交換器斜視圖。

第 8 圖：具第 3 圖內側翅片的冷媒管中，其內側翅片的升高角度與耐壓與通路阻力之關係圖。

第 9 圖：具第 3 圖內側翅片的冷媒管中，其內側翅片的板厚與耐壓及通路阻力之關係圖。

第 10 圖：具第 3 圖內側翅片的冷媒管中，其內側翅片的高度與耐壓及通路阻力之關係圖。

第 11 圖：具第 3 圖內側翅片的冷媒管中，其內側翅片的內節距與耐壓及通路阻力之關係圖。

第 12 圖：具第 3 圖內側翅片的冷媒管中，其內側翅片

## 五、發明說明(之)

裁剪寬度與耐壓及通路阻力之關係圖。

第13圖：本發明另一實施例之熱交換器的冷媒管之部分斜視圖。

第14圖：第13圖的X II - X II線橫斷面圖。

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

## 五、發明說明 ( >4 )

### 符號之說明

- 1 . . . . . 冷 凝 器
- 2 , 3 . . . . . 集 流 箱
- 4 . . . . . 熱 交 換 器
- 5 . . . . . 波 形 翅 片
- 6 . . . . . 側 板
- 7 . . . . . 入 口 管
- 8 . . . . . 出 口 管
- 9 . . . . . 分 隔 板
- 11 . . . . . 冷 媒 管
- 12 . . . . . 內 側 翅 片
- 14 . . . . . 凸 部
- 15 . . . . . 凹 部
- 16 . . . . . 第 1 平 坦 部
- 17 . . . . . 第 2 平 坦 部
- 18 . . . . . 凹 凸 條
- 31 . . . . . 冷 凝 器
- 32 . . . . . 出 口 管
- 41 . . . . . 冷 媒 管
- 42 , 42 b . 冷 媒 管 兩 壁
- 43 . . . . . 凸 部

## 四、中文發明摘要(發明之名稱：熱交換器)

## [目的]

提供一種熱交換器其係可在於各熱交換管中獲得均勻的冷媒分流狀態，並可提高熱交換性能者。

## [構成]

在各熱交換管內形成可供熱交換媒體在熱交換管的長度方向及寬度方向在實質上可自由流通之多數通路，並使熱交換管的阻力參數 $\beta$ 對於熱交換媒體入口側集流箱的阻力參數 $\alpha$ 之比的分流參數 $\gamma$ 設定為0.5以上者，其關係是，

$$\gamma = \beta / \alpha$$

$$\beta = Lt(Dt \cdot n)$$

$$\alpha = Lh/Dh$$

Lt:熱交換管長度

Dt:1支熱交換管的水力直徑

n:熱交換管支數

Lh:入口側集流箱的長度

Dh:入口側集流箱的水力直徑

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁各欄)

裝

訂

線

四、中文發明摘要 (發明之名稱：)

## HEAT EXCHANGER

This invention provides a heat exchanger, so that a uniform partial flow state of the coolant in each tubes can be attained and the thermal exchange efficiency can be increased. Multiple paths are formed in the tubes and the medium for thermal exchange can flow freely in the length- and width direction of said tubes. The partial-flow parameter  $\gamma$ , which is defined as the ratio of the resistance parameter  $\beta$  of the tubes to the resistance parameter  $\alpha$  of the header located at the medium inlet, is set to be larger than 0.5, the relation are:

$$\gamma = \beta / \alpha$$

$$\beta = Lt(Dt-n)$$

$$\alpha = Lh/dh$$

Lt: the length of the tube

Dt: hydraulic diameter of a tube

n: numbers of the tubes

Lh: the length of the header at the inlet

Dh: hydraulic diameter of the header at the inlet.

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁各欄)

裝

訂

線

## 六、申請專利範圍

1. 一種熱交換器，其係在於一對集流箱之間並排設置可供熱交換媒體流通的多數熱交換管，而在該並排設置的全部熱交換管中，熱交換媒體在於熱交換管長度方向的流通方向只有一方向之多流型熱交換器中，其特徵為：

將熱交換管的阻力參數  $\beta$  對於熱交換媒體入口側集流箱的阻力參數  $\alpha$  之比的分流參數  $\gamma$  設定為 0.5 以上者。其關係是，

$$\gamma = \beta / \alpha$$

$$\beta = Lt(Dt \cdot n)$$

$$\alpha = Lh/Dh$$

Lt: 熱交換管長度

Dt: 1 支熱交換管的水力直徑

n: 熱交換管支數

Lh: 入口側集流箱的長度

Dh: 入口側集流箱的水力直徑

2. 如申請專利範圍第 1 項之熱交換器，其中，上述分流參數  $\gamma$  係在於 0.5 ~ 1.5 範圍者。
3. 如申請專利範圍第 1 項之熱交換器，其中，在上述各熱交換管內形成可供熱交換媒體在於熱交換管的長度方向及寬度方向在實質上可自由流通之多數通路者。
4. 如申請專利範圍第 3 項之熱交換器，其中，上述多數通路是由內側翅片所形成者。

## 六、申請專利範圍

5. 如申請專利範圍第4項之熱交換器，其中，  
上述內側翅片是將平板狀構件以切縫定形加工，形成多數凸部和凹部，而以凸部、第1平坦部、凹部、及第2平坦部的順序形成為凹凸條，並將多數的該凹凸條互相鄰接的配置，其相鄰接凹凸條的位置關係是一邊凹凸條的第1平坦部和另一邊凹凸條的第2平坦部形成為連續的平坦部者。
6. 如申請專利範圍第5項之熱交換器，其中，  
上述凹凸條是向熱交換管的長度方向延伸，而上述連續的平坦部是向熱交換管的寬度方向延伸者。
7. 如申請專利範圍第5項之熱交換器，其中，  
上述凹凸條是向熱交換管的寬度方向延伸，而上述連續的平坦部是向熱交換管的長度方向延伸者。
8. 如申請專利範圍第5項之熱交換器，其中，  
上述凹凸條是將上述平板狀構件以輥壓彎曲加工所形成者。
9. 如申請專利範圍第5項之熱交換器，其中，  
上述凸部及/或凹部的對於熱交換媒體流動方向進入側的平坦部之升高角度是在於 $90\sim 150^\circ$ 範圍者。
10. 如申請專利範圍第9項之熱交換器，其中，  
上述升高角度是在於 $90\sim 140^\circ$ 範圍者。
11. 如申請專利範圍第5項之熱交換器，其中，  
上述內側翅片的板厚是在於 $0.1\sim 0.5\text{mm}$ 範圍者。
12. 如申請專利範圍第11項之熱交換器，其中，

## 六、申請專利範圍

上述內側翅片的板厚是在於0.2~0.4mm範圍者。

13. 如申請專利範圍第5項之熱交換器，其中，  
上述凸部的頂面與凹部的底面之間的距離之內側翅片的高度是在於1~5mm範圍者。
14. 如申請專利範圍第13項之熱交換器，其中，  
上述內側翅片的高度是在於1~3mm範圍者。
15. 如申請專利範圍第5項之熱交換器，其中，  
上述凸起的頂點在凹部的底點之節距是在於1~6mm範圍者。
16. 如申請專利範圍第15項之熱交換器，其中，  
上述節距是在於2~4mm範圍者。
17. 如申請專利範圍第5項之熱交換器，其中，  
上述凹凸條的1條之寬度是在於0.5~5mm範圍者。
18. 如申請專利範圍第17項之熱交換器，其中，  
上述凹凸條的1條之寬度是在於1~3mm範圍者。
19. 如申請專利範圍第3項之熱交換器，其中，  
上述多數的通路是由設在熱交換管內面的凸部所形成者。
20. 如申請專利範圍第19項之熱交換器，其中，  
上述凸部是在熱交換管管壁以壓花加工所形成者。
21. 如申請專利範圍第1項之熱交換器，其中，  
在上述各熱交換管內係形成互相隔離並向熱交換管長度方向延伸之多數小通路，而上述 $\gamma$ 是在0.9以上者。
22. 如申請專利範圍第21項之熱交換器，其中，

## 六、申請專利範圍

上述  $\gamma$  是在 1.0 以上者。

23. 如申請專利範圍第 21 項之熱交換器，其中，

上述各熱交管是以擠壓成形所形成者。

24. 如申請專利範圍第 1 項之熱交換器，其中，

上述熱交換媒體是冷媒，而熱交換器是冷凝器者。

25. 如申請專利範圍第 1 項之熱交換器，其中，

上述熱交換媒體是冷媒，而熱交換器是蒸發器者。

26. 一種熱交換器，其係在於一對集流箱之間並排設置可供熱交換媒體流通的多數熱交換管，而在該並排設置的全部熱交換管中，熱交換媒體在於熱交換管長度方向的流通方向是，對於其一部分成組的熱交換管是向第 1 方向，對於所剩下部分成組的熱交換管是向與第 1 方向相反的第 2 方向，即使熱交換器整體為雙向流通之多流型熱交換器中，其特徵為：

將上述使熱交換媒體向第 1 方向流通的熱交換管之阻力參數  $\beta_1$  對於該熱交換管入口側的第 1 集流箱阻力參數  $\alpha_1$  之比的分流參數  $\gamma_1$  設定為 0.5 以上者，其關係是，

$$\gamma_1 = \beta_1 / \alpha_1$$

$$\beta_1 = L_t (D_t \cdot n_1)$$

$$\alpha_1 = L_{h1} / D_{h1}$$

$L_t$ : 熱交換管長度

$D_t$ : 1 支熱交換管的水力直徑

$n_1$ : 使熱交換媒體向第 1 方向流通的熱交換管支數

## 六、申請專利範圍

Lh1:第1集流箱的長度

Dh1:第1集流箱的水力直徑

27.如申請專利範圍第26項之熱交換器，其中

將上述使熱交換媒體向第2方向流通的熱交換管之阻力參數 $\beta_2$ 對於該熱交換管入口側的第2集流箱阻力參數 $\alpha_2$ 之比的分流參數 $\gamma_2$ 設定為0.5以上者，其關係是：

$$\gamma_2 = \beta_2 / \alpha_2$$

$$\beta_2 = Lt(Dt \cdot n_2)$$

$$\alpha_2 = Lh_2 / Dh_2$$

Lt:熱交換管長度

Dt:1支熱交換管的水力直徑

n2:使熱交換媒體向第2方向流通的熱交換管支數

Lh2:第2集流箱的長度

Dh2:第2集流箱的水力直徑

28.如申請專利範圍第27項之熱交換器，其中

上述分流參數 $\gamma_1$ 及 $\gamma_2$ 中的至少一項是在於0.5~1.5範圍者。

29.如申請專利範圍第26項之熱交換器，其中

在上述各熱交換管內形成可供熱交換媒體在於熱交換管的長度方向及寬度方向在實質上可自由流通之多數通路者。

30.如申請專利範圍第29項之熱交換器，其中

上述多數通路是由內側翅片所形成者。

31.如申請專利範圍第30項之熱交換器，其中，

## 六、申請專利範圍

上述內側翅片是將平板狀構件以切縫定形加工，形成多數凸部和凹部，而以凸部、第1平坦部、凹部、及第2平坦部的順序形成為凹凸條，並將多數的該凹凸條互相鄰接的配置，其相鄰接凹凸條的位置關係是一邊凹凸條的第1平坦部和與一邊凹凸條的第2平坦部形成為連續的平坦部者。

32. 如申請專利範圍第31項之熱交換器，其中，  
上述凹凸條是向熱交換管的長度方向延伸，而上述連續的平坦部是向熱交換管的寬度方向延伸者。
33. 如申請專利範圍第31項之熱交換器，其中，  
上述凹凸條是向熱交換管的寬度方向延伸，而上述連續的平坦部是向熱交換管的長度方向延伸者。
34. 如申請專利範圍第31項之熱交換器，其中，  
上述凹凸條是將上述平板狀構件以輥壓彎曲加工所形成者。
35. 如申請專利範圍第31項之熱交換器，其中，  
上述凸部及/或凹部的對於熱交換媒體流動方向進入側的平坦部之升高角度是在於 $90\sim 150^\circ$ 範圍者。
36. 如申請專利範圍第35項之熱交換器，其中，  
上述升高角度是在於 $90\sim 140^\circ$ 範圍者。
37. 如申請專利範圍第31項之熱交換器，其中，  
上述內側翅片的板厚是在於 $0.1\sim 0.5\text{mm}$ 範圍者。
38. 如申請專利範圍第37項之熱交換器，其中，  
上述內側翅片的板厚是在於 $0.2\sim 0.4\text{mm}$ 範圍者。

## 六、申請專利範圍

39. 如申請專利範圍第31項之熱交換器，其中，  
上述凸部的頂面與凹部的底面之間的距離之內側翅片的高度是在於1~5mm範圍者。
40. 如申請專利範圍第39項之熱交換器，其中，  
上述內側翅片的高度是在於1~3mm範圍者。
41. 如申請專利範圍第31項之熱交換器，其中，  
上述凸部的頂點到凹部的底點之節距是在於1~6mm範圍者。
42. 如申請專利範圍第41項之熱交換器，其中，  
上述節距是在於2~4mm範圍者。
43. 如申請專利範圍第31項之熱交換器，其中，  
上述凹凸條的1條之寬度是在於0.5~5mm範圍者。
44. 如申請專利範圍第43項之熱交換器，其中，  
上述凹凸條的1條之寬度是在於1~3mm範圍者。
45. 如申請專利範圍第29項之熱交換器，其中，  
上述多數的通路是由設在熱交換管內面的凸部所形成者。
46. 如申請專利範圍第45項之熱交換器，其中，  
上述凸部是在熱交換管管壁以壓花加工所形成者。
47. 如申請專利範圍第26項之熱交換器，其中，  
在上述各熱交換管內係形成互相隔離並向熱交換管長度方向延伸之小通路，而上述 $\gamma$ 1是在0.9以上者。
48. 如申請專利範圍第47項之熱交換器，其中，  
上述 $\gamma$ 1是在1.0以上者。

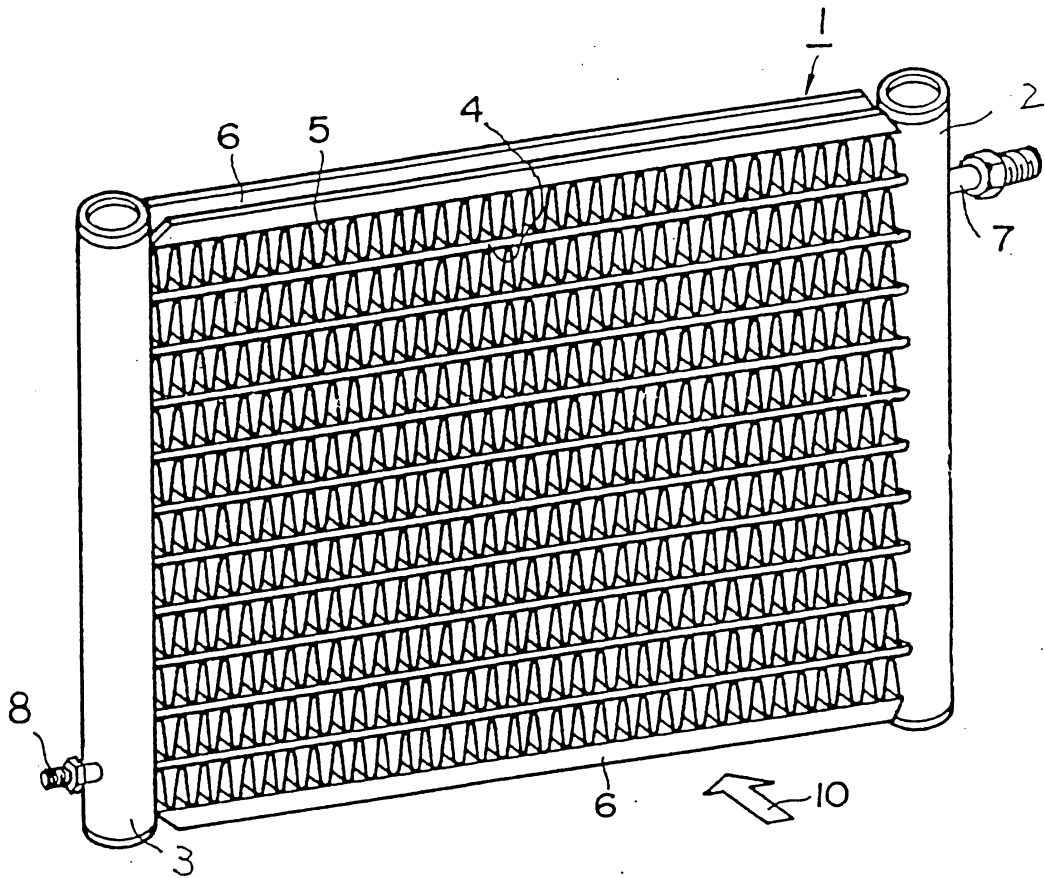
## 六、申請專利範圍

49. 如申請專利範圍第 47 項之熱交換器，其中，  
上述各熱交換管是以擠壓成形所形成者。
50. 如申請專利範圍第 26 項之熱交換器，其中，  
上述熱交換媒體是冷媒，而熱交換器是冷凝器者。
51. 如申請專利範圍第 26 項之熱交換器，其中，  
上述熱交換媒體是冷媒，而熱交換器是蒸發器者。

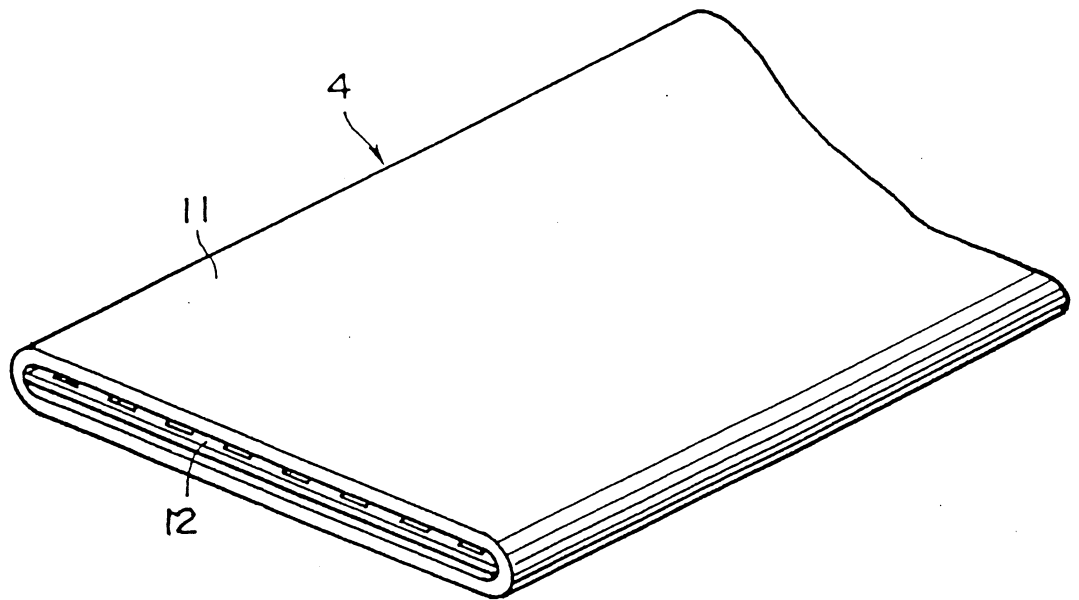
(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

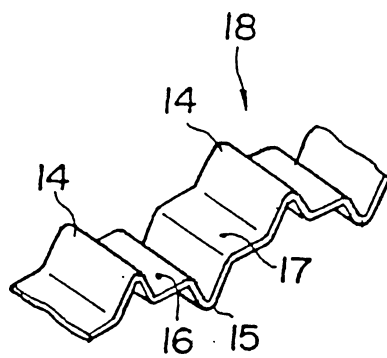
訂



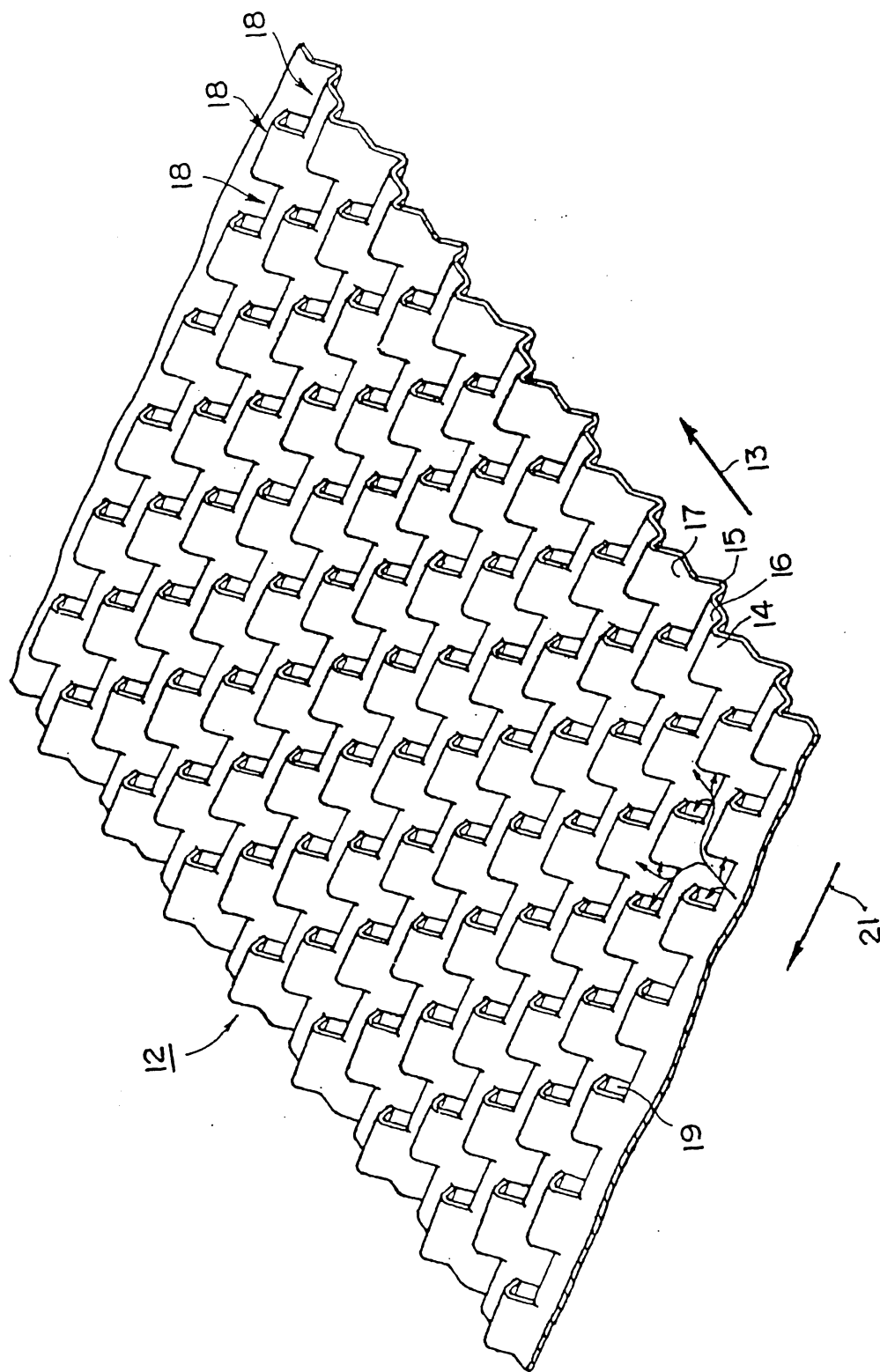
第1圖



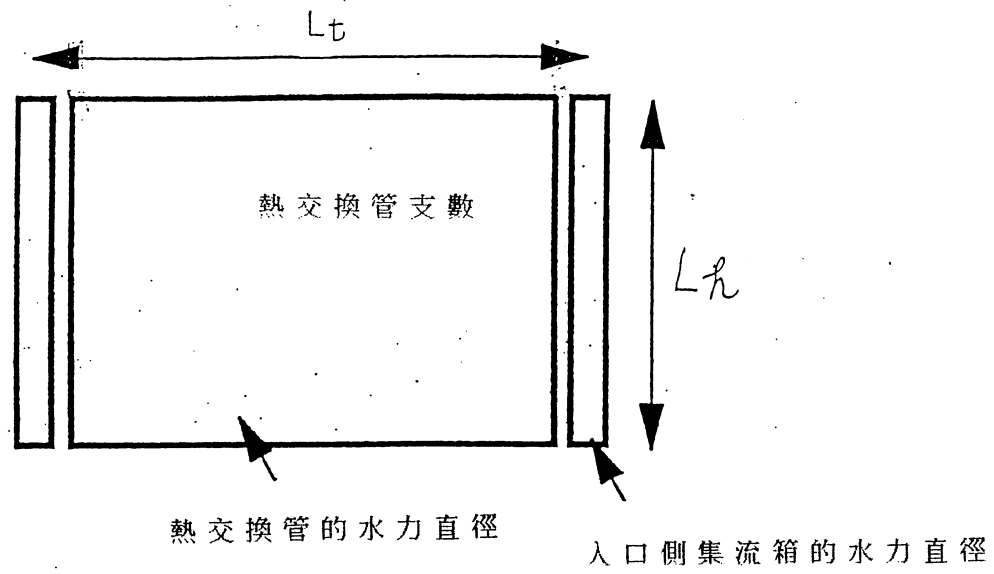
第2圖



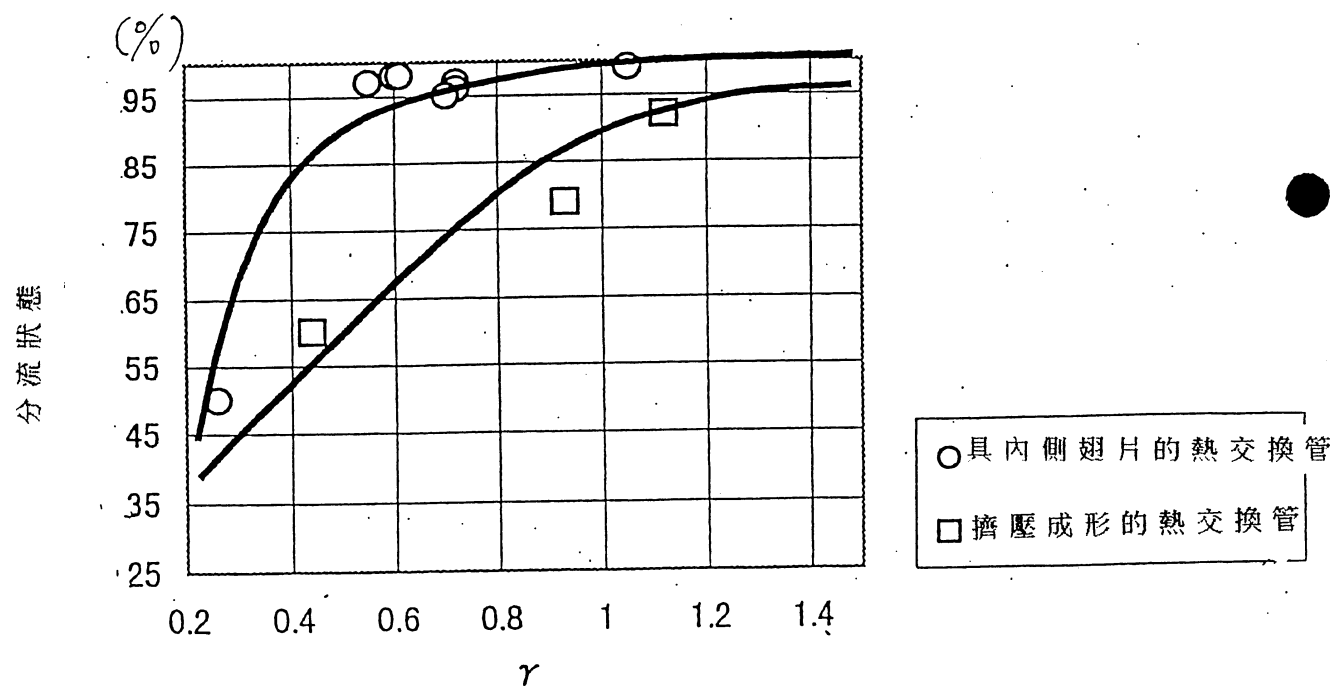
第4圖



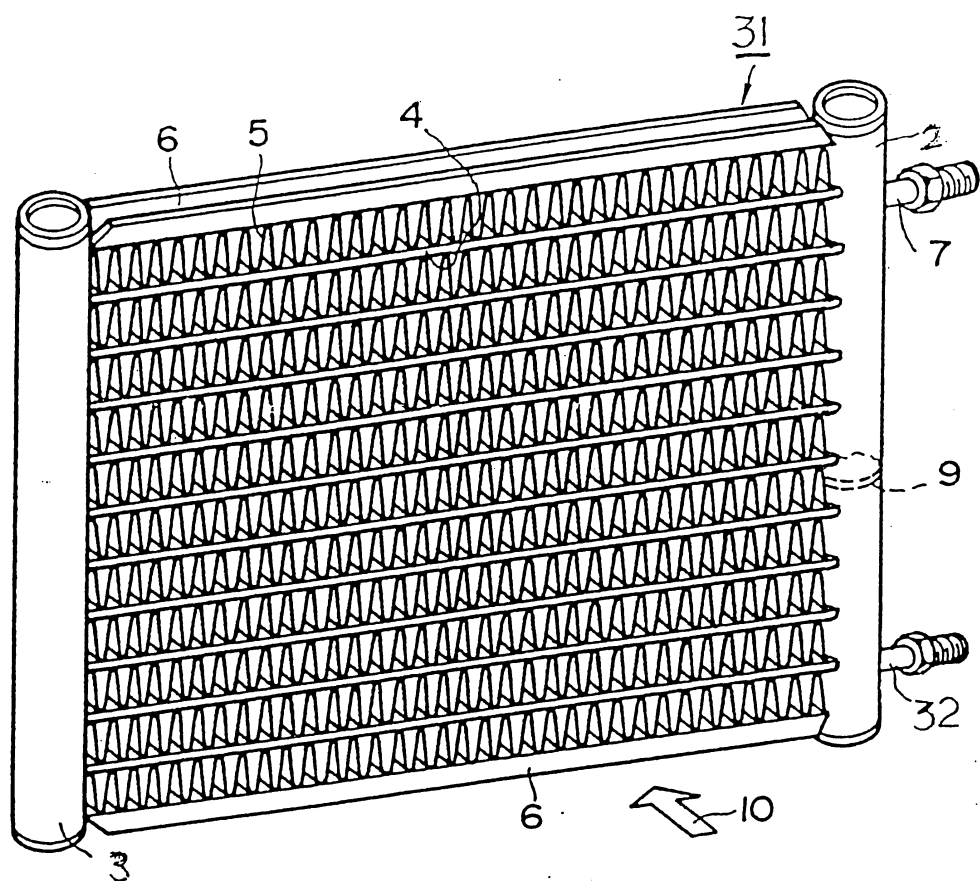
第3圖



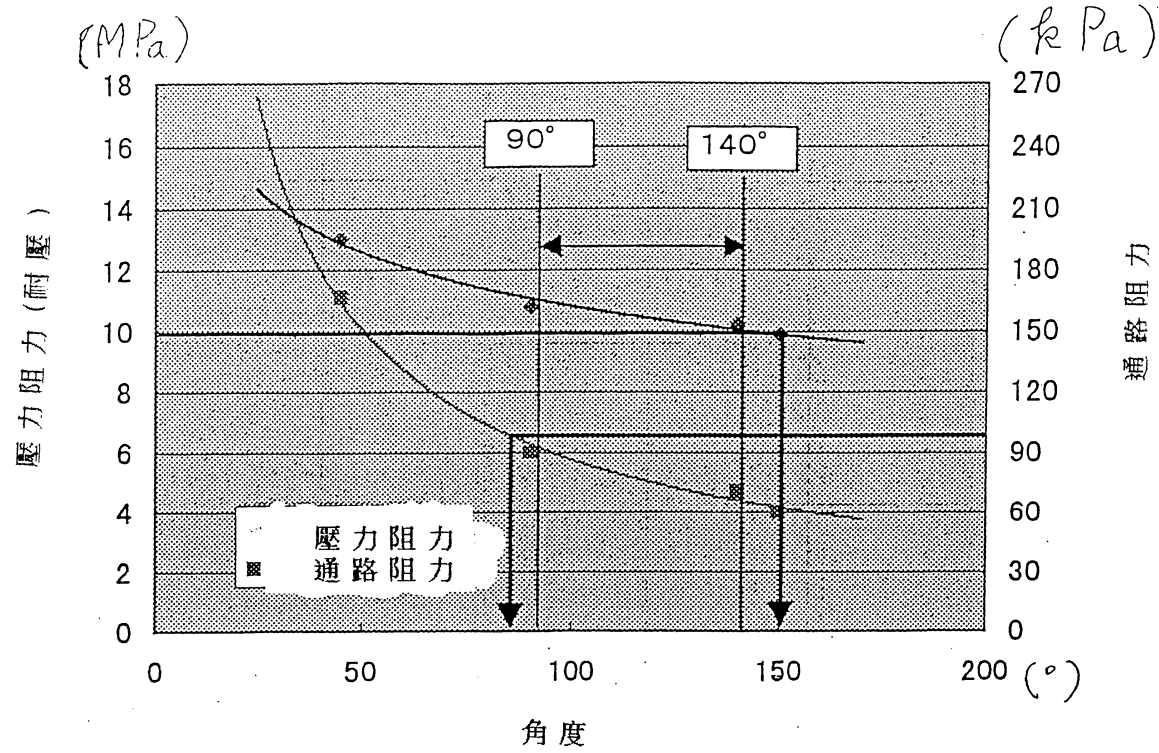
第5圖



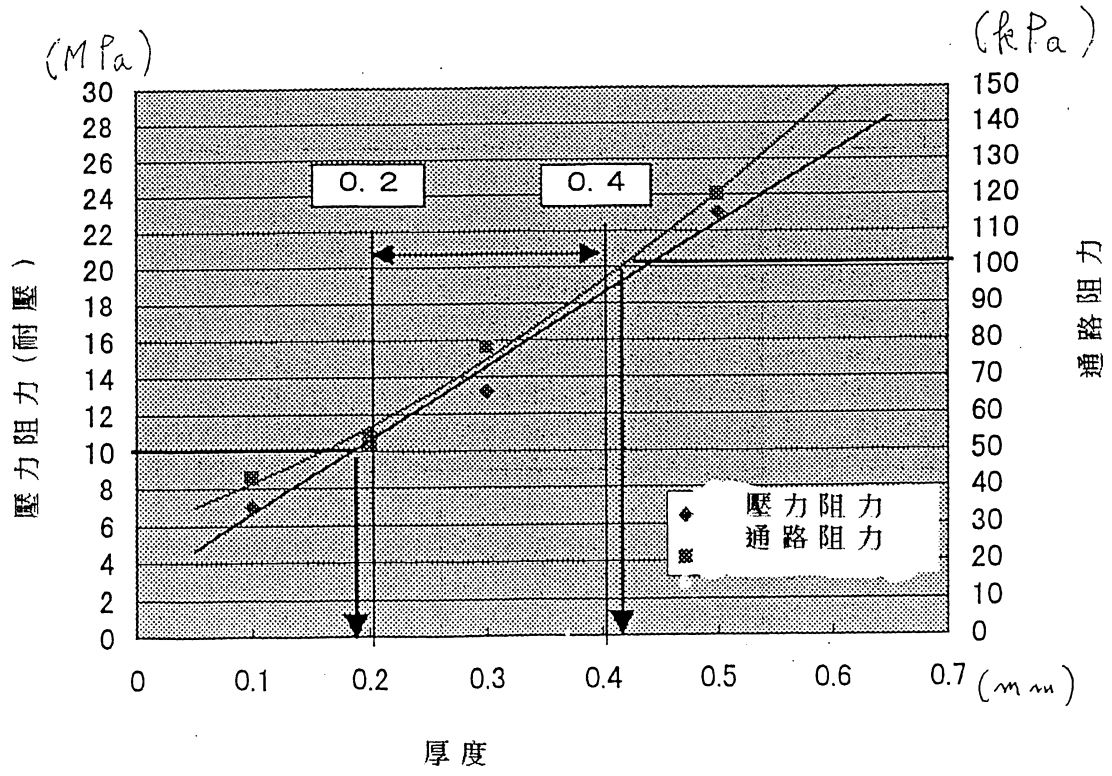
第6圖



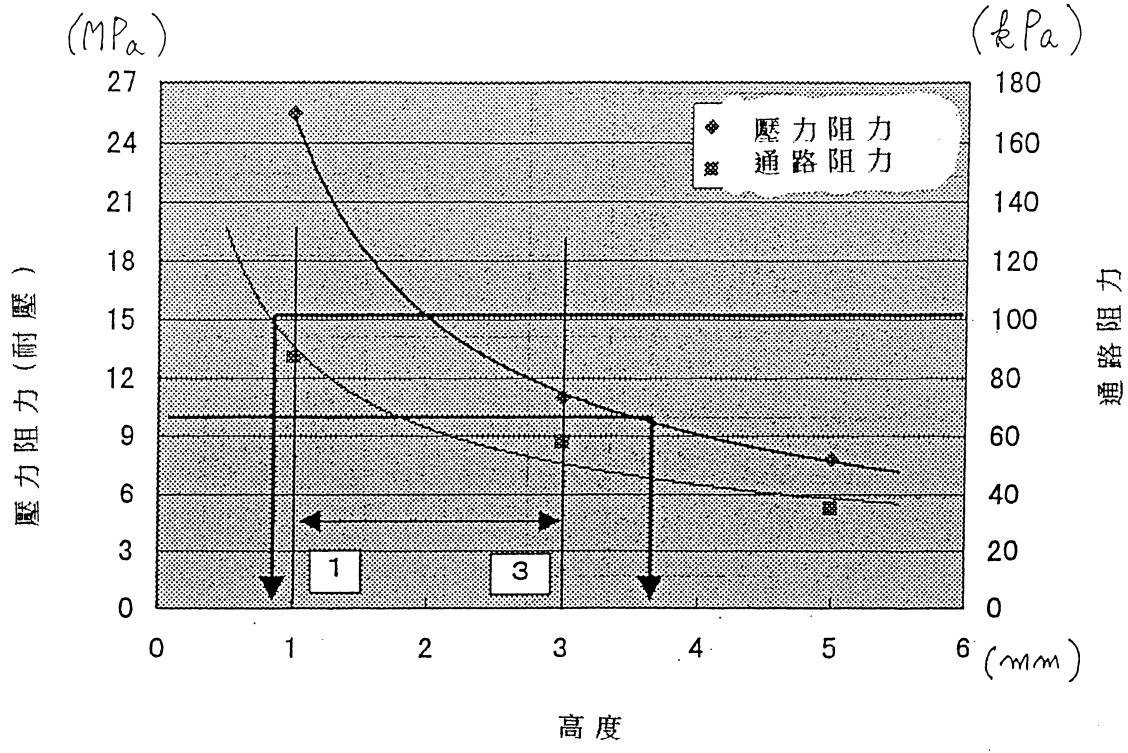
第7圖



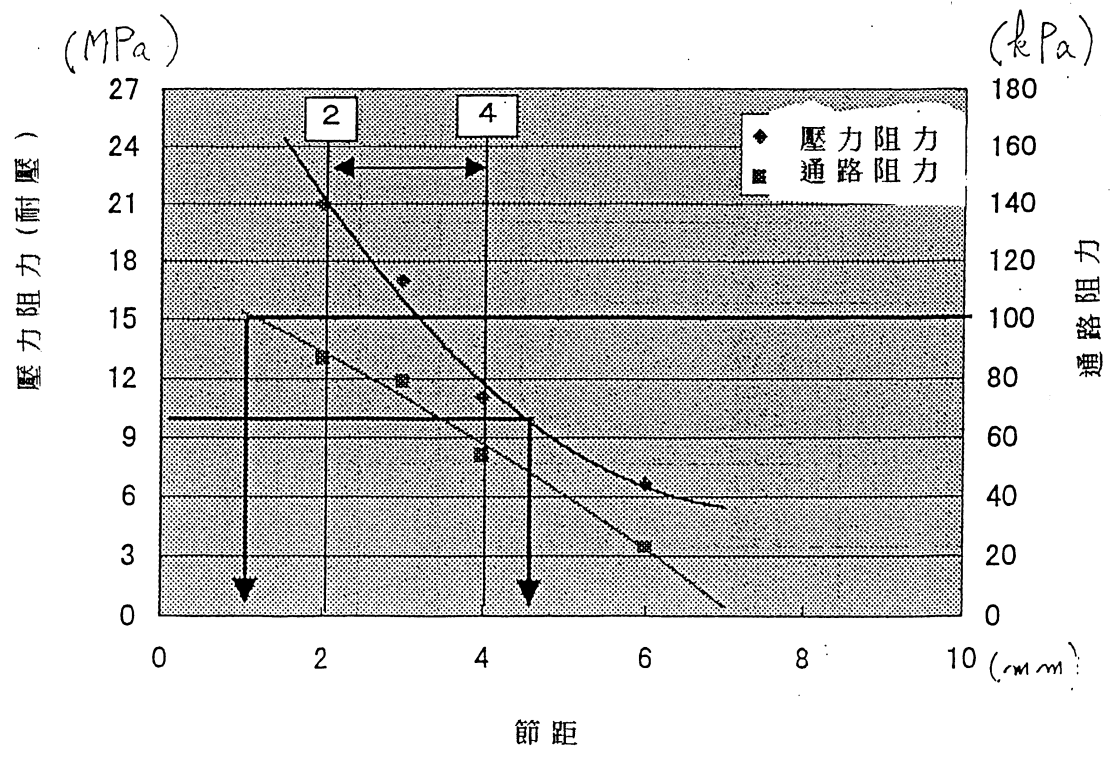
第8圖



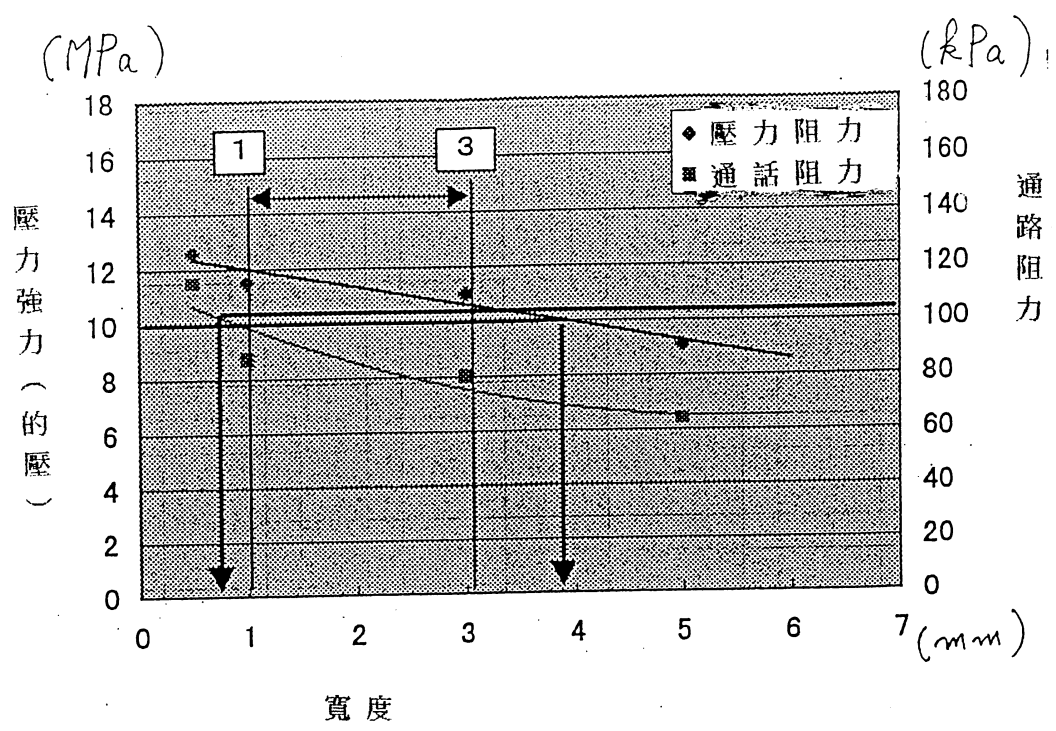
第9圖



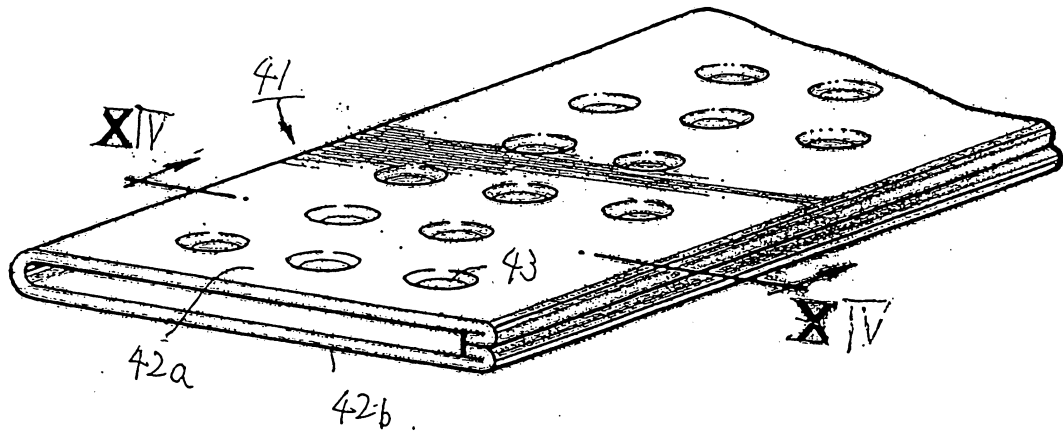
第10圖



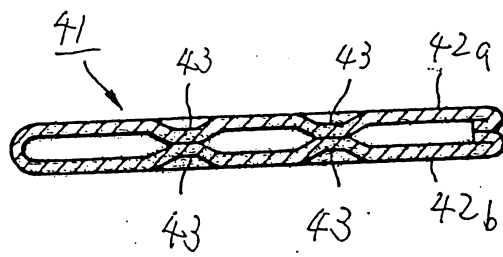
第11圖



第12圖



第13圖



第14圖