

## ⑫ 特許公報 (B2)

平2-28798

⑮ Int. Cl.<sup>5</sup>

識別記号

庁内整理番号

⑳ 公告 平成2年(1990)6月26日

F 28 F 13/08  
1/40F 7380-3L  
7380-3L

発明の数 1 (全8頁)

⑭ 発明の名称 デイフューザ型熱交換器

審判 昭62-10078

㉑ 特願 昭56-75748

㉒ 公開 昭57-192798

㉓ 出願 昭56(1981)5月21日

㉔ 昭57(1982)11月26日

㉕ 発明者 涌坂 伸明 東京都並区浜田山4丁目22番5号

㉖ 出願人 運輸省船舶技術研究所 東京都三鷹市新川6丁目38番1号  
長

審判の合議体 審判長 井関 靖貞 審判官 熊谷 繁 審判官 三浦 均

㉗ 参考文献 実開 昭54-22265 (JP, U) 実開 昭55-158475 (JP, U)  
特表 昭57-500081 (JP, A)

1

2

## ⑰ 特許請求の範囲

1 流体流通経路を流路の断面積が流路の入口より主流の方向に下流に行くにしたがって、途中で減少することなく増大し、その主流方向の流路の長さが流路の入口断面の水力直径よりも大きく、出口における作動流体の静圧が入口における静圧よりも大きくなるような拡大流路から形成し、この拡大流路の静圧が入口よりも大きくなる範囲の流路周壁部を伝熱面に構成したことを特徴とするデイフューザ型熱交換器。

2 上記拡大流路は、内面に主流方向に複数形成した凸部先端を結んで得られる仮想の面によって形成されていることを特徴とする特許請求の範囲第1項記載のデイフューザ型熱交換器。

3 上記凸部は波形板体によって形成されていることを特徴とする特許請求の範囲第2項記載のデイフューザ型熱交換器。

4 上記凸部はフィンによって形成されていることを特徴とする特許請求の範囲第2項記載のデイフューザ型熱交換器。

5 上記流体通路は、その内部で分岐または並列的に分割され、この分岐または分割後に形成される各流路のそれぞれが拡大流路を構成していることを特徴とする特許請求の範囲第1項乃至第4項のいずれかに記載のデイフューザ型熱交換器。

## 発明の詳細な説明

〔産業上の利用分野〕

この発明は、強制対流熱伝達率の作動流体駆動動力に対する比率を増進し、あわせてデイフューザとしての機能を持ち得るような伝熱面流路を有するデイフューザ型熱交換器に関する。

〔従来の技術〕

熱交換器の伝熱面の熱伝達率を向上させ、流路容積あたりの伝熱面面積の増大を計り、かつ強制対流における流動抵抗の増加は抑制するために、いままでに多種多様の伝熱面の形状と流路の構成法とが開発されて来た。

〔発明が解決しようとする問題点〕

しかしながら強制対流熱伝達は流れの抵抗と因果関係が深く、熱伝達率を増大させるときは、必然的に流動抵抗すなわち流体を駆動する動力の増加を招くという宿命より逃れられない。したがって伝熱性向上の手法は今なお多大の努力が注がれており、その発達に見るべきものは多いが、熱伝達率と動力との比率の観点からはあまり改善されてはいない。経済的熱交換器の計画に対しては、実績の蓄積と計算の精密化を足場に、各種の伝熱面とそれによって形成される流路の設計を無駄なく最良点に持つていくようにしているのが現状である。他方駆動動力を小さくすることを主眼とすれば、流路の断面積を大きくとり、平均流速を減

少させれば有効であるが、これは直に流路容積すなわち機器を大きくすることになると共に、熱伝達率の大幅な低下をもたらす、所要伝熱面面積の増大を必要とするから、最終的には駆動力の減少にもあまり寄与しない結果をまねくので、流速低下の案は従来ほとんど顧みられなかった。

この発明は叙上の点に鑑み、流体駆動動力当たりの熱交換率を高めることのできるデイフューザ型熱交換器を得ることを目的とする。

〔問題点を解決するための手段〕

この発明に係るデイフューザ型熱交換器は、流体流通経路を流路の断面積が流路の入口より主流の方向に下流に行くにしたがって、途中で減少することなく増大し、その主流方向の流路の長さが流路の入口断面の水力直径よりも大きく、出口における作動流体の静圧が入口における静圧よりも大きくなる拡大流路から形成し、の拡大流路の静圧が入口よりも大きくなる範囲の流路周壁部を伝熱面に構成したものである。

〔作用〕

この発明においては、流体流通経路を平均流速が漸次低下する拡大流路から形成したので、この拡大流路のデイフューザ効果と、実験の結果判明したデイフューザ流路内に剥離した流れが発生する時の熱伝達特性の利用により、流体駆動動力当たりの熱交換率を高めることができるとともに、この発明による熱交換器をデイフューザを必要とする配管またはダクト系に組み込むことも可能となる。

〔実施例〕

まず、この発明に係るデイフューザ型熱交換器の原理を第3図、第12図乃至第16図に基づき説明する。第3図aは断面積が拡大しない矩形断面を有する従来の直流路1の斜視図、第3図bはそれを二次元的に流体流れ方向すなわちX方向に対して末広がり状に拡大した本発明による拡大流路2を示す斜視図であり、各図中、 $b_0$ は流路の入口幅、 $W$ はその高さ、 $L$ は伝熱区間、 $T$ は伝熱面を形成する一側壁を示す。上記直流路1におけるT壁部の区間Lでの熱伝達率、伝熱量、および該区間Lの圧力損失は在来知られた知識によつて容易に算定できる。しかして、上記直流路形状のまま入口幅 $b_0$ を出口幅 $b_1$  ( $b_1 > b_0$ ) まで増加させれば、流路平均流速 $U$ の低下によつて熱伝達率は低

下する。

今上記直流路1のT壁を、第3図bに示す如く、区間Lで入口幅 $b_0$ より出口幅 $b_1$ まで広げて静圧の上昇する拡大流路2とすると、開き角 $\theta$ は(出口幅 $b_1$  - 入口幅 $b_0$ )と区間長さ $L$ との比で与えられる。このような単純な形態の流路の場合には、開き角 $\theta$ または流路拡大比 $AR_1 = b_1 / b_0$ を適当に取れば伝熱面であるT壁上の流体の流れには剥離流が発生し、その熱伝達率 $h_s$ や圧力損失率 $K_d$ は以下に示すような独特の特性を示すようになる。

即ち、上記拡大流路2の開き角 $\theta$ を $8^\circ$ に取つた場合のこれのT壁面側の熱伝達率 $h_s$ を、第3図bの流路X方向局所の流路断面に等しい断面を持つ仮想の直流路の熱伝達率 $h_x$ との比で示すと、第12、13図のグラフに示すように、上記拡大流路2側の熱伝達率 $h_s$ は上記直流路として算定される熱伝達率 $h_x$ よりも大きな値となる。図中の $AR$ は流路拡大比のX方向の局所値である。このことは、流路拡大による平均流速の低下から予測される熱伝達率程には実際の熱伝達率 $h_s$ は低下しないことを意味しており、拡大流路2の剥離発生時の独特の熱伝達特性を表わしているものと言える。つまり、拡大流路2では開き角 $\theta$ を適当に取ればX方向局所での熱伝達率 $h_s$ は同一断面積を持つ直流路の熱伝達率 $h_x$ より大きいという従来知られていない事実が実験の結果明らかになったことを示している。

第14図は開き角 $\theta = 8^\circ$ の場合の圧力回復率の実測値を示したものである。流路入口 ( $A_i = b_0 X W$ ) での平均流速 $U_0$ に対して評価したもので、理想圧力回復率曲線と実測圧力回復率曲線の差が拡大流路2の損失率 $K_d$ として図中下方に示してある。なお、損失率 $K_d$ には拡大流路での摩擦損失も含まれている。

上記のような独特の熱伝達特性と圧力損失の関係から、ポンプ動力による熱伝達性能を評価する時、即ち流体と伝熱面の温度差当たりの熱伝達量のポンプ動力に対する比率値を考え、開き角 $\theta = 0^\circ$ の直流路の場合に対する開き角 $\theta$ を変化させた場合の比率を $\eta d$ とすると、 $\eta d > 1$ となる領域がある。このことはポンプ動力当たりの熱伝達量特性が流路を拡大することによつて直流路よりも有利に働く場合のあることを意味している。

第 15 図は上記のような実験により得られた拡大流路の特異な特性を基に、流路の入口幅 $b_0=0.03m$ 、高さ $W=0.10m$ 、区間 $L=1.10m$ として開き角 $\theta$ を $8^\circ$ 、 $12^\circ$ 、 $16^\circ$ 、 $20^\circ$ と変化させ算定された動力に対する温度差 $1K$ 当たりの熱伝達量の、開き角 $\theta=0^\circ$ の直流路の場合に対する比率 $\eta_d$ の計算例を示したもので、比率 $\eta_d > 1$ では直流路( $\theta=0^\circ$ )よりも拡大流路( $\theta > 0^\circ$ )とした方が有利な領域であることを示している。同図では又、開き角 $\theta=8^\circ$ が最も有利であることを示しており、この開き角 $\theta=8^\circ$ の場合にレイノルズ数 $Re_0$ (代表長さは入口幅 $b_0$ 、高さ $W$ によつて与えられる水力直径 $D_i$ 、流路入口での平均流速 $U_0$ および作動流体の動粘性係数で定義)を変化させた計算例を第 16 図に示す。

したがつて、第 3 図 b のような拡大流路 2 において、例えば $b_0=0.03m$ 、 $W=0.10m$ 、 $Re_0=5\sim 15\times 10^4$ 、 $\theta=8^\circ$ で $L$ の $X$ 方向長さを $0.4\sim 0.6m$ 以上に設定することにより、動力に対する熱伝達量を直流路に比し有利にすることができる。

以下、この発明のデイフューザ型熱交換器の実施例を図に基づき説明すると、第 1 図は最も単純な形の伝熱面流路を構成するデイフューザ型熱交換器の第 1 の実施例を示すものである。作動流体 a は矢印の方向より断面積が $A_i$ で、その水力直径が $D_i$ である流路の入口より流入し、断面の中心を出口まで連ねた線の長さを $L$ とすると流路長さ $L$ の区間を流れる間に、その全部またはその一部が伝熱面となつている周壁と熱伝達を行ないつつ、断面積 $A_e$ の流路出口に至り排出される。この流路の断面積は、入口より出口に向つて下流に行くに従つて増大しているため、当然 $A_e$ は $A_i$ より常に大きい。また $L$ は常に $D_i$ よりも大きい。流路の断面形状はいかなる形でもよい。

第 2 図は入口断面と出口断面とが相似ではなく、かつ作動流体の流入方向と流出方向とが角度を変える伝熱面流路を構成するデイフューザ型熱交換器の第 2 の実施例を示すものである。流路の断面積は入口より出口へ向つて単調増加をなし、流路中心線の長さ $L$ は入口水力直径 $D_i$ よりも大きい。

第 4 図は伝熱面流路断面形状がより複雑な形態を有するデイフューザ型熱交換器の第 3 の実施例を示すものである。入口断面は特にハッチングを

して示してあるが、上記第 1 の実施例の説明で示した流路の条件を満たしており、その周壁の一部または全部を伝熱面とするものである。

第 5 図は流路の周壁の一部に波板型の伝熱プレートを使用したデイフューザ型熱交換器の第 4 の実施例を示すものである。図中に仮想線で示すように、波板の山の頂を結ぶ平面と平坦な側壁とによつて形成される仮想の流路の断面積は流体の流れ方向に漸増しており、図中にハッチングを施した流路入口断面の水力直径よりも $L$ は大きい。

第 6 図は流路内に主流方向に複数のフィンを有するデイフューザ型熱交換器の第 5 の実施例を示すものである。フィンの先端を連ねる平面で形成される仮想の流路は円錐デイフューザの形となつている。

第 7 図は矩形断面の単一の伝熱面流路を 3 個並列に設けたデイフューザ型熱交換器の第 6 の実施例を示すものであつて、個々の流路が上記第 1 の実施例の説明において示した条件を満たしている。流路の隔壁も含めて隔壁の全てまたは一部を伝熱面とすることができる。

第 8 図は矩形断面の伝熱面流路を直列および並列に配置したデイフューザ型熱交換器の第 7 の実施例を示す斜視断面図である。個々の流路要素のうち $k$ 番目の伝熱面流路の流路入口部分をハッチングで示してある。この流路も当然上記第 1 の実施例の説明において示した条件を満たしている。この実施例のものも隔壁および周壁を伝熱面となし得るものである。

第 9 図は温度の異なる二つの作動流体 a と b とが対向して流れ、伝熱面壁 $H$ を介して熱交換可能に構成したデイフューザ型熱交換器の第 8 の実施例を示すものである。a と b との通過する流路はそれぞれ拡大流路であつて、 $L_1$ 、 $L_2$ はそれぞれ $D_{i1}$ 、 $D_{i2}$ より大きい。

第 10 図は温度の異なる二つの作動流体 a と b とが対向して流れて熱交換するデイフューザ型熱交換器の第 9 の実施例を示すものである。流体 a は複数個の円筒状の拡大流路を断面積が増大する方向に流れ、この流路の周壁 $H$ を伝熱面として外側を流れる流体 b と熱交換する。区間長さ $L$ は、a の流れる流路入口断面の水力直径 $D_m$ ( $n$ 個あるものとする)のうち最大のものよりも大きい。

第 11 図はフィン付プレート伝熱板を備えたデ

イフューザ型熱交換器の第10の実施例を示す部分斜視図である。このフィン付プレートの図に示す部分に仮想線で示される平板伝熱面の重ねれば上記第8実施例と同様の伝熱面流路が形成される。

したがって、この発明に係るデیفューザ型熱交換器を使用するときは、拡大流路によつて発生する間歇的および定常的な剥離流れによつてもたらされるところの、デیفューザ内流れの熱伝達に特有の性質によつて、流路断面積が増大していくため、断面平均流速が減少して行く場合でも、熱伝達率の低下の度合は小さく抑えることができる。一方、流速が減少すると管摩擦抵抗が大幅に減少するので、流動抵抗に対する熱伝達率は相対的に増加することとなりデیفューザのゆるやかで連続的な流路容積増大の特徴とあいまって伝熱面流路の容積の増大を最少限に抑制しつつ、熱伝達率の駆動動力に対する比率を大幅に改善することができる。また従来の伝熱面流路においては流路通過の過程で作動流体の静圧は低下をみるのがほとんどであるが、この発明に係る伝熱面流路においては、静圧を上昇させるように計画設計することができる。すなわち、拡大流路によつて圧力の回復、換言すれば動圧の静圧への変換（デیفューザとしての効果）が得られるから、この発明に係る熱交換器をデیفューザを必要とするような配管またはダクト系に組み込むことにより、デیفューザの役割も果たしつつ熱交換を行なわせることも可能となり、延いては系全体のコンパクト化に寄与し、経済性を向上させることができる。

なお、第8実施例では二つの作動流体通路の隔壁を伝熱面壁Hとして構成するようにしたものを示したが、これを例えば向い側の壁面や側壁面も熱伝達面として加えるようにすれば、これら壁面での熱伝達率が上記伝熱面壁H側の熱伝達率 $h_s$ よりも大きいと考えられているのでさらに伝熱効率

の向上が図れるという利点がある。

〔発明の効果〕

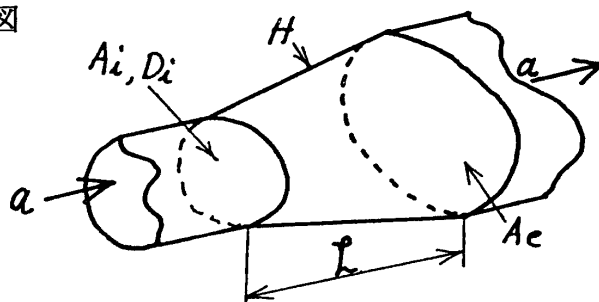
以上述べたように、この発明によれば、拡大流路による剥離流発生時の特徴的な熱伝達特性と流力的特性（圧損の特性）によつて、伝熱量とポンプ動力との関係を従来考えられていたよりも良好となし得、さらに付加的にデیفューザの効果も備え得る利得も生じるという効果がある。

図面の簡単な説明

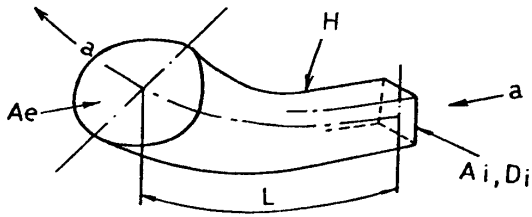
- 10 第1図はこの発明の第1の実施例を示す斜視図、第2図はこの発明の第2の実施例を示す斜視図、第3図a, bはいずれもこの発明の原理を説明するための説明図で、第3図aは直流路を示す斜視図、第3図bは拡大流路を示す斜視図、第4図
- 15 はこの発明の第3の実施例を示す第1図相当図、第5図は波板型の伝熱プレートを有するこの発明の第4の実施例を示す第1図相当図、第6図はフィン付管から成るこの発明の第5の実施例を示す第1図相当図、第7図は複数の拡大流路を有する
- 20 この発明の第6の実施例を示す斜視図、第8図は複数の拡大流路を有するこの発明の第7の実施例を示す斜視図、第9図は複数の拡大流路を有するこの発明の第8の実施例を示す斜視図、第10図は複数の拡大流路を有するこの発明の第9の実
- 25 例を示す斜視図、第11図は複数の拡大流路を有するこの発明の第10の実施例を示す斜視図、第12図乃至第16図はいずれもデیفューザ流路内の熱伝達特性を説明するための説明図である。

$A_i$ ……伝熱面流路入口面積、 $A_e$ ……伝熱面流路出口面積、 $D_i$ ……伝熱面流路入口水力直径、 $H$ 、 $T$ ……壁（伝熱面）、 $L$ ……伝熱面流路断面中心点を連ねる線の長さ（主流方向の流路の長さ）、 $a$ ……作動流体、 $b$ ……作動流体  $a$  と温度の異なる作動流体。なお、各図中、同一符号は同一又は相当部分を示す。

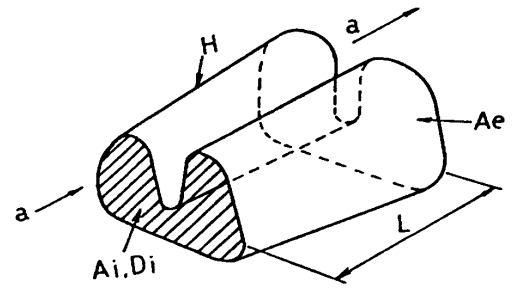
第1図



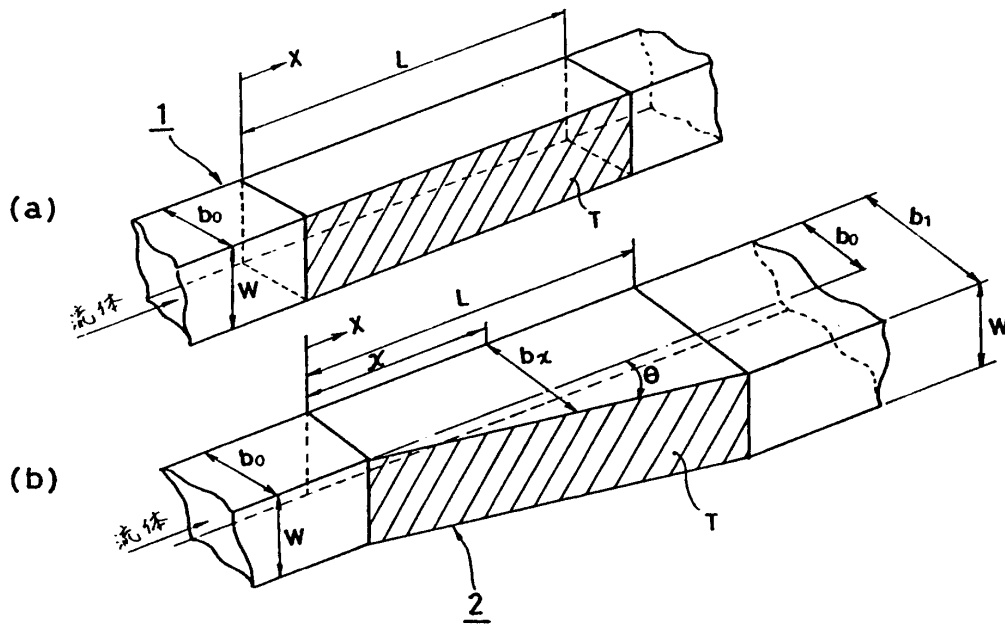
第 2 图



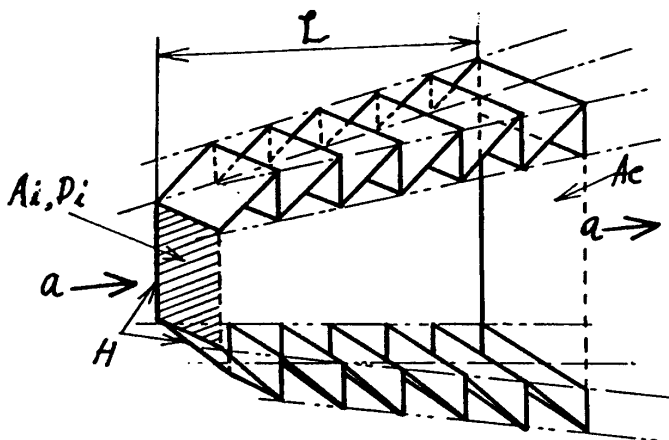
第 4 图



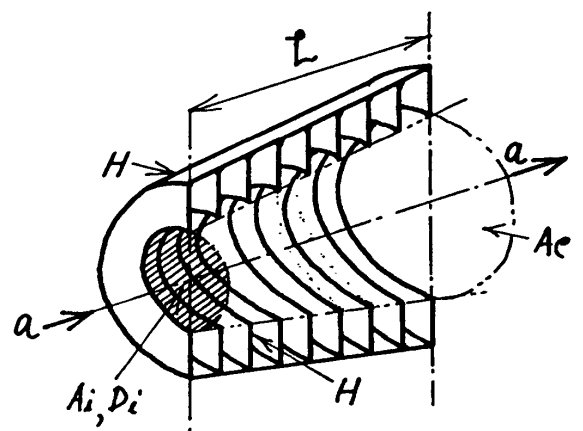
第 3 图



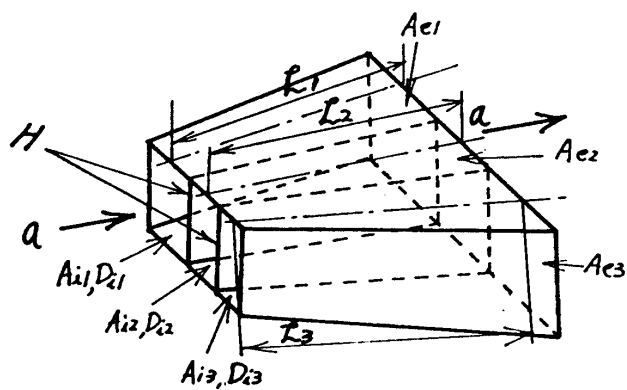
第 5 图



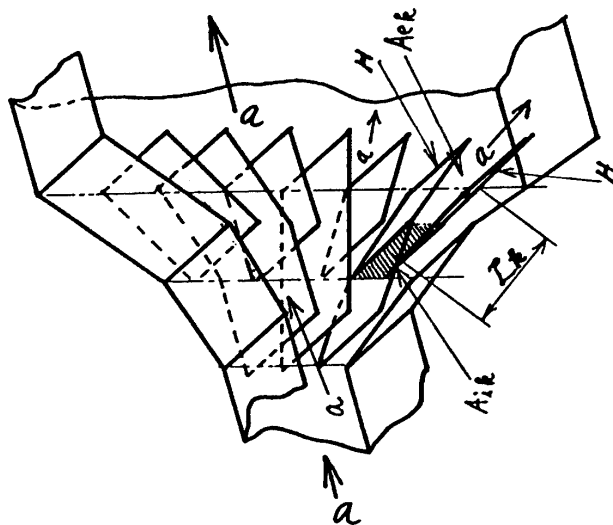
第 6 图



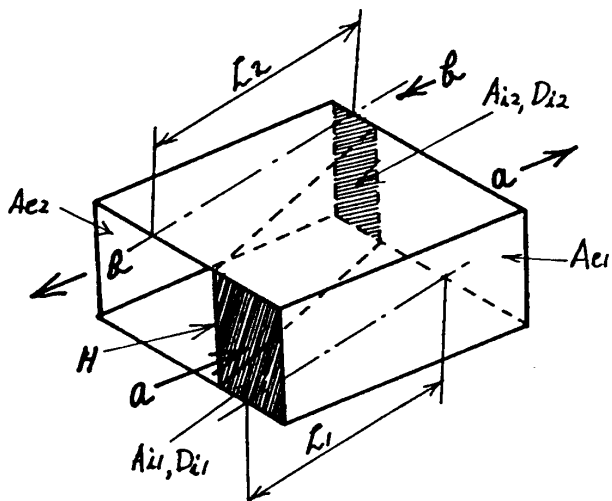
第 7 图



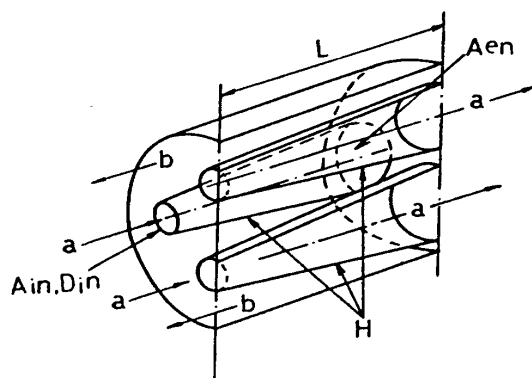
第 8 图



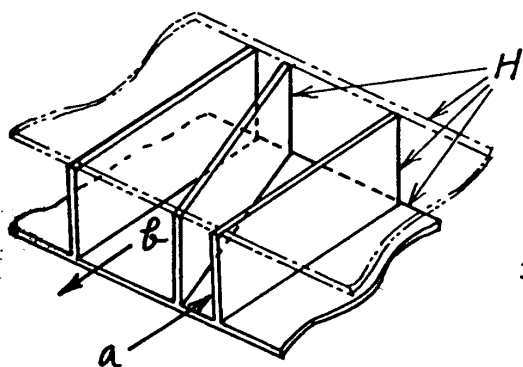
第 9 图



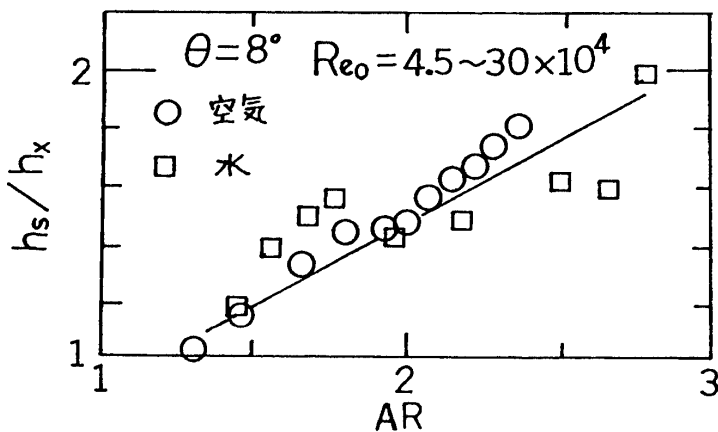
第 10 图



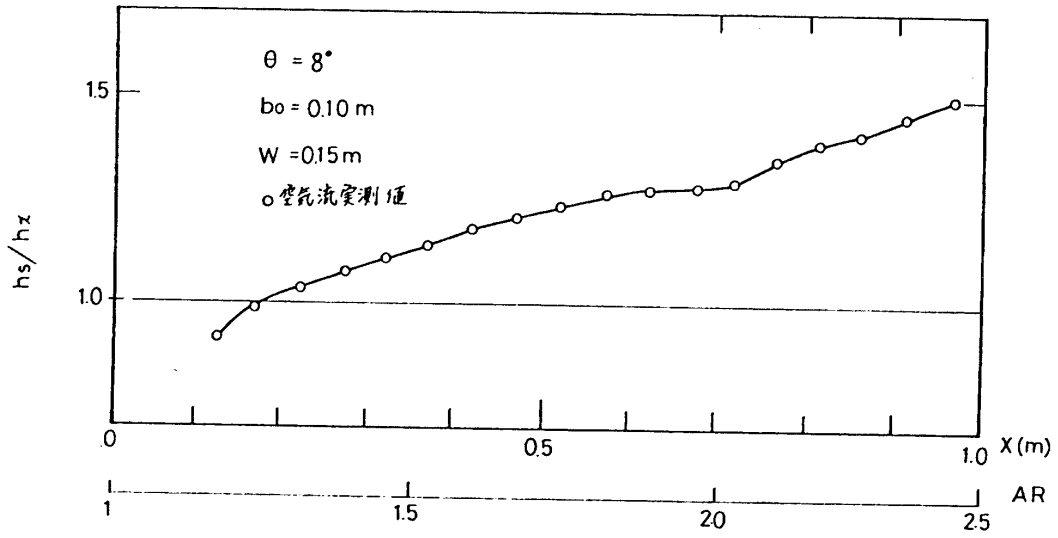
第 11 图



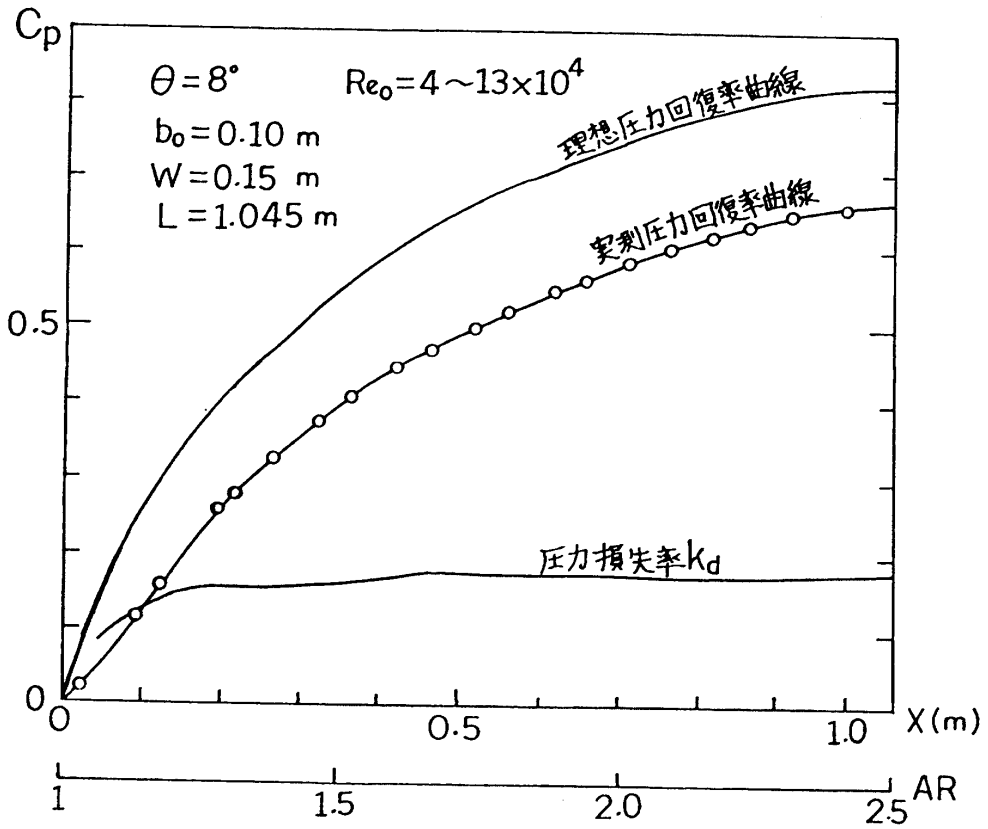
第 13 图



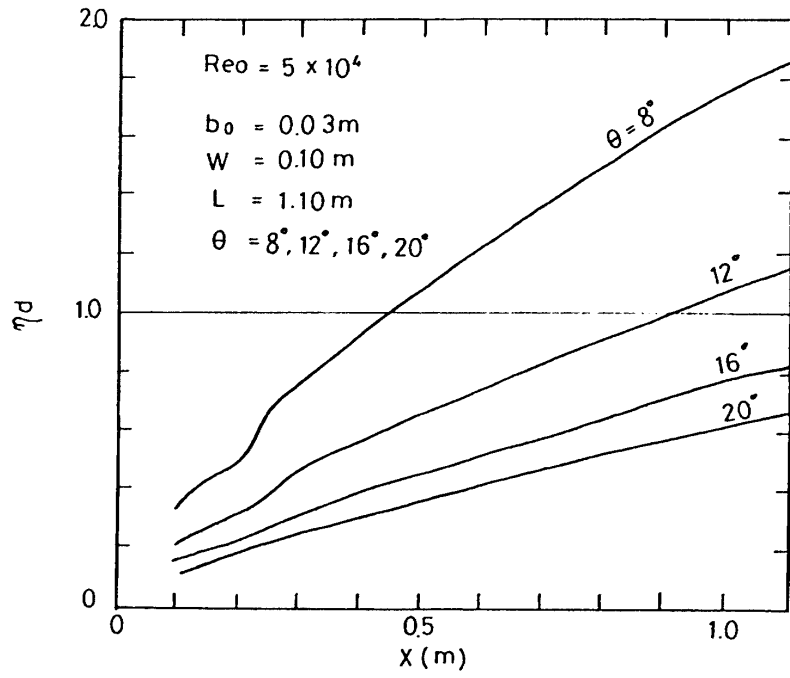
第 12 图



第 14 图



第 15 图



第 16 图

