

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4818044号
(P4818044)

(45) 発行日 平成23年11月16日(2011.11.16)

(24) 登録日 平成23年9月9日(2011.9.9)

(51) Int. Cl.	F 1
F 2 8 F 3/08 (2006.01)	F 2 8 F 3/08 3 0 1 A
F 2 8 D 9/02 (2006.01)	F 2 8 D 9/02
F 2 8 F 1/40 (2006.01)	F 2 8 F 1/40 N
F 2 5 B 1/00 (2006.01)	F 2 5 B 1/00 3 9 6 D
F 2 5 B 39/00 (2006.01)	F 2 5 B 39/00 C

請求項の数 5 (全 27 頁)

(21) 出願番号 特願2006-264940 (P2006-264940)
 (22) 出願日 平成18年9月28日(2006.9.28)
 (65) 公開番号 特開2008-82650 (P2008-82650A)
 (43) 公開日 平成20年4月10日(2008.4.10)
 審査請求日 平成21年9月11日(2009.9.11)

(73) 特許権者 000001889
 三洋電機株式会社
 大阪府守口市京阪本通2丁目5番5号
 (73) 特許権者 599035063
 東京ブレイズ株式会社
 東京都世田谷区南烏山3-23-10
 (74) 代理人 100098361
 弁理士 雨笠 敬
 (72) 発明者 友近 一善
 大阪府守口市京阪本通2丁目5番5号 三洋電機株式会社内
 (72) 発明者 沢田 範雄
 大阪府守口市京阪本通2丁目5番5号 三洋電機株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 熱交換器の製造方法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

第1流体の流路と第2流体の流路を有して両流体間で熱交換を行わせるものであり、前記流路が、一端部に流体の流入口と他端部に流体の流出口を有する扁平容器と、該扁平容器内に設けられたフィンから構成され、前記流入口から流出口に向かう流体の流れ方向に対して前記フィンが直交するフィン直交領域と、前記流入口から流出口に向かう流体の流れ方向に対して前記フィンが平行となるフィン平行領域とを備えた熱交換器を製造する方法であって、

前記流体の流れ方向に直交する面における当該流体の最大流速と最小流速との差を、当該流体の流れ方向に対して積算し、全体に対する前記フィン直交領域の比率を増加させていったときに、前記積算値の傾きが緩慢となる変曲点を最大値として、前記フィン直交領域の比率を零より大きく前記最大値以下の範囲内で設定することを特徴とする熱交換器の製造方法。

【請求項2】

前記扁平容器と前記フィンとを別々に形成し、形成された当該フィンを前記扁平容器内に收容することを特徴とする請求項1に記載の熱交換器の製造方法。

【請求項3】

前記フィン直交領域が前記流入口と流出口側に設けられ、各フィン直交領域間に前記フィン平行領域が設けられていることを特徴とする請求項1又は請求項2に記載の熱交換器の製造方法。

【請求項 4】

前記フィンは、矩形波状を呈するオフセット型のフィンであることを特徴とする請求項 1 乃至請求項 3 のうちの何れかに記載の熱交換器の製造方法。

【請求項 5】

前記第 1 流体、若しくは、第 2 流体は、二酸化炭素であることを特徴とする請求項 1 乃至請求項 4 のうちの何れかに記載の熱交換器の製造方法。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、第 1 流体と第 2 流体間で熱交換を行わせる熱交換器の製造方法に関するもの 10
である。

【背景技術】

【0002】

この種熱交換器、例えば、オフセット型のフィンを備えた熱交換器は、複数の扁平容器と、この扁平容器内の長手方向一端部に形成された流入口と他端部に形成された流出口との間に設けられたオフセット型のフィンから構成されている。当該扁平容器内には一端部の流入口から入り、上記フィン間を経て他端部に向かい、流出口から出る流体の流路が形成されている。

【0003】

上記フィンは、断面台形の凸条の両側壁にその肩部から底板部にかけて一对の切り込み 20
を一定の間隔で入れ、同部分を内側に折り曲げることにより形成されて、係るオフセット形状を呈している。そして、通常上記扁平容器を複数積層し、各扁平容器内に形成された流路内に交互に第 1 流体と第 2 流体として流して、両流体間で熱交換可能な構成とされていた（例えば、特許文献 1 参照）。

【特許文献 1】特開 2003 - 314985 号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

ところで、上記フィンは、当該流路を流れる各流体の流れに対して、フィンが直交、若しくは、平行の何れか一方の向きとなるように扁平容器内に配置されているが、フィンを 30
流体の流れに対して直交する場合、流体と当該フィンとが衝突する面積が多いため、流体がフィンにより流路全体に分散され易く、流路全体に均一に流体を流すことが可能となるが、圧力損失が著しく増大するという問題が生じていた。

【0005】

一方、フィンを流体の流れに対して平行となるよう配置した場合、流体とフィンとの衝突する面積が少ないため、圧力損失は小さいが、流体が流路全体に分散され難いため、流体を流路全体に均一に流すことができず、熱交換器としての性能が著しく低下してしまう。

【0006】

本発明は、係る従来の課題を解決するためになされたものであり、流体の不均一な速度 40
分布を改善しながら、圧力損失の増大を抑制できる熱交換器の製造方法を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0007】

本発明は、第 1 流体の流路と第 2 流体の流路を有して両流体間で熱交換を行わせるものであり、流路が、一端部に流体の流入口と他端部に流体の流出口を有する扁平容器と、この扁平容器内に設けられたフィンから構成され、流入口から流出口に向かう流体の流れ方向に対してフィンが直交するフィン直交領域と、流入口から流出口に向かう流体の流れ方向に対してフィンが平行となるフィン平行領域とを備えた熱交換器の製造方法であって、
流体の流れ方向に直交する面における当該流体の最大流速と最小流速との差を、当該流体 50

の流れ方向に対して積算し、全体に対するフィン直交領域の比率を増加させていったときに、積算値の傾きが緩慢となる変曲点を最大値として、フィン直交領域の比率を零より大きく最大値以下の範囲内で設定することを特徴とする。

【0008】

請求項2の発明の熱交換器の製造方法は、上記発明において扁平容器とフィンとを別々に形成し、形成された当該フィンを扁平容器内に収容することを特徴とする。

【0009】

請求項3の発明の熱交換器の製造方法は、上記各発明においてフィン直交領域が流入口と流出口側に設けられ、各フィン直交領域間にフィン平行領域が設けられていることを特徴とする。

【0010】

請求項4の発明の熱交換器の製造方法は、上記各発明においてフィンは、矩形波状を呈するオフセット型のフィンであることを特徴とする。

【0011】

請求項5の発明の熱交換器の製造方法は、上記各発明において第1流体、若しくは、第2流体は、二酸化炭素であることを特徴とする。

【発明の効果】

【0012】

本発明によれば、第1流体の流路と第2流体の流路を有して両流体間で熱交換を行わせるもので、流路が、一端部に流体の流入口と他端部に流体の流出口を有する扁平容器と、この扁平容器内に設けられたフィンから構成され、流入口から流出口に向かう流体の流れ方向に対してフィンが直交するフィン直交領域と、流入口から流出口に向かう流体の流れ方向に対してフィンが平行となるフィン平行領域とを備えた熱交換器を製造するに当たり、流体の流れ方向に直交する面における当該流体の最大流速と最小流速との差を、当該流体の流れ方向に対して積算し、全体に対するフィン直交領域の比率を増加させていったときに、積算値の傾きが緩慢となる変曲点を最大値として、フィン直交領域の比率を零より大きく最大値以下の範囲内で設定するようにしたので、不均一な速度分布を改善できて、且つ、圧力損失の少ない高性能の熱交換器を製造することが可能となる。

【0013】

また、請求項2の如く扁平容器とフィンとを別々に形成し、形成された当該フィンを扁平容器に収容することにより熱交換器を製造するものとすれば、大幅な金型の変更をせずにアプリケーションや使用条件等に応じて、フィン直交領域とフィン平行領域の割合を自在に設定することが可能な熱交換器を製造することが可能となる。

【0014】

この場合、上記熱交換器の構造によれば、フィン直交領域により流体を流路全体に分散させると共に、フィン平行領域にて流体を円滑に流すことができる。これにより、フィン直交領域により不均一な速度分布を改善しながら、フィン平行領域により圧力損失が増大する不都合を改善することができるようになる。

【0015】

特に、請求項3の如くフィン直交領域を流入口と流出口側に設け、各フィン直交領域間にフィン平行領域を設けることで、流入口及び流出口付近における偏流を効果的に改善し、流路全体を有効に活用することが可能となるので、熱交換性能の向上を図ることができるようになる。

【0016】

更に、請求項4の如くフィンを、矩形波状を呈するオフセット型のフィンとすれば、フィンと扁平容器とが面接触するので、当該熱交換器の耐圧性を向上することができる。これにより、請求項4の如く少なくとも第1流体或いは第2流体の何れか一方に二酸化炭素のような高圧流体を用いることも可能となる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0017】

10

20

30

40

50

本発明の製造方法が対象とする熱交換器は、流体間で熱交換を行わせる熱交換器に関して、フィンが流体の流れに対して直交するよう配置した場合に生じる圧力損失の増大する不都合と、フィンが流体の流れに対して平行となるよう配置した場合に生じる流体の偏流を改善するために成されたものである。流体の不均一な速度分布を改善しながら、圧力損失を抑制するという目的を、流入口から流出口に向かう流体の流れ方向に対してフィンが直交するフィン直交領域と、流入口から流出口に向かう流体の流れ方向に対してフィンが平行となるフィン平行領域とを備えることにより実現した。以下、図面に基づき本発明の実施の形態を詳述する。

【 0 0 1 8 】

図 1 は、本発明を適用する一実施例の熱交換器の構成を模式的に示した斜視図である。熱交換器 T は、冷凍サイクル装置の放熱器や蒸発器等として使用されるもので、例えば、冷媒（第 1 流体）と水（第 2 流体）間で熱交換を行わせるものである。当該熱交換器 T は、ユニット U 1 とユニット U 2 を交互に積層して接合し、一端のユニット U 1 にカバープレート（図示せず）を取り付け、両端のユニット U 1、U 2 に継手を取り付けて成るものである。

10

【 0 0 1 9 】

ユニット U 1、U 2 は、一面（上面）が開口し、底面の周縁から鉛直方向に起立した周壁部 3 を有する偏平容器 1 及び偏平容器 2 と、両偏平容器 1、2 内に収容される複数枚のフィン 5 等から構成される。本実施例の偏平容器 1、2 及びフィン 5 はチタンを素材とし、チタンの板材を加工することにより形成されたものである。

20

【 0 0 2 0 】

上記偏平容器 1、2 には長手方向の一端部に鉛直方向に貫通する 2 つの穴 6、7 が形成され、他端部にも同様に穴 8、9 が形成されている。一端部に形成された穴 6、7 と他端部に形成された穴 8、9 とは偏平容器 1、2 の長手方向の中心部から対称となる位置に形成されている。また、偏平容器 1 の両端部にはガイドプレート 10 が配設されている。このガイドプレート 10 には丸穴 12 と U 字状の切込穴 13 が形成されている。当該ガイドプレート 10 の丸穴 12 は、偏平容器 1 の穴 6、或いは、穴 8 と略対応する位置に形成され、切込穴 13 は、偏平容器 1 の穴 7、或いは、穴 9 と略対応する位置に形成されている。

【 0 0 2 1 】

同様に、偏平容器 2 の両端部にはガイドプレート 11 が配設され、このガイドプレート 11 にも丸穴 12 と U 字状の切込穴 13 が形成されている。当該ガイドプレート 11 の丸穴 12 は、偏平容器 2 の穴 7、或いは、穴 9 と略対応する位置に形成され、切込穴 13 は、偏平容器 2 の穴 6、或いは、穴 8 と略対応する位置に形成されている。即ち、ガイドプレート 10 とガイドプレート 11 では、丸穴 12 と切込穴 13 が反対側に形成されている。

30

【 0 0 2 2 】

両ガイドプレート 10、11 は各容器 1、2 内に流体を誘導するためのガイド部材であり、後述するフィン 5 と略同一の厚みを有する。

【 0 0 2 3 】

そして、ガイドプレート 10 の丸穴 12 は、偏平容器 1 に形成された穴 6、或いは、穴 8 に連通し、互いに連通している穴 6 と丸穴 12、及び、穴 8 と丸穴 12 は、後述するユニット U 1、U 2 の積層状態において、両ユニット U 1、U 2 を接続する通路と通路を接続する流体の通過路を形成するためのものである。

40

【 0 0 2 4 】

同様に、ガイドプレート 11 の丸穴 12 は、偏平容器 2 に形成された穴 7、或いは、穴 9 に連通し、互いに連通している穴 7 と丸穴 12、及び、穴 9 と丸穴 12 は、後述するユニット U 1、U 2 の積層状態において、両ユニット U 1、U 2 を接続する通路と通路を接続する流体の通過路（図示せず）を形成するためのものである。

【 0 0 2 5 】

50

また、ガイドプレート10の切込穴13は、扁平容器1に形成された穴7、或いは、穴9に連通し、両ユニットU1、U2の積層状態において、互いに連通している穴7と切込穴13は、流体の流路4への流入口15を形成するものであり、穴9と切込穴13とは、流体の流路4への流出口16を形成するためのものである。

【0026】

同様に、ガイドプレート11の切込穴13は、扁平容器2に形成された穴6、或いは、穴8に連通し、両ユニットU1、U2の積層状態において、互いに連通している穴6と切込穴13は、流体の流路4への流入口15を形成し、穴8と切込穴13とは、流体の流路4への流出口16を形成するためのものである。

【0027】

一方、前記フィン5は、対向する一組の辺が扁平容器1、2の周壁部3の高さ寸法と略同一で、且つ、対向する他の一組の辺が扁平容器1、2内の幅（内幅）と略同一の寸法にて構成されて、扁平容器1内に収容された状態で、フィン5の上記一組の辺の一方が扁平容器1、2の底部に当接し、他方が上面に位置して、上記他の一組の辺が周壁部3に当接するよう扁平容器1、2内の両端部に配設されたガイドプレート10、11間に順次収容されている。即ち、一つの扁平容器1、2内には、一端部のガイドプレート10、11から他端部のガイドプレート10、11間に複数のフィン5が順次収容されて、周壁部3と当接する辺が当該周壁部3とロウ材にて接合されている。

【0028】

各フィン5は、図2乃至図3に示すように図断面台形の凸条5Tの両側壁5aに、その肩部から底板部5bにかけて一对の切り込みを所定間隔で入れ、同部分を内側に屈曲した形状であり、この凸条5Tは、オフセット形状を呈している。即ち、当該フィン5は、略矩形波状を呈するオフセット型のフィンである。このように、フィン5を矩形波状に形成することで、前述の如くユニットU1とユニットU2を交互に積層して接合した際、各フィン5・・・と扁平容器1、2とが面接触することとなる。このようにフィン5を矩形波状に形成してフィン5と扁平容器1、2とが面接触するよう構成することで当該熱交換器Tの耐圧性を向上させることができる。係る耐圧性の向上により、当該熱交換器T内に二酸化炭素のような高压流体を流すことも可能となる。尚、図3において、4は流体の流路である。

【0029】

そして、上述したユニットU1とユニットU2は図示しない枠体内に交互に積層され、隣接する各ユニットU1とユニットU2の当接面をロウ材にて接合することにより熱交換器Tが構成される。また、図1に示すように、各ユニットU1はユニットU2を挟んで、流入口15と流出口16が反対側となるように積層される。同様に、各ユニットU2もユニットU1を挟んで、流入口15と流出口16が反対側となるように積層される。これにより、図4に示すように熱交換器T内を、第1流体が各ユニットU1を蛇行状に流れ、第2流体が各ユニットU2を蛇行状に流れるようになる（例えば、図4の白抜き矢印が第1流体の流れで、図4の黒塗り矢印が第2流体の流れとなる）。また、ユニットU1とユニットU2とを交互に積層することで、図4に示すように隣接する各ユニットU1、U2内を第1流体と第2流体とが交互に対向して流れるようになり、両流体間で効果的に熱交換が行わせることが可能となる。

【0030】

ところで、各ユニットU1、U2の扁平容器1、2内に収容される複数のフィン5は、従来、図5に示すように流入口15から流出口16に向かう流体の流れ方向に対して平行となるよう配置されるか（以降、Vタイプのユニットと称す）か、或いは、図6に示すようにフィン5が流入口15から流出口16に向かう流体の流れ方向に対して直交するよう配置されたもの（以降、Hタイプのユニットと称す）か何れか一方から構成され、これを上述したように積層することで熱交換器を構成していた。

【0031】

ここで、ユニットU1、U2をVタイプのユニットにて構成した場合の各ユニットU1

10

20

30

40

50

、U 2 を流れる各流体の速度分布を図 7 及び図 8 に示す。尚、熱交換器に流れる流体の流量を 2 L / min とした。図 8 において、縦軸は流体の流速、横軸は各ユニット U 1、U 2 の幅方向距離（即ち、図 8 に示す各ユニット U 1、U 2 の一端 1 から他端 2 までの長さ寸法である）を示している。各ユニット U 1、U 2 の D_{eff} はユニット U 1、U 2 を流体の流れ方向に直交する面における流体の最大流速 U_{max} と最小流速 U_{min} との差であり、これを流体の流れ方向に対して積算すると、流体の流速偏差量が算出できる。即ち、当該速度偏差量が大きいほど、流路 4 における流体の流れが不均一で偏流が生じていることとなる。両図 7、8 から流路 4 を流れる流体の流速は、流入口 15 及び流出口 16 付近が最も速く、当該流入口 15 と流出口 16 を略直線で結んだ流路 4 に流体の流れが集中して、その周囲では流体の流速が低下することが明らかである。特に、ユニット U 1、U 2 の流入口 15 と反対側となる位置、及び、流出口 16 と反対側となる位置、即ち、図 7 において、下端の左側付近と上端の右側付近では流体が殆ど流動しない死水域が発生していることがわかった。

10

【0032】

このように、V タイプのユニットでは、各流路 4 における流体の流速は均一とはならず、偏流が生じて、流体の速度偏差量が大きくなることがわかった。尚、当該 V タイプのユニットで構成された熱交換器において、熱交換器の入口側と出口側の流体の圧力差は 2555 Pa となった。

【0033】

一方、ユニット U 1、U 2 を H タイプのユニットにて構成した場合の当該ユニット U 1、U 2 を流れる流体の速度分布を図 9 及び図 10 に示す。熱交換器に流れる流体の流量は前記同様に 2 L / min とした。両図 9、10 から、流体は流路全体に略均一に流れることが明らかである。このように、H タイプのユニットでは、流体が流路 4 全体に分散され、略均一に流れることがわかった。しかしながら、当該 H タイプのユニットでは、フィン 5 が流体の流れ方向に対して直交するように配置されているため、当該 H タイプのユニットで構成された熱交換器の入口側と出口側の流体の圧力差は 22159 Pa となり、圧力損失は著しく大きくなった。

20

【0034】

そこで、上述のような流体の偏流と圧力損失の問題を解消すべく、本発明の熱交換器 T は、流入口 15 から流出口 16 に向かう流体の流れ方向に対してフィン 5 が直交するフィン直交領域 H と、流入口 15 から流出口 16 に向かう流体の流れ方向に対してフィン 5 が平行となるフィン平行領域 V とを備えた構成とする。

30

【0035】

ここで、上記フィン直交領域 H とフィン直交領域 V の配置方法について具体的に検討する。先ず、図 11 の如くフィン直交領域 H を流入口 15 と流出口 16 側に配置し、各フィン直交領域 H 間にフィン平行領域 V を配置した場合について検討する。

【0036】

各ユニット U 1、U 2 をフィン直交領域 H 間にフィン平行領域 V を備えた構成した場合における、当該ユニット U 1、U 2 を流れる流体の速度分布を図 12 及び図 13 に示す。この場合、全てのフィン 5 に対する流入口 15 側のフィン直交領域 H の比率を 3.5% 、流出口 16 側のフィン直交領域 H の比率を 3.5% とし、流入口 15 側のフィン直交領域 H と流出口 16 側のフィン直交領域 H との間に設けられたフィン平行領域 V の比率を 93% （以降、この比率から成るユニット U 1、U 2 を第 1 のユニットと称する）とした。また、当該第 1 のユニット U 1、U 2 からなる熱交換器に流れる流体の流量は 2 L / min とした。図 12 において、(A) が第 1 のユニット U 1、U 2 の速度分布の結果である。(B) は前述した V タイプのユニットの速度分布の結果（図 7 と同様）であり、(A) との比較のため同図上に記載した。

40

【0037】

図 12 及び図 13 から、第 1 のユニット U 1、U 2 を備えた構成とした場合、各流路 4 における流体の速度偏差量が小さく、V タイプのユニットより、流体が流路 4 全体に流れ

50

ることがわかる。また、熱交換器の入口側と出口側の流体の圧力差は5729 Paとなった。従って、Hタイプのユニットから構成された熱交換器より、圧力損失を著しく抑制できることが明らかとなった。

【0038】

次に、上記第1のユニットU1、U2からフィン直交領域Hとフィン平行領域Vの比率を変更して各ユニットU1、U2を構成し、当該ユニットU1、U2により構成された熱交換器に流体を流して、流れ場を調べた。まず、全てのフィン5に対する流入口15側のフィン直交領域Hの比率を6.9%、流出口16側のフィン直交領域Hの比率を6.9%とし、流入口15側のフィン直交領域Hと流出口16側のフィン直交領域Hとの間に設けられたフィン平行領域Vの比率を86.2%とした（以降、この比率から成るユニットU1、U2を第2のユニットと称する）。この場合、当該第2のユニットU1、U2を流れる流体の速度分布を図14の(A)及び図15に示す。尚、図14において、(B)は前述したVタイプのユニットの速度分布の結果（図7及び図12の(B)と同様）であり、(A)との比較のため同図上に記載した。また、第2のユニットU1、U2から成る熱交換器に流れる流体の流量は上記同様2 L/minとした。

10

【0039】

図14及び図15から、第2のユニットから構成した場合、流体が流路4全体に流れて、Vタイプのユニットより、流体が流路4全体に流れることがわかる。また、全てのフィン5に対するフィン直交領域Hの比率が第1のユニットU1、U2より高い分、当該第1のユニットU1、U2より、各流路4における流体の偏流が少なくなることがわかった。また、熱交換器の入口側と出口側の流体の圧力差は7254 Paとなった。この場合、全てのフィン5に対するフィン直交領域Hの比率が第1のユニットU1、U2より多いため、圧力損失は第1のユニットU1、U2を用いた場合より大きくなるが、Hタイプのユニットから構成された熱交換器より、圧力損失が大幅に抑制できることがわかった。

20

【0040】

また、図16の(A)は、全てのフィン5に対する流入口15側のフィン直交領域Hの比率を10.4%、流出口16側のフィン直交領域Hの比率を10.4%とし、流入口15側のフィン直交領域Hと流出口16側のフィン直交領域Hとの間に設けられたフィン平行領域Vの比率を79.2%としたユニットU1、U2（以降、この比率から成るユニットU1、U2を第3のユニットと称する）を用いた場合の流体の速度分布を示す図、図17の(A)は、全てのフィン5に対する流入口15側のフィン直交領域Hの比率を13.8%、流出口16側のフィン直交領域Hの比率を13.8%とし、流入口15側のフィン直交領域Hと流出口16側のフィン直交領域Hとの間に設けられたフィン平行領域Vの比率を72.4%としたユニットU1、U2（以降、この比率から成るユニットU1、U2を第4のユニットと称する）を用いた場合の流体の速度分布を示す図である。尚、第3及び第4のユニットU1、U2から構成された熱交換器に流れる流体の流量は上記同様2 L/minとした。また、両図16、17において(B)は前述同様Vタイプのユニットの速度分布の結果である。

30

【0041】

図16、或いは、図17に示すように、第3のユニット、若しくは、第4のユニットから構成した場合においても、Vタイプのユニットより、流体を流路4全体に流すことが可能となる。また、第3のユニットを用いた場合、熱交換器の入口側と出口側の流体の圧力差は7945 Paとなり、第4のユニットを用いた場合には、9398 Paとなり、上記同様にHタイプのユニットから構成された熱交換器より圧力損失を抑えることがわかった。しかしながら、第1のユニットU1、U2にて構成された熱交換器を用いた場合より圧力損失は著しく増大していることがわかった。

40

【0042】

次に、フィン直交領域Hを流入口15側に配置し、フィン平行領域Vを流出口16側に配置した場合について検討する。まず、全てのフィン5に対する流入口15側に配置されたフィン直交領域Hの比率を6.9%、流出口16側に配置されたフィン平行領域Vの比

50

率を93.1%としたユニット(以降、第5のユニットと称する)とから熱交換器を構成して、流れ場を調べた。この場合、当該第5のユニットU1、U2を流れる流体の速度分布を図18の(A)及び図19に示す。尚、図18において、(B)は、第5のユニットと略同比率のフィン直交領域Hとフィン平行領域により構成された第1のユニットU1、U2の速度分布の結果(図12の(A)と同様)であり、図18の(A)との比較のために同図上に記載した。この場合、第5のユニットU1、U2から成る熱交換器に流れる流体の流量は上記と同様に2L/minとした。

【0043】

図18及び図19に示すように、第5のユニットから構成した場合、流入口15側では流体の偏流が少なく、この付近では流体が流路4の幅方向(図18の横方向)に分散されて、均一に流れるが、流出口16側では、当該流出口16付近に流体の流れが集中して、その周囲に行くほど流体の流速が低下していることがわかる。即ち、流出口16側では、速度が流体の流速は均一と成らず、偏流を生じることがわかった。尚、第5のユニットで構成された熱交換器における入口側と出口側の流体の圧力差は4554Paとなった。

【0044】

このように、第5のユニットでは、圧力損失を抑制することは可能であるが、各流路4における流体の流速が均一とはならず、偏流が生じて、流体の速度偏差量が大きくなることがわかった。また、当該第5のユニットを用いるより、図18の(B)に示す第1のユニットを用いた方が、各流路4における流体の流速が均一となり、不均一な速度分布を改善できることが明らかとなった。

【0045】

次に、第5のユニットU1、U2からフィン直交領域Hとフィン平行領域Vの比率を変更して各ユニットU1、U2を構成し、当該ユニットU1、U2により構成された熱交換器に流体を流して、流れ場を調べた。この場合、全てのフィン5に対する流入口15側に配置されたフィン直交領域Hの比率を13.8%、流出口16側に配置されたフィン平行領域Vの比率を86.2%とした(以降、第6のユニットと称する)。この場合、当該第6のユニットを流れる流体の速度分布を図20の(A)及び図21に示す。尚、図20において、(B)は、第6のユニットと略同比率のフィン直交領域Hとフィン平行領域により構成された第2のユニットU1、U2の速度分布の結果(図14の(A)と同様)であり、図18の(A)との比較のために同図上に記載した。この場合、第6のユニットU1、U2から成る熱交換器に流れる流体の流量は上記と同様に2L/minとした。

【0046】

図20及び図21に示すように、第6のユニットから構成した場合、上記第5のユニットから構成した場合と同様に、流入口15側では流体の偏流が少なく、流体が流路4の幅方向(図21の横方向)に分散されて、均一に流れることがわかった。また、流出口16側では、上記第5のユニットから構成した場合と同様に、流出口16付近に流体の流れが集中して、その周囲に行くほど流体の流速が低下していることがわかった。従って、流出口16側では、速度が流体の流速は均一と成らず、偏流が発生することがわかった。尚、第6のユニットで構成された熱交換器における入口側と出口側の流体の圧力差は5706Paとなった。

【0047】

以上より、流入口15側にフィン直交領域Hを配置し、流出口16側にフィン平行領域Vを配置した場合、Vタイプのユニットから成る熱交換器より、流体の不均一な速度分布を改善でき、且つ、Hタイプのユニットから成る熱交換器より、圧力損失を抑えることができることがわかった。しかしながら、流出口16側の偏流は殆ど改善されず、フィン直交領域Hの比率を増減した場合であっても、流入口15側の偏流を改善することができないことが明らかとなった。

【0048】

次に、フィン平行領域Vを流入口15側に配置し、フィン直交領域Hを流出口16側に配置した場合について検討する。まず、全てのフィン5に対する流入口15側に配置され

10

20

30

40

50

たフィン平行領域Vの比率を91.3%、流出口16側に配置されたフィン直交領域Hの比率を6.9%としたユニット(以降、第7のユニットと称する)とから熱交換器を構成して、流れ場を調べた。この場合、当該第7のユニットU1、U2を流れる流体の速度分布を図22の(A)及び図23に示す。尚、図22において、(B)は、第7のユニットと略同比率のフィン直交領域Hとフィン平行領域により構成された第1のユニットU1、U2の速度分布の結果(図12の(A)と同様)であり、図22の(A)との比較のために同図上に記載した。この場合、第7のユニットU1、U2から成る熱交換器に流れる流体の流量は上記と同様に2L/minとした。

【0049】

図22及び図23に示すように、第7のユニットから構成した場合、流出口16側では流体の偏流が少なく、この付近では流体が流路4の幅方向(図22の横方向)に分散されて、均一に流れるが、流入口15側では、当該流入口15付近に流体の流れが集中して、その周囲に行くほど流体の流速が低下していることがわかる。即ち、流入口15側では、速度が流体の流速は均一と成らず、偏流を生じることがわかった。尚、第7のユニットで構成された熱交換器における入口側と出口側の流体の圧力差は5219Paとなった。

【0050】

このように、第7のユニットでは、圧力損失を抑制することは可能であるが、各流路4における流体の流速が均一とはならず、偏流が生じるため、図22の(B)に示す第1のユニットを用いた方が不均一な速度分布を改善できることが明らかとなった。

【0051】

次に、第7のユニットU1、U2からフィン直交領域Hとフィン平行領域Vの比率を変更して各ユニットU1、U2を構成し、当該ユニットU1、U2により構成された熱交換器に流体を流して、流れ場を調べた。この場合、全てのフィン5に対する流入口15側に配置されたフィン平行領域Vの比率を86.2%、流出口16側に配置されたフィン直交領域Hの比率を13.8%とした(以降、第8のユニットと称する)。この場合、当該第8のユニットを流れる流体の速度分布を図24の(A)及び図25に示す。尚、図24において、(B)は、第8のユニットと略同比率のフィン直交領域Hとフィン平行領域により構成された第2のユニットU1、U2の速度分布の結果(図14の(A)と同様)であり、図24の(A)との比較のために同図上に記載した。この場合、第8のユニットU1、U2から成る熱交換器に流れる流体の流量は上記と同様に2L/minとした。

【0052】

図24及び図25に示すように、第8のユニットから構成した場合、上記第7のユニットから構成した場合と同様に、流出口16側では流体の偏流が少なく、流体が流路4の幅方向(図24の横方向)に分散されて、均一に流れることがわかった。また、流入口15側では、上記第7のユニットから構成した場合と同様に、流入口15付近に流体の流れが集中して、その周囲に行くほど流体の流速が低下していることがわかった。従って、流入口15側では、速度が流体の流速は均一と成らず、偏流が発生することがわかった。また、当該流入口15付近の偏流は、上記第7のユニットの場合と殆ど変わらなかった。尚、第8のユニットで構成された熱交換器における入口側と出口側の流体の圧力差は6166Paとなった。

【0053】

上記第7及び第8のユニットを用いた結果から、流入口15側にフィン平行領域Vを配置し、流出口16側にフィン直交領域Hを配置した場合、Vタイプのユニットから成る熱交換器より、流体の不均一な速度分布を改善でき、且つ、Hタイプのユニットから成る熱交換器より、圧力損失を抑えることができることがわかった。しかしながら、流出口16側の偏流は殆ど改善されず、フィン直交領域Hの比率の増減した場合であっても、流出口16側における偏流を殆ど改善することができないことが明らかとなった。

【0054】

ここで、図26は、以上詳述した結果をまとめたものであり、縦軸の主軸は圧力損失、第2軸は流れ方向の各断面における速度偏差量、横軸は全てのフィン5に対するフィン直

10

20

30

40

50

交領域 H の比率を示している。即ち、横軸の 0 % は、全てのフィン 5 がフィン平行領域 V にて構成されたユニットから成る熱交換器（即ち、V タイプのユニットにて熱交換器が構成された場合）であり、100 % は、全てのフィン 5 がフィン直交領域 H にて構成されたユニットから成る熱交換器（即ち、H タイプのユニットにて熱交換器が構成された場合）である。

【 0 0 5 5 】

図 2 6 において、P 1 は、フィン直交領域 H を流入口 1 5 と流出口 1 6 側に配置し、各フィン直交領域 H 間にフィン平行領域 V を配置したユニットにより構成された熱交換器において、フィン直交領域 H の比率を変化させた場合の圧力損失、P 2 は、フィン平行領域 V を流入口 1 5 に配置し、フィン直交領域 H を流出口 1 6 に配したユニットより構成された熱交換器において、フィン直交領域 H の比率を変化させた場合の圧力損失をそれぞれ示している。

10

【 0 0 5 6 】

また、D 1 は、フィン直交領域 H を流入口 1 5 と流出口 1 6 側に配置し、各フィン直交領域 H 間にフィン平行領域 V を配置したユニットにより構成された熱交換器において、フィン直交領域 H の比率を変化させた場合の速度偏差量、D 2 の破線で示す領域は、フィン直交領域 H を流入口 1 5 に配置し、フィン平行領域 V を流出口 1 6 に配したユニットより構成された熱交換器において、フィン直交領域 H の比率を変化させた場合の速度偏差量を示している。

【 0 0 5 7 】

20

図 2 6 から、各熱交換器の圧力損失はフィン直交領域 H の増加に伴い増大して、その変化の割合は略比例的であることがわかった。一方、各熱交換器における流体の流速偏差量（上記流体の流れ方向に直交する面における当該流体の最大流速と最小流速との差を、当該流体の流れ方向に対して積算した積算値）は、フィン直交領域 H の増加に伴い低下するが、その値は傾きが緩慢となる変曲点を有することがわかった。具体的に、フィン直交領域 H を流入口と流出口側に配置し、各フィン直交領域 H 間にフィン平行領域 V を配置したユニットにより構成された熱交換器の結果（D 1）を用いて説明すると、フィン直交領域 H の比率がゼロとなる値 100 % からフィン直交領域 H の比率を増加していくと、流速偏差量は急激に減少し、フィン直交領域 H の比率が 10 % を超えた付近（約 15 %）から傾きが緩慢となり、比率が 30 % を超えると、流速偏差量は約 10 % でほぼ一定となった。

30

【 0 0 5 8 】

即ち、フィン直交領域 H の比率を 30 % より高くしても流体の速度偏差量の変化は殆ど見られないことが明らかである。また、フィン直交領域 H を流入口 1 5 に配置し、フィン平行領域 V を流出口 1 6 に配したユニットより構成された熱交換器を用いた場合も同様にフィン直交領域 H の比率を増加させていくと、傾きが緩慢となる変曲点（図 2 6 に示すようにフィン直交領域 H の比率が 28 % 付近）を有することがわかった。従って、熱交換器 T のフィン直交領域 H の比率が零より大きく、変曲点となる 28 % 以下とすることが、圧力損失を抑えながら、不均一な速度分布を改善することができる最適範囲となる。このような最適な範囲となるようにフィン 5 全体に対するフィン直交領域 H の比率を設定し、熱交換器 T を製造することで、高性能の熱交換器が製造可能である。

40

【 0 0 5 9 】

総じて、熱交換器 T は、フィン直交領域 H とフィン平行領域 V とを備えた構成とすることで、不均一な速度分布を改善しながら、圧力損失を抑制できるようになる。特に、フィン直交領域 H を流入口 1 5 と流出口 1 6 側に設け、各フィン直交領域 H 間にフィン平行領域 V を設けることで、流体の偏流を最も効果的に改善することができて、流路 4 全体を有効に活用することが可能となる。これにより、熱交換器 T の熱交換性能の向上を図ることができる。

【 0 0 6 0 】

また、熱交換器 T を製造する場合に、フィン直交領域 H とフィン平行領域 V の比率を、流体の流れ方向に直交する面における当該流体の最大流速と最小流速との差を、当該流体

50

の流れ方向に対して積算し、全体に対するフィン直交領域Hの比率を増加させていったときに、積算値の傾きが緩慢となる変曲点を最大値として、フィン直交領域Hの比率を零より大きく最大値以下の範囲内となるように各フィン直交領域Hの比率を設定する。このとき、扁平容器1、2と各フィン5とは予め別々に形成しておき、扁平容器1、2内にフィン直交領域Hとフィン平行領域Vの比率が設定された比率となるように、フィン5を収容する。

【0061】

このように、フィン直交領域Hとフィン平行領域Vの比率を、流体の流れ方向に直交する面における当該流体の最大流速と最小流速との差を、当該流体の流れ方向に対して積算し、全体に対するフィン直交領域Hの比率を増加させていったときに、積算値の傾きが緩慢となる変曲点を最大値として、フィン直交領域Hの比率を零より大きく最大値以下の範囲内となるように各フィン直交領域Hの比率を設定することで、不均一な速度分布を改善できて、且つ、圧力損失の少ない高性能の熱交換器を製造することが可能となる。

10

【0062】

特に、本発明の熱交換器は、扁平容器1、2とフィン5とを別々に形成し、扁平容器1、2のガイドプレート10、11間にフィン5を収容することで構成されているため、ガイドプレート10、11に収容するフィン5の種類や形状は、アプリケーションや使用用途等に応じてその都度自在に選択することができる。

【0063】

従来の熱交換器は、ガイド部材とフィンとが一体形成されていた。この場合、ガイド部材やフィンの形状は金型で予め決まった形状とされていたので、使用用途に応じて最適な形状に変更することができなかった。また、ガイド部材は薄い仕切り板にて形成されており、当該ガイド部材とフィンとが一体形成された扁平容器を積層してユニットを構成した場合、係る形状によりガイド部材の強度が低下するため、高耐圧が困難であった。

20

【0064】

しかしながら、上記に詳述した本発明の構造では、高耐圧を実現でき、且つ、アプリケーションや使用条件等に応じて、フィン直交領域とフィン平行領域の割合や形状を自在に設定することが可能となる。これにより、熱交換器の汎用性の向上も期待できる。

【図面の簡単な説明】

【0065】

【図1】本発明を適用する一実施例の熱交換器の構成を模式的に示した斜視図である。

【図2】図1の熱交換器の各ユニットの一部を構成するフィンの要部斜視図である。

【図3】図1の熱交換器の各ユニットの一部を構成するフィンの要部斜視図である。

【図4】図1の熱交換器を流れる第1及び第2流体の流れを示す説明図である。

【図5】図2のフィンを流体の流れに対して平行となるよう配置した場合の説明図である。

30

【図6】図2のフィンを流体の流れに対して直交するよう配置した場合の説明図である。

【図7】Vタイプのユニットを流れる流体の速度分布を示す図である。

【図8】図7の流れ方向の速度分布を示す図である。

【図9】Hタイプのユニットを流れる流体の速度分布を示す図である。

40

【図10】図9の流れ方向の速度分布を示す図である。

【図11】本発明の熱交換器を構成する一例のユニットを模式的に示した正面図である。

【図12】図7のVタイプのユニットを流れる流体の速度分布と第1のユニットを流れる流体の速度分布を示す図である。

【図13】図12の第1のユニットを流れる流体の流れ方向の速度分布を示す図である。

【図14】図7のVタイプのユニットを流れる流体の速度分布と第2のユニットを流れる流体の速度分布を示す図である。

【図15】図14の第2のユニットを流れる流体の流れ方向の速度分布を示す図である。

【図16】図7のVタイプのユニットを流れる流体の速度分布と第3のユニットを流れる流体の速度分布を示す図である。

50

【図 17】図 7 の V タイプのユニットを流れる流体の速度分布と第 4 のユニットを流れる流体の速度分布を示す図である。

【図 18】図 12 の第 1 のユニットを流れる流体の速度分布と第 5 のユニットを流れる流体の速度分布を示す図である。

【図 19】図 18 の第 5 のユニットを流れる流体の流れ方向の速度分布を示す図である。

【図 20】図 14 の第 2 のユニットを流れる流体の速度分布と第 6 のユニットを流れる流体の速度分布を示す図である。

【図 21】図 20 の第 6 のユニットを流れる流体の流れ方向の速度分布を示す図である。

【図 22】図 12 の第 1 のユニットを流れる流体の速度分布と第 7 のユニットを流れる流体の速度分布を示す図である。

10

【図 23】図 22 の第 7 のユニットを流れる流体の流れ方向の速度分布を示す図である。

【図 24】図 14 の第 2 のユニットを流れる流体の速度分布と第 8 のユニットを流れる流体の速度分布を示す図である。

【図 25】図 24 の第 8 のユニットを流れる流体の流れ方向の速度分布を示す図である。

【図 26】全てのフィンに対するフィン直交領域 H の比率の変化に伴う圧力損失と流速偏差量の変化を示す図である。

【符号の説明】

【 0 0 6 6 】

T 熱交換器

H フィン直交領域

20

V フィン平行領域

U 1、U 2 ユニット

1、2 偏平容器

3 周壁部

4 流路

5 フィン

5 T 凸条

5 a 両側壁

5 b 底板部

6、7、8、9 穴

30

10、11 ガイドプレート

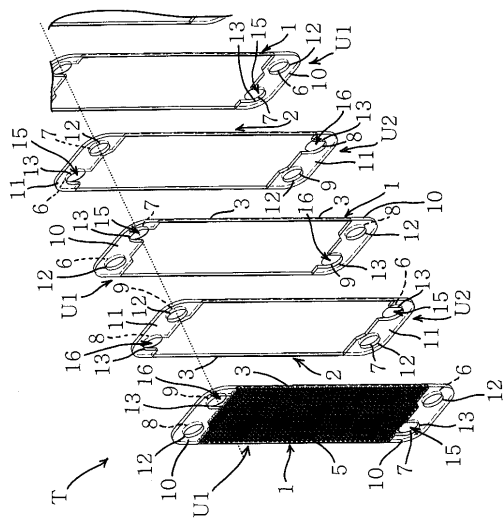
12 丸穴

13 切込穴

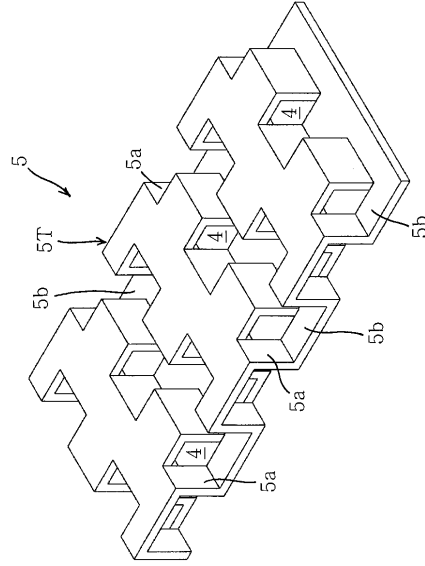
15 流入口

16 流出口

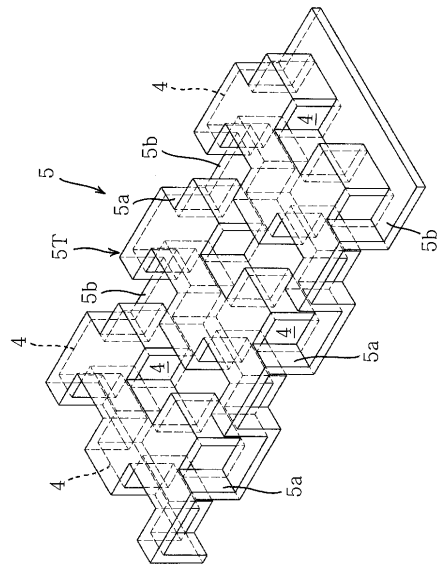
【 図 1 】



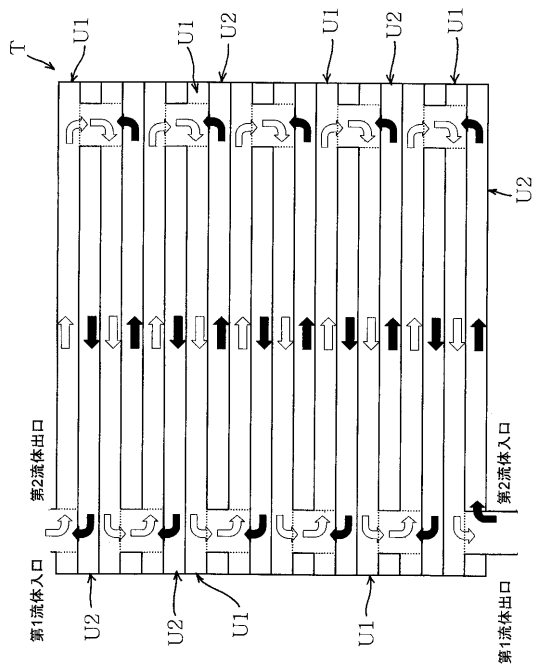
【 図 2 】



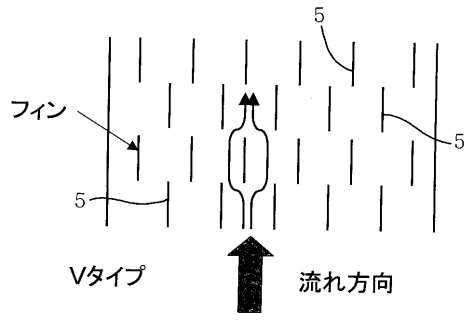
【 図 3 】



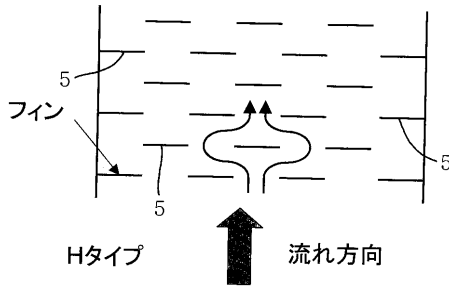
【 図 4 】



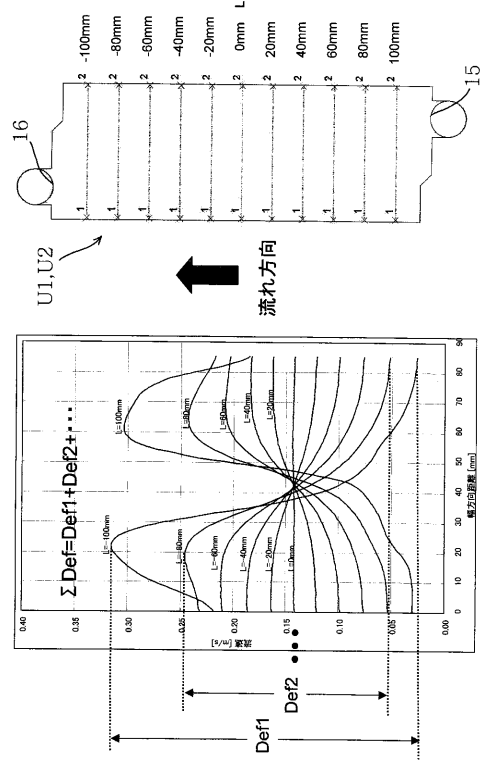
【図5】



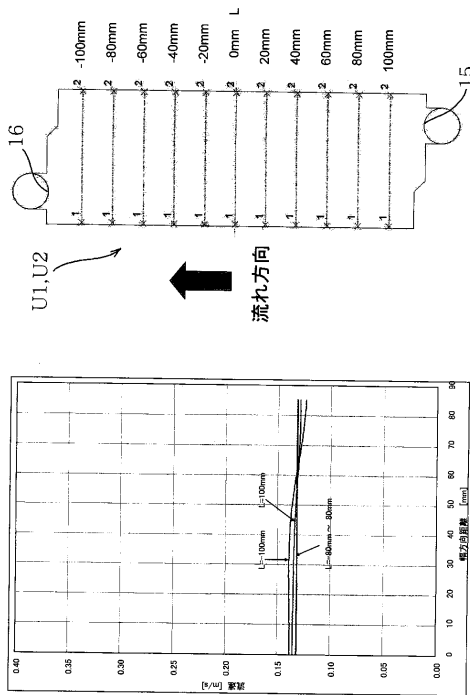
【図6】



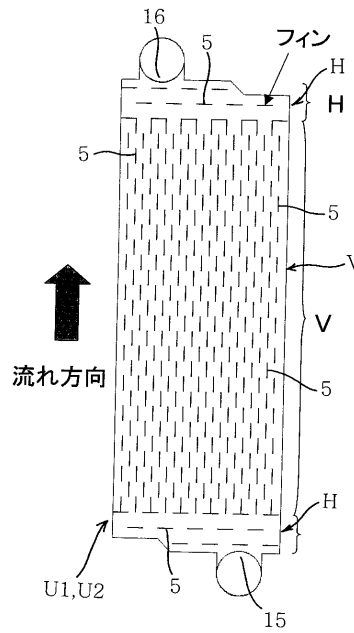
【図8】



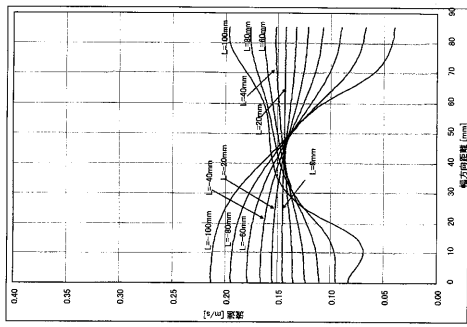
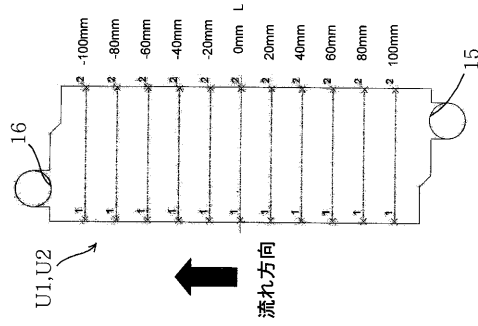
【図10】



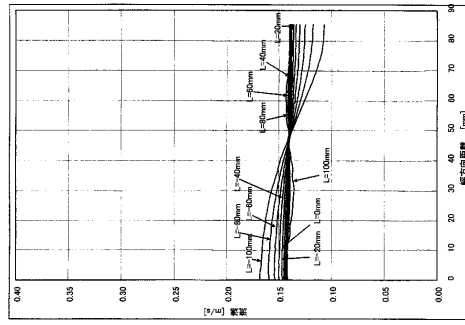
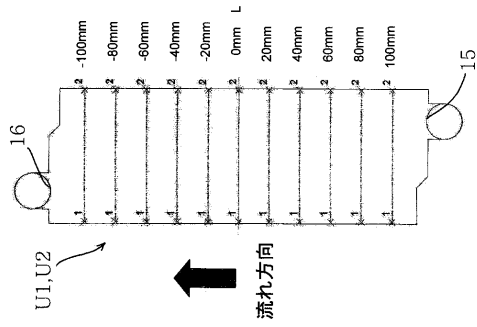
【図11】



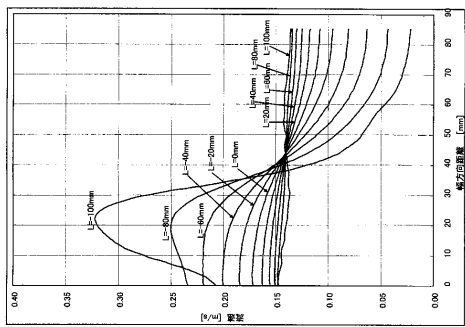
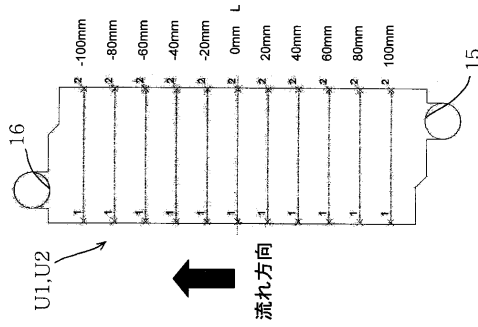
【図 13】



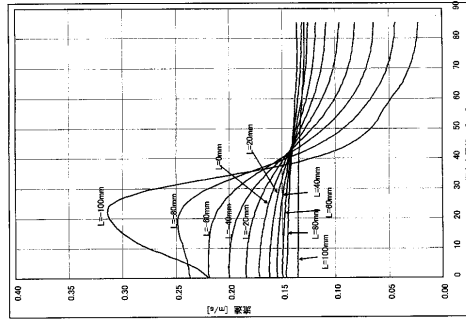
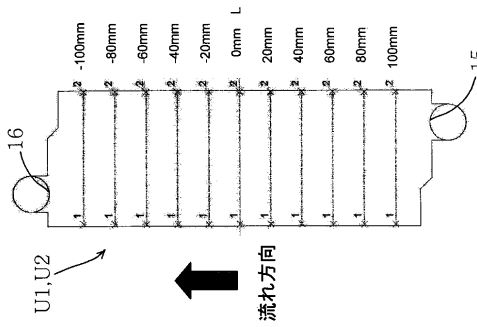
【図 15】



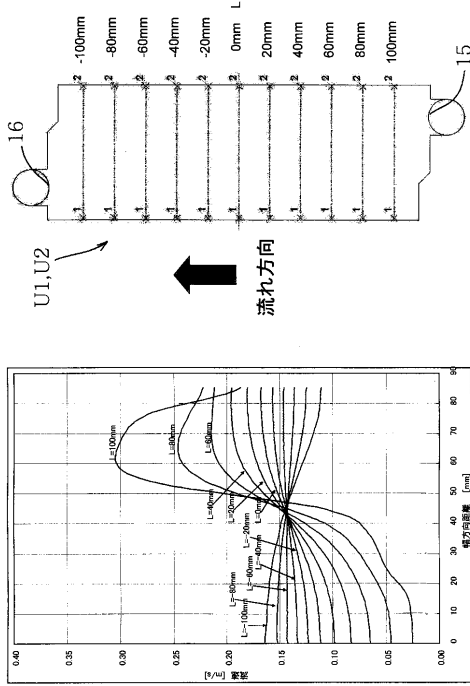
【図 19】



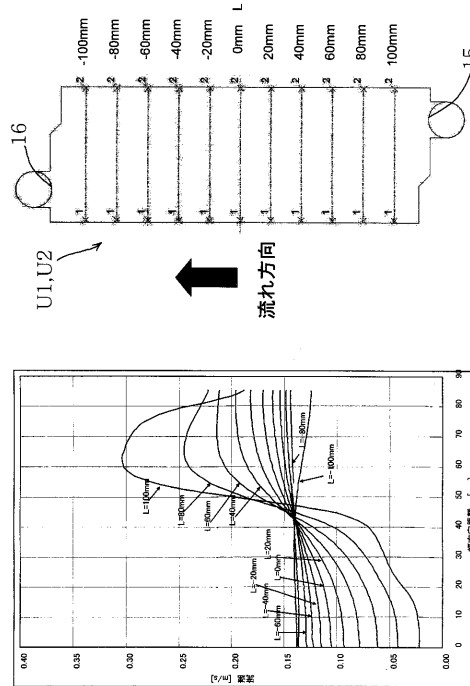
【図 21】



【図 2 3】

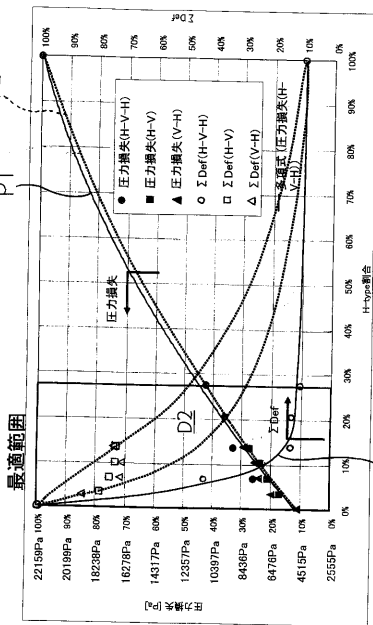


【図 2 5】



【図 2 6】

まとめ (流量2ℓ/min)

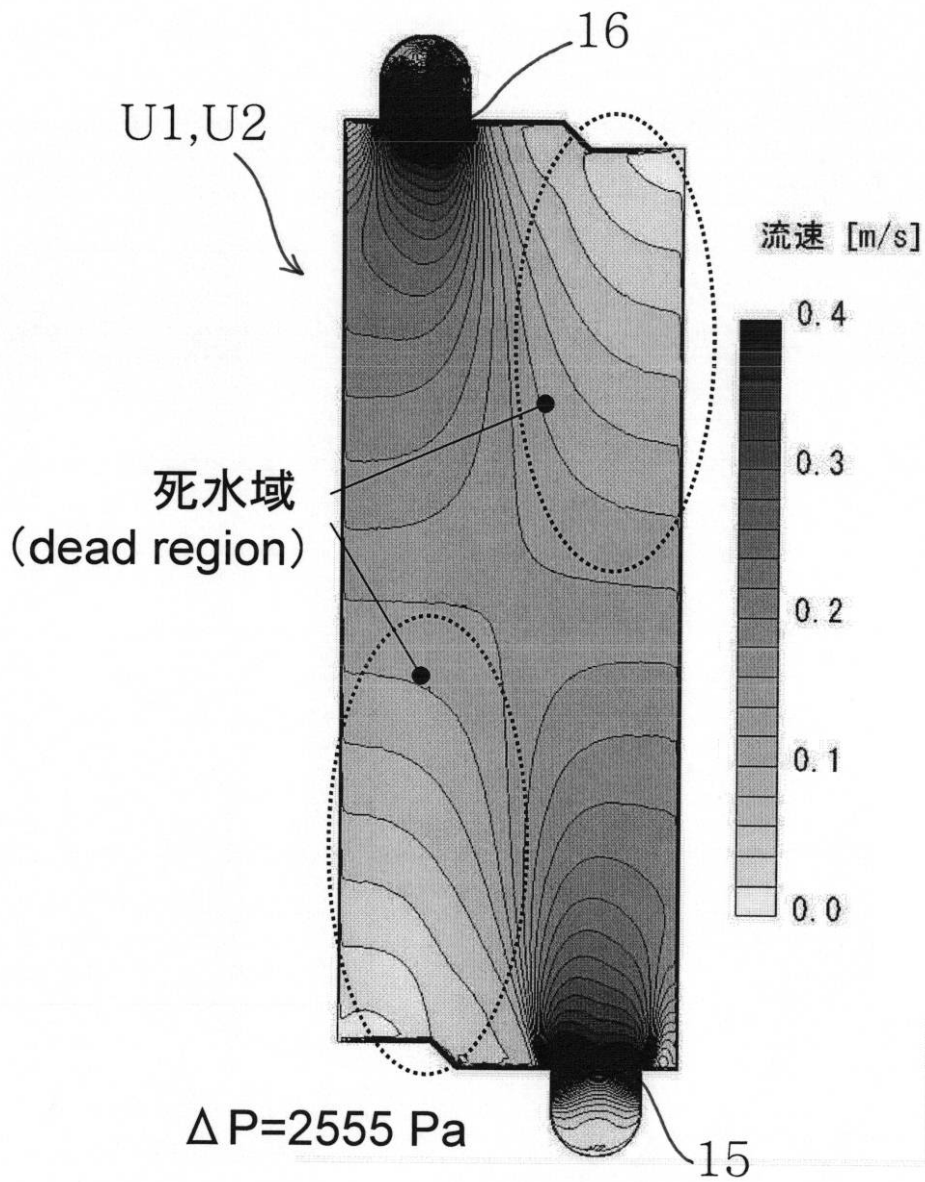


Hタイプの割合と圧力損失、Σ Defの関係

※Def=Umax-Umin : 流れ方向各断面の速度偏差量

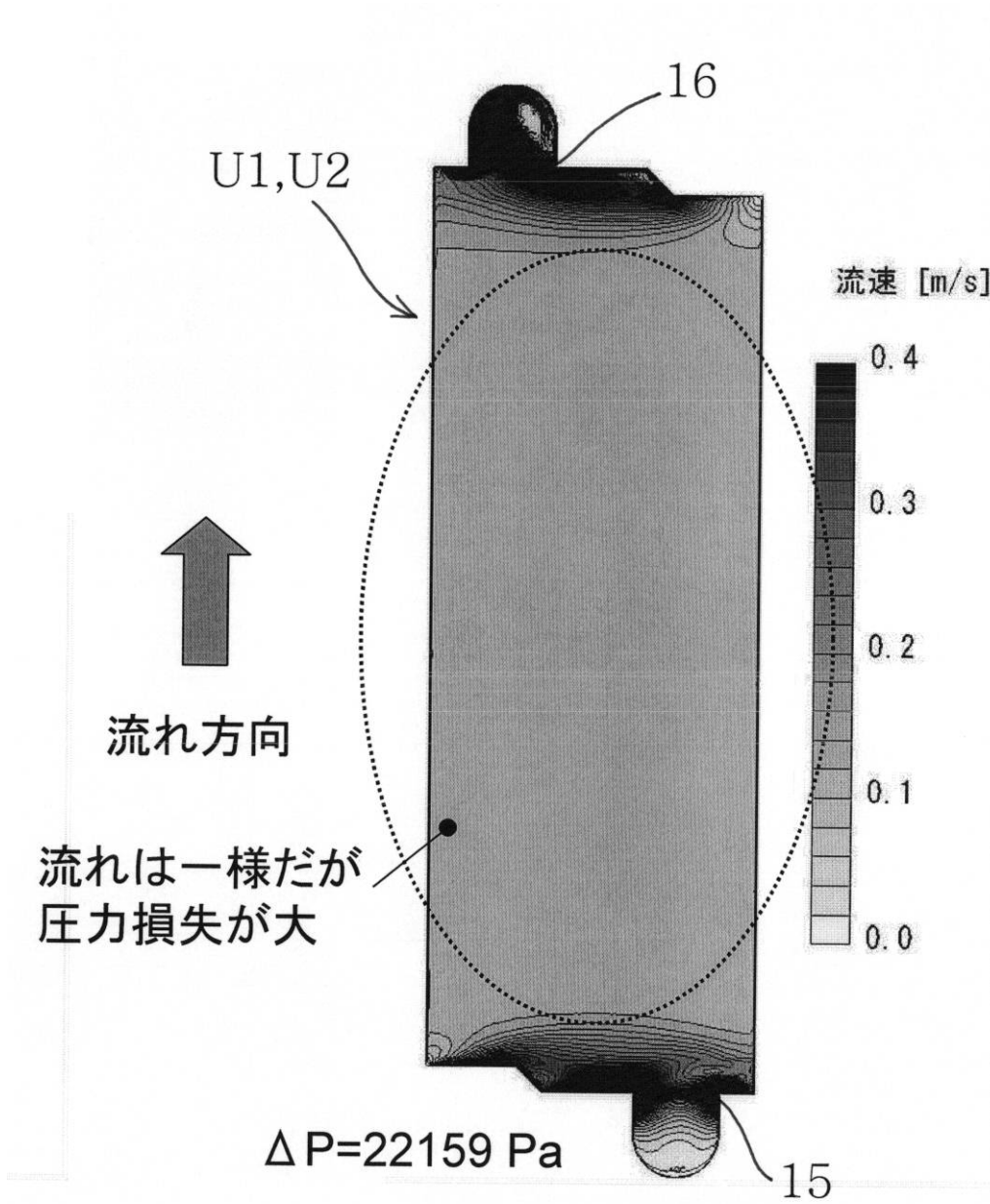
Σ Def : 流れ方向に各断面のDefを積算したもの

【図7】



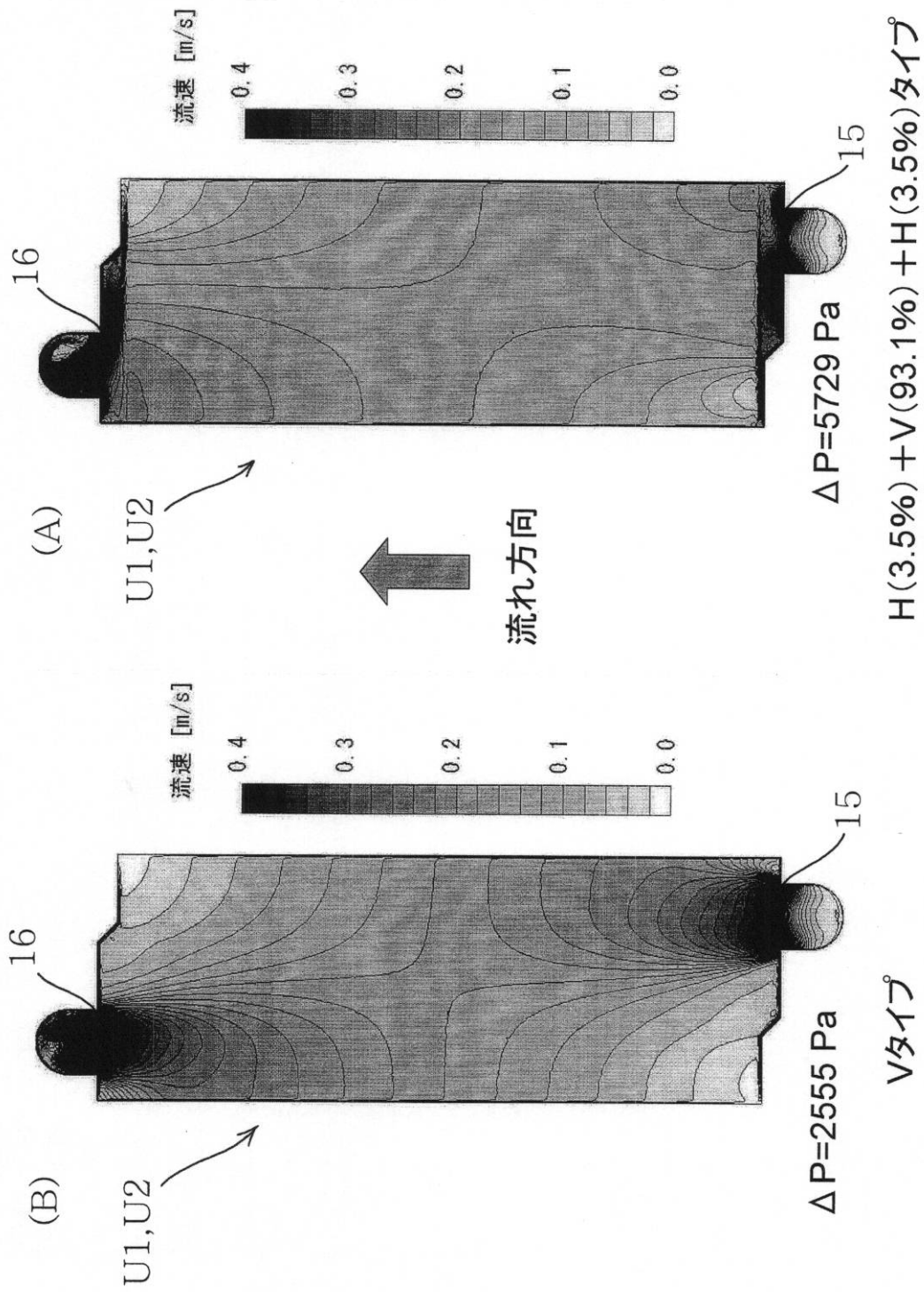
Vタイプ

【図9】

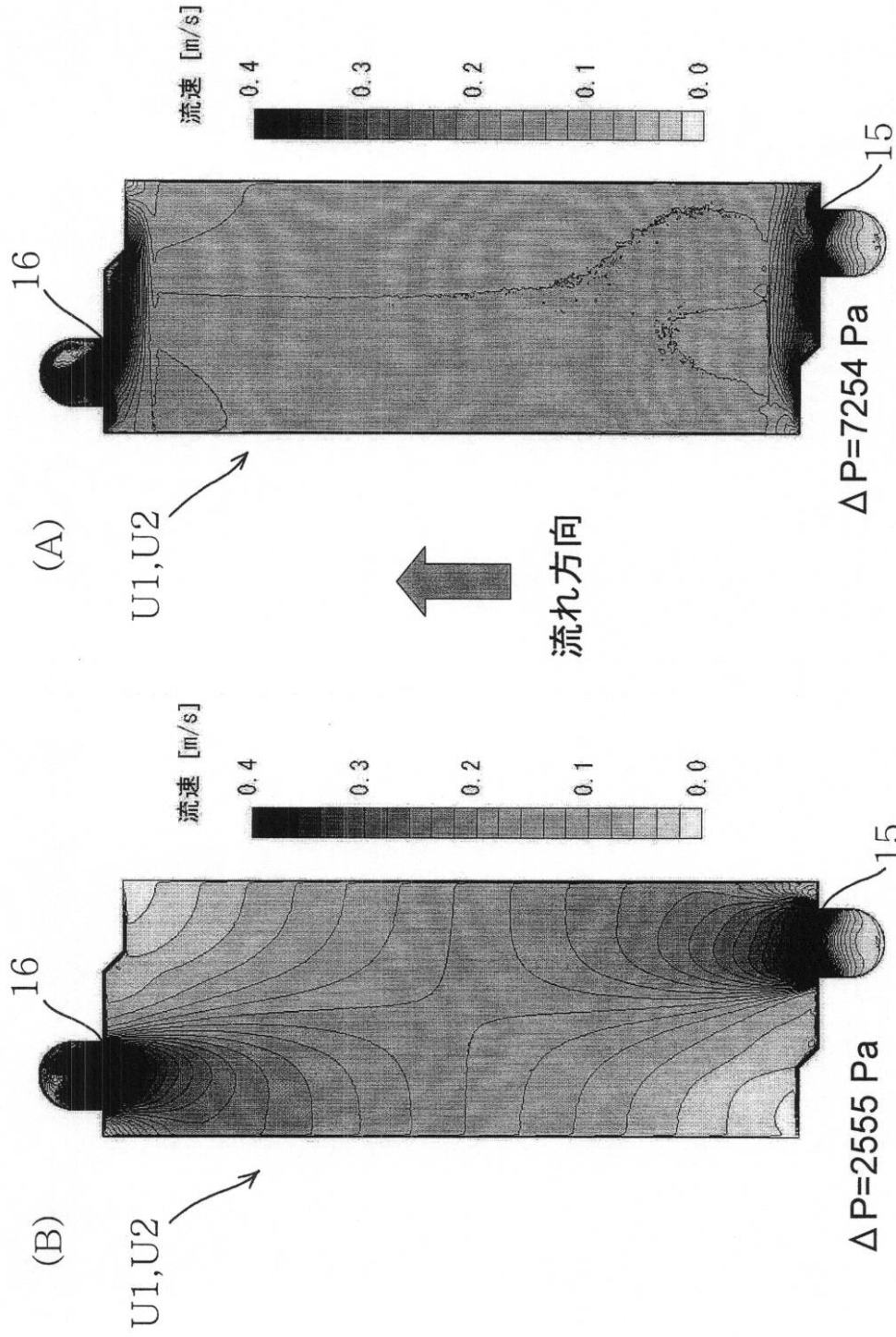


Hタイプ

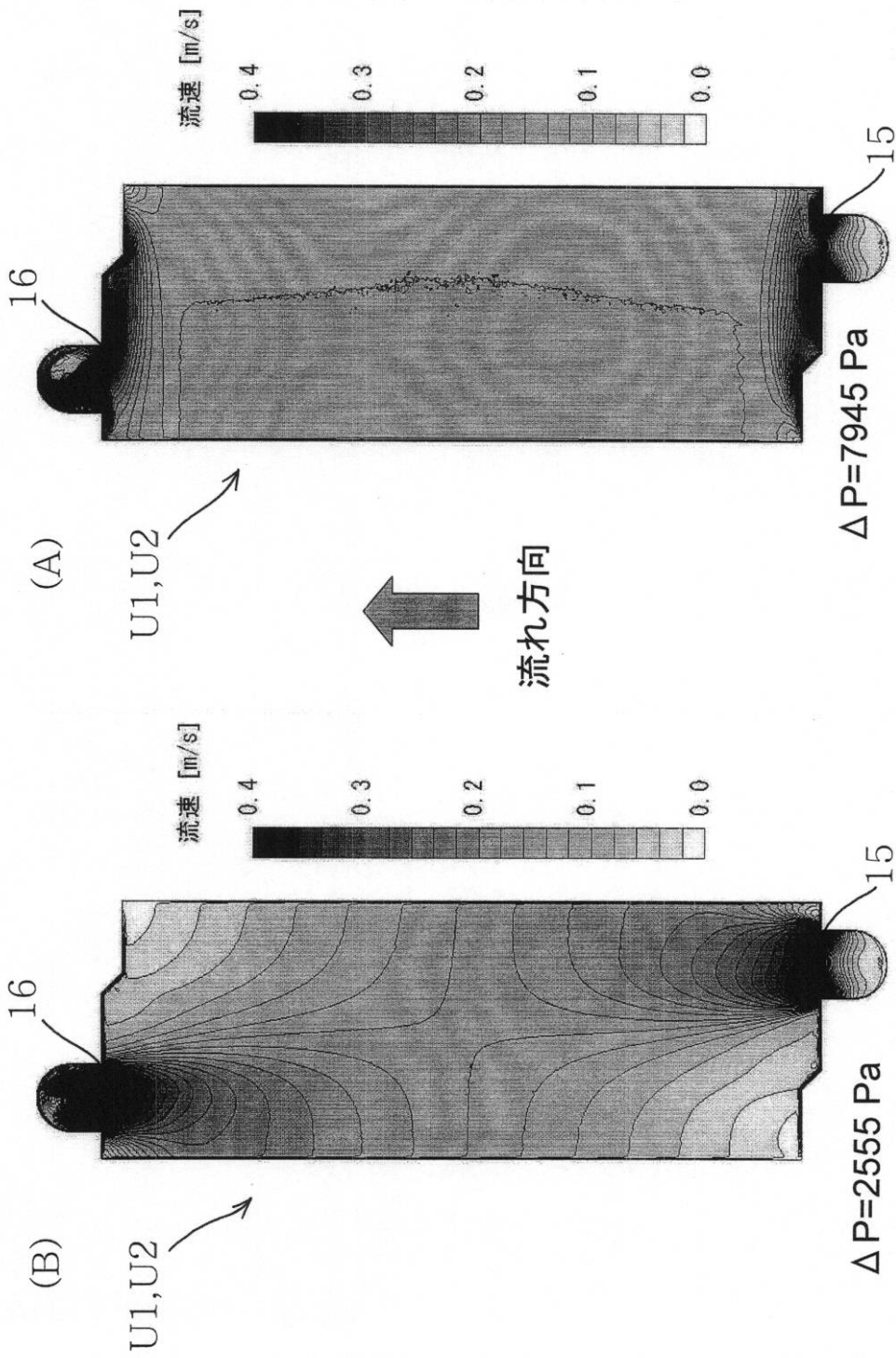
【図12】



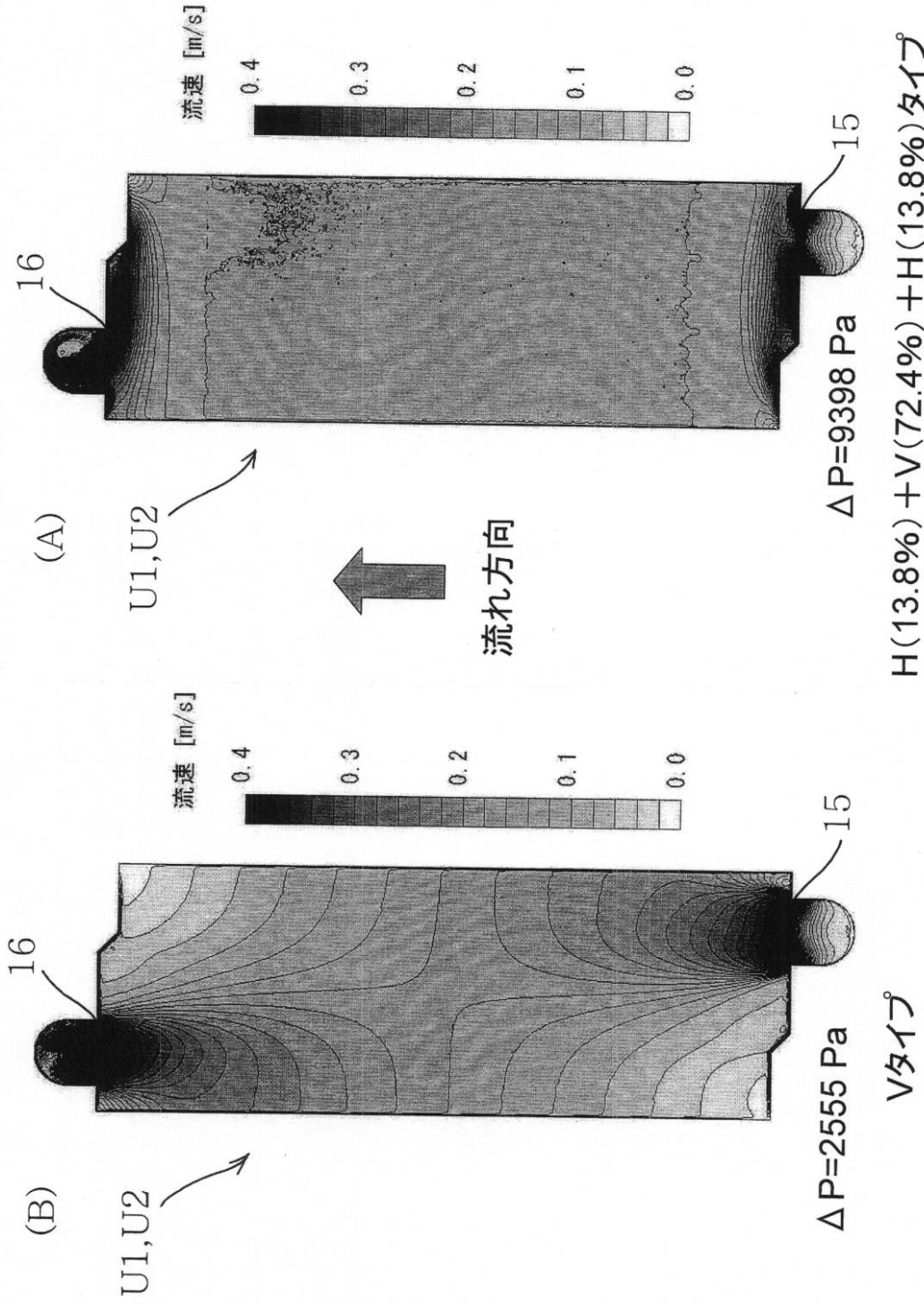
【図14】



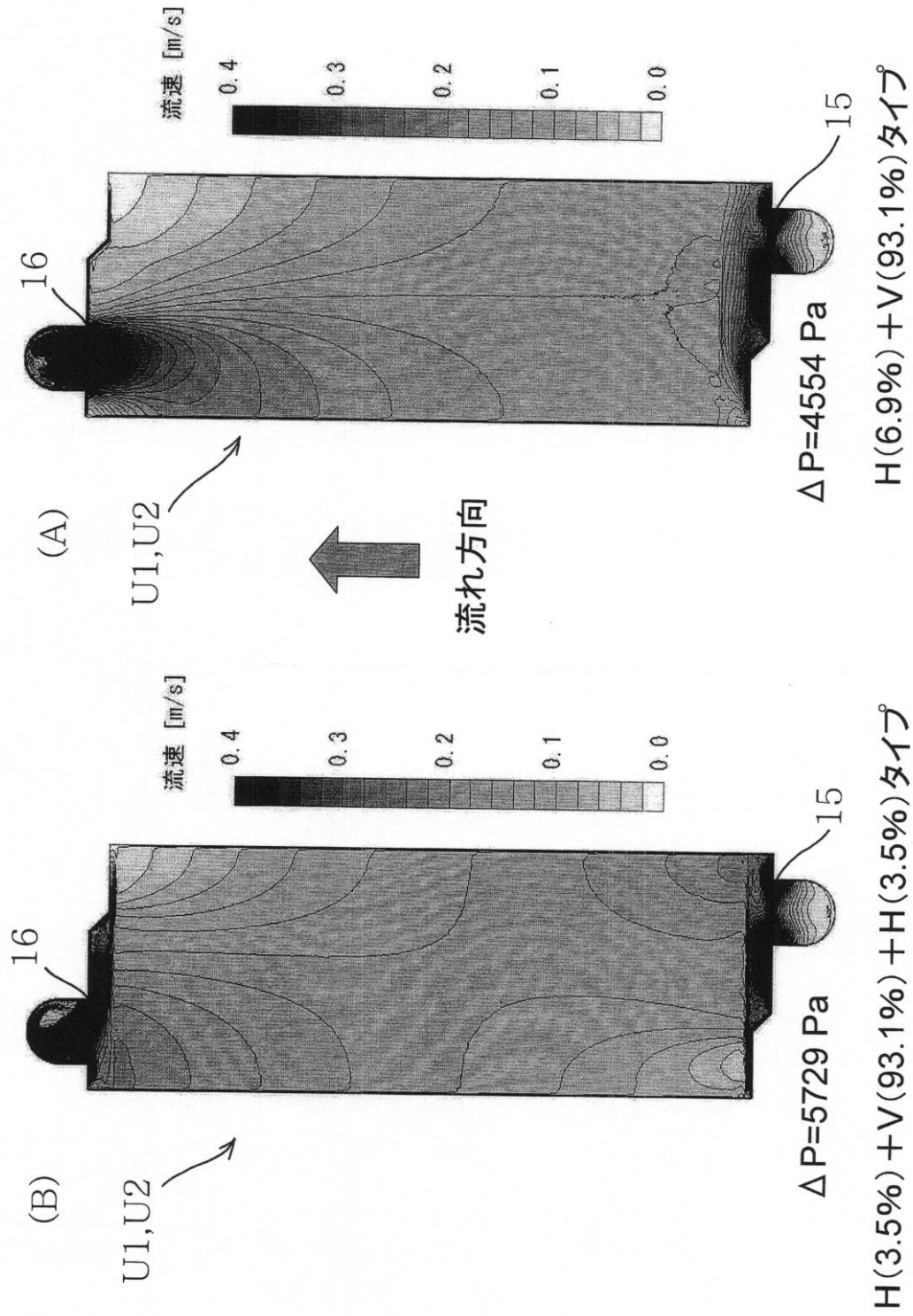
【図16】



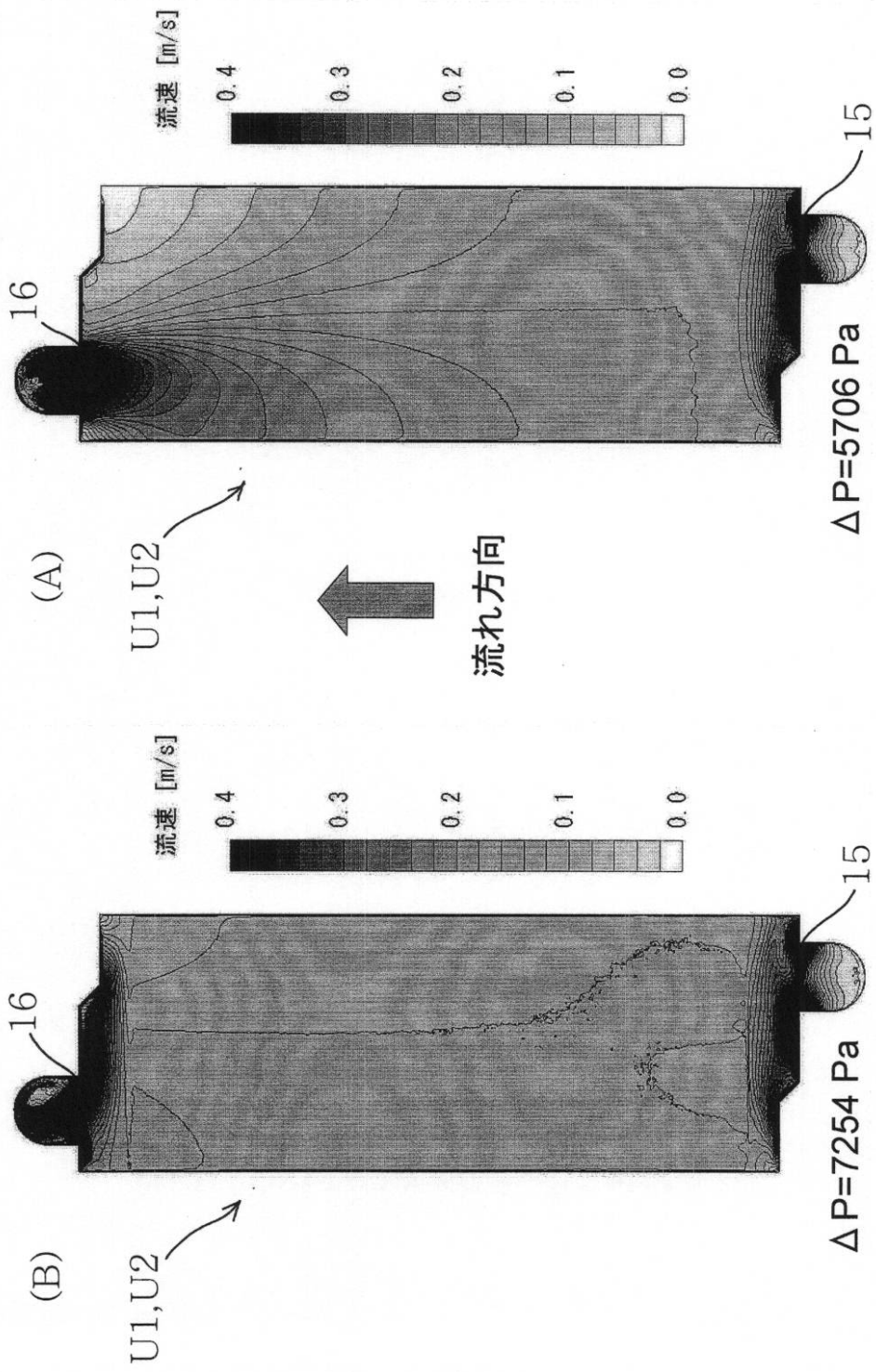
【図17】



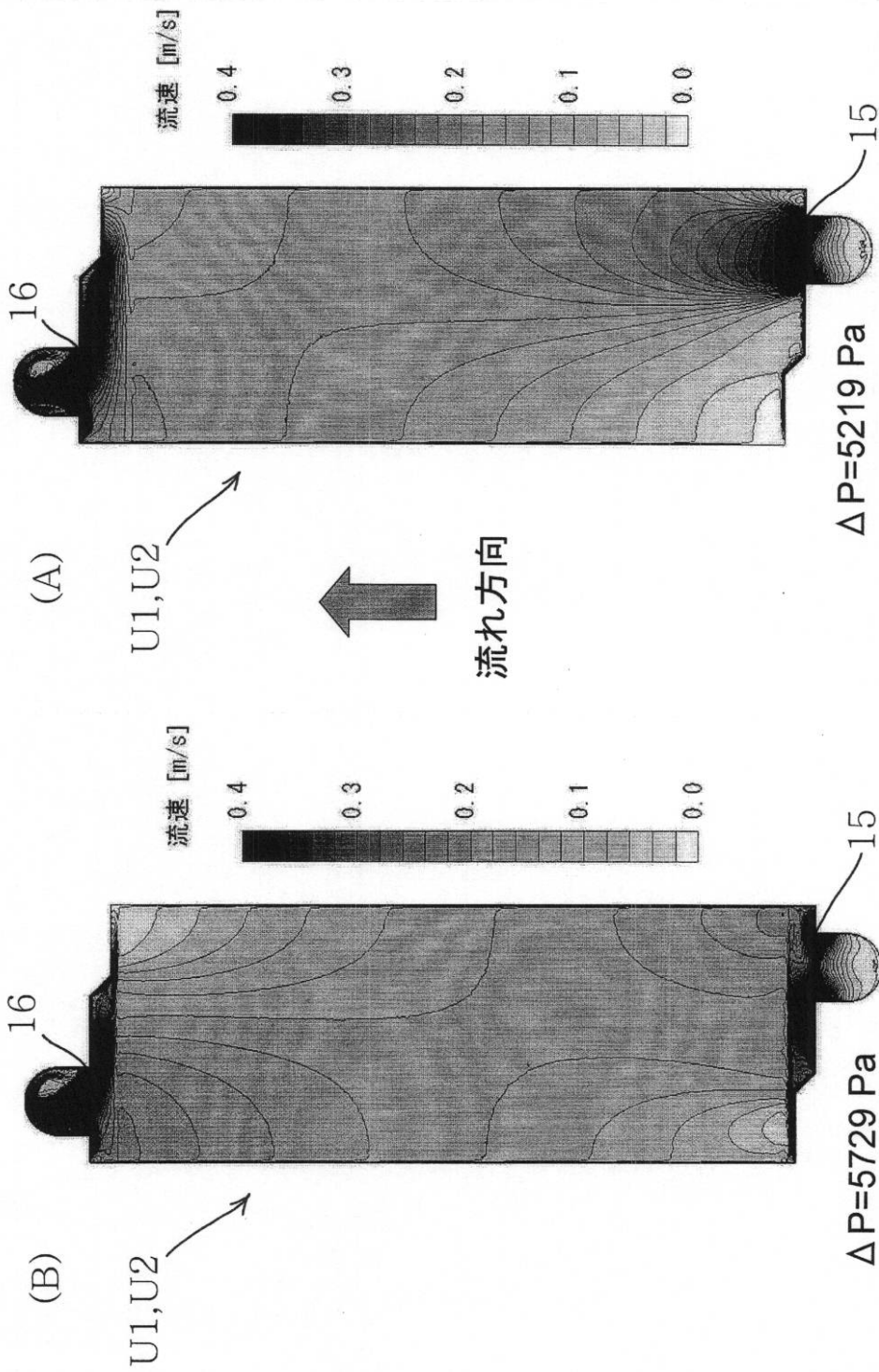
【 図 18 】



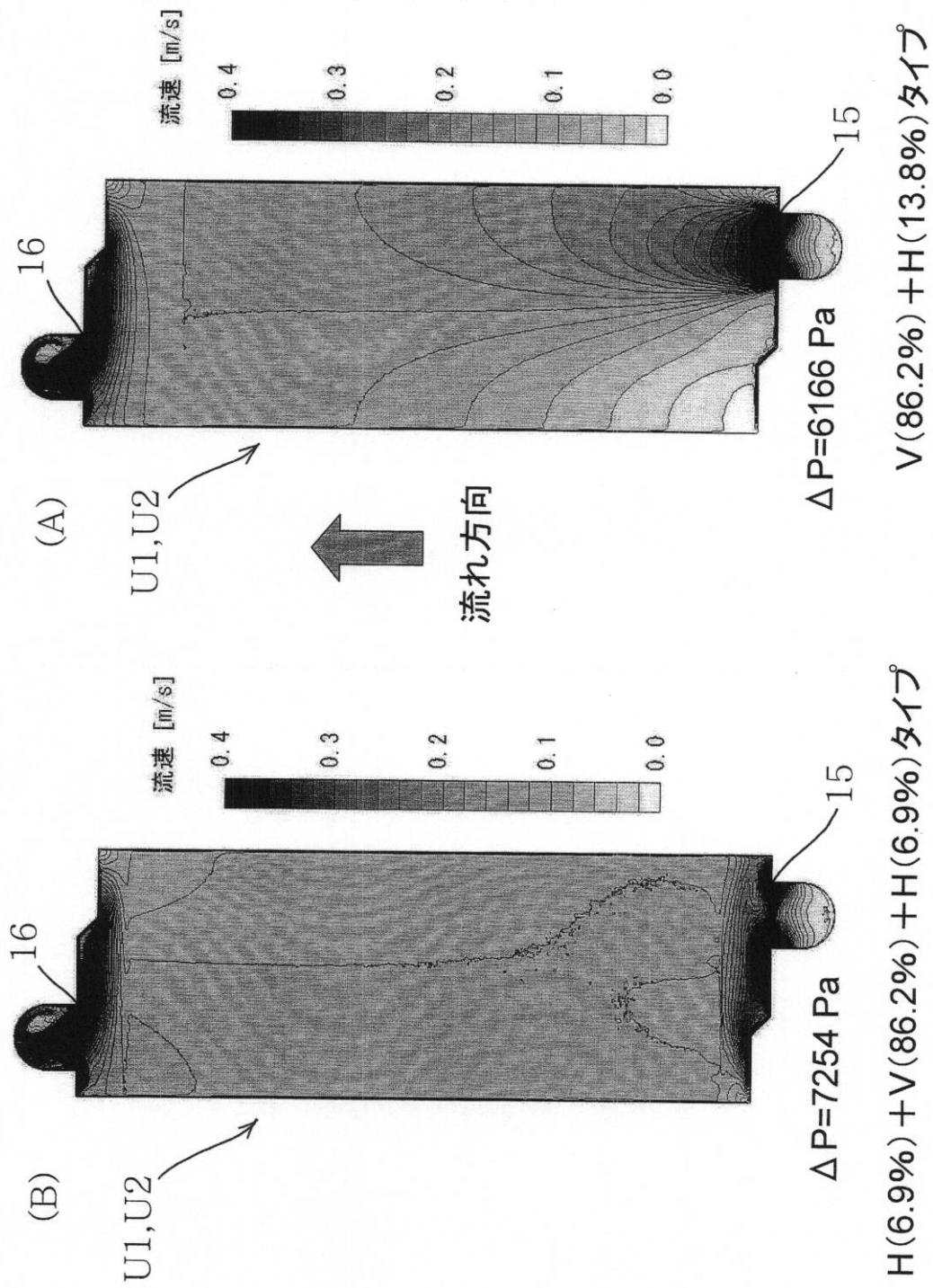
【図20】



【 図 2 2 】



【図24】



フロントページの続き

(72)発明者 向山 洋

大阪府守口市京阪本通2丁目5番5号 三洋電機株式会社内

(72)発明者 松 康太郎

東京都世田谷区南烏山3-23-10 東京ブレイズ株式会社内

審査官 柿沼 善一

(56)参考文献 特開平09-296989(JP,A)

実開昭57-154872(JP,U)

特開2006-183945(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F28F 3/08

F25B 1/00

F25B 39/00

F28D 9/02

F28F 1/40