

## 多管式熱交換器の管外フローパターンの研究\*

### Flow Pattern of Air in Tube Spacings of a Shell and Tube Type Heat Exchanger

松尾 栄二<sup>1)</sup> 光永 昭治<sup>2)</sup> 天野 昌弘<sup>3)</sup>  
Eiji MATSUO Akiharu MITSUNAGA Masahiro AMANO

Experimental and analytical results are presented in this report about the air flow pattern across tube banks. Air streams in a shell and tube type heat exchanger are disturbed by tubes and baffle plates.

We observed the flow pattern by means of a kind of tuft method and measured the direction and magnitude of the velocity at 360 points over the measuring space. Dead flow regions and recirculation zones are extensively found beyond our expectations. And, an analytical study is carried out where tube banks are treated as a continuous and homogeneous permeable substance which originates the fluid resistance.

Experimental and analytical results showed good agreement.

#### 1. Introduction

熱交換器の伝熱性能に関しては、従来から多くの研究がなされているが、これらには伝熱管の形状、特にフィンの形やその構成法が伝熱性能に及ぼす影響を調べたものが多い。しかも、それらは一様な流れの中に置かれた場合について研究され、測定が行なわれている。<sup>(1), (2)</sup> もとより、このような研究は貴重であり、それらの成果は現在までに数多く蓄積され、実際の熱交換器設計の際の有用な資料として役立っていることはいうまでもない。しかしながら、多管式熱交換器にあっては特に、伝熱管群の間の流れは、伝熱管あるいは邪魔板などのために大きく乱れ、流線の形そのものが極めて複雑になっていることは容易に想像できる。従って、熱伝達にあづかる管外の流れを、流路断面に関する平均流速で取扱うのとは別に、それぞれの伝熱管がその位置によって、どのような流れにさらされているかを知り、それに応じた局所的な扱いをすることが、より一層意味があるということができよう。

空気調和などの分野でも、その効果を詳細に論じるためには室内流れの解明がまず必要となるが、このような流れは、リサーキュレーションゾーンをもつために、従来からその解析は非常に困難であるとされてきた。そうして、最近になってようやく、数値計算による解析がなされるようになってきたということになろうか。<sup>(3)</sup>

このような状況にあって、我々はまず、多管式熱交換器の管群の間の流れの有様を実験によって詳細に観察し、次に、数値計算によって説明を加え、このようなフローパターンに関する一般的な取扱い法を確立しようと試みた。理論的な扱いは、その複雑さのゆえに、この種の流れに関しては従来から少ないように思われる。しかしながら明らかに、このような流れは一種の室内流れであるから、これは数値

\*昭和55年(1980)1月29日原稿受理

1), 3) Faculty of Engineering, Osaka Industrial Univ. Daito Japan

2) Faculty of Engineering Science, Osaka Univ.

計算によって扱うことができるであろうと考える。

石油などの化石燃料については、それらの産出量に限界があり、地球上の資源枯渇の警鐘が鳴らされている。そうして一方で、それらの産出国はこれを経済や外交の戦略上の力として最大限に利用するであろうから、我が国などにあっては、絶対量の不足とともに、それらの価格のつり上げによる潜在的な不足が、今後ますますその度を深めることになるであろう。エネルギーに関しては、文字通りに重大な事態を迎えることが予想され、そのような問題は各方面で議論がなされている。

このような背景を考えれば、各種のプラント類における、あるいは熱機関における廃熱回収の努力は、単にそれらの機器の熱効率の引き上げという工学上の問題に止まらず、熱エネルギーの有効利用という国家的な要請にこたえるための重要、不可欠な課題といえることができる。これらの努力は、GNPに対するエネルギー消費の弾性値を引き下げるための効果的で手取り早い方法といえるであろう。

そうして、このような目的達成のために熱交換器が使われるがゆえに、その性能を十分に発揮させることは何にもまして肝要なことである。特に、構造的に高度に集約化され、伝熱面積が相対的に大きいという特徴をもつ多管式熱交換器にあっては、適切な形状、構造を決める際に、管外の流れの状態を把握しておくことは重要であり、これによって、全伝熱面積の各部を有効に働かせ、熱通過率の効果的な引き上げを果すことが可能になる。

この報告において、実験は一種のタフト法による流れの可視化と、ヨーメータによる風向、風速の測定との両面から行なった。そうして数値計算は、管群を連続した抵抗体と見なして行なった。ここでは流れを2次元として扱ったが、測定と計算の結果は、定性的にはかなりよく一致したと考える。

## 2. Observations and Measurements of The Flow

### 2. 1 Apparatus

管外の流れを測定するための熱交換器模型を Fig. 1 に示す。熱交換器の測定部断面は、平面図(a)に示すように、一辺 300mm の正方形で、これに外径 27.2mm (呼び径 B  $\frac{3}{4}$ ') の円管を、側面図(b)に示すように、一列に 6 本ずつ、合計 36 本を基盤目状に配置してある。邪魔板は管軸方向に 300mm 間隔で 4 枚配置し、その切欠き開口部は 100mm としてある。送風機 (軸流形、風量  $50\text{m}^3/\text{min}$ 、風圧  $35\text{mmAq}$ ) から送られる空気は、一辺 900mm の角形の空気だめをへて、 $300\text{mm} \times 100\text{mm}$  の長方形断面の流入口から水平方向に第 1 測定部に入る。流れは水平に折り返し、管群の間を流れた空気は、最後に第 5 測定部に送られて、流入口と同寸法の流出口から水平方向に出る。Fig. 2 は実験装置全体の写真図である。内部の様子を確認することができるように、熱交換器の側壁は特にその 2 面を透明板で作ってある。

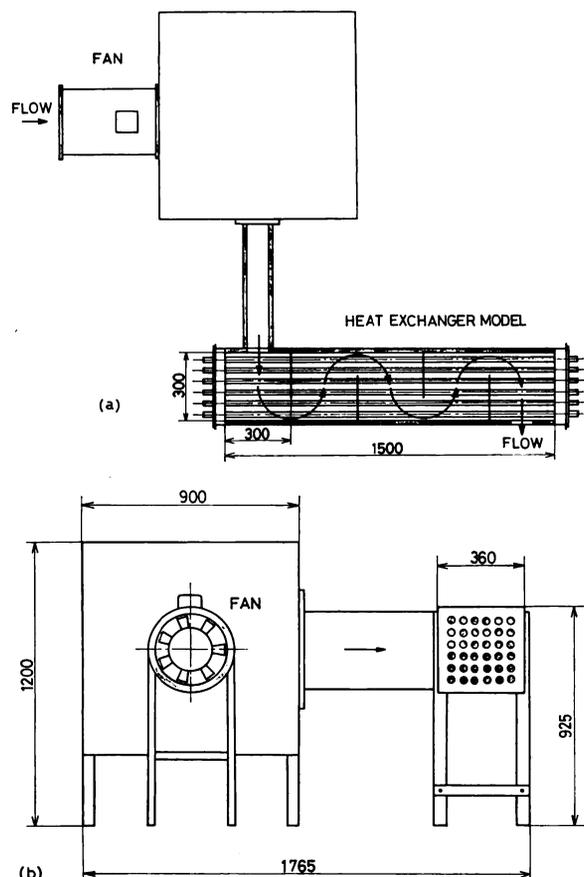


Fig. 1 Schematic diagram of test apparatus  
(a) plane, (b) side view

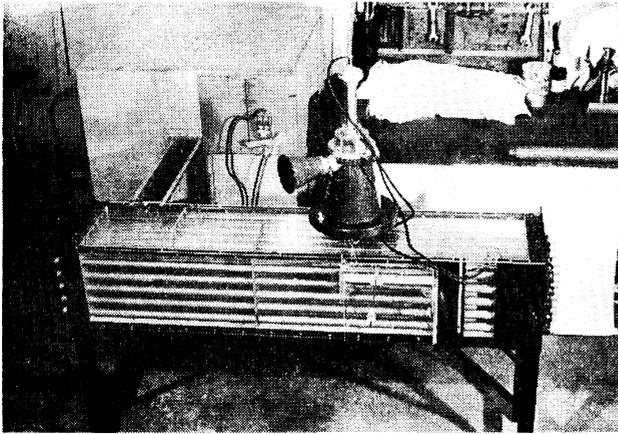


Fig.2 A view of test apparatus

可視化による測定では、156点の流れの同時観察が可能なタフト式風向観察装置を試作し、これを用いて等温場における流れを観察し、その様子を写真撮影した。タフトとしては一般に毛糸などが使われるが、我々はその材料として細長い長方形の軽い紙を用い、これを厚さ5.5mmの平板に25mm間隔でとりつけて使用した。Fig.3にその配列を、円内にはその構造を示す。紙片はその一端を針状の支柱に巻きつけ、上下にひれをつけて脱落を防いでいる。タフトをこのような構造とすることによって、流れの2次元的な測定を容易にすることができた

と考える。なお、流れに対する感度を高めるために、紙片の下側にはガラス球を入れて回転の際の抵抗の減少をはかっている。

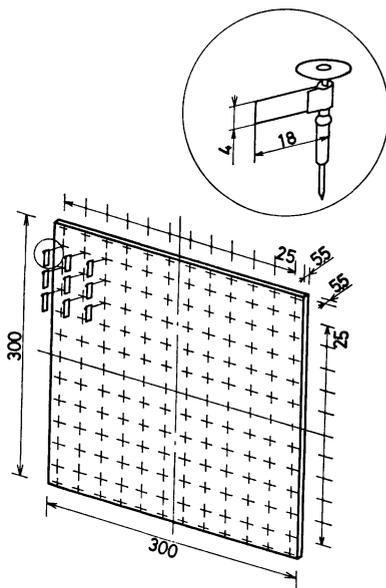


Fig.3 Details of the devices to observe air flows

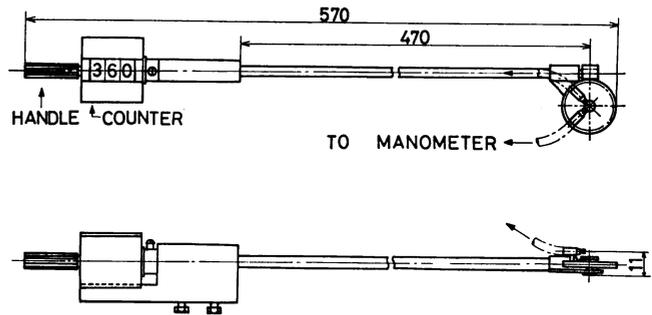


Fig.4 Schematic diagram of the yawmeter contrived

風向、風速の測定は、Fig.4に示すような360°回転型ヨーメータを試作して行なった。圧力検出管は直径1.48mmで、これを長さ470mmの操作軸の先端にとりつけ、それぞれの測定点に移動させて測定した。気流の方向は歯車の回転角度から求め、これを操作軸内のウォーム軸の回転数を示す手元のカウンタで読み取った。

## 2. 2 Procedures and Results

風量は送風機入口に設けた絞りによって調節し、その値は熱交換器出口で測定して求めた。送風量は数段階に変えて実験したが、風量すなわち断面通過の風速のかなり広い範囲にわたって、フローパターンその他の特徴に大きな差異は認められなかった。

Fig.5はタフト法によって求めた、流れの方向を示す写真で、ここには代表例として、流出口断面における平均風速が2.47m/sの場合と6.54m/sの場合の結果を示してある。管群の、上から第1段目と第2段目との間を測定断面とし、ここに風向観察装置をおき、各測定部をいずれも上面から観察し写真撮影した。また、あとに述べる風速測定もこの断面で行なった。このために、最上段の6本の管には透明管を使用してある。なお、測定断面すなわち最上部の管群間とそれ以外の管群間における流出口での風速の測定結果をFig.6に示すが、各管群間で、そのフローパターンにはほとんど差のないことがわかる。

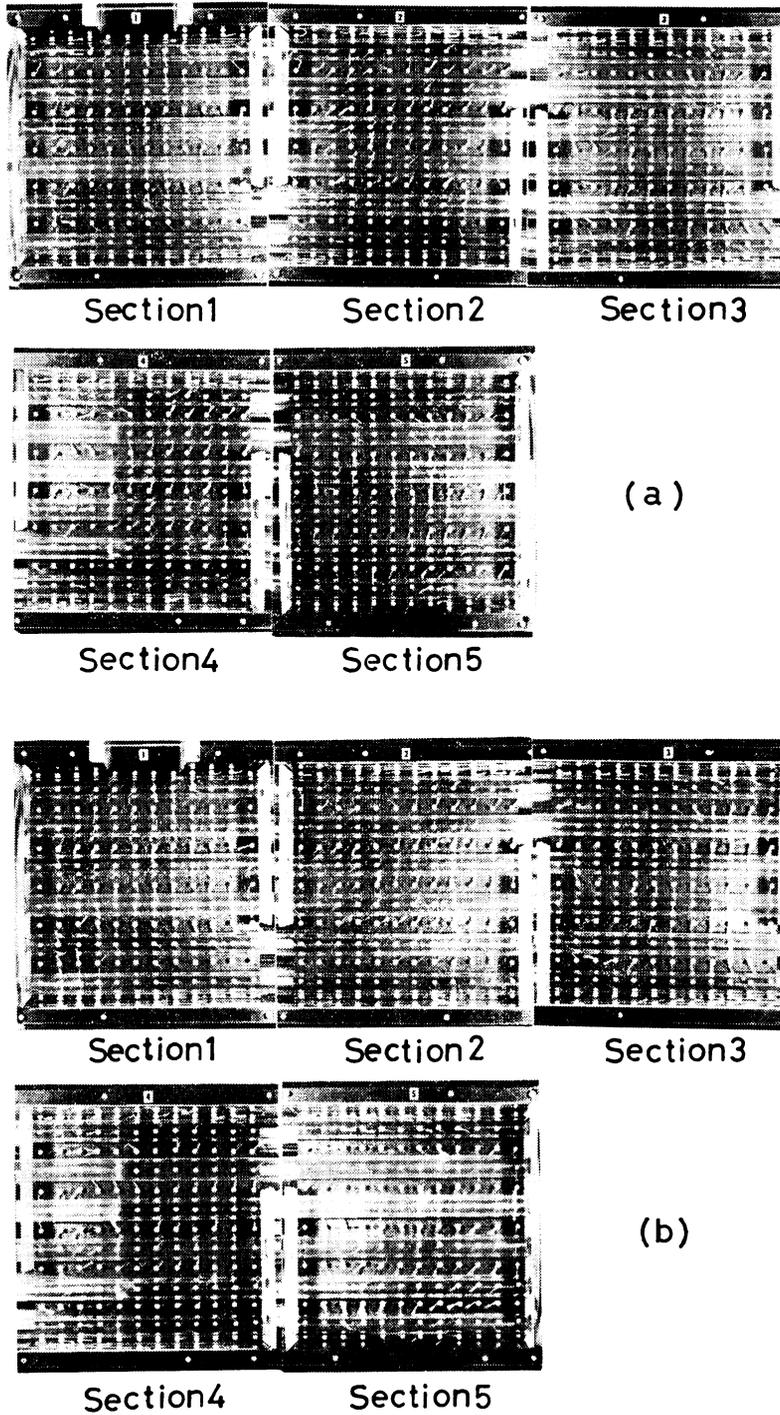


Fig.5 Photographs showing the direction of air flow. The outlet mean velocity are (a) 2.47m/s, (b) 6.54m/s respectively.

Fig. 5 の写真の露出時間はいずれも  $\frac{1}{15}$  秒であり、かなり正確に各点における流れの方向を知ることができた。特に、装置全体を水平流路とし、タフトが重力の影響を受けずに作動する構造としたために、極めて小さい流速の場合にもその方向を正しく検出できたと考える。また、乱れが大きいと考えられる場所でも、タフトの写真はかなり小さい中心角の扇形を示しており、それに中心線を引くことによって流れの平均的な方向を推定することができた。ここで、広さのある紙製タフトを使用したことによって、無用な 3 次元流れの影響が消去され、加えて、少しばかりの慣性があることから流れに対して過度の鋭敏さがなくなり、かえって正確な測定ができたと考える。なお、拡大した写真を詳細に見れば、風速が速いほどタフトの振れ角が小となり、しかも振れの速さは大となっている傾向が認められた。

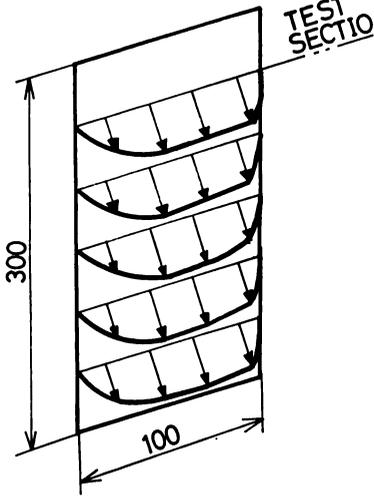


Fig. 6 Velocity distributions at the outlet of testing heat exchanger model

次に、タフト法によって得られた流れの方向を参照しながら、ヨーメータによって風向、風速の測定を行なった。この結果のうち、前記の風速 6.54m/s の場合を Fig. 7 に示した。ヨーメータを用いたこれらの測定はいずれも、Fig. 8 に示す●印の各点において行なった。すなわちこの研究では、流れを 2 次元として扱うために、その近似が成り立つと考えられる点における測定が望ましい。そうして、管と管との間であれば、Fig. 8 に示す  $z$  方向の速度成分はないと考えられ、この目的にかなうとみられるからである。また、これらの測定点以外の箇所であれば、管の後流域で渦を生じており、場合によってはカルマン渦に近い流れが作られていると考えられ、従ってそのような点では、流れは 2 次元にはほど遠く複雑になり、さらには非定常流れになっているであろうことが想像できる。

次に、タフト法によって得られた流れの方向を参照しながら、ヨーメータによって風向、風速の測定を行なった。この結果のうち、前記の風速 6.54m/s の場合を Fig. 7 に示した。ヨーメータを用いたこれらの測定はいずれも、Fig. 8 に示す●印の各点において行なった。すなわちこの研究では、流れを 2 次元として扱うために、その近似が成り立つと考えられる点における測定が望ましい。そうして、管と管との間であれば、Fig. 8 に示す  $z$  方向の速度成分はないと考えられ、この目的にかなうとみられるからである。また、これらの測定点以外の箇所であれば、管の後流域で渦を生じており、場合によってはカルマン渦に近い流れが作られていると考えられ、従ってそのような点では、流れは 2 次元にはほど遠く複雑になり、さらには非定常流れになっているであろうことが想像できる。

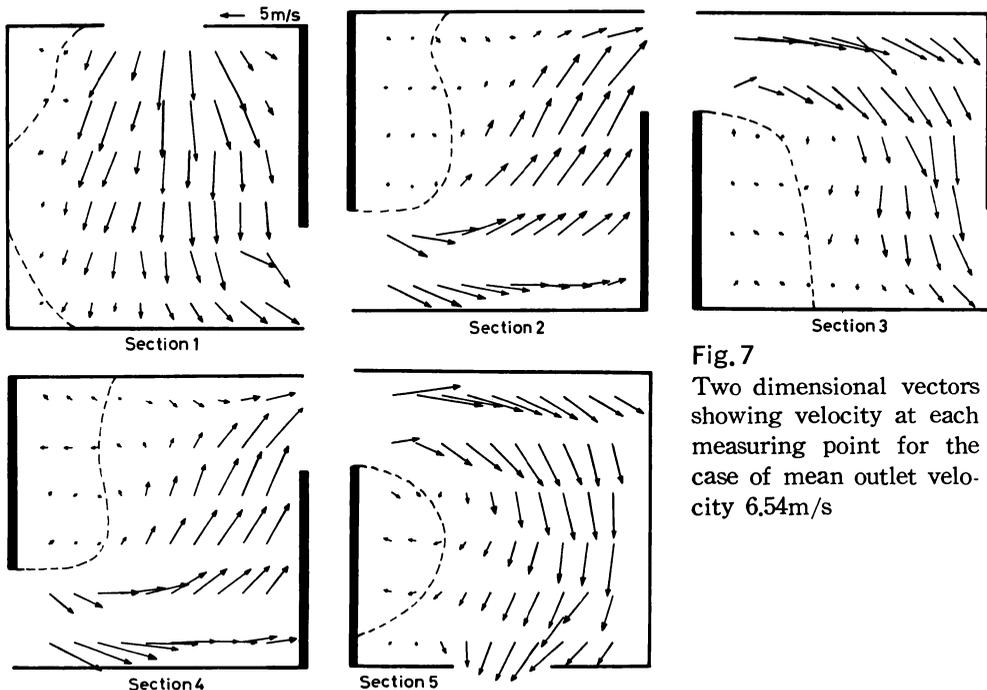


Fig. 7 Two dimensional vectors showing velocity at each measuring point for the case of mean outlet velocity 6.54m/s

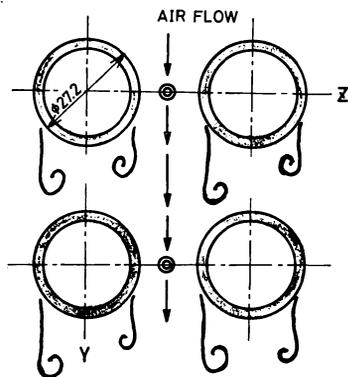


Fig. 8  
Schematic diagram showing a sectional area of tube spacings. Double circles indicate measuring points.

これらの領域が、邪魔板の間隔や切欠きなどの大きさの影響を受けることは明白であるから、このような観点から、本研究の必要性が裏づけられたといえよう。なお、Fig. 7には破線でリサーキュレーションゾーンを示したが、この領域では平均流速よりも乱れの数の方が大きいと思われる部分があり、そのような所では、ヨーメータによる測定は技術的に不可能であった。

### 3. Numerical Analysis

速度分布が一様な流路内に管群を置くと大きい圧力損失を生じるが、これが管群の特徴といえる。不均一な流れの中に管群を置いた場合に、管群を、流れによって決まる圧力損失を引き起こす連続した抵抗体と仮定して運動方程式を作り、それを解いてフローパターンを決定することを試みる。

管群があるために、流れ方向  $s$  の単位長さあたりに  $(\partial p / \partial s)_t = -C \rho w^2$  の圧力降下を生じるとする。このとき、 $x$  および  $y$  方向の圧力降下は、系を Fig. 9 のように定めると、 $(\partial p / \partial x)_t = -C \rho w^2 \cos \theta$ 、 $(\partial p / \partial y)_t = -C \rho w^2 \sin \theta$  となる。本来、 $x$  方向の加速度を生ずべき圧力こう配  $-\partial p / \partial x$  (ただし、 $\partial p / \partial x < 0$ ) のうち、管群の中で等速運動をすることにより、上記の  $(\partial p / \partial x)_t$  は消費されるから、加速度として有効に作用するのは  $-\{\partial p / \partial x - (\partial p / \partial x)_t\}$  である。このことから、 $x$  方向の運動方程式は次のようになる。

$$\frac{Du}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu_e \nabla^2 u - Cw^2 \cos \theta \quad (1)$$

同様にして、 $y$  方向について次式となる。

$$\frac{Dv}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu_e \nabla^2 v - Cw^2 \sin \theta \quad (2)$$

ここで、上式の左辺の演算記号は本質的微分で次のようである。

Fig. 7 の各点の速度をみれば、その方向および大きさは流路断面上で極めて多彩に変化している。そうして巨視的にみれば、その流れは邪魔板を過ぎるところでは管軸にほとんど平行であり、次の邪魔板に当たったあと、管群と直角方向に、それらを横切って流れている様子がわかる。また、邪魔板の背面ではリサーキュレーションゾーンが生じており、その部分の流速が極めて小さいことも明らかになった。

従来、熱交換器の伝熱性能に関する理論的な研究は並流型あるいは直交型などに分けて進められることが多かった。しかしながら、ここに報告した実験結果によれば、そのような流れの領域は一基の熱交換器の中においても混在して見出されている。また、管の間隔にもよるが、完全に死領域と呼べる領域が存在していることも明らかになった。流れの性質が異れば熱伝達率の値が著しく変わるから、熱交換器全体としての伝熱性能はそれらの領域が占める割合によって大きく変ることになる。

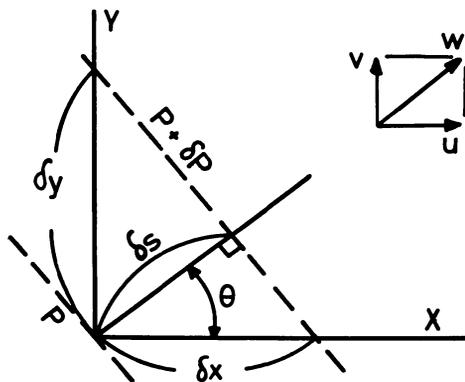


Fig. 9 Coordinates of the system

$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + u \frac{\partial}{\partial x} + v \frac{\partial}{\partial y}$$

また、 $\nabla^2$ はラプラスの演算記号で次のようである。ただし、ここでは流れを2次元流れと仮定して理論的な扱いをしている。

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2}$$

式(1), (2)の右辺の  $\nu_e$  は Boussinesq の有効粘性係数である。ただし、管群中においては、この値を正しく評価することはできないため、数値計算においては適当な一定値を用いることにした。

最も一般的に行なわれる方法に従って、渦度  $\zeta$  および流れ関数  $\psi$  を従属変数とする連立方程式に書き改めると、式(3), (4)となる。

$$\frac{D\zeta}{Dt} = \frac{\nu_e}{UL} \nabla^2 \zeta - CL \left\{ \frac{\partial}{\partial x} (vw) - \frac{\partial}{\partial y} (uw) \right\} \quad (3)$$

$$\zeta = -\nabla^2 \psi \quad (4)$$

式(3)を F. T. C. S. 法により、また式(4)を S. O. R. 法によって連立させて求めた結果が Fig. 10 である。ここには、邪魔板が2枚の場合を示したが、板の背面におけるリサーキュレーションの発生の方など、流れの有様は、定性的には実験結果をよく説明しているといえよう。

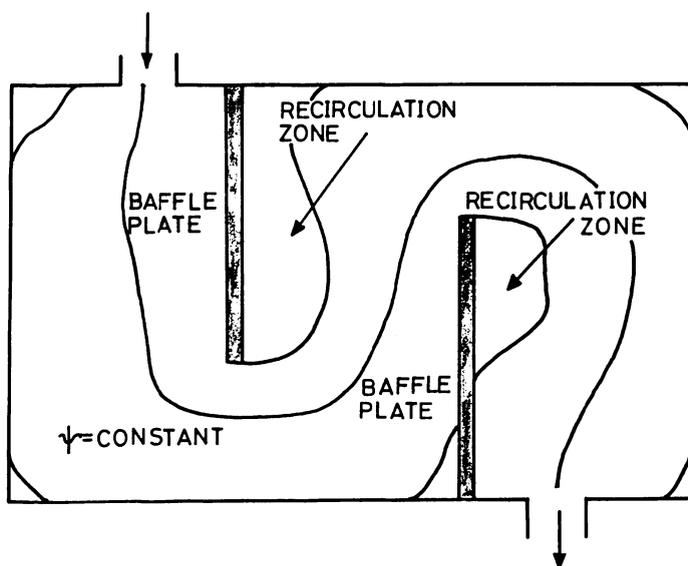


Fig. 10 A result of computations in which only stream function  $\psi$  is shown.

#### 4. Conclusion

多管式熱交換器の管外の流れについて、管群の間の流れを観察し、ヨーメータを用いた風向、風速の測定によって、その2次元のフローパターンを明らかにすることができた。

これらの結果によれば、流れは管群や邪魔板によって複雑になり、管外面に対する流れの方向ならびに大きさがその場所によって著しく違うことがわかる。すなわち、平均流速だけでは表わすことのできない、流れの構造的な複雑さの存在することが確認できた。従って、管外面における熱伝達率が支配的となっている熱通過率に関して、ひいては熱交換器全体として、その性能向上をはかろうとするとき、

管外フローパターンの詳細が必要であることの裏づけができたといえる。

また、このような管群に対するフローパターンを数値計算によって定性的に予測することが可能であることも示した。

なお、本研究に対しては、本学産業研究所の特別研究費をうけたことを記して謝意を表します。

## References

- (1) 松尾：内燃機関の排熱回収とエレメントの伝熱性能，内燃機関，16—4（1977.4）
- (2) 内藤，新津：フィンつき熱交換器の性能と設計(1)～(9)，空気調和・衛生工学，44—5（1950.5）
- (3) 山口，吉川：室内気流の数値計算(1)～(6)，空気調和・衛生工学論文集，6—1978