

第3章 タービン翼の内部冷却流路における伝熱特性の研究

3.1 実験装置

3.1.1 実験装置

実験装置の外観を図3.1に示す。装置全体は、送風機(図3.2)、流量調整弁、層流流量計、ヒータ、三方バルブ、抵抗調整弁、供試部で構成される。図の左側のホースに送風機から空気が流入し、層流流量計で流量を計測、所定の流量に調整する。流量計は中心部に温度計を挿入し、その温度から密度を算出している。層流流量計の後方にヒータが設置してあり、これは可変抵抗器によって入力電圧を調整可能であり、主流を所定の温度まで加熱する。

実験条件設定中は加熱空気はバイパスラインへ流しており、計測開始時には、三方バルブの切り替えにより高温の主流を供試部に流入させる。三方バルブはコンプレッサーと接続され、瞬時の切り替えが可能となっている。

また、この時、供試部とバイパスラインの流路での圧力損失の違いによる流量の変動が発生しないように、供試部とバイパスラインで同等の圧力損失を持つよう抵抗調整バルブを配置している。また静圧計測には圧力変換器setraを用いている。これを供試体計測面とは反対の面に設けた圧力タップに接続することで壁面静圧を計測する。壁面静圧計測は主流空気の非加熱状態で実施し、流量は実験時の主流条件と一致するよう設定している。

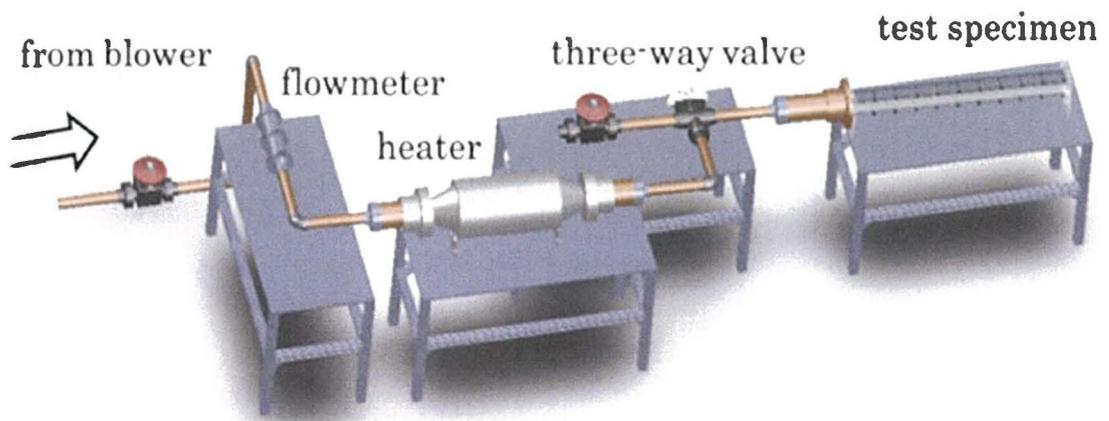


Fig.3.1.1 Overview of test apparatus



Fig.3.1.2 main blower

3.1.2 供試体

本研究では、図3.1.3,図3.1.4 に示す様に冷却流路が180度転向するUターン部を備えた2流路の供試体を対象として実験を行った。流路断面は正方形、左右内壁に乱流促進体として45度のリブをインラインで設けており、リブの取り付け間隔 p とリブ高さ e の比を $p/e=20$ とした。流路側面には中心線上に静圧孔が設けてあり、上下壁には熱電対挿入孔が設けてある。供試体はアクリル製である。

供試体は曲り部に整流構造を設置しない基本形状 (Pattern0) と、Uターン部のコーナー部分の流れの転向をスムーズにするためのRを取り付けたもの (Pattern1) , Uターン部出口での流れのパターンの変化による伝熱特性と圧力損失特性の変化を確認するため、Uターン部出口での曲がり部内に転向翼 (Turning Vane : TV) (図3.1.5) とRを取り付けた形状 (Pattern2) , さらに、Uターン部での流れの均一化を目指しUターン部の曲率半径の外周側と内周側を3等分した位置にTvをそれぞれ1個ずつ設置した形状 (Pattern3) (図3.1.7) の4形状について計測を実施した。

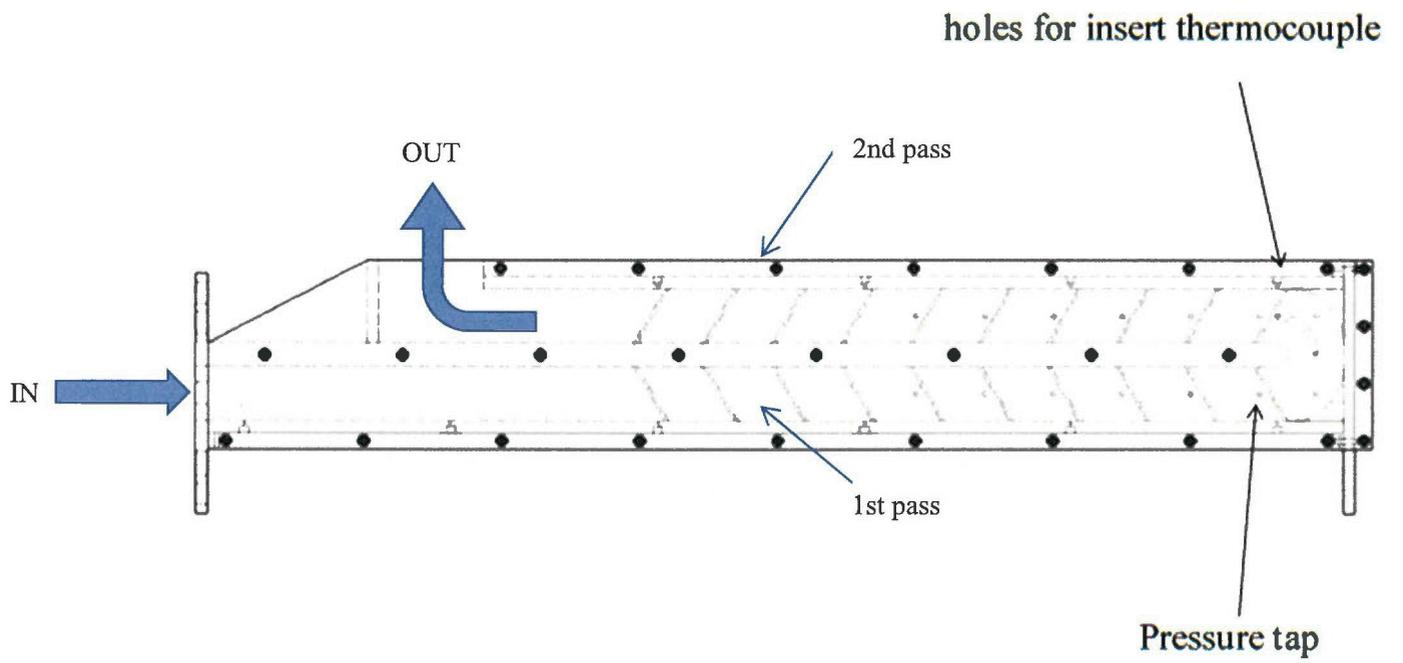


Fig3.1.3 Schematic of test specimen



Fig.3.1.4 test section

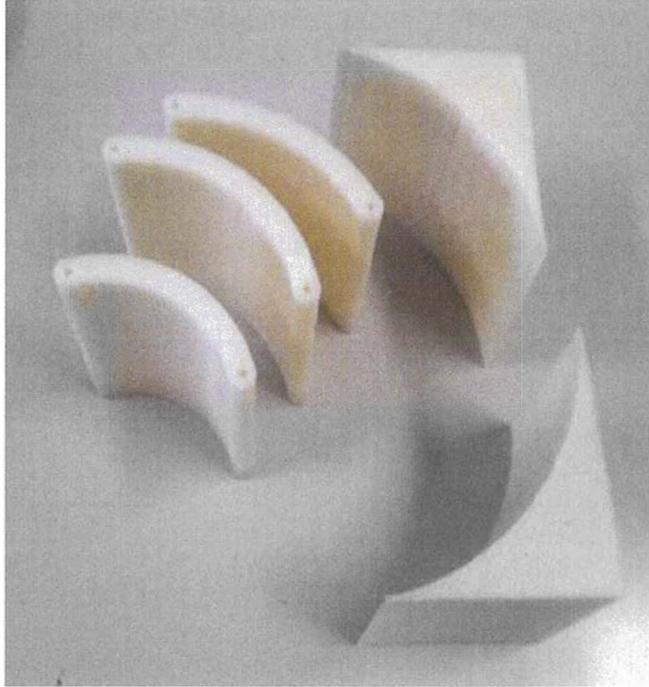


Fig.3.1.5 R and TV insert Turn area

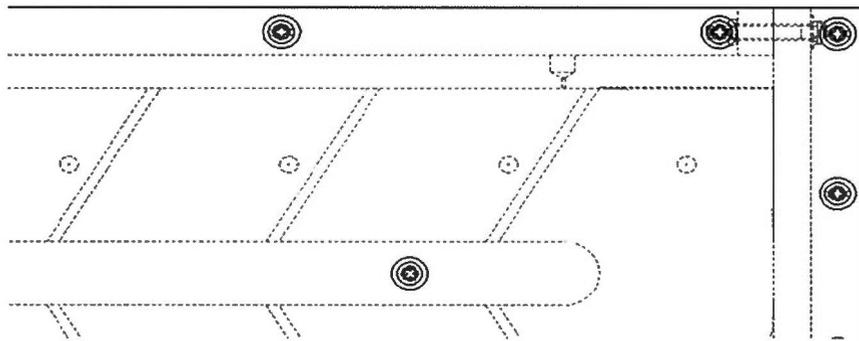


Fig.3.1.6 Turn area of Pattern0

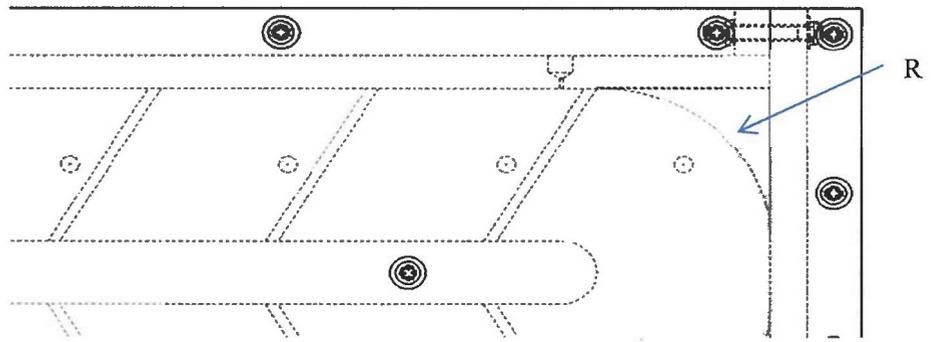


Fig.3.1.7 Turn area of Pattern1

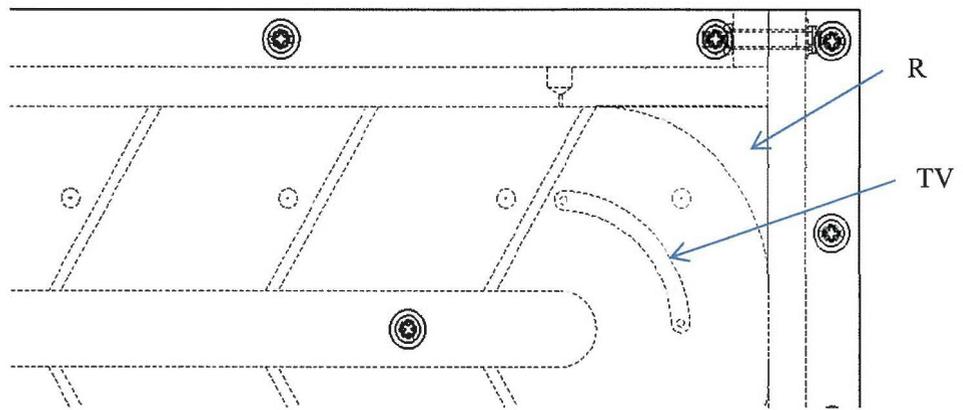


Fig.3.1.8 Turn area of Pattern2

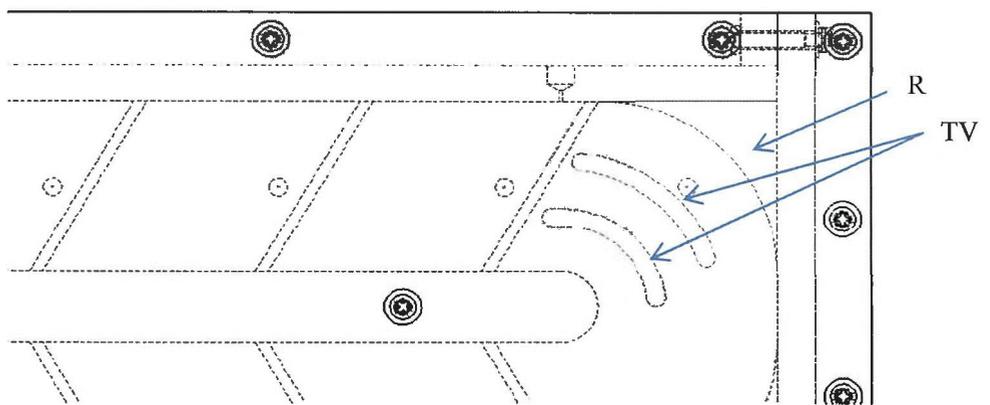


Fig.3.1.9 Turn area of Pattern3

3.2 計測方法

3.2.1 熱伝達計測方法

本研究では、非定常法で熱伝達率を計算している。これは流体の非定常変化に対して壁面温度の応答性を計測し、式(3.2.1)に示す一次元の非定常熱伝導方程式を解くことで熱伝達率を求める手法で、壁面温度計測の手段として感温液晶を使用した。

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda}{\rho c} \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (3.2.1)$$

物体の周囲温度が急変した場合、物体の温度が定常状態に達するまでに物体内部の温度は図3.2.1に示すような時間経過に依存した状態になる。壁面の温度も時間経過とともに定常状態に至るまで変化する。

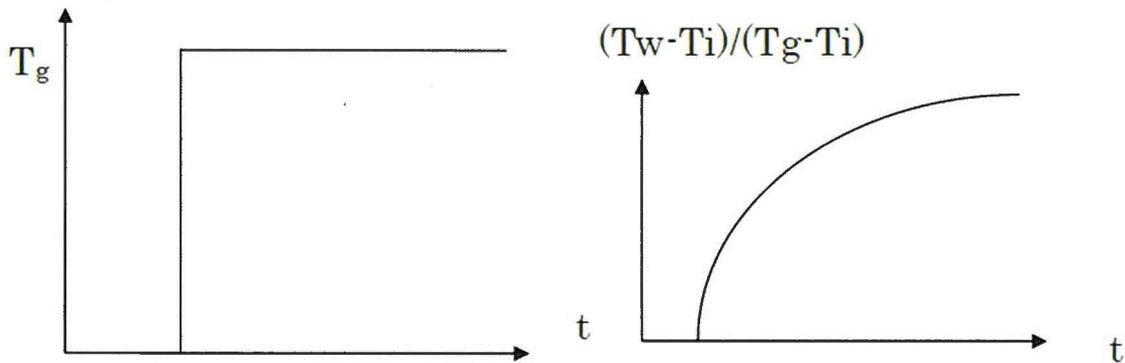


Fig 3.2.1 (a) Ideal temperature rising (b) Response to wall temperature

このような非定常熱伝導に対して、式(3.2.1)の熱伝導方程式を解く必要がある。

半無限物物体を仮定したとき、壁面の周囲(流体)温度が T_i から T_g に急変し、壁面での対流熱伝達がある場合について考えると、物体表面の境界条件・初期条件は式(3.2.2)で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} T(x, 0) &= T_i \\ h(T_g - T) \Big|_{x=0} &= -k \frac{dT}{dx} \Big|_{x=0} \\ T(\infty, t) &= T_i \end{aligned} \right\} (3.2.2)$$

ここで以下の変数を定義する.

$$\begin{aligned} X &= \frac{x}{L} \\ U &= \frac{T-T_i}{T_g-T_i} \\ F &= \frac{\lambda t}{\rho c L^2} \\ B &= \frac{hL}{\lambda} \end{aligned} \quad (3.2.3)$$

定義した変数を式(3.2.1)に適用すると以下ようになる.

$$\begin{aligned} \frac{\partial U}{\partial F} &= \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} \\ F=0 \quad U(X,0) &= 0 \\ X=0 \quad \frac{\partial U}{\partial X} &= B\{U(0,F) - 1\} \\ X=\infty \quad U(\infty,F) &= 0 \end{aligned} \quad (3.2.4)$$

この式をラプラス変換 ($F \rightarrow s, U \rightarrow u$) すると以下の式となる.

$$\begin{aligned} su(X,s) &= \frac{\partial^2 u}{\partial X^2} \\ X=0 \quad \frac{\partial u}{\partial X} &= B\left\{U(0,s) - \frac{1}{s}\right\} \\ X=\infty \quad U(\infty,s) &= 0 \end{aligned} \quad (3.2.5)$$

上記の微分方程式をXについて解くと

$$u(X,s) = \frac{Be(-X\sqrt{s})}{s(B+\sqrt{s})} \quad (3.2.6)$$

この式を逆変換すると以下の式を得る.

$$U(X,F) = \operatorname{erfc}\left(\frac{X}{2\sqrt{F}}\right) - e(BX + B^2F) \operatorname{erfc}\left(\frac{X}{2\sqrt{F}} + B\sqrt{F}\right) \quad (3.2.7)$$

短時間の平板の解の簡易式として

$$\left. \begin{aligned}
 U(X, F) &= 1 - \operatorname{erfc}\left(\frac{X}{2\sqrt{F}}\right) - e(BX + B^2F) \left[1 - \operatorname{erfc}\left(\frac{X}{2\sqrt{F}} + B\sqrt{F}\right)\right] \\
 \frac{T - T_i}{T_g - T_i} &= 1 - \operatorname{erfc}\left(\frac{X}{2\sqrt{F}}\right) - e(BX + B^2F) \left[1 - \operatorname{erfc}\left(\frac{X}{2\sqrt{F}} + B\sqrt{F}\right)\right]
 \end{aligned} \right\} \quad (3.2.8)$$

本研究では、壁面 ($x=0$) の位置での温度変化を捉えるため式(3.2.9)を単純化し、式(3.2.10)を使用している。

$$\frac{T - T_i}{T_g - T_i} = 1 - e\left(\frac{\lambda t}{\rho c l^2}\right) \operatorname{erfc}\left(\frac{h\sqrt{t}}{\sqrt{\rho c \lambda}}\right) \quad (3.2.9)$$

T_w : 壁面温度

T_i : 物体初期温度

T_g : 雰囲気流体温度

前節の式(3.2.9)は、図3.2.1(a)に示すように物体壁面にステップ状に T_g の流体 (以下、主流) を与えた場合を想定し、図3.2.1(b)のような応答 (壁面温度の変化) を表す式であるが、実際の主流温度は図3.2.2 の曲線の黒い実線に示すように漸近的に上昇していく。

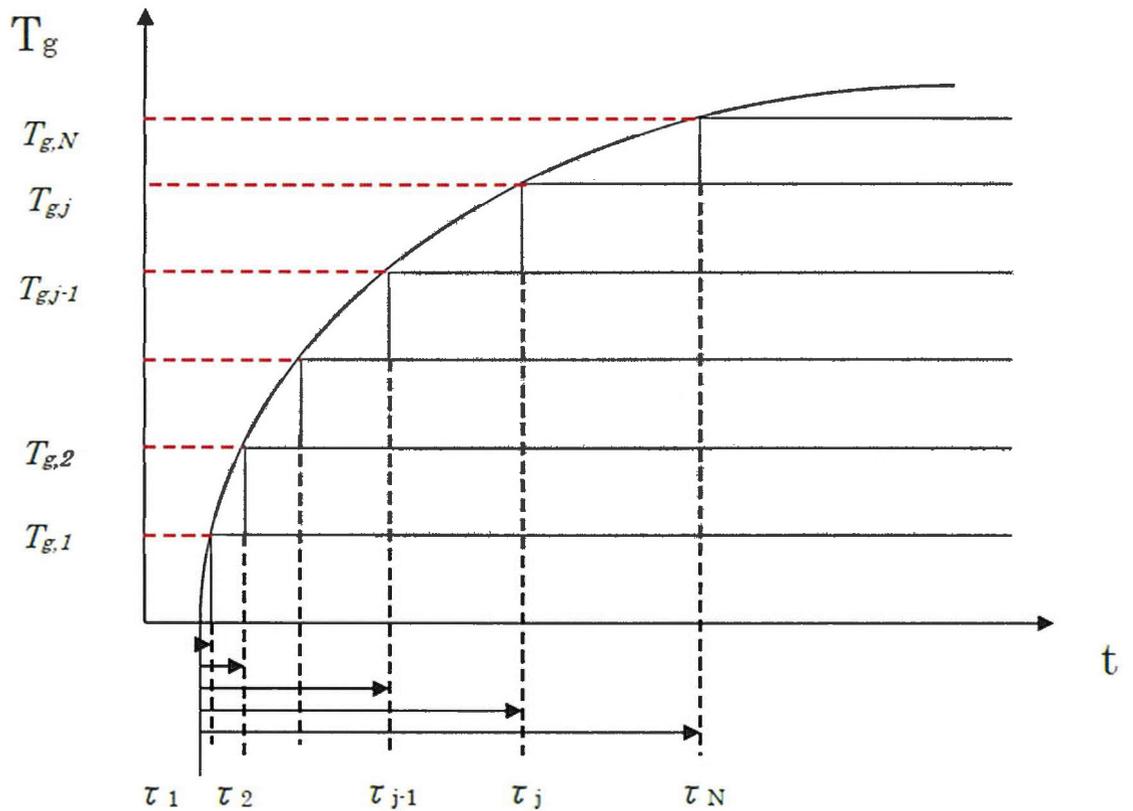


Fig 3.2.2 Actual temperature rise

そこで図3. 2. 3 のように時間遅れ τ 時点からのステップ状の温度上昇に分割し重ね合わせることで、主流温度の漸近的な上昇を式(3.2.9)に適用することができ、応答側についても図3. 2. 3 に示すように各時間遅れを考慮して重ね合わせることで実際の温度上昇に対する応答を求めることができる。

このような重ね合わせをデュアメル積分といい、ある関係をデュアメル積分で表すことができる場合、その関係をデュアメルの定理に従うという。

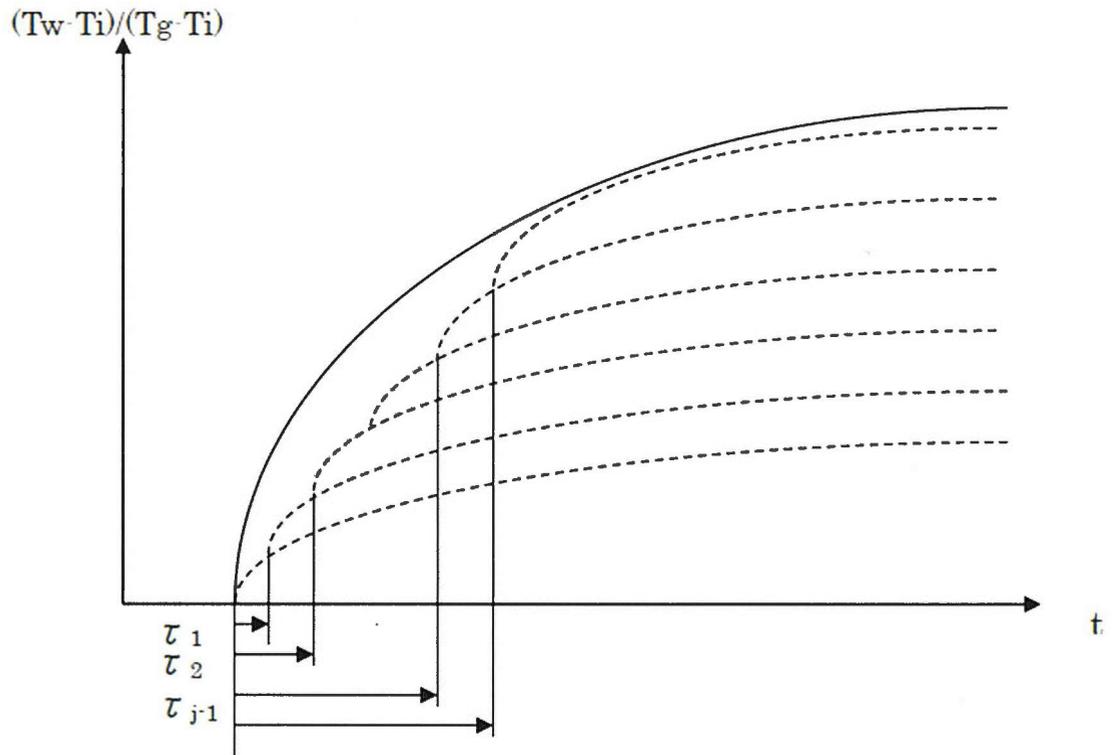


Fig 3.2.3 Response to wall temperature

式(3.2.9)をデュアメル⁽²³⁾の定理に従い変形すると、式(3.2.10)のように変形することができる。

$$\frac{T - T_i}{T_g - T_i} = 1 - e\left(\frac{\lambda t}{\rho c l^2}\right) \operatorname{erfc}\left(\frac{h\sqrt{t}}{\sqrt{\rho c \lambda}}\right) \quad (3.2.10)$$

式(3.2.10)は、本来壁面温度を求めるためのものであるが逆に各温度を代入して熱伝達率を求めることもできる。計測では、壁面温度 T_w 、主流温度 T_g 、供試体初期温度 T_i を取得して、式(3.2.10)に代入して熱伝達を求め、しかしながら、非線形方程式になるため数値的に解くことが必要となる。

本研究ではFortran70で作成された感温液晶処理プログラムLiquid723.fを使用して、数値的に熱伝達率を求めている。なお、このプログラム内に物性値を入力する部分があり、本研究で使用している試験モデル用に物性値を変更して使用している。主流温度の近似の際に主流温度の上昇区域の分割数 N によって算出結果の精度が左右されるが、これは石沢らの研究から N が40以降では算出結果に大きな差が生じない旨が報告されており、本研究では分割数 N を40として計算を行った⁽²⁴⁾。

3.2.2 感温液晶法

本研究では、感温液晶を用いて計測面上の壁面温度計測を行った。以下に本研究で使用した液晶についての諸元を示す。(25), (26), (27)

- ・感温液晶（日本カプセルプロダクツ株式会社 RW24~26）
- ・黒色塗料（日本カプセルプロダクツ株式会社製 SSM-8）

これより以下に、感温液晶を用いた温度計測に関して解説する。

3.3.1 液晶の物理的特性

液晶はその分子配列構造、あるいは光学的性質から、スメクティック液晶、ネマティック液晶、コレステリック液晶に大別されるが、ここでは温度計測に利用するコレステリック液晶の性質についてのみ説明を行う

コレステリック液晶は旋光性の液晶物質で、その分子構造は特徴的ならせん構造を有しており、そのならせん構造に基づく光学的性質を利用して温度分布の可視化計測を行う。コレステリック液晶の構造は、分子の長軸が各分子層内に一方向に配列しており、各分子層において配列が微小に回転しているため、分子構造全体では各分子がらせん状にねじれた形で配置している。このような分子構造を持つコレステリック液晶の薄膜は特定の波長の光に対して選択制散乱を示す。この波長を決定する因子は一般に液晶物質、温度、光の入射角及び反射角、電磁界、圧力や剪断力、利用環境中の化学物質等であり、微視的にはならせん構造のピッチの変化に起因している。これらの因子から温度に対する強い依存性を温度分布の可視化計測に利用する。コレステリック液晶は温度の上昇とともに、赤、黄、緑、青と波長の短い領域へ色彩変化するものが多い。一般にコレステリック液晶は科学的に安定な物質ではなく、空気中の酸素、一酸化炭素、その他の期待と反応してその温度特性が変質してしまう。また、利用環境によっては非常に結晶化しやすく、その場合呈色が行われなくなる。そこで、このようなコレステリック液晶の化学的汚染や物理的変質を防ぐために、通常ゼラチン及びアラビアゴムを成分とする濃厚コロイド層によって径が0.005~0.03mmのマイクロカプセル化に封入されている。

通常使用する液晶は、たいていの場合マイクロカプセル化されているため、温度分布計測の分解能は0.02mm程度とされている。

また、液晶を用いた計測における時間応答性については、液晶の呈色の遅れには、コレステリック液晶の螺旋構造のピッチが変化するのに要する分子構造的な時間遅れと、液晶等の熱容量に基づく伝熱的な時間遅れがある。前者については、厚さ約0.01mmの液晶塗膜において呈色に数ミリ程度を要するという報告がなされている。本研究では液晶塗膜の厚さ計測は実施していないが、おおよそこの程度の厚さであると仮定でき、この時間遅れは、本研究で取り扱う熱の過渡現象との比較において無視しうるレベル

である。

一方、伝熱的な時間遅れに関しても液晶塗膜の塗膜厚からその熱容量が無視し得るレベルであると考えられるため、本研究においては両者の要因による時間遅れについては、無視することとする。

同様に後述する黒色塗料の厚みについても、この塗膜厚による時間遅れは無視し得るレベルであるとして、時間遅れは無視することとする。

液晶の温度計測への応用に関しては、液晶を封入したマイクロカプセルを顔料とした液晶塗料が市販されており、ナイロン、あるいはシルクのスクリーンを介して薄膜を形成するスクリーン法、またはスプレーを用いて塗布する吹付塗装法等の手法により、計測対象面上に液晶塗膜を形成することが可能である。塗膜厚はその形成手法-スクリーンのメッシュサイズや塗布回数等によるが、厚さ約0.03~0.05mm程度の塗膜で良好な発色が得られる。一方、液晶をアセテートやポリエステルの薄膜状に塗布したシートも市販されている。

液晶は前述したように透過光に対して選択的散乱を示すが、対象となる成分以外の光はすべて透過するため、液晶発色の観察を行うには液晶の背景を黒色にして観察を行う必要がある。この際、使用する黒色塗料や溶剤等は、液晶を変質させないように成分に対する注意が必要である。

本研究での液晶塗膜の形成は、スプレーガン及びコンプレッサーによる吹付塗膜法を採用した。

3.2.3 感温液晶計測データ処理方法

液晶による温度分布の可視化は、液晶の物理的特性によって温度分布の直接視認が可能であり、かつ、時間応答性も良好であるため、全体的な温度分布傾向の把握や非定常計測に有効な計測手法である。

しかし、計測結果は、「色彩」という計測者の主観が強く介在する情報の分布によって表示されるため、計測者の主観を排除した定量的な処理が必要となる。ここで本研究における色彩の定量化にはRGB画像をHSL形式に変換したのち、各々の色彩に対して固有の指標である色相値、彩度及び明度から特に色相値（Hue 値）を色彩の定量的分類に使用した。（図3.2.4）

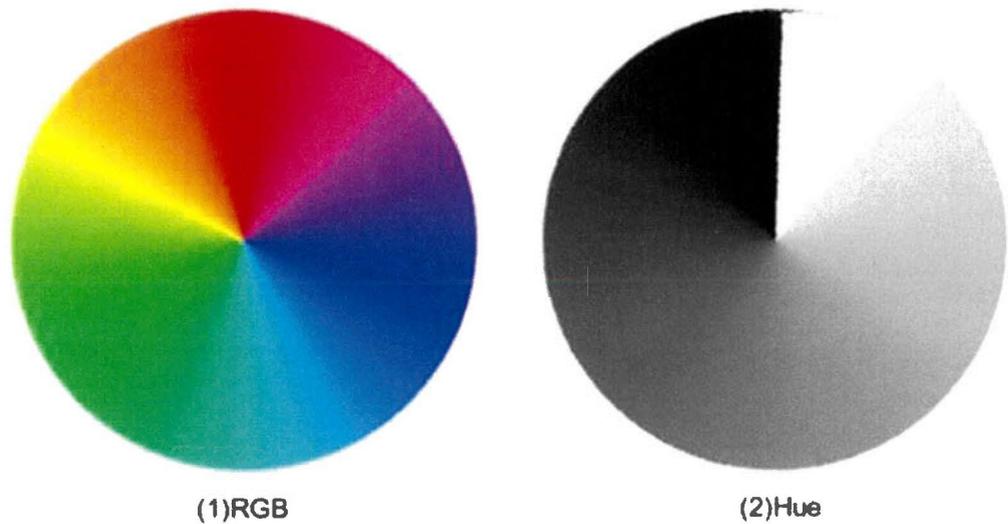


Fig.3.2.4 RGB and Hue map

HSL 形式による色彩の分類において、彩度及び明度成分の指標を固定し、色相成分のみを変数とすることによって色彩分布を表現することが可能となり、色彩分布を表現するために必要な情報量が少なくなるため、画像処理の負荷軽減の意味でも有用である。

液晶呈色の観察には3CCD デジタルビデオカメラ (SONY HDR-FX1000) を用い、前述した方法で呈色の定量化を行っている。計測面上の呈色分布情報は30 [Frame/sec] で録画され、時間情報もFrame 単位で記録される。この撮影時間情報から計測開始時間からの経過時間を算出、計算に使用する。

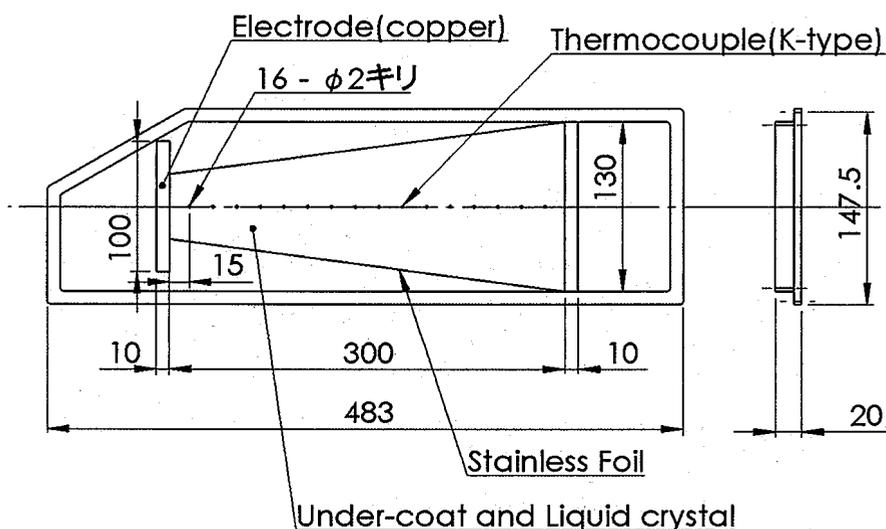
また撮影時の光源には、2基のハロゲンランプ (東芝ライテック株式会社 JDR110V60W/K5F) を用いている。ただし計測面上に照明光の反射が見られる場合、その部分の呈色分布計測が不可能となるため、反射を抑えた照明方法が必要となる。今回の計測では、供試体と同じ高さに左右設置した2基のハロゲンランプを照明の中心線を計測面からずらすことで反射を低減している。

3.2.4 液晶較正試験

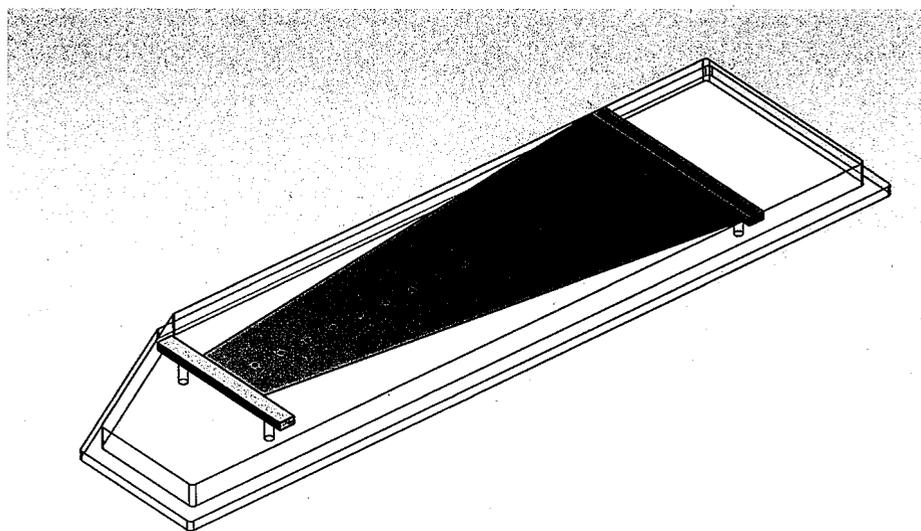
呈色の定量化にHue 値を用いることは先に述べたが、製造元から公表されている呈色温度範囲や温度に対する呈色傾向等は、液晶塗膜厚や照明等の条件によって変化すると考えられるため、実際の使用状況における温度とHue 値の関係を明らかにする必要がある。そのため、先に述べた画像計測結果の処理に先だって、液晶の温度較正試験を実施している。

以下に較正試験の方法を示す。

図3.2.5 に較正試験装置の概略図を示す。校正装置は厚さ10mmの亚克力樹脂版の表面に台形状のステンレス箔を張り付けたものであり、この表面上に黒色塗料及び感温液晶を塗布して使用する。また亚克力樹脂版裏側には断熱材としてスタイロフォームが張り付けてある。



(a)2D CAD image



(b)3D CAD image

Fig.3.2.5 Calibration flat plate

本試験装置のステンレス箔の両端に配置された電極に電圧をかけ、箔を通電加熱することによって表面の感温液晶が発色し温度分布を発生させる。この発色をビデオカメラ

ラで撮影し、感温液晶の発色データを得る。

なお、装置の長手方向中心線上には、熱電対がステンレス箔の表面温度を計測するため15本設置されており、この熱電対により計測された時系列データとビデオカメラにより計測された感温液晶の時系列の発色データを時間と位置で同期させることにより、感温液晶の発色と温度の較正データを得た。図3.2.6に計測結果の一例を示す。

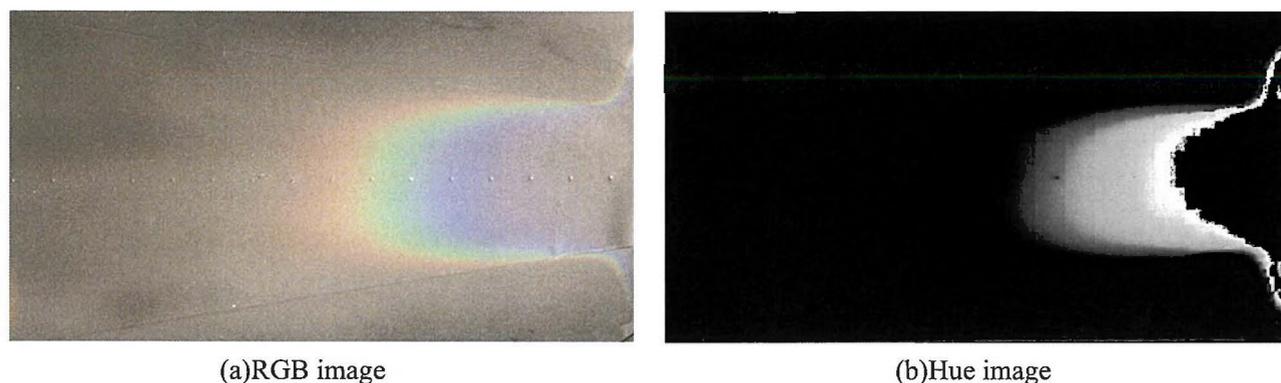
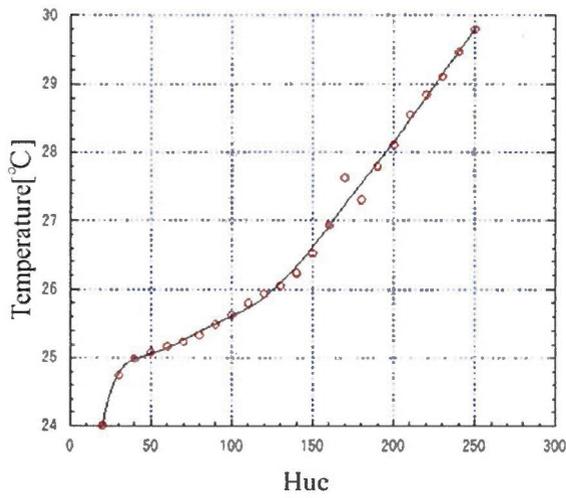


Fig.3.2.6 RGB and Hue image for calibration

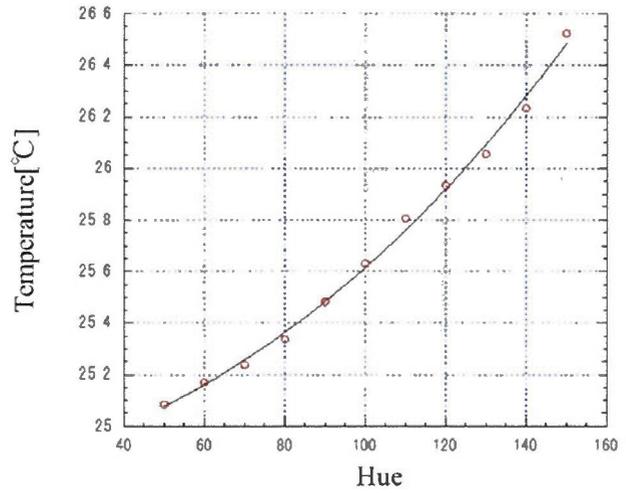
図3.2.7に較正試験から得られたHu-温度の較正曲線を示す。この結果からは、Huと温度はほぼ1次関数的な比例関係が得られているが、Hueが170-180の領域でデータのばらつきがみられる。

近似曲線としては良好に得られており計測誤差と考えることもできるが、この液晶本来の発色領域が24-26℃であることを考えると170-180の領域では発色域から外れており、液晶の性質としてこのような発色と温度の対応になっている可能性も考えられる。

そのため実験のデータ処理では図3.2.6 (b)に示す様に良好な温度と発色の関係が得られているHueが50-150の領域の値のみを使用した。



(a)approximation by one expression



(b)approximation by three expression

Fig.3.2.7 Calibration curve

3.2.5 計測システム

図3.2.8に温度計測及び静圧計測を行う際の計測システムを示す。システム構成要素はデジタルビデオカメラ、照明、データロガー、計測用PC、K型熱電対、圧力変換器である。

供試部の流路壁面上の温度分布を液晶計測にて行うため、主流温度上昇による液晶の発色をビデオカメラで撮影し、壁面温度の時系列データを取得する。同時に熱電対を用いて主流温度の上昇を計測する。

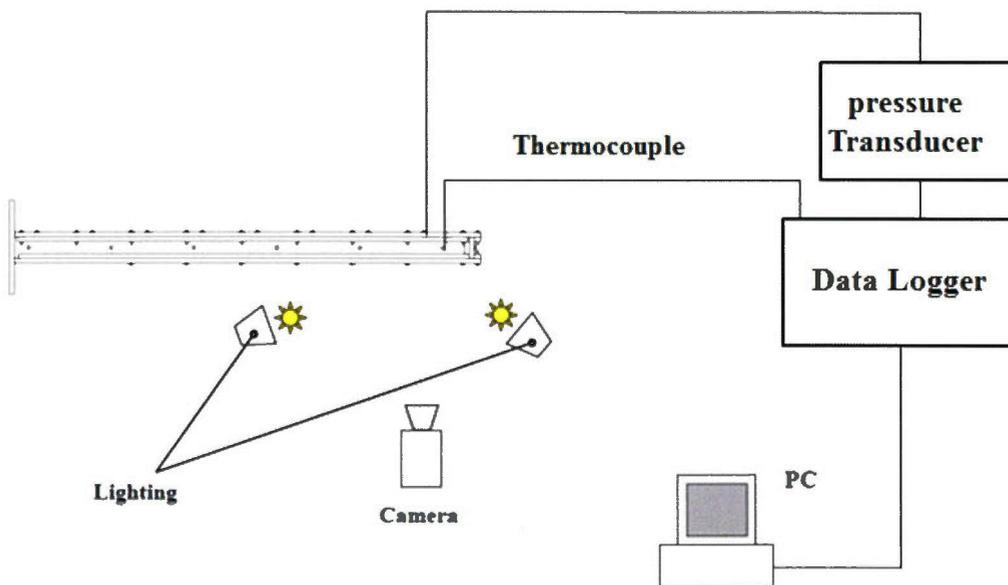


fig.3.2.8 Measurement system for temperature and pressure measurement

本研究対象である内部流路は壁面への放熱により主流温度が低下していくので、流路壁面の各部の熱伝達率を算出するためには、その地点での主流温度を正しく定義することが非常に重要である。そのため、本研究では第1流路に3点、第2流路に3点のK型熱電対を主流中心高さに挿入することで主流温度を直接計測し、ラグランジュ補間にて主流温度を定義している。

内部冷却流路の熱伝達算出の際、主流温度は流量平均温度、いわゆるバルク温度をとるのが一般的であるが、実際の実験ではバルク温度を計測することは困難である。

したがって本研究では主流中心温度の計測により主流温度減少の適切な補正が可能であると考え、主流中心温度を主流代表温度として扱い熱伝達率を算出している。

また、熱伝達率を冷却性能として評価する際に、実験条件毎の熱伝達率と同時に、圧力損失も評価する必要がある。これは一般にRe数を上昇させる、つまり流量を増加させれば熱伝達率は上昇するが、同時に圧力損失も大きくなっていく傾向が知られているためである。

そこで本研究では、画像計測に干渉しないように感温液晶による計測面とは反対側の面に静圧孔を設け、壁面静圧計測を実施した。計測した静圧分布を用い式(3.2.11)及び式(3.2.12)より第1流路と第2流路の管摩擦係数、式(3.2.12)より曲がり部での圧力損失を定義、評価した。また、摩擦係数の無次元化には、式(3.2.13)で表される直管、乱流条件での管摩擦係数を用いて無次元化した。

$$f = \frac{1}{2} \frac{d_h}{\rho u^2} \frac{\Delta p}{\Delta L} = \frac{\Delta p^*}{4} \frac{d_h}{\Delta L} \quad (3.2.11)$$

$$\Delta p^* = \frac{\Delta p}{q} = 2 \frac{p - p_{ref}}{\rho u^2} \quad (3.2.12)$$

$$f_0 = 0.046 Re^{-0.2} \quad (3.2.13)$$

3.3 実験結果と考察

3.3.1 実験条件

実験はPattern0~3の4つの形状の供試体について、それぞれ主流Re数=20,000, 25,000, 30,000, 35,000の条件で実験を実施した。なお、Re数の代表長さは水力直径Dhとした。

3.3.2 評価方法

本計測では、感温液晶の画像計測による壁面温度分布と、熱電対による主流温度計測の結果から壁面上の熱伝達率 h [W/m²K]の分布が得られる。これに以下の無次元化式を適用すると、無次元数Nuが得られる。

$$Nu = \frac{\alpha L}{\lambda}$$

α : 流体の熱伝達率[W/m²K]

L : 代表長さ [m]

λ : 流体の熱伝導率 [J/msK]

ここでも代表長さ L には、水力直径 D_h を代入する。 α と λ は本研究ではともに実験条件における温度の空気の値を用いる。

なお計測で得られた Nu 数は以下の式で与えられる直管の実験式で与えられる Nu_0 で除した Nu/Nu_0 により無次元化しデータ整理を行った。

$$Nu_0 = 0.22Re^{0.8}Pr^{0.5} \quad (3.3.1)$$

3.3.3 熱伝達分布

図3.3.1~4 にPattern0の主流 Re 数を変化させた Nu/Nu_0 の分布図を示す。この形状では後述するように流路内では大きな対渦が発生している。そのため、第1流路ではリブ後方上流付近で壁面への主流の付着と考えられる地点から、リブの角度に沿う、または若干の角度をもって熱伝達の高い領域が発生している。 p/e を小さくすると、熱伝達上昇領域とリブの角度差が小さくなることを過去の研究により確認している。Uターン部では主流の転向により仕切り板側で剥離が発生、熱伝達率の低下が確認できた。

そして画像上部に位置するTop wall 上でインピンジ効果による熱伝達率の促進が確認できる。Uターン部から第2流路入口にかけては有効断面積減少による流れの加速とデーン渦の発生による熱伝達促進効果が知られており、本研究でも第2流路での熱伝達促進が確認できた。

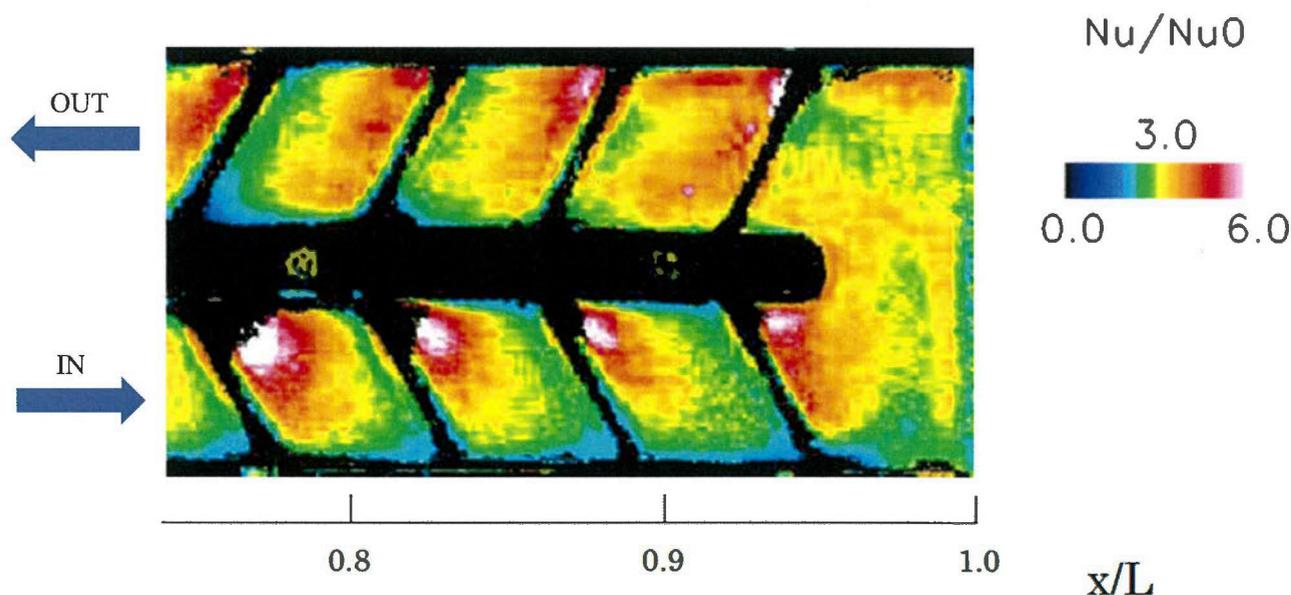


Fig.3.3.1 Pattern0 Re=20,000

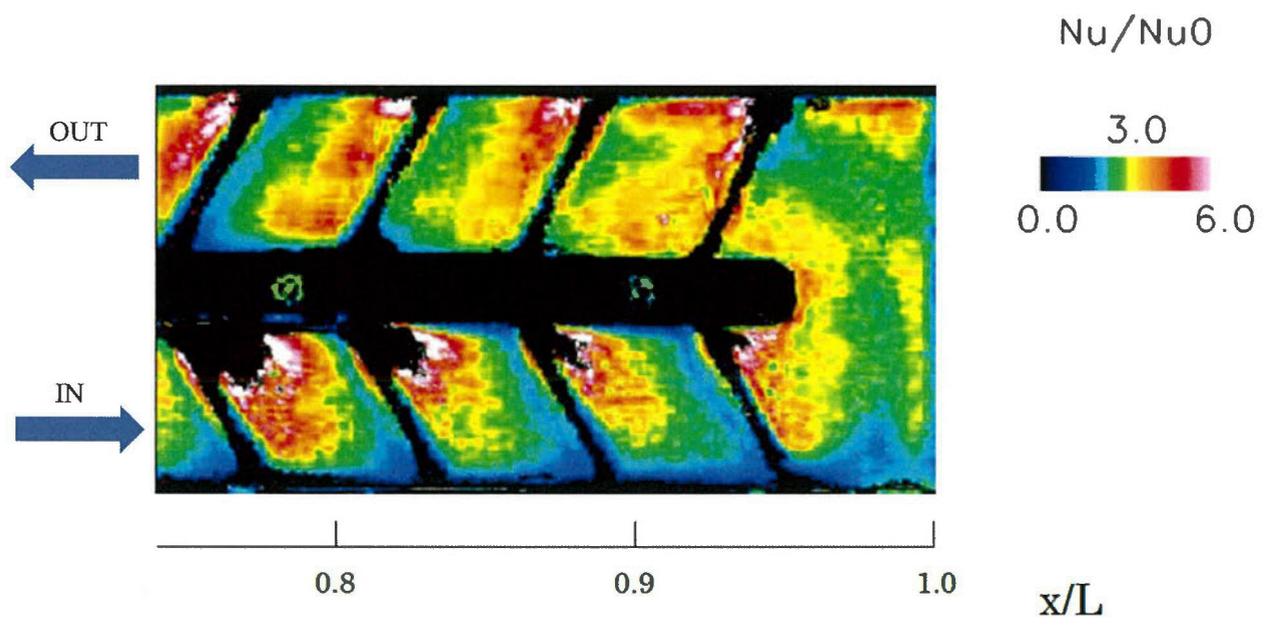


Fig.3.3.2 Pattern0 Re=25,000

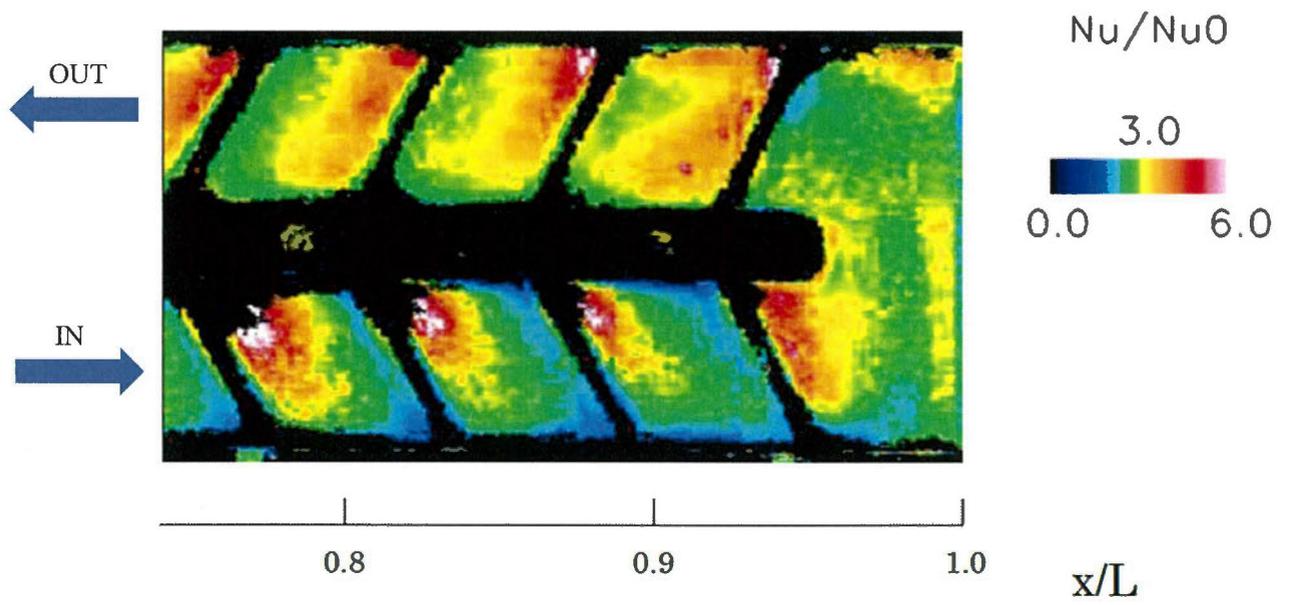


Fig.3.3.3 Pattern0 Re=30,000

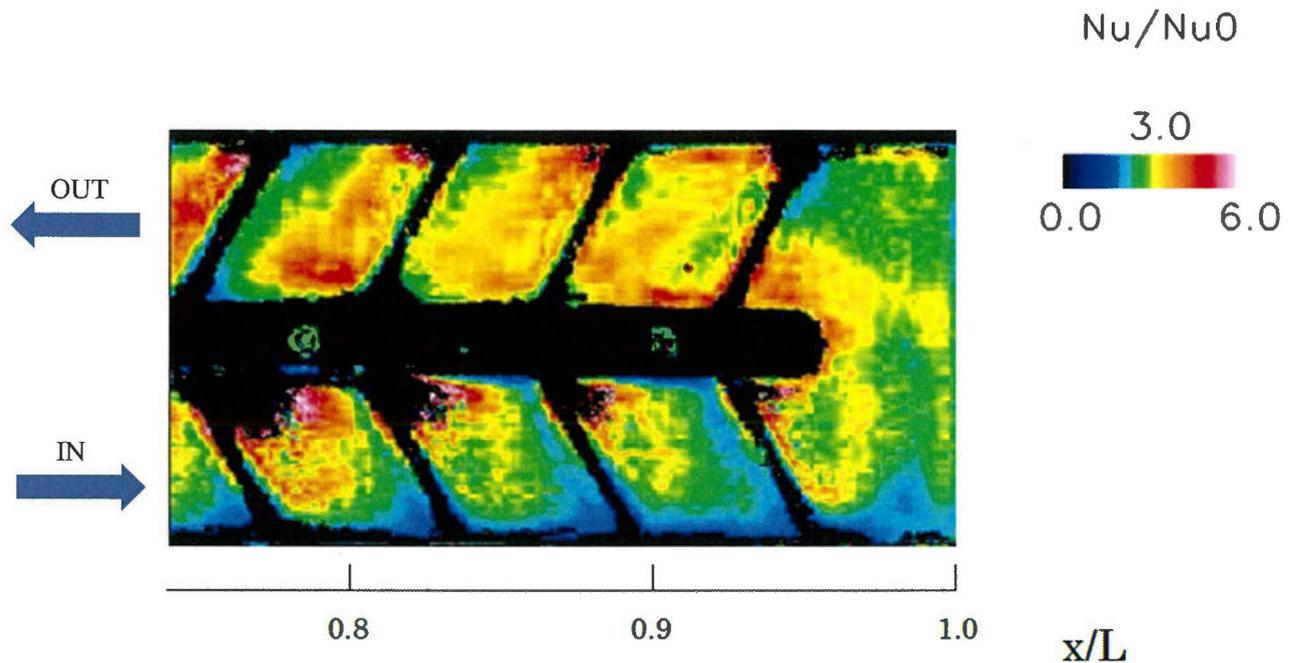
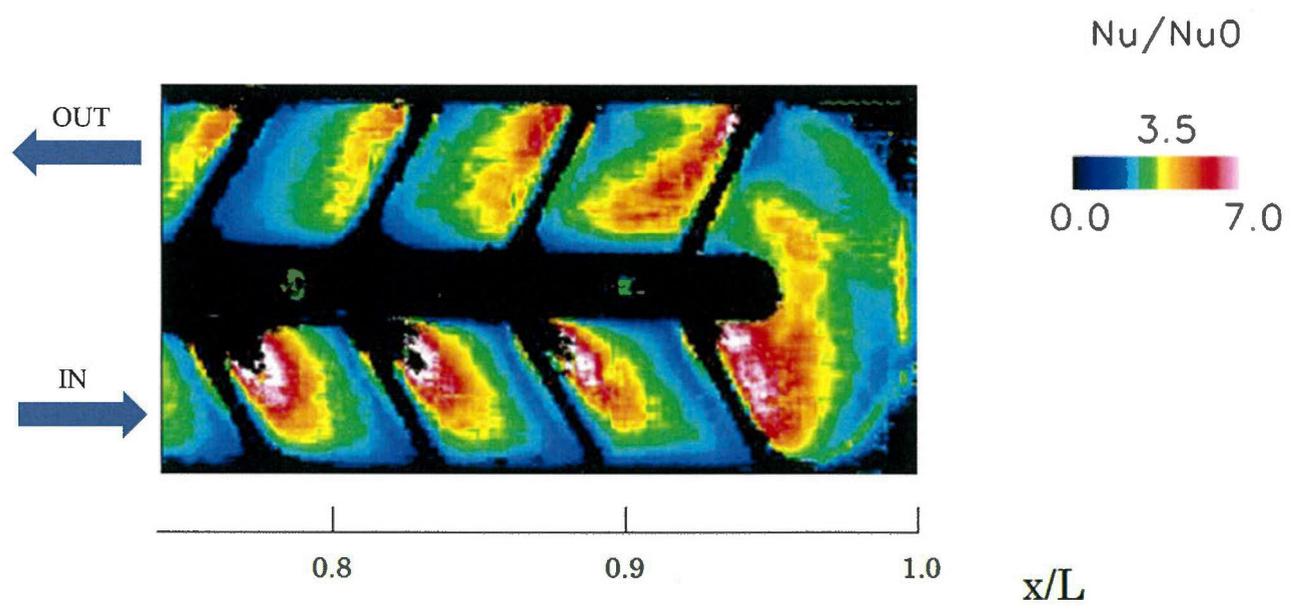
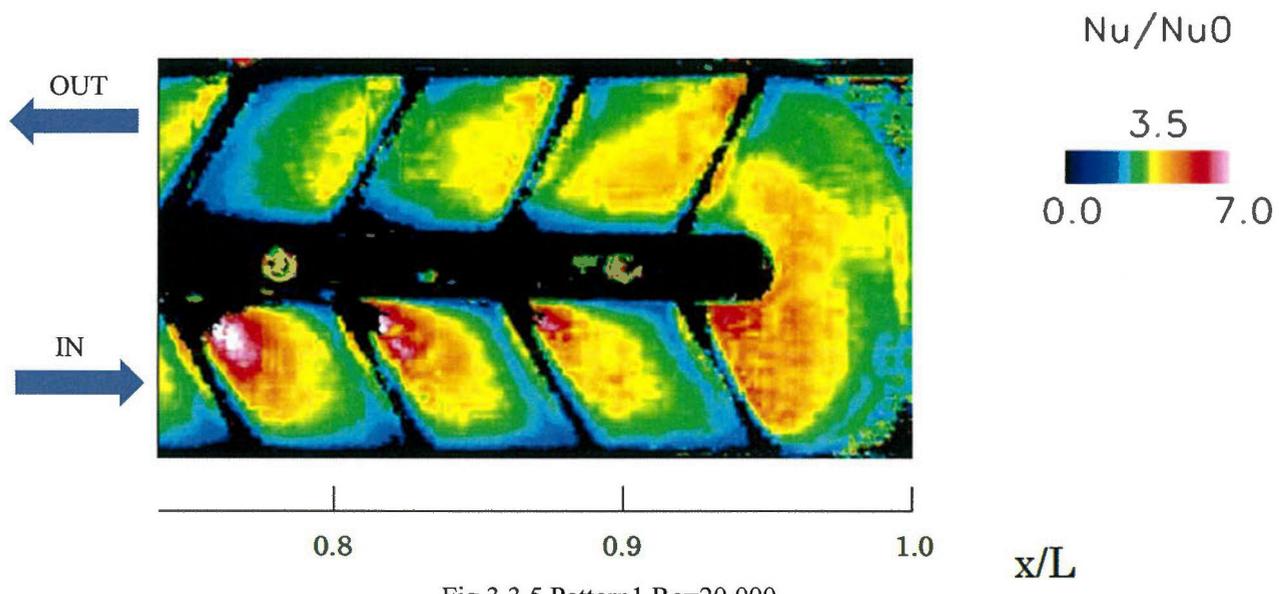


Fig.3.3.4 Pattern0 Re=35,000

図3.3.5～8にPattern1の主流Re数を変化させたNu/Nu₀の分布図を示す．第1流路に関しては，供試体形状の変更がUターン部であることから，熱伝達率分布に大きな変化はみられない．第2流路の熱伝達分布を比較すると基本形状である Pattern0では熱伝達の促進領域が第2流路の第2リブ後方までが顕著で，第3リブ後方では僅かであったのに対し，Pattern1では第2流路の第4リブの位置まで熱伝達の促進が見られる．これはRの挿入により第2流路への主流の180度転向が円滑になった為だと考えることができる．

またPattern0では主流のUターン部の仕切り板側で流れが剥離するため熱伝達率の低下が発生しているが，Pattern1ではRを設置した効果で主流の転向が円滑となるため主流の仕切り板上の剥離点が第2流路の第1リブの前方まで移動していることが確認できた．

次にRe数条件を変化させた場合の熱伝達率の変化について検討する．熱伝達率はRe数に比例して上昇する傾向にあるが，これは主流流量増加により熱移動量が増加したためだと考えられる．またRe数の上昇にしたがって，第1流路において高熱伝達部と低熱伝達部の値の差が大きくなっている様子が確認できるが，これは主流対渦の付着点からリブ下方に沿って発生している高熱伝達領域では，Re数上昇により主流対渦の速度上昇により熱移動量が増加したため熱伝達率が上昇している．しかし，その領域から外れたリブ前方上流部やリブ後方下流部ではRe数上昇に対しての流体速度上昇の割合が小さく，熱移動量の上昇が対渦付着領域に対して小さくなったものと考えられる．



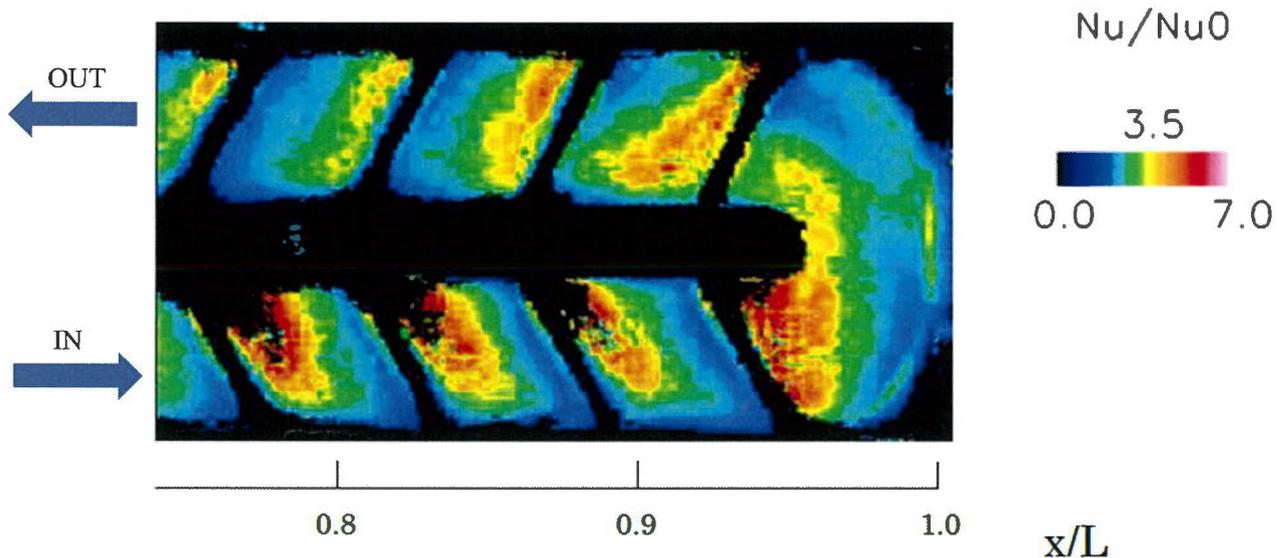


Fig.3.3.7 Pattern1 Re=30,000

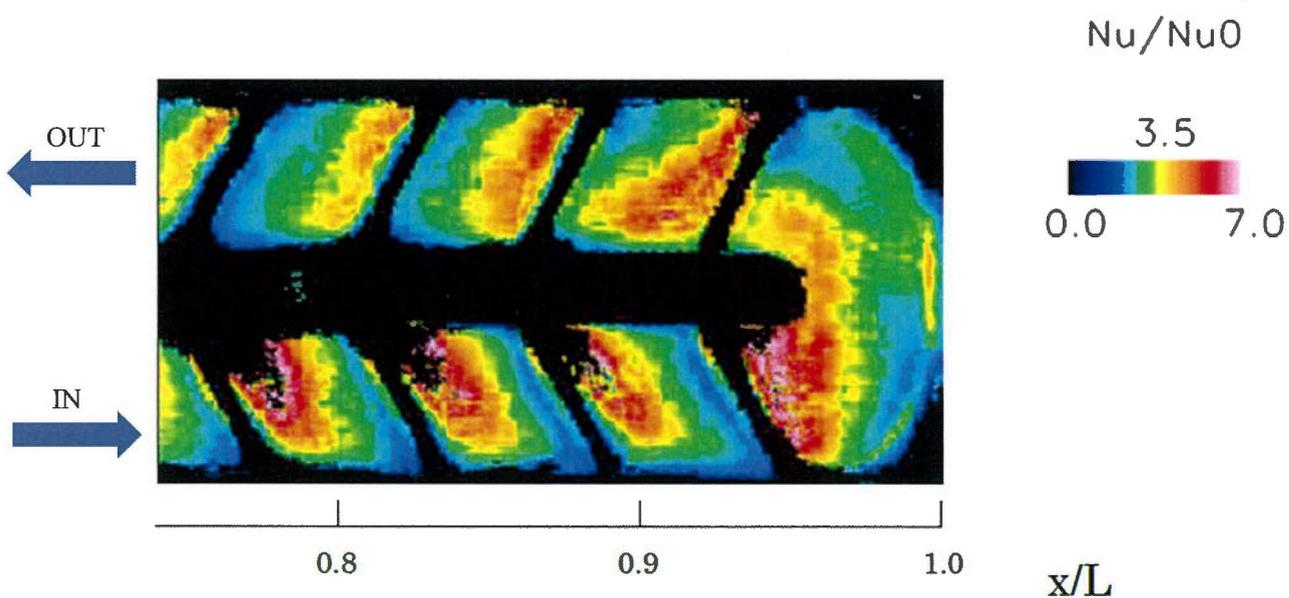
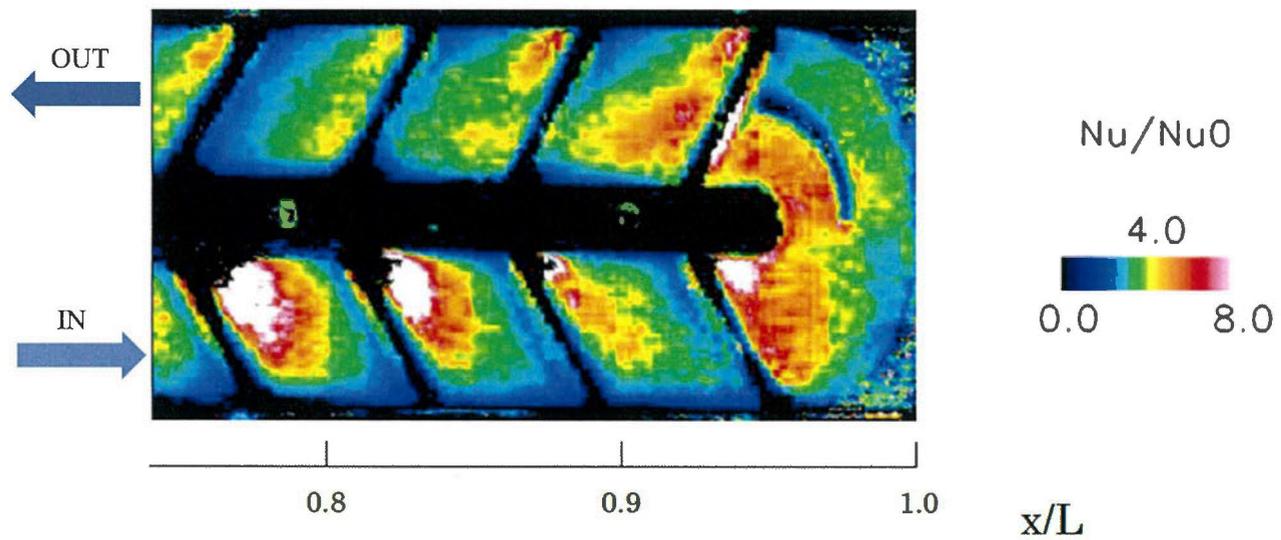
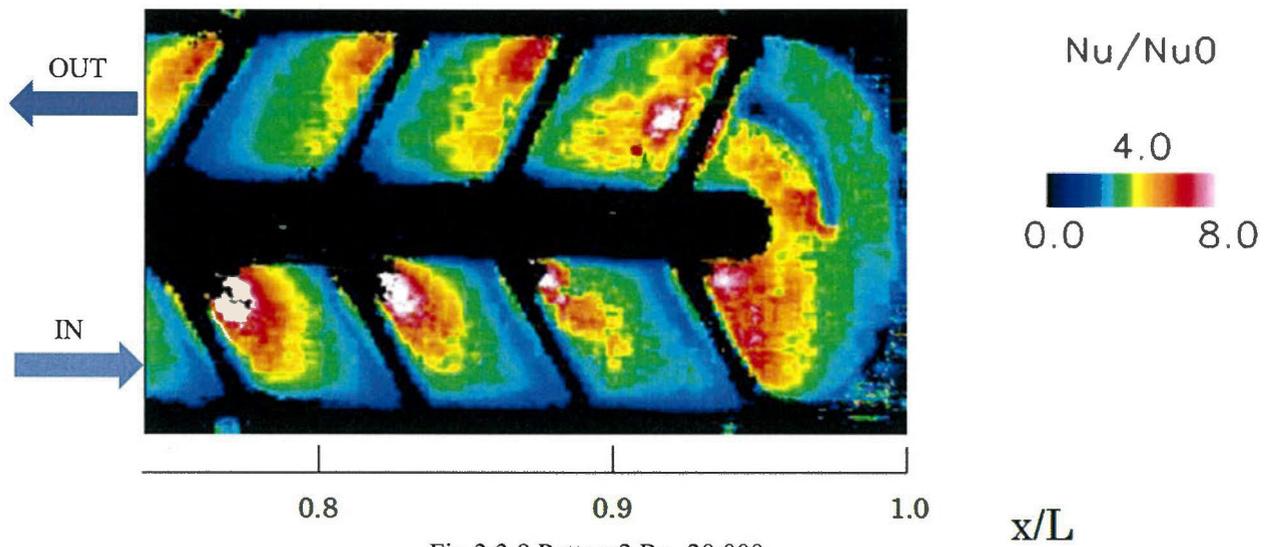


Fig.3.3.8 Pattern1 Re=35,000

図3.3.9～12に曲がり部にRとTVを1個設置したPattern2の主流Re数を変化させた Nu/Nu_0 の分布図を示す。第1流路についてはPattern0,1と同様の分布を示している。Uターンの領域においては仕切り板近傍での熱伝達分布がTVの前縁より少し上流部分で一度剥離によると考えられる減少が見られるが、第2流路の第1リブに到達する前にもう一度付着して熱伝達を促進している現象が確認できる。これはTVの効果により、Rだけの場合より主流の180度転向が促された結果と考えられる。またTV前縁におい

てインピンジ効果による熱伝達上昇がみられ、同様にTV後縁では低熱伝達領域が確認できる。この効果は第2流路の第1リブ後方でも確認でき、TV後縁を境に熱伝達促進領域が2つの領域に分けられているが、第2流路の第2リブ後方からの熱伝達分布はPattern1と明確な差異は見られなかった。



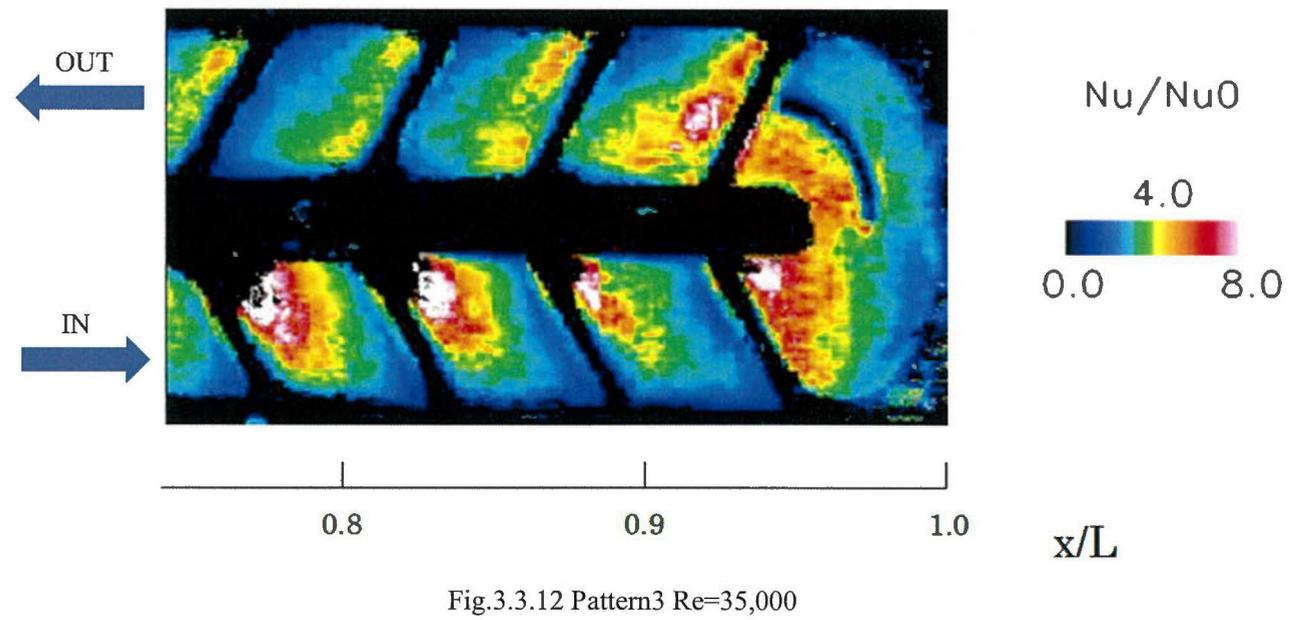
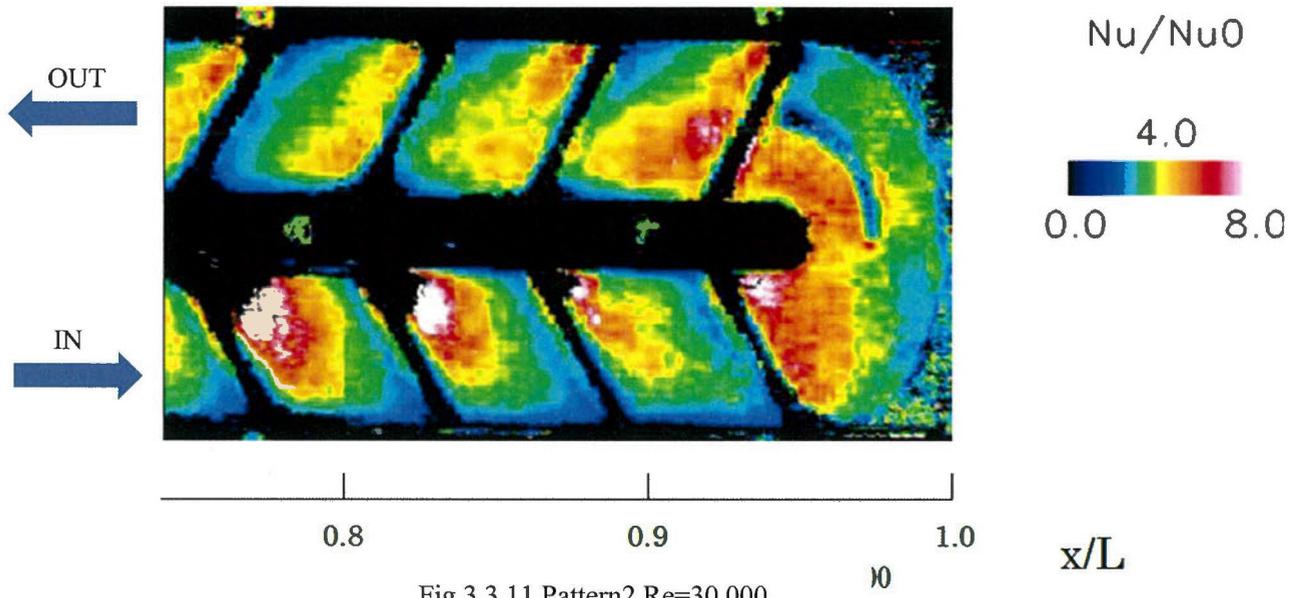
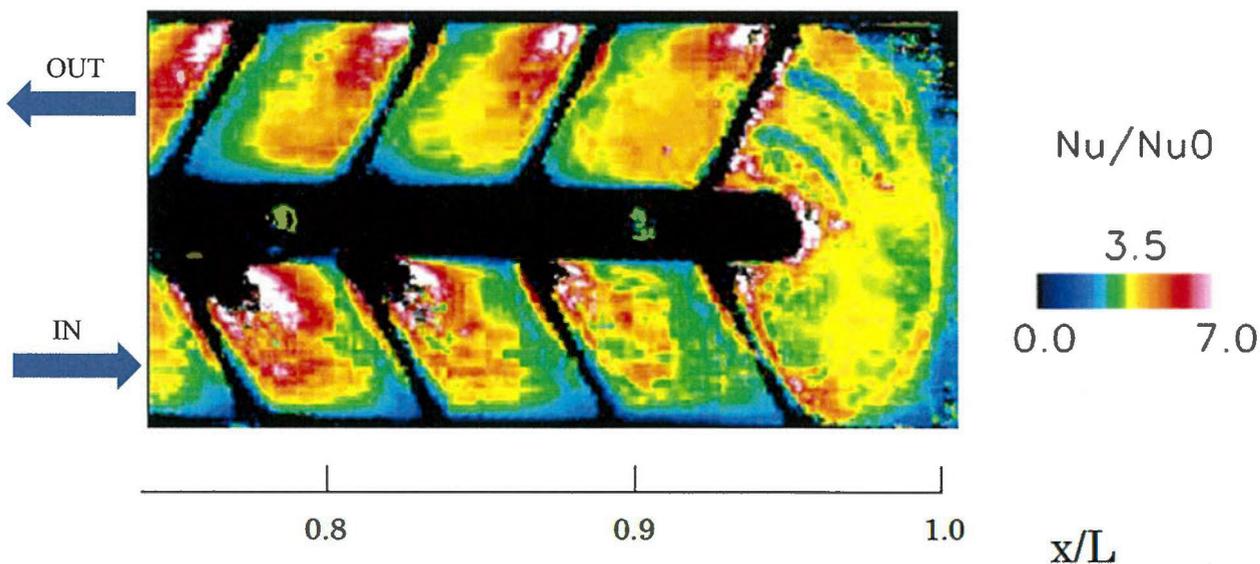
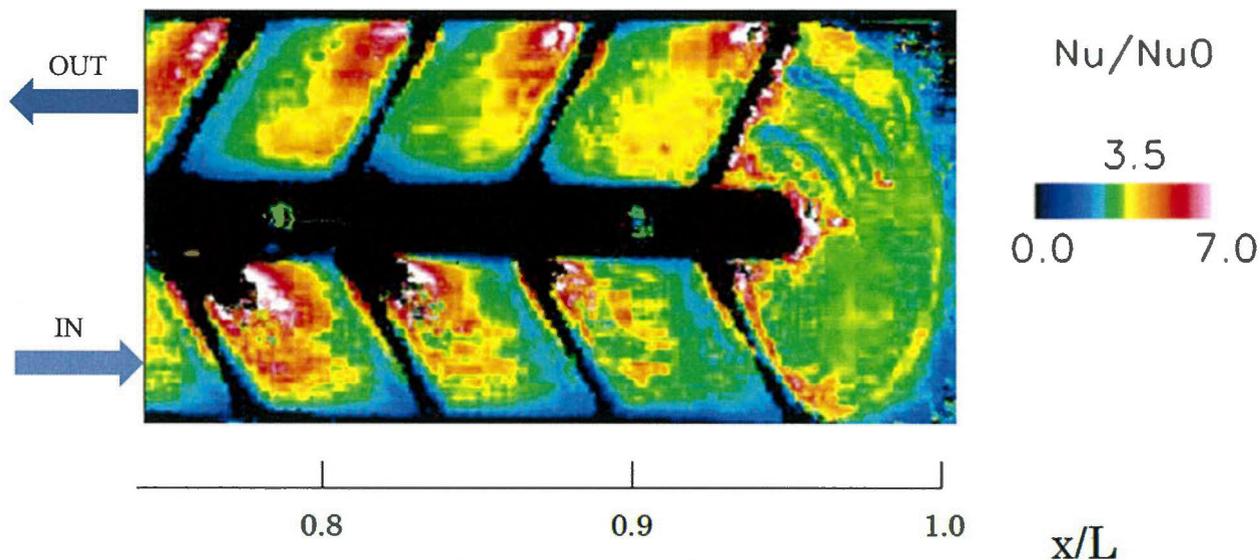


図3.3.13~16に曲がり部にRとTVを2個設置したPattern3の主流Re数を変化させた Nu/Nu_0 の分布図を示す。第1流路に関してはPattern1, Pattern2と同様である。Uターン領域の熱伝達分布では, Pattern0,1,2で確認されたような内周部が外周部より熱伝達率が高いといった不均一が低減されている。これは2個のTVを設置する事によるコーナー部の内周から外周への流量が均一化された為であると考えられる。



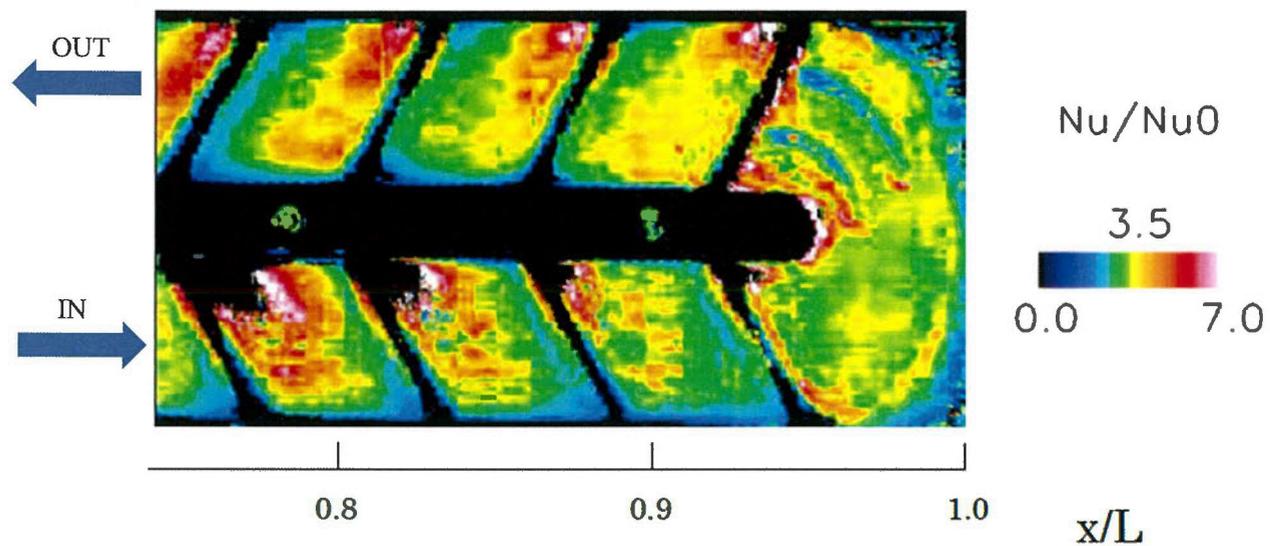


Fig.3.3.15 Pattern3 Re=30,000

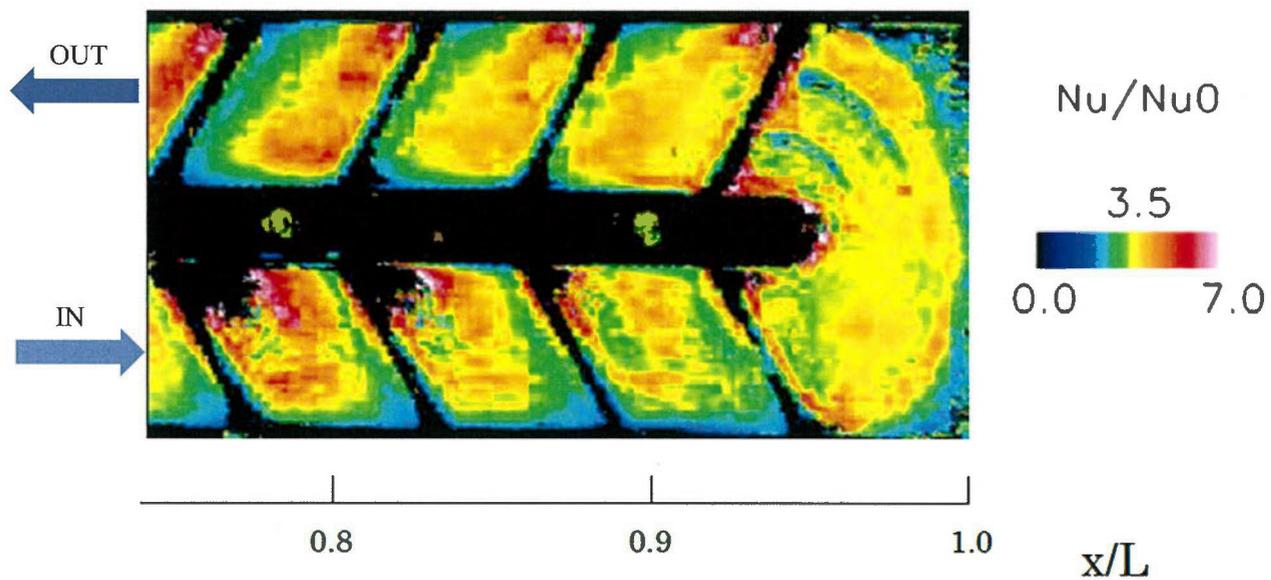


Fig.3.3.16 Pattern3 Re=35,000

表3.3.1にPattern0,Pattern1,Pattern2,Pattern3の各形状での Nu/Nu_0 の比較を示す。それぞれの実験結果は Re 数に比例する Nu_0 で除算しているため、どの形状でも Re 数によらずほぼ同じ値になっている。 Re 数を変えた4つの条件の平均値を各形状における熱伝達率と考えると、流路内形状における平均熱伝達率はほぼ一定の値を示している。これは既存の報告とも一致する結果である⁽²⁸⁾

Table3.3.1 Nu/Nu₀

	base	R	TVmid	TVin.out
Re=20,000	3.41	3.28	3.42	3.55
Re=25,000	3.28	3.59	3.23	3.51
Re=30,000	3.18	3.83	3.44	3.40
Re=35,000	3.42	3.46	3.02	3.62
ave	3.33	3.54	3.28	3.52

図3.3.17～19にPattern0,Pattern1,Pattern2,Pattern3の仕切り板からの距離毎のNu/Nu₀のライングラフを示す。先ほどの平均値での比較と同様に、どの形状でもほぼ同様の傾向を示している。

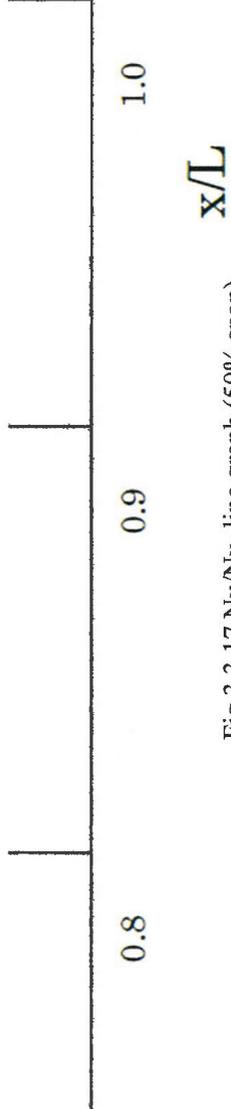
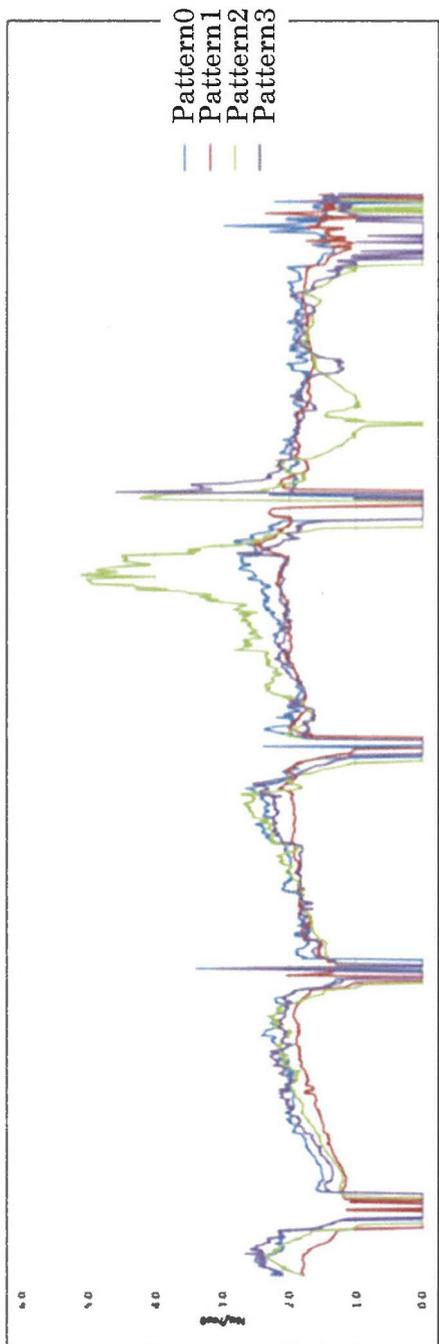
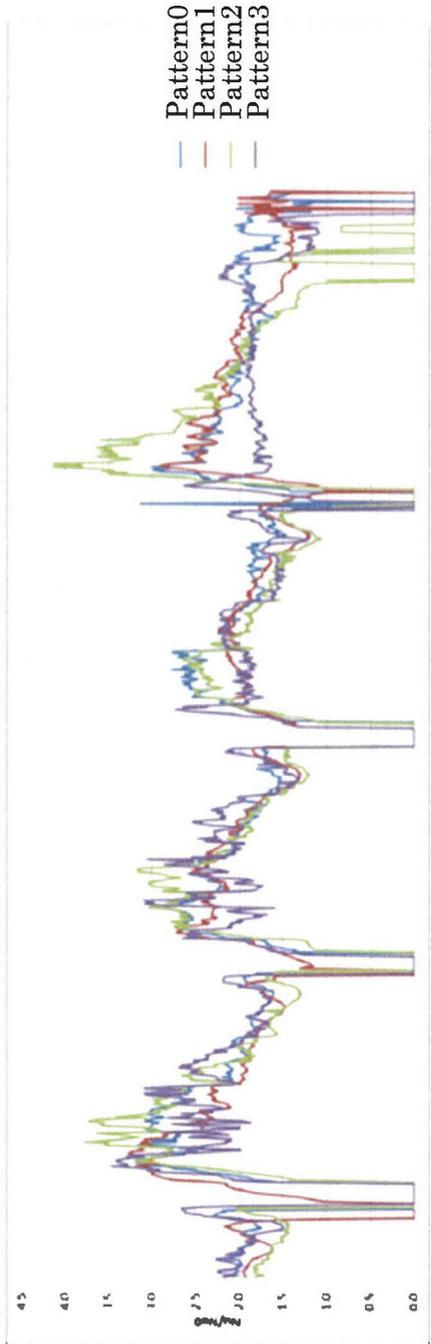


Fig.3.17 Nu/Nu₀ line graph (50% span)

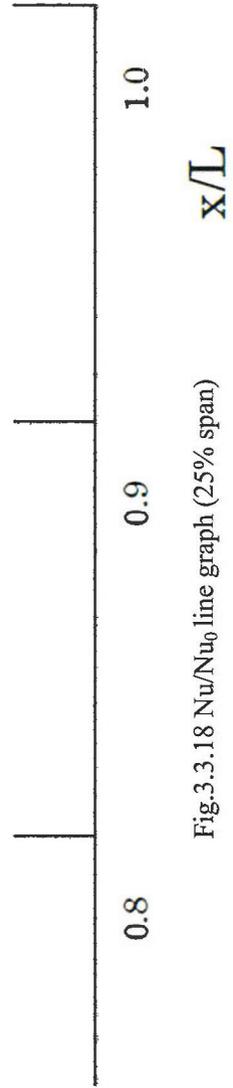
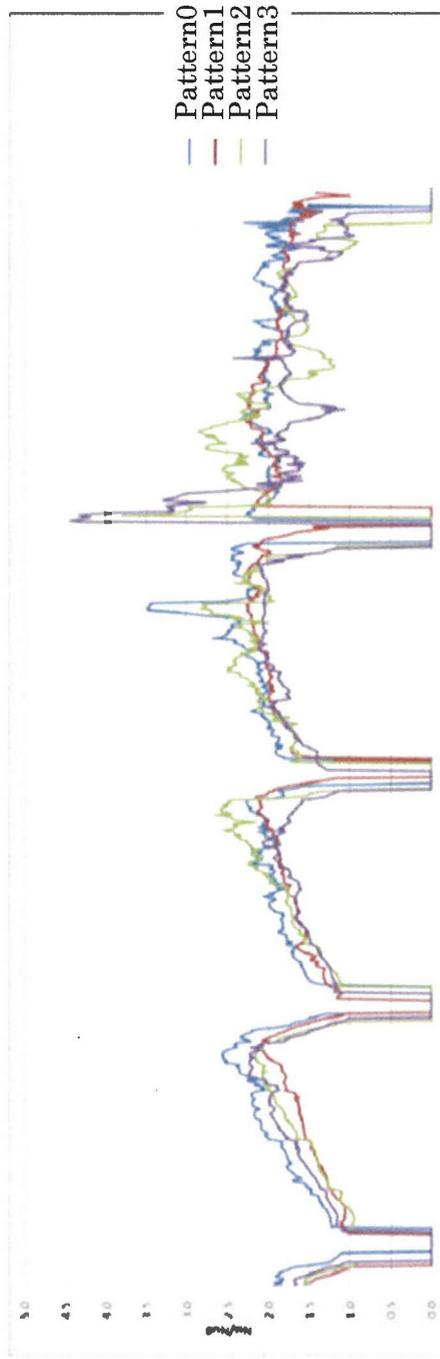
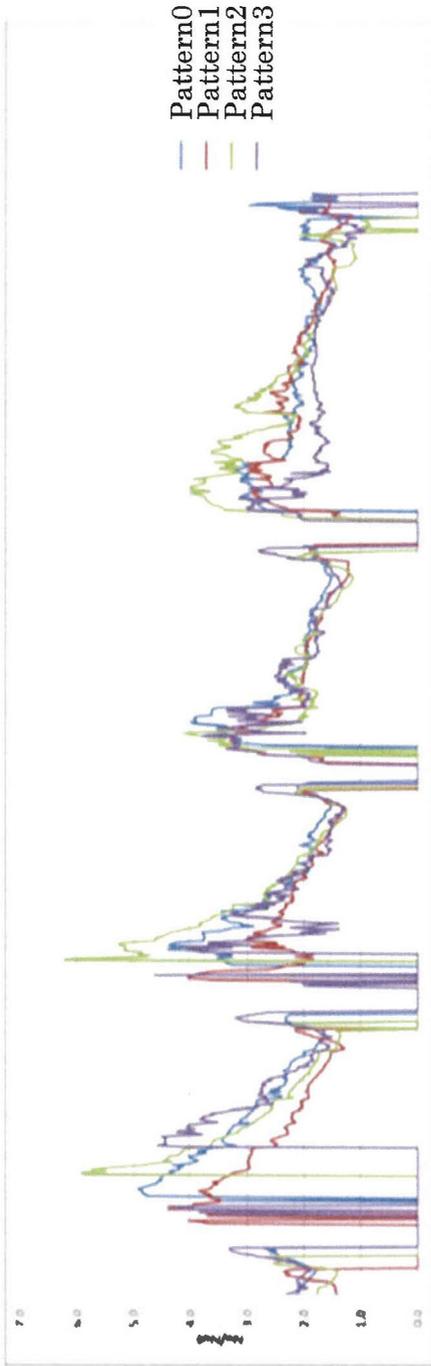


Fig.3.3.18 Nu/Nu_0 line graph (25% span)

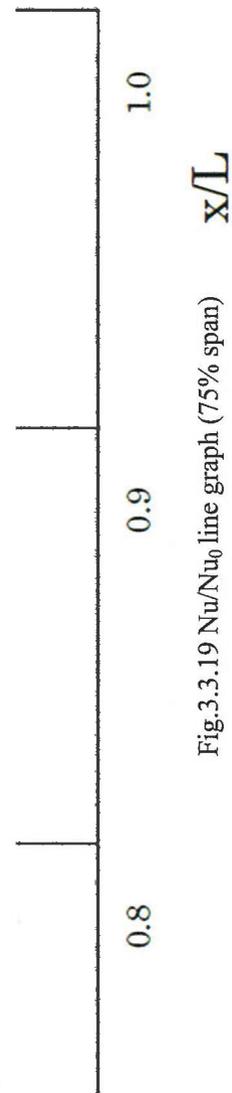
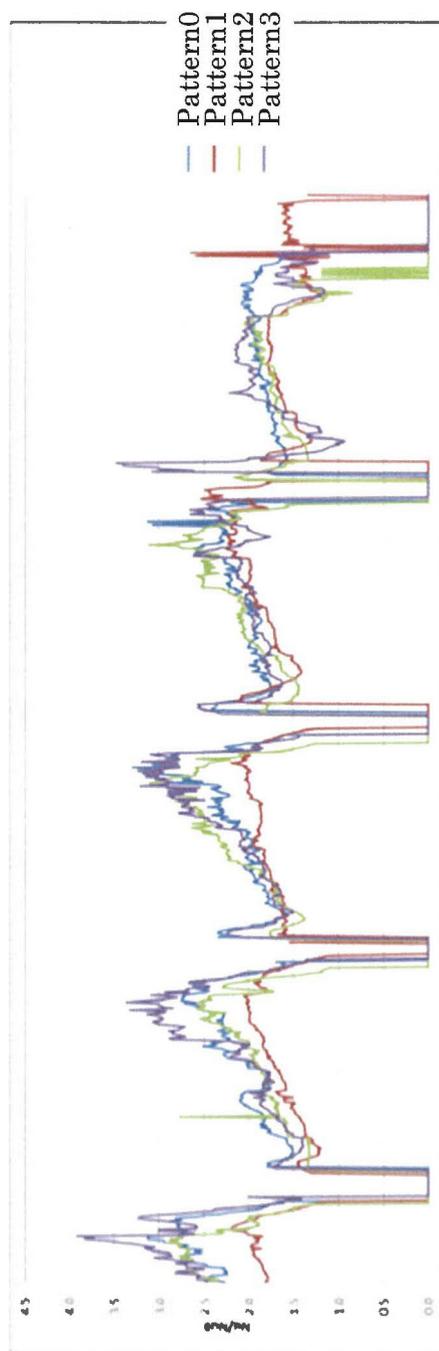
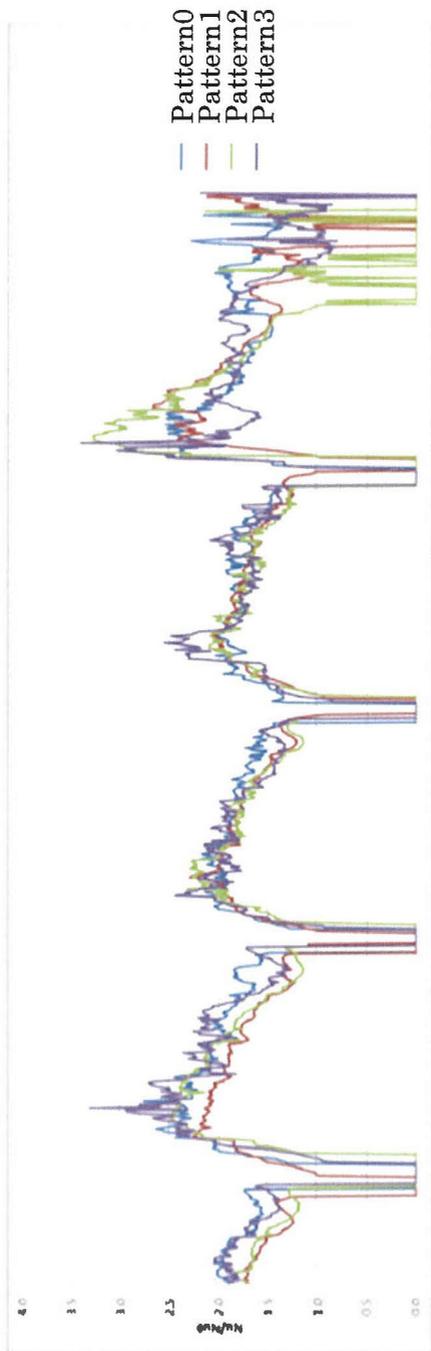


Fig.3.3.19 Nu/Nu₀ line graph (75% span) x/L

3.3.4 静圧計測

内部冷却性能の評価には、熱伝達分布と同時に圧力損失も評価する必要がある。曲がり部での圧力損失と第1流路、第2流路における管摩擦係数は前述の無次元式を適用している

図3.3.20にPattern0～3の4つの形状の供試体について圧力損失の計測結果およびPattern0を対象に実施したCFD解析結果を示す。第1流路及び第2流路はどの供試体でも形状は同じであるので、管摩擦係数についても、どの供試体でもほぼ差異はみられない。しかし、Uターン部の圧力損失に関しては供試体によって大きく異なり、この部分の圧力損失が各供試体の流路全体の圧力損失の大きさを決める大きな要因となっている。Pattern1では、Pattern0に対して、Rの挿入により主流の流れが円滑化されたためおよそ17%の圧力損失低減が見られる。Pattern2とPattern3はほぼ一致しており、Pattern0に対しておよそ29%の圧力損失低減効果が確認できた。またPattern0形状にTVのみを挿入した場合はPattern0形状に対しておよそ18%圧力損失が低減された。

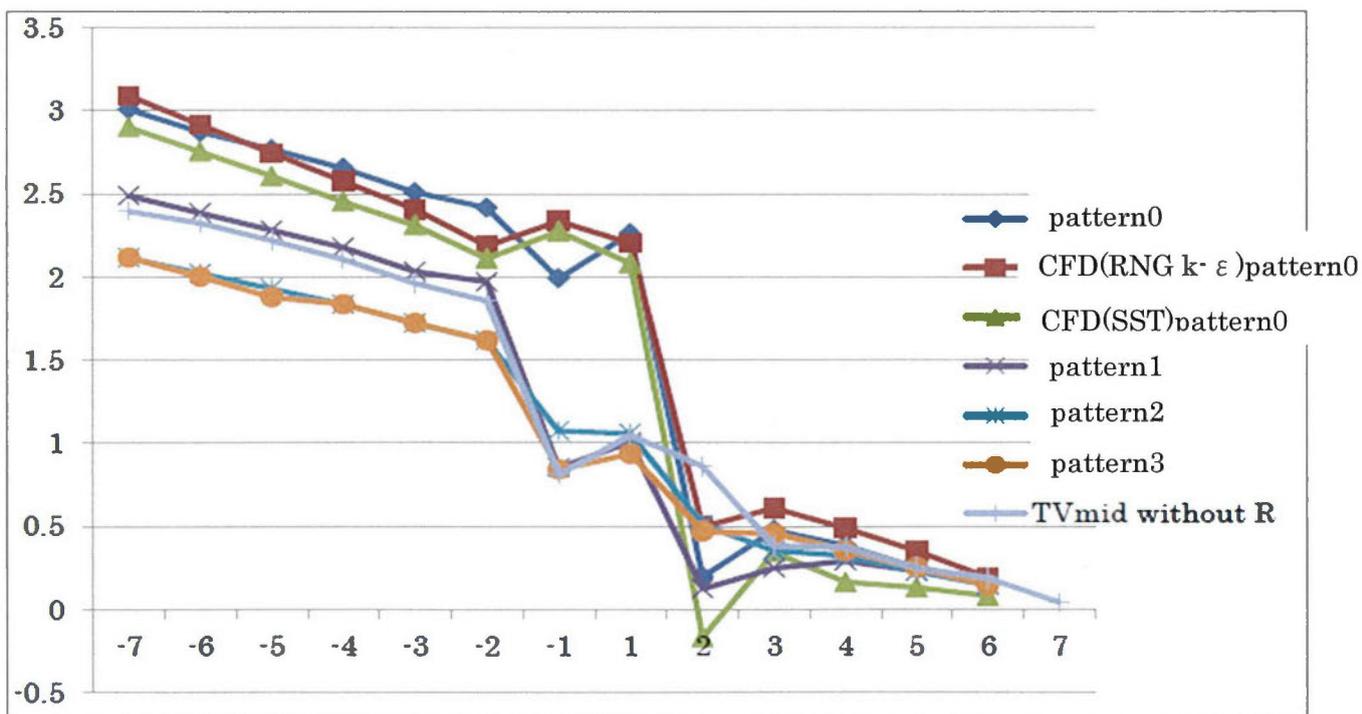


Fig. 3.3.20 Pressure drop

3.4 数値解析

3.4.1

解析格子

流路内部全体を計算格子領域とし、流路内に計算格子を作成している。格子生成はPattern0, Pattern1, Pattern2, Pattern3全ての形状について、構造格子をGridgen Ver.15(Pointwise Inc.)により作成した。壁面近傍の格子距離は $y^+ < 1$ を満たすように決定した。計算格子はPattern0とRを挿入したPattern1モデルが約1160万点、TVを挿入したPattern2, Pattern3は約1600万点となっている。

計算対象となる本研究でを使用した内部流路モデルは左右対称の形状である。そのため流路幅方向を2分割し、断面を対象境界条件とすることで計算量を半減することができる。

しかし、Uターン部がある本供試体形状では特に第2流路の流れが非常に複雑となっており、流れ場が左右対称となる可能性があるため、流れ構造を正確に把握するため、流路全体を解析モデル化した。

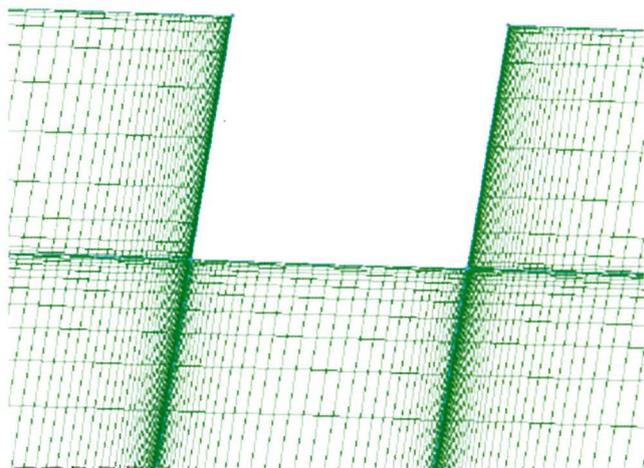


Fig.3.4.1 Grid distribution near rib

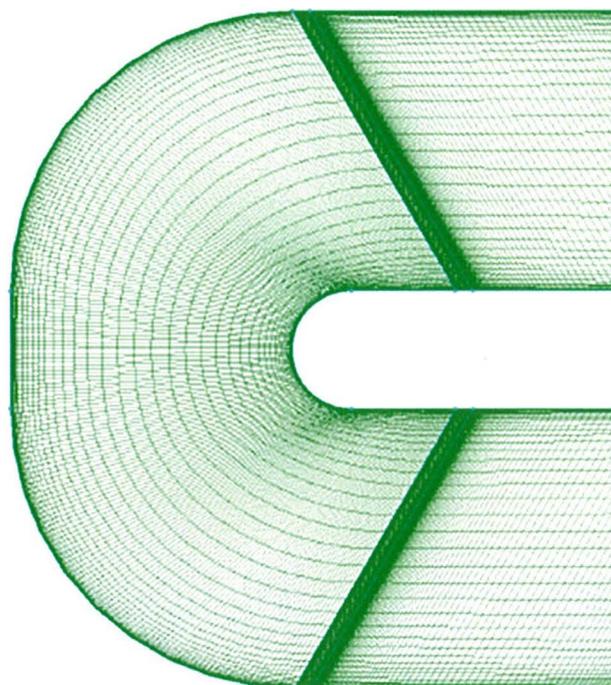


Fig.3.4.2 Grid distribution on turn region(Pattern 1)

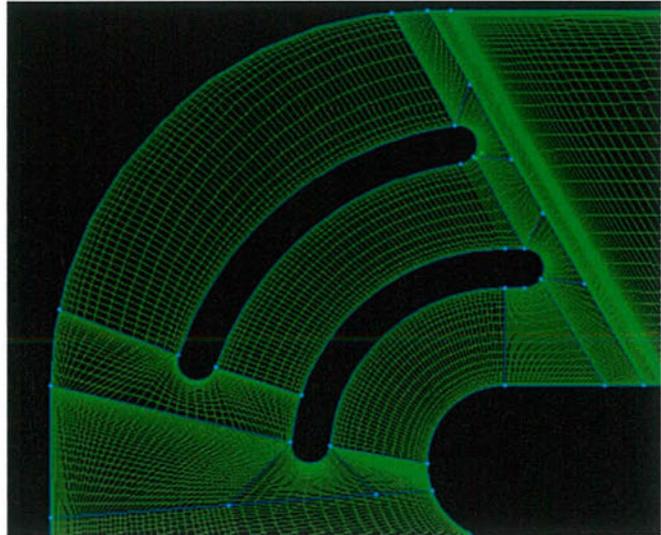
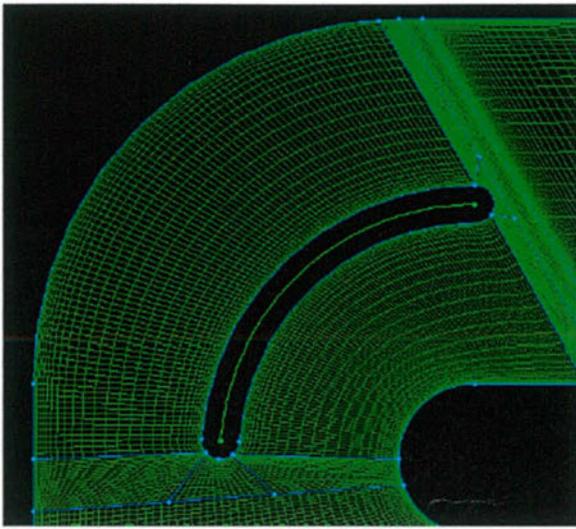


Fig.3.4.3 Grid distribution on turn region(Pattern 2)

Fig.3.4.4 Grid distribution on turn region(Pattern 3)

3.3.2 解析手法

本研究では、解析ソルバーとして汎用流体解析ソフトANSYS CFX13.0(ANSYS Inc)を用いRANS解析を実施した。

本研究では乱流モデルに、過去の研究から高い熱伝達率の予測精度が期待できるRNG k- ϵ モデルと、渦粘性モデルとして高レベルの予測精度を誇るSSTモデルの2つを用いて計算を実施した。RNG k- ϵ モデルは繰り込み群 (Re-Normalization Group) の方法を用いて流れ場を考察した結果をk- ϵ モデルに反映したもので、ひずみ速度が大きな場所で過剰なkの生成を修正したものである。k- ϵ モデルは曲がり管での剥離などの予測精度が低いですが、RNG k- ϵ モデルではこのような現象の予測が可能となっているため、本研究で対象とした供試体形状に対しても高精度な流れ場の予測が期待できる。

また、SSTモデルについてはTVを挿入した供試体形状におけるTV付近の渦構造を精度良く予測できると考えられるので、これらの2種類の乱流モデルを使用して解析を実施した。

解析は定常解析であり、主流入り口条件として実験時と同じ条件の主流速度と静温を与え、出口は圧力一定条件とした。また壁面にはすべり無の等温条件を与えている。

作動流体はAir ideal Gasとした。主流の熱伝達は、Mach数が大きい流れを扱う場合はTotal Energyを使用するが、本研究のMach数は大きくないのでThermal Energyとしている。

数値解析での熱伝達率は(3.4.1)式で定義した。

$$h = \frac{q}{T_b - T_w} \quad (3.4.1)$$

q : 壁面熱流束 [W/m²]

T_b : 主流バルク温度 [K]

T_w : 壁面温度 [K]

ここで壁面熱流束 q はCFX上で計算された値で、壁面近傍での壁面温度と主流温度の温度勾配をもとに算出されたものである。またバルク温度 T_b は、主流方向に垂直な断面を、供試体全長を L として0.1 L 間隔でとり、そこでの流量重み付け平均温度をバルク温度とし、それを実験と同様に曲線近似して x の関数とすることで定義している。2流路モデルでは、第一流路、第二流路それぞれで近似式を出している。曲がり部のバルク温度は、仕切り板高さでの流量による重み付けをした平均温度を与えている。 T_w は今回の計算では壁面境界条件に等温条件を設定したため一定である。

3.4.4. 解析結果

数値解析の結果も実験と同様に、 Nu/Nu_0 を参照することで評価する。

図3.4.5~12より、各条件における壁面熱伝達分布を示す。Pattern1の解析結果からは熱伝達の分布傾向は曲がり部での促進や第2流路後方のインピンジ効果などを考慮すると、SSTモデルよりRNG k-εモデルが実験結果と近い分布を示していると考えられる。第1流路リブ間の熱伝達促進領域の形状が異なっているようにもみえるが、これは実験結果のカラースケール数値計算のカラースケールの違いによるものであり、分布傾向の一致は得られているとみなした。

また、Uターン部の仕切り板近傍での流れの剥離と再付着による熱伝達率の変化についてもSSTモデルよりRNG k-εモデルが実験で得られた分布と近い結果が得られた。

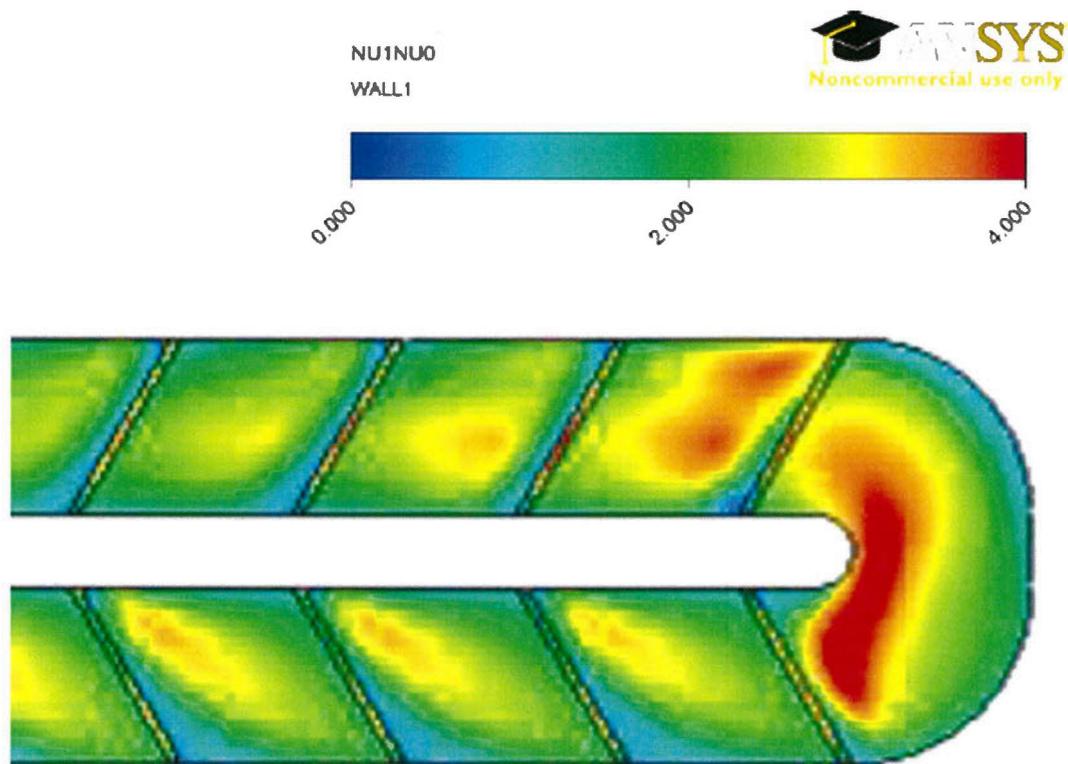


Fig.3.4.5 Pattern1 Re = 20,000 RNG k-ε

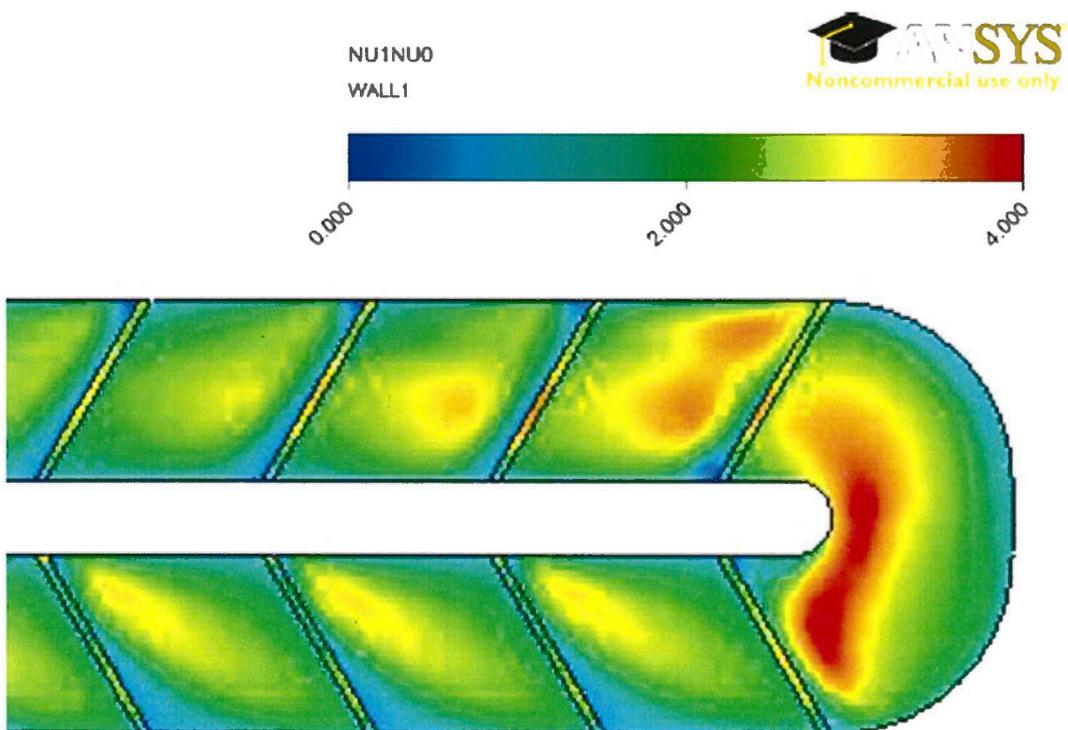


Fig.3.4.6 Pattern1 Re = 30,000 RNG k-ε

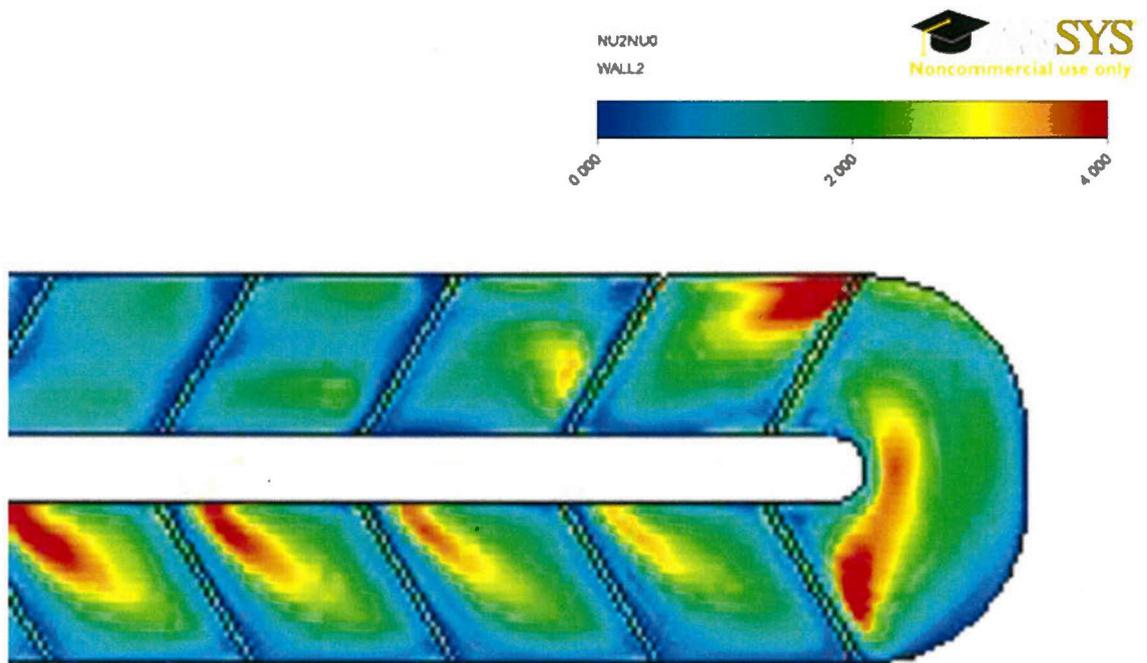


Fig.3.4.7 Pattern 1 Re = 2,000 SST

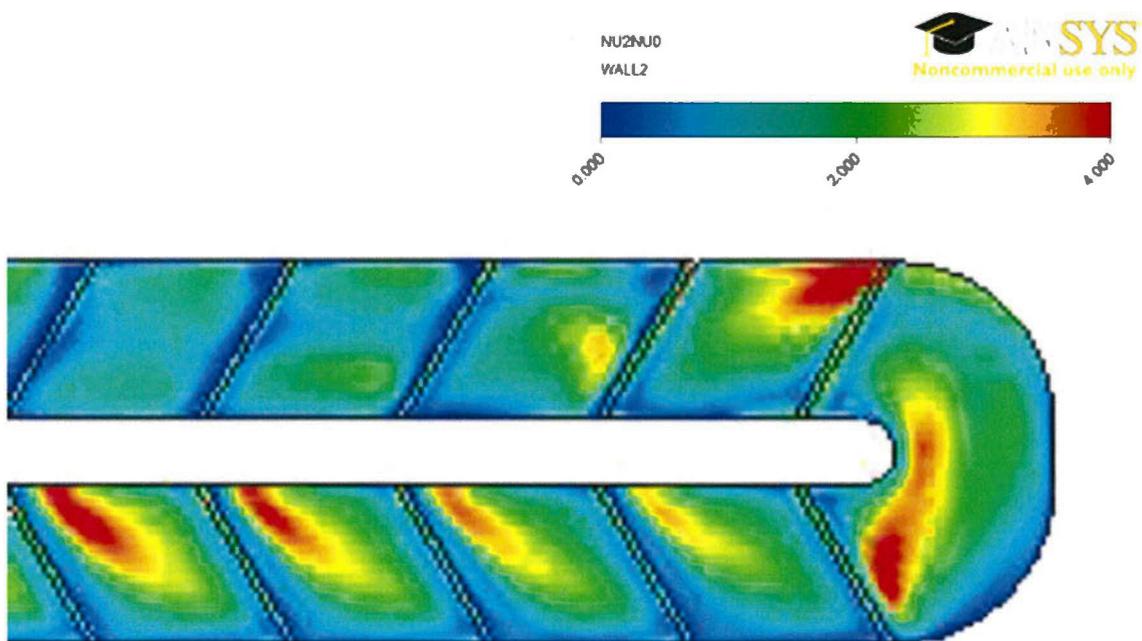


Fig.3.4.8 Pattern 1 Re = 3,000 SST

Pattern2の解析結果からは第1流路における熱伝達分布はSSTモデルの解析結果が実験値と近いが、曲がり部から第2流路についてはRNG k-εモデルによる解析結果が実験値と近い傾向を示している事が確認できた。また、実験で確認された第2流路上部へ

のインピンジ効果による熱伝達率の上昇についてはSSTモデルの解析結果では予測できているが， RNG k-εモデルの解析結果では予測できていなかった。

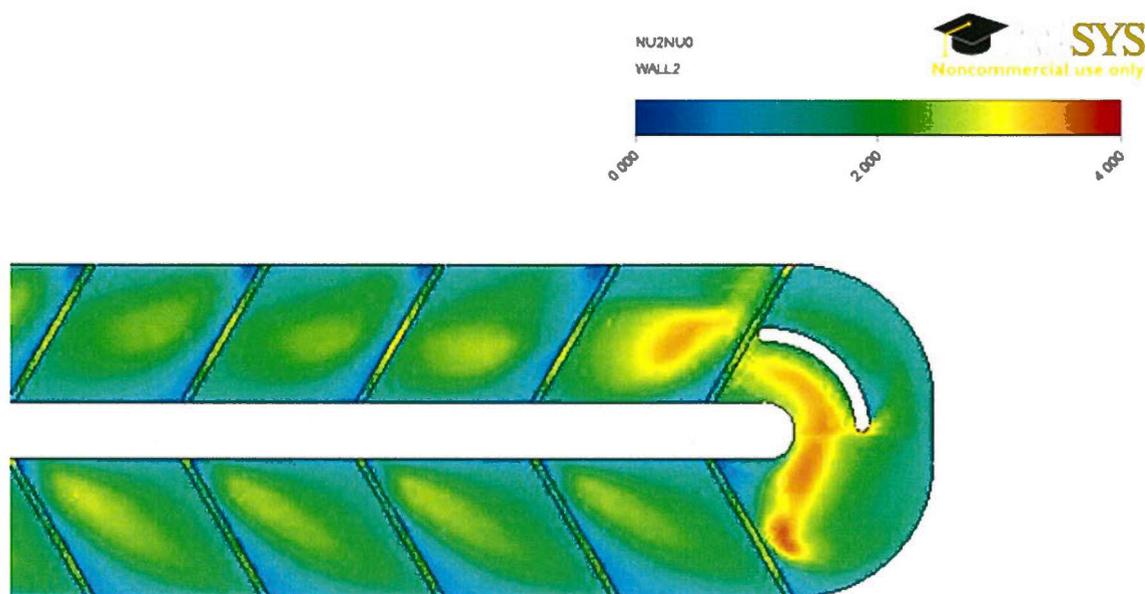


Fig. 3.4.9 Pattern 2 Re = 20,000 RNG k-ε

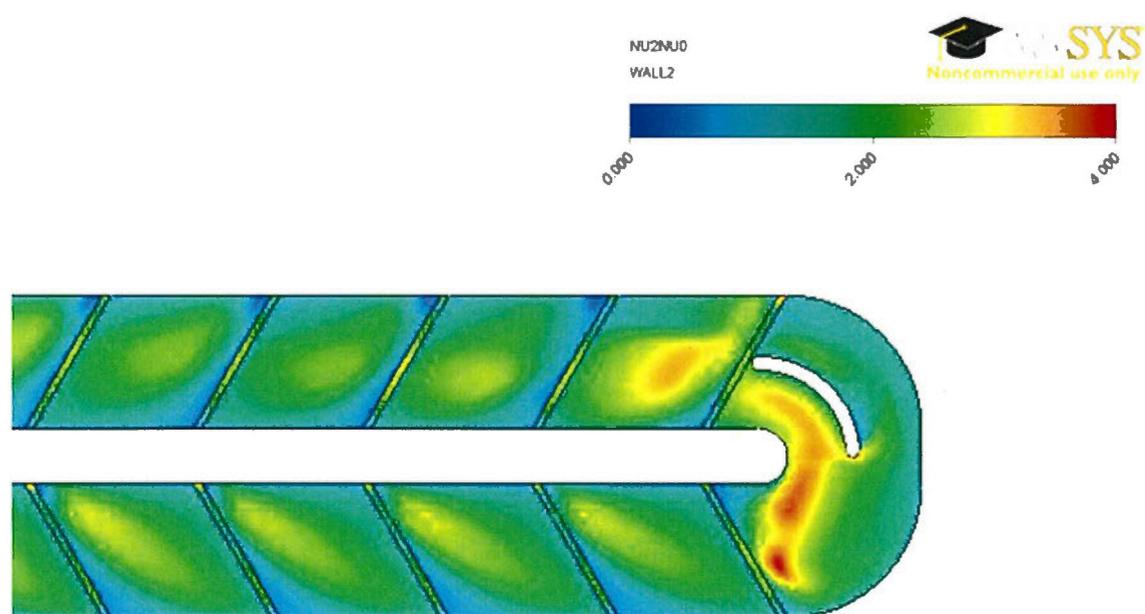


Fig. 3.4.10 Pattern 2 Re = 30,000 RNG k-ε

Pattern3の解析結果からは，実験ではTVにより3つの領域に分割された流路の全てで高い熱伝達が得られていたが，数値解析結果では内側2つの流路に高い熱伝達が見られ，外側の流路では熱伝達の促進効果が低くなることを確認できた。

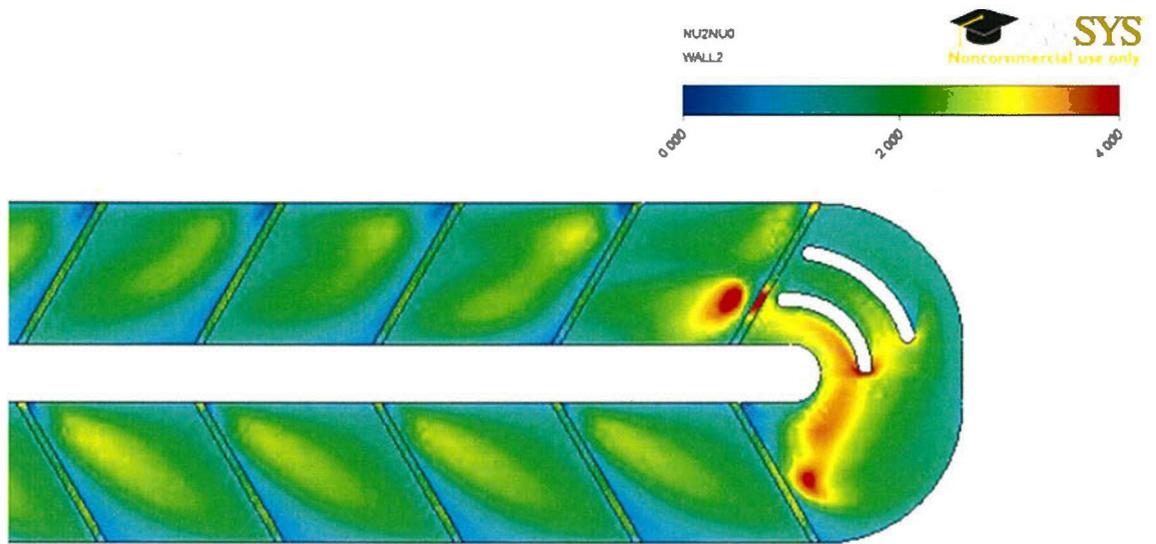


Fig. 3.4.11 Pattern 3 $Re = 20,000$ RNG

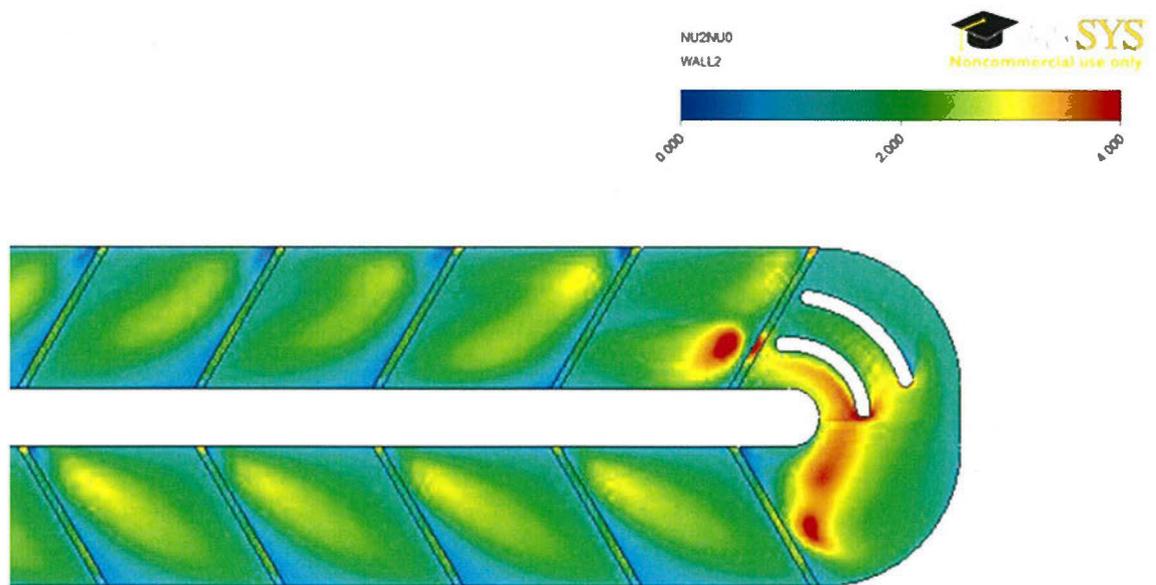


Fig. 3.4.12 Pattern 3 $Re = 30,000$ RNG

5. 4. 3 流路内流れ場

図5. 4. 14に Pattern0形状の Re 数20, 000での第1流路の $x/L=0.8, 0.95$ における流路断面の渦度コンター図を示し, 図5. 4. 15に Pattern0形状の Re 数20, 000での第2流路の $x/L=0.92, 0.8$ における流路断面の渦度コンター図を示す. 第1流路ではインラインで設

置かれたリブの効果により主流が対渦構造を形成しており、180度ターン部ではディーン渦が発生している事が確認出来た。

ディーン渦もまた対渦であるが、第1流路での主流対渦とは回転方向が逆である。そのため第2流路では第1流路からの対渦構造とディーン渦による対渦の、計4つの渦が確認できる。また第2流路のリブにより発生する渦は、ディーン渦と同じ回転方向である。そのため第2流路下流へ進みに従い、第1流路から流入した渦は消滅し、ディーン渦が第2流路のリブにより成長する形で主流対渦構造を形成する。このような現象により、第1流路では主流対渦の効果による熱伝達促進領域、曲がり部と曲がり直後では有効断面積減少による加速と2つの対渦、計4つの渦による熱伝達促進領域が確認できる。

また曲がり直後の促進領域の後方では、2つの対渦が打ち消しあうため主流の攪拌効果が減少し、熱伝達率が低下しているものと考えられる。

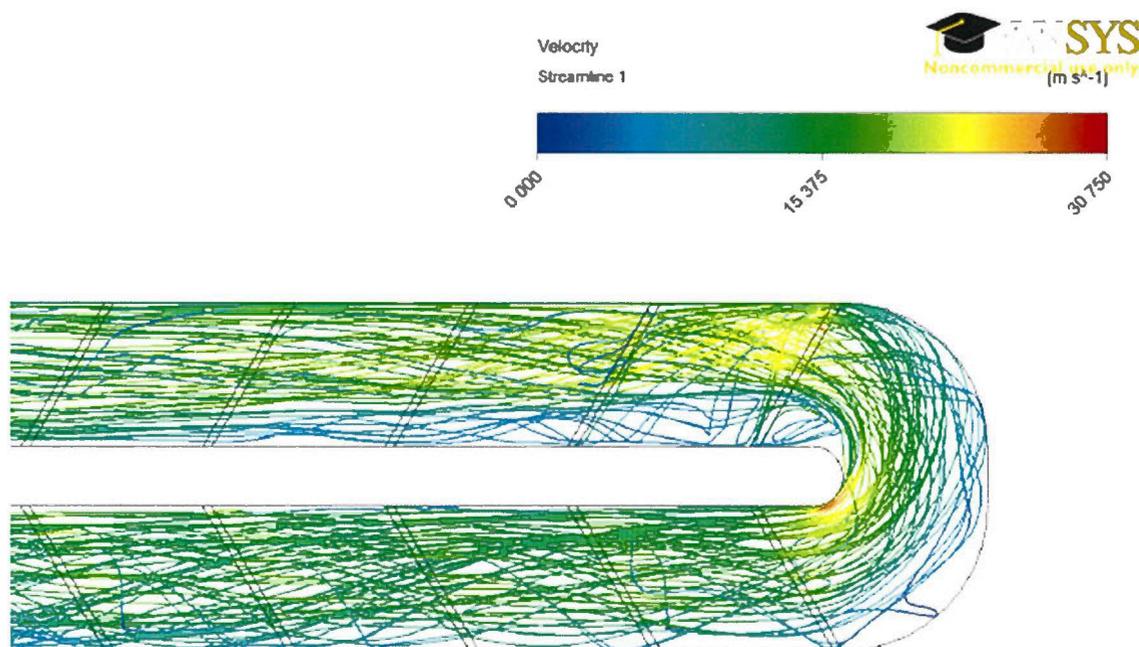


Fig. 3.4.13 stream line

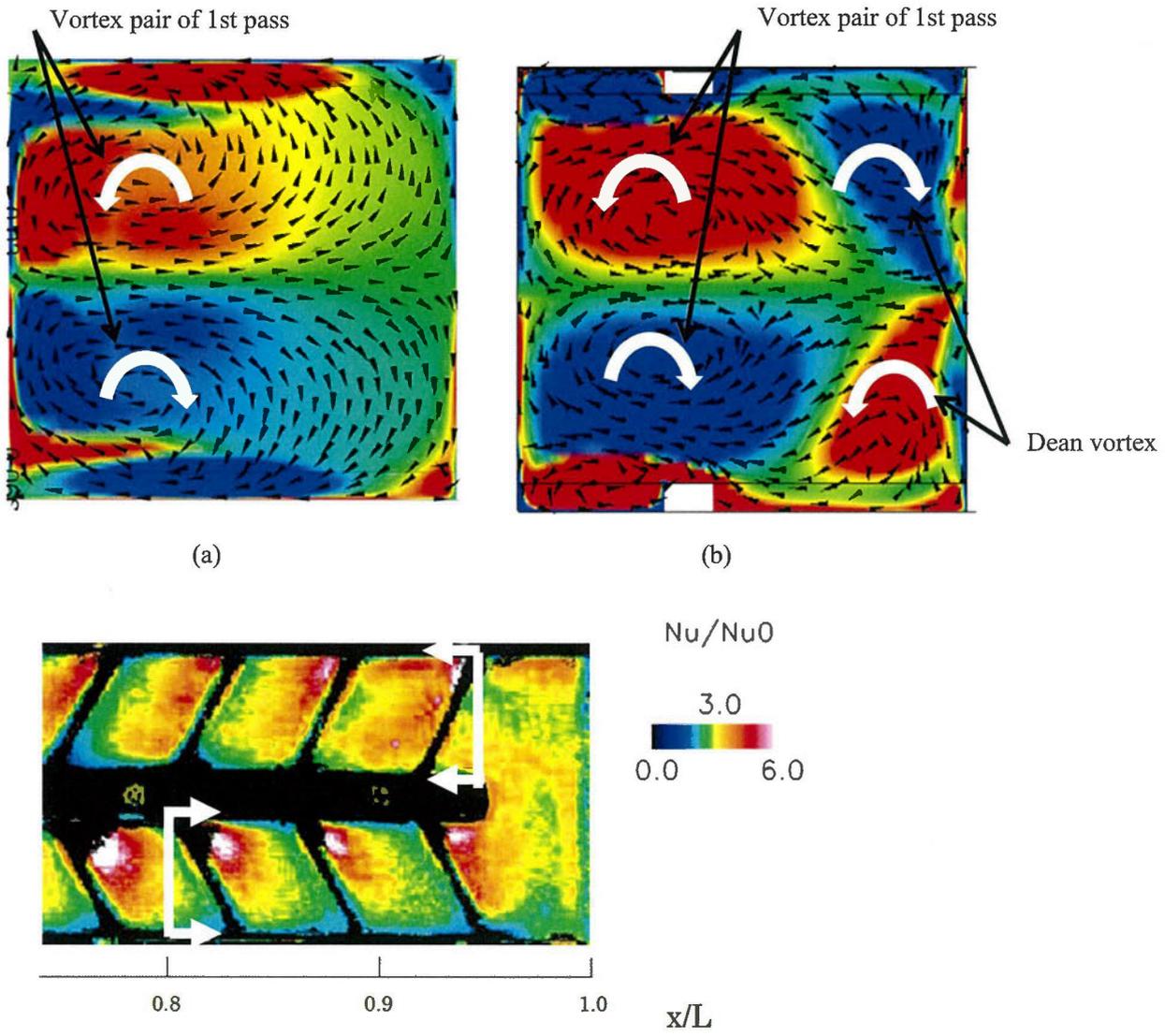


Fig.3.4.14 vorticity contour (a)1st Pass $x/L=0.8$,(b)2nd Pass $x/L=0.95$,

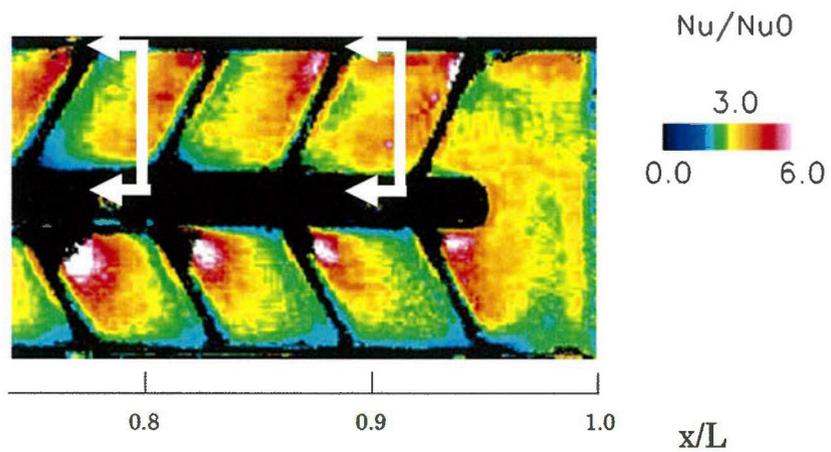
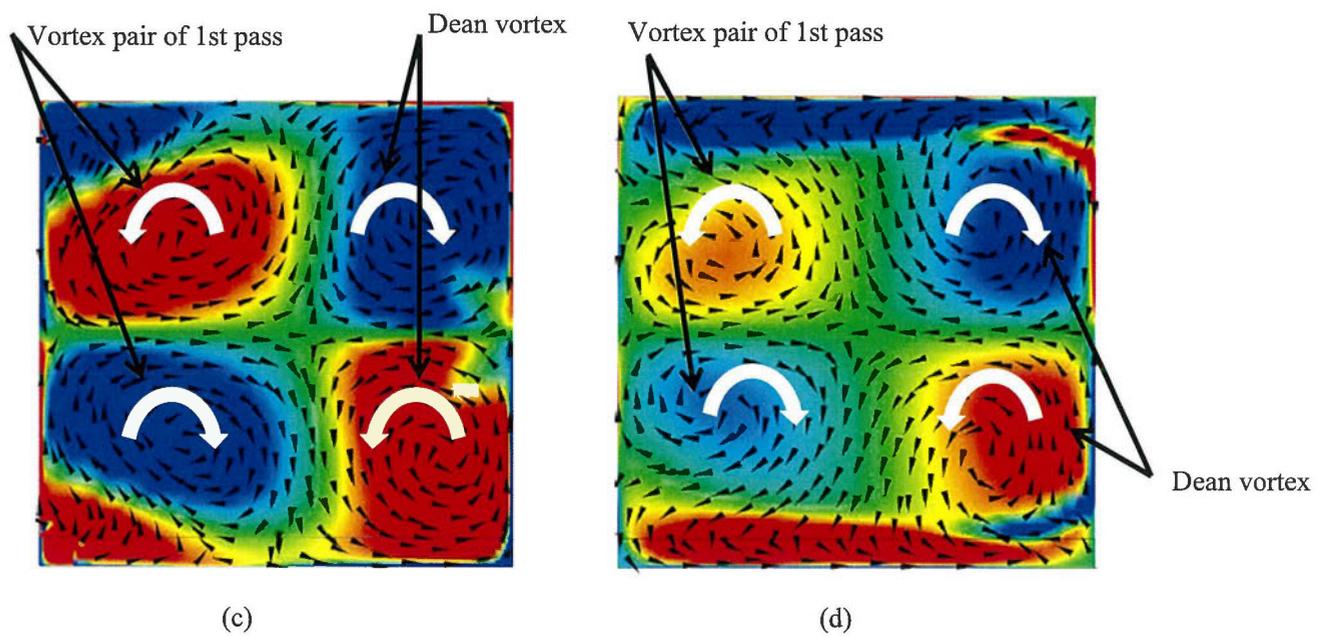


Fig.3.4.15 vorticity contour (c)2nd Pass $x/L=0.92$, (d)2nd Pass $x/L=0.8$

第4章 結言

本研究ではタービン翼の翼外面および内部冷却流路における伝熱特性の研究を実施し、それぞれ以下の知見を得た。

翼外面の伝熱特性の研究では、流入角度と流出角度が等しい2種類の2次元翼列モデルによる翼面熱伝達率と翼面静圧の計測を実施すると共に、これの翼モデルに対してLES解析、RANS解析を実施することにより翼表面の境界層の挙動が熱伝達率に与える影響について検討し以下の知見を得た。

- (1) 流入角度と流出角度が等しい翼モデルでも、翼面の速度分布が異なる場合は境界層の状態の差異により熱伝達率の分布が異なり、今回実施した検討では前縁半径が大きく翼面の曲率半径が小さいType1翼モデルの方が負圧面の乱流遷移の下流領域や、圧力面での剥離泡の下流領域での熱伝達率が高くなる事が確認出来た。
- (2) LES解析による翼面熱伝達率の予測では、負圧面の乱流遷移および圧力面の剥離泡の発生を再現することは可能であるが、前縁半径が大きく翼面の曲率半径が小さいType1翼モデルでは、境界層の乱れが大きくなる領域での熱伝達率の増加を過小評価してしまった。
- (3) LES解析により負圧面側では、遷移点付近から発生する小さな渦構造が翼面の高さ方向に成長し乱れが大きくなるのに対し、圧力面側では発生した渦がひも状に引き延ばされてGortler状渦が発生するといった乱れの生成、成長の様子が異なる事が明らかになった。
- (4) 今回検討した3種類のRANS解析では遷移モデルが組み込まれているTransition k-kl- ω とTransition SST乱流モデルは翼面の定性的な熱伝達率の変化を予測できたが、定量的な予測精度は必ずしも十分とは言えない。

また、内部冷却流路における伝熱特性の研究では、180度曲がりを伴う内部冷却流路モデルに対して、流路にRとTVを挿入した条件での熱伝達率計測を、感温液晶を用いた非定常法にて実施した。また冷却流路内部の流れ場が熱伝達分布へ与える影響を把握するため、CFD解析を実施し実験結果と比較する事により以下の知見を得た。

- (1) 各供試体形状の熱伝達率実験結果から、流路全体の熱伝達率の平均値はどの形状でも大きな差はないが、第2流路の熱伝達率分布についてはPattern3の形状が最も均一であることが確認できた。
- (2) 各供試体形状の圧力損失の実験結果から基本形状に対して、Rを挿入したPattern1で約

17%, RとTVを挿入したPattern2,3では約29%の圧力損失低減効果を確認した。

- (3) 乱流モデルを変更したRANS解析結果から本供試体形状ではRNGk- ϵ モデルによる熱伝達分布の結果が定性には実験値と一致する事が確認できた。また第1流路での対渦, 曲がりでのディーン渦との混合, 第2流路での渦消失について解析結果から確認し, 実験で得られた熱伝達率分布との相関が得られる事を確認した。

以上の結果から, タービン翼の開発時における翼外面の熱伝達率の予測手法としては解析時間を考慮すると遷移モデルが組み込まれているTransition k-kl- ω とTransition SST乱流モデルを使用したRANS解析が適しており, また, 翼内部冷却流路における熱伝達率の予測手法としてはRNGk- ϵ モデルを使用したRANS解析が適している事が分かった。

また, 今後のガスタービンの高効率化に必要なタービン入口ガス温度の上昇に対応したタービン翼の翼外面形状としてはType1の翼形状の様に前縁半径を大きくする事により, 入口流入角度の変化に対してロバストであり, 翼厚が厚い事による内部冷却構造設置の自由度が高く, かつ圧力面での剥離泡の発生による渦構造の発生による熱伝達率の上昇が発生しないような翼形状を採用する必要があると考えられる。

また, 翼内部冷却流路のターン部にはターンベーンを設置し, 圧力損失の低減と流路内の熱伝達の均一化を図ることにより翼の局所的な冷却不足の発生を防止することが出来, より高温環境下で使用可能な高性能な冷却翼を開発できると考えられる。

最後に, 本研究を行うにあたってご指導いただきました船崎教授ならびに内部流路伝熱試験・解析を手伝っていただいた船崎研究室 大学院生の千田嶺太君, 翼列試験を手伝っていただいた川崎重工 堀内 豪氏, 木月 正行氏, 解析作業を補助していただいた生尾真弓氏に深く感謝いたします。

参考文献

1. Mayle, R. E., The Role of Laminar-Turbulent Transition in Gas Turbine Engines, *Journal of Turbomachinery*, Vol.113 (1991), pp.509-537.
2. Zhang, L. and Han, J.-C., Influence of Mainstream Turbulence on Heat Transfer coefficient from a gas turbine blade., *Journal of Heat Transfer, Transactions of ASME*, Vol.116 (1994), pp.896-903.
3. Hippensteele, S. A. , Russell, L. M., Torres, F. J., Local Heat Transfer Measurements on a Large Scale-Model Turbine Blade Airfoil Using a composite of a Heater Element and Liquid Crystals, *Transactions of ASME*, Vol.107 (1985), pp.953-960.
4. Ozturk, B., Schobeiri, M. T. and Ashpis, D. E. , Effect of Reynolds Number and Periodic Unsteady Wake Flow Condition on Boundary Layer Development, Separation, and Re-attachment along the Suction , *ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea and Air* (2005).
5. Arts, T., Duboue, J. and Rollin, G., Aero-thermal performance measurements and analysis of two-dimensional high turning rotor blade, *International Gas Turbine & Aero engine Congress & Exhibition*, (1997).
6. Dyson, T. E., Bogard, D. G. and Bradshaw, S. D., A CFD Evaluation of Multiple RANS Turbulence Models for Prediction of Boundary Layer Flows on a Turbine Vane, *ASME Turbo Expo(2013)*, GT2013-94927.
7. Medic, G. and Sharma, O., Large-Eddy simulation of flow in a Low-Pressure Turbine Cascade, *ASME Turbo Expo(2012)*, GT2012-68878.
8. Medic, G., Joo, J., Milanovic, I., Sharma, O., Large-Eddy Simulation for Turbine Heat Transfer, *ASME Turbo Expo(2013)*, GT2013-95841.
9. Gourdain, N., Duchaine, F. and Collado, E., Advanced Numerical Simulation Dedicated to The Prediction of Heat Transfer in A Highly Loaded Turbine Guide Vane, *ASME Turbo Expo(2010)*, GT2010-22793.
10. Han, J.C., Heat transfer and friction in channels with two opposite rib-roughened walls. *ASME Journal of Heat Transfer*, 1984, 106, 774-781
11. Giovanni Tanda, Roberto Abram, Forced Convection Heat Transfer in Channels with Rib Turbulators Inclined at 45 deg, *Journal of Turbomachinery* April 2009, vol.131
12. Chandra.P.R., Niland, M.E. and Han, J.C., Turbulent flow heat transfer and friction in a rectangular channel with varying number of ribbed walls. *ASME Paper No*, 95-GT-13, 1995.
13. Acharya, S., Dutta, S., Myrum, T.A. and Baker, R.S., Periodically fully developed flow and heat transfer in a ribbed duct. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1993, 36, 2069-2084
14. Srinath V Ekkad, Yizhe Huang, Je-Chin Han, Detailed heat transfer distributions in two-pass square channels with rib turbulators and bleed holes

15. D.Jackson, P.Ireland, B.Cheong, COMBINED EXPERIMENTAL AND CFD STUDY OF A HP BLADE MULTI- PASS COOLING SYSTEM, ASME paper GT2009-60070
16. FLUENT理論ガイド, ANSYS Inc(2010).
17. Nicoud, F. and Ducros, F. , Subgrid-Scale Stress Modeling Based on the Square of the Velocity Gradient Tensor Flow, Turbulence and Combustion, 62(1999) , pp.183-200.
18. Smirnov, R. , Shi, S. and Celik, I. , Random Flow Generation Technique for Large Eddy Simulations and Particle-Dynamics Modeling, Journal of Fluids Engineering, 123(2001), pp.359–371.
19. 小林克年, 谷口伸行, 小林敏雄, 0方程式RANSモデルを用いたLES壁面モデルの構築, 生産研究, Vol.52(2000), pp.19-22.
20. Shih, T.-H., Liou, W. W., Shabbir, A. , Yang, Z. and Zhu, J. ,A New k-ε Eddy - Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows - Model Development and Validation , *Computers Fluids*, 24(3) (1995), pp.227-238.
21. Menter, F. R., Langtry, R. B. , Likki, S. R. , Suzen, Y. B. , Huang, P. G. and Volker, S., A Correlation Based Transition Model Using Local Variables Part 1 - Model Formulation, ASME Turbo Expo(2004), GT2004-53452.
22. Walters, D. K. and Cokljat, D. ,A three-equation eddy-viscosity model for reynolds-averaged navier-stokes simulations of transitional flows, Journal of Fluids Engineering, 130(2008).
23. 船崎ら, 日本ガスタービン学会,Vol.26, No.101, 76, 1998
24. 石澤, 岩手大学修士論文, 平成9年度
25. 棚沢, 西尾, 川村, 笹木, 吉田, “伝熱研究における温度測定法”, 養賢堂, pp.102-118,1985
26. 佐藤, “液晶の世界”, 産業図書株式会社,pp.20-52,1994
27. S.Chandrasekhar,”液晶の物理学“, 吉岡書店,pp.1-48,327-330,1995
28. Frank Zehnder, Marco Schüler, Bernhard Weigand, Jens von Wolfersdorf and Sven Olaf Neumann “THE EFFECT OF TURNING VANES ON PRESSURE LOSS AND HEAT TRANSFER OF A RIBBED RECTANGULAR TWO-PASS INTERNAL COOLING CHANNEL”, ASME paper GT2009-59482