

感温液晶による冷却翼内部流路熱伝達分布の計測法に関する研究

船崎健一（岩手大工）

石澤浩平（岩手大院）

山脇栄道（IHI）

1 緒言

航空エンジンや発電用ガスタービンにおけるタービン入口温度は実用レベルでも1500 Kに到達しているが、今後更なる上昇が見込まれている。このような超高温化を達成するためには種々の研究開発が必要であるが⁽¹⁾、タービン翼内部の冷却構造に関する研究は特に重要である。タービン動翼内部の冷却には、一般に乱流促進体付きのサーペントイン流路が用いられているが、タービン動翼は翼断面のスタガ角や形状の半径方向への変化が大きいため、冷却流路断面形状が流れ方向へ著しく変化する。そのような流路に対し、流路面積の変化しない矩形流路で得られた実験データをそのまま適用することは困難であり、これが冷却設計の精度向上を妨げる要因の一つとなっている。このような複雑な流路における熱伝達特性を把握する方法として、近年CFDの利用が試みられている⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾。CFDを用いた方法は、計算精度や計算機資源への要求度の高さなどの点からまだ実用段階とは言いがたいが、近い将来冷却設計ツールとなるポテンシャルを有している。パソコンクラスの計算機でも数年前のスパコンクラスの計算が可能になりつつある現在、CFDによる冷却設計を現実のものとするためには、実際の流路形状に近いモデルで得られた良質の実験データとCFDによる評価値との比較を行い、計算コードや格子生成コードの検証と改良を行うことが重要である。

本研究では、航空エンジン用高圧タービン冷却翼のサーペントイン流路部のスケールモデルを用い、その流路内面における熱伝達率を感温液晶（Thermochromic Liquid Crystal or TCL）を用いて計測した。同種のモデルを用いて計測した例としては、Abuaf, Kercher⁽⁵⁾の研究がある。彼らは計測面側を断熱材である木材で製作し、その表面を金属箔で覆い、通電加熱法による熱流束一定の条件下で計測面温度を感温液晶により計測している。しかし、彼らの方法には熱損失の評価や供試体の製作の点で難があるため、今回の研究では計測法として感温液晶による非定常法（TCL-based transient method）を採用した。この計測法は著者ら⁽⁶⁾⁽⁷⁾の他多くの研究者⁽⁸⁾⁽⁹⁾により採用されており、計測法の改良も進められているが、乱流促進体付きサーペントイン流路への適用例は少ない。その理由の一つとしては、Chyuら⁽¹⁰⁾が指摘したように、流れ方向への主流温度の変化を合理的に推定することが困難であることが挙げられる。そこで、本研究では、主流温度の直接計測を行うことにより、主流温度の流れ方向への変化を推定し、熱伝達特性の評価精度の向上を図った。

2 計測法

2.1 非定常法の原理

半無限物体表面（初期温度 T_i ）に接する流体の温度をステップ状に温度 T_g まで上昇させる。熱伝達率を h とすると、半無限物体表面の温度 T の時間的変化は次式で与えられる。

$$\tilde{\theta} = \frac{T - T_i}{T_g - T_i} \quad (1)$$

$$\tilde{\theta} = 1 - \exp\left(-\frac{h^2 t}{\rho c \lambda}\right) \operatorname{erfc}\left(\frac{h \sqrt{t}}{\sqrt{\rho c \lambda}}\right) \quad (2)$$

ここで、 t は時間、 ρ 、 c 及び λ はそれぞれ物体の密度、比熱及び熱伝導率である。非定常法による熱伝達率計測では、計測面温度の時間的変化を感温液晶等を用いて計測し、所定の温度に達するまでの時間 t を式(1)(2)に代入し、ニュートン法などを用いることにより熱伝達率 h を推定する。しかし、実際に試験を行うと、後述するように、主流側の温度変化は必ずしもステップ状には変化しない。この場合には、主流の温度変化を微小なステップ変化（計測開始からの時間遅れ τ_j ）の重ね合わせで近似し、Duhamelの定理を用いることにより、表面温度の変化に関する次式が得られる⁽¹¹⁾。

$$T - T_i = \sum_{j=1}^N U(t - \tau_j) (T_g - T_i)_j \quad (3)$$

$$U(t - \tau_j) = 1 - \exp\left[\frac{h^2(t - \tau_j)}{\rho c \lambda}\right] \operatorname{erfc}\left[\frac{h\sqrt{(t - \tau_j)}}{\sqrt{\rho c \lambda}}\right] \quad (4)$$

また, Gillespieら⁽⁸⁾は, 主流温度が時定数 τ の指数関数的な変化をするとき, 表面温度の時間変化に関する解析解を導いた. 即ち,

$$T_g = T_i + (T_{g,e} - T_i)(1 - e^{-t/\tau}) \quad (5)$$

$$\frac{T - T_i}{T_{g,e} - T_i} = 1 - \frac{\rho c \lambda}{1 + \frac{\rho c \lambda}{h^2 \tau}} \exp\left(\frac{h^2 t}{\rho c \lambda}\right) \operatorname{erfc}\left(\frac{h\sqrt{t}}{\sqrt{\rho c \lambda}}\right) - \frac{\exp(-t/\tau)}{1 + \frac{\rho c \lambda}{h^2 \tau}} \left(1 + \frac{\sqrt{\rho c \lambda}}{h\sqrt{\tau}} \left(\frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{t}{\tau}} + \frac{2}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n} \exp\left(-\frac{n^2}{4}\right) \sinh n \sqrt{\frac{t}{\tau}}\right)\right) \quad (6)$$

ここで, $T_{g,e}$ は主流温度の最終到達値である. 主流温度の変化が式(5)で近似可能な場合には, 式(6)は式(3)(4)よりも正確な表面温度変化を与えるものと考えられるが, 残念ながら, 以前の研究で, 温度上昇は指数関数には従わない例の存在も確認されているので, 今回の研究では式(3)(4)を用いることとする(ただし, $N=20$).

2.2 主流温度降下への対応

上で述べたように, 非定常法は主流側から物体への熱移動を伴うため, 主流温度の流れ方向への降下が避けられない. 流路内面での熱流束が既知であれば, 主流(平均流速 U)のバルク温度の推定は可能であるが, 非定常法の場合には熱流束自身が非定常熱伝導方程式の解で与えられるため, 主流温度の変化の評価は容易ではない. この難点を克服するため, Chyuら⁽⁹⁾は4つの方法を検討し, その検討結果を基に次の補正方法を推奨した.

$$\frac{h_b(x, y)}{h_e(x, y)} \approx \frac{C}{C-1}, \quad C = \frac{\rho_{air} c_{air} U}{p_x} \frac{A}{\int_0^0 \int_0^0 h_e(x', y') dx' dy'} \quad (7)$$

ここで, $h_b(x, y)$, $h_e(x, y)$ は局所バルク温度及び流路入口温度で定義された熱伝達率, A は局所流路断面積, ρ_{air} , c_{air} は流体の密度及び定圧比熱である. この方法では流路全内面での熱伝達特性を把握する必要がある. しかし, 本研究で対象としているサーペントイン流路の場合, 必ずしも全ての流路内面が観測可能ではないため, 式(7)による評価法の適用は困難である. また, Saabasら⁽¹²⁾は, 非定常効果を考慮した検査空間における熱平衡に基づき, 主流温度の流れ方向への変化に関する式を得たが, 必ずしも厳密な式ではなく, また計算に要する手続きが煩雑である. そこで, 今回の研究では, 主流温度をサーペントイン流路の数力所で直接計測し, その温度データを基に流れ方向への主流温度を推定する方法を採用する. 同様の方法は前述のChyuらの他, Ekkad, Han⁽¹³⁾が採用している.

2.3 感温液晶による温度計測

感温液晶からの色情報と温度とを関係づける方法については, 単色光源法⁽¹⁴⁾や狭帯域フィルタ法(RGB法)⁽¹⁵⁾, インテンシティ法⁽¹⁶⁾などがあるが, 本研究では, 現在広く用いられている色相法(Hue Capturing法⁽¹⁷⁾)を採用する. これは, 感温液晶からの反射光を R, G, B に分解し, それぞれの光の信号から計算される色相 H と温度との関係を用いる方法である. ここで, 色相はRGB値から次式で計算される.

$$H = \frac{255}{360} \left[90^\circ - \tan^{-1}\left(\frac{F}{\sqrt{3}}\right) + \begin{cases} 0^\circ & \text{for } G \geq B \\ 180^\circ & \text{for } G < B \end{cases} \right], \quad F = \frac{2R - G + B}{G - B} \quad \text{for } G \neq B \quad (8)$$

上式の255/360という因子は色相値を256階調で現すためのものである. 所定の色相値と温度との関係付けは, 後述の較正試験で行われる.

3 実験

3.1 実験装置

図1に本研究で使用した実験装置の概観を示す. プロア入口に取り付けられたヒータにより加熱された空気は整流部, オリフィスを経て三方切り替えバルブに流入する. 計測を開始する前に, 切り替えバルブを迂回側にしておき供試体入口温度を調整する. この時, 迂回側出口に取り付けたバタフライバルブの角度を調整し, 供試体側にバルブ切り替え時に起こりうる, 流動抵抗の変化による流量変

化が発生しないようにする。切り替えバルブは手動式であるが、瞬時(0.5sec程度)にバルブの切り替えが可能である。

3.2 供試体

図2には試験に供したサーペントイン流路モデルを示す。これは航空用エンジン高圧タービン動翼及び根元部の内部冷却流路の一部の10倍スケールのアクリルモデルであり、翼面冷却孔を除き、ほぼ正確に実機内部流路を再現している。サーペントイン通路の入口レイノルズ数は約25,000である。計測が容易になるように、モデル外面の一部(計測側)を平坦面にしてある。モデル内には3つの流路があり、各流路内面には主流に対し 60° 角度を有する突起が計測面及びその対向面に取り付けられている。計測面には、発色温度幅が2の感温液晶(日本カプセルプロダクツ製)をスプレーで塗布し、その上から黒色塗料が塗られている(図3参照)。なお、液晶の厚みにむらが生じないように細心の注意を払っている。供試体の入口及び出口には、非定常温度計測用の抵抗温度計(単線式熱線プローブをcold-wireモードで使用)が設置されている。また、供試体自身には、主流温度計測用の合計4本のK熱電対(T1~T4)を図中に示す位置に取り付けている。熱電対では急激な温度変化を把握することは困難であるが、流路での温度降下の大さを把握することは可能であると考えている。

3.3 温度分布計測

図3に、供試体に塗布された液晶の色(即ち、計測面の温度)の計測の状況を示す。色情報は3CCDデジタルビデオカメラ(SONY DCR-VX1000)にビデオレート(30フレーム/秒)で録画される。この時、フレーム単位の時間も記録され、これを利用して計測開始時刻からの経過時間の算出が可能となる。試験終了後録画された色情報はビデオ信号としてパソコンに取り込まれ、画像処理が行われる。照明には3台のハロゲンランプを用いた。ランプからの光の一部は計測面手前の垂直面で反射するが、この反射光の存在により計測可能な範囲がかなり限定されてしまう。そこで、ランプに円筒状に巻いた和紙製の笠を被せ、さらにトレーシングペーパーで光路を遮るることによりランプの光を散乱させ、特定の強い反射光の発生を抑制した。

3.4 較正試験

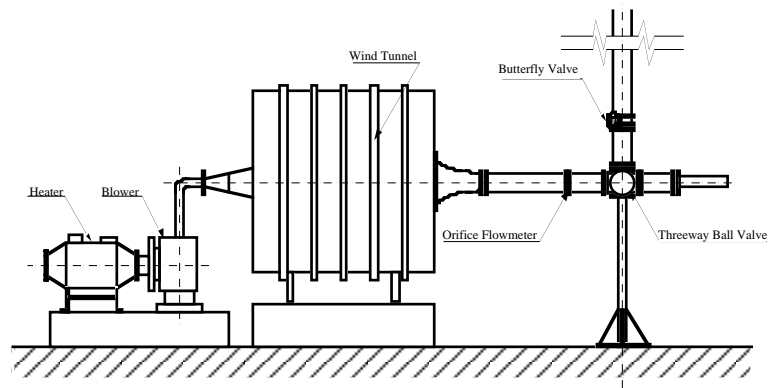


図1 実験装置概観

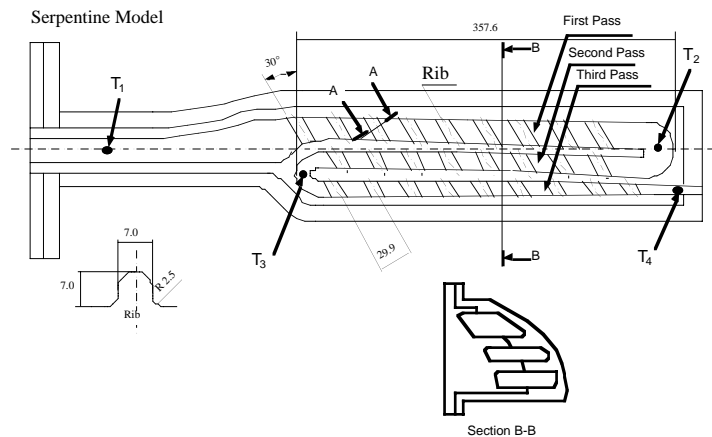


図2 供試体

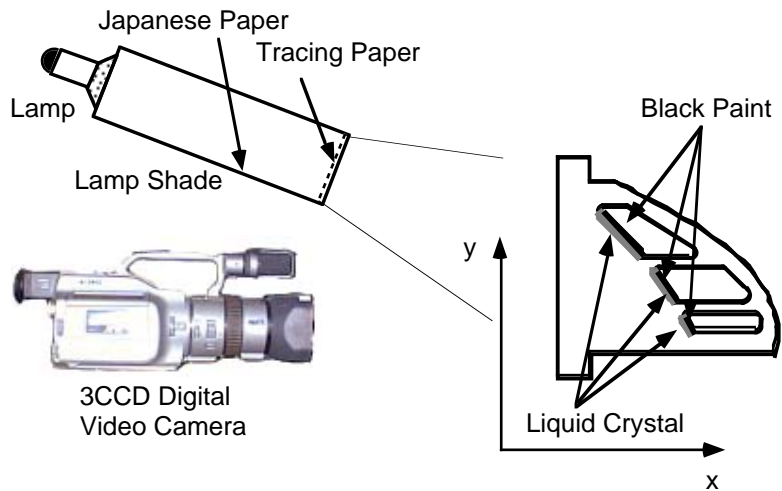


図3 温度分布計測

試験終了後録画された色情報はビデオ信号としてパソコンに取り込まれ、画像処理が行われる。照明には3台のハロゲンランプを用いた。ランプからの光の一部は計測面手前の垂直面で反射するが、この反射光の存在により計測可能な範囲がかなり限定されてしまう。そこで、ランプに円筒状に巻いた和紙製の笠を被せ、さらにトレーシングペーパーで光路を遮るることによりランプの光を散乱させ、特定の強い反射光の発生を抑制した。

較正試験の詳細については既報⁽⁶⁾に譲り、以下に簡単に手順を述べる。アクリル板に感温液晶を塗布した台形状のステンレス箔を貼り、箔を通電加熱することにより表面に温度分布を発生させる。温度分布はアクリル板に埋設した熱電対で計測する。照明やビデオカメラを実際の計測とほぼ同じ状態に設定した状態で液晶の色を録画し、画像処理により対象とする色相が現れている箇所を同定し、熱電対の温度分布から色相値と温度との対応関係を求める。さて、図3の供試体断面図からもわかるように、サーペントイン流路には、計測面とビデオカメラの光軸とのなす角度 φ が 45° 以上にも達する箇所が存在する。このため、較正試験では、較正用アクリル板表面とカメラ光軸とのなす角度を変えることにより、色相-温度の関係に対する角度依存性も把握しておく。一方、サーペントインモデルの計測面は長手方向に必ずしも一定の角度ではないので、角度特性を温度評価の手続きに組み込むことは現時点では困難である。そこで、今回は、 $\varphi = 0$ の時の較正データを用いることとし、角度特性の影響は計測値の不確かさ解析の中で考慮するものとする。

3.5 不確かさ解析

感温液晶を用いた非定常熱伝達率計測では、熱伝達率 h が陽的に定義されていないため、計測の不確かさの評価には、定常的な計測法と比較すると、複雑な手続きを必要とする。Saabasら⁽¹²⁾は、式(1)及び式(2)から熱伝達率の誤差 Δh に関する次式を導いた(ただし $k \equiv \rho c \lambda$)。

$$\Delta h = \frac{\frac{\partial \tilde{\theta}}{\partial T} \Delta T + \frac{\partial \tilde{\theta}}{\partial T_g} \Delta T_g + \frac{\partial \tilde{\theta}}{\partial T_i} \Delta T_i - \frac{\partial \tilde{\theta}}{\partial t} \Delta t - \frac{\partial \tilde{\theta}}{\partial k} \Delta k}{\partial \tilde{\theta} / \partial h} \quad (9)$$

ここで、上式右辺の感度係数 $\partial \tilde{\theta} / \partial T$ 、 $\partial \tilde{\theta} / \partial T_g$ 、 $\partial \tilde{\theta} / \partial T_i$ の評価には式(1)の $\tilde{\theta}$ を、それ以外の感度係数の評価には式(2)の $\tilde{\theta}$ を用いる。式(9)での各量の誤差は必ずしもランダムではないが、簡単のため全ての誤差をランダム誤差であると仮定して熱伝達率の誤差 Δh を算出し、不確かさを評価した。その結果、主流温度降下が十分小さい突起なしの矩形ダクトモデルの場合では約5%の不確かさであった。

しかし、突起ありの矩形ダクトモデルやサーペントイン流路モデルでは、後述するように主流温度降下が顕著であり、線形補間法等の評価法を採用した場合でも、突起ありの矩形ダクトモデルで約10%、サーペントイン流路モデルで最大18%程度の不確かさが熱伝達率に含まれることが分かった。以上のことから、内部流路における熱伝達率分布の計測精度の向上には、主流温度のより正確な評価が重要であることが理解できる。

4 実験結果

4.1 計測精度の検証

サーペントインモデルによる計測の前に、

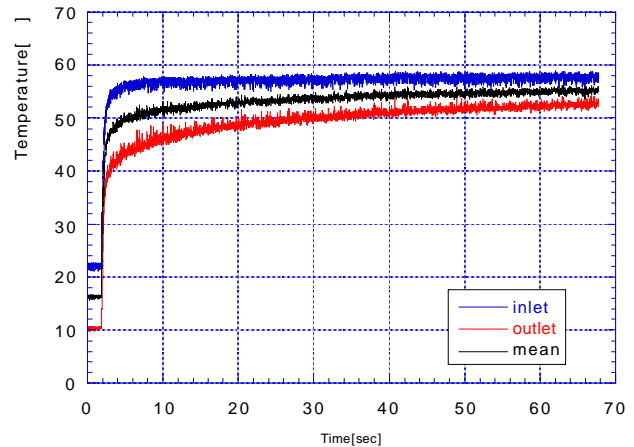


図4 主流温度の変化

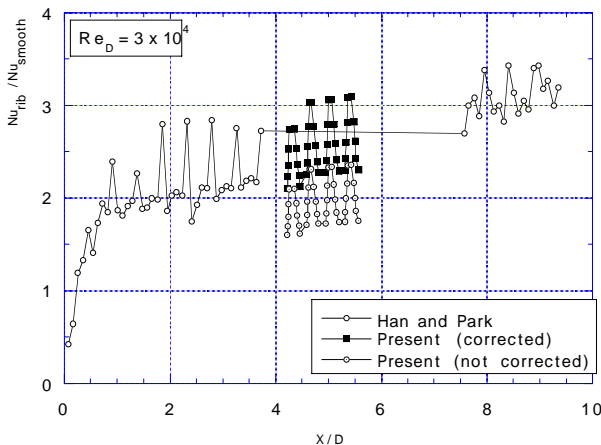


図5 ヌセルト数分布の比較

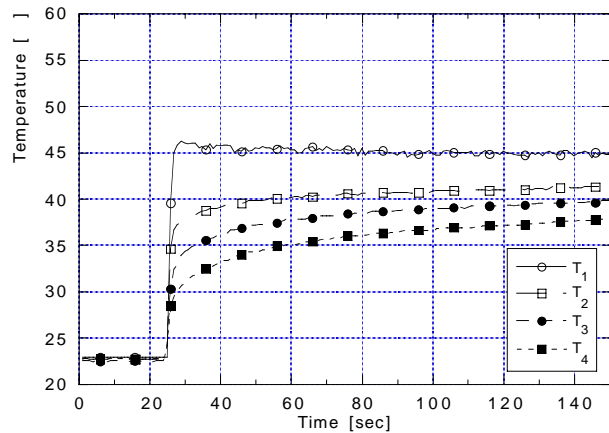


図6 サーペントイン流路内各位置での温度変化

本研究で採用した感温液晶による計測法の妥当性を確認するため、角度付き乱流促進体を有する正方形流路での熱伝達率の計測結果⁽¹⁸⁾との比較を行った。供試体は一边 $D=50\text{mm}$ の正方形断面流路を持ち、流れ方向から 60° 傾いた高さ 2.35mm の突起がピッチ比 $10:1$ で対向する二面に取り付けられている。突起は二面間で対向している (in-line)。この供試体の入口、出口に設置した cold wire で計測した主流温度の変化を図4に示す。ここで、バルブ切り替え時 (温度が急上昇する瞬間) 以前の温度が入口、出口で異なっているが、これは入口温度を配管内で計測している一方、出口温度は外気に設置されているためである。供試体入口温度はバルブ切り替え後約 1 秒でほぼ一定温度に到達している。一定温度に速やかに到達していることから、迂回側バルブの調整が適切であったことがわかる。出口温度は入口温度と同様の上昇カーブを示すが、絶対値は約 8 低くなっている。計測位置は供試体のほぼ中央付近であったので、各瞬間における入口及び出口温度の算術平均を求め (図4参照)、その温度を計測位置における主流温度として熱伝達率を算定した、図5には、供試体中心線上でのヌセルト数分布について、Han, Park⁽¹⁸⁾の熱電対による計測結果と本研究で得られた結果との比較の1例を示す。レイノルズ数 $Re_D (=UD/\nu)$ は $30,000$ である。ヌセルト数分布は、入口効果を考慮した滑面でのヌセルト数 Nu_{smooth} との比で現している。ここで、滑面でのヌセルト数は次式で算出する⁽¹⁹⁾。

$$Nu_{smooth} = \frac{hD}{\lambda_{air}} = 0.022CRe_D^{0.8}Pr^{0.5}, \quad C = 1 + 0.7 \frac{D}{x} \quad (10)$$

ただし、 λ_{air} 、 Pr は空気の熱伝導率、プラントル数、 x は供試体入口からの距離である。また、感温液晶による計測結果については、入口温度で評価した場合と温度補正をした場合の結果が示されている。計測箇所が異なっているため直接的な比較はできないが、温度補正を施したデータはほぼ熱電対による計測値と一致している。一方、温度補正を施さないデータは、主流と供試体初期温度との温度差が実際よりも大きくなっているため、熱伝達率を低めに見積もる結果になっている。

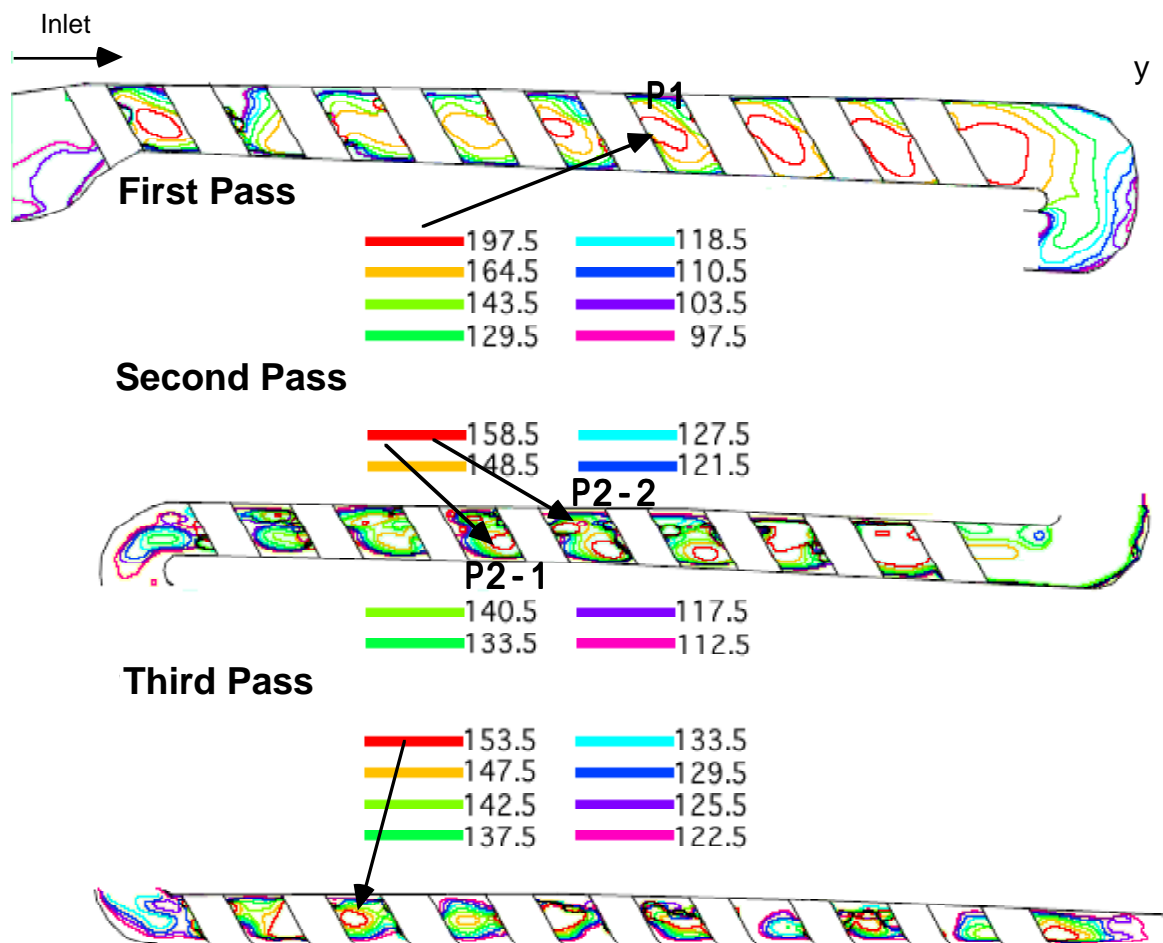


図7 サーペントインモデルでのヌセルト数分布

4.2 サーペントインモデル

図6に熱電対によるサーペントインモデル内での温度計測の結果を示す。供試体入口断面での水力直径に基づくレイノルズ数は約23,000であり、実機のレイノルズ数(約25,000)とほぼ一致している。図中の入口温度 T_1 のカーブはcold wireのデータとほぼ一致していることを確認しており、熱電対による時系列データは熱伝達率の計測上十分な精度を有していると考えられる。熱伝達率を評価する際の主流温度の評価法としては、突起間の平面毎に主流温度を線形補間で求めることが考えられるが、現有の熱伝達率解析プログラムでは対応できないため、ここでは簡単のため3つの各流路の入口、出口温度の平均値をそれぞれの流路に対する主流温度としている。

図7にはサーペントインモデルでの熱伝達率分布を示す。ここで、計測面は、図3に示したように、モデルの平坦部に面した部分である。また、図中の斜めの空白領域は突起を表す。突起表面にも感温液晶は塗布されているが、加工時の不具合により良好な視野がこの部分では得られなかったため、この部分の熱伝達率の計測は断念した。流路断面積が場所によって変化する効果が結果に含まれているため、熱伝達率分布の解釈は容易ではないが、次のような点が特徴として挙げることができる。

1) 第一流路では熱伝達率のピークが明瞭に観測されるが、サーペントイン流路と同じ60°の角度の突起を有する矩形ダクトの場合と異なり、熱伝達率のピーク(P1)が流路中央部に現れている(矩形の場合は突起稜線と仕切面とがなす角が鋭角である領域 - 図ではy方向 - に偏る傾向にある)。この原因は図3に示されているモデル断面図から次の様に理解できる。即ち、第一流路の断面形状は、モデル先端側(右側)に行くにつれ、正方形に近い形状から下に広くy方向に縦長の台形になる。そのため、流路断面の下側に多くの流体が流れることになり、熱伝達のピークが下側(流路面積の広がる側)に移動したものと判断される。この結果は、三角形流路に関するDuttaら⁽²⁰⁾の数値計算の結果ともある程度符合している。

2) 最初の曲がり部直後に熱伝達率の高い領域が現れている。曲がり部での高い乱れが原因であると思われる。

3) 第二流路では、突起下流に発生する熱伝達のピーク(P2-1)が突起稜線と仕切面とが鋭角をなす位置(下側)に現れている。これは矩形ダクトで観測されるピークの位置とほぼ同じであり、流路断面形状が平行四辺形に近づいたことがその理由と考えられる。一方で、これと反対の位置にも熱伝達のピーク(P2-2)が観測されており、曲がり部で生じた二次流れが関与しているものと思われる。

4) 第三流路では、曲がり部直後の高熱伝達領域の発生以外は際だった特徴が見られない。これは、上流側で発生した乱れや二次流れの効果が累積して、強い乱れを含む流れになっているためと思われる。また、流路断面のアスペクト比の効果も影響していると考えられる。しかし、全体に熱伝達率が低めになっていることから、計測精度が影響している可能性があり、今後の検討課題である。

最後に、今回のモデルは動翼モデルであるが、実機中で作動する動翼の内部冷却流路での熱伝達をより正確に理解するためには、レイノルズ数の他に回転場に関するいくつかのパラメータ(Rotation numberや回転Rayleigh number)⁽²¹⁾を実機での値に一致させた試験が必要である。動翼のスケールモデルを用いた回転試験は、技術的困難さのため過去にほとんど研究例を見ないが、翼冷却設計またCFDの解析精度向上のために重要な試験であり、現在モデルを回転させた試験を行うことを検討中である。

5 結論

航空エンジン用高圧タービン冷却翼のサーペントイン流路部のスケールモデルを用い、その流路内面における熱伝達率を非定常感温液晶法を用いて計測した。供試体への吸熱効果に基づく計測法であり、主流温度の流れ方向への低下の効果を評価する必要があるため、今回は直接主流空気を供試体内数力所で計測し、その線形補間法または算術平均法により局所的な主流温度を推定した。試験精度を検証するために行った角度付き乱流促進体を有する矩形モデルに関する試験では、既存の試験データとほぼ一致する結果を得た。サーペントイン流路モデルに関しては、直接比較検討できるデータがなく計測精度の検証が十分ではないが、その複雑な流路で得られる熱伝達率をある程度定量的に捕捉できたものと思われる。しかし、計測精度は必ずしも十分であるとは言えず、特に主流温度のより正確な評価法の確立が必要とされる。

謝辞

本研究の遂行に当たっては、本学卒業生小貫亜希子君の協力を得た。また、本研究で使用した装置の製作に当たっては、岩手大学工学部工作センター佐々木圭一技術職員にご尽力頂いた。ここに感

謝の意を表す。

参考文献

- (1) 吉田, 高温化の意義, 日本ガスタービン学会調査研究委員会成果報告書「ガスタービンの高温化と冷却技術」, 1997, p. 4.
- (2) 川池, 山根, 翼冷却設計に対するCFD適用と課題, 同上, p.65
- (3) 大北ら, 非構造格子を用いた曲がり管内乱流熱伝達の数値解析, 第24回ガスタービン定期講演会講演論文集, 1996, pp. 71-76
- (4) Rigby et al., Numerical Prediction of Heat Transfer in a Channel with Ribs and Bleed, ASME Paper 97-GT-431, 1997
- (5) Abuaf and Kercher, Heat Transfer and Turbulence in a Turbulated Blade Cooling Circuit, J. Turbomachinery, 116, 1994, pp. 169-177
- (6) 船崎ら, 感温液晶を用いたタービン翼冷却流路内熱伝達率計測法に関する研究, 第24回ガスタービン定期講演会講演論文集, 1996, pp. 159-163
- (7) 船崎ら, 翼内部冷却流路内の流れと熱伝達に関する研究, 第25回ガスタービン定期講演会講演論文集, 1997, pp. 71-75
- (8) Wang et al., An Advanced Method of Processing Liquid Crystal Video Signals from Transient Heat Transfer Experiments, ASME Paper 93-GT-282, 1993
- (9) Gillespie et al., Full Surface Local Heat Transfer Coefficient Measurements in a Model of an Integrally Cast Impingement Cooling Geometry, ASME Paper 96-GT-200, 1996
- (10) Chyu et al., Determination of Local Heat Transfer Coefficient Based on Bulk Mean Temperature Using a Transient Liquid Crystals Technique, ASME Paper 97-GT-489, 1997
- (11) Metzger and Larson, Use of Melting Point Surface Coatings for Local Convection Heat Transfer Measurements in Rectangular Channels with 90-degree Turns, Trans. ASME J. Heat Transfer, 108, 1986, pp. 48-54
- (12) Saabas et al., Application of the Transient Test Technique to Measure Local Heat Transfer Coefficients Associated with Augmented Airfoil Cooling Passages, ASME Paper 87-GT-212, 1987
- (13) Ekkad and Han, Detailed Heat Transfer Distributions in Two-Pass Square Channels with Rib Turbulators, Int'l Heat and Mass Transfer, 40, 1997, pp. 2525-2537
- (14) 笠木, 液晶による温度計測, 「伝熱研究における温度計測法」, 養賢堂, 102, 1980, p.102
- (15) 功刀ら, 色彩感覚に依存しない液晶温度計測, 機論(B編) 53-485, 1982, pp.241-249
- (16) Zuolan et al., An Advanced Method of Processing Liquid Crystal Video Signals from Transient Heat Transfer Experiments, ASME Paper 93-GT-282, 1993
- (17) Camci and Glezer, Liquid Crystal Thermography on the Fluid Solid Interface of Rotating Systems, J. Heat Transfer, 119, 1997, pp. 20-29
- (18) Han and Park, Measurement of Heat Transfer and Pressure Drop in Rectangular Channels with Turbulence Promotors, NASA CR 4015, 1986
- (19) Kays and Crawford, Convective Heat and Mass Transfer, McGraw-Hill, 1980, p.140
- (20) Dutta et al., Local Heat Transfer in a Rotating Two-Pass Triangular Duct with Smooth Walls, J. Turbomachinery, 118, 1996, pp.435-443
- (21) Mochizuki et al., Detailed Measurement of Convective Heat Transfer in Rotating Two-Pass Rib-Roughened Cooling Channels, ASME paper 96-TA-6, 1996