

複合型インピンジ冷却構造に関する研究

(実験による内部及び外部伝熱特性同時計測)

Studies on Integrated Impingement Cooling Devices

(Simultaneous Heat Transfer Measurements Inside and Outside of the Devices)

ハミドン ビン サール^{*1}

Hamidon Bin Salleh

船崎 健一^{*2}

FUNAZAKI Ken-ichi

This paper deals with experiments on the film effectiveness and heat transfer coefficients for quasi-Transpiration Cooling System, which integrates impingement cooling and pin fin cooling devices into one body. The proposed cooling system aims at enlargement of the effective heat transfer area as well as enhancement of the internal heat transfer. One of the purposes of the present study is to clarify the reason of the observed difference in cooling efficiency for two different internal cooling configurations. Large-scale test models made from acrylic resin are adopted. The experiment is conducted using heated air as secondary air. The experimental technique is a transient method monitoring surface temperature rise using thermochromic liquid crystal coating on the surface, which enables us not only to determine film cooling effectiveness and heat transfer coefficient on film surface, but also to measure target plate and pin fin surface heat transfer coefficients. The experimental results show that an arrangement of the pins is an important factor to internal heat transfer and eventually to total cooling performance.

Key words : Transpiration Cooling System, Target Plate, Film Cooling, Thermochromic Liquid Crystal

1. 緒言

次世代の航空推進システムの実用化に向けて、高効率・高出力のガスタービンエンジンが要求されている。これを実現するためにはタービン入口温度 (TIT) のさらなる高温化が避けられない。この温度は金属系の熔融温度を超えており、タービン翼を冷却する必要がある。しかし、熱効率の維持のためには冷却空気流体流量は自ずと制限されるため、タービン翼の高性能な冷却構造の開発が不可欠となっている。

著者らは長年に渡って複合型インピンジメント冷却に関する研究を行っている^{(1),(4)}。この冷却構造の特徴は、Fig. 1 に示すように、フィルム冷却に加えて、インピンジメント冷却とピンフィン (内部対流冷却) を一体型にした点である。この冷却構造では、内部の熱伝達率および伝熱面を増加させることによって、より高い冷却効率が得られると期待される。しかし、この冷却構造の性能はピンの形状や高さ、そしてインピンジメントジェット孔とフィルム孔との位置関係に大きく影響されることが想定される。

Nakamataら⁽⁵⁾は、異なる内部冷却構造を有する複合

型インピンジメント冷却構造について、その冷却性能 (冷却効率) を計測したが、そこで確認された冷却性能の違いの原因については不明のままであった。Fig. 2 にはNakamataら⁽⁵⁾が計測した冷却効率を示す。STAGとSTAG 2 という異なる内部構造を有する供試体間に冷却効率の差が現れている。この冷却効率の違いの原因を明らかにするために、本研究ではNakamataら⁽⁵⁾のSTAGとSTAG 2 という供試体の拡大モデルをアクリルで作成し、感温液晶を用いた過渡応答法によって熱伝達特性計測を行った。今回の研究の目的は、内部冷却構造での伝熱特性と同時に、冷却構造から噴出されたフィルム空気の伝熱特性を調べることである。

主な記号

BR	: 流量比 = $(\rho U)_2 / (\rho U)_\infty$
c	: 比熱
D	: フィルム冷却孔直径
d	: ピン直径
DR	: 密度比 = (ρ_2 / ρ_∞)
H	: ピン高さ
ρ	: 密度
h	: 熱伝達率
k	: 熱伝導率
L	: 供試体長さ

原稿受付 2007年 5月11日

校閲完了 2007年 9月27日

* 1 岩手大学大学院

* 2 岩手大学工学部

〒020-8551 盛岡市上田4丁目3-5

- N : 温度上昇曲線の分割数
- Re_{∞} : 主流レイノルズ数 ($=U_{\infty}L/\nu_{\infty}$)
- Re_2 : 二次空気側レイノルズ数 ($=U_2D/\nu_2$)
- t : 経過時間
- T_2 : 二次空気温度
- T_i : 供試体初期温度
- T_{aw} : 断熱壁面温度
- T_w : 供試体表面温度
- T_{∞} : 主流空気温度
- t_a, t_b : 参照経過時間
- η : フィルム効率
- η_c : 冷却効率
- erfc : 誤差余関数
- τ_j : 実験開始からの時間遅れ
- ν : 動粘度
- 添字
- 2 : 二次空気
- ∞ : 主流空気
- aw : 断熱壁面温度

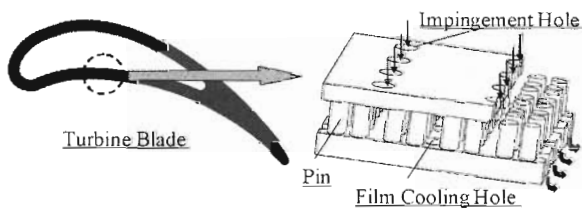


Fig. 1 Concept of an integrated impingement cooling configuration (Nakamata et al.⁽⁵⁾)

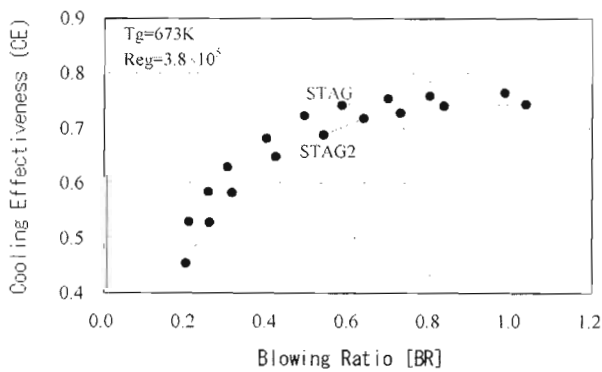


Fig. 2 Cooling effectiveness result from Nakamata et al.⁽⁵⁾

2. 実験

2.1 熱伝達率とフィルム効率の算出

供試体表面における熱伝達率及びフィルム効率は、表面に塗布された感温液晶から得られる表面温度の時間的変化と二次空気（冷却空気に相当）の温度上昇を利用する、いわゆる過渡応答法を用いて求める。

過渡応答法は、通常ステップ状に主流温度 T_{∞} が変化する際の表面温度 T_w に関する1次元理論解を利用する

が、 T_{∞} がステップ状に変化しない場合でも、 T_{∞} の変化を階段状に近似することで、表面温度 T_w を次のように表すことができる。

$$T_w(t) - T_i = \sum_{j=1}^N U(t - \tau_j)(T_{\infty,j} - T_{\infty,j-1}) \quad (1)$$

$$U(t - \tau_j) = 1 - \exp(\beta^2) \operatorname{erfc}(\beta), \quad \beta = \frac{h\sqrt{t - \tau_j}}{\sqrt{\rho c k}} \quad (2)$$

τ_j は、 T_{∞} の時間的変化を一連のステップ変化で表すための時間遅れである。

フィルム冷却が存在する場合、式(1)中の T_{∞} を断熱壁温度 T_{aw} で置き換える。フィルム効率 η を

$$\eta = \frac{T_{aw} - T_{\infty}}{T_2 - T_{\infty}} \quad (3)$$

と定義し、同じ実験で η が一定と仮定すると、次式を得る。

$$T_{aw} = \eta T_2 + (1 - \eta) T_{\infty} \quad (4)$$

上の関係式が、小ステップに分解した場合も成立すると仮定すると、

$$T_{aw,j} = \eta T_{2,j} + (1 - \eta) T_{\infty} \quad (5)$$

この関係から、 η と T_{∞} を一定とすると次式を得る。

$$T_{aw,j} - T_{aw,j-1} = \eta(T_{2,j} - T_{2,j-1}) \quad (6)$$

従って、

$$T_w(t) - T_i = \eta \sum_{j=1}^N U(t - \tau_j)(T_{2,j} - T_{2,j-1}) \quad (7)$$

この式を利用すると、二つの時間 $t = t_a, t = t_b$ での結果を組み合わせることにより、

$$\frac{T_w(t_a) - T_i}{T_w(t_b) - T_i} = \frac{\sum_{j=1}^N U(t_a - \tau_j)(T_{2,j} - T_{2,j-1})}{\sum_{j=1}^N U(t_b - \tau_j)(T_{2,j} - T_{2,j-1})} \quad (8)$$

を得る。この式を数値的に解くことにより、熱伝達率 h を推定し、その h を用いて式(7)からフィルム効率 η が計算できる。例えば、 $t = t_a$ とすると、

$$\eta = \frac{T_w(t_a) - T_i}{\sum_{j=1}^N U(t_a - \tau_j)(T_{2,j} - T_{2,j-1})} \quad (9)$$

2.2 実験装置

Fig. 3は実験装置の概観を示す。作動流体である空気

は送風機から風洞に送り込まれる。風洞内に整流部が設置され、主流ダクトに流入する前にノズルにより加速される。主流乱れは約0.5%である。計測面の先端部分は鋭利な角度を有しており、一部の空気を外へ放出している。主流の流速を計測するためのピトー管が、一列目のフィルム孔（後述）から9D上流の位置に設置される。主流ダクト、冷却ダクトと供試体の組み合わせをFig. 4に示す。供試体は全てがアクリルから製作された。主流ダクトの大きさは高さ200mm、幅480mm、長さ1,600mmである。なお、200mmというダクト高さは絞りノズルの出口寸法等装置上の都合で決まったものであるが、試験での最大二次空気流量を噴出させた時にもフィルム孔から噴出するジェットが対向面に衝突することがなく、十分なクリアランスを有することをCFDで確認している。

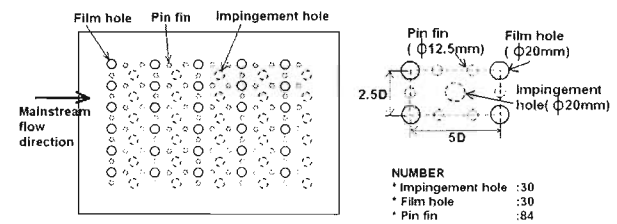
二次空気は、二次空気用の送風機によって供給される。今回の研究では、二次空気を加熱するため、加熱ヒーターを二次空気用送風機の吐出側に装着し、可変抵抗で電流の調整を行い、温度を制御している。ヒーターから供試体手前のディフューザまでを塩ビパイプで接続し、その間に流量計測用オリフィス、切り替えバルブが設置された。ディフューザ下流、供試体手前のプレナムチャンバの大きさは600×600×500mmである。

本研究で用いた二つの供試体（STAG, STAG 2）の冷却構造をFig. 5に示す。両方とも同じ個数、サイズのフィルム孔とインピンジメント孔を有する。孔の直径 D は20mm、個数は30個である。流れ方向に5つの列、各列にスパン方向に6つの孔がある。インピンジメント板

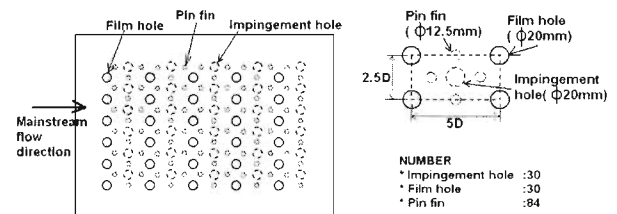
の厚みは20mm、フィルム板の厚みは15mmである。ピンフィンの直径 d は12.5mmと高さ H は30mmである。ピンフィンの数は84本である。ピンフィンとフィルム孔の位置関係、そしてSTAGとSTAG 2の構造の違いはNakamata⁽⁵⁾らの論文中に細かく説明されているが、両者の構造的差異は、ピン配置を固定して考えた場合、基本的にはフィルム孔とインピンジメント孔との位置関係が入れ替わっている点のみである。

2.3 温度計測

流体の温度はK型の熱電対で計測した。熱電対はインピンジメント孔とフィルム孔の入口に設置され、ピン表面とターゲット面の熱伝達率、そして主流側での熱伝達率・フィルム効率の評価に用いられる。主流温度は主流ダクトの入口で計測した。供試体の表面温度計測には感温液晶を用いた。感温液晶の色変化を撮影するために3CCDデジタルビデオカメラを利用した。ターゲット面とフィルム面に対するカメラの位置関係をFig. 6(a)に示す。ピン表面の計測に関してはSTAGとSTAG 2のピンの配置が異なっている点に注目されたい。ピン表面の撮影はFig. 6(b)に示すようにインピンジメント孔に一番近いピンに注目した。



(a) STAG Pin/Hole arrangement



(b) STAG 2 Pin/Hole arrangement

Fig. 5 Test specimen

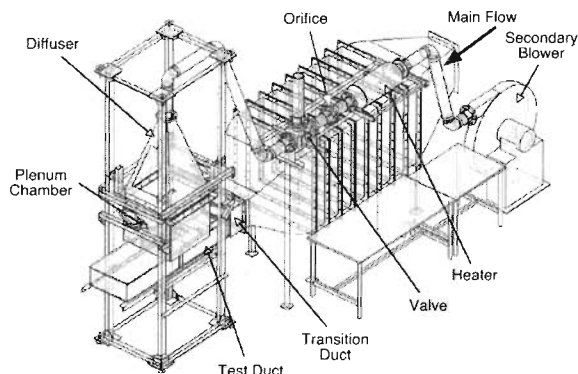


Fig. 3 Schematic of the experimental system

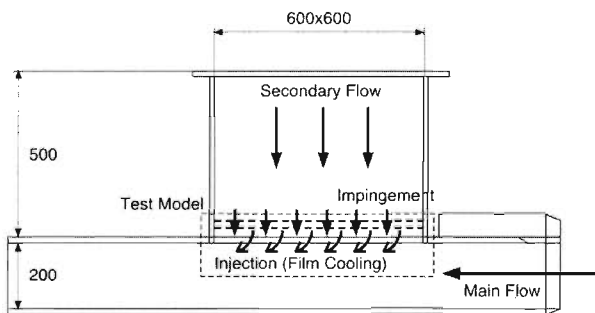


Fig. 4 Schematic of test section

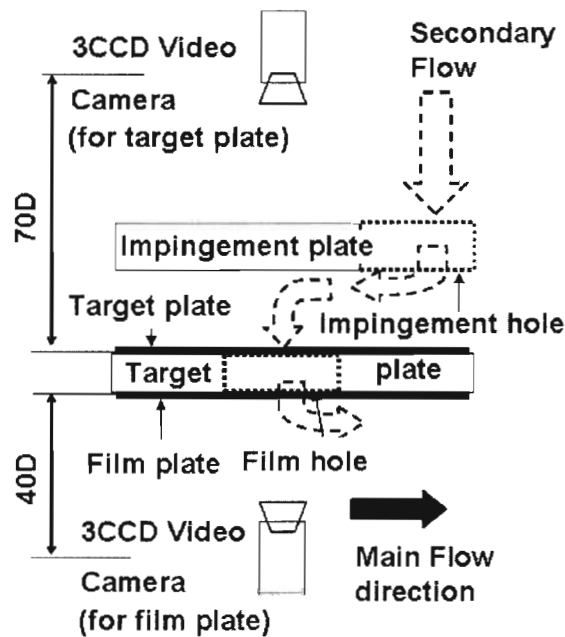
2.4 実験方法

感温液晶の較正では、感温液晶を塗布したステンレス箔とその裏面に熱電対を貼り付けたアクリル製較正板を用いた。較正板は実験装置内に設置され、実験と同じ照明の条件とカメラの位置関係も同じにした状態で、温度と色（色相）の関係を求めた。

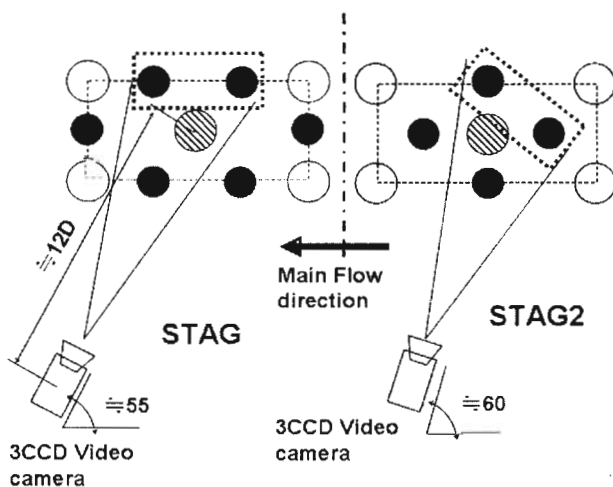
本実験では、はじめにヒーターで加熱された二次空気を目的温度に達するまで実験室の外に放出しておく。実験開始する数分前に、主流流速と二次空気の流量計測を完了し、液晶の色変化を録画するためのカメラをセット

しておく。その後、切り替えバルブを回し、空気を供試本に流す（その時点を実験開始とする）。例として、撮影された液晶の変色をFig.7(a) (b) (c) に示す。撮影された感温液晶の画像データをRGBデータとして切り出し、色相に変換後画像処理行って、較正データを元に表面の温度分布を得る。この温度分布と熱電対で計測した温度データを用いて、既に述べたような方法を適用してフィルム効率と熱伝達率を推定する。

実験条件は主流レイノルズ数（以下 Re_{∞} ）は 3.8×10^3 、冷却レイノルズ数（以下 Re_2 ）は $4.5 \times 10^3 \sim 10.6 \times 10^3$ である。計測では900秒の温度データと感温液晶の発色状況を記録したが、フィルム面側にインピンジメント側からの熱の浸透（Back heating）の影響を最小限するために、計測開始から600秒間のデータだけを使用した。



(a) Target and Film plate case



(b) Pin surface case

Fig. 6 Arrangement of camera

2.5 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、その不確かさに寄与する主な要因としては a) 感温液晶による表面温度の不確かさ b) 2次空気温度の不確かさ c) 主流温度の不確かさなどが挙げることができる。a) の要因については実験と同じ状態（カメラの位置、ズーム、照明など）で液晶の較正が行われており、不確かさは約±5%と評価された。以前の研究⁸⁾により、計測面に対して撮影するカメラの角度が 50° に変化する時に、計測された温度が $0.45 [K]$ に変化すると報告されている。ピンの場合は表面温度計測の不確かさが約±10%と評価された。b) については、フィルム孔とインピンジメント孔入口のそれぞれの温度の不確かさは約±7%と±4%と推定された。主流空気を提供するブローワーは実験室内に設置されていたため、実験開始から温度が約 $1.6^\circ C$ 上昇することが計測され、その効果による不確かさは約6%と評価された。

以上の結果をまとめると、熱伝達率の計測結果に含まれる不確かさは、フィルム板主流熱伝達では約±10.5%、ターゲット面は約±6.5%とピン表面では約±11%と評価された。フィルム効率の不確かさについては、式(9)から熱伝達率と同程度であると推定される。

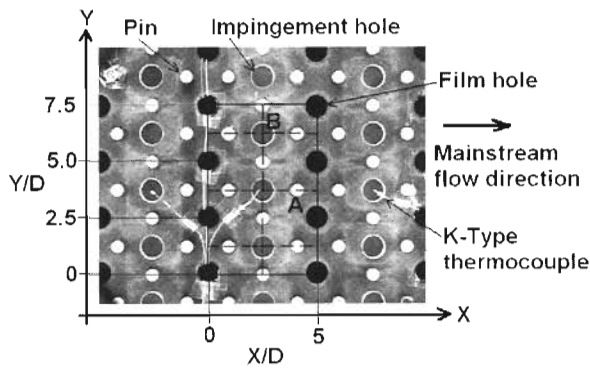
3. 結果

3.1 内部構造の熱伝達（ピン表面）

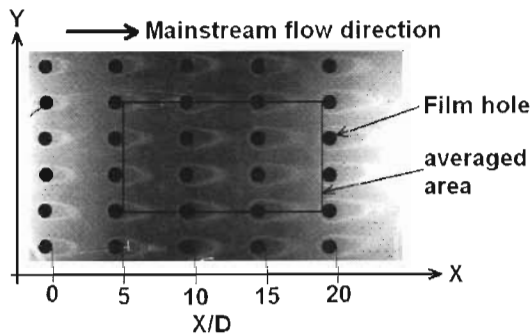
Fig. 8には計測されたピン表面の熱伝達率の分布を示す。ターゲット板に近いピン表面での熱伝達率がインピンジメント板に近いピン表面の熱伝達率よりも高い。これはインピンジメント孔から噴出されたジェットがターゲット板と衝突した後にターゲット板上に壁面ジェットを形成し、壁面ジェットがピンと衝突するからである。インピンジメント板側に近づくると熱伝達率が低下する。これらの傾向はSTAGとSTAG2で同様である。また冷却空気量が増えるとピン表面の熱伝達率が高くなる点も両者に共通する傾向である。現段階では定量的かつ正確にSTAGとSTAG2のピン表面の比較は難しい。理由はa) ピン表面に対する色変化の撮影が非常に難しく（カメラの角度と照明の微調整など）、b) ピン表面全体（ピン一周）の計測はほぼ不可能であったためである。現段階で得られた結果から、ピンのインピンジメント板側での局所的な部位を除き、STAGとSTAG2とはほぼ同程度の熱伝達率分布が得られていると考えられる。

3.2 内部構造の熱伝達（ターゲット板上）

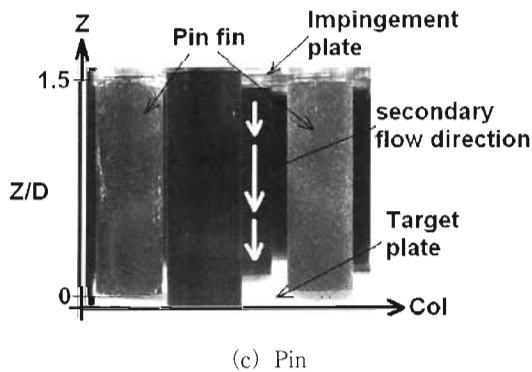
Fig. 9にはFig. 7(a) に示した線で囲まれた領域内の熱伝達率分布を示す。インピンジメント領域内に熱伝達のピーク値が現れることが両者の共通点である。しかしSTAG2の場合はインピンジメント領域にピンフィンが設置されたため、高い熱伝達率の発生が抑制されている（図中に点線で囲まれた領域）。なお、インピンジメント



(a) Target Plate



(b) Film Plate



(c) Pin

Fig. 7 Examples of thermochromic liquid crystal color change on the measurement surfaces

ジェットによる熱伝達の特性和流れの関係は船崎ら⁽²⁾の中で調べられている。Fig.10には、正常な発色が観測されない部分を除いた、矩形領域内熱伝達率の平均値を示す。BR≠0.8の場合以外はSTAGの平均値がSTAG 2より約10~20[W/m²K]程度高いことが分かった。STAG 2のBR≠0.8の場合は他の条件と異なった傾向を示していたが、これは発色が正常に観測されなかった部分が多かったからと考えられる。Fig.11とFig.12のグラフは、それぞれインピンジメント領域の水平方向の三つの中心線(破線A)上の平均値と垂直方向の中心線(破線B)上の熱伝達率を示す。

Fig.10とFig.11での比較から、STAGとSTAG 2での熱伝達率分布について次のような大小関係が確認できる。

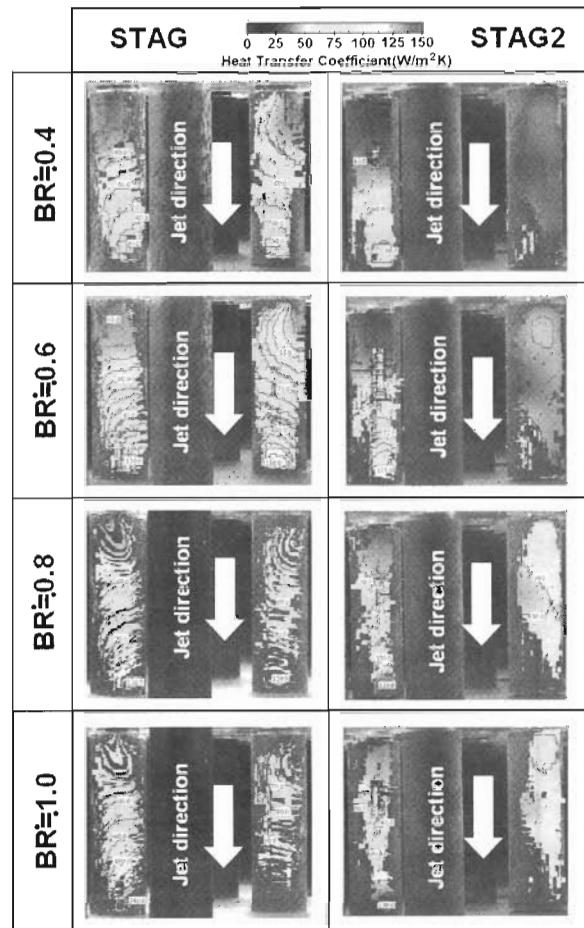


Fig. 8 Heat Transfer Coefficient distribution of Pin surface

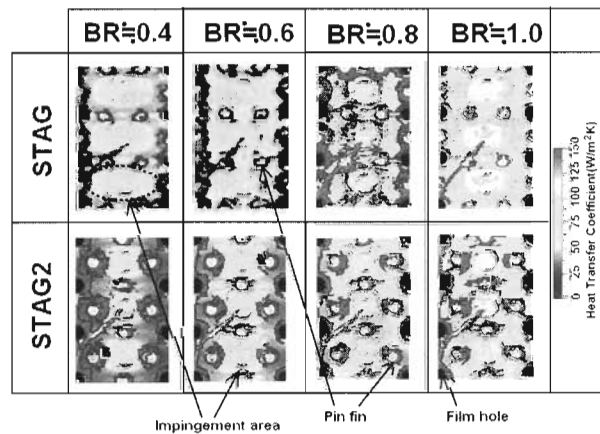


Fig. 9 Heat Transfer Coefficient distribution of Target Plate

- (1) 熱伝達の平均値 (Fig.10)
STAG>STAG 2 (BR≠0.8以外)
10~20[W/m²K]程度の差が生じている。
- (2) 中心線の熱伝達率(水平方向のピーク値) (Fig.11)
STAG>STAG 2
BR≠0.8以外は15~20[W/m²K]程度の差が生じている。

(3) 中心線の熱伝達率 (垂直方向のピーク値) (Fig.12)

STAG>STAG 2 (BR≧0.8以外)
ピーク値とピーク値の間に, STAGの場合は熱伝達の極大値 (fountain effect)⁽²⁾が現れる。

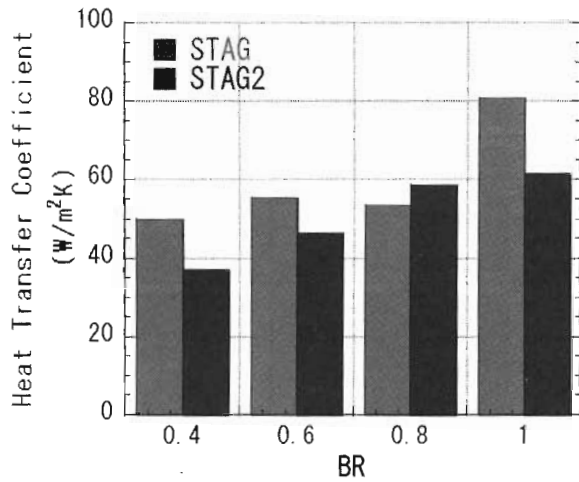


Fig.10 Averaged Heat Transfer Coefficient of Target Plate

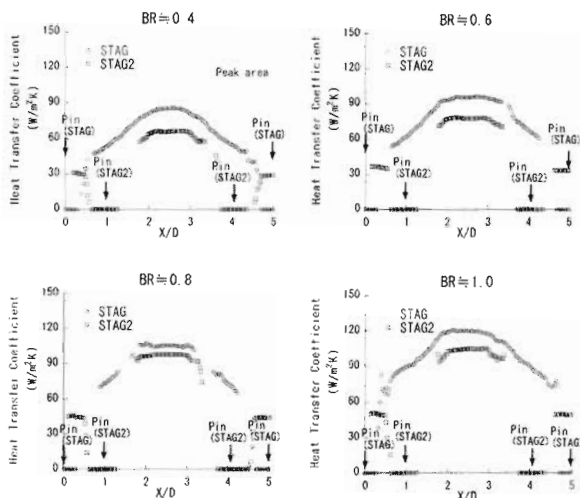


Fig.11 Heat Transfer Coefficient along Line A on target plate

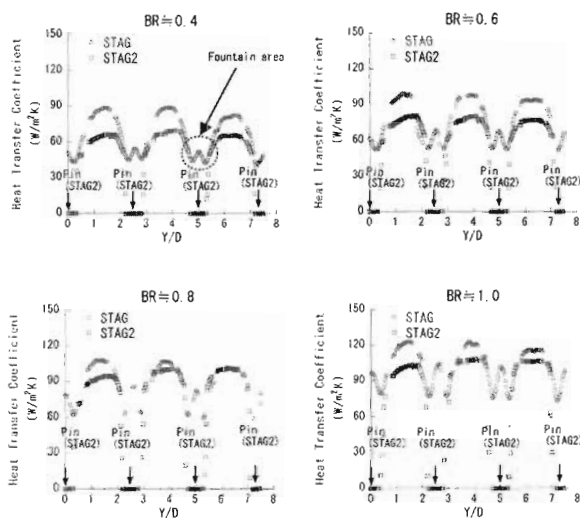


Fig.12 Heat Transfer Coefficient along Line B on target plate

3.3 主流側熱伝達率

Fig.13にはフィルム板主流側での熱伝達率分布を示す。今回の計測では, 計測範囲を大きく取った関係で, カメラの解像度が悪くなって感温液晶の発色の変化がシャープな領域 (フィルム孔の右左サイド付近) が計測しきれしていない。下流側のフィルム孔直後の熱伝達率が上流側のフィルム孔直後よりも高いことが分かる。これは, 下流側のフィルム孔から噴出されたジェットが, 上流側ジェットに伴う乱れの重ね合わせ効果 (superposition effect) を受けることにより熱伝達が高くなると考えられる。なお, 熱伝達率データに周囲よりも局所的に高い値を示す箇所があるが, 画像解像度等の関係でその原因解明には至っていない。Fig.14には正常に発色しない部分を除いて, Fig. 7 (b) に囲まれた領域内の熱伝達率を平均化した値を示す。流量比が低い (BR≧0.4, BR≧0.6) 場合には, 両者の間での熱伝達率の差は小さいが, 流量比が高い場合に10~15[W/m²K]程度の差が現れた。BR≧0.8 の場合はSTAG 2の方がSTAGより高く, BR≧1.0の場合は逆にSTAGの方が高い熱伝達率の平均値が得られた。

Fig.15にはFig. 7 (b) に示した領域内での熱伝達率をスパン方向に平均化した値を示す。フィルム孔直後に熱伝達が高くなって, フィルム孔から離れると平均熱伝達が低くなる。流量比が低い場合はX/D=5~20の区間でSTAGとSTAG 2の熱伝達率がほぼ同じ程度を示す。流量比が高い場合にX/D=5~10の区間で同じ程度の熱伝達率を示しているが, X/D=15~20の区間では両者の熱伝達率の違いが若干現れた。

今回の研究では, 流量比が高い場合にSTAGとSTAG 2の主流側熱伝達率の平均値が異なる理由を明らかにす

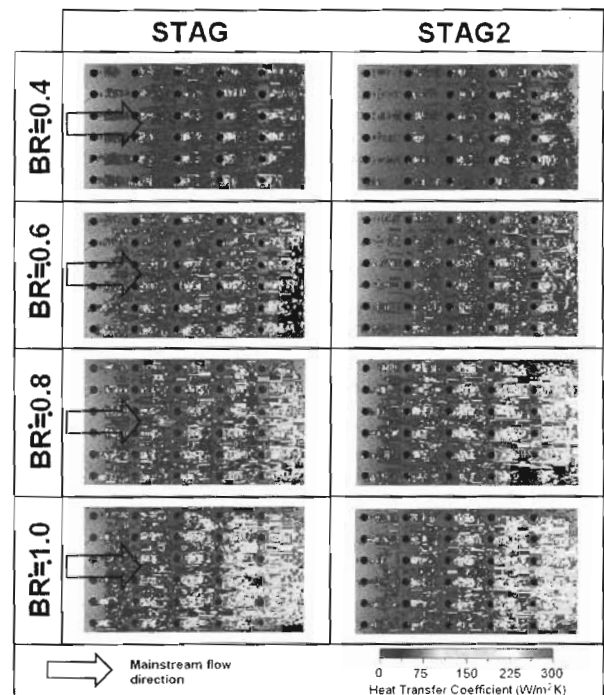


Fig.13 Heat Transfer Coefficient distribution on Film Plate

ることができなかった。現在、CFDによる主流側解析を進めており、その結果を踏まえ今後さらに検討していく。

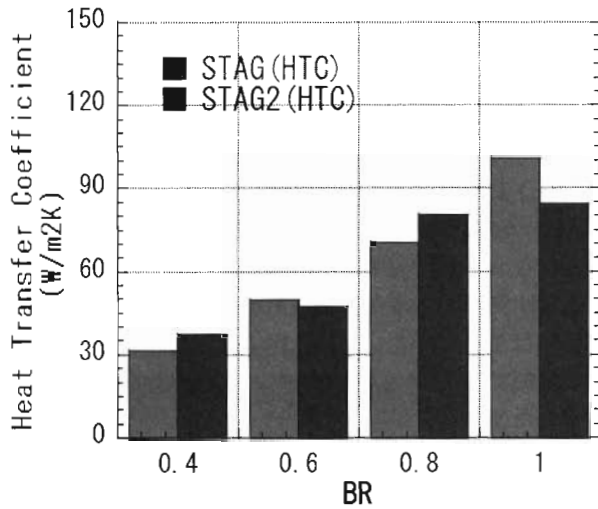


Fig.14 Averaged Heat Transfer Coefficient on Film Plate

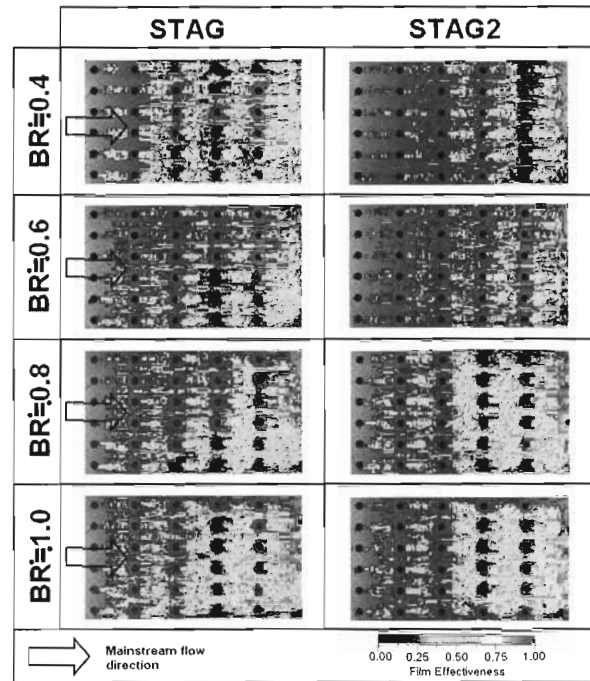


Fig.16 Film Effectiveness distribution on Film Plate

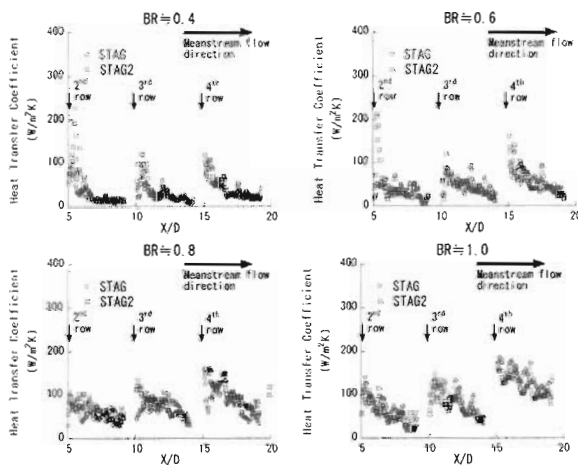


Fig.15 Laterally averaged Heat Transfer Coefficient on Film Plate

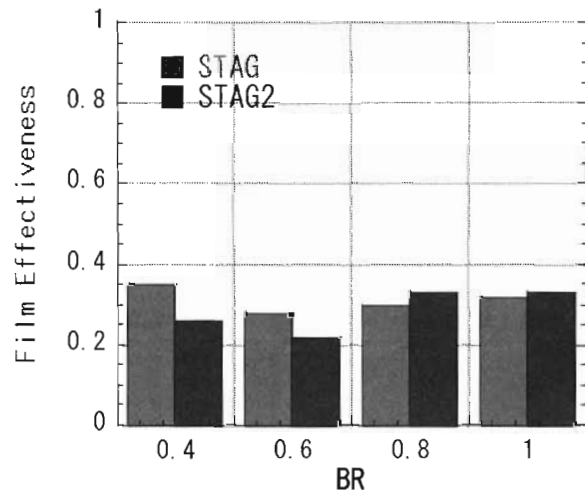


Fig.17 Averaged Film Effectiveness on Film Plate

3.4 フィルム効率

Fig.16にはフィルム板上でのフィルム効率分布を示す。STAGのBR=0.4の場合に高いフィルム効率を示す。STAG2の場合のフィルム効率は、その分布の広がりSTAGよりも狭いという結果が得られた。BR≥0.6の場合はBR=0.4よりやや低いフィルム効率を示しているが、BRが大きくなるにつれて、高いフィルム効率分布の領域が下流側から上流側の方に広がっていくように見える。Fig.17はFig.7(b)で示した領域内のフィルム効率の平均値を示す。流量比が高くなるにつれて、両者のフィルム効率の差が小さくなっている。

Fig.18にはFig.7(b)中で示された領域内のフィルム効率をスパン方向に平均化した値を示す。Fig.17で見たように、BR=0.4とBR=0.6の場合では、STAGのスパン方向平均フィルム効率はSTAG2より若干高い平均フィ

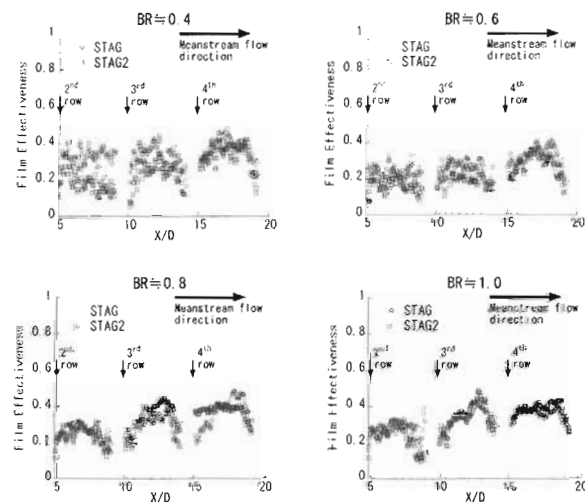


Fig.18 Laterally averaged Film Effectiveness on Film Plate

ルム効率を示す。BR=0.8の場合はSTAG 2の3列と4列の間は若干STAGより上回るが、その差は小さい。また、BR=1.0の場合はほとんど差が見られない。

流量比によるフィルム効率の分布の広がりや効率値の増減の関係を定めるメカニズムは現段階の研究ではまだ解明されていない。今後の課題として、CFD解析及び流れ場の計測も行う予定である。

4. 議論

上で得られた実験結果を踏まえ、Nakamataら⁽⁵⁾の研究で確認されたSTAGとSTAG 2での冷却効率の違いの原因を検討する。

議論を単純化するため、冷却効率を次のように定義する。

$$\eta_c = \frac{T_\infty - T_{w,m}}{T_\infty - T_2} \quad (10)$$

ここで、 $T_{w,m}$ は翼肉厚方向への平均温度である。また、フィルム冷却がある場合の翼肉厚方向への熱の流れ、即ち熱流束は次のように近似的に表される。

$$q = h(T_{aw} - T_{w,m}) = h_2(T_{w,m} - T_2) \quad (11)$$

ここで、 h 、 h_2 はそれぞれ主流側及び冷却側での熱伝達率である。式(10)は、式(3)及び式(11)を用いて、以下のように変形される。

$$\begin{aligned} \eta_c &= \frac{T_x - T_{aw}}{T_x - T_2} = \frac{T_x - T_{w,m}}{T_x - T_2} = \eta \frac{T_x - T_{w,m}}{T_x - T_{aw}} = \eta \left(1 + \frac{T_{w,m} - T_{aw}}{T_x - T_{aw}} \right) = \eta \left(1 + \frac{h_2 T_{w,m} - T_2}{h T_x - T_{aw}} \right) \\ &= \eta + \frac{h_2 T_{w,m} - T_2}{h T_x - T_{aw}} = \eta + \frac{h_2 T_{w,m} - T_x + T_x - T_2}{h T_x - T_{aw}} = \eta + \frac{h_2}{h} (1 - \eta_c) \\ \therefore \eta_c &= \frac{\eta + \frac{h_2}{h} - 1 + \eta}{1 + \frac{h_2}{h}} = \frac{1 + \frac{h_2}{h} - 1 + \eta}{1 + \frac{h_2}{h}} = 1 - \frac{1 - \eta}{1 + \frac{h_2}{h}} \end{aligned} \quad (12)$$

この式から、冷却効率はフィルム効率が1に近づくほど、熱伝達率比 h_2/h が大きくなるほど（内部冷却が支配的になるほど）増加することがわかる。式(12)に、実験で得られた結果（平均値）を代入し、Nakamataら⁽⁵⁾の結果（Fig. 2）との比較を行った。なお、主流側熱伝達率及びフィルム効率の平均値は、Nakamataらの定義と同様に、上流側2列目から4列目までの冷却孔の影響を受ける部分の平均値である。なお、式(12)の導出に用いた仮定等の関係で、冷却効率そのものの直接的な比較は困難なため、STAG2とSTAGでの冷却効率の比をとって比較を行った。その結果をFig.19に示す。式(12)による評価値とNakamataらの計測値とは定量的には一致していないが、流量比BRの増加とともにSTAG 2とSTAGの冷却効率比が1に近づく傾向は捉えられている。そして、Fig.17に示されているように、流量比に対して平均フィルム効率が大きくは変化していないことから、冷却効率

比が（特に低流量比のときに比較的顕著に）1を下回る（即ちSTAGでの冷却効率の方が大きい）理由は、STAGの熱伝達率比 h_2/h がSTAG 2の h_2/h よりも大きいからである。また、Fig.10及びFig.14の結果から、熱伝達率比の違いはSTAGでの冷却側熱伝達率が相対的に大きいことに起因していると考えられることができる。

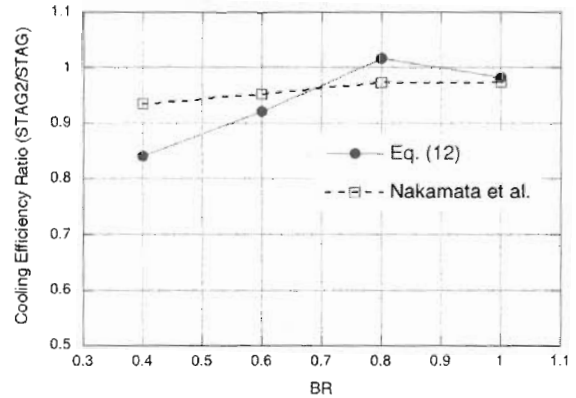


Fig.19 Comparison of the cooling efficiency ratios evaluated by Eq. (12) with those measured by Nakamata et al.⁽⁵⁾

5. 結言

実験的な手法を用いて、STAGとSTAG 2の内部冷却（ターゲット面&ピン表面）と同時にフィルム冷却の伝熱特性を調べた。フィルム冷却に関しては、流量比が高い（BR=0.8&BR=1.0）場合に熱伝達率の差が認められるが、流量比が低い（BR=0.4&BR=0.6）場合にSTAGとSTAG 2の熱伝達率がほぼ同じである。X/D=5~10に限って、全条件でSTAGとSTAG 2の熱伝達率がほぼ同じである。ターゲット面上熱伝達率に関してはBR=0.8を除いて、STAGの熱伝達率がSTAG 2より高いことが確認された。ピン表面の熱伝達率の定量的な評価に対してはまだ明らかになっていないが、現段階ではSTAGとSTAG2の熱伝達率がほぼ同じと考えられる。

また、冷却効率に関する簡易評価式を導出し、本研究で得られた結果を元に、Nakamataら⁽⁵⁾で得られた冷却効率の違い（Fig. 2）の原因を検討した。その結果、冷却側（ターゲット面上）熱伝達率と主流側熱伝達率の比が大きいほど冷却効率は向上すること、低流量比でSTAGの方が高い冷却効率を示す理由は、そのときのSTAGでの冷却側熱伝達率がSTAG 2での値よりも大きいことが原因であることが明らかとなった。

感謝

本研究を進めるにあたり、仲俣千由紀博士、大北洋治氏（IHI）のご協力を得た。また、実験装置の製作に際し、菊池護氏（岩手大学技術室）、佐々木圭一氏、藤本甫氏、松本行朗氏（岩手大学工作センター）のご協力頂いた。ここに深く感謝の意を表す。

参考文献

- (1) Funazaki, K., Tarukawa, Y., Kudo, T., Matsuno, S., Imai, R. and Yamawaki, S., Heat Transfer Characteristics of an Integrated Cooling Configuration for Ultra-High Temperature Turbine Blades : Experimental and Numerical Investigations, ASME Paper 2001-GT-148, 2001
- (2) 船崎健一, 工藤俊光, 八屋和規, 高温タービン用複合型インピンジ冷却構造の伝熱特性に関する数値シミュレーション (計算手法の実験的検証), 日本ガスタービン学会誌, Vol.31, pp. 108-115, 2003.
- (3) 船崎健一, 山田和豊, 佐藤浩平, 遺伝的アルゴリズムによる複合型インピンジメント冷却構造の最適化, 日本ガスタービン学会誌, Vol.34, No. 6, pp. 439-445, 2006
- (4) カルロスフェリーペ, フェレイラ, ファヴァレット, 船崎健一, 遺伝的アルゴリズムによる複合型インピンジメント冷却構造最適化の試み, 日本ガスタービン学会誌, Vol.32, No.5, pp.351-356, 2004.
- (5) Nakamata, C., Ohji, Y., Matsuno, S., Mimura, F., Matsushita, M., Yamane, T., Yoshida, T., Spatial Arrangement Dependence of Cooling Performance of an Integrated Impingement and Pin Fin Cooling Configuration, ASME paper GT2005-68348, 2005
- (6) Thielen, L., Jonker, H.J.J., Hanjalic, K., Symmetry breaking of flow and heat transfer in multiple impinging jets, International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 24, pp.444-453, 2003
- (7) Walters, D.K., Leylek, J.H., A Detailed Analysis of Film Cooling Physics Part 1-Streamwise Injection With Cylindrical Holes, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 122, pp. 102-112, 2000.
- (8) Funazaki, K., Ishizawa, K. and Yamawaki, S., Surface Heat Transfer Measurement of a scaled Rib-Roughened Serpentine Cooling Passage by Use of a Transient Liquid Crystal Technique, ASME 98-GT-515