傾斜リブ付き高アスペクト比矩形通路の熱伝達特性*

岡村隆成^{*1}, 古閑昭紀^{*2}, 川岸裕之^{*2}

Heat Transfer in High Aspect Ratio Rectangular Passage with Skewed Ribs

Takanari OKAMURA^{*3}, Akinori KOGA and Hiroyuki KAWAGISHI^{*3} Hachinohe Institute of Engineering, Dept. of Energy Engineering,
88-1 Obiraki, Myo, Hachinohe, Aomori, 031-8501 Japan

The heat transfer characteristics and flow behavior in a rectangular passage with two opposite 45° skewed ribs for turbine rotor blade have been investigated for Reynolds numbers from 7 800 to 19 000. In this blade, the spanwise coolant passage at the trailing edge region whose thickness is very thin is chosen, so the channel aspect ratio (=width/height of channel) is extremely high, 4.76. Therefore the heat transfer experiment in the high aspect ratio cooling channel was performed using thermochromic liquid crystal and thermocouples. Furthermore the calculation of flow and heat transfer was carried out using CFD analysis code to understand the heat transfer experimental results. The enhanced heat transfer coefficients on the smooth side wall at rib leading end were the same level as those on the rib roughened walls.

Key Words: Heat Transfer, Thermochromic Liquid Crystal, Numerical Analysis, Turbine Blade, Gas Turbine

1. 緒 言

WE-NET(World Energy Network)計画は国家プロジェクトの一つとして、エネルギーと環境問題を解決することを目的とした水素の製造から利用技術に至る開発計画である。この中に、水素・酸素燃焼の1700°C級タービン発電システムの開発がある。この発電システムはCO₂やNO_xの排出がまったくないゼロエミッションで、かつ発電端熱効率が60%(燃料の高位発熱量基準)以上の高効率のプラントを目標としている。このシステムのキー技術であるタービン冷却翼の研究開発計画が示されている⁽¹⁾。本論文では冷却翼の中で特に回転体として厳しい高温環境下で作動する初段タービン動翼の冷却通路内の熱伝達特性に関して述べる。

タービン翼の冷却方法は翼メタル温度が設計寿命を満足するレベルに維持できるように永年研究が行われてきた。冷却技術の課題はガスタービンの性能を改善するために高い内部熱伝達率を達成すると同時に、冷

却媒体流量を最少化することである。最新のタービン動翼では、冷却通路内の熱伝達率を促進するために、壁面に連続するリブが取付けられている。通路の幅と高さの比であるアスペクト比、通路水力直径に対するリブ高さ、リブ取付角、リブ高さとのピッチ比、そしてリブ形状などが熱伝達特性に影響する。これらは実験あるいは解析によって、多くの研究者によって調べられている^{(2)~(13)}。これらの中で、Han 他⁽⁴⁾の研究が本論文に近い内容であり、矩形通路におけるリブ取付角と通路アスペクト比を変化させた場合の熱伝達率への影響が調べられている。アスペクト比は2から4までの範囲を、そしてリブ取付角は90, 60, 45°そして30°まで変化させている。通路内のリブ取付面とリブのない側壁の熱伝達率を熱電対を使って計測している。しかしながら、相対する側壁の熱伝達率を区分して議論されていない。

本論文では、アスペクト比が4.76で、通路水力直径に対するリブ高さが0.173の矩形通路を取扱っており、これらの値は上記論文の範囲を超えている。このような従来にはない形状の冷却通路をタービン動翼に適用するためには、リブ取付面と同時に側壁の熱伝達率の改善と高精度の見積もりが重要である。それは側壁の一方が翼後縁に対応しているためである。

* 原稿受付 1999年7月22日。

^{*1} 正員, 八戸工業大学工学部エネルギー工学科(〒031-8501 八戸市妙大開88-1) [元:(株)東芝]。^{*2} 正員, (株)東芝電力システム社電力・産業システム技術開発センター(〒230-0045 横浜市鶴見区末広町2-4)。

E-mail: okamura@hi-tech.ac.jp

この研究の目的は高アスペクト比の傾斜リブ付き矩形通路内の側壁も含めた壁面の局所および平均熱伝達率を明らかにすることである。熱伝達率はレイノルズ数が7800から19000の範囲で液晶と熱電対を使って計測されている。さらに、通路内の流れの様子と熱伝達特性を理解するために、CFD解析コードを使って計算を行った。試験で得られた熱伝達率および圧力損失の結果と、計算値との比較の結果を示す。また、計算で得られた通路内の流れの状態と熱伝達率分布の結果から、リブによって誘起される二次流れがリブ付き面と側壁の熱伝達特性に与える影響について述べる。

2. 初段タービン動翼

初段タービン動翼は高温蒸気雰囲気下で動作するため翼材料、コーティングそして冷却法面で大きな特徴を有している。まず、翼材料として、クリープ寿命、熱サイクル疲労そしてじん性などの面で、従来のNi基一般鋳造合金に比べて優れた特性を備えた単結晶合金が採用されている。そして熱流束を低減して翼のメタル温度上昇を阻止するために低熱伝導率の物性を有する ZrO_2 系の遮熱コーティング(TBC: Thermal Barrier Coating)が適用されている。タービン翼に供給された冷却蒸気をすべて回収する方式は、プラント性能の面から望ましいが、翼の前縁や後縁部のように高い熱負荷を受ける領域で翼基材とTBC表面の温度を許容レベルに維持することは困難である。したがって、ここでは回収式を基本として、一部フィルム冷却のような吹出しを併用する方式、すなわち、ハイブリッド方式を採用している。

初段静翼および動翼の縮小モデル試験翼を水素・酸素燃焼の高温蒸気風洞に組み込んで冷却特性等の翼列試験を実施する。試験翼の寸法は出力500 MW級の実機タービン翼の約1/2である。試験動翼の仕様を表1に示す。翼コードは36.6 mmで、翼表面には実機と同じ $ZrO_2 \cdot 8\%Y_2O_3$ の厚さ0.15 mmのTBCが施工されている。試験翼の外観と冷却構造を図1に示

Table 1 Specifications of the first stage turbine rotor blade

Items	Specification
Blade height [mm]	40
Chord length [mm]	36.6
Thermal barrier coating	$ZrO_2 \cdot 8\%Y_2O_3$
Blade material	Single crystal super alloy CMSX-4
Cooling scheme	Hybrid type(combination of closed circuit and open circuit including film cooling at leading edge and blowout from trailing edge tip)

す。翼前縁部にはインピンジメント冷却とシャワーヘッド冷却の組合せを採用しており、翼中央部にはサーペンタイン冷却通路を適用している。現有の空気冷却ガスタービンでは、タービン翼の後縁部は通常、主流ガス流れに沿った冷却通路で構成されて、冷却空気は後縁吹出しされる。しかしながら、この方式は多量の冷却媒体を必要とするため、プラント性能の面から吹出し量を最少化するために、この部位は半径方向のリブ付き冷却通路を採用している。冷却流量の約60%が回収されて燃焼器入口に戻され、残りが主流ガス中に吹出される。後縁部は肉厚が薄いため、冷却通路は偏平になり、通路の幅 W と高さ H の比で定義されるアスペクト比 $A_s(=W/H)$ は高くなる。後縁は曲率半径が小さいために、外面の周長に対して内面の周長割合が小さくなり、この部位のメタル温度を許容温度以下に維持するためには、内面の熱伝達率を大幅に促進させる必要がある。

3. 熱伝達試験

3.1 試験装置 傾斜リブ付き矩形通路内の熱伝

Fig. 1 Appearance and cooling structure of the first stage turbine rotor blade for high temperature wind tunnel test

Fig. 2 Experimental apparatus and measuring system of heat transfer coefficient

達率および圧力損失の計測を行うための試験装置の全体システムを図2に示す。試験供試体にはドライヤと流量計を通じて電動機駆動の送風機によって空気が供給される。供試体の入口部には整流格子が設けられ、また入口、出口部の温度計測を行うために熱電対が設置されている。試験対象のリブが取付けられているダクトの長さは608 mmで、その前後の平滑ダクトの長さはそれぞれ400 mmと292 mmで、これらのダクトで静圧が計測される。

入口部を除いて供試体はすべてアクリルで作られている。CCDカメラ(東芝製3 CCD カラーカメラ IK-T 40)が供試体の530 mm 後方に設置されて、高周波ランプが45°の角度で供試体を照射している。図3に供試体の概念図を、表2にその仕様を示す。供試体の寸法は図1に示す試験動翼の後縁部に設けられる冷却通路の15倍の大きさである。ダクトのリブ取付面の幅 W は50 mmで、高さ H は10.5 mmであり、水力直径 D は17.4 mmである。ダクトの4面は10 mm厚さのアクリル製で、リブは正方形断面のアクリル製であり、ダクト2面に16本/面のリブが45°傾斜で千鳥配列で等ピッチで取付けられている。リブピッチ p は36 mmで、リブ高さ e は3 mm、リブピッチと高さの比 p/e は12、水力直径に対するリブ高さの比 e/D は0.173である。このリブ高さの比 e/D は、試験動翼のリブ形状が精密鋳造の制限からこれ以上小さくできないために、通常採用されている値よりも大きい値が取られている。

液晶による計測の構成を図4に示す。液晶は壁面の内面に塗布されており、直径0.05 mmの熱電対がその上に取付けられて、ブラックインキが塗布されている。その上に厚さ0.05 mmの両面テープを使って電

気ヒータで覆われており、さらにその上にリブが取付けられている。電気ヒータは0.025 mm厚さのNi-Cr板で、リブが取付けられているダクトの4面に張られている。電気抵抗を増加させるために、リブ付き面のヒータは下流側の端部で連続させて中心線上で2分割されている。それによってヒータの抵抗はリブ取付面で2.75 Ω 、側壁面で3.42 Ω である。

3.2 データ計測 図2と図3に熱伝達率の計測システムを示す。ヒータの温度は18本の熱電対で計測され、静圧は4点で計測される。流量は入口部の流量計で計測される。壁面の熱伝達率は計測された表面温度分布、熱流束と空気温度から求められる。表面温度分布は液晶温度同定法⁽¹⁴⁾によって求める定常法を採用している。熱流束は各ヒータの電圧と抵抗から求めることができる。それぞれのヒータは個別に電圧を調整することができるので、液晶のカラー表示に適した温度範囲が選定できる。しかしながら、カラー表示できる温度範囲が限られているため、供試体のすべての領域をカバーできるように、ヒータの電圧は4段階に分割して計測を行っている。リブ付き面での熱伝達率計測はリブ間の壁面に有効であるが、リブは熱伝導率の低いアクリル製のため、リブ自身の熱伝達率は計測されていない。供試体の計測位置での空気温度は計測された入口および出口の空気温度から演算される。電気ヒータの供試体への入熱は外気への放熱があるため、熱伝達率の計算を行ううえで、この点が考慮されている。供試体内の圧力損失は供試体出入口の側壁で計測した値から演算されている。

液晶で提示されるカラーと温度との関係を求めるための構成カーブを得るために、試験前に供試体に空気

Table 2 Specifications of test section

Channel	W(mm)	H(mm)	As (=W/H)	D(mm)		
	50	105	4.76	17.4		
Rib	e(mm)	b(mm)	p(mm)	α (deg)	e/D	p/e
	3	3	36	45	0.173	12

Fig. 3 Schematic drawing of test section

Fig. 4 Thermochromic liquid crystals measuring structure

を流さない状態で、供試体をできるだけ均一で安定した温度になるまでヒータで加熱した後、CCDカメラによる液晶カラーと熱電対による液晶温度の計測を行い、これらの関係を求めた。図5に3原色 R, G, B の構成カーブを示す。38°Cから48°Cの温度範囲が測定可能域である。試験の不確かさを ASME 試験コード (1986) によって求めた結果、熱伝達率は±8%、圧力損失は±12%である。

3・3 試験結果 まず、リブが取付けられているダクトの入口から出口までの流れ方向の熱伝達率に関して、リブ間の壁面のほぼ中央に設置された熱電対で計測されたヌッセルト数 $Nu(=hD/\lambda)$ の分布を図6に示す。ここで、 h は熱伝達率、 D はダクトの水力直径、 λ は空気熱伝導率である。この値は平滑面に対する次の Dittus-Boelter の関係式で得られる熱伝達率の値で基準化されている。

$$Nu_0 = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \dots\dots\dots (1)$$

ここで、レイノルズ数 $Re(=U \cdot X/\nu)$ は、通路内平均流速 U 、図3に示す試験供試体入口からの距離 X 、そして動粘性係数 ν によって定義される。 Pr はプラントル数である。空気の物性値は位置 X における温度の関数として求められる。入口から第1番めのリブ

Fig. 5 Calibration curve for thermochromic liquid crystals

Fig. 6 Local heat transfer ratio of ribbed wall measured by thermocouple whose locations are same relative to ribs

の下流でのヌッセルト数は下流側の値よりも多少低いが、第2番めのリブ下流での値はそれ以降の下流側の値とほとんど同じレベルにある。このことから、高アスペクト比の通路内の流れは急速に発達した流れの状態になることがわかる。図7にレイノルズ数が19000と7800でのリブ付き面の局所熱伝達率分布を示す。計測範囲は X/D が42.2から48.7の範囲である。熱伝達率はやはり、式(1)によって基準化されている。両レイノルズ数に対するヌッセルト数は同じような分布を示している。熱伝達率はリブ間の中央壁面で高く、この領域は後で述べる CFD 解析の結果から見られるようにリブを超えてきたはく離流れの再付着域と対応している。さらに詳しく見ると、熱伝達率はリブ前縁端側領域(Rib leading end side)で最も高く、逆にリブ後縁端側(Rib trailing end side)領域では低い値を示している。一方、リブのない側壁面では、液晶によって計測された温度分布に大きな変化が見られなかったため、この面の熱伝達率の計測結果は熱電対

(a) $Re=19000$

(b) $Re=7800$

Fig. 7 Distribution of heat transfer coefficient on ribbed wall

Fig. 8 Measurement and calculation of average heat transfer coefficient

Fig. 9 Average Nusselt number ratio versus Reynolds number for the ribbed wall and smooth side walls

のみの計測値でまとめた。図8に平均ヌッセルト数とレイノルズ数との関係を示す。リブ取付面の熱伝達率はリブを除いた壁面の平均値である。リブ前縁端側側壁の熱伝達率はリブ付き面壁面の値よりも高くなっており、一方、リブ後縁端側側壁の熱伝達率は平滑面のそれとほぼ同じレベルにある。

次に、リブ付き面におけるリブも含めた全体平均熱伝達率を推定する。リブ自身の熱伝達率は計測されていないので、この部位の値は次のように推定した。Taslim⁽¹⁰⁾は、傾斜リブ付きダクトでリブ3面の平均熱伝達率 h_{rib} とリブ間の壁面での値 h_{floor} を計測している。これらの計測値を使って、壁面に対するリブの熱伝達率の比 $Rh(=h_{rib}/h_{floor})$ を計算すると、試験条件で多少異なり、1.25あるいはもう少し高い値になり、ここでは両者の通路のアスペクト比などのパラメータの違いを考慮して、 $Rh=1.25$ を採用する。この値からリブの熱伝達率がわかるので、リブ付き面の1ピッチ分の投影面積における全体平均熱伝達率は次式によって求められる。

Fig. 10 Friction factor in ribbed channel versus Reynolds number

$$h_{overall} = (h_{floor}A_{floor} + h_{rib}A_{rib})/A_p \quad (2)$$

ここで、 A_{floor} はリブ間壁面の面積、 A_{rib} はリブ3面の面積、 A_p はリブ1ピッチ分の投影面積である。図9に全体平均ヌッセルト数のレイノルズ数との関係を示す。リブ付き面のヌッセルト数はレイノルズ数が7800から19000で、3.0から3.5の範囲にあり、この値はHanの関係式あるいは計測値よりも多少大きい。この要因として、本試験でのリブ高さ比 e/D はHanの関係式の適用範囲を超えており、リブ高さの効果が大きく現れたものと推定される。Hanの試験体は、壁面が銅で、リブが黄銅で作られており、 $As=1$ 、 $e/D=0.0625$ 、 $\alpha=45^\circ$ である。Hanの側壁面の値は2面の平均値で示されて、おのおのに分割されていない。この平均値では本計測値はHanの結果と同じレベルにある。

図10に摩擦係数とレイノルズ数との関係を示す。摩擦係数はほぼ一定の値であり、Hanの関係式とよく一致しているが、試験結果に対しては大きな値となっている。これは本試験の e/D と As が、Hanの試験条件よりも大きいことに依存していると考えられる。

4. 熱流体解析

4.1 計算モデル 高アスペクト比の冷却通路を模擬した試験通路内の流れと熱伝達の現象を理解するために、三次元ナビエ・ストークス方程式を組み込んだはん用解析コード STAR-CD Ver. 3.0. を使って内部流れの数値計算を行った。この解析コードは数種の解析法や乱流モデルが準備されており、ここでは二次中心差分法とSIMPLE法を適用して、壁法則と関連付けた標準の $k-\epsilon$ 乱流モデルを使用している。表3に解析の境界条件を示す。ケースAとケースBは形状は同じで、レイノルズ数がそれぞれ19000と7800

Table 3 Boundary conditions of analysis

Case	Inlet conditions			Wall temp. (K)	Re
	Static press. (MPa)	Total temp. (K)	Velocity (m/s)		
A	0.1018	282.7	15.02	303.2	19000
B	0.1018	282.7	6.38	303.2	7800

Fig. 11 Calculation grid

で、流体の状態量および物性値は試験条件と合せてある。入口の速度分布は一樣で、主流乱れ強さは3%としている。通路内の物性値は温度の関数としている。

図11に解析対象のリブ付き通路の格子図を示す。格子を創製するために、非構造格子創製コードICEM-CFD-Tetraを使用した。このコードはCADの作成形状にしたがって自動的に四面体要素で空間を満たしていく。総格子数は約300 000で、特に、リブ回りと壁面近くは壁関数の適用性を考慮して、微細な格子寸法としている。無次元壁距離 y^+ は30から100の範囲を取るように推奨されており、ここでは、壁面近くで30程度の値になるようにしている。45°傾斜リブは相対する両面に取付けられて片側4本としている。熱伝達率の試験結果と解析の結果からも入口から2本目のリブで十分に発達した流れになっていることを確認しており、この解析形状で十分安定した状態を得ることができる。解析結果と試験結果を比較、検討するために、解析結果はリブ本数が入口から第3本めと第4本めの間のデータを対象とする。

4・2 試験と解析結果の比較

(1) 熱伝達率と流れの様子 三次元の熱流体解析の結果と試験で得られた熱伝達率および圧力損失について比較を行う。図12にリブ付き面と側壁の全4面の熱伝達率分布の計算結果を示す。ケースAとケースBの結果はほとんど同じ傾向を示しているのので、ケースAのレイノルズ数が19 000の場合のみを示す。リブ付き壁面は相対する面でほとんど同じ特性を示している。リブ間の壁面中央部が高い熱伝達率を示

Case A : Re = 19000

Fig. 12 Distribution of heat transfer coefficient in ribbed channel

Case A : Re = 19000

Fig. 13 Velocity vectors in cross sections of ribbed channel

しており、この中でも、リブ前縁端側の領域が最も高く、逆にリブ後縁端側の領域で低い値を示している。試験結果(図7)と計算結果(図12)の比較で、両者は非常によく似た分布を示している。リブ間の壁面で熱伝達率が最も高い値と最も低い値との比は計算結果では約2.5で、試験では約3.0であり、両者はほぼ同じレベルにある。そしてリブ面は概して高い値をもち、特に、リブ前縁端側の領域が後縁端側の比べて高くなっている。

リブのない側壁において、双方の壁面はおおの周期的なパターンを示している。しかしながら、熱伝達率はまったく異なった特性をもち、リブ前縁端側の側壁は非常に高い値であるのに比べて、相対するリブ後縁端側では極めて低い値である。この特性の違いはリブに誘起される二次流れが大きく影響していることが

予想される。

図13に通路内の速度ベクトルを示す。A断面において、主流はは行して進行している。これは水力直径に対するリブ高さの比が大きいことと、リブが千鳥配列されていることに起因している。流れはリブ下流ではく離流れとなり、リブ間の中央領域で再付着している。B断面とC断面の速度ベクトルはリブの効果をよく表している。B断面はリブ付き面の壁から0.8 mm離れた壁面近くの位置であり、リブで誘起される二次流れによって引き起こされる流れのパターンが見られる。リブの下流側ではく離域を形成しており、壁面中央部には再付着域があり、そしてリブの上流域でリブに沿う平行な流れが見られる。また、壁面に近い流れの速度はリブ前縁端側で速く、リブ後縁端側では遅い。この流れの特徴は壁面の熱伝達率の分布と対応している。C断面を見ると、通路断面中央の主流流れはリブ後縁端側からリブ前縁端側に向かっており、流れ方向は壁面近くの流れ方向と逆向きである。

この主流流れの温度は図14に示すように壁面近くの流れに比べて低いことがわかる。この冷たい主流流れがリブ前縁端側の側壁に衝突することによって、この側壁面の熱伝達率が促進されるものと考えられる。逆に、リブ後縁端側の側壁面では、主流はこの面から離れるように流れており、これによって熱伝達率が低下する。Kimら⁽¹⁵⁾はアスペクト比が2で、60°傾斜リブ付きの通路内の流れ観察をアルゴンレーザシートを使ってレイノルズ数が10 000から20 000の範囲で実施している。計測はリブ付き壁面に近い領域から通路中央まで行っており、図13と極めて類似した流れのパターンを得ている。これら両者の結果はアスペクト比が高い傾斜リブ付き通路内の流れの特性を示すものである。試験結果と計算値の比較を図8に示すよう

に、計算結果はリブ取付面とリブのない側壁の双方で試験結果とよく一致している。

(2) リブの熱伝達率 リブ自身の熱伝達特性を把握するために、通路内の熱伝達率計算結果からリブ3面の平均熱伝達率とリブ間の壁面の平均熱伝達率の比 R_h を求めた。この値はレイノルズ数が7 800と19 000の双方で同じで、1.14であり、Taslimの試験結果⁽¹⁰⁾から求めた1.25よりも少し低い値であるがほぼ同レベルであり、リブ面での熱伝達率は壁面に対して高い値を取ることを確認した。

(3) 摩擦係数 計算で求められたリブ1ピッチ分の圧力損失から摩擦損失を求めた。その結果を図10に示すように計算結果は試験結果と非常によく一致しており、平滑面通路に対して24倍高い値である。

リブ付き通路内の同様な解析が行われており⁽²⁾⁽¹⁶⁾、熱伝達率や圧力損失は乱流モデルや格子サイズに強く影響を受けることが示されている。ここでは、リブ付き通路の流れと熱伝達率の計算に $k-\epsilon$ 乱流モデルと特に壁面近傍で小さな格子サイズを採用することで、計算値は試験結果とよく一致する結果が得られた。

5. 結 論

高アスペクト比の45°傾斜リブ付き矩形通路内の熱伝達率と圧損特性を試験と解析によって調べ、次の結論を得た。

(1) リブ付き面において、全体平均ヌセルト数比はレイノルズ数が7 800から19 000の範囲で、3.0から3.5である。この値は同様傾斜リブ付きの正方形通路内の発達した状態での熱伝達率と同じレベルである。局所熱伝達率分布はリブ間の中央部の領域で高い値を示し、特に、リブ前縁端側で最大値を取る。

(2) リブのない側壁面では、平均ヌセルト数はリブ前縁端側の側壁で高く、リブ付き壁面と同じレベルにある。この面の熱伝達率はリブによって誘起される二次流れによって促進されている。一方、リブ後縁端側の側壁の熱伝達率は平滑面の値と同じ低いレベルにある。このような両側壁の極端な特性の違いを生じる機構を明らかにした。

(3) 水力直径に対して高いリブ高さをもつ本通路における摩擦係数は0.15で、平滑面通路に対して24倍高い。また、この値は試験範囲のレイノルズ数には依存しない。圧力損失の計算値は試験結果とよい一致を示した。

(4) 熱伝達率の計算結果は試験のレイノルズ数範囲でリブ付き面と側壁の双方で、試験結果とよく一致している。乱流モデルと格子サイズの選定によって、

Fig. 14 Temperature distribution in ribbed channel

本研究で使用した解析コードは局所および平均熱伝達率そして圧力損失を求めるうえで十分な精度を有し、また、流れの様子を把握するうえで有効である。

この研究は新エネルギー産業技術開発機構(NEDO)から社団法人日本発電設備技術検査協会を通して、WE-NET計画の一部として委託されたものであり、両機関に研究の支援に対して謝意を表する。

文 献

- (1) Mouri, K., Arai, N., Taniguchi, H. and Maekawa, H., Research and Development of Hydrogen Combustion Turbine and Very Hot Heat Exchanger in WE-NET Project, *IJPGC'98* 1(1998), 433-437.
- (2) Bonhoff, B., Tomm, U. and Johnson, B. V., Heat Transfer Predictions for U-Shaped Coolant Channels with Skewed Ribs and with Smooth Walls, *ASME Paper*, 96-TA-7(1996).
- (3) Dutta, S., Andrews, M. J. and Han, J. C., Prediction of Turbulent Flow and Heat Transfer in Rotating Square and Rectangular Smooth Channels, *ASME Paper*, 96-GT-234(1996).
- (4) Han, J. C. and Park, J. S., Developing Heat Transfer in Rectangular Channels with Rib Turbulators, *Int. J. Heat Mass Transf.*, **31**-1(1988), 183-195.
- (5) Han, J. C., Zhang, Y. M. and Lee, C. P., Augmented Heat Transfer in Square Channels with Parallel, Crossed, and V-Shaped Angled Ribs, *ASME J. Heat Transf.*, **113**(1991), 590-596.
- (6) Han, J. C. and Zhang, Y. M., High Performance Heat Transfer Ducts with Parallel Broken and V-Shaped Broken Ribs, *Int. J. Heat Mass Transf.*, **35**-2(1992), 513-523.
- (7) Mochizuki, S., Beier, M., Murata, A., Okamura, T. and Hashidate, Y., Detailed Measurement of Convective Heat Transfer in Rotating Two-Pass Rib-Roughened Coolant Channels, *ASME Paper*, 96-TA-6(1996).
- (8) Shih, T. I-P., Lin, Y. -L., Stephens, M. A., Chyu. M. K. and Civinskas, K. C., Flow and Heat Transfer in a Ribbed U-Duct under Typical Engine Conditions, *ASME Paper*, 98-GT-213(1998).
- (9) Taslim, M. E., Li, T. and Kercher, D. M., Experimental Heat Transfer and Friction in Channels Roughened with Angled, V-Shaped and Discrete Ribs on Two Opposite Walls, *ASME Paper*, 94-GT-163(1994).
- (10) Taslim, M. E. and Lengkon, A., 45° Staggered Rib Heat Transfer Coefficient Measurements in a Square Channel, *ASME Paper*, 96-TA-9(1996).
- (11) Taslim, M. E. and Lengkon, A., 45° Round-Corner Rib Heat Transfer Coefficient Measurements in a Square Channel, *ASME Paper*, 98-GT-176(1998).
- (12) Shine Fann, Wen-Yang and Nengli Zhang, Local Heat Transfer in a Rotating Serpentine Passage with Rib-Roughened Surface, *Int. J. Heat Mass Transf.*, **37**-2(1994), 217-228.
- (13) Parsons, J. A., Han, J. C. and Zhang, Y., Effect of Model Orientation and Wall Heating Condition on Local Heat Transfer in a Rotating Two-Pass Square Channel with Rib Turbulators, *Int. J. Heat Mass Transf.*, **38**-7(1995), 1151-1159.
- (14) Matsuda, H., Ikeda, K., Nakata, Y., Otomo, F., Suga, T. and Fukuyama, Y., A New Thermochromic Liquid Crystal Temperature Identification Technique Using Color Space Interpolations and its Application to Film Cooling Effectiveness Measurements, *Proc. 2nd Pacific Symp., Flow Visualiz. Image Process.*, PF 053(1999).
- (15) Kiml, R., Mochizuki, S. and Murata, A., Heat Transfer Distribution and Flow Behavior in a Rectangular Rib-Roughened Passage, *Proc. GTSJ Proc.*, (1998), 189-193.
- (16) Abuaf, N. and Kercher, D. M., Heat Transfer and Turbulence in a Turbulated Blade Cooling Circuit, *ASME Paper*, 92-GT-187(1992).