

高圧タービン翼実機翼形状内部冷却流路の熱流体特性に関する研究

Study on the thermal fluid characteristic of a realistic internal cooling channel for high pressure turbine blade

- 小田 桐 輝, 岩手大学院, 岩手県盛岡市上田 4-3-5, E-mail:g0317027@iwate-u.ac.jp
 船崎 健一, 岩手大学, 岩手県盛岡市上田 4-3-5, E-mail: funazaki@iwate-u.ac.jp
 Hikaru Odagiri, Iwate University graduate school, 4-3-5 Ueda, Morioka city, Iwate
 Ken-ichi Funazaki, Iwate University, 4-3-5 Ueda, Morioka city, Iwate

This study deals with realistic internal cooling channel called serpentine channel which is installed in high pressure turbine blade of gas turbine for the purpose of protection from strong thermal loads. Objective of this research is to know prediction accuracy of CFD by comparing experimental result with CFD results. Using transient TLC(Thermal Liquid Crystal) method, heat transfer distribution is investigated, and RANS-based simulation and DES(Detached Eddy Simulation) are carried out by using Ansys CFX. As a result, although level of heat transfer is different from experiment, it is revealed that CFD can predict rough trend of experiment. However take a look at locally, heat transfer distribution is greatly different when compare experimental result with CFD result.

1. 緒言

ガスタービンの熱効率上昇にはタービン入り口温度の高温化が有効とされ、年々上昇傾向にある。ガスタービンの高圧タービン動翼は燃焼器の下流に位置し、非常に強い熱負荷に曝されるため、クリープや熱応力による破損が懸念される。そこで、タービン翼寿命の減少や破損のリスクを減らすために、高圧タービン翼には冷却技術が施されている。

これまで多くの冷却技術が研究されてきたが、本研究では内部対流冷却に着目して研究している。内部対流冷却では、伝熱促進をするためにリブ等の乱流促進体を取り付けられる。これにより、剥離や再付着、二次流れを誘起し、伝熱促進することが広く知られており、設置角や配置、ピッチが伝熱に与える影響が調査されてきた^①。また、内部冷却流路内には180度の折り返しがある場合もあり、旋回流やデーン渦が発生することが過去の知見より知られている^②。

過去の研究の多くは現象理解を容易にするために、簡易的なモデルを用いた調査が数多く行われてきたが、実機形状流路を対象とした研究は多くない。そこで、本研究ではサーペンタイン流路と呼ばれる実機形状の内部冷却流路を研究対象としている。

実機翼形状の冷却流路には、複数のリブやターンが存在し、加えてS字の入り口形状や流路各位置で流路の断面形状が異なることが特徴としてあげられる。これにより、実機翼形状流路内の流れは複雑化するため、数値解析による予測は非常に難しく、ガスタービンのタービン冷却翼設計において、設計で保証する温度予測精度を得られない場合がある。そのため、数値解析によってどこまで実験結果を再現できるのかを把握することは重要であるといえる。

そこで、本研究では数値解析の予測精度を検証することを目的としている。過渡応答法と感温液晶を用いた伝熱試験による壁面熱伝達分布の取得を行い、RANSによる定常解析を実施した。それ加えて、これまでガスタービン翼内部対流冷却の研究ではあまり実施例が無かったDESによる非定常解析を行い、内部対流冷却におけるDESの有効性の調査を実施した。実験結果と数値解析の結果を比較することで、数値解析の予測精度の検証を行った。

2. 記号

C_L	Courant number [-]
D_h	hydraulic diameter [mm]
erfc	error function
h	heat transfer coefficient [W/m ² K]
k	fluid thermal conductivity [W/m K]
L_n	Each channel length [mm] (n=1,2,3)
ΔL	Length interval [m]
Nu	Nusselt number [-]
q	wall heat flux [W ² /K]
Re	Reynolds number [-]
T_w	wall temperature [K]
T_i	initial temperature [K]
T_g	main flow temperature [K]
t	time [s]
Δt	time step [s]
ΔT	time of flow go thorough from inlet to outlet [s]
ΔT_n	time of flow go through each channel [s]
U	velocity [m/s]
V_n	Representative velocity of each channel [m/s] (n=1,2,3)
v	Y component velocity [m/s]
w	Z component velocity [m/s]
τ	time delay [s]
ρ	density [kg/m ³]
c	specific heat [J/kg K]
λ	solid thermal conductivity [W/m K]
μ	viscosity coefficient [Pa s]

Abbreviation

SS	suction side
PS	pressure side

3. 実験装置・実験手法

使用したテストモデルを Fig.1 に示す。テストモデルはアクリル樹脂製で、熱電対孔と静圧孔が設置されている。このテストモデルは実機翼形状の内部冷却流路を模擬した形状である。この流路には主流に対して 60 度傾斜したリブが SS 面と PS 面に向かい合うように設置されている。それに加え、S 字形の入口流路、2 つのターンを有すること、壁面が曲面になっていること、流路断面形状が流路の各位置で異なることなどが特徴として挙げられる。レイノルズ数は以下の式で定義した。代表長さ Dh は、Fig.1 の断面 A-A での水力等価直径としている。実験時のレイノルズ数は約 25,000 である。

$$Re = \frac{\rho D_h U}{\mu} \quad (1)$$

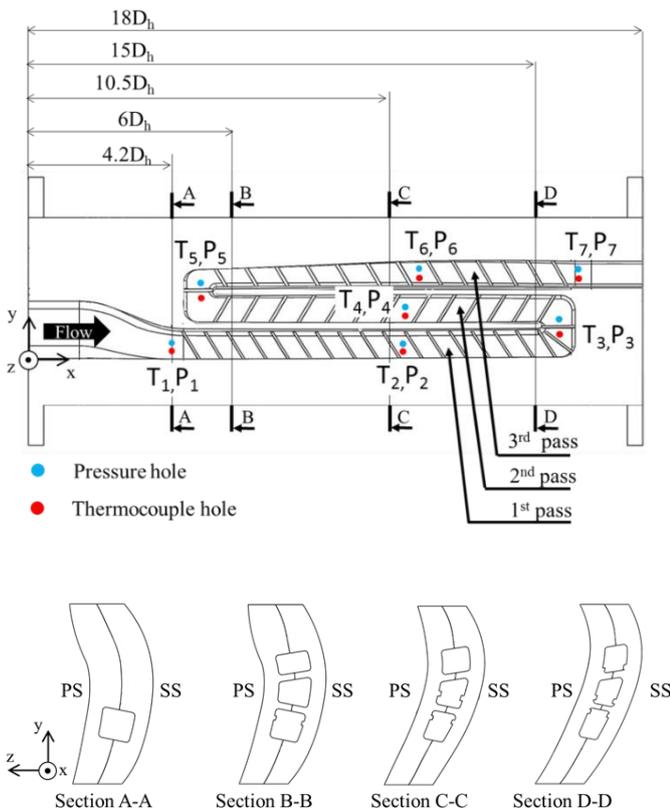


Fig.1 Test model for heat transfer experiment

流路壁面熱伝達分布の取得を目的として、過渡応答法と感温液晶を用いた伝熱試験を実施した。実験装置についての詳細は、本研究グループが過去に発表した論文に記載している⁽³⁾。この手法では、初期状態 T_i において半無限物体に接する流体温度 T_g がステップ状に昇温したとき物体表面では対流熱伝達が存在し、物体表面の熱伝導は一次元の非定常熱伝導方程式に従うと仮定すると、式は以下のように示される。

$$\frac{T_w(t) - T_i}{T_g - T_i} = 1 - \exp(\beta(t)) \operatorname{erfc}(\sqrt{\beta(t)}), \beta(t) = \frac{h^2 t}{\rho c \lambda} \quad (2)$$

しかしながら実際は、ステップ状に流体温度を上昇させることは困難であるため、デュアメル定理を使用し、流体温度の上昇は、

微小なステップ温度変化の積み重ねであるとしたとき、式 (2) は以下のように表される。

$$T_w(t) - T_i = \sum_{j=1}^N \left\{ 1 - \exp(\beta(t - \tau_j)) \operatorname{erfc}(\sqrt{\beta(t - \tau_j)}) \right\} (T_{g,j} - T_{g,j-1}) \quad (3)$$

計算時に用いる流体温度 T_g は、流路各位置で異なり、流路下流に向かって低下していく傾向に有る。そのため、Fig.1 に示される T1, T3, T5, T7 に熱電対を挿入し、取得した各温度データを用いて線形補間することで流路各位置の温度を定義した。

実験により熱伝達率 h を算出したあとは、算出された熱伝達率を以下のように無次元化して熱伝達の評価を実施した。

$$Nu = \frac{h D_h}{k} \quad (4)$$

4. 数値解析手法

Fig.2 に数値解析で用いた計算ドメインを示す。実験時には、流路の入口と出口にフランジ付の異径変換ダクトをつけていた。そのため、計算ドメインにもそのダクトの内部形状を再現し、計算ドメインを実験条件に近づけるようにした。境界条件は伝熱試験時にあわせて入れており、Table.1 に示すとおりである。定常解析時の乱流モデルには、SST model を使用している。

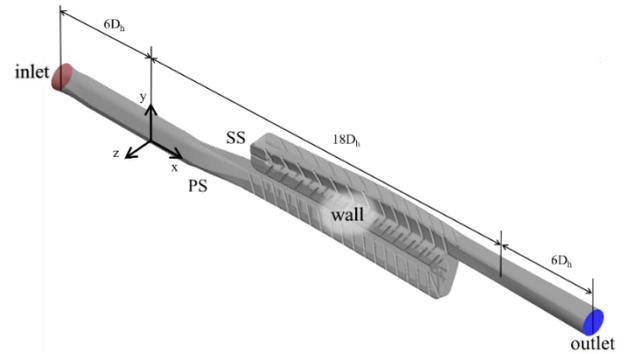


Fig.2 Computational domain

Table.1 Boundary condition for RANS simulation

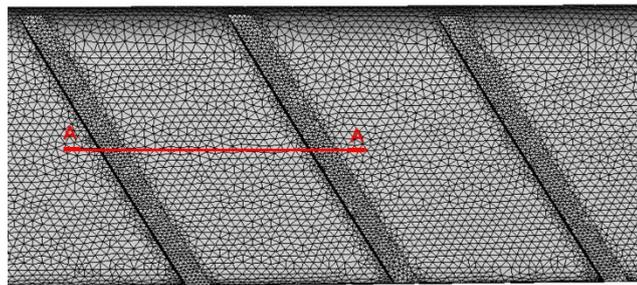
Inlet	Mass flow rate, Temperature
Outlet	Pressure
Wall	Non-slip wall, Isothermal wall
Turbulence model	Shear Stress Transport

ソルバーには商用ソフトである Ansys CFX ver15.0 を使用した。また格子の生成には、Ansys ICEM CFD ver16.0 を使用した。格子には非構造格子を使用し、壁面近傍には境界層を解像するためにプリズム層を設置し、伝熱計測面における壁面（リブを設置している壁面）の y^+ は 1 未満である。Fig.3 に格子の様子を示す。格子点数は格子依存性の調査から決定した。格子依存性調査の結果を Fig.4 に示す。格子依存性調査の指標には、面平均した壁面熱伝達率 h を用いた。一番多い格子点数に対する違いが 2% 以内である 1,250 万ノードを採用した。

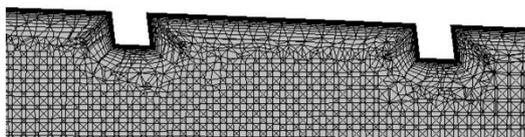
CFD における熱伝達率の算出は、解析結果で得られる壁面熱流速 q 、壁面温度 T_w 、流体温度 T_g を用いて算出を行い、流体温度は実験時と同様な処理に流体温度の定義を行った。CFD の結果を Post 処理するとき、実験時の熱電対位置におおよそあわせて 1 mm 四方の矩形断面を作成し、その断面の面平均温度を算出たあとに、各位置の温度を線形補間することで流体温度 T_g を定義している。算出に用いた式は以下のとおりである。

$$h = q / (T_w - T_g) \quad (5)$$

CFD において熱伝達率を評価するときは、式 (5) で得られた熱伝達率 h を無次元化して評価した。その際には式 (4) を用いた。



Mesh on the wall and ribs



Mesh around wall and ribs on Cross-section A-A

Fig.3 Computational mesh

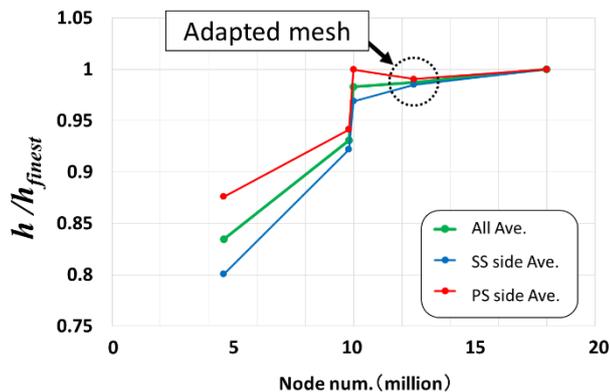


Fig.4 Mesh dependency check

DES 実施時の、境界条件は定常解析と同じであり、RANS-SST の結果を初期解として与えて計算をしている。本研究で実施した DES 解析では、RANS 領域は SST model で計算し二次精度風上差分法を使用し、LES 領域では中心差分法を使用している。計算実施時の格子は定常解析 (RANS-SST model) 時と同じものを使用しており、約 1250 万ノードである。DES では RANS が予測する乱流長さが局所的な格子間隔より大きくなる領域で RANS と LES を切り替える。壁近傍では RANS、壁から離れた領域では LES を行うが、 C_{DES} の値を変更することで、RANS と LES の境界を調整することが可能である。本研究では、DES を実施する際の C_{DES} を 0.12 とした。Fig.5 に Blending Function コンターを示す。Fig.5 の位

置は、各流路の中心断面位置であり、RANS で解かれる領域と LES で解かれている領域を示すコンターである。Blending function が 1 の領域が RANS で解かれる領域で、0 の領域が LES で解かれる領域である。

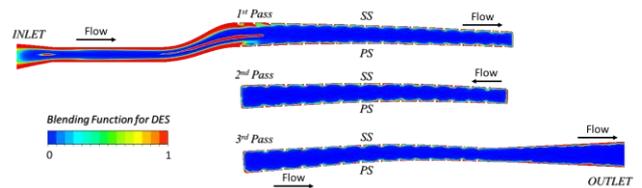


Fig.5 Blending function for DES

タイムステップ Δt は $1E-5$ [s] である。各タイムステップで 2 回から 6 回の範囲で反復計算をし、残差が $1E-4$ を下回ったら次のタイムステップの計算に移るように設定している。クーラン数 C_L は平均値で 0.35、RMS で 1.36、最大値で 76 程度となっている。クーラン数の式は以下の通りである。

$$C_L = \frac{U \Delta t}{\Delta L} \quad (6)$$

Fig.6 に、1st Pass における流路中間部の中心断面におけるクーラン数のコンター図にメッシュのラインを重ねた図を示す。リップ近傍では流速が速く、また、格子のひずみが大いため、局所的にクーラン数が大きくなっているが、流路内の大部分ではクーラン数は 1 以下となっている。

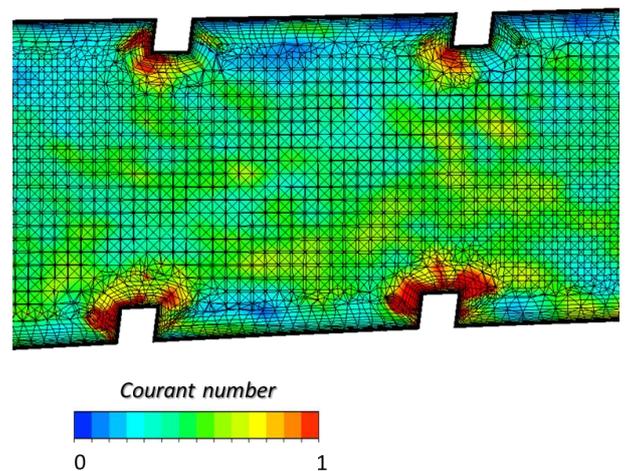


Fig.6 The Courant number distribution on the cross-section at centerline of the 1st Pass

時間平均解を取得する際は、流路入口から出口まで流れが通り抜ける時間を ΔT としたとき、 $\Delta t / \Delta T \approx 1$ となるまで計算し、時間平均の時間と流体の通過時間がほぼ同じになるまで計算を実施している。 ΔT は Fig.1 に示すような三つの各流路 (1st Pass, 2nd Pass, 3rd Pass) を通り抜ける時間 T_n ($n = 1, 2, 3$) をそれぞれ算出し、それらの合計を ΔT と仮定した。各流路を通り抜ける時間 ΔT_n の算出は、以下の式を用いて算出した。なお、各流路の出入り口の断面平均流速 (Fig.1 に示される断面 A-A, B-B, D-D の位置) を平均化したものを代表流速 V_n とした。

$$\Delta T_n = \frac{L_n}{V_n} \quad (n = 1, 2, 3) \quad (7)$$

5. 結果と考察

Fig.7に Pressure side の, Fig.8に Suction side の Nusselt 数コンターを示す。(a)が実験で得られた結果であり, (b)が RANS-SST model, (c)が DES によって得られた結果である。また, Fig.9 に面平均したときの Nusselt 数の結果を示す。面の分割の仕方は, Fig.9(c)に表すとおりである。

5-1. 実験と RANS の比較

はじめに, 実験と定常解析の結果を比較し, 定常解析によってどの程度実験結果を予測することが出来ているかを調査した。

まずは PS の熱伝達分布に着目し, Fig.7(a)の実験結果と Fig.7(b)の RANS の結果を比較する。2nd Pass と曲がり部周辺を除くと, RANS で大まかな熱伝達分布の傾向を予測できる結果が得られた。1st Pass をみると, RANS によって実験の熱伝達のピーク位置や熱伝達の広がりかたをうまく再現できているが, RANS では, リブの直下流の剥離を過大に評価している傾向が確認された。曲がり部においては, RANS で熱伝達を過大に評価しているのに加えて, 熱伝達のピーク位置が異なる結果が得られた。特に 1st Pass から 2nd Pass を抜けるときの曲がり部の斜めに設置されたリブ周辺をみると, 実験結果では隔壁側と外壁側にピークが見られるが, RANS-SST の結果では, 隔壁側のピークが見られず, 外壁側に熱伝達のピークが顕著にでていいる。曲がり部には, リブによって生成された二次流れが流入してくるのに加え, 旋回流やディーン渦, 曲がり部に存在するリブの剥離・再付着流れが存在すると考えられる。これらの渦が複雑に干渉しあうため, 定常解析によって予測することが困難であり, このような乖離が生じたと考えられる。また, 2nd Pass においても PS 面では実験と RANS 解析の乖離が大きく, 熱伝達のピーク位置が RANS-SST では異なる結果が得られた。2nd Pass の流路断面形状は Fig.1 に示すとおり台形のような形状をしている。また, Fig.10(a)の流れ場をみてもわかるように, 2nd Pass の二次流れ構造は 1st Pass, 2nd Pass とは異なる特徴を持っており, 通常であれば, SS 面と PS 面におおよそ対称的な二次流れをもつが, RANS の結果の 2nd Pass では SS 面側の渦が支配的であり, 1

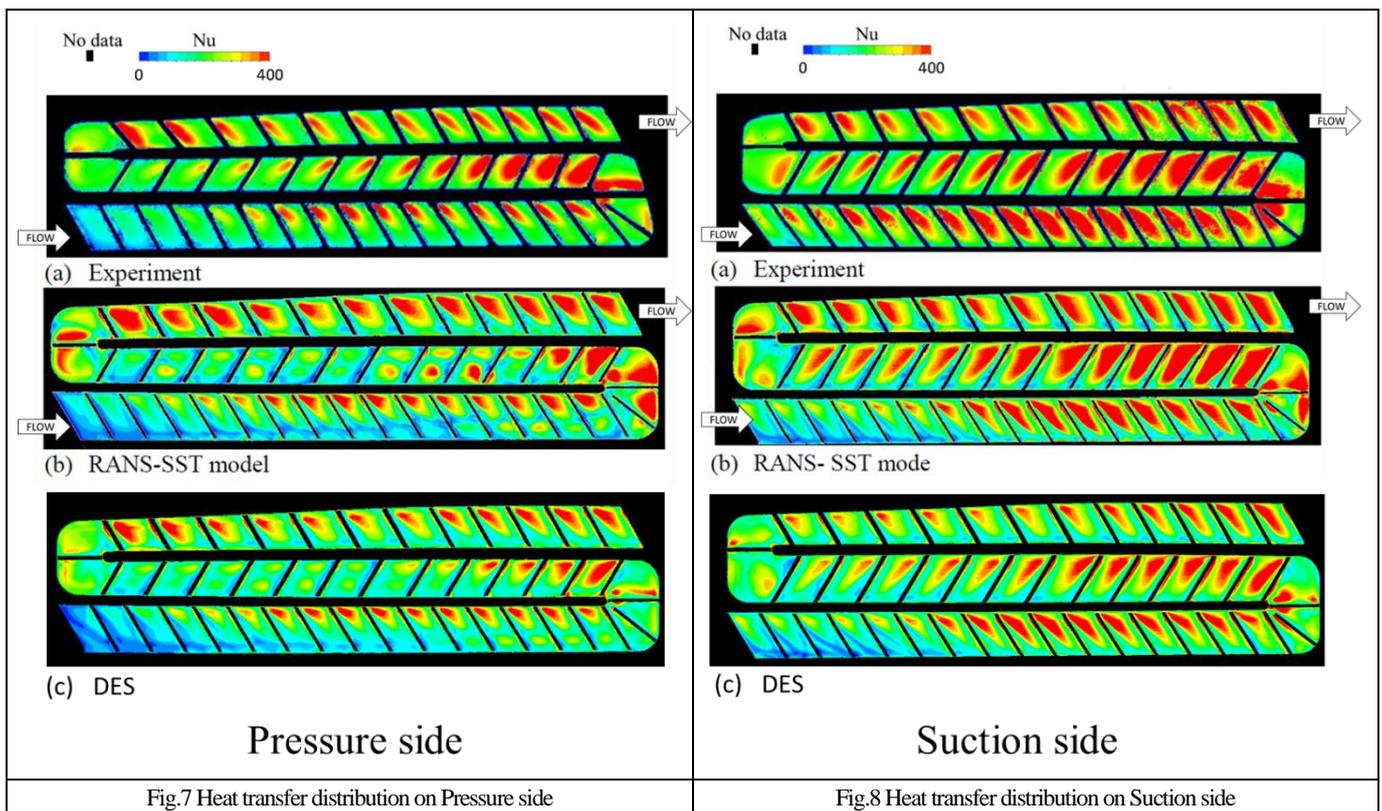
つの大きな渦構造が存在する。PS 面側の辺が短く, リブの長さも短いために, SS 面側よりも二次流れが生成しづらいのだと考えられる。また, PS 面と PS 面側に隣接するリブが設置されていない壁面との流れの干渉をうまく予測できていないのに加え, 曲がり部の非定常性を含んだ流れが流入するため, このように熱伝達のピーク位置に差異がみられたと考えられる。

3rd Pass においては, 曲がり部近傍の上流側では, 実験と RANS で熱伝達ピークの位置が異なるが, 下流に行くにつれて熱伝達ピークの始まる位置が一致してくる傾向が得られた。これは, 曲がりによって生成された非定常流れが上流側では支配的であるが, 下流に進むにつれて, リブによって生成される二次流れが支配的になり, 比較的渦のスケールが大きくなったことで, 下流においては RANS で熱伝達のピーク位置や大まかな熱伝達分布の予測をできていると考えられる。

また, Fig.9(a)の PS 面の面平均熱伝達をみると, 平均値としては, おおよその傾向を RANS-SST で予測できて結果が得られ, 特に 1st Pass 前半部と 3rd Pass 後半部においては, RANS-SST の結果と実験結果はよく一致している。しかしながら前述したとおり, Fig.7 のコンターを見ると熱伝達のピーク位置や剥離の過大な評価が見られたため, 設計時に注意が必要であるといえる。

次に SS 面に着目し, Fig.8(a)の実験結果と Fig.8(b) の RANS-SST の結果を比較する。SS 面では, 曲がり部を除くと, 熱伝達のピーク位置や広がり方を RANS-SST でおおまかに傾向をつかむことが出来る結果が得られた。曲がり部における実験と数値解析の乖離の原因としては, 前述したとおり曲がり部では様々な渦や二次流れが複雑に干渉し合い非定常性が強いいため, 定常解析では予測が難しいのだと考えられる。

Fig.9 (b)の SS 面における面平均熱伝達をみると, RANS の解析結果は, 流路各位置における熱伝達の変化の傾向を予測することが可能である結果が得られた。1st Pass では, 解析の結果は実験結果よりも面平均熱伝達が低く見積もられているが, 2nd Pass, 3rd Pass では面平均熱伝達の結果はおおよそ一致する結果が得られた。



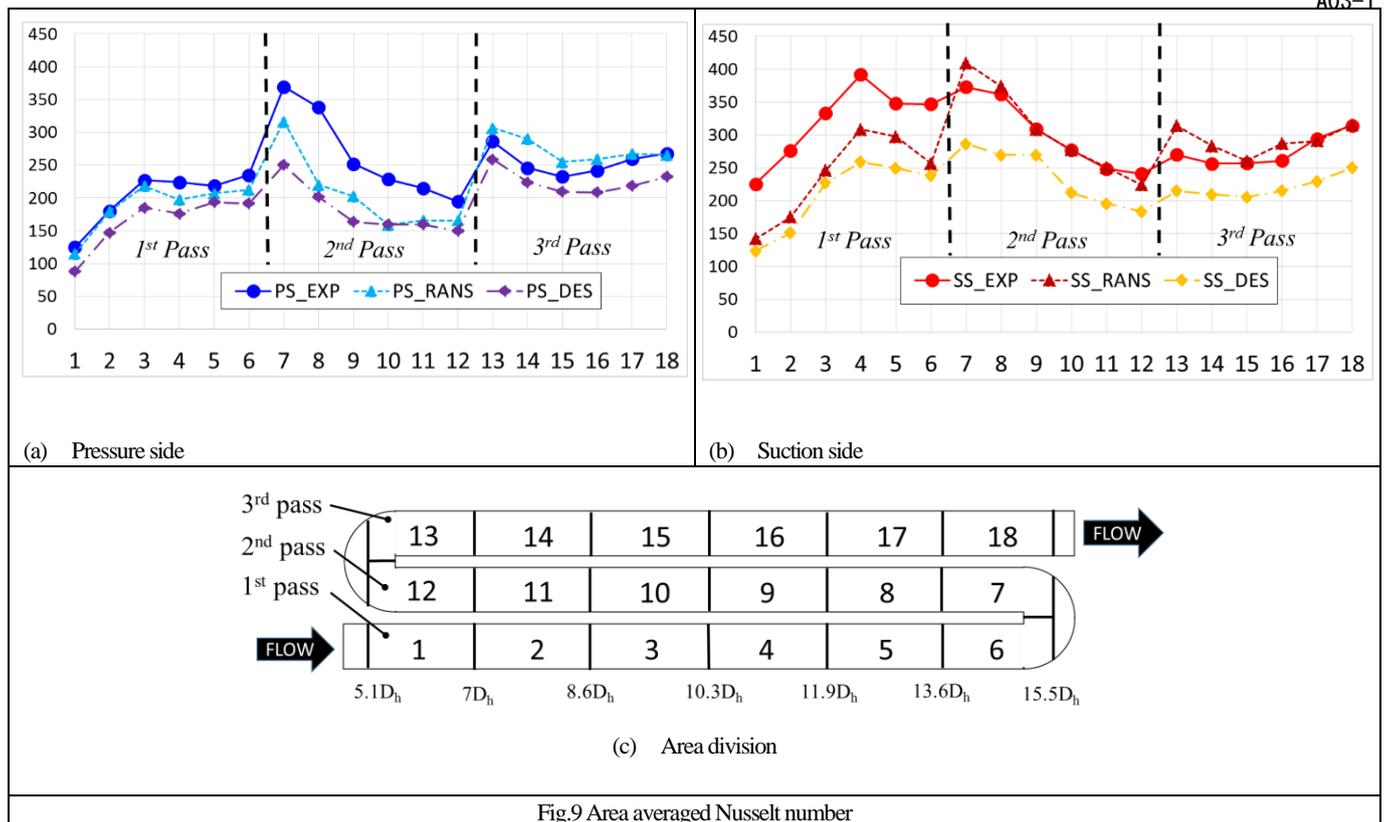


Fig.9 Area averaged Nusselt number

5-2. DES の解析結果

実験結果, RANS の結果, DES の結果を比較する。Fig.7, Fig.8 の熱伝達分布をみると, DES によって実験結果の熱伝達分布をおおよそ再現できる結果が得られ, RANS の結果よりも比較的熱伝達分布の傾向が実験に近い結果が得られている。

まずは, Fig.7 の PS 面の熱伝達分布に着目する。1st Pass をみると, RANS でみられた, リブ後方の剥離の過大評価によって生じていると考えられる熱伝達の低い領域が解消され, 実験結果に近い熱伝達分布が得られている。1st Pass の曲がり部近傍の熱伝達分布を見ると, 熱伝達のピークに加えて, 熱伝達の高い箇所がもう 1 つ存在する。Fig.7(a)をみてわかるように実験でもわずかに見えているものの, Fig.7(b),(c)の CFD のほうが顕著に現れている。Fig.11(a)は油膜法による壁面近傍の流れの可視化の結果であるが, Fig.11(a)をみると, 1st Pass 側をみると, 剥離線が存在し, その下方に油膜が薄くなっている箇所が見られ, 再付着している様子が確認された。伝熱試験の結果では, 再付着による熱伝達のピークが CFD ほど見えていないが, この理由としては, 実験では一次元の非定常熱伝導を仮定しているものの, わずかながら三次元的な熱伝導の影響があるためではないかと考えられる。また, Fig.11(b),(c)はそれぞれ RANS, DES によって得られた壁面上流線のコンターであるが, RANS よりも DES のほうが剥離線の傾向や再付着の位置が油膜法の結果に近い結果が得られた。

2nd Pass をみると, 実験ではリブにはさまれる壁面内ではピークが一箇所であるが, RANS では熱伝達のピーク位置を上手く再現できず, リブ間の壁面内で二箇所熱伝達の高い領域が形成されている。しかしながら, DES の解析結果では, 2nd Pass 上流側では二箇所のピークではなく実験と同様リブ直下にピークが出て熱伝達が広がっている。実験結果と DES の熱伝達分布の傾向は類似しているものの, 2nd Pass 下流付近ではピークが二箇所に位置し, 実験とは異なる予測をしている。

Fig.10(a), (b)の断面の二次流れ構造を比較する。2nd Pass 上流側では, RANS では一対の対照的な二次流れではなく, SS 面側の二次流れが支配的であるが, DES では SS 面と PS 面側の両方に渦構造が存在し, 比較的対称な一対の二次流れ構造を有している。下流に行くと, RANS と DES の結果は比較的類似してくることから, リブによって生成される二次流れが曲がりの効果よりも支配的になってくるのではないかと考えられる。非定常的な流れ場が生成されていると考えられる 2nd Pass において, DES により実験結果の分布をおおよそ再現できたことから, 実機翼形状の内部冷却流路において, DES は有効であるといえる。2nd Pass 内の流れ場をより詳細な調査をするためには, 2nd Pass 内の流路断面の二次流れ等を PIV 等により調査する必要があると考えられる。

曲がり部に着目すると, RANS ではピーク位置に差異が有るのに加え, 熱伝達を過大に評価していたが, DES では曲がり部の熱伝達の過大評価される傾向が見られず, 実験結果に近い分布になっている。しかしながら 1st Pass から 2nd Pass への曲がり部では, 依然としてピーク位置に差異がみられ, 実験では隔壁近傍でピークがでていたが, DES でも予測できない結果が得られた。Fig.11(a),(b),(c)を比較すると, 実験では隔壁近傍で再付着および剥離線が見られるが, CFD の結果からはそのような傾向は見られなかった。

次に, Fig.8 の SS 面の熱伝達分布に着目する。SS 面では RANS 解析でもおおよその熱伝達分布の傾向を得ることが出来ていたが, 曲がり部では特に予測精度が悪かった。しかしながら DES の結果をみると改善が見られ, 特に 2nd Pass から 3rd Pass への曲がり部では, 熱伝達ピーク位置を予測することが出来ている。しかしながら 1 つ目の曲がり部では, PS 面同様に, 隔壁近傍のピークを予測できていない結果が得られた。

Fig.9 の面平均値の実験結果, RANS の結果, DES の結果を比較する。DES の結果は流路全体的に熱伝達を過少に評価しているも

の、実験結果の傾向は予測できている。DES の熱伝達が実験よりも低く見積られる要因としては、式(5)を用いたときの熱伝達率 h 算出時の流体温度の取り方や非構造格子ゆえに格子品質が良くないこと、非定常計算の計算精度、RANS 領域と LES 領域の切替えが上手くいっているかどうかなどが考えられるが、現在調査中である。

RANS と DES の結果を比較すると、全体的に DES のほうが RANS よりも熱伝達が低い傾向が見られる。Fig.12 に各流路の中心断面における無次元流速分布、Fig.13 に各流路中心断面における無次元温度分布を示す。無次元化時には各位置における流速、流体温度を、代表長さを定義した $4.2Dh$ 断面における断面平均の流速および温度で除している。Fig.12 の無次元速度のレンジは各流路で同じであるが、Fig.13 では各流路で無次元温度のレンジが

異なる。Fig.12, 13 をみると、速度分布と速度分布には相関があり、流速が速い箇所は温度が高い傾向がある。また、RANS では流速の速いところや温度の高いところがはっきりと現れているのに対して、DES では RANS よりもコンターが全体的に滑らかである。この理由としては、RANS では比較的大きな渦構造を捉えるが、DES では RANS よりも細かな渦構造を捉えることが出来るため、ミキシングにより温度や速度が拡散していることが考えられる。また、壁面近傍をみると、RANS の結果では各位置での温度や流速の差が DES と比較して大きい。Ansys CFX では壁面温度と壁面近傍の流体温度の勾配から壁面熱流速を計算しているため、RANS では熱伝達コンターの低い箇所や高い箇所がはっきりと出ているのではないかと考えられる。

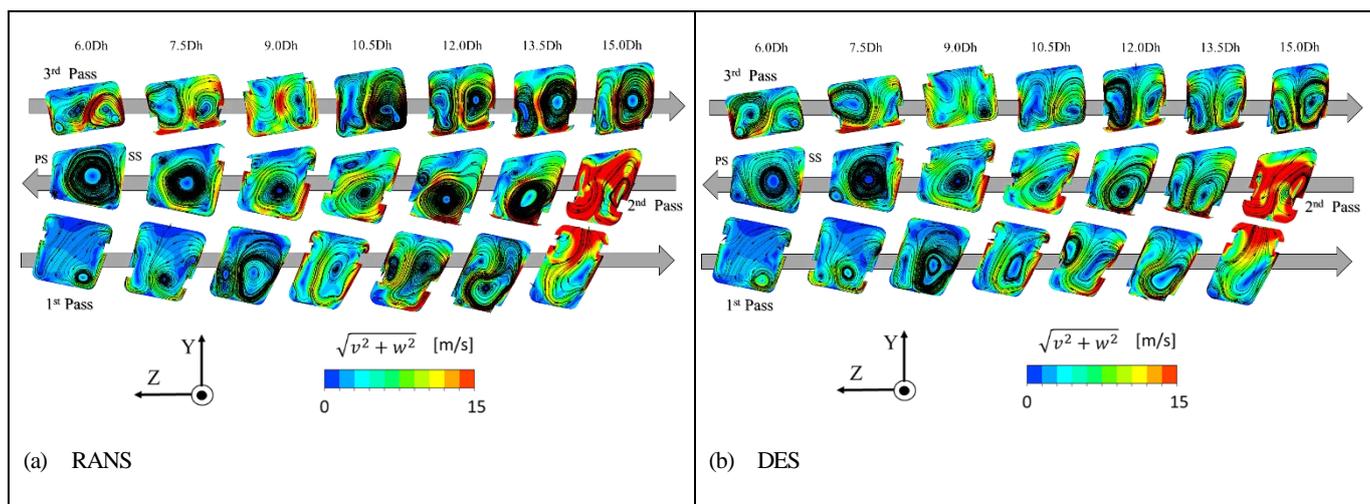


Fig.10 Streamline and in-plane velocity distribution on cross section planes at each channel position

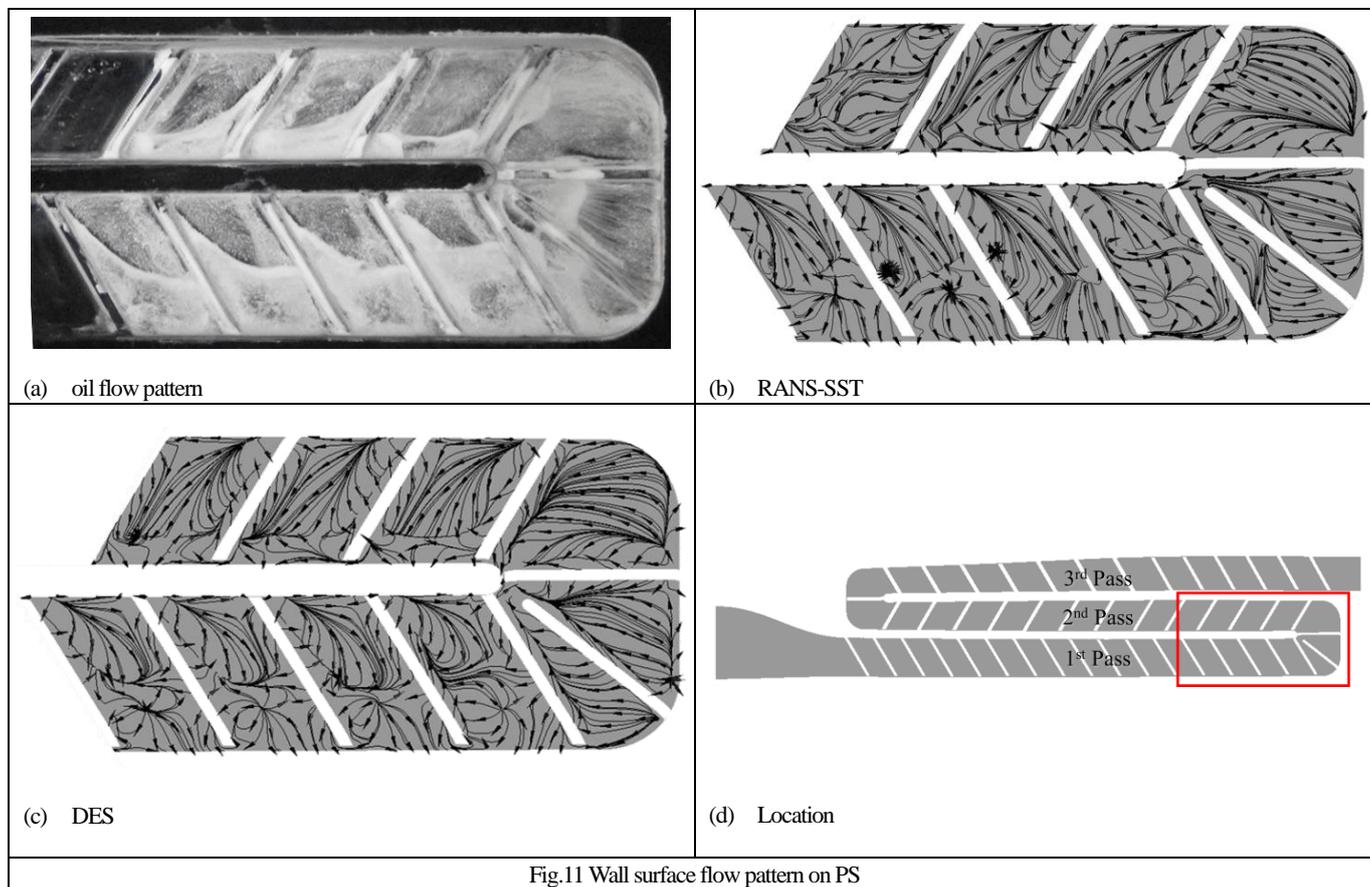


Fig.11 Wall surface flow pattern on PS

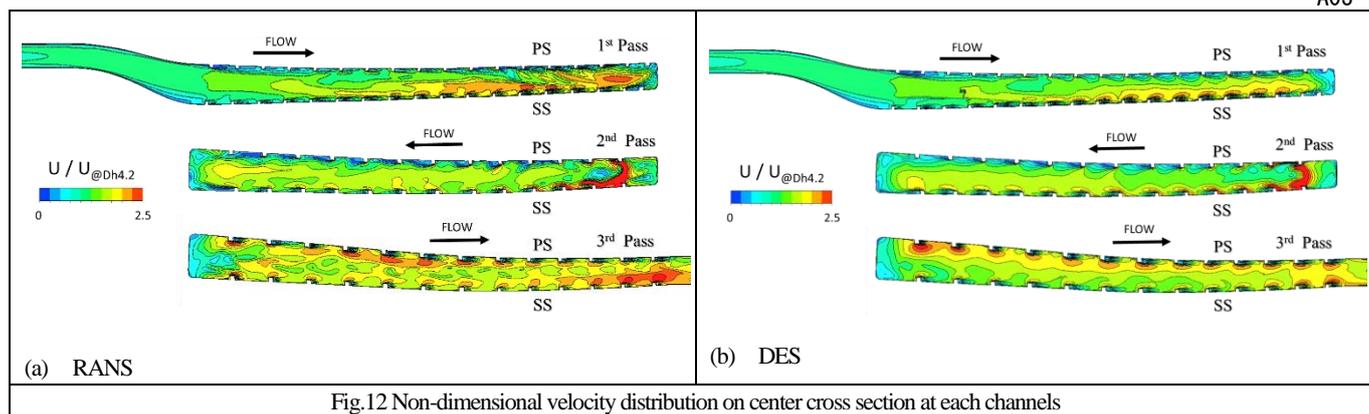


Fig.12 Non-dimensional velocity distribution on center cross section at each channels

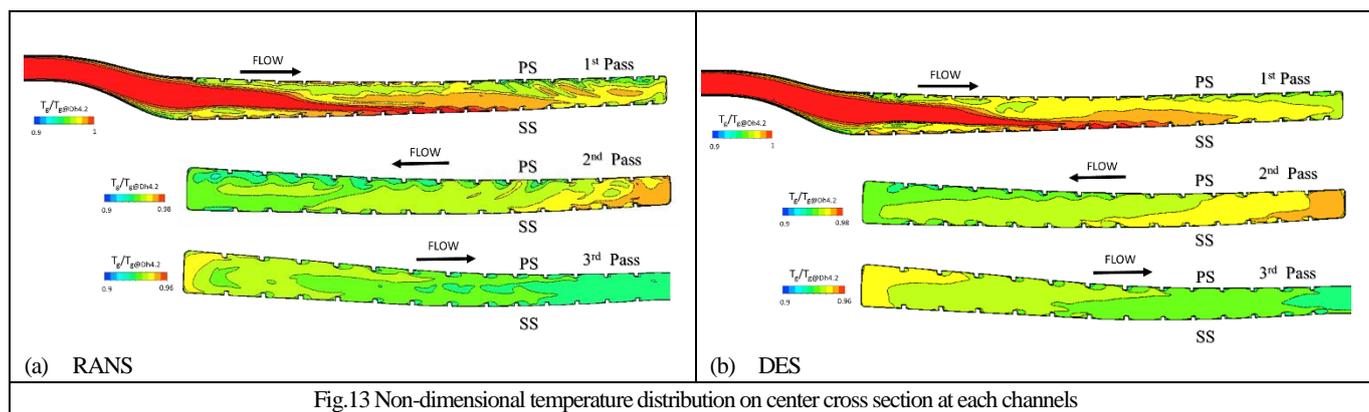


Fig.13 Non-dimensional temperature distribution on center cross section at each channels

6. 結言

本研究では、高圧タービン翼冷却に用いる、実機翼形状内部冷却流を対象とし、伝熱試験、RANS 解析、DES を行い、以下の知見が得られた。

- 1) RANS では大まかな熱伝達の傾向を得ることが出来るが、局部的にみると実験と RANS の間には乖離があり、特に曲がり部周辺と PS 面の 2nd Pass では予測精度が悪かった。
- 2) 今回実施した DES の結果では、流路全体的に熱伝達が低く見積もられたものの、面平均熱伝達の傾向は実験と良く一致した。また、RANS では予測精度が悪かった曲がり部近傍や PS 面の 2nd Pass では、DES による解析で改善が見られ、熱伝達ピークの位置やレベルが実験結果に近づく結果が得られた。実機翼形状内部冷却において、DES による解析は有効であるといえる。

今後の方針としては、DES による解析を引き続き実施する予定である。実験と DES 解析で熱伝達のレベルが異なる要因を調査し、計算格子の改善や、計算の設定等を工夫していく予定である。

参考文献

- (1) J.C.Han, J.S. Park and M.Y. Ibrahim, 1986, "Measurement of Heat Transfer and Pressure Drop in Rectangular Channels with Turbulencepromoter", NASA CR4015 AVSCOM TR 86-C-25
- (2) J.Schabacker, A.Boelcs and B.V.Johnson,1999, "PIV Investigation of the Flow Characteristics in an Internal Coolant Passage with 45deg Rib Arrangement" ASME 1999 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, ASME Paper 99-GT-120
- (3) Funazaki et al, 2018,"detailed on the flow field and heat transfer characteristics inside a realistic serpentine cooling channel with a S-shaped inlet", ASME turbo expo 2018, GT2018-76225