リブ付き内部流路によるガスタービン冷却動翼の連成伝熱解析*

高橋 俊彦^{*1}, 渡辺 和徳^{*1}, 酒井 高行^{*1}Conjugate Heat Transfer Calculation of a Gas Turbine Rotor Blade
with Ribbed Internal Cooling PassagesToshihiko TAKAHASHI^{*2}, Kazunori WATANABE and Takayuki SAKAI^{*2} Central Research Institute of Electric Power Industry,
2-6-1 Nagasaka, Yokosuka-shi, Kanagawa, 240-0196 Japan

The present paper reports on numerical prediction of temperature distribution of the rotor blade in a gas turbine, which has ribbed serpentine passages for internal cooling. The three-dimensional numerical analysis was conducted by thermal conjugation of inside and outside fields of the blade, which consists of convection heat transfer around the blade, thermal conduction in the blade material and internal cooling. Correlations of heat and mass transfer in ribbed channels were applied to evaluate heat transfer rate of the internal cooling. The predicted blade temperature profile for the rating condition coincides with the distinctive features of damage on an actual blade. And that profile is in agreement with local temperature estimated by destructive test of the blade. Moreover, the conjugate calculation demonstrates transitional variations in the blade temperature, which are essential for life evaluation of the blade, and clarifies the thermal behaviors of the blade in start-up and shutdown processes.

Key Words: Gas Turbine, Conjugate Heat Transfer, Rotor Blade, Ribbed Cooling Passage

1. 緒 言

コンバインドサイクル発電プラントは、高温のガスタービンにより、高い熱効率と出力密度を有し、負荷変動への対応が比較的容易であるなどの利点から、火力発電の主要な設備となっている。一方で、高温となるガスタービン内部で使用されるタービン翼や燃焼器などの高温部品には超合金が用いられ、高性能かつ複雑な冷却構造を備えるために単価が高く、頻繁な交換／補修により、プラント保守コストを増大させる原因となっている。現状では、高温部品の寿命について明確な評価基準はなく、ガスタービンユーザはコスト低減の観点から寿命延伸に向けた取り組みを行っている。

ガスタービン翼の寿命評価には、運転条件に応じて変化する翼温度分布を把握することが不可欠である。翼温度分布は、要素試験あるいは翼まわりのCFD解析による翼面熱伝達率に基づき、熱伝導解析により求める⁽¹⁾ことが通例であるが、要素試験の条件は、実機環境と大きく異なることが多い。翼まわりのCFD解析についても、内部から冷却されるガスタービン翼とは異なる、何らかの熱的境界条件を翼外面に仮定する必要があるなど、対応すべき熱的環境が苛酷であるにも関わらず熱伝達の予測は困難である。

こうした問題のため、進展するCFD技術を背景に、ガスタービン冷却翼まわりの熱流動、翼構造材部の熱伝導、および内部冷却を連成させた伝熱解析が温度評価手法として検討されており、これまでにいくつかの報告⁽²⁾⁽⁶⁾がなされている。しかしながら、既往の報告では、ほとんどが内部冷却に単純な平滑流路を仮定しており、近年のガスタービンで一般的に用いられる、リブなどの乱流促進体付き流路による冷却構造を想定した例は極めて少ない。加えて、解析結果と計測結果を比較した公表例はほとんどなく、実際にガスタービンの冷却翼の評価に適用可能であるとは言い難い。

以上の観点から、本研究では、これまで公表例の極めて少ない、リブ付き流路によるガスタービン冷却動翼の3次元連成伝熱解析を行った。解析結果を翼の材料組織から推定される温度と比較、検証し、翼の寿命評価に不可欠なガスタービンの起動／停止過程の翼温度分布の変化を明らかにした。

2. 記 号

c	: 翼弦長, m
D	: 冷却流路の等価直径, m
e	: リブ高さ, m
e^+	: 粗さレイノルズ数, $(e/D)Re_D(f/2)^{1/2}$
f	: 摩擦係数
G	: 熱伝達に関する粗さ関数
Gc	: 冷却空気流量割合(ガスタービン流入空気

* 原稿受付 2006年6月30日。

^{*1} 正員, (財)電力中央研究所(〒240-0196 横須賀市長坂2-6-1)。

E-mail: toshihiko@criepi.denken.or.jp

	量に対する), %
H, W	:冷却流路断面の高さおよび幅, m
h	:熱伝達率, $W/(m^2K)$
k	:乱流の運動エネルギー
LE, TE	:前縁および後縁
l	:乱流変動の長さスケール, m
Nu	:Nusselt 数 $=hc/\lambda$
Nr	:ロータ回転数 rpm
OP	:ガスタービン出力
P, Po	:静圧, 全圧, Pa
p	:リブのピッチ, m
q	:熱流束, W/m^2
R	:運動量輸送に関する粗さ関数
RL	:定格
HL	:負荷 50%
IG, EX	:点火, 消火
PI, PO	:並列(電力系統への接続), 解列(並列解除)
Re	:翼まわりの Reynolds 数
Re_D	:冷却流路内の Reynolds 数(等価直径基準)
S	:翼面に沿う前縁から後縁までの距離, m
s	:翼面に沿う前縁からの距離, m
St	:Stanton 数
T, To	:温度(静温)および全温, K
ΔT	:温度差, K
$t, \Delta t$	:時刻および時間間隔, s
α, β	:翼外面熱伝達率相関式の指数
λ	:熱伝導率, W/mK
ν, ν_t	:動粘性係数および渦動粘性係数, m^2/s

添え字

air	:圧縮機流出あるいは流入空気
bw, cw	:翼外面および冷却流路面
bwa, cwa	:翼外面平均および冷却流路面平均
ca	:内部冷却流路入口平均値
g, ga	:翼まわり流れ, およびその流入境界平均
max	:最大
PS, SS	:圧力面および負圧面
r	:冷却流路のリブ設置面
ref	:基準条件
Start, Stop	:起動過程, および停止過程
*	:無次元時間

3. 数値解析

数値解析は、翼まわりの熱流動および翼構造材部の熱伝導の 3 次元熱流動解析に、熱流体解析コード FLUENT(Fluent, Inc)を用い、これに 1 次元の熱収支計算コードによる翼内部冷却の解析を組み合わせた。

3・1 解析対象 図 1 に、対象動翼面の解析要素の一部を示す。解析対象は、発電用大型ガスタービン初段動翼を模擬し、動翼列内の翼一枚について解析した。翼端とケーシング間のクリアランスは、翼高さの 0.5% を設けた。内部冷却流路②-③-④および⑤-⑥-⑦は、四

Fig. 1 Surface mesh and cooling flow of the blade

辺形断面のサーペンタイン冷却流路であり、前縁部流路①のみ翼外形に沿った丸みのある三角形に近い断面をもつ。流路①～⑦内部には、熱伝達促進のために翼外面に対する面に、翼高さ方向に周期的なリブが設置される。後縁部には流路⑦と後縁を繋ぐ円管(滑面)流路が設けられ、冷却空気は、翼根(流路①, ④, ⑤)から流入し、翼端、および後縁部の円管流路を通り翼外に流出する。

3・2 解析方法 翼まわりの熱流動については、翼まわり、および後縁部の円管冷却流路内部までを 3 次元解析領域に設定した。数値解析では、非定常圧縮性粘性流れを仮定し、Reynolds 平均 Navier-Stokes(RANS)方程式を解き、理想気体の状態式を適用した。乱流モデルには、Spalart & Allmaras の 1 方程式モデル(以下 SA モデル)⁷⁾を用い、乱流熱流束の評価には、乱流プラントル数を一定(0.85)とした代数モデルを用いた。なお、SA モデル⁷⁾には、主に翼端・翼根近傍における 2 次渦領域での確度を考慮して生成項の修正⁸⁾を施したものを用いた。解析には、動翼の回転角速度で移動する相対座標系を用い、座標の回転による見かけの体積力は RANS 方程式の生成項として考慮した。翼構造材部では、上記 RANS 方程式より、運動量の寄与を除外したエネルギー方程式(非定常熱伝導方程式)を解いた。以上の支配方程式の離散化は、非構造格子上で、有限体積法に基づく空間 2 次精度を用い、解法には SIMPLE 法、時間進行に 1 次陰解法を適用した。

解析要素は 6 面体要素および 3 角柱(プリズム)要素を、壁面での直交性に留意して適用した。解析要素は、翼まわり(流体部)に 1,226,729、翼構造材部(固体部)に 294,811、総数 1,521,540 とした。翼面に隣接する流体

部要素中心と壁面間の距離は $y^+ \approx 1$ とし、流体部と固体部の要素は、固体壁面上でノードを一致させた。

リブ付き内部冷却流路①～⑦内は、乱れ度が高く、非等方性の強い乱流場のため、3次元解析でも熱伝達の予測精度を得るには、リブ形状を再現した大規模な解析を要し、前処理も大きな労力を要する。さらにリブ間の熱伝達率分布の影響は、高温となる翼外面では拡散するため、本報においては、内部冷却の評価にリブによる伝熱促進を考慮した相関式による1次元解析を行った。これにより流路面のリブを解析要素から省き、形状変更に対して迅速な対応を可能とした。

ここで、リブ付き内部冷却流路における本1次元解析は、各翼高さ位置でのバルク温度、流路面の熱伝達率、および流路の圧力損失を計算し、3次元熱流動解析に与える。リブ付き流路面の摩擦係数および熱伝達率は、運動量輸送および熱伝達に関する粗さ関数 R 、 G ⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾を用いた式(1)～(5)により計算した。式(1)～(5)では、流路②～⑦を矩形流路と仮定し、前縁部流路①を円管で近似しているが、いずれも対応する流路に応じて、リブによる閉塞率、周期リブのピッチならびに高さ、および流路内レイノルズ数が考慮される。

$$f_r = \frac{2}{\left[R - 2.5 \ln \frac{2e}{H} - X \right]^2} \quad (1)$$

$$St_r = \frac{f_r/2}{1 + \sqrt{f_r/2} [G - R]} \quad (2)$$

$$X = 3.75; \text{ Passages } \textcircled{1}$$

$$X = 2.55; \text{ Passages } \textcircled{2} \sim \textcircled{7}$$

粗さ関数 R, G は以下の相関式に拠る。流路②～⑦のリブ設置面については、著者らによる、矩形流路に関する実験およびLESに基づく次式⁽⁶⁾⁽¹¹⁾を用いた。

$$R = (p/e/10)^{0.35} [-32.2(e/W) + 4.97] \quad (3)$$

$$G = 4.39(e^+)^{0.268} \quad (4)$$

円管により近似する流路①は、次式⁽⁹⁾により算出した。

$$R = 0.95(p/e)^{0.53}, G = 4.50(e^+)^{0.28} \quad (5)$$

流路の平滑面については、熱伝達に Kays と Crawford の式⁽¹²⁾を用い、摩擦係数には、ブラジウス則を用いた。ただし、本研究では、リブおよびサーペンタイン流路の180°曲がり部による熱伝達率分布の変化、流路の回転による影響を考慮していない。今後さらに予測精度向上に関して、解析手法を高度化すべき余地がある。

3・3 解析条件 基本条件として図2に示すガスタービンのDSS(Daily Start and Stop)運転時の起動/停

止過程を模擬した運転曲線を用いた。図は、運転曲線(圧縮機流入空気量 G_{air} 、圧縮機吐出空気温度 T_{air} 、タービン入口ガス温度 T_{ga} 、ロータ回転数 N_r 、いずれも定格条件で正規化)を示す。横軸の時間 t^*_{start} 、 t^*_{stop} は、(a)起動過程では、点火(IG)から定格(RL)条件までの時間により、(b)停止過程では、定格(RL)条件から消火(EX)までの時間で正規化した無次元時間である。

本研究では、既報告⁽⁴⁾と同様に流れの小スケール変動(例:周期的に通過する上流静翼後流など)については、解析時間刻みを十分大きく設定することにより、アンサンブル平均的に取り扱った。過渡解析の時間刻みは、起動過程について $\Delta t^*_{start} = 6.41 \times 10^{-3}$ 、停止過程については、それぞれ $\Delta t^*_{stop} = 1.75 \times 10^{-2}$ とした。

表1には、境界条件の設定項目を、それぞれの定格条件とともに示す。これらの設定項目は、運転曲線を基

Fig. 2 Simulated characteristic diagrams

Table 1 Items of analytical condition and their rated values

(a) 3-D calculations around the blade

Inlet	Mass flow rate per blade	kg/s	3.87
	Total temperature	Ave. K	1561.2
	Turbulence Intensity	%	5.0
Outlet	Static pressure	Pa	8.01×10^5
Blade root	Temperature		
	Thermal resistance under the wall is taken into account	K	660

(b) 1-D calculations in the ribbed passages

Inlet	Mass-flow-rate ratio of cooling air, G_c	%	2.75
	Temperature, T_c	K	660
	Static pressure	Pa	1.45×10^6

Table 2 Variations in the blade wall temperature ΔT , due to the cells-increment from the primary case

	ΔT , K	$\Delta T/(T_{ga} - T_{ca}) \times 100$ %
Span 80% average	0.1	0.02
Span 50% average	-2.4	-0.3
Span 20% average	-4.8	-0.7

に過渡的に与えた。翼まわりへの流入境界におけるタービン周方向分布は、解析時間刻みを考慮して一様とし、温度分布は平均ガス温度を基準に、プロファイルファクター $(T_{gmax} - T_{ga}) / (T_{ga} - T_{ca}) \times 100 = 5\%$ 、翼高さの70%(翼端側)の位置で極大となる翼高さ方向の放物線分布を与えた。流入する乱れは、SAモデル⁽⁷⁾の輸送量である

$$\tilde{\nu} = \sqrt{k} l \quad (6)$$

によって与えた。ここで、長さスケール l は、ガスパス高さ L を用いて、ニクラゼの式における混合長さの最大値0.07により $l = 0.07L$ とした。乱流運動エネルギー k は、乱流強度(5%一定として仮定)より求めた。翼間は周期条件とし、翼根およびハブ壁面については、翼取り付け部の熱伝導を模擬すべく、壁面下に熱抵抗を付加した等温条件を課した。翼の内部冷却は、実機では圧縮機からの抽気により、解析条件には、図2に示す圧縮機流入空気量に対して、表1(b)に示す一定割合が内部冷却に用いられるものとした。冷却空気温度、圧力は圧縮機吐出条件に基づいて与えた。

翼まわりガスの物性(粘性係数 μ 、熱伝導率 λ 、比熱)は、燃焼ガス各成分の物性を組成に基づき補間し、翼構造材の物性(熱伝導率、比熱)は、Ni基超合金の測定値⁽¹³⁾を用いた。いずれも温度依存性を多項式近似により考慮し、局所温度に基づき評価した。

表2には、解析要素数による影響を示す。最も翼温度が高い定格(RL)条件について、前述の解析要素に対して、翼まわりの壁面近傍を重点的に、解析要素を増加させた解析(要素数2,040,409、約66%増)を行ったが、両解析結果に有意な差異は認められなかった。

4. 解析結果および考察

4・1 定格条件における結果 図3には、定格運転条件における翼まわりの比エンタルピー分布および絶対渦度分布(タービン軸方向に垂直な面)を示す。翼端側および翼根側の2次渦(漏れ渦および流路渦)は、既研究⁽¹⁴⁾による動翼まわりの流れ模様と定性的に一致する。翼端側の分布からは、本解析対象の冷却翼では、翼端より翼外に放出される冷却空気が、翼端側の2次渦および後流渦に連行され、エネルギーの低下が顕著な領域が生じることがわかる。

図4には、(a)解析結果による翼外面温度分布を、(b)実機翼の外観写真とともに示す。これらの比較から、(a)解析結果の高温域は、(b)における翼端後縁付近および負圧面の前縁近傍における高温酸化による損傷によく符合しており、実機翼の状態を再現している。

さらに、表3および図5には、定格条件について、本連成伝熱解析による翼外面温度を、対象とする実機翼の材料組織分析により推定した温度と比較する。図5には本研究と同様の材料組織分析結果⁽¹⁵⁾を併せて示す。表3には各翼高さの平均温度を示し、図5は局所温度分布(実線で定格条件を示す)を示す。図5の各温度分布は、それぞれの時刻について、解析結果による翼外面平均温度を除いた温度を示しており、材料組織による推定温度は、定格条件の解析結果による翼外面平均温度を除いた値である。材料組織による翼温度の推定は、翼外面の耐腐食コーティングの組織観察に基づく法ものであり、詳細は文献^{(15)・(18)}を参照されたい。以下では概要のみを示す。

本解析が模擬するタービン冷却翼の外表面には、熱

Fig 3 Distributions of specific enthalpy and vorticity magnitude around the blade (suction side view)

(a) Predicted local temperature on the blade

(b) Exterior condition of a blade (photos)

Fig 4 Comparison between prediction and a actual blade

物性が基材とほぼ同一の耐食コーティングが施工されている。この耐食コーティングは、ガスタービンの運

Table 3 Temperature difference in the prediction from the estimation with the destructive test

Span 80% average	-0.7 K
Span 50% average	-5.6 K
Span 20% average	-3.5 K

Fig 5 Local temperature profiles on the blade

Fig 6 Discrepancy in local Nusselt number on the blade

転中に劣化し、基材との間にアルミ原子の拡散層(以下界面拡散層)が成長する。この拡散層の厚さは、高温ガスに曝された時間(運転時間)の平方根に比例して増加し、成長率はアレニウスの関係による温度依存性が確認されている⁽¹⁵⁾⁻⁽¹⁷⁾。本研究では、模擬試験片の時効試験により取得した界面拡散層厚さの成長挙動に関する校正曲線、およびタービン冷却翼より切り出した部位のアルミ拡散層厚さを計測することにより、翼の局所温度を推定した。本温度推定方法における誤差の参考として、同一運転時間を経た翼の、それぞれ同じ位置の拡散層厚さのバラツキはおよそ20%あり、この結果生じる温度推定の偏差はおよそ17Kであることが確認されている⁽¹⁶⁾。

表3より、本解析は、翼平均温度を僅かに低く予測する傾向があるが、ほぼ一致する結果を得た。図5に示す温度分布についても、本解析は、破壊試験に対して良好な予測結果を示し、前縁、負圧面側の前縁近傍、および後縁近傍など、寿命の上で重要な高温部において定量的一致が見られた。

図6では、定格運転条件における、翼外面の局所Nusselt数分布(流入条件も基づく)について、本連成伝熱解析と翼まわりのみのCFD解析を比較する。翼まわりのみのCFD解析は、連成伝熱解析の翼まわりの解析を分離して実行したものであり、翼外面の熱的条件は、実機翼との隔たりが少なくなるよう、連成伝熱解析による平均値に基づく等温(CWT)条件および熱流束一様(UHF)条件を課した。その結果、連成伝熱解析によるNusselt数は、両CFDのみの解析結果の間のレベル(両者の差異の大きい、翼高さ80%前縁などで明瞭)を示し、翼外面温度の近いCWT条件による解析と比較的一致する結果となった。連成伝熱解析と他解析の差異は、翼外面の熱的条件により壁面近傍温度および熱物性値の評価が異なるためであり、連成伝熱解析の場合には、翼外面の条件を考慮する必要はない。

4・2 起動・停止に伴う翼温度分布の変化 図5にはまた、起動/停止過程の翼外面温度分布を示す。起動過程では、点火直後の急激なガス温度上昇により、翼周方向および翼高さ方向ともに大きな温度勾配が生じる。一方で、停止過程には時間とともに一様な分布となる。並列以降および解列以前の運転時には、温度分布形状に変化は小さく、特に定格(RL)条件および負荷50%(HL)時は、ほぼ相似となる。以上のように、本解析により、翼の熱応力/クリープ解析をはじめとした寿命評価に不可欠、かつ実測が困難な起動/停止に伴う翼温度分布が得られた。

図7(a),(b)には、それぞれ起動/停止に伴う翼面(翼

Fig 7 Variation of the wall average temperature

外面および冷却流路面)平均温度の変化, および図7(c),(d)には, 翼面間の平均温度差, および翼面と流入ガス, ならびに冷却空気の平均温度差の変化を示す. 図7(a),(b)では, いずれの翼面平均温度もガス温度および圧縮機吐出空気温度の影響を受けつつ時間とともに推移し, 定格(RL)条件において, 両平均温度および温度差ともに最大となる. 起動過程の点火直後, および停止過程の消火直後には, 大きな温度変化が生じ, これら無負荷運転時には, 非定常的な熱移動が顕著である. また, 図7(c),(d)からは, 並列から解列までの運転における翼の熱移動には, 翼外面からの熱負荷の影響が最も大きく, 本対象翼のように高い冷却効率を有するタービン冷却翼の温度推定には, 特に, 翼外面熱伝達率に対する予測精度が重要であることを確認できる.

5. 結 言

発電用大型ガスタービン初段のリブ付き流路による冷却動翼を対象に, 3次元連成伝熱解析を行った. 解析に翼の冷却構造を反映し, 解析方法には, 翼まわりのRANS解析, 翼構造材部の熱伝導解析および内部冷却解析を連成させた. 内部冷却解析には, 著者らを含む既研究の伝熱相関式を用い, リブ等の流路内形状の変更に対して迅速に対応可能な解析方法を構築した. 本解析方法により, タービン冷却翼の寿命評価に不可欠, かつ, 実測が困難なガスタービンの起動から停止に至るまでの翼温度分布が得られ, その特徴的な挙動が明らかとなった. 冷却翼の熱的環境を適切に模擬した結果として, 定格条件について予測された翼外面の高温領域は, 実機翼の損傷部位に良く対応するとともに, 実機翼の材料組織を基に推定した翼温度と良好に一致した.

今後, 内部冷却などに対して, より精緻に評価することにより, さらに予測精度の向上が期待できる.

文 献

- (1)Gas Turbine Society of Japan ed., *Increasing Turbine Inlet Temperature and Cooling Technology of a Gas Turbine*, (1997), Gas Turbine Society of Japan.
- (2)Bohn, D., Bonhoff, B., Schonenborn, H., Combined Aerodynamic and Thermal Analysis of a High-Pressure Turbine Nozzle Guide Vane, *Proc. Yokohama I.G.T.C.*, Vol.1 (1995), pp. 35-39.
- (3)Han, Z. X., Dennis, B. H., and Dulikravich, G. S., Simultaneous Prediction of External Flow-Field and Temperature in Internally Cooled 3-D Turbine Material, *ASME Paper* 2000-GT-253 (2000).
- (4)Takahashi, T. et al., Thermal Conjugate Analysis of a First Stage Gas Turbine Blade, *Trans. JSME*, Vol.66, No.647, Series B (2000), pp.1772-1779.
- (5)Takahashi, T. et al., Temperature Behaviour of a First Stage Blade in Start-up and Shut-down of a Gas Turbine, *Trans. JSME*, Vol.69, No.680, Series B (2003), pp.243-248.
- (6)Takahashi, T. et al., Numerical Analysis of Heat Transfer for Gas Turbine Hot-gas-path Parts 5th report, *CRIEPI Report*, W03011 (2004).
- (7)Spalart, P. R. and Allmaras, S. R., A one-equation turbulence model for aerodynamic flows, *AIAA paper*, 92-0439 (1992).
- (8)J.Dacles-Mariani, G.G.Zilliac, J.S.Chow and P.Bradschaw. Numerical/Experimental Study of a Wingtip Vortex in the Near Field. *AIAA J.*, 33(9) (1995) pp.1561-1568.
- (9)Webb, R. L., Eckert, E. R. G. and Goldstein, R. L., Heat Transfer and Friction in Tubes with Repeated-Rib Roughness, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 14 (1971) pp.601-617.
- (10)Han, J. C., Heat Transfer and Friction in Channels with Two Opposite Rib-Roughened Walls, *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, 106 (1984), pp.774-781.
- (11)Watanabe, K. and Takahashi, T., LES and measurement of heat transfer and flow in rectangular channels with crossed angled ribs, *Trans. ASME*, Vol.71, No.705, Series B (2005), pp.1459-1464.
- (12)Kays, W. M. and Crawford M. E., *Convection Heat and Mass Transfer (2nd ed.)*, (1980), p.243, McGraw-Hill.
- (13)Fujii, T. and Takahashi, T., Estimation of Thermophysical Properties of Coating Layers for Gas Turbine Hot Parts, *CRIEPI Report*, W97017 (1998).
- (14)Sieverding, C. H., Recent Progress in the Understanding of Basic Aspects of Secondary Flows in Turbine Blade Passages, *Trans. ASME J. Eng. Gas Turbines and Power*, 107 (1985), pp.248-257.
- (15)Okada, M. et al., Examination of Temperature Estimation and Aluminum-content Prediction for a Gas Turbine Coating, *CRIEPI report*, W01022 (2002).
- (16)Okada, M. et al., Temperature Estimation and Prediction of Aluminum-Content by Means of Microstructural Change in Gas Turbine Coatings, *J. Soc. Material Science*, Vol.54, No.3 (2005), pp.257-264.
- (17)Srinivasan, V., Cheruvu, N. S., Carr, T. J. and O'Brien, C. M., 1995, *Materials and Manufacturing Process*, 10 (1995), p.955.
- (18)Viswanathan, R., Cheruvu, N. S. and Chan, K. S., Coatings for Advanced Large Frame Constition Turbines for Power Generation, *ASME Paper* GT2003-38105 (2003).