

周期的後流の影響を受けるタービン動翼前縁まわりの 熱伝達に関する研究*

(第1報, 後流の熱伝達促進効果)

船崎 健一^{*1}, 山下 嘉宏^{*2}, 山脇 栄道^{*3}

Studies of Wake-Affected Heat Transfer around a Leading Edge of Turbine Rotors (1st Report, Heat Transfer Augmentation by Incident Wakes)

Ken-ichi FUNAZAKI, Yoshihiro YAMASHITA and Shigemichi YAMAWAKI

Detailed measurements are performed on time-averaged pressure and heat transfer distributions around a blunt body which is affected by periodically incoming wakes from the upstream moving bars. The blunt body is a test model of a front portion of a turbine blade in gas turbines and consists of a semicircular cylindrical leading edge and a flat plate afterbody. A wide range of steady and unsteady flow conditions, such as Reynolds numbers based on the diameter of the leading edge and the bar-passing Strouhal numbers, are investigated. The measurement of the surface pressure distribution, in conjunction with the corresponding numerical analysis by BEM (Boundary Element Method), reveals the existence of the separation bubble around the junction between the semicircular cylinder and the flat plate, which is emphasized especially in higher Reynolds number cases. The wake-affected heat transfer distributions indicated that the wake passing over the leading edge caused significant increase in heat transfer in that area, and such phenomena become more pronounced in the higher Strouhal number cases.

Key Words: Heat Transfer, Unsteady Flow, Periodic Wake, Turbine Rotor, Leading Edge, Pressure Distribution

1. 緒言

航空エンジンやガスタービンでは、その高効率化、高出力化により、タービン入口温度(TIT)は1500℃級を超えさらに増加する傾向にある⁽¹⁾。従ってタービン動翼の冷却設計には、より高効率な冷却技術の開発とともに、高精度の熱伝達予測法の開発が要求されてきている⁽²⁾。特に、タービン動翼前縁部は、タービン翼表面全体の中でも熱負荷が高い部分であるため、そこでの熱伝達特性をより正確に理解することは冷却設計上重要な課題である。

さて、一般にタービン動翼前縁まわりの熱伝達に影響を与える重要な因子としては、主流の乱れ、後流、前縁半径など様々なものがあるが、本研究は、後流の効果に着目し、上流側からの後流がタービン翼前縁部の熱伝達特性に与える影響を明らかにすることを目的として行われた。ここで用いた供試体はタービン翼前縁部を模擬するための半円筒形前縁付きの供試体であり、Bellows, Mayle⁽³⁾が用いた供試体と同様な形状である。後流に関しては、供試体上流側で、直径5 mmの円柱を取り付けた円盤を、円柱が主流を横切るように回転させることにより、タービン動翼

に周期的に流入する後流を模擬した。

計測では、供試体表面上の定常圧力分布および時間平均温度分布を計測し、特に後者の結果から、後流の影響を受けるタービン動翼前縁部の熱伝達特性を明らかにする。

主な記号

C_d	: 円柱の抗力係数
D	: 供試体前縁直径
d	: 後流発生用円柱径
f	: 後流通過周波数 ($=n n_c/60$)
h	: 熱伝達率
Nu_D	: 前縁直径に基づくヌセルト数 ($=hD/\lambda$)
Nu_x	: 局所ヌセルト数 ($=h x_{surf}/\lambda$)
n, n_c	: 円板回転数, 円柱本数
Pr	: プラントル数
q	: 熱流束
R	: 供試体前縁半径
Re_D	: 前縁直径に基づくレイノルズ数 ($=U_{in} D/\nu$)
Re_x	: 局所レイノルズ数 ($=U(x_{surf}) x_{surf}/\nu$)
S	: ストローハル数 ($=fD/U_{in}$)
St	: 局所スタントン数 ($=Nu_x/(Re_x Pr)$)
T, T_{∞}	: 温度, 主流温度
Tu, Tu_b	: 乱れ度, 主流乱れ度
U_{in}, U_{local}	: 入口速度, 局所速度
$U(x_{surf})$: 表面速度
x, x_{surf}	: 軸方向長さ, 供試体表面長さ
$\beta_1, \beta_2, \beta_{\infty}$: 相対流入角, 流出角, ベクトル平均角

* 原稿受付 平成5年12月24日。

^{*1} 正員, 岩手大学工学部 (〒202 盛岡市上田4-3-5)。

^{*2} 学生員, 岩手大学大学院。

^{*3} 正員, 石川島播磨重工業 (〒190-12 東京都西多摩郡瑞穂町)。

- λ : 熱伝導率
- ν : 動粘度
- θ : よどみ点からの角度
- ρ : 密度

2. 実験装置

2.1 試験装置の概要 図1に試験装置概観を示す。送風機からの空気は、整流胴(断面1000mm×1000mm)を通過した後、絞りノズル(出口断面240mm×350mm)で加速され、供試部へ導かれる。ノズル出口にはアクリル製のトランジションダクトが取り付けられており、このダクトに設けてあるスロットを後流発生器上の円柱棒が通り抜ける。供試体を取り付ける供試ダクトは、流路断面高さが200mm、幅が300mmで長さ1000mmのアクリル製であり、その周囲に10mmの間隙をとった状態でトランジションダクト内部に挿入されている。供試ダクトには、その先端に角度20°の鋭利なエッジを付け、また、ダクト側面には、熱線流速計等による計測用スロット(幅10mm)を開け、そこをプラグで塞いでいる。なお、最上流側のプラグには、供試体入口速度計測用のピトー管挿入孔が設けられている。

後流発生器は、直径400mmの真ちゅう製円盤およびその外周に取り付けられた長さ250mmのステンレス製の円柱

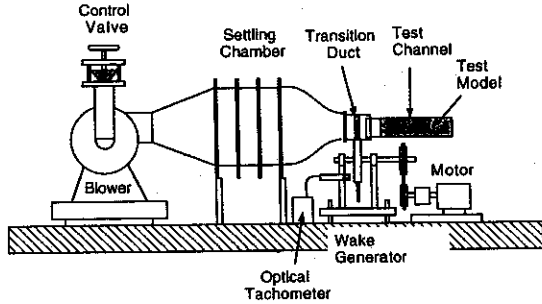


図1 試験装置概観

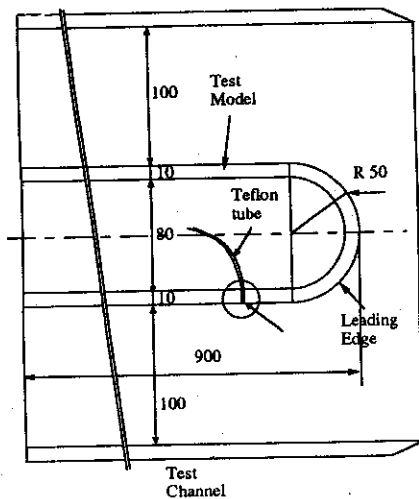


図2 圧力計測用供試体

(径5mm)から構成されている。ベルトを介した3相誘導モータで円盤を回転させ、円柱を絞りノズルからの流れを横切るように移動させることにより、円柱下流に後流を発生させる。回転数はモータに装着された変速器で制御する。また、円柱は円盤上に最大6本まで取付可能である。

2.2 供試体

2.2.1 圧力計測用供試体 図2に圧力計測用供試体を示す。圧力計測用供試体は、後述の温度計測用と同寸法であり、ともにアクリル製である。供試体は直径100mmの半円筒(前縁部)および長さ800mmの2枚の平板から成り、流路部高さは200mmである。なお、板厚は10mmである。供試体の高さ方向の中央位置には、供試体中心軸に関して対称にφ1mmの静圧孔を35個設けて、表面圧力を計測する。静圧孔内部には圧力導管としてのテフロン製の細管(内径φ0.5mm)が挿入され、Betts式マノメータ(計測精度±0.49Pa)につながれている。供試体は供試ダクトの上下板の流路側に設けられた案内溝に装着される。供試体を溝に沿って移動させることにより、後流発生器の円柱と供試体との距離を変更することができる。

2.2.2 温度計測用供試体 図3に温度計測用供試体および後流発生器を含む周辺機器を示す。前縁部である半円筒および流れ方向に見て左側の平板に、高さ方向中央位置での表面に沿って10mm間隔でφ3mmの孔をあけ、そこをスポンジで塞ぎ、その中心部にK熱電対の温接点を挿入し接着剤で固定する。ここで、熱電対装着部が流れに極力影響を及ぼさないように、表面の成形には十分に配慮した。熱電対列上およびその上下にヒータとしてのステンレス箔(厚み30μm、幅30mm、長さ800mm)を貼り、これらが直列回路を構成するように銅製の電極部に箔を接合する。電極部にはリード線を半田付けし、これをスライダックに

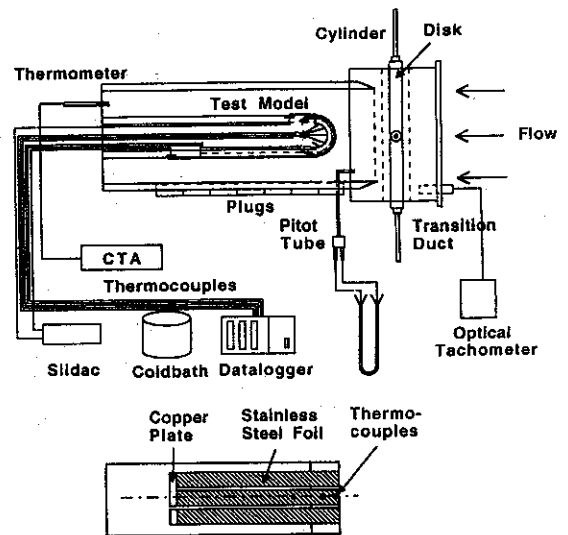


図3 温度計測用供試体および周辺機器

つないでヒータを通電加熱し、供試体表面での熱流束一定条件を得る。なお、箔表面には、加熱時の熱膨張によるひびの発生を防ぐことなどを目的として、透明なテープ

(3M製Book Tape, 厚み90 μ m)を貼っておく。供試体の内側には、断熱材としての厚さ30mmの発泡スチロールが接着されている。

各熱電対からの熱起電力は、パソコン制御のデータロガー(日本電気三栄7V14)で取得され、温度に換算される。主流側空気温度は、熱線流速計の温度補償装置に付属の白金抵抗温度計で計測される。

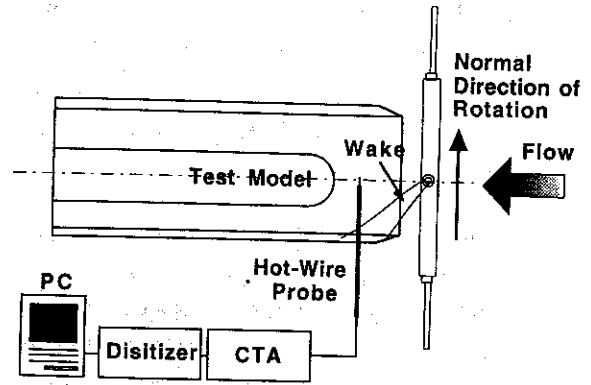


図4 後流計測

2.3 後流計測 後流発生器によって得られる周期的後流の速度および乱れ度は、図4のように供試体前方に設置したI型熱線プローブを用いて計測した。使用した円柱は径5mmである。

熱線プローブからの信号は、定温度型熱線流速計で処理された後、後流発生器の回転に同期したパルス信号をトリガーとしてデジタイザに取り込まれ、A/D変換の後、ハードディスクに逐次記憶される。サンプリング周波数は50kHz、1回の取得速度時系列データ量は2048 wordである。A/D変換された速度データ $v_i(t_j)$ ($i=1, \dots, m, j=1, \dots, 2048$)を用いて、乱れ度を次のように定義する。

$$Tu(t_j) = \left(\frac{1}{m-1} \sum_{i=1}^m [v_i(t_j) - \bar{v}(t_j)]^2 \right)^{1/2} / U_{local} \quad (1)$$

$$\bar{v}(t_j) = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m v_i(t_j)$$

3. 実験

3.1 供試体前方の速度場計測 送風機入口のバルブ開度を変えることにより、供試体への流入速度 V_1 を5, 10, 15, 20[m/s]と変化させる(レイノルズ数 Re_D は、 $3.4 \times 10^4, 6.7 \times 10^4, 10.0 \times 10^4$ および 13.3×10^4)。そして、それぞれの入口条件において、後流発生器を作動させ、移動する円柱からの後流を含む供試体前方の速度場を計測した。ここで、周期的な後流の通過頻度を、以下のような無次元数(ストローハル数)で表す。

$$S = \frac{fD}{U_m}, \quad f = \frac{nn_c}{60} \quad (2)$$

図5には、入口レイノルズ数 13.3×10^4 の場合の供試体前方2カ所(F/N: 供試体前縁より200mm/5mm上流)におけるアンサンブル平均速度および乱れ度を示す。点Fでは、後流による速度欠損および乱れ度が正規分布に類似の形で観測されており、またそれぞれの最大値が約1.5 m/s, 約7%になっている。なお、主流乱れは約0.8

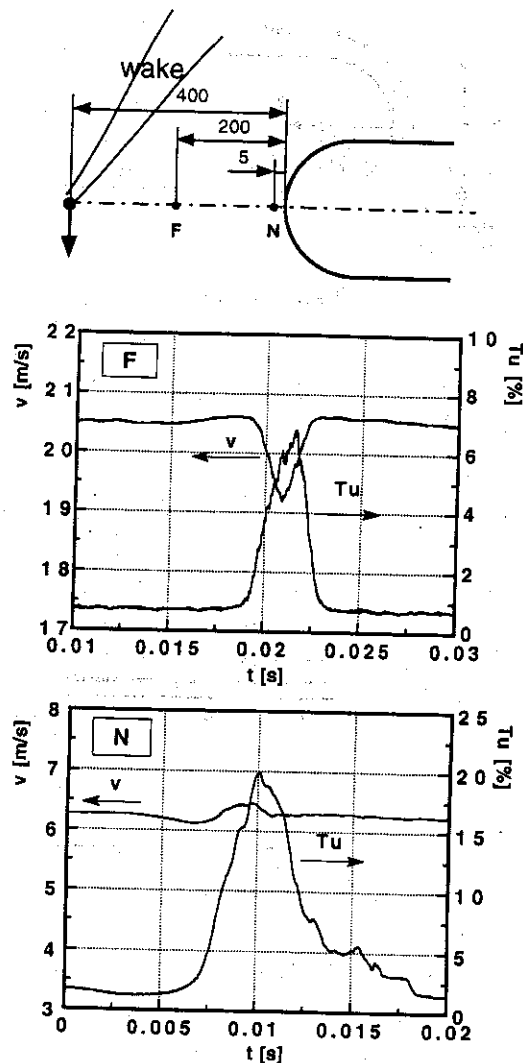


図5 供試体前方での速度および乱れ度

%である。点Nでは、時間平均流速が低下する一方、後流内の乱れ度の最大値が増加しているが、その増加の割合は平均速度の低下でほぼ説明される(式(1)参照)。また、乱れ度が急激に上昇し後流に覆われたと思われる部分の速度

の波形に、点Fで観測されたような欠損が現れず、逆に僅かながら増速部が現れている。さらに、乱れ度も、最大値以降の分布形状が点Fでの結果と異なっている。これは、後流と供試体前縁との干渉により後流が変形することにより発生したものと思われる。

3.2 圧力計測 前縁部から平板部までの静圧孔での圧力分布を計測し、物体表面での速度分布を求める。さらに、境界要素法⁽⁴⁾による表面速度分布の計算を行い、計測結果と比較する。図6には以下で用いる記号等の説明を示す。図7(a)には供試体出口速度 V_{out} で無次元化した表面

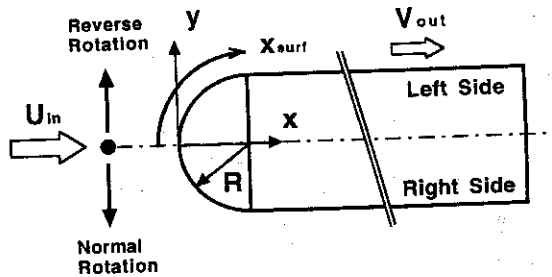


図6 供試体に関する記号

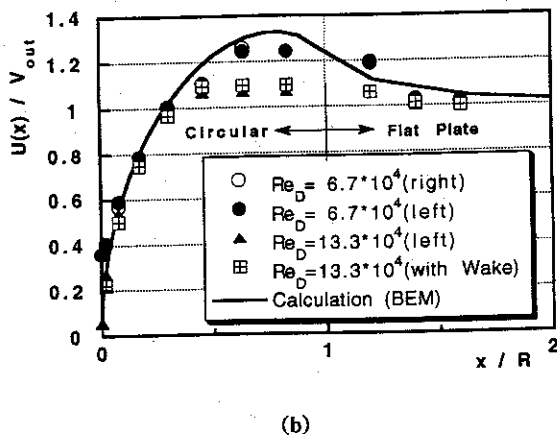
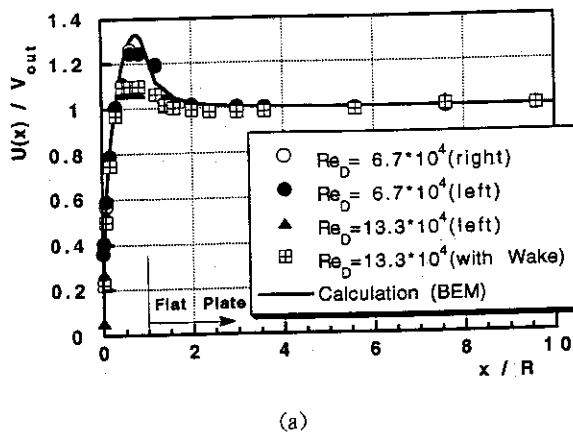


図7 表面速度分布 ($Re_D = 6.7 \times 10^4 / 13.3 \times 10^4$)
(a) 全体 (b) 前縁近傍

速度分布の実験値および計算値を、二種類のReynolds数 ($6.7 \times 10^4, 13.3 \times 10^4$) について示す。また、前縁付近の速度分布を拡大したものを図7(b)に示す。 $Re_D = 6.7 \times 10^4$ の場合、計測値と計算値はほぼ一致している。また、中心軸に関する速度分布の左右の対称性も得られており、供試体が供試ダクト中央に据え付けられていることが確認された。一方、半円筒部と平板部との接合部近傍では、計算値と計測値との食い違いが顕著であり、流れの減速部で剥離が発生していると判断される ($x/R = 0.8 - 1.2$)。一方、 $Re_D = 13.3 \times 10^4$ の場合には、 $x/R = 0.3$ から $x/R = 1.2$ にかけて、かなり大きな剥離領域 (剥離泡) が発生している (図7)。この状況は、流れの可視化 (油膜法) によっても確認されている。また、後流影響下での表面速度分布計測も併せて行った。その結果を図7に併記している。マンメータによる計測のため、流れの非定常性に関しては言及できないが、時間平均的な流れの構造には大きな変化は観測されなかった。

3.3 熱伝達特性計測

3.3.1 データ処理 供試体入口速度を所定の値に設定し、後流発生器を作動させた後、温度計測用供試体のステンレス箱を通电加熱する。そして、表面温度分布がほぼ変化しなくなった時点で (1~2時間経過後)、データロガーで連続10個のデータを各点毎に取得し、その平均値を各点での温度 ($T_w(x_{surf})$) とする。

得られた温度分布から、局所熱伝達係数 $h(x_{surf})$ およびヌセルト数 $Nu_D(x_{surf})$ を次式で算出する。

$$h(x_{surf}) = \frac{q}{T_w(x_{surf}) - T_\infty} = \frac{q_{supply} - q_{loss}}{T_w(x_{surf}) - T_\infty} \quad (3)$$

$$Nu_D(x_{surf}) = \frac{h(x_{surf})D}{\lambda} \quad (4)$$

ここで、 q_{supply} は供給電力から算出される表面熱流束、 q_{loss} は対流熱伝達に関与しない熱流束 (熱損失) である。主たる熱損失には熱伝導や輻射等によるものが考えられる。前者の評価に関しては、予備試験 (無風状態でステンレス箱を加熱し、熱伝導による損失分を計測) で求めておいた実験式を用い、また、後者についてはStefan-Boltzmannの法則を用いて評価する。

3.3.2 不確かさ解析 Kline, McClintockの方法⁽⁵⁾ により不確かさ解析を行った。その結果、熱伝達率 h 、ヌセルト数 Nu およびレイノルズ数 Re の計測値が含む不確かさはそれぞれ3.5%、4.1%および3.6%であった。

3.3.3 後流を伴わない場合の熱伝達 後流の影響を受けない場合の熱伝達特性 ($Nu_D/Re_D^{1/2}$) の計測結果を図8に示す。図中には、式(5)で与えられる、主流乱れのない場合の円筒よどみ点付近の熱伝達特性⁽⁶⁾の結果を併記する。

$$\frac{Nu_D(\theta)}{Re_D^{1/2}} = 0.9449 - \frac{0.510}{4} \theta^2 - \frac{0.596}{16} \theta^4 \quad (5)$$

各レイノルズ数についての熱伝達分布は、よどみ点 ($x_{surf}/R=0$) についてほぼ対称に分布し、かつ式(5)と類似の形状をしている。よどみ点での式(5)による熱伝達と実験値との差は、若干のばらつきはあるが、よどみ点での熱伝達特性 ($Nu_{D,max}/Re_D^{1/2}$) に関する次式に主流乱れ $Tu=0.8\%$ を代入した結果に対応している⁽⁷⁾。

$$\frac{Nu_{D,max}}{Re_D^{1/2}} = 1.010 + 2.624 \left[\frac{Tu Re_D^{1/2}}{100} \right] - 3.070 \left[\frac{Tu Re_D^{1/2}}{100} \right]^2 \quad (6)$$

熱伝達は、よどみ点から供試体円筒部と平板部との接合部の下流位置 ($x_{surf}/R=1.8$) まで減少し、次に急激に上昇し最大値に達した後、下流側に緩やかに減少する。この急激な熱伝達の変化は剥離泡の存在に起因する。熱伝達が最大となる位置は、最も低いレイノルズ数 $Re_D=3.3 \times 10^4$ の場合を除きほぼ一定である。

図8での結果をスタントン数と局所レイノルズ数との関係で表した結果を図9に示す。図9には、よどみ点近傍で

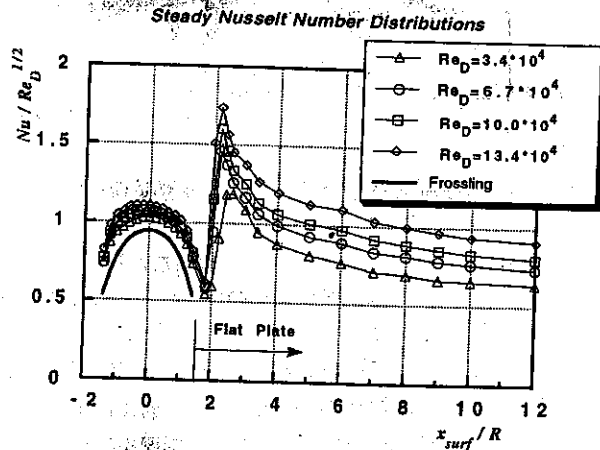


図8 後流の影響を受けない場合の熱伝達特性

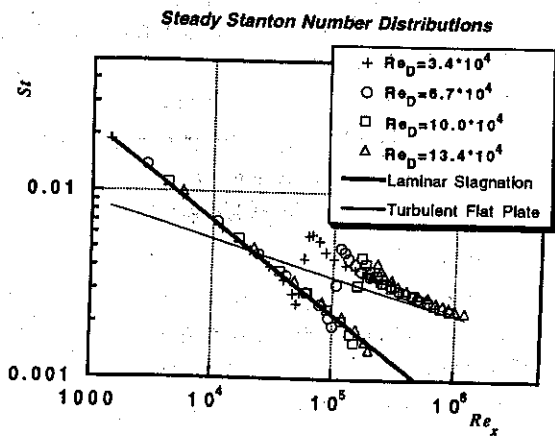


図9 後流の影響を受けない場合のスタントン数分布

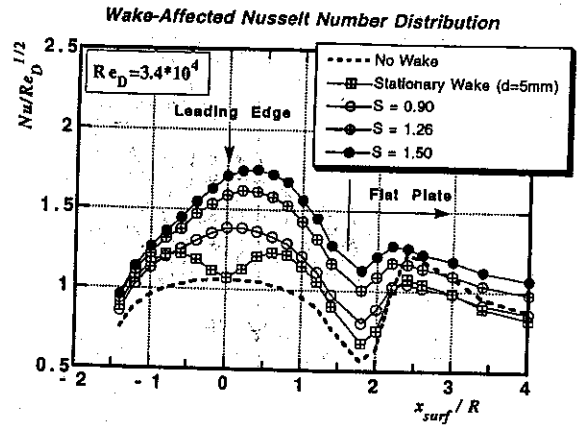


図10 後流の影響を受ける場合の熱伝達特性 ($Re_D=3.4 \times 10^4$)

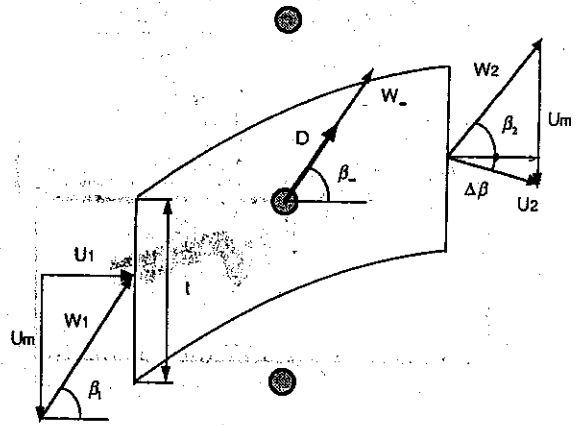


図11 円柱列による流れの転向

の熱伝達特性の層流解

$$St = 0.57 Pr^{-0.6} Re_x^{-0.5}, \quad Re_x = U(x_{surf})x_{surf}/\nu \quad (7)$$

および平板乱流境界層の熱伝達特性に関する相関式

$$St = 0.0307 Pr^{-0.4} Re_x^{-0.2} \quad (8)$$

による評価値を併せて示す⁽⁸⁾。剥離泡より上流側でのスタントン数は式(7)とよく一致する一方、剥離泡以後のスタントン数は、式(8)による値を上回った後次第に乱流境界層での値に接近していることがわかる。

3.3.4 後流を伴う場合の熱伝達 図10には、後流の影響を受ける場合の熱伝達特性 ($Re_D=3.3 \times 10^4$) を、ストローハル数 S をパラメータにして示す。ストローハル数の増加とともに前縁部および剥離泡下流での熱伝達特性が促進されている。さらに、ストローハル数が大きいくほど、熱伝達特性の最大値が供試体左側に移動し、供試体前縁部での熱伝達特性分布の幾何学的よどみ線 ($x_{surf}/R=0$) に関する対

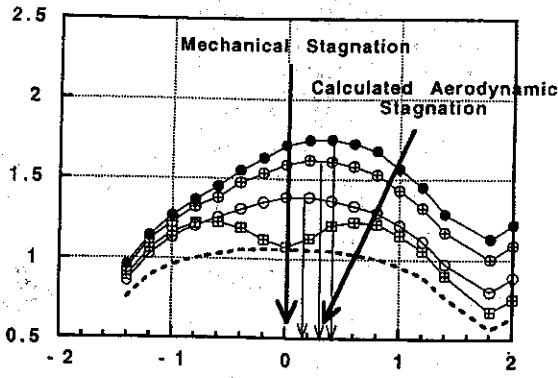


図12 計算によるよどみ点の移動と実験結果との比較

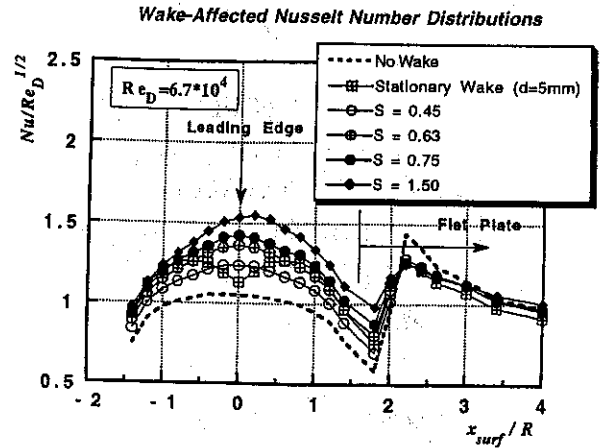


図14 後流の影響を受ける場合の熱伝達特性 ($Re_D=6.7 \times 10^4$)

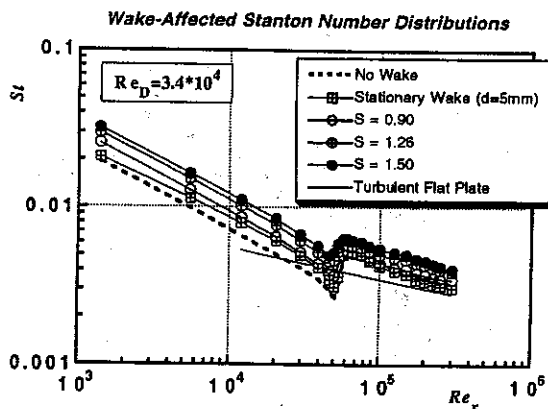


図13 後流の影響を受ける場合のスタントン数 ($Re_D=3.4 \times 10^4$)

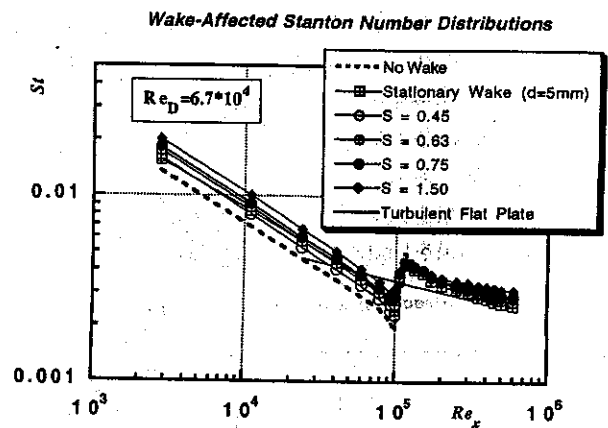


図15 後流の影響を受ける場合のスタントン数分布 ($Re_D=6.7 \times 10^4$)

称性が失われてくる。円柱を通常の回転方向とは反対方向に回転させると、最大値は上記の場合とは逆に供試体右側に移動することが確認されている。このことから、熱伝達分布の対称性が失われる現象の主な原因として、円柱列の移動による流れの転向効果が考えられた。実際、図11のような円柱列に対して二次元翼理論を適用することにより、この推測が実証される。即ち、円柱列による流れの転向角 $\Delta\beta$ は次式で与えられる。

$$\Delta\beta = \tan^{-1} \frac{\Delta v}{U_1}$$

$$\Delta v = W_2 \sin \beta_2 - W_1 \sin \beta_1 = \frac{D \sin \beta_w}{\rho t W_w \cos \beta_w} \quad (9)$$

$$= \frac{D \sin \beta_1}{\rho t U_1}, \quad t = \frac{2\pi R}{n_c}, \quad D = C_D d \frac{\rho}{2} W_1^2$$

ここで C_D (円柱の抗力係数) を1とおき、図10での流れの条件を代入して転向角 $\Delta\beta$ を算出し、 $-\Delta\beta$ を供試体前縁での空力的なよどみ点位置とする。この結果を図12に示す。この図で示されるように、熱伝達特性の最大値位置と計算

で得たよどみ点とはよく一致してしており、分布の非対称性には円柱列回転に伴う流れの転向が大きく関与していることが確認された。

図13には、スタントン数分布を示す。図10に現れているように、剝離泡近傍での熱伝達の最小値および最大値がそれぞれストローハル数によって大きく影響を受けている。これはよどみ点の移動量に応じて前縁部での境界層の発達状況が異なっているためと考えられるが、この影響で、再付着点以降のスタントン数分布は、乱流境界層の場合に比べてかなり高い値を示している。

さらに、図13から、供試体前縁部でのスタントン数は、局所レイノルズ数に対して、後流の影響を受ける場合も受けない場合もほぼ同じように変化している。従って、ここでのスタントン数は、後流の影響の有無に関係なくほぼ $Re_x^{-1/2}$ に比例していることがわかる。

また、円柱をその中心が供試体中心軸と一致する位置に固定し、恒常的に円柱後流が供試体を覆うようにした場合の熱伝達特性を計測した。その結果を、図10中に 'Stationary Wake' として示す。この場合の熱伝達分布では、幾何学的なよどみ線 ($x_{surf}/R=0$) の左右のほぼ対称な

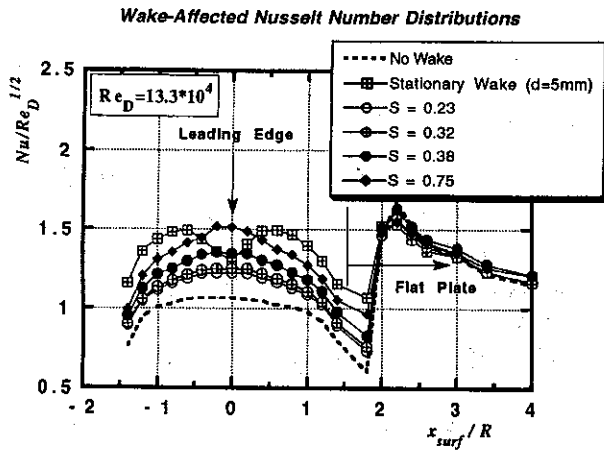


図16 後流の影響を受ける場合の熱伝達特性 ($Re_D = 13.4 \times 10^4$)

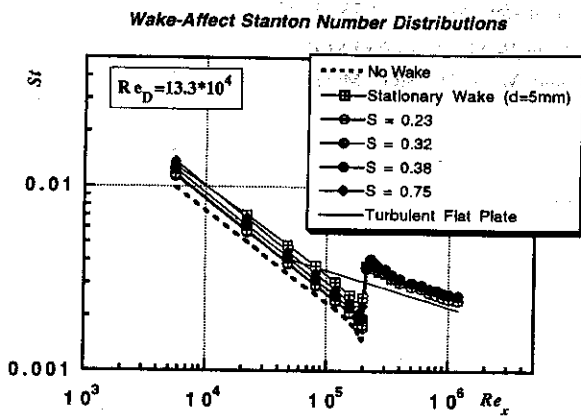


図17 後流の影響を受ける場合のスタントン数分布 ($Re_D = 13.3 \times 10^4$)

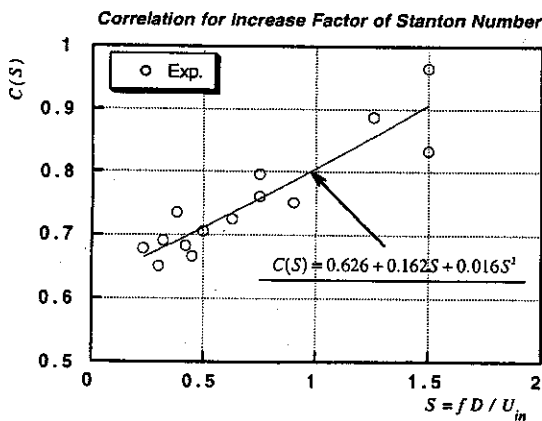


図18 ストローハル数による熱伝達促進効果に関する係数

位置に二つの最大値が現れている。これは、円柱後流の左右のせん断層がそれぞれ供試体前縁部に衝突することにより生じたものと思われる。

供試体入口でのレイノルズ数を増加させた場合の熱伝達特性分布を図14, スタントン数表示したものを図15に示す ($Re_D = 6.7 \times 10^4$)。図14では、前の例で見られた分布の非対

称性がほとんど消えている。これは、最も高いストローハル数の場合 ($S = 1.50$) でも、空力的なよどみ線の位置が $x_{surf}/R = 0.22$ となるためである (式(9))。これらの図においても、ストローハル数の増加による熱伝達の向上が確認される。また、再付着点以降のスタントン数の分布は、下流に向かって緩やかに乱流境界層の相関式に接近している。また、図15では、図13と同様に供試体前縁部でのスタントン数が、後流の影響の有無に無関係に $Re_x^{-1/2}$ に比例している。

図16, 17には、実験中最も大きいレイノルズ数の場合の結果を示す。この場合、静止円柱の場合の熱伝達が移動円柱の場合の熱伝達と比較してかなり大きな値を示している。他は、図14および図15の結果とほぼ同様の結果が得られている。

3.4 熱伝達促進に対するストローハル数効果

上記のように、剥離泡より上流側でのスタントン数は、後流の影響にも係わらず $Re_x^{-1/2}$ に対する比例の関係を保っている。これを基に、後流の影響を受ける供試体前縁部まわりのスタントン数分布 St_w を以下のように表す。

$$St_w = C Pr^{-0.6} Re_x^{-0.5} \quad (10)$$

次に、係数 C を前述の実験結果をもとに各々算出し、図18のようにストローハル数を横軸にとり算出結果を表示した。図18から明らかなように、データのばらつきはあるものの、円柱後流により熱伝達が促進され、ストローハル数の増加とともに C は大きくなり、促進の程度が大きくなっていることがわかる。 C にはストローハル数の他、後流の特性値 (後流の幅、乱れ強さ) 等にも依存すると思われるが、今回の実験ではストローハル数への依存性のみを考える。これより、以下の実験式が導かれる。

$$C(S) = 0.626 + 0.162S + 0.016S^2 \quad (11)$$

この式では、 $S=0$ で定常流での値 (0.57) にはならないが、これは $S=0$ でも円柱後流の影響が残るためである。

後流を伴う場合の熱伝達には、後流強さなどの流れの条件および形状パラメータが強く関与し、得られた実験式 (11) の汎用性には十分検討の余地があると思われ、今後研究を継続してより実用性の高い評価式を決定していく予定である。

4. 結言

タービン翼を模擬する半円筒形前縁および平板から成る供試体を用いて、上流側からの後流がタービン動翼前縁近傍の表面熱伝達および空力特性に与える影響を実験的に調

べた。得られた知見をまとめると以下ようになる。

- (1) 供試体表面の熱伝達は周期的に通過する円柱後流により促進され、その割合はストローハル数によって増加する。
- (2) 実験での最も低い供試体入口レイノルズ数の場合、供試体前縁部での熱伝達分布の非対称性が顕著になり、その傾向はストローハル数が大きくなるにつれ強まる。この現象は、主に円柱列移動によるよどみ線の移動が原因である。
- (3) 供試体前縁部でのスタントン数は、後流の影響の有無にほぼ無関係に $Re_x^{-1/2}$ に比例している。この結果を用いて、前縁部でのスタントン数分布に関する実験式を導出した。

本研究の遂行に当たり、ご指導ご鞭撻頂いた渡邊喬岩手大学教授に感謝の意を表す。また、本研究は、本学元学生 F.P.Laing 君の卒業研究の一部として行われた。同君の多大な貢献に感謝の意を表す。

参 考 文 献

1. 吉田, 日本ガスタービン学会誌, 20 - 80, 1993, 4
2. 福山, ビスワス, 日本ガスタービン学会誌, 20 - 80, 1993, 26
3. Bellows, W.J., and Mayle, R.E., ASME Paper 86-GT-59, 1986
4. 船崎, 十倉, 東北支部地方講演会講演論文集 (八戸), 1990
5. Kline, S.J., McClintock, F.A., Mechanical Engineering, 1953, 3
6. Frossling, N., NACA TM 1432, 1958
7. Lowey, G.W., Vachon, R.L., Int'l J. Heat and Mass Transfer, Vol.18, 1975, 1229
8. Kays, W.M., Crawford, M.E., Convective Heat and Mass Transfer, McGraw-Hill, 1980, 140