

## 翼型熱交換器の伝熱性能に及ぼす主流全温の周期変化の影響

Effect on Heat Transfer through an Airfoil Heat Exchanger  
in a Main Flow with Periodic Total Temperature Change伊藤 優\*<sup>1</sup>  
ITO Yu渡辺 紀徳\*<sup>1</sup>  
WATANABE Toshinori

## ABSTRACT

An airfoil heat exchanger is an airfoil with several inner channels in which a heat transport medium (HTM) flows. Various airfoil heat exchangers are connected by tubes, wherein the HTM flows from the hot to cold sections for heat transport. If stators or guide vanes in a turbofan are modified to become airfoil heat exchangers, lightweight and compact intercooling and recuperating systems can be installed into turbofans. In this study, using a thermal-fluid analysis validated through experiments, heat transfer via an airfoil heat exchanger in a main flow with periodic total temperature change was numerically investigated. When the frequency of periodic total temperature is 5000 Hz, the time-space-average heat flux via the outer surface of the airfoil heat exchanger has a 10% higher value than that at steady state. When the phase lag between the airfoil solid temperature and periodic total temperature is maximum, the heat flux via the outer surface of the airfoil heat exchanger is also maximum owing to the heat capacity of the airfoil heat exchanger.

キーワード：翼型熱交換器，熱輸送媒体，中間冷却器，再生器，ターボファン

Key words : Airfoil Heat Exchanger, Heat Transport Medium, Intercooler, Recuperator, Turbofan

## 1. はじめに

中間冷却・再生 (Intercooled and Recuperated: ICR) ターボファンは、ギヤードファンやオープンローターとともに、航空機のフライト当たりの燃料消費量 (fuel burn)  $F_B$  [kg] を削減する大きな可能性を有している。さらに、ICRガスタービンは、ガスタービン—電気ハイブリッド推進機 (turbo-electric propulsor) の動力源としても使用可能である。中間冷却器は、通常、多段圧縮過程の低圧圧縮機と高圧圧縮機の間設置される。一般に、低温のバイパス空気流で冷却された中間冷却器は、低圧圧縮機から出た空気流の温度を下げ、密度を増加させ、高圧圧縮機に流入する空気流の体積流量を減少させる。これにより、高圧圧縮機の圧縮動力を軽減し、最終的にファンから取り出す推力を増加させる。しかしながら、中間冷却器は、燃焼器入口の空気温度を低下させるため推力当たりの燃料消費量  $S_{FC}$  [kg/(s·N)] を増加させる副作用がある。対照的に、再生器は、通常、高圧圧縮機出口と燃焼器入口の間に設置される。低圧タービン出口の高温排気ガスの熱を利用し加熱された再生器は、高圧圧縮機から出て燃焼器に流入する空気流の温度を上

げ、 $S_{FC}$ を減少させる。しかし、再生器は、エンジンコアの排気ガスから熱を吸収するのでエンジンコア推力を減少させる副作用がある。ここで、ICR、すなわち、中間冷却器と再生器を組み合わせて使用すると、推力の増加と $S_{FC}$ の減少を同時に実現できる。そのため、ICRガスタービンは産業用では広く利用されている。

しかし、ICRターボファンは現在のところ実現していない。それは、従来のコンセプトのICRターボファンは、航空用推進機として重量が大き過ぎるためである。航空機が、等姿勢で等高度を等マッハ数で飛行する際には、重力と揚力が釣り合い、抗力と推力が釣り合い、かつ、揚力—抗力比 ( $L/D$ ) は一定値となる特徴がある。この関係から、本来、瞬時の飛行に必要な燃料消費量 (fuel consumption)  $F_C$  [kg/s] (これをフライトパスに沿って時間積分すると $F_B$ となる。) を減少させる目的のICRシステムを導入する際に、その重量増加が大き過ぎると、飛行必要推力が大きくなり増加し、 $F_C$ が逆に増加する。機体重量 $M$  [kg]、推進器重量が $m$  [kg] の航空機にICRシステムを導入し、 $S_{FC}$ が $\Delta S_{FC}$  [kg/(s·N)] だけ減少し、 $m$ が $\Delta m$  [kg] 増加した場合に、 $F_C$ が減少する条件は以下となる<sup>(1)</sup>。

$$\Delta m < \frac{M+m}{\mu} \frac{\Delta S_{FC}}{S_{FC} - \Delta S_{FC}} \quad (1)$$

ここで、 $\mu$ は推進器の重量が変化した場合に、推進器を保持するための補強構造材を含んだ機体全重量に及ぼす影

原稿受付 2019年10月7日

査読完了 2020年7月9日

\* 1 東京大学 大学院工学系研究科航空宇宙工学専攻  
〒113-8656 文京区本郷7-3-1  
E-mail: itoyu110@00.alumni.u-tokyo.ac.jp

響係数である。従来のコンセプトのICRターボファンは、重量の大きな金属製熱交換器、さらにターボファン各部から熱交換器および熱交換器からターボファン各部に作動空気を流動させるための厚肉で大径で長い配管を用いていた。そのため、従来のコンセプトのICRターボファンは式(1)の条件を満たさず、これがICRターボファンが実現していない理由である。式(1)の条件を満たすICRターボファンを実現するためには、軽量でコンパクトなICRシステムが必須である。

著者はFig. 1に示す、軽量でコンパクトなICRシステムを導入した新しいコンセプトのICRターボファンを提案した<sup>(2)</sup>。ここで用いる軽量コンパクトなICRシステムは次の2つの要素からなる。

第1の要素は、高温高压空気と低温高压空気を熱交換器に集め、さらにそれらを戻す厚肉で大径で長い配管を避けるため、Fig. 2に示すように高温部から低温部への熱輸送に熱輸送媒体 (Heat Transport Medium: HTM) を用いることである。HTMは水<sup>(3)</sup>や液体金属<sup>(4)</sup>などが想定されるが、本論文では水を前提として条件を設定している。いずれのHTMを選択しても大気圧程度の状態で、作動空気に比べて高密度で大比熱のため、非常に薄肉で小径の軽量配管で同じ熱量を輸送でき、質量増加を最小限に抑える。また、Fig. 2に示すように、高温部に設置された熱交換器Aと低温部に設置された熱交換器Bの間でHTMを介して熱交換するため、熱交換器は任意の場所に設置可能で重量的にも体積的にも小さく優れている。

第2の要素は、重量の大きな金属製の熱交換器を新た

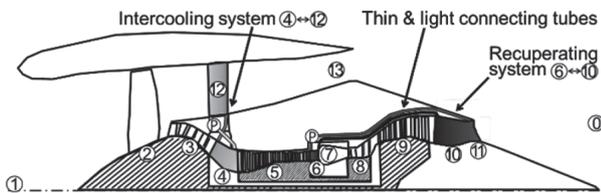
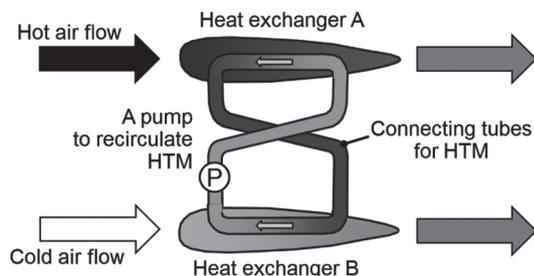


Fig. 1 New intercooled and recuperated (ICR) turbofan<sup>(2)</sup>



	Intercooling system	Recuperating system
Heat exchanger A	Air cooler	Heat absorber
Heat exchanger B	Heat radiator	Air heater

Fig. 2 Airfoil Heat Exchanger Systems Using Heat Transport Medium (HTM) between a Hot and Cold Sections<sup>(3)</sup>

に導入することを避けるため、著者が提案したターボファンエンジンに既存の圧縮機静翼や案内翼を伝熱面として利用する「翼型熱交換器」を用いることである<sup>(3)</sup>。Fig. 2に示すように、各翼型熱交換器の内部にはHTM用の流路が設けられ、翼周りの高速空気流とHTMの間で熱交換を行う。そして、一組の翼型熱交換器はHTMが流動する配管で連結され、HTMの流動により高温部熱交換器Aから低温部熱交換器Bへ熱輸送が行われる。これにより、HTMの配管およびポンプを除き、実質的に、重量増加0、体積増加0でICRシステムを導入できる。

Figs. 1, 2において、中間冷却システムでは、熱交換器Aは圧縮機静翼列および案内翼列<sup>(4)</sup>で構成され空気冷却器として働き、熱交換器Bは構造案内翼列 (Structural Guide Vanes: SGV) <sup>(12)</sup>で構成され放熱器として働く。再生システムでは、熱交換器Aはコアノズル案内翼列<sup>(10)</sup>で構成され吸熱器として働き、熱交換器Bは燃焼器入口案内翼列<sup>(6)</sup>で構成され空気加熱器として働く。

ここで、コアノズル案内翼列<sup>(10)</sup>は増速翼列であり、フィルム冷却の無い内部流体冷却のタービン翼列と物理的に相似である。タービン翼列は熱交換器ではないが、その耐熱性を高めるために1940年代から圧縮性流体中の翼面伝熱の研究が非常に多く行われた。Johnson and Rubesin<sup>(5)</sup>はタービン翼列出口レイノルズ数と翼面一空気流間のヌッセルト数の相関式を、平板上の完全層流境界層と完全乱流境界層の相関式と比較して整理した。Ainley<sup>(6)</sup>, Fray and Barnes<sup>(7)</sup>, Hodge<sup>(8)</sup>, Wilson and Pope<sup>(9)</sup>, Andrews and Bradley<sup>(10)</sup>, Turner<sup>(11)</sup>は定常空気流中に設置された内部空気冷却されたタービン翼列の相関式を求めた。Freche and Diaguila<sup>(12)</sup>はHTM (水)により内部冷却されたタービン翼列の相関式を報告した。

一方、圧縮機静翼列および案内翼列<sup>(4)</sup>, 燃焼器入口案内翼列<sup>(6)</sup>, SGV<sup>(12)</sup>は減速翼列であり、タービン (増速) 翼列とは流れ場の性状が異なる。特に、境界層の厚さや層流一乱流遷移位置は流れ場の圧力勾配に大きく影響されるため、レイノルズ数に対するヌッセルト数の相関式も異なる。そこで、著者らは、NACAの風洞試験<sup>(13)</sup>と相似形状の減速翼列の各翼内部に低温のHTMを流動させ、各翼内部に設置した熱電対により各翼内部の離散的な温度分布を東京工業大学で実施した風洞試験により計測した<sup>(3),(14),(15)</sup>。そして、NACAの風洞試験<sup>(13)</sup>と同一の境界条件で数値熱流体解析 (Computational Thermal-Fluid Dynamics: CTFD) を行い翼周りの圧力係数分布が風洞試験と同一となること、東京工業大学の風洞試験と同一の境界条件でCTFDを行い翼内の温度分布が風洞試験と同一となることにより、CTFDコードを流体的かつ熱的に検証した<sup>(14),(15)</sup>。この検証したCTFDコードを用いて、減速翼列入口の主流空気レイノルズ数 $Re_{air}$ と空気一翼固体のヌッセルト数 $Nu_{air}$ の関係を、完全層流平板と完全乱流平板の相関式、および、前述のタービン (増速) 翼列の相関式<sup>(5),(6),(8)-(11)</sup>と比較しFig. 3に整理した。 $Re_{air}$ およ

び $Nu_{air}$ の定義は以下となる。

$$Nu_{air} = \frac{h_{air,ave} L_c}{k_{air,in}}, \quad Re_{air} = \frac{u_{air,in} L_c}{\nu_{air,in}} \quad (2)$$

黒丸が減速翼列の解である。1の破線は平板上の層流境界層、乱流境界層の値であり、黒丸はそれらの中間値を取っている。これは先行文献<sup>(5)</sup>で議論したように翼面上での層流—乱流遷移による影響である。2から6の実線は先行文献<sup>(5),(6),(8)-(10)</sup>のタービン翼の $Nu_{air}$ であり、黒丸はそれらよりも大きな値を取っている。これは先行文献<sup>(5)</sup>で議論したように、減速翼列である黒丸は翼面上での層流—乱流遷移点、増速翼列であるタービン翼に比べて前縁近傍に位置するため熱伝達率の大きな乱流境界層領域が広いためである。

ガスタービン内部の翼列は、動静翼干渉により周期的な非定常伴流の影響を受ける。特に、タービン（増速）翼列の伝熱に及ぼす周期的な非定常伴流の影響は、Dunn<sup>(6)</sup>、Wittig et al.<sup>(7)</sup>、Dullenkopf et al.<sup>(8)</sup>、Han et al.<sup>(9)</sup>によって研究された。彼らは周期的な非定常伴流が伝熱性能を向上させると述べた。さらに、高周波数の伴流ほどより高い伝熱性能をもたらすと報告した。

一方、減速翼列の伝熱におよぼす伴流の影響は今まであまり着目されなかった。しかし、前述の軽量ICRターボファンを実現するためには、獲得すべき知見である。

そもそも非定常伴流とは、上流に存在し相対的に回転運動する先行翼列の各翼が流れを阻害する効果と抗力の効果により生じる低速度領域が、着目する翼列をピッチ方向に通過する現象である。この低速度領域が有する乱れが翼面上の層流—乱流遷移や伝熱を促進する。

それと同時に、圧縮性流れにおいては、翼面上の境界層領域で流れの運動エネルギーが熱エネルギーに変換され周囲温度よりも高い静温度となり、この熱エネルギーは熱伝導により周囲に拡散され、断熱翼の伴流においても全温は低下する。そのため、非定常伴流は低全温領域が着目する翼列をピッチ方向に通過する現象でもある。

従来の研究では実験的な困難さもあり、非定常伴流の影響として、低速度領域が通過する影響と、低全温領域が通過する影響とを明確に区別していなかった。近年、CTFD技術の発展により、境界層発達、境界層の層流—乱流遷移、圧縮性流れから固体面への伝熱を十分な精度で解析できるようになってきた。そこで著者らは空気—翼固体—HTMの翼型熱交換器で一番熱伝達率が低く総括熱伝達係数を律速する空気—翼固体の熱伝達の促進を図るため、前述の風洞試験で検証したCTFDコード<sup>(14),(15)</sup>を用いて空気の入口全温が周期的に変動する主流中に置かれた減速翼列を構成する翼型熱交換器の伝熱性能について調べた<sup>(20)</sup>が、そのメカニズムに関しては十分説明できなかった。本研究では、空力性能、エアロメカ性能に及ぼす影響が少ないにもかかわらず空気—翼固体の熱伝達の促進をもたらす低全温領域が通過する影響に着目し、そのメカニズムの解明を再度試みた。

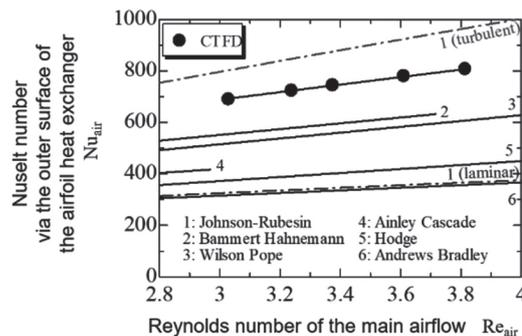


Fig. 3 Effect of Main Airflow Reynolds Number on Nusselt Number via the Outer Surface of Airfoil Heat Exchanger

## 2. 数値熱流体解析 (CTFD) の手法

### 2.1 CTFDの計算格子、および、設定

ANSYS Fluent 16.0を用いて二次元計算を行った。Fig. 4に使用した計算格子を示す。計算格子は2つの領域からなる。一つは領域中央部に存在するNACA65(12)10の翼型断面持つ翼型熱交換器（翼弦長44mm）内部の固体の領域であり29,198の接点を持つ。翼型熱交換器内部にはHTMの流路として5個の円形領域がある。もう一つは翼型熱交換器外部の圧縮性空気流の領域であり85,258の接点を持つ。Fig. 4の上下の境界に周期境界条件を適用することにより減速翼列（食違い角45°、ソリディティ 1.5、迎角14.9°）を表現する。

翼型熱交換器の内部の固体熱伝導の解法としては、密度変化や流れがないためエネルギー方程式を2次精度内挿を用いて解いた。翼型熱交換器の外部を流動する圧縮性空気流の解法としては、密度ベースのRoe-FDSスキームを採用した。乱流モデルには低レイノルズ型の $\gamma$ - $Re_{\theta}$ 層流—乱流遷移モデルを用いた。そのため特に翼型熱交換器の外表面に形成される境界層領域には十分細かい格子（流れ方向に1000点、ピッチ方向に $y^+ \sim 1$ 程度）を配置した。これまでの研究成果<sup>(5)</sup>に基づき、無次元境界層厚さ $Re_{\theta,t} = 50$ となった場所で境界層の層流—乱流遷移が生じるように設定した。密度・運動量・エネルギーの各方程式には2次精度風上内挿を用い、4つの乱流の方程式の内挿には1次精度風上内挿を用いた。計算は全残差が $10^{-5}$ 以下になったときに収束したとみなして、陰的に時間前進を行った。

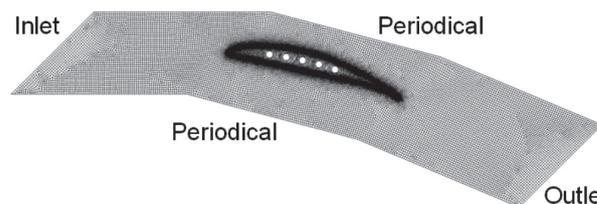


Fig. 4 Calculation Mesh for the Diffusing Cascade of Airfoil Heat Exchangers

ここに記した本論文で用いたCTFDの計算の手法、および、設定は中西ら<sup>13)</sup>とまったく同様であり、中西ら<sup>13)</sup>が詳述したように、NACAの風洞試験<sup>13)</sup>より得られた翼周り圧力係数分布との十分な整合性、および、東京工業大学の風洞試験により得られた翼内部の温度分布との十分な整合性により、定常状態においては流体的にも熱的にも十分な精度を持った手法となっている。

## 2.2 CTFDの境界条件

本論文で用いた境界条件を以下に示す。

翼型熱交換器外部を流動する圧縮性空気流の入口境界条件として入口マッハ数が目標値となるように調整した全圧を固定し、出口境界条件として静圧を固定した。入口全温は周期的に変動させた。

$$T_{\text{tot,air}} = T_{\text{tot,air,ave}} + \Delta T_{\text{tot,air}} \sin[2\pi ft] \quad (3)$$

ここで、 $T_{\text{tot,air,ave}}$ と $\Delta T_{\text{tot,air}}$ 、 $f$ は、それぞれ入口全温の時間平均値と変動幅、変動周波数であり各々の代表的な数値はTable 1に示す。 $t$ は経過時間である。

HTMは水と仮定した。HTMと接する翼型熱交換器の内表面 (Fig. 4の翼内部の5個の円) のHTM-翼固体の熱伝達率 $h_{\text{htm}}$ と、HTMの温度 $T_{\text{htm}}$ は境界条件として固定した。 $h_{\text{htm}}$ はこれまでの研究成果<sup>13)</sup>に基づきDittus-Boelter相関式を用いて、Table 1に示すHTMの流量および物性値よりレイノルズ数 $Re_{\text{htm}} = 9,100$ 、ヌセルト数 $Nu_{\text{htm}} = 57.2$ 、代表長さである流路直径 $D_{\text{htm}} = 1.76$  mmを計算し $h_{\text{htm}} = 20,000$  W/(m<sup>2</sup>·K)とした。このとき翼型熱交換器の内表面の格子番号 $i$ の局所の熱流束 $q_{\text{htm},i}$ は次式となる。

$$q_{\text{htm},i} = h_{\text{htm}} [T_{\text{htm}} - T_{\text{solid},i}] \quad (4)$$

ここで、 $T_{\text{solid},i}$ はHTMと接する翼型熱交換器の内表面の格子番号 $i$ の局所固体温度である。

CTFDにおいては、圧縮性空気流の領域と翼型熱交換器の固体領域の間の領域境界では、温度差がない静止境界と設定した。一方、CTFDの結果から伝熱工学的な知見を得るため、局所の空気-翼固体の熱伝達率 $h_{\text{air},j}$ を計算結果として次式より算出した。

$$h_{\text{air},j} = \frac{q_{\text{air},j}}{T_{\text{air},j} - T_{\text{solid},j}} \quad (5)$$

ここで、 $q_{\text{air},j}$ 、 $T_{\text{air},j}$ 、 $T_{\text{solid},j}$ は空気と接する翼型熱交換器の外表面の格子番号 $j$ の局所熱流束、局所空気温度、局所固体温度である。

本翼型熱交換器は、空気-翼外表面固体の熱伝達、翼外表面-翼内表面の間の固体熱伝導、翼内表面固体-HTMの熱伝達の連成により伝熱する。そこで、総括熱伝達係数 $K$ を評価した。定義は次式となる。

$$q_{\text{air,t-s}} = K [T_{\text{tot,air,in}} - T_{\text{htm,in}}], \quad K = \left( \frac{1}{h_{\text{air,ave}}} + \frac{\delta_{\text{solid}}}{k_{\text{solid}}} + \frac{1}{h_{\text{htm}}} \right)^{-1} \quad (6)$$

先行文献<sup>14)</sup>で示した様に $Re_{\text{air}}$ の増加に伴い $K$ は増加した。

これは $Re_{\text{air}}$ の増加により層流-乱流遷移点が上流に遷移する影響と翼固体面上の空気境界層が薄くなる影響で空気-翼固体の熱伝達率 $h_{\text{air,ave}}$ が増加するためである。

Table 1 Boundary Conditions for the Main Airflow, Airfoil Solid, and Cooling HTM Unless Otherwise Stated

Main Airflow	
Inlet Mach number $M_{\text{in}}$	0.64
Inlet velocity $u_{\text{in}}$	240 m/s
Reynold number for airfoil chord length as representative length	506,000
Inlet turbulence intensity $\bar{u}'/u_{\text{in}}$	4%
Inlet total temperature $T_{\text{tot,air,in}}$	350 K
Amplitude of total temperature change $\Delta T_{\text{tot,air}}$	20 K
Frequency of total temperature change $f$	0 Hz
Outlet pressure $P_{\text{air,out}}$	101.3 kPa
Airfoil Solid (SUS304)	
Thermal conductivity $k$	16 W/(m·K)
Density $\rho$	7,930 kg/m <sup>3</sup>
Specific heat $C_p$	590 J/(kg·K)
HTM (water)	
Mass flow rate per channel $m_{\text{htm}}$	10.7 g/s
Inlet temperature $T_{\text{htm,in}}$	300 K
Thermal conductivity $k_{\text{htm}}$	0.615 W/(m·K)
Density $\rho_{\text{htm}}$	1,000 kg/m <sup>3</sup>
Kinetic viscosity $\nu_{\text{htm}}$	$8.52 \times 10^{-7}$ m <sup>2</sup> /s
Specific heat $C_{p,\text{htm}}$	4150 J/(kg·K)
Channel diameter $D_{\text{htm}}$	1.76 mm
Reynold number for HTM tube diameter as representative length	9100
Prandtl number	5.76
Nusselt number	57.2
Heat transfer coefficient between HTM and airfoil solid $h_{\text{htm}}$	20,000 W/(m <sup>2</sup> ·K)
Heat Balance of Airfoil Heat Exchanger	
Heat capacity flow rates ratio $(m_{\text{air}}C_{p,\text{air}}) / (m_{\text{htm}}C_{p,\text{htm}})$	0.3
Overall Heat Transfer Coefficient	
Overall heat transfer coefficient $K$	386 W/(m <sup>2</sup> ·K)

## 3. 空気の入口全温が一定である条件下における翼型熱交換器の熱伝導率が伝熱におよぼす影響

空気の入口全温が周期的に変動する条件下での熱伝達を調べる前に、翼材料の熱伝導率が熱伝達におよぼす影響を検討する必要がある。ここでは翼型熱交換器の材料として想定される最も一般的な材料について検討した。

第1の材料はステンレス鋼であり、その熱伝導率 $k_{\text{solid}}$ は16 W/(m·K)、密度 $\rho_{\text{solid}}$ は7,930 kg/m<sup>3</sup>、比熱 $C_{p,\text{solid}}$ は590 J/(kg·K)である。これは、前述の検証に用いた東京工業大学で実施した風洞試験でステンレス鋼の翼型熱交換器を使用したため、その結果との比較を容易にするためである。さらに、その熱伝導率は、実用的な圧縮機翼や案内翼に使用される材料とほぼ同じである。たと

例えば、チタン合金は約20 W/(m·K)、ニッケル基耐熱合金の場合は11 ~ 21 W/(m·K) である。

第2の材料はアルミニウム合金であり、その熱伝導率  $k_{solid}$  は202 W/(m·K)、密度  $\rho_{solid}$  は2,700 kg/m<sup>3</sup>、比熱  $C_{p,solid}$  は900 J/(kg·K) である。アルミニウム合金は熱交換器材料として最も一般的かつ伝統的材料であるため選択した。さらに、アルミニウム合金の熱伝導率はステンレス鋼よりほぼ10倍大きいため、翼型熱交換器材料の熱伝導率が熱伝達におよぼす影響を調べるために有効である。

第3の材料は、セラミックマトリックスコンポジット (Ceramic Matrix Composite: CMC) であり、重いニッケル基耐熱合金に代わる次世代の軽い耐熱材料である。CMCは複合材であるため、熱伝導率に対する異方性材料でもあり、各方向の熱伝導率は形状や繊維の方向、配合などにより異なるが、近年開発されているSiC-SiC系は熱伝導率  $k_{solid}$  が100 W/(m·K) を超えるサンプルも多く試作されている。ここでは、翼型熱交換器材料の熱伝導率が熱伝達におよぼす影響を調べるため、ステンレス鋼とアルミニウム合金の中間程度の値である熱伝導率  $k_{solid}$  は60 W/(m·K)、密度  $\rho_{solid}$  は3,000 kg/m<sup>3</sup>、比熱  $C_{p,solid}$  は590 J/(kg·K) の等方的な物理的性質を持つ材料と仮定した。

全ての計算において、空気の物性値はNISTの実空気のデータから局所の温度に応じた値を呼び出し使用した。

Fig. 5は、空気の入口全温  $T_{tot,air,ave}$  が350 K ( $\Delta T_{tot,air}$  が0 K) で、HTMの温度  $T_{htm}$  が300 Kで一定の下で、翼列を構成する各翼型熱交換器が、(a) 断熱翼  $k_{solid} = 0$  W/(m·K)、(b) ステンレス鋼翼  $k_{solid} = 16$  W/(m·K)、(c) CMC翼  $k_{solid} = 60$  W/(m·K)、(d) アルミニウム合金翼  $k_{solid} = 202$  W/(m·K) の4条件の場合の、静温分布を示す。白色は370 Kで高温領域、黒色は300 Kで低温領域を示す。なお、(a)では翼内部の静温分布は表示していない。

Fig. 6は  $k_{solid} = 202$  W/(m·K) の場合の全温分布であり、Fig. 5 (d)の条件に対応する。なお、翼内部の全温分布は表示していない。

Figs. 5と6の結果より、翼型熱交換器の外表面上での圧縮性空気流から内部冷却された翼型熱交換器への伝熱メカニズムは以下となることがわかる。

1 : 翼型熱交換器の外部を流動する圧縮性空気流は、翼型熱交換器外表面上で減速し、境界層を形成する。ここでは、圧縮性空気流の運動エネルギーが熱エネルギーに変換される。そのときFig. 5の各図が示すように、境界層内の平均静温は上昇する。

2 : 境界層内の平均静温は、内部冷却された翼型熱交換器の外表面の固体温度よりも高くなる。そのため、境界層内の熱エネルギーが翼型熱交換器へ移動する。

3 : Fig. 6に示すように、境界層内の平均全温 (= 空気を持つ全エネルギー) は翼型熱交換器へ移動した熱エネ

ルギーの分だけ減少する。

高温の圧縮性空気流が低温の翼型熱交換器により冷却されるとは、本過程1から3を意味する。

上述のとおり、静温分布は、各所の伝熱メカニズム (= 熱の移動方向) を調べるために有用であり、全温分布は、伝熱の結果として高温の圧縮性空気流がどれだけ冷却されたかを判別するために有用である。

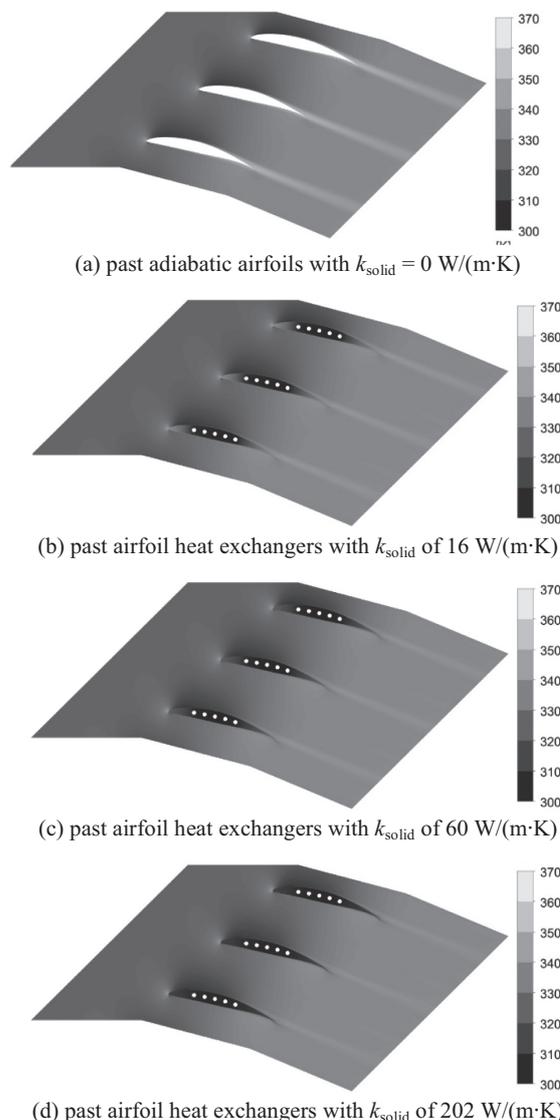


Fig. 5 Static Temperature Distribution in a Main Flow with Constant Total Temperature

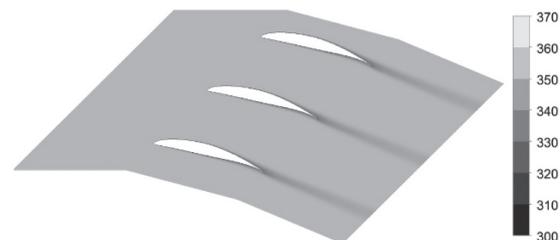


Fig. 6 Total Temperature Distribution past Airfoil Heat Exchangers with  $k_{solid}$  of 202 W/(m·K) in a Main Flow with Constant Total Temperature

翼型熱交換器外表面を通過する空間平均熱流束  $q_{air,s}$  は、局所の熱流束  $q_{air}(x)$  を積分して求める。

$$q_{air,s} = \frac{\int_{x=-L_c}^{x=L_c} q_{air}(x) dx}{A_{AirfoilOuterSurface}} \quad (7)$$

$$q_{air}(x) = -k_{air}(x) \frac{dT_{air}(x)}{dn} = -k_{solid}(x) \frac{dT_{solid}(x)}{dn} \quad (8)$$

ここで、 $A_{AirfoilOuterSurface}$  は翼型熱交換器の外表面積（2次元計算では外周長さ）である。 $q_{air,s}$  は  $k_{solid}$  の増加に伴い、Fig. 5 (a) 0 kW/m<sup>2</sup>, (b) 19.3 kW/m<sup>2</sup>, (c) 23.0 kW/m<sup>2</sup>, (d) 25.3 kW/m<sup>2</sup> と増加した。Fig. 5の各図を詳しくみると、 $k_{solid}$  の上昇に伴い翼型熱交換器内部の伝熱が促進され固体温度が均一化し、特に前縁・後縁付近の固体温度が低くなった。例えば、Fig. 5 (b)では翼の前縁・後縁付近の固体温度は灰色すなわち周囲の空気の静温に近い温度になったが、Fig. 5 (d)では前縁・後縁付近の固体温度は黒色すなわち翼中心部付近の固体温度に近くなった。このとき、境界層内の局所の空気の平均静温と局所の翼型熱交換器の外表面の固体温度の温度差が大きくなり、式(8)の温度勾配がきつくなるため、空間平均熱流束  $q_{air,s}$  は増加した。

#### 4. 空気の入口全温が周期的に変動する条件下における翼型熱交換器の熱伝導率が伝熱におよぼす影響

次に、空気の入口全温が周期的に変動する条件下で、翼材料の熱伝導率が熱伝達におよぼす影響を検討する。前章で示した空気の入口全温が一定である条件下の伝熱と異なり、翼型熱交換器外部の圧縮性空気流の静温分布・全温分布、翼型熱交換器内部の固体温度分布、および、伝熱率全てが非定常である。そのため、翼型熱交換器外表面を通過する瞬時の空間平均熱流束  $q_{air,s}(t^*)$  を以下に定義した。

$$q_{air,s}(t^*) = \frac{\int_{x=-L_c}^{x=L_c} q_{air}(x, t^*) dx}{A_{AirfoilOuterSurface}} \quad (9)$$

$$q_{air}(x, t^*) = -k_{air}(x, t^*) \frac{dT_{air}(x, t^*)}{dn} = -k_{solid}(x, t^*) \frac{dT_{solid}(x, t^*)}{dn} \quad (10)$$

ここで、 $t^*$  は入口全温変動の一周期  $1/f$  を 1 とした無次元時間  $t^* = t_{elapse} f$  ( $t_{elapse}$  [s] は一周期の中での経過時間) である。さらに、時間-空間平均伝熱率  $q_{air,t-s}$  も定義した。

$$q_{air,t-s} = \int_{t^*=0}^{t^*=1} q_{air,s}(t^*) dt^* \quad (11)$$

Fig. 5に示した空気の入口全温が一定である条件下の伝熱では、 $q_{air,s} = q_{air,t-s}$  となることに注意されたい。このとき、空気の物性値と翼型熱交換器の固体の熱伝導率  $k_{solid}$  のみで翼型熱交換器外部の圧縮性空気流の静温分布・全温分布、翼型熱交換器内部の固体温度分布、および、伝熱率が求められる。一方、Fig. 7に示した空気の入口全温が周期的に変動する条件下でのこれらの量の非定常応答を調べるには、空気の物性値と翼型熱交換器の

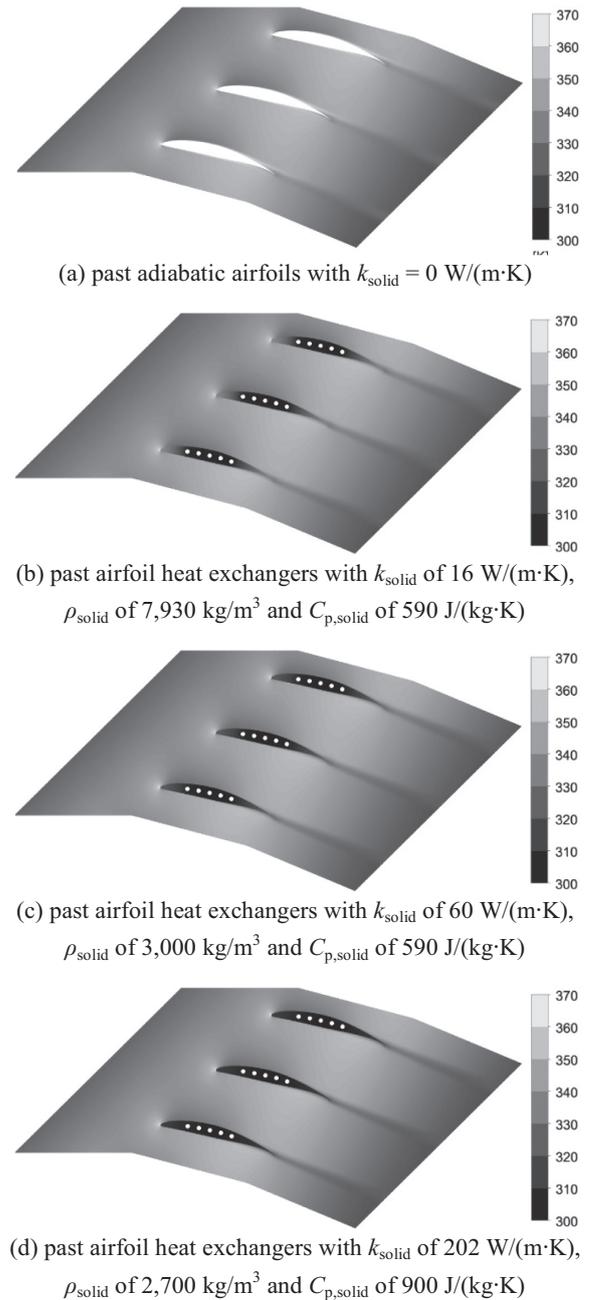


Fig. 7 Instantaneous Distribution of Static Temperature in a Main Flow with 1000 Hz of Total Temperature Frequency

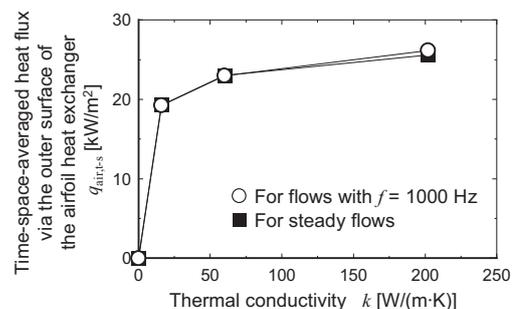


Fig. 8 Thermal Conductivity Effect on Time-space Averaged Heat Flux via the Outer Surface of the Airfoil Heat Exchanger

固体の熱伝導率 $k_{\text{solid}}$ に加え、密度 $\rho_{\text{solid}}$ と比熱 $C_{p,\text{solid}}$ も必要となる。具体的な数値は3章で示したものをを用いた。

Fig. 7は空気の入口全温の平均値 $T_{\text{tot,air,ave}}$ が350 K, 空気の入口全温の変動幅 $\Delta T_{\text{tot,air}}$ が20 K, 空気の入口全温の変動周波数 $f$ が1000 Hz, HTMの温度 $T_{\text{htm}}$ が300 Kで一定である条件下で、翼列を構成する各翼型熱交換器の熱伝導率が、(a)  $k_{\text{solid}} = 0 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ , (b)  $k_{\text{solid}} = 16 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ , (c)  $k_{\text{solid}} = 60 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ , (d)  $k_{\text{solid}} = 202 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ の条件の静温分布である。(b), (c), (d)は各条件で $q_{\text{air,s}}(t^*)$ が最大となる瞬間の静温分布を示す。(a)は断熱壁で常に $q_{\text{air,s}}(t^*) = 0$ なので主流全温の最高点が翼弦中心点に到達した瞬間の静温分布を示す。

Fig. 8は、 $k_{\text{solid}}$ が変化したときの、時間-空間平均伝熱率 $q_{\text{air,t-s}}$ の傾向について示す。黒四角■の記号は空気の入口全温が一定である条件 (Fig. 5) の結果を示し、白丸○の記号は空気の入口全温が周波数 $f = 1000 \text{ Hz}$ で変動する条件 (Fig. 7) の結果を示す。

3章で述べたとおり、空気の入口全温が一定の条件■では $k$ の上昇に伴い $q_{\text{air,t-s}}$ は増加する。この傾向は空気の入口全温が1000 Hzで変動する条件○でも変わらない。このとき、 $k_{\text{solid}}$ の値が小さい場合には、空気の入口全温が一定である条件■と1000 Hzで変動する条件○の違いがほとんど見られない。しかし、 $k_{\text{solid}} = 202 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ の場合では、空気の入口全温が1000 Hzで変動する条件○の $q_{\text{air,t-s}}$ の方が、一定である条件■よりも2.2%大きな値を示した。

## 5. 空気の入口全温の周波数が伝熱におよぼす影響

4章の結果、大きな熱伝導率 $k_{\text{solid}} = 202 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ の翼型熱交換器で、空気の入口全温が一定の条件と1000 Hzで変動する条件で違いがみられたので、本章では翼型熱交換器の物性値を固定し、空気の入口全温の変動周波数 $f$ を変化させた場合についてより詳細に調べた。Fig. 9は、 $k_{\text{solid}} = 202 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ,  $\rho_{\text{solid}} = 2,700 \text{ kg}/\text{m}^3$ ,  $C_{p,\text{solid}} = 900 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ の場合に、(a) 定常状態 $f = 0 \text{ Hz}$ , (b) 1,000 Hz, (c) 5,000 Hz, (d) 10,000 Hzの条件の静温分布を示す。翼型熱交換器の翼弦長 $L_c = 44 \text{ mm}$ , 平均空気速度 $u_{\text{in}} = 240 \text{ m}/\text{s}$ であるため、空気は約0.000183 sで翼型熱交換器を通過する。そのため、空気の入口全温の変動波長は、Fig. 9 (b)の $f = 1,000 \text{ Hz}$ で $L_c$ の約5.5倍、(c)の5,000 Hzで $L_c$ の約1.1倍、(d)の10,000 Hzで $L_c$ の約0.55倍となっている。

Fig. 10で、翼型熱交換器外表面を通過する時間-空間平均伝熱率 $q_{\text{air,t-s}}$ と、空気の入口全温の変動周波数 $f$ を比較する。 $q_{\text{air,t-s}}$ は、Fig. 9 (a)の定常状態 $f = 0 \text{ Hz}$ で25.6  $\text{kW}/\text{m}^2$ , (b)の1,000 Hzで26.2  $\text{kW}/\text{m}^2$ , (c)の5,000 Hzで28.2  $\text{kW}/\text{m}^2$ , (d)の10,000 Hzで25.8  $\text{kW}/\text{m}^2$ となっている。すなわち、 $f = 5,000 \text{ Hz}$ の場合の $q_{\text{air,t-s}}$ は定常状態の $q_{\text{air,s}}$ に比べて10.1%大きかった。

$f = 5,000 \text{ Hz}$ の場合に $q_{\text{air,t-s}}$ が最も大きくなる理由を考

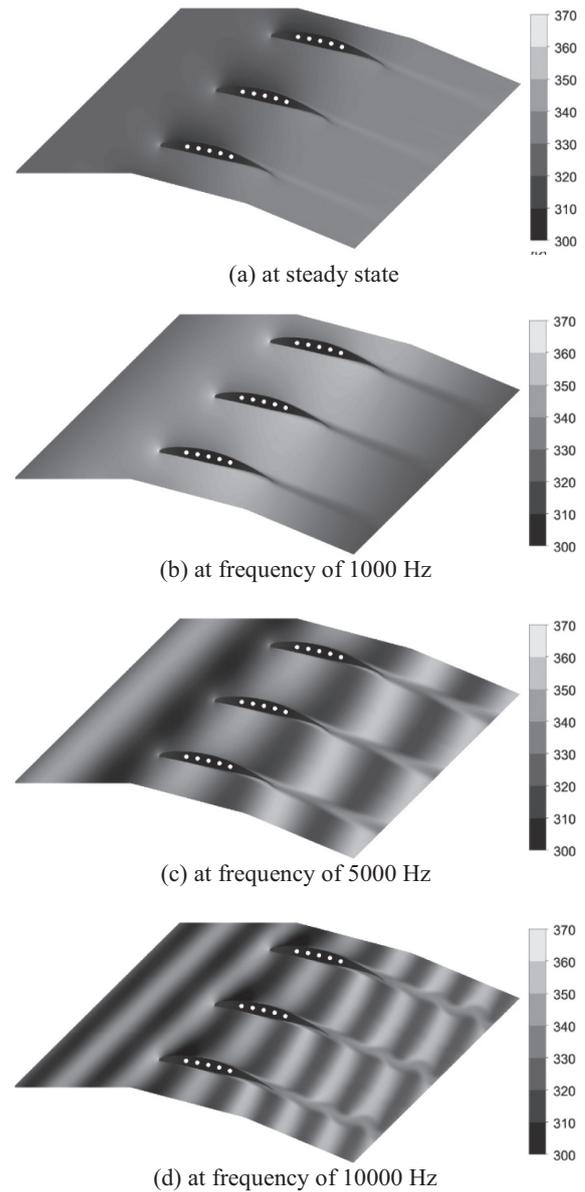


Fig. 9 Instantaneous Distribution of Static Temperature past the Airfoil Heat Exchangers with  $k_{\text{solid}}$  of  $202 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ,  $\rho_{\text{solid}}$  of  $2,700 \text{ kg}/\text{m}^3$  and  $C_{p,\text{solid}}$  of  $900 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$  in a Main Flow with Periodic Total Temperature Change

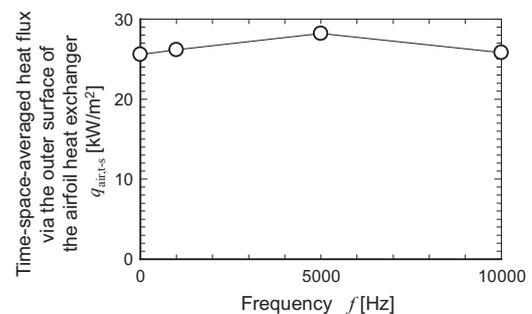


Fig. 10 Effect of Periodic Total Temperature Frequency on Time-space-averaged Heat Flux via the Outer Surface of the Airfoil Heat Exchanger

察する。Fig. 11は、横軸が無次元時間  $t^* = t_{\text{elapse}} f$  である。右の縦軸は翼弦中心点での主流空気的全温  $T_{\text{tot,air,center}}$  と HTM の温度  $T_{\text{htm}}$  の差を示し、下の正弦曲線は  $T_{\text{tot,air,center}} - T_{\text{htm}}$  の時間変化を表す。ここで、 $T_{\text{tot,air,center}} - T_{\text{htm}}$  が平均値を取るとき  $t_{\text{elapse}} = 0$  s とした。左の縦軸は  $t^*$  における瞬時の空間平均熱流束  $q_{\text{air,s}}(t^*)$  を示す。上の3つの曲線は、 $f = 1,000$  Hz, 5,000 Hz, 10,000 Hz の場合の  $t^*$  における瞬時の空間平均熱流束  $q_{\text{air,s}}(t^*)$  を表す。上下の4つの曲線を縦の短線で切った点で、各曲線の最大値に対応する。

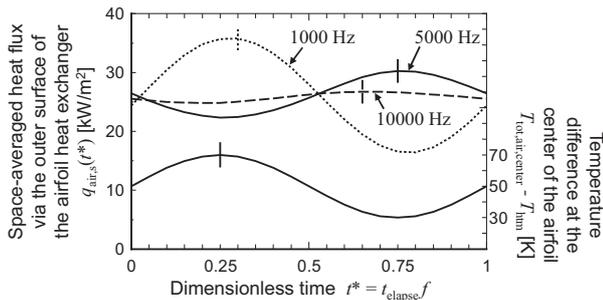


Fig. 11 Phases of Instantaneous Space-averaged Heat Flux via Each Airfoil Heat Exchanger with the Temperature Difference between HTM and Air at the Centre of the Airfoil Heat Exchanger

翼型熱交換器外表面に形成される境界層内の流体力学的構造すなわち外表面法線方向の速度分布などが一定の場合で、かつ、温度境界層の発達の影響が相対的に無視できる場合には、 $q_{\text{air}}(x, t^*)$  は境界層内の瞬時の局所の空気（翼面垂直方向の）平均静温と外表面の固体温度の温度差で決定され、その空間積分である  $q_{\text{air,s}}(t^*)$  も境界層内の瞬時の局所の空気の平均静温と固体温度の差の空間積分値に比例する。これは、空気の入口全温が一定の場合でも、周期的に変動する場合でも成立する。すなわち、Fig. 11の上の3本の曲線は、境界層内の局所の瞬時の空気の平均静温と固体温度の差の空間積分値の時間変化を表しているとして解釈できる。この視点で考えると、以下の考察が可能である。

空気の入口全温が一定の場合、または、空気の入口全温の周期的な変動の周波数が十分小さい場合には、翼型熱交換器の固体温度は  $T_{\text{tot,air,center}} - T_{\text{htm}}$  の時間変化に追従するので、 $q_{\text{air,s}}(t^*)$  の時間変化も  $T_{\text{tot,air,center}} - T_{\text{htm}}$  の時間変化に追従する。例えば、Fig. 11の  $f = 1,000$  Hz の  $q_{\text{air,s}}(t^*)$  の時間は、ほぼ  $T_{\text{tot,air,center}} - T_{\text{htm}}$  の時間変化に追従した。ゆえに、 $T_{\text{tot,air,center}} - T_{\text{htm}}$  が最大値を取るとき、すなわち、 $t^* = 0.25$  のときに、最大の空間平均熱流束  $q_{\text{air,s}}$  が得られる。

一方、空気の入口全温の周期的な変動の周波数が大きい場合には、翼型熱交換器が熱容量を持っているため、翼型熱交換器の固体温度は  $T_{\text{tot,air,center}} - T_{\text{htm}}$  の時間変化に追従しない。なぜなら、翼型熱交換器が熱容量を

持つ場合、翼型熱交換器の固体温度は、外表面で接する高温空気からの入熱率と内表面で接する低温HTMによる除熱率のバランスで上下するためである。ゆえに、 $T_{\text{tot,air,center}} - T_{\text{htm}}$  が最大値のとき翼型熱交換器の固体温度はまだ最大値を取らず入熱が続き、その後  $T_{\text{tot,air,center}} - T_{\text{htm}}$  が小さくなり始めても翼型熱交換器の固体温度は上昇し続ける。やがて、 $T_{\text{tot,air,center}} - T_{\text{htm}}$  が十分小さくなって入熱率が除熱率より小さくなると翼型熱交換器の固体温度は遅れて下がり始める。いわゆる位相遅れである。同様のメカニズムで、翼型熱交換器の固体温度が上昇に転ずる時も  $T_{\text{tot,air,center}} - T_{\text{htm}}$  の変化より遅れる。このため、 $q_{\text{air,s}}(t^*)$  の時間変化は  $T_{\text{tot,air,center}} - T_{\text{htm}}$  の時間変化に追従しない。Fig. 11の  $f = 5,000$  Hz, 10,000 Hz の  $q_{\text{air,s}}(t^*)$  の時間変化と下の  $T_{\text{tot,air,center}} - T_{\text{htm}}$  の変化曲線の位相が異なるのもこのメカニズムによる。

上述のような位相の遅れが存在すると、境界層内の瞬時の局所の空気の平均静温と外表面の固体温度の温度差が増大し、その時間-空間平均熱流束  $q_{\text{air,t-s}}$  が増大する。本解析の系では、Fig. 11に示すように、 $f = 5,000$  Hz の位相が最も遅れており、それゆえ、 $f = 5,000$  Hz における時間-空間平均熱流束  $q_{\text{air,t-s}}$  が最も高い値を示した。

一方で、Fig. 9に示すように、高周波数ほど空気の全温変動の波長が短くなり、 $f$  が約5,000 Hz以上では翼型熱交換器の弦長  $L_c$  よりも短くなる。そのため、翼型熱交換器外表面には高全温部と低全温部が常に両方とも接触するため、全温の周期的変動の影響が打ち消しあい、空気の入口全温が一定である条件に近づく。ゆえに、Fig. 11に示すように高周波数ほど  $q_{\text{air,s}}(t^*)$  の時間変化の振幅が小さくなる。

上述の位相の遅れと波長と翼弦のバランスが満たされたとき時間-空間平均熱流束  $q_{\text{air,t-s}}$  が最も高い値を示す。

## 6. まとめ

本研究では、ターボファンエンジンの既存コンポーネントを翼型熱交換器として利用する際に、動静干渉による伴流が伝熱に与える影響を単純化して明らかにするため、流れ場が均一で空気の入口全温のみが周期変動する場合について、実験によって検証された熱流体解析を用いて減速翼列を構築する翼熱交換器を介した熱伝達を数値的に調べた。空気の入口全温の変動周波数がある特定の値（本供試体では5,000 Hz）のとき、翼型熱交換器の外表面を通過する時間-空間平均熱流束は定常状態のそれより10%程度高い値となった。翼型熱交換器の翼弦中心点での高温の主流空気的全温と翼型熱交換器を冷却する低温の熱輸送媒体の温度の差の周期的な時間変化に対して、熱容量に起因する翼型熱交換器の固体温度の応答遅れが生じ、その結果、時間-空間平均熱流束は増大した。全温の変動波長と翼弦を同程度とすることで、全温が一定である条件下よりも大きな時間-空間平均熱流束を示す翼型熱交換器が実現できることを示せた。

## 謝辞

本研究は、株式会社IHIの支援により実施された。深く謝意を示す。

## 参考文献

- (1) 伊藤優, 航空用推進機の低燃費化技術の歴史と動向, ターボ機械, Vol. 46, No. 9 (2018), pp. 539-547.
- (2) Ito, Y., Inokura, N. and Nagasaki, T., Intercooled and Recuperated Jet Engine Using Airfoil Heat Exchangers, 22<sup>nd</sup> International Society for Air Breathing Engines Conference, Phoenix, USA (2015), ISABE 2015-20100.
- (3) Ito, Y., Inokura, N. and Nagasaki, T., Conjugate Heat Transfer in Air-to-Refregerant Airfoil Heat Exchangers, ASME J. of Heat Transfer, Vol. 136, No. 8 (2014), p. 081703.
- (4) ニノ宮竜成, 伊藤優, 長崎孝夫, 翼型熱交換器で構築した軽量ICRエンジン搭載航空機のフェューエルバーン, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 47, No. 6 (2019), pp. 429-436.
- (5) Johnson, H., A. and Rubesin, M., W., Transactions of the ASME, Vol. 71, No. 5 (1949), pp.447-456.
- (6) Ainley, D., G., "An Experimental Single-Stage Air-Cooled Turbine, Part II. Research on the Performance of a Type of Internally Air-cooled Turbine Blade," Proceedings of IMechE, Vol. 167 (1953), pp. 351-370.
- (7) Fray, D., E. and Barnes, J., F., "An Experimental High-Temperature Turbine (No. 126), Part I - The Cooling Performance of a Set of Extruded Air-Cooled Turbine Blades," Research Council, London R. & M. No. 3405 (1965).
- (8) Hodge, R., I., "A Turbine Cascade Studies, Part I and II," Aeronautical Research Council, London C. P. Nos. 492, 493 (1960).
- (9) Wilson, D., G. and Pope, J., A., "Convective Heat Transfer to Gas Turbine Blade Surfaces," Proceedings of IMechE, Vol. 168 (1954), pp. 861-876.
- (10) Andrews, S., J. and Bradley, P., C., "Heat Transfer to Turbine Blade," Aeronautical Research Council, London C. P. No. 294 (1957).
- (11) Turner, A., B., "Local Heat Transfer Measurements on a Gas Turbine Blade," Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 13 (1971), pp. 1-12.
- (12) Freche, J. C., and Diaguila, A. J., "Heat-Transfer and Operating Characteristics of Aluminum Forced-Convection Water-Cooled Single-Stage Turbines," (1950), NACA RM E50D03a.
- (13) Westphal, W., R., and Godwin, W. R., "Comparison of NACA 65-series compressor-blade pressure distributions and performance in a rotor and in cascade" (1957), NACA-TN-3806.
- (14) Ito, Y., Nakanishi, H. and Nagasaki, T., "Thermal Conductivity Effect on Overall Heat Transfer of Airfoil Heat Exchanger," Asian Congress on Gas Turbines 2018, Morioka, Japan (2018), ACGT 2018-TS75.
- (15) 中西仁, 伊藤優, 長崎孝夫, 逆熱伝導解析による翼型熱交換器の伝熱性能評価, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 46, No. 4 (2018), pp. 314-321.
- (16) Dunn, M., G., "Heat Flux Measurements for the Rotor of a Full-Stage Turbine: Part I - Time Averaged Results," Journal of Turbomachinery, Vol. 108 (1986), pp. 90-97.
- (17) Wittig, S., Dullenkopf, K., Schulz, A. and Hestermann, R., "Laser-Dropler Studies of the Wake-Effected Flow Field in a Turbine Cascade," Journal of Turbomachinery, Vol. 109 (1988), pp.170-176.
- (18) Dullenkopf, K., Schultz, A. and Witting, S., "The Effect of Incident Wake on the Mean Heat transfer of an Airfoil," Journal of Turbomachinery, Vol. 113 (1991), pp. 412-418.
- (19) Han, J., C., Zhang, L. and Ou, S., "Influence of Unsteady Wake on Heat Transfer Coefficient From a Gas Turbine Blade," Journal of Turbomachinery, Vol. 115 (1994), pp. 904-911.
- (20) Ito, Y., Nagasaki, T. and Nakanishi, H., Heat Transfer via an Airfoil Heat Exchanger in a Flow with Periodic Temperature Change, 15th International Symposium on Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics and Aeroelasticity of Turbomachines, Oxford, UK (2018), ISUAAAT15-078.