

ウェーブロータ設計支援に向けた全体解析モデルの構築^{*1} Simple Numerical Modelling for Gasdynamic Design of Wave Rotors

岡 本 光 司^{*2}・長 島 利 夫^{*2}
Koji OKAMOTO and Toshio NAGASHIMA

Key Words: Shock Waves, Internal Flows, Wave Rotor, Propulsion

Abstract: The precise estimation of pressure waves generated in the passages is a crucial factor in wave rotor design. However, it is difficult to estimate the pressure wave analytically, e.g. by the method of characteristics, because the mechanism of pressure-wave generation and propagation in the passages is extremely complicated as compared to that in a shock tube. In this study, a simple numerical modelling scheme was developed to facilitate the design procedure. This scheme considers the three dominant factors in the loss mechanism —gradual passage opening, wall friction and leakage— for simulating the pressure waves precisely. The numerical scheme itself is based on the one-dimensional Euler equations with appropriate source terms to reduce the calculation time. The modelling of these factors was verified by comparing the results with those of a two-dimensional numerical simulation, which were previously validated by the experimental data in our previous study. Regarding wave rotor miniaturization, the leakage flow effect, which involves the interaction between adjacent cells, was investigated extensively. A port configuration principle was also examined and analyzed in detail to verify the applicability of the present numerical modelling scheme to the wave rotor design.

記 号 の 説 明

a : 音速
 D_h : セル水力直径
 e : 全エネルギー
 F : 壁粘性に関する無次元パラメタ
 G : 漏れ流れに関する無次元パラメタ
 H_{cell} : セル高さ
 L : セル長さ
 p : 静圧
 p_0 : 全圧
 r : ロータ平均半径
 t : 時間
 T_0 : 全温度
 u : 流速
 W_{cell} : セル幅
 x : セル内軸方向位置
 δ : クリアランス
 μ : 粘性係数
 ν : 動粘性係数
 ρ : 密度
 τ : 有限流路開口時間に関する無次元パラメタ
 τ_{wall} : 壁面せん断応力
 ω : ロータ回転角速度 (rad/s)

略 語

Air-HP : 高圧空気ポート
 Air-LP : 低圧空気ポート
 Gas-HP : 高圧ガスポート
 Gas-LP : 低圧ガスポート

1. 序 論

ガスタービンの性能は、主に全体圧縮比とサイクル最高温度によって決定されるが、ウェーブロータをトッピングサイクルとして搭載することによって、その性能を大幅に改善することができる^{1, 2)}。第1図に、ウェーブロータを搭載したガスタービンのレイアウト例とそのT-S線図を示す。ウェーブロータは、通常の回転翼列機械に比べて耐熱性と圧縮比の点で優れた特性を持っているため、タービン入口温度を一定に保ちながら、サイクル最高温度と全体圧縮比を大幅に向上させることができる。これによりタービン入口圧力が $P_5 - P_{5base}$ だけ増加し、より多くの出力を得ることができるようになる。

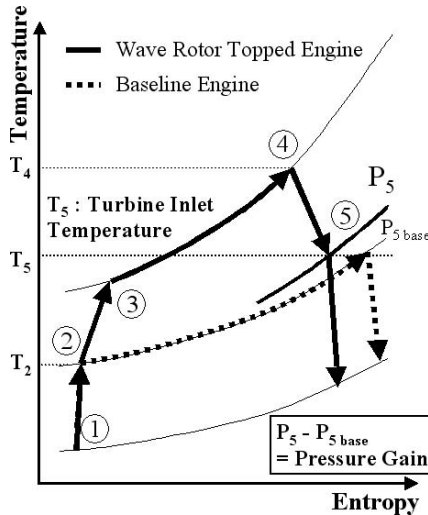
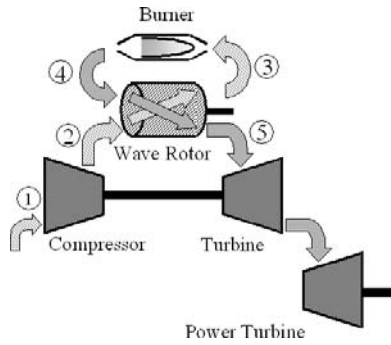
第2図に、内部流動の様子を圧力波の特性線を用いて示したウェーブダイアグラムと呼ばれるものを示す。ここに示すのは4 Port Through Flow タイプと呼ばれるもので、ガスタービン用途に適していると考えられている一つである。このウェーブロータでは、温度の高い燃焼ガスと温度の低い空気がセル内部を交互に吹き抜けるため、冷却空気を別に用意することなく壁面の冷却が行われるという特性を持っており、これが優れた耐熱性をもたらすと考えられている。

このダイアグラムからも分かるように、各給排気ポート

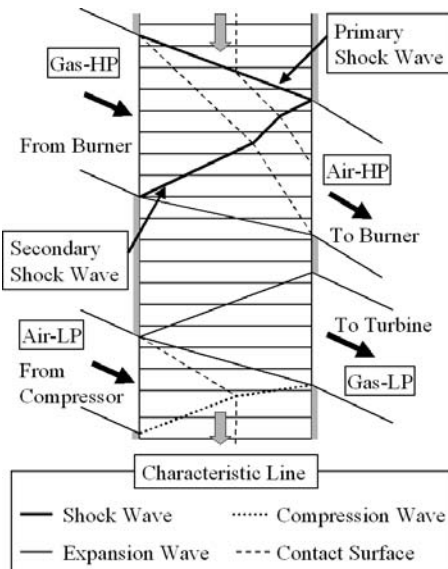
^{*1} © 2006 日本航空宇宙学会

平成 17 年 8 月 22 日原稿受理

^{*2} 東京大学大学院工学系研究科航空宇宙工学専攻

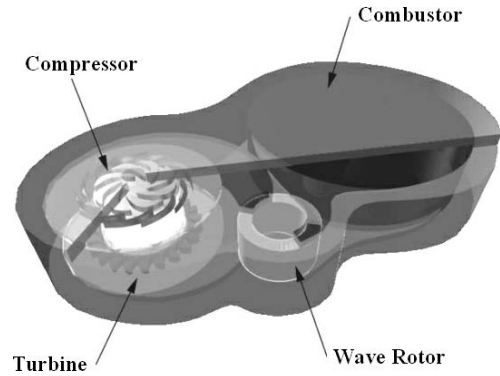


第1図 ウェーブロータ搭載型ガスタービン



第2図 ウェーブダイアグラム

は、圧力波の伝播に合わせて正確なタイミングでセルに対して開閉されなければならない。そのため、ウェーブロータの設計においては、圧力波の伝播速度を正確に予測することが不可欠である。しかし、圧力波の発生と伝播の過程は、通常の衝撃波管のものとはかなり異なるために、伝播



第3図 ウェーブロータ搭載型 MEMS ガスタービン（想像図）

速度を理論的に予測することは容易ではない。

既に2次元及び3次元の数値解析³⁻⁵⁾によって、圧力波の伝播を含めた内部流動構造に対する理解は進んでいるものの、設計ツールとして利用するには、これらの数値解析は計算負荷が大きすぎる。そこで本研究では、計算負荷を軽減しつつ、セル内部を伝播する圧力波の伝播速度を正確に捉えることのできる全体解析モデルを開発する。

さらにここ数年、分散化電源や超小型航空機の開発などに伴い、MEMS ガスタービン⁶⁾のような超小型のものを含むマイクロガスタービンの研究が盛んになってきているが、そこで重要な課題の一つは、小型化による性能低下をいかに抑えられるかである。また、MEMS ガスタービンの場合には、材料であるSiCの耐熱温度（約1600 K）によってサイクル最高温度が制限されるため、性能向上には限界がある。その一方で、ウェーブロータは、通常の回転翼列機械と異なり、圧力波の非定常伝播による圧縮膨張を利用することから、小型化の面で有利となる^{1, 2, 7)}。また、燃焼器を別の耐熱素材で製作できれば、タービン入口温度をSiC耐熱限界値以下に保ったままサイクル最高温度をさらに上昇させることもできる。

以上のことから、著者らはMEMS ガスタービンをはじめ（第3図）、広範なガスタービンの性能向上手段として、ウェーブロータの搭載を提案したい。本研究ではその第1段階として、出力数kWクラスの高圧ガスタービンに搭載することを想定したマイクロウェーブロータを全体解析モデルを用いて設計し、いくつかの異なる設計条件について比較検討も行う。

2. 数値解法とモデル

目標とする設計支援の解析モデルには、少ない計算負荷で正確に圧力波の発生と伝播を捉えることが求められる。そこで本解析モデルでは、計算負荷の低減のために一つのセルを1次元の管として扱う⁸⁻¹⁰⁾。ただし、実際の内部流動は1次元衝撃波管の状態よりもはるかに複雑であり、圧力波の伝播速度も理想的な衝撃波の伝播速度とは大きく異なっているため³⁾、さらにモデル化が必要である。本解析モデルでは、ウェーブロータの主な性能損失源として挙げられている、有限流路開口時間、漏れ流れ、壁粘性、の

3つの要素^{11, 12)}についてそれぞれモデル化を施した。これらの損失源に対しては、以下に示す無次元パラメタが提案されており、これらの値の大小が性能に対する影響の大小を表していると考えられている。

$$\tau = \frac{W_{\text{cell}}}{r \cdot \omega} \frac{L}{a}, \quad G = \frac{2 \cdot \delta}{H_{\text{cell}}}, \quad F = \frac{L}{D_h}$$

ここで、有限流路開口時間の影響を示すパラメタ τ は、圧力波がセルの端から端まで伝播するのにかかる時間とセルが全閉から全開の状態になるのにかかる時間の比を表しており、これが0の場合、理想的な衝撃波管に相当する。一方、パラメタ G は漏れ流れの影響を表しており、セル両端におけるクリアランスの大きさとセル高さの比が指標となることを示す。また、パラメタ F は壁面粘性の影響を表しており、セル長さ L とセル断面の水力直径 D_h に関係することを示している。過去の研究において対象となったウェーブロータ¹²⁻¹⁵⁾を見ると、 τ は0.08~0.5、 G は0.01~0.075、 F は10~60程度となっており、ウェーブロータ設計の参照値となろう。

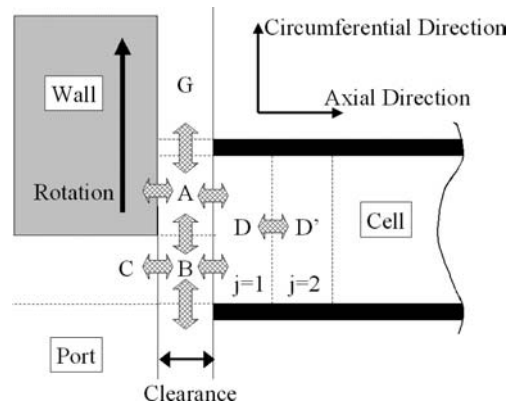
2.1 支配方程式と解法 本研究で開発した全体解析モデルは、次に示すような1次元オイラー方程式を基礎方程式としている。

$$\frac{\partial}{\partial t} \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ e \end{bmatrix} + \frac{\partial}{\partial x} \begin{bmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + p \\ (e + p)u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ S_2 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (1)$$

ここで、第2式右辺の S_2 は、壁面粘性によって失われる運動量を表しており、その評価方法は後述する。また、ガスと空気の境界面で起こる混合損失は無視できると仮定した。一方、第1式の右辺は0であるが、これは、漏れ流れはセルとポートの間でのみ起こり、セル内部では漏れが無いためである。また、第3式右辺についても、セルの壁は断熱壁であることを仮定しているため、0となる。対流項の計算にはChakravarthy-OsherのTVDスキーム、時間積分にはJameson-Bakerの4段階ルンゲクッタ法を用いており、後で解析モデルの検証の際に引用する2次元解析³⁾と全く同じ数値解析手法を用いている。

2.2 有限流路開口時間 これは、ロータの回転によって、各ポートがセルに対して徐々に開閉することによる影響を指しており、ウェーブロータの内部流動が、瞬間的に隔膜が破れる通常の衝撃波管とは異なる流動場になっていることの大きな要因である。

第4図に、あるポートがセルに対して開き始めている瞬間の、ポートとセルの境界部分を拡大した模式図を示す。まずクリアランス領域を、ポートに対して閉じている部分(領域A)と開いている部分(領域B)に分ける。ここで、領域Cはポート内部、領域Dは支配方程式(1)によって数値解析的に解かれるセル領域の境界条件に相当する。この境界条件を定めるために、各領域間に生じる流束をリーマン問題を解くこと¹⁶⁾によって算出している。ただし、各領域境界に生じるせん断応力は考慮していない。ここで問題と



第4図 有限流路開口時間と漏れ流れのモデル化

なるのは、領域Aの状態量をどのように定めるかであり、これに関して3種類の方法を比較した(詳細は後述)。

2.3 漏れ流れ ウェーブロータ内部流動における漏れ流れとは、第4図の領域A, Bに分けられたクリアランス領域の流れを指す。ここで、漏れ流れをロータ半径方向と円周方向の2つに分けて考えると、半径方向の流れは外部(紙面垂直方向)への漏れ、円周方向の流れは隣のセルとの干渉として捉えることができる³⁾。

まず、ロータ半径方向の流れのモデル化については、領域AとBにおいてロータ半径方向に生じる流束を算出する。ここでは、ロータ周囲の状態量をAir-LPのよどみ状態とし、各領域との間でリーマン問題を解くことによって、流束を評価した。一方、ロータ円周方向の流れについては、隣のセルのクリアランス領域(領域G)との間に生じる流束を同様に算出することで、干渉の影響を模擬することとした。なお、セルがポートに対して完全に閉じた、あるいは開いた状態の場合、クリアランス領域は分割されないが、ロータ半径方向の漏れ流れは常に考慮されている。

2.4 壁粘性 ウェーブロータ内部流動における壁粘性の影響をモデル化するに当たり、セル内部では流速も非定常的に変動することから、良く用いられる管路の抵抗係数ではなく、非定常性を考慮した手法を導入した。

まず、支配方程式(1)式の右辺における壁面せん断応力によって失われる運動量 S_2 は、以下で表される。

$$S_2 = -4 \frac{\tau_{\text{wall}}}{D_h}$$

壁面せん断応力 τ_{wall} にはいくつかの評価方法が提案されているが⁸⁻¹⁰⁾、ここでは静止気体中に置かれた平板がある瞬間に急に一定速度 U_∞ で動き始める過渡的な流れ場(Rayleigh流れ)を考え、この流れ場における平板に垂直な方向(y 方向とする)の次式速度分布より、

$$u(y) = U_\infty \cdot \left[1 - \operatorname{erf} \left(\frac{y}{2\sqrt{\nu \cdot t}} \right) \right]$$

壁せん断応力を算出する。 U_∞ としてセル内の局所流速 u を、また、時間 t をセル内部流動の特性値 L/a にて代表させると、最終的に以下の関係が得られる。

$$\tau_{\text{wall}} = \frac{\mu \cdot u}{\sqrt{\pi \cdot \nu \cdot t}}$$

3. 解析モデル検証

上記の各要因のモデル化手法を検証するために、2次元数値解析結果との比較を行った。この2次元数値解析は、2次元 Navier-Stokes 方程式を基礎方程式とし、解法については全体解析モデルと同一スキームを採用、さらに結果に対して、可視化実験³⁾による流れ場との詳細比較を通じて十分検証を済ませた。

3.1 単独セル まず、有限流路開口時間のモデル化手法を検証するために、単独セルでの比較を行う。有限流路開口時間の影響は、空気圧縮を行う Primary Shock Wave と Secondary Shock Wave の発生過程に大きく影響することから、ここでは圧縮過程のみについて比較検証を行う。

前節で述べたように、このモデル化において問題となったのは、第4図の領域Aの状態量をどのように定めるかであり、本研究では以下に示す3つの方法を比較した。

Case 1: 密度及び静圧を領域Bと等しくする。

Case 2: 領域Aのすべての面において流束を算出し、それに基づいてすべての状態量を定める。

Case 3: 密度と静圧を領域Dと等しくする。

なお、ここでは有限流路開口時間に関するモデルについてのみ比較するため、漏れ流れ無しの条件を仮定している。

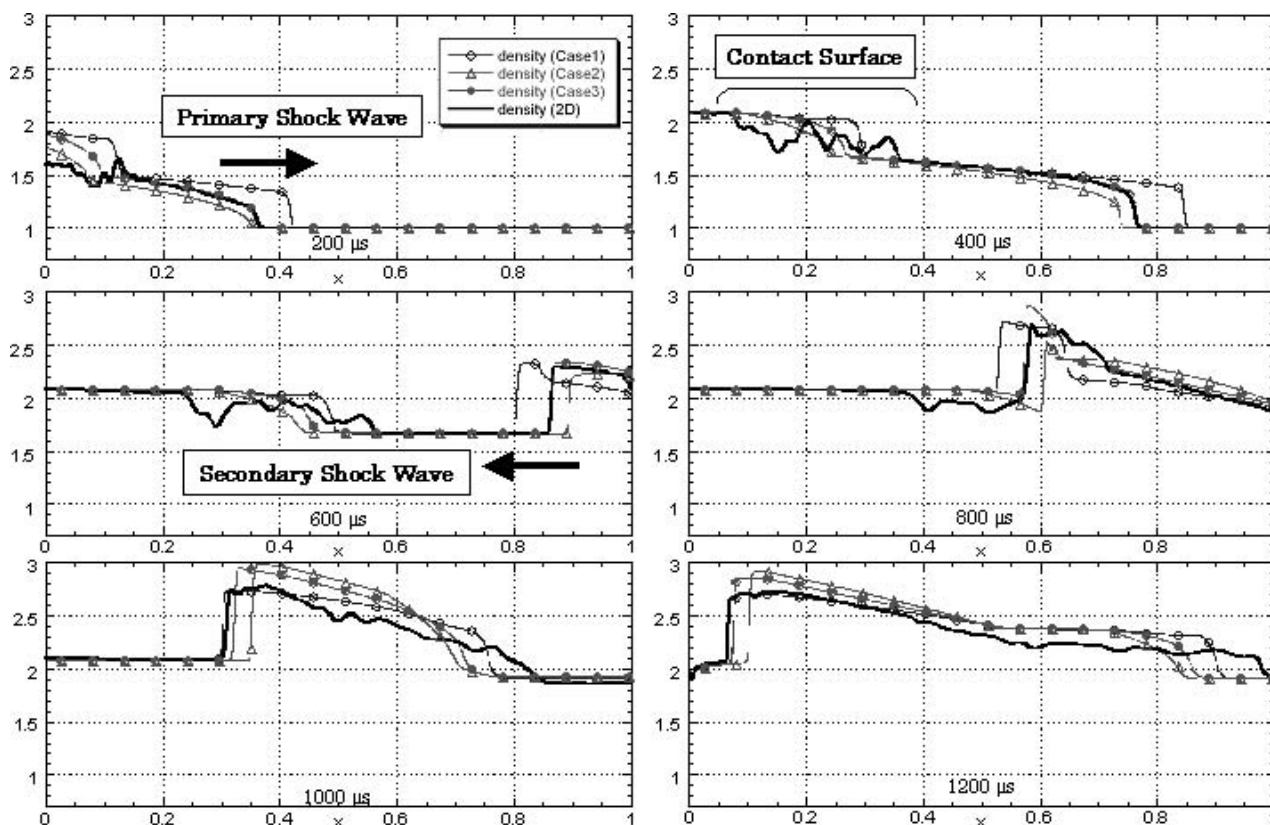
第5図に、セル内の無次元密度（セル内初期状態基準）の軸方向分布を比較したものを示す。ここで、 $x = 0$ はセル左

端（Gas-HP が開閉する側）、 $x = 1$ はセル右端（Air-HP が開閉する側）に相当する。なお、ここに示す2次元解析の結果は、各流路断面における平均密度の軸方向分布を示したものである。

まず、Primary Shock Wave について見ると、Case 1 の場合は、2次元解析結果に比べて伝播速度が速く、衝撃波部分の密度勾配も大きい。逆に、Case 2 の場合は伝播速度は遅く、密度勾配も緩やかである。そして、これら3つの手法のうち、Case 3 の場合が2次元解析結果と最も良く一致していることが分かる。

次に Secondary Shock Wave について見ると、その発生直後（ $DT = 600 \mu\text{s}$ ）においては、Case 3 が最も良く2次元解析結果と一致しているが、物質境界と干渉した後（ $DT = 1000, 1200 \mu\text{s}$ ）を見ると、Case 3 よりも Case 1 の方が伝播速度と衝撃波前後の密度比が良く一致している。ただし、Case 1 と Case 3 の差は非常に小さく、 $DT = 1200 \mu\text{s}$ において、衝撃波位置の差はほぼ格子幅に等しいため有意な差ではなく、密度比の差は約0.14（無次元値）であった。また、いずれの時刻においても、衝撃波や物質境界面以外の比較的一様な部分においては、ほとんど差が見られないことが分かる。

以上、ウェーブロータの設計段階においては各衝撃波の伝播速度の評価が最も重要であることを考慮し、本解析モデルでは Case 3 を採用することとした。なお、上記の傾向は、密度分布だけでなく、運動量及びエネルギー分布についても同様で、結果として Case 3 が最も良く有限流路開



第5図 モデル検証（有限流路開口時間：軸方向無次元密度分布：セル内初期状態基準）

口時間の影響を再現できることが確認された。

ここで、有限流路開口時間に関するパラメータ τ を計算すると $\tau = 0.554$ となり、他のウェーブロータ例¹²⁾に比べて大きい値となっている。そこで、さらに速い回転数(小さい τ 値)での比較を行ったところ、さらに良く2次元結果と一致した。以上の検討結果から、このモデルは一般的なウェーブロータ設計において適用可能であると判断された。

3.2 複数セル 次に、隣り合うセルとの干渉まで含めた流れのモデル化を検証する。なお、セル間の干渉を考慮する際に同時に考慮すべきセルは3本であることと、セル間干渉によって生じるもっとも大きな特徴が、Primary Shock Waveのセル端面反射の際に生じる干渉波であることが、著者らの研究³⁾により既に分かっている。

第6図に、セル本数を3本とした場合のセル内部の無次元密度分布(セル内初期状態基準)を比較したものを示す。なお、図中の時刻は、隣のセルがGas-HPに対して開き始める瞬間を基準としており、解析の対象となる中央のセルがGas-HPに対して開き始めるのは $341\mu\text{s}$ である。

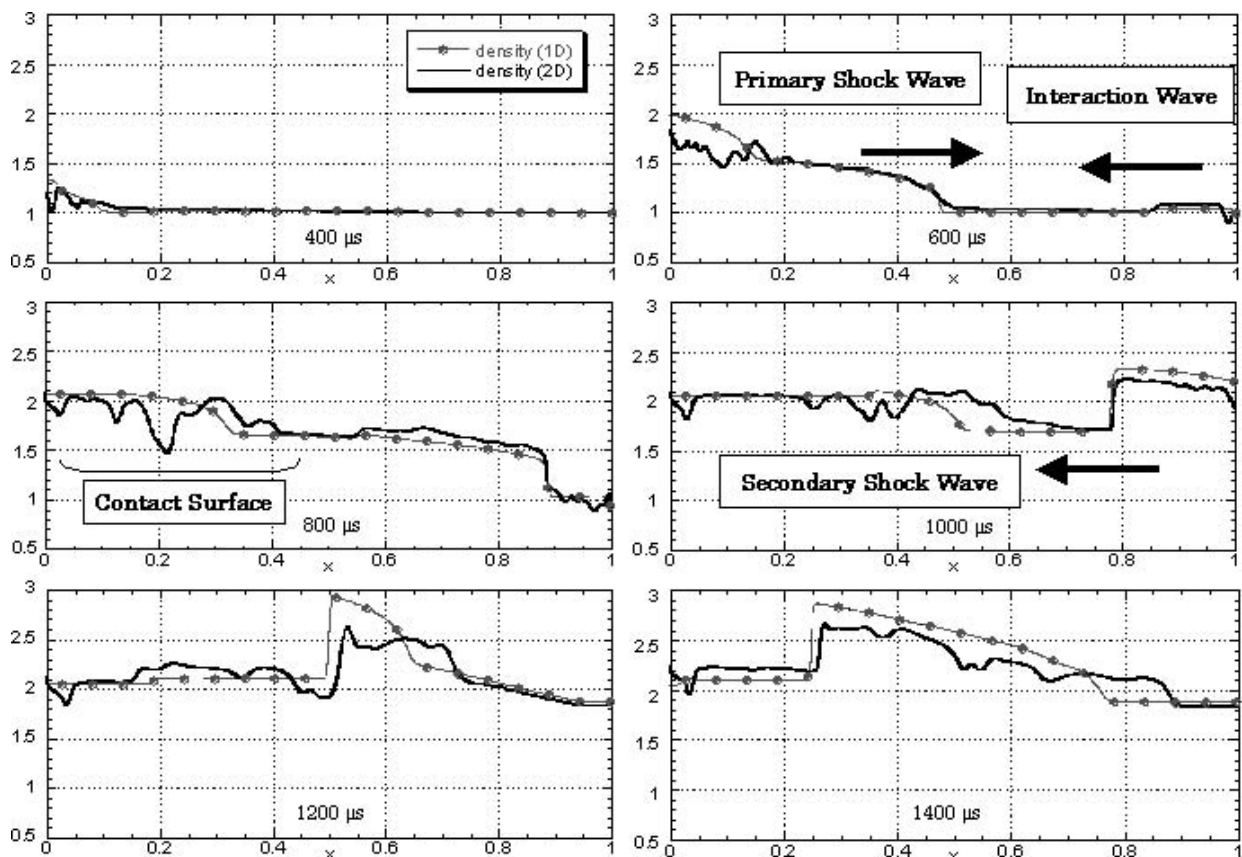
まず、Primary Shock Waveについて見てみると、単独セルの場合に比べてその密度勾配は緩やかである。これは、Gas-HPが中央のセルに対して開く前の段階から、クリアランス部を通して高圧ガスが流入しているためであり、全体解析モデルでは、セルを1次元として取り扱っているにもかかわらず、非常に良く再現できていることが分かる。また、Secondary Shock Waveについても、先の単独セルの

場合と同様、物質境界面との干渉による多少の差を除き、2次元解析結果と非常に良く一致していることが分かる。一方、隣のセルでの衝撃波反射によって生じる干渉波についても、その密度比は小さい値ながら、伝播速度については非常に良く一致しているのが確認できる。ここで、干渉波の強度に差が現れる原因としては、次のようなことが考えられる。すなわち、この干渉波は、Air-HP側のクリアランス領域における周方向のジェットによって発生しており、そのジェットとセル領域の静止した気体との間に生じるせん断力が、干渉波の発生に影響を与えていると考えられる。しかし、全体解析モデルにおいては、この干渉波はクリアランス領域の静圧上昇のみによって生じるため、その密度比が小さくなっていると推察される。

以上まとめると、単独セルの場合に比べると2次元解析結果との差は多少大きくなっているものの、この解析モデルの本来の目的であるセル内部における圧力波の発生と伝播を正確にシミュレートするという点から考えると、全体解析モデルは複数セルの場合でも充分その役割を果たすことができると結論付けられる。

4. マイクロウェーブロータの設計

最後に、開発した全体解析モデルを用いて、出力数kWサイズのマイクロガスタービンに搭載することを想定したマイクロウェーブロータの設計について述べる。その詳細を第1表と第7図に示す。ガスタービン仕様としては、圧



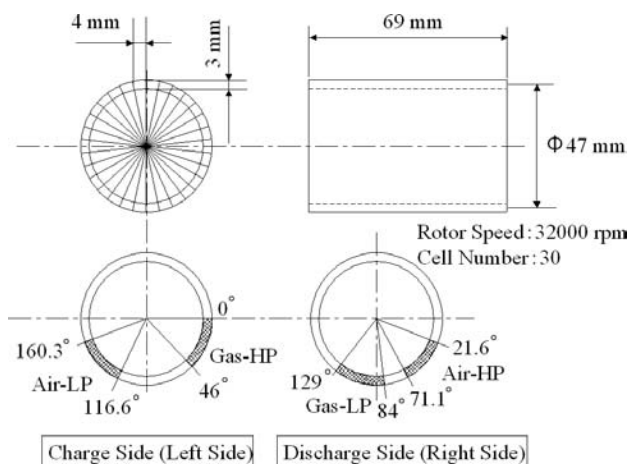
第6図 モデル検証(流れ: 軸方向無次元密度分布: セル内初期状態基準)

第1表 ポート内状態量

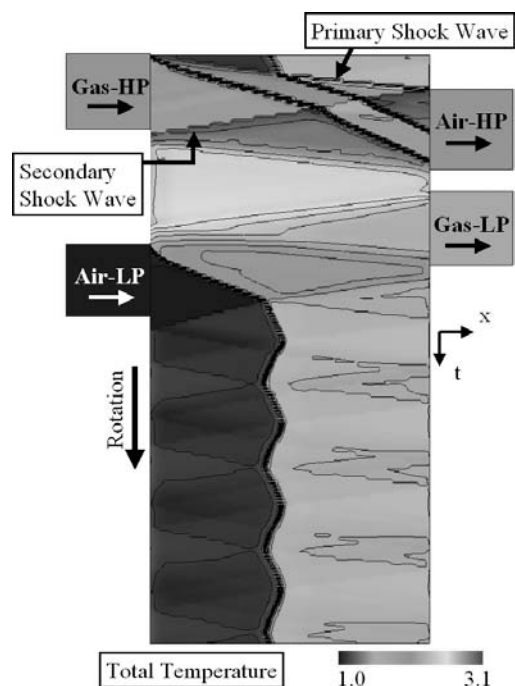
	Gas-HP	Air-LP	Air-HP	Gas-LP
P_0 [MPa]	0.93	0.30	1.02	0.37
T_0 [K]	1248	440	907	973

第2表 ポート配置

	Case 1	Case 2
Gas-HP [degree]	0-46	0-46
Air-LP [degree]	116.6-160.3	296.1-339.8
Air-HP [degree]	21.6-71.1	21.6-71.1
Gas-LP [degree]	84-129	263.5-308.5



第7図 マイクロウェーブロータ



第8図 無次元全温分布 (Air-LP 基準)

縮比を 3.0, 圧縮機出口温度を 440 K, 空気流量を約 20 g/s と想定した。なお, ウェーブロータの設計は, ヘリコプタ用ターボシャフトエンジン用に設計されたもののデータベース^{13, 17)}を参考にして行った。このマイクロウェーブロータについて, 先に述べた無次元パラメータを算出すると, それぞれ $\tau = 0.311$, $G = 0.0667$ ($\delta = 0.1$ mm の場合), $F = 20.1$ となり, 漏れ流れの影響が比較的大きいものの, 従来の設計範囲内と言えよう。

第8図に, Air-LP の状態量で無次元化した全温分布を示す。この全温分布は第2図のウェーブダイアグラムに相当

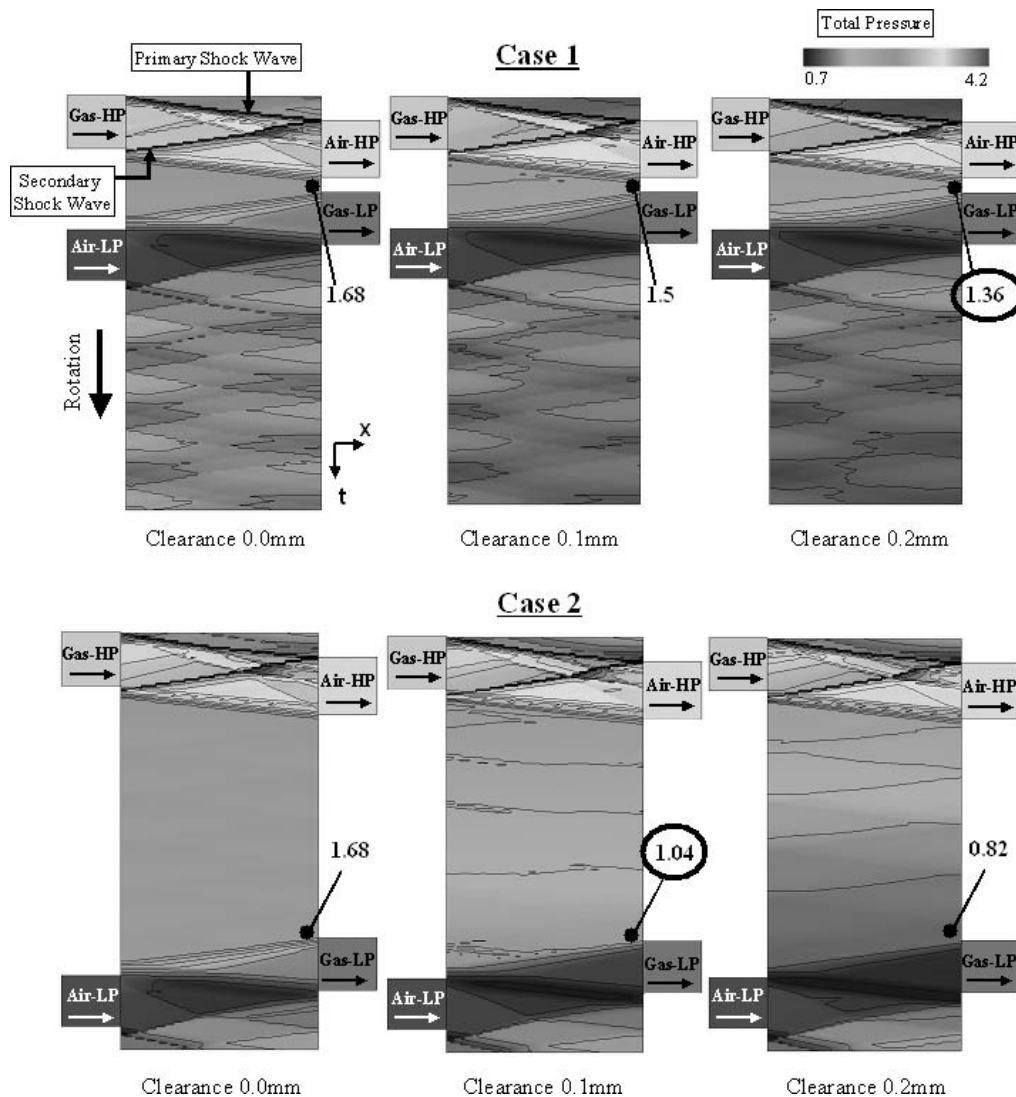
する。また, このウェーブロータは 4 Port Through Flow タイプであり, セル内部の状態が均一になる瞬間が無いため, シミュレーションを行う場合にはロータを何度か回転させて, 内部流動の様子が周期的になるようにしなければならない。ここで示すのは 5 回転目の結果であり, 充分周期的になっていることを確認している。

第8図を見ると, それぞれの圧力波と各ポートの開閉タイミングは良く一致しており, ウェーブダイアグラム (第2図) とほぼ同じ状態であると確認できる。特に, 温度の違いによって圧力波の伝播速度が変化しているにもかかわらず, 各ポートの開閉タイミングは各圧力波のセル端到達タイミングと一致しており, この設計がウェーブロータとして適切であることが分かる。唯一, ウェーブダイアグラムと異なるのは, 4 つのポートの開閉が終わった後に弱い圧力波がセル内に残り, それによって物質境界が少し揺らいている点であるが, 実際の作動に対して大きな影響を与えるものではないと考えられる。

ここで, マイクロウェーブロータの特徴を考えると, 通常の回転翼列機械と同様, 従来の大きさのウェーブロータと比べて漏れ流れの影響が相対的に大きくなることが予想される。そのため, 単にクリアランスを小さくするだけでなく, 漏れ流れを減らすさまざまな方法を模索することが, ウェーブロータのマイクロ化において重要である。そこで, 各ポートの配置について考えてみると, Air-HP と Gas-LP の間隔は, 圧力波の伝播によって決まっているわけではなく, セル内部の状態を落ち着かせるためにある程度の距離を確保するといった程度の制約しかない。本研究では, この 2 つのポートの間隔が小さい場合と大きい場合の, 2 つの極端な場合を想定し比較を行った (第2表)。

第9図は, これら 2 種類の設計に対して, クリアランスを 0.0 mm, 0.1 mm, 0.2 mm とした場合の, セル内部の全圧分布の解析結果である。第1図でも示したように, ウェーブロータトッピングによるサイクル性能の向上は, タービン入口圧力の上昇が要因であるから, Gas-LP が開く直前のセル内部の圧力が全体サイクル性能改善の大小を決めると考えてよい (第9図中に Gas-LP 開口直前の対応する位置と全圧を黒点及び黒枠内の数値で示す)。

図に示すとおり, クリアランスが 0.0 mm の場合には, どちらのポート配置においても Gas-LP が開く直前の全圧には変わりがない。すなわち, ポートの配置の違いによって, 基本的な圧力波構造が変わるわけではない。しかし, クリアランスが 0.1 mm, 0.2 mm と増加するにつれ, 全圧に差が現れる。特に, Case 2 でクリアランスが 0.1 mm の場合に比べ, Case 1 でクリアランスが 0.2 mm の場合のほうが, Gas-LP が開く直前のセル内全圧が高いことが分かる。



第 9 図 ポート配置の違いによる無次元全圧分布 (Air-LP 基準) の比較

以上のことから, Air-HP と Gas-LP の間隔は小さければ小さいほど漏れ流量を少なくすることができる。ただし, 一つのセルが同時に 2 つのポートに対して開くことはできないので, このポート間隔は, ちょうどセルの幅と等しくできれば最適であると結論付けられる。小型化するほど漏れ流れの影響は相対的に増大すると予想されることから, MEMS レベルの大きさに至ると, この傾向がさらに顕著になると推察される。なお, 第 2 表の Case 1, 第 7 図及び第 8 図に示した仕様は, この最適なポート配置に相当している。

5. 結 論

本研究では, ウェーブロータ設計支援を目的とした計算負荷の小さい全体解析モデルを構築した。この解析モデルは, セルを 1 次元の管として取り扱う一方で, 通常の衝撃波管とは異なるウェーブロータ内部流動の正確な予測のために, 内部流動の支配的要因として考えられる, 有限流路開口時間, 漏れ流れ, 壁粘性の影響をそれぞれモデル化し

た。そして, 既に実験によって検証されている 2 次元数値解析結果と比較し, この解析モデルが充分精度良く圧力波の発生と伝播をシミュレートできることを確認した。

さらに, この解析モデルを用いて, 出力数 kW クラスのマイクロガスタービンに搭載することを想定したマイクロウェーブロータを設計した。このような小型のウェーブロータにおいては, 漏れ流れによる性能損失が大きくなると予測されることから, 単にクリアランスを小さくするだけでなく, あらゆる方法を用いて漏れ流れを軽減させる必要がある。そこで, 本研究では Air-HP と Gas-LP の間隔が異なるポート設計に着目して解析を行ったところ, この間隔を可能な限り小さくすることによって, 漏れ流れによる損失を軽減でき最適化に向かうことが判明した。

参 考 文 献

- 1) Wilson, J. and Paxson, D. E.: Jet Engine Performance Enhancement through Use of a Wave-Rotor Topping Cycle, NASA TM 4486, 1993.
- 2) Welch, G. E., Jones, S. M. and Paxson, D. E.: Wave Rotor-

- Enhanced Gas Turbine Engines, NASA TM 106998, AIAA Paper 95-2799, 1995.
- 3) 岡本光司, 長島利夫, 山口和夫: ウェーブロータ内部流動の可視化, 日本航空宇宙学会論文集, **54** (2006), pp. 345-351.
 - 4) Welch, G. E.: Two-Dimensional Computational Model for Wave Rotor Flow Dynamics, J. Eng. Gas Turbine Power, **119** (1997), pp. 978-985.
 - 5) Larosiliere, L. M.: Wave Rotor Charging Process: Effects of Gradual Opening and Rotation, J. Propul. Power, **11** (1995), pp. 178-184.
 - 6) Epstein, A. H., Senturia, S. D., Al-Midani, O., et al.: Micro-Heat Engines, Gas Turbines, and Rocket Engines, 28th AIAA Fluid Dynamics Conference, 4th AIAA Shear Flow Control Conference, AIAA Paper 97-1773, 1997.
 - 7) Fatsis, A. and Ribaud, Y.: Thermodynamic Analysis of Gas Turbines Topped with Wave Rotors, Aerospace Sci. Technol., **5** (1999), pp. 293-299.
 - 8) Paxson, D. E. and Wilson, J.: An Improved Numerical Model for Wave Rotor Design and Analysis, AIAA Paper 93-0482, 1993.
 - 9) Paxson, D. E. and Wilson, J.: Recent Improvements to and Validation of the One Dimensional NASA Wave Rotor Model, NASA TM 106913, 1995.
 - 10) Fatsis, A., Lafond, A. and Ribaud, Y.: Preliminary Analysis of the Flow Inside a Three-Port Wave Rotor by Means of a Numerical Model, Aerospace Sci. Technol., **5** (1998), pp. 289-300.
 - 11) Wilson, J. and Fronek, D.: Initial Results from the NASA-Lewis Wave Rotor Experiment, AIAA Paper 93-2521, 1993.
 - 12) Wilson, J.: An Experimental Determination of Losses in a Three-Port Wave Rotor, J. Eng. Gas Turbine Power, **120** (1998), pp. 833-842.
 - 13) Snyder, P. H.: Wave Rotor Demonstrator Engine Assessment, NASA CR-198496, 1996.
 - 14) Paxson, D. E.: Comparison between Numerically Modeled and Experimentally Measured Wave-Rotor Loss Mechanisms, J. Propul. Power, **11** (1995), pp. 908-914.
 - 15) Gyarmathy, G.: How Does the Compres[®] Pressure-Wave Supercharger Work?, SAE Technical Paper 830234, 1983.
 - 16) Toro, E. F.: Riemann Solvers and Numerical Methods for Fluid Dynamics, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 1997, ISBN3-540-61676-4, pp. 115-157.
 - 17) Snyder, P. H. and Fish, R. E.: Assessment of a Wave Rotor Topped Demonstrator Gas Turbine Engine Concept, ASME Paper 96-GT-41, 1996.