OS1-9 小型ガスタービンの中空軸による熱遮蔽効果*

田中辰治^{*1}, 寺本進^{*1}, 磯村浩介^{*2}

Heat Shielding Effect by Hollow Shaft for Micro Gas Turbine

Shinji TANAKA^{*3}, Susumu TERAMOTO^{*3} and Kousuke ISOMURA

^{*3} Faculty of Engineering, Graduate School, The University of Tokyo
Building 7, 7-3-1, Hongo, Bunkyo, Tokyo, 113-8656, Japan

A new method for cooling the micro gas turbine rotor was proposed. Using a hollow shaft, cooling air is actively induced into the rotor. To access the effect, CFD calculations were conducted. The rotor temperature of a micro gas turbine would be unacceptably high, because the compressor is placed nearer to the turbine by making the scale small. The heat flux from the turbine has great influence on deteriorating the compressor efficiency. As the results, some characteristic of flow fields and cooling performance were realized. This new cooling method has a great potential as a heat shield in a micro gas turbine.

Key Words : Heat Shielding, Micro Gas Turbine, CFD

1. 結 言

小型ガスタービンは高いエネルギー密度を持つ新たなエネルギー源として実現が期待されている。その特徴と水素燃料による環境適合性から、特に将来の水素社会においては、移動機器用電源としての小型ガスタービン発電機は非常に有望である。⁽¹⁾

小型ガスタービンではスケールの低下に伴い表面積が体積に対して相対的に増加する。その為、要素間の熱伝達の影響が大きくなりエンジン内で各要素の温度が均一化する傾向がある。なかでもタービンから圧縮機への熱流入の増加は圧縮機効率を低下させ、エンジンサイクル全体の効率に大きな影響を及ぼす。⁽²⁾⁽³⁾ また軸温度の上昇によって軸受、発電機など温度制限のある要素を冷却する必要性も出てくる。一般的には冷却水、冷却ファンやオイル等で冷却するが、このような冷却システムはシステムの複雑化、サイクル全体効率の維持の点から小型ガスタービンではそのまま適用することが難しく、新たな冷却システムの考案が必要になる。

本研究では回転軸を中空にして冷却孔とすることで能動的に冷却空気を軸内部に導き、軸を内側から冷却することで圧縮機への伝熱を抑えるという新しい冷却

方法を提案し、その効果を数値計算手法によって検討した。そこからこの新しい冷却システムによるタービンからの熱遮蔽能力の可能性を調べ、更にこの冷却システムの特徴をつかむことで今後、このシステムを改良させるための知見を得ることを目的とした。

2. 計 算 方 法

2.1 冷却孔形状 本研究では、磯村らによる100W級マイクロガスタービン⁽⁴⁾をスケールアップしたものを想定した。基本サイクルは文献⁽⁴⁾と同様に圧力比3、タービン入口温度1300K、また軸径は⁽⁴⁾の2倍の8mmとした。

冷却空気は圧縮機入口から中空軸(主管)を通して導入され、主管端から放射状に半径方向に伸びる六本の孔(枝管)を通して外部に排気される(Fig.1)。主管の径は $\phi 1.5\text{mm}$ 、枝管の径を $\phi 1.0\text{mm}$ とした。軸の材質は、代表的な耐熱金属の中で熱伝導係数のデータが入手できたInconel 918とした。

これを基本形状とするが、比較計算対象として主管径 $\phi 1.8\text{mm}$ に拡大した形状の検討も行った。

2.2 数値計算スキーム 本計算に用いた計算スキームはTable 1の通り。計算結果より主管中間での Re 数が 2.2×10^3 程度で、さらに主管から枝管に曲がるところで流速が特に速くなっており乱流遷移をしていると考えられるので全面乱流を仮定した。

2.3 計算格子 数値計算は対称性を仮定して六本の枝管の一本分に対応する部分のみを行い、主管部分

* 原稿受付 2007 年 00 月 00 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 東京都文京区本郷 7-3-1 工学部 7 号館)

^{*2} 石川島播磨重工業株式会社

Email: shinji@thermo.t.u-tokyo.ac.jp

Fig. 1 The rotor of the micro gas turbine

Table 1 Schemes of the numerical simulation

基礎方程式	薄層近似 3 次元圧縮性 N-S 方程式
空間差分	MUSCL + 3 次精度に拡張した SHUS ⁽⁵⁾
時間積分	LU-ADI 陰解法 ⁽⁶⁾
乱流モデル	Spalart-Allmaras 1 方程式モデル ⁽⁷⁾

も中心軸に対して 60° 切り出している。領域は主管、枝管、出口パッファ領域の三つに分かれ、格子点数は合計約 43 万点となった (Fig.2)。

主管の境界条件は入口は静圧・静密度固定による流入境界、周方向は周期境界で壁条件は等温壁条件とした。枝管の壁面条件も同様に等温壁で、出口領域は逆流阻止の静圧固定とした。出口静圧を変数とすることで流量を変化させている。

Fig. 2 Grid for the calculation

2.4 温度条件 冷却孔内部の流れ場計算から求める熱伝達係数と空気温度分布を用いて簡易熱伝達モデルにより軸の温度分布を求めた。求められた温度分布を流体側の計算に反映させて再計算を行うことで最終的に妥当な温度分布を決定した。

壁付近での温度勾配より全体での伝熱量を求め、管内の平均温度を

$$T_m = \frac{\int T u ds}{\int u ds} \quad (1)$$

(u :主流方向速度)より求めることで管内の平均熱伝達係数 h_m を求めた。後述するように、主管と枝管では流れ場の性質が異なるので熱伝達係数は主管と枝管で別々に評価した。

軸全体での熱移動モデルが Fig.3 である。熱入力タービン表面からのみ、放熱は冷却孔と圧縮機表面から行われるものとした。枝管から排気された冷却空気は 400K 以上と比較的高温だったので軸と外部空気との間の伝熱は無視した。

タービンからの熱入力は、想定したタービン形状から推算した表面積と、サイクル計算のから得られるタービンの入口・出口平均温度 (1000K) を用いて計算した。同様に圧縮機での放熱量も、推算した表面積 S と圧縮機内の作動流体温度が大気温度 300K で一定として計算した。

この時タービンと圧縮機表面での熱伝達係数 h は乱流境界層を仮定して実験的公式

$$h = 0.023 Re^{0.8} Pr^{\frac{1}{3}} \frac{\lambda}{d} \quad (2)$$

を用いた。⁽⁸⁾ Re 数を評価するための代表長さは翼長さを取り流速をマッハ数 0.5 とした。

これらより圧縮機・タービンでの伝熱量 Q は

$$Q = (T_{surface} - T_{gas}) \times S \times h \quad (3)$$

で求まる。そして最後の未知数の表面温度 $T_{surface}$ を全体の熱収支が釣り合うように決定した。

計算結果での空気温度分布より軸温度分布計算では冷却空気温度を主管で 300K、枝管で 410K 一定とした。また半径方向温度も一定としている (Fig.4)。

温度分布をもった箇所では要素 i での伝熱量が

$$q_i = \delta q_i + q_{i-1} \quad (4)$$

の様に有限微小幅の検査体積で熱収支が適合するように温度分布を差分的に決定した (Fig.5)。この時、軸材質の Inconel918 の熱伝導係数 λ は 0.015W/mm/K であり、軸の断面積を S_c とすると

$$q_i = (T_{i+1} - T_i) \times S_c \times \lambda \quad (5)$$

で、要素 i で冷却される熱量 δq_i は

$$\delta q_i = (T_i - 300) \times h_m \times \pi d \times dx \quad (6)$$

より決定される。

3. 結果

3.1 軸温度分布 数回の反復数値計算を経て決定された軸温度分布は Fig.6 である。簡易熱伝導モデ

Fig. 3 Heat input and output

Fig. 4 The conditions to estimate the temp distributions

Fig. 5 Differential model for the temperature estimation

ルから求めた分布と等温壁条件に用いた温度分布は非常によく一致している。また冷却孔がない条件での温度分布と比較すると冷却効果が非常に大きい。

軸全体を冷却しているためにタービンからの伝熱量全体が増大しているが、Fig.7で示される各部分での伝熱量より約9Wから約2Wと圧縮機へ入る熱量が大幅に抑えられている。この時タービンから入力された全熱量25Wのうち、23Wをこの冷却空気が吸熱したことになる。

3.2 冷却ブロー性能 この冷却孔は軸回転によって枝管部分で能動的に冷却空気を引き込むことで作動するが、背圧大気圧条件での主管軸中心での流速は約 $M = 0.5$ 枝管出口での流速は約 $M = 0.2$ となり、流速は比較的速い (Fig.8)。

圧力-流量特性に関しては流量が増加するに伴い圧力比は低下し、流量を絞る側に流出限界が存在している (Fig.9)。主管径を拡大するとおよそ、その断面積に比例した割合で流量の増加が得られたが、仕事を

Fig. 6 Estimated temperature distribution

Fig. 7 Transferred heat quantities

う枝管部分の軸外径は同一で圧力比には大きな変化が無い。

この様に冷却孔は枝管部分が遠心圧縮機のように作動し、遠心圧縮機としての特性が見られた。

Fig. 8 Velocity profile

3.3 冷却孔内流れ場 主管から導かれた冷却空気は枝管に向かって大きく曲げられ半径方向に排気される。この時、枝管入口部分では半径方向の速度分布が発生しており、回転座標系において発生するコリオリ力が打ち消し合わず旋回流が発生していた (Fig.10)。この旋回流によって枝管内は温度平衡に達しやすく、また主管に比べて熱伝達係数が非常に高くなった (Fig.11)。

Fig. 9 Pressure ratio map

Fig. 10 Velocity vectors at the branch hole

Fig. 11 Stream lines at the branch hole

3.4 冷却熱量 流量変化に対する冷却量の変化は Fig.12 に示される。枝管部分では旋回流による熱伝導係数の高さから、伝熱面積が主管に比べて大幅に小さいのにも関わらず主管と同等の冷却性能をもっていた。

さらに主管部分では軸方向速度が速く、十分な温度平衡に達する前に作動流体が流れてしまうので流量の変化に対して冷却量の変化が鈍いのに対し、枝管部分ではそれは流量に比例するように敏感に変化していた。

主管の径を拡大した条件では流量の増加に伴い冷却量の増加も得られている。この条件も含めて枝管での冷却量は流量に対して一次比例する傾向がある。

Fig. 12 Cooling works map

4. 結 論

本研究において提案された中空軸を用いた軸冷却方法は確かな冷却効果をもっており、タービンから圧縮機への熱流入を遮蔽できる可能性が示された。またその冷却量において、枝管からの割合が主管同等と大きく流量の変化に対して敏感に反応する。そのため軸の冷却量を増やすには枝管を通る流量を増やすことが効果的であり、それには主管の径を拡大することで達成されることが分かった。

文 献

- (1) 長島利夫, ボタン型ガスジェネレータの熱流体力学的視点, “日本ガスタービン学会誌”, Vol.29, No.4, (2001), pp.16-20
- (2) Epstein A.H. et al, *Micro-heat Engines, Gas Turbines, and Rocket Engines, -The MIT Microengine Project-*, “AIAA J.”, 97-1773, (1997)
- (3) Reynaerts D. et al, *Development of a Gas Turbine with a 20 mm Rotor review and Perspectives*, “The Sixth International Workshop on Micro and Nanotechnology for Power Generation and Energy Conversion Applications”, (2006), pp.29-32
- (4) Kousuke Isomura et al, *Experimental Verification of the Feasibility of a 100W Class Micro-gas Turbine at an Impeller Diameter of 10mm*, “J. Micromech. Microeng.”, 16, (2006), pp254-261
- (5) Eiji Shima, Tadamasa Jounouchi, *Role of Computational Fluid Dynamics in Aeronautical Engineering(No.12) - Formulation and Verification of Uni-Particle Upwind Schemes for the Euler Equations-*, “航空宇宙技術研究所特別資料”, 27 号, (1994), pp.255-260
- (6) Obayashi S. et al, *Improvement in Efficiency and Reliability for Navier-Stokes Computations Using the LU-ADI Factorization Algorithm*, “AIAA J.”, 86-0338, (1986)
- (7) Spalart P.R., Allmaras S.R., *A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamics Flow*, “AIAA J.”, 92-0439, (1992)
- (8) 甲藤好郎, 伝熱概論, 養賢堂版, (1985)