

小特集：ガスタービンを利用した新型発電システム

化学再生ガスタービン

高橋 武雄*1
TAKAHASHI Takeo

中垣 隆雄*²
NAKAGAKI Takao

渡邊 恒典*3
WATANABE Tsunenori

笹部 和宏*3
SASABE Kazuhiro

中川 学*4
NAKAGAWA Manabu

キーワード：ガスタービン，化学再生サイクル，コージェネレーション

1. はじめに

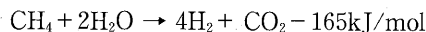
電気と熱を高効率に利用できるコージェネレーションは、エネルギーの有効利用及び地球環境問題への対応という観点から、普及拡大が大いに期待されている。ガスタービンを利用したコージェネレーションは、ガスタービンと排熱ボイラを組み合わせたシンプルなシステム構成が一般的で、熱需要を主とする産業分野で広く利用されている。しかし、最近の傾向としては、電力を主とする需要が多く、需要者側の利用形態にうまく対応しきれないために導入が見送られる場合も見受けられる。これらの需要にも対応し、ガスタービンを利用したコージェネレーションの普及をさらに拡大するためには、より発電効率の高いシステムの実用化が望まれている。

化学再生ガスタービンとはガスタービンと排熱ボイラに燃料改質器を組み合わせることで、発電効率と出力を大幅に向上させることが出来るシステムであり、同時に燃焼器で発生するNO_xを低く抑えることができるなど環境特性にも優れたコージェネレーションシステムとして期待されている。

ここでは、化学再生ガスタービンの特徴と開発状況について紹介する。

2. 化学再生ガスタービンの特徴

化学再生ガスタービンはガスタービンの排ガス系統に改質器と排熱ボイラを組み込んだもので、改質器中の触媒層に燃料と水蒸気を供給し、これに排ガスの熱エネルギーを与えることで燃料を水素リッチなガスに転換し熱効率を向上させるシステムである。たとえば、天然ガスの主成分であるメタンの代表的な反応は



(水蒸気改質反応)

原稿受付 2006年1月20日

* 1 (株)東芝 火力タービンプラント計画技術部

〒230-0045 横浜市鶴見区末広町 2-4

* 2 (株)東芝 電力・社会システム技術開発センター

* 3 関西電力(株) 電力技術研究所

* 4 関西電力(株) 火力事業本部 計画グループ

表1 燃料の改質反応式

燃料	代表的な反応式
メタン	$\text{CH}_4 + 2\text{H}_2\text{O} \rightarrow 4\text{H}_2 + \text{CO}_2 - 165.0 \text{ kJ/mol}$
メタノール	$\text{CH}_3\text{OH} + \text{H}_2\text{O} \rightarrow 3\text{H}_2 + \text{CO}_2 - 49.5 \text{ kJ/mol}$
DME	$\text{CH}_3\text{OCH}_3 + 3\text{H}_2\text{O} \rightarrow 6\text{H}_2 + 2\text{CO}_2 - 122.6 \text{ kJ/mol}$

といった吸熱反応で示される。これにより、システムとしては排ガスの熱エネルギーが燃料の化学的エネルギーに変換されるため投入燃料当りの発熱量が増加し、発電効率が向上する。

表1には、メタンのほかにメタノールとDME（ジメチルエーテル）の水蒸気改質の反応式を示すが、いずれも吸熱反応であり、メタンの場合と同様に化学再生ガスタービンの燃料として利用可能である。

天然ガスを燃料とする化学再生ガスタービンの代表的なシステム構成例を図1に示す。ガスタービンの排気ダクトに排熱ボイラを配しているのは、従来のコージェネレーションと同様で、化学再生ガスタービンの場合は、さらに排熱ボイラの上流に改質器を設置している。排熱ボイラで発生した蒸気は、コージェネレーションとして直接熱供給するほか、燃料と共に改質器に供給される。

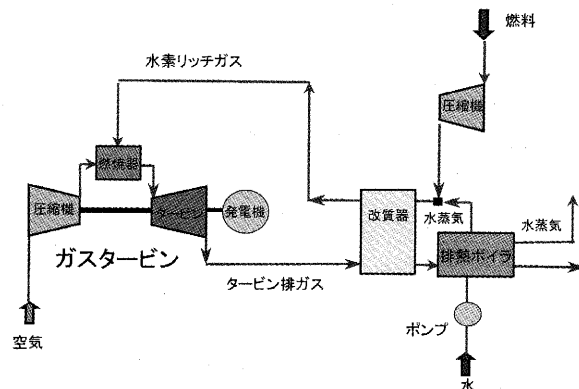


図1 化学再生ガスタービンのシステム構成例

改質器は数多くのチューブで構成されており、チューブの中には触媒が充填されている。改質器へ供給された燃料と蒸気は、このチューブの中の触媒層を通過する過程で水素リッチなガスに転換する。

改質器における燃料の転化率は改質する温度により大きく依存し、天然ガスの場合では800℃以上の高温で十分に反応が進行する。しかし、500℃～600℃程度のガスタービン排ガス温度域でも部分的に反応は進行して、燃料を水素リッチなガスに転換する。

改質器に使用する触媒は燃料の種類や改質温度等により活性の高い触媒が選定されるが、天然ガスの場合、ニッケル系触媒などが候補として上げられる。表2には、燃料に適した反応温度と触媒を示す。メタノールやDMEの場合は反応に適した温度がメタンの場合より低く、ガスタービン排ガス温度域でも十分に反応が進行する。

ガスタービンの排ガスの熱エネルギーを利用してシステムの発電効率を向上させる方法には、化学再生ガスタービンのほかに、再生サイクルガスタービンやチェン

サイクルガスタービンなどがあり、これらはすでに実用に供されている。排ガスの熱エネルギーを空気で回収する再生サイクルガスタービンは構造がシンプルで、マイクロガスタービンなどの小型のガスタービンに広く適用されている(図2)。排ガスの熱エネルギーを蒸気としてガスタービンに回収するチェンサイクルガスタービンは、ガスタービンに供給する蒸気の量を変えることで熱電可変運転が可能であり、数MWクラスの高圧タービンに適用されている(図3)。

化学再生ガスタービンはチェンサイクルガスタービンに類似したシステムであるが、蒸気を燃料の改質に利用することで、化学的変化による熱回収も行うことが出来るため、同じ蒸気量を供給した場合、チェンサイクルガスタービンよりもさらに高い発電効率を得られることが特徴である。

3. 化学再生ガスタービンの変遷

エンジン排熱を燃料と水蒸気や二酸化炭素との吸熱反応に利用して燃焼器へ熱回収し、化学的に熱機関の効率を向上させる研究は30年以上の歴史があり、Olmsted等⁽¹⁾により化学再生サイクルの検討が行われ、その有効性が示された。その後も、多くの研究者によって主にシステム検討やサイクル計算に関する研究が行われてきた。近年においては、Carcasci等⁽²⁾によって改質器の設計や既存のガスタービンを利用した性能検討や他のサイクルとの比較検討なども行われている。また、Botros等⁽³⁾は、既設のガスタービンを化学再生ガスタービンに改造した場合のシステムの性能解析と経済性評価、環境評価について検討を行っており、既設ガスタービンの改造の手段としても化学再生ガスタービンが有効であることを示している。

国内においては、石油代替エネルギーの利用技術の研究・開発の一環として、メタノールを発電用燃料に利用することを目指し、1981年に通産省資源エネルギー庁より「石油火力発電所メタノール転換等実証試験」を新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)に委託して

表2 燃料による改質の特徴

燃料	反応温度	主な触媒
メタン	800℃以上 (500℃程度でも部分的に 反応が進行)	Ni系触媒など
メタノール	250℃～350℃程度	Cu系触媒など
DME	300℃～450℃程度	Cu系、貴金属系触媒など

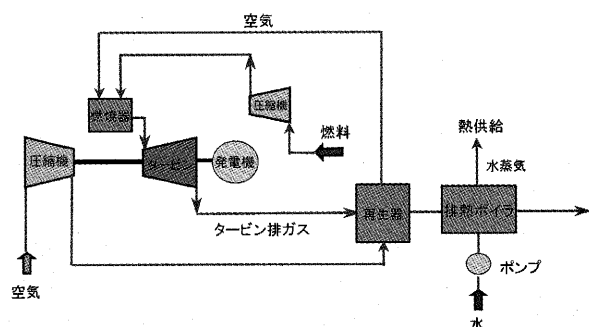


図2 再生サイクルガスタービンのシステム構成例

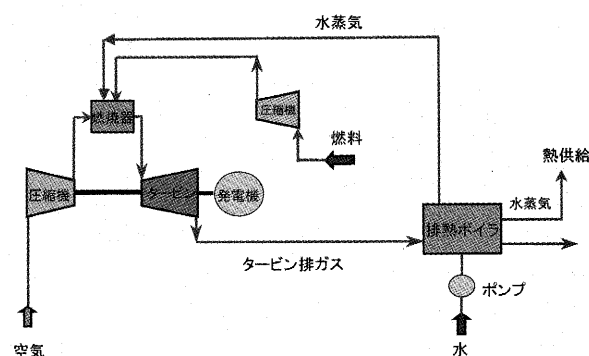


図3 チェンサイクルガスタービンのシステム構成例

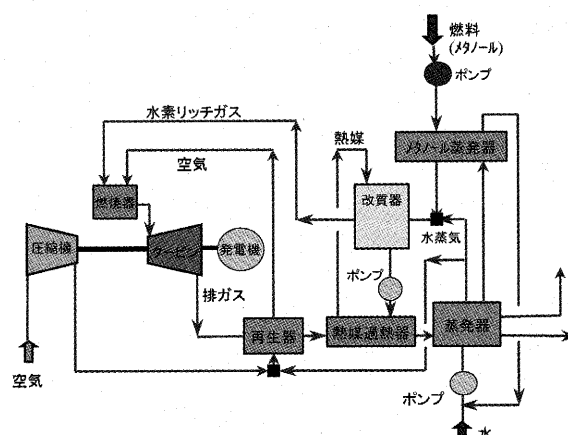


図4 メタノール改質型発電システムの基本構成

研究がスタートした。この研究ではメタノールの特性（輸送・貯蔵が容易、クリーン）を生かした発電方式の検討が多岐に渡って行われた。この成果をうけて、1985年からメタノールを燃料とした化学再生ガスタービンについての研究「メタノール改質型発電の要素研究」が着手され触媒、熱回収・反応系、燃焼などの要素技術についての研究が実施された⁽⁴⁾。さらに1988年からは要素研究の結果を基にして「メタノール改質型発電トータルシステム実証試験」が実施された。この実証試験においては、1000kW級のパイロットプラントが広島県大崎町に建設され、メタノールを燃料とした化学再生ガスタービンの運転試験が約2年間に渡って行われた⁽⁵⁾。この時のパイロットプラントは図4に示すような機器構成であり、改質反応による熱回収の他に、ガスタービン燃焼用空気の予熱を行う再生器も設置され、トータルの熱効率向上が図られた。また、改質器は熱媒の循環によって排気ガスと熱交換を行う熱媒加熱型が採用された（図5参照）。

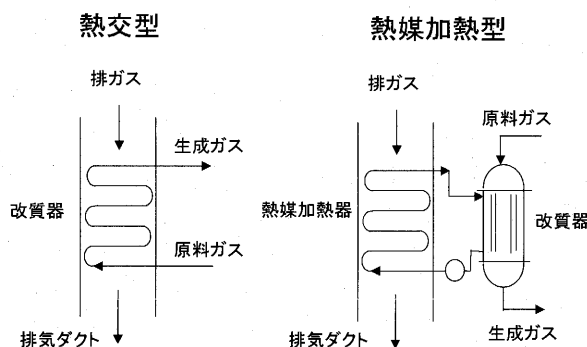


図5 改質器と熱回収の組み合わせ

この実証試験によって、メタノール改質型ガスタービンシステムの発電効率・出力向上の効果や低 NO_x 燃焼特性等の優位性が実証され、またそれと共に発電システムとしての特性、機能の確認及び2000時間以上の連続運転での信頼性の検証が行なわれ、実用化に向けてその基本となるシステムが確立された。

4. 開発状況

4.1 天然ガスを燃料とする化学再生ガスタービン

ガスタービンの燃料としては天然ガスが広く利用されており、化学再生ガスタービンの燃料としても適しているので、天然ガスを燃料とする化学再生ガスタービンについての検討を（株）東芝と関西電力（株）の共同で実施した。図6は、4 MW級ガスタービンに化学再生を適用した場合のシステムの発電端効率を計算したものである。比較のためチェンサイクルを適用した場合の計算結果も合わせて示してある。システムの構成は、化学再生の場合が図1、チェンサイクルの場合が図3と同じ機器構成とした。図より、改質器へ供給する蒸気量（チェンサイクルの場合は燃焼器へ供給する蒸気量）を増加すると化学再

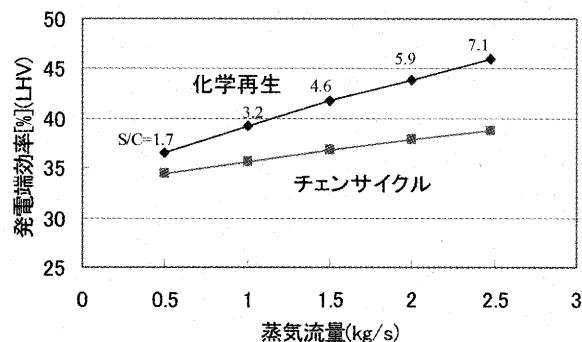


図6 蒸気供給量と発電端効率の関係

生、チェンサイクルともに発電端効率は向上することがわかる。また、同一蒸気量では化学再生はチェンサイクルに比べて、常に発電端効率が高く、蒸気量を増やすとその差はさらに広がる傾向にある。これは、燃料に対して蒸気量の割合を増やすと、天然ガスが改質し易くなり、転化率が上昇するためである。尚、図中のS/Cは改質器へ供給する蒸気量Sと燃料Cのモル比を示す。

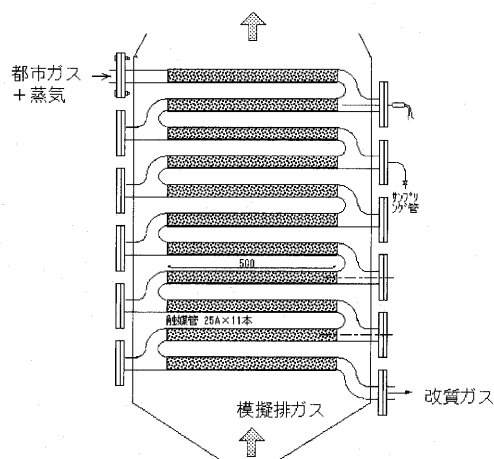


図7 要素試験用改質器モデル

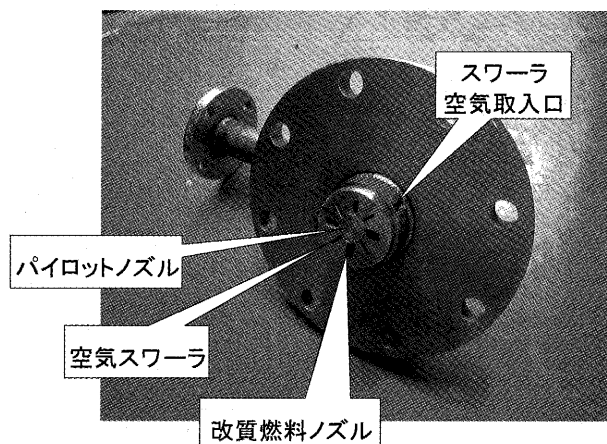


図8 要素試験用燃焼器ノズルモデル

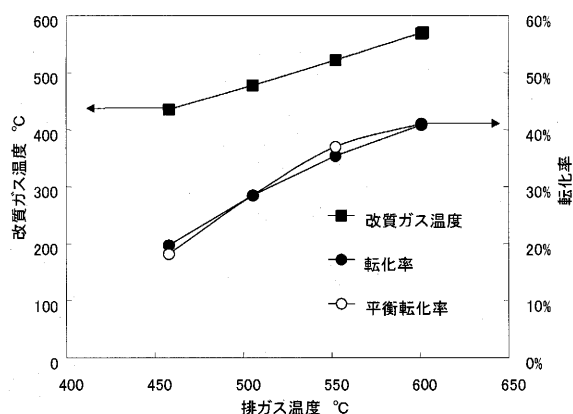
化学再生ガスタービンの技術開発課題の中で、燃料を改質する改質器と、改質により得られた水素リッチガスを安定して燃焼する燃焼器の開発が特に重要となる。そこで図7、図8に示すような改質器と燃焼器を模擬した試験モデルを製作し、要素試験を実施した。^{(6),(7)}

改質器は図5に示す熱交型の改質器を採用した。試験では、改質器のチューブ1本を模擬し、管径、管長を実寸に合わせた試験モデルを製作し、改質ガスの組成等を計測した。図9に試験結果を示す。横軸は模擬排ガスの温度を示し、温度は450℃～600℃まで4段階に電気ヒータにより設定した。縦軸は改質ガス温度と燃料である都市ガスの転化率を示す。図より、排ガス温度の上昇と共に、改質ガス温度も上昇し、それに伴って、転化率も上昇していることがわかる。試験より得られた転化率と計算により求められる平衡転化率を比較すると、ほぼ一致しており、燃料の改質が予想どおり平衡転化率まで達していることが確認できた。

改質試験で得られた水素リッチガスはそのまま、改質器モデルの出口から配管により燃焼器モデルに送って、燃焼試験に供した。燃焼試験は改質により得られた水素リッチガスを大気圧まで減圧して大気圧の条件で実施し、

火炎状態の目視と排ガス分析等を行った。燃料となる水素リッチガスは排ガスからの吸熱により、投入燃料当りの発熱量は増加するが、水素リッチガスの成分には H_2 、 CO_2 、 CO と天然ガスに加えて多量の水蒸気が含まれるため、単位体積当たりの発熱量は減少し、S/Cが7.1の時の低位発熱量は4.1MJ/m³程度となる。この値は燃料としては低カロリーなガスである。そこで、燃焼器ノズルは着火・起動用の天然ガス燃料と定格時の低カロリー改質ガス燃料の両方に対応できるデュアルフュエルノズルとし、中心部の天然ガス用のパイロットノズルの周囲に空気スワラーと低カロリー用の燃料ノズルを交互に配し、体積流量の大きい低カロリー用の燃料ノズルの開口面積を確保した。水素リッチガスの大気圧燃焼試験の結果を図10に示す。図中の横軸のS/Cは改質器へ供給する蒸気量Sと燃料Cのモル比で、縦軸にその時に得られる水素リッチガスを燃焼させた時の NO_x 排出特性と、燃焼性を示す一酸化炭素(CO)と未燃炭化水素(THC)を示している。図に示すように、S/Cが増加するとCOとTHCは急激に増加するものの、試験ではS/Cが2.0から7.1までの範囲で安定した火炎を観察した。 NO_x はS/Cの増加に伴って単調に減少し1ppm(16% O_2 換算)を下回る値まで低下した。試験では大気圧状態の燃焼であるが、実機では加圧状態での燃焼となることから、燃焼性は良くなりCO、THCは減少するものと予測でき、 NO_x は増加するものの、10ppm(16% O_2 換算)を下回るものと考えられる。

次に、本要素試験の結果を反映して4MW級ガスタービンに適用する改質器の設計を行った。設計では、改質器の大きさを決定することが重要である。改質器を大きめに設計すれば、燃料は十分に平衡転化率まで到達し、改質器の性能は満足できるものの、改質器のコストアップ要因となる。逆に改質器を小さく設計しすぎると、十分に改質が進まず、改質器の性能を満足することができない。そこで、改質器の設計に際しては、触媒層を通



(改質器出口圧力:0.5MPa、S/C:3.0~4.7、排ガス流速:10m/s)

* 都市ガスを $C_{12}H_{4.4}$ 単一組成とした場合の転化率

図9 改質器要素試験結果

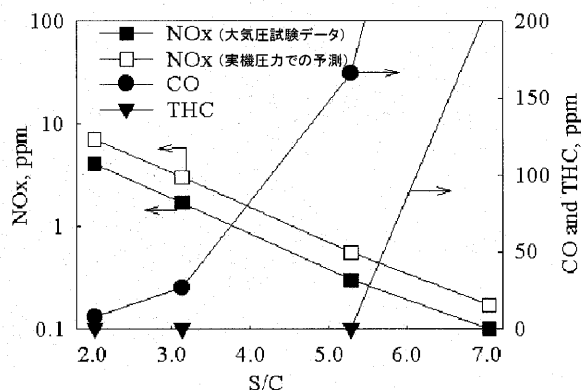


図10 燃焼器要素試験結果

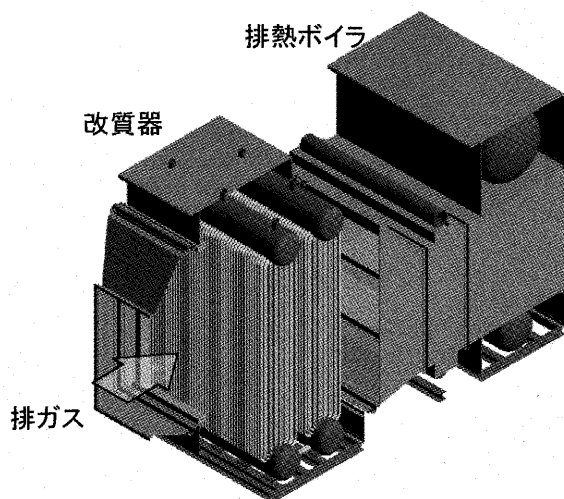


図11 改質器及び排熱ボイラ概念図要素試験結果

過する過程で燃料と水蒸気が反応し、成分が変化しながら改質が進んでいく状況を精度よく予測することが重要となる。改質の進行は温度や圧力、ガス組成により大きく影響を受け、相互に複雑に関係しているため通常の熱交換器とは異なる計算が必要になる。そこで、改質器専用に開発した設計コードを用いて改質器の設計を行った。尚、設計コードの妥当性については改質器要素試験で得られた試験結果と設計コードの計算結果の比較を行い検証した。

図11にこの設計コードを用いて設計した改質器の概念図を示す。図には排熱ボイラも示しているが、改質器の大きさは排熱ボイラとほぼ同じ大きさとなり、高さ4.3m、幅2.8m、奥行きは前後の排気ダクトを含めて3.7mで、実用的な大きさに収まった。

4.2 DME を燃料とする化学再生ガスタービン

DME は、物性がプロパンに似ていて取扱いが容易で、天然ガスや石炭などを原料に合成できるクリーンな燃料として最近注目を集めている。(株)東芝と関西電力(株)は共同で、経済産業省資源エネルギー庁より「DME 燃料利用機器開発費補助金」の交付を受け、2002年度からDME を燃料とする化学再生ガスタービンの開発を行っている。

表3 DME の物性比較

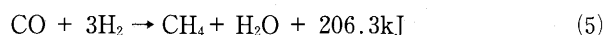
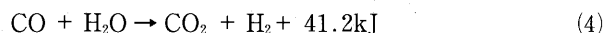
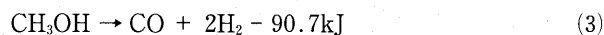
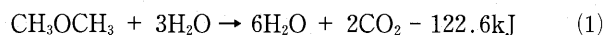
	DME	メタン	プロパン
化学式	CH ₃ OCH ₃	CH ₄	C ₃ H ₈
沸点 (°C)	-25.1	-161.5	-42.0
飽和蒸気圧 (atm, 25°C)	6.1	—	9.3
ガス比重	1.59	0.55	1.52
液密度 (g/cm ³ , 20°C)	0.67	—	0.49
低位発熱量 (MJ/m ³)	59.4	36.0	91.3
低位発熱量 (MJ/kg)	28.9	50.2	46.5

DME を燃料とする化学再生ガスタービンの開発では5年間の開発期間の中で、①化学再生ガスタービンに適したDME改質触媒の選定、②DME用改質器、燃焼器の開発、③化学再生ガスタービンとしてのシステム全体の検証を行う予定である。

触媒の選定では、既に貴金属系触媒の中から数十種類の触媒に対して改質試験を行い化学再生ガスタービンに適した触媒を選定した。⁽⁸⁾

DME の改質反応は、300℃～450℃程度の比較的低温で改質が十分に進むため、ガスタービン排ガスを利用した化学再生ガスタービンに適していると考えられる。しかしながら、DME の反応は、式(1)で示される反応は直

接進行せず、関連した式(2)～式(5)までの反応が複雑に絡み合って進行するため、化学再生に利用する触媒の選定には十分な注意が必要であることが分かった。式(2)は、DME のメタノール(CH₃OH)への加水分解であり、式(3)はメタノールの分解反応である。式(2)と式(3)は、どちらも吸熱反応で、化学再生ガスタービンにとっては好ましい反応である。これに対して、式(4)のCOシフト反応と式(5)のメタン生成反応は、どちらも発熱反応であり、反応により熱を放出するため、化学再生ガスタービンとしては、できるだけ避けたい反応である。



触媒を選定する際には、吸熱反応を速やかに進行し、発熱反応を抑制する触媒を選定することがポイントとなった。

図12は、触媒選定の為に実施した改質試験の結果の一例を示す。

試験は、石英管の中に数gの触媒ペレットを充填し、S/DME (蒸気SとDMEとのモル比)が3.0になるように蒸気とDMEを調整し、流量はSV=5000h⁻¹とした。

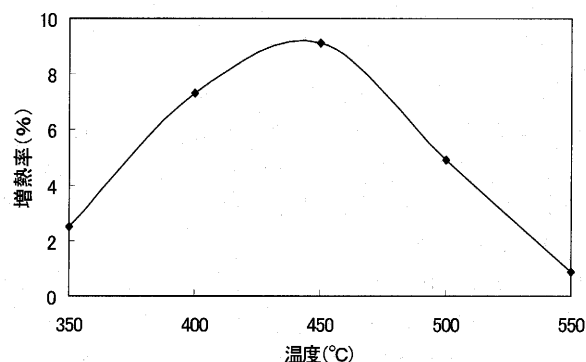


図12 改質試験結果

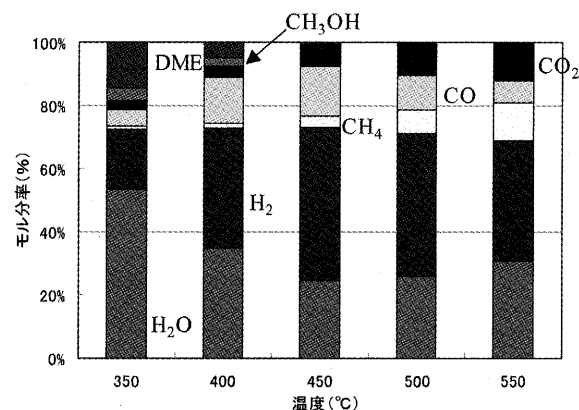


図13 改質ガス組成と改質温度の関係

圧力は0.4MPa(ゲージ圧)一定とし、温度は350℃から550℃まで5段階に設定した。図の横軸は触媒層の温度であり、図の縦軸は増熱率を示す。尚、増熱率は

$(\text{改質ガスの燃焼熱} - \text{DMEの燃焼熱}) / \text{DMEの燃焼熱} \times 100$ で定義され、改質ガスの燃焼熱が改質前のDMEの燃焼熱に比べてどれだけ増加したかを示す。図に示す試験結果では、増熱率は温度の上昇に伴って一旦は増大するが、450℃付近をピークに下降に転じており、450℃付近に増熱率を最大にする温度域が存在することがわかる。

図13には、各温度条件毎の改質ガスの成分を示す。DMEとメタノールのモル分率を見ると、温度の上昇に伴い両者とも減少する。450℃以上では、DMEとメタノールはほとんど検出されず、式(2)と式(3)で示される吸熱反応が十分に進行していることを示している。一方、COとメタンのモル分率に注目すると、450℃より高温域ではメタンの生成が次第に目立ってきて、COは逆に減少していく。これは、式(4)と式(5)で示される発熱反応が進行していることを示している。

以上の改質試験結果から、DMEを燃料とする化学再生ガスタービンの改質器を設計する際には、触媒の特性を考慮した温度条件の設定が重要となることがわかった。

ちなみに式(1)で示される反応が完全に進行した場合の増熱率は9.2%と計算できるので、図12に示す触媒を用いた場合、改質温度を450℃に設定すれば、式(1)の改質反応と同等の吸熱が得られることになる。

5. 今後の展望

いままで紹介したように、化学再生ガスタービンはその有効性について、数多くの検討がなされてきており、高効率で環境特性の優れた新しい発電システムとして期待されている。

現在までに、化学再生ガスタービンの実用化実績は報告されていないが、メタノールを燃料とする化学再生ガスタービンは実証試験を経て、既に実用化の段階にまで

来ていると言える。天然ガス燃料については、システムの主要構成要素となる改質器や燃焼器の成立性は試験により確認されており、今後はシステム全体としての性能、運用性、耐久性の検証を残すのみである。また、DME燃料については、DMEの改質に適した触媒の選定を行った。現在、触媒の特性に合致した改質器と燃焼器を開発中であり、2006年度には小型ガスタービンを用いた化学再生ガスタービンのシステムとしての検証試験を行う計画である。

近い将来には、化学再生ガスタービンが実用化されると考える。

参考文献

- (1) Olmsted, J. H., Grimes, P. G., Heat engine efficiency enhancement - Through chemical recovery of waste heat, In Proceedings of the Seventh Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, (1972), p.241-248
- (2) C. Carcasci, B. Facchini, S. Harvey, Design issues and performance of a chemically recuperated aeroderivative gas turbine, Proc. Instn. Mech. Engrs, (1998), Vol. 212 Part A
- (3) K.K.Botros, M. J. de Boer, H. G. Fletcher, Conceptual Engineering of a CRGT System for Exhaust Heat Recovery in an Existing Compressor Station, (1999), International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition, Indianapolis, Indiana
- (4) 村上, メタノール改質型発電の要素研究, エネルギー・資源, (1988), Vol.9 No.2
- (5) 山田, 松浦, 石油火力発電所メタノール転換等実証試験, 火力原子力発電, (1998), Vol.49 No.10
- (6) 中垣他, 天然ガス改質型化学再生ガスタービンの要素研究(第1報, 化学再生ガスタービンのシステム特性と改質器の設計), 日本機械学会論文集B, 69巻687号(2003-11)
- (7) 中垣他, 天然ガス改質型化学再生ガスタービンの要素研究(第2報, 要素技術の実験的検討), 日本機械学会論文集B, 69巻688号(2003-12)
- (8) 中垣, 山田, 渡辺, ジメチルエーテルを燃料とする化学再生ガスタービンシステム用改質触媒の実験的評価, 日本機械学会第10回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集, (2005)

小特集：ガスタービンを利用した新型発電システム

燃料電池とのハイブリッドシステム

幸田 栄一*1

KODA Eiichi

キーワード：燃料電池, MCFC, SOFC, ガスタービン, ハイブリッドシステム, 熱効率
Fuel Cell, MCFC, SOFC, Gas Turbine, Hybrid System, Thermal efficiency

1. はじめに

米国で進められている Vision21 プログラムの中で進められている HEET (High Efficiency Engine and Turbine) 開発では、天然ガスを燃料とする発電システムの目標熱効率を2010年に70%程度 (LHV), 2015年に80% (LHV) 近くと設定している⁽¹⁾。この目標を達成するためのシステムとして想定されているのが高温作動型の燃料電池である MCFC や SOFC とガスタービンを組合せた、いわゆるハイブリッドシステムである。

この燃料電池とガスタービンのハイブリッドシステムについては、学会などにおいても数多くの検討例が報告されており、非常に高い熱効率が期待されている一方で、その実現性について疑問を呈する意見も少なくない。

そこで本稿では、燃料電池ハイブリッドシステムの構成について各方面で提案されているシステムを概観するとともに、電力中央研究所で独自に検討した例を紹介する。

2. 燃料電池について

2.1 燃料電池の原理

燃料電池 (Fuel Cell) の原理は、今から約160年前の1839年に、イギリスのグローブ卿によって発明されたもので、簡単に言うと水の電気分解の逆の現象を用いて、水素と酸素から電気と水を取り出すというものである。

基本的な構成は図1に示すようなもので、イオンは通すが電子は通さない電解質の両側に燃料と酸化剤を供給すると、燃料又は酸化剤がイオンと電子に分かれ、イオンは電解質中を、電子は外部電気回路を通過して移動し、最終的に燃料と酸化剤が結びつく。

この反応の起電力はギブス自由エネルギー変化から求めることができ、温度が低いほど起電力は高くなる。しかし、実際には部材間の接触抵抗を含む内部抵抗や様々な反応抵抗などのロスがあるため、実際に電力として取り出せるのは反応した燃料の持つ発熱量の半分程度であり、残りは熱となる。

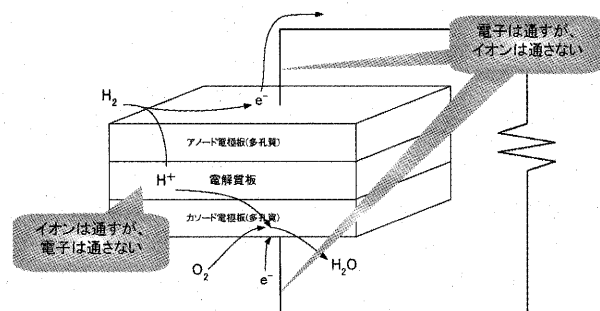


図1 燃料電池の原理

2.2 燃料電池の種類

燃料電池には、電解質の種類により様々なタイプのものがあるが、本稿では、以下の3種類について述べることにする。

・PEFC (固体高分子形燃料電池)

水素イオン (プロトン) を通す高分子膜を電解質として用いるもの。100℃前後で運転される。自動車用などとして盛んに開発が進められている。低温で反応を進めるため、電極には白金などの触媒が必要であり、燃料中にCOが含まれているとこの白金触媒が被毒するため、燃料としては高純度の水素が必要である。

・MCFC (熔融炭酸塩形燃料電池)

熔融塩を電解質として用いる。運転温度は600～700℃。白金触媒などを用いなくても電極材料であるニッケルの触媒作用で十分な性能が得られるため、COを含む燃料ガスも使用可能。構造材は金属材料で構成されるので比較的大型化に向いている。カソードガスとして酸素だけでなく二酸化炭素も供給する必要があるため、システムの構成が複雑になる。

・SOFC (固体電解質形燃料電池)

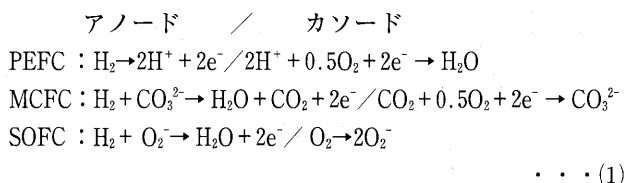
酸素イオン導伝性を持つセラミックスを電解質として用いる。約1000℃という非常に高い温度で運転されるため反応が活発で、出力密度を高くすることができる一方、周辺部材の温度環境が厳しくなるとともに、主要部がセラミックスで構成されるため、ガスのシールや大型化などにも課題がある。なお近年は作動温度を800℃～700℃程度まで下げた低温作動型のSOFCの開発も進められている。

原稿受付 2006年1月27日

*1 財電力中央研究所 エネルギー技術研究所
〒240-0196 神奈川県横須賀市長坂2-6-1

2.3 燃料電池の効率について

ここで燃料電池の性能について少し説明しておくこととする。燃料電池内の反応で水素 1 mol が反応したときのアノード及びカソードにおける反応は



であり、全て 2mol の電子が流れる。つまり、水素 1mol/s が反応すると $2F[A]$ の電流が流れることになる。ここで、 F はファラデー定数である。したがって、単セル電圧を $V[V]$ とすると 1mol の水素が反応したときに発生する電力は $2FV[W]$ となる。燃料電池本体の発電効率はこの値を水素 1mol の発熱量で割れば求まるので、燃料電池の効率は種類や運転温度によらず単セル電圧のみで決まるのである。

この単セル電圧 V は次の式(2)であらわすことができる。

$$V = E_0 - \eta_{ne} - R_s \times J \quad \dots (2)$$

E_0 : 開回路電圧

η_{ne} : ネルンストロス (反応によって反応成分が薄くなることに起因する起電力低下)

R_s : 内部抵抗と反応抵抗の和

J : 電流密度

ここで開回路電圧 E は運転温度が高いほど低くなるが、一方、反応抵抗などの和である R_s も運転温度が高いほど低くなる傾向にある。このため、実際に測定される電圧としては、燃料組成や運転圧力にもよるが、概ね電流密度が極めて低い領域では PEFC が最も高く、50~300mA/cm² 程度の範囲では MCFC が高く、それ以上では SOFC が最も高くなる。

さらに、開回路電圧は例えば MCFC の場合、以下に示すような式となる。

$$E_0 = E^0 + \frac{RT}{2F} \ln \left(\frac{P_{\text{H}_2}}{P_{\text{H}_2\text{O}} P_{\text{CO}_2}} \right) + \frac{RT}{2F} \ln (P_{\text{O}_2}^{0.5} P_{\text{CO}_2}) \quad \dots (3)$$

E^0 : 標準電極電位 (ギブスの自由エネルギー変化から求められる)

R : 気体定数

T : 温度

F : ファラデー定数

P_i : 成分 i の分圧

このように、燃料電池は反応成分の分圧が高いほど、反応生成物の分圧が低いほど電圧、即ち効率は高くなるのである。ガスタービンなどの燃焼機関では、燃料の組成や発熱量が異なっても最高温度が同じであれば同

じような性能となるが、燃料電池の性能は燃料の性状に大きく依存するのである。

2.4 燃料利用率について

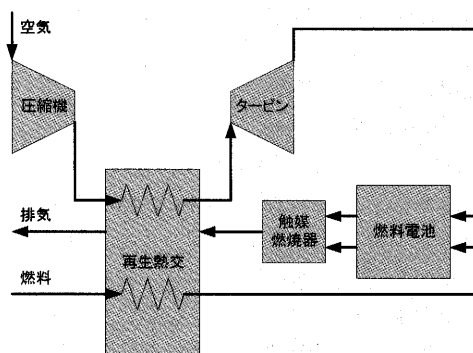
燃料電池は基本的に図1に示すような平たい構造の単セルを積層した構造となっている。電圧 V はこの面内でほぼ一定であるが、反応ガスの濃度は入口から出口に向けて減少していくため、起電力は出口に近づくほど低くなる。入口側ほど電流密度が高くなることで電圧のバランスを保っている訳であるが、出口における燃料の濃度が低いほど全体の性能は下がることになるのである。このため、供給したガスを全て燃料電池内で反応させる、つまり燃料の利用効率を 100% にすることは非常に困難で、実際には 90% 程度が上限であり、70~80% 程度とするケースが多い。

3. 燃料電池とのハイブリッドシステム概要

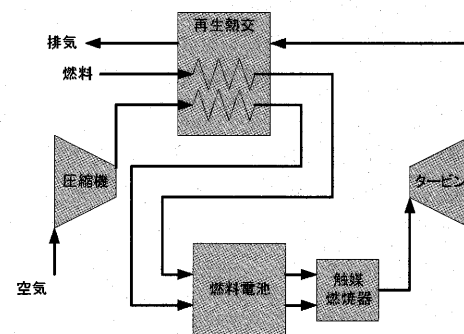
3.1 基本構成

ここまでは燃料電池単体の話であったが、ここからは燃料電池を用いた発電システム全体について述べることにする。

燃料電池とガスタービンのハイブリッドシステムを大きく分けると、常圧運転の燃料電池を用いるシステムと加圧運転の燃料電池を用いるシステムに大別することができる。図2にそれぞれのシステムの概略の構成を示す。



(a) 常圧作動型の燃料電池を用いたシステム



(b) 加圧作動型の燃料電池を用いたシステム

図2 燃料電池ハイブリッドシステムの基本的な構成

図2(a)に示す常圧燃料電池のシステムは間接ハイブリッドとも呼ばれ、燃料電池排ガスの顕熱を利用して圧縮空気を温めてタービンで膨張させるというものである。燃料電池本体については常圧運転のため開発課題は少ないが、加圧型と比較すると前述の式(3)の第2項と第3項の値が小さくなるので、単セル電圧は加圧の場合よりも低くなる。また、タービン入口温度も再生熱交換器の性能に制限されるので、ある程度以上の高効率化は困難である。ただし、常圧 MCFC を用いたシステムでは、カソード空气中に CO_2 が必要なことから、タービン入口に燃焼器を置いてここにも燃料を供給する構成となる。この場合はタービン入口温度を上げることが可能となるが、燃料電池へ供給する燃料が減ることから、全体の熱効率は加圧式のものより低くなる。

一方図2(b)に示す加圧式の燃料電池を用いたシステムでは、燃料電池自体の性能が向上するとともに、ガスタービンではシステム内で最も温度が高いガスを膨張させるので、より高効率化に向いているといえる。主要構成材がセラミックである SOFC は加圧運転が困難であるなどの指摘もあったが、UCI (カリフォルニア大学アーバイン校) では SWPC 製の SOFC と IRES 製のマ

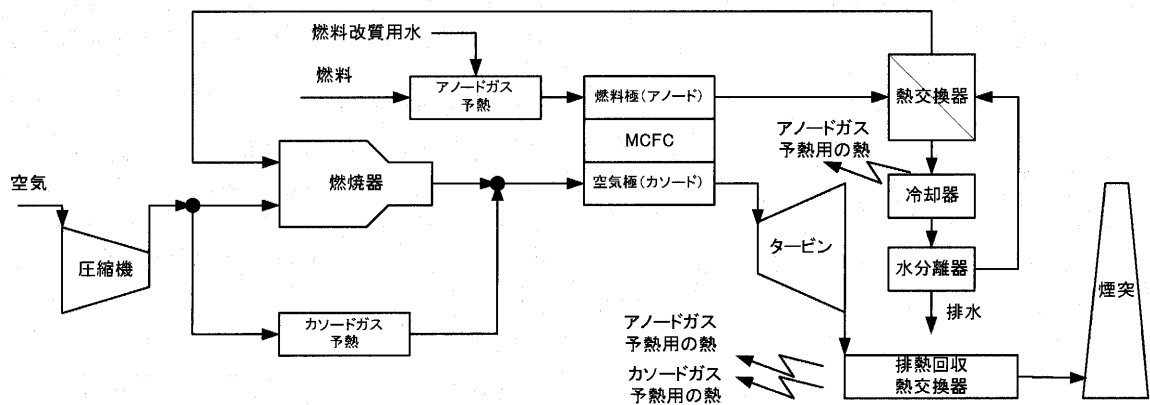
イクログスタービンを組合せたシステムの運転に成功し、3000時間以上の運転実績がある。NFCRC (National Fuel Cell Research Center) のホームページ⁽²⁾によると、200kW という小規模なユニットでありながら53% (LHV) という熱効率を達成したということである。

3.2 システム構成のオプション

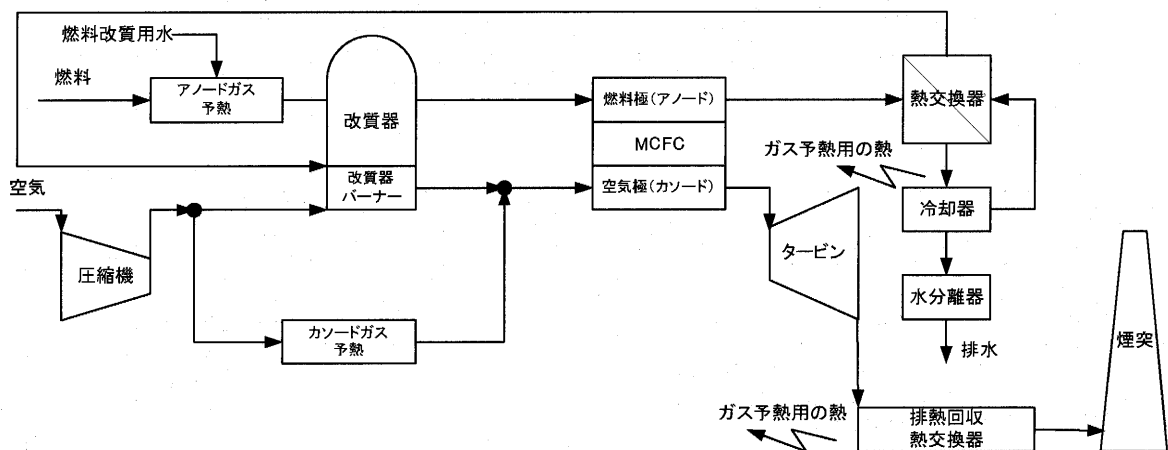
燃料電池ハイブリッドシステムの構成は基本的には前節で紹介したようなものであるが、燃料電池及びガスタービンの排熱を有効に活用するための熱交換器の配置など、様々な構成が考えられる。さらに高効率を狙って圧縮機に中間冷却器を設置したシステムやガスタービンを再燃式にしたシステム、さらには HAT サイクルと組合せたシステムや蒸気タービンと組合せたシステムも提案されている⁽³⁾。

4. 酸素吹き MCFT ハイブリッドシステム

前章で述べたように、燃料電池ハイブリッドと言っても様々な構成が考えられている。前述の UCI のシステムの熱効率は50%程度であったが、LHV 基準で75%という熱効率計算結果も報告されている。しかし、論文な



(a) 天然ガス燃料内部改質形 MCFC 発電システム



(b) 天然ガス燃料外部改質形 MCFC 発電システム

図3 従来提案されてきた MCFC 発電システム

を膨張させるだけのもので入口温度が高々700℃となるため、高効率化するには MCFC 本体の電気出力を増やすしかなかった。しかし、酸素吹きシステムとすることで図4に示すような構成が可能となり、MCFCを高温度のガスタービンと組合せることができる。

さらに、燃料と酸素の供給量を理論当量比とすることで、燃焼ガス中の成分はH₂OとCO₂だけとなるので、排ガスを冷却して水分を凝縮させることで容易にCO₂全量を回収可能となる。さらに、高純度なCO₂を得られる

ので、カソードガス組成も理想的なガス組成とすることが可能となる。

以上のようにして考えたのが図5に示すシステムである。

4.3 熱効率の試算

熱効率の解析にあたり、MCFC 特性モデルには実機の特性を高精度に再現可能な森田らの開発したモデル⁽⁴⁾を用い、他の機器については現状最高レベルの機器性能を用いることとした。なお、計算条件の詳細については参考文献⁽⁵⁾を見て頂きたい。

熱効率解析の結果、表1に示すように HHV 基準の送電端効率は S/C=3.0 のケースで 65.7%、S/C=2.0 のケースでは 69.6%、LHV 基準ではそれぞれ 72.3%、77.2% となり、非常に高い効率を達成可能であることが分かった。さらに、本システムは CO₂ 全量を容易に回収可能である、MCFC の出力密度を非常に高くすることができるため低コスト化にも有利であるなど、様々な長所があるので、今後より詳細な検討を進めて行きたいと考えている。

ただし、このシステムでは熱効率を高めることを主眼として検討したため、カソードにおける CO₂ 分圧が非常に高くなっている。CO₂ 分圧は MCFC の寿命を左右するニッケル短絡現象を加速するので、現状の MCFC の特性から推定すると、本システムの運転条件下では 3000 時間程度しか寿命がないということになってしまう。したがって、今後、高 CO₂ 分圧化での MCFC の寿命延伸の技術開発やより低い CO₂ 分圧のシステムの検討が最重要課題と考えている。

5. おわりに

以上、燃料電池とガスタービンのハイブリッドシステムについて述べてきた。まだ開発課題は多く残されているものの、非常に高い熱効率を達成できる可能性を持っており、今後とも情報収集を図るとともに独自の検討も進めて行きたいと考えている。

参考文献, URL など

- (1) URL: http://www.eere.energy.gov/de/pdfs/conf-02_micro_indgas_pr/abbie_layne.pdf
- (2) URL: <http://www.nfcruc.uci.edu/ACTIVITIES/projects/hybrid.htm>
- (3) Jack Brouwer, "Turbines for Fuel Cell Hybrid Systems", APEP, UCI, July 30, 2003 (<http://www.netl.doe.gov/publications/proceedings/03/turbine/brouwer.pdf>)
- (4) Morita, H., et. al.: Performance analysis of molten carbonate fuel cell using Li/Na electrolyte, J. of Power Sources 112 (2002), pp.509-518
- (5) 幸田, 高橋「酸素燃焼セミクロードガスタービンサイクル - MCFC ハイブリッド発電システム」, 第32回ガスタービン定期講演会, pp.269-274, 2004.10.21 (高知)

表1 熱効率計算結果

S/C		3.0	2.0
燃料利用率		68.40%	77.00%
電流密度		300mA/cm ²	250mA/cm ²
前置改質器平衡温度		470℃	470℃
熱落差	TB1	114.20 MW	96.29 MW
	TB2	8.35 MW	7.92 MW
	CP	-28.66 MW	-28.66 MW
	ポンプ	-0.07 MW	-0.05 MW
軸出力 ／動力	TB1	113.63 MW	95.81 MW
	TB2	8.30 MW	7.88 MW
	CP	-28.80 MW	-28.80 MW
	小計	93.13 MW	74.89 MW
機械損失		0.76 MW	0.61 MW
発電機損失		0.75 MW	0.60 MW
発電機出力		92.38 MW	74.29 MW
MCFC	DC	241.37 MW	277.46 MW
	AC	236.54 MW	271.91 MW
インバータ損失		4.83 MW	5.55 MW
発電端出力		328.93 MW	346.20 MW
燃料発熱量	HHV	445.11 MW	445.11 MW
	LHV	401.13 MW	401.13 MW
発電端効率	HHV	73.90%	77.78%
	LHV	82.00%	86.31%
所内動力	ポンプ等	-0.07 MW	-0.05 MW
	酸素製造	-33.87 MW	-33.87 MW
	その他	-3.29 MW	-3.46 MW
	合計	-36.41 MW	-36.52 MW
送電端出力		292.51 MW	309.69 MW
送電端効率	HHV	65.72%	69.58%
	LHV	72.92%	77.20%
MCFC 詳細	E	1119.72 mV	1124.77 mV
	η_{ne}	63.49 mV	79.97 mV
	η_{ir}	88.23 mV	71.40 mV
	η_c	45.60 mV	32.98 mV
	η_a	8.07 mV	6.76 mV
	V	914.33 mV	933.67 mV
	出力密度	2.74 kW/m ²	2.33 kW/m ²
	電極面積	87994.6 m ²	118869.9 m ²

小特集：ガスタービンを利用した新型発電システム

高温ガス炉ヘリウムガスタービン

高田 昌二^{*1}
TAKADA Shoji

滝塚 貴和^{*1}
TAKITSUKA Takakazu

Yan Xing^{*1}

國富 一彦^{*1}
KUNITOMI Kazuhiko

キーワード：高温ガス炉，ヘリウムガス，ガスタービン発電，直接サイクル，閉サイクル，
中間冷却無し再生サイクル，GTHTR300

High Temperature Gas cooled Reactor, Helium gas, Gas-turbine power generation, Direct
cycle, Closed cycle, Non-inter-cooled regenerative cycle, GTHTR300

1. はじめに

高温ガス炉は，セラミクス被覆燃料粒子を黒鉛に分散させペレットとした燃料を使用し，炉心構造材料は黒鉛，冷却材には化学的に不活性のヘリウムガスを使用していることから，安全性が高く，原子炉出口温度を最高で950℃とすることができるので，高効率発電の他に水素製造等の多様な熱利用への適用が期待されている。

高温ガス炉ガスタービン発電システムでは，原子炉で加熱された高温ガスを直接ガスタービンに導く直接サイクルを導入することで，システム構成を簡素化して経済性を向上させることができる。近年，南アフリカ(PBMR)⁽¹⁾，米国・ロシア(GT-MHR)⁽²⁾，オランダ⁽³⁾，フランス(GFR)⁽⁴⁾，中国(HTR-10)⁽⁵⁾で検討が進められている。我が国では，日本原子力産業会議が主催する「原子炉熱利用に関する将来展開検討会」が，電力会社，原子力メーカ，研究機関，大学等の意向を反映し，また，高温ガス炉ガスタービン発電システムの特長及び現状の技術レベルを考慮して，ユーザ要件⁽⁶⁾をまとめた。2010年代の着工を前提に，45%を超える高い発電効率，直接サイクルの採用等により，発電コストの目標を4円/kWhとしている。

日本原子力研究所（以下，原研と略する。現在，日本原子力研究開発機構）では，本ユーザ要件に基づき，電気出力約300MWの高温ガス炉ガスタービン発電システムGTHTR300の設計目標を定め，平成13年度から平成17年度まで，GTHTR300の設計ならびに閉サイクルヘリウムガスタービンシステムに関連する要素技術開発を実施した⁽⁶⁾。設計では，現状の技術レベルから大幅にかけ離れたブレークスルーを必要とするような技術の採用は避けた。すなわち，原子炉設計では，原研が高温工学試験研究炉（HTTR）開発⁽⁷⁾で培った技術が活用された。ガスタービン発電システム技術については，可能な限り，火力プラント，航空エンジン等で採用されている開サイ

クルガスタービンの技術を反映させた。

しかし，空気に比べヘリウムガスの比熱が5倍程度大きいいため，同じ圧力比でも，閉サイクルヘリウムガスターボ圧縮機では空気燃焼式ターボ圧縮機に比べて体積流量が小さく，段あたりの熱落差が小さい。このため，ヘリウムガスターボ圧縮機は高ボス比・多段型となり，端壁境界層厚さが翼高さに対して相対的に大きくなり，空力上不利となる。目標とする発電効率を達成するためには，タービンと圧縮機のポリトロープ効率をそれぞれ93%，90%まで高くすることが必要である。このため，中間冷却無し再生サイクルとして，サイクル圧力比を2まで低減させて，ターボ圧縮機の段数を低減した。また，端壁境界層厚さを抑制するために，翼端壁近傍の翼入口角を流入角にあわせるなどして，設計目標を満足できるようにした。なお，ヘリウムガスターボ圧縮機の空力設計には既存の産業用空気燃焼式ガスタービンおよび圧縮機の設計手法を使用した。端壁境界層厚さが翼高さに対して相対的に大きくなるヘリウムガスターボ圧縮機への適用性を評価する必要があった。そこで，ヘリウムガス圧縮機モデルによる性能試験により，端壁境界層の翼列流れへの影響を明らかにして，設計に必要な設計式の係数を修正するとともに，翼入口角の設定方法を明らかにして，設計を完成させるために必要となる設計手法を構築した。

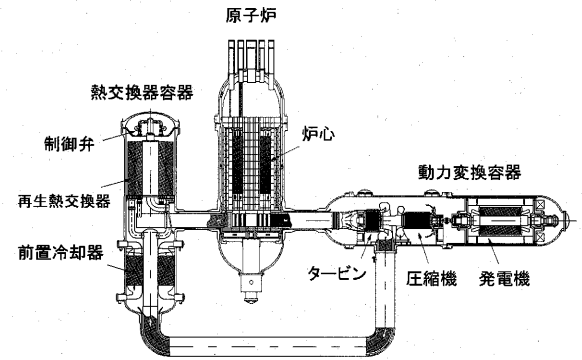
一方，閉サイクルヘリウムガスタービン発電システムを構成する主要機器からのヘリウムガスのリークによる発電効率の低減を防ぐために，ターボ圧縮機，発電機を動力変換容器内に設置し，再生熱交換器，前置冷却器を熱交換器容器内に収納した。また，それぞれの機器と配管とをフランジ接続した。ターボ圧縮機および発電機の軸はヘリウムガス雰囲気内で使用するために，水や油などの液体潤滑剤を必要としない無潤滑の磁気軸受で支持する。再生熱交換器については，プレートフィン型熱交換器を選定し，伝熱性能の向上のためフィン部はオフセットフィン式を採用した。また，温度効率95%を確保するとともに，流体の圧力損失及び伝熱部寸法を可能な限り小さくした。前置冷却器はコンパクトなローフィン

原稿受付 2006年2月15日

*1 日本原子力研究開発機構 原子力基礎工学研究部門
核熱応用工学ユニット
〒311-1394 茨城県東茨城郡大洗町成田町新堀4002

表1 GTHTTR300の主要仕様⁽⁶⁾

原子炉出力	MWt	600
原子炉入口/出口温度	℃	587/850
タービン入口圧力	MPa	7
タービン質量流量	kg/s	439
原子炉炉心高さ	m	8
炉心外径	m	5.5
燃料濃縮度	wt%	14
原子炉平均出力密度	MW/m ³	5.8
原子炉圧力容器内径	m	7.6
動力変換容器内径	m	5.7
熱交換器容器内径	m	5.8

図1 GTHTTR300の全体図⁽⁶⁾

管ヘリカルコイル型として物量の低減を図った。

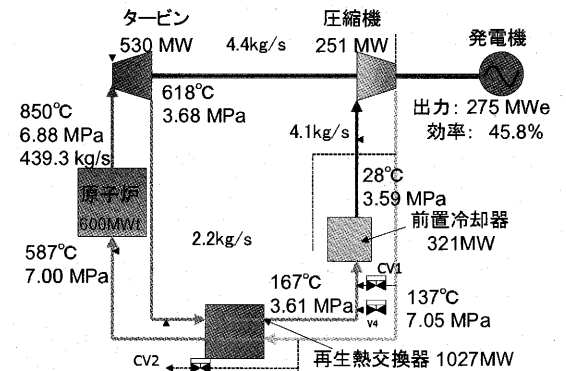
本報では、高温ガス炉ヘリウムガスタービンに関して、GTHTTR300の動力変換系の設計⁽⁸⁾とヘリウムガス圧縮機モデル性能試験等の要素技術開発の現状^{(9), (10), (11), (12)}について解説する。

2. GTHTTR300動力変換系の設計

GTHTTR300の主要仕様を表1⁽⁶⁾に示す。本プラント設計では、原子炉熱出力は原子炉の固有の安全性が確保できる600MWtとした。原子炉出口温度は、通常、850℃～950℃が選択されているが、GTHTTR300では経済的に有利となる850℃とした。低温側の温度は前置冷却器の冷却水である海水温度で決められている。系統の設計圧力を上げると系統圧力損失が低減できるのでサイクル効率は上がる。しかし、原子炉圧力容器の肉厚を厚くする必要があるため、胴体質量1000トン以下という製作性の限界が問題となる。本制限を満足させつつ、プラントの建設単価が最小となるよう系統の設計圧力を7MPaとした。

GTHTTR300の全体図を図1⁽⁶⁾に示し、ヒートマスのバランスの設計値を図2⁽⁸⁾に示す。850℃、7MPaのタービン入口条件で、発電端出力約275MWe、発電効率45.8%を得た。GTHTTR300の主要設備は、原子炉圧力容器、ターボマシンを設置する動力変換容器、再生熱交換器、前置冷却器等を設置する熱交換器容器から構成される。ターボ圧縮機と発電機ロータはフレキシブルカップリングにより接続して単軸ロータとした。

原子炉において850℃まで加熱された6.88MPaのヘリウムガスは、二重管方式のクロスダクトの内管を通して動力変換容器へ入り、タービンを駆動して618℃、3.68MPaとなる。次に、動力変換容器と熱交換器容器を結ぶ二重管の内管を通過して、再生熱交換器に入り、圧縮機を出た137℃、7.05MPaのヘリウムガスと熱交換する。再生熱交換器で167℃まで冷却されたヘリウムガスは、前置冷却器において28℃まで冷却された後、二重管の外管を通過して動力変換容器内の圧縮機に戻り、圧縮機で7.05MPaまで圧縮される。圧縮機から出た137℃のヘリウムガス流量の一部は、動力変換容器と原子炉圧力容器を結ぶクロスダクトの外管を経由して原子炉圧力

図2 ヒートマスバランス⁽⁸⁾

容器の内面に沿った流路に流れ込み、原子炉圧力容器を冷却する。その他の大部分の流量は、炉心下部を通過して反対面のクロスダクトの外管から再生熱交換器に入り587℃まで加熱されて、再びクロスダクトの内管を通過して炉心へ流入する。このような配置設計による利点は以下のとおりである。

(1) 軽水炉原子炉圧力容器材料を原子炉圧力容器に採用

この配置設計では、圧縮機より出た137℃の低温ヘリウムガスにより原子炉圧力容器内面を冷却するのが特徴で、他の冷却設備を設けることなく原子炉圧力容器を効率的に冷却できる。従来提案されていた高温ガス炉ガスタービン発電システムでは、9Cr-1Mo鋼などの原子炉圧力容器材料として実績の無い材料の採用が考えられていたが、GTHTTR300では、このような新しい配置設計を提案することにより、十分な実績を有する軽水炉の原子炉圧力容器材料(Mn-Mo鋼)の採用を可能とした。

(2) 横置型ガスタービンの採用

国内の燃焼ガスタービンは全て横置きであり、運転経験に基づく多くの技術的蓄積がある。また、横置型ガスタービンを採用することで、磁気軸受に加わる荷重を低減することが可能となり、磁気軸受への機能要求を緩和することができる。PBMRでは、従来縦置き設計としていたが、横置きに変更している⁽¹³⁾。

(3) 熱交換器容器と動力変換容器の分離

熱交換器容器と動力変換容器を分離して別置きとする

ことで、保守性を向上できる。また、全ての機器をひとつの容器に納める一体型のシステムに比べて、熱膨張の吸収機構を簡素化することが可能である。

(4) 中間冷却器の削除

南アフリカの PBMR 計画、米国・ロシアの GT-MHR 計画と異なり、中間冷却器を削除した構成とする。これにより、プラントの発電効率は 2% 程度低下するが、全体の建設コストが 7% 程度減少することで、発電コストで比較すると、中間冷却器の有無の影響はほぼ相殺する。中間冷却器を採用した場合、圧力比の増加によるタービンと圧縮機の段数の増加、冷却器の伝熱管の供用期間中検査、水浸入の防止対策等、保守にかかるコスト上昇が考えられ、総合的に判断すると、発電効率が上がったとしてもそのメリットは少ない。

3. タービン⁽⁸⁾

3.1 タービン基本体格及び空力性能 1 次元性能計算により基本体格を決めた後、既存の 3 次元空力設計手法に基づき翼形状を最適化した⁽⁴⁾。タービンの段数を 6 段として基本体格を決めた。タービンの概要を図 3⁽⁸⁾に、主要仕様を表 2⁽⁸⁾に示す。タービンは、中空ディスクボルト締め構造を採用して軽量化を図った。段落速度比は

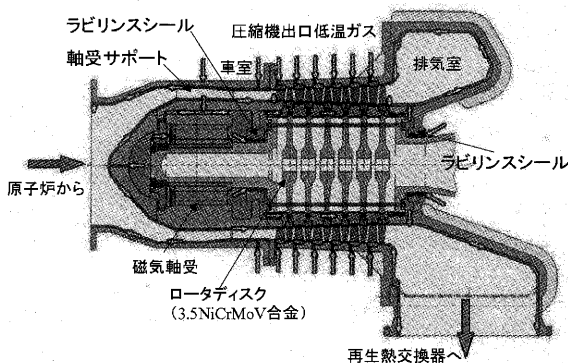


図3 タービン構造図⁽⁸⁾

表2 タービンの主要仕様⁽⁸⁾

入口/出口圧力	MPa	6.82/3.64
入口/出口温度	°C	850/609
回転数	rpm	3600
ロータ直径(初/最終段)	mm	1844/1750
動翼外径(初/最終段)	mm	2156/2250
平均直径	mm	2000
ボス比(初/最終段)	-	0.855/0.778
段数	-	6
動翼高さ(初/最終段)	mm	156 / 250
静翼高さ(初/最終段)	mm	150 / 240
静/動翼枚数	-	82/80
流量係数(初/最終段)	-	0.43/0.46
仕事係数(初/最終段)	-	1.52/1.16
反動度(初/最終段)	-	0.43/0.45
静翼材料	-	Ni基耐熱合金
動翼材料	-	一方向凝固Ni基耐熱合金
ディスク材料	-	3.5NiCrMoV合金

初段から最終段に向かって大きくして0.53~0.62の範囲とした。上流段は高温のため熱落差をやや大きくとり、最終段は排気損失が小さくなるような速度比を選定した。反動度は約45%とした。上流段から最終段まで翼高、ボス比の変化が小さいため、速度三角形にも大きな変化はない。平均的には静翼、動翼ともに流入角は60°~80°とした。最終段の絶対流出角は82°とほぼ軸流流出として排気損失をタービン全体効率の1%程度まで抑えた。また、流量係数、負荷係数から見て特に高負荷となる段はない。

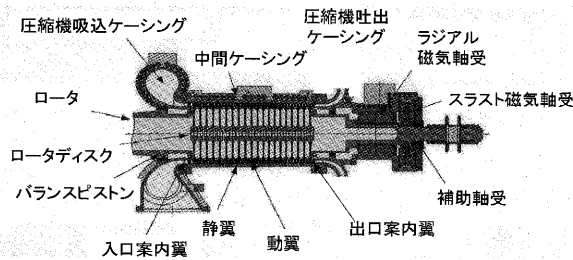
3.2 3次元空力設計 動翼については流入角が翼高さ方向に約40°~100°と変化するため動翼をねじることによりマッチングをとった。静翼については湾曲型にすることで、静翼の2次流れ損失を低減することができ、同時に、動翼の流入角を増大させることができたので動翼の損失も低減できた。以上の設計により、段効率にして約0.5~1.0%の性能向上を達成できた。一方、全段の翼端すき間を1mmとした。また、翼端にはシュラウドを付けることにより翼端すき間リークによる損失を低く抑えた。本設計によりタービンのポリトロプ効率を92.8%とすることができ、要求をほぼ満足することができた。

3.3 冷却構造 圧縮機出口からの低温ヘリウムガスを導入して、磁気軸受、ディスク、翼根と車室を冷却する。タービン動翼材として一方向凝固Ni基耐熱合金を採用して無冷却とした。動翼について、遠心強度、振動強度、曲げ強度の解析を実施して強度上問題のないことを確認した。また、ディスクと車室の冷却構造を検討して、車室とディスク強度を決める設計温度とタービン性能を決める冷却ガス流量の最適化により冷却ガス流量を主流の1%まで低減できた。

4. 圧縮機

4.1 圧縮機基本体格および空力性能⁽⁸⁾ ヘリウムガス圧縮機は高ボス比・多段型となり、翼高さに対して端壁境界層厚さが相対的に大きく、効率の低下やサージ耐性の劣化を招く。これを防ぐため、ヘリウムガス圧縮機の特性を考慮して、設計を実施した。設計では、①高反動度化し、気流を軸方向化することにより翼根側及び翼端側の流れを制御しやすくする、②動静翼の端壁近傍の流れに翼入口角を合わせる3次元翼設計の採用及び端壁付近の流れを改善できる湾曲静翼の採用により、サージ耐性を向上させる、③高压ヘリウムガスによる翼荷重が高くなるため、翼を厚肉化して強度を向上させる。

設計解析手法として、圧縮機設計で多種多様な実績を有し、かつ性能予測精度が高い既存の手法を適用した⁽¹⁵⁾。段数を20段として圧縮機の基本体格を決めた。圧縮機の概要を図4⁽⁸⁾に、主要仕様を表3⁽⁸⁾に示す。動翼と静翼の段平均静圧上昇係数(=翼前後の静圧上昇/翼入口動圧)は約0.37で一定とした。この値はサージに対する上

図4 圧縮機構造図⁽⁸⁾表3 圧縮機の主要仕様⁽⁸⁾

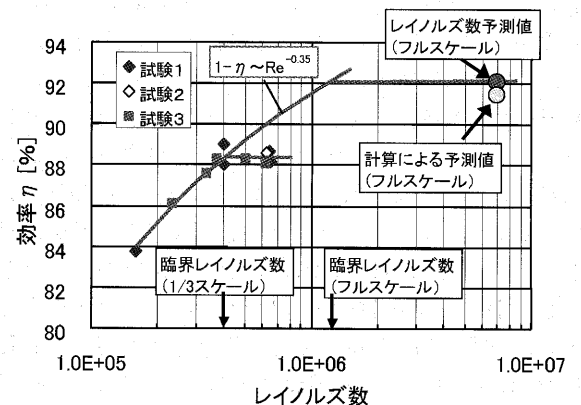
入口／出口圧力	MPa	6.82/3.64
入口／出口温度	°C	850/609
回転数	rpm	3600
ロータ直径(初／最終段)	mm	1844/1750
動翼外径(初／最終段)	mm	2156/2250
平均直径	mm	2000
ボス比(初／最終段)	-	0.855/0.778
段数	-	6
動翼高さ(初／最終段)	mm	156 / 250
静翼高さ(初／最終段)	mm	150 / 240
静／動翼枚数	-	82/80
流量係数(初／最終段)	-	0.43/0.46
仕事係数(初／最終段)	-	1.52/1.16
反動度(初／最終段)	-	0.43/0.45
静翼材料	-	Ni基耐熱合金
動翼材料	-	一方向凝固Ni基耐熱合金
ディスク材料	-	3.5NiCrMoV合金

限值0.5⁽⁸⁾より十分低い。マッハ数は最大0.3程度と十分低く、拡散係数(=(翼背面での最高速度-翼背面での流出速度)/(翼背面での平均速度))も損失が急増する0.6⁽⁷⁾に比べ十分低い値0.45以下に保持された。チップクリアランスが1mmのとき、ポリトロプ効率90%、サージマージン約30%が得られた。

4.2 圧縮機モデル空力性能試験^{(8),(12)} 既存の産業用空気圧縮機用設計手法を適用するには、翼列流出角や圧力損失係数の設計式の係数を修正するとともに、端壁境界層を抑制するための端壁近傍での翼入口角の設定方法を明らかにすることにより、ヘリウムガス圧縮機の設計手法を構築する必要があった。圧縮機モデルは最小規模の1/3スケール、4段となるように工夫をした。1/3スケールとしても実機圧縮機との幾何学的相似性を保持するためには、試験装置の運転中の翼端すき間を0.3~0.4mmにする必要があった。動翼翼端と静止部との接触による破損を防止するため、試験により検証した数値解析方法により、運転中の動翼および静止部の変形量を計算した。計算結果をもとに静止時の翼端すき間を設定することにより、所定の翼端すき間で試験を実施することを可能とした。圧縮機が計画通りの性能を有するための前提が、定格点で翼高さ方向の軸流速度分布が段を経ても変化しないことなので、4段の試験結果から実機20段の性能予測が可能である。空力的相似性の保持のため、動翼先端

表4 圧縮機モデルと実機圧縮機との主要仕様の比較⁽¹²⁾

	圧縮機モデル	実機圧縮機
回転軸直径	500 mm	1500 mm
動翼外径	568 mm	1704 mm
段数	4	20
定格回転数	10800 rpm	3600 rpm
動翼端周速	321 m/s	321 m/s
動翼／静翼枚数	72 / 94	72/94
動翼／静翼のコード長	26 / 20 mm	26 / 20 mm
動翼／静翼のスパン長さ	33.7 mm	101 mm
入口圧力	0.88 MPa	3.59 MPa
レイノルズ数	7.55×10^5	9.0×10^6

図5 圧縮機効率のレイノルズ数依存性⁽¹²⁾

の周速度を実機圧縮機と同じとした。入口ヘリウムガス圧力を0.88MPaとすると、レイノルズ数(翼弦長×周速度/動粘性係数)は 7.55×10^5 と十分大きく、実機圧縮機性能を予測できる。試験装置と実機との主要仕様の比較を表4⁽¹²⁾に示す。

圧縮機入口圧力を変えた試験により、効率のレイノルズ依存性の設計式に使用する係数を求めた(図5⁽¹²⁾)。Nikuradseの表面粗さと流動抵抗に関する実験研究⁽⁸⁾から、翼の表面粗さの影響である臨界レイノルズ数を超えると翼の損失が低下せず、効率が増加しなくなることが知られている。本試験で得られた試験装置の臨界レイノルズ数と翼の表面粗さの計測値から実機圧縮機の臨界レイノルズ数が 1.2×10^6 であると推定し、実機圧縮機の性能予測のための設計式の係数を決定した。

試験結果をもとに混合距離を修正した0方程式乱流モデルを使った3次元数値解析と試験で得られた翼列内流れの流速と旋回角から、翼列流出角や圧力損失係数の設計式の係数を修正した。ヘリウムガス圧縮機では空気圧縮機とは異なり、端壁境界層厚さが翼高さに対して相対的に厚くなることから、動翼と静翼とで端壁境界層厚さが顕著に異なった。本試験結果をもとに、端壁近傍の翼入口角を決め、実機圧縮機の吸込・吐出ケーシング損失を含めたポリトロプ効率の予測値を予測したところ、91.3%となり、目標の90.5%を満足することを示せた。

5. 磁気軸受支持軸系振動特性⁸⁾

ターボ圧縮機及び発電機軸系の設計では、既存¹⁸⁾の磁気軸受特性データに基づいて軸受剛性係数及び減衰係数の調節および軸形状の最適化を行った。軸系の許容残留不釣り合い良さの等級を ISO1940/1²⁰⁾の G2.5級として振動解析を行って、回転機械の軸振動許容値 ISO7919-3²¹⁾を満足できることを確認した。定格回転数における振動振幅の許容値として、調整値を75 μm 、警報値を125 μm 、トリップ値を200 μm とした。但し、危険速度においては、警報値125 μm を振動許容値とした。

解析の結果、ターボ圧縮機ロータでは、定格回転数72%以下に剛体1次、剛体2次及び曲げ1次危険速度があった。振動振幅は最大でも63 μm であり、振動振幅の調整値である75 μm 以下を満足した。また、曲げ2次危険速度が4446rpmと定格回転数の124%にあるが、超過速度制限値110%以上であるので問題ない。発電機ロータについては、曲げ2次危険速度が定格回転数以下になるのは避けられない。振動応答値は、危険速度において最大113 μm であり、許容値125 μm 以下を満足した。一方、定格回転数では最大63 μm であり、定格回転数における振動振幅の調整値である75 μm 以下を満足した。曲げ3次の危険速度が4661rpmと定格回転数の129%上方にあるが、超過速度制限値110%以上であるため問題ない。ターボ圧縮機及び発電機軸用磁気軸受の静荷重、動荷重の設計値の最大値は、ラジアル軸受が430kN、スラスト軸受が525kNである。本設計条件を満足する磁気軸受の製作・使用実績がないため、磁気軸受

軸系振動制御の設計手法の妥当性を確認する必要がある、要素技術開発項目の一つとして、試験計画を作成した²¹⁾。

6. 再生熱交換器⁸⁾

再生熱交換器の設計では、温度効率95%を確保して、伝熱部寸法を可能な限り小さくしつつ、伝熱部の圧力損失上限値を高圧側35kPa、低圧側55kPaと設定した。プレートフィン型を選定し、伝熱性能の向上のためフィン部はオフセットフィン式を採用した。圧力損失が設定した上限値より小さく、かつ伝熱部高さを最も低くできるフィン寸法として、フィンピッチ及びフィン高さが1.2mmの正方フィンを選定した。フィン加工したプレートと仕切プレートを交互にろう付け溶接により積層した構造とし、主要部の材質はSUS316とした。再生熱交換器ユニットの上下に10mmのプレートを設け、このプレート間に95層のフィンを積層する。再生熱交換器は高さ8mのモジュール6体から構成される。モジュールの構造を図6⁸⁾、仕様を表5⁸⁾に示す。モジュールは、43個の伝熱部ユニットを積層した構造であり、ユニット間を溶接接合する。

7. 前置冷却器⁸⁾

前置冷却器には、伝熱管を用いた熱交換器を採用した。伝熱管内に冷却水を流し、管外のヘリウムガスを冷却する。前置冷却器は、圧縮機へ流入するヘリウムガス温度を設計目標値28℃まで低減しつつ、ヘリウムガスの圧力損失の設計目標値30kPaを満たし、かつ物量低減の観点から、伝熱部寸法を小さくする必要がある。伝熱部質量及び伝熱管高さが最小となるローフィン管、ヘリカルコイル型を採用した。各伝熱管には、ボイラ・熱交換器用炭素鋼鋼管 STB410を使用し、外径及び肉厚寸法がほぼ同じになる規格品を選定した。前置冷却器の仕様を表6⁸⁾に、全体構造を図7⁸⁾に示す。

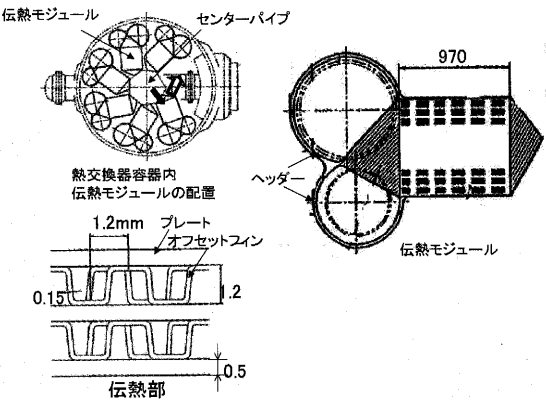


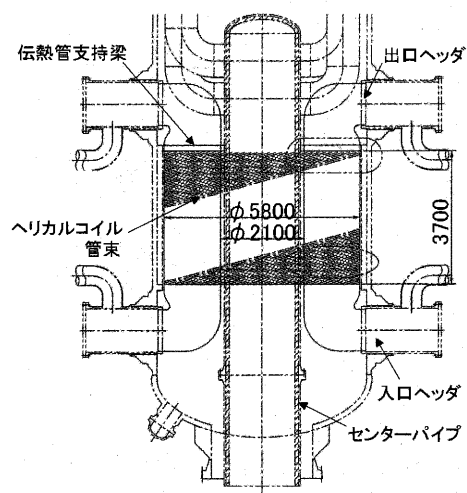
図6 再生熱交換器の構造⁸⁾

表5 再生熱交換器伝熱部の仕様⁸⁾

フィンピッチ	mm	1.2
フィン高さ	mm	1.2
高／低圧側伝熱面積	m ²	5563 / 5553
高／低圧側流速	m/s	8.3 / 17.3
高／低圧側圧力損失	kPa	22. / 49.
伝熱部寸法		
高さ	m	8
全質量	ton	23

表6 前置冷却器伝熱部の仕様⁸⁾

伝熱管型式	-	ヘリカルコイル
フィン型式	-	ローフィン
管側／シェル側流速	m/s	2 / 17.4
管側／シェル側圧力損失	kPa	30. / 20.
伝熱面積	m ²	3375
伝熱部寸法		
伝熱管外径	mm	28.8
伝熱管肉厚	mm	2.85
フィン高さ	mm	1.5
伝熱管数	-	3249
伝熱部高さ	m	3.7
全質量	ton	95

図7 前置冷却器の全体構造⁽⁸⁾

8. まとめ

GTHTR300は、原子炉で850℃まで加熱したヘリウムガスでタービンを駆動する直接サイクルガスタービン発電システムである。動力変換系の設計では、可能な限り既存の技術に基づく設計とすることで、要素技術開発項目を少なくした。システムの簡素化と高効率化を達成するため、中間冷却無し再生式サイクルを採用した。閉サイクルヘリウムガスタービンと圧縮機は高ボス比・多段型となり、端壁境界層厚さが翼高さに対して相対的に厚くなることから、空力性能上不利となるが、これを克服するために翼端壁部の翼入口角の流れに合わせるなどして、設計目標値ポリトロープ効率93%、90%を満足させた。発電効率は45.8%となり、安全性に優れ、発電コストが¥4/kWhとなる⁽²⁰⁾原子力発電プラントの成立性の見込みが得られた。高効率ヘリウムガス圧縮機の設計手法を構築するために、1/3スケール圧縮機モデルにより、端壁境界層を抑制するための端壁近傍での翼入口角の設定方法を明らかにするとともに、設計式の係数を修正することにより、目標の90.5%を満足する高効率ヘリウムガス圧縮機の設計を完成させた。

参考文献

- (1) R. Nicholls, IAEA TCM, Petten, the Netherlands, Nov. (1997).
- (2) W. A. Simon, IAEA TCM, Petten, the Netherlands, Nov. (1997).
- (3) A. I. van Heek, IAEA TCM, Petten, the Netherlands, Nov. (1997).
- (4) S. Charbonneau and R. de Preneuf, Proc. of 12th Pacific Basen Nuclear Conference, Seoul, Korea, Oct. 29-Nov. 2, 1051(2000)
- (5) L. Shi, G. Yang, L. Sun, et al., Proc. of ICON-11, Tokyo, Japan, Apr. (2003).
- (6) 國富一彦, 片西昌司, 高田昌二 他, 日本原子力学会誌, 1-4, (2002), p.352.
- (7) S. Saito, T. Tanaka, Y. Sudo, et al., JAERI 1332, Japan Atomic Energy Research Institute, (1994).
- (8) 高田昌二, 滝塚貴和, 国富一彦, 他, 日本原子力学会和文誌, 1-4, (2002), p.341.
- (9) Takakazu Takizuka, Shoji Takada, et al., Nucl. Eng. Des., 233, (2004), p. 329.
- (10) 高田昌二, 滝塚貴和, 国富一彦, 他, 日本原子力学会和文誌, 2-3, (2003), p.291.
- (11) 高田昌二, 滝塚貴和, 国富一彦, 他, 日本原子力学会和文誌, 2-4, (2003), p.525.
- (12) 高田昌二, 滝塚貴和, 他, JAEA-Technology 2005-007, (2005).
- (13) Rwigis A. Matzie, ICAPP 2004, Pittsburgh, USA, June, (2004).
- (14) 佐藤友彦, 青木素直, ガスタービン誌, 17-65, (1989), p.46.
- (15) 山口信行, ターボ機械, 13-11, (1985), p.44.
- (16) D. G. Wilson, The Design of High-Efficiency Turbomachinery and Gas Turbines, 6th edition, (1993), p. 182, The MIT Press.
- (17) N. A. Cumpsty, Compressor aerodynamics, (1989), p. 173, Longman.
- (18) J. Nikuraudse, Forsch. Arb. Ing. -Wes. No. 356 (1932).
- (19) 武藤康, 石山新太郎, 日本原子力学会誌, 42-10, (2000), p.1020.
- (20) ISO, ISO 1940/1, (1986), p.495.
- (21) ISO, ISO 7919-3, (1996).
- (22) 武井正信, 小杉山真一, 毛利智聡, 片西昌司, 国富一彦, 日本原子力学会和文論文誌, 5-2, (2006). (刊行決定)

特集：ガスタービンを利用した新型発電システム

高湿分空気利用ガスタービン

幡宮 重雄^{*1}

HATAMIYA Shigeo

キーワード：ガスタービン、吸気噴霧冷却、水蒸気、再生サイクル、水回収

1. はじめに

近年、電力事業を取り巻く環境は大きく変化し、変化の激しい社会・経済状態においてよりフレキシブルに対応できる発電システムが求められている。また、地球環境保護の観点からより一層の効率向上、NO_x低減が期待されている。これまでガスタービンの効率向上は主として燃焼温度の高温化と高圧力比化により達成され、それに伴い大容量化の道を進んできた。

一方でシステムを工夫することにより効率向上を目指そうという試みもあり、今回の特集に取り上げられた各種の新型発電システム等が提案されている。高湿分空気を利用したガスタービン発電システムはそのひとつであり、実用化に近い技術と見なされている。ガスタービンへの湿分注入は、再生サイクルと組み合わせるとコンバインドサイクルと同等以上の高効率が期待できるようになり、近年様々な高湿分空気利用発電システムが提案されている。⁽¹⁾そこで本稿では、蒸気・水噴射技術も含めガスタービンへの湿分利用技術を概観し、次に高湿分空気を利用した高効率ガスタービン発電システムのうち、日本で発明された HAT サイクルとその発展型のアドバンスド HAT サイクルについて紹介する。

2. ガスタービンへの湿分注入

図1にガスタービンへの湿分注入例を示す。圧縮機吸気に微細液滴を噴霧する方法①は、水の蒸発潜熱を利用して空気を冷却するもので圧縮機入口までに液滴の蒸発が完了するインレットフォギングと、圧縮機内部でも蒸発するオーバーフォギングに分類される。これらは夏季の出力低下抑制の有効な手段として近年特に注目を集めている技術である。インレットフォギングは高温乾燥条件ほど効果が大きく吸気流量の1wt%の噴霧量で10%を越える出力増加を得ることも珍しくはない。但し大気湿度の高い条件では効果は小さくなる。オーバーフォギングは大気湿度が高い条件でも効果が期待でき増出力効果も大きいが圧縮機空力特性に影響を与えるため、圧縮機特性を十分に把握した運転管理が必要である。吸気噴霧冷却システムは2005年時点で世界の1000基以上のガスタービンに設置され稼働しているという報告がある。⁽²⁾

圧縮機の間冷却用に水を噴霧し蒸発潜熱で圧縮空気を冷却する方法③はムーンライト計画の高効率ガスタービン AGTJ-100A でも採用され、その有効性が確認されている。⁽³⁾圧縮機中間段に水を直接噴霧する商用機としては GE 社の Sprint⁽⁴⁾がある。

圧縮機吐出空気を加湿すると共に再生器で熱回収する方法④⑤は、後述するように再生器の回収熱量を増加し効率向上が期待できる。

NO_x低減用に燃焼器に水や蒸気を噴霧する方法⑥、出力増大を目的として燃焼器に蒸気を噴射する方法⑧は従来から広く用いられてきた。燃焼器に蒸気を噴射する方法は増出力の効果が大きく、機種によってはシンプルサイクルに比べ50%を越える出力増加を達成できる場合もある。

3. 蒸気噴射型ガスタービン

蒸気噴射型ガスタービンは1980年代中頃からコージェネ分野で多く利用されるようになった。代表的システムには IPT 社の「Cheng Cycle」⁽⁵⁾と GE 社の蒸気噴射型ガスタービンの商標になっている「STIG」(STeam Injected Gas Turbine)がある。これらのシステムでは、ガスタービンの排熱により生成された蒸気はプロセス蒸気として必要量送気されると同時に余剰蒸気はガスタービン

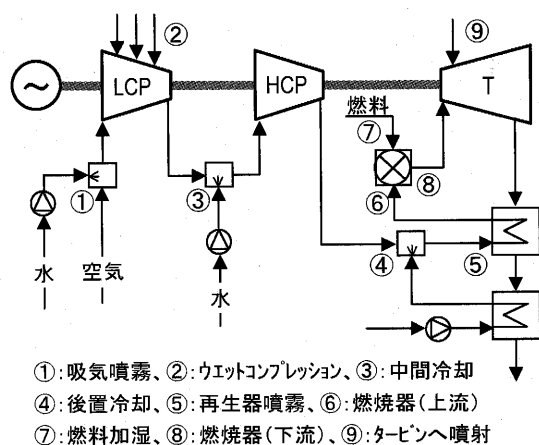


図1 ガスタービンへの湿分注入

原稿受付 2006年2月23日

*1 ㈱日立製作所 電力・電機開発研究所

〒319-1221 茨城県日立市大みか町7-2-1

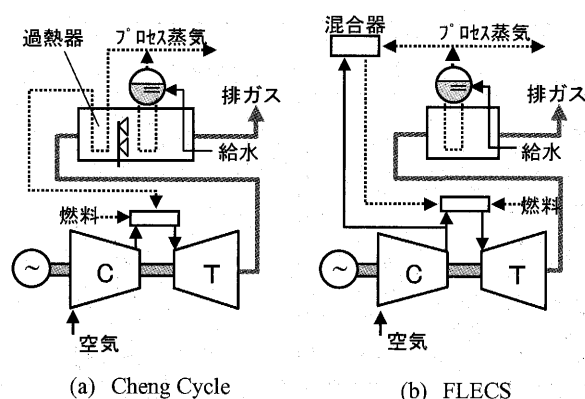


図2 蒸気噴射型ガスタービンシステム

に投入し発電量の増加をはかっている。プロセス蒸気の使用量が変化した場合にはそれに応じてガスタービンに投入する蒸気量が変化し発電量も変化する、いわゆる熱電比可変型の運転が可能になっている。1990年代中旬に、IHI 社は「Cheng Cycle」で蒸気噴射時の蒸気を乾き蒸気とするために設置されていた過熱器に代えて圧縮機から抽気される高温の圧縮空気と飽和蒸気を蒸気・空気混合器で混合する方式の「FLECS」⁽⁶⁾を開発・実用化している。双方のシステム概念を図2に示す。商用化されている蒸気噴射型ガスタービンには排ガスから水回収し再利用する Mashproekt 社（ウクライナ）の「Aquarius」⁽⁷⁾といった機種もある。近年、中間冷却器を有する最新型ガスタービン LMS100が蒸気噴射に対応可能な機種に加わった。⁽⁸⁾

この他、蒸気噴射と再熱サイクルを組み合わせたシステム⁽⁹⁾、トッピングに蒸気タービンを組み合わせたシステム⁽¹⁰⁾、外部燃焼器を有するシステム⁽¹¹⁾等が提案されている。蒸気噴射型ガスタービンは蒸気噴射量を増加していくと出力は大幅に増加するが、燃焼器に供給する燃料も増加するため出力と同じ割合で効率が向上するわけではない。

4. 高温分再生サイクル

ガスタービンの効率向上に再生器を利用する考えはガスタービンが発明された初期の段階から存在したが、原理的に再生サイクルは圧力比の小さなガスタービンに適しているため、これまで圧力比が10程度以下の比較的小型のガスタービンに採用されてきたに過ぎない。圧縮機吐出空気と熱回収する限り回収熱量はそれほど大きくなく、ガスタービン排ガスは温度の高いまま大気中に放出される。

一方、水蒸気の比熱は空気の約2倍と大きく、熱回収能力が大きいため圧縮空気を高温分空気とし再生器で熱回収するならば、ガスタービン排ガスを100℃近くまで熱回収するサイクルが構成できる。また湿分を加えることにより再生サイクルで最高効率となる圧力比が高い方に移動するので、再生サイクルの適用範囲は圧力比の高

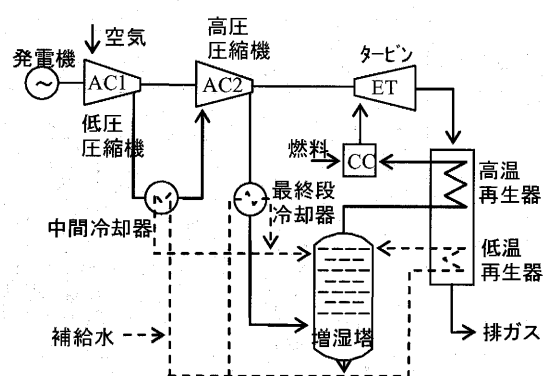


図3 HATサイクル

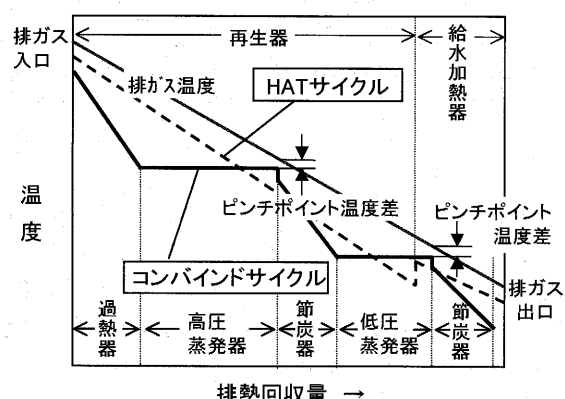


図4 HATサイクルとコンバインドサイクルの排熱回収特性比較

い領域まで広がることになる。この高温分再生サイクルの代表例として、図3に示す HAT (Humid Air Turbine) サイクルがある。このサイクルは1981年に三菱ガス化学の中村氏らにより中低温の熱回収技術をガスタービンに応用したものとして特許化された日本生まれのシステム概念である。⁽¹²⁾

国際ガスタービン会議 (83-Tokyo-IGTC-38) にこのシステムが報告され⁽¹³⁾、その論文に米国の研究機関が注目して、EPRI, DOE 等で GE 社, ABB 社, Texaco 社などの協力を得て詳細な評価が行われ、その結果このシステムは同じ燃焼温度の場合、通常のコンバインドサイクルと比較して3～4% (絶対値) 程度の熱効率の向上が期待できることが認められるようになった。⁽¹⁴⁾ HAT サイクルで高効率を達成できるのは、圧縮機の中間冷却も含め、中低温排熱を巧妙に回収し増湿塔で加湿する際の蒸発エネルギーとしてガスタービンに戻していることと、再生熱交換器で燃焼用空気を予熱し燃料使用量を低減していることによる。図4に HAT サイクルとコンバインドサイクルの排熱回収特性の比較を示す。コンバインドサイクルではピンチポイント温度差を確保するために回収熱量に制約が発生し、また熱回収効率を上げようとする高圧仕様の熱交換器が必要になる。HAT サイクルではピンチポイントの制約がなく圧力は

システム	HAT (Humid Air Turbine)	CHAT (Cascaded humidified Advanced Turbine)	REVAP (Regenerative Evaporation Cycle)	TOPHAT (-)	AHAT (Advanced HAT)
構成					
特徴	コンパクトを凌ぐ高効率 部分負荷特性良好 高湿分燃焼で低NOx	HATサイクルの変形。 既存GTと高压小型 HATサイクルの複合	HATサイクルの変形 熱交換器内で噴霧 液滴蒸発	圧縮機内部での液滴 蒸発による動力低減	圧縮機分割不要。水回 収による補給水再利用
出力,効率 (LHV%)	202MW, 53.4% 圧力比24	292MW, 52% 圧力比53	40MW, 54% 圧力比20	104MW, 57% 圧力比50	100MW, 54.7% 圧力比20
評価元	EPRI, DOE(米)	EPRI, ESPC, TVA(米)	ブリュッセル大(ベルギー)	KEMA(オランダ)	日立(日本)

図5 高効率高湿分再生サイクル

ガスタービンの運転圧力を越えることはないので単純な熱交換器で熱回収が可能である。また、HATサイクルでは圧縮機吸込み空気の15~20wt%に相当する湿分を加え、湿分は充分に混合され高温に予熱してから燃焼室に流入するので燃焼安定性は良好で、高湿分のためNOx低減に大きな効果が期待できる。

このようにシステムとして、優れた特性を有していることは認められながらも、HATサイクルは実用プラントにはなかなか進まなかった。それはこのサイクルの性能を十分に発揮させるには、圧縮機を分割して中間冷却機を設けた新型のガスタービンを開発する必要があること、ちょうどこの頃ガスタービンの翼冷却技術、耐熱材料技術が進展し、ガスタービン入口温度の高温化が技術開発の主流となっていたこと等が原因と考えられる。

ガスタービン高温化技術の進展により燃焼温度が1500℃級に達してくると、更なる高温化にはより難しい技術開発が必要となるため1990年代後半あたりから、システム改良による高効率化をもう一度見直そうという機運が高まり、HATサイクルに関しても実用化の課題と考えられていたガスタービン開発の負担を軽減する各種システムが提案されている。⁽¹⁵⁾図5はそれらの代表例を纏めたものである。いずれも高い発電効率を示しているが、個々の評価条件が異なっているため文献に記載された効率の数値のみを比較するのは適当ではないと考えられた。そこで、高い発電効率を示しているHAT, REVAP, TOPHAT, AHATについて極力評価条件を同一にし、システム構成の違いが基本性能にどのような影響を与えるかについて比較検討が行われた。⁽¹⁶⁾また、各々のシステムにおいて発電効率の最適点はそれぞれ異なるため、加湿割合や圧力比を変化させた評価も実施された。図6はその比較検討結果を示したもので、4種類のシステムの文献値の違いは評価条件によるものであり、

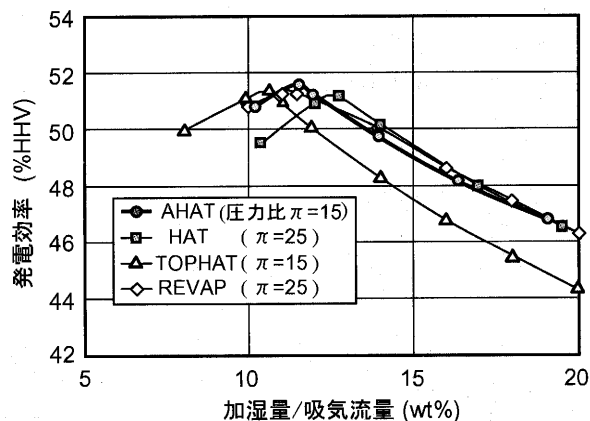


図6 各種サイクルの特性比較 (文献16)

システムとしてはいずれも同程度の高い発電効率を達成可能なことが分かった。そのため、新システムの実用化にあたっては、それぞれの技術課題を把握し開発課題が少なく実現可能性の高いシステムを選定することが重要である。

5. アドバンスド HAT サイクル

アドバンスド HAT (AHAT) サイクルは、圧縮機を分割せずに吸気噴霧冷却システムを利用して中間冷却と同様な効果を達成させるものである。この方式では圧縮機を分割する必要がないため、産業用や電力事業用に広く利用されている1軸型ガスタービンを利用してシステムを構成できる。また排ガスから湿分を回収し、補給水として再利用すると共に凝縮潜熱の一部も回収する。⁽¹⁷⁾図7にAHATサイクルシステムを示す。AHATは圧力比、燃焼温度を上げずともサイクルと冷却方式の改良で高効率が達成可能であり、最適条件で設計すれば発電効率は同一ガスタービンを想定したコンバインドサイクルを上

回り、特に中小容量機容量機でその効率差は大きくなると試算されている(図8参照)。AHATはあらゆるサイズのガスタービンに適用できる概念ではあるが、簡単な機器構成で高い発電効率を達成するというAHATの特徴を生かすためには中小容量のガスタービンに適したシステムと考えている。その理由は、中小容量のコンバインドサイクルには通常、復圧までの排熱ボイラが採用される。AHATは図4に示したように熱回収効率面で優位性を発揮できるので、効率面でのメリットが大きいこと、また気体間の熱交換器となる再生器はガスタービン排気流量とともに大型化するので、再生器の製作性・経済性・機器信頼性等を勘案すると、現状では中容量機までが適当と考えているためである。

なお、AHATを始めとする高温分再生型の発電システムはガスタービンの技術開発課題とは独立したものであり、空力設計技術、機器損失低減技術等が進歩しベースとなるガスタービンの機械効率が向上すれば、これらのシステム効率も同様に向上する。

6. AHATの要素技術とシステム検証

AHATは資源エネルギー庁の補助事業として2004年度から3年間のスケジュールで高温分空気を利用した新

型ガスタービン発電システムの要素開発が進められており、高温分空気に関わる要素技術の開発とパイロットプラント建設によるシステム成立性検証を実施する計画になっている。この計画には(株)日立製作所、(財)電力中央研究所、住友精密工業(株)の3社が参加しており、茨城県ひたちなか市の日立事業所内にパイロットプラント建設が進められ、2006年10月から試験開始の予定である。以下にAHATに関係した要素技術について簡単に紹介する。

6.1 高温分圧縮機

圧縮機吸気へ微細液滴を噴霧し圧縮機内部で液滴蒸発させる場合、図9に示すようにコンバインドサイクルでは吸気噴霧量を増加させると出力は増大するが効率もむしろ低下するのに対し、AHATでは出力も効率も増大する。¹⁷⁾そのため、システム効率向上の観点からは噴霧量は多いほど良い。しかし、噴霧された液滴が圧縮機内で蒸発しきる条件および圧縮機のサージングを回避した安定運転の観点から噴霧量の実用的上限が決められる。噴霧液滴の微粒化、蒸発促進技術の確立、液滴蒸発位置の詳細な予測とそれを考慮した翼列設計技術を確立していくことが開発課題である。これらに関し、検討と試験解析を実施している。

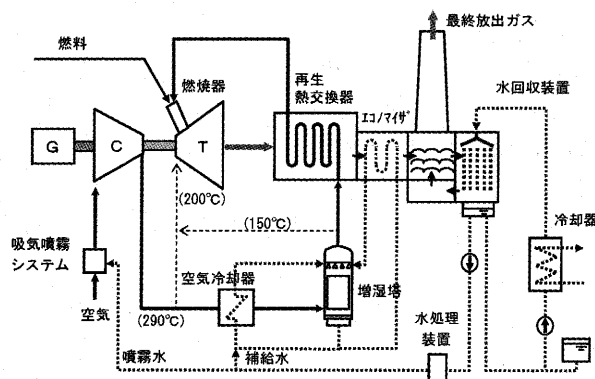


図7 AHATサイクル系統

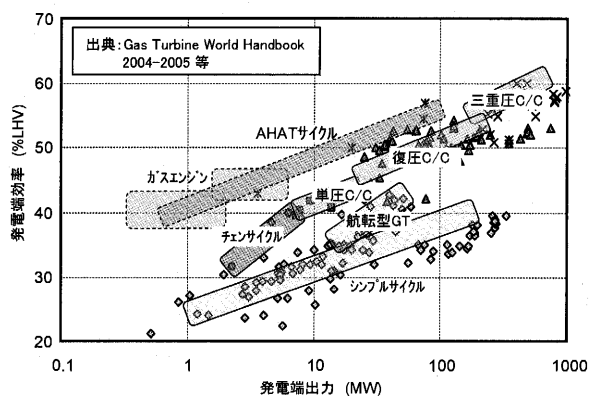


図8 各種発電システムの出力-効率特性

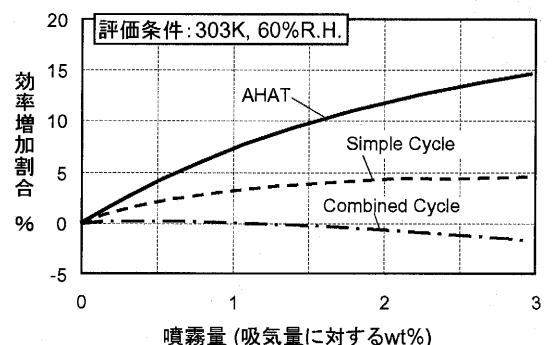
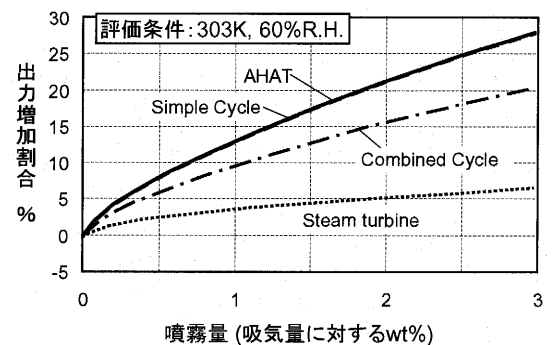


図9 噴霧量の影響(文献17)

6.2 高湿分再生器

再生熱交換器はガスタービン高効率化の重要な要素機器である。熱交換器の性能は温度効率で表すことができ、より高い温度効率を追求しようとするすると熱交換器の伝熱面積が増大し、温度効率が90%を越えるとその増加割合は急激に大きくなる。AHAT サイクルではプレートフィン型熱交換器を想定しており、温度効率が高くコンパクトな再生器を目指している。図10に再生熱交換器の基本構成を示す。現在、高温高湿分雰囲気における材料試験、起動停止、過渡応答条件を模擬した熱応力解析と要素試験及び信頼性評価が進められている。

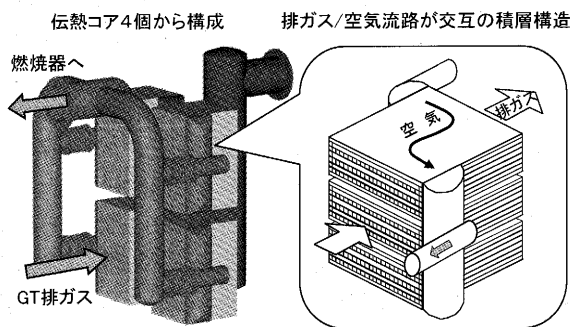


図10 再生熱交換器基本構成

6.3 高湿分燃焼器

AHAT の燃焼器には600℃を越える高温で高湿分の燃焼用空気が入る。この条件の基、天然ガス焚きで10ppm 以下 (16% O₂) の NO_x 値を実現することを目標としている。弊社ではDMEのように自発火温度が低い燃料へ適用することを目標に同軸噴流型の燃焼器を開発してきた。¹⁸⁾

これは図11に示すように中心に燃料、その周囲に空気の小さな同軸噴流を多数構成して、従来の数十分の一の混合距離で予混合器を構成する混合促進構造である。混合器を出た後、燃料と空気は燃焼室内で急速に混合した後燃焼する。この方式では燃料と空気が分離しているため逆火の可能性はない。

従来の予混合方式では自発火が懸念される高温空気条件においても逆火ポテンシャルが無く低 NO_x の安定燃焼を実現するため、AHAT 用燃焼器に多孔同軸クラスターバーナを採用した。また、高湿分燃焼器では加湿開始のタイミングが燃焼特性に密接に関係するため、燃焼スタンドによる湿分加湿タイミングを含めた燃焼要素試験を実施している。これまでに図12に示すように、定格負荷から50%負荷の範囲において NO_x 値が目標値である10ppm 以下となるデータが得られている。

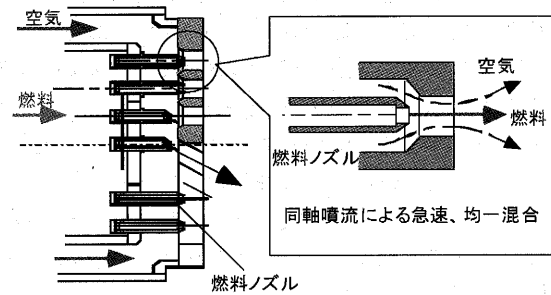


図11 同軸噴流型燃焼器 (文献18)

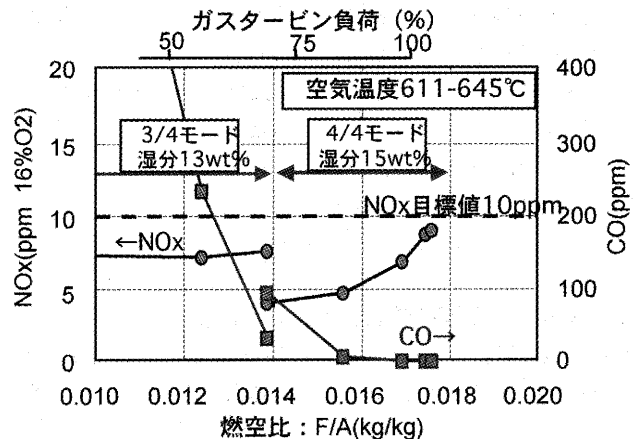


図12 燃焼特性要素試験結果

6.4 高湿分翼冷却

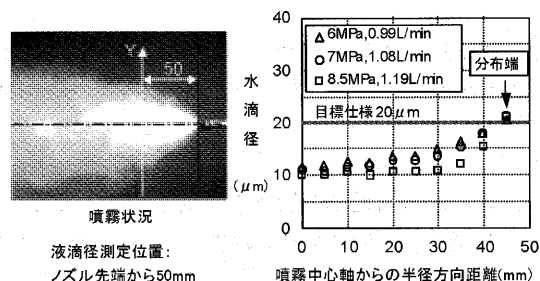
水蒸気は空気に比べ比熱が大きく伝熱特性も優れている。そのため燃焼排ガス中に多量の湿分が含まれている場合、従来と同様なドライ空気での冷却だけでは翼表面温度が上昇するため翼の冷却強化が必要である。冷却翼内部の伝熱促進リブ影響評価と伝熱メカニズム検討をDynamic LESの乱流モデルを使用したCFD解析と可視化試験の双方から検討している。一方、AHATシステムは図7の系統図に見られるように、圧縮機吐出空気を加湿する際に温度が低下するのでこの低温の高湿分空気を冷却に利用することが出来る。この低温高湿分空気を冷却に利用した場合、静翼を高湿分化することで乾燥空気の冷却に比べ1ポイント、動/静翼を高湿分化すれば更に1ポイントの効率向上が期待されている。¹⁹⁾

6.5 高湿分プラント機器

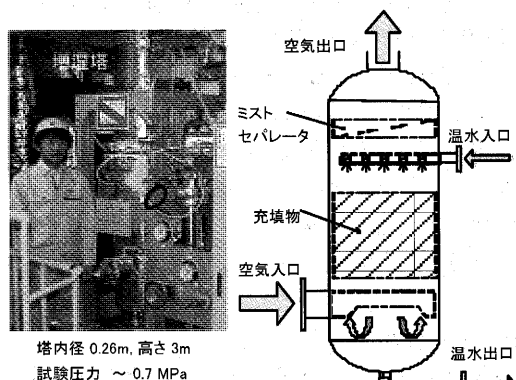
高湿分ガスタービンでは空気に湿分を添加するための吸気噴霧用微細液滴ノズル、増湿塔、排ガス中から湿分を回収し再利用するための水回収装置、水処理装置等が必要となる。これらの機器および技術は化学プラントの操作で利用され、特別な機器開発を必要とするものではない。ただし、液膜や液滴を介した伝熱現象を扱う機器として工学的最適設計が求められる。そのため、噴霧ノズル²⁰⁾、増湿塔²¹⁾、水回収装置²²⁾等に関し要素試験を実施し設計データの取得を進めた。噴霧ノズル、増湿塔、水

回収装置の例を図13に示す。

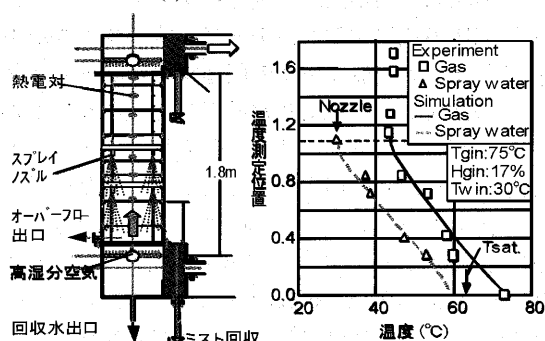
また、これらの機器をガスタービンを含む発電システムに組み込むと起動停止・負荷変動などシステム動特性を支配する機器となるため、十分な特性把握が必要になる。²³要素機器の特性把握に努めるとともに、維持管理費、設備コストの低減を念頭に検討を進めている。



(a) 単相噴霧スプレインゾル



(b) 増湿塔装置要素試験



(c) 水回収装置要素試験

図13 高温分プラント機器

7. まとめ

高温分空気を利用したガスタービンシステムは、既に実用化されている熱電併給や出力増加の用途に加え、再生熱交換器と組み合わせた高効率発電システムとして開発が進められていくものと考えられる。高温分ガスタービンは蒸気タービンを利用せずに、ガスタービンのみでコンバインドサイクルと同等以上の効率が期待できること。機器構成が単純なので、設備費が安く運転制御が容易と考えられること。燃焼時の NO_x 、 CO_2 の発生が少なく環境に優しい発電システムであること。といった特徴がある。実用化にあたっては、性能、信頼性、運用性、経済性など多方面からの注意深い検討が必要であり、現在その努力が続けられている。

AHATの開発には資源エネルギー庁電力・ガス事業部電力基盤整備課からエネルギー使用合理化技術開発費補助金の支援を受けている。ここに謝意を表する。

8. 参考文献

- (1) M. Jonsson and J. Yan : Energy 30, (2005) p.1013
- (2) R. K. Bhargava : Proc. of ASME Turbo Expo GT-2005-68336
- (3) 松本正勝 : 日本ガスタービン学会誌, vol. 29-5(2001) p.424
- (4) Gas Turbine World 2004-2005 GTW Handbook, vol.24 (2005)
- (5) D. Y. Cheng : Proc. of ASME Turbo Expo GT-2002-30119
- (6) 平田賢, 宇治茂一 : 日本ガスタービン学会誌, vol.28-6 (2000) p.439
- (7) V. Biasi, Gas Turbine World, vol.30, No.2(2000)
- (8) 高野利博 : 日本ガスタービン学会誌, vol.34-1(2006) p.8
- (9) A. C. Fischer : ASME Paper 2001-GT-0107
- (10) E. D. Larson : ASME Cogen-Turbo, IGTT-vol.3(1988)
- (11) Foster-Pegg RW : ASME Paper 89-GT-100
- (12) 中村弘巳, 山本和夫 : 火力原子力発電, vol.43 No.12(1992) p.1587
- (13) Y. Mori : 83-Tokyo-IGTC-38(1983) p.297
- (14) A. D. Rao : EPRI-IE7300, (1991)
- (15) 幡宮重雄 : 日本機械学会 第7回動力・エネルギー技術シンポジウム (2000) p.13
- (16) T. Takahashi : ICOPE-2001, vol. 1(2001) p.161
- (17) S. Hatamiya : Proc. of ASME Turbo Expo GT-2004-54031
- (18) T. Saitou : Proc. of ASME Turbo Expo GT-2005-68647
- (19) S. Higuchi : 日本ガスタービン学会誌, vol.34-1(2006) p.54
- (20) 井上久道他 : 第11回液体微粒化シンポジウム (2002)
- (21) H. Araki : Proc. of ASME Turbo Expo GT-2005-68671
- (22) 沼田祥平 : 第39回日本伝熱シンポジウム (2002)
- (23) 片桐幸徳 : 日本機械学会 第10回動力・エネルギー技術シンポジウム (2005)

小特集：ガスタービンを利用した新型発電システム

小型リヒートガスタービン

壹岐 典彦^{*1}

IKI Norihiko

高橋 三餘^{*1}

TAKAHASHI Sanyo

古谷 博秀^{*1}

FURUTANI Hirohide

キーワード：反転ブレイトンサイクル (Inverted Brayton Cycle), リヒートガスタービン (Reheat Gas Turbine), マイクロガスタービン (Micro Gas Turbine), コージェネレーション (Cogeneration), 熱再生 (Recupertaion)

1. まえがき

1.1 小型システムにおける効率向上

地球環境の観点から二酸化炭素の排出抑制が求められている。内燃機関における対策としては、燃料の転換や効率向上がある。ガスタービンの効率を向上させる手法としては、構成要素の効率向上、タービン入口温度の向上、圧力比の増大、熱の再生などがある。大型のシステムでは、圧縮機やタービンなどの構成要素の効率は高いが、小型のシステムでは、構成要素の効率は低く、また冷却構造の採用が難しいため、タービン入口温度も低いのが実情である。さらに圧縮機やタービンの効率が低いため、圧縮比の増大による効率向上も限界がある。かかる状況により小型のガスタービンの効率は一般に低くなる。ところが、マイクロガスタービンでは、熱再生を用いることでシンプルサイクルに比べて大幅に効率を高めている。このようにサイクルの工夫により小型のガスタービンでも効率向上の可能性がある。産総研では、構成要素の性能がマイクロガスタービンと同等でありながらサイクルの工夫によってより高い効率を達成する方法を検討してきた。その結果は小型リヒートガスタービンとしてまとめてきた⁽¹⁾⁽⁵⁾。本稿では、小型リヒートガスタービンについて紹介する。

2. 効率向上の検討

2.1 熱再生

現在、マイクロガスタービンにおいては、熱交換器による熱再生によって効率を向上させている。これは、排熱により空気を予熱し、燃料を節約していると解釈できる。このことをエクセルギーの観点で考えてみると、高質のエネルギーを持つ燃料を燃焼して熱エネルギーに変換することは、本質的にエクセルギーの減少を招く。熱エネルギーは高温ではエクセルギーの割合が高いものの、低温ではエクセルギーの割合が低く、エネルギーの質が低い、つまり運動エネルギーなど他のエネルギーへ変換できるエネルギーの割合が少なくなる。図1に示される

ように、低温から高温まで燃焼で空気を加熱すると、低質のエネルギーで可能な加熱を高質のエネルギーで行うことになり、エクセルギーの損失が大きくなってしまう。熱再生で空気を予熱すれば、低温での加熱を低質のエネルギーで賄い、燃焼は高温での加熱のみを行うことになり、エネルギーの質の低下を小さくとどめ、エクセルギーの損失を小さくできることになる。その結果、マイクロガスタービンでは効率を高めていると解釈できる。このことからわかるようにシステムの効率を高めるための指針は燃料を熱に変換する(燃焼させる)のは高温で行い、予熱は排熱で行うべきであるということである。

2.2 圧力比の増大

リヒートガスタービンサイクルは圧力比を増大することで、出力増大と効率向上を図れるが、小型のガスタービンでは高圧力比にすると、タービン翼のサイズが小さくなってしまう。一般に小型の圧縮機やタービンはクリアランスの問題があり、効率が低下してしまう。このため、小型のガスタービンにリヒートガスタービンサイクルを適用しても、効率向上がさほど期待できない。

一方、蒸気タービンでは、負圧まで膨張させることで高出力と高効率を得ることができる。また、Grazサイクル⁽⁶⁾やWE-NETの水素燃焼タービン⁽⁷⁾ではガスタービンと蒸気タービンの作動媒体を水蒸気で共通化しており、最高圧力の割に高い圧力比を得ている。メタン燃料を燃

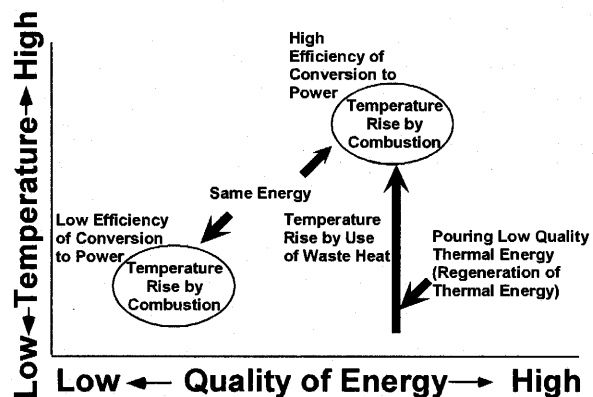


図1 熱再生による効率向上の概念

原稿受付 2006年1月31日

*1 御産業技術総合研究所エネルギー技術研究部門
〒305-8564 茨城県つくば市並木1丁目2
御産業技術総合研究所 東事業所

料とした場合には^{(8),(9)}, CO_2 が作動媒体に含まれるため、負圧の CO_2 を排気するために CO_2 圧縮機が必要となってしまう。その動力分だけ効率が低下するものの、発電効率は高い。以上のことから、ガスタービンサイクルにおいて負圧までの膨脹を取り入れることで、最高圧を抑えたまま、効率向上を図れる可能性があることがわかる。

2.3 反転ブレイトンサイクル

水蒸気以外の高温ガスを作動媒体とした場合でも負圧まで膨脹することで出力が得られることは、既に知られている⁽¹⁰⁾⁻⁽¹²⁾。反転ブレイトンサイクル (Inverted Brayton)

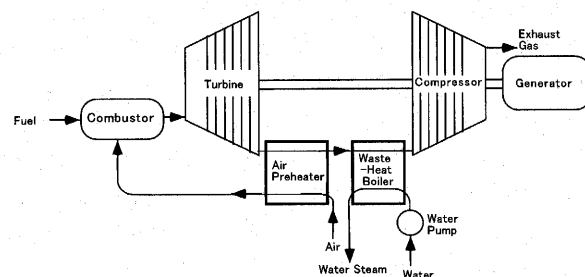


図2 反転ブレイトンサイクル (Inverted Brayton Cycle)

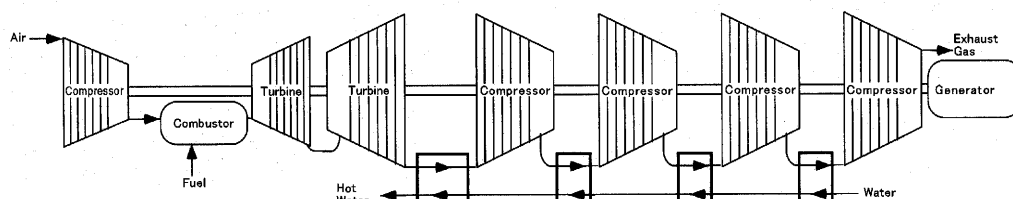
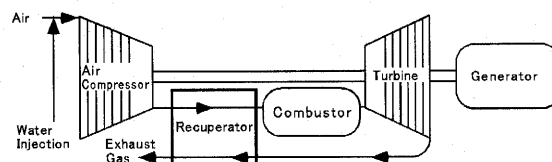
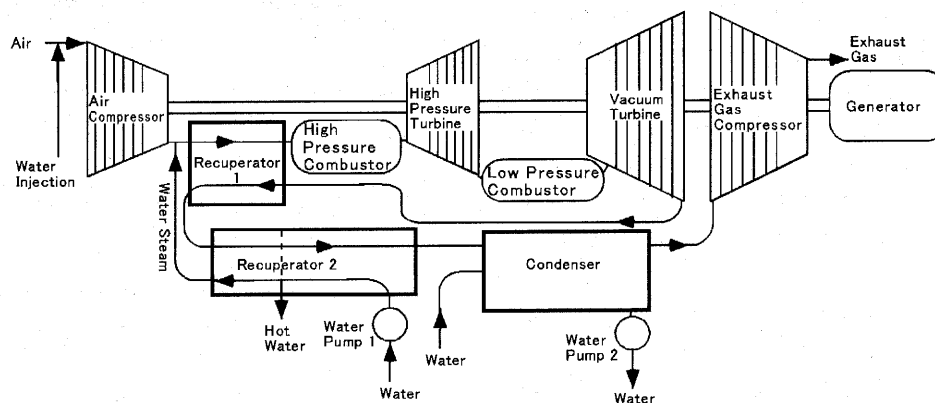


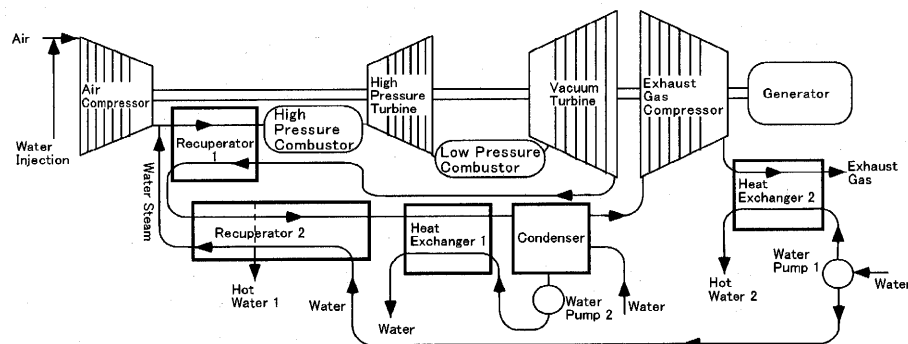
図3 ミラーガスタービン (Mirror Gas Turbine)



(a) マイクロガスタービン (熱再生有り)



(b) 小型リヒートガスタービン (当初提案型)



(c) 改良型小型リヒートガスタービン

図4 比較したサイクル

Cycle, 図2参照)は作動媒体ガスが給気→圧縮→加熱→膨張→排気と順番に過程を経て運転される通常のガスタービンとは異なり, 給気→(加熱→)膨張→(冷却→)圧縮→排気という過程を経て運転される。このことにより, 常圧の高温の気体から動力を取り出すことが可能となる。このサイクルにおいては膨張後の負圧の作動媒体ガスを排気するために圧縮を行わなければならない。この圧縮動力を削減するため, 圧縮前の作動媒体ガスの冷却過程は必須となる。このサイクルについては, Hodge¹⁰⁾が基本的な解説を行い, Wilson ら¹¹⁾が廃熱利用のシステムについて報告している。Tsujikawa ら¹²⁾はこのサイクルを対して圧縮過程に中間冷却を取り入れて効率向上させるとともに, 反転ブレイトンサイクルを試作し, 出力が出ることを実証した¹³⁾。さらにガスタービンと逆ブレイトンサイクルを組み合わせたミラーガスタービン (Mirror Gas Turbine, 図3参照)を提案した¹⁴⁻¹⁶⁾。原田, 足利ら^{17,18)}はマイクロガスタービン相当の常圧タービン(APT: Atmospheric Pressure Turbine)を提案・試作している。

ミラーガスタービンによりシステム効率を大きく改善できることが示されているが, これは簡便化して考えると, システムの最低圧力を大気圧以下にすることで, 最高圧力を保ったまま, 圧力比を拡大する手法と考えることができる。

2.4 反転ブレイトンサイクルを利用したリヒートガスタービン

大型のガスタービンでは, 圧縮機やタービンの断熱効率がいため, 負圧側の圧力比増大の効果が大きくなるが, 小型のシステムでは圧縮機やタービンの断熱効率が低いため負圧側の圧力比増大に伴う効率改善の程度は小さくなる。また, ミラーガスタービンである程度の効率向上が図られるため, 再熱を単純に行ってもタービンの排気温度が高くなってしまい却って負圧側の圧縮機動力が増えてしまい, 逆に効率低下を招きかねない。したがって, 熱再生との組合せは必須となる。かかる状況の下, 著者らは, 水と水蒸気をうまく活用して, 小型のガスタービンの効率を向上する可能性を見出して, 小型リヒートガスタービンを提案した。

3. 小型リヒートガスタービン

3.1 検討したサイクル

検討したサイクルを図4に示す。(a)はマイクロガスタービンで再生サイクルを用いている。(b)は小型リヒートガスタービンで, ミラーガスタービン等に採用されている中間冷却は省略されている。ミラーガスタービンとの第一の相違点は再熱用の燃焼器である。また, 熱再生を考えると, 排出ガスからの熱回収は再生器による空気の前熱だけでは不十分である。なぜなら, 小型の圧縮機の低い効率のために, その圧縮空気の温度は既に高くなっており, 再生器だけでは, 排出ガスの熱を十分に回

表1 基準運転条件

Fuel	Methane
Background temperature	288K
Background pressure	0.1013MPa
Background humidity	60%
Adiabatic turbine efficiency	82%
Adiabatic compressor efficiency	75%
Combustor pressure loss	3%
Heat exchanger pressure loss	3%
Temperature effectiveness of a heat exchanger	85%
Turbine inlet temperature	1173K
Mechanical efficiency	95%
Efficiency of generator	95%
Efficiency of inverter	95%
Air compressor outlet pressure	0.35MPa
Turbine outlet pressure	0.106MPa
Outlet pressure of the water pump	0.4MPa
Mass flow rate of air at an air compressor inlet	0.33kg/s
Mass flow rate of water supplied to a condenser	2.5kg/s
Mass flow rate of water injection	0.0kg/s
Hot water pressure	0.388MPa

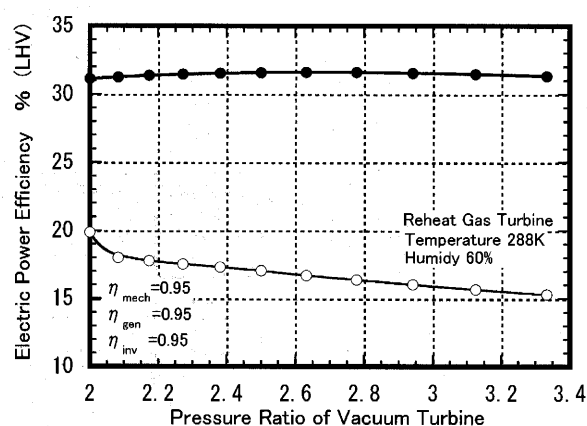


図5 負圧タービンの圧力比の影響

収することは難しい。そこで, 作動媒体に水蒸気を加えることで熱再生の改善を試みた。

また, 熱交換器では排気を十分に冷却できないと考え, 水噴射による凝縮器を設けた。負圧側の圧縮機の中間冷却を行っていないが, 中間冷却により効率向上することは既に明らかであるので, 今回の検討では簡便のため, 省略した。さらに圧縮機動力の削減に効果のある圧縮機への水噴射についても検討した。

小型リヒートガスタービンは熱効率を高めるために, 冷却を行う結果, 温水と水蒸気が得られるが, コージェネレーションシステムとしては総合効率が低い。そこで, 熱供給を増やすため, (c)のように熱交換器を増やして熱

回収を見直した。改良内容の詳細は後に述べる。

3.2 検討条件

サイクル計算には、プロセスシミュレーター HYSYS 3.01を用いている。マイクロガスタービンの要素技術を用いて小型リヒートガスタービンを構成することを想定して、表1の条件を基準の条件として定め、シミュレーションを行っている。小型のガスタービンをベースとして正圧側のシステムを構成するものと考え、つまり、マイクロガスタービンと正圧側の部品の共用化を図ることを想定している。小型リヒートガスタービンには正圧側と負圧側の2つのシステムがあるので、出力はマイクロガスタービンの2倍程度となるが、それが100kW以下となると想定した。さらに、圧縮後の空気に水蒸気又は水を噴射することにより、出力増大と効率向上をねらっているが、基準条件では再生器2内で冷却水が気化し始めるところで水の一部を取り出して、残りの水が完全に気化させて水蒸気で噴射することにした。

凝縮器では、水を噴射して排気を冷却するものとした。凝縮器に供給する水が多いほどシステムの効率が高まるが、供給が多くなると、効率向上に対する増水の効果が小さくなる。基準条件では15℃、2.5kg/sの冷却水供給

に対して、機械効率 η_{mech} を95%として、小型リヒートガスタービンの軸出力は83.3kWとなり、その効率は35.0%となって20℃前後のドレインが出る。ただし、この温度は運転条件によっては変化する。

コージェネレーションシステムの総合効率を考える上では、軸出力よりも発電出力を取り扱う方が適切である。そこで、発電機効率 η_{gen} を95%、インバーター効率 η_{inv} を95%と仮定して計算した。したがってこのサイクルの発電効率 η_{EP} は軸出力の効率の約1割減となる。

3.3 検討サイクルの性能

本小型リヒートガスタービンでは負圧タービンの膨張比を大きくすると、負圧タービンの出力が増大するが、排気を行うため負圧側の圧縮機の動力も増大する。このため、発電効率に対して、最適な圧力比があり、図5の●のように圧力比に対する熱効率の変化は緩やかで、圧力比が2.7前後でピークとなる。このとき、負圧タービン出口圧は0.038MPaであり、これを基準条件として、以後の解析を行った。なお、このときの高温水は0.388MPa、140℃前後で、熱出力としては図5の○のように発電の半分ほどであり、圧力比が小さいほど大きい。総合出力は図5に示した範囲では、最大でも50%台である。ただし、負圧側の圧縮機の排気からさらに熱回収が可能であるので、更に高出力をねらうことは可能である。つまり図5の熱出力は、熱出力の最大値ではなく、高効率を得るには少なくともこれだけの熱出力分の熱回収が必要であることを意味している。

熱交換器の温度効率が高いほど、図6のように小型リヒートガスタービンの効率が高まり、熱出力も増大する。マイクロガスタービンに比べると発電効率が低いものの、温度効率に対する効率向上の程度が小さい。さらに温度効率が90%以上では、再生器2内のピンチポイント温度差が小さくなっていく。この図では10Kの温度差まで許容したが、これが制約条件となり、効率の伸びはさらに抑制される。言い換えれば、本小型リヒートガスタービンでは、熱交換器の数は多いものの、温度効率が低くても熱再生の効果が大きく得られており、熱再生の効果

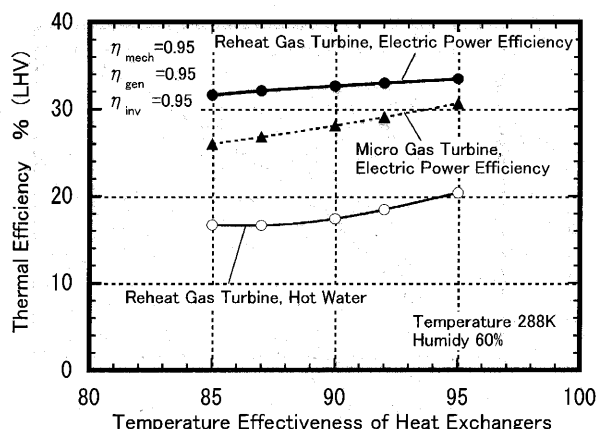


図6 温度効率の影響

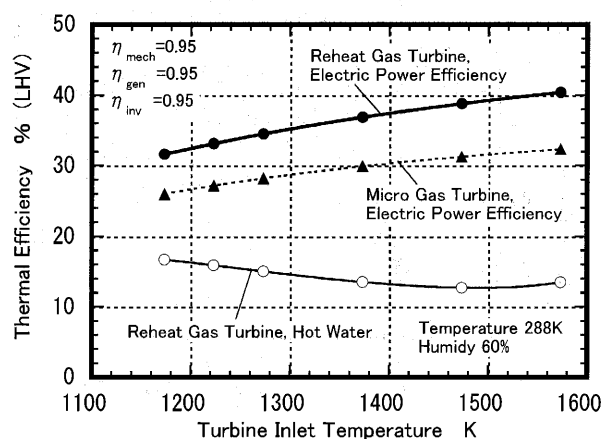


図7 タービン入口温度の影響

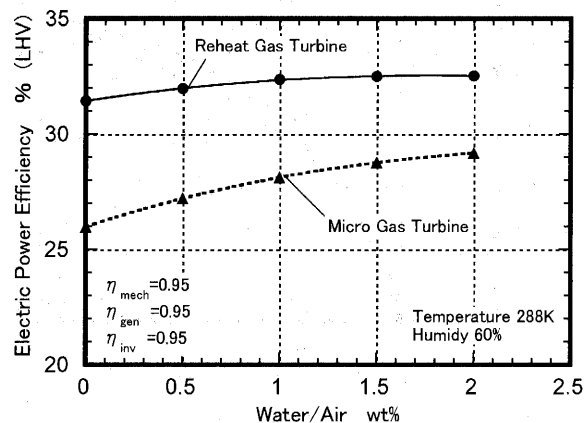


図8 水噴射の効果

は頭打ちに近い。一方、マイクロガスタービンは熱交換器の性能向上により効率向上の余地がある。

タービン入口温度の向上により、システム効率が向上するが、小型のタービンシステムでは冷却構造を取り入れるのが難しいため、タービン入口温度は1200K 前後である。しかし、将来、タービンのセラミックス化が実現されれば、マイクロガスタービンでも1600K 程度のタービン入口温度が想定できる。図7は、タービン入口温度を正圧タービンと不圧タービンの両方について等しく上昇させた場合の効率の変化を示す。マイクロガスタービンに対して、温度上昇とともに効率の差は拡大し、1273K で約6%高い効率を示し、1573K では8%程度高い効率となる。なおタービン入口温度の上昇に伴い、最高効率となる圧力比も変化するので、図7よりやや高い効率にできる。

図8に圧縮機への水噴霧供給による空気冷却の効果を示す。比較のため、マイクロガスタービンでも同様の水噴霧供給を行ったものとして効率を示す。水供給に伴い、効率が上昇するが、その効果はマイクロガスタービンの方が、大きい。特に、本小型リヒートガスタービンでは空気に対する水の質量が1%を超えると、ピンチ温度差が小さくなり、効率向上の効果が低下する。

3.4 コージェネレーションを想定したサイクル

当初提案サイクルは、いくつかの熱回収技術（例えば熱交換器や水噴射と水蒸気噴射と効果）を使用している。更に、当初提案サイクルは軸出力の高効率化に着目し、熱出力を増大する工夫をしていない。そこで、熱回収を積極的に行うことで、コージェネレーションシステム用に小型リヒートガスタービンサイクルを図4(c)のように改良した。当初提案サイクルでは排気ガス圧縮機からの排気ガスの熱を回収していなかったため、熱交換器2を加えた。凝縮器と熱交換器に供給する水の量を減らすために、熱交換器1を凝縮器の上流に加え、熱交換器1の冷却水は、凝縮器の排水から得るようにした。コージェネレーション用の改良型サイクルでは熱出力が増大するものの、圧力損失が増大するため、軸出力は減少することになる。

温水の熱出力 Q_{HW} は、周囲温度で大気圧の水と得られた温水との熱エネルギー差により計算した。コージェネレーションシステムとしての性能を表すPURPA効率⁽¹⁸⁾は、 $EFF_{EP} + EFF_{QHW}/2$ によって定義される。

図9は改良型小型リヒートガスタービンの性能を示す。負圧タービンの圧力比 PR_{VT} に対して、発電効率 EFF_{EP} 、温水の熱出力の効率 EFF_{QHW} 、総合効率、PURPA 効率は、凝縮器の冷却水の流量が基準条件の2.5kg/s のとき

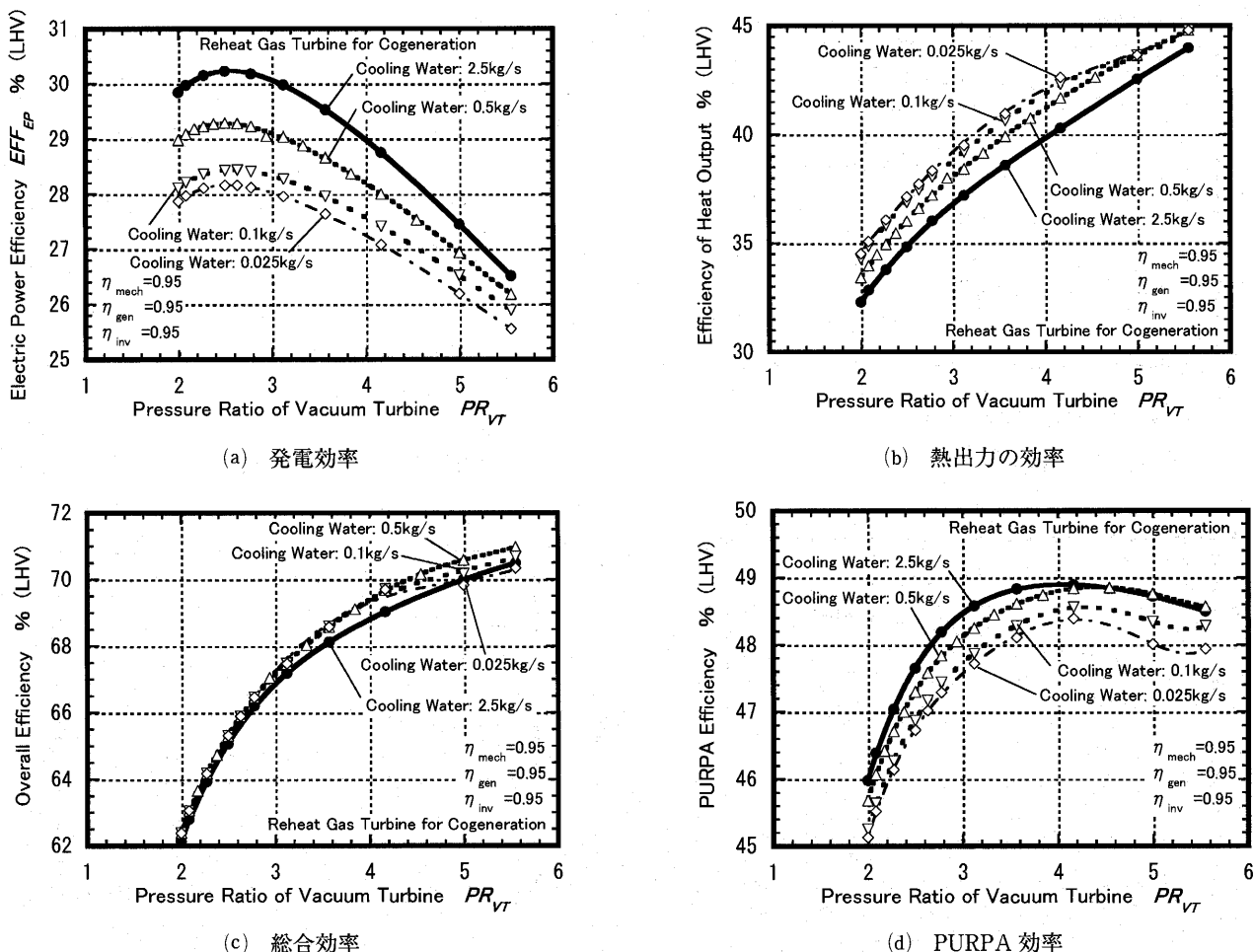


図9 改良型小型リヒートガスタービンの熱効率

も、1/100の0.025kg/sのときも類似の変化を示す。(a)のように EFF_{EP} は $PR_{VT}=2.5$ 付近でピークを持ち、 PR_{VT} が更に上昇すると、 EFF_{EP} は徐々に低下する。冷却水の流量が多いほど EFF_{EP} は高くなるが、基準条件の場合でも30%を超える程度となり、当初提案サイクルに比べて低くなる。全熱出力は(b)のように PR_{VT} とともに単調に上昇する。熱出力の効率の PR_{VT} に対する変化は発電効率の変化より大きいので、総合効率は(c)のように PR_{VT} とともに単調に上昇する。一方、PURPA効率では、熱出力が電力の半分に評価されるため、 $PR_{VT}=4$ 付近でピークを持つようになり、凝縮器の冷却水流量が2.5kg/s、0.5kg/sのときには49%に近づき、冷却水流量が0.025kg/sでも48%を超える。したがって、コージェネレーション用サイクルにおいては、熱の価値をどのように評価するかによって、最適な PR_{VT} が異なってくる。発電効率を重視すれば、 $PR_{VT}=2.5$ 程度、PURPA効率を重視すれば、 $PR_{VT}=4$ 程度、総合効率を重視するならば、 PR_{VT} は5.5以上の本計算範囲外に最適値がある。

4. 最後に

負圧までの膨張と熱再生を用いた小型リヒートガスタービンを検討した結果、その発電効率はマイクロガスタービンより5%以上高くなり得ることを示した。また、このシステムは、温水と水蒸気を供給することが可能であるので、コージェネレーションシステムとしての見地から、熱回収を積極的に行い、小型リヒートガスタービンの性能を改善した。

今後の本システムの開発の前提として、反転ブレイトンサイクルの開発が必要である。本システムのような応用技術の可能性がある点でも、現在取り組まれている反転ブレイトンサイクルの研究開発の進展が期待される。

参考文献

- (1) Iki, N., Furutani, H. and Takahashi, S., ASME Turbo Expo 2003, GT2003-38473, (2003)
- (2) 壹岐典彦, 古谷博秀, 高橋三郎, 第31回ガスタービン定期講演会講演論文集, (2003) p.25
- (3) Iki, N., Takahashi, S. and Furutani, H., ASME Turbo Expo 2004, GT2004-53837, (2004)
- (4) 壹岐典彦, 高橋三郎, 古谷博秀, 第32回ガスタービン定期講演会講演論文集, (2004) p.231
- (5) Iki, N., Takahashi, S. and Furutani, H., ASME Turbo Expo 2005, GT2005-68703, (2005)
- (6) Jericha, H. and Starzer, O., Proc. 19th International Congress on Combustion Engine, CIMAC, G20, (1991)
- (7) 電力中央研究所;平成8年度成果報告書「水素利用国際クリーンエネルギーシステム技術(WE-NET)サブタスク8 水素燃焼タービンの研究開発(1)最適システムの評価」, NEDO-WE-NET-9681, 新エネルギー・産業技術総合開発機構, (1997)
- (8) Jericha, H. and Fesharaki, M., ASME Paper 95-CTP-79, (1995)
- (9) 電力中央研究所;平成11年度成果報告書「二酸化炭素回収対応クロード型高効率ガスタービン技術第I期研究開発」, NEDO-CO-TB99, 新エネルギー・産業技術総合開発機構, (2000)
- (10) Hodge, J., "Cycles and Performance Estimation", Butterworths Scientific Publications, London, (1955), p.173
- (11) Wilson, D. G. and Dunteman, N. R., 1973, ASME Paper 73-GT-90(1973)
- (12) Tsujikawa, Y., Otani, K., Kaneko, K., Watanabe, T. and Fujii, S., ASME Paper 99-GT-378(1999)
- (13) 大谷浄, 金子憲一, 赤岸桂樹, 山本清大, 藤井昭一, 日本ガスタービン学会誌, Vol.21, No.5, (1999), p.360
- (14) Tsujikawa, Y., Otani, K., Kaneko, K., Watanabe, T. and Fujii, S., Proc. International Gas Turbine Congress 1999 Kobe, pp.405-410(1999)
- (15) Fujii, S., Kaneko, K., Otani, K. and Tsujikawa, Y., ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.123, (2001), p.481
- (16) 金子憲一, 大谷浄, 辻川吉春, 藤井昭一, エネルギー・資源学会誌, Vol.21, No.3, (2000), p.67
- (17) 原田英一, 北嶋潤一, 井上健司, 田中一雄, 足利貢, 佐々江啓介, 辻川吉春, 金子憲一, 第33回ガスタービン定期講演会講演論文集, (2005) p.151
- (18) 足利貢, 佐々江啓介, 井上健司, 田中一雄, 第33回ガスタービン定期講演会講演論文集, (2005) p.155
- (19) 例えば, Boyce, M. P., Handbook for cogeneration and combined cycle power plants, (2002), ASME Press.

記号

PR : タービンの圧力比

LHV : 低位発熱量

T : 温度

η : 熱交換器の温度効率,

$$\eta_1 = (T_{i1} - T_{o1}) / (T_{i1} - T_{i2}),$$

$$\eta_2 = (T_{o2} - T_{i2}) / (T_{i1} - T_{i2})$$

$$\eta = \max(\eta_1, \eta_2)$$

または要素の効率

Q : 熱出力

EFF : 熱効率

添え字

HPT : 小型リヒートガスタービンの正圧タービンまたはマイクロガスタービンのタービン

VT : 小型リヒートガスタービンの負圧タービン

EP : 電力出力

Q : 熱出力

HW : 温水

$i1$ ($i2$) : 熱交換器の入口の作動媒体 1 または 2

$o1$ ($o2$) : 熱交換器の出口の作動媒体 1 または 2

$mech$: 機械効率のための添え字

gen : 発電機効率のための添え字

inv : インバーター効率のための添え字

複合型インピンジ冷却構造の冷却性能に対するピン配置の影響

Pin Arrangement Dependence of Cooling Performance of an Integrated Impingement and Pin Fin Cooling Configuration

仲俣千由紀^{*1}

NAKAMATA Chiyuki

大北 洋治^{*1}

OKITA Yoji

三村富嗣雄^{*2}

MIMURA Fujio

松下 政裕^{*2}

MATSUSHITA Masahiro

山根 敬^{*2}

YAMANE Takashi

福山 佳孝^{*2}

FUKUYAMA Yoshitaka

吉田 豊明^{*3}

YOSHIDA Toyoaki

Abstract

Experimental study was conducted for the development of the integrated impingement and pin-fin cooling configuration. In the development, the spatial arrangements of impingement holes, pin-fins and film cooling (discharge) holes were the main concern. The temperature measurement was performed for different test pieces with various pin arrangements to clarify the cooling effectiveness variation with the pin arrangement. Experiments were conducted with 673K hot gas flow and room temperature cooling air. The Reynolds number of gas side flow was 170000–650000 and cooling air Reynolds number was 2600–40000. Test plate surface temperatures were measured using an infrared camera. It was confirmed that an arrangement of the pin was an important parameter.

Key words : インピンジ冷却 Impingement cooling, 伝熱面積拡大 Heat transfer area enhancement, フィルム冷却 Film cooling, ピンフィン Pin fin

1. 序論

航空用や発電用ガスタービンの高効率高性能化に伴いタービン入口温度は上昇傾向にあり、それに伴い必要とされる冷却空気流量は増加傾向にある。ガスタービンのさらなる性能向上には少ない冷却空気流量で高い冷却性能を発揮する革新的な冷却構造が求められており、このような冷却構造として、著者らはピンフィンで内部伝熱面積を拡大した複合型インピンジ冷却構造を考案し、研究を実施してきた。複合型インピンジ冷却構造は図1に示されるように、翼面が二重壁をなし、二重壁間に冷却側伝熱面積の拡大のためピンが多数配置された構造である。この構造に関する研究は船崎ら⁽¹⁾により初めて発表された。船崎ら⁽¹⁾は図2に示す最も基本的な構造について感温液晶法により冷却側熱伝達率分布を計測し、インピンジ孔径に対するピン高さの比が1.5程度まではピン表面の平均熱伝達率はターゲット面の平均熱伝達率と同程度であることを示し、ピンによる表面積拡大の効果が期待できると報告した。

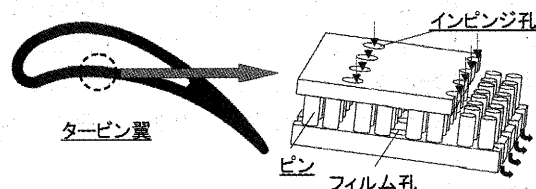


図1 複合型インピンジ冷却構造模式図

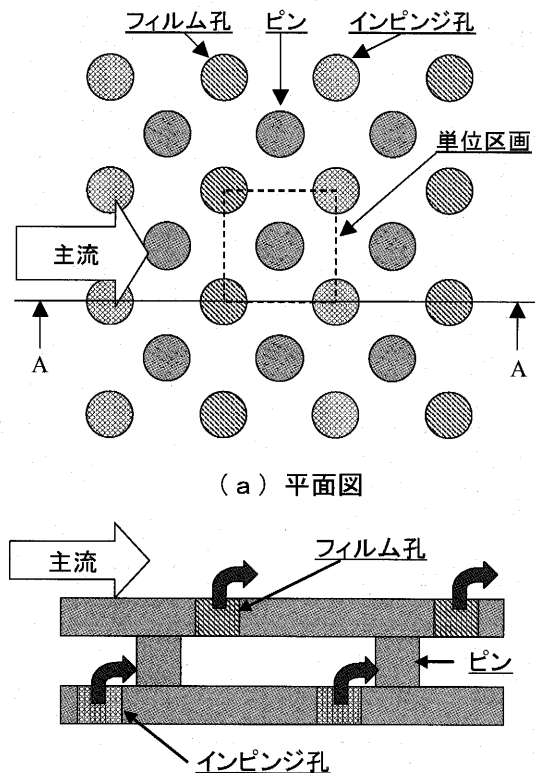
これを受けて山脇ら⁽²⁾は図2の基本型からさらにピン密度を増した形状について高温ガス流中での冷却性能試験を実施し、ピン密度が増加した場合にピンによる表面積拡大効果が加算的に得られるかどうかを調べた。山脇ら⁽²⁾の結果は、ピン表面積増加から類推されるほど冷却性能は増加しないというものであった。彼らはCFD解析を実施し、その結果から、ピン密度が増加した場合に冷却性能が上がらなかった原因は、ターゲット面の噴流衝突部分の高熱伝達域がピンにより狭められたためではないかと考察している。

Favarettoら⁽³⁾は複合型インピンジ冷却構造の設計パラメータのうち冷却孔径、ピン径、ピン高さを変数として圧力損失と冷却効率を目的関数とした遺伝的アルゴリズムによる最適化を試みた。彼らは、冷却孔径が大きく、ピン高さが高く、ピン径が小さい形状が有効であると報

原稿受付 2005年5月23日

校閲完了 2006年2月9日

- *1 石川島播磨重工業㈱
〒190-1297 東京都西多摩郡瑞穂町殿ヶ谷229
- *2 宇宙航空研究開発機構
- *3 東京農工大学



(a) 平面図
(b) 断面 A A
図2 基本型構造

告している。この結果に対して彼らは、小さなピン径は圧力損失が最適化された結果であり、高いピン高さは伝熱面積拡大により冷却効率が最適化された結果であると考察している。彼らは明示的には言及していないが、ピン径が小さいことは噴流衝突部の高熱伝達域確保につながると考えることもでき、そう考えると山脇ら⁽²⁾の結果と Favaretto ら⁽³⁾の結果は矛盾しない。

以上のように複合型インピンジ冷却構造においてはピンと孔の相対的配置が冷却性能の重要なパラメータであると考えられる。筆者らは複合型インピンジ冷却構造においてピン配置が冷却性能にどのように影響するのかを調査する目的で、高温風洞での冷却性能試験を実施した。今回は特にインピンジ孔とピンの位置関係に着目し、山脇ら⁽²⁾が示唆したようにターゲット面での噴流衝突部面積の違いが冷却性能に影響するのかを調べるために、ピンの断面積密度は等しいがインピンジ孔とピンの位置関係が異なる二種類の形状に対して冷却性能試験を実施した。

2. 試験設備および方法

宇宙航空研究開発機構の高温風洞にて冷却性能試験を実施した。試験ダクトに供給される主流ガスには燃焼器で温度制御された燃焼ガスを用い、冷却空気系には燃焼器上流で主流を分岐した空気を用いる。冷却空気経路には電気ヒーターが取り付けられており、冷却空気温度の昇温が可能である。試験片を設置する試験ダクト部の詳細を

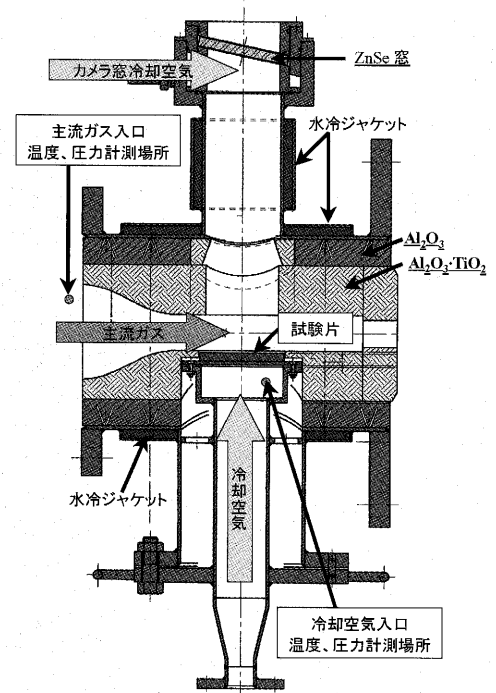


図3 試験ダクト詳細

図3に示す。熱損失を防ぐため断熱材としてアルミナキャストブルを内壁に施工した。アルミナキャストブルは熱衝撃に弱く脆いので、流路は耐熱衝撃性のよいチタン酸アルミで形成した。試験片表面温度をサーモカメラで計測するため、試験片の対面には観測窓を設けた。窓材には赤外線透過率の高いセレン化亜鉛を用い、反射防止コーティングを施した。冷却性能評価に用いる主流ガス温度は試験ダクト入口の周方向位置二箇所、冷却空気温度は試験片入口の二箇所、熱電対により計測されている。

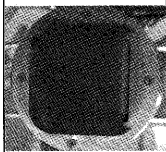
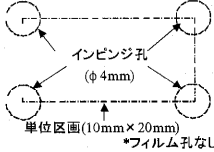
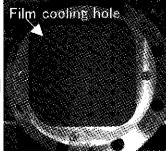
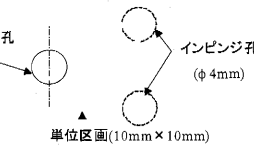
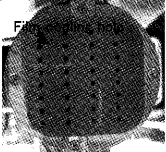
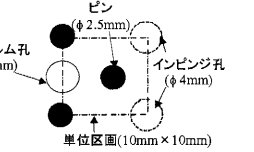
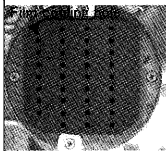
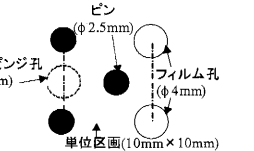
3. 試験片

本研究の目的は、ターゲット面での噴流衝突部面積の違いが冷却性能に影響するのかを調べることである。そこで冷却孔の相対的配置とピンの断面積密度が同じだがピン配置が異なる二種類の試験片（千鳥型、千鳥型2）を製作した。また主流側熱伝達率を推定するための参照型試験片、複合型インピンジ冷却構造との比較のためのピンのない従来千鳥型も製作した。表1に試験片形状を示す。

二種類の複合型インピンジ冷却構造の違いについてであるが、千鳥型は千鳥型2に比較してインピンジ孔とピンの距離が大きく取っており、噴流衝突部の高熱伝達域を確保した形状となっている。つまり山脇ら⁽²⁾の結果から類推すると高性能が期待される形状が千鳥型であり、性能が低いと予測される形状が千鳥型2である。

インピンジ孔とフィルム孔配置については、参照型以外の三つの試験片ではインピンジ孔とフィルム孔は千鳥型配置とした。千鳥型2ではインピンジ孔とフィルム孔

表1 試験片

試験片名称	試験目的	外観	冷却構造	孔数		材質
				インピンジ	フィルム	
参照型	主流側熱伝達率を求める			34	0	ステンレス
従来千鳥型	①フィルム効率を求める ②冷却効率ベースライン計測			34	32	
千鳥型	複合型インピンジ冷却構造 冷却効率取得			34	32	ニッケル 合金
千鳥型2	複合型インピンジ冷却構造 冷却効率取得			32	34	

の相対的位置関係は千鳥型、従来千鳥型と同じであるが試験片形状の都合上、試験片外形形状に対する孔の相対位置と個数は異なっている。

製造方法と材質であるが、内部にピンを持つ千鳥型および千鳥型2は、三次元造形性に優れるラビットプロトタイピングで製造した中子を用いて鋳造により製造され、冷却孔も鋳造時に作り込まれている。鋳造に用いた金属はタービン翼材として一般的なニッケル合金である。内部のピンを持たない参照型および従来千鳥型はステンレス鋼で機械加工により製造された。試験時のメタル温度におけるニッケル合金の熱伝導率は約10W/(mK)であり、ステンレス鋼の熱伝導率は約17W/(mK)である。試験結果の比較においては一次元熱伝導解析により熱伝導率の違いに起因する冷却効率の差を見積もり、試験結果を補正した。熱伝導率の違いに起因する冷却効率の違いは1～2%程度である。

4. サーモカメラによる試験片表面温度計測方法

複合型インピンジ冷却構造表面では、構造の周期性に対応した周期的温度分布が予測される。試験片表面温度の二次元分布を計測するためにサーモカメラを用いた。サーモカメラによる計測では表面温度の二次元分布が把握できるという利点がある一方、周囲の反射、光学経路での吸収などの影響により絶対値を正確に計測することが難しいという欠点がある。しかし試験片の温度レベルや試験条件がほぼ同じであれば上述の計測に影響を与える因子はほぼ同じであると考えられるため、試験片間の表面温度の相対比較には適している。また、試験片表面

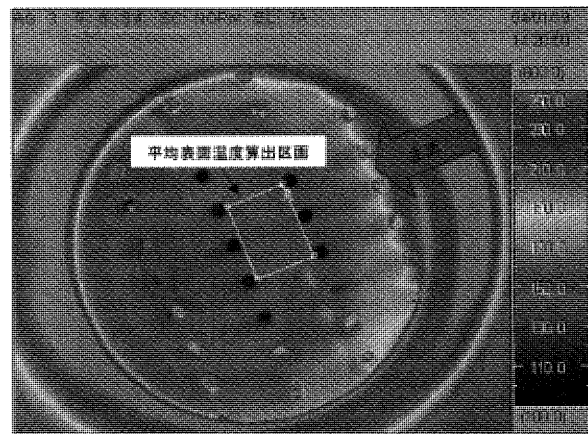


図4 冷却性能評価区画

の放射率を高め周囲の反射の影響を小さくするために黒体塗料を塗布し誤差低減を図った。サーモカメラ計測の絶対値が必要な場合、一般的には熱電対による較正が行われる。しかし熱電対による計測では熱電対固定方法などにより試験片ごとの個体差が生じ、また温度勾配の存在する場所の計測では熱伝導による熱損失による誤差が発生するため、試験片個々に異なる誤差が生じる。そこで我々はサーモカメラ計測データに対して熱電対による較正を実施せず、試験片間の冷却性能比較を実施した。

試験片の冷却性能は図4に示す四単位区画分の表面温度平均値を用いて評価した。

5. 試験条件

主流側レイノルズ数（以下 Re_g ）が 1.7×10^5 、 $3.8 \times$

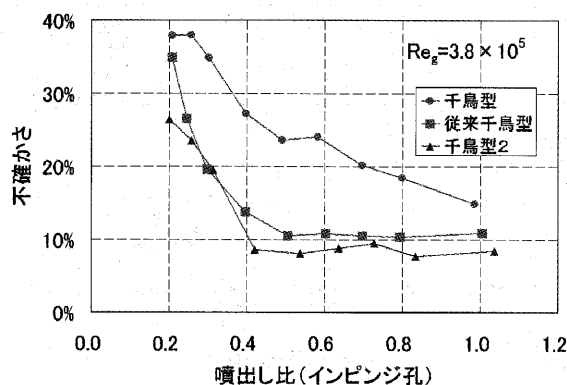


図5 不確かさ解析結果

10^5 , 5.4×10^5 , 6.5×10^5 の4条件について、それぞれ冷却側レイノルズ数（以下 Re_c ）を $2.6 \times 10^3 \sim 4.0 \times 10^4$ に変化させて試験を実施した。 Re_g は試験ダクト入口で計測した主流ガス温度平均値と試験片の流れ方向長さに基づき、 Re_c は試験片入口で計測された冷却空気温度平均値とインピンジ孔直径に基づく。フィルム冷却の重要変数である密度比を実機相当である2程度に合わせるために主流ガス温度は約673K、冷却空気供給温度は約300Kで試験を実施した。

6. 誤差解析

この試験により得られる冷却効率（次章（式1）参照）の不確かさを $Re_g = 3.8 \times 10^5$ の場合について解析し

た。図5に得られた不確かさを示す。全体の不確かさの主要因は冷却空気温度の不確かさであり、冷却空気供給ラインへの主流からの入熱により冷却空気温度に大きな分布が生じたことに起因している。冷却空気流量が少ない場合は主流からの入熱による温度上昇が大きく、大きな温度分布が生じるために不確かさが大きくなっている。従来千鳥型、千鳥型2では噴出し比0.5以上の場合不確かさは10%程度であったが、千鳥型では不確かさがさらに大きかった。試験片ごとに不確かさが異なる原因は、冷却性能差に起因する熱流束の違いであると考えている。

7. 試験結果および考察

各試験片の冷却性能は次式で定義された冷却効率により比較する。

$$\eta = \frac{T_g - T_{w,g}}{T_g - T_{c,in}} \quad (\text{式1})$$

試験により得られた従来千鳥型、千鳥型、千鳥型2の冷却効率を図6に示す。当初の予測どおり全ての Re_g において千鳥型の冷却効率は千鳥型2を上回っており、ターゲット面での噴流衝突部の高熱伝達域を確保した形状で冷却性能が高いことが実験結果として示された。従来千鳥型形状との相対関係に着目すると、 $Re_g = 1.7 \times 10^5$ では従来千鳥型と千鳥型2がほぼ同じ冷却効率を示し、千鳥型が両者を上回る結果であるが、 Re_g が高くなるにつれて従来千鳥型の冷却効率は千鳥型に近づき、 $Re_g \geq 5.4 \times 10^5$ では千鳥型冷却効率は従来千鳥型とほぼ同じとなっている。 Re_g は主流ガス流量を変化させるこ

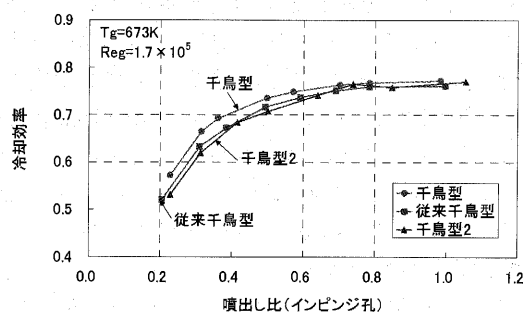
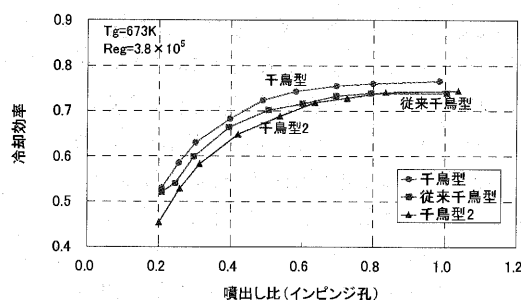
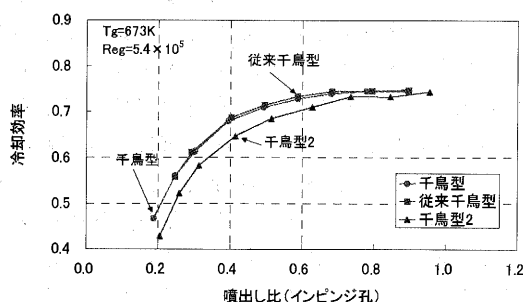
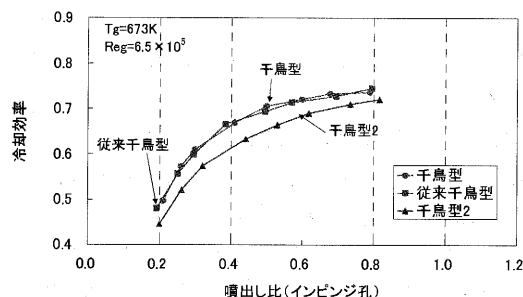
(a) $Re_g = 1.7 \times 10^5$ (b) $Re_g = 3.8 \times 10^5$ (c) $Re_g = 5.4 \times 10^5$ (d) $Re_g = 6.5 \times 10^5$

図6 冷却効率

とで変化させているため、 Re_g が大きくなると図6において横軸（噴出し比）が同じでもインピンジ孔での冷却空気流量は大きくなっており、従ってインピンジ冷却空気流速とインピンジ孔径に基づくレイノルズ数： Re_c が大きくなっている。従って冷却側の熱伝達率が大きくなるのであるが、一般的に熱伝達率が大きくなるとフィン効率は低下する為、熱伝達率増加はピンの効果を低下させる。このため、 Re_g が大きい場合にはピンの効果が顕著ではなくなったものと考えられる。

千鳥型2では他の二つの試験片に比べてインピンジ孔の数が二個少なく、逆にフィルム孔の数は二個多いため、図6の横軸であるインピンジ冷却の噴出し比が同じ場合、千鳥型2のフィルム冷却の噴出し比は他の二つの試験片に比べて小さくなっている。このため図6の冷却効率比較では同じインピンジ冷却条件での比較ではあっても、異なるフィルム冷却条件下での比較となっている。インピンジ冷却条件、フィルム冷却条件が同じ場合の冷却性能を比較する目的で、文献(2,4)の方法により試験により得られた冷却効率から冷却側有効伝熱面積拡大率を評価した。文献(2,4)の方法の概要を以下に示す。この方法では伝熱モデルとして一次元熱伝導モデルを用いており、無次元温度 θ は次式で書き表される。

$$\theta = \frac{T_f - T_{w,g}}{T_f - T_{c,in}} = \frac{1}{1 + \frac{h_g t_m}{\lambda_m} \frac{A_g}{A_m} + \frac{h_g}{h_c} \frac{A_g}{A_{c,eff}}} \quad (\text{式2})$$

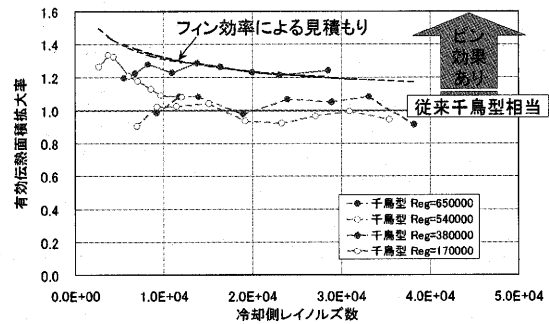
(式2)を解いて有効伝熱面積： $A_{c,eff}$ を求めるがその境界条件には以下を仮定する。

- (1) 冷却側熱伝達率： h_c にFlorschuetzら⁽⁵⁾の経験式を仮定する。
- (2) 主流側熱伝達率： h_g は参照型試験片の試験結果を逆解析して求め、Johnson and Rubesin⁽⁶⁾の式と比較してこの経験式に対する修正係数を求める。他の試験片の熱伝達率はJohnson and Rubesin⁽⁶⁾の式で求めた熱伝達率に修正係数を乗じて推定する。
- (3) フィルム冷却効率は従来千鳥型の試験結果を上記(1)～(2)の仮定のもとで(式2)を逆解析してフィルム温度を求め、フィルム冷却効率の定義式により求める。主流条件ごとに噴出し比-フィルム効率曲線を求め、他の試験片の境界条件として使用する。

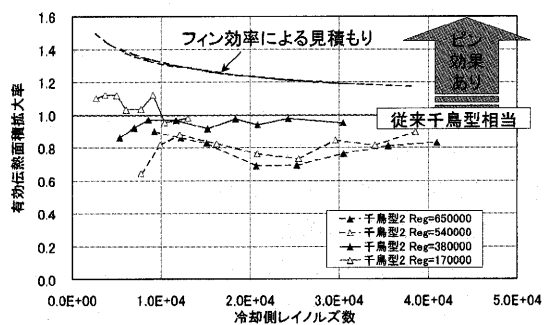
以上の仮定により未知数は $A_{c,eff}$ のみとなり(式2)を解いて $A_{c,eff}$ を求めることができる。

この方法では、フィルム冷却空気噴出しによる主流側熱伝達率変化、ピンによる Re_c 変化、フィルム冷却特性の変化などは考慮されておらず、これらの影響は全て $A_{c,eff}$ に折り込まれる。 $A_{c,eff}$ をピンがない場合のターゲット面面積で割った値を、有効伝熱面積拡大率と定義する。

試験結果から推定された有効伝熱面積拡大率を円筒フィンのフィン効率から算出される有効伝熱面積拡大率



(a) 千鳥型



(b) 千鳥型2

図7 有効伝熱面積拡大率

と比較して図7に示す。図6から類推されるとおり、千鳥型の有効伝熱面積拡大率は $Re_g \leq 3.8 \times 10^5$ では1.0より大きくピンのない従来千鳥型に対しピンの有効性が確認されているが、 Re_g が大きくなると有効伝熱面積拡大率はほぼ1.0を示しピンの効果は顕著ではなくなっている。一方、千鳥型2については、冷却効率で比較した場合(図6)いずれの主流条件においても従来千鳥型を上回る結果は見られなかったが、有効伝熱面積拡大率で見ると $Re_g = 1.7 \times 10^5$ の場合に1.0以上を示し、従来千鳥型を上回る性能であることを示している。 $Re_g \geq 3.8 \times 10^5$ では有効伝熱面積拡大率は1.0以下であり、ピンの有効性は確認されなかった。

フィン効率により算出される有効伝熱面積拡大率は Re_c が大きくなるにつれて単調減少するが、実際の試験結果では低レイノルズ数領域でまず増加傾向を示した後、わずかに減少傾向を示すかあるいはほぼ一定値を保つという傾向が千鳥型、千鳥型2両者で全ての Re_g 条件に対して見られた。千鳥型、千鳥型2では有効伝熱面積拡大率の絶対値は異なるが、試験片毎に有効伝熱面積拡大率の Re_g に対する相対的な変化を見た場合、 Re_g が高い場合(5.4×10^5 , 6.5×10^5)では有効伝熱面積拡大率がほとんど変わらず、 Re_g が低くなると有効伝熱面積拡大率が大きくなること、さらに Re_g が小さくなると有効伝熱面積拡大率の Re_c 依存性が大きくなり、 Re_c の増加と共に有効伝熱面積拡大率が大きく低下する傾向が見られることが、共通の傾向として観測された。千鳥型では Re_c

$=3.8 \times 10^5$ の場合にフィン効率による見積もりと比較的良好にあってはいるが、その他の条件ではフィン効率から予測されるほどの冷却性能は得られなかった。

8. 結論

複合型インピンジ冷却構造におけるピン配置が冷却性能に及ぼす影響を調査する目的で、ピンの断面積密度が同じだが、インピンジ孔とピンの位置関係が異なる二種類の複合型インピンジ冷却構造に対して冷却性能試験を実施した。その結果ピン断面積密度が同じであってもピン配置により冷却性能に差が現れることが明らかになった。冷却性能の差はターゲット面噴流衝突部の高熱伝達域の面積が違うことに起因すると推察されるが、ピン配置が冷却空気流れの挙動や伝熱特性にどのように影響し、今回得られた冷却性能の違いを生じるのかを明らかにする為には、ピン配置と冷却性能パラメータの関係を個別に調査する必要がある、今後の課題である。

9. 謝辞

本研究は平成11年から平成15年まで実施された経済産業省の新規産業創出型産業科学技術研究開発制度による「環境適合型次世代超音速推進システムの研究開発」の一環として、独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）から委託を受けて実施したものです。本研究の実施に当たり、ご指導とご協力をいただいたNEDO および多くの関係各位のご厚誼に対し、深く感謝の意を表します。

記号

$A_{c,eff}$: 単位区画当たり冷却側メタル有効伝熱面積[m²]

A_m : $(A_{c,eff} + A_g) / 2$ [m²]

A_g : 単位区画当たり主流側メタル伝熱面積[m²]

$T_{c,in}$: 冷却空気入口温度[K]

T_f : フィルム温度[K]

T_g : 主流ガス温度[K]

$T_{w,g}$: 試験片表面温度[K]

h_c : 冷却側熱伝達率[W/(m²K)]

h_g : 主流側熱伝達率[W/(m²K)]

Re_c : 冷却側レイノルズ数

(インピンジ孔流速, インピンジ孔径に基づく)

Re_g : 主流側レイノルズ数

(主流ガス流速, 流れ方向試験片長さに基づく)

t_m : 主流側メタル厚さ [m]

λ_m : メタル熱伝導率[W/(mK)]

η : 冷却効率 (式1)

θ : 無次元温度 (式2)

参考文献

- (1) Funazaki, K., Tarukawa, Y., Kudo, T., Matsuno, S., Imai, R. and Yamawaki, S., 2001, "Heat Transfer Characteristics of an Integrated Cooling Configuration for Ultra-High Temperature Turbine Blades: Experimental and Numerical Investigations", ASME Paper 2001-GT-148
- (2) Yamawaki, S., Nakamata, C., Imai, R., Matsuno, S., Yoshida, T., Mimura, F., Kumada, M., 2003, "Cooling Performance of an Integrated Impingement and Pin Fin Cooling Configuration", ASME Paper GT2003-38215
- (3) Favaretto, C. F. F. and Funazaki, K., 2003, "Application of Genetic Algorithms to Design of an Internal Turbine Cooling System", ASME Paper GT2003-38408
- (4) 平成13年度 環境適合型次世代超音速推進システムの研究開発 成果報告書 pp. 546-553
- (5) Florschuetz, L. W., Truman, C. R. and Metzger, D. E., 1981, "Streamwise Flow and Heat Transfer Distributions for Jet Array Impingement with Crossflow," ASME Journal of Heat Transfer, 103, pp. 337-342.
- (6) Johnson, H. A. and Rubesin, M. W., 1949, Trans. ASME, 71-5, p447

単動翼列多段チップタービン内の非定常流れ (第二報：隔壁配置位置が効率に与える影響)

Unsteady Flow inside the Single Rotor Blade Row with Multistage Tip Turbine
(2nd. Report : Effects of bulkheads positioning on efficiency)

岩瀬 識^{*1}
IWASE Shiki

齊藤 喜夫^{*1}
SAITO Yoshio

Abstract

Numerical simulations of the single rotor blade row with multi stage tip turbine were conducted to investigate a dependency of enthalpy drop on bulkheads positioning of the tip turbine. When leading edge of a rotor blade comes close to a stator blade which separates inlets of high pressure turbine (HPT) and low pressure turbine (LPT), a bulkhead which separate outlets of HPT and LPT should be placed with distance $2L$ toward the rotation direction of the turbine from the trailing edge of the rotor blade, where multiplication of a rotor speed U and mean rotor blade passing time T of fluid makes L . If the bulkhead is placed as mentioned above, the enthalpy drop of the tip turbine increases at a border where the turbine rotor blades proceed from LPT to HPT. While at a border where the turbine rotor blades proceed from HPT to LPT, the displacement of bulkhead should be zero instead of the $2L$.

Key words : チップタービン, クラスタファン・エンジン, 数値計算, UPACS
Tip Turbine, Cluster Fan Engine, CFD, UPACS

1. 緒 論

近年, 米国において進められた Small Aircraft Transportation System (SATS) では, 数千に及ぶ既存のローカル空港を利用する, 新しい空の個人用 point-to-point 交通システムの検討がなされ, 個人用航空機の概念も多数提案された。これらの航空機の前動機として, 推力3.5kN 程度の小型のターボファン・エンジンも研究され, 試験飛行も実施されている。静寂でしかも高速飛行を可能とするターボファン・エンジンは, よりメンテナンス性の向上と低コスト化が進むことで, 将来の個人用航空機の前動機として, 極めて有効な選択肢になりうるものと考えられる。

宇宙航空研究開発機構では, これまで小型航空機用のクラスタファン・エンジンの研究を進めてきた⁽¹⁾。クラスタファン・エンジンはレシプロ・エンジン並みの安全性・整備性と, 低コストを目標としたコア分離型ターボファン・エンジン^{(2),(3),(4)}であり, ファン部の駆動機構には単翼列でありながら複数段として機能する, 単動翼列多段チップタービン駆動方式⁽¹⁾を採用している。

単動翼列多段チップタービンとは, 作動流体を複数回同一の翼列に通過させることで, 複数段分の熱落差を単翼列で得ようとする仕組みであり, ファン部の構造の簡素化・低コスト化に大きく寄与している。筆者らはこれまで, 本チップタービン駆動方式の有効性を明らかにするとともに, 単動翼列多段チップタービン駆動ファンの性能試験, 及び数値計算を実施してきた。その結果, ある特定の段と段の境界においてタービンの性能が大きく低下することを明らかにした⁽⁵⁾。前報では, この効率低下が段と段の境界における, 非常に大きな圧力勾配に起因していることを明らかにしたが, 具体的な損失の改善手法を確立するまでには至っていない。そこで, 本研究では, 特に段と段の境界におけるタービンの損失を改善することを目的に, 幾つかの段の配置方法を数値計算により検討することにより, 単動翼列多段チップタービンの性能の向上を目的としている。

2. 単動翼列多段チップタービン

2.1 単動翼列多段チップタービンの構成

図1に単動翼列多段チップタービン駆動ファンのタービンの概略図を, 図2に試作したファンを示す。ファンは, コア・エンジンから抽気された高圧空気を利用して駆動されるが, 抽気された駆動用の高圧空気は, ケーシングに設けられた二箇所の空気導入孔から流入し, 一段

原稿受付 2005年12月26日

校閲完了 2006年2月23日

*1 宇宙航空研究開発機構/JAXA

〒182-8522 東京都調布市深大寺東町7-44-1

航空プログラムグループ 無人機・未来型航空機チーム

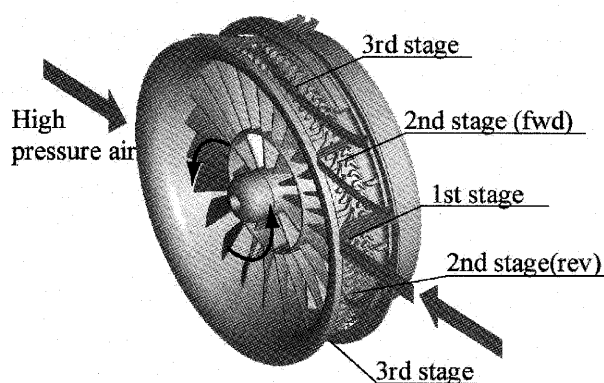


図1 単動翼列多段チップタービンの概念図

目タービンで膨張した後、流れは二つに分けられ、動翼列と隔壁で隔てられた戻り流路を経て二段目タービンへ導かれる。二段目において空気は再び膨張し、さらにもう一度戻り流路を経て三段目へ流入した後、ノズルから排気される。従って単動翼列多段タービンにおいて動翼列は各段に関して共通となり、段と段の間に本タービン特有の戻り流路が存在することとなる。二段目が複数存在するため、これ以降説明のために、一段目のタービンに対して動翼回転方向に位置する二段目のタービンを fwd タービン、その反対方向に位置する二段目タービンを rev タービンとする (図1 参照)。表1 に本チップタービン駆動ファンの主要設計仕様を示す。ファン直径は260mm であり、設計回転数において排気速度約100m/s、推力は約770N である。材質は中心軸、軸受け及びボルト類を除き総アルミ合金製であり、総重量は約3.2kg、コア・エンジンを含まないファンのみの推力重量比は約25となる。

2.2 損失発生メカニズム

これまでのチップタービンの性能計測から、二段目 rev タービンでの効率が fwd タービンと比較して低下することが明らかになっている^{(1),(5)}。しかし、試作した単動翼列多段チップタービンの翼高さは、5 mm 程度と小型なことから、効率低下の原因を実験的に明らかにする

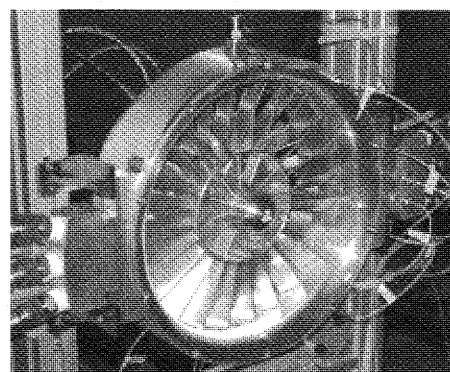


図2 試作チップタービン駆動ファン

表1 チップタービン設計仕様

回転速度(R.P.M.)	16800
流量	0.3kg/s
入口全圧	729.4kPa
入口全温	587.9K
タービンハブ直径	271mm
静翼 翼弦長	21mm
翼高	5.0mm
翼枚数	90 枚
動翼 翼弦長	15mm
平均翼高	5.6mm
翼枚数	90 枚

ことは困難であった。そのため筆者らは、タービン内部の流れの様子を詳細に把握するために、単動翼列多段チップタービンの全段数値解析を実施した⁽⁵⁾。図3 は計算の結果得られたタービン内部の全温分布を示している。図中丸で示した領域AとBでは、タービン出口での流体の全温が、入口での全温と比較して、ほとんど低下していないことがわかる。このことは、該当領域で翼の効率が低下していることを示しており、さらに詳細な計算結果の解析から、次に示すような機構により翼の性能が低下することが明らかになった。

図4 は該当個所での損失が発生する機構を模式的に示した図である。タービン動翼が、低圧の二段目 (rev) から、高圧の一段目へ進入する段の境界 (これ以降、低圧段→高圧段の境界と表記) 付近を示している。ここで、

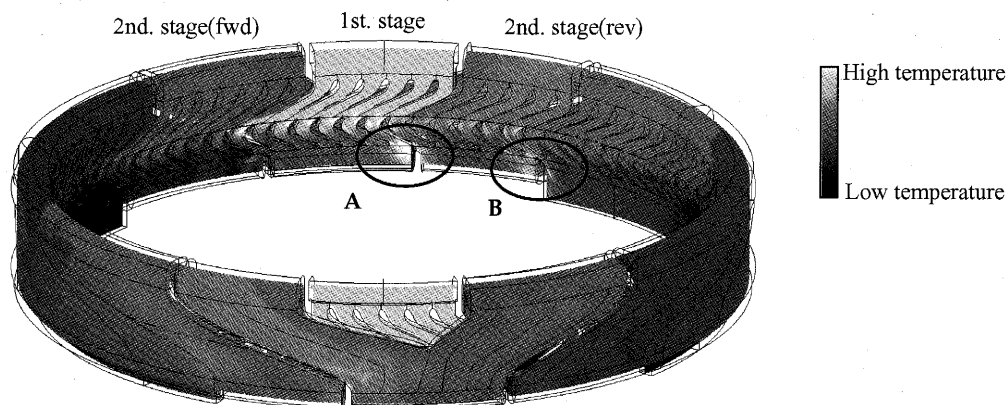


図3 単動翼列多段チップタービン内の瞬時の全温分布

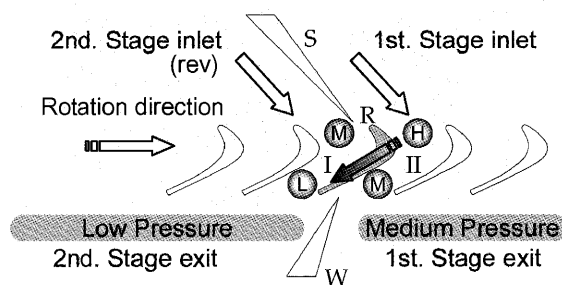


図4 二段目 (rev) タービンと一段目タービン境界付近における、動翼周囲の概略の圧力分布

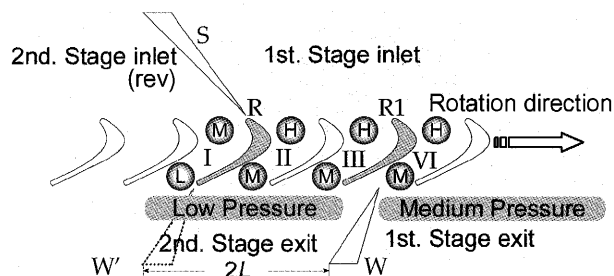


図6 二段目 (rev) タービンと一段目タービンの境界における、新しい概念に基づく隔壁Wの配置法

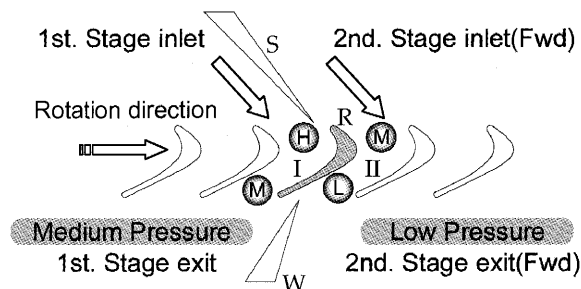


図5 一段目タービンと二段目 (fwd) タービン境界付近における、動翼周囲の概略の圧力分布

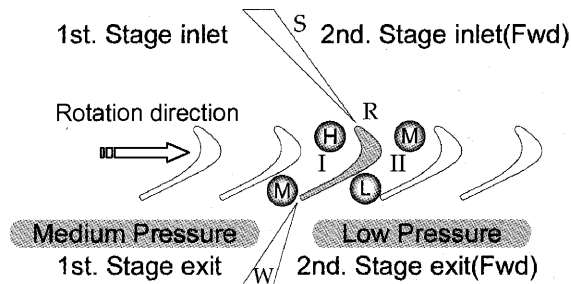


図7 一段目タービンと二段目 (fwd) タービン境界における、新しい概念に基づく隔壁Wの配置法

図中、一段目の入口は最も圧力が高く (高圧, 記号H)、一段目出口と二段目入口の全圧はほぼ等しい (中圧, 記号M)。そして、二段目出口の全圧が最も低く (低圧, 記号L)、一段目入口圧力と比較すると、全圧比で0.25程度となる。また、Sは一段目と二段目の入口流路を隔てる静翼、或いは壁を、Wはそれぞれの段の出口を隔てる壁、或いは静翼である。ここで、段の境界にさしかかった動翼Rに注視すると、背側IIに二段目の高圧空気の流れが始まり、腹側Iには既に二段目の中圧空気の流れを受けている。このため動翼Rのチップ・クリアランスには、図中のグレーの矢印に示すようなH→Lに向かう大きな圧力勾配が生じ、動翼Rの背側IIから流出する流量の40%近くに相当する流体が、動翼Rのクリアランスを介して動翼背側IIから腹側Iへ流れ去ることになる⁽⁵⁾。結果として、図4の境界付近の動翼Rは、所定の速度三角形を形成できずに、大幅に性能が低下することとなる。

一方、図5は動翼が高圧の段から低圧の段へ進入する境界 (これ以降、高圧段→低圧段の境界、と表記) での様子を模式的に示している。段境界にさしかかった動翼Rの背側IIは、徐々に二段目からの中圧の流体の流入を受ける。従って、時刻の進行と共に、動翼のチップ・クリアランスには、先の図4の段境界に匹敵するH→Lの向きの圧力勾配が形成され得るが、先の図4の低圧段→高圧段の段境界と大きく異なるのは、腹側Iの出口が時刻と共により圧力の低い、二段目の出口に面することである。ひとたびIの出口が二段目の出口流路面に面することとなれば、腹側I内の高圧～中圧の流体は、流路の

狭いチップ・クリアランスよりも、静圧が低下した動翼出口に向かって選択的に流れることとなり、先の段境界ほどのチップ・クリアランスを介した流量の移動は生じない⁽⁵⁾。

2.3 性能改善手法

上述のように損失は、段の境界に進入した動翼背側から腹側にむかう、非常に大きな圧力勾配が生じることが原因である。単動翼列多段チップタービンのメカニズム上、段境界での圧力差を単一段タービンでの動翼のそれと同程度にまで抑えることはほぼ不可能だが、現在の設計で生じているチップ・クリアランス内の圧力勾配を少しでも緩和させることができれば、チップ・クリアランスを介した流体の移動を抑制でき、併せて性能低下を抑えることができる。

これまでの単動翼列多段チップタービンの設計では、各段の出口を、各段に流入する流体を可能な限り受け止めるように配置してきた。すなわち、各段のノズルから流出した流体が動翼に入り、そして流出するまでの動翼の移動時間を鑑み、各段の出口の配置が決定されてきた。しかし、このような設計では、図4に示すような圧力勾配を生じさせ、チップ・クリアランスを介した大量の流体の移動を招いてしまう。そこで、段境界での圧力勾配を減じることを目的とした、新たな出口の壁の配置法を考案した。

図6は、低圧段→高圧段の段境界において、動翼の背側から腹側へ向けた圧力勾配を減じることを目的とした、壁Wの配置位置を示している。出口の壁Wは、動翼Rの

前縁が、Sに最も接近した位置を基準として、WがRの後端に最近接して配置された場合の位置W'から、動翼回転方向に $2 \times L$ だけの距離を持って配置する。ここで、 L は一段目の高压空氣が動翼を通過するのに要する平均的な時間 T と、動翼の平均移動速度 U を乗じて算出した距離である。

図6の概念に従って壁Wを配置した場合、動翼Rの腹側Ⅰ・背側Ⅱにはこれまでと同様、二段目の中圧・一段目の高压空氣がそれぞれ流れ込み、チップ・クリアランスにはやはり大きな圧力勾配が生じるはずである。しかしながら、従来の配置、図4と大きく異なる点は、動翼Rの背側Ⅱの出口が、二段目出口の静圧の低い領域に面していることである。このため、動翼背側Ⅱの流体は、流路面積の狭いチップ・クリアランスよりも、動翼出口に向かって流れることとなり、動翼に沿った流体の流れが実現されるはずである。次に、出口の境界壁W付近の動翼R1に注目すると、既に動翼R1の腹側・背側は同じ一段目からの流体により満たされることになる。従って、従来の図4のチップ・クリアランスに形成されるような大きな圧力勾配は生じないものと予想され、この段階で動翼R1の背側Ⅵの出口が、中圧の一段目出口に面することとなっても、クリアランスを介した大きな流量の移動は生じないものと考えられる。

他方、動翼が高压段→低压段に進入していく段境界では、図5の説明で述べたとおり、時刻と共に動翼出口が低压段と面し静圧が下がるため、低压段→高压段の境界程にチップ・クリアランスに流れが集中することは無い。しかしながら、境界付近の動翼背側が中圧の空氣の流入を受け始めても、なお腹側Ⅰ内に既に流入していた高压段からの空氣を留めておくと、チップ・クリアランス内に大きな圧力勾配を生じさせる原因となる。そのため、図7のように、動翼Rの前縁が静翼、或いは壁Sに最近接した位置を基準として、Wの先端を動翼Rに最近接するように設置し、動翼Rが二段目へ進入すると同時に腹側Ⅰ内の流体を、直ちに低压の二段目の出口に向かって追い出した方が性能向上が見込まれると考えられる。

以上の改善案の有効性を検証するために、それぞれの境界配置を適用したチップタービンの数値計算を行った。

3. チップタービンの数値計算

計算に用いた数値計算コードは、宇宙航空研究開発機構において開発を進めているUPACSを一部改変したものであり、前報において使用したコードと同一である⁽⁵⁾。計算にはJAXAの中央NSシステム(CeNSS)を利用した。

図1の単動翼列多段チップタービンは三段構成となっているが、本研究の対象は段と段の境界のみであり、全段をシミュレートする必要はない。そこで、チップタービンの段境界を高压段(HPT)と低压段(LPT)を隣り合わせに配置することでモデル化し、壁SとWの相対

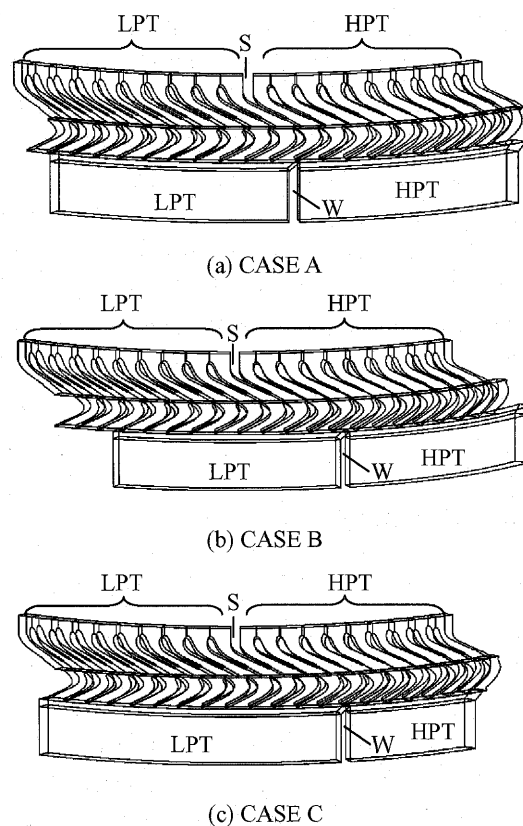


図8 チップタービン用計算格子

位置が異なる3ケースを対象に計算を実施した。ハブ径、チップ径、動翼及び静翼形状等の幾何形状は前報と同等であり、回転速度についても同様の16,800rpmとした。周方向は周期境界条件として、低压段→高压段、高压段→低压段の境界を同時に模擬できるようにしている。静翼枚数は、低压段→高压段と高压段→低压段の境界での現象が互いに干渉しないように、高压段、低压段にそれぞれ実機よりも多い10枚を配置し、動翼は20枚分を模擬した。翼の格子に関しても前報と全く同等であり、静翼には流れ方向、ピッチ方向及びスパン方向に $67 \times 35 \times 31$ 、動翼は $77 \times 37 \times 31$ 、そして、動翼のチップ・クリアランスには $47 \times 19 \times 19$ の格子を配置している。各段の入口条件は全段数値計算結果に基づいて、高压段の入口全温・全圧はそれぞれ587.9K、729.4kPa、低压段の入口全温・全圧については517.4K、340.7kPaとした。

CASE Aの計算格子を図8(a)に示す。CASE Aは従来の設計概念に基づいて各段の流入空氣を、それぞれの出口が可能限り受け止めるように設計されており、高压段と低压段の出口流路面積は等しい。これまでの単動翼列多段チップタービンの設計に基づいた形状である。

CASE B(図8(b))は、低压段→高压段の境界における動翼の性能を向上させるために、先に述べた基準位置から、各段の出口流路面積を保ったまま距離 $2 \times L$ だけ隔壁Wを動翼進行方向に移動させた場合である。ここで L は、事前に単翼タービンの予備数値計算(定常段解析)から算出した。

CASE C (図 8(c)) は、低圧段→高圧段の境界のみならず、高圧段→低圧段における壁配置も新しい概念に従って配置した場合の格子である。新しい概念にしたがって設計した結果、高圧段出口面積は低圧段出口面積よりも小さくなり、高圧段から流入する流体の一部は低圧段出口に流れ込むこととなる。このため、新しい概念に基づく W の配置方法では、HPT の入口から流入した空気の一部が、動翼を通過後 LPT の出口へ排気され損失となる可能性があるが、単動翼列多段チップタービンの場合、LPT の下流 (隣) にさらに段を設置することで熱落差を吸収させることができるため、大きな問題とはならない。

4. 計算結果及び考察

表 2 は計算の結果得られた各ケースの流量平均された全温・全圧を示している。表中、 T_{tout} は全温を、 P_{tout} は全圧を、 G_{in} は流入流量、そして G_{out} は流出流量を表している。各物理量は動翼が 1 ピッチ移動する時間を 5 分割し、各々の時刻において得られた値を平均した値である。また流量は、CASE A の低圧段入口流量で正規化した値で示している。全温降下から、CASE A は、3 ケースの中で HPT の熱落差が最も小さく、逆に LPT の熱落差が最も大きいことがわかる。CASE B は CASE A の反対に HPT の熱落差が大きく、LPT は小さい。CASE C は HPT、LPT の熱落差共に A と B の中位に位置する。一方流量については、流入、あるいは流出流量の合計は CASE A と C は殆ど等しく、B が少ない。これは後述するが壁 W の配置によっては、LPT 流路がブロックされる場合があるためである。

図 9 及び 10 は、CASE A と CASE C の低圧段→高圧段境界付近におけるチップ・クリアランス内の、相対速度ベクトルを示している。ここで図示したベクトルは、視認性の向上を優先して、すべての格子点上にベクトルを配置した場合と比較して、ベクトル数を 1/4 に抑えている。これまでの全段数値計算結果の場合と同様に、図 9 の CASE A では図中丸で囲った領域で、動翼背側から腹側に向けた流体の移動が生じていることがわかる⁽⁵⁾。一方、図 10 の CASE C では、チップ・クリアランス内の相対速度ベクトルは、動翼出口の圧力が低いため一部加速されているものの、図 9 に見られたような、背側から腹側への流体の移動は抑制され、新しい概念に基づく設計法により背側から腹側に向けたチップ・クリアランス内の圧力勾配が解消されていることがわかる。

図 11 は計算の結果から得られた、翼のミッドスパン位置における瞬時の全温分布を示している。CASE A では、低圧段→高圧段の境界 (領域 E) で、動翼出口の流体の全温は比較的高いままである。CASE A の E 領域と、CASE C の H 領域を比較すると、領域 H では翼の出口における全温が領域 E と比較して低下しており、新しい概念に基づく壁 W の配置が有効であることがわかる。

一方、高圧段→低圧段の境界では、CASE B の領域 G で、大きな損失が生じていることがわかる。動翼内で全温が上昇しており、殆どタービンとして機能していない。このことは、該当領域で動翼の出口圧力が入口圧力とほぼ等しくなることに起因しており、結果として動翼の出口がブロックされた状態となる。このため、CASE B では流量が減ることとなる。

これら壁配置が異なる 3 ケースの性能を比較するために、各ケースについて入口に対する出口の、流体の熱落差降下を算出した。図 12 は、それぞれのケースについて、エンタルピー降下 (H_T) を算出した結果を示している。CASE A と CASE B を比較すると、約 3.1 kJ/kg 熱落差が上昇しており、CASE B は CASE A に対して図 11(b) の領域 G で損失が増大しているにも関わらず、それを補ってもなお、領域 F での熱落差の向上の度合いの方が大きいことを示している。最終的に、CASE A と

表 2 各ケースの入口・出口の全温、全圧、及び流量比

		T_{tout}	P_{tout}	G_{in}	G_{out}
CASE A	HPT	518.2	374.0	2.73	2.40
	LPT	467.0	224.9	1.00	1.32
CASE B	HPT	513.6	373.2	2.75	1.64
	LPT	485.7	253.9	0.763	1.86
CASE C	HPT	515.3	377.5	2.75	1.56
	LPT	477.4	241.3	1.03	2.21

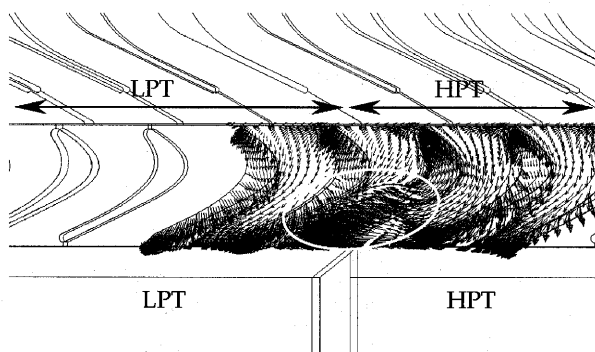


図 9 チップ・クリアランス内の相対速度ベクトル分布 (CASE A)

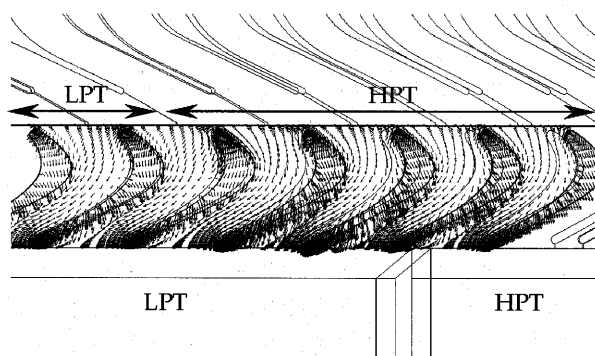


図 10 チップ・クリアランス内の相対速度ベクトル分布 (CASE C)

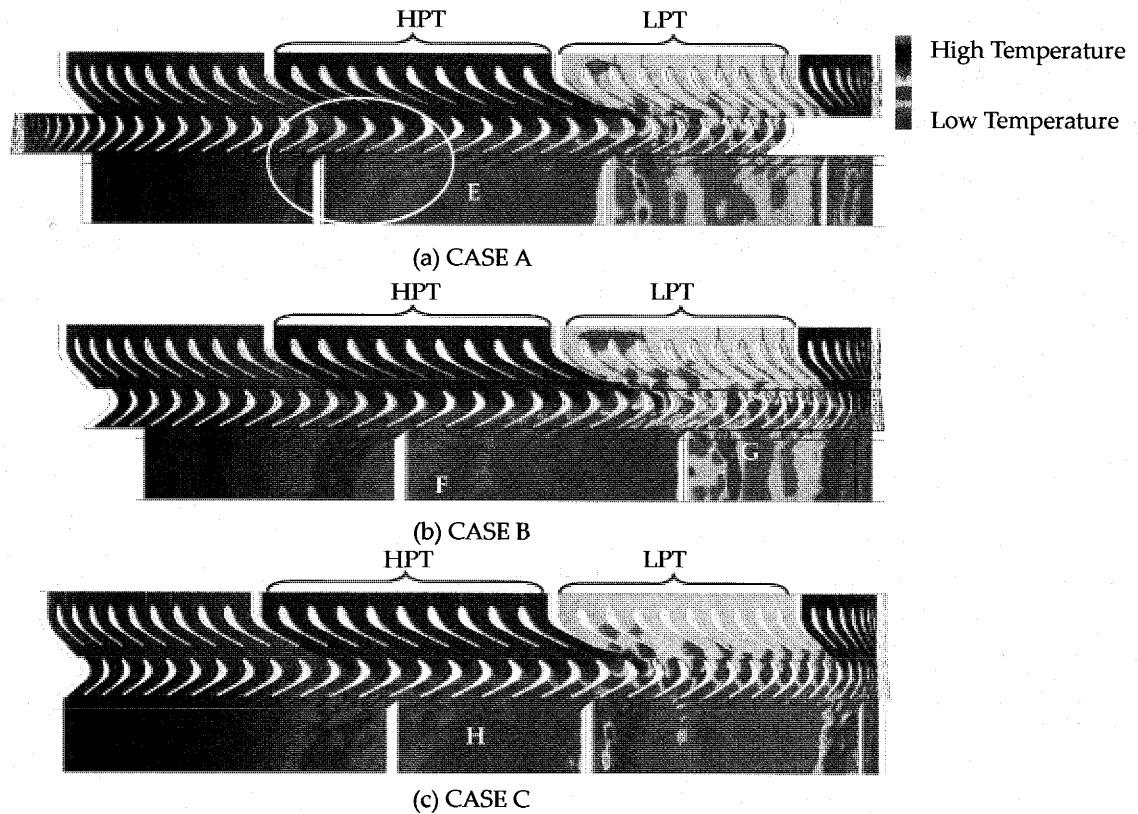


図11 チップタービン内の瞬時の全温分布

CASE Cでは6.5kJ/kg 熱落差が向上しており、段境界の壁 W をチップ・クリアランス内の圧力勾配を減じるように配置することで、翼の形状等を変更することなくして、チップタービンの性能を改善可能ながわかる。

5. 結論

単動翼列多段チップタービンの性能向上を図るため、タービン段境界配置の異なる3ケースの数値計算を実施し、それらの解析から次のような結論を得た。

動翼が低圧段から高圧段へ進入する境界では、低圧段と高圧段の入口を隔てる静翼、或いは隔壁に、ある動翼の前縁が最近接した状態を基準位置として、高圧段と低圧段の出口を隔てる壁、或いは静翼は、動翼後端から動翼移動方向に $2 \times L$ だけの距離を持って配置することにより、動翼背側から腹側に向けたチップ・クリアランスを介した流体の移動が抑制され、タービンの取得エンタルピーは増大する。ここで、 L は動翼の平均移動速度 U と、高圧段からの流入流体が動翼を通過するのに要する平均時間 T を乗じて求めた距離である。

また、動翼が高圧段から低圧段へ進入する境界では、ある動翼の前縁が高圧段と低圧段の入口を隔てている壁、或いは静翼に、最近接した状態を基準位置として、高圧段と低圧段の出口を隔てる壁、或いは静翼を、動翼後端に近接するように設置することでタービンの取得エンタルピーは増大する。

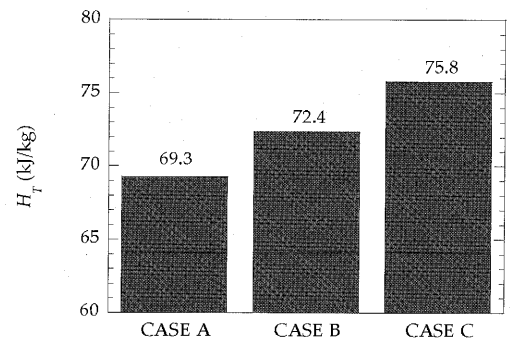


図12 各ケースのエンタルピー降下

参考文献

- (1) 岩瀬誠, 齊藤喜夫, 松田幸雄, 高圧チップタービン駆動ファン, 日本ガスタービン学会誌, vol.33, No.1 (2005), pp.45-51.
- (2) Y.Matsuda, N.Sugiyama, Y.Saito, M.Endoh. Design and Off-Design Point Characteristics of Separated Core Ultra High Bypass Engine, AIAA 92-3776 (1992).
- (3) Y.Saito, N.Sugiyama, M.Endoh, Y.Matsuda, Conceptual Study of Separated Core Ultrahigh Bypass Engine, *J. Propulsion and Power.*, Vol.9, No.6 (1993), pp.867-873.
- (4) 齊藤喜夫, 遠藤征紀, 松田幸雄, 杉山七契, 菅原昇, 山本一臣, コア分離型ターボファン・エンジン, 航空宇宙技術研究所報告 TR-1289 (1996).
- (5) 岩瀬誠, 齊藤喜夫, 単動翼列多段チップタービン内の非定常流れ, 日本ガスタービン学会誌, vol.33, No.2, (2005), pp.124-130.

Numerical Analysis of Tip Leakage Flow Field in a Transonic Axial Compressor Rotor

YAMADA Kazutoyo* FURUKAWA Masato** INOUE Masahiro***

FUNAZAKI Ken-ichi*

ABSTRACT

Tip leakage flow field in a transonic axial compressor rotor, NASA Rotor 37, were investigated by large-scale numerical simulations. Unsteady three-dimensional flow simulations were conducted by solving the compressible RANS (Reynolds-averaged Navier-Stokes) equations with $k-\omega$ turbulence model using an implicit high-resolution upwind scheme based on a TVD formulation. Vortical flow structures were focused on in order to investigate the tip leakage flow field in detail. At the tip leakage flow field in the rotor passage, the tip leakage vortex interacts with the shock wave formed upstream of the leading edge of rotor blade. This interaction has a great influence on the loss at the tip flow region. In addition, the simulation shows that the vortex breakdown occurs in the tip leakage vortex at near-stall condition due to this interaction, generating a large blockage effect near the tip in the rotor passage enough to trigger the stall of compressor. The breakdown leads to the unsteadiness in the tip leakage vortex, which causes the periodical fluctuations of blade torque, playing a major role in the unsteady phenomena in the tip leakage flow field.

Keywords : 数値流体力学, 翼端漏れ渦, 衝撃波, 渦崩壊, 非定常流れ, 軸流圧縮機
CFD, Tip Leakage Vortex, Shock Wave, Vortex Breakdown, Unsteady Flow, Axial Compressor

1. INTRODUCTION

It is well known that the tip leakage flow is very important flow phenomena for decreasing the aerodynamic performance and efficiency of compressors. The shear layer due to the tip leakage flow rolls up inside the rotor passage to yield a large-scale streamwise slender vortex, a so-called 'tip leakage vortex'. In a transonic compressor rotor, the tip leakage vortex interacts with the endwall boundary layer and shock wave in the passage, which forms the complicated flow field near the tip region. It is difficult to clarify these flow phenomena in only an experimental technique because they occur in the very

small region near the tip in the rotor passage. Therefore, a number of numerical studies were performed to investigate the tip flow field in a transonic compressor rotor (Copenhaver et al. [1996], Chima [1998], Gerolymos et al. [1999], and Hoeger et al. [1999]). The effects of tip clearance on the performance of a transonic compressor rotor were investigated by Adamczyk et al. [1993]. They indicated that the low-energy fluid appears along the casing due to the interaction of the tip clearance vortex and the rotor passage shock, and showed that an increased flow range was achieved without the tip clearance due to the absence of the vortex/shock interaction. Suder and Celestina [1996] reports that the interaction between the tip leakage vortex and the rotor passage shock generates a larger region of high blockage near the tip in the passage as the rotor loadings is increased. In addition, it was indicated that the blockage effect due to the vortex/shock interaction leads to high incidence angles at the tip, which may

*この論文は2003年に開催されたIGTCに発表されたものの中で特にIGTC論文委員長より推薦のあったものを再度校閲したものです。

* Department of Mechanical Engineering, Iwate University
4-3-5 Ueda, Morioka, Iwate-ken 020-8551, JAPAN

** Department of Mechanical Engineering Science,
Kyushu University

*** Sasebo National College of Technology

Table 1 Design specification of test compressor

Blade number	36
Radius of tip at leading edge	252mm
Aspect ratio	1.19
Solidity at tip	1.288
Tip clearance	0.400mm(0.51%Span)
Hub-tip ratio	0.7
at design	
Tip speed	454m/s(17,188.7rpm)
Total Pressure rise ratio	2.106
Massflow	20.19kg/s
Choke massflow	20.93kg/s

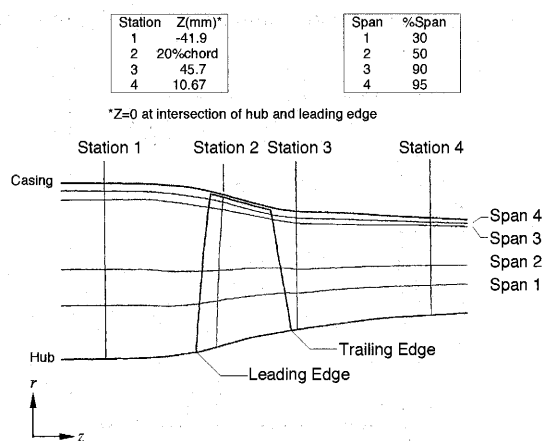


Fig. 1 Measurement locations in experiment

play a role in bringing about tip stall of the rotor. However, in spite of a number of such efforts details of the blockage in the tip region of transonic compressor rotor have not been revealed yet.

The purpose of the present work is to elucidate the tip flow field in a transonic axial compressor rotor, and to predict the blockage in the tip region. The tip flow fields in the transonic rotor at near peak efficiency condition and near-stall condition have been investigated by unsteady three-dimensional Navier-Stokes flow simulations based on an implicit high-resolution upwind scheme using the TVD formulation and by a method of identifying vortex structures based on the critical-point theory.

2. TEST COMPRESSOR ROTOR

Transonic axial compressor rotor, NASA Rotor 37, was used in the present work. The rotor was originally designed as an inlet rotor for a core compressor and tested at NASA Lewis Research Center in the late 1970's. The specification of the rotor is summarized in Table 1. The rotor design pressure ratio is 2.106 at a mass flow of 20.19kg/s. The inlet relative Mach number is 1.13 at the hub and 1.48 at the tip at the design speed of 454m/s (17,188.7rpm). The rotor has

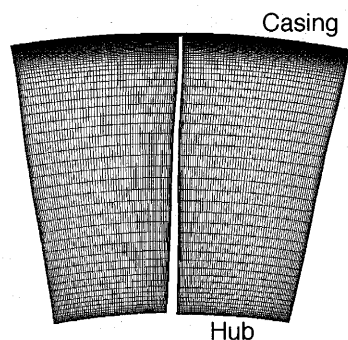
36 blades with a hub-tip ratio of 0.7, an aspect ratio of 1.19, and a tip solidity of 1.288. The tip clearance is 0.400mm. Details of the rotor aerodynamic design were reported by Reid and Moore [1978]. Figure 1 shows the location measured using aerodynamic probes and laser anemometer system, where radial distributions of static and total pressure, and total temperature are obtained as well as velocity distributions at some blade-to-blade planes.

3. NUMERICAL ANALYSIS METHOD

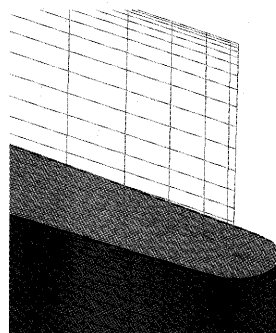
3.1 Numerical Scheme

Unsteady three-dimensional flow simulations were performed by solving the compressible Navier-Stokes equations using an unfactored implicit upwind relaxation scheme with inner iterations (Furukawa et al. [1992]; Inoue and Furukawa [1994]). The numerical method used in the present flow solver is outlined in the following.

The three-dimensional Reynolds-averaged Navier-Stokes equations were discretized in space using a cell-centered finite volume formulation and in time using the Euler implicit method. The inviscid fluxes were evaluated by a high-resolution upwind scheme based on a TVD formulation (Furukawa et al. [1991]), where a Roe's approximate Riemann solver of Chakravarthy [1986] and a third-order accurate MUSCL approach of Anderson et al. [1986] with the Van Albada limiter were implemented. The viscous fluxes were determined in a central differencing manner with Gauss's theorem. The $k-\omega$ turbulence model (Wilcox [1988]) was employed to estimate the eddy viscosity. Simultaneous equations linearized in time were solved by a point Gauss-Seidel relaxation method using no approximate factorization (Furukawa et al. [1992], [1995]). To obtain a time-accurate solution, inner iterations, so-called Newton iterations, were introduced at each time step according to Chakravarthy [1984]. The scheme was kept second-order accurate in time by applying the three-point-backward difference approximation to the temporal derivative (Inoue and Furukawa [1994]). It should be noted that the present implicit scheme with the relaxation method has no factorization error, thus being stable up to much larger size of time step than implicit schemes with approximate factorization. For the unsteady flow simulations presented in this paper, nine inner iterations were performed at each time step, and a nondimensional time step size normalized by the rotor tip radius and the inlet sound speed was set to



(a) Cross-sectional view



(b) Enlarged view of rotor tip near leading edge

Fig. 2 Computational grid

0.0001. More than 1,300 time steps are included in the interval of time taken for a rotor blade to pass through one pitch.

3.2 Computational Grid

The computational grid used in the present work is shown in Fig. 2. The composite-grid system was employed to the present simulation. A computational domain was divided into two zones. One zone was a main flow region outside the blade tip clearance, and the other was the tip clearance region. A structured H-type grid was generated in the main flow region, while in the tip clearance region a structured O-type grid was generated. The main grid consisted of 160 cells in the streamwise direction (83 cells on the blade), 105 cells in the spanwise direction, and 78 cells in the pitchwise direction. In order to capture the tip leakage flow field accurately, the grid resolution near the rotor tip was kept high as shown in Fig. 2 (a). The grid embedded in the blade tip clearance consisted of $83 \times 20 \times 32$ cells in the chordwise, spanwise and pitchwise directions, respectively. The whole grid system had 1,363,520 cells. The grid dependency was investigated in advance. As a result, it was confirmed that the present grid had grid convergence. The ratio of the minimum grid spacing on solid walls to the blade tip chord length was under 5×10^{-5} to evaluate the viscous fluxes at the walls by applying the no-slip and

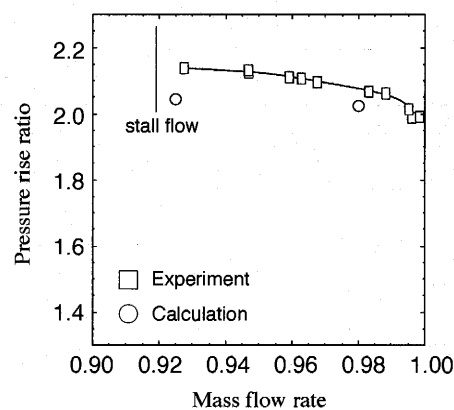


Fig. 3 Total pressure ratio characteristics of rotor

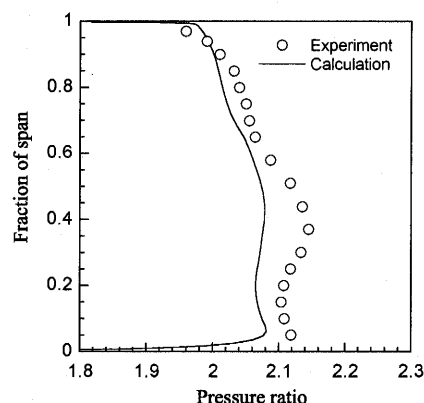


Fig. 4 Spanwise distributions of total pressure ratio

adiabatic conditions with no wall function method. This minimum grid spacing gave $y^+ < 1$ at the walls. The experimental data measured at Station 1 shown in Fig. 1 were used for the inlet boundary condition of the present calculation.

3.3 Identification of Vortex Structures

The identification of vortex is very useful in understanding the complicated flow fields like those in turbomachinery. It is hard to have a clear grasp of the tip leakage flow field in compressor rotor by conventional flow visualization techniques such as particle traces, contour plots, secondary vector plots and so on. It is essential and key point to identify the vortex structure for the purpose of revealing the unsteady flow phenomena near rotor tip in the transonic axial compressor rotor.

A trajectory of the vortex core is identified by a semi-analytic method developed by Sawada [1995]. In his method, assuming that a local velocity field can be linearly parametrized in a tetrahedral computational cell, streamline equations become integrable analytically for the cell, and as a result the obtained streamline expression provides a possible vortex center line in

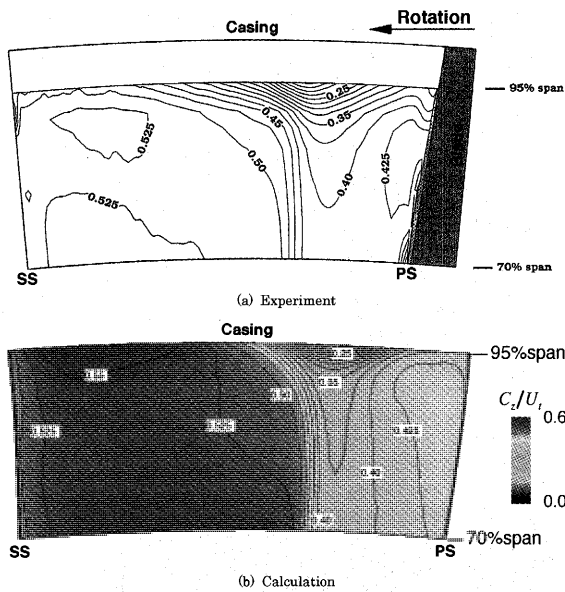


Fig. 5 Axial velocity distributions at Station 2 at near peak efficiency condition

the cell. In the present study, each hexahedral computational cell is divided into five tetrahedra to apply Sawada's method. The computational cell crossed by the vortex center line is defined as a fraction of the vortex core. The value of unity is given at each vertex of the cells crossed by the vortex center, and zero at the vertexes of the other cells. An iso-surface of the adjusted value is drawn to represent the whole vortex core structure.

3.4 Validity of Numerical Simulation

In the present work, the numerical simulations were conducted to investigate the tip flow fields in the rotor at two operating points of near peak efficiency condition (98% mass flow rate) and near-stall condition (92.5% mass flow rate). The total pressure ratio characteristics are shown in Fig. 3. The predictions of the simulations give a little lower total pressure ratio compared to the experimental ones.

In the previous studies (Furukawa et al. [1995, 1999]), the validity of the numerical scheme has been presented by comparing numerical results with experimental ones. In Fig. 4, the spanwise distributions of total pressure ratio are compared between computational and experimental results in order to demonstrate the validity of numerical simulations performed in the present study. The computed pressure ratio is a little lower than the experimental one, especially around the mid-span. It probably seems to be because of the coarser grid resolution around the mid-span than that near the rotor tip. This

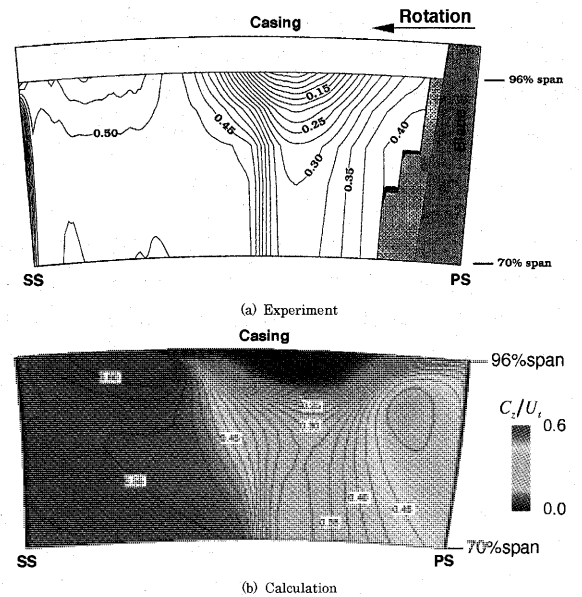


Fig. 6 Axial velocity distributions at Station 2 at near-stall condition

disagreement corresponds to that in Fig. 3. However, the simulation result has a good agreement with the experimental one near the hub and the tip region. It seems to be quite good for analyzing the tip flow field in the rotor. In Figs. 5 and 6, the comparisons between numerical and experimental results are shown at near peak efficiency condition and near-stall condition, respectively. In these figures, the axial velocity distributions are represented at Station 2, which is the plane perpendicular to the axis as shown in Fig. 1, and are compared only near the casing. In Fig. 5, it is found that the shock wave appears near the midpitch across this plane, and at the same time the low-energy fluid accumulates just near the casing on the pressure side of the shock wave. This fact is confirmed for the both of numerical and experimental results. At near-stall condition, the accumulation of the low-energy fluid near the casing becomes larger than that at near peak efficiency condition, as seen in the both results in Fig. 6. It is found that the present simulations predicted exactly these flow phenomena at the tip flow field in the rotor passage.

4. RESULTS AND DISCUSSION

4.1 Flow Field at Near Peak Efficiency Condition

The flow fields at the near peak efficiency condition are shown in Fig. 7. Experimental result measured by the laser anemometer shows a relative Mach number contour at 95% span in Fig. 7 (a). Fig. 7 (b) shows numerical result with a relative Mach number contour at 95% span and vortex cores in the rotor identified

according to the method above-mentioned. Vortex cores were colored with the relative Mach number (the upper passage) and the normalized helicity H_n (the bottom passage) defined as follows:

$$H_n = \frac{\vec{\xi} \cdot \vec{w}}{|\vec{\xi}| |\vec{w}|} \quad (1)$$

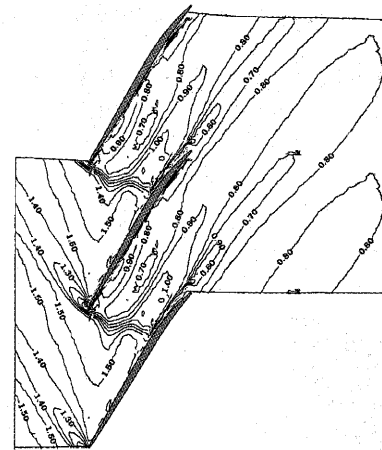
where $\vec{\xi}$ and \vec{w} denote vectors of the absolute vorticity and the relative flow velocity, respectively. The magnitude of the normalized helicity H_n takes the value of unity anywhere the streamwise vortex is present and it can assess the nature of vortex quantitatively, in any case the vorticity decays. As seen in the relative Mach number contours in Fig. 7, the shock wave appears near the leading edge of rotor blade, and interacting with the suction surface of neighboring blade. Vortex cores of almost -1 in the normalized helicity are observed near the tip flow field in rotor, implying the presence of streamwise vortex, which represents tip leakage vortex rolling up from the leading edge of rotor. It is found that the tip leakage vortex interacts with the shock wave in the rotor passage, abruptly being decelerated downstream of the shock as seen in the relative Mach number distribution on the vortex core. This leads to the expansion of tip leakage vortex, and finally yielding the decelerated region just downstream of the shock wave near the tip, which is also found in the experiment.

4.2 Breakdown of Tip Leakage Vortex at Near-Stall Condition

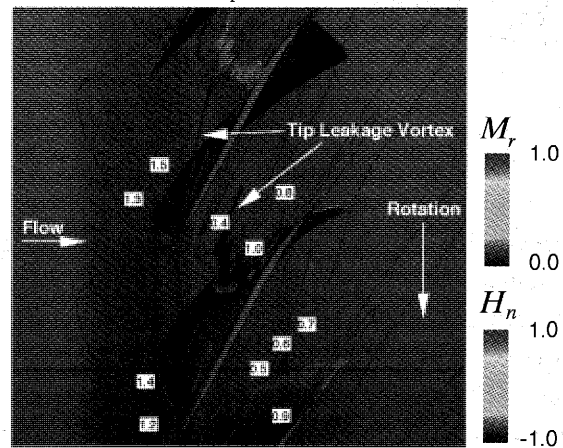
At near-stall condition, the unsteady simulation was conducted to investigate the unsteady tip flow field in the rotor. Figure 8 shows the time history of blade torque coefficient, which is defined as follows:

$$C_t = \frac{T}{\rho U_t^2 r_t^2 / 2} \quad (2)$$

where ρ , U_t , r_t , and T are the density, the blade tip speed, the blade tip radius, and the blade torque, respectively. Time-averaged flow field, which was obtained to average the unsteady numerical results over nearly two nondimensional times after passing the transitional period of calculation as shown in Fig. 8, was investigated in this section. Figure 9 describes the time-averaged flow field in the rotor at near-stall condition. Just as shown in Fig. 7, the relative Mach number contour at 95% span and vortex cores identified in the rotor are illustrated in this figure, where the vortex cores were colored with the relative Mach number (the upper passage) and the normalized helicity H_n (the bottom passage). Although the tip



(a) Experiment



(b) Calculation

Fig. 7 Tip flow field at near peak efficiency condition: relative Mach number contour at 95% span and (b) vortex cores colored with relative Mach number (upper passage) and normalized helicity (bottom passage)

leakage vortex appears in the rotor, downstream of the shock wave it has a positive value of the normalized helicity contrary to that at the origin of its rolling up near the leading edge. In addition, it is found that the relative Mach number of tip leakage vortex is decelerated to be almost zero downstream of the shock wave, where there might be the recirculation region, and the region with the low-energy fluid downstream of the shock expands in the rotor passage drastically. These phenomena mean that the tip leakage vortex has experienced a significant change in its streamwise slender vortex structure. In Fig. 10, distributions of absolute vorticity coefficient ξ_n in the rotor passage are shown on the crossflow planes nearly perpendicular to the tip leakage vortex. At the same time, the tip leakage streamlines are shown in this figure. The absolute vorticity coefficient ξ_n is defined as follows:

$$\xi_n = \frac{|\vec{\xi}|}{2\omega} \quad (3)$$

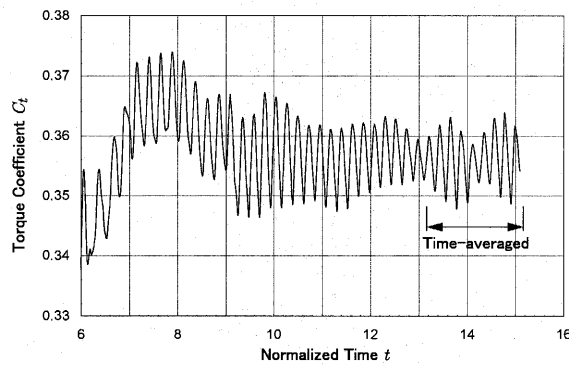


Fig. 8 Time history of blade torque

where ω is the magnitude of the rotor angular velocity. As seen on the plane I upstream of the shock wave, the tip leakage vortex has a concentrated absolute vorticity before interacting with the shock wave. However, at the plane II downstream of the shock wave the region with a concentrated absolute vorticity has expanded abruptly. This applies to the tip leakage streamlines, too. Namely, these mean the sudden expansion of the tip leakage vortex. In addition, there is no concentrated absolute vorticity at the center of the tip leakage vortex at the plane II, as seen in Fig. 10. These flow phenomena above-mentioned in the tip leakage vortex downstream of the shock: the stagnation (recirculation) region, the unexpected expansion of the tip leakage vortex, and the lack of concentrated absolute vorticity in the vortex center, correspond to some features of 'vortex breakdown' (Leibovich [1978], Deley [1994]). It is well known that vortex breakdown occur in leading edge vortices over delta wings, swirling jets in combustion chambers, and swirling flows in draft tubes of hydraulic turbines. Recently, it has been observed even in turbomachineries: a low-speed axial compressor rotor (Furukawa et al. [1999]) and a transonic compressor rotor (Schlechtriem et al. [1997]). Vortex breakdown represents an abrupt change in the vortex core structure, but its stability criterion is not fully elucidated yet. It has been found, however, that there are two types in vortex breakdown: bubble and spiral types, vortex breakdown is influenced by the adverse pressure gradient in streamwise direction and the swirl intensity of the vortex, and has some features such as a reversed flow region, a sudden expansion of the vortex, and large-scale flow fluctuations. Therefore, the vortex breakdown can be caused by the shock/vortex interaction, which has been investigated by Smart et al. [1997] in detail. As a whole, the breakdown of the tip leakage vortex seems to be brought about due to the interaction of the tip leakage

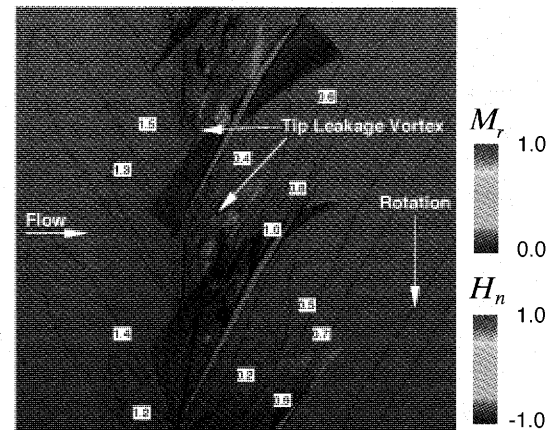


Fig. 9 Tip flow field at near-stall condition: relative Mach number contour at 95% span and vortex cores colored with relative Mach number (upper passage) and normalized helicity (bottom passage)

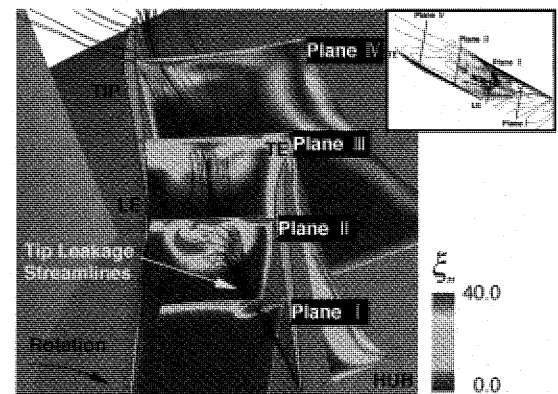


Fig. 10 Absolute vorticity distributions on cross flow planes at near-stall condition

vortex with the shock wave when the swirl intensity of the tip leakage vortex increasing with the blade loading at near-stall condition. In this way, it is found that the tip leakage vortex breakdown leads to the large blockage effect near the tip in the rotor passage at near-stall condition.

4.3 Unsteady Behavior of Tip Leakage Vortex Due to Its Breakdown

As above-mentioned the vortex breakdown has a large-scale unsteady nature and the unsteady flow behaviors due to the breakdown of the tip leakage vortex are investigated in this section. Figs. 11 and 12 show the unsteady flow field in the rotor at near-stall condition. Some instantaneous flow fields in about one cycle of the periodic fluctuation of the blade torque in Fig. 8 are shown in these figures.

The unsteady behaviors of the relative Mach number contour at 95% span and vortex cores colored

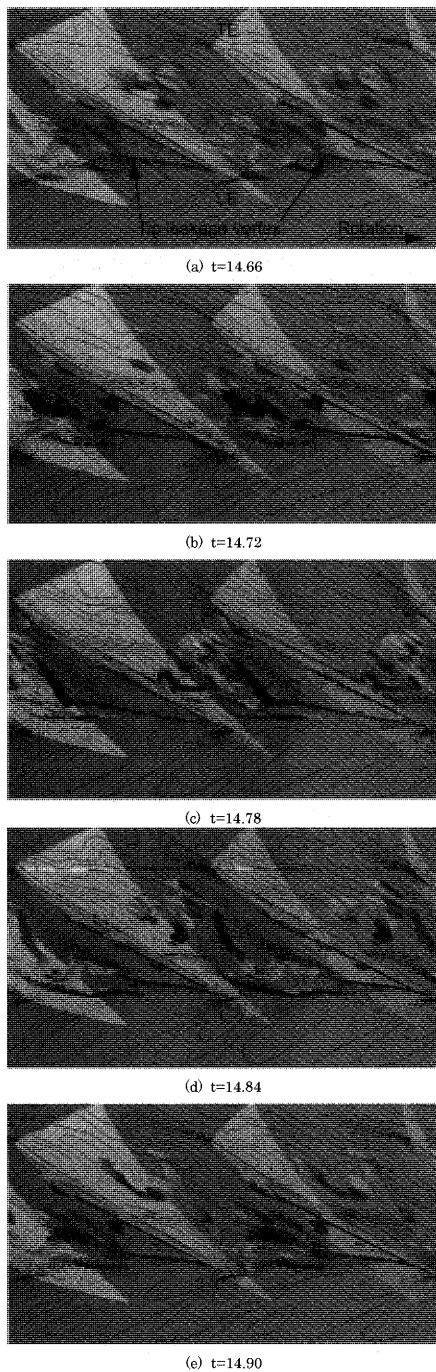


Fig. 11 Unsteady behavior of relative Mach number contour at 95% span and vortex cores colored with normalized helicity at near-stall condition

with the normalized helicity are shown in Fig. 11. It is found that the breakdown of the tip leakage vortex is spiral-type and the tip leakage vortex fluctuates with time in the rotor passage. The tip leakage vortex twists and turns violently in the pitchwise direction to interact with the pressure surface of the adjacent blade. At the same time, the low-energy fluid downstream of the shock wave near the tip fluctuates

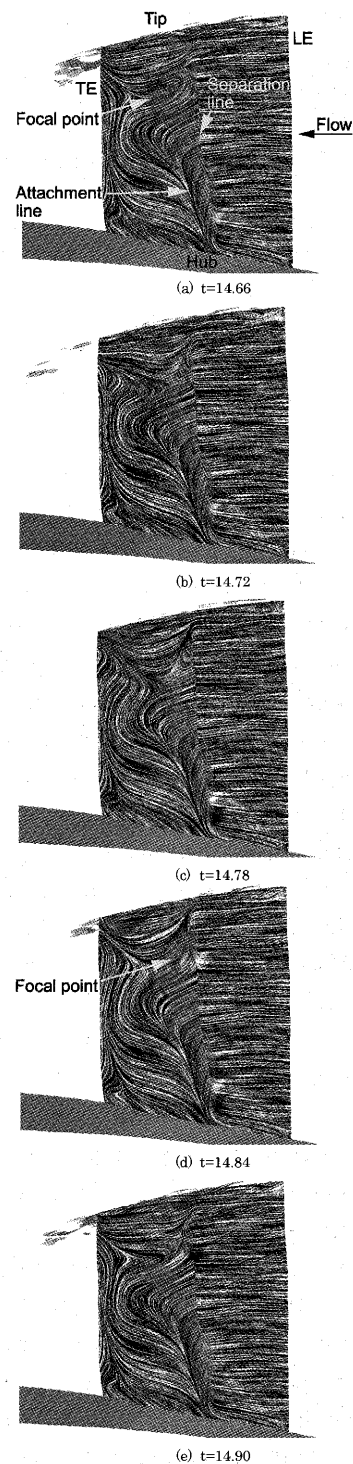


Fig. 12 Unsteady behavior of limiting streamlines on blade suction surface at near-stall condition

with the periodical behavior of the tip leakage vortex, as seen by the relative Mach number contour at 95% span. The tip leakage vortex decays in the aft part of the rotor passage soon after impinging on the pressure surface near the leading edge. This cyclic interaction of the part of the tip leakage vortex with the adjacent blade corresponds to the fluctuation of the blade torque as shown in Fig. 8.

Fig. 12 shows the variation of the limiting streamlines on the suction surface using LIC visualization technique (Cabral et al. [1993]). It is found that there are the bifurcation lines of separation and attachment lines near mid-chord due to the interaction of the shock wave. The location and type of these bifurcation lines do not vary with time near the hub. The topology of the limiting streamlines, however, changes with time in the outward radius from 80% span, and the focal-type critical point, which indicates three-dimensional attachment point, appears just downstream of the shock at $t=14.66$ and $t=14.84$. By such means, it should be considered that three-dimensional flow field is formed near the tip contrary to two-dimensional flow field near the hub. It is evident that the variation of limiting streamlines and three-dimensional flow patterns near the tip are caused by the tip leakage vortex breakdown.

4.4 Effects of Tip Leakage Vortex Breakdown

Figure 13 shows the distributions of total pressure loss coefficient ζ_p on the meridional planes near the midpitch of the rotor passage at near peak efficiency condition and near-stall condition. The total pressure loss coefficient ζ_p is defined as

$$\zeta_p = \frac{\omega(r c_\theta - r_1 c_{\theta 1}) - (P - P_1) / \rho}{U_1^2 / 2} \quad (4)$$

where r is the radius from the axis of rotation, c_θ is the absolute tangential velocity component, P is the total pressure, and subscript of 1 denotes the rotor inlet. The interaction between the tip leakage vortex and the shock wave resulted in the high loss at the tip in the rotor passage. Its influence nearly reaches the outer 10% span at near peak efficiency condition. The similar results are described by Suder and Celestina [1996]. At near-stall condition the high loss region near the tip significantly extends over the outer 20% span due to the breakdown of tip leakage vortex, as seen in Fig 13 (b). The high loss region corresponds to the blockage region due to the accumulation of the low-energy fluid, and the large blockage effect near the tip might finally give rise to the stall of compressor.

Figure 14 shows the breakdown limit curve for NSVI (normal shock wave/vortex interaction) introduced by Smart et al. [1997]. The curve shown in this figure analytically predicts the presence of breakdown of the streamwise slender vortex caused by the interaction with the normal shock wave, and is presented with respect to the freestream Mach number and the swirl ratio t upstream of the shock.

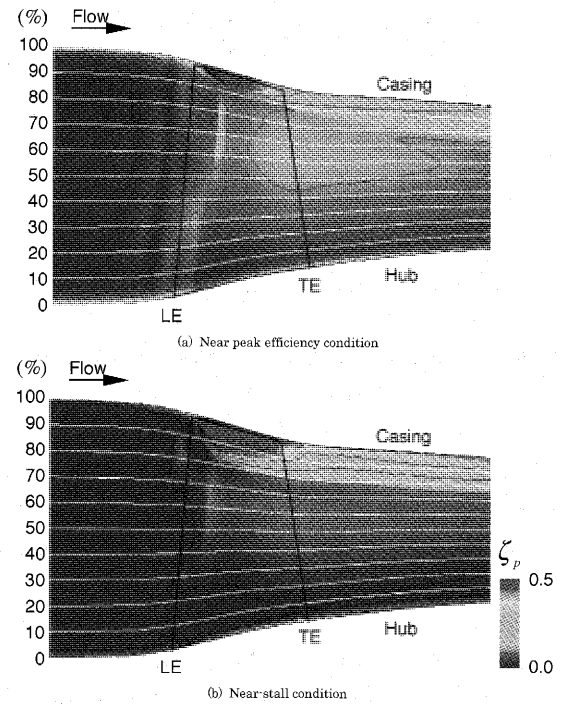


Fig. 13 Total pressure loss distributions on meridional plane near midpitch

The swirl ratio t is defined as follows:

$$t = \frac{\Lambda_{\max}}{V_a} \quad (5)$$

where Λ_{\max} is the maximum of swirl velocity component in vortex core, and V_a is the velocity component along the vortex axis direction at the vortex axis. The present numerical simulations (circle symbols) represent as good correlation with the NSVI breakdown limit as a number of shock/vortex interaction experiments. The simulation result at near-stall condition is close to the curve, which means that the breakdown of the tip leakage vortex has occurred just before the stall point.

These flow phenomena above-mentioned due to the tip leakage vortex breakdown in the tip flow field at near-stall condition: the unsteady behavior of tip leakage vortex and the extreme extension of high loss region and blockage effect, seem to imply the relationship between the breakdown of tip leakage vortex and the onset of the stall of compressor rotor.

5. CONCLUSION

Unsteady three-dimensional Navier-Stokes flow simulations based on the high-resolution upwind scheme using the TVD formulation were conducted in order to investigate the tip flow field in a transonic axial compressor rotor. The results are summarized as follows:

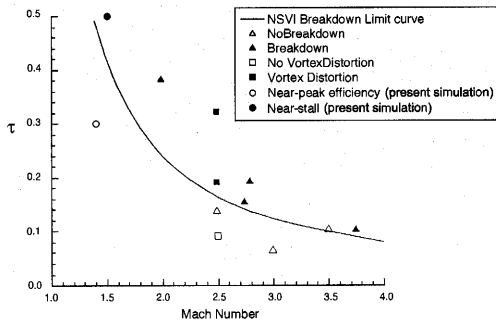


Fig. 14 Breakdown limit curve for normal shock wave/vortex interaction (NSVI)

(1) Even at near peak efficiency condition the low-energy fluid appears downstream of the shock wave near the tip due to the expansion of the tip leakage vortex in interacting with the shock wave although its region is small.

(2) At near-stall condition the breakdown of the tip leakage vortex takes place in the rotor passage just downstream of the shock because the tip leakage vortex, which has strong swirl intensity increased at near-stall condition, interacts with the shock wave.

(3) The breakdown of the tip leakage vortex leads to not only a large blockage effect near the tip but also the unsteady flow phenomena in the rotor passage. The blockage effect extends to 20% span from the casing, which is two times as large as that at near peak efficiency condition. The periodic fluctuations of the blade torque, the low-energy fluid downstream of the shock near the tip, and limiting streamlines on the blade suction surface are caused by the unsteady behavior of the tip leakage vortex due to its breakdown.

REFERENCES

- (1) Adamczyk, J. J., Celestina, M. L., and Greitzer, E. M., 1993, "The Role of Tip Clearance in High-Speed Fan Stall," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 115, pp. 28-39.
- (2) Anderson, W. K., Thomas, J. L., and van Leer, B., 1986, "Comparison of Finite Volume Flux Vector Splittings for the Euler Equations," *AIAA Journal*, Vol. 24, No.9, pp. 1453-1460.
- (3) Cabral, B., and Leedom, C., 1993, "Imaging Vector Fields Using Line Integral Convolution," *Computer Graphics Proc. '93, ACM SIGGRAPH*, pp. 263-270.
- (4) Chakravarthy, S. R., 1984, "Relaxation Method for Unfactored Implicit Upwind Schemes," *AIAA Paper No. 84-0165*.
- (5) Chakravarthy, S. R., 1986, "The Versatility and Reliability of Euler Solvers Based on High-Accuracy TVD Formulations," *AIAA Paper No. 86-0243*.
- (6) Chima, R. V., 1998, "Calculation of Tip Clearance Effect in a Transonic Compressor Rotor," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 120, pp. 131-140.
- (7) Copenhaver, W. W., Mayhew, E. R., Hah, C., and Wadia, A. R., 1996, "The Effect of Tip Clearance on a Swept Transonic Compressor Rotor," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 118, pp. 230-239.
- (8) Deley, J. M., 1994, "Aspects of Vortex Breakdown," *Prog. Aerospace Sci.*, Vol. 30, pp. 1-59.
- (9) Furukawa, M., Yamasaki, M., and Inoue, M., 1991, "A Zonal Approach for Navier-Stokes Computations of Compressible Cascade Flow Fields Using a TVD Finite Volume Method," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 113, No.4, pp. 573-582.
- (10) Furukawa, M., Nakano, T., and Inoue, M., 1992, "Unsteady Navier-Stokes Simulation of Transonic Cascade Flow Using an Unfactored Implicit Upwind Relaxation Scheme With Inner Iterations," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 114, No.3, pp. 599-606.
- (11) Furukawa, M., Saiki, K., and Inoue, M., 1995, "Numerical Simulation of Three-Dimensional Viscous Flow in Diagonal Flow Impeller," in: *Numerical Simulations in Turbomachinery*, ASME FED-Vol. 227, 29-36.
- (12) Furukawa, M., Inoue, M., Saiki, K., and Yamada, K., 1999, "The Role of Tip Leakage Vortex Breakdown in Compressor Rotor Aerodynamics," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 121, No.3, pp. 469-480.
- (13) Furukawa, M., Saiki, K., Yamada, K., and Inoue, M., 2000, "Unsteady Flow Behavior Due to Breakdown of Tip Leakage Vortex in an Axial Compressor Rotor at Near-Stall Condition," *ASME Paper No. 2000-GT-666*, pp. 1-12.
- (14) Gerolymos, G. A., and Vallet, L., 1999, "Tip-Clearance and Secondary Flows in a Transonic Compressor Rotor," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 121, pp. 751-762.
- (15) Hoeger, M., Fritsch, G., and Bauer, D., 1999, "Numerical Simulation of the Shock-Tip Leakage Vortex Interaction in a HPC Front Stage," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 121, pp. 456-468.
- (16) Inoue, M. and Furukawa, M., 1994, "Artificial Dissipative and Upwind Schemes for Turbomachinery Blade Flow Calculation," *VKI Lecture Series No. 1994-06*.
- (17) Leibovich, S., 1978, "The Structure of Vortex Breakdown," *Annual Review of Fluid Mechanics*, Vol. 10, pp. 221-246.
- (18) Reid, L., and Moore, R. D., 1978, "Design and Overall Performance of Four Highly-Loaded, High-Speed Inlet Stages for an Advanced, High-Pressure-Ratio Core Compressor," *NASA TP-1337*.
- (19) Sawada, K., 1995, "A Convenient Visualization Method for Identifying Vortex Centers," *Trans. Japan Soc. of Aero. Space Sci.*, Vol. 38, No. 120, pp. 102-116.
- (20) Schlechtriem, S., and Lotzerich, M., 1997, "Breakdown of Tip Leakage Vortices in Compressors at Flow Conditions Close to Stall," *ASME Paper No. 97-GT-41*.
- (21) Smart, M. K., and Kalkhoran, I. M., 1997, "Flow Model for Predicting Normal Shock Wave Induced Vortex Breakdown," *AIAA Journal*, Vol. 35, No. 10, pp. 1589-1596.
- (22) Suder, K. L. and Celestina, M. L., 1996, "Experiment and Computational Investigation of the Tip Clearance Flow in a Transonic Axial Compressor Rotor," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 118, pp. 218-229.
- (23) Wilcox, D. C., 1988, "Reassessment of the Scale-Determining Equation of Advanced Turbulence Models," *AIAA Journal*, Vol. 26, No. 11, pp. 1299-1310.

Development of A Grain Defect Resistant Ni-Based Single Crystal Superalloy YH61

TAMAKI Hideki* OKAYAMA Akira** YOSHINARI Akira*

KAGEYAMA Kagehiro*** SATO Koji*** OHNO Takehiro***

ABSTRACT

When single crystal (SC) castings are adopted for industrial gas turbine's (IGT's) components, some degree of grain defects should be permitted to increase casting yield and reduce cost of the castings. In this paper, a new SC superalloy YH61 is proposed to solve the problem of grain defects which are present in SC buckets or vanes of IGTs. First, the effects of solution heat treatment on various properties of the SC with and without grain defects were evaluated. Increasing the solution-heat-treated area was found to have a positive effect on the strength of a defect-free SC but harmful for the strength across a grain boundary. The solution heat treatment condition for YH61 was determined after considering compatibility for properties of both the defect-free SC and the SC with grain defects. The solution heat treatment was also found to improve hot corrosion resistance of the alloy. Secondly, more detailed creep and hot corrosion tests were performed for YH61 solution-heat-treated by one of the above-examined conditions. YH61 showed higher creep strength than that of a second-generation directionally solidified (DS) superalloy although Re content of YH61 is about half as much as that of second-generation DS superalloys. Hot corrosion resistance of YH61 was superior to that of a second-generation DS superalloy under the whole experimental temperature range and to that of a 14% chromium containing conventional cast (CC) superalloy, which is currently used in some IGTs, when the test temperature was 1000°C.

Keywords : YH61, Superalloy, Single crystal, Grain defect

INTRODUCTION

Application of SC buckets and vanes in aero-engines has significantly improved the engine performance. In the field of IGTs, application of SC components is necessary for improving the efficiency of IGTs due to increases in gas-firing temperature. Although this demand is common to all IGT manufacturers, DS buckets and vanes are still the mainstream technology for IGTs especially in the case of heavy-duty machines. As a result of considerable efforts for adopting SC components for IGTs (Cybulsky and Bryant, 1993), three IGT manufacturers have

announced that they have introduced SC buckets or vanes into their machineries (Barker, 1995, Kiesow and Mukherjee, 1997 and Farmer, 2002).

The main reason why SC components have not been widely adopted for IGTs is the casting problems of the SC for IGT. Grain defects such as low angle grain boundaries (LAB), high angle grain boundaries (HAB) and recrystallization tend to occur in IGT buckets or vanes, since their sizes are larger and their shapes are more complicated than those of the aero-engines' components. Because of these reasons, the casting yield of the SC for IGT is significantly lower and their cost is higher than the DS components. If the resistance of SC superalloys to LAB or HAB is increased, higher yields and lower costs can be realized for SC buckets and vanes in IGT. In order to meet these demands, a new SC superalloy,

* この論文は2003年に開催されたIGTCで発表されたものの中で特にIGTC論文委員長より推薦のあったものを再度校閲したものです。

* Hitachi Research Lab., Hitachi, Ltd.

7-1-1 Omika, Hitachi, Ibaraki 319-1292, JAPAN

** Hitachi Kyowa Engineering Co., Ltd.

*** Metallurgical Research Lab., Hitachi Metals, Ltd.

YH61 (Table 1) has been developed (Tamaki et al., 1998) and was found to show similar creep-rupture strength to a second-generation SC superalloy under certain conditions although YH61 contains higher levels of grain boundary strengthening elements (Tamaki et al., 2000). The highlights of its chemistry is summarized below:

- (1) Higher amounts of refractory elements such as Ta, W and Re are added in order to realize a similar level of creep-rupture strength as the second-generation SC superalloys without full solution
- (2) A higher content of boron compared to conventional DS alloys is used to keep an adequate level of boron at grain boundaries after solution heat treatment.

Table 1 Nominal Composition of YH61, mass%.

Cr	Co	W	Re	Mo	Ta	Nb	Al	Hf	C	B	Ni
7.2	1.0	8.8	1.4	0.9	8.8	0.8	5.0	0.25	0.07	0.02	Balance

It was pointed out by Jackson et al. (1977) and has been generally accepted that higher creep-rupture strengths along the solidification direction of SC and DS can be achieved by increasing the volume percent of fine γ' . Higher solution heat treatment temperatures are also known to increase the volume percent of fine γ' . For these reasons, solution heat treatment temperatures close to the incipient melting points have been adopted for conventional SC superalloys. Because such higher solution heat treatment temperatures can be achieved by removing grain boundary strengthening elements such as boron, hafnium and zirconium from the alloys, the conventional SC alloys can contain a limited range of LAB. Ross and O'Hara (1996) have reported a unique SC superalloy that has moderate LAB strength but higher grain boundary strength than this alloy is thought to be required for IGT.

For alloys with grain boundary strengthening elements, Cetel and Duhl (1992) pointed out that the creep-ductility for DS in the transverse direction decreases with increasing volume percent of fine γ' . This increase was also found to decrease the creep-rupture life of DS in the transverse direction even in an alloy which contains grain boundary strengthening elements (Tamaki et al., 1998). Especially, the higher

volume percent causes a significant decrease in the creep-rupture life of DS in the transverse direction. Thus, for achieving higher strength of LAB and HAB, both the addition of the grain boundary strengthening elements and optimizing solution heat treatment conditions seem to be necessary. This paper discusses optimization of the solution heat treatment condition for SC superalloys with grain defects.

When one new superalloy is adopted for IGTs, it should be required to obtain long-term creep data up to more than 10,000 hours of rupture life. This is generally longer than that required for aero-engines while main test temperatures are lower. Hot corrosion resistance is also major concern for IGTs, while oxidation resistance is regarded as more important in aero-engines' application. In case of IGTs, it should be noted that IGTs may be operated by various kinds of fuels such as heavy oil or residual oil which contains higher amount of sulfur than jet fuel. This paper discusses long-term creep properties of YH61 and hot corrosion resistance of the alloy to confirm applicability of the alloy to IGTs.

EXPERIMENTAL PROCEDURE

Seven 150 kg - master alloys and two 1.5 ton - master alloys of YH61 were prepared for this study. SC bars (ϕ 15 x 165 mm), DS slabs (100 x 15 x 250 mm) and bi-crystalline slabs described in Figure 1 were cast from the master alloys by a mold withdrawal method.

The conditions of the multistep solution heat treatment adopted for this alloy are listed in Table 2. The aging condition for all specimens was 1080°C/4h/AC followed by 871°C/20h/AC.

Specimens for evaluating the defect-free SC's mechanical properties were machined from SC bars. The stress axis of the specimens was parallel to the growth direction of SC bars and was within 10° from the $\langle 100 \rangle$ direction. Specimens machined from DS slabs were used for evaluating mechanical properties of the SC with grain defects such as HAB. The stress axis of the specimens was the DS transverse direction which was perpendicular to grain boundaries. Bi-crystalline slabs were used for examining LAB strengths. The growth direction of both seeds was $\langle 001 \rangle$, which corresponded to the longitudinal direction of the slab. The primary seed was set in order to align the $\langle 110 \rangle$ direction parallel to the transverse direction of the slab. The $\langle 110 \rangle$ direction of the second seed was rotated from the transverse direction by α . Consequently, a

grain boundary with a misorientation angle α was present along the center of the slab. Specimens were machined from the slabs parallel to the transverse direction. The grain boundary lay perpendicular to the stress axis in the middle of the specimen. The stress axis of the primary grain was parallel to the $\langle 110 \rangle$ direction, and the stress axis of the second grain deviated from the $\langle 110 \rangle$ direction by α in $\{100\}$ plane.

Although IGTs' buckets and vanes are expected to

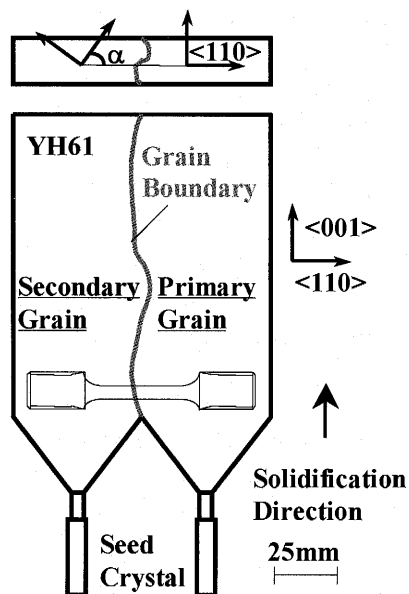


Fig. 1: Schematic of the bi-crystalline slab for evaluating the effect of α on strength of SC with LAB or HAB. Misorientation angle (α) was defined as rotation angle of the secondary grain against the primary grain on the $\{100\}$ plain.

Table 2 Solution Heat Treatment Conditions

Condition No.	Condition for Final Step
A	1250°C/4h/AC
B	1260°C/4h/AC
C	1270°C/4h/AC
D	1280°C/4h/AC
E	1290°C/4h/AC
F	1295°C/4h/AC

contain a few grain boundaries and their solution heat treatment conditions should be determined with considering the possibility and degree of the actual boundaries, long-term creep strength of the alloy was evaluated by using specimens machined from defect-free SC castings heat-treated by the condition D. Creep tests for $\langle 110 \rangle$ direction as well as $\langle 100 \rangle$ were conducted to examine anisotropy of the alloy. The test temperature range studied was 750 to 1040°C and the stress range was determined to make the rupture lives about 100 to 10,000 hours. The maximum rupture life in this study was about 11,000 hours. General test conditions were based on ASTM E 139.

Hot corrosion resistance of the alloy was evaluated in a burner rig. Test specimens were machined from heat-treated SC castings containing no grain boundaries. Except for studying the effect of solution heat treatment condition on the hot corrosion resistance, the castings were heat-treated by the condition D which is the same condition as specimens for long-term creep data. Figure 2 shows a schematic view of the burner rig used in this study. The fuels used were diesel oil which contained about 0.04 mass% sulfur and heavy oil whose sulfur content was about 0.06 mass%. The diesel oil was used for the tests studying the effect of solution heat treatment condition on the hot corrosion resistance while the heavy oil was used for the other tests. 1 mass% NaCl solution was sprayed into the combustion gases at the rate of $1.8 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{h}$. The test temperature was monitored at the center of the specimen holder. A single test cycle was 5 to 10 hours and the weight change of the specimens was measured after either one or two cycles. Before each measurement, the specimens were washed by hot water to remove combustion products other than the scale.

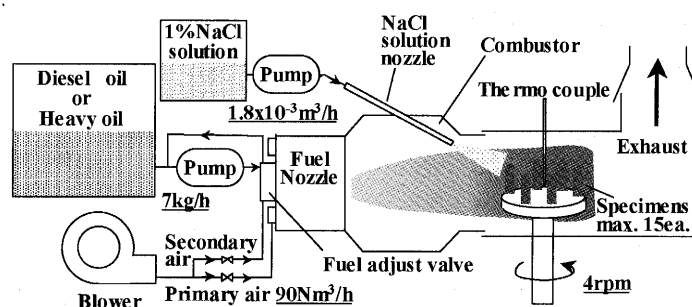


Fig. 2: A schematic view of the burner rig

RESULTS AND DISCUSSION

The Effect of Solution Heat Treatment Conditions

The effect of solution heat treatment temperature on the volume percent of solutioned γ' is shown in Figure 3. The term "volume percent of solutioned γ' " is used to describe the volume percent of the region in which γ' is completely solutioned at the solution heat treatment and precipitated as fine particles during aging. The term or the vertical line in Figure 3 can be considered as describing how degree the specimen was solution-heat treated.

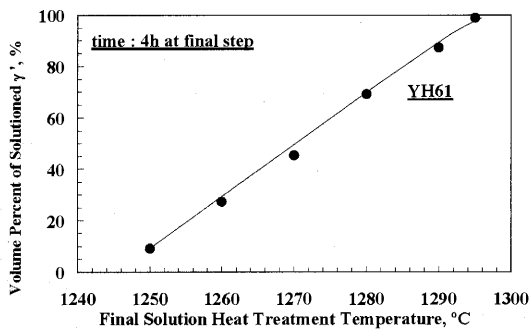


Fig. 3: Volume percent of solutioned γ' increased linearly with increasing solution heat treatment temperature in this temperature range.

A linear relationship between the volume percent of solutioned γ' and temperature was observed between 1250 and 1295°C. Although almost 100% solutioning with no incipient melting can be achieved in this alloy, residual eutectic $\gamma - \gamma'$ colonies cannot be dissolved without incipient melting due to its higher content of boron.

The effect of solution heat treatment conditions on the creep-rupture life of defect-free SC longitudinal direction is shown in Figure 4. The creep-rupture life of the defect-free SC longitudinal direction was improved by increasing the volume percent of solutioned γ' . Although this result has already been established, it must be noted that the effects of solution heat treatment conditions on the creep-rupture life across the grain boundary showed different tendency as the defect-free SC longitudinal direction depending on misorientation angle α (Figure 5). When α was 24.1°, creep-rupture life across the grain boundary decreased with increasing the volume percent of solutioned γ' . It was opposite to that observed for the SC longitudinal direction but similar tendency as DS transverse direction. It was pointed out in our previous study (Tamaki et al., 1998) that

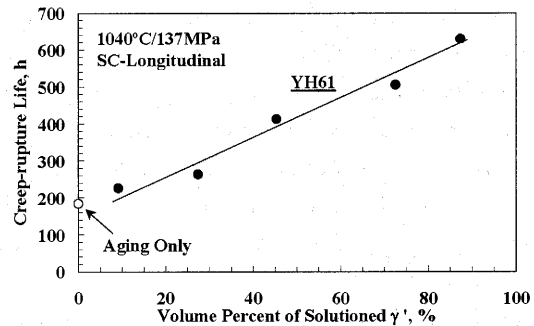


Fig. 4: Creep-rupture life of SC longitudinal direction increased with increasing volume percent of solutioned γ' .

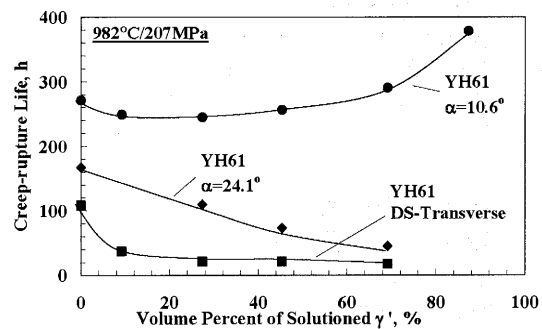


Fig. 5: The effects of solution heat treatment conditions on the creep-rupture life across the grain boundary depended on misorientation angle α .

the grain boundary surrounded by the non-solutioned γ' (Figure 6-A) still contains higher levels of boron after solution heat treatment. On the other hand, the grain boundary exposed to the solutioned γ' (Figure 6-B) was found to contain lower amounts of boron after solution heat treatment. If the solution heat treatment temperature or the treatment time is increased, the increase in the volume percent of solutioned γ' also increases the percentage of the exposed grain boundary. Thus, these could be considered as reasons why creep-rupture life for the higher α and DS transverse direction decreased with increasing the volume percent of solutioned γ' .

In case of $\alpha = 10.6^\circ$, no significant degradation of creep-rupture life across the grain boundary was observed with increasing the volume percent. Additionally, a moderate fall-off of creep-rupture life was observed up to about 6° in SC610 which was full solutioned and did not contain boron (Figure 10). From these results, LAB might be defined as a grain boundary where creep-rupture life across the boundary does not show significant decrease with increasing the volume percent of solutioned γ' while the life across HAB significantly decreases with increasing the volume percent. It can be also deduced

from these results that the presence of boron at grain boundaries does not play an important role in LAB while boron is essential for HAB strength. Therefore, it follows that the solution heat treatment condition would not influence the LAB strength significantly since diffusion of boron from the grain boundary during solution heat treatment is not a major issue for LAB strength. However, it must be noted that the addition of boron increases the misorientation angle at which there is a fall-off of strength, or rather, the addition of boron extends the range of LAB.

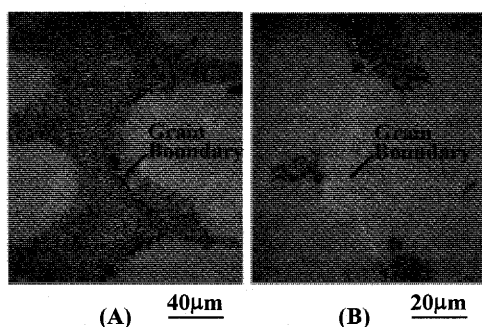


Fig. 6: Two typical grain boundary structures after solution heat treatment (Final step: 1290 °C/4h).

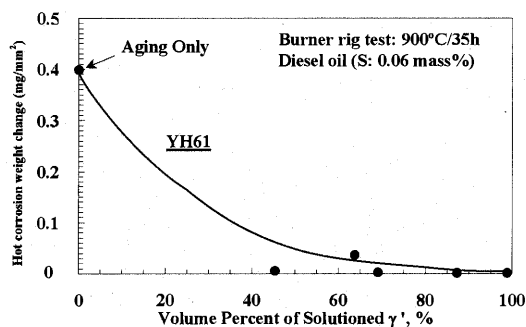


Fig. 7: Hot corrosion resistance of YH61 was improved by solution heat treatment.

Figure 7 describes the effect of solution heat treatment conditions on hot corrosion resistance of YH61. Hot corrosion resistance of YH61 was improved by increasing the volume percent of solutioned γ' or solution heat treatment temperature. Tamaki et al. (2002) found similar tendency in CM186LC which is one of the most popular second-generation DS alloys. Although decrease in element concentration inhomogeneity by solution heat treatment can be considered as one of the most possible reason why solution heat treatment improved hot corrosion resistance of the superalloy, they also pointed out that MC-type carbides acted as initiation sites for hot corrosion and the volume fraction of carbides

decreased with increasing solution heat treatment time. Therefore, they concluded that decreasing the volume fraction of carbides during solution heat treatment also could contribute to improving hot corrosion resistance of the alloy after solution heat treatment. In case of YH61, the similar mechanisms can be considered to improve hot corrosion resistance of the alloy.

The applicability of YH61 to IGTs

In order to confirm the applicability of YH61 to IGTs, long-term creep properties for both $\langle 100 \rangle$ and $\langle 110 \rangle$ direction, creep-rupture life of the specimens machined from SC buckets and vanes and hot corrosion resistance of the alloy were evaluated.

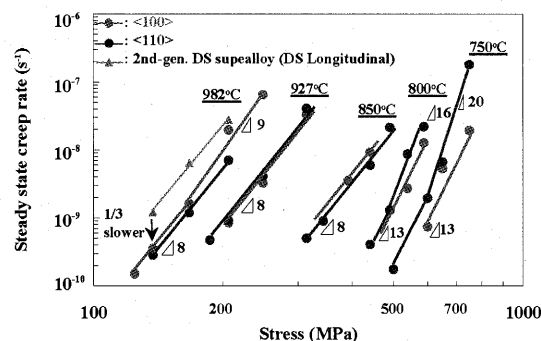


Fig. 8: The steady state creep rate is plotted as a function of the applied stress for $\langle 100 \rangle$ and $\langle 110 \rangle$ orientations of YH61. The slope of these lines indicates the stress exponent of the steady state creep rate, n for each temperature.

The creep-strengths of YH61 $\langle 100 \rangle$ and $\langle 110 \rangle$ orientations are represented by the relationship between steady state creep rate and applied stress for some temperatures (Figure 8). The steady state creep rates for both $\langle 100 \rangle$ and $\langle 110 \rangle$ orientations of YH61 were about one third as slow as that of a second-generation DS superalloy at 982 °C/137MPa. It should be noted that YH61 showed higher creep-strength than a second-generation DS alloy although Re content of YH61 is about half as much as that of second generation DS superalloys. Since Re is the most expensive element in Ni-based superalloys, it is very important to achieve higher creep-strength as low Re content as possible. It should be more emphasized in case of IGT components because their sizes are larger than those of the aero-engines'.

Figure 9 shows the effect of test temperature on the stress exponent of the steady state creep rates for YH61 $\langle 110 \rangle$ as well as $\langle 100 \rangle$ orientations. In general, the higher stress exponent indicates lower creep

resistance. This result is supposed to mean that the creep resistance of $\langle 110 \rangle$ was lower than that of $\langle 100 \rangle$ at 800°C and below. On the other hand, when the test temperatures became higher than 800°C, the exponents for both $\langle 100 \rangle$ and $\langle 110 \rangle$ came to show almost same value and the creep rate for $\langle 110 \rangle$ was slightly slower than that of $\langle 100 \rangle$ at 982°C. It can be concluded from the above results that the anisotropy for creep strength between $\langle 100 \rangle$ and $\langle 110 \rangle$ should be major concern at 800°C and below while it was not significant at temperatures above 800°C. Although the creep strength of YH61 $\langle 110 \rangle$ direction was lower than that of the $\langle 100 \rangle$ direction especially at 750°C, other SC superalloys also show same tendency as reported by Wilcock et al. (2002). Shah and Duhl (1984) pointed out that tension yield strength of $\langle 110 \rangle$ is lower than that of $\langle 100 \rangle$ at 593°C for a SC superalloy PWA1480 although $\langle 110 \rangle$ and $\langle 100 \rangle$ orientations have the identical Schmid factor for the octahedral slip. It can be deduced that this lower tension yield strength for $\langle 110 \rangle$ caused the lower creep resistance for $\langle 110 \rangle$ at temperatures below about 800°C. When the test temperature was higher

than 800°C, other slip systems such as the cube slip can operate. Resultant isotropic deformation behavior can be considered to make the rate for $\langle 110 \rangle$ comparable to that for $\langle 100 \rangle$. The higher creep rate for $\langle 100 \rangle$ at higher stress of 982°C might be caused by different rate of the rafting formation between $\langle 110 \rangle$ and $\langle 100 \rangle$.

Figure 10 shows creep-rupture strength of YH61 across LAB and HAB compared with SC610 (Ni - 7.5Cr - 7.2W - 1.4Re - 0.8Mo - 8.8Ta - 1.7Nb - 5.0Al - 0.1Hf - 1.0Co, mass%, Sato et al., 1999) and creep-rupture strength of DS transverse direction for a second-generation DS superalloy. Although the creep-rupture strength of YH61 across grain boundary decreased with increasing α , it is higher than that of DS transverse strength when α was less than 20°. For comparison with SC610, the addition of boron and introducing the partial solution heat treatment to YH61 are supposed to cause higher HAB strength of YH61 than that of SC610 which contains no boron and is fully solution-heat-treated.

The casting trials for first stage buckets and vanes of a 25 MW class gas turbine were performed (Figure 11). Figure 12 shows creep-rupture life of the specimens machined from these buckets and vanes. No significant degradation was observed for the creep-rupture life of these specimens compared with that of specimens machined from SC bars ($\phi 15\text{mm}$).

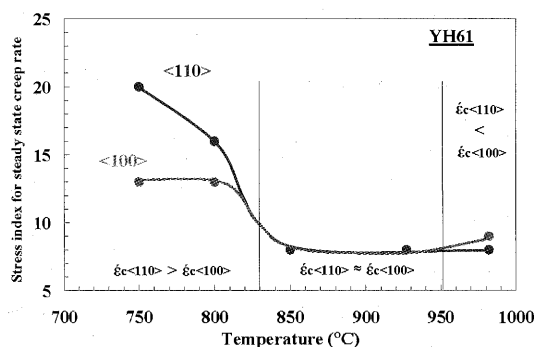


Fig. 9: The effect of test temperatures on the stress exponent of the steady state creep rates for YH61 $\langle 110 \rangle$ as well as $\langle 100 \rangle$ orientations

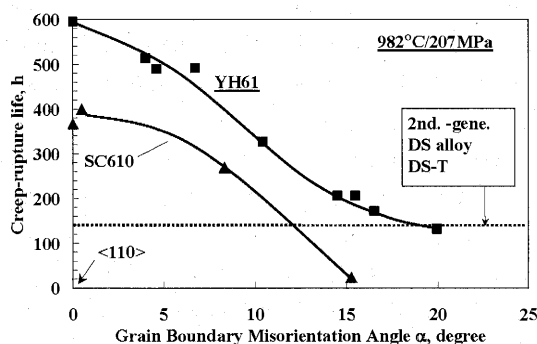
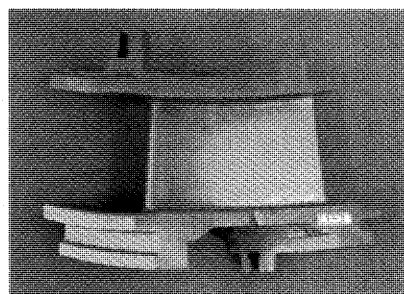
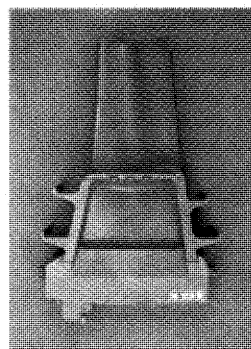


Fig. 10: The effect of grain boundary misorientation angle (a) on fall-off of creep-rupture life across LAB and HAB for YH61 compared with SC610



(a) Vane



(b) Bucket

Fig. 11: 25MW class IGT bucket and vane (first stage) made of YH61

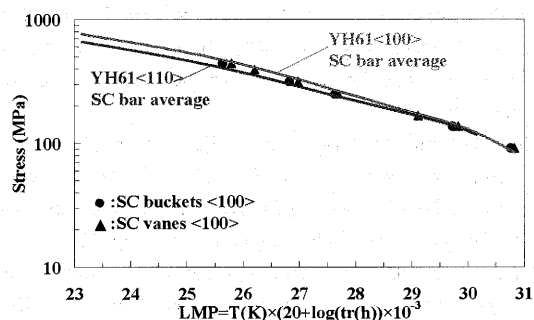


Fig. 12: Comparison of creep-rupture life indicated by using Larson-Miller parameter between the specimens machined from SC buckets, vanes and bars

Hot corrosion resistance of YH61 was evaluated by using the burner rig at 750, 900 and 1000°C. The results are shown in Figure 13 with comparing with those of a second-generation DS superalloy and a 14% Cr containing CC superalloy. In the Figure, the vertical line indicates the time required to reach to 0.02mg/m² of hot corrosion weight change. Several points were extrapolated from the measured data. Hot corrosion resistance of YH61 was superior to that of a second-generation DS superalloy under the whole experimental temperature range and to that of a 14% Cr containing CC superalloy, which is currently used in some IGTs, when the test temperature was 1000°C. Figure 14 shows the secondary electron image and the corresponding characteristic X-ray images (dot-maps) of the cross sectional view for YH61 after the burner rig test (900°C/60h). It is found that some dots for Cr agreed with dots for S near the front of corroded area. It can be concluded from the above result that Cr content of YH61 was enough to prevent S from forming low melting point eutectic with Ni after S penetrated underneath the oxide protective layer.

Conclusions

When SC castings are adopted for IGT's components, some degree of grain defects should be permitted to increase casting yield and reduce cost of the castings. In order to satisfy this demand, a new SC superalloy YH61 containing some grain boundary strengthening elements was developed. Although solution heat treatment has been known to improve mechanical properties of defect-free SC castings, it was found that solution heat treatment decreased mechanical properties of SC with grain defects. It should suggest that not only addition of grain boundary strengthening elements but also selecting proper solution heat treatment condition is important

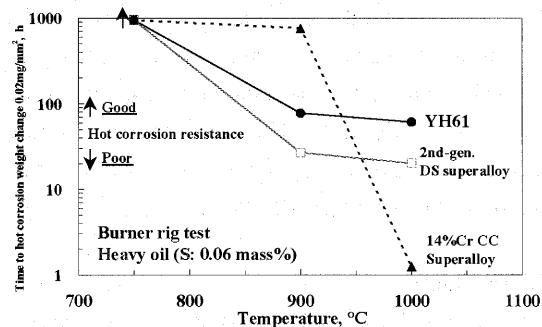


Fig. 13: The effect of test temperature on the hot corrosion resistance of YH61

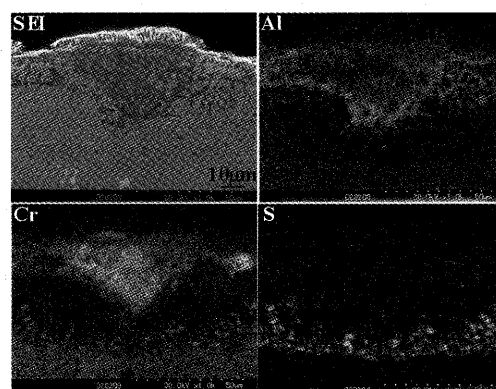


Fig. 14: A secondary electron image and corresponding characteristic X-ray images of corroded area in YH61 (after the test of 900°C/60h)

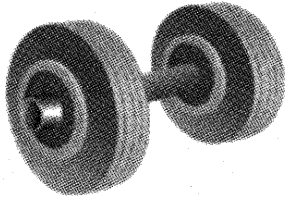
to permit some grain defects in SC castings. The solution heat treatment condition for YH61 was determined after considering compatibility for properties of both the defect-free SC and the SC with grain defects. The solution heat treatment was also found to improve hot corrosion resistance of the alloy.

In order to confirm the applicability of YH61 to IGTs, some properties, which are required to evaluate life of SC components, were examined. YH61 showed higher creep strength than that of a second-generation DS superalloy although Re content of YH61 is about half as much as that of second-generation DS superalloys and also no significant degradation for creep-rupture life of the specimens machined from SC buckets and vanes was confirmed. Hot corrosion resistance of YH61 was superior to that of a second-generation DS superalloy under the whole experimental temperature range and to that of a 14% chromium containing CC superalloy, which is currently used in some IGTs, when the test temperature was 1000°C. Anisotropy for mechanical properties of SC should be considered to evaluate the SC components' life. In this alloy, it was found that the anisotropy for creep strength between

$\langle 100 \rangle$ and $\langle 110 \rangle$ should be major concern at 800°C and below while it was not significant at temperatures above 800°C. The database for evaluating the life of SC components made of YH61 is mostly completed including the fatigue properties presented in another publication (Yorikawa et al., 2000).

REFERENCES

- Barker, T., 1995, "Siemens' New Generation", *Turbomachinery*, Jan/Feb, pp.20-22.
- Cetel, A.D. and Duhi, D.N., 1992, "Second Generation Columnar Grain Nickel-Based Superalloy", *Proceedings, Superalloys 1992*, S.D. Antolovich et al., ed., TMS, Warrendale, PA, pp.287-296.
- Cybulsky, M. and Bryant, P.E.C., 1993, "Application of Aero-Engine Turbine Materials Technology to Industrial Gas Turbines," *Advanced Materials and Coatings for Combustion Turbines*, V.P. Swaminathan and N.S. Cheruvu, ed., ASM, Materials Park, OH, pp.23-27.
- Farmer, R., 2002, "Reliant service-testing first 184-MW PG7251FB in simple cycle operation", *Gas Turbine World*, May/June, pp.10-14.
- Jackson, J.J. et al., 1977, "The Effect of Volume Percent of Fine γ' on Creep in DS Mar-M200 + Hf", *Metall. Trans. A*, Vol. 8A, pp.1615-1620.
- Kiesow, H.-J. and Mukherjee, D., 1997, "The GT24/GT26 Family Gas Turbine: Design for Manufacturing", *Advanced in Turbine Materials, Design and Manufacturing*, A. Strang et al., ed., The Institute of Materials, London, UK, pp.159-172.
- Ross, E.W. and O'Hara, K.S., 1996, "Renè N4: A First Generation Single Crystal Turbine Airfoil Alloy with Improved Oxidation Resistance, Low Angle Grain Boundary Strength and Superior Long Time Rupture Strength", *Proceedings, Superalloys 1996*, R.D. Kissinger et al., ed., TMS, Warrendale, PA, pp.19-25.
- Sato, K., Tamaki, H. et al., 1999, "High Corrosion Resistant High Strength Superalloy and Gas Turbine Utilizing The Alloy", U.S. Patent 5,916,382.
- Shah, D.M. and Duhi, D.N., 1984, "The Effect of Orientation, Temperature and Gamma Prime Size on the Yield Strength of a Single Crystal Nickel Base Superalloy", *Proceedings, Superalloys 1984*, M. Gell et al., ed., TMS, Warrendale, PA, pp.105-114.
- Tamaki, H. et al., 1998, "Development of A New Ni-Based Single Crystal Superalloy for Large Sized Buckets", *Materials for Advanced Power Engineering 1998*, J. Lecomte-Beckers et al., ed., Forschungszentrum Jülich GmbH, Jülich, Germany, pp.1099-1110.
- Tamaki, H. et al., 2000, "Development of A Low Angle Grain Boundary Resistant Single Crystal Superalloys YH61", *Proceedings, Superalloys 2000*, T.M. Pollock et al., ed., TMS, Warrendale, PA, pp.757-766.
- Tamaki, H. et al., 2002, "Effect of Solution Heat Treatment of The Hot Corrosion Resistance of A Second Generation DS Superalloy", *Materials for Advanced Power Engineering 2002*, J. Lecomte-Beckers et al., ed., Forschungszentrum Jülich GmbH, Jülich, Germany, pp.355-364.
- Yorikawa, M. et al., 2000, "Thermal Fatigue Crack Initiation and Growth Behavior under FCI Condition in Cylindrical Specimen of Ni Base Superalloys", *Proceedings, The 40th Symposium on Strength of Materials at High Temperatures*, The Society of Materials Science, Kyoto, Japan, pp.31-35.
- Wilcock, I.M. et al., 2002, "The Creep Behavior of As-Cast SX CM186LC at Industrial Gas Turbine Operating Conditions", *Materials for Advanced Power Engineering 2002*, J. Lecomte-Beckers et al., ed., Forschungszentrum Jülich GmbH, Jülich, Germany, pp.139-148.



熱流体トレーニング (4)

刑部 真弘^{*1}

OSAKABE Masahiro

乱流状態における速度や温度の変動も、前回のトレーニングで述べたネズミの数のように、ある条件を超えると予測不可能な暴走状態に変化する。乱流においてある一点で観測した速度変動は、予測不可能な乱れとして観測される。このとき流れの中には、比較的大きな渦が見られることがある。例えば、図1の衛星写真に示したように、韓国の済州（チェジュ）島や日本の屋久島の後ろに北西の季節風がふいている日にできる渦列である。すなわち、海面上に突き出た高い山である島の後ろに、その山の大きさほどもあるカルマン渦のような大きな渦列が、雲により可視化できているのである。衛星写真でみると、その大きな渦のみが目立つが、実は、大きな渦にはそれよりも小さな中渦がのった状態となっている。さらにその中渦には、それよりも小さな渦がのっているのである。遊園地にあるコーヒーカップの遊具に乗ると、自分の位置が予測不可能な状態になり気分が悪くなる。これと同じように大小の渦が重なった流れを1点で観測すると、予測不可能な状態まで乱れた状態として観測される。非常に乱れた状態である乱流においても、この大中小の渦で代表されるような組織的な構造が存在することは重要である。

なお、代表長さとして済州島の山の直径を20km、風速10m/s、空気の動粘性係数 $\nu_m = 1.6 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ とすると、Re数は 1.25×10^{10} となる。実験室規模の実験で、円柱の後流にできるカルマン渦は、Re数が40から150の範囲にあるとき明確に見られるので、奇妙に感じる。済州島の場合は、大きな渦に乗った小さな渦を、分子運動のように捉えれば理解できる。この小さな渦によって生じる分子粘性係数のようなものを渦粘性係数というが、この値を分子粘性係数の 10^8 倍程度と考えてあげれば、Re数が125程度となる。すなわち、大きな渦にとって小さな渦は分子運動のように働き、みかけの粘性係数を増加させていると考えることができる。

ところで、壁面近傍を流れる乱流には特に際立った特徴がある。流れが壁面によって拘束されるため、壁面上に流れの方向を軸とした縦渦構造が存在するのである。回転方向の異なる縦渦が、図2に示したように交互に並んだ構造となるため、壁面上には壁面から離れた高速の流れが壁面に叩きつけられる高速ストリークと、それと逆の低速ストリークが交互に並んだ構造となる。この縦渦構造は、主流から壁面に運動量および熱等を運ぶ重要な役割を担っている。

運動量を運ぶこの縦渦を抑制してあげれば、壁面への運動量輸送も減ることが想像できる。運動量輸送の減少

は、乱流壁面摩擦の低減を意味している。例えば、ウナギやドジョウの表面は、触るとヌルヌルしているが、この粘度の高い分泌液が壁面の縦渦構造を効果的に減衰させていると考えられている。この効果をトムズ効果とよんでいる。人工的に高分子ポリマー等を用いて、配管や船舶の摩擦抵抗低減を図ろうとした研究が過去に多く行われてきたが、残念ながら実用化には至っていない。

流れ方向に沿って薄い“つい立”であるリブレットを設置し、縦渦を抑制する方法も米国NASAで開発され、流速に対して最適な間隔のリブレット等が提案されている。また、1980年代には、船舶や航空機等への応用実験が積極的に行われた。特に、1987年に行われたヨットレースのアメリカズ杯においてリブレットを用いた米国艇が、この年優勝したことは大きなセンセーションになった。ただし、このリブレットの技術は、人類が最初に見つけたものではなく、鮫（サメ）の肌は古くからリブレット構造を有していた事実は驚きである。

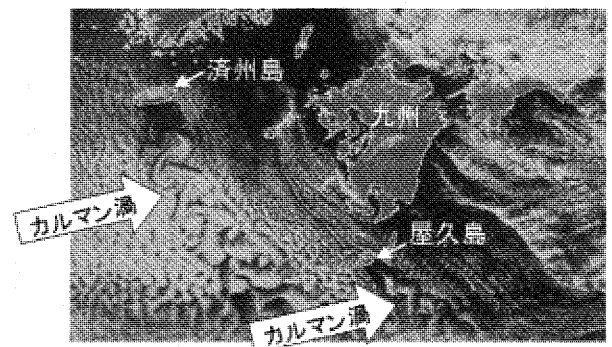


図1 島の後ろに出来る巨大渦

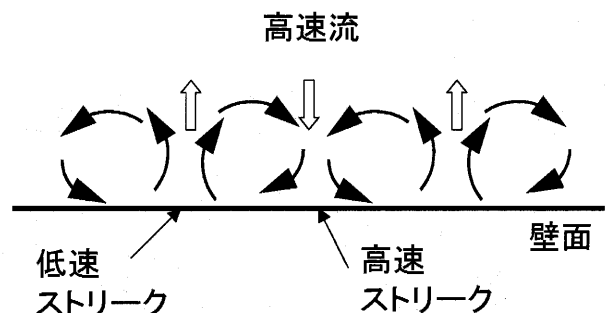


図2 壁面上の流れの方向を軸とした縦渦構造

参考文献

- (1) 刑部真弘, エネルギー技術者の熱流体トレーニング, 海文堂出版, (2004)

原稿受付 2006年2月7日

^{*1} 東京海洋大学海洋工学部 海洋電子機械工学科
〒135-8533 東京都江東区越中島2-1-6

第34回ガスタービンセミナー報告

山口 諭

YAMAGUCHI Satoshi

第34回ガスタービンセミナーが、2006年1月26日(木)、27日(金)の両日、東京ガス(株)本社ビルにて開催された。124名にご参加頂き、大盛況であった。

セミナーは、「ガスタービンの最新技術動向と将来展望」と題して、ガスタービンの研究機関、メーカーから第一線でご活躍されている方々を講師に迎え、ご講演を頂いた。以下に概要を報告する。

第1日目は、ガスタービンと航空エンジンに適用されている高効率化・高温化の技術の最新動向について、6件の講演が行われた。

はじめに発電用ガスタービンの最新技術動向として、事業用大容量ガスタービンの高効率化の取り組みと今後の進むべき方向についての講演があった。続いて航空エンジンの冷却技術では、タービン翼の内部冷却、フィルム冷却の新しいアイデアおよびその設計を支える予測技術について最近の国内外の最新動向も交えて紹介があった。

新材料の分野では、画期的な高温特性を有する新しい耐熱セラミックスである MGC 材料の製造プロセスと組成系について、その特長とガスタービン部材への適用状況について講演があった。高温タービン用 Ni 基超合金の開発では、タービン翼材の第5世代 Ni 基単結晶合金や新しい発想に基づくコーティング技術、また新規鍛造／鍛造タービンディスク合金開発について講演があった。耐熱コーティングの分野では、耐熱セラミックコーティング、耐熱合金コーティングの現状と最新の開発状況について紹介があった。

1700℃級ガスタービンの開発では、熱効率62～65% (LHV) を可能とする要素技術について開発状況と成果

について講演があった。

第2日目は、サイクルイノベーションと題して熱サイクルの改良による効率向上の取り組みとして5件の講演が行われた後、「民間機用エンジンの国産化の課題と展望」をテーマに4名のパネリストによる発表があり、それに引き続いてパネルディスカッションが実施された。

サイクルイノベーションでは、はじめに様々な高効率サイクルの概要と開発状況について紹介があった。続いて化学再生ガスタービン、燃料電池 (MCFC) とガスタービンのハイブリッドシステム、レヒートサイクルを採用したガスタービン、パルス detonation エンジンについて講演があった。

パネルディスカッションでは、国産民間エンジンを実現するための技術的課題について、研究機関、製品開発サイド、エアラインなど多彩な分野を代表する方々による議論がされ、忌憚のない意見が出された。メーカー間の技術協力、メーカーと研究機関やエアラインとの連携、国家プロジェクトのあり方などについて、我が国における今後の民間エンジン開発体制を考える良い機会であり、参加者にとっても大変興味深いものであったと思う。

セミナーの終了後、参加者に企画運営等に関するアンケートに協力していただきました。今後の企画に反映させ、一層充実したものにしていきたいと考えています。

最後に、講演準備に尽力された講師の方々、会場の提供と運営にご協力頂きました東京ガス(株)をはじめとする関係者の方々、参加頂きました皆様に、厚く御礼を申し上げます。

(企画委員)



(a) 講演



(b) パネルディスカッション

2005年度見学会報告 (大阪ガス(株)泉北製造所第二工場及びガス科学館)

上松 一雄
UEMATSU Kazuo

2月3日金曜日の午後到大阪府高石市にある大阪ガス(株)泉北製造所内ガス科学館にて『地方委員会主催の見学会』が開催されました。当日は寒空ながら天気恵まれて、15人の方々(地方委員会辻本委員長及び各委員の方々を含む)にご参加頂きました。

大阪ガス殿のガス科学館は1982年10月に開館した日本初の総合ガス科学館で、近畿での企業PR館としては老舗にあたります。場所は大阪ドーム22個分という広大な面積を誇り工場内を走る2キロメートルの直線道路(壮観です)を有する大阪ガス泉北製造所第二工場の敷地内にあります。また、近畿全体のエネルギー供給基地としての責任から厳しい警備体制をとっておられました。

地方委員会辻本委員長及び主催側代表合田様のご挨拶の後、ガス科学館中田様による大変分かりやすい大阪ガス殿の企業紹介、泉北製造所やガス供給網紹介、及び、製品である都市ガスの環境にやさしい特長、ガス漏れ対策にガスに匂いをつけて供給する話、LNGのガス化におけるエネルギーの効率利用などのご説明を頂いた後、ビデオを使った全般的なご紹介を頂きました。

その後、警備が厳しく至る所に遮断機を設備されておられる中、それらを通過しながらマイクロバスで泉北製造所第二工場内を回って見学を致しました。2~3日間隔で海外からLNGを運んでくる超巨大LNGタンカー用の栈橋や設備、多数のLNGタンクと万一LNGが漏れても十分に閉じ込めることができる高さが7メートルのタンク周囲を囲む外壁、など工場の規模の大きさや安

全対策の充実には圧倒されました。

見学後はリラックスして「楽しみながらエネルギーと環境を学べる」ガス科学館にて、工夫を凝らしたホログラフを使った劇、動物ロボット回答者毎にチーム分けして楽しむ環境クイズ、LNGと類似の特性を持つ液体窒素を使った様々な実験と言った展示物をご案内頂きました。その分かりやすく飽きを感じさせない展示方法には流石に幅広い顧客層を持つ会社だと感心させられるものばかりでした。

さらに、大阪ガス殿が力を入れている家庭用及び工業用のタービンやエンジンのガスコジェネレーションを中心としたエネルギー事業について、販売実績や事業展開などご紹介を頂きました。

最後の質疑応答では、最近のLNGを含むエネルギー高騰の行方、ガス業界の地域独立性の状況、自由化に伴うエネルギー業界の厳しい競合(ガス会社は発電業に進出し設備増設中で大阪ガス殿は近々大型ガスタービンコンバインド発電設備を建設予定、一方電力会社はLNG設備を独自に開発した顧客に販売、いずれも送電設備や送ガス配管を互いに使用料を支払って競争)などといった生々しい話題も出て大変興味深い時間を過ごす事ができました。

最後に、ご多忙中、大阪ガスの皆様、一般応募者の方々、辻本地方委員会委員長、委員の皆様にご協力頂き興味深い見学会ができました点厚く御礼申し上げます。



大阪ガス(株)泉北製造所第二工場全景

2005年度シンポジウム報告

渡辺 紀徳

WATANABE Toshinori

2005年度のシンポジウムは、2005年12月15日(木)午後1時30分より5時まで、慶應義塾大学来往舎2階の中会議室にて開催された。今年度は近年関心が高まっている新燃料とその利用技術について、広範な話題で講演をして頂き、最新の知識を得ることを目的に、「環境適合性に寄与する新燃料技術」という全体テーマでシンポジウムを企画した。テーマに沿って30分の講演5件をお願いし、終了後に全体討論の時間を設けた。

慶應大学の来往舎は日吉キャンパス正門近くに位置する立派な多目的の建物で、ホールや会議室、ファカルティ・クラブなどが設置されている。玄関から入るといきなり吹き抜けの巨大な空間が広がり、圧倒される印象であるが、工学的に見ると無駄が多いとの批判もあるらしい。

当日は午後1時に開場し、33名の参加を得て1時30分から講演を開始した。

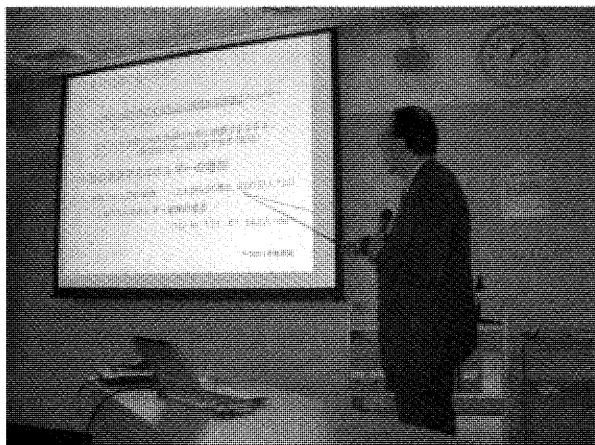
最初にGTSJ会長の川口修先生(慶應大学)に「エネルギー多消費時代における新燃料への期待」という題目で総論をお願いした。講演では世界およびアジア域におけるエネルギー需給の現状が詳しく紹介され、また環境負荷の変遷が論じられた。その後、将来のエネルギー供給と環境の問題を解決する手段として各種燃料が取り上げられ、それらの製造および利用状況と今後の需給見通しの概要が論じられた。講演の最後には、人類は22世紀を迎えられるか、という深刻な問題が提起され、迎えるにはエネルギー効率の向上と環境負荷低減の努力を進めるしかない、とのコメントで締めくくられた。

2件目の講演は、GTSJ企画委員長を務められている

佐藤幹夫氏(電力中央研究所)より、「石炭利用発電の現状と今後の展望」という題目でお話しいただいた。まず日本のエネルギー事情や火力発電の現状が紹介され、石炭による発電は日本の発電電力量の24%という大きな部分を占めていることが紹介された。また、石油の埋蔵量が今後の利用可能年数にして約40年、天然ガスが約70年であるのに対し、石炭は約200年の可採年数となっており、地球規模で見ると豊富な燃料資源であることが示された。さらに2030年に向けた国の石炭利用政策が紹介され、将来の石炭利用発電技術としてガス化技術がキーとなること、IGCCおよびIGFC等が重要となることが指摘された。

続いて「DME燃料利用発電技術－化学再生発電システム－」という題目で、高橋武雄氏(東芝)よりジメチルエーテル利用技術の紹介があった。まずDMEそのものの性質と製造法について詳細に解説された。DMEは天然ガス、石炭、バイオマス等多様な原料から生成され、LPGと似た特性を持っているので、既存のLPG輸送設備・貯蔵設備の利用が期待できること、人体に対して悪影響がなく、大気中でのオゾン層の破壊や温室効果の心配がないクリーンな燃料であること等が紹介された。その後、燃料としての利用技術、発電用の利用技術の現状が示され、一例としてDME化学再生発電システムの開発が紹介された。また、普及に向けてDMEの規格、法規制の整備・緩和と、DME燃料の供給体制整備などの課題が示された。

次に西田幸一氏(三菱重工業)より、「BFG焚きとSYNGAS焚き」という題目で、高炉ガスおよびシंगा



スの、主として燃焼器技術に関する講演があった。これらの低カロリーガスを用いる燃焼技術の特徴が紹介され、これまでの運転実績が示された。また、低カロリー焚き燃焼器の要素技術が詳細に解説され、燃焼の信頼性を確保するため、燃焼器バイパス弁にて燃焼領域の空気比を制御していること等の紹介があった。環境技術では、低カロリー焚き燃焼により、拡散燃焼でも低 NO_x を達成できることが示された。さらに、現在稼働中あるいは建設中の複合発電システムの紹介があった。現在建設中の設備に、中国のものが多いことが印象的であった。

最後の講演は「バイオマスガス化および CMG ガスの利用について」という題目で、柏原宏行氏（川崎重工業）により行われた。はじめにメタンの発生源や、炭鉱ガス CMG の紹介があった。炭鉱メタンについて、埋蔵量の豊富な中国での利用率が低く、現在技術開発が精力

的に進められているとの紹介があった。続いて CMG を用いたガスタービン発電技術が解説された。また、バイオマスを用いた高効率発電技術の紹介もあった。ガス化の重要性が指摘され、ガス化発電システムの例が示された。最後に木材チップ直焚き発電システムの試みが紹介された。

ガスタービン学会の会員には、必ずしも燃料技術に詳しくない方々も多く、参加者からは新燃料技術の概要と現状を総合的に知ることができた、との好意的な感想が聞かれた。ご多忙なか中、有益なご講演をいただいた講師の方々、会場準備などにご協力下さった慶應大学川口研の学生の皆さん、そしてご担当いただいた企画委員会メンバーおよび事務局に、心より御礼申し上げたい。

（企画委員）

2006年度第1回見学会及び技術フォーラムのお知らせ

2006年度第1回見学会及び技術フォーラムを下記の通り開催致します。奮ってご参加下さい。

1. 日 時：2006年5月15日（月曜日）13：00～16：10
2. 場 所：京都大学百周年時計台記念館 会議室Ⅲ (<http://www.kyoto-u.ac.jp/top2/11-top.htm>)
京都大学 工学研究科・エネルギー科学研究科 熱流体関係研究室（住所：京都市左京区吉田本町）
3. スケジュール：（当日諸事情により変更の可能性がありますので予めご了承願います。）
13：00～13：05 集合・開会挨拶
13：05～14：40 講演（3件程度を予定）
14：50～16：00 見学：京都大学熱流体関係研究室
16：00～16：10 質疑・閉会
16：10 解散
4. 参 加 要 領：
 (1) 参加資格：日本ガスタービン学会会員に限る。
 (2) 定 員：30名程度 申込多数の場合は抽選を行い、後日、全員にご連絡いたします。
 (3) 参 加 費：3000円、当日受付にてお支払い下さい。
 (4) 申込方法：下記の申込用紙にご記入のうえ4月25日(火)までにFAX、郵送またはE-mailにて学会事務局にお送り下さい。
5. 交 通：JR・近鉄京都駅、阪急河原町駅、京阪出町柳駅、京都市地下鉄今出川駅などからバスやタクシーで。（京阪出町柳駅からは徒歩でも可。）詳細は以下のサイトをご参照願下さい。
http://www.kyoto-u.ac.jp/access/kmap/map6r_y.htm

なお当日は、雨でなければ、京都三大祭のひとつ葵祭が行われ、行列は京都御所を10：30ごろ出発です。詳細は以下のサイトをご参照下さい。

<http://kyoto.nan.co.jp/knowledge/aoi.html>

<http://www.kyoto-np.co.jp/kp/koto/aoi/aoi.html>

<http://www.kyokanko.or.jp/3dai/aoi.html>

見学会及び技術フォーラム参加申込書

申込締切日（2006年4月25日(火)）

開 催 日（2005年5月15日(月)）

(社)日本ガスタービン学会 行 FAX. 03-3365-0387 TEL. 03-3365-0095 E-mail : gtsj@pluto.dti.ne.jp

氏 名			G T S J 会員番号	
勤務先				
勤務先 住 所	〒			
T E L			F A X	
連絡先	〒			
E-mail				

2006年度第2回見学会のお知らせ

2006年度第2回見学会を下記の通り独立行政法人 産業技術総合研究所 つくばセンターのエネルギー技術研究部門で開催致します。奮ってご参加下さい。

1. 日 時：2006年6月9日(金) 13:00～17:30
 2. 場 所：独立行政法人 産業技術総合研究所 つくばセンター エネルギー技術研究部門
 3. スケジュール：

13:00～17:00 産業技術総合研究所の概要紹介
 及びエネルギー技術研究部門の試験装置見学
 ・ガスタービン
 ・タービン翼空力
 ・ガスタービン材料
 ・エンジン試験

17:00～17:30 質疑応答
 17:30 解散

4. 参 加 要 領

- (1) 参加資格：ガスタービン学会員に限る。
 (2) 定 員：30名程度（申し込み多数の場合は抽選を行い、結果は全員にお知らせします。）
 (3) 参 加 費：¥3,000
 (4) 集合場所：後日、学会が参加者にご連絡します。
 (5) 交通手段：後日、学会が参加者にご連絡します。
 (6) 申込方法：下記の申込用紙にご記入のうえ5月9日(火)までにFAX、郵送またはE-mailにて学会事務局にお送り下さい。

見学会参加申込書

申込締切日（平成18年5月9日(火)）

開 催 日（平成18年6月9日(金)）

(社)日本ガスタービン学会 行 FAX. 03-3365-0387 TEL. 03-3365-0095 E-mail : gtsj@pluto.dti.ne.jp

氏 名			G T S J 会員番号	
勤務先				
勤務先 住 所	〒			
T E L		F A X		
連絡先	〒			
E-mail				

《第34回ガスタービン定期講演会・講演論文募集》

下記の日程で、日本ガスタービン学会（主催団体）と日本機械学会の共催による第34回ガスタービン定期講演会を、青森県弘前市で開催いたします。期日までに所定の手続により講演の申し込みをお願いします。

開 催 日 2006年（平成18年）10月25日(水)、26日(木)

開 催 場 所 弘前文化センター
青森県弘前市下白銀19-4

見 学 会 講演会にあわせて、10月27日(金)に、見学を予定しています。

講演申込締切 2006年（平成18年）6月26日(月)

講演原稿締切 2006年（平成18年）8月28日(月)

募 集 論 文

応募論文は、ガスタービン及びターボ機械に関する最近の研究で、未発表のものとします。

一部既発表部分を含む場合には未発表部分が主体となるものに限ります。ガスタービン本体及びその構成要素のみならず、補機・付属品、ガスタービンを含むシステム、ユーザーの実績等に関する論文、さらに共通する理論や技術に基盤を持つ技術分野（ターボチャージャー、蒸気タービンなど）からの論文も歓迎します。

講演者の資格

本会会員もしくは日本機械学会会員で、講演者1人1題目に限ります。

講演申込方法と採否の決定

学会ホームページ (<http://wwwsoc.nii.ac.jp/gtsj/>) 上からの講演申込受付を予定しております。また従来の方法でも申込みできます。その場合には本号掲載の申込書に必要事項を記入し、日本ガスタービン学会事務局に郵送してください。郵便未着（事故）の場合もありますので、送付されたことを電話・FAX等でご連絡ください。（先にFAXで申し込みを行った場合も、必ず申込書を

郵送してください。）

締切後の申込みは受け付けません。

申 込 先

〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13

第3工新ビル 402

(社)日本ガスタービン学会

TEL：03-3365-0095 FAX：03-3365-0387

講演発表の採否は日本ガスタービン学会（主催団体）において決定し、7月21日(金)までに結果を連絡する予定です。

講演原稿の提出

講演者は講演原稿を講演論文集原稿執筆要領（学会ホームページに掲載）に従って、A4用紙2～6ページで作成し、所定の講演論文原稿表紙と共に期限までに提出して下さい。提出された原稿はそのままの寸法で印刷し、学術講演会講演論文集（A4版）を作成します。原稿執筆要領および原稿表紙用紙は採否連絡時に同封してお送りします。

技術論文としての学会誌への投稿

- (1) 原稿執筆要領に記載の要件を満たす講演論文は、著者の希望により、講演会終了後に技術論文投稿として受理され、校閲を経て日本ガスタービン学会誌に掲載されます。技術論文投稿を希望される場合は、講演論文原稿提出時に原稿表紙の所定欄に希望ありと記入し、さらに技術論文原稿表紙、論文コピー2部、英文アブストラクトを添付していただきます。詳細は原稿執筆要領をご覧ください。
- (2) 講演者が日本機械学会会員であり、同学会出版物（論文集およびInternational Journal）への投稿を希望される場合は、日本機械学会の所定の手続きを経て投稿することとなります。

*コピーしてご使用下さい。

(講演申込書)

第34回ガスタービン定期講演会講演申込み

講演題目：

希望セッション：一般講演・オーガナイズドセッション (

)

著 者 氏 名 (講演者に○印)	学 校 ・ 勤 務 先 (略 称)	所 属 学 会 (GTSJ・JSME・他)	会 員 資 格 (正会員・学生会員)

連絡者氏名：

会員番号：

学校・勤務先：

所在地：〒 -

TEL：() -

FAX：() -

E-mail：

講演内容 (100～200字)

講演申込期限は2006年6月26日(月)です。早めにお申し込みください。

講演申込後の講演題目、著者氏名等の変更は受け付けませんのでご注意下さい。

第12回ガスタービン教育シンポジウム開催のお知らせ（予告）

学生及び技術者（ガスタービン初心者）を対象とした標記シンポジウムを開催しますので奮ってご参加下さい。

1. 日 時：2006年 7 月 6 日(木), 7 日(金)
2. 場 所：宇宙航空研究開発機構（JAXA）航空宇宙技術研究センター
（東京都調布市深大寺東町 7 - 44 - 1）

3. プログラム：

- 第 1 日目 午前： 講義 1 件（ガスタービン概論）
午後： 講義 1 件（ガスタービンと流体力学）
JAXA の講演 JAXA におけるガスタービン研究紹介
見学会 JAXA 総合技術研究本部 航空宇宙技術研究センター
（ガスタービン関連研究施設等）
懇親会

- 第 2 日目 午前：講義 2 件（ガスタービンと伝熱工学，燃焼工学）
午後：講義 2 件（ガスタービンと材料工学，制御工学）

4. 参加概要：

- (1) 定 員：80名程度
 - (2) 対象者：大学，高等専門学校，大学院在籍者ならびにガスタービン初心者の社会人
- ・本ガスタービン教育シンポジウムに参加された方には受講修了証を発行いたします。
 - ・詳細及び申し込み方法等は本誌 5 月号，ポスター及びホームページをご覧ください。
(<http://wwwsoc.nii.ac.jp/gtsj/index.html>)

第13回ガスタービン教育シンポジウム（関西地区）開催について（予告）

教育シンポジウムの関東地区以外での開催要望があり，今年は関西地区で 9 月頃に「第13回ガスタービン教育シンポジウム」の開催を計画しました。詳細は本誌 7 月号，ポスター及びホームページをご覧ください。講義については第12回と同じ内容です。

第31期(平成18年度)評議員選挙結果

評議員(勤務先五十音順)

番号	氏名	勤務先
1	船崎 健一	岩手大学
2	鈴木 和雄	(独)宇宙航空研究開発機構
3	林 茂	(独)宇宙航空研究開発機構
4	福山 佳孝	(独)宇宙航空研究開発機構
5	柳 良二	(独)宇宙航空研究開発機構
6	辻本 良信	大阪大学
7	井亀 優	(独)海上技術安全研究所
8	横井 信哉	ガスタービン実用性能向上 技術研究組合
9	佐々木 正史	北見工業大学
10	速水 洋	九州大学
11	古川 雅人	九州大学
12	吉田 英生	京都大学
13	小尾 晋之介	慶應義塾大学
14	益田 重明	慶應義塾大学
15	井上 雅弘	佐世保工業高等専門学校
16	壹岐 典彦	(独)産業技術総合研究所
17	筒井 康賢	(独)産業技術総合研究所
18	白鳥 敏正	首都大学東京
19	湯浅 三郎	首都大学東京
20	藤綱 義行	超音速輸送機用推進システム 技術研究組合
21	梶 昭次郎	帝京大学
22	吉識 晴夫	帝京平成大学
23	幸田 栄一	(財)電力中央研究所
24	久松 暢	(財)電力中央研究所
25	伊藤 高根	東海大学
26	刑部 真弘	東京海洋大学
27	長崎 孝夫	東京工業大学
28	荒川 忠一	東京大学
29	加藤 千幸	東京大学
30	長島 利夫	東京大学

番号	氏名	勤務先
31	渡辺 紀徳	東京大学
32	望月 貞成	東京農工大学
33	吉田 豊明	東京農工大学
34	本阿弥 眞治	東京理科大学
35	山本 誠	東京理科大学
36	中田 俊彦	東北大学
37	山本 悟	東北大学
38	安達 竹雄	(財)日本航空機エンジン協会
39	原田 広史	(独)物質・材料研究機構
40	藤岡 順三	(独)物質・材料研究機構
41	辻田 星歩	法政大学
42	水木 新平	法政大学
43	工藤 一彦	北海道大学
44	亀本 喬司	横浜国立大学
45	山本 勝弘	早稲田大学
46	佐々木 直人	(株)アイ・エイチ・アイ・エアロスペース
47	小林 文博	石川島播磨重工業(株)
48	満岡 次郎	石川島播磨重工業(株)
49	米澤 克夫	石川島播磨重工業(株)
50	渡辺 康之	石川島播磨重工業(株)
51	今福 光雄	石川島汎用機械(株)
52	合田 泰規	大阪ガス(株)
53	遠崎 良樹	川崎重工業(株)
54	杉本 隆雄	川崎重工業(株)
55	森脇 健	川崎重工業(株)
56	笠 正憲	川崎重工業(株)
57	山下 直之	関西電力(株)
58	中西 章夫	九州電力(株)
59	杉浦 重泰	全日本空輸(株)
60	川池 和彦	大同メタル工業(株)
61	木下 茂樹	ダイハツディーゼル(株)
62	井上 梅夫	(株)タクマ

番号	氏名	勤務先
63	坂野 貴洋	中部電力(株)
64	相曾 健司	電源開発(株)
65	森 雅晶	東京ガス(株)
66	桜井 隆	東京電力(株)
67	飯田 義亮	(株)東芝
68	石井 潤治	(株)東芝
69	和泉 敦彦	(株)東芝
70	吉岡 洋明	(株)東芝
71	市川 薫	東邦ガス(株)
72	遠藤 幸雄	東北電力(株)
73	佐々木 祥二	トヨタ自動車(株)
74	川上 雅由	新潟原動機(株)
75	吉岡 俊彦	日本航空(株)
76	大田原 康彦	(株)日立製作所
77	園田 豊隆	(株)本田技術研究所
78	有村 久登	三菱重工業(株)
79	金子 康智	三菱重工業(株)
80	西原 昭義	ヤンマー(株)

得票総数	844票
有効票	827
無効票	13
白票	4

先般第31期評議員の選挙を行いました。開票の結果をご報告いたします。

選挙管理委員長 田丸 卓

◇2006年度会費納入のお願い◇

2006年度会費をお納めいただく時期となりました。
 下記金額を所定の口座または事務局宛お送りください。
 尚、既に銀行引き落としの手続きをされている方は、
 2006年3月6日貴口座より引き落としさせていただきます。
 ここでご連絡させていただきますので、ご了承ください。

賛助会員 1口 70,000円
 正会員 5,000円
 学生会員 2,500円

郵便振替 00170-9-179578
 銀行振込 みずほ銀行 新宿西口支店
 普通預金口座 1703707
 いずれも口座名は(社)日本ガスタービン学会です

※かねてより会費自動振替のご協力をお願い致しておりますが、未だ手続きをなさっていない方は、巻末の振替依頼書にご記入の上、事務局迄お送り下さい。自動振替をご利用されますと振込手数料は学会負担となります。皆様のご協力お願いいたします。

○ 本会共催・協賛・行事 ○

主催学協会	会合名	開催日・会場		詳細問合せ先
日本鉄鋼協会	異業種交流セミナー「エネルギー資源・その高効率利用技術とそれらを支える材料技術の開発最前線」	H18/4/21 東京電機大学 神田キャンパス	協賛	日本鉄鋼協会 URL: http://www.isij.or.jp/Event/Event/060302.htm
日本マリンエンジニアリング学会	第74回(平成18年度春季)学術講演会	H18/5/15-16 東京海洋大学 越中島会館	協賛	日本マリンエンジニアリング学会 URL: http://www.jime.jp
日本機械学会 関西支部	第282回講習会 破壊力学の基礎と最新応用(実験実習・計算演習付き)	H18/5/25-26 (株)島津製作所 三条工場研修センター	協賛	日本機械学会関西支部 URL: http://www.kansai.jsme.or.jp/
可視化情報学会	第34回可視化情報シンポジウム	H18/7/24-26 工学院大学 新宿校舎	協賛	可視化情報学会 http://www.vsj.or.jp

▷ 入 会 者 名 簿 ◁

〔正会員〕

栗山正史(I H I) 星野 公(ヒコウ-イズジャパン) 亀山寛達(東京ガス) 佐藤秀行(三菱重工業)
 山田洋滋(㈱エネルギー技研) 久保田 明(損保ジャパン) 清嶺地 誠(日立造船) 金箱篤彦(三菱重工業)
 岩井 聡(大阪ガス) 岡田満利(電中研) 寺井幹雄(日本郵船) 藤村大悟(三菱重工業)

編集 後記

地球環境を保護するために、ますますの低 NO_x、低 CO₂が求められています。そこで今月号ではこのような環境負荷低減を目指して進められているガスタービン関連技術を紹介するため、「ガスタービンを利用した新型発電システム」と題して小特集を組ませていただきました。表紙の写真がいつもと少々違う事にお気づきかも知れませんが、原子炉用のヘリウムガスタービンで使われるタービンの断面図を採用させていただきました。本号の論説・解説では、この図をご提供いただいた原研の高田様にヘリウムガスタービンをご紹介いただき、さらに、東芝の高橋様に燃料改質器と組み合わせる化学再生ガスタービン、電中研の幸田様には燃料電池と組み合わせるハイブリッドシステム、日立の幡宮様には単純な機器構成で湿分注入を行う高湿分空気利用ガスタービン、産総研の壺岐様には熱再生を用いる小型のリヒートガスタービンと、低 NO_x、低 CO₂を目指して現在研究開発が進められている先端技術をご紹介いただいております。また喫茶室では、東京海洋大学の刑部先生に「熱流体トレーニング」の第4弾をお願いし、済州島より生じるカルマン渦からリブレットによる縦渦の抑制まで、熱流体力学をわかりやすくご講義いただきました。また、最近技術論文の投稿が活発になってきておりますが、今月は空力、伝熱、材料関係で計4件の論文を掲載いたしました。会員の皆様に興味を持ってお読みいただける号になった事と思います。

最後になりましたが、本号刊行にあたり、執筆者の方々にはお忙しい中の急な原稿依頼にもかかわらず快くお引き受けいただき、編集委員一同、心より御礼申し上げます。なお、本号の企画編集は、辻田委員（法政大学）、中村委員（荏原製作所）幡宮委員（日立製作所）、そして野崎（JAXA）が担当いたしました。（野崎理）

〈表紙写真〉

高温ガス炉ガスタービン発電システム GTHTR300ガスタービン構造図*

説明；高温ガス炉ガスタービン発電システム GTHTR300の動力変換系は、中間冷却無し再生サイクルを採用した閉サイクルヘリウムガスタービン発電システムであり、産業用空気燃焼式ガスタービン発電システムとは構成が異なる。なかでも、ヘリウムガスタービンは、高ボス比・多段型となり、端壁境界層厚さが翼高さに対して相対的に大きくなるため、空力上不利となる。設計では3次元翼形状の採用により約93%のポルトローブ効率を得ている。

*高田昌二、滝塚貴和、国富一彦、他、日本原子力学会和文誌、1-4、(2002)、p.341. より

(提供：独日本原子力研究開発機構)

だより ♣事務局 ☒ ♣

今年もスギ花粉の飛来と共に年度末がやってきました。この時期は寒波が来て大雪が降ったり、春一番が吹いたり天候もめまぐるしく変わるのに加え、インフルエンザや花粉症に見舞われて気分的にも落ち込んでいることが多いのでいつも追われているような強迫概念にとらわれます。

今は学会にとって一番の節目である4月5日の総会に向けて事業報告・決算、事業計画・予算の準備に取り掛かっています。

この学会誌のご案内にもありますように総会は成立条件として、正会員の2分の1の出席者と委任状を集めなければなりません。

3月初めにも皆様のお手元にお届けしておりますが、委任状を必ず、事務局あてご返送下さい。この学会誌にもFAX用委任状が挟み込んでありますので、是非ご返

送をお願いいたします。

また、3月から新しい期に入るにあたり、今年度の会費請求がお手元に届いていることと思います。お払い込みをお願いいたします。

尚、銀行の貴口座からの「口座引き落とし」は3月6日にさせていただきますが、まだ、「口座振替」の手続きが済んでいない方は、巻末綴じ込み用紙を事務局宛お送りくださいますようお願いいたします。

最近ではHP・メールを通しての情報伝達が多くなってきました。まだメールアドレスをご連絡いただいていない方は事務局宛お送りください。お知らせなど出来るだけ早く皆様の元へご連絡いたします。

毎度のことながら今回もまたまたお願い続きで終わります。

[A]

編集 後記

地球環境を保護するために、ますますの低 NO_x、低 CO₂が求められています。そこで今月号ではこのような環境負荷低減を目指して進められているガスタービン関連技術を紹介するため、「ガスタービンを利用した新型発電システム」と題して小特集を組ませていただきました。表紙の写真がいつもと少々違う事にお気づきかも知れませんが、原子炉用のヘリウムガスタービンで使われるタービンの断面図を採用させていただきました。本号の論説・解説では、この図をご提供いただいた原研の高田様にヘリウムガスタービンをご紹介いただき、さらに、東芝の高橋様に燃料改質器と組み合わせる化学再生ガスタービン、電中研の幸田様には燃料電池と組み合わせるハイブリッドシステム、日立の幡宮様には単純な機器構成で湿分注入を行う高湿分空気利用ガスタービン、産総研の壺岐様には熱再生を用いる小型のリヒートガスタービンと、低 NO_x、低 CO₂を目指して現在研究開発が進められている先端技術をご紹介いただいております。また喫茶室では、東京海洋大学の刑部先生に「熱流体トレーニング」の第4弾をお願いし、済州島より生じるカルマン渦からリブレットによる縦渦の抑制まで、熱流体力学をわかりやすくご講義いただきました。また、最近技術論文の投稿が活発になってきておりますが、今月は空力、伝熱、材料関係で計4件の論文を掲載いたしました。会員の皆様に興味を持ってお読みいただける号になった事と思います。

最後になりましたが、本号刊行にあたり、執筆者の方々にはお忙しい中の急な原稿依頼にもかかわらず快くお引き受けいただき、編集委員一同、心より御礼申し上げます。なお、本号の企画編集は、辻田委員（法政大学）、中村委員（荏原製作所）幡宮委員（日立製作所）、そして野崎（JAXA）が担当いたしました。（野崎理）

〈表紙写真〉

高温ガス炉ガスタービン発電システム GTHTR300ガスタービン構造図*

説明；高温ガス炉ガスタービン発電システム GTHTR300の動力変換系は、中間冷却無し再生サイクルを採用した閉サイクルヘリウムガスタービン発電システムであり、産業用空気燃焼式ガスタービン発電システムとは構成が異なる。なかでも、ヘリウムガスタービンは、高ボス比・多段型となり、端壁境界層厚さが翼高さに対して相対的に大きくなるため、空力上不利となる。設計では3次元翼形状の採用により約93%のポルトローブ効率を得ている。

*高田昌二、滝塚貴和、国富一彦、他、日本原子力学会和文誌、1-4、(2002)、p.341. より

(提供：独日本原子力研究開発機構)

だより ♣事務局 ☒ ♣

今年もスギ花粉の飛来と共に年度末がやってきました。この時期は寒波が来て大雪が降ったり、春一番が吹いたり天候もめまぐるしく変わるのに加え、インフルエンザや花粉症に見舞われて気分的にも落ち込んでいることが多いのでいつも追われているような強迫概念にとらわれます。

今は学会にとって一番の節目である4月5日の総会に向けて事業報告・決算、事業計画・予算の準備に取り掛かっています。

この学会誌のご案内にもありますように総会は成立条件として、正会員の2分の1の出席者と委任状を集めなければなりません。

3月初めにも皆様のお手元にお届けしておりますが、委任状を必ず、事務局あてご返送下さい。この学会誌にもFAX用委任状が挟み込んでありますので、是非ご返

送をお願いいたします。

また、3月から新しい期に入るにあたり、今年度の会費請求がお手元に届いていることと思います。お払い込みをお願いいたします。

尚、銀行の貴口座からの「口座引き落とし」は3月6日にさせていただきますが、まだ、「口座振替」の手続きが済んでいない方は、巻末綴じ込み用紙を事務局宛お送りくださいますようお願いいたします。

最近ではHP・メールを通しての情報伝達が多くなってきました。まだメールアドレスをご連絡いただいていない方は事務局宛お送りください。お知らせなど出来るだけ早く皆様の元へご連絡いたします。

毎度のことながら今回もまたまたお願い続きで終わります。

[A]

編集 後記

地球環境を保護するために、ますますの低NO_x、低CO₂が求められています。そこで今月号ではこのような環境負荷低減を目指して進められているガスタービン関連技術を紹介するため、「ガスタービンを利用した新型発電システム」と題して小特集を組ませていただきました。表紙の写真がいつもと少々違う事にお気づきかも知れませんが、原子炉用のヘリウムガスタービンで使われるタービンの断面図を採用させていただきました。本号の論説・解説では、この図をご提供いただいた原研の高田様にヘリウムガスタービンをご紹介いただき、さらに、東芝の高橋様に燃料改質器と組み合わせる化学再生ガスタービン、電中研の幸田様には燃料電池と組み合わせるハイブリッドシステム、日立の幡宮様には単純な機器構成で湿分注入を行う高湿分空気利用ガスタービン、産総研の壺岐様には熱再生を用いる小型のリヒートガスタービンと、低NO_x、低CO₂を目指して現在研究開発が進められている先端技術をご紹介いただいております。また喫茶室では、東京海洋大学の刑部先生に「熱流体トレーニング」の第4弾をお願いし、済州島より生じるカルマン渦からリブレットによる縦渦の抑制まで、熱流体力学をわかりやすくご講義いただきました。また、最近技術論文の投稿が活発になってきておりますが、今月は空力、伝熱、材料関係で計4件の論文を掲載いたしました。会員の皆様に興味を持ってお読みいただける号になった事と思います。

最後になりましたが、本号刊行にあたり、執筆者の方々にはお忙しい中の急な原稿依頼にもかかわらず快くお引き受けいただき、編集委員一同、心より御礼申し上げます。なお、本号の企画編集は、辻田委員（法政大学）、中村委員（荏原製作所）幡宮委員（日立製作所）、そして野崎（JAXA）が担当いたしました。（野崎理）

〈表紙写真〉

高温ガス炉ガスタービン発電システム GTHTR300ガスタービン構造図*

説明；高温ガス炉ガスタービン発電システムGTHTR300の動力変換系は、中間冷却無し再生サイクルを採用した閉サイクルヘリウムガスタービン発電システムであり、産業用空気燃焼式ガスタービン発電システムとは構成が異なる。なかでも、ヘリウムガスタービンは、高ボス比・多段型となり、端壁境界層厚さが翼高さに対して相対的に大きくなるため、空力上不利となる。設計では3次元翼形状の採用により約93%のポルトローブ効率を得ている。

*高田昌二、滝塚貴和、国富一彦、他、日本原子力学会和文誌、1-4、(2002)、p.341. より

(提供：独日本原子力研究開発機構)

だより ♣事務局✉♣

今年もスギ花粉の飛来と共に年度末がやってきました。この時期は寒波が来て大雪が降ったり、春一番が吹いたり天候もめまぐるしく変わるのに加え、インフルエンザや花粉症に見舞われて気分的にも落ち込んでいることが多いのでいつも追われているような強迫概念にとらわれます。

今は学会にとって一番の節目である4月5日の総会に向けて事業報告・決算、事業計画・予算の準備に取り掛かっています。

この学会誌のご案内にもありますように総会は成立条件として、正会員の2分の1の出席者と委任状を集めなければなりません。

3月初めにも皆様のお手元にお届けしておりますが、委任状を必ず、事務局あてご返送下さい。この学会誌にもFAX用委任状が挟み込んでありますので、是非ご返

送をお願いいたします。

また、3月から新しい期に入るにあたり、今年度の会費請求がお手元に届いていることと思います。お払い込みをお願いいたします。

尚、銀行の貴口座からの「口座引き落とし」は3月6日にさせていただきますが、まだ、「口座振替」の手続きが済んでいない方は、巻末綴じ込み用紙を事務局宛お送りくださいますようお願いいたします。

最近ではHP・メールを通しての情報伝達が多くなってきました。まだメールアドレスをご連絡いただいていない方は事務局宛お送りください。お知らせなど出来るだけ早く皆様の元へご連絡いたします。

毎度のことながら今回もまたまたお願い続きで終わります。

[A]

学会誌編集規定

2003.8.29改訂

1. 本学会誌の原稿はつぎの3区分とする。
 - A. 投稿原稿会員から自由に随時投稿される原稿。執筆者は会員に限る。
 - B. 依頼原稿本学会編集委員会がテーマを定めて特定の人に執筆を依頼する原稿。執筆者は会員外でもよい。
 - C. 学会原稿学会の運営・活動に関する記事(報告、会告等)および学会による調査・研究活動の成果等の報告。
2. 依頼原稿および投稿原稿は、ガスタービン及び過給機に関連のある論説・解説、講義、技術論文、速報(研究速報、技術速報)、寄書(研究だより、見聞記、新製品・新設備紹介)、随筆、書評、情報欄記事、その他とする。刷り上がりページ数は原則として、1編につき次のページ数以内とする。

論説・解説、講義	6ページ
技術論文	6ページ
速報	4ページ
寄書、随筆	2ページ
書評	1ページ
情報欄記事	1/2ページ

3. 執筆者は編集委員会が定める原稿執筆要領に従って原稿を執筆し、編集委員会事務局まで原稿を送付する。事務局の所在は付記1に示す。
4. 会員は本学会誌に投稿することができる。投稿された原稿は、編集委員会が定める方法により審査され、編集委員会の承認を得て、学会誌に掲載される。技術論文の投稿に関しては、別に技術論文投稿規定を定める。
5. 依頼原稿および学会原稿についても、編集委員会は委員会の定める方法により原稿の査読を行う。編集委員会は、査読の結果に基づいて執筆者に原稿の修正を依頼する場合がある。
6. 依頼原稿には定められた原稿料を支払う。投稿原稿および学会原稿には原則として原稿料は支払わないものとする。原稿料の単価は理事会の承認を受けて定める。
7. 学会誌に掲載された著作物の著作権は原則として学会に帰属する。

但し、著作者自身または著作者が帰属する法人等が、自ら書いた記事・論文等の全文または一部を転載、翻訳・翻案などの形で利用する場合、本会では原則としてこれを妨げない。ただし、著作者本人であっても学会誌を複製の形で全文を他の著作物に利用する場合は、文書で本会に許諾を求めなければならない。

8. 著作者は、学会または学会からの使用許諾を受けた者に対し著作者人格権を行使しない。
9. 本会発行の著作物に掲載された記事、論文などの著作物について、著作権侵害者、名誉毀損、またはその他の紛争が生じた場合、当該著作者の著作者自身又は著作者の帰属する法人等を当事者とする。

付記1. 原稿送付先および原稿執筆要領請求先
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168
ニッセイエブロ(株) 第二制作部デジタル編集課
E-mail: eblo_h3@eblo.co.jp
学会誌担当 佐藤孝憲

技術論文投稿規定

2005.12.8改訂

1. 本学会誌に技術論文として投稿する原稿は次の条件を満たすものであること。
 - 1) 主たる著者は本学会会員であること。
 - 2) 投稿原稿は著者の原著で、ガスタービンおよび過給機の技術に関連するものであること。
 - 3) 投稿原稿は、一般に公表されている刊行物に未投稿のものであること。ただし、要旨または抄録として発表されたものは差し支えない。
2. 使用言語は原則として日本語とする。ただし、第一著者が日本語による論文執筆が困難な場合、および本学会主催の国際会議で発表した論文は英語による投稿を認める。なお、原稿執筆は日本語の場合に準拠するものとする。
3. 投稿原稿の規定ページ数は原則として図表を含めてA4版刷り上がり6ページ以内とする。ただし、1ページにつき16,000円の著者負担で4ページ以内の増ページをすることができる。
4. 図・写真等について、著者が実費差額を負担する場合にはカラー印刷とすることができる。
5. 投稿者は原稿執筆要領に従い執筆し、正原稿1部副原稿(コピー)2部を学会編集委員会に提出する。原稿には英文アブストラクトおよび所定の論文表紙を添付する。
6. 原稿受付日は原稿が事務局で受理された日とする。
7. 投稿原稿は技術論文校閲基準に基づいて校閲し、編集委員会で採否を決定する。
8. 論文内容についての責任は、すべて著者が負う。
9. 本学会誌に掲載される技術論文の著作権に関しては、学会誌編集規定7.および8.を適用する。

日本ガスタービン学会誌 Vol.34 No.2 2006.3

発行日 2006年3月20日
発行所 社団法人日本ガスタービン学会
編集者 望月貞成
発行者 川口 修
〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13
第3工新ビル402
Tel. 03-3365-0095 Fax. 03-3365-0387
郵便振替 00170-9-179578
印刷所 ニッセイエブロ(株)
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168

©2006, (株)日本ガスタービン学会

複写される方へ

本誌に掲載された著作物を複写したい方は、(株)日本複写権センターと包括複写許諾契約を締結されている企業の方でない限り、著作権者から複写権等の行使の委託を受けている次の団体から許諾を受けて下さい。

〒107-0052 東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル
(中法) 学術著作権協会
TEL: 03-3475-5618 FAX: 03-3475-5619
E-mail: jaacc@mtd.biglobe.ne.jp

著作物の転載・翻訳のような、複写以外の許諾は、直接日本ガスタービン学会へご連絡下さい。

学会誌編集規定

2003.8.29改訂

1. 本学会誌の原稿はつぎの3区分とする。
 - A. 投稿原稿会員から自由に随時投稿される原稿。執筆者は会員に限る。
 - B. 依頼原稿本学会編集委員会がテーマを定めて特定の人に執筆を依頼する原稿。執筆者は会員外でもよい。
 - C. 学会原稿学会の運営・活動に関する記事(報告、会告等)および学会による調査・研究活動の成果等の報告。
2. 依頼原稿および投稿原稿は、ガスタービン及び過給機に関連のある論説・解説、講義、技術論文、速報(研究速報、技術速報)、寄書(研究だより、見聞記、新製品・新設備紹介)、随筆、書評、情報欄記事、その他とする。刷り上がりページ数は原則として、1編につき次のページ数以内とする。

論説・解説、講義	6ページ
技術論文	6ページ
速報	4ページ
寄書、随筆	2ページ
書評	1ページ
情報欄記事	1/2ページ

3. 執筆者は編集委員会が定める原稿執筆要領に従って原稿を執筆し、編集委員会事務局まで原稿を送付する。事務局の所在は付記1に示す。
4. 会員は本学会誌に投稿することができる。投稿された原稿は、編集委員会が定める方法により審査され、編集委員会の承認を得て、学会誌に掲載される。技術論文の投稿に関しては、別に技術論文投稿規定を定める。
5. 依頼原稿および学会原稿についても、編集委員会は委員会の定める方法により原稿の査読を行う。編集委員会は、査読の結果に基づいて執筆者に原稿の修正を依頼する場合がある。
6. 依頼原稿には定められた原稿料を支払う。投稿原稿および学会原稿には原則として原稿料は支払わないものとする。原稿料の単価は理事会の承認を受けて定める。
7. 学会誌に掲載された著作物の著作権は原則として学会に帰属する。

但し、著作者自身または著作者が帰属する法人等が、自ら書いた記事・論文等の全文または一部を転載、翻訳・翻案などの形で利用する場合、本会では原則としてこれを妨げない。ただし、著作者本人であっても学会誌を複製の形で全文を他の著作物に利用する場合は、文書で本会に許諾を求めなければならない。

8. 著作者は、学会または学会からの使用許諾を受けた者に対し著作者人格権を行使しない。
9. 本会発行の著作物に掲載された記事、論文などの著作物について、著作権侵害者、名誉毀損、またはその他の紛争が生じた場合、当該著作者の著作者自身又は著作者の帰属する法人等を当事者とする。

付記1. 原稿送付先および原稿執筆要領請求先
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168
ニッセイエブロ(株) 第二制作部デジタル編集課
E-mail: eblo_h3@eblo.co.jp
学会誌担当 佐藤孝憲

技術論文投稿規定

2005.12.8改訂

1. 本学会誌に技術論文として投稿する原稿は次の条件を満たすものであること。
 - 1) 主たる著者は本学会会員であること。
 - 2) 投稿原稿は著者の原著で、ガスタービンおよび過給機の技術に関連するものであること。
 - 3) 投稿原稿は、一般に公表されている刊行物に未投稿のものであること。ただし、要旨または抄録として発表されたものは差し支えない。
2. 使用言語は原則として日本語とする。ただし、第一著者が日本語による論文執筆が困難な場合、および本学会主催の国際会議で発表した論文は英語による投稿を認める。なお、原稿執筆は日本語の場合に準拠するものとする。
3. 投稿原稿の規定ページ数は原則として図表を含めてA4版刷り上がり6ページ以内とする。ただし、1ページにつき16,000円の著者負担で4ページ以内の増ページをすることができる。
4. 図・写真等について、著者が実費差額を負担する場合にはカラー印刷とすることができる。
5. 投稿者は原稿執筆要領に従い執筆し、正原稿1部副原稿(コピー)2部を学会編集委員会に提出する。原稿には英文アブストラクトおよび所定の論文表紙を添付する。
6. 原稿受付日は原稿が事務局で受理された日とする。
7. 投稿原稿は技術論文校閲基準に基づいて校閲し、編集委員会で採否を決定する。
8. 論文内容についての責任は、すべて著者が負う。
9. 本学会誌に掲載される技術論文の著作権に関しては、学会誌編集規定7.および8.を適用する。

日本ガスタービン学会誌 Vol.34 No.2 2006.3

発行日 2006年3月20日
発行所 社団法人日本ガスタービン学会
編集者 望月貞成
発行者 川口 修
〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13
第3工新ビル402
Tel. 03-3365-0095 Fax. 03-3365-0387
郵便振替 00170-9-179578
印刷所 ニッセイエブロ(株)
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168

©2006, (株)日本ガスタービン学会

複写される方へ

本誌に掲載された著作物を複写したい方は、(株)日本複写権センターと包括複写許諾契約を締結されている企業の方でない限り、著作権者から複写権等の行使の委託を受けている次の団体から許諾を受けて下さい。

〒107-0052 東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル
(中法) 学術著作権協会
TEL: 03-3475-5618 FAX: 03-3475-5619
E-mail: jaacc@mtd.biglobe.ne.jp

著作物の転載・翻訳のような、複写以外の許諾は、直接日本ガスタービン学会へご連絡下さい。

学会誌編集規定

2003.8.29改訂

1. 本学会誌の原稿はつぎの3区分とする。
 - A. 投稿原稿会員から自由に随時投稿される原稿。執筆者は会員に限る。
 - B. 依頼原稿本学会編集委員会がテーマを定めて特定の人に執筆を依頼する原稿。執筆者は会員外でもよい。
 - C. 学会原稿学会の運営・活動に関する記事(報告、会告等)および学会による調査・研究活動の成果等の報告。
2. 依頼原稿および投稿原稿は、ガスタービン及び過給機に関連のある論説・解説、講義、技術論文、速報(研究速報、技術速報)、寄書(研究だより、見聞記、新製品・新設備紹介)、随筆、書評、情報欄記事、その他とする。刷り上がりページ数は原則として、1編につき次のページ数以内とする。

論説・解説、講義	6ページ
技術論文	6ページ
速報	4ページ
寄書、随筆	2ページ
書評	1ページ
情報欄記事	1/2ページ

3. 執筆者は編集委員会が定める原稿執筆要領に従って原稿を執筆し、編集委員会事務局まで原稿を送付する。事務局の所在は付記1に示す。
4. 会員は本学会誌に投稿することができる。投稿された原稿は、編集委員会が定める方法により審査され、編集委員会の承認を得て、学会誌に掲載される。技術論文の投稿に関しては、別に技術論文投稿規定を定める。
5. 依頼原稿および学会原稿についても、編集委員会は委員会の定める方法により原稿の査読を行う。編集委員会は、査読の結果に基づいて執筆者に原稿の修正を依頼する場合がある。
6. 依頼原稿には定められた原稿料を支払う。投稿原稿および学会原稿には原則として原稿料は支払わないものとする。原稿料の単価は理事会の承認を受けて定める。
7. 学会誌に掲載された著作物の著作権は原則として学会に帰属する。

但し、著作者自身または著作者が帰属する法人等が、自ら書いた記事・論文等の全文または一部を転載、翻訳・翻案などの形で利用する場合、本会では原則としてこれを妨げない。ただし、著作者本人であっても学会誌を複製の形で全文を他の著作物に利用する場合は、文書で本会に許諾を求めなければならない。

8. 著作者は、学会または学会からの使用許諾を受けた者に対し著作者人格権を行使しない。
9. 本会発行の著作物に掲載された記事、論文などの著作物について、著作権侵害者、名誉毀損、またはその他の紛争が生じた場合、当該著作者の著作者自身又は著作者の帰属する法人等を当事者とする。

付記1. 原稿送付先および原稿執筆要領請求先
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168
ニッセイエブロ(株) 第二制作部デジタル編集課
E-mail: eblo_h3@eblo.co.jp
学会誌担当 佐藤孝憲

技術論文投稿規定

2005.12.8改訂

1. 本学会誌に技術論文として投稿する原稿は次の条件を満たすものであること。
 - 1) 主たる著者は本学会会員であること。
 - 2) 投稿原稿は著者の原著で、ガスタービンおよび過給機の技術に関連するものであること。
 - 3) 投稿原稿は、一般に公表されている刊行物に未投稿のものであること。ただし、要旨または抄録として発表されたものは差し支えない。
2. 使用言語は原則として日本語とする。ただし、第一著者が日本語による論文執筆が困難な場合、および本学会主催の国際会議で発表した論文は英語による投稿を認める。なお、原稿執筆は日本語の場合に準拠するものとする。
3. 投稿原稿の規定ページ数は原則として図表を含めてA4版刷り上がり6ページ以内とする。ただし、1ページにつき16,000円の著者負担で4ページ以内の増ページをすることができる。
4. 図・写真等について、著者が実費差額を負担する場合にはカラー印刷とすることができる。
5. 投稿者は原稿執筆要領に従い執筆し、正原稿1部副原稿(コピー)2部を学会編集委員会に提出する。原稿には英文アブストラクトおよび所定の論文表紙を添付する。
6. 原稿受付日は原稿が事務局で受理された日とする。
7. 投稿原稿は技術論文校閲基準に基づいて校閲し、編集委員会で採否を決定する。
8. 論文内容についての責任は、すべて著者が負う。
9. 本学会誌に掲載される技術論文の著作権に関しては、学会誌編集規定7.および8.を適用する。

日本ガスタービン学会誌 Vol.34 No.2 2006.3

発行日 2006年3月20日
発行所 社団法人日本ガスタービン学会
編集者 望月貞成
発行者 川口 修
〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13
第3工新ビル402
Tel. 03-3365-0095 Fax. 03-3365-0387
郵便振替 00170-9-179578
印刷所 ニッセイエブロ(株)
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168

©2006, (株)日本ガスタービン学会

複写される方へ

本誌に掲載された著作物を複写したい方は、(株)日本複写権センターと包括複写許諾契約を締結されている企業の方でない限り、著作権者から複写権等の行使の委託を受けている次の団体から許諾を受けて下さい。

〒107-0052 東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル
(中法) 学術著作権協会
TEL: 03-3475-5618 FAX: 03-3475-5619
E-mail: jaacc@mtd.biglobe.ne.jp

著作物の転載・翻訳のような、複写以外の許諾は、直接日本ガスタービン学会へご連絡下さい。

学会誌編集規定

2003.8.29改訂

1. 本学会誌の原稿はつぎの3区分とする。
 - A. 投稿原稿会員から自由に随時投稿される原稿。執筆者は会員に限る。
 - B. 依頼原稿本学会編集委員会がテーマを定めて特定の人に執筆を依頼する原稿。執筆者は会員外でもよい。
 - C. 学会原稿学会の運営・活動に関する記事(報告、会告等)および学会による調査・研究活動の成果等の報告。
2. 依頼原稿および投稿原稿は、ガスタービン及び過給機に関連のある論説・解説、講義、技術論文、速報(研究速報、技術速報)、寄書(研究だより、見聞記、新製品・新設備紹介)、随筆、書評、情報欄記事、その他とする。刷り上がりページ数は原則として、1編につき次のページ数以内とする。

論説・解説、講義	6ページ
技術論文	6ページ
速報	4ページ
寄書、随筆	2ページ
書評	1ページ
情報欄記事	1/2ページ

3. 執筆者は編集委員会が定める原稿執筆要領に従って原稿を執筆し、編集委員会事務局まで原稿を送付する。事務局の所在は付記1に示す。
4. 会員は本学会誌に投稿することができる。投稿された原稿は、編集委員会が定める方法により審査され、編集委員会の承認を得て、学会誌に掲載される。技術論文の投稿に関しては、別に技術論文投稿規定を定める。
5. 依頼原稿および学会原稿についても、編集委員会は委員会の定める方法により原稿の査読を行う。編集委員会は、査読の結果に基づいて執筆者に原稿の修正を依頼する場合がある。
6. 依頼原稿には定められた原稿料を支払う。投稿原稿および学会原稿には原則として原稿料は支払わないものとする。原稿料の単価は理事会の承認を受けて定める。
7. 学会誌に掲載された著作物の著作権は原則として学会に帰属する。

但し、著作者自身または著作者が帰属する法人等が、自ら書いた記事・論文等の全文または一部を転載、翻訳・翻案などの形で利用する場合、本会では原則としてこれを妨げない。ただし、著作者本人であっても学会誌を複製の形で全文を他の著作物に利用する場合は、文書で本会に許諾を求めなければならない。

8. 著作者は、学会または学会からの使用許諾を受けた者に対し著作者人格権を行使しない。
9. 本会発行の著作物に掲載された記事、論文などの著作物について、著作権侵害者、名誉毀損、またはその他の紛争が生じた場合、当該著作者の著作者自身又は著作者の帰属する法人等を当事者とする。

付記1. 原稿送付先および原稿執筆要領請求先
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168
ニッセイエブロ(株) 第二制作部デジタル編集課
E-mail: eblo_h3@eblo.co.jp
学会誌担当 佐藤孝憲

技術論文投稿規定

2005.12.8改訂

1. 本学会誌に技術論文として投稿する原稿は次の条件を満たすものであること。
 - 1) 主たる著者は本学会会員であること。
 - 2) 投稿原稿は著者の原著で、ガスタービンおよび過給機の技術に関連するものであること。
 - 3) 投稿原稿は、一般に公表されている刊行物に未投稿のものであること。ただし、要旨または抄録として発表されたものは差し支えない。
2. 使用言語は原則として日本語とする。ただし、第一著者が日本語による論文執筆が困難な場合、および本学会主催の国際会議で発表した論文は英語による投稿を認める。なお、原稿執筆は日本語の場合に準拠するものとする。
3. 投稿原稿の規定ページ数は原則として図表を含めてA4版刷り上がり6ページ以内とする。ただし、1ページにつき16,000円の著者負担で4ページ以内の増ページをすることができる。
4. 図・写真等について、著者が実費差額を負担する場合にはカラー印刷とすることができる。
5. 投稿者は原稿執筆要領に従い執筆し、正原稿1部副原稿(コピー)2部を学会編集委員会に提出する。原稿には英文アブストラクトおよび所定の論文表紙を添付する。
6. 原稿受付日は原稿が事務局で受理された日とする。
7. 投稿原稿は技術論文校閲基準に基づいて校閲し、編集委員会で採否を決定する。
8. 論文内容についての責任は、すべて著者が負う。
9. 本学会誌に掲載される技術論文の著作権に関しては、学会誌編集規定7.および8.を適用する。

日本ガスタービン学会誌 Vol.34 No.2 2006.3

発行日 2006年3月20日
発行所 社団法人日本ガスタービン学会
編集者 望月貞成
発行者 川口 修
〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13
第3工新ビル402
Tel. 03-3365-0095 Fax. 03-3365-0387
郵便振替 00170-9-179578
印刷所 ニッセイエブロ(株)
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168

©2006, (株)日本ガスタービン学会

複写される方へ

本誌に掲載された著作物を複写したい方は、(株)日本複写権センターと包括複写許諾契約を締結されている企業の方でない限り、著作権者から複写権等の行使の委託を受けている次の団体から許諾を受けて下さい。

〒107-0052 東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル
(中法) 学術著作権協会
TEL: 03-3475-5618 FAX: 03-3475-5619
E-mail: jaacc@mtd.biglobe.ne.jp

著作物の転載・翻訳のような、複写以外の許諾は、直接日本ガスタービン学会へご連絡下さい。

預金口座振替依頼書
自動払込利用申込書(収④)

私は、SMBCファイナンスサービス株式会社から請求された金額を私名義の下記預金口座から預金口座振替によって支払うこととしたいので、預金口座振替規定を確認のうえ依頼します。

収納代行会社	SMBCファイナンスサービス株式会社 (旧 三井ファイナンスサービス)	振替日	6日・23日(金融機関休業日の場合は翌営業日)
--------	--	-----	-------------------------

(フリガナ)		申込人名		申込人住所		〒	
--------	--	------	--	-------	--	---	--

民間金融機関または郵便局のうちどちらか一つをご指定ください。

民間金融機関	金融機関コード		支店コード		預金種目 (どちらかに○印)	口座番号 (右詰めでご記入ください。)
	銀行組合	信用金庫	本支店出張所		1. 普通 2. 当座	
	(フリガナ)	口座名義人				金融機関お届け印

法人の場合は、社名、代表者 役名、氏名を省略せずご記入ください。

民間金融機関用
捺印

金融機関へのお届け印ですか
ご注意ください！

郵便局	(フリガナ)	口座名義人				郵便局お届け印
	法人の場合は、郵便局へお届けの社名、代表者 役名、氏名を省略せずご記入ください。					印
	種目コード	契約種別コード	通帳記号		通帳番号(右詰めでご記入ください。)	

166301の

払込先口座番号 00110-5-58830 払込先加入者名 SMBCファイナンスサービス株式会社

〈収納企業使用欄〉 ㊟

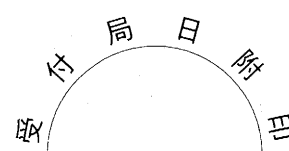
収納企業名	社団法人 日本ガスタービン学会	料金等の種類	会費
契約者番号	委託者コード 14350000	顧客コード 00000000	

一預金口座振替規定一 ※郵便局払いは除く。

- 銀行(金庫・組合)に請求書が送付されたときは、私に通知することなく、請求書記載金額を預金口座から引落しのうえ支払ってください。この場合、預金規定または当座勘定規定にかかわらず、預金通帳、同払戻請求書の提出または小切手の提出はしません。
- 振替日において請求書記載金額が預金口座から払戻すことのできる金額(当座貸越を利用できる範囲内の金額を含む。)をこえるときは、私に通知することなく、請求書を返却してもさしつかえありません。
- この契約を解約するときは、私から銀行(金庫・組合)に書面により届出ます。尚、この届出がないまま長期間にわたり会社から請求がない等相当の事由があるときは、特に申出をしない限り、銀行(金庫・組合)はこの契約が終了したものとして取扱ってさしつかえありません。
- この預金口座振替についてかりに紛議が生じても、銀行(金庫・組合)の責めによる場合を除き、銀行(金庫・組合)には迷惑をかけません。

金融機関 使用 欄	(不備返却事由)			
	1. 預金(貯金)取引なし 3. 印鑑相違 2. 記載事項等相違 店名、預金種目、口座番号、 通帳記号、通帳番号、口座名義 4. その他()			
	備考			

検印	印鑑照合	受付印	
----	------	-----	--



(民間金融機関・郵便局へのお願い)

この預金口座振替依頼書・自動払込利用申込書に不備がありましたら、不備返却事由欄の該当項目に○印をつけて速やかに右記不備返却先へご返送ください。

(不備返却先)

SMBCファイナンスサービス(株) 決済ビジネス事務部
〒160-8440 東京都新宿区新宿2-16-6 TEL03-5362-2856

◎書類の流れ お客様→収納企業→SMBCファイナンスサービス→金融機関