

特集：中低温熱回収タービン開発の現状

特集号「中低温熱回収タービン開発の現状」によせて

刑部 真弘^{*1}

OSAKABE Masahiro

2011年3月11日の東日本大震災により多くの発電所が被害にあい、深刻な放射性物質の放出や計画停電等が行われ、改めてエネルギーの安全性や重要性が多くの方々に認識された。一方、この40年で日本人の肉摂取量は4倍、家庭の電気使用量は2倍と豊かになり、東京湾の海水温度は2～3℃上昇した。今年の夏は、この海水温度上昇の領域が温暖化のためか拡大し、小樽近海でジンベイザメやマンボウがみられ、釧路の定置網でクロマグロが捕獲されるようになってきた。しかし、この40年でガスタービンの入り口温度は900℃も上昇し、これによって我が国の火力発電は世界最高効率となるなど、本学会のエネルギー技術が豊かな文明を支えている。

東日本大震災後、今後のエネルギー政策・戦略を急転換すべきだとの意見や要望も多いが、エネルギーをふんだんに用いる文明に組み込まれた我々現代人および社会は、すぐには変わらない。その結果、旧式のモデルにもとづいて政策や戦略が実行されることが多く、社会的な不満となっている。特に原子力政策に関しては、事故を起こした原発の汚染水問題が毎日のように報道され、国民的な議論を巻き起こしている。いまだに多くの福島の人々が帰宅できない現状は忘れてはいけないが、原発事故のしっかりとした総括を行った上で、国としての戦略を作成すべきである。

さて、世界の中の日本という視点でみると、日本のエネルギー自給率は18%（原子力を除くと4%）であるが、ドイツを除く主要先進国は50%以上となっている。日本と同じだと思っていたドイツも、再生可能エネルギー増加等により自給率40%以上になっているようである。また、ドイツはいざとなれば自国の石炭のみで300年間エネルギーを自給可能ともいわれている。また、特にヨーロッパ各国は電力グリッドで相互につながり、電力融通することが可能であり、島国で孤立した我が国とは大いに異なる。これらのことは世の中に認識されていない。

その他にもエネルギーに関連して、一般の方々が誤解していることも多い。例えば、講演会等を行うと、特に主婦層の方々からもっと積極的に風力や太陽光等の導入をして欲しいとのご意見を受ける。晴耕雨読という言葉があるが、晴れたらエネルギーをいっぱい使って仕事をし、雨なら本でも読もうという生活には憧れる。しかし、我々の生活は、すでに風任せ、おてんとうさま任せではなくなっている。自然エネルギーの導入に賛成する人は

多いが、あの不安定な出力をどうするか、導入に当たって考えなければならない。電力系統に不安定な発電出力が入ってくることによって、今まで高効率で発電していた火力発電所の効率が急速に低下する可能性すらある。

例えば風力発電を積極的に導入しているスペインでは、全電力に占める風力発電の割合が、2012年4月16日早朝に60%を記録した。ところが、2011年5月21日には1.3%であった。この変動分は、フランスの原発を含めたヨーロッパ全体の電力グリッドで吸収している。再生可能エネルギーを積極的に導入し、電力買い取り制度等に関しては日本のお手本となっているドイツでも、変動出力である風力や太陽光発電を補てんするために、2013年までに100万kW級の火力発電を10基、2023年までには20基建設する計画がある。これらの施設の減価償却は容易ではなく補助金なくしては難しい。なお、日本がお手本にした太陽光全量買い取り制度はすでに破綻し、2012年度から買い取り価格を順次下げ、最終的には発電容量5200万kWで買い取りをやめるようである。5200万kWというと、大型原発52基分であるが、夜の出力は0になることを忘れてはいけない。

このような不安定な再生可能エネルギーが多い中で、安定的な出力をもつ未利用分野の発電が注目されてきている。バイオマス、ソーラー、工場排熱、海洋温度差、地熱などの分野で、低沸点媒体等を用いた中低温熱回収発電システムが開発され市場浸透が進行しつつある。

日本は世界有数の火山国であり地震が多いというデメリットの反面、資源としての豊富な地熱を保有しており、地熱発電は有力な国産のエネルギー供給方法として注目を浴び続けている。しかしながら国立公園や温泉地等との調整が困難を極めており、期待通りの発電量は得られないままである。こういった課題を抱えている大規模の地熱発電ではなく、常時得られる「掛け流し」の温泉に着目し、70℃以上の高温泉から使用温度レベル（約50℃）までの温度差でタービン発電を行う検討も始まっている。将来、温泉旅館1軒に1台このタービン発電機が設置されれば、従来捨てていたお湯の熱で発電することが可能となり、再生可能エネルギー活用の底上げに貢献できると考えている。また、当然ではあるが、この技術は船舶や工場等の低温廃熱の回収発電にも用いられることが期待される。

本特集では、これらの未利用熱を用いた発電に活用されることが期待される中低温熱回収タービンの開発及び導入の現状等を紹介したい。

原稿受付 2013年9月24日

*1 東京海洋大学大学院 海洋工学系
〒135-8533 江東区越中島2-1-6

特集：中低温熱回収タービン開発の現状

中低温熱回収用二相タービンの開発

今井 兼久^{*1}
IMAI Kanehisa難波 浩一^{*2}
NAMBA KouichiLance Hays^{*3}

キーワード：中低温熱回収，二相タービン，Variable Phase Turbine, Variable Phase Cycle

1. まえがき

三井造船は、70℃から250℃程度の中低温熱エネルギーを利用した発電装置技術（VPC：Variable Phase Cycle）を米国Energent社（Santa Ana市）から導入した。本報ではまずVPCの概要を述べ、導入した発電端出力10kW級VPCパイロット設備を通して作動原理と性能推定法の確認を実施した結果について報告する。次に、機関出力7,000kW-10,000kWクラスの2ストローク船用主機関空気冷却器からの排熱を利用した発電端出力200kW級VPCプロトタイプを開発し、実機レベルでの適用性について確認した結果について報告する。

本研究開発は、一般財団法人日本海事協会との共同研究体制により実施するとともに、日本海事協会の「業界要望による共同研究スキーム」による支援を受けて実施した。

2. 二相軸流タービン

図1に、Variable Phase Turbine（VPT）である二相軸流タービンの断面図を示す。加圧された液体あるいは液体と気体の混相流がノズルへ導かれる。ノズルで減圧させると液相はフラッシュして気液二相流となる。ノズル内の圧力勾配に応じて気相が加速され、気相から液相に運動量が伝達される。ノズルを出た気液二相流によって衝動タービン動翼を回転させ軸動力が得られる。

2.1 二相流軸方向ノズル

VPTにおいて熱エネルギーを変換する二相流ノズルを図2に模式的に示す。流体のエンタルピは、ノズル内の等エントロピ膨張の過程で二相流の運動エネルギーへ変換される。ノズルのプロファイル形状は、膨張する気相が液相を小さな液滴に分解するように最適な形状に設計される。運動量は気相から液相へ伝達され、液滴が効率的に加速される。液滴のスリップ損失を低減するためには液滴の微細化が有効である。また、液滴が壁面に衝突付着することなく加速されるためには、流れが転向し

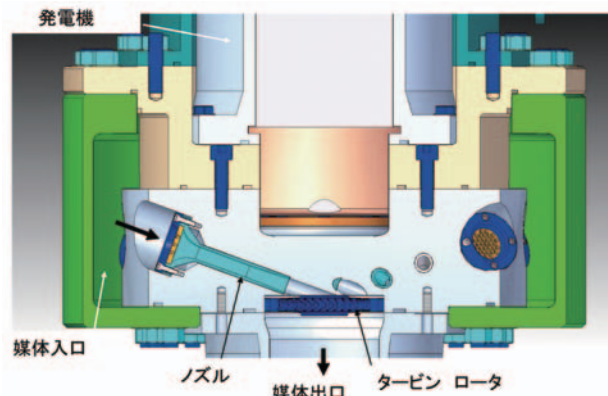


Fig. 1 Variable Phase Turbine

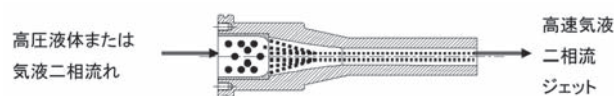


Fig. 2 Schematic of Two-Phase Nozzle Flow

ない軸方向ノズルが適している。

ノズル性能を推定する上でノズル内の液滴径を評価することが重要である。気相中を流れる液滴のスリップ速度 V_s は次式で表わされる。

$$V_s = V_v - V_l \quad (1)$$

ここで、 V_v および V_l はそれぞれ気相速度および液滴速度である。ノズル内部で加速される二相流中の液滴が分裂する条件として、最大液滴径 D_{\max} は次式のウェーバ数 We を用いて算出される。

$$We = \rho_v D_{\max} V_s^2 / 2 \sigma_l \quad (2)$$

ここで、 ρ_v および σ_l はそれぞれ気相密度および液滴の表面張力である。最大液滴径を与える We 数の限界値として $We=6$ に設定される場合が多い。

液体と気体の二相流中の音速は非常に小さく、一般的には25～50m/sである⁽¹⁾。したがって、衝撃波による損失および流れの閉塞を防ぐために、ノズル形状は途中にスロートを有する先細末広な形状に設計する必要がある。

二相混合流を効率的に加速するノズルの設計法はNASAジェット推進研究所において研究された後、フラッシュを伴う二相流に対する設計コードをEnergent社が完成させた。図3に同研究所で試験中の二相流ノズ

原稿受付 2013年9月24日

*1 三井造船(株) 機械・システム事業本部 事業開発部

*2 三井造船(株) 機械・システム事業本部 機械工場 技術開発部

*3 Energent Corporation

ル写真を示す。高速の窒素と水のジェットが平行にノズルから適正膨張の状態で放出されている。

二相流ノズルの実験は、水-蒸気、ブライン-蒸気、冷媒のR134a, R245fa, R227, 液体窒素, リチウム-セシウム, NaK-窒素, CO₂-Selexol, メタン-原油, 天然ガス-液体などのフラッシュを伴う単成分や二成分二相流など広範囲の作動流体に関して行われた。ノズル入口において二相流, 飽和状態あるいはサブクール状態の条件で実験が行われ, ノズル効率も計算値とよく一致した⁽²⁾。

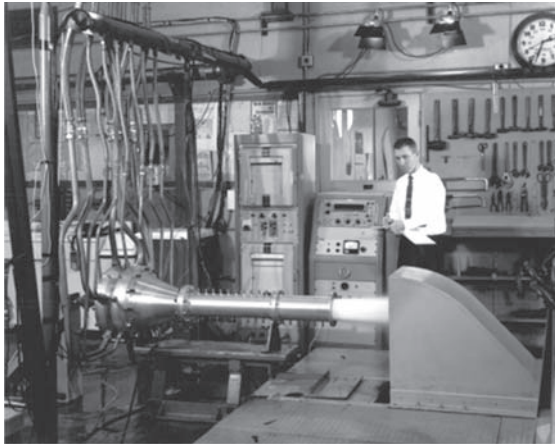


Fig. 3 Two-Phase Nozzle During Tests with Nitrogen Water Mixture

2.2 二相流衝動タービン

二相流ノズルから得られる運動エネルギーを軸動力に効率よく変換するために, 圧力降下がない衝動タービンが用いられる。図4に二相流衝動タービン翼の模式図を示す。

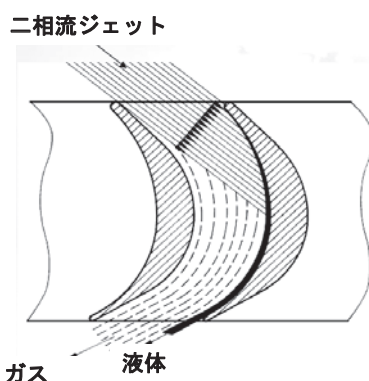


Fig. 4 Schematic of Two-Phase Impulse Blades

理想的には, 液滴はその運動量を気相を介して動翼に与えながら気相と同じ流線をたどり流出するほうがよい。液滴径が大きい場合は, 慣性力の違いから液滴流線は気相流線からずれて一部が翼面に衝突付着するため, 液滴の運動エネルギーが消失することになる。一方, 液滴径が十分小さい場合は気相流線からの逸脱が小さくなり良

好な動翼性能が得られる。

翼面への液滴の衝突による運動量損失および翼面に沿って流れる液膜の摩擦損失を最小にするように設計された翼プロファイルで流れは転向し, 二相流の運動エネルギーは効率よく軸動力に変換される。気相密度が高い低粘度の冷媒を用いた試験で80%程度のロータ効率が得られている。Energent社の設計コードにより, 冷媒, 液体窒素, 高温蒸気, ブラインなど二相流を用いたタービン性能を予測可能である。

図5に単独ノズルと衝動タービン翼を組合せた回転試験の写真を示す。動翼から流出する気相と液滴の流れを可視化した例である。



Fig. 5 Two-Phase Impulse Turbine Operating with Single Two-Phase Nozzle

3. Variable Phase Cycle (VPC)

従来のオーガニックランキンサイクルやカーリーナサイクルの熱交換では, 熱源とサイクル作動流体との温度差が最小となるピンチポイントが存在する。これがオーガニックランキンサイクルの欠点と言える。

VPCを適用すればこのピンチ温度による制約を回避できる。図6および図7に典型的なVPCのT-H線図および地熱発電を例にしたサイクルフロー図を示す。熱源側の冷却過程と冷媒側の加熱過程(2-3)がほぼ並行であることが分かる。ランキンサイクルで見られるピンチポイントの制限は存在しない。VPCではランキンサイクルの場合に比べて低温の熱源から多くの出力を得ることが可能である。極論すれば, 作動冷媒を冷却するために水や空気を利用するので, これらの温度レベルよりも高温の熱源であればエネルギー回収が可能である。このようにVPCは熱源から最も効率よく出力を得られるサイクルであると言える。

4. 適用例

4.1 10kW級VPCパイロット

作動原理および性能推定法の確認のために発電端出力10kW VPCパイロットをEnergent社から導入し, フィールド試験を実施した。システム構成を図8に, 装置概要

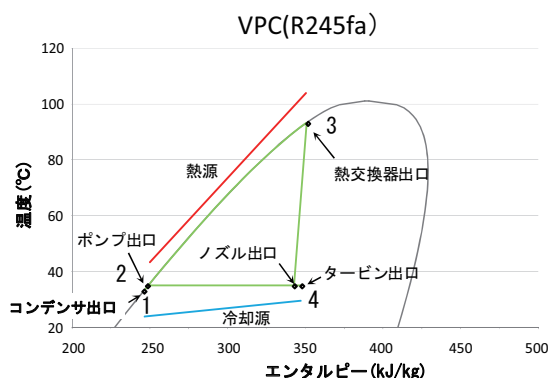


Fig. 6 T-H Diagram for the VPC

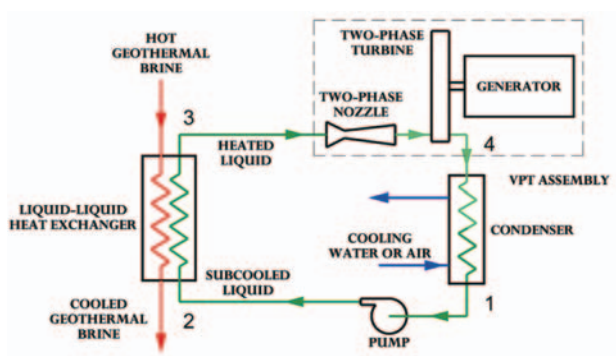


Fig. 7 Generalized Process Diagram for a VPC

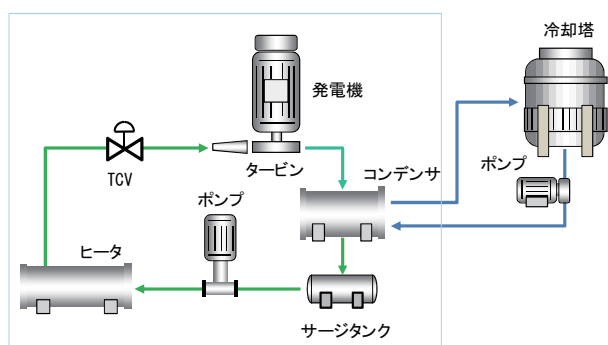


Fig. 8 System Diagram of 10kW VPC

を図9に示す。

本装置は、ノズル、タービン性能、装置制御手法に関わる種々の試験に利用するもので、熱源との熱交換器は保有せず、150kWヒータで直接作動媒体を加熱する方式を取っている。図10に発電端出力値と発電端出力予測結果との比較を行った結果を示す。両者はよく一致しており、発電性能予測手法の妥当性を確認できた。

また、船用VPCへの適用性検討の一環として、東京海洋大学蔵所有の実習船「汐路丸」へのVPC搭載試験を実施した。本装置は上記10kW VPCパイロットを本船搭載用に小型改造したもので、船用主機排熱は利用せず別途50kWのヒータを搭載して作動媒体を加熱し発電した。VPT-発電機設置状況を図11に示す。なお、凝縮器の冷却水は本船の冷却用海水を利用した。波浪静穏時で約1kWの発電端出力を確認した。結果の一例を陸上試験結果と合わせて表1に示す。発電端出力予測値と発電端



Fig. 9 General View of 10kW VPC

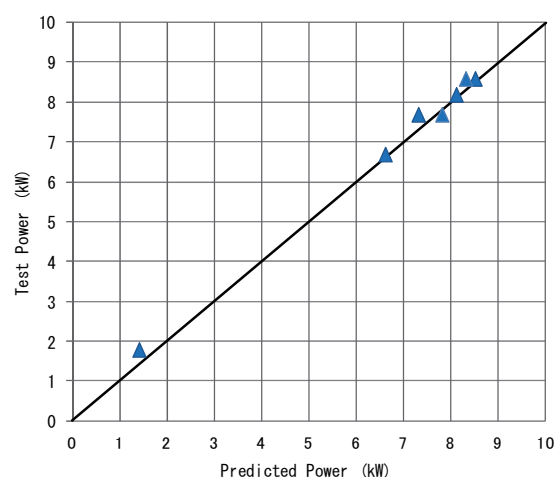


Fig. 10 Generator Power Output of 10kW VPC



Fig. 11 General View of 10kW VPT on Board

出力計測値はよく一致していることが確認された。

なお、発電端出力予測は下記の式より算出した。

$$Pe(kW) = m \times (Ein - Eout) \times \eta_n \times \eta_r \times \eta_g \quad (3)$$

Table 1 Generator Power Output of 10kW VPC on Board

試験場所	汐路丸試験	陸上試験
発電端出力(kW)	1.20	0.91
性能推定値(kW)	1.27	0.86
実験値との比較	-5.7%	+5.6%

ここで、 m : 作動媒体 (R245fa) 流量 (kg/s)
 E_{in} : タービン入口エンタルピー (kJ/kg)
 E_{out} : タービン出口エンタルピー
(断熱膨張後) (kJ/kg)
 η_g : 発電機効率=0.92
 η_n, η_r : ノズル効率, ロータ効率
(ヒートバランス条件に基づく予測値)

4.2 200kW級VPCプロトタイプ

4.2.1 プロセス条件と配管系統図

VPCの熱源となる掃気冷却器での空気流量及び温度は、船舶の連続常用定格NSR (Normal Service Rating) 負荷に於ける主機関予想性能データを使用している。このプロセス計画条件をもとに決定された配管系統図を図12に示す。

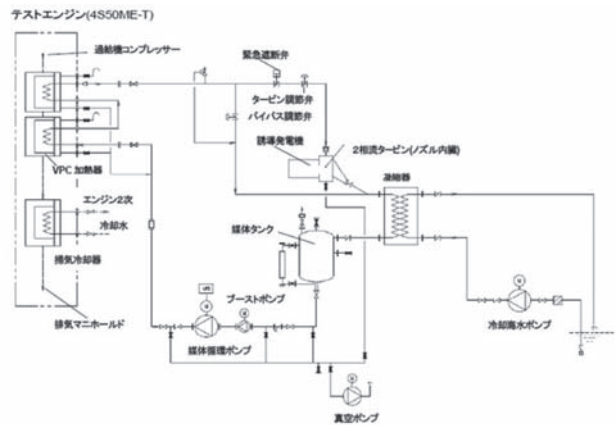


Fig.12 Piping Diagram of 200kW VPC on the Test Engine

ここで示されている配管系統図は、当社の保有するテスト機関である低速ディーゼルエンジン4S50ME-Tに実装されたVPCに対応するものであり、VPC加熱器を従来の掃気冷却器の上流に配し、過給機コンプレッサ出口の高温空気を冷却することにより得られた熱エネルギーにより媒体 (R245fa) 液を加熱している。VPC加熱器を出た媒体は、圧液状態のまま二相流タービン (VPT) へ導かれ、タービンに内蔵された二相流ノズル内で膨張して二相流ジェットを形成し、タービンを駆動する。タービンを出た排気媒体は、水冷式凝縮器にて凝縮・冷却され媒体タンクを経由してブーストポンプ及び循環ポンプによりVPC加熱器に送られることで、シンプルな熱サイクルが形成されている。

4.2.2 装置概要

VPCを構成する主要機器は、加熱器、タービン・発電機、凝縮器および媒体ポンプであるが、出来る限り汎用の機器・技術の組合せで実現できることを主眼に置いて選定した。VPCはバラ積み船に於ける掃気冷却器からの廃熱回収設備として計画されているが陸上での試験は当社玉野事業所に設置しているテストエンジン (4S50ME-T9, 7120kW×117rpm) の掃気冷却器を熱源として設備を配置した。熱交換器の仕様を表2にVPT-発電機の仕様および設置状況を表3および図13に示す。

Table 2 Specification of Heat Exchanger

機器名	項目	仕様
VPC 加熱器	型式	プレートフィン熱交換器
	交換熱量	2,030 kW
	入口/出口 温度	空気 : 185/60℃
		媒体 : 28/130℃

Table 3 Specification of Turbine and Generator

機器名	項目	仕様
タービン	形式	単段衝動式二相流タービン
	出力	最大 200 kW
	回転数	3,600 min ⁻¹
	軸封形式	N2 加圧ダブルメカニカルシール
発電機	形式	三相誘導発電機
	出力	250 kW
	回転数	3,600 min ⁻¹

4.2.3 試験運転手順

VPCではR245faを媒体として使用するため、水分が混入すると物性が変化し、計画通りの熱サイクルが得られない。従って、機器及び配管の耐圧テスト、洗浄は機器メーカー及びプレファブ工場で個別に実施することで組み上げ後の一括水圧テストを避ける計画とした。また、配管ラインのフラッシングはR245faを張り込んだ後にブーストポンプによる定格流量以上での循環運転を行い、ストレーナを清掃することで異物除去を行った。試運転調整を実施した後、性能試験を以下の手順で実施した。

- ①凝縮器用冷却海水ポンプ起動
- ②システム起動
- ③テストエンジン起動
- ④タービン起動
- ⑤通常運転
- ⑥タービン停止
- ⑦テストエンジン停止
- ⑧VPC停止
- ⑨冷却海水ポンプ停止



Fig.13 General View of 200kW VPT on The Test Engine

図14に起動時のトレンドチャートを示す。

テストエンジン負荷が100%に達した後は、入熱量1,814kWに対し154.8kWの発電端出力を確認し、設計値の2,148kWに対して設計通りの183.3kWの発電端出力が予想されることを確認した。

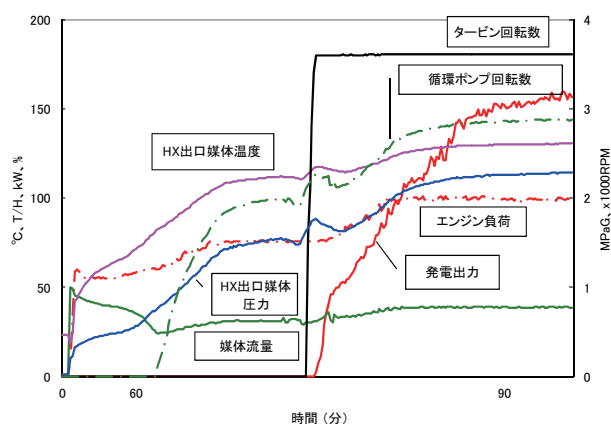


Fig.14 Time History Profile of System Start

5. あとがき

70℃から250℃程度の中低温熱エネルギーを利用したVPC技術を導入し、発電端出力10kW級VPCパイロットによる作動原理と性能推定法の確認および200kW級VPCプロトタイプによる実機レベルでの性能および信頼性確認を実施した。

船用VPCは商船試験による改良を経由して、陸用VPCは本プロトタイプをベースに新たな改良が加えられ温泉熱水発電、工場排熱利用発電等の分野に適用・展開される予定である。

最後に本研究にご協力ならびに貴重なお助言を頂いた(財)日本海事協会、東京海洋大学ならびに関係各位に厚く感謝の意を表する。

引用文献

- (1) Eddington, R., "Investigation of Supersonic Shock Phenomena in a Two-Phase (Liquid-Gas) Tunnel", Jet Propulsion Laboratory Technical Report, Pasadena, June 1967
- (2) Hays, L., "History and Overview of Two-Phase Flow Turbines", International Conference on Compressors and Their Systems, Institution of Mechanical Engineers, London, September 1999

特集：中低温熱回収タービン開発の現状

Variable Phase Cycle

Patrick Boyle^{*1}

Lance Hays^{*1}

Key Words : Variable Phase Cycle, Variable Phase Turbine, Geothermal, Waste Heat, Low Temperature

Abstract

Efficient resource utilization is critical in the viability of geothermal projects. Novel thermodynamic energy conversion cycles exist that are superior to the traditional organic Rankine cycle. A new turbine has been developed that enables the economic and efficient implementation of a cycle that maximizes the geothermal resource utilization. The Variable Phase Turbine can increase power production by as much as 30-50% from low temperature resources and enhanced geothermal resources when compared to commercially available organic Rankine cycles.

The Variable Phase Turbine is comprised of discrete nozzles and an axial impulse rotor and can be used for transcritical or flashing liquid flow. The high isentropic efficiency, typically greater than 80%, enables a liquid heat exchanger cycle¹ to be used, avoiding the pinch point limitations of the evaporator in an organic Rankine cycle. This allows for extraction of more energy from the heat source, i.e., a lower discharge temperature, which increases the power production for a given resource.

Introduction

Low temperature geothermal resources, enhanced geothermal resources and separated brine from flash plants, are huge sources of energy. However, because of their characteristically low temperature, the project and power system costs per kilowatt of power generated are very high.

To produce power from these resources the energy conversion system must maximize the conversion of available energy to power.

The common characteristic of these energy sources is, as heat is transferred to the power conversion system, the temperature decreases nearly linearly (sensible heat). This behavior can be

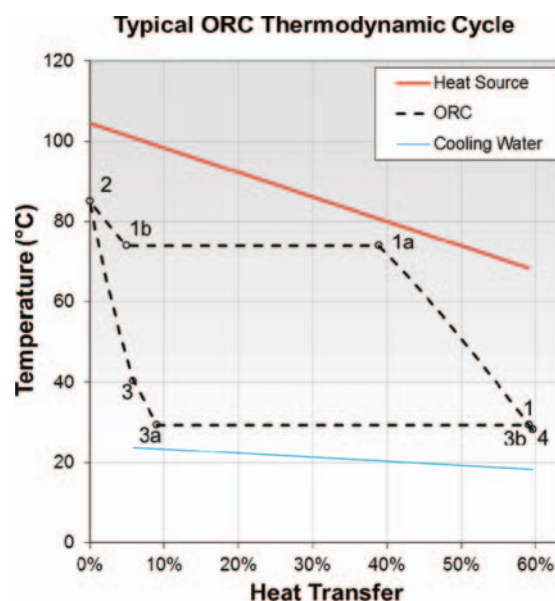


Fig. 1 ORC Temperature Profile

contrasted to evaporating flows, which absorb heat at a nearly constant temperature, accompanied by a phase change (latent heat). This is characteristic of organic Rankine cycles.

Figure 1 shows an example ORC operating with R134a. The geothermal heat source enters the vaporizer at 220°F and exits at 155 °F. Liquid R134a exits the refrigerant pump (1) and is heated to boiling (1a) and then entirely boils in the vaporizer (1b) and the vapor is subsequently superheated (2). The superheated vapor is expanded through a turbine (3) and is then condensed (3a and 3b) and subcooled (4), at which point it is pressurized in the refrigerant pump to close the cycle.

The ORC creates a pinch point between (1a) and the cooling geothermal flow that limits the geothermal water return temperature. The ideal thermodynamic cycle would eliminate this pinch point to recover more heat from the geothermal resource while efficiently converting the recovered heat into electricity. Until now, turbine technology has been a barrier to usage of improved cycles.

原稿受付 2013年9月24日

* 1 Energent Corporation, 2321 Pullman, St., Santa Ana, CA 92705.

Variable Phase Turbine

The Variable Phase Turbine (VPT) is comprised of a set of individual, fixed nozzles and an axial impulse rotor. In the VPT, the two-phase nozzle, illustrated schematically in Figure 2, is the thermodynamic energy conversion element. Enthalpy is converted to two-phase kinetic energy in a near isentropic expansion. Expanding gas breaks up the liquid phase into small droplets. The gas transfers momentum to the droplets by pressure and shear forces. The small diameter of the droplets results in a close coupling of the gas and liquid, producing efficient acceleration of both phases. The inlet to the nozzle can be liquid, two-phase, supercritical, or vapor.

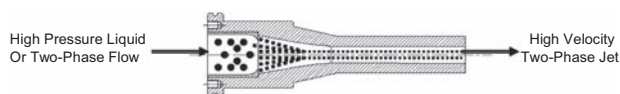


Fig. 2 Schematic of Two-Phase VPT Nozzle

The two-phase kinetic energy is efficiently converted to shaft power by reversing the direction of the tangential component of the flow velocity in an axial impulse turbine. The turbine is designed with a special blade contour to minimize momentum and friction losses of the liquid impinging on the surface and flowing over the surface. A schematic is shown in Figure 3. The turbine is a true impulse turbine with no reaction or pressure drop in the rotor. This design limits the runaway speed to no more than the two-phase jet velocity and minimizes axial thrust. The maximum droplet impact velocity for typical expansion conditions is 200-400 feet per second. No erosion results, as the threshold impact velocity for erosion of the titanium alloy wheel is in excess of 1,000 feet per second.

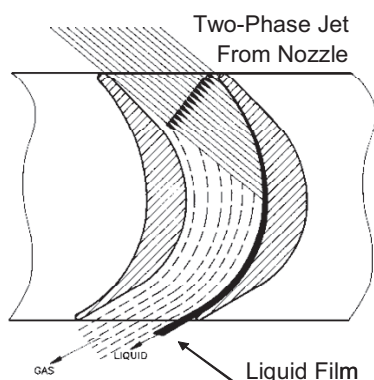


Fig. 3 Schematic of Flow Path in Two-Phase VPT Blades

The arrangement of the VPT (Figure 4) is similar to a conventional axial impulse turbine. The nozzles are inclined at a tangential angle to the rotor. The liquid leaving the rotor separates onto the duct walls. The two-phase impulse wheel is a blisk, i.e., an integrally bladed rotor, having low stress, with

a shroud to control the location of any stray liquid.

The two-phase nozzle efficiency is typically between 90% and 97%, influenced strongly by the surface tension of the working fluid and the vapor density at the condensing pressure. Standard refrigerants that are used in low temperature geothermal are ideal in these aspects because of their low surface tension and high vapor density.

The axial impulse rotor efficiency is typically between 78% and 85%, influenced strongly by the vapor quality at the exit of the nozzle.

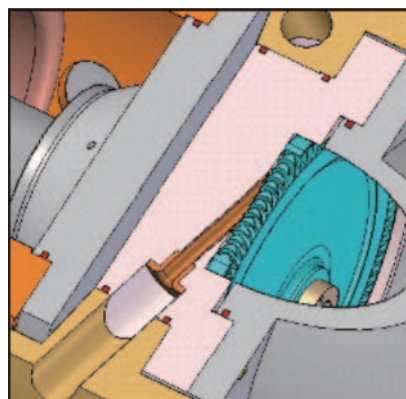


Fig. 4 Variable Phase Turbine nozzle and rotor arrangement

Variable Phase Turbine: Experience

Refrigeration

The two-phase impulse turbine of the type described is the only two-phase turbine with extensive commercial experience.

Failed attempts have been made to use radial inflow turbines for refrigeration applicationsⁱⁱ. However, two-phase axial impulse turbines, designed by Energent staff, have been in refrigeration service for many years. Over 75 units have been installed in Carrier commercial chillers. The earliest units have operated for more than 15 years with no required



Fig. 5 Carrier 19 XRT Chiller with Two-Phase Turbine

turbine maintenance. One of these 500 Ton chillers (the 19 XRT model) is shown in Figure 5.

In this application, the two-phase turbine replaced the two-phase expansion valve, generating 15 kW from the flashing refrigerant. The result was a 7-8% improvement in the chiller system efficiencyⁱⁱⁱ.

Figure 6 is a photograph of the two-phase impulse wheel and nozzle assembly from a larger refrigeration installation. The nozzles are removable inserts. The turbine wheel, to the right, has blisk construction.

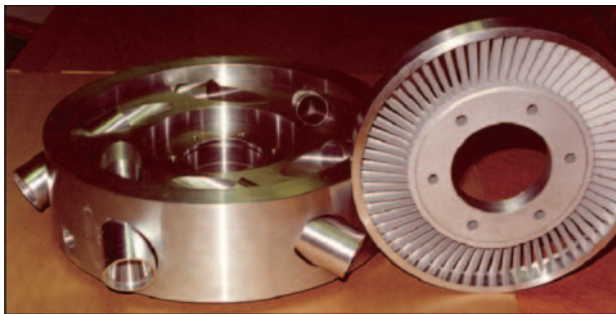


Fig. 6 Two-Phase Refrigeration Nozzle Assembly and Turbine Wheel

Low Temperature Testing

Figure 7 is a photograph of a Variable Phase Turbine system pilot plant. This is the world's first closed cycle two-phase power plant. The VPT shown in the figure has a vertical axis and operates with flashing refrigerants. Testing with flashing R227ea and R245fa refrigerants at the 7 kW level verified the design codes utilized for predicting performance. R134a has not yet been tested in the pilot plant. Refrigerant temperatures exiting the heater were tested as high as 250 °F (limited by the heater capacity). In addition to performance testing, the unit was operated for 150 hours to determine whether incipient erosion or cavitation would occur. The wheel showed no signs of either erosion or cavitation.



Fig. 7 Variable Phase Turbine Operating in Pilot Plant

Variable Phase Turbine: Application to the Variable Phase cycle

The Variable Phase cycle (VPC), also known as the triangular or trilateral cycle, is the ideal thermodynamic cycle for low temperature sensible heat recovery^{iv}. The Variable Phase Turbine allows for efficient utilization of the VPC. The liquid working fluid is pressurized and then heated in the heat exchanger with no vaporization. The use of a liquid heat exchanger rather than a boiler enables the recovery of more heat energy by eliminating the “pinch point” restriction discussed above (Figure 8). The VPT is also suitable for supercritical versions of the VPC.

The resulting system is simple and stable, both critical factors in achieving a quick, successful start-up of a geothermal power plant. Because the inlet to the Variable Phase Turbine is a liquid, the jet velocities are quite low, thus a synchronous or induction generator with no gearbox is used in conjunction with a simple impulse rotor that undergoes no erosion. The elimination of the gearbox increases efficiency and reliability, reduces complexity and capital cost, and eliminates the associated lube-oil subsystem present in typical organic Rankine cycle systems. Discrete nozzles allow for variations in resource production without bypassing flow or operating at part-load efficiency.

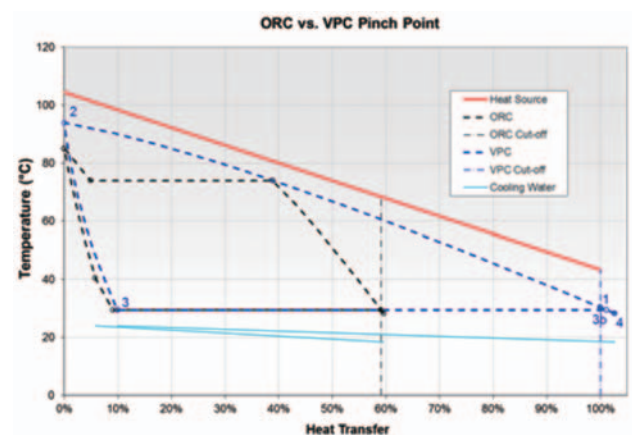


Fig.8 VPT and ORC Temperature Profile Comparison

In this scenario, the ORC only captures 59% of the heat that is extracted by the VPC from the resource. The analysis assumed an adiabatic pump efficiency of 77%, an adiabatic turbine efficiency of 85% for the ORC, 80% for the VPT, and a gearbox efficiency of 98% for the ORC. The VPC generated 35% more net electricity than the ORC.

Figure 9 is a schematic of the Variable Phase cycle applied to geothermal power generation. Consisting of a pump, liquid

heat exchanger, turbine, and condenser the VPC is a simple system with lower cost elements than most ORC systems.

A significant advantage of this energy conversion system is the heat exchanger. Instead of a heat recovery boiler (which has a large separator drum and extensive operating and maintenance labor) a simple counter-current, compact liquid heat exchanger is used to recover the geothermal energy.

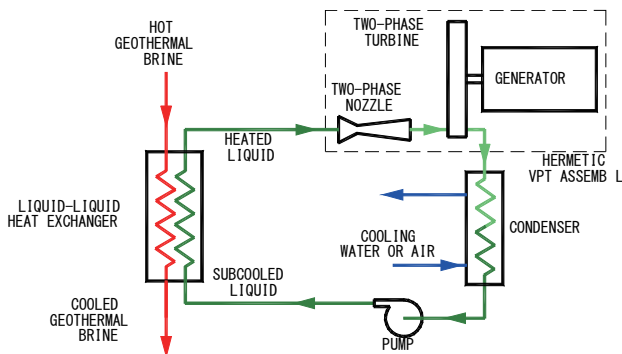


Fig. 9 Variable Phase cycle process flow diagram

The geothermal fluid stream enters the heat exchanger where the available heat energy is transferred into the energy conversion working fluid.

After heating in the heat exchanger the liquid is flashed in two-phase nozzles which are integral parts of the hermetic Variable Phase Turbine assembly. The high momentum, low velocity two-phase stream drives the turbine rotor at 3,600 or 1,800 rpm, enabling direct drive of an induction generator.

The expensive gearbox required for ORC vapor turbine systems is eliminated, also improving reliability.

The use of refrigerant working fluids in the VPC enables lubrication and cooling of the generator by the working fluid. The lube oil system required for ORC systems is eliminated, as are seals. The result is a zero emissions hermetic assembly without the expense and reliability problems of those components for an ORC.

The exhaust from the turbine is condensed in a compact condenser. Standard refrigerant condensers are used, enabling low cost and compact size. The condensate is then pressurized by a hermetic pump and circulated through the liquid heat exchanger to close the cycle. The lack of a phase change in the heat exchanger makes the VPC stable and simple to control.

A commercial geothermal demonstration plant was constructed at an existing facility near Coso Junction, California, United States. The existing facility has multiple

flashing steam turbines spread over a geographically large area. A collection system gathers the output of multiple wellheads for the use of one or more flashing steam turbines.

There is liquid and vapor as part of the wellhead flows so it is necessary to separate out the liquid brine prior to the steam turbines. This liquid is reduced in pressure to feed some additional steam to lower-pressure steam turbines but a significant amount of atmospheric-pressure geothermal brine is generated with a temperature of 110°C. Previously this brine was simply being sent to re-injection wells. A low-temperature Variable Phase Cycle was installed to convert some of this wasted heat into electricity prior to re-injection (Figure 10).



Fig.10 Two-Phase Refrigeration Nozzle Assembly and Turbine Wheel

The VPC plant is designed as a 1MW net plant with approximately 1.4MW generated from the turbine and 300-400kW in main pump losses. The total pumping power is partially regained by the pressure energy provided to the nozzles. The working fluid is R134a. A liquid-liquid heat exchanger reduces the heat of the brine from approximately 110 °C to approximately 75 °C . The brine temperature could be reduced further but the existing facility managers requested that the brine return temperature be restricted to this minimum value to avoid scaling of the re-injection wells. This return temperature is therefore higher than the temperature to which the Variable Phase Cycle is capable of reaching. With this limitation the Carnot efficiency is 9.1%.

In Table 1 representative data from the system is presented.

At the time of the data point the net electrical output is 795kW including electrical losses and deducting pumping losses from the main pump that is on the same shaft as the turbine. Turbine shaft power is calculated at 1387kW for these conditions. The refrigerant main pump is by far the largest parasitic loss but as stated above a large fraction of the pump power is recovered as pressure feeding the nozzles. There are still other parasitic losses to consider such as cooling tower

fan and pump losses (unknown), refrigerant boost pump losses (~37kW), generator cooling fan losses (~7.4kW), oil pump losses (~0.5kW), etc. Pressures and temperatures are values reported from sensors and converted from Imperial units.

Flows are converted from volume flow rates to mass flow rates based on the fluid density at those conditions. Enthalpies are evaluated in a variety of ways that are discussed further in the Calculation Methodology section.

Table 1 System conditions from a representative data point for geothermal power plant. Electrical power output at this point is 795kW. Power loss from refrigerant pump is already deducted.

	Brine in	Brine out	HX inlet	Turbine inlet	Turbine outlet	Cooling water in	Cooling water out
Flow kg/s	135.1	-	105.5	-	-	-	-
Temp C	111.9	83.3	29.6	99.8	28.4	19.7	29.2
Press. Barg	12.1	12.1	41.4	39.0	7.1	-	-
Enthalpy kJ/kg	466.7	348.5	241.2	375.8	-	-	-

In Figure 11, actual power output is compared to expected power output. The measured power output is the electrical power output of the generator which is the turbine mechanical shaft power less the pump mechanical shaft power losses as they are on the same shaft and then reduced by the generator efficiency. Significant scatter is present in Figure 11 due to the difficulties in accurately determining flow quality and enthalpy in a two-phase flow. Despite the scatter of the plot the system output is very stable for a stable set of brine and cooling water conditions. The overall plant power output matches the predicted plant power output for the given brine and cooling water conditions even if the exact refrigerant conditions diverge from predicted refrigerant conditions.

Calculations could be made significantly more accurate if the vapor quality of the refrigerant flow were known but at this time no reliable and accurate method for measuring this value has been determined.

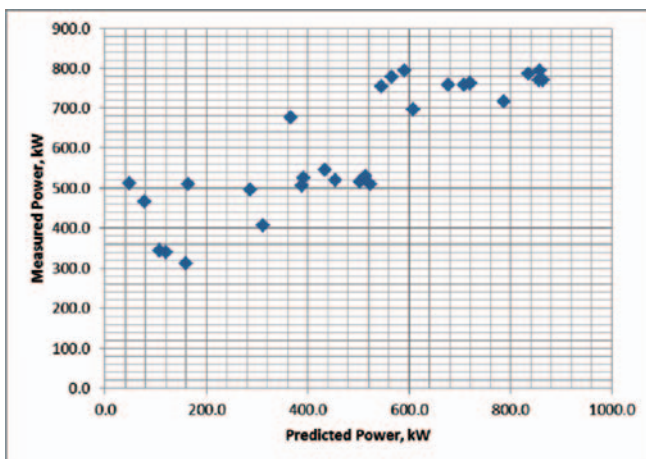


Fig.11 Chart of measured vs. predicted generator electrical output. All power values include losses from the main refrigerant

Variable Phase cycle: Analytical comparison to ORC

A study was conducted to compare the VPC to the ORC.

The fluid chosen for the study was R134a, as its low critical temperature (101 °C) and widespread use are conducive to its use in low temperature geothermal. The component efficiencies were selected by an independent party familiar with typical ORC performance (Table 2).

Table 2 Component efficiencies and parameters for VPC/ORC study

Heat Exchanger Pinch Point	5.6	°C
Heat Input (@ 71 °C return)	29.3	MW
ORC expander shaft efficiency	82%	
VPT nozzle efficiency	92-97%	Nozzle Code
VPT rotor efficiency	78-85%	Rotor Code
Pump shaft efficiency	77%	
Generator Efficiency	97%	
Gearbox Efficiency (ORC)	98%	
Recuperator (optional) pinch	33.3	°C
Pump Motor Efficiency	95%	

The results are shown in Figure 11 for 121 °C geothermal inlet temperature. The net power is shown without taking into account the parasitic cooling load, which will be site dependent and equal for the ORC or VPC at a given return temperature. Clearly, the power increases at the geothermal return temperature is reduced. The VPC is able to produce more power than the ORC under almost all conditions and shows strong benefits as the return temperature is lowered.

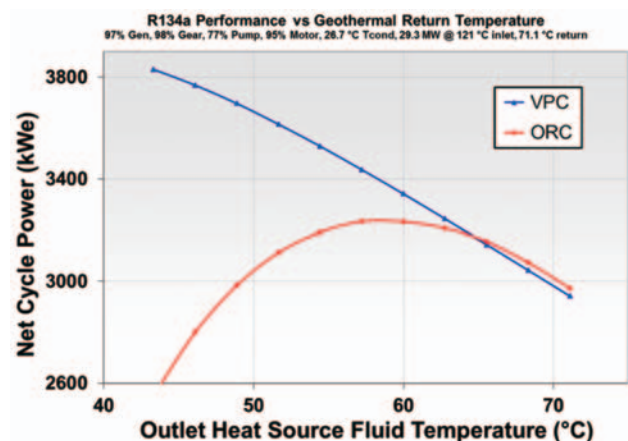


Fig.12 VPC vs. ORC for R134a - 121 °C geothermal inlet temperature

Summary

A new turbines has been developed that enables the economic and efficient implementation of a novel thermodynamic cycle that maximize the geothermal resource utilization. The Variable Phase Turbine and Variable Phase Cycle can increase power production by as much as 30-50% from low temperature resources and enhanced geothermal resources when compared to commercially available organic Rankine cycles. The resulting power advantage leverages the total development cost of the geothermal project. That is, a 40% increase in power production from a given geothermal resource lowers the total capital cost including exploration, drilling, and surface plant by 29%, in terms of \$/kW.

Based on analytical and experimental test results, the power advantages and performance of the Variable Phase cycle have been validated.

The advantageous features of the Variable Phase cycle utilizing the Variable Phase Turbine are:

- Efficient conversion of liquid, two-phase, supercritical, or vapor pressure energy.

- Increased power recovery from a given geothermal resource.
- Reduced cost by the simplification and elimination of components required in an ORC.
- Increased reliability through the elimination of high maintenance items required by an ORC such as the waste heat boiler, gearbox, seals and lube oil system.
- A compact, modular design resulting from the use of compact heat exchangers, enabling factory assembly and checkout and reduced installation costs at the site.

ⁱ Hays L., 1977, "Biphase Turbines for Diesel Bottoming," 12th IECEC (779077), 473-480.

ⁱⁱ Dr. Joost Brasz, Carrier Corporation, Personal Communication

ⁱⁱⁱ Hays L., and J. Brasz, 1996, "Two-Phase turbines for Compressor Energy Recovery", International Compressor Engineering Conference, Purdue University, Purdue.

^{iv} DiPippo R., 2007, "Ideal Thermal Efficiency for Geothermal Binary Plants", *Geothermics*, V. 36, 276-285.

特集：中低温熱回収タービン開発の現状

小型バイナリー発電装置 『ヒートリカバリー』“HRシリーズ”の概要

高橋 俊雄^{*1}
TAKAHASHI Toshio

キーワード：バイナリー発電，低温廃熱利用，ラジアルタービン発電機，規制緩和対象，系統連系規程

1. はじめに

地球温暖化の防止のため、CO₂排出量削減の取り組みが多く分野で盛んに行われている。このような状況ではあるが、様々な業種の工場等では、100℃未満の温水が廃熱として発生しており、また個々に分散して排出されているため、使い道がほとんどなく、その大半が捨てられている状態となっている。

また高温で噴出している温泉水は、適温にするため、エネルギーを使い、冷ましてから利用する場合もある。このような工場の廃熱や温泉の未利用熱である、低温の熱エネルギーを有効に活用することができれば、新たな省エネや創エネへの貢献が可能となる。

これら低温の未利用温水で、特に流量が限られる状態からでも利用価値の高い電気に変換してエネルギー回収を行うことができる、小型バイナリー発電装置の開発を行ってきた。

図1は今回新たに開発した、小型バイナリー発電装置『ヒートリカバリー』“HRシリーズ”の外観写真である。



Fig. 1 小型バイナリー発電装置『ヒートリカバリー』
“HRシリーズ”の外観写真

原稿受付 2013年9月20日

*1 (株)IHI 回転機械セクター 開発部
バイナリー発電システムグループ
〒235-8501 横浜市磯子区新中原町1番地

本書では、本装置の開発経緯やコンセプトおよび特徴等の概要について説明していく。

2. 開発経緯

当社は、車両用や船用の過給機（ターボチャージャー）、さらには産業用のコンプレッサーなどの事業を通じて、数多くの回転機械を販売してきた実績がある。それらの経験や開発から高度なターボ機械の設計・開発の技術を有している。

また、昨今の環境問題などから鑑みると、『ターボ機械として取り組むことができる新たな製品開発』が求められてきていた。そこで、当社は『捨てられている低温の熱エネルギーを有効利用できる電気に変換して回収する、省エネルギー機器』として、小型バイナリー発電装置の開発を平成22年度から取り組み始めた。

当時、バイナリー発電の認知度は低い状態であったが、未利用な低温温水を活用するコンセプトに対して、『多くの温水が活用されていないこと』、さらに『一か所あたりの温水は少量で排出されていること』等の情報を得た。

その情報から、小型バイナリー発電装置のコンセプトを検討し、様々な技術を集約して、プロトタイプ機¹⁾の試作を行った。その後も性能達成に向けた対応を行い、当初のコンセプトを満足する製品として仕上げることができ、本年8月から販売（受注）を開始した。

また今回の開発期間中に再生可能エネルギーに対する固定価格買取制度がスタートしており、バイナリー発電装置は高温で噴出している温泉などの熱も電気に変えることができるため、地熱発電の一つとして、新たな用途への適用も可能となっている。また同じような再生可能エネルギーとなるバイオマスボイラにおいても、冷却を行う過程で、温水が生成される機種があり、バイナリー発電装置の利用可能性が広がっている。

このように、工場などの低位熱からのエネルギー回収や有効利用による“省エネ”への適用、または再生可能エネルギーから発電することによる“創エネ”への適用が期待されている。

3. 製品コンセプト

前述のような経緯で開発を進めてきた本装置は、市場要望などを考慮しつつ、製品コンセプトを設定してきた。主な項目としては、以下の点があげられる。

- ・市場の状況を想定した温水流量の条件にて、最大の発電が可能であること。
- ・冷却水温度が30℃前後でも最大の発電出力が可能であること。
- ・設置および運搬等を考慮して、小型・コンパクトを目標とすること。
- ・市場での利便性を考慮して、バイナリー発電の規制緩和対象に適合すること。
- ・分散電源としての安全性を考慮して、系統連系規程の低圧連系に準拠した設計とすること。

バイナリー発電は、熱落差のエネルギーを利用して、電気エネルギーに変換するシステムである。そのため、温水流量に限られる場合、取り出せる電気エネルギーも大きくすることはできない。但し、バイナリー発電装置の市場が明確でないこともあり、数多くの要望から製品として成立する可能性がある仕様を開発目標とした。

また熱落差は、温水と冷却水との温度差から得ることになる。冷却水は様々な方法から得ることができるが、工業用途として一般的なものとしては『冷却塔』になる。冷却塔は、水の蒸発潜熱を利用して温度を下げる装置であるが、季節条件によっては供給できる温度が30℃近くになることがある。今回は、そのような条件でも最大の発電電力を得ることができる装置を目標とした。

温水流量に見合った発電出力にした場合、個々の廃熱発生源の近くへ装置を設置することが考えられる。そのため、本装置としては可能な限り、小型化・コンパクトな設計を基本コンセプトとした。

バイナリー発電は、電気事業法上、汽力を用いた発電設備との括りになる。そのため、従来までは小型の場合においても、大規模な火力発電所と同様な届出や各種の主任技術者の選任などが必要となっていた。この状況に対して、平成24年4月および7月に省令の改正が行われ、規定された、いくつかの条項を満たすバイナリー発電に関しては緩和措置が認められることとなった。本装置は小流量の温水をターゲットにしているため、より多くの場面で活用してもらうため、規制緩和に適合した設計を目標とした。

未利用熱は、状況によって変化することが想定されるため、発電したエネルギーをすべて電源系統に回生する形式を採用した。よって本装置は、電源系統に接続する分散電源の一種となる。この点からも、より安全に使用していただくため、系統連系規程に準拠した設計を標準にすることとした。

これらの製品コンセプトを元に開発・設計を行った、本装置の概略仕様を表1にまとめる。

Table 1 概略仕様

項 目	内 容
最大発電出力	20kW（送電端）
発電条件（最大送電端発電時の一例）	
温水	温度：95℃ 流量：28m ³ /h
冷却水	温度：30℃ 流量：40m ³ /h
作動媒体	HFC-245fa
タービン形式	遠心式ラジアルタービン
発電機形式	永久磁石発電機
設計圧力	0.97MPa（G）
熱源温度	70～95℃
大きさ	約 2m × 1.4m × 1.6m
重量	約 1900kg (作動媒体含む・温／冷却水除く)
設置条件	屋内設置
系統連系	低圧連系に準拠 直流流出防止の変圧器を内蔵
規制緩和対象	各種要件に準拠

4. サイクルシステム

本装置のサイクルシステムを図2に示す。低温の温水から効率的に電気エネルギーを回収し、且つ小型・コンパクトな装置を実現するため、比較的簡素なシステムとなる『オーガニックランキンサイクル方式』を採用した。以下に、本装置の基本的な動作を示す。

- (1)仕様範囲内の温度、流量で、温水／冷却水を装置内へ供給してもらう。
- (2)循環ポンプを起動して、作動媒体を蒸発器へ送る。
- (3)蒸発器で、温水の熱エネルギーを受けて、作動媒体が蒸発する。
- (4)蒸発した作動媒体がタービン発電機へ流れ、タービンが回転し、直結した発電機にて発電が行われる。
- (5)発電した電気は、各電気機器を介し、電源系統の電圧や周波数に同期した状態で出力される。
- (6)タービンから出た作動媒体は、凝縮器へ流れ、冷却水との熱交換が行われて液化する。
- (7)液化した作動媒体は、再び循環ポンプへ流れる。
- (8)上記の(2)から(7)を繰り返すことで、連続的な発電を行うことができる、循環サイクルとなる。
- (9)上記の動作は、装置内部に搭載された専用の制御装置でコントロールされ、温水の熱エネルギーから最大限の発電を行うように運転が行われる。

なお、上記で示した各構成機器については次章で説明して行く。

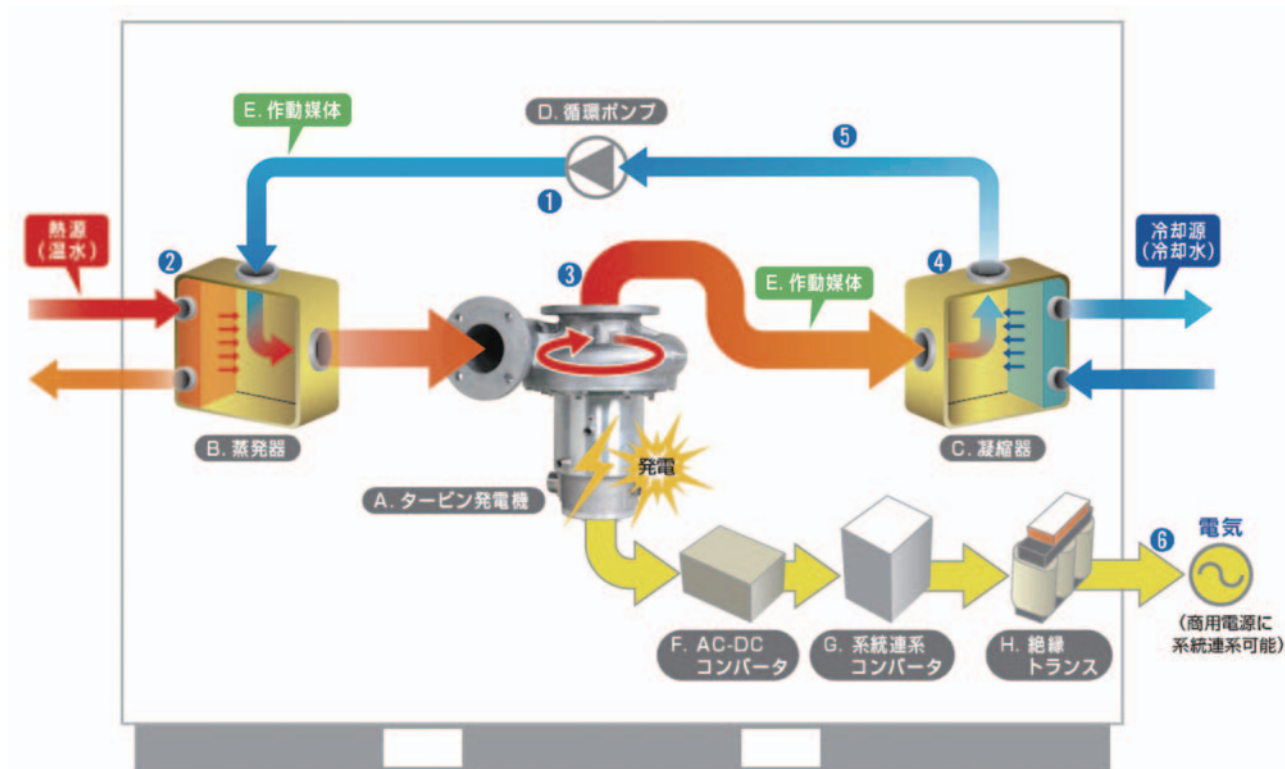


Fig. 2 サイクルシステム図

5. 装置の基本構成

5.1 タービン発電機

図3に今回、新たに開発したタービン発電機の外観を示す。当社における各種ターボ機械の開発経験を活かし、小型・高性能を実現した、単段ラジアルタービン発電機となっている。



Fig. 3 タービン発電機の外観写真



Fig. 4 タービンのCFD解析結果 (一例)

今回の開発では、小出力のラジアルタービンであり、且つ高い効率を実現することが求められる。そのため、作動媒体の状態に対して、最適な性能を発揮することができるタービンを新たに開発することにした。タービン設計に際しては、他機種のターボ機械における開発経験を活かし、CFD解析（図4を参照）を行いながら、最適設計を行うこととした。また、実機による性能確認等も行いながら、解析結果との整合性も確認しつつ、開発を行ってきた。その結果、小出力で高効率な特性を有した、タービンを開発することができた。

また、タービンで回収したエネルギーを最小限の損失に留め、可能な限り発電に活用することも必要となる。ラジアルタービンを使用した発電機において、タービンと発電機との接続に減速機を用いる機種もある。但し、この場合は、減速機による機械損失や軸シール部からの作動媒体のリークなどが懸念される。今回は、タービンインペラと発電機ロータシャフトを一軸とした、ダイレクトドライブ構造を採用した。

ダイレクトドライブの設計においては、回転安定性が最も重要なファクターとなる。数多くの高速回転機械の開発実績からロータダイナミクスの検証を行い、起動から最大回転速度まで、安定的に回転できる機械に仕上げることができた。

さらにインペラの材質やケーシングの強度等、安全性についても十分に配慮した設計となっている。

5.2 蒸発器・凝縮器

本装置は小型・コンパクトをコンセプトとして、設計・開発を行っているため、蒸発器・凝縮器に関しても重要なファクターとなる。各種形式の熱交換器がある中で、今回は小型でも高い性能を発揮できる、プレート式熱交換器を採用した。特に温水、冷却水条件に適合した性能を満足し、且つ圧力損失を極力少なくすることにも配慮している。

5.3 循環ポンプ

循環ポンプは作動媒体の漏洩が無く、且つ性能を満足することができる、キャンドポンプを採用した。本形式のポンプは回転部全体を作動媒体中に入れることで確実なシールが行えるように設計されている。

5.4 作動媒体

作動媒体は、バイナリー発電の規制緩和対象において、規定条項の一つになっている。なお、現在の省令では、「一般高圧ガス保安規則に規定する不活性ガス（但し毒性ガスを除く）」に適合する作動媒体が規制緩和対象の条件となる。

Table 2 HFC-245faの諸元

項 目	内 容
毒性	無し
可燃性	無し
沸点（大気圧下）	14.9℃
オゾン破壊係数	0
地球温暖化係数	約 1000
バイナリーの規制緩和	対象媒体

今回選定した作動媒体は、ハイドロフルオロカーボンで、毒性ガスではない『HFC-245fa』を採用した。この作動媒体は安全性において、たいへん優れたものとなっている。表2にHFC-245faの基本的な諸元をまとめる。

5.5 系統連系コンバータ、絶縁トランス他

タービン発電機から出力される電気はタービンの回転速度に見合った周波数となっており、電源系統の周波数とは異なる。そのため、電源系統に合致した電圧および周波数で発電した電力を回生するため、パワーコンディショナーと同様の機能である系統連系コンバータを採用した。本機器は系統連系規程の低圧連系に準拠した機能を装備しており、電源系統の異常などをキャッチして、系統異常においては発電を自動で停止する。

また絶縁トランスは系統連系コンバータのパワー素子が損傷し、万が一にでも直流電圧が電源系統に流出することが無いよう、本装置側に標準搭載している。

5.6 制御装置

本装置のすべての動作は、制御装置にてコントロールされている。仕様範囲での様々な温水や冷却水の条件に対してサイクル内部の状況をセンサで検出し、最も多くの発電が行えるよう、最適制御を行うようになっている。

また電源系統に異常が発生した場合も、系統連系規程に則って、系統連系コンバータが異常を検出すると装置として安全に停止するようなシーケンスも組み込まれている。その他に各種インターロックも設けており、安全に配慮した設計となっている。

5.7 パッケージング

前述の5.1から5.6までのすべての機器を本装置内部に納めており、ワンパッケージとしている。また底部にはフォークリフトでの運搬を想定して、4.5ton級の爪までを挿入できるように設計されている。

6. 装置の性能

6.1 シリーズ構成

今回のシリーズ構成を表3にまとめる。一般的な低圧電源毎の形式となっている。なお周波数は系統連系コンバータ等が自動判定をするため、どちらも共通となっている。

Table 3 形式と接続電源

形式	接続電源仕様	周波数
HR20W-20A	3 相 AC200V	50/60Hz
HR20W-22A	3 相 AC220V	
HR20W-40A	3 相 AC400V	
HR20W-44A	3 相 AC440V	

6.2 予想発電能力

本装置の予想発電能力について、表4にまとめる。温水、冷却水の温度、流量の各状態において、最大の発電が可能となるように制御して運転される。

Table 4 予想発電能力（送電端出力）
単位: kW

冷却水 温水		40m³/h		20m³/h		流量	
		30℃	20℃	30℃	20℃	温度	
28 m³/h	95℃	20	20	15	19	※計算による参考値	
	85℃	13	18	10	14		
	75℃	8	12	6	9		
20 m³/h	95℃	17	20	13	17		
	85℃	12	16	9	12		
	75℃	7	10	6	8		
流量	温度	※計算による参考値					

7. 適用例

本装置の適用例について、以下に示す。

7.1 工場等での適用構成

本装置は、小出力であること、さらに多様な使用用途を想定していること等から標準仕様として設計している。そのため、蒸発器や凝縮器として使用しているプレート式熱交換器は、一定の水質基準にて使用してもらうことが前提となっている。

工場等の場合では、廃熱として出る温水を循環系統として、熱の放出をしているケースが考えられる。また、冷却水も冷却塔を用いた循環系で構成することが一般的である。その場合は、薬液注入を行うことで、本装置の蒸発器／凝縮器の基準に適合した水質に管理することが可能となるため、温水や冷却水を直接導入して使用することができる。

図5(a)は、工場等を想定した、適用例の概念図である。温水系統および冷却水系統、それぞれポンプを用いて、本装置に供給を行う。供給された温水から熱エネルギーを回収し、最大の発電を行った後、冷却水との熱交換を行い、その熱は冷却塔にて放出される。この過程で発電が行われ、発電した電力は電源系統を通じて回生される。このような構成が最もシンプルな形となる。

7.2 温泉水等での適用構成

前述のように、蒸発器や凝縮器の熱交換器には、一定の水質基準であることが必要になる。但し、未利用熱や廃熱の中では様々な条件の温水やそれ以外（排ガス等）の場合もあり、それらを直接導入することは難しい場合がある。特に温泉水は地域や源泉などによって多種多様な泉質を有していると言われている。これらの温泉水を用いて発電を行う場合、本装置の水質基準を満足させる方法として、間接熱交換器で用いることが一例としてあげられる。

図5(b)は温泉水等を想定した、適用例の概念図である。間接熱交換器は、源泉から湧き出る温泉水と本装置へ導入される温水を分離し、熱エネルギーのみを伝える役割を持つ。この方法にすれば、本装置に導入される温水は循環系となり、薬液注入などによって、一定の水質基準を満足することが可能となる。また源泉から供給される温泉水は間接熱交換器を通過後、浴用等への利用も可能と考えられる。間接熱交換器は、温泉水の成分等を考慮し、耐食性や耐スケールのため、特殊材質や分解構造を設けるなど、個々の温泉に適合した間接熱交換器を用いることで、標準的な本装置の使用可能性が考えられる。

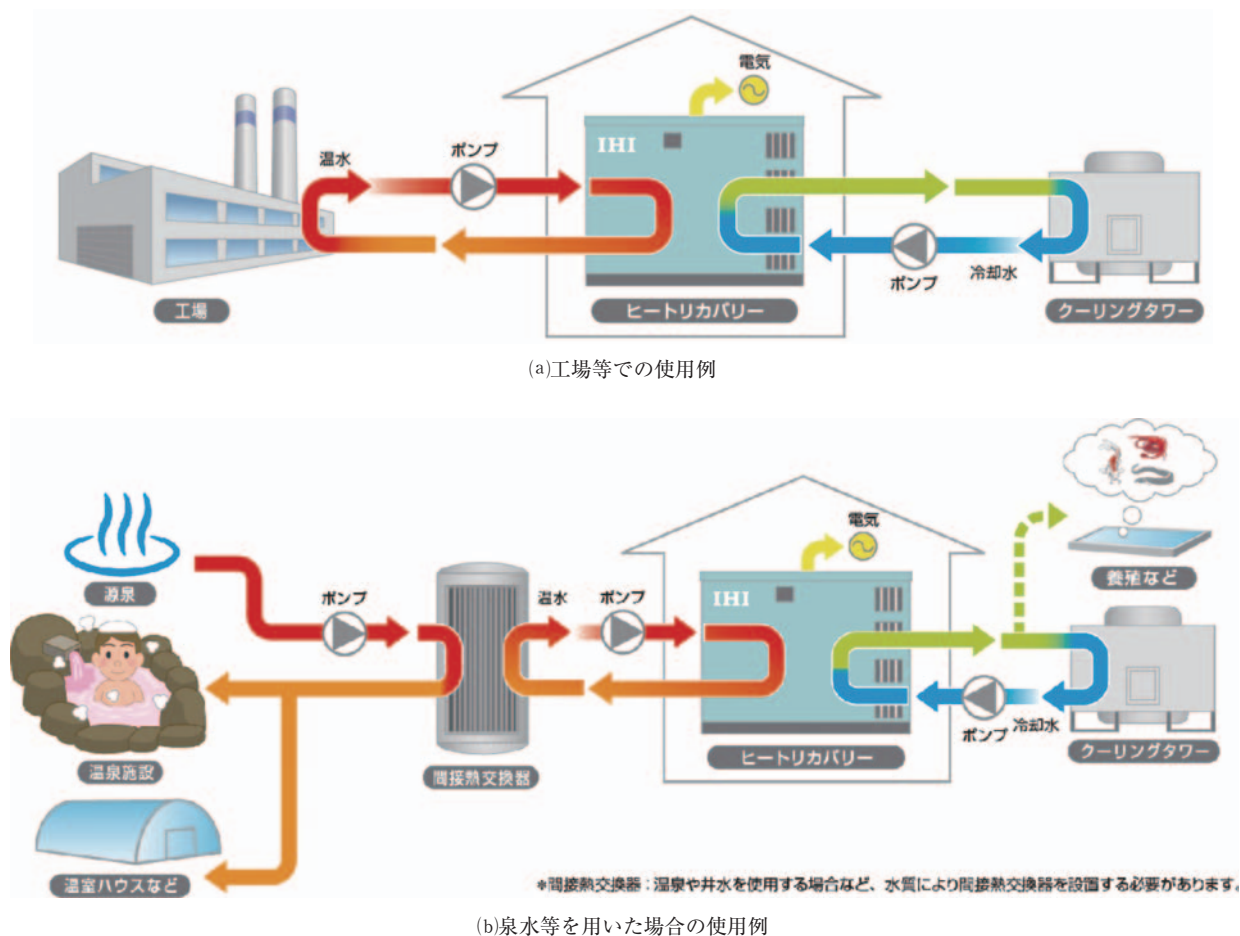


Fig.5 使用時の構成機器

7.3 温水流量が多い場合

また、多量の温水が利用できるケースも想定される。その場合、本装置の適正な発電が可能な流量に分流して、複数台を設置することが有効な方法となる。図6に温水が多い場合の使用例について概念図を示す。

このような方法にすることで、それぞれの装置は個々に流入した温水の条件で発電を行うことになる。また、メンテナンスの場合は1台ずつを停止して実施することができるため、各装置の停止時間を最小限に抑えることが可能となり、効率の良い運用が可能となる。

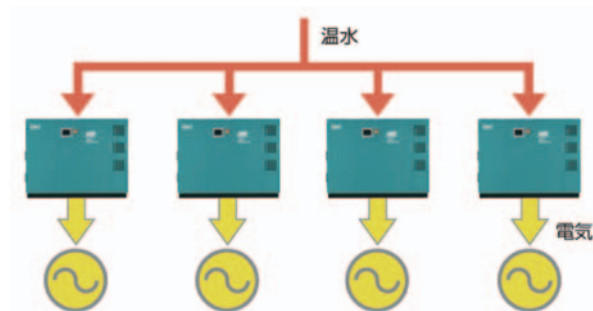


Fig. 6 温水流量が多い場合の使用例

8. 今後の開発について

本装置に関連した今後の開発機種や方向性について、いくつかの例を紹介する。

8.1 非常用発電への展開

本装置は温泉による発電として、再生可能エネルギーの固定価格買取制度への利用が考えられる。その場合、電力会社の系統に接続する形の売電用途になる。また、常に湧き続けている温泉であれば、電力会社の電源系統が停電した場合に、本装置を非常用発電として利用することも求められることが多い。但し系統連系規程に準拠した本装置は、電源系統の停電時には安全のため発電を停止してしまう。そのため、平時と非常時の二つの状態

を本装置だけで両立させることは難しい。

そこで今後は、本装置とセットで使用する新たな蓄電ユニットの開発を検討している。このユニットによって、平時と非常時の二つの状態を満足させる計画である。

8.2 遠隔監視への対応

小型・小出力の本装置は、熱源近くに設置されて使用されるケースが多いと想定される。そのため個々に設置された本装置の発電状態を機側へ赴かずに遠隔から確認することが求められている。

この要望には、遠隔監視機能の開発を検討している。本装置に遠隔監視機能を追加して、通信ユニットによる情報収集とその結果提供を行うことで、遠隔から装置の状態を確認することが可能となる。

これらの機能を始め、現在までに様々な要望が求められてきている。今後は、市場要望などを精査して、鋭意新製品、新機能の充実を図っていく予定である。

9. おわりに

今回、当社で開発・製品化を行った、小型バイナリー発電装置『ヒートリカバリー』“HRシリーズ”について、開発経緯や仕様などの概要を中心に説明した。特に市場の熱源状況を想定して、小型・小出力の分散電源として利用していただくことを念頭に置き、『バイナリー発電の規制緩和対象となること』、『系統連系規程の低圧連系に準拠した設計にすること』などをコンセプトとして開発を行ってきた。本装置によって、これからの“省エネ”や“創エネ”の動きに拍車がかかり、様々なエネルギーの有効活用へとつながる一端となれば幸いである。

10. 参考文献

- (1) 磯本馨, “IHIの再生可能エネルギーへの取組み”, IHI 技報, Vol. 52, No. 4 (2012), pp. 16-22.

特集：中低温熱回収タービン開発の現状

低温排熱回収250kW級小型バイナリー発電設備 「グリーンバイナリータービン」

溝口 和彦^{*1}
MIZOGUCHI Kazuhiko

キーワード：バイナリータービン、低温排熱利用、高速タービン発電機、環境適合媒体、地熱利用小規模バイナリー発電設備の実証試験、ごみ焼却工場等の排熱高度活用

1. はじめに

当社は、地球環境の未来に貢献する温暖化防止技術の一つとして、従来未利用となっている分散して存在する排熱（80℃～120℃）の回収を目的として、低沸点である代替フロンを作動媒体に用いた単純ランキンサイクルの250kW級小型バイナリー発電設備（商品名：「グリーンバイナリータービン」）を開発した。

本稿で紹介する小型バイナリー発電設備は、当社が1980年代初頭に開発製作したフロン（CFC-11：現在は規制により製造されていない）を作動媒体とする2～4 MW級バイナリー発電設備の知見に基づいたものである。タービン発電機は、最新のパワエレ技術によりタービンと発電機を一体化し、かつ、高速回転させることでコンパクト化を図っている。さらに発電機ロータとステータの間に薄肉円筒状のキャンを挿入することで、作動媒体を完全に密封し、系外への媒体の漏れが無いという特長を有するものである。

初号機をデモ機（図1：タービン発電機外観、図2：発電設備外観）として当社神戸工場内に新たに開設された自家用発電所である「神戸パワーセンター」に設置し、2010年5月に試運転を開始し現在まで順調に運転が続いている。

神戸パワーセンターにはガスエンジンが主発電設備として設置されており、グリーンバイナリータービン初号機はその排熱を回収して発電を行っている。ガスエンジンは「川崎重工製V12気筒60Hz KG-12-V型5,000kWグリーンガスエンジン」で、単機で世界最高効率の49%を達成した発電設備であり、「グリーンバイナリータービン」を組合せることで発電所総合効率50%超と小規模発電所としては類を見ない効率を有している。

2. グリーンバイナリータービンの主要目

表1にデモ設備の主要目を示す。

原稿受付 2013年10月10日

^{*1} 川崎重工工業(株) ガスタービン機械カンパニー
機械ビジネスセンター タービン部陸用タービン課
〒650-9670 神戸市中央区東川崎町3-1-1



Fig. 1 タービン発電機外観

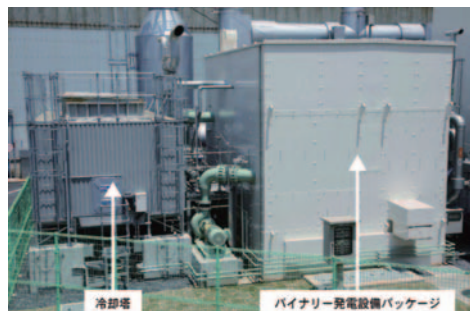


Fig. 2 発電設備外観

Table 1 デモ設備の主要目

要目	仕様
サイクル	ランキンサイクル
作動媒体	代替フロン
発電機端出力	250kW
タービン型式	横型単段ダブルインペラ式
発電機型式	永久磁石3相交流 高周波同期発電機
発電機容量	250kVA（力率1.0）
回転数	約9,000rpm（可変速式）
蒸発器	流下液膜式シェル &フィンチューブ式
(熱源) 循環温水入口温度/流量	98℃ / 180t/h（定格条件 ^{*1} ）
凝縮器型式	シェル&フィンチューブ式
(冷却源) 循環冷却水温度/流量	20℃ / 480t/h（定格条件 ^{*1} ）
備考 ^{*1} ：250kWの発電に必要な温水・冷却水条件	

3. サイクル構成

図3に基本的な熱媒体サイクル構成を示す。

パッケージ範囲を基本構成とし、タービン発電機と媒体系統機器等が含まれ、温水系統、冷却水系統はパッケージ範囲外としている。熱源には様々な形態があり、パッケージ範囲外については都度設計の対応を想定しているためである。

作動媒体は、液体の状態です予熱器を通り加温された後、蒸発器において飽和蒸気となる。飽和蒸気はタービン発電機で250kWの動力を発生させた後、凝縮器で凝縮され液体となる。タービン発電機をはじめとして、構成機器からの媒体の漏れは無く、完全に密閉なサイクルを実現している。

凝縮器には水冷式を採用することにより、主媒体蒸気とタービン排気の有効熱落差が空冷式凝縮器を採用した場合と比較して大きく取れるため、サイクル効率が大きく出来ている。

排熱を有効利用して発電することで、250kWの発電機出力が得られ、パッケージ内補機動力を差し引いた発電量^{*2)}で見れば約550t-CO₂/年の削減が可能となる。

備考*2) 温水・冷却水設備は既設を流用し、それらの補機動力を差し引かず、発電出力からパッケージ内補機の動力だけを差し引いた場合の発電量

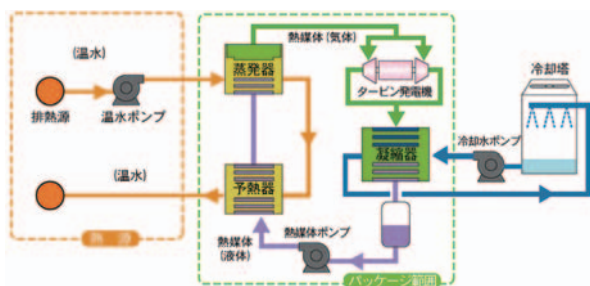


Fig. 3 熱媒体サイクル

4. グリーンバイナリータービンの特長

4.1 タービン発電機の特長

図4にタービン発電機の断面図を示す。前述したように、タービンと発電機が一体構造であること、さらにキャンを採用し媒体の漏れが無いことが特長である。

発電機ロータの両端にインペラを装着するダブルフロー構造とすることで、シングルフローと比較すれば小径インペラが採用できるため高速回転化が可能となり、発電機のコンパクト化が図られている。タービンと発電機を軸直結していることから、この出力範囲でこれまで一般的に採用される減速装置が不要となっている。

キャンは作動媒体との適合性試験、および圧力・熱サイクル試験を実施し、問題が無いことを確認した上で採用している。

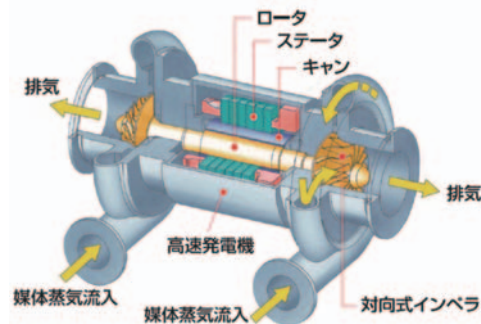


Fig. 4 タービン発電機の断面図

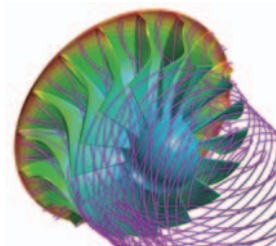


Fig. 5 CFD解析例

発電機ロータ部の冷却は媒体蒸気で行っている。通常であれば、軸にファンを設け、ロータとステータを共に空冷しているが、ロータ部はキャン内部構造となるため、空冷式ファン冷却ができない。よって、発電機ステータ部のみを外部に送風ファンを設けた空冷式としている。

インペラの形状および発電機の冷却流路形状は、採用されている媒体の特性に合った数値流体力学 (CFD) 解析により最適化を図っている。CFD解析の例を図5に示す。

4.2 熱交換器の特長

蒸発器は流下液膜式とすることで、熱交換器の胴側に管群全体を漬すまで媒体を満たす必要がなく、比較的高価な媒体の保有量を最小化している。なお、流下液膜式熱交換器は当社グループ企業の製品である吸収式冷凍機の技術を適用するとともに、蒸発における熱伝達は伝熱特性試験により特性を十分に把握したことで、コンパクトな熱交換器とすることができた。

凝縮器は過去の2～4 MW級バイナリー発電設備で実績のある冷却管の配列や構造を踏襲している。

4.3 選定媒体の特長

媒体を選定するにあたり、環境性、安全性、熱物性、取扱易さ、入手性、規制等から総合的に評価し、環境特性に優れ (ODPが0, GWPは比較的低い)、毒性・腐食性が無く、不燃性で、潜熱/顕熱比が小さく、大気圧力下の常温付近で液体であること等を選定項目として挙げ、多数の媒体を比較検討し選定した。

最終的に媒体として、3M社が製造しているフッ素ケミカル製品を選定した。その主要目を表2に示す。

バイナリー発電で従来採用されている代替フロン (ハ

Table 2 媒体の主要目

要目	仕様
製品名称	Novec 7000
成分	ハイドロフルオロエーテル
沸点	34℃
オゾン破壊係数(ODP)	0
地球温暖化係数(GWP)	400
引火点	なし
腐食性	無
許容濃度 *1)	200ppm

*1) 1日8時間、1週40時間の正規の労働条件下で大多数の労働者が繰り返し暴露されても健康障害を起こさないとされる濃度。

イドロフルオロカーボン系)と比較しGWPが小さいことが特長である。

4.4 電気・制御系統の特長

発電機の周波数約450Hzを直流電流化し、かつ発電機回転数を制御する発電機用コンバータ、直流電流を系統周波数に一致した交流電流とする系統連系用インバータ、および設備全体の監視・制御・保護機能を有し、自動起動/停止シーケンスを内蔵した制御装置、さらに運転操作端を一体構造とした盤としている。図6、図7に系統の構成と盤外観を示す。

また、遠方監視装置、上位計算機との入出力にも対応可能としている。補機系統が準備できていれば容易に起動停止操作を行うことができる。

4.5 部分負荷特性

バイナリー発電設備においては、熱源の温度が低く、また、冷却は大気温度程度であることから有効利用出来る温度差が小さい。夏季のような大気温度が高い場合においては、温度差が小さく、タービン排気圧力が上昇するため、大きく設計点からずれることになる。このような場合、定格回転数(約9,000min⁻¹)での運転ではタービン効率がかなり低下することになるが、電力変換装置を装備していることからタービン発電機回転数は系統周波数と独立した制御が出来るので、運転回転数を約7,000min⁻¹まで低下させることで部分負荷効率を高く維持しながら運転することが可能である。

5. 神戸パワーセンターでの適用について

5.1 ガスエンジンとの組合せ

弊社神戸パワーセンターでのグリーンガスエンジン「KG-12-V 5000kW」と組合せたバイナリーサイクル構成を図8に、機器配置を図9に示す。

ガスエンジンのジャケット冷却熱と排ガス熱を用い、98℃/180t/hの温水を得て、250kW(発電機端)の発電を行っている。

蒸発器、予熱器で熱を利用した後の温水出口温度は、ガスエンジンのジャケット冷却水供給温度に合わせた温度としている。

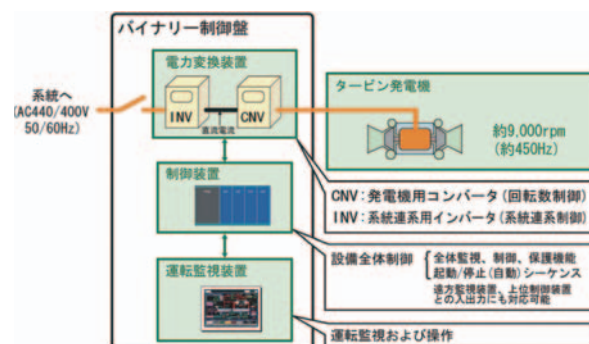


Fig. 6 系統の構成



Fig. 7 制御・電力変換装置盤外観

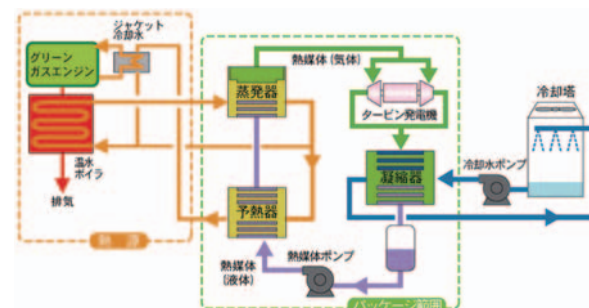


Fig. 8 ガスエンジンとの組合せによるサイクル構成

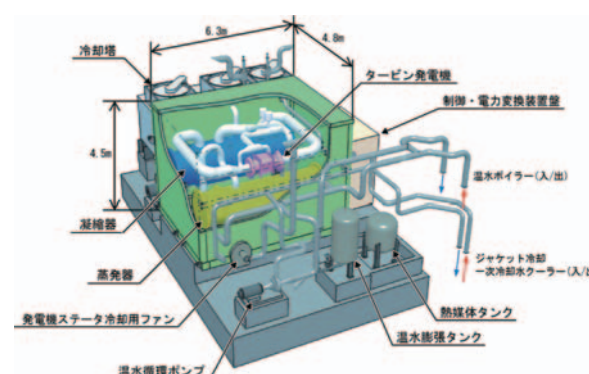


Fig. 9 機器配置

6. 九州電力(株)殿との共同研究

低温熱源を利用する発電設備として開発したが、自然エネルギー利用発電分野である地熱への適用性を確認するために、九州電力(株)殿と共同で地熱利用小規模バイナ

リー発電設備の実証試験に取り組んでいる。本設備は鹿児島県指宿市にある山川発電所内に設置し、検証項目である地熱流体に対する熱回収技術、スケール対策、腐食対策、設備性能、経済性等についての評価を2014年度末までに行う計画である。

図10に本実証試験設備のサイクル構成を示す。従来の発電（通常のフラッシュ式蒸気タービンによる発電）では、蒸気井から噴出する蒸気と熱水から、蒸気だけを分離し発電に利用し、利用していない熱水は地中へ還元している。この地中へ還元する熱水の一部を抜き取りバイナリー発電に利用する実証試験である。

2013年2月より実証運転を開始し、現在（2013年9月末時点）は、各種の運転データ等を取得しているところである。

7. ごみ焼却工場等の排熱高度活用プロジェクト

大阪ガス殿、大阪市殿、大阪府殿と当社で行う共同実証事業である。大阪市環境局殿のごみ焼却工場において、ごみの焼却熱で蒸気を発生させ、発電や場内の給湯・暖房に有効利用しているが、さらに、未利用排熱の同工場内および近隣コミュニティ内での利用と、それらの最適化により総合エネルギー効率の25%の向上を目指している。

図11に全体システムの構成を示す。

主要設備として、バイナリー発電設備（当社）、工場エネルギーマネジメントシステム（EMS）（当社）、および蓄熱輸送システム（大阪ガス殿）を設置する。

バイナリー発電設備に利用する熱源は、同工場に設置されている蒸気タービンの排気熱である。従来では温度が低く発電には利用出来なかったが、低温熱を有効利用できるバイナリー発電設備により発電することが可能である。

蓄熱輸送システムでは、ごみ焼却熱を蓄熱槽に蓄えコミュニティの複数の需要家に輸送供給することが出来る。

工場EMSは、近隣コミュニティ内の熱利用状況に応じ、焼却熱を電気に変換（発電）するか、熱のまま利用（熱輸送）するのかの熱配分を最適化するシステムである。

2012年度中に試運転を完了し、2013年4月より実証運転を開始した。2013年度は、EMS運用データの収集を目的とした発電設備と蓄熱輸送システムの実証運転を行い、全体システムの評価を行う計画である。

8. まとめ

本製品は、排ガス、排蒸気や排温水あるいは地熱温水など、分散して存在する未利用の低温熱源から電力回収する製品として、開発を行ったものである。初号機を設置した弊社「神戸パワーセンター」には、多数のお客様のご見学をいただき、「グリーンバイナリータービン」が省エネ機器として期待されていることを改めて実感し

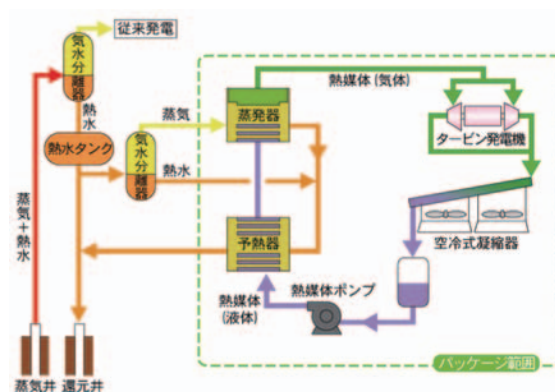


Fig. 10 地熱利用実証試験設備のサイクル構成

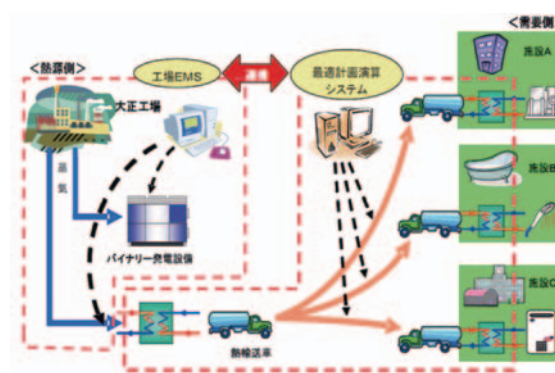


Fig. 11 排熱高度活用プロジェクトの全体システム構成

ている。

また、再生可能エネルギー利用（地熱利用）の場合には電力買取制度（FIT）が適用可能となり経済性が改善すること、また九州電力殿との共同研究を通じ地熱利用の実績を積むことで、地熱利用分野で本製品の展開に弾みが付くと考えている。

しかし、従来の発電設備や他の省エネ機器と比較すると低温熱利用であるが故にコストの壁は依然として高い。また、低温排熱利用・地熱熱源利用が促進されるように平成24年7月に電気事業法が一部見直され規制緩和されたが、当社が選定している媒体は規制緩和対象とされておらず、設備を設置するに当たりボイラタービン主任技術者の専任等の運転コストが依然として必要となる。更なる規制緩和が成されることを期待したい。

今後は、通常の工場排熱利用でFITが適用できない分野においても経済性が向上するように更なるコストダウンに努めると共に、種々の分散低温排熱源に対して検討を進め、幅広いお客様のニーズに合った製品に育成していく所存である。

参考文献

- (1) 溝口和彦, 低温廃熱利用小型バイナリー発電設備「グリーンバイナリータービン」, クリーンエネルギー, P24-28, 20-1 (2011-1)
- (2) 山下誠二, “自然エネルギー利用バイナリータービン発電システム”, 日本ガスタービン学会誌 Vol.39 No.5 (2011.9), P20-24

特集：中低温熱回収タービン開発の現状

地熱バイナリ用低温熱回収システム

福田 憲弘^{*1}
FUKUDA Norihiro香月 紀人^{*1}
KATSUKI Norito田之口 利恭^{*2}
TANOGUCHI Toshiyasu齊藤 象二郎^{*2}
SAITO Syojiro

キーワード：地熱，フラッシュ，バイナリ，排熱回収，有機ランキンサイクル，熱交換，エクセルギー
Geothermal Energy, Flash, Binary, Heat Recovery, ORC (Organic Rankin Cycle), Heat exchange, Exergy

1. 緒言

地熱エネルギーを発電として利用し始めた起源は1904年、イタリアのラルデレロにおいて自噴する過熱蒸気を利用して3/4馬力の発電を行ったこととされており、それ以降化石燃料に頼らない自然にやさしいエネルギー源として世界各地で導入が進み、2010年時点で世界で約11GWの発電容量を有するにいたっている⁽¹⁾。一方日本国内では1999年に八丈島地熱発電所が運用開始されて以降導入が進んでいないのが現状である。理由はさまざまであるが、発電に適した地熱源の多くが国立公園内であり、大規模地熱発電設備による環境負荷（土地の造成、地熱蒸気排出による環境・景観変化）が一因とされている。昨今この側面にも活発な議論がなされ、2012年3月には「地熱開発の行為が小規模で風致景観等への影響が小さいものや既存の温泉水を用いるバイナリ発電」について、条件付ではあるが国立公園内（第二種、第三種、普通地域）での開発を認める通知が発表されている⁽²⁾。また、2012年より始まった国の「再生可能エネルギー固定価格買取制度」では、15MW未満の地熱発電からの買い取り価格は42円と設定されており、今後国内でも小規模バイナリ発電設備に対するニーズは高まっていくものと期待される。以下ではバイナリ発電方式について概説するとともに当社の取り組みについて紹介する。

2. 地熱発電の特徴

2.1 地熱熱源

地熱とは文字通り地球の発する熱であり、その源は地球内部での放射性物質の崩壊熱であるとされる。その膨大なエネルギーは、地球上のごく一部の場所、例えば火山の噴火という形でその威力を観察することができ

る。しかしながら、通常我々はそのエネルギーを直接的に利用することができず、水（地下水）を介して間接的に利用している。地表から染み込んだ地下水は地下で地熱により加熱され、比較的浅い部分のものは地表に噴出し、時には温泉として直接利用される。一方で、より深部（概ね1,000m以上）にまで到達した地下水はキャップロックと呼ばれる固い地層に蓋をされるような形で高温・高圧となって地下に滞留する場合がある。これが地熱貯留層と呼ばれるものであって、その大きさ、地表からのアクセスのしやすさによって、地熱発電の適地が選定される。このように一般的な地熱発電は、地熱熱源と水循環サイクルが揃うことにより可能となるものであり、その探索・開発に時間とリスクが伴う。近年では地表より水を注入することにより地熱貯留層を人工的に構築する高温岩体発電についての研究開発も進められている。

2.2 フラッシュ地熱発電設備

掘削により一旦地表まで導き出した地熱水は、蒸気と熱水の比率により大きく「蒸気卓越型」と「熱水卓越型」に分類することができる。蒸気卓越型の場合、地表へ上昇するまでの過程で蒸発完了してしまうため、取り出した蒸気ではほぼそのまま蒸気タービンを駆動することができる。そのため設備が簡単であり、初期の地熱発電システムはこのタイプのものであった。しかしながら、このような都合の良い地熱源はまれであり、世界で実際に稼動している地熱発電設備のほとんどは熱水卓越型である。

典型的な熱水卓越型地熱利用発電サイクルとして、フラッシュ地熱発電設備の概略系統図を図1(a)に示す。熱水卓越型の生産井を利用した地熱発電技術はニュージーランドで初めて開発され、1958年にワイラケイ地熱発電所に実適用された。この成功を受けて、当社は九州電力（株）と共同で、熱水卓越型生産井を利用する地熱発電設備の開発に着手した。地熱流体の化学分析を行い、地熱蒸気雰囲気下でタービンなどの主要機器の材料試験を実施

原稿受付 2013年9月25日

*1 三菱重工業(株)技術統括本部 長崎研究所
〒851-0392 長崎市深堀町5-717-1

*2 三菱重工業(株)エンジニアリング本部電力総括部
〒220-8401 横浜市西区みなとみらい3-3-1

して、材料選定の基礎とした。また、セパレータ、直接
接触式復水器、二相流輸送配管、ガス抽出器などの地熱
発電所に必要な主要機器の特性に関する解析、並びに検
証試験を行い、機器設計の基礎データを蓄積した。これ
らのデータを基に出力11 MW の九州電力(株)大岳発電所
は設計、建設され、1967 年に、日本初の熱水卓越型地
熱発電所として運転を開始した⁽³⁾。その後、性能、経済
性、並びに信頼性を向上させる様々な技術を開発、適用
しながら、日本を含む世界13カ国に計103台、出力にし
て3108 MW の地熱発電設備を供給してきた。

2.3 バイナリ地熱発電設備

典型的なサイクル系統図を図1(b)に示す。バイナリ発
電システムは地熱流体を熱交換器に導入、二次サイクル
の作動媒体を蒸発させてタービンを駆動する間接発電方
式である。主な特徴は表1に示すとおり。バイナリ発電
システムの利点としては次のようなことがあげられる。

1. 地熱流体の全量還元：地下から出たものを地下へ
還す、という地域内のマスバランスの保持の観点のみな
らず、地熱発電所のシンボルともいえる立ち上る白煙
(水蒸気)も発しないため、周辺環境(森林等)への影
響、また風致景観上の影響が少ない。

2. 腐食・スケール対策：フラッシュ発電システム
の場合、タービンも含めほぼ全ての系統を地熱流体(蒸
気、熱水、不凝縮ガス)が通過するため地熱流体の性状に
応じた腐食対策、不凝縮ガス対策を講じる必要があるが、
バイナリ発電システムの場合地熱水は熱交換器で一旦緑
が切れるため、基本的に熱交換器までの系統においての
み地熱流体を考慮した対策を行えばよい。ただし熱交換
器伝熱管におけるスケールは直接性能に影響を与えるた
め注意が必要。

Table 1 Major characteristics of typical geothermal power cycle

項目	フラッシュ サイクル	バイナリ サイクル
特徴	・大出力 ・高効率(ダブルフラッシュ)	・100%還元可能
作動流体	・地熱蒸気 ・可燃性などなし	・フロン、炭化水素等 ・温暖化やオゾン破壊(フ ロン系)、可燃性(炭化水 素)に留意
単機容量	～数百 MW (大容量発電所)	～数十 MW (小容量)
タービン 腐食	・腐食対策要	・対策不要 ・低グレード材料適用可能
スケール (対策)	・タービン段ノズル (タービン洗浄装置) ・還元ライン (pH 調整等)	・予熱器伝熱面、還元ライ ン (pH 調整等)
冷却方式	・湿式冷却塔 ・白煙あり	・空気冷却復水器 ・白煙なし

3. 体積流量が小さい：二次サイクルとして低沸点媒
体を使用する場合、復水圧力は水蒸気より高く設定でき
るため体積流量は小さく、タービンはコンパクトに設計
できる。

以上はバイナリ発電システムの利点に着目して特徴を
述べたが、一方でバイナリ発電システムにも不利な点も
ある。

1. エクセルギーロス：熱交換器の特性上、加熱源と
被加熱源の有効温度差が大きいほど熱交換器はコンパク
ト(伝熱面積が小さい)になるがエクセルギーロスは大き
い。反対にエクセルギーロスを小さくしようとすると
伝熱面積は大きくなりコストはかさむ。

2. 低沸点媒体の取り扱い：一般的な性質として作動
媒体は対環境上のリスクを含むものが多い。よく使われ
るものとして代替フロンはオゾン層破壊係数、地球温暖
化係数に対する考慮が、また炭化水素系媒体の場合には
適切な消火設備の配備が必要となる。この場合システム
には特別なリーク対策を施す必要がある。

3. 冷却源：一般的に地熱発電所が建設される地域は
タービン復水のための冷却水の入手が困難な地域である
ことが多い。フラッシュ発電設備の場合、地熱蒸気の凝
縮水を冷却水の補給水として使用することができるが、
一方でバイナリ発電システムの場合はそれが利用でき
ない。そのためバイナリ発電システムでは空冷復水器が
用いられるが、伝熱性能が劣るため、水冷に比べて大き
な構造物となってしまう。その結果、バイナリ発電設備
の構成機器の中でも最も大きな構造物となってしまう、
初期導入費用のほか、補機動力(空冷復水器のファン動
力)も大きくなる。

以上のように、バイナリ発電システムは利点、欠点と
もあわせ持つため、一概にフラッシュ発電システム、バ
イナリ発電システムのどちらが優れているか、というこ

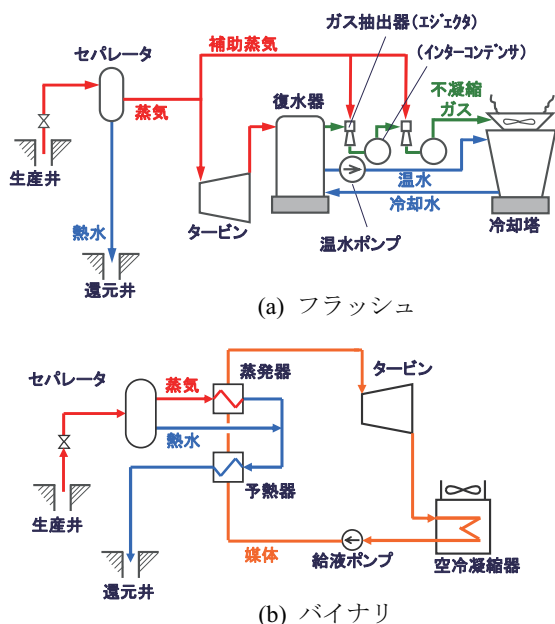


Fig. 1 Schematic diagram of typical geothermal power plant

とを断定することはできない。重要なのは、それぞれの地点において、経済性、環境性を考慮し個別にケーススタディーを行ったうえで、最終的に導入システムを決定することである。

3. バイナリ発電の仕組み

「バイナリ」の語源を紐解くと「2つの」という意味合いがあり、フラッシュ発電システムのように熱源を直接利用する方式に対して二次流体を使用したシステムを指す。二次流体としては一般的に低沸点媒体を使用されることが多いが、代替フロンも含めて有機化合物がほとんどであるので、この二次サイクルは一般的な呼称としてORC (Organic Rankin Cycle) と総称される。以下では、ORCサイクルの仕組みと特徴について概説する。

3.1 ORCサイクル

ORCサイクルの作動媒体としては、作動温度域（熱源温度～大気温度）において常識的に取り扱える範囲の蒸気圧を持つ物質であれば原理上は何を持ってきても良い。ただし実際にはさまざまな観点からの制約があり、実質的に使用可能な作動媒体は限られたものとなる。作動媒体選定にあたっての主なポイントとしては以下のようがある。

1. サイクル特性（発電効率）
2. 取り扱いやすさ（安全性、安定性、環境性を含む）
3. 経済性

以下ではサイクル特性の観点から作動媒体の選定方針について議論するが、たとえサイクル特性が優れた物質があるからといっても取り扱いやすさや経済性を無視したものであると長期運用という観点からは採用が難しい。最終的にはサイクル特性に加えて上記に述べたようなポイントをバランスよく考慮したうえで媒体の選定を行う必要がある。

3.1.1 ORCサイクル特性（熱源側熱交換特性）

サイクル特性を評価するためにはT-h線図で考えるのがわかりやすい。例として、図2に示すような単純化した熱源側の熱交換モデルを考える。ここでは議論を単純化するため、熱源として潜熱を持たず顕熱のみを有する熱源を想定している。地熱発電の場合、蒸気を含まない熱水のみがこれに相当するが、地熱源以外（例えば工場排熱回収）では、排ガスを熱源とする排熱回収もこれに相当する。例としてブタンと水についてT-h線図を比較した結果を図3に示す。横軸は各流体の比エンタルピー（J/kg）に流量（kg/s）をかけた熱量（単位はW）である。ただし流量は交換熱量をあわせるためにヒートバランスから求めるため、各ケースでそれぞれ熱源の流量は異なる。熱交換過程において、熱源流体は放熱とともに温度を下げていくが、サイクル流体側の蒸発開始点が制約（ピンチポイント）となりサイクル出口温

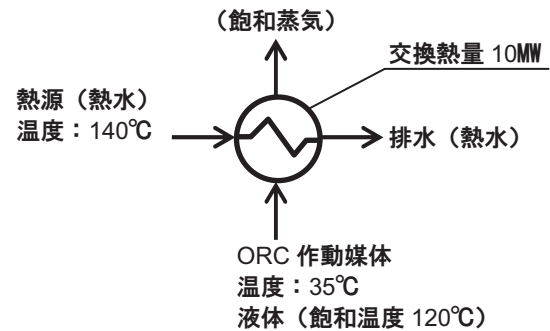


Fig. 2 Conceptual diagram of ORC heat exchanger model

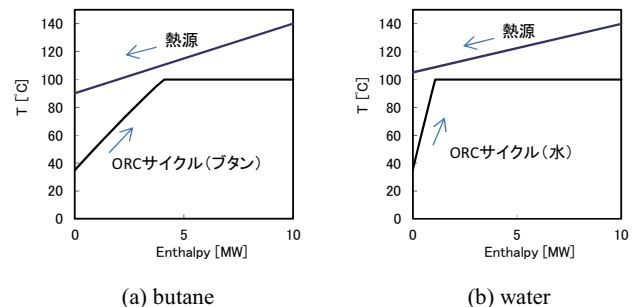


Fig. 3 T-h diagram example of butane and water

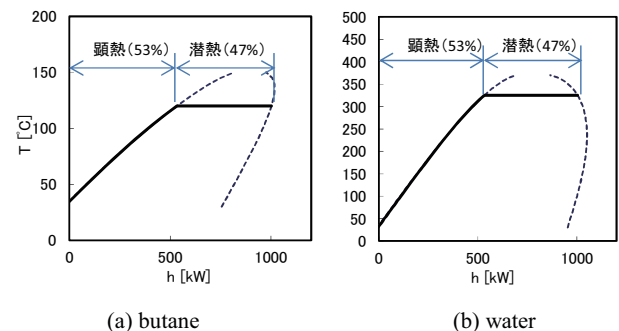


Fig. 4 Example of latent heat ratio

度が決まってしまう。幾何学的考察からもわかるように、水のように全交換熱量に占める潜熱の割合が大きいと熱源出口温度は高くなり、熱交換が不十分なまま排出されてしまう。このような潜熱の割合が大きい作動媒体を使用する場合、圧力（飽和温度）を下げるか、複圧（低圧、高圧）サイクルにする等工夫が必要であるが、前者はサイクル効率低下、後者は系統が二重になるためコスト増、という課題がある。

なお一般的に、「水は潜熱が大きい」というイメージがあるが、必ずしもそうではない。例として蒸発温度を325°Cに設定した場合の水のT-h線図を図4示すが、この温度域までくれば水といえども潜熱の比率はかなり落ちて蒸発温度120°Cのブタンの場合の比率に等しくなる。そのため「熱を受け取る」という観点では水は高温向きの作動媒体といえる。（ただしタービン出口湿度が大きくなりすぎるためこのままでは使えない）。以上は水という臨界温度が高い（374°C）極端な物質を例示したが、これは低い臨界温度をもつ低沸点媒体も含めて一般

的な性質として成り立ち、結果として熱源温度付近に臨界温度を持つような作動媒体が顕熱熱源に対して相性が良い（より低温まで熱を回収できる）ということになる。

なお一般的な地熱の場合、図2で仮定したような熱水のみ熱源のほか、蒸気/熱水の二相流で噴出する熱源も数多く存在する。この場合熱源側も潜熱と顕熱の二種類を有することになりサイクル検討上の工夫が必要である。ここでは議論しないが、結果的には熱源側の潜熱と顕熱の比率と合致するような作動媒体が熱源に対して相性がいい。

3.1.2 熱交換過程でのエクセルギーロス

ここでは熱交換過程で発生するエクセルギーロスについて再び図2の熱交換モデルを用いて考察する。熱源側が放出する熱量と受熱側が受け取る熱量はエントロピーを用いて次式により表される。（以下便宜的にエントロピーは相対値とし、各物質ごとに最も低い温度の状態のエントロピーを0と定義する。）

$$(\text{放熱側}) \quad Q_1 = \int_0^{S_1} T_1 dS \quad (1)$$

$$(\text{受熱側}) \quad Q_2 = \int_0^{S_2} T_2 dS \quad (2)$$

ただし、添字1を熱源側、添字2をORCサイクル側とし、 Q (kW) : 熱量, G (kg/s) : 流量, T (K) : 温度, S (kJ/s K) : エントロピー（ただし比エントロピーと流量の積で定義）である。

この熱交換過程を模式的に示したものが図5である。(1)式の Q_1 は、幾何学的には区間 $[0, S_1]$ において動作温度曲線と横軸（絶対0度）の間で囲まれた面積と等価である。放熱ロスがないとすると $Q_1 = Q_2$ であり $T_1 > T_2$ を考慮すると $S_1 < S_2$ である。両者を重ねて書くと、図5(b)に示すように斜線部の面積が同じになるように S_2 は右に（高エントロピー側）にはみ出す。これが熱交換過程におけるエントロピー増加の直感的な捉え方である。ORCサイクル全体としては、この他、タービンでのエントロピー増加分、復水器でのエントロピー増加分等を加えて、最終的に外系へ放出される。この一連のサイクルは熱力学的に解釈すると以下のようなものである。すなわち、高温熱源の熱を低温熱源（温度を T_L (K) とする）へ移行する過程において、理想的（可逆過程）に取り出しうる物理的エネルギーのうち、 $T_L (S_2 - S_1)$ 分だけエントロピー増加分として熱エネルギーへ転換している（捨てている）ことになる。これがいわゆるエクセルギーロスである。図5の熱交換器モデルに立ち返ると、エクセルギーロスを減らすためには放熱側と受熱側の温度差を小さくする必要があるが、一方で、温度差を小さくすることは熱交換器の伝熱面積を大きくする必要がありコスト増大につながる。バイナリサイクル設計にあたっては、各機器でのエクセルギーロスとコストとのバランスをにらみながら適切な温度プロファイルを決定的に

くことが重要となる。

3.1.3 タービン出口湿度

水と低沸点媒体ではタービン出口の湿度に対する特性が大きく異なる。いくつかの媒体についてのランキンサイクル（ T - s 線図）を図6に記載する。ここでは動作温度として、高温（120℃）、低温（35℃）、また作動媒体としてa) 水、b) ペンタンを例示した。なおここでは簡単化のためタービン損失を0としているので、実際のサイクルでの断熱膨張線は垂直ではなく少し右にはみ出すような形となる。水の T - s 線図は蒸気側の裾野（蒸気側飽和線の低温側）が大きく右に張り出しており断熱膨張後は湿度領域に入るため、効率低下や液滴によるエロージョン等弊害が発生することはよく知られている。一方でペンタンに代表されるようなb) の媒体は乾き領域に入っており好ましいと思えるが、一方でタービン出口での過熱度が高く復水器へ捨てる熱量も多くなってしまふ。この場合、熱源条件次第ではあるが給液加熱器を付加して過熱分の熱量を回収する場合もある。

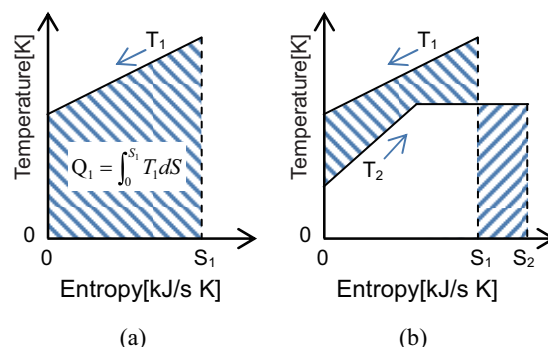


Fig. 5 Conceptual diagram of exergy loss

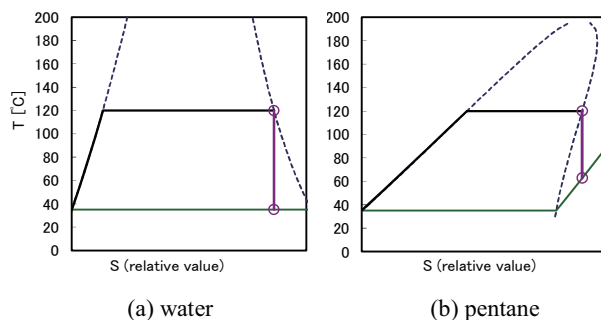


Fig. 6 Humidity of turbine outlet

3.1.4 バイナリ発電システム設計に際しての留意事項

以上、ORCサイクルについての一般的な特性を述べたが地熱バイナリ発電システムへ適用する際にはいくつか留意すべき点がある。

1. 地熱水性状によってシリカ過飽和となっている場合、スケール析出による配管の閉塞に気をつける必要がある。スケール生成速度は、熱水中シリカ濃度、pH、温度によって大きく変化する。そのため必要に応じてpH管理（インヒビターの注入等）、地中還元時の還元温

度管理等、スケール析出防止に対する処置を講じることが重要である。なおこの場合、サイクル出口温度が制約されることがあるので、ORCサイクル設計時に考慮しておく必要がある。

2. 環境との接点を担う熱交換器、特に熱源側（予熱器、蒸発器）は地熱水と接触する部分であり腐食に関する慎重な注意が必要である。地熱水性状は場所によって千差万別でもあるので、それぞれの熱水性状を十分に調査した上で、コストも考慮して適切な材料を選定していく必要がある。なお熱交換器以外のORCサイクル構成機器は地熱水と接触する機会はないが、場所によっては硫化水素等腐食性ガス雰囲気の場合もあり、その濃度に応じた腐食対策を施す必要もある。

4. 地熱バイナリ開発への取り組み

当社の地熱発電への取り組みはフラッシュ地熱発電設備を主体として製品化を推し進めて来たが、バイナリ地熱発電設備に関しては基礎技術の蓄積とプロトタイプの開発に留まっていた。諸言で述べたとおり日本国内の市場ニーズに早急に応える為、イタリアを拠点としているORC専門メーカーであるTurboden社と共同で製品化に取り組んでいる。1980年に創業したTurboden社は、これまでにバイオマスを中心として250基近いORCシステムを納入した実績がある。また近年では欧州内で表2に示すような地熱バイナリ発電装置（最大5.6MW）を納入している。このうちオーストリアの1000kWシステムは納入以来10年を越えて安定して稼働を続けており、システムの信頼性の高さを物語っている。地熱バイナリの構成概念図を図7に示す。熱源の一部は熱供給として地域供給も可能であり、また復水システムは空冷、水冷から選択、組み合わせ設計が可能である。例としてドイツでの既設バイナリ発電設備の概観を図8に示す。本プラントは熱水熱源を用いた出力5.6MWの発電設備である。

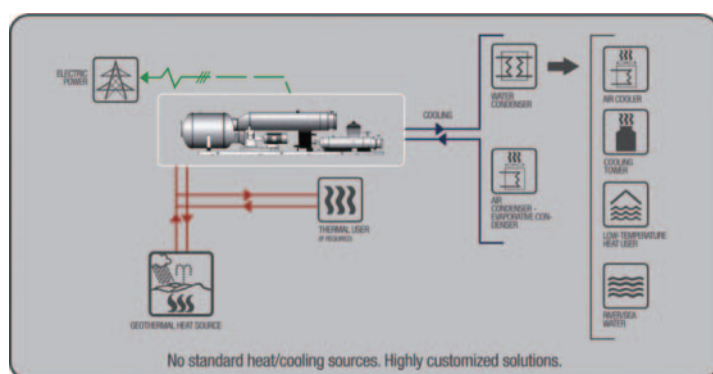


Fig. 7 Schematic diagram of binary power plant

Table 2 Supply record of Turboden's geothermal power plant

国名	発電容量	備考
オーストリア	1000kW	2001 年運用開始 熱併給
フランス	1500kW	2008 年運用開始 発電専用
ドイツ	200kW	2009 年運用開始 熱併給
イタリア	500kW	2012 年運用開始 超臨界(プロトタイプ)
ドイツ	5600kW	2013 年運用開始(予定) 発電専用
ドイツ	5600kW	2013 年運用開始(予定) 発電専用
ドイツ	5000kW	2013 年運用開始(予定) 熱併給

当社では、従来まで発電に利用されていなかった低温熱源を有効活用し、地域に密着した地熱発電設備が具現化されるような製品開発や既存地熱発電所の出力増強など多くのアプリケーションをTurboden社と共同で準備し再生エネルギーの有効活用と同時に地域活性化の一助となるように務める所存である。

5. 引用文献

- (1) Bertani, R., "Geothermal power generation in the world 2005-2010 update report", Geothermics vol 41 (2012) pp.1-29
- (2) 環境省、環自国発第120327001号「国立・国定公園内における地熱開発の取り扱いについて」（平成24年3月27日）
- (3) 坂中貴一ら 三菱重工技報 Vol.47 No.1 (2010) P31 地球温暖化防止に有効な地熱発電の取り組み



Fig. 8 Photograph of binary plant in Germany

特集：中低温熱回収タービン開発の現状

カーリーナ温泉発電設備

森 豊^{*1}
MORI Yutaka

佐藤 真丈^{*1}
SATO Masatake

大里 和己^{*1}
OSATO Kazumi

キーワード：バイナリーサイクル, カーリーナサイクル, 温泉発電, タービン発電機, 同期発電機

Binary Cycle, Kalina Cycle, Hot Spring Power Generation, Turbine generator, Synchronous generator

1. 緒言

我々が入浴する温泉の温度は40℃程度である。従って、温度が高い温泉では、冷却等により温度を数十℃まで下げる必要があり、折角の熱エネルギーを有効利用していないことが多い。

通常、蒸気をタービンに導入して発電を行うランキンサイクルでは、熱源の温度は150℃程度以上⁽¹⁾必要と言われている。国内には現在17箇所の地熱発電所が稼働中である。熱源温度は地熱発電所ほど高くはなくランキンサイクルによる発電には適さないが100℃程度の熱源を持つ温泉は少なくない。理想的には100℃前程度の温泉水を数十℃程度まで利用する発電ができれば、浴場としての利用だけでなく、地産地消のエネルギー源として有効な利用が可能となる。

低沸点媒体を作動流体とするバイナリーサイクルは中低温域の熱源を利用することができる発電サイクルである。現在、各種作動流体を使用したバイナリーサイクル発電が進められているが、その中でもアンモニア-水混合物を使用したカーリーナサイクルを温泉発電に適用した実証試験設備を建設し運用しているので、ここに紹介する。

2. 温泉発電

2.1 国内の温泉と温泉発電の可能性

日本には約27,500か所の温泉（源泉）があるといわれている⁽²⁾。また全国の既存の温泉だけで72.3万kWの発電可能な熱量があるとの試算⁽³⁾もされている。図1に示すように温泉は全国に分布しており、特に中部から東北にかけてと九州に温泉の潜在量が大きく、これらの温泉が発電に利用できると、全国的に分散発電としての可能性が広がると考えられる。

温泉発電では、

- ① 新たに温泉井戸のボーリングを必要としない。
- ② CO₂の排出の少ない電気を作ることができる。
- ③ 日照や天候に左右されずに安定的に発電できる。

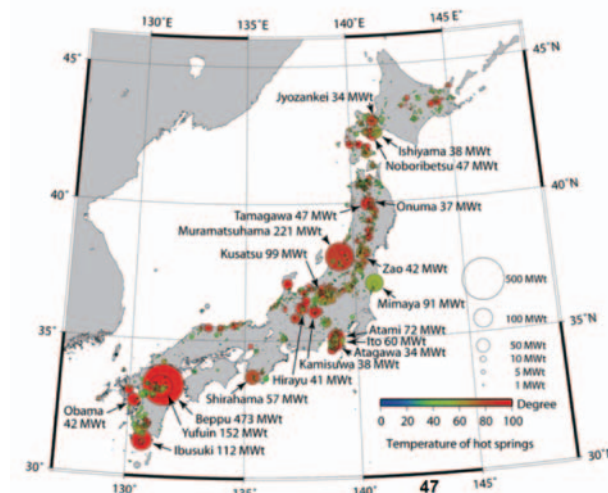


Fig. 1 既存温泉の資源量⁽³⁾

等の優れた特徴を有する。

2.2 地熱バイナリーサイクル発電と温泉発電の現状

国内で最初のバイナリーサイクル発電設備は2004年に大分県八丁原で発電出力110,000kWの地熱発電所に併設して建設された。熱源は143℃の地熱水で発電出力は2,000kW⁽⁴⁾である。その後、しばらく地熱バイナリーサイクル発電設備の建設はなかったが、2011年3月の東日本大震災の後、稼働率の高い再生可能エネルギーとして地熱及び温泉熱が見直され、バイナリーサイクルを使用した温泉発電がいくつか建設されている。

表1に現在実用規模で行われている温泉発電を示す。

Table 1 国内の温泉発電設備⁽⁵⁾

設置年	設置場所	発電出力	熱源温度	作動流体
2011年12月	新潟県松之山温泉	87kW級	約98℃	アンモニア-水混合物
2013年2月	大分県別府温泉	60kW級		フロン系 (HFC-245fa)
2013年2月	長崎県小浜温泉	60kW級、3台	約105℃	同上
2013年2月	九州電力山川発電所	250kW級		フロン系(HFE)

原稿受付 2013年9月24日

*1 地熱技術開発株式会社 技術部
〒104-0033 中央区新川1-22-4
新川ニッテアネックスビル

2.3 バイナリーサイクル

バイナリーサイクルは、図2のように熱源と作動流体の2つのサイクルから構成される。このため「2つの」を意味するバイナリーとサイクルを組合わせてバイナリーサイクルと呼ばれている。

バイナリーサイクルは大別して、オルガニックランキンサイクル（Organic Rankine Cycle：以下略称ORCと呼ぶ）とカーリーナサイクルに分類される⁽⁶⁾。

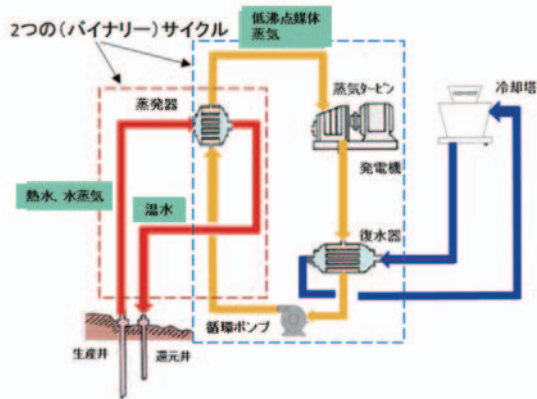


Fig.2 地熱・温泉バイナリーサイクルの概念

ORCは、基本原理として従来から気力発電所に使用されているランキンサイクルを使用するが、沸点の低い有機物（オルガニック）を作動流体として使用する。一方、カーリーナサイクルでは、アンモニア-水混合物を作動流体として使用し、混合物の特性を利用するための仕組みが追加される。

バイナリーサイクルでは熱的性能を決める上で、作動流体の特性が重要である。表2に各種作動流体の特徴を示す。ORCの作動流体には、フロン系（エアコン冷媒に使用されるHFC245fa等）及びペンタンやブタン等の有機物が多く使用される。カーリーナサイクルで使用されるアンモニアは、他の作動流体と比較して、沸点が低いこと、潜熱が水について大きいことを長所として持つ一方、使い難い等の短所がある。

Table 2 バイナリー発電の作動流体⁽⁷⁾

熱媒体 名称	代替フロン HFC245fa	代替フロン HFE	ノルマル ペンタン	イソペンタン	アンモニア	備考
化学式	C ₂ H ₂ ClF ₅	C ₃ F ₇ OC ₂ H ₅	C ₅ H ₁₂	C ₄ H ₁₀	NH ₃	
沸点 (大気圧)	15.3℃	34℃	36℃	27.7℃	-33.4℃	水: 100℃
潜熱 (大気圧)	196kJ/kg	142kJ/kg	351kJ/kg	357kJ/kg	1,369kJ/kg	水: 2,257kJ/kg
地球温暖化 係数 GWP	950	400	小	小	0	CO ₂ : 1
オゾン層破壊 係数 ODP	0	0	0	0	0	
可燃性	なし	なし	あり	あり	あり	
発火点	-25℃	なし	-49℃	-51℃	132℃	
使用メーカー 発電メーカー	神戸製鋼等 ORC	川崎重工業 ORC	富士電機 ORC	JFE ORC (オーマット)	水との混合物としてカーリーナ サイクルで使用	

3. カーリーナサイクル発電設備

3.1 アンモニア-水混合物の特性とカーリーナサイクルの基本原理

カーリーナサイクルはDr.Kalinaにより考案された高効率発電サイクルで、熱源温度や用途に応じてサイクル構成の異なるものが多種考案されているが、全てに共通の特徴は以下である。

- (1)作動流体としてアンモニア-水混合物を用いる。この混合物の気泡点（蒸発が始まる状態）の温度は水の沸点よりも低いので、より低い温度の熱源が使用可能である。
- (2)アンモニア-水混合物を一定圧力で加熱する時、混合物の蒸発温度は気泡点温度から露点（凝縮が始まる状態）の温度まで徐々に上昇していく。同様に、凝縮過程において凝縮温度は徐々に露点温度から気泡点温度まで低下していく。このため、混合媒体と高温熱源または低温冷却媒体との間の温度差が均一化され、ピンチポイントの問題が緩和される。したがって、熱交換による不可逆損失が小さくなることから、顕熱形熱源からの動力回収に適する。

一例として図3に、圧力が0.6MPa及び2MPaのアンモニア-水混合物の状態図と、アンモニア濃度70wt%,

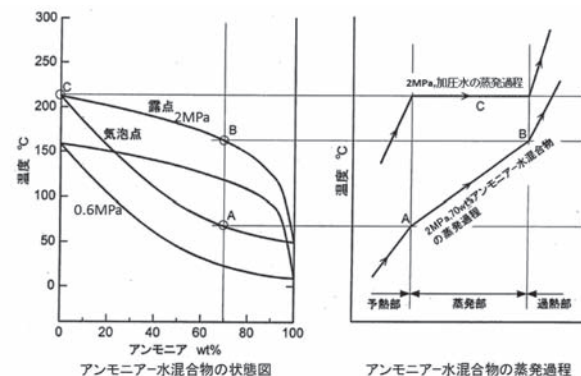


Fig.3 アンモニア-水混合物の状態図と蒸発過程

2MPaの混合物の蒸発過程を示す。

当初Dr.Kalinaにより考案された図4のガスタービンコンバインドサイクル等の高温熱源を対象とするカーリーナサイクルでは、サイクル内の混合物濃度を調整する蒸留凝縮サブシステム（Distillation Condensation Sub System：DCSS）を使用し、蒸発過程と凝縮過程の混合物濃度を変化させると共に凝縮は

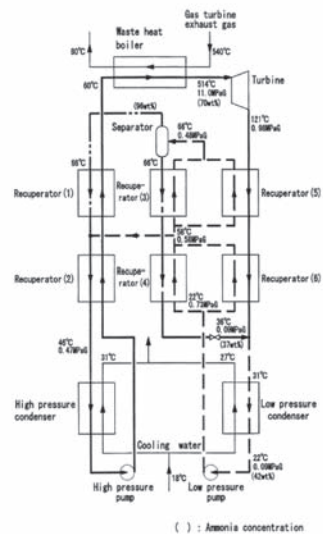


Fig.4 ガスタービンコンバインド⁽⁸⁾サイクル用カーリーナサイクル

低圧と高圧の2段で行っている。

高濃度のタービン排気は低圧凝縮器に入る前に希釈溶液と混合され濃度が低下するので、凝縮終了点付近における露点温度は上昇し、通常の冷却温度における凝縮が可能となる。また、この過程でタービン背圧が下がり熱落差が大きくなるため発電量が増える。

しかしながら、DCSSは機器構成が複雑になるので、温泉発電のように比較的熱源温度が低い場合はDCSSのないサイクルとなっている。

3.2 温泉発電用カーリーナサイクル

温泉用カーリーナサイクルは、熱源温度が100℃前後と低いことを考慮し、図5に示すように循環ポンプ、蒸発器、再生器、タービン発電機及び復液器で構成されるシンプルなサイクルとなっている。作動流体の流れを追ってみる。循環ポンプにより蒸発器に送られたアンモニア-水混合物は、温泉水により加熱され蒸気となってセパレータに入り、高濃度の飽和蒸気と低濃度の飽和液に分離される。飽和蒸気はタービンに送られて仕事をし、飽和液は再生器で循環ポンプから送られたアンモニア-水混合物の一部を蒸発させる。タービンの排気側では、再生器で熱交換し温度の下がった低濃度液と、タービン排気の高濃度アンモニア蒸気が混合した後、復液器で冷却水により復液しアンモニア水に戻る。

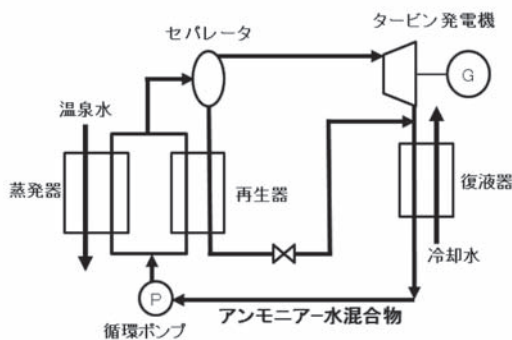


Fig. 5 温泉発電用カーリーナサイクル

このサイクルの特徴を以下にまとめる。

- (1)高濃度のアンモニア-水混合液を蒸発器に供給し、熱源の低温部分まで利用して蒸気を発生させる。
- (2)蒸発器内では混合液が非等温蒸発し、熱源に近い温度まで加熱される。
- (3)ランキンサイクルでは、蒸発器で乾き飽和蒸気まで完全に作動流体を蒸発させるが、このサイクルでは湿り状態で蒸発を終了させる。
- (4)湿り蒸気はセパレータで蒸気と液に分離され、液分の保有する熱は再生器でアンモニア-水混合液の一部の蒸発に利用される。
- (5)DCSSのあるサイクルと同じく、タービン排気は復液器に入る前にセパレータで分離された低濃度アンモニア水で薄められ濃度が低くなった後、復液器で復液する。

例えば、温泉水の温度を95℃と仮定して、ORCの作動流体として代表的なHFC245faとアンモニア-水混合物(濃度77wt%)の其々の場合の蒸発器内の温度プロファイルを図6に示す。

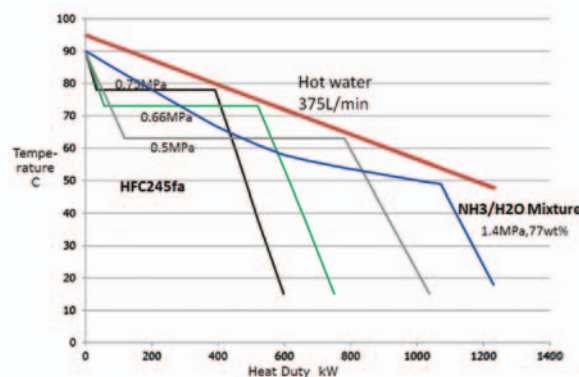


Fig. 6 蒸発器内の温度プロファイル

HFC245faの場合でも、圧力を下げれば蒸発器内で熱源から受ける熱量は増加する傾向にあるが、アンモニア-水混合物の場合は非等温蒸発するので、HFC245faより一層低い温度まで熱源を使用することができる。

熱源の温度を高い温度から低い温度まで利用できることは、同一熱量を熱源から取得する場合、熱源の流量が少なくてもよいことを意味し、したがって熱源を供給するポンプの消費電力は小さくて済む。

4. 松之山温泉バイナリー発電実証試験設備

4.1 背景

当社では環境省殿より平成22年度から24年度の委託事業として「地球温暖化対策技術開発事業(温泉発電システムの開発と実証)」を受託した。この事業の目的は、CO₂削減効果が極めて高い地熱発電の一つである未利用温泉熱を利用した温泉発電について、温泉や電力系統に影響を及ぼさない安心・安全な温泉発電システムの実用機の開発を行うことである。

その目的から、新潟県十日町市松之山温泉の協力により、実際の温泉を利用した現地実証試験を平成23年12月に開始した。

4.2 実証試験設備の概要

本設備は、新潟県十日町市松之山温泉組合の協力のもと、同温泉の鷹の湯3号井のうち温泉に影響を与えない量を熱源としている。温泉水の蒸発器入口温度は98℃を設計温度としている。また、復液器の冷却水には冷却塔で作った冷水を使用している。

図7に実証試験設備全景、図8に発電所建屋内設備、図9にフローシート、及び表3に実証試験設備の仕様を示す。なおブローダウンタンクはカーリーナサイクルのようにアンモニアを扱う設備に特有のもので内部に水を貯留したタンクである。万一、系内の安全弁が作動した際

にもアンモニアを大気解放することなく、水を貯留したこのタンクにアンモニアを回収することができる。



Fig. 7 松之山バイナリー発電実証試験設備全景（工事時）



Fig. 8 発電所建屋内設備

Table 3 実証設備仕様

項目	仕様
設計仕様	熱源流量 最大388t/min
	熱源温度 98℃
	冷却水温度 冬期7℃、夏期30℃
機器仕様	タービン発電機 タービン:アウトフロー半径流(ラジアル)型 発電機:永久磁石同期発電機、タービン一体型 最大発電出力:87kW 最高回転速度:50,000min ⁻¹
	蒸発器 プレート式熱交換器 高温側:温泉熱水、低温側:アンモニア-水混合液
	再生器 プレート式熱交換器 高温側、低温側:アンモニア-水混合流体
	復液器 プレート式熱交換器 高温側:アンモニア-水混合蒸気、低温側:冷却水
	循環ポンプ 横型多段ポンプ
	熱源槽 2m ³
	熱源ポンプ 縦型多段ポンプ
	冷却塔 開放型
	冷却水循環ポンプ 縦型多段ポンプ

4.3 実証試験設備のタービン発電機

カリナサイクルで使用するアンモニア-水混合物は、蒸発潜熱がORCで使用する作動流体より大きいことが特徴の一つにある。これは、同一熱量を熱源から得る場合、循環流量が他の作動流体よりも小さいことを意味する。

一方、沸点が他の作動流体より低いことは、同じ温度では他より圧力が高いことになる。したがって発電設備の機器は、他の熱媒体を使用した設備より、高圧かつ低流量に対応する必要がある。

タービンは低流量かつ比較的高圧の条件に適したアウトフロー型半径流（ラジアル）タービンを使用した。

図10のタービン発電機の構造は、タービンと発電機は一軸で軸端に羽根車を設けている。発電機は永久磁石式高速同期発電機で、ギアボックスの代わりに電氣的に回転数を系統周波数に変換している。

このタービンの特徴は小型でありながら高効率なことである。その理由は通常のタービンには設備される入口のガバナ弁がないことで圧力損失が少ないこと、また前述のようにギアボックスがないことから機械損失が少ないことによる。

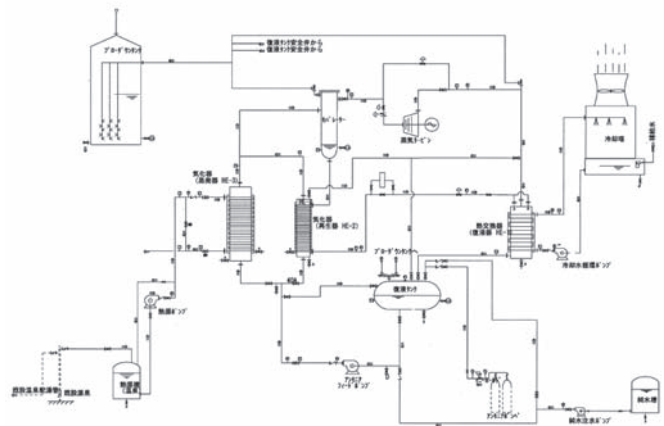


Fig. 9 実証試験設備フローシート



Fig.10 タービン発電機

タービン内部はノズル、ブレード及びディフューザで構成され、蒸気はまず軸方向へ流入し、その後ノズルを経て円周方向へ流れていく。タービン発電機の構造概要、及びローター参考例を図11、12に示す。

4.4 実証試験設備の運転

4.4.1 経緯

2010年8月に工場で実際にアンモニア-水混合物を使

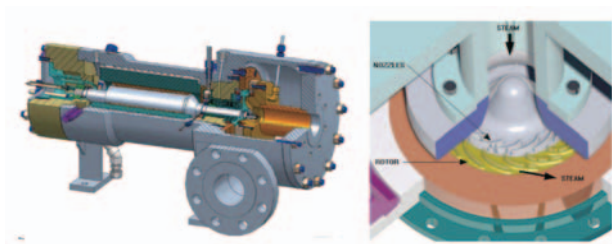


Fig.11 タービン発電機構造概要⑨



Fig.12 タービンローター参考例⑨

用した実証試験設備の機能・性能試験を実施し、その後、同設備を現地に建設し、2011年12月に開所式を行った。その後、しばらく調整運転により機器の特性を把握した後、使用前安全管理審査に合格し現在に至っている。

4.4.2 タービン発電機の性能

図13に、タービン発電機の工場性能試験結果を示す。なおシャフト効率72%は目標とした値である。

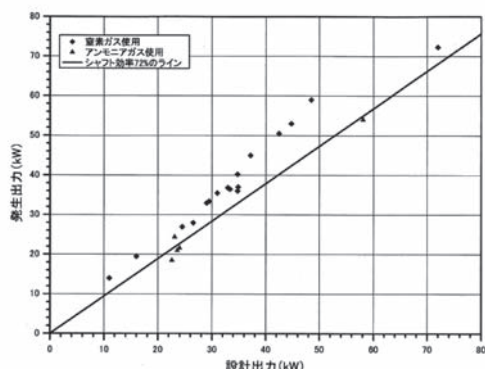


Fig.13 タービン発電機性能

4.4.3 現地運転結果

本設備の熱源の設計流量は表3に示すように388L/minである。一方、今までに運転した短期間での最大の熱源流量は約350L/minであり、連続運転では約130L/minであった。この理由は、温泉に含まれる非凝縮性ガスにより、熱源ポンプの性能低下が起こったため最大流量が得られなかったことと、定常運転で流量を増やした際の温泉の枯渇の可能性に対する地元の危惧であった。

安全に運転するために現在までのところ、河川に放流されている温泉（設計条件の約1/3）の熱源流量で運転している。この結果、入熱が少ないことから、セパレータ入口圧力及び温度が低くなり、セパレータの気液比が小さく、タービンへの蒸気流量も設計値に比べ少なく

なっている。しかしながら、図14に示すように、発電サイクルとしては非常に安定した運転を行っている。

実証試験の熱源として利用した松之山温泉鷹の湯3号では、本設備の運転開始まで熱源の弁を操作することはなく、実証運転が始まってから初めて弁操作を行った。

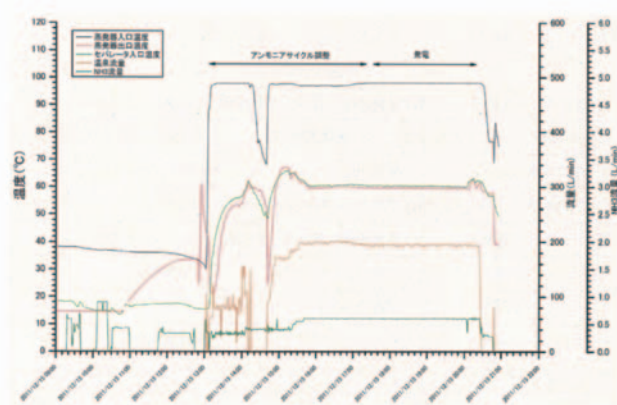


Fig.14 運転結果

その際、熱水と共に大量の蒸気が同時に生産されることが判明した。当初設計の熱源タンクを利用した場合、設計流量である388L/minまで流量を上昇させると熱源タンクの強度的な安全性が保てない懸念があることから、熱源タンクを耐圧型のフラッシュタンクに交換した。また、非凝縮性ガスの放散を促進する機構を内部に取り付けた。



Fig.15 鷹の湯3号の蒸気と熱源タンク（実証運転時）

また、松之山温泉は積雪が非常に多い上、実証試験設備の設置場所は特に山深い場所にあるので冬期には工事ができない。現在、新たに熱源不足の対策として、鷹の湯3号から気液二相流として取り出して、熱水とともに蒸気を熱源として利用可能な方式に変更して、若干の非凝縮性ガス分が流入しても余裕のある伝熱面積を持つ蒸発器と共に改造中である。これによって、設計条件の熱量をほぼ確保できる見通しである。

4.4.4 実証試験設備の検討課題

今後、熱源タンク等の改造終了後、長期間の運転を通じて発電設備の信頼性や連系する電力系統、更に温泉へ

の影響に対するシステムの長期的な信頼性や安全性を実証していく予定である。

これまでの実証運転を通して分かった課題を以下に列記する。

- (1)熱源条件が設計条件と比べて大幅に低い。今後、熱源側の熱量の増加、熱交換器の性能向上の両面から、入熱条件の向上を図っていく必要がある。
- (2)温泉の湧出量や泉温を経年変化も含めて正確に把握していく必要がある。
- (3)松之山温泉の場合、温泉付随ガス量も継時的に変動している様子で、分離しきれない温泉付随ガスの一部が蒸発器側に混入しており、蒸発器の熱交換性能にも影響を及ぼしていることから、その対応が必要である。
- (4)熱源ポンプ、冷却水ポンプ及び冷却塔等補機の所内電力に占める割合が大きく、送電端出力を低減させる原因となる。これら機器の消費電力を低減する工夫が必要である。

4.5 温泉発電の商用化への課題

前項と重複する箇所もあるが、今後の温泉発電の商用化に対する課題を以下にあげる。

(1)温泉に影響を及ぼさない安心・安全な温泉発電

商用規模として考えられる数十kW以上の発電を行うには、一ヶ所当たり数百l/minの温泉水を確保する必要がある。現在使用している温泉の余剰分としてではなく、浴用温度までの熱エネルギーをカスケード利用した温泉発電の実施が望まれる。

(2)安定した温泉熱源の確保

温泉の選定にあたっては、湧出量や泉温の経年変化の把握が必要である。

(3)発電設備技術関連

・小型化：温泉発電設備の設置場所は、源泉の近くになるので山間部のケースが多く十分なスペースの確保が難しい。この点から、できるだけ設置面積の少ない設備が望まれる。また現地への搬入道路も制限を受けることが多いので、機器搬入の配慮も必要である。

・低コスト化：温泉発電は小規模なものが多く発電単価当たりの設備費が必然的に割高になる。汎用品や量産品を多用し、また現地工事期間を短縮することで建設コストを低減することが必要である。更に次項の法制面によるコスト高の要因も改善が望まれる。

・補機消費電力の低減：前述のように、熱源ポンプ、冷却水ポンプ及び冷却塔などの補機の所内電力に占める割合が大きく、消費電力を低減する工夫が必要である。

・温泉沈殿物（スケール）：炭酸カルシウム等の温泉含有物が蒸発器の伝熱面に付着すると、熱交換器の性能が低下し所定の熱源熱量の確保が困難になる。付着物の有無と生成時の対応を検討しておく必要がある。

(4)電気事業法、系統連系関連

・電気事業法：現在、電気事業法の規制緩和により、一

定の要件を満たしたフロン系作動流体を使用する温泉発電については、主任技術者の駐在、工事計画書の届出、各種検査等が不要となっている。今後、アンモニア-水混合物を使用する設備に対しても同様の対応が得られれば、設備投資費及び維持管理費の低減につながり、普及の促進に効果がある。

・系統連系ガイドライン：現在、系統連系点の出力が50kW以上の発電設備については高圧連系（6,600V）が必要となっている。今後、この制限が緩和されれば、若干大きな容量の発電設備に対しても高圧受電設備が不要になり、初期投資費の低減につながる。

(5)事業性について

事業化においては、施設の老朽化、温泉沈殿物（スケール）の発生、温泉成分による発電設備の腐食による修繕費の増大、温泉側の変化や損壊による温泉供給量の減少や停止、再生可能エネルギーの固定価格買取制度における長期契約（15年）の保証など種々の事業上のリスクの入念な検討が必要である。

5. 結言

本事業はCO₂削減効果が高い地熱発電の一つである温泉発電の普及を目指し、温泉に影響を与えない安心・安全な温泉発電システムの実用機の開発を行うことを目的とした。まだデータの不足している点もあり、今後の実証運転でこれらを補完していく予定である。

本技術開発等事業にあたっては、環境省地球環境局地球温暖化対策課のご担当者各位、温泉発電システム実証試験に係る現地検討委員会の委員の方々、十日町市及び新潟県の関係各所からご指導頂くとともに、事業の推進に関しても種々のご配慮を賜った。ここに厚く御礼申し上げます。

6. 参考文献

- (1) 日本地熱学会IGA専門部会, 2008年
- (2) 環境省 平成23年度温泉利用状況
- (3) 村岡博文, 地熱エネルギー開発の最新動向と地熱研究開発の必要性, 東京大学エネルギー工学連携研究センター 第14回CEEシンポジウム, 2012年5月31日, P47
- (4) 九州電力 ホームページ
- (5) エンジニアリング協会, 平成24年度小規模地熱発電及び地熱水の多段階利用事業の導入課題調査手引書, P18
- (6) エンジニアリング協会, 平成24年度小規模地熱発電及び地熱水の多段階利用事業の導入課題調査手引書, P22
- (7) 宇部興産MSDS, Wikipedia他
- (8) Tai Furuya, Yutaka Mori, An Application of Kalina Combined Cycle to Refuse Incineration Power Generation (1st Report), Memoirs of the Faculty of Engineering Kyushu University, Vol.61. No.2, P46
- (9) Phil Welch, Patrick Boyle, Marc Sells, Michelle Giron, Construction and Startup of Low Temperature Geothermal Power Plants, GRC Conference-San Diego, CA, October 26th, 2011, P13 & P19

特集：中低温熱回収タービン開発の現状

Power from Waste Heat Through an Advanced ORC

EPPINGA, Quirijn^{*1} VAN BUIJTENEN, Jos^{*1}

Key Words : Organic Rankine Cycle, exhaust heat recovery, biogas, landfill gas, digester gas

1. Introduction

In recent years, interest in maximizing the residual heat-energy recovery of various processes has grown significantly. An obvious application for this relative low temperature heat is of course to use it for heating purposes like residential or district heating. However, this means that such a heat sink must be available at the location where the heat is generated.

Moreover, residual heat has often a much higher temperature than the temperature needed in heat applications; hence a considerable amount of exergy is lost. Furthermore the need for heating is usually limited.

Converting this heat into electricity makes it transportable, while the value may be appreciated well as this electricity can replace purchase and/or can often benefit from the fact that it is generated as a (renewable) extra: free from CO₂ or any other harmful emission. For this reason, several initiatives from academia and industries are being pursued, to develop small power plants based on the principle of the Organic Rankine Cycle (ORC).

This paper covers the successful development and deployment of such a system, the Triogen ORC. The development started in the early nineties at the Lappeenranta University of Technology in Finland, and was industrialized and commercialized by Triogen B.V. in The Netherlands since 2002⁽¹⁾. Deployment took place since 2006, resulting in 20 units build so far, and 10 units on order or being commissioned.

2. System Design

Considering the residual heat available in the world, one can distinguish temperature, locally available amount and the carrier of this energy being a gas or liquid, characterized by its composition. Many attempts have been made in the past to design a commercially feasible system, meaning that the investment could be recaptured in an acceptable period.

Given the low electricity prices and available technology at that time, many attempts failed, and gave ORC a reputation of a too expensive technology. To overcome this, one should aim for the highest possible efficiency, together with limited investment cost. ORC process temperature proved to be a determining factor: first to reach a high Carnot efficiency, and second to limit the amount of heating surface needed to convey the residual heat to the system working fluid.

The Triogen system was conceived bearing this in mind, initially aiming for heat sources that can be found in the exhaust of internal combustion engines and turbines. Here the temperature is well below the well-known maximum live steam temperature (540 °C) as is necessary to drive a steam cycle, but not too low to lose too much on Carnot efficiency.

In order to exploit this, a chemically stable working fluid had to be found, with a critical point at approximately the minimum source temperature. For this application, Freon 114 was favored for a long time, until it was banned for its ozone depletion characteristics. A good alternative was found in toluene, as being chemically stable up to the maximum heat source temperature to be applied, and for having a suitable thermodynamic diagram for designing different ORC cycles.

Based upon these characteristics, the decision was made to aim for a power level, which could suit the residual heat flux in the exhaust of gas engines from 1500 kW shaft power. This size proved to be suitable to serve a vast range of applications in bio-gas, landfill gas and combined heat and power (CHP).

The thermodynamic data then followed from cycle optimization studies, using a conventional ORC cycle with recuperator, and initially optimized for maximum power, hence condenser conditions as low as ambient temperature allows. Figure 1 shows the cycle scheme and the process in the T-s diagram. Liquid is pumped from the storage vessel to the main pump, which is mounted on the same shaft as the turbine and the high-speed generator. There it will get the maximum working pressure at which it will enter the recuperator and subsequently the evaporator. Residual or waste heat is led through the evaporator, where the working

原稿受付 2013年 9月30日

* 1 Triogen B.V., PO Box 25, 7470 AA Goor, The Netherlands

fluid is heated up to the boiling point, evaporated and a little bit superheated. Although this is not necessary thanks to the positive slope of the co-existence area, there is some superheat needed for control purposes and to compensate for heat losses between the evaporator and turbine. Then expansion takes place in the turbine, which drives the high speed generator and the main pump. After expansion, the sensible heat in the fluid is re-used in the recuperator, to preheat the liquid before it enters the evaporator. Below the recuperator the condenser is situated, where the vapor is condensed by a liquid coolant, before it flows back into the storage vessel. Table 1 contains the main thermodynamic values as typical design values, which of course can vary depending on the heat source data.

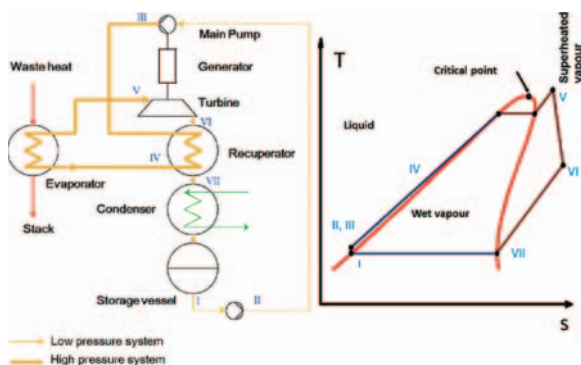


Fig. 1 Cycle scheme and T-s diagram

Table 1 Typical thermodynamic data

CONDITION #	PRESSURE [BAR]	TEMPERATURE [°C]
I	0,2	55
II	3	56
III	32	60
IV	32	150
V	31,8	320
VI	0,4	200
VII	0,3	70

3. Design of Main Components

3.1 HTG: High-speed Turbo Generator

The most eye-catching part in the cycle scheme above is the combination of turbine, generator and pump on one shaft.

This unique design feature allows for a completely hermetic design. There are no external shaft connections, hence no external shaft seals. Lubrication of the bearings is done by the working fluid in liquid phase; the generator is cooled by working fluid in the liquid and vapor phase.

This unique feature is made possible through the availability of a high speed generator, running at a speed which is equal to the optimal speed of the turbine. This eliminates the need for a gearbox, and leads to high efficiency

for the expansion, still using a single stage radial turbine. The same is more or less valid for the main pump, which can be of extremely simple design. Another advantage of having the pump on the same shaft is formed by a unique possibility for power control, to be covered later in this paper.

The use of the working fluid as bearing lubricant and generator coolant allows for having only one fluid circulating in the high speed turbo-generator HTG. This eliminates the necessity of a separate oil cooling system, but also the need for separation of working fluid and lubrication oil, in case there are leaks from one side to the other. All external connections of the HTG casing are fixed flange connections that can be made absolutely tight.

The HTG shaft has a design speed of over 28.000 rpm, but for optimum performance generally runs at 25.000 rpm.

The hydrodynamic bearings are of the tilting pad design, which has proven to be very reliable. The shaft is positioned vertically, with the pump on top and the turbine at the bottom, from where expanded gasses can flow downwards into the recuperator/condenser and finally into the inventory vessel as a liquid.

A simple flanged connection and flexible hoses are used to connect the HTG to the static system components, allowing fast and simple exchange of the HTG as a module in case of servicing.

Figure 2 shows the HTG, and pictures of the main components.

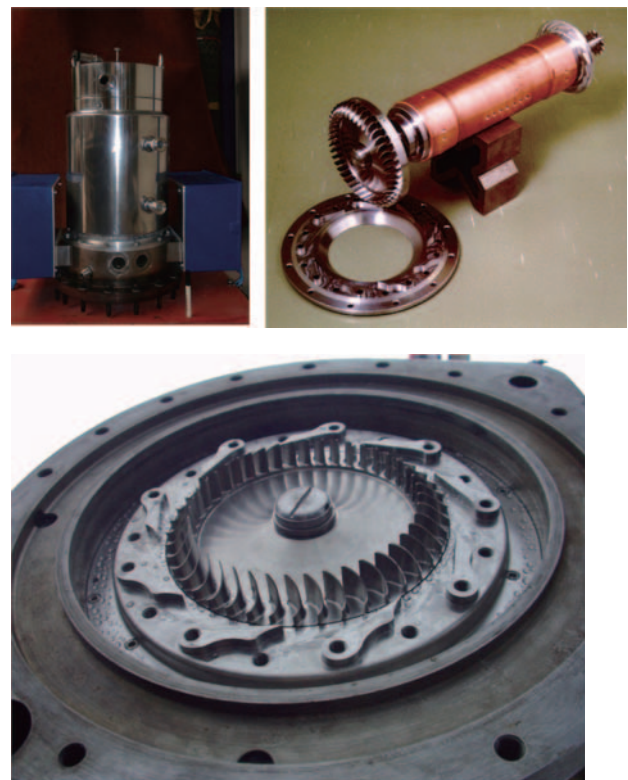


Fig. 2 High-speed Turbo Generator and turbine details.

3.2 Evaporator

The evaporator is of simple smooth pipe design, made up out of horizontal U-shaped piping fixed at one side for free expansion. The small diameter pipes are of stainless steel material, and there is adequate access for cleaning. Allowable temperature is above the heat source temperature, so the evaporator is sufficiently safeguarded against no-flow conditions. The standard design can be sized to the specific conditions of the applications, as heat source temperature and flow.

Flue gasses are guided in a vertical direction from top to bottom through the evaporator. The lowest temperature is reached at the lowest point, where provisions are made to collect possible condensate during start and stop. The working fluid passes the series of pipes in a vertical direction from bottom to top, in once-through mode. There is no need for a drum, and the outflow conditions are controlled such that no liquid can be present while entering the turbine.

3.3 Recuperator and condenser

The function of the recuperator is to make use of the sensible heat in the working fluid after expansion. This heat is exchanged with the pressurized liquid when it comes from the condenser. The system is designed in such a way, that the temperature of the liquid when entering the evaporator is high enough to prevent condensation of the flue gasses. This is done because in many applications flue gasses will not be completely free of sulphur.

Both recuperator and condenser are very compact plate in shell heat exchangers. They are factory assembled together with the storage vessel as one unit, forming the core of the ORC module assembly. The storage vessel is equipped with level indication, while the fluid condition in the condenser (sub-atmospheric) is continuously checked for ingress of non-condensable gasses.

The condensing heat is taken by a coolant (typically water or water/glycol mixture), which at its turn is fed to table coolers.

In cases where there is a heat sink available, this heat can be usefully applied. For this, a special version of the Triogen ORC is available (WB1-Vario), where condenser heat can be taken at a desired temperature of up to 80°C. Of course this will be at a cost of electrical power, but a control system is available to suit this purpose on a real time basis, for continuous optimization of the output.

3.4 Power electronics and control

In order to connect the high speed generator to the 50 or 60 Hz grid, an inverter is applied that allows for direct connection on a 3-phase 400 V level. The grid is used for

initial start-up of the system, and through this system the speed of the generator is controlled continuously on the basis of the desired temperature of the fluid entering the turbine.

Here the integral design of turbine, generator and pump plays an important role. Variation of heat input in the evaporator will result initially in a change in working fluid temperature.

The controller then orders a different speed of the generator, hence of turbine and pump, such that the working fluid flow is adapted to the actual heat input for reaching the desired temperature at turbine inlet. The result is a very smooth operation, characterized by a high turn-down ratio down to 25 % and almost constant efficiency down to 60 % power.

Power electronics and PLC controller are assembled in a separate module, which at site can be accommodated in connection with other similar equipment.

4. The ORC 160 kWe power plant

After successful testing of the prototype, the first commercial package was designed (called the WB1), consisting of four modules for turn-key delivery⁽⁴⁾:

- The standard process module, consisting of HTG, recuperator, condenser, storage vessel, pre-feed pump, valves, including connecting piping and instrumentation
- The heat supply module: an evaporator tuned at the conditions of the available heat, to be connected directly to the heat source
- The heat rejection module: table coolers for the cooling water which cools the condenser, tuned to the ambient conditions at site
- The standard electrical cabinets, that contain the power preparation module, which connects the high speed generator directly to the grid to supply the power at 400 V, 3 phase, 50 or 60 Hz, the control module to control the unit and the independent safety system.

4.1 Process Module

The process module is a standard factory assembled unit, with external dimensions within transportation standards. The unit is built around the recuperator/condenser/storage vessel assembly, mounted in a steel structure which is covered and sealed by special designed plating and doors. The components are arranged vertically, with the HTG on top, so turbine outlet flow is downwards into the liquid inventory at the bottom. There are four main connections to the other modules:

- Liquid and vapor to the evaporator
- Cooling water to the table cooler or heat sink at site
- Electrical cables to the power inverter
- Connections for measurement and control to the control module

Apart from these main connections, there might be pipes and ducting for package ventilation and discharge of emergency valves. Figure 3 shows pictures of the process module.



Fig. 3 Process Module (lower picture with opened yellow doors)

4.2 Plant integration

Figure 4 shows a typical turn-key supply of an ORC connected to two bio-gas engines of 800 kWe each. Centrally positioned is the process module. The heat supply module (evaporator) is connected to the flue gas outlet of two gas engines through a set of piping and valves, to allow single engine operation and to isolate the ORC from the running engines in the unlikely event of an ORC failure. All units are to be used as a typical 'end-of pipe' solution: the process feeding the ORC is never disturbed by the ORC, and

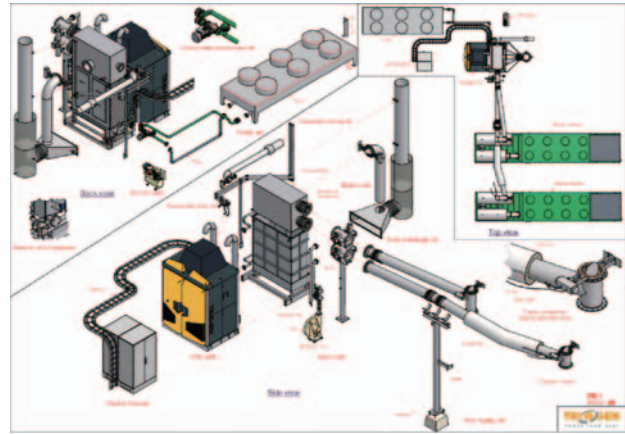


Fig. 4 Integrated power plant (heat source: exhaust gas from two gas engines)

maintains completely its availability.

5. Applications

Although initially set up for the use of exhaust gas from internal combustion engines, a number of other applications arise, such as biomass combustion and residual heat from industrial processes like incinerators. Here the high temperature capability shows its merit: the heat can be directly transferred to the working fluid, without the use of an intermediate fluid as thermal oil or pressurized water. This eliminates the complexity, investment and power consumption of such a system. At the low temperature side, there is still the possibility to use the heat for possible available heating applications. Doing so the optimum use is made of the exergy present: higher temperatures for power generation, lower temperatures for heat, together with the flexibility to choose real time between the two to a certain extent. Figure 5 shows the typical application envelope, showing the performance data that can be achieved by the Triogen ORC so far.

Applications envisaged are:

- Gas engines running on natural gas, bio-gas, landfill gas, mine gas
- Diesel engines
- Small gas turbines
- CHP for green houses, district and residential heating
- Combustion of biomass, wood, residuals and waste ^{(2),(3)}
- Flares for landfill gas or other industrial flares
- Process heat from e.g. (petro)chemical, metallurgical, glass or brick production plants

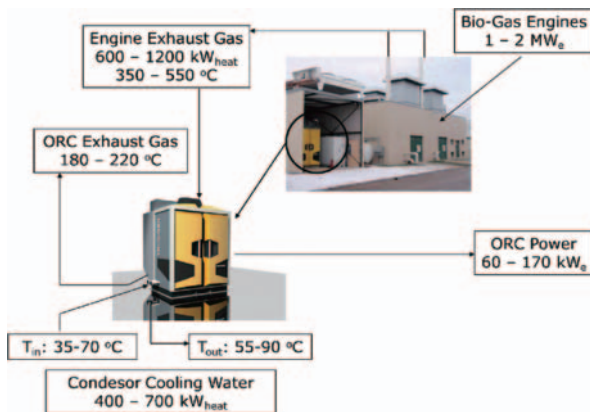


Fig. 5 Application Envelope Triogen ORC WB1 and WB1-VARIO

6. Reference plants

After having demonstrated more than 4000 hours successful operation of the prototype, Triogen delivered their first commercial ORC in 2007 for a greenhouse cogeneration plant equipped with a 2 MWe Deutz gas engine. After that, 19 plants followed, which gathered up to almost 200.000 running hours. Demonstrated availability amounts to more than 97 %. The fleet leader ran more than 36.000 hours now. An overview of the plants is given below (status March 2013):

AD Digester gas engines:

- 7 plants in operation in The Netherlands, 2 in Czech Republic, 1 in Belgium

Landfill gas engines:

- 2 plants in France (GdF-Suez)
- 2 plants in Portugal (AdP)
- 1 plant in Germany

Mine gas engines:

- 1 plant in Czech Republic

Landfill gas direct combustion:

- Netherlands (prototype)
- France: supplementary firing next to gas engines

Natural gas engine:

- 1 plant for greenhouse co-generation in The Netherlands

Bio-diesel engine:

- 1 plant in The Netherlands

Direct combustion of solid bio-mass:

- 2 plants in Italy

Order back-log and projects in preparation:

10 plants in Czech Republic, Italy, Latvia, Finland, Slovakia

7. Conclusions

A very versatile ORC concept as originally conceived by the Lappeenranta University of Technology in Finland has been developed into a real commercial product by Triogen of The Netherlands, for a vast range of applications.

Production is well under way, and continuous product development already led to several improvements. The first unit was contracted for 145 kWe, now 165 kWe has been demonstrated. In future, power range will be extended stepwise from the current 60 – 170 kWe towards 1 MWe. Further product development will include wider operating range including CHP possibilities, and improved fluid dynamics for turbine ⁽⁵⁾ and pump.

Based on the very positive experiences up to now, demand is extending towards other applications like industrial waste heat (such as steel mills, base chemical production, glass and brick production, incinerators) and the use of heat from the combustion of biomass and waste.

Reliability, availability, maintenance and safety are on a professional level. Permitting was easily allowed in all applications, including unsupervised operation.

Thanks to standardization and efficient production, the investment proved to allow for very attractive returns.

8. References

- (1) Prof. ir Jos van Buijtenen, prof. J. Larjola et al: DESIGN AND VALIDATION OF A NEW HIGH EXPANSION RATIO RADIAL TURBINE FOR ORC APPLICATION, 5th European Conference on Turbo-machinery, Praha, March 2003
- (2) J. Heinimo, J.P. van Buijtenen, J. Larjola, J. Backman: SMALL ELECTRICITY PRODUCTION WITH HIGH SPEED ORC TECHNOLOGY. International Nordic Bioenergy 2003 conference, Jyväskylä, 2/5 September 2003
- (3) Heinimö, J., van Buijtenen, J.P., Backman, J., Ojaniemi, A. & Malinen, H.: HIGH-SPEED ORC TECHNOLOGY FOR DISTRIBUTED ELECTRICITY PRODUCTION, 2nd World Conference on Biomass for Energy, Industry and Climate Protection, 10-14 May 2004, Rome, Italy.
- (4) J.P. van Buijtenen: THE TRI-O-GEN ORGANIC RANKINE CYCLE: DEVELOPMENT AND PERSPECTIVES, Power Engineer, Journal of the IDGTE, March 2009, Volume 13 Issue 1.
- (5) John Harinck, David Pasquale, Rene Pecnik, Jos van Buijtenen, Piero Colonna: PERFORMANCE IMPROVEMENT OF A RADIAL ORC TURBINE BY MEANS OF AUTOMATED CFD DESIGN, 10th European Conference on Turbo-machinery, Lappeenranta, April 2013.

航空転用ガスタービン技術のより効率的な使い方

米澤 克夫^{*1}
YONEZAWA Yoshio

高村 薫^{*1}
TAKAMURA Kaoru

キーワード：ガスタービン，航空転用，技術革新，GE，LM6000，Simple Cycle，Combined Cycle

1. はじめに

再生可能エネルギーの導入は電力系統の特性を更に挑戦的なものに変革し、それと同様に、高経年化により効率と信頼性の低下した古い発電設備を閉鎖することも新たな変革の一つである。これらの変革はいずれも、電力系統の安定化のためには何が火力発電に必要かと問題提起し、その運用のプロファイルに影響を与えている。技術革新はこのような課題に適合するための鍵となるものである。航空転用型ガスタービンは近年、需要に応じた柔軟な電力を供給するという重要な役割を演じており、数多くの発電産業ポートフォリオの主要素になっている。GEのエネルギー技術と航空技術の技術革命は、新しい材料から新しい設計まで網羅しており、発電出力と効率を改善し、より広範囲の応用においてより良い位置を獲得するような、画期的な製品を生み出している。この論文では、35～65メガワットの範囲における航空転用型ガスタービンの新しい技術革新が採り上げられ、それがどのようにシステムとプラントの効率を改善できるかについて紹介している。例えば、LM6000PG⁽¹⁾の最近の導入では、シンプルサイクルの発電出力を前世代に比べ25%も向上し、コンバインドサイクルでは65メガワットの領域にまで向上している。この出力向上は現在の50Hz仕様のLM6000と同じ敷地面積で実現できている。新しい技術革新を広範囲の応用に活用する例として、LM6000PGを使った2オン1のコンバインドサイクルプラントを採り上げ、急速起動、高速応答、高効率を実現する発電効率52%の135メガワット級発電所を紹介する。日本ではIHIがGEのLM6000ガスタービンを原動機とした発電設備を自社で設計製作しており、シンプルサイクルからコンバインドサイクルまでの幅広い応用で様々な発電事業への貢献を行っている。なおこの論文はGE社のエドワード・ウェイセク氏が2010年に発表した論文⁽²⁾をベースにしている。

2. 技術的概論

GE社が1971年に航空エンジンCF6-6の産業化を始めた

原稿受付 2013年10月11日

*1 (株)IHI エネルギー・プラントセクター

〒135-8710 江東区豊洲3-1-1 豊洲IHIビル16F

ときから、20億ドルを超える投資が航空転用型製品に費やされ、現在のGEエネルギー航空転用型ビジネスを形成している。過去40年以上に亘って、GEは艦艇用に使われてきたオリジナルの18メガワット級LM2500から、性質の異なる3つの製品群へと技術革新を続けてきた。3つの製品群とは、石油ガス掘削設備、大学熱電併給設備、そして工業団地のコンバインドサイクルプラントである。これらの3つのプラットフォームは、それぞれのお客様固有のプロジェクトの大きさや応用に応じて、実績のある効率の高い製品の生産に寄与している。それぞれのプラットフォームへの投資は続いており、世界的にも認められ、広範囲の応用に利用されるようになってきている。それらはすべて例外なく最新の技術革新が反映されている。LM6000PGと称するSAC（標準環状燃焼器）型やLM6000PHと称するDLE（低公害燃焼器）型のガスタービンは、LM6000という既に確立した航空転用型ガスタービンのファミリーと90%の部品共通性を持ちながら、同じ敷地面積でより高出力・高効率を実現している。これらの革新は、先端材料、製造プロセス、及びちょっとした設計上の調整により産み出されたものである。ガスタービン技術におけるGE社の広範な経験をテコにして、数多くの改良がGE航空部門及びGEエネルギー火力部門から導かれてきた。既に確立された技術を利用することにより、LM6000への最新の技術革新は、既存の製品に匹敵する信頼性を維持するものと期待される。

GE航空技術からの革新の一つの例として、LM6000PGの高圧タービン（HPT）ロータはGE CF6-80E航空エンジン（多くのエアバス330機に搭載）をベースにしている。一方LM6000PCはそれよりも古いGE CF6-80C2エンジンにベースにしたロータである。このHPTロータの設計変更は新しい高温合金の導入と冷却鑄型の改善であり、この変更で推力を27,200kgから31,800kgに向上している。その結果、低圧圧縮機はより高速回転ができるようになり、空気流量を増加し、圧力比を30から32へと上げることができた。さらに追加的な設計変更としてHPTロータ間の新しいボルト鑄型があり、材料のストレスを大幅に削減している。これらの材料革新と設計改良の結果として、LM6000PGのHPTロータのサイクル寿命はLM6000PCのサイクル寿命に比べて

40%以上改善している。

また、材料、製造プロセス、及び冷却設計改良の相乗効果により、LM6000PGはより高温の燃焼温度で動作することを可能にしている。例えば、低圧タービン入口温度は50℃以上、圧縮機出口温度は40℃以上上昇している。これらの設計変更は、エンジンを流れる空気流量を増加することに伴い、ガスタービンを3,600rpmではなく3,930rpmで回転することを可能にしている。この高速回転数は航空エンジンの実速度に匹敵する。

これらの変更による正味の結果は、同じ敷地面積で、より大きな出力と同等以上の効率が得られるようになったということである。従って、LM6000PG及びPHの最新の導入では、これらの新しい技術革新が脚光を浴びることになるだろうし、また経済的な恩恵も受けることができるであろう。それぞれの応用例における利点を以下にまとめる。

1) シンプルサイクルの増強

LM6000はシンプルサイクルの35～65メガワットの領域では他のどのメーカよりも数多く設置されている⁽³⁾ので、このような技術革新は、狭小面積でより大きな発電出力を探しているお客様に対してさらに付加価値を拡大することになる。シンプルサイクルの17年以上の運転データに基づく、より広範囲の大気温度と出力レンジにおいて効率的に運転するガス燃料発電の成長需要がある。LM6000の改良は発電事業者に対してより広範囲の運転プロファイルへの適合を実現する。さらに、多くの電力系統では、電力分布異常や全停電さえも引き起こしかねない周波数変動を経験している。これには、電源設備のトリップ、系統周波数の不平衡、或いは系統の特性を変化させるような変動性の風力発電や水力発電への応答といったいくつかの原因がある。LM6000ガスタービンはこれらの変動する負荷の要求に経済的に応えられるような発電設備なのである。

2) サイクリックなコンバインドサイクル

今日のコンバインドサイクルプラントの設置理由には、部分負荷で運転し、電圧変動に耐え、急な発電要求にも応えるという必要性が増えてきている。こういう市場の多くではGEの航空転用型ガスタービンを用いるようになってきており、効率重視の要求を満たしつつ系統負荷の要求を満足するという方向に向かいつつある。2オン1や3オン1という形態が過去15年以上に亘って増えてきており、200メガワット以下の変動負荷に対応している。これらのシステムは、貫流ボイラと組み合わせると、10分以内にシンプルサイクルとして運転できるという柔軟性を与え、その間に蒸気系統が圧力と温度を準備することになる。さらに、貫流ボイラ方式では、ガスタービンの制限のないサイクル耐久性を活かすために、繰り返しのサイクルに耐えられるようにシステムが統合

されている。プラントのモジュール構成とシステム統合における進歩が今や実現されており、航空転用型プラットフォームのコンバインドサイクルを設置することによってさらなるお客様の利益が提供される。

3) 自然エネルギー発電のサポート

発電ポートフォリオは恒常的に温室効果ガスの削減に挑戦している。LM6000はよりグリーンなポートフォリオを目指す発電事業者の努力に報いるために高いシンプルサイクル効率の設計を確立している。単なるガス発生機を超えた天然資源と技術改良により、LM6000ガスタービン発電ユニットは数多くの発電ポートフォリオの中でコストパフォーマンスの高いグリーン化の解として位置付けている。

以下の章では、航空技術に基づいた産業向け航空転用型ガスタービンの強固な財産がいかに信頼性の高いプラットフォームを提供しているかということを、いくつかの応用例と技術的改良点とともに論証し、電力産業の広がる要求に込めていることを示している。今まで述べてきた3つの応用例においては、技術革新の採用と同様に発電ユニットの適用事例を紹介するために、いくつかの具体的な実績が提供されている。

2.1 シンプルサイクルの増強

1) 主電源

電力産業では、非効率でいまや信頼性もなくなった数多くの老朽化設備を閉鎖することを見据えており、それは発電ユニットの効率と起動特性の再評価が電力需要に対応するための鍵であることを示している。表1は起動特性、効率、及び周波数安定性に関する様々な発電技術間の比較を示したものである。発電設備の完璧な再構築を目論んでいる発電事業者はどの技術が最も経済的に整合する発電技術になるかを評価するであろう。たとえば、石炭火力発電所でさえそういう変化する電力需要に呼応してサイクル運転することも可能であるが、そのためには十分に余裕のある事前通知が必要であり、しかも最も効率の悪い対応方法になる。従って系統運用者はすばやい起動が必要ときには効率のいいコンバインドサイクル発電所を考えるであろうが、しかしながらそういう発電設備は部分負荷効率と細かく発停することに限界があるので需要を期待通り達成できない。最も経済的な方法はオープンサイクルのガスタービンであり、シンプルサイクル発電とも呼ばれている。シンプルサイクル発電の中でも、大型産業用発電機はより柔軟な発電が可能であるが、効率の点では航空転用型ガスタービンよりも劣っている。以上のような各種要因から、変動する電力需要に迅速に適合することができる効率的な方法として、航空転用型ガスタービンを強く採用するという結論が導かれることになる。

短納期のシンプルサイクルプロジェクトは地球規模の

Table 1 各種発電設備の運転特性

	石炭火力	コンバインド サイクル	オープンサイクル		往復運動 エンジン
			フレーム	航空転用型	
負荷率(MW/分)	8	11	10	50-100	1
起動時間(分)	300	30	10-15	10	<10
発電効率	33	57	35	43	45
慣性	H	H	H	L	L

傾向になり続けている。クウェートへの12基のLM6000プロジェクトは単納期のシンプルサイクルの最近の事例である。このプロジェクトでは夏期の需要に間に合わせるために、12か月で2×200メガワットの発電所が計画された。これを実現するためには発電ユニットをスキッド状に組立て、出荷前に工場で試験するという工場パッケージのアプローチをGEが採用することによって実現可能となった。パッケージの設計はコンパクトであることと、潤滑油系統の視認性やエンジン搬入設備のパッケージ内搭載といった整備性の考慮が求められる。これらの特長はより効率的な発電設備の輸送を可能にし、海上・陸上を問わず、標準的な輸送方法の採用を可能にしている。さらに、お客様にとっては工場でのパッケージ組立と試験を事前に立ち会うことができるという利点があり、工期に間に合うような迅速な現地据え付けと建設が可能になる。

2) 系統安定性

シンプルサイクル発電の必要性は圧倒的にピーク需要対応によって牽引されてきた。しかしながら今日では数多くの発電ユニットは全世界中の多くの地域において系統の周波数維持という非常に重要な役割も担うようになっている。LM6000発電設備は改良された制御理論を採り入れており、周波数低下の状況において瞬時に発電出力を増加することができる。これをパワーブーストと呼んでおり図1に示す。系統の周波数を回復し、不安定状態が起きても全停電を防ぐことができる。この先進技術は既存のタービン回転機械技術を利用したものであり、ガスタービンの燃料制御に新しいアルゴリズムを採り入れることにより実現したものである。

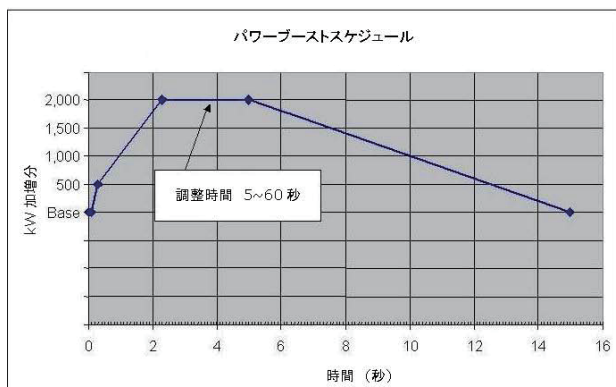


Fig.1 制御限界を超えた出力増増 (パワーブースト)

この手法は特別な制御スケジュールで作られており、LM6000ガスタービン発電機のシステム内に統合されている。より効率的で、低コストで、系統の過渡的な不安定状態において、安定性を回復するアプローチである。発電システムは瞬時に発電出力を加減し、系統あるいは設備管理者が系統周波数の急激な変動や急激な負荷投入を検知した時に作動する。この系統安定性制御システムには2つの方法がある。1つは小数点以下の秒オーダーで瞬時に発電出力を上げることであり、これにより過大な負荷が突然投入されるという状況において安定性を回復し周波数制御を維持する。2つ目は系統につながったまま発電出力を瞬時に下げるという方法であり、工業負荷のトリップや近隣送電線地絡などの大きな負荷遮断時の安定性を維持する。

もしこういう方法がないとすれば、発電機は従来のような周波数変動に対する反応性の鈍いガバナドループに頼らざるを得ない。上記で述べた方法は外部的に設けられた高速のプラントあるいは系統監視装置からの入力に直接瞬時に反応するものであるため、より高速に反応し、系統の安定性回復に対して本質的に大きな貢献をする方向性である。こういう過負荷状態は15秒を超えない制御範囲で行われる。これはLM6000にとっては系統の過渡状態を吸収するのには十分な時間であり、ガスタービンの寿命には何ら影響するものではない。この手法を採用してもLM6000の標準の整備間隔には影響しない。

2.2 サイクリックなコンバインドサイクル

工場組立したガスタービン発電機設備を現地に据え付けるといった改善ができることを示してきたが、同じアプローチがコンバインドサイクルのBOP（バランス・オブ・プラント）設備にも適用されようとしている。最新のコンバインドサイクルプラント設計では、隔離された発電エリアにモジュール構造の航空転用型コンバインドサイクルプラントを建設するという手法が開発されている。このシステムの特長は、工場組立の蒸気タービン、高速起動が可能な貫流ボイラ、および最大限に工場組立されたプラント設備を短期間で現地に据え付けられるということである。ここに紹介する推奨プラントは最速起動時間、部分負荷効率、及び繰り返し起動停止可能といった最大限の柔軟性をもった主要なプラント設備により設計されている。

前述の最新LM6000ガスタービン製品（LM6000PG）では18%の排ガスエネルギーの増強と25%の発電出力増強を実現している。これは2オン1のコンバインドサイクルでは135メガワットの正味発電出力と52%の発電効率を可能にする。DLE技術（LM6000PH）を使えば発電出力は少し落ちるが効率は56%まで達成することができる。追い炊きをすればプラントとしてはエネルギー出力を付加することができる。

2 オン 1 のLM6000コンバインドサイクルプラント

に対するモジュール構造のアプローチでは、2基のLM6000ガスタービン発電機 (GTG)、2基の貫流型ボイラ (OTSG)、および1基のスキッド・マウント型蒸気タービン発電機 (STG) を軸に展開される。推奨プラントのレイアウトは図2に見ることができる。

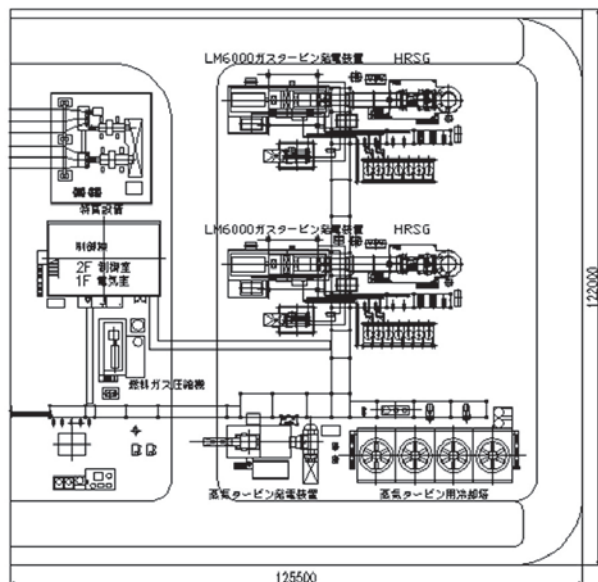


Fig.2 2オン1 推奨プラントレイアウト

2オン1のコンバインドサイクルプラントのモジュール設計はLM6000GTGから始まる。700基を超える発電ユニットのパッケージ経験から、LM6000GTGの設計は2オン1コンバインドサイクルプラントのモジュール設計に適している。最新のLM6000パッケージを前世代と比べると、ケーブル接続と配管接続が70%も削減されている。敷地面積を小さくする設計改良も進んでおり、コンクリートの使用量が25%も削減されている。全体として、LM6000パッケージの据え付けと試運転の工程は40%削減されている。

推奨プラントでは貫流ボイラとドライ二次冷却を使用して水の使用量を最小化し、柔軟性を最大化する。OTSG設計はモジュール構造も最大利用している。6つのモジュールで製造され、ドラム式HRSGに比べて、人工費、材料費及び設備費など75%の削減が出来る。

LM6000推奨プラントはモジュール構造のいろいろなオプションを有することになるであろう。その中には、異なるLM6000エンジン機種も含まれるであろうし、チラーのようなBOPや、あるいはプラント主要機器のドライ冷却能力などもオプション化するであろう。これらのオプションは基本となる2オン1のLM6000推奨プラントに適合するように設計されるであろう。

既存の経験に基づいて、LM6000コンバインドサイクルの推奨プラントは24ヶ月の据え付け・試運転期間で設計されている。もちろん、設計・調達・輸送なども含んでいる。モジュール構造型の建設設計は、開発期間の短縮、据え付けコストの削減及びリスクの軽減を含んでい

る。

推奨プラントは実際の2オン1のLM6000コンバインドサイクルにより立証されたプロジェクトに基づいている。これらのプラントにおける実運転経験に基づき、最大出力までの達成時間は30分以内である。さらに部分負荷での効率改善も含まれ、整備コストの増加なしでコンバインドサイクルプラントの繰り返しの起動停止ができるようになっている。

2.3 自然エネルギー発電のサポート

米国では、風力発電のコストも天然ガスや石炭火力といった発電事業と競争できるようになるほど浸透してきており、2010年以降さらに急速な伸びを見せている。2012年末では全米発電設備容量全体の5%程度にまで成長してきており、いつか全米の電力の20%以上を供給するようになるであろうと言われている。EUでは風力発電の目標はさらに堅固である。2006年以降の年間新設発電設備容量に占める風力発電の割合はおよそ30%であり、2011年までにEU全体の発電設備容量の10%を超える容量を風力発電が占めている⁽⁴⁾。

1) 風力発電

地球規模で風力発電へ傾倒しているにも関わらず、風力発電は長期間にわたるベースロード発電にとって代わることはできない。お客様の需要が最大限になるような夏の暑い日には、風力エネルギーの利用は期待できない。従って、天然ガス燃料の燃焼タービンのような制御可能なピーク対応電源と協調しているとき、風力発電は最適に働くことができる。つまり風力発電による負荷の変動に対応して発電出力を上下することのできる燃焼タービンが必要になる⁽⁵⁾。

数多くの発電ポートフォリオの中における風力発電の普及に伴い、系統の安定化という必要性から、柔軟な運転特性を有する発電設備の必要性が求められている⁽⁶⁾。一般に風力発電は低負荷時間帯において主に貢献するものであり、ピーク需要時間帯ではその貢献度は小さい。さらに風力発電は変動性である。LM6000の急速起動と系統安定制御特性は系統の安定化に貢献する。さらに、急速で、繰り返し起動停止しなければならないという必要性により、航空転用型の技術は起動停止、起動から部分負荷、最大負荷から部分負荷と、様々な需要変化に対応することができる。

急速かつ繰り返し起動停止を実現するために、LM6000は標準の10分起動をたったの5分起動にまで改善することができる。10分起動は図3に示す。そのシーケンスにはパーージ、暖機、そしてガスタービンの負荷上昇率も含んでいる。パッケージのパーージの要求事項を適切に維持すること、及び潤滑油の状態を“暖かい”状態に維持することにより、およそ2分、10分起動シーケンスから削減することができる。また負荷上昇率は毎分12

メガワットから毎分50メガワットまで上げることができ、これによりシンクロアイドルから最大負荷までを4分からおよそ1分に短縮することができる。これにより、起動時間はLM6000の可能性を十分に活かして、速やかに系統と同期し、突然の風の変動による風力発電の欠損を補償することができる。

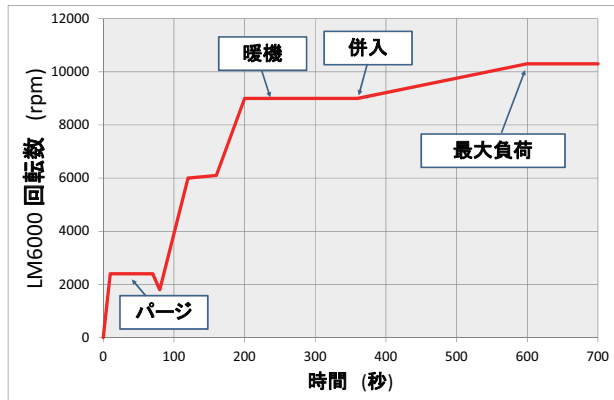


Fig. 3 LM6000 10分起動シーケンス

ひとたび系統同期すれば、航空転用型技術はその航空エンジンとしての特性を活かし、風力発電の需要変動を追跡するようにスロットルを上下することができる。図4はLM6000の典型的な負荷追従特性である。LM6000はシンクロアイドルから最大負荷までを1分以下で調節することができ、負荷変化の要求に秒単位で応答する。GTGの寿命管理に対する鍵は正確に負荷変動をカウントすることであり、そのパッケージソフトウェアにサイクル・カウント・トラッキング・システムがプログラムされている。

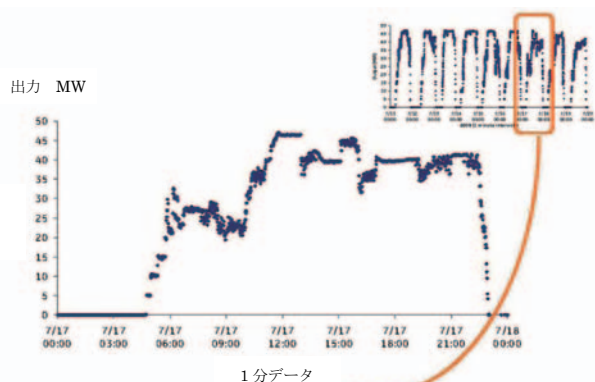


Fig. 4 LM6000 負荷追従モード

変動する風力に追従する能力はLM6000ガスタービンにとって標準的な特性であり、従って計画された整備スケジュールには影響を与えない（運転時間に基づく）し、整備コストにも大きな影響を与えない。ガスタービンのサイクル制限部品に対するカウントを付加する必要があるが、現在のLM6000製品の標準のサイクル寿命は6,400

サイクルを超える。さらに、LM6000PG/LM6000PHでは設計変更によりガスタービンのサイクル寿命は40%伸びている。この発電容量でのガスタービンの中では最高のサイクル寿命を有し、風力発電の補償用電源としては長期間に亘り適合する。

2) 水

ガスタービンの制御に関するもう一つの進化は水の使い方にある。LM6000ではNO_x低減と出力増強の2つの目的で水が使用される。ガスタービンの効率の議論はしばしば燃料消費率（熱比率、効率）に基づいているが、地球規模で数多くの水資源の欠乏の議論があるように、水を効率的に使うことは運用のプロファイルを考える上で非常に重要である。燃料コアの制御アルゴリズムの更新は、NO_x、発電出力、および系統周波数といった条件に対して最大限効率的な水の使用方法を管理するものである。

単一環状燃焼器（SAC）のLM6000モデルでは、最大定格運転（冷却用や吸気条件用の水を含まない）における水の使用量は1.688kg/sまでにのぼる。これだけの水の量がNO_x低減とSPRINT（SPRay INTercoolerの略で、圧縮機入口に水噴射して空気温度を下げ、出力を増強する技術）と呼ばれる出力増強に用いられる。大雑把に言えば2/3がNO_x低減、残りが出力増強である。制御システムでは、水の表計算アルゴリズムが特に水を大量に使用する部分であるガスタービン過渡状態の水の使用量を制御する。それは最大負荷への上昇、部分負荷運転、及びSPRINT動作のオンオフといった状態である。図5はガスタービンを部分負荷でSPRINT動作している例である。

すでに述べてきたように、運用コストに関わるプラントの効率解析は燃料消費と同様に水消費についても始まっている。図5に示す例ではSPRINTに要する水を35%削減している。もしプラントの運転プロファイルが、定時の起動・停止で、かつ部分負荷運転であれば、水の節約量は大変なものである。さらに、部分負荷運転における最適な水消費の改善はガスタービンの熱比率の改善を通して見られるように燃料効率の改善をもたらす。これは発電事業者にとって運用コストの改善につながる。

3. おわりに

GEの航空ビジネス技術を数十年にもわたって産業分野へ応用し続けてきた結果は、堅牢で、高効率で、しかも信頼性のある航空転用型のガスタービン製品をお客様に提供してきたことである。技術革命は更なる研究と開発を伴って続いており、革新的な技術がガスタービンだけではなく、パッケージ設計から製品応用といったパワープラントのいろいろな局面に適用されてきている。発電市場は大きな変化を迎えつつあり、運用の柔軟性というのが適合性を最大限に活かしお客様の満足を獲

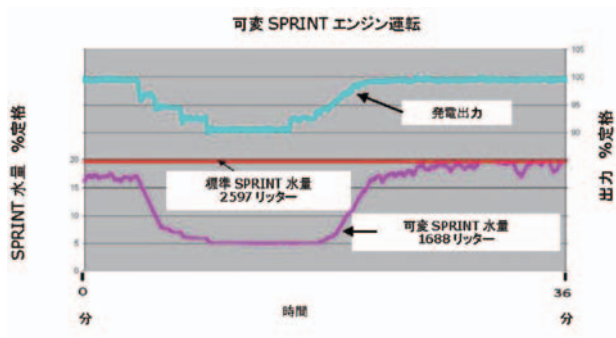


Fig.5 可変SPRINT

得するというゴールに向けての鍵となる。航空転用型ガスタービンを利用することにより、多くの発電事業者は実証された技術から利益を得る新しい方法を見つけている。LM製品は数多くの市場サイクルを経て、今日までに行われた投資が、これからお客様に対して数多くの利益をもたらすことになるであろう。

4. 謝辞

GE社のEdward Wacek氏の論文を基に解説することを了解してくれた同氏、並びに同じくGE社のDaniel Loero氏、Steve Demoret氏に感謝します。

5. 参考文献

- (1) PowerGen Europe Launch, http://www.gepower.com/about/press/en/2008_press/060408b.htm
- (2) Edward Wacek, "A more efficient use of gas turbine technology", (2010)
- (3) McCoy Power Reports, (2009)
- (4) <http://ge.ecomagination.com/products/wind-turbines.html>
- (5) Ramona Vassar, "Wind Power Integrates with Natural Gas Plant at Emporia Energy Center Peaking Facility", RMEL Electric Energy, (2009)
- (6) Nicholas Miller, "Advantages of Flexible Thermal Generation in High Wind Penetration Grids", VGB Konferenz Kraftwerke, (2009)

Ni基鍛造材，鋳造材からなる摩擦圧接材の強度特性

Strength of Friction Welded Joints Consisting of Ni-based Cast and Forged Alloy

関原 傑^{*1}
SEKIHARA Masaru早坂 靖^{*2}
HAYASAKA Yasushi玉置 英樹^{*2}
TAMAKI Hideki岡崎 正和^{*3}
OKAZAKI Masakazu

ABSTRACT

To develop a compact and highly reliable micro gas turbine rotor, a turbine wheel and rotor-stacking shaft were integrated by friction weld. The characteristic strength of a friction-welded (FW) joint made of Ni-based cast alloy, MM247, and Ni-based forged alloy, IN718, was investigated. The 0.2% proof strength of MM247 was lower than that of IN718. The FW joint showed the same tensile strength as MM247 and the same creep rupture strength as IN718. The low cycle fatigue strength of the joint was lower than that of MM247 under a large strain load or low strain rate, but the joint showed the same fatigue strength as MM247 under other conditions. The creep fatigue strength of the FW joint was lower than that of MM247 and of IN718. Four mechanisms were considered to explain this deterioration: elastic follow up in IN718 due to low creep strength, a high triaxiality factor in IN718, anisotropic behaviors in MM247 due to a large grain size, and secondary stress at the interface due to different resistances to deformation.

Key words : Micro Turbine, Creep Fatigue, Ni-based Alloy, Friction Welded Joint, Elastic Follow Up

1. 緒言

近年、省電力化を目的とし、高効率かつ小、中容量の発電設備を電力需要の大きい地域を中心に複数拠点に分散させて配置し、送電損失などを低減する分散電源システムが提案されている。本システムに適した高効率な発電設備としては、マイクロガスタービン (MGT)、固体酸化物型燃料電池 (SOFC) などを用いたコジェネレーションシステムなどが期待されている。特にMGTは、急速起動などの運用性に優れ、低NO_x化、低騒音化を図れる等の利点がある⁽¹⁾。

MGTは、図1に示すように圧縮機、タービン、燃焼器、再生熱交換器から構成されており、高いメンテナンス性とコンパクトな構造の両立が求められている。また、高温の作動流体に直接触れる高温部品と低温部品が隣接しており、両者を効率よく配置する必要がある。特に図2に示すように、タービンホイールとシャフトからなる

ロータを一体化することで、回転軸の曲げ剛性向上など多くの構造上の利点が得られる。タービンホイールには高温の作動流体が直接触れるため、耐熱性が高いNi基鋳造合金が用いられる。一方、やや低温側であるシャフトには、疲労強度を考慮してNi基鍛造合金が用いられることが多い。

両者を一体化するに当たり、図3に示すように一方の軸を高速で回転させつつ他方の軸に押当てて接合する摩擦圧接法が簡便かつ信頼性の高い接手法として期待されている。摩擦圧接の手法としては、図4に示すように所定の回転速度へ昇速した後に、所定の寄り代 (変位) を得るまで圧力を負荷する工程の適用が一般的である。しかしながら、難溶接材であるNi基鋳造合金とNi基鍛造合金の組み合わせからなる接合部材の強度には不明な部分が多く、その破損形態を明らかにする必要がある。

異材継ぎ手に対する強度評価の研究例として、岡崎らはフェライト系の低合金鋼とステンレス鋼からなる電子ビーム溶接材のクリープ疲労強度は、ステンレス鋼でのひずみ集中に大きく影響され、ひずみ範囲分割法によるクリープ疲労寿命予測が有効であると提案している⁽²⁾。

またPreussらは、Ni基鍛造材であるIN718材、Alloy 720Li材、RR1000材を用いて、共材からなる摩擦接合

原稿受付 2013年3月18日

校閲完了 2013年8月6日

*1 (株)日立製作所 日立研究所
〒317-8511 日立市幸町3-1-1

*2 (株)日立製作所 日立事業所

*3 長岡技術科学大学

材の強度特性を比較しており，接合部付近の γ' 組織の再析出の有無により強度特性及び溶接残留応力が影響を受けることを明らかにしている⁽³⁾。さらにHuangらはAlloy720Li材とIN718材の摩擦接合材の特性を組織分析も実施しつつ， γ' 組織の再析出有無により硬さ分布がIN718材の方が柔らかくなると報告している⁽⁴⁾。またDausらは，RR1000材とIN718材の摩擦接合材の界面でのき裂進展特性を評価し，RR1000材内では粒界を進展することでき裂進展速度が高い領域があると報告している⁽⁵⁾。

本報で対象とするIN718材とNi基鋳造合金であるMM247材からなる摩擦圧接材について，岡崎らは既報において，負荷波形および負荷速度により接合材の寿命が大きく影響を受けること，そのメカニズムに接合材としての弾性追従挙動が影響していること，界面近傍の静水圧応力の分布が影響していることを報告した⁽⁶⁾。

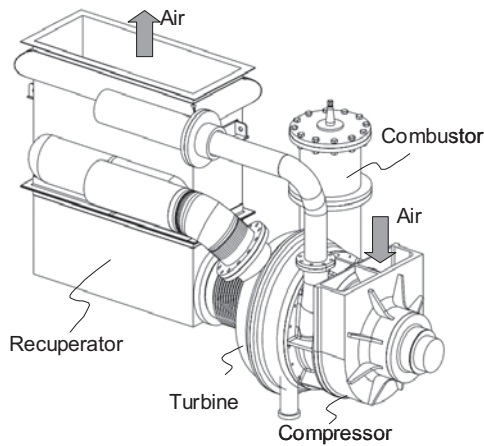


Fig. 1 Components of Micro Gas Turbine

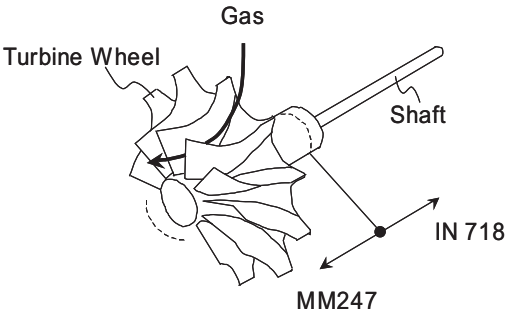


Fig. 2 Schematic of Turbine Wheel and Shaft

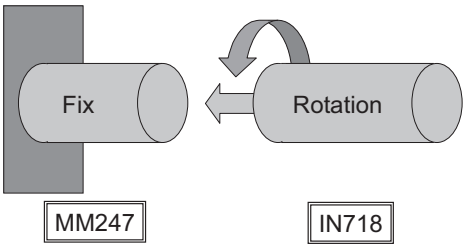


Fig. 3 Schematic of Friction Welding

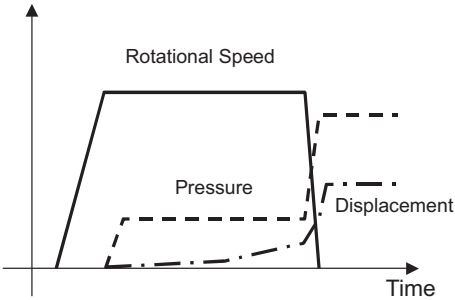


Fig. 4 Control Parameters

Table 1 Chemical Compositions

Composition	Ni	Cr	Co	Mo	W	Ta	Nb	Al	Ti	Fe	Mn	Si	C	B	Zr	Hf
IN718	52.5	19	—	3	—	—	5.1	0.5	0.9	18.5	0.2	0.2	0.04	—	—	—
MM247	60	8.3	10	0.7	10	3	—	5.5	1	—	—	—	0.14	0.015	0.05	1.5

Table 2 Test Conditions

Specimen	Test	Temp. (°C)	Strain Ratio	Strain Rate (%/s)	Tension Hold Time (min)
FW	Tensile	RT, 600	–	–	–
	Creep	650		–	–
	Low Cycle Fatigue (Fast-Fast)		0.05	–	
	Low Cycle Fatigue (Slow-Slow)		0.001	–	
	Creep Fatigue		0.01	10	
MM247	Low Cycle Fatigue (Fast-Fast)	650	–1	0.1	–
	Creep Fatigue			0.01	10
IN718	Low Cycle Fatigue (Fast-Fast)	650	–1	0.1	–
	Low Cycle Fatigue (Slow-Slow)			0.0017	–
	Creep Fatigue			0.01	10

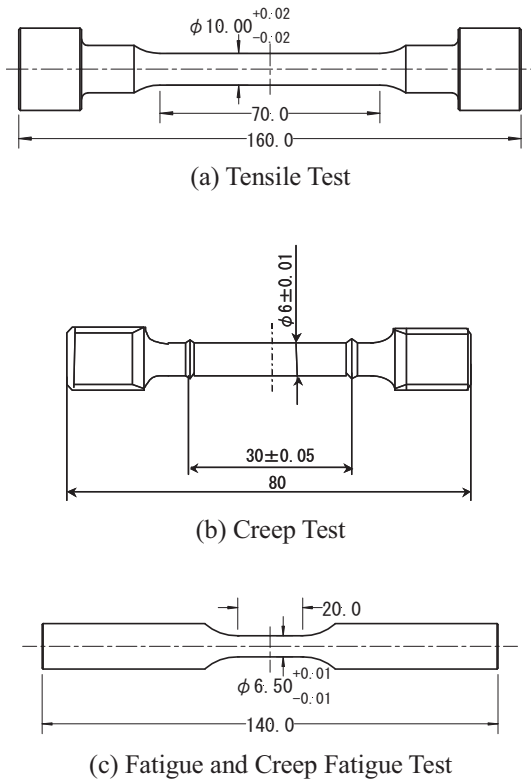


Fig. 5 Test Specimens

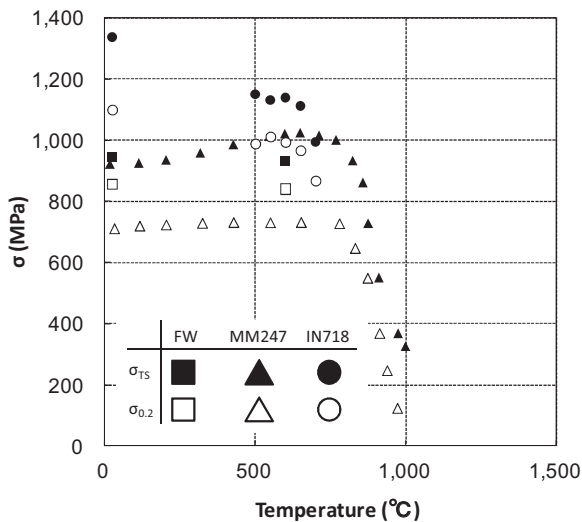
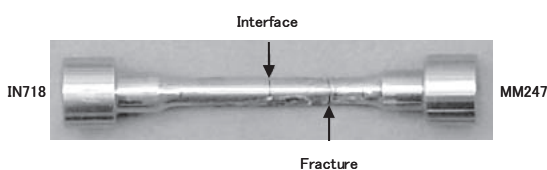
Fig. 6 Tensile Strength⁽⁷⁾

Fig. 7 Specimen after Tensile Test

本研究では、Ni基鋳造合金であるMM247材⁽⁷⁾と、Ni基鍛造合金であるIN718材⁽⁷⁾からなる摩擦圧接材を用いて、各々の材料の強度特性が異材継ぎ手としての強度特性に及ぼす影響を実験的に明らかとし、前報で提案した弾性追従挙動について非弾性解析により定量的な評価を試みた。

2. 試験方法

両材を摩擦圧接により接合した部材には、定格時に周方向の遠心応力、タービンホイールの重量による軸方向の回転曲げ応力、および起動-停止時に伴い熱応力が繰り返し作用する。本研究では、代表的な強度試験である引張試験、クリーブ破断試験を行うとともに、低サイクル疲労およびクリーブ疲労試験を併せて行った。

表1に各材料の組成を、表2に試験条件を示す。ここでMM247材には、1080℃/4h（不活性ガス冷却）および870℃/20h（不活性ガス冷却）を施工し⁽⁸⁾、IN718の強度を確保するために圧接後にIN718材の時効処理、718℃/8h（空冷）+621℃/8h（空冷）⁽⁹⁾を施工した。

試験温度は室温を除いて概ね650℃を選定し、実機よりも高温（加速）側の条件とした。低サイクル疲労およびクリーブ疲労試験でのひずみ比は-1とし、ひずみ負荷波形としてはFast-Fast波形、Slow-Slow波形、および引張側にて10分間の保持を行うクリーブ疲労波形の3種類を選定し、ひずみ速度および保持が破損挙動へ及ぼす影響の評価を試みることにした。

各試験に用いた試験片形状を図5に示す。なお接合界面は、いずれの試験片においても評点部の中央とした。

3. 試験結果および考察

3.1 引張試験

図6に引張試験の結果を示す。700℃程度まではIN718材の方がMM247材よりも高強度側であることから、圧接材の引張強さは低強度側のMM247材とほぼ同等であり、0.2%耐力もMM247材に近い値であった。また図7に示すように、破断面はMM247材のほぼ中央であった。これはより0.2%耐力が小さなMM247材に塑性変形が集中するとともに、破断伸びが小さいことが影響したものと考えられる。

3.2 クリープ試験

図8にクリープ試験の結果を示す。試験温度である650℃では、MM247材の方がIN718材よりも高強度側であり、また圧接材のクリープ強度はIN718材よりもさらにやや低強度側であった。また図9に示すように、破断部位は界面を基点としてややIN718側に入った位置であった。接合面近傍においては、MM247側では大きな変化は見られなかったものの、IN718側では接合時の界面での過大な塑性流動挙動およびその後の熱履歴により、微細結晶層とNb欠乏層が形成されている。

クリープ破断面はIN718材のNb欠乏層と細粒層の境界付近に位置しており，この付近がクリープ強度の低い領域に該当したためと考えられる。

3.3 低サイクル疲労およびクリープ疲労試験

低サイクル疲労試験およびクリープ疲労試験の結果を図10に示す。Fast-Fast波形下での疲労寿命はIN718材が最も長く，次いで1%のひずみ負荷の下ではMM247材，圧接材の順に長寿命であった。一方で0.7～0.8%のひずみ負荷の下では，MM247材と圧接材の疲労寿命に大きな差は認められなかった。

図11に示すように，圧接材に1%ひずみを負荷した場合の低サイクル疲労試験の破断位置は界面であり，他の場合はMM247材の内部であった。ひずみ負荷による強度の違いは，この破断位置の違いと密接な関係があると考えられる。

Slow-Slow波形下での疲労寿命もIN718材が最も長寿命であった。Slow-Slow波形の方がFast-Fast波形よりも短寿命側の結果を与えており，一般的な知見と一致した。しかしながらFast-Fast波形下ではIN718材の内部で破断したのに対して，Slow-Slow波形下での破断位置は界面であったことから，同負荷下ではIN718材よりも界面の方が低強度であったと考えられる。

クリープ疲労寿命は，IN718材，MM247材，圧接材の順に長寿命であった。ここまで引張強度，クリープ強度，および実機条件に近い低ひずみ負荷下での疲労強度において，圧接材の強度はそれぞれの条件下でIN718材およびMM247材の低強度側と同等となる傾向であった。しかしながら，圧接材のクリープ疲労寿命は，どちらの材料に対しても大きく低下している。これはクリープ疲労

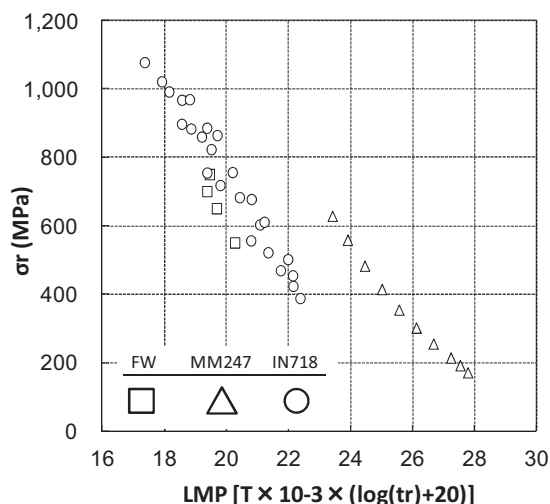


Fig. 8 Creep Rupture Strength⁽⁷⁾

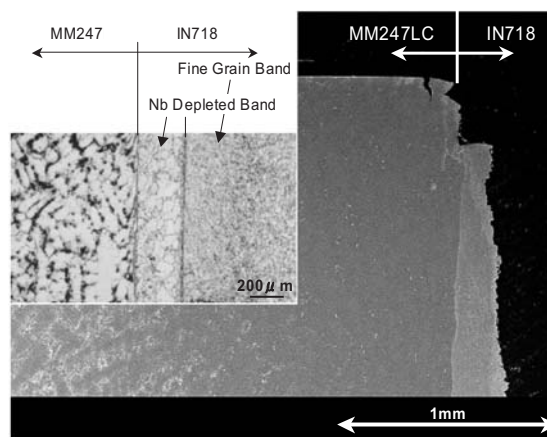


Fig. 9 Micro Structure of Creep Ruptured Specimen

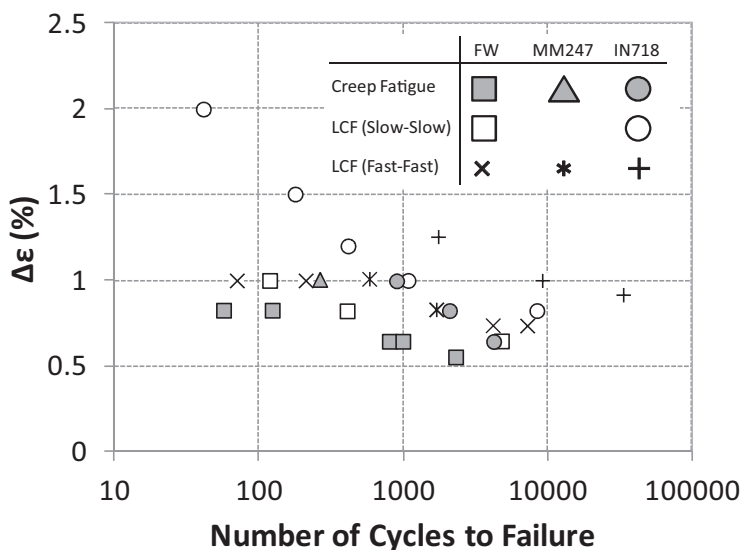


Fig. 10 Low Cycle Fatigue and Creep Fatigue Strength

寿命の評価に際して，低強度側の材料の強度データを用いることは危険側であることを意味しており，強度低下の要因について検討を行う必要がある。

3.4 クリープ疲労強度低下の要因

図12に，クリープ疲労試験を行った後の圧接材の界面付近を観察した写真を示す。破断位置は界面よりも，IN718材側に $300\mu\text{m}$ 程度入った位置であり，図11に示すようにクリープによる破断位置と同等であった。このためIN718材のクリープ破壊メカニズムとの関連性が考えられるものの，先述のように，IN718材のクリープ疲労強度から説明しきれない点がある。

そこで有限要素法を用い，摩擦圧接材を模擬した弾性クリープ解析を行い，IN718材の界面付近での応力，ひずみの挙動を調べることにした。BrinkmanらはIN718材を対象として，特定の温度，応力下でのクリープひずみマスターカーブを提案しており，本研究ではさらに任意の時間，応力でのクリープひずみを算出するために，以下の予測式を作成した⁽¹⁰⁾。

$$\varepsilon_c = A \cdot \sigma^n \cdot t^m \quad (1)$$

ここで， $A=3.4 \times 10^{-12}$ ， $n=2.6$ ， $m=1.8$ である。(1)式を用い， 650°C でのクリープひずみを予測した結果を図13に示す。なお，高温強度の高いMM247材は， 650°C ではクリープ挙動は示さないと仮定し，弾性体としてモデル化することとした。

荷重条件は表2で示したクリープ疲労荷重条件を模擬し，図14に示すように $0.01\%/ \text{sec}$ で荷重を増減し，最大負荷で10分間の保持を付与した。ここで，図15に示すように回転中心軸から下半分のみを軸対称要素を用いてモデル化し，解析を行った。図15には，100回負荷後の軸方向応力分布を併せて示す。図より100回負荷後には圧縮残留応力が作用しており，IN718材でのクリープひずみが大きく影響していると判断される。

10回負荷および100回負荷中における各材料でのひずみの推移を図16に示す。IN718材ではクリープひずみの増加が，MM247材ではひずみの減少が生じており，その変化は繰り返し数の増加とともに徐々に飽和する挙動を示した。これは最大負荷での保持がひずみ一定であることから，IN718材でのひずみの増加を吸収するためにMM247材側でのひずみが減少するためである。

さらに図17には，100回の繰り返し負荷中での応力-ひずみ挙動の変化を示す。IN718材ではクリープひずみの増加に伴う応力緩和が生じており，一方MM247材ではひずみの減少と応力低下が生じている。したがって，IN718材では平均ひずみの増加と平均応力の減少，MM247材では平均ひずみと平均応力がともに減少する結果となった。これは異なるクリープ強度を有する材料からなる，異材接合体に特有の弾性追従メカニズムであ

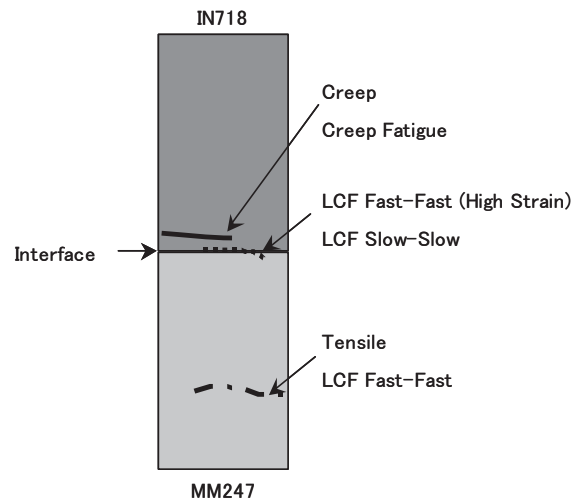


Fig. 11 Schematic of Fracture Modes

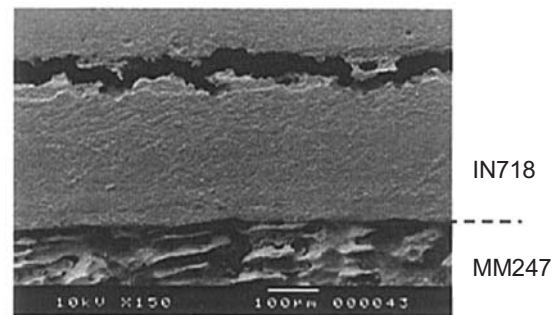


Fig. 12 Cross Section of FW Specimen
(Creep Fatigue, $\Delta \varepsilon = 0.8\%$)

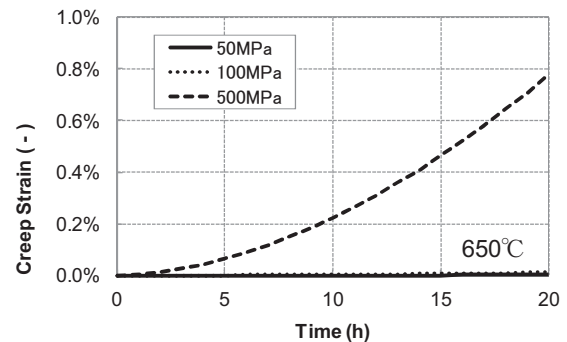


Fig.13 Estimated Creep Strain Curve of IN718

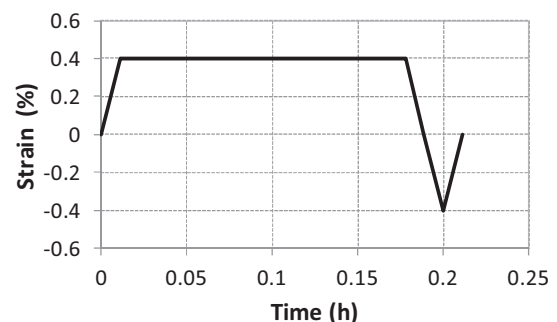


Fig. 14 Load Conditions

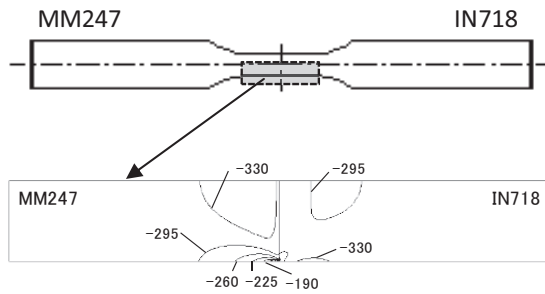


Fig.15 Axial Stress Distribution after 100th Loading Cycles (MPa)

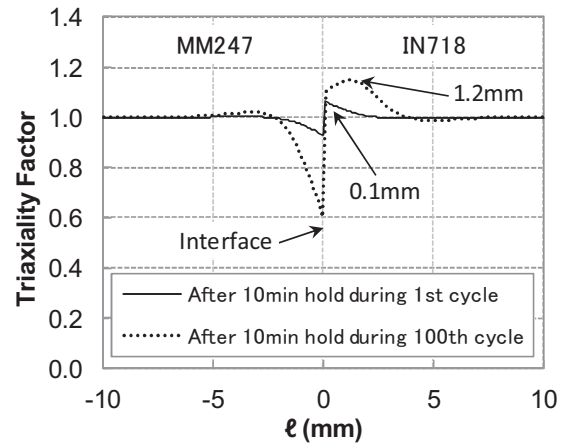
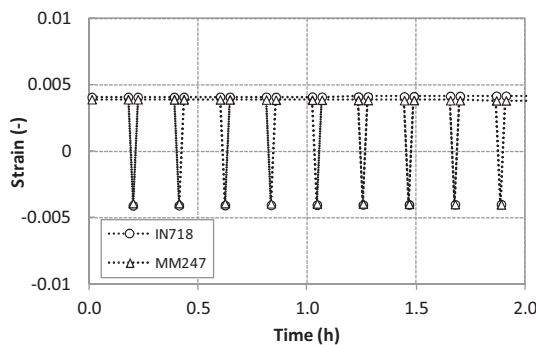
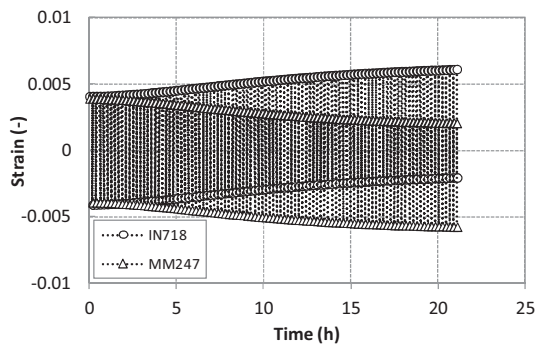


Fig. 18 Triaxiality Factor Distribution



(a) During 10 Cycles



(b) During 100 Cycles

Fig. 16 Time Dependant Stress and Strain Behavior

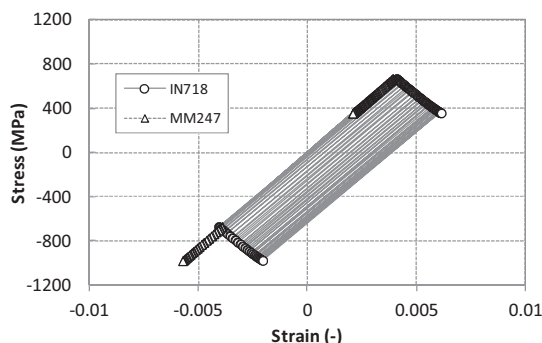


Fig. 17 Elastic Follow-up Behavior

ると考えられる。したがって、IN718材では平均応力はMM247材と同等に低下するものの、平均ひずみが増加するラチェティング挙動を示しており、このことからIN718材単体よりも接合材の方が低強度を示したと考えられる。

さらに、次式で求められる試験片中央平行部における3軸度係数 (Triaxiality Factor) の分布を図18に示す。応力多軸度が高いほどTFは大きくなり、クリープ損傷が大きくなると考えられる⁽¹⁾。

$$TF = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{\sigma_{mises}} \quad (2)$$

初回負荷後において、TFはIN718材の界面付近から0.1mmの位置で高くなり、100回負荷後にはさらに高くなり1.2mmに移動していた。TF最大位置は破断位置と定量的に一致しないものの、負荷に伴い徐々にIN718側にTFが最大の位置が移動することを示していると考えられる。

以上より、クリープ疲労試験においてIN718材側にて短寿命で破断する事象の要因としては、弾性追従によるIN718材でのクリープひずみの増加、IN718材側でのTFの増加、が考えられる。他の要因としては、IN718材およびMM247材の結晶粒径の違いもある程度影響している可能性が考えられる。

図19に示すように、MM247材には2mm近い粒径の結晶が界面付近に見られる一方で、IN718材の結晶粒径は約1/10の0.2mm程度であった。

したがって、界面付近においてMM247材の結晶1個が及ぼす異方性が影響している可能性も考えられる。また結晶組織が大きく異なることからMM247材とIN718材の変形抵抗も異なることが予想され、図20に示すように界面近傍にて両材が拘束しあうことにより2次応力が発生する可能性も考えられる。

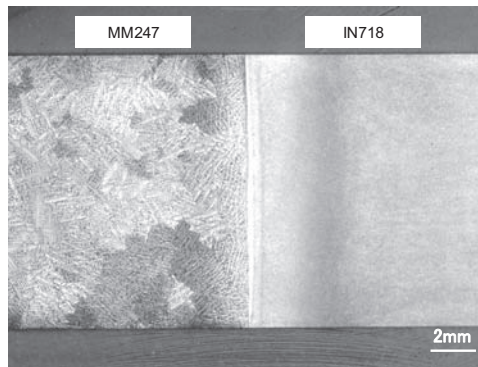


Fig. 19 Observed Image of Friction Welded Specimen

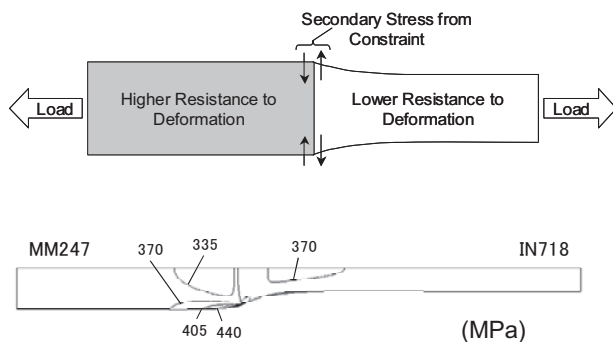


Fig. 20 Secondary Axial Stress from Constraint

4. 結言

MM247材とIN718材を摩擦圧接により接合した試験片を用いて、母材の強度と比較しつつ接合強度について検討を行い、以下の結論を得た。

- (1) 圧接材の引張強さはMM247材と同等であり、破断部位もMM247材内部であった。これは同材の方がIN718材よりも引張強さ、および破断伸びが小さいためと考えられる。
- (2) クリープ破断強度はIN718材よりやや低強度側であり、界面を起点として、IN718材のNb欠乏層と細粒層の境界に沿って破断することが明らかとなった。
- (3) 圧接材の低サイクル疲労強度は、高ひずみの条件ではMM247材よりも低強度で界面にて破壊し、その他の条件ではMM247材と同等の強度にて同材の内部で破壊する傾向にあった。
- (4) クリープ疲労強度はIN718材、MM247材のどちらよりも低強度となった。IN718材のクリープ変形を模擬した有限要素解析を実施し、弾性追従挙動によるIN718材でのクリープひずみの増加を確認した。
- (5) 界面近傍の3軸度係数はIN718材側で繰り返し数の増加とともに高くなることが明らかとなり、IN718材でのクリープ損傷が過大となる傾向を明らかとした。

参考文献

- (1) S. Nakano, Y. Hayasaka, et al., Development of an Advanced Micro Turbine System Using Humid Air Turbine Cycle, ASME, GT2004-54337 (2004).
- (2) M. Okazaki, Y. Mutoh, T. Yada, and M. Yamaguchi, Creep-Fatigue Behavior of Dissimilar Metal Electron Beam Welded Joint, JSMS, Vol. 36, No. 410, pp. 1239 - 1245 (1986).
- (3) M. Preuss, P. J. Withers, and G. J. Baxter, A comparison of inertia friction welds in three nickel base superalloys, Materials Science and Engineering A, 437, pp. 38 - 45 (2006).
- (4) Z. W. Huang, H. Y. Li, M. Preuss, M. Karadge, P. Bowen, S. Bray, and G. Baxter, Inertia Friction Welding Dissimilar Nickel-Based Superalloys Alloy 720 Li to IN718, Metallurgical and Materials Transactions A, Vol. 38A, pp. 1608 - 1620 (2007).
- (5) F. Daus, H. Y. Li, G. Baxter, S. Bray, and P. Bowen, Mechanical and microstructural assessments of RR1000 to IN718 inertia welds - effects of welding parameters, Materials Science and Technology, Vol. 23, No. 12, pp.1424 - 1432 (2007).
- (6) M. Okazaki, M. Sakaguchi, et al., Creep-Fatigue and Thermo-Mechanical Fatigue of Friction-Welded IN718/MarM247 Dissimilar Joint, Superalloys 718,625 and Various Derivatives 2008 (2008).
- (7) Aerospace Structural Metals Handbook, 1999 Edition, Purdue Research Foundation (1999).
- (8) Hshin-Erh Huang, Chun-Hao Koo, Effect of Solution-Treatment on Microstructure and Mechanical Properties of Cast Fine-Grain CM247LC Superalloy, Materials Transactions, Vol.45, No.4, pp.1360-1366 (2004).
- (9) K. Hayashi and K. Kakei, Effect of Heat Treatment on Mechanical Properties of Inconel 718, J. Japan Inst. Metals, Vol.74, No.8, pp. 501-507 (2010).
- (10) C. R. Brinkman, M. K. Booker, and J. L. Ding, Creep and Creep-Rupture Behavior of Alloy 718, Superalloys 718,625 and Various Derivatives 1991, pp. 519 - 536 (1991).
- (11) R. L. Huddleston, An Improved Multiaxial Creep - Rupture Strength Criterion J. Pressure Vessel Technology, 107, 421 (1985).
- (12) M. Sakaguchi and M. Okazaki, Thermo-Mechanical and Low Cycle Fatigues of Single Crystal Ni-Base Superalloys; Importance of Microstructure for Life Prediction, JSME International Journal, Series A, Vol.49, No. 3 (2006).
- (13) K. Kuwabara, A. Nitta, and T. Kitamura, Elevated Temperature Low Cycle Fatigue Strength of Forged Ni-base Superalloy IN718, JSMS, Vol. 32, No. 357, pp. 657 - 661 (1983).

矩形流路内での対向噴流による流体混合

Fluid Mixing of Opposed Jet Flows in the rectangular duct

長尾 隆央^{*1}
NAGAO Takahisa

松野 伸介^{*1}
MATSUNO Shinsuke

林 光一^{*2}
HAYASHI A.Koichi

ABSTRACT

The opposed jet flow is measured and its CFD simulation is performed to study the flow behavior in a rectangular duct. The jets are oppositely collided in a one-side-closed rectangular duct. In order to understand the whole combustor flow field it is necessary to study air jet dilution effects which are typically arranged by opposed jets. Experiments and simulations are performed using air, where the Reynolds number is 2×10^4 , based on jet diameter and jet velocity. Velocity distribution and turbulent intensity are measured by Laser Doppler Velocimetry, and simulated by a large-eddy simulation. LES results are generally in quantitative agreement with the experiment. The details of fluid flow are discussed with the results of CFD. In the results of CFD, jets are impinging almost stably each other. However, the radian jet which is generated on impinging plane is fluctuated. This result suggested that mixing of opposed jets impinging flow are concerned with radial jet fluctuation.

Key words : ジェットエンジン, 燃焼器, 対向衝突噴流, LES
Jet Engine, Combustor, Opposed jets, LES

1. 緒言

ガスタービンエンジンの効率を上げるために、燃焼器温度は年々上昇している。また、重量を低減するために小型化することも重要となっている。しかし、高温化や小型化は燃焼によって生成する高温ガスの温度が上がり、混合する距離が短くなることを意味するため、燃焼器出口での温度分布を悪化させる要因となる。もし出口温度分布に高温のホットスポットが存在する場合、タービンの寿命に大きな影響を与えることが懸念されるため、温度分布は十分に一樣であることが望ましい。

図1にRQL (Rich-burn Quick-quench Lean-burn, 過濃燃焼-急速混合-希薄燃焼) 燃焼器⁽¹⁾の断面図を示す。実際の形状は、この断面をガスタービン軸で回転させた環状の形状となっている。過濃燃焼領域では、ノズルから噴射された燃料がスワール保炎器で空気と混合して燃焼する。その直後、希釈空気が流入して急速に混合し、残りの燃料を燃焼させる。RQL燃焼器の温度分布は、希釈空気によって調整されるため、その流動を把握しておくことは重要である。

このような燃焼器における流入空気の噴流による混合の研究は古くからHolemannとWalker^{(2),(3)}によってなされており、矩形断面や円形断面のダクトにおいて、孔形状、孔径 D 、孔間隔 S 、高さ H 、ジェットと主流の運動量流束比 (momentum flux ratio) J を変えた場合の混合状態が整理されている。運動量流束比 J は以下の式で表される。

$$J = \frac{\rho_j u_j^2}{\rho_g u_g^2} \quad (1)$$

ここで ρ は密度、 u は流速、添字 j は噴流、添字 g は主流である。

しかし、上記の燃焼器内流れの研究の多くは時間平均の流れによって議論され、噴流の非定常的な挙動を詳細に議論している論文は少ない。

一般的に、対向噴流は衝突面が不安定となることが知られており、牧と小川⁽⁴⁾による対向噴流の衝突面の安定性に関する研究によると衝突面位置は不安定であり、特定の位置に固定されることはないことが報告されている。また、山本と野本⁽⁵⁾による衝突噴流の発振に関する研究などによると、2次元噴流や矩形断面噴流は必ずしも衝突面が安定せず、互いにすれ違う発振現象を引き起こすことがあるが、円形噴流では発振は起こらないという現象が報告されている。ただし、Kaddah, Fletcherら^{(6),(7)}によると、ガスタービン燃焼器の流入空気は主流に垂直ではなく、一定の角度を持って流入することが知られて

原稿受付 2013年4月24日

校閲完了 2013年9月6日

*1 (株)IHI 熱・流体研究部

〒235-8501 横浜市磯子区新中原町1番地

*2 青山学院大学 理工学部 機械創造工学科

〒252-5258 相模原市中央区淵野辺5-10-1

おり、その角度が変動する場合にも円形噴流が安定かどうかは示されていない。また、これらの研究においても、衝突面における不安定性などが大局的な混合に与える影響までは考察されていない。

一方、Hussain⁽⁸⁾による乱流せん断層流れの研究、Andreopoulos⁽⁹⁾による主流に垂直に噴出される噴流の研究などの基礎的な研究では、噴流と主流の混合層の様子が詳細に考察されている。同様に、対向衝突噴流において、衝突面の非定常な挙動を考慮した混合現象を調査することは、燃焼器内部の流体現象を明らかにするうえで重要と考えられる。

そこで本研究では、矩形断面ダクトに対向衝突噴流を導入した流れ場を構築し、燃焼器における対向衝突噴流による混合挙動を明らかにすることを目的とする。今回の報告では、計測によってCFDの精度を把握するとともに、内部流動と混合の詳細な考察を行う。流れ場は単純化のため流入孔1対のみを取り出し、スワール保炎器による旋回流（主流）を省略し、環状形状を矩形管へと変更した。また、燃焼は考慮しない。多くの実験は常温常圧の空気で行われており、実際の燃焼器の主流と流入空気の密度差とは異なる。しかし、噴流と主流の運動量比を考慮すれば流れ場は再現可能であるとされている⁽²⁾。

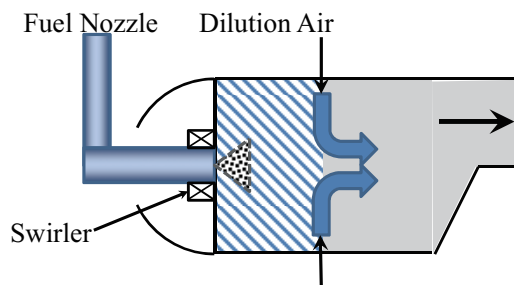


Fig. 1 Schematics of gas turbine combustor

2. 実験装置と実験形状

図2、図3、図4に対象とする形状を示す。前述のとおり、矩形ダクトに対向衝突噴流が流入する流れ場となっている。ダクトの左端は閉じられており主流の流入はない、右端は大気開放となっている。噴流はオリフィスプ

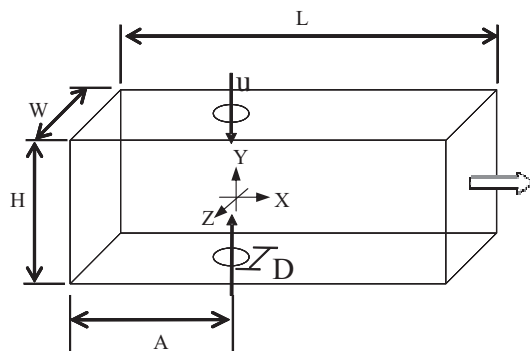


Fig. 2 Outline of flow passage configuration
($D/H=0.2$, $L/H=5.9$, $W/H=1$)

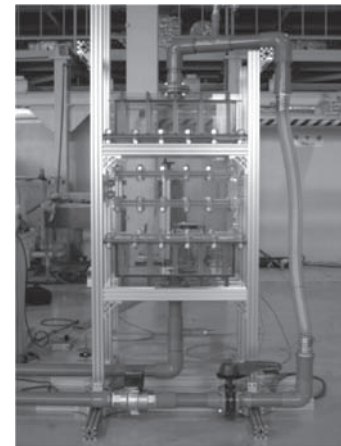


Fig. 3 The Experimental Equipment

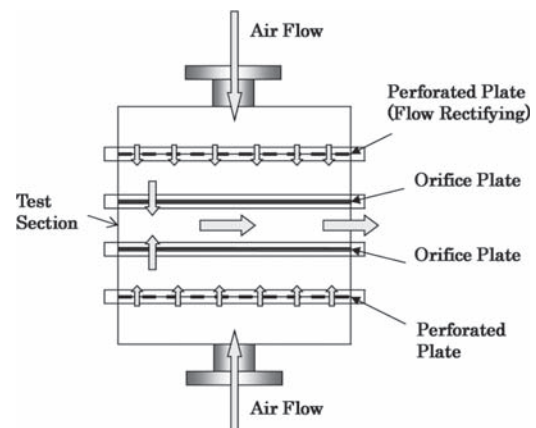


Fig. 4 Detailed configuration

レートを通することで生成される。上流には整流のための多孔板があり、上流のダクト急拡大による影響を低減している。オリフィスプレートの厚さは $0.5D$ である。

通常、燃焼器の希釈空気は、燃焼器壁面に開けられた円形の穴（希釈孔）から噴流として流入する。希釈孔の配置としては、噴流同士が互いに衝突するもの（対向配置）と、衝突しないもの（交互配置）の2種類があるが、今回は一般的な対向配置を用いる。

3. 計測手法

2成分LDV（TSI製 FSA-3500）によって流速を計測した。図5に計測点位置の例を示す。トレーサ粒子にはオイルミスト（平均粒径 $0.3\mu\text{m}$ 、ツクバリカセイキ F-235）を用いた。3成分を測定するため、まずXY平面に垂直な成分を測定し、同一の点のYZ平面に垂直な成分を測定した。

4. 数値解析手法

数値解析にはアドバンスソフト株式会社のFrontFlow Red 4.1を使用した。形状モデルは実験と同じものを用いている。流入は図4の多孔板直後を考え、流速変動をSmirnov⁽¹⁰⁾によるSpectral synthesizerで再現した。乱流強度は平均流速基準で250%、時間平均流量は一樣とし

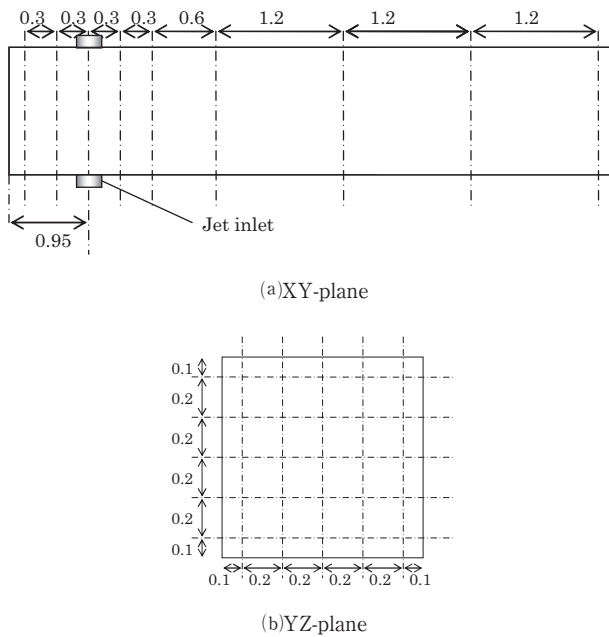


Fig. 5 Measurement points in the experimental system (nondimensionalized by duct height H)

Table 1 Numerical methods and mesh conditions

CFD code	Advanced/Frontflow/Red 4.1
Equation	Incompressible Navier-Stokes
Fluid	Incompressible perfect gas
Turbulent	Dynamic Smagorinsky LES
Turbulent inlet	Spectral synthesizer
Wall	Spalding law
Cell	Unstructured
Discretization	Blended 2nd order central with 1st order upwind (8 : 2)
Parallelization	Region splitting, 64 CPUs
Number of cell	3 Million
Min. Δx	0.2mm
Ave. Δx	2mm

た。支配方程式には非圧縮性Navier-Stokesを用い、乱流モデルにはLES Dynamic Smagorinskyを用いた。最小格子幅は0.2mm、ダクト内の平均格子幅は2mmである。格子点数は約300万点となった。

5. 結果と考察

5.1 CFDと実験の比較

流体には空気を用い、オリフィスをベースにしたレイノルズ数は 2.0×10^4 である。 $L/H=5.9$, $W/H=1$, $D/H=0.2$ の場合について実験と解析を行った。

X方向の流速分布と流速変動RMS ($z=0$)を図6(a),Y方向を図6(b), Z方向を図6(c)に示す。解析と計測結果

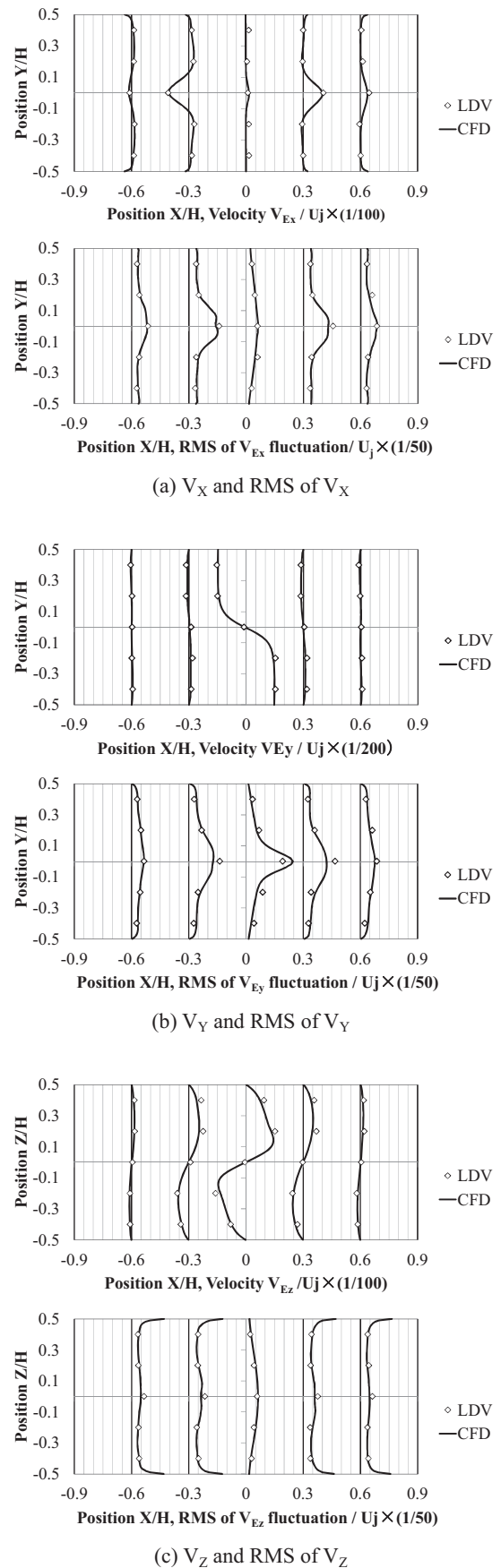


Fig. 6 Velocity and velocity RMS ($V_{Ex}, V_{Ey} : Z=0$, $V_{Ez} : Y=0$)

を比較した場合、Y方向の一部を除いてLESと実験結果は定性的かつ定量的に一致していると考えられる。ゆえに、以下に解析結果から流れ場を考察する。

5.2 対向噴流による流れ場と混合

対向噴流による混合現象を考察するため、全体的な流れ場、よどみ点位置の変動、濃度変動スペクトルに着目した。その結果、噴流衝突面付近の流れが混合に最も寄与していることが確認できた。以下に詳細を述べる。

(1) 全体的な流れ場

図7に時間平均した速度から求めた流線を示す。図8に平均流速絶対値、図9に流速変動RMS、図10に下側噴流の平均モル分率、図11に下側噴流濃度変動RMSを示す。

流路内の流動は、対向噴流によって衝突面に円盤状のジェットが発生し、その流れが壁面に衝突することで循環渦を形成しており、この渦は下流まで存続している。

流速変動RMS（図9）と濃度変動RMS（図11）は渦み点と円盤ジェットの部分で最も高く、噴流外縁部でも大きい。噴流外縁部や円盤ジェット部分では噴流の速度剪断層が存在するためと考えられる。

流速変動が大きいということは、乱流エネルギーが高いことになるため、その部分での混合が多くなされと考えられる。下側噴流の平均モル分率（図10）によると、噴流付近と衝突面部分以外では、上下噴流はほぼ均一になっている。主に混合が起きている部分は噴流と衝突面周辺であると考えられる。

濃度変動RMS（図11）などを見る限りでは、循環渦

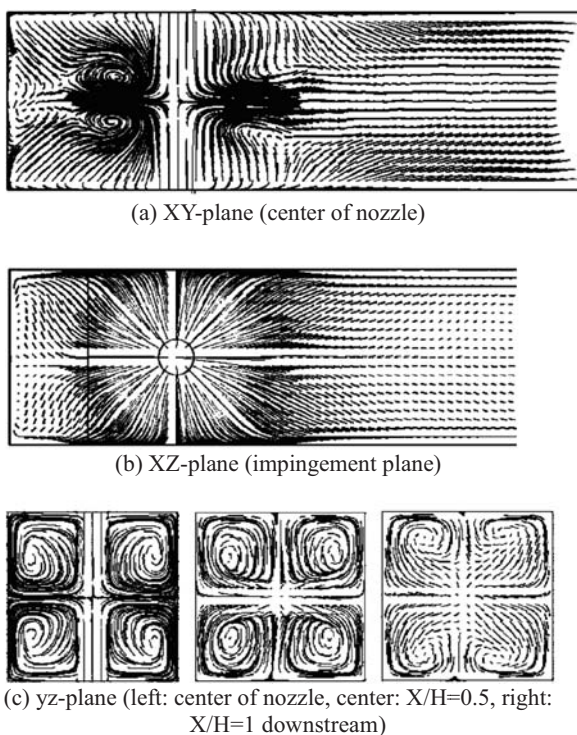


Fig. 7 Stream line of averaged velocity (LES)

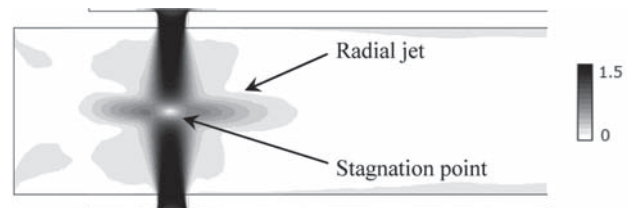


Fig. 8 Averaged velocity magnitude / U_j

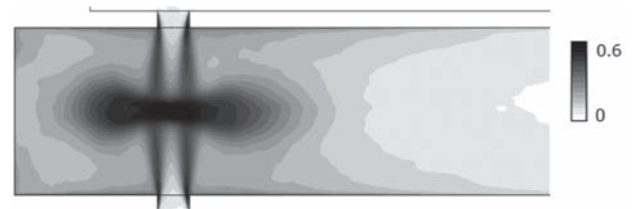


Fig. 9 Velocity fluctuation RMS / U_j



Fig.10 Averaged mole fraction of lower side jet

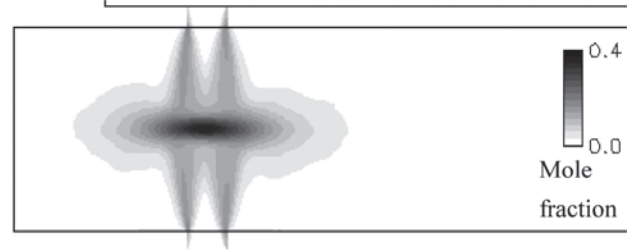


Fig.11 Mole fraction fluctuation RMS of lower side jet (XY-plane, $Z = 0$)

は混合に直接寄与していないように見える、しかし噴流衝突面付近などの混合が強い部分と壁付近などの弱い部分を循環させることで全体の濃度分布に影響を与えていると考えられる。

(2) よどみ点位置の変動

図12に、連続500時間ステップのXY方向のよどみ点の位置を表示した。よどみ点位置の決定は衝突面付近の圧力最大点を検出することでを行った。よどみ点の位置変動をフーリエ変換した結果を図13に示す。

よどみ点の位置はXZ方向にジェットの直径 ($D/H=0.2$) を超えて広がることはなく、安定した衝突となっていると判断できる。スペクトルでは際立ったピークは存在せず、発振現象は起こっていないことがわかる。

Y方向の振動はXZ方向より大きい。これは牧と小川⁽⁴⁾による実験に代表されるように、一般的に対向衝突噴流において衝突面が上下に大きく移動する結果と矛盾しな

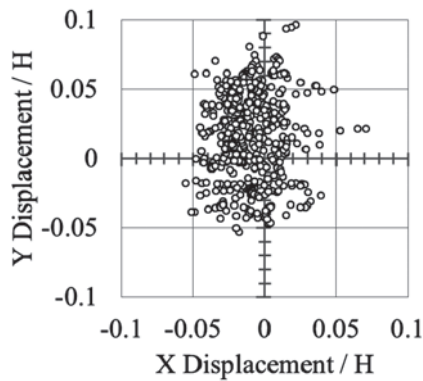


Fig.12 Displacement of stagnation points (500 timesteps)

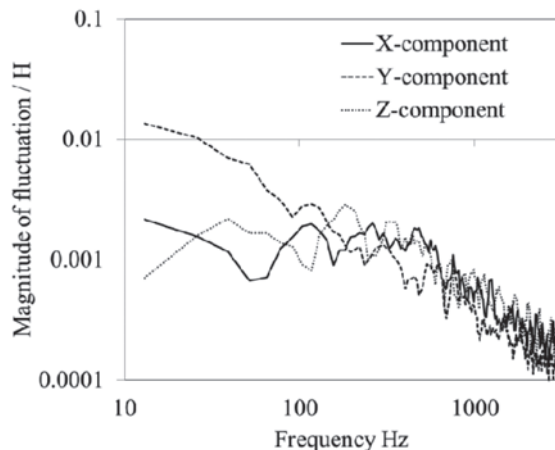


Fig.13 fluctuation spectrum of stagnation point displacement

い。よどみ点の変位は、衝突面位置の変動と密接に関連しており、衝突面付近の流速変動に影響を及ぼしているものと推測できる。

(3)濃度変動スペクトル

図14には、ダクト中心位置で濃度変動をフーリエ変換した結果を示す。図14にみられるように、変動は下流に行くに従って徐々に減衰する。ここで特徴的なのは、 $X/H=0$ と $X/H=0.3$ の位置におけるスペクトルにおいて $X/H=0.3$ のほうの高周波成分が大きいことである。これは、衝突面で円盤状ジェットが生成されたことにより、速い

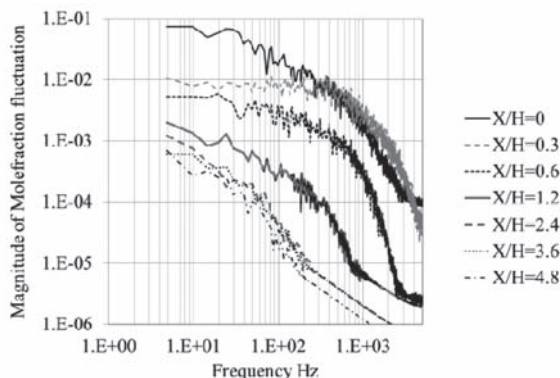


Fig.14 spectrum of mole fraction fluctuation

流速と流速変動が生成されたことによるものと考えられる。さらに下流のスペクトルの特性は $X/H=0.3$ に類似していることから、衝突面付近の流れに流れ場全体の混合挙動が強く影響される可能性を示唆している。

(4)衝突面付近の混合現象

衝突面付近の現象を詳細にみるため、図15に時系列的な濃度分布を示した。噴流部を拡大して表示しており、(a)はYZ断面、(b)はXY断面である。(a)と(b)では濃度レンジが異なる。流入した上下の噴流は外縁の分布に変動がみられる。これは噴流自体の不安定性と矩形流路内部の循環流が干渉した結果と考えられる。

噴流の衝突によって生成された円盤状ジェットの縁は上下に大きく変動しており、この変動幅はよどみ点の位置の上下変動よりも大きい。これは、図15(b)に示されるように、衝突面が様々な方向へ傾くことで円盤状ジェットの放出方向が変動することが原因と考えられる。

円盤状ジェットの変動部分で上下の噴流が混合されて

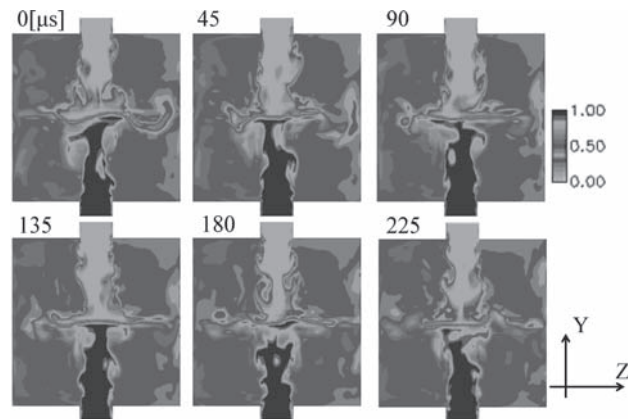
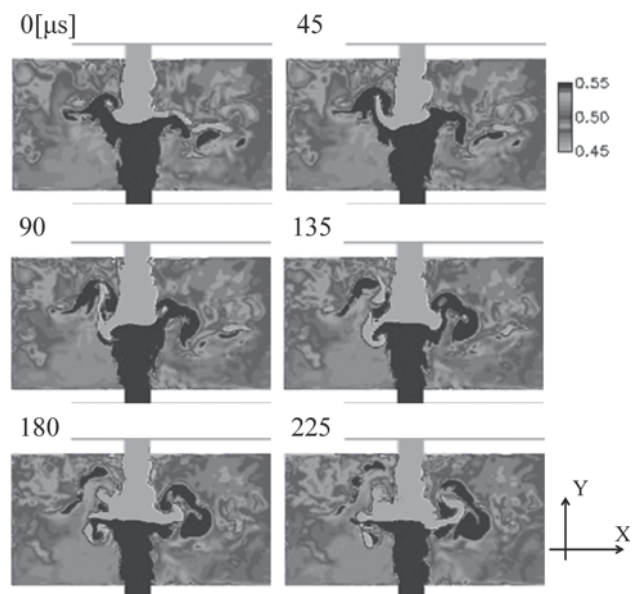
(a)YZ-plane ($X = 0$)(b)XY-plane ($Z = 0$)

Fig.15 Mole fraction of lower jet

いる様子は図15(b)から容易に見て取れる。また、円盤状ジェットの外縁部においては、未混合領域が流れによって引き伸ばされてちぎれていくことがわかる。このような流れ場が、衝突噴流において混合が促進される要因である。

6. 結論

ジェットエンジン燃焼器を簡略化した矩形ダクト内対向衝突噴流において、主流のない場合の実験と数値解析を行った。実験と数値解析の結果は定性的だけでなく定量的に一致することが確認できた。

流路内の流動は、対向噴流によって衝突面に円盤状のジェットが発生し、そのジェットが壁面に衝突することで循環渦を形成している。ただし、実際の燃焼器はアニュラ型形状のため、壁面による影響は無くなり、隣接した対向噴流により生成した円盤状ジェット同士の干渉により循環渦が発生すると考えられる。非定常的な円盤ジェット同士の衝突となるため、壁面衝突よりもさらに複雑な流れとなる可能性がある。

流速変動とモル分率の変動は渦み点と円盤ジェットの部分で最も高く、噴流外縁部でも大きいので、この部分での混合が多くなされると考えられる。

対向噴流特有の衝突面の変動が確認できるものの、よどみ点の位置変動は噴流の直径を超えて広がることはなく、安定した衝突となっていると判断できる。

濃度変動スペクトルの結果より、流れ場全体の混合挙動は衝突面付近の流れに強く影響される可能性がある。

噴流の衝突面が様々な方向に傾くことで、衝突面から生成される円盤状ジェットの放出方向が変動している。円盤状ジェットの変動部分では上下の噴流が強く混合され、衝突後の外縁部においては未混合領域が伸長しかつ分散されて混合が促進する。

実際の燃焼器では保炎器からの主流成分が存在するため、本研究のように安定的に対向噴流が衝突する場合だけではない。また、本研究では単純化のために矩形ダク

ト形状を考えたが、実機ではアニュラ型となり、隣接した希釈孔による影響が存在する。主流や旋回流が存在する流れ場や、隣接する噴流がある場合の対向衝突噴流の挙動、燃焼の影響についてはさらなる研究が必要である。

参考文献

- (1) Lefebvre, A. H. and Ballal, D.R., "Gas Turbine Combustion", Third Edition (2010), CRC Press
- (2) Holdeman, J. D., and Walker, R. R., and Kors, D. L., "Mixing of Multiple Dilution Jets with a Hot Primary Airstream for Gas Turbine Combustors", AIAA Paper 73-1249 (1973).
- (3) Holdeman, J. D., and Walker, R. R., and Kors, D. L., "Mixing of a Row of Jets with a Confined Crossflow", AIAA Journal, Vol. 15, No. 2 (1977), pp.243-9.
- (4) 牧 博司, 小川 信夫, "対向乱流噴流の研究 (衝突面の位置に影響を与える因子)", 日本機械学会論文集 (B編), 53巻485号 (1987), pp. 82-87.
- (5) 山本 圭治郎, 野本 明, "同軸対向衝突噴流の発振現象", 油圧と空気圧, 6巻2号 (1975), pp.68-77
- (6) Kaddah, K. S., "Discharge Coefficients and Jet Deflection Angles for Combustor Liner Air Entry Holes", College of Aeronautics MSc thesis, Cranfield, UK, 1964.
- (7) Fletcher, R. S., and Bastress, E. K., "The Design and Performance of Gas Turbine Combustion Chambers", Northern Research and Engineering Corporation, NREC Report 1082, 1964.
- (8) Hussain, A. K. M. F., "Coherent structures and turbulence", Journal of Fluid Mechanics, 173 (1986), pp 303-356.
- (9) Andreopoulos, J., "On the structure of jets in a crossflow", Journal of Fluid Mechanics, vol. 157 (1985), pp. 163-197.
- (10) Smirnov, R., Shi, S. and Celik, I., "Random Flow Generation Technique for Large Eddy Simulations and Particle-Dynamics Modeling", Journal of Fluids Engineering, Vol.123, No.2 (2001), pp.359-371

ガスタービン翼後縁部ディンプル付きカットバック面上 フィルム冷却流の2次元3成分PTV計測

Two-Dimensional Three- Components PTV Measurement of Film Cooling Flow over Dimpled Cutback Surface at Airfoil Trailing Edge

齋藤 博史^{*1}
SAITO Hiroshi

渡邊 要^{*1}
WATANEBE Kaname

村田 章^{*1}
MURATA Akira

岩本 薫^{*1}
IWAMOTO Kaoru

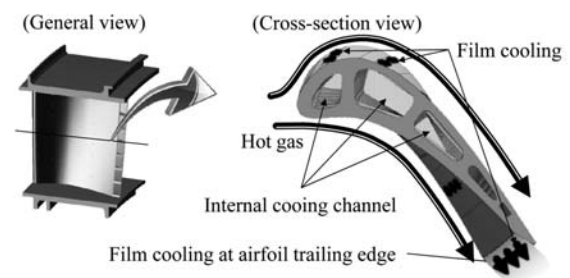
ABSTRACT

Cooling at trailing edge of gas turbine airfoil is one of the most difficult problems because of its thin shape: high thermal load from both surfaces, hard-to-cool geometry of narrow passages, and at the same time demand for structural strength. In this study, the turbulent flow over the dimpled cutback surface is experimentally examined aiming at heat transfer enhancement without disturbing the cooling film. Three types of dimples (spherical, teardrop, and 45deg angled teardrop) were examined by using two-dimensional three-component particle tracking velocimetry (2D3C-PTV). Reynolds number of the main flow was 18,000, and blowing ratio was varied from 0.5 to 2.0. In the spherical dimple case, flow separation and reattachment occurred at the leading and trailing edges of the dimple, respectively. On the contrary, flow separation was suppressed in the teardrop dimple case. In the 45deg angled teardrop dimple case, secondary flow in the dimple was observed in addition to the flow separation and flow reattachment at the leading and trailing edges. The effects of blowing ratio on the turbulent statistics were also discussed.

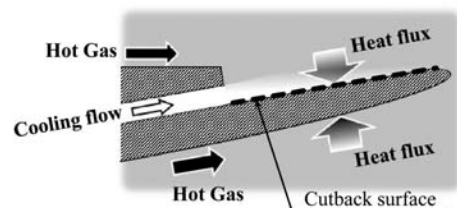
Key words : Film Cooling, Dimple, Flow Visualization, Particle Tracking Velocimetry, Turbulent Flow

1. 諸言

ガスタービンエンジンは高温の燃焼ガスを用いるのでタービン翼は非常に過酷な温度環境下におかれる。タービン翼の耐熱性の向上には材料と冷却両方の技術が重要となり、タービン翼冷却は材料強度を維持する上で必須である。一般にタービン翼の冷却には、図1に示すように翼表面の孔から冷却空気を放出するフィルム冷却や翼内部の冷却流路を用いた強制対流内部冷却が行われ、冷却流路内部には熱的負荷の大きい翼面側に乱流促進突起（リブ）が設けられている。しかし、翼後縁部は厚みが薄く内部冷却が行えない上に、翼背腹部の両面に高温燃焼ガスからの熱流入があるため、翼冷却において最も厳しい条件となる。そこで翼後縁部スロットからカット



(a) Cooling technique of the turbine blade



(b) Schematic of film cooling at airfoil trailing edge

Fig. 1 Schematic of turbine blade cooling.

原稿受付 2013年 5月13日

校閲完了 2013年 9月 6日

*1 東京農工大学工学部

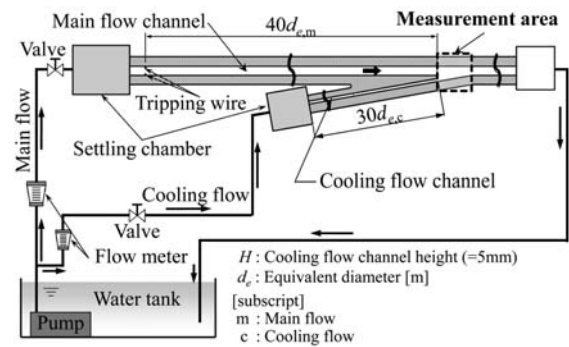
〒184-8588 小金井市中町 2-24-16

バック面上に冷却空気を膜状に吹き出して、カットバック面への主流からの熱遮蔽と同時にカットバック壁の対流熱伝達による冷却を行い背面からの熱流入を処理している。フィルム冷却カットバック面での伝熱促進では、乱流促進・二次流れ効果が冷却空気膜を崩してしまうとフィルム冷却効率を大きく低下させるので、高フィルム冷却効率維持という従来とは異なる制約条件下での新たな伝熱促進問題として捉える必要がある。後縁部フィルム冷却についてはこれまでに平滑カットバック面でのブロー比や密度比の影響を調べた伝熱実験^{(1),(2)}、LES解析⁽³⁾の例がある。最近著者らはカットバック面への凹み形状（ディンプル）の敷設が高フィルム冷却効率と高熱伝達率の両立に有効であることを伝熱実験⁽⁴⁾⁻⁽⁶⁾とLES解析⁽⁷⁾を行い、ディンプル部での流れの剥離と再付着域により熱伝達率が上昇する結果を示した。さらに2次元2成分画像処理流速計を用いリブおよびディンプルを敷設した際のカットバック面上方の乱流速度場計測を行い、混合層とカットバック面上流れの評価を行った⁽⁸⁾。しかし、2次元2成分計測では凹み形状であるディンプル内部の流れや幅方向速度成分は計測できない。そこで本研究では、ディンプル付きカットバック面上の流れを2次元3成分計測が可能な粒子追跡流速計（2-Dimensional 3-Components Particle Tracking Velocimetry, 以下2D3C-PTV）を用いてディンプル内部を含めて乱流速度場計測を行い、ディンプル敷設が熱遮蔽性に与える影響を流れ場計測から明らかにすることを目的とする。

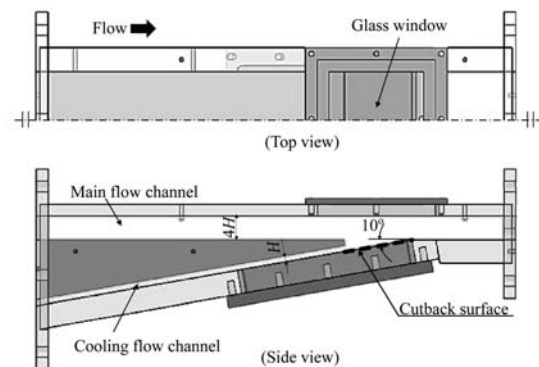
2. 実験装置及び方法

図2(a)に実験装置を示す。循環型流路で作動流体には水を用いる。水はポンプにより駆動され、主流、冷却流それぞれ流量計および流量調整バルブを経て主流、冷却流路へ供給される。主流および冷却流各流路の上流部には整流部があり助走区間を経てテストセクションに流入する。主流流路には乱流遷移を促進させるためトリッピングワイヤを設置している。なお冷却流路はディンプルによる乱流遷移促進が行われるためトリッピングワイヤは設置していない。主流と冷却流各流路高さは、 $4H$ と H ($H=5\text{ mm}$) であり、助走区間長さは主流側が $64\times 4H$ 、冷却流側が $56.4H$ である。図2(b)にテストコア概略を示す。主流および冷却流は 10° の角度で合流し、カットバック面上部のガラス製可視化窓（TEMPAX Float, 屈折率1.474）を通して流れを観察する。

図3にテストコア詳細を示す。主流と冷却流各流路は流路幅 $16H$ の扁平矩形断面流路で、リップ厚さは H である。座標はリップ端直下のカットバック面流路幅方向中央位置を原点とし、冷却流流路軸方向を x 軸、カットバック面垂直方向を y 軸、流路幅方向を z 軸とする。計測領域は $x/H=0\sim 11.3$ の冷却流吹き出し直後からカットバック面終端位置までである。冷却流路下面（リップ端から上流側に $14H$ の領域）およびカットバック面上には



(a) Experimental setup



(b) Test core

Fig. 2 Experimental apparatus.

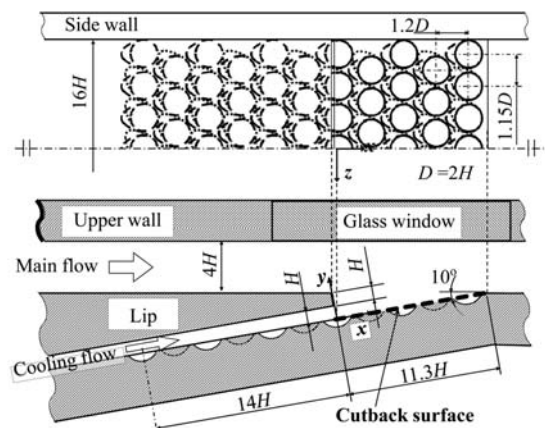


Fig. 3 Details of test core.

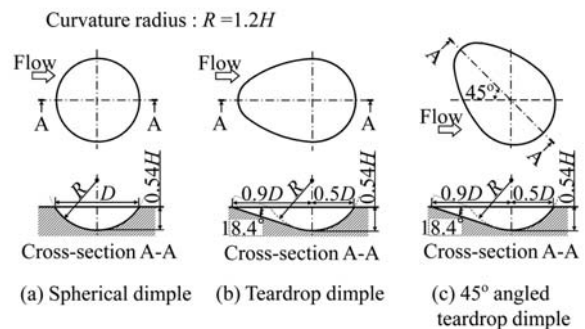


Fig. 4 Details of dimple geometry.

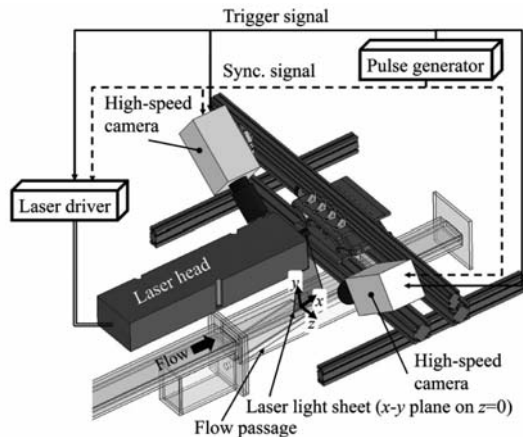


Fig.5 2D3C-PTV system configuration.

ディンプルが敷設され、ディンプル配置は流れ方向・幅方向ピッチがそれぞれ $1.2D$ 、 $1.15D$ の千鳥配列である。ここで D ($=2H$) は球状ディンプルの投影直径とする。図中の破線および点線はティアドロップディンプルおよび傾斜ティアドロップディンプルの形状を示す。

図4に各ディンプルの幾何学形状を示す。図4(a)は球状ディンプル、図4(b)はティアドロップディンプル、図4(c)は(b)と同一形状のディンプルを流路軸に対してディンプル長軸を 45° 傾けた傾斜ティアドロップディンプルである。ディンプル断面形状は3形状とも深さおよび球面曲率半径は同一であり、ティアドロップは角度 18.4° の傾斜部を有する。

図5に2D3C-PTVシステムを示す。流路幅方向中央 $z=0$ の x - y 平面に厚さ約 1 mm のレーザーライトシート (Photonics Industries, Model DM-527-20, 波長 527 nm , 最大出力 20 mJ , パルス幅 150 ns) を照射し、2台の高速度カメラ (Photron, Model SA3, 記録解像度 $576 \times 1,024\text{ pixel}^2$, 撮影速度 $3,200\text{ fps}$) を用いてレーザーライトシートを挟み込む配置で撮影した。レーザーおよびカメラには、パルスジェネレータ (Quantum COMPOSERS, Model 9614+) からの同期信号および撮影開始のトリガー信号を入力し、同期撮影が行われる。なお、3形状のディンプル内部のみの計測には、前述のものとは異なる機材 (高速度カメラ: Photron MC2.1, $512 \times 512\text{ pixel}^2$, 撮影速度 1000 fps , CW アルゴンレーザー: Spectra-Physics, Model 2017, 使用出力 2.5 W) を用いた。流れの可視化手法には、粒子懸濁法を用い、トレーサー粒子には平均粒子直径 $50\text{ }\mu\text{ m}$ のイオン交換樹脂 (三菱化学, ダイイオン HP-20SS, 比重 1.01) を用いた。本研究では、村井ら⁽⁹⁾のカメラモデルを用いてレーザーライトシート内のトレーサー粒子の3次元位置計測を行った。本計測系では空気-アクリル-水各界面での屈折を考慮する必要があるため、流路外 (空气中) でのカメラ較正で屈折の影響がない場合のカメラ標定要素を予め求め、各カメラと可視化窓 (屈折面) の相対的位置関係の情報を基に投影線の式を算出する方法⁽¹⁰⁾を用いた。瞬時ベクトルの

算出には連続4時刻での粒子追跡によって誤対応率を減少させる4時刻追跡法⁽¹¹⁾を用いた。計測結果は $40,000$ 時刻での瞬時ベクトルデータを用いて時間平均速度3成分 \bar{u} , \bar{v} , \bar{w} , 乱れ強度 u_{rms} , v_{rms} , w_{rms} およびレイノルズ応力 $-u'v'$ を算出し、主流平均流速 U_m を用い規格化した。

実験パラメータは主流と冷却流のレイノルズ数 Re_m , Re_c と主流と冷却流の質量流束比であるブロー比 M であり、以下のように定義した。

$$Re_m = \frac{d_{e,m} U_m}{\nu} \quad (1)$$

$$Re_c = \frac{d_{e,c} U_c}{\nu} \quad (2)$$

$$M = \frac{\rho_c U_c}{\rho_m U_m} \quad (3)$$

ここで、 d_e [m] ($=4A/C$) は等価直径、 A [m²] は流路断面積、 C [m] は濡れぶち長さで、主流と冷却流各流路の等価直径は $d_{e,m}=6.4H$, $d_{e,c}=1.88H$ である。 U [m/s] はバルク流速、 ν [m²/s] は流体の動粘性係数、 ρ [kg/m³] は流体の密度を表す。添え字の m , c はそれぞれ主流および冷却流を表す。実験条件は主流レイノルズ数 $Re_m=18,000$ と固定し、ブロー比 $M=0.5, 1.0, 1.5, 2.0$ とした。冷却流レイノルズ数 Re_c はブロー比 M によって変化し、 $M=0.5, 1.0, 1.5, 2.0$ のときそれぞれ $Re_c=2,650, 5,300, 7,950, 10,600$ となる。なお、3形状のディンプル部のみの計測は、用いた高速度カメラの最大撮影速度とレーザーシート光の照明強度の不足のため流速を

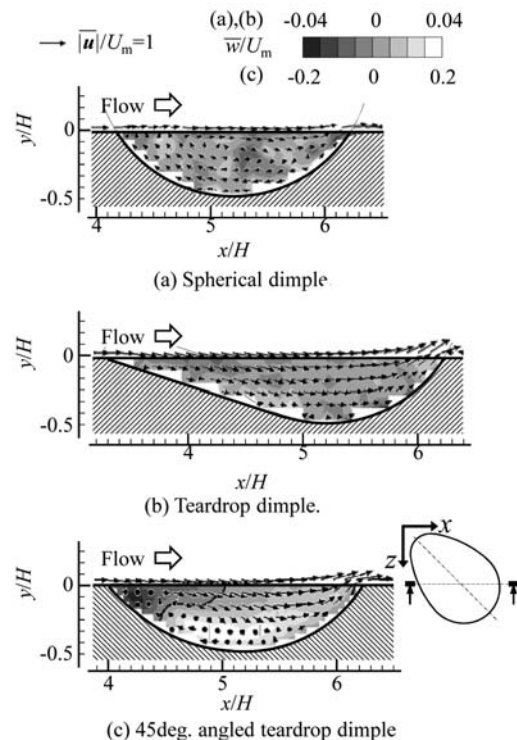


Fig. 6 Time-averaged velocity vectors and spanwise velocity component distribution, \bar{w}/U_m ($z/H=0$, $M=1.0$, $Re_m=14,000$, $Re_c=4,000$).

下げ $Re_m=14,000$, $M=1.0$ で行った。ブロー比 M の計測の不確かさ⁽¹²⁾は約 $\pm 15\%$ (95%包括度)である。本研究の2D3C-PTVシステムは空間解像度が $30\mu\text{m}$, 時間分解能 $1/3200\text{s}$ のとき, 主流流速 $U_m=0.5\text{m/s}$ に対する計測の不確かさは約 $\pm 2\%$ (95%包括度)で, 主流域で各方向乱れ強度の計測の不確かさは約 $\pm 15 \sim 19\%$ (95%包括度)である。

3. 実験結果及び考察

図6に球状, ティアドロップ, 45° 傾斜ティアドロップ各ディンプル内部の時間平均速度ベクトルと面外 (z 方向) 速度成分分布を示す。図6(a)の球状ディンプルの流れは, ディンプル前縁で流れが剥離しディンプル内前縁側に再循環領域が形成され, 後縁部で流れが再付着す

る。球状ディンプルは計測面に対し面対称な形状なので面外速度成分は非常に小さい。この前縁側の剥離領域ではヌセルト数が低下し, 後縁部の再付着域でヌセルト数が向上することが伝熱実験^{(5),(6)}およびLES解析⁽⁷⁾で示されている。図6(b)のティアドロップディンプルでは前縁部での流れの剥離は抑制され, 後縁部では y 正方向への強い流れが生じている。面外速度成分は球状ディンプル同様に非常に小さい。この前縁部での剥離の抑制によりヌセルト数の低下も抑制され, 後縁部でのヌセルト数の向上が伝熱実験^{(5),(6)}で示されている。図6(c)の 45° 傾斜ティアドロップディンプルでは, 球状ディンプル同様に前縁部で流れが剥離し再循環領域が形成され, 後縁部に流れが再付着する。幅方向に対称な形状ではないので軸方向に二次流れが誘起され, 前述の2形状よりも面外速

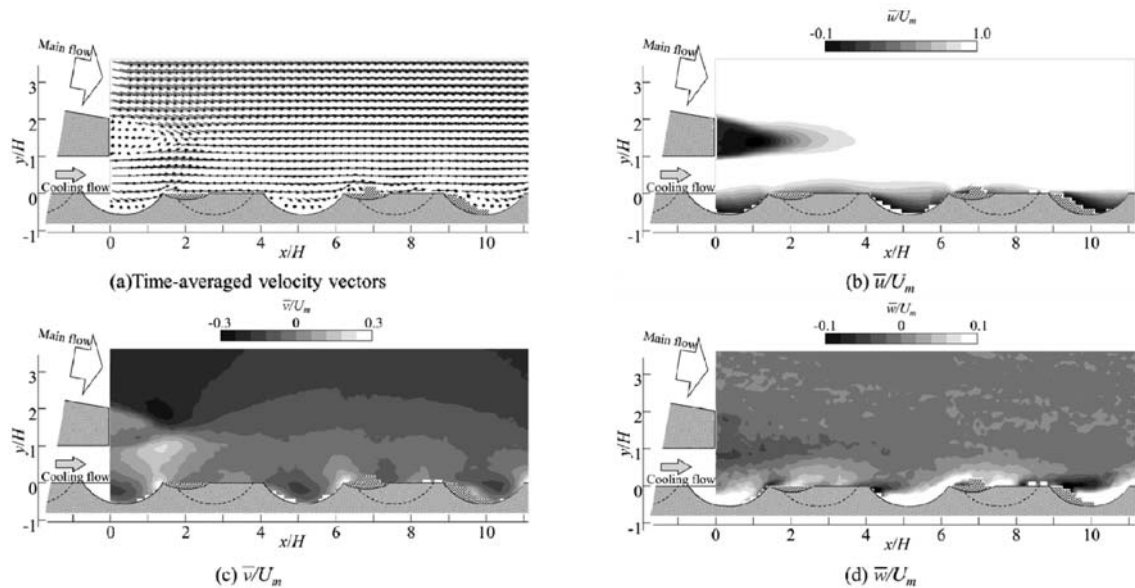


Fig. 7 Time-averaged velocity vectors and xyz velocity components (45° angled teardrop dimple, $M=1.0$, $z/H=0$, $Re_m=18,000$, $Re_c=5,300$).

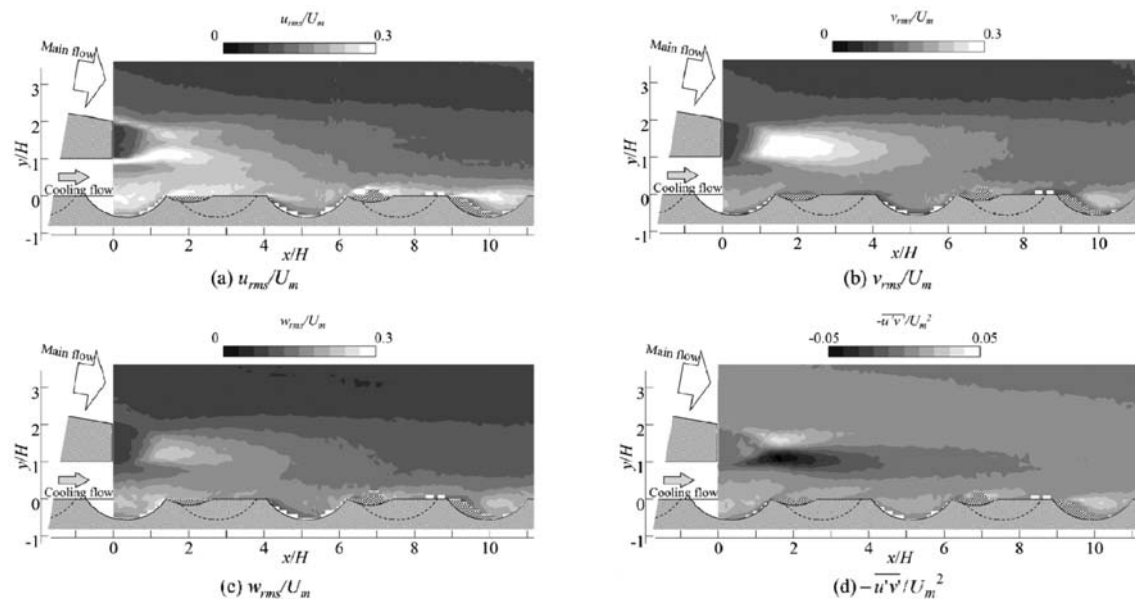


Fig. 8 Turbulence intensity and Reynolds stress (45° angled teardrop dimple, $M=1.0$, $z/H=0$, $Re_m=18,000$, $Re_c=5,300$).

度成分は非常に高い値を示す ((c)だけコンターのスケールが異なることに注意)。この流れの剥離・再付着と二次流れによって球状ティアドロップよりも高いヌセルト数が得られることがフィルム冷却^{(5),(6)}および内部流における伝熱実験⁽¹³⁾でも示されている。以降、3次元性の強い流れが生じている、45°傾斜ティアドロップについて結果を示していく。

図7に45°傾斜ティアドロップディンプルの $M=1.0$ における時間平均速度ベクトル分布 (図7(a)), xyz 方向速度成分分布 (図7(b), 図7(c), 図7(d)), を示す。図中、 $1.5 \leq x/H \leq 2.5$ と $6.2 \leq x/H \leq 7.0$ の $0 \leq y/H \leq 0.3$ の領域と、 $9.0 \leq x/H \leq 10.0$ のディンプル内部前縁側の領域にデータの欠損がある (図中のハッチ領域)。これらの位置では他の領域に比べ壁面での光の反射が強く、粒子像が不鮮明で速度ベクトルが算出できなかったためである。図7(a)の時間平均速度ベクトルでは、リップ端で主流および冷却流は剥離しリップ端から下流領域 ($0 \leq x/H \leq 1.5$) に剥離泡が形成され再循環領域となる。この流れは2D2C-PTV計測⁽⁸⁾でも示されている。また流れ方向位置の異なる各ディンプル内の流れに大きな違いは見られず、ディンプル前縁で流れが剥離し前縁側で再循環領域が形成され、後縁部で流れが再付着する。これらディンプルでの流れの剥離、再付着と再循環領域の形成は、ブロー比の変化によらず同様に発生する (図省略)。図7(b)-(d)の xyz 方向速度成分から、流れ方向 (x 方向) 速度成分はディンプル内部で遅く、カットバック面垂直 (y

方向) 方向成分はディンプル前縁側でディンプル内に向かう流れが生じ、後縁部で上方に向かう流れが生じている。面外 (z 方向) 方向速度成分は、球状や傾斜なしティアドロップディンプルでも弱い二次流れ (図6(a), 図6(b)) は生じるが、図6(c)に示したように縦長ディンプルが主流方向に対して傾斜しているために、幅方向への平均速度成分が生じ、二次流れを強くし、ディンプル内部とディンプル周辺部 ($-0.54 \leq y/H \leq 0.2$) の絶対値が大きく、上流側のディンプルから順に下流に進むにつれ二次流れによる面外速度成分が大きくなる。

図8に xyz 方向乱れ強度分布 (図8(a), 図8(b), 図8(c)) およびレイノルズ応力分布 (図8(d)) を示す。図8(a)-(c)の乱れ強度 u_{rms}/U_m , v_{rms}/U_m , w_{rms}/U_m では、リップ端から生じる剥離泡の下流側 $1.0 \leq y/H \leq 2.0$, $0 \leq x/H \leq 3.0$ の領域で高く、これはリップ端からの主流と冷却流の剥離による自由剪断層と、リップ後流に発生する大規模な非定常放出渦⁽¹⁴⁾によるものである。ディンプル内部に着目すると、ディンプル前縁で剥離した流れと前縁側に生じる剥離泡との間の自由剪断層により、 $y/H \approx 0$ 付近でディンプル前縁から後縁側再付着点にかけて筋状に高い値となる。最下流部 ($9.0 \leq x/H \leq 11.0$) のディンプル内部の乱れ強度が高いのは、主流と冷却流の混合層が発達しディンプル面に達したため、また、上流側の傾斜ディンプルによる二次流れが流れ方向に重畳されて強化されたためと考えられる。伝熱実験^{(5),(6)}における下流域でのフィルム冷却効率 (熱遮蔽性能) の低下はこのよ

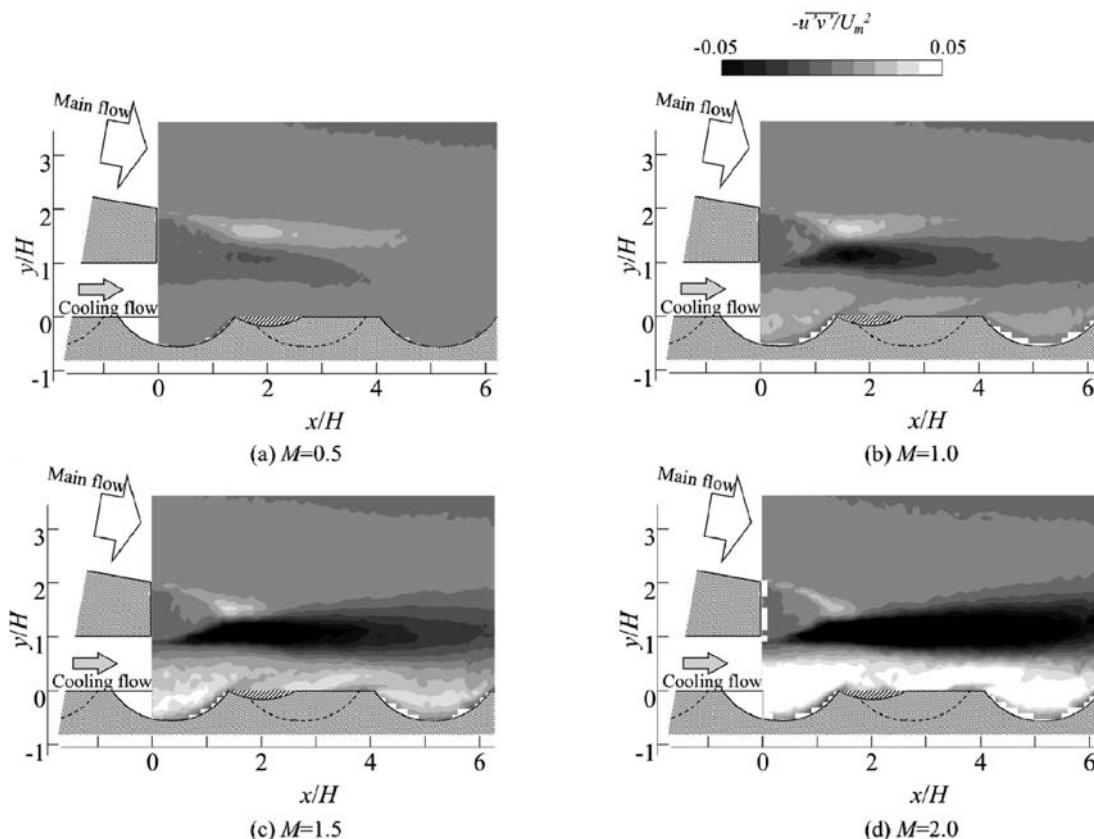


Fig. 9 Effect of blowing ratio on the Reynolds stress (45° angled teardrop dimple, $z/H=0$, $Re_m=18,000$).

うな流れ場のためと推測される。図8(d)のレイノルズ応力分布は主流および冷却流の自由剪断層とリップ後流の大規模非定常放出渦が発生する領域でレイノルズ応力の絶対値が高く乱流輸送が強く、下流に進むにつれ混合層が発達し大規模非定常放出渦は崩壊する。球状ディンプルのカットバック面への敷設はリップ後流の大規模放出渦に影響を与えないことが2D2C-PTV計測⁸⁾で示されており、今回の傾斜ティアドロップディンプルでも同様であった(図省略)。

図9にブロー比 M の変化によるレイノルズ応力の変化を示す。ブロー比が増加すると冷却流側の負の値の絶対値が大きくなり、その絶対値の大きい領域がブロー比の増加に伴い下流域に広がる。ブロー比が増加するとカットバック面近傍のレイノルズ応力が上昇するが、これは規格化に主流流速 U_m を用いたためであり、規格化に冷却流流速 U_c を用いた場合にはカットバック面近傍のレイノルズ応力の絶対値の大きな変化は見られない(図省略)。カットバック面近傍のレイノルズ応力におけるブロー比の変化は冷却流流速でよく規格化される。

4. 結言

ガスタービン翼後縁部ディンプル付きカットバック面フィルム冷却を模した流路内において2次元3成分PTV乱流計測を行い、以下の結論を得た。

- ・球状ディンプルでは前縁で流れは剥離、後縁部に再付着し、ディンプル前縁側には再循環領域が形成される。
- ・ティアドロップディンプルは球状ディンプルと比較して前縁部での流れの剥離は抑制されるが、球状ディンプルと同様に後縁部で流れの再付着が生じる。
- ・45°傾斜ティアドロップディンプルでは前縁側で再循環領域が形成され、後縁部で流れは再付着する。ディンプル長軸が主流に対し角度を持つため、流路幅方向への強い二次流れが誘起される。主流および冷却流の自由剪断層とリップ後流の大規模非定常放出渦が発生する領域でレイノルズ応力の絶対値が高く乱流輸送が強く、下流に進むにつれ混合層が発達し大規模非定常放出渦は崩壊する。

参考文献

- (1) Martini, P., Schulz, A., and Bauer, H.-J., "Film Cooling Effectiveness and Heat Transfer on the Trailing Edge Cutback of Gas Turbine Airfoils with Various Internal Cooling Designs", *Trans. ASME, J. of Turbomachinery*, Vol.128 (2006-1), pp.196-205.
- (2) Taslim, M. E., Spring, S. D., and Mehlman, B. P., "An Experimental Investigation of Film Cooling Effectiveness for Slots of Various Exit Geometries", *AIAA J. of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol.6, No.2 (1992), pp.302-307.
- (3) Schneider, H., Von Terzi, D., and Bauer, H. J., "Large-Eddy Simulations of trailing-edge cutback film cooling at low blowing ratio", *International J. of Heat and Fluid Flow*, Vol.31, No.5 (2010), pp.767-775.
- (4) Murata, A., Nishida, S., Saito, H., Iwamoto, K., Okita, Y., and Nakamata, C., "Effects of Surface Geometry on Film Cooling Performance at Airfoil Trailing Edge", *Trans. ASME, J. of Turbomachinery*, Vol. 134, No.5 (2012), 051033.
- (5) Nishida, S., Murata, A., Ito, K., Saito, H., Iwamoto, K., Okita, Y., and Nakamata, C., "Film Cooling Performance over Dimpled Cutback Surface at Airfoil Trailing Edge", *Proc. of Int. Gas Turbine Congress 2011 (IGTC)*, Osaka, Japan, 13-18 November, 2011, IGTC2011-0195, pp.1-7.
- (6) 小西孟, 村田章, 齋藤博史, 岩本薫, 大北洋治, "3次元熱伝導を考慮した過渡応答法によるディンプル付きカットバック面のフィルム冷却性能評価(球状ディンプルと傾斜有無ティアドロップディンプルの比較)", *日本ガスタービン学会誌*, (印刷中)
- (7) 伊藤宏典, 村田章, 岩本薫, "ガスタービン翼後縁部ディンプル付きカットバック面におけるフィルム冷却性能のLES解析", 第26回数値流体力学シンポジウム講演論文集, 東京, 2012/12/18-20, C11-1.
- (8) 渡邊要, 村田章, 齋藤博史, 岩本薫, "ガスタービン翼後縁部ディンプル付きカットバック面上フィルム冷却流の2次元3成分PTV計測", 第48回日本伝熱シンポジウム講演論文集, 岡山, 2011/6/1-3, A233.
- (9) 村井俊治, 奥田勉, 中村秀至, "非測定用カメラを用いた解析的写真測量に関する研究", *東京大学生産技術研究所報告*, Vol. 29 (1981), pp.1-15.
- (10) 二宮尚, 秋山光庸, 杉山均, "三次元画像処理流速計による複雑形状流路内流れの測定", *可視化情報学会誌*, Vol.15 (1995), pp.47-52.
- (11) Hassan, Y. A. and Canaan, R. E., "Full-Field Bubbly Flow Velocity Measurements Using a Multiframe Particle Tracking Technique", *Experiments in Fluids*, Vol. 12 (1991), pp.49-60.
- (12) ANSI/ASME PTC 19.1, Measurement Uncertainty, (1985), ASME.
- (13) 小西孟, 村田章, 齋藤博史, 岩本薫, "3次元熱伝導を考慮した過渡応答法によるディンプル面の熱伝達特性の計測(60度傾斜ティアドロップディンプルの伝熱性能評価)", *日本ガスタービン学会誌*, Vol.41 No.3 (2013), pp.254-259.
- (14) Schneider, H., Von Terzi, D., and Bauer, H.-J., "Turbulent Heat Transfer and Large Coherent Structures in Trailing-edge Cutback Film Cooling", *Flow Turbulence Combust*, Vol.88 (2012), pp.101-120.

遠心圧縮機用羽根付ディフューザの性能に関する研究 (第3報：超音速型ディフューザ)

Investigations of the Performance on Vaned Diffusers for Centrifugal Compressors (3rd Report: Supersonic Diffusers)

川西 月波^{*1}
KAWANISHI Tsukunami

熊丸 博滋^{*2}
KUMAMARU Hiroshige

杉本 隆雄^{*2}
SUGIMOTO Takao

ABSTRACT

In this report, the performance of supersonic diffuser was investigated, as part of the study about the performance on vaned diffusers for centrifugal compressors. In the supersonic diffuser, not only non-uniform distribution of the flow at impeller exit, but also shock loss generated by a shock wave deteriorates the performance of the diffuser. This report shows the results of experiment and unsteady fluid analysis carried out with a high speed single stage centrifugal compressor having a supersonic flow condition at impeller exit. The experiment was carried out to confirm the performance properties of supersonic diffuser. And the unsteady fluid analysis was carried out by using a Non Linear Harmonic method in order to understand the flow condition in the diffuser, focusing attention on a generation of shock wave particularly.

Key words : Gas Turbine, Centrifugal Compressor, Impeller, Diffuser, Supersonic ,
Impeller-Diffuser Interaction, Unsteady Flow, CFD

1. まえがき

遠心圧縮機用羽根付ディフューザの性能に関する研究の一環として、既報^{(1),(2)}で低比速度型ディフューザについて研究した。これに引き続き、本報で超音速型ディフューザについて取り上げた。遠心圧縮機のディフューザ性能を悪化させる要因として、既報で述べた通りインペラ出口での流れの不均一な分布の問題がある。超音速型ディフューザの場合、これに衝撃波発生による損失が付加されて、さらに複雑となる⁽³⁾。

ここで、インペラ出口状態が超音速の圧力比8レベルの単段高圧力比型遠心圧縮機で得られた性能試験結果について紹介する。そして、インペラとディフューザ間の流れの挙動、衝撃波の発生等に着目したインペラとディフューザを組み合わせた非定常流体解析の結果と合わせて、流れの現象を分析して考察した。

2. 記号および計算式

D 外径
 R 半径

b 通路幅 (高さ)
 BL ブロッケージファクタ
(= $1 - \text{流体力学面積} / \text{幾何面積}$)
 Z_B インペラ翼枚数
 β_{2B} インペラバックワード角 (半径方向から計測)
 Z_v ディフューザベーン枚数
 α_{3V} ベーン入口角度 (周方向から計測)
 A_{th} ディフューザスロート面積
 AR ディフューザ出口のスロートに対する面積比
 L ディフューザのスロートからの流路の中心線に沿った距離
 P 全圧
 p 静圧
 T 全温
 ρ 密度
 G 修正空気流量
 N 修正回転数
 ω 回転角速度
 κ 比熱比
 c_v 定容比熱
 π 段の圧力比 (total-static), $\pi = p_4 / P_1$
 η 段の断熱効率 (total-static)
 η_i インペラ効率 (total-total)
 C_p 静圧回復率 $C_p = (p - p_2) / (P_2 - p_2)$

原稿受付 2013年7月2日

校閲完了 2013年9月24日

*1 川崎重工(株)ガスタービンビジネスセンター
産業ガスタービン技術部
〒673-8666 明石市川崎町1-1

*2 兵庫県立大学大学院工学研究科機械系工学専攻

- ζ 全圧損失係数 $\zeta = (P_2 - P) / (P_2 - p_2)$
 α 絶対流れ角 (周方向から計測)
 M 絶対マッハ数
 S エントロピー (インペラ入口in 基準)
 $S = c_v \ln\{(p / p_{in}) / (\rho / \rho_{in})^\kappa\}$
 N_s 比速度 (無次元値)
 SM サージマージン $SM = (G_d / G_s) (\pi_s / \pi_d) - 1$

添字

- 1 圧縮機段入口
 2 インペラ出口
 3 ディフューザベーン前縁位置
 4 ディフューザ外径位置 (段出口)
 in インペラ入口
 th ディフューザスロット位置
 d 運転点
 s サージ点

3. 実験方法および供試部品

実験装置の概要を図1に示す。駆動源は2軸ガスタービンで、増速機を介して供試圧縮機に必要な回転数が得られる。圧縮機の吐出空気の一部は圧力調整用バルブを通して動力回収タービンに流れ、ガスタービンでの動力不足分を補っている。また他は流量調整バルブを通して大気に放出される。試験時には、このバルブを調整することによって圧縮機の吐出圧力と流量を変えて圧縮機の性能カーブが得られる。

供試圧縮機の断面を図2に示す。圧縮機は単段式高圧力比型で、空気流量は圧縮機の上流側にフローノズルを設置して計測した。圧縮機の温度・圧力は図2に示した位置で計測した。インペラとディフューザの性能分離のためインペラ外径比1.01の位置の円周4ヶ所の静圧を計測した。また、ディフューザの一つの流路の中心に沿って8点の静圧を計測した。

実験に使用したインペラの主要目を表1に示す。インペラは翼枚数32枚 (長翼16枚, 短翼16枚) のスプリッター式のバックワード型インペラである。ディフューザの主要目を表2に示す。供試ディフューザはスパン方向の入口角度分布を変えたもので、高さ方向も拡大した3

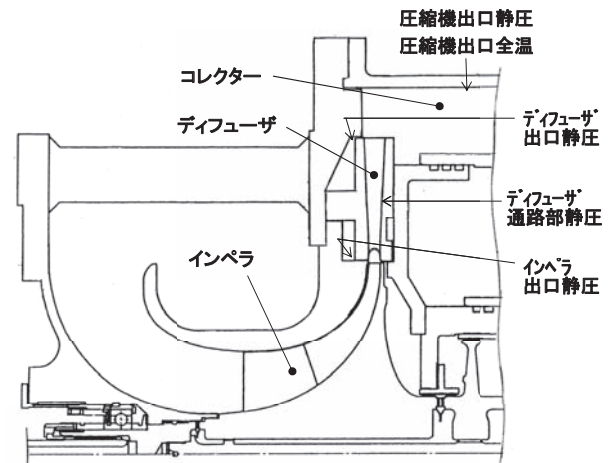


Fig. 2 圧縮機断面図 (単段式遠心圧縮機)

Table 1 インペラ主要目

Model	Z_B (-)	D_2 (mm)	b_2/D_2 (-)	β_{2B} (deg)	ω (rad/s)	N_s (-)
D	16+16	350.6	0.0294	47.5	3560	0.62

Table 2 ディフューザ主要目

Model	入口 (前縁) 角度分布	Z_v (-)	D_3/D_2 (*)	α_{3v} (*) (deg)	A_{th} (mm ²)	AR (-)
DP-1	有	21	1.052	16.8	3011	3.87

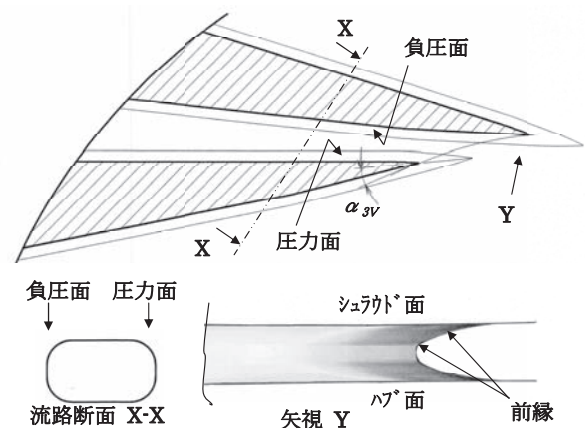
(*) : D_3/D_2 , α_{3v} はベーン入口 (前縁) のミッドスパン位置での値

Fig. 3 ディフューザの形状

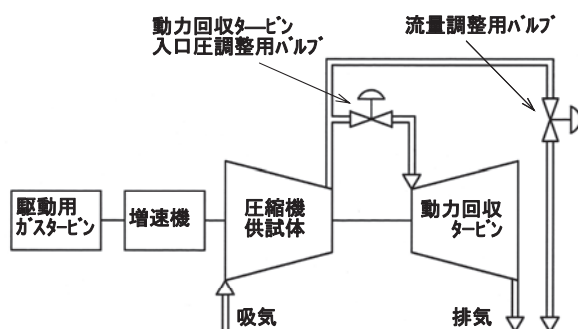


Fig. 1 実験装置

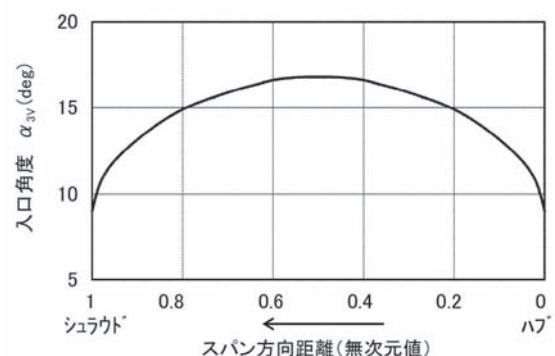


Fig. 4 ディフューザ入口角度分布

次元拡大ディフューザである。ディフューザの形状を図3に示す。その流路断面形状は矩形断面の隅部をRにしたもので、入口(前縁)形状はパイプディフューザと同様に楕円に近い形状である。そのハブからシュラウド間のスパン方向の入口角度分布を図4に示す。

4. 非定常流体解析法

非定常流体解析は、既報と同様に市販の3次元、粘性、RANSソルバーを使用して行い、非定常解析法として Non Linear Harmonic法を用いた^{(1),(4),(5),(6)}。乱流モデルとして1方程式のSpalart-Allmarasを使用した⁽⁷⁾。解析格子は構造格子で、図5に示す。格子数はインペラ部(入口側を含む)240万点、ディフューザ部(出口側を含む)210万点の総計450万点で、翼の1ピッチ分を与えて周期境界条件としている。ハブからシュラウドのスパン方向はインペラ部73点、ディフューザ部65点である。境界条件として、インペラのハブ面と翼面は回転系に、ディフューザのハブ面とベーンおよび全てのシュラウド面は静止系に固定した。また全ての固体壁面に対して、すべりはなく断熱状態とした。入口境界条件として、全圧、全温および流れ角(予旋回なし)を与え、出口条件として静圧を与えた。

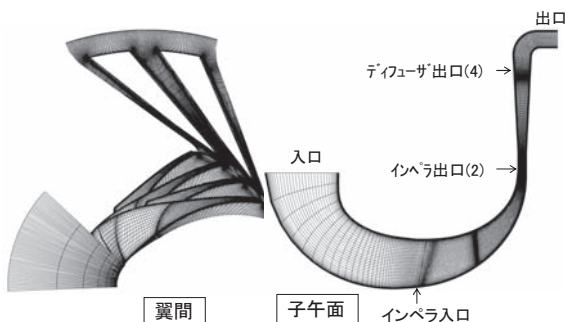


Fig.5 解析格子

5. 結果および考察

実験結果の整理にあたって、インペラ出口側で測定した静圧 p_2 を用いて連続の式により全圧 P_2 を算出した。ここで、インペラ出口のブロックageファクタ BL は半径方向速度分布の解析結果から求めた値の0.05とした。以下に述べる非定常解析の性能は時間平均の値でもって評価し、結果は時間変化に対する図以外は時間平均の値で示した。

5.1 圧縮機性能結果

本単段圧縮機は、圧力比が約8と高くインペラ出口の流れは超音速となる。 β_{2B} を47.5degと大きくとっているが、計画回転時(修正100%回転)のインペラ出口での絶対マッハ数の平均値は1.1となっている。図6に圧縮機性能の実験結果を示す。計画の修正流量4.05kg/sの点での圧力比と断熱効率計画値を満足しており、かつ

サージマージン SM も12%で圧力比8レベルの圧縮機としては十分満足できるものである。図7に計画回転時でのインペラとディフューザの性能を分離した結果を示す。チョーク流量は、ディフューザの閉塞で決まっている。図中に解析結果も●で示しているが、解析結果は実測結果とよく一致している。ここで、解析上の作動点①は低流量側を、②は計画点を、③はチョークから抜け出る前の状態を、④はチョーク側の点を示す。

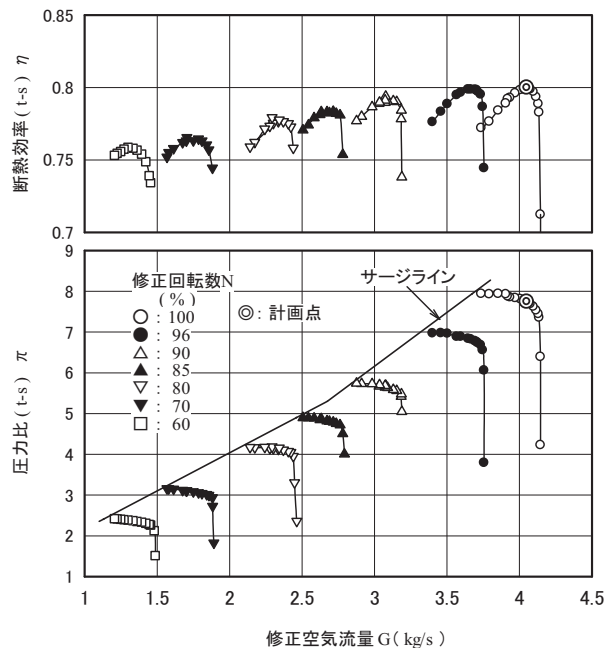


Fig.6 圧縮機性能(実験結果)

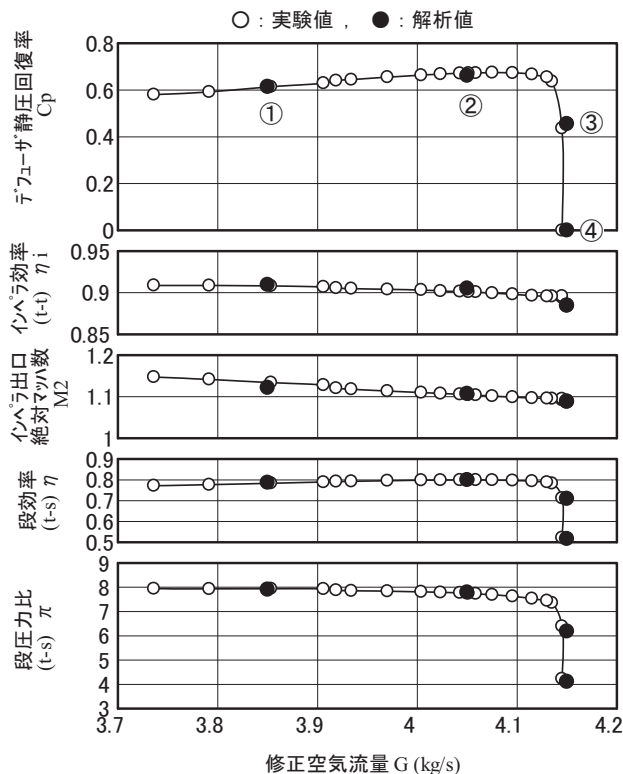


Fig.7 インペラとディフューザ性能(100 % N)

5.2 流れ状態の分析結果

(1) インペラ出口断面内の流れ (解析結果)

図8に図7に示した作動点①, ②, ③でのインペラ出口断面の絶対マッハ数 M_2 の分布を, 図9に絶対流出角 α_2 の分布を示す (④は③と同等)。 M_2 は負圧面側が圧力面側に比べて高い分布となっている。 α_2 はピッチ方向 (周方向), スパン方向 (ハブからシュラウド間) とも分布しており, 特にスパン方向の変化が大きい。

図10に作動点①, ②, ③でのピッチ方向で平均化した α_2 のスパン方向の分布を示す。また比較のため, ディフューザ入口角度 α_{3V} の分布も示す。 α_2 の傾向は α_{3V} に

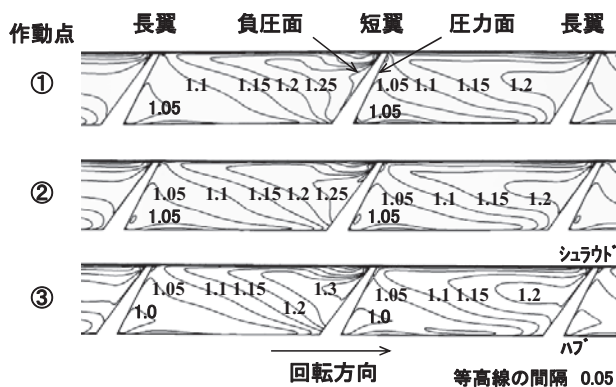


Fig. 8 インペラ出口断面内の絶対マッハ数 M_2

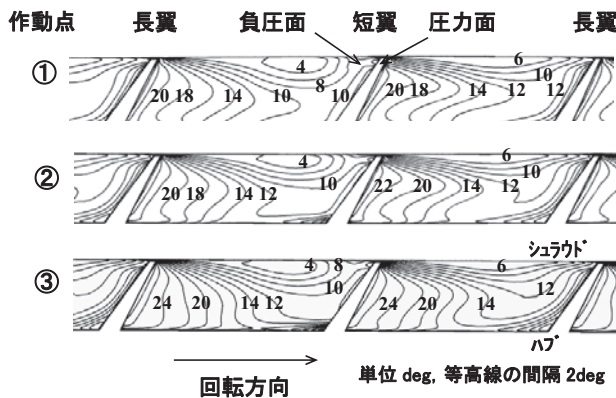


Fig. 9 インペラ出口断面内の絶対流出角 α_2

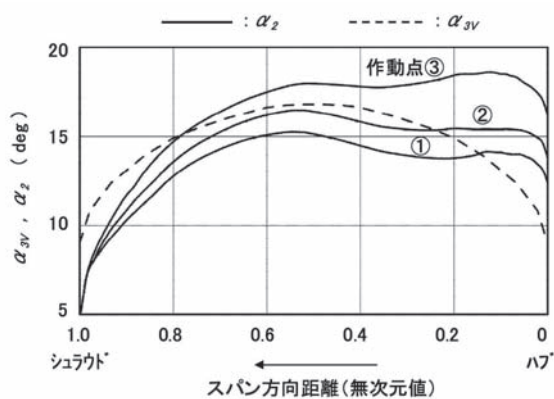


Fig.10 インペラ出口絶対流出角 α_2 およびディフューザ入口角度 α_{3V} の分布

対しハブ側ではミスマッチが見られるが, ミッドスパンからシュラウド側に向けて比較的良好にマッチしている。

(2) インペラ出口からディフューザスロート近傍の流れ (解析結果)

図11に作動点② (計画点) でのミッドスパンにおける絶対マッハ数と静圧の時間変化値と時間平均値を示す。本図より, ディフューザの前縁の上流に垂直衝撃波が発生しているのがわかる。その位置は時間的に変化せず, ほぼ空間的に固定されている。図12に90%スパン (シュラウド側), ミッドスパンおよび10%スパン (ハブ側) の各スパン位置での静圧の時間平均値を示す。衝撃波の発生位置について, 図11と図12に基づいて作成した模式図を図13に示す。インペラ出口での平均マッハ数は1.1であるが, 衝撃波前までさらに加速され衝撃波後で急激に減速されスロート部では亜音速となっている。これにとともない, 静圧は衝撃波が発生する前まで低下し衝撃波後で急激に上昇している。

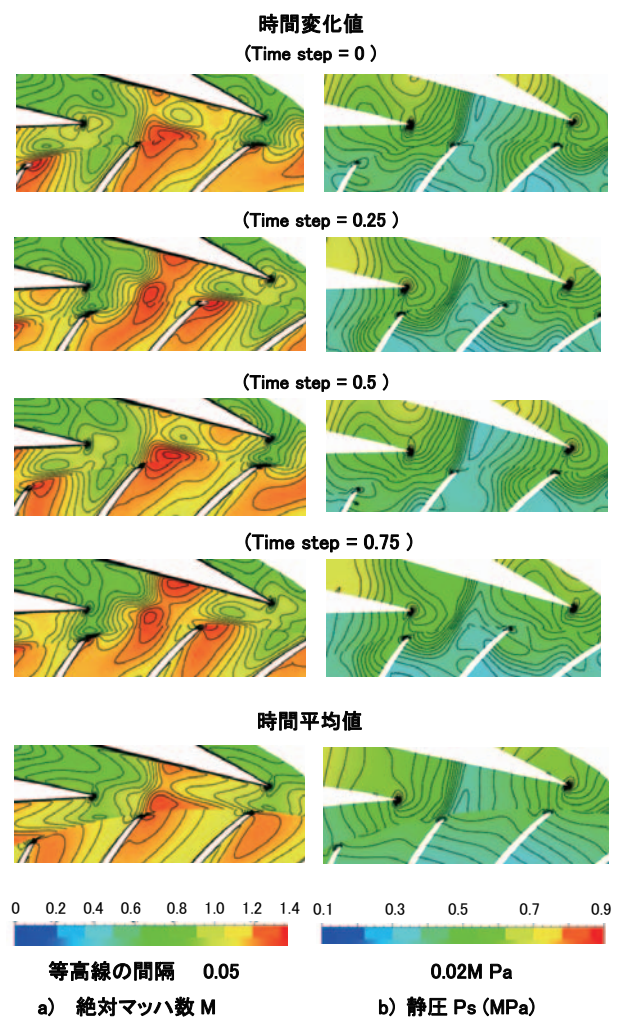


Fig.11 インペラ出口からディフューザスロート近傍の絶対マッハ数と静圧の時間変化と時間平均値 (作動点②, 解析結果, ミッドスパン)

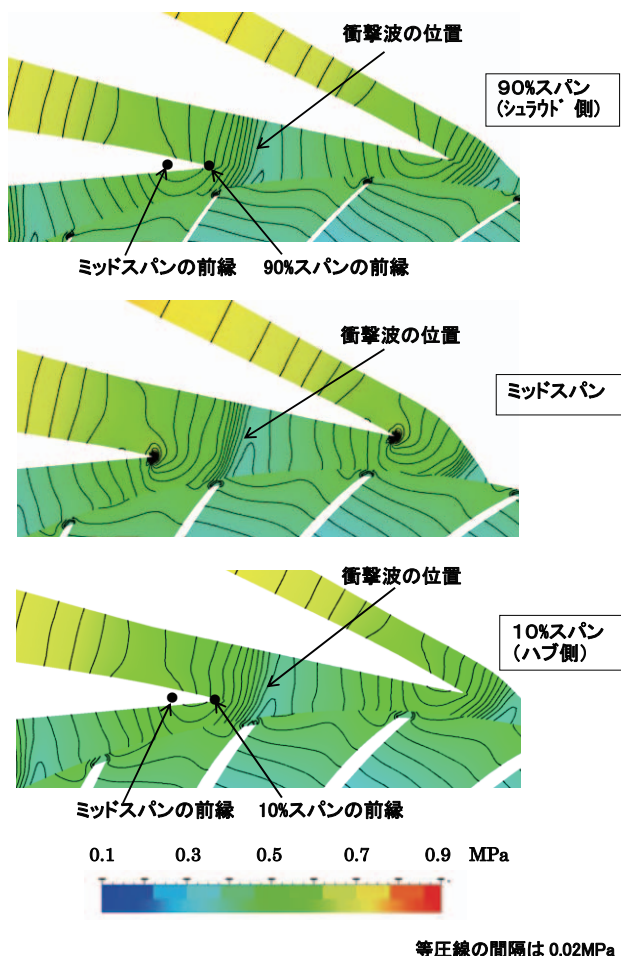


Fig.12 各スパン位置でのインペラ出口からディフューザスロート近傍の静圧の時間平均値 (作動点②, 解析結果)

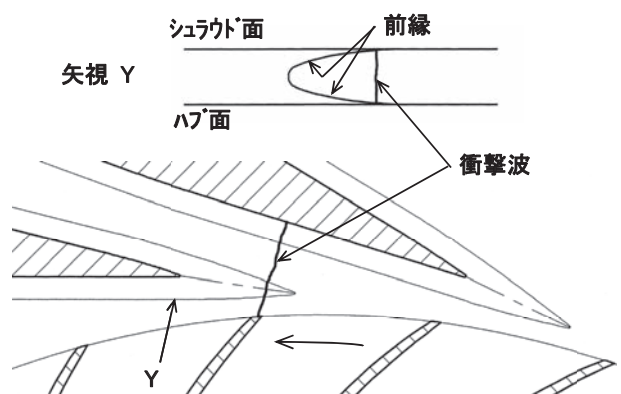


Fig.13 衝撃波の発生位置 (作動点②)

(3)ディフューザ流路内の流れ

作動点①, ②, ③, ④におけるディフューザ流路内の静圧分布の解析結果を, 90%スパン (シュラウド側), ミッドスパンおよび10%スパン (ハブ側) の各スパン位置に対して, それぞれ図14-1, 14-2, 14-3に示す。静圧は流れに直角方向にほぼ一定で, その分布はスパン位置で大差のない結果となっている。

図14-2に示す流路の中心線に沿った静圧の変化を静

圧回復率 C_p の変化で示した結果を図15に示す (ミッドスパンでの値)。ハブ側の値は図には記載していないが, ミッドスパンの値とほとんど同様な結果となっている。図15には実測結果 (ハブ側の壁圧の測定結果から求めたもの) をプロットして示したが, 解析結果は実測結果とよく一致しているといえる。図16にディフューザ流路の中心線に沿った絶対マッハ数の変化を示す (ミッドスパンでの値)。

これらの図より, チョーク状態の作動点④では, スロート部の流れは音速でスロート以降, ディフューザ流路内で無次元距離 L が約0.25の位置まで加速されてマッハ数の増大と静圧の低下がもたらされる。そして衝撃波が発生して静圧が回復する。圧縮機の吐出圧を上げて作動点をチョークから抜け出す手前の③まで移動させると, ディフューザ流路内の衝撃波は弱まりながら上流側に移動する。更に吐出圧を上げてチョークから抜け出した作動点②に移動させると, スロート以降の流路内での膨張はなくなり衝撃波は消える。一方, 前縁の上流側に生じる衝撃波は上流側に移動しながら強まる。作動点②の場合, インペラ出口から衝撃波前までマッハ数は約1.2まで加速され, 衝撃波によって減速されスロート部でのマッハ数は約0.8となっている。低流量側の作動点①も同様な傾向となっている。

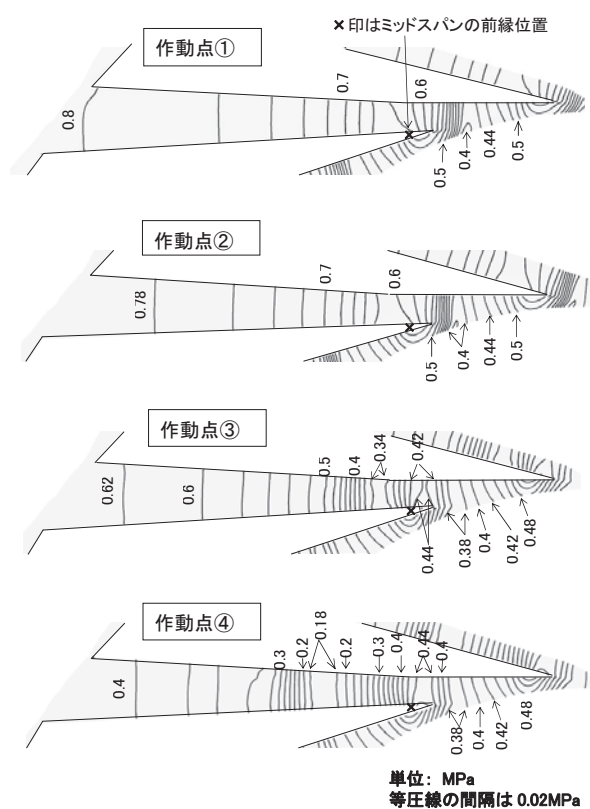


Fig.14-1 ディフューザ流路内の静圧分布 (解析結果, 90%スパン)

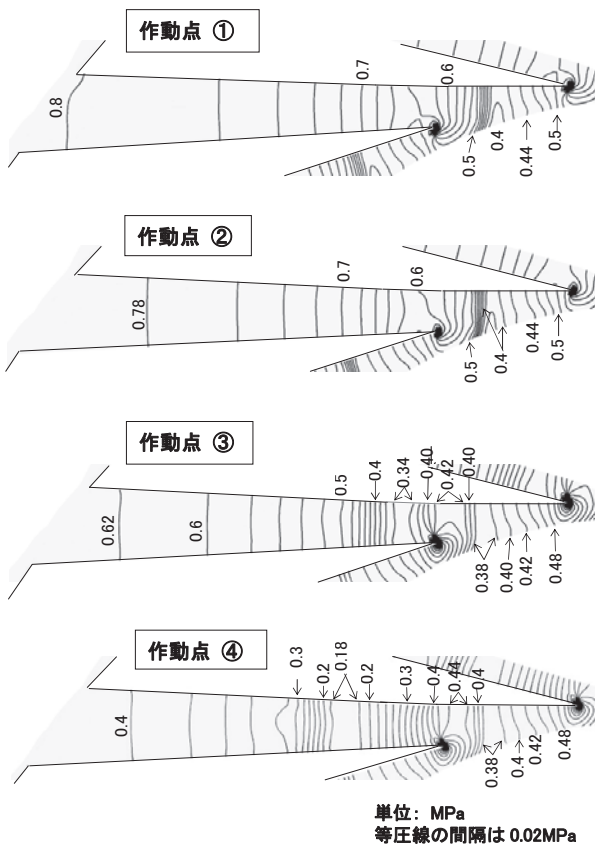


Fig.14-2 ディフューザ流路内の静圧分布 (解析結果, ミッドスパン)

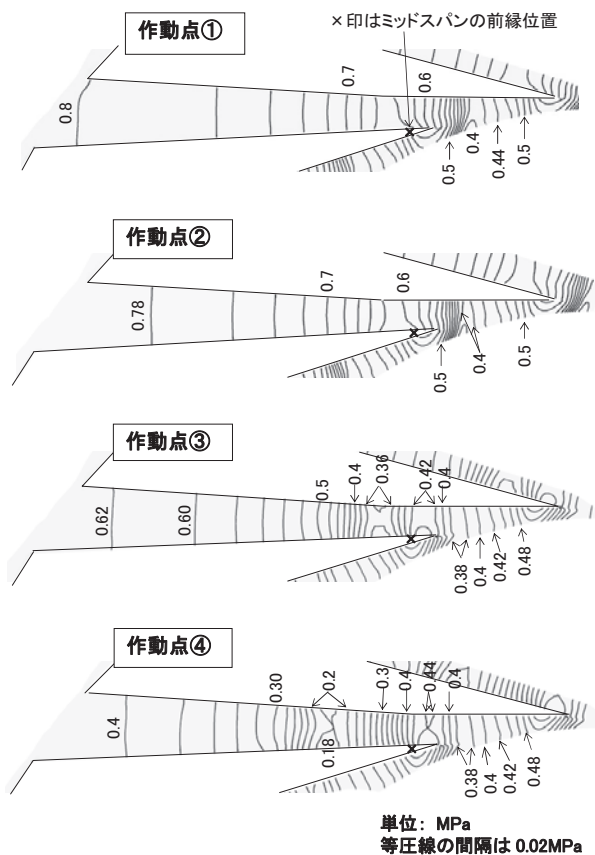


Fig.14-3 ディフューザ流路内の静圧分布 (解析結果, 10%スパン)

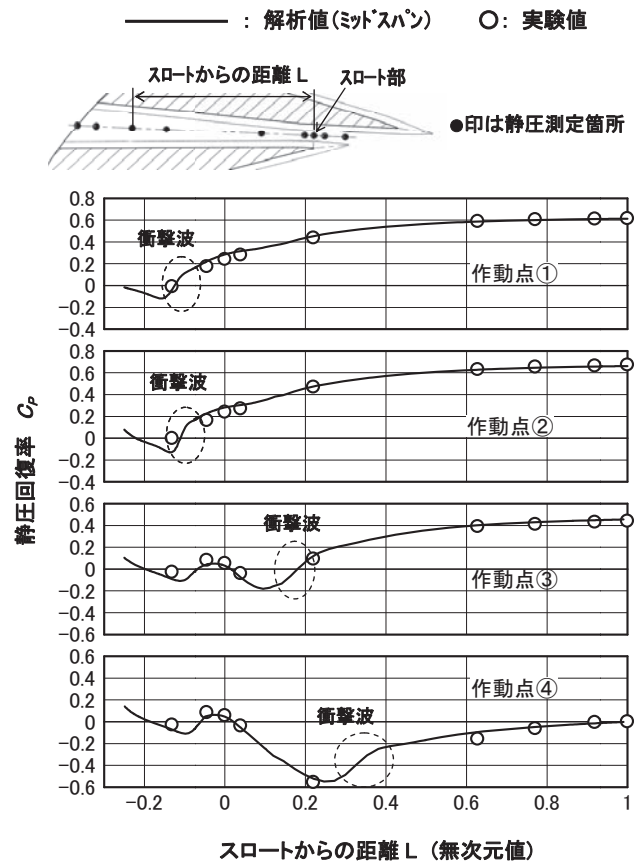


Fig.15 ディフューザ流路の中心線に沿った静圧回復率の変化 (Lはディフューザ出口の値に対する比)

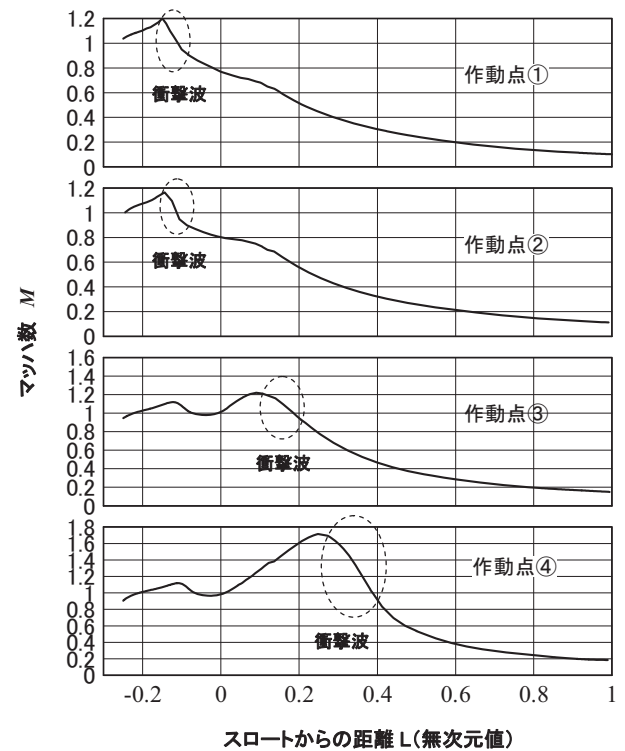


Fig.16 ディフューザ流路の中心線に沿ったマッハ数の変化 (解析結果, ミッドスパン)

(4)ディフューザ流路内での損失

図17に各作動点に対しインペラ出口からディフューザ出口までの流量平均で求めたエントロピー S と全圧損失係数 ζ の解析結果を横軸にインペラ出口からの距離 (半径比 R/R_2) をとって示す。図17の上図はインペラ出口からディフューザ出口までの全体を、下図は半径比 $R/R_2=1.2$ までを拡大して示したものである。作動点④の R/R_2 が1.2近辺からの S の急上昇や、作動点③の R/R_2 が1.1近辺からの S の急上昇は前述の衝撃波の発生に対応している。計画点の②では、 R/R_2 が1.03近辺から S が急上昇しているが、これは前述の通りディフューザ前縁の上流に発生する衝撃波によるものである。流量を減少させた作動点①の場合でも②と同様な傾向が見られる。ただし、流量の減少にともなってスロートを通過するマッハ数が低下しそれに応じて衝撃波前のマッハ数が増大する

ため、衝撃波は強くなり S の増大の程度は②の場合に比べて大きくなっている。

なお、 S の増大に対応して、 ζ は増大している。この ζ と前述の図15に示した静圧回復率 C_p の傾向がよくあっており、これによって図7に示した段効率 η が決まる。

6. あとがき

インペラ出口の絶対マッハ数の平均値が1.1の超音速の単段高圧力比型の圧縮機で得られた実験結果よりディフューザ性能に着目して整理し、ディフューザ静圧回復率の特性について確認した。またNon Linear Harmonic法によるインペラとディフューザを組み合わせた解析を行い、解析結果が実験結果とよく一致することを確認するとともに、インペラとディフューザ間の流れの挙動やディフューザ内での衝撃波等について分析した。さらに、ディフューザ内の流れの挙動を損失に関連付けて考察することができた。

参考文献

- (1) 川西月波, 東部泰昌, 金澤直毅, “遠心圧縮機用羽根付ディフューザの性能に関する研究 (第1報: 低比速度型ディフューザ)”, 日本ガスタービン学会誌, Vol.40, No.6, 2012.11
- (2) 川西月波, 合田真琴, 須賀信也, 金澤直毅, “遠心圧縮機用羽根付ディフューザの性能に関する研究 (第2報: 低比速度型の入口角度分布による影響)”, 日本ガスタービン学会誌, Vol.41, No.4, 2013.7
- (3) 妹尾泰利, “高圧遠心圧縮機空力設計の現状と将来”, 日本ガスタービンセミナー (第7回目) 資料集, 1979.1
- (4) He, L. and Ning, W., “Efficient approach for analysis of unsteady viscous flows in turbomachines”, AIAA Journal, Vol.36, No.11, 1998
- (5) Vilmin, S., Lorrain, E., Hirsch, Ch. And Swoboda, M., “Unsteady flow modeling across the rotor/stator interface using the nonlinear harmonic method”, ASME Paper, GT2006-90210
- (6) Hembera, M., Loos, A., Kuhrmann, A., Danner, F.C.T., Kau, H.-P. and Johann, E., “Validation of the non-linear harmonic approach for quasi-unsteady simulations in turbomachinery”, ASME Paper, GT2009-59933
- (7) Spalart, P. R. and Allmaras, S. R., “A one-equation turbulence model for aerodynamic flows”, AIAA Paper, 92-0439, 1992
- (8) Bennet, I., Tourlidakis, A., Elder, R.L., “Detailed measurements within a selection of pipe diffusers for centrifugal compressors”, ASME Paper, 98-GT-92

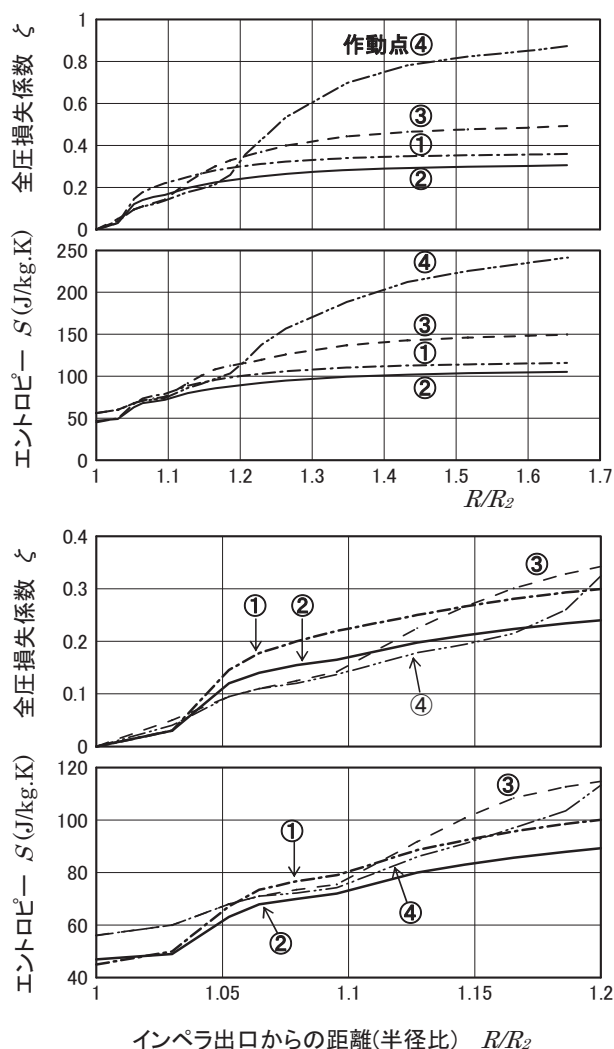


Fig.17 エントロピーと全圧損失係数 (解析結果)
上図: 全体図, 下図: $R/R_2=1 \sim 1.2$ の拡大図

東京大学 将来航空推進システム技術創成社会連携講座

渡辺 紀徳^{*1}

WATANABE Toshinori

キーワード：航空推進，ジェットエンジン，環境適合性，ものづくり，産官学連携
Aero-propulsion, Jet Engine, Environmental Friendliness, Manufacturing,
Industry—Government-Academia Cooperation

1. はじめに

東京大学大学院工学系研究科航空宇宙工学専攻では、株式会社 IHI（以下 IHI）との共同研究契約に基づき、将来航空推進システム技術創成社会連携講座を2012年12月に設置した。その後、本年4月までに構成メンバーが揃い、本格的な活動を開始している。社会連携講座とは、民間企業または独立法人等から受け入れる共同研究の一環として教育研究を行う大学院の講座と定義され、民間機関との連携のもとで学術と社会の発展を推進する教育研究の進展・充実を図ることを目的とするものである。ここでは標記社会連携講座の活動について現状と今後の計画を紹介する。

2. 講座の目的と体制

日本のジェットエンジン技術は着実に発展を続けており、民間エンジンでは欧米メーカーによる国際共同開発の重要なパートナーとして確固たる位置を占めるに至っている。しかしながら、国際的なシェアはまだ大きくなく、本学会でもこれを拡大する方策について議論されているところである。今後の発展には様々な要素が必要となるが、中でも基盤的な技術の創出と応用が非常に重要と思われる。

本講座は将来の航空輸送の発展のため、安全で高度な環境適合性を有する革新的な航空推進システムの実現を目指し、先端のおよび基盤的な技術を創成すること、ならびに人材を育成することを目的としている。

講座の運営体制の概念を図1に示す。講座は特任教授を筆者が兼務し、JAXA研究開発本部（現航空本部）から岡井敬一特任准教授が出向で着任している。他に協力教員として、航空宇宙工学専攻の青木隆平教授、寺本進准教授、姫野武洋准教授、横関智弘准教授が参加している。また、生産技術研究所と先端科学技術研究センターからも材料関係の先生方に参加してもらっている。一方、

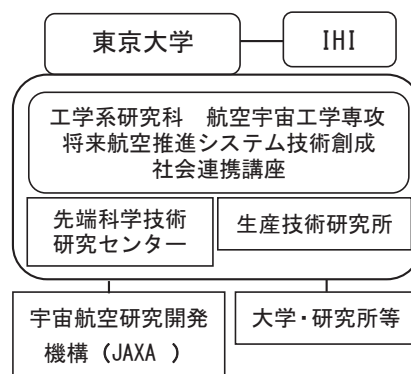


Fig.1 講座の体制

JAXA航空本部とは新たな共同研究契約のもとで岡井特任准教授を介して連携を取っており、さらに今後、他の大学や研究所の方々にも可能な範囲でできる限り協力の輪を広げて行きたいと計画している。

3. 教育研究の内容

講座では研究分野として以下の3分野を設定し、重点的に共同研究を進める計画を立てた。

- 1) 環境適合性の飛躍的な向上（省エネルギー化，低排出物化，低騒音化等）[環境適合性分野]
 - 2) 機体／エンジン統合最適化（エネルギーマネジメントの高度化等）[エネルギー分野]
 - 3) 素材・ものづくり技術の高度化 [ものづくり分野]
- 3分野それぞれに担当者を東大とIHIの双方で配置して研究を実施する。各分野とも現時点では研究会を頻繁に開催し、具体的な研究テーマの設定に向けて情報交換と討論を続けている。

3.1 環境適合性分野

筆者がリーダーを務め、専攻の寺本・姫野両准教授および井上智博特任准教授が参加して研究会を実施している。大幅な省エネルギー化，低排出物化，低騒音化等を実現する推進システムの概念検討ならびに革新要素技術の研究を行うことを目指しており、当面、従来実施して来た空力関係の研究を核として推進しつつ、今後のテ

原稿受付 2013年7月31日

*1 東京大学大学院 工学系研究科 航空宇宙工学専攻
〒113-8656 文京区本郷7-3-1

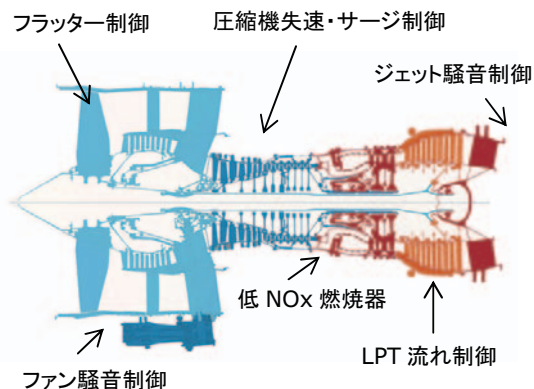


Fig. 2 制御技術の項目例
(エンジン断面図提供：(一財)日本航空機エンジン協会)

マを流れの制御に力点を置いて検討している。図2に制御項目の例を示す。これまで遷音速圧縮機の失速特性に対する周方向溝型ケーシングトリートメントの効果の空力的なメカニズムを解明する研究⁽¹⁾や、ジェット騒音をマイクロジェット噴射により抑制する手法の研究⁽²⁾を行って来た。今後は図2のような空力制御を検討するほか、空力弾性や燃焼等の分野に研究を広げる可能性も考えて行く。また、エンジン性能解析・シミュレーションの高度化を通し、各研究項目の全体性能に対する感度を見通しよく評価する技術の重要性も討論している。

3.2 エネルギー分野

岡井准教授がリーダーとなり、これまで主にIHIの制御関係の技術者と研究会を開催し、テーマの検討を行っている。パラダイムシフトを先導するため、従来の航空エンジン関連研究者の枠を超えた分野統合的なネットワークを構築し、革新的な航空推進システムの概念検討およびキーとなる要素技術の見極めを行うことを企図している。研究項目として当面、新コンセプトエンジンシステム、電動化の評価の高度化とエンジン・機体統合解析、燃料電池の実用化に向けた統合評価の基礎技術、

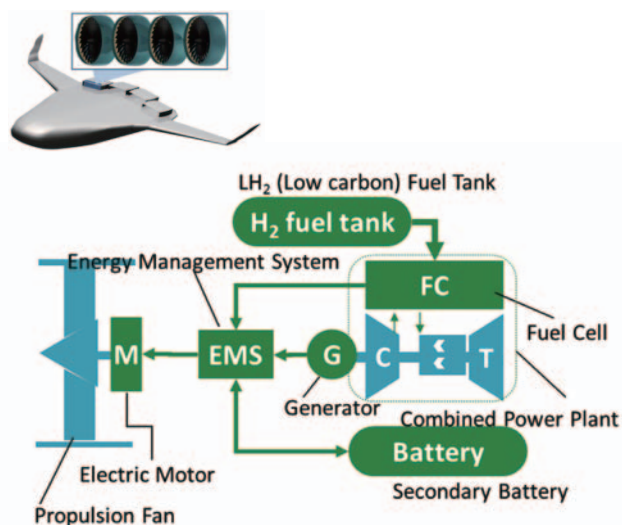


Fig. 3 ハイブリッド推進システムの例

の3点が挙げられている。

図3はJAXAで研究されている新コンセプト推進システムの例である⁽³⁾。ガスタービンと燃料電池のハイブリッド発電による電力を、エネルギーマネジメントシステム(EMS)を介してモータに供給し、電動ファンで推力を得るシステムとなっている。本講座ではJAXAとの共同研究を実施し、エンジンコンセプトの検討を通じてエンジン・機体統合最適化の指針を明らかにする計画である。

3.3 ものづくり分野

青木教授がリーダーとなり、横関准教授が幹事役を務めている。また、生産技術研究所の吉川暢宏教授、先端科学技術研究センターの山下秀特任教授にも協力いただいている。この分野では日本の産業競争力を支える素材・ものづくり技術をベースに、将来の航空エンジンの発展に寄与する新素材とその製造プロセス、ならびに革新的なものづくり技術の研究を実施する。現在のところ、CFRPおよびCMCのエンジンへの適用に関する研究を中心に、研究テーマの検討を行っている。他の分野に先駆けて6月にCFRPの衝撃損傷に関するワークショップを開催し、他大学の先生方にも集まっていた。特に大学における基礎研究やシミュレーション手法の成果を、エンジン製造にどのように生かしていくか等について活発な議論が行われた。

3.4 教育活動

現在のところ初動段階であるが、博士課程の大学院生1名をリサーチアシスタントとし、環境適合性分野の研究を進めている。また、研究会には関連分野の大学院生が参加しており、実機の情報を踏まえた研究討論に加わることができている。今後は講座が実施する研究への大学院生の参加を拡大する方針である。また、来年度から航空推進の革新技術に関する大学院講義を行うことにしている。

4. 今後の計画

本講座は当面2015年度末までの予定で設置されている。今後、教育研究活動を展開して行く中で、研究者・技術者のネットワークを広げ、日本のジェットエンジン技術の発展に寄与できれば幸いと思う。このため、ものづくり分野で開催したワークショップを他の分野でも実施し、学外諸機関の方々に広く参加してもらう予定である。さらに年1回程度、オープンな研究発表会を設ける計画であり、興味のある方々には是非参加をお願いしたい。

一方、学会等でも情報交換と討論の機会を積極的に作りたいと考えている。本学会では10月に開催される定期講演会で、パネルディスカッション「航空エンジンの電動化とエネルギーマネジメント」を企画している。エンジンメーカーをはじめ、JAXAや機体メーカーにも登

壇を打診しており、多くの会員に討論に加わっていただけると幸いである。また、日本航空宇宙学会では11月に開催される飛行機シンポジウムで、オーガナイズドセッション「ジェットエンジンの構造・材料技術」を実施する。

本学会の産官学連携委員会とガスタービンを考える会で検討されている研究開発ロードマップやプロジェクト提案と、基盤的な領域では共通する部分も多い。講座ではこのような学会活動とも協調を図り、航空推進技術の革新的な進展に寄与したいと考えている。

5. まとめ

社会連携講座は東京大学の中で比較的新しい制度であり、運営の方法にも十分確立していないところがある。情報のコントロールや知財などの微妙な点で細心の注意が必要であるが、活動に参加する全ての皆さんにプラスになるような運営に努めたい。これまでの少ない経験からも、社会連携講座に当該技術分野の一つの拠点を形成することで、関連する人の輪が予期以上に広がり、産官

学連携に非常に有効に機能することが分かっており、この講座でも航空推進技術の拠点機能を果たすことを期しているところである。会員各位のご協力を心から願うする次第である。

最後になったが、本講座を設置していただいているIHIの関係各位に深く感謝して、締め括りとしたい。

参考文献

- (1) 佐久間康典, 渡辺紀徳, 姫野武洋, 加藤大, 周藤由香里, 「周方向単一溝型ケーシングトリートメントが遷音速圧縮機性能に及ぼす影響」, 第40回日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集, (2012), pp.51-56.
- (2) 岡田隆一, 渡辺紀徳, 鶴沢聖治, 姫野武洋, 大石勉, 「マイクロジェットが超音速ジェット騒音及び流れ場に及ぼす影響」, 第39回日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集, (2011), pp.71-76.
- (3) 田口秀之, 岡井敬一, 「JAXAにおける未来型航空エンジンシステムの研究」, 日本ガスタービン学会誌, Vol.40, No.3, (2012), pp.101-105.

本記事は9月号に掲載されましたが、編集上の不具合により著者原稿の記載事項の一部が欠落していましたので、あらためて掲載させて頂きました。著者と読者の皆様にお詫び申し上げます。

学会誌編集委員会委員長 田沼 唯士

GTSJ ガスタービンセミナー（第42回）のお知らせ

「ガスタービンの最新技術と保守技術の動向」をテーマに、第42回ガスタービンセミナーを下記の通り開催致します。
学会の会員、非会員を問わず、皆様のご参加をお待ちしております。

1. 日 時 : 2014年1月23日(木) 10:30 ~ 17:20 (受付開始 10:00)
1月24日(金) 9:30 ~ 16:20
2. 場 所 : 東京大学 浅野キャンパス 武田ホール (武田先端ビル5階)
東京都文京区弥生2-11-16
*会場地図は、日本ガスタービン学会ホームページに掲載。
3. 主 催 : 公益社団法人 日本ガスタービン学会
4. 協 賛 : エネルギー・資源学会, 可視化情報学会, 火力原子力発電技術協会, 計測自動制御学会, コージェネレーション・エネルギー高度利用センター, 自動車技術会, スマートプロセス学会, ターボ機械協会, 電気学会, 日本エネルギー学会, 日本ガス協会, 日本機械学会, 日本金属学会, 日本航空宇宙学会, 日本航空技術協会, 日本材料学会, 日本セラミックス協会, 日本鉄鋼協会, 日本伝熱学会, 日本トライボロジー学会, 日本内燃機関連合会, 日本内燃力発電設備協会, 日本燃焼学会, 日本非破壊検査協会, 日本品質管理学会, 日本マリンエンジニアリング学会, 日本流体力学会, 腐食防食協会, 溶接学会
5. セミナープログラム テーマ: 「ガスタービンの最新技術と保守技術の動向」

第1日目〔1月23日(木)〕

※講演時間には質疑応答の時間を含む。

「セッションⅠ：最新技術動向」			
1	航空エンジン電動化の最新研究開発動向	10:30-11:30	東京大学 岡井 敬一 氏
2	JAXA クリーンエンジンにおける低NO _x 燃焼技術の開発	11:30-12:30	(独) 宇宙航空研究開発機構 山本 武 氏
3	中小型ガスタービンにおけるDLE燃焼器および燃焼システムの開発動向	14:00-15:00	川崎重工業(株) 堂浦 康司 氏
4	航空転用形ガスタービンの最新技術動向と予防保全	15:00-16:00	(株) IHI 山本 卓史 氏
5	ガスタービン用セラミック材料技術	16:20-17:20	(独) 産業技術総合研究所 鈴木 雅人 氏

第2日目〔1月24日(金)〕

「セッションⅡ：最新技術・保守技術動向」			
6	吉の浦火力発電所の概要と保守・運転実績について	9:30-10:30	沖縄電力(株) 杉山 考広 氏, 儀間 武充 氏 富士電機(株) 新村 栄一 氏, 山形 通史 氏
7	金属組織学的知見に基づくタービン動静翼の実機稼動環境推定	10:30-11:30	防衛大学校 三浦 信祐 氏
8	最新のガスタービン保守と寿命延伸技術	13:00-14:00	(株) 東芝 澤 徹 氏
9	最新のガスタービンの保守・管理技術について	14:00-15:00	(株) 日立製作所 市川 国弘 氏
10	ガスタービン発電設備のメンテナンスと性能・信頼性向上への取り組み	15:20-16:20	三菱重工業(株) 金箱 篤彦 氏

6. セミナーの内容

(1) 「航空エンジン電動化の最新研究開発動向」

(東京大学 岡井 敬一 氏)

航空エンジンの制御系統の電動化 (More Electric Engine) MEE は、旅客機全機レベルの電動化度向上の最近の進展に合わせ脚光を浴びている。本講演では、旅客機全機レベルにおける今後の電動化の進展における技術の中核として位置づけられるエンジン電動化とエネルギーマネジメントの高度化に関する最新の研究開発動向を紹介する。長期的視点に立った推進系の電動化に関する検討も活発化しており、最新の研究状況について現状と課題・展望についてあわせて紹介する。

(2) 「JAXAクリーンエンジンにおける低NOx燃焼技術の開発」

((独) 宇宙航空研究開発機構 山本 武 氏)

宇宙航空研究開発機構では、「クリーンエンジン技術の研究開発」の一環として、航空機エンジンのNOx排出を低減するための燃焼技術の研究開発を実施した。小型航空機用エンジンを想定し、目標値はICAO CAEP/4 NOx基準の20%とした。希薄予混合燃焼を用いた燃焼器を開発し、高圧燃焼試験により2012年度に目標を達成した。本講演では、燃焼器の開発、これをサポートした計測、試験設備について概説する。

(3) 「中小型ガスタービンにおけるDLE燃焼器および燃焼システムの開発動向」

(川崎重工業 (株) 堂浦 康司 氏)

近年の環境意識の高まりと経済的な要因から、発電用ガスタービンにはNOx排出量の削減とフレキシブルな運用の両立が求められている。こうした要求に対応するため、各社は燃焼器や燃焼システムの開発・改良を進めている。本講演では、川崎重工業のDLE燃焼器および燃焼システムを中心に、中小型ガスタービンにおける開発動向について紹介する。

(4) 「航空転用形ガスタービンの最新技術動向と予防保全」

((株) IHI 山本 卓史 氏)

航空転用形ガスタービンは発電効率が高く、かつ軽量コンパクトという特徴を有している。また発停回数に対する耐久性が高く、起動・停止時間が短い特徴も有し、ピークカットあるいは分散電源向けとして様々な発電設備運用形態に対応できる。本講演では、代表的な航空転用形ガスタービンである GE社製LM2500, LM6000の概要と最新技術動向を紹介するとともに、お客さまの運用にあたって突発的に送電・送気が止まることを回避するために、従来取り組みを実施している予防保全の活動について紹介する。

(5) 「ガスタービン用セラミック材料技術」

((独) 産業技術総合研究所 鈴木 雅人 氏)

ガスタービンの高効率・高出力化を目指しタービン入口温度(TIT)の更なる高温化が強く求められており、新規冷却技術、超合金単結晶翼形成技術などの目覚ましい成果と共に、次世代に向けたセラミック材料技術の重要度が高くなっている。本講演では、現在処方で開発が進んでいる次世代技術として注目を集める各遮熱コーティング形成技術を概説するとともに、新規溶射技術SPS/SPPS法やセラミック複合材料形成技術などの当グループの研究成果について紹介する。

(6) 「吉の浦火力発電所の概要と保守・運転実績について」

(沖縄電力 (株) 杉山 考広 氏, 儀間 武充 氏, 富士電機 (株) 新村 栄一 氏, 山形 通史 氏)

沖縄県は、大小約160もの島々からなり、沖縄電力は沖縄本島をはじめとする37の有人離島に電力を供給している。吉の浦火力発電所は、供給力とエネルギーセキュリティの確保およびCO₂排出量削減を図る観点から、沖縄電力初のLNGを燃料とするコンバインドサイクル発電設備を導入した。2012年11月に1号機、2013年5月に2号機が運開し、各々251MWの発電設備は、負荷調整電源としてDSS運用を含む迅速な起動・停止と常に変化する電力需要に応答する負荷追従性が求められる。本講演では、同発電設備の概要と保守・運転実績を紹介する。

(7) 「金属組織学的知見に基づくタービン動静翼の実機稼働環境推定」

(防衛大学校 三浦 信祐 氏)

ジェットエンジンの性能を左右する高圧タービン動静翼はNi基超合金を採用し、内部冷却、表面コーティングを施すことで耐用温度を上昇させてきた。しかし、稼働中のタービン動静翼各部位に負荷される温度・応力は、高温下で高速回転環境のため、実測不可能であり、未だその詳細は解明されていない。このため、タービン動静翼の寿命判定は時間管理と表面損傷状態により行われている。本講演では、金属組織学的知見を適用することで得られるタービン動静翼の稼働環境把握と寿命判定技術、長寿命化への可能性について概説する。

(8) 「最新のガスタービン保守と寿命延伸技術」

((株) 東芝 澤 徹 氏)

ガスタービンを用いたコンバインドサイクル発電設備は、二酸化炭素排出量の削減、エネルギーの高効率利用、及び経済性の向上という特徴が市場要求に合致し、年々増加している。しかし、ガスタービンの燃焼器や動静翼などの部品は、損傷を受けやすく、定期的な補修と交換が必要となる。したがって、最適な補修と再生を繰り返しながら長く部品を使用することが、ランニングコスト及び環境負荷の低減に寄与し、効果的な寿命延伸技術が求められている。本講演では、これら技術の開発状況について紹介する。

(9) 「最新のガスタービンの保守・管理技術について」

(株) 日立製作所 市川 国弘 氏

電力の供給の信頼性と経済性を両立させるため、コンバインド発電設備の主機であるガスタービンには高効率化が要求され、タービン入口ガス温度は年々急速に上昇してきている。これに伴い高温部品である燃焼器や動静翼の負荷条件は益々苛酷になっている。ガスタービンを高い信頼性で運転するためには、これらの高温部材の損傷を的確に把握して設備の保全管理をする必要がある。本講演では、ガスタービンの信頼性向上と長寿命化の観点から、高温部品の保守管理、余寿命診断技術、補修・長寿命化技術について述べる。

(10) 「ガスタービン発電設備のメンテナンスと性能・信頼性向上への取組み」

(三菱重工業(株) 金箱 篤彦 氏)

大型ガスタービンである1150℃級D形ガスタービンも市場投入から30年を経過する時期に来ており、プラント寿命の延命対策の立案を求められるケースが増えてきた。本講演では、ガスタービンの老朽化は避けられないものではあるが、高い信頼性を維持するためのメンテナンスに加え、プラント寿命を延長するために考慮すべき点につき、OEMとしての最新の取組みを交えて紹介する。

7. 参加要領

1) 参加費(税込) :	◆主催および協賛団体会員	2日間 26,250円	1日のみ 18,900円
	◆学 生 会 員	5,250円	
	◆会 員 外	2日間 36,750円	1日のみ 26,250円
	◆会員外(学生)	8,400円	
	◆資 料 の み	1冊 5,250円(残部ある場合)	

2) 申 込 方 法 : 申込書に所属、氏名、加入学協会名、GTSJ会員は会員番号等必要事項を明記の上、下記事務局宛 2014年1月16日(木)までにお送り下さい。

日本ガスタービン学会ホームページからも申込ができます。

また、参加費につきましては2014年1月22日(水)までに以下の方法にてお支払い下さい。

支払い期日に間に合わない場合には 事務局までご連絡ください。

- ・郵便振替 00170-9-179578
- ・銀行振込 みずほ銀行 新宿西口支店 (普) 1812298
- ・現金書留

* 口座名はいずれも、「シャ)ニホンガスタービンガッカイ」です。

3) 事 務 局 : 公益社団法人 日本ガスタービン学会

〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13-402

Tel. 03-3365-0095

Fax. 03-3365-0387

URL. <http://www.gtsj.org>

E-Mail gtsj-office@gtsj.org

資料集・ネームカードは当日受付にてお渡しします。

第42回ガスタービンセミナー

(2014年1月23, 24日)

申 込 書

日本ガスタービン学会 行

FAX 03-3365-0387

TEL 03-3365-0095

会社名	
所在地	〒
TEL	
FAX	

参加者名（所在地・連絡先が所属により異なる場合には、本用紙をコピーして別シートにご記入下さい。）

フリガナ 氏 名	所 属	TEL FAX E-MAIL	所属学協会 GTSJの方は会員 No. をご記入下さい	参加日 〇印をつけて下さい
				23・24
				23・24
				23・24
				23・24

【事務局への連絡事項】

	2日間	人数	1日のみ	人数	合計金額		
正 会 員	26,250円		18,900円		円		
学生会員	5,250円		5,250円		円		
会 員 外	36,750円		26,250円		円		
会員外(学生)	8,400円		8,400円		円		
支払予定日： 月 日			支払金額	円			
払込方法：（〇をつけてください。） 1. 銀行振込（みずほ銀行 新宿西口支店 普通 1812298） 2. 郵便振替（00170-9-179578） 3. 現金書留 ＊口座名はいずれも、「シャ）ニホンガスタービンガッカイ」です。							
請求書の発行： 要（宛名： ） ・ 不要							
領収証の発行（当日お渡しします）： 要（宛名： ） ・ 不要							

○本会共催・協賛・行事○

主催学協会	会合名	共催 /協賛	開催日	会場	詳細問合せ先
日本機械学会 関西支部	ステップアップ・セミナー 2013「挑戦し続ける企業の 成長戦略」	協賛	2013/11/21	大阪科学技術センター 中ホール	日本機械学会関西支部 TEL:06-6443-2073, FAX:06-6443-6049 E-MAIL:jsme@soleil.ocn.ne.jp
日本機械学会	基礎教育講習会「エンジン 技術の基礎と応用（その 26）」	協賛	2013/11/22	(株)堀場製作所 東京セールスオフィス エクセレントホール	日本機械学会 http://www.jsme.or.jp/
日本機械学会 関西支部	第329回講習会「機械加工・ 計測の基礎とものづくり最 前線—データの流れとモノ の流れ—」	協賛	2013/12/3-4	大阪科学技術センター 中ホール	日本機械学会関西支部 TEL:06-6443-2073, FAX:06-6443-6049 E-MAIL:jsme@soleil.ocn.ne.jp
日本マリンエン 지니어リング学会	技術者継続教育2013「先進 コース」講習会	協賛	2013/12/5-6, 2014/1/23-24, 2/13-14	岡山国際交流センター, 海上技術安全研究所, 三宮研修センター	日本マリンエンジニアリング学会 http://www.jime.jp
火力原子力発電 技術協会	平成25年度先進超々臨界圧 火力発電技術開発講演会 「A-USC要素技術開発（実 証機の早期実現を目指し て）」	協賛	2013/12/17	発明会館ホール	火力原子力発電技術協会技術部事務局 TEL:03-3769-3095, FAX:03-3769-3097



▷ 入 会 者 名 簿 ◁

〔正会員〕

下原 直人(I H I) 西尾 良二(大阪ガス) 阿部 晃士(川崎重工業) 高島 啓(川崎重工業)
 小口 和志(川崎重工業) 松尾 佳憲(川崎重工業) 中安 稔(川崎重工業) 細川 哲也(JALエンジニアリング)
 波多野 学(東京電力) 大村 真啓(新潟原動機) 吉中 良充(日立製作所) 上村 典道(防衛省)

〔学生会員〕

日西 亮介(金沢工業大学) 三井 博明(早稲田大学)

〔学生会員→正会員〕

泰中 一樹(大阪大学) 中辻 伸和(全日本空輸)

〔賛助会員〕

カクタス・コミュニケーションズ

2013年度役員名簿

会長	坂田 公夫 (JAXA)
副会長	藤谷 康男 (日立)
法人管理担当執行理事	太田 有 (早大), 幡宮 重雄 (日立), 正田淳一郎 (三菱重工), 山脇 栄道 (IHI)
公益目的事業担当執行理事	畔津 昭彦 (東海大), 岡崎 正和 (長岡技科大), 武 浩司 (川崎重工), 田沼 唯士 (帝京大), 辻田 星歩 (法政大), 寺本 進 (東大), 春海 一佳 (海技研), 村田 章 (東京農工大), 山根 敬 (JAXA)
理事	桂田 健 (JAL), 高西 一光 (関電), 新関 良樹 (東芝), 古谷 博秀 (産総研), 渡辺 和徳 (電中研)
監事	塚越 敬三 (三菱重工), 藤網 義行 (東京農工大)

2013年度委員名簿 (順不同)

2013年10月4日現在

○は委員長

倫理規定委員会 ○幡宮重雄 (日立), 太田有 (早大), 春海一佳 (海技研), 正田淳一郎 (三菱重工), 山根敬 (JAXA), 山脇栄道 (IHI)

自己点検委員会 ○幡宮重雄 (日立), 太田有 (早大), 春海一佳 (海技研), 正田淳一郎 (三菱重工), 山根敬 (JAXA), 山脇栄道 (IHI)

運営委員会 ○太田有 (早大), 笠原公輔 (IHI), 小森豊明 (三菱重工), 酒井義明 (東芝), 幡宮重雄 (三菱重工), 春海一佳 (海技研), 正田淳一郎 (三菱重工), 村田章 (東京農工大), 山田貴哉 (東京電力), 山根敬 (JAXA), 山脇栄道 (IHI), 渡辺紀徳 (東大)

企画委員会 ○正田淳一郎 (三菱重工), 太田有 (早大), 幡宮重雄 (日立), 春海一佳 (海技研), 村田章 (東京農工大), 山根敬 (JAXA), 山脇栄道 (IHI)

国際委員会 ○中村良也 (アイ・エヌ・シー・エンジニアリング), 岡井敬一 (東大), 太田有 (早大), 小森豊明 (三菱重工), 仲俣千由紀 (IHI), 葉狩智子 (川崎重工), 福田雅文 (高効率発電システム研), 船崎健一 (岩手大), 松田寿 (東芝), 三好市朗 (日立), 山根敬 (JAXA), 山本誠 (東京理科大), 渡辺紀徳 (東大)

学術講演会委員会 ○山本武 (JAXA), 壹岐典彦 (産総研), 内田竜朗 (東芝), 太田有 (早大), 齊藤圭司郎 (三菱重工), 高橋康雄 (日立), 武田淳一郎 (富士電機), 東部泰昌 (川崎重工), 仲俣千由紀 (IHI), 春海一佳 (海技研), 姫野武洋 (東大), 平野孝典 (拓殖大), 渡邊裕章 (電中研)

集行事務委員会 ○山根敬 (JAXA), 木村武清 (川崎重工), 酒井英司 (電中研), 澤徹 (東芝), 辻田星歩 (法政), 中村友行 (防衛省), 西江俊介 (三井造船), 西村英彦 (三菱重工), 浜辺正昭 (IHI), 古谷博秀 (産総研), 松沼孝幸 (産総研), 藤井達 (日立), 細川哲也 (JALエンジニアリング), 水野拓哉 (JAXA), 山形通史 (富士電機), 山本誠 (東京理科大), 吉田征二 (JAXA)

ガスタービン技術普及委員会 ○岡崎正和 (長岡技科大), 秋山陵 (日立), 賀澤順一 (JAXA), 木村武清 (川崎重工), 齊藤大蔵 (東芝), 檜山貴志 (三菱重工), 福山佳孝 (JAXA), 古川洋之 (IHI), 細川哲也 (JALエンジニアリング), 宮原忠人 (エネルギーアドバンス), 村田章 (東京農工大), 屋口正次 (電中研), 山本誠 (東京理科大), 渡辺紀徳 (東大)

学会誌編集委員会 ○田沼唯士 (帝京大), 荒木秀文 (日立), 壹岐典彦 (産総研), 石川揚介 (東芝), 刑部真弘 (東京海洋大), 桂田健 (JAL), 加藤千幸 (東大), 阪井直人 (川崎重工), 櫻井一郎 (元

JAL), 佐藤哲也 (早大), 潮崎成弘 (三菱重工), 鈴木康文 (防衛省), 辻田星歩 (法政大), 寺澤秀彰 (東京ガス), 寺本進 (東大), 中野健 (IHI), 新関良樹 (東芝), 服部学明 (三井造船), 早田陽一 (ダイハツ), 北條正弘 (JAXA), 三鴨正幸 (中部電力), 山下一憲 (荏原), 山田貴哉 (東京電力), 吉野展永 (IHI), 渡辺和徳 (電中研)

論文委員会 ○船崎健一 (岩手大), 壹岐典彦 (産総研), 石田克彦 (川崎重工), 太田有 (早大), 加藤大 (IHI), 幸田栄一 (電中研), 柴田貴範 (日立), 田頭剛 (JAXA), 寺本進 (東大), 姫野武洋 (東大), 山根敬 (JAXA), 山本武 (JAXA), 山本誠 (東京理科大), 吉岡洋明 (東芝), 渡辺紀徳 (東大)

ガスタービン統計作成委員会 ○武浩司 (川崎重工), 井出琢磨 (IHI), 恵比寿幹 (三菱重工), 澤徹 (東芝), 野村藤樹 (ターボシステムズユナイテッド), 原田純 (川崎重工), 山上展由 (三菱重工), 吉田知彦 (日立), 米田幸人 (ヤンマー)

産官学連携委員会 ○渡辺紀徳 (東大), 壹岐典彦 (産総研), 石井潤治 (東芝), 岡崎正和 (長岡技科大), 幸田栄一 (電中研), 永留世一 (川崎重工), 西澤敏雄 (JAXA), 幡宮重雄 (日立), 平野篤 (防衛省), 福泉靖史 (三菱重工), 藤岡順三 (物材研), 船崎健一 (岩手大), 古川雅人 (九州大), 本阿弥眞治 (東京理科大), 満岡次郎 (IHI), 吉田英生 (京大)

広報委員会 ○村田章 (東京農工大), 酒井義明 (東芝), 佐藤哲也 (早大), 東部泰昌 (川崎重工), 姫野武洋 (東大), 福山佳孝 (JAXA), 松沼孝幸 (産総研), 山根敬 (JAXA)

表彰委員会 ○藤谷康男 (日立), 春海一佳 (海技研), 田沼唯士 (帝京大), 太田有 (早大), 幡宮重雄 (三菱重工), 山根敬 (JAXA), 村田章 (東京農工大)

情報システム化推進委員会 ○村田章 (東京農工大), 酒井義明 (東芝), 佐藤哲也 (早大), 東部泰昌 (川崎重工), 姫野武洋 (東大), 福山佳孝 (JAXA), 松沼孝幸 (産総研), 山根敬 (JAXA)

IGTC2015実行委員会 ○渡辺紀徳 (東大), 井上洋 (日立), 大石勉 (IHI), 太田有 (早大), 北山和弘 (東芝), 寺本進 (東大), 西澤敏雄 (JAXA), 姫野武洋 (東大), 牧田光正 (JAXA), 松田寿 (東芝), 山上舞 (IHI)

産業用ガスタービン研究開発プロジェクト調査研究委員会

○壹岐典彦 (産総研), 松沼孝幸 (産総研), 伊藤栄作 (三菱重工), 岸部忠晴 (日立), 高橋徹 (電中研), 合田真琴 (川崎重工), 米澤克夫 (IHI), 渡辺紀徳 (東大)

日本ガスタービン学会入会のご案内

日本ガスタービン学会は、「エネルギー」をいかにして効率よく運用し、地球規模の環境要請に応えるかを、ガスタービンおよびエネルギー関連分野において追求する産学官民連携のコミュニティです。

会員の皆様からは、「ガスタービン学会に入会してよかったと思えること」の具体例として次の様な声が寄せられています：

- タテ（世代）とヨコ（大学、研究機関、産業界）の交流・人脈が広がった。
- 学会誌が充実しており、学会・業界・国外の専門分野の研究動向や技術情報が効率的に得られた。
- ガスタービンに熱い思いを持った人達と、家族的雰囲気ですら階層を意識せず自由な議論ができ、専門家の指導を得られた。

学会の概要（2013年3月現在）

会員数：2,056名（正会員 1,968名、学生会員 88名）

賛助会員：101社

会員の出身母体数：企業・研究機関・官公庁等 約300、学校 約100

会員のメリット

個人会員（正・学生会員）：

学会誌無料配布（年6回）、学術講演会の論文発表・学会誌への投稿資格、本会主催の行事の参加資格と会員参加費の特典、本会刊行物の購入資格と会員価格の特典、調査研究委員会等への参加賛助会員：

学会誌の無料配布、学会誌広告・会告掲載（有料）、新製品・新設備紹介欄への投稿、本会主催行事参加および出版物購入について個人会員と同等の特典

入会金と会費（2013年度から）

会員別	入会金	会費（年額）	後期入会時 会費（初年度のみ）
正 会 員	500円	8,000円	4,000円
正 会 員（65才以上※）	500円	5,000円	2,500円
学生会員	500円	2,500円	1,250円
賛助会員	1,000円	一口 70,000円とし、一口以上	一口 35,000円

※当該年度3月1日現在

後期・・・9月1日～翌2月末まで

入会方法

学会ホームページにて入会手続きができます（<http://www.gtsj.org/index.html>）。

学会事務局にお電話いただいても結構です。申込書を送付致します。



公益社団法人

日本ガスタービン学会

Gas Turbine Society of Japan

〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13 第3工新ビル402

電話番号：03-3365-0095

E-mail: gtsj-office@gtsj.org

現在の電力システムで採用されている「同時同容量」は、ユーザー側の需要に合うように電力供給を行う仕組みである。例えば、需要および供給の相違は、30分で3%以内にしなければならない。電力会社が、これを守ることによって電力の安定供給が行われてきた。ところが、この「同時同容量」というシステムは、電力が不足してもユーザーは使いたいだけ使い、電力会社はそれに追従して発電するという非常に危険なものである。このことは、東日本大震災直後の電力不足時に計画停電を行わざるを得なかったことで明らかになった。本来は、人工呼吸器を使っている家庭や交通信号等を考えれば、計画停電という無差別停電は行うべきではない。

電力会社自身も、需給ひっばく時に使用抑制をする条件で通常時電力料金を低くしている契約者を設定していたはずであるが、うまく機能しなかった。さらに、この計画停電では、電力卸売り事業者（IPP）発電の送電もカットした。例えば、商社等が発電所を持ち電力会社の送電線を利用して契約ユーザーに電力を売っているのである。電力卸売り事業者は、ユーザーとの間で電力供給契約をしており、それが電力会社の都合で履行できなくなったのである。これは、電力に関して自由な発想に基づく事業が制限されることを示している。

現在、発送電分離等の新たな電力システムの議論が行われている。発送電分離が実際に行われるかよりも、需要者である市民を巻き込んだ新たなエネルギーシステム構築ができるかが問題である。また、本特集で紹介した

中低温熱回収タービンが、安定出力の再生可能エネルギーとして次第に活用されていくことが期待される。7年後に開催が決まったオリンピックまでに、日本がどのような電力システムや再生可能エネルギー利用システムを構築できるのか世界の注目を集めている。オリンピック村や施設に、我々の考えている市民を巻き込んだ電力システムを構築してみたいものである。

最後になるが、本号刊行にあたり、執筆者の方々にはお忙しい中、快く原稿作成をお引き受けいただき深謝の限りである。編集委員一同、心よりお礼を申し上げたい。なお、本号の企画編集は、服部学明 委員（三井造船）、早田陽一 委員（ダイハツディーゼル）、山下一憲 委員（荏原製作所）および刑部真弘（東京海洋大学）が担当させていただいた。（刑部真弘）

（表紙写真）

今回の表紙については、【論説・解説】の著者より流用しております。

詳細については、各記事をご参照ください。

- ・「中低温熱回収用二相タービンの開発」……………（P.456～460）
- ・「低温排熱回収250kW級小型バイナリー発電設備「グリーンバイナリータービン」」……………（P.473～476）
- ・「地熱バイナリー用低温熱回収システム」…（P.477～481）
伊Turboden社のORCサイト
- ・「カリナ温泉発電設備」……………（P.482～487）

だより

♣事務局 ☒ ♣

沖縄県那覇市で開催された定期講演会が無事盛会のうちに終了いたしました。今回も現地の方々に準備の段階からお世話になりました。沖縄に来て印象的だったのが、「かりゆしウェア」です。沖縄では仕事のときのフォーマルな（背広のような）服装となっているそうで、男女を問わずカラフルな色やデザインのシャツを着ていらっしやいました。最初は会社の制服として支給されているのかと思い、会う人ごとに「それはご自分の服ですか」と尋ねてみたのですが、みなさん、仕事着としてご自分で好きな柄や素材のものを買っていられっしやるとのことでした。暑い沖縄の気候に合っていて、見た目にもきちんとした印象があり、形がほぼ

決まっているので選ぶときにもあまり悩まなくていいなあと思いついて見えておりました。そうしたら、学術講演会委員会委員のうちの2名の方がかりゆしウェアを着て登場。私も調達すればよかった。残念…。ところで、この「かりゆしウェア」の歴史は浅く、昭和45年に「沖縄シャツ」として発売されたのが始まりで、その後沖縄サミットの年に名称が「かりゆしウェア」に統一され、柄や衿の形のバリエーションも増えて一気に普及したようです。沖縄の気候に合った実用的な形で、さらには観光PRにもなるこのウェアを正装に制定して、多くの県民の方が着用されているという点でも沖縄の行動力と柔軟な県民性を感じました。（中村）

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
情報記事欄	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程を定める。
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、当該著作物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
ニッセイエブプロ(株) 制作部 ガスタービン学会誌担当
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel. 03-5733-5158 Fax. 03-5733-5164
E-mail: eblo_h3@eblo.co.jp

技術論文投稿規定

2010.8.27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。
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.41 No.6 2013.11

発行日 2013年11月20日
発行所 公益社団法人日本ガスタービン学会
編集者 田沼 唯士
発行者 坂田 公夫
〒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
銀行振込 みずほ銀行 新宿西口支店
(普) 1703707
印刷所 ニッセイエブプロ(株)
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel. 03-5733-5158 Fax. 03-5733-5164

©2013, 公益社団法人日本ガスタービン学会

複写をご希望の方へ

本学会は、本誌掲載著作物の複写に関する権利を一般社団法人学術著作権協会に委託しております。

本誌に掲載された著作物の複写をご希望の方は、一般社団法人学術著作権協会より許諾を受けて下さい。但し、企業等法人による社内利用目的の複写については、当該企業等法人が公益社団法人日本複写権センター（一般社団法人学術著作権協会が社内利用目的の複写に関する権利を再委託している団体）と包括複写許諾契約を締結している場合にあっては、その必要はございません（社外頒布目的の複写については、許諾が必要です）。

権利委託先 一般社団法人 学術著作権協会
〒107-0052 東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル3F
FAX: 03-3457-5619 E-mail: info@jaacc.jp

複写以外の許諾（著作物の引用、転載、翻訳等）に関しては、(社)学術著作権協会に委託致していません。直接、本学会へお問い合わせください。