巻 頭 言

特集：ボイラ，熱交換器

「ボイラ技術の展開と今後」
Advances in Boiler Technology

小澤 守*1
OZAWA Mamoru

蒸気の動力応用の濫觴（らんしょう）をどこに置くかには様々な議論はあろうが，17世紀末のDenis Papinの構想から始まったとしてもそう大きな間違いではなかろう。蒸気を用いた実用機関の出現が待たれたのは，当時の英国における深さが120mにも達していた炭鉱の揚水問題であった。結果的に炭鉱の揚水には利用されなかったが，蒸気の凝縮に伴う真空を利用した実用揚水機関として17世紀末のSavery機関は技術史上重要な位置を占めている。Papinの構想を真に蒸気動力として実現したのは18世紀初頭に開発されたThomas Newcomenの大気圧機関であろう。Newcomen機関では動力発生部と復水器が未分化であり，熱効率は0.5%程度とかなり低かったが，炭鉱での揚水に供するには十分な能力を持っていた。それを根本的に改良したWatt機関は，動力発生部と復水器の分離，ガバナー，液面制御，圧力制御などの機構を導入し，現在に繋がる画期的な技術であったが，1800年の時点でも，Newcomen機関の設置の累積台数はWatt機関に比べて約３倍の多さを誇っていた。この頃，工場生産方式が拡大し，蒸気動力が漸く水車動力を凌駕した。それ以降現在に至るまで蒸気動力は社会の基盤インフラであり続けている。基盤インフラ技術には先進性も当然必要であるが，何よりも安定性，安全性，実績が重要であり，その故に水車やNewcomen機関が革新技術の出現にも関わらず，長らく利用され続けたのだろう。技術の転換はそのような形態をとるのが通例ともいえる。

ボイラは蒸気動力の中枢的要素であり，当初は球形，半球形であったが，Watt機関ではワゴンボイラとなり，Wattの特許が満了した1800年以降の高圧ボイラの出現に伴って円筒形のCornishやLancashire等のボイラ，さらにはTitanic号に29缶も搭載された炉筒煙管ボイラに変遷していった。更なる高圧化と伝熱面拡大を目指してBabcock & Wilcoxの緩傾斜水管ボイラ，帝国海軍の艦本式ボイラの手本とも言うべきYarrowボイラや急傾斜のStirlingボイラなどの水管ボイラが出現し，20世紀初頭にはMark BensonやSulzer社による貫流ボイラが開発され，現在，超臨界圧変圧運転貫流ボイラが大規模火力発電を担っている。

ボイラの技術展開は，「効率向上への挑戦」であったし，その一方で「破裂との戦い」でもあった。高温・高圧に耐える材料技術，腐食やスケール防止のための水処理技術，製造・運用技術，バーンアウト防止と性能向上のための水循環と伝熱技術，燃料対応燃焼技術と環境負荷低減，メンテナンス・検査の技術と第三者検査や損害保険などの社会制度が重要な課題であったし，これは現在でも同様である。

1972年のローマクラブの報告書“The Limits to Growth”や翌年の石油危機から，エネルギー問題の本質は資源問題から環境問題に転換し，省エネルギー技術の展開と天然ガスの発電利用が拡大した。エネルギーの高効率利用には，19世紀半ばのW. J. M. Rankineの検討を待つまでもなく，高温高圧化が効率改善の中心的課題であったし，現在でも超々臨界圧ボイラに向けた技術開発が行われている。その一方で，過給ボイラとも言えるVeloxボイラなど様々な技術の変遷の後に，画期的に効率改善に寄与したのは，ガスタービン・蒸気タービン複合発電である。

20世紀初頭，R. ArmenguadやH. Holzwarthらのガスタービンが出現した頃，H. H. Supleeは“The Gas Turbine”（1910年刊）の中で，「ガスタービンはまだ実験段階であり，今後どの程度まで展開する技術であるか不明である」と述べている。それから100年が経過して，ガスタービンは大規模発電所のトッピングサイクルを担うものとして大きく進展した。それと共にボイラは主機としての位置付けから廃熱ボイラへと，熱交換器としての位置付けに転換しつつあるが，依然としてボイラは蒸気動力における基幹要素であることには変わりはなく，今後ますます技術開発が必要な分野である。

原稿受付　2018年１月23日
＊１　関西大学　社会安全学部
〒569-1098　高槻市白梅町７－１
Email: ozawa@kansai-u.ac.jp

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

特集：ボイラ，熱交換器

ボイラ（熱交換器）の概要と基礎

Outline and Basics of Boiler (Heat Exchanger)

刑部 真弘*1
OSAKABE Masahiro

キーワード：伝熱流動，丸ボイラ，水管ボイラ
Key Words：Heat and Fluid flow, Cylindrical shell boiler, Water tube boiler

1．ボイラの伝熱流動

蒸気ボイラは，燃料を燃やす燃焼装置と，その燃焼によって発生した熱量を吸収する伝熱流動装置，通風・給水・制御等の付属装置により構成される。蒸気ボイラを大きく２つに分類すると，丸ボイラ（cylindrical shell boiler）と水管ボイラ（water tube boiler）に分類することができる。

臨界圧力に近づいてくると，蒸発部の飽和蒸気と飽和水の密度差が少なくなり，循環力が弱いので循環ポンプにより循環させる強制循環式貫流ボイラとなる。貫流ボイラは，給水ポンプによって一端から押し込まれた水が順次，予熱，蒸発，過熱され，他端から所要の過熱蒸気となって取り出される水管ボイラである。構造上，伝熱面積当たりの保有水量が極めて少ないので起動はボイラとして最も速いが，負荷変動によって大きい圧力変動を生じやすいので，応答の速い給水量及び燃料供給量の自動制御を必要とする。貫流ボイラは，最近のイオン交換樹脂による給水処理及び自動制御機器の発達によって広く用いられるようになったものである。最近の発電事業用の貫流ボイラは変圧運転といい，ボイラの運転圧力を負荷に応じて変動させる運転を行う。

ここでは，最初に基礎的な水管ボイラの主要装置および伝熱流動メカニズム等について述べる。

1.1　燃焼室

燃焼室（combustion chamber）の炉壁伝熱面は，火炎からの放射熱を有効に吸収するように，また燃焼室出口のガス温度が計画値になるように水管を配置した水冷壁（water wall）構造とする。図１に炉壁の構造例を示す。フィン付の水冷壁管を溶接して一体化したもので，メンブレンチューブウォール（membrane tube wall）と呼ばれている。この構造は燃焼室の機密性が高く，機械的強度に優れ，また，ケーシングとの間は断熱材だけですむので，構造が比較的簡単である等の利点がある。

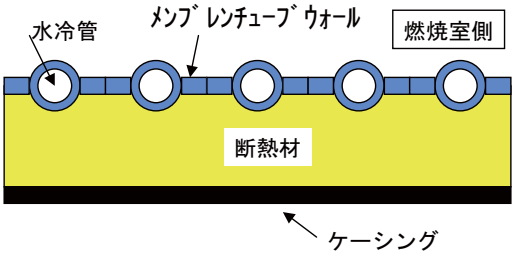


Fig. 1　Membrane tube wall

1.2　蒸発管と降水管

水管ボイラの蒸発管（steam generating tube）は，高温の火炎にさらされて強い加熱を受け，内部のボイラ水は沸騰する。この発生蒸気が管内に停滞したり，管内が蒸気だけになると焼損のおそれが生じる。このため，ボイラ水を循環させて発生蒸気を運び出すとともに，十分な冷却効果をもたせることがボイラの安全上きわめて重要なこととなる。図２に示したのが，自然循環ボイラの循環ループであり，蒸気ドラム，蒸発管，降水管によって構成される。降水管は，加熱されない様に炉外に設けられる。蒸発管流入水量の蒸発量に対する比である

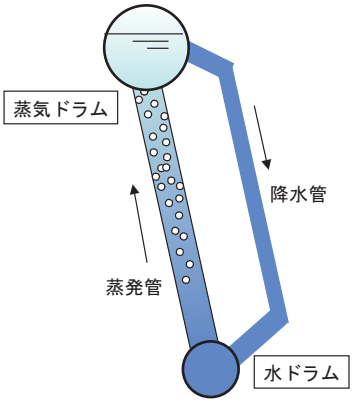


Fig. 2　Natural circulation loop

原稿受付　2017年12月15日
＊1　東京海洋大学大学院
〒135-8533　江東区越中島２－１－６
E-mail: osakabe@kaiyodai.ac.jp

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

循環比（recirculation ratio）は，圧力 6 ～ 10MPaの自然循環ボイラでは，13 ～ 15以上で，すなわち流入水量が蒸発量の13 ～ 15倍である。なお，循環比は蒸気乾き度xの逆数であることに留意する。

自然循環（natural circulation）によって循環ループにボイラ水を循環させるためには，ループの流動抵抗に打ち勝つための循環力（circulation head）を必要とする。蒸発管では沸騰によって気液混合物が生じ，その密度が小さいため上昇流となり，矢印方向の循環流が発生する。この循環力は，蒸発管と降水管の静水圧差によるものである。

一般的に循環速度が低すぎると，伝熱管内での局所的な蒸気停滞や水欠損による伝熱面ドライアウトが発生する恐れがある。また，大気泡の発生により，振動的な流動がみられる場合がある。また，降水管内流速が過大な場合，降水管内の摩擦損失等が増加しボイラ水の循環を妨げる。また，蒸気ドラムより蒸気を吸い込むキャリーアンダーを起こし，これもボイラ水の循環を妨げる。降水管内流速が過小な場合，負荷の急激な変動時に降水管内に逆流が生じ，循環が妨げられる恐れがある。また，降水管壁温度が水温より高い場合には，降水管内に生じる自然対流による上昇流がボイラ水の循環の妨げとなる。

1.3　過熱器

図 3 は 4 回流垂直U字型過熱器の例である。過熱器は 3 回流までの 1 次過熱器と 4 回流目の 2 次過熱器に分けられる。過熱器出口の蒸気温度を検出することによって，温度が高い場合には調節弁を開き，1 次過熱器からの蒸気を水ドラムに設けた過熱低減器に多く通し，2 次過熱器に入る蒸気温度を下げる。過熱蒸気温度が低い場合には，逆に過熱低減器を通る蒸気量が少なくなるように調節弁を閉める。

蒸気ドラムで発生した飽和蒸気を直接出すと，ボイラの負荷が低下した場合過熱器内の蒸気流量が急激に減少し過熱器焼損の恐れが生じる。このため，飽和蒸気が必要な場合にも，過熱器を一度通してから過熱低減器で飽和蒸気に戻し，負荷の減少時にも過熱器内蒸気流量を確保する。

管ボイラに用いられる過熱器は伝熱方式から，対流過熱器，放射過熱器および放射・対流過熱器に分けられる。対流過熱器は燃焼ガスの接触による対流伝熱によって加熱される。放射過熱器は，燃焼室に面して燃焼ガスからの放射伝熱により加熱される。対流・放射過熱器はその両方により加熱される。負荷変動に対する，これらの過熱器の一般的な過熱度特性を図 4 に示した。対流過熱器においては，負荷の増大とともに燃焼ガス量が増加し，それによって対流伝熱量が，負荷の増大にともなう蒸気流量の増大を上回って増大するために蒸気温度が上昇する。一方，放射伝熱量は燃焼ガス量よりも火炎温度に大きく依存する特性を持つ。一般的に負荷の増大により燃焼ガス量は大きく増大するが，火炎温度の増加はそれほどでもない。このため，放射過熱器においては，負荷の増大による放射伝熱量の増大より蒸気流量の増大分の方が大きく，蒸気温度は低下する。放射・対流過熱器は両者の特性の中間にあり，蒸気量の広い範囲にわたって過熱度を一定に保つことができる。

具体的には，図 5 に示したように，ピッチを大きく取った燃焼室出口部の前部蒸発管（スクリーン管）の後に設置し，スクリーン管のピッチすきまからの放射熱と燃焼ガスとの接触（対流）による熱を吸収できるようにする。

過熱器は，熱膨張や振動によって湾曲や取り付け位置の乱れを生じることがある。このため，過熱器管を熱膨張を逃がす形状であるU形やW形にするとともに，支持金具や間隔片を用いて固定している。過熱器管壁温度が400℃以下にたいしては炭素鋼の引き抜き鋼

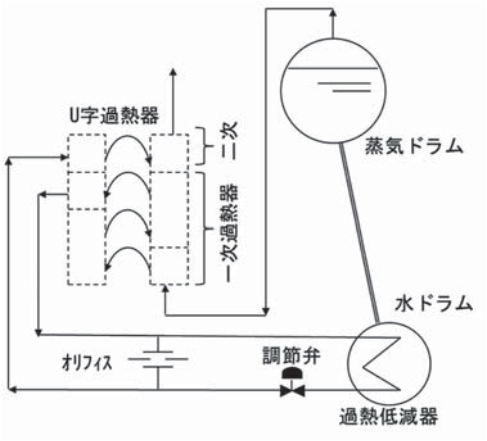


Fig. 3　U tube 4 paths superheater

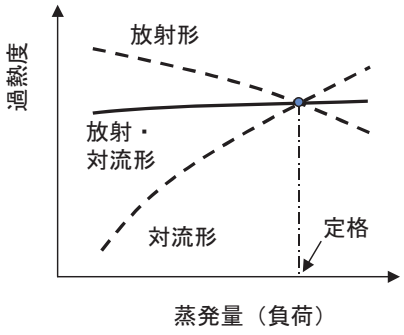


Fig. 4　Characteristics of superheaters

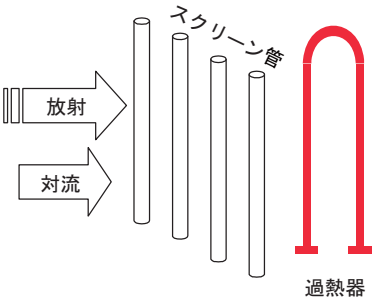


Fig. 5　Convection and radiation superheater

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

管（STB35）が，それ以上に対してはMo，Cr-Moの低合金鋼管（STBA12, A22-24）などが，540℃以上に対してはオーステナイト系ステンレス鋼管（SUS304TB, 321HTB, 316TB）などが用いられる。最近の超臨界ボイラでは，耐熱合金であるニッケル基合金が用いられようとしている。

過熱器はボイラの伝熱面構成の中で最も苛酷な使用条件下にあるため，管内蒸気流速を適当な速さにし，また流量分布を均一にし管壁温度の過昇を防ぐ必要がある。そのために管寄せ（ヘッダー）の中に仕切り板を入れ蒸気流路を３～５回流に分割し，適当な流速が得られるようにしている。図６は２胴D形水管ボイラの過熱器における蒸気回流と蒸気温度の一例を示したものである。

過熱器の状態は，停止点検時等に，膨出，曲がりおよび表面の変色などの状況から判断する。過熱した場合には局所的に表面の形状が変形し，膨出や曲がりを生ずるとともに，表面の色が他の部分と比較して暗褐色に変化している。これらは，①キャリーオーバー等によって管内部にスケールが付着して過熱されたとき，②気醸開始時に過熱管内に十分な蒸気量を確保しないまま高温燃焼ガスを流したとき，および③支え金具が不良のとき等に生じる。

過熱器出口の過熱度を低減させる方法で，一般によく使われるのは図７に構造を示した噴射式である。噴射ノズルを用いて給水を過熱蒸気中に噴射させ，給水の蒸発熱等を用いて過熱度を低減させる。ここで，フィルタは給水の濾過と同時に，噴射した水を蒸発しやすくしている。蒸発しなかった水は，蒸気トラップへ流出させる。

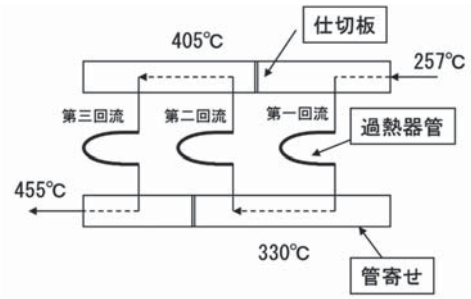


Fig. 6　Steam path and temperature

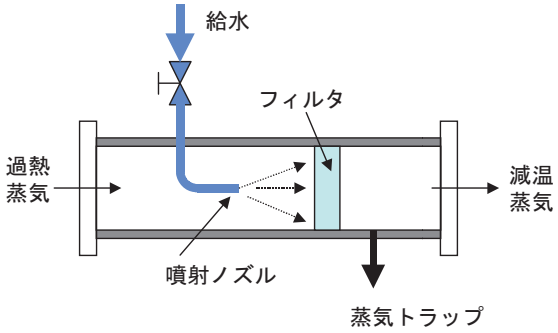


Fig. 7　Desuperheater with water injection

Fig. 8　Fin tube

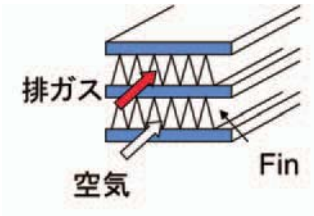


Fig. 9　Plate fin

1.4　エコノマイザーおよび空気予熱器

ボイラにおける熱損失のうち，最も大きなものは，排ガスの持ち去る熱量である。エコノマイザー（economizer）は，この熱損失をできるだけ少なくするため，煙道の排ガスのもつ余熱を回収してボイラに送る給水を予熱し，燃料消費量の減少をはかるために設けられる。排ガス温度を約20℃下げることによって，ボイラ効率を約１％上昇させることができる。

エコノマイザーとしてよく用いられるのは，シェル&チューブ式である。通常，伝熱管内を給水が流れ，燃焼ガスは管外を横切って流れ熱交換を行う。この場合，ガス側熱伝達率が液体側よりも比較的小さい場合には，図８に示したようなフィン管が用いられる。フィン管を用いることにより伝熱面積を大きくし，液体側に比べて劣るガス側の熱伝達を補おうとするものである。ガスタービンやディーゼルエンジンのような高温動力源と，低温動力源である蒸気タービンの複合サイクルの排ガス熱回収ボイラも同様な構造となっている。

低負荷では燃料の燃焼量が少なく，煙道の燃焼ガス温度が下がる。硫黄分を含んだ燃料を用いている場合や耐腐食性の伝熱管でない場合，燃焼ガスの温度が露点以下にならないように給水入口温度を高め，伝熱管表面温度を下げすぎないように注意する。一般には135℃以上とすれば安全であるとしている。また，燃焼ガス中の無水硫酸（SO_3）濃度が大きいほど露点温度が高いので，空気過剰率を低くした低酸素燃焼になるようにして無水硫酸の発生を抑制することも重要である。

空気予熱器（air preheater）は，煙道の排ガスの余熱を利用して燃焼用空気を予熱し，ボイラ効率を高めるために設けられる。また，燃焼用空気を予熱することによって燃焼状態が良好になり燃焼温度が高くなったり，低過剰空気燃焼が可能になったりする。

空気予熱器で主に用いられるのは，プレートフィン式

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

が多い。図９にプレートフィン式の概念を示した。シェル&チューブ式では，コンパクトにするため排ガスの流れる一次側にフィンのついた伝熱管を用いたが，この場合の二次側には気体が流れるので，二次側にもフィンをつけたというものである。基本的には平板によって仕切られた空間を排ガスと二次流体である空気が交互に流れ熱交換を行うが，通常，平板と平板の間には波型鋼鈑によるフィン構造が，サンドイッチ状に収納されているのが一般的である。この場合，熱交換器本体が非常にコンパクトになる反面，汚れ等による伝熱劣化に注意する必要がある。

1.5　蒸気ドラム

蒸気ドラム（steam drum）下部の約半分のスペースにはボイラ水が，残り上部の約半分のスペースには発生した蒸気が保有されている。図10に示したようにドラムの下半分に蒸発管等を取り付けるため，強度上の要求から下半分の方が厚い。ドラム内上部にキャリオーバー水を分離するための気水分離器（steam separator）を設ける。一般に気水分離器は，多数の波板，サイクロン（cyclone）およびじゃま板（baffle plate）などを用いて行われる。ドラム水面付近にはプライミングを防止する目的で２～３層の多孔のバッフル板を設置する。また，船ではピッチングによってボイラ水が一方に片寄り，キャリオーバー水が増加しないように水面に対して直角方向に多孔の制水板（swash plate）を設ける。ドラム内には，このほか過熱低減器，給水内管，水面吹き出し内管，ボイラ水試料採取内管，薬品注入内管等が設けられている。ここで給水内管の先端は，安全低水位面付近とされる。これをボイラ胴の最低部に設置すると，温度の低い給水が胴底部に当り，不当な熱応力を発生する。このため，安全低水位面付近に設置し，ボイラ水との混合を良好にする。内管の先端が蒸気部に位置するとウォーターハンマーの原因にもなりやすい。蒸気ドラム内蒸気部容積当たりの蒸発量がある値を越えると，蒸気によって搬出されるキャリオーバー水が急に増加する。その限界となる蒸気部容積当たり蒸発量を，許容蒸気室負荷あるいは限界蒸気室負荷という。

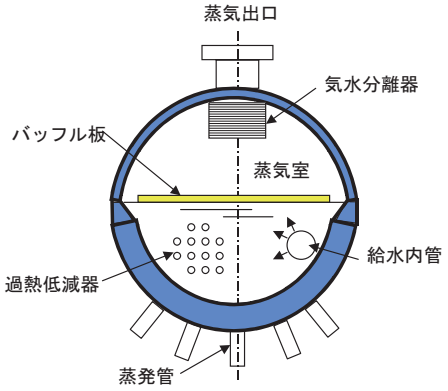


Fig. 10　Steam drum

2．丸ボイラ

丸ボイラは径の大きいドラムの内部に炉筒（furnace）および煙管群を配置し，それぞれが燃焼室および伝熱面を構成している。図11は炉筒煙管式丸ボイラの例を示したものである。ドラム前後の鏡板（end plate）の間に炉筒および煙管を設け，伝熱面はすべて水面下におかれている。丸ボイラは耐圧強度からドラムの直径をあまり大きくすることが出来ない。圧力は１MPa程度以下とされ，伝熱面積も制限されるので，蒸発量は10t/h程度までである。また，伝熱面当たりの保有水量が多いため，負荷変動に対する圧力変動や水位変動が少なく制御しやすい。しかし，気醸（steam up）するまでに時間がかかる欠点がある。

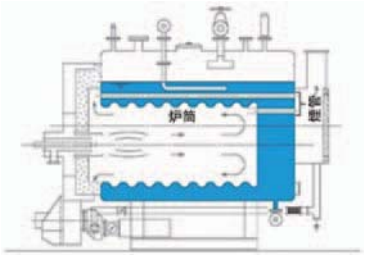


Fig. 11　Flue and smoke tube boiler（wet back）

3．水管ボイラ

水管ボイラは，上下のドラム間に多数の水管を配置し，水管内で水を蒸発させるものから発達してきた。このようにすると，伝熱面積を大きくとれることと，水循環も良くなり，高圧にも適した構造とすることができる。このボイラはボイラ水が水管中で沸騰し，多量の蒸気とともに上昇するように設計されている。したがって，管内の流れが停滞したり蒸気が充満したりすると伝熱が悪化し，高温の火炎によって過熱，焼損するおそれがある。このため，水循環を良くし，水管の冷却が十分行われるように配慮する必要がある。

水管ボイラは水を循環させる方式によって，自然循環ボイラ（natural convection boiler）と強制循環ボイラ（forced circulation boiler）とに大別される。自然循環式は蒸気を含んだ水を浮力によって自然循環させるものである。圧力17MPa程度まではこの方式とされる。しかし，圧力がさらに高くなると，蒸気と水の密度差が小さくなるので，循環ポンプを設けて強制循環式とする必要が生じてくる。

3.1　２胴D型水管ボイラ

図12は，２胴D型水管ボイラの概念図を示したものである。水管群は燃焼室の内側を覆うように配置される部分，蒸気ドラム（steam drum）と水ドラム（water drum）を直接結合する部分および過熱器に分けられる。燃焼室に面した部分は，火炎からの放射熱を受ける放射伝熱面（radiant heating surface）となり，そうでない部分は高温燃焼ガスとの接触によって熱を受ける対流伝

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

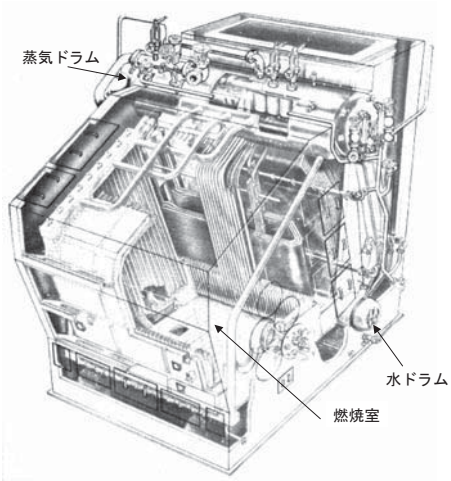


Fig. 12 D-type 2 drums tube boiler

熱面（convective heating surface）となっている。

過熱器（superheater）はボイラ本体からの飽和蒸気，すなわち蒸気ドラムからの飽和蒸気をさらに加熱して過熱蒸気を得るものである。水管群と過熱器を熱して温度の下がった燃焼ガスは，まだかなりの熱量を持っているので，煙道中にはボイラへの給水を予熱するエコノマイザー（economizer）や燃焼用空気を予熱する空気予熱器（air preheater）が設けられる。

3.2　小型貫流ボイラ

水管ボイラの一種である小型貫流ボイラ（once through boiler）の構造の一例を図13に示す。伝熱面積が5 m²以下であれば，特別教育，取り扱い技能講習やボイラ技士免許が不要となり，しかも定期的な性能検査も不要なため急速に普及している。

ボイラ本体はドラムをもたず，伝熱面は水管をコイル状に巻いた細い管で構成されている。水管の一端から給水ポンプで押し込まれた給水は，外側コイルの一端からはいり，順次内側コイルに進んで加熱され，気液二相流となり出口端に設けられた気水分離器に送りこまれる。蒸発管出口の蒸気は常に乾き度約80 ～ 90%の湿り蒸気となるように給水量と燃料量とが自動的に調節される。

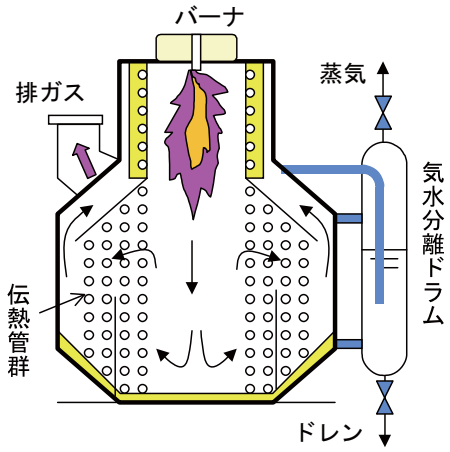


Fig. 13 Small once through boiler

次に気水分離器で蒸気が取り出され，分離された水は空気分離器で新しい給水と混合し再び水管に送られる。ボイラ頂部のバーナによって燃料は微粒化されて燃焼室に噴射される。このタイプのボイラは，保有水量が少ないため気醸時間が数分と短く，食品工場やクリーニング店等での洗浄，暖房や加熱用に多く用いられている。

3.3　ガスタービン排熱ボイラ

ガスタービンでは空気比が5 ～ 6程度で燃料を燃焼させてタービンを駆動するため，15%程度の酸素を含む多量のガスを排出するが，温度は500 ～ 600℃と比較的低い。そのため，ボイラ水との温度差が少なく，伝熱面積が通常のボイラより大きくなる。ガスタービンは燃料として気体や軽質の液体燃料を使用するので，排ガスはダストの少ないクリーンガスである。そのため，ボイラに使用する伝熱管は裸水管にフィンを巻きつけ，伝熱管単位長さあたりの伝熱面積を数倍から数十倍とするフィン付き管を使用してコンパクトな構造としている。

図14 にガスタービン排熱ボイラの例を示す。このボイラは，高温部で高圧高温の蒸気を取り出し，更に低温部で低圧の蒸気を取り出して排熱回収量を高くしている。ガスタービンで電力を供給し，排熱ボイラからの蒸気をプロセス側に供給するコージェネレーションシステムとして広く利用されている。また，プロセス側蒸気を必要としない場合は，排熱ボイラの蒸気により蒸気タービンを駆動し，ガスタービンと蒸気タービンとで電力を供給する複合発電（コンバインドサイクル）にも用いられる。

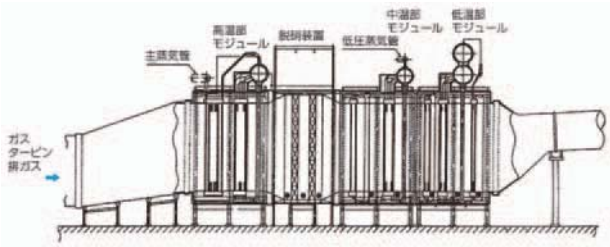


Fig. 14 Heat recovery steam generator

3.4　ごみ焼却廃熱ボイラ

ごみの発熱量は収集形態，地域さらには季節により3 ～ 10 MJ/kg の範囲で変動する。この幅広い変動においても燃焼室温度を適正に維持するため，ストーカ（移動火格子）燃焼や流動層燃焼が多く用いられる。焼却炉からの燃焼ガスは，放射伝熱部で冷却された後，過熱器や蒸発水管群と接触するようになっている。ごみ焼却燃焼ガスは，伝熱面温度150℃以下での露点腐食，320℃以上での塩化物による高温腐食の環境にある。また，ダスト量も15 ～ 35 g/m³N と多い。このため伝熱面の形状，配置に考慮が払われる。ごみ焼却廃熱ボイラの蒸気は，周辺の公共施設に利用されているが，最近では発電用にも多く使用される。そのため，徐々に高温高圧化が図られているが，塩化物腐食の発生などがあり，現在では4

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

MPa，400℃程度の蒸気条件以下のものが主流である。

3.5　強制循環式水管ボイラ

ボイラ水の循環回路中にポンプを設け，強制的にボイラ水の循環を行わせる形式である。図15はその原理的な系統を示しており，蒸気ドラムからの水は循環ポンプによって管寄せを経て各水管に送られる。この形式は，ポンプによる強い循環力を与えられるので，水と気水混合物の密度差が少なくなって自然循環力の低下しがちな高圧ボイラに適しており，また，水管を自由に配置したり，流路抵抗の大きい細い水管を用いたりすることができる。また，強制循環式は水管を自由に配置してコンパクトな形状にできるので，排熱ボイラ，高さの制限を受ける舶用ボイラ及び一般産業用ボイラ，最近では流動層ボイラなどとして，中圧，低圧用にもかなり用いられている。また，図15のような水平の上昇管を有するボイラにも採用されている。

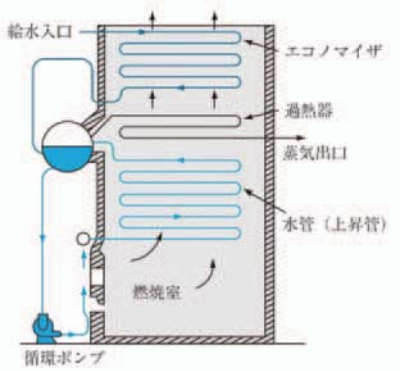


Fig. 15　Forced convection boiler

3.6　高圧大容量貫流ボイラ

これにはベンソンボイラ，ズルツァボイラなどがある。図16はベンソンボイラの伝熱面の配置列を示している。ベンソンボイラでは水冷壁管すなわち放射蒸発器に上昇管―下降管系の配置を用い，上下の管寄せで合流，分流を繰り返し，各管の流れを均一化するように構成することが多かったが，近年では種々の管配置が用いられている。管には外径27.2 ～ 38.1 mm の細いものが使用される。放射蒸発器では水の約85％が蒸発し，残部蒸発器に入って最後の蒸発と一部の過熱が行われる。給水中の不純物は大部分が残部蒸発器に付着するので，この部分は過熱を避けるため，ガス温度が700℃程度以下の低い煙道中に設けられる。なお，付着不純物は起動時のブロー（クリーンアップ）や停止時の掃除によって除去される。

ズルツァボイラは，途中の管寄せをなるべく少なくし，蒸発部の最後に小形の気水分離器を設けた構造である。水冷壁管には垂直又は水平の屈曲管群系の配置が用いられる。この部分は途中に管寄せを置かない長い並列管で，ベンソンボイラよりも幾分大きい外径50.8 ～ 63.5mm の管を用い，管１本当たりの蒸発量は最大10 ～ 15t/h とされる。なお，各蒸発管の流量を均一にするため，入口部に手動で調整できる絞り弁が設けられる。給水は放射蒸発器で乾き度95％程度まで加熱されて気水分離器に入り，濃縮された残りの水分は分離除去される。

なお，超臨界圧ボイラでは，水の状態から沸騰現象を伴うことなく連続的に蒸気の状態に変化するので，気水分離器及びベンソンボイラの炉外下降管は不必要となり，ベンソンボイラもズルツァボイラも類似の構造をとるようになる。給水量と燃料量の比が変化すると，ドラムをもつボイラでは水面の変化となって現れるが，貫流ボイラではボイラ出口温度の激しい変化或いは蒸発管出口状態の大きい変化となって現れる。したがって，その変化を検出して敏速な給水量の調整を行うことが必要である。なお，ボイラ出口の蒸気温度の制御は，この給水制御と注水式過熱低減器を併用して行われている。図17は事業用火力発電所の超臨界圧貫流ボイラの例を示す。最も進んだ臨界圧ボイラでは，圧力28MPa，過熱器温度750℃に達する。

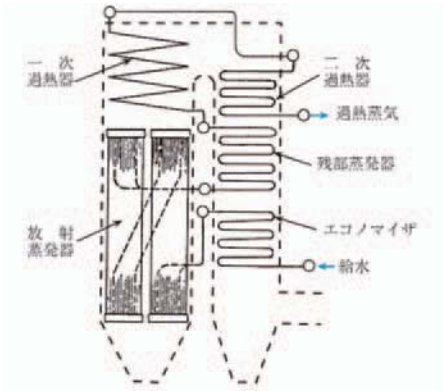


Fig. 16　Heating tubes of Benson boiler

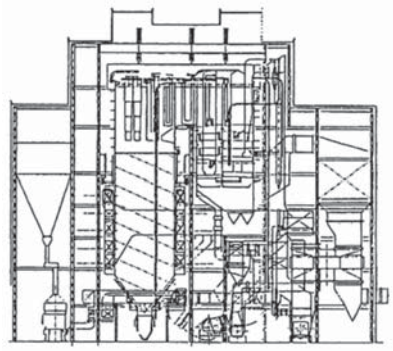


Fig. 17　Once through USC boiler

参考文献

(1)　刑部真弘, タービン動力工学, 海文堂, (2001).
(2)　日本ボイラ協会編，新版１級ボイラー技士教本, (2016).
(3)　吉識晴夫，刑部真弘ほか，動力・熱システムハンドブック，朝倉書店, (2010).
(4)　刑部真弘, エネルギーのはなし, 朝倉書店, (2011).

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

特集：ボイラ，熱交換器

HRSG（排熱回収ボイラ）の概要

An Outline of HRSG

島田 秀顕*1　木村 賢一*1　中村 啓一*1
SHIMADA Hideaki　KIMURA Kenichi　NAKAMURA Keiichi

キーワード：ガスタービン，コンバインドサイクル，HRSG，排熱回収，ボイラ
Key Words：Gas Turbine, Combined Cycle, HRSG, Heat Recovery Steam Generator

1．はじめに

HRSGは排熱回収ボイラと呼ばれ，狭義には，ガスタービンコンバインドサイクル（GTCC）プラントにおいて，GT排ガスの熱で蒸気タービン（ST）駆動用の蒸気を発生する機器である。この名称は1990年代までは必ずしも一定したものではなかったが，2000年を過ぎてASME BPVC Sec.I[1]にPHRSGという章が設定され，全世界的にHRSGがほぼ定着した。東芝では約40年間発電用コンバインドサイクルプラント並びにHRSGに取組んできており，本稿ではその概要と主に熱的エンジニアリングの基礎的事項及び基本特性等を紹介する。

2．HRSGの概観及び歴史的経緯

2.1　GTCCの大容量・高効率化の歴史

国内事業用火力向けGTCCプラントは，過去30年余の間に目覚ましく大型化，高効率化した。

図１にGT排ガス条件の変遷（流量についてはGeneral Electric社９型/７型を区別，温度については共通）を示す。横軸はプラント初号機営業運転開始の年を表わす。

GTCCプラントはGTの大型化につれGT排ガスのエンタルピ即ちHRSGの入熱量（温度・ガス量）が増大，HRSGも大幅に大容量化した。図２に当社におけるHRSGの高圧主蒸気温度圧力の変遷を示す。2000年を挟む10年間でF型のGTCCが普及し，HRSGは再熱器を持ち，蒸気ドラムを３基備える再熱三重圧式が確立され，以降約10年に渡って566℃級蒸気条件のGTCC案件が多数作られて成熟期に入った。その後2010年台後半になるとGTの大型化，高温化・高効率化が再加速して，これに伴いHRSGの蒸気条件も再び上昇に転じている。

最近では熱効率向上の流れに合わせて，HRSGの蒸気温度は593/600℃級，圧力は16MPa前後，発電端効率62％のプラント[2]が稼働するようになっている。GTCCプラントの規模・効率の典型的な数値の３段階に渡る変遷について，表１に示す。

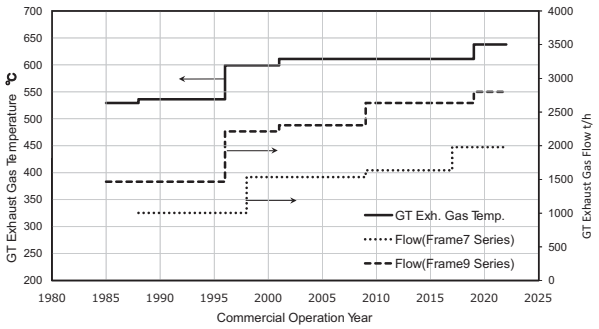


Fig. 1　GT Exhaust Gas Historical Change

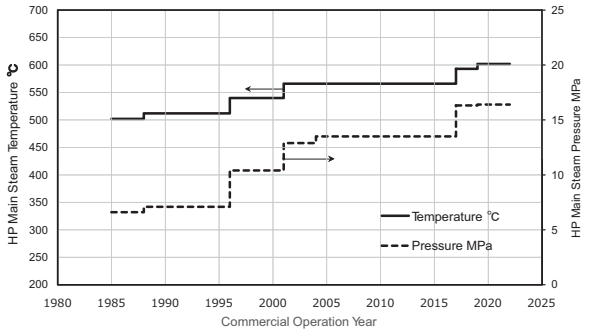


Fig. 2　HRSG Steam Condition Historical Change

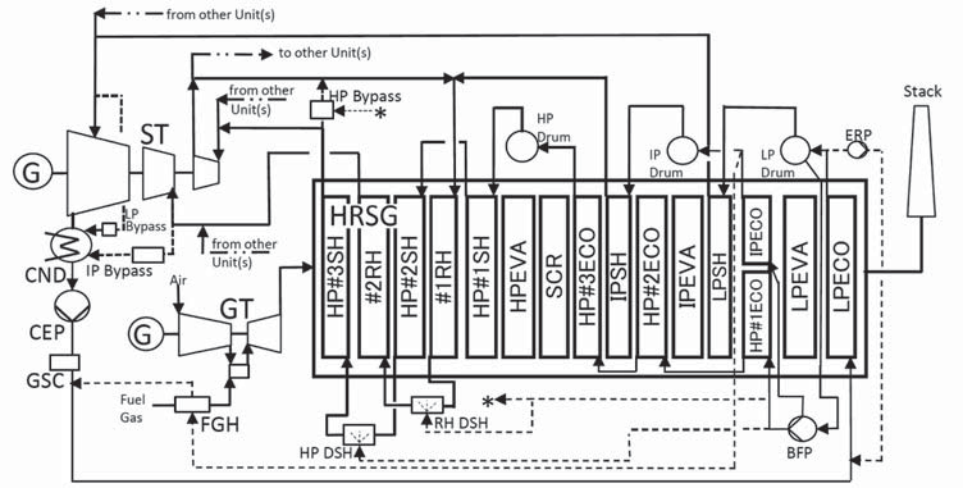
2.2　GTCCのフロー図とHRSGを構成する管群

図３に最近の典型的なGTCCプラントのフロー図を示す。本例は，GTと蒸気タービン（ST）は各々に発電機を持つ多軸型システムであり，さらにSTへは複数のGT/HRSGから蒸気が供給される。LNG焚きGTCCプラントとしては典型的なモデルである。この例においてHRSGはGTの下流に設置され，ケーシング内には全15種類の管群（熱交換器）を配置している。

また本稿では管群は内部流体の状態や機能により通常のボイラと同様の名称である節炭器，蒸発器，過熱器，再熱器を用い，これに加熱の段階を１次，２次…

原稿受付　2018年2月5日
＊1　東芝エネルギーシステムズ㈱
〒230-0045　横浜市鶴見区末広町２－４
E-mail: hideaki.shimada@toshiba.co.jp（代表）

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.



Abbreviations:

HP	High Pressure
IP	Intermediate Pressure
LP	Low Pressure
SH	Super Heater
EVA	Evaporator
ECO	Economizer
RH	Reheater
GT	Gas Turbine
ST	Steam Turbine
G	Generator
CND	Condenser
CEP	Condensate Extraction Pump
BFP	Boiler Feed Pump
ERP	Eco. Recirculation Pump
GSC	Grand Steam Condenser
FGH	Fuel Gas Heater
DSH	Desuperheater

Fig. 3　Typical GTCC Flow Schematic

Table 1　CC Parameters Variation

GT Type/COD Years		9E/1980s	9F/1990s	9H/2010s
GT Exhaust Gas Flow	t/h	1470	2200	2800
HRSG Steam Production	t/h	220	380	450
HRSG Steam Temperature	℃	520	540	600
Single shaft CC Output	MW	170	350	570
CC Efficiency(LHV, Gross)	%	47	54	62

※Note Figures are aproximate values

とし，再熱器以外には圧力レベルを加えて区別している。（例：高圧３次過熱器，図内ではHP#3SH）

GT排ガスはHRSG伝熱管外面を直交することで伝熱管内の水・蒸気側に熱を与え，高中低３種類の圧力の蒸気を発生する。蒸気ドラムは各蒸発器の上部に配置され，缶水は蒸発器内を自然循環する。

2.3　HRSGの水・蒸気側基本系統

図３において，HRSG給水は復水ポンプを介し，低圧節炭器を通り全給水が低圧蒸気ドラムに給水される。低圧ドラムの蒸気は低圧過熱器へ，缶水は一体型の高中圧給水ポンプより高圧，中圧の節炭器，蒸発器，過熱器へ順次導かれる。高温側には再熱器を備えて，高圧タービン排気（低温再熱蒸気）に中圧過熱器出口蒸気を混合した蒸気を加熱している。個々の過熱器や節炭器等は，水蒸気とガス温度差が適切にとれるように配置することが収熱性を高めるために重要である。後述の３項にて説明する。

高圧過熱器の中間（２次と３次の間）及び再熱器（１次と２次の間）には，各々の蒸気温度を一定制御するための過熱低減装置（スプレ）を備えている。他に最低温部の節炭器には，加温された給水を出口から一部入口に戻して給水を加温する節炭器再循環系統や，起動時や特殊運転時に蒸気タービンをバイパスさせる系統など，運用上必要な系統を備えている。

2.4　HRSGの構造的特徴など

典型的な横型HRSGの構造（側面立面）を図４に示す。

HRSG内部には上下管寄せ間を垂直方向に並んだ伝熱管が流れ方向２，３列程度でまとめたられたパネル状（ハープとも呼ばれる）の管群として配置される。各管

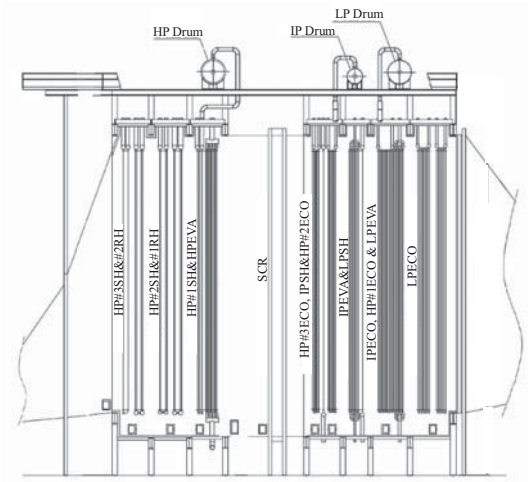


Fig. 4　Typical HRSG Cross Sectional Side Elevation

寄せを連絡管が炉内および炉外に連結して系統が構成される。排ガス流は水平方向（横向き）にHRSG炉内を通過する。横型HRSGの場合，管群はHRSG上部の主梁から吊り下げる構造が採用されている。この形状は熱伸び方向と重力方向が同一であり構造強度の低い管群に対して有効であることと，蒸発器の自然循環に対し安定性が高い。

HRSG構造としては竪型もある。これは図４を90°回転させたもので，排ガス流が垂直（竪方向）方向に流れる形式である。竪型構造でHRSG上部に煙突を直接設置できる場合はHRSGおよび煙突設置スペースを小さくできる等のメリットがあるが，軸流排気である高温のGT排ガス流を90°方向変換させるダクトが必要となることや，近年のGT/HRSG大型化に伴い，伝熱管が長尺化して設置スペースが増加してきていることなど，一長一短である。横型と竪型はこれらの特徴で使い分けるが，当社は横型HRSGを自主開発して以来，一貫して横型を採用し実績を重ねている。

HRSGは内部に水・蒸気の流動する耐圧部と，その外側に排ガスを流すケーシングの非耐圧部に分けて考えられる。

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

非耐圧部については，HRSGは原則的にGT排ガスを，入口ダクトを介して直接受け入れる受動機器であり，このため排ガスの温度・流速プロファイル特性に留意した計画を行う必要がある。かつてはフローモデルテストにてダクト内の流動状態を検証していたが，近年はCFDにてより詳細かつ多数のケースの検討が可能となっている。大型化したGTの高温・高流速排ガスについて，ダクトおよびHRSG入口部伝熱面での流動状態評価を行い，健全な構造を確保できる設計を行っている。耐圧部については，図５右図に示す平均径D，厚さtの円筒に内圧Pが作用した場合に発生する応力σはhoop方向がクリチカルであり，薄肉理論によると，

$$\sigma = PD / 2t \qquad (1)$$

で表わされ，日本国内案件の場合は火技解釈の厚さ計算等設計の基本において温度等の影響を考慮して導出された式が使用されている。

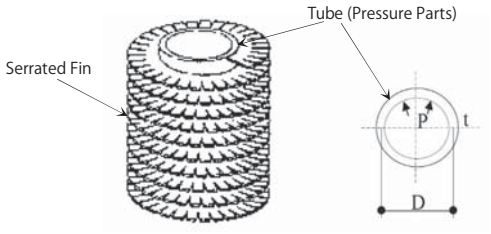


Fig. 5 Serrated Finned Tube & Pressure Parts

GT排ガスは，燃料の燃焼ガスの発熱を直接使う火炉ボイラと比べてエンタルピが低く，発生蒸気量を確保するためには莫大な伝熱面による熱交換が必要である。このため当社は，通常図５左図に示すように伝熱管外面には素管外径の２倍前後のハイフィンを巻きつけ且つ切れ込みを入れたセレートフィン付伝熱管とすることで，外面熱伝達率の向上および伝熱面積を増加させている。耐圧部に関しては，近年の蒸気条件の高温高圧化により厚肉の構造となっていく傾向であるが，他方GTCCプラントへの高速起動/負荷変化のニーズも一層高まっており，これらを両立するための熱応力への対策が重要度を増している。これには，管寄せの小口径化や合金鋼の採用による薄肉化などの対策を行っている。

また，耐圧部は構造単純な部品であり国内での製造は稀になりつつあるが，溶接部の信頼性確保が，プラントの信頼性に大きく影響する重要課題である。特に，溶接箇所数が多く，施工難易度が高い伝熱管溶接部については形状に合わせたプローブによる超音波探傷検査等，信頼性を高める技術を開発している。

さらに，再熱三重圧力型等複雑なHRSGの設計製造を実現するためには性能・系統・構造・配置等の設計の高度な技術と経験が必要であり，世界的なHRSGメーカにはボイラメーカのみならず専業メーカも多い。

2.5　HRSG型式のバリエーション

HRSGにはこれ以外にも種々の形式が有り，条件や用途に応じて使い分けられている。

今後の更なる高圧化で蒸発器での自然循環が成立しない領域に達した場合は，強制循環型や貫流型も採用されると考えられる。多軸型でCC用蒸気タービンのサイズが大型化すると超臨界貫流型の必然性が出てくる。既に横型の高圧部を亜臨界ながら貫流タイプとしたHRSGも開発，採用されるようになっている。

また海外が主となるが，ダイバータダンパによりHRSGに排ガスを通さないGTシンプルサイクル運転や，造水CCプラントのように，HRSG炉内に大容量ダクトバーナ（追焚バーナ）を設置し，大量の電気供給を必要としない冬場にダクトバーナで造水用蒸気を確保するような対応も可能である。国内GTCCでも，GT特性による夏場の出力低下に対し，追焚きにより排ガス温度を上げ，蒸発量を確保し対応しているプラントもある。

プラント立地条件により，溶存酸素濃度の高い水が大量の補給水として導入される場合には給水系の材質をステンレス鋼とし，HRSG低圧部に専用脱気器を設置する等の場合もある。また，高効率のGTでは，高圧タービン排気がGT冷却蒸気に使用され，再熱器へ導入される例もある。

3．HRSGのヒートバランス及び伝熱設計

3.1　Q-T線図

HRSG内の各管群でのヒートバランス及び熱交換状態を知るためには，図６のようなQ-T線図が比較的良く用いられる。横軸に交換熱量Q，縦軸に温度Tを取り，水・蒸気とガスの温度をガス上流側の管群から順に並べたものである。

本線図のHRSGは図３の系統と同一のものである。図６において，水・蒸気側の温度が一定の熱交換器は蒸発潜熱により飽和水から飽和蒸気を作り出す蒸発器である。その他は，入口から出口に向かって加熱される単相の熱交換器（節炭器，過熱器，再熱器）である。ガス側の温度が一定となっているIPECOは管群をHP#1ECOと同一排ガス温度帯に設置している箇所である。

3.2　HRSGのヒートバランス計算

HRSGのヒートバランスを決定するには，多数の熱交換器・ST特性・GT特性・プラント補機を連立させたモ

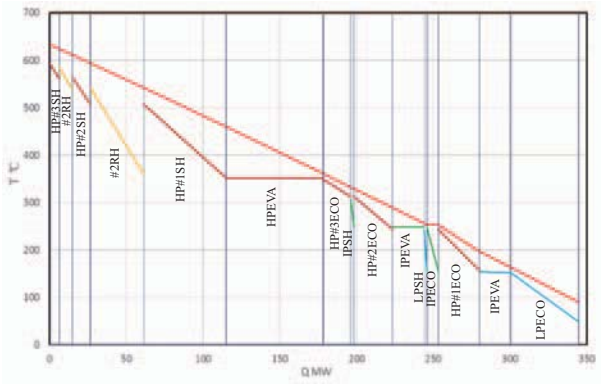


Fig. 6 Heat-Temperature Diagram

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

デルで，蒸気表やガスチャートなど大量の物性データと設計パラメータによる繰り返し計算を実施する。この計算はプラントメーカやHRSGメーカ独自のノウハウに基づくブラックボックスとして扱われ，詳しく説明されることは少ないので，基礎的事項を説明する。

(1) プラントメーカは，発電所要求性能仕様に見合ったGTを選定し，これに対応するSTとHRSGを統合的に決める計算を行う。この際HRSGは排ガス条件・蒸気条件から圧力レベル等基本的構成を想定したモデリングがなされ，主要なパラメータが決定される。

(2) プラントメーカとHRSGメーカとで，ヒートバランス計算にはほぼ同様の手法が取られるのが通例である。ヒートバランスをベースにプラントメーカは総合的なGTCCサイクルの設計を行い，HRSGメーカは排ガスおよび水･蒸気の境界条件から伝熱面を設計して行くことになる。

(3) さて図６のQT線図から高温部を取出し，これらを模式的かつ簡略に表すと図７のようになる。図７のHRSGでは，高圧蒸発器EVAを出た飽和蒸気は#1SH，#2SHで２段階に過熱され，その間に再熱器RHを挟んでいる。排ガスは温度T_{gi}，流量G_gで流入する。エンタルピ計算には成分を特定しておく必要がある。なお，通常設計点ではスプレHP DSH/RH DSH共にスプレ水量が０となるよう設定する。

(4) 図７のQT線図において，ガス側と水・蒸気側の温度は，蒸発器のガス出口側で接近している。この温度差を蒸発器ピンチポイント温度差と呼び，HRSG計画の際の極めて重要なパラメータである。ピンチポイント温度差ΔT_{PP}は，ガスと水・蒸気側の温度差が最小になる点である。図７から高圧蒸発器を出る排ガス温度T_{gVo}と蒸発器内の飽和温度T_{Sat}の差として，

$$\Delta T_{PP} = T_{gVo} - T_{Sat} \qquad (2)$$

ΔT_{PP}はガスと水・蒸気の温度を結びつけ，HRSGの発生蒸気量・性能を決定づけるものである。また，ドラム飽和温度と節炭器出口温度の差をアプローチポイント温度差ΔT_{AP}と呼んでおり，高圧蒸発器に流入する給水の温度T_{Vi}を決めている。その関係式は，以下のようになる。

$$\Delta T_{AP} = T_{Sat} - T_{Vi} \qquad (3)$$

これらの関係式から，高圧蒸発器入口エンタルピh_{Vi}と過熱器出口エンタルピh_{So}，高圧蒸発量（蒸気流量）G_Hと収熱Q_{HP}は，

$$Q_{HP} = G_H(h_{So} - h_{Vi}) \qquad (4)$$

各点の状態量は，温度だけでなく流動状態すなわちSHでの蒸気圧力損失⊿Pを想定してSH出口蒸気圧力から蒸発器圧力を求める等，圧力も決めておく必要がある。また，再熱器の出入口での状態量（エンタルピh_{Ro}，h_{Ri}，蒸気流量G_R）は既知とすると，収熱Q_{HP}は，

$$Q_{RH} = G_R(h_{Ro} - h_{Ri}) \qquad (5)$$

なお，再熱器の条件は，プラントメーカにて高圧STの排気蒸気条件をST周りの蒸気バランス等から決め，さらに中圧蒸気を合流させているため，高圧蒸発器よりも低温側にある中・低圧蒸発器，過熱器及び各節炭器を考慮して多重の繰り返し計算を行い，収束させることで決定される。

これらによって給水側の収熱と温度条件がピンチポイント温度差によってガス側の蒸発器出口温度と結び付けられることとなり，

$$Q_{HP} + Q_{RH} = G_g(h_{gin} - h_{gVo})(1 - \eta_{loss}) \qquad (6)$$

が成立する。なおガス側が失った熱量のうち，HRSG側で熱交換されず保温外表面等から放散してしまう熱量があり，その比をη_{loss}としている。

これらの式によって，発生蒸気量G_Hが決められる。

上記と同様の手法にて，中圧蒸発器まで，低圧蒸発器まで，最後は単相のみの低圧節炭器周りと区切りながら計算を行えば，HRSG全体の計算（蒸発量，各熱交換器の熱負荷，温度，圧力）が完成する。

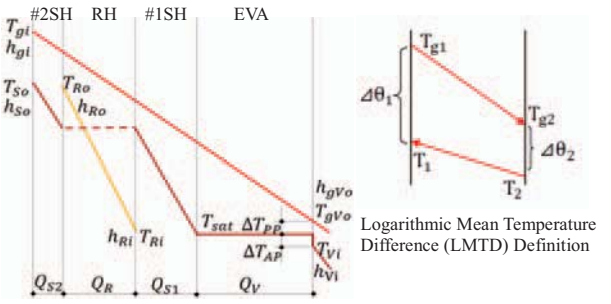


Fig. 7 Simplified QT Diagram and LMTD

3.3　HRSG内各管群の熱負荷

前述の通り，HRSGメーカは，GTCC全体ヒートバランスのHRSG境界条件を満足するようにハード設計を実施する。メーカ設計においては，伝熱面配置の実現性，部品製作性，溶接性，コストを考慮した検討が必要であるため，まず独自に計画ヒートバランスをメーカ内で再構築するのが通例である。

これには，所定の蒸気を発生するための各管群の必要収熱量を割り振り，入・出口の状態量・条件を求めて行く。この際3.2ではまずピンチポイント温度差を仮定して発生蒸発量を決めたのに対し，HRSGメーカ側では与えられた蒸発量を達成するピンチポイント温度差ΔT_{PP}を求め，伝熱面積が出来るだけ少なくなるよう管群配置，分割を最適化，決定する。最後に，出口ガス温度等に条件が有ればこれを満足できていることを確認し，図６のQ-T線図が完成される。

3.4　ヒートバランスからHRSG伝面の算出

設計点でのQ-T線図が完成したので，各管群は入・出口，ガス側，水・蒸気側の温度・圧力・流量，交換熱量Qが決まった状態である。これから，管群の仕様（素管外径，厚さ，フィン外径，厚さ，切れ込み形状等）をメーカ標準に基づき設定し，熱貫流率k値を求め，管

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

ピッチや本数を含む伝熱面積Aを仮定する。k値の算出は各メーカによるノウハウになる。各変数の関係は以下で表される。

$$Q = kA\Delta\theta_m \quad (7)$$

$$\Delta\theta_m = (\theta_1 - \theta_2) / \ln(\theta_1 / \theta_2) \quad (8)$$

$\Delta\theta_m$は対数平均温度差（LMTD）である。

これらが前記所定値を満足するまで計算を繰り返すことによって，フィンチューブ仕様を決定する。

3.5 ピンチポイント温度差と伝熱面積

式(7)，(8)に示すように，熱交換の駆動力である$\Delta\theta_m$は非線形であるため，交換熱量とガスと伝熱面積の関係も非線形である。特にピンチポイント温度差ΔT_{PP}を小さく取ると排ガスと缶水の温度差が極めて小さい条件で熱伝達を行うこととなるため，必要伝熱面積は指数的に急増する。したがい，その合理的な選定が重要である。

図８にΔT_{PP}を横軸に取り，これに対する蒸発量と伝熱面積の相対比較をしたものを示す。三重圧を適用し始めた当時ΔT_{PP}は高圧で10℃前後が選定されていたが，最近では性能向上，すなわち排ガスからの収熱をより多くするために，数℃レベルとする計画も行われるようになっている。前述の通り伝熱面は大幅に増加するため，プラント要求仕様やHRSGの経済性との兼ね合いで，適正点での計画を行う必要がある。

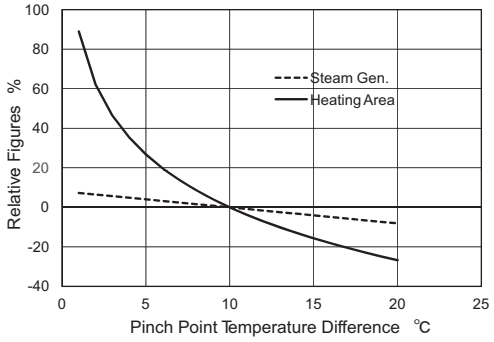


Fig. 8 Pinch Point TD and Steam Prod., Area

4．オフデザイン計算について

4.1 オフデザイン計算のプロセス

３章で紹介した手法によりプラントのヒートバランスからHRSGの伝熱面が決定される。HRSGは上記設計点にて最適性能を発揮するが，GTCCプラントは，設計点と異なる条件で運転されるのが通例である。このような設計点外条件（オフデザイン）での排ガス・蒸気条件でのHRSGの特性計算の方法について概略を説明する。これは，GT排ガス条件は同一負荷帯でも大気温度により異なり，部分負荷においても異なるため，HRSGの各部挙動（温度分布，過渡熱応力）などが設計上クリチカルとなることもあり，運用評価上重要なチェック項目になる。

オフデザインにおけるHRSGの状態値は，出口蒸気の圧力・温度はプラント側からの境界条件として，排ガス条件（主に流量・温度）が変化した場合について計算する。

(7)式において伝熱面積Aは既知であり，熱貫流率kのうち，伝熱面に関するパラメータは既知である。これに，GT運転条件により変化させた排ガス入口条件と，仮定した水・蒸気条件を用いて各管群を漸次計算する。その計算結果から仮定値を補正，再入力して収束計算させることでHRSG全体のオフデザインでの状態が算出される。

4.2 オフデザイン計算によるHRSGの特性例

図９に異なる４点の大気温度でのGT排ガスの温度，流量の特性を，図10，11にこのGT排ガス条件におけるHRSGの高圧主蒸気（HPMS），高温再熱蒸気（HRH）の温度，圧力，流量の負荷特性の計算例を示す。最低負荷は単機HRSGとしてはGT50％運転をとしている。蒸気温度は大気温度０℃で100％負荷運転が設計温度から外れる以外は一定値を維持する特性であり，圧力，流量はGTの負荷依存性があることがわかる。

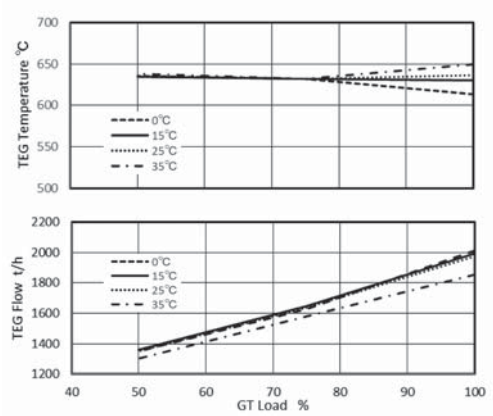


Fig. 9 GT Exhaust Gas Characteristics vs % load

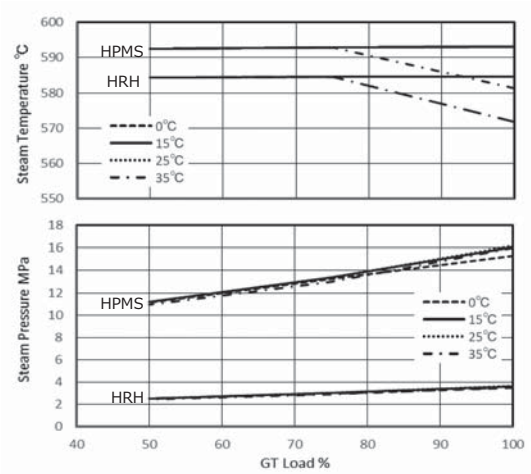


Fig. 10 HRSG Steam Temp. & Press. Characteristics vs GT % load

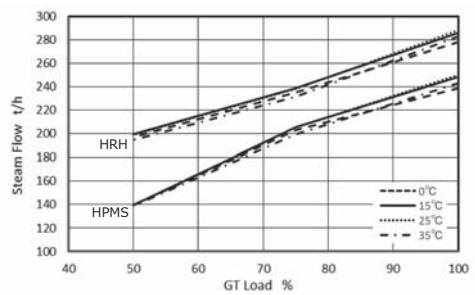


Fig. 11 HRSG Steam Flow Characteristics vs GT % load

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

5．性能評価とガス流量算定方法

GTCCプラント全体の性能評価は，燃料流量G_fと発熱量H_{Vnet}及び発電機出力Pから決まるため，明確に評価できる。この中で図12に示す１軸型のように発電機１基をGTとSTでドライブする場合には，GT・ST各々の性能や両者を取り持つHRSGの性能を特定することが重要な作業になる。

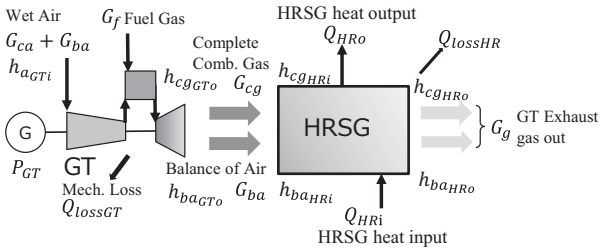


Fig. 12 GT & HRSG Energy Balance

GT周りの吸込み空気，燃料，排ガスのマスバランス・エネルギバランスを，図12に示すように湿り空気流量を燃料の完全燃焼分G_{cg}と過剰空気その他G_{ba}に分けて考えると以下の式のように表される。GT，HRSG周りのマスバランスは，

$$G_g = G_{cg} + G_{ba} = (G_{ca}+G_f) + G_{ba} \tag{9}$$

完全燃焼排ガスG_{ca}は燃料流量と成分や温度等性能試験時に高精度な計測がなされるデータから理論値として計算で求めることが出来るので，流量に関する未知数はG_{ba}のみになる。GT周りのエネルギーバランスから，

$$G_f H_{V_{net}} + (G_{ca}+G_{ba})h_{a_{GTi}} = (G_{ca}+G_f)h_{cg_{GTo}} + G_{ba}h_{ba_{GTo}} + P_{GT} + Q_{lossGT} \tag{10}$$

同じくHRSG周りのバランスからは

$$G_{cg}(h_{cg_{HRi}} - h_{cg_{HRo}}) + G_{ba}(h_{ba_{HRi}} - h_{ba_{HRo}}) = (Q_{HRo} - Q_{HR}) + Q_{lossHR} \tag{11}$$

これら異なる２つのエネルギーバランス式からは独立にG_{ba}を求めることが出来る。これによって全排ガス流量を評価する手法が，ASME PTC4.4[3]に詳述されている。

式(9)から(11)において，G：流量，h：エンタルピ，Q_{loss}：熱損失，添字は，g：ガス，ca：吸込み空気（完全燃焼分），ba：吸込み空気（完全燃焼以外），f：燃料，GT：GT，HR：HRSG，i：入口，o：出口を示す。

6．近未来のHRSG技術について

現在はエネルギーの大変革期と呼ばれ，世界の大型火力は，ガス火力が当面の主流になっていくといわれている。一方で，再生エネルギーの急激な増加により，ガス火力/GTCCプラントの運用や今後の在り方への要求は大きく変貌し，多様化しつつある。これに伴いHRSGも変化することになると考えられ，以下４項目について述べる。

①大容量，高効率化　これまで各メーカがしのぎを削ってきたこの流れに関して，高圧部の貫流化/超臨界圧化，蒸気温度のさらなる高温化（～630℃）などは，コンベンショナル火力が既に達成して来た技術であり，HRSGへの適用は現実性が十分にある。しかしながら，太陽光発電等の急速な低コスト化に対し，大容量と高効率を志向するGTCCでは，HRSGも伝熱面積が増大し，コストのせめぎ合いも予想される。

②再生エネルギーとの共生　GTCCはより柔軟な運用が可能な中型若しくは小型プラントの需要が高まり，大型と混在する状態が継続するという見方も有る。GTCCは，その特徴でもある急速起動停止・負荷変化により再生エネルギーを補間し，高品質・安定・高効率な電源として活用可能である。中・小型のHRSGは大型に比べ工場でのモジュール化が容易であり，現地の工期を短縮する等の特長を示していく必要がある。

③サービスの高度化/IoT化　HRSGには運転状態を制御・監視する常設計器が相当数設置されており，これらの運転データにIoTを適用することで運用柔軟性向上のみならず，HRSGの異常やその予兆を早期に検知して，計画外停止を極力減らすこと，熱応力低減等の最適な運用で劣化を出来るだけ防ぐこと，などが検討されている。上記②の通り，急速起動停止・負荷変化によりHRSGハードの要求は厳しくなることも考えられるので，IoTによるダイナミックな機器診断が有効と考えられる。これらの結果として定期検査など計画停止期間の短縮，燃料やユーティリティ等の節約も期待される。これには並行してHRSGハード側のアクセス性・保守性向上や外面清掃・洗浄技術，性能回復等の技術開発が必要となる。

④高環境特性　本稿では省略したが，通常HRSGには脱硝システムが内蔵され，排ガス中のNOx除去を行っている。特にあらゆるGT負荷で低排出NOx/高脱硝率を達成する触媒[4]や，脱ヒドラジン等のボイラ水質管理の改善，脱炭素化としてのCCS（二酸化炭素吸収貯留）の適用も検討して行く必要がある。

7．おわりに

GTCC火力用HRSGの熱的エンジニアリングを中心にその概要を紹介した。今後もGTCCの重要な構成機器であるHRSGを通じて，電力の安定供給・発電所の柔軟運用に貢献して行きたい。

参考文献

(1) ASME, Boiler and Pressure Vessel Code Section I Power Boilers Edition 2017,
(2) 服部祐太，俵盛勝博，高効率コンバインドサイクル発電システムの最新技術，東芝レビュー，Vol. 68，No. 11（2013），pp. 8-11.
(3) ASME, Performance Test Codes, Gas Turbine Heat Recovery Steam Generators, PTC 4.4-2008
(4) 島田秀顕，伊東正雄，清水佳子，春日貴史，野呂俊平 GTCCプラント脱硝技術の高度化への取組み，日本ガスタービン学会誌，Vol. 45, No. 3（2017）, pp. 140-145.

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

特集：ボイラ，熱交換器

大容量，高効率GTCCプラント向け排熱回収ボイラ
HRSG for Large Capacity and High Efficiency GTCC Plant

竹井 康裕[*1]　斎藤 直仁[*2]
TAKEI Yasuhiro　SAITO Naohito

キーワード：排熱回収ボイラ，HRSG，ガスタービン，コンバインドサイクル
Key Words：Heat Recovery Steam Generator, HRSG, Gas Turbine, Combined Cycle

1．緒言

コンバインドサイクル発電プラントは発電用ガスタービンに蒸気サイクルを組み合わせた発電プラントであり，発電効率が高いことで知られている。特に天然ガスをガスタービン燃料としたコンバインドサイクル発電プラントは，環境負荷，建設期間，初期投資額等の面で有利なことから，近年世界各国で多数のプラントが建設されている。

HRSG（排熱回収ボイラ，Heat Recovery Steam Generator）は，ガスタービンの後流に配置され，ガスタービン排ガスの熱エネルギーを蒸気タービン駆動用の蒸気として回収する装置である。上流側のガスタービンサイクル（トッピングサイクル）に対し，HRSGと蒸気タービンから構成される蒸気サイクルは一般にボトミングサイクルと呼ばれる。

近年，ガスタービンの大容量化，さらに高効率化を目指した高温化に伴い，HRSGも大容量化，蒸気圧力レベル段数の増加，蒸気圧力の更なる高圧化，加えてコンベンショナルボイラの技術を利用した蒸気温度の高温化が図られている。本稿では，HRSGの概要と近年の技術動向について紹介する。

2．HRSG概要

コンベンショナルボイラのようなバーナ火炎による輻射がないHRSGでは，伝熱形態はガスタービン排ガスの対流伝熱による熱伝達となる。従い，熱交換部の伝熱管には省容積で高い伝熱効率を確保できるフィン付チューブが採用されている。また，コンベンショナルボイラでは，火炉内のガス温度が千数百度になるため，ガスの流路（火炉壁）は伝熱管とフィンにより構成された水冷壁もしくは蒸冷壁構造としているが，ガスタービン排ガス温度600～700℃程度のHRSGでは，ガスの流路はケーシングと呼ばれる鋼板と保温材により構成される。

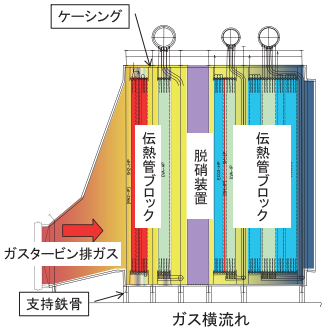
表1及び図1に一般的なHRSG型式を示す。HRSGの型式は，蒸気圧力レベル段数（単圧，複圧，三重圧等）や再熱システムの有無により幾つかの型式に分類される。また，HRSGはドラム型が一般的であり，その循環形式により，自然循環型または強制循環型に，更に排ガスの流れ方向により横型（ガス横流れ）または竪型（ガス縦流れ）に分類できる。プラントの設計条件，運転条件，ガスタービン或いは蒸気タービンの要求条件，発電所構内の敷地，配置などに応じて最適な型式が選定される。加えて，工場送気などを利用した場合は給水中の溶存酸素の低減を行うため，系統内に脱気蒸発器などを設置する例もある。

Table 1　HRSG type

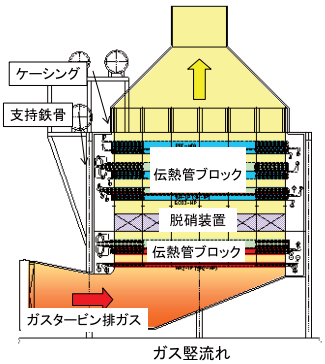
圧力構成	ボイラ水循環	ガス流れ方向
単圧式	自然循環型	横型
非再熱・多重圧式		
再熱・多重圧式	強制循環型	竪型

原稿受付　2018年1月9日
＊1　三菱日立パワーシステムズ㈱
エンジニアリング本部ボイラ技術総括部ボイラ戦略部
〒220-0012　横浜市西区みなとみらい3－3－1
＊2　三菱日立パワーシステムズ㈱
エンジニアリング本部ボイラ技術総括部呉ボイラ技術部
〒737-0029　呉市宝町6－9

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.



(1) Horizontal gas flow type



(2) Vertical gas flow type

Fig. 1　HRSG type

2.1　横型HRSGの特徴

横型HRSGは「ハープ」と呼ばれる多数列の伝熱管と上下に接続される管寄せを基本単位として構成され，伝熱管は垂直方向に配置される。図2に示すように，ハープの支持方法には，吊り下げ方式（トップサポート）と自立方式（ボトムサポート）がある。大型HRSGでは伝熱管長さやハープ自重増加を考慮し吊り下げ方式が一般的に採用される。

また，横型HRSGは，多くの連絡管がHRSGの上部と下部に集中的に配置されるため，HRSG廻りの足場を少なくできるメリットがある。

尚，伝熱管が垂直方向に配置される横型HRSGの蒸発器循環形式は，給水と気液二相流の比重差により発生する循環力が確保しやすいことから自然循環型が採用される。

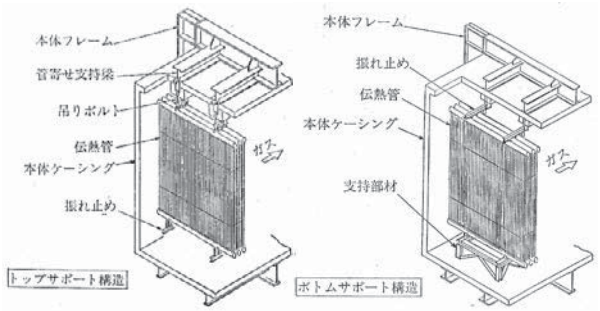


Fig. 2　Support system of horizontal type HRSG[2]

2.2　竪型HRSGの特徴

一方，竪型HRSGは，伝熱管は水平（缶前後方向）に配置される。伝熱管は，コンベンショナルボイラの横置きエレメントと同じパネル構造（管列の端部が曲げ管によって接続された形状）として，上部に配置された支持構造物より吊り下げられる。竪型HRSGの場合，管寄せは伝熱管エレメントの入口および出口のみの設置となるため，横型HRSGに対して管寄せ数，連絡管本数，さらに付帯するドレン系統及びベント系統を少なくできるメリットがある。

また，HRSG頂部に煙突を配置することができ，煙道と煙突の設置エリアを必要としないため，省スペース化が可能である。

1960年代に建設された初期の竪型HRSGでは，循環ポンプを設置して缶水を強制的に蒸発器に通水する強制循環型が一般的だったが，1990年代には大型HRSGに対しても，循環ポンプを不要として消費動力を低減できる自然循環型が実用化され，現在は主流として幅広く適用されている。

3．HRSGの技術動向

コンベンショナルボイラのような燃焼装置を有しないHRSGは比較的シンプルな熱交換器であり，これまでは高い経済性，高い信頼性に加え短納期化が求められてきた。近年ではこれらに加えて，プラント高効率化・高出力化・高蒸気条件化への対応や，起動時間の短縮や負荷変化速度の向上などのプラント運用性の改善が設計時や評価時における重要な項目となっている。

3.1　水・蒸気システム最適化

圧力を多重化することによりガスタービン排ガスから有効な熱エネルギーをより多く回収でき，また，再熱サイクルの採用により蒸気タービンサイクルの効率が向上する。この為，高効率が求められる大容量発電向けのコンバインドサイクルプラントでは再熱三重圧式が多く採用されている。図3に示すように，再熱三重圧式のHRSGは高圧/中圧/低圧の圧力系統からなり，一般的には，高圧と低圧系統は節炭器，蒸発器，過熱器で構成され，中圧系統は上記に加えて高圧蒸気タービン排気蒸気に中圧蒸気を混入し再過熱する再熱器が含まれる。

HRSGへの給水は復水器から直接供給されることが多く，給水ヒータを有するコンベンショナルボイラよりも給水温度は低温である。そのため，再循環系統やバイパス系統の組み合わせにより伝熱管表面温度を露点以上に維持し，外面腐食を抑制している。

また，近年のコンバインドサイクルプラントでは，ガスタービン単体での効率改善に加え，HRSGの給水や蒸気をガスタービン設備の加熱・冷却用に有効利用し，更なる高効率化を図るプラントもある。HRSGで加熱した給水でガスタービン燃料を加熱する燃料加熱システム，ガスタービンの冷却空気排熱を給水に熱回収するTCA

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

（ガスタービン冷却空気冷却器）システム，ガスタービン燃焼器用冷却蒸気の一部にHRSGの蒸気を利用して熱回収を行う回収型蒸気冷却システムなどがある。

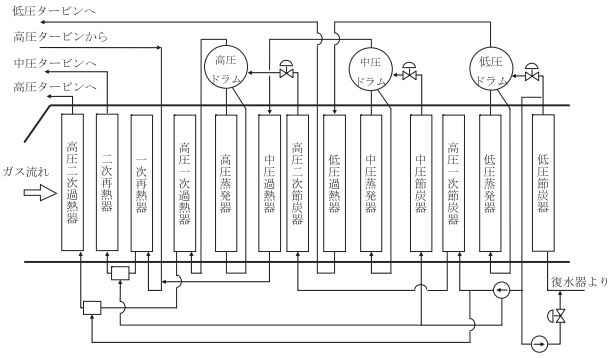


Fig. 3　HRSG steam/water system
（Triple pressure reheat type）

3.2　大容量化，高蒸気条件化

ガスタービンの大容量化や燃焼温度の高温化に合わせてHRSGも大容量化，高蒸気条件化が図られてきた。現在では600℃の主蒸気・再熱蒸気温度を採用するプラントもある。

HRSGの過熱器および再熱器の最高温部の伝熱管に使用される材料は9 Cr鋼や2.25Cr鋼が一般的であるが，600℃級のHRSGではステンレス18Cr鋼も採用されはじめている。ステンレス18Cr鋼伝熱管の実用化に向けては，脆性や熱膨張率などの材料特性を考慮し，フィンチューブの製作性検証に加えて，熱サイクル試験による強度検証や伝熱管支持などの構造検証を重ね，2013年に蒸気温度600℃級HRSGの初号機に適用している。

3.3　伝熱管仕様

伝熱管に使用されるフィン付チューブには，図4に示すように，フィンの切り込み有無によりソリッドフィンとセレートフィンがある。セレートフィンは切り込みによるガスの乱流効果によりソリッドフィンに比べて高い伝熱性能を有しており，伝熱特性改善により伝熱管ブロックのよりコンパクトな設計が可能となる。

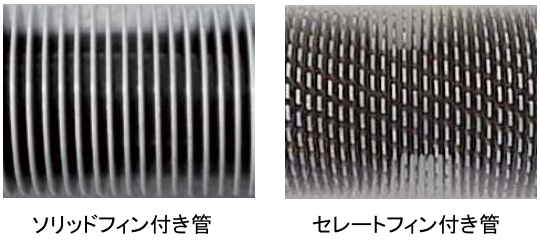


Fig. 4　Spiral finned tube[1]

近年のHRSG大型化に伴う伝熱管本数の増加により，伝熱ブロックの製作に係る溶接箇所数も比例して増加するため，製作時の生産性や運用時の保守性の観点から溶接数削減は有効であることから，伝熱管の長尺化による管本数の低減が図られている。1990年代の大容量ガスタービン向けHRSGの伝熱管長さは14m程度であったが，フィン付チューブ製作技術の進歩により，現在では20mを超える伝熱管が採用されるようになっている。

さらにプラント効率改善のため，ガスタービン背圧を低下させつつ経済性も損なわぬよう，長尺化された伝熱管を用いてHRSGの更なる大型化を図っているケースもある。

3.4　運用性改善

コンバインドサイクルプラントは，電力供給計画において地域全体の需給バランス調整用設備として位置づけられて，着火から定格負荷到達までの起動時間の短縮や負荷変化率の向上といった運用性の改善が求められるプラントが多い。

ガスタービン設備は比較的小形で熱容量が小さいために急速起動や負荷変化対応性に優れている。一方，蒸気タービンやHRSGを含むボトミング設備の熱容量はコンベンショナルプラントと同等かそれ以上であるため，ボトミングが起動時間短縮の制約になることがある。

また，頻繁な起動停止により耐圧部，特に厚肉部には過度な熱応力が発生し寿命を消費することがある。その対策としては，(1)適切な点検・メンテナンス，(2)熱応力を低減できる構造の採用，(3)起動時のドレン弁などの運用による発生温度差の低減などがある。

3.5　助燃バーナ付HRSG

HRSGに設置した助燃バーナを使用してガスタービン排ガスを更に高温化し，それにより発生蒸気量を増加させて蒸気タービンの出力増加を図ることがある。この発電方式は排気助燃方式と呼ばれる。

コンバインドサイクルプラントでは，夏場など大気温度の上昇に伴い，空気密度が低くなり圧縮機吸気重量流量が減少するためにガスタービン出力が低下し，加えて，真空低下により蒸気タービン出力も低下するため，プラントの最大出力は高大気温度で低下する傾向となる。これを補い効率的な蒸気タービン出力向上を図るために助燃バーナは図5に示すようにHRSG入口部に配置される。

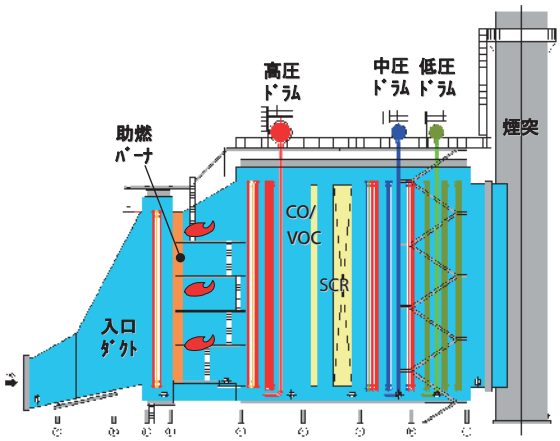


Fig. 5　Example of supplementary firing[2]

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

ガスタービン出口の低酸素濃度排ガス中でも安定した燃焼を維持するため，バーナ部の排ガス流速アンバランスを小さくする必要があり，バーナ前流に整流板を設置する場合もある。

なお，助燃量増加とともにプラント出力は増加するが反面プラント効率は低下する。

3.6　脱硝装置

排ガス中の窒素酸化物（NO_x）を低減するための脱硝装置（Selective Catalytic Reduction; SCR）は，図6に示すようにアンモニア注入グリッドと共に一体構造としてHRSGに組み込まれる。脱硝装置は脱硝触媒の最適運用温度の観点より，ガス温度が300～400℃となる部位に配置される。

また，図7に示すように，HRSGに組み込まれる脱硝触媒の種類は主に板状触媒と格子状触媒（ハニカム触媒）がある。

ガスタービン排ガスの特徴は，比較的クリーンであり，アルカリ金属，ばいじんや可溶性塩類がガス中に存在しないため，経年的な触媒劣化は緩やかとなる。一方，起動時及び部分負荷運転時には，排ガス中に含まれるNO_x中のNO_2割合が高くなり，脱硝性能低下を生じる可能性があることから，この影響を受けない脱硝触媒として，高NO_2/NO_x比対応脱硝触媒の実用化が図られている。[3]

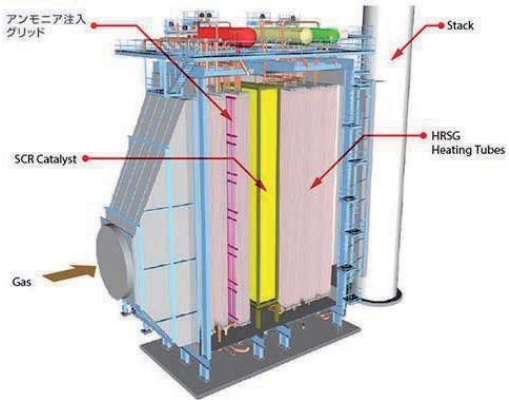


Fig. 6　SCR system for combined cycle plant[3]

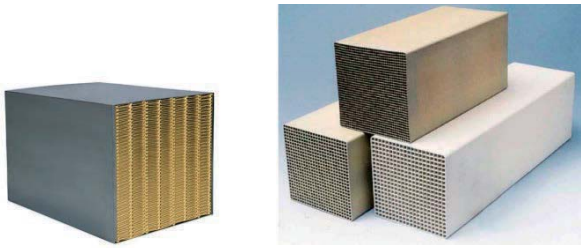


Plate Type　　Honeycomb Type

Fig. 7　Catalyst type[3]

3.7　HRSGの据付工法

HRSGの据付工法は，出荷形態の違いによりブロック工法（ハープ工法）とモジュール工法に大別される。

ブロック工法は，工場で管寄せ付チューブブロックまで製作し，建設現地で組み合わせる工法である。ブロック重量は30ton程度の小型のものから大型のものでは200ton程度あり，輸送や据付立地条件に合わせて選定される。（図8）

モジュール工法は，伝熱管ブロックやケーシングに加えて，HRSG廻りの鉄骨，配管類，歩廊，計装品等を工場で設置施工し，完成品に近い状態で建設現地へ出荷する工法であり，現地での工事量を低減でき据付期間を短くできるメリットがある。現地岸壁や輸送条件が整えば，数千トンにもなるHRSGを完全に一体化してモジュール輸送し，現地工程の短縮も可能となる。

(1) Tube block of horizontal type HRSG

(2) Tube block of vertical type HRSG

Fig. 8　HRSG tube block installation

3.8　水処理技術

HRSGの水に起因する代表的な腐食には，流れ加速型腐食（FAC: Flow Accelerated Corrosion）と，りん酸塩による腐食（アルカリ腐食，酸性りん酸塩腐食）がある。

FACとは，金属表面に形成される酸化スケール皮膜（腐食に対する保護皮膜）が流体により溶解され，その部分に，局部減肉を生じるものであり，HRSGにおいては節炭器および蒸発器の水系統で発生する。FACの発生には，管内流体pH，溶存酸素，流体温度域（図9参

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

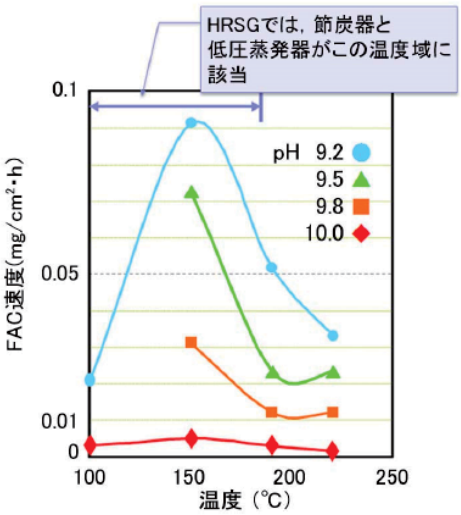


Fig. 9 Effect of pH and temperature on FAC rate[4]

照），材料，流速，発生部の形状，などが影響を及ぼす。

一方，アルカリ腐食とは，ボイラ水中に生じた遊離アルカリ（NaOH）が局部的に濃縮することにより管内面が腐食する現象，また，酸性りん酸塩腐食とは，不純物の持ち込みや局所加熱により生成したデポジット内部でNa/PO_4モル比の低い化合物（酸性）が生成し管内面が腐食する現象である。HRSGにおいては主としてNaOHやりん酸塩が投入される蒸発器系統で発生する。

HRSGの水処理として多く適用されてきたりん酸塩処理に対してHigh-AVT処理は，これら腐食の減肉速度の低減が期待できる。High-AVT処理とは，高給水pH運用の揮発性物質処理法であり，表２に示すように，給水pHを従来のりん酸塩処理より高めに設定できるほか，ヒドラジン，りん酸ナトリウムの使用も停止できる。給水の高pH化によりFACによる減肉を抑制でき，また，ボイラ水へのりん酸ナトリウム不使用によりアルカリ腐食や酸性りん酸塩腐食の抑制も可能である。

加えて，従来より使用されていてきたヒドラジンは発がん性が指摘されており，国際的な化学物質管理に関する戦略的アプローチ（SAICM）の世界行動計画では，「2016-2020年を目標に，発がん性，変異原性（ヒドラジンなど）は，代替物質が特定され，使用される」と指標が示されている。ヒドラジンを使わないHigh-AVT水処理技術は，この取り組みとしても有効な技術であり，近年では国内外問わずHRSG水処理として一般化しつつある。[4]

High-AVT適用時の水処理管理項目および管理値は，2015年改正JIS B8223（ボイラの給水及びボイラ水の水質）を参照されたい。

Table 2 Comparison between AVT（R）+PT and High-AVT[4]

	使用薬品			給水pH
	給水		ボイラ水	
	アンモニア	ヒドラジン	りん酸ナトリウム	
りん酸塩処理（AVT（R）+PT）	使用	使用	使用	8.5 ～ 9.7
High-AVT（LO）	使用	不使用	不使用	9.8 ～ 10.3

4．まとめ

ガスタービンの大容量化やコンバインドサイクルプラントの高効率化に対応しながら各種の技術改善が図られてきた。

高効率かつ負荷追従性に優れたコンバインドサイクルプラントは今後も火力発電の重要な位置を占めると考えられ，引き続き大容量化や高蒸気条件化への迅速な対応が求められるとともに，コンバインドサイクルプラントの特徴を活かした運用性や経済性に対する要求が益々高まるものと考えられる。

参考文献

(1) 丸田得志，三宅功，藤田真，大容量ガスタービン向け排熱回収ボイラ，日本ガスタービン学会誌，Vol. 33，No. 5（2005），pp. 391-394.

(2) 武永和弘，大容量ガスタービン排熱回収ボイラ，日本ガスタービン学会誌，Vol. 33，No. 5（2005），pp. 395-399.

(3) 宮西英雄，増田具承，ガスタービンプラント向け脱硝装置について，日本ガスタービン学会誌，Vol. 45，No. 3（2017），pp. 18-32.

(4) 椿崎仙市，和田貴行，岩藤任善，中原強，中本充，野口良典，改正JISB8223対応，HRSG腐食トラブル対策としての新水処理技術（High-AVT），三菱重工技報，Vol. 54，No. 3（2017），pp. 80-85.

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

特集：ボイラ，熱交換器

石炭ガス化技術とIGCCプロジェクトの最新状況

Coal Gasification Technology and Current Status of IGCC Projects

橋本 貴雄[*1] HASHIMOTO Takao　坂本 康一[*1] SAKAMOTO Koichi　天本 幹夫[*1] AMAMOTO Mikio　藤井 貴[*1] FUJII Takashi

キーワード：石炭ガス化複合発電，空気吹きガス化，酸素吹きガス化
Key Words：IGCC，Integrated coal Gasification Combined Cycle，Air-blown coal gasification，Oxygen-blown coal gasification

1．はじめに

世界最高水準のクリーンコール技術である石炭ガス化複合発電（IGCC：Integrated coal Gasification Combined Cycle）が大容量商用化の段階を迎えている。IGCCとは石炭をガス化し，高効率のガスタービン複合発電（GTCC：Gas Turbine Combined Cycle）技術を適用した最新鋭の発電技術であり，従来の石炭火力発電に比べ発電効率が高く，石炭火力における地球温暖化防止対策の切り札としても新設やリプレイスが国内外で期待されている。

IGCCの開発は1970年代以降に欧米で始まり，1990年代に入ると複数の実証プラントが運転を開始した。日本では当社が，1980年代から独自技術の空気吹きおよび酸素吹きIGCCの実現に向けて，国・電力会社他とともに開発・実用化に取り組んできた。空気吹きIGCCを適用した発電出力250MWのIGCC実証機は，実証目標をすべて達成し，2013年４月より常磐共同火力㈱勿来発電所10号機として日本初の商用運転を開始している。酸素吹きIGCCはEAGLE（多目的石炭ガス製造技術開発：Coal Energy Application for Gas, Liquid, and Electricity）プロジェクトのガス化技術検証が完了し，2017年３月より大崎クールジェンプロジェクトとして166MW実証機の実証試験を開始している。空気吹きガス化技術は大容量IGCCの商用普及を図るとともに，酸素吹きガス化技術はIGCCのほか燃料電池複合発電（IGFC：Integrated coal Gasification Fuel Cell combined cycle）や水素製造など多用途展開を想定し，両技術の特長を活かした幅広い事業展開を目指している。

国内では，2015年７月に経済産業省で決定された「長期エネルギー需給見通し（エネルギーミックス）」により，３E+S（安定供給，経済効率性の向上，環境への適合，安全性）を同時に達成しつつ，バランスのとれた電源構成を実現することが基本政策となっている[(1)]。エネルギーミックスにおいて，石炭火力，LNG火力は高効率化を進めつつ環境負荷の低減と両立しながら活用する方針を提示し，電力業界の自主的枠組の策定や，省エネ法の規制強化等による低効率設備の抑制とともに，IGCC等のクリーンコール次世代技術の導入を進めることにしており[(2)]，540MWIGCCは2020年に初号機が運開予定である。

本稿では，高効率でCO_2低減対策の切り札となるIGCCの構成および特長，ガス化技術，並びにプロジェクトの最新状況について紹介する。

2．IGCCの概要

2.1　IGCCの構成

IGCCは，ガス化炉設備，ガス精製設備，並びにガスタービン，蒸気タービン，発電機および排熱回収ボイラ（HRSG：Heat Recovery Steam Generator）から成る複合発電設備で構成されている。図１に空気吹きIGCCシステムの系統例を示す。

当社空気吹きIGCCでは，酸化剤である空気をガスタービンから抽気し，ガス化炉に供給するシステムを採用しており，PHOENIX IGCC™と称している。本システムでは，後述する水蒸気系統に加え，抽気空気系統の連携で高度なインテグレーションを行うことで，高い発電効率が達成可能である。

ガス化炉設備は，空気や空気分離設備（ASU：Air Separation Unit）で製造される酸素等を酸化剤として，

原稿受付　2018年１月10日
＊１　三菱日立パワーシステムズ㈱
エンジニアリング本部　電力プロジェクト総括部
〒220-8401　横浜市西区みなとみらい３－３－１

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

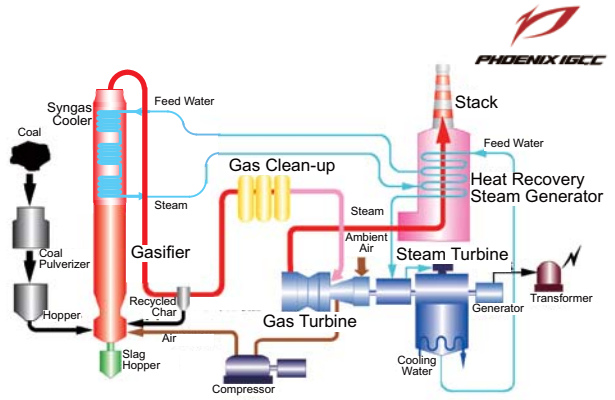


Fig. 1　Air-blown IGCC system

燃焼反応やガス化反応等により石炭を石炭ガスに転換する設備である。石炭中の灰は炉内で一旦溶融状態（溶融スラグ）となり，それが炉底に設置された水槽で急冷された後，ガラス状の固化スラグとして排出される。また，未反応炭素を多く含むチャー（固定炭素と灰分から成る残留固形物）が石炭ガス中に含まれているが，ガス化炉後流のチャー回収設備で回収し，ガス化炉へリサイクルすることで未反応炭素をほぼ100％反応させ，これによりエネルギー損失を防いでいる。

ガス精製設備は，石炭ガスをガスタービン燃料基準，およびガスタービンで石炭ガス燃焼後の排ガスの環境基準に適合するように石炭ガス中に含まれる不純物（アンモニア，硫化水素，塩酸など）を除去する設備である。

ガス精製には固形の脱硫剤を用いる乾式法とMDEA（Methyldiethanolamine）吸収液などを用いる湿式法があるが，乾式法の実用化を今後に期待しつつ，現時点では化学プラント等で実績のある湿式法を採用している。乾式法が実用化されれば，さらなる効率向上とシステムの簡略化が期待できる。

複合発電設備では，ガス精製設備で精製された石炭ガスを燃料としてガスタービンで発電を行い，さらにその燃焼排ガスの熱をHRSGで回収して蒸気を発生させ，蒸気タービンでも発電を行う。IGCCにおける複合発電設備は，図２に示す天然ガス焚き複合発電設備と同様にガスタービン，蒸気タービンおよび発電機で構成される。

2.2　IGCCの特長

１）高い発電効率

Fig. 2　Example of gas turbine combined cycle

当社のIGCCは他の技術にくらべ，ASUに要する動力を最低限に抑えており，送電端（発電所出口）における発電効率が高い。また，天然ガス焚きガスタービンの高温化技術を適用することで効率向上を可能としている。例えば当社天然ガス焚き複合発電設備で実用化済みの，燃焼温度1,600℃級J形ガスタービンをIGCCへ適用することで将来更なる効率向上が可能である。

２）幅広い石炭が使用可能

従来型石炭火力発電では，灰が炉壁や伝熱面に付着してトラブルを引き起こすスラッギングやファウリングのため，石炭に含まれる灰の融点が低い石炭の使用に課題がある。一方，IGCCはガス化炉で灰を溶融して排出することから灰の融点が低い石炭に適しており，これまで制約があった低品位の石炭（亜瀝青炭や褐炭等を含む）も使用可能である。

３）高い環境特性

IGCCはシステムの高効率化により，従来型石炭火力発電と比較して発電電力量（kWh）あたりのCO_2の排出量が低減される。加えて，温排水量の大幅な低減が可能である。

４）副生物の有効利用

従来型石炭火力発電が灰をフライアッシュとして排出するのに対し，IGCCはガラス状のスラグとして排出する。同じ重量で比べてスラグの容積はフライアッシュの半分以下（図３）である。また，化学的に安定であるなど品質が優れているためセメントの原材料や路盤材等として有効利用が可能であり，JIS規格化を目指して取り組みがなされている[3]。

石炭中に含まれる硫黄はガス精製設備で石灰石膏法により石膏として回収されるが，市場のニーズに応じて硫酸等として回収し，有効利用することも可能である。

Fig. 3　Fly ash and slag

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

3．石炭ガス化技術

3.1　石炭ガス化の原理

石炭のガス化とは，高温（炉内温度1,200 ～ 1,800℃）・高圧（炉内圧力数MPa）の環境下で石炭に空気，酸素，水蒸気などを酸化剤として反応させ，一酸化炭素（CO）と水素（H_2）を主成分とした可燃性ガスへ転換することである。

石炭はガス化炉に投入されると，熱分解し水素や炭化水素ガスなどの揮発分とチャーに分解される。続いて酸素との部分燃焼および燃焼反応が起こる。熱分解や燃焼によって得られた二酸化炭素や水蒸気がチャーとガス化反応を起こすとともに，水性ガスシフト反応などの気相反応も起こる。生成される石炭ガスの組成は，炭種や酸化剤，ガス化炉の形式や運転条件などにより異なるが，一般的なガス化反応式と石炭ガス組成を図４に示す。

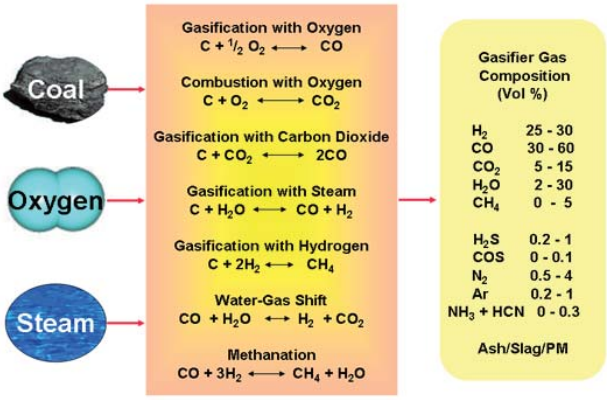


Fig. 4　IGasification reaction equation[4]

この内ガス化の基本反応は以下の通りである。

1．石炭　→　CmHn　＋　C
（熱分解反応）

2．C　＋　O_2　→　CO_2
（燃焼反応）

3．C　＋　$\frac{1}{2}O_2$　→　CO
（部分燃焼反応）

4．C　＋　CO_2　→　2CO
（CO_2ガス化反応）

5．C　＋　H_2O　→　CO　＋　H_2
（水性ガス化反応）

6．CO　＋　H_2O　↔　CO_2　＋　H_2
（水性ガスシフト反応）

7．C　＋　$2H_2$　↔　CH_4
（水添ガス化反応）

8．CO　＋　$3H_2$　↔　CH_4　＋　H_2O
（メタネーション反応）

ガス化炉には，主に固定床（移動床）方式，流動床方式，噴流床方式の３方式がある。また，酸化剤，燃料の供給方式，炉型，ガス流れ方向，炉壁構造などによっても分類される。

酸化剤には，主に酸素または空気が使用され，酸素を使用するガス化炉を酸素吹きガス化炉，空気を使用するガス化炉を空気吹きガス化炉と呼ぶ。

燃料の供給方式は，スラリーフィード方式（湿式）とドライフィード方式（乾式）がある。スラリーフィード方式では，石炭を水と混合してスラリー化してガス化炉へ供給するため水分による熱損失が大きい。一方，ドライフィード方式は，水分熱損失を小さくできると同時に，高水分の亜瀝青炭等低品位炭にも適しており，幅広い性状の石炭が利用可能となる。

炉型式には一室一段，一室二段，二室二段があり，ガス化炉の燃焼部とガス化部が一体のものを一室，分離しているものを二室，石炭の投入段数により一段，二段に分類される。

ガス流れ方向には，上昇流と下降流がある。

炉壁構造には，水冷壁構造と耐火材構造がある。

3.2　空気吹きガス化技術

空気吹きガス化技術は，石炭の酸化剤として空気を用いる方式である。

ガス化炉には，ガスタービンの燃焼に必要な石炭ガスのカロリーを確保しつつ，ガス化炉内で灰を溶融させて円滑に排出するという二つの機能が求められる。これらを同時に達成するためガス化炉内を高温に保つ必要があるが，空気吹きガス化炉の場合，酸素製造が不要というメリットがある一方，酸素吹きガス化炉に比べて大量の窒素が存在するため炉内温度が上がり難い傾向があり，技術的難度が高い。この課題を解決するために，ガス化炉には図５に示す二室二段噴流床ガス化方式（CORe GASIFICATION TECHNOLOGY™）を採用し，燃焼とガス化の２つの機能をそれぞれ，ガス化炉下段のコンバスタ（１段目）とガス化炉上段のリダクタ（２段目）に分離した。すなわちコンバスタでは，微粉炭とチャーを酸化剤で燃焼させて，ガス温度を灰の融点以上とし，灰を溶融するとともに，ガス化反応に必要な高温ガスをリダクタに供給する。一方リダクタでは，酸化剤を供給

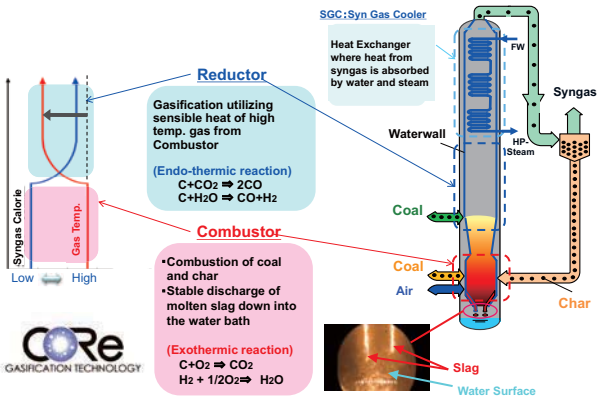


Fig. 5　MHPS Air-blown gasifier

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

せず微粉炭のみを供給することでコンバスタから上昇して来た高温ガスにより，微粉炭の乾留およびチャーのガス化反応を促進し，可燃性ガスを生成する。

3.3　酸素吹きガス化技術

酸素吹きガス化技術は，石炭の酸化剤に酸素を用いる方式で，当社は，図６に示すように竪型円筒炉の上下段に複数のバーナを設置した一室二段旋回型噴流床ガス化炉を採用している。このガス化炉は，①炭種に応じて下段部では灰の溶融に必要な温度，上段部では高効率なガス化反応条件になるように上下段の酸素／石炭比を適正に配分し，②炉内に旋回流を発生させることで石炭粒子の滞留時間を確保してガス化反応を促進させながら，チャーおよび溶融スラグの上方飛散を抑制し，③炉内の高温ガス流れ（自己循環流）で炉底のスラグ排出孔を保温・加熱することでスラグ安定流下を図ることにより，欧米の先行機での課題を改善している。冷ガス効率（=石炭ガス発熱量/石炭発熱量）は実績値82.7％で世界最高水準である。さらに，ガス化部出口に供給する冷却用クエンチガスについては，海外他社は石炭ガスとほぼ同量を必要としているが，当社はこれを約１/10に大幅削減して消費動力の低減を達成している。

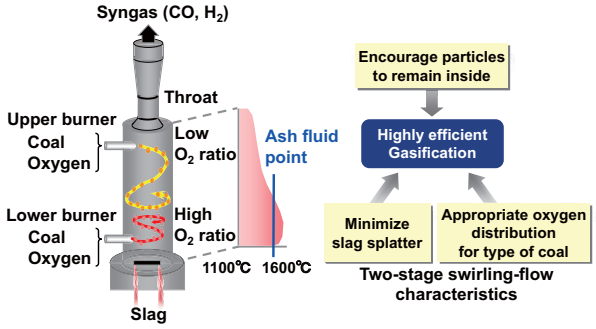


Fig. 6　MHPS Oxygen-blown gasifier

3.4　ガス化炉における熱交換器技術

ガス化炉で生成される高温の石炭ガスを，後流のガス精製に供給可能な温度まで冷却し，同時に蒸気を発生させる熱交換器としてシンガス冷却器（SGC：Syngas Cooler）がある。また，当社ガス化炉では，SGCに加え，従来型石炭火力のボイラで豊富な実績を有する水冷壁で構成する周壁管による熱交換器を採用している。水冷壁はガス化炉のコンバスタ，リダクタ，SGC部を覆い燃焼反応により生ずる輻射熱や石炭ガスの保有する顕熱を回収している。ガス化炉内は高圧下にあるため，水冷壁の外周を圧力容器で囲んでいる。水冷壁構造とSGCの組合せにより図７に示すようにHRSGとの間で水・蒸気系統をインテグレートし，ガス化炉で回収した熱を蒸気タービンの発電に利用することが可能となり，効率向上に寄与する。

一方，当社以外のガス化炉技術の炉壁構造には耐火材構造が採用される場合が多く，Radiant Syngas cooler（RSC）あるいはダイレクトクエンチにより石炭ガスを冷却する方法が見受けられる。RSCとは冷却媒体に水・蒸気を用いた輻射熱回収熱交換器である。ダイレクトクエンチとは，ガス化炉で生成した高温の石炭ガスに冷却した石炭ガスや水を噴射して温度を下げる方式である[5]。

石炭ガスにはチャーが含まれ，かつ上述の通り高圧であるため従来型石炭火力のボイラに比べて煤塵濃度が高くなる。このため，チャーによる摩耗防止の観点から石炭ガス流速を適正に設定する必要がある。また，SGCの伝熱管に堆積することで熱交換を阻害し，かつ流路を閉塞するチャーを除去するための高圧仕様の除煤装置が必要となるが，IGCC実証機（勿来10号機）において独自の除煤装置を開発し，ガス化炉の安定運転に寄与している。

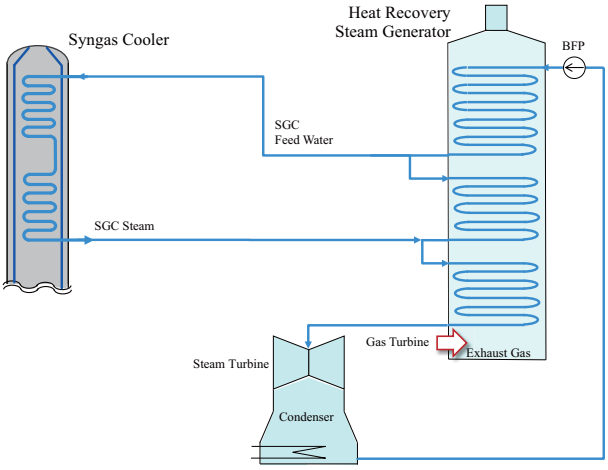


Fig. 7　Water / steam integration between SGC and HRSG

4．プロジェクト開発状況

4.1　福島復興電源プロジェクト

当社を幹事会社とする共同企業体（三菱日立パワーシステムズ㈱，三菱重工業㈱，三菱電機㈱，三菱重工メカトロシステムズ㈱の４社で構成）は，2016年12月に勿来IGCCパワー合同会社[6]および広野IGCCパワー合同会社[7]より，540MW IGCC設備２基をフルターンキー契約で連続受注した。本プロジェクトは常磐共同火力㈱の勿来発電所（福島県いわき市）の隣接地に勿来IGCCパワー合同会社が，また東京電力フュエル＆パワー㈱の広野火力発電所（福島県双葉郡）構内に広野IGCCパワー合同会社が，それぞれIGCC各１基を建設するものである。運転開始時期は勿来地点が2020年，広野地点が2021年の計画である。同プロジェクトには「世界最新鋭の石炭焚き火力発電所」の建設から運営を通じて，福島県の経済再生と産業基盤の創出に貢献すると共に，クリーンコール技術で世界を牽引するとの思いが込められており，福島復興電源プロジェクトと称して取り組んでいる。

表１に福島復興電源プロジェクトの主要諸元，図８と図９に両地点の外観完成予想図を示す。勿来地点では

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

Table 1 Specification of Fukushima Revitalization Project

Output	540 MW
Coal	Bituminous
Gasifier	Air-blown Dry Feed
Gas Clean-Up	MDEA
Gas Turbine	M701F (1 on 1)
Start of Operation	2020 in Nakoso 2021 in Hirono

Fig. 8 Bird's-eye view of Nakoso site

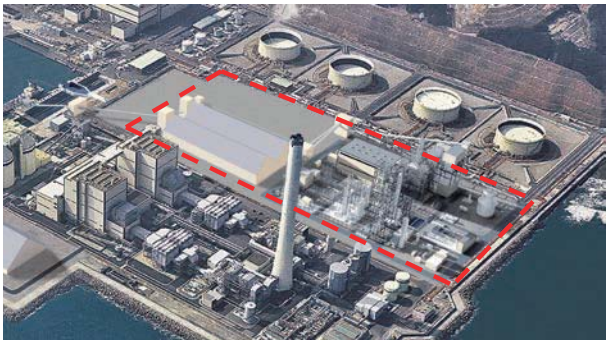


Fig. 9 Bird's-eye view of Hirono site

Fig. 10 Construction status of Nakoso site[6]

2017年４月に土建着工し，2018年３月ガス化炉立柱を目指して順調に工事が進捗している。また，広野地点は2017年12月に土建工事に着工した。図10に勿来地点の工事状況を示す。

福島復興電源プロジェクトでは，ガス化炉にCORe GASIFICATION TECHNOLOGY™を採用する。さらに，SGCには，IGCC実証機／勿来10号機での運転経験を反映した改良型パネル構造を採用し，従来に比べて大幅な信頼性向上を可能としている。この構造は既にIGCC実証機で一部適用され，その効果が確認されている。

ガス精製はIGCC実証機／勿来10号機と同様に，MDEA吸収液による湿式脱硫を採用する。

ガスタービンは，天然ガス焚きで豊富な実績のある高効率M701F型ガスタービンをベースに，高炉ガス（BFG：Blast Furnace Gas）をはじめとする低カロリーガス焚きの技術を適用した石炭ガス用の燃焼器を採用する。最新の高効率ガスタービンを組合せた500MW級IGCCでは，送電端効率の向上により，従来型石炭火力に比べCO_2排出原単位の大幅な低減が可能となる。

福島復興電源プロジェクトでは，IGCC実証機／勿来10号機で得られた知見すべてを反映することにより，信頼性と運用性の更なる向上を図っている。またIGCC実証機／勿来10号機で冗長性を確認した各部の最適設計を適用すること等により，大幅な経済性向上を期待している。

4.2　大崎クールジェンプロジェクト

当社は酸素吹きIGCCの実現に向けて，1980年代から酸素吹きガス化方式の開発に取り組んできた。石炭処理量１トン／日のPDU（Process Development Unit）を用いたガス化要素試験に始まり，50トン／日のHYCOLプロジェクト（新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）委託事業／HYCOL組合），150トン／日のEAGLEプロジェクト（新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）／電源開発㈱共同研究事業）に参画し，着実なステップでガス化炉のスケールアップ検証を行ってきた。

EAGLEプロジェクトで得られた知見を適用し，2016年度より大崎クールジェンプロジェクトとして総合試運転を実施し，2017年３月より酸素吹きIGCC実証試験（第１段階）が開始されている。本プロジェクトは，大崎クールジェン㈱（中国電力㈱/電源開発㈱にて2009年７月共同設立）が，国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）助成事業として実施するプロジェクトである。第１段階として中国電力㈱大崎発電所構内に166MW酸素吹き石炭ガス化技術の大型実証試験設備を建設し，酸素吹きIGCCシステムの基本性能（発電効率，環境性能），運用性（起動停止時間，負荷変化率等），経済性，および信頼性の実証が行われる。その後の第２段階では，CO_2分離・回収設備を追設し，システムの基本性能，設備信頼性，運用性，経済性，環境性に係わる実証が行われ，さらに第３段階では燃料電池を追設し，高度ガス精製技術及び石炭ガスの燃料電池への利用可能性を確認するIGFCシステム実証が行われる。

当社は，第１段階の166MW酸素吹き石炭ガス化技術

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

の大型実証試験において，石炭処理量1180トン／日の酸素吹き一室二段旋回型噴流床ガス化炉，166MW複合サイクル発電設備，電気・制御設備の設計・製作・据付・試運転を行うとともに，実証プラント全体取り纏めエンジニアリングを行った。第１段階の実証試験では，2017年10月には2000時間を超える連続運転に成功した。引き続きガス炉スケールアップ技術検証，ガス化炉運用制御技術確立，酸素吹きIGCCトータルシステム検証が行われる。図11に大崎クールジェンプロジェクトのプラント外観写真，図12にスケジュールを示す。

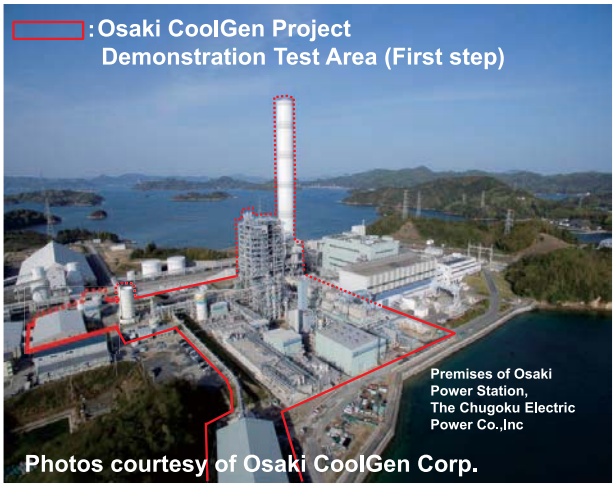


Fig. 11　Bird's-eye view of Osaki CoolGen project

5．おわりに

当社は長年に亘り空気吹きおよび酸素吹きガス化技術を適用したIGCCの技術開発を推進してきた。空気吹きIGCCについては，250MW 実証機が勿来10号機として商用運転を開始し，この成果を受けて大型機である福島復興電源プロジェクトに採用された。国内で大型プロジェクトがスタートしたことから，国策に沿って次世代を担う我が国のIGCC技術を海外展開し，国際的貢献に繋げるため，国および関係諸機関・企業の支援を受けて，具体的な検討に着手している。各国，中でも産炭国やエネルギー資源の多くを輸入炭に負わねばならぬ諸国にとって，経済と環境の調和は喫緊の課題であり，当社のIGCC技術が必ずやその解決の一翼を担えるものと確信する。

酸素吹きIGCCについては，大崎クールジェンプロジェクトにおいて166MW実証試験が2017年３月に開始された。さらに，今後のCO_2分離回収やIGFCの実証試験成果が期待される。

当社は空気吹き／酸素吹き両技術の完成度を引き続き高め，国内外にIGCCの普及を図り，世界的な環境負荷低減・CO_2削減ならびに経済発展に貢献していく所存である。

参考文献

(1)　経済産業省
<http://www.meti.go.jp/press/2015/07/20150716004/20150716004.html>
(2)　経済産業省
<http://www.meti.go.jp/press/2015/07/20150729003/20150729003.html>
(3)　内田信一，堀江嘉彦，中下明文，赤津英一，真田洋一，石川嘉崇，IGCC石炭ガス化溶融スラグの有効利用に関する取組み -磨砕特性と細骨材としての性状評価-，第25回エネルギー学会講演要旨集，(2016)，pp.188-189
(4)　US Department of Energy
<http://www.netl.doe.gov/research/coal/energy-systems/gasification/gasifipedia/reaction-transformations>
(5)　US National Energy Technology Laboratory
<http://www.netl.doe.gov/research/coal/energy-systems/gasification/gasifipedia/syngas>
(6)　勿来IGCCパワー合同会社
<http://www.nakoso-igcc.co.jp/>
(7)　広野IGCCパワー合同会社
<http://www.hirono-igcc.co.jp/>

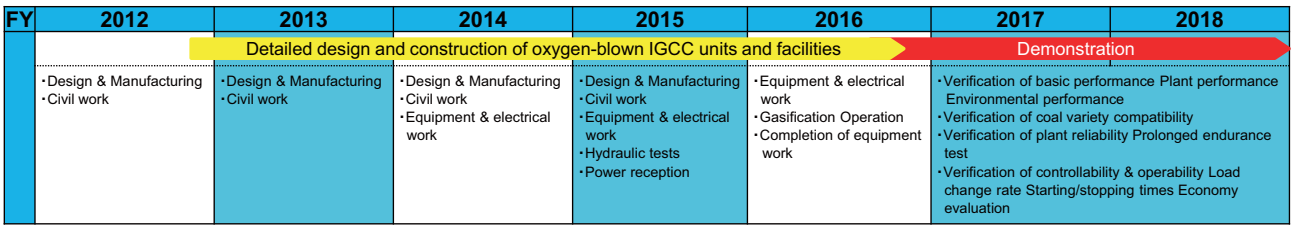


Fig. 12　Schedule for Osaki CoolGen project

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

特集：ボイラ，熱交換器

石炭焚きボイラの概要と最新動向

State-of-the-Art Technologies for Coal fired Power Plants

大熊 喜朋*1
OKUMA Yoshitomo

キーワード：石炭焚きボイラ，高効率化，USC，A-USC，木質バイオマス，アンモニア混焼
Key Words：Coal fired boiler, Higher thermal efficiency, USC, A-USC, Woody biomass, Ammonia co-combustion

1．緒言

経済性に優れ，世界各地で産出される石炭は，世界各国で火力発電用燃料として広く用いられている。我が国のエネルギー政策においても，3E+S（Energy Security, Economic Efficiency, Environment+ Safety）の観点から引き続き重要な電源として位置づけられており，経済産業省が2015年度に策定した長期エネルギー需給見通しの中では2030年度における総発電電力量のうち26%程度は石炭火力が担うとされている。

世界に目を向けると，欧米ではシェールガス革命の影響や，温室効果ガス削減の動きから石炭依存度は低下すると予想されているが，インド，東南アジアでは石炭の導入が増加していくと予想されている。また同時にパリ協定を始めとした地球温暖化対策としてCO_2排出量の削減は必須であり，上記の前提として石炭火力の高効率化・CO_2排出量の削減が求められている。

本書では，石炭焚きボイラの特徴について触れるとともに，現状最新の石炭焚き超々臨界圧（USC）ボイラの概要，将来の低炭素社会に向けた高効率化やCO_2排出量の削減技術についての開発の概要について紹介する。

2．石炭焚きボイラの特徴

2.1　使用する石炭の範囲

一口に石炭と言っても，その特性や性状に大きな幅を持った燃料である。一般にその石炭化度（石炭中の固定炭素の比率）や発熱量に応じて図1[(1)]に示すように褐炭，亜瀝青炭，瀝青炭，無煙炭といったように分類される。日本国内などの石炭焚き（微粉炭焚き）火力発電設備で用いられているのは，主として搬送性や発熱量，燃焼性などの面で比較的質のよい瀝青炭，亜瀝青炭となる。燃焼性や発熱量などの点で配慮が必要な褐炭や無煙炭も産炭国などでは用いられているが，それぞれの炭種の特性に合わせた専用の燃焼設備等が必要とされる。

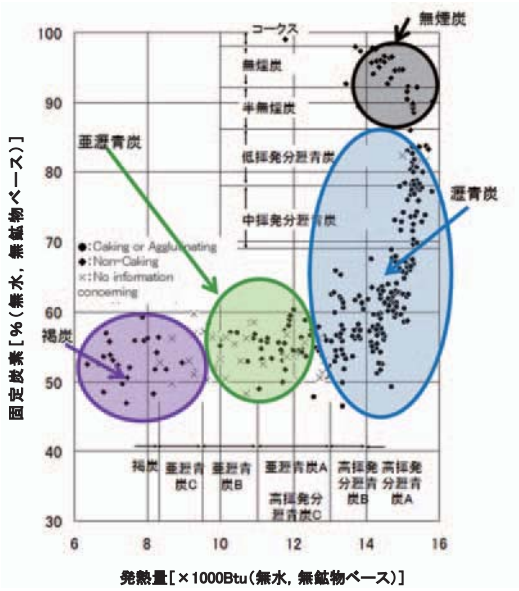


Fig. 1　Standard Classification of Coals by Rank（ASTM）

2.2　石炭種に応じた設計上の配慮点

同じ瀝青炭と分類される炭種であっても，石炭はその性状に大きな幅を持つため，これらの差異が設備計画に影響を与えることとなる。このため，石炭焚きボイラの設計にあたっては，当該設備の使用計画炭の性状を適切に把握し，設備設計を行う必要がある。図2に石炭の性状と石炭焚きボイラの計画への考慮点の例を示す。前述の固定炭素分割合や発熱量のみならず，石炭中の水分や元素分析値，灰の性状等の各成分が設備計画に影響を与える因子となる。

3．最新の超々臨界圧（USC）ボイラ

エネルギー消費量の削減やCO_2排出量の削減の観点から，石炭火力の高効率化を目的として，蒸気条件（圧力・温度）の向上を図る取り組みが行われてきた。最

原稿受付　2018年2月19日
＊1　㈱IHI　資源・エネルギー・環境事業領域
ボイラSBU　基本設計部基本計画グループ
〒135-8710　江東区豊洲3－1－1

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

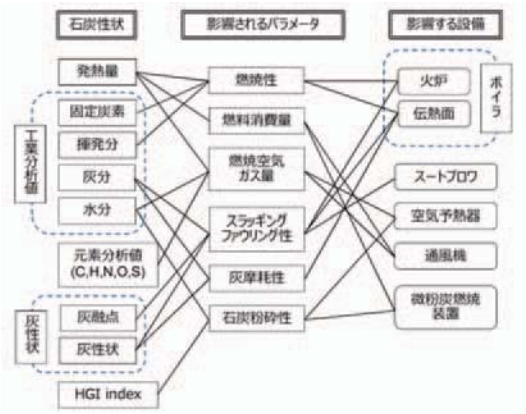


Fig. 2 Design considerations for boiler by coal characteristics

新の石炭火力においては，USC（Ultra Super Critical：超々臨界圧力）と呼ばれる蒸気条件が適用され，熱効率約42%（送電端，HHVベース）といった高い熱効率を確保している。以下に最新の石炭焚き火力に至る蒸気条件の変遷，石炭焚きUSCボイラとして重要となる高温材料の選定，また窒素酸化物（NOx）低減といった最新の環境対策について述べる。

3.1　蒸気条件の変遷

日本国内では，世界に先駆けて熱効率向上のための蒸気温度の向上を実現させてきた。国内火力発電設備の蒸気条件の変遷を図３に示す。1950年代に566℃の達した蒸気温度は長らくこれを超えることは無かったが，1990年代に入り，まず再熱蒸気温度593℃を実現し，その後主蒸気も含めた600℃レベルまでの蒸気温度の向上を実現させ，2009年には再熱蒸気温度が620℃まで到達した。この蒸気温度は商用の石炭焚きボイラとして，当時世界最高温度であり，現在も破られていない。また，2020年には再熱蒸気温度は630℃まで到達する予定である。

これらのUSC蒸気条件までの蒸気温度向上を実現させたのが，高温蒸気条件に対応する高温強度を有したオーステナイト鋼やフェライト鋼の開発であり，これらの材料を適切に適用することは最新の石炭焚きUSCボイラには必要不可欠な技術である。

3.2　石炭焚きUSCボイラの材料選定

石炭焚きUSCボイラ用材料の変遷を鋼種別に整理した例を図４に示す。これらの材料は600℃レベルで必要となる引張強度・クリープ強度を確保するとともに，腐食特性や製造性（溶接性や曲げ加工性など）等のボイラ材料としての必要な要件を満足するように開発されてきたものである。

一般に新材料をUSCのような高蒸気条件ボイラで使用するための基本的な評価項目は表１に示すとおりとなる。材料メーカにて材料そのものの開発を行った上で，ボイラメーカにて耐食性や製造性について十分検証を行い，商用機への適用をしている。

高温部位のうち，火炎や高温ガスにより加熱されるためより高温となる伝熱管については，高温強度が高く，

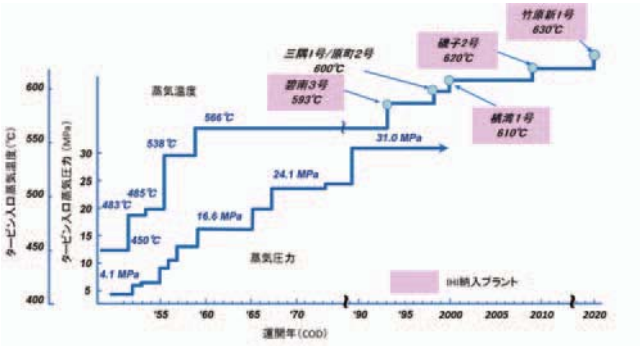


Fig. 3 The development of steam conditions in Japan

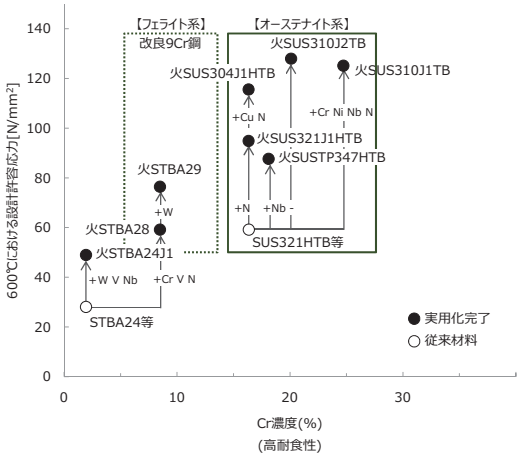


Fig. 4 The development of high temperature material for USC boiler

Table 1 Evaluation items of high temperature material for boiler

材料機械的特性	高温強度／伸び・硬さ／じん性 経年変化特性
製造性	溶接性（割れ感受性等） 予後熱処理条件 曲げ加工性
耐食性	高温腐食／水蒸気酸化 応力腐食

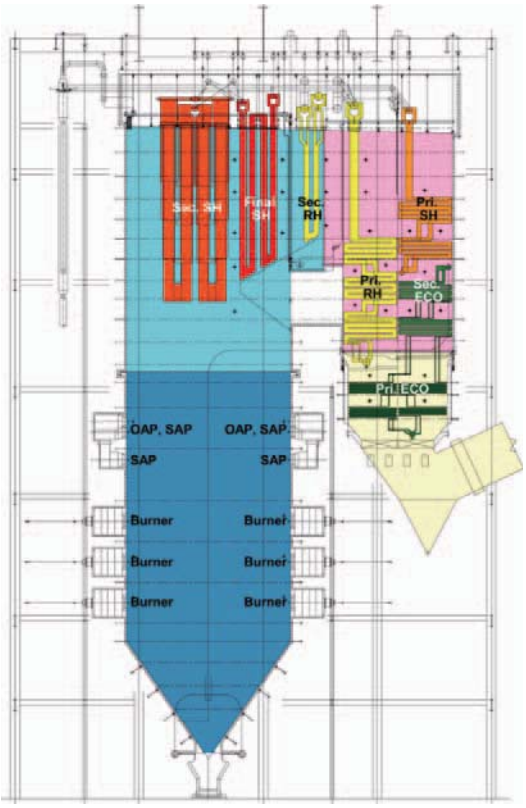
耐食性の高いオーステナイト系鋼が適用される。直接加熱を受けないため，伝熱管に比べて低温となる管寄せや大径配管については，構造や配置上の特性から線膨張係数がオーステナイト鋼に比べて低めの高Crフェライト系鋼が用いられる。

実際の石炭焚きUSCボイラにおいては，前述の評価を踏まえた上で，経済性等も加味して適切な材料選定を行う必要がある。最新の1000MWクラスの石炭焚きUSCボイラの計画例を図５に示す。

3.3　環境性能

石炭を燃焼することにより，NOx（窒素酸化物），SOx（硫黄酸化物），ばいじんが発生するが，石炭火力においては，これらの物質は適切に処理をされ，環境規制値を満足するレベルまで低減される。上記のうちSOxおよびばいじんについては，ボイラの排ガス下流側に設置された脱硫装置，ばいじん除去装置にて処理をされるが，NOxについては，ボイラでの低NOx燃焼にて低減

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.



OAP：Over Air Port
SAP：Side Air Port
Pri.SH：Primary Superheater
Sec.SH：Secondary Superheater
Final SH：Final Superheater
Pri.RH：Primary Reheater
Sec.RH：Secondary Reheater
Pri.ECO：Primary Economizer
Sec.ECO：Secondary Economizer

Fig. 5　Side view of 1000MW USC boiler（Typical）

された後，脱硝装置で処理される。以下に石炭焚きボイラでの低NOx燃焼技術の概要について紹介する。

石炭焚きボイラのNOxは，石炭中のN分に起因するFuel NOxおよび高温場で空気中の窒素が反応するThermal NOxにより発生する。石炭バーナおよび火炉での低NOx燃焼により，これらの発生を抑制，または発生したNOxを二段燃焼により還元し低NOx化を図っている。

低NOxバーナの例として，IHI-DFバーナの概念図を図6に示す。微粉炭にされた石炭はバーナ中心部から一次空気（微粉炭搬送用空気）に搬送されて火炉内に導入される。この微粉流の外側に旋回流れを持った二次空気（主燃焼用空気）が導入され微粉流と混合して火炎を形成する。二次空気が旋回流れであることから高温ガスが循環する流れが中心部に形成され，バーナ近傍での還元領域により低NOx化が図られるとともに，安定燃焼が確保される。

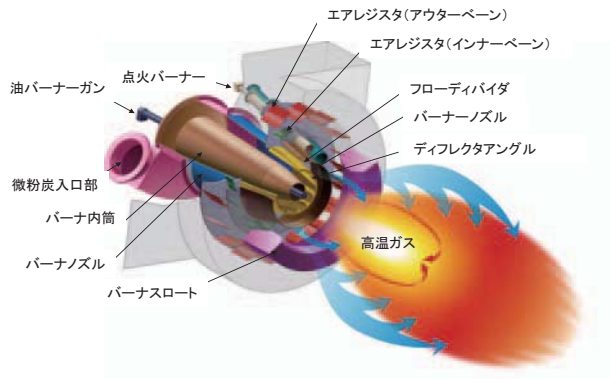


Fig. 6　General arrangement of low NOx burner
（IHI-DF burner）

また，火炉での低NOx燃焼の概念を図7に示す。バーナ部での主燃焼によりFuel NOxおよびThermal NOxが生成されるが，二段燃焼法（拡大還元燃焼法）を適用し，バーナ部から2段燃焼空気を導入するOAP（Over Air Port）までの燃焼ガスの滞留時間を十分に確保することにより，一旦生成されたNOxの還元を促進するものである。

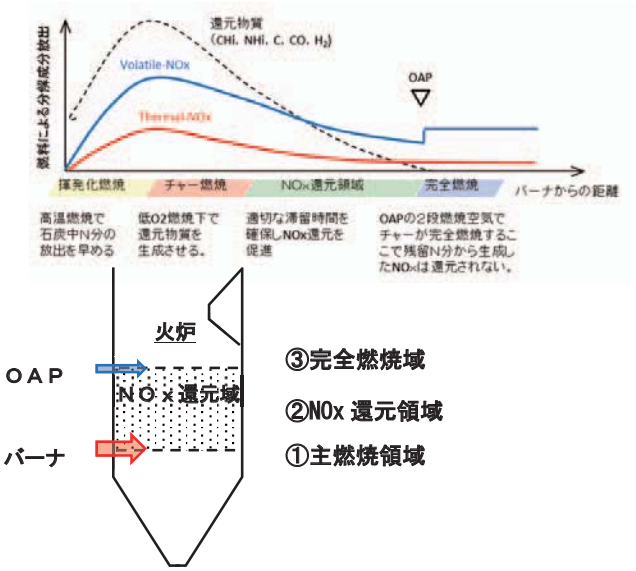


Fig. 7　Concept of staged combustion method
（Advanced NOx reduction combustion method）

4．低炭素社会に向けた取り組み

今後の低炭素社会において，石炭火力発電設備を活用していくためのCO_2排出量の削減の方策としては，①石炭使用量の低減（高効率化），②使用燃料の脱炭素化・カーボンニュートラル化，③排出CO_2の回収・貯留といった対応がある。本書では石炭焚きボイラそのものでの取り組みとなる①，②について以下に紹介する。

4.1　木質バイオマス混焼

最初に取り上げるのは，既に石炭火力発電設備で広く用いられつつある木質バイオマス混焼技術についてである。CO_2排出量の低減を目指し，カーボンニュートラルとなる木質バイオマス燃料の活用が注目されているが固体燃料である木質バイオマスは，石炭を扱う既存の石炭焚きボイラで，比較的容易に扱うことができ，大型石炭焚火力発電の主流となっている微粉炭焚ボイラで，バイオマス燃料を活用することで，CO_2発生量の大幅な削減が期待できる。

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

4.1.1　木質バイオマスの特徴

現在国内等で一般的に用いられている木質バイオマスは間伐材などをチップ化した木質チップまたはそのチップを更に粉砕・乾燥して成形した木質ペレットと呼ばれるものであり（図８），これらの性状は石炭（瀝青炭）と比べ下記のような特徴を持つ[2]。

①水分が多い。
②揮発分が高く燃焼性は高い。
③窒素分が低く，燃料起因の発生NOxは低い。
④硫黄分は少なく，発生SOxが低い。
⑤発熱量が低く処理量が石炭より増える。かつ，かさ比重も小さいので，体積量が増加する。
⑥若干の灰分があり，その処理や影響に考慮が必要。

これらの特徴により，石炭火力にて木質バイオマスを混焼する場合には，燃料粉砕・乾燥設備であるミル（微粉炭機）の容量等に配慮が必要となる。また，発熱量とかさ比重が石炭に比べて小さいことから，同一熱量となる体積が石炭の２～４倍程度必要となり，燃料貯蔵設備や搬送設備，石炭バンカの容量に配慮が必要となる。

Fig. 8　Woody Pellets and woody tips

4.1.2　石炭焚きボイラでの混焼時の考慮点

石炭焚きボイラで木質バイオマスを混焼する方式としては，木質バイオマスが石炭と混合した状態でミルにて粉砕される混合粉砕方式と，木質バイオマス専用のミルを使用して炉内で混焼する単独粉砕方式に大別される。

混合粉砕方式の場合，ミルそのものは石炭で適切な粉砕性能が得られるように計画されているため，木質バイオマスの混焼率は数cal%以下に限定されるのが一般的であった。

木質バイオマス高混焼率を行うためには，単独粉砕方式を適用する必要があるが，そのまま石炭用ミルを用いて単独粉砕を実施した場合には，前述のとおり石炭用に最適化されたミルであるため粉砕容量は1/7～1/10となってしまう。当社では，これを解決するために図９に示すようにミル内に縮流リングを設けたペレット専用ミルを開発した[2]。縮流リングによりミル胴内流速が上昇し，粉砕されたバイオマスの排出性が向上され粉砕容量を向上できるものである。図10にペレット専用ミルと石炭ミルにおける燃料供給量とミル差圧の関係を示す。ミル差圧はミル粉砕容量を示す指標となるものであり，縮流リングを設置したペレット専用ミルで木質バイオマスを粉砕した場合，石炭と同等の容量（質量比100%）が得られることが確認された。

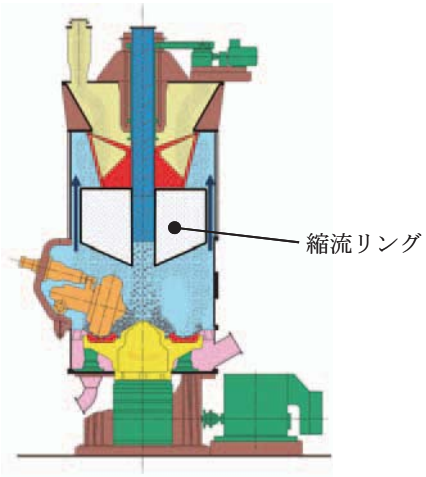


Fig. 9　Pulverizer for woody pellets with flow acceleration ring

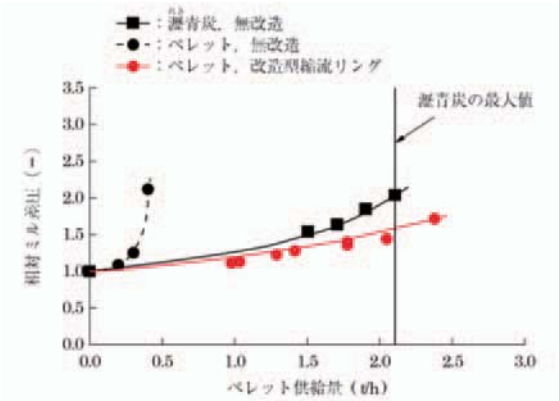


Fig. 10　Comparison of mill differential pressure in pulverizing test of woody biomass between with and without flow acceleration ring

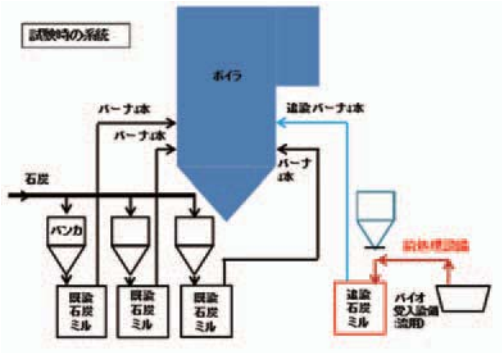


Fig. 11　Biomass fuel line for verification unit

4.1.3　木質バイオマス高混焼率実証試験[2]

上記開発したペレット専用粉砕ミルを用いた単独粉砕システムについて環境省からの委託事業「CO_2排出削減対策強化誘導型技術開発・実証事業」として2013～2015年度に行った「バイオマス高比率混焼による石炭焚き火力CO_2排出原単位半減に向けた先進的システムの実証」において150MW級商用機での木質バイオマスの高比率混焼実証試験を実施した。新日鐵住金株式会社釜石製鐵所殿の御協力の元，同製鐵所の石炭焚き発電設備をお借りして木質バイオマス混焼率25cal%を目標として試験を実施した。図11に実施設備の燃料系統を示すが，本試

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

験においては，バイオマス専用ミル１台とそれに対応するバーナ４本を追設して試験を実施した。

2015年10月末から11月中旬に，ミルで木質バイオマスを単独粉砕し，バーナで単独燃焼する実証試験を行なった。その結果概要を図12に示す。木質ペレットでは25%目標（実績最大26%）まで混焼したが，火炉での燃焼状況は，石炭専焼時とほぼ同等であり良好な結果を確認した。

2017年には木質ペレット混焼率30%となる商用機が運転を開始し，日本国内においても石炭火力でのバイオマス高混焼率運用が適用されつつある。

4.2　先進超々臨界圧ボイラ（A-USC）

発電効率を従来USCの42%から46%まで大幅に向上させCO_2排出量の低減を実現するため，現行のUSCでは600℃レベルの蒸気温度を700℃以上まで高めるA-USC（Advanced USC）プラントの開発が行われてきている。

600℃級USCの実現は，前述のとおり高温強度の高い高Crフェライト鋼やオーステナイト鋼の開発により実現してきたが，700℃級A-USCでは，図13に示すように700℃レベルで同等の強度を有するニッケル基合金を開発，適用していく必要がある。

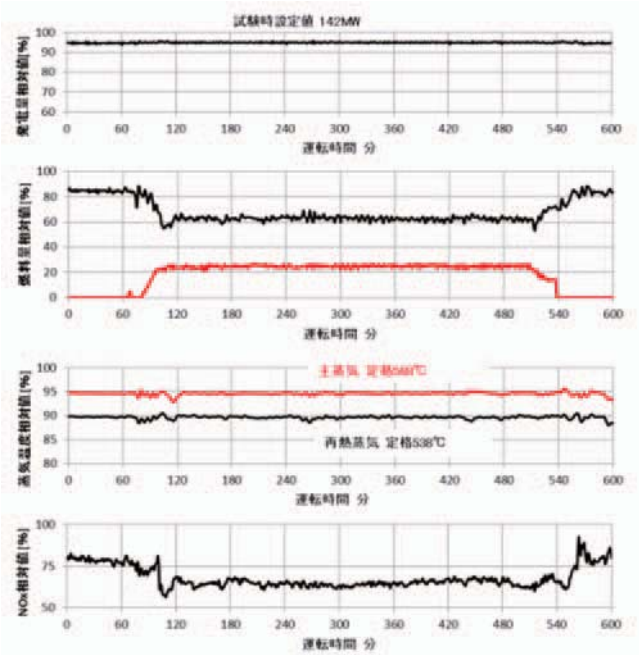


Fig. 12　Operation result under 25cal% co-combustion of woody pellets

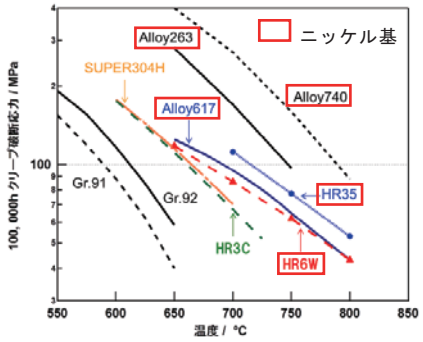


Fig. 13　Creep rupture strength of boiler materials

4.2.1　700℃級A-USC技術の特徴

A-USCは，ニッケル合金といった開発材料を適用する必要はあるものの，ボイラ・タービンといったシステム構成そのものは従来の石炭火力発電システムと同様であり，図14に示すとおり多様かつ段階的な商用適用が可能である[3]。新設プラントへの適用はもちろんのこと，既設設備の発電効率向上のための改造（再熱器のみ700℃化），プラント付帯設備を流用しボイラ・タービンのみを更新するリプレース等，お客様のニーズに合わせた適用が可能である。また，従来の石炭火力発電システム向けに開発されてきたバイオマスやアンモニア混焼といった他のCO_2排出量削減技術と組み合わせることも可能な既存の技術と親和性の高い技術である。

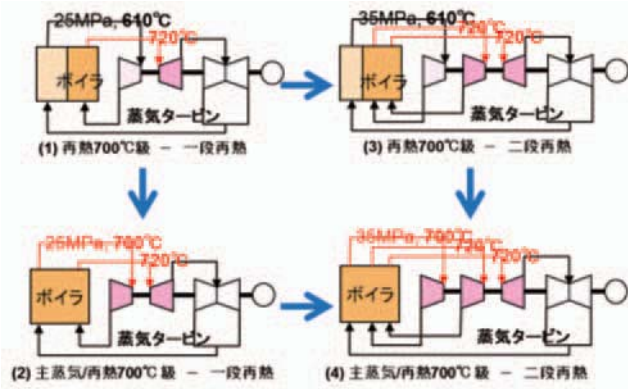


Fig. 14　Step by step application of A-USC unit

4.2.2　700℃級A-USCボイラの開発

A-USCプラント開発のために2008年度～2016年度にかけて経済産業省補助事業（2016年度はNEDO助成事業）「先進超々臨界圧火力発電実用化要素技術開発」が実施された。この中でA-USCボイラの実現に必要なニッケル基合金の適用に向けて，図15[4]に概要を示すような開発材料の試作，高温強度・クリープ強度を含む機械的特性の確認，開発材の製造性（溶接性，曲げ加工性，熱処理等）といった開発材料を用いた要素開発および700℃級A-USCボイラの試設計等が行われた。またその集大成として2015年４月末から，既設商用ボイラに開発材伝熱管等を設置した実缶試験装置において石炭焚きかつ700℃蒸気温度運転下での長時間試験が実施された。図16に商用既設ボイラ・実缶試験外観および700℃運転時の試験伝熱面の様子を示す。昨年2016年10月までの期間，約13,000時間の運転を行い，予定通り試験を完了，商用機の設計・製造にかかる技術の確立が確認された。

また今年度から，更なる技術信頼性の向上を目的としてNEDO助成事業「次世代火力発電等技術開発　次世代技術の早期実用化に向けた信頼性向上技術開発」が実施され，商用機運転開始後の保守技術の高度化に向けた開発を続けている。

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

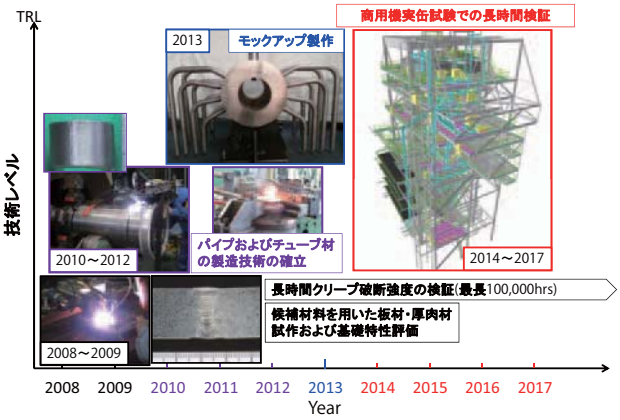


Fig. 15 The development plan of A-USC boiler

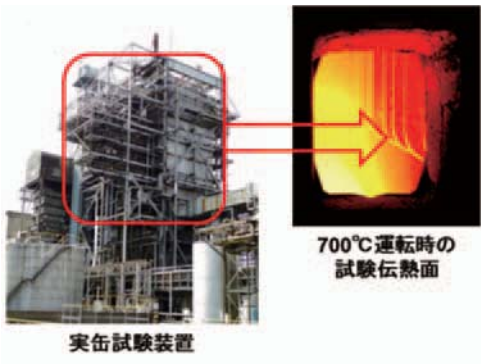


Fig. 16 Photograph of existing boiler and components test facility and view inside furnace of 700℃ class heating surface

4.3　アンモニア混焼

将来的な低炭素社会の確立に向けて，水素エネルギー利用が国内外で注目されており，図17[5]に示すようなCO_2フリー水素バリューチェーンについて検討がされているが，その一つとしてアンモニアの燃料としての利用が挙げられる。

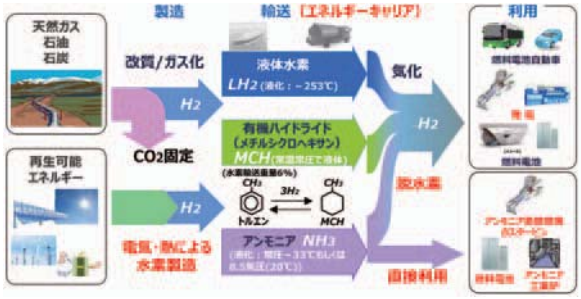


Fig. 17 CO_2 free hydrogen chain

4.3.1　エネルギー源としてのアンモニアの特徴

エネルギー源としての水素利用に向けては，二次エネルギーであることから，他のエネルギーからの水素製造，輸送，貯留，需要先での利用技術等，サプライチェーン全体を開発していく必要があるが，水素は輸送・貯留に関するコストが高いことが知られている。このため，水素を含むほかの媒体（キャリアと呼ぶ）に変換する方法が検討されており，その一つとしてアンモニアが注目されている。アンモニアは，肥料などで既に広く利用されているため，製造や輸送等のインフラが整っており，容易に液化できるため輸送や貯留の面で優れている。また，水素への変換を行うことなく直接燃焼することが可能な物質である。アンモニアは炭素を含まないため，石炭火力でこれを混焼することができれば，混焼率に応じてCO_2排出量を削減することが可能となる。

4.3.2　石炭焚きボイラでのアンモニア混焼技術

現在，内閣府SIP（戦略イノベーション創造プログラム）の中で，ガスタービン・燃料電池・工業炉などでのアンモニアの直接利用の研究開発が行われているが，同時に石炭火力でのアンモニア混焼技術開発が実施されており，開発目標としてアンモニアを石炭火力に20％混焼することを目指している。図18に示すとおり2017年度に当社の相生工場内の燃焼試験設備において混焼試験を実施，燃焼性能や環境性能などの面から，石炭火力への適用性を検証し，この結果を踏まえて次年度2018年度には，既設石炭火力への適用を想定した試設計を実施していく計画である。（図19）

Fig. 18 Photograph of combustion test facility

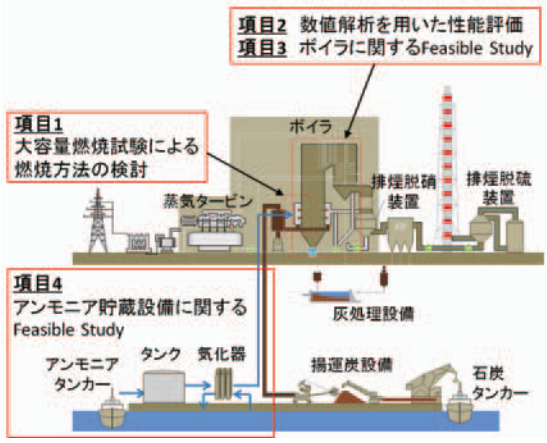


Fig. 19 Development tasks in SIP Project

5．結言

石炭焚きボイラの最新動向としてUSCボイラの概要を紹介するとともに，低炭素社会への取り組みとして開発中または商用設備に導入されつつある最新技術について紹介した。冒頭でも述べたとおり，火力発電設備の燃

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

料としての石炭は，経済性や調達性の面で重要である一方で，地球温暖化対策としてCO_2排出量の削減は喫緊かつ必須の課題であり，これを解決していくような開発を継続し，時代のニーズに合致させていく必要があると考えられる。

謝辞

本稿の中で紹介した木質バイオマス高混焼率実証試験は環境省からの委託事業「CO_2排出削減対策強化誘導型技術開発・実証事業」として実施した結果から抜粋したものである。また，A-USCボイラの開発成果については経済産業省補助事業（2016年度はNEDO助成事業）「先進超々臨界圧火力発電実用化要素技術開発」の成果を，アンモニア混焼については内閣府SIP（戦略イノベーション創造プログラム）での開発内容について紹介したものである。ここにこれらの事業の関係者のご協力に謝意を表する。

参考文献

(1) ASTM, D388-12（2013）Standard Classification of Coals by Rank, P.2

(2) 株式会社IHI, 環境省委託業務「CO_2排出削減対策強化誘導型技術開発・実証事業」成果報告書,（平成23～平成27年度版），2011年-2015年

(3) 次世代火力発電の早期実現に向けた協議会（第5回）- 配布資料 資料5 A-USCの技術展開戦略（参照日 2018年1月9日）<http://www.meti.go.jp/committee/kenkyukai/energy_environment/jisedai_karyoku/pdf/005_05_00.pdf>

(4) 久布白圭司，野村恭平，松岡孝昭，中川博勝，室木克之，700℃級先進超々臨界圧（A-USC）プラント実現へ向けた技術開発，IHI技報，第55巻第4号，2015年12月，P.81-91

(5) 内閣府エネルギー戦略協議会（第12回）議事次第 資料3-2SIP「エネルギーキャリア」（内閣府）（参照日 2018年1月15日）<http://www8.cao.go.jp/cstp/tyousakai/juyoukadai/energy/12kai/siryo3-2.pdf>

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

特集：ボイラ，熱交換器

ボイラ配管の高クロム鋼についてのクリープ寿命評価

Creep Life Assessment on High Chromium Steels of Boiler Pipes

屋口 正次*1
YAGUCHI Masatsugu

キーワード：高クロム鋼，クリープ，寿命評価，ボイラ配管，溶接部
Key Words：High Chromium Steels, Creep, Life Assessment, Boiler Pipes, Welded Portions

1．緒言

材料の分野においては，“ボイラ”の寿命評価というと，複合発電の廃熱回収ボイラ（HRSG）の配管ではなく，汽力発電の大容量ボイラ設備の配管を想定する場合が多い。これは，一般に，後者の方が累積運転時間が長い，また，蒸気温度が高い傾向にあるため，クリープ損傷の進行がより顕著である場合が多かったためと考えられる。

一方，ガスタービン（GT）の燃焼温度の飛躍的な上昇に伴いHRSGの蒸気温度も上昇しており，1600℃級GTとセットのHRSGの場合，その蒸気温度は超々臨界圧（USC）ボイラと同じ領域（約600℃）に達している。ここで，HRSGとUSCボイラの配管で使用環境が最も苛酷な部位には“高クロム鋼”と呼ばれる材料が使用されている。

この高クロム鋼は1980年代から1990年代中頃にかけて開発・規格化された材料（Grade 91, Grade 92, Grade 122）であり，それまで使用されていた材料（低合金鋼）と比較して，高温強度（クリープ強度）が格段に向上している。しかし，2000年代中頃から，USCボイラの高クロム鋼配管でクリープ損傷に起因した不具合が多数発生した。そのため，世界中の研究機関で高クロム鋼のクリープ強度に関する研究が行われるようになった。

上記のように，最新鋭のHRSGはUSCボイラと同じ温度領域で高クロム鋼が使用されているため，USCボイラにおける経験や得られた知見はHRSGの設計や運用に有益であると思われる。そこで，本稿ではUSCボイラの高クロム鋼配管に関する不具合事例とその要因，課題解決に向けた研究例について概述する。

原稿受付　2018年1月11日
＊1　（一財）電力中央研究所 材料科学研究所
〒240-0196　横須賀市長坂2－6－1
E-mail: yaguchi@criepi.denken.or.jp

2．不具合事例とその要因

2.1　事例とその要因

汽力発電の分野では，熱効率の大幅な向上を目指して，USC発電プラントに関する技術開発プロジェクトが国の支援を受けて1982年より進められた。このプロジェクトを始めとする研究成果を適用することにより，再熱蒸気温度をそれまでの566℃から593℃へと上昇させた国内初の火力発電プラントが1993年に運転を開始した。さらに，1997年には主蒸気温度が593℃のUSC発電プラントが運開し，その後も続々とUSC発電プラントの建設・運転が世界に先駆けて日本で実現した。ここで，低合金鋼ではUSC発電プラントの大径管にはクリープ強度が十分でないため，当時，新しい材料であった高クロム鋼が適用された。すなわち，この高クロム鋼の適用が，USC発電プラント実現の大きな鍵の一つであった。

しかし，長時間側（数万時間）で高クロム鋼のクリープ強度が想定以上に低下する傾向が現れ始め，また，溶接部の強度が母材よりも大きく低下するという特徴も出てきた。そのような中で，運転時間が4万時間に満たないUSC火力発電プラントの高クロム鋼配管（高温再熱蒸気管）の溶接部で蒸気リークが2004年に発生した[1]。この不具合は国内の火力発電プラントではそれまでに例を見ない事例であったため，国による調査委員会（高クロム鋼の長時間クリープ強度低下に関する技術基準適合性調査委員会（略称，SHC委員会））が直ちに設置された。その調査結果に基づき，2005年に（当時の）原子力安全・保安院より長時間クリープ強度の見直しが通達された[1]。

SHC委員会の評価結果を受けて，発電用火力設備の技術基準の解釈の許容引張応力が引き下げられるとともに，寿命評価式と溶接継手強度低減係数が制定された。しかし，長時間クリープ試験データは十分ではなかったため，引き続き長時間クリープ強度を検討することの必要性も提言された。2010年には民間主導で「高クロム鋼クリープデータ評価検討会（以下，データ検討会）」が組織さ

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

れ，2005年以降に取得されたクリープ試験結果も含めてクリープ強度の再評価が実施された。この再評価の結果に基づき，対象とした複数の鋼種の許容引張応力，溶接継手強度低減係数および寿命評価式が2014年に再び改正された。ただし，この間にも，USC火力発電プラントの配管溶接部での不具合が発生した。2015年にはデータ検討会により再びその時点での最新のクリープデータによる評価が行われた。その結果，９Cr鋼（Grade 91）について，許容引張応力や寿命評価曲線（図１）等の見直しが提言された[(2),(3)]。

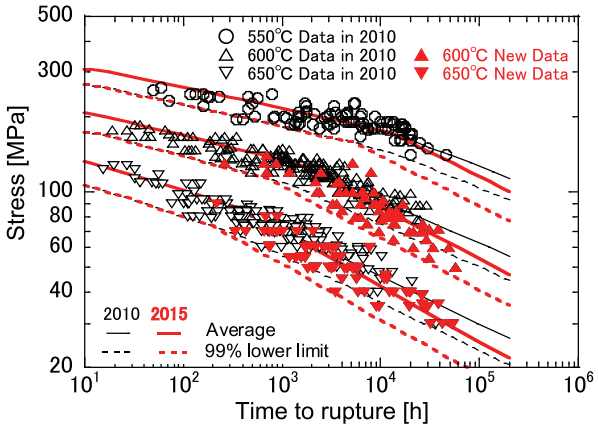


Fig. 1　Proposed master curves for welded joint of grade 91 steel in comparison with previous curves[(3)]

このように，USCボイラでは2004年から高クロム鋼配管での不具合を度々経験した。また，高クロム鋼の長時間クリープ強度に関する再評価が2005年以降に数回行われ，鋼種によってはその度にクリープ強度が下方へと修正されてきた。このため，高クロム鋼の許容引張応力は，USC発電プラントの設計・建設時と比べて現在は低下している。したがって，クリープ強度を実態よりも過大評価していたことが，高クロム鋼配管で不具合が発生した主要因であると推測される。

2.2　寿命評価における課題

ボイラ配管は，ガスタービン高温部品のような定期的な新製取替を前提とはしておらず，“寿命評価”の結果等に基づきその後の措置を判断している。そのため，高クロム鋼が使用されているUSCボイラの配管に対しては，従来に増して，高い精度の寿命評価技術が必要とされる。

しかし，その特徴的な破壊形態に起因して，高クロム鋼溶接部の寿命評価は難易度が高い。図２（長手溶接継手を有する内圧クリープ試験片（円筒型試験片）の軸に関する垂直方向断面）は高クロム鋼溶接部の典型的な破壊形態を示しており，クリープ損傷が溶接熱影響部（HAZ）の箇所で管の内部に生じている。低合金鋼の場合は一般に管外表面にクリープ損傷が発生するため，ボイラ設備においては，管外表面の情報に基づく評価手法が主に開発されてきた。一方，高クロム鋼の場合は管内部にクリープ損傷が発生することが多いため，管外表面ベースである従来法の適用では適切な評価結果を得られない場合がある。そのため，高クロム鋼溶接部の評価においては，内部損傷も評価することのできる解析的なクリープ寿命評価法の開発，ならびに，内部損傷を検出できる非破壊検査技術の高度化が重要な研究課題である。

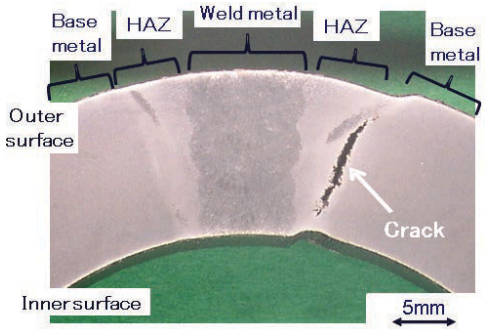


Fig. 2　Typical creep damage observed in welded portions of high chromium steels

3．課題解決に向けた研究

本章では上記の課題解決に向けた取組例として，当所が高クロム鋼を対象として進めている研究の概略を記す。

3.1　クリープ寿命評価法の開発と検証

当所が開発した長手溶接部に対する解析的クリープ寿命評価法の流れを図３に示す[(4)]。評価は大きく２つに分かれており，最初のステップ１ではボイラ設備の配管系統全体を対象とした応力解析を行う。この解析結果より応力が高いと推定された箇所を抽出する。次にステップ２では，対象領域を詳細にモデル化し，ステップ１の出力結果を境界条件として応力解析および寿命評価を実施する。この評価により，着目した部位の各点における余寿命が算出される。当所ではこの各ステップの技術について精度向上に向けた研究を行った。

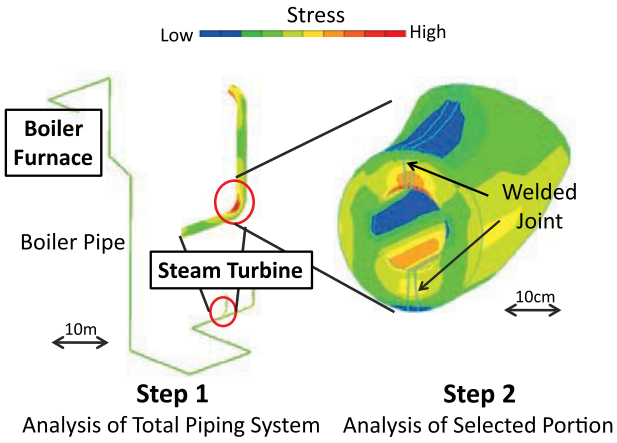
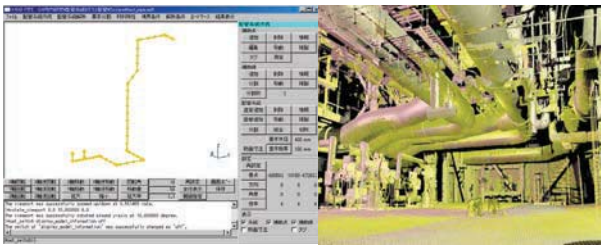


Fig. 3　Flow of analytical life assessment method[(4)]

ステップ１については，ボイラ配管系統専用の有限要素応力解析プログラム（図４）を開発した[(4)]。このプログラムの特徴として，「内圧と熱膨張による両方の負荷

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

を考慮している点」,「定常運転時の配管系統のクリープ変形の影響を考慮している点」,「レーザー計測により解析の境界条件を高精度化している点」などがあげられる。これらの改良の結果，従来の配管系統解析プログラムと比べて，高い精度でボイラ配管の応力状態を推定することが可能となった。

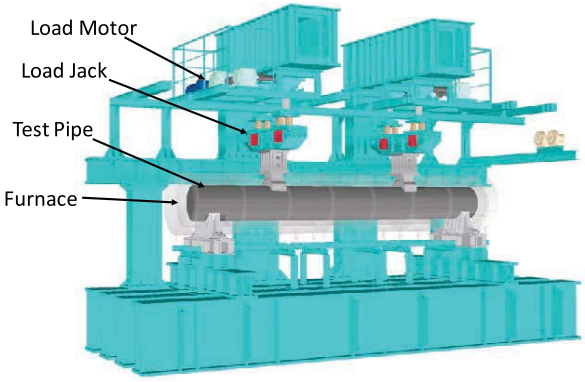


View of Analysis Process by FE Program for Boiler Piping System　　Boundary Condition Data Obtained by Laser Measurement

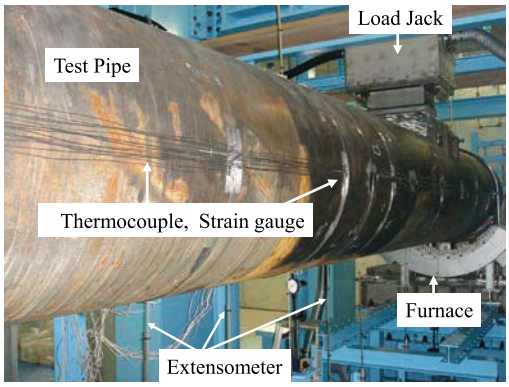
Fig. 4　Finite element stress analysis program developed for boiler piping system[4]

ステップ２については，寿命評価法の高精度化に向けて，内圧が作用している長手溶接管の詳細応力解析を実施した。母材だけでなく溶接金属，HAZも考慮したクリープ解析の結果より，HAZの肉厚中央部では周方向，半径方向，軸方向の３方向から引張の応力を受けていること，すなわち，高い多軸応力状態となっていることが判った。この詳細応力解析の結果と別途実施したクリープ試験片の観察結果に基づき，クリープ寿命評価法を提案した。この評価法では，破壊のクライテリアとして，ひずみ基準の延性消耗則の概念を用いている。これは，部材のひずみがある限界値に達した時に材料が壊れるという考え方であり，この限界値が応力の多軸性に依存する。したがって，この限界ひずみを精度よく求めることが研究のポイントとなる。本研究では応力多軸条件下の材料試験と数値解析の結果に基づき，応力多軸性の影響を定式化した。

上記の寿命評価法は試験片の観察・分析結果に基づき開発したものだが，ボイラ配管と試験片とでは溶接部が受ける拘束や応力状態が異なる。したがって，ボイラ配管に対する寿命評価法の妥当性を検討するためには，実機サイズの配管を用いたクリープ試験データが必要である。そこで，実機配管に対して高温下で内圧と曲げ荷重を重畳負荷できるクリープ試験設備を開発した。本試験設備の主要部を図５に示す。試験体の寸法は最大で外径１m，長さ８mであり，最高使用温度は750℃，最高の内圧値は50MPa，最大荷重は４MNである。なお，試験終了時には高温高圧の蒸気が試験体から噴出しその周辺は危険な状態となるため，地下ピット（縦12m，横15m，深さ６m）を建造し，この中に試験体を含む試験設備主要部を納めた。本設備を用いて，長手溶接を有する9Cr鋼（Grade 91）の高温再熱蒸気管に対して内圧クリープ試験を実施し，提案した寿命評価法の妥当性について検証した。ここで，試験温度は実機より約50℃高い650℃，試験体に負荷した内圧は実機の高温再熱蒸気管と同等（約４MPa）である。なお，配管の状態をオンラインで監視できるように，HAZにひずみゲージを多数貼り付けるとともに，配管外径の計測用に伸び計を複数取り付けた。



(a)　Bird's eye view



(b)　Photograph of Main Parts

Fig. 5　Demonstration test facility for actual pipe[4]

本試験は約9000hで配管試験体の大変形を伴う蒸気リークにより終了した。ここで，オンラインでモニタリングしていたHAZのひずみや配管外径の値は，破壊の兆候を捉えることはできなかった。試験終了後の試験体外観を図６に示す。元々は長手溶接によって繋がってい

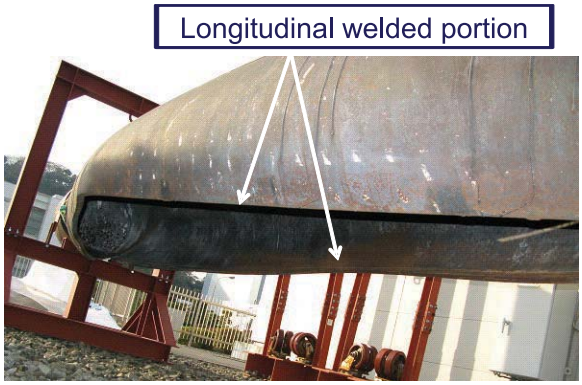
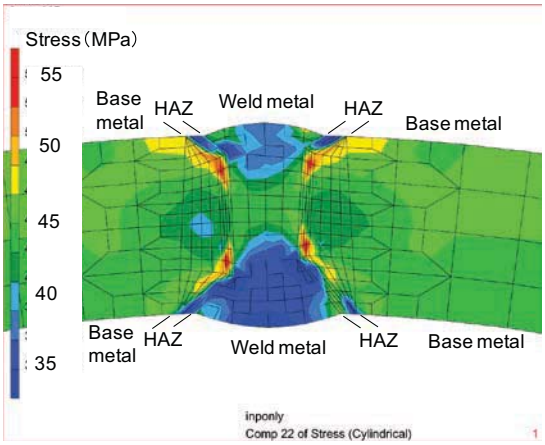


Fig. 6　Appearance of 9Cr steel longitudinal welded test pipe after fracture[4]

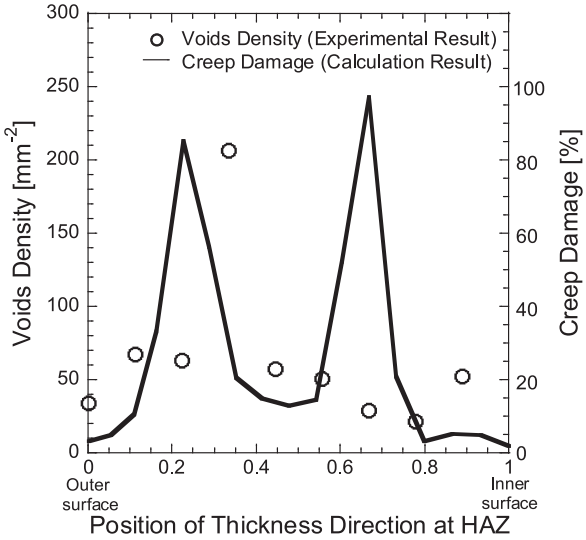
Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

た部分が，約６ｍに亘って完全に裂けてしまった。破断部を詳細に観察したところ，き裂はHAZの肉厚内部から発生・進展していたことが判った。仮にこのような破壊が実機ボイラ設備で発生した場合，甚大な被害をもたらすことが推測される。

この試験結果に対して，上記の寿命評価法を適用した結果を図７に示す。ここで，同図（b）には試験終了後に計測したボイド個数密度の値もプロットした。クリープ損傷（計算結果）は最大で90%以上となっており，配管の蒸気リーク時間を再現している。ボイド個数密度が損傷の実態を現していると考えると，肉厚方向で損傷が最大となる位置も本評価法では概ね予測し得ている。この結果から，標準サイズ試験片に基づき提案した寿命評価法は実機配管試験体に対しても良好な精度で適用可能であると考えられた。



(a)　Stress analysis



(b)　Comparison of voids density and creep damage

Fig. 7　Application of life assessment method[4]

3.2　非破壊検査技術の高度化

本節では，高クロム鋼配管溶接部に対する非破壊検査技術の高度化について，複数の機関（電力中央研究所，三菱日立パワーシステムズ（旧 バブコック日立含む），三菱重工業，IHI，東芝）にて共同で取り組んだ例を紹介する。

２.１節に記した高クロム鋼の寿命評価曲線等の見直しを受けて，USCボイラの配管（高温再熱蒸気管）は次第に長手溶接の無いシームレス管へと取替えられつつある。そのため，高クロム鋼配管における寿命評価は，今後は周溶接部の重要性が高くなると推測される。ただし，高クロム鋼配管周溶接部の不具合は現時点では事例がないため，周溶接部でのクリープ損傷の形態やその発生時期が不明である。

そこで，周溶接部を有する高クロム鋼シームレス管を用いて実機模擬条件下でのクリープ試験を行うことにより，周溶接部の損傷形態を明らかにするとともに，非破壊検査技術の有効性を評価するプロジェクトが約４年間に亘って行われた[5],[6]。一般に，国プロ等の枠組み以外で，関連するプラントメーカ全社が共同で試験・検査を行うことは稀であるが，高クロム鋼配管の寿命評価は極めて重要な課題であるため，本プロジェクトが成立した。

評価対象とした材料は12Cr鋼（Grade 122）および9Cr鋼（Grade 91）の２鋼種であり，何れも実機仕様の高温再熱蒸気管（シームレス管）である。12Cr鋼試験体，9Cr鋼試験体とも，軸方向の中央部に周溶接部を２箇所製作した。この試験では内圧に加えて，配管のシステム荷重を模擬するための曲げ荷重が負荷された。ここで，試験温度は650℃，内圧は実機相当（約４MPa）であり，曲げ荷重は周方向応力と軸方向応力の比がほぼ１：１になるように設定された。

12Cr鋼，９Cr鋼とも，数千時間間隔で試験の中断・再開を繰り返し，その都度，プロジェクト参加機関が配管表面の組織観察および非破壊検査を各々実施した。以下では，試験を実施した順番である12Cr鋼[5]，９Cr鋼[6]の順に概略を述べる。

(1)　12Cr鋼

約8000ｈ経過時に溶接部に貼り付けたひずみゲージの値が急激に増大したのを受けて12Cr鋼配管の試験を停止した。試験体の外表面に巨視き裂が生じていたため，溶接部を切断し内部の損傷状態を調査したところ，肉厚方向の８割程度にまで巨視き裂が進展していた。切断面の状況より，き裂の起点は外表面より若干内部のHAZ部と推定された。

本試験体に関して，経過時間8000hの約80％の時点で試験を一旦停止し，配管表面における硬さ計測・レプリカによるボイド計測，および，超音波検査を行っている。しかし，硬さの値は初期と概ね同じであり，ボイドの状態は軽微，超音波探傷は明瞭な指示なし，との結果であった。すなわち，何れの手法でも，時間比80％の時点では，周溶接部でのクリープ損傷の進行を検出することは困難であった。この結果を受けて，12Cr鋼試験体を対象とする超音波探傷条件の調整・検討が各機関でそれ

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

ぞれ行われた。

(2)　9 Cr鋼

試験経過時間が約7000 h において溶接部のひずみゲージの値が急激に増大したのを受けて 9 Cr鋼配管の試験を停止した。ここで，9 Cr鋼の場合，この7000hの約50％の時間比での中途止めの時点から，何れの参加機関も超音波探傷により配管内部にクリープ損傷を示唆する指示を得ていた。溶接部を切断調査したところ，図 8 に示すように，肉厚方向のやや内面よりに巨視き裂が確認された。このき裂の位置や長さは，超音波探傷による指示と良好な対応が認められた。一方，レプリカによるボイド計測に関しては，時間比が約75％の時点でも本試験体のクリープ損傷の進行を明確に示唆する情報は得られなかった。

本試験結果より，超音波探傷法は 9 Cr鋼配管溶接部のクリープ損傷の検出に有効であると考えられた。12Cr鋼ではクリープ損傷の検出が難しかったのに対して，9 Cr鋼では寿命中期から損傷を検出できた理由として，両鋼のボイドの絶対量の差異等が影響している可能性もあるものの，12Cr鋼での経験が検査技術の向上に寄与したのは疑いようの無いことである。

3.3　最近の研究トピックス

研究例の最後として，高クロム鋼寿命評価に関する最近のトピックスを記す。高クロム鋼をはじめとして，高温材料のクリープ寿命には，同じ試験条件下でも大きな差異（以下，“ヒート間差”と略す）が存在する。設計段階では各配管で実際に使用される材料のヒートは不明であるため，このヒート間差は許容引張応力の設定における安全係数の一部として考慮されている。一方，余寿命評価の段階では対象とする配管に使用されている材料のヒートは既知であることから，原理的には材料のヒート間差の考慮は可能と考えられる。しかし，この点に着目した余寿命評価技術に関する検討は殆ど行われていない。ボイラ配管の余寿命を高い精度で推定するには，各配管固有の材料特性を考慮できるクリープ寿命評価手法を構築する必要があると考えられる。

そこで，著者らは 9 Cr鋼溶接部を対象として，配管固有のクリープ特性を考慮できる寿命評価手法を提案した[7]。以下では，本評価手法の概略を説明する。

系統的なクリープ試験を実施した結果，“ 9 Cr鋼溶接継手のクリープ破断特性は母材のクリープ破断特性に依存しており，母材が強い材料ほど継手も強い”という傾向が認められた。この知見に立脚すると，配管母材から微小なサンプルを採取し試験・分析を行うことにより，対象とする配管溶接部のクリープ特性を推定することができる。ここで，“微小サンプル”を評価対象である溶接部からではなく，母材部から採取する点が本手法の特徴である。これは実際の配管を対象とした場合，溶接部からの“微小サンプル”の採取と試験・分析の実施には様々な点で障害があると考えられるためである。

本手法では次の２つのステップを実施する。ステップ-Aでは，配管母材の外表面から採取した微小サンプルを用いて，長時間領域における母材のクリープ特性を推定する。具体的には，透過型電子顕微鏡（試験片：直径３mm，厚さ0.15mmの円盤）を用いて微視組織の分析を行い，取得済の「微視組織とクリープ破断特性の関係に関するデータベース」を参照することにより，当該試料のクリープ破断特性を評価する。また，スモールパンチクリープ試験（試験片：直径8mm，厚さ0.5mmの円盤）を行い，「スモールパンチによるクリープ試験結果

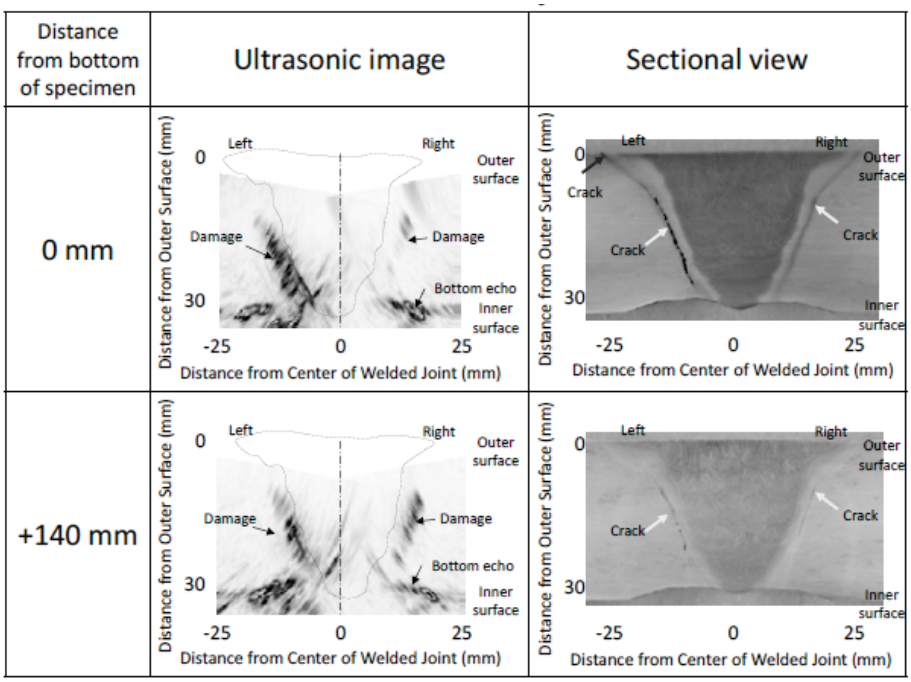


Fig. 8　Comparison of UT image and sectional view of 9Cr steel girth welded test pipe[6]

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

と標準試験片によるクリープ試験結果の関係に関するデータベース」を参照することにより，当該試験片のクリープ破断特性を評価する。この二つの評価結果に基づき，対象とする配管母材のクリープ破断特性を推定する。次に，ステップ-Bとして，この母材のクリープ破断特性推定結果と「母材と溶接継手のクリープ破断特性の関係に関するデータベース」に基づき，溶接継手のクリープ破断特性を推定する。

この溶接継手のクリープ破断特性を９Cr鋼溶接部の寿命評価に用いることにより，各配管の溶接継手が有する固有のクリープ破断特性を考慮した寿命評価が可能となる（図９）。現在の余寿命評価手法は全ての配管に対して同一の安全裕度をみた特性（一般には，99％信頼下限特性）を用いているため，保守的な結果を与える傾向がある。一方，本手法は各配管の実際の強度に即した材料特性を用いるため，合理的な結果を与えると考えられる。なお，本手法は３.１節に記した手法のStep１の部分の高度化である。

４．結言

本稿では，廃熱回収ボイラ（HRSG）の代表的な配管材料である高クロム鋼に関して，超々臨界圧（USC）ボイラで経験した不具合事例，および，その課題解決に向けた研究例について述べた。

なお，USCボイラは一般にベース運用であるためクリープ損傷が支配的であるが，HRSGはDSS運用される場合が多いためクリープ損傷に加えて疲労損傷の進行が懸念される。したがって，USCボイラで得られた知見を踏まえた上で，HRSGの負荷条件下における高クロム鋼の寿命評価に関する研究・開発が必要と考えられる。

参考文献

(1) K. Yoshida, H. Nakai, and M. Fukuda: Proc. CREEP8, CREEP2007-26512, (2007).

(2) K. Kimura and M. Yaguchi, Proc.PVP2016, PVP2016-63355, (2016).

(3) M. Yaguchi, K. Nakamura and S. Nakahashi, Proc. PVP2016, PVP2016-63316, (2016).

(4) 電中研トピックス，火力発電プラントにおける高温/高圧蒸気配管（高クロム鋼配管）の余寿命診断技術，(2014)，電力中央研究所.

(5) S. Nishinoiri, S. Lin, Y. Takahashi and M. Yaguchi, Proc. PVP2015, PVP2015-45423, (2015).

(6) S. Nishinoiri, Y. Takahashi, H. Fukutomi and M. Yaguchi, Proc.PVP2016, PVP2016-63176, (2016).

(7) 屋口正次，日本機械学会M&M2017材料力学カンファレンス　講演論文集（2017), pp. 952-954.

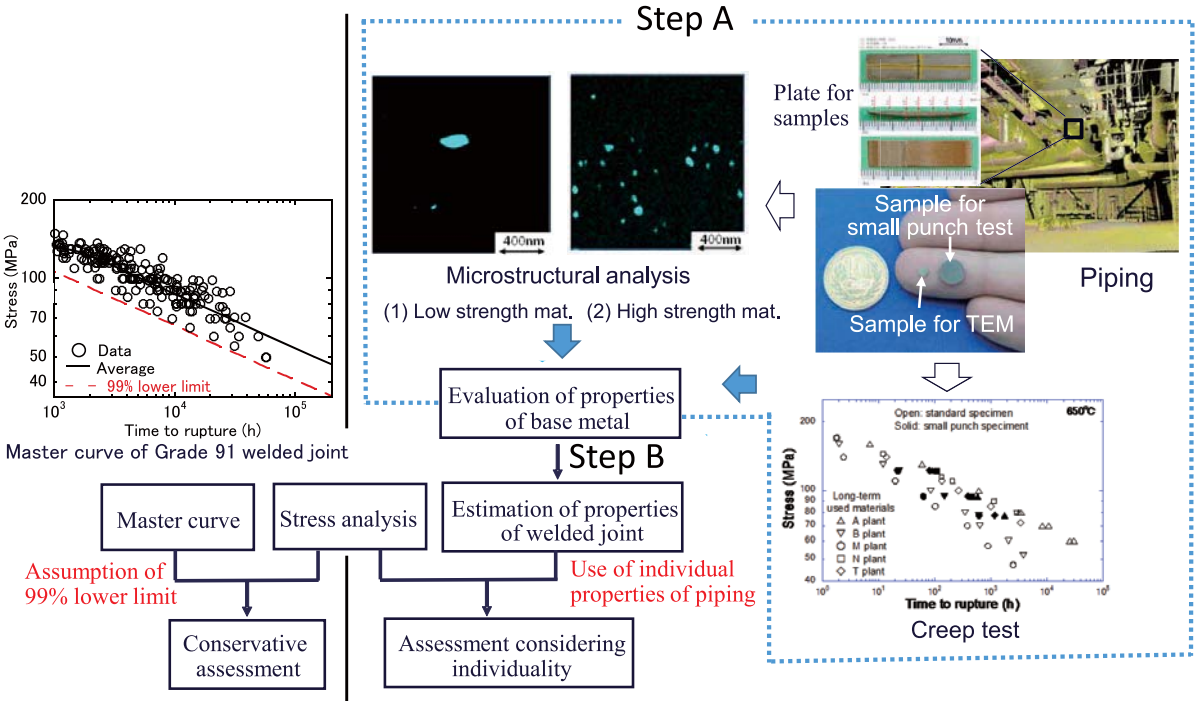


Fig. 9　Comparison between conventional and proposed assessment methods[7]

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

特集：ボイラ，熱交換器

コンパクト熱交換器
プレートフィン式熱交換器，マイクロ（ミリ）チャンネル式熱交換器

Compact Heat Exchanger
Plate Fin Type and Micro (Milli) Channel Type Heat Exchanger

藤田 泰広*1
FUJITA Yasuhiro

キーワード：熱交換器，プレートフィン，マイクロチャンネル，ろう付，拡散接合，再生器
Key Words：Heat exchanger, Plate fin, Micro channel, Brazing, Diffusion bonding, Recuperator

1．はじめに

住友精密工業の熱交換器事業は，1954（昭和29）年に住友金属工業（現：新日鐵住金）の一部門として開発に着手した航空機エンジン用潤滑油冷却器に始まる。その後，1961（昭和36）年の創立以来，重電機器用の絶縁油冷却器や，鉄道車両用各種冷却器，更に空気分離装置や，石油化学プラントで使用される大型低温工業用など，多種多様のろう付アルミニウム合金製プレートフィン式熱交換器の製造に携わってきた。

1984（昭和59）年には，高温用途で使用できるステンレス鋼のろう付技術を確立し，ポリマー製造工程におけるベンゼン等の溶剤を高温で脱揮する加熱器納入を皮切りに，3,000基以上のステンレス鋼製プレートフィン式熱交換器を様々な分野へ納入している。

また，2015（平成27）年には，燃料電池自動車の商用化に伴い，水素ステーションで100MPaに及ぶ高圧に耐える熱交換器が求められ，1990年代に参画していた高温ガス化炉プロジェクトの際に培った拡散接合技術を活用し，100MPaの超高圧に耐えるミリチャンネル式熱交換器（薄板平板エッチングによりミリオーダーの流路を形成した多数の平板を拡散接合で一体化）を市場投入した。

本稿では，弊社で製造しているコンパクト熱交換器について，ガスタービン分野での実績を交えつつ，解説する。

2．熱交換器とは

熱交換器は，給湯器・エアコンディショナ・自動車等，消費者が生活を営む中であらゆる製品の中に存在している。消費者にとってはなじみが薄いかも知れないが，製品を設計製造する立場からは，熱の有効利用にはなくてはならない重要な機器の一つである。基本的には，温度が高い物体と低い物体が接触すれば，熱のやり取りが行われるが，加圧状態で利用する事が多いため，圧力容器にして流れを作って制御したものが熱交換器であり，目的に応じて，加熱器（ヒーター），冷却器（クーラー），気化器（エバポレーター，ベーパライザー），凝縮器（コンデンサー）等と称される。

熱交換器の形式には，構造を名称にしたものが多く，多管（シェルアンドチューブ）式，平板（プレート）式，拡大伝面を備えたフィン付チューブ式，プレートフィン式等がある。

弊社では，主にプレートフィン式，ミリチャンネル（マイクロチャンネル）式を設計・製造している。

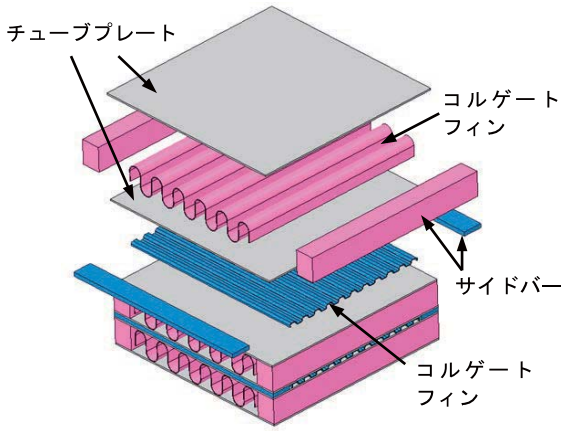


Fig. 1　Basic structure（Plate fin type）of heat transfer portion（Core）

3．プレートフィン式熱交換器の主な特長

3.1　コンパクト性

基本構造を図１に示す。流体間を仕切るためのチュー

原稿受付　2018年１月10日
＊１　住友精密工業㈱　研究部兼熱エネルギー技術部
〒660-0891　尼崎市扶桑町1番10号
E-mail: fujita-y@spp.co.jp

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

ブプレートと呼ばれる伝熱面積（１次伝熱面）以外に，拡大伝熱面積（２次伝熱面）としてコルゲートフィンを各流路内に設ける事により，他形式の熱交換器に比べて，単位体積あたりの伝熱面積が大きく取れ，非常にコンパクトな設計とすることができる。また，コンパクト化する事により，冷却水の保有量を減らす事によるメリットが得られる場合もある。

3.2　適用素材

弊社で製作されるプレートフィン式熱交換器の素材としては，最も多く用いられるアルミニウム合金では約200℃までで，銅や鉄製に対し，高い伝熱性，軽量，耐低温脆性など優位性が高い。

次に，アルミニウム合金が使えない200℃以上では銅，鉄，ニッケル等が考えられるが，熱伝導率がアルミニウム合金の１/10程度と低いものの強度的に10倍近くあり，800℃まで適用可能なステンレス鋼が溶接性，強度，耐食性等総合的に最も良く，弊社では標準的な素材として使用している。

さらに，ニッケル系耐熱合金が1,000℃付近まで使用されることがある。

3.3　多流体対応

多様な流路パターンを採用する事で，多流体同時熱交換に対応可能である。特に，多管式熱交換器等で多数の熱交換器を必要となるプロセスにおいて，それらの熱交換器を一体化することで，装置のコンパクト化をはかる事ができ，15流体程度まで対応可能である。多流体熱交の一例として，４流体の場合の通路構成図を図２に示す。

3.4　高効率

流体間温度差が２℃程度のプロセスでも対応可能で，90％以上の温度効率が実現可能である事から，多管式等の従来形式の熱交換器と比して，プラント全体の効率改善により一層寄与できる。

3.5　耐圧性

部材はろう付により，一体化されるので，フィンが内圧に対して強度部材となり，高い運転圧力に耐えうる。弊社の実績ベースでは，アルミニウム合金製で設計圧力12MPa，ステンレス鋼製で設計圧力５MPaである。

3.6　高気密性

図１にある構成部品をろう付にて一体化し，図２の製品構造にあるヘッダータンク，ノズル等をGTAWにより溶接し気密性の高い圧力容器を実現している。弊社では，標準的には窒素ガスを用いて気密性を確認するが，より高気密性が要求される用途ではヘリウムガスによる試験にも対応している。

４．プレートフィン式熱交換器の主要技術

プレートフィン式熱交換器の主要技術は，主に２次伝熱面であるコルゲートフィンの製造技術，ろう付，ろう付部への溶接技術である。以下に，コルゲートフィンとろう付について詳細を解説する。

４.1　コルゲートフィンの種類と特徴

弊社では，要求仕様に応じて，高温側と低温側の伝熱

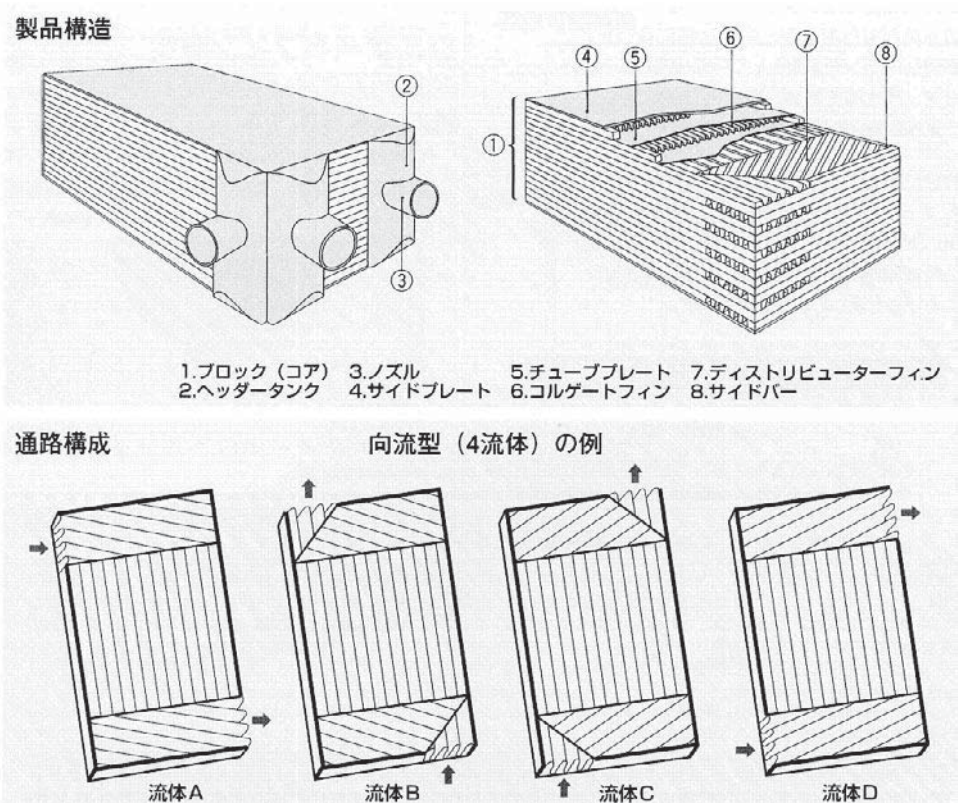


Fig. 2　Example of product and passage arrangement（4 fluids）

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

面積，伝熱面の種類（フィン種），及び伝熱面の材質まで最適な組合せを選択する。コルゲートフィンの型式は300以上に及び，代表的な種類を図3に示す。

(1) プレーンフィン：最も単純な形状のフィンで性能的には細い円管に似ている。主に，相変化を伴わない流体，液体または許容圧力損失の小さい通路に用いられる。

(2) パーフォレートフィン：小さな円孔が，ある面積率で規則的にあけられている。熱伝達性能はプレーンより優れている。流体の出入口の分配部や抵抗をつけて分配を改善する場合にも用いられる。

(3) セレートフィン：コルゲートの位相が流れ方向に対して最大で半ピッチ程度ずれた形状が特徴であり，オフセットストリップフィンともいう。ずれた箇所（切欠き部）が境界層を寸断するため，これが多いほど熱伝達性能が向上し，ここに掲げた中では最も優れているが反面，圧力損失は最も高くなる。

(4) ヘリンボーンフィン：コルゲートの位相が流れ方向に対して波状に変化しておりウェイビーフィンともいう。熱伝達性能はセレートフィンに次いで高い。

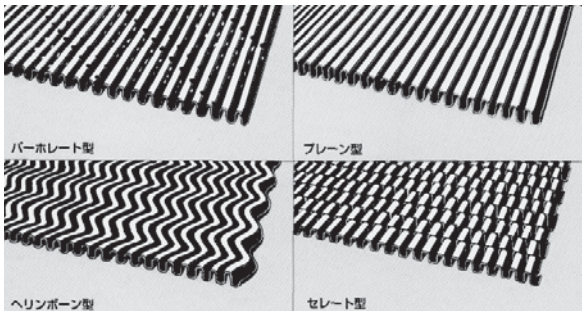


Fig. 3 Typical example of Corrugated fin

4.2　ろう付

ろう付（brazing）は，接合する母材より低融点の溶加材を用い，母材を溶融しないで接合する方法である。一般的に，工作等でなじみのあるはんだ付け（soldering）も技術的には同じ接合手法で，これらを総称して，ろう接という。学術上，溶加金属の融点が450℃以上のものをろう付，450℃以下のものをはんだ付と分類している。

4.2.1　真空ろう付法

ろう付手法はいくつかあるが，弊社ではフラックスを使用しない真空ろう付法を採用している。本手法は，フラックスやろう付後の洗浄にかかる費用が不要になり，製品の品質（清浄度）も向上し，設計の自由度もあがる等のメリットが多い。弊社では，アルミニウム合金，ステンレス鋼用それぞれの大型真空炉を有し，ろう付製品としては大型の製品を製造できるのが特徴である。ステンレス鋼製品をろう付する真空炉の外観を図4に示す。

ろう付に使用されるろう材は，基本的には接合母材より融点の低い，母材と類似のろう付用合金或いは金属接合しやすい合金材料が選定される。後に溶接工程があればこれとのマッチングにも気をつける必要がある。

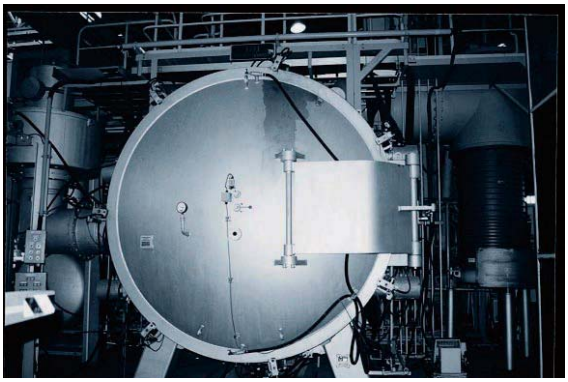


Fig. 4 Vacuum furnace for Stainless steel products

アルミニウム合金のろう付は，素材の融点直下の約20℃幅の範囲で処理するものであり，輻射に頼る外面加熱であるにもかかわらず，製品内外の厳しい均熱性が要求される。内外の温度差が大きくなると歪みが発生しやすくなるため，徐々に加熱する必要がある。一方，母材へのろう材過拡散防止の観点から，ろう付時間の短縮化という相反する要求があり，これらを同時に満足するためには，複雑な構造を有する熱交換器の伝熱的性質と実際の加熱条件を理論的かつ実証的に求める必要がある。弊社では，シミュレーションを含む種々の検討により，最適加熱条件の検討を行った。また，各種試験を実施し，使用材質，ろう材材質およびろう材量の選定を行うとともに，最大寸法品を想定したろう付条件およびろう付技術を確立した。

ステンレス鋼のろう付は母材とろう材の融点差は数百度とアルミニウム合金ほど近接していないものの母材の熱伝導率があまりよくないため，より内外温度差が付きやすく，歪みなく接合するにはアルミニウム合金と同様，高度な技術を要する。

5．プレートフィン式熱交換器の代表例

弊社では，1950年代からアルミニウム合金製，1980年代からステンレス鋼製プレートフィン式熱交換器を各種分野に納入してきた。以下に，代表的な分野毎にプレートフィン式熱交換器が使われる用途についてステンレス鋼での実績を中心に紹介する。

5.1　空気分離装置用熱交換器

空気分離装置とは，空気の成分をそれぞれ分離し産業用ガスとして製品化するための装置である。

圧縮機で圧縮された原料空気は，前処理設備による洗浄，並びに水分等の除去を経て主熱交換器に導入される。主熱交換器では，原料空気が，製品酸素や窒素，及び廃ガス等の複数の流体と熱交換をして，液化点近傍まで冷却される。原料空気の温度変化量としては常温から-170℃前後までと非常に大きく，熱交換器としても非常に大型となる。

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

主熱交換器は大型アルミニウム合金製プレートフィン式熱交換器が業界標準として採用され，処理量の大きなプラントでは，複数の主熱交換器を並列に配管で接続して使用する例も多い。図５に外観の一例を示す。

Fig. 5 Main heat exchanger for Air separation unit

また，原料空気の前処理用の空気冷却器や製品窒素を圧縮機で圧縮する際の中間冷却器，後段冷却器には冷却水を用いるためにステンレス鋼製プレートフィン式熱交が採用される場合があり，製品外観を図６に示す。

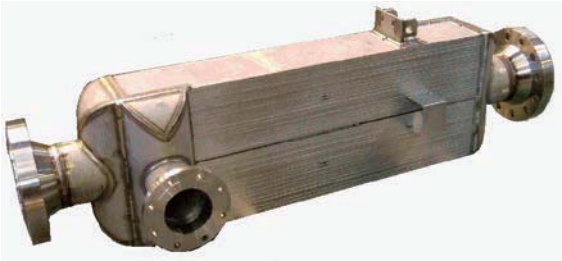


Fig. 6 Nitrogen cooler for compressor（Design pressure 5MPaG）

５.２ 燃料電池用熱交換器

最近，家庭用燃料電池であるエネファームや燃料電池自動車の商用販売によって，ようやく燃料電池の世間の認知度も上がってきたと思われる。

弊社では，1980年代に国家プロジェクトの一つであった燃料電池システムに対するステンレス鋼製プレートフィン式熱交換器の適用検討がなされ，1986（昭和61）年に電気事業法に基づく特別認可を得て，200kWリン酸型燃料電池（PAFC）における空気予熱器に採用され，300台以上を量産納入した。1990年代には高温作動型に分類される溶融炭酸塩型燃料電池（MCFC）や固体酸化物燃料電池（SOFC）等に使用される熱交換器として電力会社や重電，重工メーカーと多くの共同開発を実施し，多数の高温温度域で使用される熱交換器を試作納入した。

この分野における技術課題は，高温雰囲気に晒される事による流体成分に起因する腐食が課題になる事が多かった。これには1000℃レベルへの対応のため，ハステロイXやアルミニウム含有鋼で対応した。

また，MCFCに関しては，世界で唯一米国FuelCell Energy社が商用化に成功しているが，コンパクト性，高気密性を理由に弊社プレートフィン式が一部の熱交換器に採用されている。

５.３ ガスタービン用熱交換器

2000年頃から，化石エネルギーの有効利用や電力の安定供給を目的として，分散電源やマイクログリッドという言葉が新聞紙上等で多く見られるようになった。小型ガスタービン／ガスエンジンや燃料電池がその代表的な発電装置で，全世界で開発の機運が盛り上がっていた。熱交換器はそれらの発電装置の効率を上げる重要な機器として，試験用に多数供し，その一部は実用化され，今日に至っている。

ガスタービンは，小型で大出力が得られ，部品点数が少ないのでメンテナンス性に優れたエンジンであるが，さらに発電効率を上げるためには排ガスの熱を回収して圧縮空気を予熱することが有効である。そのために，コンパクト・高効率の熱交換器（再生器）が必要であり，弊社はプレートフィン式熱交換器メーカーとして多くの開発に参画してきた。

1988（昭和63）年，350kW級の小型ガスタービンで，エンジン熱効率42％を目標に掲げたNEDOプロジェクトの１グループの再生熱交換器を担当し，1998（平成10）年にエンジン熱効率42.1％を達成した。熱交換器外観を図７に示す。

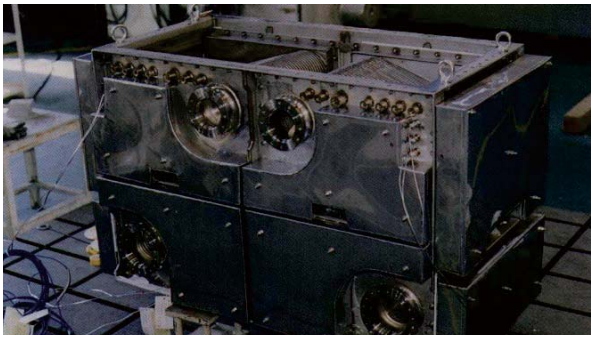


Fig. 7 Recuperator for Ceramic Gas Turbine

燃料電池用途とは異なり，ガスタービン用途における最大の課題は熱応力対策であった。ガスタービンは起動時に排ガス温度が急激にあがり，そのガスが再生器に流入するため急激な温度変化による熱応力が発生する。さらに分散電源用途であれば昼間だけの使用で，毎日起動停止されるので，再生器には繰り返し熱応力が発生する。弊社では課題克服のために構造工夫を施し，機械寿命の延長を図ってきた。再生器の外観を一例として図８，９に示す。

６．ミリチャンネル式熱交換器

弊社では，コンパクト熱交換器をもう一つ供給してい

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

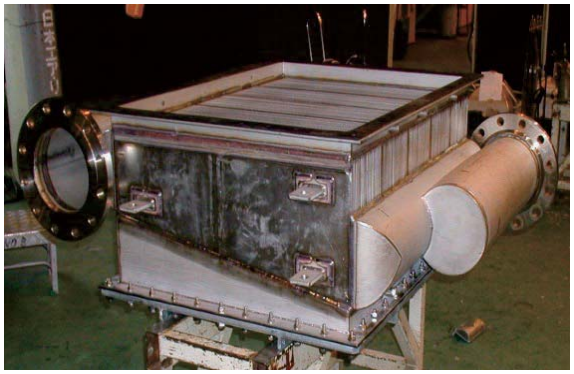


Fig. 8 Recuperator for 650kW Gas Turbine

Fig. 9 Recuperator for 2600kW Marine Gas Turbine

る。海外ではPrinted circuit heat exchanger（PCHE）やマイクロチャンネル熱交換器と呼ばれているが，流路サイズがミリオーダーのため，本稿では敢えてミリチャンネル式熱交換器と称する。基本構造を図10に示す。流路が彫られた薄板平板を積層し，真空炉にて拡散接合で一体化され，伝熱部となる。

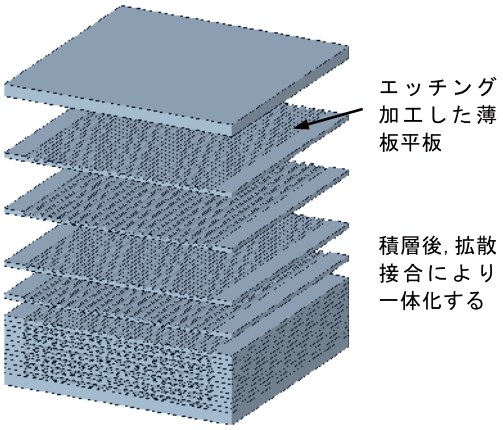


Fig. 10 Basic structure（Micro channel type）of heat transfer portion（Core）

弊社では，100MPa近い超高圧への対応のため，過去の知見を利用しつつ，2015年より燃料電池自動車用のステーションに必要とされる超高圧用の熱交換器を供給している。図11に，本用途で供給する圧縮機用冷却器を一例に示す。

高圧化においては，プレートフィン式ではコルゲートフィン部が限界となるが，本方式では肉厚が確保でき，超高圧への対応が可能である。ただし，流路断面がプレートフィン式より小さくなる場合が多いので，流体成分のコンタミ等による詰まりにはより注意が必要である。

Fig. 11 Hydrogen cooler for compressor（Design pressure 98MPaG）

6.1　拡散接合

接合はろう付ではなく拡散接合を採用している。拡散接合は，真空などの保護雰囲気（弊社の場合は，ろう付同様真空炉内にて施工している）の中で，接合する材料が接触し，原子の拡散が活発化する比較的高温度で，接合材が大きく塑性変形しない程度の圧力をかけて，適当な時間保持して接合する固相接合の一手法である。ろう材が存在しないため母材強度と同等の継手強度が得られるという特長がある。

図12に，SUS316Lの接合後のミクロ写真を示す。材料同士の接触面が消滅している事がわかる。

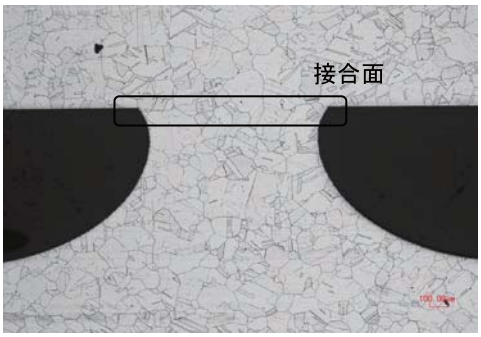


Fig. 12 Example of Cross section observation（SUS316L）

7．課題

弊社では，六十数年にわたってプレートフィン式熱交換器をあらゆる分野に供給しているが，３章で述べたように多くの優位性がある一方で，流路がコルゲートフィンによって緻密なため清浄な流体に限られたり，分解清掃ができない等の制約もあり，より魅力的な製品にするにはいくつかの課題があると理解している。特に，ステンレス鋼製ではアルミニウム合金製ほど大型化には至っていないため，改善すべき課題がいくつか存在している。簡単に，弊社での取組みを紹介する。

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

Fig. 13　Large scale Stainless steel heat exchanger with Multiple cores welded into single block

7.1　大型・高圧化

大型・高圧化は，プラント規模の大型化や効率向上の観点から常に向き合っている課題である。アルミニウム合金製の場合，図５に外観を示したような８m程度の長尺の熱交換器を製作可能であるが，ステンレス鋼の場合，素材自体の熱伝導率の低さも手伝って，長さ方向で２m程度である。従来は，２コア接続までだったが，熱交換器の基数が増えると周辺配管が複雑になる事もあり，現在では６コアを溶接接続した大型ステンレス製ブロック（図13）を製造可能である。

7.2　耐久性

プレートフィン式熱交換器は，薄肉の素材で構成されるため，過渡的な温度変化に対して熱応力による疲労破壊が課題になる事がある。特に，５.３節で述べたガスタービン分野では課題である。熱応力は機器内で温度差が付かなければ発生しないので，即座に温度が追従するような薄肉化や部材の熱容量差を減少させる事が理想的ではあるが，現実的には限界があり，また内圧があるため強度が求められる事も多いので，構造工夫で緩和した上で，可能であればプラントの運用方法で緩和して頂いたりしているのが現状である。一方で，熱交換器のサイズが大きくなると，定性的に応力レベルは上がるので，大型化とは相反する課題ではあるが，種々の解析や実証を経て，大型化を実現しながら熱応力を緩和する方法として，コアを複数に分割する事を考案した。図８,９に示した機器にも採用している。

7.3　コスト

空気分離におけるアルミニウム合金製プレートフィン式は業界標準になるほど仕様と形式がベストフィットした分野であるが，ステンレス鋼の場合は他形式の熱交換器と競合する事が多く，他形式の熱交換器に比べるとコスト高だと言われることが多い。　これは，顧客仕様に応じて，個別製品にて対応しているため，設計・購買・製造において，ある程度の共通化は図っているものの劇的にコストが下がるほどの共通化や自動化ができていないためと考える。

一方で，ステンレス鋼製で対応する必要がある仕様は，コンパクトにはなるものの他形式で十分な場合も多い。これはプレートフィン式の特長として温度効率が高くとれるという優位性を活用していないためでプロセススペックを変更して頂く事も含め，一歩踏み込んだ提案も必要であると専業メーカーとしては感じている。

8．まとめ

世界的なエネルギー問題や，地球温暖化防止などの環境問題を背景として，コンパクト熱交換器の需要は今後も高いと考えている。耐久性に関しては答えきれていない点も自覚しており，より信頼性の高い製品を安定供給する事はメーカーとしての使命であり，今後もプレートフィン式やミリチャンネル式を基軸に設計・製造技術のさらなる向上を図っていく所存である。

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

特集：ボイラ，熱交換器

GTCCにおけるボトミングサイクルの熱交換器
Heat Exchangers for GTCC Bottoming Cycle

奥山 知視[*1]　佐藤 健二[*2]
OKUYAMA Tomomi　SATO Kenji

キーワード：コンバインドサイクル，熱交換器，復水器，給水加熱器，復水予熱器，効率
Key Words：Combined Cycle, Heat Exchanger, Condenser, Condensate Pre-heater, Feedwater Heater, Efficiency

1．はじめに

ガスタービンコンバインドサイクル発電は，石炭を燃料として使用する従来の火力発電に比較し効率が高く，二酸化炭素発生量が少ない発電方式として国内外で導入が進んでいる。

ガスタービンコンバインドサイクルにおいては，ガスタービン自身による発電に加えて後流にHRSG（排熱回収ボイラ, Heat Recovery Steam Generator）を配置し蒸気を発生させ，発生した蒸気を蒸気タービンへ供給し発電を行うことにより高効率を実現している。

HRSGと蒸気タービンから構成される水・蒸気サイクルはボトミングサイクルと呼ばれ，ガスタービンの排熱を有効利用し，高い発電効率を実現するために，各種熱交換器が設置される。

本稿では，ボトミングサイクルにおける熱交換器の構成とそれぞれの熱交換器設計の技術動向について記述する。

2．ボトミングサイクル

ガスタービンコンバインドサイクルのT－S線図は，図１の通り，温度の高い領域の熱エネルギーを使って発電を行うガスタービンサイクル（ブレイトンサイクル）と温度の低い領域の熱エネルギーを使って発電を行うボトミングサイクル（ランキンサイクル）の２つの領域で発電を行う。サイクル全体の効率を高めるには，２つの領域間およびボトミングサイクル下の空白域を極力小さくするように機器を構成する必要がある。

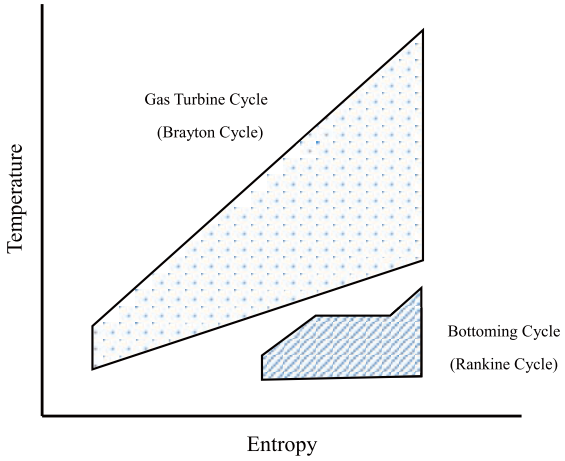


Fig. 1　Gas Turbine combined cycle T-S diagram

一般的なボトミングサイクルの系統構成は図２の通り，ガスタービンの排ガスはHRSGを通過，排ガスの熱エネルギを利用し蒸気を発生させる。発生した蒸気は蒸気タービンへ供給，蒸気タービン出口に設置された復水器で真空近くの圧力まで膨張する。

近年のコンバインドサイクルプラントにおいては，軸受冷却水の高温戻り水と復水を熱交換させる復水予熱器といった熱交換器を設置したり，蒸気タービンからの抽気蒸気を使って復水を加熱する給水過熱器を設置することにより，HRSGの発生蒸気量を増加させている。

また，HRSGから高温の給水を抽水し，その熱量で燃料ガスの加温を行う燃料ガス加熱器を設置し，燃料ガス流量を低減，更なる高効率化を図っている。

3．コンバインドサイクル用復水器

3.1　設置目的

復水器の設置目的は，蒸気タービンの出口圧力を下げ，蒸気タービンでより大きな熱エネルギーを回収することである。図１のT-S線図において，復水器圧力を下げることは，ボトミングサイクルの下端となる温度を下げ，

原稿受付　2018年２月５日
＊１　東芝エネルギーシステムズ㈱
火力コンバインドサイクル技術部
〒230-0045　横浜市鶴見区末広町２－４
＊２　東芝エネルギーシステムズ㈱
タービン機器部
〒230-0045　横浜市鶴見区末広町２－４

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

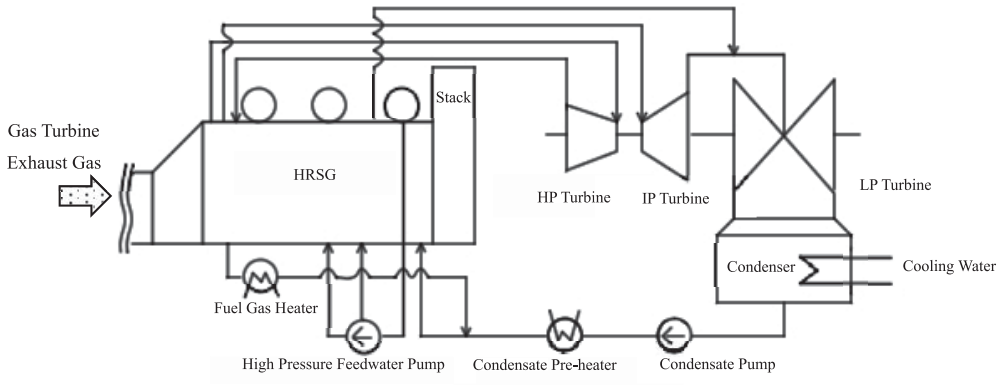


Fig. 2　Example of bottoming cycle flow diagram

ボトミングサイクルの領域の面積が大きくなる＝回収出来る熱エネルギーが大きくなることにつながる。

3.2　復水器周り系統構成

コンバインドサイクル用復水器は，海水もしくは冷却塔からの淡水を冷却水として用い，蒸気タービン排気蒸気とチューブ表面を介して熱交換させることにより，排気蒸気を凝縮させ，復水器内を真空に近い圧力まで下げることが出来る。復水器内では図３の通り冷却水温度が変化，蒸気側は飽和状態になっており，温度が低いほど圧力が低く，より大きな蒸気タービン出力が得られるが，発電所周辺における環境条件（海水温度，大気温度），海洋環境保護のための冷却用海水量・冷却水温度上昇制限，経済性を考慮して仕様が決定される。

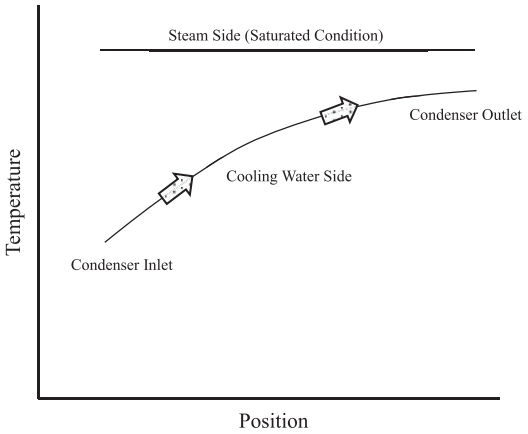


Fig. 3　Temperature variation inside condenser

3.3　配置計画

コンバインドサイクル用復水器は，従来，大型石炭火力発電所向け復水器と同じく，蒸気タービンの下方に復水器を配置していたが，復水器を設置するために掘り込むか，タービン基礎高さを高くする必要が有，近年は，工期短縮ならびに土木建築コストを低減するためタービン軸方向に復水器を配置した軸流排気が用いられるようになってきた。

またガスタービンの大型化に伴い，HRSG発生蒸気量も大きくなってきており，排気口が１つしかない軸流排気の蒸気タービンでは受けきれない場合も出てきている。そのような場合，蒸気タービンは複流もしくは四流排気となるが，タービン基礎台高さを抑えることができるよう，図４のように復水器を蒸気タービン軸と平行に配置し，排気を軸直角方向に出す側方排気復水器が用いられるようになってきている。

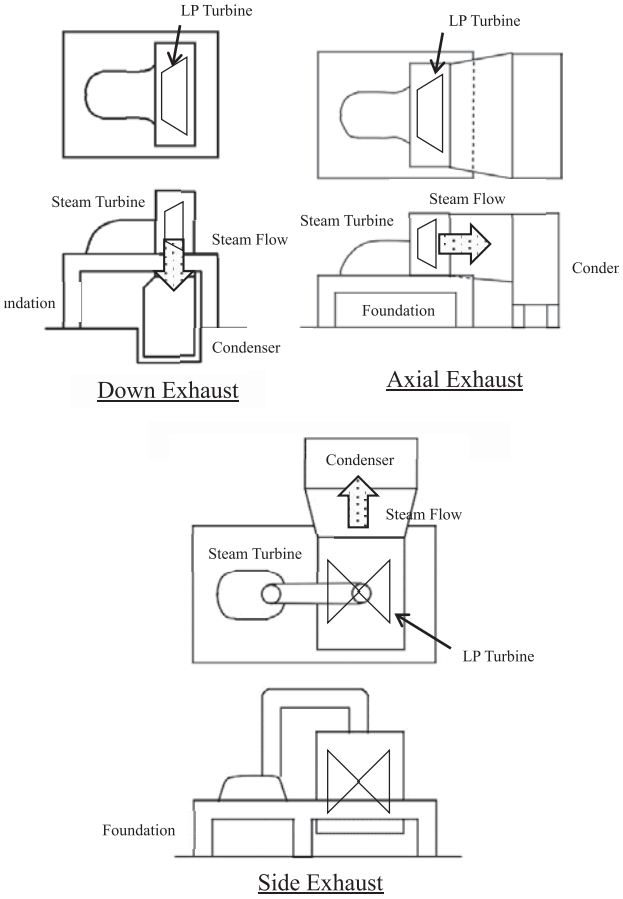


Fig. 4　Selection of steam turbine exhaust direction

3.4　側方排気復水器の構造

側方排気復水器は，図５のように蒸気タービンの側面に配置され，蒸気タービン軸直角方向に蒸気を排気し接続ダクトを介して復水器本体に排気する。

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

復水器本体では，冷却水を水室から管束へと流し，チューブ表面で蒸気タービンからの排気蒸気と熱交換させることによって蒸気を凝縮，復水器内を真空に近い圧力に維持する。

蒸気タービンの運転中，蒸気タービンの排気室～復水器内は絶対真空に近い圧力となるため，外気との圧力差のため数百トンの大きな真空荷重が作用する。蒸気タービンと復水器接続ダクトをフランジ等剛性の高い構造で直接接続した場合には，真空荷重がダクト接合部内でキャンセルされ，蒸気タービンおよび復水器の基礎固定部に真空荷重を考慮する必要がなくなる一方，運転中の熱伸びなどによる蒸気タービンおよび復水器側のレベル変化が蒸気タービンの運転に影響を及ぼさないように配慮する必要がある。

蒸気タービンと復水器接続ダクトの接続にエキスパンションなど変位を吸収する構造を用いる場合には，復水器側レベルが変化しても蒸気タービンに影響を及ぼすことはなくなるが，蒸気タービンおよび復水器の基礎固定部は真空荷重に耐えられるような設計とする必要がある。

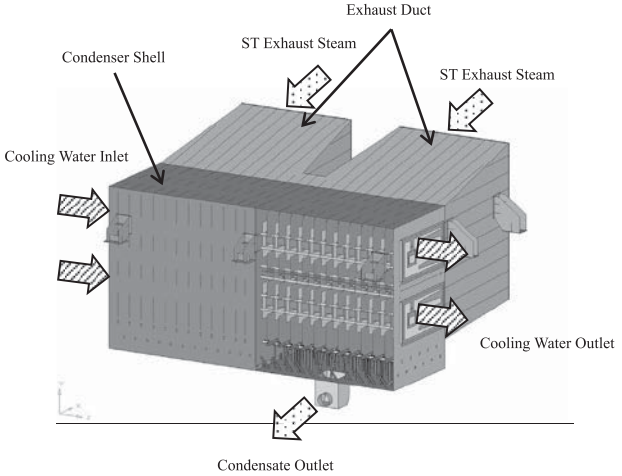


Fig. 5 Configuration of side exhaust condenser

4．その他熱交換器

4.1 燃料ガス加熱器

一般的にガスタービン内では燃焼温度が一定になるように燃料ガス流量を調整し運転が行われるが，燃焼器へ送る燃料をサイクル内の熱源を利用し予め加温することにより，必要な燃焼温度にするための燃料ガス流量が低減され，サイクル全体の効率を向上させることが出来る。

燃料ガス加温を行う熱源の１つとしては，HRSGの節炭器から温水を抽水し，燃料ガスと熱交換させ加温する方式がある。図６に燃料ガス加熱器の構造について示す。HRSG節炭器からの抽水で燃料ガスを加温する場合の熱交換器として一般的には，横置きのシェル＆チューブ型熱交換器が用いられ，万一，運転中チューブに不測の漏洩が発生した場合にもガスタービンに流入することがないよう，シェル最下点にはドレン検出器が設置される。

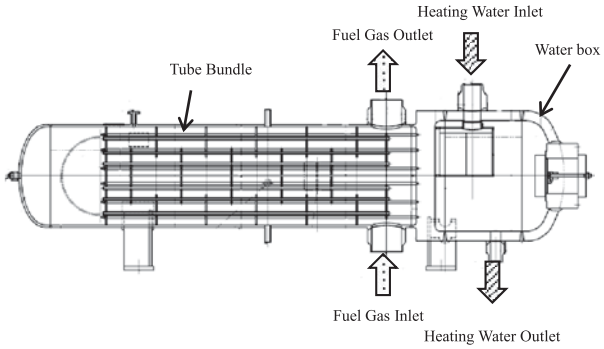


Fig. 6 Configuration of fuel gas heater

4.2 復水予熱器

HRSGではガスタービンの排ガスの熱を利用し蒸気を発生させているが，HRSGへ供給する復水を予め他の熱源を使って加温しておけば，同じ排ガス熱量で発生させられる蒸気量が増加し，蒸気タービン出力が増加，サイクル全体の効率を向上させることが出来る。

図７に示すように復水を加温する熱源の１つとしては，タービン潤滑油からの熱を吸収した冷却水が用いられ，横置きのシェル＆チューブ型熱交換器内で熱交換が行われる。

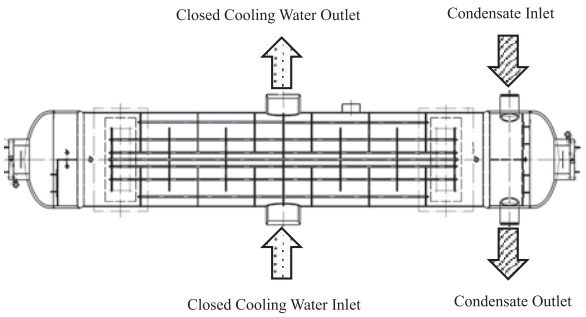


Fig. 7 Configuration of condensate pre-heater

5．まとめ

ガスタービンコンバインドサイクル発電所の効率向上においては如何に熱を無駄なく利用するかが重要であり，ボトミングサイクルの各種熱交換器は非常に重要な役割を果たしている。環境負荷低減のためガスタービンコンバインドサイクルには更なる効率向上が求められており，今後も系統構成，熱交換器設計改良が行われていくと予想される。

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

特集：ボイラ，熱交換器

廃熱利用機器　吸収式冷凍機の技術動向

Technology trends of Absorption Chillers

牧田 和志*1
MAKITA Kazuyuki

キーワード：吸収，冷凍機，コージェネレーション，廃熱，統合制御
Key Words：Absorption, Chiller, Co-generation, Waste heat, Integrated control

1．はじめに

本号特集タイトルは「ボイラ・熱交換器」であり，本稿のタイトルは「吸収式冷凍機の紹介」である。読者諸兄の中にはかなりの違和感を覚えられる方もいるかもしれないが，ガスタービンコージェネレーションシステムにおいて，下流での熱利用に使用される機器と言う観点では，ボイラ・熱交換器と吸収式冷凍機は同じであり，かつ吸収式冷凍機も広義には熱交換器の一種であることから，今回執筆の依頼をいただいた。多くの読者諸兄にとって異分野と思われるので，出来るだけ興味を持っていただけるように，吸収式冷凍機の原理や特徴および技術動向を紹介したいと思う。

2．コージェネレーションシステムについて

コージェネレーションという言葉は，国内では一般化しているが，熱電併給と呼ばれることもある。コージェネレーションシステム（以下CGSという）とは，熱電併給という文字の示す通り，１つの一次エネルギーから電気と熱の複数のエネルギーを生産し供給するシステムを指し示す。

一般的には，ガスタービン，ガスエンジン，ディーゼルエンジンなどの内燃機関で発生した動力を発電機によって電力に変換すると同時に，排ガスの熱を排ガスボイラ，熱交換器などを用いて熱回収し，二次系統に供給する。また，電力と熱の発生割合の違いから，ガスタービンの用いたシステムは産業用途など熱需要が多い場合，エンジンを用いたシステムは電力需要が多い場合に適しているといわれている。

図１にガスタービンを用いたCGSの模式図を示す。ガスタービンから排出された高温の排ガス（500℃程度）は，排ガスボイラ（HRSG：Heat Recovery Steam Generator）で蒸気に変換される。排ガスボイラで発生した蒸気は，そのまま工場プロセス用途に供給されたり，暖房用途として供給されたり，あるいは熱交換器を通じて温水に変換し給湯や暖房用途として供給するといった温熱としての利用の他に，蒸気タービンを駆動し更に

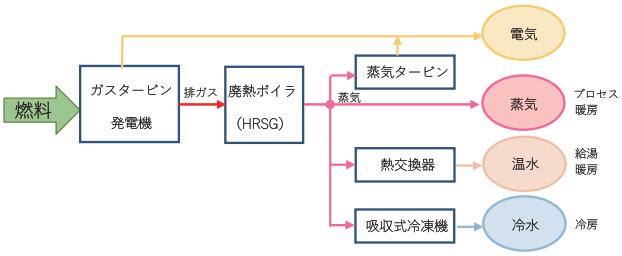


Fig. 1　Diagram of cogeneration system

発電用途（いわゆるコンバインドサイクル：Combined Cycle），あるいは吸収式冷凍機を通じて冷水に変換して冷熱として利用することもある。

冷熱は，７℃程度の冷水として供給され，利用用途としては，建屋の冷房の他に工場でのプロセス冷却に使用されることもある。また，ガスタービンと組み合わせる際には吸気冷却用に使用されることもある。

このようにCGSでは，上流で発生した廃熱をカスケード的に（滝のように）段階的に利用して，需要家の負荷要求に合わせて，電気，熱（蒸気，温水，冷水）を供給する。システム全体の効率を考えると，発生した廃熱は，できるだけ回収して最終的には可能な限り低い温度（環境温度に近い温度）で排出することが望ましい。従って廃熱利用機器（熱交換器，吸収式冷凍機など）には，可能な限り低温“での”熱回収が可能なこと，可能な限り低温“まで”熱回収が可能なことが望まれる。

3．吸収式冷凍機について

3.1　原理（単効用形）

一言でいうと吸収式冷凍機は，熱源で加熱することで，冷水を供給する機械である。ご存知ない方は，摩訶不思議に思われるかもしれないので順を追って説明したい。

冷水を供給することを目的とした冷凍機（Chiller）は，電気圧縮式冷凍機と吸収式冷凍機に大別される。簡単のため電気圧縮式冷凍機から説明する。図２に示すように，電気圧縮式冷凍機は蒸発器，凝縮器，および圧縮機で構成され，機内には冷媒が封入されている。電気圧縮式冷凍機のサイクルは，冷媒のp-h線図上に図のように表すことができる。蒸発器（①→②）では，冷媒は冷水から熱を奪い蒸発する。冷水は熱を奪われることで温度が低

原稿受付　2017年12月25日
＊1　川重冷熱工業㈱　技術総括室開発部
〒525-8558　草津市青地町1000番地

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

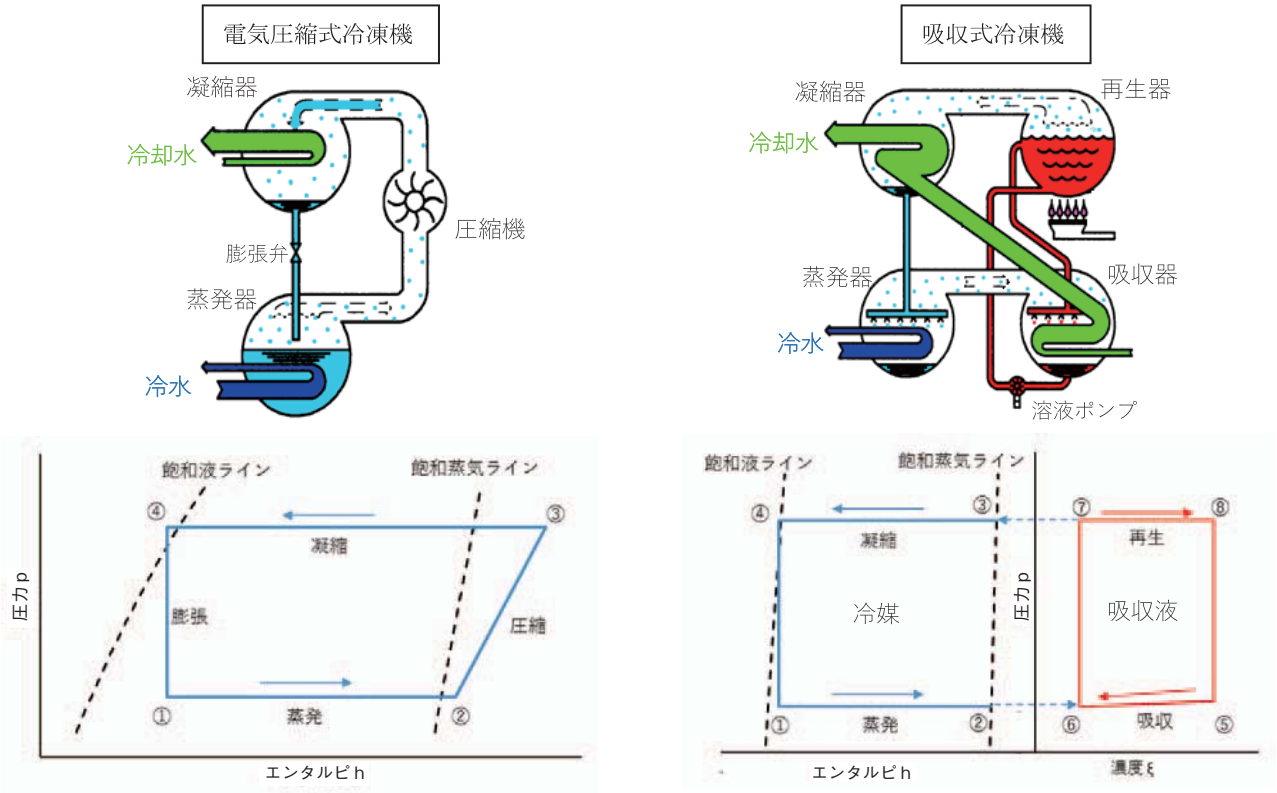


Fig. 2 Comparison between electric chiller and absorption chiller

下する。冷やされた冷水は負荷装置に送られ利用される。圧縮機（②→③）では，蒸発器で蒸発した冷媒を加圧圧縮し，圧力を上げて凝縮器に送る。凝縮器（③→④）では，昇圧された冷媒の熱を冷却水に捨てることで冷媒を凝縮させる。凝縮した冷媒は，膨張弁を介して蒸発器に返る（④→①）。このように，冷凍機では，蒸発器と凝縮器という２つの圧力が異なる容器内における冷媒の相変化温度（飽和温度）の違いを利用して，低温部で吸熱して（物を冷やして），高温部で放熱する。この温度が低いところから高いところに熱をくみ上げるという作用が，低所から高所に水をくみ上げるポンプのようであるので，冷凍機のことをヒートポンプともいう。物を冷やしたり，温めたりする機器にはよく冷凍サイクルが用いられる。例えばルームエアコン，冷蔵庫，ヒートポンプ給湯機などは，全て冷凍サイクルを採用している。ヒートポンプ給湯機など加熱用途の場合は凝縮器側の熱を負荷側で利用する。冷媒には，いわゆるフロンや炭化水素，二酸化炭素などが使わる。使用する冷媒の種類や，使用温度により，蒸発器，凝縮器の圧力はさまざまなものがある。

次に，吸収式冷凍機について説明する。吸収式冷凍機は，基本的に蒸発器，吸収器，再生器，凝縮器の４つの容器で構成されている。電気圧縮式冷凍機と比べると，圧縮機の代わりに吸収器，再生器を配置した形である。また，機内には冷媒および吸収液が封入されている。一般的な吸収式冷凍機では，冷媒には水，吸収液には臭化リチウム水溶液を用いる。冷凍サイクルの図は左側に冷媒系のp-h線図，右側に吸収液系の圧力-濃度線図を示す。

冷媒系の蒸発器，凝縮器については電気圧縮式も吸収式も同じである。異なるのは，冷媒の昇圧の仕方である。吸収式冷凍機の場合，吸収液による冷媒の吸収，再生（分離）という過程で冷媒を圧縮する。吸収液に用いる臭化リチウム水溶液は非常に高い吸水性を持ち，これを冷凍サイクル内では50 ～ 65%程度の高い濃度で使用する。吸収器（⑤→⑥）では，濃度の高い吸収液（⑤）に，蒸発器で蒸発した冷媒（②）が吸収され，吸収液の濃度は低下する（⑥）。この時，混合熱が発生するので，発生した混合熱は冷却水で取り除かれる。濃度が低下した吸収液は，溶液ポンプを介して再生器に送られる。再生器（⑦→⑧）では，外部から熱を加えて，薄い吸収液を煮詰めて，冷媒（水）蒸気と濃い吸収液に分離（これを再生という）する。分離された冷媒蒸気は，凝縮器へ送られ（③），濃い吸収液は吸収器へと送られる（⑧→⑤）。以上のサイクルを連続させることによって，安定して冷水を取り出すことが可能となる。

吸収式冷凍機の熱源に求められる温度は，被加熱流体である再生器内の吸収液温度（再生温度）以上であればよく，熱源として様々な熱を自由に選択することができる。（たとえば，燃焼熱，蒸気，排ガス，温水，工場廃熱など）

3.2　多重効用形

これまで説明してきた単効用形（または一重効用形ともいう）吸収式冷凍機では，再生器で再生した冷媒蒸気が凝縮器で凝縮する際の凝縮熱は全て冷却水に捨ててい

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

た。この捨てられている凝縮熱を利用して，効率向上を図ったのが二重効用形である[1]。

二重効用形では，図３のように圧力が異なる２つの再生器を具備し，圧力が高い再生器（高温再生器）を外部熱源で加熱する。そして，高温再生器で発生した冷媒蒸気を圧力が低い再生器（低温再生器）の加熱に用いる。

通常，冷凍出力 3.516 kW（冷凍空調分野では，3.516kWを１米国冷凍トンと呼び，USRTまたは単にRTと表記する）当たり，蒸発器での冷媒の蒸発量は約５kg/hであり，これと等量の冷媒を再生器で再生する必要がある。単効用形では１つの再生器で５kg/hを，二重効用形では高温再生器で３kg/h，低温再生器で２kg/h合わせて５kg/hを再生する。つまり，二重効用形では単効用形に比べ外部加熱による再生量が６割で済むので，外部加熱量も６割で良い。また，凝縮器での冷媒凝縮量も5 kg/hから２kg/hに減るので，その分だけ冷却水への放熱量が減り冷却塔の容量も小さくて済む。

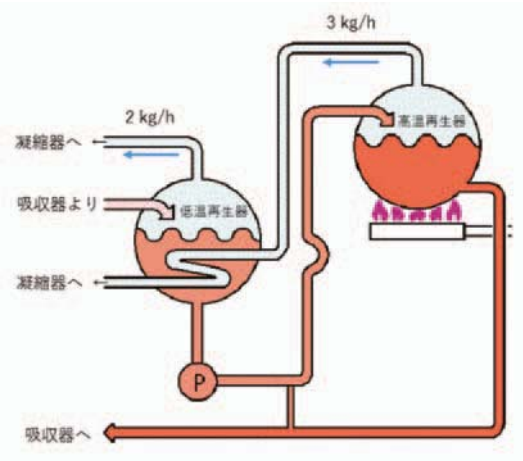


Fig. 3　Generators of doble-effect absorption chiller

二重効用形に対し再生器を追加して，さらに効率を上げた三重効用形も実用化されている[2]。三重効用形では，図４のように高温・中温・低温の３つの再生器を具備し，最も圧力が高い高温再生器を外部熱源で加熱する。そして高温再生器で発生した冷媒蒸気を一段圧力が低い中温再生器の加熱に使い，中温再生器で発生した冷媒蒸気をもう一段圧力が低い低温再生器の加熱に使う。このように３段階に熱を利用することで，先ほど同様５kg/hの冷媒蒸気を再生する場合には，高温再生器で1.9 kg/h，中温再生器で1.6 kg/h，低温再生器で1.5 kg/hの割合で再生することになる。この時の外部加熱量は，単効用と比べると約４割で済むということになる。

ところで，吸収液を冷媒蒸気で加熱するということは，冷媒蒸気の温度は被加熱吸収液よりも高くなければならない。凝縮器での凝縮温度は，冷却水温度に支配されるが，一般的には約40℃である。この時，（低温）再生器での再生温度は70℃程度（吸収液濃度により変わる）となる。従って加熱側の温度は，80 ～ 90℃程度必要ということになる。二重効用形の場合，この加熱側には，高温再生器で再生した蒸気を使うので，その冷媒蒸気は80℃（飽和温度）以上の温度が必要になる。この時の高温再生温度は150℃程度となる。三重効用形の場合は，もう一段階圧力，温度を上げる必要があり，高温再生温度は200℃程度となる。

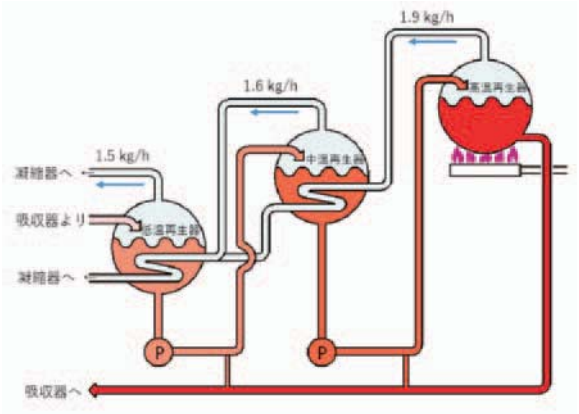


Fig. 4　Generators of triple-effect absorption chiller

表１に吸収式冷凍機で利用可能な熱源の例をまとめる。ここで，COP（Coefficient Of Performanceの略，成績係数ともいう）は，冷凍機のエネルギー消費効率の目安となる係数で，COP=（冷凍出力（kW））/（入力エネルギー量（kW））で表される。つまり，COPが大きければ少ない入熱で同じ冷凍出力が得られるということになり，エネルギー効率が良いことを示す。また，分母も分子も冷凍機にとっては入力であるので，通常の熱効率とは異なり，COPは１を超え得る。

Table 1　Examples of available heat sources

	COP※	再生温度（吸収液最高温度）	利用可能な熱源 例
単効用形	0.8	80℃	低圧蒸気（0.1 ～ 0.2MPaG） 温水（90℃程度）
二重効用形	1.2 ～ 1.6	150℃	燃焼熱（ガス，油など） 蒸気（0.6 ～ 0.8MPaG） 排ガス
三重効用形	1.9 ～ 2.0	200℃	燃焼熱（ガス，油など） 蒸気（2.0MPaG ～）

※　冷水7℃取出し，冷却水入口32℃のとき

通常は燃料の燃焼を熱源とする冷凍機のCOPは，その燃料の発熱量を分母とし，温水などを熱源とする冷凍機のCOPは，再生器に与えた熱量を分母とする。今回は単効用と多重効用のエネルギー消費の比較が目的であるので，後者に統一している。

この表によれば，温度の高い熱源は多重効用形を使用して冷熱を得ることが効率がよく，他に使用用途がない温度が低い廃熱については，単効用形冷凍機を使用すれば，冷熱を得ることが可能ということが分かる。

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

3.3　吸収式冷凍機の特徴

3.3.1　水冷媒

吸収式冷凍機に使用されている水冷媒は，機外に排出された場合でも，オゾン層・地球温暖化に影響を与えない，環境にやさしい自然冷媒である。環境にやさしい冷凍機ということで，吸収式冷凍機はナチュラルチラーとも呼ばれている。

3.3.2　安全性

水冷媒は，一般の冷凍機で使用されている冷媒の中で，その飽和圧力が最も低い冷媒である。運転時に最も圧力が高くなる再生器でも，その圧力は大気圧以下（三重効用形の高温再生器を除く）であるので，容器の圧壊や爆発の危険性がなく，万一容器に割れなどが生じた場合でも内容物である冷媒や吸収液が外部に漏れ出る可能性が低く安全性が高い。また，容量に関係なく取扱い資格不要で運転ができることも特徴の一つである。

3.3.3　熱源多様性，省電力

吸収式冷凍機は熱駆動の冷凍機として最もポピュラーであり，広範囲の温度帯の熱を利用し，冷熱の製造が可能である。前述の燃料燃焼熱，蒸気，各種廃熱はもとより，再生可能エネルギー（太陽熱や地熱）など多様なエネルギーを熱源として利用可能である。またこれらの熱源は組み合わせて利用することもできる。たとえば，太陽熱と燃料の燃焼を組み合わせることで，再生可能エネルギーを最大限利用しつつ，太陽熱の不安定性を燃料でバックアップすることで安定した冷熱供給が可能である。

また，電力をほとんど使用せずに冷熱供給が可能な点も特徴の一つである。

4．吸収式冷凍機の技術動向

4.1　吸収式冷凍機の黎明期

国内における吸収冷凍技術による空調用途の工業化は，1958年に当時の汽車製造㈱がパッケージタイプ吸収冷暖房機14 kW（4RT）を製造したことに始まる[3]。1959年には大形の蒸気吸収式冷凍機703 kW（200 RT）が製作され，工業用およびビル用に設置された。吸収式冷凍機の効率向上のため，再生器を二重効用化する試みは1961年アメリカで行われており，国内では1965年に実現された。これによって，国内の吸収式冷凍機の技術は世界の水準に達したものとみることができる。燃料直接加熱による二重効用吸収式冷凍機は，1668年に世界に先駆けて，日本で冷房容量211 kW（60 RT）のものが完成されており，ここで日本の吸収式冷凍機の工業化技術は世界をリードする立場に至った。以後，国のLNG普及促進などのエネルギー政策もあり，吸収式冷凍機は主にガス冷暖房機器として発展していくことになる。

4.2　最新の吸収式冷凍機

4.2.1　高効率化技術

燃料直接加熱による，最新の二重効用形と開発初期の二重効用形を比較した場合，最新の機械は，開発当初に比べ55%の燃料消費量で，同じ出力を得られるようになっており，高効率化が進んでいることがよく分かる。この高効率化の進展のために使用された技術には後述のようなものがある。

また，近年では定格負荷（最大負荷）のみならず部分負荷での効率も重視されるようになってきており，IPLV（Integrated Part Load Value：期間成績係数）という考え方が導入されるようになってきた。日本では，2010年９月に日本冷凍空調工業会規格 JRA4062「空調用熱源機の期間成績係数算出基準」が制定されている。

以下，定格負荷，部分負荷を含めて効率向上に寄与する技術について，説明する。

1）**サイクル内部の熱回収**　各部で使われずに捨てられていた熱を徹底的に熱回収する。

　ⅰ）**溶液熱交換器の温度効率向上**　吸収式冷凍機には，熱効率を上げるために高温の吸収液と低温の吸収液の熱交換を行う溶液熱交換器が標準で装備されているが，最新のプレート式溶液熱交換器はコンパクトかつ温度効率が高く，無駄なく内部熱を回収できるようになった。

　ⅱ）**冷媒ドレン熱回収**　低温再生器の熱源として利用した後の冷媒ドレンは，まだ相当の高温にあるためこれを吸収液の予熱に使い熱回収することで冷凍機の効率向上に寄与。

　ⅲ）**燃焼排ガス熱回収**　燃料直接加熱の場合は，排ガス熱回収器により熱回収を行うことで所謂ボイラ効率を向上

2）**サイクルの改良**　圧力の異なる２組の蒸発器と吸収器を有する二段蒸発二段吸収サイクル（図５）により，吸収器における吸収液の濃度幅を大きくとれ，循環吸収液量を減らすことができるので，加熱量の削減が可能。

3）**吸収液循環量の最適化**　吸収液循環ポンプをインバータ制御することで機械の運転状態（負荷率など）に応じた最適な吸収液循環量に制御し，主に部

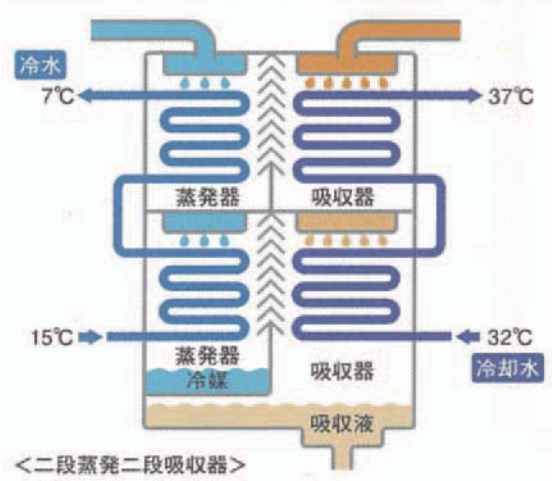


Fig. 5　2 stage evaporation/absorption cycle

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

分負荷での効率を改善。

4）**燃焼装置ターンダウンレシオ拡大**　従来ON-OFF制御を行っていた低負荷領域でも燃焼状態を維持したまま負荷制御が可能になるため，プレ・ポストパージに伴う熱ロスを低減。

4.2.2　コンパクト化技術

吸収式冷凍機は，高効率化と共にコンパクト化も追及され発展してきた経緯がある。高効率化とコンパクト化は，共通する技術で成し遂げられることも多い（前項1-ｉ，2)。ここでは，これら以外のコンパクト技術について説明する。

1）**伝熱管口径，管群配列の最適化**　吸収式冷凍機を構成する蒸発器，吸収器，凝縮器，再生器の熱交換器要素は，シェル&チューブ構造が一般的に採用されている。ここに利用されている伝熱管の伝熱管口径，管群配列の最適化を図ることで，単位容積あたりの伝熱面積密度を高くすることができ，コンパクト化が図られる。

2）**高性能伝熱管**　上記熱交換器要素の伝熱管には，高性能伝熱管が使われることがある。高性能伝熱管には，フィンチューブ，コルゲートチューブ，また表面に独立突起を有するもの，内面に傾斜リブを有するものなど様々なものが提案されている。各熱交換器要素の仕様に合わせて最適な高性能管を採用することで，熱交換器要素の伝熱性能向上，コンパクト化に寄与することができる。

4.2.3　廃熱利用技術

3.3.3項で述べたように吸収式冷凍機は，多様な熱源に対応可能である。ここでは，いくつかの例を紹介する。

1）**複数熱源対応**　CGSからの廃熱利用では，従来，温水を熱源とする単効用機が用いられていた。しかし，これだけで冷熱負荷をまかなうことはほとんどなく他の吸収式冷凍機を併設するケースがほとんどであった。そこで考案されたのが，複数の熱を１台の吸収式冷凍機に投入するシステムで，数種類のシステムが実用化されている。

まず実用化されたのが，“燃料”と“温水”を熱源としたシステムでジェネリンクと呼ばれている。ジェネリンクという言葉は，コージェネシステムとリンクするということから生まれた造語であるが，現在では冷凍空調業界では，ほぼ一般化している。

ジェネリンクは，従来システムと比較して（図６），設置スペースが低減できる他に，設置施工，制御，保守管理なども簡素化されることによるコストメリットが期待できる。また，冷熱負荷に対しCGSの廃熱が不足した場合や，原動機の点検作業で廃熱が全く供給されない場合でも，燃料でバックアップするため安定して冷熱を供給することができる。さらに，廃熱を優先的に使用し，冷熱負荷が少ないときには，廃熱のみで冷熱供給も可能で，冷熱負荷が多くなるにしたがって，必要量のみ燃料を燃焼するので，燃料の消費は必要最小限にとどめることができる。

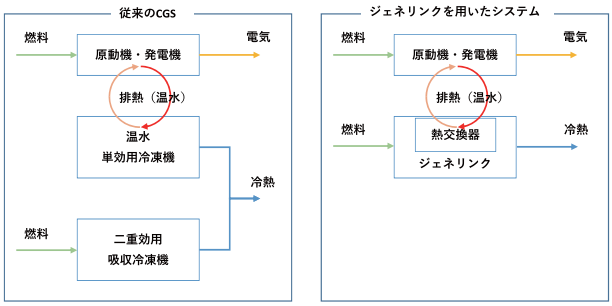


Fig. 6　Comparison between conventional system and Gene-link system

発売当初は，廃熱のみでの冷熱供給は，定格冷熱供給能力の10～15%程度であったが，廃熱を可能な限り飲込ませて燃料使用量を可能な限り低減したいという要求が大きくなり，最近では，実に定格冷熱供給能力の60%の負荷まで冷熱供給が可能な超省エネルギー型ジェネリンクが商品化されている（図７）。

ジェネリンクは，CGS廃熱だけでなく，太陽熱由来の温水や，工場廃熱に利用されるなど，広く普及していっている。

ジェネリンクからの派生として，“燃料”“排ガス”“温水”の３つの熱を１台の吸収式冷凍機に投入するシステムも実用化されている。従来タイプのジェネリンクでは，ガスエンジン等から排出される排ガスの熱は一旦温水に変換してから，ジェネリンクへと投入されていた。これを排ガスと温水を分けて冷凍機に投入することで，温度の高い排ガスは，高温再生器部分の加熱に使い，温度の低い温水は低温再生器部分の加熱に使うといったように，違う部分の加熱に利用することができる。高温再生器部分の加熱に使うことにより高温の廃熱（排ガス）は二重効用で作用することになるので，効率よく冷熱を

Fig. 7　Latest Gene-link（super energy saving type）

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

供給できるシステムとなっている。

2）**排ガス直接投入形**　ガスタービンを用いたCGSでは，図１で説明したように，HRSGで蒸気発生させることが多いが，蒸気需要がないまたは少なく，冷水や温水需要が多いといったケースもある。このようなケースでは，HRSGおよびその付帯設備を省略したり規模を縮小して，余った排ガスを直接冷凍機に投入して冷温水を供給することが検討される。

図８に示す排ガス直接投入形吸収式冷凍機は，高温のガスタービン排ガスを二重効用として利用し，

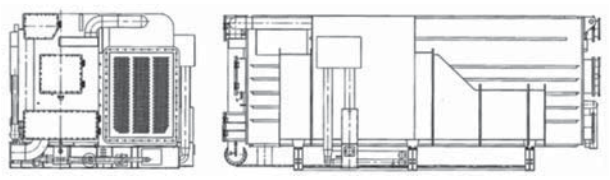


Fig. 8　Exhaust gas fired absorption chiller

効率よく冷熱を得ることが可能である。

4.2.4　統合制御

最新の吸収式冷凍機では，冷凍機本体のみならず周辺補機類まで含めた制御出力を冷凍機の制御盤から出力可能なものがある。補機まで含めて制御することで，システム全体をその時々の運転状況に合った最適な状態で高

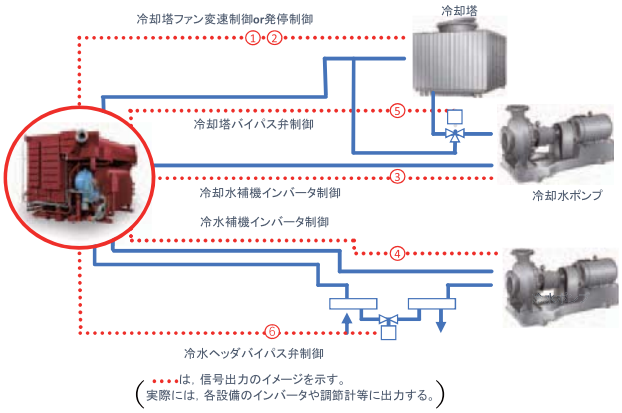


Fig. 9　Integrated energy-saving control system of air conditioning equipment

効率運用をすることが可能である。（図９）

また，制御出力だけでなく補機用のインバータやリアクトル，継電器などの電源設備もパッケージ化したものも商品化されている。この商品は，新設の場合は勿論，既設の設備にも導入可能で，さらに台数制御機能も備えている。

近年は，さらに広範な統合制御技術として，冷凍空調設備を含めた設備機器を一括管理する，BEMS（Building Energy Management System）に代表されるエネルギー管理システムが普及しつつある。BEMSでは，ModbusやLonworksといった様々な通信規格が利用されるが，最近の吸収式冷凍機はこれらの通信規格に対応したデータ通信が可能となっている。

5．おわりに

2014年４月に閣議決定した第四次エネルギー基本計画では，「天然ガスは，各分野における天然ガスシフトが進行する見通しであることから，その役割を拡大していく重要なエネルギー源」と位置付けられた。また，「コージェネレーションは，熱電利用を同時に行うことによりエネルギーを最も効率的に活用することができる方法の一つであり，建築物や工場，住宅等の単体での利用に加え，周辺を含めた地域単位での利用を推進することで，コージェネレーションの導入拡大を図っていくことが必要である」とされた。本稿執筆時点では，３年毎の見直しに向けた議論の最中であるが，天然ガスコージェネレーションへの期待は変わらないものと思われる。最近では，日本版シュタットベルケ（地域エネルギー事業者）なる新しいビジネスモデルも検討されており，今後はますます，天然ガスシフト，エネルギーの地産地消，コージェネレーションの導入拡大の動きが加速されていくものと予想される。

温熱を冷熱へと変換することができる吸収式冷凍機は，ガスタービンをはじめとする分散化電源機器との相性は非常に良い。本稿が，吸収式冷凍機の特徴の理解に役立ち，ひいては天然ガスコージェネレーションの導入検討や省エネルギー化の一助となれば幸いである。

参考文献

(1)　㈳日本冷凍空調工業会，ガス吸収冷温水機・吸収冷凍機新しい運転管理の実務　第7版（2007.10）.
(2)　五島洋介，三重効用吸収冷温水機，冷凍，第83巻第967号（2008），pp. 29-34.
(3)　㈳日本冷凍空調学会，炎で冷やした半世紀（2002.3）.

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

特集：ボイラ，熱交換器

排熱回収ボイラの保守・運用
Maintenance and Operation of HRSG

安藤 均*1
ANDO Hitoshi

キーワード：コンバインドサイクル，排熱回収ボイラ，経年化，日間起動停止
Key Words：Combined Cycle, Heat Recovery Steam Generator, Aged Deterioration, Daily Start and Stop

1．緒言

東北電力株式会社東新潟火力発電所（以下，東新潟火力）は，国内で最初に「事業用コンバインドサイクル発電（以下，コンバインドサイクル）」を導入したコンバインドサイクル発祥の地であり，長期にわたり，電力の安定供給と発電効率の向上に取り組んできた。

東新潟火力におけるコンバインドサイクル初号機となる3-1号系列は1984年（昭和59年）に営業運転を開始しており，33年間が経過している。定期点検を除き，長期の休止期間も無いことから，コンバインドサイクルとして，運転時間は国内で最長の部類に入るものと思われる。

コンバインドサイクルにおいて，蒸気を発生する機能を担う排熱回収ボイラ（以下，HRSG: Heat Recovery Steam Generator）は，従来型火力発電で使用するバーナを有するボイラ（以下，従来型ボイラ）と比べると，温度・圧力の条件が低いことなどから，トラブルが少ない設備と思われてきた。しかしながら，長期間の使用による経年化や運用の変化に伴い，HRSG特有の不具合が発生している状況にある。今回，東新潟火力における3・4号系列HRSGの運転実績に基づき，運用状況と課題，設備の不具合事例，安全管理検査制度の見直しに伴う定期事業者検査時期の延伸と課題について，それぞれ紹介する。

2．東新潟火力HRSG設備仕様・運用実績

2.1　3号系列

3号系列は，3-1号系列および3-2号系列の2系列で構成されている。1系列あたり蒸気タービン1台に対しガスタービン（以下，GT）3台とHRSG 3台を組み合わせた多軸形のコンバインドサイクルであり，3号系列全体での発電出力は1,210MWである。

3号系列のHRSGは脱気器を有した複圧式（2圧式）である。復水ポンプから，給水予熱器，脱気器を経て，低・高圧系統に分岐し，ボイラ給水ポンプにより給水，加熱することで，蒸気タービンに低圧および高圧の蒸気を供給する（表1，図1参照）。

Table 1　Specification of No.3 series

	3-1号系列			3-2号系列		
	3-1SG	3-2SG	3-3SG	3-4SG	3-5SG	3-6SG
発電出力[MW]	1,210					
種類，伝熱管支持方式	横型自然循環二重圧，自立式					
蒸発量[t/h]（高圧/低圧）	194/61					
圧力[MPa]（高圧/低圧）	（出口）6.7/0.59，（最高使用）7.3/0.68					
温度[℃]（高圧/低圧）	（出口）505/飽和温度，（最高使用）505/170					
加熱面積[m²]（高圧/低圧）	27,350/22,790					
過熱面積[m²]	21,410					
製造者名	三菱重工業㈱（現 三菱日立パワーシステムズ㈱）					
運転開始年月	昭和59年12月			昭和60年10月		

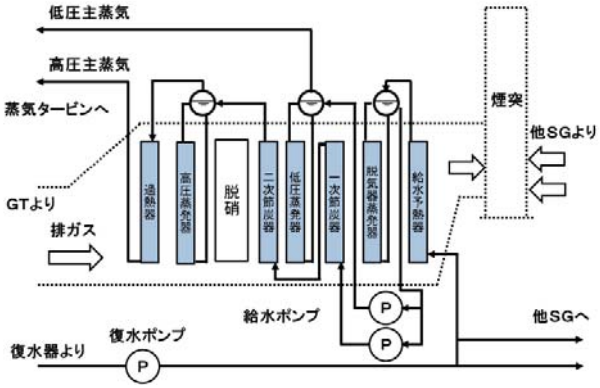


Fig. 1　System Diagram of No.3 series HRSG

3号系列は，営業運転開始当初，コンバインドサイクルが従来型火力発電と比べて熱効率が高かったことから，ミドル～ベース運用機として，需給に応じ，頻繁な起動停止は行わない範囲で負荷調整し運用されていた。その後，4号系列の営業運転開始（平成18年度に全量営業運転開始）等に伴い，日間起動停止（以下，DSS運用）の

原稿受付　2018年1月10日
＊1　東北電力株式会社東新潟火力発電所
コンバインド技術グループ
〒957-0101　北蒲原郡聖籠町東港1丁目1番地155
E-mail: ando.hitoshi.we@tohoku-epco.co.jp

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

ニーズが高まったことから，GTの耐力強化を図るなどにより，３号系列は平成18年よりDSS運用（１系列あたりGT１～２台を起動停止）に移行している。

近年においては，太陽光発電等の自然エネルギの増加に伴い，暦日利用率は低下している傾向にある（表２参照）。また，自然エネルギの出力変動に対応するため，出力変化幅の拡大に対するニーズも高まっており，給電からの負荷調整において，最低負荷低減の試運用を開始している。最低負荷低減にあたっては，GTは負荷が50％を下まわると，排ガス温度が急低下する特性があり，HRSGの発生蒸気温度も急低下し，蒸気タービンロータの疲労寿命に影響することなどが課題となっている。今後，更に出力変化幅を拡大するには，HRSGの発生蒸気はGTの排ガスに依存している原理上，HRSG単体での改良は難しく，GTおよび蒸気タービンにおける技術開発に期待するところである。

Table 2　Operation Results of No.3 series

			H26Fy	H27Fy	H28Fy
3号系列全体 暦日利用率[%]			61.2	59.8	52.7
DSS回数[回]	3-1号系列	1GT・SG	26	27	15
		2GT・SG	27	29	13
		3GT・SG	30	26	18
	3-2号系列	4GT・SG	43	37	26
		5GT・SG	1	4	23
		6GT・SG	41	32	23

		発電時間[時間]※	起動回数[回]※
3-1号系列	1GT・SG	218,543	1,054
	2GT・SG	223,127	945
	3GT・SG	223,934	893
3-2号系列	4GT・SG	211,204	1,039
	5GT・SG	218,749	856
	6GT・SG	213,944	1,072

※平成29年度上期末時点

2.2　4号系列

Table 3　Specification of No.4 series

	4-1号系列		4-2号系列	
	4-1SG	4-2SG	4-3SG	4-4SG
発電出力[MW]	1,700			
種類，伝熱管支持方式	竪型自然循環三重圧，吊下式			
蒸発量[t/h]（高圧/中圧/低圧）	295/75/65		303/75/61	
圧力[MPa]（高圧/中圧/低圧）	（出口）14.1/5.2/0.64，（最高使用）17.1/5.8/0.88		（出口）14.1/4.9/0.64，（最高使用）17.1/5.8/0.88	
温度[℃]（高圧/中圧/低圧）	（出口）569/295/270，（最高使用）572/308/279			
加熱面積[m²]（高圧/中圧/低圧）	16,720/16,280/14,940		17,610/16,670/14,940	
過熱面積[m²]（高圧/中圧/低圧）	21,200/560/560		21,200/520/520	
再熱面積[m²]	8,720			
製造者名	三菱重工業㈱（現 三菱日立パワーシステムズ㈱）			
運転開始年月	平成11年7月		平成18年12月	

４号系列は，４-１号系列および４-２号系列の２系列で構成されている。１系列あたり蒸気タービン１台に対しGT２台とHRSG２台を組み合わせた多軸形のコンバインドサイクルであり，４号系列全体での発電出力は1,700MWである。

４号系列のHRSGは，３号系列とは異なり，脱気器は設置しておらず，複圧式（３圧式）である。復水ポンプから，低圧節炭器を経て，低・中・高圧系統に分岐し，低圧は直接給水，中・高圧はボイラ給水ポンプにより給水，加熱することで，GT（燃焼器冷却用）および蒸気タービンに蒸気を供給，また，蒸気タービンの高圧段で仕事をした蒸気を再熱し，蒸気タービン中圧段に供給する（表３，図２参照）。

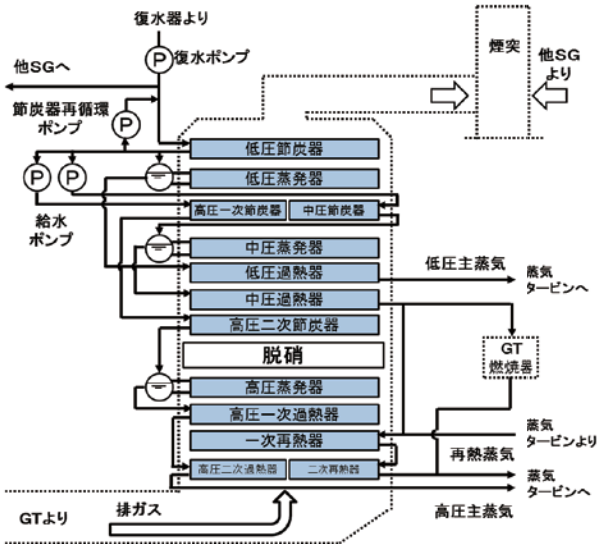


Fig. 2　System Diagram of No.4 series HRSG

４号系列は，営業運転開始当初，熱効率が世界最高水準のコンバインドサイクルであったこと，４-１号系列がミドル～ベース運用の仕様であることなどから，これまでは，需給に応じ，頻繁な起動停止は行わない範囲で負荷調整し運用されてきた。

近年における運用状況は，３号系列と同様，自然エネルギの増加に伴い，暦日利用率は低下している傾向にあり（表４参照），出力変動幅の拡大に対するニーズも高まっている。そのため，４号系列でも，最低負荷低減に向けて，準備を進めている段階にある。また，４-１号系列GT設備の耐力強化など，DSS運用への移行も計画している。

Table 4　Operation Results of No.4 series

		H26Fy	H27Fy	H28Fy
4号系列全体 暦日利用率[%]		78.6	73.1	64.6

		発電時間[時間]※	起動回数[回]※
4-1号系列	1GT・SG	132,130	118
	2GT・SG	131,817	128
4-2号系列	3GT・SG	78,230	89
	4GT・SG	79,173	97

※平成29年度上期末時点

3．設備不具合と対策

3.1　流れ加速型腐食

３号系列は営業運転開始より長期間が経過していること，また，乱流が発生しやすい流路形状（図３参照）であることから，脱気器，および高圧一次節炭器において，平成20年頃より，流れ加速型腐食（以下，FAC:Flow

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

Accelerated Corrosion）による減肉に起因した不具合が顕在化し，課題となっている。FACの発生条件は以下である[1]。

〔温度影響〕

・減肉速度は温度依存性があり，約100～160℃の温度域で大きく，約140℃で最大となる。

〔水質影響〕

・pH値が高くなるほど減肉速度は小さくなり，約9.5以上で減肉速度が急激に低下する。

HRSGは従来型ボイラと比べると，複数の圧力に分岐し段階的に加熱する系統上，FACの発生温度範囲が広く分布しており，HRSG特有の課題と考えられる。また，FAC事象が注目され始めたのは比較的最近であり，設計時にFACを考慮していない初期のHRSGにおいては，特に注意を要する課題でもある。

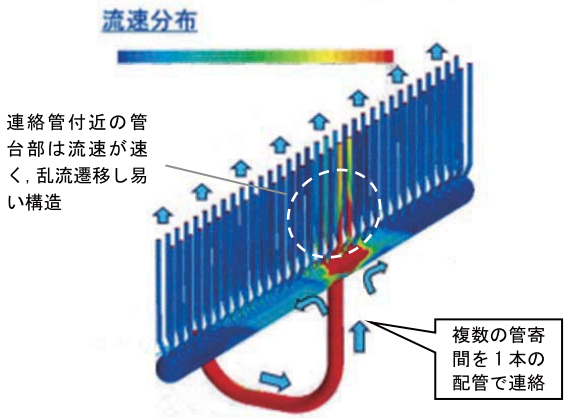


Fig. 3　Turbulence Flow Mechanism of No.3 Series HRSG

３号系列では，脱気器蒸発器は110℃前後，高圧一次節炭器は110～160℃の温度域で使用しており，減肉速度が大きい温度条件にある。特に，脱気器蒸発器管寄の管台部は出入口共に減肉が著しい状況にあったことから，費用や工期等を考慮し，管寄を含め脱気器蒸発器パネル一式の交換を実施することとした。現在，交換工事を展開中であり，３号系列HRSG全６台のうち４台が完了している。

交換にあたっては，FAC発生温度域での使用は避けられないことを踏まえ，FAC耐力を強化するため，クロム（Cr）を１％含有した合金に材質を変更（STB35SよりSTBA22Sに変更）している。また，平成22年より，ヒドラジンを注入しない揮発性物質処理（AVT（LO））を適用し，pH管理値を9.0～9.5から9.4～9.7に変更することで，水質においてもFAC防止を図った。今後，pH値をより高く設定した高揮発性物質処理（HighAVT（LO））を適用する予定であり，減肉速度の一層の低減が期待される。

一方，脱気器蒸発器パネルの交換工事にあたっては，HRSGはコンパクトに設計されており，蒸発器パネルの設置間隔は非常に狭いことから，施工方法が課題となった。検討の結果，HRSGケーシング部の開放範囲が最低限（上方部のみ）で済むこと，据付用治具も簡略化できることから，HRSGの上部よりクレーンで蒸発器パネルを吊り込み設置する方式が合理的と判断した。

HRSGでは，横型，竪型を問わず，熱交換部の不具合における検査および施工においては，各部が狭隘な構造に対してどのように検査，施工するかが課題となる。横型HRSGにおいて，上部からの吊り込みによる施工が合理的であった事例として，参考となる施工方法であると考えている（図４参照）。

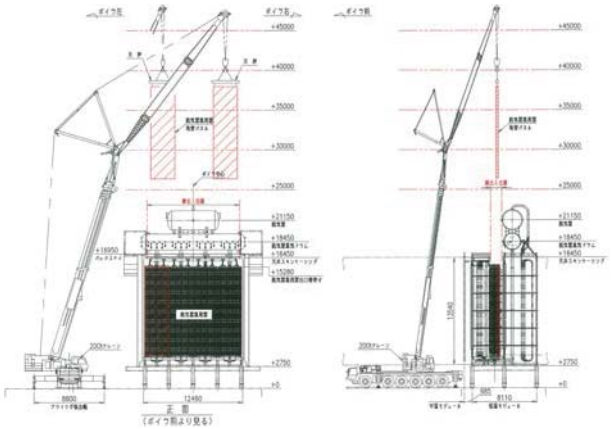


Fig. 4　Installation Images of Evaporator Panels

3.2　応力腐食割れ

３号系列の給水予熱器中間連絡管（材質:STPT410）において，平成24年度定期点検時に，き裂による漏洩が確認された。き裂はドレン配管の管台溶接部付近の外面より発生しており，肌荒れ状の腐食を伴っていた（図５参照）。

Fig. 5　Corrosion and Crack around Nozzle

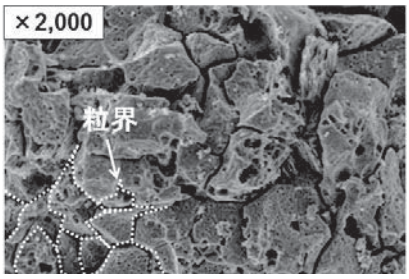


Fig. 6　Fracture Surface on Crack

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

原因については，き裂発生部の破面を分析した結果，破面の大部分が粒界面（図６参照）であったことから，応力腐食割れ（以下，SCC:Stress Corrosion Cracking）であることが推定された[2]。SCCは，材料・応力・環境の３要素が揃った条件で発生する不具合であり，後述のとおり，全ての要素を満たしている状況にあったことも裏付けられた。HRSGは給水温度が低く（30℃程度），給水予熱器などの低温域においては，停止保管時に，配管の外面温度が酸露点まで低下し，環境要素が発生することから，DSS運用においては注意を要する。

（材料要素）

溶接境界からの距離と加熱温度の関係（図７参照）より，き裂発生範囲を含む腐食領域は溶接時に300～400℃に加熱され，脆化域に組織変化し，割れ感受性が高まったと推定される[3]。

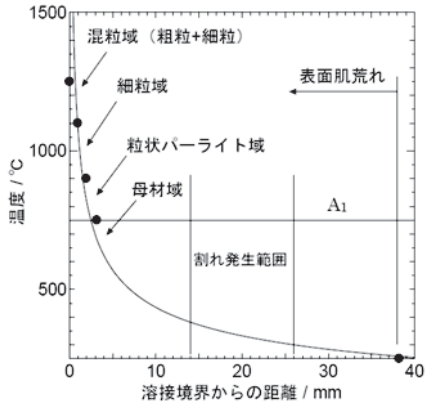


Fig. 7　Temperature and Distance from Weld Line

（環境要素）

給水予熱器入口温度は，酸露点を考慮し45℃に設定しており，運転中には結露は発生しない。しかし，DSS運用における停止保管時等においては，配管内部の復水温度が低下するため，結露の発生により排ガス中の腐食成分が溶解したものと推定される。

（応力要素）

溶接時および曲げ加工時の残留応力に加え，DSS運用における起動停止による熱応力も影響したものと推定される。

SCCは３要素の１つを取り除くことで，その発生を防ぐ事が期待できる。対策としては，材料要素から，合金鋼に変更することも有効と考えられた。しかし，給水予熱器に接触する排ガス温度は100℃程度であり，ユーザとして経済性を考慮し，環境要素から，300℃の使用に耐える耐酸性を有する塗装を行うこととした。また，曲管部にも加工（高周波曲げ）に伴う熱影響に起因したSCCが認められたことから，塗装は曲管部を含めた範囲に施工した（図８参照）。

3.3　管台部の疲労損傷

３号系列の過熱器ドレン配管（材質:STPA24S）にお

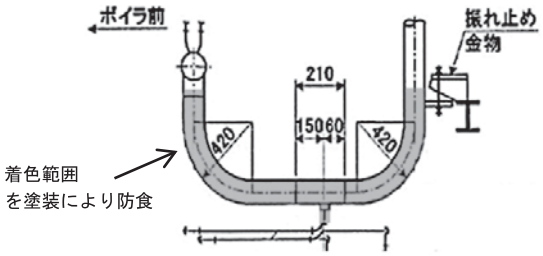


Fig. 8　Painting Range of Tube

いて，平成19年度の定期点検時に，管台溶接部の近傍に膨出とき裂が確認された（図９参照）。本不具合は，起動・停止の際に，熱伸び差により管台部に曲げ応力が繰り返し掛かり，疲労破壊により発生したものである。

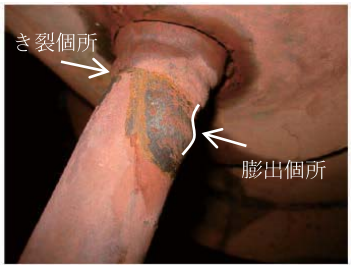


Fig. 9　Swelling and Crack of Nozzle on Pipe Header

過熱器管寄は４列配置でHRSGの支柱に設置されており，ドレンは管寄前後間を連絡する配管より排出され，１本に合流する管路となっている。HRSGの支柱は高温の排ガスから保護されているのに対し，ドレン配管は先行して熱伸びするため，管台部に塑性域に達する過大な応力が発生したものと推定される（図10参照）。

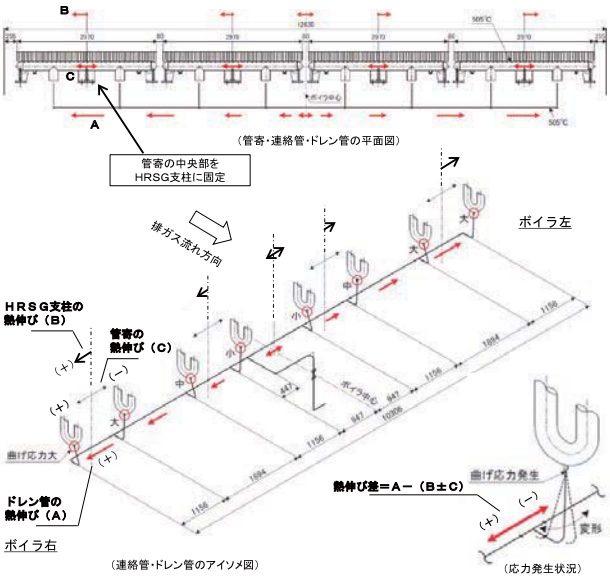


Fig. 10　Mechanism of Fatigue

対策については，DSS運用に移行後であったことを踏まえ，応力緩和による疲労低減を図るため，管台とドレン配管のフレキシビリティ改善（図11参照）を実施した。

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

本加工以降，約10年間にわたりDSS運用を継続しているものの，疲労の兆候（膨出）は認められていないことから，対策は有効だったものと評価している。

近年，４号系列でも，管寄がHRSGの支柱に設置されている構造に起因し，一次再熱器出口管寄の管台部（材質:STBA24S）において，起動・停止に伴う熱伸び差により，管台溶接部の近傍における膨出が認められている。本不具合の対策においても，管台部のフレキシビリティ改善を行う予定である。

管寄がHRSGの支柱に設置されている構造のHRSGは多いと思われるが，上述の２事例ともに，管台部溶接部から数センチメートルの範囲に膨出の兆候が認められた。同様の構造のHRSGにおいては，定期点検時に管台溶接部から範囲を広げて膨出の有無を確認することで，熱伸び差に対するフレキシビリティ不足に起因した不具合の早期発見に繋がることが期待される。

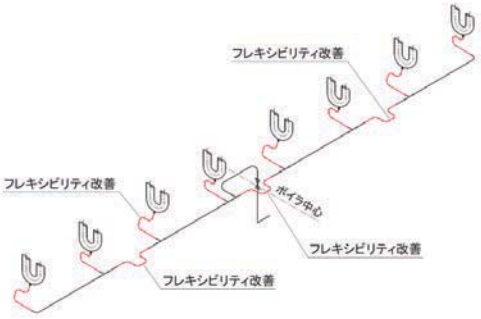


Fig. 11　Addition of Bend Expansion Tubes

3.4　耐圧部の過熱による不具合

４号系列において，平成21年度のガスタービン予防保全点検時に，高圧蒸発器管（材質:STB410E）からの漏洩が確認された。

原因については，高温の排ガスが伝熱管群をバイパスし，インナーケーシング近傍を通過したことで，局所的に高い熱負荷が発生し，リン酸塩腐食，およびアルカリ腐食が発生したと推定される（図12,13参照）。

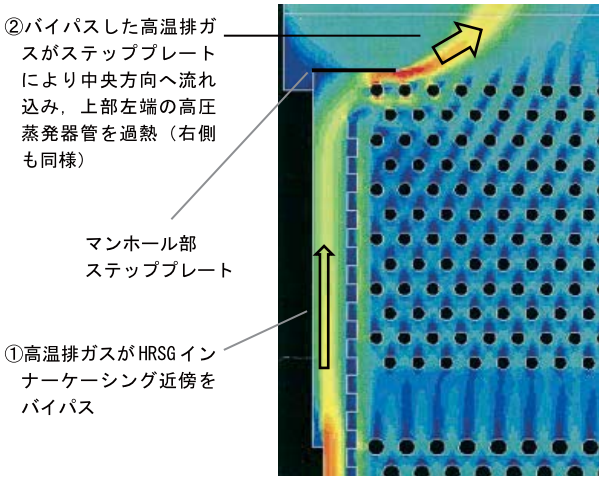


Fig. 12　Overheating by Short Circuit Flow near HRSG Casing

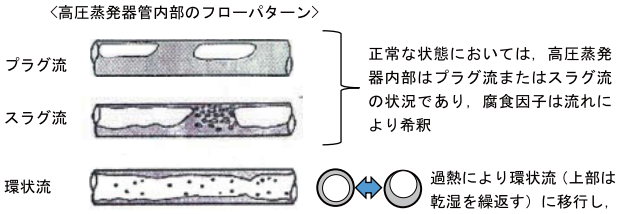


Fig. 13　Flow Patterns in Tubes of Evaporator

対策については，流れ解析結果に基づき，バイパス防止板を追加設置，マンホール部ステッププレートの撤去により，局所的な過熱を防止することとした。また，pH値の挙動から，ハイドアウトが発生していると推定されたことから，水質ブロー頻度，リン酸塩注入量など，水質管理を再考した。

近年においても，同じ４号系列において，高圧蒸発器入口管寄ドレン配管が漏洩した事象が発生した。ケーシングの経年的な歪みにより，管寄ハウジング底部に隙間が発生し高温の排ガスが流入（図14参照），ドレン配管が支持金物の過熱変形により逆勾配となったこと，過熱による発生蒸気がドレン配管内に滞留したことが要因と推定される。

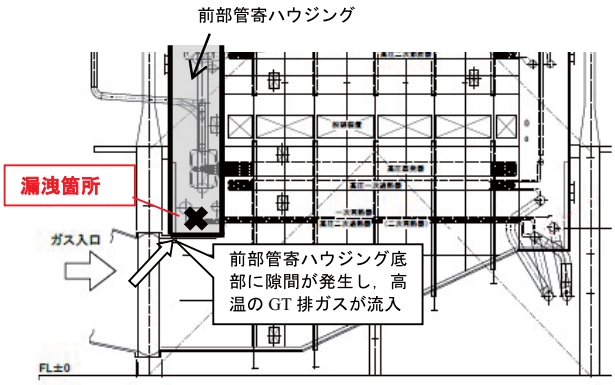


Fig. 14　Hot Exhaust Gas Leakage of HRSG Housing

き裂が発生したメカニズムについては，滞留した蒸気と復水により，配管内面の乾湿を繰り返した結果，復水に含まれた成分から，スラッジが発生し（図15参照），スラッジ下の配管内面において，リン酸塩腐食，アルカリ腐食，および水素侵食が発生したものと推定される（図16参照）。

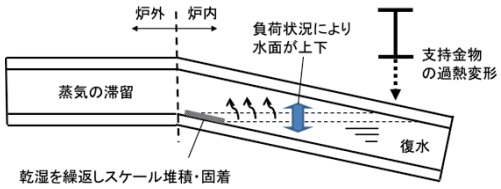


Fig. 15　Overheating by Hot Exhaust Gas Leakage

当面の対策としては，ドレン配管の支持金物を修理し勾配を修正することで，ドレン配管内に蒸気が滞留しな

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

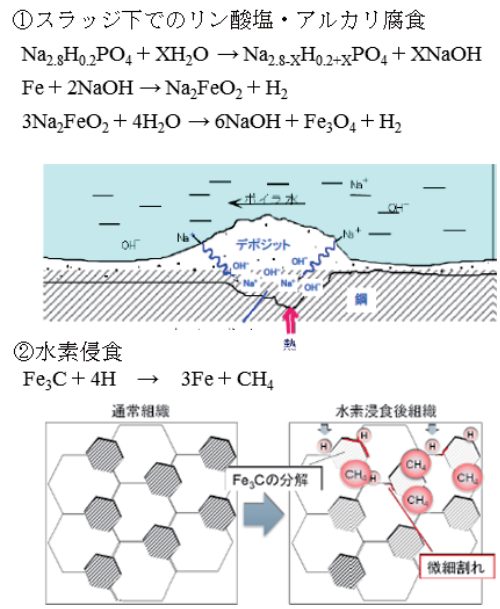


Fig. 16　Chemical Mechanism of Crack

いようにした。恒久的には，竪型HRSGのケーシング歪みによる前壁管寄ハウジングへの高温排ガス流入が一次的な要因であることから，ケーシングの強度を上げる改造を計画している。

HRSGは支柱やケーシング等により排ガス流路を形成し，本流路内に過熱器や蒸発器等の伝熱管群を設置することで，排ガスの熱をカスケード利用する構造となっている。そのため，排ガス流路に何らかの不具合があると，高温の排ガスが伝熱管群をバイパスするなどにより，設計点を越えた過熱による不具合が発生する。HRSGのケーシング等は伝熱管等の耐圧部に比較すると，保守において軽視されがちな個所ではあるものの，上述のとおり，耐圧部の不具合に繋がるケースがあることから，排ガス流路の健全性にも注意を払う必要がある。

4．定期事業者検査時期の延伸

平成29年４月より，安全管理検査制度が見直されており，システムSの評定を受けることで，ボイラおよび蒸気タービンの定期事業者検査時期が，従来の２年から最長６年に延伸することが可能となった（表５参照）。そのため，３・４号系列においても，定期事業者検査時期を延伸する方向で進めている。

Table 5　Intervals of Legal Periodic Inspection

評定された組織区分		定期事業者検査時期	
		ボイラ	蒸気タービン
システム	S	６年以内	
	A	４年以内	４年以内
	B	２年以内	

一般的には，HRSGは温度・圧力の条件が低いことなどから，従来型ボイラに比べると，新たな制度に適用しやすい設備である。しかしながら，運転時間が10万時間を超過するボイラで，次回点検が２年を越える場合には，余寿命診断を行い，次回点検までの評価余寿命を確保する義務が発生することに留意する必要があり，３・４号系列HRSGも該当する状況にある（図17参照）。

４号系列HRSGでは特に，高クロム鋼（９Cr鋼）を採用しており，今後，寿命評価式が改定される見通しであるなか，評価余寿命を確保していくことが課題となっている。そのため，４号系列HRSGでは，対象となる配管について，応力解析結果，設計温度・圧力を用いて，寿命評価式により評価しており，将来的に評価余寿命の確保が難しい個所については，取替工事を実施する予定である。また，溶接部の配管厚さを変更，配管ルートを変更するなどにより，応力緩和構造に変更することで，評価余寿命を確保し，定期事業者検査時期を延伸する方向で計画している。

一方で，GTは定期事業者検査の対象設備ではないものの，これまでは，HRSGの定期事業者検査時期が２年であったことに同調し，２年周期を軸とした点検（8,000時間毎に燃焼器点検とGT全点検を交互に実施）を実施しており，高温部品の補修サイクルおよび寿命も２年周期に適したものであった。今後は，HRSGと蒸気タービンの定期事業者検査時期が最長６年間まで延伸可能であることから，これに合わせてGTの点検も延伸する方向で考えている。GTの点検時期は，高温部品の補修サイクルおよび寿命によることから，今後，高温部品の改良，開発が進むことで，コンバインドサイクル全体で効率的な保守・運用に繋がることを期待するものである。

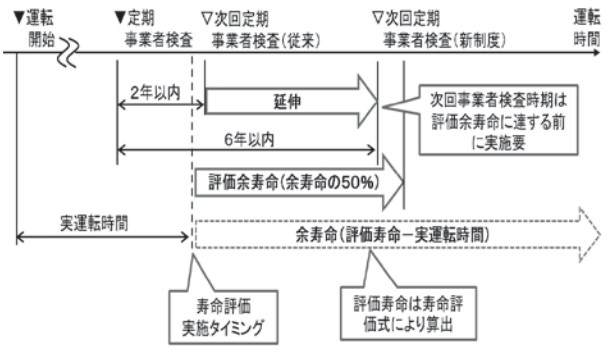


Fig. 17　Legally Required Evaluated Life Time of Boiler

5．結言

３・４号系列HRSGの長期運転実績に基づき，運用状況と課題，設備の不具合事例，安全管理検査制度の見直しに伴う定期事業者検査時期の延伸と課題について整理し，紹介した。

設備の不具合事例の紹介については，長期運転における予防保全の参考になれば幸いである。

また，自然エネルギの増加，安全管理検査制度の変更等を受けて，コンバインドサイクルにおいて，負荷変動

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

幅の拡大，定期事業者検査時期の延伸による効率的な保守・運用等，新たなニーズが発生していることを紹介した。これらは，東新潟火力に限らず，コンバインドサイクル共通の課題と思われることから，今後のユーザオリエンティッドな改良，開発に繋がることを期待するものである。

参考文献

(1) 椿﨑仙市，HRSGの信頼性向上に向けた新水処理技術，火力原子力発電技術協会誌，No. 731, Vol. 68, No. 8, p. 19-26

(2) 塩谷義，松尾陽太郎，服部敏雄，川田宏之，最新フラクトグラフィ -各種材料の破面解析とその事例-（2010），p. 388 ～ 390，株式会社テクノシステム

(3) 社団法人溶接学会，溶接･接合技術概論（1997），p. 166，産報出版

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

技術論文

淀み点保炎噴霧燃焼器の排気性能に及ぼす燃料微粒化レベルおよび空気温度の影響

Effects of Atomization Level and Air Temperature on Emissions of a Stagnation-Point Stabilized Spray Combustor

齋藤 拓海[*1] SAITO Takumi
中須 崇文[*1] NAKASU Takafumi
山田 秀志[*2] YAMADA Hideshi
林 茂[*3] HAYASHI Shigeru

ABSTRACT

Emissions characteristics of stagnation-point stabilized combustion of kerosene spray were investigated at atmospheric pressure to assess its applicability for the first stage of a liquid-fueled, axially lean-lean staged low emissions gas turbine combustor which is characterized by the reactions of ultra-lean to lean secondary mixtures injected into the burned gas from the lean burn first stage. Kerosene spray prepared by a pre-filming twin-fluid atomizer was injected into the stagnation-point reverse flow surrounded by the annular preheated air jet. The effects of atomization level, swirl imparted to the atomizing air, and equivalence ratio on the NO emissions and combustion efficiency were studied at air temperatures of 373, 473 and 573 K. Fuel vaporization and, therefore, premixing of fuel and air were more enhanced at higher air temperatures. The NOx emissions decreased with increasing T. The NOx emissions were less than 10 ppm (15% O_2) when adiabatic gas temperature, T_b, was lower than 1800K. Emission measurements were conducted also for partially and perfectly premixed methane-air mixtures to study the effects of evaporation process of fuel droplets on the NOx emissions.

Key words：Stagnation-Point Stabilized Spray Combustor, Ultra-Low NOx Emissions, Fuel droplet evaporation, Fuel-air mixing

1．緒言

希薄予混合燃焼はガスタービンのNOx排出削減の合理的な手法で，天然ガス燃焼の発電用ガスタービンでは十分な実績がある。しかし，低NOx排出と低CO排出，すなわち完全燃焼とは本質的にトレードオフの関係にあることや火炎の安定性の問題から作動範囲や低減のレベルは相当，制約されている。液体燃料の場合には，燃焼室の上流に位置する予混合気形成領域における自発点火や逆火を確実に回避しようとすると均質度の高い混合気を形成することが難しく，この問題は特に燃焼器入口での空気温度，圧力が高い超高圧力比ファンエンジンでの課題である。これらの制約のために実用では，希薄予混合燃焼が本来持つNOx排出抑制のポテンシャルを十分発揮させられない場合が多い。

原稿受付　2017年８月15日
査読完了　2018年１月29日
＊１　法政大学大学院　反応流体研究室
〒185-8584　小金井市梶野町３－５－７
＊２　国立研究開発法人宇宙航空研究開発機構
〒182-8522　調布市深大寺東町７-44-１
＊３　法政大学　反応流体研究室

ガスタービンへの希薄予混合燃焼の適用に際しては，少なくともパイロットとメインの２個の燃焼領域を設ける必要がある。前述のトレードオフの問題を軽減するためには，出力に応じてそれらの領域の当量比を適切に制御することが必要で，それは，それぞれの領域への空気，あるいは燃料のステージングにより行われる。希薄予混合燃焼の適用に関するもう一つ重要な技術課題は，燃焼振動の抑止である。用途により許容される程度は異なるが，ハードウエアやステージング制御がよりシンプルで，振動燃焼が起きにくい低NOx燃焼技術への期待が強い。

上記の状況の中，低NOx排出と完全燃焼の両立を容易にするという課題に対して軸方向燃料ステージングが研究されてきた。古くはNASAのE^3エンジン開発プログラムの中でのP&W社のものがよく知られている。この燃焼器では，パイロット燃焼領域の下流のメイン燃焼領域において，高出力時には高温の既燃ガス流中にメインインジェクターから噴射される。また，より最近では，希薄予混合燃焼を適用した天然ガス燃焼のガスタービンや航空エンジン用燃焼器において，第３の燃料インジェクターから既燃ガス中に補助的に燃料を噴射してCOと

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

NOx排出のトレードオフの関係を緩和したり，振動燃焼に入るのを回避したりすることにより低NOx作動範囲を拡大する試みが行われ，天然ガス燃焼の大型発電用ガスタービンではトランジションダクト壁面の開口から空気とともに燃料を噴射する方式が実用になっている[1]。

一方，林らは液体燃料仕様の小型再生サイクルガスタービンに対して，パイロット燃焼領域（1段目）ではNOxの排出抑制に対する灯油の希薄予蒸発予混合気をスワール保炎で燃焼させ，その下流に位置するメイン燃焼領域においては，パイロット燃料の燃焼による既燃ガス中に予混合用蒸発により形成した希薄から超希薄な予混合気を特殊な形状の，保炎能力を持たない予混合気噴射管から噴射するLean-Lean Two-Stage Combustion（以後LL2と呼ぶ）の実用化の研究を行った。この燃焼器の特徴は，高温でラジカルを多量に含む既燃ガスによる希薄予混合気の反応を狙ったものであった。要素試験[2]–[5]によりその有効性を確認したのち，商用の出力300 kW級再生サイクルガスタービンでの試験[6]では，灯油燃焼において50%出力から定格までの作動範囲にわたり50 ppm以下のCO排出のもとに10 ppm以下（15%O_2換算値）という超低NOx排出を達成している。廃棄ガソリンでの実用運転も行われている。上記の燃焼器要素試験と実エンジン搭載運転試験のいずれにおいても，燃焼振動は問題にならなかった。この燃焼方式は，近年特に注目を集めている発電用大型ガスタービンの希薄予混合燃焼における振動燃焼の抑制に有効と考えられる。

上記の試験結果は，2段目で噴射された混合気の反応によるNOx増加は，2段目のガス温度がサーマルNOxの発生が盛んになる温度を超えない範囲では無視できる程で，条件によっては減少することもあることを示している。したがって，LL2燃焼において1段目をより低い当量比で作動させることができれば，NOx排出をさらに削減することができるはずである。過去のLL2燃焼器における一段目の保炎手段としては，スワーラや多孔板が用いられてきたが，構造がシンプルであり，希薄域におけるさらなる保炎性の向上を実現するために，我々は淀み点保炎に着目した。

淀み点保炎は，燃焼室のドーム壁に向けて混合気を噴射することによって形成される淀み点と，逆流する既燃ガスの再循環により高速で噴射される混合気の保炎を行う方式である。ドーム壁の開口から燃焼室内に流入する空気噴流に対向して燃料液滴，蒸気と空気との混合気の噴流を衝突させ，その淀み点を保炎に利用するのは，NOx排出が環境問題として認識されるよりも以前の航空エンジンの蒸発管型燃焼器に採用されていた。また，1970年台には超音速エンジン用の超低NOx燃焼器技術の開発の中で希薄予混合予蒸発燃焼器の保炎手段として研究が行われた[7]。わが国では航空宇宙技術研究所で斎藤らがプロパンを燃料として研究を行っている。

比較的最近，ZinnらはStagnation Point Reverse Flow Combustorと称する噴流の淀み点保炎による単純な筒型燃焼器を用いた基礎研究を行い液体燃料でも高い保炎性と低NOx燃焼性が実現できることを報告している。この流れの形態では，大量の既燃ガスと噴射混合気との混合による酸素濃度低下によりいわゆる“Flameless”燃焼が起きる可能性を指摘している[8]。しかし，これらの研究を含め，これまでの混合気噴流の淀み点保炎に関する研究は，いずれも希薄二段燃焼器の1段目への淀み点保炎の適用を目指したものではない。

最初に，メタン－空気均質予混合気を用いた理想的な燃焼条件で，LL2燃焼器の1段目用の淀み点保炎燃焼器の排出データを取得した[9]。この結果をもとに噴流保炎を1段目に利用した二段希薄燃焼器を設計し，メタン－空気均質予混合気の燃焼試験においてベンチマークとなる排出データを取得した。その結果，断熱火炎温度が1400 Kから1900 Kの範囲において完全燃焼（99.9%以上）と5 ppm（15%O_2換算値）以下の超低NOx排出が達成できることが明らかになった[10],[11]。

次の段階として，我々のグループでは，液体燃料焚きガスタービンの燃焼器にLL2方式燃焼を適用することを想定し，液体燃料噴霧を，それを取り囲む空気噴流と同軸で燃焼室ドーム壁に噴射する淀み点保炎用のインジェクターを製作し，大気圧において灯油を燃料とし，排気性能の調査を行った。本報告には，その研究成果を記す。

2．燃焼器概要

燃焼器の概略図を図1に示す。燃焼筒は内径直径80 mm，長さ200 mmの石英管2本の間にインジェクターを保持するためのセラミックス製のリングで構成されている。燃焼器ドームの端壁面はセラミックスファイバー製の円板で構成されている。排ガス評価試験分析の際は，NOx生成に影響が大きい火炎および燃焼ガスからの放射熱損失を可能な限り小さくするために石英管の外周を断熱材製半割円筒で覆っている。なお，この半割円筒は，火炎の観察や撮影時には取り外している。

インジェクターは燃焼室の中心軸上に取り付けられており，燃料噴霧と空気との混合気はドーム壁面に向けて噴射される。燃焼室底面を基準とした噴射孔の端面の位置は80 mmである。

図2にインジェクター先端の構造を示す。インジェクターは内部に環状液膜式二流体燃料微粒化ノズルが同軸に配置されている。内側の管から順に燃料，霧化用空気，空気噴流が供給される。以後，霧化空気流量をm_a，空気噴流流量をm_j，それらの和である全空気流量をm_oと表す。インジェクターの燃料管に供給された液体燃料は，インナースワラの6枚の羽根の内部を貫通する通路を通ってフィルマー内周面上に液膜状に広がり，フィルマー出口端下流で内周側と外周側を流れる同方向旋回気流によって微粒化される。インナースワラの旋回角は47度，アウタースワラの旋回角は45度である。ノズル外周

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

の環状流路を流れる空気噴流には旋回は与えられていない。ノズル出口およびノズル外側環状流路の開口面積はそれぞれ 18，67 mm^{2}である。

当初は出口径が絞られていないインジェクターを使用し，排気特性を調査した[12]。データの取得後，噴射孔において外側環状空気の流速分布を測定したところ，周方向の偏りがあり，NOx排出削減に関し最良の性能が出ていない可能性のある懸念が出てきた。インジェクターのL字曲がりよりも下流の流路内に流れ分布調整用部材を挿入して流速の一様性を高めた。加えて，インジェクター出口径を絞り，ノズルの先端からインジェクター出口までの距離を 5 mmから 1 mmに変更したものを製作した。その結果，改良前の実験と比べ，NOx排出量を大幅に削減することに成功した。さらに，霧化用空気の旋回の有無が排気性能に及ぼす影響を調査するために，インナースワラとアウタースワラの角度を 0 度に変更したインジェクター（Non-Swirlと呼ぶ）も製作した。本論では，改良したSwirlタイプおよびNon-Swirlタイプのインジェクターを用いて取得した，より広範な試験条件での結果を報告する。

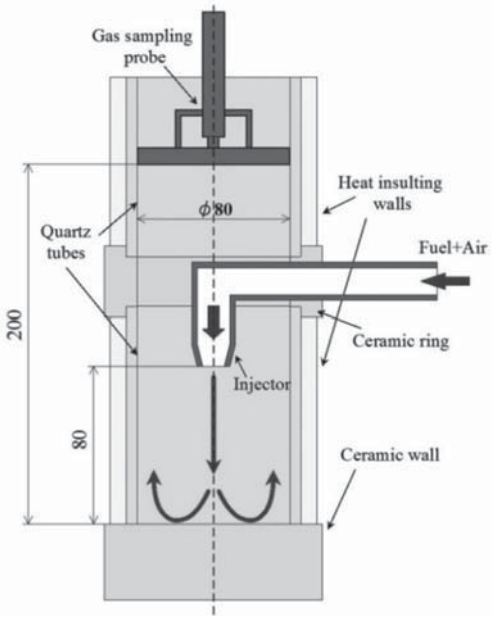


Fig. 1 Schematic drawing of combustion chamber.

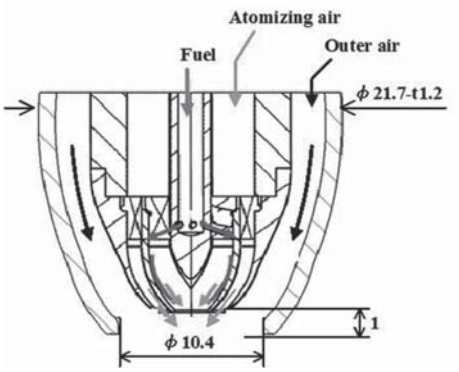


Fig. 2 Schematic drawing of pre-filming type twin-fluid atomizer.

排ガス採取には，直径0.7 mmの吸入孔が 4 本のアーム部にそれぞれ 8 か所あけられている水冷式十字プローブを用いた。ガスサンプリングプローブの位置は燃焼器底面から200 mmである。

3．微粒化ノズルの微粒化性能と噴霧のMie散乱画像

使用した燃料微粒化ノズルは，環状液膜式二流体微粒化方式のもので，その微粒化性能の評価には レーザ回折式粒径計測装置（LDSA-SPR 1500A）を用いた。レーザビーム（有効径 9 mm）を，その中心軸がインジェクター出口中心から鉛直下方30 mmに水平になるように設置し，微粒化ノズルから噴射され環状空気噴流に包まれて鉛直下向きに発達する噴霧の粒度分布測定を行った。排気評価試験における燃料流量m_fの範囲（0.20 ～ 0.35 g/s）およびインジェクターからの空気噴流の流量m_0（標準6.2 g/s，5.7 ～ 6.7 g/s）における微粒化性能を代表できるよう空気噴流流量m_jを6.0 g/s，灯油の流量m_fを0.26 g/sに設定した。インジェクター噴射孔における空気噴流の断面平均流速は59 m/sである。霧化空気圧Paは，排気評価試験における霧化空気流量m_aの範囲（標準1.0 g/s, 0.5 ～ 1.5 g/s）をカバーできる 2 ～ 20 kPaの間で変化させた。

微粒化特性は，ザウタ平均粒径SMDと累積粒径分布における10%，50%，90%径（D_{10}, D_{50}, D_{90}）で評価した。これらの代表粒径および霧化空気流量m_aの霧化空気圧に対する変化を図 3 に示す。同一霧化空気圧での霧化空気流量は，旋回が付与されている場合（Swirl）には，そうでない場合（Non-Swirl）の場合の約0.7倍になっている。同一霧化空気差圧でのSMDの値を比較すると，Non-Swirl の方が一貫して 2 μmほど大きい。

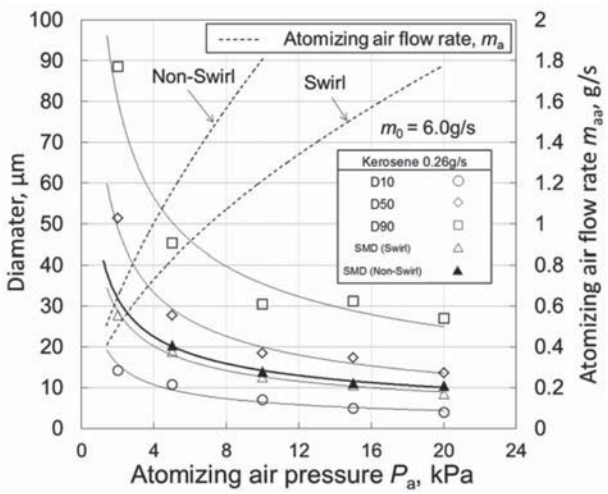


Fig. 3 Atomization and flow characteristics of pre-filming type twin-fluid atomizer.

排気性能試験における霧化空気流量の0.5 ～ 1.5 g/sの変化に対応したSMDの値の変化を図 3 に示した情報に基づいて推定すると，Swirlでは28 μmから10 μmに，

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

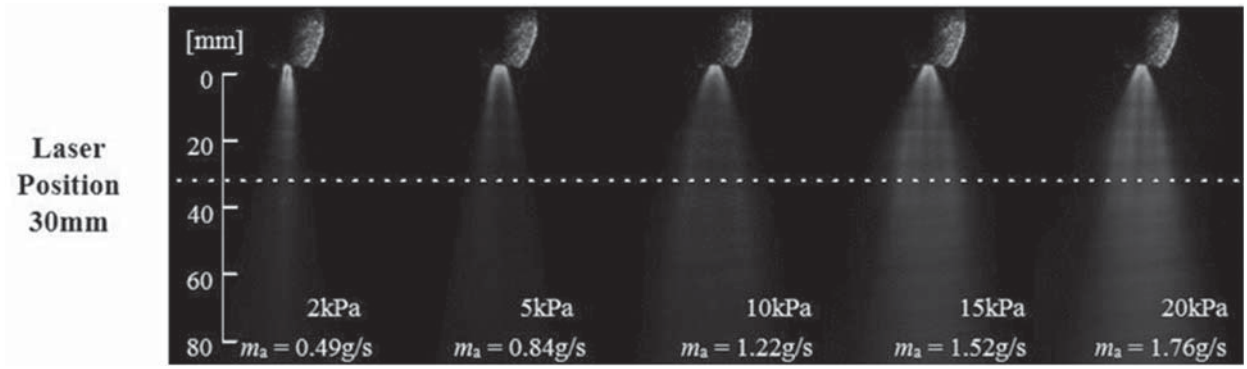


Fig. 4 Photographs of spray showing effects of atomizing air pressure, P_a, or m_a for m_j = 6.0 g/s and m_f = 0.26g/s.

他方，Non-Swirlでは35μmから15μmへと小さくなる。液膜の気流微粒化による噴霧のSMDは，気流の流速（あるいは空気差圧）に対しては0.5～0.6乗に反比例し，気液比（AFR）に対しては概略（1＋1/AFR）に比例して大きくなることが知られている[13]。微粒化性能試験でのAFRは2～6の範囲にあるが，排気性能評価試験でのAFRは，前述の液体燃料および霧化空気流量の範囲から1.4～7.5と計算され，多少広い。SMD へのAFRの影響が上記の係数で表されるとすれば，AFRが最も小さい場合，SMDは図3のグラフから推定される値より最大で1.3倍程度大きい可能性が示唆される。

レーザーシート光照明によるMie 散乱画像撮影により噴霧の構造を撮影した。図4の一連の写真は，NOx排出が低かったSwirlの場合のもので，霧化空気圧力P_a（あるいは霧化空気流量m_a）に対する噴霧構造の変化の様子を示す。アルゴンイオンレーザーからのシート光が噴霧の右側から噴霧の中心軸を含むように照射されており，画像にはインジェクター先端部の表面でのシート光の反射が写っている。撮影条件はシャッタースピード2.0 s, 絞り値5.6, ISO感度100である。

液滴は霧化空気に与えられた旋回の影響を受けて外周の環状の空気噴流中に分散する。霧化空気圧の増大に伴い，噴霧流の半径方向の拡がりが大きくなり，その水平断面における噴霧の一様性が向上するが，その程度は次第に飽和するようにみえる。インジェクター出口に近い領域では，中心軸近傍は液滴密度が低く，環状液膜微粒化の中空構造の特徴が見られる。なお，ここには示していないが，Non-Swirlタイプでは，液滴の半径方向への拡がりが相当小さく，燃料は中心軸の近傍に集まっていることが確認されている。

4．実験装置および火炎撮影並びに排気分析

霧化空気の流量と旋回の有無，空気噴流の温度，空気噴流の流量，当量比が排気性能に及ぼす影響を大気圧下において調査した。使用した実験装置の構成を図5に示す。燃料は灯油で，無脈動式ポンプにより微粒化ノズルに供給した。霧化用空気および空気噴流用の空気は，コンプレッサー，ブロワからそれぞれ供給される。空気噴流に使用する空気は，電気ヒータで所定温度に予熱されたのち，インジェクターに供給される。その温度Tは，インジェクターの入り口でK型熱電対により測定した。ヒータから燃焼管までの管路は，管内部からの熱損失を極力防ぐためにセラミックスファイバー製の断熱材で覆った。霧化用空気は，燃料供給管路を流れる灯油のコーキングを防ぐために常温で供給した。

排気測定にはHORIBA製MEXA-9110Hを使用し，標準の分析方法によりCO，CO_2，THC，O_2，NOxを測定した。排気分析の際には，ガス分析計のすべての成分について濃度の表示値が定常な状態を示すことを確認してデータを取得した。連続して採取された排気サンプル中の各成分濃度から計算された当量比φは，リアルタイム表示されるようにし，その値を見ながら目標の当量比の値になるよう燃料流量を調節した。念入りに校正した流量計を用いた結果，設定した当量比の値と分析値とは非常によく一致した。設定当量比は希薄保炎限界近くから0.7まで0.05ステップで変化させた。火炎撮影にはCANON製EOS 50Dを使用し，絞り値4.6, ISO感度2000で撮影した。また，SwirlタイプとNon-Swirlで火炎の輝度が異なるため，それぞれのタイプにおけるシャッタースピードはそれぞれ1/20 s，1/80 sとした。

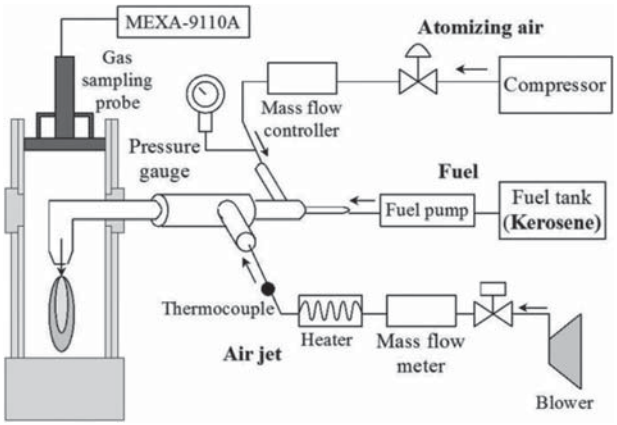


Fig. 5 Experimental setup.

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

5．実験結果

5.1　霧化空気の流量および旋回付与の影響

空気噴流温度T = 373, 473, 573 Kにおいて，空気噴流の流量m_jと霧化空気流量m_aとの和である全空気流量m_oを7.2 g/s に固定した。霧化空気流量を段階的に変化させることにより，燃料の微粒化レベルが排気性能に及ぼす影響を調査した。T = 373, 473においては，霧化空気流量m_aを0.5 ～ 1.5 g/sの範囲で変化させた。T = 573 Kでは，m_a = 1.0g/s以下の場合，空気噴流流量m_jが6.2g/s以上になり，ブロワの吐出能力を超えてしまうため，m_a = 1.0 ～ 1.5g/sの範囲で実験を行った。使用した灯油の分留点は約420 ～ 550 Kであるので，試験した空気温度373, 473, 573 Kは，順に初留点以下，途中，最終分留点以上である。この節では，それぞれの空気温度におけるいくつかの霧化空気流量における火炎写真の代表例として当量比0.5のときの画像，並びにNOx排出と燃焼効率のグラフを示しているが，それらの解釈には微粒化レベルに関する情報が欠かせない。ここで，当量比は燃料流量と全空気流量の比に基づいた値で，全空気流量m_o=7.2 g/sで当量比0.5のときの燃料流量m_fは，空気温度によらず一定で0.24 g/sと決まる。この燃料流量では粒径計測を行っていないが，m_f = 0.26g/sで行った噴霧特性計測により得られた図３のデータを基に前述のSMDに与える気液比の影響を表す補正式を用いると，差異は最大でも2.6%に留まると推定される。そこで，図３のグラフから求めたSwirlタイプとNon-Swirlタイプにおける各霧化空気流量でのSMDの値を，微粒化レベルの目安として利用できるよう表１に示しておく。

Table 1　Estimated SMD's for different atomization air flow rates.

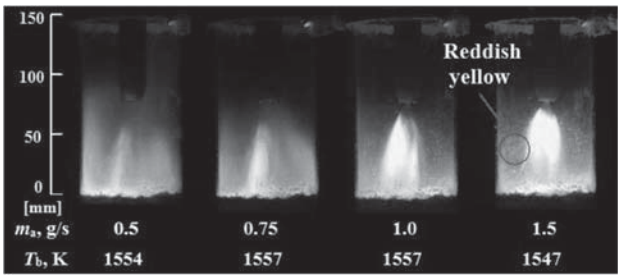
m_a, g/s		0.5	0.75	1.0	1.5
SMD, μm	Swirl	28	19	15	11
	Non-Swirl	35	28	23	16

(a)空気温度373K

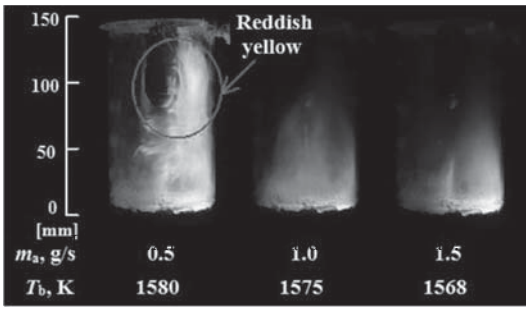
火炎の変化

図６(a)および(b)は，それぞれSwirlタイプの場合とNon-Swirlタイプの場合の当量比0.5における火炎形状の霧化空気流量に対する変化を示す。

Swirlタイプの場合，インジェクターの噴射孔から離れた位置に前縁を持つ浮き上がり火炎が形成され，その火炎はドーム壁面まで伸びている。注目すべき点は，霧化空気流量を増加させるほど，インジェクター噴射孔から火炎の前縁までの距離，すなわち浮き上がり高さが短くなることである。霧化空気流量が多い場合は，火炎の全長が短く，火炎前縁に近い領域で輝度が高い様子が観察できる。これはインジェクター噴射孔の赤熱度合いの違いとしても捉えられる。一方，少ない場合は，薄く青みがかった火炎がインジェクター噴射孔から20 mmほど離れた位置を起点に発達し，ドーム壁面に



(a) Swirl（Shatter speed 1/20 s）



(b) Non-Swirl（Shatter speed 1/80 s）

Fig. 6　Photographs of flames showing effects of atomizing air mass flow rates, m_a, on flame structure for m_o=7.2 g/s, T = 373K and φ = 0.5.

衝突して反転し，インジェクター噴射孔の高さまで伸びている。ここで，表１の各霧化空気流量に対する噴霧のSMDの値の一覧を活用すると，最も霧化空気流量が少ないm_a=0.5 g/sの時のSMDは，最も霧化空気流量が多いm_a=1.5 g/sの時に比べ３倍弱大きくなり，90%粒径も，これと同じくらい大きくなると推定される。微粒化がよい燃料噴霧ほど燃料液滴の蒸発が速く，インジェクター噴射孔により近い位置で可燃性の混合気が形成されるため，火炎前縁はより上流に位置すると考えられる。

また，霧化空気流量が最も多いm_a = 1.5 g/sの場合，ドーム壁面まで伸びる輝度の高い青炎の外周部に粗大粒子による燃料蒸気の燃焼と考えられる複数の独立したオレンジ色の輝炎のストリークが観察できる。３節の図４の噴霧流のMie散乱画像が示すように，燃料液滴は霧化空気流量の増加により半径方向への分散が促進される。そのため運動量が大きい粒径の大きな液滴は，外側環状流路から噴射される空気の層を貫通し，燃焼器出口方向に流れる既燃ガス流中に飛び込み，局所的に燃料過濃なスポットとして燃焼することが示唆される。

一方，Non-Swirlタイプの場合では，霧化空気流量が最も少ないm_a=0.5 g/sでドーム壁部に青炎が確認されるが，噴霧が壁面に衝突し，燃焼器出口方向に向かうにつれて火炎は青から赤みがかった色に変化し，拡散火炎のような状態で燃焼する。霧化空気流量を増加させると，燃焼器ドーム壁面の周囲で青みがかった火炎が形成されるようになる。このタイプには霧化空気に旋回が与えられていないので，燃料液滴が分散された霧化用空気の噴流と温度が高い空気噴流が混ざり合いにくく，Swirlタイプと比べて液滴の蒸発が大幅に遅れる。また，燃料が

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

中心軸の周囲に偏在し，燃料と空気との混合はミクロにもマクロにも不十分な状態になっていると推測できる。

排気特性

断熱火炎温度T_bに対するNOx排出と燃焼効率のグラフを図7に示す。縦軸は，酸素濃度15%の状態に換算したNOx濃度の値を対数尺で表示している。断熱火炎温度の値は，NASA-CEAプログラムによる平衡計算で求めている。なお，計算においては，霧化空気温度と燃料温度は，常に298 Kで一定とした。本論で“完全燃焼”と表記するのは，燃焼効率が99.9%以上の場合である。

SwirlタイプのNOx濃度は，霧化空気流量を増加させると減少し，m_a = 0.75 g/sにおいて極小値をむかえるが，その後は増加し，m_a = 1.5g/sで最大値をとる。霧化空気流量m_a = 0.75 g/sにおける希薄保炎限界φ_{LFL}はほぼ0.45で，そこでのNOx濃度（15%O_2換算値）は2 ppmであり，優れた保炎性と超低NOx燃焼が実現されていることが分かる。m_a = 0.75 g/sから霧化空気流量を増加させた場合，燃料液滴の微細化が促進され，液滴の蒸発時間が短くなる。さらに，図4に示すように，燃料噴霧は半径方向へ拡大し，既燃ガスと接触する可能性が高くなる。そのため，燃料噴霧と空気との混合が十分進む前に可燃混合気が外周部を流れる既燃ガスによって着火し，燃焼が始まっていることが示唆される。もう一つの原因として，図6において霧化空気流量が最も多いm_a=1.5g/sの場合に観察されたような，粗大液滴が空気噴流の層を貫通し，既燃ガス中に噴射されたことによって形成された輝炎のストリークの存在が挙げられる。これらの要因から，霧化空気流量が多い場合，NOx濃度が増加すると推測される。一方，m_a = 0.75 g/sよりも霧化空気流量が少なく，相対的に微粒化が劣る場合には，可燃性の混合気の形成が遅れるために，燃料液滴にはより長い蒸発時間が，また，燃料噴霧と空気との混合にもより長い時間が与えられると考えられる。霧化空気流量が0.75 g/sから0.5 g/sに減少すると，SMDは20 μmから28 μmに，D50は33 μmから51 μmへと急激に大きくなることが図3から読みとれる。したがって，霧化空気流量が少なくなりすぎた場合，燃料と空気の混合時間は長く与えられるが，混合燃料液滴の蒸発が不十分なまま燃焼し，局所的に燃料濃度が高い部分が残ったまま燃焼が進む結果，NOx濃度は増加してしまうと推測される。

Non-Swirlタイプでは，希薄保炎限界φ_{LFL}は0.40であり，Swirlタイプと比較して希薄側の保炎性に多少優れているが，全体的にNOxレベルは高く，保炎限界付近および高火炎温度域でのCO排出が相対的に多く，燃焼効率も低い。これは，主に燃料の偏在による局所温度分布の不均一性の増大によって説明される。また，霧化空気流量の0.5 g/sから1.5 g/sへの増大に対してNOx濃度は，Swirlタイプでは減少ののち増大するのに対し，Non-Swirlタイプでは高流量の方が低い。しかし，NOx濃度の変化の幅は，Swirlタイプと比較して小さい。

希薄予混合予蒸発燃焼では通常，微粒化の促進に伴い燃料と空気の混合が促進された結果，NOx濃度は減少するが，Swirlタイプのインジェクターを淀み点保炎噴霧燃焼器に適用した場合，それとは異なる傾向を示す。また，Swirlタイプでは霧化空気流量の変化にかかわらず完全燃焼が実現できる。

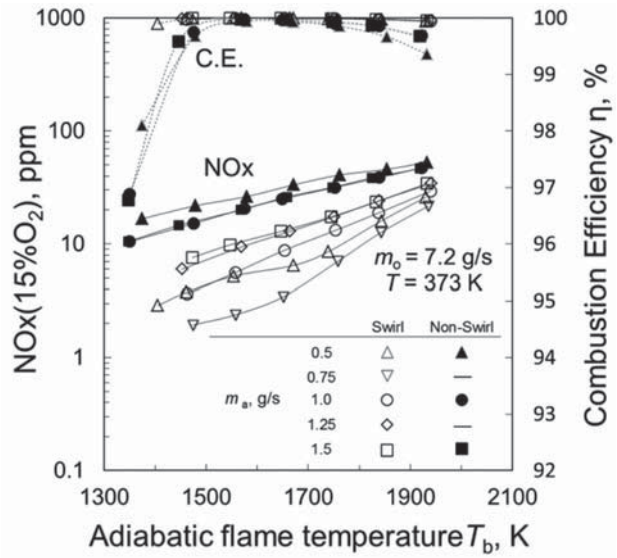


Fig. 7 NOx emissions and combustion efficiency vs. adiabatic flame temperature, T_b, for different atomizing air mass flow rates, m_a.（T = 373 K）

(b)空気温度473K

火炎の変化

この空気温度における当量比0.5の時の代表的な霧化空気流量における火炎の写真を図8に示す。Swirlタイプでは，T =373 Kでの火炎と比較すると全体的に輝度が低くなり，青白い火炎が形成されることが分かる。また，霧化空気流量の多いm_a=1.5 g/sの場合の火炎をみると，T = 373 Kで青炎の周囲に確認された粗大液滴によるオレンジ色の独立した火炎はみられなくなった。また，Non-Swirlタイプでも，T =373 Kの場合と比較してドーム壁面の周囲に存在する青白い火炎の輝度が低下していることが分かる。ただし，火炎の形状はほとんど変化しない。上記の火炎輝度の低下やオレンジ色の独立した火炎の不出現，および火炎の色の変化は，空気温度が燃料の初留点より高いために燃料液滴の蒸発が促進され，空気噴流を貫通して既燃ガス中に飛び込むほどの粗大粒子がなくなったことや，燃料過濃ポケットの空間密度が減ったことによる。

排気特性

断熱火炎温度T_bに対するNOxおよび燃焼効率の変化を図9に示す。Swirlタイプの場合，NOx濃度は，霧化空気流量を変化させるとm_a=0.75 g/sで最も低くなる。それ以上でも以下でもNOx濃度が増大する傾向はT =

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

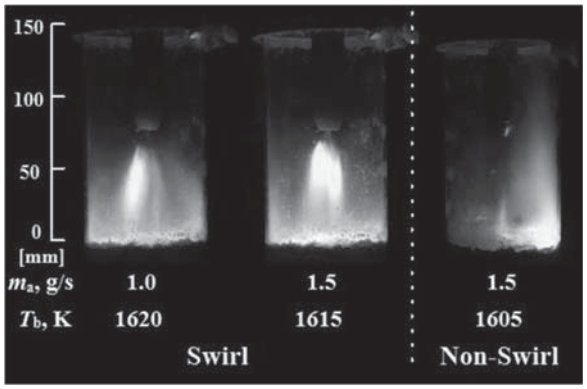


Fig. 8 Photographs of flames showing effects of inlet air temperature, T and atomizing air flow rates, m_a on flame structure for m_o = 7.2 g/s and φ = 0.5.（T = 473 K）Shatter speed: 1/20 s（Swirl）, 1/80 s（Non-Swirl）

373 K での結果と同じであるが，NOx濃度に及ぼす影響はずっと小さい。これは，空気噴流の温度が燃料の初留点を超えて高いために噴霧の蒸発が促進され，均質度が高くなり，その微粒化レベルへの影響が小さくなったことに起因している。また，約1900Kにおいて異なる微粒化レベルでのNOx排出データを表す線が交差している。これは，データ線の交差がみられない373 Kの時と比べて，NOx排出の断熱火炎温度T_bへの依存性が強くなったためである。

(c)空気温度573K

火炎の変化

この空気温度における当量比0.5の時の代表的な霧化空気流量における火炎の写真を図10に示す。SwirlタイプではT =473 Kの火炎より一層輝度が低い青炎が形成されるが，Non-Swirlタイプでは輝度および形状の変化はほとんどないことが確認された。

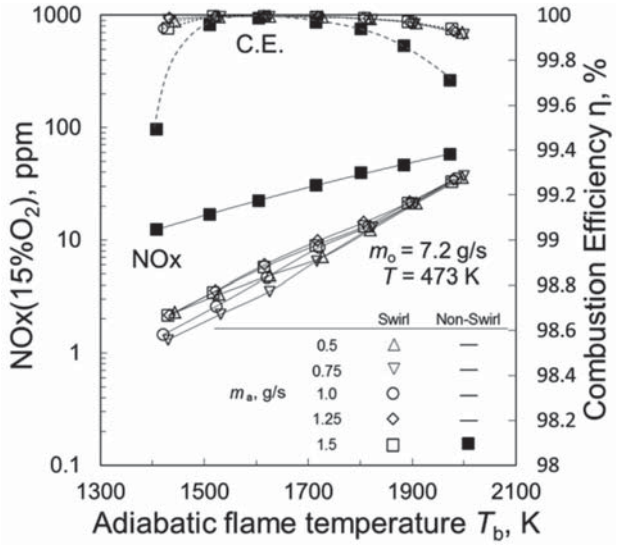


Fig. 9 NOx emissions and combustion efficiency vs. adiabatic flame temperature, T_b, for different atomizing air mass flow rates, m_a.（T = 473 K）

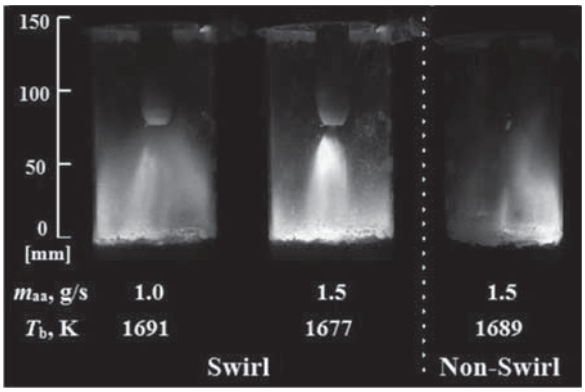


Fig.10 Photographs of flames showing effects of inlet air temperature, T and atomizing air flow rates, m_a on flame structure for m_o = 7.2 g/s and φ = 0.5.（T = 573 K）Shatter speed: 1/20 s（Swirl）, 1/80 s（Non-Swirl）

排気特性

断熱火炎温度T_bに対するNOxおよび燃焼効率の変化を図11に示す。燃料の最終分留点を超えるこの空気温度においては，蒸発が最も促進されるために燃料微粒化レベルの違いはNOx濃度にほとんど影響を与えない。よって，Swirlタイプにおける排気特性は，空気噴流温度が高いほど，霧化空気流量がNOx濃度に与える影響は小さくなることが示された。

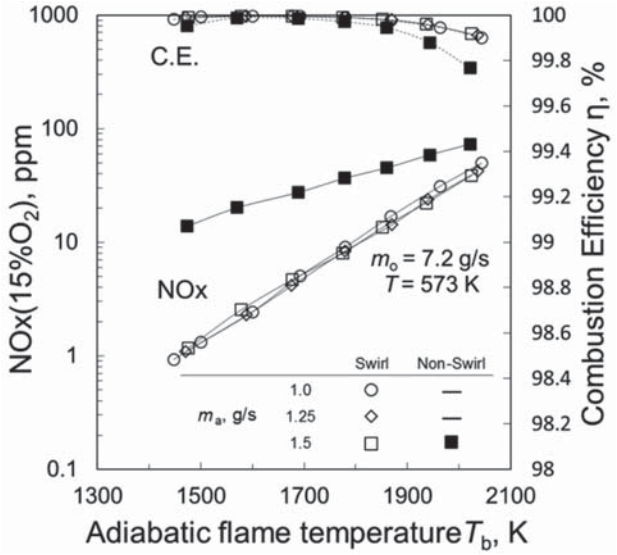


Fig.11 NOx emissions and combustion efficiency vs. adiabatic flame temperature, T_b, for different atomizing air mass flow rates, m_a.（T = 573 K）

5.2　空気噴流流量の影響

上記の実験においては，全空気流量m_oが7.2 g/sに固定されていたため，微粒化レベルを変化させるために霧化空気流量m_aを0.5 g/sから1.5 g/sに増大させたのに伴い空気噴流流量m_jは6.7から5.7 g/sに減少している。この変化が燃料噴霧の分散，噴流空気との混合，蒸発の過程を通してNOxの生成に及ぼす影響は，中央値6.2 g/sに対して８%程度の範囲であることからそう大きくない

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

と予想されたが，追加実験として，噴霧液滴が外周により分散されやすいSwirlタイプのインジェクターを使用し，空気噴流流量m_jを6.2 g/sに固定した状態で，霧化空気流量m_aを変化させて排出を評価した。

空気噴流温度573 Kにおける結果を図12に示す。図11では断熱火炎温度の全範囲に亘り霧化空気流量m_aの影響が見られないのとは対照的に，空気噴流流量一定での結果を示す図12では，小さいながらも有意な差異が認められる。NOx濃度は，全火炎温度の範囲に亘り霧化空気流量が最も少ない0.5 g/sでは最も高く，1.0 g/s，あるいは0.75 g/s の時に極小値をとる。m_a = 1.25 および1.5 g/s でのNOx濃度と1.0 g/sでの値の差は，断熱火炎温度が1700 Kより低くなるにつれて拡大している。図12のm_a =1.0 g/sの時のデータは，先の全空気流量m_0固定でのNOx濃度を示す図11のものと同一である。

一方，空気噴流温度373, 473 Kにおける空気噴流流量一定での結果は，ここには示していないが，それぞれ図7，図9に示した全空気流量一定での結果と同様，NOx濃度はm_a = 0.75 g/sで極小となることが確認されている。

ここで，空気噴流流量一定でのNOx濃度と全空気流量一定でのNOx濃度とを同一断熱火炎温度で比較してみる。m_a = 1.25 および1.5 g/sでは，空気噴流温度573 Kにおいては前者の方がわずかではあるが一貫して後者を上回っているが，空気温度473, 373 Kでは逆になっている。また，霧化空気流量が少なく，微粒化が悪いm_a = 0.5および0.75 g/sでは，全空気流量一定での試験と空気噴流流量一定での試験におけるNOx濃度の差はさらに小さい。

霧化空気流量が1.0 g/sより多い場合，空気噴流流量一定での全空気流量は，全空気流量一定の場合よりも多く，同一断熱火炎温度では，その分，燃料流量も増加するが，その差は小さく，微粒化に影響する気液比が1に比べて十分に小さいことを考えると微粒化レベルは同等であると考えられる。そのことから，霧化空気流量が1.0 g/sより多い場合，空気噴流流量一定の試験では，全空気流量が全空気流量一定の試験と比較して多く，燃料流量も増加するために，ノズル中心軸近傍に存在する霧化空気と燃料による局所的な当量比が高くなり，NOxが増加すると考えられる。しかしながら，空気噴流温度が低い場合では，全空気流量一定の試験において，霧化空気流量を増加させると空気噴流流量が減少するために，空気噴流流量一定の場合と比較して噴霧液滴が燃焼器半径方向に分散しやすく，粗大液滴による輝炎のストリークが増加し，NOxが増大すると考えられる。したがって，空気噴流温度が高いT = 573 Kの条件では前者の中心軸近傍に存在する局所当量比の影響が，空気噴流温度が低いT = 373, 473 Kの条件では後者の粗大液滴の分散の影響がNOxの生成に対して支配的な影響を及ぼしていると推測される。

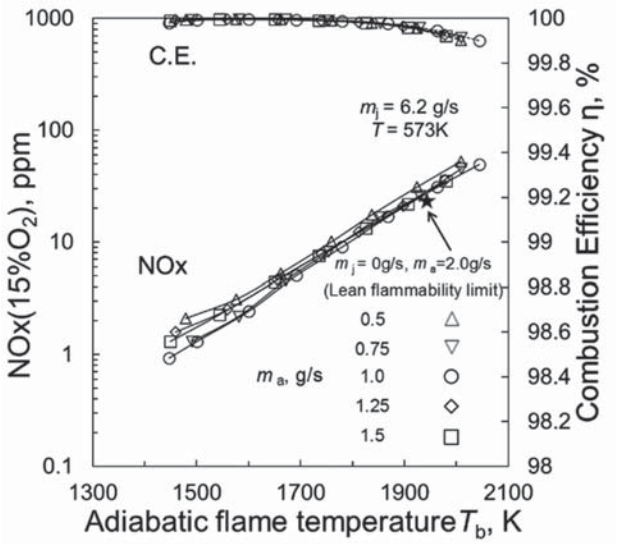


Fig.12 NOx emissions and combustion efficiency vs. adiabatic flame temperature, T_b, for different atomizing air mass flow rates, m_a.（m_j = 6.2 g/s）

空気噴流の影響に関する別の補足的な実験として，噴流空気を流さず，燃料微粒化ノズルから噴霧だけを噴射した場合の排気評価を行った。これまでよりも噴射された燃料液滴の空間の分散ははるかに高いはずである。全空気流量をこれまでの空気噴流を伴う場合に近づけたかったが，空気源の吐出圧で供給できるほぼ最大の霧化空気流量，m_a（=m_o）= 2.0 g/sで試験した。この空気は，これまでの実験と同様，常温である。希薄側保炎限界は当量比で表現すると0.76で，空気噴流を伴う場合の値よりも相当高い。この増大は，燃料の分散が良好なことに起因している。この当量比でのNOx濃度のデータを図12に星印で示しているが，同一T_bにおける噴流を伴う場合の最も低いNOx 濃度よりわずかに低い程度である。以上の結果は，噴霧流を取り囲む空気噴流の存在は，希薄側における高い保炎性と超低NOx燃焼の実現に大きな役割を果たしていることを示している。噴霧だけの噴射では，インジェクター出口から噴射されて早い時期に高温の既燃ガスに触れて着火するため，空気温度が常温であることも関係して液滴の蒸発やその蒸気と空気との混合が進みにくい状況にあり，液滴が空間的によく分散されていても，インジェクター出口では燃料噴霧の空間的分散が中心部に限定されている場合と比べNOx濃度は大差ないことになった，と考えることができる。

5.3 空気噴流温度の影響

混合気の均質性は，微粒化レベルの向上だけでなく，空気噴流温度の上昇による蒸発速度の上昇を通しても，もたらされる。NOx濃度および燃焼効率に及ぼす空気噴流温度の影響を調べるために，3通りの空気温度における，それらの断熱火炎温度に対する変化を図13に比較する。空気噴流の流量はSwirlの場合m_a =1.0 g/s，Non-Swirlの場合1.5 g/sである。

Swirlタイプでは，各空気温度でのNOx濃度のデータ

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

点を結ぶ線は，断熱火炎温度T_b = 2000 K辺りで交わり，それらの勾配は空気温度の上昇に伴い増大している。2000 K以下の温度域では，NOx濃度は空気温度が高い方が低い。同一微粒化レベルにおいて，空気温度の上昇は燃料噴霧の蒸発を急速に促し，混合気の均質度が向上する。m_a =1.0 g/s, 当量比0.55（m_f = 0.26 g/s）でのSMDは，表1から15μm と推定されるが，空気温度573 Kではm_aの影響がないことから，空間的な燃料分布の不均一さは残るものの，液滴は燃焼前にはほぼすべて蒸発を終えていると推察される。この空気温度条件ではNOx濃度はT_b=1447 Kにおいて完全燃焼の下に1 ppm（15%O_2）を実現している。この時の当量比φは0.38であり，非常に希薄な条件下でも保炎が可能で，完全燃焼が実現できることを示している。また，T_b = 1800 KでのNOx 濃度は10 ppm（15%O_2）で，超低NOx排出といえる。

一方，Non-Swirlタイプでは，NOx濃度は，空気噴流温度の増加に伴ってNOx-T_b線図の傾きがごくわずかに大きくなる傾向が見られるものの，Swirlタイプと対比すれば，実質的には空気噴流温度の影響を受けず，断熱火炎温度のみで決まるといえる。霧化空気に旋回が与えられていないがために空気噴流と噴霧液滴を運ぶ霧化用空気との混合や液滴が空気噴流中に分散されるのが相当難しく，あるいは遅れる。そのため，ノズルから噴射された燃料液滴は，蒸発促進に有効な，温度の高い空気噴流中に分散されにくく，燃料はインジェクターの中心軸の近傍により高い濃度で偏在し，拡散支配の燃焼も起きていることが，その主な原因と考えられる。今回の実験では，霧化空気は予熱されていないが，空気噴流と同様に予熱されている場合でも，低NOxには燃料液滴を空間的により一様に分散させることが不可欠であり，霧化空気には旋回を与えることが重要である。

以上の結果により，Swirlタイプであれば，気流微粒化ノズルからの噴霧が環状の空気噴流によって囲まれた

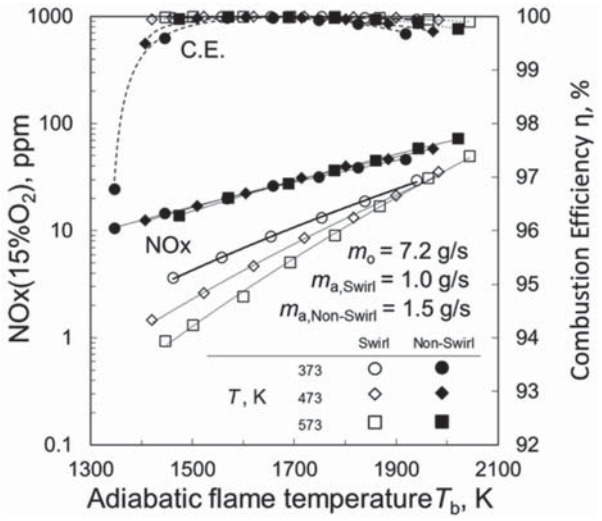


Fig.13 Effects of inlet combustion air temperature, T.

非予混合方式の噴流にもかかわらず，空気噴流温度が燃料の最終分留温度を超えるくらい高い場合には，断熱火炎温度1500 Kにおいて15%O_2換算で1 ppm，1800 Kで10 ppmの超低NOx排出と完全燃焼（燃焼効率99.9％以上）とを両立できることが示された。また，この実験での微粒化レベルで，十分なことも明らかになった。したがって，この研究の対象としたインジェクターは，燃焼器入口空気温度が燃料の最終分留温度よりも高いガスタービンや，特に再生サイクルのガスタービンの燃焼器に適しているといえる。

6．液体噴霧と気体燃料の燃焼による排気の比較

5.3節において，NOx排出に対する霧化空気流量，すなわち微粒化レベルの影響は，噴流空気温度が灯油の初留点よりも低いT = 373 K時には顕著であるが，その上昇に伴い急激に小さくなり，最終分留点よりも高いT = 573 Kになると，ついには認められなくなることを記した。しかし，NOx排出に対する霧化空気流量の影響がみられないからといって，燃焼の前に燃料液滴がすべて完全に蒸発し，周囲の空気と混合し，ミクロにも，また，マクロなスケールで均質な混合気が形成されているとは考えられないし，実際，図10に示したT = 573 K における霧化空気流量1.0と1.5 g/sの火炎の構造は，NOx排出には差がないのに，著しく異なっている。

液体燃料の場合，気体燃料と異なり，燃料空気の予混合化には蒸発過程を伴う。この蒸発過程の有無によってNOx排出がどの程度影響を受けるのか，実験的に調べた。液体灯油をその蒸気で代替して，その燃焼による排出と比較するのが理想的であるが，既存の実験装置を用いて実施するため，気体のメタンを用いることにした。インジェクターから噴射される前の燃料と空気との混合の違いの影響についても調べるために（Ⅰ）二流体微粒化ノズルの燃料配管にメタンを供給した場合と（Ⅱ）インジェクターの噴流用空気流路にメタン－空気予混合気を供給した場合の2ケースについて実験した。空気温度は573 Kで，メタンはスワーラを備えた同一の微粒化ノズルから噴射し，灯油噴霧の場合と条件をできるだけ合わせるために霧化用空気も同量供給した。全空気流量m_oと霧化空気流量m_aは，それぞれ7.2 g/sおよび1.0 g/sに設定した。

以下の説明において，灯油の噴霧の場合をKerosene spray，上記（Ⅰ）の場合をNon-premixed methane-air，（Ⅱ）の場合を Premixed methane-airと呼んで区別する。

上記の3ケースにおけるNOx排出，燃焼効率を断熱火炎温度に対して示したグラフを図14に示す。図中の太い実線は，G. Leonardら[14]がいくつかの天然ガスの希薄予混合燃焼試験において得られていたNOx排出データを断熱火炎温度で整理し，“Nearly Perfect Premixer”に分類できるデータを総括して表す線である。本研究におけるPremixed methane-airに対して得られたデータ

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

は，T_b>1800 Kの高温度域においては，この線に驚くほどよく乗っている。一方，1800 ～ 1550 Kの領域では，断熱火炎温度への依存性が小さくなっているが，これと類似の傾向は著者らの以前の実験でも確認されており，Prompt NOの生成が支配的になっていることに起因している。

Non-premixed methane-airに対するNOx排出は，断熱火炎温度の全範囲にわたりPremixed methane-airよりも高く，蒸発過程がなく，拡散しやすいメタンでも，燃焼前に外周部の噴流空気と十分混合できないことを示している。NOx排出のT_bへの依存性の強さは，Thermal NOが支配的と考えられる高火炎温度域においてはPremixed methane-airのそれに近いが，低火炎温度域では先に述べたprompt NOの生成の特徴が反映されてか，Premixed methane-airの場合ほどではないが，弱まっている。Kerosene sprayのNOx排出は，Non-premixed methane-airの排出の約1.5倍で，高火炎温度域に限ればPremixed methane-airの排出の約２倍である。T_bへの依存性の強さを表す傾斜はNon-premixed methane-airのに近い。

上記の灯油とメタンのNOx濃度の差は，主としてインジェクター内の燃料ノズルから噴射される燃料が気体であるか，液滴であるかの違いによると考えられるが，燃料種が同一でないことの影響が無視できるか，検討が必要である。メタンは燃焼熱が灯油より小さいので，混合気温度が同一のとき同一断熱火炎温度を得るためにはより化学量論的により多くのメタンを燃焼させる必要がある。その結果，Zeldovich機構によるThermal NOの生成に直接影響するO原子とN原子の濃度に違いを生じる。それらの濃度は，化学平衡を仮定するとO_2 とN_2の平衡濃度と関係づけることができる。NO生成速度として，Bowmanが提唱した式[15]

$$\frac{\mathrm{d[NO]}}{\mathrm{dt}} = 6\times10^{16}T_{eq}^{-0.5}\mathrm{e}^{\left(-69090/T_{eq}\right)}[\mathrm{O_2}]_{eq}^{0.5}[\mathrm{N_2}]_{eq}$$

によると，灯油－空気予混合燃焼におけるNO生成速度は，T_b=2000 Kではメタン－空気予混合燃焼のそれより10％程度大きいが，1500 Kでは３％程度にとどまることが予測された。NO排出がNO生成速度に比例すると仮定し，メタンのNOx排出と比較できるよう灯油の実測データを補正したが，図中の破線が示すように比較の上ではNOx-T_b線図に実質的な影響はない。したがって，上記の灯油とメタンによるNOx排出の差は，燃料組成の違いではなく，液滴か，気体か，すなわち予混合化に際して蒸発過程が必要か否かの違いによると考えてよい，といえる。

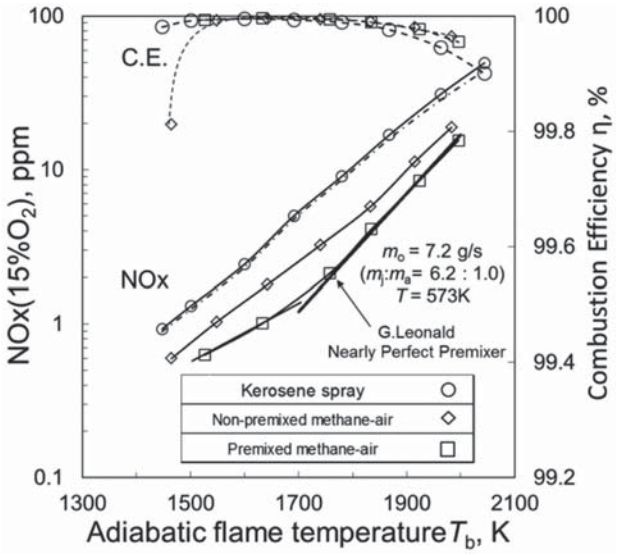


Fig.14 Comparison of NOx emissions（15% O_2）in liquid- and gas-fueled mode operations.

６．結論

本研究においては，著者らが提案するLL2方式の液体燃料仕様ガスタービン燃焼器の１段目に淀み点保炎を採用することを想定し，淀み点保炎霧化燃焼における微粒化レベル（霧化空気流量），霧化空気への旋回の付与の有無，噴流空気温度，全体当量比がNOx排出および燃焼効率に及ぼす影響を調査した。燃料の灯油は，インジェクター内に同軸配置された環状液膜方式の二流体微粒化ノズルにより霧化され，外周の環状流路からの空気と同軸で燃焼室ドームに向けて噴射された。また，同一燃焼装置を用い灯油を気体メタンで代替して排気特性を評価し，燃料の蒸発過程の有無がNOx排出に及ぼす影響を調べた。

主な結論は以下の通りである。

(1)霧化空気に旋回を付与しない方式の微粒化ノズルを使用した場合には，NOx排出に対する微粒化レベルや空気温度の影響はほとんどなく，NOx排出レベルは実質的には断熱火炎温度だけできまる。

(2)旋回を付与した場合には，そうでない場合よりも常にNOxレベルは低い。空気温度が燃料の初留点より低い場合には，微粒化レベルによる違いは明確に認められるが，空気温度の上昇に伴い，その影響は小さくなり，最終分留点を超える空気温度ではなくなる。

(3)NOx排出は空気温度の上昇に伴って減少し，最終分留点を超える空気温度では，断熱火炎温度1450Kで１ppm，1800 Kで10 ppm（15%O_2）の超低NOx排出と完全燃焼が実現できる。それでも，メタンの非予混合燃焼におけるNOx排出レベルの約1.5倍で，蒸発過程が均質な予混合気の形成を支配する因子である。

(4)燃料の初留点より低い空気温度においてみられたNOx排出がある微粒化レベルにおいて極小となるという特異な傾向は，微粒化レベルの違いによる火炎構

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

造の変化により説明できる。

⑸淀み点保炎噴霧では，吹飛び限界近くまで完全燃焼（燃焼効率99.9％以上）を維持できる。また，噴霧流を囲むインジェクターの環状空気噴流は，希薄側での保炎性能向上と超低NOx燃焼の実現に大きな力を持つ。

本研究の実施により，二段希薄燃焼器の１段目に淀み点燃焼器を導入するにあたって非常に有用なデータを取得することができた。この成果を活用し，その実用化に向けた研究を進めていく予定である。

謝辞

本研究を終えるにあたり，研究全般に関して終始御指導，御助言を頂いた宇宙航空研究開発機構 松浦一哲研究員，輪講関係者各位，また，インジェクターを製作して頂いた株式会社大村製作所ならびに本学ワークショップの皆様に感謝申し上げます。また本実験データの取得にあたり，酒井恒太君，中島優君には実験に協力して頂いたことを深く御礼申し上げます。

参考文献

⑴ C. E. Romoser, J. Harper, M. B. Wilson, D. W. Simons, J. V. Citeno and M.Lal, E-Class Late Fuel Staging Technology Delivers Flexibility Leap, GT2016-57964 ASME Turbo Expo 2016: Seoul, South Korea.

⑵ S. Hayashi, and H. Yamada, 2000, “NOx emissions in combustion of lean premixed mixtures injected into hot burned gas,” Proceedings of the Combustion Institute, 28:2443-2449.

⑶ S. Hayashi, H. Yamada, and M. Makida, 2005, “Extending low-NOx operating range of a lean premixed-prevaporized gas turbine combustor by reaction of secondary mixtures injected into primary stage burned gas,” Proceeding of the Combustion Institute, 30:2903-2911.

⑷ N. Aida, T. Nishijima, S. Hayashi, H. Yamada, and T. Kawakami, 2005, “Combustion of lean prevaporized fuel-air mixtures with hot burned gas for low NOx emissions over an extended range of fuel-air ratios,” Proceedings of the Combustion Institute, 30:2885-2892.

⑸ S. Adachi, A. Iwamoto, S. Hayashi, H. Yamada, and S. Kaneko, 2007, “Emissions in combustion of lean methane-air and biomass-air mixtures supported by primary hot burned gas in a multi-stage gas turbine combustor,” Proceedings of the Combustion Institute, 31:3131-3138.

⑹ H. Fujiwara, M. Koyama, S. Hayashi, and H. Yamada, 2005, “Development of a liquid-fueled dry low emissions combustor for 300kW class recuperated cycle gas turbine engines,” GT2005-68645 Proceedings of GT2005 ASME Turbo Exposition, Nevada, USA.

⑺ P. B. Robarts, J. R. Shekleton, D. J. White, and H. F. Butze, 1976, “Advanced low NOx combustors for supersonic high-altitude aircraft gas turbines,” ASME paper NO. 76-GT-12.

⑻ M. K. Bobba, P. Gopalakrishnan, J. M. Seitzman, B. T. Zinn, 2006, “Characteristics of Combustion Processes in a Stagnation Point Reverse Flow Combustor,” GT2006-91217, Proceedings of GT2006 ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Barcelona, Spain.

⑼ 野崎浩太，廣井巧，中村聡志，山田秀志，林茂，2014，淀み点逆流燃焼における排気性能に及ぼす噴射形態の影響，第42回日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集，pp. 249-254

⑽ T. Saitoh. T. Nakasu, T. Hiroi, H. Yamada, S. Hayashi, 2016, “Emissions Characteristics of Combustion of lean secondary premixed gas jets injected into burned gas from primary stage by lean premixed combustion supported by Reverse jet flame holding,” GT2016-56826 ASME Turbo Expo 2016: Seoul, South Korea.

⑾ 中須崇文, 齋藤拓海, 山田秀志, 林茂, 噴流保炎一次燃焼による燃焼ガスを二次希薄予混合気の燃焼反応に利用した二段燃焼法による超低NOx作動範囲拡大, 2016, 第44回日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集, pp. 227-234

⑿ T. Hiroi, T. Saitoh, T. Nakasu, H. Yamada, S. Hayashi, 2016, “Effects of Atomization on Emissions in Reverse Flow Flame Stabilized Combustion,” Asian Joint Conference on Propulsion and Power 2016, AJCPP2016-163: Takamatsu, Japan.

⒀ A. H. Lefebvre, Atomization and Sprays, 1989, pp. 238-272, Routledge.

⒁ G. Leonard, J. Stegmaier, “Development of an Aeroderivative Gas Turbine Dry Low Emissions Combustion System,” Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1994, Vol. 116/543.

⒂ T. C. Bowman, “Kinetics of Pollutant Formation and Destruction in Combustion,” Progress in Energy Combustion and Science”, 1975, 1: 33-45.

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

技術論文

航空用希薄ステージバーナの燃料分布及び排出ガス特性に及ぼすメインノズル旋回翼と燃料噴射孔の周方向位置関係の影響

Effects of Relative Spatial Arrangement between Swirl Vanes and Fuel Injection Holes for Main Nozzle on Fuel Distributions and Emission Characteristics of a Lean-Staged Burner for an Aero-Engine

上坂 峻也*1 UESAKA Shunya
江口 貴広*1 EGUCHI Takahiro
松浦 一哲*2 MATSUURA Kazuaki
山本 武*2 YAMAMOTO Takeshi
林 茂*3 HAYASHI Shigeru

ABSTRACT

The effects of relative spatial arrangement between swirl vanes and cross-flow-jet fuel injection holes for the main nozzle on fuel distributions, flame structures and emission characteristics of a lean-staged burner for an aero-engine were investigated experimentally by means of kerosene- and OH-LIF at an elevated pressure and temperature. A quartz-made fully-contoured “optical main nozzle” enabled the investigation. Two arrangements, “aft vane (AV)” and “mid vane (MV)”, were studied. For AV, the injection holes were located on the traces of hub-side swirl-vane cord lines, and for MV, they were in the middle of the adjacent traces. For MV, the fuel distribution in the main nozzle was relatively more uniform, the main flame was located more downstream, and both combustion efficiency and NOx emissions were lower, than for AV. The present result suggested such arrangements could be one of the burner-design parameters for tuning emission performance.

Key Words：NOx emissions, Aero-engine combustor, Optical burner/injector, Staged lean-burn injector, Laser induced fluorescence, Optical refraction correction

1．緒言

航空分野では，今後予想される輸送量の増加に伴い，排出ガス中のNOxによる環境への影響が懸念され，低NOx燃焼器の研究は低環境負荷の航空エンジンの開発において重要な役割を担っている。宇宙航空研究開発機構（JAXA）では希薄予混合方式を採用したステージバーナの研究開発が進められている[(1)~(3)]。このバーナは低負荷時の燃焼安定性や高燃焼効率を担う非予混合燃焼方式のパイロットノズルを中心軸上に，高負荷時の大幅なNOx低減を担う希薄予混合燃焼方式のメインノズルを外周に同軸上に配置した構造となっている。 このようにNOxの低減は主にメインノズルが担っているためメインノズル内部（予混合管）での燃料と空気の混合具合が重要な要素となる。実用バーナにおいては，この燃料と空気の混合状態を，高い燃焼効率と低NOx性能の両立の観点から最適化することが求められる。一方，開発の過程，特に終盤においては，燃焼器の大きな設計変更は難しく，最小限の設計変更や部品変更で性能間バランスを最適化できる手段が望まれる。

本研究の目的は製品開発に近い立場から燃焼器の低NOx化に向けた設計パラメータの１つとして旋回翼と燃料噴射孔との相対位置関係を調査し，その有用性を示すことで実機への適用の可能性を検討する。これは旋回翼を通過して下流へ流れる空気は翼後流の影響により必ずしも周方向に一様とならないため，噴射孔周方向位置を翼周方向位置に対して相対的に変更することにより，気流と燃料の干渉状態を変化させることで，各燃焼性能やそれらのバランスの最適化を意図するものである。

本論ではメインバーナに対して，透明可視化ノズルを用いた実温実圧燃焼場におけるレーザ誘起蛍光法（Laser Induced Fluorescence：LIF）による光学計測[(4)~(6)]（燃料/OH-LIF）および排出ガス分析，常温高圧噴霧試験で

原稿受付　2017年９月４日
査読完了　2018年１月29日
＊１　法政大学大学院
〒185-8584　小金井市梶野町３－７－２
＊２　宇宙航空研究開発機構
＊３　法政大学

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

の液滴Mie散乱光計測[1),(8)]を行い，加えて気相流数値解析により燃料噴射孔近傍の流れ場の把握も行った。これらの結果を基に旋回翼と燃料噴射孔の周方向相対位置関係が燃料濃度分布，火炎構造に及ぼす影響を調べた。さらには排出ガス分析により燃焼効率・NOx排出への影響を評価し，燃料濃度分布，火炎構造との相関について考察を加えたので，その結果について報告する。

2．バーナ概要及び旋回翼と燃料噴射孔の相対配置

2.1　メインバーナ概要

図１にステージバーナの概略を示す。本バーナの構造の詳細については文献(2)，(3)を参考にされたい。メインバーナの旋回翼，燃料噴射孔は図１に示すように配置されている。翼枚数，燃料噴射孔の個数は全ての燃料ジェットに対して等しく旋回流を作用させるために同一数の16とする。旋回翼は迎角50°で３重構造をしており，旋回方向は下流から見て内側から時計回り，反時計回り，時計回りとなっている。この旋回方向の違う旋回翼により予混合管内にせん断流れ領域が形成される。微粒化方式には，燃料ジェットがプレフィルマの内壁まで到達して液膜状になり，液膜を旋回流によって微粒化するジェットフィルミング方式を採用しているが，低負荷・中間負荷時等，燃料ジェットの半径方向への貫通度合いによっては，燃料がプレフィルマまで到達せずに旋回流によって微粒化されるクロスフロージェット方式が混在し，本研究の試験条件においては後者が支配的である。

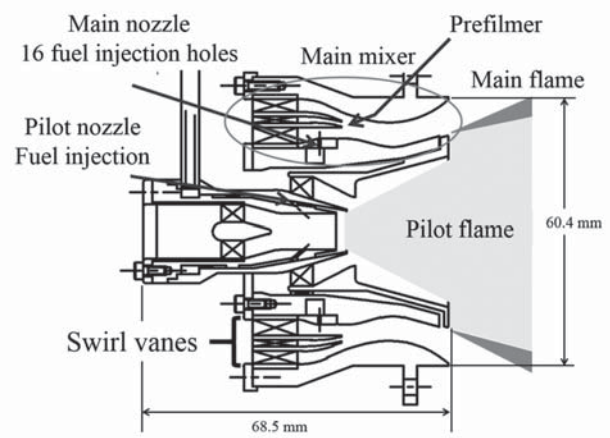


Fig. 1　Schematic drawing of coaxial-staging burner.

2.2　旋回翼と燃料噴射孔の相対位置

図２は，試験した二通りの旋回翼の翼に対する燃料噴射孔の周方向の位置関係の違いを示す概念図である。AV配置（Aft vane）は，燃料噴射孔が周方向には，翼をそのヘリカル形状を保ちながら軸方向５mm下流の位置まで仮想的に延長したときの後縁に位置する場合である。一方，MV配置（Mid vane）は，隣り合う翼と翼の中間に位置する仮想の翼を同様に延長したときの後縁に位置する場合である。

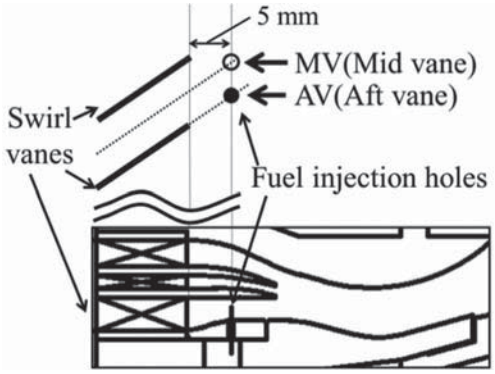


Fig. 2　Relative position of the swirl vanes to the fuel injection holes.

3．高温高圧燃焼試験の概要

3.1　試験条件

試験はJAXA高温高圧燃焼試験設備中圧系[7)]を使用し，下記表１の条件で行った。気流圧力・温度については中・小型航空機用エンジンの巡航時を想定した設定である。燃料は灯油を使用した。

Table 1　Test conditions for combustion experiments.

Conditions for LIF			
Inlet pressure, kPa	700		
Inlet temperature, K	760		
Combustor pressure loss	4%		
Airflow rate in total, g/s	320		
Pilot fuel flow rate, g/s	1.82	($^{*}AFR_p$:25.1	$^{\dagger}\phi_p$:0.594)
Main fuel flow rate, g/s	5.93	(AFR_m:29.4	ϕ_m:0.507)
Total air-to-fuel ratio, AFR_t	41.3		
Conditions for gas analysis			
Pilot fuel flow rate, g/s	1.82	(AFR_p:25.1	ϕ_p:0.594)
Main fuel flow rate, g/s	5.45~6.08	(AFR_m:31.9~28.6	ϕ_m:0.467~0.521)

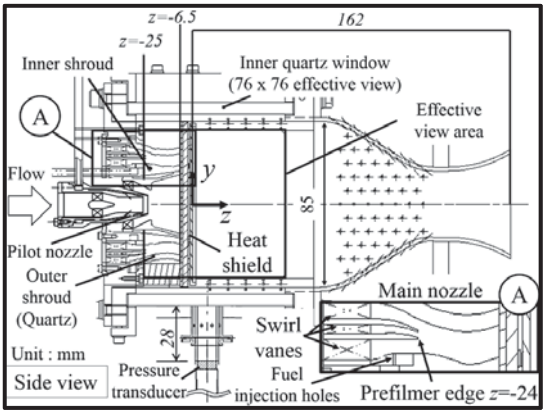
*Air-to-fuel ratio, AFR
†Equivalence ratio, ϕ

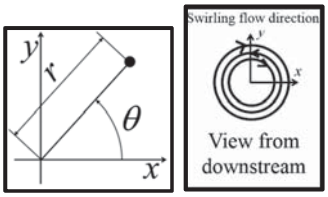
3.2　可視化燃焼試験装置

燃焼試験に用いた可視化燃焼器はMatsuuraら[6)]のものと同一であり，この概要図を，ケーシングに装着した図と共に図３に示す。座標系はステージバーナの出口中心を原点，流れ方向をz，鉛直方向をy，水平方向をxとする。図３(a)には極座標の定義も合わせて示す。

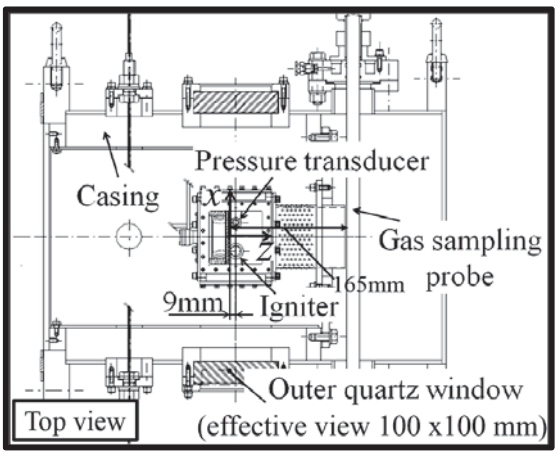
燃焼器内部は上面，両側面の計３枚の窓を通して可視化でき，観測視野は76×76 mmである。予混合管は外側のアウターシュラウド（以後，予混合管外壁），内側のインナーシュラウド（以後，予混合管内壁）から形成されており，その内部は透明石英ガラス製の予混合管外壁によってz=−24 ～ −6.5 mmの範囲で可視化できる。排出ガス分析に用いたサンプリングプローブはz=165 mmに位置し（図３(b)），その吸気孔の数は９個である。分析計はHORIBA MEXA-7100D[7)] を用いた。

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.





(a) Optical combustor with transparent premixing duct.



(b) Combustor installed in test rig.

Fig. 3 Experimental setup for combustion experiments.

3.3 光学計測概要

可視化燃焼試験ではLIF計測により予混合管内及び燃焼室内の燃料（液相及び気相），燃焼室内のOHラジカル（反応帯および一部既燃領域）の濃度分布を取得した。

図4にLIF計測に使用した光学系の概略を示す。光学系の構成は文献(6)，(10)に準ずる。光学系は波長283nmの色素レーザ光をシート状にして燃焼器上部の窓を通して燃焼室内へ照射し，バンドパスフィルタ（燃料LIF: Edmund，#84-108，λ=340nm，FWHM 29nm，OH-LIF: 朝日分光，MZ0310，λ=310nm，FWHM 10nm），UVレンズ（Sodern，Cerco2178，f=100mm，F/2.8），イメージインテンシファイア（Hamamatsu Photonics，C6598-40）を装着したCCDカメラ（PCO pixelfly USB，14bit）でyz断面画像を撮影する構成とした。測定部におけるシート厚は約0.6 mmである。

計測は光学系全体をx方向に移動させ計測範囲の3次元データ（時間平均，平均画像枚数100枚）を構築した。

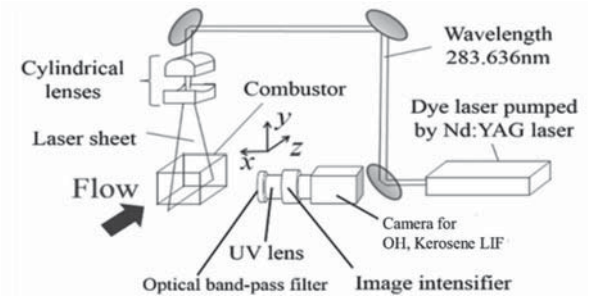


Fig. 4 Optical setup for LIF measurement.

計測間隔は燃料LIFではx=4 ～ −18 mmを0.2 mm間隔，x = −18 ～ −36 mmを0.5 mm間隔，OH-LIFではx=36 ～ −36 mmを1.0 mm間隔である。

4．高圧噴霧試験の概要

4.1 試験装置及び条件

試験はJAXA高圧噴霧試験装置(8)を用いて実施した。噴霧試験の気流温度は常温であるため，燃焼試験における高温条件に対して，気流及び燃料の密度・速度を合わせるように入口圧力と気流の噴射弁差圧を調整する形で試験条件を設定した（表2）。これにより噴霧分散の模擬に重要な巨視的パラメータである気液運動量比に加えて，気液密度比・速度比・流量比等を模擬した試験が可能である。図5に高圧噴霧試験に使用したバーナモデルの概略を示す。予混合管内部及びノズル出口近傍の噴霧状態はアクリル製予混合管外壁と装置測定部チャンバ観測窓（下図には示されない）を通して可視化できる。なお，本試験はメイン燃料分布の特性把握が目的であるため，パイロット燃料は噴射せず実施した。

Table 2 Test conditions for spray experiments.

Inlet pressure, kPa	266
Inlet temperature, K	307
Injector pressure loss	9.3%
Burner airflow rate, g/s	220
Main fuel flow rate, g/s	5.93

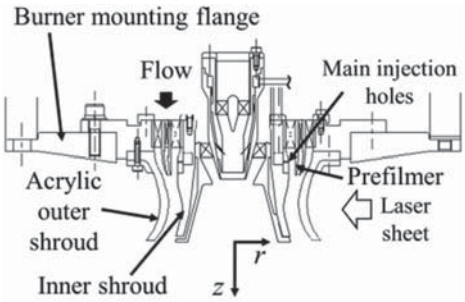


Fig. 5 Burner model used for spray experiments.

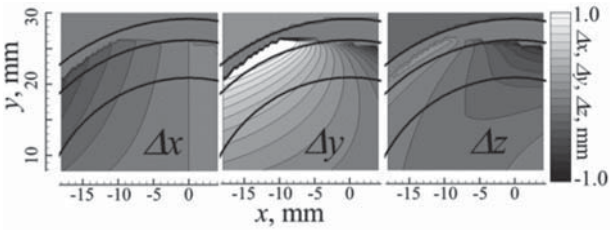
Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

4.2　光学計測概要

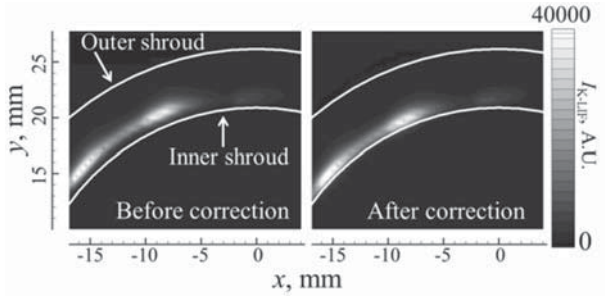
光学計測では燃料噴霧のMie散乱光画像撮影を行い，液相燃料分布の定性的把握を行った。光源はHe-Neレーザ（波長632.8nm，連続発振，出力３mW），受光系はレンズ（AF-Nikkor 105 F2D），CCDカメラ（PCO Sensicam QE 12bit）を使用した。計測はレーザシート光を中心軸に入射させ，ノズル全体をθ方向に回転させることで燃料噴霧の全周計測ができる。今回はレーザシート幅46 mm，厚み1.8 mmで，2.25°間隔，θ=81～191.25°の範囲のrz断面画像を20枚撮影し，各位相の平均画像を作成した（平均像解析に必要な最低必要画像数が少なく済むのは露光時間が約100 msと長いことによる）。

5．光屈折補正

本研究では予混合管内の可視化に実機形状のガラスを用いるため，入射レーザ光と信号光の屈折による画像の歪みが問題となる。そこで文献(9)と同様の手法により光屈折補正を行った。屈折移動量と適用結果を図６(a)，(b)にそれぞれ示す。ここで，屈折移動量は仮想的に屈折が起こらない（ガラス／空気の相対屈折率が１）とした場合の取得画像における各点が，屈折の影響を含む実際の取得画像においてどの程度移動して撮影されているかを示すものである。この図は燃焼試験のLIF計測に対するものであるが，高圧噴霧試験の結果も同様の手法にて補正した。



(a) Displacement caused by refraction（z=-22mm）.



(b) Kerosene-LIF intensity before and after correction（z =-22mm）.

Fig. 6 Optical refraction correction.

6．気相流数値解析

本研究では，気相流数値解析によりAV，MVの噴射孔近傍流れの概要の把握を試みた。気相流数値解析は解析コードFront Flow Redを用いて行った。解析は圧縮性LESを使用し，サブグリッドモデルは標準Smagorinskyモデルを用いた。壁面近傍のモデル化には壁関数を使用している。本解析では4.1節の高圧噴霧試験の流路形状（図５）及び気流条件を対象とした。解析に当たっては同解析コードを用いた文献(12)を参考としたが，同文献が燃焼場を対象としたのに対し，本研究では非燃焼・燃料噴射なしの条件にて実施している。解析領域については，図５のバーナ取付フランジの上流部，下流部に関して高圧噴霧試験装置の形状を模擬するための領域を設定し，図７に示す通りとした。ここで，計算の安定化のため，下流部には実験装置にはない仮想的な縮流部を設けてある。解析格子は，ノズル内は全てヘキサメッシュとし，その他の領域は，ヘキサ・テトラ・プリズムメッシュを併用した。格子点数は上流部円筒型メッシュが約100万セル，バーナ内部が約150万セル，下流部メッシュが230万セル，計約480万セルである。解析は対象全域に対して行い，周方向周期境界条件は用いていない。境界条件については，解析領域流入部に全圧・流量一定条件，流出部は静圧一定条件，他は固体壁条件とした。メインノズル出口の密度・軸方向速度・半径方向流路幅・粘性より算出されるレイノルズ数は約6.0×10^4である。

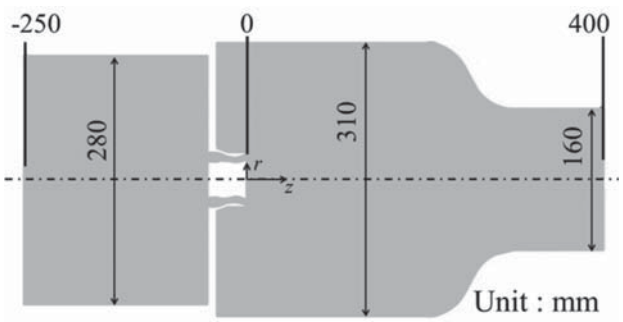


Fig. 7 Computational domain for LES.

7．結果及び考察

7.1　予混合管内における燃料分布

7.1.1　燃焼試験における燃料LIF発光強度分布解析

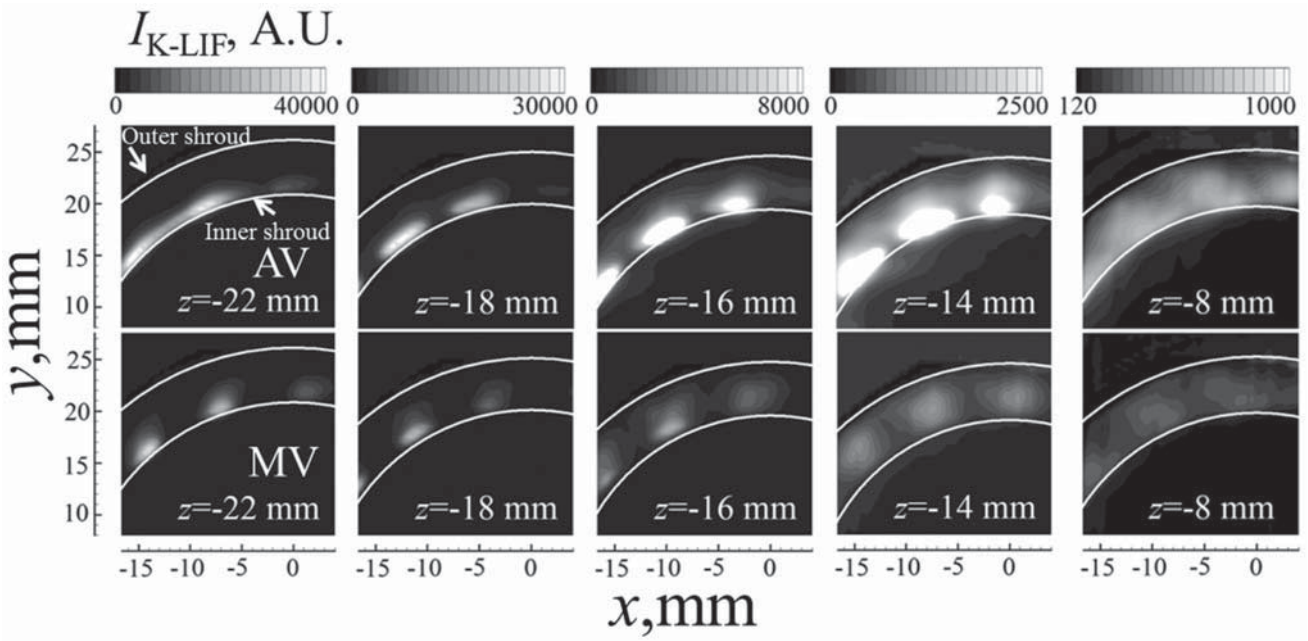
はじめに，燃焼試験のLIF計測により得られた３次元データを用いて予混合管内の燃料濃度の空間的分布を考察する。図８(a)に予混合管の上流部（z=−22，−18 mm），中流部（z=−16，−14 mm），下流部（z=−８mm）の計５か所における燃料LIFのxy断面画像を示す。また，半径方向の混合特性の把握を目的として，θ=90～135°の範囲における周方向輝度平均値（$I_{\theta\text{-}ave,\ \text{K-LIF}}$）の半径方向分布を図８(b)に示す。さらに，周方向の混合特性の把握を目的として，r−0.5 mm～r +0.5 mm，90°＜θ

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

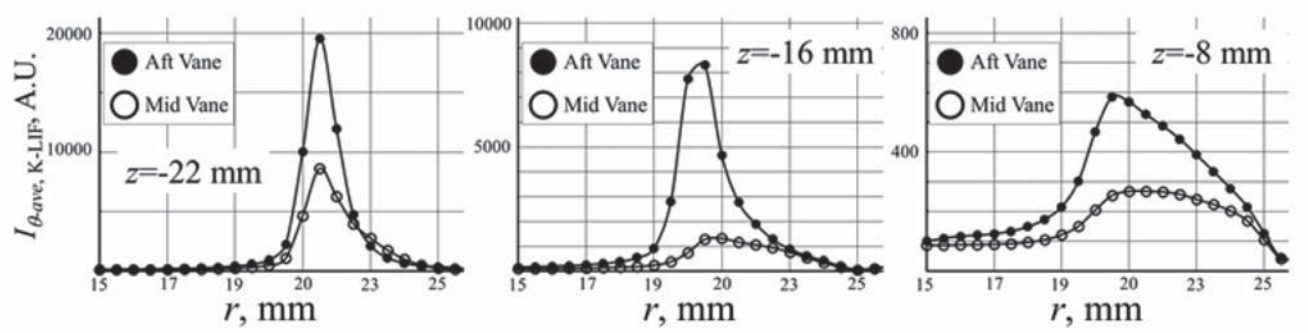
<135° の領域の輝度値標準偏差を同領域の輝度平均値で除したものを半径方向位置rにおける周方向無次元輝度標準偏差（$i_{\theta\text{-}std,\ \mathrm{K\text{-}LIF}}$）と定義し，そのプロットを図８(c)に示す。上記のθ範囲は，16周期の周方向周期対称現象の２周期分である。なお，対象範囲を１周期分とした場合の結果も概ね同様であった。

なお，図８(a)に見られるように，AV，MVともに混合が進み，分布の特徴の違いが相対的に小さくなる下流部においても，輝度の絶対レベルがAVの方が２倍近く高い。この原因は不明であるが，両データ間の輝度値絶対レベルの直接相互比較は適切ではない。そこで以下では，定性的な比較，あるいは適宜無次元化及び合理性を失わない範囲の輝度調整を行った上での比較を実施した。

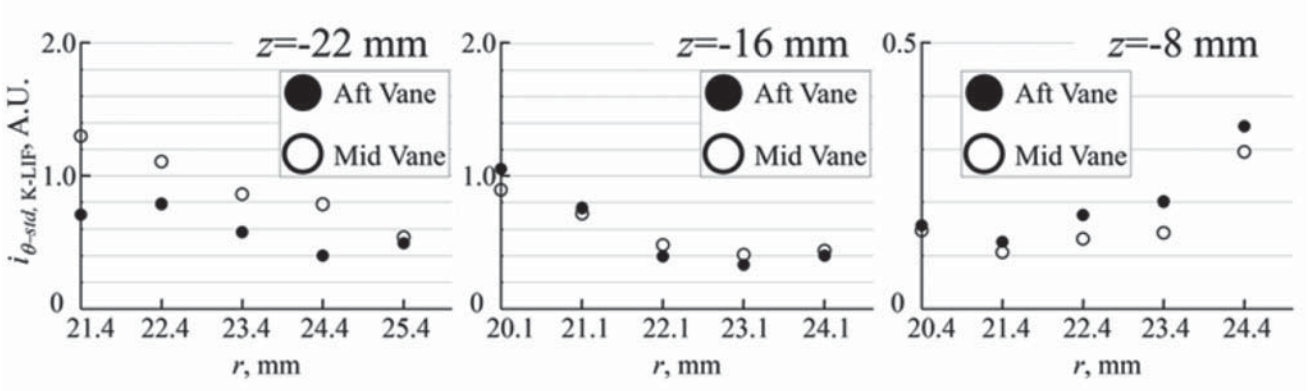
まず，上流部において，MVは半径方向への拡がりが大きく，一方AVは半径方向の拡がりは小さいが周方向に拡がった分布を示していることから，噴射直後の噴霧



(a) Cross-sectional kerosene-LIF intensity distribution.



(b) Radial distribution of circumferential average of kerosene-LIF intensity.



(c) Normalized standard deviation of kerosene-LIF intensity in circumferential direction.

Fig. 8 Comparison of fuel/air mixing characteristics in premixing duct between AV and MV.

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

は少なくとも部分的には壁面を伝う状態であると考えられる。

中流部においては，図8(c)より周方向の混合促進が特にMVにおいて顕著に見られる。これは下流へ向けて燃料が半径方向へ拡がり，中流部においては内側と中間の旋回翼からの気流により生ずる逆旋回周方向せん断層に燃料ジェットのコア部近傍が到達することによる。AVは相対的に半径方向の燃料ジェットの貫通が悪く，せん断流れによる周方向混合促進効果が見られるのはMVと比較してより下流の位置となる。

下流部においては，両者の内壁近傍における周方向分散の差は小さいが，外壁側ではMVの方が無次元標準偏差が小さい。MVはAVよりも半径方向・周方向ともに混合が促進されていることがわかる。

図9に，z=−8 mmでの混合管内θ=90 ～ 135° の領域における燃料LIF強度の頻度分布（縦軸は全積算値に対する割合）を示す。本データから求めた無次元標準偏差（輝度平均値で無次元化）はAVが0.42，MVが0.29であり，図8の議論同様，燃焼室に近い下流領域において，混合気の均一性はMVの方が高いことがわかる。

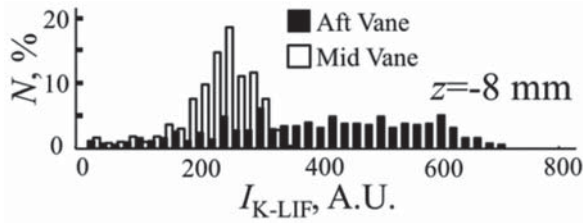


Fig. 9 Probability density function of normalized kerosene-LIF intensity.

7.1.2　高圧噴霧試験

図10にθ方向回転トラバース計測により得られたrz断面平均画像から構築したxy断面画像を示す。噴霧試験結果は，燃焼試験のLIF結果と比べて総じて半径方向への燃料の拡がりが大きい。このような傾向を示す1つの理由として，両試験での温度の違いにより噴霧試験条件の方が表面張力が大きく，結果として液滴径が大きく，また蒸発による粒径の減少も起こらないので，液滴の慣性力が相対的に大きいことがあげられる。このような違いはあるが，MVの方が半径方向の拡がりが大きいことは燃焼試験のLIF結果と同様である。

噴霧試験の結果からは，逆方向旋回せん断層に入った燃料が周方向に素早く分散していく様子が明瞭に確認できる。MVのz=−18 ～ −14 mmの図では特に顕著である。相対的に半径方向外側に分布する噴霧は，中間スワラの反時計周りの流れの影響を受けるため，下流に進むにつれ噴霧ジェットの中心に対して相対的にθの大きな位置に存在するようになる。z=−8 mmにおいてはさらに周方向の混合が促進されている様子がわかる。

一方，AVではz=−16 mm以降で同様に混合促進の傾向がみられるが，内壁付近に依然多くの燃料が存在している。下流のz=−8 mmにおいても，未だ燃料噴射孔数に対応した，周方向に分離した構造が残っている。

なお，噴射弁下流（z= 3 mm）においては，AVとMVの噴霧分布の差は小さくなっている。この理由として，予混合管の下流領域では半径方向に絞られた後拡大に転じる流路形状に沿う気流に追随できずに内壁に当たる燃料が存在し，これらの燃料はそれまでの旋回翼後流の流れ場構造に影響を受けた上流での混合履歴と無関係に新たな混合プロセスを開始するためと考えられる。燃焼場では多くの噴霧は混合管下流までに蒸発すると考えられるので，予混合管内下流部以降の現象については，燃焼試験と噴霧試験の相関度の精査が必要である。

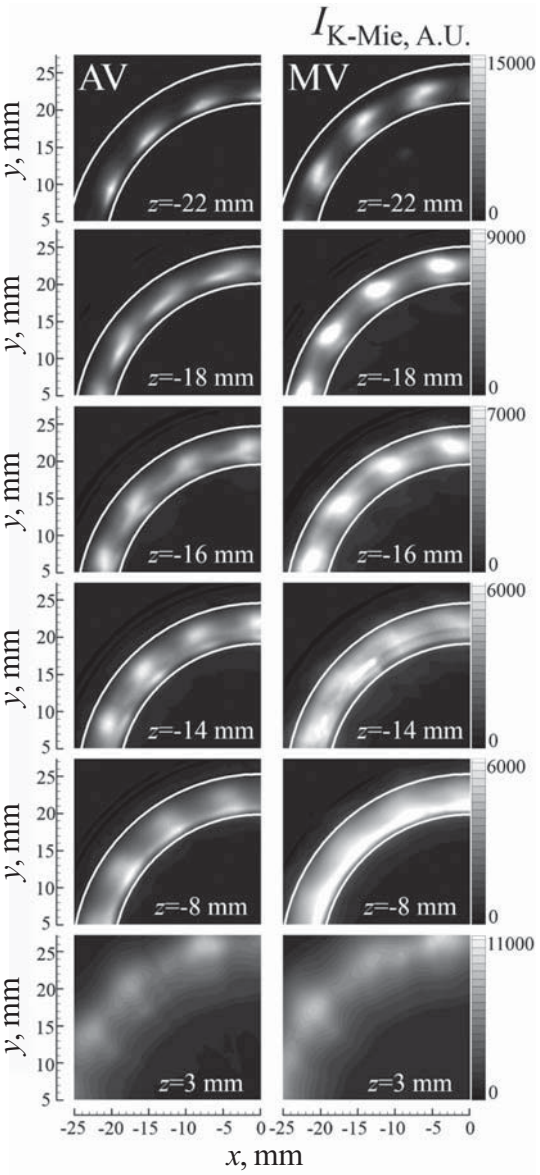


Fig. 10 Cross-sectional distribution of Mie scattering signal from sprays inside and downstream of premixing duct.

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

7.1.3 気相流数値解析

気相流数値解析により求められたr=20.9 mm（燃料噴射孔出口の半径方向位置）及びz=−29 mmの面上での平均半径方向速度分布（v_r）を図11に示す。旋回翼後縁より見られる半径方向内側に向かう流れの影響により，AVの燃料噴射孔周辺領域での半径方向速度が負となり，図8におけるz=−22 mmの燃料分布では，この気流により燃料ジェットが半径方向外側への貫通を阻害され，さらには押し潰されて，混合管内壁を沿うように周方向に拡がると考えられる。一方，MVの場合，燃料噴射孔付近の流れは半径方向正の速度を持つことが分かり，これが燃料ジェットの貫通が促進される要因であると考えられる。

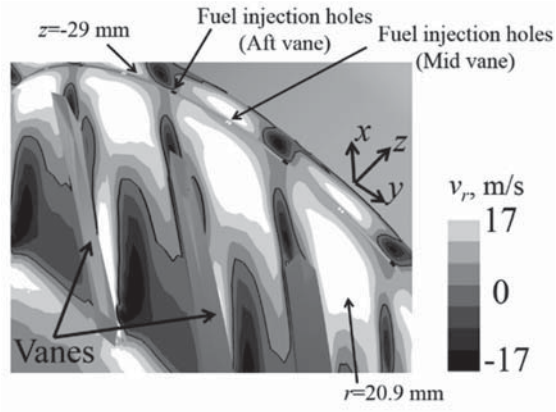


Fig.11 Radial velocity map near swirl vanes and fuel injection holes.

7.2 燃焼室内における火炎構造

以下では，OH-LIF画像における吸収補正に簡単に触れた後，火炎構造について議論する。

物質に入射する光は散乱・吸収により減衰するため，光学計測により得られた画像の解釈に当たって，上記の影響が無視できない場合には，画像に輝度補正を加える必要がある。燃焼室内では液相状態の燃料はほぼ存在せず，燃料蒸気によるレーザ光吸収の影響も二次的である一方，OHラジカルによる吸収の影響は以下の解析を実施するに当たり無視できない。本研究では吸収係数，蛍光強度が局所OH濃度に比例し（温度・失活等の影響は無視），減衰特性はLambert-Beer則に従うとして，Heinzeら[11]の方法を参考に吸収の影響を補正した。この際，吸収係数と蛍光強度の比k（上記仮定の下では定数）を決定する必要があるが，ここでは，文献[10]における本研究と同条件でのパイロット火炎（メイン燃料噴射はなし）自発光画像より，パイロット火炎はほぼ上下対称と判断し，x=0でのOH-LIF画像の上下対称性が最も良好となるk=0.75を採用した。

また，先述の通り，AVとMVでは蛍光強度の絶対レベル比較がそのままでは困難であるため，以下ではMVのOH-LIFについては元の計測輝度値に1.17倍したものを示す。この値は両者で現象がほぼ共通と考えられるパイロット火炎部の輝度が概ね等しくなるよう決定した。

図12に上記に従って求めたOH-LIF発光強度分布のxy断面画像を示す。また，図13は，各半径位置rについて求めたθ=0 ～ 180° のOH-LIF輝度値の周方向平均値をrz面の分布として示したもの，図14は図13のz=3，6 mmにおける輝度値の半径方向分布である。

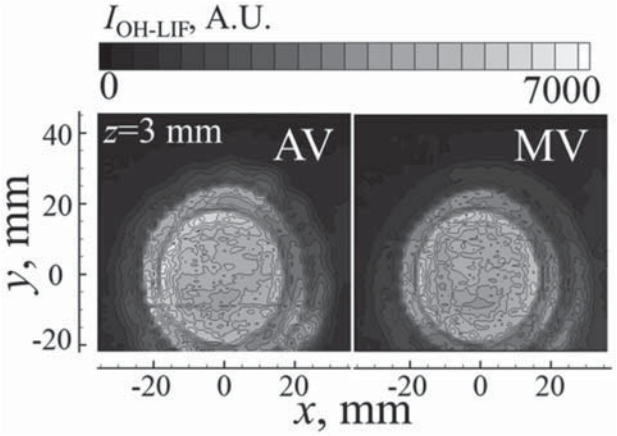


Fig.12 Spatial distributions of OH-LIF intensity at z=3mm.

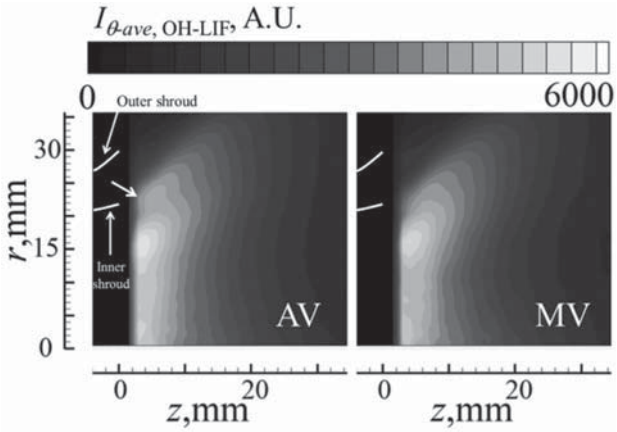


Fig. 13 Circumferential average of OH-LIF intensity.

これらの図から，メイン火炎は主として混合管の出口内壁端の下流付近（r=22 mm）を起点としており（図13，矢印），すぐ内側に存在するパイロット火炎からの熱供給が寄与していると考えられる。AVと比較してMVのメイン火炎は後方に位置し，OH輝度は低く，反応の進行が遅れている。これは，メイン火炎の初期発熱を支配する混合管内側に分布する燃料がMVの方が相対的に少なく，混合気が希薄であることによる。

図12のr=28 mm付近の輝度分布は，MVはAVと比べ周方向一様性がよい。この輝度分布構造は7.1節にて示した燃料分布（例えばAVの場合，特に半径方向外側の部分で周方向に離散的である）に対応した構造であると考えられる。先述した，パイロット火炎の熱供給が活発な内側部に燃料が相対的に少ないことに加え，半径

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

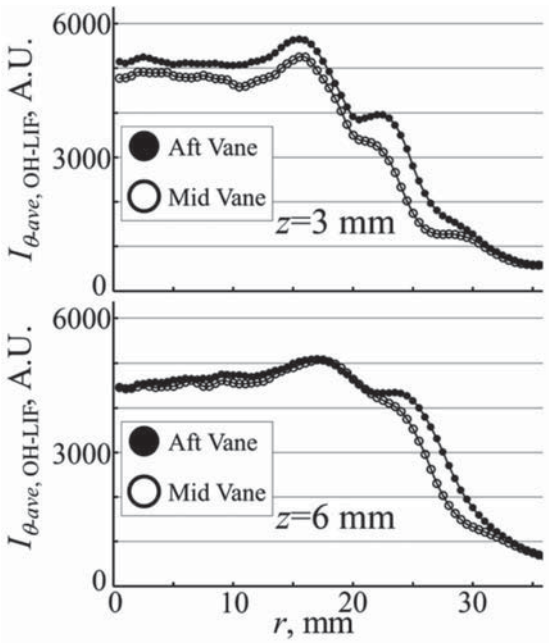


Fig. 14 Circumferential average of OH-LIF intensity.

方向・周方向双方の一様性に優れ，局所的な高濃度領域の存在も少ないMVは，相対的に反応が緩慢に進行する。火炎が相対的に後方に位置することは，反応前の混合距離・時間が長いことを意味し，MVにおけるさらなる混合促進に寄与すると考えられる。

7.3　NOx排出量及び燃焼効率の比較

ガス分析の結果を図15に示す。MVの方がAVより燃焼効率，NOx排出指数ともに低く，両者の差はLIF試験条件（図15，矢印）においては，燃焼効率は約0.4ポイント，NOx排出指数は約13%であり，他の条件でもほぼ同レベルの差がみられる。この結果は，MVの方が混合が促進されメイン火炎の反応が緩慢であるという先の結果に整合するものであり，また，旋回翼と燃料噴射孔の相対位置関係が燃焼効率及びNOx排出指数に有意な影響を与えうる設計パラメータであることを示している。

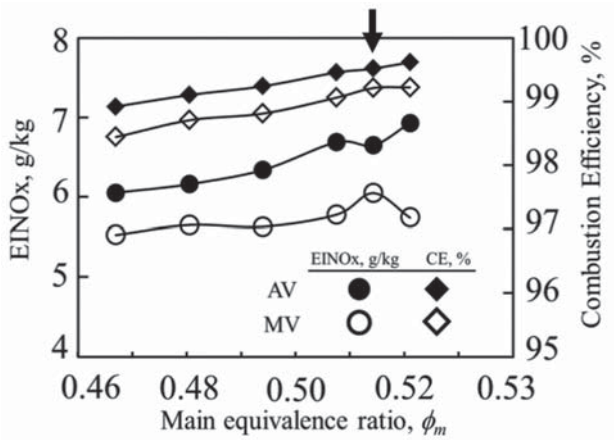


Fig.15 Effects of relative position of swirl vanes to fuel injection holes on NOx emission indices and combustion efficiency.

8．結言

本研究では航空用希薄ステージバーナのメインノズル旋回翼と燃料噴射孔の周方向位置関係が燃料濃度分布および火炎構造に及ぼす影響を調査し，燃焼効率・NOx生成との相関を明らかにすることを目的として，噴射孔が旋回翼の後方に位置するAV配置（Aft vane）と翼の中間に位置するMV配置（Mid vane）の二者に対して透明可視化メインノズルを用いた高圧高温燃焼試験を実施し，LIF計測による燃料／OHラジカル濃度分布の可視化計測，排出ガス分析を行った。また，燃料空気混合特性の理解のため，常温高圧噴霧試験による噴霧可視化と気相流数値解析を実施した。結果として，以下が分かった。

⑴MVの方が噴射孔直下流において燃料分布の半径方向への拡がりが大きい。これは噴射孔近傍の気流速度の半径方向成分がMVは正，AVは負であることによる。

⑵MVの方が，逆方向旋回流が作るせん断層に早い段階から燃料が到達するため，下流においては半径方向・周方向ともに混合が促進される。

⑶燃焼室内においては，MVの方がパイロット火炎からの熱供給を受けやすい半径方向内側の位置の燃料濃度がAVに比較して希薄であること，混合気が相対的に均一で局所的に濃い領域が少ないことにより，反応が緩やかに進行し，メイン火炎はより下流側に位置する。火炎位置が下流となることは反応前の更なる混合促進につながる。

⑷MVはAVに対して燃焼効率，NOx排出量ともに低くなった。この結果は⑴～⑶の混合特性，火炎構造の違いと整合する。本試験の範囲では両者の性能差はそれぞれ0.4ポイント，13％であり，旋回翼と燃料噴射孔の相対位置関係が排出特性に影響を及ぼし得る設計パラメータであることが示された。

9．謝辞

CFD解析結果の提供及び考察に関して株式会社数値フローデザインの飯野淳氏にご支援ご指導を賜りました。旋回翼後縁周辺の流れ場検討についてはJAXAの吉田征二氏の水流模型PIV計測の結果が参考になりました。この場を借りて深く感謝申し上げます。

参考文献

⑴ Fujiwara, H., Matsuura, K., Shimodaira, K., Hayashi, S., Kobayashi, M., Oda, T., Horikawa, A., Matsuyama, R., Ogata, H. Kinoshita, Y.: Suppression of NOx Emission of a Lean Staged Combustor for an Aircraft Engine, ASME GT2011-46256.

⑵ Yamamoto, T., Shimodaira, K., Kurosawa, Y., Yoshida, S. Matsuura, K.: Investigations of a Staged Fuel Nozzle for Aeroengines by Multi-Sector Combustor Test, ASME GT2010-23206.

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

(3) Yamamoto, T., Shimodaira, K., Kurosawa, Y., Yoshida, S.: Evaluation of Lean Axially Staged Combustion by Multi-Sector Combustor Tests under LTO Cycle Conditions of a Small Aircraft Engine, ASME GT2013-95496.

(4) Matsuura, K., Ohori, S., Yoshiura, Y., Kurosawa, Y., Yamada, H., Shimodaira, K., Hayashi, S.: An Attempt to Visualize Spray Inside the Premixing Duct of a Coaxial-Staging Lean Burner at Simulated Full Power Conditions of Modern/Future High Pressure Ratio Aero Engines, Poster Presentation, 12th International Conference on Liquid Atomization and Spray Systems (ICLASS 2012).

(5) 大堀直，江口貴広，松浦一哲，山田秀志，黒澤要治，山本武，下平一雄，林茂：高温高圧燃焼場における航空用希薄ステージングバーナのOHラジカル分布及び予混合管内外燃料濃度分布のLIF法による同時可視化，第22回微粒化シンポジウム講演論文集，(2013)，406-409.

(6) Matsuura, K., Eguchi, T., Oide, S.,Yamada, H., Kurosawa, Y., Yamamoto, T., Hayashi, S.: Simultaneous Kerosene/OH LIF Visualization inside the Pre-mixing Duct and Combustion Chamber of a Lean Staged Aero-engine Combustor under Combustion Oscillations at Elevated Pressure and Temperature, AIAA-2015-4085.

(7) 下平一雄，山田秀志，牧野敦，山本武，林茂; 高温高圧燃焼試験設備の拡充整備，JAXA-RM-05-007.

(8) 松浦一哲，黒澤要治，山田秀志，林茂: 航空エンジン用燃料噴射弁評価のための高圧噴霧試験装置の開発，JAXA-RM-06-010 (2007).

(9) 上坂峻也，大出駿作，江口貴広，松浦一哲，林茂: 航空エンジン用希薄ステージングバーナの予混合管内可視化計測における光屈折補正，第25回微粒化シンポジウム講演論文集，(2016)，58-61.

(10) Matsuura, K., Uesaka, S., Iwasaki, T., Kurosawa, Y., Yamada, H., Yamamoto, T., Hayashi, S.: Visualization of pilot flame of an optically-accessible coaxially-staged aero-engine lean-burn fuel injector, ILASS-Europe 2017.

(11) Heinze, J., Meier, U., Behrendt, T, Willert, C., Geigle, K., Lammel, O., L?ckerath, R.: PLIF Thermometry Based on Measurements of Absolute Concentrations of OH Radical, Z. Phys. Chem. 225 (2011), 1315-1341.

(12) Tachibana, S., Saito, K., Yamamoto, T., Makida, M., Kitano, T., Kurose, R.: Experimental and numerical investigation of thermo-acoustic instability in a liquid-fuel aero-engine combustor at elevated pressure: Validity of large-eddy simulation of spray combustion, Combustion and Flame 162 (2015) 2621-2637.

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

東京工業大学長崎研究室におけるガスタービン関連の研究

Studies Related to Gas Turbine at Nagasaki Lab, Tokyo Institute of Technology

伊藤 優*1
ITO Yu

キーワード：中間冷却・再生航空用ガスタービン，翼型熱交換器，風洞試験, 数値熱流体解析, 逆熱伝導解析, サイクル計算
Key Words：Intercooled recuperated avitation gas turbine, Airfoil heat exchanger, Wind tunnel test, Computational thermo-fluid dynamics, Inverse heat conduction method, Cycle calculation

1．はじめに

筆者の所属する東京工業大学工学院機械系長崎研究室は，長崎孝夫准教授，伊藤優助教，大学院生６名，学部生１名（2018年１月現在）で構成される。長崎孝夫准教授を中心に自励振動式ヒートパイプ，ループヒートパイプといった高性能伝熱デバイスの研究を，伊藤優助教を中心に中間冷却・再生（ICR）航空用ガスタービンやロケット極低温燃料ポンプのキャビテーションなど航空宇宙推進系の熱流体問題の研究を行っている。本稿では，これらの中からICR航空用ガスタービンに関する研究を紹介する。

2．中間冷却・再生（ICR）航空用ガスタービン

航空機からの二酸化炭素（CO_2）排出量は，今後も増大し続け旅客需要（km×人），貨物需要（km×ton）は2017年比で2036年には，それぞれ2.4倍，2.2倍になると予想されている[1]。一方，航空機からのCO_2排出量を減少させると見込まれる完全電動ファンだが，推力重量比の観点から80人乗り程度のリージョナル機で2030年代に飛行可能，ガスタービンと同等性能を実現するにはさらに数十年，大型機はより月日が必要と予測された[2]。そこで，今後数十年は現状の航空用ガスタービンの効率を高める必要がある。ギヤードファン（PW1000Gシリーズで実用化済），オープンロータ（騒音問題解決待ち）と並び着目されるのがICR航空用ガスタービンである。2000年代に欧州を中心に精力的に研究されたが，重量問題を解決できずに断念された。そこで，筆者は航空用ガスタービンに実装される圧縮機静翼やガイドベーン，流路壁を伝熱面として利用し，図１に示すように液体の熱輸送媒体により伝熱面間の熱輸送を行うICRシステムを考案した[3]。各静翼・ガイドベーンの内部には熱輸送媒体用の流路が形成され，熱輸送媒体と外表面上の空気との熱交換を行う。これを「翼型熱交換器」（AFHEX）と命名した。図２に示すようにAFHEXを利用したICR航空用ガスタービンは，新たに別置きの熱交換器の導入が不要で軽量なこと，空気流路が標準的な航空用ガスタービンと変わらず圧力損失が小さいこと，熱交換量を運転状況に合わせてアクティブに制御できること，飛行中に故障しても通常のガスタービンとして推力を失わないことなどの特徴を有する。

本研究室では，AFHEXの伝熱能力を定量化する風洞試験，逆熱伝導解析，数値熱流体解析，AFHEXを利用

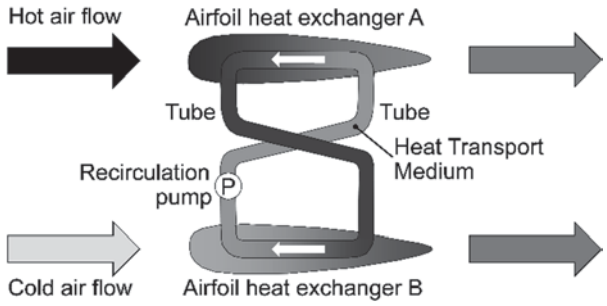


Fig. 1　Heat exchange system using AFHEX and heat transport medium

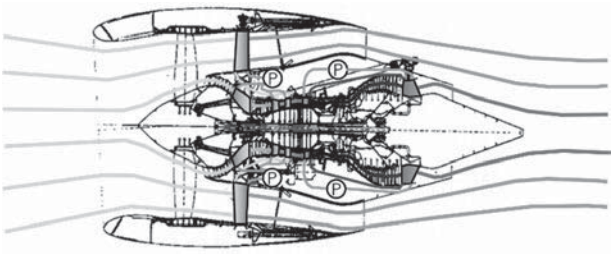


Fig. 2　Lightweight ICR aviation gas turbine proposed

原稿受付　2018年１月30日
＊１　東京工業大学
〒226-8501　横浜市緑区長津田町4259-G3-33-402号室
E-mail: itoyu110@00.alumni.u-tokyo.ac.jp

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

したICR航空用ガスタービンの成立性を検討するサイクル計算および重量推算に取り組んでいる。

3．翼型熱交換器（AFHEX）の風洞試験

図３に示す研究室で所有する風洞は連続運転可能な密閉回流式で，試験部流路サイズは30mm×60mmである[3]。インバータに接続された30kWの電動機で駆動されるルーツブロアを空気源とし試験部で任意のマッハ数（0～0.8）に設定できる。また，風洞の戻り流路には水冷式の空気冷却器が設置されており，冷却水量調節により任意の入口温度に設定できる。本風洞の生成する空気流の質を調べるため図４に示す熱線プローブ（５μmのタングステン線）により，実験で用いる流速150m/s（マッハ数約0.4）での乱流強度を試験部で計測したところ４％であった。試験部に図５に示す伝統的な軸流圧縮機静翼型であるNACA 65-(12)10（翼弦長44mm，翼幅28mm）を外形状とする３枚のAFHEXで構成される減速翼列を設置した。AFHEX内部には，翼を冷却する低温の熱輸送媒体用の配管と，AFHEX固体部分の温度分布を計測する熱電対が設置されている。結果を図６に□で示す。低温熱輸送媒体が流動するAFHEX中央部は低温に保たれること，AFHEXの前縁・後縁付近はフィンとして機能していることがわかった。

4．翼型熱交換器（AFHEX）の数値熱流体解析（CTFD）

AFHEXの伝熱性能（熱伝達率）の評価には外表面の固体温度を計測する必要があるが，風洞試験で空気流に影響を与えずに表面温度を計測することは困難である。そこでCTFDを実施した[4]。図７に使用した計算格子を示す。周期境界の利用により翼列を再現した。AFHEX周囲は圧縮性空気流の数値流体解析，AFHEXの内部は数値熱伝導解析で，互いを連成させた。まず，NACAが実施した風洞試験[5]と同条件のCTFDを行い，図８でAFHEX外表面上の圧力分布を比較し，十分な精度を持つことを検証した。次に，当研究室で実施した風洞試験と同条件のCTFDを行い，図６でAFHEX内部の温度分布を比較し，最大誤差0.9K，平均誤差0.5Kの精度で一致することを検証した。

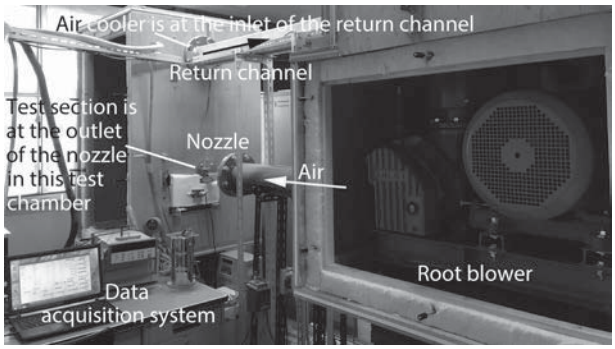


Fig. 3　Closed-circuit wind tunnel（Mach number = 0-0.8）

この検証されたCTFDによるAFHEX周囲の静温度分布を図９に，全温度分布を図10に示す。図９よりAFHEX外表面上の境界層で空気の運動エネルギが熱エネルギに変換され境界層の静温度がAFHEX外表面温度より高くなること，それに伴い熱エネルギがAFHEXに移動し図10に示す空気の全エネルギである全温度が境界

Fig. 4　Hot-wire probe（5μm tungsten wire）

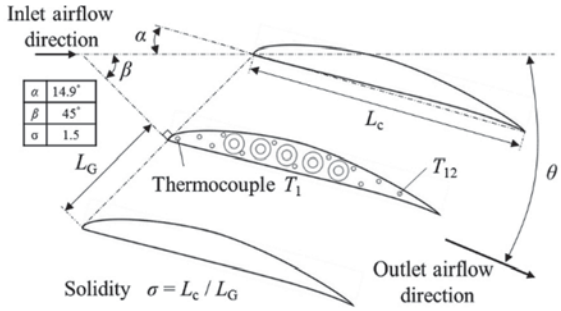


Fig. 5　Diffusing compressor cascade of cooling NACA 65-(12)10 AFHEXs

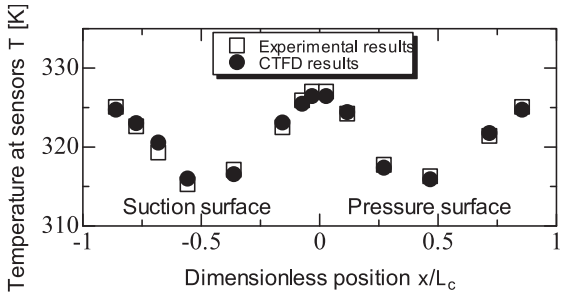


Fig. 6　Temperature distribution in AFHEX

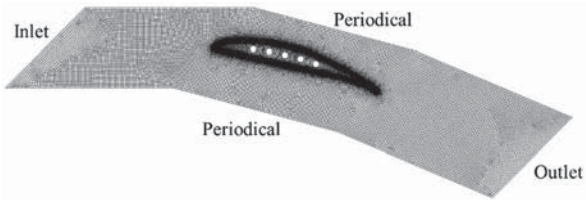


Fig. 7　Grid system of CTFD for a cascade of AFHEXs

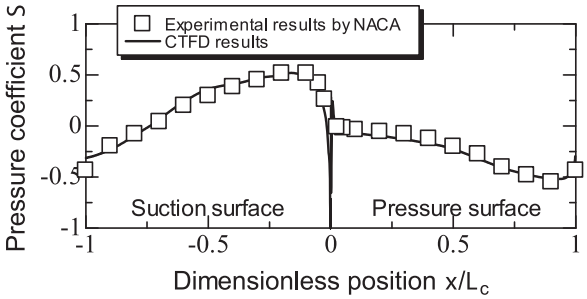


Fig. 8　Pressure distribution on AFHEX surfaces

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

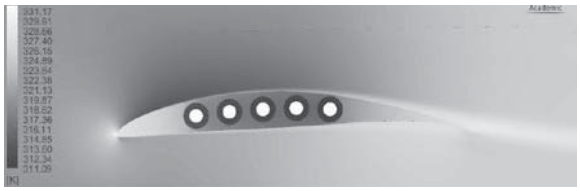


Fig. 9 Static temperature distribution around AFHEX

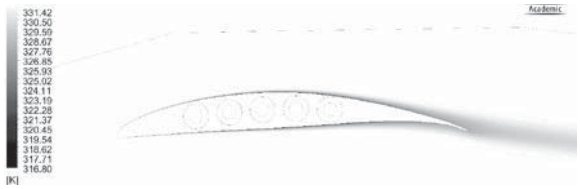


Fig. 10 Total temperature distribution around AFHEX

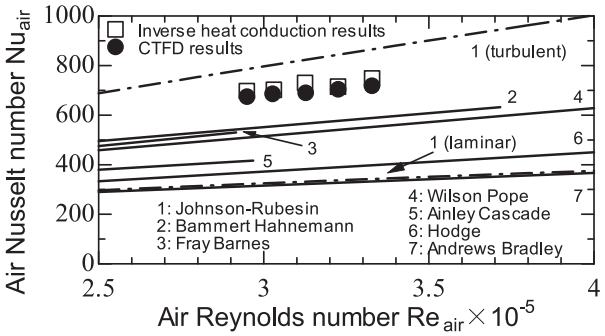


Fig. 11 Nusselt number on air-contact surfaces of AFHEX

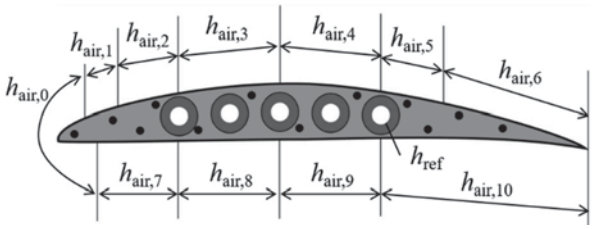


Fig. 12 Heat transfer coefficients around AFHEX for inverse heat conduction method

層で低くなること，これが高温の圧縮性空気が低温のAFHEXで冷却されるメカニズムであることが明らかになった。

図11の●は，CTFDより得たAFHEX外表面の熱伝達率の無次元数であるヌセルト数を，翼弦長を代表長さとしたレイノルズ数で整理したものである。一点鎖線は完全層流平板，完全乱流平板の相関式[6]で，本結果●はその間の値を取った。AFHEX前縁付近では層流境界層，遷移点以降では乱流境界層が形成されるためである。また，実線で示すタービン増速翼列に比べ圧縮機減速翼列である本結果●は大きなヌセルト数となることがわかった。

5．翼型熱交換器（AFHEX）の逆熱伝導解析

風洞試験結果からAFHEX外表面のヌセルト数をPCで高速に算出する手法が逆熱伝導解析である[7]。具体的には，AFHEX外部の圧縮性空気流の数値解析は行わず，AFHEX外表面の境界層の空気温度は，局所の圧力とマッハ数分布から算出できる回復温度を境界条件として与える。さらに図12に示すようにAFHEX外表面の熱伝達率の分布を仮定し，AFHEX固体内の数値熱伝導解析を行う。本解析から得られたAFHEX固体内の温度分布が実験値と等しくなるようにAFHEX外表面の熱伝達率の分布を調整することで，正しい熱伝達率の分布を推定する。図11に示すように，本逆熱伝導解析により求めたヌセルト数□は，風洞試験で検証されたCTFDより求めたヌセルト数●と比べ５％の精度で一致することがわかった。

6．翼型熱交換器（AFHEX）を利用した中間冷却・再生（ICR）航空用ガスタービンのサイクル計算と重量推算

図11に示す伝熱性能を持つAFHEXを利用しICR航空用ガスタービンを構築した際の推力当たりの燃料消費量（SFC），および，エンジン各コンポーネントの流路断面積（エンジンサイズ）を算出するため，サイクル計算ソフトNPSS（Numerical Propulsion System Simulation）にAFHEXを利用したICRシステムをユーザ定義関数により導入し，サイクル計算を行った[8]。B787-8に搭載されたGEnx-1Bをモデルエンジンとした。また，エンジンサイズの変化からエンジン重量の変化を推定するため，兄弟エンジンであるGEnx-2Bエンジンとの体積比と質量比の関係を利用した。表１に結果を示す。AFHEXを利用したICR航空用ガスタービンは，「基準エンジン」と同等の推力を持たせると，条件によっては，例えばICRエンジン（IC× ３段）では，「基準エンジン」よりも軽量となり，かつ，SFCも大きく減少できることがわかった。これは，軽量化の分をICRシステムの導入に利用すれば，「基準エンジン」と同等の推力，同等の総重量で，SFCのみが減少する，すなわち，フライト当たりの燃料消費量（Fuel burn）も減少するICR航空用ガスタービンの実現可能性を示すものである。

Table 1 SFC and weight changes for some ICR configurations

	SFC at cruise	Weight
Base engine	0	0
Recuperated engine	–0.19 mg/(s·N)	+29 kg
ICR engine with 1 IC stage	–0.20 mg/(s·N)	+11 kg
ICR engine with 3 IC stages	–0.18 mg/(s·N)	–126 kg

7．まとめ

今後，翼型熱交換器（AFHEX）を利用した中間冷却・再生（ICR）航空用ガスタービンの実現に向けた諸課題に引き続き取り組んで行く予定である。また，完全電動航空推進装置実現までの橋渡し技術としてICR航空用ガスタービンを活用したガスタービン－電気ハイブリッド航空推進装置の研究にも取り組む所存である。

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

参考文献

(1) JADC Worldwide Market Forecast 2017-2036, (2017), Japan Aircraft Development Corporation.

(2) 野村聡幸，高橋則之，久真司，宮原啓，高桑真，燃料電池航空機に関する基礎的な成立性検討，第47回飛行機シンポジウム，(2009), JSASS-2009-5043.

(3) Ito Y., Inokura N., Nagasaki T., Conjugate heat transfer in air-to-refrigerant airfoil heat exchangers, ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 136, No. 8 (2014), pp. 081703.

(4) Ito Y., Nakanishi H., Nagasaki T., Fukazawa K., Heat transfer coefficient on air-contact surfaces of an airfoil heat exchanger, The 23rd International Society of Air-breathing Engines Conference (2017), ISABE-2017- 21468.

(5) Bogdonoff, S.M., Performance of compressor blade cascades at high mach numbers, (1947), NACA RM L55I08.

(6) Johnson, H.A., Rubesin, M.W., Aerodynamic heating and convective heat transfer; summary of literature survey, Transactions of the ASME, vol. 71, No. 5 (1949), pp. 447-456.

(7) 中西仁，伊藤優，長崎孝夫，逆熱伝導解析による翼型熱交換器の伝熱性能評価，第45回日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集，(2017)，pp325-330 （日本ガスタービン学会誌　投稿中）

(8) Ito Y., Inokura N., Nagasaki T., Intercooled and Recuperated Jet Engine Using Airfoil Heat Exchangers, The 22nd International Society of Air-breathing Engines Conference (2015), ISABE-2015-20100.

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

連載

学校で習わない英語（16）
English Which Is Not Taught in School (16)

吉中　司*1
YOSHINAKA Tsukasa

ーTー章　（つづき）

{英語}：wear the pants

{意味}：「家族の稼ぎ主である」,「家族の中で主権を握っている」

{説明}：これはアメリカ式の言い方で，イギリスでは‘wear the trousers’です（参考資料４）。その昔，家族の稼ぎ主は旦那さんと決まっていました。旦那さんはズボンをはいていましたので，それが今日「家族の中でズボンをはいている人」＝「家族の稼ぎ主」という形で残っているのです。また，やはり金がモノを言う時世，「稼ぎ主」は「主権者」にも通じます。

この言葉の使い方ですが，或る女性が，実際にズボンをはいていなくとも，家族の稼ぎ主である場合，“She wears the pants（または trousers）in her family.”で良いのです。

ーVー章

{英語}：make a Virginia fence

{意味}：「千鳥足で歩く」

{説明}：バージニアと言えば，イギリスからの移民が今日のアメリカに最初に住み着いた地域で，パイオニア達の生活の後が，今でも見られます。ここに，地所の境界を示すためのフェンスがあるのですが，当時のものは木造です。バージニア・フェンスの特有なのは，フェンスの横木を支えるくいが真っ直ぐに並んでおらず，故意にジグザクに打ち込まれていることです。こうすると，風や雪により良く耐えるから，と考えられています（参考資料４）。

蛇足ですが，ケベック州のセントローレンス河の北岸にあるシャルルボア地方でも，フランスからの農耕移民が，同じ様にジグザグのフェンスを作っています。これは，原住民のアメリカン・インディアンから学んだもの，と説明されていますが，さてバージニアのものは，どうでしょうか。

こうして，バージニア・フェンスがジグザグであるところから，酔って千鳥足で歩く様子が‘make a Virginia fence’と呼ばれるようになりました。ですから，これはアメリカで生まれた熟語です。

例文ですが，簡単です。“He is making a Virginia fence.”と言えば，「あの男，酔って千鳥足で歩いている」のことです。

ーWー章

{英語}：come out in the wash

{意味}：１．「問題が解決する」，２．「明白になる」

{説明}：この熟語の中の‘wash’を洗濯と考えて下さい。洗濯をすると，シミや汚れが取れます。これが１．の「問題が解決する」に繋がるのです（参考資料19）。例えば，「クヨクヨするなよ。最後には問題は万事上手く解決されるよ」と言う場合，“Don’t worry about the problem too much. It will all come out in the wash, at the end.”で済むのです。

次の２．ですが，この場合は，‘wash’は「洗いざらい調べ上げる」という意味で使われ，熟語全体としては，「（隠されているものが）暴露される，明白になる」，となります（これも参考資料19）。例えば，「あの男が何を隠していようが，今回の調査で，全てが明らかにされるだろうよ」と言う場合，“Whatever he is hiding will come out in the wash.”となります。

参考資料（参考資料は本連載を通した番号で示しています）

４．"Oxford Dictionary of English Idioms, Third Edition" Edited by John Ayto, Oxford University Press, 2009
19. "idioms.thefreedictionary.com/come+out+in+the+wash"

原稿受付　2018年２月11日
＊１　独立コンサルタント
E-mail: tsuyoshi@videotron.ca

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

報　告

第３回 日本ガスタービン学会女性参画推進イベント開催報告

森川 朋子
MORIKAWA Tomoko

日本ガスタービン学会では，ガスタービンおよび関連技術に携わる女性技術者が互いに支え，刺激し合えるネットワークの提供を主な目的として，女性参画推進委員会を昨年度設立いたしました。

２年目の活動となる今回は，2017年８月30日に，首都大学東京 秋葉原サテライトキャンパスに於いて開催され，総勢32名の方にご参加いただきました。

今回は異業種の先進的な取り組みを学ぶことを目的として，日経の調査で『女性が活躍する会社』総合ランキング４位であった花王㈱様にご協力をお願いし，前半は社内での女性活躍の取り組みなどをご紹介いただくともに，後半はワークショップ形式のイベントを企画いただきました。

花王㈱様では2016年度に慶應義塾大学 井庭崇研究所との共同プロジェクトで自分らしく仕事も暮らしもチャレンジしていくための工夫について取り組まれ，その秘訣をパターン・ランゲージという短い言葉（34パターン）にまとめられています。当日もこのパターン・ランゲージを用いて自分を分析し，解決策を考えるワークショップを展開いただきました。

５-６名毎に分かれたグループワークでは，年齢や業種，性別などバックグラウンドが様々な参加者で構成されて個人のワークライフバランスに対する課題が異なるものの，共通のパターンランゲージを用いることで，どのグループも活発に意見が交わされている様子でした。参加者の方からも，今回のような個人の課題とその解決に焦点をあてた取り組みはユニークで，また，とても有意義であったという声をいただきました。

講演会終了後は交流会の会場に移動し，忌憚なく意見を交わして参加者同士の交流を深めました。

女性参画推進イベントでは，今後も会社の枠を超えた女性技術者のネットワークを提供できるよう，委員会にて企画・検討していきたいと思っております。

最後に，今回のワークショップの事前企画・準備と，当日すばらしい進行をいただいた花王株式会社　生活者研究センターの皆様に厚く御礼申し上げます。また，会場手配，準備等にご協力いただいた首都大学東京のみなさまに感謝申し上げます。

（女性参画推進委員会委員）

講演会の様子

全体集合写真

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

報　告

第46回ガスタービンセミナー報告

長野 啓明
NAGANO Hiroaki

第46回ガスタービンセミナーが，「ガスタービンおよびエネルギー関連技術の最新動向」をテーマとして，2018年1月25日㈭，26日㈮の２日間にわたり，首都大学東京 南大沢キャンパスにおいて開催された。111名と例年同様に大勢の方々にご参加いただき，活発な質疑応答が行われ，盛況の下に無事終了した。講師には，環境エネルギー，産業用ガスタービン，航空用エンジンに関わるメーカー，ユーザー，大学，研究機関の第一線でご活躍されている方々を迎え，11件のご講演をいただいた。以下に概略を報告する。

１日目は，「セッションⅠ：地球温暖化の最新技術動向」と「セッションⅡ：発電用ガスタービンの最新技術動向」の２つのセッションが開催され，セッションⅠでは２件,セッションⅡでは３件の講演が行われた。1.「CCUSプロジェクトの紹介」では，長野敬太氏（東芝エネルギーシステムズ）がCCSおよびCCUSの技術開発，CCUSパイロットプラントの実例を説明した。２.「産総研 福島再生可能エネルギー研究所が取り組む水素キャリアの研究開発」では，古谷博秀氏（産業技術総合研究所）が，福島再生可能エネルギー研究所における水素関連研究開発と水素キャリアの将来展望を説明した。３.「シーメンスガスタービンの最新技術動向」では，大築康彦氏（シーメンス）が，最新鋭機種であるHクラスの運転実績やHLクラスの開発状況および適用最新技術を説明した。４.「1700℃級超高温ガスタービン要素技術の開発」では，石坂浩一氏（三菱重工業）が，高性能・高信頼性を有した圧縮機開発や低NOx燃焼器開発といった要素技術開発と高温部材の溶接補修技術や，タービン翼材料および3D積層技術といった先進製造技術開発の実例を説明した。５.「GEガスタービンの開発動向」では，藤本治貴氏（GE Power）が，GE低NOx燃焼技術DLN2.6シリーズおよびガスタービン実証試験について，HAガスタービンの開発動向を交えて解説した。

２日目は，「セッションⅢ：航空用エンジン技術の最新技術動向」として，６件の講演が行われた。６.「航空用ガスタービンにおけるマルチフィジックスCFDシミュレーションの研究動向」では，山本誠氏（東京理科大学）が，マルチフィジックスCFDシミュレーションの計算方法を概説し，当該グループで研究されたデポジション現象シミュレーションについて，その成果と有効性を説明した。７.「次世代ジェットエンジンに適用するグリーンエンジン技術の研究開発」では，田口秀之氏（宇宙航空研究開発機構）が，グリーンエンジン技術におけるエンジンシステム設計，エンジン制御技術，超高温低NOx燃焼器技術，エンジン騒音低減技術について研究開発の現状を説明した。８.「HF120ターボファンエンジン開発における高空特性検証」では，池田法史氏（本田技術研究所）が，高空特性検証試験手法として高空模擬試験設備とフライングテストベッドについて，エンジン開発実例を基に説明した。９.「航空エンジン部品に適用される革新的生産技術・材料技術」では，井頭賢一郎氏（川崎重工業）が，熱間スピニング成形技術をはじめとするニアネットシェイプ技術および燃焼器ライナへのCMC適用技術開発を解説した。10.「航空エンジン寿命管理部品の設計技術の開発」では，中村寛氏（IHI）が，寿命管理部品設計に欠かせない加工の疲労強度影響評価技術および多軸応力場でのLCF強度評価技術について説明した。11.「エアラインにおけるエンジン不具合防止の取り組み」では，多田暁氏（JALエンジニアリング）が，エンジン整備を概説し，エアラインとエンジンメーカーの故障予知と予防整備に対する協力体制やトレンド・モニタリングの実例を説明した。

最後に，ご多忙な中，貴重な内容をご発表いただきました講師の方々，会場の準備・運営に多大なご協力をいただきました首都大学東京の関係者の方々，そしてご参加いただきました皆様に，厚く御礼を申し上げます。

（集会行事委員会委員）

会場の様子

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

報　告

2017年度第２回若手技術者交流会報告

手塚 津奈生
TEZUKA Tsunao

2018年２月２日㈮に，大阪市北区中之島の大阪大学中之島センターにて若手技術者交流会が開催された。この若手技術者交流会は，「ガスタービンの技術分野ごとに専門的な講義をしてほしい」，「若手が気軽に参加できるイベントを開催してほしい」，「他の参加者との交流の場がほしい」，といった要望が学会のアンケートに多数寄せられたことを受けて昨年度より開始した企画である。ガスタービン関連分野で今後中核的な存在としての活躍が期待される若手技術者をメインターゲットに，個々の研究・技術レベルの向上と会員相互の情報交換の促進を図ることを目的とし，第一線で活躍されている専門家による講義・講演と，参加者による自己紹介・ディスカッションを併せた企画である。今回は燃焼をテーマとして関西地区で開催した。メーカーの若手・中堅技術者や大学の研究者20名（11団体）に参加頂き，幅広い交流が行われた。

集会行事委員会の輪嶋委員長による開会の挨拶に引き続き，略歴や業務の概要，関心のある話題等をスライド１枚にまとめていただいたものを用い，参加者の自己紹介が行われた。後述の講義・講演による知識の向上と他の技術者と交流したいという高いモチベーションを持った自己紹介が多かった。各団体あるいは個人で特色があり，人となりを垣間見ることができ，後のディスカッションや懇親に有益だったと評判も良かった。

講義は，講師に黒瀬良一氏（京都大学）を招き，「燃焼数値シミュレーションの最新動向」をテーマとして講義いただいた。通常の講演とは異なる「講義」ということで，数式を織り交ぜた理論的な解説もあり，最近の様々な研究成果や今後の課題，展望などが紹介された。実際の燃焼の挙動を観察することが難しい場合が多いため，数値シミュレーション結果が経験者の感覚と合っていることが重要というのが印象的であった。

講義の後に設けた質疑応答およびディスカッションでは，時間が足りなくなるほどの活発な質疑・議論が行われた。講師も参加者も同じような悩みを抱えていることが少なくなく，仲間意識が芽生えていたように感じた。

続いて，メーカーからの実践的な紹介として，谷村聡氏（三菱日立パワーシステムズ）による「発電用大型ガスタービン燃焼器における燃料多様化対応技術」と題した講演をいただいた。低NOx燃焼器の技術や開発プロセスの紹介を始めとし，次世代火力発電や燃料多様化・水素燃料利用などの先端技術の紹介や今後の展望が説明された。

講演の後に設けた質疑応答およびディスカッションでは，若手ならではの遠慮のない質問に講師が回答に苦労する場面があったり，ホワイトボードを使った図解があったりと迫力のある議論が行われた。

交流会終了後，講義・講演会場に隣接したカフェテリア「スコラ」にて懇親会が行われた。懇親会には，交流会出席者の８割の方が参加し，講師の方々にも出席いただいた。垣根を越えた熱心な議論と情報交換が会場の各所で自発的に行われ，本交流会の開催趣旨のとおり，若手技術者間の交流の場として十分にご活用いただけたように思う。

最後に，講義，資料等の作成・準備にご尽力頂いた講師の方々に感謝すると共に，会場の提供，運営にご協力を頂いた大阪大学の関係者各位に深く感謝いたします。

（集会行事委員会委員）

講義風景

懇親会風景

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

訃　報

ご逝去の報に接し，謹んで哀惜の意を表すとともに，ご冥福をお祈り申し上げます。

名誉会員　大田　英輔　（吉岡　英輔）　氏
2017年11月14日逝去（享年78歳）

［本会関係略歴］
1984年５月１日　入会
会長　（2003），副会長（2002），監事（2005,2006）
評議員（1985,88,91,94 ～ 96,99 ～ 01）
理事　（1986,87,89,90,92,93,97,98）
2010年４月　名誉会員

［略歴］

1963年３月	早稲田大学第一理工学部機械工学科卒業
1965年３月	早稲田大学大学院理工学研究科（修士）機械工学専攻修了
1965年４月	早稲田大学理工学部助手
1968年３月	早稲田大学大学院理工学研究科（博士）単位取得
1968年４月	早稲田大学理工学部専任講師
1970年４月	早稲田大学助教授
1975年４月	早稲田大学教授
1977年３月	工学博士（早稲田大学）
2007年４月	早稲田大学名誉教授

追　悼

大田英輔先生を偲んで

太田 有*1

本会名誉会員，元会長の大田英輔先生は，昨年11月14日夕刻，入浴中にご逝去されました。享年78歳という若さでした。亡くなる前日も趣味の乗馬をされるなど非常にお元気で，当日，寒いからお風呂に入ると言われたのが最期とのことでした。昨年10月に愛媛県松山市で開催された第45回定期講演会では元気なお姿を拝見し，懇親会ではご挨拶もされておられましたので，まさに突然に旅立たれた感があります。

大田先生は1963年３月に早稲田大学第一理工学部をご卒業の後，衝撃波の成長・減衰に関する実験並びに数値解析研究に従事され，計算機の発達に伴う数値流体力学の黎明期に先駆的な研究成果を数多く発表されました。その後，研究範囲を流体工学全般に拡張され，調節弁のキャビテーション，流体騒音の低減，固気二相流の境界層，各種エンジン内非定常流れなど幅広い分野で研究成果を発表され，ASME Best Paper Award，日本ガスタービン学会論文賞，日本機械学会からはキャビテーション，衝撃波，軸流圧縮機の旋回失速という３分野で論文賞を受賞されておられます。在外研究でAachen工科大学Gallus教授の研究室に１年間滞在されたのを契機に，研究範囲を空気機械や原動機分野に拡張されると共に，2003年には日本ガスタービン学会の第28期会長，2007年にはIGTC 2007 Tokyo実行委員長などの要職を歴任され，学会の発展にも尽力されました。2007年３月に定年により早稲田大学を退職されるまで，40年以上の長きにわたって教鞭をとられ，多くの卒業生を社会に輩出されました。

愛車のMercedesで通勤され，Leicaのカメラや Montblancの万年筆，Staedtlerのペンを愛用され，愛馬の名前はSonneと，ドイツをこよなく愛しておられた先生でした。普段から殆どお酒を嗜まない先生で，学会の懇親会でも専らウーロン茶でしたが，国際会議でドイツに行った際には白ワインを楽しんでおられました。先生とご一緒させて頂いた最後の国際会議もDüsseldorf で開催されたASME Turbo Expoになってしまいました。

大田先生には35年以上の長きに亘ってご指導頂き，実験に対する心構えや研究に対する姿勢，教育や講義の方法に至るまで，現在の全てをご教示頂きました。ご指導に対して改めて厚く御礼を申し上げると共に，心よりご冥福をお祈り申し上げます。

原稿受付　2018年２月９日
＊1　早稲田大学 基幹理工学部

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

「公益社団法人日本ガスタービン学会 2017年度通常総会」招集通知発送のお知らせ

正会員各位には当学会2017年度通常総会招集通知を３月末に発送いたします。

招集通知がお手元に届きましたら，内容をご確認のうえ，ご出席くださいますようお願い申し上げます。なお，当日ご出席願えない場合は，書面またはインターネットによって議決権を行使することができますので，2018年４月19日㈭午後５時30分までに議決権を行使くださいますようお願い申し上げます。

（総会等の概要）

日　時：　2018年４月23日㈪　14：00 ～ 15：00

場　所：　東芝エネルギーシステムズ㈱本社　15階　1504会議室
神奈川県川崎市幸区堀川町72-34　ラゾーナ川崎東芝ビル

次　第：　公益社団法人日本ガスタービン学会　2017年度通常総会

総会終了後，名誉会員推薦状授与式，学会賞授与式及び記念品贈呈式，特別講演会，懇親会を開催いたします。

第46回日本ガスタービン学会定期講演会・見学会のお知らせ

第46回日本ガスタービン学会定期講演会を以下の要領で開催いたします。

講演会開催日　2018年10月10日㈬，11日㈭
講演会開催場所　かごしま県民交流センター
鹿児島市山下町14-50
http://www.kagoshima-pac.jp/
見学会　2018年10月12日㈮

講演申込要領は，学会誌５月号，学会ホームページ（http://www.gtsj.org）に掲載いたします。奮ってご応募くださいますようお願い申し上げます。

講演申込締切　2018年６月22日㈮　予定
講演採否連絡　2018年７月27日㈮　予定
論文原稿締切　2018年８月27日㈪　予定

参加申込方法は，学会誌７月号，学会ホームページに掲載する予定です。

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

会 告

Asian Congress on Gas Turbines 2018（ACGT2018）開催のお知らせと講演募集

ACGT2018実行委員会

日本ガスタービン学会では2005年にアジア地域のガスタービン国際会議（Asian Congress on Gas Turbines ACGT）を立ち上げ，以来，2005年のソウル，2009年東京，2012年上海，2014年に再びソウル，そして2016年はムンバイと，5回のACGTを共催・主催してまいりました。日本開催２巡目となるACGT2018は，本学会の主催により，本年８月に岩手県盛岡市で開催いたします。アジア地域のガスタービン・エネルギー関連分野の情報交換を行える貴重な機会ですので，皆様，奮ってご参加下さいますよう，よろしくお願いします。

アブストラクト締切は４月30日㈪です。会議の詳細ならびに講演申込みの詳細は，下記ウェブサイトをご覧ください。

記

会議名：アジア・ガスタービン会議2018（Asian Congress on Gas Turbines 2018, ACGT2018）
会期：2018年８月22日㈬～24日㈮
場所：いわて県民情報交流センター（アイーナ）
スケジュール：アブストラクト締切　４月30日㈪
　アブストラクト採否通知　５月15日㈫
　最終論文締切　６月30日㈯
参加登録費：一般30,000円，学生6,000円（いずれも税込）
会議ウェブサイト：http://acgt2018.org/ （本会ホームページにもリンクしています）

◇◇◇◇◇◇◇◇◇◇◇◇◇◇◇◇◇◇◇◇◇◇◇◇◇◇◇◇◇◇◇◇

第30回ガスタービン教育シンポジウム開催のお知らせ

学生及び技術者（ガスタービン初心者）を対象とした標記シンポジウムを開催いたしますので，奮ってご参加ください。

1．日　　時：2018年７月５日㈭，６日㈮
2．場　　所：東芝エネルギーシステムズ㈱　京浜事業所タービン工場
（神奈川県横浜市鶴見区末広町１－９）
3．プログラム：
・ガスタービン概論
・ガスタービンと流体工学／伝熱工学／燃焼工学／材料工学／制御工学
・特別講演（東芝）
・見学会：東芝エネルギーシステムズ㈱　京浜事業所タービン工場，東芝ジーイータービンコンポーネンツ
・懇親会
4．募集概要：
⑴対象者：大学，高等専門学校，大学院在籍者，ならびにガスタービン初心者の社会人
⑵定員：60名程度
・教育シンポジウムの詳細および申し込み方法は本誌５月号およびホームページ（http://www.gtsj.org/）に掲載する予定です。
★今年度は関西地区において，第31回ガスタービン教育シンポジウムを2018年11月初旬に三菱日立パワーシステムズ㈱高砂工場にて開催する予定です。

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

2018年度　第１回見学会のお知らせ

2018年度第１回見学会を下記の通り開催いたします。奮って御参加下さい。

１．日時：2018年４月20日㈮　13：15 ～ 16：45　（JR直江津駅南口集合，解散）

２．場所：中部電力㈱上越火力発電所
（新潟県上越市八千浦（やちほ）２番）

３．見学内容：ガスタービンコンバインド発電所の見学
発電所全般の見学の他，ガスタービン及び蒸気タービンの開放状態を見学できます。

４．参加要領

⑴参加資格：大学生以上
⑵定　　員：40名程度（申込多数の場合，お断りする場合がございます）
⑶参加費（税込）：当日お支払下さい。（移動バス代含む）
社会人　会員　3,500円，非会員　4,500円
学　生　会員・非会員問わず　2,500円

５．スケジュール（予定）

13：15	JR直江津駅　南口集合，貸切バスにて移動
13：45　～　16：15	上越火力発電所の紹介及び見学と質疑応答
16：45頃	JR直江津駅　解散

６．申込方法：
「2018度 第１回見学会 参加申し込み」と明記のうえ，下記の情報をE-MailまたはFAXにて学会事務局（E-mail：gtsj-office@gtsj.org , Fax：03-3365-0387）にお送り下さい。

⑴氏名（ふりがな）
⑵生年月日
⑶性別
⑷会員種別
⑸ご所属（名称，部署，役職）
⑹電話番号
⑺E-Mail

◆申込締切：2018年４月３日㈫

・申込者全員に，参加可否を４月６日㈮までにお知らせいたします。
・学会からの連絡がない場合にはお問い合わせください。

※参加者には集合場所，スケジュール等の詳細をお知らせいたします。

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

○本会協賛行事○

主催学協会	会合名	共催/協賛	開催日	会場	詳細問合せ先
IMechE (Institution of Mechanical Engineers)	13th International Conference on Turbochargers and Turbocharging	協賛	2018/5/16-17	Twickenham Stadium, London	URL:http://www.imeche.org/turbo
日本機械学会関西支部	第355回講習会「破壊力学の基礎と最新応用（実験実習・計算演習付き）」	協賛	2018/5/22-23	㈱島津製作所三条工場研修センター	URL:http://www.kansai.jsme.or.jp/
ASME IGTI	ASME Turbo Expo 2018	協賛	2018/6/11-15	Norway Exhibition and Convention Centre (Lillestrom, Norway)	URL:https://www.asme.org/events/turbo-expo
日本機械学会	No.18-17「第23回動力・エネルギー技術シンポジウム」	協賛	2018/6/14-15	国際ホテル宇部（山口）	URL:http://www.jsme.or.jp/conference/pesymp2018/
日本機械学会	No.18-18「第29回内燃機関シンポジウム」	協賛	2018/11/26-28	同志社大学新町キャンパス	URL:http://www.jsme.or.jp/conference/ICES2018/

▷入会者名簿◁

〔正会員〕

嶋脇　聡（宇都宮大学大学院）
中富　淳夫（東芝エネルギーシステムズ）
多田　学（東北電力）
伊藤　祐太（本田技術研究所）
川前　克也（三菱重工マリンマシナリ）
住田　亮（ゼネラル・エレクトリック・グローバル・サービス）
畠山　友孝（東北大学）
川原　彰広（ノリタケカンパニーリミテド）
北村　英二郎（本田技術研究所）
薄根　由恵（三菱日立パワーシステムズ）
高橋　尚也（東北電力）
高原　雄児（防衛装備庁）
川澄　郁絵（本田技術研究所）
宮城　雅一（JXTGエネルギー）

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

◇2018年度会費納入のお願い◇

2018年度会費（2018年３月１日～2019年２月末日）の納入をお願い申し上げます。会費は，下記の通りとなっておりますので，2018年４月30日までにお納め下さいますようお願い致します。

なお，口座自動振替をご利用の方は，2018年３月23日にご指定の口座よりお引き落としさせていただきます。

＜2018年度会費（不課税）＞

正会員	8,000円
正会員（65歳以上*）	5,000円
学生会員	2,500円
賛助会員　１口	70,000円

（*2018年３月１日現在）

【納入方法】

郵便振替：　00170-9-179578
銀行振込：　みずほ銀行　新宿西口支店
　　普通預金口座　1703707
いずれも口座名は，
シャ）ニホンガスタービンガッカイ です。
振込手数料は貴方にてご負担願います。

※会費の納入には，簡単・便利な口座自動振替をお勧め致します。自動振替をご利用されますと，振込手数料は学会負担となります。ご希望の方は巻末の「預金口座振替依頼書」にご記入の上，学会事務局までお送りください。

次号予告　**日本ガスタービン学会誌2018年５月号（Vol.46 No.３）**

特集１　エネルギー分野における三次元積層技術の現状と展望

巻頭言　前川 篤（TRAFAM）
SLMによる積層造形（仮題）　京極 秀樹（近畿大学）
EBMによる積層造形（仮題）　千葉 晶彦（東北大学）
金属粉末積層造形法により作製した耐熱合金における高温強度特性劣化　筧幸次，郭妍伶，秋野一輝（首都大学東京）
金属積層材料のガスタービン高温部材適用における課題と展望（仮題）　今野 晋也（三菱日立パワーシステムズ）
産業用ガスタービンにおける金属積層造形技術の適用事例　野村 嘉道，藤光 利茂，森橋 遼，堀川 敦史，中山健太郎（川崎重工業）
エネルギー機器材料の３次元積層造形技術の開発　日野 武久，大西 春樹，只野 智史，中谷 祐二郎（東芝エネルギーシステムズ）
三次元積層造形による新規耐食合金の開発　桑原 孝介（日立金属）
積層造形製品へのHIP効果とその影響を活かした工程最適化　増尾 大慈，唐土 庄太郎，近藤 大介（金属技研）
積層造形プロセスモニタリングおよび部材の非破壊評価（仮題）　渡邊 誠（物質・材料研究機構）
AMパウダ技術（仮題）　Adeline Riou（Aubert & Duval）

特集２　わが国におけるガスタービン研究・開発の先駆者（その２）

先駆者プロフィール：
中西 不二夫，渡部 一郎，粟野 誠一，八田 桂三，水町 長生，岡崎 卓郎

※タイトル，執筆者は変更する可能性があります。

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

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ーです。

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（2017年３月現在）

会員数：2,060名（正会員 1,995名，学生会員 65名）　　賛助会員：110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

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

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

編集後記

いろいろ言われながらも熱戦，ドラマが繰り広げられた平昌オリンピックも，２月25日についに閉会となりました。日本は冬季オリンピックで過去最高の成績を残すことができ，我々も元気をたくさんもらいました。今度はパラリンピックですね。さらに２年後はいよいよオリンピック東京大会が控えていますが，次世代の人にやってよかった，と言ってもらえるようなプラスの資産が残るものにしたいものです。

さて，今回はボイラと熱交換器を特集いたしましたが，いかがでしたか。ボイラは蒸気タービンには必須の機器ですし，ガスタービンと蒸気タービンを組み合わせたコンバインドサイクルでは排熱回収ボイラが必須です。また，ガスタービンや蒸気タービンを使って効率良く発電しようと思えば，発生する熱をうまく使いきる必要がありますから，どうしても熱交換器の力を活用せざるを得ません。ボイラや熱交換器については，過去のガスタービン学会誌のいろいろな特集の中で散発的に取り上げられてきましたが，今回はこれらをまとめて特集してみました。多くの学会員の方にとってはこれらの機器は身近な存在でありながら，基礎的な話から最新の情報までを一括して得る機会はあまりないのではなかったでしょうか。そんな方に今回の特集が少しでもお役に立てれば幸いです。

東京オリンピックが開催される2020年はもはや目の前ではありますが，そのころの電力の構成は様変わりしそうです。コストが急速に低下している再生可能エネルギーへのシフトは加速するでしょう。したがって，出力が大きく変動するこれらのエネルギーと需要とのバランスを調整することが，これからの火力発電の大きな役割のひとつとなるものと思われます。ガスタービン，蒸気タービンをベースとする火力発電は，CO_2の排出量をミニマム化できる高い効率と，急速な負荷変動に追従する運用性を持つものが生き残っていくでしょう。このために，美しい連携で見事な勝利を得た日本女子パシュートのごとく，ボイラや熱交換器とタッグを組んでこの問題に取り組んでいければと思います。

今回の特集記事を執筆いただいた方には本会会員以外の方も多くおられます。お忙しい中，それぞれ興味深い記事を執筆いただいたことに，この場を借りて厚く御礼申し上げます。もしボイラや熱交換器に関連する学会などからガスタービンなどの解説記事の依頼がありましたら，ガスタービン学会員の方はぜひ快く引き受けていただければと思います。

（新関 良樹）

●３月号アソシエイトエディター
新関 良樹（東芝エネルギーシステムズ）
●３月号担当委員
渋川 直紀（東芝）
北條 正弘（宇宙航空研究開発機構）
森澤 優一（東芝エネルギーシステムズ）

（表紙写真）
今回の表紙については，【論説・解説】の著者より流用およびお借りしています。
詳細については，下記記事をご参照ください。

・「大容量，高効率GTCCプラント向け排熱回収ボイラ」……（P.96 ～ 100）
・「石炭焚きボイラの概要と最新動向」…（P.107 ～ 113）
・「コンパクト熱交換器　プレートフィン式熱交換器，マイクロ（ミリ）チャンネル式熱交換器」…（P.120 ～ 125）
・「廃熱利用機器　吸収式冷凍機の技術動向」……（P.129 ～ 134）

☘事務局だより✉☘

春のお彼岸の時期がやってきました。ガスタービン学会に朝夕に行き来する通勤路の空気感も今までより穏やかになってきています。

お彼岸といえば，ぼた餅を思い浮かべて食べる機会が増えるのを喜んでいますが，山菜が活躍しますね。

山ウド・ふきのとう・タラの芽・こごみ・うるい・ゼンマイ・ふき・コシアブラ・行者にんにく。３月は山沿いの地域はまだ春爛漫とはいきませんが，土地で採れた山菜がスーパー，販売所で売られていたりします。新鮮な山菜は滋味に富んでいて，いただくと生命の息吹が体に染み渡るようなすがすがしい気持ちです。

山の菜，というぐらいですから，山で採れるものが圧倒的に多いと思いきや，東京の調布でも，１月下旬ぐらいと早い時期でしたが，ふきのとうが陰地にひょっこり顔を出しているのを見つけたことがあります。早速いくつか摘んで天ぷらにして食べてみました，おいしい思い出です。

さて，例年通り，通常総会の招集通知を３月末に皆様のお手元にお送りします。書面ないしは電磁的方法においてお願いしております議決権行使につきましては，学会の運営に関わる重要な意思決定の場でございます。総会にご出席いただけない場合は，学会ウエブサイトの会員専用ページ内に，インターネットでの議決権行使としての電子投票をご用意しております。今年も皆様のご協力をよろしくお願い申し上げます。

（田頭 味和）

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.

学会誌編集および発行要領（抜粋）

2017年２月８日改定

１．本会誌の原稿はつぎの３区分とする。

A．依頼原稿：学会誌編集委員会（以下，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。執筆者は本学会会員（以下，会員）外でもよい。

B．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。

C．学会原稿：本学会の運営・活動に関する記事（報告，会告等）および会員による調査・研究活動の成果等の報告。

１.２．技術論文の投稿については，「技術論文投稿要領」による。

１.３．英文技術論文の投稿については，Instruction to Authors, JGPP（International Journal of Gas Turbine, Propulsion and Power Systems）による。

２．依頼原稿および投稿原稿は，論説・解説，講義，技術論文，寄書（研究だより，見聞記，新製品・新設備紹介），随筆，書評，情報欄記事の掲載欄に掲載することとし，刷り上がりページ数は原則として以下のとおりとする。

論説・解説，講義	6ページ以内
技術論文	技術論文投稿要領による
寄書，随筆	3ページ以内
書評	1ページ以内
情報欄記事	1/2ページ以内

３．原稿の執筆者は，本会誌の原稿執筆要領に従って原稿を執筆し，編集委員会事務局（以下，編集事務局）まで原稿を提出する。編集事務局の所在は付記１に示す。

４．依頼原稿は，編集委員会の担当委員が，原稿の構成，理解の容易さ等の観点および図表や参考文献の書式の観点から査読を行う。編集事務局は査読結果に基づいて，執筆者への照会，修正依頼を行う。

５．投稿原稿のうち技術論文以外のものは，編集委員会が審査し，本会誌への掲載可否を決定する。

６．投稿原稿のうち技術論文の審査，掲載については，技術論文投稿要領に従う。

７．依頼原稿の執筆者には，本学会の事務局（学会事務局)から原則として謝礼（図書カード）を贈呈する。

８．依頼原稿および投稿原稿の執筆者には，抜刷を10部贈呈する。なお，非会員の第一著者には掲載号学会誌１部も贈呈する。

９．本会誌に掲載された著作物の著作権は原則として本学会に帰属する。本学会での著作権の取扱いについては別途定める著作権規程による。

10．他者論文から引用を行う場合，本会誌に掲載するために必要な事務処理及び費用分担は著者に負うところとする。

付記１　原稿提出先および原稿執筆要領請求先（編集事務局）
ニッセイエブロ㈱ 企画制作部
学会誌担当：高橋 邦和
〒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

技術論文投稿要領（抜粋）

2017年８月25日改定

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）ガスタービン及びエネルギー関連技術に関連するものであること。
　3）学会誌原稿執筆要領に従って執筆された，モノクロの日本語原稿であること。
　4）一般に公表されている刊行物に未投稿であること。ただし，以下に掲載されたものは未投稿と認め技術論文に投稿することができる。
　　• 本学会主催の学術講演会・国際会議のプロシーディングス
　　• 特許および実用新案の公報，科学研究費補助金等にかかわる成果報告書
　　• 他学協会の講演要旨前刷，社内報・技報，官公庁の紀要等の要旨または抄録

2．原則として刷り上がり８ページ以内とする。ただし，１ページにつき16,000円（税別）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

3．著者がカラー１ページあたり50,000円（税別）を負担する場合には，カラー印刷とすることができる。

4．投稿者は，学会誌原稿執筆要領に従って作成された印刷原稿または原稿電子データを，技術論文原稿表紙とともに学会誌編集事務局に提出する。

5．投稿された論文は，論文委員会が論文査読に関する内規に従って査読を行い，掲載可否を決定する。

6．論文内容についての責任は，すべて著者が負う。

7．本技術論文の著作権に関しては，学会誌編集および発行要領（抜粋）９.および10.を適用する。

日本ガスタービン学会誌
Vol.46　No.2　2018.3

発行日　2018年３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　辻田 星歩
　　発行者　船﨑 健一
　　〒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
　　㊐ 1703707
印刷所　ニッセイエブロ㈱
　　〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
　　Tel. 03-5733-5158　Fax. 03-5733-5164

©2018，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，㈳学術著作権協会に委託致しておりません。直接，本学会へお問い合わせください。

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.7, 2025/07/06.