

特集：ガスエンジン、ディーゼルエンジンとガスタービン

ガスエンジン技術の発展に向けて

塩路 昌宏^{*1}
SHIOJI Masahiro

キーワード：ガスエンジン、実用化技術、燃焼制御、自動車用エンジン、産官学連携

Gas Engine, Practical Technology, Combustion Control, Automotive Engine, IGA Collaboration

ガスタービンやエンジン（往復式内燃機関）は、言うまでもなく私たちの社会・生活を支える動力源であり、それだけにエネルギー・環境に及ぼす影響も大きく、環境負荷低減、省エネルギーおよび燃料多様化への厳しい要求が突きつけられている。近年は、希薄燃焼、EGR、高乱流・高密度燃焼等の燃焼制御技術に加えて後処理技術の高度化によりクリーンな排気が実現され、厳しい排ガス規制にも対応できるようになった。さらに、効率向上技術の発展も目覚ましく、ガスタービンでは100 MW級で単体として45%、蒸気タービンと組み合わせたコンバインドとして60%を超える高い発電効率を達成している。これに対し、10 MW～1 kW出力では間欠燃焼の特性からエンジンの方が熱効率は高く、多くの機械システムの動力源として広く用いられている。

本号では、ガスタービンと競合・補完関係にあるガスエンジンを特集し、船用・産業用・コーチェネレーション用ガスエンジンの特徴、課題、実用化技術、適用事例等を紹介する。ボア径500 mmの大型から53 mmの小型エンジン、吸気管内噴射や副室内・燃焼室内直接噴射、火花点火や着火油点火、予混合燃焼や部分予混合・拡散燃焼、メタン価対応等々、エンジンサイズ、燃料供給方法、点火方法、燃焼形態、ガス種の異なる多くのエンジン技術を網羅しており、ガスエンジンの技術開発動向を知る上でも、燃焼技術を学ぶ上でも、たいへん参考になる内容が含まれている。

なお、ここでは取り上げていない自動車用についてもガスエンジンの適用が進められ、世界では天然ガス産出国を中心に約2,200万台のNGV (Natural Gas Vehicle) が使われている。日本でもこれまで約4.5万台が登録され、主に商用車（トラック、軽自動車、バン）を代替している。NGV用エンジンは、ボア径60 mm～120 mmの自動車用ガソリンあるいはディーゼルエンジンを転用しており、ほとんどが吸気管内ガス供給火花点火方式である。しかし海外では、直接ガス噴射で軽油噴霧着火のデュアルフェュエルDDFエンジンを搭載した大型トラックが実用されており、直接噴射火花点火方式や吸気管内噴射DDF方式等の高効率エンジンによるCO₂削減を目指

原稿受付 2016年8月1日

*1 京都大学大学院エネルギー科学研究所
〒606-8501 京都市左京区吉田本町

す取り組みも試みられている。ただし、NGVの普及は国および自治体の施策に負う所が大きく、ガス容器や配管系に関わる規制緩和の状況およびインフラ整備の進展に依存する。

また、自動車用エンジンの排気浄化および高効率化の技術開発については、最近、乗用車メーカー間の協調を核とする産官学連携の体制が構築されており、ガスエンジンを直接対象とはしていないものの、共通する技術内容も多く、以下に簡単に紹介させていただく。

2014年4月に発足したAICE（自動車用内燃機関技術研究組合）では、クリーンディーゼル後処理技術の高度化研究を実施しており、EGRデポジット・白煙抑制、DPF内部現象解明・再生技術高度化、NO_x低減触媒開発等のテーマに取り組んでいる。同年度にはSIP（戦略的イノベーション創造プログラム）の「革新的燃焼技術」プロジェクトが5年計画で開始され、高効率燃焼と損失低減による最大熱効率50 %を目標に、基礎的現象解明から実用エンジンへの応用技術開発に挑戦している。ガソリン燃焼、ディーゼル燃焼、損失低減および制御の4チームで分担課題を設定し、最先端の計測・制御・シミュレーションを駆使した多くの実験および数値予測に基づき、実用的な燃焼コンセプトやモデルの提案を目指す。ガソリン燃焼ではスーパーイーンバーン実現に向けた強力点火、高乱流・高EGR下の燃焼促進、ノック改善、冷却損失低減を、ディーゼル燃焼では350MPaまでの超高压噴霧による混合気制御、後燃え・冷却損失低減、放射音低減を狙って研究を実施し、科学的知見の獲得と要素技術の開発・応用・実用化が期待されている。なお、各チームに多くのクラスター大学が参画し、AICEからの企業サポートの下に目標設定、計画、進捗管理、分析・評価等が行われ、まさに産官学連携によるオールジャパン体制で研究が進められている。このようなエンジン研究開発の取り組みは日本では初めての試みであり、官による補助事業終了後の研究体制の継続・発展が、将来の日本のエンジン技術の進化に大きく寄与するであろう。

以上、本号の概要とガスエンジン技術の発展に関する取り組みを補足紹介した。本号の内容が各位の参考になれば幸いである。

特集：ガスエンジン、ディーゼルエンジンとガスタービン

レシプロエンジンとガスタービンの違いと特徴

高崎 講二^{*1}
TAKASAKI Koji

キーワード：レシプロエンジン、天然ガスエンジン、リーンバーン、High Pressure GI (Gas Injection)
Reciprocating Engine, Natural Gas Engine, Lean-Burn, High Pressure GI (Gas Injection)

1. 緒言

筆者は上記の主題で工学部の2年生に講義している。よって本稿は皆様には簡単過ぎる内容となっており、新人の方々への入門的解説とご理解頂ければ幸いである。

また、筆者はこの40年間、船用機関・船用燃料に従事しており、本稿でも船用エンジンが主内容になっている。その代表として船用天然ガスエンジンを例にして、ガスタービンとは全く違うその燃焼について解説する。

2. 「閉じた系」と「定常流れ系」

上記の講義内容を学生に印象付けるために、「パート・タイム」と言うキーワードを使っている。図1に示す二つのT-S線図は、ガスタービンのブレイトンサイクルと、ガソリンエンジンを想定したオットーサイクルを比べたものである。その右に構造図、つまりサイクル1-2-3-4-1を構成する要素を示す。読者の方はお分かりのように、ブレイトンサイクルの各点はガスタービンの各パートを表しているが、オットーサイクルを構成する要素は圧縮や膨張の時間（タイム）である。これは基本的に、「定常流れ系」と「閉じた系」の違いから来ることである。

この図を見ると、オットーサイクルの方がサイクルの最高温度 T_{max} は高くなっている。実際、ガソリンエンジンの燃焼温度は2,000°Cにもなる。しかしそれは1回転中の一瞬であり、それ以外の時間はもっと低い温度で作動している。燃焼室部品は燃焼ガスに追従するような急な温度変動を起こさないので、アルミニウム合金のピストンでさえその耐温度を越えることはない。

つまり、ガスタービンより安い材料で高い T_{max} 、即ち高い熱効率を発揮できる。ただし、機関の重量に対する出力は比べるべくもない。作動ガス流量が違い過ぎるからで、講義中には、レシプロエンジンを消火のバケツリレー、ガスタービンを消防ホースに例えたりして、学生に両方の流量差のイメージを与えていた。

原稿受付 2016年6月21日

*1 九州大学 総合理工学研究院

〒816-0811 春日市春日公園6-1

3. 正味熱効率

車のガソリンエンジンでは圧縮比（下死点と上死点の体積比）は約10である。これを図1の空気標準オットーサイクルで計算すると、理論熱効率として約0.6が出てくる。一方、ガソリンエンジンの正味熱効率はせいぜい0.3で、このギャップの理由を以下のように説明している。

- ・実際の作動ガス（サイクルの途中から高温の燃焼ガス）は理想気体からほど遠い…理想気体より比熱が高い。
- ・実際のサイクルはオットーサイクルのような理想的な形でない（実際の燃焼はある程度の時間が掛かることや、冷却損失分が仕事にならないことなど…）。
- ・レシプロエンジンは構造が複雑で機械的摩擦損失が大（図示仕事の10～20%もの内部摩擦損失）。

この後で、実はガスタービンの方が正味熱効率が低いことを説明すると、学生からやや疑問の声が起ころ…

- ・ガスタービンの作動ガスは空気過剰率が高く燃焼温度も低いので、ガソリンエンジンの場合より理想気体に近いのではないか？
- ・ガスタービンローターの軸受摩擦はずつと小さい…それでも正味熱効率は低いのか？…と。

これについては、キーワード「 T_{max} 」・「非可逆」・「低負荷（では特に熱効率が落ちる…）」を使って説明している。 T_{max} がタービンブレードの耐熱性から制限されることとは、前述のアルミピストンと耐熱合金のブレードを比較して理解させている。羽根車によって行われる圧縮・膨張の非可逆性についても、ピストンリングの密封性の良さで「可逆」のイメージを与え、その後で羽根車の方を見せると何となく理解してくれる。

4. レシプロエンジンの種類…特に船用

本誌では、2004年にも「ガスタービンと競合するガスエンジンシステム」の特集があり、そこではコジェネ用のガスエンジンプラントの説明がされている。本稿ではややマイナーながら船舶用エンジン、特に後半は最近注目の船舶用ガスエンジンの話をさせて頂きたい。

さてレシプロエンジンの分類と言えば、車のガソリンエンジンとディーゼルを思い浮かべる。これは燃焼方式の分類で、後の船用ガスエンジンの項で詳しく説明する。

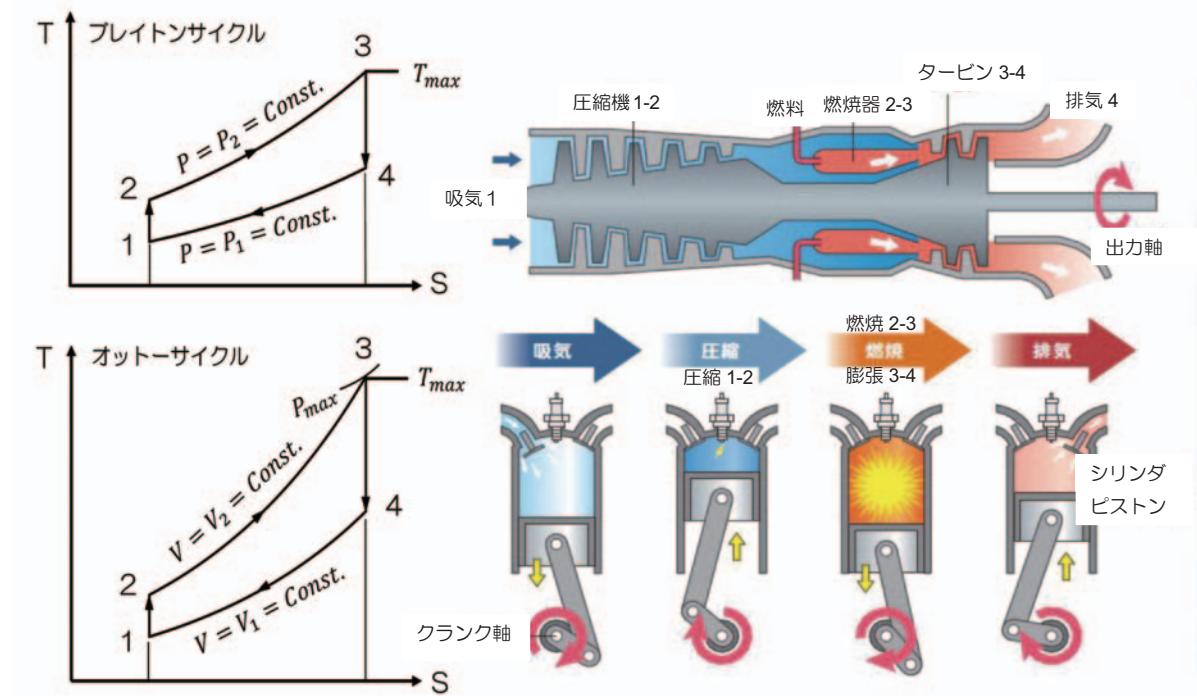


Fig. 1 Difference of cycle and structure between for gas turbine and reciprocating engine
(Courtesy of Kawasaki Heavy Industries, Ltd.)

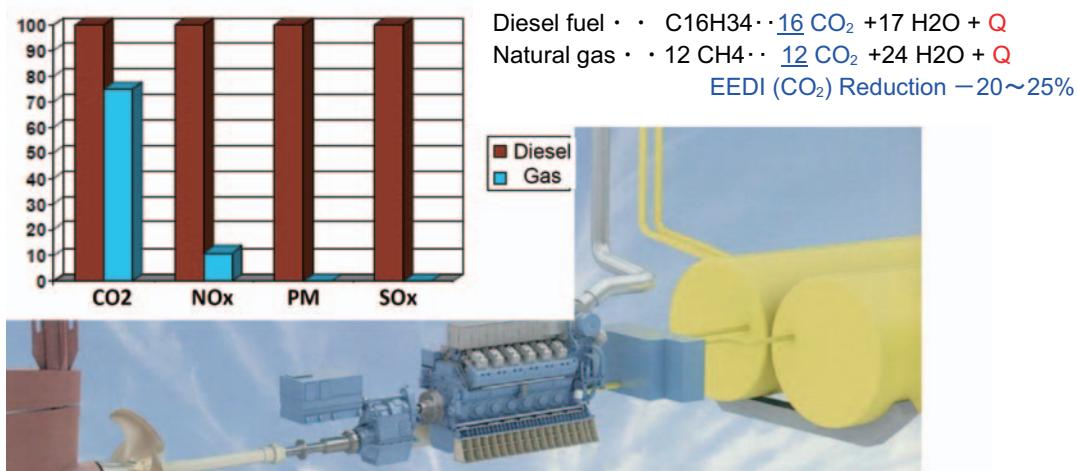


Fig. 2 'Perfect' effect of natural gas fuelled ship

始めに、船の中速・低速エンジンと4ストローク・2ストロークエンジンについて解説する。「速」は回転数を表し、中速エンジンは500～1,200 rpmで出力は数千kW、船では発電機に使われるほか、ギヤで回転数を落とせば中・小型船舶（例えばフェリーなど）の主機となる。

今の中速エンジンは全て4ストロークエンジンである。ストロークとはピストンの片道のこと、ストローク2回でクランク軸1回転となる。4ストロークエンジンとは、4ストローク=2回転で1回仕事をする（もう1回転は排気・吸気に使われる）と言う意味である。

一方で低速エンジンと言うのがある。これはプロペラ直結のため回転数が100 min⁻¹程度に抑えられ、しかし出力は数万kWを必要とされ、シリンダ径で1メートル

に近いような巨大なものもある。回転数がこれほど低いので、せめて1回転で1回仕事をさせたくて2ストロークエンジンとなっている。

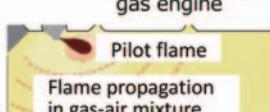
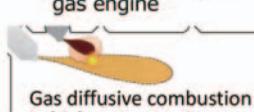
現在は、低速2ストロークのディーゼルエンジンが船用機関の主流である。筆者は、この種類のエンジンの燃焼トラブルについて長く研究している。ガスタービンと違って、レシプロエンジンではシリンダの潤滑面が燃焼空間に暴露されており、燃料や燃焼の悪化が潤滑油膜を破壊させ、シリンダの異常摩耗や焼き付きに至ることがある。毎回転燃焼する2ストロークエンジンでは特に厳しい条件となる。燃料は、ガスタービンでは通常は使われない残渣油・重質油が主流であり、非定常燃焼現象をさらに複雑なものにしている。

5. レシプロ・ガスエンジンの燃焼

筆者のようなエンジン燃焼研究者が未だに飯が食っている理由は、レシプロエンジンの非定常燃焼の困難さにある。図1のオットーサイクルの構成要素は「時間」と述べたが、点2から点3への時間は上死点での一瞬と仮定される。実際のエンジンでは一瞬の燃焼は無理であるが、できる限り短い時間で完結させる必要がある。平たく言えば、膨張仕事はピストンの上死点から下死点までに限られるので、ピストンが上にある間に熱を圧力に変える方が効率的である。

例えば $1,200 \text{ min}^{-1}$ のエンジンを仮定すると、クランク角度20～30度で燃焼させようすると、時間にすると3～4ミリ秒で正常に完結しなければならない。ディーゼルでは1,000気圧以上の燃料噴射圧力がその役目を果たす。一方、ガスエンジンではどのような工夫がされているのであろうか？

Table 1 Categorization of marine gas engines

	Mono-fuel	DF (Dual Fuel)
Medium-speed 4-st.	Existing	Popular
Low-speed 2-st.	Nonexistent	All
Medium-speed 4-st.	Lean-burn (pre-mixed) (low-pressure gas supply)	GI (Gas Injection) (high press. gas injection)
Low-speed 2-st.	Currently all Otto-cycle type gas engine	Possible but not yet applied
		

5.1 船用ガスエンジンの背景

船用エンジンにとって近未来の課題は、2020年からの燃料硫黄分グローバル規制（0.5%以下）と確信される。そこで、従来の残渣油・C重油に代わって船用軽油・A重油を使うことになるが、その価格の動向が懸念される。2020年以降にそれらの値段が急上昇すれば、LNGの方にコストメリットが出て来る可能性がある。図2に示すように、天然ガスエンジンは環境的にはオールマイティで、CO₂規制を含め船の全ての環境規制をクリアできる。

5.2 船用ガスエンジンの燃焼上の分類

表1に船用天然ガスエンジンの分類を示す。北欧に就航している約60隻のLNG燃料船は、船の規模からして全て中・高速4ストロークエンジンである。一方、世界では昨年から低速ガスエンジンも就航し始めている。船用では、冗長性を考えて重油モードでも運転できるDF (Dual Fuel) 仕様が多くなっている。

さて、自動車ではガソリンエンジンとディーゼルエンジンがあるが、ガスエンジンの燃焼方式にもこれらに近い2種類があり、オットーサイクル型とディーゼルサイクル型と名付けられている。表1中にあるように、前者

をリーンバーン型、後者をGI (Gas Injection) 型とも言う。

5.3 中速4ストロークエンジンのリーンバーン

表1に示すように、中速ガスエンジンは今のところ全てリーンバーン型であるが、低速エンジンは2種類とも開発されている。二つの燃焼方式の長短は対照的である。リーンバーン方式は、原理的にガソリンエンジンと同じ予混合気中の火炎伝播であるため、ノッキング・過早着火などの異常燃焼、またメタンスリップ（未燃ガス）の問題が予想される。異常燃焼対策としては、後述する高メタン価（高MN）のガスを選択する必要があり、低MNのガスを使う場合はノッキングから出力が制限される。

現在就航中の中速リーンバーンエンジンでは、荒天時にプロペラ側からの負荷変動でノッキングを起こすことが知られている。それがDF仕様なら、異常燃焼やガスリークなど緊急の事態では、瞬時に全負荷分の重油を噴射するディーゼル運転に切り替えられる。

4ストロークのリーンバーン方式の作動原理を図3で説明する。LNGは船内の燃料タンクに5-6気圧で貯蔵されている。それを気化させてそのままの圧力で吸気管に供給すれば、吸気の圧力はそれより低いため容易に流入する(1)。その後、吸気弁からシリンダ内に吸入されて均一な混合気となり(2)、ピストンで圧縮された後でパイロットのディーゼル燃料を火種にして点火される(3)。

表1に示すように、中速ではガス専焼エンジンもあり、その場合はシリンダヘッドに副燃焼室があって、そこには濃い目の混合気が送られて点火プラグで点火される。実は陸用ではほとんどはこの副室式を採用しているが、船用では少ないので本稿では省略する。

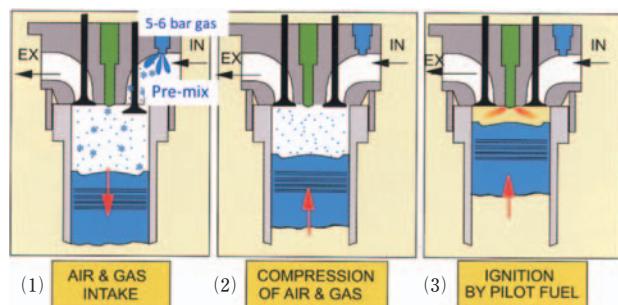


Fig. 3 Function of four-stroke lean-burn gas engine

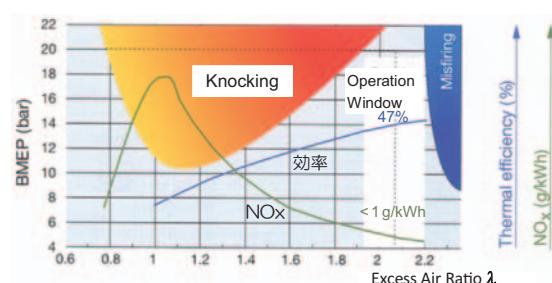


Fig. 4 Possibility of abnormal combustion for lean burn gas engine (Wartsila company's data)

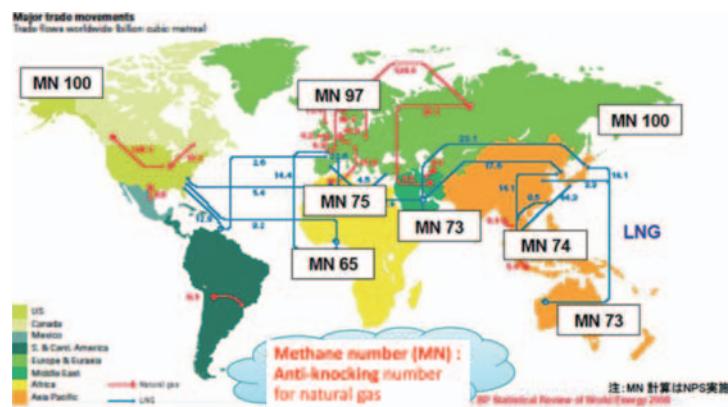


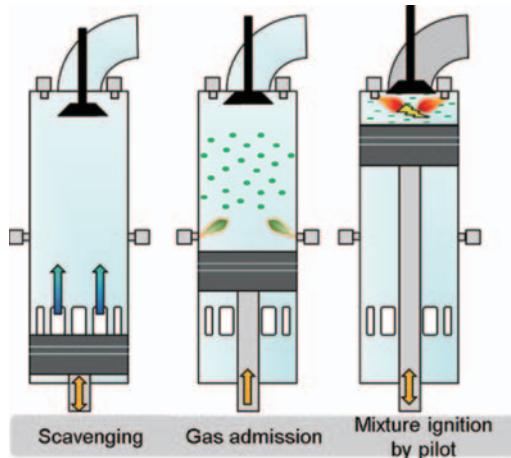
Fig. 5 Methane Number (MN) of natural gas in the world

Fig. 6 Low-speed two-stroke lean-burn test engine
(Bore: 720 mm · 19,000 kW · 89 rpm) (Diesel United, LTD.⁽¹⁾)

パイロット噴射による点火後は、混合気中を不輝炎が「伝播」して燃え広がって行く。速い火炎伝播が必要なガソリンエンジンでは、空気量が必要最低限にセットされたストイキ（空気過剰率 $\lambda = 1$ ）混合気を使う。一方、ガスエンジンでは空気過剰率の高い $\lambda = 2$ 付近の混合気が使われる。リーンバーン（希薄燃焼）の名称もここから来ている。

図4のように、 $\lambda = 2$ 付近でノッキングと失火域の間を狙えば、過給してBMEP（正味平均有効圧力：膨張行程で有効に仕事をする平均圧力）の増加つまり出力上昇が可能である。しかし、船舶用ガスエンジンでは、前述のように荒天中ではノッキング域に入ってしまう危険性がある。

さて、ガソリンのオクタン値と同様に、天然ガスにもメタン値（MN）と言うノッキングし難さを表す指標がある。もし、天然ガスの成分が全てメタンであればMNは100となる。図5は世界各地の天然ガスのMNを示すもので、欧米では十分高いがアジアでは低くなっている。日本国内の天然ガスもMNは70を切っている。リーンバーンガスエンジンを使う外航船舶の場合は、積み地によってMN、つまりノッキングし難さが違つて来ることを考慮しなければならない。

Fig. 7 Principle of mixture formation by low-speed two-stroke lean-burn engine⁽³⁾

5.4 低速2ストローク・ガスエンジン

5.4.1 低速2ストロークエンジンのリーンバーン

リーンバーンエンジンは大きいほどノッキングしやすいと思われていた中で、日本のエンジンメーカーがシリンドラ径720 mmの低速2ストロークのテスト機（図6）を完成させ、昨年、メタン値が67のガスでもノッキングしない運転を披露した。

図7に混合気形成の原理を示す。吸気管のない2ストロークエンジンの場合、下死点付近で行われる掃気（燃焼ガスを空気と入れ替える）過程の後で、天然ガスを図のように下部から筒内に充填する。この場合、ピストンによる圧縮の前なのでガス圧力は比較的低め（16気圧）でよい。ただし、この後の圧縮行程だけで極力均一の混合気を作らなければならない。

このエンジンの開発当初には、ガスタービンからは考えられない異常燃焼を経験した。2ストロークエンジンでは潤滑油をシリンドラに直接注油しており、これほどの低回転では潤滑油粒子がパイロット噴射より先に自己着火し、それで混合気が着火してしまう「過早着火」（pre-ignition）の現象が見られた。この問題は、ガスの混合状態の改善（濃い混合気の部分が残らなければ過早着火ににくい）と圧縮比の調整等で解決されている⁽²⁾。

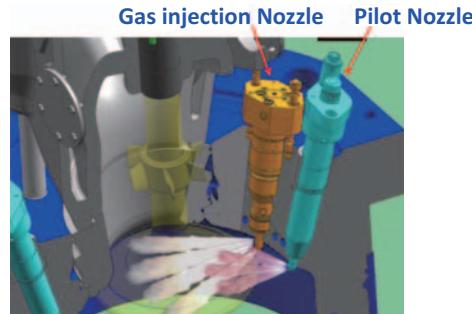


Fig. 8 Cylinder-head layout for GI engine
(Actually, two pairs of gas nozzle and pilot nozzle are installed.)

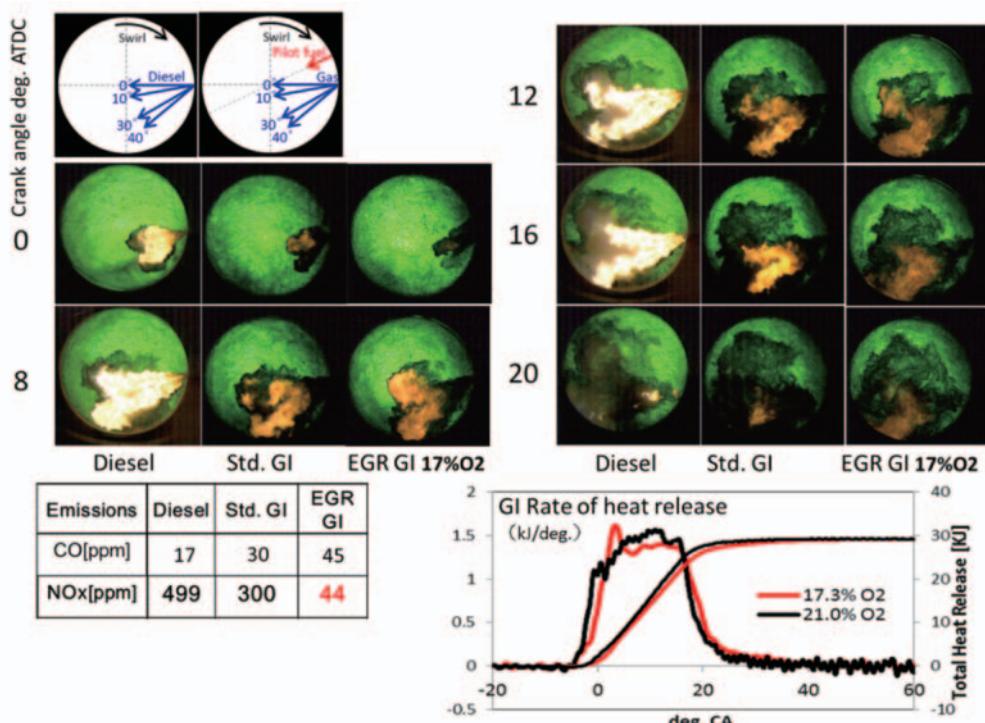


Fig. 9 Visual test result of GI combustion (Visual field: 240 mm dia.) (Kyushu Univ.⁽³⁾)

5.4.2 GI (Gas Injection) 燃焼

GI方式（図8）では、ピストンで圧縮された空気中にガスを噴射するため、300気圧もの高いガス圧力が必要である。しかし、燃焼はディーゼルに近い安定した拡散燃焼となり、ノッキングを起こさないためメタン価を気にする必要もなく、またメタンスリップ（未燃ガス）排出も極小である。ガスを気相で300気圧まで予圧縮するには、機関出力の数%にも及ぶ仕事を要するため、LNGを液相圧縮した後に気化させるシステムも開発された。

GI方式は基本的にディーゼルと同じ不均一拡散燃焼で、火炎中に高温の部分が存在するため、リーンバーンに比べて数倍多くのNOxが排出される。船舶からのNOx規制にはUSA沿岸200マイルのTierⅢ規制があるが、前述のリーンバーン方式ではそれがクリアできるのに対し、GI方式では、後述するEGR（排気ガス再循環）かSCR（排ガス還元触媒）などの付加対策が必要となる。

図9は、当研究室の燃焼可視化装置で高速度撮影したGI燃焼の模様である。左の縦の列はディーゼル燃焼で、1350気圧の圧力で軽油を噴射して噴霧燃焼させている。中央の縦列がGI燃焼で、100気圧の空気中に300気圧でメタンが噴射され、パイロット軽油の噴霧火炎で着火されている。写真のように、着火後はガスも輝炎を発する拡散燃焼となり、熱発生率もディーゼルとほぼ同様の経過を見せる。右列は、GI燃焼のNOxをリーンバーン並みに低減するため、EGR（Exhaust Gas Re-circulation）を模擬して空気中の酸素濃度を17%まで下げた実験である。ここでは、燃焼自体の悪化を抑えてNOxを大幅に低減できている。

以上の様に、低速2ストロークのリーンバーン・GI両燃焼方式の長所・短所は対照的であり、これから船種や海域によってどのように使い分けされるのか注目に値する。

6. ミラーサイクル・・最近のガスエンジンのサイクル

ここで燃焼の話は終わって筆者の講義の話に戻るが、大学院では学部向けより上級編をやらなければならない。そこで、オットーサイクルの次にミラーサイクルを説明している。

実はずっと昔から、オットーサイクルについては、「圧縮比」が高いほど熱効率が高い・・と言うおかしな教え方がされている。仕事をするのは膨張行程であるから、圧縮比でなく「膨張比」が正解である。ただし、図1では圧縮比も膨張比も下死点/上死点の体積比であるから、確かにこのような表現でも許容できる。しかし、最近のガスエンジンは、ノッキングを防ぐために圧縮比は抑える一方、熱効率を上げるために膨張比を高めたサイクル、いわゆるミラーサイクルを使っている。最近、ガスエンジンの熱効率が飛躍的に改善された（正味熱効率50%の中速ガスエンジンも登場）理由もそこにある。

簡単な方の2ストロークエンジンでミラーサイクルを説明する。4ストロークでも原理的に同じである。図10の(1)は5.4.1でも説明した掃気過程である。(2)では掃気は終わっているものの、排気弁がまだ開いているため圧縮にならない。(3)で排気弁が閉まって有効な圧縮が始まり、(4)の上死点付近で燃焼、(5)まで膨張する間に仕事をする。つまり低い圧縮比で高い膨張比を確保できる。

問題は、(3)の時点では圧縮始めの体積が普段より小さい訳であるから、過給空気圧力(P_s^*)をより高めに設定しなければ燃焼空気量が不足する。このミラーサイクルは、排気ガスタービン過給機の圧力比の増加によって可能となった（最後に話がガスタービンに戻りました）。

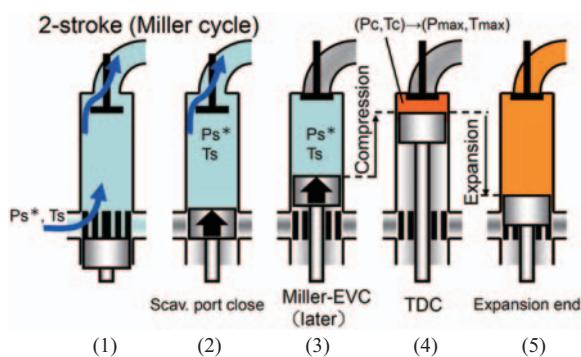


Fig.10 Function of Miller cycle⁽⁴⁾

7. まとめ

LNG燃料商船の主機として、アメリカの会社が舶用ガスタービンの売り込みに入っている。本体はこれまでの艦艇用のガスタービンと大差ないものと思われるが、蒸気タービンとのコンバインドによって総合熱効率を高めているものと想像される。ガスタービンはNOxも極小で、機関室スペースの縮小もできるので、もし船側が中・低負荷の少ない運航パターンであれば有望となる。

図6の巨大なガスエンジンも、旅客機のガスタービン1基分の出力でしかないのはどうしようもないが、レシプロエンジンは、熱効率と耐久性の面からガスタービンと共に存して行けるものと確信している。

ここで述べたように、レシプロエンジンの非定常間欠燃焼はガスタービン燃焼より厄介な点もあり、今後とも多くの研究を必要とする。筆者の行っている燃焼可視化研究の結果は、普段の講義で学生全員に見せて、彼らに燃焼のクリアなイメージを与えるようにしている。最後に、ガスタービン・レシプロエンジン両分野で、これからも若い優秀な研究者・技術者が育ってくれることを期待している。

8. 引用文献

- (1) Hirose, T., et al., Combustion Behavior in Largest 2-Stroke Gas Engine, CIMAC Congress 2016 Helsinki, Paper No. 136 (2016).
- (2) Hirose, T., et al., Technical Challenge for the 2-Stroke Premixed Combustion Gas Engine (Pre-ignition Behavior and Overcoming Technique), CIMAC 2013, Shanghai, Paper No. 185 (2013).
- (3) Takasaki, K., Environmentally-friendly Engines for Future Ships, World Engineering Conference and Convention, WECC 2015 Kyoto, OS5-3-2, (2015).
- (4) Sugiura, K., et al., Theoretical and experimental study on measures to minimize the NOx - SFC trade-off, CIMAC 2010, Bergen, Paper No. 205 (2010).

特集：ガスエンジン、ディーゼルエンジンとガスタービン

産業用ガスエンジンの開発動向

安枝 信次^{*1}

YASUEDA Shinji

キーワード：ガスエンジン、空燃比制御、燃焼制御、メタン価、プレチャンバープラグ

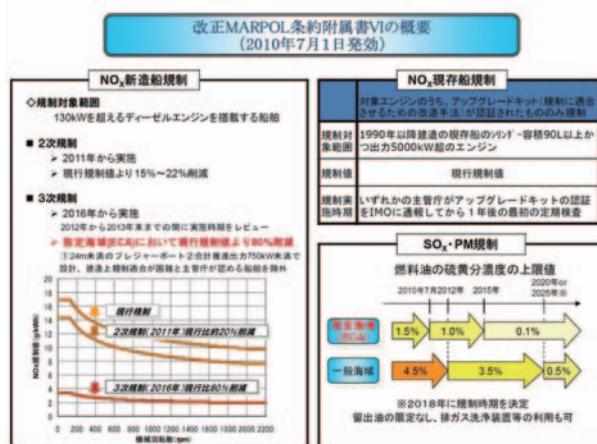
Gas Engine, Air Fuel Ratio Control, Combustion Control, Methane Number, Pre-Chamber Plug

1. はじめに

近年排ガス規制が一段と強化され、更にCO₂低減の要求が加わったことで、効率向上とエミッション低減との両立への要求がますます厳しくなっている。舶用業界においても、IMOの排ガス規制が段階的に厳しくなると同時に、船舶からのCO₂低減を目的としてエネルギー効率設計指標EEDI規制値が導入され、これらに適合するための技術革新が進んでいる（図1）。

ディーゼルエンジンでは、エンジン本体の対策だけで最新の排ガス規制をクリアするのは難しく、SCR等の後処理設備が必要となるが、ガスエンジンは、CO₂、NOx、SOx、PMの規制を全て同時にエンジン本体だけでクリアできるため、陸用のみならず舶用エンジンとしても需要が増えている。

これらの背景のもと技術革新が進んでいる産業用ガスエンジンの最新技術について、発電用と舶用エンジンを中心に紹介する。

Fig. 1 Emission regulation for vessels⁽¹⁾

原稿受付 2016年7月7日

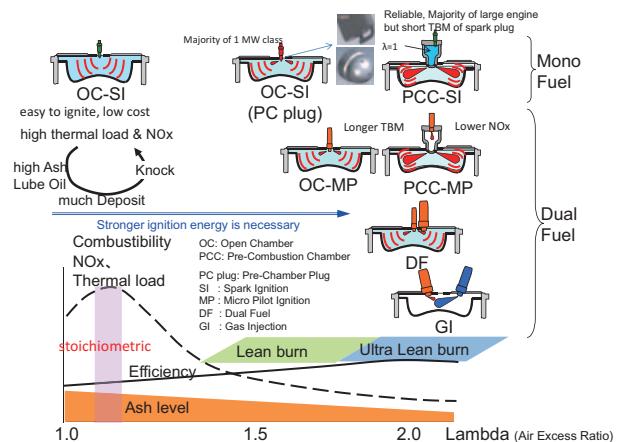
*1 (株)GDEC

〒239-0804 横須賀市吉井3-5-5

2. ガスエンジンの分類

ガスエンジンには、ガス供給方式、着火方式、燃焼方式などにより様々な種類がある（図2）。

燃焼面から、混合気を供給する予混合燃焼と高圧ガスを筒内に直噴する拡散燃焼に大別されるが、大半は前者に属する。その中で、産業用中大型では高い平均有効圧下で高効率、低NOx、高耐久性が求められるため近年は主に希薄燃焼が採用されている。また、希薄混合気を安定して燃焼し高効率を実現するには強い着火エネルギーが必要なため、ガス専焼エンジンでは副室式を採用するエンジンが多い。



デュアルフューエルエンジン（DF）とは、ディーゼルエンジンとガスエンジンの両方の機能を併せ持つエンジンで、液体燃料でもガス燃料でも定格負荷までの運転が可能である。この燃料の冗長性が最大の長所で、舶用のみならず陸用としても、重油の価格や供給が不安定な地域を中心に広く普及している⁽²⁾。

ガス燃料運転時には、定格負荷時の液体燃料に対して1%程度の微量なパイロット燃料を噴射して混合気を着火するため、比較的強い着火エネルギーを有する。液体燃料運転時の燃料噴射弁とは別にガス運転用のパイロット噴射弁を備えている。一部の機種では、図3に示すように、1つの燃料噴射弁内に大小2つのニードル弁を有

し、液体燃料運転時とガス燃料運転時で切替えている。

燃料油とガスの両方が使えるという利便性の反面、潤滑油の選定の難しさ、燃焼の不安定性、ガスモード運転の負荷制限（15%付近が下限）など課題を有する。

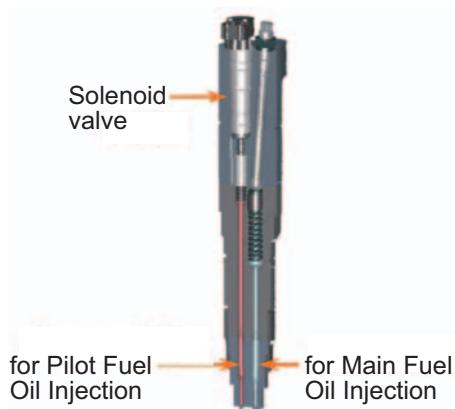


Fig. 3 Example of fuel injection valve for Dual Fuel engine⁽³⁾

ガス燃料運転時は、単室式パイロット着火ガスエンジンと全く同じ着火・燃焼方式となる。

従来このタイプのガスエンジンは4ストロークエンジンに限られていたが、近年2ストロークのデュアルフューエルエンジンが開発され注目を集めている⁽⁴⁾。このエンジンでは、掃気ポート閉から排気弁閉までの限られた時間内に、シリンダライナの側面に取り付けたガス噴射弁から約1.5MPaの低い圧力で筒内に燃料ガスを噴射する（図4）。後述の高压ガス噴射方式と同様、大型舶用主機が主な用途であるが、予混合燃焼ゆえに4ストロークガスエンジンと同様、エンジン単体で厳しい排ガス規制をクリアできること、ガス供給システムのコストが比較的安いことが、高压ガス噴射方式に対する利点となる。

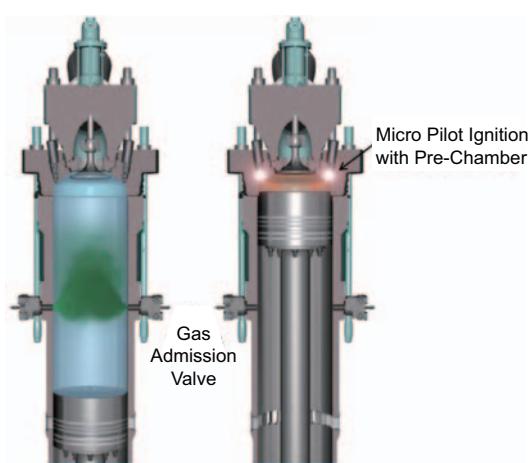


Fig. 4 2 stroke low pressure Dual Fuel engine⁽⁵⁾

高压ガス直噴（High Pressure Gas Injection：以下GIと略す）は30MPa程度に昇圧したガス燃料をシリンダ内に直接噴射し、ディーゼルと同じ拡散燃焼を行う（図5）。現時点ではごく一部のエンジンにしか採用されていない。所要ガス供給圧が高いためシステムコストが高く、NOxがディーゼルエンジン並に高いためSCRやEGR（排気ガス再循環）等のNOx低減策を組合せる必要があることが欠点である。反面、拡散燃焼であるため一般のガスエンジンに特有のノッキングは発生せず、着火も安定しており、燃焼のサイクル変動もディーゼルエンジン並に小さい。LNGを使用時は、产地によってガス性状が異なるうえに、同じLNGでも使用期間中に経時にガス組成が変化し、これに伴い耐ノッキング性が変わるので、このロバストな燃焼特性は大きな利点である。

近年、舶用ガスエンジンの普及が進んでいるが、この技術が2ストロークエンジンに適用され、デュアルフューエルエンジンとして開発された⁽⁶⁾。

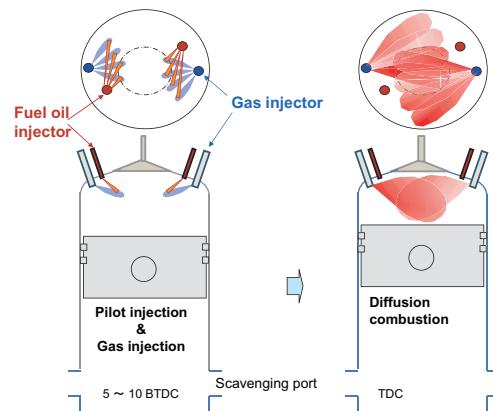


Fig. 5 High pressure injection gas engine

3. 最新技術

3.1 ガスエンジンの制御技術

高压ガス噴射方式以外のガスエンジンは全て予混合燃焼である。そのため、拡散燃焼のディーゼルエンジンに比べ、混合気の空気過剰率及び温度、燃料組成等、周辺条件の影響を受けやすい。また、燃焼サイクル変動が大きく、異常燃焼や失火も発生し易いため、全般に燃焼が不安定である。また、高効率、高出力になるほどノッキングに対する裕度が少なくなるため、高度な燃焼制御が必要となる。図6に、副室式火花点火方式を例に、最新の産業用ガスエンジンの代表的な制御の概要を示す。

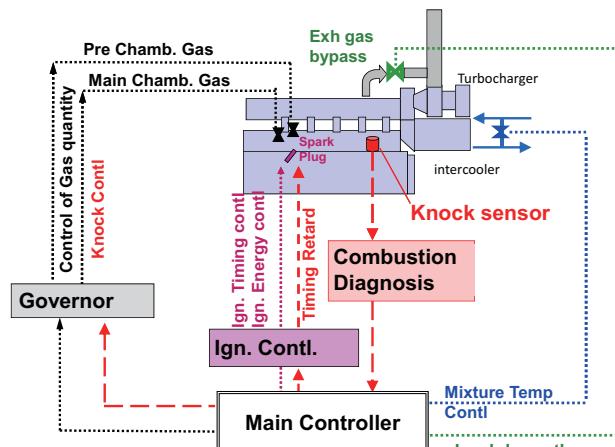


Fig. 6 Typical control system for spark ignition prechamber gas engine

3.1.1 空燃比制御

ガスエンジンでは、空燃比が少しでも安定燃焼域から外れると異常燃焼（ノッキング、過早着火、失火等）が発生する。そのため、空燃比制御は用途を問わずガス機関の設計の中でも最も重要な制御技術の一つである。特に、機関負荷や回転数が変動する場合、その変動に応じて素早く空燃比を制御できるかどうかがガスエンジンの過渡特性を左右する。

一定負荷での運転が主流である定置用発電機関では、Waste Gate, Compressor Bypass, VG過給機のいずれかを使って空燃比を制御する。この場合、負荷が急変した際に空燃比（吸入空気量）を適正範囲内に調整する時間は過給の応答性に依存するため、空燃比の許容範囲が広いディーゼルエンジンに比べ負荷応答性が劣る。しかしこれは、ガスエンジン自体の負荷応答性が劣るということではない。下記に示すような、過給機の応答性を改善する対策（①②）や筒内への空気量を急速に調整する対策（③④）を導入することで、空燃比制御の応答性（空気過剰率の追従性）は大幅に改善でき、ディーゼルエンジンに近い負荷応答性を実現できる。

- ① 過給機の小型化（複数搭載）
- ② 排気マニホールド小型化（Multi Pulse Converter）
- ③ 給気スロットル
- ④ 可変バルブタイミング

また一般に、低負荷では投入燃料量に対して過給機空気が過剰になるため、空燃比が希薄になり、燃焼が緩慢になると同時に排ガス中の未燃ガスが増大する。そのため大型の定置用発電機関では、低負荷を通常運転範囲から外すことが多い。この事実により、ガスエンジンはディーゼルエンジンに比べ燃焼安定性が劣る、或いは低負荷運転は難しいと認識されているが、給気スロットル弁を導入し低負荷での空燃比を適正範囲に制御すれば、容易にディーゼルエンジン並みの燃焼安定性が実現できる。むしろ煤塵が出ないことを考慮すればディーゼルエ

ンジンよりも優れた性能を有する。

このように、負荷応答性を改善するための空燃比制御技術は複数有り、それらを組合せることでより良い応答性を実現できる（図7）。

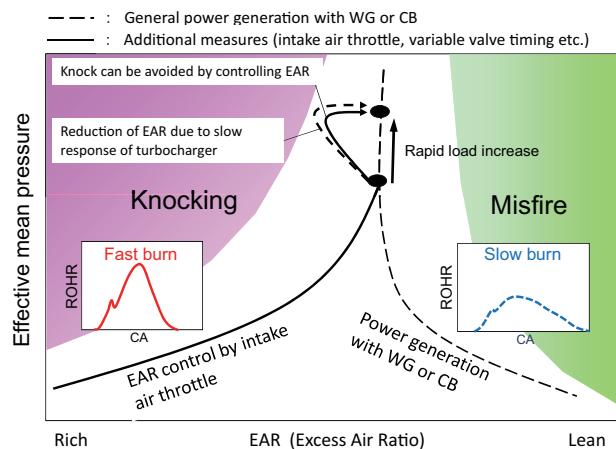


Fig. 7 Combination of excess air ratio control

3.1.2 燃焼制御

燃焼診断・制御の機能は、異常燃焼制御とシリンダ間の燃焼を均一にする所謂“燃焼バランス”による性能・信頼性向上に大別される。

異常燃焼制御では、ノッキング、過早着火、潤滑油起因の異常燃焼などの複数の特性の異なる異常燃焼を正確に区別して検出することが求められる。小型のエンジンでは、コスト上の制約からノッキング検出のために加速度計が使用されているが、近年のマイクロプロセッサーの性能向上に依り、多くの情報を短時間で処理できるようになつたため、中大型エンジンでは既に筒内圧センサを使うのが主流となっている。現在では高い周波数で検出した筒内圧データを毎サイクル処理・解析して診断することが可能になった。毎サイクル、全シリンダの受熱解析をして制御にフィードバックすることも可能ゆえ、異常燃焼自体が解決できなくても、高度な燃焼診断・制御によりエンジンへのダメージを軽減或いは回避することが可能である。この高度な検出装置を十分に活用するには、定置用ガスエンジンで蓄積した膨大な燃焼データを分析して、有効な異常燃焼出ロジックを構築することも重要な開発要素である。

もう1つの制御機能である、燃焼バランスによる性能・信頼性向上に関しても、解析速度の向上が大いに貢献している。以前は、燃焼最高圧やノッキング強度を全シリンダに亘ってバランスさせることが主流であったが、現在では毎サイクルの筒内圧データを受熱解析することで、図示平均有効圧（以下IMEPと記す）や熱発生率を算出し、IMEPや燃焼時期等の指標を用いて全シリンドラの燃焼をバランスさせる技術が実用化されつつある^{(7),(8)}。今後は様々な制御手法が導入され、性能や信頼性

が向上するだけでなく、オペレータにとって運用し易いエンジンに改善されていくことが期待できる。

更には、エンジンの状態を示す各種温圧データに加えて、筒内圧を用いて燃焼状態をリアルタイムに評価・監視することによって、故障予知や部品寿命の予測も出来るため、ランニングコスト低減にも寄与する。今後センサの価格低下に伴い、1MW以下のエンジンでも、高効率志向のエンジンには筒内圧センサが使用されると予想される。一方、従来から点火プラグを活用したイオンセンシングの精度改善や機能向上が進んでおり、燃焼診断手法の選択肢が増えていくものと期待される。

これらの制御を施すこと、本来不安定な特性を有する予混合燃焼を安定化すると同時に、よりノッキング域に近い領域での運転が可能になったことで、ガスエンジンの効率は大幅に向上了し、現在ではディーゼルエンジンより高い効率を実現している。既にボア300mm以上の中速ガスエンジンでは、エンジン端効率は50%を超えた。

従来、ガスエンジンはノッキングの制限により圧縮比を高く設定できず、そのため熱効率はディーゼルエンジンより低かった。しかし、上記制御システムの導入や燃焼技術の進歩によって、高いIMEPでの運転が可能になったことで、ディーゼルエンジンの効率に追いつき、追い越した。これは、拡散燃焼のディーゼルエンジンでは、PMを悪化させずにIMEPを上げるにためには、燃料噴射時間を長くする必要があり、燃焼期間が延びて等容度の低下を招くが、予混合燃焼のガスエンジンでは、IMEPが高くなても燃焼期間の増大を抑制でき（図8）、高い等容度を維持できるためである。その結果として当然、燃焼最高圧力は同じIMEPのディーゼルエンジンより高くなるが、近年の強度設計の進歩により、高い燃焼最高圧力に耐えるエンジンが実現できている⁷⁾。

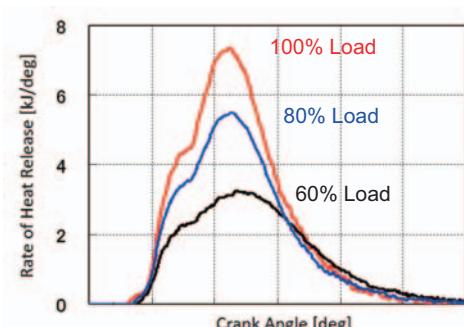


Fig. 8 Combustion duration at different engine load

燃料ガスの組成にも依るが、最新の産業用ガスエンジンの諸元は概略以下のとおりである。

平均有効圧力 : 2.2 ~ 2.4MPa

燃焼最高圧力 : 18 ~ 20 (サイクル平均)

3.2 メタン価変動と燃焼制御

LNG利用の拡大に伴い、ガス機関で使用されるガス

組成の変動幅が広がると低メタン価ガスに対する異常燃焼対応がますます大きな課題となる。従来型天然ガスの最低メタン価は65程度と言われているが、最近話題のシェールガスは一般に重質分の含有割合が多く、この種のガスがLNGとして流通すると更なる低メタン価の可能性も考えられる（図9）。アメリカ国内では、パイプラインガスを通して流通する場合は熱量の規制によりある一定以上のメタン価が保証されるようであるが、それ以外のルートで流通するガスについては今後も注意を要する。

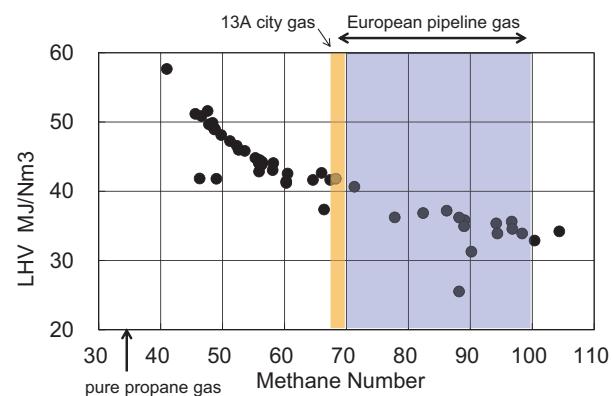


Fig. 9 Methane number of shale gas

船舶用ガス機関の場合、これらの組成変動に加え燃料タンクレベルに依るガス組成変化に対応する必要がある。一般にLNGタンクからのガスを使用する場合、メタン、エタン等の軽質分から先に蒸発するため、タンクレベルが下がるにつれてプロパン、ブタンなどの重質分の割合が増え、異常燃焼を起こしやすくなる。Forced Boil off方式が採用される場合はこのメタン価低下は軽減されるが、それでも満タン時に比べ30程度のメタン価の変化は有り得ると予想される。

因みにLNG運搬船の場合はカーゴとしてのLNGのごく僅かなボイルオフガスだけを使っているため、メタン価の低下はほとんどなく、タンクレベルによるメタン価の低下を配慮する必要は無い。近年多くのDual Fuel機関がLNG運搬船に使われているが、異常燃焼の問題が顕在化しない理由の1つである。

果たしてこの二重（产地とタンクレベル）のメタン価変動にガスエンジンは対応できるのか？

メタン価の変動により最も影響を受けるのがノッキング等の異常燃焼に対する裕度であるが、基本的には圧縮比や空燃比を調整することで、ガスエンジンは様々な燃料ガスに対応できる。事実、メタン価が35程度まで低下するプロパン向けガス機関も多く実在し、水素含有ガスを使用するガス機関も有る。但し圧縮比は運転中に変更できないため、空燃比や着火時期で調整できるメタン価の許容幅には限界が有る。

図10はメタン価と安定燃焼域の関係を示した図である。

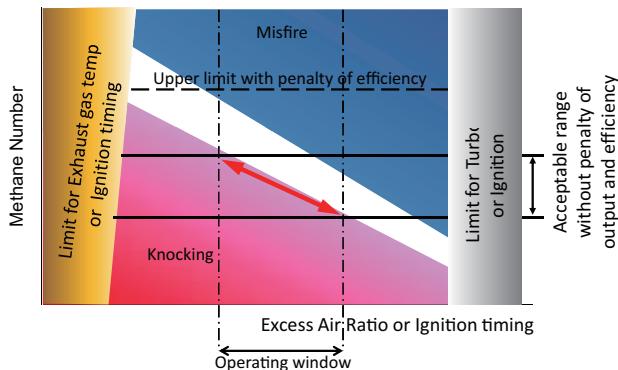


Fig.10 Operating window with various Methane Number

機関仕様（圧縮比等）が一定の下で、メタン価が下がった場合は、空燃比を希薄にするか着火時期を遅角すれば、安定燃焼は維持できる。しかし、空燃比や点火時期の調整幅には限界が有るため、メタン価の変動許容幅も限られることになる。効率や出力の低下を許容すればある程度広いメタン価変動幅を許容できるが、効率や出力を維持しようとすると、メタン価の許容幅は通常のエンジンでは15程度と予想される（許容幅はエンジンによって差が有るが）。従って、舶用ガス機関の場合は、この調整幅を極力大きく取れるよう設計することが肝要である。

3.3 火花点火エンジンの技術

エンジン仕様によって差は有るもの、従来、点火プラグの寿命は1,000～2,000時間で、ディーゼルエンジンの燃料噴射弁に比べ格段に短く、最短のメンテナンス間隔はこの寿命によって決められていた。また、点火プラグ電極の摩耗率が平均有効圧力の上昇に伴って大幅に悪化すること、NOxや熱負荷低減のために混合気を希薄にすると点火プラグでは安定着火が難しいこと等から、長年点火プラグに代わる着火方式として、レーザ着火、プラズマ着火、バイロット着火等が研究してきた。しかし、近年の点火システムの技術進歩により、点火プラグの寿命は5,000～10,000時間に改善され、希薄限界も空気過剰率≈1.8前後まで拡大された。

これを可能にした最新の点火システムは、放電期間中に点火装置から点火コイルへの一次側パルスを何回も出力することで従来の点火装置よりも数倍、数十倍の点火エネルギーを点火プラグに供給できるだけなく、放電電流を自由自在にシェーピングできる⁽⁹⁾（図11）。この場合、放電エネルギーを単純に増やすだけでは電極の摩耗率が増大するが、電極間の混合気流動を制御し放電アーケーを適正に動かす技術を組合せることで、電極摩耗率を従来並み、或いはそれ以下に抑制しつつ、着火の希薄限界を大幅に拡大した⁽¹⁰⁾。この新技術は、従来技術の応用であるためコストの増大は少なく、且つ燃焼改善のみならずランニングコスト低減にも大きな効果をもたらすため、レーザ着火やプラズマ着火よりも競争力のある技術と言える。

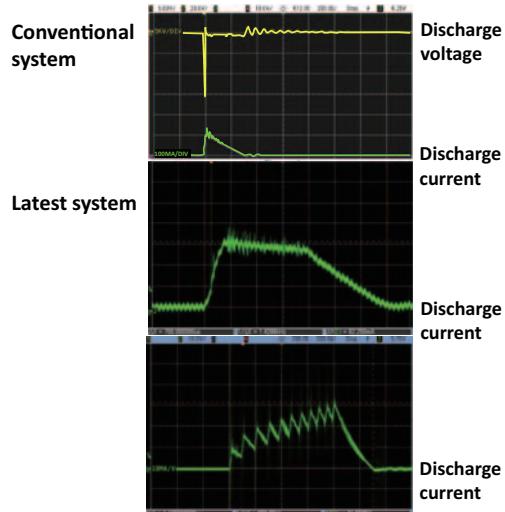


Fig.11 Discharge current of latest ignition system

高効率ガスエンジンの主流の1つである副室式火花点火方式では、NOxを低減するために主室の希薄燃焼化が進められてきた結果、現在では、主室容積に対する容積比が僅か1%の副室から発生するNOxが全体の排出量の半分以上を占めるようになった。これは副室内の空燃比がリッチなことに起因する。このため、過給機への負担や燃焼最高圧力の上昇を招く主室の希薄化よりも、副室内の希薄化の方が総合的なメリットが大きく、副室内着火の希薄限界を広げることが重要になってきた。前述の最新の点火システムは、この希薄限界拡大を可能にした革新的な技術の1つで、今後様々なエンジンへの導入が期待される。

もう1つの革新的技術は、プレチャンバプラグである。プレチャンバプラグは、図12に示すように、単室式と副室式の中間に位置づけられる技術で、単室式火花点火エンジンのNOxや熱負荷を低減するために開発された技術である。通常の点火プラグに噴孔を施したキャップを取付けることで、小容積の副室を形成し、その中で着火・燃焼した混合気が噴孔からトーチとして噴出することで主室の着火エネルギーが増大し、希薄な混合気を安定して燃焼させることができる（図12）。しかし、このトーチエネルギーは通常の副室式より小さいため、従来はボア170mm程度までの小型ガスエンジンにのみ採用されていた。また、副室式と異なり、プレチャンバプラグ内の掃気が悪く熱負荷が高くなるため、点火プラグの寿命が短く、また過早着火や熱面着火などの異常燃焼を誘発することがある等、信頼性上の課題があった。

しかし近年、燃焼CFDによる最適化設計が可能になり、掃気改善による熱負荷低減、チャンバ内の燃焼改善によるトーチ強度向上、前述の電極間の混合気流動制御による電極摩耗率低減など、性能と信頼性両面で大幅な改善がなされた⁽¹¹⁾。特に、電極間の流動に関しては、副室に比べ噴孔から電極までの距離が短いため制御が容易で、最適設計がやり易いというメリットを有する。また、

イオンセンシング技術を使う際にも、単室式や副室式よりも電極間の流動を最適化しやすいため、S/N比を改善できる。

これらの技術進歩により今後は、大口径ボアのエンジンへの適用も可能になると予想される。副室式ガスエンジンの場合、副室周辺部品に関する不具合が多く、メンテナンスコスト増大を招いている実態を考慮すると、プレチャンバープラグに代えることで、信頼性向上とコスト低減が期待できる。

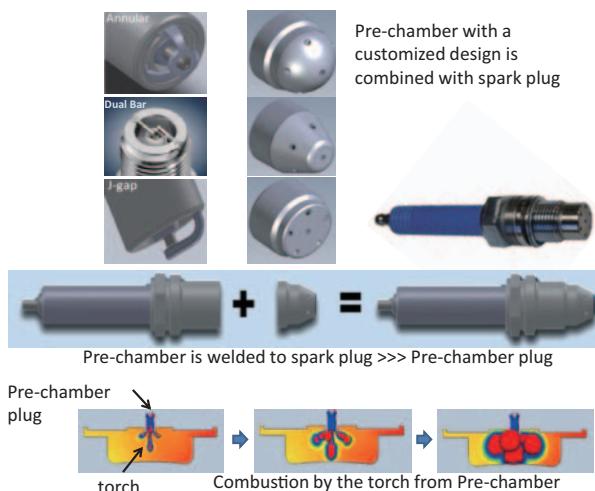


Fig.12 Pre-chamber plug

4. まとめ

近年の環境規制の強化に伴い、CO₂、NOx、SOx、PMの規制を全て同時にエンジン本体だけでクリアできるガスエンジンの需要が産業用エンジン市場で増加し続け、最近ではこの傾向が舶用にも広がり始めた。従来、出力率や効率の点でディーゼルエンジンに劣ると認識されていたが、近年の制御技術の高度化に伴いディーゼルエンジンに比べ同等の出力率と、より高い効率が達成された。また、燃焼安定性も大幅に向上し、今後原動機として更なる競争力向上が期待される。

5. 引用文献

- (1) 国土交通省ホームページ<<http://www.mlit.go.jp/>> (参照日2016年4月1日).
- (2) Menage,A., The New Dual Fuel Engine 35/44 DF from MAN Diesel & Turbo SE, PAPER NO:291, CIMAC Congress 2013 (2013).
- (3) Nylund, I., Field Experience with the Wartsil a 50DF Dual-Fuel Engine, CIMAC PAPER No:239, CIMAC Congress 2007 (2007).
- (4) Nylund, I., Development of a Dual Fuel technology for slow-speed engines, PAPER NO:284, CIMAC Congress 2013 (2013).
- (5) Nylund, I., Development of a Dual Fuel technology for slow-speed engines, CIMAC PAPER No:284, CIMAC Congress 2013 (2013).
- (6) Juliussen,L.R., Man B & W ME-GI Engines.Recent Research and Results, International Symposium on Marine Engineering (2011).
- (7) Neumann,S., Pressure measurement for gas engine control, PAPER NO:130, CIMAC congress 2010 (2010).
- (8) Henschen,P., Development of a combustion control system for medium-speed Gas engines based on cylinder pressure measurement, 8 Dessauer Gasmotoren-Konferenz (2013).
- (9) Lepley,J., Advanced spark ignition technology for Gas-Fueled Engines and its impacts on combustion stability and performance optimization, PAPER NO:191, CIMAC Congress 2013 (2013).
- (10) Tozzi,L., Optimizing High-Energy Tunable Ignition Technology Preventing Electrode Damage While Extending the Lean Flammability Limit of Gas Engines, Gas Machinery Conference 2014 (2014).
- (11) Tozzi,L., Combustion System Design Study to Maximize Thermal Efficiency in Open Chamber Stationary Natural Gas Engines, PAPER NO:176, CIMAC Congress 2010 (2010).

特集：ガスエンジン、ディーゼルエンジンとガスタービン

ガス・ディーゼルエンジンの コージェネレーションシステム

飯泉 昌幸^{*1}
IIIZUMI Masayuki

キーワード：ガスエンジン、ディーゼルエンジン、コージェネレーション
Gas Engine, Diesel Engine, Cogeneration

1. はじめに

コージェネレーションシステム(cogeneration system: 以下コージェネ)とは、一つのエネルギー源から二つ以上のエネルギーを取り出して使うシステムを意味し、一般的には、燃料の燃焼によって得られる熱エネルギーで原動機を駆動し電気や動力を作ると同時に、機関からの排熱を回収して温熱・冷熱を取り出し、総合エネルギー効率を高めるエネルギー供給システムを指す。

国内におけるコージェネの歴史⁽¹⁾は、1960年代に省エネルギーを目的としたトータルエネルギーシステムとしてスタート。当時の安価な燃料価格の影響もあり、導入は進まなかったが、第一次石油ショックを経て省エネルギーシステムの再評価が行われ、改めて同システムの普及促進が図られるようになった経緯がある。日本における本格導入は、ディーゼルエンジン：1972年 太平洋セメント（当時日本セメント）上磯工場[重油 27,500kW]、ガスタービン：1975年 出光興産徳山事業所（当時徳山製油所）[重油 25,000 kW]、ガスエンジン：1981年 旧国立競技場[都市ガス 128 kW]を皮切りに、その後工場、ホテル、病院、オフィスなどで導入されるようになって行く。政府においても効率の高い分散型発電方式に目を向け、1986年に「コージェネレーション等の系統連系に関する技術要件ガイドライン」を制定、コージェネ普及促進の後押しが行われた経緯がある。

搭載される原動機は、ガスタービンやレシプロエンジン（ディーゼル、またはガスエンジン）である。当時のレシプロエンジンにおいては、ディーゼルエンジンの方が発電効率は高くそのシェアの殆どを占めていたが、1988年に制定されたNOx排出規制の影響もあり、規制の厳しい大都市部においてはガスエンジンが選ばれている。その後環境保全に対し意識の高まりもあり、NOx排出規制の強化、温室効果ガス排出規制が求められ、京

都議定書が2005年に発効し、CO₂削減目標達成のため、ディーゼルに対しCO₂排出量が少ないガスエンジンコージェネの導入が進められてきた。

またコージェネの導入には、対環境性指標だけでなく、最大出力、発電効率、総合効率等、パフォーマンス指標が要求される。黎明期のガスエンジンはノッキング由來の制約により筒内圧や膨張比をディーゼル並みに上げることができず、発電効率、出力率（平均有効圧力[Pme] × 平均ピストン速度[Cm]）共にディーゼルエンジンが優位な状況にあったが、2000年頃になると「ミラーサイクル」や「高過給技術」の商品化により前述の課題は解決の方向に向かうこととなり、その後電子制御技術等を加え、パフォーマンスは飛躍的に向上した。

高効率のコージェネは、省エネ対策や節電・電力ピーク対策はもとより、停電や災害時の電源供給といったエネルギーセキュリティに対する価値が見直され、BCP対応機器の一つとして位置づけられており、また近年の電力システム改革により、コージェネで発生した余剰電力の活用も進み、再生可能エネルギーを組み合せたエネルギー高度利用システムや、スマートコミュニティーなどの調整機能を兼ね備えた電源、システムの中核を担う技術として期待されている。

以上のような背景のもと、本稿においてはガス・ディーゼルエンジンコージェネの高効率化とその周辺技術に係る話題を中心に、コージェネの現状と今後の展望について概説する。

2. コージェネレーション普及状況

図1に国内累積導入実績を示す。2015年3月末現在、累積台数15,742台、累積発電容量1,020万kW（ストック値）であり、1,000万kWを超える導入容量となっている。この容量は、電力量として見た場合約500億kWh⁽²⁾、国内総電力量の約5%に相當している。

図2に国内単年度新規導入実績を示す。燃料価格が安く、国内エンジンメーカーによる新機種発売、特に高出力・高効率のガスエンジンが多く出現した2000年頃から

原稿受付 2016年7月11日

*1 (一財) コージェネレーション・エネルギー高度利用センター 技術部
〒105-0001 港区虎ノ門1-16-4 アーバン虎ノ門ビル4F

増加傾向を示している。その後、燃料価格の高騰やリーマンショックの影響により導入量が大きく落ち込むが、2011年に発生した東日本大震災を契機にコーデネネの持つ多様な価値が見直され、回復傾向を示している。

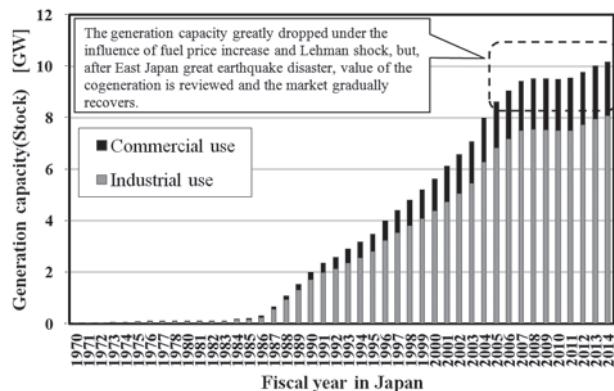


Fig. 1 Cumulative installation capacity in Japan by demand

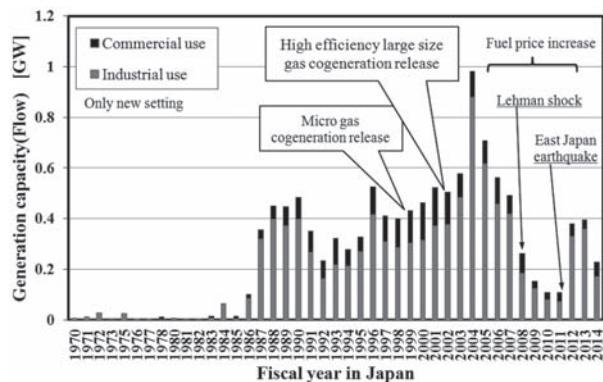


Fig. 2 Yearly installation capacity in Japan by demand

図3に原動機別単年度新規導入実績を示す。原動機別視点で見ると、コーデネネの黎明期である2000年以前においては、ガスタービンとディーゼルエンジンで構成されていた。1986年頃からガスエンジンが徐々に出現し、2004年頃から順調にその数を伸ばして行った。一方ディーゼルエンジンは、燃料価格の高騰と対環境性の課題もあり、2004年以降新設機が殆ど無くなり、今では新設機はクリーンでランニングコストの安いガスエンジンに置き換わった形となっている。

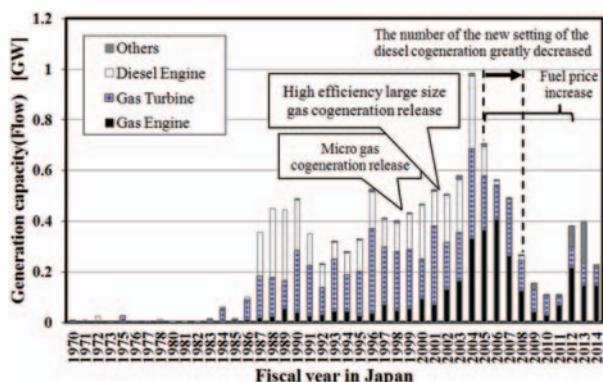


Fig. 3 Yearly installation capacity by motor

3. 国策としての位置付け

エネルギー・環境政策を考える上で基盤となるのが、経済財政の基本方針である。経済財政諮問会議や産業競争力会議、産業構造審議会での議論等においてエネルギーに係る施策は重要課題として取り上げられ、その政策の中で、コーデネネは以下の通り位置付けられている。

3.1 エネルギー政策としての位置付け

コーデネネは、「長期エネルギー需給見通し（2015年7月）⁽³⁾」によれば、「多様なエネルギー源の活用と供給体制の確保」として、「分散型エネルギーシステムとして活用が期待されるエネファームを含むコーデネレーション（2030年時点で1,190億kWh程度）の導入促進を図る」等とされている。また、エネルギー革新戦略（2016年4月）⁽⁴⁾においても、「地域に密着した地産地消型エネルギーシステムの構築」として、「エネルギーの面的利用の取組や、ディマンドコントロールの取組など、高度なエネルギー・マネジメント技術を活用した取組を推進することが重要であり、具体的なエネルギーシステムの形態として、コーデネレーションの特性を活かすケースなどを考慮して地域のエネルギー源を効率的に需要家につなげる全体のシステム設計が肝要である」とされ、エネルギー政策において重要な位置付けとなっている。

図4に長期エネルギー需給見通しにおける2030年時点の導入量推計を示す。

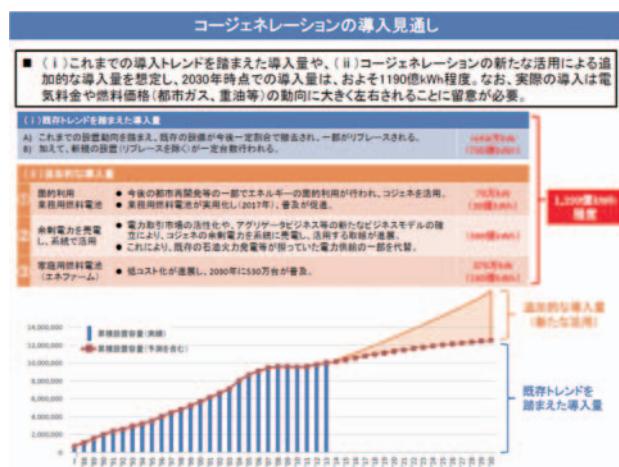


Fig. 4 Estimation of installation capacity toward 2030⁽⁵⁾

3.2 国土強靭化政策としての位置付け

ナショナル・レジリエンス懇談会における議論を経て、「国土強靭化基本計画（2014年6月）」の中で、脆弱性評価結果を踏まえた施策分野毎、およびプログラム毎の推進方針が定められた。国土強靭化アクションプラン2015（2015年6月）⁽⁶⁾では、「避難所、病院等への石油製品貯槽、発電機等の導入に対する支援」の際の指針として「コーデネレーション設置時の工事計画届審査期間短縮化」に係る記事が明記され、また、国土強靭化アク

ションプラン2016（案）（2016年5月）⁽⁷⁾では、プログラム推進のための主要施策（保健医療・福祉分野）において、医療機能及びアクセスの強化として、「中小規模福祉施設等において、高効率給湯・空調設備や、コーデネレーションシステム等の導入を支援」等、国土強靭化推進に寄与するシステムとして位置付けられている。

3.3 環境政策としての位置付け

2015年11月に開催されたCOP21において、パリ協定が採択され、我が国は、2016年5月に閣議決定された地球温暖化対策計画⁽⁸⁾において「日本の約束草案に基づき、国内の排出削減・吸収量の確保により、2030年度において、2013年度比26.0%減の水準にするとの中期目標の達成に向けて着実に取り組む」とされた。

その中で「省エネルギー性能の高い設備・機器の導入促進（業種横断）」として「産業部門において、空調、照明、工業炉、ボイラー、コーデネレーション設備など幅広い業種で使用されている主要なエネルギー消費機器について、エネルギー効率の高い設備・機器の導入を促進する」等、温室効果ガス削減推進に寄与する重要設備として位置付けられている。

4. コーデネ関連技術の現状

コーデネ用ガス・ディーゼルエンジンでは省エネ、省CO₂、省コストの観点から、高出力/高効率化が求められており、かつ環境規制の強化に伴いNOx等、排ガス低減もこれまで以上に考慮すべき状況となっている。それらを両立させるためには、燃焼、制御、構成部品の高度化・最適化、また排熱利用の高度化がキー技術となっており、以下にその概要を述べる。

4.1 エンジン関連技術の現状

図5にガスエンジン効率向上の年代別推移を示す。黎明期のガスエンジンは、2000年以前ではストイキ燃焼を採用するメーカーが多く、発電効率も37%程度であったが、2000年代に入ると希薄燃焼方式に加えミラーサイクル（早閉じ型）を採用する機種が増え、同時に高効率過給機の登場もあり、性能も飛躍的に向上し、発電効率は40%を超える機種が出現した。

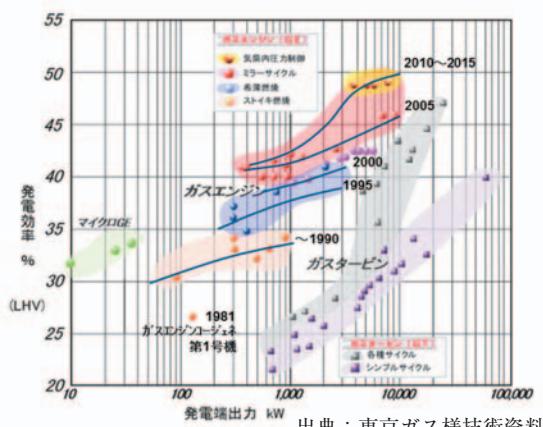


Fig. 5 Change of the gas engine efficiency⁽⁹⁾

図6に2016年時点でのコーデネ用エンジンの発電出力と発電効率の分布について示す。近年発売されるコーデネ用新機種は主にガスエンジンであり、5～35kW級前後の小型クラスでは発電効率28.8～33.5%，500～1,000kW級の中型クラスでは、発電効率39.0～42.3%，2～10MW級の大型クラスで発電効率43.7～49.5%のガスエンジンコーデネがラインナップされている。今や同一出力でのディーゼルの発電効率を超えるものが出現しており、他の原動機と比べて最も発電効率が高い。

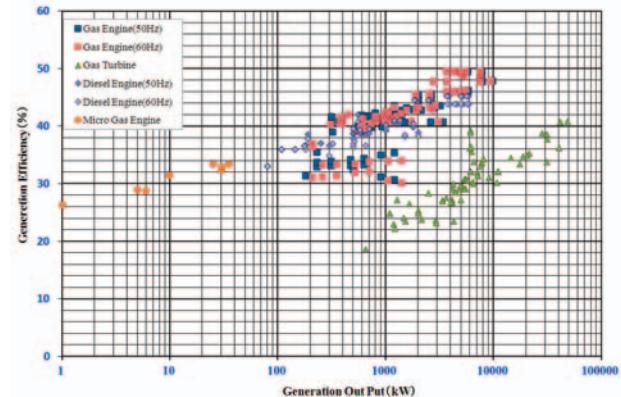


Fig. 6 Distribution of the generation output and the generation efficiency of the engine for cogeneration system 2016

コーデネ用エンジンは、これからも重要なエネルギー源として更なる高効率化や環境対応が求められている。このため、超希薄燃焼技術、ノックキングや過早着火に対する気筒別燃焼制御技術、ミラーサイクル最適化技術や電子制御燃料供給システムの高度化、EGR技術、高圧力比過給技術、高エネルギー点火技術、尿素SCRを始めとする排ガス後処理技術等、またこれら高効率化技術を支える構成部品の高度化や信頼性向上等をテーマとし、更なる効率向上や環境負荷の低減を図るため、さまざまな分野において技術開発が進められている。

4.2 排熱利用技術の現状

表1に、排熱の種類と排熱利用機器の組合せ例を示す。排熱有効利用は、コーデネ普及を決める重要な факторであり、エンジン排熱から蒸気や冷温水を製造する発電・空調システムを主体とした排熱利用技術が数多く実用化されている。

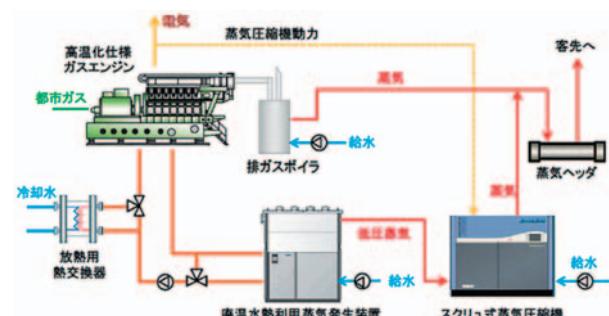
表1にも示したように、多くの場合は、直接熱交換器や排熱利用吸収冷凍機/冷温水機を介して排熱を回収し給湯や空調に使われるが一般的だが、ガス・ディーゼルエンジンコーデネにおいては、通常回収できる排温水の温度が90°C程度であり、利用率向上が課題となっている。

一部の機種においては、エンジン冷却水温度を100°C以上まで上昇させ、回収した高温排温水を活用し利用性の高い蒸気を製造する全蒸気回収システムが開発され、蒸気利用の多い産業用や地域冷暖房事業者向けとして高

Table 1 Examples of exhaust heat recovery appliance

Motor	Primary heat source		Auxiliary fuel	Cooling /Heating use	Examples of exhaust heat recovery appliance
Gas /Diesel Engine	Hot waste water	—	—	Cooling	Single effect absorption chiller with hot waste water
	Hot waste water	—	—	Cooling /Heating	Gene-Link
	Hot waste water	—	City Gas	Cooling /Heating	Triple effect Gene-Link
	Hot waste water	Waste steam	—	Cooling	Steam type Gene-Link
	Hot waste water	Waste steam	—	Cooling /Heating	Hot water and steam type Gene-Link
	Hot waste water	—	Exhaust Gas	Cooling /Heating	Exhaust gas and hot waste water type absorption chiller
	Hot waste water	—	City Gas	Cooling /Heating	Adsorption chiller, Desiccant air conditioner
Gas turbine	—	Waste steam	—	Cooling	Double effect absorption chiller with steam
	—	—	Exhaust Gas	Steam	Exhaust gas type absorption chiller

い評価を受けている。図7に全蒸気回収型コーデネーションシステムフローを示す。本システムは、エンジン冷却水系（通常90°C程度のところを120°Cまで昇温）に排温水蒸気発生装置と蒸気圧縮機を組み合わせることで温水熱を蒸気として回収するもので、これまで利用困難であった温水を効率よく蒸気に変換できるシステムとなっている（蒸気圧縮機の動力を差し引いた正味効率で、総合効率約10%向上）。

Fig. 7 All steam collection type cogeneration system flow¹⁰⁾

以上のように、コーデネーションの排熱を有効に利用するシステムとして、新システム開発、熱回収機器本体の熱回収効率向上や制御方法改善等、排熱利用効率向上のための技術開発が進められている。

4.3 システム周辺技術の現状

コーデネーションの導入を促進する付加価値向上の技術開発も進んでいる。各種停電対策を始めとして、高効率希薄燃焼ガスエンジンにとって課題とも言える負荷投入特性を改善する蓄電池（UPS）利用組合せシステムの開発や、太陽光発電等、再生可能エネルギーとの組合せシステムや、出力を協調制御するシステムが実用化されている。また保守管理面においては、コーデネーションの遠隔監視システムを活用した予防保全のための故障診断技術の開発や、最適運転管理をサポートする運転制御技術の開発も進み、エンジンや排熱利用機器単独の高効率化だけではなく、ユーティリティーにおいても進化を遂げている。

4.3.1 瞬時電圧低下/停電対応 商用電力系統が瞬時電圧低下（瞬低）した場合、落雷等による送電系統の故障を送電系統から除去するまでの間の1秒以内、一般的

には0.1秒程度の間に電圧が低下し電子機器等を中心に影響を与える、その影響度合いは、電圧低下度、継続時間によって変わる。一方停電は、例えば停電対策を全く採用していない場合は事業所全部の機器・機能が停止する。瞬低に比べると頻度としては少ないが、東日本大震災やその後の計画停電等のように長時間にわたる停電も発生することがあり、事業活動に大きな影響を及ぼす。このことから、改めて自家発電設備の新增設や停電対応コーデネーションのニーズが高まっている。

表2に各種停電対応方式例、図8にシステム例を示す。停電対応コーデネーションとは、停電が発生してもガス・ディーゼルエンジン、ガスタービン、あるいは燃料電池等の発電機を商用電力系統から切り離して系統分離で運転し、選択した負荷へ電力を供給することができるシステムである。停電発生時のコーデネーションの運転方法は大別すると、コーデネーションを停止させずに発電機を生き残らせ負荷を接続したまま（有負荷生き残り）、あるいは一旦負荷を切り離してから選択した負荷に電力を供給する方式（無負荷生き残り）と、コーデネーションを一旦停止してから再起動し、選択した負荷に電力を供給する方式（ブラックアウトスタート：BOS）があり、用途を考慮しながら最適システムをカスタマイズすることが可能である。

4.3.2 BCP (Business Continuity Plan) 対応 東日本大震災で直接被害のあった東北地方だけでなく、計画停電等で混乱のあった首都圏においても分散型電源としてコーデネーションが活躍¹¹⁾しており、平時の経済性・環境性

Table 2 Examples of Power supply system for Power failure

Image	<Normal> Grid To Load		<Power failure> Grid To Load	
	Power supply system after power failure	Power supply continuation system	Sustained operation with rejecting all loads	Uninterrupted power supply system
Power supply system	Black out start system	Sustained operation by rejecting all loads	Sustained operation with maintaining important loads	Uninterrupted power supply system
System summary	The system starts automatically/manual ly when cogeneration stops and grid lost power. Supplies the system power to important load.	The system rejects all loads to maintain its operation when power failure occurs. It accepts sequentially important loads only.	The system rejects less important loads to maintain important loads without stopping operation.	The system continues power supply to each load equipped with UPS without causing frequency/voltage drop.
Relations of a Grid and load				
Application example	Lighting	Air conditioning	Computers Manufacturing facility	Data center Hospital

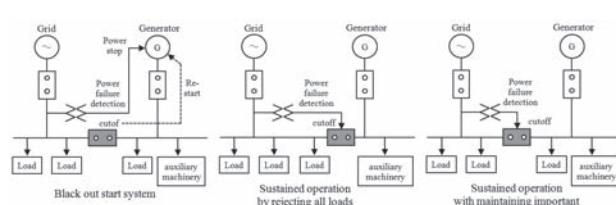


Fig. 8 Support system examples for power failure

だけでなく、災害発生時に一時的にガスが途絶した場合や断水が発生するような場合においても有効に機能することが改めて認識された。前項に加え、BCP対応用システムとして、レベルに応じて様々なシステムが存在し、最適システムをカスタマイズすることが可能である。表3、図9に主なBCP対応システム例を示す。

Table 3 Support system example for BCP

	Combination system of Emergency generator and gas cogeneration	Water failure countermeasure system	Dual fuel system
Summary	Parallel use of diesel emergency generator and gas cogeneration system to compensate weakness of diesel engine's limited tank capacity and gas engine's lower load acceptance.	Use radiator instead of cooling tower for system cooling in case water supply cut-off. Typical cooling for gas cogeneration system is cooling tower. In some case, cooling water for cooling tower may be drawn from water pool.	Some system can operate on both CNG and LPG. In case city gas fails. Some may also run on diesel fuel.

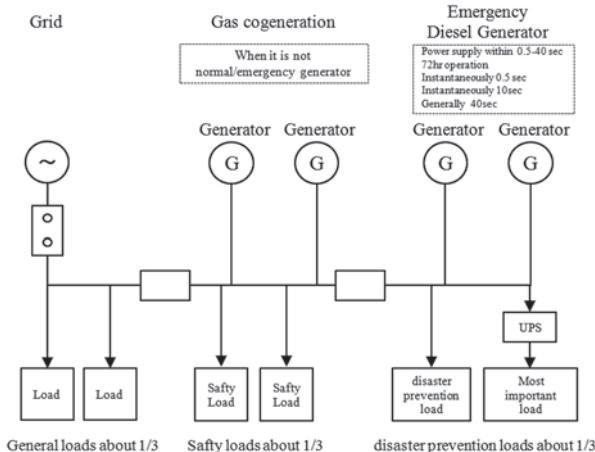


Fig. 9 Power supply system examples for BCP

4.3.3 スマートエネルギー・ネットワーク これまで、コーディネはエンジンや排熱利用機器の高効率化を通じて分散エネルギー・システムとして省エネ・省CO₂に貢献してきたが、目指す低炭素社会を実現するためには、供給側における低炭素化の取組だけでは限界がある。需要側である建物や都市構造まで考慮しシステム構築を図ることが重要であり、それを実現する手段の一つが「コーディネを核としたスマートエネルギー・ネットワーク」である。これは、街区のエネルギーの需要とコーディネや太陽光等の再生可能エネルギーとを組み合わせたエネルギー供給を、CEMS（統合BEMS）等のICT技術を用いて需要と供給の最適制御を行うことで地域でのエネルギーの高度利用を行うシステムであり、大都市圏を中心に2011年から導入が進みつつある。図10にスマートエネルギー・ネットワークのイメージ図を示す。

実装事業の代表例を表4に示す。何れの事例も熱、電気、情報のネットワークを構築。需要側と供給側が連携して最適な運転制御を行い、従来の電力や熱の相互供給をさらに進化させたスマートエネルギー・ネットワークに

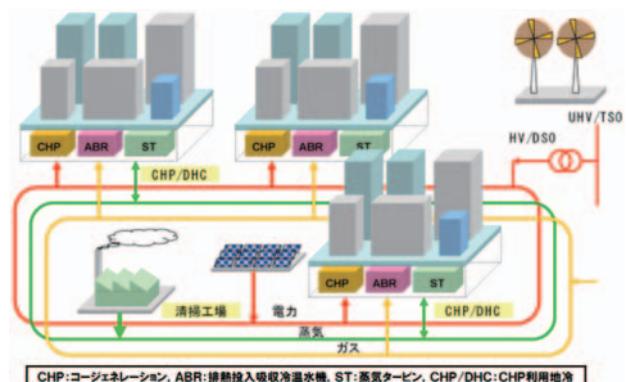
Fig.10 Image of smart energy network¹²

Table 4 Implementation example of smart energy network

Area	Project name	Remarks
Hokkaido	Akarenga energy center	City block
Miyagi	Second Sendai northern core industrial park(F-Grid) (provisional) TGMM Shibaura project	Industrial park
Tokyo	Toyosu smart energy center Shinjuku new downtown district heating and cooling Tokyo East 21 Tokyo Gas Senju Techno Station	City block
Kanagawa	Isogo smart house (Yokohama Smart City Project)	City block
Chiba	Makuhari district heating and cooling center	City block
Saitama	Saitama Prefectural cancer center new hospital energy network	City block
Aichi	Minato AQULS	City block
Osaka	Cyubu university campus smart grid	Educational institution
Nagasaki	Iwasaki Energy Center Nagasaki next-generation energy park	City block Energy facility

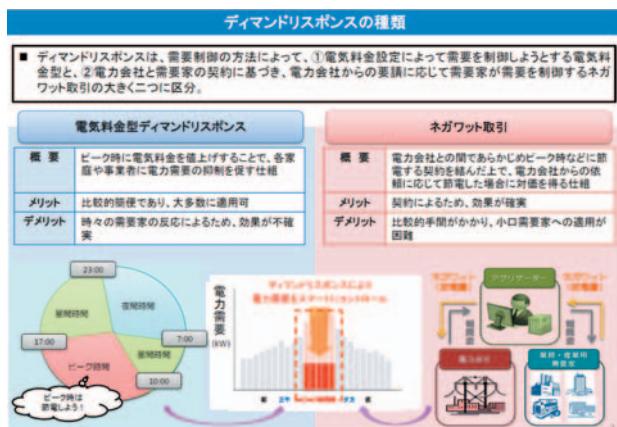
による省CO₂型のまちづくりが進められている。

4.3.4 ディマンドレスポンス これまでのエネルギー政策は、調整電源によってピーク時間帯の供給量を確保することで対応するというエネルギー供給方法を中心として進められてきたが、スマートエネルギー・ネットワークの構築によって、需要側で需要量を抑制して需給バランスを確保することが可能となり、エネルギーの供給状況に応じて需要量を抑制、ピーク時の電力消費を抑え電力の需給バランスをとる等の取組が行われている。これが「ディマンドレスポンス」であり、新たな電源として活用するための技術実証や制度整備が進められている。図11にディマンドレスポンスの概要を示す。

コーディネは、近年その有効性が認められ民生用、産業用とも様々な用途に普及しつつある。特に、ガスエンジンコーディネは、発電装置として良好な動特性を持つことから調整機能を兼ね備えた電源として認知され、国内外の技術実証試験^{13),14)}に参画し良好な結果を得ており、ディマンドレスポンスの仕組み作りの中で重要な位置を占めて行くと思われる。

5. コーディネ普及拡大に向けた今後の展望

「長期エネルギー需給見通し（2015年7月）」によれば、コーディネーションの導入は、2030年時点で1,190億kWh程度（対電力総需要量比12.1%）を想定しており、大幅な伸びが想定されている。また「2030年までの経済成長を踏まえつつも、徹底した省エネルギーの推進によ

Fig.11 Summary of the demand response¹⁵⁾

り、石油危機後並みの大幅なエネルギー効率の改善を見込む」とされ、電源構成においては「節電の推進、再生可能エネルギーの最大限の導入、火力発電の効率化等を進めつつ、原発依存度を可能な限り低減すること」が基本方針となっており、「低炭素社会に向けた基本的な方向性」の1つとして「分散型エネルギーシステムの展開」が必要と考えられる。

中でも、需要面・供給面をICT技術で統合し、その中でコーディネによる電力と熱のエネルギーのベストミックスを図る分散型エネルギーシステム「スマートエネルギー・ネットワーク」は現実のものとなり、大都市圏に展開が始まっている。また、変動する再生可能エネルギー由来の電源に対し、CEMS等のエネルギー・マネジメントシステムにより、コーディネは調整機能を兼ね備えた電源として省エネ・省CO₂、省コスト等、様々な視点でシステムを構成でき、地域単位で総合的エネルギー効率向上を図ることが可能となった。

これまで述べてきたように、3大都市圏を中心として燃料のガス化により導入加速が進んできたガスコーディネは、運用のフレキシビリティーも高く、BCP等の新たな価値も見出されたことにより、安定してエネルギーの有効利用を実現する優れた電源設備機器として認知されつつある。太陽光や風力等の再生可能エネルギーと比較すると環境面での課題は存在するが、気象変動にも強くエネルギー密度が高いコーディネは、今後も高効率なエネルギー供給装置として進化すべく、開発が進められて行く見通しである。

6. 引用文献

- 湯浅和博、建築物におけるコーディネーションシステムの適用に関する研究－エネルギー有効利用に基づくシステム評価－、東京工業大学博士論文、甲第2169 (1990).
- 資源エネ庁発電コスト検証ワーキンググループ、総合資源エネルギー調査会長期エネルギー需給見通し小委員会に対する発電コスト等の検証に関する報告 (2015) <<http://www.enecho.meti.go.jp/committee/council/>>

[basic_policy_subcommittee/mitoshi/cost_wg/pdf/cost_wg_01.pdf](http://www.enecho.meti.go.jp/committee/council/basic_policy_subcommittee/mitoshi/cost_wg/pdf/cost_wg_01.pdf)>, p. 87 (参照日2016年7月11日).

- 資源エネ庁、長期エネルギー需給見通し (2015) <http://www.enecho.meti.go.jp/committee/council/basic_policy_subcommittee/mitoshi/pdf/report_01.pdf>, p. 11 (参照日2016年7月11日).
- 経済産業省、エネルギー革新戦略 (2016) <<http://www.meti.go.jp/press/2016/04/20160419002/2016041902-2.pdf>>, p. 13 (参照日2016年7月11日).
- 資源エネ庁、長期エネルギー需給見通し関連資料、総合資源エネルギー調査会基本政策分科会長期エネルギー需給見通し小委員会第11回会合資料3 (2015) <http://www.enecho.meti.go.jp/committee/council/basic_policy_subcommittee/mitoshi/011/pdf/011_07.pdf>, p. 59 (参照日2016年7月11日).
- 国土強靭化推進本部、国土強靭化アクションプラン2015 (2015) <http://www.cas.go.jp/jp/seisaku/kokudo_kyoujinka/pdf/ap2015.pdf>, p. 111 (参照日2016年7月11日).
- 国土強靭化推進本部、国土強靭化アクションプラン2016 (案) (2016) <http://www.kantei.go.jp/jp/singi/kokudo_kyoujinka/kaisai/dai5/siryous1-2.pdf>, p. 46 (参照日2016年7月11日).
- 環境省、地球温暖化対策計画、(2016) <<http://www.env.go.jp/press/files/jp/102816.pdf>>, p. 6 (参照日2016年7月11日).
- 岡本和久、進化するガスエンジンコーディネーション「コーディネーションの普及状況とガスエンジンの技術開発動向」、クリーンエネルギー 2016年2月号、Vol.25, No. 2 (2016), p. 4.
- コーディネ財団、平成27年度コーディネ大賞優秀事例集、(2015) <http://www.ace.or.jp/web/gp/pdf/H27_Co-gene_Award_Detail.pdf>, p. 13 (参照日 2016年7月11日).
- コーディネ財団、東日本大震災発生時の自家発稼働状況調査 <http://www.ace.or.jp/web/works/works_0081.html> (参照日 2016年7月11日).
- コーディネ財団HP、スマートエネルギー・ネットワーク、<http://www.ace.or.jp/web/energy/energy_0010.html> (参照日 2016年7月11日).
- 次世代エネルギー技術実証事業成果報告、ネガワット取引に係るエネルギー・マネジメントシステム構築と実証 (大阪瓦斯株) <http://www.nepc.or.jp/topics/pdf/160330/160330_26.pdf> (参照日 2016年7月11日).
- 次世代エネルギー技術実証事業成果報告、ネガワット取引に係るエネルギー・マネジメントシステム構築と実証 (東京ガスエンジニアリングソリューションズ株式会社) <http://www.nepc.or.jp/topics/pdf/160330/160330_45.pdf> (参照日 2016年7月11日).
- 資源エネ庁、ディマンドレスポンスについて、総合資源エネルギー調査会長期エネルギー需給見通し小委員会第5回会合資料5、(2015) <http://www.enecho.meti.go.jp/committee/council/basic_policy_subcommittee/mitoshi/005/pdf/005_09.pdf>, p. 2 (参照日 2016年7月11日).

特集：ガスエンジン、ディーゼルエンジンとガスタービン

ガスコーチェネレーション設備における原動機選定事例紹介

速川 敦彦^{*1}
HAYAKAWA Atsuhiko

刑部 尚樹^{*1}
OSAKABE Naoki

正田 光次朗^{*1}
MASADA Kojiro

キーワード：ガスタービン、ガスエンジン、原動機、コーチェネレーション

Gas Turbine, Gas Engine, Prime Mover, Co-generation

1. はじめに

コーチェネレーションシステムは2014年4月に閣議決定した「エネルギー基本計画」においても、重要な分散型エネルギーの一つとして位置づけられ、その導入実績も10,203MW（2015年度末）⁽¹⁾と大きく増加してきている。また2015年7月に公開された「長期エネルギー需給見通し」の中でも、エネルギーセキュリティ確保や地球温暖化対策等のために省エネルギーを推進していく必要がうたわれており、その一つの解決手段として総合効率を高めたコーチェネレーションシステムの普及が益々進展することが期待される。

コーチェネレーションシステムは原動機により発電機を駆動させて電力を発生させるとともに、廃熱を熱利用として取り出すものであるが、選定される原動機によって発電量と廃熱回収量は概ね固定された比率になるため、計画段階より個別のエネルギー使用量に応じたシステム選定を行わないと十分な省エネルギー能力が発揮できない場合も考えられる。

本稿では、都市ガスを燃料としたコーチェネレーション

の原動機選定の具体的な事例を、エネルギー需要に對して最も効率よく運用できるシステム構築方法の観点から紹介するものである。

2. コーチェネレーションに使用される原動機

コーチェネレーションの原動機にはガスタービンとレシプロエンジンが多く使用されており、レシプロエンジンでは近年ガスエンジンの実績が増加している。天然ガスを利用したガスコーチェネレーションは燃料のハンドリングが良く、排気ガス中に含まれる煤塵、NOx等の低減による環境性確保が容易である。最近ではガスタービンのタービン入口温度向上による高効率化、ガスエンジンの大型化、高発電効率化が大きく促進されてきている。

表1に主なガスタービンとガスエンジンの原動機定性比較表を示す。

3. 原動機選定に係る留意点

経済性、省エネ性、環境性向上を目的としたコーチェネレーション導入効果を高めるためには、原動機の最適

Table 1 Qualitative comparison of gas engine and gas turbine

	Gas Engine	Gas Turbine
Heat Cycle	Miller Cycle	Brayton Cycle
Parameter for Heat Efficiency Improvement	Compression Ratio	Turbine Inlet Temperature
Applicable Range	A few hundred kW~10MW	A few hundred kW~50MW
Power Efficiency	40-50%	25-35%
Total Efficiency	70-85%	75-85%
Exhaust Gas Temperature	300-420°C	500-550°C
Noise@1 m away from machinery	75-120db	85db (High frequency range is predominant)
Vibration Control	Needed	Not needed
Maintenance Interval	about 2,000h	about 4,000h
Required Chief Engineer	Chief Electrical Engineer	Chief Electrical Engineer/ Boiler&Turbine Chief Engineer (Over 300kW/Over 1MPa/No enclosure)

原稿受付 2016年7月15日

* 1 東京ガスエンジニアリングソリューションズ株
エネルギーソリューションカンパニーエンジニアリング部
〒105-8527 港区海岸1-5-20

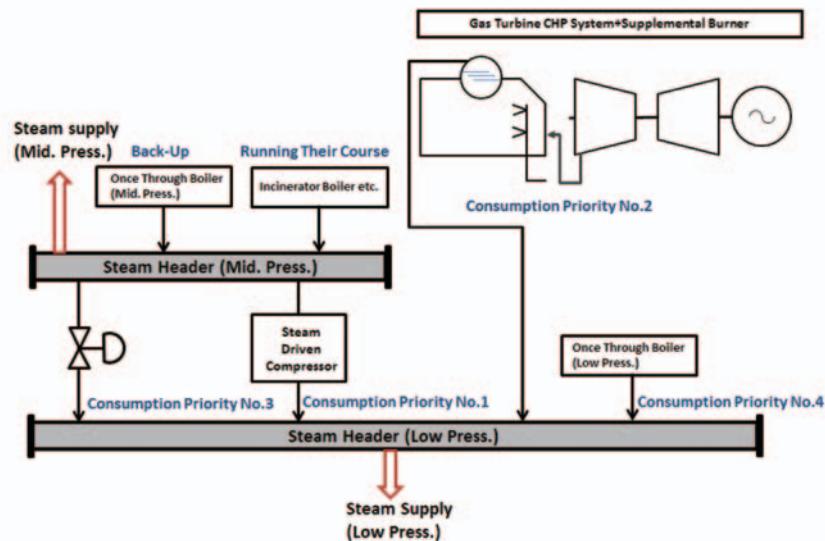


Fig. 1 System flow

な選定を行い総合効率を最大限まで引き上げる必要がある。ガスエンジンでは主に廃熱による蒸気回収及びジャケット冷却水による温水回収が可能である。一方ガスタービンでは廃熱による蒸気回収が主体であり、蒸気回収効率はガスエンジンを大幅に上回る。原動機選定での差だけではなく、設置を検討する具体的機種の特性を充分把握することが重要となる。

これに加え、一般的に原動機選定に際し留意しなければならない点として①熱電比、②発電容量、③原動機稼働パターンなどが挙げられる。

①熱電比（廃熱量/発電量）：一般的にガスエンジンの熱電比は0.8～1.0程度、ガスタービンの熱電比は1.6～1.8程度である。これに対し導入対象の熱負荷、電力負荷を詳細に分析し負荷特性に見合った原動機の選定が必要となる。なお一般的に熱需要の多いホテルや病院は高い傾向にあり、熱需要の少ないオフィスビルやショッピングモールは低い傾向にある。

②発電容量：導入先電力需要ピークの25-40%が一般的とされているが、熱利用が充分に確保できる場合には電力需要ピークに近い発電容量を選定する場合もある。電力需要パターンや熱需要パターンを基に、最適な原動機および発電容量を決めていく必要がある。

③原動機稼働パターン：ガスエンジンであればDSS/WSS、ガスタービンであれば連続運転が基本であるが、近年大型エンジンでは連続運転とすることもある。これらも電力需要パターンや熱需要パターンを基に、最適な原動機稼働パターンを決めていく必要がある。

4. 熱電比が高いデマンドの事例

産業用の工場のうち熱電比が高いケースでは、ガスタービンが採用される事例が多い。国内市場にて比較的実績の多い発電端出力5～7MWのガスタービンでは廃熱ボイラにて10t/h以上の蒸気を発生させることができ

るため、毎時10数トンの蒸気デマンドが常時必要とされる化学、食品、紙パルプ業種等に適用される。コーチェネレーションとしてガスタービンを利用する場合には如何に効率良く廃熱回収蒸気を利用できるかが大きな鍵となる。蒸気の利用先は製造プロセスにより多種多様であり、複数の蒸気圧力ラインが存在し、さらにガスタービンの廃熱ボイラ以外にも多管貫流ボイラ、バイオボイラ、焼却炉ボイラ等多様な蒸気発生機器が並列して使用されることもあるため、適切な組合せと運用を計画する必要がある。本項では、その一つの例を紹介する。

図1に示す通りプラント内に中圧、低圧二種類の蒸気圧力ラインがある。蒸気使用量としては中圧ラインより低圧ラインの方が圧倒的に多い。中圧ヘッダには成行き運用となる焼却炉ボイラ等が接続され、蒸気を中圧ラインに送気するが、中圧ラインで使用しきれない蒸気は減圧して低圧ラインへ送気される。この際、蒸気のエネルギーの有効活用のために減圧弁代替として蒸気駆動エアコンプレッサが中圧ヘッダと低圧ヘッダの連絡ラインに設置され優先的に利用される。ガスタービン廃熱ボイラは低圧蒸気の発生源として低圧ヘッダに接続される。ガスタービン廃熱ボイラは蒸気圧力が低い程、最終排気ガス温度を低下させることができるために、コーチェネレーション総合効率向上が見込まれる。ガスタービン廃熱ボイラに設置された追焚バーナーによって低圧蒸気の使用量変動に対応するが、バックアップ用として低圧ラインに変動吸収用の貫流ボイラを設置している。

このように複数の蒸気供給源は各機器の目標圧力としてヘッダ圧+各機器バイアス値を設定し稼働の優先順位を決定している。また、蒸気の多段カスケード利用の検討を行なうことで熱利用側での最大効率化を図ることができる。⁽²⁾

ガスタービンの追焚バーナーはガスタービン排気中の酸素を利用して再加熱するものであり、貫流ボイラより



Fig. 2 Large-scale gas engine

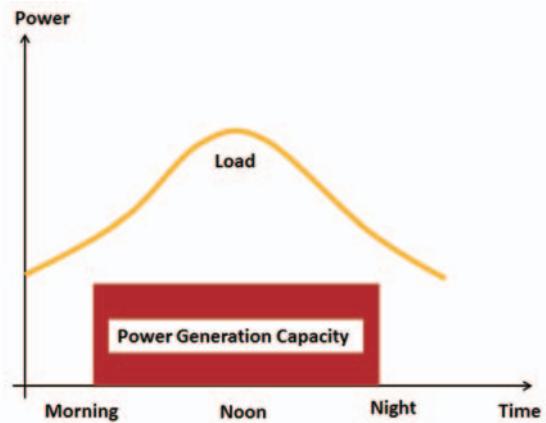


Fig. 3 Case1: Power generation capacity = Base load

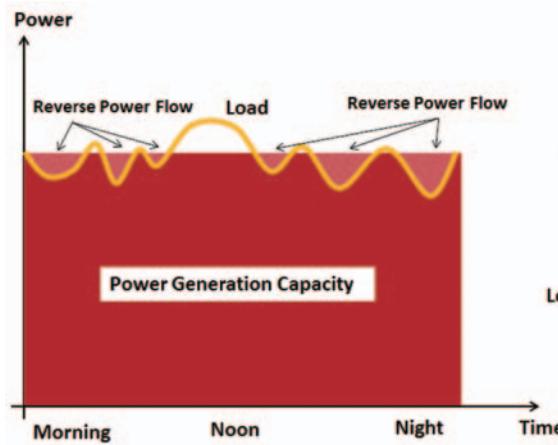


Fig. 4 Case2: Power generation capacity = Peak load

も熱効率を高くできるため、効率面からも優先運用される。

5. 热電比が低いデマンドの事例

規模の大きな機械工場等の生産工場では電力需要が大きく熱需要が少ない、熱電比が低いケースとなる。この場合は大型ガスエンジン（図2）が採用される事例が多い。ガスエンジンが採用されるポイントは発電効率が高いことであり、近年発電効率が向上し旧来の事業用汽力発電所の発電効率と比べても遜色ないものになってきている。このため大型ガスエンジンからの発電のみでも省エネ効果は得られるが、熱電比が低いなりに廃熱を有効利用することで、高い省エネルギー効率となりCO₂削減に貢献できる。

採用される大型ガスエンジンの発電容量は、導入先電力需要ピークの25-40%を発電容量とするケースが一般的である。図3のように電力需要が増加する時間帯において導入先電力需要の一部を自家用発電機で賄うことで、電力需要のピークカットを行うことができる。またコーチェネレーションシステムにおいては廃熱ボイラや吸収冷温水機などを組み合わせることで原動機からの廃熱を有効活用し、空調用電力負荷分も低減することができるため、単純な発電容量のみに留まらず、系統電力負

荷の平準化にも貢献することが可能となる。

一方ガスエンジンの高効率化に伴い省エネルギー、省CO₂の観点から、電力需要のピークと同等の発電容量を採用するケースも存在する。図4に示すように一日を通して一定量の電力負荷を有している工場などではガスエンジンを連続運転とし、ほとんどの電力需要をカバーできる用な発電容量を選定する。電力負荷が局所的に減少する際には系統側へ一時的に逆潮流させることで原動機負荷を変動させずに最も効率の高い定格での運転を継続させる。但しガスエンジンの場合は特に点火系部品のメンテナンスが定期的に必要となるため、年に数回の定期点検日を確保する必要がある。

近隣の工場で熱需要がある場合には大型ガスエンジンで発電した電力を自社工場内で使用し、廃熱は近隣の工場で利用するという事例もある。このようにコーチェネレーションシステムからの電気や熱を近隣と融通することにより、高い省エネルギー、省CO₂が実現可能となる。

6. 中小型ガスエンジンの導入事例

オフィスビルやショッピングモールでは、熱電比が低いことから中小型ガスエンジン（図5）が導入されるケースが多い。産業用の工場などとは異なり熱需要が小さいことが多いため、廃熱温水ボイラを利用した全温水



Fig. 5 Mid/Small-scale gas engine co-generation

回収が一般的である。熱需要が大きく蒸気需要もある場合は蒸気温水回収されるケースもある。

図6にショッピングモールでのコーチェネレーションシステムの一例を示す。システム構成としては廃熱利用のジェネリンク（廃熱投入型ガス吸収冷温水機 図7）に加えてガス焚きの吸収冷温水機及び電動のターボ冷凍機を導入した。ガスエンジン+ジェネリンクのコーチェネレーションをベースロードとし、電力負荷・空調負荷との関係でターボ冷凍機と吸収冷温水機の稼働を制御する。具体的には以下4つの運転パターンが存在する。

- ①パターン1：電力負荷・空調負荷の双方が低いケース
基本的にはコーチェネレーションの単独運転とし空調負荷をジェネリンクで賄えない際にガスエンジンで発電した電力を用いターボ冷凍機を稼働させる。
- ②パターン2：電力負荷が低く空調負荷が高いケース
パターン1のコーチェネレーション+ターボ冷凍機に加え空調負荷に応じてガス焚きの吸収冷温水機を稼働させる。
- ③パターン3：電力負荷が高く空調負荷が低いケース
基本的にはコーチェネレーションの単独運転とし空調負荷をジェネリンクで賄えない際にガス焚きの吸収冷温水



Fig. 7 Heat recovery absorption chiller (Hot water utilization)

機を稼働させる。

- ④パターン4：電力負荷・空調負荷の双方が高いケース
パターン3のコーチェネレーション+ガス焚き吸収冷温水機に加えて系統電力にてターボ冷凍機を稼働させる。

以上のように電力・空調負荷パターンに応じてシステムを最適運用させることで省エネ・省コスト効果を最大化させることが可能となる。

7. 電力セキュリティー対応の事例

電力供給信頼性を向上させるニーズが近年高まっているが、そのニーズに対応するため系統停電時にコーチェネレーションシステムを起動（Blackout Start），もしくは運転を継続させ（生き残り），重要な負荷への電力供給を行うことが可能である。⁽³⁾

- 自立運転時に極力大きな発電容量を確保するために、以下に示すような対応を実施しているケースもある。⁽⁴⁾
- ・同一構内の異なる常用発電設備を自立並列させるケース

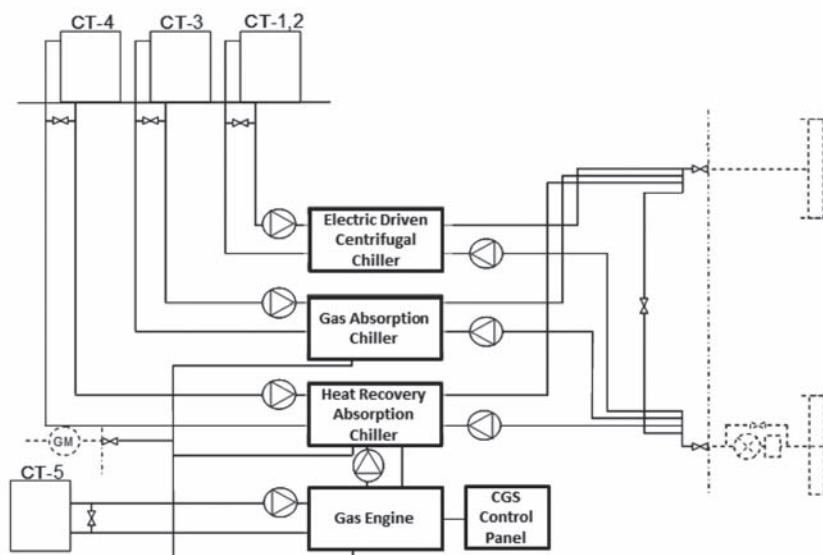


Fig. 6 Combination of gas engine co-generation and chillers

- 同一構内の非常用発電設備と常用発電設備を自立並列させるケース

ここでは、図8のように既存のガスタービン常用発電設備を有するお客様に新規にガスエンジン常用発電設備を導入し、それらの発電設備を自立並列させる事例について紹介する。ガスタービンとガスエンジンのように異なる原動機間の組み合わせはそれぞれの制御特性が異なるため、電力負荷が急変動した際にどの発電機を優先的に稼働させるかのシステム設計が重要となる。図9の①のように双方ともに50%負荷で運転している状態で負荷遮断を行う。ドループ制御のみを行っている場合には負荷変動に伴い追従性の速いガスタービンと追従性の遅いガスエンジン間で差が生じ、②のように2台の負荷率がズレてしまう。この例ではガスエンジンがモータリングしており重故障に至る可能性もある。また過渡的にもっと大きな周波数変動があるはずであり、その場合には追従性の速いガスタービンがトリップしてしまう。このようなケースにおいて、自立並列制御盤（図10）を別途製作し③のように個々の負荷率が一定となるような制御、及び制御応答の速さに応じたガバナ/電圧制御を実現させた。両原動機のドループ特性を合わせこむ方法も不可能ではないが、原動機構造や制御装置との組み合わせ等を考慮する必要あるため、ドループ特性は変えずに制御できる方法が望ましい。

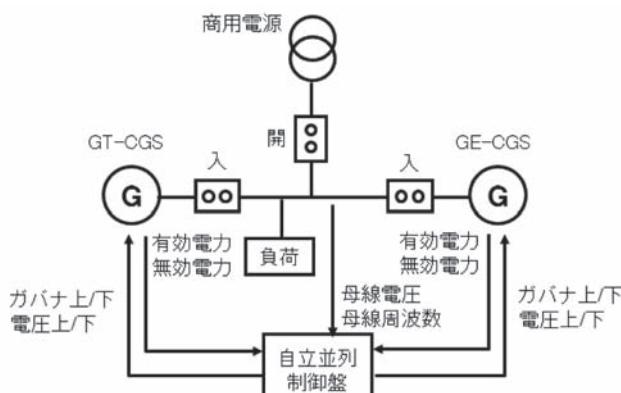
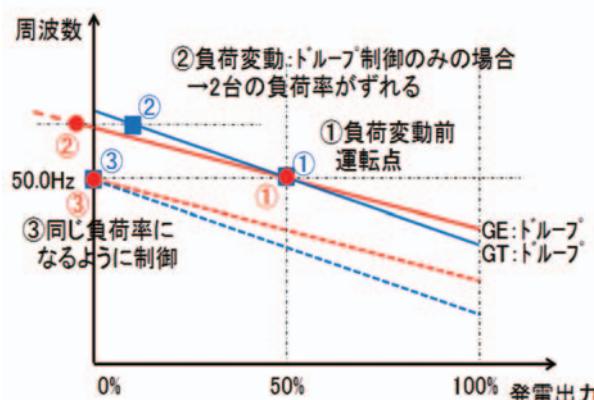
Fig. 8 Single line diagram⁽⁴⁾Fig. 9 Droop curve⁽⁴⁾

Fig. 10 Control panel for load sharing

8. おわりに

原動機の適切な選定により、ガスコーチェネレーションを含めた熱源システムの高効率化、有効利用化が構築できることをいくつかの具体事例にて紹介した。

本稿で紹介した事例は実際のサイトで運用中のものもあり、運用後も各種計量によりシステム効率が維持、向上できるよう監視を行なながら必要に応じて最適調整を行っている。また稼働直後ではフレッシュな状態で効率確保するものの、環境条件や経年変化によって劣化する部分も有り、運転継続は可能なものの、性能が変化することによりシステム運用効率が変わってしまう場合がある。また LED照明、インバータ機器等の高効率機器が採用されることにより、各個別のサイトでの熱と電気のデマンドも変化していく中で、実運用効率を最適に保つためには、稼働後の運用マネジメントも必要な対応となってくる。

今後は原動機メーカーを中心に最適システムが構築できる原動機の開発を期待するとともに、我々含めたエンジニアリング会社がより一層機器への造詣を深め、適切なシステム構築を推進していきたい。

9. 引用文献

- 一般財団法人 コージェネレーション・エネルギー高度利用センターホームページ<http://www.ace.or.jp/web/works/works_0010.html>（参照日2016年7月12日）。
- 巽浩之、松田一夫、ピンチポイントテクノロジー、財団法人省エネルギーセンター、(2002), pp. 103-117.
- 速川敦彦、エネルギーサービスの紹介と電力セキュリティ、クリーンテクノロジー、Vol. 23, No. 2 (2013), pp. 1-2.
- 佐藤栄作、電力需給逼迫に対応した各企業のコージェネ活用による電力セキュリティ向上の取り組み、コージェネレーション・エネルギー高度利用シンポジウム2012講演資料、(2013)。

特集：ガスエンジン、ディーゼルエンジンとガスタービン

離島（内燃力）発電所のディーゼル発電について

大嶺 吉光^{*1}
OMINE Yoshimitsu

キーワード：離島、ディーゼル機関、熱効率、燃料費、太陽光発電

Remote Island, Diesel Engine, Thermal Efficiency, Fuel Cost, Solar Power

1. はじめに

沖縄県は沖縄本島および37の有人離島を含む大小約160の島々が、東西1,000km・南北400kmの範囲に点在している。これは東京から鹿児島を覆うほどのとても広大な範囲である。(図1)

沖縄本島を除く離島の電力供給には、そのほとんどで内燃力発電所が活躍している。

その中でも日本列島の最南端に位置する八重山諸島は有人島12島、無人島20島からなり、八重山地域へは、石垣島系統、波照間島系統、与那国島系統の3つの独立した系統でそれぞれ電力供給を行っている。

図2に示すように石垣島系統は、沖縄本島の南西約400kmに位置する石垣島に発電所を設置し、その周辺離島である竹富島・小浜島・黒島・西表島・新城島（上地、下地）・鳩間島へ海底ケーブルを敷設して電力を供給している。

海底ケーブル化が困難な日本最南端の有人島である波照間島や、日本最西端の与那国島はそれぞれ発電所を設置し、単独系統で電力供給を行っている。

石垣島系統は石垣第二発電所（図3）のディーゼル機関6機（出力76,000kw）と同構内にある石垣ガスタービン発電所のガスタービン2機（出力：10,000kw）、合計8機（出力86,000kw）で電力供給を行っている。

本稿では、日本国内初、国内最大規模（最大出力

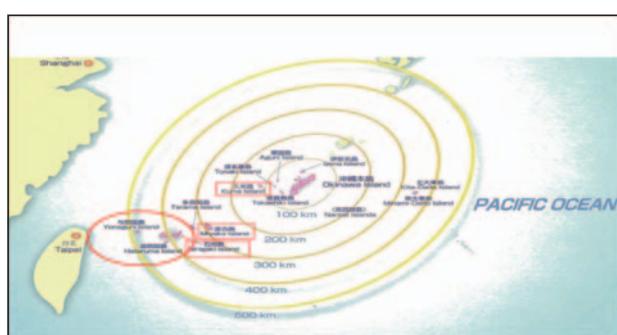


Fig. 1 The islands in Okinawa

原稿受付 2016年7月22日

*1 沖縄電力(株)離島カンパニー 八重山支店 発電課
〒907-0001 石垣市字大浜南大浜355番地の1

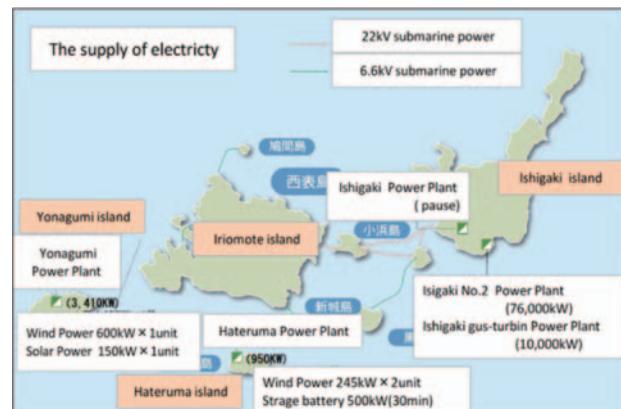


Fig. 2 The supply of electricity on Yaeyama area



Fig. 3 Ishigaki No.2 power plant

Fig. 4 Ishigaki No.2 power plant
(diesel generator)

18,000kW) のディーゼル発電設備であり、4サイクル中速エンジンとしては、世界最大規模のディーゼル発電設備として話題となった石垣第二発電所5号機、6号機について説明する。(図4)

2. 離島の内燃力発電の概要と課題

離島においてはほとんどがディーゼル発電で、ディーゼル機関(図5)のシリンダの内部で直接燃料を燃やし、このとき発生する高温・高圧のガスの圧力でピストンを上下運動させ、クランク軸を介して発電機を回し、電気を作るものであり、起動・停止が早いという利点がある。

離島において、ディーゼル発電(図6)が多く採用されているのは、前述の起動性が良いことと、出力に対して小型軽量で信頼性が高い、熱効率が高いなどの長所が上げられる。加えて導入の大きな理由として、系統規模の狭小性から設置できる発電機に制約があるためである。

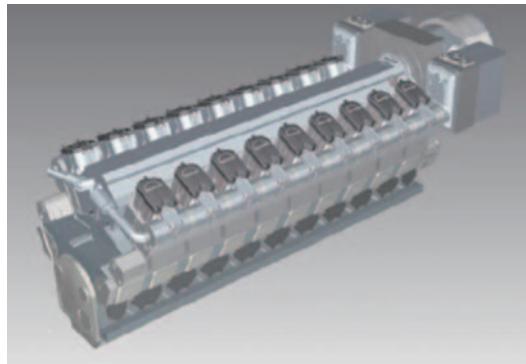


Fig. 5 Diesel engine

ガスタービン発電は構造が簡単であるため建設費が安く、起動性が良い、負荷追従性が良いなどの長所があるが、熱効率が低く、燃料費が高くなるためピーク負荷対応、緊急時のバックアップ用及び非常用電源として使用している。

離島における内燃力の課題として、ガスタービン発電とディーゼル発電の燃料である石油の価格変動の影響を受ける。また、ヒト・モノを運ぶ際に船や飛行機を使わ

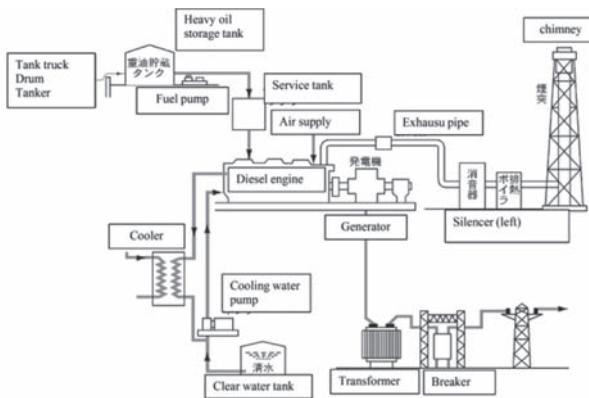


Fig. 6 FCC-C fuel purifier

なければならず、この地理的遠隔性によって輸送コスト分が割増しになる。

これらの理由により人件費、減価償却費、修繕費、燃料費など全ての費用が沖縄本島と比べて高くなる。

この課題に対する収支改善施策の一例を次に紹介する。

2.1 燃料費低減策①：重油対策設備構築による燃料油種変更

不純物を多く含むC重油(FCC-C)を使用するとトラブルの発生原因になるため、燃料中に混入する不純物を取り除くための設備対策を行った。図7に示すような高速回転による遠心力をを利用して燃料から不純物を取り除く燃料清浄機や更なる処理として燃料ろ過による精密フィルターを採用した。これによりC重油(FCC-C)への燃料油種変更ができ、燃料費を大幅に削減することができた。

今後も原油価格変動の影響を強く受けるため燃料費の低減は、大きな課題である。

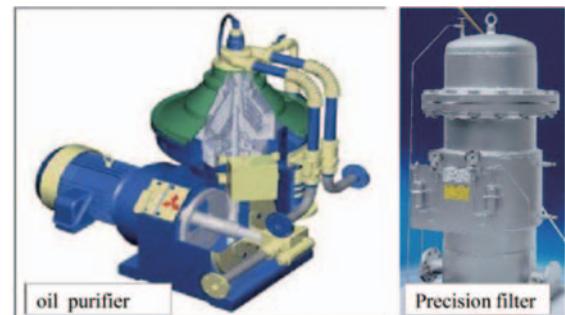


Fig. 7 Diesel power plant

2.2 燃料費低減策②：経済負荷配分支援システムの導入

経済負荷配分支援システムを導入することにより、電力需要に対してもっとも経済的な発電機の出力配分をリアルタイムに計算し、それに従った運転を行うことにより効率的な出力調整を行うことができるようになった。

5号機、6号機(48/60B型)の機関は従来のディーゼル機関より大きなボア/ストローク比で高い圧縮比を有しており、弁類は最適な燃焼室設計を容易にし、部分負荷性能を改善し、低燃費、高効率に貢献している。また、離島系統の太陽光発電接続における負荷変動の吸収に重要な役割を果たしている。

3. 石垣第二発電所5号機、6号機に導入されたディーゼル新技術

3.1 特徴

図8に示すように型式:48/60Bの機関はシリンダ径480mm、ピストンストローク600mmの直列及びV型形状の過給式4サイクル機関である。同機種は主に船舶用の発電機及び定置用の発電所で使われている。

V型48/60シリーズは、基本的にクランクケース、シリンダライナ及びシリンダヘッドのような静的部品と、

連接棒とピストン付のクランク軸、カム駆動システム及びカム軸、燃料噴射ポンプ及び動弁装置のような動的部品から構成されている。過給機は空気を圧縮するために使われ、過給空気管は、シリンダヘッドの前に置かれ、中央の排気管がシリンダ列の間に位置している。

カム軸は、機関の外側の桶状の中に位置し、給気弁及び排気弁を作動する役割を果たし、燃料噴射ポンプを駆動する。また電気式燃料噴射タイミング（VIT）自動調整システムが、噴射タイミングの変更に役立つ。

過給機と空気冷却器は、通常プロペラ駆動の場合には継手側に置かれ、発電機駆動の場合には反継手側に置かれる。反継手側の駆動ユニットは、冷却水ポンプと潤滑油ポンプの駆動のために使われる。

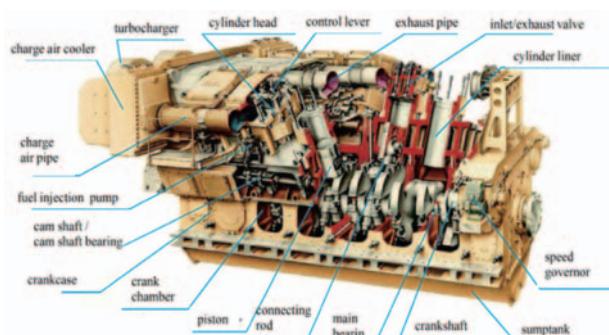


Fig. 8 Diesel outline (Cross section)

3.2 出力の向上

3.2.1 機関フレーム寸法を適正化 機関フレーム寸法を適正化することで、200barまで筒内圧力を上げたにもかかわらず、図9に示すようにすべての関連するフレーム位置における応力振幅は疲労強さの限界を十分下回っており、安全性を確保した。

3.2.2 高剛性シリンダカバーの最適化（排気弁箱無しによる剛性増加）

図10に示すような排気弁箱無しの構造を採用することにより十分な余裕を持った排気ガス/給気ダクトが確保され給排気弁の保守点検間隔をあけることが可能となった（15,000–20,000時間）。またシリンダカバーの剛性も増加したことにより安全性も向上した。

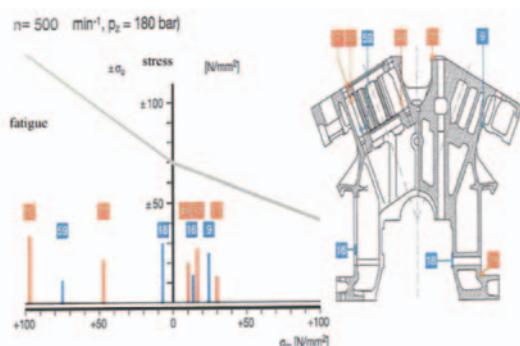


Fig. 9 Fatigue strength (N/mm²)
-stress amplitudes (N/mm²)

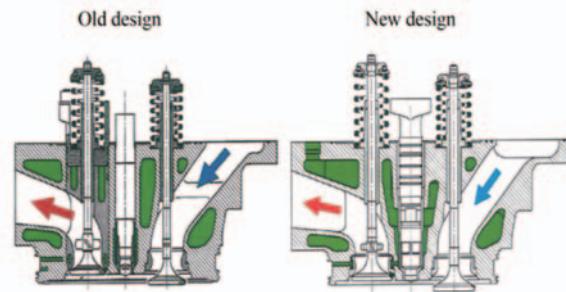


Fig. 10 Stiff design without the exhaust valve cage

3.2.3 連接棒軸受の改善 図11に示すように油溝幅の低減（結果として軸受面積の増加）及び軸受形状の最適化により高い負荷容量を達成した。

また図12に示すような最適な大端部設計により回転部重量が低減され、軸受隙間が増大して油膜厚さが増加し、通過油量の増大により軸受温度が低下（図13・14）し、安全性が向上した。

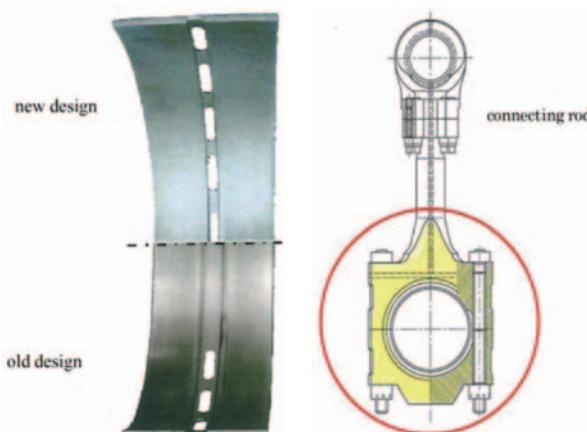


Fig. 11 Lower bearing shell

Fig. 12 Big end

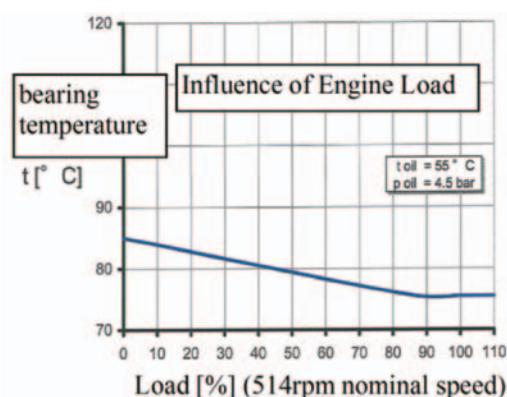


Fig. 13 Influence of engine load

3.3 環境に与える影響の最小化

燃費、煤煙、NOxの改善のため、新燃焼システムを導入した。

3.3.1 燃焼室の構造改善 図15に示すように最適化した平らなシリンダカバー底部構造によりデッドボリュームをなくし、最適空気流れを形成したことにより、燃料

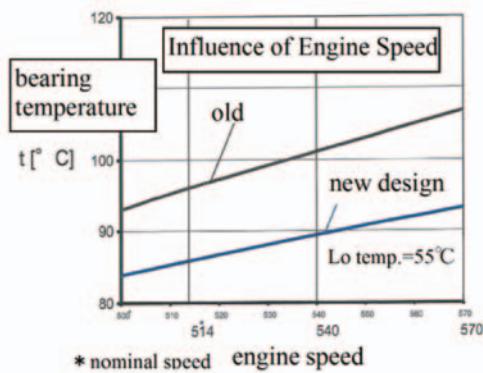


Fig.14 Influence of engine speed

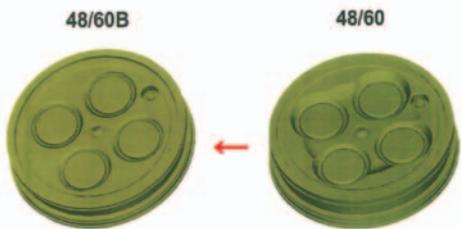


Fig.15 Cylinder cover

と空気の混合改善、燃焼残渣の低減（スス生成の低減）、燃料消費率の低減が達成できた。

3.3.2 新噴射システムの導入 図16に示すようなカムの新設計により最適噴射特性を掌握し、低燃料消費率と低いスス生成をもたらす良好な噴霧形成が達成できた。

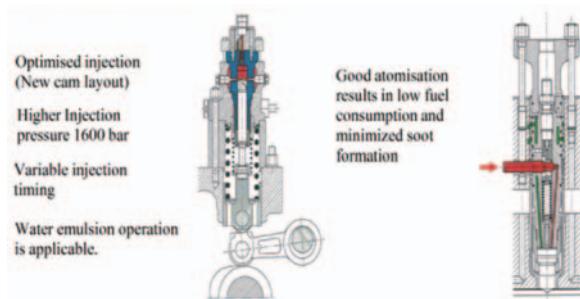


Fig.16 New cam layout

3.3.3 燃料噴射タイミング（VIT）自動調整システムの導入 燃料噴射タイミング（VIT）自動調整システム導入により、NOx値の十分な裕度を持った運用が可能になった。

3.3.4 ピストン形状の変更 図17に示すようにピストンクラウン高さを4mm高くすることで、圧縮比：15.3⇒16.0、最大筒内圧力：190bar⇒200barに上げることができ、燃費向上を達成した。

3.3.5 過給機と空気冷却器のモジュール化 図18に示すような最適過給を達成するための技術を採用した高効率過給機の導入により、低負荷域においても良好な燃焼が達成できた。

図19に示すような過給機と空気冷却器を1つのモジュール化する振動低減を考えた剛性の高い設計により、

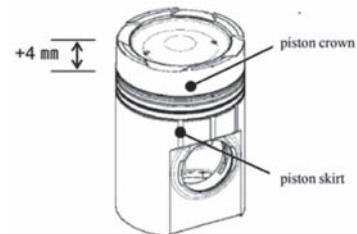


Fig.17 Piston

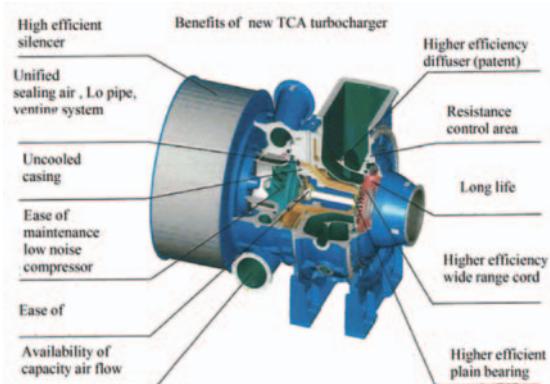


Fig.18 Benefits of new TCA turbocharger

Turbocharger and air coolers in one module

Stiff design
leads to less vibration

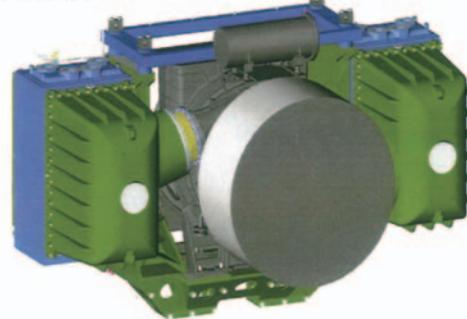


Fig.19 Turbocharger and air coolers in one module

安全性が向上した。

4. おわりに

昨今の離島における内燃力発電は、太陽光を主体とする再生可能エネルギー発電設備の導入に伴い、昼間に電気の供給量が増えると、その分内燃力発電機の出力を抑制し、供給バランスを確保するための運転・監視・操作等が重要となってきている。内燃力発電機の出力抑制に際しては、ディーゼル機関の低負荷運転による燃焼や、日射量の急変による急峻な出力変動（短周期変動）等の対応が大きな課題となっており、安定供給の確保と、温室効果ガス削減等の取り組みを同時に考えて行かなくてはならない難しい局面にある。しかしながら、地球環境の未来を築くためには、あらゆる新しい技術や、専門的知見等を享受し、課題を解決することで、地球温暖化対策や省エネルギーに貢献し、内燃力発電の発展に努めることが重要だと考える。

特集：ガスエンジン、ディーゼルエンジンとガスタービン

中速ガスエンジン、ディーゼルエンジンの性能向上について

江口 知孝^{*1}
EGUCHI Tomotaka

キーワード：中速、ディーゼルエンジン、ガスエンジン、風力発電

Medium Speed, Diesel Engine, Gas Engine, Wind Power

1. はじめに

バルチラ社は船用および陸用の大型ディーゼルエンジン、ガスエンジンを製造するフィンランドのメーカーである。当社は1988年代に当時のバルチラ社が製造していたVasa32ディーゼルエンジンを使用した発電設備を導入して以来、バルチラ社の中速エンジンをレシプロ発電プラントの主力機器としている。2001年にはロングストローク型のW18V32ディーゼルエンジンを茨城工場発電所と舞鶴工場発電所に、2003年にVasa32をガスエンジン化した18V34SGガスエンジンをヒツツパワー川崎発電所に設置し、同型のエンジンを使用した発電プラントを国内に展開した。また2008年にはW18V32をベースにガスエンジン化したW20V34SGをヒツツパワー川崎発電所に増設し、これまでにディーゼルエンジン、ガスエンジン併せて52台のエンジンを採用し、27ヶ所のプラントを建設した。

本論文ではまずディーゼルエンジンをベースに開発されたガスエンジンの特長を整理し、さらなる効率上昇についてのアプローチを説明する。さらに現在開発中の新型エンジンについても経過を報告するものとする。

2. バルチラ社の中速エンジン

2.1 Vasa32型

現行のW32型の前にバルチラ社はVasa32ディーゼルエンジンと34SGガスエンジンを製造していた。Vasa32は1970年代から船用・陸用として数千台以上を販売されたエンジンシリンダ径320mm、ストローク350mmのディーゼルエンジンで、1980年代に入り、それをベースとするガスエンジンの開発が始まった。まずガス・ディーゼルエンジン32GDが開発され、続いて1992年から希薄燃焼・火花点火方式のオットーサイクルである34SGの開発に着手した。34SGの設計上の特長としては、予燃焼室、点火プラグによる火花点火、希薄燃焼、ミラーサイクル、シリンダ毎の燃焼制御があげられる。また名称からもわかる通り、出力を上げるためにシリンダ径を340mmとした。

Vasa32ディーゼルエンジン及び34SGガスエンジンは2012年に最後のエンジンが出荷され、船用、陸用あわせて全世界で3,452台の販売台数を記録した。

Table 1 Specification of Wartsila diesel engine and gas engine

Engine type	W16V32	W16V34SG	W20V32	W20V34SG	W18V46	W18V50SG
Diesel or Spark Ignited Gas (SG)	Diesel	SG	Diesel	SG	Diesel	SG
Number of cylinders	16		20		18	
Bore mm	320	340	320	340	460	500
Stroke mm		400		400		580
Frequency Hz	50	50	50	50	50	50
Engine speed rpm	750	750	750	750	500	500
Output per cylinder kW/cyl	500	500	500	500	975	1045
BMEP bar	24.9	22.0	24.9	22.0	24.3	22.0
Average piston speed m/s	10.0	10.0	10.0	10.0	9.7	9.7
Engine power kW	8,000	8,000	10,000	10,000	17,550	18,810
Generator output kW	7,840	7,840	9,810	9,810	17,190	18,470
Electrical efficiency %	46.9	48.8	46.9	48.8	46.9	49.5
Generator output (+TG) kW		7,960		9,930		18,690
Electrical efficiency (+TG) %		49.5		49.4		50.2
Starting system	Direct air starting	Direct air starting	Direct air starting	Direct air starting		
Lubricating oil pump	Engine driven	Engine driven	Engine driven	Engine driven		
Cooling water pump	Engine driven	Engine driven	Engine driven	Engine driven		

Generator output and electrical efficiency are with engine driven pumps at 50Hz area.
Electrical efficiency is +5% tolerance, generator power factor 1.0, TA-LUFT, MN=80 (for SG).
+TG means electrical output from Turbo Generator is added.

原稿受付 2016年7月26日

*1 日立造船㈱ 環境事業本部 プラント・エネルギー計画部
発電グループ
〒559-8559 大阪市住之江区南港北1-7-89

2.2 W32型

1980年代に入り、さらなる高出力とメンテナンス性の向上という市場の要求からバルチラ社は同一のシリンダ径320mmのままでストロークを400mmへ変更したロングストローク型のバルチラW32ディーゼルエンジンを開発し、34SGの開発成果を適応してW34SGガスエンジンを完成した。バルチラ社の中速ディーゼルエンジン、ガスエンジンのうち、発電用として用意されている機種の主要目を表1に示す。V型でシリンダ数がそれぞれ16及び20であるW16V32、W20V32ディーゼルエンジンとW16V34SG、W20V34SGガスエンジンがW32型に該当する。Vasa32型からストロークを50mm長くしてピストンスピードを上げ、正味平均有効圧力も上げて、出力を大きくするとともに効率を向上させた。

点火方式が予燃焼室への火花点火であるなどガスエンジンの基本的な特長は従来機種の34SGと同じであり、着火用の燃料油は同じく不要である。信頼性を向上させるため、予燃焼室へのガス噴射を従来のソレノイド弁にバネ式逆止弁を組み合わせたものから、カム軸駆動による機械式に変更している。また、始動方式を従来のエアモータ駆動からシリンダへの圧縮空気直接注入方式としたことにより、始動性自体の信頼性の向上と、始動時のスローターニングによるトラブルの未然防止を図っている。

温度計や圧力計、回転数計といったセンサ類による計測、通信や空燃比制御のためのエンジン制御装置について、従来はWECS（バルチラ・エンジン・コントロール・システム）というモジュール化されたシステムを使用していた。近年ではUNIC（バルチラ・ユニファイド・コントロールズ）という名称の、よりモジュール化が進んだシステムへと移行している。UNICではプロセッサの高速化による情報処理能力の向上、中継端子箱の省略やバネ式の端子を採用することなどによる信頼性の向上、シリンダ圧力計を装備することができるることによる空燃比制御の向上などといった大幅な機能の拡張がなされている。

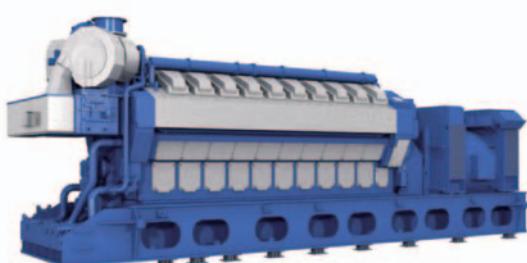


Fig. 1 Picture of W20V34SG

図1に発電機セットを示す。バルチラ社の発電設備用エンジン全機種に共通する特長として、エンジンと発電機は弾性継ぎ手を介して結合され、これを溶接構造の共通台板に組み立てた発電機セットをコイルばねユニット

の上に載せて、弾性据付としていることがあげられる。この据付方式は高い振動遮断特性を持っているとともに、基礎が小さくてよいこと、表面仕上げの要求精度が低いことなど工事が簡単・安価になるといった恩恵を与えている。これに加え、他社のエンジンではエンジンとは別置きとなることが多いエンジン制御装置、潤滑油サンプタンク、潤滑油ポンプ、冷却水ポンプなどの補機類がエンジンに付属していることによって、別置きとなる補機類が少ないために発電設備を設置する面積が小さい、配線類、配管類の現地工事が少なく設置期間が短い、ポンプ類が機械駆動のために必要所内率が低い、といったことも特徴としてあげられる。

2.3 W46型

表1のうち、W46ディーゼルエンジンにあたるのがV型18シリンダのW18V46であり、W50SGガスエンジンにあたるのが同じシリンダ配置のW18V50SGガスエンジンである。図2に18V50SG発電機セットを示す。Vasa32型およびW32型はフィンランドのバーサ工場で製造されているが、W46はイタリアのトリエステ工場で製造されており、シリンダ径460mm、ストローク580mの大型中速ディーゼルエンジンとなる。これを34SGで培われた技術でガスエンジン化したのがW50SGである。シリンダ径は500mmに拡大されており、世界最大出力、世界最高効率のガスエンジンとなった。

エンジンと発電機が共通台板上に組み立てられ弾性据付される、多くの補機類がエンジンに付属するなどの特長は共通である。また、予燃焼室、機械式の予燃焼室へのガス噴射、点火プラグによる火花点火、希薄燃焼、ミラーサイクル、シリンダ毎の燃焼制御についても同じくなっている。

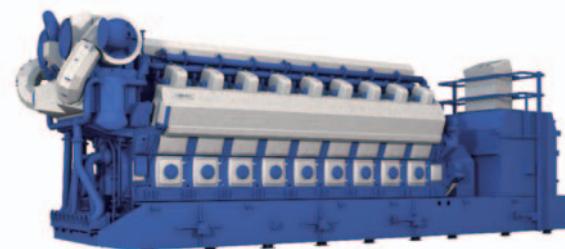


Fig. 2 Picture of W18V50SG

3. W34SGガスエンジンの効率上昇について

3.1 ターボチャージャ

ガスエンジンはディーゼルエンジンに比べてシリンダ最高圧力および正味平均有効圧力がかなり低く、従って機械的負荷及び熱的負荷共に低い。そのために機械的な余裕があるため、シリンダ径を拡大し、大型のターボチャージャを装備することができる。W34SGガスエンジンでは当初、1シリンダ当たり450kWであった出力が、500kWに増加し、効率も上昇させることができた。

3.2 シリンダ内圧力センサ

ノッキング及び失火に関するグラフを図3に示す。空燃比を横軸に、正味平均融高圧力を縦軸としており、空燃比が過濃（リッチ）側になるとノッキングしやすく、希薄（リーン）側になると失火傾向になることがわかる。W34SGガスエンジンでは当初、シリンダ出口排気温度にて燃焼状態を監視し、給気圧力を主室への燃料供給圧力を制御することによってエンジン全体としての空燃比を制御し、シリンダ毎には点火角度と主室への燃料噴射時間を制御することにより、個別に適切な空燃比状態としていた。ノッキングの検知については振動計測型のノッキングセンサを使用しており、検知数によってやはり同様の制御を行っていた。

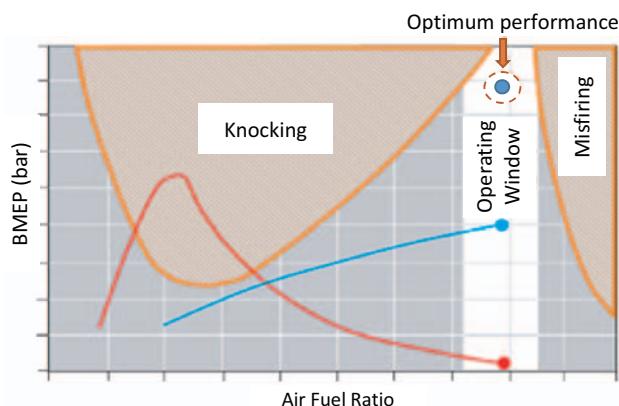


Fig. 3 BMEP vs A/F

新しいエンジン制御装置であるUNICからはシリンダ圧力センサを装備することができる。これにより、シリンダ圧力を計測することによって排気温度での間接的な評価と異なり、直接的にシリンダ個別でストローク毎に燃焼状態を検知することができるようになった。

図4にシリンダ毎のシリンダ圧力のグラフを示す。左側の図が燃焼状態の調整前、右側が調整（シリンダバランスシング）後で、横軸が時間、縦軸がシリンダ圧力である。シリンダ圧力のバラツキが2/3程度となっていることがわかる。燃焼状態からノッキングや失火を避けるよう燃焼制御をするとともに、シリンダ毎により効率の高い運転を図ることができ、出力及び効率を上昇すること

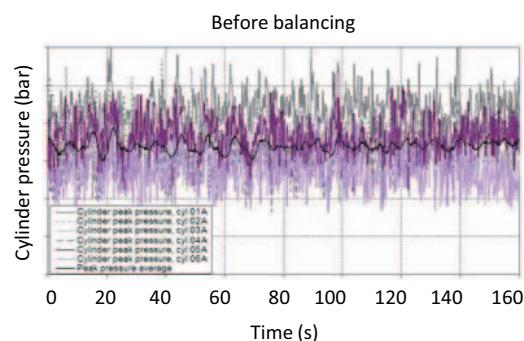


Fig. 4 Picture of cylinder pressure controlled by pressure sensor

ができているといえる。

3.3 VIC (Variable Inlet valve closing control)

バルチラ社のディーゼルエンジン、ガスエンジンは給気弁を下死点より早く閉じるミラーサイクルである。高負荷時には効果的ではあるが、低・中負荷時にはターボチャージャによる過給が十分ではないために空燃比が過濃となる傾向がある。図5にVIC（給気弁閉時期制御）のシステムを示す。VICは油圧によって給気弁のタイミングを変更することができ、低負荷および中負荷において給気弁が閉じるタイミングを遅らせることによって、排気の排出物の低減と効率の向上を図ることができた。

この他にもバルチラ社では低負荷でのスキップファイアリング（減筒運転）も計画している。スキップファイアリングは通常はクランク軸が2回転する間に全シリンダが1回燃焼するところ、いくつかのシリンダを燃焼させず、燃焼するシリンダのみシリンダ当たりの出力を増やすことによって、エンジン全体としての低排出物化と高発電効率化を図ることができる。バルチラ社ではスキップファイアリングを活用することで、ガスエンジンの連続運転最低負荷を10%まで下げができるとしている。

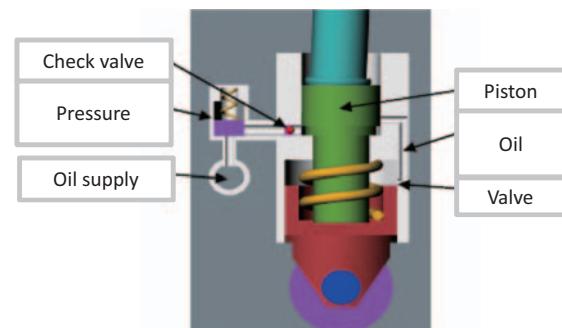


Fig. 5 VIC

3.4 部分負荷性能および負荷変動速度

VICやスキップファイアリングが開発される以前から、バルチラ社のディーゼルエンジン、ガスエンジンは排気系統にウェストゲートを装備しており、良好な部分負荷性能と負荷変動速度を有していた。W34SGの負荷変動速度を表2に示す。負荷変動速度とともに始動、停止に

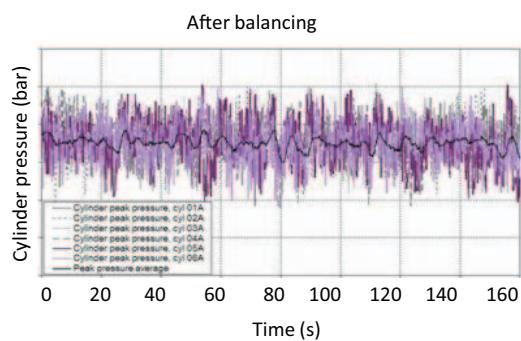


Table 2 Ramp rate of W34SG

Operation Mode	Idling Operation	Minimum Load	Continuous Operation	Load Application				Rejection					
				Loading Rate	Speed Variation	Recovery Time	Loading Interval	Unloading Rate	Speed Variation	Recovery Time	Unloading Interval		
1 Parallel with grid	5 min *1) (Automatic stop)	10 % 2 hours *2)	more than 30 %	0~100 % /90 sec *3)				100~0 % /90 sec *3)					
2 Island (Isolate) (Multi unit)	5 min *1) (Not stop)			0~28~45 -61~74~85 -95~100 %	<5 %	5 sec	15 sec	100~0 % /2 min	<10 %	10 sec			
3 Island (Isolate) (Single unit)				0~28~45 -61~74~85 -95~100 %	<5 %	5 sec	15 sec	100~50~0 %	<10 %	10 sec			
								100~0 % /60 sec	<10 %	10 sec			

*1) No load operation duration is limited to minimize the risk of miss firing and resultant exhaust duct explosion.

*2) Normally 2 hours, and it can be prolonged at emergency cases such as island mode operation.

*3) HT water temperature > 70°C (3.5 min @ >60°C and 8 min @ >50°C)

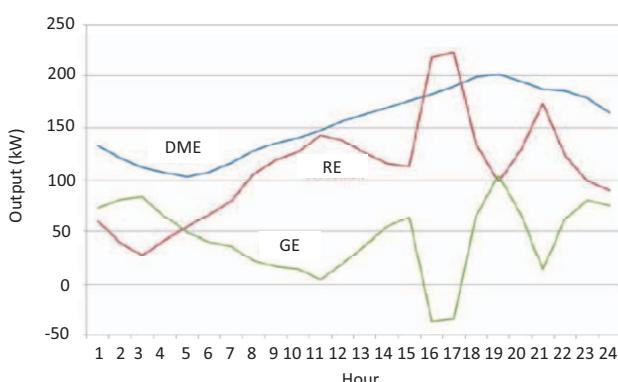


Fig. 6 Gas engine and wind

要する時間が短いことから、風力発電のような負荷変動が著しい自然エネルギーによる発電と組み合わせて系統の安定化を図る目的に適している。

図6に風力発電と少量の太陽光発電に、合計225MWのガスエンジン発電を組み合わせた実プラントにおける、ある1日の負荷変動への追従性を示す。横軸が0時から24時までを示し、縦軸が電力量で、DMEと示されている線が電力需要、REと示されている線が風力と太陽光による発電量、GEと示されている線がガスエンジンに

よる発電量である。需要 (DME) に対するREの不足分 (DME-RE) の電力量を、ガスエンジンを発停、負荷変動させることによって補うことができていることがわかる。このプラントでは向こう20年間で10億ドルの予算が削減される見込みである。

3.5 ターボ発電機

ターボ発電機の外形図を図7に示す。より高い発電出力及び発電効率を求める市場の要求に応えるため、バルチラ社のガスエンジンは排気系統にターボ発電機を装備することができる。ターボ発電機の出力はガスエンジンの発電出力の1~1.5%程度となる。

3.6 多様な燃料への対応 (LPG)

シェールガスの生産量の増加からプロパンガスが余剰となり価格が低下し、ガスエンジンの燃料としての要求が高まってきた。プロパンガスはメタン価がメタンに比べて極端に低く、ノッキングが起こりやすいためにガスエンジンでの燃焼には適していないが、燃焼制御技術の進歩と部品の改良によりプロパンガスを燃料として使うことが可能となった。このことから、今後、様々なガスを燃料として使うことが期待されている。

4. W31エンジンの開発

4.1 概要

IPA（国際海事機関）とEPA（米国環境保護庁）による排ガスの排出規制が強化されることを見据えて、2010年代に入りバルチラ社は新型エンジンの開発を開始した。新エンジンであるW31は初めてディーゼルエンジン、デュアルフューエルエンジン (DF), 火花点火ガスエンジン (SG) の3種を同一のプラットフォームにて同時に開発されている。これまでのガスエンジンは一般的にディーゼル運転用に開発されたエンジンを基にして設計されており、ガスまたはデュアルフューエルには最適化されていなかったといえる。

図8にディーゼル、DF、SGのシリンダヘッドを示す。燃料噴射系統やガス供給系統についてもモジュール設計によって共通化が図られており、ディーゼル用の燃料油



Fig. 7 Turbo generator

Table 3 Design parameter and cylinder configuration of W31

Design parameters	Pure Gas	Diesel	Dual Fuel
Bore mm	310	310	310
Stroke mm	430	430	430
Frequency Hz	60	50	60
Engine speed rpm	720	750	720
Output per cylinder kW/cyl	530	550	590
		610	530
		550	
Cylinder configurations, Marine	8V31	10V31	12V31
Cylinder configurations, Energy	20V31		

噴射系統がディーゼルとDFで同一、燃料ガス噴射系統がSGとDFで同一のモジュールとなっている。ディーゼル、DF、SGが同じ技術のモジュールを採用することにより、効率的な燃料転換を図ることができるとともに、将来的に新技術の適用や新規制への迅速な適応が期待できる。

表3にW31の緒元及びシリンダ数を示す。船舶用として8から16気筒のエンジンを用意しており、多様な出力範囲に対応できる。陸用（発電）用としては20気筒のみであり、火花点火ガスエンジンであるW20V31SGが開発されている。

4.2 W31ディーゼルエンジン

W31ディーゼルエンジンは世界でもっとも効率的なディーゼルエンジンとしてギネス記録⁽¹⁾を受賞した（図9参照）。ギネス記録となった燃費は165g/kWhであり、4ストロークディーゼルエンジンとしては極めて低い値である。2ステージターボチャージャ、高圧燃料噴射システム、可変給気バルブといった新技術とともに、エンジンパラメータの最適化による熱、機械的な効率の向上による。

4.2.1 コモンレール噴射

図10にコモンレール燃料噴射システムを示す。W31のために開発されたコモンレール燃料噴射システムは、UNICによって適切なタイミングに高圧の燃料をシリンダ内に噴射することができ、燃焼の向上による高効率を達成している。また、粒子状物質（PM）の低減に加え、全ての負荷において無煙運転をすることができる。とくに低負荷においては、効率が同時に向上した。

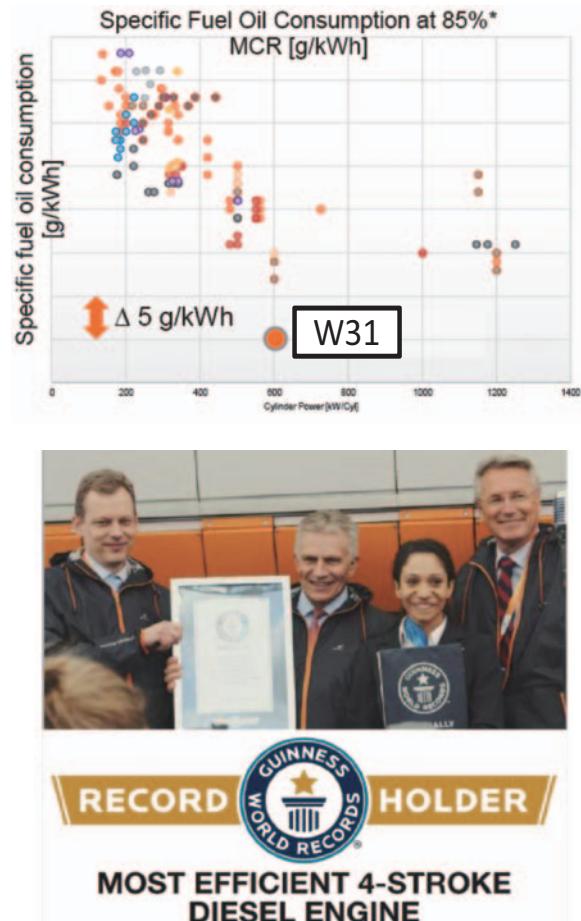


Fig. 9 Guinness record

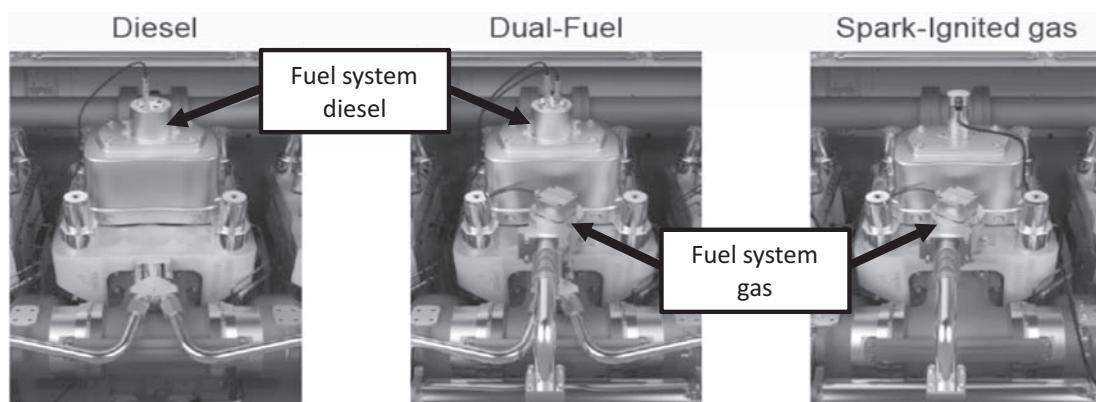


Fig. 8 Cylinder head of W31

W31ディーゼルエンジンでは低負荷運転の時間に制限がなく、また、DFではガス燃料、油燃料の変更が瞬時にできることになった。

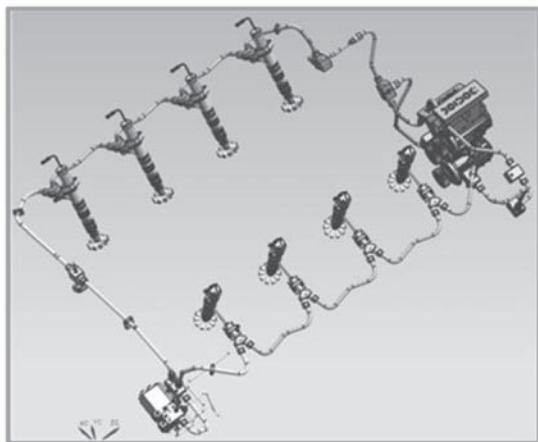


Fig.10 Common rail system

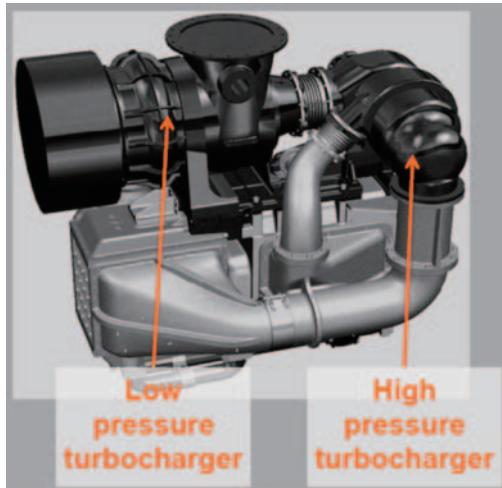


Fig.11 2 Stage turbo charger

4.2.2 2ステージターボチャージャとVEC

高効率とするためには高圧縮である必要があるため、W31エンジンは図11に示す2ステージターボチャージャを採用している。これによって今までの同サイズのシリンダ径のエンジンに比べて大きな出力を得ることができた。

また、W31ではVICに加えVEC (Variable Exhaust Valve Closing) を装備することにより、低負荷、中負荷での排気排出物の低減と高効率をさらに推し進めている。

4.3 ガスエンジンの特長

W31SGガスエンジンは、W31ディーゼルエンジンと同様、2ステージターボチャージャ、VIC、VECにより、全負荷域において良好な効率と排気性能を期待できる。ガスエンジンでは後処理装置なしにIMO Tier3を達成することができた。

現在、フィンランドにおいてW20V31SGの実証設備が建設中であり、今秋から試験運転の予定である。発電端効率で50.0%以上を目標としており、その結果をもって2018年には市場に導入が開始される予定である。

5. おわりに

性能向上といえば効率の向上に目を向けられがちではあるが、バルチラ社のディーゼルエンジン、ガスエンジンは高出力、高効率に加えて、負荷変動速度や低い排気排出物、多様な燃料への対応性などによって、従来のベースロード電源やコジェネ電源以外の、自然エネルギー電源へのバックアップ、ニッチな燃料の有効活用といった新たな市場に入っていこうとしている。

6. 引用文献

- (1) Ulf Åstrand, The new Wärtsilä 31 engine, Wärtsilä Technical Journal, 02 2015, pp. 54-59 (2015).

特集：ガスエンジン、ディーゼルエンジンとガスタービン

高性能カワサキグリーンガスエンジンの紹介

堀江 尚^{*1}
HORIE Takashi酒井 能成^{*1}
SAKAI Yoshishige

キーワード：ガスエンジン、希薄燃焼、ノッキング制御、高効率、予兆診断

Gas Engine, Lean Burn Combustion, Knocking Control, High Efficiency, Predictive Diagnose

1. はじめに

近年の環境規制の厳格化とともに、NOx排出量及び二酸化炭素排出量削減が求められる中、川崎重工業(株)は、高効率、低NOx排出量のカワサキグリーンガスエンジン (KGシリーズ) を開発し、2007年に市場投入した。市場投入後、さらなる高効率化を進めながら、受注を拡大し、その受注台数は、既に国内外を併せて100台を超えており、その納入先は、総発電量100MWクラスの発電所から、自家発電、排熱回収を利用したコーチェネレーション設備まで多岐にわたっている。

その一例として、ガスエンジン発電所としては日本国内最大級の110MW級発電所「袖ヶ浦グリーンパワー」(2012年8月に運転開始)があり、図1に発電所全景と図2に発電所内のエンジン設置状況を示す。

本文では、これらのカワサキガスエンジンの仕様、特徴とともに、さらなる性能改善への開発状況、サービス補充を目的とした予兆診断システムについて紹介する。



Fig. 1 Sodegaura Green Power Plant



Fig. 2 Inside of Sodegaura Green Power Plant

2. 技術的特長

2.1 仕様及び特長

カワサキグリーンガスエンジンでは、2007年市場投入時より発電効率48.5%、NOx排出量は酸素濃度0%換算にて200ppm以下(天然ガス、低位発熱量40.6MJ/Nm³ベース)を達成している。

開発時における、技術的特徴について図3に燃焼室廻りの説明用断面図を示し、下記にその説明を示す。

- 1) 主室、副室と燃焼室を分け、各燃焼室形状を最適化し、主室は希薄燃焼を採用した。
- 2) 筒内のノッキング検知により、各シリンダの点火タイミングを個別制御し各シリンダの燃焼状態が常に最適となるようにした。
- 3) 主室、副室に独立したガス弁を設け、個別燃料制御を採用した。
- 4) 点火プラグによる電気着火方式を適用した。

図4にガスエンジン外観を、表1に主要目を示す。カワサキグリーンガスエンジンの型式は出力別に5,200kWクラスの12気筒エンジンと7,800kWクラスの18気筒エンジンの2タイプの標準型KGシリーズに加え、高効率型KG-Vシリーズをラインアップに加え、計4機種としている。

原稿受付 2016年7月25日

*1 川崎重工業(株) 機械ビジネスセンター
〒650-8670 神戸市中央区東川崎町3-1-1

なお、KG-Vシリーズは発電を主にする利用に向け、KGシリーズは過給機出口の排気温度の高さから、KG-Vシリーズに比べ排熱回収に優れコージェネレーション利用に向いた仕様となっている。

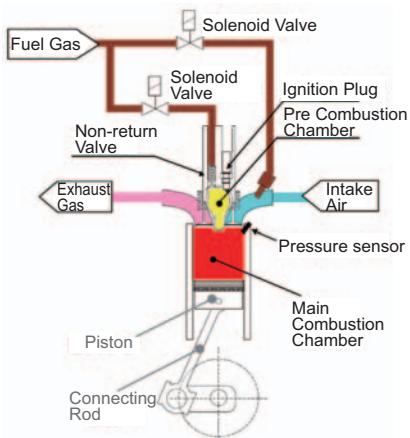


Fig. 3 Cross section of combustion chamber



Fig. 4 Green Gas Engine

2.2 連続運転範囲と部分負荷効率

各部分負荷における燃焼最適化を行うことによって、部分負荷35%から100%の範囲において連続運転が可能となり、本連続運転により、KG-18/50Hzの場合、1台のガスエンジンで2,730kWから7,800kWまでカバーすることができる。また、その発電効率も、負荷35%で約

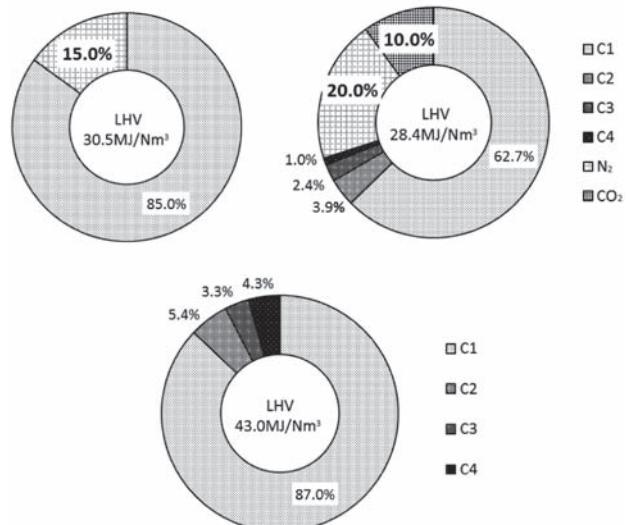
40%、負荷50%で約45%と高い水準をキープすることが出来、燃料消費量を悪化させることなく、需要に応じた運用が可能である。

なお、30%から35%負荷の範囲においても、連続で最大96時間まで連続運転可能であり、高負荷域での1時間のクリーンアップを挟めば、継続して30%～35%負荷で連続運転が可能である。

2.3 種々のガスへの対応

カワサキグリーンガスエンジンは主としてメタンをベースとした天然ガスを燃料として運転する事を前提としているが、国内外において、低発熱量ガスや高発熱量ガスそして不活性ガス（窒素、二酸化炭素）を多く含むガスによる需要も多くなっている。これらのガスについて弊社単筒試験機において、起動性及び定常運転時の最適化について評価を実施した。

図5に試験評価時のガス成分の一例を示す。燃料ガス制御及びノッキング制御の最適化により、窒素～25%、二酸化炭素～15%含有時、また低位発熱量～28MJ/Nm³以上において安定した定格負荷運転を可能とし、メ



C1: Methane C2: Ethane C3: Propane C4: Butane

Fig. 5 Example of gas composition

Table 1 Main particulars

Type		KG		KG-V	
Number of cylinders		V12	V18	V12	V18
Bore	mm			300	
Stroke	mm			480	
Engine speed	50Hz	min ⁻¹		750	
	60Hz	min ⁻¹		720	
Generator output	50Hz	kW	5,200	7,800	5,200
	60Hz	kW	5,000	7,500	5,000
Electrical efficiency	%	48.5		49.5	
NOx Emissions * (Corrected to 0% Oxygen)	ppm	200			
Supercharger exhaust temperature	°C	330		320	
Load range	%	35-100			

* Natural gas : LHV 40.6MJ/Nm³

タンク65を下回るガスにおいても安定した運用を可能にした。

また、今後LNG活用や発熱量の異なるガスの混合による熱量変動への対応を見据えて、単筒試験機により変動率拡大についてノッキング検知システムを活用しその変動率の拡大をはかっている。図6にノッキング検知システムの説明図、図7に熱量変動のイメージ図を示す。筒内圧センサーによって毎サイクル筒内圧力は計測され、その高周波成分を分析しノッキング状態を監視し点火時期を制御している。本制御の活用により、低発熱量から高発熱量（メタン価が低くなる方向）においても異常燃焼を発生せず、スムーズな運転を可能にしている。

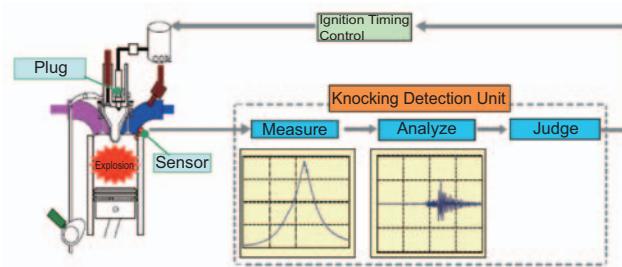
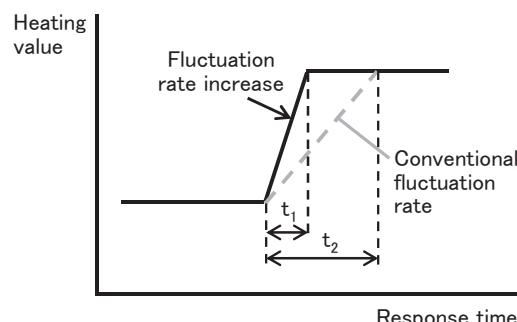


Fig. 6 Knocking detection system

Fig. 7 Image of the calorific fluctuation ($t_1 < t_2$)

2.4 自立運転への適用

発電設備の多くは系統連系しているが、停電時等における非常時への対応や系統が安定しない海外においては系統に接続しない自立運転でのガスエンジンの運用が想定される。カワサキグリーンガスエンジンでは弊社内試運転設備において種々の負荷投入、遮断試験を実施し、その耐性について確認を実施している。その中で、図8に5秒毎における連続負荷変更試験、図9に冬の冷態状態（冷却水、潤滑油とも25°C以下）での無負荷からの負荷投入試験のグラフを示す。

3. 高効率化への性能改善の取り組み

川崎重工では2007年にKGシリーズを開発完了し市場投入し、その後も高効率化の開発を継続している。本章ではKGシリーズ以降の高効率化の取り組みと発電効率50%を目指した燃焼室最適化の新技術について述べる。

図10にこれまでの開発の推移を示す。

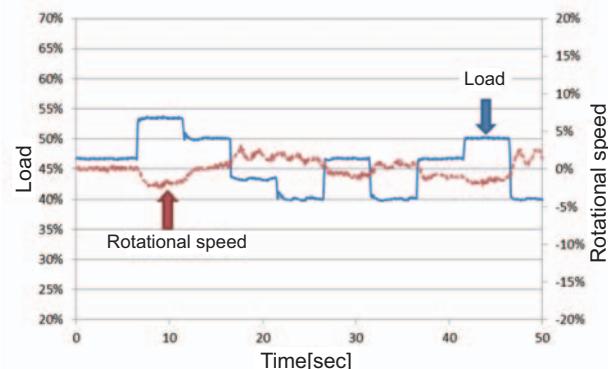


Fig. 8 Continuous load step and rejection test

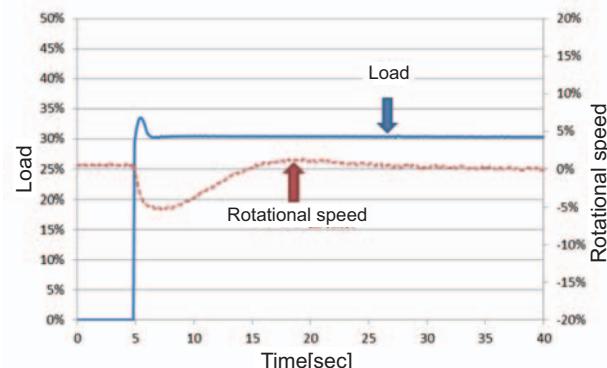


Fig. 9 Transient load test for cold condition

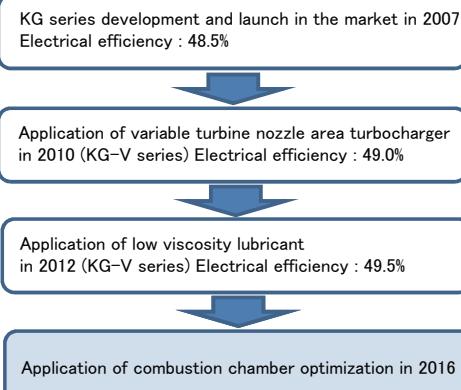


Fig.10 Development

3.1 可変ノズル型過給機の適用

2010年に川崎重工神戸工場内の実証設備KG-12-Vを使用して可変ノズル型過給機を適用したエンジン仕様の開発を行った。図11に従来仕様と可変ノズル仕様の違いを示す。

従来のKG型では給気圧を排気バイパス弁で制御していたが、KG-V型では過給機に可変ノズルを採用しノズル開度によって過給機の仕事を調整し給気圧を制御している。

可変ノズル適用によって、大気温度の変化においても常に過給機の仕事を最適化するとともに、過給機前の排気圧力を下げることによってポンプ仕事を増加することが可能になった。これにより、発電効率を従来KG型よ

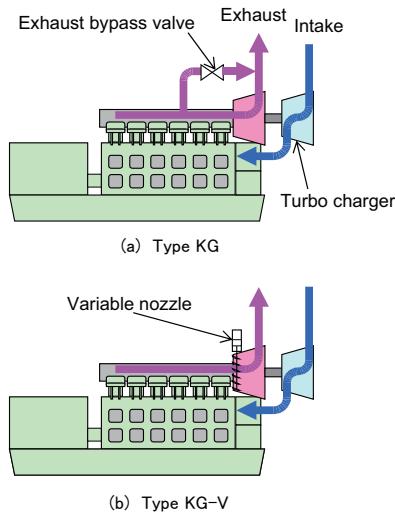


Fig.11 The difference of turbocharger system

り0.5pt%改善した。

3.2 低粘度潤滑油の適用

近年ガスエンジン用の潤滑油性能が向上し低粘度潤滑油においてもエンジン高温状態の場合でも潤滑性能を維持できるようになった。低粘度潤滑油適用によりエンジン運転時の摩擦部分における損失を下げる事が出来、発電効率の改善が可能である。弊社実証設備KG-12-Vの運転評価で、0.5ptの発電効率を確認し、軸受等の部材の信頼性に問題ない事を確認した。

図12に示すように低粘度潤滑油の適用により発電効率49.5%を達成している。

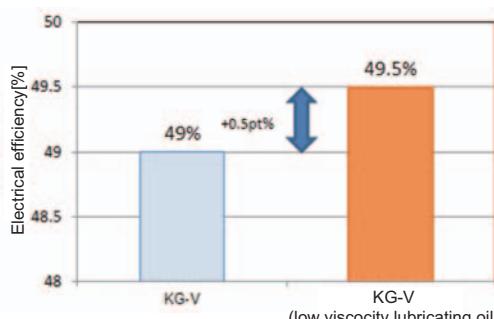


Fig.12 Improvement of low viscosity lubricating oil application

3.3 さらなる燃焼室部材の最適化

上述の効率改善は、ポンプ仕事増加、摩擦損失低減により達成してきた。さらなる発電効率改善としてさらに燃焼室設計の最適化により性能の改善を可能にした。図13に示す燃焼室廻りにおいて副室及び燃焼噴射ノズルの最適化を実施した。以下にその概要を述べる。

1) 新型副室

従来副室での性能計測結果をベースに流動解析を使用して従来副室よりさらに副室形状の最適化を実施した。新型副室を使用した場合の性能について図14のグラフにて示す。従来型と同等効率で使用する場合は、NOx

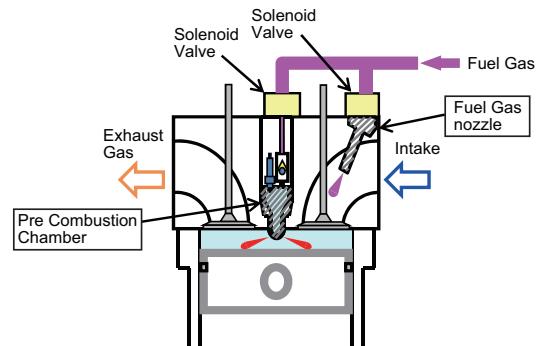


Fig.13 Combustion chamber (□:Change point)

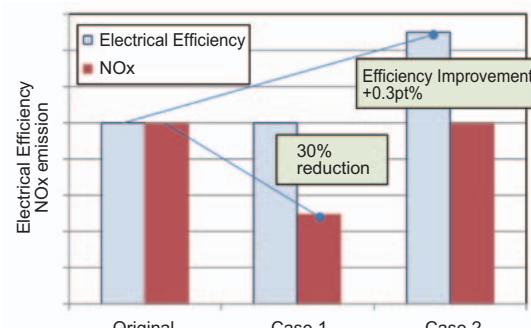


Fig.14 Performance of new pre combustion chamber

排出量は30%低減、NOx排出量を同等とする場合は効率向上が可能となった（いずれも低位発熱量40.6MJ/Nm³:13A天然ガスベース）。

排ガス規制に合わせてその運用方法を選定する事が可能である。

2) 新型燃料噴射ノズル

主室の燃料濃度分布の最適化を目指し、流動解析及び弊社KG-12-V実証設備での試験を通じて比較検討し最適なノズルを選定した。

図15に燃料濃度分布最適化における主燃料室の流動解析例を示す。

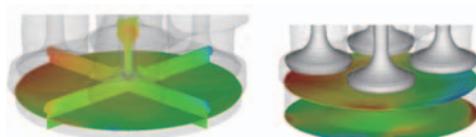


Fig.15 Example of CFD analysis

主室燃料濃度最適化により、耐ノッキング性能が改善され、点火タイミングをさらに進角し、性能改善できることを確認した。図16に点火タイミングのイメージ図を示す。点線が従来、実線が新仕様である。

新型部品の性能確認為、弊社試運転場設備KG-18-Vによって同一エンジンで副室及び燃料噴射ノズルのみを交換して性能比較試験を実施した。

図17に試運転設備全景、表2に試験要目を示す。

試験は前述の低粘度潤滑油を使用せず、従来の潤滑油

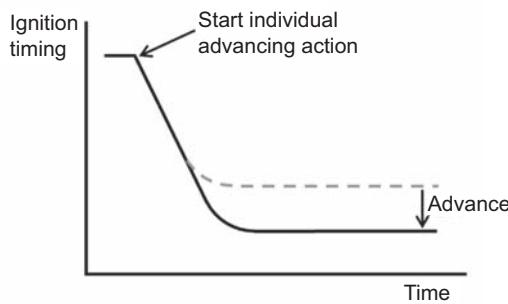


Fig.16 Image of the advance of ignition timing by new fuel injection nozzle



Fig.17 Test facility in KHI Kobe Works

Table 2 Test specification

	Test-1	Test-2
Engine type		KG-18-V
Generator output	kW	7,500
Engine speed	min ⁻¹	720
Lubrication oil		SAE#40(Not low viscosity lubricant)
Auxiliary chamber	Original	New design
Fuel injection nozzle	Original	New design
Load		100%
Place		KHI Kobe works
Fuel gas		Natural Gas (A13 base, LHV : 40.6MJ/Nm ³)

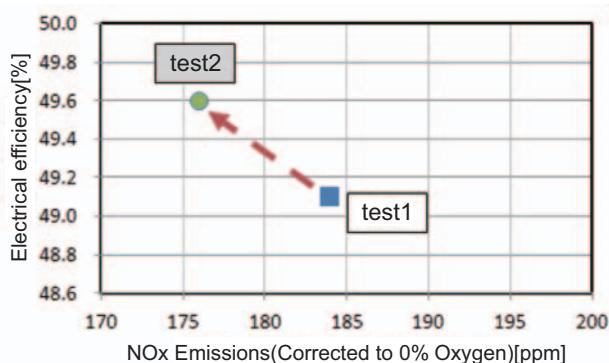


Fig.18 Result of comparative test

を使用し、定格負荷運転で実施した。試験結果を図18に示す。

試験結果の発電効率は大気温度25°C条件に換算して評価を実施した。新仕様を適用した試験2においては従来仕様から発電効率0.5pt上昇した49.6%を記録し、燃焼室最適化設計の優位性を確認した。

3.4 性能改善の結果と今後

既にKG型からの性能改善でKG-V型では49.5%の発電効率を達成している。更に燃焼室設計の最適化により発電効率50%の達成を計画している。

4. 予兆保全サービス

納入後にその性能を安定して発揮させる事が重要である。そこで、現在開発中のカワサキグリーンガスエンジンの高稼働率を実現するための予兆保全サービスを強化したシステムを紹介する。

4.1 監視システム

近年のICT技術の進歩と普及に伴い、センサーやその他の機器をネットワークに接続するIoTが急速に普及し製品の運用データの収集可能とするシステムがより一般的に構築して運用出来るようになった。図19はカワサキグリーンガスエンジンにおける監視システムの概要図である。

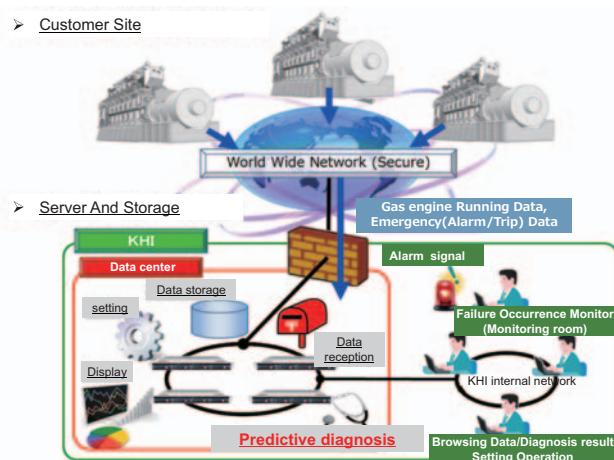


Fig.19 System concept diagram

4.2 予兆診断システム

図19に示す監視システム内において予兆検出機能が備えられている。部品寿命或いは故障の予兆を精度よく診断する為には、エンジン運転に関する大量のデータ（ビッグデータ）を取り扱う必要がある。カワサキグリーンガスエンジンでは、予兆診断システムとして、MT法とエキスパートシステムの2つのシステムを並行して導入する。下記にその概要を示す。

1) MT法

MT（マハラノビスタグチ）法はビッグデータを用いて各発電プラントの状態を1つの指標（逸脱度）に纏めて監視でき、複数の設備の状態を簡単に比較することを可能にする。

図20、図21に本システムの解説図を示す。

2) エキスパートシステム

MT法が全体システム把握に重点を置いているのに対し、エキスパートシステムは川崎重工で蓄積した運用経

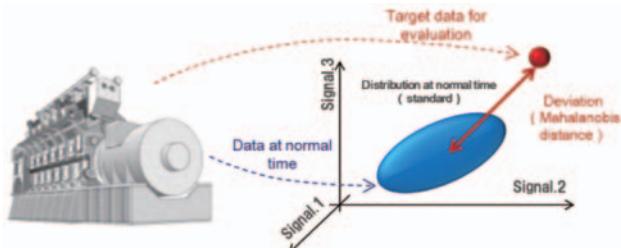


Fig.20 Image of the degree of deviation

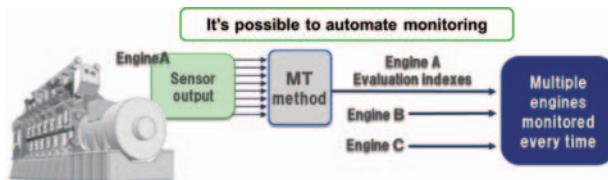


Fig.21 Data collection

験をベースに、運転データの瞬時値および変化量へ閾値を設け各個別発電プラントにおいて予兆を検知し対応方法を迅速に提案するシステムである。図22に本システムの解説を示す。

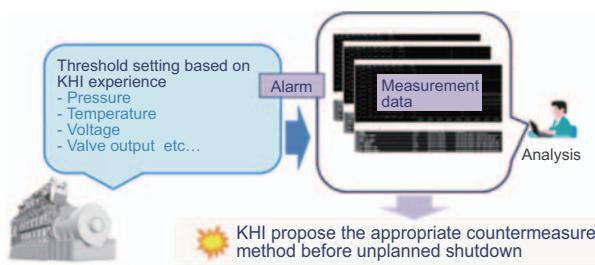


Fig.22 Expert system

2つのシステムは互いに補完し、予兆保全サービスの保全の最適化を目指している。図23にその纏め関係図を示す。

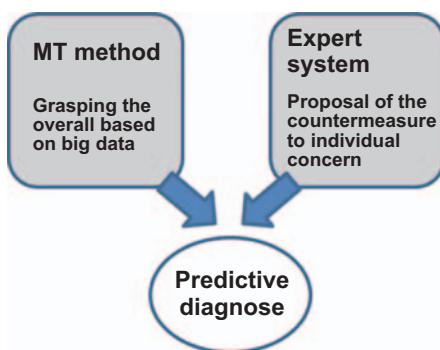


Fig.23 Related figure of each system

また、本監視システムは図24に示す川崎重工明石工場内の監視センターに加えガスエンジン設計チームが共同で運用する。

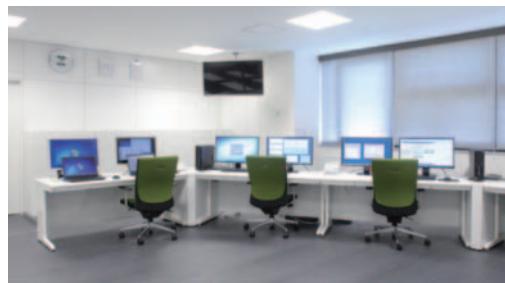


Fig.24 Monitoring room in KHI Akashi Works

5.まとめ

KG型ガスエンジンを市場に投入して以来、カワサキグリーンガスエンジンは性能改善を継続して実施している。

今後も高効率型ガスエンジンの開発・上市を目指し、IoTを駆使して運用面及びサービス面での拡充も進めて行く予定である。

6.引用文献

- (1) 杉本智彦, 酒井能成, 服部崇, 堀江尚, 野中洋輔, 世界最高効率ガスエンジン -グリーンガスエンジン-, 川崎重工技報, No.173 (2013), pp. 18-21.
- (2) Sakai, Y, Sugimoto, T, Horie, T, Iwasaki, H, Enomoto, M and Fujiwara, K, Operational experience and new development for high performance of Kawasaki Green Gas Engine, CIMAC congress 2016 Helsinki, Paper 150 (2016).
- (3) Sakurai, H, Sugimoto, T, Sakai, Y, Tokuoka, T, Nonaka, Y, Honjou, M and Horie, T Newly Developed Kawasaki Green Gas Engine - Top performance GE CIMAC congress 2010, Bergen, Paper 189 (2010).

特集：ガスエンジン、ディーゼルエンジンとガスタービン

三菱リーンバーンミラーサイクルガスエンジンの最新開発概要

高井 淳^{*1}
TAKAI Atsushi

キーワード：アドバンストミラータイミング、熱回収、高効率、電子制御、過給機

Advanced Miller Timing, Heat Recovery, High Efficiency, Electric Control, Turbo Charger

1. 緒言

環境負荷削減やシェールガスの開発を背景に、天然ガス資源は今後の主要な燃料として注目されている。一方、各国における電力政策の転換機運や災害などにも有効な分散型電源への関心の高まりは、効率の良いエネルギーの利用、いわゆる“スマートエネルギー・ネットワーク”的重要性をますます押し上げていくものと推測される。こうした背景の中、天然ガスを始め種々のガス燃料を利用可能なガスエンジンは、高い起動性能、負荷追従性を有し、排熱回収にもフレキシブルに対応できる利点から、CHP (Combined Heat and Power plant) をはじめとする様々なアプリケーションや幅広い出力範囲で利用されており、効率の良いエネルギー・ソリューションの提供に最適な選択肢の一つと考えられる。

当社では305～1,500kWをカバーする高速ガスエンジンGSRと3,650～5,750kWをカバーする中速ガスエンジンKU30GSIをラインナップし、小規模な分散電源から施設、工場等のコジェネレーションシステム（以下ガスコージェネ）、事業用発電まで対応が可能である。これらのガスエンジンは高い性能と信頼性を有し、市場にて好評を得て受注を伸ばしている。本稿では三菱ガスエンジンの高効率化技術について紹介する。

2. ガスエンジンのラインナップ

当社では火花点火方式を採用した副室式希薄燃焼ガスエンジンKU30G型及びGSR型を1990年初頭より市場に投入、販売を開始した。以来、効率と出力の向上を追求し、2000年にはマイクロパイロット着火方式を採用し、高効率、高出力を実現したKU30GA型ガスエンジンの販売を開始し、高い国内シェアを獲得した。これらガスエンジンの最新型であるKU30GSI及びGSRは、副室を有する火花点火希薄燃焼方式を採用した高効率4サイクルガスエンジンである。

原稿受付 2016年7月6日

*1 三菱重工エンジン＆ターボチャージャー株
エンジン・エナジー事業部 技術部
〒252-5293 相模原市中央区田名3000番地

2.1 KU30GSIガスエンジン

KU30GSIは高い発電効率とともに、排熱回収やCHPなどのアプリケーションに適するよう排気温度を高めることで高い総合効率を実現している^{(1),(2),(3)}。他方、最大5,750kWの出力を有するKU30GSIではCHP用途以外に、事業用や独立発電事業者などへの適用ニーズも多い。このようなニーズに対し、発電効率を高め世界最高レベルの49.5%を実現したKU30GSI-Plusを新たにラインナップした⁽⁴⁾。KU30GSIはディーゼルを含むKUシリーズ機関と部品を共有化し、10年以上の運転実績により高い信頼性を実現したKU30GA型機関とも約80%の部品を共有化している。

2.2 GSRガスエンジン

GSRは部品の約80%をディーゼルエンジンと共有化して信頼性と製造、部品供給の効率化を図った高速ガスエンジンである。最近1,000kWと450kWの2機種をラインナップに追加したので紹介する。

2.2.1 1000kWガスエンジン 1,000kWクラスで最高の発電効率42.3%、総合効率78.5%を達成した1,000kWガスエンジンを東京ガス(株)と共同開発した⁽⁵⁾。ロングストローク化などによる高出力化（従来機930kW→1,000kW）、燃焼仕様圧縮比・主室及び副室形状・ターボチャージャ等の最適化、制御技術の高度化の適用他による発電効率の向上、またエンジンの低回転化（1,500 min⁻¹→1,000min⁻¹）によるメンテナンスコスト低減、総合効率向上の結果、ランニングコストが低減し、導入費用を投資回収するための期間を従来品と比較して3年程度短縮することを可能にした。さらに、パッケージの幅を約15%削減することにより、既設の各種分散電源から本製品へのリプレース、狭隘部への設置などが容易になり、これまで以上に幅広いお客様に導入いただけるようにした。

2.2.2 450kWガスエンジン 500kW以下クラスで、世界最高の発電効率42%を達成した450kWガスエンジンを東邦ガス(株)と共同開発した。発電出力、発電効率向上と低NOx化を同時に成立できる燃焼仕様の最適化、高効率発電機の適用を行うことで、高出力化（従来機380kW→450kW）と高効率化をしつつ、脱硝設備が不

Table 1 Main specifications

Model		GSR	GSR2	KU30GSI	KU30GSI-Plus
Number of cylinders		6-16		12-18	
Bore/Stroke	mm	170×180	170×220	300×380	
Engine speed	min ⁻¹	1000 - 1800	1000 - 1500	720/750	
Generator output*	kW	305 - 1015	380 - 1500	3650 - 5750	
Generation efficiency*	%	41.0 - 43.4		46.5	49.5
NOX (O ₂ = 0 %)	ppm	< 320		< 320	
Engine mass	t	2200 - 8100		40000 - 60000	

* Using a standard gas complying with ISO3046 and MHI recommendations

要となるレベルの低NOx化（エンジン出口O₂= 0 %換算NOx <200ppm）を実現した。また、国産の500kW以下クラスでは、初採用の混合気冷却用2段インタークーラシステムと高性能ボイラの適用により、総合効率を81.5%まで向上させた。また、給気配管系統の最適化と制御システムの最適化を行うことにより、初期負荷投入量が21kW分増え、自立運転時に多くの電力の供給が可能になった。更に、病院等の屋内設置を考慮し、新たに補機ユニットの廃止、ALL-IN-ONEパッケージ採用、発電パッケージ内部の機器本体の配置の見直し等を行うことにより、設置面積を従来発電装置に対して30%（蒸気・温水回収仕様）、40%（全温水回収仕様）削減した。

2.2.3 GSRのその他の特徴および今後の開発 GSRガスエンジンは、冷却塔仕様のガスエンジンの他、東日本大震災以降ニーズが拡大したBCP（Business Continuity Plan）に対応可能なラジエータ仕様のガスエンジンもラインナップ化している。また、両仕様ともBOS（Black Out Start）機能を備えており、防災負荷あるいは保安負荷に対応が可能である。また、エンジン、発電機や補機類を個別に据え付け、配管・配線等を行う従来の発電セットに対し、“素早く移動、素早く設置、素早く発電”を製品コンセプトとする可搬式のコンテナ型発電セット“MEGANINJA（登録商標）”を開発し、ラインナップに加えている。従来の発電セットでは設置してから送電開始まで少なくとも30日程度の日数が必要であったが、MEGANINJAでは海外など電力網のインフラが未だ十分に整備されていない地区で、短期に発電を開始し、電力需要を賄うニーズに容易に対応できる⁽⁶⁾。

またGSRは最大出力1,500kWであったが、2MW級の出力レンジのガスエンジンに対する市場ニーズに応えるため、発電効率45%を目標としたG16NB機関の開発を実施している⁽⁷⁾。

これらKU30GSIとGSRを組み合わせた複数台のアプリケーションでは、電力需要に合わせて効率良いプラントの運用が可能で、かつ系統からの電力供給が途絶えた場合でも発電開始が可能な発電プラントも実現可能である。図1に三菱ガスエンジンのラインナップ、表1に主要諸元を示す。

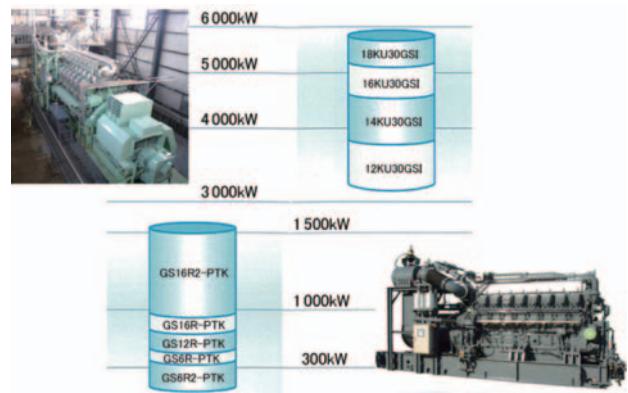


Fig. 1 Mitsubishi gas engine lineup

3. 高効率ガスエンジン発電技術

近年、発電効率の向上のためには、高燃焼圧力化とミラーサイクルの採用が一般的なトレンドであり、より積極的にミラーサイクルを適用するためには高過給圧力への対応が要求される。すなわち、ノッキングに対する裕度の確保と高圧力比下での高過給効率の維持が技術的な課題となる。

KU30GSI-Plusではノッキング裕度の確保に対し安定かつ速い燃焼を指向し、火炎伝播の遅れる燃焼室部分を徹底して削減し、燃焼室内の混合気の不均一を最大限排除する設計とした。特に国内で使用される都市ガス13Aはメタン価65と通常の天然ガスと比べ低く、ノッキング裕度に対する配慮が効率アップの上で重要となる。

また、ミラーサイクルを強める場合、それに合わせた空気量を確保する必要があり、高過給効率を維持しながら高い給気圧力を達成しなければならない。KU30GSI-Plusではこのような高過給圧、高効率を目指し開発された三菱MET-MB型過給機を搭載することで、高発電効率を実現した。

さらに、排気ガス中の未燃ガスの低減に着目し、副室・ピストンなど燃焼室の無駄容積を徹底して低減し、副室噴孔径や角度、ピストン形状などの最適化を行うことで、THC (Total Hydro Carbon) を従来に比べて大幅に低減している。

3.1 アドバンストミラータイミング

先ず、燃焼が安定する最適なミラ一度を選定すべく、

給気カムタイミングを変えた場合の筒内圧力、熱効率の実測結果を図2に比較する。空気過剰率及び筒内圧力は同等とし、ミラータイミングA及び給気弁閉時期を遅らせたミラータイミングBのケースを示している。ミラータイミングAでは筒内圧力の変動幅を示すCOV-Pmax(燃焼圧力のバラツキを示す指標)が約50%低下しており、この時の熱効率は約1pt%高い。厳密には給気弁開タイミングの差異は熱効率低下の一要因と推察されるが、筒内圧の変動に対しては支配的な要因ではないと考えられる。図3はA、B両タイミングでのPFP(Peak Firing Pressure)の時間履歴を示しているが、タイミングBでは散発的に高い筒内圧力の発生が認められ、燃焼の安定性が劣る結果を示しているものと考えられる。

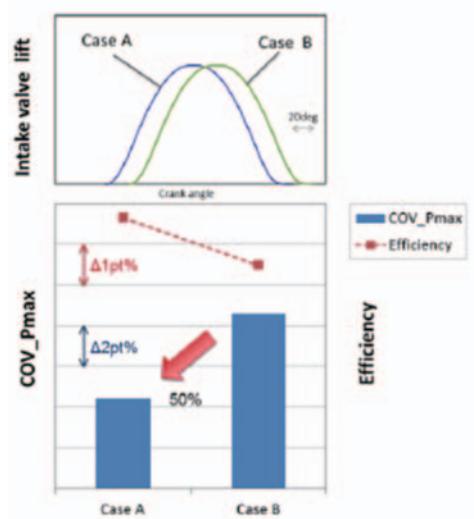


Fig. 2 Comparison of Miller timing effect

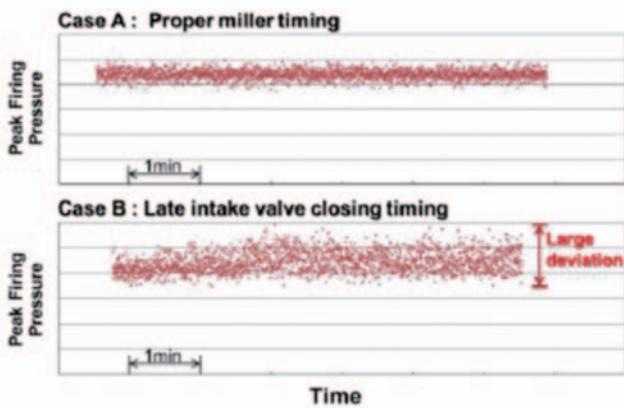


Fig. 3 Comparison of PFP trend in different intake valve timing

これらの試験結果からKU30GSI-Plusでは、給気弁閉タイミングを早めたミラータイミングAをベースとして最適化を図り、燃焼安定化の実現を目指した。また、燃焼の不安定さから発生しうるノッキングなどによる燃焼室部品の過度な温度上昇も防止し、部品の長期信頼性向上にも寄与している。燃焼安定性の向上により、負荷変動や冷却水温度などの環境条件に対して耐力を有する設

定が可能となった。特に、負荷上昇・負荷減少時の過渡的な燃焼も同時に安定し、急速な起動・停止にも対応することが可能である。

3.2 過給機効率の向上

前述のミラータイミングAを実現するためには、より高い圧力比にて高い過給効率を持つ過給機が要求される。KU30GSI-Plusでは、高過給機効率かつ最高圧力比5.0を達成する三菱MET42MB過給機を搭載している。熱効率の向上には、高い圧力比のみでなく、同時に実運転域での効率最適化が必須である。前述のミラータイミングに相当する圧力比にて過給機効率が最大化できるよう、仕様、特性をマッチングした。図4に三菱MET42MB過給機の断面図、図5には過給機単体効率の比較を示す。過給機の圧縮率効率の特性をエンジンに合わせて最適化したこと、およびサージング裕度の改善に新しい技術を適用し、高圧力比域での過給機効率を向上し、圧力比4.5以上で約2pt%改善したことは、KU30GSI-Plusの発電効率向上に大きく寄与している。

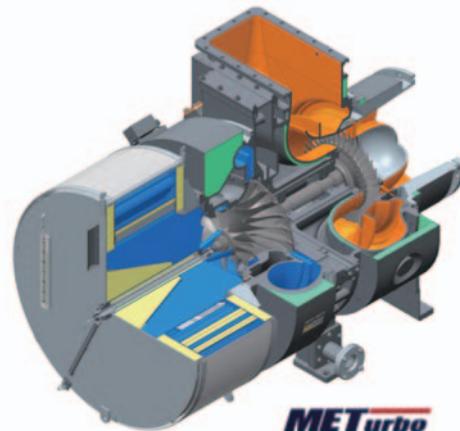


Fig. 4 MET42MB turbo charger

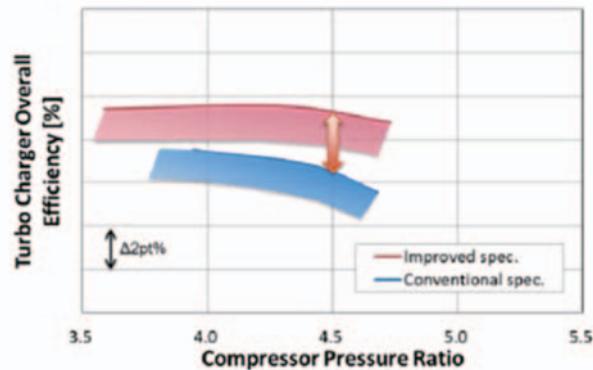


Fig. 5 Comparison of turbo charger efficiency

3.3 無駄容積の更なる低減

CFD解析を基に混合気の分布や燃焼に寄与しない部位を把握する事で、異常燃焼の抑制や未燃ガスの低減にも活用し、更なる無駄容積の低減を実現することができた。特に燃焼室内の狭い空間に入った混合気や燃焼後期

の混合気の燃え残りは、熱効率の悪化とともに異常燃焼の原因ともなる。従来、シリンダヘッドの形状の見直し、給排気弁周りのデッドボリュームを低減し、KU30GSIに対して未燃ガス量 (THC) を約30%低減してきたが、今回、燃焼室内の間隙やピストン周りの設計の更なる改善により、排ガス中の未燃ガス量を更に約30%低減した。(図6)

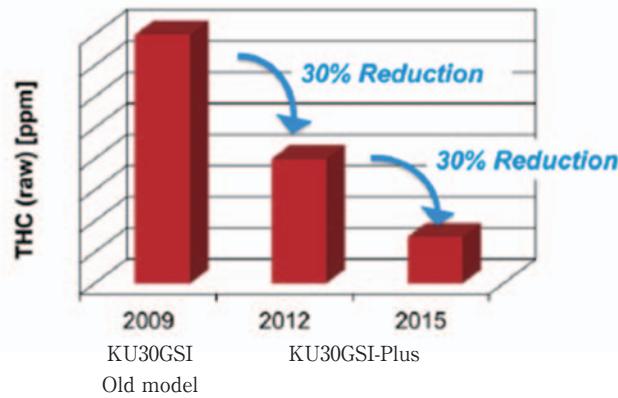


Fig. 6 KU30GSI series THC reduction

4. ガスエンジンの排熱利用技術

当社ではエネルギーの有効利用を目指し、ガスエンジン単体のみならず周辺機器を組み合わせた排熱回収効率向上にも適用しやすいガスエンジンの技術開発を進めている。

4.1 機関冷却水の効率的利用

ガスコージェネでは、蒸気、温水、冷水への排熱利用も考慮すると80%を超える総合効率が得られる。一方、5,000kWクラスの大型エンジンから回収可能な温水量は非常に多く工場などの自家発電設備では全量を有効に利用できないケースもある。エネルギーの有効利用の観点から、このような余剰温水の有効利用法の提案が今後の課題の一つと考えられる。

こうした余剰温水の利用拡大を目指し、KU30GSIにてエンジン冷却水を昇温し蒸気回収の熱源として活用する事を目的とした技術開発を進めてきた。本開発では、エンジン冷却水の出口温度を120°Cまで高め、低圧蒸気生成のための安定した熱源とすることを狙った。2011年までに単筒試験機での燃焼試験を完了し、2012年からは多気筒実証機での試験により燃焼やエンジン・システムの信頼性・耐久性を検証しながら夏・冬・中間期の性能確認を実施し、2015年5月に商品化した。

商品化にあたっては、低圧蒸気発生装置およびその後流に接続される蒸気圧縮機を含む関係4社*のシステム製品とすることで、排ガスボイラからの回収蒸気と同じ0.78MPaの圧力での蒸気回収を実現し、汎用性を拡大し

* 東京ガス株式会社、三菱重工業株式会社、三浦工業株式会社、株式会社神戸製鋼所

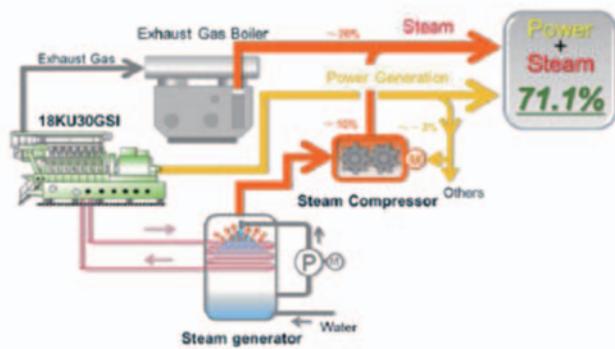


Fig. 7 The gas engine cogeneration system (CGS) with all steam recovery

ている。その結果、蒸気圧縮機等の所要動力を差引きしても7pt%以上のエネルギーを蒸気回収量に反映することが可能となり、電力+蒸気回収の総合効率で70%超えを達成した。(図7)

この様な排熱の効率的利用にも適用できる様に、後で述べる燃焼安定性や機械的な要素を改善し、機関冷却水機関出口温度を従来より約20-30°C上昇させることができた。一般的に冷却水温度が高くなると燃焼速度が増加するため、燃焼安定性への配慮が必要となる。特に日本国内のようなメタン価の低い燃料ガスを使用する場合には、定格での発電効率や発電出力を低下させないと安定に運転できない事も考えられる。

図8に冷却水機関出口温度を90°Cから120°Cに上昇させた時の熱発生率の変化を示す。冷却水機関出口温度が

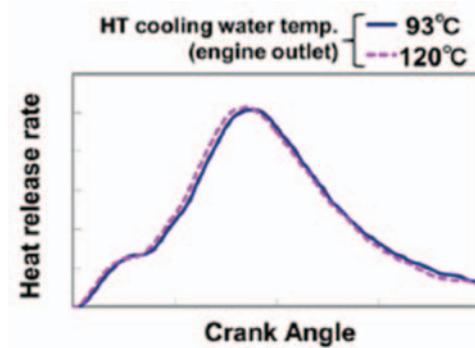


Fig. 8 Comparison of heat release rate

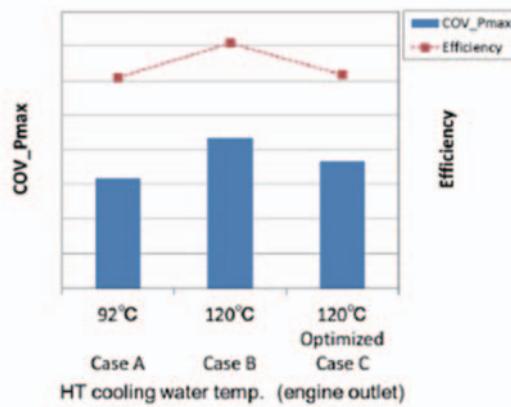


Fig. 9 Comparison of COV_Pmax and efficiency

120°Cでは燃焼が早くなり、熱発生率のピークが高くなる傾向が見られる。これは、燃焼室の壁面温度の上昇により、火炎伝播が早くなるためであると考えられる。

図9に熱効率とCOV_Pmaxを示す。空気過剰率と筒内圧を同じにした場合、冷却水昇温時は、熱効率は高くなるが燃焼変動が大きくなる結果となり、冷却水温度の上昇で燃焼安定性が悪化する。そのため、燃焼に対する最適化を行うことで改善を図り、CaseCはノッキングリスクを低減して、熱効率と燃焼変動のバランスをとったときの結果を示している。

CaseCの効率は、CaseAと同等であるが、これは冷却水温度上昇による冷却損失の低下と、THCの低減効果によるものと推定される。

図10に実機試験の起動時のトレンドデータを示す。定格負荷まで約5分で立ち上がり、冷却水温度が120°Cに到達するまで約15分であり、燃焼圧力のトレンドから、冷却水温度120°Cにおいても異常な燃焼は見られず、問題の無い運転が可能であることがわかる。

4.2 いろいろな排熱利用アプリケーションの例

上述のように高温冷却水を更に効率良く利用する取組みも進めている一方、現存の温度レベルでも既にアプリケーションとして有効に利用されている例もある。

図11に天然ガスを燃料とした18KU30GSIを設置し、マルチエナジー吸収冷凍機にて5.6°Cの冷水を取り出したガスエンジンプラントの一例を示す。本プラントは米国の大学構内に設置され、2012年より運用を開始、発電

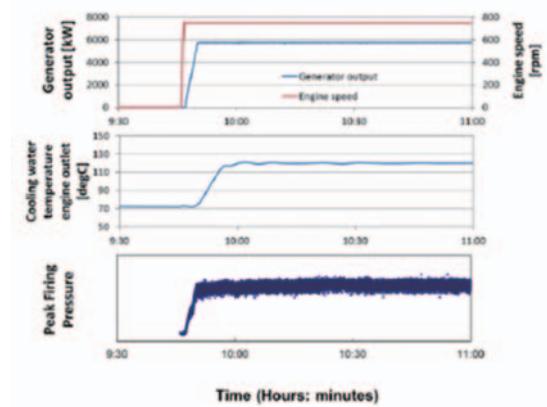


Fig.10 Trend of HT cooling temperature 120°C

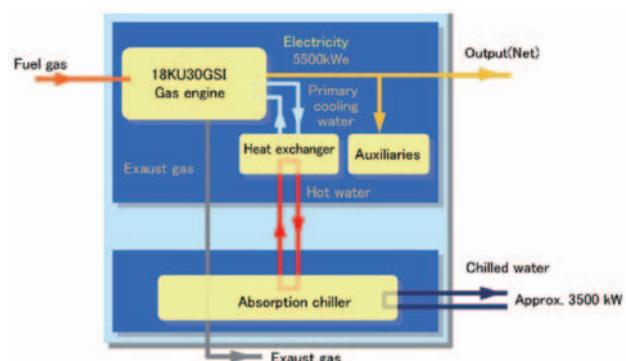


Fig.11 Example of exhaust heat use (KU30GSI)

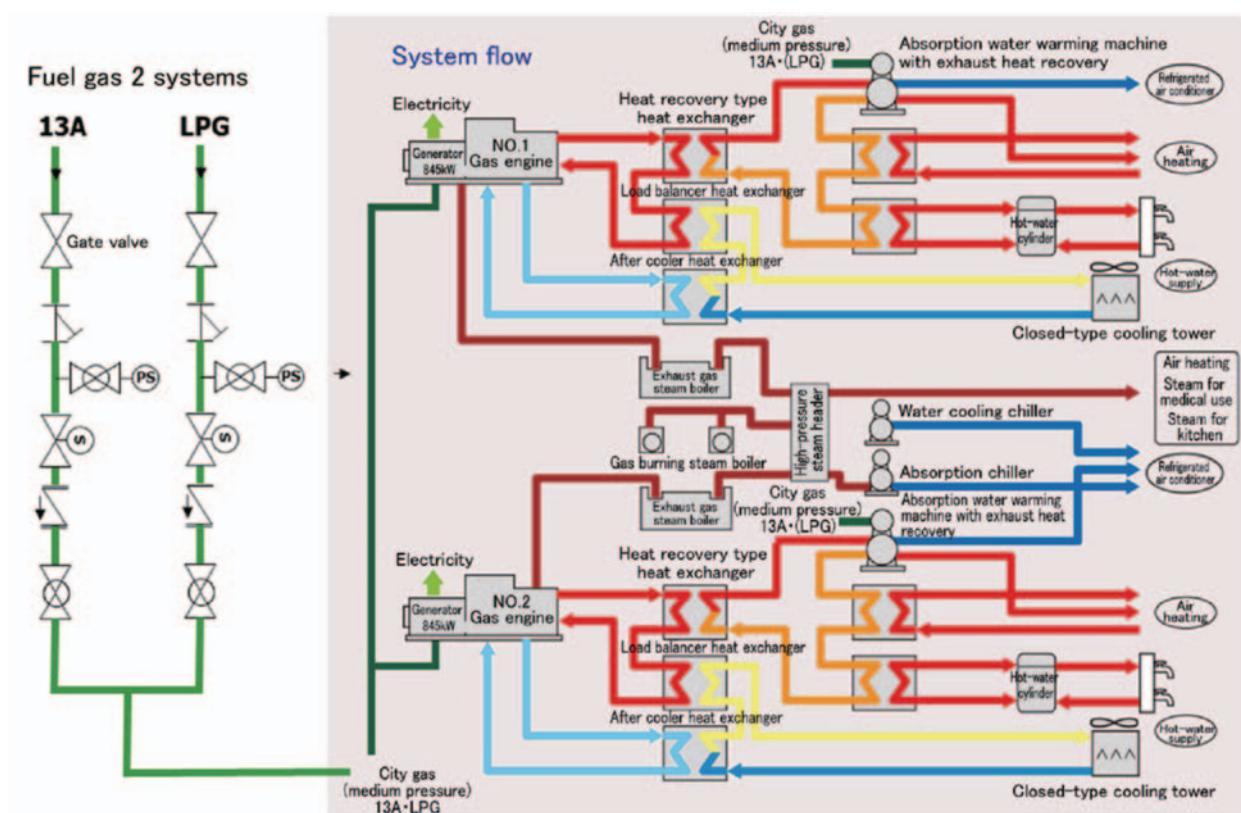


Fig.12 Example of exhaust heat recovery (GS16R)

機端電力5,500kWと空調用冷水約3,500kWを供給することで夏場の大学構内のエネルギー効率化を図っている⁽⁸⁾。

排熱利用アプリケーションと前述のBCPを組み合わせた一例を図12に示す。本プラントではGS16R機関発電装置を設置し、通常時に使用する都市ガス供給設備の他に、災害時の都市ガス供給停止に備えたLPG（液体プロパン）タンクからのガス供給設備を有している。また、本プラントにおいても排熱を有効に利用するシステムを取り入れており、排ガス蒸気ボイラからの蒸気利用と吸収式冷凍機による冷房利用、更に高温冷却水は熱交換器による暖房と給湯への利用と、様々なエネルギー形態で排熱を有効に利用している。

これらは一例であるが、三菱ガスエンジンは発電効率を追求するのみならず、トータルで高い熱効率を実現するアプリケーションにフレキシブルに対応できるエンジンを目指している。

5.まとめ

当社は高速ガスエンジンGSR及び中速ガスエンジンKU30GSIをラインナップし、幅広い出力レンジ、用途にフレキシブルな対応が可能である。また、最新型のKU30GSI-Plusは商用機にて起動時間7分以下といった高い起動負荷追従性と環境性能を維持しつつ、日本国内特有の都市ガス13A（メタン価65）使用下においても優れた発電効率49.5%を実現している。将来の燃料として世界的にLNGが注目される中、発電効率の向上は発電コスト削減に寄与し、環境負荷低減やエネルギーの効率

的利用に大きく貢献できるものと考えている。三菱ガスエンジンは開発以来、社会とお客様のニーズに応える技術開発を目指しており、今後も有用な技術の開発を進め、多様なソリューションを提供していく予定である。

6.引用文献

- (1) Ishida, M., CIMAC Congress 2010, Bergen ; Paper No.109 (2010).
- (2) Suzuki, H., CIMAC Congress 2013, Shanghai ; Paper No.421 (2013).
- (3) 鈴木元、長面川昇司、石田道靖、吉柄博史、高井淳、山野修平、分散型発電用ガスエンジンKU30GSIの高効率化と排熱利用技術、三菱重工技報、Vol. 50, No. 3 (2013), pp. 67-72.
- (4) Yoshizumi, H., CIMAC Congress 2016, Helsinki ; Paper No.189 (2016).
- (5) 高井淳、石和田尚弘、発電出力1,000kW級高効率ガスコージェネレーションシステムの開発、JETI, Vol. 62, No. 4, (2014), pp. 34-36.
- (6) 15MW 発電用高効率ガスエンジン及びコンテナ発電セットの開発、三菱重工技報、Vol. 50, No. 1 (2013), pp. 18-20
- (7) 古川雄太、市原実、小倉和雄、柚木晃広、堀田和郎、竹本大育、鬼頭慶成、2014年11月26日第25回内燃機関シンポジウムで発表
- (8) 大崎龍介、小宮山正仁、井上究、長面川昇司、高橋良長、MACH II-SI ガスエンジンによる米国University of Central Florida向け環境対応型・高効率熱併給発電プラント、三菱重工技報、Vol. 48, No. 1 (2011), pp. 11-15.

特集：ガスエンジン、ディーゼルエンジンとガスタービン

舶用ガスエンジンの技術的課題の対応

西田 和生^{*1}
NISHIDA Kazuo

キーワード：MARPOL 73/78 条約、排出ガス規制、排出規制海域（ECA）、天然ガス、ガスエンジン、ノッキング、空燃比制御

MARPOL73/78 Annex VI, Exhaust Gas Regulation, Emission Control Area, Natural Gas, Gas Engine, Knocking, Air-Fuel Ratio Control

1. はじめに

近年、環境問題として地球温暖化に対する気運が高まる中、国際海運においても温室効果ガス（GHG: Greenhouse Gas）や窒素酸化物（NOx）、硫黄酸化物（SOx）、粒子状物質（PM）の大気汚染物質の排出規制が進んでいる。船舶からの排出ガス規制については、1997年に国際海事機関（IMO）においてMARPOL 73/78条約（海洋汚染防止条約）に付属書VIとして追加され、NOxやSOxは2005年5月から、二酸化炭素（CO₂）については2013年1月より規制が適用され、いずれも段階的に規制が強化されている。

この排ガス排出規制は一般海域と排出規制の厳しい指定海域（Emission Control Area: ECA）毎に適用開始時期や基準が異なる。なお、現在ECAは①バルト海、②北海、③北米海域（ハワイ州を含む）及び④カリブ海域（ペルトリコ米国自治連邦区の周辺海域をいう）の4海域が指定されている。このような排出ガス規制の変遷の中で、排ガス排出特性に優れた天然ガスを燃料とするエンジンはこれらに対応する技術として期待されている。

本稿では排出ガス規制の現状とその対応技術、そして弊社が開発した天然ガスを燃料とする中速船用ガスエンジンの構造、特徴およびガスエンジンを安定して運転するための対応技術について紹介する。

2. 国際海運における排出ガス規制の概要

船舶におけるGHGおよび環境負荷物質の削減計画は図1のとおりである。以下にその概要を記述する。

2.1 NOx規制

NOxの規制は、定格出力が130kWを超えるディーゼル機関に対して適用される。規制値は機関のキロワット時（kWh）当たりのNOx排出量（グラム:g）であり、機関の回転速度による関数で示される。（図2）

原稿受付 2016年7月15日

*1 ヤンマー(株) エンジン事業本部 特機エンジン統括部
開発部 第二開発部
〒612-0801 尼崎市長洲1-1-1

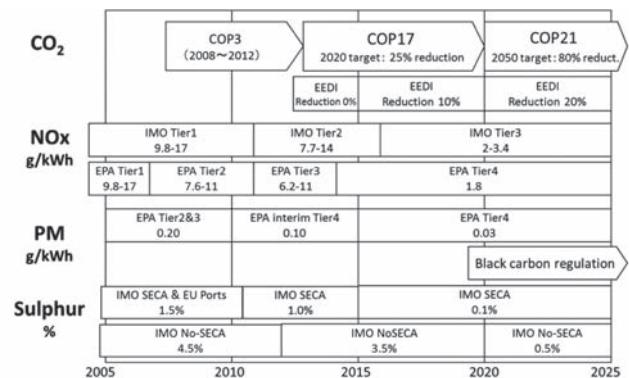


Fig. 1 Environmental regulatory trends

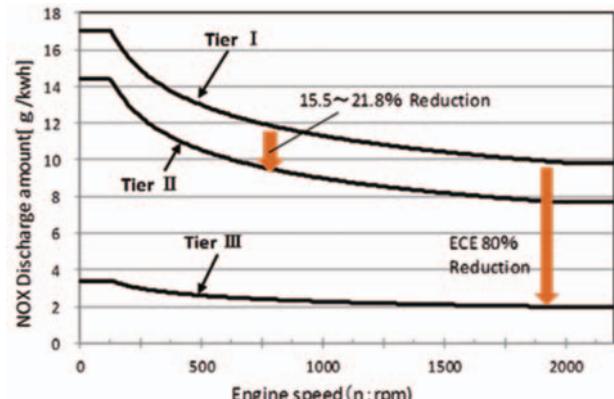


Fig. 2 NOx emission standards

前述のとおり一次規制は2005年に規制が開始されたが、2000年1月以降に建造された船舶搭載機関に遡及適用されている。規制値は、1次規制値を基準として2次規制では約20%，3次規制では80%削減となっている。また、3次規制は、北米海域及びカリブ海域のECA域を対象海域として2016年1月より適用が開始されている。

2.2 SOx, PM規制

SOx及び粒子状物質（PM）は、燃料油中の硫黄分濃度（質量百分率）に依存するため、これを規制することとされ、2015年1月から全てのECA域内において0.1%の3次規制が始まった。一方、一般海域における3次規

制（0.5%）については、2018年までにIMOにおいて適合する燃料油の市場動向をレビューし、規制の開始時期（2020年又は2025年）を決定する方針となっている。なお、IMO規制とは別にEU域内の港湾やカルフォルニア州水域では地域規制として先行して規制が強化されている。

2.3 GHG規制（CO₂規制）

GHGの排出削減の枠組みは、1997年 京都にて開催された気候変動枠組条約国際会議（COP3）において先進国の削減目標を規定した京都議定書であるが、国際海運からの排出については、特定の国に帰属させることが困難なことから、その対策はIMOで検討することとされた。京都議定書に定める温室効果ガスにはCO₂の他にも、メタン、一酸化二窒素などの6種類が定められているが、IMOにおいては船舶から排出されるCO₂の排出削減の枠組みが合意され、2013年から規制が開始された。これは船舶のエネルギー効率を高め、燃料消費を抑えることにより抑制しようとするものであり、1トンの貨物を1マイル運ぶのに排出すると見積もられるCO₂のグラム数を排水トン（DWT）の関数として数値化している。なお、この数値はEEDI（Energy Efficiency Design Index（エネルギー効率設計指標））と呼称される。

この規制値は船種により異なり、それぞれの船種の基準線（リファレンスライン）は、10年間（1999年～2008年）の既存船の平均値を採用している。規制は国際航海に従事する総トン数400トン以上の船舶を対象に2013年から開始されたが、リファレンスラインを基準とし2025年に30%の削減を目指している。図3に20,000DWT以上のタンカーのCO₂排出基準を示す。

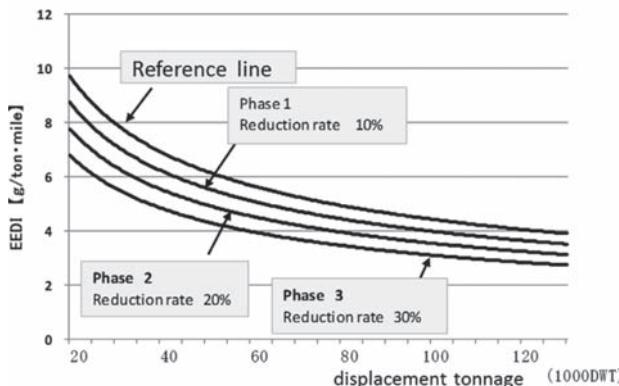


Fig. 3 CO₂ emission standards

3. 排出ガスの低減技術

排出ガスの低減技術としてはさまざまな技術開発が進んでいるが、いずれの技術にも課題がある。表1に排出ガス対応技術の評価と課題を簡単にまとめたが、以下に各技術の概要を記述する。

3.1 NOx削減技術

NOx 3次規制に対応するためには、これまでのようないくつかの技術で対応する必要がある。このため触媒を用いて排ガス中のNOxを窒素と水に還元する

Table 1 Reduction technology of GHG and Environmentally hazardous substances

No	Item	Description	Effect				Tasks to be solved
			NO _x	SO _x	PM	CO ₂	
1	SCR	NOx deoxidation by the catalyst	◎	—	—	—	• Urea cost, maintenance • Prevention of ammonia leakage
2	Scrubber	Removing SOx by seawater wash	△	◎	◎	—	• Purification of polluted seawater
3	EGR	Exhaust gas recirculation	○	—	×	×	• Engine durability • Efficiency drop recovering
4	Emulsion	Combustion temperature decrease by emulsion fuel	○	—	○	—	• Mass pure water production device • Engine durability
5	Gas engine	Operation by natural gas	○	○	○	○	• Fuel supply infrastructure • Fuel storage in ships

選択式触媒還元装置（Selective Catalytic Reduction : SCR），燃焼後の排出ガスの一部を再度燃焼室内に戻す排ガス再循環（Exhaust Gas Recirculation : EGR）や水分を燃焼室に導き蒸発潜熱により燃焼温度を下げてNOxを削減する水技術がある。水技術の代表的なものは燃料油に細かな水を混合し乳化（エマルジョン化）させるものである。

3.2 SOx削減技術

SOxの削減は、燃料油中に含まれる硫黄分濃度の削減により対応することになっているが、条約上は機械的な削減も認められている。特に低硫黄燃料油としてガスオイル等を使用すると、低粘度のため燃料ポンプからの漏れや燃料噴射ポンプのバレル等が異常摩耗等の懸念があり、適合燃料油に代わり機械的に除去する方法としてスクラバーと呼ばれる排ガス浄化装置の開発も進められている。これは排ガス中の硫黄酸化物を海水等により取り除く技術であり、SOxの削減能力は高いが、処理の段階で発生する濃度の高い酸の処理が課題のひとつである。

3.3 CO₂削減技術

CO₂の規制値は、いわゆる車の10モード燃費に相当するものである。ディーゼル機関単体の熱効率は他の熱機関に比べ非常に高く、ある意味限界に近いといえる。このためCO₂の低減技術（燃費向上技術）として、船体抵抗や摩擦抵抗の低減、従来機関と蓄電システムを併用するハイブリッド船、プロペラの改良、排熱利用などによる機関効率の向上が提言されており各方面において高い技術力の有する日本としては、その真価を発揮したいところである。

4. 舶用燃料としての天然ガス

メタンを主成分とする天然ガス（Natural Gas : NG）は、石油に比べ含有する炭素比率が低いため、燃焼時のCO₂排出量を低減することが可能である。また、天然ガスは硫黄分を含まないため、SOx排出量はほぼゼロ、NOxも空気中の窒素から生成されるサーマルNOxだけであり、また、排出量は石油燃料に対して少ない。（図4参照）

このため、海運における排出ガス規制強化への対応策

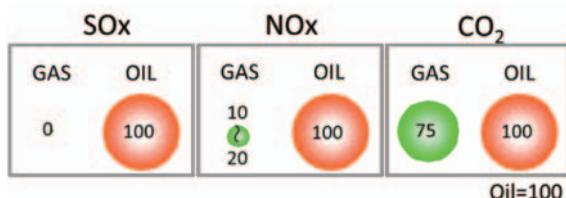


Fig. 4 Exhaust emission characteristics comparison of oil and natural gas

として、天然ガスを燃料とするガスエンジンを舶用原動機に用いることが有望な解決策の一つとして期待されている。

船舶原動機のエネルギーとして、19世紀初頭には石炭が使用され、20世紀初頭に石油燃料へ転換されたが、天然ガス燃料船が普及すれば石油以来の大転換となる。しかし、天然ガス燃料船の普及に当たっては、機関の開発とは別に船体構造や設備、燃料供給体制（インフラ）や海上防災の安全基準等の整備が必要である。（表1参照）

5. 中速舶用ガスエンジンの開発

弊社では、2011年～2013年の3ヵ年、公益財団法人日本財団の助成を受けて実施した『環境負荷を大幅に低減する舶用ガスエンジンの技術開発』事業の中で船舶への搭載を目的としたガス専焼エンジンの負荷変動対応技術を開発した。この技術開発により弊社EY26形機関に対してNOxは90%以上、CO₂については27%の削減を達成した。なお、NOx削減に関してはIMOの3次規制をクリアしている。また、この技術を基に2014年3月、舶用のガス専焼エンジン6EYG26L形機関を商品化し、更に使用燃料を二重化するデュアルフューエルエンジン（以下単に「DFエンジン」という）については、2016年4月に商品化した。

ガス専焼エンジン（6EYG26L形機関）及びDFエンジン（6EY26DF形機関）の主要目を表2に示す。

Table 2 Marine gas engine specification

Engine type	6EYG26L	6EY26DF
Combustion cycle	Lean burn miller cycle	Lean burn miller cycle
Ignition system	Spark plug	Micro-pilot
Bore(mm)	260	260
Stroke(mm)	385	385
Engine speed	720	750
Fuel	Natural gas	D/E mode : MDO G/E mode : Natural gas MDO

なお、表中にある「リーンバーン」とは文字通りlean（希薄）burn（燃焼）のことで空気が多く燃料の混合気が薄い状態での燃焼のことである。また、ミラーサイクルとは吸気弁の閉じるタイミングを通常の燃焼サイクルより早くするまたは遅くすることにより膨張比をそのままに圧縮比を低くするサイクルのことである。NOxは、

エンジン内で燃焼する際、窒素と酸素が高温に晒されると生成することから、燃焼温度を下げることでNOxの発生量を抑制することができる。吸入行程において、吸気弁を早く閉じ、これにより圧縮工程におけるシリンダ内温度を低下させNOxの排出量を低減する。この場合、シリンダ内圧力が下がり燃費が悪化するため、高圧力比の過給機を適用することにより給気圧力を増大させシリンダ内の空気量を確保すると共にシリンダ内圧力を回復させて燃費の悪化を抑制している。

図5はガス専焼エンジン（6EYG26L形機関）の概観、図6にシリンダヘッドの断面図を示す。ガス専焼エンジン（Spark Ignition: SIエンジン）では燃焼方式として副室式を採用しており、主燃焼室と副燃焼室へのガス燃料は、それぞれ個別のガス系統より供給している。なお、主燃焼室には給気通路に設けられたガス弁から噴射した燃料と給入された空気の希薄混合気を供給している。

また、ガス漏れに対する安全措置（船級対応）として、ガス供給配管はすべて二重管構造としている。着火方法は副燃焼室内に設置した点火プラグによる電気着火方式である。燃焼方式は副室燃焼方式で、副室により形成される火炎ジェットによって主燃焼室の希薄混合気を燃焼させている。

図7はDFエンジン（6EY26DF形機関）の概観、図8にシリンダヘッドの断面図を示す。DFエンジンには、発停時やディーゼル運転時に使用するメイン燃料噴射弁とガス運転用の着火源となるマイクロパイロット噴射弁



Fig. 5 Overview of 6EYG26L

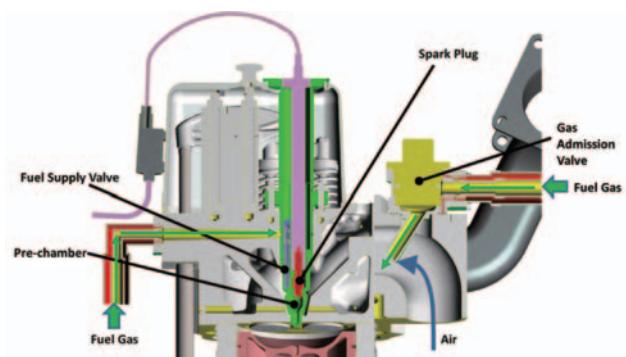


Fig. 6 6EYG26L cylinder head cross section

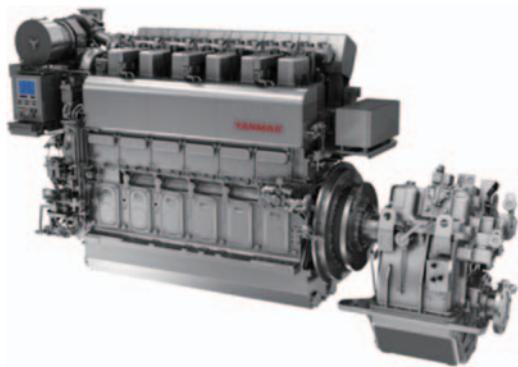


Fig. 7 Overview of 6EY26DF

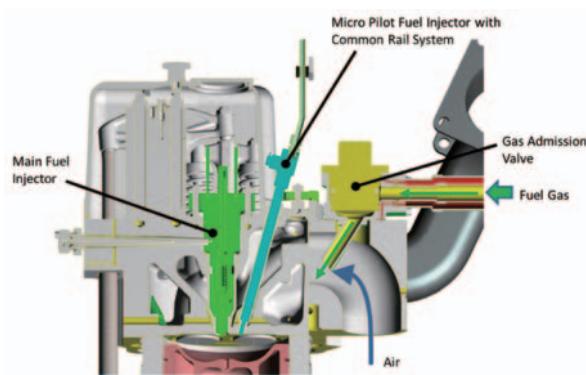


Fig. 8 6EY26DF cylinder head cross section

を設置しており、ディーゼルとガス燃料の切替えは任意に行うことができる。ガス運転時のガス供給方法は、ガス専焼エンジンと同一構造とし、給気通路に設けられたガス弁から噴射した燃料と給入空気の希薄混合気を供給している。また、着火方法はマイクロパイロットの液体燃料微量噴射による圧縮着火方式である。DFエンジンを船舶に搭載することにより排出基準に応じた効果的な機関の運用が可能となる。

表3に中速のガス専焼エンジンとDFエンジンの特徴をまとめた。ガス専焼エンジンは、熱効率、環境特性共に優れ、クリーンな燃料により燃焼室や潤滑油の汚損が少ないため、メンテインバルの延長化が可能である。一方、DFエンジンは、ディーゼル燃焼とガス燃焼を両立させるため、SIに対して熱効率や環境特性が若干劣るが、ディーゼルモードへの切替えによる冗長性や負荷投入性に優れている。

Table 3 Two types of gas engine merit/demerkit

	Pure gas engine	Dual fuel gas engine	Remarks
Thermal efficiency	◎	○	Lean burn gas engine has advantage against a diesel engine
Exhaust emission	◎	○	Gas fuel combustion would be inhibited by stack of diesel lubricating oil.
Redundancy (Failure recovery)	△	○	The lack of reliability in gas supply system needs incompatible DE backup. DF can get DE backup essentially.
Maintenance	○	○	The maintenance cost depends at minimum maintenance intervals of the system.
Initial cost	○	○	The initial cost of DF is twice of DE and, SI of it is 1.5
Ability against variation load	○	○	Diesel injection can assist gas combustion in case of load variation in DF engine

6. 安定運転のための対応技術

ガスエンジンを高効率・高出力な領域で安定して運転するためには、ノッキング領域（異常燃焼）と失火領域から外れた適正範囲に空燃比（吸入空気量と燃料ガス量の比率）を確保する必要がある。

図9は、空燃比とエンジン出力をパラメーターとし、ノッキング領域と失火領域を示した概念図である。図に示す様に理論空燃比近傍はノッキング限界が低く高出力化は困難である。一方、空燃比の大きな、即ち空気量が多いガス濃度が希薄（リーン）な領域では高出力化は可能であるが、希薄すぎると失火の原因となる。このようにリーンバーンガスエンジンでは非常に狭い範囲の空燃比を確保した運転が求められる。

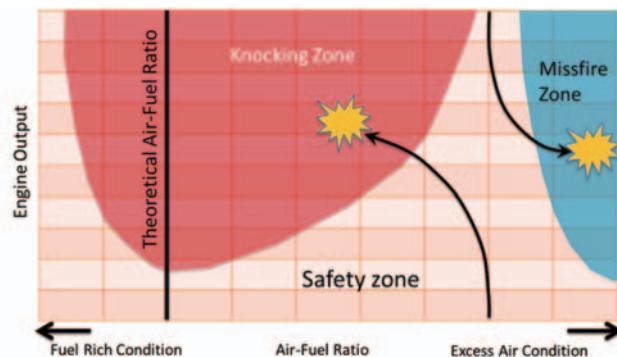


Fig. 9 Combustion characteristics of gas engine

船舶において空燃比の適正範囲での運転を阻害する主要因は、急激な負荷変動と天然ガスの産地により組成が異なる事によって発熱量が変化することである。表4に機関運転時の適正な空燃比を阻害する要因とその対応技術についてまとめた。以下の各項にてこれらの対応技術の概要について記述する。

Table 4 Obstructive factor of the proper air-fuel ratio and technical measures

Obstructive factor	Technical measures
Load variations due to weather and sea conditions	• Cycle predictive control of load variation
Load variations due to rapid acceleration / deceleration	• Air-fuel ratio control during transient response • Knocking detection and avoidance control
Change in composition of natural gas differs depending on locality	• Air amount correction control according to the calorific value change

6.1 負荷変動の周期予測制御

気象・海象の変化に伴う負荷変動は、過去の負荷信号(L)に基づき逐次その推移を線形化して未来の推進負荷(L^+)を予測する線形予測アルゴリズム（周期予測制御）にて対応した。

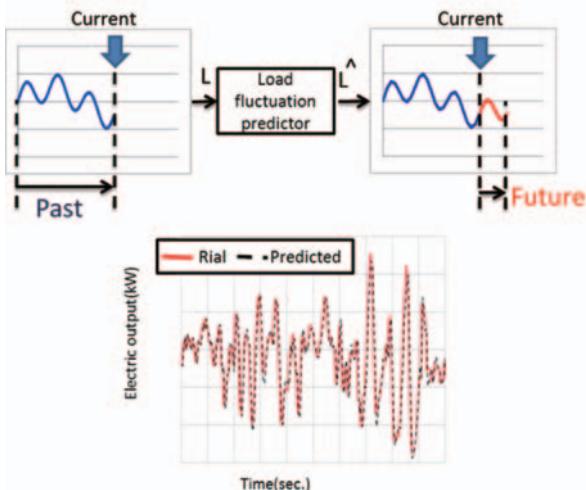


Fig.10 Real load and the load prediction results

このアルゴリズムを組み込んだ負荷変動予測器の導入の結果、図10に示すとおり実負荷と予測負荷は、1秒後の負荷予測精度が98%と実用上十分な成果が得られた。この負荷予測技術に基づき空気量の先取り制御を行い、負荷変動における空燃比の大幅な変動を抑えることができる。

6.2 過渡応答時の空燃比制御

急加速または急減速時においては燃料供給量と空気量の調整が必要となる。燃料供給量は、エンジンの給気通路に設置されたガス弁（図6、図8参照）にて電気的に高速な調整が可能である。しかし、空気量については急加速時では過給機の応答遅れ（ターボラグ）により供給が遅れ、空気量の不足によりノッキングに至り、また、急減速時では空気の過剰供給により失火に至る（図9）。このような過渡応答時における空気量の応答遅れに対応するため過給機入口へ空気を戻し、必要に応じて過給圧力を制御する給気バイパスシステム（図11）を採用している。

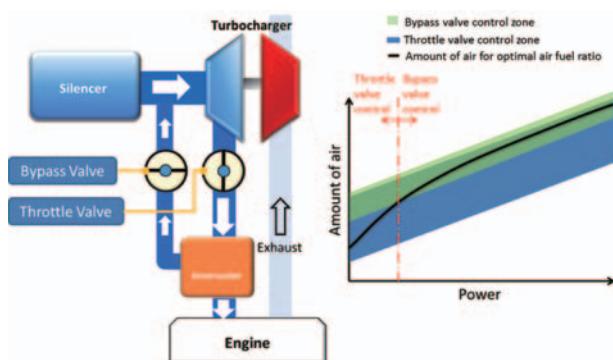


Fig.11 Air volume control system

6.3 ノッキング検出・回避制御

ノッキング現象は燃焼室内の未燃部分が高温・高圧下で自己着火し、急激な圧力と温度上昇によりエンジンに大きなダメージを与える。（図12参照）

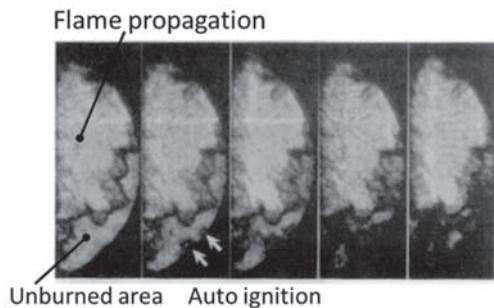


Fig.12 Knocking phenomenon in gas combustion

この異常燃焼を避けるため、各シリンダヘッドの燃焼室爆面に取り付けた圧力センサーによって、サイクル毎のシリンダ内圧力を検出し、ノッキング強度を数値化してノッキング判定値としている。図13はノッキング強度とノッキング判定値の関係を示している。ノッキングには比較的軽微なライトノックと中程度のミディアムノックそしてエンジンに損傷を与える重度のヘビーノックに区分され、ノッキング回避はこのヘビーノックに至る前に点火時期（着火タイミング）を自動的に遅らせる制御を適用している。

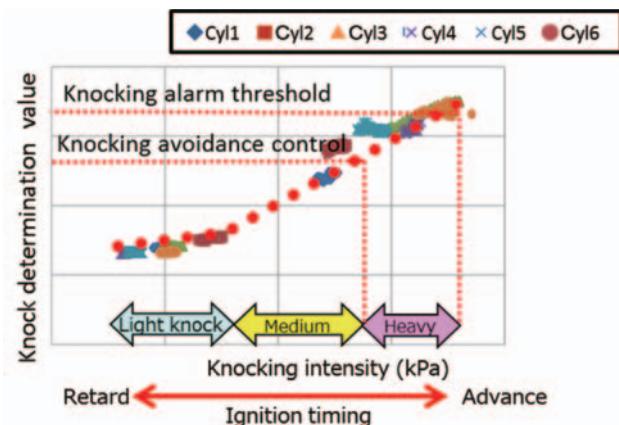


Fig.13 Knocking intensity and knock determination value

6.4 使用燃料の変化による空気量補正制御

外航船舶においては、様々な寄港地で燃料のバンカリング（補給）を行う。特に天然ガスの場合は、図14に示すように産地による総発熱量とメタン価に相関がみられる。メタン価とは天然ガスのノッキング（異常燃焼）のし易さを表す指標であり、値が低いほどノッキングしやすい。

したがって、船舶に搭載される天然ガスを燃料とするガスエンジンは、天然ガスの産地に限定されず、組成変化に柔軟に対応する技術が要求される。

この要求に対応する制御技術として、エンジン出力は基準発熱量と燃料流量により決定されることより、燃料組成の異なる燃料が供給された場合、出力を維持させるため、ガス弁（図6、8参照）によって燃料流量（噴射量）は自動的に増加減の制御を行なう。そこで、エンジ

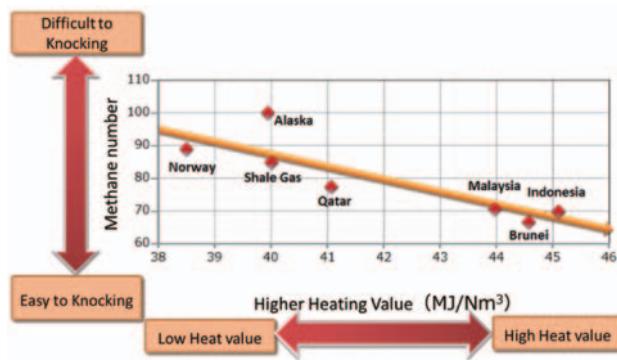


Fig.14 The relationship of calorific value and methane number

ン出力に対する燃料流量変化を発熱量の変化として推定し空気量の補正制御を行なっている。この制御技術による大きなメリットは高価なガス熱量計を用いることなく、発熱量を判断し自動的に最適な空燃比の調整を行うため適正な燃焼範囲内（図9参照）での安全な運転を継続させると共に高効率・低エミッション化を可能としている。

7. おわりに

優れた環境負荷特性を有しIMOのNOx 3次規制にも対応する天然ガスを燃料とする4ストローク中速舶用ガスエンジンの技術的な課題とその対応技術について述べた。

将来のエネルギー転換に向けて、我々は排ガス規制対応や熱効率の向上だけでなく、舶用ガスエンジンとして要求される優れた過渡応答性や操作性など信頼性・安全性の更なる向上を追及し、新技術の開発に取り組む所存である。

8. 引用文献

- (1) 村岡 英一, IMOにおける大気環境規制の動向, 海上技術安全研究所 報告 第8巻 第2号, (2008), p 183, <<https://www.nmri.go.jp/main/publications/paper/pdf/23/08/02/PNM23080204-00.pdf>> (参照日 2016年3月).
- (2) 経済産業省資源エネルギー庁HP, <<http://www.meti.go.jp/press/2016/05/20160517001/20160517001.html>> (参照日 2014年5月20日).
- (3) YANMAR, 環境負荷を大幅に低減する舶用ガスエンジンの技術開発成果報告書, 日本舶用工業会, (2014).
- (4) Hagiwara et.al, ISME HARBIN, (2014).
- (5) 大橋一生, 舶用デュアルフューエルエンジン-環境にやさしく信頼性の高いエンジン, ペトロテック3, (2015), p 187, 公益社団法人 石油学会.
- (6) 西田和生, 環境帰省への対応技術-中速舶用ガスエンジンの開発-, Work Vessel NO.320, (2015), p.31, 日本作業船協会.

特集：ガスエンジン、ディーゼルエンジンとガスタービン

高性能大型ガスエンジンの国内導入と木質バイオマスガス化 発電用ガスエンジンについて

坂本 謙一^{*1}
SAKAMOTO Kenichi弓田 孔生^{*1}
YUMITA Kosei

キーワード：ガスエンジン、コージェネレーション、木質バイオマスガス化発電、予兆診断システム

Gas Engine, Cogeneration, Wood Biomass Gasified Power Generation, Precaution Analysis System

1. はじめに

(株)日立パワーソリューションズは、GE Power社 Distributed Power部門に属するイエンバッハ（以下GEJと略す）製品のチャネルパートナーとして、500kW～2,700kW級のガスエンジンを用いたコージェネレーションシステムを提案、EPC (Engineering, Procurement and Construction) およびメンテナンスを含めたワンストップソリューションを国内で展開している。

GEJは、オーストリアのインスブルック近郊の町イエンバッハにガスエンジン専門工場を持ち、1957年にガスエンジン初号機を開発、来年で60年を迎える。その後、今日まで世界80ヶ国に15,500台以上、20,500MW以上の高性能ガスエンジンの販売実績がある。20,500MWは日本国内にある分散型電源の総容量の約2倍に相当する。

ガスエンジン発電設備は、ガスを燃料として発電し、ガスエンジンから発生する排熱を有効利用することで総合効率を高め、CO₂削減に貢献するコージェネレーションシステムとして採用されている。東日本大震災以降、BCP（事業継続計画）の意識の高まりから分散型電源の導入が増加している。また、2016年度から開始された電力小売全面自由化に伴い、特定規模電気事業者（PPS）が増加し、大型のガスエンジン発電設備の導入が期待されている。

GEJのガスエンジンのラインナップは、出力レンジ別にType2, Type3, Type4およびType6の4種類であったが、2013年に、新たに大型ガスエンジンType9が商品化された。また、地球規模の環境問題に対する関心が高まるなかで、多様な燃料に対応可能であることが評価され、GEJガスエンジンは世界的に導入台数が増加している。

本稿では、大型ガスエンジンType9の20気筒ガスエンジンJ920の紹介およびGEJガスエンジンの特長である木質バイオマスを利用した木質バイオマスガス化発電への応用について解説する。

2. 最新J920ガスエンジン

2.1 J920ガスエンジンの概要

J920は、2010年に開発された高出力・高効率のガスエンジンで性能は、MN>80（注1）において発電出力9.5MW、発電効率約49%、総合効率90%となる。J920は、ガスエンジンの回転速度を高速とすることで、コンパクトとなり、省スペース化を図っている。また、2段式ターボチャージャを採用することにより高出力・高効率を実現している。図1にJ920ガスエンジンの外観を示す。



Fig. 1 J920 gas engine

J920のパイロットプラントは、2012年にドイツのローベンハイム市に地域エネルギー供給設備として導入され、夏季は電力のピークカット、冬季は地域への熱供給として運用されている。2016年5月現在、運転時間は約11,000hに達しており、順調に稼働している。表1にJ920ガスエンジンの主要諸元を示す。また表2にJ920ガスエンジンの主要寸法を示す。

(注1.MN=Methane Number (メタン価) :メタン価とはノッキングは発生の指標であり、メタン価が高いほどノッキングを起こし難い燃料となる。)

原稿受付 2016年7月11日

*1 (株)日立パワーソリューションズ
エネルギーソリューション本部 電源エンジニアリング部
〒316-0023 日立市東大沼町1-15-1

Table 1 Specification of J920 gas engine

	J920/50Hz		J920/60Hz	
Electrical Output	9,500kWe	9,500kWe	8,550kWe	8,550kWe
Engine Speed	1,000min ⁻¹	1,000min ⁻¹	900min ⁻¹	900min ⁻¹
Electrical Efficiency	48.7%	46.6%	48.7%	46.9%
Fuel Gas LHV	9.5kWh/m ³ N	11.29kWh/m ³ N	9.5kWh/m ³ N	11.29kWh/m ³ N
Thermal Output	8,100kWth	7,635kWth	7,300kWth	6,960kWth
Total Efficiency	90%	84.1%	90%	85.1%
Remarks	MN>80	MN=65 (gas type: 13A)	MN>80	MN=65 (gas type: 13A)

Table 2 Dimension of J920 gas engine

	Length(mm)	Width(mm)	Height(mm)	Weight(kg)
Engine	8,400	2,900	3,300	87,000
Generator	5,200	2,500	2,900	54,000
Turbochrger Module	3,000	6,400	3,400	36,000

2.2 J920ガスエンジンの特徴

J920ガスエンジンの特徴を以下に示す。

- 1) J920は、複数台設置することで広域において高い発電効率を維持することが可能となる。図2にその場合の発電出力と発電効率の関係を示す。また、ガスエンジン起動から定格運転まで5分、1台あたりの出力上昇速度は80kW/s、出力下降速度は100kW/sでバッテリーシステム等と組合せることにより、再生可能エネルギーの出力変動の追従を可能とする設計となっている。

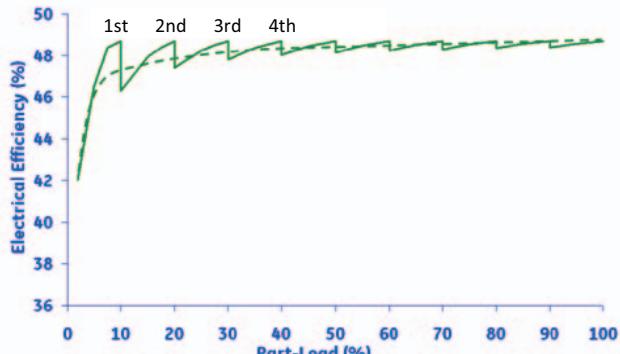


Fig. 2 Correlation of power output and electrical efficiency

- 2) 大型ガスエンジンで、回転速度が1,000min⁻¹ (50Hz)と900min⁻¹ (60Hz)と高速であることから、低速のガスエンジンに比べ、高出力にもかかわらず、コンパクト、軽量、省スペースを実現している。
- 3) ガスエンジンは、設置時の利便性、メンテナンスの容易さを考慮し、モジュール化コンセプトに基づき設計されている。具体的には、図3に示すようにガスエンジンユニット、発電機、ターボチャージャユニットの3つのモジュールから構成されている。

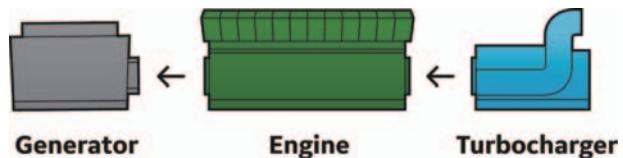


Fig. 3 Module component of J920

- 4) J920の燃焼室は主室および副室の構造となっており、副室で種火をつくる方式を採用している。燃焼空気は、2段式のターボチャージャで圧縮され主燃焼室に供給される。また、最適な燃焼室の設計および燃焼制御の最適化により、スパークプラグのみによる点火を可能としたため、点火用の補助燃料は不要である。
- 5) 燃料ガスの供給圧条件は0.8MPa-1.55MPaとなり、副室および主燃焼室へ気筒毎に供給される。燃料ガスが各気筒に直噴されるため、気筒毎に空燃比制御が可能である。
- 6) 気筒毎に筒内圧センサ（注2）、ノッキングセンサを設け、気筒毎に燃焼の最適化を図っている。（注2:気筒内圧力変化により燃焼状態を監視する。）
- 7) ガスエンジンの容積効率向上、ノッキング防止のため、ターボチャージャにより昇圧した燃焼空気は2段式インタークーラにて冷却後ガスエンジン燃焼室に供給される。前段のインタークーラでは温水による熱回収が行われ、後段のインタークーラはガスエンジン入口の吸気温度を調節する。インタークーラで回収された熱は、ジャケット水の温水回収、オイルクーラーからの温水回収、および排ガスからの蒸気発生を合わせ排熱として利用され、総合効率（発電+排熱）は、90%以上となっている。
- 8) 2段式ターボチャージャにより、冷却水温度が高くてもガスエンジンの性能を維持することができるため、周囲温度による影響が低減され、吸気温40°Cの高温環境下においても出力低下が無く、高出力を維持可能である。2段式ターボチャージャは、低圧ターボチャージャと高圧ターボチャージャで構成され、低圧圧縮器出口と高圧圧縮器入口との間に前段のインタークーラを設置し、高圧圧縮器における圧縮動力を低減するとともに熱応力の緩和を図っている。図4.1に2段式ターボチャージャの外観図を示し、また図4.2に2段式ターボチャージャのシステム構成を示す。

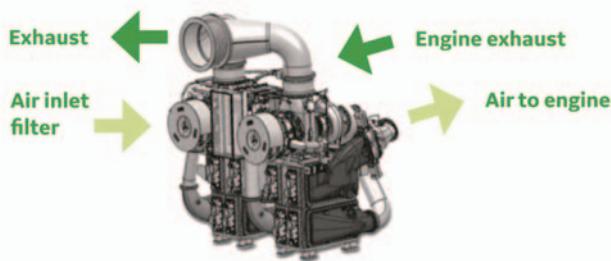


Fig. 4.1 2-stage turbocharger

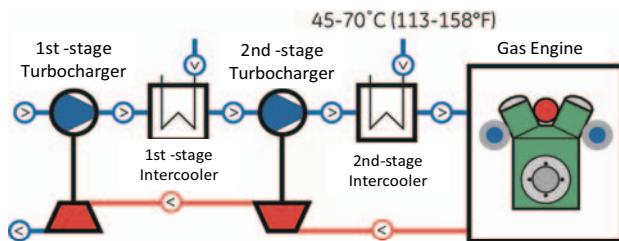


Fig. 4.2 Outline of 2-stage turbocharger

- 9) 冷却水温度を高く設定しているため、冷却水の冷却にはクーリングタワーではなく空冷ラジエータを採用しており、全体システムの補給水使用量が低減される。また、自立運転時には補給水が無くとも運用することが可能である。
- 10) 始動方式は、他の機種では、バッテリーによる始動であるが、J920は、圧縮空気による始動となるため、エアコンプレッサが必要である。
- 11) 補機動力は、ガスエンジン運転中で定格出力の2.5%程度、ガスエンジン停止中は1%程度が必要である。
- 12) パワーユニット（ピストン、シリンダライナー、コントロッド、シリンダヘッド）は、気筒毎に構成されており、交換作業は1気筒当たり4時間としダウンタイム短縮に寄与している。
- 13) 遠隔監視を通じて予兆診断を行いCBM（Condition Based Maintenance）により、保守部品の交換周期を決定し、メンテナンス費用を低減する。

3. 木質バイオマスを利用した木質バイオマスガス化発電用ガスエンジン

3.1 木質バイオマスガス化発電の概要

森林伐採時に発生する間伐材や製材所等で発生する未利用材は、蒸気タービン式では、必要となるエネルギーの規模が大きく十分な燃料が調達できない傾向にある。この解決策として、ガス化炉を用いて、木質バイオマスを熱分解することによりガス化し、ガスエンジンの燃料として利用する方法が挙げられる。

発電した電力は、FIT (Feed-In Tariff: 固定価格買取

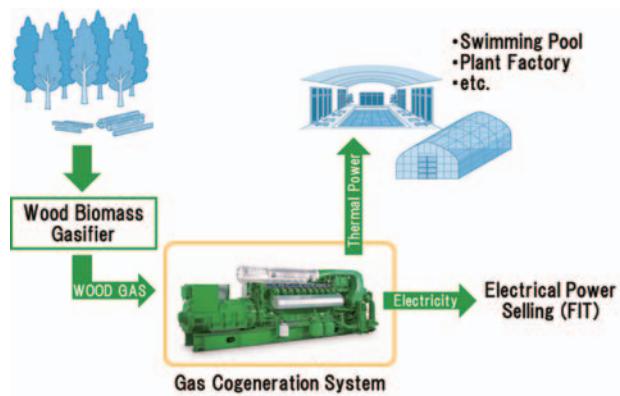


Fig. 5 Wood biomass gasified power generation

制度)により売電し、発電収入が見込まれると共に、排熱を回収することにより、従来ボイラ等で発生していた温水や蒸気の熱エネルギーも利用できることから、高効率のシステムが構築可能である。図5に木質バイオマスガス化発電の概要図を示す。

3.2 木質バイオマスガス化発電向けGEJガスエンジンの特徴

GEJガスエンジンは、再生可能エネルギーであるメタン発酵ガス（主成分：CH₄, CO₂）やガス化炉を用いて発生する熱分解ガス（主成分：H₂, CO）を用いた豊富な納入実績がある。発電出力としては、400kW～1,600kWのレンジで対応が可能である。木質バイオマスは、木チップを熱分解してガス化することによりガスエンジンの燃料とすることができます。発熱量は1～2kWh/m³N程度で都市ガスの発熱量の1/10程度と非常に低い発熱量の燃料ガスとなる。また、H₂やCOが主成分となるため、MN（メタン値）が低く、ノッキングが発生しやすい燃料ガスとなる。

このような低発熱量のガス燃料は、高度な燃焼制御が要求されるが、GEJガスエンジンは、予混合燃焼の採用により、許容できる燃料発熱量の範囲が広い。また、予混合したガスをターボチャージャで過給するシステムを採用しているため、燃料供給圧力は15-20kPaであるためガスコンプレッサは不要でガスプロワで充分である。

また、H₂やCOは可燃領域が広く、燃焼速度が速いためノッキングによる異常燃焼が発生し易いため、ノッキング、失火をモニタリングすることにより、最適な点火制御を行っている。Type6ガスエンジンは、特殊なガスマキサや筒内圧センサを採用することで、水素濃度が比較的高い燃料ガスにおいても適切な空燃比制御を行うことができる。

また、木質バイオマスガス化発電の燃料となる、熱分解ガスには、タール分や水分が含まれており、ガスエンジン本体やガスラインに不具合を発生させる要因となるおそれがあるため、ガス化設備側にフィルタおよび除湿装置を設置することで、それらの除去を行う必要がある。

GEJガスエンジンの木質バイオマスガス化発電対応の

機種については、バックファイア対策として煙道への安全弁設置やフレームアレスタ設置等の設備保護も標準装備され、安全にも配慮した設計となっている。

4. 予兆診断システム (HiPAMPS) (※1)

(株)日立パワーソリューションズでは、予兆診断システム “HiPAMPS” (※1) (Hitachi Power Anomaly Measure Pick-up System) を2013年に開発し、販売しており、ガスエンジンの運転データを回収することで不具合等の予兆診断が可能である。(※2)

“HiPAMPS” (※1) のシステム概要図を図6に示す。

“HiPAMPS” (※1) は、現地設置ガスエンジンに付属するPCやPLC (Programmable Logic Controller) のデータをインターネット経由でサーバーに取込み、機器の運転状態を蓄積することで、異常状態を事前に検出する。

予兆診断システムの運用は既に始められており、ガスエンジン不具合の事前検出による予防保全が対応可能となっており、設備稼働率の向上に役立っている。また、ガスエンジンの運転状況に合わせた保守 (CBM: Condition Based Maintenance) への活用と部品交換間隔の最適化も可能である。

※1: 製品名 “HiPAMPS” は当社の登録商標。

※2: ガスエンジン設置の現地側では、光回線等のプロードバンド環境が必要。

5. まとめ

(株)日立パワーソリューションズは、風力発電や木質バイオマスガス化発電など、再生可能エネルギーを利用したエネルギーソリューションを提供している。

今回紹介した、高効率大型ガスエンジンおよび木質ガス化ガス発電の導入は、限りある資源を有効に活用し、持続可能な社会を構築するために有効な手段であると考えている。また、これらの発電設備を予兆診断システムと組み合わせることで、より利便性の高いサービスを提供することが可能となる。

2017年度にはガス小売全面自由化になるため、エネルギー供給事業は伸張分野となり、複雑さを増していくと考えられるが、(株)日立パワーソリューションズの強みであるワンストップソリューションを発揮することにより、エネルギーの安定供給と有効活用に努めていきたい。

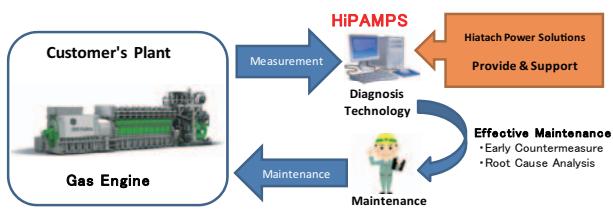


Fig. 6 “HiPAMPS” system

特集：ガスエンジン、ディーゼルエンジンとガスタービン

エコウィルコーチェネレーションユニットの技術と進化

戸川 一宏^{*1}
TOGAWA Kazuhiro

渡邊 生^{*1}
WATANABE Sei

中川 義徳^{*1}
NAKAGAWA Yoshinori

キーワード：家庭用コーチェネレーション、複リンク式高膨張比エンジン、アトキンソンサイクル、多数台連系、FRT要件

Household Gas Engine Cogeneration Unit, Extended Expansion Linkage Engine, Atkinson Cycle, Multiple Grid Connection, FRT (fault ride through) Requirement

1. はじめに

Hondaは低炭素社会の実現を目指して、様々な活動に取り組んでいる。その一つとして「家庭におけるエネルギーの有効活用」というテーマに着目した。増え続ける家庭でのエネルギー使用量を見据え、開発したのが「家庭用の高効率エネルギー供給システム」であり、その中の一つが「家庭用ガスエンジンコーチェネレーションユニット」(図1)である。

ガスを燃料としてエンジン発電機を稼働して「電気」と「熱」の2つのエネルギーを取り出して利用するコーチェネレーションシステムは、CO₂排出削減可能なシステムではあるものの工場やホテルなどに設置する大型のものであった。

そこでHondaは長年培ってきた小型エンジンや発電機の技術を駆使し、家庭に設置できる小型サイズの家庭用コーチェネレーションユニットを開発。これにより家庭でもガスを燃料として発電し、またその際に発生する熱を給湯に利用することで省エネと光熱費削減が可能になった(図2)。



Fig. 1 Household gas engine cogeneration unit

原稿受付 2016年6月30日

*1 (株)本田技術研究所 汎用R&Dセンター
〒351-0024 朝霞市泉水3-15-1

日本で2002年に発表した第1世代のコーチェネレーションユニットは、給湯設備メーカーの機器と組み合わせた「家庭用ガスエンジンコーチェネレーションシステム」として完成し、翌2003年から「エコウィル」(大阪ガス(株)の登録商標)の名称で全国のガス会社から販売された。ガス会社カタログではエコウィル発電ユニットと表記されている。現在では普及率も高まり、燃料電池など他方式のシステムも市場に参入して、家庭用コーチェネレーションシステムはより多くの家庭に広まっている。

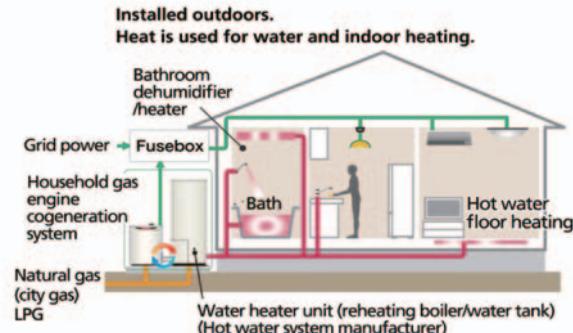


Fig. 2 Power and hot water supply

2. 進化するコーチェネレーションユニット

Hondaはコーチェネレーションユニットにおいても、お客様の使われ方を踏まえながら機器を進化させている(図3)。

一つめは「発電効率、総合効率の進化」である。家庭での一次エネルギー利用率が高いというのは「無駄にするエネルギーが少ない」ということである。一般的な火力発電の場合、電力が家庭に届くまでにエネルギーロスがあるため一次エネルギー利用率は約40%程度と言われている。(以下、効率表記はすべて低位発熱量(LHV)基準。)

一方、家庭用コーチェネレーションシステムはガスで発電するとともに、その際に発生する熱を給湯に利用する。第一世代ユニットにおける一次エネルギー利用率は85%であったが第三世代では92%まで向上させた(図4)。

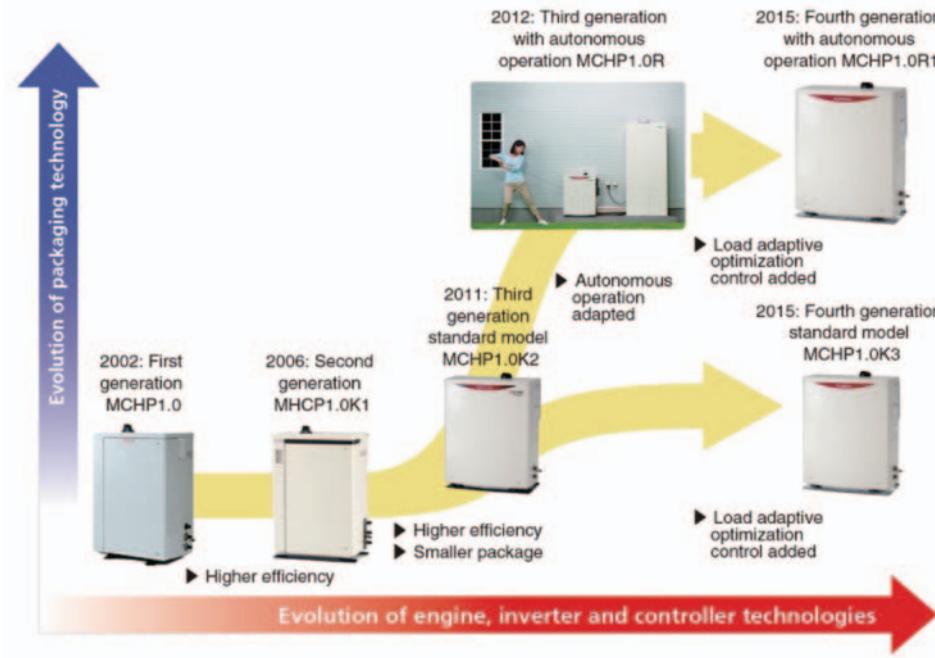


Fig. 3 Evolution of household gas engine cogeneration unit

二つめは「使い勝手の向上」である。具体的には「停電時自立運転機能」の設定と「負荷追従運転制御」の追加である。

停電すると生活に不便が生じる。そのためエンジンの始動性の良さを生かした「自立始動制御」を開発した。これにより停電時でもガスが供給されれば、電気をつくることができる。

さらに2015年に発表した第四世代では、全モデルに「負荷追従運転制御」機能を設定した。家庭の消費電力が700～1,000Wではエンジンによる負荷追従で発電時間を延長し、これにより購入する電気量を減らすことができ、エネルギー消費量が比較的少ない家庭でも光熱費メリットが向上するようになった。

した複リンク式高膨張比エンジン、EXlinkを搭載した(表1)。

これは通常エンジンのコンロッド、クランクシャフトに、トリゴナルリンク、スイングロッド、エキセントリックシャフトの各リンク機構を追加し、エキセントリックシャフトをクランクシャフトの1/2の回転数で同期回転させることで吸気/圧縮行程長と膨張/排気行程長を非等長として、圧縮比よりも膨張比を大きくしてアトキンソンサイクルを具現化したものである(図5)。

吸気/圧縮行程長を短く、膨張/排気行程長を長く設定することで、少ない吸気でより多くの仕事を取り出すことができ、通常エンジンよりも高い熱効率を得ることができる(図6)。

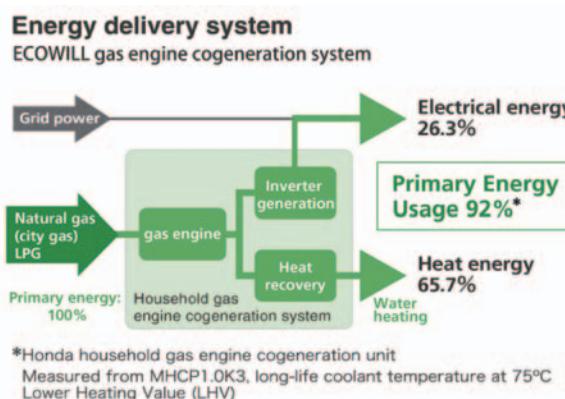


Fig. 4 Energy delivery system ("Ecowill" cogeneration unit)

3. 高膨張比エンジン～EXlink (エクスリンク)

3.1 概要

高い発電効率を得るために、第三世代からは専用開発

Table 1 Engine specifications

Engine specifications	
Bore [mm]	53
Intake stroke length [mm]	50
Expansion stroke length [mm]	74
Intake stroke volume [cc]	110
Expansion stroke volume [cc]	163
Compression ratio	12.2 : 1
Expansion ratio	17.6 : 1
Standard engine speed [min ⁻¹]	1,950
Standard electricity generation output [kW]	1.0

3.2 構造

EXlinkでは、従来型エンジンのコンロッドとクランクシャフトの間に、アルミ合金製のトリゴナルリンクを付け加え、さらにスイングロッドを介してエキセントリックシャフトと連結することで、トリゴナルリンクの姿勢を制御する（図7）。エキセントリックシャフトはクランク軸に対して1/2の減速比で同期して回転する偏心軸で、スイングロッドの端部（以下、スイング下端）は軸中心に対しオフセットして連結されている。

このためEXlinkのピストンの下死点位置は、その時のスイング下端の状態によって異なる。図7の左側のようにスイング下端が下方にあると、クランクシャフトを支点としてトリゴナルリンクの右側を引き下げるかたちとなり、コンロッド下端は相対的に高めの位置となる。したがってピストンは下がりきらず、ピストンストロークは短くなる。

反対に図7の右側のようにスイング下端が上方にあると、トリゴナルリンクの右側は押し上げられるためコンロッド下端は低い位置にきて、ピストンストロークは長くなります。つまり、クランクシャフトが一回転するごとに、ピストンのストロークは交互に長短を繰り返す。

この短いストロークを吸気／圧縮行程に、長いストロークを膨張／排気行程に割り当てることで、110cm³の吸気を163cm³まで膨張させる機構を実現することができる。

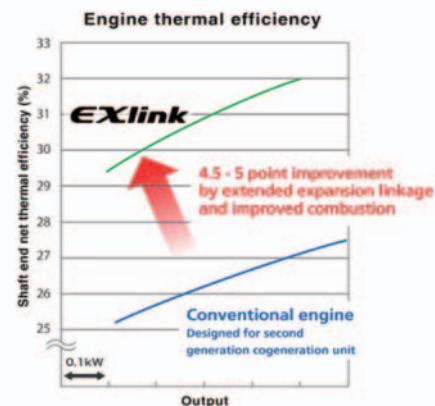


Fig. 6 Engine thermal efficiency

Stroke Length Comparison

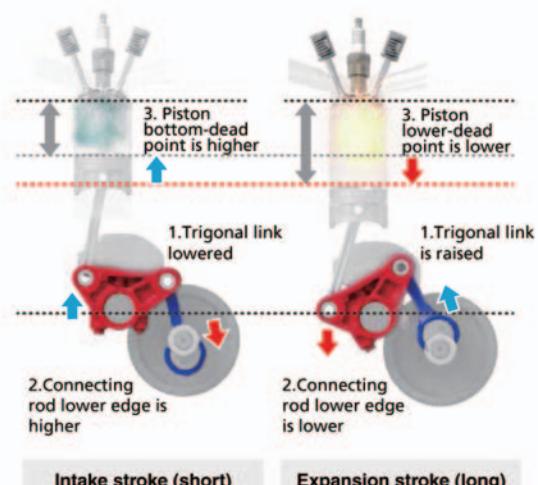


Fig. 7 Stroke length comparison

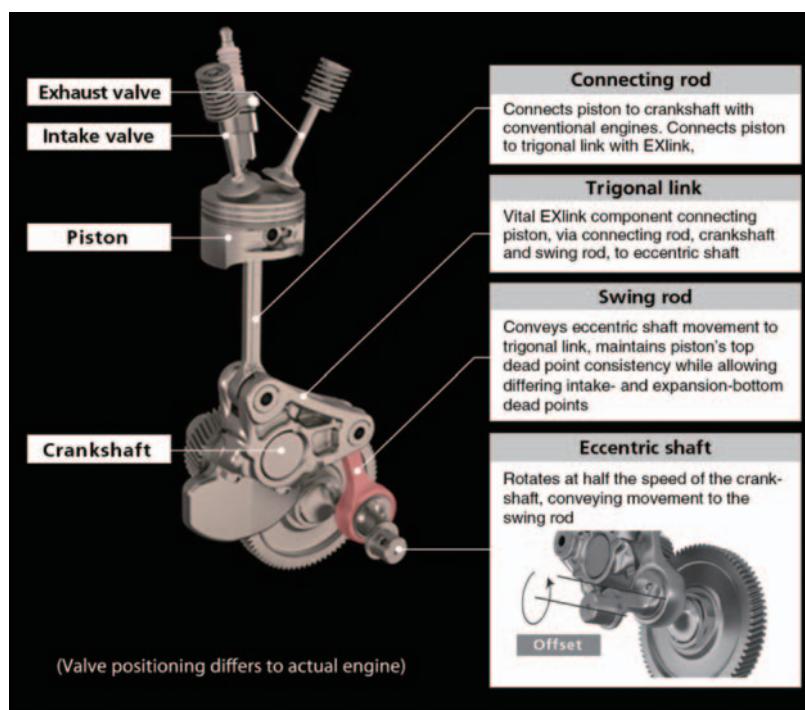


Fig. 5 EXlink basic structure

3.3 フリクション

EXlinkには多くのリンク部品が使われている。これらの部品の結合部のフリクション（エンジン内の摩擦によるエネルギー損失）増加は、エンジン一台分で見た場合、EXlinkの燃費を悪化させていない。EXlinkのフリクション低減のための工夫について説明する（図8）。

従来型エンジンでは、膨張行程でピストンが燃焼ガスの圧力を受けると、シリンダー壁面に向かってサイドフォースが発生し、ピストンとシリンダーの間に大きなフリクションが生じる。サイドフォースはコンロッドの傾斜角が大きいほど強く、エンジンにもよるがエンジンの摩擦損失の半分以上を占める場合もある。

これに対しEXlinkでは、燃焼ガスの大きな荷重を受ける膨張行程中のコンロッドが、ほぼ直立した姿勢を保つように設計されている。このためピストンにかかるサイドフォースが従来型エンジンに比べ極めて小さく、サイドフォースに起因するフリクションを従来型エンジンの半分以下に抑えることができた。この結果、従来機構には無いリンク部品による摩擦損失を加えても、トータルでは従来型エンジンとほぼ同等レベルのフリクションを実現。アトキンソンサイクルによるメリットを、余すところなく燃費向上につなげている（図9）。

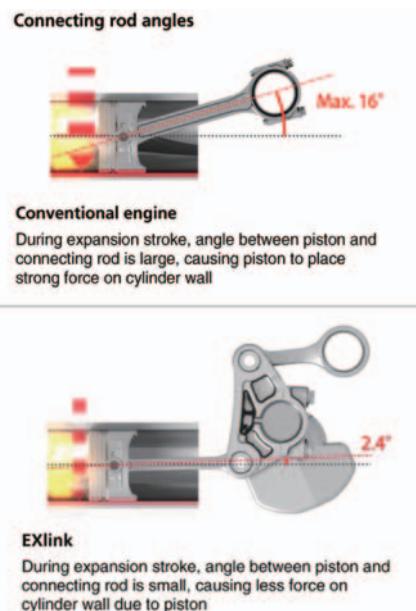


Fig. 8 Connecting rod angles

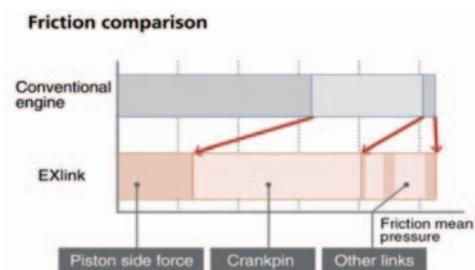


Fig. 9 Friction comparison

4. 高品質な電気をつくる発電部

エンジンの動力を利用して交流電力を作り出すオルタネーターと、その電力を商用電力レベルに調整するインバーターは細部にわたって高効率化を追求し、エンジン自体の効率向上とあわせて、発電効率は第3世代で26.3%まで向上した。

オルタネーター（図10）内のローターのマグネットとステーターのスロットのそれぞれの数や配置を適正化し、エネルギーロスとなる渦電流を低減した。また、Hondaのハイブリッドカー技術を応用して、オルタネーターでエンジンを始動することで、騒音や振動の少ないなめらかな始動を実現した。

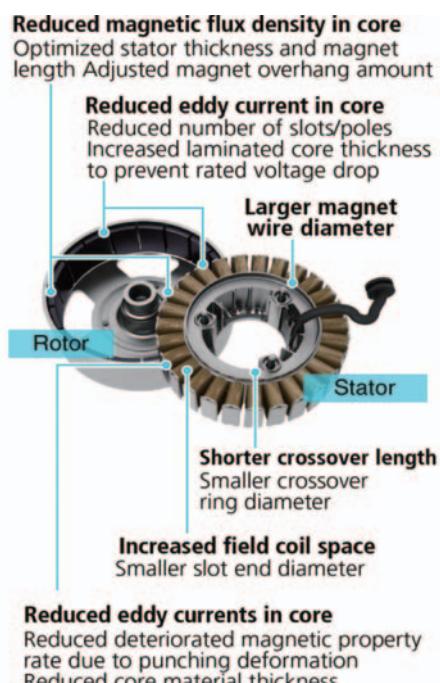


Fig.10 Higher efficiency alternator

系統連系インバーターは、規程に定められた出力電流歪を満足させ、家庭のコンピューター機器や通信機器など周波数や電力の変動に敏感な機器にも使用できる電力を（図11）、商用電力と同期（系統連系）させて家庭に供給している。

Rated load waveform bias

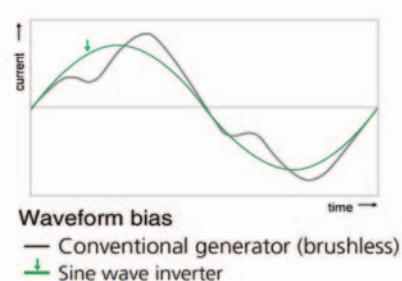


Fig.11 Rated load waveform bias

5. 給湯の熱源となるエンジンの熱回収部

効率よく熱を回収するために冷却システムは設計されている。エンジンの排熱を集める熱交換器は、排気ガス浄化用の三元触媒と一体構造にした(図12)。三元触媒の回りに熱交換用の管を設けて冷却水を循環させ、高熱の排出ガスから熱を奪い取り、環境への放熱を最小限にするとともに、お湯を沸かす熱源としてエネルギーを無駄なく利用している。

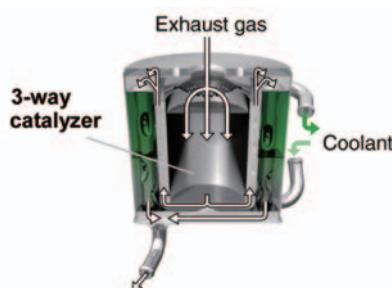


Fig.12 Exhaust gas heat exchanger

また、ユニットを循環する冷却水や冷却風の流れを見直して熱回収率を高めている。これにより熱回収率は65.7%を達成した。

6. リコイルスターターで停電時運転を可能にした「自立始動制御」

停電時でも運転を可能にした自立運転付きモデルは人力で始動できるリコイルスターターを備えている。しかも煩雑な準備はECU(エレクトロリックコントロールユニット)が行う。始動時にリコイルを引けば、ECU起動・ガスと空気量の制御・点火の制御まで一連の作業を短時間のうちに独自の制御を採用している。

6.1 昇圧コンバーターによるエンジン始動時の電源確保

標準型のコージェネレーションユニットの始動では商用電力を使うために必要な電力を十分に得ることができたが、停電時には利用できない。一方、自立運転機能付きモデルでは、停電時にリコイルスターターによる始動を行い、昇圧コンバーターによって安定したECU制御電源の供給を確保した(図13)。

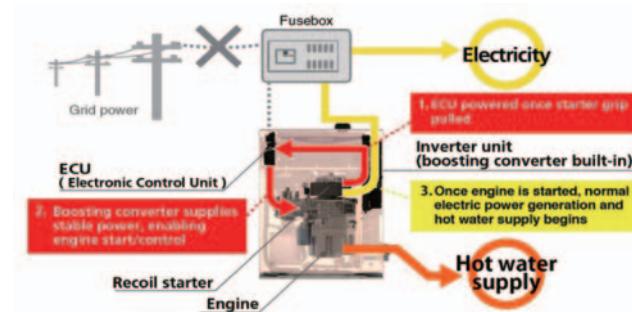


Fig.13 Role of boosting converter

6.2 エンジンの始動性を向上させる自立始動制御

一般的な発電機などのエンジン始動時には、ガソリンコックを開いてチョークレバーを引き、エンジンスイッチをON、リコイルロープを引くという作業を人が行う。

一方、自立運転機能付きモデルでは、始動時にリコイルを引いている間に、ECUを起動させると、ECUがセルフチェックを行い、始動に最適なガスと空気の量を調整する。チェック後、システムに問題がなければECUはガスを供給し、エンジンを始動するという制御を短時間のうちに実行する(図14)。

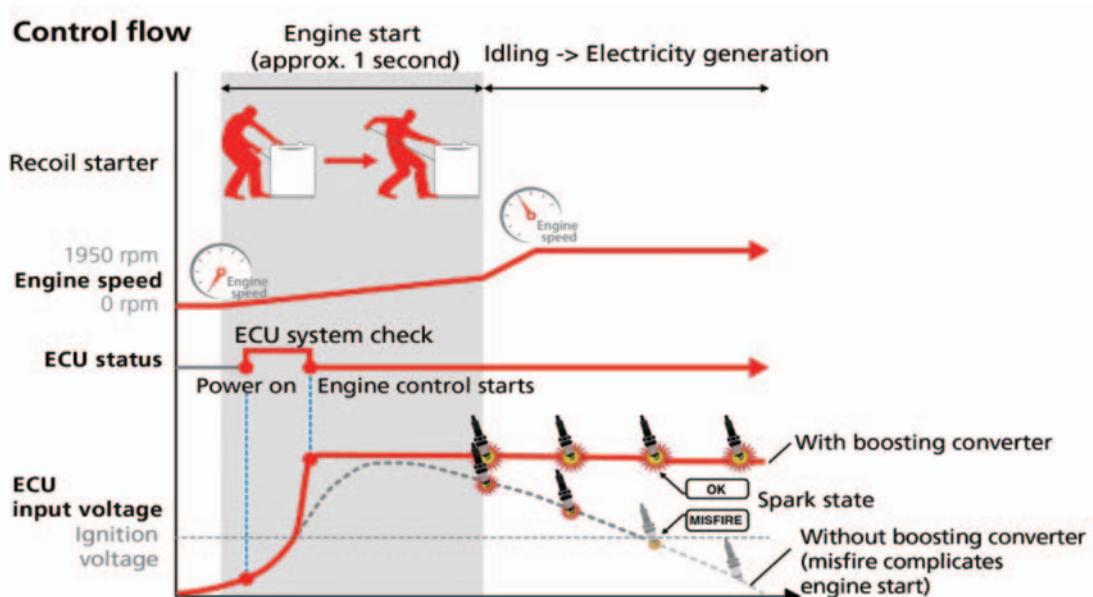


Fig.14 Autonomous start control flow

7. エンジン負荷追従で発電時間を延ばし、コストメリットに貢献する「負荷追従運転制御」

近年の高気密・高断熱住宅の増加やエコ家電の普及によりエネルギー消費量が少ない家庭でも、コージェネレーションシステムの光熱費メリットが得やすいように、新たに「負荷追従運転制御」を採用した。

従来のモデルでは発電電力は1000W一定で、余剰の電力が発生した場合、ヒーターで熱に変えてお湯として余さずに使っていた。

第四世代ではエンジンが効率よく運転できる700～1000Wで「負荷追従運転」を行い、発生する熱出力を抑えて発電時間を延ばし、より多くの電力を得ることで光熱費メリットの向上を図る制御を採用した（図15）。

また、この「負荷追従運転制御」採用によって、余剰電力ヒーターの小型化も実現した（図16）。

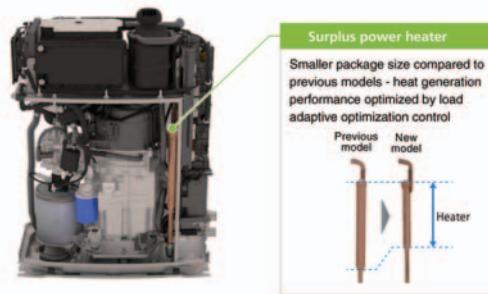


Fig.16 Surplus power heater

8. 多数台連系認証の取得

第四世代では、インバーター・ECUを多数台連系認証に合わせて改良した。多数台連系とは、一台の柱上トランスに分散型電源が二台以上系統連系している状態を指す（図17）。多数台連系認証（FRT要件対応型）は2018年4月以降必須となるが、エコウィルは家庭用ガスコージェネレーション機器では日本で初めてFRT要件対応型の多数台連系認証を取得した。分散型電源が増加

する状況下でも電力品質を確保するため、停電時にはいち早く解列、不安定時には出力を継続、という分散型電源に対する相反する要求を満たした（図18）。この認証取得により多数台試験が不要になり、申請受理までの時間が短縮され、迅速でスムーズな設置が可能となった。

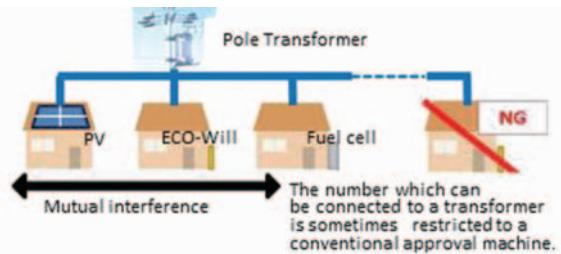


Fig.17 Multiple grid connection

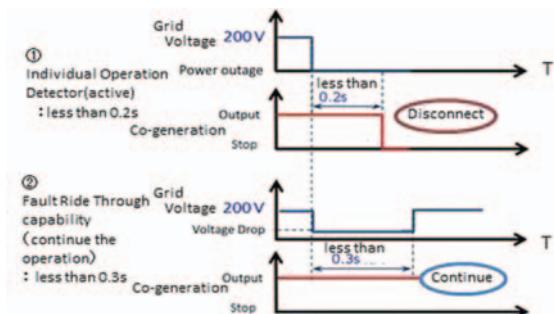


Fig.18 Individual operation/FRT capability

9. おわりに

エコウィルコージェネレーションユニットは、高効率、薄型など、従来から好評の特長を継承しつつ、さらに「停電時自立運転機能」の設定や「負荷追従運転制御」の採用で光熱費メリットの最大化を図るなどの進化を遂げ、家庭用コージェネレーション市場に広がりを持たせている。今後もHondaは、お客様のニーズにさらに沿う家庭用コージェネレーションユニットの開発を行っていく。

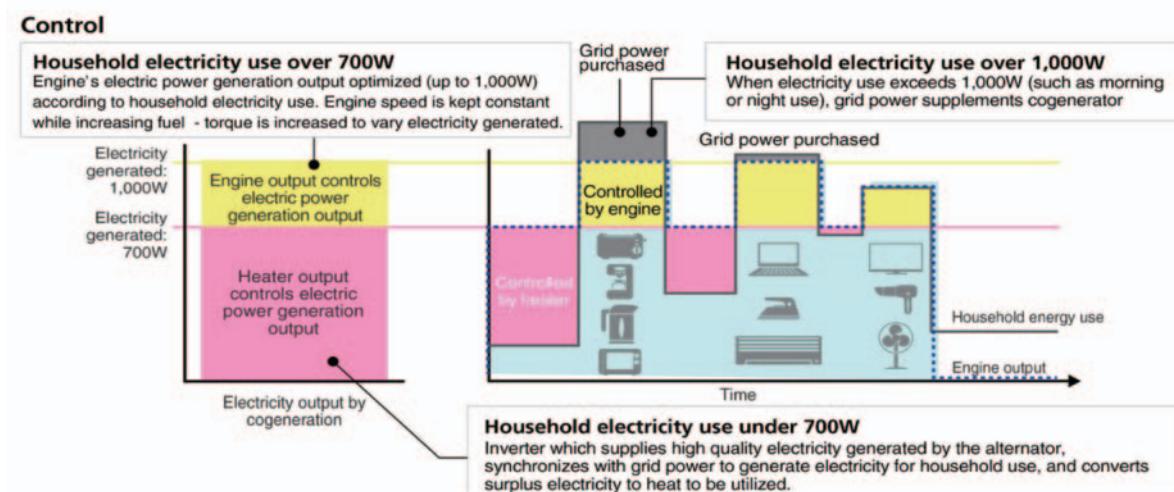


Fig.15 Load adaptive optimization control

特集：ガスエンジン、ディーゼルエンジンとガスタービン

高効率V型中速ディーゼル機関の開発と実用化

加藤 尚次^{*1}
KATO Shoji

元田 徹^{*1}
MOTODA Toru

キーワード：ディーゼルエンジン、ガスエンジン、デュアルフューエル、低燃費、船用推進、28AHX
Diesel Engine, Gas Engine, Dual Fuel, Fuel Efficient, Marine Propulsion, 28AHX

1. はじめに

1.1 28AHX型機関の概要

新潟原動機株は長年にわたるディーゼル機関開発の歴史の中で培った技術をもって、時代のニーズにあった製品とサービスを世界中のユーザーに提供してきた。当社が2008年に開発した28AHX型機関は、従来機関28HXの次世代高出力型ディーゼル機関として、世界中の船舶用主機関に多く納入されている。本機関はIMO（国際海事機関）のNOx（窒素酸化物）の2次規制をはじめとした排ガス規制をクリアしながら従来機関より燃費を改善し、低負荷域から高負荷域の全域で排気色の濃度を抑えた環境調和型の新型中速ディーゼル機関である。

本稿では、28AHX機関の紹介と本機関の展開として出力アップに対応したV28AHX機関および、更なる環境対応として開発されたディーゼル燃料とLNG（液化天然ガス）の燃焼に対応した28AHX-DF型機関について紹介する。

1.2 28AHXの開発

新型中速ディーゼル機関28AHXは、環境対応および、顧客要求に対応するため、以下のコンセプトに基づき、開発が行われた。

- ・燃料消費率を悪化させずにIMO-NOxの2次規制に適合すること
- ・全負荷域で排気煙色が見えないこと
- ・アイドリング時の性能およびアイドリングからの加速性能を従来機関より改善すること
- ・同出力クラスの従来機関よりも、軽量コンパクトであること
- ・保守整備が容易なこと

上記コンセプトのもとに開発が行われ、性能および耐久試験を重ね開発目標値をクリアし、列型28AHXが2010年にリリースされた。販売開始以降、世界中のユーザーから好評を頂いている。

1.3 28AHXの機関仕様および特長

28AHXはシリンダ径280mm、ストローク390mmのディーゼル機関であり、出力は370kw/Cyl. (800min⁻¹仕様) または、345kW/Cyl. (750min⁻¹ 仕様) とした。また、機関の特徴として、燃焼最高圧力を18MPaに抑えることで、機関の信頼性向上と機関の小型・軽量化を成している。表1に28AHXの機関の主要目および図1に機関外観および機関断面図を示す。

Table 1 28AHX main specifications

Engine model		L28AHX	
Cylinder bore	mm	280	
Stroke	mm	390	
Continuous maximum output and cylinder number	6L	2220	2070
	8L	2960	2760
	9L	3330	3105
Engine speed	min ⁻¹	800	750
Mean effective pressure	MPa	2.31	2.30
Mean piston speed	m/s	10.4	9.75
Maximum cylinder pressure	MPa	18	

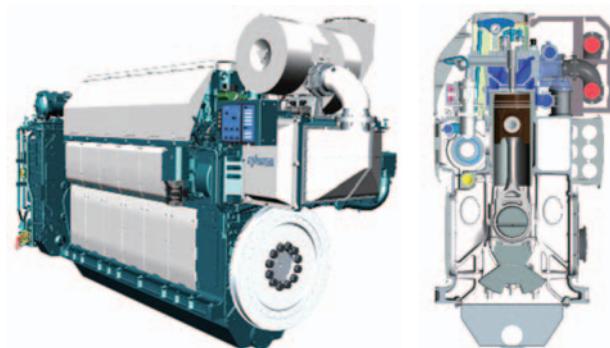


Fig. 1 Overview and cross section of 28AHX

28AHX型機関では、前述の開発コンセプトを達成するため、以下に示す新技術を採用し、低負荷領域を含む機関性能の向上、スモークレス化、および加速性能の改善を実現している。各技術の特徴を下記する。

1) ミラーサイクル

吸気弁早閉じのミラーサイクルを採用し、シリンダ内圧力および燃焼温度を低下させ、NOx量を低減させる。

原稿受付 2016年8月2日

*1 新潟原動機株 技術センター
〒373-0847 太田市西新町125-1

2) 可変吸気バルブタイミング-VIVT (Variable Intake Valve Timing)

低負荷域における燃焼室内への充填空気量を適正に確保して排煙濃度を低減させるため、吸気弁タイミングを負荷により変更することが可能な、可変バルブ機構VIVTを採用した。この機構により低負荷域と高負荷域のそれぞれに適した吸気弁の開閉時期と排気弁とのオーバーラップを設定することが可能となった。実際の機関運転においては、このVIVTによって機関の負荷に合わせて自動的に最適なバルブタイミングが設定され、全負荷域にわたり高い機関性能を発揮する事が実現された⁽¹⁾。VIVTの概要を図2に示す。

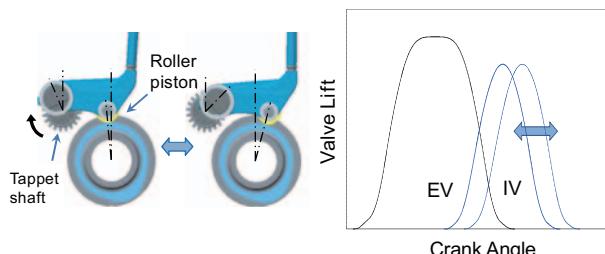


Fig. 2 Variable intake valve timing system⁽¹⁾

3) 過給システムの改良

28AHXでは、船用主機関で問題となりがちな低負荷域での燃費、加速性能、および、排気色の改善、また、高負荷域では高い給気圧力を確保し機関性能を改善することで、全負荷域において高い機関性能を達成させるため、高圧力比型過給機に、給気エアバイパス機構および排気ウェストゲート機構の組み合わせを採用した。図3に、給気エアバイパス機構および排気ウェストゲート機構の概要を示す。エアバイパス機構は、低負荷時に給気の一部を排気側へバイパスさせて、低負荷時の過給機性能を向上させている。また、ウェストゲート機構は、高負荷時に排気の一部をバイパスさせて過給機を保護している。

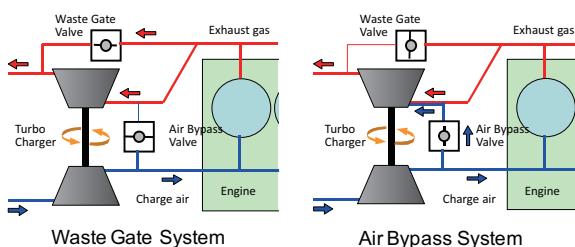


Fig. 3 Air Bypass and Waste Gate system

1.4 28AHXの稼動状況

28AHX型機関は現在までに船舶の主機関として200台近くの出荷実績があり、当社の主力商品となっている。28AHX型機関の現在までの販売納入推移を図4に示す。納入後の機関稼働時間は長い機関で10,000時間を超えている。また、客先納入機関におけるメンテナン

スを通じて、機関性能や主要部品の時間経過に伴う状態観察をした結果、問題となる箇所は無いことを確認している。今後も納入機関を継続フォローし機関の完成度を高めていく。

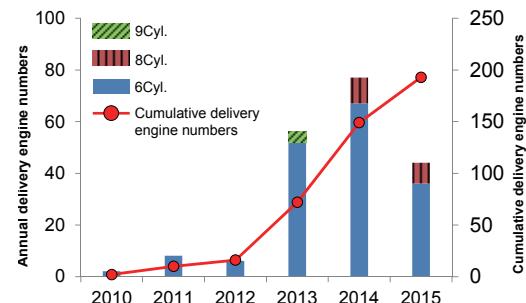


Fig. 4 Delivery records (as of Dec.2015)⁽¹⁾

2. V28AHX型機関の開発

2.1 V型機関への展開

プロペラをモータで駆動する電気推進船用の主発電機関や、陸用発電機関では大出力の機関が求められることから、28AHX型機関の出力レンジの拡大を目的としてV28AHX型機関を開発した。28AHX型機関の開発設計には、3DCADシステムを用い、性能シミュレーション、構造・流体シミュレーションなどに3Dモデルをフル活用した開発設計を行っており、V28AHXにおいてもこれを継承している、これらにより、機関性能の更なる改善と、各構成部品の形状最適化と機関の軽量コンパクト化を達成した。

2.2 V28AHX開発コンセプト

V28AHXでは28AHX型機関の優位性の向上をはかるため、次の点を設計ポイントとした。

- ・列型28AHXの性能を維持・向上し、高出力化を図る
- ・同出力の従来機関より、軽量かつコンパクトな機関

2.3 機関仕様

機関主要部は列型機関と同様にシリンダ径280mm、ストローク390mm、機関出力は370kW/Cyl. (800min⁻¹仕様)、345kW/Cyl. (750min⁻¹仕様)とした。表2にV28AHXの機関主要部を示す。

2.4 機関外観

本機関は、シリンダVバンク間に冷却水配管等の配管および給気室を配置し、機関潤滑油の配管は、シリンダブロック中央部に鋳込み配管化することで機関外部配管の数を減らし、すっきりとした外観にまとめた。また、機関の反出力側に、主要なポンプ（冷却水ポンプ、燃料供給ポンプ、潤滑油ポンプ等）を配置し、船体側・プラント側への取り合いを簡素化させた。また、メンテナンス性向上のため、電動ターニング装置を機関本体に標準装着とした。排気システムは、動圧過給方式とシングルパイプ過給方式の両方式に対応している。図5に機関外観図と、機関断面図を示す。

Table 2 V28AHX main specifications

Engine model		V28AHX		
Cylinder bore		mm		280
Stroke		mm		390
Continuous maximum output and cylinder number	kW	12V	4440	4140
		16V	5920	5520
		18V	6660	6210
Engine speed	min ⁻¹	800	750	
Mean effective pressure	MPa	2.31	2.30	
Mean piston speed	m/s	10.4	9.75	
Maximum cylinder pressure	MPa	18		

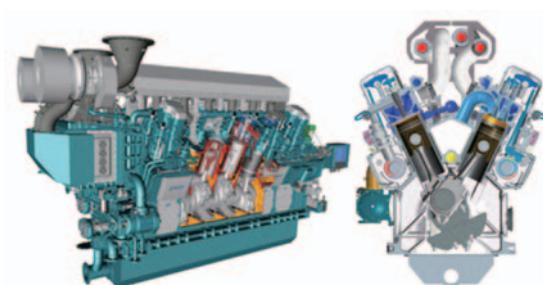


Fig. 5 Schematic view and cross section of V28AHX

2.5 機関構成部品の最適化と機関の軽量化

V28AHXでは、列型28AHX機関で実績のある機関主要部品を共通化し、機関性能と信頼性の確保、設計期間の短縮を実現した。一方シリンダブロック、クランク軸等のV型専用部品に関しては3DCADとシミュレーション技術を活用した強度検討や流体解析を行い、部品の形状最適化と軽量化に加えて機関性能向上を図っている。以下にこれらの部品について詳細を説明する。

2.5.1 シリンダブロック

シリンダブロックは自社製の高強度ダクタイル鋳鉄を使用し、高い剛性を有するハンガータイプを採用した。シリンダブロックの設計に際してはFEMによる構造解析を行い、構造最適化により軽量化を実現した。大型鋳造品であるシリンダブロックは、鋳造木型の製作時に木型の3次元寸法計測を行ない、図面形状との肉厚等の相違を調査して製品精度を向上させることで、従来機関比で約30%の軽量化を実現している。図6にシリンダブロックの鋳造木型の3次元寸法計測状況と計測結果の表示を示す。またV28AHXでは、過給機で圧縮された給気を冷却するエアクーラを内蔵したエアクーラケースが過給機台を兼ねており、接続ブロックを介してシリンダブロックに接続される。接続ブロックは冷却水・潤滑油および過給機からの給気のインターフェースとしても機能しており、過給機台周辺の配管削減と構造の簡素化および組立作業の簡略化が図られている。

2.5.2 クランク軸

クランク軸は、クランクアームを全面機械加工とする事で、各スロー間の重量バラツキを低減し、各スロー部に付くバランスウェイトにより、軽量で高いバランス率

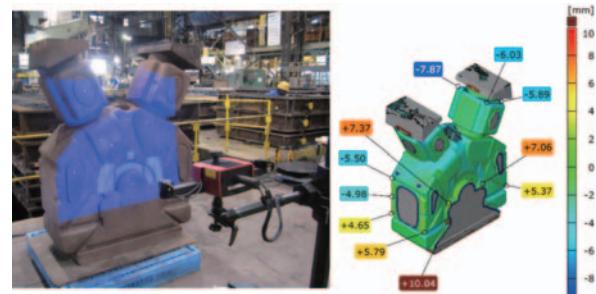


Fig. 6 Sand mold pattern measurement

を達成している。また、クランクアームの形状は、図7に示すFEMを用いた形状の自動最適化技術により、必要なねじりおよび、曲げ剛性を確保しながら、従来機関比で約15%軽量化された。

これらの軽量化により、V28AHXは弊社のシリンダ径280mmの同出力レンジ中速ディーゼル機関と比較して約15%の軽量化と約10%の小型化を達成した。重量、寸法の比較を図8に示す。

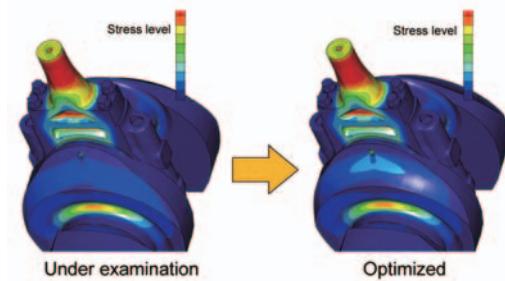


Fig. 7 Crankshaft stress distribution due to operation load

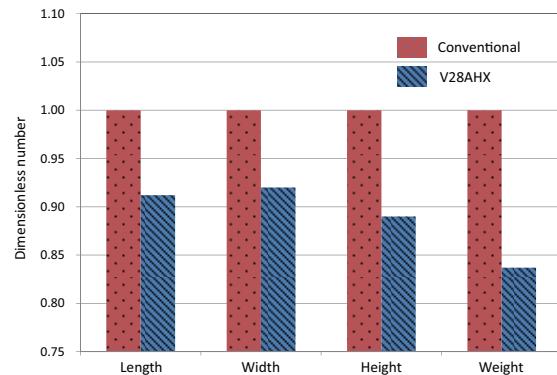


Fig. 8 Comparisons of dimension and weight

2.6 シミュレーション技術の適用

機関開発においては、開発のコンセプトである機関性能の向上と機関軽量化の両立のため、3DCADデータを活用したシミュレーション技術を積極的に活用している。V型専用部品であるエアクーラケースの形状最適化および、機関性能に関係する吸気マニホールド形状についての検討事例を紹介する。

2.6.1 エアクーラケース形状最適化事例

ディーゼル機関は出力と効率を高めるため、過給機を

を利用して高圧空気をシリンダ内に充填しているが、圧縮された空気は高温のため密度が低く、そのままではシリンダ内への充填効率が低下する。そこでエアクーラにて、過給機からの空気を冷却して充填効率を高めている。過給機から供給される空気は、エアクーラを内蔵したエアクーラケースへ導かれ、エアクーラで冷却された後にシリンダブロックに内蔵された給気室へ供給される。V28AHX開発では、図9に示すように、CFDを活用してエアクーラケース入口ダクト部の形状を最適化し、エアクーラへ流れる給気が偏りなく均一的な流れにすることで、エアクーラ全体での熱交換効率を向上させている。これによりエアクーラおよびエアクーラケースを小型化し、機関全体の小型軽量化と高性能化を両立させた。

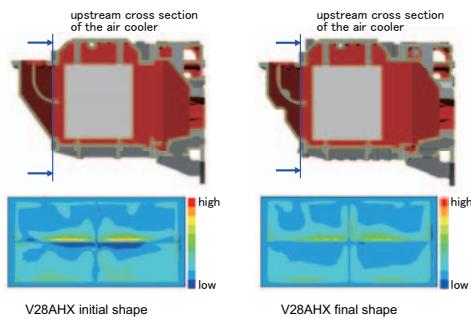


Fig. 9 Charge air cooler velocity optimization

2.6.2 吸気マニホールド形状最適化

過給機から送られた空気はエアクーラで冷却され、シリンダブロックに内蔵された給気室を通り、吸気マニホールド・シリンダヘッドの吸気ポートから、燃焼室へ供給される。機関性能向上のためには吸気マニホールドおよびシリンダヘッド吸気ポートの流量特性を高める必要があり、V28AHXでは図10に示すようにCFDにより最適化し、機関性能に影響する流量特性を向上させている⁽²⁾。

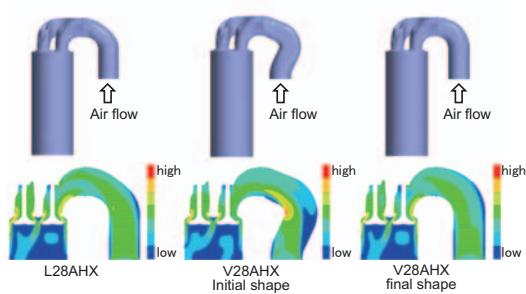


Fig. 10 Velocity distribution of intake port and manifold

2.7 機関性能試験結果

2013年10月よりV型機関のテスト機を製作し、実機による性能確認試験を行った。図11にV28AHXの機関性能と、当社のシリンダ径280mmの同出力レンジ中速ディーゼル機関との性能比較（当社従来機種を1とした相対比較）を示す。V28AHXではミラーサイクルによ

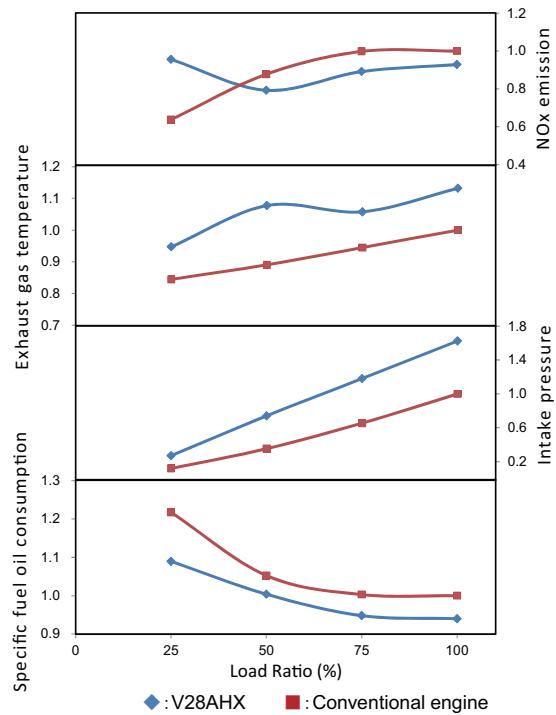


Fig. 11 V28AHX engine performance curve

る燃焼温度の低下により、NOx排出量を削減し、また高圧力比型過給機とVIVTによるバルブタイミングの適正化により、燃料消費率の低減を同時に達成している。またエアバイパスシステム及びウエストゲートシステムにより、全負荷域で過給機性能を有効活用し、高負荷域では従来機種より燃料消費率を約6%改善させた。一方、低負荷域では排気色の改善および、燃料消費率を約11%改善した⁽²⁾。

これにより、28AHXの開発コンセプトとして挙げた“環境対応”的目標であるIMO-NOxの2次規制への適合と燃料消費率改善の両立を達成した。

加速試験では、機関立ち上りの回転上昇もスムースであり、排気色濃度も従来機関と比較して改善されたことを確認した。試験機関では、耐久運転及びサイクル試験による各部品の健全性を確認すると共に、機関運転中の振動騒音レベルも問題ない事を確認した。

2.8 V28AHXの今後の状況

V28AHXの開発により、28AHX型機関は2070kWから6660kWまでの出力範囲をカバー出来るようになった。これまでに、12V28AHXを舶用主機関として、また18V28AHXを陸用常用機関として、受注いただいたほか、シリーズ全体として舶用・陸用分野から多くの引合いをいただいている。

3. DF (Dual-Fuel) 機関への展開

3.1 28AHX-DF機関の開発

世界的に環境規制の動向が注目される中、2016年1月1日から全世界の指定海域（ECA）において、NOx, SOx（硫黄酸化物）の排出規制を従来よりも強化する

IMO 3次規制の施行が決定されている。この規制に対して、機関単体で3次規制をクリアできる機関として、各社でガスエンジン開発に取り掛かったが、当社では長年にわたり、陸用ガスエンジンで培った豊富な技術と、舶用ディーゼル機関で得た技術的経験を融合させて、28AHX機関をベースとした舶用デュアルフューエル（DF）機関28AHX-DFの開発を完了させた。

3.2 28AHX-DF開発コンセプト

ガス燃料機関は、LNGを希薄な状態で燃焼させることにより、燃焼温度が低くなることと、LNGの性状からNOxの生成がディーゼル機関に比べ低い傾向がある。一方、ガス燃料機関を舶用に用いるには、図12のようなノッキングと失火を考慮した運転可能範囲を考慮し、空気とガスの混合比を最適に制御する必要がある。

舶用機関では、航行中にノッキングおよび失火等により、機関が運転出来なくなり、結果として船舶が航行不能となる事が許されないことから、冗長性が求められる⁽³⁾。

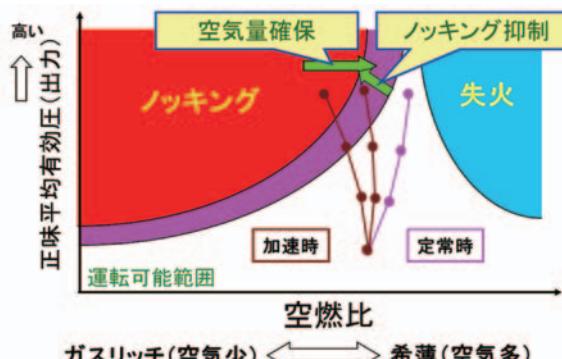


Fig. 12 Operable area of gas combustion⁽³⁾

また、ガス燃料機関を舶用向機関として採用する際の課題として、ディーゼル機関並みの高い加速性能を有することがあり、加速時に異常燃焼を発生させずに運転可能であることが要求される。ガス専焼機関では、燃料ガス性状の変化や急激な負荷変動によりノッキングや失火が発生した場合に、機関停止の可能性があるが、DF機関ではガス運転中に燃焼異常が発生した場合でも、ディーゼルモードへの変更が可能であり、冗長性が高いといえる。表3にガス専焼機関とDF機関に対して、図13に示す推進装置との組合せを考えた比較結果を示す。この結果、推進装置では、イニシャルおよびランニングコストの両面でプロペラ直結方式（固定ピッチプロペラ）にメリットがあり、舶用主機関として要求される動特性（加速性能）に対しては、プロペラ直結が望ましいといえる。

これらの点から、28AHX-DFは以下をコンセプトとして開発が行われた。

- ・運転継続できる冗長性
- ・プロペラ直結方式が可能
- ・ディーゼル機関と同等の加速性能

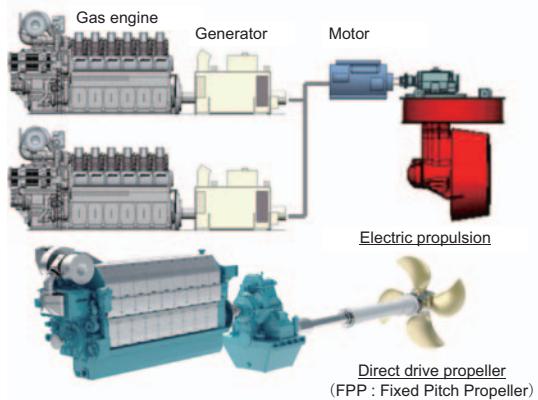


Fig. 13 Comparison of marine propulsion systems

Table 3 Comparison of gas engine and dual fuel engine

Item	Gas engine		Dual fuel engine (gas & diesel)	
	Electric propulsion	Direct drive propeller	Electric propulsion	Direct drive propeller
Initial cost	Expensive	Little inexpensive	Expensive	Little inexpensive
Running cost	Little expensive	Inexpensive	Little expensive	Inexpensive
Redundancy	Slightly high	Low	Slightly high	High
Transient characteristics	Little inferior	Superior	Little inferior	Superior

3.3 機関仕様

28AHX-DF機関の機関主要部はディーゼル機関と同様にシリンダ径280mm、ストローク390mm、機関出力は320kW/Cyl. (800min⁻¹仕様)、270kW/Cyl. (750min⁻¹仕様)とした。図14に機関概観と表4に28AHX-DFの機関主要部を示す。

28AHX-DFでは、シリンダヘッドにディーゼル機関と同様に、燃料噴射弁を配置すると共に、ガス燃焼用のマイクロパイロット用燃料弁を設置している。パイロッ



Fig. 14 General view of 28AHX DF (Dual-Fuel)

Table 4 28AHX-DF main specifications

Engine model		28AHX-DF	
Cylinder bore	mm	280	
Stroke	mm	390	
Continuous maximum output and cylinder number	6L	1920	1618
	8L	2560	2161
	9L	2880	2431
Engine speed	min ⁻¹	800	750
Mean effective pressure	MPa	2.00	1.80
Mean piston speed	m/s	10.4	9.75

ト用の燃料はコモンレールシステムにより少量でも安定した燃料噴射が実現され、安定した着火性を実現させた。

また、空気とガスの混合比を最適に制御するために、図15に示すような給気温度制御と給気圧力制御が可能な装置を用い、これにより、運転時および加速時に燃焼に必要となる空気量が確保されノックングおよび、失火の抑制が可能となった。この制御技術により、ガスモードにおいても急激な負荷変動への追従が可能となり、ディーゼルモード同様の運転を実現させた。図16に28AHX-DF機関にてディーゼル機関と同等の加速性能を有する事の確認を目的として、タグボートの操船を模擬した工場試験を行い、ガスモードにおいても遜色が無い結果を得ている⁽³⁾⁽⁴⁾。

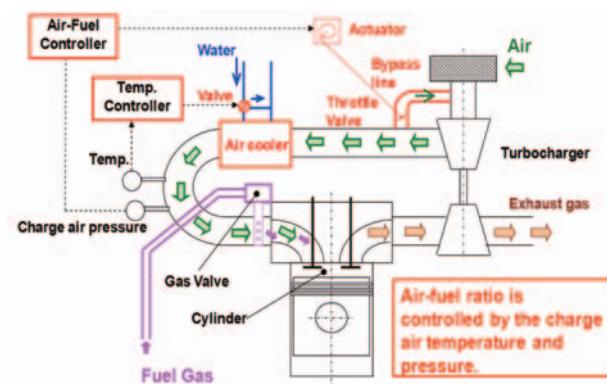


Fig. 15 Engine charge air temperature and pressure control

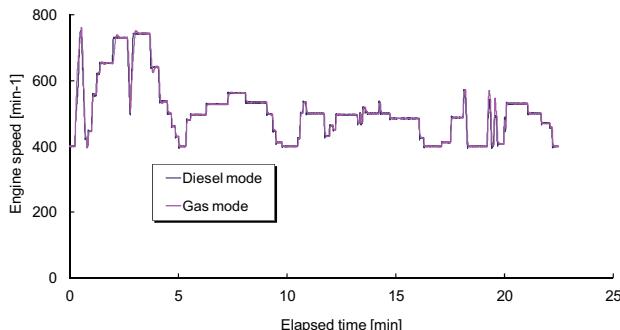


Fig. 16 Test comparison of diesel and gas mode⁽⁴⁾

3.4 安全性

船用機関としてガス燃料を用いるにあたり、世界の船級協会では安全対策を規則に定めている。28AHX-DF機関では、図17に示すようなガス燃料配管の2重化、クランクケース内の未燃ガスの排出装置、吸排気の安全弁の設置などの対策を行っている。また、FMEA (Failure Mode and Effects Analysis) 解析により、機関本体だけではなく、ガス燃料供給等を含めたシステム全体との安全性と冗長性を確立させている。

3.5 28AHX - DFの今後の状況

国内初となるガス燃料タグボートに6L28AHX-DFを採用頂いており、2015年9月から横浜港および川崎港にて稼動している。今後のIMO規制の指定海域の拡大に

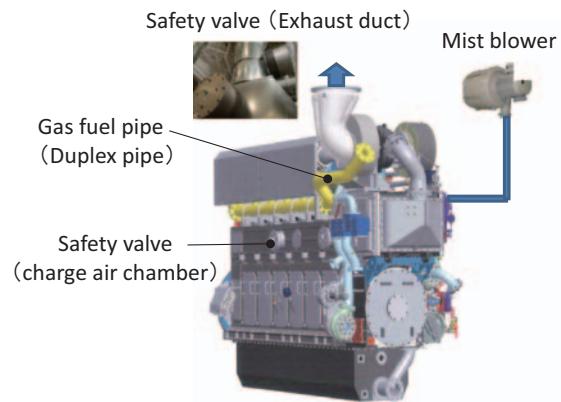


Fig. 17 Safety devices on the 28AHX-DF engine

伴い、ガス燃料船の需要の増加が予測される。海外案件の引合いも増えてきているため、今後は日本国内だけでなく、海外での実績を作り進めていく。

4. 28AHX機関シリーズに対する今後の展望

28AHX列型機関は船用主機向けとして多数の出荷実績があり、フィールドでの良好な稼動状態から、更なる活躍が期待できる。V型機関を開発したことにより、28AHXシリーズとして、2070kW ~ 6660kWまでの出力範囲をカバーできるようになり、より高出力な船用および陸用機関への対応が可能となった。また、ディーゼル機関と同等の過渡特性と高い冗長を有した28AHX-DF機関の開発により、今後更に厳しくなる環境規制に対応することが可能となった。28AHXシリーズ機関は、V型化による高出力レンジへの対応と、DF機関による環境対応により、市場および環境への要求にこたえる機関へと発展した。今後はこれまでの船用向け機関のみでなく、幅広い分野での活躍が期待できる。

5. 謝辞

V28AHX機関開発の一部は、国土交通省の海洋資源開発関連技術研究開発支援事業「大型サプライボート用電気推進システムの研究」のご支援を受けています。ここに記し謝辞といたします。

6. 引用文献

- (1) Yamamoto, H., Kato, S., Anzawa, S., Nagasawa, H. and Imai, K., Field experience of L28AHX, and development V28AHX, 28th CIMAC congress Helsinki, Paper No.139 (2016).
- (2) Saito, T., Neichi, T. and Kato, S., Utilization of simulation technology for Diesel engine development, 28th CIMAC congress Helsinki, Paper No.140 (2016).
- (3) 佐藤純一, 新潟原動機におけるクリーンエミッション技術の現在と将来, 2015年日本マリンエンジニアリング特別講演.
- (4) K. Watanabe et. al, CIMAC Paper, No.99 (2013).

特集：ガスエンジン、ディーゼルエンジンとガスタービン

舶用ガス焚きディーゼル機関 「ME-GI」の紹介

渕上 孝^{*1}
FUCHIKAMI Takashi

哈 強^{*1}
HA Qiang

田渕 隆平^{*1}
TABUCHI Takahira

キーワード：ガス、船舶用、ディーゼル機関、低速、メタン、エタン
Gas, Marine, Diesel Engine, Low Speed, Methane, Ethane

1. はじめに

舶用大型ディーゼル機関は、海運・物流の分野で重要な役割を果たしており、その社会的使命から使用する燃料にはその時代の要求が反映されてきた。

三井造船(株)では2015年に国内で初めて天然ガスと重油の両方を燃料として使用できる舶用低速ディーゼル機関（電子制御式ガスインジェクションディーゼル機関、以下ME-GI）の商用機の陸上運転を実施した。さらに世界で初めてエタン及び重油燃料を使用できるME-GI-Ethaneの商用機を完成させ、2016年6月に陸上運転を完了した。その概要について報告する。

2. 開発の背景

1912年に世界初のディーゼル機関搭載外航船セランディア号が就航して以来、約100年間のうちにディーゼル機関は舶用主機として圧倒的なシェアを占めている。この間、天然ガスを輸送するLNG運搬船の登場と共にガス焚ディーゼル機関の実現性が検討された。

三井造船では、1978年より天然ガスを従来のディーゼル機関と同様の熱効率で利用できるガスインジェクションディーゼル機関（GI）の基礎研究に着手した。その後、その経験を活かしMAN Diesel & Turbo社（低速ディーゼル機関に関して三井造船と技術提携している）と共に大型低速ディーゼル機関の実用機の開発を行い、1994年に電力供給と機関の運転実績調査を目的として三井造船千葉事業所に三井MAN B&W 12K80MC-GI-S（図1）機関を設置し、約20,000時間ガス燃料による運転を通して、信頼性の検証並びに運転ノウハウを蓄積した^{(1),(2)}。

しかしながら、ガス燃料は当時の舶用低速ディーゼル機関の市場ニーズにマッチすることなく、一貫して重油などの燃料油が使用してきた。

一方2005年に、IMO(International Maritime Organization)

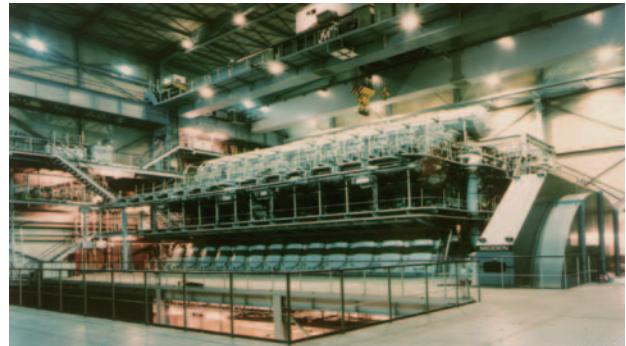


Fig. 1 12K80MC-GI-S

では、船舶からの排出ガス規制であるMARPOL73/78条約附属書VIが改正され、NOx、SOx+PM及びCO₂排出の大幅削減が決定となった。

このため、舶用低速ディーゼル機関において、大幅な環境性能改善が求められ、各社開発にしのぎを削っている一方で、SOx+PM及びCO₂削減の観点からは、より環境負荷の低いガス燃料を使うことが有力な対策と期待されている。

このような環境規制の強化に加えて、米国発のシェールガス革命により生産量が急拡大している天然ガスは、価格の低下や輸送量増大に伴うLNGのインフラ整備が予想され、従来の石油からの燃料転換の可能性を大きく広げるものである。

3. 概要と特徴⁽³⁾

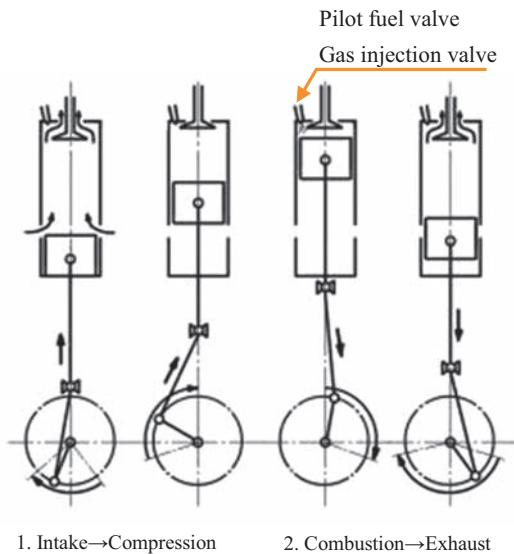
通常の重油焚き舶用低速ディーゼル機関では、燃料噴射と排気弁開閉タイミングを電子制御することによって燃費向上が図られることから、電子制御機関が主流となってきた。ME-GIとはその電子制御式低速ディーゼル機関にガス関連部品を追加し、重油と天然ガスの両方の燃料を使用可能に改造したMAN B&W形舶用電子制御式デュアルフューエル機関である。

ME-GIのガス燃焼方式は拡散燃焼であり、シリンダ内の圧縮空気にパイロット燃料を噴射して着火させ、ほ

原稿受付 2016年7月6日

*1 三井造船(株) 玉野事業所 機械・システム事業本部
機械工場 ディーゼル設計部
〒706-8651 玉野市玉3-1-1

は同時に高圧（天然ガスの場合：25～30MPa）のガス燃料を噴射することによって燃焼させる。ME-GIの燃焼行程を図2に示す。ME-GIはこの拡散燃焼方式の採用によって圧縮比を上げることができるために熱効率が高く、ガス燃料の組成に関わらず安定した燃焼が可能である。

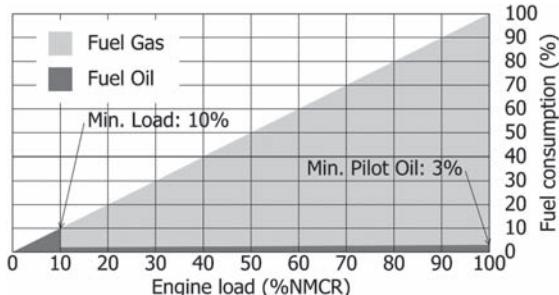


以下にその他の優れた特徴を示す。

- (1)予混合燃焼で発生しやすいノックングの発生がない。
- (2)負荷変動に対する応答性に優れている。
- (3)圧縮行程中に、クランクケースへのガス漏洩の心配がなく、安全性に優れた構造である。
- (4)未燃のガスが大気へ放出されるいわゆるメタンスリップがほとんどない。
- (5)ガス燃料と重油燃料との混焼が可能である。

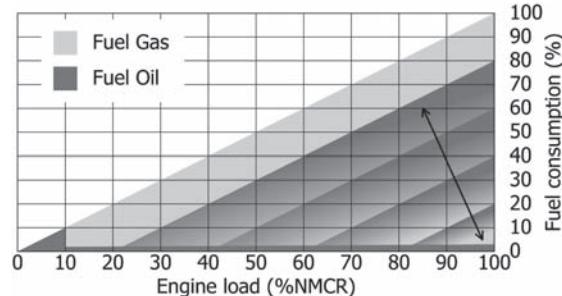
なお、ガス燃料はピストンによる圧縮温度では安定着火ができないため、ガス運転時には安定した着火のためにパイロット燃料が必要である。このパイロット燃料としてはA重油（MDO:Marine Diesel Oil）およびC重油（HFO:Heavy Fuel Oil）が使用可能である。ガス焚き運転時のパイロット燃料は100%負荷相当燃料消費量の約3%としている。（図3）

パイロット燃料は重油運転時には主燃料として使用され、共通の噴射弁により燃焼室内に供給される。



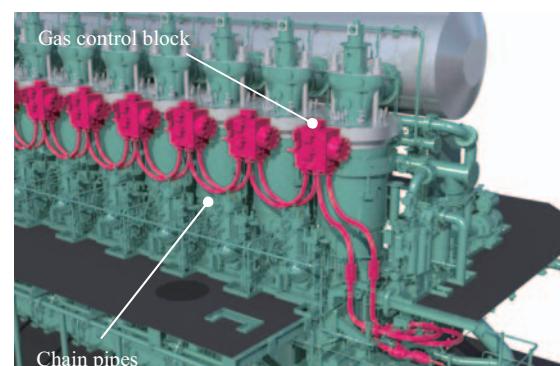
また、ガス燃料の供給条件によってガス燃料と重油の割合を任意に変更可能な運転機能（SDF運転：Specified Dual Fuel Operation）がある。（図4）

例えば、LNG運搬船においてカーゴタンクから発生するBOG（Boil Off Gas）のみをガス燃料として使用し、不足分を重油で賄って運転することも可能であり、ユーザの要望に応じた柔軟な対応が可能である。



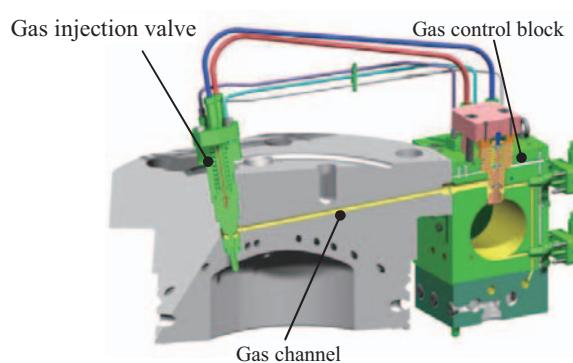
4. 機関構造と開発部品

ME-GIの主要構成部品は数多くの実績を有する電子制御機関（ME型機関）の部品をそのまま使用でき、GI化の際に一部の部品が追加あるいは変更されるが、図5に示す通り、大半が機関上段に設置される。



4.1 シリンダカバー

図6にME-GI用シリンダカバー断面を示す。



シリンダカバーには従来の重油噴射弁の他にガス噴射弁が取り付けられる。側面にはガスコントロールブロックが取付けられ、ガス噴射弁へガス燃料を導くための通路（Gas channel）がシリンダカバー内に設けられている。

4.2 ガス噴射弁

図7にガス噴射弁の外形図および断面図を示す。構造的には実績のあるスピンドルタイプで、ガス燃料の噴射はコントロールオイル圧力の増減によってスピンドルをスライドさせて行われる。ガス燃料がコントロールオイルラインへ侵入するのを防ぐため、ガス供給圧力より2.0～2.5MPa高圧のシールオイルが供給される。ガス噴射弁の外周には、ガス漏洩を防ぐためのシールリングが配置される。他のガス部品と同じく2重シール構造を採用しており、1段目のシールリングからガス漏れが生じた場合、後述のガス漏れ検知ラインを通じて下流のHCセンサにてガス漏れが検知されガス供給が停止される仕組みとなっている。

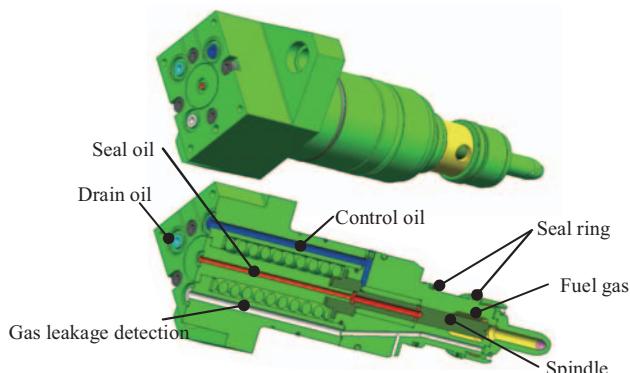


Fig. 7 Gas injection valve

4.3 ガスコントロールブロック

図8にガスコントロールブロック及び付属部品を示す。ガスコントロールブロックにはアキュムレータ、ウインドウ弁、ブローオフ弁、パージ弁、ELWI弁（Electric Window valve）、およびELGI弁（Electric Gas injection valve）が装備されている。ELWI弁はウインドウ弁を駆動する油圧をELGI弁はガス噴射弁を駆動する油圧を制御している。

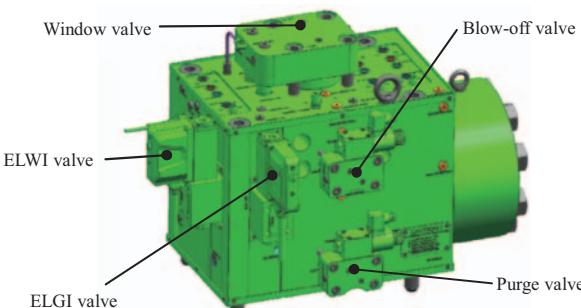


Fig. 8 Gas control block

4.4 チェンパイプ

図9に機関付ガス管のチェンパイプを示す。各シリンダ間を数珠繋ぎとした半円弧形状の2重管構造となっている。この半円弧形状によりシリンダ間の相対的な変位を吸収する効果を有している。

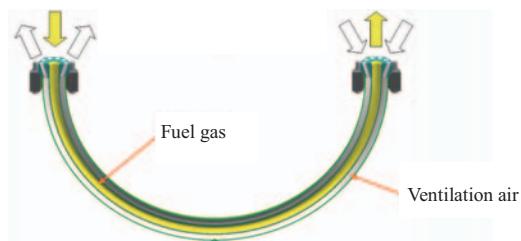


Fig. 9 Chain pipe

4.5 制御システム

図10にME-GI機関の制御システム概要を示す。ME-GI機関用制御システムは、既存の重油焚き電子制御機関用制御システムにガス焚き用制御システムを追加することにより構成される。ガス噴射のみは既存システムにより制御されるが、燃料供給装置（FGSS : Fuel Gas Supply System）等の船体側に設置される関連機器は、追加システムにより制御、監視される。追加システムに含まれるセーフティユニットによって、ガス関連機器の異常が検知されると、直ちにガス運転が中断（Gas Shut Down）され、自動的に重油焚きに運転モードが切り替わる。

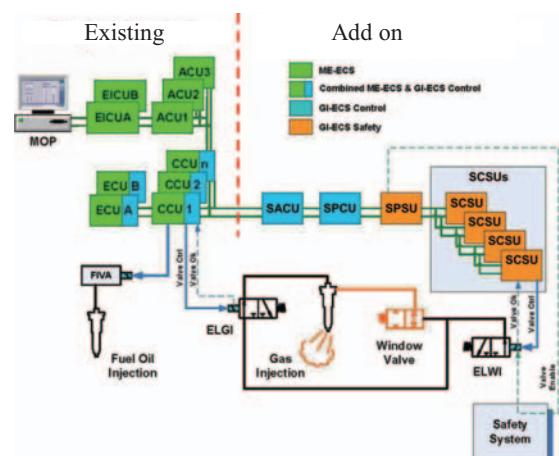


Fig. 10 ME-GI control system

5. 安全性

5.1 2重管

図11にガス2重管の簡易系統図を示す。機関室内のガスラインには2重管構造が採用され、外管にはガス運転中、換気空気が流れている。万が一、内管が破損してガスが漏れ出しても外管にて機関室内への漏洩を防ぎ、換気空気ライン出口に設けたHCセンサによりガス漏洩が検出される。また、ガス噴射弁等のガス部品の2重シ

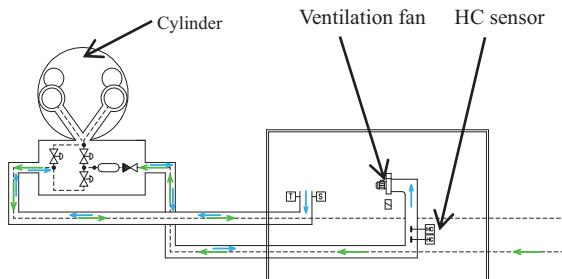


Fig.11 Gas double wall piping

ル部と繋がっているガス漏れ検知ラインもこの換気ラインと繋がっており、HCセンサによりガス漏洩が検知される。

5.2 ウィンドウ機構

図12にガス噴射機構系統図を示す。1サイクル毎にウィンドウ弁とガス噴射弁が個別のコントローラで制御され開閉する。ウィンドウ弁が開いている時にしかガス噴射弁にガスが供給されないため、不適切なタイミングでのガス噴射および過剰なガス噴射を抑制する。またガス噴射弁から漏れがあった場合でもウィンドウ弁にて漏れ量を最小限に留めることができる。

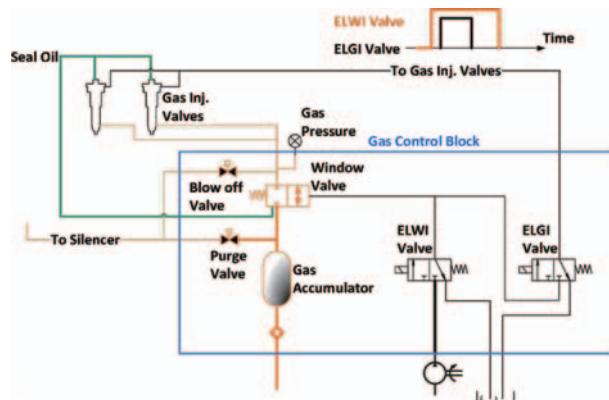


Fig.12 Gas injection conceptual diagram

5.3 ガス圧力の監視

ウィンドウ弁とガス噴射弁間のガス圧力（シリンダカバー内）を常時監視することにより、ガス噴射弁及びウィンドウ弁のシート不良等の不具合検知を毎サイクルごとに行う。

5.4 シリンダ内圧力の監視

ME-GIでは筒内圧監視システムが標準装備され、シリンダ内圧力を常時監視することにより、排気弁シート不良、異常燃焼および失火の検知を行う。検知項目は圧縮圧力異常低、最高爆発圧力異常高、膨張圧力異常低である。

以上の安全機構によりガス関連部品に異常が検出された場合、直ちにガス運転が中断（Gas Shutdown）され、機関が停止されることなく重油運転へ自動的に切替わり、運転が継続される。

6. 運転実績

2015年に国内エンジンメーカーとして初の実船向け天然ガス焚き低速ディーゼル機関三井-MAN B&W 8S70ME-C8.2-GI（図13）の陸上運転を実施した。当初の計画通りの性能を有すること、部品の信頼性の向上を確認した。機関の主要諸元を表1に、ガス焚き（Dual Fuel）および重油（Oil）モード各々における燃費率計測結果を図14に示す⁽⁴⁾。



Fig.13 8S70ME-C8.2-GI

Table 1 8S70ME-C8.2-GI specifications

Q'ty of cylinders	8
Cylinder bore	700 mm
Stroke	2,800 mm
Rated output	26,160 kW
Rated speed	91.0 min ⁻¹
Mean effective pressure	2.10 MPa
Weight	681 ton

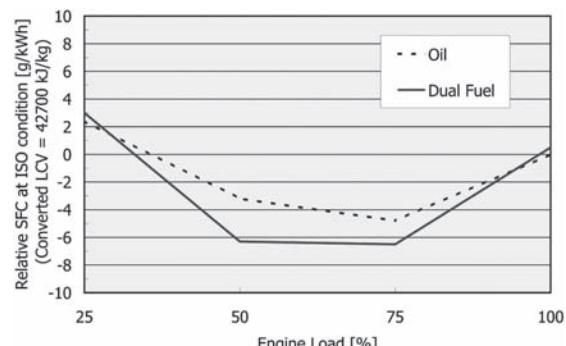


Fig.14 Fuel consumption on 8S70ME-C8.2-GI

2016年4月までにコンテナ船及びLNG運搬船向けに合計6台の天然ガス焚きME-GIの陸上試験を終了しており、十分な信頼性と実績を確立した。

7. 燃料ガス供給システム (FGSS)

7.1 基本構成

拡散燃焼方式を採用するME-GIの場合、シリンダ内に直接燃料ガスを噴射するために機関入口で天然ガスの場合25～30MPaの高圧ガスの供給が必要となる。この高圧ガスを作る手段として、2つの方法が提案されている。一つは高圧LNGポンプを採用する方式で、もう一つは高圧ガス圧縮機を採用する方式である。（図15）

高圧LNGポンプを採用する方式の場合、LNGをME-GIが要求する圧力まで昇圧した後、気化器によって低温高圧のLNGを機関入口の要求温度（45±10°C）まで加熱する。一方、高圧ガス圧縮機は、LNG運搬船において積荷航海中に発生する大量のBOGを燃料として機関に供給することが可能である。このためME-GIを搭載するLNG運搬船向けのFGSSは、高圧ガス圧縮機とBOGの発生が少ない空荷航海中に使用する高圧ポンプを組み合わせた方式が主流となっている。

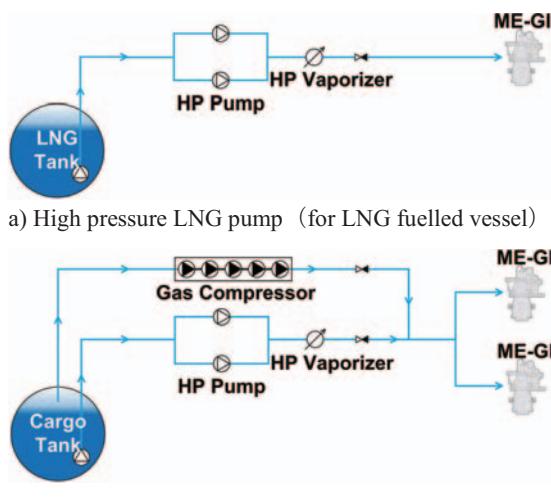


Fig.15 Fuel gas supply system

7.2 三井造船製ガス圧縮機⁵⁾

三井造船ではFGSS用高圧ガス圧縮機の開発を完了しており、三井造船試運転工場設備に設置している。その基本仕様を表2に示す。陸上の石油精製・石油化学分野で実績のある往復動圧縮機を基に、BOG温度に対応した-160°Cの低温ガスを昇圧し、ME-GIに高圧ガスを供給するように設計されている。吐出流量は現状のLNG運搬船カーゴタンク容量とBOGレートを前提として、ME-GI主機出力や船内補機動力に対応させた3,500～4,000kg/hに設定した。

Table 2 Gas compressor specifications

Type	6MBL
	Horizontal reciprocating type
Q'ty of cylinders	6
Q'ty of stages	5
Suction press.	0.103 MPa
Suction temp.	-160 °C
Discharge flow rate	3,500～4,000 kg/h
Discharge pressure	24.0～33.5 MPa
Shaft power	1,000～1,100 kW
Speed	590 min ⁻¹
Foot print	10 ^(L) x 7 ^(W) x 5.5 ^(H) m
Weight	100 ton

図16にユニット図を示す。船体建造所における艤装を容易にするため、圧縮機本体およびドライバである電動モータも含めた補機をスキッド上に全て搭載している。

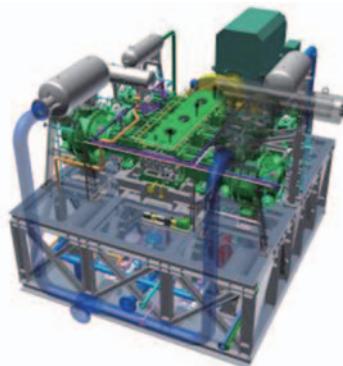


Fig.16 Gas compressor unit

また、実際に陸上試験にてME-GIにガス燃料を供給し良好な追従性、応答性を有することが確認された。図17にガス圧縮機単独運転時の機関100%での重油運転からガス運転への燃料切替及びGas shutdown（重油運転への緊急切替）の結果を示す。ME-GIの要求圧力に対し、実際のガス供給圧力が乱れることなく、重油運転からガス運転への切り替えも約2分で完了している。

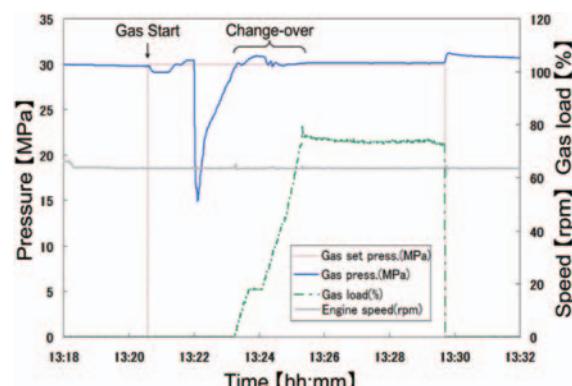


Fig.17 ME-GI change-over test

また世界初の試みとしてガス圧縮機と高圧LNGポンプの並列運転によるガス供給試験を実施、システムが順調に作動することも確認した。これにより、高圧LNGポンプ単独運転、ガス圧縮機単独運転によるガス供給も可能となり、実船の主機推進プラントを模擬した陸上試験運転が可能となった。

8. エタン焚き機関ME-GI-Ethane

8.1 背景

エタンガスは重油に比べ、天然ガスと同様に、環境にやさしい燃料であり、シェールガスの随伴ガスとして採掘されるため、安価な舶用燃料として期待されている。三井造船は液化エチレンガス運搬船用に世界初のエタ

ン焚き低速ディーゼル機関三井-MAN B&W 7G50ME-C9.5-GI-Ethane（図18）を受注し、2016年6月に陸上試験運転を完了した。機関の主要諸元を表3に示す。



Fig. 18 7G50ME-C9.5-GI-Ethane

Table 3 7G50ME-C9.5-GI-Ethane specifications

Q' ty of cylinders	7
Cylinder bore	500 mm
Stroke	2,500 mm
Rated output	12,040 kW
Rated speed	100.0 min ⁻¹
Mean effective pressure	2.10 MPa
Weight	276 ton

8.2 機関構造

エタンガスはメタン（天然ガス）に比べ気体密度が高いため、シリンダ内に噴射された時の空気との混合促進を目的に機関へのガス供給圧力（噴射圧力）を上げている。表4にエタンとメタンの密度とガス供給圧力を示す。

Table 4 Comparison between Methane and Ethane

	Methane	Ethane
Gas density	0.717 kg/m ³	1.356 kg/m ³
Max. supply press.	30MPa	38MPa

エタン焚きME-GIの基本コンセプトは天然ガス焚きME-GIを踏襲しているが、ガス供給圧力上昇に伴い、天然ガス焚きME-GIからガスコントロールブロック内のボリューム容量最適化や、ガス切り替え時ウインドウ弁前後のガスライン差圧を小さくする構造を採用している。

8.3 運転結果

陸上運転を通して新規部品の健全性及びエタンでの安定的な燃焼を確認した。

エタンはメタンに比べ炭素の含有量が多いため、不完全燃焼による過剰な煤やCOの排出が懸念されたが、各機関負荷において適切な空気量およびガス供給圧力を調整することによって重油運転と同等レベルのCO排出量が実現された。

また、ガス供給圧力上昇に伴い、社内既存運転設備では対応できなかったため、本船用燃料ガス供給システム

（高压LNGポンプ方式）を借用し、陸上試験を実施するとともに、世界初の38MPaの燃料ガス供給設備の健全性も確認できている。

図19は機関負荷100%での重油運転からガス運転への燃料切替の結果を示す。ガス供給圧力38MPaでも問題なく燃料切替をできることが確認された。

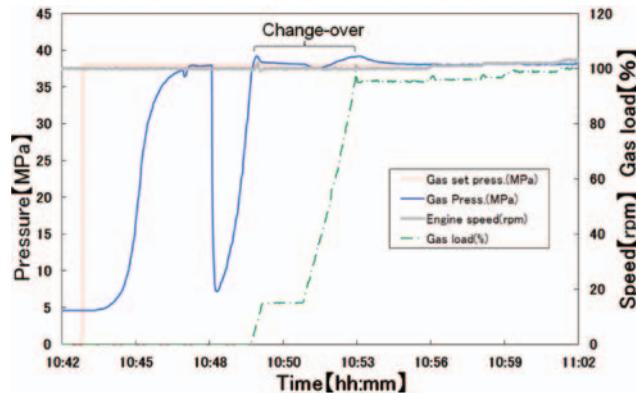


Fig.19 ME-GI-Ethane change-over test

9.まとめ

三井造船として合計6台の天然ガス焚きME-GIの陸上試験を終了しており、ME-GIは商用機として高い信頼性を確立している。舶用推進機関の燃料において、これまで天然ガス焚き機関のほとんどはLNG運搬船に限定されて使用してきた。一方で今後、シェールガス革命やパナマ運河拡張に伴い環境にやさしい天然ガスの使用用途は世界中でますます広がりインフラの整備も進んでいくことが期待され、一般商船（コンテナ船、タンカー等）にも天然ガス燃料を使用した推進機関は普及していくと予想している。よって、安定した燃焼及び機関効率が強みであるME-GIへの期待は大きい。

また、その他に三井造船では天然ガス燃料だけでなく、世界初の商用機用としてエタン焚きディーゼル機関（ME-GI-Ethane）さらにはメタノール焚きディーゼル機関（ME-LGI）を受注し陸上試験を終えており、積極的に重油に代わる環境にやさしい燃料を使用したディーゼル機関の開発に取り組んでいる。

10.引用文献

- (1) 福田 哲吾, 大津 正樹, 大型ガスインジェクションディーゼル機関の実績, 日本マリン学会誌 36-9 (平13), p.64-70.
- (2) 佐々木 耕, Ole Grone, Soeren H. Jensen, MAN B&W 4T50ME-GIテストエンジンと関連システム, 日本マリン学会誌, 47-6 (平24), p.24-33.
- (3) 田渕 隆平, 渕上 孝, 難波 浩一, 和田 裕太郎, 辻 康之, ガス焚き低速ディーゼル機関「ME-GI」の紹介, 日本マリン学会誌 51-2 (平28), p.21-26.



内燃式燃焼器が高温化を実現できた鍵？

佃 嘉章*1
TSUKUDA Yoshiaki

学会誌編集委員長から喫茶室でのとりとめのない話題として肩の凝らぬものを提供せよとのお話を受けました。今回は燃焼器についての話題です。

熱機関では効率向上のためにいろいろな熱サイクルの検討がなされそのサイクル最高温度と圧力を高める努力がなされてきました。

それが実用化され使い続けられてゆくものになってゆくのにはその時代に対応できる材料・製造法を駆使した無理のない構造でなければなりません。自然の摂理にさからわざうまく出来ているなと思うものは時代を超えて生き続けています。ガスタービンの燃焼器部分の配置構造も高温化実用・実現のためのなるほどと思われる素質をもった構造と思います。たまにはガスタービン高温化について異なる観点から眺めてみるのも面白いものです。

ガスタービン燃焼器はブレイトンサイクルの最高圧付近で比較的低い温度の圧縮空気に包まれるなかで最高温度を実現させています。配置・構造上なるほどうまく考えられているなと思います。以下同じターボ回転機械の蒸気タービンサイクルと比較してみます。

実用化で先行した蒸気機関は主蒸気温度450°C主蒸気圧力4 MPaくらいから実用にむけ大きく前進してきました。近年では主蒸気温度600°C圧力25MPa、次世代超々臨界タービンでは主蒸気温度700°Cへの挑戦がなされています。

一方ガスタービンでは性能向上に大きな影響をもつタービン入口ガス温度の高温化実現のため涙ぐましい努力がなされてきました。現在航空エンジンでは最高温度1,600–1,700°C圧力4 MPa、発電用ガスタービンでは1,600–1,700°C圧力は2.5MPaに達しています。最新の耐熱合金でも溶融してしまう1,400°C以上の高温ガス雰囲気のなかでの運用を実用してきているのです。

この秘訣のひとつは燃焼器自体が構造体として耐えねばならぬ主要な外力がきわめて小さいことと内燃式配置構造を適用してきたことです。

燃焼器の外内圧力差–圧損–はせいぜい最高圧の5%程度、航空エンジンで0.2MPa、発電用ガスタービンで0.1MPaです。この主要外力圧力差は蒸気タービンシステムでボイラーチューブが耐えなければならぬ圧力差25MPaと比べると約1%の小ささです。

さらに熱サイクル上の最高圧力はサイクルの最高温度条件下ではなく圧縮機出口温度条件下で圧力を保持できるものであればよく燃焼器はその内部に配置されればよいのです。内燃式であるが故高い燃焼負荷での安定燃焼の実現には難しいところがありますが反面高温ガスに暴露される表面積を極限まで小さくすることができます。

蒸気タービンのシステムでは主蒸気が最高圧力になるボイラーチューブで25MPaもの大きな圧力に耐えなければなりません。ボイラーチューブがボイラー燃焼ガス温度800–1,000°Cの雰囲気で蒸気圧25MPaに耐えていることを思い浮かべてみてください。

また高温・高圧影響下の構造部分がボイラーチューブから主蒸気配管を経て蒸気タービン入口までの膨大な部分におよぶことを考えあわせてみてください。

蒸気タービンサイクルと比較してガスタービンの場合には高温に暴露される表面積が格段に小さくてすむのです。また耐えなければならぬ圧力差が小さいので薄い材料を適用でき構造部材物量を少なくする上で利点があります。これによりコストは高いが高温強度に優れるNi基超耐熱鋼の適用がしやすくなっているのです。

内燃式でコンパクトな燃焼器構造を産み出し進化してきた先達の智慧に脱帽です。ガスタービン高温化・高熱効率の実現努力を続けてゆかねばと考えます。

原稿受付 2016年8月10日

*1 三菱重工業㈱

〒676-8686 高砂市荒井町新浜2-1-1



学校で習わない英語 (7)

吉中 司*1
YOSHINAKA Tsukasa

今まで一年間続きました「喫茶室」での「学校で習わない英語」。この9月号から独立したコーナーで連載していくことになりました。

—C—章 (続き)

〔英語〕 : walk on hot coals for someone

〔意味〕 : 「誰かの為に、危険を冒す」、「大変な事を承知する」

〔説明〕 : 灼熱の石炭の上を裸足で歩くという慣習の歴史は長く、インドでは紀元前1200年頃から、という記録があるそうです。これは、部落の何かの儀式で、個人の勇気とか精神的な強さを村人に見せつけるために行われていた様です。宗教的な儀式としては、個人の信仰の深さを他人に示すために使われていた、とも言われています。地理的には、ヨーロッパ南部のごく限られた地方では為されていましたが、大体は南アジアが主だった様です。「だった」と書きましたが、地方によっては、この慣習、今日でも僅かながら残っているようです(以上、参考資料8)。

前置きが長くなってしまいましたが、この言葉の意味合い、もうご想像頂けることでしょう。「誰かのために、危険を冒す」または「大変な事を承知する」です。会社で、部下が “For our boss, we are willing to walk on hot coals, any time.” と言ってくれる様になれば、上司としては冥利に尽きる、と言えるでしょう。

これで、この項はお終いです。以下は蛇足にしか過ぎません。

実はこの「灼熱の石炭の上を裸足で歩く」事、インターネットで調べ上げると、何処かの大学の研究生とか、リタイヤしたエンジニアとかが、よってたかって「実は、こんな事をしても、やけどしないんだよ。」と、理屈づめの証明をしています。サイトによっては、「やけどせず歩くに必要な8ステップ」などと、順序づけて詳しく種明かしをしています。ここまで読んでしまうと、上の上司は「何だよ。この程度のリスクかよ」と失望するでしょう。「身を粉にしても」とか、「骨を碎いても」とかの空恐ろしい表現を使う文化の中で育つと、この上司の失望、理解できますよね。

〔英語〕 : cool as a cucumber

〔意味〕 : 「冷静な」、「落ち着いた」

〔説明〕 : 最初の単語 “cool” は、今、若い世代の間ではやりの「カッコイイ」という意味ではありません。「冷たい」とか「冷静な」という意味です。手で触ると、きゅうりは冷たいですが、実際にきゅうりの内部温度を測った人がいて、外気温より約10℃位低い、と報告して

原稿受付 2016年5月19日

*1 独立コンサルタント

いるそうです(参考資料1)。

ところで、英語の “cucumber” は、これも参考資料1には、ラテン語の “cucumir” に由来していて、「本好きな」とか「学者臭い」という意味合いを持っている、とあります。本好きの人とか、学者っぽい人とかは、冷たい人なのでしょうか。それとも冷静な人なのでしょうか。

この言葉の使用例を一つ挙げましょう。或る若い研究者が、彼女の研究分野では権威の学者数人の前で、研究結果を発表することになったとしましょう。権威が相手の発表ですから、冷や汗タラタラ、胸ドキドキ、で当たり前です。それが、予想に反して、話す彼女は冷静そのもの。確信をもって、言葉一つ一つを確かめるように話していました。その様子を傍観していた同じ研究室の友人が、部屋に走り戻って来、そこにいる連中に「驚いたナ。彼女、冷静そのものだよ」と報告しました。英語では、 “What a surprise! She is cool as a cucumber.” となります。

〔英語〕 : off the cuff

〔意味〕 : 「即席で」、「準備なしで」

〔説明〕 : “cuff” はカフスの事で、昔のワイシャツの、取り外し自由のそで口の事です。ですから、この言葉は「カフス無しで」と訳されます。

このタイプのカフスが使われていた頃、壇上で演説をする人達は、覚え難いセリフをこのカフスに書き、忘れた時には、これを盗み見して話し続けたそうです(参考資料4)。この言葉は、このトリックに由来しています。

ここで、この言葉の使用例を一つ。或る若い研究員が、上司に頼まれて、正式のミーティング・スケジュールとしては空いている15分間に、来訪した顧客に最近の研究結果を、準備なしで話したとしましょう。その話の内容も話し振りも良かったため、後日、上司はこの研究員を、「即席だったのに、良くやてくれた」と褒めました。これは英語なら、 “Thank you. You made a wonderful presentation, off the cuff.” でしょう。

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)

1. Robert Hendrickson, QPB (Quarterly Paper Book Club) Encyclopedia of Word and Phrase Origins, Second Edition (2004), Facts on File, Inc.
4. John Ayto, Oxford Dictionary of English Idioms, Third Edition (2009), Oxford University Press.
8. en.wikipedia.org/wiki/Firewalking

弱旋回燃焼器における燃焼振動の音響モード解析

Acoustic Mode Analysis of Combustion Instabilities in a Low-Swirl Combustor

山本 姫子^{*1}
YAMAMOTO Himeko

立花 繁^{*2}
TACHIBANA Shigeru

金井 洸太^{*1}
KANAI Kota

佐藤 哲也^{*1}
SATO Tetsuya

ABSTRACT

In this study, a linear 1-dimensional acoustic analysis and a series of experimental measurements were performed to elucidate the acoustic mode characteristics of a low-swirl combustor under self-excited combustion instabilities. The experiment was conducted over a wide range of operating conditions of the inlet velocities and equivalence ratios. Optical measurements such as the OH* chemiluminescence imaging and particle image velocimetry (PIV) were performed with the multi points measurement of dynamic pressure. A simple heat-release fluctuation model ($n - \tau$ model) was introduced in the acoustic analysis with the time delay and the interaction index estimated from the experimental data. The dominant mode frequency and mode shape from the analysis showed good agreements with those of the experimental data. In addition, the mode hopping phenomena observed in the experiment were investigated by the acoustic analysis by parametrically changing the time delay. The results qualitatively explained the causes of the two types of mode hopping.

Key words :燃焼不安定性, 弱旋回燃焼器, 予混合火炎

Combustion instability, Low-swirl burner, Premixed flame

1. はじめに

ガスタービンやジェットエンジンによる環境負荷を低減させるため、低NOx燃焼器の開発が行われている。NOx排出量は燃焼温度に依存しており、燃焼温度が高いほど燃焼反応時に生成されるNOxが多くなる。排出量を削減するためには、燃焼温度を低く抑えることが出来る希薄予混合燃焼が有効である。しかし希薄予混合燃焼器では、燃焼振動が発生しやすくなるという問題がある⁽¹⁾。燃焼振動による大きな圧力変動はエンジン部品の損傷や騒音の増加に繋がることから、燃焼器開発においてそのメカニズムの解明や抑制が重要な課題となっている。

本研究では、弱旋回バーナーを組み込んだ希薄予混合モデル燃焼器を用いて燃焼振動実験を実施した。弱旋回バーナーは、米国Lawrence Berkeley 国立研究所のグループによって乱流燃焼の基礎研究用に開発されたバーナーである⁽²⁾。低エミッション性に優れるため、様々な燃料に対応したガスタービン燃焼器への応用研究が進め

られている⁽³⁾⁽⁴⁾。弱旋回バーナーを利用した燃焼器による燃焼振動や火炎の非定常挙動に関する研究は、比較的近年始められた^{(5)~(8)}。このうち自励燃焼振動の研究例としては、Therkelsen et al.⁽⁷⁾, Tachibana et al.⁽⁸⁾がある。Therkelsen et al.⁽⁷⁾は、メタン及びメタン-水素混合ガスを燃料とした均一予混合燃焼器において発生した自励燃焼振動下の非定常火炎挙動を報告している。メタン火炎においては、燃焼器入口角部から放出された剥離渦がせん断層に沿って移流し、火炎後端の壁面衝突位置に存在する定在的な渦に合流を繰り返し、発熱変動の主要因となっていることを示した。Tachibana et al.⁽⁸⁾は不均一燃料濃度分布が燃焼安定性に与える影響を調べ、当量比の局所的な分布の違いによって、燃焼安定性が敏感に影響を受けること、及び、燃料供給量の変動がカップリングすることで、均一混合条件よりも強い燃焼振動が励起される場合があることを報告している。このように従来研究では、燃焼振動発生時に発熱変動を生む具体的な物理現象・メカニズムの考察がなされてきたが、音響解析による音響モードの特定や安定不安定判別に関して十分な報告例がないのが現状である。

本研究は、燃焼振動条件における燃焼振動の音響モード形状やその発生条件の予測を目的とする。発熱変換係数 n と遅れ時間 τ から発熱変動を見積もる、発熱変動の遅れ時間モデル($n - \tau$ モデル)を組み込んだ準一次元

原稿受付 2015年12月28日

校閲完了 2016年8月29日

* 1 早稲田大学理工学部

〒169-0072 新宿区大久保3-4-1

* 2 宇宙航空研究開発機構

〒182-0012 調布市深大寺東町7-44-1

線形音響解析⁽⁹⁾を弱旋回燃焼器に適用することで、系の固有周波数、増幅率、音響モード形状を求める。増幅率の正負は振動の増幅・減衰に対応するため、振動発生条件を考える上で重要な指標となる。文献⁽⁷⁾では、本研究とは設計の異なる弱旋回燃焼器について、線形音響解析を適用し、燃焼振動特性を報告している。 $n - \tau$ モデルを用い算出したモード形状や増幅率の遅れ時間依存性が求められ、実験で観察されたモードが軸方向の基本波(1L) モードであると言及されている。但し、計測点が3点のみに限られ、実験値との比較として、より多くの計測点との比較が必要と考えられる。また、本研究で用いる装置とは上流側の音響境界条件が異なるため、励起されるモードが異なると予想される。本研究の燃焼実験では圧力変動の計測点数は9点とした。また、燃焼器流入条件として、ノズル断面空気流速と当量比を、従来研究⁽⁷⁾と比較して広い範囲で変化させ、流入条件の違いが安定性に与える影響を調べた。その上で、大振幅の圧力振動が励起された条件について、音響解析を行いモードや安定性を考察する。音響解析に用いるパラメータを現実に即したものとするため、遅れ時間 τ や発熱変換係数 n を光学計測データから見積もる。最も卓越した不安定モードの特性を求めるのに加えて、複数の固有モードの遅れ時間特性の比較も行う。さらに、実験でみられるモードホッピングと呼ばれる特徴的な現象に着目し、本線形音響解析手法によって定性的説明が可能となることを示す。

2. 実験装置および計測装置

2.1 実験装置

実験に用いた弱旋回燃焼器は、Tachibana et al.⁽⁸⁾と同一のものである。装置の概要を図1に示す。燃焼器に組み込まれた弱旋回バーナーは、Petersson et al.⁽¹⁰⁾による設計である。燃焼室の上流側は直径50 mmの円管ノズルとなっており、燃焼室入り口から68 mm上流側にスワーラの下流端が位置している(寸法の詳細は文献⁽¹⁰⁾を参照)。スワーラは8枚の軸流ペーンで構成され、下流端で37度の傾斜角をもっている。PIV計測によって求められたスワール数は約0.55である⁽¹⁰⁾。スワーラの中心部は、従来型の軸流スワーラにみられるようなブラフボディではなく、多孔板(直径38 mmの円板に直径3

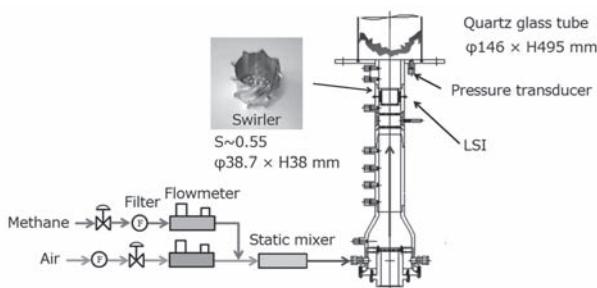


Fig. 1 Schematic of the experimental setup.

mmの孔が37個)が取り付けられており、この領域には軸方向流れがある。燃料のメタンガスは、スタティックミキサーの上流側で噴射され、空気と十分に混合された状態で燃焼器に流入する。

2.2 計測装置

燃焼室およびプレナム室壁面の圧力変動の時系列データ計測と火炎OH*自発光画像の高速度計測を行った。計測装置を表1(番号1-5)に示す。イメージインテンシファイアと高速度カメラによる火炎自発光画像計測時には、後に圧力変動を参照信号とした位相固定平均処理を行うために、圧力変動と画像計測開始外部トリガの時系列信号を信号収録器(TEAC GX)によって計測した。時系列データ記録のサンプリング周波数は102.4kHzである。OH*自発光画像計測においてイメージインテンシファイアのゲート幅は60 μ s、カメラ撮影速度は5000コマ/秒、記録時間は0.8秒間である。カメラの視野は162 mm四方、解像度は0.32 mm/pixelである。PIV計測の構成は、表1(番号6-10)のとおりである。計測視野は140.6 mm四方である。また、ダブルパルス時間間隔は30 μ sであり、LaVision社のDaVisソフトによるマルチパス相互相関の演算処理によって速度場の計算を行った。

また、図2および表2に弱旋回燃焼器における圧力センサー取り付け位置を示す。圧力センサーにはKulite WCT-312-5SGを用い、受圧面がフェイスプレートと同一平面上にくるように設置した。圧力センサーはフラッシュマウントされており、PT1-3は燃焼時に高温となるため水冷されている。圧力センサーのデータは、DCアンプ(ユニパルス製、AM32AZ)を介して信号収録装置(TEAC製、GX-1)により記録した。測定は各条件

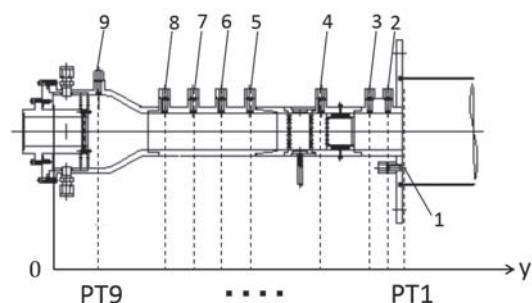


Fig. 2 Mounting positions of the pressure transducers(PT1-PT9).

Table 1 Measurement instrument.

1	Pressure Sensor	Kulite WCT-312-5SG
2	High Speed Camera	Photron FASTCAM-APX
3	Image Intensifier	Lambert HiCATT 25D
4	High Speed Camera Lens	Sodern Cerc78 F/2.8 100 mm
5	Optical Filter	Semrock FF01-320/40
6	Double Pulse Nd:YAG Laser	New Wave Gemini PIV
7	CCD Camera	LaVision, Imager Pro X4M 2048 x 2048px
8	CCD Camera Lens	Nikon AF MICRONIKKOR 105 mm 1:2.8D
9	Bandpass Interference Filter	CVI Laser Optics F03-532.0-4-2.00
10	Tracer Particle	SiO ₂ of 4 μ m in center particle size

で圧力変動を5秒間記録した。測定した圧力波形に対してパワースペクトル密度(PSD)を求め、その周波数スペクトルから振動の強さを表すピーク値とピーク周波数を求めた。

2.3 レイリーインデックスマップ

式(1)に音響エネルギー密度のバランス式⁽¹⁾を示す。式(1)において、 E は音響エネルギー密度、 S は生成項、 D は散逸項、 F は音響エネルギー流束を示す。式(1)から、生成項が、系のダンピングに相当する項 D よりも大きい場合に、音響エネルギーが増幅することがわかる。生成項は駆動要因とも呼ばれ、式(2)の形をしている。式(2)において、 c は音速、 $\bar{\rho}$ は密度の平均値、 γ は比熱比、 T は振動の周期を示す。式(2)に対し、式(3)の局所レイリーインデックス $R(x, y)$ は、式(2)における生成項の発熱率変動 \dot{q}' を自発光変動 I'_{OH^*} で近似したものであり、駆動要因として働く(R が正の値を持つ)領域を局所的に特定する。式(3)における p'_{BPF} は、燃焼室に位置する圧力センサー(PT1)の測定値にバンドパスフィルタ処理および位相固定平均処理を施した値を示す。ここで、 y 軸を中心に軸対称の火炎分布を仮定する。式(3)における $I'_{\text{OH}^*, \text{Abel}}$ は、 OH^* 自発光撮影による輝度分布画像に位相固定平均処理を施した後、アーベル逆変換処理を行い算出した、火炎断面における発熱変動を表している。位相固定平均は、バンドパスフィルタ処理後の圧力変動を基準信号として OH^* 自発光画像の撮影タイミングの位相角度をラベル付けし、30度おきに±15度の幅(分解能)で分類した上で、位相角ごとに加算平均処理を行うことで求めている。局所レイリーインデックスが正を示す領域で必ず燃焼振動が発生するとは言えないが、少なくともそれが振動発生の必要条件となる。以上のことから、実験結果から得られる、火炎断面における自発光変動値 I'_{OH^*} とバンドパスフィルタ処理・位相固定平均処理後の圧力変動値 p'_{BPF} を用いて局所レイリーインデックスを計算することにより、燃焼振動の駆動要因として働く領域を特定するマップ(レイリーインデックスマップ)を計算することができる。

$$\frac{dE}{dt} = S - (D + \nabla \cdot F) \quad (1)$$

$$S = \frac{1}{T} \int_0^T \frac{\gamma - 1}{\bar{\rho}c^2} p' \cdot \dot{q}' dt \quad (2)$$

$$R(x, y) = \frac{1}{T} \int_0^T p'_{\text{BPF}}(t) \cdot I'_{\text{OH}^*, \text{Abel}}(x, y) dt \quad (3)$$

Table 2 Axial locations of the pressure transducers.

Number	PT1	PT2	PT3	PT4	PT5	PT6
y[m]	0.491	0.470	0.445	0.377	0.277	0.237

Number	PT7	PT8	PT9
y[m]	0.197	0.157	0.065

3. 線形準一次元音響解析

発熱変動の遅れ時間モデル($n - \tau$ モデル)の理論(例えは⁽⁹⁾)を元に、図3のように軸方向に連結した複数の管により系のモデル化を行った。各管におけるパラメータ(長さ、断面積、平均温度、平均圧力、モル質量、比熱比など)、モデルの始端・末端の境界条件、発熱変動に関するパラメータ(τ, n)を与えることで、系における振動の周波数 f_r Hzと增幅率 f_i を算出する。周波数 f_r から系の音響モード形状や速度変動を求める。增幅率 f_i はその正負がそれぞれ燃焼振動の増幅・減衰に対応するため、振動の発生条件を予測する上で重要な値となる。

以下に、モデルの作成を行なう際に用いた各式を示す。まず、燃焼振動の発生時における圧力 p や速度 u 、密度 ρ の瞬時値を平均成分と変動成分の和で表わし、質量・運動量・エネルギー保存式から式(4)の波動方程式を得る。圧力の変動分 p' を入射波と反射波という二つの移送波の重ね合わせとし、 A^+ を入射波の圧力振幅、 A^- を反射波の圧力振幅とする。図3のような解析モデルの j 番目の管について圧力変動・速度変動を記述すると、式(5),(6)となる。ただし、 ω は固有振動数、 k_j は波数とする。

$$\frac{\partial^2 p'}{\partial y^2} + \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} = 0 \quad (4)$$

$$p'_j(y, t) = A_j^+ e^{ik_j(y-y_j)-i\omega t} + A_j^- e^{-ik_j(y-y_j)-i\omega t} \quad (5)$$

$$u'_j(y, t) = \frac{1}{\rho_j c_j} (A_j^+ e^{ik_j(y-y_j)-i\omega t} - A_j^- e^{-ik_j(y-y_j)-i\omega t}) \quad (6)$$

また、入射波と反射波の圧力変動成分の比を反射係数 R と定義し、式(5)に始端($y = 0$)の条件、末端($y = J$)の条件をそれぞれ代入すると、式(7)となる。ここで、 j 番目と $j + 1$ 番目の管の境界において圧力が等しくなること、体積流量が保存されることを踏まえ、境界条件を式(8)、(9)に示す。

$$\frac{A_1^+}{A_1^-} = R_1, \quad \frac{A_J^+}{A_J^-} e^{2ik_j l_j} = R_J \quad (7)$$

$$p'(y_{j+1}^-) = p'(y_{j+1}^+) \quad (8)$$

$$S_{j+1} u'_j(y_{j+1}^+) - S_j u'_j(y_{j+1}^-) = \frac{\gamma_j - 1}{\rho_j c_j^2} \dot{q}' \quad (9)$$

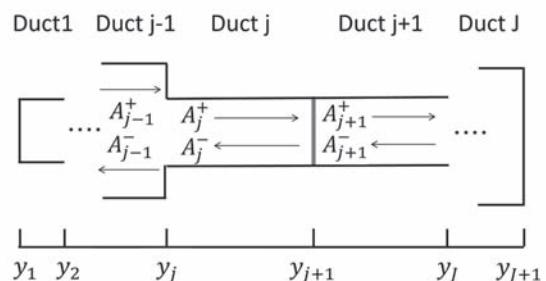


Fig. 3 Quasi-1D model of a generic combustor.

式(5), (6), (8), (9)を用い, 式(10), (11), (12), (13)の形に整理を行う。ここで, H を発熱変動振幅と定義し, 発熱変動を $\dot{q}' = He^{-i\omega t}$ と表わす。

$$\begin{pmatrix} A_{j+1}^+ \\ A_{j+1}^- \end{pmatrix} = B_j \begin{pmatrix} A_j^+ \\ A_j^- \end{pmatrix} + O_j \quad (10)$$

$$B_j = \frac{1}{2} \begin{pmatrix} e^{ik_j l_j} (1 + C_j) & e^{-ik_j l_j} (1 - C_j) \\ e^{ik_j l_j} (1 - C_j) & e^{-ik_j l_j} (1 + C_j) \end{pmatrix} \quad (11)$$

$$C_j = \frac{\rho_{j+1} c_{j+1} S_j}{\rho_j c_j S_{j+1}} \quad (12)$$

$$O_j = \frac{1}{2} \frac{\rho_{j+1} c_{j+1}}{S_{j+1}} \begin{pmatrix} \frac{\gamma-1}{\rho_j c_j^2} H \\ -\frac{\gamma-1}{\rho_j c_j^2} H \end{pmatrix} \quad (13)$$

ここで, 速度変動の発生から遅れ時間 τ ms 後に, 発熱変換係数 n に比例した大きさの発熱変動 \dot{q}' が引き起こされると仮定し, 式(14)と定義する。発熱変動も速度・密度・圧力変動に合わせて振動していると考えると, 式(6), (14)から式(15)となる。式(15)を式(13)に適用すると, 火炎によるソース項 O_j は式(16)となる。式(10), (11), (12), (16)を満たすような固有振動数 $\omega = 1/2\pi (f_r + if_i)$ を算出する。

$$\begin{aligned} \frac{\gamma_j - 1}{\rho_j c_j^2} \dot{q}' &= S_j n u'_j (t - \tau) \\ &= S_j n u'_j e^{i\omega\tau} \end{aligned} \quad (14)$$

$$\frac{\gamma_j - 1}{\rho_j c_j^2} H = \frac{n}{\rho_j c_j^2} S_j e^{i\omega\tau} (A_j^+ e^{ik_j l_j} - A_j^- e^{-ik_j l_j}) \quad (15)$$

$$O_j = \frac{1}{2} C_j n e^{i\omega\tau} (A_j^+ e^{ik_j l_j} - A_j^- e^{-ik_j l_j}) \quad (16)$$

4. 解析対象条件および発熱変動パラメータの算出

4.1 解析対象とする実験条件

図4に, PT1 ($y=0.491$ m) の圧力変動の実験結果を示す。各条件において最も大きい振動ピーク値を大きいシンボル, 二番目に大きい振動ピーク値を小さいシンボルで表している。入口断面空気流速が大きくなるほど低当量比側に振動のピークが移る傾向が見られる。空気流速 $v=10.0$ m/s では $\phi=0.73$, $v=12.5$ m/s では $\phi=0.71$ の条件において, 振動振幅が最大となっている。図5に, PT1 のピーク周波数の実験結果を示す。各条件において最も大きい振動ピークの周波数を大きいシンボル, 二番目に大きい振動ピークの周波数を小さいシンボルで表している。図5から, 全般的に空気流速および当量比の増加に伴いピーク周波数が増加する傾向が見られる。また, $v=5.0$ m/s や 12.5 m/s, 15.0 m/s の一部で当量比の増加に伴い第一ピーク周波数が大きく変化する現象が見られるが, これらについては5.3節で後述する。

$v=12.5$ m/s の条件では, 当量比 $\phi = 0.60 - 0.85$ で常に $300 - 400$ Hz 付近に圧力変動のピークが見られ, 当量比 $\phi=0.71$ で圧力変動振幅は最大の値 (330 Hz, 3.2 kPa) となった。 $v=12.5$ m/s において 2 kPa 以上の振

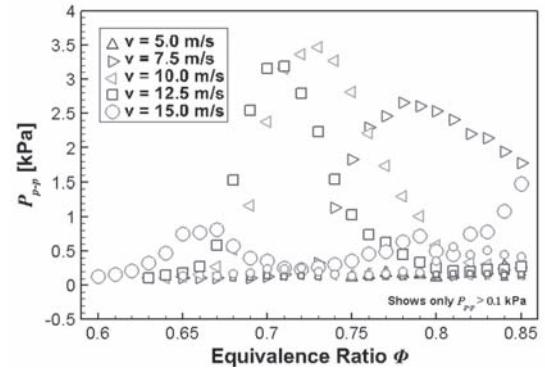


Fig. 4 Peak pressure oscillation amplitudes of PT1 as a function of equivalence ratio for different inlet velocity conditions. Large and small symbols correspond to the pressure oscillation amplitudes of the 1st and 2nd peaks, respectively.

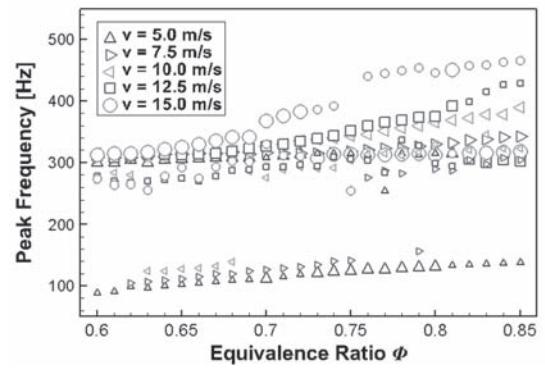


Fig. 5 Peak frequencies of PT1 as a function of equivalence ratio for different inlet velocity conditions. Large and small symbols correspond to the frequencies of the 1st and 2nd peaks, respectively.

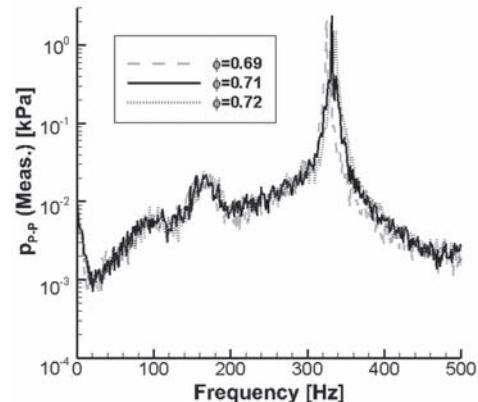


Fig. 6 Powerspectra of dynamic pressure (PT1, $v=12.5$ m/s, $\phi=0.69, 0.71, 0.72$).

動振幅をもつ当量比条件から, $\phi = 0.69, 0.71, 0.72$ の 3 条件の圧力変動スペクトルを図6に示す。この図からこれらの当量比条件の圧力変動スペクトルは330 Hz 付近に支配的なピーク値を持った同様の分布を示すことが分かる。

この $v = 12.5$ m/s 条件で強い燃焼振動の発生する当量比条件として, $\phi = 0.71$ を解析対象条件とする。

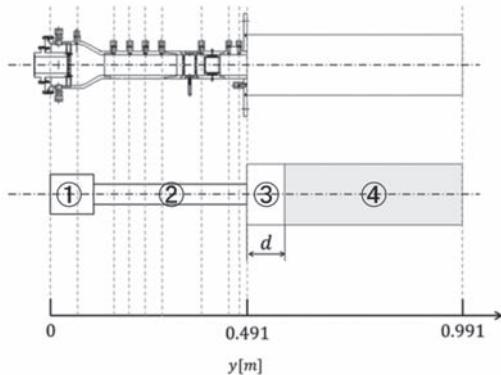


Fig. 7 Schematic of the quasi-1D model of the combustor.

Table 3 Parameters of the model combustor ($\phi = 0.71$).

Section number	Mean temperature T[K]	Mean pressure P[kPa]	Molar mass M[g/mol]
1(Unburned)	300	101.3	27.95
2(Unburned)	300	101.3	27.95
3(Unburned)	300	101.3	27.95
4(Burned)	1855	101.3	28.06

Section number	Heat capacity ratio γ	Length L[m]	Cross section S[m ²]
1(Unburned)	1.39	0.107	0.007854
2(Unburned)	1.39	0.384	0.001963
3(Unburned)	1.39	d	0.016286
4(Burned)	1.25	0.50- d	0.016286

Table 4 Boundary conditions and the parameters for the $n-\tau$ model ($v = 12.5$ m/s, $\phi = 0.71$).

Reflection coefficient	Flame position	Interaction index	Time delay
R_1	R_4	d [m]	n
1	-1	0.09	1.7
			7.7

4.2 LSI 燃焼器の準一次元モデル化

準一次元モデルを図7, 各セクションの寸法およびガス温度などのパラメータを表3に示す。火炎温度, モル質量, 比熱比は, 化学平衡計算プログラム (NASA-CEA)¹²を用いて算出した。また, モデルの始端・末端の境界条件から決める反射係数については, 入口 ($y = 0$ m) を $R_1 = 1$ (閉端), 燃焼室出口 ($y = 0.991$ m) を $R_4 = -1$ (開端, 大気圧条件) とする。解析に必要となる各パラメータの値を表4に示す。発熱変動に関するパラメータ (n, τ) 算出方法の詳細については次節に述べる。

4.3 発熱変動モデルの算出

本節では自発光撮影およびPIV計測のデータから発熱変動モデルを算出する。4.1項の実験では各流速に対し当量比0.1刻みの条件で圧力変動を計測しているが, 自発光は当量比0.3刻みの計測を行っている。最大圧力変動振幅を示した $v = 12.5$ m/s, $\phi = 0.71$ 条件近傍では, $\phi = 0.69, 0.72$ で自発光撮影結果が存在する。図6の $\phi = 0.69, 0.71, 0.72$ 条件のスペクトル分布から, ピーク値とピーク周波数ともに近接していることが見て取れ,

各条件が同一のモードに支配されていると考えることは妥当である。このことを踏まえ, 4.3.1節における火炎位置の計算では, $\phi = 0.69, 0.72$ 条件の値から $\phi = 0.71$ 条件の値を見積もる。一方で, PIV計測は, 既往文献⁸で報告されている $\phi = 0.69$ 条件のみで実施されていることから, 4.3.2, 4.3.3 節の計算には $\phi = 0.69$ 条件のデータを用いる。

4.3.1 火炎位置

図8は実験結果から得たPT1の圧力変動 ($y = 0.491$ m) と自発光計測結果から作成した燃焼室内のレイリーインデックスマップである。図8において, ノズル出口を始端とする鉛直方向の軸を $\tilde{y} = y \times 10^3 - 491$ mm, ノズル中心部から半径方向の軸を x と定義している。

ここで, 燃焼室内におけるレイリーインデックスの平均分布にしきい値を設定し, しきい値以上の発光領域を特定する。これらの強発光領域のうち, ノズル出口角部よりも外側の領域 (領域の構成画素の平均径方向座標がノズル中央部から25 mm 以上外側にある) かつ, 一領域内のレイリーインデックス積算値が最大となる領域を, 壁面近傍の強発光領域として特定する。続いて, その強発光領域におけるレイリーインデックス値の質量中心を求め, これを火炎位置と定義した。

図8中に示したように, 壁面近傍の強発光領域におけるレイリーインデックスの質量中心位置とノズル出口角部までの直線距離を火炎離脱距離 L_f と定義した。レイリーインデックス最大値の0.05倍から0.5倍まで, 10通りのしきい値で強発光領域の特定と L_f の計算を行い, その平均値 \bar{L}_f を求め, 解析に用いるパラメータとした。 $v = 12.5$ m/s に対し, $\phi = 0.69$ 条件では $\bar{L}_f = 0.089$ m, $\phi = 0.69$ 条件では $\bar{L}_f = 0.094$ m と計算された。これらの値から, $\phi = 0.71$ における火炎離脱距離を $\bar{L}_f = 0.09$ m として見積もり, 解析に用いることにした (数mmの違いは解析結果 (安定性判別やモード周波数) にほとんど影響を与えない)。準一次元モデルにおける火炎位置 d (図7参照) を $d = \bar{L}_f = 0.09$ m のように \bar{L}_f で近似する。

4.3.2 発熱変換係数

自発光撮影結果を用い, 発熱変換係数 n を算出した。まず, 実際に解析で用いる準一次元モデルの火炎の影響が存在する部位 (管番号: 3, 4) について, 速度変動と発熱変動の関係を定義した式(14)の両辺に対しRMS値をとり, 式(17)とする。式(17)における各成分を実験結果から算出し, 発熱変換係数 n を見積もる。発熱率の平均値は, 燃料質量流量 \dot{m} と低位発熱量 H_f から算出した (式(18))。発熱変動の変動成分と平均成分の比を, 実験における自発光計測結果から見積もると, 式(19)となる。速度変動のRMS値をPIV計測結果から見積もると, 式(20)となる。実験結果から算出した式(19), (20)を式(17)に用い, 発熱変換係数 n を算出すると(21)となる。

$$\frac{\gamma_3 - 1}{\rho_3 c_3^2} \dot{q}'_{rms} \times \frac{\bar{q}}{\dot{q}} = S_3 n u'_{3,rms} \quad (17)$$

$$\bar{q} = \dot{m}_f H_f = 5.83 \times 10^4 \text{ J/s} \quad (18)$$

$$\frac{\dot{q}'_{rms}}{\dot{q}} = \frac{I'_{OH^*}}{I_{OH^*}} = 6.02 \times 10^{-2} \quad (19)$$

$$S_3 u'_{3,rms} \simeq 4.9 \times 10^{-3} \quad (20)$$

$$n = \frac{\gamma_3 - 1}{\rho_3 c_3^2} \times \bar{q} \times \frac{\dot{q}'_{rms}}{\dot{q}} \times \frac{1}{S_3 u'_{3,rms}} \simeq 1.7 \quad (21)$$

4.3.3 遅れ時間

圧力変動計測、PIV計測結果およびOH*自発光計測から、遅れ時間 τ を算出した。PIV計測から得た圧力変動、速度変動、発熱変動の位相差を図9に示す(参考として、本研究で参照したOH*自発光分布・速度分布をAppendixの図A1に示す)。速度変動の計算として $\tilde{y} = 10 \sim 12 \text{ mm}$, x 座標 $\pm 10 \text{ mm}$ の範囲の y 方向流速の位相固定平均値を示している。図9から、圧力変動が発熱変動に約15度遅れ、速度変動が圧力変動に約146度遅れていることが特定された。これらから速度変動と発熱変動の位相差は約199度となる。振動周波数330 Hzを用いて位相差を時間に変換すると、位相差 $= 199/360/330 \simeq 1.7 \text{ ms}$ となる。ここで、ノズル角部から燃焼室の外側の強発光部まで渦が移流する時間を遅れ時間 τ と定義し、その値を推算する。まず、図8において白色の部位が圧力変動と発熱変動の相関の強い領域といえるが、4.3.1項で述べた外側の強発光領域の他に、内側にも強発光領域($x = 25 \sim 40 \text{ mm}$, $\tilde{y} = 30 \sim 60 \text{ mm}$)が存在することがわかる。このことは、これら2つの強発光領域の間に1周期の時間遅れがあることを意味している。また、渦の移流速度をノズル断面流速12.5 m/sと仮定し、外側強発光領域の発光重心位置までの距離 $L_f = 0.09 \text{ m}$ に対する移流時間を見積もると、 τ は7.2 msとなる。 τ がこのオーダーの値となるためには、火炎存在領域のみ可視化されるレイリーアンデックスには見られない、上流側の未燃ガス領域において、もう1周期の遅れ時間が含まれると考えるのが自然である。以上から、本研究では遅れ時間 τ を速度変動と発熱変動の位相差(1.7 ms)に二周期(6.0 ms)を足した値として、式(22)のように見積もる。

$$\tau \simeq 1.7 + 3.0 \times 2 = 7.7 \text{ ms} \quad (22)$$

5. 解析結果の考察

$v = 12.5 \text{ m/s}$, $\phi = 0.71$ の条件における解析結果の考察を行う。燃焼室圧力変動の周波数スペクトルを図6に示す。解析対象とする実験条件において330 Hz付近に強い圧力ピーク値が見られることがわかる。解析結果の音響モードの固有周波数、振動の増幅率を表5に示す。ここで、実験から得た圧力変動スペクトルおよび後述する安定性マップ(図13)の結果から、mode1の周波数

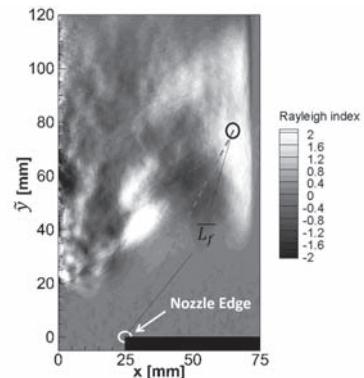


Fig. 8 Local Rayleigh index map. The circle indicates the position of the mass center of the thresholded high Rayleigh index distribution in the near-wall region.

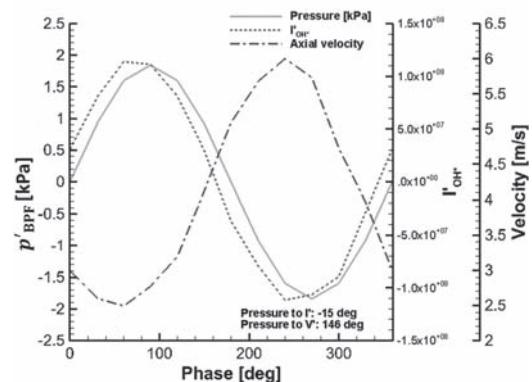


Fig. 9 Phase-resolved profiles of the dynamic pressure, inlet velocity and global OH* intensity ($v = 12.5 \text{ m/s}$, $\phi = 0.69$).

領域を $110 < f_r < 120$, mode4の周波数領域を $300 < f_r < 480$, mode5の周波数領域を $480 < f_r < 520$ とそれぞれ定義する。表5ではmode4に対応する音響モードが二つ存在するため、高周波数域におけるものをmode4'と記載する。mode4'はmode4に対し一周期遅れた位相を有する音響モードである。

5.1 モードの安定性

表5より、mode1・4・4'において増幅率が正となり、燃焼振動の駆動が予測されている。表5で不安定条件を示していた三つの音響モードの安定性について考察を行う。一方、図10には各音響モードに対する増幅率の遅れ時間依存特性を示した。図10(a)から、mode1では増幅率が ± 2.5 の比較的小さな値の範囲で正負に振動していることがわかる。また、mode4'の増幅率については、

Table 5 Predicted mode frequencies and growth rates.

Mode	Frequency[Hz]	Growth rate	Stability
1	114	1.76	unstable
2	159	-47.8	stable
3	266	-20.3	stable
4	370	22.3	unstable
4'	457	13.5	unstable

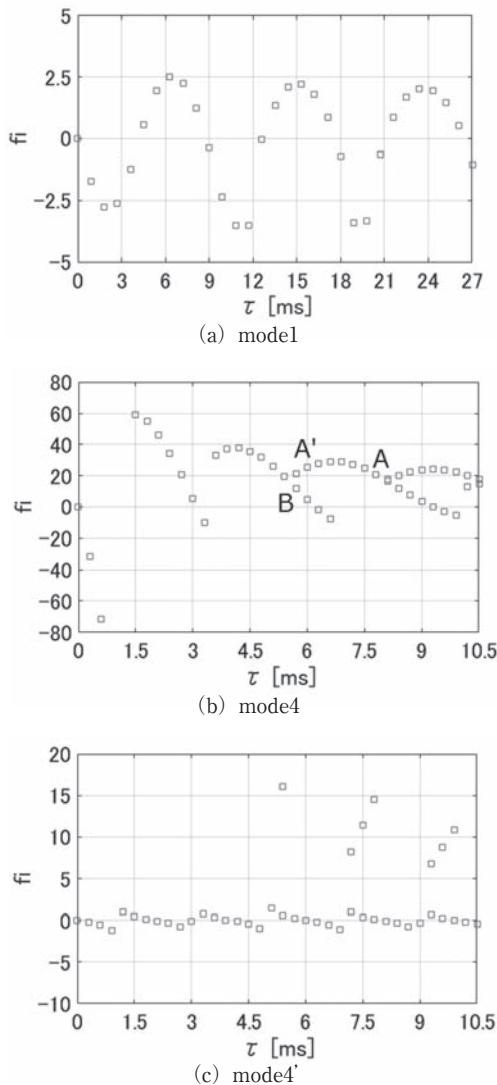


Fig.10 Linear growth rates as function of time delay.

10以上の値を示す点もあるものの大多数が0付近の小さな値を示している(図10(c))。これに対して、mode4の増幅率は大多数が正の値を持ち、かつ、他のモードよりも大きな値を示している(図10(b))。一方、後述するモード形状比較(図11)から実験の330 Hzモードがmode4に対応することが示された。330 Hzモードのピーク値は他の周波数域のピーク値に比べ100倍以上の値を示している(図6)。

5.2 モード形状

音響解析によるmode4の圧力振動振幅と位相差の軸方向分布について実験計測値と比較したものを図11に示す。音響モード形状については、実験から得た圧力振幅値と解析値との差の二乗が最も小さくなるように解析値の振幅を決めた。位相差は、 $y = 0.065$ m(プレナム入口近傍)位置を基準(0 deg)としている。計測した圧力変動信号について、対象とするモード周波数近傍でバンドパスフィルターを適用した上で位相固定平均波形を算出し、各計測点における基準点からの位相差を求めた。実験値と解析値は全体的に良い一致を示していることが

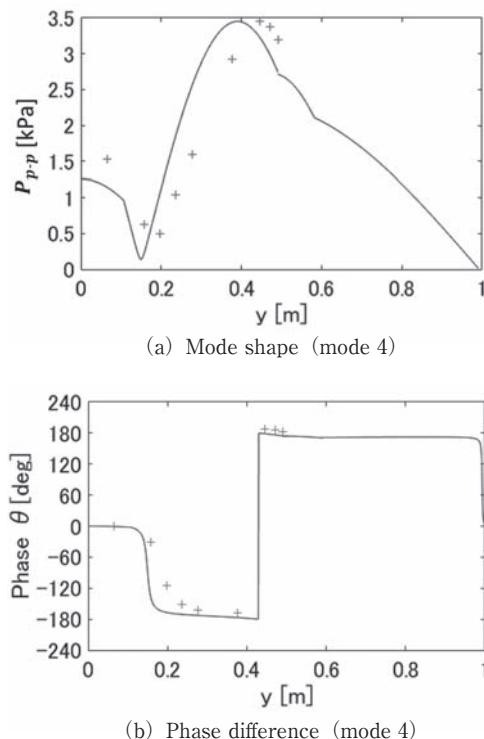


Fig.11 Mode shape and phase difference of the mode4.
"+" indicates the corresponding experimental data.

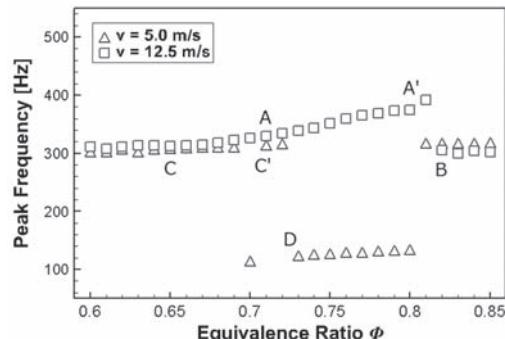


Fig.12 Mode hopping observed in the experiment.

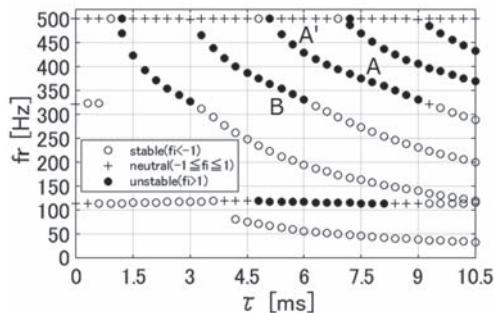
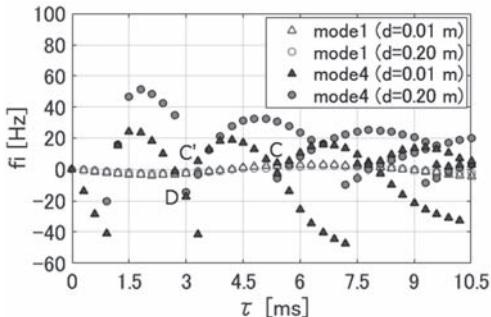
わかる。このように音響解析予測と実験結果とが一致した傾向を示すことは、本研究の音響解析手法の妥当性を示している。

解析結果の振幅分布が若干上流側にシフトしているが、これはシンプル化したモデルと実際の燃焼装置構造(面積変化や整流板、スワーラの存在等)との違いに起因するものと考えられる。

5.3 モードホッピング

本節では、空気流速一定の条件で当量比を変化させた場合に振動の第一ピーク周波数が大きく変化する現象をモードホッピングと定義する。実験でみられたモードホッピングの例を図12に示す。モードホッピングを線形音響解析がどのように捉えているかという点に着目して現象の考察を行う。

従来のOH*自発光画像計測の結果¹³から、本論文で扱う流速・当量比条件では、火炎離脱距離が約0.04–0.11m

Fig.13 Stability map ($\phi = 0.71$, $d = 0.09$ m).Fig.14 Liner growth rates of the model and mode4. ($\phi = 0.71$, $d = 0.01$, 0.20 m)

の範囲で変化することが知られている。また一般的な傾向として、空気流速一定の条件で当量比を増加させると燃焼速度の増加によって火炎離脱距離が減少する（燃焼室入口側に近づく）こと、当量比一定の条件で流速を増加させると、燃焼速度と局所流速との釣り合う位置が変わるために、火炎離脱距離は増加する（燃焼室入口から下流側に遠ざかる）ことがわかっている。空気流速一定の場合には、火炎離脱距離の減少が遅れ時間の減少に繋がるため、当量比の増加に伴い遅れ時間が減少する。当量比・火炎離脱距離と遅れ時間の関係に留意し、実験結果と解析結果の比較を行う。

流速12.5 m/s 条件に対する解析条件として $\phi = 0.71$, $d = 0.09$ m を採用し、遅れ時間 τ に対するモード周波数 f およびその安定性について解析した結果を図13に図示した。この図から遅れ時間の変化に伴う安定性の変化を考察する。図12における $A \rightarrow A' \rightarrow B$ のピーク周波数の変化は、図13や図10 (b) に示した遅れ時間の減少に伴う周波数・增幅率の変化によって説明することができる。図10 (b) のように mode4 の線形增幅率は遅れ時間に対して、複数の周期的な山の連なりとして分布している。当量比増加に伴って遅れ時間が A 位置から減少（図中左方向にシフト）していくと B 点の近傍で、一周期小さな遅れ時間のモード增幅率と大小関係が逆転する。このように、線形音響解析はこのモードホッピングを一周期小さい遅れ時間に対応する同じ不安定モード（この場合は mode4）内での移行として捉えている。

一方、流速の違いによる火炎位置の変化がモードホッピングに与える影響を定性的に調べるため、低流速/

高流速条件に対応する火炎位置を、それぞれ、 $d = 0.01$ m, $d = 0.20$ m に代表させて解析を行った。モードホッピングの観察された周波数領域に対応する mode1 と mode4 の增幅率を図14に示す。

図14から、mode4 の增幅率は火炎位置が燃焼室入口に近づく ($d = 0.20$ m 条件から $d = 0.01$ m 条件への移行) について、全体的に負の方向にシフトする。そして、このシフトに伴い、mode4 の增幅率が mode1 の增幅率よりも小さな値をもつ領域が増えることがわかる。図12における $C \rightarrow C' \rightarrow D$ のモードホッピングは、図14における $C \rightarrow C' \rightarrow D$ のように、遅れ時間が変化する中で mode1 と mode4 の增幅率の大小関係逆転の結果として表れる現象と考えられる。以上から、線形音響解析は低流速条件におけるモードホッピングを、遅れ時間の変化に伴う 2 つのモード間での支配モードの遷移として捉えていると言えることができる。

6. 結論

ガスタービンモデル燃焼器で発生する燃焼振動を対象として、 $n - \tau$ モデルを導入した線形音響解析によって音響モード形状の実験値との比較やモードごとの安定・不安定判定を行った。以下に主な結論をまとめた。

- 解析で求めた mode4 のモード形状は、プレナム入口を閉端、燃焼室出口を開放端とする 2 次のモード (3/4 モード) であり、振動振幅のモード形状や位相差が全体的に実験値とよく合致した。これらのことから実験で発生した 330 Hz 付近の支配モードは、音響解析の mode4 に対応することを明らかにした。
- 当量比増加に伴う遅れ時間 τ の変化によって線形增幅率が周期的に変化することを示した。流速 12.5 m/s 条件で観察された mode4 のモードホッピング現象は、当量比の増加に伴う遅れ時間の減少によって、一周期小さな遅れ時間に対応する同じ mode4 へとホッピングする現象であることがわかった。
- 流速の違いを火炎距離の変化として解析した結果から、低流速 (5.0 m/s) 条件のモードホッピングは、当量比の変化に伴い遅れ時間が変化する過程で、mode1 と mode4 の增幅率の大小関係が逆転する結果として表れる現象と解釈できることを示した。

以上のように音響解析結果と実験結果とが一致した傾向を示したことから、本研究の音響解析手法の妥当性が示された。

Appendix

本研究で対象としている燃焼器内の火炎の全体的な構造や速度場の理解の助けのために、図 A1 に、流速 $v = 12.5$ m/s, 当量比 $\phi = 0.69$ 条件（不安定周波数 330 Hz）における、位相 $\theta = 90^\circ$, 270° の OH* 自発光中心断面強度分布および PIV 速度分布を示した。計測の詳細は、文献^[8]に述べられている。PIV 速度分布の半径 20 mm 以

上の外側領域では、レーザーシート光が円筒ガラスダクトに反射する影響で、S/N 比の悪い縦じまパターンの領域が存在する。この領域は白塗りとしてベクトルを示していない。一方、半径20 mm 以下での反射光の影響がない。図9で用いた速度は前述したようにこの領域内の計測点から計算している。流れのパターンを見やすくするため、半径20 mm 内の中心領域における速度ベクトルに基づいて流線を表示している。弱旋回バーナーの特徴である拡大減衰流の特徴が確認でき、火炎基部は $\hat{y} \sim 30$ mm 付近に浮き上がって位置することがわかる。また $\hat{y} \sim 50$ mm より下流側には内側再循環流の存在が確認できる。OH*自発光強度は壁面近傍領域で大きな変動を示し、図9の全体自発光変動はこの領域の発光強度変動の影響を強く受けていることが分かる。より詳細な現象の考察は、既往文献⁽⁸⁾を参照されたい。

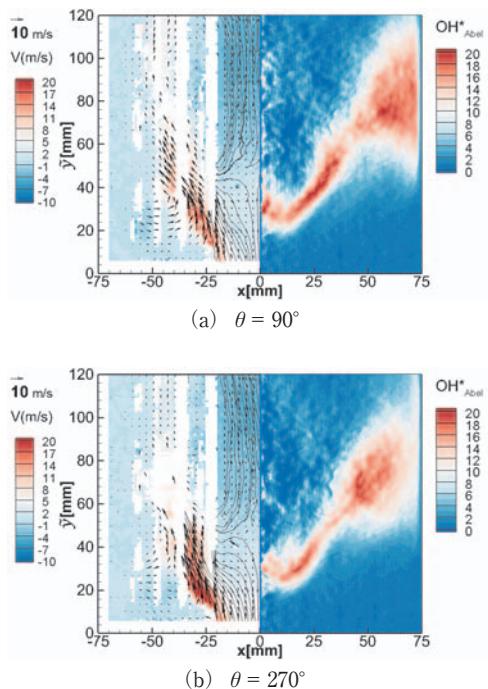


Fig.A1 Phase-resolved velocity field (left) and OH* in-tensity distribution (right) ($v = 12.5$ m/s, $\phi = 0.69$). Up-
per and lower figures are at $\theta = 90^\circ$ and $\theta = 270^\circ$, respectively. The rectangular blank regions on the velocity
maps are the erroneous regions due to the laser sheet
reflections on the glass tube surface.

参考文献

- (1) Lieuwen, T. and Yang, V., "Combustion Instabilities in Gas Turbine Engines: Operational Experience, Fundamental Mechanisms, and Modeling," AIAA, Reston, VA (2005).
- (2) Chan, C.K., Lau, K.S., Chin, W.K. and Cheng, R.K., "Freely propagating open premixed turbulent flames stabilized by swirl," Proc. Combust. Inst., 24 (1) (1992), pp.511-518.
- (3) Cheng, R.K., Littlejohn, D., Nazeer, W.A. and Smith, K.O., "Laboratory studies of the flow field characteristics of low-swirl injectors for application to fuel-flexible turbines," J. Eng. Gas Turbines Power, 130 (2) (2008), pp.21501-21511.
- (4) Cheng, R.K., Littlejohn, D., Strakey, P. and Sidwell, T., "Laboratory investigations of low-swirl injectors with H₂ and CH₄ at gas turbine conditions," Proc. Combust. Inst., 32 (2009), pp.3001-3009.
- (5) Tachibana, S., Yamashita, J., Zimmer, L., Suzuki, K. and Hayashi, A.K., "Dynamic behavior of a freely propagating turbulent premixed flame under global stretch-rate oscillations," Proc. Combust. Inst., 32 (2) (2009), pp.1795-1802.
- (6) Kang, D.M., Culick, F.E.C. and Ratner, A., "Combustion dynamics of a low-swirl combustor," Combust. Flame, 151 (3) (2007), pp.412-425.
- (7) Therkelsen, P.L., Portillo, J.E., Littlejohn, D., Martin, S.M. and Cheng, R.K., "Self-induced unstable behaviors of CH₄ and H₂/CH₄ flames in a model combustor with a low-swirl injector," Combustion and Flame, 160 (2) (2013), pp. 307-321.
- (8) Tachibana, S., Kanai, K., Yoshida, S., Suzuki, K. and Sato, T., "Combined effect of spatial and temporal variations of equivalence ratio on combustion instability in a low-swirl combustor," Proc. Combust. Inst., 35 (2015), pp.3299-3308.
- (9) Poinsot and Veynante, Theoretical and Numerical Combustion, Third Edition (2012), pp.391-455 (<http://elearning.cerfacs.fr/combustion/onlinePoinsotBook/buythirdedition/index.php>).
- (10) Petersson, P., Olofsson, J., Brackman, C., Seyfreid, H., Zetterberg, J., Richer, M., Alden, M., Linne, M.A., Cheng, R.K., Nauert, A., Geyer, D. and Dreizler, A., "Simultaneous PIV" OH-PLIF, Rayleigh thermometry "OH-PLIF and stereo PIV measurements in a low-swirl flame," Appl. Opt. 46 (19) (2007), pp.3928-3936.
- (11) Durox, D., Schuller, T., Noiray, N., Birbaud, A.L. and Candel, S., "Rayleigh criterion and acoustic energy balance in unconned self-sustained oscillating flames," Combust. Flame 156 (2009), pp.106-119.
- (12) Gordon, S. and McBride, B.J., "Computer Program for Calculation of Complex Chemical Equilibrium Compositions and Applications," NASA Reference Publication 1311 (1994).
- (13) 金井洋太, 早稲田大学大学院機械科学専攻修士論文, 2013, pp.35-44.

リング型プラズマアクチュエータによるタービン動翼の漏れ流れ制御に向けた平板基礎実験と消費電力測定

Flat Plate Experiments and Consumed Power Measurements for Active Control of Tip Clearance Flow of a Turbine Rotor Using Ring-type Plasma Actuators

松沼 孝幸^{*1}
MATSUNUMA Takayuki

瀬川 武彦^{*1}
SEGAWA Takehiko

ABSTRACT

Innovative “ring-type” dielectric barrier discharge (DBD) plasma actuators have been developed to facilitate active control of the tip leakage flow of turbomachinery. The ring-type plasma actuators consisted of metallic wires coated with insulation material and embedded in a tip casing wall made of insulation material. In order to construct a two-dimensional model of the tip leakage flow, a flat plate was inserted with a certain clearance to the rectangular test section of a wind tunnel, and velocity distributions near the plate tip regions were analyzed by particle image velocimetry (PIV). The forcibly-induced tip leakage flow was successfully dissipated by means of the plasma actuator flow control at fixed peak-to-peak voltage, $V_{pp} = 12.8$ kV, and various input frequencies from 8.6 kHz to 16 kHz. The most effective frequency for the reduction of the tip leakage flow was 14 kHz. The evaluation of consumed power was also carried out using $V-Q$ Lissajous method. In the flat plate experiments, the consumed power for reducing tip leakage flow with 10 m/s tip leakage flow was estimated to be 55 Watts.

Key words : プラズマアクチュエータ, 誘電体バリア放電, 能動制御, タービン, 翼先端隙間, 漏れ流れ, 消費電力

Plasma actuator, DBD, Active flow control, Turbine, Tip clearance, leakage flow, Consumed power

1. はじめに

誘電体バリア放電 (DBD) プラズマアクチュエータは、絶縁体を挟んだ電極間に高周波の高電圧を加えることにより局所的にプラズマを発生させ、翼表面に沿った流れを誘起することができる。機械的な可動部を持たず、構造がシンプルかつ小型軽量であるため、次世代の能動制御デバイスとして有望視され、近年盛んに研究されている⁽¹⁾⁻⁽³⁾。

一方、圧縮機やタービンの翼列は、ガスタービンの主要な構成要素として、航空推進用ジェットエンジンや発電用ガスタービンに全世界で広範に利用されているため、わずかな性能向上でも高い省エネルギー効果が期待できる。特に、タービン翼列の翼先端から発生する漏れ流れ(チップクリアランス流れ)は、空力性能を低下させる大きな原因の1つであるため、これまでの多くの研究が

行われている⁽⁴⁾⁻⁽⁶⁾。最近では、タービン翼列の漏れ流れを抑えるためにプラズマアクチュエータが用いられている⁽⁷⁾。圧縮機翼列でも、サージマージン改善や剥離抑制にプラズマアクチュエータを適用する研究が報告されている^{(8),(9)}。

産総研では、新たに開発した「リング型プラズマアクチュエータ」⁽¹⁰⁾ (図1) を用いて、チップクリアランス流れを抑制するための研究開発を実施している^{(11),(12)}。前報⁽¹²⁾では、低速の漏れ流れ (1 m/s) での実験から、漏れ流れを低減できることを示した。今回は、平板を用いた基礎実験において、漏れ流れの流速を10 m/sに増加させて、印加電圧と周波数を変化させた場合の漏れ流れ抑制効果を調べるとともに、 $V-Q$ リサーチュ法を用いた消費電力の評価も実施した。

2. リング型プラズマアクチュエータ

リング型プラズマアクチュエータの概略図を図1に、断面図を図2に示す。このアクチュエータは、タービン動翼のチップ側壁面にリング状に設置されるもので、絶縁材料の中に絶縁被覆ワイヤを埋め込んだ内部構造に

原稿受付 2016年3月4日

校閲完了 2016年8月29日

*1 国立研究開発法人 産業技術総合研究所
省エネルギー研究部門
〒305-8564 つくば市並木1-2-1

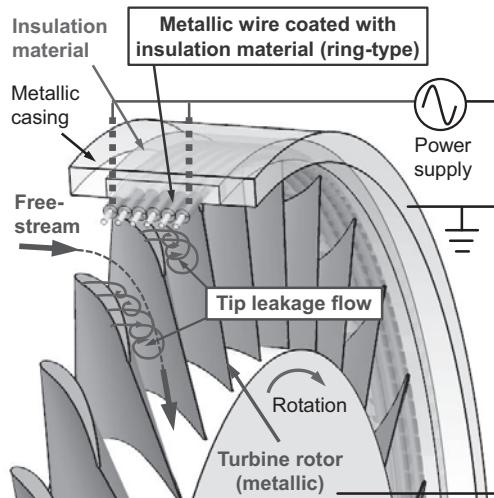


Fig. 1 Ring-type plasma actuator

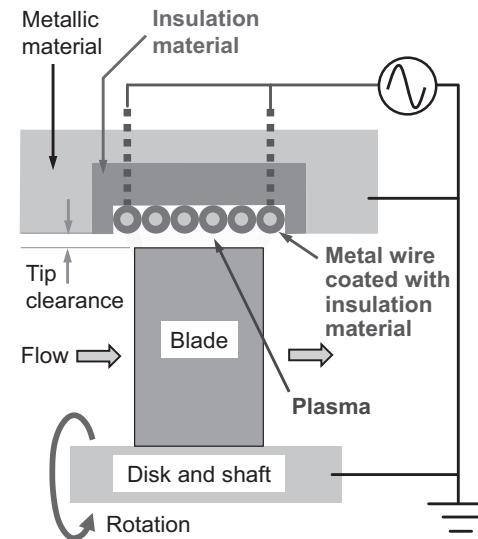


Fig. 2 Cross section of ring-type plasma actuator

なっている。安全性を確保するために、タービン動翼・軸・ケーシングなどの金属部品を接地する。絶縁被覆ワイヤに高周波・高電圧を加えることによって、タービン動翼先端が露出電極として機能する。その結果、絶縁被覆ワイヤとタービン動翼先端の間にDBDが発生する。チップクリアランスを通過する漏れ流れが抑制されると着想した理由として、(1)漏れ流れは、翼の正圧面側から負圧面側に向かうケーシングに沿った流れであること、(2)DBDによりイオン化された空気には、翼先端からケーシング内の絶縁被覆ワイヤに向かう電気力線に沿って、半径方向の体積力が与えられること、(3)半径方向の体積力は、漏れ流れに対して常に直角方向に作用するため、漏れ流れの抵抗となること、が挙げられるが、現段階では推論の域を出ないため、定量的な解析を進める必要がある。

なお、本プラズマアクチュエータは、軸流タービンのみでなく、ラジアルタービン、軸流圧縮機、遠心圧縮機など、様々なターボ機械の動翼に適用することができる。

3. 実験方法

リング型プラズマアクチュエータによる漏れ流れ抑制効果を検証するために、前報に続き、平板を用いて2次元モデルでの実験を行った。図3に、実験の概要を示す。小型の吹き出し式風洞に接続されたアクリル製の測定部（流路の幅200 mm × 高さ200 mm × 長さ500 mm）の中央に、上側に1 mmのチップクリアランスを空けた平板を設置し、チップクリアランスを通る漏れ流れを再現する。流路面積が少なすぎて風洞の流れが不安定になることを防止するため、上流にスリットを設けて流れをバイパスさせる。送風機の回転数を調整することにより、チップクリアランスを通過する流速10 m/s程度の漏れ流れを定常的に生成できる。この流速は、前報¹²の流速（約1 m/s）より10倍程度速くなっている。

上側の壁面には、プラズマアクチュエータ（幅140

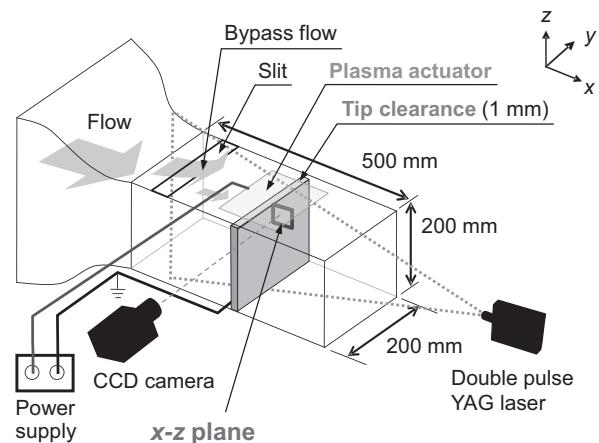


Fig. 3 Measurement system for flat plate with tip clearance

mm、長さ160 mm、絶縁被覆ワイヤ外径1.3 mm）を埋め込み、高電圧高周波パルス電源（PSI製、PG-1040F）を用いて、電圧 $V_{p-p} = 8 \text{ kV} \sim 12.8 \text{ kV}$ （peak to peak）、周波数 $f_p = 8.6 \text{ kHz} \sim 16 \text{ kHz}$ の疑似矩形波を印加し、アクチュエータと平板先端の間にプラズマを生成する。まず、前報と同様に、 $f_p = 8.6 \text{ kHz}$ に固定し、電圧を $V_{p-p} = 8 \text{ kV}$ から12.8 kVに変化させたが、今回の実験では、流速の増加に伴って投入電力を増やす必要が生じたため、電圧を $V_{p-p} = 12.8 \text{ kV}$ （使用した電源の最大値）に固定し、周波数を変化させる。

$x-z$ 平面の平板先端付近の速度場を、粒子画像流速測定法（PIV）により計測する。PIV計測は、風洞上流から注入した煙を、測定部下流に設置したダブルパルスNd:YAGレーザー（Litron Lasers製、NANO S 30-15 PIV、15 mJ/pulse）により可視化し、測定部上部に設置したクロスコリレーションカメラ（TSI製、PIVCAM 13-8）により撮影する。今回の実験では、瞬時速度分布を200回測定し、平均値を求める。

なお、2次元PIVで測定できるのは「計測平面内の絶

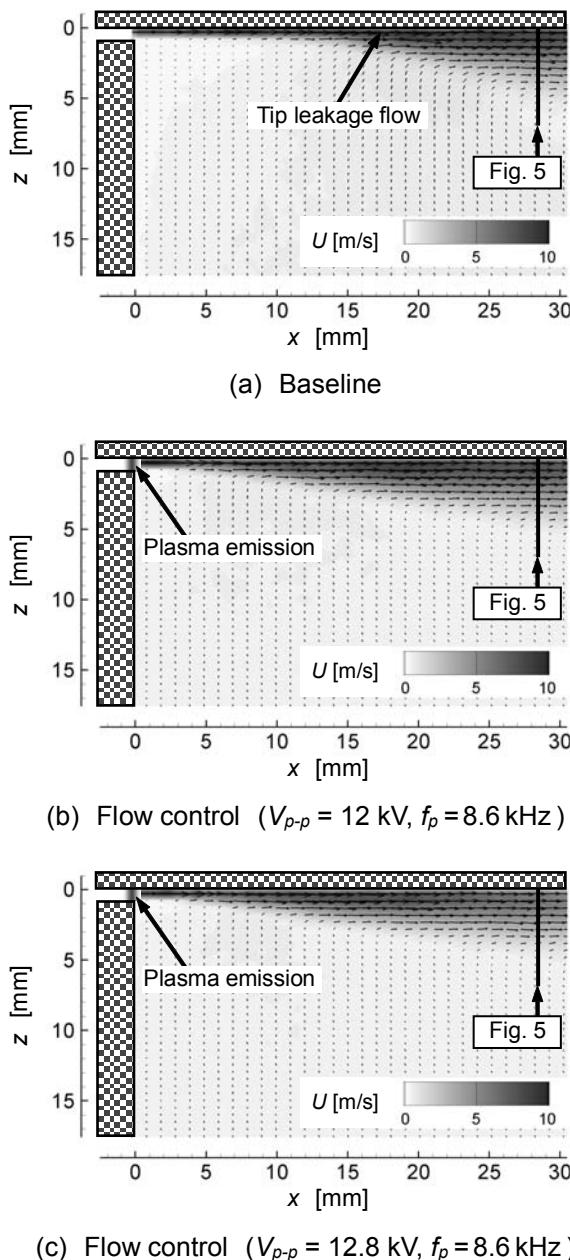


Fig. 4 Absolute velocity distributions near tip clearance exit of flat plate at various DBD-PA input voltages ($f_p = 8.6$ kHz)

対速度」であるが、測定部の y 方向の対称性から、計測面に直交する速度成分（ y 方向速度成分）は無視できるほど少ないと考えて、「計測平面内の絶対速度」を、本論文では「絶対速度」と表現している。

4. 実験結果と考察

4.1 平板の漏れ流れ抑制実験

4.1.1 印加電圧の影響

前報¹¹⁾と同様に周波数を $f_p = 8.6$ kHzに固定し、印加するpeak-to-peak電圧を $V_{p-p} = 8$ kVから12.8 kVまで変化させる。図4に、絶対速度分布を示す。図4(a)は、基準（制御なし）での速度分布であり、上側壁面と平板の間のチップクリアランスを通過した漏れ流れが観察できる。

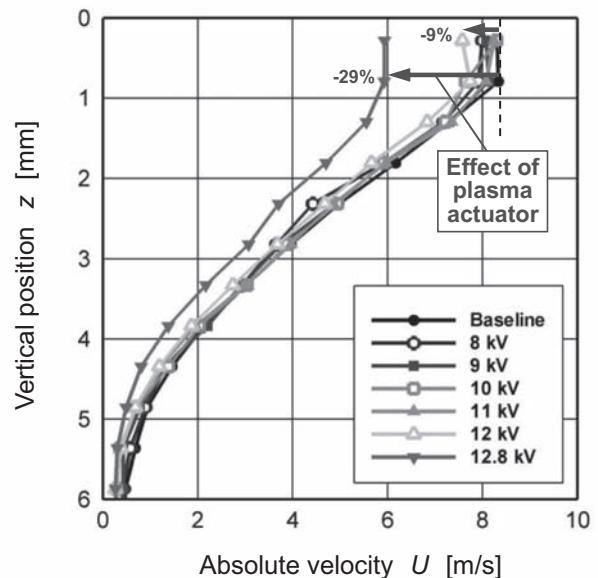


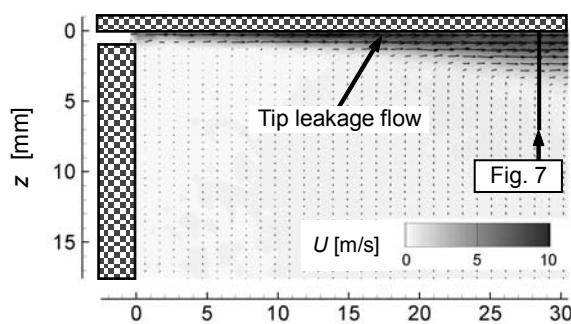
Fig. 5 Absolute velocity distributions near tip clearance exit of flat plate at various DBD-PA input voltages ($f_p = 8.6$ kHz) at $x = 28.6$ mm

$V_{p-p} = 8$ kVから11 kVの範囲でプラズマアクチュエータを駆動した場合、漏れ流れの変化は見られなかった。図4(b)は、 $V_{p-p} = 12$ kVまで上昇させた場合の速度分布であり、漏れ流れがわずかに減少していることがわかる。図4(c)は、 $V_{p-p} = 12.8$ kVの場合の速度分布であり、漏れ流れを減少させる効果が高くなっている。

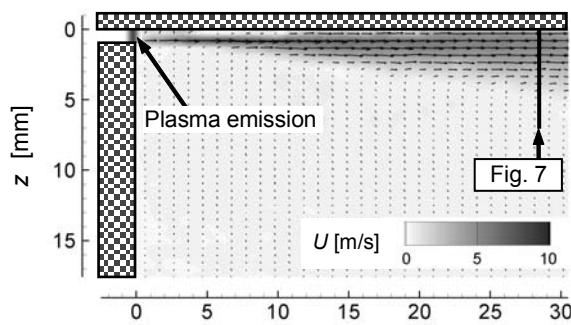
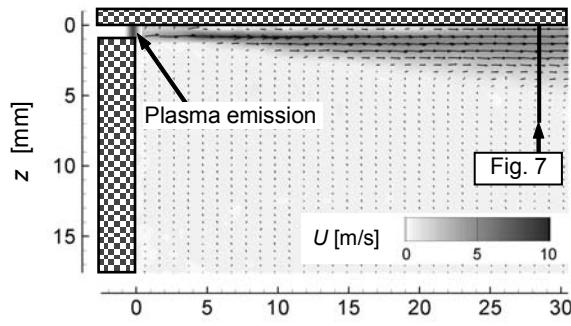
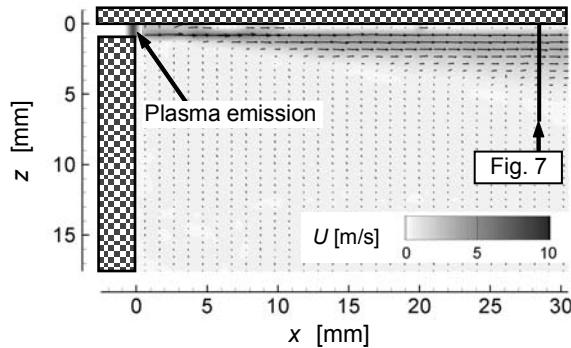
印加電圧の違いによる変化を定量的に観察するため、図4の漏れ流れ出口から28.6 mm下流（図4の赤線）における絶対速度の垂直方向（ z 軸方向）分布を、図5に示す。最大流速は、流れ制御なしの場合8.3 m/sであるが、 $V_{p-p} = 12$ kVでは7.6 m/s（9 %減少）となっている。最も効果が高かった $V_{p-p} = 12.8$ kVでは、最大流速を5.9 m/s（29 %の減少）にまで抑制する。しかし、前報で得られた流速1 m/sの漏れ流れを電圧 $V_{p-p} = 7$ kV、周波数 $f_p = 8.6$ kHzで完全に抑制できた結果と比べると、漏れ流れ低減効果が少ない。

4.1.2 印加周波数の影響

投入電力を増加させた場合に、漏れ流れ抑制効果を高められる可能性がある。本実験で使用した高電圧電源は、 $V_{p-p} = 12.8$ kVが最大であるため、周波数 f_p を増大させることで投入電力を増加させる。図6に、各入力周波数での絶対速度分布を示す。図6(a)は、基準（制御なし）での速度分布、図6(b)～(g)は、プラズマアクチュエータによる流れ制御を行った場合の速度分布であり、プラズマアクチュエータへの印加周波数を8.6 kHzから16 kHzまで変化させた結果を示している。周波数8.6 kHzの図4(b)では、制御なしの図6(a)と比べて、漏れ流れがわずかに減少している。周波数を12 kHzに増大させた図6(d)では、さらに漏れ流れが減少する。図6(e)（周波数14 kHz）では、漏れ流れの減少が顕著である。一方、さらに周波数を高くした図6(f)（周波数15 kHz）と図6(g)



(a) Baseline

(b) Flow control ($f_p = 8.6$ kHz)(c) Flow control ($f_p = 10$ kHz)(d) Flow control ($f_p = 12$ kHz)

(周波数16 kHz) では、漏れ流れの低減効果が減少していることがわかる。この原因は現時点では不明であり、今後さらなる調査が必要である。

周波数 f_p の違いによる変化を定量的に観察するため、図6の漏れ流れ出口から28.6mm下流（図6の実線）における絶対速度の垂直方向（ z 軸方向）分布を図7に示す。流れ制御なしの場合、最大流速は8.3 m/sであるが、プラズマアクチュエータを駆動した場合、 f_p の増加とともに漏れ流れが抑制され、最も効果が高かった $f_p = 14$ kHzでは、最大流速を1.4 m/s (83 %の減少) にまで抑制することに成功している。一方、さらに高い周波数では、 $f_p = 16$ kHzで最大流速が3.2 m/s (61 %の減少) となり、 $f_p = 14$ kHzの時よりも漏れ流れの低減効果が少な

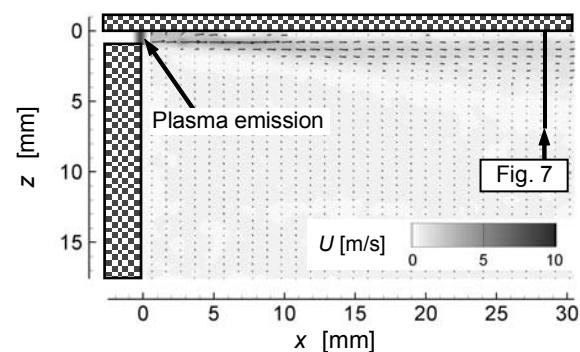
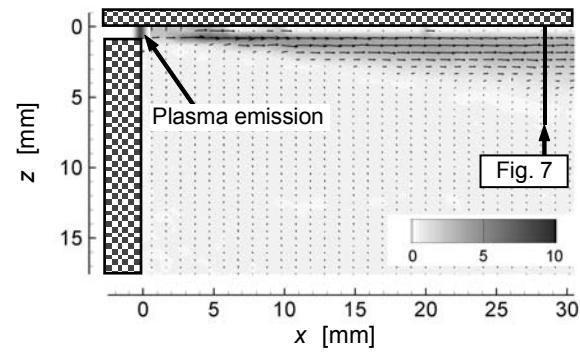
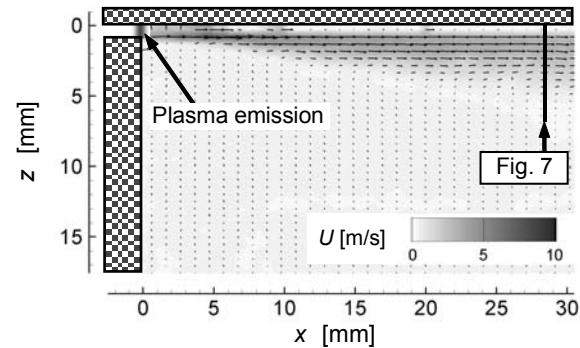
(e) Flow control ($f_p = 14$ kHz)(f) Flow control ($f_p = 15$ kHz)(g) Flow control ($f_p = 16$ kHz)

Fig. 6 Time-averaged velocity distributions near tip clearance exit of flat plate
at various DBD-PA input frequencies frequencies ($V_{p,p} = 12.8$ kV)

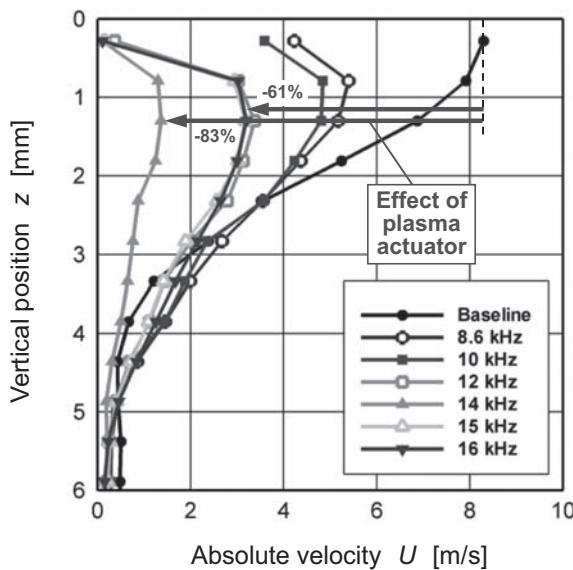


Fig. 7 Absolute velocity distributions near tip clearance exit of flat plate at various DBD-PA input frequencies ($V_{p-p} = 12.8$ kV) at $x = 28.6$ mm

くなっている。

漏れ流れの制御効果が14 kHzで最大になる理由として、放電モードの変化が考えられる。Nishida *et al.*はシート型プラズマアクチュエータにおけるプラズマ進展シミュレーションを行い、電圧一定のもとで周波数を増加させた場合に、電圧立ち上がり勾配（正勾配）が $dV/dt \approx 300$ kV/msを境にプラズマ形態がコロナ型放電からストリーマ型放電に遷移し、 $dV/dt > 300$ kV/msでは体積力が一時的に減少することを報告している¹³⁾。本研究における印加電圧は図9に示すような疑似矩形波形であるため、 $V_{p-p} = 12.8$ kV, $f_p = 14$ kHzの印加電圧条件で計測した波形から電圧立ち上げり勾配を算出すると $dV/dt \approx 350$ kV/msとなり、Nishida *et al.*の結果と近い値となった。よって、 $f_p > 14$ kHzでは放電形態がコロナ型からストリーマ型に変化した結果、体積力の現象により漏れ流れ低減効果が低減した可能性がある。

4.2 消費電力の評価

誘電体バリア放電を誘起するために必要な電力は、 $V-Q$ リサージュ法を用いて評価する¹⁴⁾。消費電力計測システムの等価回路を図8に示す。絶縁被覆ワイヤとタービン翼先端の隙間に誘起される誘電体バリア放電は、時間空間的に非一様であると考えられるため、リング型PAの場合は単純な並行平板間に誘起される誘電体バリア放電の等価回路より複雑になるが、アクチュエータ全体静電容量 C_{PA} はLCRメータ（Agilent, U1733C）による簡易的な計測で26 pF程度であることが明らかになった。また、 C_{PA} に対して十分大きいコンデンサ（ $C_r \approx 100$ nF）を直列接続し、アクチュエータ全体の両端電圧 V_{PA} およびコンデンサの両端電圧 V_r を測定する。 C_{PA} にチャージされる電荷（ $Q_{PA} = C_{PA}V_{PA}$ ）は C_r にチャージされる電荷と同じであるため（ $Q_r = C_rV_r = Q_{PA}$ ）、図9に示す V_{PA}

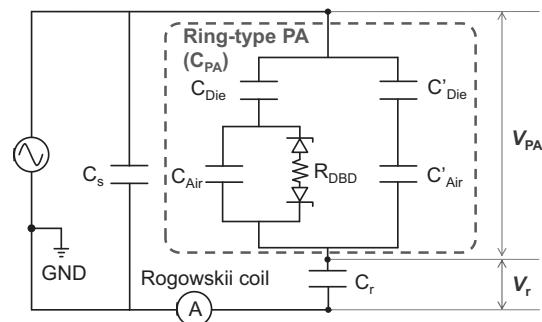


Fig. 8 Equivalent circuit for evaluation of power consumption

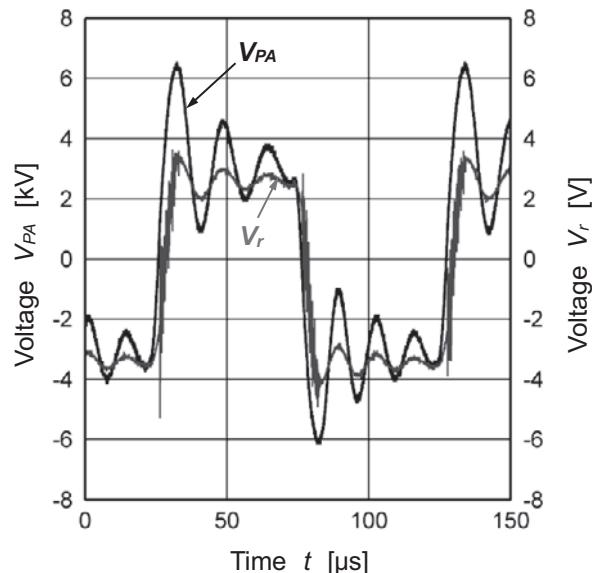


Fig. 9 Time series of voltages V_{PA} and V_r

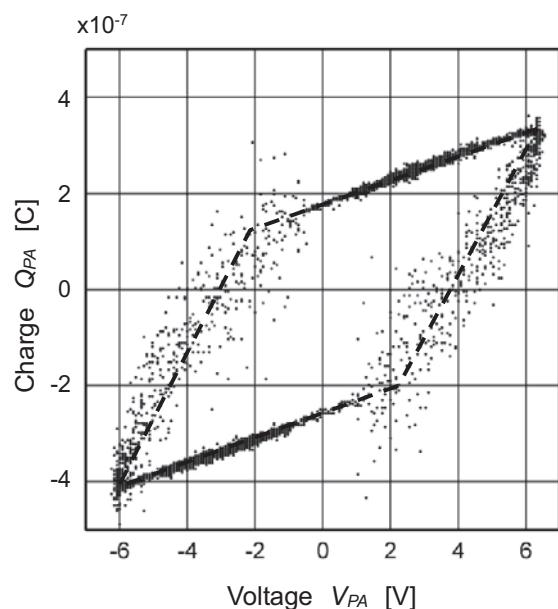


Fig. 10 V-Q Lissajous figure

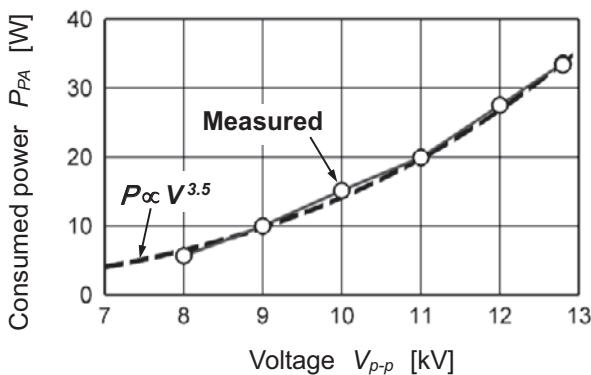


Fig. 11 Consumed power as a function of input voltage for $f_p = 8.6$ kHz

と V_t の時系列測定から $V-Q$ リサージュ図形が得られ、消費電力は図10の破線で囲まれたリサージュ図形の面積と周波数の積として評価できる。

リング型プラズマアクチュエータに印加する周波数を $f_p = 8.6$ kHz に固定した場合の消費電力の入力電圧依存性を、図11に示す。消費電力は、電力の増大とともに増加する。従来のシート型プラズマアクチュエータでは、消費電力は電圧の3.5乗に比例すると報告されている¹⁵⁾ため、実験結果を近似する3.5乗の曲線を図中に示す。本研究のリング型プラズマアクチュエータでも、3.5乗則が適用できることがわかる。

次に、印加電圧を $V_{p-p} = 12.8$ kV に固定した場合の消費電力の周波数依存性を、図12に示す。消費電力は周波数の増大とともに単調増加するが、 $13 \leq f_p \leq 16$ kHz では増加率がやや減少している。一般的なシート型プラズマアクチュエータでは、消費電力は周波数の1乗～1.5乗に比例すると報告されている¹⁵⁾が、リング型プラズマアクチュエータは1乗に近い結果となる。図6のように、周波数 $f_p \leq 14$ kHz では周波数の増加とともに漏れ流れ抑制効果が高まることが認められるため、本実験条件で最大流速が約10 m/sの漏れ流れを抑制するのに必要な電力は、約55 W と評価することができる。平板先端と対向する絶縁被覆ワイヤは全長1.07 m であったため、絶縁被覆ワイヤの単位長さ当たりの消費電力は51 W/m となる。

5. まとめ

リング型プラズマアクチュエータの基本性能を把握するために、平板の漏れ流れ（チップクリアランス流れ）を抑制する基礎実験を行った。漏れ流れの流速を既報の10倍に増加させた条件（約10 m/sの漏れ流れ）において、PIV計測による速度分布から、印加交流電圧の周波数 f_p の違いによりリング型プラズマアクチュエータの漏れ流れ抑制効果がどのように変化するかを明らかにした。プラズマアクチュエータの印加電圧を $V_{p-p} = 12.8$ kV に固定し、周波数を変化させた結果、 $f_p = 14$ kHz の時に最も効果が高く、漏れ流れの流速ピークを83%減少させるこ

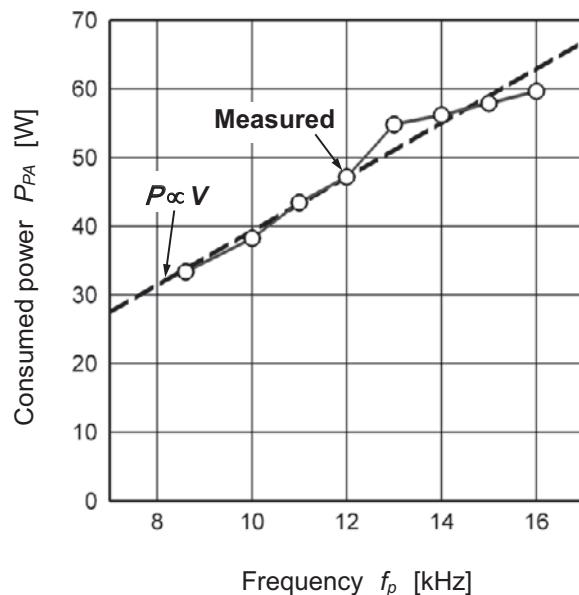


Fig. 12 Consumed power as a function of frequency for $V_{p-p} = 12.8$ kV

とができた。

さらに、 $V-Q$ リサージュ法を用いた電荷測定からプラズマアクチュエータの消費電力を算出した。消費電力は、入力電圧の3.5乗、周波数の1乗に比例した。本実験条件において、最大流速が約10 m/sの漏れ流れを抑制するのに必要な電力は、約55 W（絶縁被覆ワイヤの単位長さ当たり51 W/m）と評価することができた。

謝 辞

本研究は、JSPS科研費（基盤研究（B）、26289040）の助成により行われた。消費電力の評価は、筑波大学大学院の鈴木大樹氏に多大なご協力をいただいた。ここに記して謝意を表する。

参考文献

- Corke, T. C., Enloe, C. L., Wilkinson, S. P., "Dielectric Barrier Discharge Plasma Actuators for Flow Control," Annual Review of Fluid Mechanics, Vol. 42, (2010), pp. 505-529.
- Roth, J. R., Sherman, D. M., Wilkinson, S. P., "Boundary Layer Flow Control with A One Atmosphere Uniform Glow Discharge," AIAA Paper, No. 98-0328, (1998).
- 深渕康二, 山田俊輔, 石川仁, "プラズマアクチュエータの基礎と研究動向", ながれ, Vol. 29, No. 4, (2010), pp. 243-250.
- Morphis, G., and Bindon, J. P., "The Performance of a Low Speed One and Half Stage Axial Turbine with Varying Rotor Tip Clearance and Tip Gap Geometry," ASME Paper, No. 94-GT-481, (1994).
- Sjolander, S. A., "Overview of Tip-Clearance Effects in Axial Turbines," von Karman Institute for Fluid Dynamics, Lecture Series 1997-01, Secondary and Tip-Clearance Flows in Axial Turbines, (1997), pp. 1-29.

- (6) Matsunuma, T., "Effects of Reynolds Number and Freestream Turbulence on Turbine Tip Clearance Loss," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 128, No. 1, (2006), pp. 166-177.
- (7) Van Ness II, D. K., Corke, T. C., Morris, S. C., "Tip Clearance Flow Visualization of a Turbine Blade Cascade with Active and Passive Flow Control," ASME Paper, No. GT2008-50703, (2008).
- (8) De Giorgi, M. G., Pescini, E., Marra, F., and Ficarella, A., "Experimental and Numerical Analysis of a Micro Plasma Actuator for Active Flow Control in Turbomachinery," ASME Paper, No. GT2014-25337, (2014).
- (9) Saddoughi, S., Bennett, G., Boespflug, M., Puterbaugh, S. L., and Wadia, A. R., "Experimental Investigation of Tip Clearance Flow in a Transonic Compressor with and without Plasma Actuators," ASME Paper, No. GT2014-25294, (2014).
- (10) Segawa, T., Matsunuma, T., and Jukes, T., "Surface Plasma Actuator," 国際公開番号 WO/2014/024590 (2014).
- (11) Matsunuma, T., and Segawa, T., "Active Tip Clearance Control for an Axial-flow Turbine Rotor Using Ring-Type Plasma Actuators," ASME Paper, No. GT2014-26390, (2014).
- (12) 松沼孝幸, 濑川武彦, "リング型プラズマアクチュエータを用いた環状タービン翼列チップクリアランス流れの能動制御", 日本ガスタービン学会誌, Vol. 44, No. 3, (2016), pp. 174-181.
- (13) Nishida, H., Nonomura, T., Abe, T., "Characterization of Electrohydrodynamic Force on Dielectric-Barrier-Discharge Plasma Actuator Using Fluid Simulation," World Academy of Science, Engineering and Technology, Vol. 6, No. 11 (2012), pp. 254-258.
- (14) Kriegseisa, J., Möllera, B., Grundmannb, S., Tropea, C., "Capacitance and Power Consumption Quantification of Dielectric Barrier Discharge (DBD) Plasma Actuators," Journal of Electrostatics, Vol. 69, No. 4, (2011), pp. 302-312.
- (15) Murphy, J. P., Kriegseis, J., and Lavoie, P., "Scaling of Maximum Velocity, Body force, and Power Consumption of Dielectric Barrier Discharge Plasma Actuators via Particle Image Velocimetry," Journal of Applied Physics, Vol. 113, 243301 (2013).

2016年ASME国際ガスタービン会議

1. 全般

船崎 健一^{*1}
FUNAZAKI Ken-ichi

毎年5月または6月に行われているASME TURBO EXPOは、2016年度ソウル市（韓国）のコンベンションセンター兼ショッピングモールのCOEXで行われた（図1）。定期開催としてははじめてのアジア開催となる（番外版として、インドネシア及びインドでの開催例があるが）。韓国での開催の背景には、アジア重視、特に中国重視のASMEのポリシーがあると推察されるが、アジアにおけるGT先進国の日本でもなく、巨大市場を抱える中国でもなく、韓国であることにはASMEの高度な政治的判断が働いていたのであろうか。

COEXはいわゆる江南地区（ソウル市を流れる漢江の南側）に位置する複合施設である。一世を風靡した「江南Style」というダンスマジックに代表されるような、江南はソウルの新都心とも言える場所である。このような都心地区にあるため、交通の便もよく、多くの会議室、auditorium、展示場を複数有した巨大な会議場であることもCOEXの魅力でもある。ただし、かなり広い会場であるにも関わらず、あまり案内板などが設置されていなかったため、参加登録の場所が分かりにくいなどの難点はあった。

速報的な統計では、参加者は3,000名程度であり、アジア開催であることで参加者が減ることも懸念されたむきもあったようであるが、例年並みということである。ただし、アジアからの参加者が800人程度で、その半分



Fig. 1 Entrance of COEX (Intercontinental Hotel)

原稿受付 2016年7月21日

*1 岩手大学理工学部
〒020-8551 盛岡市上田4-3-5

程度が中国からという報告もあり、欧米からの参加者の減少分をアジア地区、特に中国が埋めたという構図であったとも言えるだろう。論文数も1,000編超ということで、こちらにも大きな変動はないようである。

初日、比較的あっさりとしたGrand Openingのあと（開催都市の市長等が登場するかとも期待したが）、Energy and Propulsion in the Information Ageと銘打った、3名のパネリスト（Eric Gebhardt, GE, Daniela Gentile, Ansaldo Sviluppo Energia A.S.EN, Alan Epstein, P&W）によるKeynote Panelが行われた（図2、図3）。コンピュータ、通信技術、センシング技術などの従来型の技術のさらなる進展とともに、ビッグデータ解析、AIなどの数理的、統計的手法の導入によりエネルギー分野や航空エンジンなどの分野は新たな時代に突入した、という感はあるが、新たな情報は少なく、やや盛り上がりに欠けた感は否めない。ただ、ガスタービン産業も確実にDigital化が加速するとの印象を強く持った。



Fig. 2 Keynote panel of the first day (courtesy of ASME/IGTI)



Fig. 3 Panel discussion among the keynote speakers of the first day (courtesy of ASME/IGTI)

なお、フロアからの質問をインターネット上で受け付け、それを司会者がタブレット端末を利用して紹介するという、テレビ番組のような演出であったことが印象的であった。この手法が機能したかについては議論の余地があるが、Information Ageの演出と言えるだろう。

この後、恒例の各種表彰が行われた。ASME Tom Sawyer Awardは、N. Cumpsty博士 (Cambridge大, Imperial College London) が受賞、2014 ASME Gas Turbine Awardは、Robert GraweらのCambridge大関係者が受賞、2016 Aircraft Engine Technology Awardは、Texas A&M大のJ.C. Han教授がそれぞれ受賞した。

初日夕方には、本部が設置されたホテルの会場でレセプションがあり、民族衣装を纏った演奏者による宫廷音楽の演奏などが披露され、ソウルで開催されたTURBO EXPOを盛り上げていた (図4)。

2日目、3日目の朝1番の時間帯にPlenaryが行われた。2日目はAsset Optimization and Monitoring in the Information Ageというタイトルで、パネラーが短いプレゼンを行った後、パネル討論を行った。このパネラーとしてMHIの伊藤栄作氏が登場し、MHI,MHPSにおけるGTの実績を紹介するとともに”Digital Twin + Advanced Monitoring”によって、物理的なモデル（実機）の資産管理や稼働率向上に資するコンピュータモデル構築の重要性を強調していた。Digital Twinという言葉は、その定義に微妙な差異もあるようであるが、GE

やSiemensなどの発表でも用いられているbuzz wordである。Industrie 4.0,IoTなどと並んで、今後ますます産業界のあらゆるところで登場するであろう言葉であり、大いに注目したい。3日目のPlenaryはGas Turbine Manufacturing in the Energy Ageというタイトルで2日目とほぼ同様に行われた (図5)。SiemensのVinod Philip氏は、最新の加工技術 (Laser Drilling, Rapid Repair, Rapid Prototyping, Additive Manufacturingなど) の優位性を紹介するとともに、Industrie4.0を元にしたデジタル化ものづくり、サービスなどにより、cradle-to-graveといったLife Cycle Managementの新たな展開の可能性を示唆した。また、MHPSの六山亮昌氏は、Digital Twin (Digital Avatar) などのデジタル化に言及しつつ、T地点での実証試験という物理的な検証が行える同社の強みを強調していた。パネル討論では、このような情報化、デジタル化が進む社会の中でどのような教育を行うべきかなど、重要な指摘がされていたが、どこにおいても模索中という感じを持った。

来年はアメリカノースカロライナ州シャーロット (Charlotte) ということである。同州南部の商業、交通の要所ということである（人口は約70万人程度）。アメリカ開催、観光等が期待できそうもない？ということもあり、参加者、論文数等が減少するかもしれないが、その分日本の存在感を示せる好機かも知れない。



Fig. 4 Performance of traditional Korean court music at the reception



Fig. 5 Panel discussion at the Plenary of the third day

2. 航空用ガスタービン

浅子 知昭^{*1}
ASAKO Tomoaki

1. 概要

航空エンジン関連 (Aircraft Engine Committee主催) のセッション数は、全部で11セッション (2015年は12セッション) であった。セッションの内訳は、パネルセッションが1セッション (同0件)、チュートリアルセッションが2セッション (同3件) で、残りの8セッション (同8件) がペーパーセッション (論文発表) である。セッション数は、昨年に比べてチュートリアルセッションとレクチャーセッションがそれぞれ1つずつ減っているが、2014年と2015年には行われなかったパネルセッションが久しぶりに行われている。

ペーパーセッションでの発表数は、38件 (同39件) であり、発表数は、昨年とほぼ同数となっている。また、これらとは別にTurbomachinery Committeeとのジョイントセッションとして騒音関係の2つのセッション (同3件) とWind Energy Committeeとのジョイントセッションのチュートリアルセッションが1つ (同0件) 行われた。(なお、セッション数、発表件数とも筆者による集計値である。)

これらのセッションのうち、チュートリアルセッションは、①エンジンの非定常シミュレーションに関するものと、②エンジン概念設計に関するものであった。非定常シミュレーションに関するチュートリアルセッションは、ここしばらく行なわれなかった内容である。また、概念設計に関するものは、昨年と同様の内容であった。

久しぶりに行われたパネルセッションでは、革新的／共同研究的な将来の航空用エンジンのための技術に関するものであり、セッションの進行およびパネリストは、Mälardalen大学 (Sweden), Turbomeca社, UTC社, GKN社, GE社, NASA, Chalmers大学 (Sweden) からそれぞれ1名ずつ出て、各国・各地域の技術開発の取り組み／プロジェクトなどが紹介された。その後、技術の共同研究に関することなどの討論がなされた。なお、当初予定されていたSnecma社からの出席はキャンセルされた。

論文発表のセッションは、①プロペラとオープンローター、②ナセル、ノズルとミキサー、③インレットとオペラビリティ、④エンジン全体の性能と新しいエンジンコンセプト、⑤環境への影響、⑥数値解析的・実験的なオイルシステムの評価、⑦シミュレーションと評価、⑧

概念設計と最適化について、それぞれ1セッションずつ設定されていた。この中で、①のオープンローターに関するセッションは、昨年と比べて聴講者が少ないと感じた。一方で、②および③のナセルやインレットに関するセッションは、聴講者が多く、関心の高さが伺えた。

以下にそれぞれのペーパーセッションでの発表の概要を示す。

2. ペーパーセッション内容

(1) プロペラとオープンローター

このセッションでは、反転プロペラの段間のPIV計測に関するもの (GT-56392), Box Propという新しい形態のプロペラの評価 (GT-56540), 反転プロペラの特性マップの作成とそれを用いたエンジン性能予測方法 (GT-56645) などが発表された。

(2) ナセル、ノズルとミキサー

上空からの滑走路進入時に推力を落とすために使用される可変排気ノズルのエンジン試験に関するもの (GT-56708), ナセル設計の最適化に関するもの (GT-57784, 57463, 57849), 機体に組みこまれ機体境界層を吸い込む機能を兼ねた推進装置に関するもの (GT-57524) の発表があった。

(3) インレットとオペラビリティ

ここでは、S字型のインテークダクトの試験結果に関するもの (GT-57875), ナセルを含んだ民間機用のインテークに関するもの (GT-56203, 56561) の他、スクラムジェットに関する研究成果 (GT-56055, 56083) などの発表があった。

(4) エンジン全体の性能と新しいエンジンコンセプト

このセッションでは、ヘリコプタ用の電動ハイブリッドターボシャフトエンジンの評価 (GT-57539), 小型民間用UAVに関する検討 (GT-57719), モーターとのハイブリッドターボジェットエンジンを通常のエンジンと比較した結果に関するもの (GT-56313) などの発表があった。

(5) 環境への影響

ここでは、エンジンに吸い込まれる水滴の挙動に関する発表 (GT-56582, 57086) やエンジンに吸い込まれた火山灰などの微粒子のタービン部への堆積やそれによるエンジンへの影響などに関するもの (GT-56052, 56059,

原稿受付 2016年7月19日

*1 (株)IHI 航空宇宙事業本部 技術開発センター
エンジン技術部
〒196-8686 昭島市拝島町3975-18

57332) などが発表された。

(6) 数値解析的・実験的なオイルシステムの評価

このセッションでは、空気とオイルを分離するためのセパレータの数値シミュレーションに関するもの (GT-56633), サンプ室の排出ポート周りの形状によるオイルの排出能力を評価した結果 (GT-56107), ラビリンスシール形状によるオイルリークの評価 (GT-56297) などの発表があった。

(7) シミュレーションと評価

エンジン全体のCFD計算の結果 (GT-56227) や機体

とエンジンを組み合わせた騒音予測計算に関するもの (GT-58012), エンジンの非定常予測のエンジン試験結果との比較 (GT-57257), 水噴射したときのNOX量を数値計算により予測した結果 (GT-57074) の発表が行われた。

(8) 概念設計と最適化

このセッションでは、可変排気ノズルとHPC の可変静翼をコントロールすることで、SFCを改善する検討に関する発表 (GT-57724), オープンローター用の反転タービンの基本設計についての発表 (GT-57918, 57921) があった。

3. 産業用ガスタービン

高田 和正^{*1}

TAKATA Kazumasa

産業用ガスタービンは以下に示す8セッション開催され、"Oil and Gas Applications"と、ガスタービン関連の発展的研究の"Cycle Innovations", "Supercritical CO₂ Power Cycles"の3セッションで全体の半数以上を占めた。産業用ガスタービンの論文発表数は135件と昨年より2割ほど多く、一昨年並みであった。筆頭発表者の国別にみると、アメリカが23件と最も多く、イタリア(20件)、中国(17件)と続く3か国は一昨年、昨年と同様であった。日本は5件と、こちらも一昨年、昨年と同程度であった。

1. Electric Power: 発電用途

論文数は15件で、昨年より2件増加した。発電プラントの運用性関連では、ターンダウン改善 (GT-57317), ORCを用いた部分負荷性能向上 (GT-56116) 等4件の発表があった。実機検証については、新型GT・既存機アップレート (GT-56520, 57260), 燃焼器冷却システムの実証 (GT-56322) の3件の発表があった。また、性能解析・最適化評価に関して5件 (GT-57631, 57683, 57785, 57872, 57979), その他3件の発表があった。パネルセッションでは例年どおり、各メーカーの技術紹介・将来展望に関する発表があり、盛況であった。ビッグデータ等のデジタル技術の活用やAdditive manufacturing をはじめとする先端製造技術の実績、先進要素技術の検証状況等の紹介とともに、各社とも発電効率65%を目標に技術開発に取り組んでいるとの説明が

あった。

2. Industrial and Cogeneration: 産業用途と熱電併給

論文数は13件で、昨年より5件減少した。熱・経済性解析について、熱電併給プラント性能のロバスト性評価 (GT-56217), ダイナミックシミュレーションを用いた最適化 (GT-57166), 船用GT熱電併給性能シミュレーション (GT-56312) 等6件の発表があった。その他、車室水噴射によるNOx制御 (GT-56703), 分散電源用マイクロガスタービン/太陽電池ハイブリッド (GT-57564) 等7件の発表があった。

3. Oil and Gas Applications: 石油・ガス産業用途

論文数は27件で、昨年より7件増加した。約半数近くが遠心圧縮機を扱ったもので、サージ安定性 (GT-56025, 57168), 湿りガス圧縮 (GT-56159, 57376, 57976), 経済性の最適化 (GT-56112), 運転のモデル予測制御 (GT-57961), 過負荷時性能 (GT-57117, 57124), 試験装置設計 (GT-57697), 混相流での性能と受容性 (GT-56576) の11件の発表があった。軸流圧縮機では、ブレードへの微粒子付着 (GT-56027, 57340, 57803, 57984), 吸気フィルタシステム最適化 (GT-56066), エミッション長期監視 (GT-56138) の6件の発表があった。LNGエキスパンダタービンでは、その利点 (GT-57020) とキャビテーション (GT-56778, 56780) の3件の発表があった。その他に7件の発表があった。

4. Marine: 船舶用途

論文数は10件で、昨年より6件増加した。中間冷却・再熱型のガスタービンについて、部分負荷での性能向上

原稿受付 2016年7月20日

*1 三菱日立パワーシステムズ(株)
タービン技術本部 タービン開発総括部
〒676-8686 高砂市荒井町新浜2-1-1

を目的としてパワータービン入口に可変ノズルを適用した検討結果の発表が2件 (GT-56073, 56726) あった。また、エンジン吸気の湿分分離機構に関する研究 (GT-56220), フリゲート艦に適用したMT30ガスタービンの紹介 (GT-56446) など、内容は様々であった。

5. Coal, Biomass and Alternative Fuels : 石炭, バイオマス, 代替燃料

論文数は13件で、昨年より3件減少した。代替燃料としてメタノールを適用した場合の燃焼性に関する研究 (GT-56070), 合成燃料の反応の数値シミュレーション (GT-56086), 合成燃料のエミッション (GT-57361), 粘性の高い液体燃料の微粒化 (GT-56371), バイオガスへの添加物による燃焼安定性改善に関する研究 (GT-56655, 57666, 57778), 合成燃料の燃焼性に関する研究 (GT-57570, 58025, 58148), その他石炭から合成燃料を精製する方法や合成燃料生成プラントのレイアウトに関する研究 (GT-57857, 57969), Mg-Fe bimetal材によるエロージョン低減の実証研究 (GT-56531) の発表があった。

6. Cycle Innovations : 革新サイクル

論文数は23件で、昨年より2件減少した。SOFCガスタービンハイブリッドシステムについて、温度制御モデル (GT-56236), シミュレーションツール (GT-56335), シミュレーションの検証 (GT-57312), 検証結果 (GT-57747), カスケードコンセプト (GT-58004) の5件の発表があった。太陽熱に関して、高温蓄熱部の解析の検証 (GT-56202), 太陽熱利用蒸気の燃焼器への噴射 (GT-57272), エネルギーの有効活用 (GT-57700) の3件の発表があった。高湿分空気タービンについては、排ガス再循環との組み合わせ (GT-57265), 検証結果 (GT-57649) の2件の発表があった。航空用エンジン用途として、ここ半世紀の技術革新 (GT-56123), ターボファンエンジンシミュレーション (GT-56617), 2重反転プロペラのオフデザイン性能 (GT-57273), クーラ付航空機エンジ

ン (GT-57920) の4件の発表があった。その他に、セミクローズド再熱サイクル (GT-56176), 再熱・排ガス再循環を利用した部分負荷効率向上 (GT-56229), ガスパイプラインシステム (GT-56301), ヘリウムタービン (GT-56793), 圧縮空気エネルギー貯蔵システム (GT-57254), パルスデトネーションエンジン (GT-57310), 水素燃焼 (GT-57988), 吸気冷却 (GT-58014), syngas (GT-58159) の9件の発表があった。

7. Supercritical CO₂ Power Cycles : 超臨界CO₂発電サイクル

論文数は21件で、昨年より2件増加した。サイクルの試験・解析に関しては、MW級試験装置の概念設計 (GT-56426), 1MW検証試験における最新結果評価 (GT-57620), 韓国での試験装置開発状況 (GT-57460), 10MWクラスのダイナミックモデルの構築 (GT-56459) 等8件の発表があった。サイクル構成要素機器については、圧縮機 (GT-56431, 56513, 56820, 57100, 57481), タービン (GT-56532, 58137, 58144), シール・軸受 (GT-56537, 57670, 57695) の11件の発表があった。その他に2件の発表があった。

8. Organic Rankine Cycle Power Systems : 有機ランキンサイクル発電システム

昨年開催されなかったセッションが本年から再び開催され、論文数は13件であった。冷媒変更による流れ場3D解析 (GT-56106), 非圧縮性流体の流れ試験 (GT-57357) 多成分冷媒を用いたサイクル最適化 (GT-58065) 等、冷媒特性に関する発表があった。また、燃料電池排熱を利用したサイクル性能解析 (GT-56448), 地熱発電と組み合わせた超臨界ORCの性能・経済分析 (GT-56821), 太陽熱利用ORCのタービン開発 (GT-57845) 等、多様な熱源を利用したサイクル評価に関する発表があった。その他に7件の発表があった。

4. 小型ガスタービンおよびセラミックス

壹岐 典彦^{*1}
IKI Norihiko

マイクロタービン・ターボチャージャー・小型ターボのセッションでは37件、セラミックスのセッションでは7件の論文が発表されている。その他にもサイクルイノベーションのセッションでマイクロガスタービンや燃料電池ハイブリッドなど小型ターボ機械に関連する論文が7件発表されている。これらのうち、マイクロガスタービン小型ガスタービンもしくはミニジェットエンジン関連が19件、ターボチャージャー関連が14件であり、SOFC/MGT関連が3件、太陽熱用タービン、ターボコンパウンド関連が2件、小型蒸気タービン、冷熱用タービン、小型タービン試作、テスラタービンが1件であった。

4.1 マイクロタービン・小型ターボ機械

ガスタービンでは、システムについて250kWマイクロガスタービンをベースとした333kWマイクロガスタービンの開発 (GT-57828), 400kWガスタービンのプロトタイプエンジンの設計 (GT-56444), 100kWの高湿分空気のマイクロガスタービン (GT-57649), 高湿分空気マイクロガスタービンの排ガス再循環 (GT-57265), システムの動的シミュレーションツールと検証 (GT-56335) が発表された。また100kWマイクロガスタービンの遠心圧縮機の最適化 (GT-57278), オーバーハングを大きくした場合のフォイルベアリングの特性 (GT-56508) が発表された。セラミックガスタービンについて、インサイドアウト構造のガスタービンの開発 (GT-57041), デザインコンセプトとサイクル解析および再生熱交換器の試作テスト (GT-57780) が発表された。

燃焼に関連して、低カロリー燃料運転時の小型ガスタービン運転 (GT-57523), 水素燃焼のマイクロガスタービン (GT-56381), 水素キャリアであるアンモニアを燃料としたマイクロガスタービン (GT-56954), 多孔質メディアを用いたマイクロ燃焼器のメタン燃焼 (GT-56941), マイクロアニュラ燃焼器を目指したマイクロスワール火炎 (GT-56944) が発表された。

UAVなどに関連して、ミニジェットエンジンの各部の温度を運転時とクーリングダウン時でシミュレーションして試験と比較したもの (GT-56982), ジェットエンジンにCVTを適用した場合の過渡特性を検討したもの (GT-56274), UAV向けの小型エンジンについて高度の影響を圧縮機について調べたもの (GT-56808) およびタービンについて調べたもの (GT-56811), 圧縮機インペラ

の最適化 (GT-57008) が発表された。

ターボチャージャーについては、空気ハンドリングシステムの性能推定 (GT-56996), オイルフリーのターボチャージャー (GT-57855), オイルフリー用のテストリグ (GT-57665), 非線形ローター振動へのスラスト軸受の影響 (GT-58168), 制御マップ (GT-56466), 性能計測の伝熱シミュレーション修正 (GT-56770) が発表された。圧縮機について、ダブルサイド遠心圧縮機 (GT-56167), 入り口の曲がり間の影響 (GT-56169), 最適化と試作 (GT-57105), デュアルポイントケーシングの圧縮機 (GT-56705) の発表があった。タービンについて、タービンホイールの温度変化解析 (GT-56328), タービンホイールの熱伝達解析 (GT-57687), 可変ジオメトリー タービン (GT-56342), ダブルエントリータービンのスクロールのクロスフロー (GT-57190) が発表された。またターボコンパウンド (GT-56574), 反転ブレイトンサイクルとターボコンパウンド (GT-57675) が発表された。

また、再生可能エネルギーに関して、太陽熱に高温蓄熱を組み合わせたシステム (GT-56202), 太陽熱発電用のマイクロガスタービンのローターの動特性 (GT-56479), R245faを冷媒に用いた小型タービンの設計・開発 (GT-58111) が発表された。また冷熱による蓄エネルギーを目的とした液体窒素タービン (GT-57843), 内燃機関に組み合わせる小型蒸気タービン (GT-57805), テスラタービンにおけるディスク間隔の影響 (GT-57971) が発表された。

SOFC/GTハイブリッドについては、温度の動的変化 (GT-56236), 再生サイクルの動的解析 (GT-57312), 試験テストリグの燃料電池エミュレーターの特性 (GT-57747) が発表された。

4.2 セラミックス

CMCに関する発表が行われた。主に機械強度について調べられており、炭化ケイ素の複合材について破壊試験時の電気抵抗と音波を調べたもの (GT-56507), 酸化物/酸化物CMCのFOD試験 (GT-58058), くさび試験による層間クラックに対する強度 (GT-58076), Hi-Nicalon / HiNicalon Type S (MI SiC) CMCについて室温および1200°CでのFODと疲労寿命 (GT-58086) が発表された。また低圧タービン翼へのCMCの適用についてブレード根元の纖維の配向を変えて調べたもの (GT-56614), 酸化物/酸化物CMCを用いた航空機用エンジンの燃焼器ライナーの設計と試験 (GT-57323) が発表された。3次元4方向に編まれた複合材のモデリングの検討 (GT-56280) について発表された。

原稿受付 2016年7月26日

* 1 (国研) 産業技術総合研究所 エネルギー・環境領域 省エネルギー研究部門 ターボマシングループ
〒305-8564 つくば市並木1-2-1

5. ターボ機械の性能と流れ

5.1 軸流関係 5.1.1 ファン・圧縮機

三浦 聰允^{*1}
MIURA Toshimasa

「軸流ファンと圧縮機の空気力学」関係では、全13セッション、57件の講演があった。国別の講演者では、中国からの発表が最も多く、これにアメリカ、ドイツの順で続き、3カ国で全体の4分の3を占める結果であった。今回は、イラン（3件）やインド（1件）からの発表もあった一方で、日本人が主著の発表が僅か1件に留まっており、少しさびしく感じた。

講演内容に関しては、昨年までと同様に翼周りで発生する二次流れ及びはく離を、動的または静的制御によって抑制する内容が多数発表された。動的制御に関しては、空力負荷が非常に高い静翼の表面部分にスロットを設けて、ジェットを吹き出すことで、2次流れを抑制する研究（GT-56830, 56440）、Endwallの壁面に空気孔を多数設置して、吹き出しや吸込み、又はその両者のコンビネーションによる制御を行った場合の制御メカニズムを、流路内渦構造分析から説明した内容（GT-57276）、プラズマアクチュエータを遷音速動翼の前縁チップ部に設置して、パルスジェットを導入して、パルス周波数がTip Leakage Vortexに対する制御効果を調査した発表（GT-56795）などがあった。

静的制御に関しては、ケーシングトリートメントによるものが発表の大部分を占め、周方向Slotと軸方向Slot両者の制御効果や作動範囲拡大メカニズムを、数値解析にて分析した研究（GT-56966, 56554）、解析と試験計測の双方から制御効果の分析を行った内容（GT-56756, 56757）があった。ケーシングトリートメント以外の静的制御では、静翼前縁のスパン方向に恣意的な波打ち形状を導入することで、作動範囲拡大を試みた研究（GT-56855）、が発表された。全体として、会場からの質問也非常に多く活発な議論が交わされた。

軸流圧縮機の将来的な設計手法（設計思想）に関するセッションでは、全4件の発表が行われたが、大会場での開催であったが席がほぼ満席となり大変盛況であった。何れも自動最適化手法を用いない圧縮機設計思想に関する講演であり、翼のmidspanとendwall付近の空力負荷のバランスをコントロールして、大幅な作動範囲拡大を僅かな設計点効率低下で実現する設計手法（GT-57396）、動翼の前縁から後縁までの仕事負荷分布を制御して、Tip Leakage Vortexに起因したMixing Lossの低減を試みた設計手法（GT-57727）、ケーシングトリートメントと動翼Sweepを組み合わせて作動範囲の拡大を狙った設計手法（GT-56045）などの講演があった。

上記の設計思想に関するもの以外に、本年も自動最適化手法を適応した設計に関する研究も数件あり、多変数パラメータをコントロールして、遷音速動翼で発生する三次元衝撃波によるロス最小化に取り組んだ講演（GT-57550, 56682）、動翼形状だけではなく、ケーシングトリートメント部の寸法形状やケーシング壁子午面形状も最適化して、各部位の最適化効果を比較した研究（GT-57896）などが発表された。単に翼形状の最適化だけではなく、翼周りの流路形状についても最適化を検討したもので大変興味深いものであった。

流れの制御や設計手法以外の講演としては、航空エンジンの実運転時に想定される圧縮機内部への微小粒子混入を加味した粒子挙動解析（GT-57917）、航行中のアイス混入時に圧縮機特性や内部の温度分布がどのように変化するかを分析した研究（GT-57797）、圧縮機ローターが偏心した場合にクリアランスが周方向に分布がつくことによって、どのように作動範囲や性能が変化するかを調査した発表（GT-56681）などが報告された。

原稿受付 2016年6月25日

*1 川崎重工業株 機械システム研究部
〒673-8666 明石市川崎町1-1

5.1 軸流関係 5.1.2 タービン

松沼 孝幸^{*1}

MATSUNUMA Takayuki

軸流タービンの空気力学では、漏れ流れ、低圧タービン空力、2次流れとエンドウォール形状、タービン翼列、非定常流れ、空力損失、3次元設計など13セッションで59件の発表があった。昨年（カナダ・モントリオール）の42件と比べると40%増であり、一昨年（ドイツ・デュッセルドルフ）の61件と比べるとほぼ同数である。筆頭著者で分類すると、地域別では、欧州40件、アジア16件、北米3件となり、国別では、中国（14）、英国（12）、ドイツ（9）、イタリア（7）、スウェーデン（4）、フランス（3）、米国、オーストリア（各2）、韓国、日本、イスイス、スペイン、トルコ、カナダ（各1）の順である。研究内容は、昨年同様にエンドウォールのリムシールや翼先端からの漏れ流れ現象の研究が多い。以下に、主なものを示す。

翼先端の漏れ流れ シュラウドなし翼については、翼先端からの噴き出しによる漏れ流れ制御（米国Naval Academy, GT-56511）、翼先端またはケーシングをハニカム構造にした時の漏れ流れへの効果（ハルピン工科大, GT-56907）、高压タービン動翼先端の負圧面側ウイングレットの設計（北京大, GT-56218）があった。シュラウド翼については、3段タービンで翼根と翼先端シュラウドの漏れ流れを考慮した実験と数値解析（西安交通大, GT-56407）、低圧タービン性能へのチップシュラウド形状の影響（Turbomeca, GT-56006）、シュラウドでの受動的噴き出しの効果（ウイーン工科大, GT-56196）、ウイングレット型シュラウドの空力最適化（大連工科大学, GT-56268）があった。

エンドウォール形状 ハブ側とシュラウド側の壁面に溝構造を設けた場合の二次流れ抑制効果の2D翼列と3D翼列での比較（アーヘン工科大、実験: GT-56494、解析: GT-56914）、低圧タービンのバージと2次流れの数値解析（ケンブリッジ大, GT-56789）、曲面ダクトの壁面に溝やスリットを設置し2次流れへの効果を数値解析した研究（ロンドン市立大, GT-57347）、ホットストリーケと高乱れ度の影響下での高压タービン壁面の空力-熱性能の数値解析（西安交通大, GT-57591）が発表された。

全圧損失 遷音速タービンの後縁衝撃波損失の低減（中国科学アカデミー, GT-56131）、形状損失へのマッハ数の影響（カールトン大, GT-56410）、エンドウォール損失（ケンブリッジ大, GT-57325）、1.5段タービンの内部プラットホームの段差による損失メカニズム（アーヘン

工科大, GT-56940）、Diffusion Factorを考慮したマッハ数分布と損失（ミュンヘン連邦軍大, GT-57750）、形状損失への後縁厚みの影響（スペインITP, GT-57955）。

キャビティ流れ パージ流れがあるリムシールキャビティの非定常構造の実験・解析（ペンシルバニア州立大, GT-56500）、高压タービン流れへのシュラウドからの軸方向噴き出しの効果（Turbomeca, GT-56608）、リムシールからのパージ流れのハブ側キャビティモード（ETHチューリッヒ, GT-56661）、効率向上のための高压タービンのリムシール設計（ケンブリッジ大, GT-57495）、キャビティからのパージ比率と作動速度の影響（KTH, GT-57735）の講演が行われた。

低圧タービンの空力 空力負荷分布が定常および非定常流れ条件での高負荷翼列の部分負荷特性に及ぼす影響（ジェノバ大, GT-57580）、DBDプラズマアクチュエータによる剥離制御（サレント大, GT-57432）、新型1.5段タービン風洞の実験計測（ハノーファー大, GT-57101）、ギアードエンジン用低圧タービン動翼の解析（ジェノバ大、設計と検証: GT-57746、時間変動流れの測定: GT-57725）、翼表面粗さと上流ウェークを考慮した剥離制御に及ぼす主流乱れ度の影響（中国民航大, GT-58163）、翼の前縁計装による損失（ケンブリッジ大, GT-57367）、T106翼の流れ場でのコリオリ力の影響（ドレスデン工科大, GT-57399）、高い負圧面側インシデンス時におけるT106C翼の圧力面側剥離（ミュンヘン連邦軍大, GT-56287）、レイノルズ応力不均一性および入口の乱れ度と歪みの影響（シュツットガルト大, GT-56133, 56134）の発表があった。

非定常流れ 高圧タービン装置でのハブ側リムシールからの漏れ流れと主流の非定常干渉（ロールスロイス, GT-56041）、Lattice Boltzmann法を用いた1.5段タービンの非定常流れと性能予測（EuroXA SARL, GT-56364）、入口流れが部分流入時の非定常流れの数値解析（西安交通大, GT-56560）、高压タービンの非定常空力と性能への膨張比の影響（ミラノ工科大, GT-56650）、リムシール形状の漏れ流れの影響（北京航天大, GT-56848）の講演が行われた。

特定研究 加速流れの平板境界層（グラーツ工科大, GT-56044）、低圧段の初段ノズルを無くして高压段動翼の下流に低圧段動翼を配置した反転タービン（中国科学アカデミー, GT-56141）、低速タービン実験での制御不能な変動の見積もり（ケンブリッジ大, GT-56667）、低圧タービンのクロッキング（ケンブリッジ大, GT-56668）、排気ジェット解析を用いたジェットエンジン状

原稿受付 2016年8月4日

*1 (国研) 産業技術総合研究所 省エネルギー研究部門
〒305-8564 つくば市並木1-2-1

況の数値解析（英FTT, GT-56947），昨年に提案された「燃焼器とタービン静翼を統合するコンセプト」を実エンジン条件で熱解析を実験と数値解析で行った研究（オックスフォード大, GT-57355）が報告された。

3次元設計 産業用蒸気タービンの効率改善のための翼面負荷分布およびエンドウォール形状の調整（ルンド大, GT-57138, 57140），スプリッタ翼を用いた低アス

ペクト比ペーンの二次流れ制御（ケンブリッジ大, GT-56625），酸素燃焼コンバインドサイクルでの空力設計（シーメンス, GT-56439），冷却空気とリムシール流れを考慮したエンドウォール形状の設計最適化（AVIC, GT-57219），CFDによる最適化で翼正圧面側の形状を薄くした革新的軽量翼の空力性能（IHI, GT-56516）の発表が行われた。

5.2 遠心関係

坂口 大作^{*1}
SAKAGUCHI Daisaku

遠心関係では，Radial Compressorのセッションで34件，Fans & Blowersのセッションで4件の発表があり，例年並みの発表件数であった。研究対象を大まかに分類すれば，IGV関連が4件，動翼関連が11件，ディフューザ関連が11件，スクロールおよびリターンチャンネル関連が7件，およびタービン関連が5件あり，その殆どが翼先端漏れ流れや旋回失速およびサージなどの不安定流動を取り扱ったものである。また，ケーシングトリートメントにより不安定流動を抑制する発表も5件あった。

動翼の内部流動を扱ったものとして，インデューサにおける衝撃波と翼先端漏れ流れとの相互干渉を解析したもの（GT-56488），最適化設計され効率と運転流量範囲の同時改善を実現した羽根車内部流れを詳細に解析したもの（GT-56546），羽根回転面に圧力センサおよびひずみゲージを取り付け，旋回失速発生時の応力および共振を実験的に明らかにしたもの（GT-56436），ヒートポンプシステムにおいて湿り飽和蒸気を作動流体とする遠心圧縮機を構造解析とCFDを組み合わせた学際的最適化により設計したもの（GT-58177），肺呼吸補助のための医療用ファンのノイズ削減のために格子ボルツマン法により最適化を行ったもの（GT-57234）などが紹介された。

効率改善および運転流量範囲拡大に寄与が大きいディフューザについても数多くの研究が発表され，弦節比の小さな翼型ディフューザの設計法に関するもの（GT-57044, 56168），羽根車入口における予旋回がディフューザとのマッチングに及ぼす影響を調べたもの（GT-56244），スプリッターを備えたディフューザの性能を調べたもの（GT-56255），動翼出口流れとディフューザとの相互干渉に基づく不安定な流れ場をAlternate Stallとして新しく説明したもの（GT-56485），同一の動翼を用いて7種類ものディフューザの実験結果を比較することにより，ディフューザ設定角の影響が最大効率および

チョーク流量に及ぼす影響を統一的に調べたもの（GT-56732）などが興味深い。

スクロールやリターンチャンネルなどについては，舌部形状の変更により効率改善が可能であることを示したものの（GT-57057），3次元形状のリターンチャンネルペーンの有効性を示したもの（GT-57713），捩じれた形状のリターンチャンネルペーンの提案（GT-57777），設計したディフューザおよびスクロールについて，詳細なCFDおよびPIV計測により検証したもの（GT-56299）が紹介され，スクロールを含めた全周数値解析およびレーザ計測により舌部との相互干渉およびスクロール部における損失が明らかにされつつある。また，レシプロエンジン用のターボチャージャーでは，スクロール出口の圧力変動がサージマージンに及ぼす影響が解明されておらず，出口圧力変動を任意に変更できる実験装置（GT-56109）が紹介され，サージ初生の詳細な理解が進むものと期待される。

羽根車入口における失速抑制策としてのケーシングトリートメントについてはバイパス流路での損失低減に注目が集まり，損失を簡易モデル化したもの（GT-56243），遺伝的アルゴリズムを用いた全方位的な探索システムにより損失の少ない最適形状を求めるもの（GT-56610），循環通路内のガイドペーンの効果を調べたもの（GT-56672），ケーシングトリートメントの効果を，循環流量増加の効果と旋回成分による予旋回（逆旋回）効果とに切り分けて評価したもの（GT-57070）が紹介された。

また，対象部を部分的なものとせず，入口ガイドペーン，動翼部，ディフューザ部，羽根車周りの漏れ流れ，さらにはリターンチャンネルを含めた全流路を解析することにより，ステージ性能の正確な予測や漏れ流れの影響を明らかにしたもの（GT-56551），キャビティ流れと主流との相互干渉による損失の詳細を明らかにしたもの（GT-5808），羽根なしディフューザにおける旋回失速の初生を明らかにしたもの（GT-57604）などが注目される。

原稿受付 2016年7月19日

*1 長崎大学大学院工学研究科

〒852-8521 長崎市文教町1-14

5.3 非定常流れと数値流体力学

青塚 瑞穂^{*1}
AOTSUKA Mizuho

非定常流れ関連では、8セッションで38件の発表があった。また、設計手法およびCFD関連では、12セッションで53件の発表があり、両テーマともに例年に比べて発表件数が多かった。アジアでの初のIGTIの開催ということもあり、特に、中国からの発表が多くみられた。非定常空力では10件、CFDでは、15件が中国からの発表であった。また、欧米からの発表国では、イギリス、ドイツが多く、Whittle Lab.やDLRといったガスタービン関連の研究拠点を中心に、コンスタントに発表が行われている様子がうかがえる。

研究テーマとしては、非定常空力・CFDとともに、DESやDNS/LES等の高精度解析手法を用いた流れ場の解析が多く取り上げられている。CFD関連では、DNS/LESに関するセッションとして、LES and DNS Compressor and Turbine ApplicationsとLES and DNS Turbine Applicationsの2つのセッションがあり12件の発表があった。DNS/LESのガスタービンへの適用先としては、低レイノルズ数域での層流剥離が問題となるLPTを対象に取り上げたものが多くみられる。T106翼列を検証題材として、DNS解析を行った発表があり、ウェークやコーナー剥離部の詳細な流れ場について検討されている。(GT-56700, 56838, 56858)

LESの適用に関しては、タービンが先行している觀があるが、圧縮機に関しても適用されるようになっており、軸流圧縮機(GT-56344)や遠心圧縮機(GT-57169)に関する発表があった。GT-56344に関しては、段間の接続部の処理に通常のスライディングバウンダリではなく、オーバーセットグリッドを用いることで、静動翼間の情報伝達を行っている。

非定常空力の分野においても、LESやDESを適用した研究は、多くみられる。失速に関する研究へのDESの適用(GT-56154, 57104)、キャビティ部の流れにLESを適用した解析(GT-56393)、高速なLES解析手法に関する研究(GT-57468)、多段圧縮機へのDES/LESの適用(GT-57218, 57241)、LPTの乱流遷移に関する研究(GT-57205, 56653)、HPTの入口乱れに関する研究(GT-57358, 56911, 56980)等多くの研究でDES/LESが用いられている。

これらDES/LES等の高精度解析手法は、詳細な流れ場の把握には、有効であるが、実際の設計に適用する上では、計算コストがかかりすぎるという問題がある。そのため既存の乱流モデルの改良に関する取り組み(GT-57637)や、LESを高速化する取り組み(GT-57468)も行われている。

また、LPTの遷移に関しては、CFDだけでなく実験的研究にも取り組まれている(GT-56350, 57884)。特にLPTの遷移の研究で良く取り上げられるT106という翼型に関しては、翼型データや流れ場の基本的な条件が、一般に公開されているため、検証の良い題材になっている。この翼型についての実験的研究が行われており、LPTにおける遷移に関して非常に興味深い結果が出ている(GT-56350)。

非定常空力およびCFD解析手法に関して、非定常流れ場を時間発展的な解法でなく、周波数領域で解く手法の開発にも取り組まれている。今年は、Harmonic Balance(HB)手法に関する発表が何件か見られた。HBをケーシングトリートメントの解析に適用した例(GT-56990)や、冷却孔の解析に適用した例(GT-57199)等、従来主に適用されていた翼列以外の部分に関してHB手法を適用した研究の発表が行われた。

CFD(モデリング)に関する発表では、以前ほどではないが、最適化やインバースデザインの手法が発表されている。

また、近年の多くの研究は、CFDを利用して行われているわけであるが、商用コードの利用が一段と進んでいる。ターボ機械で従来用いられてきた商用コードとしては、ANSYS Fluent, ANSYS CFX, Numeca FINE/Turbo等が挙げられるが、ANSYS CFXを用いている研究が多くなっているように見受けられる。

原稿受付 2016年7月26日

*1 (株)IHI航空宇宙事業本部 技術開発センター
〒190-1297 西多摩郡瑞穂町殿ヶ谷229

6. 伝熱関係

武石 賢一郎^{*1}
TAKEISHI Kenichiro

伝熱全体

伝熱のセッションでは、ターボ機械に次いで二番目に多い総数187編の論文が発表された。その内訳は、伝熱委員会単独で一般伝熱34編、フィルム冷却（実験29編、解析13編）、内部冷却（実験19編、解析18編）、Conjugate伝熱11編、およびターボ機械（冷却システムとシール関連）、燃焼（燃焼器壁の冷却）、構造委員会との共同セッションが、それぞれ36編、18編、9編であった。アジアで始めて開催されたASME国際ガスタービン会議であるため国別伝熱分野の発表件数を整理すると、米国62編、中国45編、英国27編、イタリア18編、ドイツ7編、フランス7編、日本5編、スイス4編、以下省略となっていて、アジア開催の特徴は陽には現れていない。全体傾向としてフィルム冷却関連が42編、内部流関連が37編と、この2分野が例年通り論文数の多い分野である。

一般伝熱

従来、亜音速の実験データしかなかった遷音速域 ($M=0.95$) でのsquealer tipの流れと熱伝達率の詳細な分布が、遷音速風洞と、主流をステップ加熱するIRカメラによる非定常法を用いて6種の円孔列からの吹き出しがあるケースにつき実験、CFD両面から解明された (GT-57579, 57587)。吹き出し流れとTipシール流れ間で強い干渉が生じることが報告されている。エンドウォールコンターリングを施した動翼プラットフォーム間および燃焼器～一段静翼シュラウド間のミスマライメントの熱伝達への影響が実験的解析的に調べられた (GT-56128, 57763)。一段静翼シュラウド前方のステップは馬蹄渦を抑制するが50%以上熱伝達率を増加させるなど注意が必要である。

フィルム冷却

シェイプトフィルム冷却効率への種々因子の影響として、マッハ数、レイノルズ数、境界層厚さ、および主流圧力勾配と密度比の影響が詳細に調べられた (GT-56152, 56210)。また密度比および主流乱れ強さのフィルム冷却空気と主流の混合場の詳細がステレオPIVで測定された (GT-56209, 56967)。数値解析の検証用データとして有用である。新しい傾向としてAdditive manufacturing : AM (日本では3Dプリンターと呼ばれる) により製作したフィルム冷却孔、内部冷却流路の表面粗さの伝熱性能を調べる実験が多く発表されている (GT-56698)。

原稿受付 2016年7月22日

*1 徳島文理大学 大学院工学研究科・システム制御工学専攻
理工学部・機械創造工学科
〒769-2193 さぬき市志度1314-1

56978, 57787 (一般伝熱), GT-58093 (内部冷却))。タービン動翼腹側後縁に設けられるスロット吹き出しに関して、吹き出し部前流部にラティスなどの冷却構造を配置し、スロット部のフィルム冷却効率への影響が調べられ (GT-57371)、また高速翼列試験で腹部のフィルム冷却効率がPSPを用いて測定された (GT-57356)。PSPは酸素分圧に比例した発光を発するので圧力、酸素濃度依存の両面の校正が必要である。フィルム冷却タービン静翼へのデポジットの付着解析で冷温壁への付着で良く知られたThornton and Ningモデルに壁温度を入れる形に拡張した解析方法が提案された (GT-57997)。今後検証を経てデポジットの付着解析に有効な手法を提供するであろう。

内部冷却

タービン動翼の内部流路の伝熱に関しては、回転効果の熱伝達への影響が調べられている。実験的にリブ付2流路と後縁ピンフィン流路 (GT-56307)、ローテーション数を高くとるため加圧下でのリブ付正方断面1流路 (GT-56413)、ディンプル面へのインピングメント冷却 (GT-57145)、前縁流路へのインピングメント冷却 (GT-57594) などである。一方数値解析では斜めリブ (GT-57832)、前縁内面へのインピングメント冷却 (GT-57178) など、いずれも実機タービン動翼の回転時の伝熱性能を調べる努力がなされている。

内部冷却の伝熱性能向上に関してはV型ブロークンリブ (GT-56016) の数値解析結果が報告されている。

燃焼器壁冷却

燃焼器～タービン1段静翼の配置の影響 (Clocking) がLESで解析され (GT-56443)、しみだし冷却壁のLES解析 (GT-57957)、燃焼と壁のLES解析 (GT-58016) が報告された。

シールおよびロータ内部流れ

ローター・ステーターキャビティ流れに関してDNS解析が実施された (GT-56486)。一段静翼と一段動翼間のトレーンチ領域の詳細な流れの形態と動翼プラットフォーム伝熱への影響が調べられた (GT-58098)。ディスク面上のボルト周りの熱伝達率、流れが調べられワインデージロス・加熱に有用な結果を提供している (GT-56470)。

構造

将来、タービン冷却翼製作にAM法が発達することを見越したトポロジー的冷却構造・重量の最適化が検討されている (GT-56084)。

7. 燃焼および燃料関係

林 茂^{*1}
HAYASHI Shigeru

この分野の発表は“COMBUSTION, FUEL & EMISSIONS”トラックの32セッションで118件, “COAL, BIOMASS & ALTERNATIVE FUELS”の6セッションで25件, MICROTURBINES, TURBOCHARGERS & SMALL TURBOMACHINES”のMicroturbine Combustion and Fuelsセッションで4件あった。また、上記第1 トラックでは“燃焼の基礎”，第2 トラックでは“液体燃料の微粒化と燃焼”“代替燃料の燃焼と排気”がTutorialセッションとして開かれた。

(1) “COMBUSTION, FUEL & EMISSIONS”

第一著者の国別に発表件数を数えると、ドイツ39件で23件の米国を上回っており、中国が13件、4位は9件のスウェーデン、続いてイタリア6件、フランスとロシアが5件、日本と英国が4件、オーストリア、スイス、インド2件、イスラエル、カナダ、アイルランド、トルコ1件であった。ドイツの首位や中国、インドの躍進、韓国からは発表がないことなど、米国で開催された前回との対比が興味深い。

日本からの発表は、後藤田（東京理科大）らの“燃焼不安定性の動的特性”(GT-58170), 吉田（JAXA）らの“流体素子による空気配分制御”(GT-57453), 柚木（三菱日立パワーシステムズ）らによる“高濃度水素Syngas多点噴射DLE燃焼器のLES”(GT-58119), および当方らの“既燃ガス中に噴射された希薄混合気の反応”(GT-56829)である。なお、Aachen工科大の研究者が堀川（川崎重工業）らと連名で“水素燃焼用10MW非予混合燃焼器のNOx排出予測モデル”(GT-56189)を発表している。

分野別にみると近年の傾向と違わずCombustion dynamics関係の発表がすば抜けて多く、37件で全体の1/3を占めている。その背景には、希薄予混合燃焼器における振動燃焼の問題の解決に迫られているという事情がある。スワーラや逆ステップ保炎における流れ場の不安定性や熱発生の非定常性を調べた基礎的な研究(GT-56622, 57322, 57061)から、流速や当量比の変動に対する火炎の応答(GT-57428, 56584)やFlame transfer functionに関する研究(GT-57316, 57485, 57699)、動的システムアプローチの適用による燃焼・火炎の不安定性の解明や線型成長予測の解析(GT-57442, 58179, 8169, 58170)、熱音響解析ツール(GT-57818, 57129, 57659, 56571)、不安定性解析(熱音響に対する熱発生率の空間

分布等の影響(GT-56369, 56309)や加圧下での噴霧燃焼器の動的計測(GT-56345)、高周波熱音響振動のモーリングやそのための実験(GT-57913, 57500, 57583)、固有振動のオンラインモニタリング(GT-56671)、音響ダンパーの適切な取付位置とチューニング(GT-57799)のような減衰・抑制手法まで広範にわたる。

次に件数の多いCombustion Modeling(12件)では、スワールバーナにおける噴霧・火炎干渉や燃料分布の予測(GT-57353, 57478)、燃焼や乱流モデルによる結果の違いと検証(GT-57625, 57694)、LESによる予混合火炎に対する当量比の影響、部分予混合スワール燃焼器の選択拡散、実円筒燃焼器の予測(GT-58074, 57146, 57512)などが発表された。

第3位はCombustor Design & Development(10件)で、Siemens社製SGTガスタービンのバーナにおけるオゾン添加による低温域での燃焼促進効果(GT-57111)、同社製第4世代DLEバーナ(パイロットやメイン領域の保炎や反応促進を行うためのRich-Premixed-Lean combustorを装着)のプロトタイプでのパイロット間の干渉(GT-57338)、同バーナの縮小モデルを用いた火炎安定と排出に関する研究(GT-57336)、DLE燃焼器下流のトランジションダクト部で予混合気噴射を行うことにより作動範囲を拡大することに成功したGE社製EクラスGT(GT-57964)、CO₂分離に有効と考えられる酸素-燃料セミクローズドガスタービンサイクルの実証プランと燃焼システム(GT-57142)などが発表された。ここでもSiemens Industrial Turbomachinery ABとスウェーデンLund大との連携が目を引く。

第4位はNovel Combustion Concepts(8件)で、コンパクト化を目的とし、エンジン内部流路の外壁に形成したドーナツ状燃焼室内に高速の旋回流を形成し、その高加速度による燃焼促進作用を利用するHigh-G燃焼器(GT-56215, 56216)やノズルガイドベーンに平行な側壁を備えたヘリカル形状燃焼器(GT-56046)、パルスデトネーションエンジンに関する研究(GT-56713, 57813)、“Flameless oxidation”のSequential燃焼器への適用(GT-58079)などが発表された。第5位はDLE(6件)で、NASA-Glennにおける低NO_x燃焼研究の概説(GT-56100)や新規なインジェクタ(GT-56722)、LDI設計(GT-56499)、プロトタイプ燃焼器でのレーザ計測(GT-57242)が含まれている。6位は5件のSoot and Particulate Emissions, High Hydrogen Combustion, Ignition and AutoignitionでFlashback & Blowout, Premixed Flame, Atomization, Cross Jet and Swirling

原稿受付 2016年8月1日

*1 法政大学理工学部

〒184-8584 小金井市梶野町3-7-2

Flows, Chemical Kinetics など基礎的なテーマが並ぶが、いずれもDLE低NO_x燃焼や水素燃焼に密接に関連した課題である。

(2) "COAL, BIOMASS & ALTERNATIVE FUELS"

国別件数は、米国7件、イタリア5件、ドイツ、カナダ、中国、韓国が2件、フランス、英国、日本、イスラエル、スリランカが各1件であった。代替ジェット燃料の燃焼、モデリング、排出、模擬高度での試験 (GT-6086, 57361, 57570)、石炭ガス化関連ではNEDO、DOE、EPRI、韓国、中国の研究開発プログラムの進捗（順にGT-58372, 58346, 58320, 58335, 58324）、GEの廃棄エネルギー回収技術の展望 (GT-58254)。その他、メタノール、重質油、バイオディーゼル油の燃焼に関する発表が行われた。

(3) Mircroturbine Combustion and Fuels

中国からUMGT用燃焼器関連で孔質体燃焼器の燃焼特性 (GT-56941) と微小スワール火炎の挙動と安定化 (GT-56944)、ドイツから水素燃焼用100kW級再生GT用ボルテックスジェネレータ付予混合管の作動限界 (GT-56381)、日本からは壹岐 (AIST) らによるアンモニア燃焼 (GT-56954) の発表があった。

今回始めてTutorialなるものを聴講した。MacGill 大のBergthorntonの、エネルギー密度が低く、輸送や貯蔵に難点のある水素よりも高密度で地球上に大量に存在するFeやAlの方がはるかに優れた燃料（正確にはエネルギー媒体）であるという趣旨の講義は印象的であった。“それらの紛体金属をGTに使うとどうなのかね”というコメントに聴衆からの笑いが湧いた。

8. 制御と診断

森岡 典子^{*1}
MORIOKA Noriko

1. 全般

制御分野はControls, Diagnostics & Instrumentation (CDI) コミッティが主管しており、技術分野は制御 (Controls)、診断 (Diagnostics) および計測 (Instrumentation) に分類されている。筆者はCDIチュートリアル・セッションにて、「Moving to "More Electric" Engines」と題してエンジン電動化システムに関する講演を実施した。

2. 制御技術分野の動向

CDIコミッティ主催のセッションは、テクニカル・セッションが7、チュートリアルが1であった。論文数はDiagnosticsが16件、Instrumentationが11件に対し、Controlsは1件のみである。発表機関別では大学が82%、企業7%、政府機関が11%となっている。CDI全体としてセッション数、論文数とも2006年頃をピークとして年々減少傾向が止まらず、とくにControlsの低迷は顕著である。

10年来続くこのような状況を踏まえコミッティ・ミーティングの場でも、論文数増加や学会における产学間のオープンな討議を活性化するための方策について議論がなされた。CDI活性化の鍵は制御技術が握るという認識が共有され、産業界・学術界双方にとって興味の高い制御技術に注目し、その研究開発を学会の立場からス

ティミュレイトすることが制御分野の活性化につながるという方針も委員の間で共有されている。委員会としてはCDI活性化につながる制御技術のトピックスとして、MEE（エンジン電動化システム）、ハイブリッド電動推進、分散型エンジン制御などに注目し、今回のチュートリアル講演ではMEEを選定したとの説明がなされた。一方で重点的な研究開発領域に関して企業が学会等で発表を積極的に行なうことは困難との意見が強く出されており、このため学術界がリードすべきとの方向性が示されるものの、学術界において電動化アーキテクチャ等への取り組みが少ないことが課題として指摘されている。学術界と産業界の立場の違いが浮き彫りになった形であるが、引き続き制御分野での産学連携の取り組みと、CDI活性化に向けた活動を行っていくことでコミッティが締めくくられた。

3. Moving to "More Electric" Engines

2時間にわたり、MEEについて燃料システム、電力システム、推力制御システムの観点から講演を行った。50名ほどの聴講者の多くは企業からの参加者であり、講演中にも活発な質疑応答が行われたことが特徴的であった。質疑応答は、MEEシステムの実現や設計に係る具体的な質問から、エンジン・システムの将来コンセプトに関する論議まで広範囲にわたった。燃料システムの健全性がエンジン正常作動、ひいては機体安全に及ぼす影響が大きいことから、電動燃料ポンプと計量機構が一体となる電動燃料システムの安全性・信頼性設計については細かい議論がなされた。また、エンジン・システムに

原稿受付 2016年7月25日

*1 (株)IHI 航空宇宙事業本部 技術開発センター
エンジン技術部
〒196-8686 昭島市拝島町3975-18

初めて取り入れられる電動化技術についても関心が高く、モータ冗長設計や電気的故障分離方法などに関する議論を行った。

NASAでハイブリッド推進研究に携わっている聴講者からは、MEE完成形態として提案している、エンジン内蔵型発電機を含む電動化システムにおける最大の課題は排熱であるとのコメントがあった。航空機あるいはエンジン・システムの電動化の課題は、電動機器自体や電力需給、電力マネジメントに注力しがちであるが、電動化に伴う排熱負荷増加への対応も重要な課題であり、この課題への取組みが実現性を左右するという認識が確認された。

4. まとめ

CDIコミュニティでの議論および、MEEチュートリアル・セッションへの多数の企業参加と活発な質疑応答を考えると、航空機用エンジン制御においても、電動化技術の位置付けが重要になっていることが推察される。航空機システムへの電動化技術導入が先行しているが、エンジンにおいても電動化の方向性は確実であり、またさらに長期的視野に立てば、電気とガスタービンのハイブリッドなど、推進系自体の電動化技術革新も世界では急速に研究開発が進行している。電力、熱、推進系、制御の技術革新が複雑に連携しながら進展していく、本技術分野の動向を注視していきたい。

9. 材料、構造および製造技術

鈴木 健太^{*1}
SUZUKI Kenta

1. 全般

材料、構造及び製造技術分野としてManufacturing Materials and Metallurgy及びStructures & Dynamics: Fatigue, Fracture & Life Predictionを中心としたTechnical Tracksを聴講した。

2. 各技術分野の動向

Manufacturing Materials and Metallurgyは3つのTechnical Session、4つのPanel Session、2つのTutorial Sessionより構成され、計34の発表があった。Structures & Dynamics: Fatigue, Fracture & Life Predictionは4つのTechnical Sessionより構成され、計14の発表があった。主な発表機関はガスタービンメーカー、大学を含む研究機関、解析ソフトメーカーであった。

3. 主要トレンド別の詳細

3.1 Additive Manufacturing (AM)

AMに関する発表として、ガスタービンメーカーを中心に約10件の発表があった。

Ansaldo から、Reheat Burner Front PanelをSelective Laser Manufacturing (SLM) によって製造・検証した発表があった。Panel内の冷却構造を従来の製造手法と比較して、より複雑形状とすることでcooling mass flowを約40%減少することが可能になったとの報告があった(GT-57458)。

GE から、SLMによるHeat Shieldの製造及びBlade Tip

(Single Crystal) の補修への活用に関する発表があった。Heat Shieldの製造では従来の製造方法と比較して19%の重量を減らすことに成功し、Blade Tipの補修部では材料組織・材料強度の健全性を確認したとの報告があった(GT-57262)。

University of Central Florida (米国) から、SLMによって製造された複雑な構造を含むタービン翼のLeading Edgeを模擬した部品の製造性に関する発表があり、CTスキャナを活用した寸法精度の検証の結果が報告されていた(GT-58080)。

Siemens から、実機で16,000時間運転されたBurnerのTipをSLMによって補修し、補修されたBurnerを実機に再投入し10,000時間の運転後の状況を調査した結果に関する発表があった。この中で、積層部の強度試験結果が示されており、クリープ強度は従来材と比較して低下することが示された。これは従来材と比較してSLM材は結晶粒が細粒であり、Hall-Petchの関係からクリープ抵抗が減少したとされている。実機再投入後の補修部の調査では欠陥等は認められず、硬さがわずかに変化した程度であったとの報告があった(GT-56594)。

3.2 Ni基超合金単結晶強度

Ni基超合金単結晶強度に関する発表として大学を中心に2件の発表があった。

Linköping University (スウェーデン) から、Ni基超合金単結晶材のThermomechanical fatigue (TMF) 試験過程におけるリラクセーション挙動の評価のために結晶塑性解析を適用した発表があった。この中で、高応力と低応力とで解析パラメータを分ける必要があるとの報告があった(GT-56541)。

Linköping University (スウェーデン) 及びSiemens

原稿受付 2016年7月21日

*1 三菱重工業㈱ 総合研究所
強度・構造研究部 強度第二研究室
〒676-8686 高砂市荒井町新浜2-1-1

から、Ni基超合金単結晶材のき裂進展挙動における結晶方位の影響を解析により示した発表があった。荷重方向に対する試験片内の方位を変化させ、破壊パラメータKI～KIIIを算出したところ、結晶方位依存性が確認されたとの報告があった (GT-56305)。

3.3 コーティング関連

コーティング関連の発表としてガスタービンメーカー及び大学を中心に約7件の発表があった。

GEから、高温で安定した性能を持つThermal Barrier Coating (TBC) 組成の検討のために、32種の候補材から高い性能を持つ2種の材料を実機で検証し、適用できる目途を得たとの報告があった (GT-57425)。

Shanghai Jiao Tong University (中国) から、実験及

び解析によりBond Coat (BC) の表面粗さやThermally Grown Oxide (TGO) 厚さが熱疲労き裂発生・進展挙動に影響を及ぼすとの報告があった (GT-56755)。

3.4 Ceramic Matrix Composites (CMC)

CMCに関する発表として、約7件の発表があった。

Alpha STAR Corporationから、CMC材に衝撃を加えた際の解析及び衝撃付与材の疲労試験片の解析を、解析ソフトGENOAを使用して行い、実験結果と一致したとの報告があった (GT-58086)。

また、同社の別の発表では同解析ソフトを用いてCMC材のMode I型き裂進展試験及び解析を行い、両者の挙動が一致したとの報告があった (GT-58076)。

10. 蒸気タービン

妹尾 茂樹^{*1}
SENOO Shigeki

論文数は43編で、昨年度の39編より微増した。パネル、チュートリアル、14の論文セッションに加え、初めての試みとしてディスカッションセッションが今後の研究の方向性を話し合う場として設けられ、参加者と一体となった活発な議論が行われた。蒸気タービンは製品括りのコミッティであり、サイクルから翼やシールなどの要素まで、また流体性能、振動、強度、伝熱、計測技術と広い分野にわたる発表と楽しい議論が行われた。

パネルセッション：設計・製造の最先端技術

蒸気タービンは、グローバルに多様な用途で使われている。そのお客様の様々な要求を、高品質、短納期、低コストで製品、すなわち設計、製造に反映する必要がある。それを実現するために各社が取り組んでいる、IT技術による「お客様⇒設計⇒製造⇒実機/現地」を繋ぐ取り組みの紹介があった。具体的には、IT技術を活用した統合設計解析システム、3Dモデルを、設計、解析、製造の中心に置き共有することで、製造を考慮した設計や、製造プロセスシミュレーションを可能とした技術、ロボットやモニタリングを使って製造を自動化・高品質化する技術が紹介された。また蒸気タービンは、実際の運用も様々であり、その運用に応じた、もしくはその多様さを不確実要素と捉えたロバストな設計手法が、IoT技術により今後益々重要かつ現実的になってくることなどが議論された。

ディスカッションセッション：湿り蒸気研究

ラバールノズル解析格子を提供し、複数の機関で非平衡凝縮湿り蒸気解析をした結果、特に液滴径は約2倍の差があったこと、過去のラバールノズル非平衡凝縮蒸気試験の整理、微細水滴計測のためのlight-extinction法には、想定する液滴径の数密度分布によって求められる湿り度が異なる問題があり、その分布を精度良く計測するには紫外線など可視光より短波長の光源が必要であること、EDFの湿り蒸気研究の取り組みなどが紹介され、今後の研究の方向性が議論された。共有できる試験データとして、縮小蒸気タービンも挙げられたが、詳細な形状データの公開の難しさなどから、最後はラバールノズルを複数の機関で試験するプロジェクトを、予算を集め実施する提案が残った。引き続きCambridge大、Stuttgart大などを中心に検討されるようである。

チュートリアルセッション：Mechanical integrity

製品健全性に関わる寿命予測、クリープ疲労、軸振動、流体関連振動の基礎に関する講義が行われた。

論文セッション

長翼に関しては、非定常流動と流体関連振動に関する発表が多かった (GE: GT-56088, 東芝: GT-57954, ETH: GT-57753, 東北大: GT-56360, Stuttgart大: GT-57258, PAS: GT-57610)。10%負荷時に発生するRotating stallのような旋回不安定現象を、動翼先端入口側からジェットを吹き入れることで抑制できることを、縮小蒸気タービン試験で示した研究 (GT-56088) では、二次元的な速度三角形から有効だと考えられる静翼流出

原稿受付 2016年7月6日

*1 三菱日立パワーシステムズ(株)
〒317-8585 日立市幸町3-1-1

方向ではなく、その逆方向にジェットを吹き入れることが有効であった。動翼先端側では、低負荷時に流れを上流側に押し戻し三次元的な渦を形成するが、ジェットがその渦を抑制することが旋回不安定抑制に有効で、長翼段の三次元的で複雑な非定常流れの理解の重要性を再認識させられた。

湿り蒸気関係は大学や研究機関からの発表が多く、粗大水滴計測 (ETH : GT-57753), 液膜モデル (EDF : GT-56148), 非平衡凝縮が平板二次元翼列の空力減衰比におよぼす影響 (Stuttgart大 : GT-57899), 非平衡凝縮モデル関係 (Cambridge大 : GT-57598, Lappeenranta大 : GT-57590, 57796) が報告された。GT-57796は、液相をEuler的に解く時に液滴径の数密度分布を考慮するためのQuadrature method of momentsの対流項に、高次精度有限体積法を適用した場合、液滴径が小さい部分で数密度が負になることがある問題点を指摘した。対応策など今後の展開が注目される。

運転中最小間隙を保つDynamic clearance sealとして、Durham大から、シールセグメント背面と中央のフィン間膨張室を小さな流路で連結するだけの単純な構造のシールが、昨年に続き発表され (GT-56995), 今年は空気中ではあるが、偏心させたローターの回転に滑らかに追従して動作する動画を見せ、注目を集めていた。

低圧排気室に関しては、GE (旧Alstom) が、1/10スケールの最終段+排気室の試験装置を用いた一連の発表をした (GT-56640, 57149)。試験装置は縮小だが、R134a 93%と空気 7%を混合した気体を用いることで、レイノルズ数とマッハ数 (比熱比) を実機相当にしてい

る。これらの研究は、大規模流体解析や実機計測に加え、流線曲率法 (GT-56974) や1D損失モデル (GT-57161) といった高速で設計に適用できる手法への落とし込みが行われていて、大規模・詳細解析だけを目指す方向とは一線を画し、メーカ研究ならではのセンスが伺われた。

統計解析を適用した設計と製造との連携に関し、三次元長翼形状の製造バラツキにより流体性能 (効率、流量) の統計的特性 (平均、標準偏差) がどのような影響を受けるかを高速に評価する方法の開発が発表された (カリフォルニア大学、北京大学、GE : GT-56553)。今後発展する分野として注目される。

中国からの発表数は11編と昨年度と同数で多かったが、解析主体の昨年までと異なり、今年は東方蒸気タービンが、直線翼列試験、円環翼列試験、三段空気タービンを使った衝動段翼開発 (GT-56030) を発表した。そこではVista ATBlade, MISES, FINE/IGG/AUTOGRID, ANSYS CFXといった、海外で開発された設計から流体性能評価までのツールも活用されている。翼の設計方針も方法も、基本的に則った丁寧なものであり、損失低減効果も得られている。また三段空気タービンは、バランスホール (GT-56102) や漏れ流れ (GT-56407) の効率に対する影響評価にも活用されている。

実機適用を意識した実用的な発表が多いが、全体の論文のレベルは上がっており、今後の技術開発競争には、OriginalityとUniquenessが益々重要となり、新しいアイデアを煮詰める知恵と、時間をかけて実証する根気が大切になるものと考える。

11. 展示

柚木 啓太^{*1}
YUNOKI Keita

展示会は例年通り開催期間（5日間）のうち2日目から4日目までの3日間（6/14-6/16）、会場のCOEX内のHall C1で開催された。開催時間は初めの2日間が12:30-18:30、3日目が11:30-14:30であり、昼食頃に展示会が始まった。昼食会場に行くまでに必ずこの展示会場を通るように配置が工夫されており、多くの参加者が来場していた。当然ながら昼食時から午後のセッションが開始する14:30頃までが盛況であった。さらに、2日目には展示会場で学生のポスターセッションが同時に開催された。

展示ブースは合計約80件と30件ほど減少したものの、展示者はガスタービンメーカー、計測機器・部品メーカー、解析ソフトメーカー、研究機関、書籍・雑誌出版社など多岐に渡る。地域別では、依然として北アメリカとヨーロッパで全体の約81%を占めているが、アジアからは韓国、日本、オーストラリア合わせて15件と、昨年度の2件から大幅増となった。国別では、アメリカが33件と最も多く、次いでドイツの10件、イギリス、韓国の9件であった。今回はアジア圏初の韓国での開催だったため、韓国が積極的に展示している印象を受けた。

展示会場のメイン入口には、ANSYSが大きなブースを構えていた。他企業のブースと異なり、TV番組のセットのように演出されていた。大きな液晶テレビを設置して解析結果の動画を流し、来場者ひとりひとりに解析ツールについて説明していた。GEを中心としたガスタービンメーカーは各製品のモデルを展示し、注目を集めていた。

展示者は、多くの人に来場してもらうように様々な工夫をしており、特に、計測機器メーカーの実演が目を引いていた。例えば、実際に振動センサを設置し、近くで音を出したり、話したりして空間の振動数を計測し、FFT処理するところまで会場で確認することができた。人とポスターのみのブースもあるが、実際のモノがあるブースと比較して人の集まり具合には歴然とした差が出ていた。

今回も展示会場にはステージが用意され、展示者はそこでプレゼンし、自社の製品をアピールする機会が設けられていた。ただし、ステージが会場の端で目立ちにくい場所にあり、内容によっては聴講者が少ないように感じた。

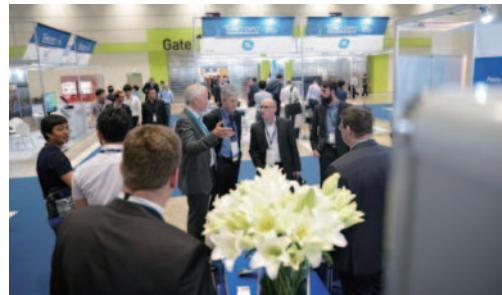
会場内にはProceedingsを印刷できるブースが設置さ

れており、気になる発表について各自印刷する様子が見られた。

2日目と3日目に会場内で開催されたEXPO Hall Receptionにも多くの来場者がみられた。発表や聴講の疲れを癒すように韓国のビールやワインを片手に展示者と話していた。

日本からは日本ガスタービン学会の展示があった。今年で3回目と継続的に展示している。今年もブースにはアジアからの来場者が多く訪れ、会話が弾んでいた。EXPO Hall Reception中も関係者間で懇親を深め、情報交換できる場所となっていた。

例年のように展示のほとんどは北アメリカとヨーロッパであったが、アジアからの展示数も増え、アジア初の開催の効果が見られた。来年のASME TURBO EXPO 2017は再びアメリカ開催のため、欧米の展示数が増加することが推測されるが、アジアからの展示数もさらに増加することを是非とも期待したい。



Expo Hall (photo courtesy of ASME/IGTI)

*1 原稿受付 2016年7月6日

*1 三菱日立パワーシステムズ(株)
〒312-0034 ひたちなか市堀口832-2

ASME Turbo Expo 2016 GTSJ 展示 実施報告

国際委員会

今年のASME Turbo Expoは、2016年6月13日から17日までソウル市のCOEXで開催されました。アジアで開催されるのは初めてでしたが、多くの参加者で盛会でした。GTSJはASME/IGTIとの協定に基づき、3回目となる展示ブースの出展を、展示期間の6月16日から18日に実施しました。国際委員会では今回も展示ワーキンググループを組織し、準備から実施まで担当しました。

ブースでは昨年までと同様、ポスターの展示と各種資料の配布を行いました。ポスターはGTSJの紹介2016年度版と、日本のガスタービン開発史を紹介するものの2点です。また配布物は、(1)GTSJ英文パンフレット2016年度版、(2)日本のガスタービン関連機関情報パンフレット、(3)学会ネーム入りクリアファイル(姫路城)の3点でした。(2)は昨年初めて作成したのですが、今年はフォーマットを改良して画像も掲載可とし、希望する機関からは改訂版をお送りいただいて掲載しました。これらを350部用意し、クリアファイルに入れて配布しました。

今回は3年目ということで実施側も少し慣れてきましたが、毎年開催地によって少しずつやり方が異なる部分もあり、手探りが続いています。幸いASME/IGTIのスタッフの皆さんには変わらず親切に面倒を見ていただき

ており、おかげさまで大きな問題なく展示が行えて、深く感謝しています。昨年のIGTC2015ではIGTIの展示も行われ、相互交流が深まっています。

展示ブースでは国際委員会メンバー以外にGTSJの会員の方々にもご協力をいただき、無事に展示を終えることができました。大変有難うございました。GTSJの展示ブースには日本人の参加者が集い、情報の伝達にも便利な拠点として定着してきていると思います。外国人の皆さんにも訪問のリピーターが増えているようで、いろいろ声をかけていただきます。今後ともIGTIとの友好的な協力のもと、活動を継続して行きたいと思います。



GTSJ展示ブースの様子

ASME Turbo Expo 2016 参加報告

日本ガスタービン学会事務局
中村優美

韓国Seoulで開催のASME Turbo Expoに参加してまいりました。今回は展示ブース出展も3回目となり、ブース設営等も少し慣れてスムーズに準備することができました。初日にブース開設後、国際委員会メンバーと共に来訪者の対応にあたり、GTSJの紹介をいたしました。展示会場では、アジアでの初の開催ということもあるのか、各ブースとも例年よりコンパクトな展示物が多いように感じました。会場の一角にはソウル市(観光協会)のブースもあり、韓国民族衣装のチマチョゴリを着たかわいいお嬢さんがフォトサービス(並んで記念撮影ができる)をしたり、パンフレットを配布してソウル市の紹介をしたりしていました。

講演会1日目のWelcome Receptionでは、ソウル大学の学生による韓国伝統音楽の演奏やパフォーマンスが披露され、地域色が織り込まれた演出が印象的でした。展示が終了してからは、セッション会場に赴き、本会議

の運営の様子を見てまいりました。今回の会場であるCOEXは、展示会場と講演会場が同じフロアにあるため移動がとても便利でした。期間中には、恒例のGTSJ International Advisory Committee Meetingや、KSFM(Korean Society for Fluid Machinery)の方々との交流なども行い、今回も有意義に過ごすことができました。



GTSJ IAC Meeting

Welcome Receptionでの演奏

第27回ガスタービン教育シンポジウム報告

西江 俊介
NISHIE Shunsuke

2016年7月7日(木)、8日(金)の2日間にわたり、第27回ガスタービン教育シンポジウムが、東京都昭島市のIHI昭島事業所と近接するIHI瑞穂工場にて開催された。今年度は関東地区、関西地区それぞれで開催される年に当たり、関西地区では9月に川崎重工業株式会社明石工場で開催を予定している。そのため、関西地区からの参加者は少なかったが、それでも最終的に76名（学生27名、社会人49名）の方に参加して頂き、昨年度とほぼ同じ参加者数となった。

この教育シンポジウムでは主に学生や若手技術者などガスタービン初学者を対象に、ガスタービンの基礎知識を学んで頂く目的で、第一線で活躍されている各専門家による講義と、実際のガスタービンとその関連の製造及び研究開発施設等の見学を併せた企画である。今回も、1日目に講義2テーマと特別講義およびIHI瑞穂工場の生産設備・試験設備見学と「IHIそらの未来館」の見学会を実施し、2日目に講義4テーマを実施した。

1日目は、集会行事委員会の輪嶋委員長による開会挨拶の後、2テーマの講義と特別講義、(1)ガスタービン概論（渡辺紀徳氏）、(2)ガスタービンと伝熱工学（村田章氏）、(3)IHIにおける技術開発の紹介（黒木博史氏）が行われた。その後、官学参加者は瑞穂工場内の航空機エンジン組立ラインと部品検査・メンテナンス工程ラインを中心に生産設備と試験設備の見学を行い、参加者は各工程の説明に聞き入っていた。企業参加者は、IHI昭島事業所内に併設されている「IHIそらの未来館」を見学した。館内には日本のガスタービン開発の歴史ならびにIHIの生産、開発の歴史をたどるように航空機用や発電用のガスタービンの実物や模型が展示されていた。

設備見学終了後、昭島事業所内にある多目的ルームで懇親会が開催された。懇親会にはシンポジウム参加者の

約8割の方が参加し、会場各所で参加者同士の官学及び企業間の枠を越えた活発な議論と相互交流がなされ、参加者の方には有意義な時間と場所を提供できたと思う。

2日目は、前日に引き続きガスタービン関連の4テーマの講義、(4)ガスタービンと燃焼工学（岩井保憲氏）、(5)ガスタービンと流体工学（山本誠氏）、(6)ガスタービンと材料工学（屋口正次氏）、(7)ガスタービンと制御工学（中村恵子氏）が行われた。それぞれの講義はガスタービンの基礎から最新の技術動向までを専門家の立場から説明がなされ、受講者にとって今後の研究・仕事などを進めるうえで多いに役立つ内容の濃い講義となっており、熱心な聴講・質疑応答が行われた。

全講義終了後、2日間の講義に出席した参加者全員に修了の証として受講証が手渡された。また、参加者には、今後の教育シンポジウムの運営及び教材に関するアンケートにご協力頂いた。アンケート結果は次回以降の企画及び教材の改定に反映する予定である。

本シンポジウムでは2013年に出版された「ガスタービン工学」を教材として用いており、その執筆者の先生方を中心にお願いしている。「ガスタービン工学」は学会ホームページから購入することができ、今回の参加者のうち事前に教材を購入し受講していた方もいた。講義では時間の都合もあり、教材の一部しか扱うことができなかったが、参加された皆様にはこの教材を有効に活用し、ガスタービンの知識をさらに深めるのに役立てて頂ければ幸いである。

最後に、講義、資料等の作成・準備にご尽力して頂いた講師の先生方に感謝すると共に、会場の提供、見学会及び懇親会についてご協力を頂いた株式会社IHI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

2016年度第1回見学会報告

瀬川 武彦
SEGAWA Takehiko

2016年7月21日(木)、東京都三鷹市にある国立研究開発法人海上・港湾・航空技術研究所 海上技術安全研究所(海技研)において、本会主催の見学会と技術懇談会が開催された。関東地方は未だ梅雨明けしておらず見学会当日も雨天であったが、本会会員15名の方々にご参加いただいた。

施設見学に先立ち、企画部広報主管の横川良二氏から海技研の沿革、行政や社会からの要請により設定された重点研究分野についての説明があり、海洋・船舶に関する6つのコア技術が紹介されているDVD鑑賞も行った。

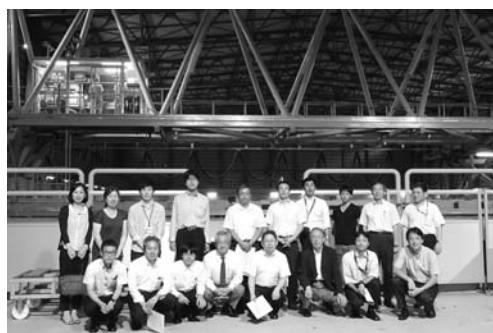
概要説明の後、参加者全員で実海域再現水槽が設置されている館内に移動した。水槽は長さ80 m、幅40 m、深さ4.5 mで、曳航台車や送風装置などが装備されている。デモンストレーションでは、水槽全周に設置されている382台のラップ型吸収造波機を振動させ、曳航台車に固定された小型の船舶模型が人工的に生成された波の中を進む様子を、壁側のデッキから見渡すことができた。また、ラップ型吸収造波機を様々なモードで駆動することで、実海域において海難事故の原因となる多種多様な波を再現できる様子を、動画を用いてご説明いただいた。次に水中工学系で研究開発が行われている水中ロボット関連施設に移動した。施設の中には、日本の排他的経済水域における鉱物資源やエネルギー資源の探索を目的として、内閣府・戦略的イノベーション創造プログラム(SIP)「次世代海洋資源調査技術(海のジパング計画)」のもとで開発された自律型水中ロボット「ほばりん」の現物が展示されていた。海洋実験のエピソードなどに耳を傾けながら「ほばりん」を間近で観察することができた。

その後2班に分かれ、操船リスクシミュレータとディーゼルエンジンの見学を行った。操船リスクシミュレータは、航海における安全性の向上を目指して作られたシステムであり、大型円筒スクリーン上に6台のプロジェクタからコンピュータグラフィックス(CG)画像を投影することで船舶周辺の様子を視覚的に再現することができる。見学時には人数制限等の理由で作動できなかつたが、船橋動揺装置と組み合わせることで船舶のピッティングとローリングの制御を行うことも可能である

ということであった。デモンストレーションでは、過去に生じた海難事故をデータをもとに再現されたCG画像を様々な視点から体験することができ、参加者には大好評であった。ディーゼルエンジン関連施設では稼働中の4サイクルディーゼル機関を見学し、年々厳しさを増す国際的な環境規制に対応するための研究開発について、詳しくご説明いただいた。見学終了後には本館会議室に移動し、環境・動力系長の春海一佳氏から「海事分野におけるエネルギー・環境問題への対応」と題したご講演と技術懇談会が開催され、船舶における廃熱回収技術やガスタービン関連技術について、活発な意見交換が行われた。

最後に、本見学会を実施するにあたり多大なご尽力・ご協力をいただいた海上技術安全研究所の皆様、そしてご参加いただいた皆様に、心より御礼を申し上げます。

(集会行事委員会委員)



実海域再現水槽前での集合写真



技術懇談会の様子

第45回ガスタービンセミナー開催のお知らせ（予告）

第45回ガスタービンセミナーを下記の通り開催いたします。

今回は、「ガスタービンおよび航空エンジンの最新技術動向」（予定）をテーマとしています。最前線で活躍されている方々のご講演を通して、発電用および航空用ガスタービンに関する最新技術動向を学ぶと共に、各種用途のタービンの高性能化につながる幅広い技術分野の知見を高める内容とします。

（詳細につきましては、11月号学会誌、ホームページ等で後日お知らせいたします）

1. 日 時：2017年1月26日(木) 9:30～17:00（予定）
27日(金) 9:30～17:00（予定）
2. 場 所：本田技研工業㈱和光本社ビル内1F会議室
〒351-0188埼玉県和光市本町8-1
東武東上線または地下鉄（有楽町線・副都心線）和光市駅下車、徒歩約5分
3. テーマ：「ガスタービンおよび航空エンジンの最新技術動向」（予定）
4. 参加要領：11月号学会誌、当学会ホームページに掲載予定です。（<http://www.gtsj.org/>）

次号予告 日本ガスタービン学会誌2016年11月号（Vol.44 No. 6）

特集「大型プロジェクトに学ぶ：航空機エンジン及び発電タービン技術・産業の将来への提言」

巻頭言 川口 修（慶應義塾大学名誉教授）

航空宇宙技術研究所におけるFJR710エンジンの研究開発とSTOL実験機での搭載運用 佐々木 誠（元 航空宇宙技術研究所）

石川島播磨重工におけるFJRジェットエンジン開発とV2500エンジンへの実用化 勝又 一郎（日本経済大学大学院）
高効率ガスタービンプロジェクトと航技研における研究開発（仮題） 坂田 公夫（SKYエアロスペース研究所）

産業界から見たムーンライト計画の歴史的意義と反省 福江 一郎（三菱重工業）

ムーンライト高効率ガスタービン開発とKawasakiガスタービン 森 建二（元 川崎重工業）

ターボ機械（蒸気タービン及びガスタービン）初号機の開発と苦闘 大地 昭生（東北テクノアカデミア産学連携事務所）

WE-NETガスタービン研究開発と水素社会への成果の展開（仮題） 田沼 唯士（帝京大学）

来るべき水素社会を先取りしたWE-NETプロジェクトにおける水素燃焼タービンと超高温材料技術 新田 明人（電力中央研究所）

二つの国家プロジェクトで行われたガスタービン用耐熱合金の研究開発 山崎 道夫（元 金属材料技術研究所）

喫茶室

仲俣 千由紀（IHI）

連載 学校で習わない英語（8）

吉中 司

報告

調査研究委員会活動報告

※タイトル、執筆者は変更する可能性があります。

第44回日本ガスタービン学会定期講演会（酒田）・見学会のお知らせ

第44回日本ガスタービン学会定期講演会・見学会を以下のように開催します。
多数のご参加をお待ちしております。

主 催：公益社団法人 日本ガスタービン学会

協 賛：協賛団体は日本ガスタービン学会ウェブサイト（<http://www.gtsj.org/>）をご覧ください。

開催日：

・講演会 2016年10月26日(水)、27日(木)

・見学会 2016年10月28日(金)

開催場所：

・ホテルリッチ&ガーデン酒田 山形県酒田市若竹町1-1-1

<http://www.richgarden.co.jp/>

Tel: 0234-26-1115

講演会：講演会プログラムを次ページに示します。

・一般講演：空力、燃焼、システム、伝熱、材料、タービン等

・先端技術フォーラム：

系統安定化対応先進ガスタービンの実現に向けたシミュレーション技術開発の最前線

・特別講演：「どん底から世界一に」

講師：村上 龍男 氏（加茂水族館元館長）

参加登録費（税込）：

・会員・協賛団体会員 14,040円（ただし、学生は論文集有りで4,320円、論文集無しで1,080円）

・会員外 19,440円（ただし、学生は論文集有りで7,560円、論文集無しで4,320円）

宿泊：

会期中のご宿泊は、講演会場である「ホテルリッチ&ガーデン酒田」を推奨します。

参加者向け特別価格での予約方法は、学会ウェブサイト（<http://www.gtsj.org/>）でご案内しております。

懇親会：

・第1日目の講演会終了後、講演会場（ホテルリッチ&ガーデン酒田）にて懇親会を開催いたします。

懇親会参加費（税込）：3,240円

見学会：

・日時：10月28日(金)

・見学先：酒田共同火力発電(株)等の見学を予定しています。

・定員：45名程度、先着順、講演会参加登録者に限ります。

・参加費：6,480円

・申込締切日：9月30日(金)

参加申込方法：

学会HP（<http://www.gtsj.org/>）から登録されるか、本号掲載参加申込書に必要事項をご記入の上、学会事務局宛にお申込み下さい。参加登録は、受付の混乱を避けるため、事前登録をお願いします。講演者も参加登録をお願いします。

関連情報：

・講演会の前日に鶴岡市先端研究産業センターにて大学生・高専生・一般の方を対象とする「ガスタービン市民フォーラム2016」を開催します。参加は無料です。

・演題：「ジェットエンジンとは？－ジェットエンジンの歴史から最新技術まで－」

・講師：浅子 知昭 氏（株）IHI

・日時：2016年10月25日(火) 15:00～16:30（14:30開場）

・会場：鶴岡市先端研究産業センター（鶴岡メタボロームキャンパス）レクチャーホール
(山形県鶴岡市覚岸寺字水上246-2)

第44回日本ガスタービン学会定期講演会・見学会 (2016年10月26～28日)

参加申込書

(公社) 日本ガスタービン学会 行 FAX: 03-3365-0387 TEL: 03-3365-0095

参加者の連絡先 (複数人申込まれる場合は、代表者の方の連絡先)

会社／大学等名称	
所在地	〒
TEL/FAX	
E-MAIL	

参加者名

フリガナ 氏名*1	所属	TEL/FAX E-MAIL	所属学会 (GTSJ会員 番号)	会員 資格 (正/学)	懇親会 (26日) (3,240円)	見学会 (28日) (6,480円)
					出席 欠席	参加 不参加
					出席 欠席	参加 不参加
					出席 欠席	参加 不参加
					出席 欠席	参加 不参加

* 1 登壇者の方は氏名の後に○を記入してください。

論文集無し (学生のみ) の場合は、下記の参加登録料の金額に反映してください。

【事務局への連絡事項】

払込方法 (○印をつけてください) 参加登録料・参加費入金予定日 月 日 (10月25日までにお払込みください)

1. 銀行 (みずほ銀行 新宿西口支店 普通 1812298)
2. 郵便振替 (00170-9-179578)
3. 現金書留

送金金額 円 (内訳: 参加登録料 円 懇親会参加費 円 見学会参加費 円)

当日支払いは原則として受け付けません。(当日不参加の場合でも参加費はお支払いいただきます。)

*請求書の発行について

1. 要 宛名 () 2. 不要

*領収書の発行について

1. 要 宛名 () 2. 不要

第44回日本ガスター・ビン学会定期講演会プログラム：第1日

(一般講演 講演時間15分 討論5分, [学]: 学生優秀講演賞の審査対象講演, 連名者の所属が省略されている場合は後者と同じ)

A室		B室		C室	
第1日 10月26日 9: 00	空力(1) 座長 :	伝熱/ターピン(1) 座長 :		燃焼(1) 座長 :	
9 : 20	【A-1】感圧塗料による遷音速並進振動翼列の翼面上非定常圧力分布計測 東俊彦,渡辺紀徳,姫野武洋,井上智博,鵜沢聖治(東大)	【B-1】[学]高温ターピン冷却空気流制御による航空エンジン高効率化の検討 田中一平(東農工大院)福山佳孝,山根敬(JAXA)		【C-1】高温・高圧条件におけるガスターピン燃焼器内の火炎発熱変動の計測 福場信一,木村勇一朗,田中優佑,齋藤敏彦,瀧口智志,齊藤圭司郎(三菱重工)	
9 : 40	【A-2】ターピン動翼流体構造・連成解析におけるデータ結合法の検討 田沼唯士(帝京大),奥田洋司,橋本学(東大),秋山久実(オフィスケイ)	【B-2】[学]ターピン翼内部の複雑冷却流路内における熱伝達率計測及び流れ場に関する研究(流路入り口流入条件の影響) 船崎健一(岩大),寺部世界(岩大院),鶴雅英,堀内豪(川崎重工)		【C-2】バイオジェット燃料によるRQL燃焼器排出PMの大幅低減効果について 藤原仁志,牧田光正,下平一雄,山田秀志,岡井敬一,水野拓哉(JAXA),中村将治(三菱重工)	
10 : 00	【A-3】LPTにおける翼列フラッタに関する研究 賀澤順一(JAXA),谷直樹(IHI),青塚瑞穂(IHI)	【B-3】[学]流れ制御デバイスを用いた平板フィルム冷却の高効率化に関する研究-高密度比条件下におけるPSP計測- 船崎健一(岩手大),佐々木宏和,瀧澤隼人(岩手大院),田川久人,中野晋(MHPS)		【C-3】2MW級ガスターピンにおけるドライ低NOx水素専焼燃焼器の開発 岡田邦夫,堀川敦史,古賀和樹,鶴雅英(川崎重工)	
10 : 20	【A-4】遷音速ファンのフランジャー境界予測におけるミスチューニング効果の統計的感度解析 立石敦,渡辺紀徳,姫野武洋(東大),青塚瑞穂,室岡武(IHI)	【B-4】[学]航空エンジン用低圧ターピン翼のエンドウォール近傍の二次流れ制御に関する研究-デバイスの効果- 佐藤達太(岩大院),船崎健一(岩大),塙田瑛雪,村上大地(岩大院),伊藤航大,小椋陽史(岩大),古川樹生(IHI)			
10 : 40					
11 : 00	空力(2) 座長 :	伝熱/ターピン(2) 座長 :		燃焼(2) 座長 :	
11 : 20	【A-5】非定常計測による小型遠心圧縮機のサージ発生に関する研究 桐明拓郎,栗田史哉,佐藤涉,山方章弘(IHI)	【B-5】産業用ガスターピン開発へのターピン冷却翼 CHT解析の適用検討 堀内豪,谷口智紀,田中良造,笠正憲,鶴雅英(川崎重工)		【C-5】[学]JNSPマイクロジェットエンジン用アニユラ型燃焼器の数値解析 鈴木寛人(新潟大院),松原幸治,松平雄策(新潟大),小澤譲広,阿部和幸(YSEC),岩田拓也(産総研)	
11 : 40	【A-6】翼端間隙と入口流れ条件が遷音速圧縮機に及ぼす影響 佐久間典典,渡辺紀徳,姫野武洋(東大)	【B-6】講演中止		【C-6】[学]水素浮き上がり火炎の形成条件および燃焼特性 野崎光一(首都大院),湯浅三郎,櫻井毅司(首都大)	
12 : 00	【A-7】傾斜角度を持つスプリッタつきラジアルターピンの研究開発 久野直樹,伊藤直紀,朴辰洛(本田技研)	【B-7】ターピン翼の温度推定に関する代理モデルの導出 酒井英司,高橋俊彦(電中研)		【C-7】[学]噴流保炎一次燃焼による既燃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 中須崇文,齋藤拓海(法大院),山田秀志(JAXA),林茂(法大)	
12 : 20	【A-8】ガスターピン圧縮機 多段高速試験装置 上野真次,三戸良介,山下知志(三菱重工)	【B-8】超臨界CO2ターピン動翼内部冷却流路の可視化試験 松田寿,大友文雄,内田竜朗,富永純一,前田秀幸,閑根悟(東芝)		【C-8】[学]多孔質体を用いた灯油燃料超小型燃焼器の排ガス特性 大和田悠介,原田亮(首都大院),櫻井毅司(首都大)	
12 : 40				【C-9】[学]旋回空気付与による圧力スワールノズルの超低噴射圧時の微粒化性能改善 -液膜形状遷移とヒステリシス- 中川雄斗,大畑洋朗,松岡銀司(法政大),藤原仁志(JAXA),林茂(法政大)	
(昼休憩)					
14 : 00	空力(3) 座長 :	材料(1) 座長 :		燃焼(3) 座長 :	
14 : 20	【A-10】[学]温度ディストーションが斜流圧縮機性能に及ぼす影響に関する数値解析 大久保翔平,門倉水,佐藤哲也(早大),田口秀之(JAXA)	【B-10】高性能冷却構造によるガスターピン動翼の劣化低減効果 伊藤明洋,小林大輔(中部電力)		【C-10】250kW級SOFC-MGTハイブリットシステム向けマイクロガスターピンの開発 河野雅人,新井啓介,安井芳則(トヨタT&S)	
14 : 40	【A-11】[学]羽根付ディフューザを有する遠心圧縮機に発生するディフューザ失速の旋回構造 池津聰太,江間大輝(早大院),藤澤信道,太田有(早大)	【B-11】サスペンションプラズマ溶射法によるジルコニアコーティングの成膜 鈴木雅人,ムハマド・シャヒン(産総研)		【C-11】アンモニア併産／CO2回収型高効率IGCC発電-アンモニア利用の現状とガスターピン開発の課題- 長谷川武治(電中研)	
15 : 00	【A-12】[学]短翼を有する遷音速遠心圧縮機内の低流量作動点での流れ場における翼端漏れ流れの拳動 金子雅直(法大院),辻田星歩(法大)	【B-12】実機ガスターピン動翼から採取した試験片を用いたクリーフ寿命評価手法 松井陽平,岡田満利,高橋俊彦,藤岡照高(電中研)		【C-12】ガスターピンにおけるアンモニア燃焼利用 壹岐典彦,倉田修,松沼幸喜,井上貴博,辻村拓,古谷博秀(産総研),小林秀昭,早川晃弘(東北大)	
15 : 20	【A-13】[学]遷音速軸流圧縮機の静翼列におけるハブ・コーナーはく離に及ぼす翼端隙間の影響 齋藤誠志朗,田村優樹(九大院),古川雅人,山田和豊(九大),松岡右典,丹羽直之(川崎重工)	【B-13】ガスターピン燃焼器部品の温度分布推定手法 岡田満利,高橋俊彦,山田進,藤井智晴(電中研)			
15 : 40	【A-14】[学]リング型プラズマアキュエータを用いた遠心圧縮機における漏れ流れ抑制効果の検証 大橋俊之(東理大院),石川仁(東理大),瀬川武彦,松沼孝幸(産総研)	【B-14】発電用ガスターピン動翼の耐摩耗補修技術 齊藤大蔵,北山和弘,吉田耕平(東芝)			
16 : 10	特別講演 座長 : 西澤 敏雄 (JAXA)				
17 : 30	[S-1] どん底から世界一に 村上龍男 (加茂水族館元館長)				
18 : 30	懇親会 司会 : 平野 孝典 (拓大)		[ホテルリッチアンドガーデン酒田]		

第44回日本ガスタービン学会定期講演会プログラム：第2日

(一般講演 講演時間15分 討論5分, [学]：学生優秀講演賞の審査対象講演, 連名者の所属が省略されている場合は後者と同じ)

A室

B室

C室

第2日 10月27日 9:00	空力(4) 座長：	材料(3) 座長：	システム・サイクル(1) 座長：
9:20	【A-16】防水のために要求される熱量を推定する簡単モデルの実験的研究 浅海典男,水野昌幸,富岡義弘,鈴木一裕(IHI),日向寺章磨,木村茂雄(神奈川工大)	【B-15】[学]SUS316Lステンレス積層造形材の強度と組織 秋野一輝(首都大院),筧幸次(首都大)	【C-16】新仙台火力3号系列における熱効率向上への取組みについて 高野 哲史(東北電力)
9:40	【A-17】三電極プラズマアクチュエータによるガスタービン翼流体制御に向けた小型二次元翼試験 松野隆,菅原正隆,橘一輝(鳥取大),浅海典男,松野伸介,山口方士(IHI)	【B-16】[学]レーザービーム積層造形法により作製したIN718の組織と強度特性 堀川将大,郭研伶,筧幸次(首都大院)	【C-17】航空エンジン性能劣化の推定に関する基礎的検討 山根秀公,高村倫太郎(防衛装備庁)
10:00	【A-18】非平衡凝縮流れ解析に関する最近の研究動向 山本悟,古澤卓,宮澤弘法(東北大)	【B-18】[学]Ni基単結晶超合金タービン翼材料の直接完全リサイクル法の研究状況 宇多田悟志(早大院),鈴木進補(早大),原田広史,大澤真人,川岸京子,小林敏治,横川忠晴(物材機構)	【C-18】JAXAの航空エンジン基盤技術 二村尚夫,山本武(JAXA)
10:20	【A-19】ファン下流のパイロンからのボテンシャル擾乱がファン騒音に及ぼす影響 楠田真也(IHI),山崎伸彦(九大院)	【B-19】[学]Ni基単結晶超合金TMS-238中のRuをIrに置換した合金のミクロ組織とクリープ強度 森雄飛(早大),横川忠晴,原田広史,小林敏治,湯山道也,川岸京子(物材機構),鈴木進補(早大)	【C-19】高亜音速・高バイパス比エンジンの概念検討 板本勇
10:40			

10:40

11:00	材料(4) 座長：	システム・サイクル(2) 座長：
11:20	【B-20】Additive ManufacturingによるNi基単結晶超合金の製造 石川毅(住友重機械ハイマテックス), 越智大介(住友重機), 原田広史, 小林敏治, 横川忠晴, 湯山道也, 川岸京子(物材機構)	【C-20】[学]小型ターボジェットエンジンを用いたシェブロンノズルの評価 玉田岳洋, 土屋利明(金沢工大)
11:40	【B-21】 講演中止	【C-21】[学]ガスタービン環境下の一様流中における水滴の蒸発挙動 上田翔太, 土屋利明(金沢工大)
12:00	【B-22】Ti-6Al-4V積層造形材のクリープ特性と微視組織 櫻井勇也, 筧幸次(首都大院)	【C-22】[学]マイクロガスタービンに噴射された水滴の蒸発挙動に関する研究：インペラ一部とディフューザー部での蒸発挙動の違い 半田開千, 土屋利明(金沢工大)
12:20	【B-23】次世代Ir添加Ni基単結晶超合金の開発—耐用温度1150°Cを目指して— 横川忠晴, 原田広史, 川岸京子, 小林敏治, 湯山道也(物材機構)	【C-23】[学]150kW級高湿分空気利用マイクロタービンの動作解析 鈴木晃純(東北大院), 中野晋(東北大), 関慧一(東北大院), 竹田陽一(東北大), 岸部忠晴(MHPS)

12:20

(昼休憩)

13:50	学生優秀講演賞 審査結果報告 座長：西澤 敏雄 (JAXA)
-------	-----------------------------------

14:00	先端技術フォーラム：系統安定化対応先進ガスタービンの実現に向けたシミュレーション技術開発の最前線 《第1部》座長：渡邊 裕章 (九大)
	【S-2-1】 渡辺紀徳(東大) 先進ガスタービンの研究開発におけるシミュレーション高度化の重要性
	【S-2-2】 高橋徹(電中研) 動特性解析による急速負荷変化時のプラント影響評価
	【S-2-3】 丹野賢二(電中研) 先進ガスタービン燃焼器の開発に向けた燃焼シミュレーションの高度化
	【S-2-4】 佐久間康典(東大) 急速起動時非定常流れのシミュレーションに向けた実験的・数値解析的取り組み
	【S-2-5】 立石敦(東大) 熱・流体・構造過渡応答連成解析にむけた複雑流路対応型CFDコードの構築
	【S-2-6】 荒木勝人(MHPS) 発電用大型ガスタービンにおける急速起動時圧縮機の非定常流れシミュレーション
	【S-2-7】 荒木勝人(MHPS), 高橋康雄(MHPS) 発電用大型ガスタービンにおける急速起動時の構造過渡応答シミュレーション

16:10	先端技術フォーラム：系統安定化対応先進ガスタービンの実現に向けたシミュレーション技術開発の最前線 《第2部》座長：壹岐典彦(産総研)
	全体討論

2016年度第1回ガスタービン市民フォーラム開催のお知らせ

2016年度第1回ガスタービン市民フォーラムを下記の通り開催いたします。

今回のフォーラムは、2016年国際航空宇宙展〔JA2016〕（主催：一般社団法人日本航空宇宙工業会）のパブリックデーに合わせて開催され、ガスタービンに関する技術や、開発最前線の話題について専門家がわかりやすく解説いたします。より多くの皆様にご参加いただければと存じます。

1. 日 時： 2016年10月15日(土) 12:30～14:00 (12:00開場)
2. 場 所： 東京ビッグサイト 会議棟1階 102号室
URL <http://www.bigsight.jp/>
3. テーマ： ジェットエンジンの仕組みと中味
4. 講 師： 東京大学 航空宇宙工学専攻 准教授 姫野武洋 氏
5. 対 象： 学生の方、一般の方（専門知識は必要ありません）
6. 参 加： 無料
7. 申 込： 事前の申込は不要です。当日直接会場へお越しください。



2016年度 第2回見学会のお知らせ

2016年度第2回見学会を下記の通り開催いたします。

1. 日 時： 2016年12月2日(金) 13:00～16:30 (JR川崎駅集合、解散)
2. 場 所： (株)扇島パワー 扇島パワーステーション
(神奈川県横浜市鶴見区扇島2-1)
3. 見学概要：最新鋭ガスタービンコンバインド発電所の見学
4. 参加要領：
(1)参加資格：大学生以上
(2)定員：20名（申込多数の場合、お断りすることがございます）
(3)参加費（税込）：当日お支払下さい。（移動バス代含む）

正会員	3,240円
学生会員	2,160円
非会員	4,320円
学生非会員	2,160円

※申込方法、詳細につきましては、学会ホームページで9月中旬頃にお知らせ致します。

○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
気象影響防御技術コンソーシアム	第1回WEATHER-Eye オープンフォーラム 「航空輸送を特殊気象（雪水・雷・火山灰等）から 守るために」	協賛	2016/9/27	東京大学 武田ホール	気象影響防御技術コンソーシアム ステアリング会議 議長 石川和敏 (JAXA航空技術部門次世代イノベーションハブ) URL: http://www.aero.jaxa.jp/publication/event/weye2016.html
日本機械学会	No.16-84講習会「『伝熱工学資料（改定第5版）』の 内容を教材にした熱設計の基礎と応用」	協賛	2016/9/29-30	日本機械学会会議室	URL: http://www.jsme.or.jp/
日本機械学会 関西支部	第345回講習会「熱応力による変形・破壊の評価方法 と対策事例」	協賛	2016/10/5-6	大阪科学技術センター 8F中ホール	URL: http://www.kansai.jsme.or.jp/
ポスト「京」重点課題⑥プロジェクト	第1回ポスト「京」重点課題⑥シンポジウム「世界最先端のスーパー・ミュレーションで革新的クリーンエネルギー・システムの実用化を加速する」	協賛	2016/10/12	東京大学弥生講堂一条ホール	東京大学大学院工学系研究科ポスト「京」重点課題⑥事務局 http://postk6.t.u-tokyo.ac.jp/event/symposium201610.html
国立研究開発法人 科学技術振興機構	SIP「革新的構造材料」マテリアルズインテグレーションシンポジウム2016	協賛	2016/11/1-2	東京大学 駒場リサイチキャンパス An棟 コンベンションホール	URL: http://www.jst.go.jp/sip/event/k03/k03_sympo20161101.html
日本流体力学会	第30回数値流体力学シンポジウム	協賛	2016/12/12-14	タワーホール船堀	URL: http://www.nagare.or.jp/cfd/cfd30/



▷ 入会者名簿 ▷

〔正会員〕

杉本 卓人(IHI)	谷 直樹(IHI)	鎌田 芳行(川崎重工業)	松本 隆(トヨタ自動車)
岩本 智文(三菱重工業)	上野 真次(三菱重工業)	福場 信一(三菱重工業)	脇田 祥成(三菱重工業)

〔学生会員〕

高山 尚之(首都大学東京)	四方 茂人(首都大学東京)	川口 葉(拓殖大学大学院)
賀来 健太郎(東京理科大学大学院)	小林 翼(東京理科大学)	小林 大晃(東京理科大学大学院)
林 優人(東京理科大学)	船津 基以(東京理科大学大学院)	村山 聖悟(東京理科大学)
鈴木 晃純(東北大学大学院)	鈴木 寛人(新潟大学大学院)	大久保 翔平(早稲田大学大学院)

2016年度役員名簿

会長 久山 利之（川崎重工）

副会長 船崎 健一（岩手大）

法人管理担当執行理事 今成 邦之（IHI），太田 有（早大）（兼務），木下 康裕（川崎重工），安田 聰（MHPS），渡辺 紀徳（東大）

公益目的事業担当執行理事 太田 有（早大），小森 豊明（三菱重工），西澤 敏雄（JAXA），野崎 理（高知工科大），藤井 智晴（電中研），細川 哲也（JALエンジニアリング），山根 秀公（防衛装備庁），吉田 英生（京大），輪嶋 善彦（本田），渡辺 紀徳（東大）（兼務）

理事 渋川 直紀（東芝），田尻 敬次（荏原エリオット），松沼 孝幸（産総研），原田 広史（物材研），松崎 裕之（酒田共同火力）

監事 坂田 公夫（SKYエアロスペース研），渡辺 康之（IHI）

2016年度委員名簿（順不同）

2016年8月3日現在

○は委員長

倫理規定委員会 ○木下 康裕（川崎重工），今成 邦之（IHI），太田 有（早大），西澤 敏雄（JAXA），安田 聰（MHPS）

自己点検委員会 ○木下 康裕（川崎重工），今成 邦之（IHI），太田 有（早大），西澤 敏雄（JAXA），安田 聰（MHPS）

運営委員会 ○今成 邦之（IHI），太田 有（早大），木下 康裕（川崎重工），酒井 義明（東芝），塚原 章友（MHPS），西澤 敏雄（JAXA），原田 純（川崎重工），松沼 孝幸（産総研），森岡 典子（IHI），安田 聰（MHPS），吉田 英生（京大），渡辺 紀徳（東大）

企画委員会 ○太田 有（早大），伊東 正雄（東芝），今成 邦之（IHI），木下 康裕（川崎重工），塚原 章友（MHPS），西澤 敏雄（JAXA），安田 聰（MHPS），吉田 英生（京大），輪嶋 善彦（本田），渡辺 紀徳（東大）

国際委員会 ○渡辺 紀徳（東大），井上 智博（東大），太田 有（早大），岡井 敬一（JAXA），小森 豊明（三菱重工），谷 直樹（IHI），葉狩 智子（川崎重工），福田 雅文（高効率発電システム研），船崎 健一（岩手大），松田 寿（東芝），三好 市朗（MHPS），山根 敬（JAXA），山本 誠（東京理科大）

学術講演会委員会 ○西澤 敏雄（JAXA），小熊 英隆（三菱重工），酒井 英司（電中研），武田 淳一郎（富士電機），玉井 亮嗣（川崎重工），富永 純一（東芝），浜辺 正昭（IHI），姫野 武洋（東大），平野 孝典（拓殖大），藤原 仁志（JAXA），堀内 康広（MHPS），松沼 孝幸（産総研），渡邊 裕章（九大）

集会行事委員会 ○輪嶋 善彦（本田），金澤 直毅（川崎重工），木村 武清（元川崎重工），澤 徹（東芝），瀬川 武彦（産総研），手塚 津奈生（IHI），西江 俊介（三井造船），西村 英彦（MHPS），平野 篤（防衛装備庁），細川 哲也（JALエンジニアリング），泰中 一樹（電中研），藤井 達（日立），松沼 孝幸（産総研），山形 通史（富士電機），吉田 征二（JAXA）

ガスタービン技術普及委員会 ○藤井 智晴（電中研），石田 克彦（川崎重工），賀澤 順一（JAXA），齊藤 大蔵（東芝），中村 恵子（IHI），花井 直人（JALエンジニアリング），檜山 貴志（三菱重工），福山 佳孝（JAXA），村田 章（東京農工大），屋口 正次（電中研），山本 誠（東京理科大），横山 喬（MHPS），渡辺 紀徳（東大）

学会誌編集委員会 ○吉田 英生（京大），荒木 秀文（MHPS），壹岐 典彦（産総研），石川 揚介（東芝GEタービンサービス），加藤 千幸（東大），齋木 正則（中部電力），阪井 直人（川崎重工），佐藤 哲也（早大），渋川 直紀（東芝），杉本 富男（三井造船），高橋 俊彦（電中研），田尻 敬次（荏原エリオット），辻田 星歩（法政大），寺澤 秀彰（東京ガス），寺本 進（東大），中野 賢治（IHI），中野 剛（JALエンジニアリング），新関 良樹（東芝），野崎 理（高知工科大），野原 弘康（ダイハツディーゼル），原 浩之（MHPS），原田 広史（物質・材料研），松崎 裕之（酒田共同火力），北條 正弘（JAXA），山下 一憲（荏原），山根 喜三郎（防衛装備庁），吉野 展永（IHI）

論文委員会 ○山根 敬（JAXA），青塚 瑞穂（IHI），壹岐典彦（産総研），小田 剛生（川崎重工），柴田 貴範（MHPS），田頭 剛（JAXA），寺本 進（東大），中谷 卓爾（東大），姫野武洋（東大），山本 武（JAXA），山本 誠（東京理科大），吉岡洋明（愛媛大）

ガスタービン統計作成委員会 ○小森 豊明（三菱重工），恵比寿 幹（三菱重工），坂倉 季彦（MHPS），澤 徹（東芝），野村 藤樹（ターボシステムユナイティッド），原田 純（川崎重工），宮川 歩（川崎重工），山上 舞（IHI），山上 展由（MHPS），吉田 知彦（MHPS），米田 幸人（ヤンマー）

産官学連携委員会 ○渡辺 紀徳（東大），赤城 正弘（防衛省），壹岐 典彦（産総研），岡崎 正和（長岡技科大），金津 和徳（IHI），岸部 忠晴（MHPS），幸田 栄一（電中研），佐々木 隆（東芝），武 浩司（川崎重工），福泉 靖史（三菱重工），藤岡 順三（物質・材料研），二村 尚夫（JAXA），古川 雅人（九大），松崎 裕之（酒田共同火力），吉田 英生（京大）

広報委員会 ○山根 秀公（防衛装備庁），荒木 秀文（MHPS），酒井 義明（東芝），姫野 武洋（東大），村田 章（東京農工大），山根 敬（JAXA），吉田 征二（JAXA）

表彰委員会 ○船崎 健一（岩手大），太田 有（早大），木下 康裕（川崎重工），児玉 秀和（IHI），西澤 敏雄（JAXA），野崎 理（高知工科大），吉田 英生（京大）

将来ビジョン検討委員会 ○寺本 進（東大），小田 豊（関西大），賀澤 順一（JAXA），柴田 貴範（MHPS），柴田 良輔（本田），高橋 徹（電中研），仲俣 千由紀（IHI），姫野 武洋（東大），森澤 優一（東芝），山崎 裕之（東北電力）

女性参画推進委員会 ○仲俣 千由紀（IHI），猪亦 麻子（東芝），川岸 京子（物質・材料研），葉狩 智子（川崎重工），森川朋子（MHPS）

ACGT2016実行委員会 ○山根 敬（JAXA），仲俣 千由紀（IHI），葉狩 智子（川崎重工），松田 寿（東芝），三好 市朗（MHPS）

日本選手の活躍に一喜一憂したリオデジャネイロオリンピックも閉幕してから一週間がたってしまいました。リオデジャネイロは南半球ですから真冬の夏季オリンピックでしたが、さすがに熱帯に位置するだけあってそんな感じはしませんでしたね。4年後の東京オリンピックも同じ時期、真夏の開催が決まっていますが、今夏の猛暑を思うと屋外の競技は大丈夫かちょっと心配になってしまいます。こんなところで改めて、地球温暖化を阻止して環境を保全しないと、という思いを強くしました。

さて、本号ではガスエンジン・ディーゼルを特集してみました。ガスエンジンは過去2004年にも特集しているのですが、10数年を経て近年では発電効率約50%を実現するまでに改良が進んでいます。また、同じレシプロエンジンで発電用や機械駆動用として多く用いられ、ガスタービンとも競合することの多いディーゼルエンジンも取り上げ、両者の特徴や相違なども理解できるように企画してみました。ガスエンジン・ディーゼルエンジンは、ガスタービンの強力なライバルであるとともに、省エネルギー、地球温暖化防止のための頼もしいチームメートであるとも思いますので、ガスタービン関係者が最新の情報を把握しておくのも意義のあることかと思いますが、いかがでしたでしょうか。

巻頭言で塩路先生も指摘されているように、レシプロエンジンは比較的小容量、特に自動車用が得意分野でガスエンジンのこの領域への適用も進められているようですが、今回は、発電用あるいはそれとほぼ同規模の機械が適用される船用にフォーカスして執筆をお願いしました。それでも全体を見渡した解説、ユーザサイドからの視線、そしてメーカからの最新技術の紹介といった内容で、合計13編と多くの記事を執筆いただき、なかなか充実した特集とすることができたと思っています。編集サイドとしては、もう少しユーザ側からの記事がほしかったのですが、まだ大規模な発電所の数が少なく事業者も限られている状況ではこの辺が限界だったようです。今後の特集に期待したいと思います。

だより
事務局

皆様こんにちは、この4月より学会にアルバイトで勤務しております、田頭と申します。

新参者につき、不調法なことが多々ございますが、なんとか皆様のお役に立てばと考えております。

8月の休暇を1週間ほどいただき愛知の実家に帰ってきましたが、暑さ対策で夜間の車移動をおこなったところ、渋滞もなく、また強烈な日差しもなく、眠気以外はかなり快適に移動できたのはラッキーでした。

滞在中、海辺に2度ほど立ち寄りましたが、日差しは強烈で、海風も生温かく、冬になったら夏が恋しくなるのは常なのですが、それにも早く涼しくなってくれればなあと、思いつつ海を見ておりますと、最近は水温が高めに推移しているせいか、お盆をすこし過ぎても海水浴場はますます混みあっており、水遊びに出てる人

最後に、それぞれ最新の情報について分かりやすい記事を執筆いただいたと思います。お忙しい中、分野の異なる学会誌に記事を執筆いただきました皆様には、この場を借りて厚く御礼申し上げます。ありがとうございました。

今回はガスエンジン・ディーゼルエンジンに関わる方々に大変お世話になりましたので、もし関連する学会などからガスタービン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執筆よろしくお願いします。

(新関良樹)

- 9月号アソシエイトエディター
新関 良樹（東芝）
- 9月号担当委員
阪井 直人（川崎重工業）
原 浩之（三菱日立パワーシステムズ）
吉野 展永（IHI）

(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。

- ・「中速ガスエンジン、ディーゼルエンジンの性能向上について」 (P.351 ~ 356)
- ・「高性能カワサキグリーンガスエンジンの紹介」 (P.357 ~ 362)
- ・「三菱リーンバーンミラーサイクルガスエンジンの最新開発概要」 (P.363 ~ 368)
- ・「船用ガスエンジンの技術的課題の対応」 (P.369 ~ 374)
- ・「高性能大型ガスエンジンの国内導入と木質バイオマスガス化発電用ガスエンジンについて」 (P.375 ~ 378)
- ・「エコウィルコージェネレーションユニットの技術と進化」 (P.379 ~ 384)
- ・「高効率V型中速ディーゼル機関の開発と実用化」 (P.385 ~ 390)
- ・「船用ガス焚きディーゼル機関「ME-GI」の紹介」 (P.391 ~ 376)

も大勢見かけました。

また、近くの中部国際空港では、場所は事務棟横の少し奥まった場所にあって、分かりづらいロケーションですが、ボーイング社の展示会がおこなわれており、研究の最先端を示す各種展示のほか、自分で飛行機の設計を胴体、主翼、尾翼のパターンから選択するパネル上で行い、その機体を使用してタイムを競う飛行シミュレーションなども子供たちのみならず、大人にも人気で、人大かりができていました。家族が行ったところ、第2位をいただくことができ、大変喜んでいました。また、ボーイング社所有と思われる787機体も空港内で駐機しており、珍しいものを見た収穫の多いひと時となりました。

(田頭味和)

学会誌編集および発行要領（抜粋）

2015年4月23日改定

1. 本会誌の原稿はつきの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：会員から自由に随时投稿される原稿。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。
2. 依頼原稿および投稿原稿は、論説・解説、講義、技術論文、速報（研究速報、技術速報）、寄書（研究など、見聞記、新製品・新設備紹介）、隨筆、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
速報	4ページ以内
寄書、隨筆	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. 依頼原稿の執筆者は、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引用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。
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）
 ニッセイエプロ（株）企画制作部
 学会誌担当：山田 紗子
 〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
 TEL：03-5733-5158
 FAX：03-5733-5167
 E-mail：eblo_h3@eblo.co.jp

技術論文投稿要領（抜粋）

2015年3月10日制定

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こと。
 - 1) 主たる著者は本学会会員であること。
 - 2) ガス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) 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円を負担する場合には、カラー印刷とすることができます。
4. 投稿者は、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、所定の論文表紙および英文アブストラクト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、論文査読に関する内規に従って査読を行い、論文委員会が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。

日本ガススタービン学会誌 Vol.44 No.5 2016.9

発行日 2016年9月20日
 発行所 公益社団法人日本ガススタービン学会
 編集者 吉田 英生
 発行者 久山 利之
 〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13
 第3工新ビル402
 Tel. 03-3365-0095 Fax. 03-3365-0387
 郵便振替 00170-9-179578
 銀行振込 みずほ銀行 新宿西口支店
 (普) 1703707
 印刷所 ニッセイエプロ（株）
 〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
 Tel. 03-5733-5158 Fax. 03-5733-5167

©2016, 公益社団法人日本ガススタービン学会

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に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、（社）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。