

高効率ガスエンジン 28AGS による東南アジア市場への対応

Corresponding to Southeast Asia Market by High-Efficient Gas Engine 28AGS

橋 本 徹 株式会社 IHI 原動機 技術センター RE 製品開発部
本 田 徹 株式会社 IHI 原動機 陸用事業部プラントエンジニアリング部

株式会社 IHI 原動機は、ガスエンジンの効率をさらに向上させるため、2012 年に開発した陸用の火花点火リーンバーンガスエンジン 28AGS をベースとして、主燃焼室の燃焼の安定化に特に主眼を置き継続して開発を行ってきた。これまでに、点火源の強化や未燃領域の削減による効率向上や排気浄化の効果が確認されている。また、この効率を向上させた 28AGS を、熱帯地域であり、燃料ガスも日本とは異なる東南アジアをはじめとした新興国にも展開すべく、研究開発を行ってきた。本稿ではこれらの技術について紹介する。

In order to further improve the efficiency of gas engines, IHI Power Systems Co., Ltd. are continuing development based on the spark ignition lean burn gas engine 28AGS for power plants, which was developed in 2012, with a special focus on combustion stability in the main combustion chamber. Studies confirmed that the engine has strengthened ignition energy and reduced unburnt area. Furthermore, continuing studies have realized higher efficiency gas engines to be provided to the worldwide market, especially Southeast Asia. This paper introduces these technologies.

1. 緒 言

ガスエンジンは、排出ガスが比較的クリーンなことから環境にやさしく、陸用の発電施設、船用推進機関として市場が拡大しつつある。株式会社 IHI 原動機 (IPS) は、これらの市場要求に沿って、経済性はもとより環境適合性や安全性も追求した中・大型のガスエンジンを製造、販売してきた。

筆者らは、これまで蓄積してきた技術的知見を活かし、火花点火リーンバーンガスエンジン 28AGS をさらに高効率化するとともに、東南アジアなどの経済改革が進んでいる地域への展開を進めている。

本稿では、幅広い市場展開を目指した高効率ガスエンジンの技術開発について述べる。

2. ガスエンジンの特徴

2.1 燃焼方式

ガスエンジンは、文字どおり都市ガスなどの気体燃料を燃料とするエンジンである。

また、燃料ガスはあらかじめ空気と混ぜ、混合気として燃焼室に供給される。この混合気に火を付けて燃焼させるのであるが、点火方式には幾つかの方式があり、それぞれに特徴をもつ。ガスエンジンの点火方式を第 1 図に示す。

大きく分けると、着火源として、点火プラグの火花を使

う火花点火方式と、液体燃料を噴射して自己着火させ、その火炎を使うパイロット方式がある。さらにそれぞれにおいて、火花点火方式では着火エネルギーを大きくするために、パイロット方式ではより少ない液体燃料で着火エネルギーを得るために、予燃焼室を設ける場合がある。

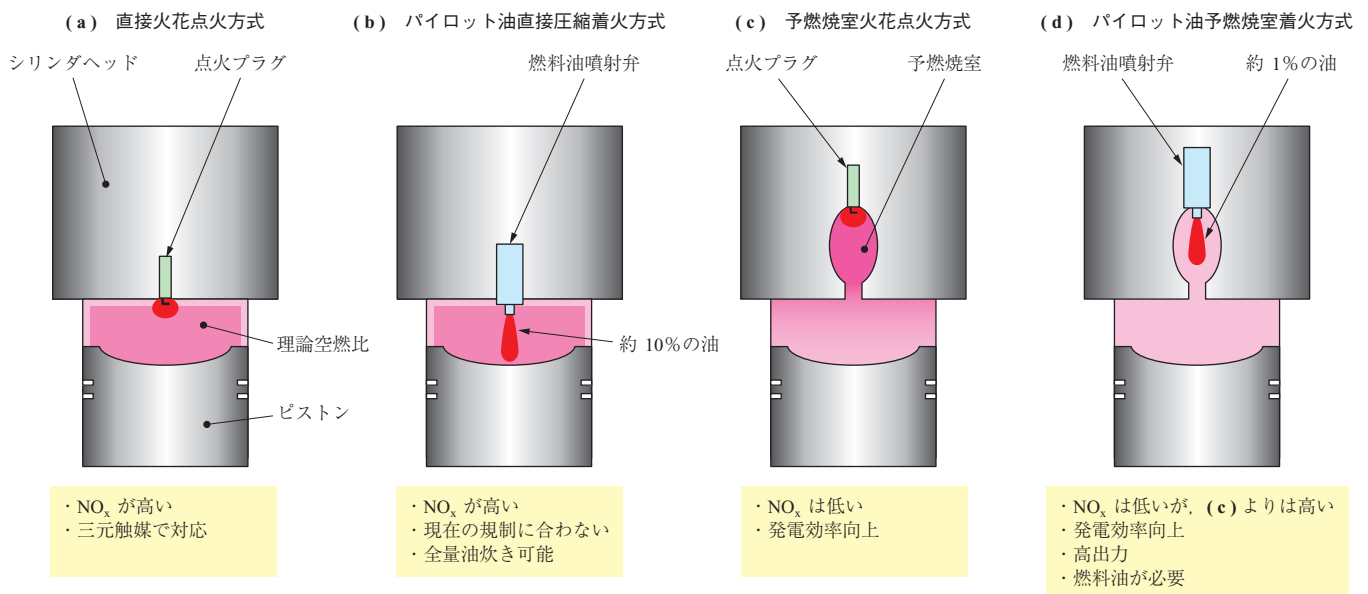
中・大型のガスエンジンでは、一般的に予燃焼室を用いた点火方式が用いられており、IPS 製ガスエンジン 28AGS は窒素酸化物 (NO_x) が低く、燃料油が不要な予燃焼室火花点火方式 (第 1 図 - (c)) を採用している。

2.2 ノッキング

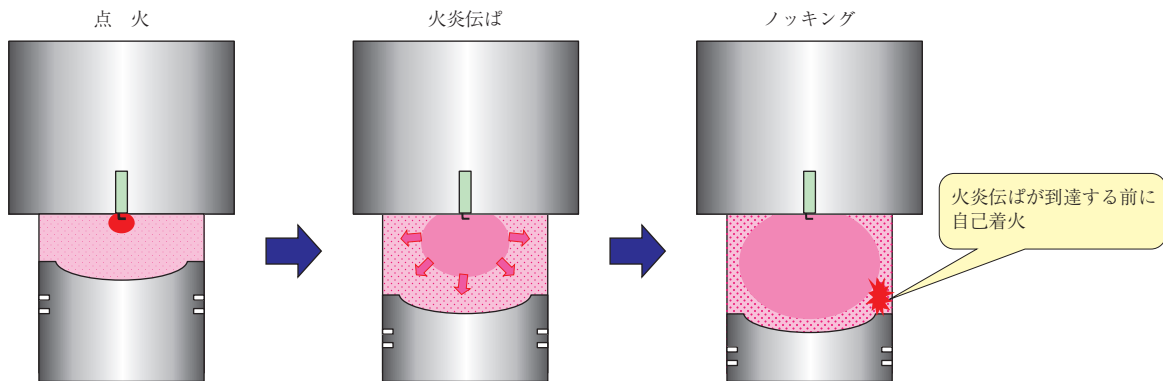
ガスエンジンの特徴の一つとして、ノッキングという現象がある。ノッキングは主燃焼室内の燃料ガスが点火源からの火炎で着火する前に自己着火する現象である。第 2 図にノッキングの発生の流れを示す。ノッキングは燃焼室内側のシリンダライナ壁面付近で発生し、高温高压で空気層の乱れを起こすため、壁面の潤滑油膜を破壊し、シリンダライナ摺動面のかじり (異常摩耗) の要因となる。また、その部分が高温になることで部材を溶かす場合もある。このため、エンジン保護の観点からこれを回避する必要がある。ガスエンジンの開発における重要課題となっている。

2.3 燃料ガスの種類

ガスエンジンの燃料として使われるガスの種類とその成分を第 1 表に示す。燃料ガスの種類はガスエンジンの性



第1図 ガスエンジンの点火方式
Fig. 1 Gas engine ignition methods



第2図 ノッキング発生の流れ
Fig. 2 Knocking process

第1表 ガスの種類とその成分
Table 1 Composition of fuel gases

成分	単位	天然ガス (ブルネイ産)	天然ガス (アラスカ産)	都市ガス 13A	消化ガス	木質 バイオマスガス	低カロリーガス (東南アジア)	プロパンガス
メタン (CH ₄)	vol%	89.0	99.5	89.6	60.0	5.0	69.0	-
エタン (C ₂ H ₆)	vol%	7.0	0.3	5.6	-	-	1.0	-
プロパン (C ₃ H ₈)	vol%	3.0	0.1	3.4	-	-	0.5	100.0
ブタン (C ₄ H ₁₀)	vol%	1.0	-	1.4	-	-	-	-
二酸化炭素 (CO ₂)	vol%	-	-	-	40.0	10.0	4.0	-
一酸化炭素 (CO)	vol%	-	-	-	-	30.0	-	-
水素 (H ₂)	vol%	-	-	-	-	20.0	-	-
窒素 (N ₂)	vol%	-	0.1	-	-	35.0	25.5	-
発熱量	MJ/m ³ N	40.5	36.0	40.7	21.6	7.8	25.9	93.0

(注) 成分の濃度および発熱量は変動するため、参考値として示す。

能に大きく影響するため、十分な対応が必要である。

特に発熱量が重要であり、以下の3点に留意する必要がある。

- (1) 発熱量が高すぎないか
- (2) 発熱量が低すぎないか
- (3) 発熱量の変動はないか

2.3.1 発熱量が高いガス

発熱量が高いガスはノッキングが起きやすいガスである。

家庭用あるいは自動車用で使用されているプロパンガスは、発熱量が高く、ノッキングしやすいため、大型ガスエンジンには一般的に適していない。

2.3.2 発熱量が低いガス

発熱量が低いガス（低カロリーガス）は燃焼に関与しない（燃焼しにくい）成分も多く含まれるため、燃焼調整が難しい。消化ガス、木質バイオマスガスなどの特殊なガスがこれに当たる。ガスエンジン 28AGS は、その強力な着火源により、これらの発熱量が低い特殊燃料ガスにおいても安定した燃焼を実現し、運用の実績を有している。

第3図に特殊な燃料ガスの適応例を示す。

なお、発熱量が低いガスを用いた場合、同じ出力を得るためには供給量を増やす必要があり、燃料ガス供給系の見直しも行わなければならない。

2.3.3 発熱量が変動するガス

発熱量が変動した場合、これに伴いノッキングや燃焼不

良が発生する可能性がある。

日本国内で一般的に使用されている都市ガス 13A は発熱量が安定しており、発熱量変動の問題が発生することはほとんどない。

2.4 クリーンな排出ガス性状

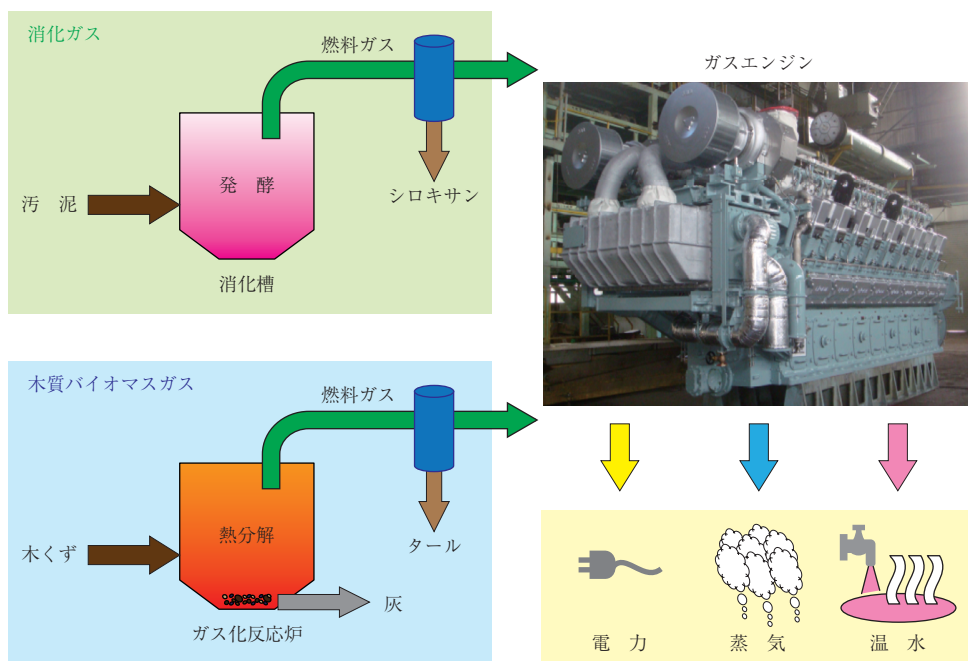
ガスエンジンの大きな特徴としてクリーンな排出ガス性状が挙げられる。ディーゼルエンジンでは、スモーク（黒煙）が発生するが、ガスエンジンではスモークの発生はほとんどなく、排出ガスは無色透明である。また、光化学スモッグや酸性雨の原因となる NO_x や、温室効果ガスである二酸化炭素（CO₂）の排出量もディーゼルエンジンに比べて少ない。さらに、呼吸器疾患や粒子状物質（PM）の排出量に相関がある、硫黄酸化物（SO_x）はほとんど排出されない。第4図に燃料の種類と排出ガスの比較を示す。石炭を100とした場合の石油（ディーゼルエンジン）と天然ガス（ガスエンジン）の排出ガスの量を示している。

3. 東南アジア市場への対応

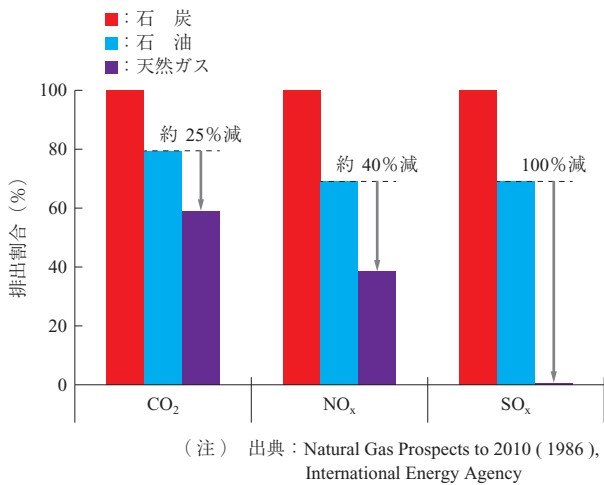
3.1 課題

東南アジア市場への対応として課題となるのは周囲条件である。日本と比べた場合、主に以下のような相違点がある。

- (1) 低カロリーガス（ガス性状が異なる）
- (2) 高温多湿な気候
- (3) 大気条件の変化（気温・湿度）



第3図 特殊なガスの適応例
Fig.3 Application of characteristic fuel gas



第4図 燃料の種類と排出ガスの比較
Fig. 4 Comparison of fuel and exhaust gas

(4) ラジエータ方式の採用（エンジン冷却水が十分に得られない）

これらの影響を確認したうえで、対応を行っている。

3.2 低カロリーガス

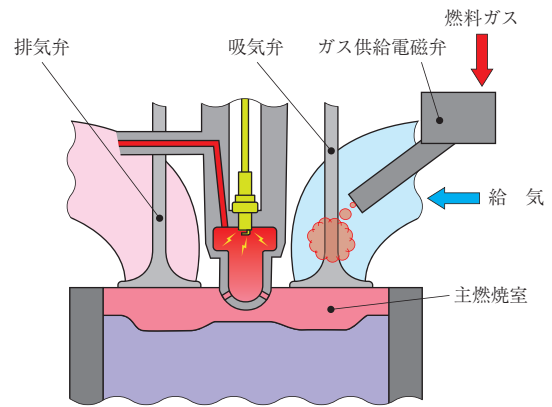
3.2.1 エンジンに与える影響

日本の都市ガスは、2.3節で述べたように年間をつうじて成分・熱量が安定しているが、東南アジアの天然ガスはそうとは限らない。

天然ガスの一例として、メタン (CH₄) と窒素 (N₂) や CO₂ が混合されたガスがある。都市ガス 13A の発熱量は約 41 MJ/m³N であるが、こうした天然ガスは 27 ~ 36 MJ/m³N 程度の低い発熱量である。

燃料ガスの単位体積当たりの発熱量が低くなった場合、エンジン出力を維持するために、その分多くの燃料ガスを燃焼室に供給する必要がある。このため、燃料ガスの供給量が重要なポイントになる。

ガスエンジン 28AGS では、燃料ガスの供給方式として電磁弁方式を採用している。この方式では各シリンダに取り付けられた電磁弁にてサイクルごとに適正なガスが供給され、ガスの量は電磁弁の開期間により調整される。このため、電磁弁の開期間を長くすれば供給ガスを増やすことができる。第5図にガス供給の状態⁽¹⁾を示す。ガス供給は、吸気弁の上流で行われるため、電磁弁の開期間を長くしても吸気弁が先に閉じると燃料ガスが燃焼室に入らない。また、電磁弁の開きははじめを早くした場合、排気弁が閉じる前、つまり、吸気弁も排気弁も開いているオーバーラップのタイミングでは、供給したガスの一部が燃焼室にとどまらず排出されてしまい、無駄に燃料ガスを消費してしまう。



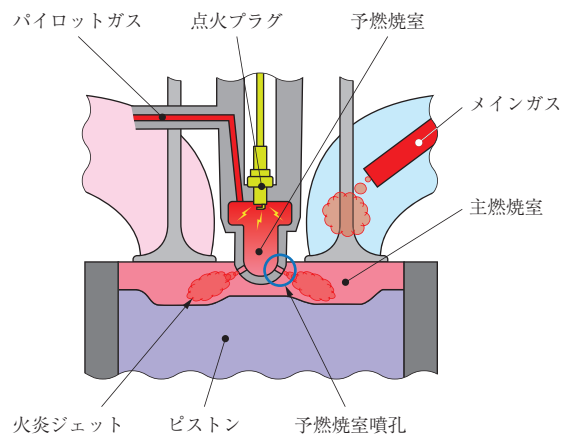
第5図 ガス供給の状態⁽¹⁾
Fig. 5 Outline of fuel gas supply⁽¹⁾

このため、低カロリーガスを用いる場合は、効率が大きく変わる可能性があるため、燃料ガス供給のタイミングが重要となる。

3.2.2 安定燃焼のための改良

低カロリーガスの安定燃焼のために最も重要となるのが着火源である。

ガスエンジン 28AGS は、点火プラグを着火源としているが、これだけでは大きな燃焼室の混合気を効率良く燃焼させることはできない。そのため、予燃焼室という小さな部屋をもっている。第6図に燃焼室の構造⁽¹⁾を示す。点火プラグの火花によって、この予燃焼室内の混合気を燃焼させ、予燃焼室から噴きだす火炎により、主燃焼室の混合気に着火させる方式である。つまり、この予燃焼室からの火炎が低カロリーガスを燃焼させるための着火源となる。このため、予燃焼室からの火炎をいかに効率良く主燃焼室に噴きだすかがポイントであり、予燃焼室の形状が重要である。そこで、形状をパラメータ化し、数値流体力学 (Computational Fluid Dynamics : CFD) により、パラメー



第6図 燃焼室の構造⁽¹⁾
Fig. 6 Schematic of combustion chamber⁽¹⁾

タを変更させて火炎の評価を行い、適正形状を見いだした。第7図に予燃焼室火炎のCFDによる解析結果⁽¹⁾を示す。この火炎ジェットが主燃焼室全体に行き届くよう予燃焼室の適正形状を見いだすことにより、強力な着火源を作り、低カロリーガスの安定した燃焼が可能となった。

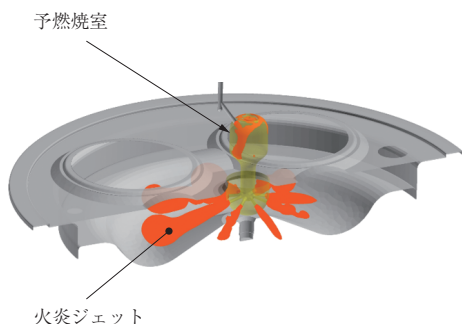
3.2.3 周辺機器の対応

低カロリーガスによる安定燃焼に向けて、燃料ガスの供給圧力を高くする必要があるため、燃料ガス配管の拡大による圧力損失の低下などの処置を行った。

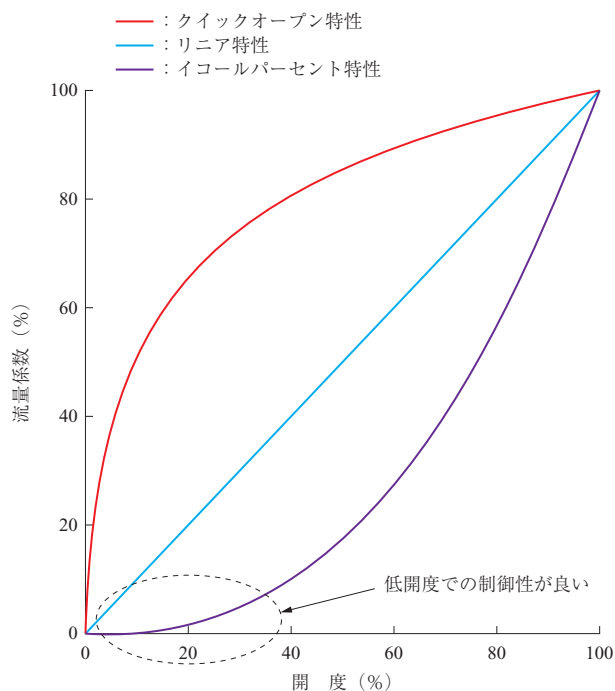
また、エンジンへのガス供給圧力を高めた場合には、ガス供給設備にも配慮が必要となる。低カロリーガスの場合、2.3節で述べたように燃料ガスの供給量が多くなるため、それに見合った流量特性をもつ燃料ガスの圧力調整弁が必要となる。それと同時にエンジンが低負荷の状態においては、要求される供給ガス圧力が低く流量も少ないため、口径を大きくするという大流量への対応のみでは低負荷時の細かな圧力制御が困難となる。

このため、小流量でも制御性を備えたイコールパーセント特性をもつ圧力調整弁を採用している。第8図に圧力調整弁の特性グラフを示す。

なお、ガスフィルターなどの付属機器においても、圧力



第7図 予燃焼室火炎のCFDによる解析結果⁽¹⁾
Fig. 7 CFD result of flame from pre-combustion-chamber⁽¹⁾



第8図 圧力調整弁の特性
Fig. 8 Pressure regulator specifications

損失の増加がないように、流量増加に見合った容量を選定している。

3.2.4 実機検証

IPSでは、低カロリーガスに対応するため、液化天然ガス(Liquefied Natural Gas: LNG)にCO₂を混ぜた模擬ガスにより実機試験を行っている。第2表にCO₂の混合ガスの試験結果を示す。

低カロリーガスを用いても、3.2.2項で述べたように着火源の強化により安定した燃焼ができ、発熱量が26 MJ/m³N以上であれば、基準ガス(都市ガス13A相当)と同じ出力での運転が可能であり、大きな効率の低下もないことが確認できた。

なお、その際、基準ガスと同等のガス供給電磁弁開期間

第2表 CO₂混合ガスの試験結果
Table 2 Results of CO₂ mixture test

項目	単位	基準ガス	CO ₂ 混合ガス	
負荷率	-	100	100	100
CO ₂ 混合割合	%	0	36	39
低位発熱量	MJ/m ³ N	40.4	25.7	24.4
メインガス	圧力	倍	-	1.3
	供給開始	度(クランク角度)	-	10(進角)
	供給期間	倍	-	1.3
	流量	倍	-	1.57
パイロットガス	圧力	倍	-	1.2
	流量	倍	-	1.8
軸端効率 (基準ガスを100%として)	%	-	99.5	97.7

でガス供給量を増やす必要があり、このために燃料ガスの供給圧力を高くする必要がある。さらに、燃焼室の点火源となる予燃焼室の火炎の強化を行うため、予燃焼室に供給するガス量も増やす必要があることが明らかになった。

3.3 高温多湿な気候

吸込み空気（大気）の条件はエンジンの性能に大きな影響を与える。東南アジアでは、高温多湿の地域が多く、一般的にエンジンの性能悪化が懸念される。

吸込み空気温度が高くなると空気の密度が低くなる。これに対して、燃焼室に空気を供給するために使われている過給機はターボ式であり、空気の密度が低くなると吸込み空気の質量流量が減少する。この結果、ノッキングが発生する。この対策として吸込み空気の質量流量を増やすために、過給機の仕事を増やすよう改造を行うことが一般的であるが、それによりエンジンの効率が低下してしまう。つまり、吸込み空気温度が高くなると、エンジン効率の低下につながるものが想定される。

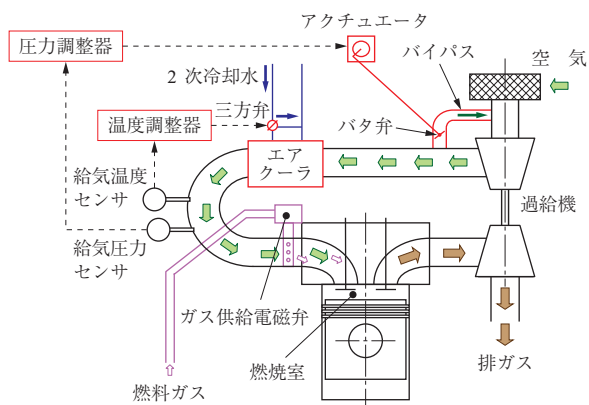
高温多湿において効率を維持するためには、エンジンへの吸入空気供給方式の検討が不可欠である。

吸入空気供給方式としては、一般的にエンジンが設置された室内の空気をエンジンが吸入する方式が採用されるが、高温多湿の対策として、より低温の空気を導入するために室外の空気を直接エンジンに供給する方式を採用している。

3.4 大気条件の変化

高温多湿もさることながら、大気条件の変化は、ガスエンジンの燃焼の安定化、効率に大きく影響を与える。

このため、大気条件の影響を低減するため、燃焼室に供給する空気（給気）の量、温度の制御を行っている。第9図に空気調整システムの構成を示す。



第9図 空気調整システムの構成
Fig. 9 Control system configuration for boost air

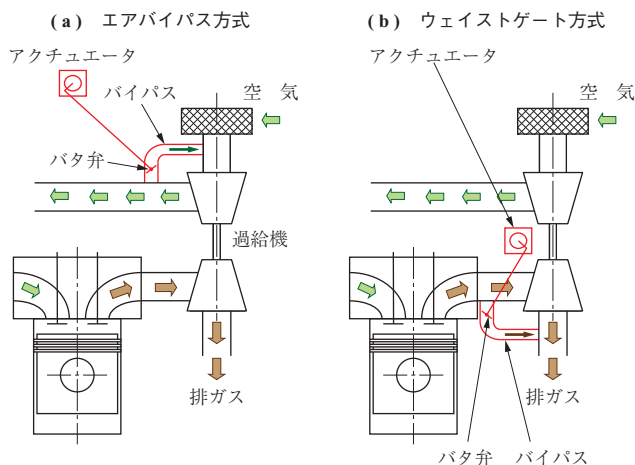
3.4.1 給気量制御

中・大型ガスエンジンでは、過給機を用いて、燃焼室に供給する空気を加圧することにより、燃焼に必要な給気量を確保している。しかし、給気量が多すぎると失火が発生し、少なすぎるとノッキングが発生する。このため、給気量を調整する必要がある。

給気量を調整する方式には大きく分けて、エアバイパス方式とウェイトゲート方式の二つがある。第10図にそれぞれの給気量を調整する方式を示す。

エアバイパス方式では、過給機のコンプレッサで圧縮した給気の一部を過給機入口に戻すことにより給気量を減らす。この方式は給気量を比較的応答良く制御できるというメリット、およびバイパスする給気の温度が比較的低い（200℃前後）ため、制御弁の耐久性に与える影響が少ないというメリットがある。ただし、過給機で圧縮した給気を逃がしてしまうため、エネルギーのロスがあり、効率面ではデメリットがある。

一方、ウェイトゲート方式では、過給機を作動するための排出ガスの一部を過給機のタービン出口にバイパスし、過給機回転速度を下げることにより給気量を減らす。この方式では、過給機前的高温の排出ガスをバイパスするため、過給機出口温度の上昇につながり、排ガスボイラなどで排熱回収量が増加する。また、過給機を作動する力が減る分、燃焼室出口の圧力が低くなり、燃焼ガスを排出する際の圧縮仕事が減り、燃料消費量が低減する可能性がある。このため、総合効率の向上というメリットがある。ただし、過給機の回転速度の変化により給気量を調整するため、過給機回転慣性力の影響により応答性が劣り、さらに排ガスが高温（500℃前後）なため制御弁に耐熱性が要求



第10図 給気量を調整する方式
Fig. 10 Control systems for boost air flow

されるというデメリットがある。

いずれの方式においても、燃焼室に供給される給気圧力が負荷ごとに適正な値となるように給気圧力を目標とするフィードバック制御を行うことにより、給気量が適切となるように調整している。

3.4.2 給気温度制御

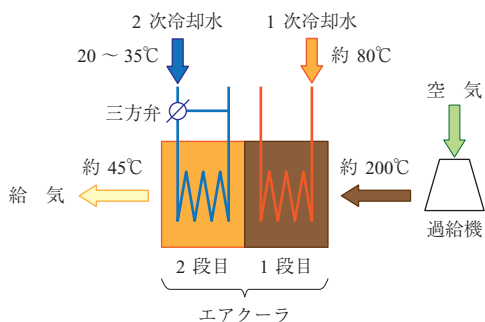
給気温度が高すぎると異常燃焼しやすくなりノッキングが発生し、給気温度が低くすぎると燃焼しづらくなり失火する。また、給気量調整のために給気圧力を制御しているが、温度が変化すると質量流量が変化する。このため、給気温度を適切に保つ必要がある。

過給機にて圧縮された吸入空気は約 200℃となるが、この高温の空気は 2 段式のエアクーラにて 1 段目、2 段目の順で冷却される。第 11 図に給気温度調整システムの構成を示す。

1 段目は高温側であり、エンジンを冷却するための冷却水である 1 次冷却水（約 80℃）で冷却する。その後低温側である 2 段目では潤滑油、1 次冷却水などの冷却に使われる 2 次冷却水（約 20～35℃）で冷却する。その際、2 次冷却水のエアクーラ供給量を三方弁にて調整することにより、給気温度を制御している。

制御においては、給気温度を目標とするフィードバック制御を行っている。ただし、負荷移行時は、フィードバック制御の遅れによるオーバシュートやアンダシュートにより、給気温度が大きく変化し、失火、ノッキングに至ることがある。このため、負荷移行時はフィードバック制御ではなくオープンループ制御にて三方弁の開度を補正している。これにより、一定負荷運転のみならず負荷移行中も給気温度が適正範囲内となるように制御している。

なお、エアクーラを 2 段にすることにより、冷態起動の低負荷時など過給機後の給気温度が低い場合には、ヒーティング（約 60℃）された 1 次冷却水により、エアクー



第 11 図 給気温度調整システムの構成

Fig. 11 Structure of control system for boost air temperature

ラ 1 段目の高温側で給気を適正温度に暖めることができる。また、通常運転時は、エアクーラ 1 段目の高温側で暖められた 1 次冷却水から熱交換器を介して温水としてエネルギーを回収し、暖房や吸収式冷凍機などの熱源として有効に使うことができる。

3.5 ラジエータ方式の採用

3.5.1 2 次冷却水の冷却方式

過給機で加圧され、高温になった過給機出口給気をエアクーラにて冷却するが、エアクーラに供給する 2 次冷却水の温度は、給気温度制御に影響するため、適切に冷却する必要がある。

2 次冷却水の冷却方式としては、循環水の気化熱を利用した冷却塔方式と、外気温度との熱交換を利用したラジエータ方式の二つがある。第 12 図に 2 次冷却水の冷却方式を示す。

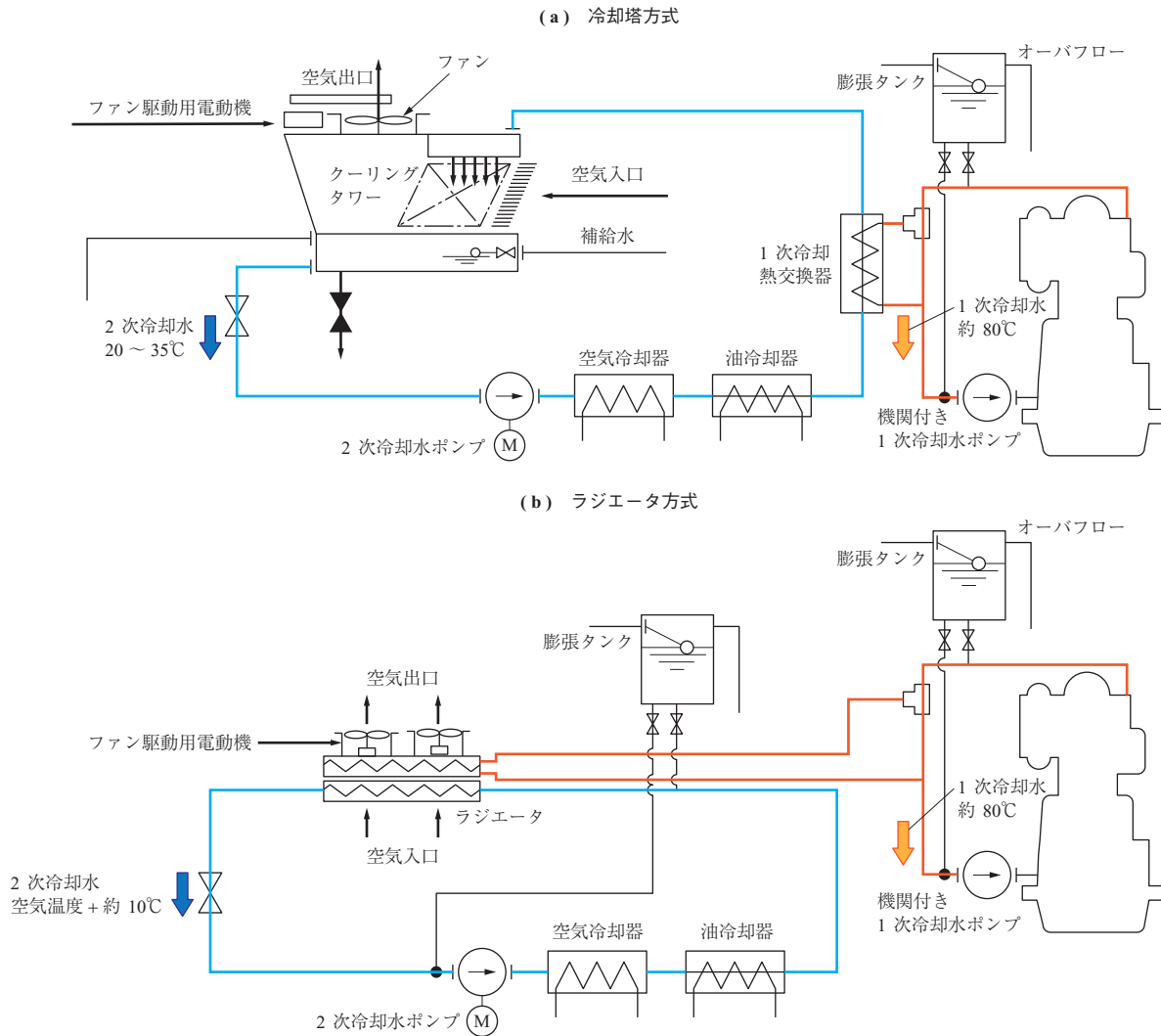
冷却塔方式では、気化熱を利用することで効率良く冷却することが可能であり、2 次冷却水を外気温度にかかわらず 35℃以下に冷却することができる。しかしその反面、蒸発および冷却水の性状を保つためのブロー（排水）による冷却水の消費が比較的大きい。

一方、ラジエータ方式では外気との熱交換となるため、冷却水の消費が少ない反面、ファンの容量が大きい。2 次冷却水は外気温度以下には冷却できず、40℃以上となる場合もある。

上記の特徴より、補給水の確保が可能な地域では、給気温度を確実に冷やすことを優先して冷却塔方式を採用し、補給水の確保が容易でない地域ではラジエータ方式を採用するのが一般的である。日本国内であれば水は豊富にあるが、海外では水が容易に入手できるとは限らない。このため、2 次冷却水の冷却装置としてラジエータを使う場合がある。

ラジエータを使用した場合、外気温度が高温であると 2 次冷却水を十分冷却することができず、結果的に給気温度が高くなる（50℃程度）。それによりノッキングの発生の可能性が高まる。

ラジエータ方式の対応としてできるだけ 2 次冷却水温度を低下させるため、以下の対策を行っている。通常、1 次冷却水の冷却は 2 次冷却水で行っているがこれを見せず、1 次冷却水もラジエータを使用して冷却することで、2 次冷却水温度を可能な限り低下させている（第 12 図 - (b)）。これにより、給気温度の上昇を防止している。



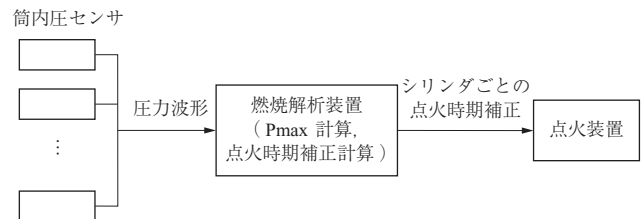
第 12 図 2 次冷却水の冷却方式
Fig. 12 Cooling method for coolant water

3.5.2 ノッキングへの対応

ラジエータ方式への対応として給気温度が高くてもノッキングを防止し、エンジンを安定して運転するための対策も行っている。

ノッキングは給気温度だけではなく、燃焼最高圧力 (P_{max}) の影響も受ける。また、 P_{max} にはサイクルごとにシリンダ間のばらつきがあり、 P_{max} が高くなったときにノッキングが発生しやすい。このため、この P_{max} のばらつきを低減することにより、給気温度が高くてもノッキングを抑制することができ安定燃焼が達成される。

ガスエンジン 28AGS は、3.2.2 項で述べた予燃焼室形状の適正化により、サイクルごとの P_{max} のばらつきを低減している。さらに、各シリンダに圧力センサを設けて P_{max} を計測し、自動で点火時期を調整することによりシリンダ間のばらつきが適切な範囲内となるように制御している。第 13 図に P_{max} 制御システムの制御の流れを示



第 13 図 P_{max} 制御システムの制御の流れ
Fig. 13 Control process of P_{max} control system

す。これにより、ある程度の範囲で給気温度が高くなった場合でもノッキングは発生しない。

ただし、それでもノッキングが発生する可能性はある。

そこで、単発的なノッキングが発生した場合、そのシリンダに供給するガス量を少なくし、ノッキングの回避を行い、連続的に発生した場合、エンジンの出力の抑制を行い、それでも改善しない場合にはエンジンの緊急自動停止を行う。

これらの制御を行うため、ガスエンジン 28AGS では、ノッキング検出装置を備えている。

これにより、ノッキングによるエンジンの損傷や突発的なエンジン停止（発電停止）を心配せずに運用することが可能となった。

4. 結 言

ガスエンジンは、排出ガスがクリーンなことから環境にやさしく、陸用の発電施設、船用推進機関として市場が拡大しつつある。IPS は、長年培ってきたガスエンジンの燃焼技術を用い、ガスエンジン 28AGS を開発した。

また、開発した高効率のガスエンジンの幅広い市場展開を目指してさらなる研究を進めてきた。その結果、ガスエンジン市場として期待される東南アジア地域では、高温多

湿の気候条件、低カロリーの燃料条件といった相違があるものの、日本国内と同じ出力を維持し、安定した運転が可能となった。できる限り効率の悪化を抑えるべく、エンジンとその周辺機器のマッチングの最適化を行うことにより実現した。

ガスエンジン 28AGS は、高効率、および厳しい環境への対応を武器に、国内外を問わず安定した電気の供給に貢献していく。

参 考 文 献

- (1) 中山貞夫, 黒岩隆典, 中里隆文, 齊藤俊之: 火花点火方式リーンバーンガスエンジン 28AGS の性能向上, IHI 技報, Vol. 59, No. 4, 2019 年 12 月, pp. 61 - 71