

火花点火方式リーンバーンガスエンジン 28AGS の性能向上

Performance Improvement of Spark-Ignited Medium Speed Gas Engine 28AGS

中山 貞夫 株式会社 IHI 原動機 技術センター技術開発部
黒岩 隆典 株式会社 IHI 原動機 技術センター技術開発部
中里 隆文 株式会社 IHI 原動機 技術センター技術開発部
齊藤 俊之 ニコ精密機器株式会社 噴射系設計グループ グループ長

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方式リーンバーンガスエンジン 28AGS をベースとして、特に主燃焼室の燃焼の安定化に主眼を置いて開発を行ってきた。これまでに、燃焼室形状の改善を通じた点火源の強化や未燃領域の削減による効果が確認されている。並行して、過早着火やノッキングなどの異常燃焼の抑制およびサイクル効率向上のためのミラーサイクルと幾何学的圧縮比の最適化の研究開発が行われている。本稿ではこれらの技術について紹介する。

Gas engines are environmentally friendly due to their clean exhaust, and both the market for land power generation facilities and the marine sector are expanding. In line with the demand in these markets, IHI Power Systems Co., Ltd. has manufactured and installed economically-efficient, environment-friendly, safe gas-fueled engines for over 30 years. Utilizing the technical insights that we gained in past development work, increasing the efficiency of gas engines for power generation was set as a next development target. The development work was carried out based on NIIGATA high-efficiency gas engine 28AGS developed in 2012. This paper describes the research and development of the higher-efficiency gas engine.

1. 緒 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、陸用の発電施設だけでなく船用分野においても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をも追求した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、発電用ガスエンジンをさらに高効率化することを次の開発ターゲットとした。開発のベースとなるエンジンは、火花点火方式リーンバーンガスエンジンであるニイガタ 28AGS とした。本稿では、この高効率ガスエンジンの要素技術開発について述べる。

2. ニイガタガスエンジンにおける開発の歴史

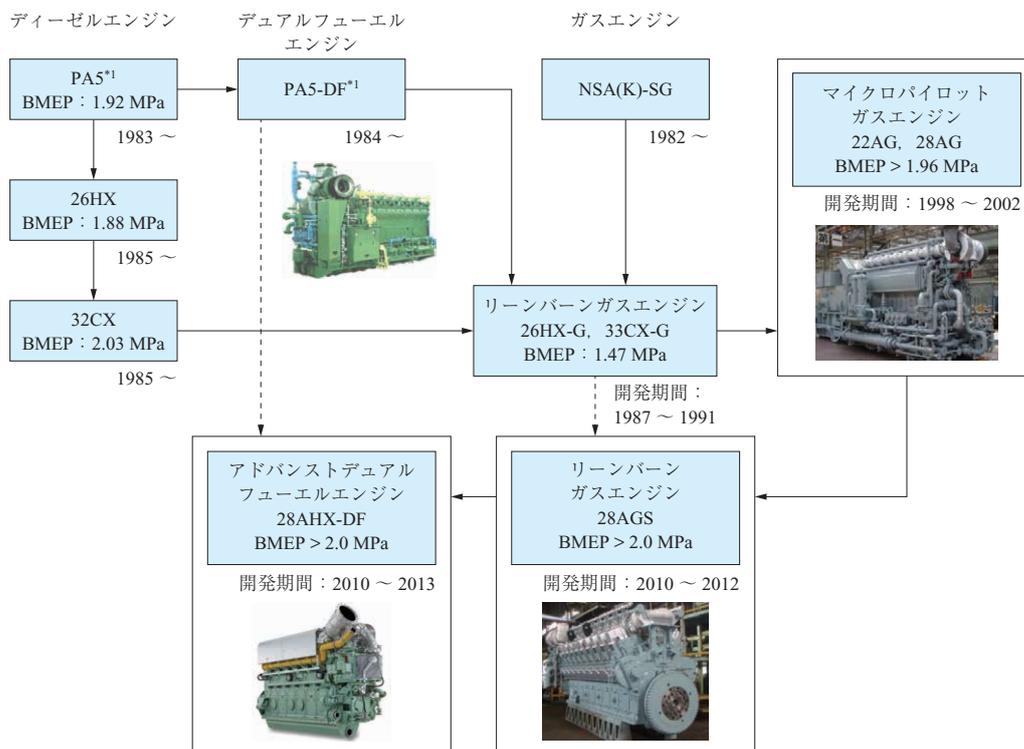
IPS は 30 年以上にわたり、市場要求に沿ったガスエンジンの製造・販売を行ってきた。信頼性の高いディーゼルエンジン PA5 をベースに、ガス専焼の火花点火方式リーンバーンガスエンジン 26HX-G、33CX-G といった液体燃料とガス燃料の両方で運転できるデュアルフューエルエンジンを開発した。第 1 図にニイガタガスエンジン開発の歴史を示す。特に船用分野で高まる環境規制に適合すべ

く開発した世界初の FPP (Fixed Pitch Propeller: 固定ピッチプロペラ) 直結型の船舶推進用デュアルフューエルエンジン 28AHX-DF についても、高い性能、安定性から好評価をいただいている。また、2002 年から市場に供給しているマイクロピロットガスエンジンは、現在でも高性能を維持し経済性に優れていることから、多くのお客さまから高い評価をいただいている。現在は、火花点火方式でさらなる高性能化を図ったニイガタ 28AGS の開発を 2012 年に完了し、市場に供給している。

3. 市場環境

3.1 陸用分野

日本国内では、2011 年に発生した東日本大震災の経験から、BCP (Business Continuity Planning: 事業継続計画) 対策の一環としてコージェネレーションシステムを活用する事例が増加している。特に、電力を多く使う工場では、電力不足が生産性に大きな影響を与える。このため、工場に自家用発電設備としてガスエンジンコージェネレーションシステムの導入が進められている。また、地域と工業団地が一体となり、自家用発電設備から作り出したエネルギー (電力、熱) と電力会社から購入した電力の制御、最適化を図りながら、工業団地内に効率的にエネル



(注) BMEP: エンジンの高出力
*1 : S.E.M.T 社 (フランス, 現 MAN Diesel SAS) との共同開発品

第 1 図 ニイガタガスエンジン開発の歴史
Fig. 1 History of NIIGATA gas engine development

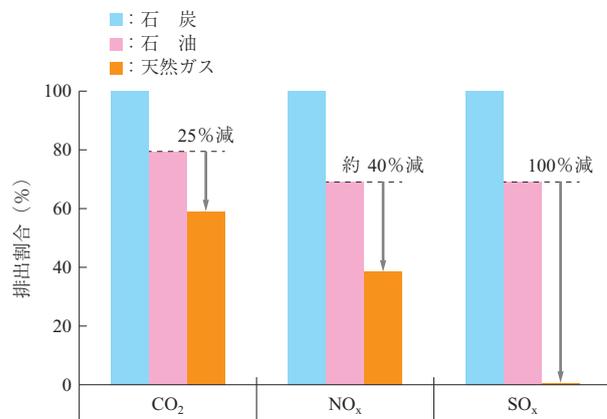
ギーを供給するシステムなども導入されつつある。

一方、世界的にもシェールガスの利用増加によりガス燃料が注目を浴びている。化石燃料ではあるが技術革新により可採年数が大幅に長くなっている。また、液体燃料とガス燃料の価格差の関係から経済性が合理的なケースがあり、ガスエンジンへの期待が高まっている。

3.2 船用分野

IMO (International Maritime Organization: 国際海事機関) NO_x III 次規制に代表されるように、船舶に対する環境規制が年々厳しくなっている。ディーゼルエンジンではエンジン単体で NO_x 規制を満足することが難しく、脱硝装置などの付加設備により排出ガス清浄化が行われるケースがある。しかし、狭い船内では設置スペースの確保が困難なことやコスト上昇などの問題がある。

第 2 図⁽¹⁾ に燃料種の違いによる有害排ガス成分の比較を示す。ガスエンジンでは、ガス燃料由来の有害物質が少ない(第 2 図) ことに加え、希薄燃焼化によりディーゼルエンジンに比べ NO_x 排出量を抑制できる。このため、脱硝装置などの付加設備を要することなく、エンジン単体で NO_x 規制を満足することが可能である。しかし、船舶推進用としてガスエンジンを用いるには動特性などに対し



第 2 図 燃料種の違いによる有害排ガス成分の比較
Fig. 2 Comparison of fuel and toxic substances

て解決すべき課題がある。このため、船舶推進用のガスエンジンでは、エンジン単体での性能改善だけでなく電気推進装置や蓄電装置を併用したハイブリッドシステムなどを採用するケースもある。

4. 開発プロセス

4.1 開発目標

開発ベースとした 28AGS のエンジン仕様およびラインアップを第 1 表⁽²⁾ に示す。このエンジンは、点火プラグ

第1表 28AGS仕様とラインアップ

Table 1 28AGS specification

項目	単位	仕様					
シリンダ数・配列	-	6L	8L	12V	16V	18V	
シリンダ径	mm	295					
ストローク	mm	400					
回転速度	min ⁻¹	750/720					
発電出力	50 Hz	kW	2 000	2 650	4 000	5 300	6 000
	60 Hz	kW	1 900	2 550	3 800	5 100	5 750
正味平均有効圧力	MPa	2.0					
点火方式	-	火花点火					
燃焼方式	-	予燃焼室方式					
始動方式	-	エアスタータ					
燃料種	-	都市ガス、天然ガス					

(注) サイト条件：ISO 15550, 発電機効率：0.9, 燃料ガス低位発熱量：40.6 MJ/m³N, メタン価 65 以上

により予燃焼室の理論空燃比の混合気に点火し、予燃焼室からの火炎ジェットにより主燃焼室内の希薄混合気に着火させる火花点火方式リーンバーンガスエンジンである。列型 6 シリンダ (6L) から V 型 18 シリンダ (18V) のラインアップをもち、2～6 MW の出力レンジをカバーする。100 台以上の販売、運用実績をもつマイクロパイロット方式の AG シリーズに最新の火花点火方式を適用することにより、NO_x 排出量を低く維持したまま高い発電効率を実現している。発電出力 2 MW クラスの列型エンジンは、当時の世界最高レベルの発電効率を実現している。また、28AGS は最適化された空燃比制御によって十分な負荷投入特性を有している⁽³⁾。さらに、有負荷生き残り機能（発電設備が送電中に接続している商用電源が停電した場合、商用電源から瞬時に切り離しを行い、そのまま継続運転を行う）や始動から 40 秒以内で電圧確立が可能な常用防災兼発電装置としての機能を備えていることから、東日本大震災後の BCP 対策として注目されている。しかし、28AGS シリーズのリリース後、より高性能のガスエンジンが陸用の市場に出回るようになってきていることから、ニイガタガスエンジンの性能向上が必要な状況である。

本開発では、28AGS の優れた特徴を維持しつつ、第 2 表に示す開発目標値のようなさらなる効率向上を目標として段階的に取り組むこととした。Step 1 についてはすでに開発を完了しており、現在は Step 2 に取り組んでいる。

4.2 開発コンセプト

第 2 表の Step 1 の目標に対する効率向上の手段として、以下に述べる要素について検討した。

第 2 表 開発目標値

Table 2 Development target

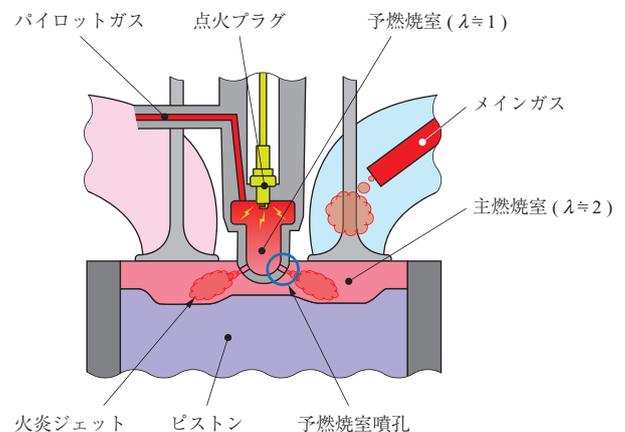
項目	開発目標値					
シリンダ数・配列	6L	8L	12V	16V	18V	
発電効率 (%) (5%裕度付き)	ベース	45.5	45.7	47.0	47.2	47.4
	Step 1	47.8	48.0	49.3	49.7	49.9
	Step 2	Step 1 + 1.0%ポイント				

(注) サイト条件：ISO 15550, 発電機効率：0.9, 燃料ガス低位発熱量：40.6 MJ/m³N, メタン価 65 以上

4.2.1 点火源の強化による予燃焼室内の燃焼安定化

(1) 予燃焼室から主燃焼室への火炎ジェット強化、安定化による燃焼改善

第 3 図に燃焼室の構造を示す。28AGS に採用されている予燃焼室付き火花点火方式では、点火プラグの放電火花を点火源とする。これにより、予燃焼室内に直接供給されたガス燃料と主燃焼室から流入した希薄混合気からなる、ほぼ理論空燃比の混合気が燃焼する。その後、主燃焼室へ高温の燃焼ガスがジェット状に噴出することで主燃焼室内の希薄混合



第 3 図 燃焼室構造

Fig. 3 Schematic of the combustion chamber

気が燃焼し、その圧力上昇によりピストンが押し下げられエンジンが駆動する。希薄混合気の安定した燃焼を得るためには主燃焼室へ噴出する火炎ジェットの安定化が必要不可欠である。このため、最初のステップとして、予燃焼室の形状変更による予燃焼室内の流動状態および点火プラグ周りのガス濃度分布の適正化に着目した。

(2) 未燃ガス燃料の排出（メタンスリップ）削減

次に、発電効率の向上だけでなく環境適合性の改善手段として、未燃ガス燃料の排出量の削減が挙げられる。28AGS では、ガス燃料は各シリンダに設けた電磁弁により噴射され、吸気ポート内で空気と混合し主燃焼室に供給される。主燃焼室内に多数存在する狭い隙間に流入した希薄混合気は主燃焼室壁面での過大な熱損失により燃焼せず、温室効果ガスとしてそのまま排出される（メタンスリップ）。このため、未燃焼となり得る部分（以下、デッドボリューム）を削減することとした。

(3) 混合気濃度の均一化によるノッキング抑制

ガス燃料は吸気行程の吸気バルブが開いている間に主燃焼室内に供給する必要があるため、電磁弁により短時間に噴射する必要がある。また、ガス燃料供給用電磁弁から二つの吸気バルブまでの流路長さに違いがあることから、主燃焼室内の混合気の濃度分布は不均一になりやすい。この混合気濃度の不均一性は、燃焼時の火炎伝ば速度のばらつきやノッキングなどの要因となる。このため、3D-CFD（Computational Fluid Dynamics：数値流体力学）シミュレーションにより、ガス燃料供給用電磁弁下部の噴射口（ガスノズル）の形状を見直し、主燃焼室内の混合気濃度の均一化を図った。

4.2.2 空燃比制御の最適化による燃焼安定性の確保

安定燃焼に必要な要素として、空燃比制御とシリンダ間バランス制御の二つに着目した。28AGS には、過給機のコンプレッサにより圧縮された空気をコンプレッサの上流に戻す給気バイパス方式が採用されている。このバイパスラインを通過する空気量をバイパス弁で制御することにより、空燃比が適正範囲に制御される。本方式ではバイパス弁を比較的低温で使用できるというメリットがある。一方、コンプレッサの上流に戻す空気分の圧縮エネルギーは過給機の非効率な仕事であり、過給システム全体の効率が低下するというデメリットがある。そこで、過給機のター

ビン側にバイパスラインを設けるウェイストゲート方式に着目した。ウェイストゲート方式では、排ガスはバイパスラインからタービン後方へ排出されることから、排気マニホールド（内燃機関の吸気・排気行程に発生するエネルギー損失）の圧力が低下し、排気行程のポンピングロス低減できる。また、吸排気差圧を大きくすることが可能となることから、シリンダ内の充填効率が改善するメリットもある。シリンダ間バランス制御については、各シリンダに設けられたシリンダ内圧力センサにより燃焼状態を監視しながら、シリンダごとの点火時期や空燃比などを精密に制御する手法を導入した。

4.2.3 機械損失、冷却損失の低減

エネルギー損失の低減にも着手した。一つは、ピストンリングや軸受の摩擦抵抗など機械損失の低減である。機械損失の低減には潤滑油の粘度指数の低減が効果的である。そこで、エンジン設計を見直すとともに許容できる潤滑油の最低粘度を検討した。適正な粘度については潤滑油温度の調節により実現した。もう一つは冷却水による熱損失の低減である。これに対しては、エンジンの冷却水温度を高く調節することにより冷却損失を削減した。しかし、冷却水温度の上昇に伴い燃焼室壁面温度も上昇するため、未燃ガスの過熱によるノッキングなどの異常燃焼が発生しやすくなる。このため、4.2.1 項(3)のようなノッキングの抑制技術などとの併用が必要である。

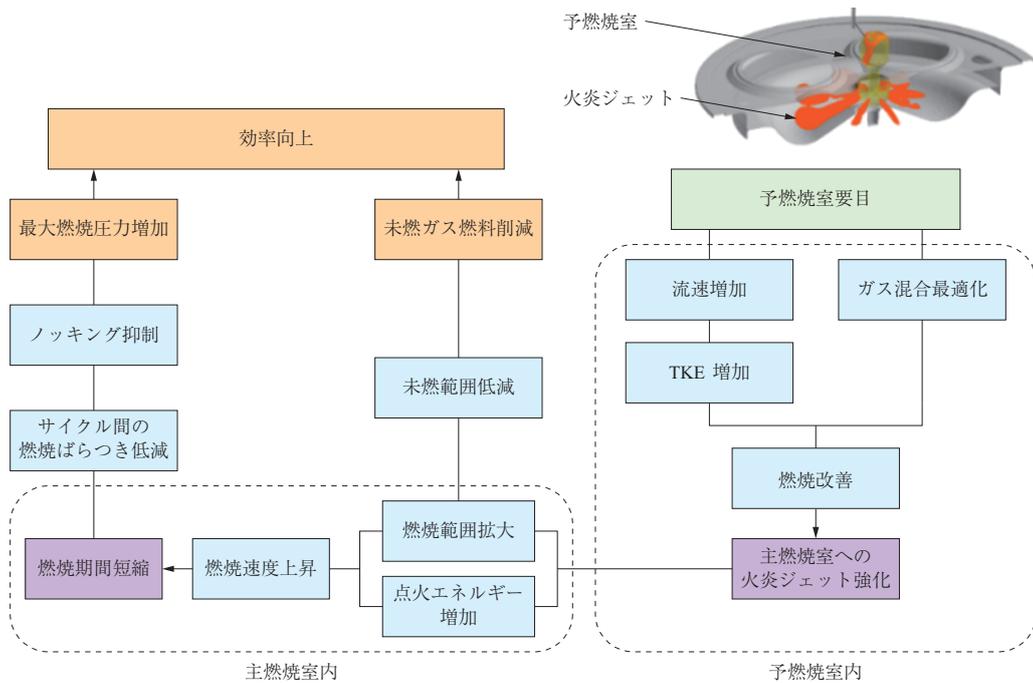
上述した要素技術において特に効率向上に対する寄与度の大きかった予燃焼室形状の最適化とデッドボリューム削減について、5章で述べる。

5. 効率向上の要素技術開発

5.1 予燃焼室形状の最適化

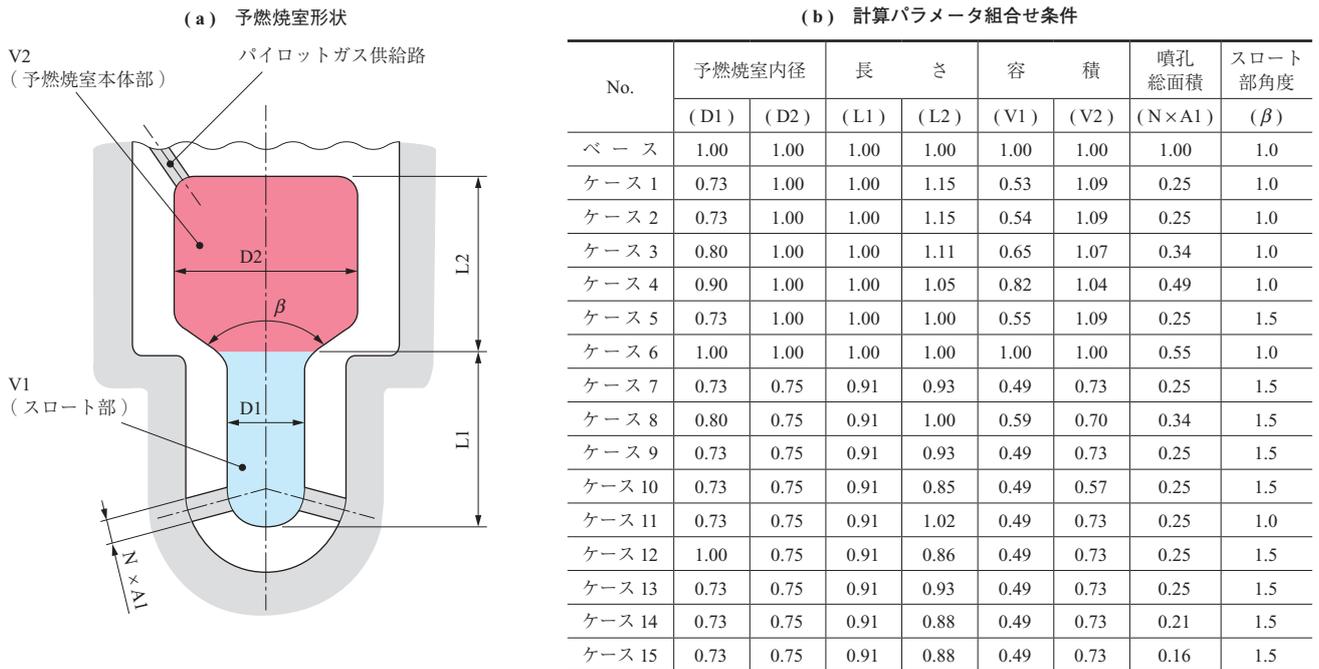
点火直前における予燃焼室内の混合気は、前述のとおりマクロ的には理論空燃比の混合気であるが、局所的な濃度は不均一になりやすい。このため、予燃焼室内の着火・燃焼が安定しないと主燃焼室に噴出する火炎ジェットがサイクル間でばらつき、主燃焼室の燃焼安定性に悪影響を及ぼすことになる。したがって、主燃焼室に対する点火源を強化するため、第4図に示す予燃焼室および主燃焼室の燃焼改善ロジックに基づき予燃焼室内の燃焼安定化に取り組むこととした。

第5図に予燃焼室形状の計算パラメータを示す。予燃焼室の各部形状（第5図-(a)）を計算パラメータとし、-(b)の組合せ条件で3D-CFDシミュレーションを実施



第 4 図 予燃焼室および主燃焼室の燃焼改善ロジック

Fig. 4 Logic of improving combustion in Pre Combustion Chamber (PCC) and Main Combustion Chamber (MCC)



(注) 各数値はベースとなる予燃焼室に対する比率表示とした。

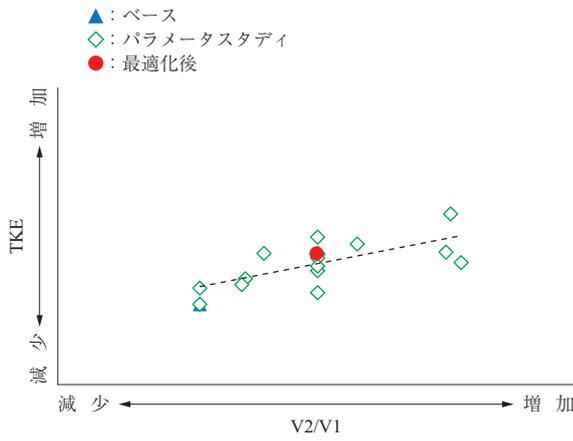
第 5 図 予燃焼室形状の計算パラメータ

Fig. 5 Parameters for PCC shape

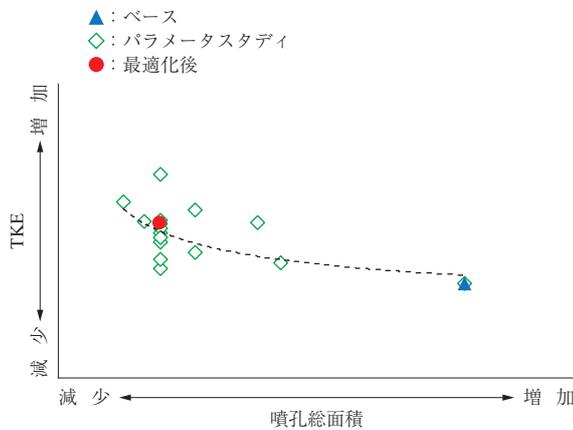
した⁽⁴⁾。評価パラメータには主に予燃焼室内の TKE (Turbulent Kinetic Energy: 乱流運動エネルギー) を用いた。

第 6 図に V2/V1 と TKE の関係、第 7 図に噴孔総面積と TKE の関係を示す。予燃焼室の計算パラメータのなかで TKE の増加に対して影響度の大きかった代表的な要

素は、V2 (予燃焼室本体部) と V1 (スロート部) の容積比 V2/V1 (第 6 図)、噴孔総面積 (第 7 図) であった。V2 内の流動は、V2 上部のガス燃料供給路から噴射されるガス燃料の流動と主燃焼室から流入する希薄混合気の流動により生成される。これらの結果から、主燃焼室から流入する希薄混合気の流路を狭くしたことにより予燃焼



第 6 図 V2/V1 と TKE の関係
Fig. 6 Relationship between TKE and V2/V1

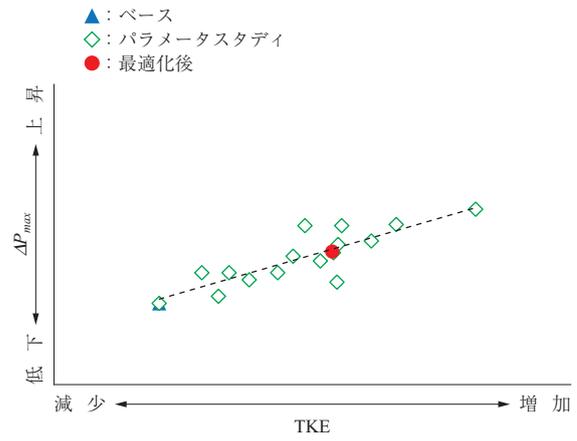


第 7 図 噴孔総面積と TKE の関係
Fig. 7 Relationship between TKE and total area of nozzle holes

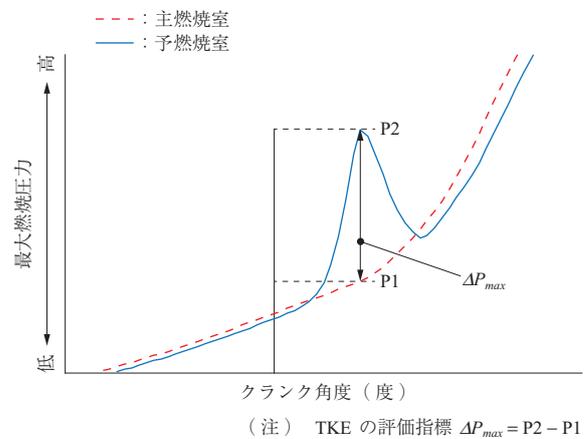
室内全体の流動が活発化し TKE が増加したものと考えられる。

TKE が増加すると、予燃焼室内の燃焼圧力が上昇する。第 8 図に TKE と予燃焼室内燃焼圧力 (ΔP_{max}) の関係を示す。なお、ここで扱う予燃焼室内の燃焼圧力は、点火プラグによる着火直後の予燃焼室内の最大燃焼圧力 (P2) と主燃焼室内圧力 (P1) の差圧 (ΔP_{max}) を指標とした。第 9 図に ΔP_{max} : TKE の評価指標、第 10 図に予燃焼室内における熱発生率、第 11 図に予燃焼室内における MFB (Mass Fraction Burned : 燃焼質量割合) を示す。 ΔP_{max} が上昇した要因は、TKE の増加に伴い、予燃焼室内の燃焼が早期化したためと考えられる。点火時期は同一であるものの改善後の方が予燃焼室内熱発生率最大値の発角度度 (第 10 図) や MFB 50% の発角度度 (第 11 図) が進角し、急速燃焼が認められた。

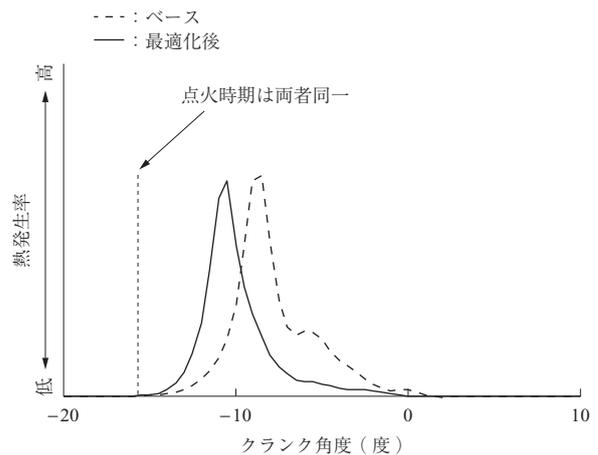
また、 ΔP_{max} の上昇は、予燃焼室から主燃焼室への火炎



第 8 図 TKE と予燃焼室内燃焼圧力 (ΔP_{max}) の関係
Fig. 8 Relationship between ΔP_{max} and TKE

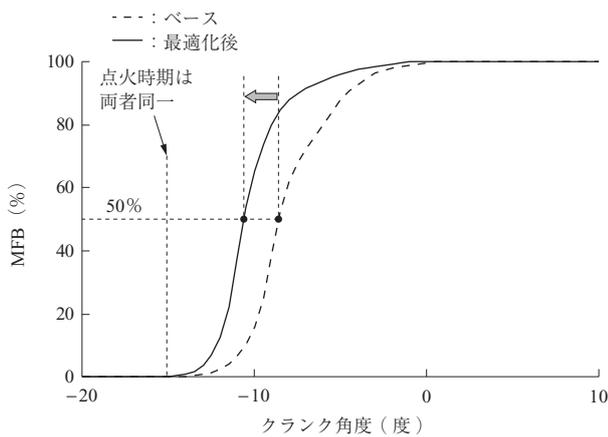


第 9 図 ΔP_{max} : TKE の評価指標
Fig. 9 ΔP_{max} : Evaluation index for TKE



第 10 図 予燃焼室内における熱発生率
Fig. 10 Rate of heat release in PCC

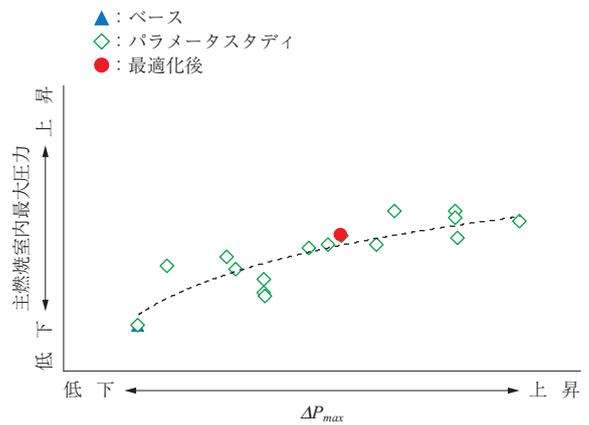
ジェットの噴出エネルギーの増加であり、主燃焼室内の希薄混合気に対する点火源が強化されたことを意味している。第 12 図に主燃焼室における燃焼圧力、第 13 図に主



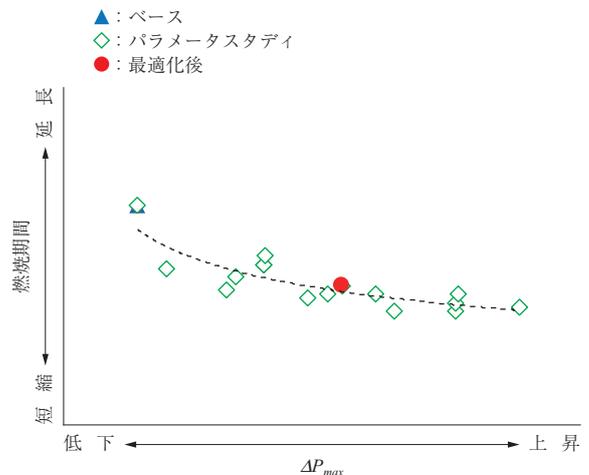
第 11 図 予燃焼室内における MFB
Fig. 11 Mass fraction burned in PCC

燃焼室における燃焼期間を示す。これにより、主燃焼室内最大燃焼圧力も上昇し（第 12 図）、燃焼期間が短縮した（第 13 図）。また、火炎ジェットのパラメータごとのばらつきが抑制されることが期待される。ただし、主燃焼室に対する過度の点火源強化は燃焼圧力の許容値超過や NO_x 生成量の増加などの要因ともなり得るため、これらに対するマージンを考慮しながら適正な予燃焼室形状を決定した。

6L テスト機による検証の結果、主燃焼室内の燃焼のばらつきが抑制されることが確認された。予燃焼室の形状変更前後の主燃焼室内最大燃焼圧力のトレンドデータを第 14 図に示す。サイクル間の COV（Coefficient of Variation：燃焼変動率）が約 20%改善した。また、第 15 図に主燃焼室における燃焼期間を示すように燃焼圧力の上限值を超えることなく主燃焼室内燃焼圧力を高く調整できた結果、



第 12 図 主燃焼室における燃焼圧力
Fig. 12 Peak firing pressure in MCC

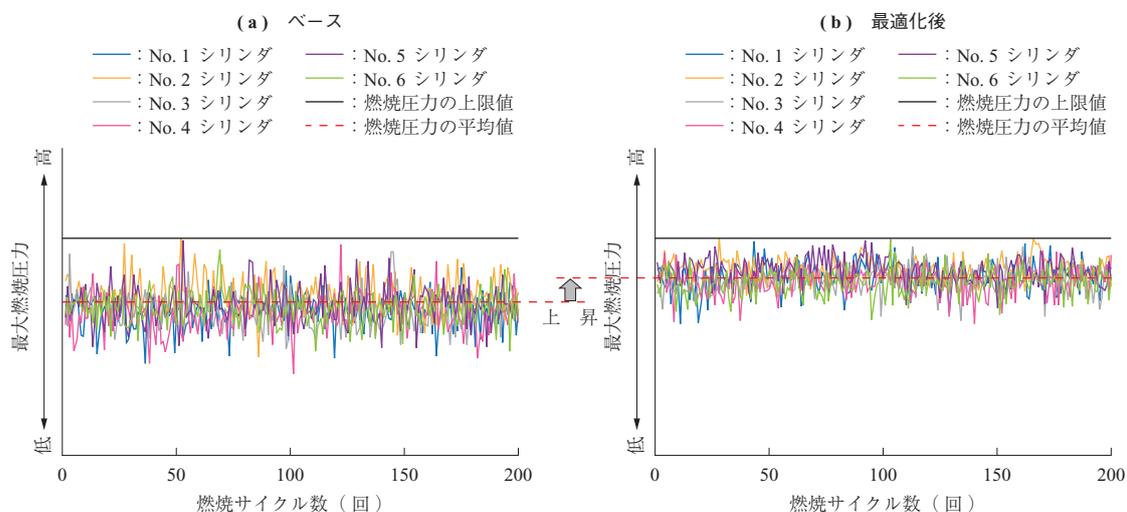


第 13 図 主燃焼室における燃焼期間
Fig. 13 Duration of combustion in MCC

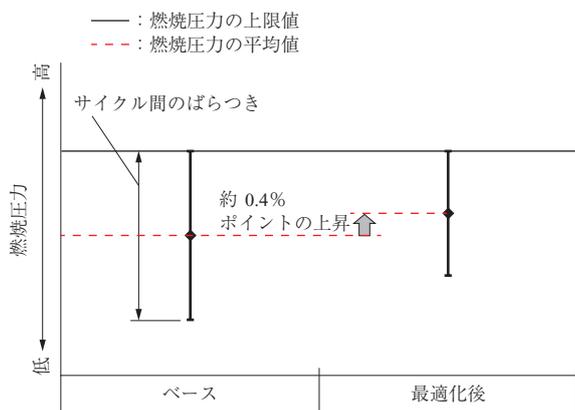
約 0.4%ポイントの効率向上が確認された。

5.2 デッドボリュウムの削減

デッドボリュウムの削減により、無駄なガス燃料消費減



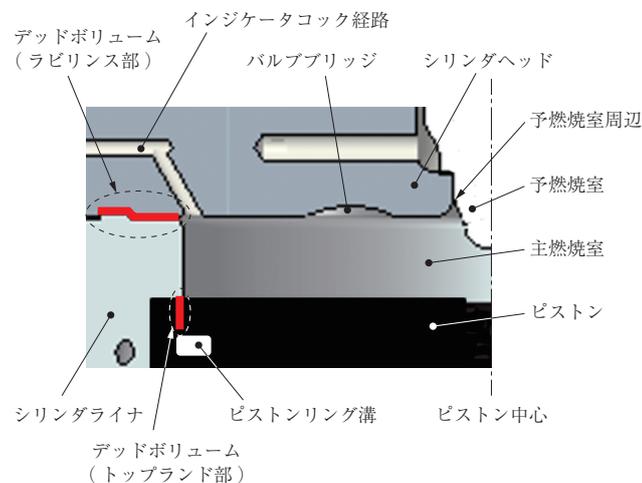
第 14 図 主燃焼室最大燃焼圧力のトレンド—最適化前後
Fig. 14 PFP trends — Before and after optimization



第 15 図 主燃焼室における燃焼期間
Fig. 15 Duration of combustion in MCC

少による効率の向上効果と同時にメタンスリップ排出削減の効果が得られる⁽⁵⁾。また、デッドボリューム部に流入した混合気は膨張行程中に燃焼領域に流出するため、通常の燃焼と異なるノッキングなどの発生要因にもなり得る。このように、デッドボリュームの削減は性能改善や環境負荷軽減だけでなく燃焼安定性の向上にも寄与する。

筆者らは燃焼室内のデッドボリュームを洗い出し、その削減方法を検討した。第 16 図に燃焼室内のデッドボリュームを示すように、大小合わせて複数のデッドボリュームがある。これらのなかで特に容積が大きい領域に、ピストンとシリンダライナの隙間（トップランド部）とシリンダヘッドとシリンダライナの隙間（ラビリンス部）がある（第 16 図の破線部分）。トップランド部については、ピストントップリングの位置を高くすることによる容積の削減が効果的である。しかし、ピストントップリングが入る溝部を上部に上げ過ぎると、ピストン頭部の冷



第 16 図 燃焼室内のデッドボリューム
Fig. 16 Dead volume areas inside the combustion chamber

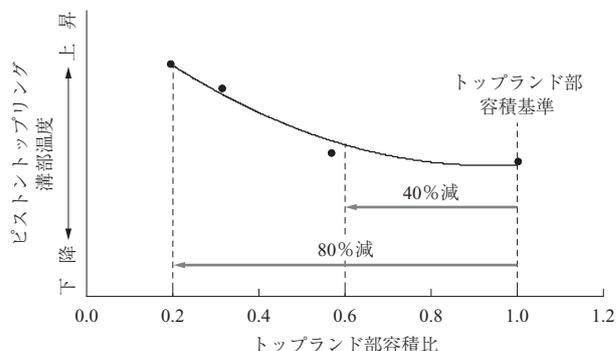
却用オイルギャラリ成形が困難となる。その結果、部品の十分な冷却ができず潤滑油が炭化し、ピストンリングの固着や摺動部の損傷などにつながる。また、ピストン頭部の局所的なヒートスポットが火種となりノッキングの発生要因になり得る。

そこで、ベースエンジンである 28AGS 開発初期のトップランド容積を基準とし、ピストントップリング位置を変えてトップランド容積変更試験を実施した。トップランド容積とピストントップリング溝部の温度を第 17 図に示す。トップランド容積を基準に対して 4 割程度削減してもピストントップリング溝部の温度に大きな変化は見られなかったが、トップランド容積を 8 割程度まで削減すると、温度は上昇し潤滑油が炭化する可能性が高まるレベルとなった。この結果に基づき、ピストンおよびピストンリングの温度が過度に上昇せず、かつデッドボリュームを削減できるピストントップリング位置を決定した。

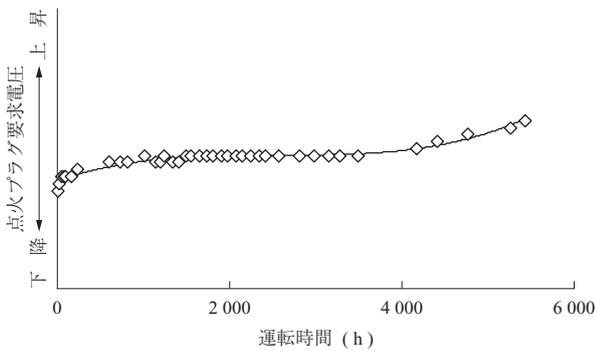
これらの取組みにより、ベースエンジン 28AGS に対してデッドボリュームは約 50%、未燃ガス燃料は約 40% 減少した。

5.3 要素技術の組合せとフィールド評価

5.1 節と 5.2 節で述べた手法と 4.2 節で述べた要素技術の組合せにより、6L テスト機にて Step 1 の目標値である約 2.3%ポイントの効率向上が確認されている。これらの要素技術のうちの一部については、すでにフィールドに適用され評価されている。しかし、評価に長時間を要する耐久性に関わる要素、たとえば点火プラグなどについては十分な検証が完了していない。当該点火プラグが設置された各サイトにおいて、さまざまな条件下で運用されているが、これまでに 5 000 時間以上の連続運転実績が得られている。引き続き、継続運転を通じて信頼性（耐久性）の検証・評価を行う。第 18 図にフィールドにおける点火



第 17 図 ピストンリング溝部温度計測結果
Fig. 17 Temperature measurement results at piston ring groove



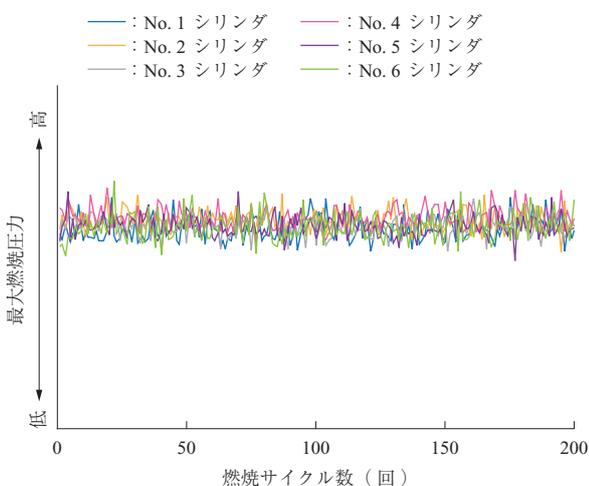
第 18 図 フィールドにおける点火プラグ寿命評価例
Fig. 18 Field evaluation of the spark plug

プラグ寿命評価例を示す。

6. さらなる発電効率向上

Step 1 の開発を完了し、現在 Step 2 実現への取組みを進めている。Step 2 では、Step 1 要素の見直しとともに以下の要素に焦点を絞った。

- (1) 火花点火源強化による予燃焼室内燃焼の安定化 (Step 1 要素の進展)
 - (2) バルブオーバーラップの最適化による過給システムの効率向上
 - (3) 給気圧力損失の低減によるポンピング損失の低減
- まず、Step 1 で最適化した予燃焼室の形状を見直し、さらなる改善を図った。この結果、Step 2 では Step 1 以上の燃焼安定性を実現しており、ベース (第 14 図 - (a)) に対し COV が約 50% 低下した。第 19 図に主燃焼室最大燃焼圧力のトレンド - Step 2 における最適化後を示す。ここに IVC (Intake Valve Closing: 吸気弁閉) 時期を進角することによるミラー度の強化と圧縮比上昇の要素を付



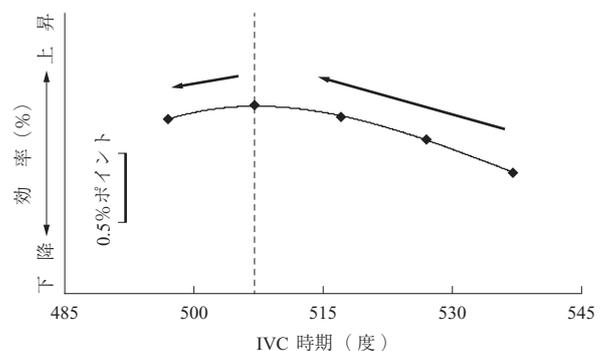
第 19 図 主燃焼室最大燃焼圧力のトレンド - Step 2 における最適化後
Fig. 19 PFP trends — After re-optimization (Step 2)

加することで、さらなる効率向上が期待できる。

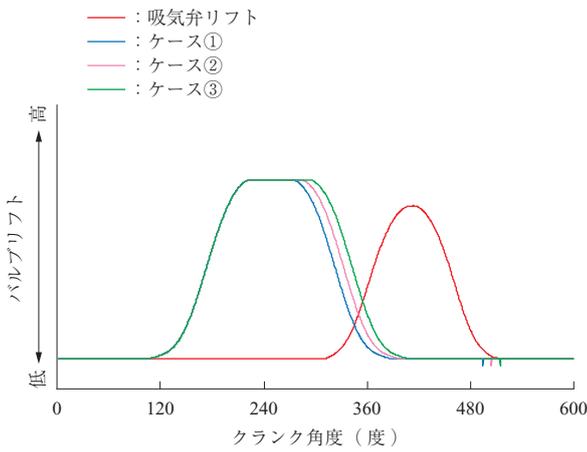
過早着火やノッキングなどの異常燃焼は圧縮端温度を低下させることで抑制可能なため、ミラー度の強化による有効圧縮比の低下が効果的である。これと合わせて、幾何学的圧縮比を最適化し膨張比を大きくすることにより、サイクル効率も同時に改善することが可能となる。ただし、これらの効果を十分に得るためには、高い過給効率とさらなる点火源強化などによる燃焼安定化が必須となる。

第 20 図に一次元シミュレーションによる解析例を示す。IVC 時期の検討には一次元シミュレーションを用いた。Step 1 時の IVC 時期をベースとしてパラメータスタディを行い、タイミングの候補を絞り込んだ。ある程度以上に IVC 時期を進角すると、有効圧縮比の低下に伴うポンピングロス分の増加により、第 20 図に示すような効率低下につながる。この結果に基づき、効率が最も高くなる IVC 時期を選定した。

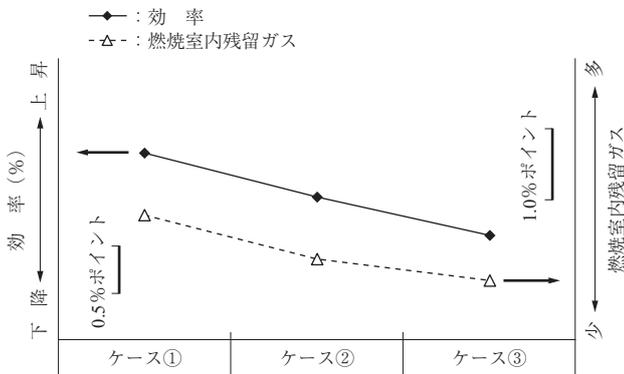
加えて、バルブオーバーラップについても計算検討を行った。検討の過程で EVC (Exhaust Valve Closing: 排気弁閉) 時期を調整してバルブオーバーラップを変更した場合のバルブリフトの代表例を第 21 図に示す。バルブオーバーラップを短縮することにより、オーバーラップ間に吹き抜ける未燃ガス燃料を削減できるため、その分の効率向上が期待できる。第 22 図にバルブオーバーラップ変更による影響を示す。一方で、バルブオーバーラップの短縮はシリンダ内の充填効率を低下させる。このため、燃焼室内に残留する既燃ガスの割合が増加し、次のサイクルの燃焼に使用される新気が減少する。この影響は吸気と排気の圧力差が小さくなることにつながり、負荷投入および負荷上昇時の過給機回転速度上昇の追従遅れ (いわゆるターボラグ) が発生する。したがって、これらプラス面とマイナス面を総合的に考慮したうえでバルブタイミング



第 20 図 一次元シミュレーションによる解析例
Fig. 20 Example of the 1D simulation result



第 21 図 バルブオーバーラップ変更の代表例
Fig. 21 Example of valve lift curves with the changed valve overlap

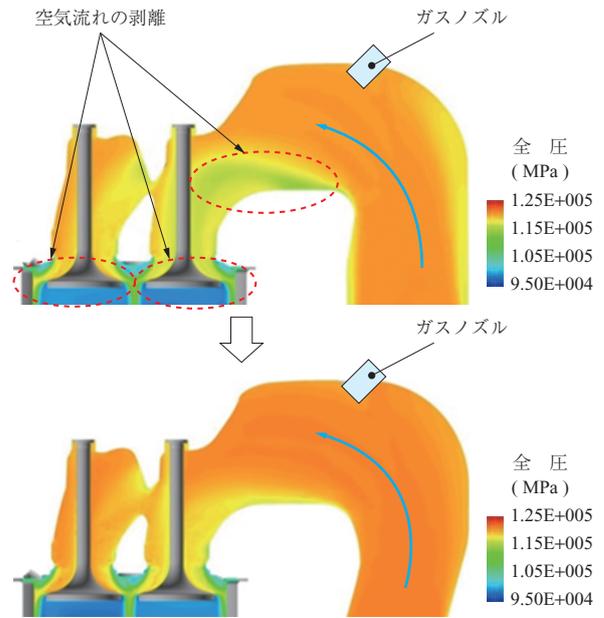


第 22 図 バルブオーバーラップ変更による影響
Fig. 22 Effects of the changed overlap

と幾何学的圧縮比の最適化を図った。6L テスト機において、最終的な組合せで効率が約 0.2%ポイント改善することを確認した。

また、ミラー度を強化した状態で燃焼に必要な空気量を確保するためには、ミラー度強化前よりも高い過給圧力が必要となる。これにより、給気システムの圧力損失が増加し、その分過給効率は低下する。前述のバルブタイミングや幾何学的圧縮比の最適化による効率改善効果に付加される要素として、ポンピング損失低減を狙った給気圧力損失の低減についても取組みを進めている。

給気システムの圧力損失は、吸気ポートや吸気バルブの形状に大きく影響される。3D-CFD を用いた解析の結果、ポート壁面付近や吸気バルブ周辺などに流れの剥離が見られた。剥離による圧力損失を低減するため、流路形状の微調整を実施した。なお、空気とガス燃料との混合状態も改善するため、吸気ポート上部のガスノズル部の形状についても見直した。第 23 図に給気圧力損失低減に向けた 3D-CFD 結果を示す。



第 23 図 給気圧力損失低減に向けた 3D-CFD 結果
Fig. 23 3D-CFD result for reducing pressure loss of the intake air

各部形状を最適化した結果、流量係数が 10%以上改善する見込みが得られた。現在は検証用部品の製作を進めており、給気圧力損失の低減の効果は 2019 年末に 6L テスト機で確認される見通しである。

7. 結 言

2012 年に開発した発電用ガスエンジン 28AGS の高効率化を目的とした要素技術開発に取り組んだ。燃焼安定性向上や未燃ガス燃料の排出量削減をはじめとし、さまざまな要素技術を導入した。その結果、ベースエンジンに対して発電効率を 2.3%ポイント向上させた製品を 2017 年にリリースした。現在はさらに 1.0%ポイントの効率向上を目標として要素技術開発を進めている。この開発は 2020 年に完了する見込みである。

近年トレンドとなっているガスエンジンの高出力 (BMEP) 化に対しても、本開発で得られた要素技術が有効であることを 6L テスト機で確認している。引き続きガスエンジンの高効率化と BMEP 化に取り組む、CO₂ 排出削減に寄与すべく研究開発を進めるとともに市場要求に沿った製品を提供する所存である。

参 考 文 献

- (1) 国際エネルギー機関 (IEA) : Natural Gas Prospects to 2010, 1986
- (2) K. Watanabe, S. Goto and T. Hashimoto : Advanced development of medium speed gas engine targeting to marine & land, 27th CIMAC World Congress on Combustion Engine Technology, Paper of CIMAC Congress 2013, 2013. 5, No. 99
- (3) S. Nakayama, S. Goto, T. Hashimoto and S. Takahashi : Experiences on 1 to 6 MW class highly adaptable micro-pilot gas engines in one hundred fields and over fifty thousand running hours, Paper of CIMAC Congress 2010, 2010, No. 125
- (4) Z. Xu, T. Kuroiwa and J. Sato : The Latest Development of High Performance Gas Engine, The 6th TSME International Conference on Mechanical Engineering, Thai Society of Mechanical Engineering, 2015. 12, No. AEC003
- (5) 国際燃焼機関会議 (CIMAC) WG17 : Gas Engines, Methane and Formaldehyde Emissions of Gas Engines, CIMAC Position paper, 2014, pp. 4 : 6 - 12