

# ディーゼルエンジンのライトサイジングによる 部分負荷の熱効率向上コンセプト(第2報)

－ 図示熱効率と低フリクション技術による燃費改善の検証－

Right-Sizing Concept for Improving Thermal Efficiency of Diesel Engine at Partial Load (Second Report)

- Demonstration of Concept by Simultaneous Improvement in Indicated Thermal Efficiency and Friction Loss -

大橋 伸匡\*  
Nobumasa Ohashi

伊東 光\*  
Hikaru Ito

古川 貴幸\*  
Takayuki Furukawa

榎 和広\*  
Kazuhiro Enoki

石川 直也\*  
Naoya Ishikawa

## 要 旨

第一報では小型商用車の部分負荷の熱効率を改善する自然吸気の大排気量化コンセプトを提案した。本報では、本エンジンに適用する燃焼コンセプトと低フリクション技術を開発し、部分負荷条件において狙いどおり最大熱効率が得られることを確認した。

## Abstract

In the first report, right-sizing concept was proposed. Essence of the proposed concept is a naturally aspirated engine eliminating EGR. Also, this concept obtains low density in-cylinder condition and low Pmax operation. In this report, the combustion parameters were optimized under low density condition in-cylinder using 3-D simulation. Furthermore, friction reduction technologies were developed based on advantage of low Pmax. As the results, the prototype engine with combining all technologies demonstrated that the maximum thermal efficiency can be obtained as intended at partial load.

## 1 はじめに

CN(カーボンニュートラル: Carbon Neutral)社会の実現に向けて、電動車の普及やCN燃料の開発が行われているが、これらインフラ整備には相応の時間がかかると考えられている。このため再生可能エネルギーが普及したCN社会となるまでの間に排出され続けるCO<sub>2</sub>排出積算量をいかに抑えるかが重要である。LCA(Life cycle Assessment)の観点では、商用車用内燃機関のCO<sub>2</sub>排出量は、走行時に排出されるCO<sub>2</sub>が大半を占めるため、実使用条件の熱効率の向上が重要となる。

本研究では、小型商用車の実使用時のCO<sub>2</sub>排出量を削減するため、使用頻度が高い部分負荷条件で高効率領域が発現するエンジンコンセプトを提案することを目的としている。第一報<sup>(1)</sup>では、0次元エンジンモデルと多目的最適化を適用し、使用頻度が高い部分負荷条件において、図示熱効率が最大、摩擦損失が最小となるエンジンシステムの探索を実施した。その結果、従来エンジンに対して燃費が改善するシステムが見出された。これは大排気量、自然吸気、高圧縮比、低摩擦損失技術によって構成されており、従来課題であった

高圧縮比化によるPmax(最高筒内圧力: Maximum Cylinder Pressure)上昇や冷却損失増加を解決する技術の組み合わせで構成されていることがわかった。本検討に基づいて試作した実機検証試験では、表1に示す本研究の目標に対して、Pmax9.5MPa以下で全負荷特性を達成可能であること、平成28年排出ガス規制に適合できることを確認した。燃料消費量は、2025年度重量車燃費基準比10%超の改善という目標に対して5%改善を確認した。目標達成には残る5%の改善が必要となっている。

本稿では、コンセプトエンジンの燃費改善を図るため、大排気量自然吸気エンジンに組み合わせる燃焼コンセプトの構築と低Pmax特性を活かした低フリクション技術の開発を行った。これらの技術を適用したコンセプトエンジンによる検証結果について報告する。

\* (株)いすゞ中央研究所

表1 本研究の目標値

Max. Torque/Power	375 Nm / 90 kW
Emissions regulations	Japan's post-Post New Long-Term emissions regulations
Fuel economy standards	Exceeding 10 % improving for 2025 fuel economy standards

## 2 エンジンコンセプトの燃費改善アプローチ

図1にコンセプトエンジンの構成図を、表2にエンジン諸元を示す。表には小型商用車に使用されている従来ディーゼルエンジン(Conventional)の諸元も示した。コンセプトエンジンは、エンジンAをベースに構築し、過給機とEGR(排気再循環:Exhaust Gas Recirculation)を廃止し、圧縮比20:1としている。従来エンジンより排気量を大きくしたことにより、平均有効圧力は低下し、Pmaxは低くなる。

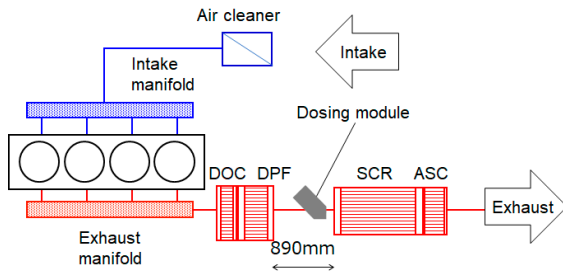


図1 エンジンシステム構成図

表2 エンジン諸元

Engine type	Inline 4 cylinders DI diesel		
	Conventional	EngineA	Concept
Bore x Stroke (mm)	95.4 x 104.9	115 x 115	115 x 115
Displacement (cm <sup>3</sup> )	2,999	4,778	4,778
Compression ratio	17.3 : 1	16.5 : 1	20 : 1
Air charging system	Turbocharged with intercooler	←	Natural aspiration
EGR system	Cooled EGR	←	Less
Main journal diameter (mm)	70	82	60
Crankpin diameter (mm)	63	73	55
Relative weight of piston	1	1.26	0.76
Relative total tension of piston ring	1	1.89	0.98

図2には、燃費改善に向けた取り組み技術を示す。図示熱効率向上には、ピストンと噴射ノズルを対象に冷却損失低減を狙った燃焼コンセプトを検討した。摩擦損失低減は、低Pmax特性を活かして、軽量化ピストン、低張力ピストンリングを採用した。補機損失低減には、ウォーターポンプとオイルポンプ吐出量を見直した。クランクフリクション低減には、流体摩擦の低減を狙った細軸クランクシャフトの検討を実施した。

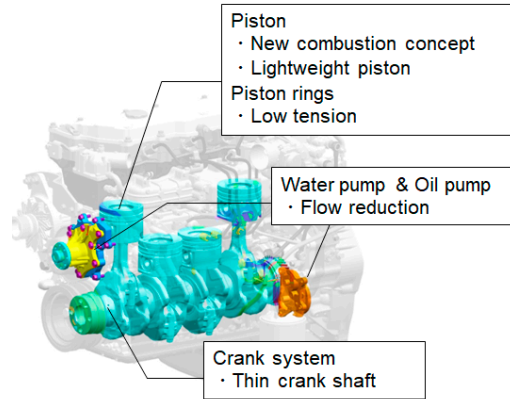


図2 コンセプトエンジンの改良技術

## 3 熱効率改善技術の開発

### 3.1 燃焼コンセプトの開発

#### 3.1.1 数値解析による検証

ディーゼル燃焼の冷却損失を低減するために、燃焼室形状と噴射ノズルの改良を検討した。冷却損失低減による図示熱効率改善は、噴霧貫徹力を抑制することが効果的と考えられるが<sup>(2)(3)</sup>、本エンジンは、高圧縮比ピストンの適用により利用できる燃焼室内の空間が限定される。更に、自然吸気のため雰囲気密度が低く噴霧貫徹力が増加し噴霧内部の濃度も不均一になりやすい<sup>(4)</sup>。このような状況で、冷却損失低減と噴霧内の不均一化を改善するために、小噴孔径ノズルと大口径燃焼室の組み合わせを検討した。検討には、3次元数値解析を用いた。計算にはConverge Science社のCFD(Computational Fluid Dynamics)コードCONVERGEを用いた。表3に適用した物理モデルを示す。計算格子は燃料噴射ノズル1噴孔分のセクター形状を設定した。

表3 シミュレーションモデル

Combustion	CTC model
Turbulence	k-ε model
Drop breakup	KH-RT model
Ignition	Shell model
Soot	Two-step Hiroyasu-NSU

表4に、計算諸元を示す。ボア115mm、ストローク115mmのディーゼルエンジンを用いており、圧縮比は20とした。燃焼室形状は、リップ部を有するリエントラント型燃焼室形状と、大口径燃焼室としてアスペクト比(燃焼室口径と最大深さとの比)が異なる2つの浅皿型燃焼室を検討した。燃焼室AとBのアスペクト比はそれぞれ、11.1、18.5である。表5に計算条件を示す。機関回転速度と燃料噴射量が異なる条件1と条件2を設定した。噴射パターンは、プレ噴射、メイン噴射に加えて、燃焼室内の空気利用を高めつつ冷却損失の

低減を狙った近接アフター噴射<sup>(5)</sup>の3段噴射を適用した。

表4 計算諸元

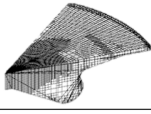
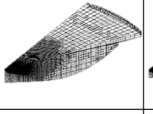
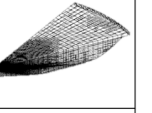
Bore x Stroke (mm)	115 x 115		
Compression ratio	20 : 1		
Chamber & Nozzle	Re-entrant	Shallow A	Shallow B
			
	$\phi 0.12 \times 8$	$\phi 0.10 \times 12$	$\phi 0.10 \times 12$

表5 計算条件

Condition	Condition1	Condition2
Engine speed (rpm)	1,000	1,200
Injection quantity (mm <sup>3</sup> /st)	20.5	70
	Pre	3
	Main	12.5
	After	5
Main Injection timing (°ATDC)	-2	-12
Injection pressure (MPa)	84	125

図3、図4にはそれぞれ条件1、条件2のすす排出量、グロス図示熱効率、冷却損失割合の計算結果を示す。条件1ではリエントラント型燃焼室に対して、大口径燃焼室と小噴孔径ノズルの組み合わせで、すす排出量と冷却損失割合が減少し、図示熱効率が向上すると評価された。負荷率の高い条件2は、大口径燃焼室と小噴孔径ノズルの組み合わせで、すすの排出量が減少したが、アスペクト比が高い燃焼室Bの方がすす排出量が減少した。また冷却損失割合も、燃焼室Bが最も低くなっており、図示熱効率も向上した。

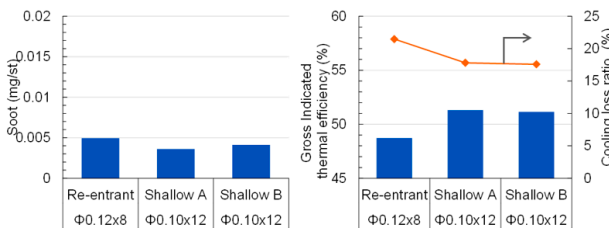


図3 条件1のシミュレーション結果

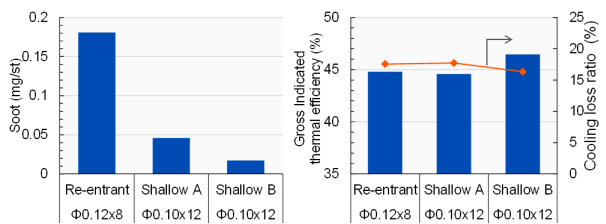


図4 条件2のシミュレーション結果

図5には、条件1の5° ATDC(上死点后角度：After Top Dead Center)における当量比1の等値面、熱流束、壁面近傍ガス温度の計算結果を示す。リエントラント型燃焼室は、噴霧がリップ部に衝突し、スキッシュ方向とキャビティ内に広く混合気を形成しており、また熱流束は衝突部のリップ部で高い。ガス温度は衝突中心部では低く、混合気外周部で高くなっていることがわかる。大口径燃焼室と小噴孔径ノズルを組み合わせた場合は、壁面近傍の熱流束は低く、噴霧下流の先端付近で高温となっている。この高温部は噴霧の外縁部に形成した量論比付近の火炎形成によるものである。

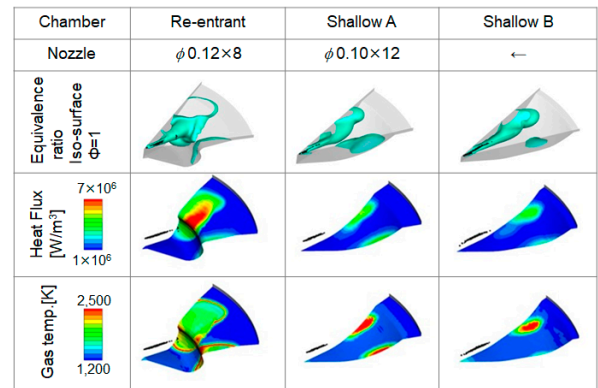


図5 条件1のシミュレーション結果

次に、負荷率の高い条件2において、すす排出量に大きな差が見られた燃焼室AとBの違いを考察するため、燃焼室内の混合気分布を比較した。図6に15° ATDCにおける当量比分布を示す。壁面までの距離が近い燃焼室Aでは噴霧先端部に分布した当量比2.5以上の過濃混合気が壁面に衝突していることがわかった。一方壁面までの距離が遠い燃焼室Bでは過濃混合気の衝突は見られず、これは、壁面に衝突する前に噴霧への空気導入が進み、混合気の希薄化が進んだ結果が、すすの減少と関連することが予想される<sup>(6)</sup>。

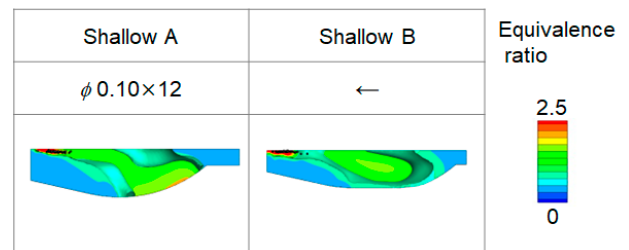


図6 条件2のシミュレーション結果

以上の結果、大口径燃焼室と小噴孔のノズルの組み合わせは、噴霧火炎が壁面に衝突する際の熱伝達の抑制に効果があり、また壁面に衝突する前に混合気を希薄化させることで、すすの排出量を低減できることが示唆された。

### 3.1.2 燃焼コンセプトの実機試験結果

大口径化燃焼室と小噴孔径ノズルの組み合わせによる燃費効果とスモークの低減効果を確認するために、表4の燃焼室とノズルを用いてエンジン実機による検証を実施した。供試エンジンは表2に示すコンセプトエンジンである。試験条件は、表5に示す条件1、条件2で実施した。このとき空気過剰率は条件1、条件2でそれぞれ、3.46、1.23となっている。排出ガス濃度の計測は、堀場製作所製エンジン排出ガス分析計(MEXA-1600DEGR)を使用し、スモークはAVL製スモークメータ(AVL415)を使用して計測した。筒内に設置した筒内圧力センサ(kistler製 6056A)を使用して指圧線図を取得した。

図7、図8にはそれぞれ条件1と条件2のスモークとリエントラント型燃焼室をベースとした相対燃費率を示す。条件1では、スモークの変化はみられないが、燃費は燃焼室A、Bでそれぞれ1%、0.3%改善した。負荷率の高い条件2では、燃焼室Aでは、僅かにスモークは低減したものの、燃費は2%悪化した。一方で、燃焼室Bのスモークは、リエントラント型燃焼室に対して78%減少し、燃費は2%改善した。

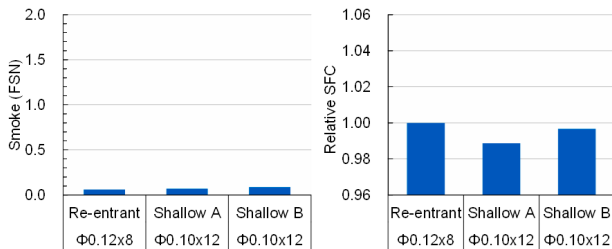


図7 条件1の実機試験結果

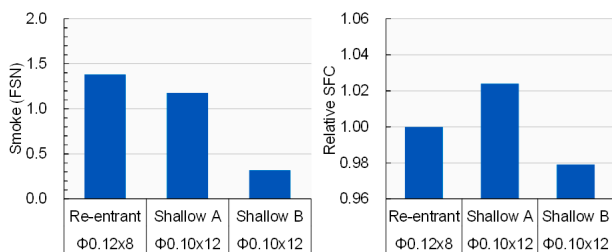


図8 条件2の実機試験結果

図9に、条件2の熱発生率と積算熱発生量を示す。リエントラント型燃焼室では、初期の熱発生率が高く、燃焼後半やアフター噴射による熱発生率が緩慢となっている。3D-CFDの結果では、リップ部に衝突後は燃焼室全体に混合気が形成していることから、燃焼初期で酸素を消費し後期では噴霧への十分な空気導入が進んでいないことが考えられる。大口径燃焼室と小噴孔径ノズルを組み合わせた場合は、後半の拡散燃焼が活発となることが確認され、3段噴射目のアフター噴射による熱発生率も高い。またこの傾向は、口径の広い

燃焼室Bになるほど顕著であり、燃焼後期まで噴霧へ空気導入が進んでいることが予想される。

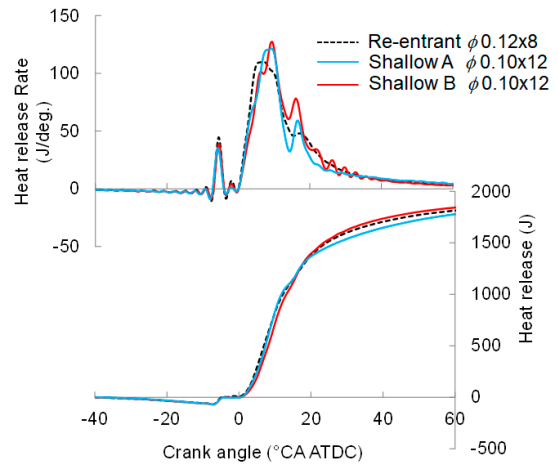


図9 条件2の熱発生率の比較

図10にはリエントラント型燃焼室と燃焼室Bのヒートバランスの比較を示す。冷却損失割合は、投入熱量から、未燃燃料量と積算熱発生量を減じた値として算出した。未燃燃料量は、排出ガス成分のうち HC、COの未発熱量を考慮して算出した。図10より、燃焼室Bと小噴孔径ノズルを組み合わせることで冷却損失割合が低減し、図示熱効率が向上していることがわかった。以上より、自然吸気ディーゼル燃焼において、大口径燃焼室と小噴孔径ノズルの組み合わせで、すすの発生と冷却損失の低減が実現できることがわかった。

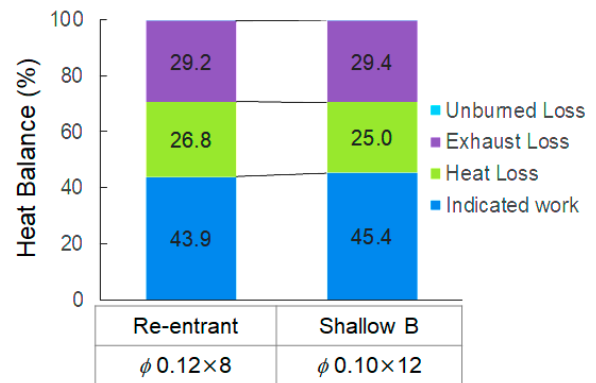


図10 条件2のヒートバランスの比較

### 3.2 フリクション低減技術の開発

#### 3.2.1 フリクション低減目標

摩擦損失低減による燃費改善技術について検討した。図11には、0次元モデル<sup>(1)</sup>により算出した摩擦損失低減割合と燃費改善率の関係を示す。エンジン全体の燃費改善に寄与する要素はピストン、クランク、補機の順で大きいことがわかる。また補機、あるいはクランク摩擦だけを100%低減しても4%未満の燃費改善にしか至らず目標に達成しない。したがって複数の要素技術を対象に取り組む必要がある。

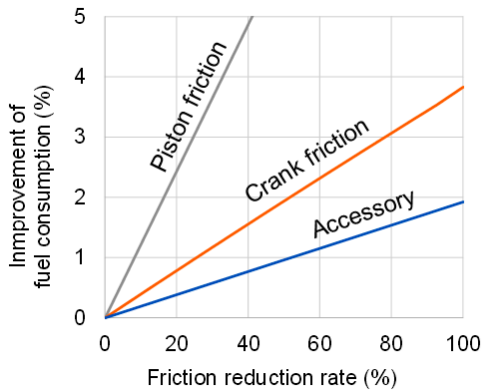


図11 0次元モデルを用いた摩擦損失の低減効果

表6には、各要素技術の取り組み内容と摩擦損失の削減目標値、またこれらの技術を適用した際の背反項目を示す。背反項目は、耐久信頼性に関わることから、摩擦損失低減と両立するように技術選定を実施した。

表6 摩擦損失の低減目標値

Components		Target of friction reduction rate	Risk
Piston	Light weight	10 %	Fatigue strength
Ring	Low tension of TOP ring		Sealing and lubrication ・Blow-by ・LOC
	Low tension of 2nd ring		
	Low tension of Oil ring		
Crank	Thin crank shaft	50 %	Stiffness Seizure and wear
Water pump Oil pump	Flow reduction	50 %	Heat rejection

#### 3.2.2 ピストンフリクションの低減

図12に、0次元モデル<sup>(1)</sup>により計算したピストン張力とピストン質量がピストン摩擦損失に及ぼす影響を示す。図中の等高線はピストン系摩擦力の相対変化率を示しており、張力の低減と重量の減少によりピストン摩擦は低下することがわかる。この結果から、本検討ではピストン系摩擦損失を10%低減するために、ピストンリング張力はベースから50%削減し、ピストン重量は25%削減することを目標とした。

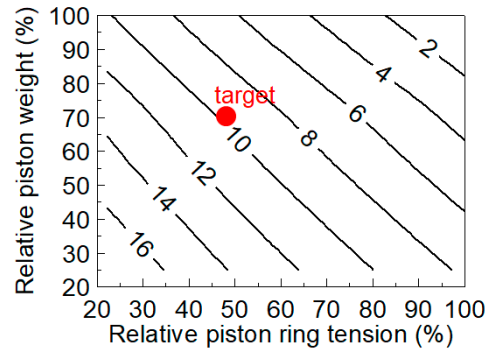


図12 ピストン重量とリング張力ピストン摩擦影響予測

まずピストンリング張力低減については、実機評価試験にて摩擦低減効果と燃費への影響、また背反項目を確認した。表7にピストンリング諸元を示す。Baseのリングセットに対して、TOPリング、2ndリング、OILリング張力を低減した。ピストン張力低減にあたっては、リング追従性係数<sup>(7)</sup>を低下させないように、リング幅h、リング厚さaのうち、厚さを調整した。

表7 ピストンリング諸元

	Base	spec1	spec2	spec3
Relative total ring tension [%]	100	62	54	52
TOP				
Relative ring tension [%]	100	70	49	70
h x a	3.0 x 4.1	3.0 x 4.0	3.0 x 3.5	3.0 x 4.0
2nd				
Relative ring tension [%]	100	68	68	34
h x a	2.5 x 4.8	2.5 x 3.6	2.5 x 3.6	2.5 x 3.6
OIL				
Relative ring tension [%]	100	50	50	50
h x a	2.5 x 2.5	2.5 x 2.0	2.5 x 2.0	2.5 x 2.0

図13に試験結果を示す。摩擦損失はモータリング試験にて計測し、燃費改善率は、燃料消費量データを取得し、重量車燃費計算プログラム<sup>(8)</sup>を用いてBaseに対する改善率で示した。LOC (OIL消費量: Lubrication Oil Consumption)は一定条件で連続運転を実施したあと、OIL抜き取り法にて3回の平均で整理した。ブローバイ計測はAVL製ブローバイメータ (AVL442S)により計測した。図より、Baseから合計張力を低減したspec1では、モータリング摩擦は低減し、燃費は0.7%改善した。ここから更にTOPリングを低張力化したspec2では、モータリング摩擦は低下したが燃費は悪化した。TOPリングの過度な張力低下は、燃焼ガスのシール不良により図示燃費が悪化したためである。spec1から、2ndリングのみを低張力化したspec3ではモータリング摩擦の低下と燃費の改善を確認した。このときspec3のLOCはBase品から僅かに悪化した影響は限定的であり、またブローバイの悪化はなかった。以上のように、Baseに対して合計張力は48%まで低減でき、1.2%の燃費改善を確認した。

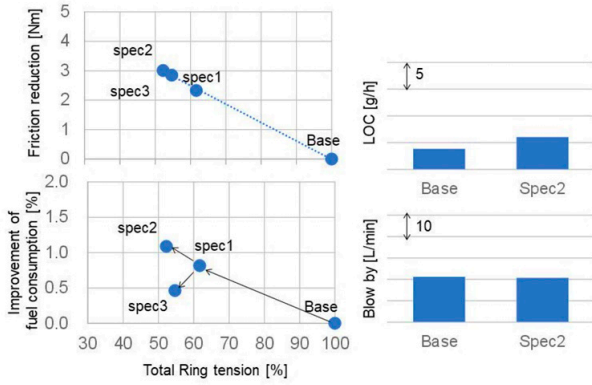


図13 リング張力低減が各特性に及ぼす影響

次にピストン軽量化のためピストン各部位の薄肉化を実施した。また3.1節で開発した浅皿燃焼室を適用することで、従来のリエントラント燃焼室に対してピストン裏面とピストン中心までの肉厚が増加するため、同一肉厚を確保する場合はコンプレッションハイトとピストン全高を低減できた。その結果、ピストン重量を25%低減できた。以上より、図12に示すピストン系摩擦損失低減の目標レベルを得ることができた。

### 3.2.3 クランクフリクションの低減

クランクシャフトは、流体摩擦の低減を狙った細軸化を検討した。細軸化による剛性低下が引き起こす固体接触摩擦の悪化は、低摩擦オーバーレイを施した軸受けと組み合わせることで改善した。図14に、3種類のクランクシャフトを用いた実機試験結果を示す。機関回転速度1,600rpm - 130Nmの条件で評価し、横軸はベースに対する摩擦損失低減割合、縦軸は燃費改善率で整理した。摩擦損失は、筒内圧力センサによる指圧から求めた図示平均有効圧力から、台上に設置した軸トルクメータで計測した正味平均有効圧力を減じて算出した。メインジャーナル半径とピン半径の和からクランク半径を除いた値であるオーバーラップ(O.L.)を0mmまで低減し、低摩擦オーバーレイ軸受けと組み合わせることで、ベースから7%の摩擦損失低減と1.8%の燃費改善を確認した。この結果はクランク摩擦を48%低減したことに相当し、クランク摩擦の削減目標に対して近いレベルに到達した。本取り組みの詳細は、参考文献<sup>(9)</sup>を参照されたい。

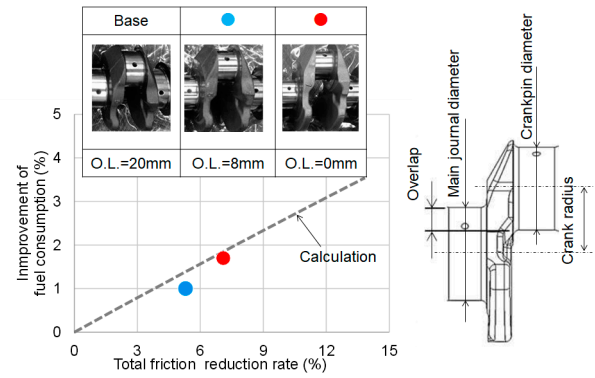


図14 クランク摩擦力の低減効果

### 3.2.4 補機損失の低減

ウォータポンプは、EGRクーラとターボ冷却廃止による吐出量低減を行い、オイルポンプは過給機潤滑の廃止とクランク細軸化による漏れ量の低減分吐出量を低減した。その結果、1.5%の燃費改善を確認した。

## 4 総合評価結果

3章までに開発したすべての要素技術を組み合わせたコンセプトエンジンを試作して性能試験を実施した。図15には、取得した熱効率データを示す。コンセプトエンジンと従来エンジンの熱効率を比較しており、線種は同一熱効率を示している。図より、等熱率領域は部分負荷の10kW - 30kWに移動していることがわかった。図16には取得した燃料消費量データを用いて重量車燃費を算出した結果を示す。縦軸は重量車燃費を示しており、2025年度基準に対する低減の取り組みにより、本研究の目標である10%超の改善が達成されたことが確認できる。図17には、前報<sup>(1)</sup>で示した0次元モデルによるシミュレーション結果と、実機エンジンの熱効率を横軸に正味平均有効圧力(Brake Mean Effective Pressure : BMEP)を取って比較した結果を示す。コンセプトエンジンの高熱効率領域が発現する領域はよく一致していることを確認した。

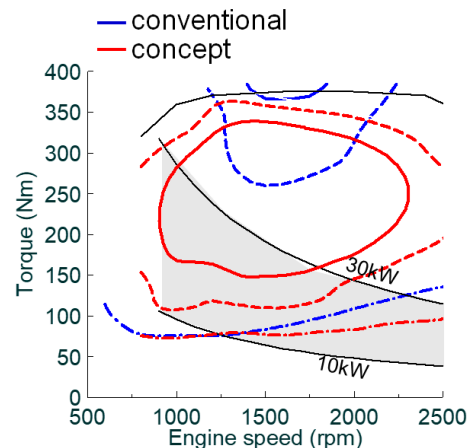


図15 正味熱効率マップ

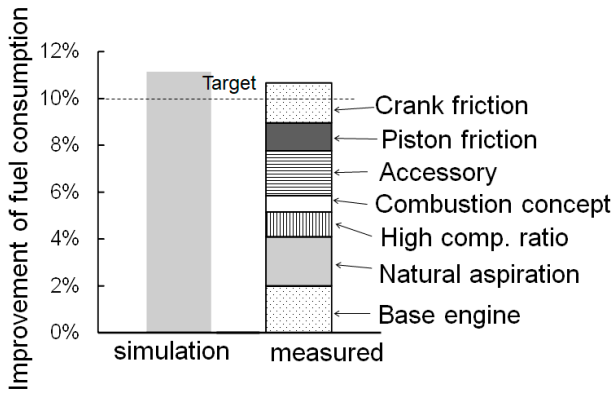


図16 重量車燃費の改善効果

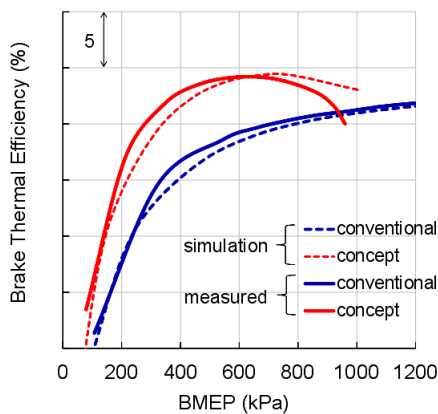


図17 正味熱効率の実機試験結果

以上より、無数に存在するエンジンシステムの中から、図示熱効率が最大、摩擦損失が最小となるシステム探索に適用した0次元モデルと多目的最適化の検討結果が正しかったことが裏付けられ、小型商用車が実用する部分負荷条件で高熱効率が得られるコンセプトエンジンを実現することができた。

## 5 まとめ

- (1) 大排気量自然吸気ディーゼルエンジンに対して、大口径燃焼室と小噴孔径ノズルを組み合わせることで、冷却損失とすすの排出を低減する燃焼コンセプトを開発した。
- (2) 低Pmax特性を生かした摩擦損失低減技術の開発に取り組んだ。ピストン軽量化とピストンリング張力の低減、ウォーターポンプとオイルポンプ吐出量の低減、クランクシャフトの細軸化を行うことで摩擦損失を低減することができた。
- (3) 開発したコンセプトエンジンの燃料消費量は、2025年度重量車燃費基準値に対して10%超改善し、本研究の目標を達成することができた。
- (4) コンセプトエンジンの高熱効率領域は、小型商用車の実使用時に走行頻度が高い部分負荷に移動した。また実機の熱効率はコンセプト検討段階で用

いた0次元エンジンモデルによる計算結果と一致していることを確認した。

## 6 おわりに

本研究の試験遂行には、(株)いすゞ中央研究所の清水昭義氏、菅野健太郎氏の協力により行われたことを記し、ここに感謝の意を表す。

本報告は自動車技術会論文集Vol.55、No.3に掲載された論文を加筆修正したものである。

## 参考文献

- (1) 大橋伸匡 ほか：ディーゼルエンジンのライトサイジングによる部分負荷の熱効率向上コンセプト(第1報), 自動車技術会論文集, Vol. 55, No.3(2024), p.533-539
- (2) Horibe, N. et al. : Improvement of Thermal Efficiency in a Diesel Engine with High-Pressure Split Main injection, SAE Technical Paper 2018-01-1791,(2018)
- (3) 藤川詳也 ほか：高負荷運転時におけるディーゼル機関の高効率化に関する研究(第4報), ノズル噴孔形状が燃焼特性と熱効率に与える影響, 自動車技術会論文集, Vol.51, No.3(2020), p.404-409
- (4) 座間淑夫 ほか：高密度雰囲気下におけるディーゼル噴霧の流動に関する研究, 微粒化, Vol.21, No.73(2012), 84-91
- (5) 出口雄司 ほか：ディーゼル機関の高圧縮比燃焼法に関する研究, 自動車技術会論文集, Vol.40, No.6(2009), p.1489-1495
- (6) Funayama, Y. et al. : Influence of Combustion Chamber Shape and In-Cylinder Density on Soot formation in Diesel Combustion, SAE Int. J. Advances & Curr. Prac. In Mobility, Volum2(1) (2020), p.415-425
- (7) Hill, S.B. et al. : Piston Ring Designs for Reduced Friction, SAE Technical Paper 841222, 1984
- (8) 重量車燃料消費計算用プログラム, 国土交通省, [https://www.mlit.go.jp/jidosha/jidosha\\_fr10\\_000006.html](https://www.mlit.go.jp/jidosha/jidosha_fr10_000006.html) (参照2018.10.01)
- (9) 高田裕紀 ほか：ディーゼルエンジンのライトサイジングによる部分負荷の熱効率向上コンセプト (第3報), 自動車技術会論文集, Vol.55, No.4(2024), p.640-645