

〔論 文〕

高過給ディーゼルエンジンにおける 高膨張比サイクルのエネルギー解析

杉野 太郎^{*1}・山口 卓也^{*1}

The Energy Analysis of High Expansion Cycle
in the High Boosted Diesel Engine

Taro SUGINO^{*1}, Takuya YAMAGUCHI^{*1}

Abstract

Geometrical compression ratio ϵ and excess air ratio λ are the important factor for brake thermal efficiency. In this study the effect of geometrical compression ratio ϵ , excess air ratio λ and Miller cycle on brake thermal efficiency in the high boosted diesel engine were conducted by heat balance analysis based on first law thermodynamics. As the result of heat balance analysis, geometrical compression ratio ϵ was the optimum around $\epsilon=22\sim26$. And excess air ratio λ might be optimum around $\lambda=2\sim3$.

Key Words : heat engine, compression ignition engine, efficiency, fuel economy

1. はじめに

ディーゼルエンジンは熱効率がよく CO_2 の排出が少ない内燃機関である。その一方で、ディーゼルエンジンは地球温暖化の抑制およびエネルギーセキュリティーの観点からさらなる正味熱効率の改善が強く求められている。ディーゼルエンジンの正味熱効率の改善を考えた場合、熱力学的な基本サイクルの理論熱効率は、オットーサイクルの理論熱効率の式に代表されるように、幾何圧縮比および比熱比の関数として示され、幾何圧縮比の増大や高過給化による作動ガスの比熱比の増大が理論熱効率の向上へのアプローチとして採用されている。このような幾何圧縮比および比熱比の増大による理論熱効率の向上へのアプローチはエンジン本体の正味熱効率改善に寄与するポテンシャルを有すると考えられる。その一方で、作動ガスによる膨張仕事が増加することから排気ガスの有するエネルギーの量とその質に影響を及ぼすと予測される。このため、排気ガスの有するエネルギーを利用するターボコンパウンドやランキンサイクルを用いたコンバインドサイクルなどの排熱回生システムによる正味熱効率の改善へのポテンシャルにも影響を及ぼすことが考えられる。本報告では圧縮比 ϵ と比熱比 κ (空気過剰率 λ) の変化および有効圧縮比 ϵ_c よりも有効膨張比 ϵ_e を大きくしたミラーサイクルの適用がエンジン本体の正味熱効率に及ぼす影響について熱力学の第1法則に基づくヒートバランス解析⁽¹⁾で評価すると同時に熱力学の第2法則に基づく有効エネルギー解析⁽²⁾を行い次世代のエンジンシステムにおいて適正となるエンジン諸元および運転条件について検討を行ったので報告する。

2. ミラーサイクルと熱力学的サイクルによる正味熱効率改善の検討

2・1 ミラーサイクルについて

ミラーサイクルは Ralf Miller により提唱されたサイクルで、吸気弁閉時期を遅延させることにより有効膨張比 ϵ_e を有効圧縮比 ϵ_c よりも高くしたサイクルである。図1は有効圧縮比 ϵ_c と有効膨張比 ϵ_e の等しいサイクルおよびミラーサイクルにおけるエンジンプロセスを示す。図1に示すように、有効圧縮比 ϵ_c と有効膨張比 ϵ_e の等しい通常のサイクルでは、吸気弁はピストンが下死点の位置で閉じる。一方ミラーサイクルでは、吸気弁はピストンが下死点の位置では閉じずに圧縮行程中に閉じるようバルブタイミングを制御している。ミラーサイクルでは吸気弁の開弁期間が有効圧縮比

^{*1} 自動車システム工学専攻
原稿受付 2014年10月31日

ϵ_c と有効膨張比 ϵ_e の等しいサイクルに比べ短いため、吸入空気量が通常のサイクルに比べ低くなる。このため、ターボチャージャーやスーパーチャージャーなどの過給機を用いることによって吸入空気量を補う必要がある。ミラーサイクルでは、吸気弁の開弁期間が有効圧縮比 ϵ_c と有効膨張比 ϵ_e の等しいサイクルに比べ短いため、吸入空気量が通常のサイクルに比べ低くなる。このため、ターボチャージャーやスーパーチャージャーなどの過給機を用いることによって吸入空気量を補う必要がある。ミラーサイクルを適用することにより、通常のサイクルに比べ圧縮行程における圧縮圧力が低下するため、筒内ガス温度が低減し冷却損失の低下につながる。また、高膨張比になるため図示熱効率を高めることができる。

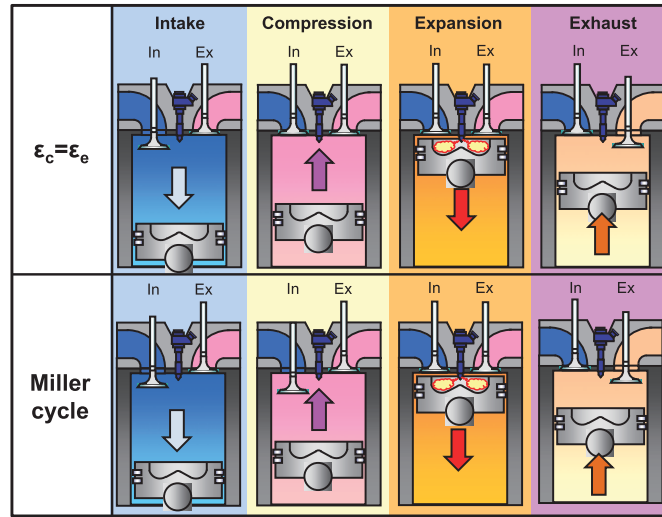


Fig. 1 Engine process ($\epsilon_c = \epsilon_e$ and Miller cycle)

2・2 熱力学的サイクルによる正味熱効率改善の検討

ここで熱力学の基本に戻り、ミラーサイクルの理論サイクルであるサバテミラーサイクル⁽³⁾について確認する。図2はサバテサイクルとサバテミラーサイクルのP-V線図を示す。サバテミラーサイクルの理論熱効率 η_{th} は式(1)で求めることができる。

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\epsilon_c^{\gamma-1}} \cdot \frac{\alpha(\rho\sigma^{\gamma}\alpha^{\gamma-1} - 1) + \gamma(\alpha - 1)}{\rho - 1 + \gamma\rho(\sigma - 1)} \quad (1)$$

ここで、 ϵ_c は有効圧縮比、 ρ は爆発度、 σ は縮切比、 γ は比熱比、 α は有効膨張比／有効圧縮比率である。有効圧縮比 ϵ_c と有効膨張比 ϵ_e の等しいサイクルでは有効膨張比／有効圧縮比率 $\alpha = 1$ となる。図3はサバテミラーサイクルにおける有効膨張比／有効圧縮比率 α および比熱比 γ の変化に対する理論熱効率 η_{th} を式(2)より求めたマップである。サバテ

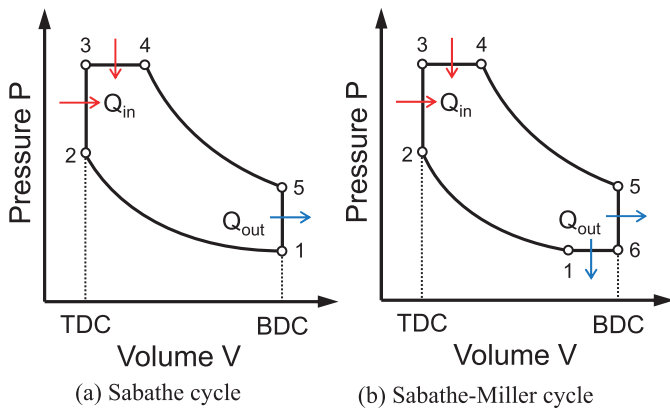


Fig. 2 PV-diagram of Sabathe and Sabathe-Miller cycle

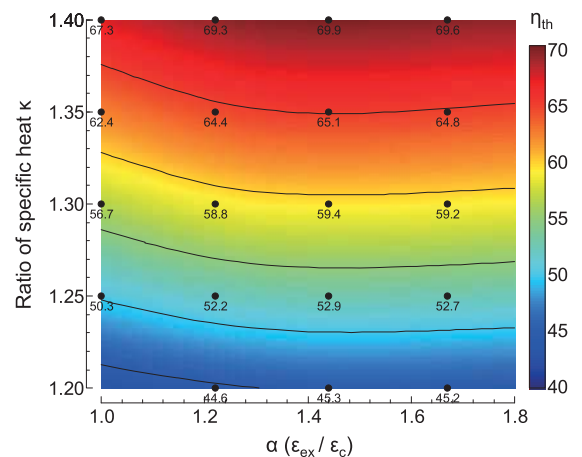


Fig. 3 Effect of α and γ on theoretical thermal efficiency in Sabathe-Miller cycle

ミラーサイクルでは、理論熱効率 η_{th} は比熱比 κ の増加に加えて、有効膨張比／有効圧縮比率 α の増大も理論熱効率向上に繋がることがわかる。このことから、空気過剰率 λ の大きい希薄燃焼の条件下において有効圧縮比 ϵ_c よりも有効膨張比 ϵ_e を大きくすることで正味熱効率が改善される可能性を示唆している。しかし、実際のエンジンにおいては有効膨張比／有効圧縮比率 α および比熱比 κ の変化に対して機械損失や冷却損失などの各種損失の割合も大きく変化するため、希薄燃焼で有効膨張比／有効圧縮比率 α の大きな条件下で正味熱効率が改善されるとは限らない。また、ターボコンパウンドやランキンサイクルを用いた排熱回生システムを考慮したエンジンシステムの場合、排ガスの有する質と量によりポテンシャルが変化すると考えられる。本報告では、熱力学の基本に基づいた理論計算の結果が示唆する正味熱効率向上へのアプローチが、実際のエンジンシステムにおいても妥当性のあるアプローチであるか実験結果を基に検討を行う。

3. 実験装置

3・1 研究用単気筒エンジン

実験に使用したエンジンの主要諸元を表1に示す。図4にエンジンの外観を示す。エンジンは最高噴射圧力220MPa仕様のコモンレール式燃料噴射装置を搭載した高過給単気筒ディーゼルエンジンである。また、本実験用単気筒エンジンは図5に示すような油圧式デジタル可変バルブを採用しており、吸排気のパルプリフトおよび開閉時期を任意に変化させることができる。燃料噴射系はコモンレール方式である。また、本実験エンジンは、大型商用車の高過給を前提に考えているためシリンダ内最高圧力 $P_{max} = 30\text{MPa}$ に耐え得る単気筒エンジンの仕様である。幾何圧縮比 ϵ は、18, 22, 26, 30に変化させた。各幾何圧縮比における燃焼室の形状を図6に示す。燃焼室形状は燃焼室口径を幾何圧縮比 $\epsilon = 18$ と同一にすると燃焼室深さを確保することができないため、燃焼室口径は基準の幾何圧縮比である $\epsilon = 18$ の98.0mm から狭めていき $\epsilon = 22$ では88.6mm, $\epsilon = 26$ では81.0mm, $\epsilon = 30$ では74.3mm に調整した。

Table 1 Engine specifications

Item	Specifications
Engine type	DI single cyl. 4 valve
Displacement cm^3	2004
Bore × Stroke mm	135×140
Max. engine speed rpm	2000
Injection system	Common rail system (Max. $P_{inj} = 220\text{MPa}$)
Nozzle mm	Minisac 0.177×8-150°
Piston material	Steel (Monotherm)
Combustion chamber	Shallow dish
Compression ratio	18, 22, 26, 30
Swirl ratio	1.4
Aspiration	Externally supercharging
EGR system	High pressure loop

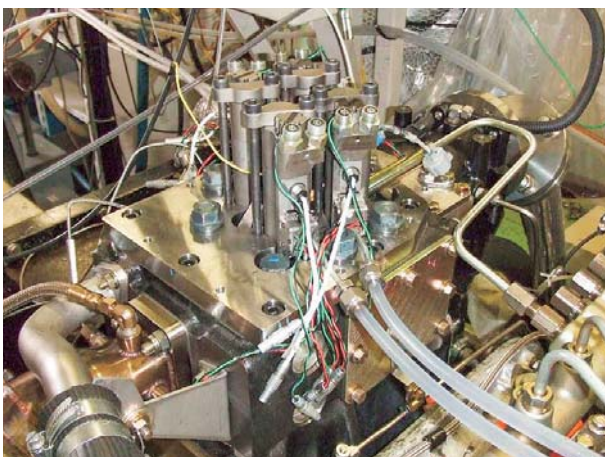


Fig. 4 Appearance of the high boosted diesel engine



Fig. 5 Hydraulically variable valve timing system

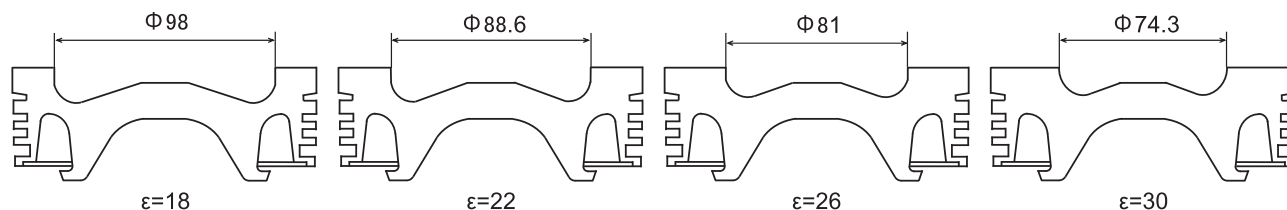


Fig. 6 Shape of combustion chamber

3・2 動力・燃費・排出ガス測定装置

本実験のエンジンの動力性能は、明電舎製の動力計で計測した。燃料流量は、容積式燃料流量計（小野測器製）で計測した。排ガス分析（MEXA-9100D-EGR）は、CO および CO₂ は NDIR, NO_x は CLD, HC は FID を用いた。Smoke は AVL415S にて計測し、フィルタースモークナンバー（FSN）で表示した。

3・3 供試燃料と潤滑油

供試燃料は低硫黄分の軽油（JIS 2 号, S 分 5 ppm）を使用した。低位発熱量は $H_u = 42970 \text{ kJ/kg}$ である。また、潤滑油は低サルファエンジンオイル（SAE10W30）を使用した。

4. 実験条件

実験は機関速度 $N_e = 1200 \text{ rpm}$, 燃料噴射量 $Q = 120 \text{ mm}^3/\text{st}$ の条件で行った。有効圧縮比 ϵ_c と有効膨張比 ϵ_e を等しくしたサイクルに加え吸気弁閉時期（IVC）を調整し有効膨張比 ϵ_e が有効圧縮比 ϵ_c よりも大きいミラーサイクルの 2 種類のサイクルで実験を行った。表 2 および表 3 に実験条件の詳細を示す。図 7 はクランク角度に対する吸排気弁のリフトプロファイルを示す。ミラーサイクルを適用した条件の場合、各幾何圧縮比の条件において吸気弁閉時期（IVC）を調整し、有効圧縮比 $\epsilon_c = 18$ 一定としている。また、空気過剰率 λ は過給圧を調整することで $\lambda = 2 \sim 4$ に変化させて実験を行っている。吸気温度は 50°C とした。また、燃焼開始時期が上死点（TDC）となるように燃焼開始時期を調整した。本実験用エンジンには油圧式デジタル可変バルブ⁽⁴⁾を採用しており、吸排気弁の開閉時期と最大リフト量を任意に変化させることができる。有効圧縮比 ϵ_c と有効膨張比 ϵ_e を等しくしたサイクルでは、ピストンが下死点の位置で吸気弁を閉じるようバルブタイミングを制御している。一方、ミラーサイクルでは有効膨張比 ϵ_e を有効圧縮比 ϵ_c より大きくするために、吸気弁閉時期を油圧式デジタル可変バルブで制御しており、幾何圧縮比 $\epsilon = 18$ では 540° , $\epsilon = 22$ では 599° , $\epsilon = 26$ では 617° , $\epsilon = 30$ では 628° にそれぞれ調整している。

Table 2 Engine operation conditions ($\epsilon_c = \epsilon_e$)

N_e rpm	Q mm^3/st	ϵ	λ	EGR rate %	SOC deg	EVO deg	EVC deg	IVO deg	IVC deg	ϵ_c	ϵ_e	α
1200	120	18	2~4	0	TDC	180	361	361	540	18	18	1.0
		22								22	22	1.0
		26								26	26	1.0
		30								30	30	1.0

Table 3 Engine operation conditions (Miller cycle)

N_e rpm	Q mm^3/st	ϵ	λ	EGR rate %	SOC deg	EVO deg	EVC deg	IVO deg	IVC deg	ϵ_c	ϵ_e	α
1200	120	18	2~4	0	TDC	180	361	361	540	18	18	1.00
		22					361	361	599		22	1.22
		26					361	361	617		26	1.44
		30					361	361	628		30	1.67

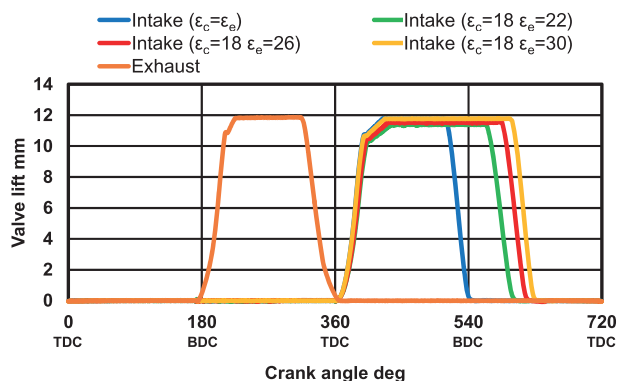


Fig. 7 Valve lift curves

5. 実験結果と考察

5・1 有効圧縮比 ϵ_c と有効膨張比 ϵ_e の等しいサイクルにおける実験結果

図8は有効圧縮比 ϵ_c と有効膨張比 ϵ_e の等しいサイクルにおける、幾何圧縮比の変化に対する正味熱効率（BTE）を示す。正味熱効率は幾何圧縮比 $\epsilon=22$ 、空気過剰率 $\lambda=3$ の条件において最も熱効率が高く40.4%となり幾何圧縮比 $\epsilon=18$ の条件に比べ0.6%高い。正味熱効率は、どの幾何圧縮比においても空気過剰率 $\lambda=3$ の条件で高くなる。また、幾何圧縮比を $\epsilon=18$ から $\epsilon=22$ に増大させた場合には正味熱効率は向上するが、 $\epsilon=22$ からさらに幾何圧縮比を増大させると正味熱効率は減少していき、幾何圧縮比 $\epsilon=30$ 、空気過剰率 $\lambda=3$ および $\lambda=4$ の条件では $\epsilon=18$ の条件よりも正味熱効率が低下する。

次に、正味熱効率が幾何圧縮比 $\epsilon=22$ 、 $\lambda=3$ の条件において最も高くなった要因を調べるためにヒートバランス解析⁽¹⁾を行った。図9は空気過剰率 $\lambda=3$ の条件における幾何圧縮比に対するヒートバランスの変化を示す。また、図10は幾何圧縮比ごとの排気ガス温度を示す。図11は幾何圧縮比ごとの筒内平均ガス温度を示す。ヒートバランスを見ると、冷却損失は幾何圧縮比 $\epsilon=22$ の条件において12.1%であり、 $\epsilon=18$ の条件に比べ1.5%低減するが、幾何圧縮比を $\epsilon=22$ よりも大きくすると冷却損失がしだいに増大していき、 $\epsilon=30$ の条件では14.5%となり $\epsilon=18$ の条件よりも高い結果となった。また、上死点における筒内平均ガス温度は、図11に示すように幾何圧縮比の増加に従って増大しているが、幾何圧縮比を $\epsilon=22$ より大きくしてもあまり上昇していないことがわかる。幾何圧縮比を拡大するためにピストンの燃焼室の口径を狭めたことで、流動が上昇した⁽³⁾ことに加え、燃焼室容積に対する燃焼室表面積の比率が高まりSV比が増加したことから、ピストン表面から逃げる熱が幾何圧縮比の拡大に従い増大していると推測される。また、最高筒内平

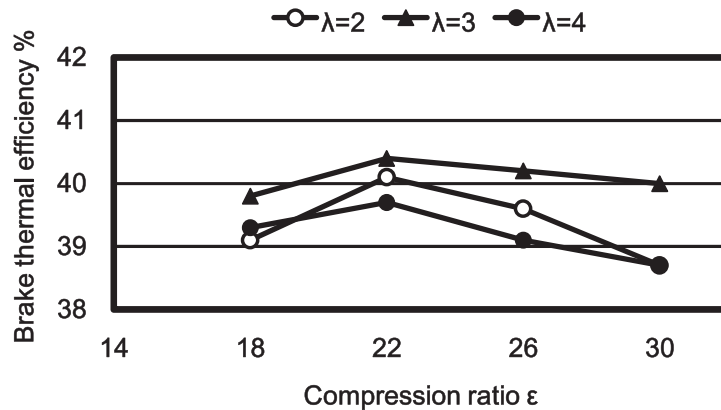


Fig. 8 Brake thermal efficiency
($\epsilon_c = \epsilon_e$, $\lambda=2, 3, 4$, $\epsilon=18, 22, 26, 30$)

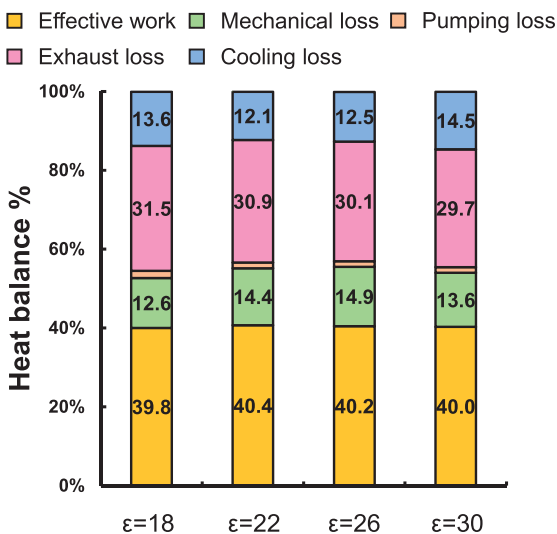


Fig. 9 Heat balance in $\epsilon_c = \epsilon_e$
($\epsilon_c = \epsilon_e$, $\lambda=3$, $\epsilon=18, 22, 26, 30$)

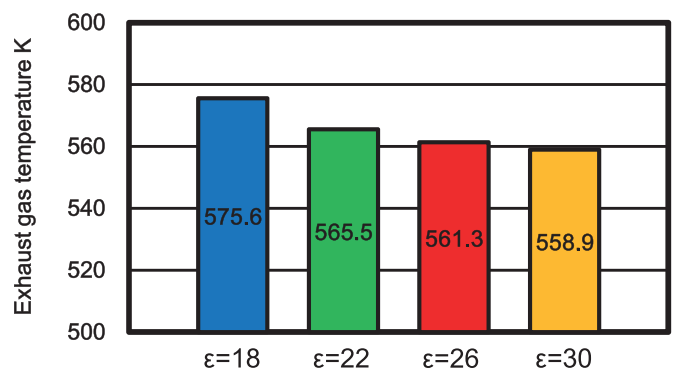


Fig. 10 Exhaust gas temperature
($\epsilon_c = \epsilon_e$, $\lambda=3$, $\epsilon=18, 22, 26, 30$)

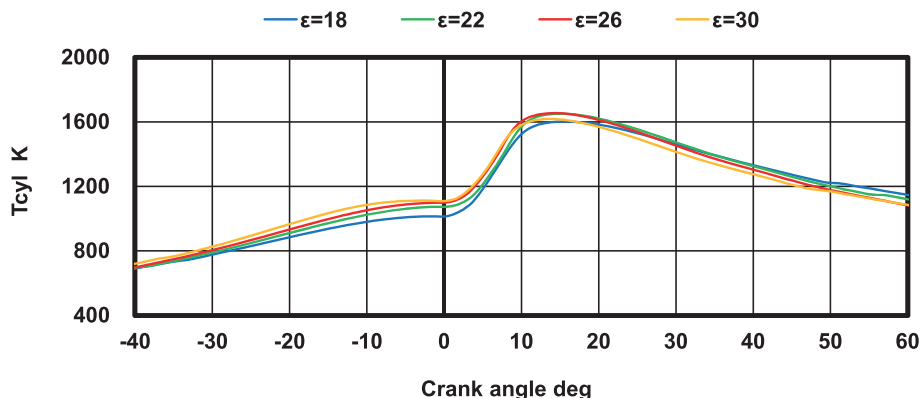


Fig. 11 Averaged in-cylinder temperature
($\epsilon_c = \epsilon_e$, $\lambda = 3$, $\epsilon = 18, 22, 26, 30$)

均ガス温度は幾何圧縮比を $\epsilon = 22$ よりも大きくしても増加せず、 $\epsilon = 30$ の条件では $\epsilon = 22$ や $\epsilon = 26$ の条件よりも低下していることから、冷却損失が増加していると考えられる。これらの要因により、幾何圧縮比を $\epsilon = 22$ よりも大きくした条件では冷却損失が増加していると考えられる。また、排気損失は幾何圧縮比が増加するに従って低減しており、 $\epsilon = 30$ の条件では $\epsilon = 18$ の条件の31.5%に比べ1.8%低減している。これは図10に示すように、幾何圧縮比を高め高膨張比化することにより排気ガス温度が低下するためである。以上の結果より、幾何圧縮比の増大に従って排気損失は低減するものの、幾何圧縮比を $\epsilon = 22$ よりも大きくすると冷却損失は増加し正味熱効率が低下することから、有効圧縮比 ϵ_c と有効膨張比 ϵ_e の等しいサイクルでは空気過剰率 $\lambda = 3$ 、幾何圧縮比 $\epsilon = 22$ の条件で最も正味熱効率が良くないと考えられる。

5・2 ミラーサイクルにおける実験結果

図12はミラーサイクルにおける、幾何圧縮比に対する正味熱効率（BTE）を示す。正味熱効率は空気過剰率 $\lambda = 3$ 、幾何圧縮比 $\epsilon = 22$ および $\epsilon = 26$ の条件で41.4%と最も高く、 $\epsilon = 18$ の条件での39.8%に比べ1.6%高い。また、有効圧縮比 ϵ_c と有効膨張比 ϵ_e の等しいサイクルと同様に、どの幾何圧縮比においても空気過剰率 $\lambda = 3$ の条件で正味熱効率が高くなる。空気過剰率 $\lambda = 4$ の条件では、幾何圧縮比を $\epsilon = 22$ よりも拡大していくと正味熱効率が大きく低下し、正味熱効率は幾何圧縮比 $\epsilon = 30$ の条件では $\epsilon = 18$ の条件より低い38.7%となった。

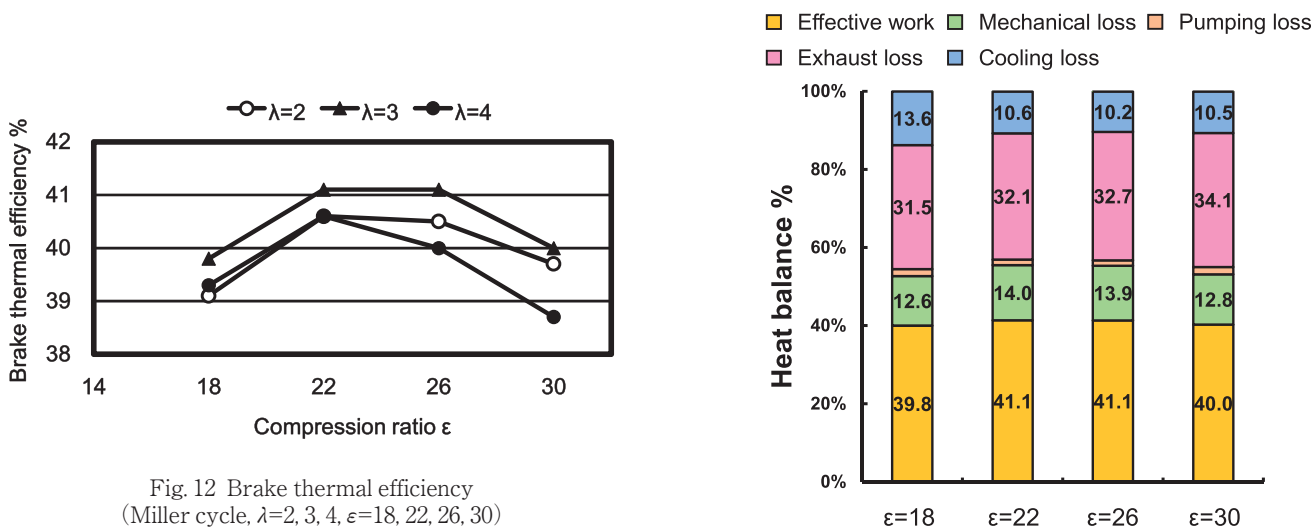


Fig. 12 Brake thermal efficiency
(Miller cycle, $\lambda = 2, 3, 4$, $\epsilon = 18, 22, 26, 30$)

Fig. 13 Heat balance
(Miller cycle, $\lambda = 3$, $\epsilon = 18, 22, 26, 30$)

有効圧縮比 ϵ_c と有効膨張比 ϵ_e の等しいサイクルと同様に、ミラーサイクルにおいてもヒートバランス解析⁽¹⁾を行った。図13はミラーサイクルにおける空気過剰率 $\lambda = 3$ の条件でのヒートバランスの変化を示す。また、図14は幾何圧縮比ごとの筒内平均ガス温度を示す。冷却損失は幾何圧縮比が増加するに従って低減しており、 $\epsilon = 26$ の条件で10.2%と

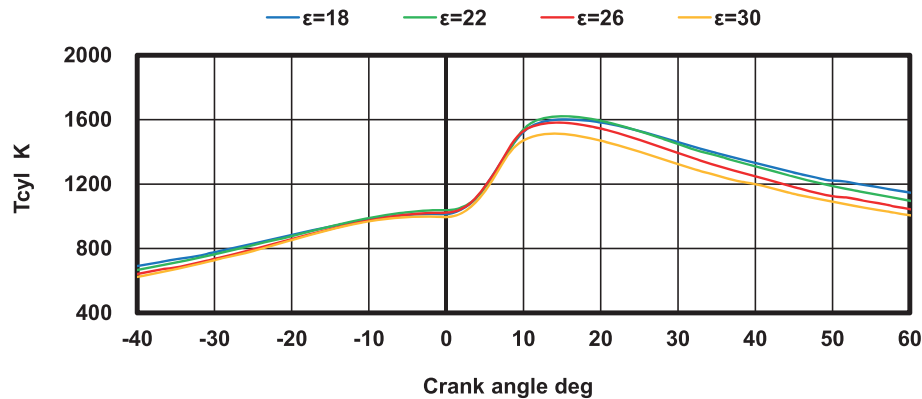


Fig. 14 Averaged in-cylinder temperature
(Miller cycle, $\lambda=3$, $\epsilon=18, 22, 26, 30$)

最も低くなるが、 $\epsilon=30$ の条件では冷却損失は増加して10.5%となった。また、幾何圧縮比 $\epsilon=30$ の条件では、他の幾何圧縮比の条件に比べて筒内平均ガス温度の低下が大きい。このことから、幾何圧縮比 $\epsilon=30$ の条件ではミラーサイクルにおいてもピストンの燃焼室口径を狭めたことによる流動の増加⁽³⁾やSV比の増大によって冷却損失が増加していると考えられる。ミラーサイクルでは、正味熱効率が幾何圧縮比 $\epsilon=26$ の条件において41.4%となり、通常のサイクルに比べ0.9%高くなり幾何圧縮比 $\epsilon=22$ の条件と同じ値となった。これは有効膨張比 ϵ_e を有効圧縮比 ϵ_c よりも大きくすることにより、筒内平均ガス温度が低下して通常のサイクルに比べ冷却損失が2.3%減少したことや機械損失が1.0%低下したことが正味熱効率改善に繋がったと推測される。以上の結果より、ミラーサイクルでは冷却損失と排気損失の割合が比較的少なく正味熱効率の高い空気過剰率 $\lambda=3$ 、幾何圧縮比 $\epsilon=22$ の条件が最も良いと考えられる。

5・3 有効圧縮比 ϵ_c と有効膨張比 ϵ_e の等しいサイクルとミラーサイクルの比較

有効圧縮比 ϵ_c と有効膨張比 ϵ_e の等しいサイクルとミラーサイクルにおいて正味熱効率の高かった、幾何圧縮比 $\epsilon=22$ の条件についてヒートバランス解析⁽¹⁾を行った。図15は有効圧縮比 ϵ_c と有効膨張比 ϵ_e の等しいサイクルとミラーサイクルにおける幾何圧縮比 $\epsilon=22$ の条件における空気過剰率 λ に対するヒートバランスの変化を示す。ヒートバランスの傾向は、有効圧縮比 ϵ_c と有効膨張比 ϵ_e の等しいサイクルとミラーサイクルで大きな差は無く、空気過剰率 λ が増加するに従って冷却損失が低減し、排気損失および機械損失が増加した。図示熱効率が空気過剰率 λ の増加に伴い増大しているのは、希薄燃焼による冷却損失の低減に加えて、比熱比の増加によってサイクル効率が向上したためであると考えられる。一方で、機械損失や排気損失が空気過剰率の増加に従って増大しているため、正味熱効率は空気過剰率 $\lambda=4$ の条件では $\lambda=2$ の条件から向上していないと考えられる。

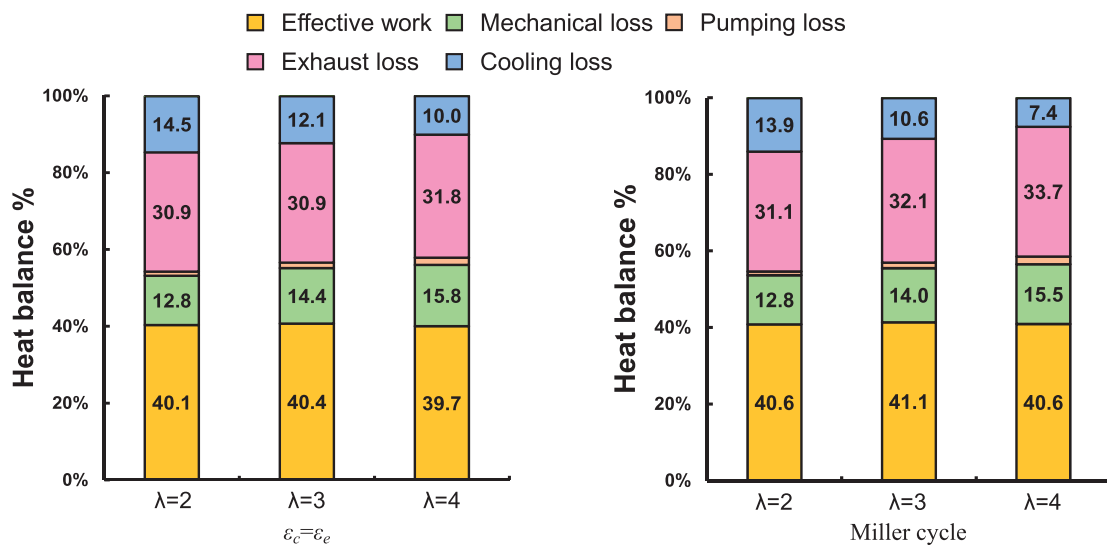


Fig. 15 Heat balance ($\lambda=2, 3, 4$, $\epsilon=22$)

5・4 熱力学の第2法則による有効圧縮比 ϵ_c と有効膨張比 ϵ_e の等しいサイクルとミラーサイクルの比較

ターボコンパウンドやランキンサイクルを利用したコンバインドサイクルなどの排熱回生において、主な排熱源となる排気ガスのエネルギー量とその質は非常に重要である。このため、ここでは熱力学の第2法則に基づいて、有効圧縮比 ϵ_c と有効膨張比 ϵ_e の等しいサイクルとミラーサイクルとの有効エネルギー解析⁽²⁾を行った。図16は有効圧縮比 ϵ_c と有効膨張比 ϵ_e の等しいサイクルとミラーサイクルにおける幾何圧縮比 $\epsilon=22$ の条件における空気過剰率 λ に対するエクセルギバランスの変化を示す。エクセルギバランスの傾向は、有効圧縮比 ϵ_c と有効膨張比 ϵ_e の等しいサイクルとミラーサイクルで大きな差は無く、空気過剰率 λ が増加するに従って図示熱効率および燃焼による不可逆損失が増加し、熱損失と排気損失が低下する。燃焼による不可逆損失が空気過剰率の増加に従って増大しているのは、空気過剰率の増大に伴い吸気質量流量が増加したことにより筒内ガス温度が低下したためである。また、熱損失が空気過剰率の増加に従って減少した要因は、筒内ガス温度が低下したことによるものであると推測される。燃焼による不可逆損失が空気過剰率の増加に伴い増大しているものの、排気損失や熱損失の低減が大きいので、図示熱効率は空気過剰率が増大するに従い増加していると考えられる。

次に、有効圧縮比 ϵ_c と有効膨張比 ϵ_e の等しいサイクルとミラーサイクルにおいて正味熱効率の高い空気過剰率 $\lambda=$

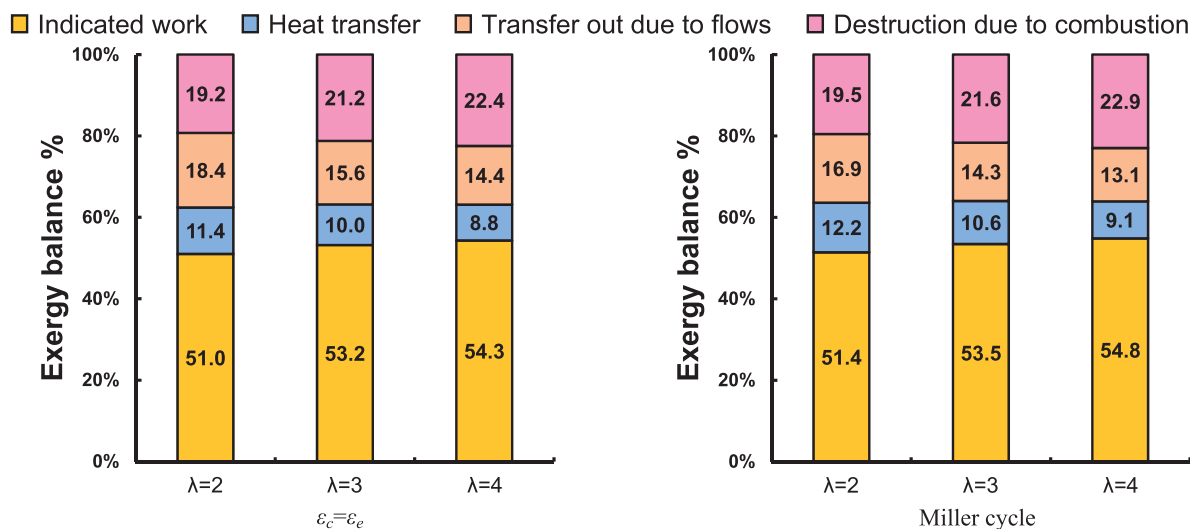


Fig. 16 Exergy balance ($\lambda=2, 3, 4, \epsilon=22$)

Effective work Mechanical loss Pumping loss
Exhaust loss Cooling loss

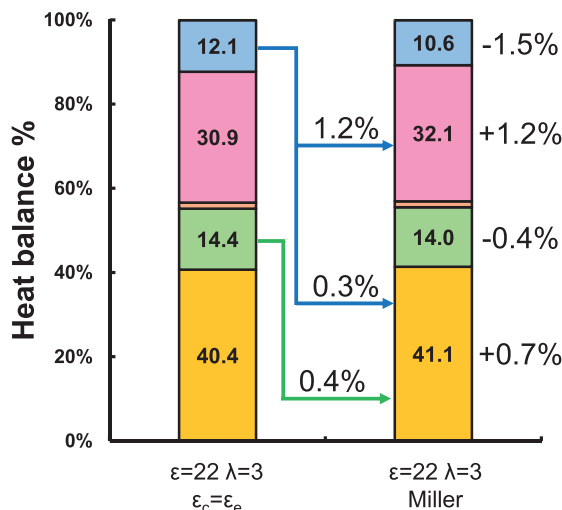


Fig. 17 Heat balance ($\lambda=3, \epsilon=22$)

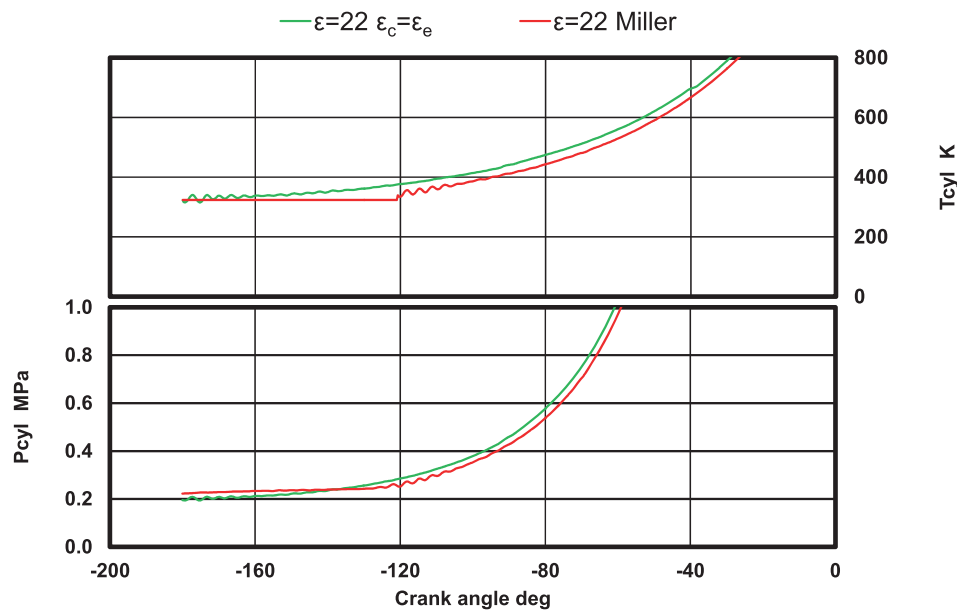


Fig. 18 Averaged in-cylinder temperature and in-cylinder pressure
($\lambda=3$, $\epsilon=22$)

3, 幾何圧縮比 $\epsilon=22$ の条件におけるヒートバランスの変化の比較を行った。図17は有効圧縮比 ϵ_c と有効膨張比 ϵ_e の等しいサイクルとミラーサイクルにおける幾何圧縮比 $\epsilon=22$, 空気過剰率 $\lambda=3$ の条件でのヒートバランスの変化を示す。また、図18は有効圧縮比 ϵ_c と有効膨張比 ϵ_e の等しいサイクルとミラーサイクルにおける圧縮行程中の筒内平均ガス温度および筒内圧力を示す。正味熱効率は、ミラーサイクルにおいて41.1%であり、有効圧縮比 ϵ_c と有効膨張比 ϵ_e の等しいサイクルの40.4%から0.7%増加した。冷却損失はミラーサイクルにおいて10.6%であり、有効圧縮比 ϵ_c と有効膨張比 ϵ_e の等しいサイクルの12.1%と比較して1.5%低減した。ミラーサイクルでは有効膨張比 ϵ_e を有効圧縮比 ϵ_c よりも大きくするために吸気弁閉時期を遅延させているため、圧縮開始時の初期温度が低下し筒内平均ガス温度が低下し冷却損失が低減したと考えられる。また、機械損失はミラーサイクルにおいて14.0%であり、有効圧縮比 ϵ_c と有効膨張比 ϵ_e の等しいサイクルの14.4%に比べ0.4%低減した。これは、ミラーサイクルでは圧縮開始時の圧力が下がることにより筒内圧力が低下したためと考えられる。

6. まとめ

高過給ディーゼルエンジンの実験結果に基づき、幾何圧縮比、空気過剰率の変化およびミラーサイクルの適用がエンジン本体およびターボコンパウンドなどの排熱回生を想定した場合の正味熱効率を評価し、以下の結果を得た。

- (1) 高過給ディーゼルエンジンにおいて、幾何圧縮比 ϵ および空気過剰率 λ を変化させることで冷却損失および排気損失が低減し正味熱効率が改善できる。正味熱効率は有効圧縮比 ϵ_c と有効膨張比 ϵ_e の等しいサイクルにおいて、幾何圧縮比 $\epsilon=22$, 空気過剰率 $\lambda=3$ の条件で最も高く40.4%なる。またミラーサイクルでは幾何圧縮比 $\epsilon=22$, 空気過剰率 $\lambda=3$ の条件で最も高く41.1%である。幾何圧縮比 $\epsilon=22$ の条件では、他の幾何圧縮比の条件に比べ冷却損失や排気損失の割合が比較的小さいため正味熱効率が高い結果となったと考えられる。
- (2) ミラーサイクルでは有効膨張比 ϵ_e を有効圧縮比 ϵ_c より高くすることにより有効圧縮比 ϵ_c と有効膨張比 ϵ_e の等しいサイクルと比較して冷却損失や機械損失が低減するため、ミラーサイクルを適用することによる正味熱効率改善の効果は大きい。
- (3) 幾何圧縮比を $\epsilon=18$ から $\epsilon=22$ に変化させ、有効膨張比 ϵ_e を拡大することで正味熱効率の改善が確認できたが、幾何圧縮比を $\epsilon=22$ より大きくした場合、冷却損失や排気損失、機械損失などが増加するため正味熱効率は改善されない。また、空気過剰率を高めると冷却損失は低減されるが排気損失や機械損失が増加するため、空気過剰率 $\lambda=3$ より高めても正味熱効率に顕著な改善は見られなかった。幾何圧縮比 $\epsilon=30$ のような高い幾何圧縮比の条件では、冷却損失が増えるため正味熱効率は改善されないことから、幾何圧縮比 ϵ や空気過剰率 λ の増大が必ずしも正味熱効率の改善に繋がるとは限らないことが分かった。

参考文献

- (1) 鶴島理史, 宮本武司, 榎本良輝, 浅海靖男, 青柳友三: ヒートバランスによる壁面熱損失推定法と推定精度の評価, 日本機械学会論文集 (B編), Vol. 68, No. 674, pp. 2935-2942 (2002)
- (2) C.D. Rakopoulos, E.G. Giakouis, "Second-Law analyses applied to internal combustion engines operation" Progress in Energy and Combustion Science 32 2006 2-47.
- (3) 福永聡, 長田英朗, 岡本毅, 内田登: 大型ディーゼルエンジンの熱効率改善に向けた高膨張 (幾何圧縮) 比に関する一考察, 自動車技術会論文集, Vol. 47, No. 1, pp. 67-73 (2016)
- (4) Yamaguchi, T., Aoyagi, Y., Osada, H. Sturman, E., and Drummond, E. "Improvement for Volumetric Efficiency and Emissions using Digital Hydraulic VVA in a High Boosting Diesel Engine" Proceedings Thermo-and fluid Dynamic Process in Diesel Engines, 2008, pp.463-475.