

〔論文〕

高過給多気筒ディーゼルエンジンにおける 排熱回生の基礎研究

山口 卓也*¹

Fundamental Study of Waste Heat Recovery
in the High Boosted Multi-Cylinder Diesel Engine

Takuya YAMAGUCHI*¹

Abstract

In heavy duty diesel engine, waste heat recovery has attracted much attention as one of technologies to improve fuel economy further. In this study, the combined cycle of a diesel cycle and Rankine cycle is focused as the waste heat recovery technology of a diesel engine for heavy-duty commercial vehicles. And the effect of combined cycle on fuel economy was evaluated in single-stage turbocharging system and second-stage turbocharging system. As a result of estimation, the improvement in fuel economy by combined cycle was estimated 2.7% (single-stage turbocharging system) and 2.9% (2-stage turbocharging system), when heavy duty vehicle (GVW=24980 kg) was assumed to cruise at 80 km/h on high way.

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 CO₂の排出が少ない内燃機関である。近年、ディーゼルエンジンは地球温暖化抑制およびエネルギーセキュリティーの観点から更なる燃料消費の改善が強く求められている。ディーゼルエンジンの更なる燃料消費の改善策として、エンジンのダウンサイジング・ダウンスピーディングなどのエンジン本体の高効率化に加えて、排熱エネルギーの回生技術が注目され、メーカー、研究機関や大学などで盛んに研究されている^{(1)~(7)}。

近年、大型ディーゼルエンジンは機械損失の少ない低速域における高BMEP化を実現するために、従来の単段過給システムに小型過給機を追加した2段過給システムの採用が試みられている⁽⁸⁾。また、燃費低減とNO_xの低減を両立させるために、ハイプレッシャーープEGRシステム（以下HPL-EGRシステム）およびロープレッシャーープEGRシステム（以下LPL-EGRシステム）の組み合わせが研究されている⁽⁹⁾。既報⁽¹⁰⁾では高過給ディーゼルエンジンからの排熱の有効エネルギー解析を行い高過給ディーゼルエンジンお排熱回生による熱効率改善のポテンシャルを評価した。実際にエンジンからの排熱を回収し有効仕事へ変換するためには、ターボコンパウンドや熱電素子、ランキンサイクルなどの排熱回生技術が必要とされる。本研究では、高過給ディーゼルエンジンからの排熱が過熱ランキンサイクルを用いたコンバインドサイクルにより排熱回生されたと想定した際の燃費改善の効果について予測検討を行う。

2. 実験装置

2・1 研究用多気筒エンジン

実験に使用したエンジンの諸元を表1に示す。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排気量10.52Lの直列6気筒エンジンである。図1は単段過給システム仕様のエンジン概略図、また、図2は2段過給システム仕様のエンジン概略図である。単段過給システムおよび2段過給システムは、HPL-EGRシステムとLPL-EGRシステムを組み合わせたデュアループEGRシステムを採用している。図2に示す2段過給システムは、

*¹ 交通機械工学科
原稿受付 2014年9月12日

2つの過給器を直列に配置している。容量の小さい高压段過給器（以下 HP-T/C）は排気上流に設置され、容量の大きい低压段過給器（以下 LP-T/C）は排気下流に設置している。

HP-T/C と LP-T/C は、ともに無段階式可変容量式タービン（VGT）仕様である。また過給されたガスが高温になることが予測されるため、高压段および低压段の各コンプレッサの下流にインタークーラが装着されている。さらに HP-T/C のコンプレッサ側とタービン側にそれぞれバイパス経路を設け、バルブにより高压段コンプレッサおよび高压段タービンをバイパスさせ、LP-T/C のみで運転が可能なシステムとなっている。

Table 1 Engine specifications

Item	Specifications
Engine type	DI inline 6
Displacement	cm ³ 10520
Bore × Stroke	mm 122×150
Max. engine speed	rpm 2000
Injection system	Common rail system (Max. Pinj=220 MPa)
Nozzle	mm Minisac 0.173×8-155°
Piston material	FCD
Combustion chamber	Shallow dish
Compression ratio	17.0
Swirl ratio	1.0
EGR system	HPL & LPL EGR system

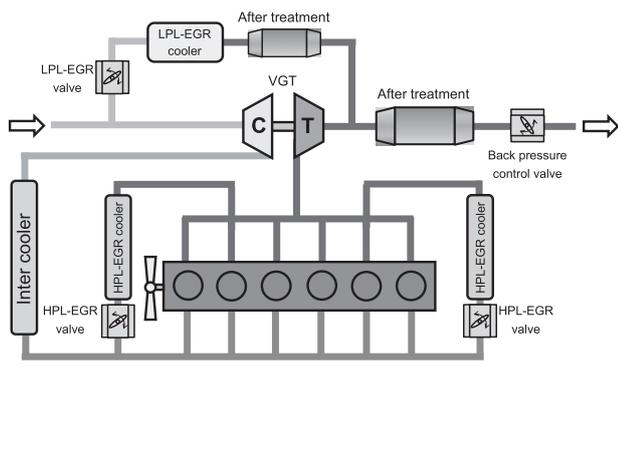


Fig.1 Schematic of engine system (Single-stage turbocharging system)

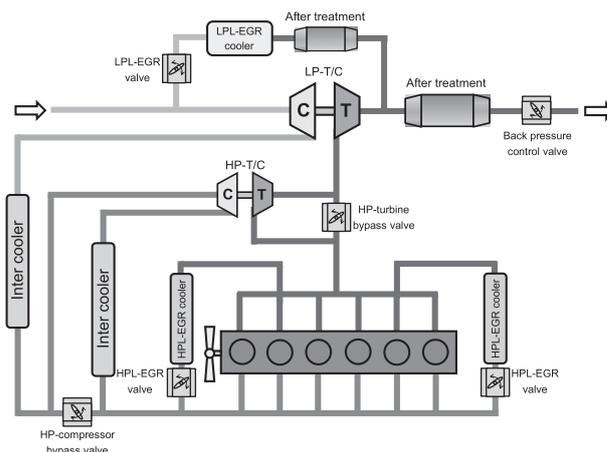


Fig. 2 Schematic of engine system (2-stage turbocharging system)

2・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、東洋電機製の低慣性ダイナモメータを使用し計測した。燃料流量は、容積式燃料流量計（小野測器製）で計測した。排気ガス分析は、CO、CO₂はNDIR、NO_xはCLD、HCはFIDを用いた。スモークは司測定研 GSM-10を使用した。

2・3 燃料および潤滑油

供試燃料は低硫黄分の軽油（JIS 2号、S分5 ppm）を使用した。セタン価は57.4である。低位発熱量などの燃料の性状を表2に示す。また、潤滑油は低サルファエンジンオイル（SAE10W30）を使用した。

3. 実験条件

HPL-EGR システムと LPL-EGR システムを組み合わせた EGR システムを採用した単段過給システムおよび2段過給システムの高過給ディーゼルエンジンにおける排熱の有効エネルギー解析および排熱回生による燃費改善の評価は機関速度 Ne = 600~2000rpm の全負荷条件で実施した。単段過給システムおよび2段過給システムの各機関速度における全負荷の BMEP、過給圧および EGR 率の実験条件を表3に示す。

Table 2 Fuel properties for test

Category	Properties	Category	Properties		
Density 15°C	g/cm ³	0.8279	Elements		
Kinematic viscosity 30°C	mm ² /s	4.147	C	86.0	
Flash point	°C	76.0	H	13.9	
Cetane index (JIS K2280)		61.3	O	—	
Cetane number		57.4	N	<0.1	
Distillation deg.C	IBP	180.5	Components	Saturates	82.9
	5 %	212.5	Vol. %	Olefins	0
	10%	229.0		Aromatics	17.1
	50%	287.5		Mono-	15.8
	90%	337.5		Di-	1.0
	EP	362.0		Tri-	0.3
Sulfer	mass ppm	5	Gross calorific value kJ/kg	45890	
			Lower calorific value (Calculated) kJ/kg	43020	

Table 3 Experimental conditions at full load operation

Ne rpm	Single-stage turbocharging			Second-stage turbocharging		
	BMEP MPa	Pb kPa	EGR rate %	BMEP MPa	Pb kPa	EGR rate %
600	0.85	113.6	19.8	1.42	185.0	20.2
800	1.24	162.6	25.5	1.85	255.6	27.2
1000	2.08	268.3	25.4	2.42	331.5	25.9
1200	2.15	280.1	23.7	2.41	349.9	23.0
1400	2.20	302.0	24.5	2.42	359.4	20.3
1600	2.04	284.0	30.6	2.13	304.1	21.0
1800	1.87	255.7	23.7	1.89	289.7	21.8
2000	1.70	247.4	20.6	1.72	272.3	17.8

4. コンバインドサイクルによる排熱回生の効果予測

高過給ディーゼルエンジンにおける HPL-EGR クーラ、LPL-EGR クーラおよび排気タービン通過後の排気ガスの排熱やインタークーラの給気の排熱を排熱回生するためには、ターボコンパウンドや熱電素子、ランキンサイクルなどの排熱回生技術が必要とされる。本研究では図3の T-s 線図に示すような作動流体を水⁽¹¹⁾とする過熱ランキンサイクルとディーゼルエンジンを組み合わせたコンバインドサイクルを排熱回生の技術として適用することを想定する。コンバインドサイクルにより排熱回生を行ったと想定した場合の高過給ディーゼルエンジンの正味燃料消費率および正味熱効率の改善効果をここでは予測検討する。

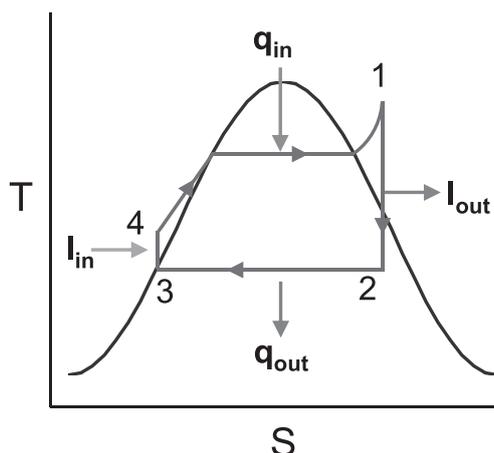


Fig. 3 T-s diagram of Rankine cycle with superheating

4・1 コンバインドサイクルのシステム構成

図4および図5は高過給ディーゼルエンジンにおけるコンバインドサイクルのシステム図を示す。本研究におけるコンバインドサイクルを利用した排熱回生の予測計算は、排気タービン通過後の排気ガスの排熱を回生するために、排気タービン後流に仮想的熱交換器を設けるものとする。インタークーラおよびLPL-EGRクーラにおける排気ガスおよび給気の温度は、既報よりタービン後流の熱交換器およびHPL-EGRクーラにおける排気ガス温度よりも低いことがわかっている⁽¹⁰⁾。このため、単段過給システムの場合、インタークーラおよびLPL-EGRクーラにおける排気ガスおよび給気排熱は過熱ランキンサイクルの作動流体の予熱に用いるものとする。2段過給システムの場合、LPL-EGRクーラやインタークーラにおける排熱の有効エネルギーは単段過給システムよりも小さいため、作動流体はインタークーラおよびLPL-EGRクーラで予熱を行わないものとする。圧縮機で加圧された作動流体は、単段過給システムの場合、インタークーラおよびLPL-EGRクーラを通過する間に予熱され、排気タービン後流の熱交換器へ流入して排気タービンを通過した排気ガスと熱交換を行うことで高温の過熱蒸気となる。また、過熱ランキンサイクルのサイクル効率向上を狙い、熱交換器を通過し過熱蒸気となった作動流体は、排熱温度が最も高いHPL-EGRクーラに流入し高温のEGRガスと熱交換することで、より高温の過熱蒸気を発生させるシステムをここでは想定する。HPL-EGRクーラにおいて発生した過熱蒸気は膨脹機で膨脹仕事を行った後に復水器へ流入させ飽和水に戻し、圧縮機で加圧したのちに再び熱交換を行うために熱交換器、HPL-EGRクーラなどに導かれる。

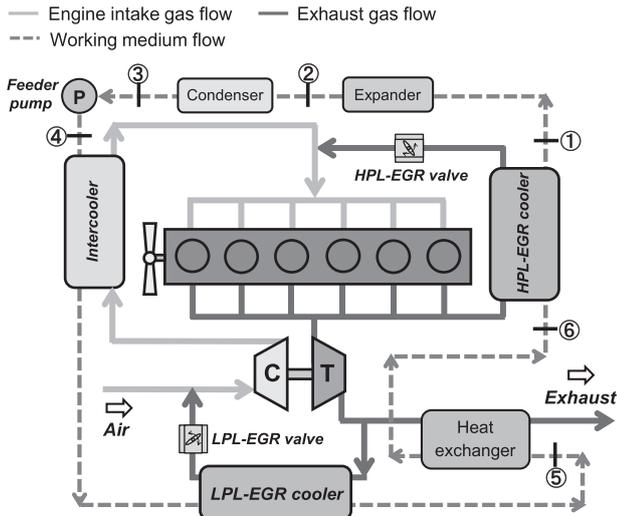


Fig. 4 Schematic of combined cycle system (Single-stage turbocharging system)

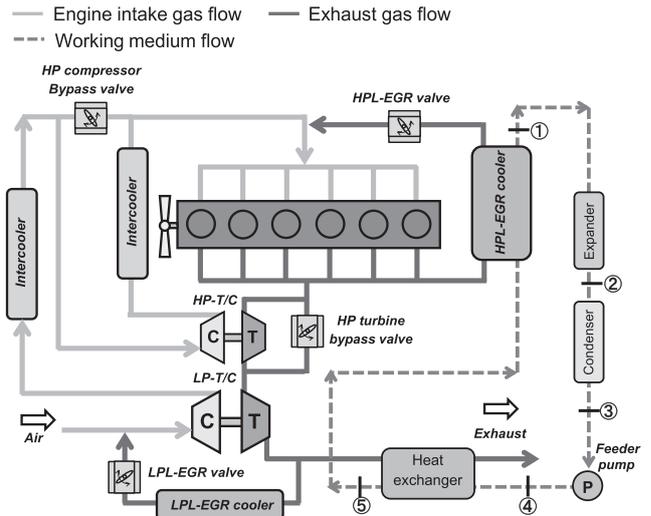


Fig. 5 Schematic of combined cycle system (2-stage turbocharging system)

4・2 コンバインドサイクルの基本運転条件

コンバインドサイクルの性能予測にあたっての基本条件を以下に示す。

1. 周囲環境は大気圧 $P_0 = 101.3 \text{ kPa}$ 、大気温度 $T_0 = 25^\circ\text{C}$ (298.15 K) とする。
2. 復水器出口圧力は 101.3 kPa 、復水器出口での作動流体の温度は 100°C (398.15 K) とする。
3. 膨張機等のエントロピ効率は $\eta_{se} = 0.87$ 、圧縮機等のエントロピ効率は $\eta_{sc} = 0.85$ とする。
4. HPL-EGR クーラ、LPL-EGR クーラ、インタークーラおよび熱交換器の熱交換器効率は輻射熱などの放熱損失を考慮し $\eta_{ex} = 0.95$ とする。
5. 膨張機出口における乾き度の下限値は 0.9 とする。

コンバインドサイクルを用いた排熱回生による燃費改善の効果は、エンジンとして使用頻度の高い中速の $N_e = 1200 \text{ rpm}$ の全負荷を代表例として予測検討する。表4はコンバインドサイクルの過熱ランキンサイクルにおける過熱蒸気の最高圧力 P_1 、最高温度 T_1 、復水器出口圧力 P_3 と復水器出口温度 T_3 を示す。また、図6はコンバインドサイクルの過

Table 4 Condition of Rankine cycle with superheating

	P_1 MPa	T_1 $^\circ\text{C}$	P_3 MPa	T_3 $^\circ\text{C}$	quality	η_{se}	η_{sc}	η_{ex}	P_{wf} MPa	m_{wf} kg/h
Single-stage turbocharging system	4.7	420	0.1013	100	0.901	0.87	0.85	0.95	4.7	45.7
2-stage turbocharging system										48.6

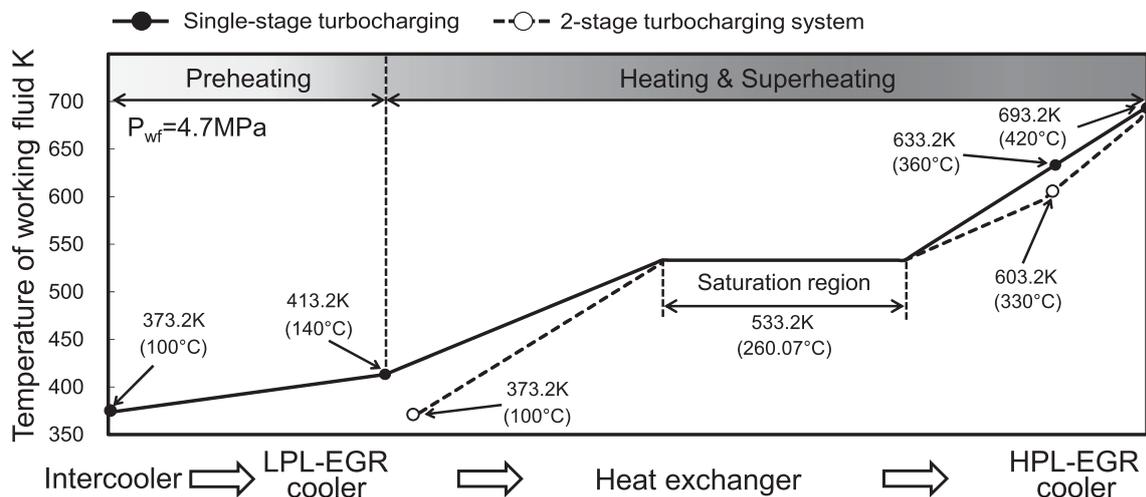


Fig. 6 Temperature change of working fluid in combined cycle

熱ランキンサイクルにおいて、作動流体（水）がHPL-EGRクーラを通過するまでの温度変化を示す。作動流体は圧縮機で $P_{wf}=4.7\text{MPa}$ まで加圧された後に単段過給システムの場合、 100°C (373.2K) でインタークーラに流入しLPL-EGRクーラを通過するまでに 140°C (413.2K) まで予熱される。その後、熱交換器およびHPL-EGRクーラを通過し、HPL-EGRクーラ出口において 420°C (693.2K) の過熱蒸気を発生させる。過熱ランキンサイクルにおいて発生する過熱蒸気の質量流量 m_{wf} は式(1)から求めた。ここで、 η_{ex} は熱交換器からの放熱損失などを考慮した熱交換器効率である。本研究では熱交換器効率 $\eta_{ex}=0.95$ とした。 h_1 は熱交換器出口の過熱蒸気の比エンタルピー、 h_2 は圧縮機出口の作動流体(水)の比エンタルピー、 E_{ex} は仮想の熱交換器で失われる排気ガスの有効エネルギーである。またコンバインドサイクルにおける膨張機出力は式(2)から求めた。ここで、 l_{out} は膨張機の仕事、 l_{in} は圧縮機の仕事、 η_{se} および η_{sc} は膨張機および圧縮機の等エントロピー効率である。

$$m_{wf} = \frac{\eta_{ex} \cdot E_{ex}}{h_1 - h_2} \times 3600 \tag{1}$$

$$P_{exp} = \left(l_{out} \times \eta_{se} - \frac{l_{in}}{\eta_{sc}} \right) \times (m_{wf}/3600) \tag{2}$$

4・3 排熱からコンバインドサイクル出力への変換効率

図7および図8は単段過給システムおよび2段過給システムの $Ne=1200\text{rpm}$ の全負荷条件における熱交換器、HPL-EGRクーラ、LPL-EGRクーラおよびインタークーラにおける総排熱量、有効エネルギーおよびコンバインドサイクルにおける膨張機出力の予測結果を示す。単段過給システムにおけるエンジンの総排熱量 144.2kW に対する有効エネルギーは 50.6kW であり、有効エネルギー率は $\epsilon=35.1\%$ である。エンジンに搭載されたEGRクーラや熱交換器などで排熱されるガスの温度は、シリンダー内における燃焼ガスよりも低温であるため、エンジンの排熱から取り出すことが可能な有効エネルギーの割合は少ない。単段過給システムにおけるコンバインドサイクルの膨張機出力は 7.9kW と予測され、エンジンからの総排熱量に対する膨張機出力の割合はとても小さい。一方、2段過給システムにおけるエンジンからの総排熱量は 171.4kW に対する有効エネルギーは 59.3kW である。2段過給システムの総排熱量は単段過給システムの総排熱量よりも多いが、これは2段過給システム的全負荷が単段過給システムよりも高く、排気ガスの質量流量が単段過給システムよりも多いためである。2段過給システムの有効エネルギー率は $\epsilon=34.6\%$ であり、単段過給システムの有効エネルギー率とほぼ同等である。また、2段過給システムにおけるコンバインドサイクルの膨張機出力は 8.4kW と予測される。ここで、エンジンの総排熱量からコンバインドサイクルの膨張機出力への変換効率を式(3)のようにエネルギー効率 η_I と定義すると、単段過給システムは $\eta_I=5.5\%$ 、2段過給システムは $\eta_I=4.9\%$ である。単段過給システムおよび2段過給システムともにエンジンからの総排熱量は多量であり、その有効エネルギーによるエンジンの熱効率向上へのポテンシャルは高いことが示される一方で、排熱をコンバインドサイクルによりエンジンの有効仕事に変換しようと試みた場合、過熱ランキンサイクルにおける復水器での作動流体の放熱などのサイクル損失のためにエンジンの排熱からエンジンの有効仕事への変換効率が低くなることを示唆している。また、有効エネルギーからコンバインドサイクルの膨張機出力への変換効率を式(4)のように有効エネルギー効率 η_{II} と定義すると、単段過給システムの場合 $\eta_{II}=15.6\%$ 、2段過給システムの場合 $\eta_{II}=14.1\%$ である。

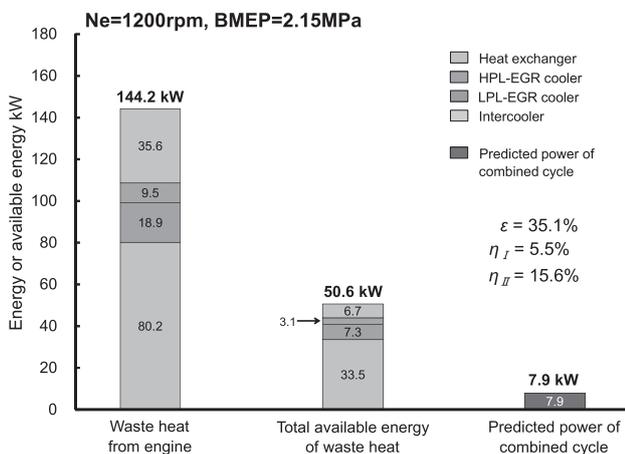


Fig. 7 Waste heat, available energy and power of combined cycle (Single-stage turbocharging system)

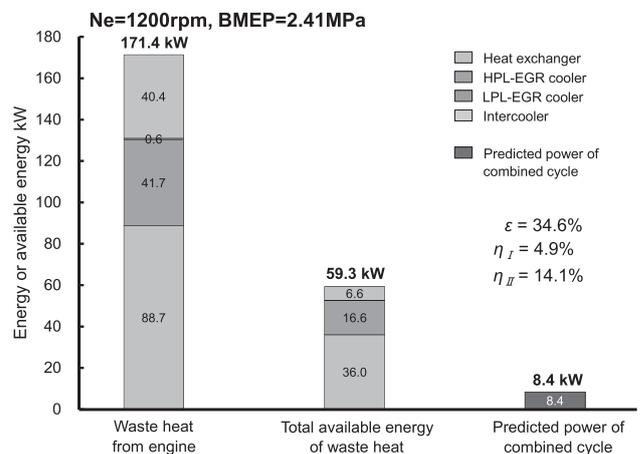


Fig. 8 Waste heat, available energy and power of combined cycle (2-stage turbocharging system)

$$\eta_I = \frac{\text{Power of combined cycle}}{\text{Waste heat from engine}} \tag{3}$$

$$\eta_{II} = \frac{\text{Power of combined cycle}}{\text{Total available energy}} \tag{4}$$

エンジンの排熱が有する有効エネルギーは単段過給システムの方が2段過給システムよりもわずかではあるが、膨張機仕事に効率良く変換することができている。これは単段過給システムにおいて作動流体をインタークーラおよびLPL-EGRクーラにおいて予熱した効果であると考えられる。コンバインドサイクルの作動流体が排熱を利用し加熱され過熱蒸気へと変化していくプロセスにおいて、排気ガスおよび給気からの排熱量や温度帯を考慮し、作動流体と有効な熱交換が可能となるような排熱回生のシステムを構築することが重要であることを示している。

4・4 コンバインドサイクルによる燃費改善の効果

図9および図10はNe=1200rpmの単段過給システムおよび2段過給システムの全負荷における排熱回生の効果を考慮したヒートバランスを示す。ここで示すヒートバランスは熱力学の第1法則に基づき鶴島らにより提案された手法⁽¹²⁾により算出した。単段過給システムおよび2段過給システムのNe=1200rpmの全負荷条件におけるエンジンの排気損失は38.0%（単段過給システム）および39.0%（2段過給システム）であり、冷却損失や機械損失などの他の損失と比較し大きい損失である。この排気損失の一部は排気タービン仕事として有効に利用されるが、その残りは排熱として大気に放出されている。排気タービン仕事に消費された熱量を除いた排気損失の有効エネルギーの全てが理想的な排熱回生により損失を伴わずに機械的なエネルギーもしくは電気的なエネルギーに変換されてエンジンの有効仕事となったと仮定した場合、理想的な排熱回生はエンジンの有効仕事は単段過給システムにおいて52.5%、2段過給システムでは51.9%まで改善させるポテンシャルを有している。しかし、過熱ランキンサイクルを利用したコンバインドサイクルによりエンジンの排熱を有効仕事へ変換することを想定した場合、前述したように過熱ランキンサイクルにおける諸損失などのため、エンジンの有効仕事へ変換される排熱は少ない。このため、コンバインドサイクルによるエンジンの有効仕事の改善量は単段過給システムにおいて1.5%、2段過給システムにおいては1.4%ほど予測され、コンバインドサイクルを利用した排熱回生によるエンジンの最大有効仕事は単段過給システムでは44.4%、2段過給システムでは43.5%であると予測される。

図11および図12は単段過給システムおよび2段過給システムにおけるコンバインドサイクルによる燃費改善率のマップである。単段過給システムおよび2段過給システムともに機関速度Ne=2000rpmの全負荷において燃費改善率は最も高くなると予測され、この条件における燃費改善率は6.5%である。エンジンとして使用頻度の高い中速領域（Ne=1000~1400rpm）の全負荷における燃費改善率は単段過給システムおよび2段過給システムとも同等のレベルであり、約3%の燃費改善を期待することができる。部分負荷における燃費改善率は単段過給システムの方が2段過給システムよりも僅かに大きい。これはシリンダーからの排気エネルギーが2段過給により排気タービン仕事として多く消費されたことに加えLPL-EGRクーラおよびインタークーラにおけるコンバインドサイクルの作動流体の予熱の効果が主要因と考えられる。2段過給システムの燃費改善率は全負荷条件においては単段過給システムとほぼ同レベルであるものの、部分負荷における燃費改善率の落ち込みが大きい。一方、単段過給システムの燃費改善率は、BMEP=1.0MPa以上の負荷において2%以上の燃費改善率を得ることができており、2段過給システムよりもコンバインドサイクルによる排

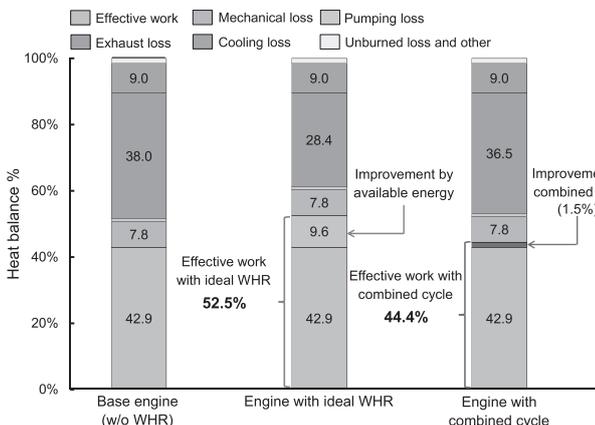


Fig. 9 Heat balance of high boosted diesel engine (Single-stage turbocharging system)

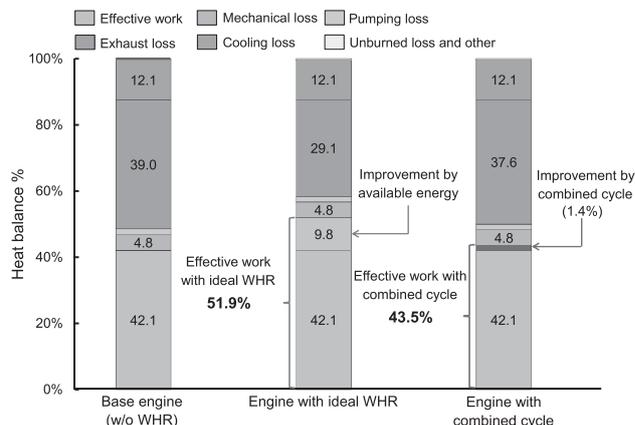


Fig. 10 Heat balance of high boosted diesel engine (2-stage turbocharging system)

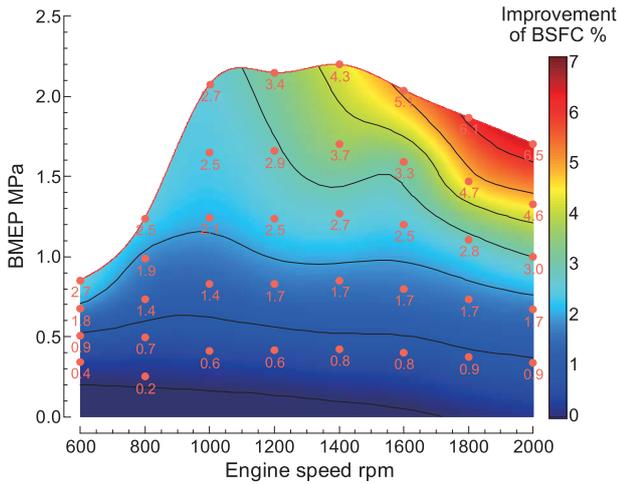


Fig. 11 Map of improvement of BSFC by combined cycle (Single-stage turbocharging system)

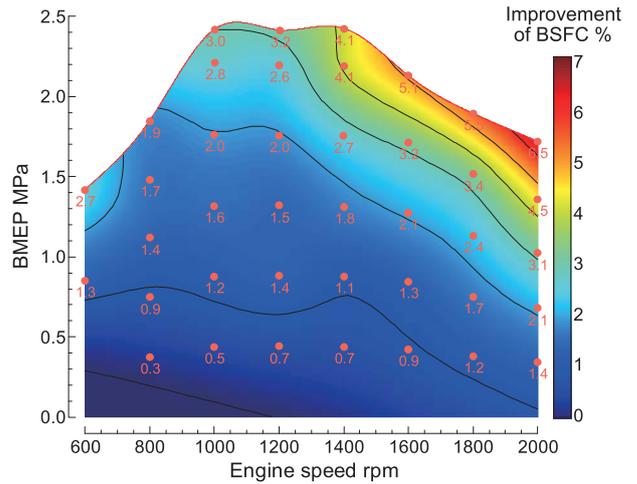


Fig. 12 Map of improvement of BSFC by combined cycle (2-stage turbo charging system)

熱回生による燃費改善のポテンシャルが高いことを示唆している。

図13は東名高速道路と中央高速道路を組み合わせた燃費シミュレーション用ルートプロファイルを示す。また、図14および図15は、大型重量車 (GVW = 24980kg) が上記のルートを時速80km/h一定で高速巡航した条件における単段過給システムと2段過給システムのエンジンの運転時間頻度のシミュレーション結果を示す。図中における円の大きさは運転時間頻度の大きさを示す。2段過給システムは低速から高速域にかけての全負荷が単段過給システムよりも拡大していることから、エンジンのダウンスピーディング化 (低速化) を狙い、シミュレーションにおける車両の終減速比を単段過給システムよりも低い条件設定とした。単段過給システムにおいて80km/hで車両が高速巡航した場合、 $N_e = 1140$ rpmの低負荷域から高負荷域にかけて運転時間頻度が高い。一方、2段過給システムは車両の終減速比を低くしダウ

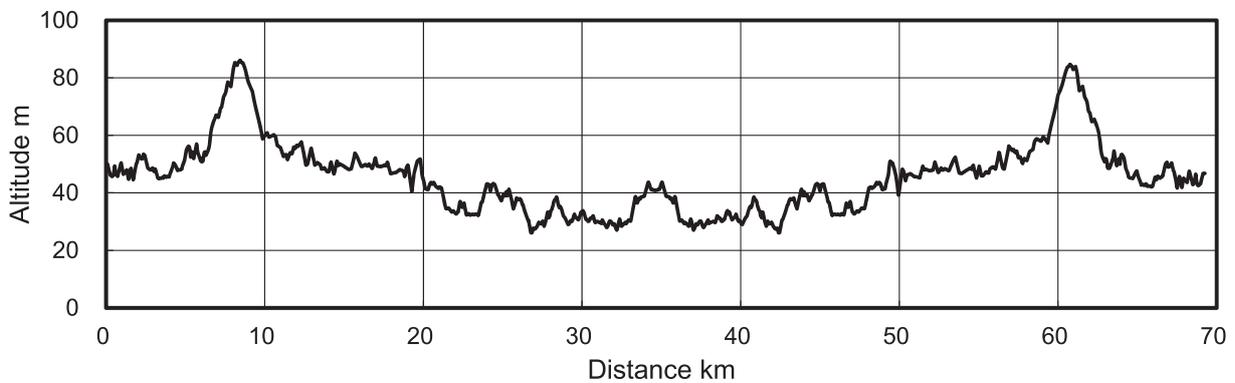


Fig. 13 Route profile of fuel economy simulation

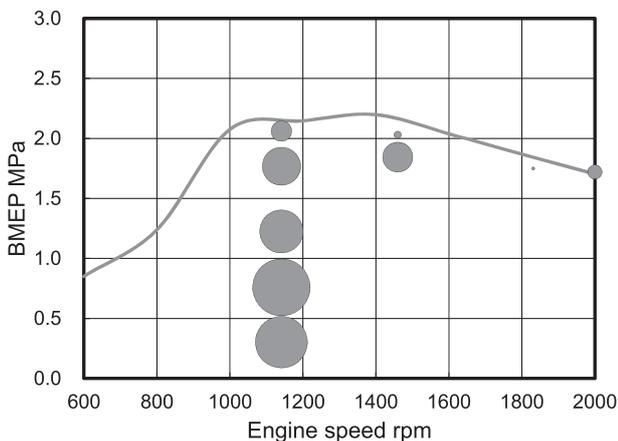


Fig. 14 Time frequency of engine operation (Single-stage turbocharging system)

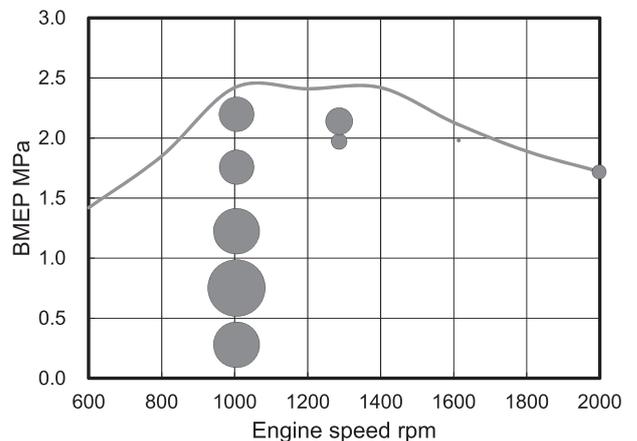


Fig. 15 Time frequency of engine operation (2-stage turbocharging system)

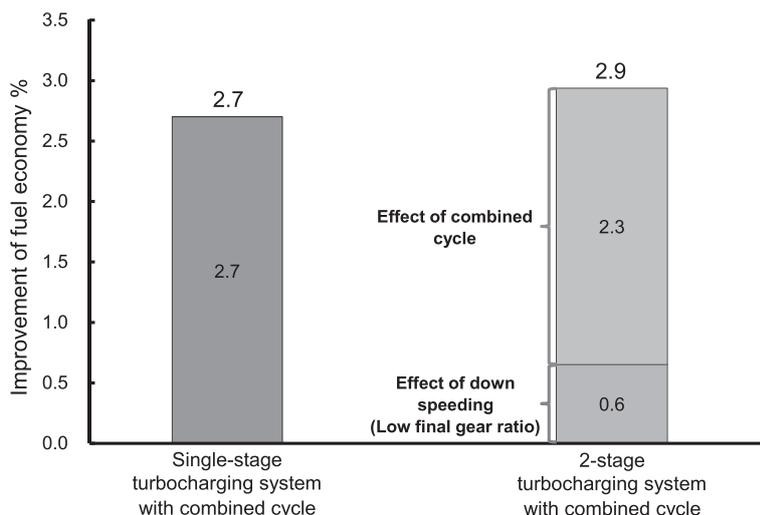


Fig. 16 The effect of combined cycle on improvement of fuel economy

ンスピーディングを図っていることから、運転時間頻度の高い機関速度が $N_e=1000\text{rpm}$ に低下している。また、2段過給システムは全負荷付近での運転時間頻度も単段過給システムよりも高くなっている。

図16は大型重量車が上記のルートで 80km/h 一定で高速巡航した際のコンバインドサイクルによる燃費改善率の予測値を示す。この改善効果の予測値は単段過給システムにおいてコンバインドサイクルによる排熱回生を行わない場合の燃費を基準としている。単段過給システムにおけるコンバインドサイクルによる燃費改善の効果は2.7%と予測される。一方、2段過給システムの場合、単段過給システムのコンバインドサイクルによる排熱回生を行わない燃費に対し2.9%の燃費改善が予測されている。この2段過給システムの燃費改善の予測値は、コンバインドサイクルによる燃費の改善効果に加えてエンジンのダウンスピーディング化による燃費の改善効果も含んでいる。2段過給システムにおけるコンバインドサイクルによる排熱回生のみによる燃費の改善効果は2.3%であり、単段過給システムよりも僅かに効果が小さいが、2段過給システムによる全負荷域の拡大とダウンスピーディング化により燃費改善効果(0.6%)を伴うため、単段過給システムよりも車両燃費を向上できるポテンシャルを有していることが推察される。

5. まとめ

高過給ディーゼルエンジンの実験結果に基づき、エンジンからの排熱を対象とした有効エネルギー解析およびコンバインドサイクルを利用した排熱回生による燃費改善効果について予測検討し、以下の結果を得た。

- (1) 水を作動流体としたコンバインドサイクルを利用した排熱のエンジンの有効仕事への変換効率は低く、コンバインドサイクルによる排熱回生の燃費改善率は、エンジンとして使用頻度の高い中速領域($N_e=1000\sim 1400\text{rpm}$)の全負荷において単段過給システムおよび2段過給システムとも同等のレベルであり約3%の燃費改善が期待することができる。排熱の有する燃費改善の高いポテンシャルを十分に引き出す排熱回生システムの構築が必要である。
- (2) コンバインドサイクルのシステムを搭載した大型重量車($\text{GVW}=24980\text{kg}$)が東名高速道路と中央高速道路を模擬したシミュレーションルートを時速 80km/h 一定で巡航走行したと想定した場合、単段過給システムはコンバインドサイクルにより2.7%の燃費改善を期待できる。また、2段過給システムは、コンバインドサイクルによる排熱回生とダウンスピーディングによる機械損失の低減効果により排熱回生を行わない単段過給システムの燃費に対し2.9%の燃費改善を期待することができる。

参考文献

- (1) Edwards, S., Eitel, J., Pantow, E., Geskes, P. and Luts, R., "Waste Heat Recovery : The Next Challenge for Commercial Vehicle Thermomanagement", SAE Technical Paper 2012-01-1205
- (2) Lats, G., Andersson, S. and Munch, K., "Comparison of Working Fluid in Both Subcritical and Supercritical Rankine Cycles for Waste-Heat Recovery Systems in Heavy-Duty Vehicles", SAE Technical Paper 2012-01-1200
- (3) Ringler, J., Seifert, M., Guyotot, V. and Hubner, W., "Rankine Cycle for Waste Heat Recovery of IC Engines", SAE

Technical Paper 2009-01-0174.

- (4) Teng, H., Regner, G and Cowland, C., "Waste Heat Recovery of Heavt-Duty Diesel Engines by Organic Rankine Cycle Part I : Hybrid Energy System of Diesel and Rankine Engines", SAE Technical Paper 2007-01-0537.
- (5) Teng, H., Regner, G and Cowland, C., "Waste Heat Recovery of Heavt-Duty Diesel Engines by Organic Rankine Cycle Part II : Working Fluids for WHR-ORC", SAE Technical Paper 2007-01-0543.
- (6) 茨木茂, 遠藤恒雄, 小島洋一, 高橋和也, 馬場剛, 川尻正吾: ランキンサイクルを用いた車載用排熱回生システムの研究, 自動車技術会論文集, Vol. 38, No. 4, p. 73-78 (2007)
- (7) T. Yamaguchi, Y. Aoyagi, H. Osada, K. Shimada and N. Uchida, "BSFC improvement by Diesel-Rankine combined cycle in the High EGR Rate and High Boosted Diesel Engine", SAE International Journal of Engines, Vol.6, No.2, pp.1275~1286, 2013
- (8) 福長聡; 小林雅行; 村山哲也; 内田登: 大型2段過給エンジンを用いた可変バルブ制御の効果ー正味燃料消費率の改善を目指した吸排気バルブ作動の最適化ー, 自動車技術会論文集, Vol. 44 No. 2 p. 335-340 (2013)
- (9) 足立隆幸, 小林雅行, 橋本宗昌, 村山哲也, 青柳友三, 鈴木央一, 後藤雄一: 高応答型過給機とHP-EGRおよびLP-EGRの効果的利用による高過給・広域多量EGRディーゼルエンジンの過渡性能の向上, 自動車技術会論文集, Vol. 42, No. 1, p. 195-200 (2011)
- (10) 山口卓也, 松村光晃: 高過給・多量EGRディーゼルエンジンにおける排気エネルギーの有効エネルギー解析, 久留米工業大学研究報告, No. 36, pp. 33-40, (2013)
- (11) 日本機械学会蒸気表 (1980)
- (12) 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, p. 2935-2942 (2002)