

〔論 文〕

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

山口 卓也^{*1}, 松村 光晃^{*1}

Availability Analysis of Waste Heat from Exhaust Gas in the High EGR Rate and High Boosted Diesel Engine

Takuya YAMAGUCHI^{*1} and Mitsuteru MATSUMURA^{*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, availability of waste heat from the heavy duty diesel engine which is applied HPL-EGR system and LPL-EGR system was evaluated based on second law of thermodynamics. And then, the maximum potential of waste heat recovery for brake thermal efficiency is estimated in each single-stage turbocharging system and second-stage turbocharging system. As a result of estimation, the maximum brake thermal efficiency by waste heat recovery is 54.8% and 52.2% in second-stage turbocharging system.

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の抑制およびエネルギーセキュリティ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^{(6)~(7)}。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^{(8)~(9)}。エンジンからの排熱エネルギーは過給システムおよび EGR システムにより異なり、排熱エネルギー回生のポテンシャルも過給システムおよび EGR システムにより変化することが予測される。本研究は、HPL-EGR システムおよび LPL-EGR システムを採用した2段過給システムおよび従来の単段過給システムの大型ディーゼルエンジンからの排熱エネルギーを熱力学の第2法則に基づいて有効エネルギー解析を行い、大型ディーゼルエンジンの排熱回生による熱効率改善の最大ポテンシャルを評価する。

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

^{*1} 交通機械工学科
平成25年11月25日受理

い低圧段過給器（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、高圧段および低圧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、バルブにより高圧段コンプレッサおよび高圧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 inline6
Displacement	cm ³ 10520
Bore × Stroke	mm 122×150
Max. engine speed	rpm 2000
Injection system	Common rail system (Max. Pinj=220MPa)
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

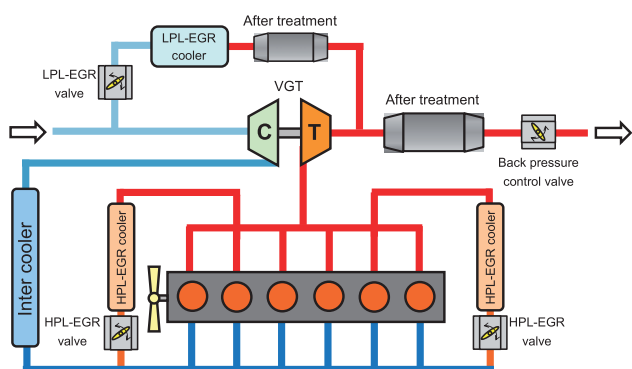


Fig.1 Schematic of engine system
(Single-stage turbocharging)

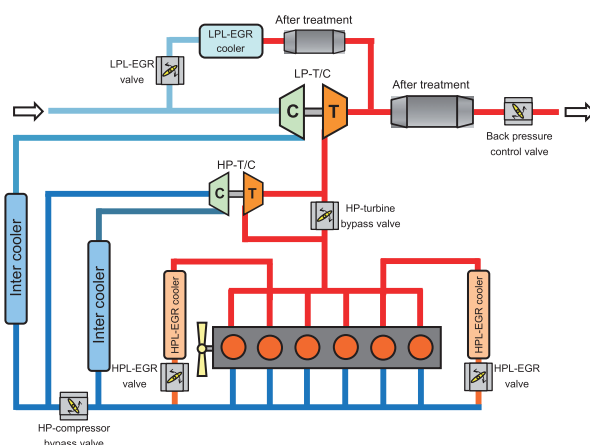


Fig.2 Schematic of engine system
(Second-stage turbocharging)

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 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。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

デュアルループ EGR システムを採用した単段過給システムおよび 2 段過給システムにおける排熱エネルギーの評価は機関速度 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	mass %
Flash point	°C	76.0	H
Cetane index (JIS K2280)		61.3	O
Cetane number		57.4	N
Distillation	IBP	180.5	Components
deg.C	5%	212.5	Saturates
	10%	229.0	Olefins
	50%	287.5	Aromatics
	90%	337.5	Mono-
	EP	362.0	Di-
Sulfur	mass ppm	5	Tri-
			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	12.5	19.8	1.42	83.2	20.2
800	1.24	62.0	25.5	1.85	154.8	27.2
1000	2.08	167.7	25.4	2.42	230.5	25.9
1200	2.15	179.4	23.7	2.41	248.7	23.0
1400	2.20	201.3	24.5	2.42	257.9	20.3
1600	2.04	183.0	30.6	2.13	202.4	21.0
1800	1.87	154.8	23.7	1.89	187.9	21.8
2000	1.70	146.6	20.6	1.72	170.4	17.8

4. 実験結果

4・1 過給システムによる過給圧と EGR の違い

図3は全負荷条件における2段過給システムおよび単段過給システムの機関速度に対する過給とBMEPの変化を示す。過給圧は2段過給システムにすることで、単段過給システムと比較し低速域から中速域にかけて大幅に増加している。2段過給システムの全負荷は、低速域から中速域にかけての過給圧の増加により、単段過給システムよりも拡大しており、特に低速域における全負荷の拡大が顕著である。

図4は機関速度に対するEGR率の変化とHPL-EGR比率の変化を示す。HPL-EGR比率とは、総EGR量に対するLPL-EGR量の比率と定義し、式(1)により求めている⁽⁹⁾。

$$\text{HPL-EGR 比率} = \frac{\text{HPL-EGR 量}}{\text{LPL-EGR 量} + \text{HPL-EGR 量}} \quad (1)$$

2段過給システムのEGR率は、低速域から中速域にかけて20～27%である。低速域から中速域にかけて、2段過給システムの全負荷は単段過給システムの全負荷よりも拡大すると同時に過給圧も高めているため、単段過給システムとほぼ同等のEGR率を維持することができている。中速域から高速域にかけて、2段過給システムのEGR率は単段過給システムのEGR率よりもやや低くなっている。

HPL-EGR比率は単段過給システムと2段過給システムで異なっている。2段過給システムのHPL-EGR比率は、Ne=800rpmを除き単段過給システムのHPL-EGR比率よりも高くなっている。このため、2段過給システムではシリンダー内に流入する総EGRガス量の40～90%がHPL-EGRシステムを経由したガスである。2段過給システムは、低速域における過給圧の向上を狙い容量の小さいHP-T/Cを排気上流に設置している。これにより、2段過給システムの排気圧力が高まりHPL-EGRシステムからEGRガスを導入しやすい条件になっている。一方この条件において、LPL-EGRシステムからのEGRガス量を増大させHPL-EGR比率を低下させようと場合、排気圧力が過度に上昇しポンピングロスが増加する。これらのことから、2段過給システムのHPL-EGR比率は単段過給システムのHPL-EGR比率より

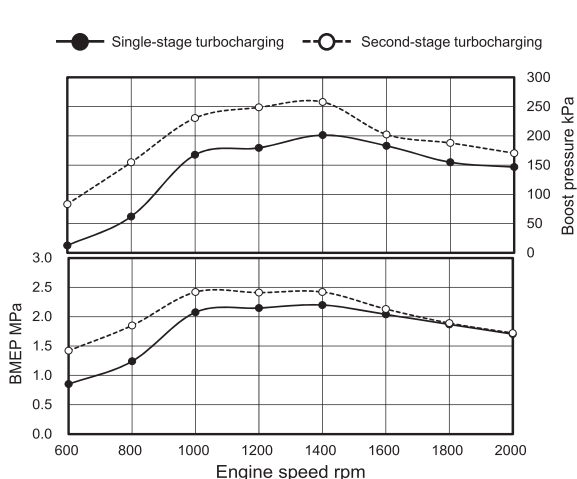


Fig.3 BMEP and boost pressure with engine speed

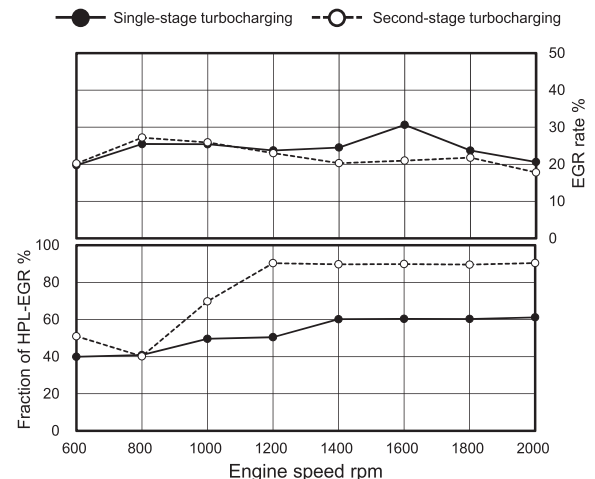


Fig.4 EGR rate and fraction of HPL-EGR with engine speed

も高くなっている。

4・2 エンジンのヒートバランス解析

図5は $N_e=1000\text{rpm}$ の全負荷における2段過給システムと単段過給システムのヒートバランスである。単段過給システムの全負荷は $\text{BMEP}=2.08\text{MPa}$ 、2段過給システムの全負荷は $\text{BMEP}=2.42\text{MPa}$ である。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⁽⁵⁾により算出した。2段過給システムは単段過給システムと比べ高過給化・高 BMEP 化しているが、排気損失は38.2%であり、単段過給システムの排気損失37.5%と同等である。単段過給システムと2段過給システムは、過給圧と全負荷に違いがあるものの排気ガスとして大気に捨てているエネルギーの割合は同レベルであり、両システムともにエンジンの有効仕事とほぼ同等のエネルギーを排気損失として大気に放出していることを示している。

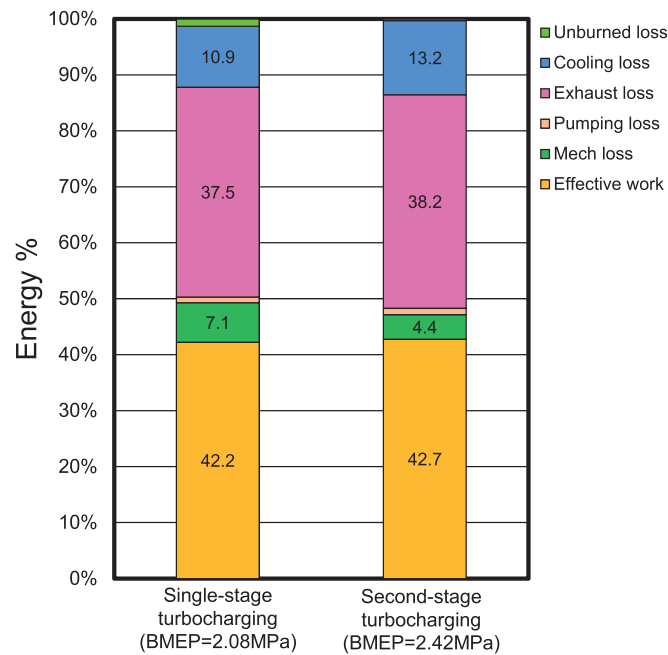


Fig.5 Heat balance at $N_e=1000\text{ rpm}$

5. 排熱エネルギーの有効エネルギー解析

デュアルループ EGR システムを採用したディーゼルエンジンは、排気タービン出口における排気ガスからの排熱エネルギー回生に加えて、HPL-EGR システムおよび LPL-EGR システムに設置された EGR クーラに捨てられる排熱エネルギーからも回生が可能である。

ここでは、排気タービン出口において排気ガスが有する排熱量と HPL-EGR クーラおよび LPL-EGR クーラに捨てられる排熱量を求める。また、排気タービン出口において排気ガスが有する排熱量、HPL-EGR クーラおよび LPL-EGR クーラに捨てられる排熱量の有効エネルギーを熱力学の第2法則に基づき評価する。

5・1 排気タービン出口における排気ガスの有効エネルギー

排気タービンを通じた排気ガスは、排気タービン出口直後に設置した熱交換器に流入し、そこで排熱されると想定する。熱交換器に流入した排気ガスは熱交換器出口において 423.15K (150°C) になるまで排熱するものとする。

図6は単段過給システムと2段過給システムにおける、機関速度に対する排気タービンを通じた排気ガスから熱交換器への排熱量と排熱量の有効エネルギーである。排気ガスからの有効エネルギーは式(2)、式(3)および式(4)から求めた⁽¹⁰⁾。ここで、 m_{ex} は排気ガスの質量流量 $[\text{kg/s}]$ 、 T_0 は標準温度 298.15K (25°C) である。熱交換器出口は $T_{heout} = 423.15\text{K}$ (150°C) である。排気ガスの定圧比熱 $C_{pex} [\text{kJ/kg}\cdot\text{K}]$ は排気ガス温度と排気ガスの組成より算出した⁽¹¹⁾。

$$A_{in} = m_{ex} \cdot C_{pex} [(T_{ex} - T_0) - T_0 \cdot \ln(T_{ex}/T_0)] \quad (2)$$

$$A_{out} = m_{ex} \cdot C_{pex} [(T_{heout} - T_0) - T_0 \cdot \ln(T_{heout}/T_0)] \quad (3)$$

$$A = A_{in} - A_{out} \quad (4)$$

また、図7は単段過給システムと2段過給システムの排気タービン入口温度と排気タービン出口温度である。熱交換器に捨てられる排気ガスからの排熱は、機関速度の増加にしたがって増大する。Ne=2000rpmの最高回転数の条件での排熱量は、単段過給システムの場合192.6kW、2段過給システムの場合180.3kWである。機関速度 Ne=800~1400 rpm にかけて、排気ガスからの排熱およびその有効エネルギーは単段過給システムと2段過給システムともほぼ同等である。この回転数の領域で、2段過給システムの排気タービン出口温度は単段過給システムよりも20~70Kほど低いが、2段過給システムはHPL-EGR比率が単段過給システムよりも高く、排気タービンを通過する排気ガス量が多いため、単段過給システムと2段過給システムの排気ガスからの排熱と有効エネルギーはほぼ同等となっている。エンジンとしての使用頻度の高い機関速度 Ne=800~1400rpm の中速から低速にかけて、排気タービン出口において排気ガスから捨てられる排熱の有効エネルギーは15~52.7kWである。また、排気タービン出口における排気ガス温度は700~800Kである。

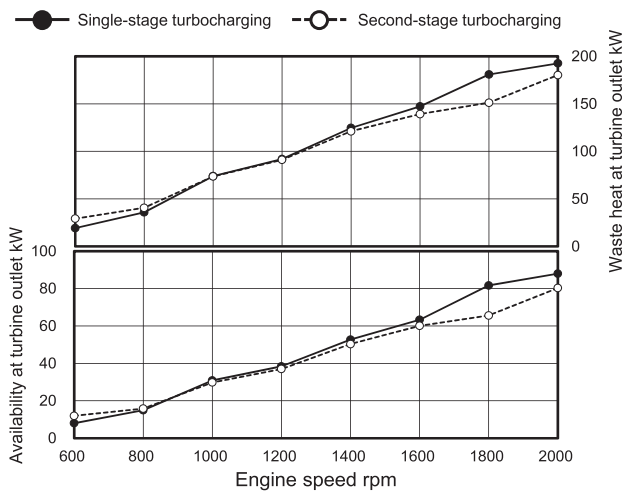


Fig.6 Waste heat and availability at turbine outlet with engine speed

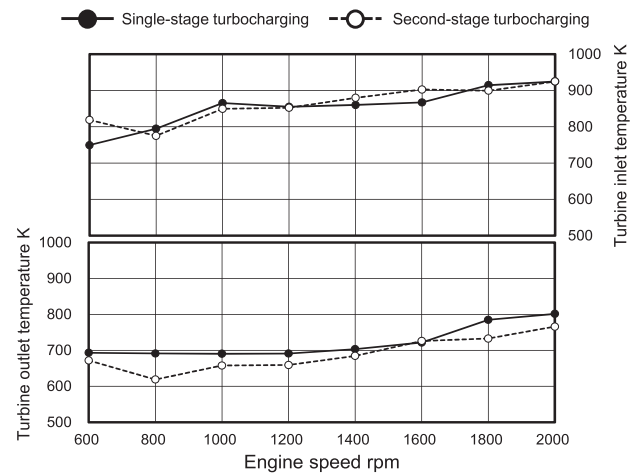


Fig.7 Turbine inlet temperature and turbine outlet temperature with engine speed

5・2 HPL-EGR クーラにおける排気ガスの有効エネルギー

図8は単段過給システムと2段過給システムにおける、機関速度に対するHPL-EGRクーラへの排熱量と排熱量の有効エネルギーである。HPL-EGRクーラにおける排気ガスの有効エネルギーは式(5)、式(6)および式(7)から求めた⁽¹⁰⁾。ここで、 m_{HPL} はHPL-EGRガスの質量流量[kg/s]、 T_0 は標準温度298.15K(25℃)である。 T_{HPL_in} および T_{HPL_out} はである。排気ガスの定圧比熱 C_{pex} [kJ/kg・K]は排気ガス温度と排気ガスの組成より算出した⁽¹¹⁾。

また、図9は単段過給システムと2段過給システムのHPL-EGRクーラ入口温度とHPL-EGRクーラ出口温度である。

$$A_{HPL_in} = m_{HPL} \cdot C_{pex} [(T_{HPL_in} - T_0) - T_0 \cdot \ln(T_{HPL_in}/T_0)] \quad (5)$$

$$A_{HPL_out} = m_{HPL} \cdot C_{pex} [(T_{HPL_out} - T_0) - T_0 \cdot \ln(T_{HPL_out}/T_0)] \quad (6)$$

$$A_{HPL} = A_{HPL_in} - A_{HPL_out} \quad (7)$$

HPL-EGRクーラにおける排熱量は、ほぼすべての機関速度で単段過給システムよりも2段過給システムが多い。このため、HPL-EGRクーラにおける有効エネルギーは2段過給システムの方が単段過給システムよりも高い。Ne=1000~1400rpmの中速域で、2段過給システムのHPL-EGRにおける有効エネルギーは10~18.5kWであり、単段過給システムの有効エネルギーより4.5~9.2kW高い。2段過給システムのHPL-EGR比率は、単段過給システムのHPL-EGR比率よりも高く、HPL-EGRクーラを通過する排気ガス量が多いことから排熱量と有効エネルギーが高くなっている。HPL-EGRクーラ入口における排気ガス温度は、単段過給システムと2段過給システムともに同等である。また、Ne=1000~1400rpmの中速域において、HPL-EGRクーラ入口の排気ガス温度は排気タービン出口における排気ガス温度よりも90~120Kほど高く、排気タービン出口における排気ガスよりも高い熱源である。

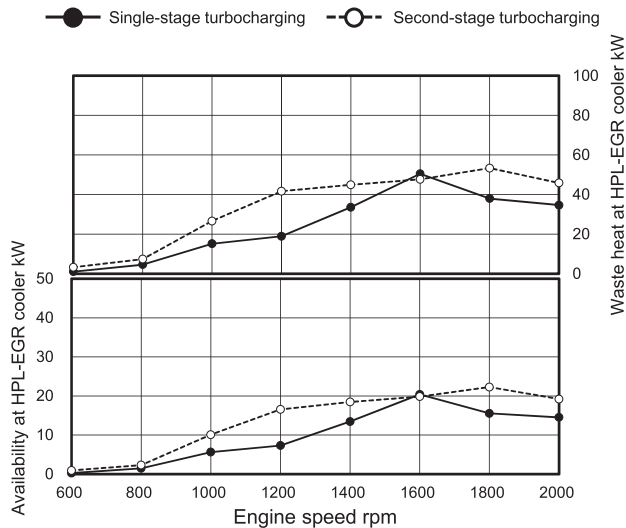


Fig.8 Waste heat and availability at HPL-EGR cooler with engine speed

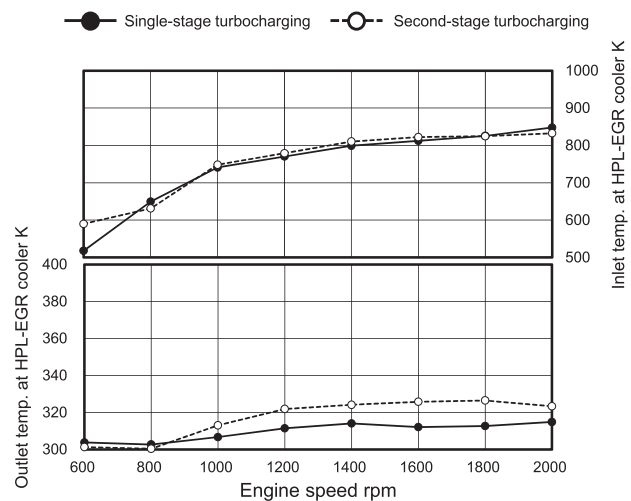


Fig.9 HPL-EGR cooler inlet temperature and HPL-EGR cooler outlet temperature with engine speed

5・3 LPL-EGR クーラにおける排気ガスの有効エネルギー

図10は単段過給システムと2段過給システムにおける、機関速度に対する HPL-EGR クーラへの排熱量と排熱量の有効エネルギーである。LPL-EGR クーラにおける排気ガスの有効エネルギーは式(8)、式(9)および式(10)から求めた⁽¹⁰⁾。ここで、 m_{LPL} は LPL-EGR ガスの質量流量 [kg/s]、 T_0 は標準温度298.15K (25℃)である。 T_{LPL_in} および T_{LPL_out} はである。排気ガスの定圧比熱 C_{pex} [kJ/kg・K] は排気ガス温度と排気ガスの組成より算出した⁽¹¹⁾。

$$A_{LPL_in} = m_{LPL} \cdot C_{pex} [(T_{LPL_in} - T_0) - T_0 \cdot \ln(T_{LPL_in}/T_0)] \quad (8)$$

$$A_{LPL_out} = m_{LPL} \cdot C_{pex} [(T_{LPL_out} - T_0) - T_0 \cdot \ln(T_{LPL_out}/T_0)] \quad (9)$$

$$A_{LPL} = A_{LPL_in} - A_{LPL_out} \quad (10)$$

また、図11は単段過給システムと2段過給システムの LPL-EGR クーラ入口温度と LPL-EGR クーラ出口温度である。

2段過給システムの LPL-EGR クーラにおける排熱量は、HPL-EGR 率が高く LPL-EGR クーラを通過する排気ガス量が少ないことから、単段過給システムよりも大幅に少ない。特に Ne = 1200rpm 以上における排熱量は極めて少ない。このことから、2段過給システムの LPL-EGR クーラにおける有効エネルギーは低速から高速にわたって少ないため、LPL-EGR クーラにおける排熱は、排熱エネルギー回生の熱源として期待できない。一方、単段過給システムの LPL-EGR クーラにおける有効エネルギーは中速から高速にわたり3.1~6.2kW ほど存在し、排熱回生の熱源としての利用を見込む

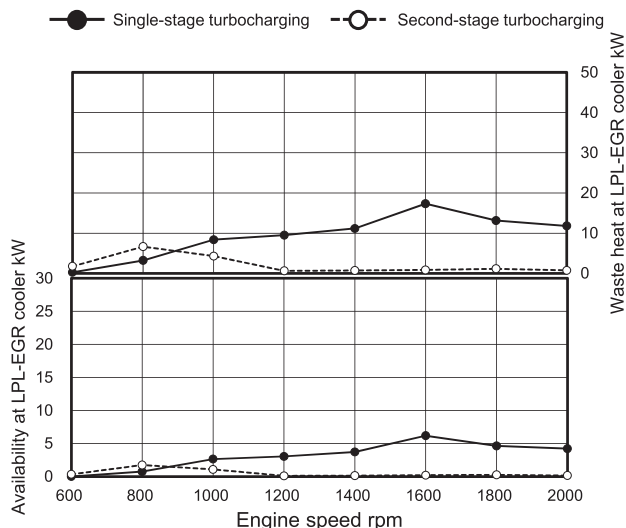


Fig.10 Waste heat and availability at LPL-EGR cooler with engine speed

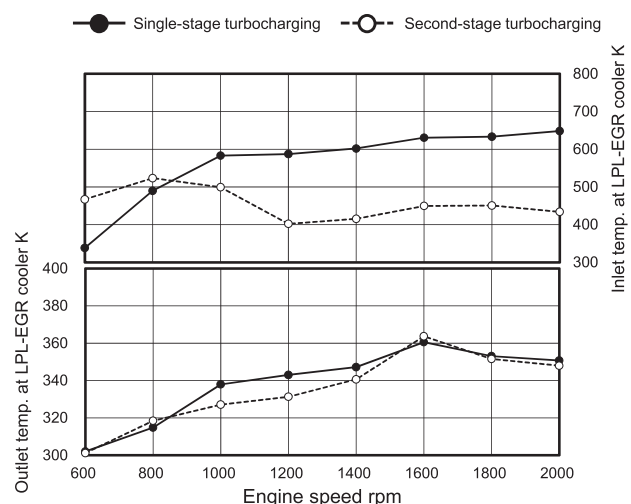


Fig.11 LPL-EGR cooler inlet temperature and LPL-EGR cooler outlet temperature with engine speed

ことができる。単段過給システムの LPL-EGR クーラ入口における排気ガス温度は340～650K であり、排気タービン出口からの温度低下は100～200K ほどである。

6. 排熱回生による正味熱効率改善の最大ポテンシャル

排気タービン出口、HPL-EGR クーラおよび LPL-EGR クーラにおける排気ガスからの排熱が、排熱エネルギー回生によりエンジンの熱効率を改善できる最大のポテンシャルをここでは評価する。

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、排気タービン出口、HPL-EGR クーラおよび HPL-EGR クーラでの有効エネルギーの総和である。Ne=600～1400rpm の低速から中速域にかけて、排熱エネルギーの有効エネルギーの総和は2段過給システムと単段過給システムで顕著な差はなく、ほぼ同等である。Ne=1600rpm 以上の高速域で、単段過給システムの有効エネルギーの総和が2段過給システムの総和よりも高くなっている。これは前節で述べたように単段過給システムにおいて、排気タービン出口と LPL-EGR クーラにおける排熱量が2段過給システムよりも多いためである。

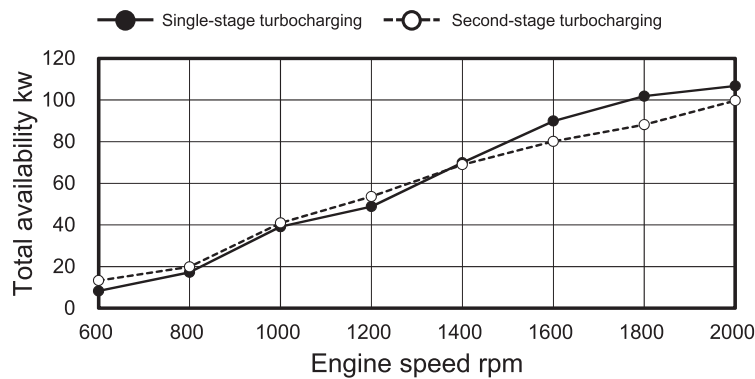


Fig.12 Total availability of waste heat from engine

図13と図14は単段過給システムおよび2段過給システムにおいて排熱回生により得られる最大の正味熱効率を示す。ここでは、タービン出口、HPL-EGR クーラおよび LPL-EGR クーラにおける排熱の有効エネルギーの全てが排熱回生され、機械的なエネルギーもしくは電気的なエネルギーに損失なく変換されて有効仕事を行ったと仮定している。正味熱効率および排熱回生により得られる最大の正味熱効率は式(11)、式(12)および式(13)から求めた。ここで P_e はエンジンの正味出力 [kW]、 m_f は燃料質量流量 [kg/s]、 Hu は燃料の低位発熱量 [kJ/kg] である。

$$\eta_e = \frac{P_e}{m_f \cdot Hu} \quad (11)$$

$$\eta_{e_max} = \frac{P_e + A_{total}}{m_f \cdot Hu} \quad (12)$$

$$A_{total} = A + A_{HPL} + A_{LPL} \quad (13)$$

各機関速度における全負荷の正味熱効率は、単段過給システムおよび2段過給システムともに40%前後であり、単段過給システムと2段過給システムの全負荷における正味熱効率はほぼ同等である。排熱回生による有効エネルギーを考慮した最大の正味熱効率は、単段過給システムにおいて最大で54.8% (Ne=1800rpm)、2段過給システムにおいて最大で52.2% (Ne=1600rpm) まで達し、排熱回生による正味熱効率改善の最大ポテンシャルが約10%程度であること示唆

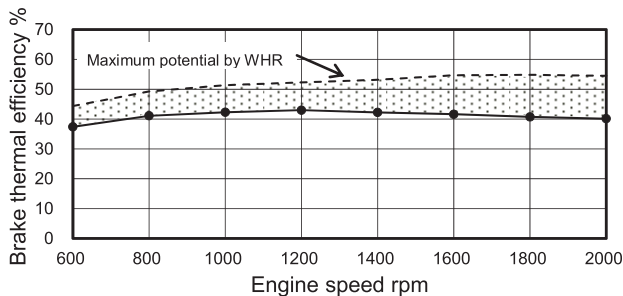


Fig.13 The maximum potential of brake thermal efficiency by waste heat recovery (Single-stage turbocharging)

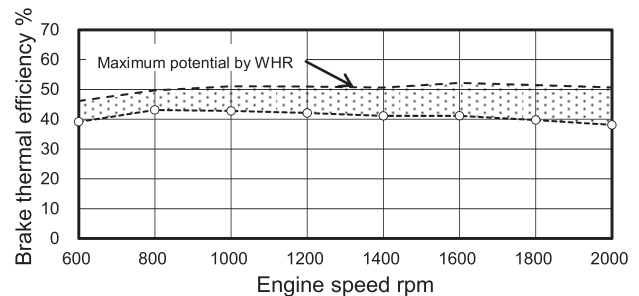


Fig.14 The maximum potential of brake thermal efficiency by waste heat recovery (Second-stage turbocharging)

している。

7. ま と め

単段過給システムおよび2段過給システムにおける排気エネルギーの有効エネルギー解析より以下の結論を得た。

- (1) エンジンとしての使用頻度の高い機関速度 $N_e = 800 \sim 1400 \text{rpm}$ の中速から低速にかけて、排気タービン出口における排熱の有効エネルギーは $15 \sim 52.7 \text{kW}$ である。また、排気タービン出口における排気ガス温度は $700 \sim 800 \text{K}$ である。
- (2) HPL-EGR クーラ入口の排気ガス温度は排気タービン出口における排気ガス温度よりも $90 \sim 120 \text{K}$ ほど高く、排気タービン出口における排気ガスよりも高い熱源である。
- (3) 排気タービン出口、HPL-EGR クーラおよび HPL-EGR クーラにおける排気ガスの有効エネルギーが機械的なエネルギーもしくは電気的なエネルギーに損失なく変換されて有効仕事を行ったと仮定した場合、単段過給システムにおける正味熱効率は最大で 54.8% まで改善される。また、2段過給システムにおいて正味熱効率は最大で 52.2% まで改善する。このことから、大型ディーゼルエンジンからの排熱エネルギー回生による正味熱効率を改善できる最大のポテンシャルはおおよそ $50 \sim 55\%$ であることを示唆している。

References

- (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 Heavy-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 Heavy-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) 小林雅行, 青柳友三, 足立隆幸, 村山哲也, 野田明, 後藤雄一, 鈴木央一: 低圧 Loop EGR を搭載した大型多気筒ディーゼルエンジンにおける高過給, 広域多量 EGR の効果, 自動車技術会論文集, Vol. 40, No. 4, p. 1047-1052 (2009)
- (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) JIS Z9204, 有効エネルギー評価方法通則 (1991)
- (11) John B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, New York, McGraw-Hill, Inc. 1988, p.130-131