

〔論文〕

高過給単気筒ディーゼルエンジンにおけるターボチャージャー過給によるポンピング損失増加に関する検討

山口 卓也*¹

Effect of Supercharging using the Turbo Charger on the Increase of Pumping Loss
in High Boosted Single Cylinder Diesel Engines

Takuya YAMAGUCHI*¹

Abstract

In this study, an experiment is conducted using a high-boosted single cylinder diesel engine in which an externally supercharging system is used to realize high boost pressure. This is a peculiar way of raising the boost pressure, unlike the method employed for a practical multi-cylinder diesel engine with a turbo charger system. This study examined the possibility of achieving high boost pressure using a turbo charger similar to a practical diesel engine. The results of one-dimensional simulation revealed that high compressor and turbine efficiency is required to realize high boost pressure using the externally supercharging system without a remarkable increase in pumping loss.

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燃料消費が少なく、CO₂の排出量が少ないため地球温暖化の防止に効果的である。その一方でディーゼルエンジンから排出される窒素酸化物や（NO_x）や粒子状物質（PM）などの排出ガスの低減とともに、さらなるCO₂削減（燃費向上）が強く求められている。著者は、これまで大型単気筒直噴ディーゼルエンジンで高過給・広域多量EGRを主体とした排出ガスの低減を行い⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾、同時に正味熱効率向上のために高圧縮比化と燃焼最高圧力の向上に取り組み、機関速度 $N_e=1200\text{rpm}$ 、正味平均有効圧力 $BMEP=2.0\text{MPa}$ の条件において、図示熱効率 $\eta_i=53.9\%$ 、正味熱効率 $\eta_e=46.3\%$ 、正味燃料消費率 $BSFC=181.2\text{g/kWh}$ を得た。⁽⁴⁾⁽⁵⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾この正味熱効率を達成した条件は、外部駆動の過給器によって高過給を行った条件であり、また、実験は外部駆動の過給によるプラスのポンプ仕事を生じさせないために、吸気圧力と排気圧力を同条件として行ったものである。このような単気筒エンジンにおける実験条件は、実際の車両に搭載されている多気筒ディーゼルエンジンと比較すると特異な条件で成立している。そこで本研究は、実際の車両に搭載されている多気筒ディーゼルエンジンと同様にターボチャージャーを用いて、現状の単気筒エンジンにおいて高い正味熱効率を達成した条件と同等の過給レベルを成立させることが可能かどうかに加え、その際にターボチャージャーのコンプレッサ効率および排気タービン効率にどの程度のレベルが求められるかを検討を行う。また、ターボチャージャー過給によるポンピングロス増加に伴う正味熱効率への影響などを1次元性能予測ツール（GT-POWER）を使用し予測計算を行った。

2. 実験装置

実験に使用した高過給単気筒ディーゼルエンジンの諸元を表1に示す。本実験エンジンは大型商用車用エンジン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。燃料噴射系はコモンレール方式である。

*¹ 交通機械工学科
平成30年9月20日受理

3. 実験条件

実験は機関速度 $N_e = 1000\text{rpm}$, 燃料噴射量 $q = 240\text{mm}^3/\text{st}$ ($\text{BMEP} = 1.96\text{MPa}$) の条件で行った. 表2は実験条件の詳細を示す. 過給圧は $P_b = 431.3\text{kPa.abs}$ であり, 空気過剰率は $\lambda = 2.4$ である. 噴射時期は燃焼開始時期が上死点となるように調整した.

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. $P_{inj} = 220\text{MPa}$)
Piston material	Steel (Monotherm)
Compression ratio	22.0
Aspiration	Externally supercharging

Table 2 Engine operation conditions

N_e rpm	q mm^3/st	BMEP MPa	P_{inj} MPa	P_b kPa.abs	λ	Intake temp. T_{in} $^\circ\text{C}$	EGR rate %	ϵ_c	ϵ_e
1000	240	1.96	200	431.3	2.4	20	0	20	22

4. 実験結果

図1, 図2および図3は機関速度 $N_e = 1200\text{rpm}$, $q = 240\text{mm}^3/\text{st}$ ($\text{BMEP} = 1.96\text{MPa}$) における筒内圧力, 筒内平均ガス温度, 熱発生率を示す. 後述する1次元性能予測ツール (GT-POWER) による単気筒エンジンのモデルはこの実験結果を基にモデルのキャリブレーションを実施する. また, 本実験条件における正味熱効率 (BTE) は $\eta_e = 46.7\%$ である.

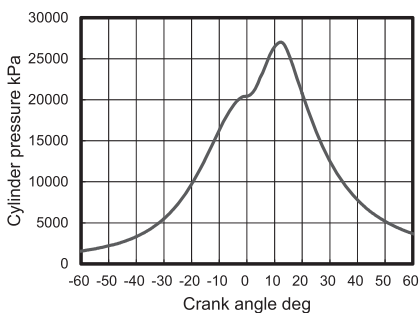


Fig. 1 Cylinder pressure

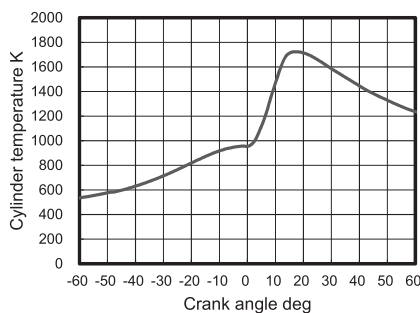


Fig. 2 In cylinder gas temperature

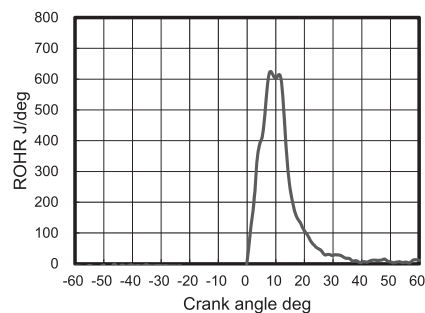


Fig. 3 Rate of heat release

5. コンプレッサ駆動動力および排気タービン仕事の概算

GT-POWER を用いた計算に先立ち, ここでは現状の単気筒エンジンの過給圧 (431.3kPa abs) を実現するために必要なコンプレッサの駆動動力および排気タービン仕事のポテンシャルについて熱力学に基づいて概算を行った.

5・1 コンプレッサ駆動動力およびタービン仕事の概算

質量流量 m_a [kg/s] におけるコンプレッサの駆動動力 W_c は式(1)から求めた. ここでの計算における作動流体は空気とし, 熱力学的な物性値は JANAF table[®]より求めた. また, コンプレッサの駆動力の概算におけるコンプレッサ入口温度およびコンプレッサ入口圧力などの計算条件を表3に示す.

Table 3 Calculation condition of compressor work

Comp. inlet temperature T_1 K	Comp. inlet Pressure P_1 kPa	Comp. outlet temperature P_2 kPa	Gas constant R kJ/kg·K	Mass flow rate m_a kg/s
295.7	95.1	431.3	0.288	0.058

$$W_c = \frac{1}{\gamma - 1} \cdot m_a \cdot R \cdot T_1 \cdot \frac{\left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right]}{\eta_c} \quad (1)$$

図4はコンプレッサ効率に対するコンプレッサの駆動動力の概算結果である。コンプレッサの駆動動力はコンプレッサ効率が大きいほど小さくなり、コンプレッサ効率が $\eta_c = 1.0$ のとき、コンプレッサの駆動動力は $W_c = 9.3\text{kW}$ である。この概算結果は、現状の単気筒エンジン過給圧レベルを達成するためにコンプレッサの駆動動力が最低でも 9.3kW 必要であり、また排気タービンが最低でも 9.3kW の出力を発生させなければならないことを示唆している。

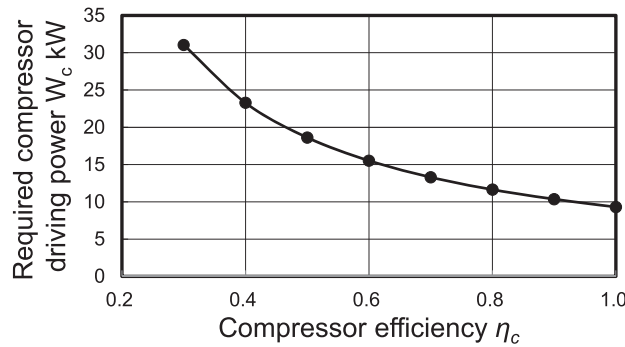


Fig. 4 Calculation result of compressor work

5・2 排気タービン仕事の概算

ここでは単気筒エンジンの最高正味熱効率の条件における実験結果をもとに、単気筒エンジンの排気ガスが有するエネルギーから過給に必要なコンプレッサの駆動動力を排気タービン仕事 W_T として取り出すことが可能かどうか、そのポテンシャルを概算した。タービン仕事は式(2)から求めた。図5に示すような排気タービン入口における排気ガスの物性値は排気マニホールドにおける実験結果から熱力学的な物性値を JANAF table⁽⁸⁾より求めた。

$$W_T = m_{ex} \cdot \eta_T \cdot (h_{in} - h_{out}) \quad (2)$$

また、簡易計算における排気タービン入口温度は $T_{in} = 627.4\text{K}$ 、排気ガス質量流量は $m_{ex} = 0.058\text{kg/s}$ である。図6は排気タービン出口温度の変化とタービン効率の変化に対する排気タービン仕事 W_T のマップである。現状の単気筒エ

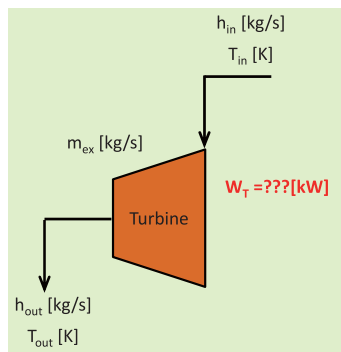


Fig. 5 Schematic of exhaust turbine work calculation

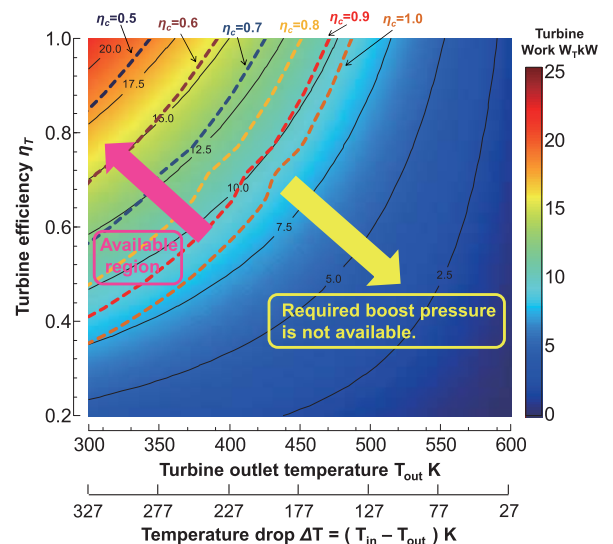


Fig. 6 Calculation result of turbine work

エンジンの過給圧レベル (431.3kPa.abs) を達成するために必要な最低限のコンプレッサ駆動動力は前述のように $W_c = 9.3\text{kW}$ であるため、高いタービン効率が求められる。排気タービン効率が $\eta_T = 0.4$ 以下のような領域であれば、現状の単気筒エンジンの過給圧レベルを満たすことができないことを概算結果は示唆している。また、コンプレッサ効率 η_c が低下していくほど、より多くの排気タービン仕事求められることになるため、これに応じて高いタービン効率が必要となる。これらの熱力学的なコンプレッサの駆動動力と排気タービン仕事の概算結果からも示唆されるように、ターボチャージャーを用いて単気筒エンジンの最高正味熱効率の条件における過給圧レベルを達成するためには、高いターボチャージャーの総合効率が求められることを示している。

6. 単気筒エンジンの GT-POWER モデル

単気筒エンジンにおいてターボチャージャーを用いて過給を行った場合にターボチャージャーに求められる総合効率やポンピングロス (PMEP) の増加とその正味熱効率への影響を調べるために、GT-POWER を用い単気筒エンジンのモデル化を行った。ここでは、実験により得られた結果を GT-POWER による単気筒エンジンモデルで再現するようキャリブレーションを実施した。図 7 に GT-POWER により作成した単気筒エンジンモデルを示す。また、燃焼モデルおよびフリクションに関する点を下記に示す。

1. 燃焼モデルは GT-POWER 内の燃焼モデルである [Comb-prof] を使用し、実験結果の熱発生率プロファイルを与えた。熱損失のモデルは [WoschniSwirl] を使用した。
2. フリクションは Chen-Flynn のモデルを使用した。

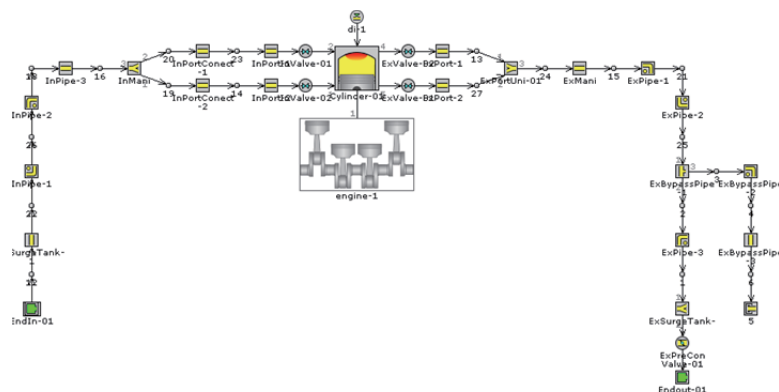


Fig. 7 Single cylinder diesel engine model by GT-POWER

図 8 および図 9 筒内圧力と筒内平均ガス温度の実験結果と計算結果である。図 8 および図 9 が示すように、実験結果と計算結果の筒内圧力および筒内平均ガス温度は概ね一致している。また、図 10 は GT-POWER のエンジン性能の実験結果と計算結果との比較である。体積効率、吸気質量流量、正味熱効率、PMEP などの計算結果はほぼ実験結果と一致しており、GT-POWER のモデルにより実験条件における単気筒エンジンにおけるエンジン性能をほぼ模擬できる状態

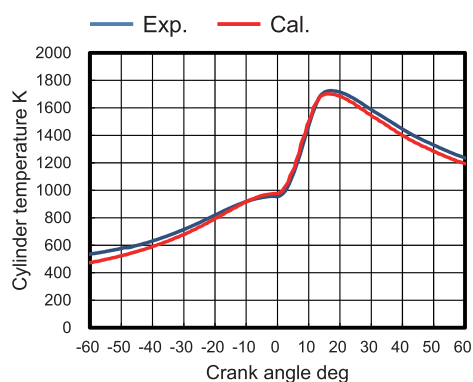
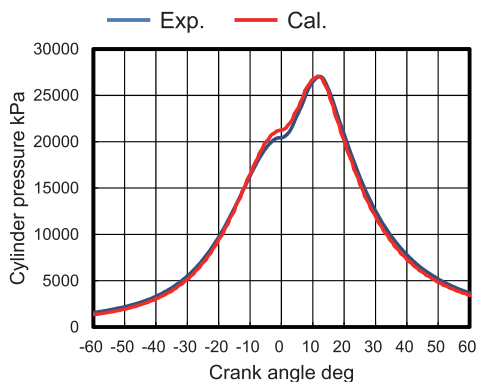


Fig. 8 Cylinder pressure of experiment and calculation result Fig. 9 Cylinder temperature of experiment and calculation result

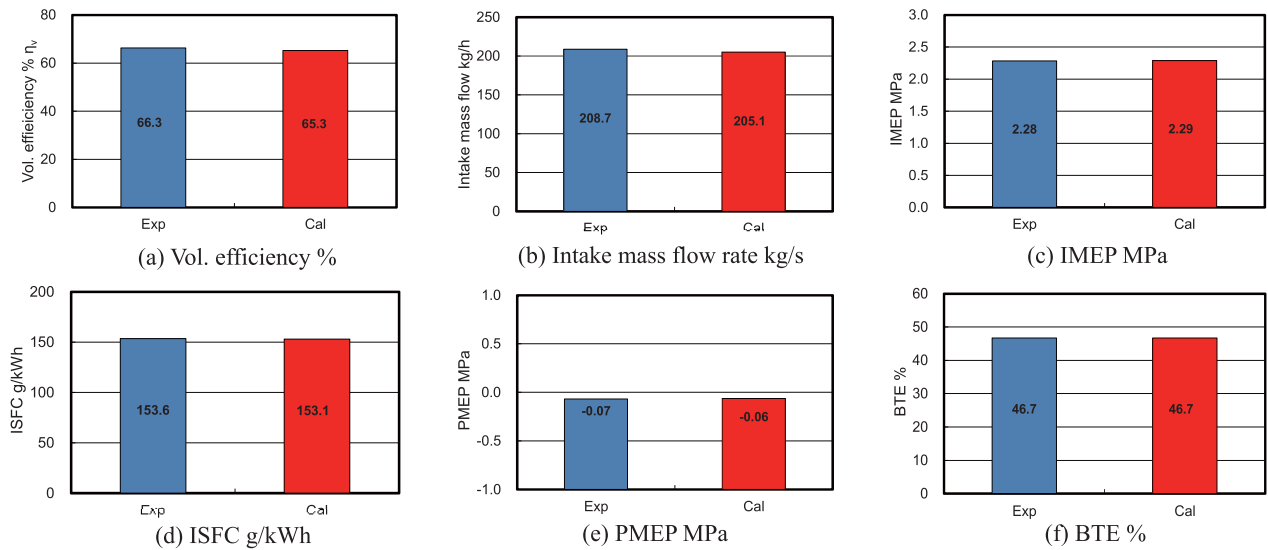


Fig. 10 Calculation result of engine performance

態であることを確認できた。

7. ターボチャージャー付き単気筒エンジンのGT-POWERモデルによるポンピングロス増加に関する検討

ここでは、現在の単気筒エンジンにおいて最高正味熱効率は得た実験条件を模擬することができるGT-POWERのモデルに排気タービンおよびコンプレッサモデルを付加し、ターボチャージャーを用いても外部駆動の過給圧レベルと同等の過給圧レベルを確保できるかを検証するとともに、その際に求められる総合効率などの過給器性能やポンピングロスの増加について予測検討を行った。

7・1 ターボチャージャー付きGT-POWERモデル

図11はターボチャージャー付き単気筒エンジンモデルを示す。排気タービンモデルはGT-POWERモデル内における排気マニホールド後流に設置し、コンプレッサのモデルは吸気サージタンク後流に設置している。コンプレッサモデルとタービンモデルはシャフトモデルで連結している。

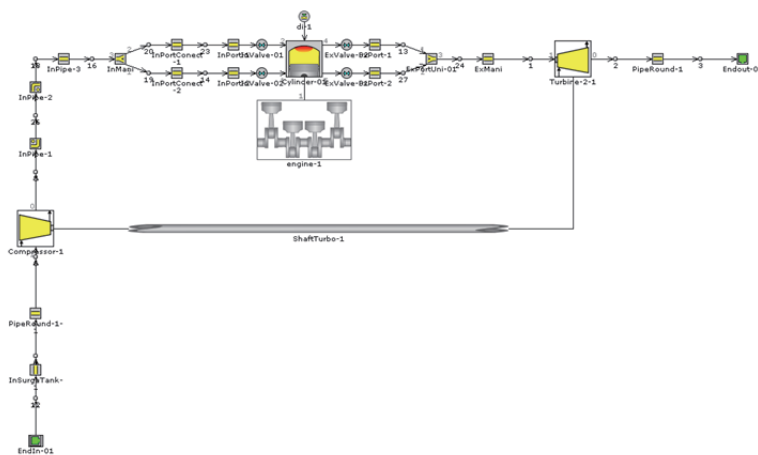


Fig. 11 Single cylinder diesel engine model with turbo charger by GT-POWER

図12および図13はGT-POWERで使用するコンプレッサマップおよび排気タービンマップである。現状の単気筒エンジンにおける外部駆動による過給圧レベルを成立させるために、高圧力比・高効率のコンプレッサの使用を想定したコンプレッサマップを計算では用いている。また排気タービンマップに関してもコンプレッサマップ同様に高効率なタービ

ン仕様を想定した排気タービンマップを使用した。

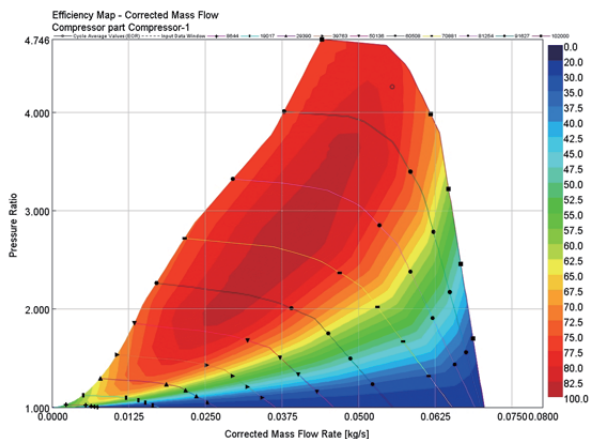


Fig. 12 Compressor map

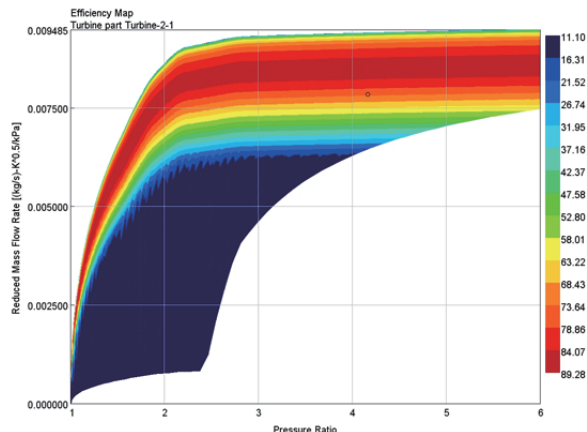


Fig. 13 Turbine map

ターボチャージャー付き単気筒エンジンモデルを使用したシミュレーションは主に下記の2条件で計算を行った。

1. 排気タービン後流の圧力は大気圧条件 (101.3kPa) と仮定し、ターボチャージャーの機械損失を無視して機械効率を $\eta_m = 1.0$ と設定した理想条件においてコンプレッサおよび排気タービンに求められる効率の検討を行った。
2. 排気タービン後流はDPFなどの排気後処理装置による排気管内の圧力の増加を考慮し、ターボチャージャー後流の圧力を111.3kPa~141.3kPaまで変化させて計算を行った。また、ターボチャージャーの機械効率 $\eta_m = 0.95$ と設定し、実際の多気筒エンジンが運転条件に近い計算条件においてコンプレッサおよび排気タービンに求められる効率やポンピングロスが増加が正味熱効率へ及ぼす影響についての検討を行った。

7・2 理想条件における計算結果

図14は排気タービン後流の条件を大気圧条件 (101.3kPa) と仮定し、ターボチャージャーの機械効率を $\eta_m = 1.0$ と設定した理想条件におけるエンジン性能の計算結果である。上記の理想条件の場合、図14(a)および図14(e)に示すようにPMEPの増加なしで現状の外部駆動による単気筒エンジンの過給圧レベルを成立することができている。また、PMEPの増加がないため図14(f)に示すように、正味熱効率 (BTE) の計算結果は実験結果とほぼ同等のレベルである。

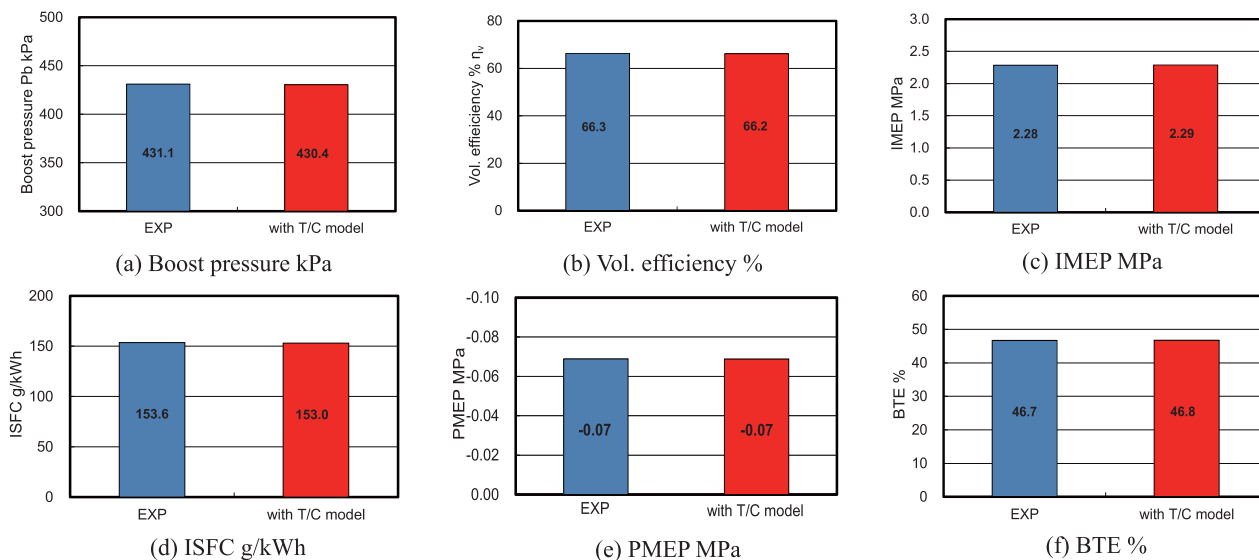


Fig. 14 Calculation result of engine performance with turbo charger model in the ideal condition

図15は理想条件における排気タービン効率、コンプレッサ効率、総合効率などを示す。理想条件におけるターボチャージャー

ジャーの平均作動点の排気タービン効率 $\eta_t=0.766$ 、コンプレッサ効率は $\eta_c=0.769$ である。ここでは機械効率は $\eta_m=1.0$ と仮定しているため、総合効率は $\eta_{total}=\eta_t \cdot \eta_c=0.588$ である。現状の外部駆動による単気筒エンジン過給レベルを達成するためには60%に近いターボチャージャーの総合効率が求められることを示唆している。また、この計算結果は排気タービン後流の条件を大気条件(101.3kPa)とし、ターボチャージャーの機械損失を無視して機械効率を $\eta_m=1.0$ と設定した理想条件においてのものであるため、排気後処理装置による排気管内の圧力の増加やターボチャージャーの機械効率を考慮した場合、より高いターボチャージャーの総合効率が必要となることを併せて示唆している。

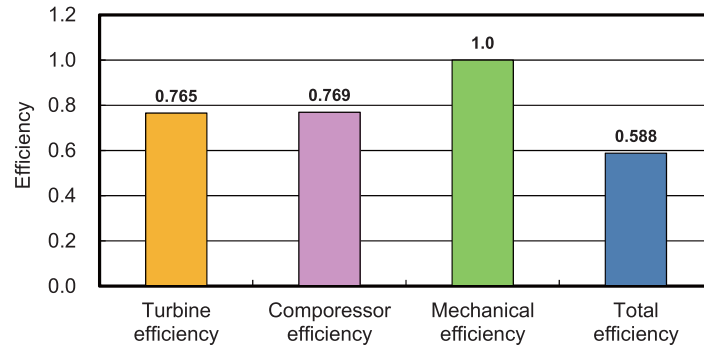


Fig. 15 Total efficiency in the ideal condition

7・3 実際の多気筒エンジンに近い条件での計算結果

ここでは実際の車両に搭載されているDPFなどの排気後処理装置による排気管内の圧力の増加とターボチャージャーの機械効率($\eta_m=0.95$)を考慮し、実際の多気筒エンジンに近い条件でコンプレッサおよび排気タービンに求められる効率やポンピングロスが増加が正味熱効率へ及ぼす影響について計算を行った結果を示す。また、この計算における過給圧は単気筒エンジンの実験結果と同様の $P_b=431.3\text{kPa}$ である。

図16はターボチャージャーの総合効率に対するBMEP、正味熱効率(BTE)およびPMEPの変化を示す。PMEPは排気タービン後流の圧力が111.3kPaから141.3kPaへと段階的に増加していくに従って増大する。このPMEPの増加によるBTEの低下は非常に大きく、排気タービン後流の圧力が141.3kPaの条件においてターボチャージャーの総合効率が60%程度である場合、BTEは現状の単気筒エンジンの最高熱効率である46.7%から4.6%低下すると予測される。

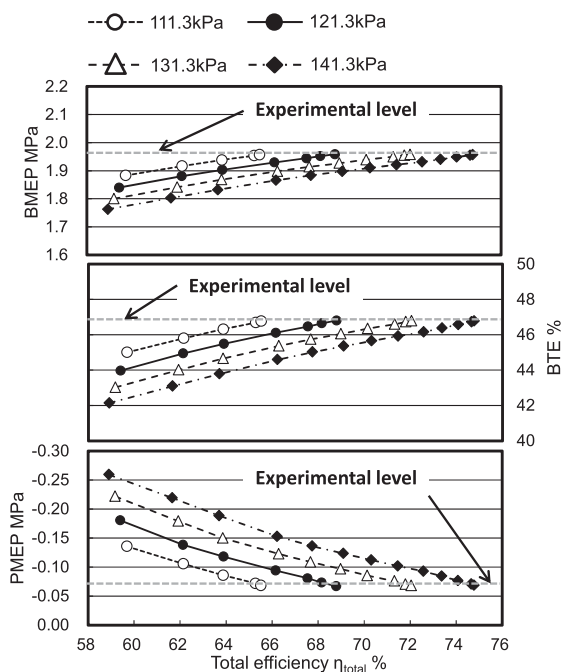


Fig. 16 PMEP and BTE with total efficiency of turbo-charger

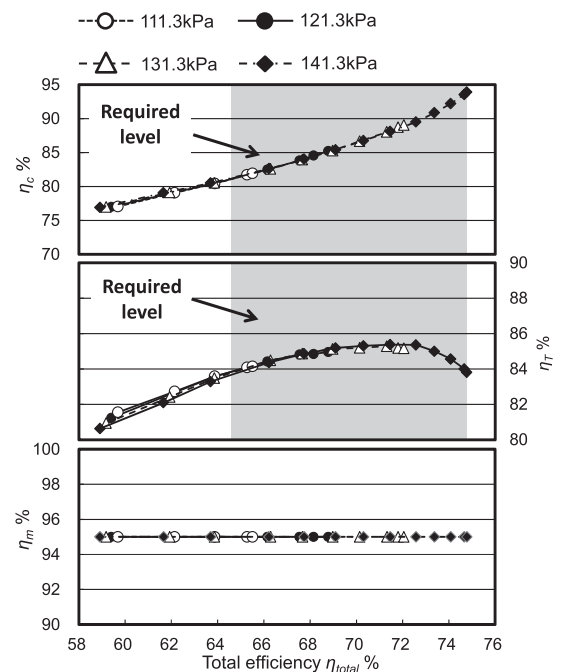


Fig. 17 Compressor efficiency and turbine efficiency

ターボチャージャーを用いた過給の条件において、PMEPを現状の単気筒エンジンの実験結果レベルに維持しつつ、BTEの低下を抑制するためには、ターボチャージャーの排気タービンの容量を高めて且つ排気タービンおよびコンプレッサそれぞれの効率を高めて総合効率を向上させる必要がある。

図17はターボチャージャーの総合効率に対するコンプレッサ効率および排気タービン効率などを示す。図16に示すターボチャージャーを用いた過給により生じるPMEPの増加を抑制し、現状の単気筒エンジンの正味熱効率（BTE=46.7%）を維持するためには、ターボチャージャー後流の排気管内の圧力レベルにもよるが、ターボチャージャーの総合効率として65~70%の水準が必要になると予測される。このためには図17に示すようにコンプレッサ効率としては80%以上、排気タービン効率としては84%以上の効率性能が必要となることが示唆される。

8. まとめ

本検討においては、実際の車両に搭載されている多気筒ディーゼルエンジンと同様にターボチャージャーを用いて、現状の単気筒エンジンと同等の過給レベルを成立させることが可能かどうかに加え、その際にターボチャージャーへ求められる効率およびPMEPの正味熱効率に及ぼす影響について検討し以下の結果を得た。

1. 単気筒エンジンの実験結果に基づいて過給に必要なコンプレッサの駆動動力と排気タービン仕事を熱力学的な観点から概算した結果、排気ガスが有するエネルギーはコンプレッサを駆動するのに必要なポテンシャルを有するが、高い排気タービン効率が必要であることが示唆された。
2. GT-POWERにて排気タービン後流の条件を大気圧条件（101.3kPa）と仮定し、ターボチャージャーの機械効率を $\eta_m=1.0$ と設定した理想条件にて、ターボチャージャーに求められる効率を予測した結果、単気筒エンジンの過給レベルを達成するためには60%近いターボチャージャーの総合効率が必要であることが示唆された。
3. GT-POWERにて排気後処理装置による排気管内の圧力の増加とターボチャージャーの機械効率（ $\eta_m=0.95$ ）を考慮した条件でポンピングロスの増加を抑制し、正味熱効率の低下を最小限にするためには、コンプレッサ効率としては80%以上、排気タービン効率としては84%以上必要であり、排気タービン後流の排気管内圧力にもよるがターボチャージャーの総合効率として65%~75%が必要なことが示唆された。

謝 辞

本稿は株式会社新エィシーイーからの受託研究を基に作成し、本文中に使用した実験データおよび1次元性能予測ツール（GT-POWER）よりご提供いただいたことをここで申し添え、深い感謝の意を表します。

参考文献

- (1) 山口卓也, 青柳友三, 長田英朗, 後藤雄一, 鈴木央一: 広域多量 EGR による予混合圧縮着火燃焼の研究 - 吸気弁閉時期を遅めた場合の効果 -, 自動車技術会論文集, Vol. 38, No. 6, pp. 101-106 (2007)
- (2) 山口卓也, 青柳友三, 藤野竜介, 長田英朗: 高過給・広域多量 EGR のディーゼル燃焼における多段噴射の効果, 日本機械学会論文集, Vol. 75, No. 758B, pp. 1954-1959 (2009)
- (3) 山口卓也, 青柳友三, 長田英朗, 島田一昭, 後藤雄一, 鈴木央一: 広域多量 EGR による予混合圧縮着火燃焼の研究 (第3報) - 高過給・高圧噴射条件での筒内圧力上昇率低減による PCCI 運転領域の拡大 -, 自動車技術会論文集, Vol. 41, No. 3, pp. 673-678 (2010)
- (4) Y. Aoyagi, T. Yamaguchi, H. Osada, K. Shimada, Y. Goto, and H. Suzuki: Improvement of thermal efficiency of a high boosted diesel engine with focus on peak cylinder pressure, International Journal of Engine Research, Vol. 12, No. 3, pp. 227~237 (2011)
- (5) 山口卓也, 青柳友三, 長田英朗, 島田一昭, 後藤雄一, 鈴木央一: 高過給・広域多量 EGR のディーゼル機関の圧縮比と燃焼最高圧力による熱効率改善, 自動車技術会論文集, Vol. 42, No. 3, pp. 761-766 (2011)
- (6) 青柳友三, 島田一昭, 山口卓也, 長田英朗: 燃焼研究による近い将来の大型トラック用ディーゼルエンジンのクリーン化と高熱効率化, エンジンテクノロジーレビュー, Vol. 2, No. 6, pp. 45-54 (2011)
- (7) 青柳友三, 長田英朗, 長田英朗, 小林雅行, 山口卓也, 足立隆幸, 鈴木央一, 後藤雄一: 車両用大型ディーゼル機関の排出ガス低減と熱効率向上, 自動車技術, Vol. 65, No. 9, pp. 58-65 (2011)
- (8) Heywood B. John: Internal Combustion Engine Fundamentals, New York, McGraw-Hill, Inc., (1988), p.130-131.