

圧縮比および膨張比がディーゼル機関の性能・排気特性に及ぼす影響*

田口 智喜^{*1}, 岸上 稜^{*1}, 包 智超^{*1}, 堀部 直人^{*1}, 川那辺 洋^{*1}, 石山 拓二^{*1}

Effects of compression and expansion ratios on performance and emissions of a Diesel engine

Tomoki TAGUCHI^{*1}, Ryo KISHIGAMI^{*1}, Zhichao BAO^{*1},
Naoto HORIBE^{*1}, Hiroshi KAWANABE^{*1}, Takuji ISHIYAMA^{*1}

^{*1} Graduate School of Energy Science, Kyoto University
Yoshida-Honmachi, Sakyo-ku, Kyoto 606-8501, Japan

Abstract

In order to investigate the possibility of thermal efficiency improvement by the higher expansion ratio in a diesel engine, an experiment was conducted by combining a compression ratio of 20.3 and the Miller cycle with the late intake valve closing (IVC), in addition to the standard IVC with a compression ratio of 18.3, using a single-cylinder diesel engine with a cylinder bore of 85 mm. The results show that when using a shallow piston cavity to increase the geometric compression (expansion) ratio, the fuel sprays impinged onto the bottom of the cavity and increased the smoke emission and the cooling loss, and the effect of increasing the expansion ratio cannot be effectively utilized. Therefore, as a result of investigating the influence the piston cavity shape, it was possible to significantly reduce the smoke emission by using a little bit narrow and deep combustion chamber.

Key Words : Diesel engine, Compression ratio, Expansion ratio, Miller cycle, Thermal efficiency, Emission

1. はじめに

内燃機関にとって熱効率向上, 排気エミッション低減および騒音低減は常に取り組みねばならない課題であり, 最近とはくに熱効率向上に着目した研究プロジェクトが進められている⁽¹⁻⁴⁾. 基本的な熱力学理論サイクルの一つであるオットーサイクルを例にとると, 圧縮比(膨張比)および比熱比を高めることで理論熱効率を高めることができる. しかし, 実際のエンジンでは機械的制約によって筒内最大圧力や吸気圧力が制限され, 圧縮比および比熱比の上昇には限界がある. また, 圧縮比を高めると冷却損失および摩擦損失が大きくなり, 熱効率の向上効果が得られない場合がある. そこで, 吸気弁の閉じる時期を変更することで圧縮比と膨張比を独立に設定したミラーサイクルを用いて, 圧縮比を抑えつつ, 膨張比を高めて熱効率を向上させることが大型車両用ディーゼル機関を対象として検討されている⁽⁵⁻⁷⁾. ただし, 高圧縮比化に伴い燃焼室容積が小さくなり, 燃焼が悪化して黒煙濃度が増加する報告もある. 乗用車クラスの小型ディーゼル機関においても熱効率の向上には膨張比の上昇が有効と考えられるが, 小型ディーゼル機関では大型のエンジンと比べて燃焼室容積が小さいため, 高圧縮比化のデメリットが顕著に現れる可能性がある. 小型ディーゼル機関においてミラーサイクルを適用した例は少なく, ミラーサイクル化の性能・排気への影響は不明である.

そこで本研究では, ボア 85 mm のディーゼル機関を用いて, 幾何学的圧縮比の影響および遅閉じミラーサイクルによる有効圧縮比の低下が機関性能・排気に及ぼす影響を調査し, さらに, 幾何学的圧縮比を高めた場合において燃焼を改善するための燃焼室形状について検討した.

2. 実験装置および方法

2・1 実験装置

実験に使用したシステムの概略を図 1 に示す. 試験機関にはボア 85 mm, ストローク 96.9 mm, 行程容積 550

* 2018 年 11 月 26 日 第 29 回内燃機関シンポジウムにおいて発表

^{*1} 京都大学大学院エネルギー科学研究科 (〒606-8501 京都府京都市左京区吉田本町)
E-mail of corresponding author: taguchi.tomoki.62s@st.kyoto-u.ac.jp

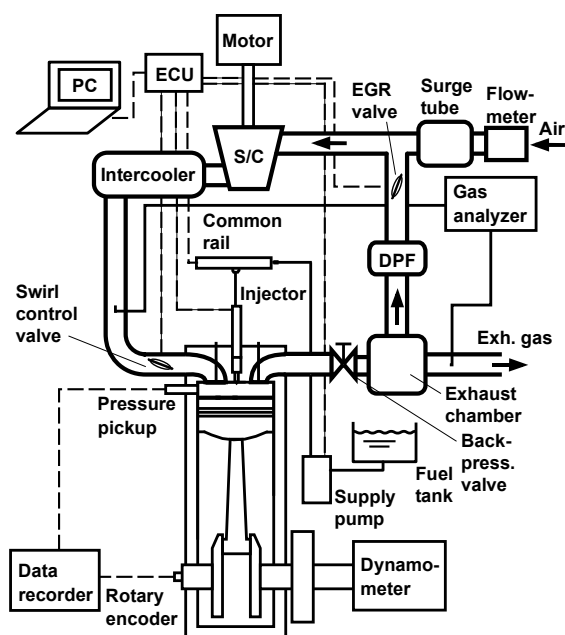


Fig.1 Engine setup

Table 1 Engine specification

Engine type	Direct-injection diesel engine, Single-cylinder, Water-cooled
Bore × Stroke [mm]	85.0 × 96.9
Displacement [cm ³]	550
Injection system	Common-rail system φ0.114 mm × 12 holes nozzle 156° included angle
Charging	External supercharging
EGR system	Low-pressure loop EGR

cm³の水冷単気筒四サイクルディーゼル機関を使用した。表1に試験機関の主要諸元を示す。噴射系には噴孔径0.114 mm、噴孔数12のピエゾ駆動式インジェクタを有するコモンレールシステムを用い、燃料にはJIS 2号軽油（セタン指数：54、密度（15℃）：839.7 kg/m³、低位発熱量：43.1 MJ/kg）を用いた。外部駆動のモータにより燃料昇圧ポンプおよび過給機を運転した。

排気中のNO_x、THC、CO、CO₂、O₂はエンジン排ガス分析装置（Horiba MEXA 1700DEGR）を用いて計測し、黒煙濃度はフィルタ式スモークメータ（AVL 415S）を用いて計測した。燃焼解析にはピエゾ圧電式圧力センサ（Kistler 6052C）より得られた筒内圧力の50サイクル平均波形を用いた。

2・2 実験条件

表2に実験条件を示す。機関回転速度は2,250 rpm、噴射量は39 mm³/cycleとし、燃料噴射圧力は270 MPaとして、パイロット、ブレ、メイン噴射の三段噴射を用いた。噴射時期を変更する場合には、噴射間隔は一定として全体の噴射時期を変更した。吸気温度は50℃、標準の吸気圧力および排気圧力は180 kPaとし、吸気圧力は180～210 kPaの範囲で変更した。このとき、排気圧力は吸気圧力と同じ値に設定した。スワール比は予備実験において本システムで設定可能な範囲内で最も高い熱効率が得られた1.3とした。

幾何学的圧縮比（ ε_g ）を変更する際、図2に示すピストンを用いて、 ε_g を18.3と20.3に変化させた。すなわち、圧縮比18.3のピストンTS60C2に対し、TS60C4ではくぼみ深さを浅くして圧縮比を20.3にした。また、圧縮比20.3のTS56C4およびTS57C4は、TS60C4に対しくぼみの口径を小さく、深くした。

有効圧縮比を変更する際には、1次元エンジンシミュレーション（GT-POWER）を用いて検討した後述の結果をもとに、図3に示す通り、従来よりも吸気弁閉時期を40°CA遅らせた遅閉じミラーサイクルを採用した。ただし、ミラーサイクルを用いる際には装置の都合上、排気弁を一つ減らした三弁シリンダヘッドを用いた。標準運転条件におけるシリンダヘッドによる性能・排気、筒内圧力および熱発生率への影響を図4～6に示す。内部EGRの増加によって考えられる黒煙濃度の増加は見られるが、排気行程を除く筒内圧力、熱発生率、グロス図示熱効率に大きな違いはない。

なお、いずれのシリンダヘッドを用いた場合も、機械的強度の制限から筒内最大圧力を16 MPaに制限した。

2・3 ヒートバランス解析

ヒートバランスの計算にはネット図示仕事、ポンプ損失、排気損失、冷却損失、未燃損失を考慮した。ネット

Table 2 Engine operating conditions

	Standard	Effect of inj. timing		Effect of intake press.	Effect of comp. ratio	Effect of Miller cycle	Effect of piston shape		
Engine speed [rpm]	2,250	←		←	←	←	←		
Fuel inj. pressure [MPa]	270	←		←	←	←	←		
Inj. quantity [mm ³ /cycle]	39.0	←		←	←	←	←		
Pilot inj. quantity [mm ³ /cycle]	1.7	←		←	←	←	←		
Pre inj. quantity[mm ³ /cycle]	1.8	←		←	←	←	←		
Main inj. quantity[mm ³ /cycle]	35.5	←		←	←	←	←		
Pilot inj. timing [°ATDC]	-20.3	-21.8	-22.8	-20.3	←	←	←	-18.8	-17.3
Pre inj. timing [°ATDC]	-9.3	-10.8	-11.8	-9.3	←	←	←	-7.8	-6.3
Main inj. timing [°ATDC]	-1.8	-3.3	-4.3	-1.8	←	←	←	-0.3	1.2
Intake gas temperature [°C]	50	←		←	←	←	←		
Intake and exhaust pressure [kPa abs.]	180	←		190 - 210	180	←	210		
Intake oxygen concentration [mol.%]	18.8	18.6	18.4	19.2	←	←	←		
Swirl ratio [-]	1.3	←		←	←	←	←		
Piston	TS60C2	←		←	TS60C4	←	TS57C4, TS56C4		
Compression ratio [-]	18.3	←		←	20.3	←	←		
Intake cam	Conv.	←		←	←	Miller	←		
Cylinder head	4-valve (3-valve)	4-valve		4-valve	4-valve	3-valve	3-valve		

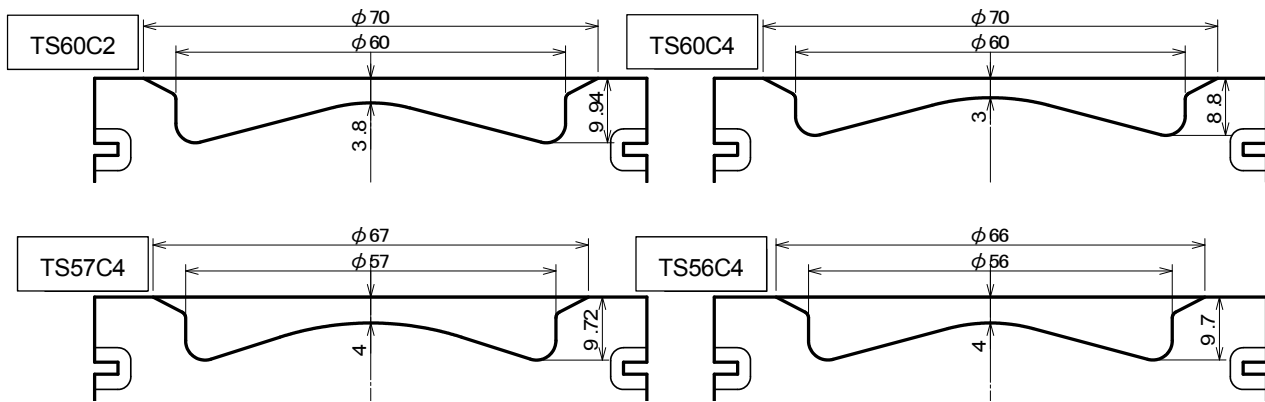


Fig.2 Piston shape

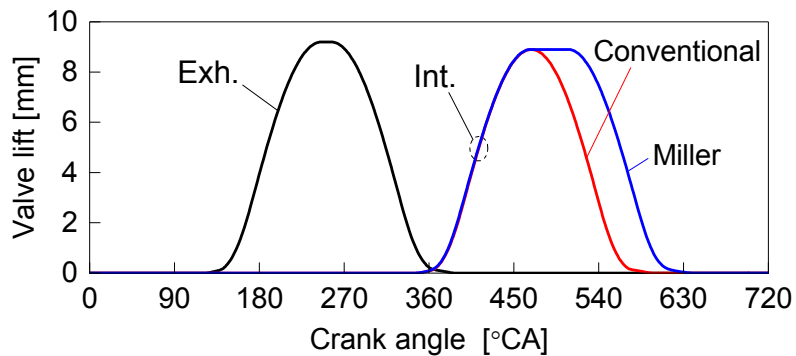


Fig.3 Valve lift of conventional and Miller cycle

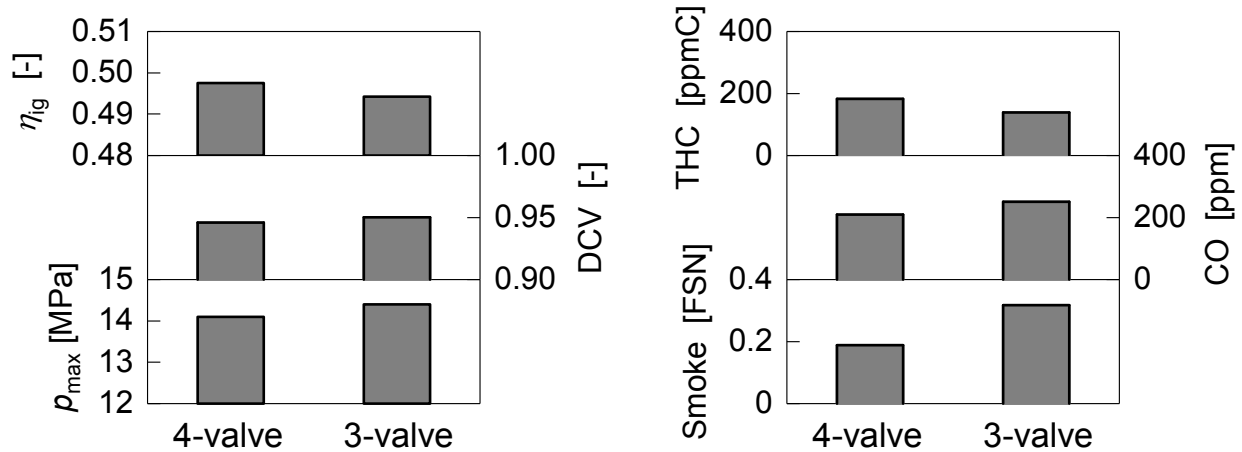


Fig. 4 Effect of cylinder head on gross indicated thermal efficiency (η_{ig}), degree of constant volume (DCV), maximum in-cylinder pressure (p_{max}), THC, CO and Smoke

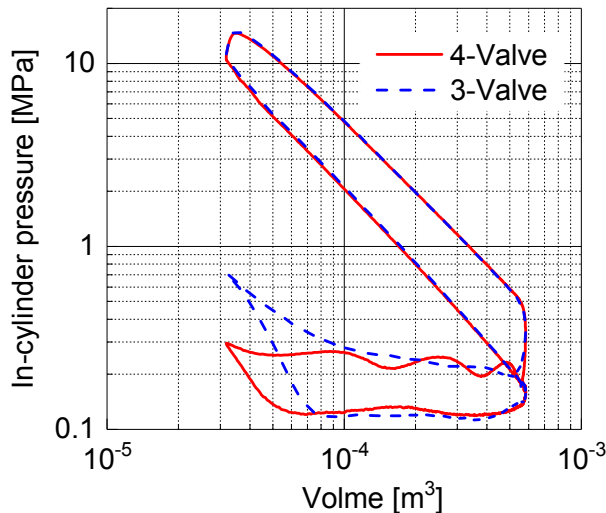


Fig. 5 Effect of cylinder head on in-cylinder pressure

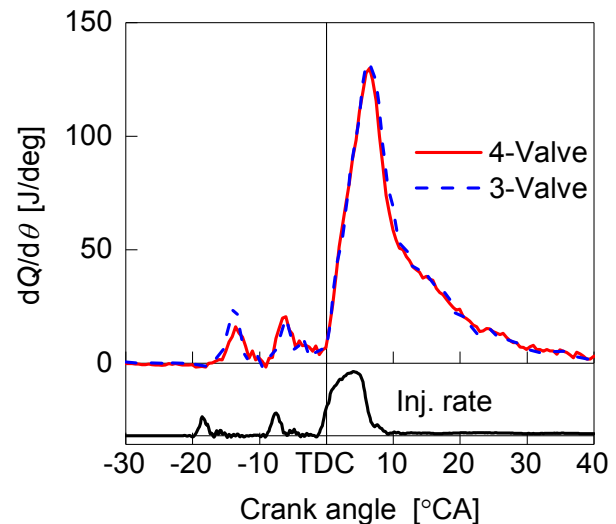


Fig. 6 Effect of cylinder head on rate of heat release ($dQ/d\theta$)

図示仕事にポンプ損失を加えたものがグロス図示仕事を表す。図示仕事およびポンプ損失は筒内圧力より求め、排気損失は吸気および排気の組成、流量および熱電対で得られた時間平均温度を用いて算出したエンタルピーの差とした。未燃損失は排ガス分析結果より算出し、投入燃料の発熱量から図示仕事、ポンプ損失、排気損失、未燃損失を差し引いた残りを冷却損失として扱った。なお、いずれの場合も未燃損失は1%以下であった。

3. 結果および考察

3・1 噴射時期、吸気圧力および幾何学的圧縮比の影響

まず、熱効率向上の手段として一般的に用いられる噴射進角、吸気圧力上昇、圧縮比上昇の効果を調べた。噴射時期は熱効率の上昇が得られなくなる時期まで進角した。また、吸気圧力および圧縮比を変更する際は、標準の噴射条件において、吸気圧力は210 kPaまで変化させ、圧縮比はTS60C4を用いることで20.3に変化させた。いずれもNOx排出濃度が800 ppmとなるようEGR率を調整した。

図7と図8に機関性能と排気特性を示す。噴射時期を進角すると等容度が上昇して排気損失が低下する一方で、冷却損失が上昇する。結果として、噴射時期を1.5°CA進角するとグロス図示熱効率 η_{ig} （以下、熱効率）はわずかに上昇し、2.5°CA進角すると低下した。噴射の進角によりCOがわずかに増加するが、排気エミッションへの影響は小さい。吸気圧力を上昇させると、等容度の上昇と冷却損失の大幅な低下が得られ、熱効率は上昇した。このとき、THC、CO、Smokeは低下した。圧縮比を上昇させると、排気損失が低下する一方、冷却損失が上昇した。

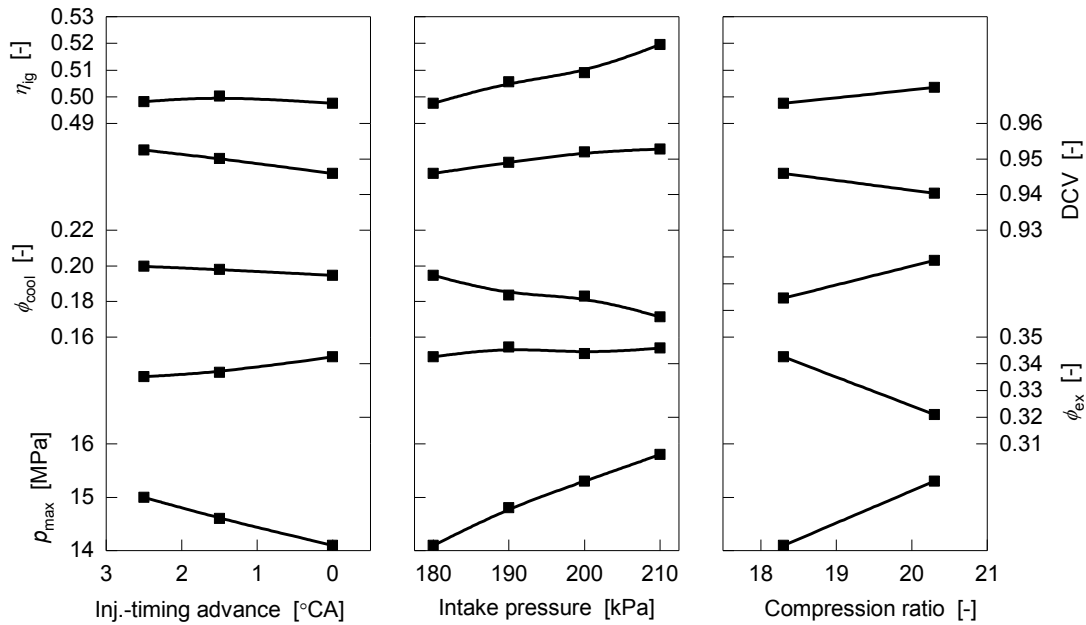


Fig.7 Effect of injection timing, intake pressure, and compression ratio on gross indicated thermal efficiency (η_{ig}), degree of constant volume (DCV), cooling loss ratio (ϕ_{cool}), exhaust loss ratio (ϕ_{ex}), and maximum in-cylinder pressure (p_{max})

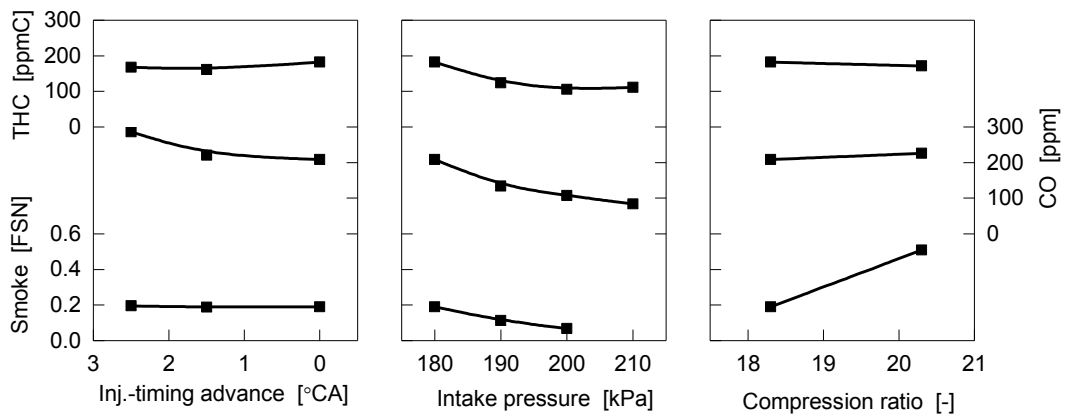


Fig.8 Effect of injection timing, intake pressure, and compression ratio on exhaust emissions (Smoke at 210 kPa is lacked)

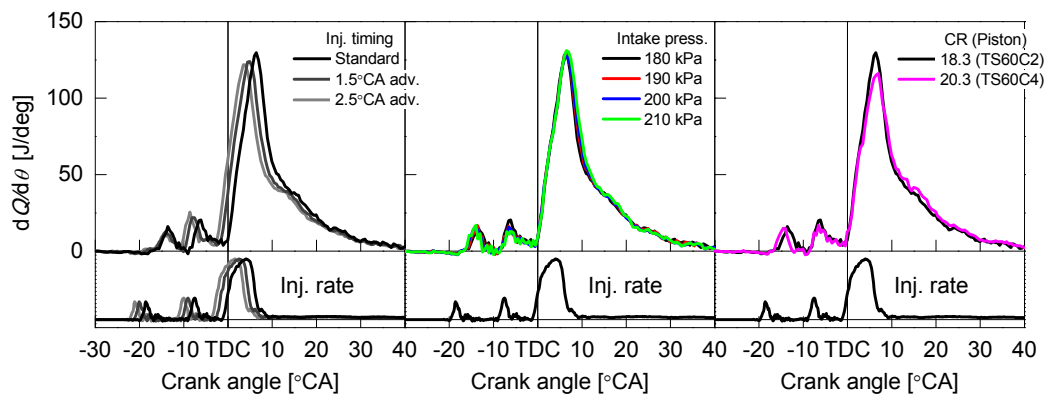


Fig. 9 Effect of injection timing, intake pressure, and compression ratio on rate of heat release

また、等容度が低下した。熱効率は上昇し、黒煙濃度が増加した。

図9に各パラメータを変更した際の熱発生率を示す。噴射時期を進角すると熱発生率が全体に進角した。吸気圧力を高めると熱発生率が最大となった後の熱発生率の減衰がわずかに遅れる。これが等容度の向上に繋がったと考えられる。圧縮比を高めると熱発生率の最大値が低下し、後燃え期間の熱発生率が上昇した。NO_x 排出濃度



Fig. 10 TS60C4 piston after experiment

を一定とするため、圧縮比を高めた条件では EGR 率を上昇させたことに加えて、ピストンのくぼみを浅くしたため、噴霧がピストンに衝突して空気導入が抑制されたためと考えられる。

試験後の TS60C4 ピストン（圧縮比 20.3）の写真を図 10 に示す。燃焼室くぼみの底に噴霧の痕が見られることから、明らかに噴霧がピストンのくぼみの底に衝突したと考えられる。前述の通り、圧縮比を上昇させると冷却損失が上昇したが、圧縮比上昇による筒内温度上昇の影響に加えて、噴霧がピストンを舐めるように接触することによって、冷却損失が増加したと考えられる。

3・2 吸気弁遅閉じの影響

つぎに、ミラーサイクル化の効果を調査した。まず、1 次元エンジンシミュレーションを用いて吸気弁閉時期について予備調査を行った。圧縮比、吸気弁閉時期、吸気圧力が最大筒内圧力とグロスおよびネットの図示熱効率に及ぼす影響を図 11 に示す。ここでは、運転条件によって熱発生率が変化しないものとして取り扱い、ターボ過給を搭載した四気筒エンジンを想定して計算した。圧縮比上昇および吸気圧力上昇について絶対値は多少異なるものの、図 7・図 8 で得られた傾向をよく再現している。吸気弁閉時期を 40°CA まで延長させて行くと、最大筒内圧力の低下とともにグロスおよびネットとも図示熱効率が上昇する。さらに、 60°CA 延長させるとグロス図示熱効率は低下する。過給圧力を高めるほどグロス図示熱効率は上昇するが、過給機効率に依存してネット図示熱効率は $190\sim 200\text{ kPa}$ で最大となる。

この予測結果を鑑みて、従来よりも吸気弁閉時期を 40°CA 遅らせ、吸気圧力を 190 kPa から 210 kPa まで変更した。なお、これ以降、吸気酸素濃度を 19.2% 一定として実験を行った。図 12 に性能・排気特性を示す。幾何学的圧縮比 20.3 に吸気弁閉時期 40°CA 遅閉じを組み合わせることで圧縮比 18.3 と同等の最大筒内圧力となった。これは有効圧縮比が概ね同等であることを意味する。NOx は運転条件により差が見られないが、ミラーサイクル化により黒煙濃度は更に上昇した。

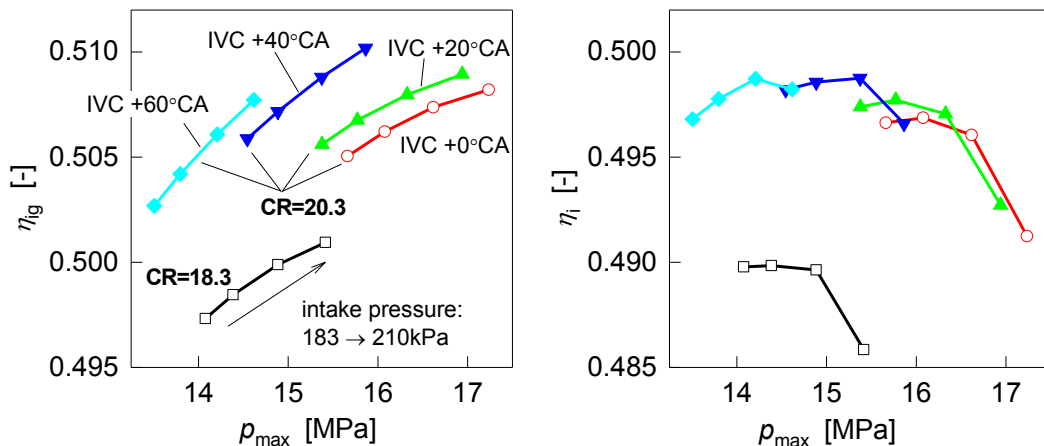


Fig. 11 Effect of delaying the intake-valve closing on maximum in-cylinder pressure ($p_{\max}$), and gross and net indicated thermal efficiency (η_{ig} , η)

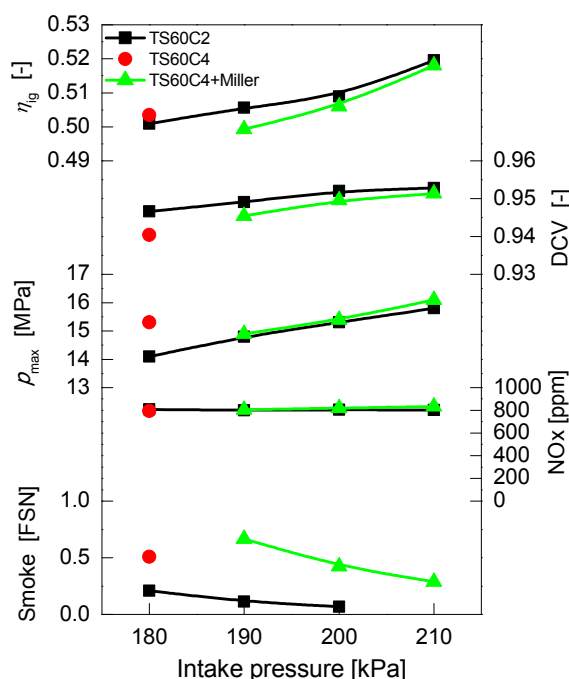


Fig. 12 Effect of Miller cycle on engine performance and exhaust emissions

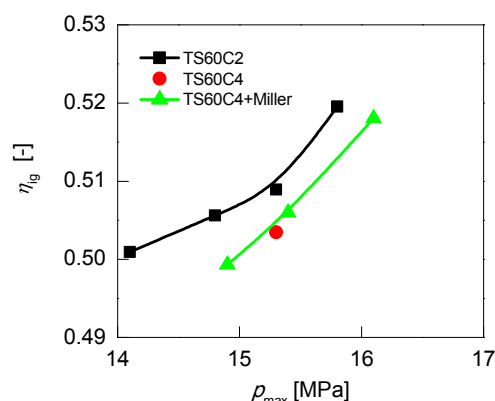


Fig. 13 Effect of Miller cycle on engine performance and exhaust emissions

ミラーサイクル化により最大筒内圧力が抑制される一方、圧縮比 18.3 の TS60C2 よりも熱効率は低くなった。最大筒内圧力とグロス図示熱効率の関係を図 13 にまとめた。同じ最大筒内圧力で比較すると、圧縮比 20.3 の TS60C4 を用いた場合にはミラーサイクル化によってわずかながら熱効率が改善したが、TS60C2 と比べると低い。図 12 に示す通り、等容度の低下に起因するものと思われる。

3・3 燃焼室形状の影響

圧縮比 18.3 (TS60C2) から圧縮比 20.3 のミラーサイクル (TS60C4, 吸気弁 40°CA 遅閉じ) による熱効率の悪化および黒煙濃度の上昇は噴霧のピストンのくぼみ底への接触による空気導入量の低下が原因と考え、同じ圧縮比ながらくぼみ深さを変更した TS57C4 および TS56C4 を用いて試験を行った。図 14 に性能・排気を、図 15 に標準噴射時期の熱発生率を示す。深くくぼみを用いることで NOx の増加はほとんどなしに黒煙濃度を大幅に低減できた。また、熱発生率の最大値が上昇した。図 16 に示す運転後の TS57C4 ピストンの写真を示す。狙い通り、噴霧のくぼみ底への衝突が抑えられており、黒煙濃度の低下および熱発生率の上昇は空気導入が改善した結果と考えられる。ただし、図 14 に示す通り、標準噴射時期では等容度および熱効率の改善は得られなかった。くぼみ口径を小さくすると冷却損失が上昇しており、噴霧がくぼみ側壁に衝突する速度の影響が大きくなったと考えられる。

4. まとめ

乗用車用サイズのディーゼル機関を用いて、幾何学的圧縮比の影響および遅閉じミラーサイクルによる有効圧縮比の低下が機関性能・排気に及ぼす影響を調査し、さらに、幾何学的圧縮比を高めた場合において燃焼を改善するための燃焼室形状について検討した。得られた知見を以下に示す。

1. 圧縮比を 18.3 から 20.3 に高めると熱効率は上昇するが、等容度の低下、冷却損失の上昇、黒煙濃度の大幅な増加が見られた。浅い燃焼室くぼみを用いたために、噴霧がピストンくぼみ底に衝突し、空気導入が抑制されたと考えられる。
2. 吸気弁遅閉じによるミラーサイクルを用いると、同じ最大筒内圧力となる吸気条件を選んだ場合、従来吸気弁閉時期の運転と比べて熱効率は上昇するが、黒煙濃度は高く、燃焼室くぼみの深い圧縮比 18.3 より熱効率は低い。

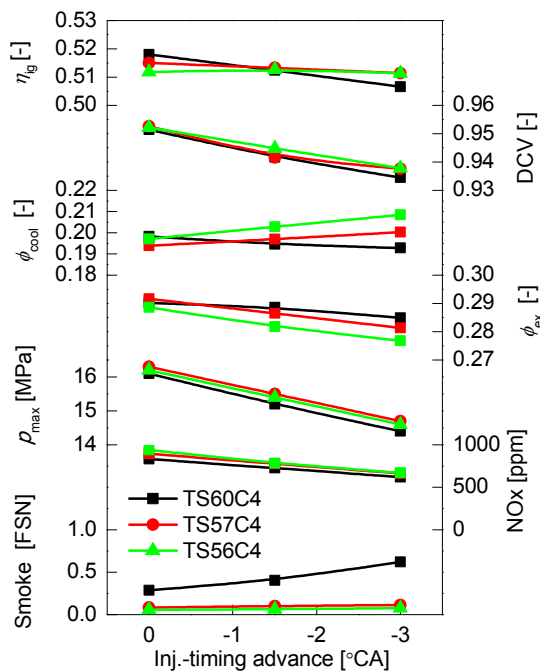


Fig. 14 Effect of piston cavity shape on engine performance and exhaust emissions

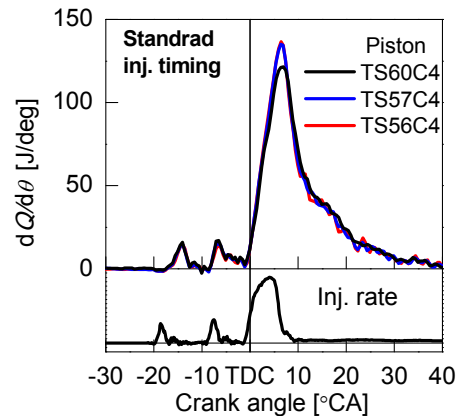


Fig. 15 Effect of piston cavity shape on rate of heat release on standard injection timing



Fig. 16 TS57C4 piston after experiments

3. 燃焼室くぼみの口径を小さく、深くした燃焼室を用いると最大熱発生率が高くなり、黒煙濃度を大幅に低減できる。ただし、熱効率の向上は得られない。噴霧がくぼみ壁面に到達する際の速度が高くなるために冷却損失が増加するためと考えられる。

限られた最大筒内圧力の制限内で高膨張比化による熱効率向上効果を得るためには、幾何学的圧縮比の向上とミラーサイクルの組み合わせが有効と考えられるが、燃焼室くぼみを小さくして幾何学的圧縮比を高めると噴霧がくぼみ壁面に衝突して空気導入の悪化や冷却損失の増加に繋がる。これらの改善には多段噴射の活用が有効であると考えられるので、噴射条件の影響について調査を進める必要がある。

謝 辞

本研究は、総合科学技術・イノベーション会議のSIP（戦略的イノベーション創造プログラム）「革新的燃焼技術」（管理法人：JST）によって実施された。また、実験の遂行に当たり、本学研究員 古川正善氏にご協力頂いた。ここに謝意を表す。

文 献

- (1) Singh, S., “Super Truck Program: Engine Project Review Recovery Act – Class 8 Truck Freight Efficiency Improvement Project,” https://www.energy.gov/sites/prod/files/2015/06/f23/ace058_singh_2015_o.pdf, (accessed March 12, 2018).
- (2) National Science Foundation Directorate for Engineering. NSF/DOE partnership on advanced combustion engines. NSF Solicitation 12-559 (2012).
- (3) “Clean High-Efficiency Diesel Engine VII (CHEDE-VII),” <https://www.swri.org/consortia/clean-high-efficiency-diesel-engine-vii-chede-vii>, (accessed May 25, 2018)

- (4) “革新的燃焼技術 | 戦略的イノベーション創造プログラム (SIP)”<http://www.jst.go.jp/sip/k01.html> (accessed September 13, 2018).
- (5) 橋本宗昌, 長田英朗, 村山哲也, 内田登, “幾何学的高圧縮比用ピストンの燃焼室形状の検討”, 自動車技術会論文集, Vol. 45, No.1 (2014), pp. 55-62.
- (6) 福長聡, 長田英朗, 岡本毅, 島田一昭, 内田登, “大型単気筒ディーゼルエンジンを用いた高膨張比サイクルでの熱効率改善”, 自動車技術会論文集, Vol. 46, No.1 (2015), pp. 59-64.
- (7) 福長聡, 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 (2016), pp. 67-73.