

論文・解説

42

高圧縮比化と冷却損失低減による内燃機関の高効率化

High Efficiency of Internal Combustion Engine by High Compression Ratio and Cooling Loss Reduction

藤本 昌彦*1

Masahiko Fujimoto

山本 博之*4

Hiroyuki Yamamoto

藤本 英史*2

Hidefumi Fujimoto

山下 洋幸*3

Hiroyuki Yamashita

要約

内燃機関の熱効率向上を目指し、0次元燃焼と1次元熱伝導の連成解析を用いて冷却損失低減手法を検討した。その手法としてエンジン諸元の最適化や燃焼室壁への断熱材適用を想定し、冷却損失や熱効率へ及ぼす影響を調べた。その結果、低熱伝導率と低比熱を両立する断熱材を用い、ガス温度に高応答で追従して燃焼室表面温度を変化させることで、図示熱効率を大きく向上できることが明らかとなった。また超高圧縮比・リーン燃焼との組み合わせで飛躍的な熱効率向上の可能性があることが分かった。

Summary

To improve thermal efficiency of internal combustion engines, methods of cooling loss reduction were studied using CAE analysis coupling a 0-D combustion and a 1-D heat conduction. As the methods, the engine specifications optimization and heat-insulation materials on the combustion chamber were assumed. And the influence of their parameters on the cooling loss and the thermal efficiency was investigated. As a result, it was found that the indicated thermal efficiency improved drastically by applying the lower heat conductivity and the lower heat specific materials for combustion chamber coating shifting the surface temperature of the combustion chamber responding to the gas temperature. It was also revealed that there was an opportunity to further improve the thermal efficiency by the combination of an extremely high compression ratio and a lean burn.

1. はじめに

世界全体の温室効果ガス排出量を2050年までに少なくとも50%削減するとの目標が、2008年の北海道洞爺湖サミットで合意され、世界がエネルギーの活用による環境負荷を抑える「低炭素化社会」の実現に向けて動いている。こうした中、自動車の動力源への要求は、地球上の地域差、車両特性、エネルギー事情（コスト、セキュリティ）などさまざまな側面で多様化しており、将来的にも複数の選択肢（マルチソリューション）を持つことが重要である。

経済産業省が2010年4月に取りまとめた「次世代自動車戦略2010」では、2020年時点の新車販売台数で80%の「先進環境対応車」の普及を目指すとしている⁽¹⁾。そのう

ち、「次世代自動車」は20~50%が政府目標であり、残りの30~60%は高効率な内燃機関を必要とする「従来車」となる。「次世代自動車」でも、例えばHEV（Hybrid Electric Vehicle）の燃費性能向上を図るには、内燃機関の効率向上が大きく寄与することを考えれば、内燃機関の果たすべき役割は極めて大きい。マツダでは自動車の段階的な電動化（ビルディングブロック戦略⁽²⁾）を進めるとともに、Fig.1に示すように、そのベース技術となる内燃機関の将来目標設定を行い、継続的な進化⁽³⁾を目指している。

内燃機関の理論熱効率向上策として高圧縮比化がよく知られている。しかし、圧縮比を高くすると冷却損失が増大

*1~4 技術研究所
Technical Research Center

するため、熱効率が低下するとの報告⁽⁴⁾がある。これは異常燃焼などの燃焼上の課題や機械抵抗増などの構造上の課題をすべて解決しても、熱効率の限界が存在することを意味する。そこで本研究では、内燃機関の熱効率向上、冷却損失の大幅低減を目的として、燃焼室壁面へ断熱材をコーティングし、熱特性や基本エンジン諸元が、冷却損失や図示熱効率へ及ぼす影響について、0次元燃焼解析と1次元熱伝導解析の連成解析手法⁽⁵⁾を用いた基礎的な検討を行った。

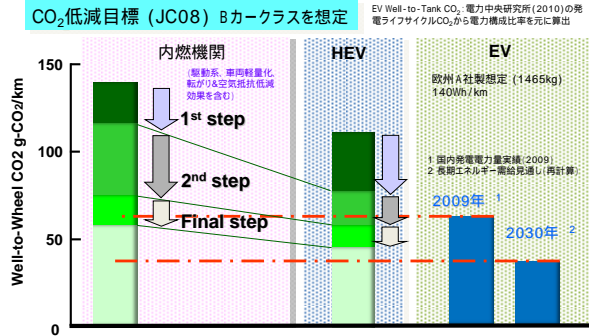


Fig.1 CO₂ Goal Setting of Internal Combustion Engine⁽³⁾

2. 計算解析手法

Fig.2 に本研究で使用した連成計算モデルを示す。シリンダ内ガスは理想気体を仮定した。燃焼室はシリンダヘッド、ライナ、ピストンの3部位に分割し、各壁面は厚さ方向のみ考慮した。連成計算では、シリンダ内ガスと燃焼室壁面間の接触面の温度差による熱移動のみ考慮した。

2.1 気相(シリンダ内ガス)計算手法

シリンダ内ガスは理想気体で、温度 T 、圧力 p はシリンダ内で均一であるとした。 dp は全微分形式の気体状態方程式から、下式で表される。

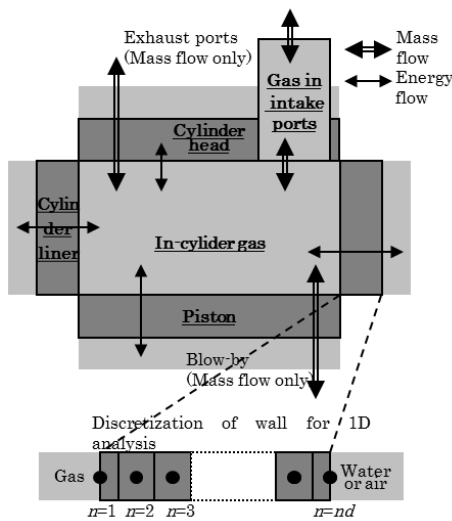


Fig.2 Calculation Model

$$dp = p \left(\frac{dm}{m} + \frac{dR}{R} + \frac{dT}{T} - \frac{dV}{V} \right) \quad (1)$$

質量変化率 dm は吸排気、燃焼等による組成変化から計算した。燃焼による組成変化率計算は Wiebe 関数を使用し、燃焼以外の影響を検討するため、変化率はすべての条件で一定とした。 dT はエネルギー変化率 dQ から以下で表される。

$$dT = \frac{dQ - \sum_{j=1}^{ns} u_j dm_j}{mCv} \quad (2)$$

$$dQ = dQ_{\text{piston_work}} + dQ_{\text{fuel_latent_heat}} + dQ_{\text{cooling_loss}} + dH_{\text{blowby}} + dH_{\text{chemical_reaction}} + dH_{\text{gas_in_and_out}} + dH_{\text{fuel_injection}} \quad (3)$$

$$dQ_{\text{cooling_loss}} = \sum_{m=1}^{nw} \alpha S_m (T_{m,n-1} - T) \quad (4)$$

熱伝達係数 α は以下の Woschni 熱伝達モデル⁽⁶⁾を使用した。

$$\alpha = 0.013 \cdot D^{-0.2} p^{0.8} T^{-0.53} w^{0.8} \quad (5)$$

$$w = 2.28c_{mp} + 0.00324(p - p_{\text{motoring}}) V_h \frac{T_r}{p_r V_r}$$

2.2 熱伝導計算手法

燃焼室形状は円柱とし、壁面はシリンダヘッド、シリンダライナ、ピストンの3部位に分割する(Fig.2)。各壁面は厚み方向のみ nd 個に分割し、非定常熱伝導方程式を使用して各格子点の温度 $T_{m,n}$ を計算した。

$$dT_{m,n} = \frac{dQ_{m,n}}{S_m \delta_{m,n} C_m \rho_{m,n}} \quad (6)$$

以上の p 、 T 、 m 、 $T_{m,n}$ に関する常微分方程式を、VODE Solver⁽⁷⁾ を使用して解き、冷却損失や壁面温度等が収束するサイクルまで繰り返し計算を行った。

Table 1 Specifications of Coating

NM	Heat conductivity	Specific heat
	No coating	
VM1	Al × 0.01	Al × 1
VM2	Al × 0.001	Al × 1
VM3	Al × 0.01	Al × 0.01
VM4	Al × 0.001	Al × 0.01
VM5	Al × 1	Al × 0.01

Table 2 Base Engine Specifications

Compression ratio (ϵ)	20.0
Cylinder volume (V_h)	500 [cm ³]
Bore × Stroke	86×86 [mm]
Connecting rod length	146.25 [mm]
Inlet valve timing	IVO: 8 [deg. BTDC] IVC: Variable
Exhaust valve timing	EVO: 52 [deg. BTDC] EVC: 18 [deg. ATDC]
Inlet and Exhaust valve lift	8 [mm]
Number of valves	Intake: 2, Exhaust: 2
Diameter of intake port	40 [mm]
Diameter of exhaust port	30 [mm]
Engine speed	2500 [rpm]
Intake air temperature	293.15 [K]
Intake air pressure	1.01325×10 ⁵ [Pa]
Target indicated mean effective pressure (P_i)	400 [kPa]
Excess air ratio (λ)	4
Start of injection	60 [deg. BTDC]
Injection duration	10 [deg.]
Calculation method of reaction rate	Wiebe

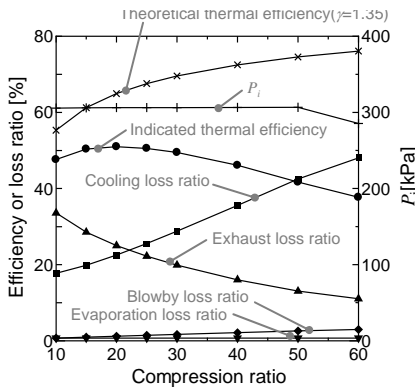


Fig.3 Influence of Compression Ratio (2,500[rpm], $P_i=300$ [kPa], $\lambda=4$)

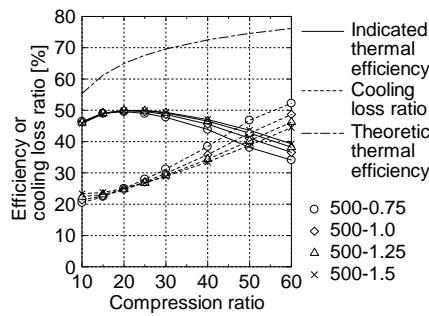


Fig.4 Influence of SB Ratio (2,500[rpm], $P_i=400$ [kPa], $\lambda=3$)

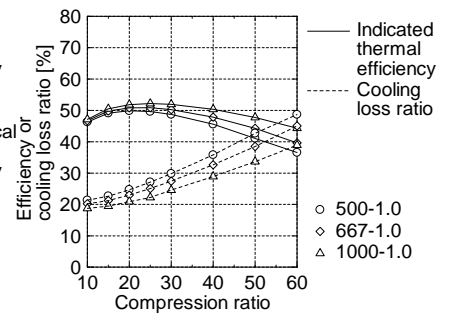


Fig.5 Influence of Cylinder Volume (2,500[rpm], $P_i=400$ [kPa], $\lambda=3$)

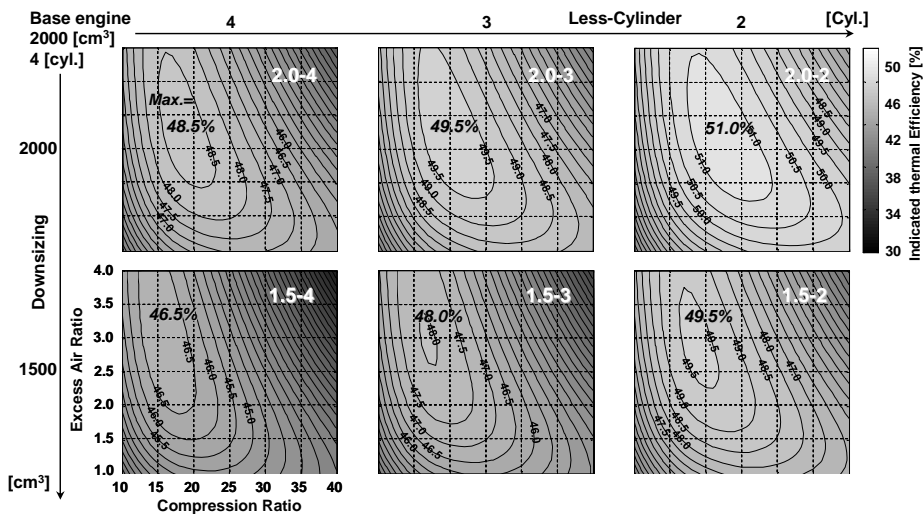


Fig.6 Influence of Engine Less-Cylinder and Engine Downsizing on Indicated Thermal Efficiency (2,000[rpm], $P_i=400$ [kPa])

3. ベースエンジン諸元および計算条件

計算は、熱特性（熱伝導率，比熱）を変更した仮想断熱材（VM1～VM5）を Fig.2 のシリンダライナ以外の燃焼室壁面に 1 [mm]コーティングしたとして解析した。計算で使った断熱材の熱特性（熱伝導率と比熱のアルミニウムに対する比率）を Table 1 にまとめる。また Table 2 にベースエンジンの諸元と計算条件を示す。基本的にエンジン負荷（吸気量）は吸気弁閉じ時期（IVC）で調整した。

4. 計算解析結果

4.1 節では，“ストローク／ボア”（以下 SB 比），行程容積の冷却損失，熱効率へ及ぼす影響を基礎的に解析し，エンジン形式として減筒化や過給ダウンサイジング化の効果を調べる。4.2 節では，断熱材の熱特性（熱伝導率，比熱）の影響を調べ，各エンジン形式において断熱材を組み合わせ，熱効率の飛躍的改善の可能性を考察する。

4.1 エンジン諸元の影響

ベースエンジンにおける圧縮比 ϵ と図示熱効率，各損失の関係性を調べた。その結果を Fig.3 に示す。オットーサイクルの理論熱効率（比熱比 $\gamma=1.35$ として計算）は圧縮比と

ともに大きくなるが，冷却損失割合も大きくなるため，図示熱効率は $\epsilon=20$ で最大となる。冷却損失割合が高圧縮比で増加するのは，ガス温度の上昇に加え，圧縮圧力の増加により式(5)の熱伝達率が大きくなるためである。

SB 比を変更した時の，圧縮比と図示熱効率，冷却損失割合，および理論熱効率の関係を Fig.4 に示す。 $\epsilon=20$ 以上では SB 比を大きくするほど，すなわちロングストローク化することで，冷却損失が低減し，図示熱効率が向上する。

“表面積／体積”（以下 SV 比）は，行程容積（ V_h ）と SB 比で表すと下式となる。

$$(S/V)_{TDC} = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{V_h} \cdot \frac{\epsilon + 2 \cdot SB - 1}{SB^{2/3}}} \quad (7)$$

式(7)から算出される SV 比改善率は，SB 比 1.0 から 1.5 にすることにより 16.7% ($\epsilon=10$) ～ 22.4% ($\epsilon=60$) となるが，冷却損失割合低減率は，この値以下となっている。これは，圧縮比が低い方が SV 比改善率は小さくするとともに，ボア径（D）と平均ピストン速度（ c_{mp} ）の関係から，小ボアほど式(5)の熱伝達率が増加するためと考えられる。

Fig.5 は行程容積の影響を示した結果である。行程容積を大きくすることで冷却損失が低減，図示熱効率が改善するとともに，最高効率が得られる圧縮比が高圧縮比側に移

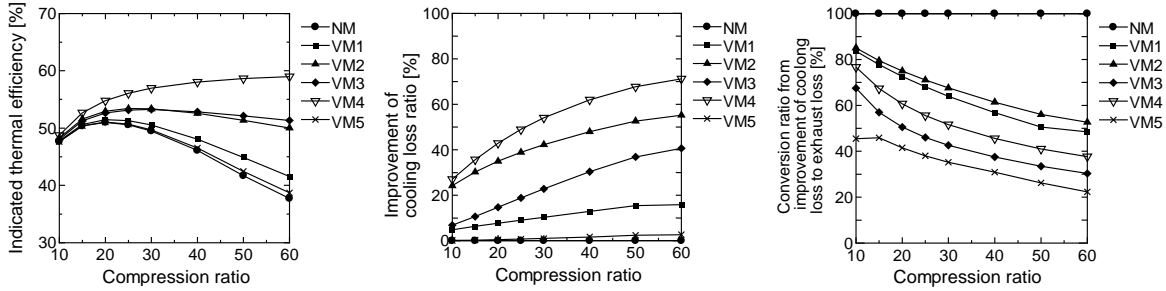


Fig.7 Influence of Insulation Coat on Efficiency, Cooling Loss Ratio and Exhaust Loss Ratio (2,500[rpm], $P_i=300$ [kPa], $\lambda=4$)

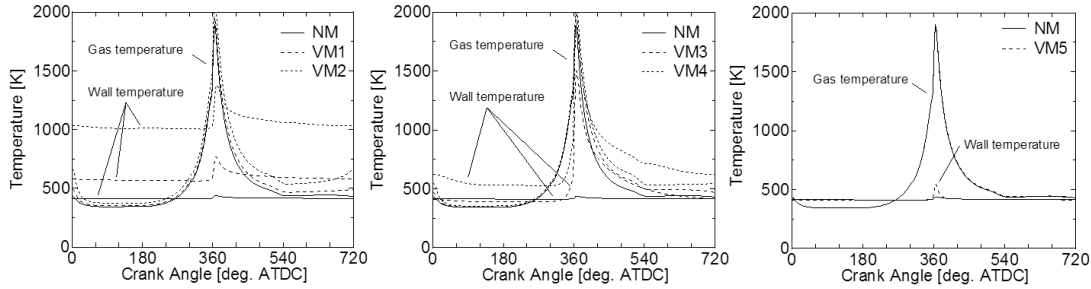


Fig.8 Time History of Gas Temperature and Wall Surface Temperature ($\varepsilon=60$, 2,500[rpm], $P_i=600$ [kPa], $\lambda=3$)

動して $\varepsilon=25$ となる。行程容積の増加で冷却損失が低減するのは、式(7)から分かるように V_h が大きくなることによりSV比が小さくなるためである。

次に、減筒（以下、レスシリンダ）化と過給ダウンサイジング化の影響を調べるため、圧縮比と空気過剰率の等図示熱効率線図を比較した。その結果を Fig.6 に示す。計算は単シリンダのみだが、Table 2 のエンジン諸元は、4 気筒の場合、総排気量 2.0 [L]となる。これを一定として気筒を減じ、行程容積を拡大したものをレスシリンダ、また総排気量を縮小し、同一トルクになるよう過給したものをダウンサイジングとした。負荷は吸気圧力で調整し、図示熱効率はグロス値である。

ベースに対し、ダウンサイジングで最高図示熱効率は低下し、その効率を示す圧縮比が低圧縮比側へ移動する。逆にレスシリンダ化では、最高図示熱効率は向上し、その圧縮比が高圧縮比側へ移動する。低圧縮比・理論空燃比では、ダウンサイジング化の図示熱効率への影響は小さいが、高圧縮比・リーン化が進んだ場合、その低下が無視できなくなる。その場合、レスシリンダ化と組み合わせれば、図示熱効率の悪化を抑制し、ダウンサイジングの長所（機械抵抗低減による正味熱効率向上やダウンスピーディングによる燃料消費量削減）を活かすことが期待できる。

4.2 断熱材の影響

Fig.7 に、断熱材を使用した時の圧縮比と図示熱効率、冷却損失低減率、低減した冷却損失が排気損失へ転換する割合（冷却損失低減の内、熱効率向上に寄与しない割合）の関係を示す。また Fig.8 に、断熱材別の筒内平均ガス温度とシリンダヘッド表面温度の変化を示す。

Fig.7 から断熱材により図示熱効率が向上しており、最高図示熱効率が得られる圧縮比が高圧縮比側に移動すること

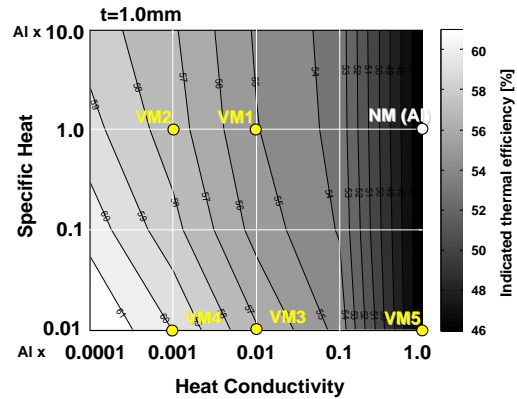


Fig.9 Influence of Heat Conductivity and Specific Heat ($\varepsilon=40$, 2,500[rpm], $P_i=600$ [kPa], $\lambda=4$)

が分かる。これは冷却損失が低減するためだが、図示熱効率改善の寄与率に大きな違いがある。例えば、図示熱効率の最大値は VM2（熱伝導率 1/1,000）と VM3（熱伝導率 1/100、比熱 1/100）で同等だが、冷却損失改善率とその改善分が排気損失で失われる割合が VM2 の方が大きい。

Fig.8 のガス温度と壁表面温度の時間変化から、VM3 では上死点付近のみ壁面温度が上昇して冷却損失が低下するのに対し、VM2 では壁面温度が一樣に上昇してガス温度との差が小さくなり、冷却損失が低下している。壁の温度が 1 サイクルで一律上昇することは、吸気・圧縮行程ではガスが壁から受熱し、冷却損失の低減が、内部エネルギーと排気損失の増大という別の損失へ転換される割合が大きいと考えられる。つまり VM2 のように、壁の熱容量が大きいまま熱伝導率のみ低減しても、ガスから冷却水への冷却損失を抑制するだけで、1 サイクルを通して見ると、ガスと壁の間で、依然として熱の授受が活発に行われている。Fig.9 に断熱材の熱伝導率と比熱の等図示熱効率線図を示す。熱伝導率が小さいほど、比熱の影響が大きくなり、

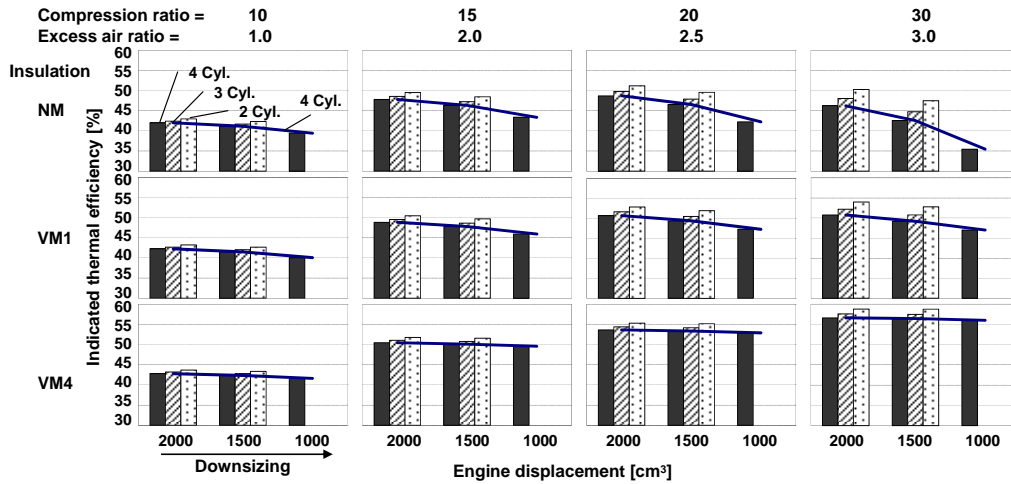


Fig.10 Influence of Insulation Coat on Indicated Thermal Efficiency Under Various Engine Specification (2,000[rpm], $P_i=400$ [kPa])

冷却損失を低減するほど、熱効率向上にとって断熱材の比熱を下げるのが重要になる。

NM, VM2, および VM4 において“圧縮比”と“空気過剰率”の組み合わせを 4 ケースに分け, “排気量”と“気筒数”ごとに図示熱効率(グロス値)を比較し, まとめた結果を Fig.10 に示す。高圧縮比・リーン条件になるに従い, ダウンサイジング化するほど図示熱効率が低下するようになり, 同一排気量でレスシリンダー化するほど図示熱効率が向上する。断熱レベルが上がると, 高圧縮比・リーンでもダウンサイジングの図示熱効率低下を少なくすることができ, 断熱材を用いない低圧縮比・理論空燃比と比較して図示熱効率を大幅に向上することが可能になる。

5. おわりに

“断熱”というとガスの熱が壁を通して冷却水へ逃げることがを防ぐことが目的と考えがちだが, 実はそれは本質ではない。熱効率向上にとって重要なことは, ガスがどれだけピストンに仕事をするかということであり, 内燃機関にとっての理想的な冷却損失低減=“断熱”とは, 1 サイクルを通してガスと壁の間の熱交換を遮断することにある。それはエンジンではなく, ガスを“断熱”することに他ならず, ガス温の変化に高応答に壁表面の温度を追従させるため, 低熱伝導率と低比熱を両立する断熱材が有効である。以上の“断熱”と超高圧縮比・リーン燃焼の組み合わせで飛躍的な熱効率向上の可能性がある。

参考文献

- (1) 笠間：次世代自動車戦略について, 自動車技術, Vol.66, No.4, pp.11-17 (2012)
- (2) 鈴木ら：次世代パワートレイン開発コンセプト「マツダSKYコンセプト」, マツダ技報, No.28, pp. 33-38 (2010)
- (3) 人見：内燃機関の将来展望, 第 21 回内燃機関シンポジウム基調講演資料, pp.10 (2010)

- (4) 徐ら：高効率化のための超高圧縮比燃焼エンジンシステムに関する基礎研究(第1報), 第20回内燃機関シンポジウム講演論文集, 20090071, pp.1-6 (2009)
- (5) Fujimoto, H., et al : A Study on Improvement of Indicated Thermal Efficiency of ICE Using High Compression Ratio and Reduction of Cooling Loss, SAE 2011-01-1872, (2011)
- (6) Woschni, G. : A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in Internal Combustion Engines, SAE 6700931, (1967)
- (7) Brown, P. N. : <http://pitagora.dm.uniba.it/~testset/testset/solvers/vode.php>

DEFINITIONS

c_{mp} : mean piston speed	[m/s]	T : temperature	[K]
D : bore diameter	[m]	V : volume	[m ³]
H : enthalpy	[J]	δ : thickness	[m]
m : mass	[kg]	ε : compression ratio	[-]
p : pressure	[Pa]	κ : heat conductivity	[W/m/K]
Q : energy	[J]	ρ : density	[kg/m ³]
R : gas constant	[J/K/kg]	λ : excess air ratio	[-]
S : surface Area	[m ²]	C_v specific heat capacity	[J/kg/K]
		<i>lower</i>	
j : species (1~ns)		m : wall (1~nw)	
n : wall depth (1~nd _m)		r : value at IVC	

■ 著 者 ■



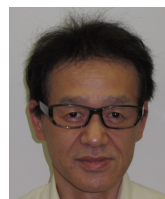
藤本 昌彦



藤本 英史



山下 洋幸



山本 博之