

圧縮天然ガス(CNG)直接噴射エンジンの燃焼解析

野村 佳洋[†] 稲垣 英人[†] 塚崎 之弘[‡]

Numerical Analysis of Combustion in a Compressed Natural Gas Direct Injection Engine

Yoshihiro NOMURA[†], Hideto INAGAKI[†] and Yukihiro TSUKASAKI[‡]

Abstract

Compressed Natural Gas (CNG) direct injection engine has many advantages for the reduction of CO₂ emission. For further improvement of those engines, a numerical simulation technique has been developed for the analysis of combustion process. Prior to an in-cylinder calculation, the wall function was modified to improve the accuracy of the wall heat loss. Then the nozzle-to-cylinder entire calculation was performed. Good agreements were obtained in comparison with the experiment for the behavior of impinging jets. This method was applied to the analysis of the difference of combustion processes between CNG and conventional gasoline direct-injection engines. It is accordingly found that the velocity and the turbulence of in-cylinder gas are increased by the fuel injection into CNG engine and thus the combustion speed is enhanced significantly.

Key Words: CFD, Combustion, Compressed natural gas (CNG), Heat release, Heat loss, Wall function

記号

D	: 直径	[m]
E	: モデル定数(=9.0)	
L	: 噴流先端の到達距離	[m]
R	: 半径	[m]
T	: 温度	[K]
t	: 時間	[s]
u	: 速度	[m/s]
y	: 距離	[m]
θ	: エンジンのクランク角	[deg]
κ	: モデル定数(=0.42)	
λ	: 円管の管摩擦係数	
ϕ	: 当量比 (空燃比の理論空燃比に対する比)	

添字

g	: ガス
m	: しきい値
0	: 中心
$+$: 無次元値

1 まえがき

CO₂ 排出の少ない CNG (圧縮天然ガス) 車は、環境問題や石油代替燃料の観点から普及しつつある。最近では、図 1 に示すようなガソリン直接噴射エンジンの技術を応用した CNG 直接噴射エンジン (以下単に CNG 直噴エンジンと記す) の検討が進められている[1]。高圧の天然ガスを直接筒内に噴射することにより、従来 CNG 車の課題であった航続距離と出力について大幅な改善ができることが報告されている。

この CNG 直噴エンジンの特徴は、高圧の燃料ノズルにより燃料の噴射速度が極めて速く (衝撃波を伴う超音速流)、混合促進や乱れの増加により燃焼期間が短いことである。一方で、筒内流動の増加により冷却損失は増える傾向にあることが指摘されている。これらの点を改善しさらなる効率向上を図るた

受付日: 2006 年 3 月 20 日, 第 43 回日本伝熱シンポジウムより受付, 担当エディター: 花村 克悟

[†] (株)豊田中央研究所 (〒480-1192 愛知県愛知郡長久手町)

[‡] トヨタ自動車(株) (〒410-1193 静岡県裾野市 1200)

めには多次元計算が極めて有効である。しかし、従来のエンジン筒内燃焼計算は主にガソリンなどの液体燃料を対象としたものであり[2]、高速のガス噴流に対する計算についてはほとんど検証されていない。また、効率向上に重要なガスからの壁への冷却損失の挙動についても、これまでほとんど検討されていない。

以上の背景の下、本研究では CNG 直噴エンジンに適用し得る、混合気形成から燃焼さらに冷却損失過程の計算手法の構築を目指したものである。特に従来から実用計算で用いられる壁関数については、改良手法が提案されているものの[3]、詳細な計算で用いられる低 Re 数型乱流モデル（以下単に低 Re 数モデル）と比較して熱伝達の誤差が大きいことが知られている。そこでまずその点について基礎的に検討し、その後筒内の解析を行った。

2 基礎検討

2.1 壁関数の取り扱い

壁境界近傍の挙動を高精度に解析するためには、前述のように低 Re 数モデルが必要であるが、その計算には壁境界の計算格子が十分に細かいことが前提として必要である。しかし、図 1 に示したように CNG 直噴エンジンの燃料噴射期間中の流速は高く、壁境界層は極めて薄くなるのが推定される ($y^+ = 1$ で 0.01 mm のオーダー)。このような薄い壁格子を用いた場合、計算時間が非常に長くなるという問題がある。さらにバルブやピストン移動に伴い、各計算要素から壁までの距離を毎時刻再計算する必要があり、より一層計算時間が長くなる傾向にある。そのため、実用的な計算では、円管内流れを基にした以下のような壁関数が広く用いられている（以下標準壁関数）。

$$u^+ = \begin{cases} \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+) & , y^+ > y_m^+ \\ y^+ & , y^+ \leq y_m^+ \end{cases} \quad (1)$$

$(y_m^+ = 11)$

この場合、壁格子の厚さは低 Re 数モデルの 10 倍程度になり、また壁からの距離も壁境界に接するセル一層のみで必要であり、計算負荷もほとんど増加しない。このような計算時間の面では有効な壁関数ではあるが、境界層の厚みに対して格子厚さを適切

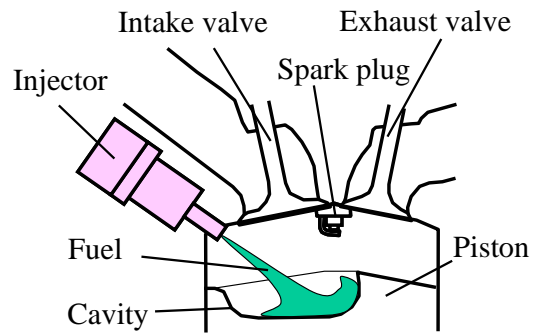


Fig. 1 Combustion system of CNG direct injection engine.

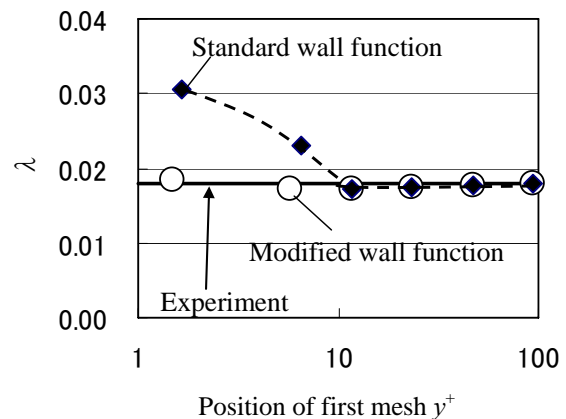


Fig. 2 Effect of wall function on the friction factor of circular pipe ($Re=90,000$).

に設定しないと誤差が非常に大きくなる。図 2 は円管の発達した流れ場に壁関数を適用し、管摩擦係数を計算した結果である。流れの Re 数は一定とし、壁境界の格子厚さを変えて計算した。なお、計算には以下全て汎用ソフト STAR-CD を使い、計算スキームとして速度ベクトルは 2 次風上、温度や化学種などのスカラーには 1 次風上を用いた。

図 2 の黒塗りの記号で示した結果が式(1)の標準壁関数によるものである。この場合、良く知られているように、壁第 1 格子点が層流底層内に入ると ($y^+ < y_m^+$)、極めて誤差が大きくなる。これは、壁第 2 格子点以降に対しても層流底層に即した乱流粘性を与えるべきところに通常の乱流粘性が用いられるためであり、壁関数による計算の本質的な問題である。この改善には、本来、低 Re 数モデルを用いる必要があるが、前述のように本研究ではその適用は困難であった。そこで、主として実用面から、層流底層を無視し壁の第 1 格子点から対数則を適用する方法を検討した（以下修正壁関数）。結果を同じく図 2 中に白抜きで示す。このような単純な場においては壁格子の影響がほとんど無く、良好な結果が得られ

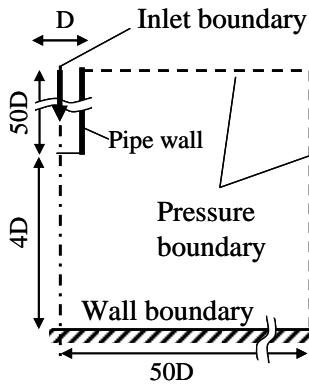


Fig. 3 Calculation domain and conditions for steady impinging jet ($Re=70,000$).

ることがわかった。

この修正は物理的な根拠を伴わない、言わば便宜的な手法であるため、実際の筒内計算では問題が生じる可能性がある。全ての流れ場においてその精度を確認することは不可能であるが、本研究の対象である CNG 直噴に限れば、図 1 に示すように噴射弁から燃料噴流がピストン頂面に衝突するような衝突噴流挙動が最重要であると考えられる。そこで、衝突噴流を対象に精度を検証した。計算条件などは Baughn らの実験[4]に対する Craft らの研究[5]とほぼ同じである。図 3 に計算領域と計算条件を示す。温度境界層については、いずれも Jayatilika の結果[6]を元に $Pr=0.7$, 乱流 $Pr=0.9$ として以下の式を用いた。

$$T^+ = 2.15 \ln(y^+) + 2.89 \quad (2)$$

計算結果を図 4 に示す。円管における速度分布を元にした壁関数を用いているため、よどみ点近傍ではいずれの計算結果も誤差が大きい。しかしながら、修正壁関数では標準壁関数と比較して壁要素の y^+ の影響が非常に小さくなっている。また、噴流全体 ($R/D < 5$) での熱流束の積分値を比較すると、修正壁関数は標準壁関数に対して誤差が、 $y^+=11$, 2.5 においてそれぞれ 45% から 13%, 83% から 26% に大幅に減少することがわかった。

以上の検討結果により、修正壁関数では詳細な熱流束分布の解析には問題があるが、CNG 直噴特有の燃焼特性の解析は十分可能と判断し、これ以降の計算では全て修正壁関数を使用した。

2.1 高速噴流の計算法

今回の計算対象である CNG 直噴エンジンの燃料圧力は 5 MPa と極めて高く、筒内圧力との比は 10

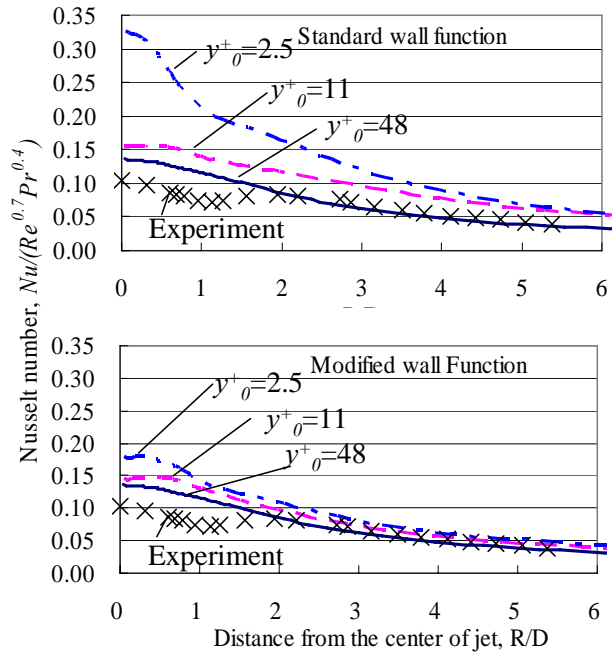


Fig. 4 Effect of modification of wall function on the heat transfer of the steady impinging jet.

以上となる。このような条件ではノズル出口で衝撃波が発生し、噴流挙動に影響を及ぼすはずである。そこで、図 5 の右に示すようにノズル内部からの計算 (②) と、簡易的にノズル出口で平均流速を与えた場合 (同じ図①) の計算を行いその影響を検討した。図 5 はそのときの貫徹距離 (ノズル出口から噴流先端までの距離) を示したものである。ノズル出口で平均流速を与えると、ノズルの開度が少なく (ニードルのリフト量が小) 流量が少ない噴射直後では噴流速度が小さく、またその後は逆に過大となってしまう。それに対してノズル内部から計算した場合は、貫徹距離はより実験に近い値を示し、ノズル内から筒内一体の計算が望ましいことがわかった。

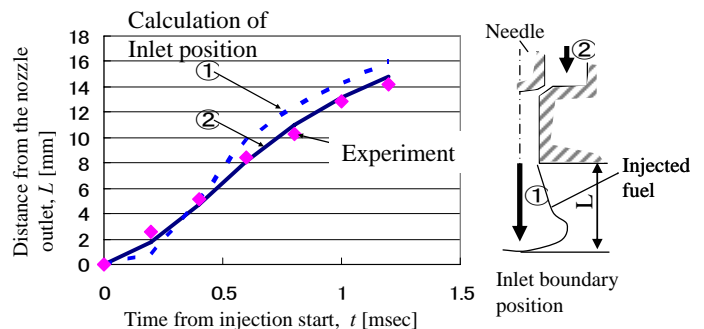


Fig. 5 Effect of inlet boundary position on penetration (jet edge distance from the nozzle) of jet.

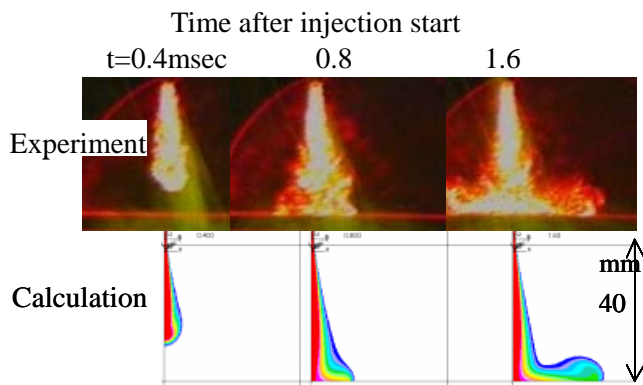


Fig. 6 Validation of impinging jet from the fuel injector. (Fuel pressure : 5 MPa, ambient pressure:0.5 MPa)

図 6 は、さらに壁衝突噴流の挙動を実験（シュリーレン写真）と比較したものである。壁境界には前述の修正壁関数を用いている。本手法により、壁衝突前から衝突後の噴流挙動について実験の傾向との良い一致が得られることを確認した。

3 筒内計算への応用

3.1 供試エンジンおよび条件

対象としたエンジンは市販ガソリンエンジンをベースにした CNG 直噴エンジンである。詳細は既報 [1] とほぼ同じであり省略する。運転条件は 1200 rpm, 燃料圧力 5 MPa, 圧縮行程中の噴射による成層燃焼条件である。また、ほぼ同様の条件での直噴ガソリンの計算も行い比較検討した。

計算は基礎検討と同様に市販ソフト STAR-CD を用い、燃焼モデルは直噴ガソリンの解析と同じ CFM-ITNFS を用いた。燃料についてはメタンとした。そのほか詳細については既報 [2] と同様である。

3.2 供試エンジンおよび条件

図 7 に混合気形成および燃焼過程の計算結果を示す。ノズルからの燃料噴流はキャビティに衝突後、急速に混合し、キャビティ内に混合気を形成する。混合気への点火時刻前後のクランク角, 上死点前 10 deg (-10 deg ATDC) でのキャビティ内の混合気は当量比 $\phi=1.5$ でほぼ均一であり、比較的理論空燃比に近い（過度に薄い、あるいは濃い領域が少ない）燃焼に比較的適した混合気となっている。これは噴流速度が非常に大きい CNG 直噴エンジンの特長である。また、噴流による乱れも大きく燃焼期間も短い。

図 8 には筒内圧力の履歴より計算した燃焼による熱発生時間履歴（熱発生率）を示す。また、図 9 はピストンなど燃焼室全体の冷却損失を燃焼期間全体にわたって積分したものであり、供給した燃料の発熱量に対する割合で示してある。CNG 直噴エンジンは燃焼期間が短く、冷却損失がやや大きい傾向が実験と良く一致している。なお、冷却損失の絶対値の大きさは実験の方が計算よりも大きいですが、実験はエンジンの冷却水の温度変化からの計測値であり、燃焼室以外の排気ポートなどでの損失も含んでいる。一方、計算は燃焼室からの損失のみであることからやや小さな値となっていると思われる。

4 まとめ

CNG 直噴エンジンの燃焼解析について検討し、以下のことが得られた。

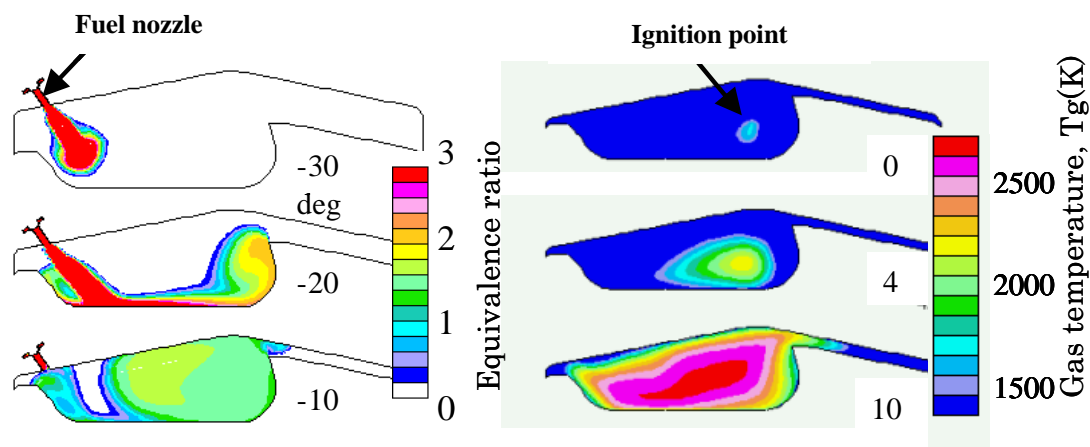


Fig. 7 Calculation results of mixture formation and combustion processes. Start of fuel injection is 32 deg and ignition timing is 6 deg before top dead center.

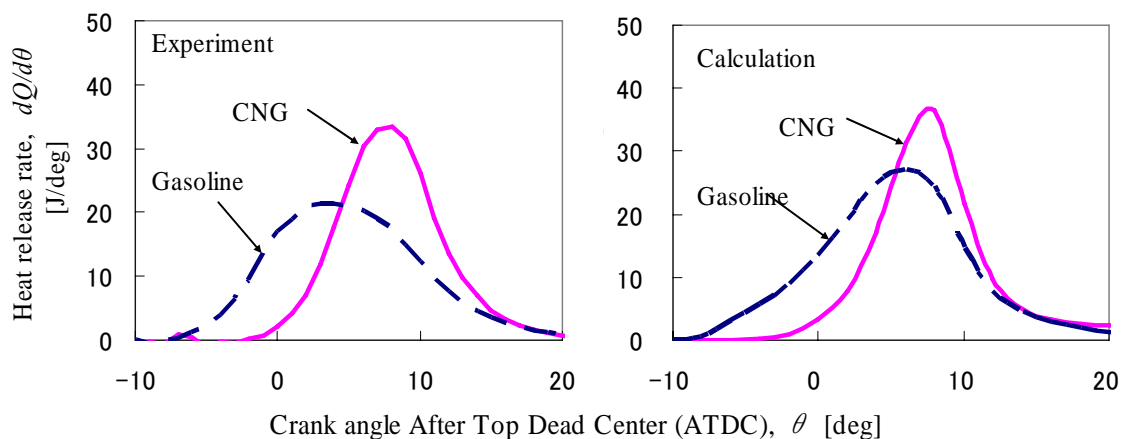


Fig. 8 Comparison of heat release rate between CNG and gasoline direct injection engine.

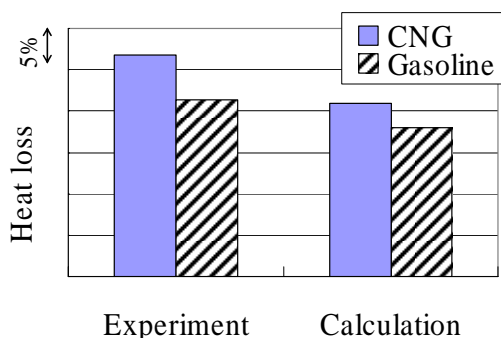


Fig. 9 Comparison of total heat loss from gas to wall.

- (1)本研究対象では低 Re 数モデルが適用困難なため、対数域を延長した修正壁関数を検討した。円管内流れと衝突噴流については、本研究で検討した範囲において標準の壁関数より y^+ の影響が小さい良好な結果を示し、筒内解析に利用した。(適用範囲についてはさらに検討する必要がある.)
- (2)衝撃波を伴う高圧の燃料噴射に対して、ノズル内・筒内一体計算を行うことにより噴流挙動について実験との良い一致が得られることがわかった。
- (3)以上の手法を元に筒内の混合気形成・燃焼過程を計算した結果、燃焼速度が速く冷却損失が大きい傾向にある CNG 直噴エンジン特有の燃焼挙動を予測することができた。

参考文献

- [1] 谷口聡 ほか, “直噴 CNG エンジンの研究”, 自技会学術講演会前刷集, **58-05**, (2005), 7-12.
- [2] Nomura, Y., et al, “Numerical study of mixture formation and combustion processes in a direct injection gasoline engine with fan-shaped spray”, *SAE paper* 2001-01-0738.
- [3] 須賀一彦 ほか, “汎用的な解析的壁関数モデル(第1報,滑面~粗面乱流熱に対応した流れ場のモデル)”, 日本機械学会論文集, **71-711**, B (2005), 2725-2733.
- [4] Baughn, J. et al, “The effect of Reynolds number on the heat transfer distribution from a flat plate to a turbulent impinging jet”, *ASME Winter Annual Meeting* (1992).
- [5] Craft, T. J. et al, “Development and application of a new wall function for a complex turbulent flows”, *ECCOMAS Computational Fluid Dynamics Conference* (2001), 1-20.
- [6] Jayatilaka, C. L., “The influence of Prandtl number and surface roughness on the resistance of the laminar sub-layer to momentum and heat transfer”, *Progress in Heat and Mass Transfer*, **1** (1963), 193-330.