



HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	改質ガス添加による火花ノック抑制効果に関する研究
Author(s)	後藤, 隼
Degree Grantor	北海道大学
Degree Name	博士(工学)
Dissertation Number	甲第15359号
Issue Date	2023-03-23
DOI	https://doi.org/10.14943/doctoral.k15359
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/89591
Type	doctoral thesis
File Information	Jun_Goto.pdf



学 位 論 文

改質ガス添加による
火花ノック抑制効果に関する研究

A Study on Spark Knock Suppression
with Reformed Gas Addition

北海道大学大学院工学院
エネルギー環境システム専攻

後藤 隼

2023 年 2 月

目次

第1章 序論	1
1.1 研究背景	1
1.1.1 内燃機関における熱効率向上の重要性	1
1.1.2 ガソリンエンジンの熱効率と火花ノック	2
1.1.3 低速ノックと高速ノック	5
1.1.4 火花ノック抑制技術	8
1.1.5 燃料改質技術	9
1.2 本研究の目的	11
1.3 本論文の構成	11
第2章 実験装置および方法	12
2.1 供試エンジン	12
2.2 エンジン運転条件の設定	13
2.3 エンジン性能の測定	14
2.4 吸排気成分濃度の測定	15
2.5 模擬改質ガス供給システム	17
2.6 指圧線図の測定と解析	18
2.7 火花ノックの判定方法	23
第3章 改質ガス添加が火花ノック特性に及ぼす効果	25
3.1 化学平衡計算による燃料改質反応の特性解析	25
3.2 低速ノックおよび高速ノックが生ずる機関回転速度	27
3.3 改質ガス添加が低速ノックおよび高速ノックに及ぼす効果	28
3.3.1 本節における実験条件	28
3.3.2 水素添加による火花ノック抑制効果	28
3.3.3 メタン添加による火花ノック抑制効果	31

3.4 主燃料のオクタン価が改質ガス添加による火花ノック抑制効果に及ぼす影響	32
3.4.1 本節における実験条件	32
3.4.2 主燃料のオクタン価が水素添加による火花ノック抑制効果に及ぼす影響	32
3.4.3 主燃料のオクタン価がメタン添加による火花ノック抑制効果に及ぼす影響	33
3.5 主燃料の組成が水素添加による火花ノック抑制効果に及ぼす影響	35
3.5.1 ガソリンサロゲート燃料を用いた際の水素添加による火花ノック抑制効果	35
3.5.2 本節における実験条件	37
3.5.3 オクタン価正標準燃料をベースとした主燃料の組成が水素添加による火花ノック抑制効果に及ぼす影響	38
3.5.4 ガソリンサロゲート燃料をベースとした主燃料の組成が水素添加による火花ノック抑制効果に及ぼす影響	39
3.6 水素添加による高速ノック抑制効果の機関負荷に対する依存性	41
3.6.1 本節における実験条件	41
3.6.2 水素添加による高速ノック抑制効果の機関負荷に対する依存性	41
3.7 燃料改質による熱効率改善効果	42
3.7.1 クールド EGR の効果	42
3.7.2 EGR 条件下における改質ガス添加の効果	43
3.7.3 燃料改質による熱効率改善効果	44
3.8 第 3 章のまとめ	47
第 4 章 改質ガス添加時における主燃料の自着火過程に対する化学反応解析	49
4.1 水素添加が主燃料の自着火過程に及ぼす影響	49
4.1.1 本節における計算条件	49
4.1.2 水素添加が着火遅れ時間および熱発生率に及ぼす影響	50
4.1.3 低温条件における水素添加が自着火過程に及ぼす影響	51
4.1.4 高温条件における水素添加が自着火過程に及ぼす影響	60
4.2 主燃料のオクタン価が水素添加時の自着火過程に及ぼす影響	63
4.2.1 本節における計算条件	63

4.2.2 主燃料のオクタン価が水素添加時の着火遅れ時間に及ぼす影響	63
4.2.3 低温条件におけるオクタン価が水素添加時の自着火過程に及ぼす影響	64
4.2.4 高温条件におけるオクタン価が水素添加時の自着火過程に及ぼす影響	66
4.3 メタン添加が主燃料の自着火過程に及ぼす影響	70
4.3.1 本節における計算条件	70
4.3.2 メタン添加が自着火過程に及ぼす影響	70
4.4 第4章のまとめ	74
第5章 二領域モデルの活用による改質ガス添加時の火花ノック抑制メカニズムの検討	75
5.1 二領域モデルによる計算手法	75
5.1.1 支配方程式	76
5.1.2 熱発生率	79
5.1.3 モデルの実験再現性	79
5.2 低速ノックと高速ノックの相違	81
5.2.1 本節における計算条件	81
5.2.2 機関回転速度が火花ノック発生時期に及ぼす影響	83
5.2.3 未燃ガス圧縮速度が火花ノック発生時期に及ぼす影響	85
5.2.4 IVC 時期における筒内温度が火花ノック発生時期に及ぼす影響	85
5.2.5 低速ノックと高速ノックの相違	87
5.3 水素添加が低速ノックおよび高速ノックに及ぼす影響	88
5.3.1 本節における計算条件	88
5.3.2 水素添加が低速ノックおよび高速ノックに及ぼす影響の相違	88
5.3.3 水素添加が低速ノックに及ぼす影響	90
5.3.4 水素添加が高速ノックに及ぼす影響	92
5.4 高負荷条件における水素添加が高速ノックに及ぼす影響	94
5.4.1 本節における計算条件	94
5.4.2 機関負荷の増加が高速ノックに及ぼす影響	95

5.4.3 高負荷条件における水素添加が高速ロックに及ぼす影響	96
5.5 第5章のまとめ	100
第6章 結論および今後の研究の展開	101
6.1 結論	101
6.2 今後の研究の展開	103
参考文献	106
本論文に関する公刊論文	113
謝辞	114

第 1 章 序論

1.1 研究背景

1.1.1 内燃機関における熱効率向上の重要性

1886 年にカール・ベンツによって自動車用ガソリンエンジンが開発されて以来、内燃機関は自動車をはじめとする移動用動力源を中心に多種多様な分野で主流の地位を占めてきた。一方、地球温暖化防止の見地から内燃機関からの二酸化炭素 (CO₂) 排出が問題視されており、その取り巻く環境は大きく変化し始めている。2015 年に行われた国連気候変動枠組み条約、第 21 回締約国会議 (COP21) では、産業革命以前と比較して世界の平均気温上昇を 2℃よりも十分低く保つとともに、1.5℃以下に抑える努力の追究を掲げたパリ協定が採択された^[1]。これを受けて気候変動に関する政府間パネル (Intergovernmental Panel on Climate Change: IPCC) が取りまとめた 1.5℃特別報告書^[2]は、気温上昇を 1.5℃に抑えるためには CO₂ 排出量を 2050 年前後までに正味ゼロとするカーボンニュートラル化が必要であるとしており、こうした背景から 2050 年までのカーボンニュートラル実現に向けた動きが世界中で加速している。2021 年に行われた COP26 では、2035 年までに主要市場で、2040 年までに全世界でバンを含む自動車の新車販売をすべてゼロエミッション車 (Zero Emission Vehicle: ZEV) にするといった宣言が出され、28 カ国の政府や 11 社の自動車メーカーが署名した^[3]。一方、大きな自動車産業を抱えるアメリカや中国、ドイツ、フランス、日本などは宣言に署名していない。内燃機関車の販売を段階的に廃止し、電気自動車 (Electric Vehicle: EV) へと移行しようとする動きは欧州を中心に強いものの、EV には航続距離やインフラ、充電時間、電池の性能劣化といった課題が残されている。また、EV は走行中の CO₂ 排出量はゼロである反面、バッテリーの製造や発電の過程で CO₂ を排出し、製造から廃棄までを含めたライフ・サイクル・アセスメント (LCA) の視点で見ると、発電所の電源構成によっては内燃機関を搭載したハイブリット車 (Hybrid Vehicle: HV) のほうが EV よりも CO₂ を削減できるといった報告もある^[4,5]。また、内燃機関を利用しつつカーボンニュートラルを実現する手段として走行中に排出した CO₂ を分離・回収し、再生可能エネルギーより製造した水素と人工的に炭化水素燃料を合成する e-fuel (Electrofuels) の構想が期待されているなど、EV に一本化することは必ずしも最良の選択肢とは言えないのが現状である。このようにカーボンニュートラルは容易に実現できる課題ではなく、あらゆる選択肢を排除せずに最適解を探索していくことが重要である。自動車用動力源は大きな変革期を迎えているものの、内燃機関も最適解となり得る選択肢の一つであり、引き続き熱効率向上による CO₂ 低減を継続して図ることが今後も必要不可欠である。

自動車に搭載されている内燃機関には、予混合気をスパークプラグで点火し通常は火炎伝播燃焼を行うガソリンエンジンと、燃料噴霧の圧縮自己着火によるディーゼルエンジンの二種類があるが、本論文では乗用車用として普及しており、高効率化による CO₂ 削減効果が大きいガソリンエンジンについて取り扱うこととする。

1.1.2 ガソリンエンジンの熱効率と火花ノック

ガソリンエンジンが基本とする理論サイクルはオットーサイクルであり，その理論熱効率は次式で表される．

$$\eta_{otto} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (1-1)$$

η_{otto} : オットーサイクルの理論熱効率

ε : 圧縮比

κ : 比熱比

式(1-1)より，理論的には圧縮比および比熱比を高めることによって熱効率の向上が可能であるが，実際のエンジンでは，摩擦損失，冷却損失，ポンプ損失，未燃損失，および排気損失が存在するため，熱効率の向上にはこれら各損失の低減が必要となる．この中でも特に排気損失は，式(1-1)の圧縮比および比熱比で与えられる右辺第二項に加えて，燃焼期間および燃焼位相によって左右される損失であるが，ガソリンエンジンを含む火花点火式エンジンでは高負荷域において火花ノックと呼ばれる異常燃焼が生じることから，圧縮比向上および燃焼位相最適化が制約されて排気損失が増加してしまうことが大きな課題となっている．したがって，火花ノックの抑制による排気損失の低減がガソリンエンジンを高効率化させる上で重要となる．

火花ノックとは，火炎伝播の進行にともない圧縮された未燃ガスが自己着火し，図 1.1 に示すように急激な圧力上昇および圧力振動を生じる現象であり，不快な金属打撃音が発生するとともにエンジンに深刻な損傷を与える場合もある．火花ノックの研究は 1920～1930 年頃から始まり，その発生機構について高速度撮影を用いた火花ノック現象の詳細な観察による解明が試みられている．その中で，Withrow らは，可視化実験によって伝播火炎前方の未燃ガスで急激な燃焼が生じていることを確認しており^[6]，Rassweiler らは未燃ガス中にホルムアルデヒドの吸収スペクトルを検出し，火花ノック発生前の未燃ガス内で酸化反応が進行していることを明らかにしている^[7]．未燃ガスはピストンによる圧縮と既燃ガスの膨張によって温度および圧力が上昇するが，1000 K 以下の比較的低温で推移するため，このような低温条件では，明確な熱発生をともなう熱炎 (Hot flame) が生じる前に炭化水素燃料の分解とそれにとまなう酸化反応による発熱によって自ら温度を上昇させる前炎反応 (Pre-flame reaction) が進行し，冷炎 (Cool flame) および青炎 (Blue flame) と呼ばれる低温炎が発現する．冷炎は電子励起されたホルムアルデヒドの脱活による微弱な発光によって検出できることが知られており^[8]，Broida ら^[9]および Downs ら^[10]によってその発光が観測されている．その結果，未燃ガス中の前炎反応の存在が認められ，火花ノックは伝播火炎による燃焼が完了する前に未燃ガスが自着火することにより生じるとする自着火説が提唱されるに至っている．自着火説以外にも，前炎反応によって生じた衝撃波により超音速で伝播するデトネーションが生じるとする説^[11-14]や，前炎反応によって火炎伝播速度が加速されるとする説^[15, 16]が発表されたが，Ball によってこれらの説は自着火説と本質的に

異なるものではないと指摘^[17]されて以来，自着火説が定説として一般に認められるようになっていいる．

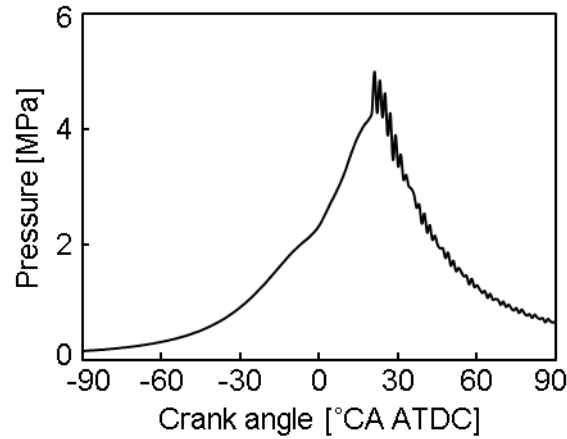


図 1.1 火花ノック発生時の筒内圧力

未燃領域で燃料の自着火が発生すると，急激な熱発生によって圧力の局所的な不均衡が生じて圧力波が形成される．圧力波は音速で筒内を伝播し，ボア径に依存した周波数の圧力振動を生じる．振動モードには端面方向振動と半径方向振動が存在するが，**Draper** は各振動モードにおける共振周波数を次式で推定できるとしている^[18]．

$$f_{m,n} = \frac{\rho_{m,n} c}{\pi B} \quad (1-2)$$

$$c = \sqrt{\kappa R T} \quad (1-3)$$

$f_{m,n}$: 共振周波数 [Hz]

$\rho_{m,n}$: 振動モード定数

c : 音速 [m/s]

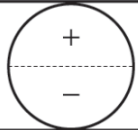
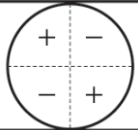
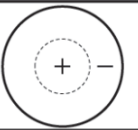
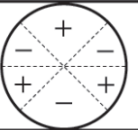
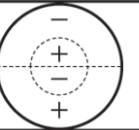
B : ボア径 [m]

R : 気体定数 [J/kg·K]

T : 筒内ガス温度 [K]

ここで，添え字の m は端面方向次数を， n は半径方向次数を示している．表 1.1.に，各振動モードにおける振動モード定数および次数を示す．一次モードの共振周波数は 7 kHz 前後，二次モードの共振周波数は 12 kHz 前後となるが，一般に高周波成分は減衰が大きいので，一次の端面方向振動 $\rho_{1,0}$ モードに相当する振動成分の振幅が大きくなる場合が多い．

表 1.1 各振動モードにおける振動モード定数および次数^[19]

Mode Shapes					
m, n	1, 0	2, 0	0, 1	3, 0	1, 1
$\rho_{m,n}$	1.84	3.05	3.83	4.20	5.33

火花ノックの強度には、自着火により燃焼する未燃ガスの量^[20-23]や自着火時の酸化反応による発熱速度^[22, 23]が影響するとされている。一方、未燃ガスが一様に自着火するとは限らず、ホットスポットと呼ばれる局所的な高温部を起点として自着火が生じることが観測されており^[24]、未燃ガスの温度分布が強く影響することも知られている。たとえば、Zeldovich らは温度勾配の大きさに応じて三つの自着火燃焼モードに分かれるとしている^[25]。温度勾配が大きい場合は **Deflagration** となり、着火点を起点とした火炎伝播とともに弱い圧力波のみが生じて火花ノックとはなりにくい。に対して、温度勾配が小さい場合はほぼ一様な自着火によって **Thermal explosion** となり、強い圧力振動をともなう火花ノックが生じる。一方、温度勾配が **Deflagration** 条件および **Thermal explosion** 条件の境界付近における限られた範囲では、局所的に発生した衝撃波によって未燃ガスが圧縮されて自着火し、そのエネルギーによって圧力波が維持されて衝撃波と自着火が相互に作用しながら超音速で進行する **Developing detonation** となり、非常に強い火花ノックに至るとしている。このようにノック強度には複数の影響因子が存在し、それらが相互に影響を及ぼし合っているものと考えられる。

燃料の自着火特性を示す耐ノック性の指標には、オクタン価が用いられる。オクタン価は CFR エンジン (Cooperative Fuel Research Committee Engine) と呼ばれる規格化された単気筒・可変圧縮比エンジン^[26]によって測定される。被測定燃料とイソオクタンおよびノルマルヘプタンの二成分を混合したオクタン価正標準燃料 (Primary Reference Fuel: PRF) が同等の耐ノック性を示す際の正標準燃料中のイソオクタンの体積百分率の値がオクタン価として定義される。オクタン価にはリサーチオクタン価 (Research Octane Number: RON) とモータオクタン価 (Motor Octane Number: MON) があり、測定時の運転条件の違いによって区別される。表 1.2. に、ASTM D2699 で規定されるリサーチ法と ASTM D2700 で規定されるモータ法の試験条件を示す^[27, 28]。リサーチ法では大気圧に応じて吸入空気温度を設定 (1 気圧の場合は 52°C) し、その後燃料を供給するのに対し、モータ法では燃料を供給した後の混合気温度を設定している。モータ法のほうが機関回転速度および混合気温度が高く、高速・高負荷走行時の耐ノック性と相関が高いとされている。ガソリンのオクタン価は、日本では RON が、欧州では RON と MON が、アメリカでは次式で示すアンチノックインデックス (Anti Knock Index: AKI) が一般的に用いられている。

$$AKI = \frac{RON + MON}{2} \quad (1-4)$$

表 1.2 CFR エンジンによるリサーチ法およびモータ法の運転条件

	RON	MON
Intake temperature	52°C (air)	149°C (mixture)
Intake pressure	Atmospheric	
Coolant temperature	100°C	
Engine speed	600 rpm	900 rpm
Spark timing	13°CA BTDC	14-26°CA BTDC
Compression ratio	4-18	

1.1.3 低速ノックと高速ノック

火花ノックは、一般的に筒内が高温・高圧となる高負荷で燃焼位相を進角した条件、かつ伝播火炎が燃焼室端部の未燃ガスに到達するまでの滞留時間が長い低機関回転速度において生じやすい。機関回転速度を上昇させると、ピストン速度の上昇にともなって筒内の乱れが強くなり、乱流燃焼速度の向上によって火炎伝播速度が増加^[29]するため、未燃ガスの高温・高圧滞留時間が短縮する。一方、未燃ガス中の前炎反応は機関回転速度の上昇によって反応速度が増加することではなく、むしろ筒内流動の影響によって抑制されるといった報告もある^[30]。

これらのことから、火花ノックは機関回転速度の上昇にともなって一般的に抑制される傾向にあるが、機関回転速度をさらに上昇させると、火花ノックは再び発生する傾向を示すことがある^[31,32]。その一例として、図 1.2 に四気筒・1300 cm³ のエンジンの全負荷条件において機関回転速度および点火時期を変化させた際の実験結果を示す^[32]。横軸は点火時期、縦軸はノック強度を表す指標であり、ハイパスフィルタによって圧縮圧力などの低周波成分を除いた指圧波形の最大圧力振幅により算定している。機関回転速度が 2000 rpm では、点火時期の進角にともなってノック強度が増加して強い火花ノックが発生するのに対し、機関回転速度を 3000 rpm まで上昇させると、点火時期を進角させてもノック強度は低い水準を保って火花ノックは生じなくなる。しかし、機関回転速度をさらに上昇させて 4000 rpm および 5000 rpm とすると再び強い火花ノックが生じるようになる。このように、高機関回転速度において生じる火花ノックを高速ノックと呼び、低機関回転速度における低速ノックとは区別している。

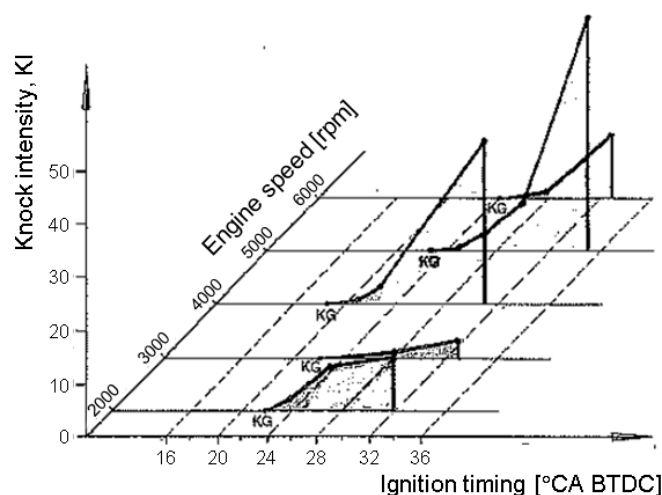


図 1.2 各機関回転速度における点火時期に対するノック強度^[32]

高速ノックは、燃料増量によって空燃比を理論混合比よりも過濃側に設定することで抑制可能であり、これまではそれほど問題視されていなかった。しかし、Real Driving Emissions (RDE) 規制^[33]をはじめとした排ガス規制の強化により、これまで重要視されてこなかった高回転・高負荷における排ガスの低減も必要に迫られており、排ガス中の未燃炭化水素 (THC) や一酸化炭素 (CO) の増加のみならず、熱効率低下が避けられない燃料増量に頼らずに高速ノックを抑制する手法が求められるようになっている。このような背景から、高速ノック現象の解明が重要視され始めている。

高速ノックは、前述した通り低速ノックとは異なる現象であることが報告されているが、Spicher らは、高機関回転速度では点火時期の進角にともなうノック強度の増大が低機関回転速度よりも顕著となることを示している^[34]。図 1.3 に、機関回転速度を 5000 rpm および 3000 rpm とした際のノック限界 α_{KL} とその前後の点火時期における各サイクルのノック強度 Δp を示す。ここでノック強度はハイパスフィルタを施した指圧波形の最大片振幅とし、ノック限界はノック強度が 0.4 MPa を超えるサイクルが全サイクルの 1% となる点と定義している。機関回転速度が 5000 rpm では、ノック限界においてもノック強度が 1.5 MPa 程度の強い火花ノックを生じるサイクルが存在する。さらに、点火時期をわずかに進角させるだけでもノック強度が 5 MPa を超える非常に強い火花ノックを生じるサイクルが多く現れる。一方、機関回転速度が 3000 rpm では点火時期の進角にともなうノック強度の増大は比較的緩やかであり、非常に強い火花ノックが生じるサイクルも存在しない。これらのことから、高速ノックの強度は低速ノックと比較して点火時期に対する感度が高く、エンジンの損傷を回避するためにはノック限界よりもさらに点火時期を遅角する必要があるとしている。

一方、Iijima らは、可視化エンジンを用いてエンドガスの自着火を高速度撮影している^[35]。図 1.4 に、4000 rpm における自着火成長距離の推移を示す。自着火は写真上端のエン

ドガス部から発生し、見かけ上伝播するかのように未燃ガス中を進行するが、その先端部の進行速度は音速を大幅に超える約 1700 m/s に達する。つまり、高速ノックは Developing detonation 過程にあり、これが強い火花ノックに至る要因である可能性が示唆されている。

Ando らは、高機関回転速度ではサイクル間の時間間隔が短くなることにより、シリンダ壁面における熱伝導時間が不十分となって壁面温度が上昇する傾向があることから、壁面近傍の温度境界層内において自着火が生じている可能性があるとしている^[36]。さらに、自着火が生じてその後緩やかに燃焼が進行して火花ノックに至らないケースや、火花ノックが生じていないにもかかわらず火花ノックの局所的な温度上昇によって圧力振動が生じるケースについても報告している。

以上のように、高速ノック現象にはまだ明らかになっていない点が多く、その発生機構や自着火過程の解明と抑制手法の確立が急務となっている。

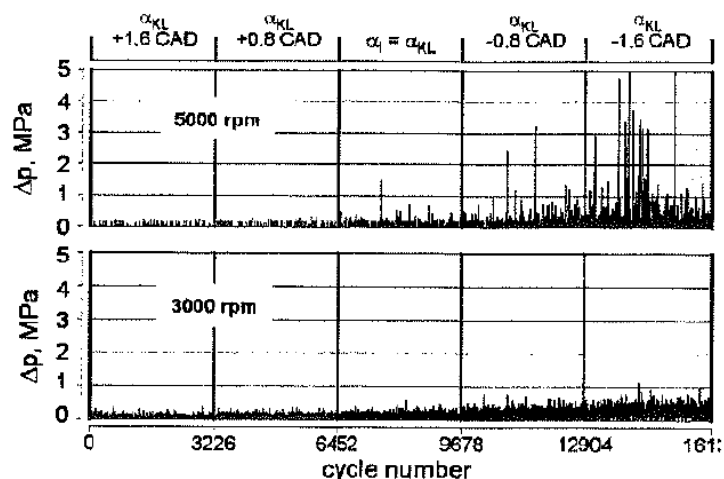


図 1.3 ノック限界およびその前後の点火時期における各サイクルのノック強度^[34] (5000rpm, 3000rpm)

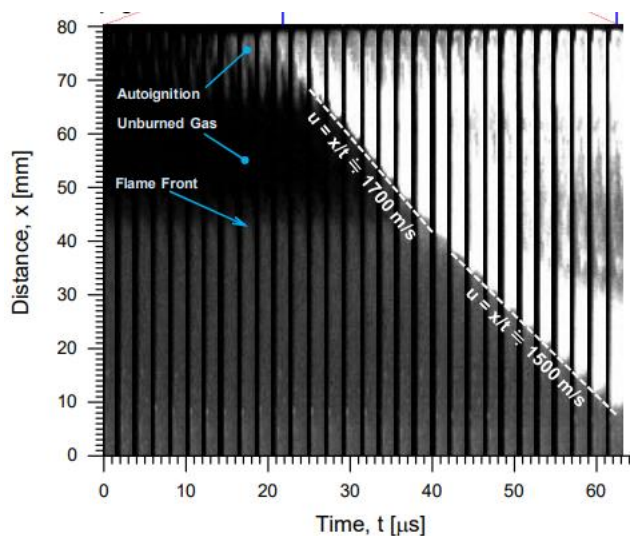


図 1.4 エンドガス自着火成長距離の推移^[35] (4000rpm)

1.1.4 火花ノック抑制技術

火花ノックを抑制する技術はこれまでに数多く提案されているが、主に燃料の自着火が生じる前に燃焼を完了させる方法と自着火そのものを抑制する方法に大別できる。

自着火が生じる前に燃焼を完了させる方法としては、高速燃焼^[37-40]や副室点火燃焼^[41-45]が挙げられる。高速燃焼の実現には、吸気ポートや燃焼室形状の最適化によってタンブル流と呼ばれるピストン駆動方向の縦旋回流を強化する手法が有効である^[46]。燃焼速度は層流燃焼速度と乱流燃焼速度に分けられるが、ガソリンエンジンにおける火炎伝播は乱流燃焼であり、筒内ガス乱れの影響を強く受ける。タンブル流はピストン圧縮にともなう崩壊して小スケールの乱れとなることから、タンブル流を強化することで火炎伝播の促進による燃焼期間の短縮が可能となる。一方、副室点火燃焼は、燃焼室内に容積比 5%程度の副燃焼室を設け、その内部に設置した点火プラグによって燃焼を開始させた後、副燃焼室よりジェット噴流となって噴出した火炎によって主燃焼室内の予混合気を燃焼させる技術である。ジェット噴流はシリンダ壁面近傍に到達するため、自着火の発生源であるエンドガスを早い段階で燃焼させることができ、加えて火炎核が主燃焼室内に多点存在させるとともに強い乱れが形成されるため高速燃焼の実現が可能となる。

自着火を抑制する手法としては、燃料の筒内直接噴射^[47-50] (Direct Injection: DI) や水噴射^[51-54]、ミラーサイクル^[55-58]、排気再循環^[59-66] (Exhaust Gas Recirculation: EGR) などが挙げられる。筒内直接噴射は燃料を筒内に直接噴射することで燃料の気化熱を利用して筒内温度を低下させる手法であり、バルブ傘裏やポート壁面に燃料液滴の一部が衝突して蒸発するポート噴射 (Port Injection: PI) と比較してより効果的に吸気温度が低下する。水噴射も同様の技術であり、ガソリンの約 8 倍の気化熱を有する水を吸気ポートまたは筒内に直接噴射することで吸気温度を低下させる手法である。ミラーサイクルは、圧縮比よりも膨張比を大きくすることでオットーサイクルよりも高い理論熱効率が得られるアトキンソンサイクルを複雑な機構を用いず実現する手法である。吸気行程中のピストンが下死点 (Bottom Dead Center: BDC) に到達する前に吸気バルブを閉じる早閉じ方式と BDC 通過後の圧縮行程中に閉じる遅閉じ方式があるが、これらは実圧縮比の低下によって筒内温度の低下が可能である。以上の技術はいずれも筒内温度の低下によって燃料の自着火を抑制する手法であるが、EGR は排気の一部を分流して吸気に還流する技術であり、吸気酸素濃度の低下によって燃料の着火遅れ時間を長期化させるとともに、燃料が自着火した際の発熱速度が低下するため、ノック強度の低減が可能となる。

一方、燃料性状の観点から自着火を抑制する手法として、燃料を自着火が生じにくい高オクタン価燃料に置き換える方法や自着火を抑制する燃料基材あるいはアンチノック剤を添加するといった方法が挙げられる。一般的にオクタン価は燃料の分子構造の影響を強く受けることが知られており、直鎖パラフィン系の燃料は熱分解反応を起こしやすく、分子中の直鎖分の含有率が低い燃料や芳香族系の燃料、メタンなどの原子間の結びつきが強い燃料ほど着火に至るまでの時間が長くなってオクタン価が高くなる傾向にある。一方、燃料の自

着火を抑制するアンチノック剤としては、自着火過程で生成される中間生成物を不活性化させる四エチル鉛^[67]が広く用いられてきたが、近年では環境汚染防止の観点から使用が制限されている。また、メタノールやエタノールといったアルコール類はオクタン価が高く、気化潜熱が大きいことに加え、冷炎において重要な役割を持つ OH の増加を抑制し、冷炎による発熱を減少させる効果があることが報告されており^[68,69]、その添加によって火花ノックを抑制することが可能であるが、使用燃料の変更や燃料系統の追加はインフラ整備やコスト、補給などの面で課題が多い。一方、燃料の一部をオンボードで改質し、生成した水素によって耐ノック性を向上させる燃料改質技術は、既存インフラをそのまま利用できることもあって近年着目されている。

1.1.5 燃料改質技術

燃料改質とは、水蒸気改質反応や炭酸ガス改質反応などによって炭化水素燃料を水素および一酸化炭素に改質する技術である。Alger らは、四気筒ガソリンエンジンの 1 気筒のみ当量比 1.0 を超える過濃条件で運転し、部分酸化反応によって生成した水素および一酸化炭素を他の 3 気筒に供給する Dedicated EGR (DEGR) というコンセプトを発表している^[70, 71]。水素は高い層流燃焼速度を有することから高 EGR 率においても安定した燃焼を実現でき、熱効率の向上と排気中の窒素酸化物 (NO_x) の低減が可能であるとしている。一方、EGR 経路内に触媒および改質燃料用インジェクタを設置し、触媒内の水蒸気改質反応および炭酸ガス改質反応によって水素および一酸化炭素を生成して吸気に還流する Reformed EGR (REGR) は、出力性能の点で DEGR よりも有利であることに加えて、触媒内で生じる改質反応が吸熱反応であることから、必要な反応熱を排ガスから賄うことで排熱回収による熱効率の改善が期待できる。芦田らは、実際のガソリンエンジンに REGR を適用することにより平衡濃度に近い水素濃度の生成が可能であり、さらに生成した水素によって EGR 限界を拡大できることを示すとともに^[72]、投入燃料の発熱量比で 5 HV% の水素を生成すると耐ノック性が RON に換算して 2 程度向上することを報告している^[73]。

水素添加による火花ノック抑制効果についても、これまでに多くの研究が報告されている^[74-80]。Naruke らは、機関回転速度を 2000 rpm とし、圧縮比 15 の高圧縮比かつ空気過剰率 1.8 以上の超希薄条件において水素添加を行い、水素の増加にともなってノック限界点火時期が進角することを示している^[74]。Topinka らは、機関回転速度が 1500 rpm において火花ノックが最大トルク点 (Maximum Brake Torque: MBT) において生じる際のオクタン価正標準燃料 (Primary Reference Fuel, PRF) のオクタン価を調査し、水素を添加すると負荷や空燃比によらず要求オクタン価を低減できることを示している^[75]。Gerty らは、機関回転速度が 1500 rpm、空気過剰率が 1.3 の希薄条件において、改質ガスを模擬した水素、一酸化炭素、および窒素の混合ガスの添加が火花ノック回避に必要な燃焼位相遅角幅に及ぼす影響を PRF および PRF にトルエンを混合した TRF (Toluene Reference Fuel) について調査を行い、PRF では 3% の改質ガス添加によって火花ノック回避に必要な燃焼位相

遅角幅が 2°CA 程度低減できる一方、パラフィンの含有量が少なく芳香族の含有量が多い TRF では PRF と比較して効果が低下することを報告している[76]。Han らは、過給エンジンを用いて機関回転速度を 1500 rpm とした際の EGR および希薄条件における合成ガス（水素と一酸化炭素の混合ガス）添加の影響について調査を行い、いずれの条件においても火花ノックを抑制できる一方で、量論比の混合気と同質量の EGR ガスおよび空気を加えた条件で比較すると希薄条件のほうが EGR 条件よりも火花ノックを抑制する効果が低下することを明らかにしている[77]。Shudo らは、ジメチルエーテルを主燃料とする予混合圧縮着火（Homogeneous Charge Compression Ignition: HCCI）エンジンにおいて、水素添加による着火抑制効果によって着火時期の制御と当量比および負荷範囲の拡大が可能になることを機関回転速度 1000 rpm において示している[78]。Shinagawa らは、主燃料であるガソリンをポート噴射するとともに、水素を筒内直接噴射した実験を機関回転速度 1600 rpm において行い、燃焼期間の短縮および火花ノックの抑制が可能であることを示している。さらに、水素を添加すると水素が OH ラジカルを消費することによって主燃料の脱水素反応が抑制され、着火遅れ期間が長期化することを化学動力学解析より明らかにし、水素の火花ノック抑制が燃焼期間短縮と燃料の分解抑制の二つの効果によるものであるとしている[79, 80]。

以上のように、水素添加による火花ノック抑制効果は希薄、EGR、過給など幅広い条件において検討が行われている一方、いずれの研究も低速ノックが生じる低機関回転速度範囲においてのみ行われており、高速ノックに焦点を当てた研究例は少ないのが現状である。

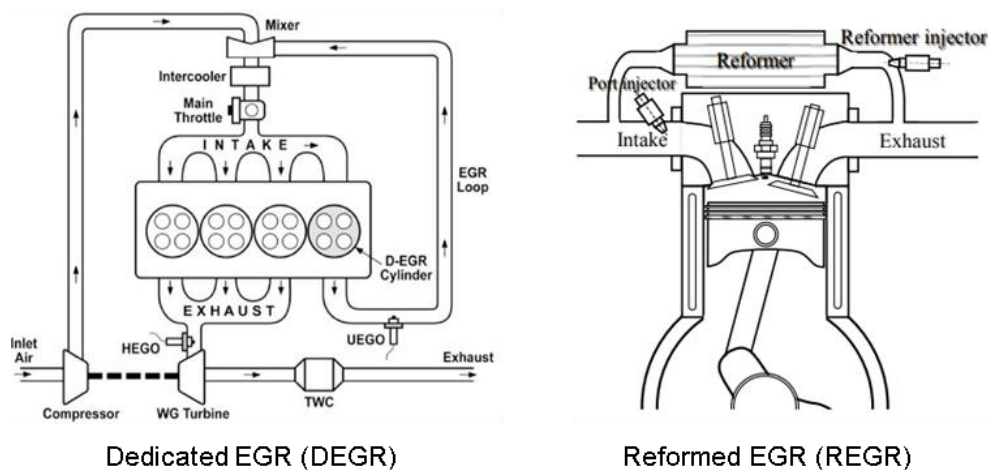


図 1.5 DEGR および REGR の概略[72, 81]

1.2 本研究の目的

前節において述べたように、ガソリンエンジンにおいて排気損失の増加が熱効率向上を妨げる大きな課題の一つとなっている。本研究では、これに対する有効な解決策として、改質反応による排熱回収効果と EGR および生成された水素の吸気添加による火花ノック抑制効果が期待できる REGR 型の燃料改質技術に着目した。特に改質ガスによる火花ノック抑制効果は熱効率向上への寄与が大きいと考えられるが、従来研究は低機関回転速度に限定されており、今後重要性が増してくる高機関回転速度領域における効果の把握が求められている。そこで本研究では、水素およびメタンに代表される改質ガス添加が低速ノックおよび高速ノックに及ぼす影響を明らかにするとともに、低速ノックと高速ノックの相違点を把握し抑制手法を提唱することを目的とし、実機試験およびゼロ次元化学反応解析による検討を行った。

1.3 本論文の構成

本論文は 6 章から構成されており、その概要は以下の通りである。

第 1 章は序論であり、内燃機関を取り巻く社会的背景と熱効率向上の重要性を述べた上で、火花ノックとその抑制手法に関する研究動向について記述している。さらに、火花ノックの抑制に加えて排熱回収による熱効率の改善が可能な燃料改質技術、および本研究で対象とする改質ガス添加による火花ノック抑制効果に関する研究動向について詳述するとともに、本研究の目的および本論文の構成を記している。

第 2 章では、本研究で用いた実験装置と機関性能の測定および解析手法について詳述している。

第 3 章では、燃料改質によって主成分として得られる水素およびメタンの添加が低速ノックおよび高速ノックに及ぼす影響を実機試験より調査した結果について述べ、改質ガス添加時の火花ノック抑制効果に対する機関回転速度、主燃料のオクタン価、主燃料組成、および負荷依存性を明確化している。

第 4 章では、低温酸化反応が出現する低温および出現しない高温のそれぞれにおいて定容断熱条件における化学動力学解析を行った結果について述べ、改質ガス添加が主燃料の自着火過程に及ぼす影響を解明している。

第 5 章では、実際のエンジンの筒内ガスの状態を再現するためにピストン圧縮を考慮した二領域モデルを構築し、推定した未燃ガス温度の推移に対応した化学反応解析を行った結果について述べている。低速ノックと高速ノックの現象およびメカニズムを明らかにするとともに、その相違によって改質ガス添加時の火花ノック抑制効果に対する機関回転速度依存性が生じることを実証している。

第 6 章は結論であり、本研究で得られた成果を総括するとともに今後の研究の展開について述べている。

第 2 章 実験装置および方法

2.1 供試エンジン

図 2.1 に供試エンジンおよび周辺機器の概略を，図 2.2 に供試機関の外観を，表 2.1 に供試機関の主要諸元をそれぞれ示す．実験には，単気筒・水冷・4 ストロークの火花点火式ガソリンエンジンを用いた．ボア×ストロークは 96×96 mm，行程容積は 695 cm^3 であり，圧縮比は 12.5 となっている．過給機は備えておらず自然吸気のみで運転を行った．排気の一部を分流し，EGR クーラおよび EGR バルブを介して吸気に還流する外部クールド EGR（排気再循環）システムを備えている．燃料噴射方式はポート噴射式であり，燃料圧力は燃料タンクに内蔵されたポンプによって一定に保持した．

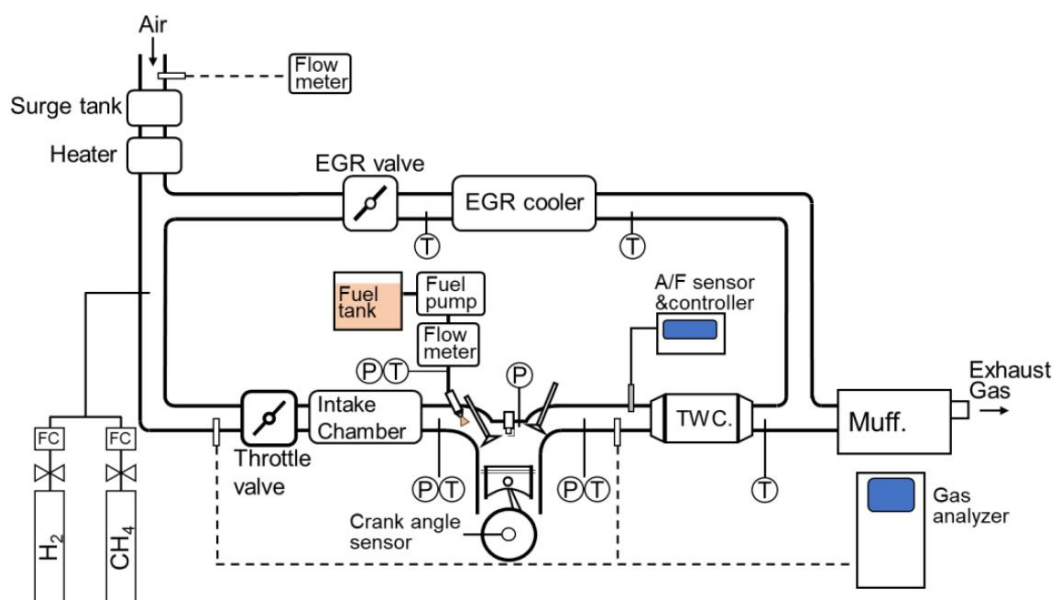


図 2.1 実験装置概略

表 2.1 供試機関主要諸元

YAMAHA	
Engine type	Single cylinder, four-stroke
Bore [mm] × Stroke [mm]	96 × 96
Displacement [cm ³]	695
Compression ratio	12.5
Fuel injection system	Port injection
Intake system	Natural aspiration
EGR system	External, cooled

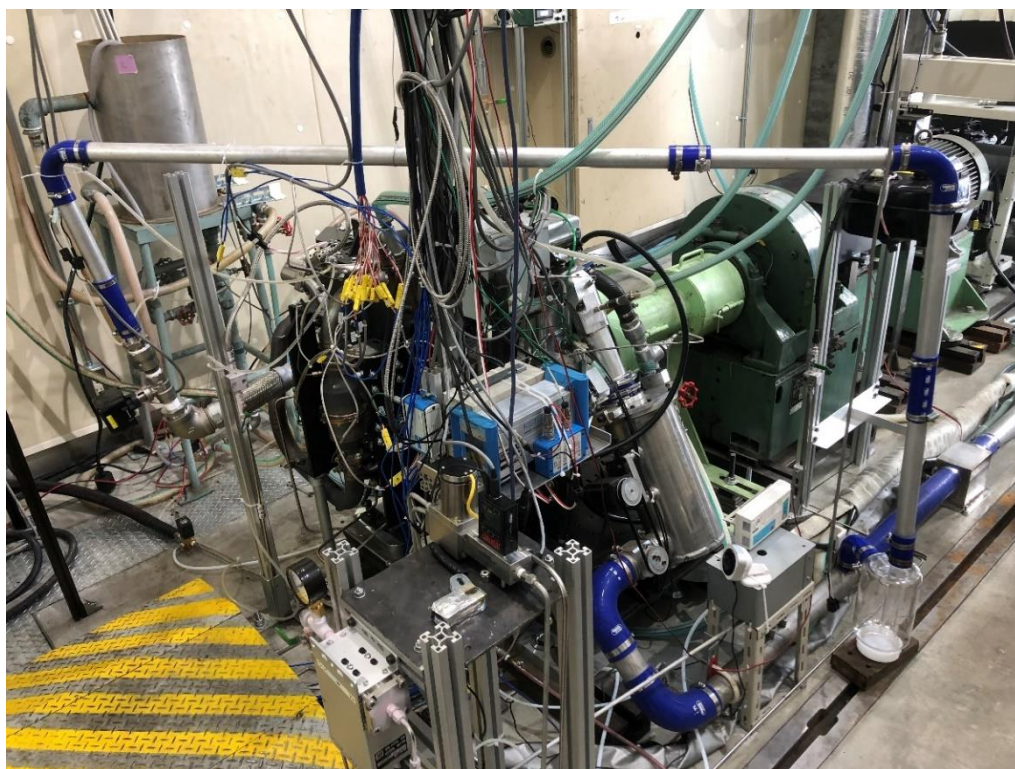


図 2.2 供試機関外観

2.2 エンジン運転条件の設定

燃料噴射開始時期，空燃比 (Air/Fuel: A/F)，可変バルブタイミング機構における吸気および排気カムシャフトのイベントアングル（オーバーラップ上死点からバルブ最大リフト時期までのクランク角），および点火時期の制御は，MathWorks 社製 MATLAB Simulink を用いて構築したエンジン制御プログラムを計測・システムコントローラ（エー・アンド・デイ社製 AD5435）に取り込むことにより行った．各種ドライバは GUI (Graphical User Interface) ソフトウェア（エー・アンド・デイ社製 VirtualDSPConsole）に指令値を入力することによって駆動した． A/F は，排気管に設置された UEGO センサの出力をポータブル空燃比計（司測研社製 PLR-5）を介してエンジン制御プログラムに取り込んでおり，ステッピングモータ駆動の吸気スロットルバルブ開度によって調整された吸入空気量に応じて燃料噴射期間を制御することで A/F を設定値に保った．燃料噴射開始時期，吸・排気イベントアングル，および点火時期は，供試機関のクランク軸に直結されたスリッド円盤および光ファイバ式クランク角度検出器（小野測器社製 CP-511A）から検出される 1°CA 毎および 360°CA 毎のパルス信号をアンプ（小野測器社製 CA-500A）によって増幅するとともに，エンジン制御プログラムに取り込むことでクランク角を算出し，それぞれの制御を行った．なお，燃料噴射開始時期は 630°CA ATDC ，吸気および排気のイベントアングルはいずれも 110°CA 一定とした．

2.3 エンジン性能の測定

2.3.1 エンジンの駆動と動力の吸収

エンジンの始動およびモータリングは、動力計に電磁クラッチで接続した三相誘導電動機（富士電機社製 MLA3185A）により行い、インバータによって回転速度を制御した。エンジン駆動中の動力は、渦電流式電気動力計（東京衡機社製 W-130）によって吸収した。動力計の吸収動力はシステム工房社製コントローラにより制御し、機関回転速度を所定値に設定した。

2.3.2 機関回転速度

機関回転速度は、光ファイバ式クランク角度検出器 CP-511A およびアンプ CA-500A からの 360°CA 毎のパルス信号を燃焼解析装置（小野測器社製 DS-278A）を介して解析ソフトウェア上に表示させて読み取った。

2.3.3 燃料流量、圧力、および温度

燃料流量は、高圧用容積式流量検出器（小野測器社製 FP-213SP）および表示器（小野測器社製 DF-2410）を用いて測定した。燃料圧力の測定には小型圧力センサ（PGM-10KC）および動ひずみ測定器（DPM-713B）を用い、燃料温度の測定には K 型熱電対を用いた。

2.3.4 吸気温度および排気温度

吸気および排気の各温度は K 型熱電対を用いて測定した。吸気温度は、EGR 還流口および後述の模擬改質ガス供給口よりも十分上流に吸気加熱用板フランジヒータ（日本ヒーター社製 PLA5-3425GHK）を設置し、温度指示調節器（OMRON 社製 E5CN）に接続することで所定値に制御した。

2.3.5 吸気圧力および排気圧力

吸気圧力は非水冷型ピエゾ式絶対圧力センサ（KISTLER 社製 4007C）によって、排気圧力は非水冷型ピエゾ式絶対圧力センサ（KISTLER 社製 4049B）によってそれぞれ測定し、いずれもピエゾレジスティブアンプ（KISTLER 社製 4624A）および AD 変換器（小野測器社製 DS-0280A）を介して燃焼解析ソフトウェア上で圧力値に変換した。

2.3.6 冷却水温度

冷却水はエンジン外部に設置したタンクから循環ポンプ（TERAL 社製 32LP-225MK）によって循環させ、エンジン冷却水入口および出口温度を K 型熱電対によって測定した。冷却水入口温度は、冷却水ヒータ（八光電機社製 BCS3051）による加熱および温度指示調整器（AS ONE 社製 EC5N）によるタンクへの水道水の流入量制御によって 80°C 一定に保った。

2.3.7 潤滑油温度および圧力

エンジン摺動部の潤滑にはドライサンプ方式を採用し、エンジン外部のスカーピングポンプで潤滑油を吸い出した後、オイルヒータおよびクーラを介してフィードポンプによってエンジン内部に供給した。潤滑油温度は、オイルクーラ（KAMUI 社製 SL-303W1）を油温コントローラ（TOHO 社製 TTM-004）によって制御することで 90℃一定に保った。

2.4 吸排気成分濃度の測定

吸気管および排気管からのガスサンプリング配管は三方弁で接続し、190℃に保温されたサンプリング用テフロン管を介してフィルタにより除塵した後、自動車排気ガス分析計（Best SOKKI 社製 BEX-5100D）を用いて吸気および排気の各成分濃度を個別に測定した。

2.4.1 未燃炭化水素（Total Hydrocarbon: THC）濃度

THC 濃度は、水素炎イオン化検出法（Flame Ionization Analyzer: FID）を用いた全炭化水素分析計（Best SOKKI 社製 BEX-5100D MODEL BHF-100U）によって測定した。濃度の定量は、検出器中の酸化炎によって有機化合物を熱分解させることで生ずるイオン電流の強度から行っている。酸化炎の燃料には H_2 -He 混合ガス（ H_2 : 40%）を、助燃ガスおよびゼロ点の校正ガスには圧縮空気を、スパン校正にはプロパン標準ガス（ C_3H_8 : 1440 ppm）をそれぞれ用いた。本測定法は感度が極めて高いという特長を有する。

2.4.2 窒素酸化物（ NO_x ）濃度

NO_x 濃度は、減圧型化学発光法（CLD）を用いた窒素酸化物分析計（Best SOKKI 社製 BEX-5100D MODEL BCL-101UV）によって測定した。本測定法は、一酸化窒素（NO）がオゾン（ O_3 ）により酸化されて生ずる励起状態の二酸化窒素（ NO_2 ）が基底状態に移行する過程において、試料ガス中に含まれる NO 濃度に比例した強度の化学発光が生じることを原理としている。なお、 NO_2 はオゾンとの反応では発光しないため、炭素系触媒により NO に還元した上で検出器に導入し NO_x （ $\text{NO} + \text{NO}_2$ ）として測定している。オゾン発生器には O_2 ガス（純度 99.99% 以上）を供給し、ゼロ点校正は N_2 高純度ガス（純度 99.99% 以上）を、スパン校正は NO 標準ガス（NO: 935 ppm）をそれぞれ使用した。本測定法は測定可能濃度範囲が広く、NO および NO_x 濃度を高感度かつリアルタイムで測定することができるという特長を有する。

2.4.3 一酸化炭素（CO）および二酸化炭素（ CO_2 ）濃度

CO および CO_2 濃度は、非分散型赤外線分析法（NDIR）を用いた赤外線分析計（Best SOKKI 社製 BEX-5100D MODEL BFI-500U）によって測定した。本測定法は、試料ガス中の各成分がそれぞれ固有の赤外線波長を吸収する性質を利用し、試料ガスに赤外線を放

射した際の赤外線吸収量を測定することにより各成分濃度を測定している。検出器にはシングルビーム方式を採用しており、ゼロ点校正には N₂ 高純度ガス(純度 99.99% 以上) を、スパン校正には CO 標準ガス (CO: 9.5%) をそれぞれ使用した。

2.4.4 酸素 (O₂) 濃度の測定

O₂ 濃度は、O₂ の強い常磁性を利用した磁気ダンベル式 (Paramagnetic Analyzer: PMG) 酸素計 (Best SOKKI 社製 BEX-5100D) によって測定した。本測定法は、磁場の中に非磁性体の二連球 (ダンベル) を吊るし、試料ガスを周囲に導くと O₂ 分子がダンベルを押しつけて磁場の強い部分へ近づこうとする性質を利用し、ダンベルが磁界外へ押し出される力に対してこれを元の位置に戻すためにコイルへ流す電流値より O₂ 濃度を求めている。ゼロ点校正には N₂ 高純度ガス (純度 99.99%以上) を使用し、スパン校正は大気で行なった。

2.4.5 EGR 率の算出

EGR バルブ開度の制御にはデジタルコントローラ (東邦電子社製 TTM-004) からの出力電流を用いて EGR 率を調整した。EGR 率は、大気中の CO₂ 濃度と上述の方法で測定された吸気および排気の CO₂ 濃度を用いて次式より求めた。

$$\text{EGR rate} = \frac{[\text{CO}_2]_{in} - [\text{CO}_2]_{amb}}{[\text{CO}_2]_{ex} - [\text{CO}_2]_{amb}} \times 100 \quad (2-1)$$

ここで、[CO₂]は CO₂ 濃度であり、添え字の *in*, *ex*, *amb* はそれぞれ吸気、排気、大気を示している。

なお、オクタン価正標準燃料を用いた実験は、上記とは別の自動車排ガス分析計 (Best SOKKI 社製 NBY-401) を使用して THC, NO_x, CO, および CO₂ 濃度を測定したが、いずれのガス成分においても測定原理は同一である。その際、THC のスパン校正に用いたプロパン標準ガスの C₃H₈ 濃度は 1500 ppm, NO_x のスパン校正に用いた NO 標準ガスの NO 濃度は 930 ppm であり、若干の差異はあるものの同等の測定精度が得られているものとした。図 2.3 に、ガソリンを用いた実験に使用した BEX-5100D およびオクタン価正標準燃料を用いた実験に使用した NBY-401 の外観を示す。



Best SOKKI社製BEX-5100D



Best SOKKI社製NBY-401

図 2.3 排ガス分析計

2.5 模擬改質ガス供給システム

本研究では、燃料改質により生成した各改質ガス成分が火花ノックに及ぼす基礎的特性の解明を主眼とし、実際の燃料改質器を搭載することに代替して、改質ガス成分をボンベより吸気管に供給することによる模擬的な実験を行った。添加ガスには、水素（純度 99.99% 以上）およびメタンを主成分とする天然ガスを使用した。表 2.2 に、フーリエ変換赤外分光光度計（HORIBA 社製 MEXA-4000FTIR）を用いて行った天然ガスの成分分析結果を示す。本装置は、フーリエ変換赤外分光光度法（Fourier Transform Infrared Spectroscopy）により表 2.3 に示す 22 種類の成分を測定可能である。測定に際しては、天然ガスボンベよりサンプリングバックでガスを捕集するとともに窒素により希釈して分析計へ導入した。分析は異なる天然ガスボンベにおいて 3 回行って平均値を取った。天然ガスの主成分はメタン（ CH_4 ）であり 93% 以上の大半を占める。その他に約 6% のエタン（ C_2H_6 ）および微量のイソブテン（ iC_4H_8 ）を含有しているものの、いずれも少量であることからこれらが含まれることによる火花ノック特性への影響は小さいものと判断した。

表 2.2 天然ガス組成の測定結果

Species	Mole fraction [%]
CH_4	93.2
C_2H_6	6.43
iC_4H_8	0.394

表 2.3 HORIBA 社製 MEXA-4000FTIR における測定可能成分

CO	CO ₂	NO	NO ₂	N ₂ O
H ₂ O	NH ₃	SO ₂	HCHO	CH ₃ CHO
CH ₃ OH	CH ₃ COCH ₃	CH ₃ OC(CH ₃) ₃	HCOOH	CH ₄
C ₂ H ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₆	1,3-C ₄ H ₆	iC ₄ H ₈
C ₆ H ₆	C ₇ H ₈			

添加ガスは，サージタンクおよび吸気スロットルバルブ上流に水素および天然ガスボンベからのガス配管を接続し，サージタンク内で新気や EGR ガスと十分に混合された状態で筒内へ導入した．水素および天然ガスボンベからのガス流量の設定には，ラミナーフロー式マスフローコントローラ（ALICAT 社製 MCR-100SLPM-D および MCR-20SLPM-D）を使用した．本装置は，管路内部の流れが層流であると仮定すると Hagen-Poiseuille の法則が成り立つことを利用しており，区間長 L の上下流における差圧を計測することでその区間を通過する体積流量を以下の式で求めることができる．

$$Q = \frac{\pi d^4}{128 \mu L} (p_1 - p_2) \quad (2-2)$$

Q : 体積流量 [m³/s]

μ : 粘性係数 [Pa·s]

d : 細管直径 [m]

L : 区間長さ [m]

p_1 : 区間上流の圧力 [Pa]

p_2 : 区間下流の圧力 [Pa]

本装置には計測可能なガス種の粘性係数および圧縮率が記録されているため，差圧を計測することで様々なガスの体積流量を求めることができる．なお，天然ガスはマスフローコントローラのメモリに表 2.2 のメタンおよびエタンの混合組成を登録し，その近似物性から体積流量を求めた．

2.6 指圧線図の測定と解析

2.6.1 指圧線図の測定

指圧線図の測定は，燃焼室に取付けられた非水冷ピエゾ式圧力センサ（KISTLER 社製 6053CC60）を用い，その出力電荷をチャージアンプ（KISTLER 社製 5018A）によって電圧に変換して燃焼解析ソフトウェアへ取り込むことにより行った．光ファイバ式クランク角度検出器 CP-511A およびアンプ CA-500A からの信号をもとに一サイクルあたり 720 点のデータを 500 サイクル分取得し，その平均値を圧力履歴とした．

2.6.2 熱発生率の算出

筒内の作動ガスに対し，半完全ガスを仮定して熱力学第一法則を適用すると次式が得られる．

$$\begin{aligned}
 \frac{dQ}{d\theta} &= \frac{dU}{d\theta} + P \frac{dV}{d\theta} \\
 &= \frac{d}{d\theta} (nC_v T) + P \frac{dV}{d\theta} \\
 &= \left(C_v T \frac{dn}{d\theta} + nT \frac{dC_v}{d\theta} + nC_v \frac{dT}{d\theta} \right) + P \frac{dV}{d\theta} \quad [\text{J}/^\circ\text{CA}]
 \end{aligned} \tag{2-3}$$

Q : 筒内への入熱量 [J]

U : 作動ガスの内部エネルギー [J]

V : 筒内体積 [m^3]

C_v : 作動ガスの定積モル比熱 [$\text{J}/(\text{K} \cdot \text{mol})$]

n : 作動ガスのモル数 [mol]

T : 作動ガスの平均温度 [K]

P : 筒内圧力 [Pa]

θ : クランク角度 [$^\circ\text{CA}$]

ここで，マイヤーの関係式より

$$C_v = \frac{R}{\kappa - 1} \quad [\text{J}/(\text{K} \cdot \text{mol})] \tag{2-4}$$

R : 一般ガス定数 [$\text{J}/(\text{K} \cdot \text{mol})$]

κ : 作動ガスの比熱比 [-]

(2-4)式をクランク角度 θ に対し微分すると

$$\frac{dC_v}{d\theta} = \frac{-R}{(\kappa - 1)^2} \frac{d\kappa}{d\theta} \quad [\text{J}/(\text{K} \cdot \text{mol} \cdot ^\circ\text{CA})] \tag{2-5}$$

一方，理想気体の状態方程式 $PV = nRT$ より，両辺をクランク角度に対し微分すると

$$\frac{dn}{d\theta} = \frac{1}{RT} \left(P \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dP}{d\theta} - nR \frac{dT}{d\theta} \right) \quad [\text{mol}/^\circ\text{CA}] \tag{2-6}$$

したがって，(2-3)式に(2-4)式，(2-5)式，(2-6)式を代入して整理すると，熱発生率は次式で求められる．

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{1}{\kappa - 1} \left(V \frac{dP}{d\theta} + \kappa P \frac{dV}{d\theta} \right) \quad [\text{J}/^\circ\text{CA}] \tag{2-7}$$

(2-7)式中の任意のクランク角度における筒内容積 V は、図 2.4 に示すオフセットクランク機構を考慮すると次式で与えられる。

$$V = \frac{\pi}{4} D^2 \left\{ \sqrt{(l+r)^2 - e^2} - \sqrt{l^2 - (r \sin \theta - e)^2} - r \cos \theta \right\} + V_c \quad [\text{m}^3] \quad (2-8)$$

D : ボア直径 [m]

l : コネクティングロッド長さ [m]

r : クランク半径 [m]

e : オフセット幅 [m]

V_c : 隙間容積 [m^3]

なお、本研究に用いたエンジンはオフセットクランク機構を備えていないため、(2-8)式のオフセット幅 e はゼロとして筒内容積 V を求めた。

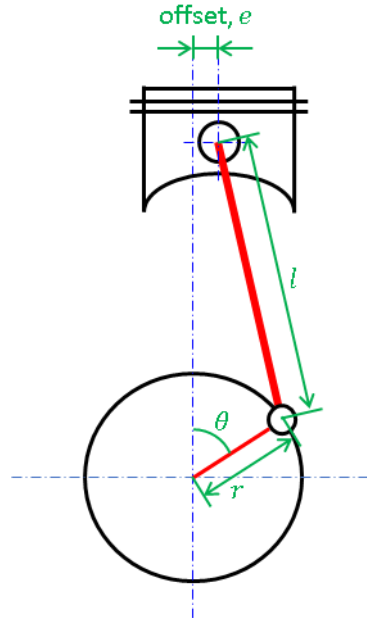


図 2.4 オフセットクランク機構

任意のクランク角度における圧力上昇率 $dP/d\theta$ は、指圧線図から得た筒内圧力 P を用いて Stirling の数値微分法の第三項以下を省略した五点近似法によって求めた。

$$\left(\frac{dP}{d\theta} \right)_i = \frac{1}{12h} (P_{i-2} - 8P_{i-1} + 8P_{i+1} - P_{i+2}) \quad [\text{Pa}/^\circ\text{CA}] \quad (2-9)$$

P_i : i ステップにおける筒内圧力 [Pa]

h : 角度分解能 [$^\circ\text{CA}$]

容積変化率 $dV/d\theta$ も同様に五点近似法を用いて次式より求めた.

$$\left(\frac{dV}{d\theta}\right)_i = \frac{1}{12h}(V_{i-2} - 8V_{i-1} + 8V_{i+1} - V_{i+2}) [\text{m}^3/^\circ\text{CA}] \quad (2-10)$$

V_i : i ステップにおける筒内容積 $[\text{m}^3]$

比熱比 κ は, 各種ガスの定圧比熱 C_p を求めた上で次式より算出した.

$$\kappa_i = \frac{C_{p_i}}{C_{v_i}} = \frac{C_{p_i}}{C_{p_i} - R} [-] \quad (2-11)$$

κ_i : i ステップにおける比熱比 $[-]$

C_{p_i} : i ステップにおける定圧比熱 $[\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})]$

C_{v_i} : i ステップにおける定積比熱 $[\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})]$

筒内作動ガスは, 比熱の温度依存性を考慮した半完全ガスとして取り扱った. 定圧比熱の計算には, NASA の多項式プログラム^[82]や谷下の式^[83]など様々な近似式が提案されているが, 燃焼解析ソフトウェア上では 100 K ごとの各種気体の比熱テーブルを有し, 筒内ガス温度に対して補間演算を行った上で各種気体の重量割合を乗算した次式より求めた.

$$C_{p_i} = \frac{1}{100} \left(\begin{array}{l} C_{pN_2T(i-1)} \times C_{GWN_2i-1} \\ + C_{pO_2T(i-1)} \times C_{GWO_2i-1} \\ + C_{pCO_2T(i-1)} \times C_{GwCO_2i-1} \\ + C_{pSO_2T(i-1)} \times C_{GwSO_2i-1} \\ + C_{pH_2OT(i-1)} \times C_{GwH_2Oi-1} \end{array} \right) [\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})] \quad (2-12)$$

$C_{pT(i-1)}$: $i-1$ ステップ時点の温度における各種気体の定圧比熱 $[\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})]$

C_{GWi-1} : $i-1$ ステップにおける各種気体の重量割合 $[\%]$

各クランク角度における筒内平均ガス温度 T は次式で与えた.

$$T_i = \frac{P_i V_i}{n_i R} [\text{K}] \quad (2-13)$$

T_i : i ステップにおける筒内平均ガス温度 $[\text{K}]$

n_i : i ステップにおける作動ガスの総モル数 $[\text{mol}]$

2.6.3 燃焼質量割合の算出

本研究では, 点火時期を燃焼開始時期, すなわち燃焼質量割合 0% 時期 (CA0) と定義し, (2-7) 式で与えられる熱発生率が角度分解能に対して 3 点連続で 0 以下の値となった際の最後の正の値となった時点におけるクランク角度を燃焼質量割合 100% 時期 (CA100) とした. また, (2-7) 式の熱発生率の積算値が総熱発生量に対して 10%, 50%, および 90% となるクランク角度をそれぞれ燃焼質量割合 10% 時期 (CA10), 燃焼質量割合 50% 時期 (CA50), および燃焼質量割合 90% 時期 (CA90) とし, 点火時期から CA10 までの期間を初期燃焼期間 (CA0-10), CA10 から CA90 までの期間を主燃焼期間 (CA10-90) と定義した.

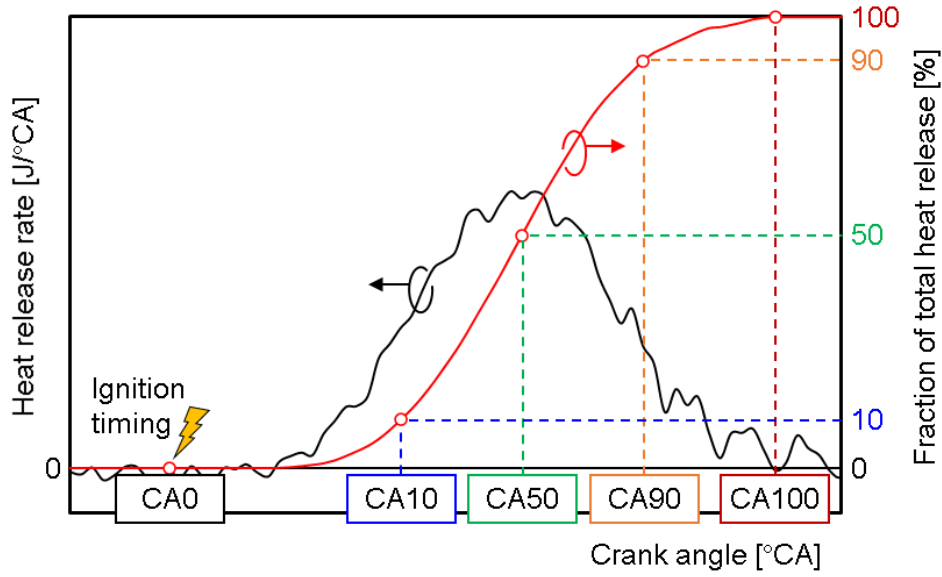


図 2.5 燃焼質量割合の定義

2.6.4 図示仕事，図示平均有効圧力，および図示熱効率の算出

エンジンの図示仕事は指圧線図より得られる P - V 線図の面積であり，その積分によってグロスの図示仕事 $W_{i,g}$ ，ポンプ仕事 W_p ，および正味の図示仕事 $W_{i,n}$ がそれぞれ求められる．図 2.6.に 1 サイクルの P - V 線図を模式的に示す．図中の A, B, C, D はそれぞれ圧縮，膨張，排気，吸気の各行程を表しており，各仕事は以下の式で与えられる．

$$W_{i,g} = B - A$$

$$= \sum_{i+V_{minB_{i-1}}}^{V_{maxB_i-1}} \frac{1}{2} (P_i + P_{i+1}) (V_i - V_{i+1}) - \sum_{i+V_{maxA_i}}^{V_{minA_{i-1}}} \frac{1}{2} (P_i + P_{i+1}) (V_i - V_{i+1}) \quad \text{[J]} \quad (2-14)$$

$$W_p = D - C$$

$$= \sum_{i+V_{minD_{i-1}}}^{V_{maxD_i-1}} \frac{1}{2} (P_i + P_{i+1}) (V_i - V_{i+1}) - \sum_{i+V_{maxC_{i-1}}}^{V_{minC_{i-1}}} \frac{1}{2} (P_i + P_{i+1}) (V_i - V_{i+1}) \quad \text{[J]} \quad (2-15)$$

$$W_{i,n} = W_{i,g} + W_p \quad \text{[J]} \quad (2-16)$$

V_{maxA_i} , V_{minA_i} : 圧縮行程での行程容積最大位置，最小位置

V_{maxB_i} , V_{minB_i} : 膨張行程での行程容積最大位置，最小位置

V_{maxC_i} , V_{minC_i} : 排気行程での行程容積最大位置，最小位置

V_{maxD_i} , V_{minD_i} : 吸気行程での行程容積最大位置，最小位置

グロスの図示平均有効圧力 $gIMEP$ (Gross Indicated Mean Effective Pressure), ポンプ平均有効圧力 $PMEP$ (Pump Indicated Mean Effective Pressure), および正味の図示平均有効圧力 $nIMEP$ (Net Indicated Mean Effective Pressure) は次式より求められる.

$$gIMEP = \frac{W_{i_g}}{V_{max} - V_{min}} \text{ [Pa]} \quad (2-17)$$

$$PMEP = \frac{W_p}{V_{max} - V_{min}} \text{ [Pa]} \quad (2-18)$$

$$nIMEP = gIMEP + PMEP \text{ [Pa]} \quad (2-19)$$

V_{max} : サイクル中の筒内最大容積 [m³]

V_{min} : サイクル中の筒内最小容積 [m³]

図示熱効率_{正味}は正味の図示仕事 W_{i_n} を用いて次式で与えられる.

$$\eta_i = \frac{W_{i_n}}{Q_{fuel}} \text{ [-]} \quad (2-20)$$

Q_{fuel} : 1 サイクルあたりの投入熱量 [J/cycle]

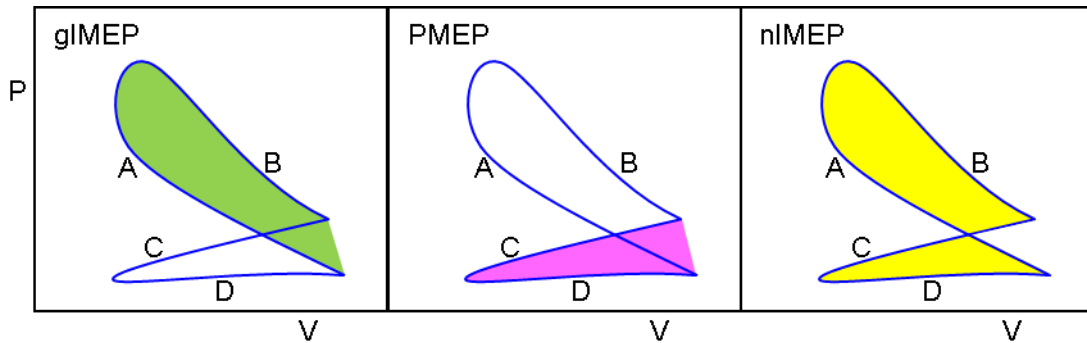


図 2.6 図示平均有効圧力の定義

2.7 火花ノックの判定方法

火花ノックの判定には、取得した筒内圧力に 9~18 kHz のバンドパスフィルタを介して得られる波形の片振幅を用い、その最大値をノック強度と定義した。また、取得した 500 サイクル中のノック強度の標準偏差が 100 kPa 以下で、かつノック強度が 1000 kPa を超えるサイクルが観測されない範囲で最も点火時期が進角した際の燃焼質量割合 50% 時期 (CA50) をノック限界として定義した。

実験に際しては、ノック強度の標準偏差を燃焼解析ソフトウェア上でモニタリングしながら火花ノックが生じるまで点火時期を進角し、その後 0.5°CA ずつ点火時期を遅角しながら計 6 点のデータを取得することを基本とした。

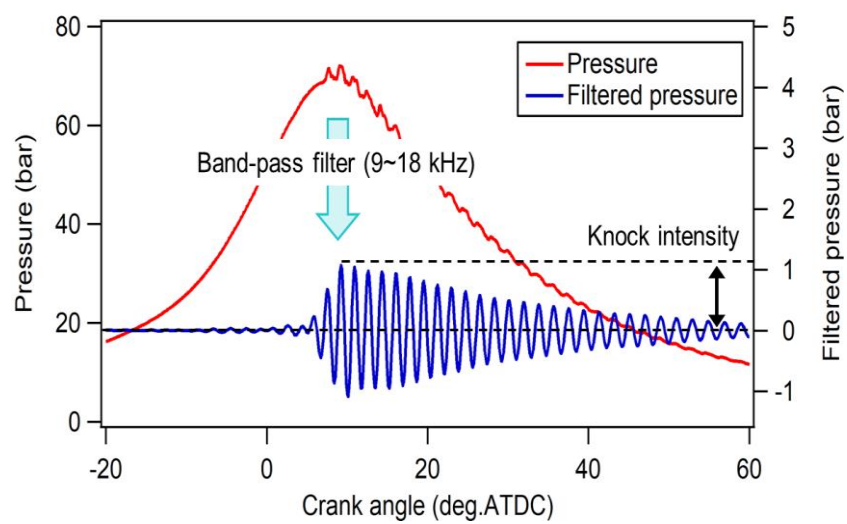


図 2.7 火花ノックの判定

第3章 改質ガス添加が火花ノック特性に及ぼす効果

3.1 化学平衡計算による燃料改質反応の特性解析

本研究では、主に水素を中心とした各改質ガス成分が火花ノックに対して及ぼす基礎的特性の解明を主眼とし、実際の燃料改質器をエンジンに搭載することに代替して、改質ガス成分をボンベから吸気管に供給することによる模擬的な実験を行った。本節では、実験に先立ち燃料改質によって得られるガス生成特性を化学平衡計算によって検討した結果について記述する。

本解析では、触媒内における反応時間が十分に長く、すべての化学反応は平衡に至ると仮定した。化学平衡計算には、アメリカ航空宇宙局 (NASA) の Gordon らの化学平衡計算プログラム NASA Chemical Equilibrium with Applications (CEA)^[84]を用いた。表 3.1 に、計算条件を示す。燃料はイソオクタンとし、触媒内は大気圧とした。触媒入口のガス組成は燃料であるイソオクタンに加え、水、二酸化炭素、および窒素とし、EGR 率を 10%とした際の実測値をもとに算出した成分割合を与えた。水蒸気と燃料中の炭素のモル比である S/C は 2.0 とし、触媒入口温度は 500 K から 1200 K の範囲で等エンタルピー変化を仮定した。

表 3.1 化学平衡計算における条件

S/C (steam/carbon mol ratio) [-]	2.0	
Pressure [kPa]	101	
Inlet temperature [K]	500 - 1200	
Inlet composition [mol%] (EGR 10%)	iso-octane	0.87
	H ₂ O	13.9
	CO ₂	12.4
	N ₂	72.8

図 3.1 に化学平衡組成を、図 3.2 に供給したイソオクタンの発熱量に対する生成した改質ガスの発熱量の割合を、それぞれ触媒入口温度に対して示す。触媒入口温度が 700 K 以上では水素が主成分として生成されるとともに、改質燃料の発熱量割合は 100%を上回っており、供給熱量よりも大きな発熱量が得られている。これは吸熱反応である水蒸気改質反応 (R2-1) および炭酸ガス改質反応 (R2-2) が顕著に生ずるためと考えられ、必要な反応熱を排ガスの熱から得ることで排熱回収が可能になることを意味している。一方、触媒入口温度の低下にともなってメタンの割合が増加して 700 K 以下の低温ではメタンの割合が水素を上回って主成分となる。これはメタネーションと呼ばれる反応 (R2-3) が支配的になるためと考えられ、発熱反応によって改質燃料の発熱量割合は 100%を下回る結果となる。

以上の結果より、触媒入口温度が高温および低温のそれぞれにおいて主成分となる水素およびメタンを改質ガスとして注目し、それぞれを吸気に添加する実験を行うこととした。

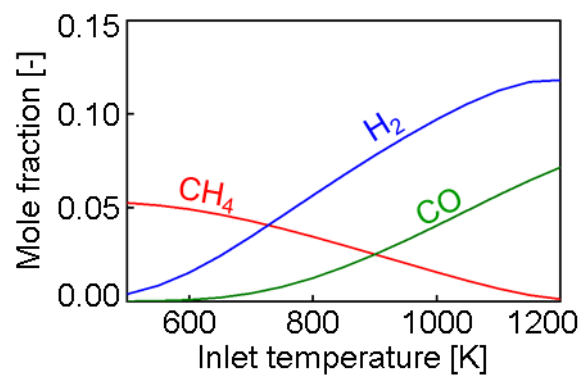
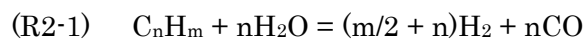


図 3.1 触媒入口温度に対する化学平衡組成

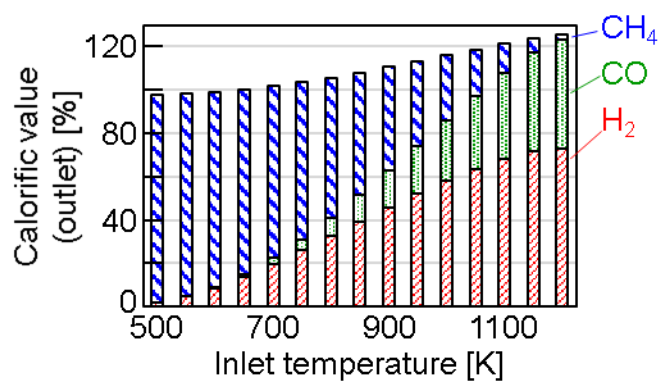


図 3.2 触媒入口温度に対する改質ガスの発熱量割合

3.2 低速ノックおよび高速ノックが生ずる機関回転速度

改質ガス添加の実験に先立ち、低速ノックと高速ノックの代表機関回転速度を決定するため、機関回転速度がノック限界における燃焼質量割合 50% 時期 (CA50) に対して及ぼす影響を検討した。表 3.2 に、実験条件を示す。吸気温度は 318 K, ポンプ損失を含む正味の図示平均有効圧力 (nIMEP) は 900 kPa 一定とし、機関回転速度を 2000 rpm から 4800 rpm の範囲で変化させた。燃料には市販のプレミアムガソリンとレギュラーガソリンを体積割合 1:1 で混合して得たリサーチオクタン価 (RON) が 95 のガソリンを用い、量論比で運転を行った。

表 3.2 実験条件 (機関回転速度変化)

Engine speed [rpm]	2000 - 4800
nIMEP [kPa]	900
EGR rate [%]	0
Intake air temperature [K]	318
Fuel	Gasoline (RON95)
Excess air ratio [-]	1

図 3.3 に、機関回転速度を変化させた際のノック限界 CA50 を示す。機関回転速度を 2000 rpm から上昇させると火花ノックは生じにくくなって 3600 rpm まではノック限界 CA50 の進角が可能となるのに対し、さらに機関回転速度を上昇させると火花ノックが再び生じやすくなってノック限界 CA50 が遅角する。この結果から、3600 rpm よりも低い機関回転速度域は低速ノックが生ずる領域、高い機関回転速度域は高速ノックが生ずる領域であるとし、以降では代表機関回転速度として 2000 rpm を低速ノック条件、4800 rpm を高速ノック条件として実験を行った。

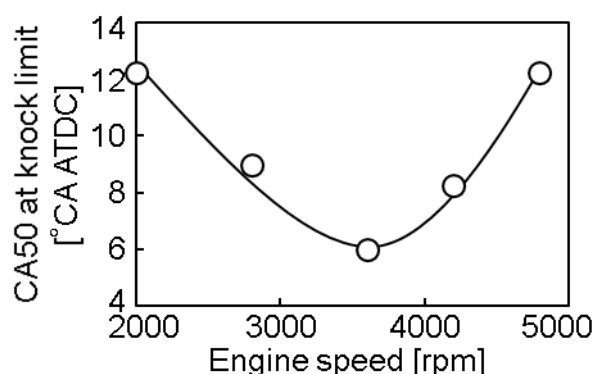


図 3.3 各機関回転速度におけるノック限界 CA50

3.3 改質ガス添加が低速ノックおよび高速ノックに及ぼす効果

3.3.1 本節における実験条件

表 3.3 に、実験条件を示す。機関回転速度は低速ノックが生ずる 2000 rpm および高速ノックが生ずる 4800 rpm とし、吸気温度、nIMEP、および主燃料であるガソリンは 3.2 節と同等とした。改質ガスを模擬した添加ガスは、3.1 節における化学平衡計算結果から主成分となると予想される水素およびメタンとし、それぞれの添加割合を供給全熱量に対して 0～15 HV% の範囲で変化させ、添加ガスを加味して量論比となるようガソリンの供給量を調整した。なお、メタンは入手性の観点から天然ガスによって代用した。天然ガスの組成はメタンが 93% 以上の大半を占め、残りの 7% 程度はエタンなどの低級炭化水素であるが、少量の他成分が含まれることによる火花ノック特性への影響は小さいものとした。

表 3.3 実験条件（添加ガス割合変化）

Engine speed [rpm]	2000, 4800
nIMEP [kPa]	900
EGR rate [%]	0
Intake air temperature [K]	318
Fuel	Gasoline (RON95)
Additive gas	H ₂ , Natural gas
Additive gas fraction [HV%]	0 - 15
Excess air ratio [-]	1

3.3.2 水素添加による火花ノック抑制効果

図 3.4 に、機関回転速度を低速ノックが生ずる 2000 rpm および高速ノックが生ずる 4800 rpm としたそれぞれにおいて、水素添加割合を変化させた際のノック限界 CA50 を示す。いずれの機関回転速度においても、水素添加割合の増加にともなってノック限界 CA50 の進角が可能となる。一方、水素を 15 HV% 添加することによるノック限界 CA50 の進角幅は、機関回転速度が 2000 rpm では約 3°CA であるのに対し、機関回転速度が 4800 rpm では約 1°CA 程度となっており、水素添加は低速ノックに対しては強い抑制効果が得られるものの高速ノックに対しては効果が低下することがわかる。

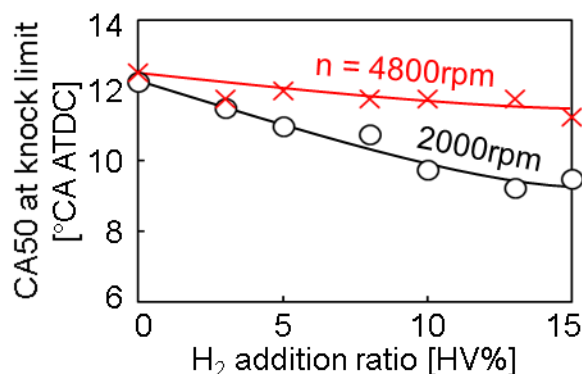


図 3.4 水素添加がノック限界 CA50 に及ぼす影響

図 3.5 に、機関回転速度が 2000 rpm および 4800 rpm において、水素添加割合を 0 HV%, 8 HV%, および 15 HV%とした際の点火時期に対する初期燃焼期間（点火から燃焼質量割合 10%時期 CA10 までの期間, CA0-10）を示す. いずれの機関回転速度においても、水素添加割合を増加させると水素の高い層流燃焼速度に起因して初期燃焼期間は短縮する. 一方, 図 3.6 には同一条件における CA50 に対する主燃焼期間（CA10 から燃焼質量割合 90% 時期 CA90 までの期間, CA10-90）を示すが, CA50 が同等の条件で比較すると、水素添加による主燃焼期間の短縮は認められない. 一般に火炎伝播燃焼における主燃焼期間は乱流燃焼速度と強い相関があり、層流燃焼速度と筒内混合気の乱れの影響を受けるが、これは、本研究における供試機関諸元や実験条件では層流燃焼速度の影響は小さく、水素添加の効果が表れにくい筒内混合気の乱れ強さの影響が支配的となっているためと考えられる.

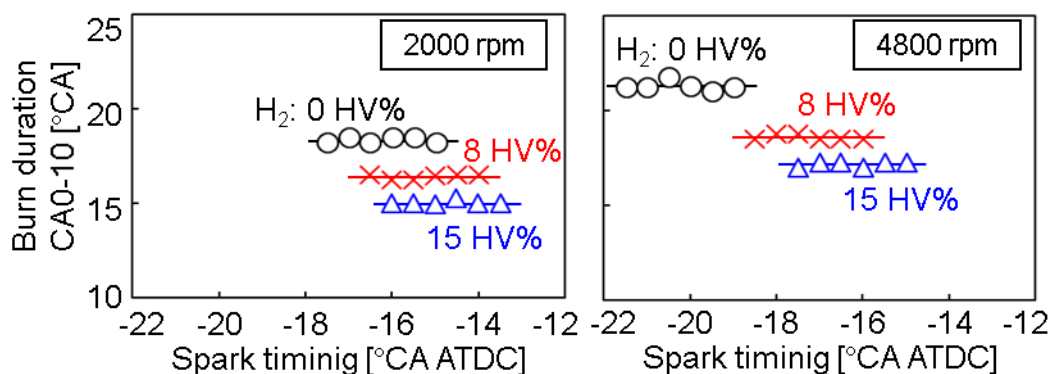


図 3.5 点火時期に対する初期燃焼期間 CA0-10 (水素添加による効果)

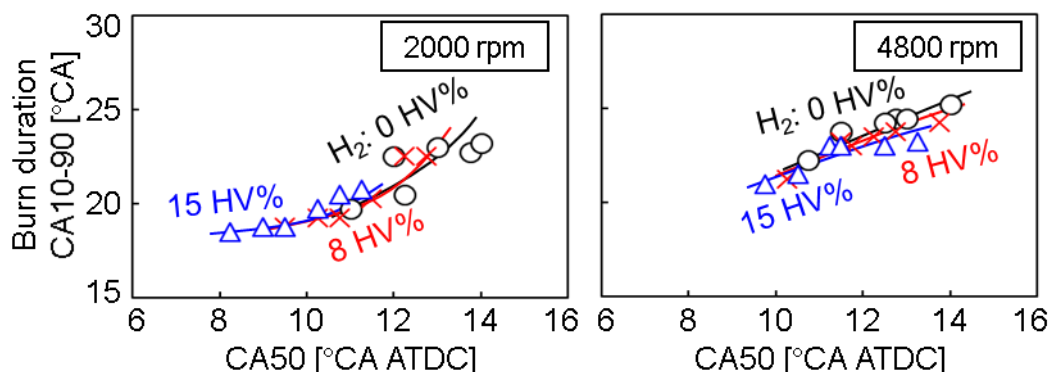


図 3.6 CA50 に対する主燃焼期間 CA10-90 (水素添加による効果)

水素添加によって火花ノックが抑制されるメカニズムとして、二つの要因があることが報告されている[79,80]。一つは燃焼速度の増加にともなう主燃焼期間の短縮効果であり、もう一つは水素のラジカル消費反応にともなう低温酸化反応の抑制効果である。前者については、一般に主燃焼期間を短縮し、未燃混合気が自着火条件に至る前に燃焼を完了させることで耐ノック性を向上できることが知られているが[37]、今回の条件では上述のようにいずれの機関回転速度においても水素添加による主燃焼期間の短縮は認められない。したがって、低速域と高速域で火花ノック抑制効果が異なる要因は、後者の化学的な影響の相違が支配的と考えられる。

図 3.7 に、機関回転速度を 2000 rpm および 4800 rpm とし、水素を添加しない条件において一次元エンジンシミュレーションツール GT-POWER (Gamma Technologies 社) の Three Pressure Analysis (TPA) モデルを用いて計算した (a) クランク角および (b) 時間に対する筒内未燃混合気の温度履歴の一例を示す。TPA モデルとは、実測のクランク角に対する筒内圧力、吸気圧力、および排気圧力を境界条件とする非予測的モデルであり、吸気圧力測定部から排気圧力測定部までをモデル化し、各部の圧力損失や熱伝達パラメータの調整によって筒内圧力を実測と合わせ込むことにより、筒内温度や残留ガス割合といった実測の難しい筒内の各種パラメータの計算が可能である。

低温酸化反応は約 600～900 K の温度範囲で出現することが知られているが、機関回転速度が低いほどこの温度域における未燃混合気の滞留時間が長いことに起因して、低温酸化反応に強く依存した着火形態になるものと考えられる。一方、機関回転速度を上昇させるとこの温度域を通過する時間が短くなることから低温酸化反応に強く依存しない着火形態となり、この相違によって水素添加による火花ノック抑制効果の機関回転速度依存性が生じた可能性が考えられる。

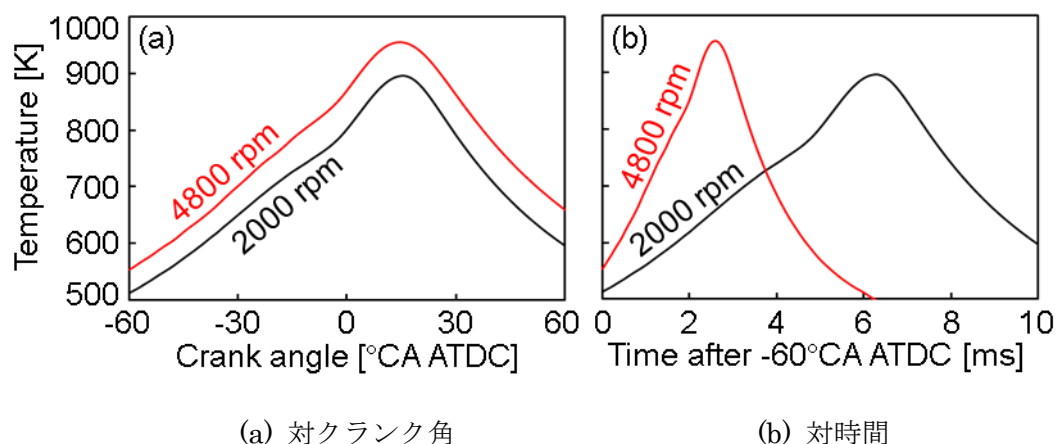


図 3.7 燃焼室内における未燃ガス温度の推移

3.3.3 メタン添加による火花ノック抑制効果

図 3.8 に、機関回転速度が 2000 rpm および 4800 rpm において、メタン添加割合を変化させた際のノック限界 CA50 を示す。なお、比較として図 3.4 の水素添加時の結果もあわせて示している。メタン添加割合を増加させると、いずれの機関回転速度においてもノック限界 CA50 の進角が可能となる。また、その進角幅は機関回転速度が 2000 rpm よりも 4800 rpm とした場合のほうが小さくなっており、メタン添加でも水素添加時と同様に低速ノックと比較して高速ノックに対する抑制効果が低下する傾向を示している。一方、水素添加時およびメタン添加時におけるノック限界 CA50 を比較すると、低速ノックが生ずる 2000 rpm では両者の火花ノック抑制効果が同程度となっているのに対し、高速ノックが生ずる 4800 rpm ではメタン添加時のほうが水素添加時よりもノック限界 CA50 の進角が著しく、火花ノック抑制効果が強いことがわかる。メタン添加による火花ノック抑制するメカニズムは水素と同様にラジカルの消費反応であると考えられるが、低温酸化反応に強く依存しない高速ノック条件では、水素がメタンよりも火花ノックの抑制に対して不利に働いている可能性が示唆されている。

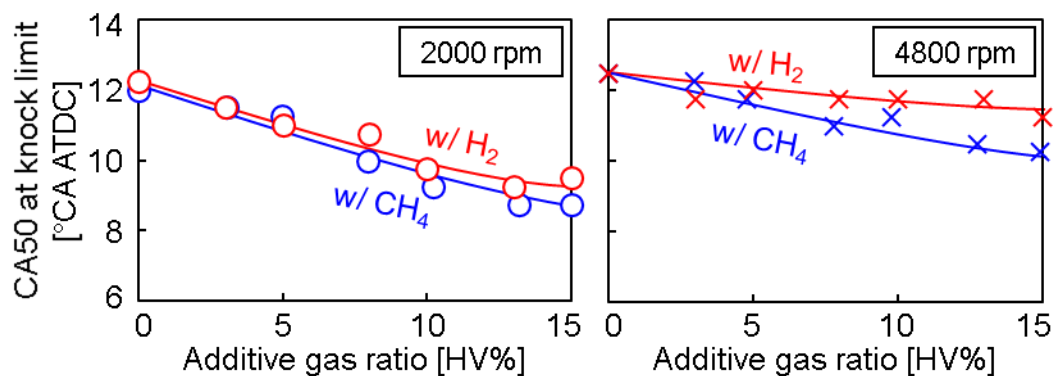


図 3.8 メタン添加がノック限界 CA50 に及ぼす影響

3.4 主燃料のオクタン価が改質ガス添加による火花ノック抑制効果に及ぼす影響

3.4.1 本節における実験条件

3.3 節で述べた通り，水素添加による火花ノック抑制の主要因としてラジカル消費反応にともなう低温酸化反応の抑制効果が考えられるが，一般に直鎖パラフィン含有率が高い低オクタン価燃料ほど低温酸化反応が顕著になることから，主燃料のオクタン価によって水素添加による火花ノック抑制効果が異なる可能性がある．そこで，ガソリンに代わってイソオクタンとノルマルヘプタンを混合したオクタン価正標準燃料（PRF）を主燃料として用い，その混合割合によってオクタン価を変化させた際の水素添加の影響について検討を行った．

表 3.4 に，実験条件を示す．基本的な条件は前節と同様とし，種々のオクタン価（85～95）の主燃料に対して水素添加割合を変化させた．さらに，メタン添加時との比較を行うため，種々のオクタン価（88～92）の主燃料に対してメタン添加割合を変化させる実験もあわせて行った．

表 3.4 実験条件（主燃料のオクタン価による影響の調査）

Engine speed [rpm]	2000, 4800	
nIMEP [kPa]	900	
EGR rate [%]	0	
Intake air temperature [K]	318	
Main fuel	Primary reference fuel (PRF)	
Octane number of the main fuel	85 - 95	88 - 92
Additive gas	H ₂	Natural gas
Additive gas fraction [HV%]	0 - 15	
Excess air ratio [-]	1	

3.4.2 主燃料のオクタン価が水素添加による火花ノック抑制効果に及ぼす影響

種々のオクタン価の主燃料について水素添加割合を変化させた際のノック限界 CA50 を，機関回転速度 2000 rpm（図 3.9）および機関回転速度 4800 rpm（図 3.10）について示す．比較として，図 3.4 に示した主燃料にガソリン（RON95）を用いた場合の結果もあわせて示している．主燃料にオクタン価正標準燃料（PRF）を用いると，いずれの機関回転速度においてもガソリンを用いた場合と比較して水素添加割合の増加にともなうノック限界 CA50 の進角がより顕著になる．PRF はノルマルパラフィンおよびイソパラフィンのみからなる燃料であるが，実際の市販ガソリンはこの他にもオレフィンやナフテン，芳香族などを含む多成分燃料であり，これらの成分は水素添加による火花ノック抑制効果を低下させる可能性があるものと考えられる．

主燃料のオクタン価に対する依存性に着目すると、機関回転速度が 2000 rpm ではオクタン価によらず水素添加割合の増加にともなうノック限界 CA50 の進角幅は同程度であるのに対し、機関回転速度が 4800 rpm ではイソオクタンの濃度が高い高オクタン価燃料ほどノック限界 CA50 の進角幅が減少することがわかる。この結果は、低温酸化反応に強く依存しない高速ノック条件では、イソオクタンが起点となる反応によって水素のラジカル消費反応が阻害されている可能性を示唆している。

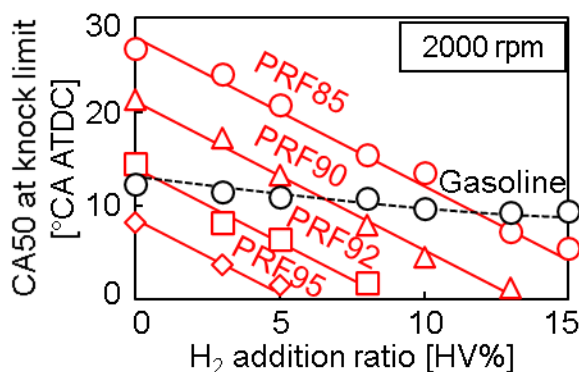


図 3.9 主燃料のオクタン価が水素添加による低速ノック抑制効果に及ぼす影響 (2000 rpm)

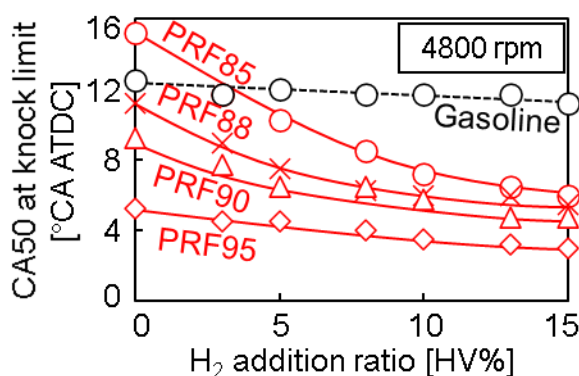


図 3.10 主燃料のオクタン価が水素添加による高速ノック抑制効果に及ぼす影響 (4800 rpm)

3.4.3 主燃料のオクタン価がメタン添加による火花ノック抑制効果に及ぼす影響

図 3.11 に、機関回転速度を 2000 rpm とし、主燃料を PRF90 および PRF92 とした際のノック限界 CA50 をメタン添加割合に対して示す。なお、比較として図 3.9 の水素添加時の影響もあわせて示している。メタン添加割合の増加にともなうノック限界 CA50 の進角幅は主燃料のオクタン価によらず同等であり、水素添加時と同様の傾向を示している。一方、主燃料にガソリンを用いた場合では、2000 rpm における水素およびメタンの各添加時における火花ノック抑制効果は同等であったのに対し、PRF を用いると水素添加時のほうがメ

タン添加時よりも顕著にノック限界 CA50 が進角している。これは、上述のようにガソリンには水素添加による火花ノック抑制効果を低下させる成分が含まれているためと考えられ、ラジカル消費反応による火花ノック抑制効果に関してはメタン添加よりも水素添加のほうが強いことを裏付けている。

図 3.12 に、機関回転速度を 4800 rpm とし、主燃料を PRF88 および PRF90 とした際のノック限界 CA50 をメタン添加割合に対して示す。比較として図 3.10 の水素添加時の影響もあわせて示している。メタン添加割合の増加にともなうノック限界 CA50 の進角幅は主燃料のオクタン価が高いほうが小さくなっており、水素添加時と同様の傾向を示している。一方、主燃料にガソリンを用いた場合では、4800 rpm における水素添加時の火花ノック抑制効果はメタン添加時と比較して小さいのに対し、PRF を用いると主燃料のオクタン価によらず水素添加およびメタン添加がノック限界 CA50 に及ぼす影響は同等となる。これは、ガソリンの成分による影響を除いたことによって水素添加による火花ノック抑制効果が相対的に大きくなったためと考えられるが、ラジカル消費効果はメタンよりも水素が優位である一方で火花ノック抑制効果は優位とはならないことから、低温酸化反応に強く依存しない高速ノック条件では水素によってむしろ系の反応を活発化させる反応の存在が示唆される。

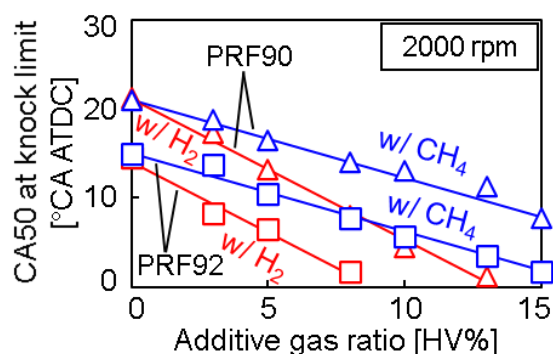


図 3.11 主燃料のオクタン価がメタン添加による低速ノック抑制効果に及ぼす影響 (2000 rpm)

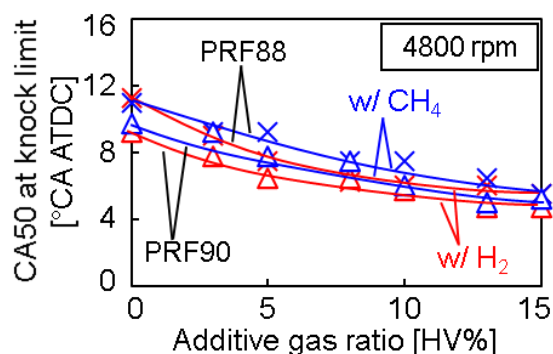


図 3.12 主燃料のオクタン価がメタン添加による高速ノック抑制効果に及ぼす影響 (4800 rpm)

3.5 主燃料の組成が水素添加による火花ノック抑制効果に及ぼす影響

3.5.1 ガソリンサロゲート燃料を用いた際の水素添加による火花ノック抑制効果

前節までの結果において、ガソリンに含まれる何らかの成分が水素添加時の火花ノック抑制効果を阻害している可能性が示唆された。そこで、種々の既知成分を含む主燃料について水素添加による火花ノック抑制効果を検討することにより、阻害成分の特定を試みた。

市販ガソリンは多くの化学種からなる多成分燃料であり、個々の化学種の影響を特定することは困難であるのに対して、近年では燃料組成を少数の化学種で代表させて模擬するサロゲート燃料が提案されている^[85-87]。本研究では、三好らが提唱している市販ガソリンの層流燃焼速度および着火遅れ時間を再現可能なサロゲート燃料^[85,86]を用いた。このサロゲート燃料は、ノルマルヘプタン（ノルマルパラフィン）、イソオクタン（イソパラフィン）、ジイソブチレン（オレフィン）、メチルシクロヘキサン（ナフテン）、およびトルエン（芳香族）の五種の代表的な分子から構成されている。レギュラーガソリンを想定した S5R およびプレミアムガソリンを想定した S5H の燃料組成を表 3.5 に示す。S5H は相対的にイソオクタンおよびトルエンの濃度が高く設定されている。

表 3.5 三好らによるガソリンサロゲート燃料の組成^[85, 86]

	S5R (Regular)		S5H (Premium)	
	vol.%	mol%	vol.%	mol%
iso-octane (C ₈ H ₁₈)	29.0	23.8	31.0	24.7
n-heptane (C ₇ H ₁₆)	21.5	19.9	10.0	9.0
methylcyclohexane (C ₇ H ₁₄)	5.0	5.3	5.0	5.2
diisobutylene (C ₈ H ₁₆)	14.0	12.1	14.0	11.8
toluene (C ₇ H ₈)	30.5	38.8	40.0	49.4
RON	90.8		100.2	
MON	82.9		88.8	

実験に先立ち、3.3 節において用いた基準となる市販ガソリンとノック限界 CA50 が一致する燃料組成を決定した。その結果、表 3.6 に示すように、機関回転速度が 2000 rpm と 4800 rpm で組成がわずかに異なることがわかった。

表 3.6 市販ガソリンとノック限界 CA50 が一致するガソリンサロゲート燃料の組成

	2000 rpm	4800 rpm
	vol. %	vol. %
iso-octane (C_8H_{18})	29.5	29.0
n-heptane (C_7H_{16})	18.8	21.5
methylcyclohexane (C_7H_{14})	5.0	5.0
diisobutylene (C_8H_{16})	14.0	14.0
toluene (C_7H_8)	32.7	30.5

図 3.13 に、機関回転速度 2000 rpm および 4800 rpm において、基準の市販ガソリンとガソリンサロゲート燃料を用いた際の熱発生率を示す。なお、量論比で nIMEP は 900 kPa, 吸気温度は 318 K, 点火時期はそれぞれの機関回転速度で同一としており、水素は添加していない。いずれの機関回転速度においても燃料間の熱発生率の差異は小さく、ガソリンサロゲート燃料は市販ガソリンの燃焼特性を良好に再現している。

図 3.14 に、市販ガソリンおよびガソリンサロゲート燃料を主燃料とした際のノック限界 CA50 を水素添加割合に対して示す。いずれの機関回転速度においても、両燃料ともに水素添加割合の増加にともなってノック限界 CA50 は同程度進角しており、ガソリンサロゲート燃料は市販ガソリンを主燃料とした際の水素添加による火花ノック抑制効果を定量的にもよく再現している。

以上の結果より、以下ではオクタン価正標準燃料に加えて、表 3.6 に示したガソリンサロゲート燃料の組成も用いて各成分が水素添加時の火花ノック抑制効果に及ぼす影響について検討を行うこととした。

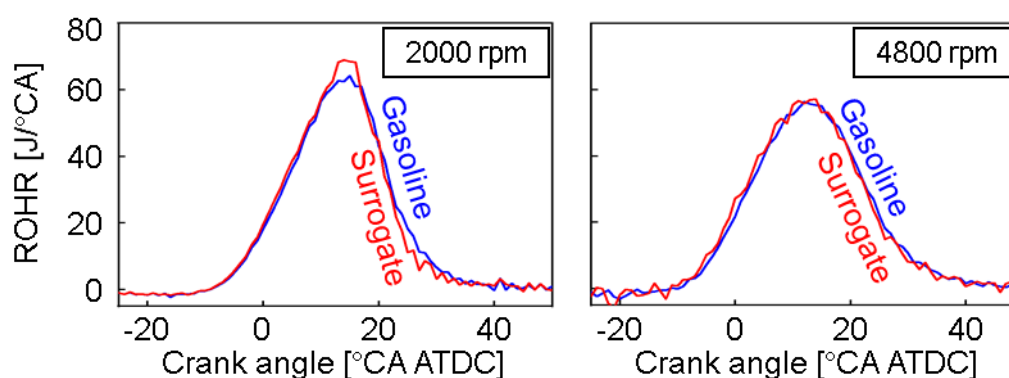


図 3.13 市販ガソリンとガソリンサロゲート燃料の熱発生率の比較（水素添加なし）

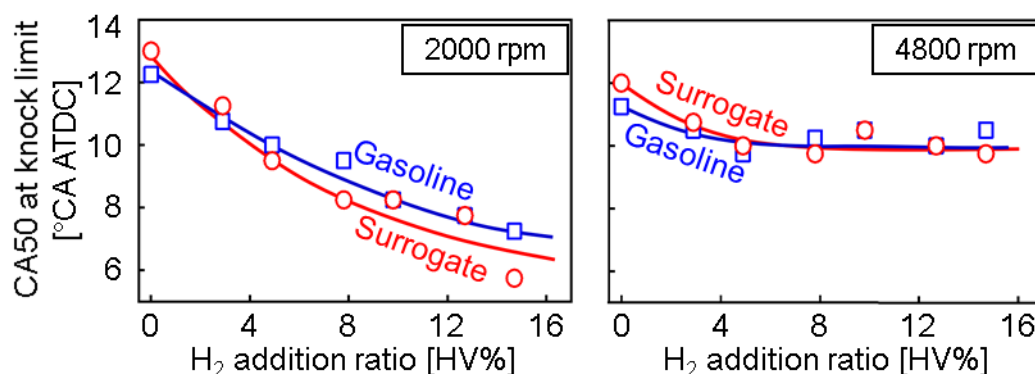


図 3.14 市販ガソリンとガソリンサロゲート燃料の水素添加時におけるノック限界 CA50

3.5.2 本節における実験条件

機関回転速度は水素による火花ノック抑制効果が顕著に現れる 2000 rpm 一定とし，nIMEP，吸気温度，空気過剰率，および水素添加割合の範囲は 3.3 節および 3.4 節と同様とした．はじめに，オクタン価正標準燃料（PRF92）を基準とし，ジイソブチレン，メチルシクロヘキサン，およびトルエンをそれぞれ加えた際の水素添加の効果について検討を行った．各燃料は，水素を添加しない際のノック限界 CA50 が同等となるようにノルマルヘプタンとイソオクタンの混合割合を調整し，表 3.7 に示す組成を実験結果に基づいて決定した．

表 3.7 オクタン価正標準燃料（PRF92）に各既知成分を加えた燃料組成

	PRF92	PRF w/C ₇ H ₁₄	PRF w/C ₈ H ₁₆	PRF w/C ₇ H ₈
	vol. %	vol. %	vol. %	vol. %
iso-octane (C ₈ H ₁₈)	92.0	89.3	72.8	52.8
n-heptane (C ₇ H ₁₆)	8.0	5.7	13.2	14.5
methylcyclohexane (C ₇ H ₁₄)	-	5.0	-	-
diisobutylene (C ₈ H ₁₆)	-	-	14.0	-
toluene (C ₇ H ₈)	-	-	-	32.7

ここで，ノック限界 CA50 が同等となるようにするため，低温酸化反応が最も活発なノルマルヘプタンの混合割合が燃料によって大きく異なっている．3.4 節において，機関回転速度 2000 rpm ではイソオクタンとノルマルヘプタンの混合割合が水素添加時の火花ノック抑制効果に対して及ぼす影響は小さい結果となったが，主燃料に他成分が加わった条件においても必ずしも同様に影響が小さいとは言えない．そこで，次に表 3.6 に示した組成のガソリンサロゲート燃料を基準とし，顕著な低温酸化反応を生じないイソオクタンの量を

変化させることでノルマルヘプタンの混合割合を一定に保つと同時に、ジイソブチレン、メチルシクロヘキサン、およびトルエンの混合割合を個別に増減させる実験を行った。

表 3.8 および表 3.9 に、各燃料の組成を示す。表 3.8 はオレフィン、ナフテン、および芳香族炭化水素として、それぞれジイソブチレン、メチルシクロヘキサン、およびトルエンの体積割合を 10 vol.% 増加させ、それに対応してイソオクタンの体積割合を 10 vol.% 減少させた組成であり、表 3.9 はメチルシクロヘキサンを 5 vol.%, ジイソブチレンおよびトルエンを 10 vol.% 減少させ、それに対応してイソオクタンを増加させた組成となっている。

表 3.8 ガソリンサロゲート燃料の各成分を増量した燃料組成

	Surrogate	C ₇ H ₁₄ +10 vol.%	C ₈ H ₁₆ +10 vol.%	C ₇ H ₈ +10 vol.%
	vol.%	vol.%	vol.%	vol.%
iso-octane (C ₈ H ₁₈)	29.5	19.5	19.5	19.5
n-heptane (C ₇ H ₁₆)	18.8	18.8	18.8	18.8
methylcyclohexane (C ₇ H ₁₄)	5.0	15.0	5.0	5.0
diisobutylene (C ₈ H ₁₆)	14.0	14.0	24.0	14.0
toluene (C ₇ H ₈)	32.7	32.7	32.7	42.7

表 3.9 ガソリンサロゲート燃料の各成分を減量した燃料組成

	Surrogate	C ₇ H ₁₄ -5 vol.%	C ₈ H ₁₆ -10 vol.%	C ₇ H ₈ -10 vol.%
	vol.%	vol.%	vol.%	vol.%
iso-octane (C ₈ H ₁₈)	29.5	34.5	39.5	39.5
n-heptane (C ₇ H ₁₆)	18.8	18.8	18.8	18.8
methylcyclohexane (C ₇ H ₁₄)	5.0	0.0	5.0	5.0
diisobutylene (C ₈ H ₁₆)	14.0	14.0	4.0	14.0
toluene (C ₇ H ₈)	32.7	32.7	32.7	22.7

3.5.3 オクタン価正標準燃料をベースとした主燃料の組成が水素添加による火花ノック抑制効果に及ぼす影響

図 3.15 に、表 3.7 に示した各燃料組成の燃料を用いた際の CA50 が同等となる条件における熱発生率を示す。いずれの燃料においても燃焼開始から終了までの履歴は類似しており、ジイソブチレン (C₈H₁₆)、メチルシクロヘキサン (C₇H₁₄)、およびトルエン (C₇H₈) が熱発生率に及ぼす影響は小さいことがわかる。

図 3.16 に、各燃料組成において水素添加割合を変化させた際のノック限界 CA50 を示す。なお、比較として表 3.6 に示した組成のガソリンサロゲート燃料の結果もあわせて示してい

る。PRFを基準とすると、メチルシクロヘキサン (C_7H_{14}) を混合した場合に水素添加による火花ノック抑制効果が顕著となる一方、ジイソブチレン (C_8H_{16}) およびトルエン (C_7H_8) を混合すると効果が弱まることがわかる。特にジイソブチレンの混合割合はトルエンの半分以下であるにもかかわらず、水素添加による火花ノック抑制効果が最も低下している。

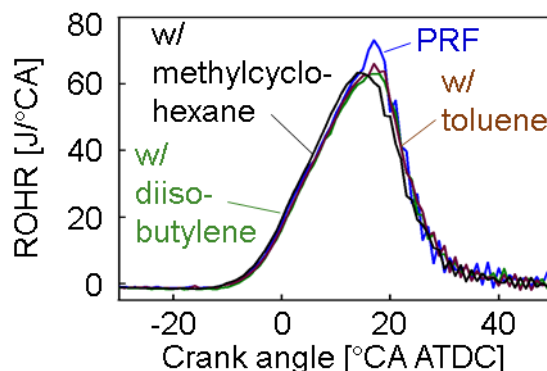


図 3.15 表 3.7 の各混合成分燃料を用いた際の同一 CA50 における熱発生率 (2000 rpm)

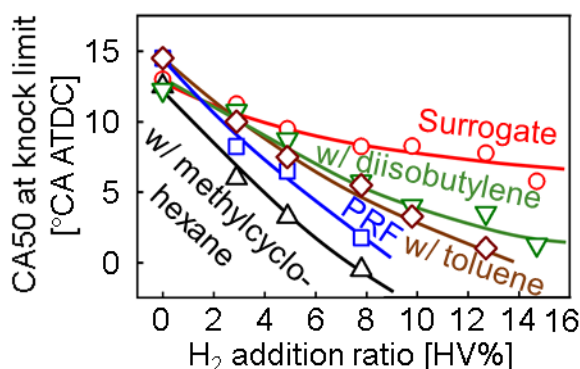


図 3.16 表 3.7 の各混合成分が水素添加時のノック限界 CA50 に及ぼす影響 (2000 rpm)

3.5.4 ガソリンサロゲート燃料をベースとした主燃料の組成が水素添加による火花ノック抑制効果に及ぼす影響

図 3.17 に、表 3.8 および表 3.9 に示したガソリンサロゲート燃料をベースとした主燃料において、水素添加割合を変化させた際のノック限界 CA50 を示す。図 3.17 (a) はジイソブチレン、メチルシクロヘキサン、およびトルエンをそれぞれ増量した場合、図 3.17 (b) はそれぞれ減量した場合の結果であり、水素添加割合に対するノック限界 CA50 の勾配は水素添加による火花ノック抑制効果の強度を意味する。図 3.17 (a)によると、ガソリンサロゲート燃料を基準とすると、メチルシクロヘキサン (C_7H_{14}) の増量によってその勾配は増大し、水素による火花ノック抑制効果を助長しているのに対し、ジイソブチレン (C_8H_{16}) およびトルエン (C_7H_8) の増量はその勾配をわずかに低下させている。一方、図 3.17 (b) による

と、ジイソブチレンおよびトルエンの減量によって勾配を増大させている。

以上の結果から、ナフテンであるメチルシクロヘキサンは水素添加による火花ノック抑制効果を高める効果を有し、オレフィンであるジイソブチレンおよび芳香族炭化水素であるトルエンは水素添加による火花ノック抑制効果を弱める効果を有することがわかった。

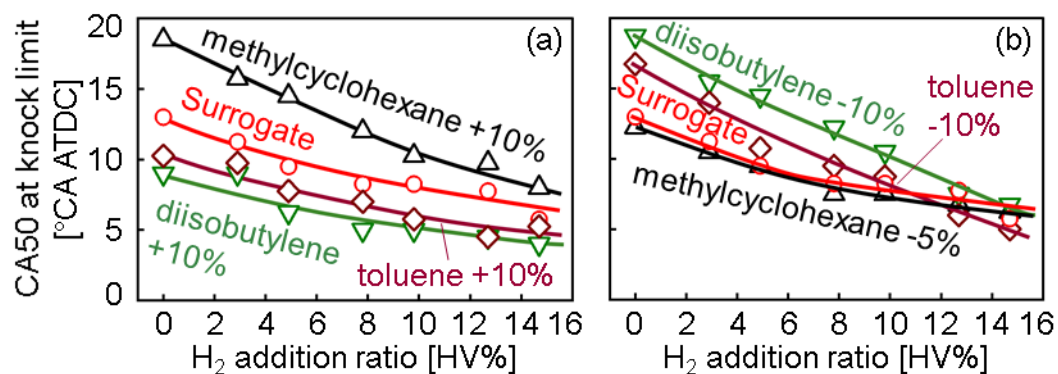


図 3.17 主燃料の各混合成分割合が水素添加時のノック限界 CA50 に及ぼす影響
(2000 rpm)

(a) オレフィン，ナフテン，および芳香族をそれぞれ増量した場合

(b) オレフィン，ナフテン，および芳香族をそれぞれ減量した場合

3.6 水素添加による高速ノック抑制効果の機関負荷に対する依存性

3.6.1 本節における実験条件

3.3 節および 3.4 節において、水素添加による火花ノック抑制効果は高速時には低下する傾向を示した。本節では、水素添加時における高速ノック抑制効果の機関負荷に対する依存性について述べる。表 3.10 に、実験条件を示す。機関回転速度は高速ノックが生ずる 4800 rpm, 主燃料はオクタン価正標準燃料 (PRF90) とし, nIMEP は前節までの 900 kPa と比較するため 1100 kPa において水素添加割合を変化させた。

表 3.10 実験条件 (機関負荷に対する依存性の調査)

Engine speed [rpm]	4800	
nIMEP [kPa]	900	1100
EGR rate [%]	0	
Intake air temperature [K]	318	313
Fuel	PRF90	
Additive gas	H ₂	
Additive gas fraction [HV%]	0 - 13	
Excess air ratio [-]	1	

3.6.2 水素添加による高速ノック抑制効果の機関負荷に対する依存性

図 3.18 に、nIMEP を 900 kPa および 1100 kPa として水素添加割合を変化させた際のノック限界 CA50 を示す。いずれの nIMEP においても水素添加割合の増加にともなってノック限界 CA50 が進角するが、その程度は nIMEP を 1100 kPa とした場合のほうが顕著である。したがって、水素添加による火花ノック抑制効果が比較的得られにくい高機関回転速度においても、筒内が高压となる高負荷条件ではその効果が強くなることが明らかとなった。

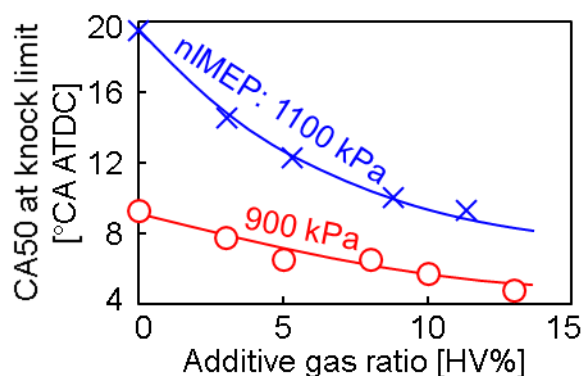


図 3.18 機関負荷が水素添加による高速ノック抑制効果に及ぼす影響 (4800 rpm)

3.7 燃料改質による熱効率改善効果

燃料改質では、EGR および生成された改質ガスの吸気添加による火花ノック抑制効果に加えて、改質反応による排熱回収効果によって熱効率の向上が期待できる。3.1 節の化学平衡計算によると、触媒入口温度が高温となる条件では水素が主成分として生成されて吸熱反応によって排熱回収が可能となるのに対し、触媒入口温度が低温の条件ではメタンが主成分として生成されて発熱反応による損失を生ずる。一方、3.3 節におけるガソリンを主燃料とした実験では、低速ノックに対しては水素とメタンはノック限界 CA50 を同程度進角させるものの、高速ノックに対してはメタンによる抑制効果が水素を上回る結果となった。本節では、高機関回転速度において水素が主成分で排熱回収効果が得られるものの火花ノック抑制効果が弱い高温触媒入口温度条件と、メタンが主成分で排熱回収効果が得られないものの火花ノック抑制効果が強い低温触媒入口温度条件の両者について、総合効率の観点から優位性を検討した結果について述べる。

3.7.1 クールド EGR の効果

表 3.11 に、本項における実験条件を示す。機関回転速度は 4800 rpm, nIMEP は 900 kPa とし、EGR 率を 0～15%の範囲で設定した。水素およびメタンは添加せずに、燃料にはガソリン (RON95) を用いた。

表 3.11 実験条件 (EGR 率変化)

Engine speed [rpm]	4800
nIMEP [kPa]	900
EGR rate [%]	0 – 15
Intake air temperature [K]	318
Fuel	Gasoline (RON95)
Excess air ratio [-]	1

図 3.19 に、EGR 率に対するノック限界 CA50 および図示熱効率を示す。EGR 率を増加させると、吸気酸素濃度の低下によって火花ノックが抑制され、ノック限界 CA50 が進角する。EGR 率の増加にともない図示熱効率が増加しているが、これは CA50 の進角による発熱の等容度の向上に加え、燃焼温度の低下による冷却損失の低減、およびスロットル開度の増加によるポンプ損失の低減が要因として考えられる。

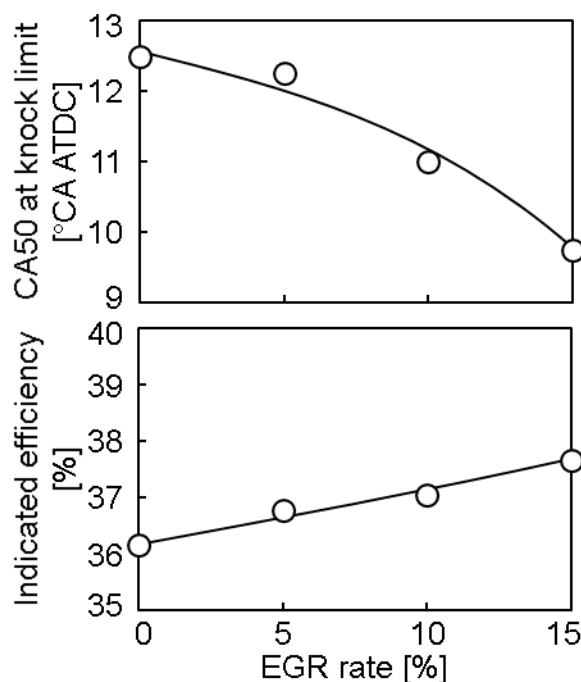


図 3.19 クールド EGR がノック限界 CA50 および図示熱効率に及ぼす影響 (4800 rpm)

3.7.2 EGR 条件下における改質ガス添加の効果

表 3.12 に、本項における実験条件を示す。機関回転速度、nIMEP、および主燃料は前項と同様とし、EGR 率が 10%において水素および天然ガスの添加割合をそれぞれ変化させた。

表 3.12 実験条件 (添加ガス割合変化)

Engine speed [rpm]	4800
nIMEP [kPa]	900
EGR rate [%]	10
Intake air temperature [K]	318
Fuel	Gasoline (RON95)
Additive gas	H ₂ , Natural gas
Additive gas fraction [HV%]	0 – 15
Excess air ratio [-]	1

図 3.20 に、改質ガス添加割合に対するノック限界 CA50 および図示熱効率を示す。水素およびメタンの添加はいずれもノック限界 CA50 の進角を可能とする一方、メタンのほうが水素添加時よりもノック限界 CA50 の進角が著しく、図 3.8 と同様の結果になっている。また、ガス添加割合に対するノック限界 CA50 の進角の程度も図 3.8 と同様になっており、

これらは EGR の有無に影響されないことがわかる。図示熱効率はいずれの改質ガス添加においても向上するが、これは CA50 の進角による発熱の等容度の向上に加え、負荷同等条件でガソリンよりも体積エネルギー密度の低い燃料を添加していることから、改質ガス添加割合の増加にともないスロットル開度が増加しており、結果としてポンプ損失が低減するためと考えられる。なお、水素はメタンよりも体積エネルギー密度が小さく、同発熱量割合添加した際のポンプ損失は水素添加時のほうが低く抑えられるが、それよりもノック限界 CA50 進角効果のほうが大きいメタン添加時のほうが図示熱効率が向上する結果となっている。

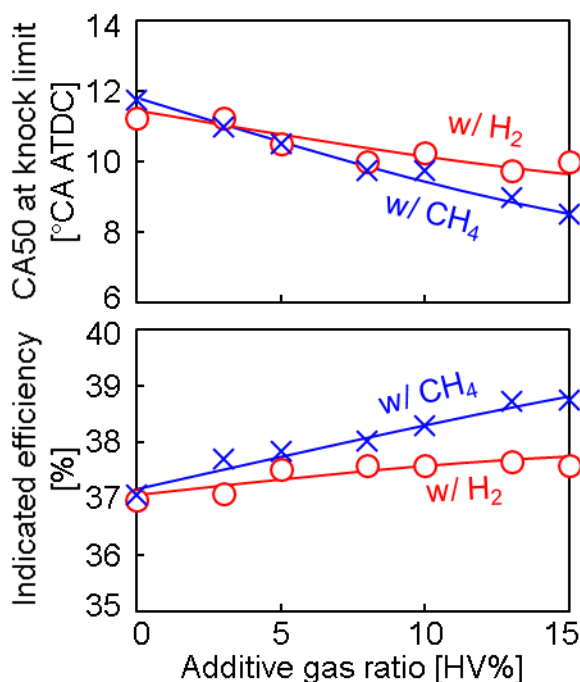


図 3.20 EGR 条件下における改質ガス添加がノック限界 CA50 および図示熱効率に及ぼす影響 (4800 rpm)

3.7.3 燃料改質による熱効率改善効果

以上の結果をもとに、燃料改質による総合効率改善効果について検討する。触媒入口温度が同一の場合には、水蒸気改質反応による回収可能な排熱量および生成される改質ガス量は触媒に供給する改質用燃料量および水蒸気量に依存し、それらを増加させるほど熱効率の向上が可能となる。一方、水蒸気と燃料中の炭素のモル比である S/C は一般に 2.0 未満で触媒上に炭素の析出を生じやすいことから、実用上最も改質用燃料量の増加が可能な S/C は 2.0 となる。水蒸気量は EGR 率に依存し、高 EGR 条件ほど改質用燃料量の増加が可能となる。図 3.21 に、燃料をイソオクタン、S/C を 2.0 とした際の EGR 率に対する改質用燃料量の変化を示す。例えば EGR 率が 10% においては、全燃料に対する改質用燃料の割合はおよそ 5.6 mol% となる。

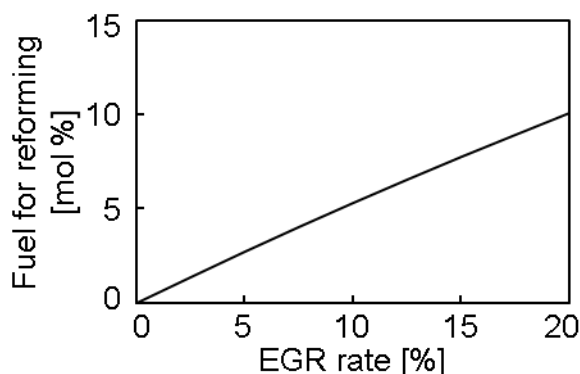


図 3.21 EGR 率に対する改質用燃料量 (S/C = 2.0)

図 3.2 より，触媒入口温度が 1000 K においては吸熱反応によって投入した改質用燃料に対して生成する改質ガスの発熱量は約 16%増加し，触媒入口温度が 500 K においては発熱反応によって投入した改質用燃料に対して生成する改質ガスの発熱量は約 2%低下する．したがって，EGR 率が 10%では排熱回収により図示熱効率は，触媒入口温度が 1000 K では 0.85%向上し，触媒入口温度が 500 K では 0.12%低下する結果となる．また，図 3.19 より EGR 率が 1%増加すると図示熱効率は約 0.095%向上することになり，図 3.20 より水素添加割合が 1 HV%増加した際には約 0.043%，メタン添加割合が 1 HV%増加した際には約 0.101%向上することになる．

以上の検討をもとに，触媒入口温度が 1000 K および 500 K のそれぞれの場合において，各 EGR 率ごとに燃料改質によって想定される熱効率向上効果を計算した結果を図 3.22 に示す．なお，触媒入口温度が 1000 K では水素が，触媒入口温度が 500 K ではメタンがそれぞれ単一成分で生成されると仮定し，図示熱効率の基準は EGR 率 0%で改質ガス添加なしとした．触媒入口温度が 1000 K では改質ガス添加による火花ノック抑制効果が弱いものの排熱回収が可能であるのに対し，触媒入口温度が 500 K では改質ガス添加による火花ノック抑制効果が強いものの，排熱回収効果が得られず発熱量の減少となる．いずれの触媒入口温度においても図示熱効率の向上が可能であるが，総合効率は触媒入口温度が 1000 K のほうが向上する．触媒入口温度は触媒レイアウトによってある程度の制御は可能であり，あえて触媒をエンジン排気出口から遠ざけて触媒入口温度を低下させる手法も考えられたが，この結果からは高機関回転速度においても触媒入口温度を極力高温に保持したほうが熱効率に対して優位であることが示唆された．ただし，実際の燃料改質システムにおける触媒内の反応は，排ガス流量を触媒体積で除した SV (Space Velocity) 値や触媒内の燃料分布の影響を受け，触媒へ供給した燃料がすべて改質されるとは限らない．今回は改質用燃料がすべて水素またはメタンに改質されると仮定した簡易的な計算を行うに留まっているが，今後実際の改質器を搭載した試験を行った上で現象をモデル化し，最適な運転条件を探っていくことが課題となる．

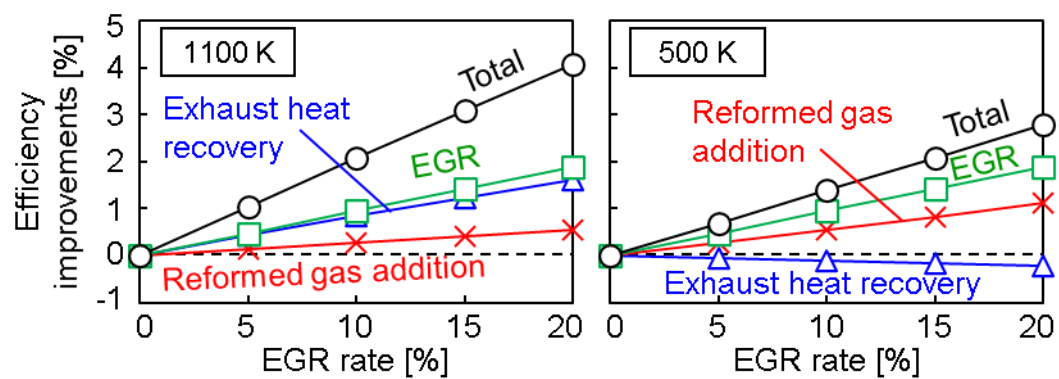


図 3.22 排熱回収, EGR, および改質ガス添加によって想定される図示熱効率向上効果

3.8 第3章のまとめ

化学平衡解析から燃料改質により得られる主要成分が水素およびメタンであることを明らかにし、それらの添加が低速ノックおよび高速ノックに及ぼす影響を実機実験より検討した。得られた知見はおよそ以下の通りである。

1. 化学平衡計算によると、触媒入口温度が 700 K 以上の高温条件では水素が主成分として生成されて吸熱反応によって排熱回収が可能となるのに対し、触媒入口温度が 700 K 以下の低温条件ではメタンの割合が水素を上回って主成分として生成されて発熱反応による損失を生ずる。
2. 機関回転速度を 2000 rpm から上昇させると火花ノックはいったん抑制されるものの、3600 rpm からさらに上昇させると、火花ノックは再び助長される傾向を示す。この結果から、機関回転速度 2000 rpm を低速ノック条件、4800 rpm を高速ノック条件として扱うこととした。
3. 水素添加は低速ノックおよび高速ノックのいずれに対しても抑制効果を有するが、低速ノックと比較して高速ノックを抑制する効果は低下する。その特性は、メタンを添加した場合でも同様の傾向となる。
4. 主燃料にガソリンを用いた際には、低速ノックに対しては水素添加とメタン添加による抑制効果は同程度であるのに対し、高速ノックに対してはメタン添加のほうが水素添加よりも抑制効果は強くなる。
5. 主燃料にオクタン価正標準燃料 (PRF) を用いた際には、低速ノックに対しては水素添加のほうがメタン添加よりも抑制効果が強くなる一方、高速ノックに対しては水素添加とメタン添加の効果は同程度となる。この結果から、ラジカル消費効果は水素がメタンよりも顕著である一方、低温酸化反応に強く依存しない高速ノック条件では水素によってむしろ反応を活発化させる可能性が示唆された。
6. 主燃料に PRF を用いた際における水素添加による火花ノック抑制効果のオクタン価に対する依存性は低速ノックでは小さいのに対して、高速ノックでは高オクタン価燃料ほど水素添加の効果が低下する。この一因として、低温酸化反応に強く依存しない高速ノックでは、イソオクタン起点の反応によって水素のラジカル消費反応が阻害されていることが考えられる。
7. 主燃料にガソリンを用いると、PRF を用いた場合と比較して水素添加による火花ノック抑制効果は小さくなる。これは、ガソリンに含まれるナフテンが水素による火花ノック抑制効果を高める効果を有する一方で、オレフィンおよび芳香族炭化水素が水素添加による火花ノック抑制効果を弱める効果を有するためと考えられる。
8. 筒内が高圧となる高負荷条件では、水素添加による火花ノック抑制効果が比較的得られにくい高機関回転速度においてもその効果が強くなる。

9. 高機関回転速度においては、高温触媒入口温度条件では排熱回収が可能であるものの主成分が水素であるため火花ノック抑制効果が弱く、低温触媒入口温度条件では主成分であるメタンによって火花ノックを強く抑制できるものの排熱回収効果が得られず発熱量が減少する結果となる。総合効率は高温触媒入口温度条件のほうが向上し、触媒入口温度を極力高温で保持したほうが優位であることが示唆された。

第 4 章 改質ガス添加時における主燃料の自着火過程に対する化学反応解析

第 3 章では、改質ガス添加による火花ノック抑制効果について実機試験により検討を行い、その特性が低速ノックと高速ノックで異なることを述べた。その要因として、低速ノックは低温酸化反応に強く依存するのに対して、高速ノックはこれに強く依存しない着火形態である可能性が示唆された。本章では、低温酸化反応が出現する条件と出現しない条件において、改質ガス添加が主燃料の自着火過程に及ぼす影響について化学動力学解析を行った結果について詳述する。

4.1 水素添加が主燃料の自着火過程に及ぼす影響

4.1.1 本節における計算条件

化学反応解析にあたっては、ソフトウェアには Cantera^[88]を用い、MATLAB (MathWorks 社) 上で実行した。化学反応モデルには、酒井・三好のガソリンサロゲート簡略反応機構 SIP-Gr2.0^[89, 90]を用いた。このモデルは、ガソリンサロゲート燃料を構成する炭化水素（イソオクタン、ノルマルヘプタン、トルエン、メチルシクロヘキサン、およびジイソブチレンの 5 成分）の低温および高温酸化反応を記述するサブメカニズムと水素を含む炭素数 2 までの化学種の反応を記述するベースメカニズムからなる。比較的小規模でありながらガソリンの着火性や燃焼速度などの基礎燃焼特性を良好に再現することが確認されており、燃料が自着火に至るまでの過程において重要な役割を有する化学種や反応を容易に追跡・把握することが可能である。

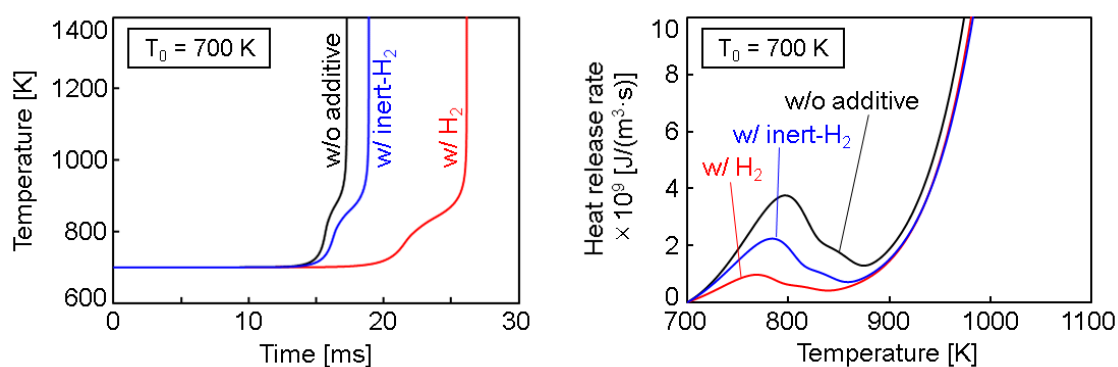
表 4.1 に計算条件を示す。計算は定容断熱条件を仮定し、初期圧力は 4 MPa、初期温度は低温酸化反応が出現する条件として 700 K、出現しない条件として 1100 K とした。主燃料はイソオクタンとノルマルヘプタンを混合した PRF95 とし、添加燃料は水素に加え、水素添加による主燃料の希釈の効果と化学反応の効果とを個別に評価するため、酒井ら^[91]と同様に熱力学的性質は同等で化学反応は生じない不活性水素を用いた解析も行った。水素添加割合は 15 HV%とし、空気過剰率は 1 となるように混合気の実分率を調整した。なお、定容計算ではノック限界を定義することは難しいことから、着火遅れ時間によって耐ノック性を評価した。

表 4.1 計算条件 (水素添加の効果)

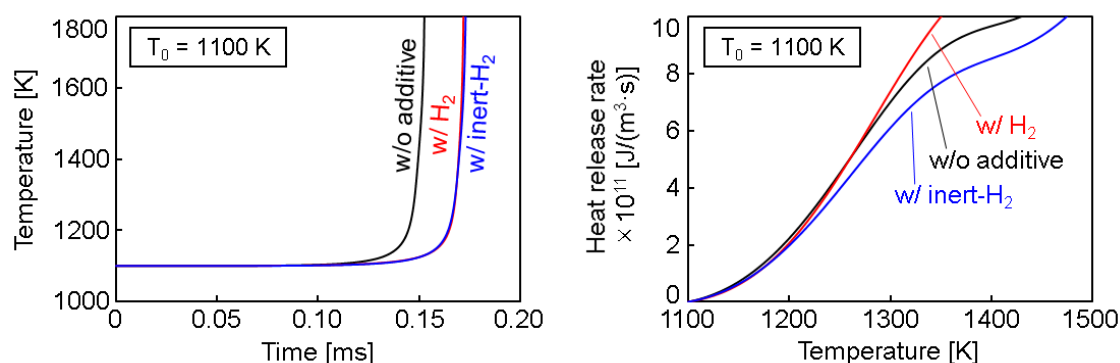
Reactor	Constant volume, adiabatic
Initial pressure [MPa]	4
Initial temperature [K]	700, 1100
Reactant species	PRF95, H ₂ , inert-H ₂
Additive gas fraction [HV%]	15
Excess air ratio [-]	1

4.1.2 水素添加が着火遅れ時間および熱発生率に及ぼす影響

図 4.1 に、添加ガスなし、水素添加、および不活性水素添加の三条件において、初期温度を (a) 700 K および (b) 1100 K とした際における温度履歴および温度に対する熱発生率を示す。初期温度が 700 K では、低温酸化反応が顕著に発現する二段の温度上昇となる。不活性水素を添加すると希釈の効果によって熱発生が抑制され、水素を添加すると化学反応の効果によって特に 700~900 K の低温域における熱発生がさらに減少し、着火遅れ時間を長期化させる。一方、900 K 以上では水素を添加しても熱発生率は不活性水素添加時と同等となり、さらに 950 K を超えると水素を添加した場合のほうがむしろ急峻な熱発生をともなうようになる。初期温度が 1100 K では、低温酸化反応を経由しない一段の温度上昇となり、不活性水素の添加は希釈効果により着火遅れを長期化させる効果があるものの、水素を添加しても不活性水素添加時に対してさらなる着火遅れ時間の長期化効果は得られず、1200 K 以上では不活性水素添加時よりもむしろ熱発生率が大きくなる。以上の結果より、水素添加は低温域における温度上昇は抑制するものの、高温域ではむしろ促進してしまうことが明らかとなった。



(a) 初期温度 700 K

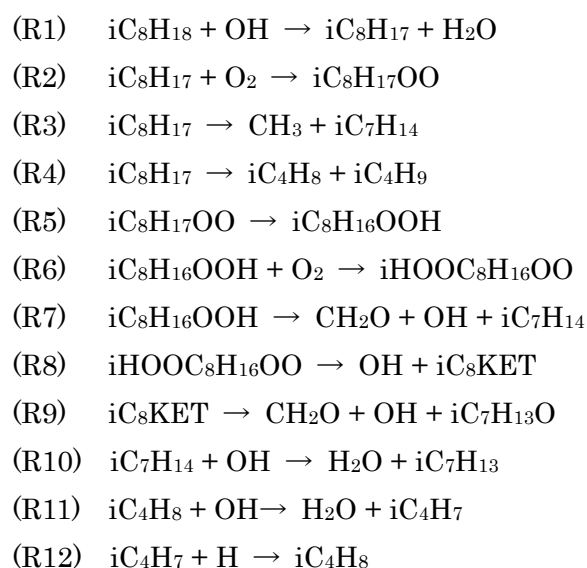


(b) 初期温度 1100 K

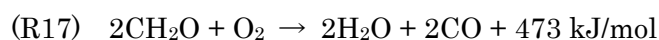
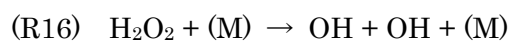
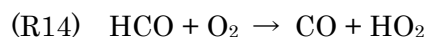
図 4.1 水素および不活性水素添加が着火遅れ時間および熱発生率に及ぼす影響

4.1.3 低温条件における水素添加が自着火過程に及ぼす影響

図 4.2 に主燃料の主成分であるイソオクタンの低温条件における自着火過程の概略を、図 4.3 に水素および不活性水素を添加したそれぞれにおいて初期温度が 700 K における代表的な素反応の熱発生率を温度に対して示す。燃料系反応は、イソオクタンに関する以下の (R1)~(R12) から構成される素反応群である。なお、主燃料にはイソオクタンに加えて 5 vol.% のノルマルヘプタンも含まれているが、少量で自着火過程への影響は小さいためここではイソオクタンのみに着目した。イソオクタンの酸化反応は、ヒドロキシラジカル (OH) による水素引き抜き反応によってアルキルラジカルを生成する (R1) を起点とする。反応系の温度が 600~900 K の低温条件では、第一酸素付加反応 (R2)、内部異性化 (R5)、および第二酸素付加反応 (R6) を経て (R8), (R9) により OH を増殖させるが、これら一連の過程は RO₂ Chemistry^[92]と呼ばれ、系の反応を活性化させる。(R1), (R2), (R6), および (R8) は発熱反応であり、上記温度域において低温酸化反応として生じる熱発生の主要因となる。



一方、反応が進行すると燃料濃度の減少およびホルムアルデヒド (CH_2O) 濃度の増加に伴って OH の主な消費経路は (R1) から (R13) へと移行し、低温酸化反応が縮退するとともに反応系は NTC (Negative Temperature Coefficient) 期間および熱着火準備期間へと遷移する。ここでは、 CH_2O が (R13)~(R16) によって過酸化水素 (H_2O_2) を生成し、その熱分解によって OH を増殖させる反応が進行する。これら (R13)~(R16) で構成される素反応群は H_2O_2 ループと呼ばれる^[93,94]が、その総括反応は (R17) で表される発熱反応であり、熱着火へ至るまでの熱発生に大きく寄与する。



熱着火の開始時期は、(R18) の反応速度が (R19) を上回る点と定義できる^[95]。(R18) はラジカルを増殖させる連鎖分岐反応であり、系の反応を活発化させることによって急激な温度上昇が生じるが、反応そのものは吸熱反応であって温度上昇に直接は寄与しない。一方、(R19) は発熱反応であり、反応そのものによる熱発生によって熱着火に至るまでの間の温度上昇に大きな影響を及ぼす。

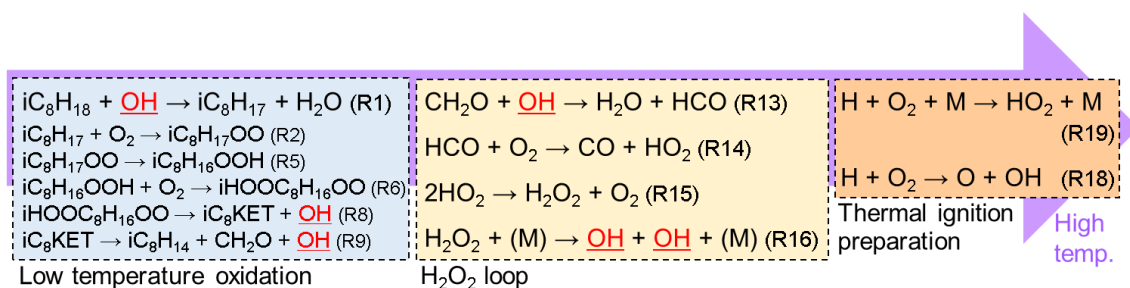
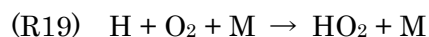
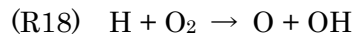


図 4.2 イソオクタンの低温条件における自着火過程

図 4.3 から、700～800 K においては低温酸化反応を主とする燃料系反応による熱発生が支配的となり、その後 800～900 K 以上の温度域において燃料系反応による熱発生は縮退とともに H_2O_2 ループによる熱発生が徐々に増加することがわかる。さらに温度が上昇し約 900 K 以上の温度域になると (R19) による熱発生率増加し、最終的に熱着火に至る。

水素を添加すると、不活性水素添加時と比較して低温域における燃料系反応および H_2O_2 ループによる熱発生が抑制され、それらが着火遅れ時間長期化の主要因であると言える。一方、900 K 以上の高温域では燃料系反応の抑制効果は得られないことに加えて、(R19) による熱発生は不活性水素添加時よりも水素添加時のほうが顕著に大きくなる。さらに、図 4.4 には水素の総消費速度に対する代表的な反応の寄与率を示すが、水素の主な消費経路は (R20) であり、この反応は OH を消費する一方で発熱反応であることから、特に OH 濃度が著しく増加する高温域において系の温度上昇に大きく寄与する。

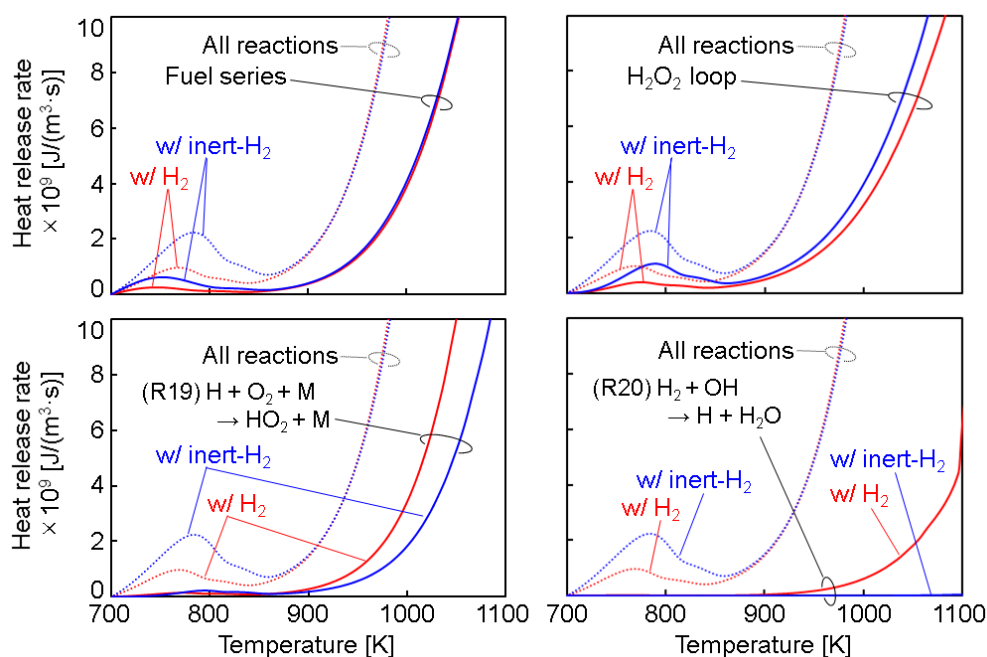


図 4.3 水素添加が代表的な素反応の熱発生率に及ぼす影響（初期温度 700 K）

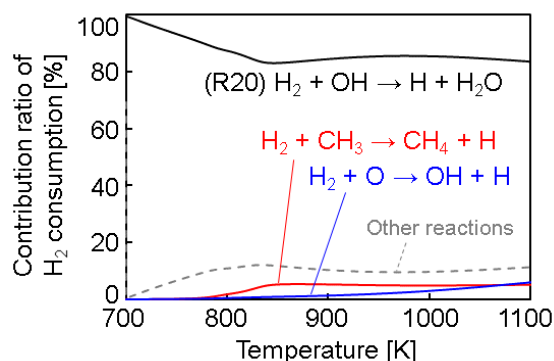


図 4.4 水素の総消費速度に対する代表的な反応の寄与率（初期温度 700 K）

図 4.5 に OH, イソオクタン, および iC_8H_{17} の各濃度を, 図 4.6 に燃料系反応を構成する各素反応による熱発生率を温度に対して示す. 700~900 K の低温域において, 燃料系反応における熱発生は (R1) および (R2) の OH による水素引き抜き反応とそれに続く第一酸素付加反応が主要因となっている. 水素を添加すると, (R20) の水素による OH 消費反応によって OH 濃度が低減し, 700~900 K の低温域では (R1) および (R2) による熱発生が抑制される. 一方, 900 K を超えると水素添加による OH 濃度低減効果は得られなくなり, 低温域における主燃料の消費反応抑制にともなって燃料濃度が高いまま維持されることと相まって, 高温域における (R1) および (R2) による温度上昇は水素を添加した場合のほうがむしろ顕著になる. なお, 高温域では (R10)~(R12) による熱発生が燃料系反応における温度上昇の主要因となり, これら反応はやがて水素添加時のほうが活発化するが, この高温条件の特性については後述する.

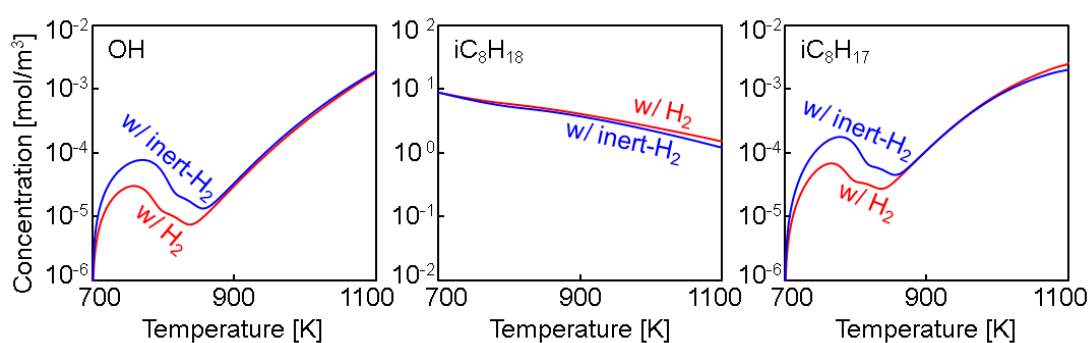


図 4.5 温度に対する OH, イソオクタン, および iC_8H_{17} の各濃度（初期温度 700 K）

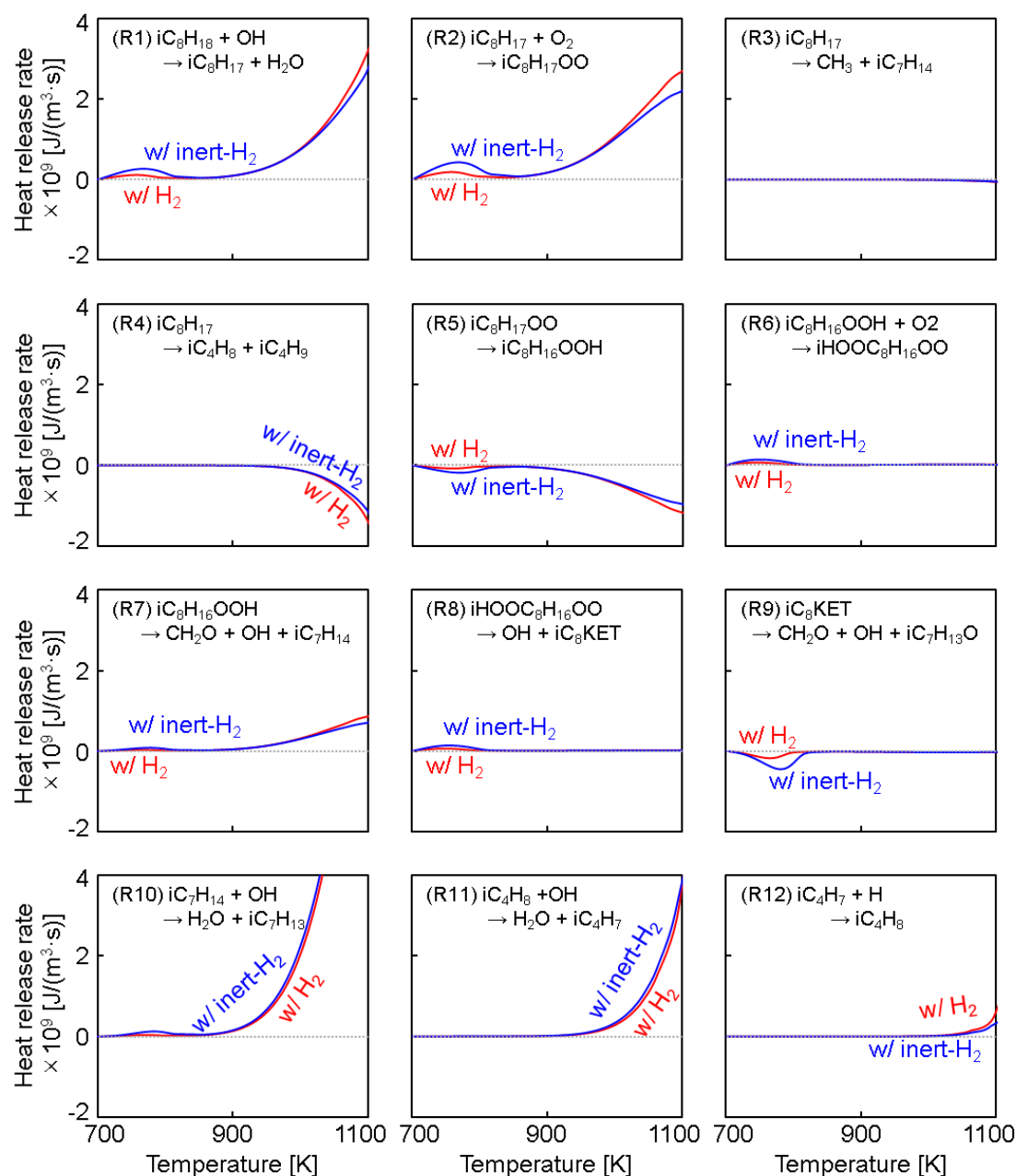


図 4.6 温度に対する燃料系反応を構成する各素反応による熱発生率（初期温度 700 K）

図 4.7 に CH_2O , H_2O_2 , および HO_2 の各濃度を, 図 4.8 に H_2O_2 ループを構成する各素反応における熱発生率を温度に対して示す. 水素を添加すると CH_2O 濃度は大きく変わらないものの, OH 濃度が低減することに起因して (R13) およびそれに続く (R14) による熱発生率が減少し, これらが H_2O_2 ループにおいて水素添加が温度上昇を抑制する主要因となっている. 一方, 900 K を超えると H_2O_2 が OH を生成する (R16) が活発化して OH の主要生成経路となるが, H_2O_2 濃度は水素を添加した場合のほうが不活性水素添加時より高くなっている. 図 4.5 において水素添加時の OH 濃度は 900 K 以上の温度域で不活性水素

添加時と同等レベルになるが、これは水素による OH 消費が H_2O_2 濃度の増加にともなう OH 生成によって相殺されるためと考えられる。 H_2O_2 の主要生成経路は (R15), (R21), および (R22) であり、いずれも HO_2 の消費反応である。 HO_2 濃度は 800~900 K を除く温度域において水素添加時のほうが増加していることから H_2O_2 濃度の増加は HO_2 濃度の増加に起因しているものと考えられる。

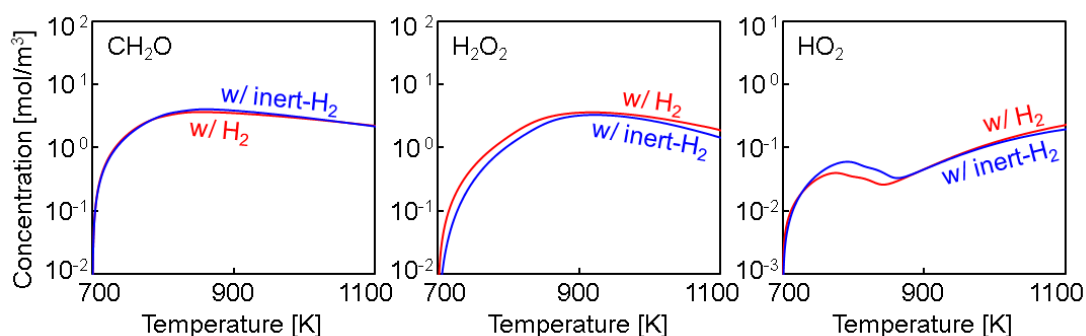


図 4.7 温度に対する CH_2O , H_2O_2 , および HO_2 の各濃度 (初期温度 700 K)

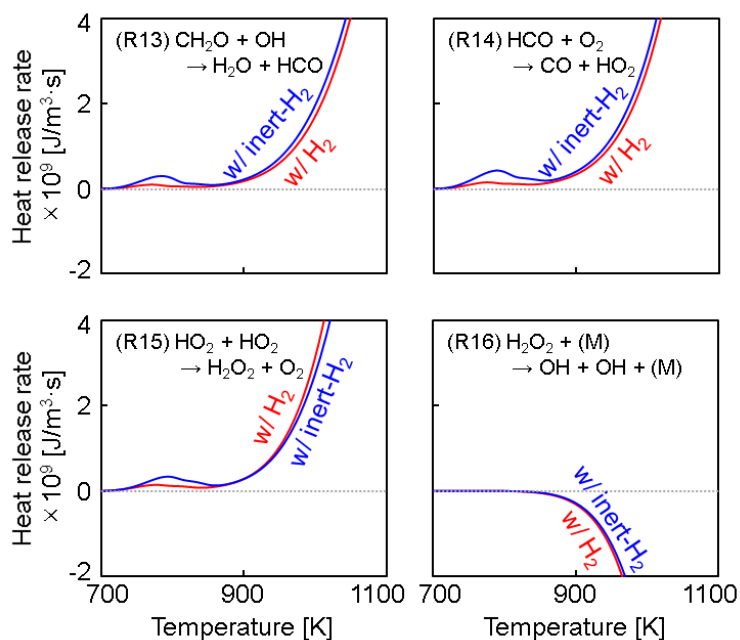


図 4.8 温度に対する H_2O_2 ループを構成する各素反応による熱発生率 (初期温度 700 K)

図 4.9 に、水素添加時における HO_2 の総生成速度に対する代表的な反応の寄与率を示す。図より、 HO_2 の主な生成経路は (R14) および (R19) であることがわかる。図 4.10 に、それぞれの反応の正味の反応速度を示す。水素を添加すると、(R14) の反応速度は全温度域において低下する一方、(R19) の反応速度は 800 から 900 K を除く温度域において水素添加時のほうが上昇する。このことから、水素添加による HO_2 濃度増加の主要因は、(R19) の活発化であると言える。なお、(R19) は H ラジカルの主要消費経路である。

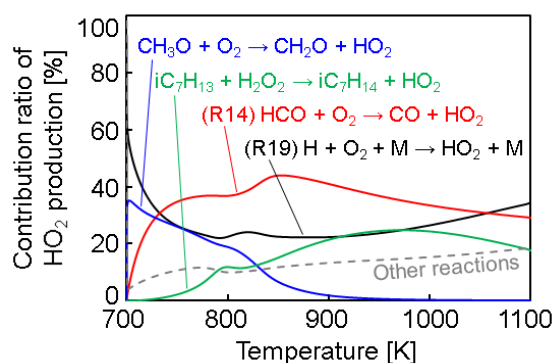


図 4.9 HO_2 の総生成速度に対する代表的な反応の寄与率 (初期温度 700 K)

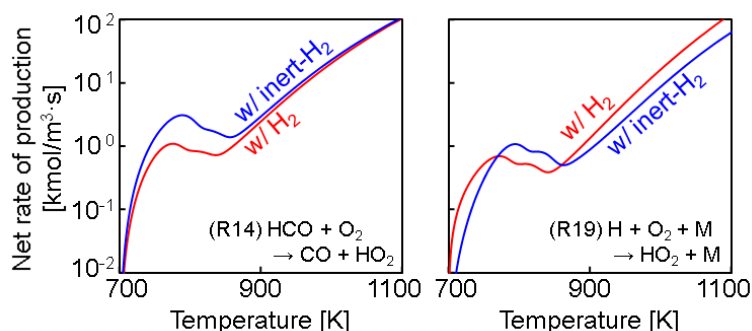


図 4.10 HO_2 主要生成経路の正味反応速度 (初期温度 700 K)

図 4.11 に水素添加時における H ラジカルの総生成速度に対する代表的な反応の寄与率を、図 4.12 に特に寄与率の大きい反応の正味の反応速度を示す。700~800 K の低温域では、低温酸化反応による OH 濃度増加にともなって水素がこれを消費する反応 (R20) が活発化するが、同時に H ラジカルの主要な生成経路となる。温度が上昇し、低温酸化反応の縮退によって OH 濃度が低下すると (R20) による H ラジカルの生成速度は低下し、H ラジカルの主要な生成源は CH_3O となる。 CH_3O の生成は、イソオクタンから水素が引き抜かれた iC_8H_{17} の C-C 結合が切れ、 CH_3 が生成されるところが起点となる。イソオクタンからの水素引き抜き反応 (R1) は、水素を添加すると上述のように 700~900 K の温度域では反応が抑制されるため、 iC_8H_{17} 濃度の低減にともなって CH_3O 濃度は低下し、 CH_3O によ

る H ラジカルの生成は水素を添加することによって抑制される．さらに温度が上昇し 900 K 以上になると， H_2O_2 が OH ラジカルを生成する (R16) の活発化によって OH 濃度が増加に転じるため，水素の OH 消費反応 (R20) が再び H ラジカルの主要な生成経路となる．

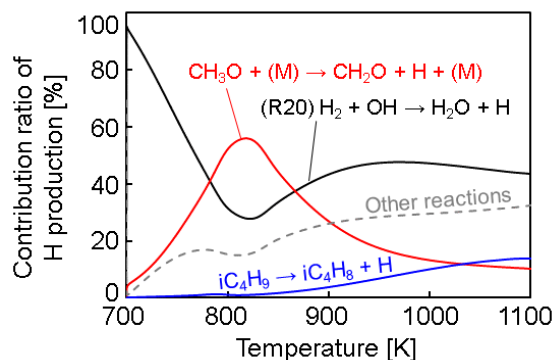


図 4.11 H ラジカルの総生成速度に対する代表的な反応の寄与率 (初期温度 700 K)

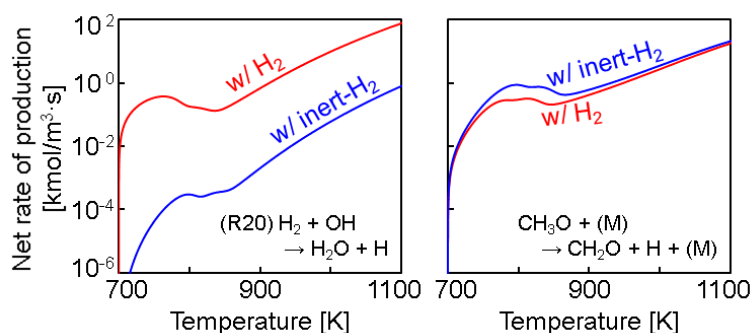


図 4.12 温度に対する H ラジカル主要生成経路の正味反応速度 (初期温度 700 K)

以上より，水素は OH を消費する一方，図 4.13 に示すように 800～900 K を除く温度域において H ラジカルを増加させることから， HO_2 を介して H_2O_2 濃度が増加し，これが OH に分解する反応が活発化する 900 K 以上の温度域で OH 濃度の低減効果が得られなくなることがわかった．加えて，(R19)，(R20) は反応そのものが発熱反応であることから，水素添加によるこれらの反応の活発化は，系の温度上昇に大きな影響を及ぼし，高温域では水素添加時の熱発生率はむしろ活発化する．

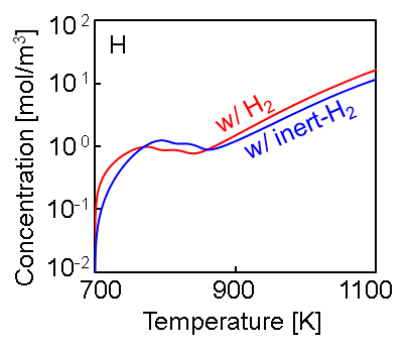


図 4.13 温度対する H ラジカルの濃度 (初期温度 700 K)

4.1.4 高温条件における水素添加が自着火過程に及ぼす影響

図 4.14 に、水素および不活性水素を添加したそれぞれの条件において、初期温度を 1100 K とした際にける代表的な素反応の熱発生率を温度に対して示す。

高温条件における反応の起点は、低温時と同様に (R1) の OH による主燃料の水素引き抜き反応であるが、その後は第一酸素付加反応をはじめとする低温酸化反応は顕著に生じず、生成されたアルキルラジカルは (R3) や (R4) によってオレフィンと炭素数の小さいアルキルラジカルに開裂する^[96]。開裂した化学種はその後の反応により HO_2 を介して H_2O_2 を生成し、 H_2O_2 ループへと続く。

水素を添加すると、 H_2O_2 ループによる熱発生は抑制されるものの燃料系反応の抑制効果は得られず、さらに (R19) および (R20) の活発化によって温度上昇が早期化しているが、これは初期温度が低い条件における高温域の傾向と同様となっている。

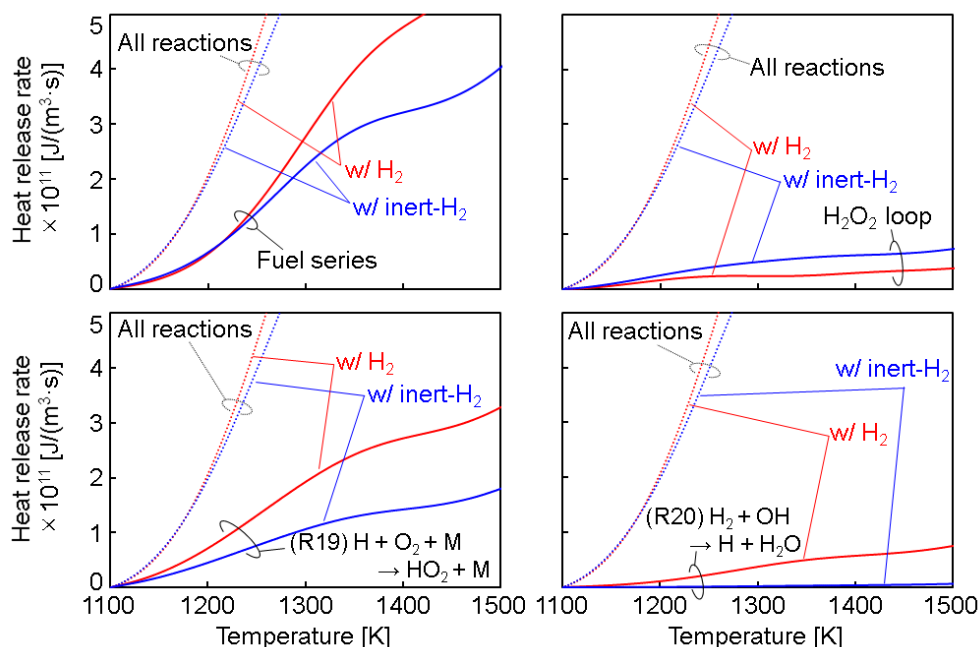


図 4.14 水素添加が代表的な素反応の熱発生率に及ぼす影響 (初期温度 1100 K)

図 4.15 に燃料系反応の各素反応における熱発生率を、図 4.16 に OH, iC_8H_{17} , および H_2O_2 の濃度を示す。水素を添加すると、1200 K 以下では (R20) の水素による OH 消費反応によって OH 濃度はいったんわずかに減少して (R1) による熱発生は抑制される。一方、この温度域では (R16) が OH の主要生成経路であり、水素を添加すると H_2O_2 濃度が増加することから、1200 K を超えると OH 濃度も増加し、これにともなって iC_8H_{17} 濃度も水素添加時のほうが高くなる。高温域では、燃料系反応における熱発生の主要因は (R11), (R12) の iC_8H_{17} の開裂によって生じた化学種の反応であるが、水素添加により iC_8H_{17} 濃度が増加する 1200 K 以上において (R11) および (R12) による熱発生は水素添加時のほうが急峻となり、燃料系反応における温度上昇が顕著になる。

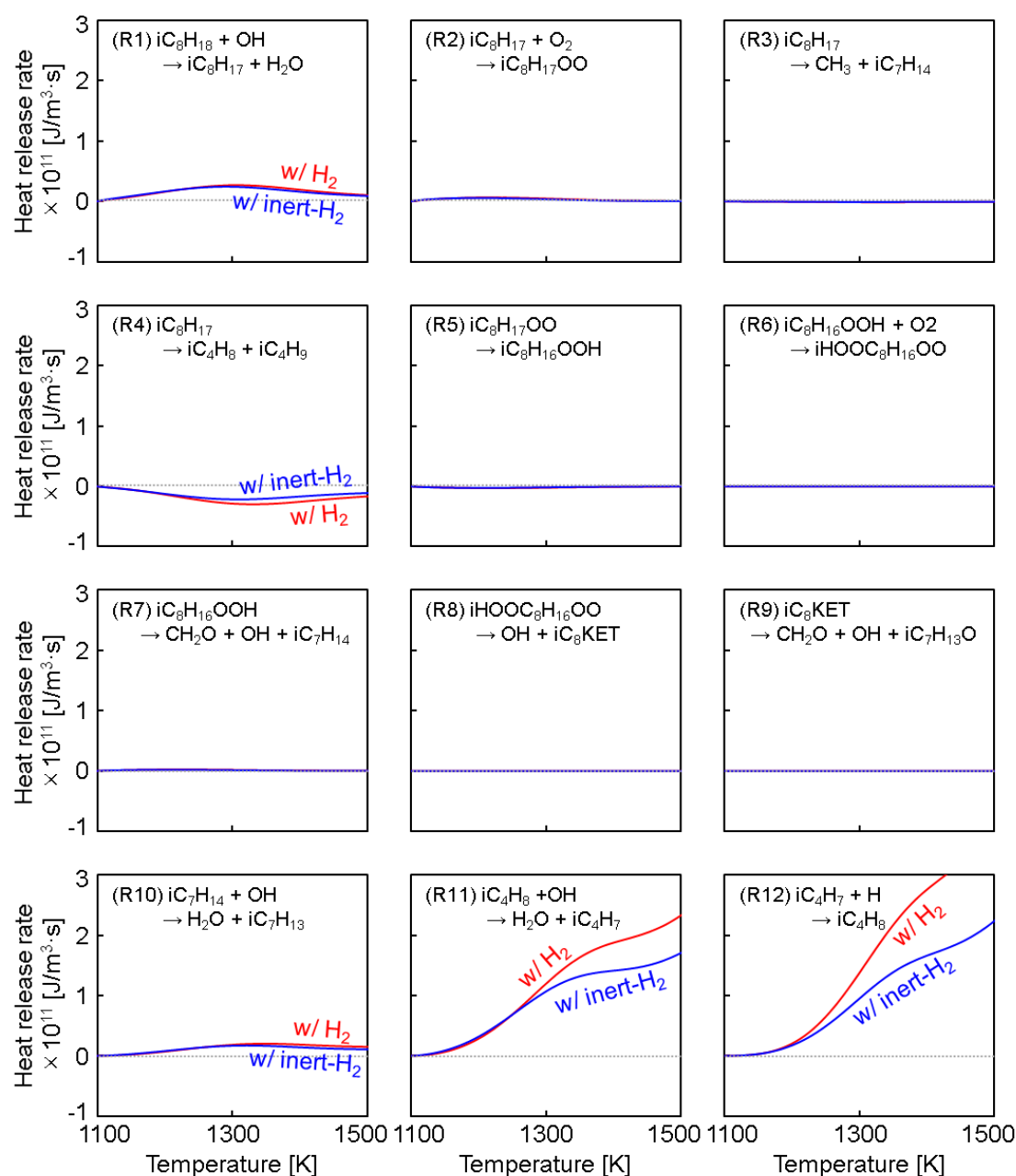


図 4.15 燃料系反応を構成する各素反応における熱発生率 (初期温度 1100 K)

図 4.17 に、 HO_2 および H ラジカルの各濃度を示す。 H_2O_2 の主要生成経路は (R15), (R21), および (R23) であり、いずれも HO_2 の消費反応であることから、 H_2O_2 濃度は HO_2 の挙動に大きな影響を受ける点で低温条件と同様である。また、 HO_2 の主要生成経路は (R19) の H ラジカル消費反応であり、水素を添加すると低温条件と同様に (R20) によって H ラジカル濃度は増加することから、 HO_2 濃度は水素添加時のほうが高くなる。したがって、初期温度によらず水素を添加すると、いったんは OH を消費するものの、高温域では同時に生成される H ラジカルが HO_2 および H_2O_2 を経て最終的には OH 濃度を増加させ、さ

らに (R19), (R20) の反応そのものによる発熱によってかえって温度上昇を早めてしまうことがわかった。

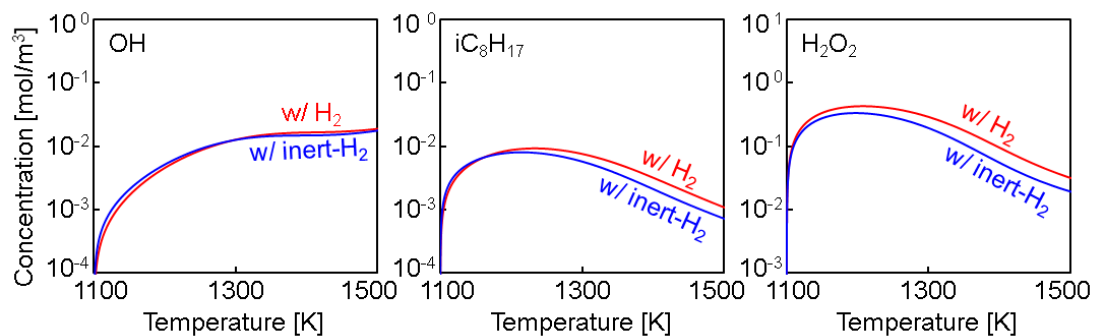


図 4.16 OH, iC_8H_{17} , および H_2O_2 の各濃度 (初期温度 1100 K)

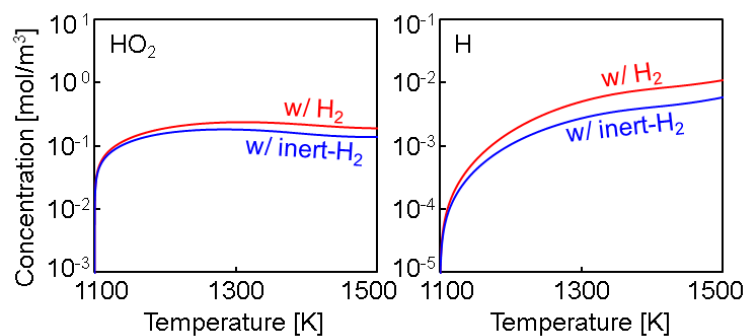


図 4.17 HO_2 および H ラジカルの各濃度 (初期温度 1100 K)

以上の結果より、水素添加が火花ノックを抑制する要因は低温酸化反応および H_2O_2 ループによる温度上昇の抑制であることから、高速域において水素添加による火花ノック抑制効果が低下する要因は、低温域を短時間で通過してしまうために低温酸化反応に強く依存した自着火形態とならないことが考えられる。

4.2 主燃料のオクタン価が水素添加時の自着火過程に及ぼす影響

第 3 章において、オクタン価正標準燃料 (PRF) を主燃料としてオクタン価を変化させると、低速ノックでは水素添加による火花ノック抑制効果への影響は小さいのに対し、高速ノックではイソオクタン濃度が高くオクタン価が高い燃料ほど水素添加の効果が減少することを述べた。この要因として、低温酸化反応に強く依存しない高速ノックでは、イソオクタン起点の反応によって水素のラジカル消費反応が阻害されている可能性が考えられる。そこで、4.1 節と同様に、低温酸化反応が出現する条件と出現しない条件においてオクタン価を変化させた際の水素添加の効果について、定容断熱条件における化学動力学計算によって検討を行った。

4.2.1 本節における計算条件

表 4.2 に計算条件を示す。化学反応解析ソフトウェアおよび化学反応モデルは 4.1 節と同様とし、初期圧力は 4 MPa、初期温度は低速ノックを想定した低温酸化反応が出現する条件として 700 K、高速ノックを想定した低温酸化反応が出現しない条件として 1100 K とした。主燃料は PRF85 および PRF95、添加燃料は水素および不活性水素とした。水素添加割合は 0～15 HV% の範囲で変化させ、混合気は量論比となるようにモル分率を調整した。

表 4.2 計算条件 (主燃料のオクタン価による影響)

Reactor	Constant volume, adiabatic
Initial pressure [MPa]	4
Initial temperature [K]	700, 1100
Main fuel	PRF85, PRF95
Additive fuel	H ₂ , inert-H ₂
Additive gas fraction [HV%]	0 - 15
Excess air ratio [-]	1

4.2.2 主燃料のオクタン価が水素添加時の着火遅れ時間に及ぼす影響

図 4.18 に、初期温度を 700 K および 1100 K とし、水素添加割合を変化させた際の PRF85 および PRF95 における着火遅れ時間を示す。着火遅れ時間は、温度が 1200 K に達した時間とした。初期温度 700 K では、いずれの PRF においても水素添加割合の増加にともなって不活性水素による希釈効果に加えて化学反応の効果により着火遅れ時間は大幅に長期化する。その際、オクタン価の高い PRF95 のほうが PRF85 よりも着火遅れは長い傾向はあるものの、水素添加による着火遅れの長期化幅はいずれの PRF においても同等である。一方、初期温度 1100 K では、不活性水素添加による希釈効果に対して水素添加による化学反応の効果が低下するが、特に PRF95 では希釈以上の効果がほとんど得られておらず、水素添加による着火遅れの長期化幅は PRF85 よりも小さくなる。実験では、低温酸化反応に強

く依存すると考えられる低速ノックに対しては水素添加時の火花ノック抑制効果に対するオクタン価による影響は見られず、低温酸化反応に依存しないと考えられる高速ノックに対してはオクタン価が高いほど水素添加による火花ノック抑制効果が低下する結果となったが、これらの傾向と定性的に一致する計算結果が得られた。

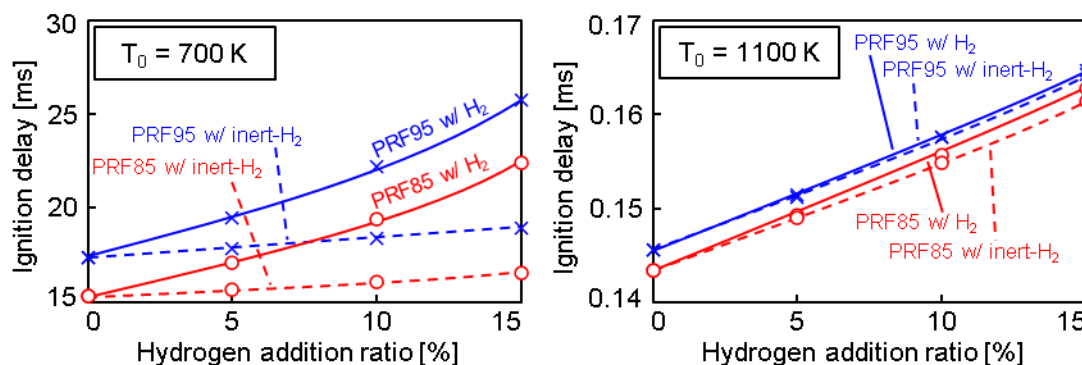
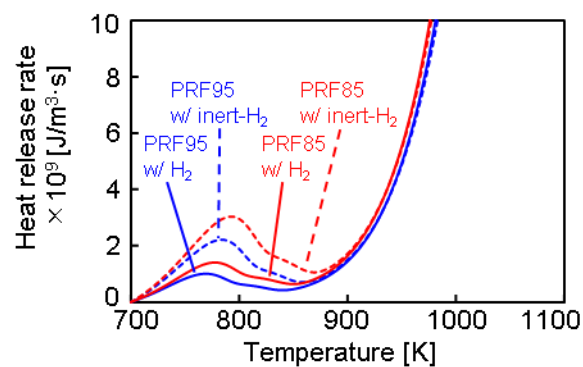


図 4.18 PRF85 および PRF95 における水素添加が着火遅れ時間に及ぼす影響

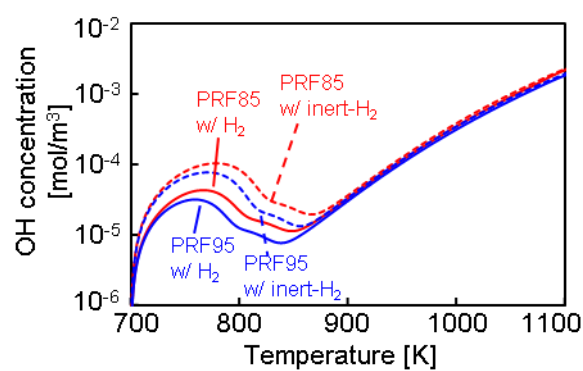
4.2.3 低温条件におけるオクタン価が水素添加時の自着火過程に及ぼす影響

図 4.19 に、初期温度を 700 K とし、水素および不活性水素を 15 HV% 添加した際の PRF85 および PRF95 における温度に対する (a) 熱発生率および (b) OH 濃度を示す。4.1 節において述べた通り、水素添加は (R20) による OH 消費反応によって約 700~900 K の温度域において生じる低温酸化反応を抑制する。不活性水素添加では、PRF95 と比較してノルマルヘプタン濃度が高い PRF85 のほうがこの低温酸化反応温度域における OH 濃度が高く、熱発生率も増加するが、この関係は水素添加時においても同様である。したがって、水素添加による低温酸化反応の抑制効果は、オクタン価によらず同等となると考えられる。

図 4.20 および図 4.21 に、初期温度を 700 K とし、水素を 15 HV% 添加した際の PRF85 および PRF95 における OH および水素の総消費速度に対する (R20) の寄与率を示す。水素が OH の消費に寄与する割合および OH が水素の消費に寄与する割合はいずれもオクタン価によらず同等であり、低温酸化反応が顕著に生じる条件では水素による OH 消費効果はイソオクタンとノルマルヘプタンの混合割合によらず同等になっている。



(a) 熱発生率



(b) OH 濃度

図 4.19 水素添加が PRF85 および PRF95 における熱発生率および OH 濃度に及ぼす影響 (初期温度 700 K)

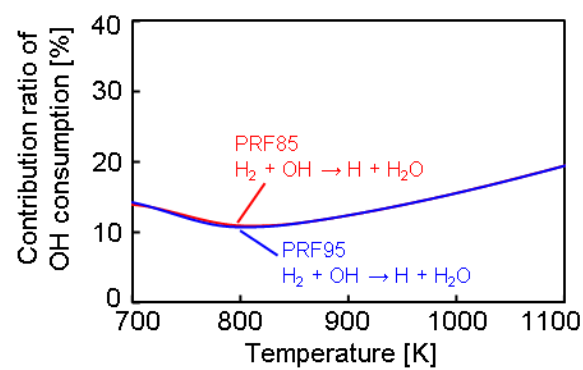


図 4.20 PRF85 および PRF95 における OH の総消費速度に対する (R20) の寄与率 (初期温度 700 K)

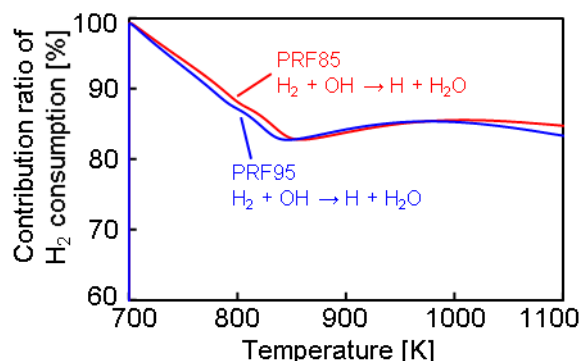
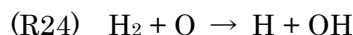


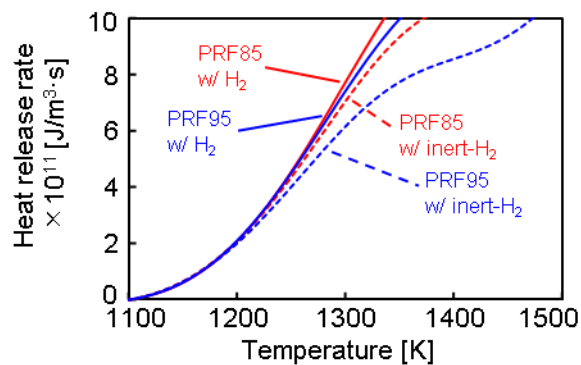
図 4.21 PRF85 および PRF95 における水素の総消費速度に対する (R20) の寄与率
(初期温度 700 K)

4.2.4 高温条件におけるオクタン価が水素添加時の自着火過程に及ぼす影響

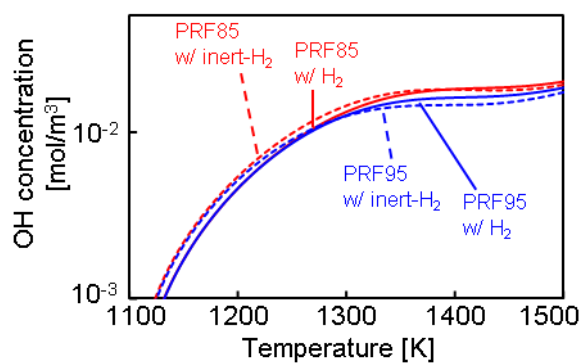
図 4.22 に、初期温度を 1100 K とし、水素および不活性水素を 15 HV%添加した際の PRF85 および PRF95 における温度に対する (a) 熱発生率および (b) OH 濃度を示す。低温酸化反応を経由しない高温条件では、1300 K 以下において、不活性水素では PRF95 のほうが PRF85 よりもわずかに OH 濃度が低く熱発生率が低減する一方、水素添加ではこれらの差は見られなくなる。温度が上昇すると水素添加時における OH 濃度および熱発生率は不活性水素添加時よりも逆に高くなるが、その逆転する温度は PRF95 のほうが PRF85 よりも低温側となり、1300 K 以上における水素添加時と不活性水素添加時の OH 濃度および熱発生率の差も大きくなっている。

図 4.23 に、初期温度を 1100 K とし、水素を 15 HV%添加した際の PRF85 および PRF95 における OH の総消費速度に対する (R20) の寄与率を示す。PRF95 のほうが PRF85 と比較して水素が OH の消費に寄与する割合は低くなり、水素添加による OH 消費効果が低下する。図 4.24 には水素の総消費速度に対する (R20) および (R24) の寄与率を示すが、PRF95 は水素の消費に対して (R20) による OH の寄与が小さくなる一方で (R24) による O ラジカルの寄与が大きくなっている。つまり、イソオクタン濃度が高い PRF95 では水素の一部が OH に代わって O ラジカルの消費に寄与するとともに、(R24) が OH を生成する反応であることから PRF85 と比較して OH 消費効果が十分に得られず、火花ノック抑制効果が低下したものと考えられる。





(a) 熱発生率



(b) OH 濃度

図 4.22 水素添加が PRF85 および PRF95 における熱発生率および OH 濃度に及ぼす影響
(初期温度 1100 K)

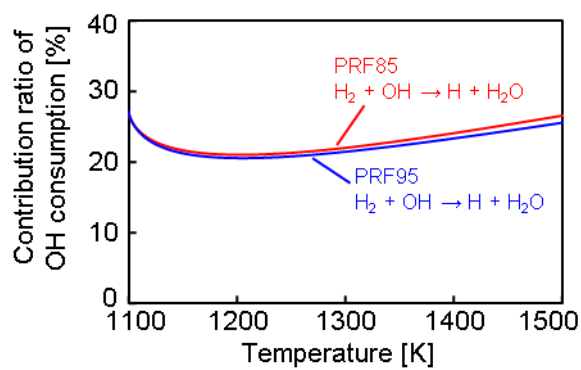


図 4.23 PRF85 および PRF95 における OH の総消費速度に対する(R20)の寄与率
(初期温度 1100 K)

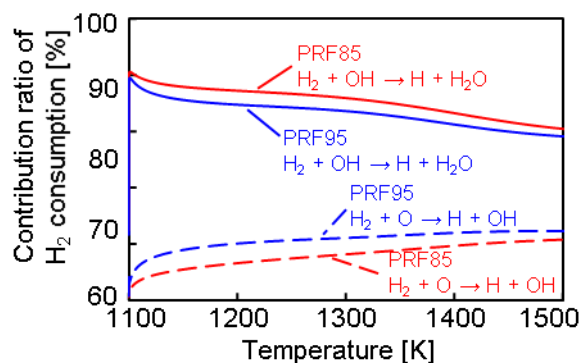


図 4.24 PRF85 および PRF95 における水素の総消費速度に対する (R20) および (R24) の寄与率 (初期温度 1100 K)

図 4.25 および図 4.26 に, PRF95 の水素 15 HV%添加時における O ラジカルおよび C_2H_3 の総生成速度に対する代表的な反応の寄与率を示す. O ラジカルの主要生成経路はイソオクタンに帰着され, 高温域において開裂した化学種が (R25) および (R26) を経て O ラジカルを生成する. したがって, 低温酸化反応が顕著に生じない高温条件では, PRF85 と比較してイソオクタン濃度の高い PRF95 のほうが O ラジカル濃度が高くなり, これが水素の消費に寄与して OH の消費を阻害してしまうことから, 高オクタン価燃料ほど水素添加による高速ノック抑制効果が低下したものと考えられる.

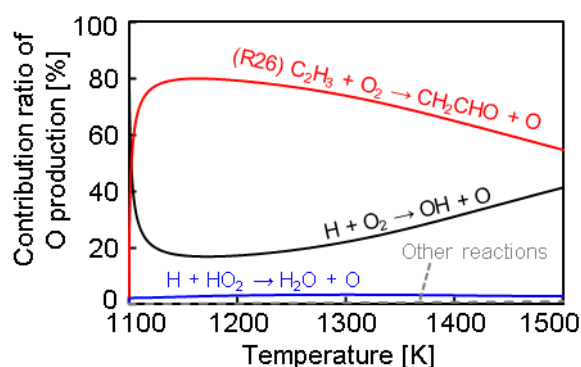
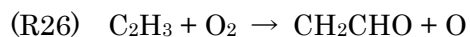
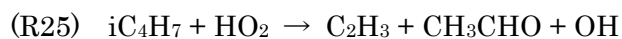


図 4.25 PRF95 における O ラジカルの総生成速度に対する代表的な反応の寄与率 (初期温度 1100 K)

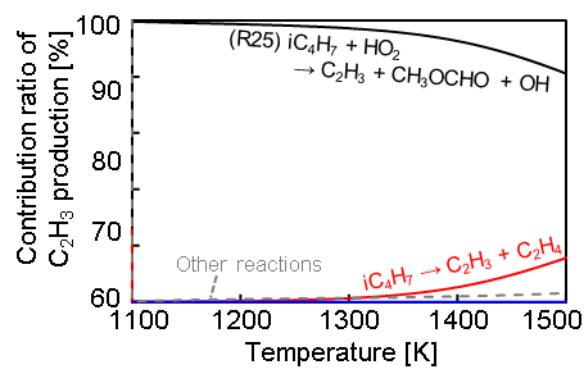


図 4.26 PRF95 における C_2H_3 の総生成速度に対する代表的な反応の寄与率
(初期温度 1100 K)

4.3 メタン添加が主燃料の自着火過程に及ぼす影響

4.3.1 本節における計算条件

表 4.3 に計算条件を示す。初期圧力は 4 MPa, 初期温度は 700 K, 主燃料は PRF95 とし, 添加燃料はメタンおよび不活性メタンとした。メタン添加割合は 15 HV% とし, 混合気は量論比となるようにモル分率を調整した。

表 4.3 計算条件 (メタン添加の効果)

Reactor	Constant volume, adiabatic
Initial pressure [MPa]	4
Initial temperature [K]	700
Reactant species	PRF95, CH ₄ , inert-CH ₄
Additive gas fraction [HV%]	15
Excess air ratio [-]	1

4.3.2 メタン添加が自着火過程に及ぼす影響

図 4.27 に, メタンおよび不活性メタンを添加した際における温度履歴および温度に対する熱発生率を示す。メタンを添加すると, 700~900 K の低温域における熱発生が減少し, 着火遅れ時間が長期化する。一方, 900 K 以上ではメタンを添加しても熱発生率は減少せず, むしろ不活性メタン添加時よりもわずかに熱発生が増加するようになる。このことから, メタン添加は水素添加時と同様に低温域における温度上昇は抑制するものの, 高温域ではむしろ促進してしまうことが明らかとなった。

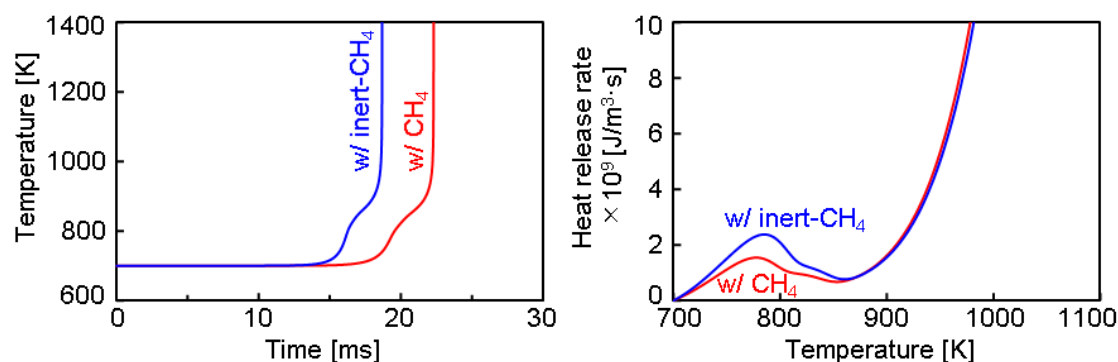


図 4.27 メタンおよび不活性メタン添加が着火遅れ時間および熱発生率に及ぼす影響

図 4.28 に, メタンおよび不活性メタンを添加した際の代表的な素反応の熱発生率を温度に対して示す。メタンを添加すると, 不活性メタンと比較して低温域における燃料系反応および H₂O₂ ループによる熱発生が抑制されており, これが着火遅れ時間長期化の主要因となっていると考えられる。一方, 900 K 以上の高温域では燃料系反応の抑制効果は得られない

ことに加えて、 H_2O_2 ループおよび (R19) による熱発生は不活性メタン添加時よりもメタン添加時のほうが大きくなる。図 4.29 にはメタンの総消費速度に対する代表的な反応の寄与率を示すが、メタンの主な消費経路は (R27) であり、この反応は OH を消費する一方で発熱反応であることから、特に OH 濃度が著しく増加する高温域においては系の温度上昇に寄与する。

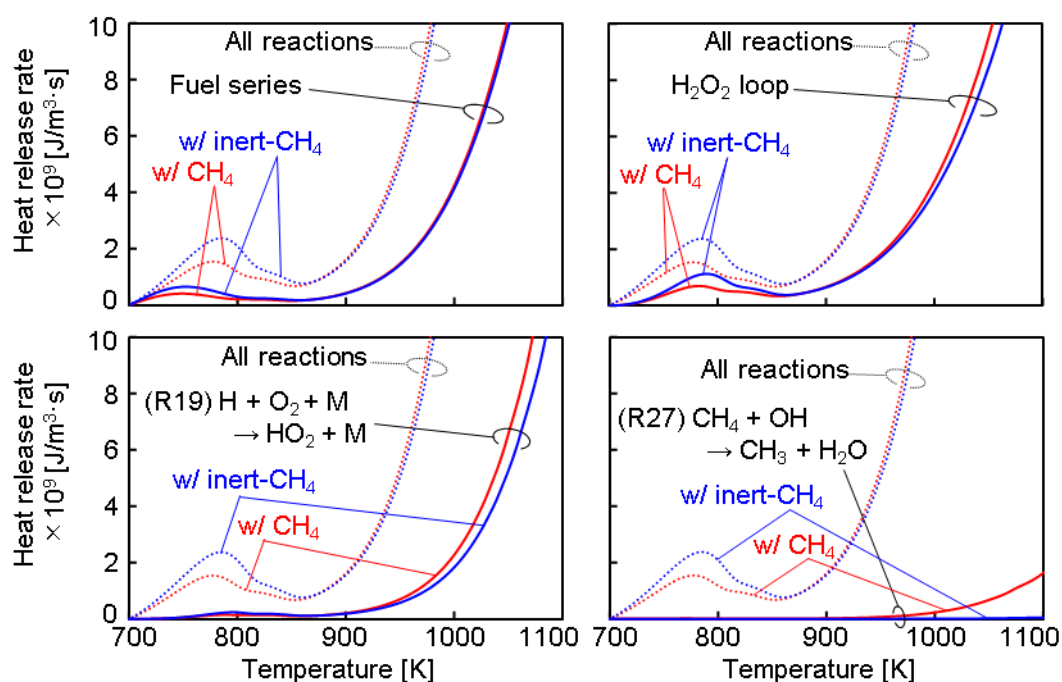


図 4.28 メタン添加が代表的な素反応の熱発生率に及ぼす影響

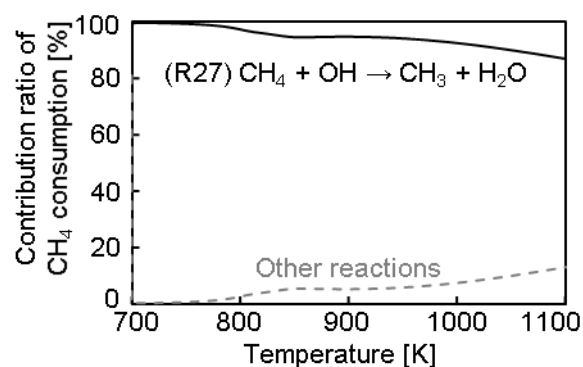


図 4.29 メタンの総消費速度に対する代表的な反応の寄与率

図 4.30 に、OH, CH_2O , H_2O_2 , HO_2 , H, および CH_3O 濃度を示す。メタンを添加すると、(R27) で示されるメタンの OH 消費反応によって 900 K 以下における OH 濃度が減少し、酸化反応の起点である (R1) の抑制に起因して燃料系反応およびそれに続く H_2O_2 ループによる熱発生が低下する。一方、900 K 以上ではメタン添加による OH 濃度低減効果が得られなくなるとともに CH_2O 濃度が増加し、これによって H_2O_2 ループによる熱発生がむしろ増加したものと考えられる。また、メタンを添加すると H_2O_2 , HO_2 , および H 濃度が増加していることから、高温域においてメタン添加による OH 濃度低減効果が得られなくなる要因は、水素添加時と同様に H ラジカルが HO_2 および H_2O_2 を介して OH を増加させてしまうためであると考えられる。

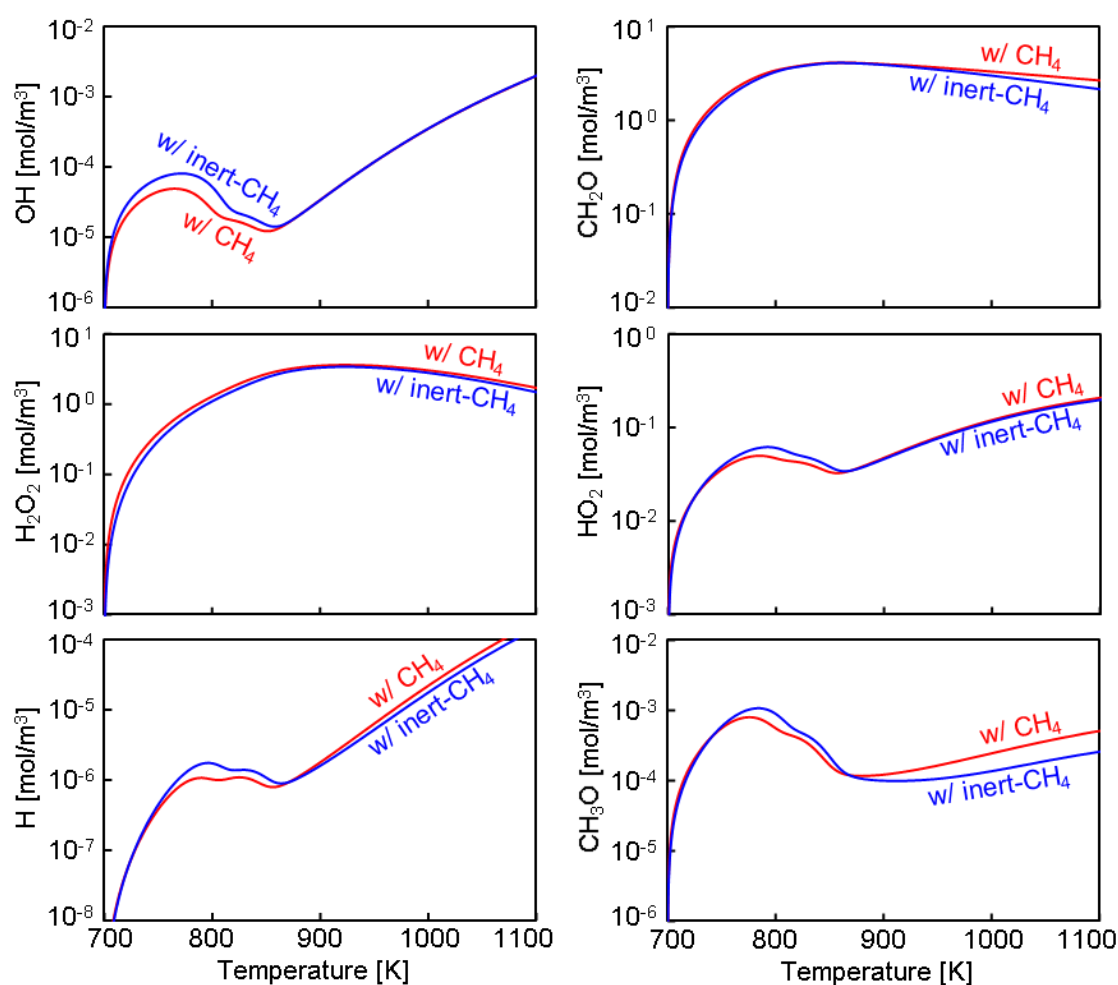


図 4.30 OH, CH_2O , H_2O_2 , HO_2 , H, および CH_3O の各濃度

図 4.31 に、メタン添加時における CH_2O の総生成速度に対する代表的な反応の寄与率を示す。 CH_2O の主要生成源は燃料系反応の過程で生成される $\text{iC}_8\text{H}_{16}\text{OOH}$ であるが、次いで CH_3O が大きく寄与しており、特に高温域では (R28) で示される CH_2O および H ラジカルへ分解する反応の寄与率が高い。図 4.32 に、メタン添加時における H ラジカルの総生成速度に対する代表的な反応の寄与率を示すが、 H ラジカルの主要生成経路は (R28) である。図 4.30 より 900 K 以上の高温域ではメタン添加によって CH_3O 濃度は増加しており、 CH_2O および H ラジカルはいずれも高い CH_3O 濃度に起因して増加したものと考えられる。 CH_3O の生成経路は CH_3 に帰着されることから、(R27) によってメタンが OH を消費するにともなって生成された CH_3 が起点となって CH_2O 濃度および H ラジカル濃度を増加させ、それらが H_2O_2 ループおよび (R19) を活発化させることによって高温域における温度上昇を早めていることがわかった。

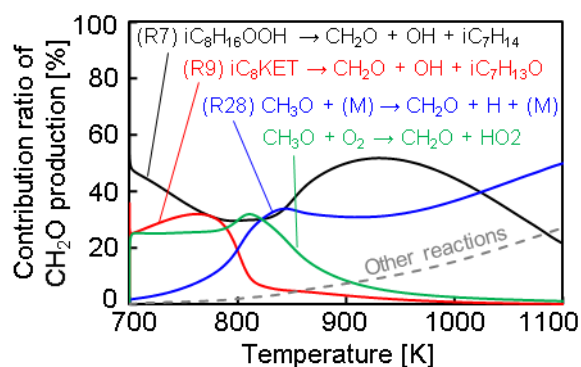
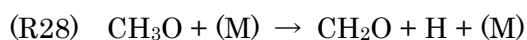


図 4.31 CH_2O の総生成速度に対する代表的な反応の寄与率

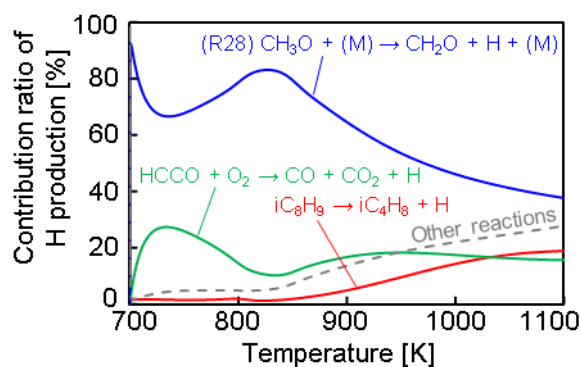


図 4.32 H ラジカルの総生成速度に対する代表的な反応の寄与率

4.4 第 4 章のまとめ

低温酸化反応が出現する低温および出現しない高温のそれぞれにおいて、定容断熱条件における化学動力学計算を行い、改質ガス添加が主燃料の自着火過程に及ぼす影響について検討を行った。得られた知見はおおよそ以下の通りである。

1. 水素添加は、希釈効果によって着火遅れ時間を長期化させることに加え、低温域では化学反応の効果によってさらに着火遅れ時間を長期化させる。これは、水素の OH 消費反応によって低温酸化反応および H_2O_2 ループにおける温度上昇が抑制されるためである。
2. 初期温度によらず、高温域では水素を添加するとむしろ熱発生率が増大する。これは、水素による OH の消費にともなって生成した H ラジカルが HO_2 および H_2O_2 を介して OH を増加させてしまうことに加え、水素の OH 消費反応および H ラジカル消費反応そのものによる発熱が温度上昇に寄与するためである。
3. 低温酸化反応が顕著に生じる低温条件では、主燃料のオクタン価が水素添加時の着火遅れ長期化効果に及ぼす影響は小さいのに対し、低温酸化反応を経由しない高温条件では、イソオクタン濃度が高い高オクタン価燃料のほうが水素添加による着火遅れ長期化効果が低下する。これは低機関回転速度および高機関回転速度における水素添加時の火花ノック抑制効果の傾向と一致する。
4. 高温域ではイソオクタンが開裂した化学種を起点に O ラジカル濃度が増加することから、イソオクタン濃度の高い高オクタン価燃料では水素の一部が OH に代わって O ラジカルの消費に寄与してしまうことに加えて、水素の O ラジカル消費反応によって OH が生成されることに起因して水素による OH 消費効果が小さくなるため、低オクタン価燃料と比較して水素による着火遅れ長期化効果が低下する。
5. メタン添加は、OH 消費反応によって低温酸化反応および H_2O_2 ループにおける温度上昇を抑制する一方、高温域ではむしろ熱発生率がわずかに増加する結果となる。これは、メタンが OH を消費するにともなって生成された CH_3 が起点となって CH_2O 濃度および H ラジカル濃度を増加させ、 CH_2O が H_2O_2 ループを活発化させるとともに H ラジカルが水素添加時と同様に HO_2 および H_2O_2 を介して OH を増加させてしまうためと考えられる。

第 5 章 二領域モデルの活用による改質ガス添加時の火花ノック抑制メカニズムの検討

第 4 章では、定容断熱条件における化学反応解析を行い、改質ガス添加が主燃料の自着火過程に及ぼす影響について明らかにした。一方、実際のエンジンではピストン圧縮によって筒内の圧力および温度が時々刻々と変化しており、特に異なる機関回転速度条件下ではその影響により自着火過程における低温酸化反応依存性が異なるものと考えられる。そこで、ピストン圧縮を考慮した二領域モデルを構築して未燃ガス領域の温度を推定し、その温度推移に対応した化学反応解析を行うことによって低速ノックと高速ノックの差異および改質ガス添加による火花ノック抑制メカニズムについて検討を行った。

5.1 二領域モデルによる計算手法

二領域モデルでは、図 5.1 に示すように燃焼室を未燃と既燃の各領域に分割し、火炎伝播による熱発生率に比例した混合気質量が未燃領域から既燃領域に移動するものとしている。本モデルでは、両領域間には体積のない仮想的な火炎面が存在し、未燃領域から火炎面に移動した化学種は瞬時に化学平衡に達した後、既燃領域に移動するとともに、各領域では温度・圧力に応じた化学反応が進行し、両領域間の熱伝達および圧力差はないものとしている。

本モデルは MATLAB をプラットフォームとし、未燃および既燃の各領域における化学反応動力学計算、ならびに火炎面における化学平衡計算には Cantera を用いた。化学反応モデルには、酒井・三好のガソリンサロゲート簡略反応機構 SIP-Gr2.0 を用いた。以下に述べる支配方程式は時間に対する常微分方程式の形式で記述し、その連立式を MATLAB の ODE ソルバによって解いた。

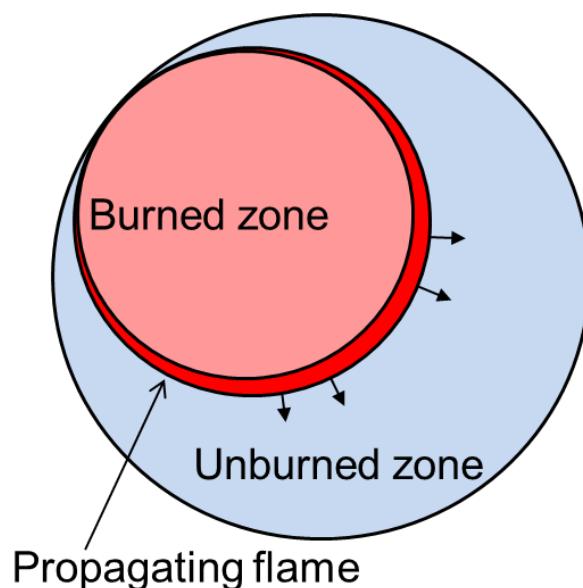


図 5.1 二領域モデル

5.1.1 支配方程式

未燃領域および既燃領域における支配方程式は、以下のように表される。

エネルギー保存：

$$dU_u = d\left(m \sum_i^n h_i Y_i - pV\right)_u = \delta Q_u - p dV_u - h_u dm_x \quad (5-1)$$

$$dU_b = d\left(m \sum_i^n h_i Y_i - pV\right)_b = \delta Q_b - p dV_b + h_f dm_x \quad (5-2)$$

化学種保存：

$$d(m_u Y_{iu}) = V_u W_{iu} \dot{\omega}_{iu} - Y_{if} dm_x \quad (5-3)$$

$$d(m_b Y_{ib}) = V_b W_{ib} \dot{\omega}_{ib} + Y_{if} dm_x \quad (5-4)$$

体積保存：

$$V = V_u + V_b \quad (5-5)$$

理想気体の状態方程式：

$$p dV_u + V_u dp = R_u T_u dm_u + m_u R_u dT_u \quad (5-6)$$

$$p dV_b + V_b dp = R_b T_b dm_b + m_b R_b dT_b \quad (5-7)$$

U_u, U_b ：未燃ガス，既燃ガスの内部エネルギー

h_{iu}, h_{ib} ：未燃ガス，既燃ガスにおける化学種 i の比エンタルピー

W_{iu}, W_{ib} ：未燃ガス，既燃ガスにおける化学種 i の分子量

$\dot{\omega}_{iu}, \dot{\omega}_{ib}$ ：未燃ガス，既燃ガスにおける化学種 i の単位時間，単位体積あたりの化学反応速度

Y_{iu}, Y_{ib}, Y_{if} ：未燃ガス，既燃ガス，火炎面における化学種 i の質量分率

V_u, V_b ：未燃ガス，既燃ガスの容積

Q_u, Q_b ：未燃ガス，既燃ガスから壁面への熱伝達量

R_u, R_b ：ガス定数

T_u, T_b ：温度

m_u, m_b ：未燃ガス，既燃ガスの質量

m_x ：未燃領域から既燃領域に移動した混合気質量

p ：筒内圧力

ここで、添字 u は未燃領域、 b は既燃領域、 f は火炎面（平衡組成）を示す。(5-6)および(5-7)式では、ガス定数の変化は小さいものと仮定し、ガス定数の微分項は考慮していない。

(5-1)および(5-2)式の右辺第一項は冷却損失を示しており、Woschni の式^[97]を適用して次式より求められる。

$$\delta Q = h_c A_j (T - T_{wall_j}) dt \quad (5-8)$$

$$h_c = C d^{m-1} p^m w^m T^{0.75-1.62m} \quad (5-9)$$

$$w = C_1 S_p + C_2 \frac{V_d T_r}{p_r V_r} (p - p_m) \quad (5-10)$$

h_c : 熱伝達率

T : 燃焼室内ガス温度

T_{wall} : 燃焼室壁面温度

A : 燃焼室壁面面積

C : 実験定数

d : 代表長さ

m : 定数

w : 代表速度

S_p : 平均ピストン速度

V_d : 行程容積

T_r, p_r, V_r : 代表的な時期における作動ガス温度、圧力、容積

p_m : モータリング時の筒内圧力

ここで、添字 j は伝熱面となる燃焼室内の各部位を示し、本モデルではピストン、シリンダヘッド、およびシリンダライナからの熱伝達を考慮した。一般に、実験定数 C は 3.26, Re 数にかかる乗数 m は 0.8 であり、代表長さ d にはシリンダ直径を適用した。代表速度 w はシリンダ内の平均ガス流速に相当するが、ここでは作動ガス温度 T_r 、圧力 p_r 、および容積 V_r には吸気弁閉時期の値を適用した。実験定数 C_1 は 2.28 とし、 C_2 は圧縮行程においては 0、燃焼開始から膨張行程においては 3.24×10^{-3} とした。

一方、本モデルでは後に述べる初期条件を GT-Power を用いて求めており、冷却損失についても GT-Power の解析条件に合わせるため、(5-9)式は以下のように置換した。

$$h_c = 3.01426 C_3 D^{-0.2} p^{0.8} w^{0.8} T^{-0.5} \quad (5-11)$$

C_3 はフィッティングパラメータであり、広い範囲の機関回転速度に対して実機の冷却損失を最もよく再現する 1.3 を適用した。

なお、平均ピストン速度は次式で与えられる。

$$S_p = \frac{2n_e s}{60} \quad (5-12)$$

n_e : 機関回転速度

s : ストローク長

(5-5)式における燃焼室容積 V の単位時間当たりの変化率は次式で与えられる。

$$dV = \frac{\pi}{4} D^2 r \omega \left\{ \sin \theta + \frac{1}{2\lambda} \sin 2\theta \right\} \quad (5-13)$$

r : クランク半径

ω : 角速度

λ : 連桿比 (コネクティングロッド長 l / クランク半径 r)

θ : クランク角度

以上の支配方程式より導出される各物理量の常微分方程式は以下の通りである。本モデルでは、これらに(5-3)および(5-4)式の化学種保存式を加えた連立常微分方程式を解く。

圧力微分：

$$\begin{aligned} dp = \left(V - \frac{R_b V_b}{c_{p,b}} - \frac{R_u V_u}{c_{p,u}} \right)^{-1} & \left[-p dV + \frac{R_b \cdot \delta Q_{wall,b}}{c_{p,b}} + \frac{R_u \cdot \delta Q_{wall,u}}{c_{p,u}} \right. \\ & + \left\{ R_b T_b - R_u T_u + \frac{R_b}{c_{p,b}} \sum_i^n Y_{i_f} (h_{i_f} - h_{i_b}) \right\} dm_x \\ & \left. - \frac{R_b}{c_{p,b}} V_b \sum h_{i_b} W_{i_b} \dot{\omega}_{i_b} - \frac{R_u}{c_{p,u}} V_u \sum h_{i_u} W_{i_u} \dot{\omega}_{i_u} \right] \end{aligned} \quad (5-14)$$

温度微分：

$$dT_u = \frac{(\delta Q_{wall,u} + V_u dp - V_u \sum h_{i_u} W_{i_u} \dot{\omega}_{i_u})}{(m_u c_{p,u})} \quad (5-15)$$

$$\begin{aligned} dT_b = & \left[\delta Q_{wall,b} + V_b dp - V_b \sum h_{i_b} W_{i_b} \dot{\omega}_{i_b} \right. \\ & \left. + dm_x \sum Y_{i_f} (h_{i_f} - h_{i_b}) \right] (m_b c_{p,b})^{-1} \end{aligned} \quad (5-16)$$

体積微分：

$$dV_u = \frac{RT_u dm_u + m_u R dT_u - V dp}{p} \quad (5-17)$$

$$dV_b = dV - dV_u \quad (5-18)$$

初期条件は，吸気弁閉時期における筒内圧力，温度，残留ガス率，および残留ガス組成を与え，これらは実測の吸気圧力，排気圧力，および筒内圧力履歴を境界条件とする GT-Power の TPA モデルを用い，筒内圧力が実測結果と一致するように各部の圧損や熱伝達を合わせ込んだ上で求めた．

5.1.2 熱発生率

クランク角ごとの熱発生率は，以下のように二つの Wiebe 関数の合成により近似して与えた．

$$\begin{aligned} \frac{dQ}{d\theta} = & aQ_0Q_{mult1} \frac{m_1 + 1}{\theta_{z1}} \left(\frac{\theta}{\theta_{z1}} \right)^{m_1} \exp \left\{ -a \left(\frac{\theta}{\theta_{z1}} \right)^{m_1+1} \right\} \\ & + aQ_0Q_{mult2} \frac{m_2 + 1}{\theta_{z2}} \left(\frac{\theta}{\theta_{z2}} \right)^{m_2} \exp \left\{ -a \left(\frac{\theta}{\theta_{z2}} \right)^{m_2+1} \right\} \end{aligned} \quad (5-19)$$

Q_0 ：全発熱量

θ_z ：燃焼期間

a, m ：定数

定数 a および m は各機関回転速度において実験結果をもとに合わせ込みを行った．なお，燃料の低位発熱量を LHV とすると，未燃領域から既燃領域へ移動する質量 dm_x と熱発生率 $dQ/d\theta$ には以下の関係がある．

$$\frac{dQ}{d\theta} = LHV \cdot \frac{dm_x}{d\theta} \quad (5-20)$$

5.1.3 モデルの実験再現性

表 5.1 に機関回転速度が 2000 rpm および 4800 rpm において，実験結果をもとに決定した Wiebe 関数の各パラメータを，図 5.2 にそれぞれの機関回転速度における実験で得られた熱発生率と Wiebe 関数で近似した熱発生率の比較を示す．対象とした実験条件は，いずれの機関回転速度でも改質ガスは添加しておらず，点火時期は 2000 rpm が -9.0°CA ATDC ，4800 rpm が $-19.0^\circ\text{CA ATDC}$ である．燃焼後半の熱発生にわずかな差異があるものの，Wiebe 関数で近似した熱発生率は実験結果を良好に再現している．

表 5.1 Wiebe 関数の各パラメータ

Engine speed [rpm]	2000	4800
a	6.9	
m_1/m_2	2.2/2.3	2.5/2.0
Q_{mult1}/Q_{mult2}	0.36/0.64	0.85/0.15
$\theta_{z1}/\theta_{z2} (\theta_{ztotal})$	36.0/33.0 (47.0)	51.0/40.0 (65.0)

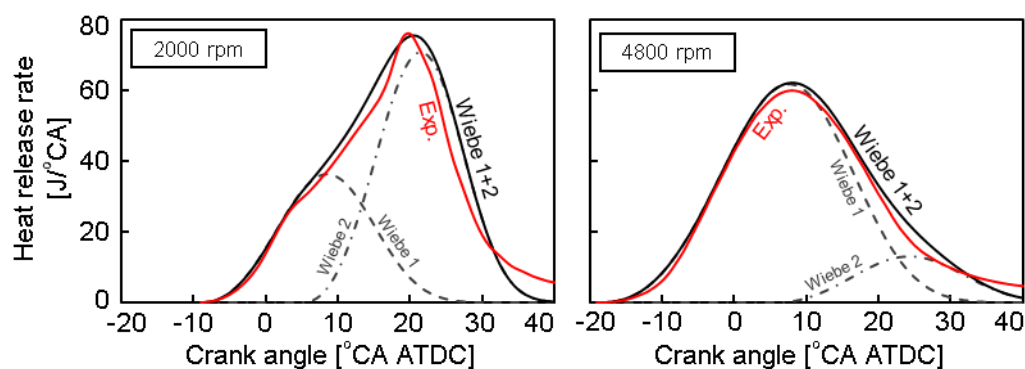


図 5.2 Wiebe 関数近似および実験により得られた熱発生率の比較

図 5.3 に、実験および近似した熱発生率を用いた二領域モデル計算より得られた筒内圧力の比較を示す。いずれの機関回転速度においても、二領域モデルは実験結果を良好に再現していることがわかる。なお、4800 rpm における二領域モデルの計算結果では急激な圧力上昇が生じているが、これは火花ノックの発生によるものである。実験結果は 500 サイクルのアンサンブル平均であり、火花ノックに起因する圧力振動は示されない。

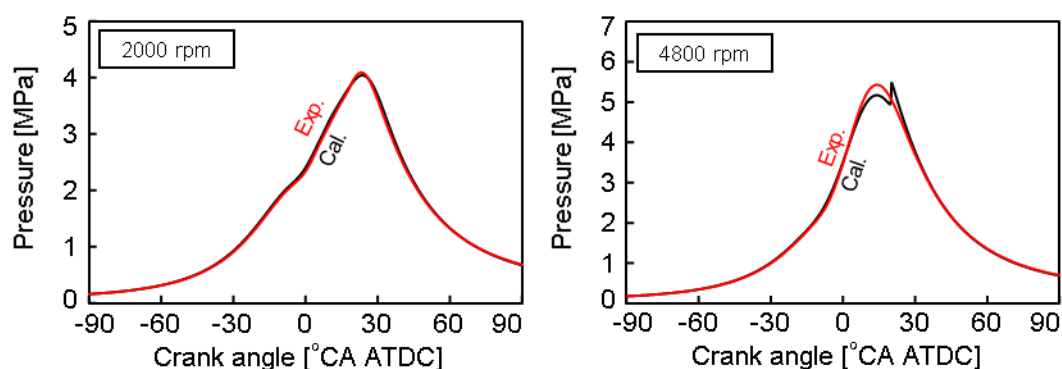


図 5.3 二領域モデルおよび実験により得られた筒内圧力の比較

5.2 低速ノックと高速ノックの相違

5.2.1 本節における計算条件

第 3 章において、機関回転速度を 2000 rpm から 3600 rpm まで上昇させると火花ノックは生じにくくなる一方で、さらに機関回転速度を上昇させると再び火花ノックは生じやすくなる結果が実験的に得られ、この結果から本研究では機関回転速度 2000 rpm を低速ノック条件、4800 rpm を高速ノック条件とした。本節では、機関回転速度が火花ノック特性に及ぼす影響について二領域モデルを用いて検討を行った結果を述べる。

表 5.2～5.4 に、計算条件を示す。表 5.2 では、機関回転速度を 2000 rpm, 3600 rpm, および 4800 rpm とし、吸気閉弁 (Intake Valve Closing: IVC) 時期における初期温度および初期圧力は、第 3 章の各機関回転速度における実験結果をもとに GT-Power の TPA モデルを用いて求めた。熱発生率は、機関回転速度の影響のみを独立して検討するため、いずれの機関回転速度でも同一とし、Wiebe 関数の各定数は 2000 rpm において合わせ込んだ値を用いた。点火時期についても機関回転速度によらず同一の値を用い、自着火の発生時期によって耐ノック性を評価した。一方、機関回転速度を上昇させるとピストンによって未燃ガスが圧縮される速度が上昇するが、これに加えて表 5.2 からわかる通り機関回転速度が高いほど初期温度が上昇しており、火花ノックの機関回転速度依存性に対して大きな影響を及ぼしているものと考えられる。そこで、これらについて個別に把握するため、次に表 5.3 および表 5.4 に示す計算を行った。まず、未燃ガス圧縮速度の影響のみについて検討するため、表 5.3 に示す通り初期温度および初期圧力が同等の条件において機関回転速度を 2000 rpm, 3600 rpm, および 4800 rpm に変化させた。次に、初期温度の影響について検討を行うため、表 5.4 に示す通り機関回転速度が 2000 rpm および 4800 rpm のそれぞれの場合において初期温度を変化させた。なお、初期温度と同時に初期圧力も変化させているが、ここで用いた初期条件は表 5.2 に示した負荷同等条件における実験結果をもとに GT-Power の TPA モデルにて計算した各機関回転速度における初期温度および初期圧力であり、いずれの条件においても計算開始時の筒内モル数は同等となっている。また、それぞれの機関回転速度における点火時期は、初期温度および初期圧力が最も低い条件において自着火発生時期が同等となるように調整を行った。

表 5.2 機関回転速度の影響を検討するための計算条件

Engine speed [rpm]		2000	3600	4800
Fuel		PRF95		
Excess air ratio [-]		1		
Ignition timing [°CA ATDC]		-26		
Initial temperature (IVC) [K]		411.2	425.7	453.8
Initial pressure (IVC) [kPa]		120.1	120.5	137.9
Parameters of Wiebe function	Q_{mult1}/Q_{mult2}	1.0/0.0		
	a	3.3		
	m	2.6		
	θ_z	38		

表 5.3 未燃ガス圧縮速度の影響を検討するための計算条件

Engine speed [rpm]		2000	3600	4800
Fuel		PRF95		
Excess air ratio [-]		1		
Ignition timing [°CA ATDC]		-26		
Initial temperature (IVC) [K]		411.2		
Initial pressure (IVC) [kPa]		120.1		
Parameters of Wiebe function	Q_{mult1}/Q_{mult2}	1.0/0.0		
	a	3.3		
	m	2.6		
	θ_z	38		

表 5.4 吸気閉弁（IVC）時期における温度の影響を検討するための計算条件

Engine speed [rpm]		2000	4800
Fuel		PRF95	
Excess air ratio [-]		1	
Ignition timing [°CA ATDC]		-19	-26
Initial temperature (IVC) [K]		411.2, 425.7, 453.8	
Initial pressure (IVC) [kPa]		120.1, 120.5, 137.9	
Parameters of Wiebe function	Q_{multi}/Q_{multi2}	1.0/0.0	
	a	3.3	
	m	2.6	
	θ_z	38	

5.2.2 機関回転速度が火花ノック発生時期に及ぼす影響

図 5.4 に、各機関回転速度において二領域モデルを用いて計算した筒内圧力および未燃ガス温度を示す。いずれの機関回転速度においても、未燃ガスの自着火にともなう火花ノックの発生によって圧力および温度が急激に上昇することがわかる。また、機関回転速度を 2000 rpm から 3600 rpm へ上昇させると自着火発生クランク角が遅角し、火花ノックが生じにくくなる一方で、さらに機関回転速度を 4800 rpm へ上昇させると自着火発生クランク角が進角し再び火花ノックが生じやすくなる傾向となっており、実験によるノック限界の傾向と一致する計算結果が得られている。

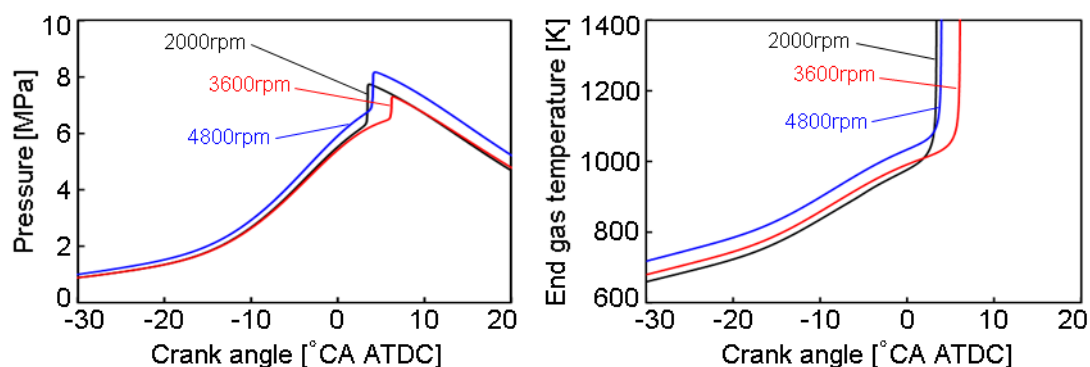


図 5.4 機関回転速度を変化させた際の筒内圧力および未燃ガス温度

図 5.5 に、各機関回転速度において二領域モデルを用いて計算した未燃領域内における熱発生率を未燃ガス温度に対して示す。機関回転速度が 2000 rpm では顕著な低温酸化反応が出現する二段の熱発生率となるが、機関回転速度を上昇させるにともないピストンによる未燃ガス圧縮速度の上昇によって各温度域における滞留時間が短縮するため、特に比較的低温域にける熱発生が減少して低温酸化反応が見られない一段の熱発生率となる。

一方、図 5.6 には GT-Power の TPA モデルを用いて計算した機関回転速度に対する IVC 時期における筒内温度を示すが、機関回転速度の上昇にともなって温度が上昇していることがわかる。これは、機関回転速度の上昇に伴って排気から吸気行程にかけて筒内が冷却される時間が短縮することに加えて、ピストン速度の上昇により吸気行程中の筒内負圧が増加することにともなって、筒内作動ガスがピストンになす仕事 ($p dV$) が減少することに起因して筒内内部エネルギーが増加するためと考えられる。

以上より、機関回転速度が火花ノックに及ぼす影響因子として未燃ガス圧縮速度および温度の影響が存在し、その優劣によって火花ノック特性が決まっているものと考えられる。そこで、次にこれらの影響に対する独立した評価を試みた。

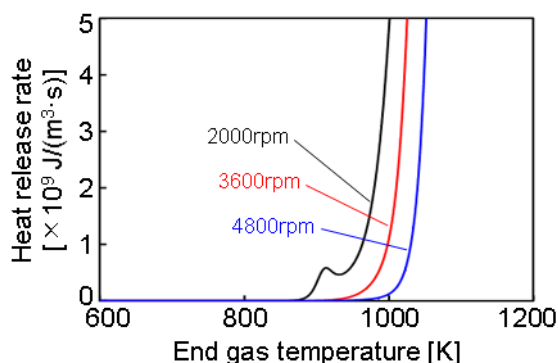


図 5.5 未燃ガス温度に対する未燃領域内における熱発生率（機関回転速度の影響）

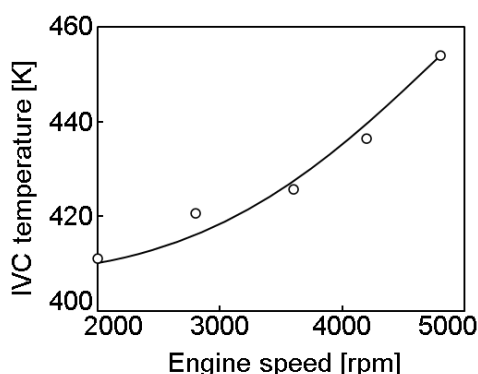


図 5.6 機関回転速度に対する IVC 時期における筒内温度

5.2.3 未燃ガス圧縮速度が火花ノック発生時期に及ぼす影響

図 5.7 に、各機関回転速度において IVC 時期における初期温度および初期圧力を同等とした際の二領域モデルで計算した筒内圧力および未燃ガス温度を、図 5.8 に未燃ガス温度に対する未燃領域内における熱発生率を示す。機関回転速度の上昇に伴ってピストンによる未燃ガス圧縮速度が上昇すると、各温度域を通過する期間が短縮することから、化学反応が十分に進行する前に温度が上昇し、特に反応の進行が比較的緩やかな低温域における熱発生が減少する。そのため初期の温度および圧力が同等の条件では、機関回転速度が高いほど自着火発生クランク角は遅角し、未燃ガス圧縮速度のみの影響では機関回転速度の上昇に伴って耐ノック性は向上する結果となっている。

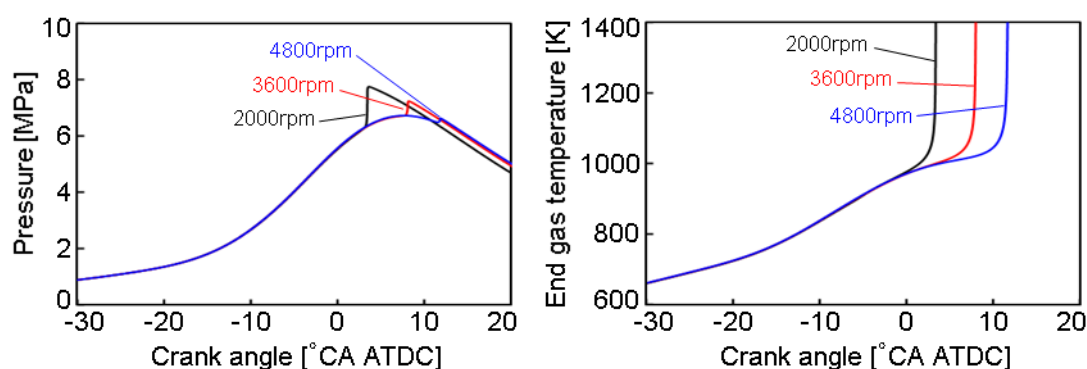


図 5.7 未燃ガス圧縮速度を変化させた際の筒内圧力および未燃ガス温度

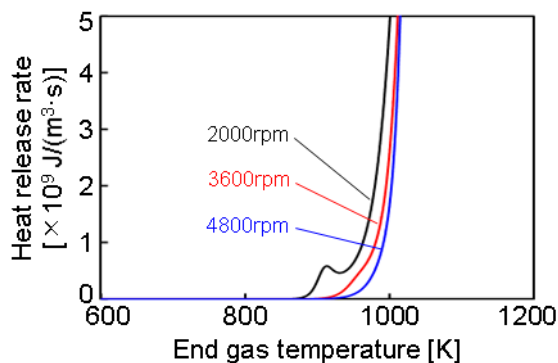


図 5.8 未燃ガス温度に対する未燃領域内における熱発生率（未燃ガス圧縮速度の影響）

5.2.4 IVC 時期における筒内温度が火花ノック発生時期に及ぼす影響

図 5.9 に、機関回転速度が 2000 rpm および 4800 rpm のそれぞれにおいて、IVC 時期における初期温度を変化させた際の自着火発生クランク角を示す。なお、自着火発生クランク角は未燃ガス温度が 1200 K に至った時期とした。いずれの機関回転速度においても初期温度の上昇に伴って自着火発生クランク角は進角するが、機関回転速度 2000 rpm のほう

が 4800 rpm と比較して進角幅が減少し、火花ノックに対する初期温度の感度が小さくなっている。

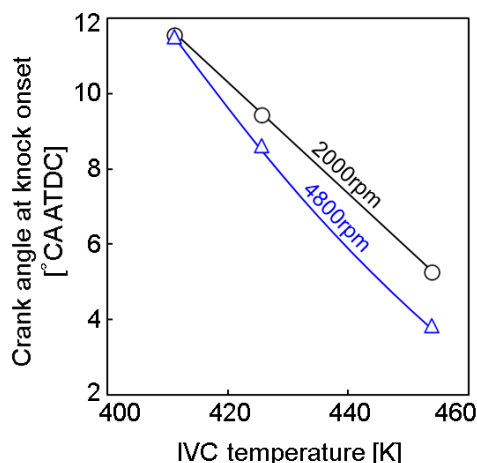


図 5.9 IVC 時期における初期温度を変化させた際の自着火発生クランク角

図 5.10 に、それぞれの機関回転速度において初期温度が最も低い 411 K とした条件と最も高い 454 K とした条件における未燃ガス温度に対する未燃領域内における熱発生率を示す。いずれの機関回転速度においても、初期温度が高いほうが特に熱発生率が立ち上がる比較的低温域において熱発生率が減少していることがわかる。これは、初期温度の上昇に伴って温度上昇速度が増加して低温酸化反応温度域の通過時間が短縮することによる影響と考えられる。

IVC 時期における温度を変化させると、上死点では断熱的な圧縮により温度差が拡大する。オットーサイクルの断熱圧縮では、上死点温度 T_{TDC} は圧縮比 ε 、比熱比 κ 、および下死点温度 T_{BDC} を用いて次のように表される。

$$T_{TDC} = \varepsilon^{\kappa-1} T_{BDC} \quad (5-21)$$

つまり、下死点温度 T_{BDC} を α K 上昇させると、上死点温度 T_{TDC} は $\varepsilon^{\kappa-1} \alpha$ K 上昇することによって温度差が拡大する。これはすなわち、初期温度を上昇させると温度上昇速度が増加することを意味し、5.2.3 項における未燃ガス圧縮速度の影響と同様のメカニズムで低温酸化反応温度域における熱発生率が減少するものと考えられる。

機関回転速度が 2000 rpm では低温酸化反応に強く依存した着火形態となるが、初期温度を上昇させると温度上昇速度の増加によって低温酸化反応が抑制され、このことにより続く高温酸化反応による熱発生も緩慢化する。一方、4800 rpm では低温酸化反応に依存しない着火形態となるが、初期温度を上昇させると熱発生率の立ち上がりはやや高温側となるものの、高温域では反応速度の比較的速い反応が支配的となるため温度上昇速度の影響が弱くなることに加え、熱発生率の立ち上がりが高温側に寄って反応が進まなかった分だけ

同温度域における燃料濃度が高くなることから、最終的に熱発生率は増加して逆転する結果となっている。なお、2000 rpm においても初期温度が高いほうが同温度域における燃料濃度は高くなるが、熱発生率は 1200 K を大幅に超える温度域まで逆転せず、燃料濃度の増加よりも低温酸化反応を抑制する効果のほうが強くなっている。

以上の結果から、初期温度を上昇させるとより早い段階で筒内温度が上昇することにより自着火時期が進角する一方で、温度上昇速度の増加によって低温酸化反応温度域の通過時間が短縮することに起因して熱発生率が減少し、逆に自着火を抑制する方向に働くことが明らかとなった。その効果が低温酸化反応に強く依存した着火形態である低機関回転速度のほうが強いことから、高機関回転速度と比較して火花ノックに対する温度の感度が小さくなったものと考えられる。

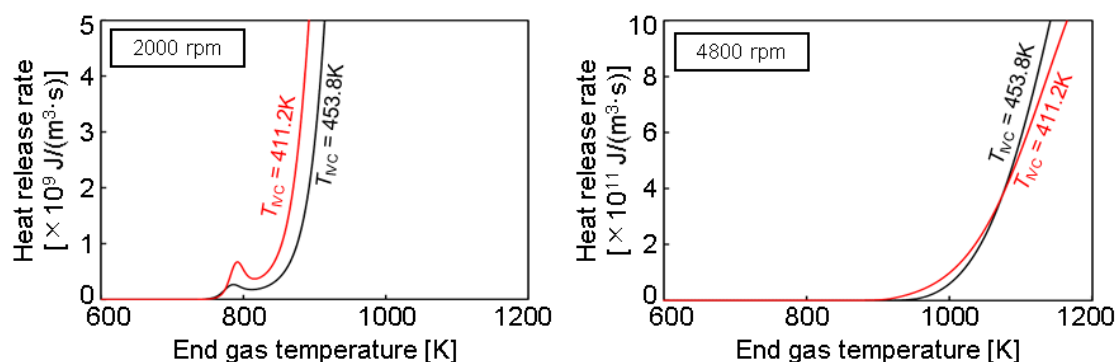


図 5.10 初期温度が最低および最高条件における未燃ガス温度に対する未燃領域内における熱発生率

5.2.5 低速ノックと高速ノックの相違

以上の結果から、低速ノックと高速ノックには次のような相違があると言える。

■ 低速ノック：

低温酸化反応に強く依存した着火形態であり、機関回転速度を上昇させた際に圧縮行程開始時点における筒内温度が上昇する影響よりも圧縮速度が上昇することによる低温酸化反応温度域の滞留時間短縮の影響のほうが大きくなり、機関回転速度の上昇にともなって生じにくくなる。

■ 高速ノック：

低温酸化反応に依存しない着火形態であり、機関回転速度を上昇させた際に圧縮速度が上昇することによる低温酸化反応温度域の滞留時間短縮の影響よりも圧縮行程開始時点における筒内温度が上昇する影響のほうが大きくなり、機関回転速度の上昇にともなって生じやすくなる。

5.3 水素添加が低速ノックおよび高速ノックに及ぼす影響

第 3 章では、水素添加は低速ノックに対しては強い抑制効果が得られるものの、高速ノックに対しては抑制効果が低下することを実験的に明らかにした。第 4 章では、低温酸化反応が出現する温度条件および出現しない温度条件において定容断熱条件における化学動力学計算を行い、それぞれの温度条件において水素添加が主燃料の自着火過程に及ぼす影響について明らかにした。本節では、実際のピストン圧縮を考慮した二領域モデルを用いて、水素添加が低速ノックおよび高速ノックを抑制するメカニズムについて検討した結果を詳述する。

5.3.1 本節における計算条件

表 5.5 に、計算条件を示す。機関回転速度は 2000 rpm および 4800 rpm とし、燃料には 3.4 節の実験の中で用いた PRF90 および水素に加え、水素添加による主燃料の希釈効果と化学反応の効果を独立して評価するため、第 4 章における計算と同様に熱力学的性質は同等で化学反応は生じない不活性水素を用いた。水素の添加割合は発熱量比で 12.8 HV% とし、混合気濃度が量論比となるようにモル分率を調整した。ここでは化学反応論的な観点で水素添加が低速ノックおよび高速ノックに及ぼす影響を明らかにすることを目的としたことから、水素添加の有無による圧力・温度履歴の相違がわずかながら存在するものの、これらの相違による影響を排除するために、熱発生率、点火時期、および初期条件は水素添加の有無によらず同一とした。Wiebe 関数の各パラメータは表 5.1 の値を用い、点火時期は水素添加時において十分大きな火花ノックが生じる点を探索した。初期条件として IVC 時期における筒内温度および筒内圧力を GT-Power の TPA モデルによって求めた。

表 5.5 水素添加が低速ノックおよび高速ノックに及ぼす影響

Engine speed [rpm]	2000	4800
Main fuel	PRF90	
Additives	12.8 HV% of H ₂ , inert-H ₂	
Excess air ratio [-]	1	
Start of combustion [°CA ATDC]	-23	-27

5.3.2 水素添加が低速ノックおよび高速ノックに及ぼす影響の相違

図 5.11 に、機関回転速度を 2000 rpm および 4800 rpm とし、水素および不活性水素を添加した各条件において二領域モデルを用いて計算したクランク角に対する筒内圧力および未燃領域温度を示す。いずれも火花ノックが生じる条件であり、自着火の発生にともなって圧力および温度が急激に上昇している。水素を添加すると、2000 rpm では火花ノック発生時期が大幅に遅角するとともに、火花ノック発生時点における未燃領域の縮小によって

圧力上昇が抑えられており，強い火花ノック抑制効果が得られることがわかる．一方，4800 rpm では水素添加によって火花ノック発生時期は遅角するものの，2000 rpm と比較すると効果は弱くなっており，水素添加は高速ノックに対しては低速ノックと比較して火花ノック抑制効果が低下するという点で実験結果と定性的に一致する結果が得られている．

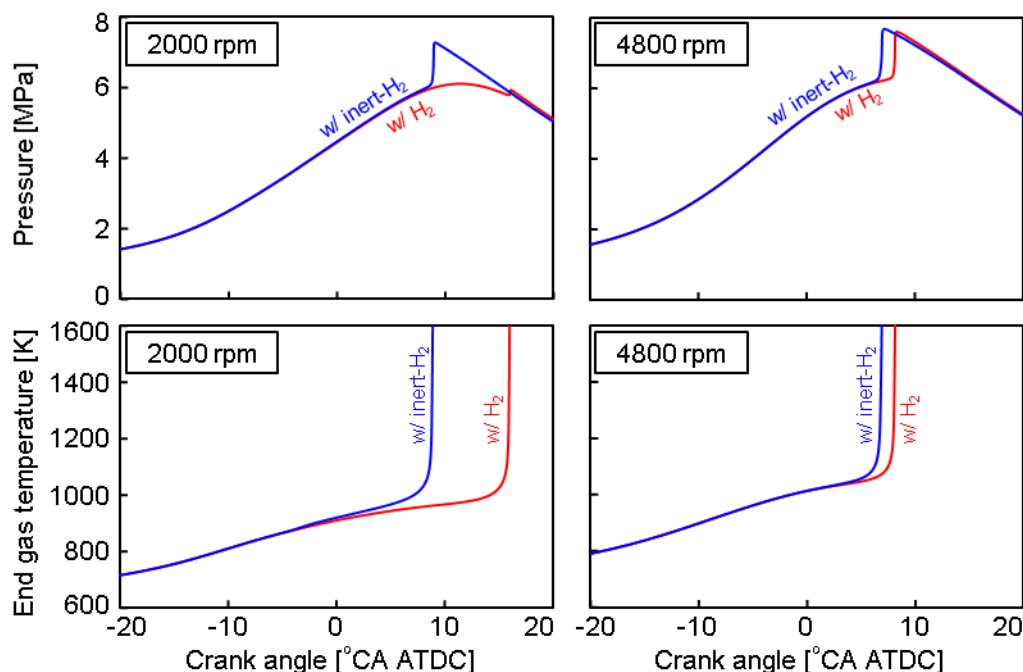


図 5.11 水素添加が筒内圧力および未燃領域温度に及ぼす影響

図 5.12 に，機関回転速度を 2000 rpm および 4800 rpm とし，水素および不活性水素を添加した条件におけるクランク角に対する未燃領域内の熱発生率を示す．機関回転速度が 2000 rpm の不活性水素添加では，顕著な低温酸化反応が出現し，それに続いて高温酸化反応が生じる二段の熱発生率となるが，水素を添加すると低温酸化反応による熱発生が消失し，高温酸化反応の出現が大幅に遅角する．一方，4800 rpm では，不活性水素添加の条件においても低温酸化反応が出現しない一段の熱発生率となり，水素添加による熱発生率の遅角効果はわずかししか得られていない．

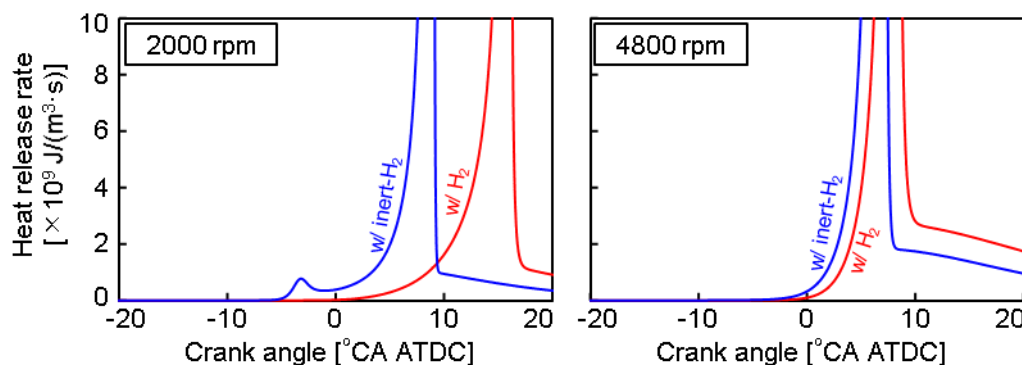


図 5.12 水素添加が未燃領域内の熱発生率に及ぼす影響

5.3.3 水素添加が低速ノックに及ぼす影響

図 5.13 に、機関回転速度を 2000 rpm とし、水素および不活性水素を添加した条件における未燃領域内の代表的な素反応の熱発生率を未燃ガス温度に対して示すとともに、図 5.14 に同一条件における OH, iC_8H_{17} , CH_2O , H_2O_2 , HO_2 , および H 濃度を示す。燃料系反応は、第 4 章と同様に主燃料であるイソオクタンに関する (R1)～(R12) より構成される素反応群である。不活性水素を添加した条件では、約 850～900 K において低温酸化反応が出現し、その後約 900 K 以上において H_2O_2 ループによる熱発生率が徐々に増加する。さらに温度が上昇し約 950 K 以上になると (R19) による熱発生率が増加し、最終的に熱着火に至っている。水素を添加すると、(R20) で示される水素の OH 消費反応によって 1000 K 以下における OH 濃度が減少し、酸化反応の起点である (R1) の抑制に起因してそれに続く低温酸化反応による熱発生が低下する。また、これにともない CH_2O 濃度が減少し、 H_2O_2 ループによる熱発生が低下する。一方で、1000 K 以上では OH 濃度に差が見られなくなるとともに水素を添加した場合のほうが H ラジカル、 HO_2 , および H_2O_2 濃度が高くなる。これは図 5.15 に示すように、(R20) によって生成された H ラジカルが主に (R19) により HO_2 を、 HO_2 が主に (R15) により H_2O_2 を、さらに H_2O_2 が主に (R16) により OH を生成するためであり、燃料系反応および H_2O_2 ループによる熱発生率が抑制されにくくなるとともに、(R19) による熱発生率が増加する結果となる。さらに、(R20) は発熱反応であり、水素添加によるこの反応の活発化は温度上昇に大きく寄与する。したがって、水素添加は低温酸化反応が出現する反応過程初期の比較的低温域では強い熱発生抑制効果が得られるものの、反応の進行にともない高温域になると温度上昇をむしろ早めてしまう。これらの結果は、水素添加による火花ノック抑制効果の主要因が低温酸化反応の抑制であることを強く示唆している。

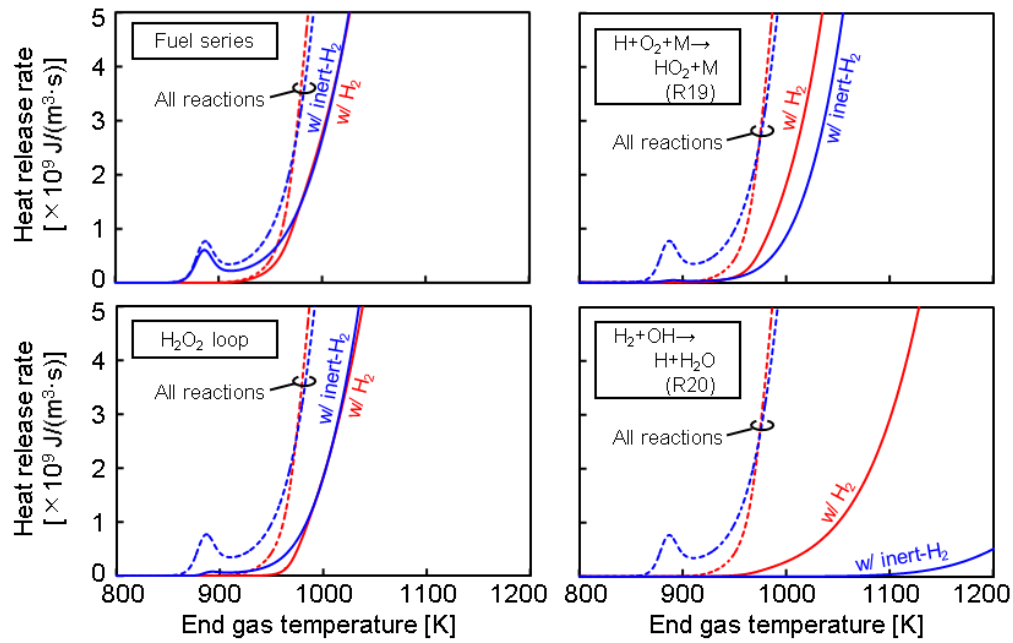


図 5.13 低速時における水素添加が未燃領域内の代表的な素反応の熱発生率に及ぼす影響 (2000 rpm)

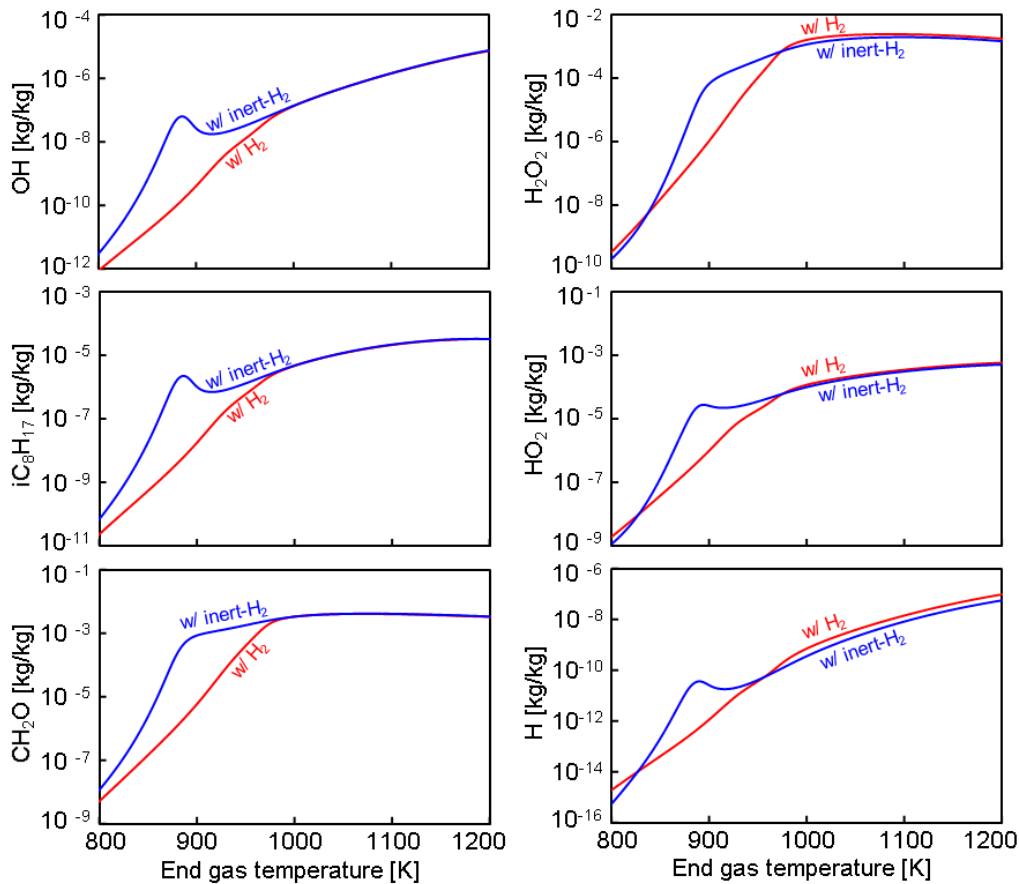


図 5.14 低速時における水素添加が未燃領域内の各化学種濃度に及ぼす影響 (2000 rpm)

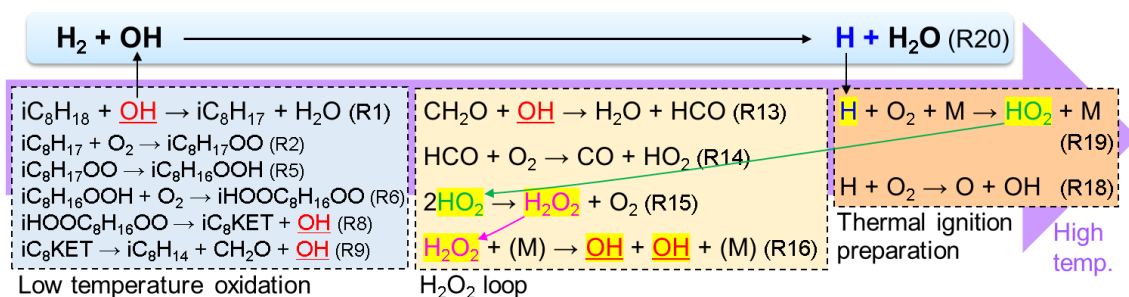


図 5.15 水素添加がイソオクタン self着火過程に及ぼす影響

5.3.4 水素添加が高速ノックに及ぼす影響

図 5.16 に、機関回転速度を 4800 rpm とし、水素および不活性水素を添加したそれぞれの条件における未燃領域内の代表的な素反応の熱発生率を温度に対して示すとともに、図 5.17 に同一条件における OH, iC_8H_{17} , CH_2O , H_2O_2 , HO_2 , および H 濃度を示す。高機関回転速度では、低温酸化反応に代表される低温域における反応が進行する以前に温度が上昇してしまうことから、1000 K を超える温度域までは顕著な熱発生は生じない。水素を添加すると、低速ノックと同様に(R20)の水素の OH 消費反応によって OH 濃度が減少し、(R1)の抑制に起因して燃料系反応および H_2O_2 ループによる熱発生率が低下する。一方、低温酸化反応が出現しないため燃料系反応による熱発生率の低減効果が低速ノックと比較して弱いことに加え、反応の開始が高温のため、水素添加により活発化する(R19)および(R20)による熱発生率は燃料系反応や H_2O_2 ループとほぼ同時期に増加し、同一温度における温度上昇の抑制効果は相殺してしまう。

以上より、水素の添加が高速ノックの抑制に対して効果が小さくなる要因は、低温域酸化反応温度域の滞留時間が短いために低温酸化反応に強く依存しない着火過程であるためと言える。

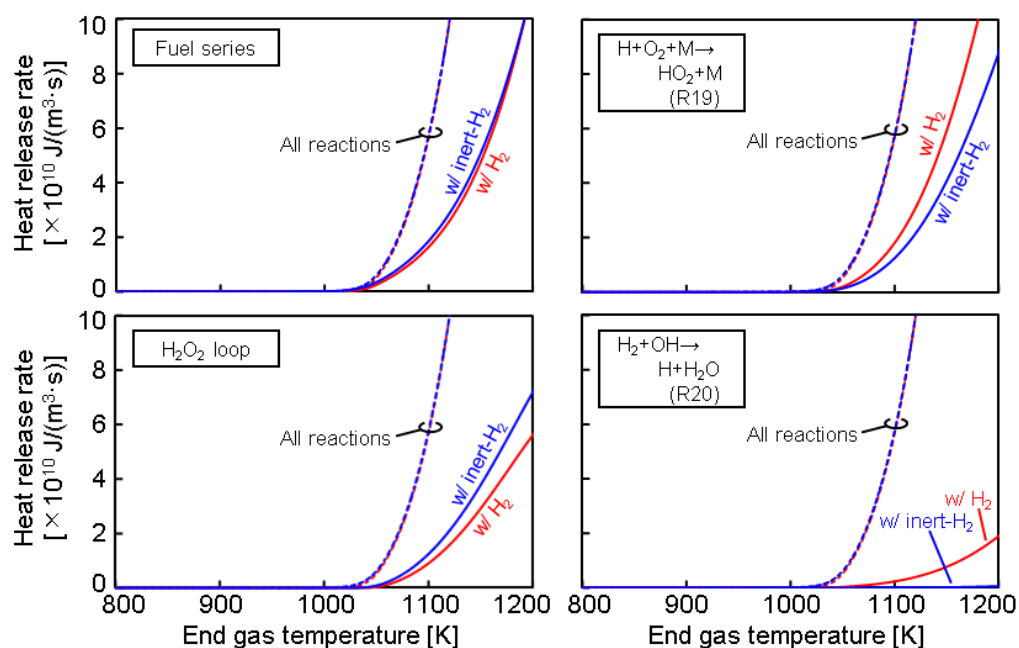


図 5.16 高速時における水素添加が未燃領域内の代表的な素反応の熱発生率に及ぼす影響 (4800 rpm)

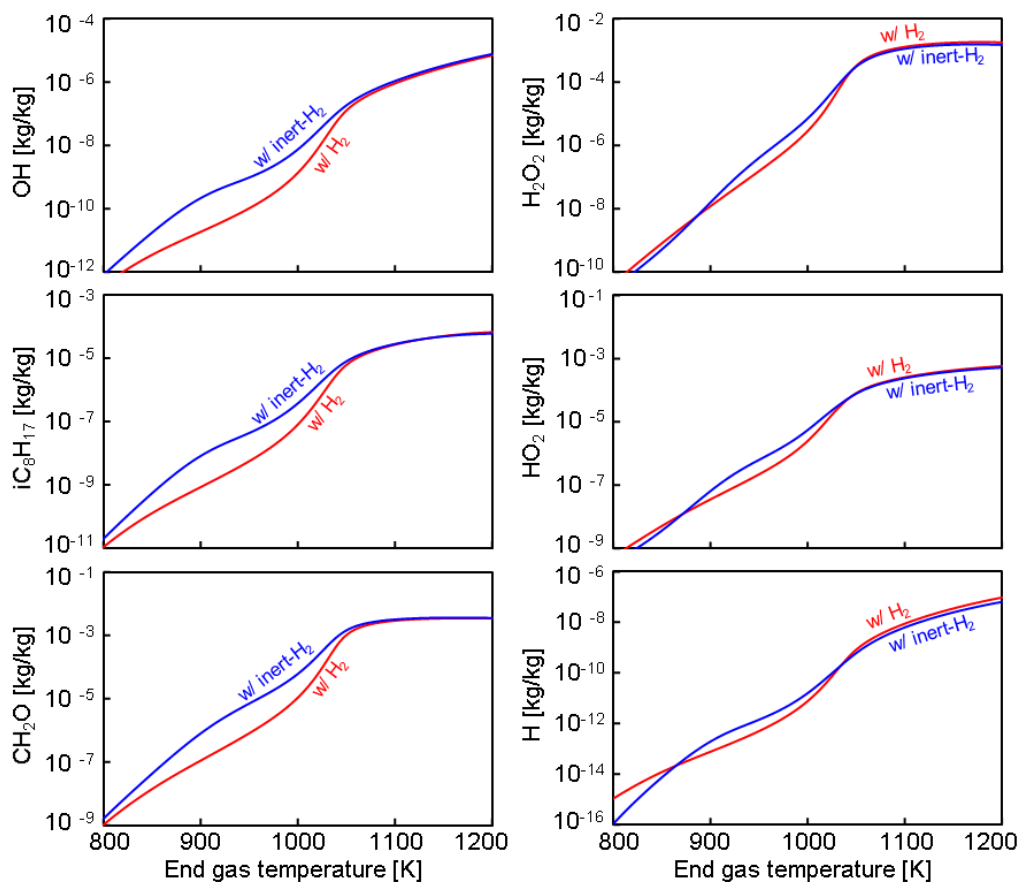


図 5.17 高速時における水素添加が未燃領域内の各化学種濃度に及ぼす影響 (4800 rpm)

5.4 高負荷条件における水素添加が高速ノックに及ぼす影響

これまでの結果において，水素添加による火花ノック抑制効果は低速時と比較して高速時には低下することが明らかとなったが，第 3 章では高負荷において高速ノックに対する抑制効果が強くなる実験結果が得られた．本節では，異なる機関負荷における水素添加時の高速ノック抑制効果について検討した結果を記述する．

5.4.1 本節における計算条件

表 5.6 に，計算条件を示す．機関回転速度は 4800 rpm とし，燃料には PRF90，水素，および不活性水素を用いた．水素の添加割合は発熱量比で 12.8 HV% とし，混合気濃度が量論比となるようにモル分率を調整した．Wiebe 関数の各パラメータは表 5.1 の値を用い，点火時期は表 5.5 と同様とした．初期条件として，3.6 節の実験結果をもとに各 nIMEP における吸気閉弁 (IVC) 時期の筒内温度および筒内圧力を GT-Power の TPA モデルによって求めた．

表 5.6 機関負荷が水素添加による火花ノック抑制効果に及ぼす影響

nIMEP (experiment) [kPa]	900	1100
Engine speed [rpm]	4800	
Main fuel	PRF90	
Additives	12.8 HV% of H ₂ , inert-H ₂	
Excess air ratio [-]	1	
Start of combustion [°CA ATDC]	-27	
Initial temperature (IVC) [K]	449.7	442.8
Initial pressure (IVC) [kPa]	138.9	166.9

表 5.6 より，負荷が高いほうが吸気ガス質量の増加により IVC 時期における筒内圧力が増加する一方，筒内温度にはほとんど差異がないことがわかる．断熱条件を仮定すると，吸気および排気行程中における筒内の内部エネルギーの変化率は次式で表される．

$$\frac{d(m_{cyl}u)}{d\theta} = -p \frac{dV}{d\theta} + \frac{dm_{in}}{d\theta} h_{in} - \frac{dm_{ex}}{d\theta} h_{ex} \quad (5-22)$$

m_{cyl} : 筒内ガス質量

u : 比内部エネルギー

m_{in} : 吸気ガス質量

h_{in} : 吸気ガス比エンタルピー

m_{ex} : 排気ガス質量

h_{ex} : 排気ガス比エンタルピー

ここで、右辺第一項は筒内ガスがピストンになす仕事、右辺第二項は吸気行程中における流入エンタルピ、右辺第三項は排気行程中における流出エンタルピを表す。負荷を増加させると、吸気ガス質量の増加により流入エンタルピは増加する一方、吸気行程中では体積変化率が正であることから仕事項は負となるが、負荷の増加により筒内圧力が増加すると筒内ガスがピストンになす仕事が増加して筒内温度を低下させる方向に働く。したがって、これらの影響が相殺したために負荷が増加しても筒内温度が変わらなかったものと考えられる。

5.4.2 機関負荷の増加が高速ノックに及ぼす影響

図 5.18 に、二領域モデルより計算した不活性水素添加時の未燃領域内における代表的な素反応の熱発生率を未燃ガス温度に対して示す。なお、初期条件として 3.6 節の実験において $n\text{IMEP}$ を 1100 kPa とした際の吸気閉弁 (IVC) 時期における筒内温度および筒内圧力を用いた。比較として図 5.16 に示した $n\text{IMEP}$ を 900 kPa とした実験をもとに計算した不活性水素を添加した結果もあわせて示している。負荷を増加させると、すべての反応による総熱発生率がより低い温度域から増加することがわかる。また、いずれの素反応群においても低温域における熱発生率が増加しているが、特に 900~1000 K における熱発生率の増加は燃料系反応の活発化が支配的になっている。

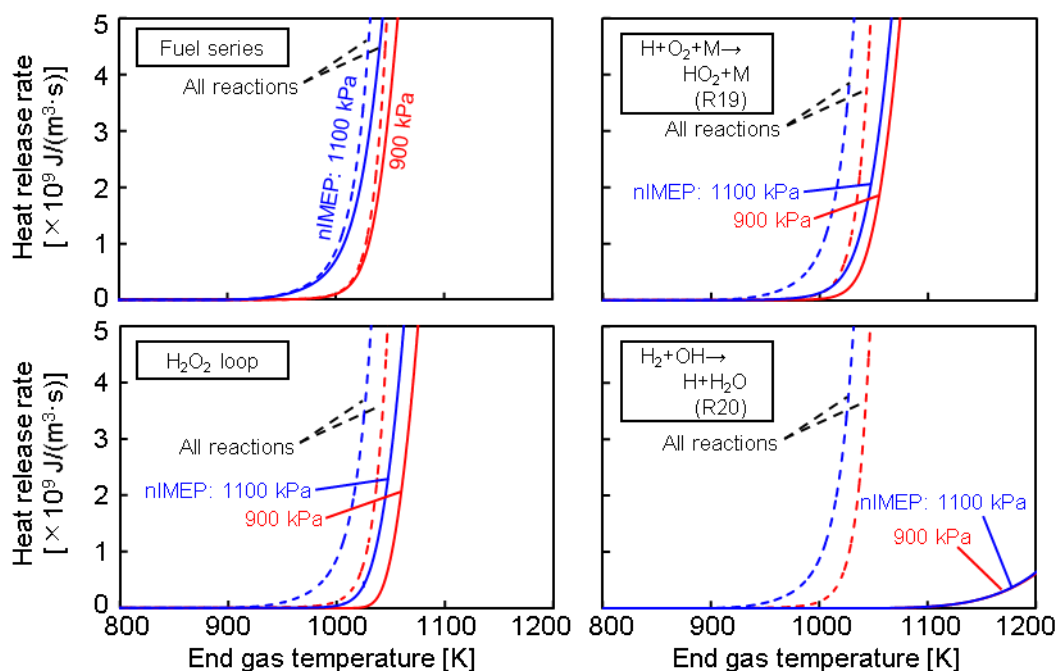


図 5.18 機関負荷が未燃領域内の代表的な素反応の熱発生率に及ぼす影響
(不活性水素添加, 4800 rpm)

5.4.3 高負荷条件における水素添加が高速ノックに及ぼす影響

図 5.19 に、水素および不活性水素を添加した各条件において二領域モデルより計算したクランク角に対する筒内圧力および未燃領域温度を示す。なお、初期条件は $n\text{IMEP}$ を 1100 kPa とした際の実験値を用いており、比較として図 5.11 に示した $n\text{IMEP}$ を 900 kPa とした際の結果もあわせて示している。不活性水素を添加した際には、負荷を増加させると筒内圧力の増加に起因して火花ノック発生時期が進角するのに対し、水素を添加するといずれの負荷においてもほぼ同時期に火花ノックが発生しており、実験と同様に高負荷では水素添加による高速ノック抑制効果が強くなる結果が得られた。

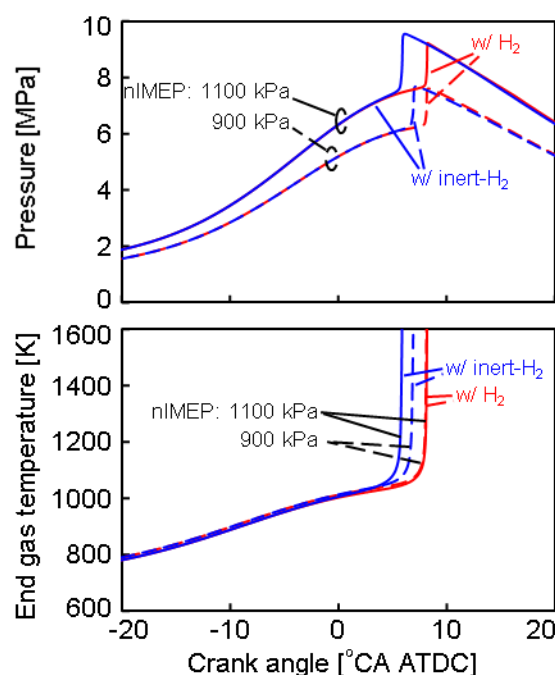


図 5.19 機関負荷が水素添加時の筒内圧力および未燃領域温度に及ぼす影響 (4800 rpm)

図 5.20 に各 $n\text{IMEP}$ において水素および不活性水素を添加した際における未燃領域内の熱発生率の比較を、図 5.21 に $n\text{IMEP}$ が 1100 kPa における未燃領域内の代表的な素反応の熱発生率をそれぞれ未燃ガス温度に対して示す。 $n\text{IMEP}$ が 1100 kPa では、水素を添加すると負荷の増加によって活発化した 900~1000 K における燃料系反応が顕著に抑制され、これが主要因となって $n\text{IMEP}$ が 900 kPa の場合よりも熱発生が顕著に減少することがわかる。したがって、機関負荷を増加させると比較的低温域における低温酸化反応を支配する反応を含む燃料系反応が活発化するため、低温酸化反応の抑制効果を有する水素添加による温度上昇の抑制効果が顕著となり、高速ノックをより強く抑制できることが明らかとなった。なお、1000 K 以上の温度域では、水素による OH の消費にともなって生成した H ラジカルが HO_2 および H_2O_2 を介して OH を増加させる反応が活発化し水素添加による温度上昇の抑制効果が得られなくなることから、これよりも低い温度域で OH を多く生成する

条件において水素添加時の火花ノック抑制効果が顕著になるものと考えられる。

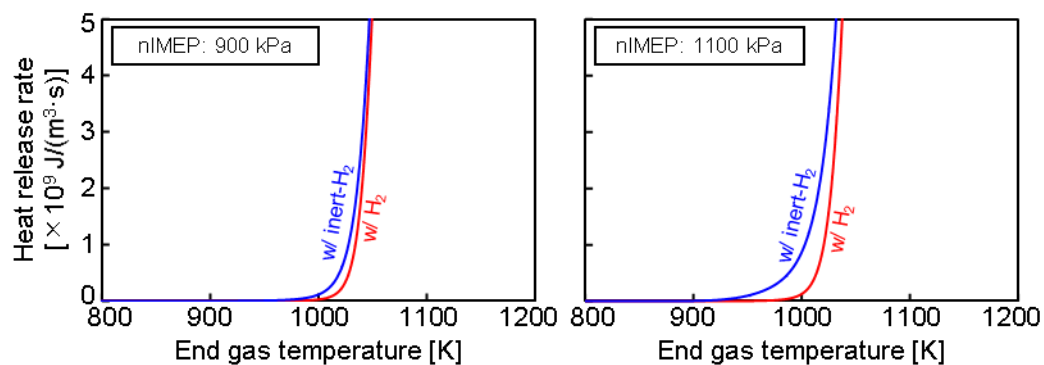


図 5.20 各機関負荷において水素が未燃領域内の熱発生率に及ぼす影響 (4800 rpm)

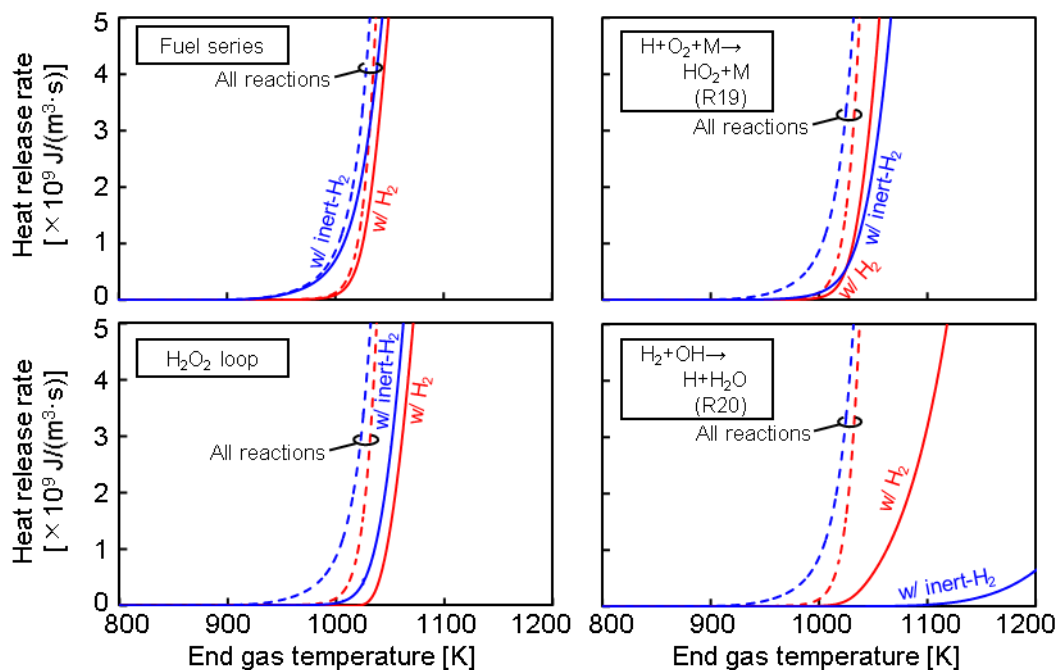


図 5.21 高負荷における水素添加が未燃領域内の代表的な素反応の熱発生率に及ぼす影響 (4800 rpm)

図 5.22 に定容断熱条件において初期温度および初期圧力を変化させた際の着火遅れ時間を、図 5.23 に各初期温度・初期圧力における熱発生率の推移を示す。いずれも Cantera を用いた計算結果であり、燃料は PRF95 で量論比としている。低温酸化反応による発熱は初期温度の上昇にともなって減少するが、高圧条件では低温酸化反応が顕著となり、より高い初期温度でも出現することがわかる。これは、(5-23)式で示される反応速度定数 k の頻度因子 A の増加にともない化学反応速度が上昇することによるものと考えられる。すなわち、低温酸化反応は圧力に依存し、筒内が高圧となる高負荷条件では低温酸化反応が顕著になるものと考えられる。今回検討した条件では明確な低温酸化反応が出現する二段の熱発生率は見られなかったものの燃料系反応は活発化しており、筒内がさらに低温・高圧となる過給条件では高機関回転速度においても低温酸化反応が顕著となってより高い機関回転速度においても水素添加による強い火花ノック抑制効果が得られる可能性が示唆されている。

$$k = A \exp\left(-\frac{E_a}{RT}\right) \quad (5-23)$$

k : 反応速度定数

A : 頻度因子

E_a : 活性化エネルギー

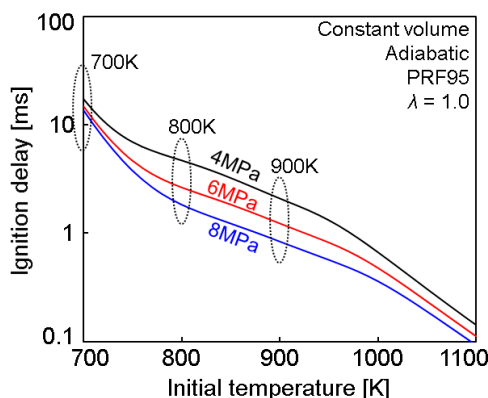


図 5.22 初期温度および初期圧力を変化させた際の着火遅れ時間

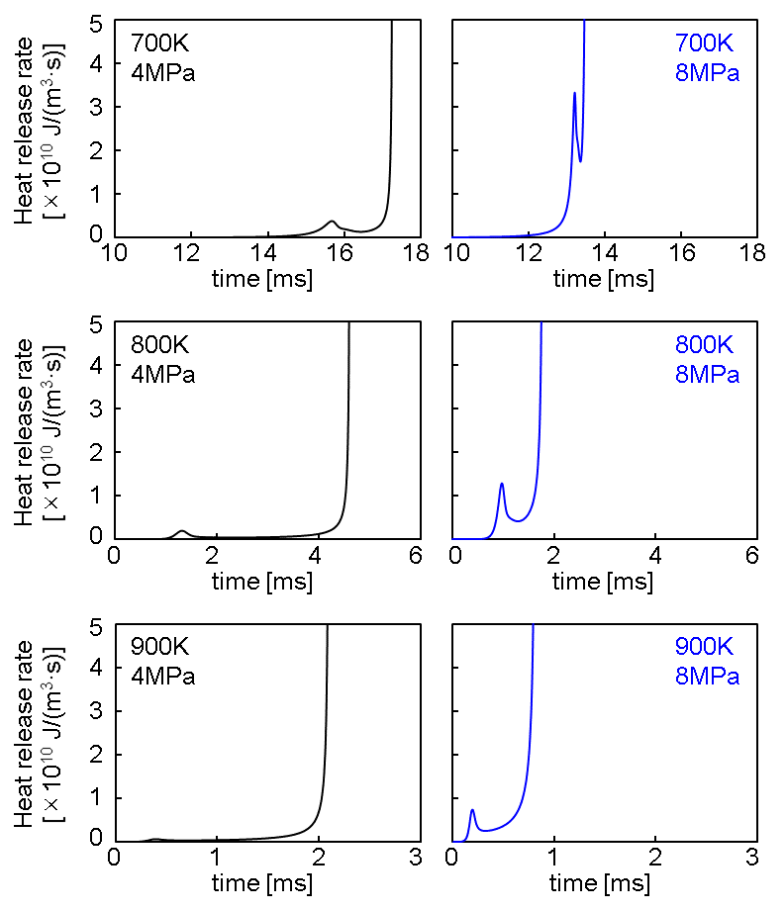


図 5.23 各初期温度・初期圧力における時間に対する熱発生率

5.5 第5章のまとめ

本章では、ピストン圧縮を考慮した二領域モデルを構築し、低速ノックと高速ノックの相違および水素添加による火花ノック抑制メカニズムについて検討を行った結果について述べた。その得られた知見はおよそ以下の通りである。

1. 低速ノックは低温酸化反応に強く依存した着火形態であり、機関回転速度を上昇させた際に圧縮行程開始時点における筒内温度が上昇する影響よりも圧縮速度が上昇することによる低温反応温度域の滞留時間短縮の影響のほうが強くなるため、機関回転速度の上昇にともなって生じにくくなる。
2. 高速ノックは低温酸化反応に依存しない着火形態であり、機関回転速度を上昇させた際に圧縮速度が上昇することによる低温反応温度域の滞留時間短縮の影響よりも圧縮行程開始時点における筒内温度が上昇する影響のほうが強くなるため、機関回転速度の上昇にともなって生じやすくなる。
3. 二領域モデルによる解析においても、水素添加は低速ノックと比較して高速ノックを抑制する効果が低下する実験と同様の傾向が得られた。
4. 水素添加による火花ノック抑制メカニズムは主に水素の OH 消費にともなう低温酸化反応の抑制であり、高温域では水素添加によりむしろ温度上昇が促進される結果となる。
5. 水素添加は、低温酸化反応による発熱が顕著に表れる低速ノックに対しては自着火発生時期を大幅に遅らせるのに対し、これが生じない高速ノックに対してはその効果が低下する。
6. 高負荷では比較的低温域における低温酸化反応を支配する反応を含む燃料系反応が活発化するため、低温酸化反応の抑制効果を有する水素添加による温度上昇の抑制が顕著となり、高速ノックがより強く抑制される。

第 6 章 結論および今後の研究の展開

6.1 結論

ガソリンエンジンでは、火花ノックの発生を主要因とする圧縮比あるいは燃焼位相に対する制約が熱効率向上を妨げる大きな課題の一つとなっている。本研究では、**Reformed Exhaust Gas Recirculation (REGR)** 型の燃料改質に着目し、水素およびメタンに代表される改質ガス添加が低速ノックおよび高速ノックに及ぼす影響および両者の相違点を把握することにより、広い運転条件における火花ノック抑制手法を提唱することを目的として実機試験およびゼロ次元化学反応解析による検討を行った。

本研究で得られた結果はおおよそ以下の通りである。

(1) 改質ガス添加が火花ノック特性に及ぼす効果

化学平衡解析により燃料改質によって得られる主要成分である水素およびメタンの生成特性を検討し、それらの添加が低速ノックおよび高速ノックに及ぼす影響を実機実験より調査した結果、以下の諸点が明らかとなった。

1. 水素およびメタンの添加は、低速ノックおよび高速ノックのいずれに対しても抑制効果を有するが、両者とも低速ノックと比較して高速ノックを抑制する効果は低下する。これは、改質ガス添加による火花ノック抑制の主要因が低温酸化反応抑制効果によるものであるのに対し、高機関回転速度では低温酸化反応が出現する温度域の滞留時間が短縮することに起因して低温酸化反応に対する依存性が低下することが要因であると考えられる。
2. 主燃料にオクタン価正標準燃料 (PRF) を用いた際には、低速ノックに対しては水素添加のほうがメタン添加よりも抑制効果が強くなるのに対し、高速ノックに対しては水素添加とメタン添加の効果は同程度となる。この結果から、ラジカル消費効果は水素がメタンよりも顕著である一方、低温酸化反応に強く依存しない高速ノック条件では水素によってむしろ反応を活発化させる可能性が示唆された。
3. 主燃料にオクタン価正標準燃料 (PRF) を用いた際における水素添加による火花ノック抑制効果のオクタン価に対する依存性は低速ノックでは小さいのに対して、高速ノックでは高オクタン価燃料ほど水素添加の効果が低下する。この一因として、低温酸化反応に強く依存しない高速ノックでは、イソオクタン起点の反応によって水素のラジカル消費反応が阻害されていることが考えられる。
4. 主燃料にガソリンを用いると、PRF を用いた場合と比較して水素添加による火花ノック抑制効果は低下する。これは、オレフィンおよび芳香族炭化水素が水素添加による火花ノック抑制効果を弱めるためと考えられる。

(2) 改質ガス添加時における主燃料の自着火過程に対する化学反応解析

低温酸化反応が出現する低温および出現しない高温の各雰囲気において、定容断熱条件における化学動力学解析を行い、改質ガス添加が主燃料の自着火過程に及ぼす影響について検討した結果、以下の諸点が明らかとなった。

5. 低温域における水素あるいはメタンの添加は、いずれも希釈効果に加えて化学反応による効果によって相乗的に着火遅れ時間を長期化させる。この化学的効果のメカニズムとして、水素あるいはメタンの OH 消費反応による低温酸化反応および H_2O_2 ループにおける温度上昇の抑制効果が考えられる。
6. 高温域では水素あるいはメタンを添加することにより初期温度にかかわらず熱発生率が増加する。その要因として、水素添加時には高温域では水素による OH の消費にともなって生成される H ラジカルを起点に生成した H_2O_2 の熱分解によって OH を増加させることに加えて、水素の OH 消費反応および H ラジカル消費反応による発熱が温度上昇に寄与することが挙げられる。一方、メタン添加時には、メタンが OH を消費するにともなって生成された CH_3 が起点となって H ラジカル濃度および CH_2O 濃度を増加させ、H ラジカルが水素添加時と同様のメカニズムで温度上昇および OH 濃度の増加に寄与するとともに、 CH_2O が H_2O_2 ループを活発化させることが要因として考えられる。
7. 高温域ではイソオクタンが開裂した化学種を起点に O ラジカル濃度が増加することから、イソオクタン濃度の高い高オクタン価燃料では水素の一部が OH に代わって O ラジカルの消費に寄与してしまうことに加えて、水素の O ラジカル消費反応によって OH が生成されることに起因して水素による OH 消費効果が減少するため、低オクタン価燃料と比較して水素による着火遅れ長期化効果が低下する。

(3) 二領域モデルの活用による改質ガス添加時の火花ノック抑制メカニズムの検討

実際のエンジンの筒内ガスの状態を再現するためにピストン圧縮を考慮した二領域モデルを構築し、推定した未燃ガス温度の推移に対応した化学反応解析を行うことによって低速ノックと高速ノックの相違および改質ガス添加による火花ノック抑制メカニズムについて検討した結果、以下の知見が得られた。

8. 低速ノックは低温酸化反応に強く依存した着火形態であり、機関回転速度を上昇させた際に圧縮行程開始時点における筒内温度が上昇する影響よりも圧縮速度が上昇することによる低温反応温度域の滞留時間短縮の影響のほうが強くなるため、機関回転速度の上昇にともなって生じにくくなる。
9. 高速ノックは低温酸化反応に対する依存性が低い着火形態であり、機関回転速度を上昇させた際に圧縮速度が上昇することによる低温反応温度域の滞留時間短縮の影響よりも圧縮行程開始時点における筒内温度が上昇する影響のほうが優勢になるため、機

関回転速度の上昇にともなって生じやすくなる。

10. 水素添加による火花ノック抑制メカニズムは主に水素の OH 消費にともなう低温酸化反応の抑制であり、低温酸化反応による発熱が顕著に表れる低速ノックに対しては自着火発生時期を大幅に遅らせるのに対し、これが生じない高速ノックに対してはその効果が低下する。
11. 高負荷では比較的低温域における低温酸化反応を支配する反応を含む燃料系反応が活発化するため、低温酸化反応の抑制効果を有する水素添加による温度上昇の抑制が顕著となり、高速ノックをより強く抑制できる。

以上、本研究によって改質ガス添加時の火花ノック抑制効果に対する機関回転速度、主燃料のオクタン価、主燃料組成、および負荷依存性を明確化するとともに、低速ノックと高速ノックの現象およびメカニズムの相違について新たな知見を得ることができた。

6.2 今後の研究の展開

本研究では、種々の条件が改質ガス添加時の火花ノック抑制効果に及ぼす影響について実験および解析の両面から検討を行った。その結果、燃料改質はガソリンエンジンの熱効率を大幅に向上させるポテンシャルを有することが確認されたが、様々なエンジン諸元および運転条件の影響によって効果が異なるなど現象が複雑で完全には把握できていないこと、および高速ノックでは改質ガス添加による抑制効果が低下することが課題として残された。そこで、燃料改質の実用化およびさらなる熱効率向上に向けた今後の研究の方針を以下に述べる。

(1) モデル化

改質ガス添加時の火花ノック抑制効果は、運転条件や主燃料性状の影響を受けるが、生成される改質ガスの成分割合や排熱回収効果は、排気温度や排気成分、触媒内の燃料分布などに依存し、さらに排気温度は燃焼位相や燃焼期間、圧縮比、比熱比などに影響される。このように、燃料改質を有効利用するにはエンジン諸元や運転条件によって効果が大きく異なる複雑な現象を取り扱う必要があり、開発毎に多くの実験が必要となることから、モデル化による開発工数の低減が今後は求められる。

図 6.1 にモデル化の概要を示す。図中の①に示す「改質ガス添加が燃焼特性に及ぼす影響」をモデル化する上で最大の課題となるのはノック限界の予測である。本研究では、種々の条件が改質添加時の火花ノック抑制効果に及ぼす影響について検討したが、ノック限界を予測するには至っていない。

図 6.2 に、機関回転速度 4800 rpm、改質ガス添加をしない条件において、点火時期を変化させた際の二領域モデルで求めた火花ノック強度を、実験で得た 500 サイクル中のノック強度の標準偏差に対して示す。なお、二領域モデルにおけるノック強度は、火花ノック発

生前後の圧力上昇の差圧としている。4800 rpm では実験と計算におけるノック強度には相関があり、実験のノック限界に応じた閾値を設定することでノック限界の予測が可能になることが示唆されている。一方 2000 rpm では、実験では強い火花ノックが生じているにもかかわらず計算では自着火が生じない結果となり、燃焼変動の影響の検討や化学反応モデルの見直しが今後必要になると考えられる。図 6.1②に示す「触媒内の燃料分布・化学反応過程」は、実機の EGR 経路に燃料改質器を搭載し、触媒のサイズ (SV 値) やアスペクト比を変更した実験を行った上でモデル化することで得られる改質ガス成分割合や排熱回収効果の予測が可能となる。最終的に①および②を統合することで種々のエンジン諸元および運転条件における総合効率を予測し、試作・実験を行う以前の開発上流の段階で仕様検討を行うことが可能となる。

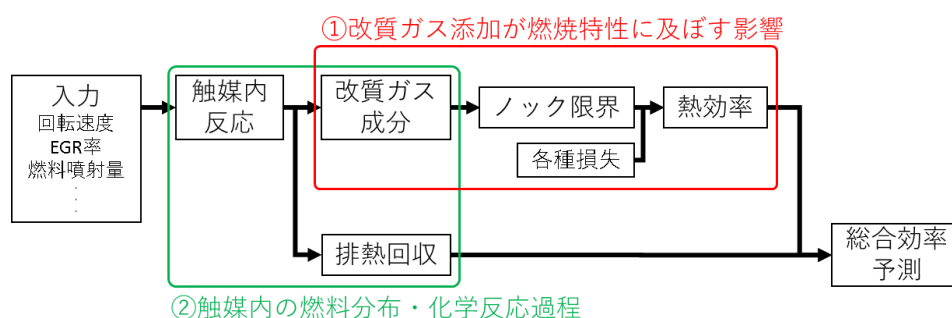


図 6.1 燃料改質モデル化概要

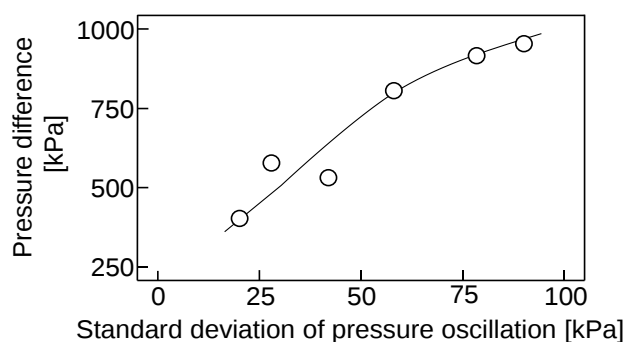


図 6.2 実験と二領域モデルによるノック強度の関係 (4800 rpm)

(2) 高機関回転速度における改質ガス添加時の火花ノック抑制効果の拡大

改質ガス添加による火花ノック抑制メカニズムは低温酸化反応の抑制であることから、低温酸化反応に強く依存しない着火形態である高速ノックに対しては効果が低下する。一方、第 5 章において述べたように低温酸化反応には圧力依存性が存在することから、筒内が低温・高圧となる過給条件では低温酸化反応が顕著となり、低速ノック領域がより高い機関回転速度まで拡大する可能性が示唆される。したがって、過給エンジンに燃料改質を適用することで広い機関回転速度範囲において大幅な効率改善が期待できる。

近年、内燃機関搭載車の撤退を表明する国や自動車メーカーが相次いでおり、電気自動車へ移行しようとする動きが世界中で広がっている。一方、電気自動車も課題は山積みであり、今後向かうべき方向性はいずれかに一本化することではなく、互いの欠点を補い合いながら共存していく道であると考える。各社エンジン開発のリソースを削減するなどエンジン技術者にとっては非常に苦しい時代となっているが、内燃機関には未だに解明できていない現象が数多くあり、発展の余地はまだ残されている。社会の発展のために今我々がやるべきことは、引き続きそれらを一つずつ紐解きながら熱効率をコツコツと改善させ続けることである。本研究がその一助となり、より良い社会の実現に貢献できることが期待される。

参考文献

- [1] 環境省: “パリ協定の概要(仮訳)”,
https://www.env.go.jp/earth/ondanka/cop21_paris/paris_conv-a.pdf [最終閲覧日:
2022年9月29日]
- [2] IPCC, “Global Warming of 1.5°C :an IPCC special report on the impacts of global warming of 1.5°C above preindustrial levels and related global greenhouse gas emission pathways, in the context of strengthening the global response to the threat of climate change, sustainable development, and efforts to eradicate poverty”, (2018)
- [3] Government Digital Service, “COP26 declaration on accelerating the transition to 100% zero emission cars and vans”, [COP26 declaration on accelerating the transition to 100% zero emission cars and vans - GOV.UK \(www.gov.uk\)](https://www.gov.uk/government/publications/cop26-declaration-on-accelerating-the-transition-to-100-zero-emission-cars-and-vans/cop26-declaration-on-accelerating-the-transition-to-100-zero-emission-cars-and-vans) [最終閲覧日:
2022年9月29日]
- [4] 黒川文子, “EV へのシフトと CO₂ 排出量に関する考察”, 環境共生研究, 第 11 号, pp.25-36 (2018)
- [5] 畑村耕一, “電気自動車(EV)のカーボンニュートラル走行を実現するための条件・現実的な電源構成シナリオによる発電所からの CO₂ 排出量に関する考察”, 自動車技術会論文集, Vol.50, No.2 (2019)
- [6] L. Withrow, T. A. Boyd: “Photographic Flame Studies in the Gasoline Engine”, Industrial & Engineering Chemistry, vol.23, No.5, pp.539-547 (1931)
- [7] G. M. Rassweiler, L. Withrow: “Spectrographic Detection of Formaldehyde in an Engine Prior to Knock”, Industrial & Engineering Chemistry, vol.25, No.12, pp.1359-1366 (1933)
- [8] A. G. Gyadon: The Spectroscopy of Flames -2nd Edition, Chapman and Hall Ltd., (1974)
- [9] H. P. Broida: “Rotational Temperatures of OH in Methane - Air Flames”, The Journal of Chemical Physics, Vol.19, Issue 11, pp.1383-1390 (1951)
- [10] D. Downs, J. C. Street, R. W. Wheeler: “Cool flame formation in a motored engine”, Fuel, Vol.32, No.3, pp.279-309 (1953)
- [11] C. D. Miller: “Roles of Detonation Waves and Autoignition in Spark - Ignition Engine Knock as Shown by Photographs Taken at 40,000 and 200,000 Frames Per Sec”, SAE paper, 1947-01-01 (1947)
- [12] T. Male: “Photographs at 500,000 frames per second of combustion and detonation in a reciprocating engine”, Symposium on Combustion and Flame, and Explosion Phenomena, Vol.3, Issue 1, pp.721-726 (1948)
- [13] J. C. Firey: “A detonation wave theory of gasoline engine knock”, Symposium

- (International) on Combustion, Vol.6, Issue 1, pp.878-886 (1957)
- [14] J. C. Firey, R. R. Lavi: “Shock waves from preflame reactions in a motored engine”, Combustion and Flame, Vol.5, pp.27-34 (1961)
- [15] S. Curry: “A Three-Dimensional Study of Flame Propagation in a Spark Ignition Engine”, SAE Paper, 1963-01-01 (1963)
- [16] S. Curry: “Effect of antiknocks on flame propagation in a spark ignition engine”, Symposium (International) on Combustion, Vol.9, Issue 1, pp.1056-1068 (1963)
- [17] G. A. Ball: “Photographic studies of cool flames and knock in an engine”, Symposium (International) on Combustion, Vol.5, Issue 1, pp.366-372 (1955)
- [18] C. S. Draper: “Pressure Waves Accompanying Detonation in the Internal Combustion Engine”, Journal of the Aeronautical Sciences, Vol.5, No.6, pp.219-226 (1938)
- [19] 伊藤直也, 島田貴司, 山田将徳, 飯島晃良, 庄司秀夫: “ノック振動を伴う HCCI 燃焼の自着火挙動及び周波数特性”, 日本燃焼学会誌, Vol.57, No.180, pp.142-149 (2015)
- [20] M. Kono, S. Shiga, S. Kumagai, K. Iinuma: “Thermodynamic and experimental determinations of knock intensity by using a spark-ignited rapid compression machine”, Combustion and Flame, Vol.54, Issues 1-3, pp.33-47 (1983)
- [21] 高木靖雄, 伊東輝行, 飯島有: “火花点火機関のサイクルごとの自己発火による燃焼率特性とノッキング強度について”, 日本機械学会論文集(B 編), Vol.52, No.480, pp.3068-3074 (1986)
- [22] 大友光彰, 山本征治, 宮川浩: “混合気希釈がノック強度に及ぼす影響”, 日本機械学会論文集, Vol.82, No.844 (2016)
- [23] 大友光彰, 鈴置哲典, 山本征治, 宮川浩: “混合気希釈がノック強度に及ぼす影響 (第 2 報 ノックを誘発しないエンドガス自着火条件)”, 日本機械学会論文集, Vol.83, No.850 (2017)
- [24] G. Konig, R. R. Maly, D. Bradley, A. K. C. Lau, C. G. W. Sheppard: “Role of Exothermic Centres on Knock Initiation and Knock Damage”, SAE Paper, 1990-10-01 (1990)
- [25] Y. B. Zeldovich: “Regime Classification of an Exothermic Reaction with Nonuniform Initial Conditions”, Combustion and Flame, Vol.39, Issue 2, pp.211-214 (1980)
- [26] H. L. Horning: “The Cooperative Fuel-Research Committee Engine”, SAE Paper, 1931-01-01 (1931)
- [27] ASTM D2699-21, “Standard Test Method for Research Octane Number of Spark-Ignition Engine Fuel” (2021)
- [28] ASTM D2700-22, “Standard Test Method for Motor Octane Number of Spark-Ignition Engine Fuel” (2022)

- [29] R. J. Tabaczynski: “Turbulence and turbulent combustion in spark-ignition engines”, Progress in Energy and Combustion Science, Vol.2, Issue 3, pp.143-165 (1976)
- [30] Y. Ohta, H. Takahashi: “Mixing of Unburned Mixture with Flame Frontal Zone - Another Cause of Engine Knock?”, Progress in Astronautics and Aeronautics, Vol.113, pp.277-289 (1988)
- [31] Y. Ohta: “INITATIONS OF ENGINE KNOCK: TRADITIONAL AND MODERN”, Flame Structure, Vol.2, pp.372-375 (1991)
- [32] G. Betz, H. Zellbeck: “Das MAHLE-Ki-Meter zur quantitativen Bestimmung der Klopfintensitaet”, Motortechnische Zeitschrift, Vol.44, No.6, pp.231-234 (1983)
- [33] Delphi Technologies: “Worldwide emissions standards: Passenger cars and light duty vehicles 2020|21”, [DELPHI booklet emission passenger cars 2020 online complet.pdf](#) [最終閲覧日: 2022 年 9 月 29 日]
- [34] U. Spicher, S. Palaveev: “Pre-Ignition and Knocking Combustion in Spark Ignition Engines with Direct Injection”, JSAE Annual Congress Proceedings (Spring) No.31-10, pp.1-6 (2010)
- [35] A. Iijima, S. Takahata, H. Kudo, K. Agui, M. Togawa, K. Shimizu et al.: “A Study of the Mechanism Causing Pressure Waves and Knock in an SI Engine under High-Speed and Supercharged Operation”, International Journal of Automotive Engineering, Vol.9, No.1, pp.23-30 (2018)
- [36] H. Ando, A. Nishiyama, Y. Wachi, K. Kuwahara, Y. Sakai, T. Ohta: “Heat Release Rate and Cylinder Gas Pressure Oscillation in Low and High Speed Knock”, SAE Paper, 2015-01-1880 (2015)
- [37] H. Hirooka, S. Mori, R. Shimizu: “Effects of High Turbulence Flow on Knock Characteristics”, SAE Paper, 2004-01-0977 (2004)
- [38] M. S. Radwan, A. H. B. Helali, S. M. Elfeky, Y. A. Attai: “An Investigation on Knock and Pre-ignition with Tumble Induced Turbulence”, SAE Paper, 2007-01-3557 (2007)
- [39] L. Chen, H. Wei, C. Chen, D. Feng, L. Zhou, J. Pan: “Numerical investigations on the effects of turbulence intensity on knocking combustion in a downsized gasoline engine”, Energy, Vol.166, pp.318-325 (2019)
- [40] H. Hirooka, S. Mori, R. Shimizu: “Effects of High Turbulence Flow on Knock Characteristics”, SAE Paper, 2004-01-0977 (2004)
- [41] W. P. Attard, H. Blaxill, E. K. Anderson, P. Litke: “Knock Limit Extension with a Gasoline Fueled Pre-Chamber Jet Igniter in a Modern Vehicle Powertrain”, SAE Paper, 2012-01-1143
- [42] H. Cui, Z. Zhao, F. Zhang, C. Yu, L. Wang: “Effect of pre-chamber volume on combustion characteristics of an SI aircraft piston engine fueled with RP3”, Fuel,

- Vol.286, Part 1 (2021)
- [43] K. Bureshaid, R. Shimura, H. Zhao, D. Feng, M. Bunce: “Investigation on Knock Resistance with Turbulent Jet Ignition at Different Engine Load in an Optical Engine”, SAE Paper, 2019-01-2151 (2019)
 - [44] A. Stadler, H. Sauerland, M. Härtl, G. Wachtmeister: “The Potential of Gasoline Fueled Pre Chamber Ignition Combined with Elevated Compression Ratio”, SAE Paper, 2020-01-0279 (2020)
 - [45] M. Kettner, M. Rothe, A. Velji, U. Spicher, D. Kuhnert, R. Latsch: “A New Flame Jet Concept to Improve the Inflammation of Lean Burn Mixtures in SI Engines”, SAE Paper, 2005-01-3688 (2005)
 - [46] 葭原泰司, 中田浩一, 高橋大志, 大村哲生, 太田篤治: “高効率エンジンを実現するための高効率タンプルポート開発”, 自動車技術会 2016 年春季大会学術講演会講演予稿集, No.269, pp.1425-1430 (2016)
 - [47] 小池誠: “直噴ガソリンエンジンにおける混合気形成と燃焼”, 豊田中央研究所 R&D レビュー, Vol.33, No.4 (1998)
 - [48] Ul. Baretzky, T. Andor, H. Diel, W. Ullrich: “The Direct Injection System of the 2001 Audi Turbo V8 Le Mans Engines”, SAE Paper, 2002-01-3357 (2002)
 - [49] 津田里志, 吉松昭夫, 柏倉利美: “高圧燃料噴射システムによるガソリン直噴エンジンのノック改善”, 自動車技術会論文集, Vol.45, No.2, pp.215-220 (2014)
 - [50] L. Zhou, A. Shao, J. Hua, H. Wei, D. Feng: “Effect of Retarded Injection Timing on Knock Resistance and Cycle to Cycle Variation in Gasoline Direct Injection Engine”, Journal of Energy Resources Technology, Vol.140, Issue 7 (2018)
 - [51] S. Zhu, B. Hu, S. Akehurst, C. Copeland, A. Lewis, H. Yuan, I. Kennedy, J. Bernards, C. Branney: “A review of water injection applied on the internal combustion engine”, Energy Conversion and Management, Vol.184, pp.139-158 (2019)
 - [52] F. Bozza, V. D. Bellis, L. Teodosio: “Potentials of cooled EGR and water injection for knock resistance and fuel consumption improvements of gasoline engines”, Applied Energy, Vol.169, pp.112-125 (2016)
 - [53] A. Li, Z. Zheng, T. Peng: “Effect of water injection on the knock, combustion, and emissions of a direct injection gasoline engine”, Fuel, Vol.268 (2020)
 - [54] T. Franken, L. Seidel, A. Matrisciano, F. Mauss, A. C. Kulzer, F. Schuerg: “Analysis of the Water Addition Efficiency on Knock Suppression for Different Octane Ratings”, SAE Paper, 2020-01-0551
 - [55] S. Luisi, V. Doria, A. Stroppiana, F. Millo, M. Mirzaeian: “Experimental Investigation on Early and Late Intake Valve Closures for Knock Mitigation through Miller Cycle in a Downsized Turbocharged Engine”, SAE Paper, 2015-01-0760 (2015)

- [56] T. Li, Y. Gao, J. Wang, Z. Chen: “The Miller cycle effects on improvement of fuel economy in a highly boosted, high compression ratio, direct-injection gasoline engine: EIVC vs. LIVC”, *Energy Conversion and Management*, Vol.79, pp.59-65 (2014)
- [57] W. Gottschalk, U. Lezius, L. Mathusall: “Investigations on the Potential of a Variable Miller Cycle for SI Knock Control”, *SAE Paper*, 2013-01-1122 (2013)
- [58] J. Xu, T. Guo, Yong Feng, M. Sun: “Numerical investigation of Miller cycle with EIVC and LIVC on a high compression ratio gasoline engine “, *Science Progress*, Vol.104, Issue 2, pp.1-17 (2021)
- [59] 福谷格, 渡部英一: “EGR によるガソリン機関のノック制御”, *日本機械学会論文集(B編)*, Vol.52, No.474 (1986)
- [60] B. Grandin, H. E. Angstrom, P. Stalhammar, E. Olofsson: “Knock suppression in a turbocharged SI engine by using cooled EGR”, *SAE Paper*, 982476 (1998)
- [61] T. Alger, B. Mangold, C. Roberts, J. Gingrich, “The Interaction of Fuel Anti-Knock Index and Cooled EGR on Engine Performance and Efficiency”, *SAE Paper*, 2012-01-1149 (2012)
- [62] J. Bood, C. Brackmann, P. Bengtsson, A. Gogan, F. Mauss, B. Sunden: “Heat Release in the End-Gas Prior to Knock in Lean, Rich, and Stoichiometric Mixtures With and Without EGR”, *SAE Paper*, 2002-01-0239 (2002)
- [63] S. Potteau, P. Lutz, S. Leroux, S. Moroz, E. Tomas: “Cooled EGR for a Turbo SI Engine to Reduce Knocking and Fuel Consumption”, *SAE Paper*, 2007-01-3978 (2007)
- [64] D. Parsons, S. Akehurst, C. Brace: “The potential of catalysed exhaust gas recirculation to improve high-load operation in spark ignition engines”, *International Journal of Engine Research*, Vol.16, Issue 4, pp.1-14 (2015)
- [65] E. Galloni, G. Fontana, R. Palmaccio: “Effects of exhaust gas recycle in a downsized gasoline engine”, *Applied Energy*, Vol.105, pp.99-107 (2013)
- [66] L. Chen, T. Li, T. Yin, B. Zheng: “A predictive model for knock onset in spark-ignition engines with cooled EGR”, *Energy Conversion and Management*, Vol.87, pp.946-955 (2014)
- [67] K. H. L. Erhard, R. G. W. Norrish: “Studies of Knock and Antiknock by Kinetic Spectroscopy”, *Proceedings of the Royal Society of London. Series A*, Vol.234, No.1197, pp.178-191 (1956)
- [68] H. Ogawa, N. Miyamoto, N. Kaneko, H. Ando: “Combustion Control and Operating Range Expansion in an HCCI Engine with Selective Use of Fuels with Different Low-Temperature Oxidation Characteristics”, *SAE Paper*, 2003-01-1827

- [69] 山田裕之, 東野学, 手崎 衆: “DME へのメタノール添加による HCCI 機関の着火時期遅延機構の検証”, 日本機械学会論文集(B 編), Vo.70, No.697, pp.217-223 (2004)
- [70] T. Alger, B. Mangold: “Dedicated EGR: A New Concept in High Efficiency Engines”. SAE Paper, 2009-01-0694 (2009)
- [71] J. Sarlashkar, S. Rengarajan, R. Roecker: “Transient Control of a Dedicated EGR Engine”, SAE Paper, 2016-01-0616 (2016)
- [72] 芦田耕一, 前田洋史, 新城崇, 星野真樹, 平谷康治, 安岡正之: “燃料改質器付きガソリンエンジン用水素添加高 EGR 燃焼の研究”, 自動車技術会論文集, Vol.46, No.4, pp.743-748 (2015)
- [73] K. Ashida, M. Hoshino, H. Maeda, T. Araki, K. Hiraya, M. Yasuoka: “Study of Reformate Hydrogen-Added Combustion in a Gasoline Engine”, SAE Paper, 2015-01-1952 (2015)
- [74] M. Naruke, K Morie, S. Sakaida, K. Tanaka, M. Konno: “Effects of hydrogen addition on engine performance in a spark ignition engine with a high compression ratio under lean burn conditions”, International Journal of Hydrogen Energy, Vol.44, pp.15565-15574 (2019)
- [75] J. A. Topinka, M. D. Gerty, J. B. Heywood, J. C. Keck: “Knock Behavior of a Lean-Burn, H₂ and CO Enhanced, SI Gasoline Engine Concept”, SAE Paper, 2004-01-0975 (2004)
- [76] M. D. Gerty, J. B. Heywood: “An Investigation of Gasoline Engine Knock Limited Performance and the Effects of Hydrogen Enhancement”, SAE Paper, 2006-01-0228 (2006)
- [77] T. Han, G. Lavoie, M. Wooldridge, A. Boehman: “Effect of Syngas(H₂/CO) on SI Engine Knock under Boosted EGR and Lean Conditions”, SAE International Journal of Engines, Vol.10, No.3 (2017)
- [78] T. Shudo, H. Yamada: “Hydrogen as an ignition-controlling agent for HCCI combustion engine by suppressing the low-temperature oxidation”, International Journal of Hydrogen Energy, Vol.32, pp.3066-3072 (2007)
- [79] 品川知広, 奥村猛, 金慶午: “ガソリン機関のノッキング特性におよぼす水素添加の影響”, 自動車技術会論文集, Vol.36, No.4, pp.15-20 (2005)
- [80] T. Shinagawa, T. Okumura, S. Furuno, K. Kim: “Effects of Hydrogen Addition to SI Engine on Knock Behavior”, SAE Paper, 2004-01-1851 (2004)
- [81] S. Rehan: “DEDICATED EXHAUST GAS RECIRCULATION IN SPARK IGNITION ENGINES”, Advances in Science and Technology Research Journal, Vol.11, Issue 2, pp.44-50 (2017)
- [82] B. J. McBride, S. Gordon, M. A. Reno: “Coefficients for Calculating Thermodynamic

- and Transport Properties of Individual Species”, NASA Scientific and Technical Information Program (1993)
- [83] 谷下市松: “工業熱力学応用編”, 裳華房 (1976)
- [84] S. Gordon, B. J. McBride: "Computer Program for Calculation of Complex Chemical Equilibrium Compositions and Applications", NASA Reference Publication 1311 (1996)
- [85] 三好明, 酒井康行: “ガソリンサロゲート詳細反応機構の構築”, 自動車技術会論文集, Vol.48, No.5, pp.1021-1026 (2017)
- [86] 三好明, 酒井康行: “ガソリンサロゲート詳細反応機構の構築”, 自動車技術会 2017 年春季大会学術講演会講演予稿集, No.311 (2017)
- [87] A. Elwardany, J. Badra, J. Sim, M. Khurshid, M. Sarathy, H. Im: “Modeling of Heating and Evaporation of FACE I Gasoline Fuel and its Surrogates”, SAE Paper, 2016-01-0878 (2016)
- [88] <https://cantera.org/> [最終閲覧日: 2022 年 11 月 9 日]
- [89] 酒井康行, 三好明: “ガソリンサロゲート燃料簡略反応機構の構築”, 第 28 回内燃機関シンポジウム, No.20178019 (2017)
- [90] 酒井康行, 長谷川恵三, 三好明: “含酸素燃料を含むガソリンサロゲート燃料簡略反応機構の構築”, 第 29 回内燃機関シンポジウム, No.20183155 (2018)
- [91] 酒井康行, 井手上薫樹, 安東弘光, 桑原一成: “異種着火性燃料の混合が炭化水素の燃焼反応機構に与える影響”, 自動車技術会論文集, Vol.41, No.3, pp.697-702 (2010)
- [92] M. J. Pilling: “Low-temperature Combustion and Autoignition”, Elsevier (1997)
- [93] H. Ando, Y. Sakai, K. Kuwahara: “Universal Rule of Hydrocarbon Oxidation”, SAE Paper, 2009-01-0948 (2009)
- [94] K. Kuwahara, H. Ando: “Role of Heat Accumulation by Reaction Loop Initiated by H₂O₂ Decomposition for Thermal Ignition”, SAE Paper, 2007-01-0908 (2007)
- [95] H. Ando, K. Kuwahara: “Difference of Reaction Schemes on Low Initial Temperature Conditions with LTO Reactions and High Initial Temperature Conditions Skipping Them”, COMODIA2008 (2008)
- [96] 安東弘光, 酒井康行, 周梦瑶, 桑原一成: “低温酸化を経由しない場合の様々な燃料の化学反応機構”, 自動車技術会論文集, Vol.43, No.2, pp.311-317 (2012)
- [97] G. Woschni, J. Fieger: “Experimental investigation of the heat transfer at normal and knocking combustion in spark ignition engines”, Motortech.Z., Vol.43, pp.63-67 (1982)

本論文に関する公刊論文

■ 論文

- (1) J. Goto, Y. Kobashi, Y. Matsumura, G. Shibata, H. Ogawa, N. Kuragaki: “Spark Knock Suppression in Spark Ignition Engines with Hydrogen Addition under Low and High Engine Speeds”, International Journal of Hydrogen Energy, Vol.47, pp.18169-18181 (2022)
- (2) J. Goto, Y. Kobashi, Y. Ueno, G. Shibata, H. Ogawa, M. Yamamoto: “Chemical Kinetic Analysis with Two-Zone Model on Spark Knock Suppression Effects with Hydrogen Addition at Low and High Engine Speeds”, SAE Paper, 2022-32-0089 (2022)

■ 講演

- (1) 松村優佑, 小橋好充, 南部湧, 柴田元, 小川英之, 後藤隼, 倉垣内直賢: “改質ガス添加によるノッキング抑制効果の機関回転速度依存性”, 第 31 回内燃機関シンポジウム, 2020 年 11 月
- (2) 永澤錬, 小橋好充, 柴田元, 小川英之, 後藤隼, 倉垣内直賢: “ガソリン燃料組成が水素添加による火花ノック抑制効果に及ぼす影響”, 第 32 回内燃機関シンポジウム, 2021 年 12 月
- (3) J. Goto, Y. Kobashi, Y. Matsumura, G. Shibata, H. Ogawa, N. Kuragaki: “Dependence of Spark Knocking Suppression with Hydrogen Addition on Engine Speeds”, SAE World Congress Experience 2022, April 2022
- (4) J. Goto, Y. Kobashi, Y. Ueno, G. Shibata, H. Ogawa, M. Yamamoto: “Chemical Kinetic Analysis with Two-Zone Model on Spark Knock Suppression Effects with Hydrogen Addition at Low and High Engine Speeds”, Small Powertrains and Energy Systems Technology Conference 2022 (SETC 2022), November 2022

■ 受賞歴

Small Powertrains and Energy Systems Technology Conference 2022 (SETC 2022)における講演“Chemical Kinetic Analysis with Two-Zone Model on Spark Knock Suppression Effects with Hydrogen Addition at Low and High Engine Speeds”により, “High Quality Presentation Awards for Technical Paper”を受賞

謝 辞

本研究にあたり、北海道大学大学院 小川 英之 特任教授ならびに 柴田 元 准教授には終始懇切丁寧なご指導を賜りました。また、本稿をまとめるにあたり、同大学院 藤田修教授ならびに 田部 豊 教授には多くの貴重なご指導とご助言を賜りました。ここに深く感謝の意を表します。

本研究の遂行にあたり、現岡山大学大学院 小橋 好充 准教授には実験と解析の両面において数々の貴重なご助言とご支援を賜りました。また、研究期間を通じて活発な議論をさせていただき、多くの研究のヒントを得ることができました。心より御礼申し上げます。当時：北海道大学大学院 山崎 賢治 技術職員には実験装置の立ち上げ等の実務において多大なご支援を賜りました。ここに謹んで御礼申し上げます。エンジンシステム研究室の 松村 優佑 氏、永澤 錬 氏、上野 義人 氏、渡邊 雪斗 氏をはじめとする研究室員および学生各位には多くの力添えをいただきました。ここに厚く御礼申し上げます。

本論文は、著者が北海道大学大学院工学院エネルギー環境システム部門の博士後期課程における3年間の研究成果をまとめたものです。社会人学生として入学した年に娘が生まれ、学業と仕事、そして育児を両立させるのは、覚悟はしていたものの想像を絶するほどの苦勞でした。しかしそのような中で、互いの研究テーマについて議論を重ね、切磋琢磨し、時には良き相談相手となってくれた同学博士後期課程学生の 坂根 悠平 氏には大変お世話になりました。共に闘う友人の存在は大きな励みになりました。ありがとうございました。また、仕事面では会社のプロジェクトメンバーおよび同僚の皆様には多くの負担をかけてしまったにもかかわらず、最後まで暖かく配慮、応援いただきました。心から感謝の意を表します。

最後に、内燃機関の可能性を追求したいという一心で無鉄砲に突っ走る私を近くで支えてくれた妻、暖かく見守ってくれた両親、陰ながら応援してくれた兄夫婦と祖母、家事や育児の面で何度も助けていただいた義父母と義祖父母、そして癒しを与えてくれた娘と猫に謝意を表します。長い道のりの挑戦でしたが、なんとか最後まで走り抜けることができました。ここはスタートラインであり、今後も社会のために少しでも役に立てるよう、引き続き精進してまいります。

2023年2月

後藤 隼