HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	ディーゼル燃焼の着火遅れ特性および予測モデルに関する研究
Author(s)	坂根, 悠平
Degree Grantor	北海道大学
Degree Name	博士(工学)
Dissertation Number	甲第15360号
Issue Date	2023-03-23
DOI	https://doi.org/10.14943/doctoral.k15360
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/89516
Type	doctoral thesis
File Information	Yuhei_Sakane.pdf

Hokkaido University Collection of Scholarly and Academic Papers : HUSCAP

学位論文

ディーゼル燃焼の着火遅れ特性および予測モデルに関する研究

A Study on Ignition Delay Characteristics and Prediction Models of Diesel Combustion

北海道大学大学院工学院

エネルギー環境システム専攻

坂根 悠平

2023年2月

目　次

第1章　序論

1.1 本研究の背景……4

1.2 ディーゼル燃焼に関する研究動向……9

1.3 本論文の構成……19

第2章　実験装置および方法

2.1 実験装置……20

2.2 吸・排気成分の計測……23

2.3 指圧線図の解析……24

2.4 着火時期の定義および実験時設定……33

2.5 その他計測装置……35

第3章　着火遅れの運転条件に対する依存性

3.1 実験条件……37

3.2 機関回転速度および吸気圧力が着火遅れに及ぼす影響……40

3.3 吸気酸素濃度および吸気温度が着火遅れに及ぼす影響……42

3.4 燃料噴射圧力が着火遅れに及ぼす影響……44

3.5 冷却水温が着火遅れに及ぼす影響……46

3.6 第 3 章のまとめ……47

第4章　着火遅れのセタン価に対する依存性

4.1 実験条件……48

4.2 吸気温度が着火遅れのセタン価に対する依存性に及ぼす影響……51

4.3 吸気圧力が着火遅れのセタン価に対する依存性に及ぼす影響……51

4.4 吸気酸素濃度が着火遅れのセタン価に対する依存性に及ぼす影響……53

4.5 燃料噴射圧力が着火遅れのセタン価に対する依存性に及ぼす影響……54

4.6 第 4 章のまとめ……55

第5章　着火遅れ予測式の構築

5.1 アレニウス型着火遅れ予測式……56

5.2 燃料着火性の着火遅れ予測モデル……61

5.3 EGR 時条件下での吸気酸素濃度および筒内ガス温度の影響度……63

5.4 Livengood-Wu 積分の適用……67

5.5 燃料噴霧先端挙動の記述による Livengood-Wu 積分型着火遅れ予測式の改善……71

5.6 さらなる予測精度向上の提案…… 74
5.7 第 5 章のまとめ…… 75
第6章 結論…… 77
参考文献…… 80
本論文に関する公刊論文…… 90
謝辞…… 91

第1章　序　　論

1.1 本研究の背景

1.1.1 レシプロエンジンにおける熱効率向上と排気エミッション低減の両立

18 世紀に実用化され，ジェームズ・ワットの改良により普及した蒸気機関によって燃焼から動力を得る手段を獲得した近代社会は，産業革命を経てその発展を大いに加速させた．その途上において，熱機関には出力密度および熱効率の向上が常に求められ，1876 年にオットーにより 4 サイクル式が確立された往復式内燃機関がこの要求を満たすべく現代に至るまで熟成・改良が続けられている[1]．以来，出力密度と熱効率の両立に長けたディーゼルエンジンは自動車，船舶，鉄道などの移動体のみならず，発電などの定置用の動力源として現代社会に幅広く普及し経済活動において欠かすことができない存在となった反面，大気汚染の原因となる排出ガスや化石燃料の枯渇問題への対応，近年では化石燃料由来の二酸化炭素（CO_2）の排出が課題とされている．

往復式内燃機関は，二十世紀後半になってモータリゼーションとともに爆発的に普及したため，炭化水素（HC）・一酸化炭素（CO）・窒素酸化物（NOx）・硫黄酸化物（SOx）・粒子状物質（PM）などの有害物質の排出が大きな社会問題となり，これらによる大気汚染を抑制するために各環境法規が定められてきた．特に，1970 年にアメリカ環境保護庁（EPA: Environmental Protection Agency）およびカリフォルニア州大気資源局（CARB: California Air Resources Board）により改正された大気清浄法（Clean Air Amendment Act of 1970，マスキー法）は，カリフォルニア特有の地形および気候に起因して頻発する光化学スモッグの抑制をねらって自動車の排出ガス中の炭化水素，一酸化炭素，および窒素酸化物をそれぞれ 90%低減することを求め，これを皮切りにエンジンを取り巻く世界各国の法規制は年々厳格化することとなった[2]．

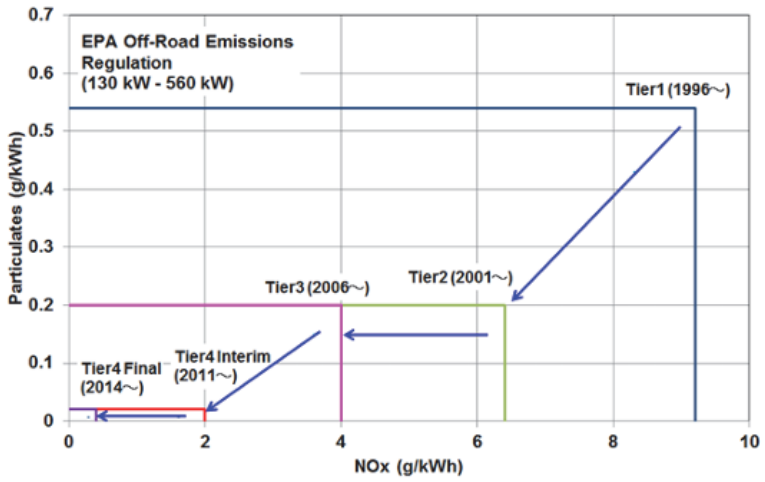
この動向は産業用ディーゼルエンジンにおいても同様に進展している．図 1.1-1(a)に日欧米における陸用ディーゼルエンジンの排出ガス規制動向[3]を，(b)に北米 EPA による排出ガス規制の変遷[4]をそれぞれ示す．EPA および CARB によりオフロード用エンジンおよび陸用エンジンに対し機関出力毎に定められた 2000 年代初頭の一次規制と比較し，現行の四次規制（EPA/CARB Tier 4 Final）では窒素酸化物および微粒子状物質の実質 95%にもおよぶ低減が求められており，ヨーロッパ（EU Stage V）および日本（特定特殊自動車排出ガス規制法，オフロード法四次規制）においても同等もしくはより厳格な基準となっている[3-5]．さらに，船用機関においても，国際海事機構（IMO: International Maritime Organization）が 2005 年に MARPOL 73/78 条約付属書 VI を発効して内航船を含むすべての船舶に窒素酸化

物の排出量を規制する（一次規制）とともに，現在では特定沿岸海域（ECA: Emission Control Area）外の一般海域における窒素酸化物を一次規制値から約 20%低減（二次規制）かつ ECA 内では約 80%低減（三次規制）を要求する規制が設定されている[6].

Nox/PM, Nox+NMHC/PM, Nox+HC/PM (g/KWh)

		2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016
Area	Power (kW)	Tier2	Tier3/Stage3A/H18 regulation					Tier4 Int/Stage3B/H.23 regulation			Tier4 final/Stage4/H.24 regulation		
Japan	19～<37	8.0/0.80					6.0/0.4				4.0/0.03		
	37～<56	7.0/0.40					4.0/0.3				4.0/0.025		
	56～<75						4.0/0.25			3.3/0.02			
	75～<130	6.0/0.30				3.6/0.2			3.3/0.02		0.4/0.02		
	130～<560	6.0/0.25			3.6/0.17				2.0/0.02				
EU	19～<37	8.0/0.8					7.5/0.6						
	37～<56	7.0/0.4				4.7/0.4					4.7/0.025		
	56～<75									3.3/0.025		0.4/0.025	
	75～<130	6.0/0.3				4.0/0.3							
	130～<560	6.0/0.2			4.0/0.2				2.0/0.025				
USA	19～<37	7.5/0.6					7.5/0.3				4.7/0.03		
	37～<56	7.5/0.4					4.7/0.3						
	56～<75						4.7/0.4			3.4/0.02		0.4/0.02	
	75～<130	6.6/0.3				4.0/0.3							
	130～<560	6.4/0.2			4.0/0.2				2.0/0.02				
	>560	9.2/0.54			6.4/0.2				3.5/0.1			3.5/0.04	

(a) 日欧米の排出ガス規制の動向[3]



(b) 北米 EPA による排出ガス規制の変遷[4]

図 1.1-1 陸用ディーゼルエンジンにおける排出ガス規制の動向

ディーゼルエンジンの排出ガス低減技術は，燃焼改善の試みとともに排気後処理装置を採用し，これらの環境規制に対応することにより発達してきた．最新のディーゼルエンジンは，高効率ターボチャージャーによる過給，コモンレール噴射系による高圧多段燃料噴射，および排気再循環（EGR: Exhaust Gas Recirculation）の組合せによりエンジン出力・熱効率と排気エミッションのトレードオフを改善し[7, 8]，さらに排出ガスをディーゼルパティ

キュレートレートフィルター（DPF: Diesel Particulate Filter）および選択還元触媒（SCR: Selective Catalytic Reduction）といった後処理装置で浄化することで各環境法規に適合している[9]．これら取り組みの結果，我が国における大気汚染状況は大幅に改善し，環境省が全国に設置する一般環境大気測定局および自動車排ガス測定局では一部の項目を除き環境基準をほぼ達成することができている[10]．その反面，光化学オキシダントの基準達成率は現在に至るまで一般局および自排局ともにほぼ0%であり，その生成に関与する窒素酸化物，非メタン炭化水素（NMHC: Non-Methane hydrocarbons）および揮発性有機化合物（VOC: Volatile Organic Compounds）の排出抑制がいまだ不十分であることが指摘されている[11]．また，国外の現状に着目すると，北米ではカリフォルニア州を有する西海岸部を主として環境基準未達であり[12]，欧州においても大都市部での基準未達が多くみられる[13]．さらに，中国やインドをはじめとする新興国においても，急激な経済成長に大気汚染防止施策が追い付かずに大気環境の悪化が顕在化している[14]．

一方，石油資源は将来的に枯渇するとされており，とくに我が国においては一次エネルギー供給の約四割を占める石油の 99.7%を海外からの輸入に依存していることから，1970 年代の二度のオイルショックを経て現在に至るも不安定な国際情勢のもとにその有効利用が強く意識されている[15]．図 1.1-2 に化石燃料の消費量とその可採年数の推移[16]を示す．原油消費量は年々増加の傾向にあるにもかかわらず可採年数は増加し続けておりエネルギー白書によると 2022 年末の可採年数は 53.5 年とされている[15]．これは大規模油田などの新規発見および採掘技術の発展にともなう可採可能埋蔵量の増加によるものであるが，石油資源が有限であることに変わりはない．さらに近年では，化石燃料の燃焼により生じる二酸化炭素が地球温暖化の要因の一つに挙げられ，その抑制が喫緊の課題でとなっている[17]．内燃機関は移動用および定置用を問わず動力源として幅広く利用されており，その二酸化炭素排出量を総じて推定することは容易ではない．そのため，内燃機関からの二酸化炭素排出量を日本の運輸部門における排出量に代表させると，その排出量は全排出量の 17.7%にも及ぶ[18]．その熱効率向上は，燃料消費量の低減ひいては二酸化炭素排出の抑制そのものであり，排気エミッション改善を前提とした上での熱効率向上がより一層求められている．

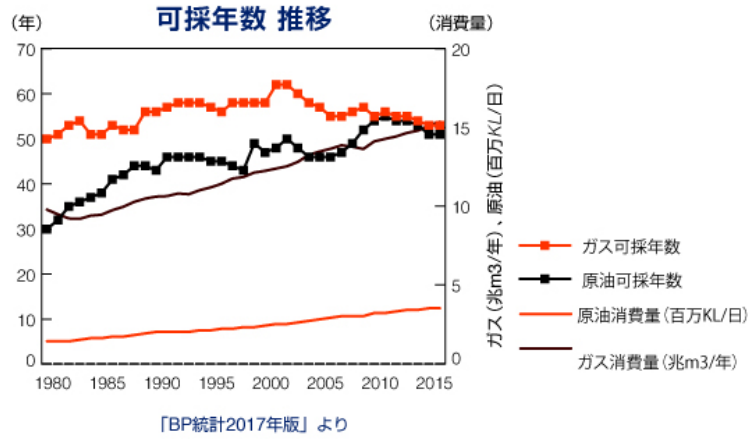


図 1.1-2 原油・天然ガスの消費量および可採年数の推移[16]

1.1.2 移動用動力源としての内燃機関と電気自動車

大気汚染を始めとする環境問題や地球温暖化における化石燃料由来の二酸化炭素排出問題を一挙に解決する方策として，電気自動車による内燃機関車（ICEV: Internal Combustion Engine Vehicle）の置き換えが広く提唱され，日欧米のみならず中国やメキシコ等の新興国を含めた世界各国で EV（Electric Vehicle）シフト施策が策定されている．北欧における ICEV 禁止の動きを皮切りに，EU および米カリフォルニア州は 2035 年までにハイブリッド車（HEV: Hybrid Electric Vehicle）を含むすべての ICEV の新車販売を禁止する方針を定めた[19]．我が国においても，現行の 2020 年度基準から乗用車に対して企業平均燃費方式（CAFE: Corporate Average Fuel Efficiency）による燃費規制を採用することでメーカー毎の二酸化炭素排出量抑制の試みが実施されており[20]，車両走行効率に優れた EV および PHEV に対して極めて有利な見積もりがなされている．これに対し，新たに策定された 2030 年度基準においては，燃料や電力供給の上流におけるエネルギー消費量までを考慮した Well-to-Wheel によって評価することで ICEV と比較ができるとしている[21]．これらの EV シフト施策を受けたバッテリー電気車（BEV: Battery Electric Vehicle）およびプラグインハイブリッド車（PHEV: Plug-in Hybrid Vehicle）の販売台数は急激に伸びており，2003 年には年間 5 千台であった販売台数は 2021 年においては年間 16 万台を上回っている[19]．

図 1.1-4 に乗用車の EV 化が及ぼす二酸化炭素量排出量への影響[20]を示す．地域ごとの発電電源構成により二酸化炭素排出量が異なるためその効果に差異はあるものの，EV 化により総じて二酸化炭素排出量を抑制できるとされている．しかし，Well-to-Wheel をうたう CAFE 方式を始めとする EV シフト施策の推進における推算には，EV 車の製造から廃車に

至るライフサイクル，ならびにバッテリー充電にともなう負荷追従電源（マージナル電源）利用分の二酸化炭素排出が考慮されていない．図 1.1-5 に 2011 年以降現在の我が国の電力構成におけるライフサイクルの二酸化炭素排出量の推定を示す[22]．BEV の大容量バッテリーは製造時に大量の二酸化炭素排出をともない，ライフサイクルを通じた二酸化炭素排出量では現行の ICEV に対して差異がないことがわかる．さらに，一回の燃料補給および充電に対する走行可能距離はエネルギー密度に優れた液体燃料を使用する ICEV が勝っており，実用利便性の視点からも優位性があるとは言えず，この推定からはむしろ HEV 化がライフサイクルの二酸化炭素排出量と走行可能距離のトレードオフを解消する方策であることが示唆されている．さらに，BEV のバッテリー充電は社会活動に即して夜間等エネルギーが高まる時間帯に盛んに行われるため，再生可能エネルギーが普及した将来にあっても，このような変動需要を吸収しつつ電力供給するために負荷追従が容易で確実かつランニングコストの安い火力発電の稼働率がむしろ増加することが指摘されている[23-26]．すなわち，図 1.1-4 や図 1.1-5(b)に示すような EV のバッテリー充電に関する見積もりにおいては，マージナル電源に基づく排出係数（単位電力当たりの二酸化炭素排出量）ではなく全電源平均の排出係数を用いており，EV の二酸化炭素排出量が実質値に対して少なく算出されている点に留意が必要である．

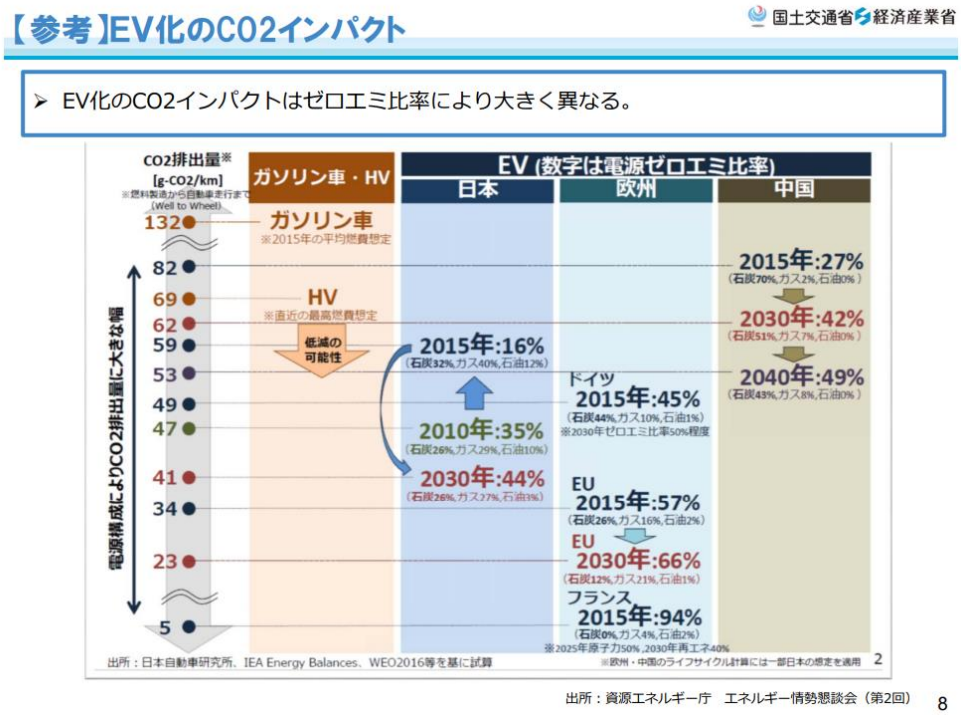


図 1.1-4　各国の乗用車 EV 化による二酸化炭素削減量（排出係数: 電源構成平均値）[20]

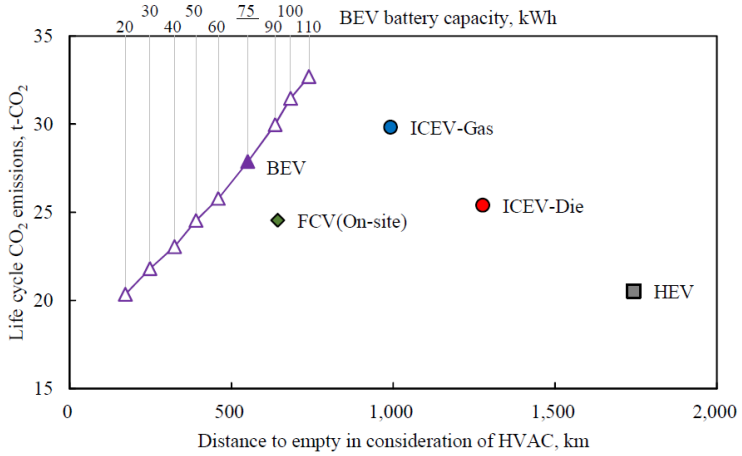


図 1.1-5 ICV，HEV，および EV のライフサイクル二酸化炭素排出量（排出係数: 電源構成平均値）[22]

ICEV の代替として EV 販売が促進される一方，このようなシナリオにおいては実質の二酸化炭素排出量は現状に対して改善しないことが憂慮される．したがって，バッテリーの性能向上に併せたリユース・リサイクルプロセスの確立による製造時の二酸化炭素排出量の抑制[27]とともに，バッテリー充電の時間帯誘導[24-26]などによる使用時の二酸化炭素排出量の抑制のための対策が必須であるが，これらが短期的に実現できる確証はない．中長期的に取り得る選択肢を幅広く確保する観点からも，移動用機器の二酸化炭素排出量を着実に低減するためにパワーソースを問わない研究開発の継続が重要であることは明らかである．

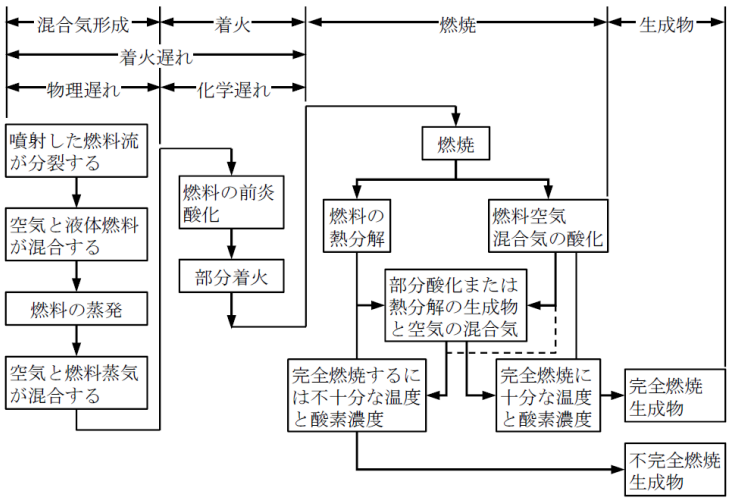
1.2 ディーゼル燃焼に関する研究動向

本節では，はじめに拡散燃焼主体の従来型ディーゼル燃焼における有害物質生成のメカニズムについて概説し，さらなる熱効率向上と排気エミッション低減の実現を試みる予混合化ディーゼル燃焼の特性を述べる．続いて，化石燃料由来の二酸化炭素排出を解決する方策としての代替燃料の試みを挙げ，本研究が試みる従来型および予混合化ディーゼル燃焼における高精度着火遅れ予測に関して概説するとともに，その目的を述べる．

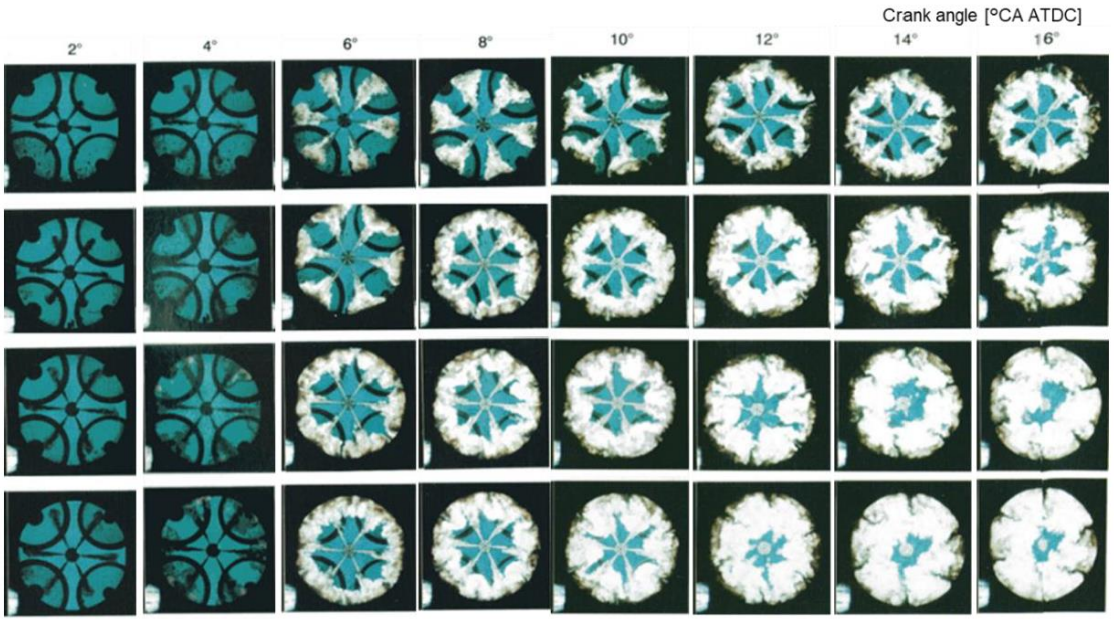
1.2.1 従来型ディーゼル燃焼

図 1.2-1(a)に燃料噴射開始（SOI: Start Of Injection）から燃焼終了（EOC: End Of Combustion）に至る過程[28]を，(b)に直噴式ディーゼルエンジンの燃焼過程の可視化画像[29]をそれぞれ示す．上死点近傍の高温・高圧場に噴射された燃料は，分裂・蒸発を経て周囲

空気を取り込みながら可燃混合気を形成する[30-32]．やがて可燃混合気は物理遅れ・化学遅れを経過した箇所から自着火に至る[28, 33]．着火直後は，着火遅れ期間に形成された予混合気の比較的速い反応律速燃焼が主体となるが，その後は燃料噴霧がシリンダ内空気を取り込みながら発達する拡散燃焼を主体とする形態となる．したがって，燃料噴射後の混合気形成はもとより着火に至るプロセスおよび燃焼中の反応進展においても，空気と燃料（および燃料蒸気）の相互作用が重要な要素であることが分かる．



(a) 燃料噴射から燃焼終了までの燃焼プロセス概要[28, 61]



(b) 拡散燃焼を主体とする従来型ディーゼル燃焼の燃焼観察画像[29]

図 1.2-1　従来型ディーゼル燃焼の燃焼プロセス

このようなディーゼル噴霧の発達過程における現象論的記述は，和栗ら[34]，廣安ら[35]，Siebers[36]，および Musculus ら[37]などにより確立され，これらのモデルは燃焼現象の解明や開発工程などでの一次元解析等において幅広く応用されている[38-40]．さらに，Dec[41]および Kosaka ら[42]は噴霧火炎の構造を可視化計測により体系的に調査し，窒素酸化物（NOx）生成およびスート生成・消滅のメカニズムを明らかにしている．

図 1.2-2 に Kosaka らの圧力噴霧の拡散燃焼モデル[42]を示す．図 1.2-2 中での Ignition（着火）の段階においては，低温酸化反応を経てホルムアルデヒドが蓄積しつつ発熱反応となる熱着火準備期間に到達し（H_2O_2 ループ）[43-45]，温度が熱着火条件に達した箇所から着火するという経過をたどる．その後，着火箇所から周囲の可燃混合気全体に燃焼が進展することで急峻な熱発生を呈する．この際，Early stage of soot formation に示されるように噴霧先端部に多環芳香族（PAH: Polycyclic Aromatic Hydrocarbons）からなるスート前駆体を経て最先端外縁部ではスートが生成される．燃焼が十分進展した Soot formation and oxidation processes に至っては，スートは互いに衝突を繰り返しながら大径化する[46, 47]とともに，循環流によって高温かつ化学ラジカル存在下の噴霧中程に巻き込まれる．この際，十分高温で酸素が共存すれば再酸化により消滅するが，いずれかが不十分であればスートとして排出される．

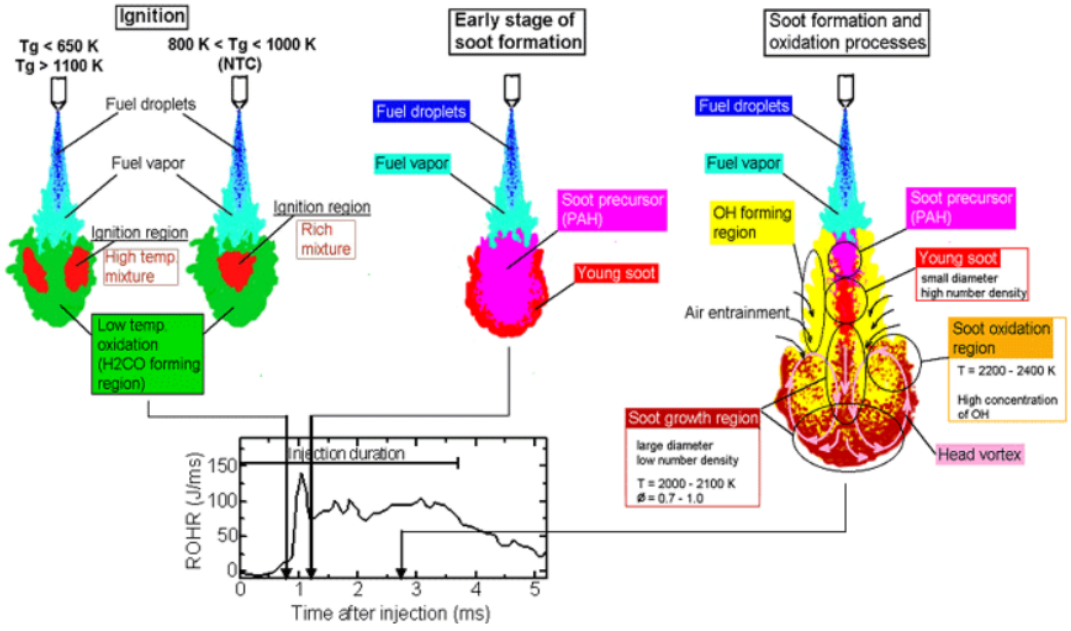


図 1.2-2　Kosaka らによるディーゼル噴霧の拡散燃焼モデル[42]

一方，窒素酸化物の生成機構に着目すると，拡大 Zeldovich 機構によって高温火炎場における一酸化窒素（Thermal NO）のふるまいが表現でき[48]，スートの再酸化が生じるような高温かつ酸素が十分に存在する燃焼場においては Thermal NO の生成が避けられないことになる．このようなスート生成・消滅および NO 生成が生じる燃焼条件を，Kamimoto らは火炎内部の局所当量比 ϕ および局所温度 T のプロット（ϕ–T マップ）を用いて明瞭に説明できることを示している[49]．よって，拡散燃焼を主体とする従来のディーゼル燃焼においては，その燃焼様態ゆえに燃料過濃領域から量論当量比領域までが幅広く存在することでスートおよび NOx の生成がトレードオフの関係であることが常につきまとうことになる．

1.2.2 ディーゼルエンジンにおける希薄低温燃焼の試み

Kamimoto らは，過濃かつスート生成領域より高温の混合気を燃焼させた後，急速な希薄化によって低温領域に移行させることで，ϕ–T マップ上のスートおよび NOx 生成域を避ける燃焼パスを提唱している[49]．しかし，燃料圧力噴霧の貫徹・発達が燃焼室形状に制限されるディーゼルエンジンにおいてはこの燃焼パスの実現は困難であり，いまだ確立されていない．しかし，燃料噴霧の貫徹方向に比較的制約の少ないガスタービンにおいてはこの限りではなく，航空用ターボファンエンジンにおいて本コンセプトに類似したリッチクエンチリーン（RQL: Rich Quench Lean）燃焼を採用することでスモークおよび NOx の法規規制値を達成した例[50-52]が報告されていることから，その確からしさが示唆されている．一方，燃焼室形状に制約を受けるディーゼルエンジンにおいては，燃焼室内に過濃・高温領域を極力生じさせないアプローチが現実的であり，Akihama らは高 EGR 率により酸素濃度を抑制し燃焼温度を 1800 K 以下に制御するする低温ディーゼル燃焼（LTC: Low Temperature Combustion）を提唱している[53]．しかし，過剰な低酸素・低温化は CO および THC の顕著な増加を招くとともに，燃焼の緩慢化により熱効率が悪化することが次なる課題となっている[54]．

ここで，図 1.2-3 に冬頭らによる ϕ–T マップ上における CO 生成量の検討結果[55]を示す．スートおよび NOx の生成のみならず未燃物質である CO も同時に抑制するためには，噴霧火炎内の局所当量比 ϕ を 1 以下かつ局所温度 T を約 1300 K から約 2200 K の範囲に制御する必要があることが分かる．そこで志茂・藤本らは，高 EGR 率と燃料噴射時期の最適化により着火遅れを確保することで混合気の均質化を図るとともに，積極的な給気冷却によって給気密度を高めることで，未燃燃料を生じる低温過濃領域を回避する ITIC-PCI（Intake Temperature and Injection Controlled-Premixed Compression Ignition）燃焼法の開発・実用化に成功している[56-58]．

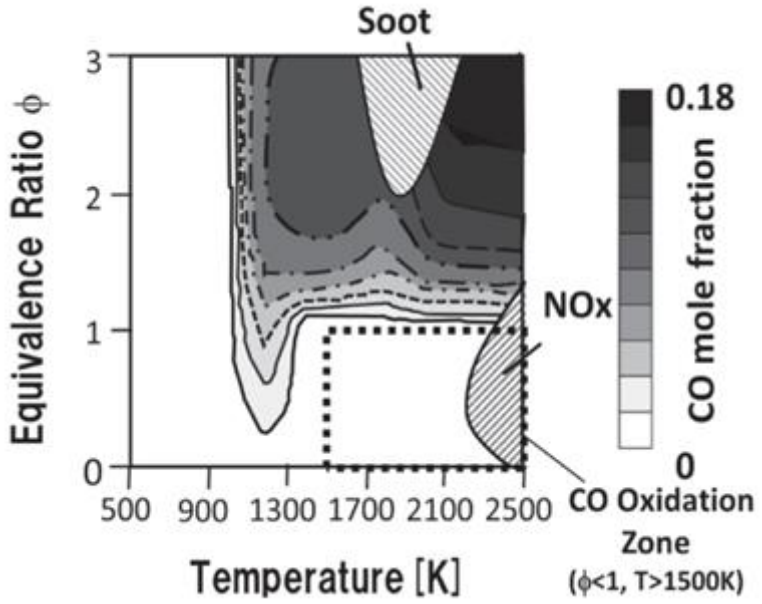


図 1.2-3　CO 生成量を加味した ϕ–T マップ[55]

さらに，希薄低温燃焼による排気エミッション低減と熱効率向上の両立を図った試みも報告されている．図 1.2-4 に武田らによる PREDIC（PREmixed lean DIesel Combustion）における燃焼観察画像と熱発生率履歴を示す[59]．意図的な着火遅れの確保により混合気の均質化を図る希薄低温燃焼では予混合的燃焼を主体とする様態を取ることから，後燃え期間が膨張行程半ばにまで及ぶ従来型のディーゼル燃焼に対して燃焼期間が短縮できる．さらに，その低 NOx 燃焼特性ゆえに燃焼位相を上死点近傍に設定できることから発熱の等容度を飛躍的に高められ，排気エミッション改善と熱効率向上の両立が可能となる．Ogawa らは，高 EGR 率・高過給圧力に二段燃料噴射を組合せて熱発生率を上死点近傍での双峰型に制御することにより，スート，NOx，および未燃物質の排出を抑制しつつ，発熱の等容度と冷却損失を同時に改善することで図示熱効率の向上が得られることを報告している[60]．

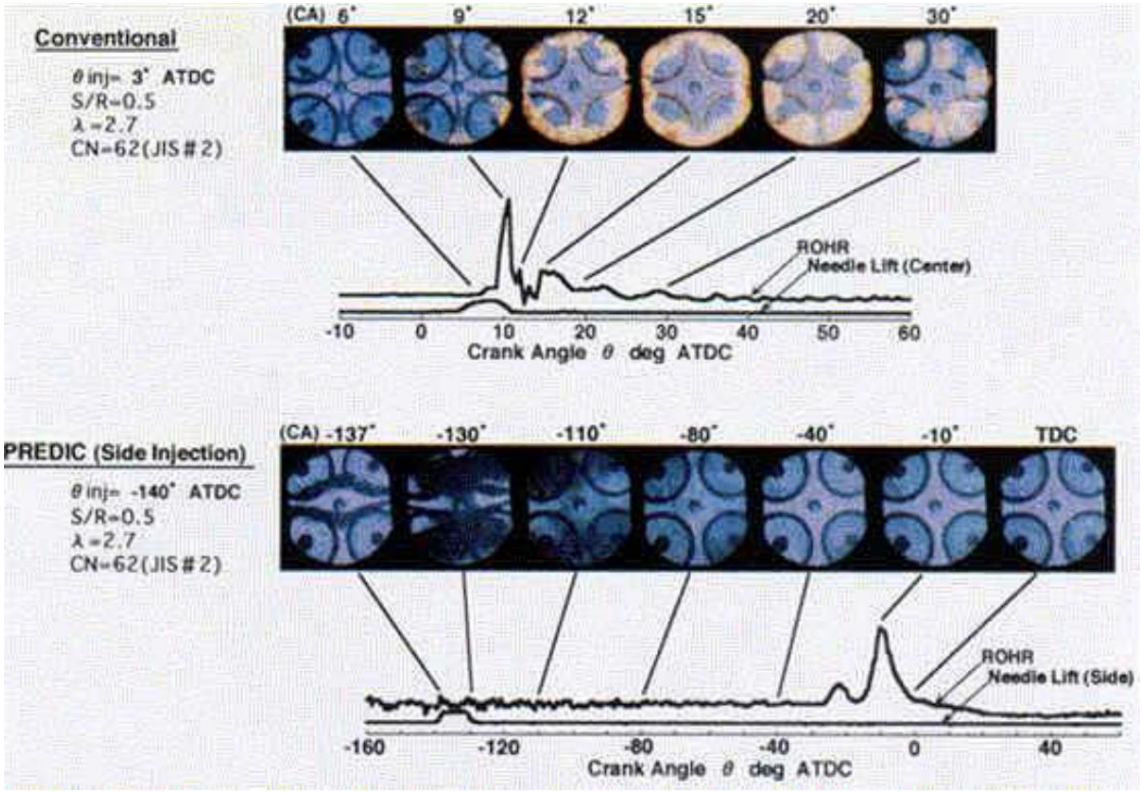


図 1.2-4 従来型ディーゼル燃焼および希薄低温燃焼（PREDIC）における燃焼観察画像と熱発生率[59]

1.2.3 ディーゼルエンジン開発における着火遅れ予測

最新のディーゼルエンジン開発においては，運転領域により従来型燃焼と希薄低温燃焼を使い分けることで全域における排気エミッション抑制と熱効率向上の達成を図っている．しかし，意図的に着火遅れを確保することが必要な希薄低温燃焼においては些細な筒内条件の差異が着火時期に強い影響を及ぼすことが知られており，良好な燃焼特性を維持するためには正確な着火遅れ予測とその制御が必要である[61]．オンボードでの着火遅れ制御のためには，筒内圧力センサーによるフィードバック制御が有効であるが[62]，新規デバイス搭載によるコスト増，信頼性，および過渡追従性が懸念となる．そこで，志茂らは化学反応速度に基づくアレニウス型の式を Livengood-Wu 積分[63]に拡張する形で着火遅れ予測式を立式し，さらにモデル定数を実験計画法により最適化したものを車両 ECU（Engine Control Unit）に実装することで，筒内圧力センサーを用いないフィードフォワード制御を実現し，量産乗用車における希薄低温燃焼運転時におけるロバスト性の担保に成功している[64, 65]．

このようなリアルタイム制御のほか，開発段階の机上検討において機関性能を予測・適

合することで開発工数を抑制する手法が，モデルベース開発（MBD: Model-Based Development）やモデルベース適合（MBC: Model-Based Calibration）として取り入られつつある．朝井らは，舶用エンジンにおける加減速時の負荷特性をモデル化した 1D シミュレーションによる機関性能の最適化手法を実機開発に適用している[38]ほか，廣安らにより提案された 0 次元燃焼モデルである HIDECS（Hiroshima university Diesel Engine Combustion Simulation）[40]をベースに希薄低温燃焼に適用範囲拡大を試みた TESS（Total Engine Simulation System）[39]などが既に活用されている．TESS における着火遅れ予測モデルにおいては，筒内酸素密度および可燃燃料蒸気生成割合をパラメータとするとともに，高温酸化反応を選択的に予測できるよう定数を設定，Livengood-Wu 積分に適用している．モデルベースに基づく機種開発は機関性能を最適化できるのみならず，同一機種において多数仕様を展開する産業用エンジンにおいても開発工数を削減できる有用なアプローチであることから，その利用が進んでいる[66].

さらに，化石燃料由来の二酸化炭素排出を抑制するとともに，我が国における海外の化石燃料産出に依存するエネルギー需要構造の変革の立場からも，植物油や化学合成油を代替燃料として用いる方策が広く模索されている[67]．特に，回収した二酸化炭素と再生可能エネルギー由来の水素から合成される e-fuel が化石燃料を代替する液体燃料として注目されており，FT（Fisher-Tropsch）合成による FTD（Fischer-Tropsch Diesel），植物油の水素化処理による HVO（Hydrotreated Vegetable Oil），あるいは OME（Polyoxymethylene dimethyl Ether）等のディーゼル燃料への応用が期待されている[67-72]．Li らが低着火性燃料の使用により希薄低温燃焼における制御可能な着火時期が顕著に狭まることを報告している[72]ように，将来的に多様な合成燃料が使用される可能性を鑑みると，開発段階から燃料着火性の変化を想定した適合が必要不可欠であるとともに，燃料性状の変化をオンボードで検出して最適着火時期に制御することが求められる．

1.2.4 着火遅れの温度依存性

当量比 0.5 のノルマルヘプタン予混合気における，初期温度に対する着火遅れの変化を図 1.2-5 に示す[73]．高温酸化反応に至るまでのふるまいは雰囲気温度に対する火炎様態にもとづき，800 K 以下を冷炎支配域，800 K から 950 K の領域を負の温度係数（NTC: Negative Temperature Coefficient）域，950K 以上は青炎支配域とそれぞれ呼ばれる．燃料中に含まれる多くの炭化水素は温度上昇に着火遅れの短縮がともなわずにむしろ長期化する負の温度係数域を有し，これは低温度域にて生じる冷炎反応およびそれに続く青炎反応がともに縮

退するためである．ディーゼルエンジンにおける燃料噴射は一般的に 800 K より高温の圧縮端雰囲気に対して行われるため，ピストン圧縮をともなって負の温度係数域から青炎支配域にかけて着火に至るプロセスが主となる．すなわち，燃料成分ごとに雰囲気温度に対する見かけの活性化エネルギーが異なることにほかならず，着火遅れを簡易モデル化する上での障壁となっている．

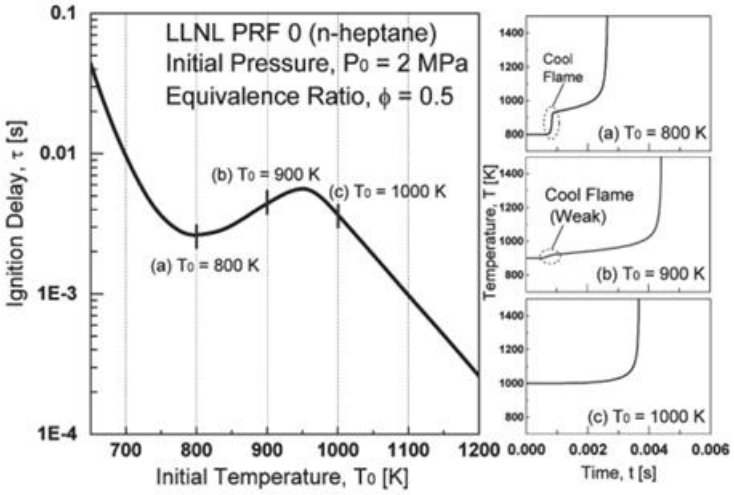


図 1.2-5　ノルマルヘプタン混合気の着火遅れ[73]

1.2.5 着火遅れ予測における先行研究と本研究の目的

最新および将来的なディーゼルエンジンにおいては，燃焼様態や燃料性状を問わない簡便かつ正確な着火遅れの予測と制御が要求される．先行研究における着火遅れ予測式を表 1.2-1 に示す．モデルベース開発への利用や車両 ECU への実装にあたっては計算負荷を極力抑制する必要があるため[62]，それに則すものとしてアレニウス型の式を Livengood-Wu 積分に拡張した着火遅れ予測式の構築が多く試みられている．前述した志茂らの予測式[64, 65]や Minato らの予測式[91]のほか，Lee ら[89]は，高圧・多段燃料噴射においてパイロット噴射による酸素濃度低下を反映することでメイン噴射の着火遅れを正確に予測できることを報告している．さらに，Kuleshov ら[106]は，ディーゼル噴霧の発達挙動を多領域 RK モデルにより表現するとともに，詳細化学反応計算を併用することで希薄低温燃焼における着火予測を実現している．また，Duong ら[77]，El-Kasaby ら[85]，および Rodriguez ら[96]は代替燃料としてバイオディーゼル燃料を用いることで，燃料種ごとの着火遅れ予測式を提案している．しかし，これらの先行研究例では予測精度は十分高いものの，使用するエンジンや燃料ごとにパラメータの合わせ込みを要するとともに予測時の計算負荷増加が課題となる．

以上のように，低計算負荷を前提としながら，多様な合成燃料を見据えた燃料着火性をパラメータとし，かつ低温希薄燃焼を含む高 EGR 率・高過給圧力条件までを網羅できる着火遅れ予測モデルは見受けられない．さらに，実用においては冷間始動直後の低温条件での着火制御についても想定され，広範な燃焼条件における体系的な予測モデルの確立が求められる．

そこで本研究においては，

1. 高 EGR 率による意図的な着火遅れ確保をともなう希薄低温燃焼条件までを対象とする高精度かつ低計算負荷の着火遅れ予測式の構築．すなわち，CFD や詳細化学反応計算を用いることなく，燃料噴霧の発達過程の簡易的記述と統計手法により予測モデルを確立すること．
2. FT 合成燃料を想定した燃料着火性の広範な設定により，着火遅れ予測モデルの将来燃料への対応．

をそれぞれ目的とした．

表 1.2-1　着火遅れ予測に関する過去研究（Miron らの調査結果[74]に追記）

Authors	Device	Fuel	In-cylinder condition		$\tau = AP^a \exp\left(\frac{E}{RT}\right)$		
			P [MPa]	T [K]	A	a	E/R
Aligrot et al. [75]	CVB	Diesel (CN=52.8)	1.5 – 4.0	573 – 773	2.85×10^{-4}	–0.316	9302
Assanis et al. [76]	Engine	Diesel	-	-	$2.4\times\varphi^{-0.2}$	–1.02	2100
Duong et al. [77]	Engine	Biodiesel (B20)	-	-	$0.00535\times\varphi^{-0.113}$	–0.689	7794.96
		Biodiesel (B40)			$0.00577\times\varphi^{-0.171}$	–0.724	7510.19
Finesso and Spessa [78]	Engine	Diesel	-	674 – 966	$\tau_{\mathrm{main}} = 84266\rho_{\mathrm{a}}^{-2.38}\exp\left(\frac{2100}{T}\right)O_2^{-2.86}q_{\mathrm{pilot}}^{-0.39}$		
					$\tau_{\mathrm{pilot}} = 1405\rho_{\mathrm{a}}^{-1.89}\exp\left(\frac{2100}{T}\right)O_2^{-2.00}$		
Fujimoto et al. [79]	CVB	Heavy oil (CN=52.5)	1.0 – 6.3	710 – 806	$\varphi^{-1.09}$	–1.06	5130
Hardenberg and Hase [80]	Engine	Diesel (CN=52)	-	-	$\tau = (0.36 + 0.22V_{\mathrm{p}})\exp\left[E\left(\frac{1}{RT} - \frac{1}{17190}\right) + \frac{22.1}{P}^{0.62}\right]$		
He et al. [81]	RCM	iso-octane	0.5 – 2.8	945 – 1027	$1.3\times10^{-4}\times\varphi^{-0.77}\times O_2^{-1.41}$	–1.05	16930
Hernández et al. [82]	CHEMKIN	n-heptane +toluene	0.1 – 10.0	600 – 1500	$5.61\times10^{-10}\times\varphi^{-0.5203}$	–0.6101	17324.5
Hiroyasu et al. [83]	Engine	Diesel	0.1 – 3.0	673 – 973	$0.04\times\varphi^{-1.04}$	–2.5	4000
Kadota et al. [84]	Single droplet	n-dodecane	1.0 – 4.0	400 – 700	6.58	−0.52	4400

（次頁へ）

（前頁より）

Authors	Device	Fuel	In-cylinder condition		$\tau = AP^a \exp\left(\frac{E}{RT}\right)$		
			P [MPa]	T [K]	A	a	E/R
EL-Kasaby et al. [85]	Engine	Diesel	-	-	$\varphi^{-1.36}$	–1.21	1038
		Biodiesel (B10)			$\varphi^{-0.81}$	–1.45	1025
		Biodiesel (B20)			$\varphi^{-1.39}$	–1.32	1022
		Biodiesel (B30)			$\varphi^{-1.101}$	–2.12	1015.2
Kavtaradze et al. [86]	Engine	Diesel	-	-	0.55	–1.03	4400
Kwak et al. [87]	Engine	Diesel JP-8 n-heptane n-dodecane	-	-	$\tau = 1.183 \times 10^{-3} CN^{-1.744} (O_2/F)_{\mathrm{ST-mole}}^{-0.2} \times [\mathrm{O_2}]^{-0.8} [F]^{-0.2} \exp\left(\frac{4000}{T}\right)$		
Kwon et al. [88]	Engine	Diesel	-	> 715	5.23×10^{-2}	-	2780
				< 715	5.16×10^{-4}	-	6710
Lee et al. [89]	Engine	Diesel	-	-	$\tau = 0.0056 \times \rho_{\mathrm{SOI}}^{-0.38} \exp\left(\frac{2100}{T}\right) \times O_{2\mathrm{in}}^{-0.71} \times m_{pilot}^{-0.83} \times \left(\frac{P_{\mathrm{inj}}}{d_0}\right)^{-0.72}$		
Mbarawa [90]	CVB	Diesel	-	-	6	–1.0218	2100
Minato and Shimazaki [91]	Engine	Diesel	For LTC		$\tau = A \cdot P^B \cdot \rho_{O2}^C \cdot \left(\frac{m_{\mathrm{fv_{mix}}}}{m_{\mathrm{fl0}}}\right)^D \cdot \exp\left(\frac{6534}{T}\right)$		
Miwa et al. [92]	RCM	Diesel	-	750 – 1000	$\tau = 0.50 + \frac{1.28\times10^{-5}}{P^{1.10}} \cdot \exp\left(\frac{7750}{T}\right) + \frac{1.06\times10^{-2}}{P^{1.96}}$		
Pickett et al. [93]	CVB	Diesel	-	850 – 1000	$\tau = 9.19 \times 10^{-6} \exp\left(\frac{6534}{T}\right) \cdot \rho^{-1.96} \cdot Z_{\mathrm{st}}^{-1.89}$		
Pischinger et al. [94]	Steady flow	Diesel (CN=50)	4.5 – 5.0	450 – 600	0.0081	–1.14	7813
	Engine				6.97	–1.14	763.75
Rabl et al. [95]	CVB	n-heptane +iso-octane	2.5 – 7.5	863	$7.12–0.028CN$	–0.335	-
Rodriguez et al. [96]	Engine	Diesel	-	-	$\varphi^{-0.04}$	–0.24	950
		Biodiesel (palm)			$\varphi^{-0.02}$	–0.34	1130
		Biodiesel (rapeseed)			$\varphi^{-0.06}$	–0.34	1145
Ryan III and Callahan [97]	CVB	Diesel (CN=49)	-	-	6.23×10^{-4}	0	6180
Samuel et al. [98, 99]	Engine	Diesel	For pilot injection		0.0342	–0.19401	2535.6
			For main injection		4.44	–0.248	2825
Schmidt [100]	CVB	Diesel	-	-	6.6×10^{-5}	−1.08	6330
Shimo et al. [64, 65]	Engine	Diesel	For LTC and multiple injection		$\tau = aP_{\mathrm{cyl}}^b [O_{2\mathrm{cyl}}]^c P_{\mathrm{inj}}^d Q_{\mathrm{inj1}}^e Q_{\mathrm{inj2}}^f Q_{\mathrm{inj3}}^g \exp\left(\frac{h}{T_{\mathrm{cyl}}}\right) N_{\mathrm{E}}^i$		
Spadaccini and Tevelde [101]	Steady flow	Diesel	1.0 – 3.0	650 – 900	2.43×10^{-9}	–2	20914
					4×10^{-10}	–1	20068
Stringer et al. [102]	Steady flow	Diesel (CN=45–50)	3.0 – 6.0	770 – 980	0.0405	–0.757	5470
Watson et al. [103]	Engine	Diesel	-	-	3.45	–1.02	2100
Wolfer [104]	CVB	Diesel (CN>50)	0.8 – 4.8	594 – 781	0.44	−1.19	4650
Zheng et al. [105]	Engine	Diesel	-	-	$3.7[O_2]_{\mathrm{Air+Fuel}}^{-0.1}$	–1.02	$2100 \times \left[\frac{71.3}{CN+25}\right]$
		Biodiesel			$3.5[O_2]_{\mathrm{Air+Fuel}}^{-0.1}$		

1.3 本論文の構成

本論文は全 6 章から構成されており，その概要は以下のとおりである．

第 1 章は序論であり，ディーゼル燃焼とその着火現象，および本研究において対象とする着火遅れ予測に関する研究動向を過去に提唱されたモデルを含めて概説するとともに，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，本研究に用いた実験装置および機関性能・特性の計測と解析方法について詳述している．

第 3 章では，機関回転速度，吸気圧力，吸気温度，排気再循環（EGR）による吸気酸素濃度，燃料噴射圧力，および冷却水温度の六つの運転条件を最新のディーゼルエンジンにおいて想定される範囲で広範に設定・変更して着火遅れを計測し，得られたデータをもとに着火遅れに及ぼす個々の運転条件による影響に対する独立した記述を試みた結果について述べている．

第 4 章では，着火性が異なる二種類のパラフィン系合成燃料を混合して得られる種々のセタン価を有する燃料を用い，各燃料に対して吸気圧力，吸気温度，吸気酸素濃度，および燃料噴射圧力の五条件を広範に設定することで，着火遅れの運転条件依存性に対して及ぼすセタン価の影響を検討した結果について述べている．

第 5 章では，前章までに得られた着火遅れデータに基づき，燃焼様態および使用燃料を問わない着火遅れ予測式の構築を試みた結果について述べている．まず，着火遅れデータに対する重回帰分析により，燃料噴射時の筒内条件を説明変数とするアレニウス型着火遅れ予測式を求めた．さらに，アレニウス型着火遅れ予測式に対し，燃料噴霧先端挙動を考慮した Livengood-Wu 積分型着火遅れ予測式へ拡張することで，簡便・高精度かつ一般性を担保した着火遅れ予測式を確立できた．

第 6 章は結言であり，本研究で得られた成果を総括する．

第2章　実験装置および方法

2.1 実験装置

2.1.1 供試機関

実験には，表 2.1-1 に諸元を示す四ストロークサイクル・単気筒・直接噴射式ディーゼルエンジンを用いた．主要諸元は，行程体積 830 cm^3，ボア×ストローク 98 mm×110 mm，圧縮比 17.6 であり，図 2.1-1 に示すリエントラント型燃焼室を有している．燃料噴射系にはコモンレール噴射システムを，給気系には低圧ループクールド EGR，過給機および温度調整機構を備えており，吸気温度，吸気圧力および吸気酸素濃度をそれぞれ独立かつ広範囲に設定可能になっている．これらのシステムの詳細については次節に記述する．

表 2.1-1　供試機関諸元

Engine name	YANMAR 4TNV98T
Number of cylinders	1
Bore × stroke	φ98 mm× 110 mm
Displacement	830 cm^3
Compression ratio	17.6
Fuel injection system	Common rail system (DENSO i-ART)
Nozzle specification	0.125 × 8 – 155°
Super-charging	Roots-type blower
EGR system	Low pressure cooled EGR

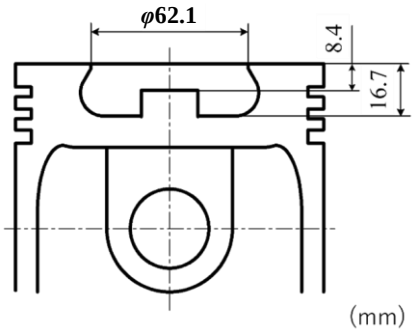


図 2.1-1　ピストン燃焼室形状

2.1.2 燃料噴射系

燃料噴射系の構成とノズル諸元をそれぞれ図 2.1-2 および表 2.1-2 に示す．コモンレールシステムとしてデンソーG4S を用い，インジェクター内部燃料圧力の検出による正確な噴射時期のモニターが可能な i-ART 機能を有するとともに，250 MPa までの高圧噴射が可能となっている．サプライポンプはエンジンのカム軸に締結されて駆動し，コモンレールに蓄圧した燃料を ECU の開弁指示によってソレノイド式インジェクターから噴射する．なお，コモンレール内部の燃料圧力は圧力センサーにより検出するとともに電磁弁により指示値に制御されており，この圧力値を燃料噴射圧力とみなしている．i-ART 機能を有する G4S インジェクターは噴射回数，噴射時期，および噴射量を独立かつ正確に設定可能であり，インジェクターヘッド部の圧力センサーによりインジェクター内部の圧力変化を検出することで燃料噴射開始（SOI: Start of Injection）および噴射終了時期（EOI: End of Injection）を設定した．

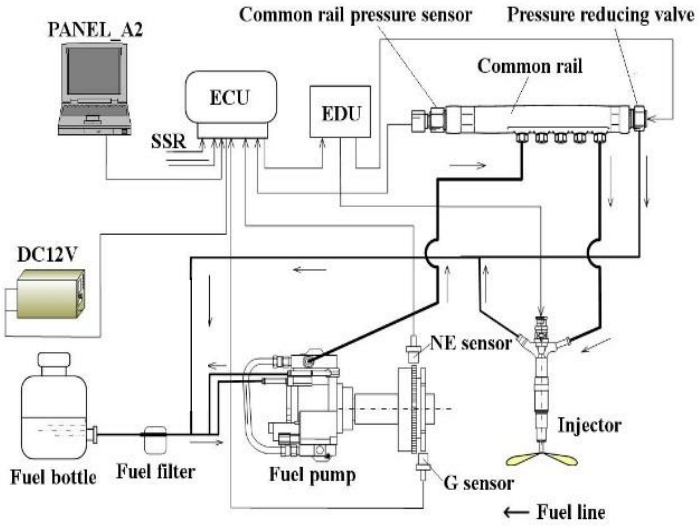


図 2.1-2 燃料噴射装置概略

表 2.1-2 インジェクターの諸元

Spray included angle	155°
Number of nozzle holes	8
Hole diameter	0.125 mm

2.1.3 吸・排気系

吸・排気系を含む実験装置全体の構成を図 2.1-4 に示す．本構成における排気再循環（EGR: Exhaust Gas Recirculation）は，排気の一部を分流した後，ディーゼルパティキュレートレートフィルター（DPF: Diesel Particulate Filter）および EGR クーラーを通過させたガスを過給機の上流に還流する低圧ループクールド式である．なお，EGR 流量は排気の背圧を絞り弁によって調整することで設定した．EGR による還流に合わせ，外部駆動のルーツブロアー過給機による過給とインタークーラーおよび吸気ヒーター（5kW）による温度調整を行い，任意の吸気温度，圧力，および吸気酸素濃度に設定した．

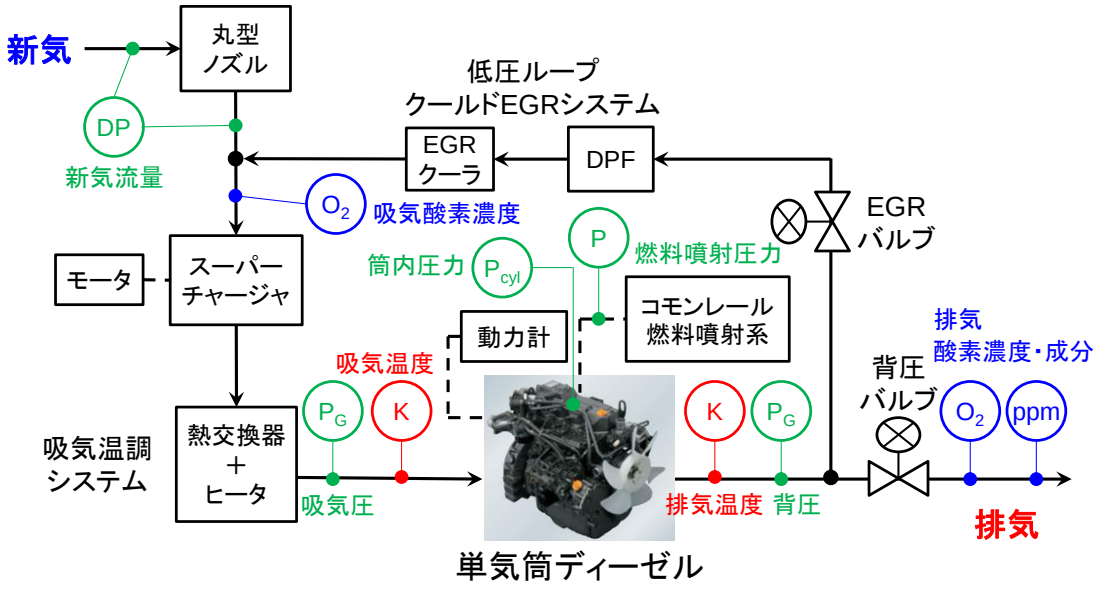


図 2.1-4　試験装置構成概要

2.1.4 燃料

燃料として表 2.1-2 に性状を示す JIS2 号軽油を単体で使用したほか，着火性が異なるパラフィン系炭化水素燃料（アクア化学 ソルベント G-71 およびソルベント G）を混合することで表 2.1-3 に示す五種類のセタン価燃料を供試した．なお，ソルベント G-71 はノルマルパラフィンを主成分とした高着火性燃料（低位発熱量：44.0 MJ/kg，セタン価：78，初留点：188°C，乾点：213°C），ソルベント G はイソパラフィンを主成分とした低着火性燃料（低位発熱量：44.0 MJ/kg，セタン価：17，初留点：178.5°C，乾点：181°C）である．表中のセタン価 CN が 32，57，78 は実測値であり，38 および 45 はそれぞれの体積割合から求めた計算値である．なお，燃料噴射系の燃料潤滑部の焼付きを防止するため，潤滑性向上

剤（Infineum R655）を 300 ppm 添加した.

表 2.1-2 燃料性状（軽油）

Property	JIS #2 Diesel
Density (15℃)	0.826 g/cm^3
90% Distillation temperature	345℃
Cetane index	58.6

表 2.1-3 燃料性状（パラフィン系炭化水素燃料）

Cetane number: CN	Solvent G-71 : G volume fraction	Density [g/cm^3]
78 (実測)	100 : 0	0.75
57 (実測)	62.5 : 37.5	↑
45 (計算)	45 : 55	↑
38 (計算)	35 : 65	↑
32 (実測)	25 : 75	↑

2.2 吸・排気成分の計測

2.2.1 吸気成分

吸気中の酸素（O_2）濃度は O_2 濃度計（島津製作所 POT-101）により測定した．なお，ゼロ点校正には N_2 高純度ガス（純度 99.99%以上）を使用し，大気を酸素濃度 21 vol.%としてスパン校正を行った.

2.2.2 排気成分

排気吐煙濃度は，ボッシュ式スモークメーター（ZEXEL DSM-20AN）により測定した．なお，スモークメーターへの吸引はシリンダヘッドの排気管フランジから 2200 mm 下流において行った.

排気中の全炭化水素（THC），窒素酸化物（NOx），一酸化炭素（CO），および二酸化炭素（CO_2）の測定には排ガス測定装置（ベスト測器 BEX-5100D）を用いた．なお，排ガス分析計への吸引はシリンダヘッドの排気管フランジから 2300 mm 下流で採取するとともに，採取位置から 190℃ に保温されたサンプリング用テフロン管を介して分析計へ導入した.

以下に各成分の計測方法を示す.

(1) THC 濃度

全炭化水素（THC: Total HydroCarbon）の濃度測定には，水素炎イオン化検出器（FID: Flame Ionization Analyzer）（ベスト測器 BEX-5100D MODEL BHF-100U）を用いた．酸化炎の燃料ガスには H_2-He バランスガス（H_2: 40 vol.%）を，助燃ガスおよびゼロ点校正には圧縮空気を，スパンガスはプロパン標準ガス（1440 ppm）をそれぞれ用いた．

(2) NOx 濃度

NOx の濃度測定には，化学発光法分析計（CLD: ChemiLuminescence Detector）（ベスト測器 BEX-5100D MODEL BCL-10IUV）を用いた．オゾン発生器には O_2 ガス（99.99%以上）を用い，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（935 ppm）をそれぞれ使用した．

(3) CO および CO_2 濃度

CO および CO_2 の濃度測定には，非分散型赤外線ガス濃度計（NDIR: Non-Dispersive InfraRed，ベスト測器 BEX-5100D MODEL BFI-500U）を用いた．ゼロ点校正には N_2 高純度ガス（純度 99.99%以上），スパン校正には CO 標準ガス（9.5 vol.%）ならびに CO_2 標準ガスそれぞれ使用した．

2.3 指圧線図の解析

2.3.1 筒内圧力の計測

筒内圧力は，グロープラグ孔から燃焼室内に取り付けたピエゾ式圧力センサー（KISTLER 6125B）の出力をチャージアンプ（KISTLER 5011B）に介し増幅した後，デジタルオシロスコープ（Tektronix TDS2014）に入力するとともに，A/D 変換器（Interface CBI-320412）によりコンピュータに記録した．デジタルオシロスコープには上記の燃焼室圧力波形のほか，インジェクター内部燃料圧力も同時に入力し，燃料噴射開始時期をインジェクター内部燃料圧力の立下り時として検出した．クランク角度信号にはクランク軸に直結させた光電式ロータリーエンコーダー（多摩川精機 TS1503）を用い，一回転毎のパルス信号および 0.2°CA 毎のクロック信号を出力した．ロータリーエンコーダーのパルス信号を A/D 変換開始のトリガとして，クロック信号を A/D 変換間隔信号としてコンピュータ上で処理を行うことで，計測条件ごとにクランク軸 1 回転につき 3600 点の筒内圧力データを 50 サイクル分取得した．なお，データ分析においては，取得した圧力データを 50 サイクルのクランクアングルごとにアンサンブル平均して指圧線図を求めた．

2.3.2 熱発生率の解析

(1) 熱発生率の基礎式

熱発生率の算出方法を示す．シリンダ内の作用ガスを半完全ガスと仮定して熱力学第一法則を適用すると次式が得られる．

$$\frac{\mathrm{d}Q}{\mathrm{d}\theta}=\frac{\mathrm{d}U}{\mathrm{d}\theta}+P\frac{\mathrm{d}V}{\mathrm{d}\theta}=nC_{\mathrm{v}}\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}\theta}+P\frac{\mathrm{d}V}{\mathrm{d}\theta} \tag{2.6-1}$$

Q: シリンダ内への入熱量 [J]

U: 作動ガスの内部エネルギー [J]

V: シリンダ内体積 [m^3]

C_{v}: 作動ガスの定容モル比熱 [J/(K·mol)]

n: 作動ガスのモル数 [mol]

T: 作動ガスの平均温度 [K]

P: シリンダ内圧力 [Pa]

θ: クランク角度 [°CA]

ここで，マイヤーの関係式より C_{v} が得られる．

$$C_{\mathrm{v}}=\frac{R}{\kappa-1} \tag{2.6-2}$$

R: 一般ガス定数 [J/(K·mol)]

κ: 作動ガスの比熱比

理想気体の状態方程式$PV=nRT$において両辺を nR で除した後，クランク角度で微分すると，以下の関係式が得られる．

$$\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}\theta}=\frac{1}{nR}\left(V\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\theta}+P\frac{\mathrm{d}V}{\mathrm{d}\theta}\right) \tag{2.6-3}$$

(2.6-1)式に(2.6-2)式および(2.6-3)式を代入して整理すると，熱発生率は次式で求められる．

$$\frac{\mathrm{d}Q}{\mathrm{d}\theta}=\frac{1}{\kappa-1}\left(V\frac{\mathrm{d}P}{\mathrm{d}\theta}+\kappa P\frac{\mathrm{d}V}{\mathrm{d}\theta}\right) \tag{2.6-4}$$

(2) 熱発生率の解析

(a) 吸気行程終了時の作動ガス量および組成

i. 吸気行程終了までにシリンダ内に流入する作動ガス量の算出

吸気行程終了時までにシリンダ内に流入する作動ガスは，EGR を伴わない場合には新気と筒内残留ガスのみであるが，EGR を伴う場合はこれらに EGR ガスを加えたものとなる．EGR を伴う場合の EGR ガス量 V_{EGR} は次式で表される．

$$V_{\mathrm{EGR}} = V_0 - V_{\mathrm{air}} \tag{2.6-5}$$

V_0: 非 EGR 条件の新気量 [m^3/cycle]

V_{air}: EGR 条件の新気量 [m^3/cycle]

あらかじめ EGR を伴わない条件において新気量 V_0 を計測し，(2.6-5)式にもとづいて EGR 条件の新気量 V_{air} との差分を計算することで，EGR 条件での EGR ガス量 V_{EGR} を算出した．なお，EGR を伴わない場合（$V_{\mathrm{EGR}} = 0$）には，非 EGR 条件の新気量 V_0 と EGR 条件の新気量 V_{air} が一致することになる．

非 EGR 条件の新気量 V_0 および EGR 条件の新気量 V_{air} はそれぞれ次式で与えられる．

$$V_0 = C\frac{\pi}{4}{d_{\mathrm{o}}}^2\sqrt{2\left(\frac{\Delta P_0}{\rho_{\mathrm{air}}}\right)}\cdot\frac{(2\cdot 60)}{n_{\mathrm{e}}} \tag{2.6-6}$$

$$V_{\mathrm{air}} = C\frac{\pi}{4}{d_{\mathrm{o}}}^2\sqrt{2\left(\frac{\Delta P_{\mathrm{air}}}{\rho_{\mathrm{air}}}\right)}\cdot\frac{(2\cdot 60)}{n_{\mathrm{e}}} \tag{2.6-7}$$

C: オリフィス流出係数 [-]

d_{o}: オリフィス口径 [m]

n_{e}: 機関回転数 [rpm]

ρ_{air}: 新気の密度 [kg/m^3]

P_0: 非 EGR 条件のオリフィス前後差圧 [Pa]

ΔP_{air}: EGR 条件のオリフィス前後差圧 [Pa]

なお，新気の密度 ρ_{air} は次式で与えられる．

$$\rho_{\mathrm{air}} = 1.2926\cdot\frac{273.15}{T_{\mathrm{air}}+273.15}\cdot\frac{P_{\mathrm{air}}}{101325} \tag{2.6-8}$$

T_{air}: 大気温度 [°C]

P_{air}: 大気圧 [Pa]

ii. 新気流量および組成

新気の平均分子量 M_{air} は次式で与えられる．

$$M_{\mathrm{air}} = \frac{1}{P_{\mathrm{air}}}\{18.016P_{\mathrm{w}} + 28.84(P_{\mathrm{air}} - P_{\mathrm{w}})\} \tag{2.6-9}$$

P_{w}: 新気の水蒸気分圧 [Pa]

ここで，新気の水蒸気分圧 P_{w} は次式で与えられる．

$$P_{\mathrm{w}} = 611 \times 10^{\frac{7.5T_{\mathrm{w}}}{T_{\mathrm{w}}+237.3}} \times \frac{Rh}{100} \tag{2.6-10}$$

T_{w}: 湿球温度 [℃]

Rh: 相対湿度 [%]

したがって，1 サイクルあたりシリンダ内に流入する新気のモル数 n_{air} は次式で求められる．

$$n_{\mathrm{air}} = V_{\mathrm{air}}\frac{\rho_{\mathrm{air}}}{M_{\mathrm{air}}} \cdot 1000 \tag{2.6-11}$$

新気中における水蒸気，酸素および窒素のモル数 $n_{\mathrm{air_H2O}}$，$n_{\mathrm{air_O2}}$ および $n_{\mathrm{air_N2}}$ はそれぞれ次式のとおりとなる．

$$n_{\mathrm{air_H2O}} = n_{\mathrm{air}}\left(\frac{P_{\mathrm{w}}}{P_{\mathrm{air}}}\right) \tag{2.6-12}$$

$$n_{\mathrm{air_O2}} = n_{\mathrm{air}}\left(0.21 \cdot \frac{P_{\mathrm{air}} - P_{\mathrm{w}}}{P_{\mathrm{air}}}\right) \tag{2.6-13}$$

$$n_{\mathrm{air_N2}} = n_{\mathrm{air}}\left(0.79 \cdot \frac{P_{\mathrm{air}} - P_{\mathrm{w}}}{P_{\mathrm{air}}}\right) \tag{2.6-14}$$

iii. EGR ガス流量および組成

EGR ガス成分は厳密な同定が難しいため，水蒸気，酸素，二酸化炭素，および窒素からなると仮定した．この場合，EGR ガスの平均分子量 M_{EGR} および密度 ρ_{EGR} は次式で与えられる．

$$M_{\mathrm{EGR}} = \frac{1}{100}\left(18H_2O_{\mathrm{EGR}} + 32O_{2_\mathrm{ex}} + 44CO_{2_\mathrm{ex}} + 28N_{2_\mathrm{EGR}}\right) \tag{2.6-15}$$

$$\rho_{\mathrm{EGR}} = \frac{P_{\mathrm{EGR}}M_{\mathrm{EGR}}}{RT_{\mathrm{EGR}}} \cdot \frac{1}{1000} \tag{2.6-16}$$

H_2O_{EGR}: EGR ガス中の水蒸気濃度 [vol. %]

O_{2_ex}: 排ガス中の酸素濃度 [vol. %]

CO_{2_ex}: 排ガス中の二酸化炭素濃度 [vol. %]

N_{2_EGR}: EGR ガス中の窒素濃度 [vol. %]

P_{EGR}: EGR ガス圧力 [Pa]

T_{EGR}: EGR ガス温度 [°C]

なお，EGR ガス圧力 P_{EGR} は大気圧とみなし，排ガス中の酸素濃度 O_{2_ex} および排ガス中の二酸化炭素濃度 CO_{2_ex} は排ガス成分の実測値を用いた．EGR ガスは EGR クーラーにより冷却されるため露点以下であると仮定すると，EGR ガス中の水蒸気濃度 H_2O_{EGR} および EGR ガス中の窒素濃度 N_{2_EGR} は次式で与えられる．

$$H_2O_{\mathrm{EGR}} = \frac{100}{P_{\mathrm{w_EGR}}}\left(6.11 \times 10^{\frac{7.5T_{\mathrm{EGR}}}{T_{\mathrm{EGR}}+237.3}} \cdot 100\right) \tag{2.6-17}$$

$$N_{2_\mathrm{EGR}} = 100 - \left(H_2O_{\mathrm{EGR}} + O_{2_\mathrm{ex}} + CO_{2_\mathrm{ex}}\right) \tag{2.6-18}$$

したがって，1 サイクルあたりにシリンダ内に流入する EGR ガスのモル数 n_{EGR} は次式で求められる．

$$n_{\mathrm{EGR}} = V_{\mathrm{EGR}}\frac{\rho_{\mathrm{EGR}}}{M_{\mathrm{EGR}}} \cdot 1000 \tag{2.6-19}$$

また，EGR ガス中における水蒸気，酸素，二酸化炭素，および窒素のモル数 $n_{\mathrm{EGR_H2O}}$，$n_{\mathrm{EGR_O2}}$，$n_{\mathrm{EGR_CO2}}$ および $n_{\mathrm{EGR_N2}}$ はそれぞれ次式のとおりとなる．

$$n_{\mathrm{EGR_H2O}} = n_{\mathrm{EGR}} H_2O_{\mathrm{EGR}} \tag{2.6-20}$$

$$n_{\mathrm{EGR_O2}} = n_{\mathrm{EGR}} O_{2_\mathrm{ex}} \tag{2.6-21}$$

$$n_{\mathrm{EGR_CO2}} = n_{\mathrm{EGR}} CO_{2_\mathrm{ex}} \tag{2.6-22}$$

$$n_{\mathrm{EGR_N2}} = n_{\mathrm{EGR}} N_{2_\mathrm{EGR}} \tag{2.6-23}$$

iv.残留ガス量および組成

残留ガスの成分は，窒素，酸素，二酸化炭素，水蒸気，一酸化炭素，一酸化窒素，および全炭化水素のみで構成されるとした．酸素，二酸化炭素，水蒸気，一酸化炭素，一酸化窒素，および全炭化水素の濃度は排ガス成分から与えるとともに，窒素は EGR ガス内の窒素体積割合より求めた後，その他の全成分が水蒸気であると仮定して算出した．すなわち，各成分のモル数 $n_{\mathrm{r_N2}}$，$n_{\mathrm{r_O2}}$，$n_{\mathrm{r_CO2}}$，および $n_{\mathrm{r_H2O}}$ はそれぞれ次式で与えられる．

$$\mathrm{n_{r_N2}} = \frac{N_{2_\mathrm{EGR}}}{100}\frac{P_{\mathrm{r}}V_{\mathrm{c}}}{RT_{\mathrm{r}}} \tag{2.6-24}$$

$$n_{\mathrm{r_O2}} = \frac{O_{2_\mathrm{EGR}}}{100}\frac{P_{\mathrm{r}}V_{\mathrm{c}}}{RT_{\mathrm{r}}} \tag{2.6-25}$$

$$n_{\mathrm{r_CO2}} = \frac{CO_{2_\mathrm{EGR}}}{100}\frac{P_{\mathrm{r}}V_{\mathrm{c}}}{RT_{\mathrm{r}}} \tag{2.6-26}$$

$$n_{\mathrm{r_H2O}} = \left(1 - \frac{N_{2_\mathrm{EGR}}}{100} - \frac{O_{2_\mathrm{EGR}}}{100} - \frac{CO_{2_\mathrm{EGR}}}{100}\right)\frac{P_{\mathrm{r}}V_{\mathrm{c}}}{RT_{\mathrm{r}}} \tag{2.6-27}$$

V_{c}: 隙間容積 [m^3]

P_{r}: 残留ガス圧力 [Pa]

T_{r}: 残留ガス温度 [K]

なお，P_{r} は排気圧力，T_{r} は排出ガス温度とそれぞれ等しいとした．

さらに，隙間容積 V_c は次式で与えられる．

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot 2r \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \tag{2.6-28}$$

V_h: 行程容積 [m^3]

ε: 圧縮比 [-]

D: シリンダ直径 [m]

r: クランク半径 [m]

v. 吸気行程終了時の作動ガス組成

吸気行程終了（IVC: Intake Valve Closed）時の作動ガス中の水蒸気，酸素，二酸化炭素，および窒素のモル数 n_{H2O_IVC}，n_{O2_IVC}，n_{CO2_IVC} および n_{N2_IVC} はそれぞれ次式で与えられる．

$$n_{H2O_IVC} = n_{air_H2O} + n_{EGR_H2O} + n_{r_H2O} \tag{2.6-29}$$

$$n_{O2_IVC} = n_{air_O2} + n_{EGR_O2} + n_{r_O2} \tag{2.6-30}$$

$$n_{CO2_IVC} = n_{EGR_CO2} + n_{r_CO2} \tag{2.6-31}$$

$$n_{N2_IVC} = n_{air_N2} + n_{EGR_N2} + n_{r_N2} \tag{2.6-32}$$

したがって，吸入行程終了時の作動ガスのモル数 n_{IVC} は次式で与えられる．

$$n_{IVC} = n_{H2O_IVC} + n_{O2_IVC} + n_{CO2_IVC} + n_{N2_IVC} \tag{2.6-33}$$

(b) 投入燃料の発熱量およびモル数

1 サイクルあたりの燃料消費量 m_{fuel} は次式で与えられる．

$$m_{fuel} = T_{fuel} \frac{2 \cdot 60}{n_e} \rho_{fuel} \tag{2.6-34}$$

T_{fuel}: 1 秒あたりの燃料消費量 [cm^3/s]

ρ_{fuel}: 供試燃料の密度 [g/cm^3]

1 サイクルあたりの投入熱量 Q_{fuel} およびモル数 n_{fuel} は次式で与えられる．

$$Q_{\mathrm{fuel}} = m_{\mathrm{fuel}} H_{\mathrm{u}} \tag{2.6-35}$$

$$n_{\mathrm{fuel}} = \frac{m_{\mathrm{fuel}}}{M_{\mathrm{fuel}}} \tag{2.6-36}$$

H_{u}: 供試燃料の低発熱量 [J/g]

M_{fuel}: 供試燃料の分子量 [g/mol]

したがって，1 サイクルの投入燃料に含まれる各成分のモル数 $n_{\mathrm{fuel_H}}$，$n_{\mathrm{fuel_O}}$，$n_{\mathrm{fuel_C}}$，および $n_{\mathrm{fuel_N}}$ は次式で与えられる．

$$n_{\mathrm{fuel_H}} = n_{\mathrm{fuel}} H_{\mathrm{fuel}} \tag{2.6-37}$$

$$n_{\mathrm{fuel_O}} = n_{\mathrm{fuel}} O_{\mathrm{fuel}} \tag{2.6-38}$$

$$n_{\mathrm{fuel_C}} = n_{\mathrm{fuel}} C_{\mathrm{fuel}} \tag{2.6-39}$$

$$n_{\mathrm{fuel_N}} = n_{\mathrm{fuel}} N_{\mathrm{fuel}} \tag{2.6-40}$$

H_{fuel}: 供試燃料中の水素モル数割合 [-]

O_{fuel}: 供試燃料中の酸素モル数割合 [-]

C_{fuel}: 供試燃料中の炭素モル数割合 [-]

N_{fuel}: 供試燃料中の窒素モル数割合 [-]

(c) シリンダ内容積 V，容積変化率 $\mathrm{d}V/\mathrm{d}\theta$，圧力上昇率 $\mathrm{d}P/\mathrm{d}\theta$，およびシリンダ内ガス温度 T の算出

クランク角度θにおけるシリンダ内容積 V_{i} は次式で与えられる．

$$V_{\mathrm{i}} = \frac{\pi}{4} D^2 \left\{ \sqrt{(l+r)^2} - r\cos\theta - \sqrt{l^2 - r^2 \sin^2\theta} \right\} + V_{\mathrm{c}} \tag{2.6-41}$$

θ: クランク角度 [rad]

l: コネクティングロッド長 [m]

r: クランク半径（(ストローク長)/2） [m]

容積変化率$(\mathrm{d}V/\mathrm{d}\theta)_\mathrm{i}$は，(2.6-41)式の両辺を二項展開し，微小項を省略したものをクランク角度θで微分した次式で与えられる．

$$\left(\frac{\mathrm{d}V}{\mathrm{d}\theta}\right)_\mathrm{i} = \frac{\pi}{4}D^2 r\left(\sin\theta - \frac{1}{l}\cos\theta + \frac{r}{2l}\sin 2\theta\right)\frac{\pi}{180} \tag{2.6-42}$$

クランク角度θにおける圧力上昇率$(\mathrm{d}P/\mathrm{d}\theta)_\mathrm{i}$は，筒内指圧$P$を Stirling の数値微分法により求めた．なお，第三項以下を省略した次式を用いている．

$$\left(\frac{\mathrm{d}P}{\mathrm{d}\theta}\right)_\mathrm{i} = \frac{1}{12h}(P_{\mathrm{i}-2} - 8P_{\mathrm{i}-1} + 8P_{\mathrm{i}+1} - P_{\mathrm{i}+2}) \tag{2.6-43}$$

h: データ間隔 [°CA]

また，クランク角度θにおける平均筒内ガス温度T_iは，次式で与えられる．

$$T_\mathrm{i} = \frac{P_\mathrm{i}V_\mathrm{i}}{n_\mathrm{i}R} \tag{2.6-44}$$

(d) シリンダ内作動ガスの比熱比 κ

シリンダ内作動ガスの比熱比κを NASA の比熱式[107]を用いて各種ガスの定圧比熱C_pを求め，それをもとに比熱比κを算出した．NASA の比熱式は次式で与えられる．

$$C_\mathrm{p} = R(a_1 + a_2T + a_3T^2 + a_4T^3 + a_5T^4) \tag{2.6-45}$$

クランク角度θにおける各ガス成分の定圧比熱をそれぞれ$C_{\mathrm{p_H2O_i}}$，$C_{\mathrm{p_O2_i}}$，$C_{\mathrm{p_CO2_i}}$，$C_{\mathrm{p_N2_i}}$とすると，シリンダ内作動ガスの定圧比熱$C_{\mathrm{p_i}}$および比熱比κ_iは，次式で与えられる．

$$C_{\mathrm{p_i}} = \frac{1}{n_\mathrm{i}}\left(n_{\mathrm{H2O_i}}C_{\mathrm{p_H2O_i}} + n_{\mathrm{O2_i}}C_{\mathrm{p_O2_i}} + n_{\mathrm{CO2_i}}C_{\mathrm{p_CO2_i}} + n_{\mathrm{N2_i}}C_{\mathrm{p_N2_i}}\right) \tag{2.6-46}$$

$$\kappa_\mathrm{i} = \frac{C_{\mathrm{p_i}}}{C_{\mathrm{p_i}} - R} \tag{2.6-47}$$

さらに，クランク角度 θ における比熱比の変化率$(\mathrm{d}\kappa/\mathrm{d}\theta)_\mathrm{i}$は次式で与えられる．

$$\left(\frac{\mathrm{d}\kappa}{\mathrm{d}\theta}\right)_\mathrm{i} = \frac{\kappa_\mathrm{i} - \kappa_{\mathrm{i}-1}}{h} \tag{2.6-48}$$

(e) 熱発生率 $\mathrm{d}Q/\mathrm{d}\theta$ の算出

クランク角度 θ における熱発生率$(\mathrm{d}Q/\mathrm{d}\theta)_\mathrm{i}$は，(2.6-4)式に(2.6-40)式，(2.6-41)式，(2-6-42)式，(2.6-46)式および(2.6-47)式を代入することにより次式で与えられる．

$$\left(\frac{\mathrm{d}Q}{\mathrm{d}\theta}\right)_\mathrm{i} = \frac{1}{\kappa_\mathrm{i} - 1}\left\{V_\mathrm{i}\left(\frac{\mathrm{d}P}{\mathrm{d}\theta}\right)_\mathrm{i} + \kappa_\mathrm{i} P_\mathrm{i}\left(\frac{\mathrm{d}V}{\mathrm{d}\theta}\right)_\mathrm{i}\right\} \tag{2.6-49}$$

2.4 着火遅れの定義および実験時設定

ピストン圧縮により高温・高圧となったシリンダ内に噴射された燃料は一定の着火遅れ期間を経て条件の揃った箇所から自着火へと至る．この際，1.2.4 節に前述したように，燃料の着火プロセスは雰囲気条件に影響を受け，自着火のふるまいが異なるものとなる．そこで，着火遅れ期間 τ_{exp} を条件によらず一律に評価するため，定義を以下のとおり定めた．

(1) 着火および着火遅れの定義

ディーゼルエンジンの性能特性を決定付ける主燃焼は連鎖的に反応が進行する青炎や熱炎による高温酸化反応である[73]ことから，その発現時期を着火（SOC: Start of Combustion）とした．図 2.4-1 に指圧線図および熱発生率解析による着火遅れの計測例を示す．全熱発生量の 5%もしくは 10%が生じた時期を着火と定めることが一般的であるが，低酸素濃度かつ低温の圧縮端に燃料噴射される条件においては明確な低温酸化反応にともなって熱発生が二段化し，従来法では主燃焼の開始時期を一意に判別できない．また，Katrašnik ら[108]によれば，着火時期は筒内圧力の三階微分値 $\mathrm{d}P^3/\mathrm{d}^3\theta$（見かけの熱発生率の二階微分値 $\mathrm{d}Q^3/\mathrm{d}^3\theta$ に相当）が最大値を取る時期との定義が望ましいとされているものの，低温および高温酸化反応が明瞭に発現する条件において，筒内圧力の三階微分値が複数時点で最大値付近を取るために不適であった．そこで，見かけの熱発生率の一階微分値（$\mathrm{d}Q^2/\mathrm{d}^2\theta$）が一定の値に到達した時期を計測することにより，急速な化学反応である主燃焼の発現を一意に判定した．なお，本研究の範囲における閾値として，低温酸化反応と高温酸化反応を判別するための最小値である 10 J/°CA[2] に設定した．

以上より，インジェクター内部燃料圧力の立下り時期である燃料噴射開始（SOI）から見かけの熱発生率の一階微分値（$d^2Q/d\theta^2$）が 10 J/°CA^2 に達した着火（SOC）までの期間を着火遅れ期間 τ_{exp} として計測を行った．

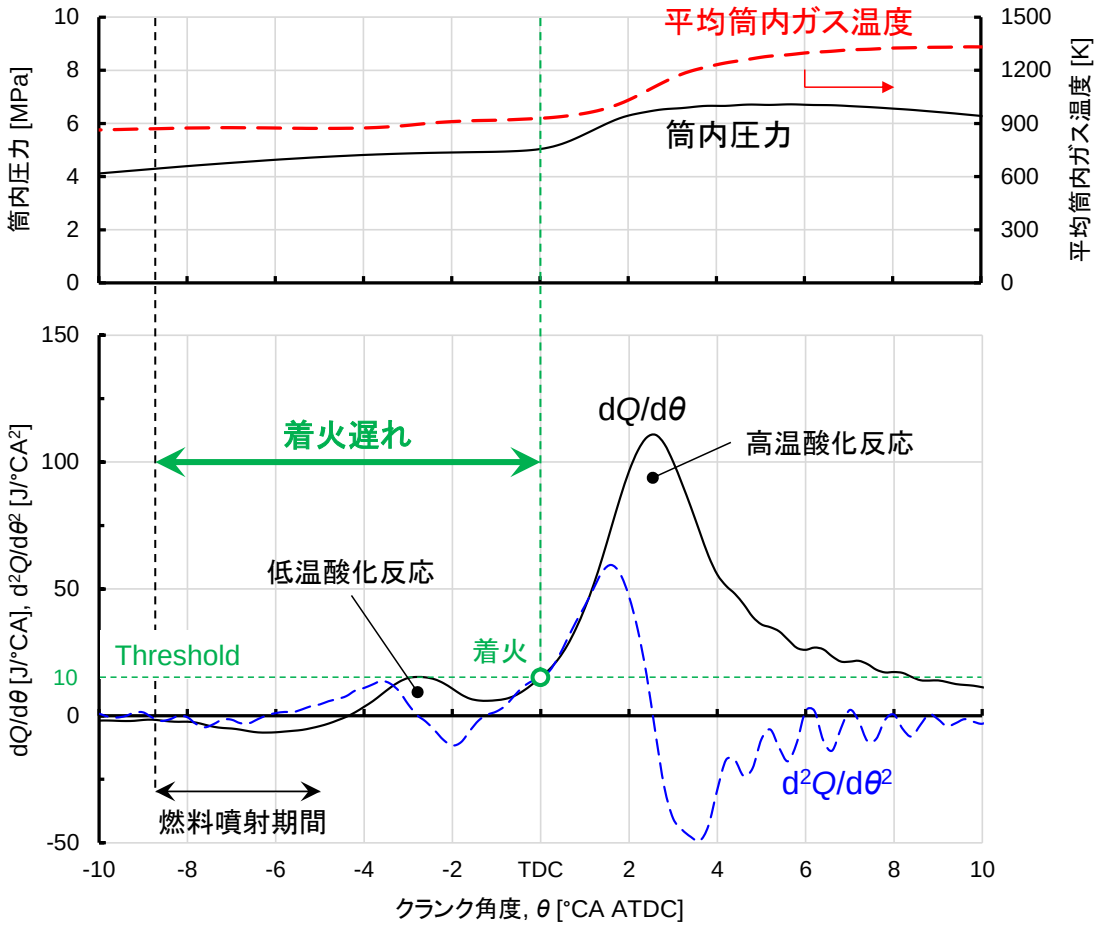


図 2.4-1　指圧線図および熱発生率解析による着火遅れ期間の計測例

(N_e = 1300 rpm, T_{in} = 303 K, P_{in} = 110 kPa, O_{2in} = 12 vol.%, fuel injection timing for TDC ignition)

(2)　着火時期の設定

燃料が噴射された後もシリンダ内は引き続きピストン圧縮により圧力と温度が上昇する．各運転パラメータが着火遅れに及ぼす影響を独立に把握するため，燃料噴射後のピストン圧縮の寄与を条件によらず極力同一とすることを試みた．よって，図 2.4-1 に示したように，いずれの条件においても着火時期（SOC）が上死点近傍となるよう燃料噴射開始時期（SOI）を随時設定した．

2.5 その他測定装置

(1) 動力吸収および負荷計測

供試機関における動力の吸収には渦電流式電気動力計（東京衡機製造所 W-130）を用いた．負荷の測定は動力計に付属するロードセルを用い，その出力電圧をチャージアンプ（KYOWA CDA-110A）により増幅した後，トルクに換算した．なお，始動時には供試機関に付帯しているスターター（12V）を使用した．

(2) 燃料流量

燃料流量の測定には，燃料タンク直後に設置したラジアルピストンタイプ燃料流量計（TOYO CONTROLS 213-311/295-000）およびフローインジケーター（TOYO CONTROLS TC-8003）により計測した．

(3) 機関回転速度

機関回転速度は，クランク軸と同速である動力計回転軸に貼り付けた反射材へのレーザー信号を回転速度計（小野測器 DIGITAL TACHOMETER TM-2110）に入力し計測した．

(4) 吸入新気流量

給気脈動による影響を抑制するため，左右にゴム膜を張ったサージタンクを給気管に取り付け，サージタンクの入口に丸型ノズルを設けて，その差圧をデジタルマノメータ（司測研 DIGITAL MANOMETER PE-33-D）で測定することにより機関の吸入新気流量を求めた．なお，丸型ノズルの縮流部直径は 29.1 mm，流量係数は 0.82 である．

(5) 冷却水温度

冷却水温度は冷却水タンクとポンプ（三菱電機 25LP-155K）の間の流路に設置した K 型熱電対（チノー KT27A）を用いて測定し，電子温度調節器（オムロン E5CS）によって所定の温度となるように，ヒータによる加熱もしくは加水により調節した．

(6) 吸気温度

吸気温度は，吸気管フランジから 50 mm 上流に K 型熱電対（チノー KT89A）を設置し，電子温度調節器（オムロン E5CSV）にて測定した．

(7) 排気温度

排気温度は，排気管フランジから 100 mm 下流に K 型熱電対（チノー KT6A）を設置し，電子温度調節器（オムロン E5CSV）で測定した．

(8) 吸気圧力

吸気圧力は，吸気管フランジから 700 mm 上流に圧力計（長野計器 JIS 汎用圧力計 GS50121-0.25MP）を設置して測定した．

(9) 排気圧力

排気圧力は，吸気管フランジから 900 mm 下流に圧力計（長野計器 JIS 汎用圧力計 GS50121-0.25MP）を設置して測定した．

第3章　着火遅れの運転条件に対する依存性

最新のディーゼルエンジンにおいて適用可能な着火遅れ予測式の構築を試みるために，種々の運転条件について広範にわたる多数の着火遅れの実測データを取得したが，本章では予測式の構築に先立ち，得られたデータをもとに着火遅れの各運転条件に対する依存性を個別に検討した結果について詳述する．

3.1 実験条件

各種運転条件の着火遅れに対する影響を検討するための実験条件（実験系統 I）を表 3.1-1 に示す．供試燃料は表 2.2-1 に性状を示す JIS2 号軽油を用い，機関回転速度を 1000，1300，1700，2000 rpm，吸気温度を 303，363，423 K，吸気圧力を 110，130，150 kPa，吸気酸素濃度を 21，18，15，12 vol.%，燃料噴射圧力を 50，100，150 MPa に設定することにより，以上の五パラメータについて計 432 通りの運転条件における着火遅れを取得した．燃料噴射は単段かつ噴射量を 13.5 mg/cycle に設定するとともに，いずれの条件においても着火時期が上死点近傍となるように燃料噴射開始（SOI）時期を設定・調整した．なお，その際の図示平均有効圧力（IMEP）は図示熱効率によって若干の差異はあるが，0.3 MPa 程度となっている．また，冷却水温度は 353 K 一定とした．

表 3.1-1　実験系統 I（各種運転条件の影響検討，432 条件）

Fuel	JIS #2 Diesel
Fuel injection quantity	13.5 mg/cycle
Numbers of fuel injections	Single
Start of fuel injection, SOI	Variable (for TDC ignition)
Net-IMEP	≈ 0.3 MPa
Engine speed	1000, 1300, 1700, 2000 rpm
Intake temperature	303, 363, 423 K
Intake pressure	110, 130, 150 kPa
Intake O_2 concentration	21, 18, 15, 12 vol.%
Fuel injection pressure	50, 100, 150 MPa
Coolant temperature	353 K

実験系統 I の各条件について，燃料噴射開始（SOI）時期での筒内圧力および平均筒内ガス温度を図 3.1-1 に示す．SOI 時期の筒内圧力は 3.5 MPa から 6.9 MPa，および平均筒内ガス温度は 820 K から 1200 K までを網羅する条件設定である．

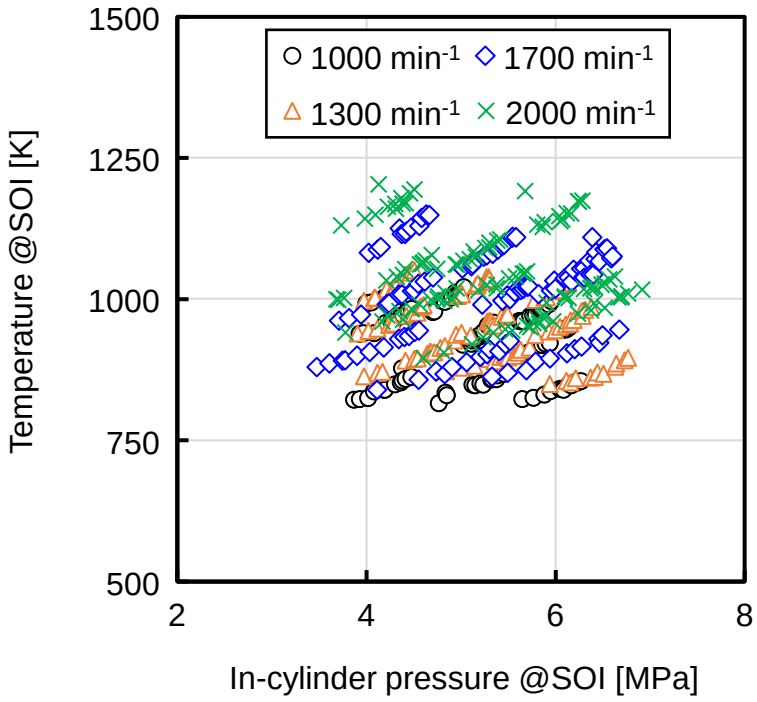


図 3.1-1　燃料噴射開始（SOI）時期における筒内圧力および平均筒内ガス温度（実験系統 I）

さらに，表 3.1-2 に冷却水温度の着火遅れに対する影響を検討するための実験条件（実験系統 II）を示す．冷却水温度 293，313，333，および 353 K の四通りに対して，機関回転速度を 1000，1300，1700，2000 rpm，吸気温度を 303，363，423 K，吸気酸素濃度を 21，18，15，12 vol.に設定し，以上の四パラメータについて計 96 通りのデータを取得した．なお，本実験系統においても実験系統 I と同様に JIS2 号軽油を供試した．

表 3.1-2　実験系統 II（冷却水温度の影響検討，96 条件）

Fuel	JIS #2 Diesel
Fuel injection quantity	13.5 mg/cycle
Numbers of fuel injections	Single
Start of fuel injection, SOI	Variable (for TDC ignition)
Net-IMEP	≈ 0.3 MPa
Engine speed	1000, 1300, 1700, 2000 rpm
Intake temperature	303, 363, 423 K
Intake pressure	130 kPa
Intake O_2 concentration	21, 18, 15, 12 vol.%
Fuel injection pressure	100 MPa
Coolant temperature	293, 313, 333, 353 K

実験系統 II の各条件について，燃料噴射開始（SOI）時期での筒内圧力および平均筒内ガス温度を図 3.1-2 に示す．SOI 時期の筒内圧力は 4.2 MPa から 5.9 MPa，および平均筒内ガス温度は 760 K から 960 K までを網羅する条件設定である．

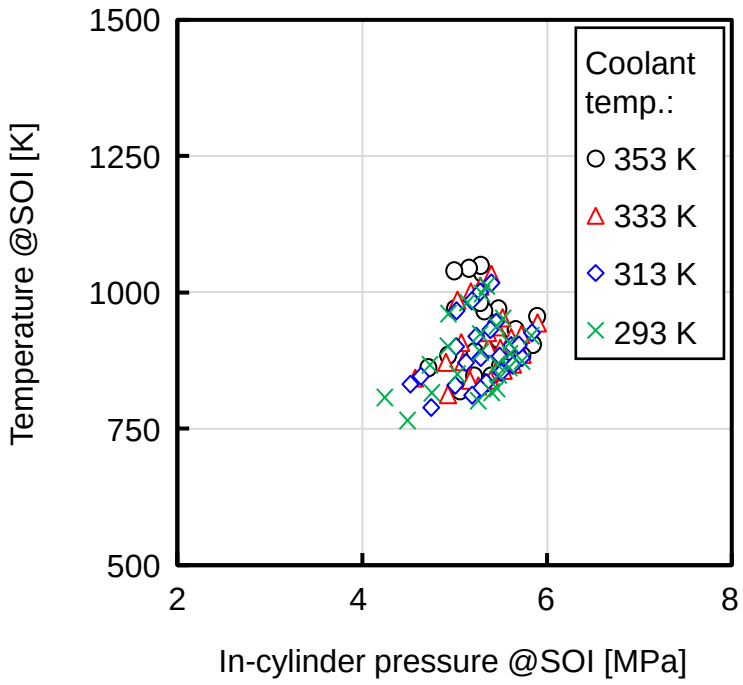


図 3.1-2　燃料噴射開始（SOI）時期における筒内圧力および平均筒内ガス温度（実験系統 II）

3.2 機関回転速度および吸気圧力が着火遅れに及ぼす影響

図 3.2-1 に，機関回転速度および吸気圧力を変化させた際の着火遅れ，およびその際の燃料噴射開始時の筒内圧力，平均筒内ガス温度を示す．この際，吸気酸素濃度は 21 vol.%，吸気温度は 303 K，燃料噴射圧力は 50 MPa で一定とし，燃料噴射開始（SOI）時期の調整により着火時期を上死点近傍に保っている．なお，本供試機関の吸気・排気特性により充填効率が低下する機関回転速度 1700 min^{-1} 条件の結果は除外しているが，その影響については後述する．

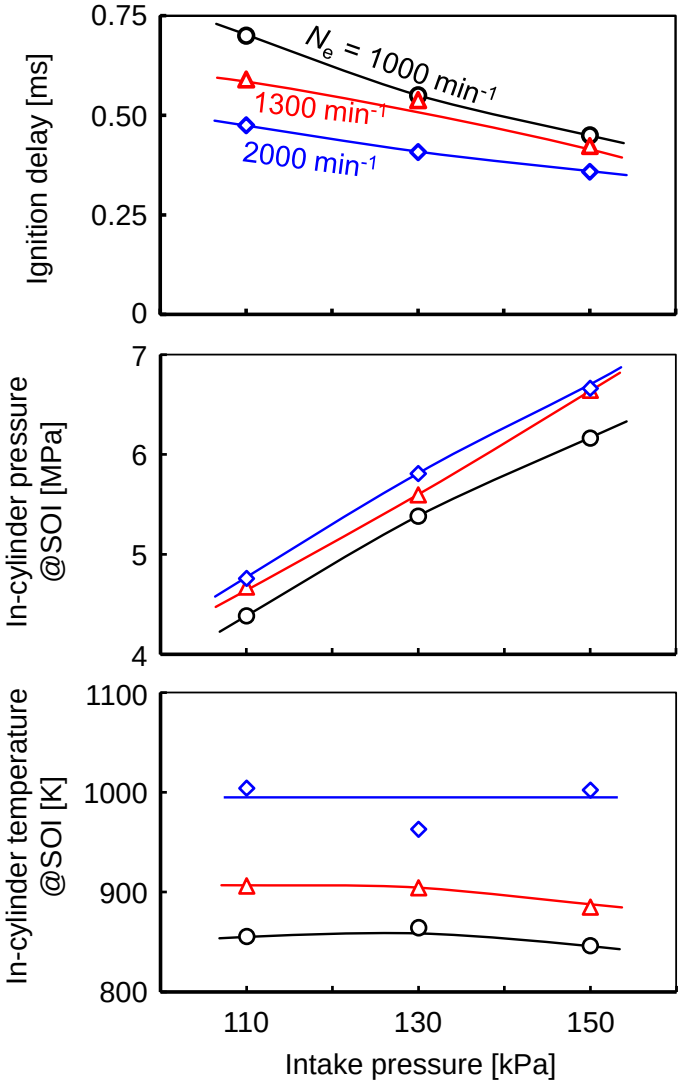


図 3.2-1 機関回転速度・吸気圧力が着火遅れ，燃料噴射開始（SOI）時期における筒内圧力，および平均筒内ガス温度に及ぼす影響
(T_{in} = 303 K, O_{2in} = 21 vol.%, P_f = 50 MPa, fuel injection timing for TDC ignition, without N_e = 1700 min^{-1})

いずれの機関回転速度においても吸気圧力の上昇にともなって着火遅れが減少しており，上死点近傍の筒内ガス温度が低温となる低回転速度条件ほどその寄与は大きくなっている．その際，吸気圧力の上昇にともない燃料噴射開始時の筒内圧力はおおむね直線的に増加しているのに対して，燃料噴射開始時の平均筒内ガス温度はほとんど変化していない．以上より，吸気圧力の高圧化は上死点近傍での筒内圧力を顕著に増加させ，その結果として着火遅れの減少に寄与するものと言える．

続いて，機関回転速度により吸気・排気特性が変化した場合における着火遅れ特性を検討する．図 3.2-2 に，機関回転速度 1700 min^{-1} を含む全機関回転速度条件における燃料噴射時の筒内圧力および平均筒内ガス温度に対する着火遅れを示す．1700 min^{-1} 条件では 1300 min^{-1} 条件時とほぼ同等で着火遅れが短縮しないが，これは 1300 min^{-1} から 1700 min^{-1} への機関回転速度の上昇にともなって圧縮端温度は上昇するものの，供試機関固有の特性から筒内圧力が低下するため，両者の効果が相殺したためと考えられる．したがって，機関回転速度は，燃料噴射時の筒内ガス温度および圧力に寄与することで着火遅れに影響すると言える．そのほかに筒内流動強度の変化も相乗的に作用していることも考えられるが，その点については 5.1 節において検討する．

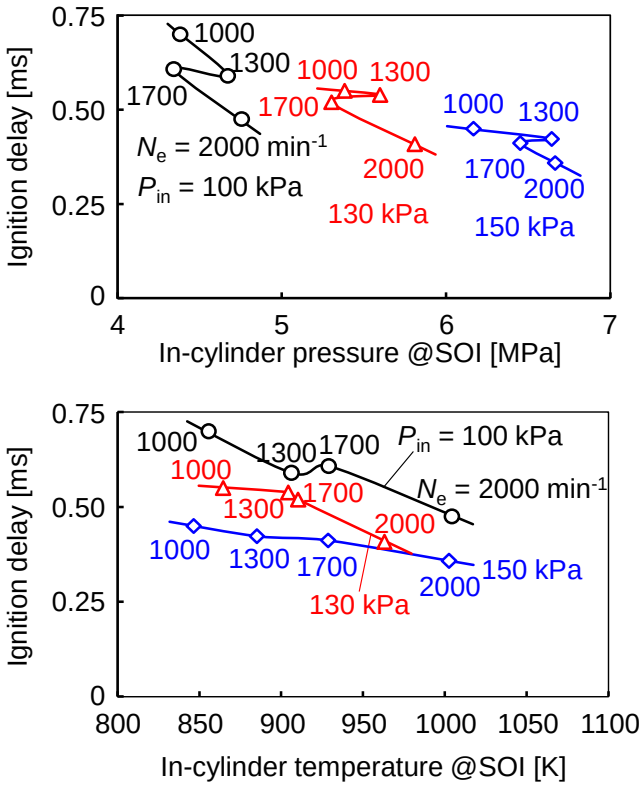


図 3.2-2　機関回転速度により吸気・排気特性が変化した場合の着火遅れ特性

(T_{in} = 303 K, O_{2in} = 21 vol.%, P_f = 50 MPa, fuel injection timing for TDC ignition)

3.3 吸気酸素濃度および吸気温度が着火遅れに及ぼす影響

図 3.3-1 に，EGR により吸気酸素濃度を変化させた際の着火遅れおよび燃料噴射開始（SOI）時期における平均筒内ガス温度 T_{SOI} を示す．なお，機関回転速度は 1300 rpm，吸気温度は 303 K，吸気圧力は 110 kPa，燃料噴射圧力は 50 MPa でいずれも一定とし，燃料噴射開始（SOI）時期の調整により着火時期を上死点近傍に保っている．吸気酸素濃度の低下にともなって着火遅れは増加しており，その程度は低吸気酸素濃度ほど顕著である．一方，燃料噴射開始時の平均筒内ガス温度は，吸気酸素濃度が 21 vol.%から 12 vol.%まで低下すると約 45 K 低下している．

以上より，EGR による吸気酸素濃度の低下にともなう着火遅れの増加は，燃料蒸気と酸素の遭遇頻度の低下に加えて，比熱比の減少にともなう筒内ガス温度の低下も相乗的に作用していることが考えられる．着火遅れに対する吸気酸素濃度および筒内ガス温度のそれぞれの影響度については 5.2 節にて比較・検討を行う．

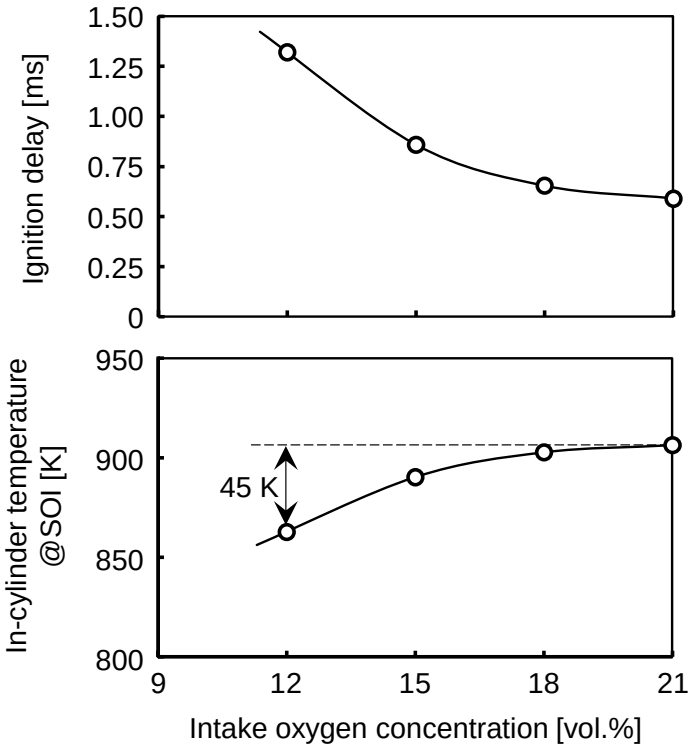


図 3.3-1 EGR による吸気酸素濃度変化に対する着火遅れおよび燃料噴射開始（SOI）時期における平均筒内ガス温度

(N_e = 1300 rpm, T_{in} = 303 K, P_{in} = 110 kPa, P_f =50 MPa, fuel injection timing for TDC ignition)

図 3.3-2 に，吸気温度および吸気酸素濃度を変化させた際の着火遅れおよび燃料噴射開始時の平均筒内ガス温度を示す．なお，機関回転速度は 1300 rpm，吸気圧力は 110 kPa，燃料噴射圧力は 50 MPa で一定とし，燃料噴射開始（SOI）時期の調整により着火時期を上死点近傍に保っている．

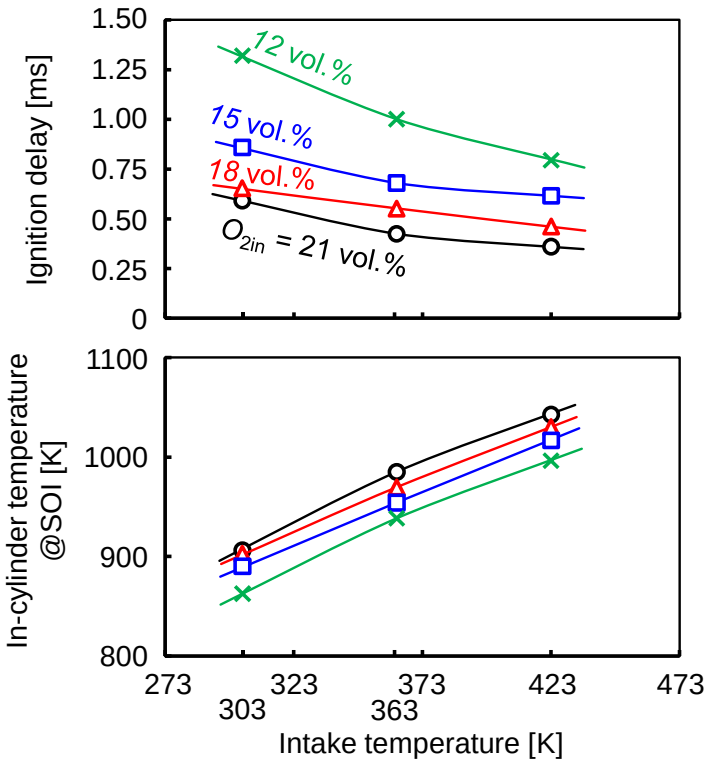


図 3.2-2　吸気酸素濃度・吸気温度が着火遅れおよび燃料噴射開始（SOI）時期における平均筒内ガス温度に及ぼす影響

(N_e = 1300 rpm, P_{in} = 110 kPa, P_f= 50 MPa, fuel injection timing for TDC ignition)

いずれの吸気酸素濃度においても，吸気温度の上昇により燃料噴射開始時の平均筒内ガス温度が上昇し，それにともなって着火遅れが短縮している．たとえば吸気温度が 303 K から 423 K まで 120 K 上昇すると，燃料噴射開始時の平均筒内ガス温度は吸気酸素濃度によらず 140 K ほど上昇しており，吸気温度の上昇が圧縮により増幅されていることがわかる．しかし，増幅比でみると，たとえば酸素濃度 21 vol.%の下，吸気温度 303 K の条件時では 900 K まで 3.0 倍近く上昇しているのに対し，吸気温度 423 K の条件時は 1040 K と 2.5 倍ほどに留まっており，吸気行程から圧縮行程にかけての冷却熱量が増加していることが

うかがえる．このことも一因となり吸気温度上昇に対する着火遅れの短縮量は高吸気温度では比較的小さくなる．なお，酸素濃度が 18 vol.%で低吸気温度の場合に相対的に着火遅れが若干短くなっているが，これは EGR によって還流した NOx が着火を促進していることが原因として考えられる[109].

3.4 燃料噴射圧力が着火遅れに及ぼす影響

図 3.4-1 に，燃料噴射圧力を変化させた際における着火遅れを示す．なお，機関回転速度は 1300 rpm，吸気温度は 303 K，吸気圧力は 110 kPa で一定とし，燃料噴射開始（SOI）時期の調整により着火時期を上死点近傍に保っている．いずれの吸気酸素濃度でも燃料噴射圧力の増加にともなって着火遅れが減少しており，本実験の範囲では，着火遅れは燃料噴射圧力のおおよそ 0.3 乗に反比例して減少する結果となっている．

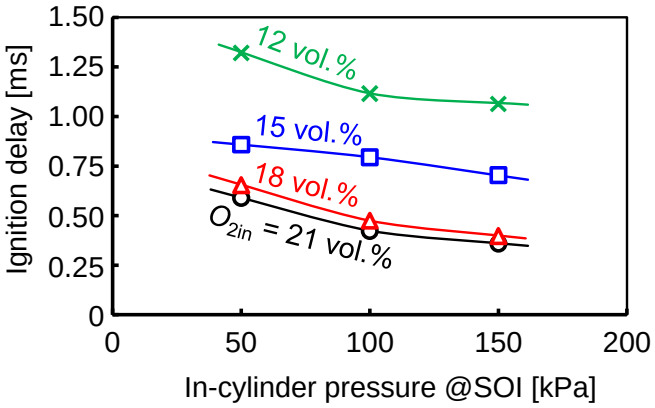


図 3.4-1　燃料噴射圧力に対する着火遅れ

(N_e = 1300 rpm, T_{in} = 303 K, P_{in} = 110 kPa, fuel injection timing for TDC ignition)

物理的着火遅れと化学的着火遅れは，ほとんどの期間が重複しているとされている[33]が，少なくとも液柱分裂が起こるまでの期間は化学反応が生じておらず，化学的遅れに含まれないと考えられる．一方，分裂から化学反応が開始するまでの期間は非常に短いと思われることから，分裂が化学的遅れの起点であり，その後の着火までの期間はおおむね化学反応に律速される期間（以後，化学的期間と呼ぶ）であると解釈できる．

ここで，燃料噴射圧力から液柱分裂時間 t_b [s]を算定し，着火遅れとの関係を検討した．液柱分裂時間は廣安らが提案した式[35]の係数を座間ら[110, 111]が修正した(3.4-1)式により求めた．

$$t_b = 106 \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_a}\right)^{-0.25} \cdot \frac{\rho_f \cdot d_o}{(\rho_a \cdot \Delta P)^{0.5}} \tag{3.4-1}$$

$\Delta P = P_{inj} - P_a$: 有効燃料圧力 [Pa]

P_{inj}: 燃料噴射圧力 [Pa], P_a: 筒内雰囲気圧力 [Pa]

ρ_f: 燃料密度 [kg/m^3], ρ_a: 筒内雰囲気密度 [kg/m^3]

d_o: 噴孔径 [m]

図 3.4-2 に，図 3.4-1 中の吸気酸素濃度 21 vol.%条件における着火遅れと，(3.4-1)式より求めた液柱分裂時間の関係を示す．燃料噴射圧力が 50 MPa から 150 MPa に増加すると，着火遅れは 0.22 ms 減少しているのに対し，液柱分裂時間は 0.07 ms の減少に留まっており，燃料噴射圧力の増加にともなう着火遅れの絶対時間の減少量は液柱分裂時間の減少量の約三倍となっている．したがって，燃料噴射圧力の高圧化は物理的着火遅れ期間の短縮に加え，その後の燃料微粒化，蒸発および空気導入による混合気形成を促進し[112, 113]，その局所当量比と温度履歴に影響を受ける化学的期間（$\tau_c = \tau - t_b$）が短縮する[114]ことで，全着火遅れ期間 τ の短縮に寄与しているものと考えられる．

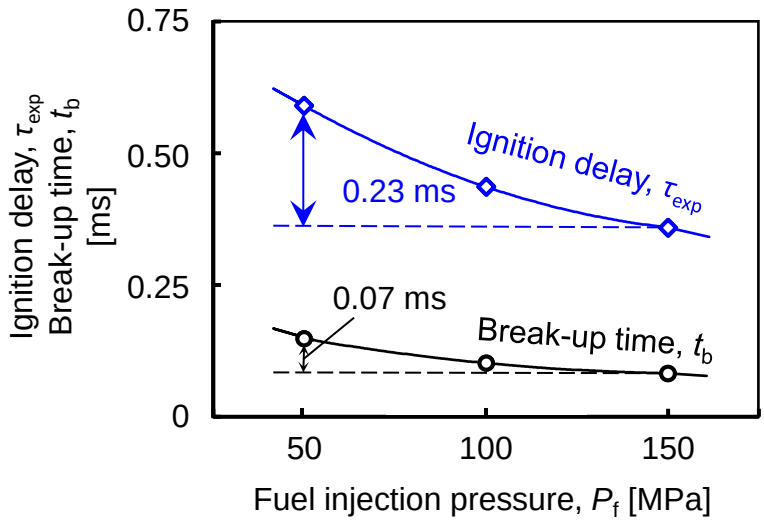


図 3.4-2 燃料噴射圧力に対する着火遅れおよび液柱分裂時間

(N_e = 1300 rpm, O_{2in} = 21 vol.%, T_{in} = 303 K, P_{in} = 110 kPa, fuel injection timing for TDC ignition)

3.5 冷却水温度が着火遅れに及ぼす影響

図 3.5-1 に，冷却水温度を変化させた際の着火遅れおよび燃料噴射開始時の平均筒内ガス温度を示す．なお，機関回転速度は 1300 rpm，吸気圧力は 130 kPa，吸気酸素濃度は 12 vol.%で一定とし，燃料噴射開始（SOI）時期の調整により着火時期を上死点近傍に保っている．いずれの吸気温度でも冷却水温度の低下にともなって，燃料噴射開始時の平均筒内ガス温度が低下するとともに着火遅れが増加しており，この冷却水温度に対する着火遅れの変化は低吸気温度ほど顕著である．一方，低冷却水温度では，その低下に対する燃料噴射開始時の平均筒内ガス温度の低下が比較的小さいにもかかわらず，着火遅れの増加が顕著である．これは，着火遅れが筒内ガス温度のみならず，シリンダ壁面温度の影響も受けることを示唆している．

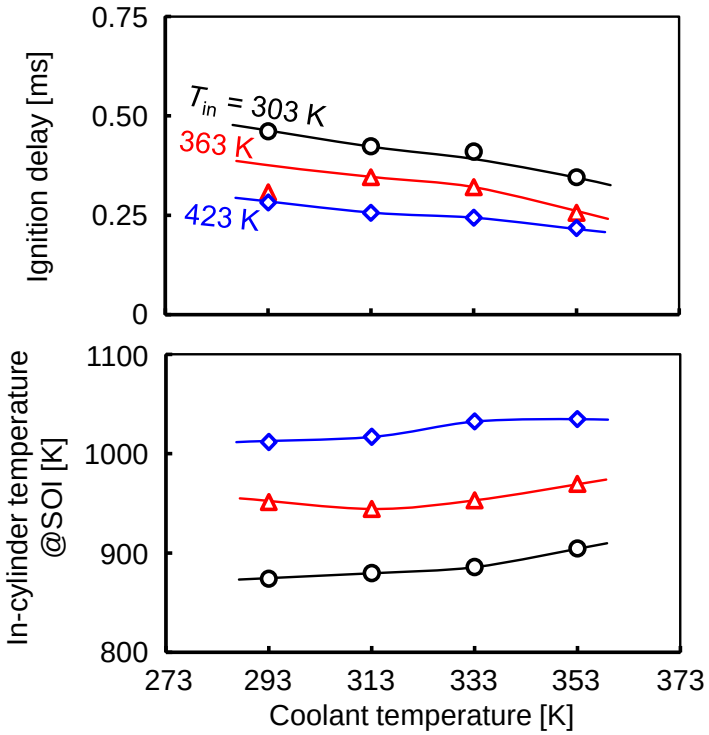


図 3.5-1　冷却水温度に対する着火遅れおよび燃料噴射開始（SOI）時期における平均筒内ガス温度

(N_e = 1300 rpm, P_{in} = 130 kPa, O_{2in} = 21 vol.%, fuel injection timing for TDC ignition)

3.6　第 3 章のまとめ

最新の燃焼系を有するディーゼルエンジンにおいて，機関回転速度，吸気温度，吸気圧力，吸気酸素濃度，燃料噴射圧力，および冷却水温度の六つの運転パラメータを広範かつ系統的に設定して着火遅れを計測し，各パラメータによる個別の影響を検討したところ，以下の諸点が明らかとなった．

1. 機関回転速度による着火遅れの差異は，燃料噴射時の筒内温度および圧力におおむね対応している．

2. 吸気圧力の高圧化は燃料噴射時の筒内圧力に大きく影響し，その結果として着火遅れの減少に寄与する．なお，着火遅れは同一の機関回転速度において吸気圧力の増加にともなって減少し，その程度は低機関回転速度ほど顕著である．

3. EGR による吸気酸素濃度の低下にともなって着火遅れは増加し，その程度は低吸気酸素濃度ほど顕著となる．この着火遅れの増加には，燃料と酸素の遭遇頻度の減少に加えて，筒内ガスの比熱比が減少して圧縮端の筒内温度が低下することも相乗的に作用している．

4. 燃料噴射圧力の上昇にともなって，噴霧液柱分裂時間が短縮するとともに混合気形成が促進されて着火遅れは短縮する．本研究の範囲では，着火遅れはおおむね燃料噴射圧力の 0.3 乗に反比例して減少した．また，燃料噴射圧力の増加にともなう着火遅れの絶対時間の減少量は液柱分裂時間の減少量の約三倍となった．

5. 冷却水温度の低下にともなって，燃料噴射開始時の平均筒内ガス温度が低下して着火遅れが増加するが，低冷却水温度では，その低下による平均筒内ガス温度の変化が小さいにもかかわらず着火遅れの増加が顕著となることから，壁面温度の影響が示唆された．

第4章　着火遅れのセタン価に対する依存性

本章では，将来の e-fuel の利用拡大などにともなう燃料着火性の多様化を見据え，異なるセタン価を有する二種類のパラフィン系合成燃料を混合して供試することで，着火遅れの依存性にセタン価が及ぼす影響について詳述する．

4.1 実験条件

表 4.1-1 に本章における実験条件（実験系統 III）を示す．2.1-2 節および表 2.1-4 に詳述したとおり，着火性が異なる二種類のパラフィン系合成燃料の混合割合を変化させてセタン価が 32，38，45，57 および 78 の五種類の供試燃料を作成した．これらを燃料として，吸気温度を 303，343，383，423 K，吸気酸素濃度を 21，18，15，12 vol.%，吸気圧力を 110 kPa，120 kPa，130 kPa，140 kPa，150 kPa にそれぞれ系統的に変更・設定し，安定した運転が可能であった計 400 通りの運転条件における着火遅れを取得した．この際，機関回転速度は 1400 rpm，燃料噴射圧力は 100 MPa，冷却水温度は 353 K で一定とした．実験系統 I および II と同様に，燃料噴射は単段かつ噴射量を 13.5 mg/cycle に設定するとともに，いずれの条件においても着火時期が上死点近傍となるように燃料噴射開始（SOI）時期を各運転条件において設定・調整した．なお，その際の IMEP は図示熱効率によって若干の差異はあるが，0.3 MPa 程度となっている．

表 4.1-1　実験系統 III（吸気条件のセタン価依存性に対する影響検討，400 条件）

Fuel	Blended fuel (cf. Table 2.1-4)
Cetane number	32, 38, 45, 57, 78
Fuel injection quantity	13.5 mg/cycle
Numbers of fuel injections	Single
Start of fuel injection, SOI	Variable (TDC ignition)
Net-IMEP	≈ 0.3 MPa
Engine speed	1400 rpm
Intake temperature	303, 343,383 423 K
Intake pressure	110, 120, 130 140, 150kPa
Intake O_2 concentration	21, 18, 15, 12 vol.%
Fuel injection pressure	100 MPa
Coolant temperature	353 K

実験系統 III の各条件について，燃料噴射開始（SOI）時期での筒内圧力および平均筒内ガス温度を図 4.1-1 に示す．SOI 時期の筒内圧力は 2.6 MPa から 6.9 MPa，および平均筒内ガス温度は 860 K から 1170 K までを網羅する条件設定である．なお，セタン価 CN32 を供試した条件において SOI 時期の筒内圧力が大きく低下しており，この要因について次節にて考察を行う．

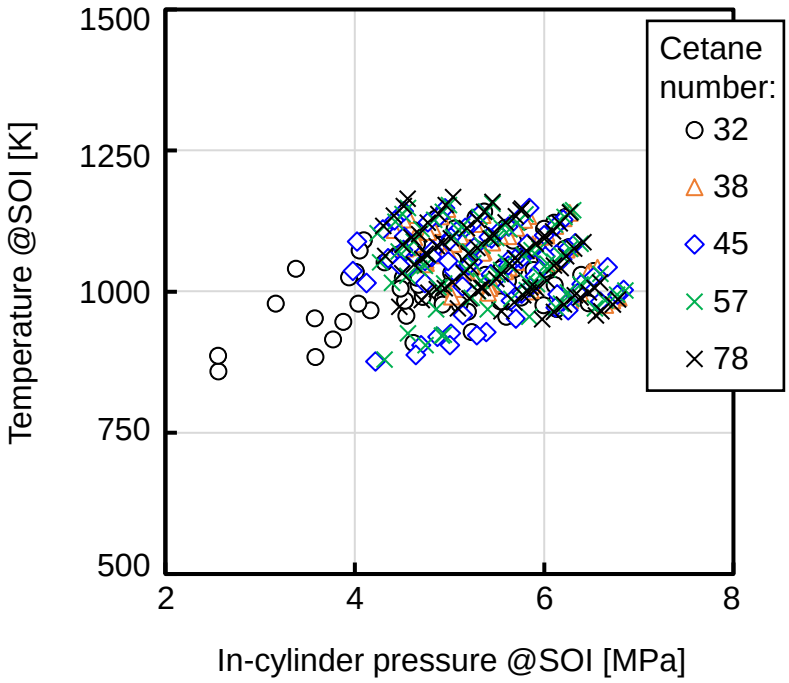


図 4.1-1　燃料噴射開始（SOI）時期における筒内圧力および平均筒内ガス温度（実験系統 III）

つぎに，表 4.1-2 に示す実験系統 IV では，セタン価 32，38，45，57，および 78 の五種類の燃料に対して，吸気酸素濃度を 21，18，15，12 vol.%，燃料噴射圧力を 50，100，150 MPa にそれぞれ系統的に設定・変更し，計 60 通りの運転条件における着火遅れを取得した．その際，機関回転速度は 1400 rpm，吸気温度は 343 K，吸気圧力は 110 kPa，冷却水温度は 353 K 一定とし，燃料噴射量および噴射時期は実験系統 I から III と同様の設定とした．

実験系統 IV の各条件について，燃料噴射開始（SOI）時期での筒内圧力および平均筒内ガス温度を図 4.1-2 に示す．SOI 時期の筒内圧力は 2.4 MPa から 4.8 MPa，および平均筒内ガス温度は 840 K から 1060 K までを網羅する条件設定である．

表 4.1-2　実験系統 IV（燃料噴射圧力のセタン価依存性に対する影響検討，60 条件）

Fuel	Blended fuel (cf. Table 2.1-4)
Cetane number	32, 38, 45, 57, 78
Fuel injection quantity	13.5 mg/cycle
Numbers of fuel injections	Single
Net-IMEP	≈ 0.3 MPa
Engine speed	1400 rpm
Intake temperature	343 K
Intake pressure	110 kPa
Intake O_2 concentration	21, 18, 15, 12 vol.%
Fuel injection pressure	50, 100, 150 MPa
Coolant temperature	353 K

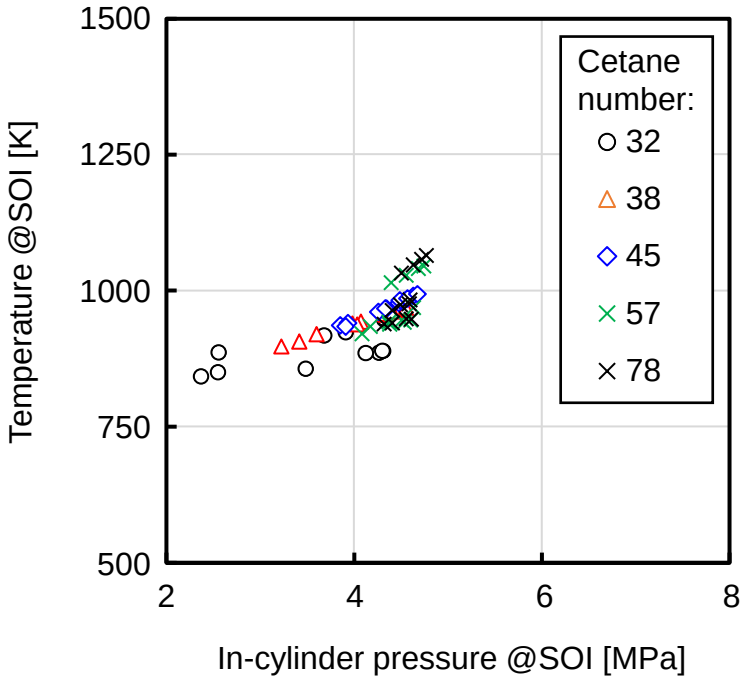


図 4.1-2　燃料噴射開始（SOI）時期における筒内圧力および平均筒内ガス温度（実験系統 IV）

4.2 吸気温度が着火遅れのセタン価に対する依存性に及ぼす影響

図 4.2-1 に，各吸気温度における着火遅れおよび燃料噴射開始時の筒内ガス平均温度をセタン価に対して示す．なお，燃料噴射圧力は 100 MPa，吸気酸素濃度は 21 vol.%，吸気圧力は 110 kPa で一定とし，燃料噴射開始（SOI）時期の調整により着火時期を上死点近傍に保っている．セタン価の低下に対する着火遅れの増加はいずれの吸気温度においても同程度であり，吸気温度が変化しても着火遅れのセタン価に対する依存性は基本的に同様である．いずれの吸気温度でもセタン価 45 までの低下による着火遅れの増加は小さいのに対して，セタン価が 32 ではいずれの吸気温度においても着火遅れは顕著に増加している．なお，この場合も低セタン価ほど噴射時期を早期に設定しているため．燃料噴射開始時の筒内ガス平均温度は若干低くなっている．

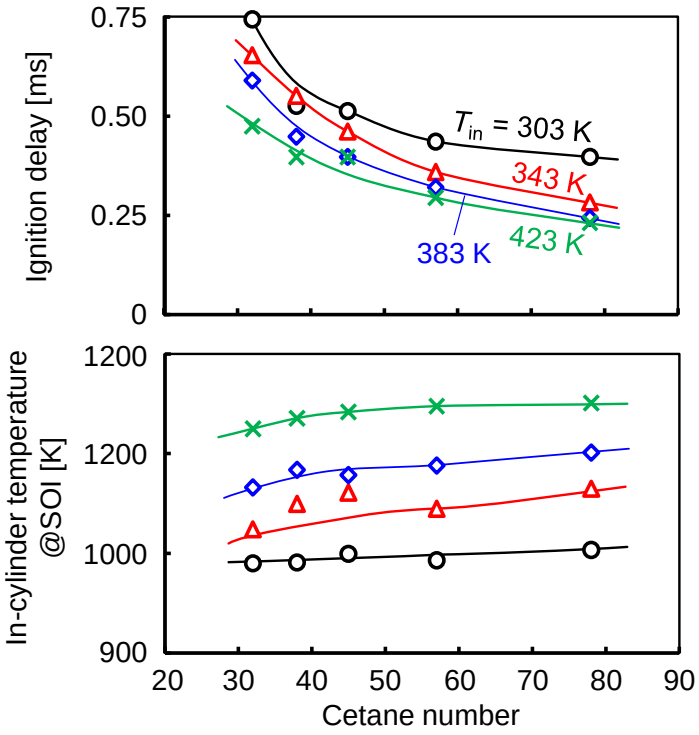


図 4.2-1　各吸気温度におけるセタン価に対する着火遅れおよび平均筒内ガス温度

(O_{2in} = 21 vol.%, P_{in} = 110 kPa, P_f = 100 MPa, fuel injection timing for TDC ignition)

4.3 吸気圧力が着火遅れのセタン価に対する依存性に及ぼす影響

図 4.3-1 に，各吸気圧力における着火遅れ，燃料噴射開始時の筒内圧力，および筒内ガス平均温度をセタン価に対して示す．なお，燃料噴射圧力は 100 MPa，吸気酸素濃度は 21 vol.%，吸気温度は 303 K で一定とし，燃料噴射開始（SOI）時期の調整により着火時期を

上死点近傍に保っている．吸気圧力が変化しても着火遅れのセタン価に対する依存性は基本的に同様であり，いずれの吸気圧力でもセタン価 45 までの低下による着火遅れの増加は小さいのに対して，セタン価が 32 ではいずれの吸気圧力においても着火遅れは顕著に増加している．また，セタン価が 45 以上では吸気圧力 110 kPa から 120 kPa までの増加で着火遅れの減少が顕著となるものの，それ以上の吸気圧力の増加による変化は比較的小さくなっている．なお，この場合もセタン価 32 では着火遅れが大きいため，噴射時期の進角にともなって燃料噴射開始時の圧力および温度が低下しており，それが相乗的に作用していることに留意する必要がある．

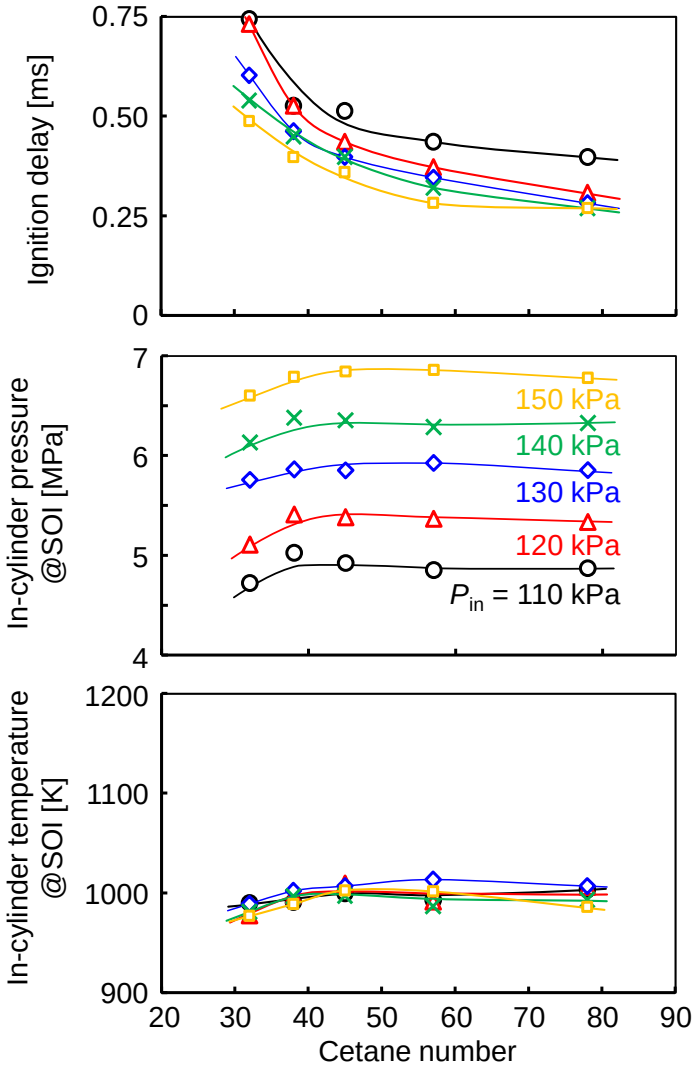


図 4.3-1　各吸気圧力におけるセタン価に対する着火遅れ，燃料噴射開始時の筒内ガス圧力，および平均筒内ガス温度

(O_{2in} = 21 vol.%, T_{in} = 303 K, P_f = 100 MPa, fuel injection timing for TDC ignition)

4.4 吸気酸素濃度が着火遅れのセタン価に対する依存性に及ぼす影響

図 4.4-1 に，各吸気酸素濃度における着火遅れおよび燃料噴射開始時の筒内ガス平均温度をセタン価に対して示す．なお，燃料噴射圧力を 100 MPa，吸気温度 T_{in} を 303 K，吸気圧力を 110 kPa で一定とし，燃料噴射開始（SOI）時期の調整により着火時期を上死点近傍に保っている．セタン価の低下にともなう着火遅れの増加の程度は低吸気酸素濃度ほど顕著であり，セタン価が 45 程度までの低下に対し，高吸気酸素濃度（21 vol.%）では着火遅れの増加幅は比較的小さい一方，低吸気酸素濃度（15 vol.%）では着火遅れの増加が顕在化する．セタン価が 32 まで低下すると，高吸気酸素濃度でも着火遅れの増加が顕著となり，低吸気酸素濃度ではさらに増加する．なお，着火遅れが大きい場合には，上死点での着火を維持するために燃料噴射時期を進角したため，他の場合に比べて燃料噴射時における筒内ガス温度が低いことも考慮する必要がある．EGR による吸気酸素濃度低下にともなう着火遅れの増加は，3.3 節でも述べた通り，燃料と酸素の遭遇頻度の低下が主要因と考えられるが，二酸化炭素および水の増加に起因した比熱比の減少にともなう圧縮端における筒内ガス温度の低下も相乗的に作用している可能性がある．着火遅れに対する吸気酸素濃度および筒内ガス温度の個別の影響度については 5.2 節にて詳述する．

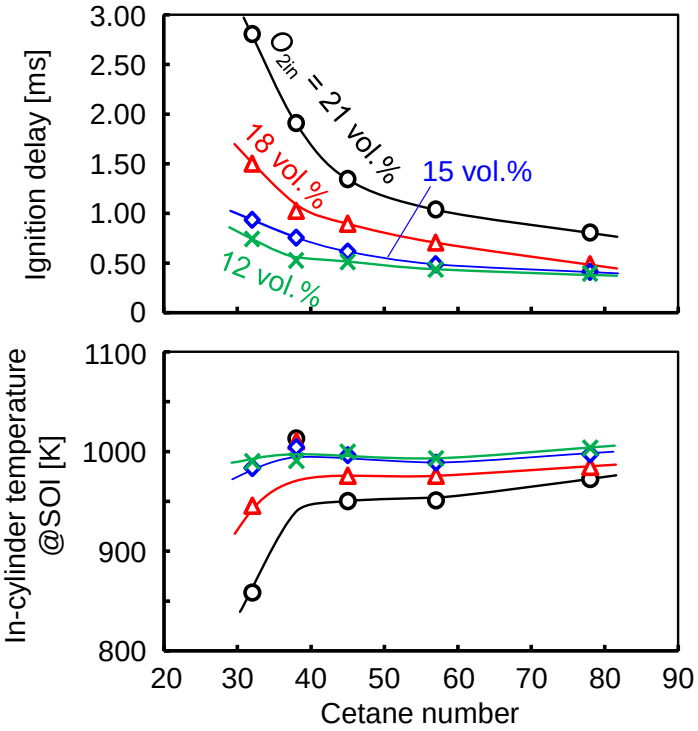


図 4.4-1　各吸気酸素濃度におけるセタン価に対する着火遅れおよび平均筒内ガス温度

(T_{in} = 303 K, P_{in} = 110 kPa, P_f = 100 MPa, fuel injection timing for TDC ignition)

4.5 燃料噴射圧力が着火遅れのセタン価依存性に及ぼす影響

図 4.5-1 に，各燃料噴射圧力における着火遅れをセタン価に対して示す．なお，吸気圧力は 110 kPa，吸気酸素濃度は 21 vol.%，吸気温度は 343 K 一定とし，燃料噴射開始（SOI）時期の調整により着火時期を上死点近傍に保っている．いずれのセタン価においても，燃料噴射圧力の上昇にともなう着火遅れの減少は同程度で，いずれの燃料噴射圧力でも低セタン価になると着火遅れの増加が顕著となっており，燃料噴射圧力が着火遅れのセタン価に対する依存性に及ぼす影響が小さいことが示されている．

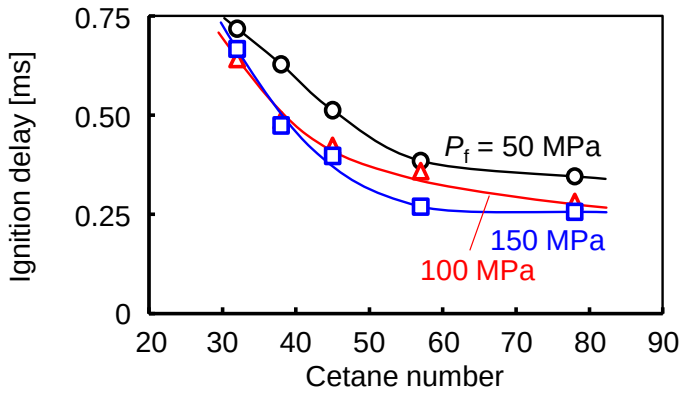


図 4.5-1　各燃料噴射圧力におけるセタン価に対する着火遅れ

(O_{2in} = 21 vol.%, P_{in} = 110 kPa, T_{in} = 343 K, fuel injection timing for TDC ignition)

4.6　第 4 章のまとめ

異なるセタン価を有する二種類のパラフィン系合成燃料を混合して得たセタン価が 32 から 78 の燃料に対して，吸気酸素濃度，吸気温度，吸気圧力，および燃料噴射圧力の四つの運転条件パラメータを広範かつ系統的に変更・設定して着火遅れを計測し，そのセタン価依存性に対する各パラメータによる個別の影響を系統的に検討したところ，以下の諸点が明らかとなった．

1. セタン価の低下に対する着火遅れの増加はいずれの吸気温度においても同程度であり，吸気温度が変化しても着火遅れのセタン価に対する依存性は基本的に同様である．いずれの吸気温度でもセタン価 45 までの低下による着火遅れの増加は小さいのに対して，セタン価が 32 では着火遅れは顕著に増加する．

2. 吸気圧力が変化しても着火遅れのセタン価に対する依存性は基本的に同様であり，いずれの吸気圧力でもセタン価 45 までの低下による着火遅れの増加は小さいのに対して，セタン価が 32 では着火遅れは顕著に増加する．

3. セタン価の低下にともなう着火遅れの増加の程度は低吸気酸素濃度ほど顕著であり，セタン価 CN が 45 程度までの低下に対し，高吸気酸素濃度（21 vol.%および 18 vol.%）では着火遅れの増加幅は比較的小さい一方，低吸気酸素濃度（15 vol.%）では着火遅れの増加が顕在化する．セタン価が 32 まで低下すると高吸気酸素濃度でも着火遅れの増加が顕著になる．

4. 燃料噴射圧力の上昇にともなう着火遅れの減少はいずれのセタン価においても同程度であり，燃料噴射圧力が着火遅れのセタン価に対する依存性に及ぼす影響は小さい．

第5章　着火遅れ予測式の構築

前章までに，機関回転速度，吸気温度，吸気圧力，吸気酸素濃度，燃料噴射圧力，冷却水温度の運転パラメータおよび燃料着火性を広範に変化させることで，従来型ディーゼル燃焼から希薄低温燃焼まで，さらには将来燃料をも想定・網羅する多数の着火遅れデータを得た．本章においてはこれらをもとした着火遅れ予測式の構築を試みた結果について詳述する．

5.1 アレニウス型着火遅れ予測式

Livengood らは，着火遅れの推算には着火遅れ期間における各パラメータを時間の変数として与えたアレニウス式の積分値を用いるべきであるとしている[61]．しかし，ディーゼル噴霧においてこれらを時間の変数として取り扱うことは容易ではないため，ここでは，最初の試みとして，吸気酸素濃度 $O_{2\mathrm{in}}$，燃料噴射開始（SOI）時の筒内圧力 P_{SOI}，および燃料噴射開始（SOI）時の平均筒内ガス温度 T_{SOI} を変数として，(5.1-1)式に示すとおり簡易的に与えることより着火遅れ予測式を求めた．

$$\frac{1}{\tau_{\mathrm{pre}}} = A{O_{2\mathrm{in}}}^{a}{P_{\mathrm{SOI}}}^{b}\exp\left(-\frac{E}{R}\cdot\frac{1}{T_{\mathrm{SOI}}}\right) \tag{5.1-1}$$

τ_{pre}: 予測着火遅れ [s]

A: 頻度因子 [-]

a, b: 偏回帰係数 [-]

$O_{2\mathrm{in}}$: 吸気酸素濃度 [vol.%]

P_{SOI}: 燃料噴射開始（SOI）時期の筒内圧力 [Pa]

T_{SOI}: 燃料噴射開始（SOI）時期の平均筒内ガス温度 [K]

E: 活性化エネルギー [J/mol]

R: 気体定数 [J/(K·mol)]

広範な運転条件において適用可能な予測式を確立するため，第 3 章に記した実験系統 I（表 3.1-1）における 432 通りのデータに対し重回帰分析を行うことで，(5.1-2)式に示すとおり頻度因子 A，偏回帰係数 a，b，および活性化エネルギー項 E/R を得た．

$$\tau_{\mathrm{pre}} = 2.57\times10^{3}{O_{2\mathrm{in}}}^{-1.02}{P_{\mathrm{SOI}}}^{-1.29}\exp\left(\frac{2480}{T_{\mathrm{SOI}}}\right) \tag{5.1-2}$$

3.2 節において，着火遅れが燃料噴射開始（SOI）時の筒内圧力の増加にともなって減少することを述べたが，(5.1-2)式における筒内圧力の指数が−1.29 となっていることにおおよそ対応している．

図 5.1-1 に，実験系統 I について(5.1-2)式により求めた予測着火遅れを実測値に対して示す．(5.1-2)式は決定係数 0.89 にて着火遅れ予測が可能であり，十分な精度を有していると言える．ここで，(5.1-2)式の変数が吸気酸素濃度と筒内ガスの圧力温度および濃度のみで構成され，機関回転速度を説明変数として有しないにもかかわらず着火遅れをよく表現できていることから，機関回転速度の上昇に伴う着火遅れの短縮は，主に筒内ガスの圧力および温度の上昇によって生じており，筒内流動の増加の影響は弱いことが示唆されている．

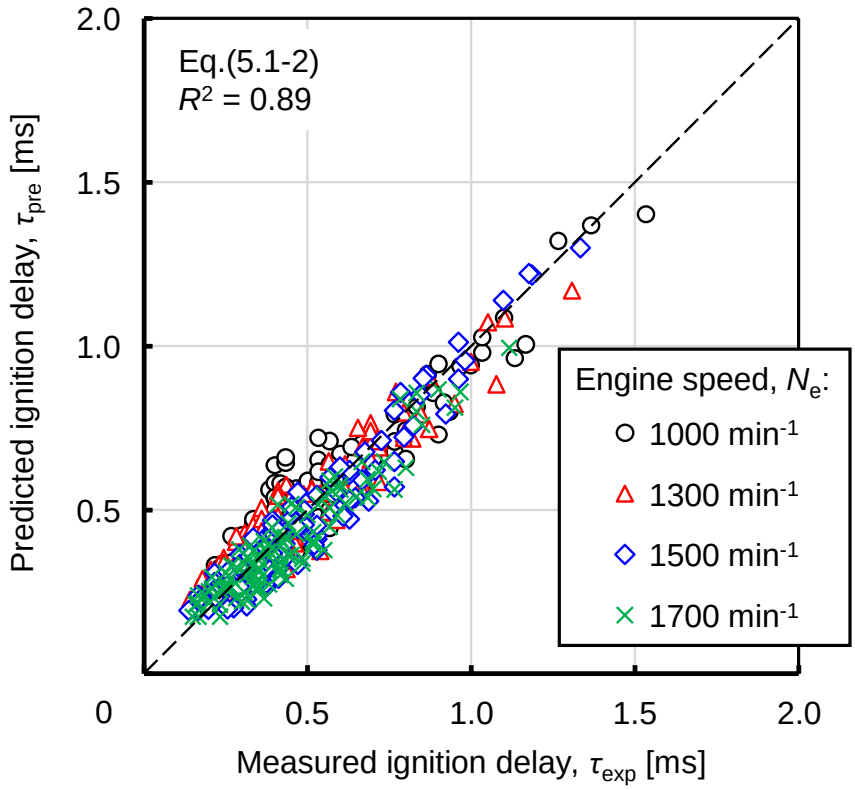


図 5.1-1　(5.1-2)式による予測着火遅れ（実験系統 I・432 条件）

つぎに，吸気酸素濃度 O_{2in} と燃料噴射開始（SOI）時期の筒内圧力 P_{SOI} を筒内酸素分圧 P_{O2_SOI}（= P_{SOI} [Pa]・O_{2in} [vol.%] /100）として統合することを試みた．図 5.1-2 に，実験系統 I での機関回転速度 1300 rpm，吸気温度 363 K，燃料噴射圧力 100 MPa における SOI 時の筒内酸素分圧に対する着火遅れ実測値を両対数として示す．異なる吸気酸素濃度条件における着火遅れは，筒内酸素分圧により一意的に表されることが分かる．

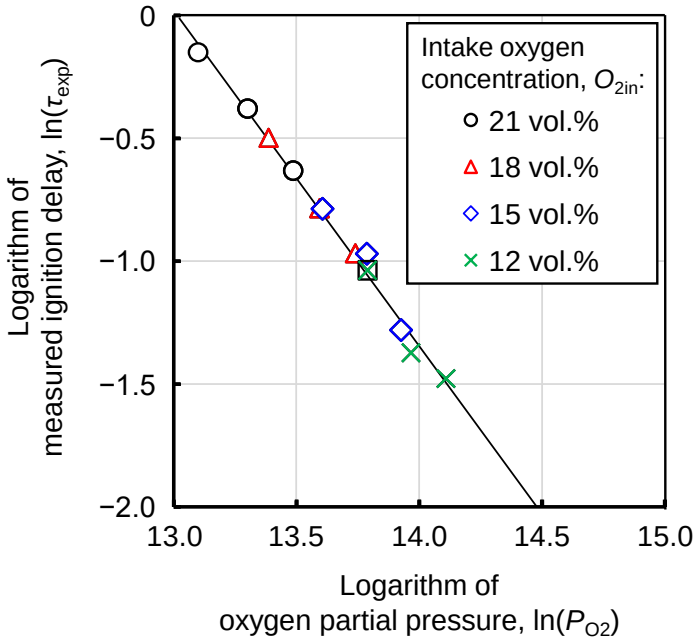


図 5.1-2　筒内酸素分圧に対する着火遅れ実測値

(N_e = 1300 rpm,　T_{in} = 363 K,　P_f = 100 MPa, fuel injection timing for TDC ignition)

以上より，式(5.1-2)中における吸気酸素濃度および筒内圧力を筒内酸素分圧に統合し，実験系統 I（表 3.1-1）について重回帰分析を行って式(5.1-3)を得た．

$$\tau_{\mathrm{pre}} = 1.82 \times 10^{2} P_{\mathrm{O2_SOI}}{}^{-1.13} \exp\left(\frac{2430}{T_{\mathrm{SOI}}}\right) \tag{5.1-3}$$

P_{O2_SOI}: 燃料噴射開始（SOI）時の筒内酸素分圧 [Pa] ($= O_{2in}$ [vol.%] × P_{SOI} [Pa])

図 5.1-3 に，実験系統 I について(5.1-2)式および(5.1-3)式により求めた予測着火遅れの比較を示す．(5.1-3)式は決定係数 0.89 での予測が可能であり，(5.1-2)式と同等の精度が得られている．すなわち，回帰式中の説明変数である吸気酸素濃度および SOI 時の筒内圧力は，筒内酸素分圧に統合しても問題がないことが確認された．

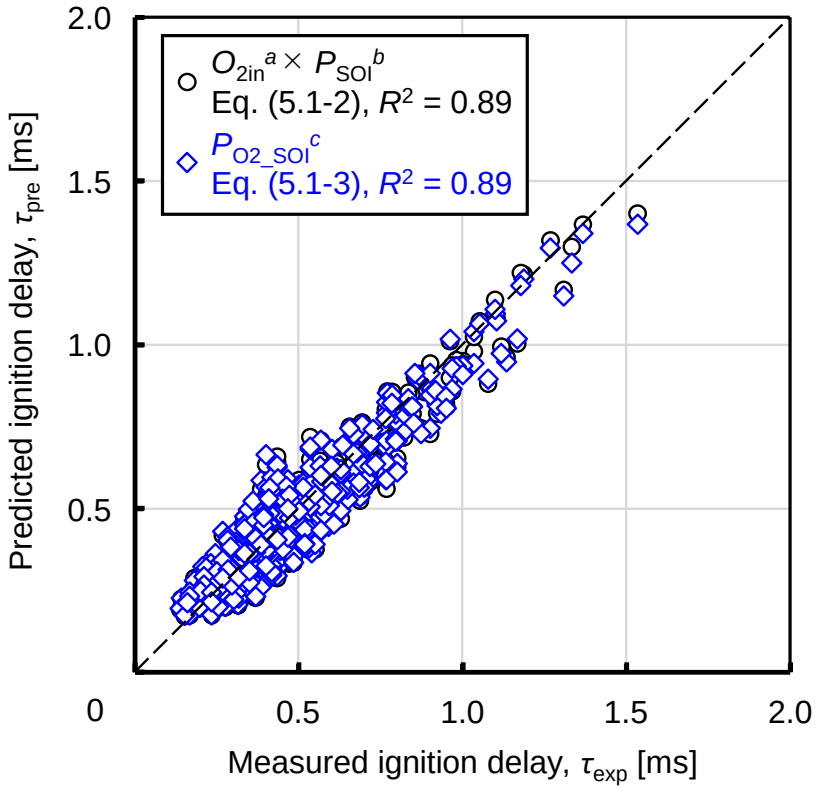


図 5.1-3　(5.1-2)式および(5.1-3)式による予測着火遅れ（実験系統 I・432 点）

つぎに，着火遅れに影響するその他の因子に関する変数を導入することにより，予測式のさらなる精度向上を試みた．(5.1-3)式までの着火遅れ予測式においては，燃料噴射圧力，燃焼室壁温といった物理的因子を考慮していないことや，実際の着火現象が生じる燃料噴霧中の局所温度を平均筒内ガス温度で代替していることによって予測精度が十分に得られていない可能性がある．燃焼室壁温および燃料噴霧中の局所温度について厳密に与えることが困難であるのに対し，燃料噴射圧力はコモンレール内部の燃料圧力と同等であると仮定して実用上容易に与えることが可能であり，実験系統 I にも四通りに変更した燃料噴射圧力に対する着火遅れデータが含まれている．そこで，(5.1-3)式の説明変数に(5.1-4)式のとおり燃料噴射圧力 P_f [Pa]を追加し，その確からしさを検証した．

$$\tau_{\mathrm{pre}} = 5.21 \times 10^{4} P_{\mathrm{f}}{}^{-0.311} P_{\mathrm{O2}}{}^{-1.13} \exp\left(\frac{2400}{T_{\mathrm{SOI}}}\right) \tag{5.1-4}$$

P_f: 燃料噴射圧力[Pa]

図 5.1-4 に，実験系統 I について(5.1-3)式および(5.1-4)式によって求めた予測着火遅れの比較を示す．(5.1-4)式は決定係数 0.94 にて着火遅れの予測が可能であり，燃料噴射圧力を説明変数に加えることで予測精度が改善したことから，燃料噴射圧力は着火遅れに強い影響を与えていると言える．3.4 節において，着火遅れが燃料噴射圧力のおおむね 0.3 乗に反比例することを述べたが，(5.1-4)式における燃料噴射圧力の指数が−0.311 となっていることによく対応している．

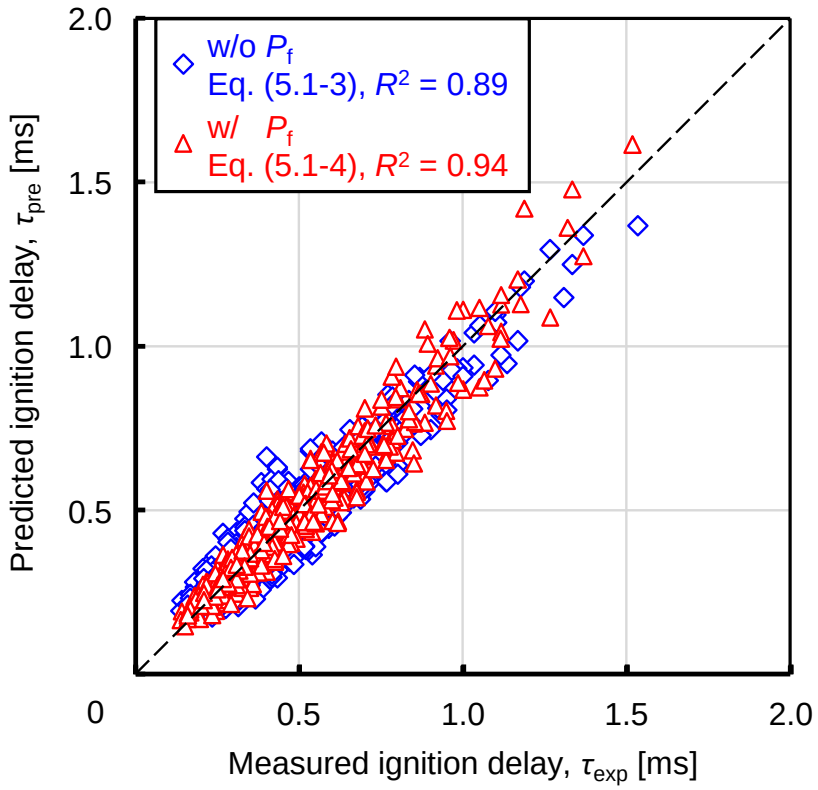


図 5.1-4 (5.1-3)式および(5.1-4)式による予測着火遅れ（実験系統 I・432 点）

さらなる精度および一般性の向上を図るには，燃料噴霧中の当量比分布，筒内流動強度，燃焼室壁温や筒内残留ガスの影響を予測式中に考慮するべきであるが，(5.1.4)式での予測はすでに十分良好な精度であることから，さほど大きな改善はもたらさないと思われる．

ここで，アレニウス型の式として得られた(5.1-4)式について，統計的解釈に誤りがないことを検証する．まず，説明変数間の多重共線性について分散拡大要因（VIF: Variance Inflation Factor）を算出すると，表 5.1-1 の通りとなる．一般に VIF は 10 未満を基準とする場合が多く，本解析における VIF が十分に小さいことから説明変数間の多重共線は生じていないと言える．(5.1-4)式における各説明変数の t 値および p 値について，表 5.1-2 に示す．

一般に t 値は絶対値が 2 以上かつ p 値は 0.01 未満を基準とするため，本結果はこれらをいずれも十分に満たしている．なお，(5.1-4)式における有意 F は 1.80×10^{-243} である．

表 5.1-1 (5.1-4)式における説明変数間の相関係数逆行列（対角要素: 分散拡大要因（VIF））

	$\ln P_{\mathrm{f}}$	$\ln P_{\mathrm{O2}}$	$1/T_{\mathrm{SOI}}$
$(\ln P_{\mathrm{f}})$	**1.00**	−0.03	0.03
$(\ln P_{\mathrm{O2}})$	−0.03	**1.02**	0.15
$(1/T_{\mathrm{SOI}})$	0.03	0.15	**1.02**

表 5.1-2 (5.1-4)式における各説明変数の t 値および p 値

説明変数	t 値	p 値
$\ln P_{\mathrm{f}}$	−23.5	7.33×10^{-79}
$\ln P_{\mathrm{O2}}$	−54.1	1.60×10^{-193}
$1/T_{\mathrm{SOI}}$	34.2	1.40×10^{-124}

5.2 EGR 条件下での吸気酸素濃度および筒内ガス温度の影響度

3.4 節および 4.4 節において，吸気酸素濃度の低下にともない着火遅れが長期化することを述べた．一方，本研究では実排ガスの EGR によって吸気酸素濃度を設定しているため，吸気ガスは酸素濃度の低下とともに二酸化炭素および水蒸気が増加して比熱比が低下し，筒内ガス温度も低下していることも着火遅れの長期化に相乗的に作用していると考えられる．そこで，前節までに得られた予測式を用いて吸気酸素濃度と筒内ガス温度のそれぞれの影響度について個別に評価を試みた．

3.3 節（図 3.3-1）での吸気酸素濃度のみが異なる条件（①吸気酸素濃度 21 vol.%条件および②吸気酸素濃度 12 vol.%条件）における着火遅れ実測値，および燃料噴射開始（SOI）時の平均筒内ガス温度 T_{SOI} および燃料噴射開始（SOI）時期を表 5.3-1 に示す．これに基づき，(5.1-4)式に得られたアレニウス型着火遅れ予測式において，SOI 時における平均筒内ガス温度 T_{SOI} を 906 K 一定のまま吸気酸素濃度 $O_{2\mathrm{in}}$ のみを 21 vol.%から 12 vol.%に低下させた場合，および吸気酸素濃度 $O_{2\mathrm{in}}$ を 21 vol.%一定のまま SOI 時平均筒内ガス温度 T_{SOI} のみを 906 K から 863 K に低下させた場合の着火遅れ予測値の変化を表 5.3-2 に示す．なお，吸気酸素濃度の低下による着火遅れ期間の増加に対応して着火を上死点に保つために SOI 時期を進

角しているため，実際に吸気酸素濃度がもたらす圧縮端温度への寄与は若干小さいものと考えられる．

これらより，吸気酸素濃度 O_{2in} が着火遅れに及ぼす影響は SOI 時平均筒内ガス温度 T_{SOI} の影響よりも非常に大きいことがわかる．この傾向は実験系統 I のいずれの条件においても同様であり，ディーゼルエンジンの実用域における着火遅れ制御には EGR による吸気酸素濃度の変更が有効であることを示唆している．

表 5.3-1 吸気酸素濃度 21 vol.%条件および 12 vol%条件における着火遅れおよび燃料噴射開始（SOI）時における平均筒内ガス温度

（N_e = 1300 rpm, T_{in} = 303 K, P_{in} = 110 kPa, P_f = 50 MPa, fuel injection timing for TDC ignition @実験系統 I）

実験条件	①	②
吸気酸素濃度, O_{2in} [vol.%]	21.0	12.0
着火遅れ(実測) [ms]	0.59	1.32
SOI 時平均筒内ガス温度, T_{SOI} [K]	906	863
燃料噴射開始(SOI)時期 [°CA BTDC]	4.8	8.5

表 5.3-2 吸気酸素濃度および圧縮端温度が着火遅れに及ぼす影響度

（アレニウス型着火遅れ予測式(5.1-4)式による予測）

Δ 予測着火遅れ with ΔO_{2in} (21 vol.% → 12 vol.%) [ms]	+0.46
Δ 予測着火遅れ with ΔT_{SOI} (906 K → 863 K) [ms]	+0.08

5.3 Livengood-Wu 積分の適用

前節までに構築したアレニウス型着火遅れ予測式である(5.1-4)式では，燃料噴射圧力，燃料噴射（SOI）時の筒内酸素分圧および平均筒内ガス温度の 3 パラメータにより簡便かつ精度良く着火遅れを予測できたが，諸元が大きく異なるエンジンや実験系統 I 以外の運転範囲においては，アレニウス型の予測式では以下の二点において一般性を欠く懸念がある．

1. アレニウスの式は化学反応速度を表現するものであることから，物理的因子を直接パラメータとして含むのは適切ではないのに対し，アレニウスの式に基づく回帰式の説明変数に物理的因子である燃料噴射圧力を含んでいる．
2. 説明変数への数値代入に燃料噴射（SOI）時期の瞬時値を用いているが，着火は SOI から着火までの履歴により生じる現象であり[61]，説明変数には SOI から着火までの履歴積算値を用いるべきである．

アレニウス型の予測式が本研究の範囲において着火遅れを良好に再現できたのは，ほとんど運転点において燃料噴射を上死点近傍において行っており，SOI 後から着火にいたるまでの筒内の過渡変化が比較的小さいこと，および同一エンジン（同一連棹比および圧縮比）におけるデータのみを反映しており，SOI 時の筒内情報によりある程度その後の過渡変化を代表できているためであると思われる．

そこで，第一の試みとして，物理的因子である燃料噴射圧力を除いた説明変数を着火までの累積値として取り扱うために Livengood-Wu 積分[61]の導入を試みた．Livengood-Wu 積分は(5.3-1)式に示すとおり，化学反応速度（すなわち着火遅れの逆数）の時間積分が 1 に到達する時期を着火と定義するものである．

$$\int \frac{1}{\tau(t)} \mathrm{d}t = 1 \tag{5.3-1}$$

物理的因子である燃料噴射圧力を除外したアレニウス式として，筒内酸素分圧および平均筒内ガス温度を用いて次式のとおり化学反応速度を記述する．

$$\frac{1}{\tau(t)} = A P_{\mathrm{O2}}(t)^{a} \exp\left(-\frac{E}{R} \cdot \frac{1}{T(t)}\right) \tag{5.3-2}$$

A: 頻度因子 [-]

$P_{\mathrm{O2}}(t)$: 時刻 t における筒内酸素分圧 [Pa]

$T(t)$: 時刻 t における平均筒内ガス温度 [K]

(5.3-2)式を着火遅れ時間によって正規化（すなわち各説明変数について SOI 時期から着火までの時間平均）して(5.3-3)式を，さらに両辺に対数を取ることで(5.3-4)式が得られる．

$$\tau_{\mathrm{exp}} = \frac{1}{A} \cdot \left(\frac{1}{\tau_{\mathrm{exp}}} \int_0^{\tau_{\mathrm{exp}}} P_{\mathrm{O2}}(t) \mathrm{d}t \right)^{-a} \cdot \exp\left(\frac{E}{R} \cdot \frac{1}{\tau_{\mathrm{exp}}} \int_0^{\tau_{\mathrm{exp}}} \frac{1}{T(t)} \mathrm{d}t \right) \tag{5.3-3}$$

$$\ln \tau_{\mathrm{exp}} = \ln \frac{1}{A} - a \cdot \ln\left(\frac{1}{\tau_{\mathrm{exp}}} \int_0^{\tau_{\mathrm{exp}}} P_{\mathrm{O2}}(t) \mathrm{d}t \right) + \frac{E/R}{\tau_{\mathrm{exp}}} \int_0^{\tau_{\mathrm{exp}}} \frac{1}{T(t)} \mathrm{d}t \tag{5.3-4}$$

τ_{exp}: 実測着火遅れ[s]

以上により，説明変数である筒内酸素分圧および平均筒内ガス温度をクランク時間に対する積算値として取り扱うことができる．(5.3-4)式に対し，実験系統 I（表 3.1-1）での着火遅れデータについて重回帰分析を行い，着火遅れ予測式として(5.3-5)式を得た．

$$\int_0^{\tau_{\mathrm{pre}}} \frac{1}{\tau(t)} \mathrm{d}t = \frac{1}{2.17 \times 10^6} \int_0^{\tau_{\mathrm{pre}}} P_{\mathrm{O2}}(t)^{1.72} \exp\left(-\frac{1050}{T(t)} \right) \mathrm{d}t = 1 \tag{5.3-5}$$

図 5.3-1 に，Livengood-Wu 積分型予測式として得られた(5.3-5)式およびアレニウス型予測式である(5.1-5)式により求めた実験系統 I における予測着火遅れを示す．(5.3-5)式による着火遅れ予測値の決定係数 R^2 は 0.80 に留まり，Livengood-Wu 積分により現象理解上の懸念は解消したものの，その予測精度はアレニウス型予測式に劣る結果となった．この要因として，3.4 節および 5.1 節に示したとおり，燃料噴射圧力は燃料混合気の発達挙動に関する現象論的記述，ひいては着火遅れの予測において無視できないパラメータであると言えるが，(5.3-5)式において予測精度が向上しないのはこの効果をモデル中から一切除外しているためと思われる．

そこで，着火遅れ期間を液柱分裂時間に代表される物理的期間と以降の着火にいたるまでの化学的期間とに分け，物理的因子である燃料噴射圧力は物理的期間にのみ関与すると仮定することで予測精度の改善を図った．まず，化学的期間を全着火遅れ期間から物理的期間を差し引いたものとして(5.3-6)式のとおり定義する．液柱分裂時間の算出には，高燃料噴射圧力までを網羅した経験式[107, 108]である(3.4-1)式を用いた．なお，少なくとも液柱分裂が完了するまでは化学反応は生じないと仮定し，化学的期間に対してのみ Livengood-Wu 積分を適用した．

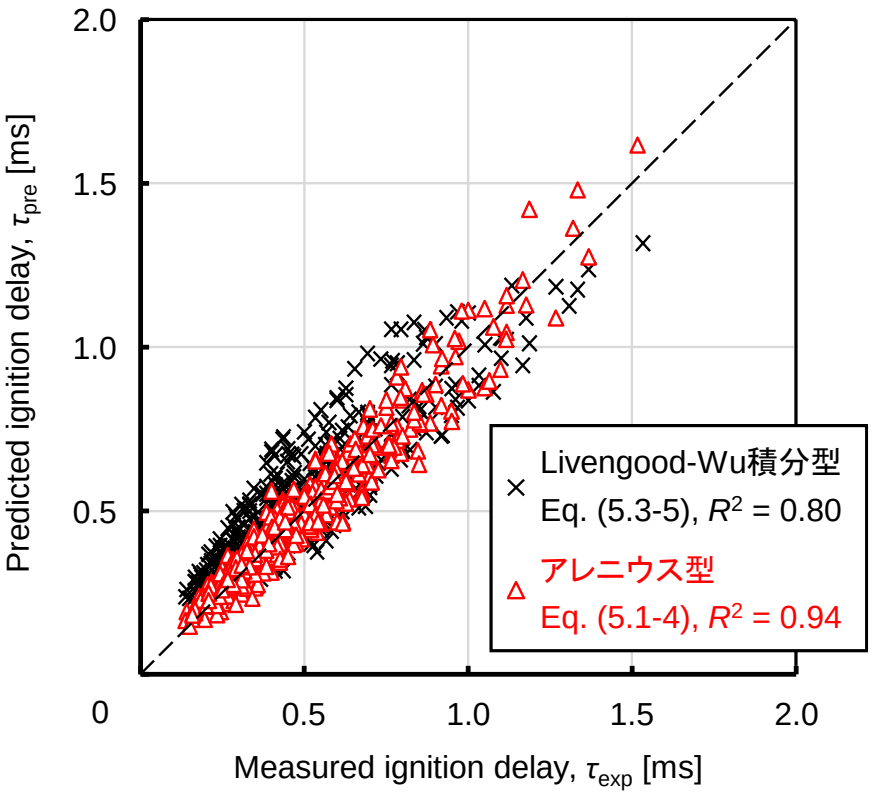


図 5.3-1　(5.3-5)式および(5.1-4)式による予測着火遅れ（432 条件@実験系統 I）

$$\tau_{\mathrm{c}} = \tau - t_{\mathrm{b}} \tag{5.3-6}$$

τ_{c}: 化学的期間 [s]

τ: 全着火遅れ期間 [s]

t_{b}: 液柱分裂時間 [s]

化学的期間に対してのみ Livengood-Wu 積分を適用すると，(5.3-1)式から(5.3-5)式はそれぞれ以下のとおり表される．

$$\int \frac{1}{\tau_{\mathrm{c}}(t)}\mathrm{d}t = 1 \tag{5.3-7}$$

$$\frac{1}{\tau_{\mathrm{c}}(t)} = AP_{\mathrm{O2}}(t)^{a}\exp\left(-\frac{E}{RT(t)}\right) \tag{5.3-8}$$

$$\tau_{\mathrm{c_exp}} = \frac{1}{A}\cdot\left(\frac{1}{\tau_{\mathrm{c_exp}}}\int_{t_{\mathrm{b}}}^{\tau_{\mathrm{exp}}} P_{O2}(t)\mathrm{d}t\right)^{-a}\cdot\exp\left(\frac{E}{R}\cdot\frac{1}{\tau_{\mathrm{c_exp}}}\int_{t_{\mathrm{b}}}^{\tau_{\mathrm{exp}}}\frac{1}{T(t)}\mathrm{d}t\right) \tag{5.3-9}$$

$$\ln\tau_{\mathrm{c_exp}} = \ln\frac{1}{A} - a\ln\left(\frac{1}{\tau_{\mathrm{c_exp}}}\int_{t_\mathrm{b}}^{\tau_\mathrm{exp}} P_{O2}(t)\mathrm{d}t\right) + \frac{E/R}{\tau_\mathrm{c}}\int_{t_\mathrm{b}}^{\tau_\mathrm{exp}}\frac{1}{T(t)}\mathrm{d}t \qquad (5.3\text{-}10)$$

$\tau_{\mathrm{c_exp}}$: 実測の化学的期間 $(=\tau_\mathrm{exp} - t_\mathrm{b})$

(5.3-10)式に対し，実験系統 I（表 3.1-1）での着火遅れデータについて重回帰分析を行い，着火遅れ予測式として(5.3-11)式を得た．

$$\int_{t_\mathrm{b}}^{\tau_\mathrm{pre}}\frac{1}{\tau_\mathrm{c}(t)}\mathrm{d}t = \frac{1}{4190}\int_{t_\mathrm{b}}^{\tau_\mathrm{pre}} P_{O2}(t)^{1.46}\exp\left(-\frac{3640}{T(t)}\right)\mathrm{d}t = 1 \qquad (5.3\text{-}11)$$

図 5.3-2 に，液柱分裂時間を考慮した(5.3-11)式および考慮しない(5.3-5)式により求めた実験系統 I における予測着火遅れを示す．(5.3-11)式による着火遅れ予測値の決定係数 R^2 は 0.88 まで改善しており，着火遅れ期間の物理的，化学的期間への区別およびそれぞれの記述は適切であることが示唆されている．

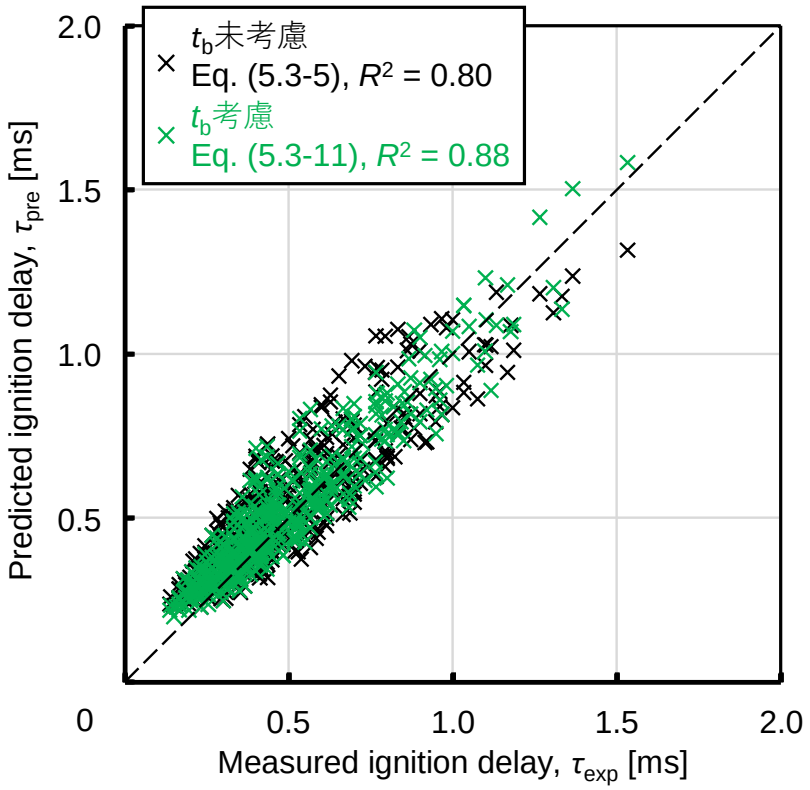


図 5.3-2 (5.3-11)式および(5.3-5)式による予測着火遅れ（432 条件@実験系統 I）

5.4 燃料噴霧先端挙動の記述による Livengood-Wu 積分型着火遅れ予測式の改善

3.4 節において，燃料噴射圧力の高圧化は液柱分裂のみならず，液柱分裂完了後の噴霧貫徹距離，噴霧粒径，および周囲雰囲気との運動量交換等の混合気形成までを強く促進しており，その結果，局所当量比と温度履歴に影響を受ける化学的期間が減少し，全着火遅れ期間も短縮することを明らかにした．すなわち，Livengood-Wu 積分型予測式の予測精度がやや劣るのは，燃料噴射圧力を液柱分裂時間にのみ影響を与え，液柱分裂完了以降の混合気形成過程に一切関与しないものとして取り扱ったことが要因であると考えられる．

そこで，化学反応速度を表現するアレニウス式を包含する Livengood-Wu 積分式中において，燃料噴射圧力の混合気形成過程への寄与に対する記述を試みた．燃料噴霧先端断面の空気および燃料の質量流量に着目し，これらを組み合わせた回帰式を(5.4-1)式に示す．

$$\int_{t_\mathrm{b}}^{\tau_\mathrm{pre}} \frac{1}{\tau_\mathrm{c}(t)}\mathrm{d}t = \frac{1}{A}\int_{t_\mathrm{b}}^{\tau_\mathrm{pre}} \left(\frac{G_\mathrm{a}(t)}{G_\mathrm{a}(t)+G_\mathrm{f}}\cdot P_{\mathrm{O2}}(t)\right)^{a} \left(\frac{60}{N_\mathrm{e}}\right)^{b} \exp\left(-\frac{E}{R}\cdot\frac{1}{T(t)}\right)\mathrm{d}t = 1 \qquad (5.4\text{-}1)$$

$G_\mathrm{a}(t)$: 時刻 t における燃料噴霧先端断面における空気の質量流量 [kg/m^3]

G_f: 燃料噴霧先端断面における燃料の質量流量 [kg/m^3]

N_e: 機関回転速度 [min^{-1}]

ここで，(5.4-1)式の右辺積分中における第一項は燃料噴霧先端断面における局所酸素分圧を，第二項は機関回転速度にともなう筒内流動が燃料噴霧断面における燃料と空気の混合に及ぼす効果を記述するものである．なお，燃料噴霧は周囲の空気を取り込みながら発達するため，燃料噴霧先端断面における空気の質量流量$G_\mathrm{a}(t)$は時間経過とともに増加するのに対し，燃料の質量流量G_fは着火が生じるまでは一定として取り扱う．

なお，燃料液柱分裂完了後の時刻 t [s]における噴霧先端到達距離および噴霧角度はそれぞれ(5.4-2)式および(5.4-3)式で与えられる[107, 108].

$$x(t) = 2.33\left(\frac{\rho_\mathrm{f}}{\rho_\mathrm{a}(t)}\right)^{0.125}\left(\frac{P_\mathrm{f}-P_\mathrm{a}(t)}{\rho_\mathrm{a}(t)}\right)^{0.25}(d_0\cdot t)^{0.5} \quad [t > t_b] \tag{5.4-2}$$

$x(t)$: 時刻 t における噴霧先端到達距離 [m]

$\rho_\mathrm{a}(t)$: 時刻 t における筒内ガス密度 [kg/m^3]

ρ_f: 燃料密度 [kg/m^3]

$P_\mathrm{a}(t)$: 時刻 t における筒内圧力 [Pa]

P_f: 燃料噴射圧力 [Pa]

d_0: インジェクター噴口径 [m]

$$2\theta(t) = 0.017\left\{\frac{d_0^2\rho_\mathrm{a}(t)\left(P_\mathrm{f}-P_\mathrm{a}(t)\right)}{\mu_\mathrm{a}(t)^2}\right\}^{0.25} \tag{5.4-3}$$

$2\theta(t)$: 時刻 t における噴霧角度 [degree]

$\mu_\mathrm{a}(t)$: 時刻 t における筒内ガスの粘性係数 [Pa·s]

和栗の噴霧運動量理論[34]によると，噴孔より $x(t)$ [m]の断面における空気の質量流量 $G_\mathrm{a}(t)$ [kg/s]および燃料の質量流量 G_f [kg/s]は，それぞれ(5.4-4)式，(5.4-5)式のとおり与えられる．

$$G_\mathrm{a}(t) = \pi d_0^2 g\rho_\mathrm{a}(t)\left\{w\left(\frac{x(t)}{d_0}\tan\theta(t)+\frac{\sqrt{c}}{2}\right)^2-\frac{cV_0}{4}\right\} \tag{5.4-4}$$

$$G_\mathrm{f} = \frac{\pi}{4}cd_0^2V_0g\rho_\mathrm{f} \tag{5.4-5}$$

c: インジェクター噴孔径に対する噴霧直径の収縮比 [-]

V_0: 噴孔出口の燃料流速 [m/s]

ここで,

$$w(t) = \frac{cV_0}{8}\pi d_0^2 g\rho_\mathrm{a}(t)\left\{\frac{\sqrt{\left(\frac{\rho_\mathrm{f}}{\rho_\mathrm{a}(t)}-1\right)^2+\frac{16}{c}\cdot\frac{\rho_\mathrm{f}}{\rho_\mathrm{a}(t)}\cdot\left(\frac{x(t)}{d_0}\tan\theta(t)+\frac{\sqrt{c}}{2}\right)^2}-\left(\frac{\rho_\mathrm{f}}{\rho_\mathrm{a}(t)}-1\right)}{\left(\frac{x(t)}{d_0}\tan\theta(t)+\frac{\sqrt{c}}{2}\right)^2}\right\} \tag{5.4-6}$$

(5.4-1)式において，実験系統 I（表 3.1-1）の着火遅れデータについて重回帰分析を行い，(5.4-7)式のとおり偏回帰係数を決定した．

$$\int_{t_b}^{\tau_{pre}} \frac{1}{\tau_c(t)}\mathrm{d}t = \frac{1}{1220}\int_{t_b}^{\tau_{pre}} \left(\frac{G_a(t)}{G_a(t)+G_f}\cdot P_{O2}(t)\right)^{1.52} \left(\frac{60}{N_e}\right)^{0.42} \exp\left(-\frac{4230}{T(t)}\right)\mathrm{d}t = 1 \qquad (5.4\text{-}7)$$

噴霧先端挙動を記述した(5.4-7)式および従来型の(5.3-10)式により求めた実験系統 I における予測着火遅れを図 5.4-1 に示す．実験系統 I の範囲における(5.4-7)式の決定係数 R^2 は 0.93 であり，高精度の着火遅れ予測が可能となった．この結果から，噴霧先端挙動を記述した Livengood-Wu 積分型着火遅れ予測式は，アレニウス式への物理的因子の直接寄与を解消でき，かつ説明変数を過渡的に取り扱うことでディーゼル噴霧内の着火過程をおおむね正しく表現できたと言える．

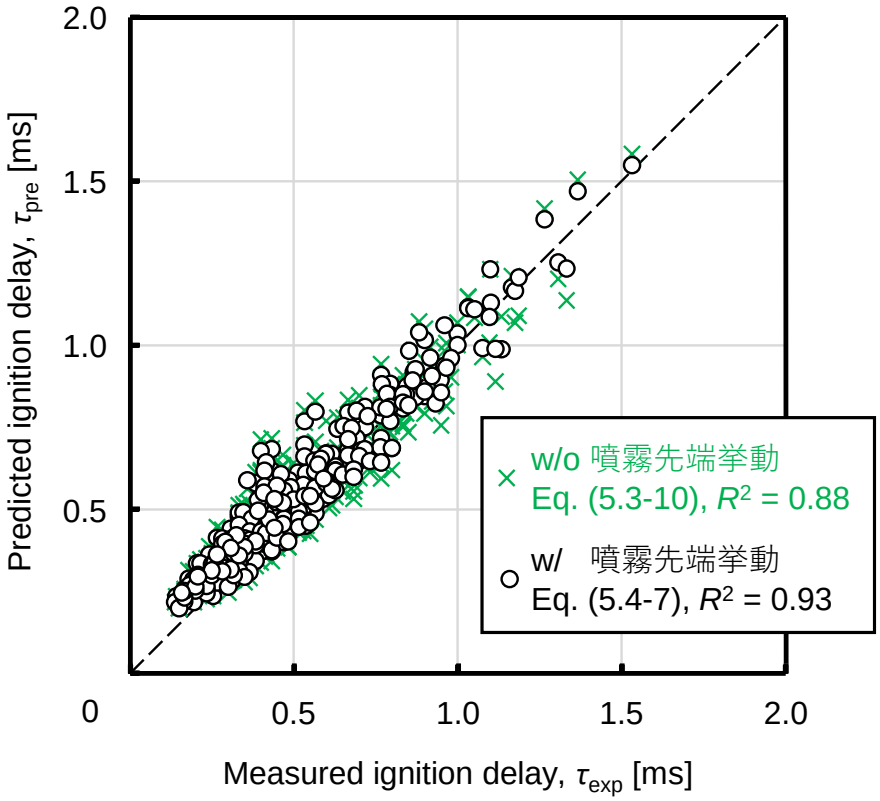


図 5.4-1 (5.4-7)式および(5.3-11)式による予測着火遅れ（432 条件@実験系統 I）

ここで，Livengood-Wu 積分型の予測式として得られた(5.4-7)式について，統計的解釈に誤りがないことを検証する．まず，説明変数間の多重共線性について分散拡大要因（VIF: Variance Inflation Factor）を算出すると，表 5.4-1 の通りとなる．一般に VIF は 10 未満を基準とする場合が多く，本解析における VIF が十分に小さいことから説明変数間の多重共線は生じていないと言える．(5.4-7)式における各説明変数の t 値および p 値について，表 5.5-2 に示す．一般に t 値は絶対値が 2 以上かつ p 値は 0.01 未満を基準とするため，本結果はこれらをいずれも十分に満たしている．なお，(5.4-7)式における有意 F は 1.70×10^{-209} である．

表 5.4-1 (5.4-7)式における説明変数間の相関係数逆行列（対角要素: 分散拡大要因（VIF））

$\ln\left(\frac{1}{\tau_c}\int_{t_b}^{\tau}\frac{G_a}{G_a+G_f}\cdot P_{O2}\mathrm{d}t\right)$	$\ln\left(\frac{1}{\tau_c}\int_{t_b}^{\tau}\frac{60}{N_e}\mathrm{d}t\right)$	$\frac{1}{\tau_c}\int_{t_b}^{\tau}\frac{1}{T}\mathrm{d}t$
1.38	0.06	−0.72
0.06	**1.03**	0.14
−0.72	0.15	**1.40**

表 5.4-2 (5.4-7)式における各説明変数の t 値および p 値

説明変数	t 値	p 値
$\ln\left(\frac{1}{\tau_c}\int_{t_b}^{\tau}\frac{G_a}{G_a+G_f}\cdot P_{O2}\mathrm{d}t\right)$	38.8	3.10×10^{-142}
$\ln\left(\frac{1}{\tau_c}\int_{t_b}^{\tau}\frac{60}{N_e}\mathrm{d}t\right)$	−40.7	4.10×10^{-149}
$\frac{1}{\tau_c}\int_{t_b}^{\tau}\frac{1}{T}\mathrm{d}t$	−10.1	1.50×10^{-21}

5.5 さらなる予測精度向上の提案

噴霧先端挙動の記述をともなう Livengood-Wu 積分型着火遅れ予測式である(5.4-7)式では，アレニウス型着火遅れ予測式における懸念点を解消しつつ高精度の着火遅れ予測を実現した．ここで，(5.1-7)式およびアレニウス型着火遅れ予測式である(5.1-4)式の実験系統 I における予測結果を図 5.5-1 に示す．図より，(5.1-7)式はとくに 1.0 ms 以上の長大な着火遅れ条件において従来式より精度良く着火遅れを予測できている一方で，着火遅れが比較的短い条件においては，長く予測される傾向があることが分かる．

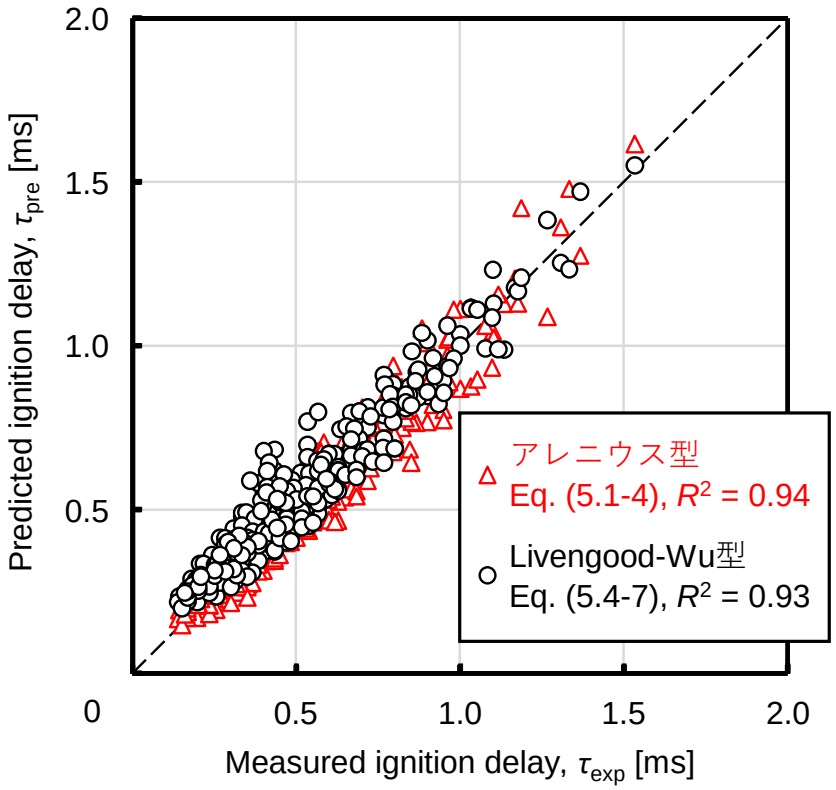


図 5.5-1 (5.4-7)式および(5.1-4)式による予測着火遅れ（432 条件@実験系統 I）

図 5.5-2 に，実験系統 I に対して(5.4-7)式で求めた着火遅れの予測誤差について燃料噴射圧力ごとに示す．燃料噴射圧力が最も低い条件である 50 MPa 条件時に対し，100 MPa 条件時 および 150 MPa 条件時では着火遅れが長く予測される傾向が認められ，この傾向は燃料噴射圧力が高いほど顕著である．

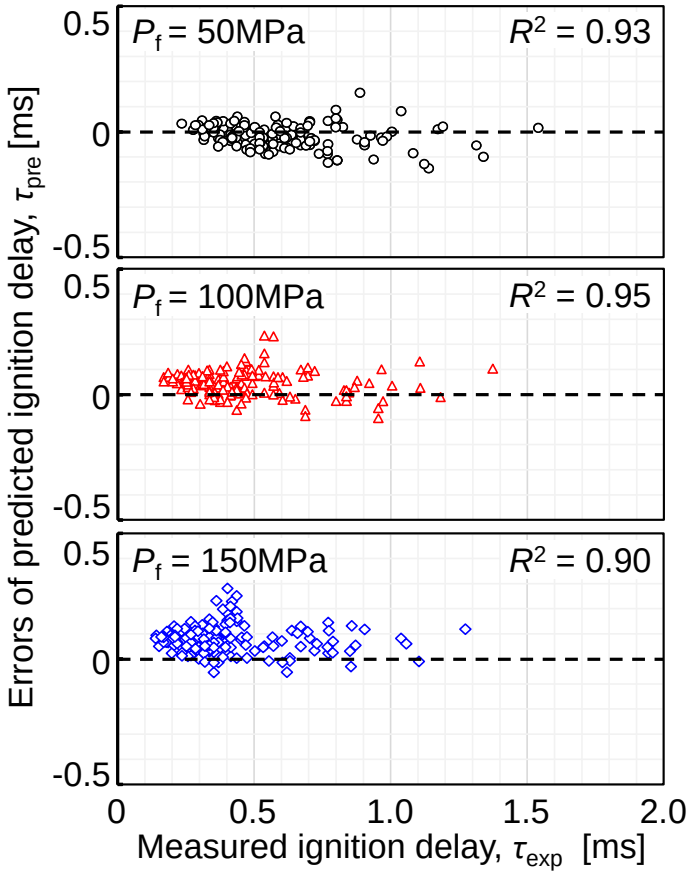


図 5.5-2 (5.4-7)式で求めた着火遅れの予測誤差（432 条件@実験系統 I）

そこで，(5.4-1)式に対する重回帰分析を燃料噴射圧力ごとにそれぞれ行い，誤差の解消を図った．実験条件 I に対する重回帰分析より得られた偏回帰係数を表 5.5-1 に，これらを用いた際の予測誤差を図 5.5-2 にそれぞれ示す．なお，これらの偏回帰係数を適用した予測式を(5.5-1)式と記載する．この処理により特に燃料噴射圧力 150 MPa 条件における誤差が改善している．一方，この結果は，Livengood-Wu 積分型着火遅れ予測式においては，燃料噴射圧力の増加にともなう燃料噴霧中の微視的な構造や流動への効果を完全に記述できていないことを示唆している．さらに，着火は必ずしも噴霧先端で生ずるわけではない[115]ことも誤差要因として挙げられ，引き続きの検討課題である考えられる．

表 5.5-1　(5.5-1)式における偏回帰係数

Fuel pressure	*A*	*a*	*b*	*E*/*R*
50 MPa	866	1.44	0.36	3900
100 MPa	3600	1.58	0.40	4030
150 MPa	2040	1.58	0.49	4350

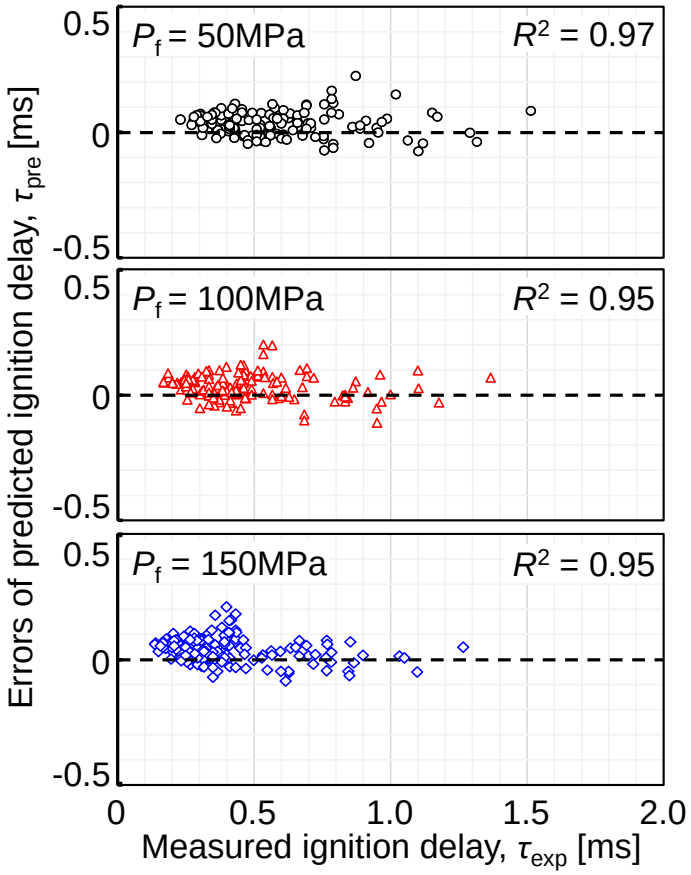


図 5.5-2　(5.5-1)式における予測誤差（432 条件@実験系統 I）

5.6 燃料着火性の着火遅れ予測モデルへの組み込み

第 4 章において得られた種々の着火性燃料における着火遅れデータから，パラフィン系合成燃料を使用した場合における燃料着火性の着火遅れへの依存性をモデル化することを試みた．まず，パラフィン系合成燃料のセタン価が変化した際の着火遅れへの寄与が活性化エネルギーE のみであると仮定したうえで，アレニウス型予測式である(5.1-4)式および Livengood-Wu 積分型予測式である(5.4-7)式に対し E/R 以外の偏回帰係数を用いるとともに，実験系統 III（表 4.1-1）の着火遅れ実測値 τ_{exp} を与えることで各実験条件における活性化エネルギー項 E/R を算出した．なお，実験系統 IV は燃料噴射圧力を運転パラメータとして変更しているため，ここでは評価対象に含めていない．算出された活性化エネルギー項 E/R について，その平均値を供試燃料のセタン価 CN の逆数に対して図 5.4-1 に示す．

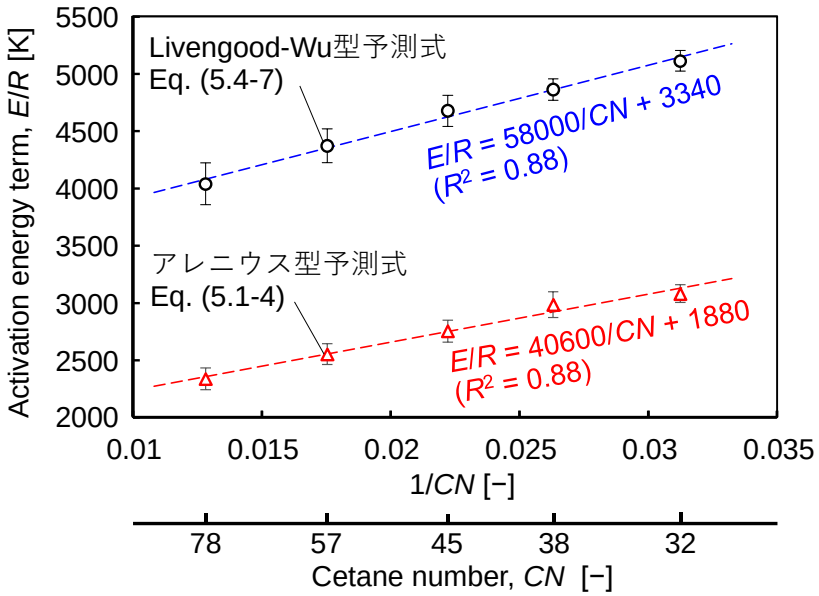


図 5.4-1　セタン価の異なるパラフィン系合成燃料における活性化エネルギー項 E/R とセタン価 CN の関係（プロット: 各 80 条件@実験系統 III から算出した平均値，誤差範囲: 標本標準偏差）

さらに，その際の近似直線をそれぞれ(5.6-1)式および(5.6-2)式に示す．活性化エネルギー項 E/R は供試燃料のセタン価 CN に反比例しており，いずれの線形近似においてもその決定係数 R^2 は 0.88 と十分高い．したがって，実験系統 III の範囲におけるパラフィン系合成燃料の供試に際しては，従来の着火性指標であるセタン価から一意的に活性化エネルギー項 E/R を決定できると言い得る．

$$E/R = \frac{40600}{CN} + 1880 \qquad \text{[(5.1-4)式の場合]} \qquad (5.6\text{-}1)$$

$$E/R = \frac{58000}{CN} + 3340 \qquad \text{[(5.4-7)式の場合]} \qquad (5.6\text{-}2)$$

5.7 第 5 章のまとめ

前章までに得られた広範な運転条件（機関回転速度 1000～2000 min^{-1}，吸気温度 303～423 K，吸気圧力 110～150 kPa，吸気酸素濃度 21～12 vol.%，燃料噴射圧力 50～150 MPa，燃料噴射開始時期の筒内圧力 3.5 MPa～6.9 MPa，および燃料噴射開始時期の平均筒内ガス温度 820 K～1200 K）における 432 条件の着火遅れデータを用いるとともに，ディーゼル噴霧内の物理的現象に基づく記述により，簡便，高精度，かつ汎用性を備えた着火遅れ予測式を構築した．

1. 広範な運転条件における多数の着火遅れデータに対して重回帰分析を行うことで，吸気酸素濃度，燃料噴射開始時の筒内圧力および平均筒内ガス温度を説明変数とするアレニウス型着火遅れ予測式を得た．さらに，吸気酸素濃度と燃料噴射開始時の筒内圧力を酸素分圧に統合しても十分な予測精度が維持されることを確認した．

2. 前記 1 におけるアレニウス型着火遅れ予測式の説明変数に燃料噴射圧力を追加することにより予測精度を大幅に向上できた．得られた予測式は以下のとおりである．

$$\tau_{\mathrm{pre}} = 5.21 \times 10^{4} {P_{\mathrm{f}}}^{-0.311} {P_{\mathrm{O2}}}^{-1.13} \exp\left(\frac{2400}{T_{\mathrm{SOI}}}\right)$$

3. EGR 率の増加は吸気酸素濃度および圧縮端温度を同時に低下させるが，各々の着火遅れ増加に対する寄与度を前期 2 の着火遅れ予測式にもとづき検討したところ，吸気酸素濃度の低下の効果が非常に大きいことが明らかとなった．

4. 着火遅れ予測の一般性を向上させるため，着火遅れについて燃料噴霧が液柱分裂時間に代表される物理的期間とそれに続く化学的期間に分け，化学的期間に対して Livengood-Wu 積分を適用したところ，物理的現象にもとづいて説明変数を過渡的に取り扱うことができ，かつ十分な予測精度を有する着火遅れ予測式を得ることができた.

5. 前記 4 における Livengood-Wu 型着火遅れ予測式において，噴霧運動量理論に基づく燃料噴霧先端の酸素分圧と機関回転数の現象論的解釈による説明変数を採用することで，より高い予測精度が得られた．得られた噴霧先端挙動の記述をともなう Livengood-Wu 積分型着火遅れ予測式は以下のとおりである.

$$\int_{t_\mathrm{b}}^{\tau_\mathrm{pre}} \frac{1}{\tau_\mathrm{c}(t)}\mathrm{d}t = \frac{1}{1220}\int_{t_\mathrm{b}}^{\tau_\mathrm{pre}} \left(\frac{G_\mathrm{a}(t)}{G_\mathrm{a}(t)+G_\mathrm{f}}\cdot P_{\mathrm{O2}}(t)\right)^{1.52} \left(\frac{60}{N_\mathrm{e}}\right)^{0.42} \exp\left(-\frac{4230}{T(t)}\right)\mathrm{d}t = 1$$

6. 前記 5 における Livengood-Wu 積分型着火遅れ予測式は，燃料噴射圧力ごとに重回帰分析を行うことによって予測精度がさらに改善したが，これは燃料噴射圧力が燃料噴霧中の微視的な混合気構造などに及ぼす影響の記述が不十分であることを示唆するものであり，今後の課題として残された.

7. パラフィン系合成燃料における燃料着火性（セタン価）は，活性化エネルギーが変化することで着火遅れに影響を及ぼすものし，前記 2 のアレニウス型着火遅れ予測式および前記 5 の Livengood-Wu 積分型着火遅れ予測式を用いて活性化エネルギー項を算出したところ，それぞれ次式のとおりセタン価 CN に反比例する関数を得ることができた.

$$E/R = \frac{40600}{CN} + 1880 \qquad \text{[前記 2 式の場合]}$$

$$E/R = \frac{58000}{CN} + 3340 \qquad \text{[前記 5 式の場合]}$$

第6章　結　　論

本研究では，最新の燃焼系を有する直噴式ディーゼルエンジンを用いて広範な運転条件における着火遅れデータを取得し，種々の運転条件および燃料の着火性が着火遅れに与える影響についての独立した記述を試みるとともに，得られたデータから統計学的手法による着火遅れ予測式の構築を試みた．最終的にはディーゼル噴霧中における過渡的現象に現象論的解釈を加えた Livengood-Wu 積分型予測式を提唱できた．この着火遅れ予測式は，燃焼様態および使用燃料を問わず高精度かつ簡便な着火遅れ予測が可能であり，ディーゼルエンジンのさらなる性能向上の実現と開発負荷の低減に資すると考えている．

本研究で得られた結果を要約すると，およそ以下のとおりである．

(1) 着火遅れの運転条件に対する依存性（第 3 章）

機関回転速度，吸気圧力，吸気温度，排気再循環（EGR）による吸気酸素濃度，燃料噴射圧力，および冷却水温度の六つの運転条件を最新のディーゼルエンジンにおいて想定される範囲で広範に設定・変更して着火遅れを計測し，得られたデータをもとに着火遅れ時間に及ぼす個々の運転条件による影響に対する独立した記述を試みた結果，以下の諸点が明らかとなった．

1. 機関回転速度の増加による着火遅れの減少には，筒内流動の増加よりも圧縮行程における冷却熱量の減少による筒内温度および圧力の上昇が支配的に影響している．

2. 吸気温度の上昇は圧縮行程により増幅された圧縮端温度の上昇により効果的に着火遅れの減少もたらすが，同一の温度上昇による効果は低吸気温度ほど顕著である．

3. 吸気圧力の高圧化は圧縮端圧力を高めることで着火遅れの減少をもたらし，その寄与度は低機関回転速度時ほど高い．

4. 前述 2.および 3.の要因として，低吸気温度ほど冷却熱量が減少して吸気温度に対する圧縮端温度の増幅比が増加することが挙げられる．

5. EGR による吸気酸素濃度の低下により着火遅れは著しく増加し，その程度は低吸気酸素濃度ほど顕著である．なお，この着火遅れの増加には，燃料と酸素の遭遇頻度の減少に加えて，寄与度は低いながらも筒内ガスの比熱比が減少して圧縮端の筒内温度が低下することも相乗的に作用している．

6. 燃料噴射圧力の上昇にともなって，噴霧液柱分裂時間が短縮するとともに混合気形成が促進されて着火遅れは短縮する．本研究の範囲ではおおむね燃料噴射圧力の 0.3 乗に反比例して減少した．

7. 冷却水温度の低下にともなって，燃料噴射開始時の平均筒内ガス温度が低下して着火遅れが増加するが，低冷却水温度ではその低下による平均筒内ガス温度の変化が小さいにもかかわらず着火遅れが顕著に増加することから，壁面温度が強く影響を及ぼすことが示唆された．

(2) 着火遅れのセタン価に対する依存性（第 4 章）

着火性が異なる二種類のパラフィン系合成燃料を混合して得られる種々のセタン価を有する燃料を用い，各セタン価に対して吸気圧力，吸気温度，吸気酸素濃度，および燃料噴射圧力の五条件を広範に設定することで，着火遅れの運転条件依存性に対して及ぼすセタン価の影響を検討した結果，以下の諸点が明らかとなった．

8. 吸気の圧力および温度が着火遅れに及ぼす影響のセタン価に対する依存性は基本的に同様であり，いずれの吸気の圧力および温度でもセタン価 45 までの低下による着火遅れの増加は小さいのに対して，セタン価を 32 まで低下させた際に着火遅れが顕著に増加した．

9. 低吸気酸素濃度条件ほどセタン価の低下にともなう着火遅れの増加の程度が顕著であり，セタン価を 32 まで低下させた際は高吸気酸素濃度条件においても着火遅れは顕著に増加する．

10. 燃料噴射圧力の上昇にともなう着火遅れの減少はいずれのセタン価においても同程度であり，燃料噴射圧力が着火遅れに及ぼす影響のセタン価に対する依存性は小さい．

(3) 着火遅れ予測式の構築（第 5 章）

実験で得られた着火遅れデータに基づき，燃焼様態および使用燃料を問わずに適用可能な着火遅れ予測式の構築を試み，最終的にディーゼル噴霧中における過渡的現象に現象論的解釈を加えた Livengood-Wu 積分型予測式を提唱した．

11. 吸気酸素濃度，燃料噴射開始時の筒内圧力（あるいは酸素分圧）および平均筒内ガス温度を説明変数とした重回帰分析により，アレニウス型着火遅れ予測式を構築した．さらに，説明変数に燃料噴射圧力を追加することで予測精度を大幅に向上でき，高精度かつ簡便な着火遅れ予測式を確立した．

12. アレニウス型着火遅れ予測式の一般性を向上させるため，着火遅れを燃料噴霧が液柱分裂時間に代表される物理的期間とそれに続く化学的期間に分け，化学的期間に対して説明変数を過渡的に取り扱って Livengood-Wu 積分を適用することにより，一定の予測精度を有する着火遅れ予測式を得ることができた．

13. Livengood-Wu 積分型着火遅れ予測式において，ディーゼル噴霧における着火が噴霧先端で生ずると仮定し，噴霧運動量理論に基づく燃料噴霧先端の酸素分圧と機関回転速度による燃料噴霧内混合強度を説明変数として採用することで，噴霧中における過渡的現象を考慮した高精度・簡便かつ一般性を担保した着火遅れ予測式を確立できた．

14. 前述 13.の着火遅れ予測式においては，燃料噴射圧力ごとに重回帰分析を行うことにより予測精度が若干改善することが明らかとなり，燃料噴射圧力が燃料噴霧中の微視的な混合気構造などに及ぼす効果を回帰モデル中に記述できれば，さらなる精度向上が期待される．

15. パラフィン系合成燃料における燃料着火性の寄与を表現するため，セタン価が回帰式中の活性化エネルギー項にのみに寄与すると仮定して活性化エネルギー項 E/R を算出したところ，E/R がセタン価に反比例する関数が得られ，着火遅れ予測式中の活性化エネルギー項に得られたセタン価の関数を代入することで着火遅れ予測が可能であることを示した．

参考文献

[1] 村山 正，常本 秀幸，自動車エンジン工学 第 2 版，東京電機大学出版局，2009.

[2] 環境省，平成 14 年版 環境白書，
https://www.env.go.jp/policy/hakusyo/h14/index.html，2002.

[3] 岡 秀和，排出ガス規制に伴うショベル，クレーンの開発，神戸製鋼技法，Vol.68，No.1，特集：建設機械，27-30，2018.

[4] 原 一生，折田 哲生，Tier4 Final 規制対応 φ170 エンジンの開発，コマツテクニカルレポート，Vol.62，No.169, 19-26，2016.

[5] The International Council on Clean Transportation, Policy update, EUROPEAN STAGE V NON-ROAD EMISSION STANDARDS, 2016.

[6] 高橋 千織，IMO における排ガス規制動向と規制対策技術の紹介，HORIBA Technical Reports，No.52，12-19，2019.

[7] 森 一俊，中北 清巳，青柳 友三，神本 武征，大聖 泰弘，古野 志健男，西田 恵哉，ディーゼルエンジン開発，自動車技術，Vol.70，No.1，58-67，2016.

[8] 中田 輝男，自動車用ディーゼルエンジンの燃焼改善，日本機械学会誌，Vol.111，No.1075，540，2008.

[9] 前田 和幸，「SCR」・「DPF」，日本マリンエンジニアリング学会誌，第 46 巻，第 6 号，130，2011.

[10] 環境省，令和 2 年度 大気汚染状況について，
https://www.env.go.jp/air/osen/jokyo_r1_1/post_97.html，2022.

[11] 環境省，気候変動対策・大気環境改善のための光化学オキシダント総合対策について＜光化学オキシダント対策ワーキングプラン＞，
https://www.env.go.jp/content/900403667.pdf，2022.

[12] United States Environmental Protection Agency, Countries Designated “Nonattainment” for Clean Air Act’s National Ambient Air Quality Standards (NAAQS), 2018.

[13] European Environment Agency, Explore air pollution data,
https://www.eea.europa.eu/themes/air/explore-air-pollution-data, 2022.

[14] Hannah Ritchie and Max Roser, Outdoor Air Pollution, Our World in Data.
https://ourworldindata.org/outdoor-air-pollution, 2022.

[15] 経済産業省 資源エネルギー庁，エネルギー白書 2022，
https://www.enecho.meti.go.jp/about/whitepaper/2022/html/2-2-2.html，2022.

[16] 株式会社 INPEX，天然ガスって何？，https://www.inpex.co.jp/museum/01/09.html，2022.

[17] IPCC，第 1 作業部会（WG1）報告書，https://www.ipcc.ch/report/sixth-assessment-report-working-group-i/，2021.

[18] 国土交通省，運輸部門における二酸化炭素排出量，https://www.mlit.go.jp/sogoseisaku/environment/sosei_environment_tk_000007.html，2022.

[19] IEA, Global EV Outlook 2022, https://www.iea.org/reports/global-ev-outlook-2022, 2022.

[20] 国土交通省・経済産業省，乗用車燃費規制の現状と論点について，第５回自動車燃費基準小委員会，https://www.mlit.go.jp/policy/shingikai/jidosha10_sg_000054.html，2018.

[21] 経済産業省，ニュースリリース，https://www.meti.go.jp/press/2019/03/20200331013/20200331013.html，2019.

[22] 石崎 啓太，中野 冠，内燃機関自動車，ハイブリッド自動車，電気自動車，燃料電池自動車における車内空調を考慮した量産車両 LCCO2 排出量の比較分析，日本機械学会論文集，Vol.84，No.866，2018.

[23] World Resources Institute, GHG Protocol, Policy and Action Standard, https://ghgprotocol.org/, 2021.

[24] 畑村 耕一，白木 一成，電気自動車（BEV）の充電に伴う発電所からの実際の CO2 排出量の算定方法とハイブリッド車（HEV）との CO2 排出量の比較，自動車技術会 2021 年春季大会，2021.

[25] 畑村 耕一，電気自動車の普及と自動車の Well to Wheel の CO2 排出量低減の施策，ENGINE REVIEW，Vol.9，No.6，4-11，2019.

[26] Patrick Jochem, Sonja Babrowski, Wolf Fichtner, Assessing CO2 emissions of electric vehicles in Germany in 2030, Transportation Research Part A, Vol.78. 68-83, 2015.

[27] 経済産業省，第 1 回 蓄電池のサステナビリティに関する研究会，https://www.meti.go.jp/shingikai/mono_info_service/chikudenchi_sustainability/001.html，2022.

[28] 廣安博之，寶諸幸男，大山宜茂，改訂内燃機関，コロナ社，1986.

[29] 新燃焼システム研究所，ACE 噴霧・燃焼写真集，1992.

[30] D. Adler and W-T. Lyn, The Evaporation and Mixing of a Liquid Fuel Spray in a Diesel Air

Swirl, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings, Vol.184, Issue 10, 171-180, 1969.

[31] Jeffrey D. Naber, Dennis L. Siebers, Effects of Gas Density and Vaporization on Penetration and Dispersion of Diesel Sprays, SAE paper, 960034, 1996.

[32] Chi-Nan Yeh, Takeyuki Kamimoto, Shigeharu Kobori, Hidenori Kosaka, 2-D Imaging of Fuel Vapor Concentration in a Diesel Spray via Exciplex-Based Fluorescence Technique, SAE paper, 932652, 1993.

[33] John B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGRAW-HILL, 1988.

[34] 和栗 雄太郎，藤井 勝，網谷 竜夫，恒屋 礼二郎，ディーゼル機関燃料噴霧の到達距離に関する研究，日本機械学会論文集（第 2 部），25 巻，156 号，820-826，1959.

[35] 廣安 博之，新井 雅隆，ディーゼル噴霧の到達距離と噴霧角，自動車技術会論文集，No.21，5-11，1980.

[36] Dennis L. Siebers, Liquid-Phase Fuel Penetration in Diesel Sprays Based on Mixing-Limited Vaporization, SAE paper, 1999-01-0528, 1999.

[37] Mark P. B. Musculus and Kyle Kattke, Entrainment Waves in Diesel Jets, SAE paper, 2009-01-1355, 2009.

[38] 朝井 豪，モデルベース技術を用いた舶用エンジンの開発，ヤンマーテクニカルレビュー，2016 年夏号，https://www.yanmar.com/jp/about/technology/technical_review/2016/0727_5.html，2016.

[39] 荒戸 景太， 港 明彦， 島崎 直基，トータルエンジンシミュレーションシステム用 0 次元ディーゼル燃焼モデルの総合的な精度向上，自動車技術会論文集，44 巻， 2 号，293-298，2013.

[40] 廣安 博之，角田 敏一，新井 雅隆，直接噴射式ディーゼル機関の燃焼モデルと性能予測（第 1 報，燃焼モデル），日本機械学会論文集（B 編），48 巻，432 号，1606-1613，1981.

[41] John E. Dec, A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging, SAE paper, 970873, 1997.

[42] H Kosaka, T Aizawa, and T Kamimoto, Two-dimensional imaging of ignition and soot formation processes in a diesel flame, International Journal of Engine Research, Volume 6, Issue 1, 21-42, 2005.

[43] 安東 弘光，酒井 康行，桑原 一成，炭化水素の熱着火は酸水素系の連鎖分岐反応と

は異なる，自動車技術会論文集，40 巻，6 号，1557-1562，2009.

[44] 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，41 巻，3 号，697-702，2010.

[45] 柴田 元，ガソリン型予混合圧縮自己着火（HCCI）燃焼研究にみる次世代自動車用燃料の研究開発，ENEOS Technical Review，51 巻，1 号，6-9，2009.

[46] J. Lahaye and G. Prado, Soot in Combustion Systems and Its Toxic Properties, Nato Conference Series (NATOCS, volume 7), 1983.

[47] Donald C. Siegla, George W. Smith, Particulate Carbon Formation during Combustion, Kluwer Academic/Plenum Publishers, 1981.

[48] Ya Zeldovich, D. Frank-Kamenetskii, and P. Sadovnikov, Oxidation of Nitrogen in Combustion, Publishing House of the Acad of Sciences of USSR, 1947.

[49] Takeyuki Kamimoto and Myurng-hoan Bae, High Combustion Temperature for the Reduction of Particulate in Diesel Engines, SAE International Congress and Exposition, SAE paper, 880423, 1988.

[50] John Herbon, Nayan Patel, Doug Thomsen, Sreejith Keloth, Perumallu Vukanti, et.al., FAA Continuous Lower Energy, Emissions and Noise (CLEEN II) Technologies Development – TAPS III Combustor, Final Report, Public Version, DTFAWA-15-A-80013, 2020.

[51] 野田 悦生，HF120 ターボファンエンジンの開発，Honda R&D Technical Review，Vol.26，No.2，2014.

[52] 森合 秀樹，中江 友美，三宅 慶明，稲田 満，環境適応型小型航空機エンジン用燃焼器の研究開発，三菱重工技報，Vol.46，No.4，10-16，2008.

[53] Kazuhiro Akihama, Yoshiki Takatori, Kazuhisa Inagaki, Shizuo Sasaki and Anthony M. Dean, Mechanism of the Smokeless Rich Diesel Combustion by Reducing Temperature, SAE paper, 2001-01-0655, 2001.

[54] H. Ogawa, T. Li and N. Miyamoto, Characteristics of low temperature and low oxygen diesel combustion with ultra-high exhaust gas recirculation, International Journal of Engine Research, Volume 8, Issue 4, 365-378, 2007.

[55] 冬頭 孝之，植田 玲子，服部 義昭，水田 準一，秋濱 一弘，青木 秀樹，梅原 努，伊藤 寿記，川口 暁生，ディーゼル燃焼の CO 排出要因解析（第 3 報）－ CO 排出低減方法とその検証 －，自動車技術会論文集，44 巻，2 号，237-243，2013.

[56] 志茂 大輔，金 尚奎，片岡 一司，予混合型ディーゼル燃焼による排気と燃費の低減

（第 1 報）-吸気温度と燃料噴射時期制御による燃焼コンセプト（ITIC-PCI）の基本的検証-，自動車技術会論文集，42 巻，4 号，867-872，2011.

[57] 志茂 大輔，片岡 一司，前川 耕太，予混合型ディーゼル燃焼による排気と燃費の低減（第 2 報）-吸気温度と燃料噴射時期制御による燃焼コンセプト（ITIC-PCI）の実用的検証-，自動車技術会論文集，42 巻，4 号，873-878，2011.

[58] 藤本 昌彦，志茂 大輔，片岡 一司，藤本 英史，山本 博之，ディーゼル機関における多量 EGR と吸気冷却によるエミッション低減，マツダ技報，No.25，146-150，2007.

[59] 武田好央，中込恵一，新村恵一，早期燃料噴射による希薄予混合ディーゼル燃焼の排出物特性，日本機械学会論文集 (B 編)，62 巻，599 号，2887-2894，1996.

[60] Hideyuki Ogawa, Gen Shibata, Yuhei Sakane, Tatsuaki Arisawa and Tatstunori Obe, Semi-premixed Diesel Combustion with Twin Peak Shaped Heat Release Using Two-stage Fuel Injection, SAE paper, 2016-01-0741, 2016.

[61] 稲葉 一輝，部分予混合化ディーゼル燃焼の特性改善に関する研究，北海道大学，博士論文，2019.

[62] 田中 貴史，沖中 学，中村 敏之，本間 哲治，筒内圧力センサ付グロープラグによる予混合圧縮着火燃焼移行時の騒音，NOx 制御技術開発，自動車技術会論文集，46 巻，1 号，51-57，2015.

[63] J. C. Livengood and P. C. Wu, Correlation of autoignition phenomena in internal combustion engines and rapid compression machines, Symposium (International) on Combustion, Volume 5, Issue 1, 347-356, 1955.

[64] 志茂 大輔，混合気濃度と温度分布および着火と熱発生率の制御によるディーゼル燃焼改善に関する研究，広島大学，博士論文，2013.

[65] 志茂 大輔，角田 良枝，金 尚奎，丸山 慶士，橋本 孝芳，林原 寛，鐵野 雅之，予混合型ディーゼル燃焼による排気と燃費の低減（第３報）― モデルベース着火時期制御と多段噴射によるロバスト性の改善 ―，自動車技術会論文集，44 巻，6 号，1335-1340，2013.

[66] Lino Guzzella and Christopher H. Onder, Introduction to modelling and control of internal combustion engine systems, Springer, 2010.

[67] 経済産業省，「CO2 等を用いた燃料製造技術開発」プロジェクト の研究開発・社会実装の方向性（案），第 8 回 産業構造審議会 グリーンイノベーションプロジェクト

部会 エネルギー構造転換分野ワーキンググループ,
https://www.gov-base.info/2021/12/23/145070，2021.

[68] Haoyu Yuan, Takuma Tsukuda, Yurui Yang, Gen Shibata, Yoshimitsu Kobashi and Hideyuki Ogawa, Effects of Chemical Compositions and Cetane Number of Fischer–Tropsch Fuels on Diesel Engine Performance, Energies, Vol.15, No.4047, 1-17, 2021.

[69] 森田 真一，岡本 毅，瀬戸 雄史，小松 明，石川 直也，軽油への OME 混合が燃料性状とディーゼル機関性能に及ぼす影響，日本機械学会論文集，87 巻，897 号，20-00374，2021.

[70] 金野 満，酒井 康行，OME (Polyoxymethylene dimethyl ether) の燃焼特性と e-fuel としての可能性，日本燃焼学会誌，63 巻，206 号，316-323，2021.

[71] 小酒 英範，レポート：第 31 回内燃機関シンポジウムー協調と競争による内燃機関の進化ー 9 噴霧（2），JSAE Engine Review，Vol.11 No.2,
https://www.jsae.or.jp/engine_rev/backnumber/11-02/11-02-09.html，2021.

[72] 李 鉄，柿崎 隆太，森脇 理一，小川 英之，村瀬 真人，燃料の着火性が予混合化ディーゼル燃焼の運転可能範囲に及ぼす影響，日本機械学会論文集（B 編），77 巻，781 号，2011.

[73] 飯島 晃良，エンジンにおける自着火，日本燃焼学会誌，第 57 巻，180 号，95-105，2015.

[74] Lucian Miron, Radu Chiriac, Marek Brabec, Viorel Bădescua, Ignition delay and its influence on the performance of a Diesel engine operating with different Diesel-biodiesel fuels, Energy Reports, Volume 7, 5483-5494, 2021.

[75] C. Aligrot, J. C. Champoussin, N. Guerrassi and G. Claus, Prediction of self-ignition delay of different liquid diesel fuels, COMODIA 1994, 331-336, 1994.

[76] D. N. Assanis, Z. S. Filipi, S. B. Fiveland and M. Syrimis, A Predictive Ignition Delay Correlation Under Steady-State and Transient Operation of a Direct Injection Diesel Engine, J. Eng. Gas Turbines Power., 125(2), 450-457, 2003.

[77] Minh Q. Duong, Vu H. Nguyen and Phuong X. Pham, Development of Empirical Correlations for Ignition Delay in a Single Cylinder Engine Fueled with Diesel/Biodiesel Blends, 2019 International Conference on System Science and Engineering (ICSSE), 614-618, 2019.

[78] Roberto Finesso and Ezio Spessa, Ignition delay prediction of multiple injections in diesel

engines, Fuel, Volume 119, 170-190, 2014.

[79] H. Fujimoto, T. Shimada and G. Sato, Study of diesel combustion in a constant volume vessel, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Vol.45, No.392, 599-609, 1979.

[80] H. O. Hardenberg and F. W. Hase, An Empirical Formula for Computing the Pressure Rise Delay of a Fuel from Its Cetane Number and from the Relevant Parameters of Direct-Injection Diesel Engines, SAE paper, 790493, 1979.

[81] X. He, M. T. Donovan, B. T. Zigler, T. R. Palmer, S. M. Walton, M. S. Wooldridge and A. Atreya, An experimental and modeling study of iso-octane ignition delay times under homogeneous charge compression ignition conditions, Combustion and Flame, Volume 142, Issue 3, 266-275, 2005.

[82] J. J. Hernández, J. Sanz-Argent, J. M. Carot and J. M. Jabaloyes, Ignition delay time correlations for a diesel fuel with application to engine combustion modelling, International Journal of Engine Research, Volume 11, Issue 3, 199-206, 2010.

[83] Hiroyuki HIROYASU, Toshikazu KADOTA and Masataka ARAI, Development and use of a spray combustion model to predict diesel engine efficiency and pollutant emission, Bulletin of JSME, Volume 26, Issue 214, 569-575, 1983.

[84] Toshikazu KADOTA, Hiroyuki HIROYASU and Hideo OYA, Spontaneous ignition delay of a fuel droplet in high pressure and high temperature gaseous environments, Bulleting of the JSME, Volume 19, Issue 130, 437-445, 1976.

[85] Mohammed EL-Kasaby and Medhat A. Nemit-allah, Experimental investigations of ignition delay period and performance of a diesel engine operated with Jatropha oil biodiesel, Alexandria Engineering Journal, Volume 52, Issue 2, 141-149, 2013.

[86] R. Z. Kavtaradze, K. Zeilinger and G. Zitzler, Ignition delay in a diesel engine utilizing different fuels, High Temperature, Volume 43, 951-960, 2005.

[87] Kyoung Hyun Kwak, Claus Borgnakke and Dohoy Jung, Fuel-sensitive ignition delay models for a local and global description of direct injection internal combustion engines, J. Eng. Gas Turbines Power., 137(11), 111510, 2015.

[88] Soon-Ik Kwon, Masataka Arai and Hiroyuki Hiroyasu, Effects of Cylinder Temperature and Pressure on Ignition Delay in Direct Injection Diesel Engine, Bulletin of MESJ, Volume 18, Issue 1, 3-16, 1990.

[89] Youngbok Lee, Seungha Lee and Kyoungdoug Min, Ignition Delay Model of Multiple Injections in CI Engines, SAE paper, 2019-24-0071, 2019.

[90] M. Mbarawa, A Correlation for estimation of ignition delay of dual fuel combustion based on constant volume combustion vessel experiments, R & D Journal, 19(3) incorporated into The SA Mechanical Engineer, 17-22, 2003

[91] Minato, A. and Shimazaki, N., Development of the Total Engine Simulation System (TESS) and Its Application for System Investigation of Future Diesel Engine, SAE paper, 2011-01-1298, 2011.

[92] Kei MIWA, Tsunehiro OHMIJA, Toshio NISHITANI, A Study of the Ignition Delay of Diesel Fuel Spray Using a Rapid Compression Machine, JSME international journal. Series 2, Volume 31, Issue 1, 166-173, 1988.

[93] Lyle M. Pickett, Dennis L. Siebers and Cherian A. Idicheria, Relationship Between Ignition Processes and the Lift-Off Length of Diesel Fuel Jets, Powertrain & Fluid Systems Conference & Exhibition, SAE paper, 2005-01-3843, 2005.

[94] F. Pischinger, U. Reuter and E. Scheid, Self-ignition of diesel sprays and its dependence on fuel properties and injection parameters, J. Eng. Gas Turbines Power., 110(3), 399-404, 1988.

[95] S. Rabl, T. J. Davies, A. P. McDougall, R. F. Cracknell, Understanding the relationship between ignition delay and burn duration in a constant volume vessel at diesel engine conditions, Proceedings of the Combustion Institute, Volume 35, Issue 3, 2967-2974, 2015.

[96] Ramon Piloto Rodriguez, Roger Sierens and Sebastian Verhelst, Ignition delay in a palm oil and rapeseed oil biodiesel fuelled engine and predictive correlations for the ignition delay period, Fuel, Volume 90, Issue 2, 766-772, 2011.

[97] Thomas W. Ryan III and Timothy J. Callahan, Engine and Constant Volume Bomb Studies of Diesel Ignition and Combustion, SAE paper, 881626, 1988.

[98] Jensen Samuel J. and Ramesh A., A physics-based model for real-time prediction of ignition delays of multi-pulse fuel injections in direct-injection diesel engines, International Journal of Engine Research, Volume 21, Issue 3, 540-558, 2020.

[99] J. Jensen Samuel and A. Ramesh, Transient prediction capabilities of a novel physics-based ignition delay model in multi-pulsed direct injection diesel engines, International Journal of Engine Research, Volume 21, Issue 6, 948-965, 2020.

[100] Schmidt F. A. F., Theoretical and experimental study of ignition lag and engine knock. NACA T.M. 891, 1939.

[101] Louis J. Spadaccini and John A. Tevelde, Auto-ignition characteristics of aircraft-type fuels, Combustion and Flame, Volume 46, 283-300, 1982.

[102] F. W. Stringer, A. E. Clarke and Dr. J. S. Clarke, The spontaneous ignition of hydrocarbon fuels in a flowing system, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings, Volume 184, Issue 10, 1969.

[103] N. Watson, A. D. Pilley and M. Marzouk, A combustion correlation for diesel engine simulation, SAE paper, 800029, 1980.

[104] Wolfer, H. H., Ignition lag in diesel engines, VDI-Forschungsheft 392, 621-436, 1938.

[105] Ming Zheng, Mwila C. Mulenga, Graham T. Reader, Meiping Wang, David S-K. Ting and Jimi Tjong, Biodiesel engine performance and emissions in low temperature combustion, Fuel, Volume 87, Issue 6, 714-722, 2008.

[106] Andrey Kuleshov, A V Kozlov and Khamid Mahkamov, Self-Ignition Delay Prediction in PCCI Direct Injection Diesel Engines Using Multi-Zone Spray Combustion Model and Detailed Chemistry, SAE paper, 2010-01-1960, 2010.

[107] Gordon, S., McBride, B. J., Computer Program for Calculation of Complex Chemical Equilibrium Compositions, Rocket Performance, Incident and Reflected Shocks, and Chapman-Jouguet Detonations, NASA SP-273, 1976

[108] Tomaž Katrašnik, Ferdinand Trenc and Samuel Rodman Oprešnik, A New Criterion to Determine the Start of Combustion in Diesel Engines, J. Eng. Gas Turbines Power, 128(4), 928-933, 2006.

[109] Yoshimitsu Kobashi, Masaki Todokoro, Gen Shibata, Hideyuki Ogawa, Toshihiro Mori, Daichi Imai, EGR gas composition effects on ignition delays in diesel combustion, Fuel, Volume 281, 1, 118730, 2020.

[110] 座間 淑夫，菅野 俊宏，掛橋 展久，荒木 幹，石間 経章，尾形 陽一，異なる噴孔径ノズルから噴射されるディーゼル噴霧の到達距離に関する検討，微粒化，Vol.25，No.84，2016.

[111] Yoshio Zama, Wataru Ochiai, Tomohiko Furuhata and Masataka Arai, EXPERIMENTAL STUDY ON SPRAY ANGLE AND VELOCITY DISTRIBUTION OF DIESEL SPRAY UNDER HIGH AMBIENT PRESSURE CONDITIONS, Atomization and Sprays, Volume

21, Issue 12, 989-1007, 2011.

[112] 新井 雅隆，ディーゼル噴霧とその燃焼，日本機械学会 2014 年度年次大会論文集，W071002，2014.

[113] Y. Zama, Wataru Ochiai, K. Sugawara, T. Furuhata, M. Arai, Study on Mixing Process of Diesel Spray under High Ambient Gas Density Condition, Volume 23, Issue 5, 443-461, 2013.

[114] 堀部 直人，染澤 俊介，山本 健大，石山 拓二，燃料組成ならびに噴射条件が燃料噴霧の着火に及ぼす影響，日本機械学会 2010 年度年次大会講演論文集，J0804-1-3，2010.

[115] C. F. Edwards, D. L. Siebers and D. H. Hoskin, A Study of the Autoignition Process of a Diesel Spray via High Speed Visualization, SAE paper, 920108, 1992.

本論文に関する公刊論文

■ 論文

(1) 坂根 悠平，山﨑 泰助，菅野 椋太，小橋 好充，柴田 元，小川 英之，“ディーゼルエンジンにお ける着火遅れの運転条件に対する依存性”，自動車技術会論文集，53 巻，2 号：320-325，2022.

(2) 坂根 悠平，菅野 椋太，楊 俣睿，小橋 好充，柴田 元，小川 英之，“過給・EGR 条件下における ディーゼル燃焼の着火遅れとセタン価”，自動車技術会論文集，53 巻，2 号：326-331，2022.

(3) Yuhei Sakane, Ryota Kanno, Yang Yurui, Yoshimitsu Kobashi, Gen Shibata and Hideyuki Ogawa, “Arrhenius Type Empirical Ignition Delay Equations based on the phenomenology of In-cylinder conditions for Wide Operating Ranges in Modern Diesel Engines”, International Journal of Engine Research. （投稿中）

■ 講演

(1) 山﨑 泰助，菅野 椋太，坂根 悠平，小橋 好充，柴田 元，小川 英之，“ディーゼルエンジンに おける着火遅れの運転条件に対する依存性“，第 30 回内燃機関シンポジウム，2019.

(2) 菅野 椋太，山﨑 泰助，楊 俣睿，坂根 悠平，小橋 好充，柴田 元，小川 英之，“過給・EGR 条件 下におけるディーゼル燃焼の着火遅れとセタン価”自動車技術会 2020 年秋季大会，2020.

(3) Yuhei Sakane, Ryota Kanno, Yang Yurui, Yoshimitsu Kobashi, Gen Shibata and Hideyuki Ogawa, “Development of an Ignition Delay Equation with the Livengood-Wu Integral for Wide Ranges of Intake Gas Conditions and Fuel Injection Pressures in Diesel Combustion”, COMODIA 2022, 2022.

■ 受賞歴

(1) 高過給・高 EGR 条件に適用可能な噴霧燃焼の着火遅れ予測式の開発により，日本機械学会奨励賞（技術）を受賞（2021 年度）.

謝 辞

本研究にあたり，北海道大学工学研究院 小川 英之 特任教授には，終始研究に行き詰まりがちとなる筆者を叱咤激励していただき，ひとかたならぬご指導を賜りました．ここに，心よりの深謝を申し上げます．また，同研究院 柴田 元 准教授には，研究へのご助言とともに都度温かいお心遣いを賜りました．さらに，本稿をまとめるにあたり，田部 豊 教授，藤田 修 教授には貴重なご助言を頂きましたことを記し，謝意を表します．

研究を進めるにあたり，岡山大学 小橋 好充 准教授には多大なご知見から的確なアドバイスを頂き，北海道大学 山崎 賢二 技術職員には実験装置立ち上げ，保守等の実務に際しご尽力を賜りました．また，山崎 泰助 氏，菅野 椋太 氏には，実験実施に多大なるご協力を頂くとともに活発な議論をさせていただきました．過酷な実験計画を嫌な顔一つせず着実に遂行し，結果解釈を熟慮をもって共にブラッシュアップしてくださった当時学生各位のご尽力なくしては，本研究の完成は到底成し得ませんでした．ここに厚い御礼を申し上げます．

本論文は，筆者の北海道大学工学院エネルギー環境専攻における研究成果をまとめたものです．ディーゼル噴霧における着火現象を支配・律速する要素は何か，好奇心を突き詰めるべく着手したテーマであり，筒内指圧情報に基づく現象理解を突き詰める形となりました．社会人学生として研究を始め，紆余曲折を経て本論文の完成に至るまで五年もの月日が掛かりました．仕事と学業の両立は想像の何倍も苦しいもので，研究が煮詰まる折り幾度となく心がくじけそうになりましたが，そのような中でもモチベーションを保ち得たのはひとえに周囲の温かなサポートに支えられたことに尽きます．何より指導教官である小川 英之 特任教授には時にコーヒーをご馳走になりながら，本研究の議論に留まらず研究者としての矜持をご教示いただきました．また，北見工業大学 稲葉 一輝 助教とは常に活発に交流させていただき，熱い議論を通じて研究を進める糸口を都度頂きました．さらに，北海道大学博士後期課程学生の河辺 隆夫 氏，後藤 隼 氏とともに学生として連ねさせていただき，共に高みを目指して切磋琢磨する仲間に巡り合えたことは今後の研究人生において何事にも代え難いものであり，深い感謝の念に堪えません．

最後に，博士の学位を頂戴することは研究者としての最初の一歩を踏み出したに過ぎません．工学に携わる者として物理現象への興味を常に持ち続け，新しい技術分野に挑戦する姿勢を忘れないよう，より一層の研鑽を積んでいきたいと思います．

坂根 悠平

2023 年 2 月