

火花点火式筒内噴射エンジンの
混合気形成に関する研究

2016年1月

千葉大学大学院工学研究科
人工システム科学専攻機械系コース

白石 拓也

(千葉大学審査学位論文)

火花点火式筒内噴射エンジンの
混合気形成に関する研究

2016年1月

千葉大学大学院工学研究科
人工システム科学専攻機械系コース

白石 拓也

目次

第1章 緒論	8
1.1 本研究の背景	8
1.1.1 規制動向	8
1.1.1.1 燃費(CO2)規制の動向	8
1.1.1.2 排気規制の動向	17
1.1.1.3 診断規制の動向	25
1.1.2 技術動向	30
1.1.2.1 環境規制対応エンジン技術	31
1.1.2.1.1 CO2低減技術	33
1.1.2.1.2 排気低減技術	34
1.1.2.2 外界情報活用技術	34
1.1.3 従来の研究	35
1.2 本研究の目的	39
1.3 本論文の構成	41
第2章 噴射方式が均質燃焼性能に及ぼす影響	42
2.1 緒言	42
2.2 実験装置および方法	43
2.2.1 供試エンジンの構成	43
2.2.2 噴霧評価装置	44
2.2.3 可視化エンジン装置	45
2.3 実験結果	47
2.3.1 噴霧特性評価結果	45
2.3.2 シリンダ内噴霧挙動の可視化結果	47
2.3.3 LIFによる混合気分布の可視化結果	49
2.3.4 エンジン試験結果	52
2.4 考察	54
2.5 本章の結論	59

第3章 空気流動が成層燃焼性能に及ぼす影響	60
3.1 緒言	60
3.2 成層燃焼時の混合気形成	60
3.2.1 成層化コンセプト	61
3.2.2 実験装置および方法	62
3.2.2.1 供試エンジン	62
3.2.2.2 供試インジェクタ	63
3.2.3 実験結果と考察	66
3.2.3.1 噴霧試験結果	66
3.2.3.2 エンジン試験結果	69
3.2.3.2.1 キャビティ付きピストンでの成層燃焼性能	69
3.2.3.2.2 フラットピストンでの成層燃焼性能	76
3.3 タンブルガイドコンセプト	80
3.3.1 タンブルガイドコンセプトの設計指針	80
3.3.2 タンブルガイドコンセプトの一般化	88
3.3.3 タンブルガイドコンセプトの性能比較	89
3.4 本章の結論	91
付録 数値シミュレーションの概要	92
付1. 基礎式	92
付1.1 ガス流動計算の基礎式	92
付1.2 噴霧計算の基礎式	94
付1.2.1 液滴分裂モデル	95
付1.2.2 壁面衝突モデル	95
付1.3 乱流の取り扱い	96
付1.4 境界条件	98
付2. 数値計算の方法	99
付2.1 離散化方法	99
付2.2 噴霧計算方法	102
付2.3 流体解析のフロー	102

第4章 点火仕様が均質 EGR 燃焼性能に及ぼす影響	104
4.1 緒言	104
4.2 実験装置および方法	109
4.2.1 供試エンジンの構成	109
4.2.2 パラメータ感度試験	110
4.3 実験結果	113
4.3.1 パラメータ感度解析結果	114
4.4 希薄混合気に対する着火性向上策の検討	115
4.4.1 一回点火	118
4.4.2 マルチ点火	119
4.5 本章の結論	122
第5章 結論	123
5.1 本論文の結論	123
5.2 今後の課題	124
参考文献	126
研究業績	131
謝辞	133

略号及び記号

略号

A/F:	Air Fuel Ratio
ATRAC:	Air TRansient motion Analysis Code
CAFÉ:	Corporate Average Fuel Efficiency
CARB:	California Air Resources Board
CO:	Carbon monoxide
DNS:	Direct Numerical Simulation

DOR: Direct Ozone Reduction
ECE: Economic Commission for Europe
EGR: Exhaust Gas Recirculation
EUDC: European extra Urban Driving Cycle
EPA: Environmental Protection Agency
EV: Electric Vehicle
FLIC : FLuid-In-Cell
GHG: Green House Gas
GPF: Gasoline Particulate Filter
GTR: Global Technical Regulation
GV : Grid generation program by Voxel method
GVWR: Gross Vehicle Weight Rating (定格車両総重量)
HC: Hydro Carbon
HCCI: Homogeneous-Charge Compression Ignition
IT: Injection Timing
HEV; Hybrid Electric Vehicle
LDT: Light Duty Truck
LDV: Light Duty Vehicle
LEV: Low Emission Vehicle
LNT: Lean NOx Trap
LP-EGR: Low Pressure EGR
MBT: Minimum spark advance for Best Torrrque
MDPV: Medium-Duty Passenger Vehicle
MDT: Medium Duty Truck
MPI: Multi Point Injection
NEDC: New European Driving Cycle
NHTSA: National Highway Traffic Safety Administration
NMOG: Non-Methane Organic Gas
OBD: On-Board Diagnostics
PC: Passengers Car

PEMS: Portable Emissions Measurement System
PM: Particulate Matter
PN: Particulate Number
PCV: Positive Crankcase Ventilation
RDE: Real Driving Emission
SCV: Swirl Control Valve
SULEV: Super Ultra Low Emission Vehicle
SUV: Sport Utility Vehicle
TCV: Tumble Control Valve
TWC: Three Way Catalyst
ULEV: Ultra Low Emission Vehicle
UN: United Nations
WLTC: Worldwide harmonized Light-duty Test Cycle
WLTP: Worldwide harmonized Light-duty Test Procedure

記号

C : 反応進行度(-)
 C_p : 定圧比熱(J/kgK)
D : 拡散係数(m^2/s)
E : 全エネルギー(J/kg)
f : 燃料成分の質量分率(-)
 h_w : 壁面熱伝達率(W/m^2K)
 H_0 : 標準生成エンタルピ(J/kg)
l, m, n : 方向余弦(-)
k : 乱流エネルギー(m^2/s^2)
M : 分子量(kg/kmol)
 \dot{m} : 蒸気蒸発速度(kg/m^3s)
 $\dot{m}_x, \dot{m}_y, \dot{m}_z$: 液滴と流体間に働く x, y, z 方向の摩擦力(N/m^3)
P : 圧力(Pa)
 \dot{Q} : 発熱量

- R : ガス定数(J/kgK)
- S : 面積(m²)
- t : 時間(s)
- T : 温度(K)
- T_w : 壁面温度(K)
- V : 体積(m³)
- u, v, w : x, y, z方向流速(m/s)
- Y : 化学種の質量分率(-)
- ε : 乱流エネルギーの散逸率(m²/s³)
- δ : メッシュ幅(m)
- γ : 比熱比(-)
- λ : 熱伝導率(W/mK)
- μ : 分子粘性係数(Pas)
- μ_t : 渦粘性係数(Pas)
- ρ : 密度(kg/m³)
- ω_t : 反応速度(kg/m³s)
- ν : 動粘性係数(= μ / ρ) (m²/s)
- Φ : 当量比(-)

添字

- e : 実効値を表す
- st : 量論反応での値を示す
- t : 乱流における値を示す
- u : 未燃ガスを表す
- 0 : 基準状態 (101.3kPa, 273K) での値を表す

第1章 緒論

1.1 本研究の背景

自動車市場規模は、先進国では堅調に推移し、新興国では更に拡大すると予測されている。一方で、地球温暖化、大気汚染などの地球環境問題を背景に、自動車に対して CO₂ 規制、排気規制など各環境規制が世界の主市場で、引き続き強化されつつある。その解決手段の一つに、電気自動車やハイブリット車などの電動化が注目されているが、エネルギーを蓄える Li バッテリーの市場性(コスト、耐久性、安全性など)から、その普及は一部の国・地域に限定されており、当面は従来の内燃機関の継続使用が続くと見られている。

最初に、自動車用燃費/排気の規制動向について概説する。自動車主市場である欧州、米国、中国、日本および今後大きな市場に成長すると予測されるインドにおける燃費(CO₂)規制、排気規制、診断規制の普通車クラスを対象として述べる。

燃費(CO₂)規制は、欧州がリードし、2020年代には90g/km~120g/kmのレンジまで強化される。排気規制(HC+NO_x)は、米国がリードし、2020年代には0.019g/km~0.16g/kmのレンジまで強化される。診断規制は、カリフォルニア州診断規制が世界の診断規制のデファクト・スタンダードになっており、排気規制の強化に応じて診断規制も強化されている。それらに対応する技術動向として、欧州系エンジンと米国系エンジンの2極化が進むと予想する。

1.1.1 規制動向

1.1.1.1 燃費(CO₂)規制の動向

図 1.1 に世界の燃費(CO₂)規制の変遷を示す。米国では、1978年に燃費性能を規制する CAFE 規制が導入された。本規制は、罰則(罰金)を伴うものであり、長く施行されている¹⁾。2000年代に入ると、地球温暖化問題が注目されるようになり、カリフォルニア州では、2004年に導入された排気規制 LEV II の枠で、2012年より CO₂ 排出量を規制した²⁾。また、連邦でも2012年に、CAFE 規制を見直すと共に、GHG 排出量規制を新たに導入した^{3),4)}。さらに2017年にカリフォルニア州で排気規制 LEV III の枠で CO₂ 規制の強化が決定している⁵⁾。

欧州においては、1990年代までは努力目標としての CO₂ 排出量目標値が決められていた程度であったが、2000年代に入ると、地球温暖化問題が重要視されるようになり、2015年までに基準 CO₂ 排出量を 130g/km とし、2020年までに 95g/km とする罰則(罰金)を伴

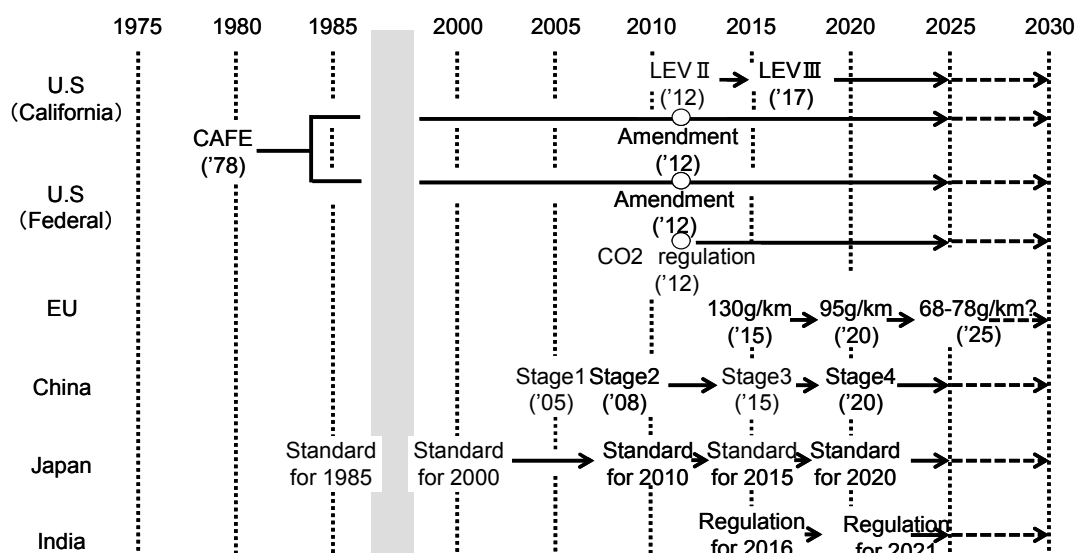


図 1.1 世界の燃費 (CO2) 規制の変遷^{1)~12)}

う規制の導入が決まった^{6,7)}。さらに、2025年には規制値をさらに強化するべく策定が進められている⁸⁾。欧州 CO2 規制は、世界でもっとも厳しく、世界の CO2 規制をリードしている。

中国では、2005年に第一段階が導入され、以降、2008年に第二段階、2015年に第三段階が導入されている⁹⁾。さらに、2020年に、第四段階の導入が検討されている⁹⁾。

日本では、オイルショックを契機に燃費基準が1985年に導入された。以降、2000年、2010年、2015年と基準値が見直されている¹⁰⁾。2020年に更なる見直しが検討されている¹¹⁾。日本においては、いずれも努力目標である。

インドでは、2016年にインド初の燃費規制の導入が予定されている。2021年には、強化が予定されている¹²⁾。

図 1.2 に CO2 規制値の変遷を示す。各国・各地域、2025年までの規制値もしくは目標値がほぼ決定している。上述したように、欧州の CO2 規制がもっとも厳しく、日本、米国、中国と続く。日本における値は、乗用車の燃費目標値を CO2 排出量に換算している。換算式は下記とした¹³⁾。

$$(CO2 \text{ 排出量}) [g/km] = 231 \times (\text{燃費}) [km/L] \dots \dots (1)$$

中国における値は、乗用車の企業平均目標値を CO2 排出量に換算している。換算式は、(1) 式とした。以下、各国・各地域の燃費 (CO2) 規制動向について詳細を述べる。

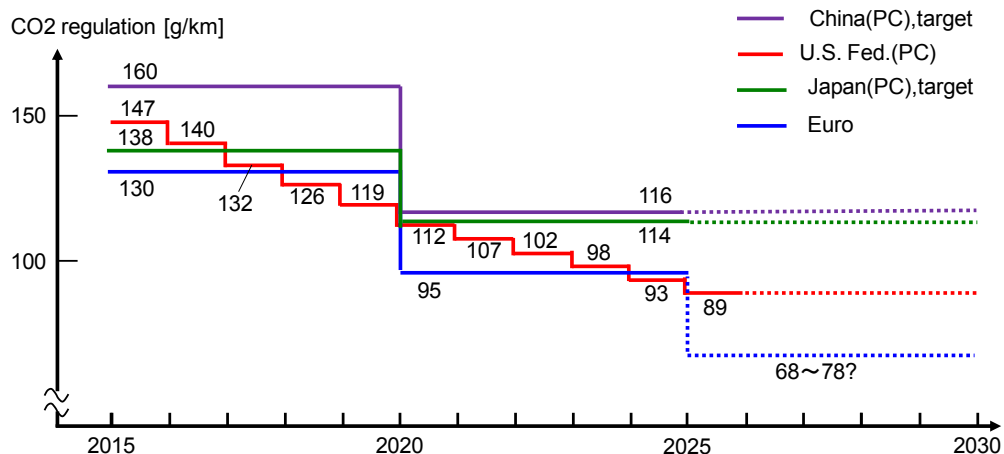


図 1.2 CO2 規制値の変遷^{1~13)}

1.1.1.1.1 欧州 (EU)における動向

欧州では、地球の平均気温を 2℃以上上昇させないことを前提に、2050 年までの域内 GHG 排出量の目標削減率を設定している¹⁴⁾。図 1.3 に各セクターの目標削減率を示す。自動車は、Transport セクターに属しており、当該セクターの目標削減率に基づいて、自動車 CO2 規制値が策定されている。

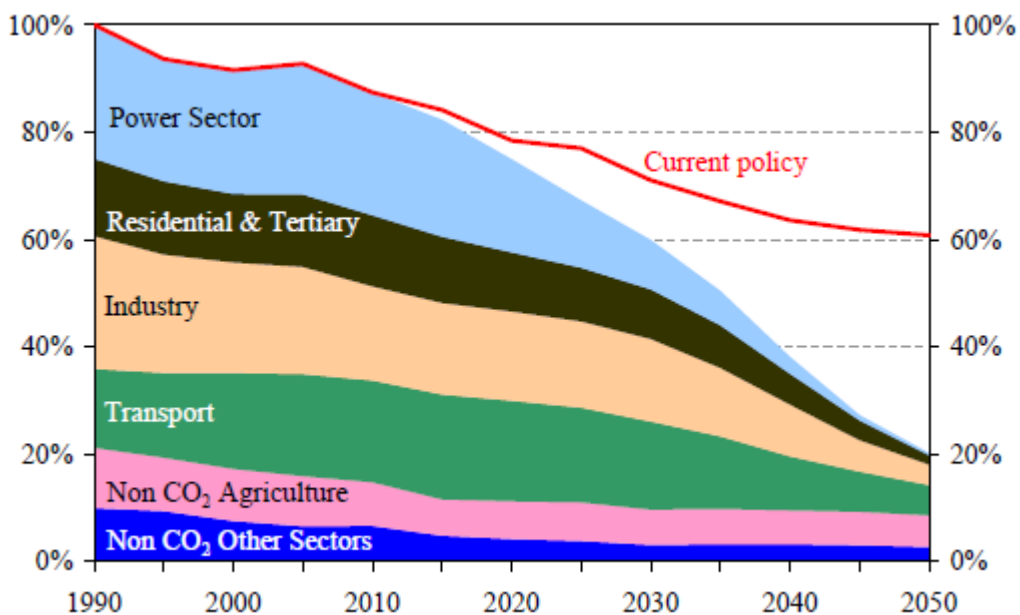


図 1.3 欧州内での GHG 排出量の目標削減率¹⁴⁾

○規制値

欧州 CO2 規制値を表 1.1 に示す。表に示す値は代表値であり、車両重量に応じた規制値は下記 (2) 式で与えられる⁶⁾。

- 2012 年から 2015 年まで

$$(CO2 \text{ 規制値}) [g/km] = (\text{代表値}) [g/km] + a \times (M - M0) \dots \dots \dots (2)$$

但し、M=車両重量[kg]，M0=1372.0(kg)，a=0.0457

- 2016 年以降

$$(CO2 \text{ 規制値}) [g/km] = (\text{代表値}) [g/km] + a \times (M - M0) \dots \dots \dots (2)$$

但し、M=車両重量[kg]，M0=過去3年間の新車重量の平均値，a=0.0457

表 1.1 欧州 CO2 規制値⁶⁾

Year	2015	2020	2025
g/km	130	95	68~78

○フェーズイン^{6),7)}

フェーズインは、規制に遵守した車両の導入比率であり、下記の比率が決められている。

- 2015 年規制

2012 年：65%

2013 年：75%

2014 年：80%

2015 年：100%

- 2020 年規制

2020 年：95%

2021 年：100%

○超過 CO2 量に対する罰金⁶⁾

CO2 排出量が超過した場合、新車 1 台当たり下記の罰金が課される。

- 2012 年から 2018 年まで

- 超過 CO2 量が 3g/km より多いとき、

$((\text{超過 CO2 量}[\text{g/km}] - 3) \times 95 + 45) \text{ EUR}$

- ・超過 CO2 量が 2 g/km より多くかつ 3 g/km 以下のとき、

$((\text{超過 CO2 量}[\text{g/km}] - 2) \times 25 + 20) \text{ EUR}$

- ・超過 CO2 量が 1 g/km より多くかつ 2 g/km 以下のとき、

$((\text{超過 CO2 量}[\text{g/km}] - 1) \times 15 + 5) \text{ EUR}$

- ・超過 CO2 量が 1 g/km 以下のとき、

$(\text{超過 CO2 量}[\text{g/km}] \times 5) \text{ EUR}$

- ・2019 年以降

超過 CO2 量 1 g/km 当たり 95 EUR

○スーパークレジット^{6),7)}

CO2 排出量が非常に低い車両に対して与えられるスーパークレジットは、下記である。

- ・2012 年から 2019 年まで

50g/km より低い自動車に対しては、1 台当たり下記の台数がクレジットされる。

2012 年から 2013 年：3.5 台

2014 年：2.5 台

2015 年：1.5 台

2016 年から 2019 年：1 台

- ・2020 年以降

50g/km より低い自動車に対しては、1 台当たり下記の台数がクレジットされる。

ただし、CO2 低減効果は、最大 7.5 g/km に制限される。

2020 年：2 台

2021 年：1.67 台

2022 年：1.33 台

2023 年：1 台

○ECO innovation^{6),7)}

モード試験性能には現れないが、CO2 排出量低減効果のある技術に一定の CO2 排出低減効果を認める ECO innovation 制度も導入されており、最大 7.0g/km の CO2 低減効果が認められる。

○試験モード

2016年まではNEDC, 2017年からはWLTP (WLTC) に移行することが予定されている。2025年規制の策定は表面化していないが, 68~78g/km が規制値の候補として挙げられている⁸⁾。一方で, 産業界からは, 当該性能を実現する技術の開発には多額の開発費が発生するため実現困難との指摘もある。

1.1.1.1.2 米国カリフォルニア州における動向

米国カリフォルニア州のCO2排出規制値を表1.2に示す。前述したように, カリフォルニア州では, 排気規制LEVⅡ, LEVⅢの枠で, CO2排出量を規制している^{2),5)}。表中では, PC, LDT (LEVⅡ) とfoot printが41[feet²]より小さい車両(LEVⅢ)の規制値を示している。LEVⅡでは, PC, LDT, MDTなどカテゴリー毎に規制値が決められており, LEVⅢでは, foot print (投影面積) 毎に規制値が決められている。ここに, foot printは, ホイールベース[feet]×トレッド幅[feet]で得られる値である。エンジンからはCO2以外に, それより高い温室効果を持つN2O, CH4も排出される。表1.2中の規制値は, N2O, CH4排出量も含めて, (3)式に示す換算式で求めたCO2換算値に対して適用される。

CO2換算値[mile/km] =

$$CO2 + 296 \times N2O + 23 \times CH4 - \text{エアコンからのGHG削減量} \dots (3)$$

LEVⅢでは, N2O単独排出量が0.01g/mile以下, CH4単独排出量が0.03g/mile以下を満たしても規制適合となる。当該年のフリート平均排出量が当該年の規制値を下回ったメーカーは所定のクレジットを獲得できる。一方で, 当該年のフリート平均排出量が当該年の規制値を上回ると負債(debt)が発生する。クレジット相当分だけ負債は減るが, 負債を5年以内に解消しないと, 罰金の支払い義務が発生する。なお, カリフォルニア州は後述する連邦燃費規制を批准しているが, GHG規制についても連邦法規との整合性を取ることで合意している。

表1.2 米国カリフォルニア州のCO2規制値^{2),5)}

	LEVⅡ			LEVⅢ								
	PC, LDT			footprint of less than or equal to 41 square feet								
Year	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021	2022	2023	2024	2025~
g/mile	222	213	205	195	185	175	166	157	150	143	137	131

1.1.1.1.3 米国連邦における動向

米国連邦のCO2 排出規制値を表 1.3 に示す^{3),4)}。表中では、代表的な PC の企業平均規制値を示している。正確には foot print に応じて規制値は決まる。図 1.4 と図 1.5 に、PC における foot print に対する CO2 排出規制値を示す。N2O, CH4 については、N2O は 0.01g/mile 以下、CH4 は、0.03g/mile 以下を満たせば良い。なお、炭素を含む成分は、CO2 の生成に寄与するとの考えから、規制対象成分には CO と HC も含まれている。米国連邦の燃費規制値を表 1.4 に示す^{3),4)}。表中では、PC の企業平均規制値を示している。CO2 排出規制値と同じく、燃費規制値も foot print に応じて決まる。図 1.6 に、PC における foot print に対する燃費規制値を示す。

燃費規制 (CAFE 規制) は、米国 NHTSA が管轄する一方、CO2 などの GHG 関係の規制は EPA が管轄する。NHTSA と EPA 間で協議し、両規制の整合性を取る形で各規制値が決められている。さらに、上述したように、カリフォルニア州規制とも整合性が取られている。

表 1.3 米国連邦の CO2 排出規制値^{3),4)} PC, fleet average

Year	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021	2022	2023	2024	2025
g/mile	247	236	225	212	202	191	182	172	164	157	150	143

表 1.4 米国連邦の燃費規制値^{3),4)} PC, fleet average

Year	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021	2022	2023	2024	2025
mile /gallon	32.1	33.3	34.7	36.7	38.0	39.4	40.9	42.7	44.7	32.1	33.3	36.7

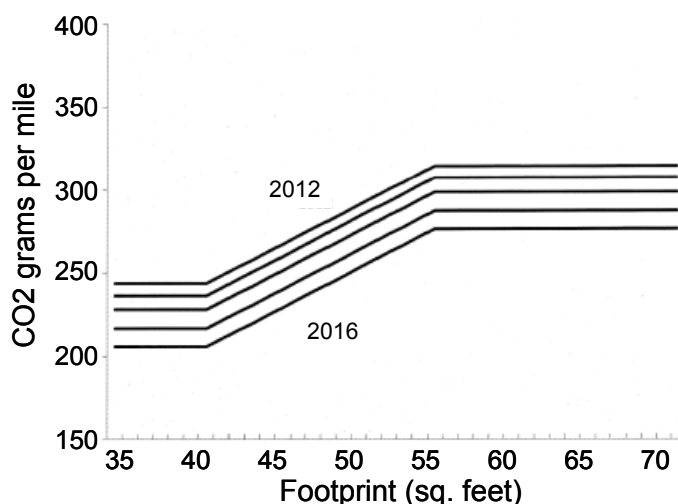


図 1.4 乗用車(PC)における CO2 排出規制値(2012~2016 年)^{3),4)}

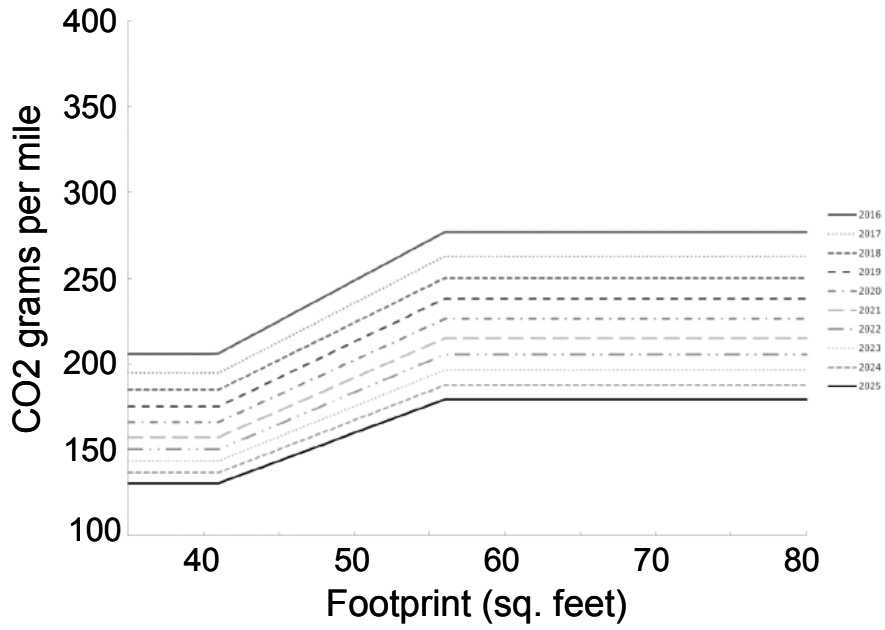


図 1.5 乗用車(PC)における CO2 排出規制値(2016~2025 年) ^{3), 4)}

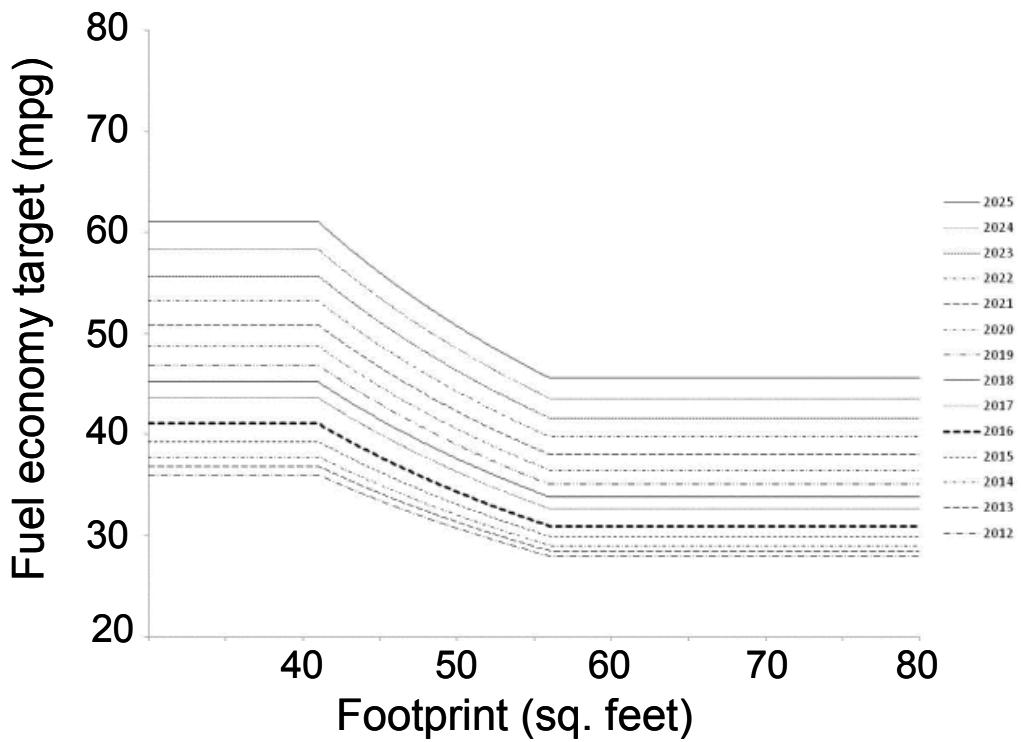


図 1.6 乗用車(PC)における燃費排出規制値(2016~2025 年) ^{3), 4)}

1.1.1.1.4 中国における動向

中国の燃費規制値（第3段階と第4段階）を表1.5に示す⁹⁾。第3段階では、企業平均値のみが規制されているが、第4段階では、企業平均値は目標値とし個々の車両に対して規制する内容が変わっている。また、シートの列数に応じて、規制値が決められている。これは、第3段階では優遇されているSUVに対する規制強化が主な狙いと言われている。燃費性能は、欧州モードNEDCで評価される。中国では、第3段階が導入される2015年までに乗用車の平均燃費を少なくとも6.9L/100kmまで低減し、さらに、第4段階が導入される2020年までに、5.0L/100kmまで低減することを企図している。

表1.5 中国の燃費規制値⁹⁾

category	Stage 3: 2015~2019 [L/100km]		Stage 4: 2020~ [L/100km]				
	CAFE		individual		CAFE		
	MT	AT SUV MPV	up to two rows seats	three or more rows seats	up to two rows seats	three rows seats	more than three rows seats
(weight) ≤ 750	5.2	5.6	5.2	5.6	3.9	4.1	4.0
750 < (weight) ≤ 865	5.5	5.9	5.5	5.9	4.1	4.3	4.2
865 < (weight) ≤ 980	5.8	6.2	5.8	6.2	4.3	4.5	4.4
980 < (Weight) ≤ 1,090	6.1	6.5	6.1	6.5	4.5	4.7	4.6
1,090 < (Weight) ≤ 1,205	6.5	6.8	6.5	6.8	4.7	4.8	4.8
1,205 < (Weight) ≤ 1,320	6.9	7.2	6.9	7.2	4.9	5.0	5.0
1,320 < (Weight) ≤ 1,430	7.3	7.6	7.3	7.6	5.1	5.3	5.3
1,430 < (Weight) ≤ 1,540	7.7	8.0	7.7	8.0	5.3	5.5	5.5
1,540 < (Weight) ≤ 1,660	8.1	8.4	8.1	8.4	5.5	5.7	5.7
Σ	Σ		Σ		Σ		
2,280 < (Weight) ≤ 2,510	10.8	11.2	10.8	11.2	7.0	7.2	7.2
2,510 < (Weight)	11.5	11.9	11.5	11.9	7.3	7.5	7.5

1.1.1.1.5 日本における動向

日本の燃費基準を表1.6に示す^{10), 11)}。先述した様に、日本では燃費性能に対する規制はなく、目標（基準）としている。ただし、燃費性能は、国土交通省から随時公表される。燃費性能の悪い自動車を生産・販売している企業は、社会イメージが損なわれることで十分な効果があると国土交通省は考えている。2015年燃費基準は、2010年燃費基準に対して、燃費が29.2%改善される。2020年燃費基準は、2015年燃費基準に対して19.6%が改善される。試験モードはJC08であるが、国連で検討が進んでいるWLTP (WLTC) が望ましいとしている。

表 1.6 日本の燃費規制値^{10), 11)}

standard for 2015																
Weight [kg]	~ 740	601 ~ 740	741 ~ 855	856 ~ 970	971 ~ 1080	1081 ~ 1195	1196 ~ 1310	1311 ~ 1420	1421 ~ 1530	1531 ~ 1650	1651 ~ 1760	1761 ~ 1870	1871 ~ 1990	1991 ~ 2100	2101 ~ 2270	2271 ~
km/L	22.5	21.8	21.0	20.8	20.5	18.7	17.2	15.8	14.4	13.2	12.2	11.1	10.2	9.4	8.7	7.4

standard for 2020																
Weight [kg]	-	~ 740	741 ~ 855	856 ~ 970	971 ~ 1080	1081 ~ 1195	1196 ~ 1310	1311 ~ 1420	1421 ~ 1530	1531 ~ 1650	1651 ~ 1760	1761 ~ 1870	1871 ~ 1990	1991 ~ 2100	2101 ~ 2270	2271 ~
km/L	-	24.6	24.5	23.7	23.4	21.8	20.3	19.0	17.8	16.5	15.4	14.4	13.5	12.7	11.9	10.6

1.1.1.1.6 インドにおける動向

インドの燃費規制値を表 1.7 に示す。インドでは 2016 年にインド初の燃費規制が導入される。ガソリンエンジン搭載車の燃費性能は、(4) 式で演算される。

$$(\text{燃費性能}) [\text{L}/100\text{km}] = 0.0423 \times (\text{CO}_2 \text{ 排出量}) [\text{g}/\text{km}] \cdots (4)$$

表 1.7 インドの燃費規制値¹²⁾

	Apr. 1.2016 ~	Apr. 1.2021 ~
a	0.0024	0.002
b	1037	1145
c	5.4922	4.7694

1.1.1.2 排気規制の動向

図 1.7 に、世界の排気規制の変遷を示す。米国では、1975 年にいわゆるマスキー法が施行された。それまでと比較して排気レベルを 1/10 にするものであったが、強制力がなかったため実効力がなかったと言われている。カリフォルニア州のロスアンゼルスとサンフランシスコは、米国有数の大都市に成長する一方で、西側に太平洋、東側にシエラネバダ山脈を抱える地形的特徴から、都市の産業活動によって排出される有害成分が都市圏に滞留しやすく大気汚染が深刻化した。このような事情からカリフォルニア大気保全局 (CARB) は、1994 年にカリフォルニア州規制として LEV 規制 (現在は、LEV I と呼ばれている) を施行。

LEV I 規制は、マスキー法レベルと比較して、排気レベルを約 1/3 に低減することを要求し強制力もあった。2004 年には、ポスト LEV 規制にあたる LEV II 規制を導入、更に 2017 年には LEV III 規制の導入が決定しており、マスキー法のレベルと比較すると約 1/10 まで、マスキー法以前のレベルと比較すると約 1/100 まで排気低減することが要求されている¹⁵⁾。

一方で、米国連邦でも LEV I 規制導入時期と同時期に、LEV 規制ほど厳しいレベルではないが、強制力のある Tier1 規制が導入された。その後、2004 年に Tier2 規制を導入、2017 年に Tier3 規制の導入が予定されている¹⁶⁾。Tier3 規制は、カリフォルニア州 LEV III 規制とほぼ整合する内容になっており、LEV III 規制、Tier3 規制は、世界をリードする排気規制となっている。

欧州では、1970 年に域内の規制統一が実施されたが、規制値そのものは緩く Euro2 規制までは、触媒が無いシステムでも規制をクリアできるレベルであった。その後、大気汚染問題に対する意識の高まりから、欧州でも自動車排気規制強化の社会的気運が高まり、2000 年に、Euro2 規制値に対して約 50%の排気低減を要求する本格的な排気規制 Euro3 規制が導入された。その後、2005 年に Euro4 規制、2009 年に Euro5 規制、2014 年に Euro6 規制が導入され、段階的に規制レベルが強化されている^{17), 18)}。Euro5 規制では、世界に先駆けてディーゼル車に対して PN 規制が導入された。Euro6 規制では、ガソリン車に対して PN 規制が導入された。また、世界統一基準を目指す WLTP の積極的導入、リアルワールド性能を規制化する RDE 規制の導入など、米国とは異なるアプローチで、世界の排気規制をリードしている。

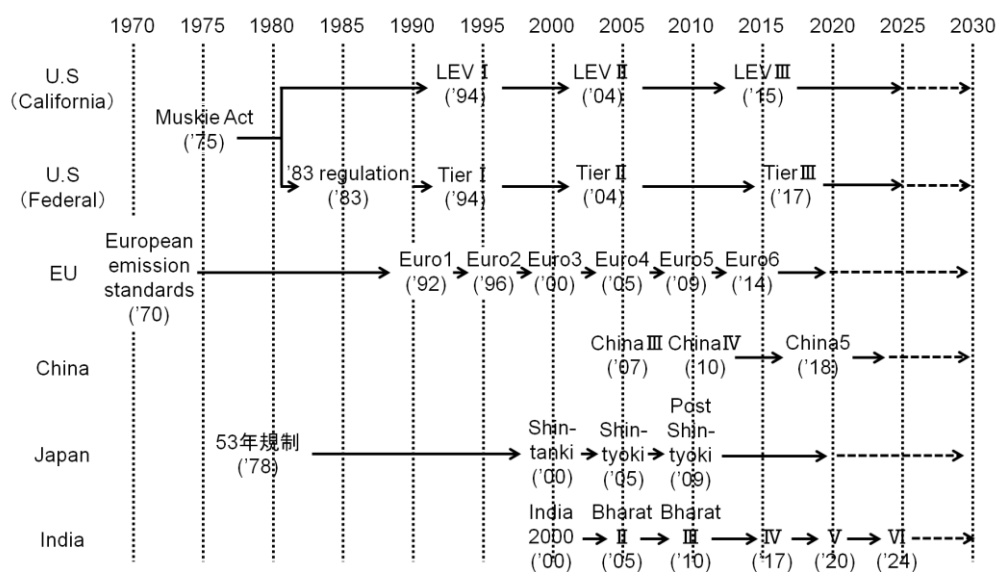


図 1.7 世界の排気規制の変遷^{15)~19)}

中国では、都市部を中心とした大気汚染問題の深刻化を背景に、2007年に中国Ⅲ規制を全土に導入した。中国Ⅲ規制は欧州 Euro3 規制と同等の規制である。2010年に欧州 Euro4 規制と同等の中国Ⅳ規制を全土に導入した。2018年には、欧州 Euro5 規制と同等の中国 5 規制を全土に導入予定である⁹⁾。

日本では、昭和 53 年に昭和 53 年規制が導入された。規制値レベルが米国マスキー法と同等であり強制力もあったことから、長く代表的な規制として施行された。1990年代に入って、欧米での自動車排気規制の急速な強化、大気汚染問題に対する国内意識の高まりを背景に、2000年に新短期規制が、2005年に新長期規制、2009年にポスト新長期規制が導入され段階的に強化されている¹⁹⁾。

インドでは、2000年にインド初の排気規制 India2000（欧州 Euro 1 規制相当）を導入した。その後、2005年に、Bharat II（欧州 Euro 2 規制相当）、2010年に Bharat III（欧州 Euro 3 規制）を導入した。更に、2017年、2020年、2024年にそれぞれ Bharat IV, V, VI を導入予定である¹²⁾。いずれも、欧州 Euro4, 5, 6 規制に相当する。Bharat は、ヒンディー語でインドを意味する。

図 1.8 に排気規制値の変遷を示す。縦軸は、HC+NO_x のコンバイン値である。先述したように、米国の規制値がもっとも厳しく、日本、欧州、中国と続く。日本の規制値が2018年から緩くなるのは、後述するように試験モードの JC08 から WLTC への移行に伴うものである。以下、各国・各地域の排気規制動向について詳細を述べる。

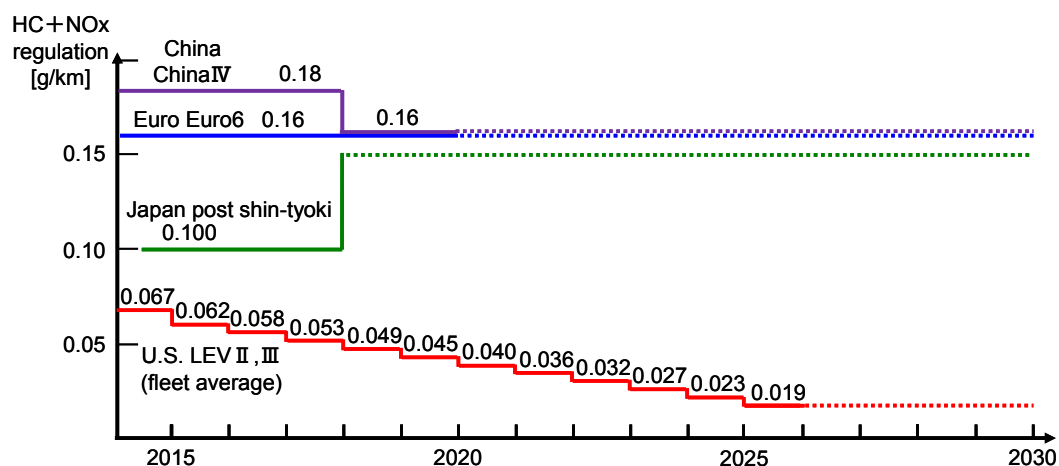


図 1.8 排気規制の変遷^{15)~19)}

1.1.1.2.1 欧州(EU)における動向

欧州 Euro 6 規制の規制値を表 1.8 に示す¹⁸⁾。表中では、カテゴリ N1 Class I ガソリンエンジン搭載車の規制値を示している。Euro 6 規制は、2014 年から導入されている。HC, CO, NO_x の各規制値は、世界の主要規制と比較すると、やや緩いが、ガソリンエンジン用の PN 規制を世界に先駆けて導入している。規制値 6×10^{11} 個/km は 2017 年から効力を持ち、2016 年までの規制値は 6×10^{12} 個/km である。耐久条件は 160,000 km である。試験モードは NEDC であるが、2017 年から WLTP (WLTC) の導入が検討されている。WLTP の策定においては試験室の気温を従来の 25°C から 14°C に下げることが検討されている。HC, CO, NO_x, PM, PN のいずれも冷機始動時の排出量が支配的であり、試験温度が 14°C に下がると、冷機始動ストラテジーのあり方に大きな影響を及ぼすと言われている。

また、リアルワールドの排気性能を規制対象とする RDE の規制化が進められている²⁰⁾。当該規制案では、PEMS と呼ばれる車載型リアルタイム排気計測装置を用いて、公道をランダムに走行した際の排気性能を評価する²¹⁾。2017 年からの導入が予定されており、WTLTP での性能と RDE 性能の双方を満たすことが認証条件となる。ポスト Euro6 規制の策定については公表されていないが、2020 年代前半の導入と考えている企業・機関が多い。

表 1.8 欧州 Euro6 規制の規制値¹⁸⁾

Category N1, Class I, Gasoline						
HC(THC) [g/km]	NMHC [g/km]	CO [g/km]	NO _x [g/km]	THC + NO _x [g/km]	PM [g/km]	PN [#/km]
0.100	0.068	1.0	0.060	—	0.0045	6×10^{11}

1.1.1.2.2 米国カリフォルニア州における動向

米国カリフォルニア州 LEV III 規制の規制値を表 1.9 に示す¹⁵⁾。表中では、PC, LDT (GVWR が 8500lbs. 以下), MDPV の規制値を示している。耐久条件 150,000mile は、世界で最も厳しい。規制値は、ULEV160 から SULEV20 までの 6 つのカテゴリに分けられる。LEV III の前段階規制 LEV II までは、HC (NMOG) と NO_x は個別に規制値が決められていたが、LEV III からは、コンバイン値として規制されるようになった。HC と NO_x は光化学スモッグの原因物質であるが、エンジン (燃焼) の特性上、HC と NO_x は排出量が逆特性になる傾向があり (燃焼素性が悪いほど HC が増加し NO_x が減少する。燃焼素性が良いほど HC が減少し NO_x が増加する)、HC 低減技術、NO_x 低減技術を個別に開発しやすくするため、規制値も HC と NO_x それぞれに設定してきた。LEV II 規制のフェーズで、技術開発が進み、HC と NO_x がほぼ同レベ

ルまで低減されたため、LEVⅢでは本来の目的に則り光化学スモッグ原因物質であるHCとNO_xをコンバイン値で規制している。PM規制値は、導入年の2017年は、10mgであるが、2028年までに10mg→3mg→1mgとフェーズインにより段階的に強化される。3mgは2021年に100%。2025年からは1mgのフェーズインが始まり、2028年に100%になる。試験モードは、LA-4である。

表 1.9 米国カリフォルニア州 LEVⅢ規制の規制値(1) ¹⁵⁾

All PCs, LDTs 8500 lbs, GVWR or less, MDPVs

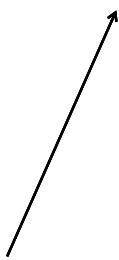
Category	Durability Vehicle Basis [mile]	NMOG + NOx [g/mile]	CO [g/mile]	PM [mg/mile]	Formaldehyde [mg/mile]
ULEV160	150,000	0.160	4.2	10 → 3 → 1	4
ULEV125	150,000	0.125	2.1	10 → 3 → 1	4
ULEV70	150,000	0.070	1.7	10 → 3 → 1	4
ULEV50	150,000	0.050	1.7	10 → 3 → 1	4
SULEV30	150,000	0.030	1.0	10 → 3 → 1	4
SULEV20	150,000	0.020	1.0	10 → 3 → 1	4

各新車モデルに対して ULEV160 から SULEV20 までのいずれのカテゴリの認証を得るかは自由であるが、NMOG と NO_x のコンバイン値には、各年で達成すべき fleet average 規制値が、別途、決められている。表 1.10 に fleet average 規制値を示す。2014 年の fleet average は、0.107g/mile で、ULEV125 と ULEV70 の間のレベルであるが、2025 年には、SULEV30 相当の 0.030g/mile まで強化される。

表 1.10 米国カリフォルニア州 LEVⅢ規制の規制値(2) ¹⁵⁾

FLEET AVERAGE: All PCs, LDTs 8500 lbs, GVWR or less, MDPVs

Year	Durability Vehicle Basis [mile]	NMOG + NOx [g/mile]
2014	150,000	0.107
2015	150,000	0.100
2016	150,000	0.093
2017	150,000	0.086
2018	150,000	0.079
2019	150,000	0.072



Year	Durability Vehicle Basis [mile]	NMOG + NOx [g/mile]
2020	150,000	0.065
2021	150,000	0.058
2022	150,000	0.051
2023	150,000	0.044
2024	150,000	0.037
2025~	150,000	0.030

1.1.1.2.3 米国連邦における動向

米国連邦 Tier3 規制の規制値を表 1.11 に示す¹⁶⁾。表中では、LDT, LDV, MDPV の規制値を示している。耐久条件 150,000mile はカリフォルニア州 LEVⅢと同じで世界で最も厳しい。規制値は、Bin160 から Bin0 までの7つのカテゴリーに分けられる。HC (NMOG) と NO_x のコンバイン値, CO, PM, HCHO が規制対象で、前述のカリフォルニア州 LEVⅢと同じである。Bin160 と ULEV160 が同等のカテゴリーで、以下、Bin20 と SULEV20 が同等のカテゴリーとなる。規制値も同等で、Tier3 の PM 規制値 3mg は、2021 年から 100%導入なので、実質的に LEVⅢと同じである。ただし、Bin0 は Tier3 特有のカテゴリーである。前述したように、Tier3 規制は、カリフォルニア州 LEVⅢ規制とほぼ整合する内容になっており、Tier3 規制は、LEVⅢ規制と併せて世界をリードする排気規制となっている。試験モードも、カリフォルニア州と同じ LA-4 を用いる。

各新車モデルに対して Bin160 から Bin0 までのどのカテゴリーの認証を得るかは自由であるが、NMOG と NO_x のコンバイン値には、各年で達成すべき fleet average 規制値が、別途、決められている。表 1.12 に fleet average 規制値を示す。導入年の 2017 年の fleet average は、0.086g/mile で Bin125 と Bin70 の間になるが、2025 年には、Bin30 相当の 0.030g/mile まで強化される。fleet average の規制内容も LEVⅢと同じである。

表 1.11 米国 Tier3 規制の規制値(1)¹⁶⁾

LDVs, LDTs and MDPVs					
Bin	Durability Vehicle Basis [mile]	NMOG + NO _x [g/mile]	CO [g/mile]	PM [mg/mile]	HCHO [mg/mile]
Bin160	150,000	0.160	4.2	3	4
Bin125	150,000	0.125	2.1	3	4
Bin70	150,000	0.070	1.7	3	4
Bin50	150,000	0.050	1.7	3	4
Bin30	150,000	0.030	1.0	3	4
Bin20	150,000	0.020	1.0	3	4
Bin0	150,000	0.000	0.0	0	0

表 1.12 米国 Tier3 規制の規制値(2) ¹⁶⁾

FLEET AVERAGE: LDV/LDT1

Year	Durability Vehicle Basis [mile]	NMOG + NOx [g/mile]	Year	Durability Vehicle Basis [mile]	NMOG + NOx [g/mile]
2017	120,000 or 150,000	0.086	2023	120,000 or 150,000	0.044
2018	120,000 or 150,000	0.079	2024	120,000 or 150,000	0.037
2019	120,000 or 150,000	0.072	2025	120,000 or 150,000	0.030
2020	120,000 or 150,000	0.065			
2021	120,000 or 150,000	0.058			
2022	120,000 or 150,000	0.051			

1.1.1.2.4 中国における動向

中国IV規制と中国5の規制値を表1.13に示す⁹⁾。表中では、カテゴリN1 Class I ガソリンエンジン搭載車 (ChinaIV) と PC (China5) の規制値を示している。前述したように、中国IV規制は欧州 Euro4 と同等である。また、中国5規制は、欧州 Euro5 規制と同等である。試験モードも欧州排気規制と同じく NEDC を採用している。WLTP の導入は現在のところ表明されていない。ポスト中国5規制である中国6規制 (仮称) は、2016年に北京から導入される予定であるが、その内容については欧州 Euro6 ではなく、米国 Tier3 規制をベースにすると報じられている⁹⁾。

表 1.13 中国IV規制と中国5の規制値⁹⁾

	category	HC(THC) [g/km]	NMHC [g/km]	CO [g/km]	NOx [g/km]	THC + NOx [g/km]	PM [g/km]	PN [# /km]
China IV	N1, Class I Gasoline	0.100	—	1.0	0.080	0.160	—	—
China 5	passengers car	0.100	0.068	1.0	0.060	—	0.0045	6 × 10 ¹¹

1.1.1.2.5 日本における動向

日本のポスト新長期規制値を表1.14に示す¹⁹⁾。表中では、乗用車の規制値を示している。PM規制値は、NOx触媒を備える筒内噴射エンジンにのみ適用される。国内の排気規制

を管轄する環境省は独自の大気データを持っており、あるべき環境状態と現在の技術レベルに応じて規制策定をしている。北米カリフォルニア州など海外の先行している規制に適合すべく技術が進歩するので、結果的に海外の規制を追従する形になっている。国内規制策定においては欧州と事情が異なり、カーメーカの発言力は大きくない。日本ではPN規制は導入されていないが、環境省管轄下の規制策定委員会では、PN規制に関する情報を積極的に収集しており、日本にもPN規制が導入される可能性があるとの見方が産業界にはある。中央環境審議会 大気・騒音振動部会自動車排出ガス専門委員会「今後の自動車排出ガス低減対策のあり方について（第十二次報告）（案）」において、2018年までに、試験モードをJC08からWLTC（低速フェーズ+中速フェーズ+高速フェーズ）に移行することが示されている。試験モードのWLTCへの移行に伴い規制値も見直しており、乗用車のCOとNO_xの各規制値は維持、NMHC規制値は、WLTCではJC08と比較してコールドスタート性能の影響が大きくなることから、従来性能相当として、0.05g/kmから0.10g/kmに変更することが示されている。

表 1.14 日本のポスト新長期規制値¹⁹⁾

passengers car					
Year	Test cycle	NMHC [g/km]	CO [g/km]	NO _x [g/km]	PM [g/km]
~2018	JC08	0.05	1.15	0.05	0.005
2018~	WLTC	0.10	1.15	0.05	0.005

1.1.1.2.6 インドにおける動向

インドのBharat IIIとIVの規制値を表 1.12 に示す¹²⁾。前述したように、Bharat III規制は、欧州Euro3と同等である。また、Bharat IV規制は、欧州Euro4規制と同等である。試験モードは、NEDCをベースとしているが、EUDCの最高速度は120km/hから90km/hに変更されている。耐久性能を証明する方法として、新車で排気性能を1.2倍した値で評価する方法と80,000kmの耐久劣化試験のいずれかを選択できる。

Bharat VおよびVIは、それぞれ欧州Euro5とEuro6と同等の内容になる予定であるが、耐久条件は、Euro5, 6規制では160,000kmであるのに対して、Bharat V, VIでは80,000kmとなっている。導入時期は、それぞれ2020年と2024年であるが、導入時期早期化による有効性が国外から指摘されている²²⁾。

表 1.12 インドの Bharat III と IV の規制値¹²⁾

	category	HC(THC) [g/km]	NMHC [g/km]	CO [g/km]	NOx [g/km]	THC + NOx [g/km]	PM [g/km]	PN [#/km]
Bharat III	Weight ≤1305kg Gasoline	0.20	—	2.3	0.15	—	—	—
Bharat IV	N1, Class I Gasoline	0.100	—	1.0	0.080	—	—	—

1.1.1.3 診断規制の動向

図 1.9 に、世界の診断規制（OBD 規制）の変遷を示す。前節で示した排気規制は、認証試験での性能を以て、リアルワールドでの排気低減効果を担保するものである。しかし、自動車は数百万台規模の量産品である以上、部品の故障などによる予期せぬ排気の悪化は起き得、これを抑制する実効力は排気規制（認証試験性能）にはない。排気規制の内容が厳しくなるほど、予期せぬ排気悪化が環境に与えるインパクトは相対的に大きくなる。

このような事情から、米国カリフォルニア州において、CARB が 1988 年に、OBD I と称される自己診断規制を導入した。OBD I は、排気性能に関わる機能の故障を診断することを課した。正常時に対して数十倍～数百倍に排気が悪化した状態の検出を義務付けした。1994 年の本格的排気規制 LEV I の導入に合わせて、更に診断の高性能化を要求する OBD II を導入した。

OBD I では、排気性能に関わる機能の故障を診断したのに対して、OBD II は、排気性能に関わる機能が故障に至らない一定の性能劣化を診断することを課した。正常時に対して数倍に排気が悪化した状態の検出を課した。以降、現在に至るまで OBD II は、エンジン機能の高度化に応じて診断する機能を増やし、また、排気規制値の強化に伴い、診断する劣化レベルも強化してきた²³⁾。

米国連邦でも 1994 年に、OBD II 相当の連邦 OBD 規制を導入した。以降、カリフォルニア州 OBD II 規制の強化に伴い、連邦 OBD 規制も強化されてきた²⁴⁾。欧州では、2000 年に OBD II 相当の規制 E-OBD を導入した。以降、カリフォルニア州 OBD II 規制の強化に伴い、E-OBD 規制も強化されてきた²⁵⁾。中国では、2006 年に、北京で OBD 規制が導入された。日本では、2000 年に OBD I 相当の規制 J-OBD I を導入し、2008 年には OBD II 相当の規制 J-OBD II 規制を導入した²⁶⁾。インドでは、2010 年に OBD I 規制が、2013 年に OBD II 規制がそれぞれ導入されている¹²⁾。

OBD 規制は、カリフォルニア州 OBD I 規制および OBD II 規制がデファクト・スタンダードとなっており、数年置きに、規制内容（診断対象，要求性能）が追加・変更されている。以下，各国・各地域の OBD 規制動向について，詳細を述べる。

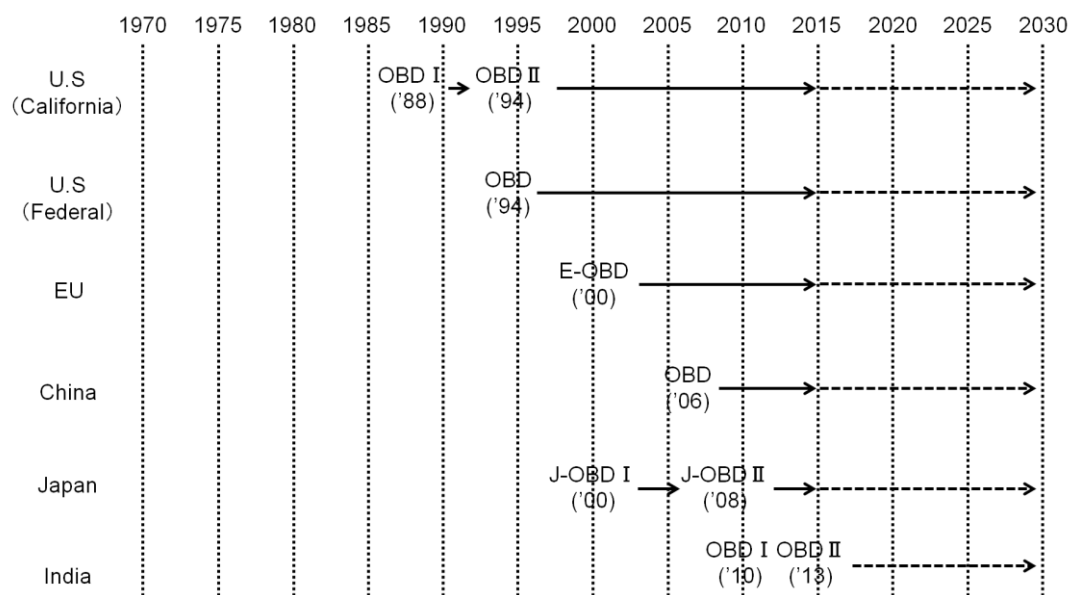


図 1.9 世界の診断規制(OBD 規制)の変遷^{23)~26)}

1. 1. 1. 3. 1 欧州 (EU)における動向

図 1. 10 にガソリン N 1 クラス 1 の E-OBD (Euro6) 規制内容を示す。図中で黄色で色づけしている機能は，規制で診断対象として明記されているものである²⁵⁾。その他の診断対象については，ECU に接続されている排気制御コンポーネント，排気制御システムと記載されているだけである。欧州委員会では，カリフォルニア州 OBD II 規制に対応した仕様であれば，認証が得られることを認めている。色づけしていない機能はカリフォルニア州 OBD II 規制で指定している診断対象であり，E-OBD (Euro6) でも診断対象として認識されている。

表 1. 16 に，E-OBD (Euro6) の診断しきい値を示す¹⁸⁾。表 1. 8 に示した Euro6 規制値より，HC は 2.5 倍悪化レベルを，CO は 1.9 倍悪化レベルを，NO_x は 1.5 倍悪化レベルを，PM は約 2.7 倍をそれぞれ検出する必要がある。PN は診断対象とされていない。

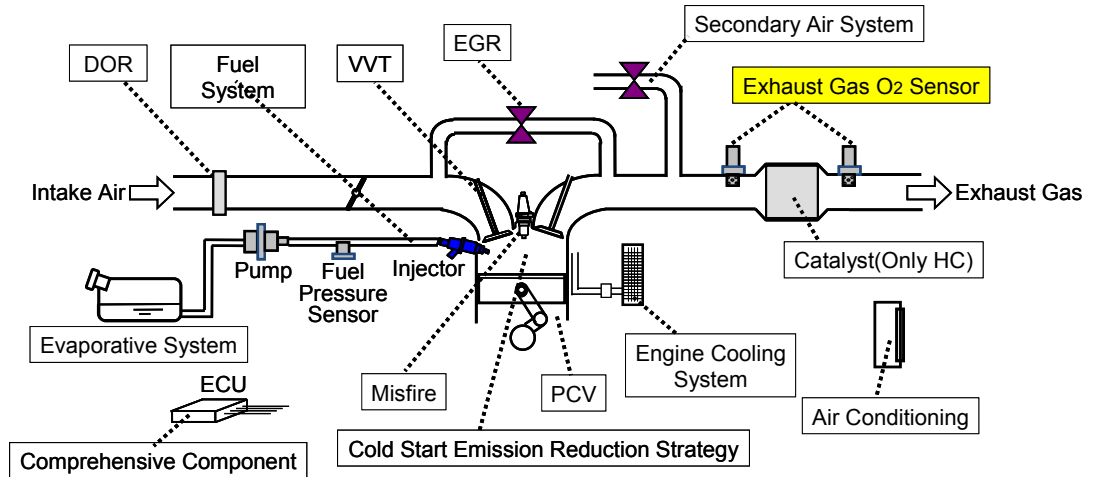


図 1.10 E-OBD (Euro6) の規制内容²⁵⁾

表 1.16 E-OBD (Euro6) の診断しきい値¹⁸⁾

Category N1, Class I, Gasoline

HC(THC) [g/km]	NMHC [g/km]	CO [g/km]	NOx [g/km]	THC + NOx [g/km]	PM [g/km]	PN [#/km]
-	0.170	1.9	0.090	-	0.012	-

1.1.1.3.2 米国カリフォルニア州における動向

図 1.11 にガソリンエンジンの OBD II 規制内容を示す²³⁾。図中に示されている機能が診断対象である。前述したように、カリフォルニア州 OBD II 規制は、世界の診断規制のデファクト・スタンダードになっている。

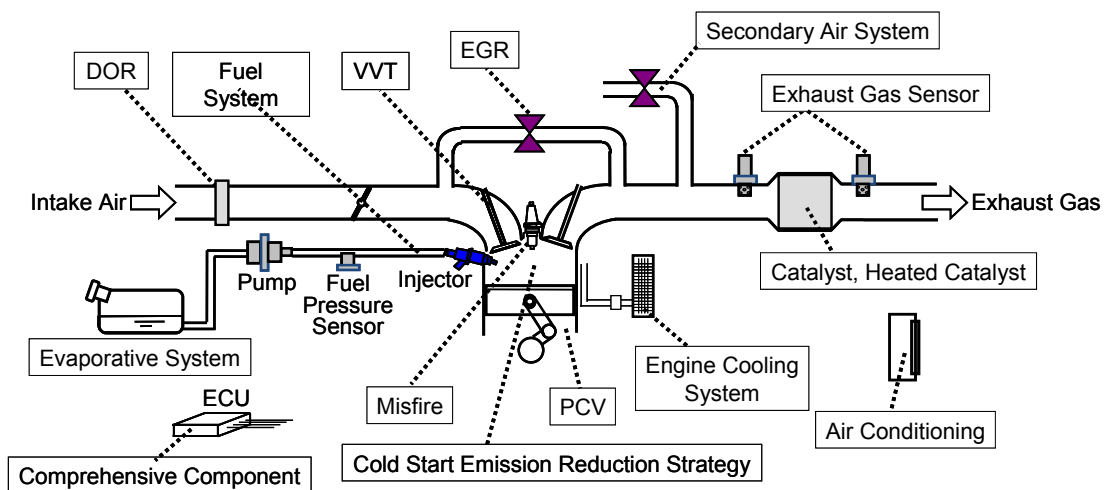


図 1.11 米国カリフォルニア州の OBD II 規制内容²³⁾

表 1.17 に、各診断対象のしきい値もしくはクライテリアを示す。排気 1.5 倍悪化の検出が基準になっている。

表 1.17 診断対象のしきい値，クライテリア²³⁾

Monitored items	Threshold value or criteria
Catalyst	NMOG × 1.75(2.5: SULEV II), NMHC conversion efficiency < 50% NOx × 1.75,(2.5: SULEV II)
Heated Catalyst	Emissions × 1.75
Misfire	Emissions × 1.5
Evaporative system	Leak caused by a 0.020inch diameter orifice
Secondary air system	Emissions × 1.5
Fuel system	Emissions × 1.5
Exhaust gas sensor	Emissions × 1.5
EGR system	Emissions × 1.5
PCV system	Disconnection of the system between a crank case and a PCV valve
Engine cooling system	Thermostat malfunction (Coolant temperature does not reach a warmed-up temperature within 20degF)
Cold start emission reduction strategy	Emissions × 1.5
A/C system component	Emissions × 1.5
VVT system	Emissions × 1.5
DOR system	Greater than 50%
Comprehensive component	Malfunctions of input components Alignment between the camshaft and crank shaft

1.1.1.3.3 米国連邦における動向

連邦排気規制 Tier2 に対応した連邦 OBD 規制は独自に定められているが、一方で、カリフォルニア州 OBD II に対応していれば認証が得られる。連邦 OBD 規制対応にあたっては、カリフォルニア州 OBD II 対応技術を用いることが一般的である。また、2017 年から連邦排気規制 Tier3 が導入される。Tier3 に対応した連邦 OBD 規制の内容は、カリフォルニア OBD II 規制にほぼ統合される¹⁶⁾。

1.1.1.3.4 中国における動向

中国では、2006 年から北京登録条件として OBD 対応が追加された。欧州 E-OBD 規制がベースとなっている。上述したように E-OBD 対応技術はカリフォルニア OBD 対応技術で認証されるので、北京登録条件においても、カリフォルニア OBD 規制対応技術を用いることが一般的である。

1.1.1.3.5 日本における動向

図 1.12 に J-OBD II（乗用車）の規制内容を示す²⁶⁾。図中に示されている機能の内、黄色で色づけしている機能は、規制で診断対象として明記されているものである。表 1.18 は、診断しきい値である。J-OBD II 規制は、国土交通省の管轄下であり、独自に策定しているが、日本は燃費規制も含めてトップランナー方式で策定を行うので、結果的に世界でもっとも厳しい規制に近い内容となる。J-OBD II 規制もカリフォルニア州 OBD II 規制対応技術で対応可能である。

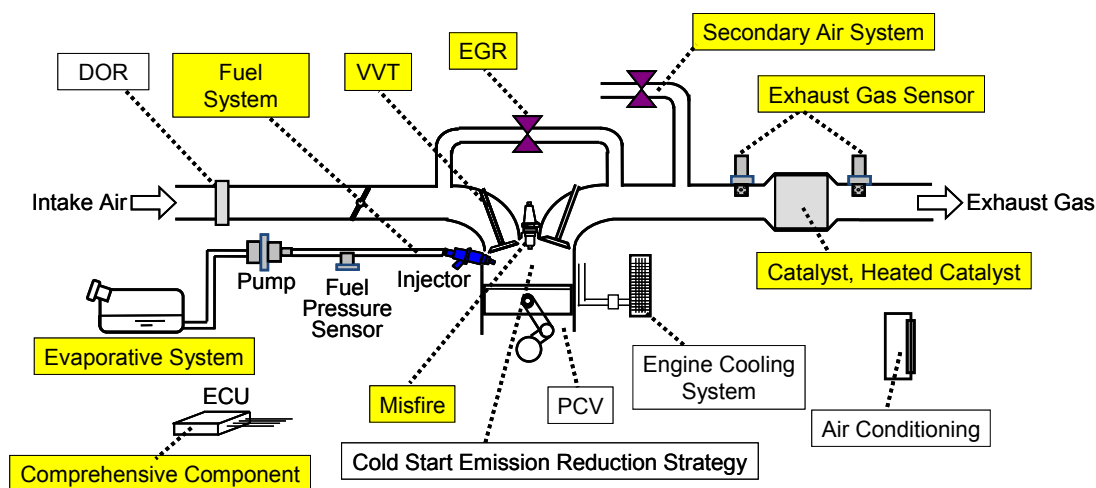


図 1.12 J-OBD II（乗用車）の規制内容²⁶⁾

表 1.18 J-OBD II の診断しきい値²⁶⁾

HC(THC) [g/km]	NMHC [g/km]	CO [g/km]	NOx [g/km]	THC + NOx [g/km]	PM [g/km]	PN [#/km]
-	0.28	4.06	0.30	-	-	-

1.1.1.3.6 インドにおける動向

図 1.13 にインドの OBD 規制内容を示す¹²⁾。図中に示されている機能の内、黄色で色づけしている機能は、規制で診断対象として明記されているものである。表 1.19 は、診断しきい値である。

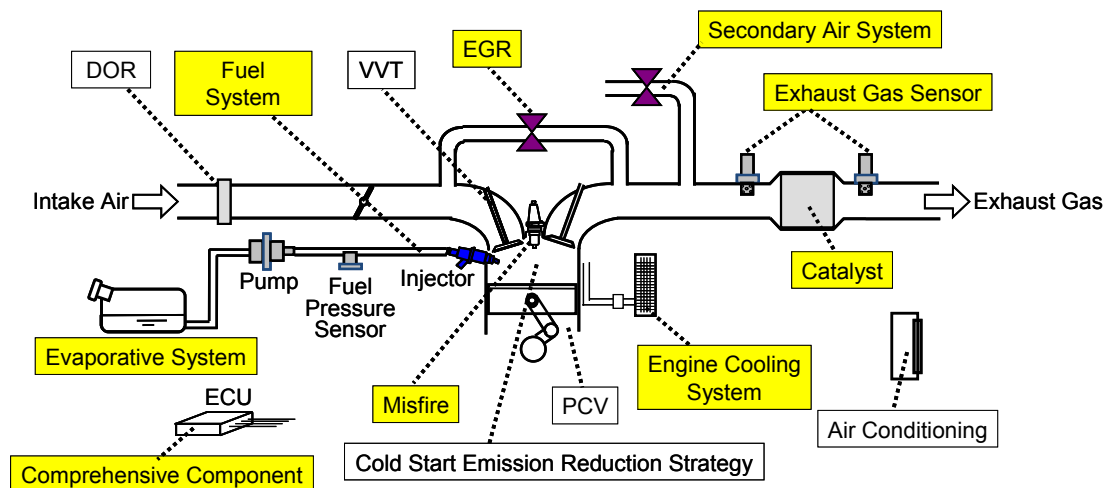


図 1.13 インドの OBD 規制内容¹²⁾

表 1.18 インドの診断しきい値¹²⁾

Category N1, Class I, Gasoline						
HC(THC) [g/km]	NMHC [g/km]	CO [g/km]	NO _x [g/km]	THC + NO _x [g/km]	PM [g/km]	PN [#/km]
0.4	-	3.2	0.6	—	—	—

1.1.2 技術動向

前節で述べた各規制動向から予測される 2020 年代の自動車用エンジン技術のメガトレンドをまとめて述べる。

○燃費 (CO₂) 規制の動向

2010 年代に入ってから、地球温暖化問題を背景に、欧・米・中・日などの世界の自動車主市場で急速に強化されつつある。2020 年代には、欧・米・中・日における PC/LDT クラスの CO₂ 規制値 (燃費規制値は換算値) は、90g/km~120g/km のレンジとなる。欧州の CO₂ 規制が世界の CO₂ 規制をリードしている。

○排気規制の動向

大気汚染問題を背景に、1990 年代以降、欧・米・中・日などの世界の自動車主市場で、強化が続いている。2020 年代には、欧・米・中・日における PC/LDT クラスの HC+NO_x の規制値は、欧・日・中は、0.15g/km~0.16g/km のレンジに、米国は、0.019g/km~0.040g/km のレンジとなる。HC, NO_x に関しては、米国の排気規制が圧倒的に厳しく、世界の排気規制をリード。一方で、欧州では PN 規制を世界に先駆けて導入し、RDE 規制を導入予定であ

る。

○診断規制の動向

リアルワールドでの排気低減効果を担保するため、1980年代後半に米国カリフォルニア州で OBD 規制が導入。その後、OBD 規制の導入も、欧・米・中・日の世界の主市場で導入された。カリフォルニア州 OBD II 規制が世界の診断規制のデファクト・スタンダードになっており、排気規制の強化に応じて診断規制も強化されている。

○国際調和の動向

国連で策定中であるが、試験サイクル WLTC を含めた試験方法の骨子は採択済み。欧州で 2017 年から CO₂/排気規制認証試験方法として採用される予定。日本で 2018 年までに排気規制認証試験方法として採用される予定である。

1.1.2.1 環境規制対応エンジン技術

上記の各規制動向から予測されるメガトレンドを、図 1, 14 に示す。自動車市場規模は、新興国を中心に引き続き拡大すると予測されている。2014 年アーヘンでの Ricardo 社からの報告²⁷⁾では、” Rising15” と称する自動車市場として有望な 15 カ国を選定(メキシコ、ペルー、アルゼンチン、ウクライナ、モロッコ、ナイジェリア、南アフリカ、トルコ、エジプト、イラン、マレーシア、ベトナム、タイ、フィリピン、インドネシア)。排気規制は、2020 年までに、少なくとも Euro4 まで導入。アルゼンチンとトルコは Euro6 まで強化。ボリュームゾーンのクラスは、SUV、ピックアップトラックなどとなっている。

それらの地域に展開されるエンジンとしては、欧州系の低 CO₂・低 PN のエンジンと、米国系の低 HC・低 NO_x のエンジンに 2 極化することが考えられる。更に、欧州排気規制を導入している中国、ロシア、インド、東南アジアなどの新興国では、欧州系エンジンをベースとした低コスト・低 PN エンジンが普及することが予想される。一方で、米国規制を導入しているカナダ、ブラジルでは、米国系エンジンをベースとした低コスト・低 HC/NO_x エンジンが普及することが予想される。

図 1.15 に、欧州系エンジン例を示す。低 CO₂ 技術として、高 EGR、ブースティング、ミラーサイクル、リーンバーン、HCCI、断熱ピストン、電動ウォーターポンプ、排熱回収を備える。低 PN 技術として多段噴射、GPF を備える。リーンバーンエンジンの場合は、NO_x 浄化のため LNT を備える。

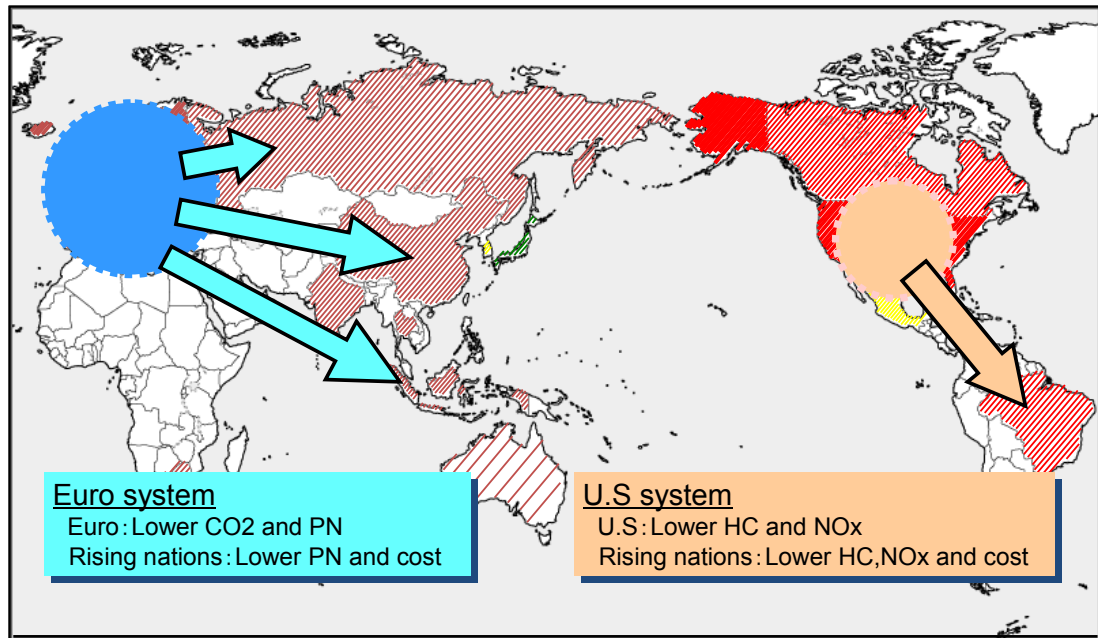


図 1.14 環境規制対応エンジンのメガトレンド

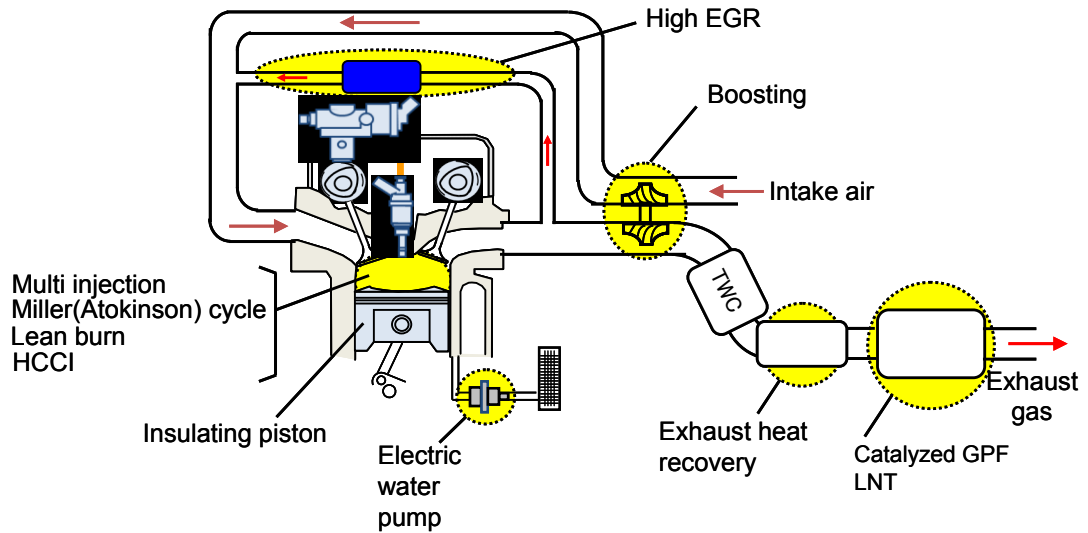


図 1.15 欧州系エンジンの採用技術

図 1.16 に、米国系エンジン例を示す。低 HC/低 NO_x 技術として、コールドスタート EGR, 燃料性状センサ, 低 HC コールドスタート燃焼, 触媒早期活性化燃焼, 早期活性化 A/F センサ, 超精密 A/F 制御を備える。また、一定の CO₂ 低減も必要なので、図 1.16 に示す低排気技術に加えて、図 1.15 に示した欧州系エンジンにおける低 CO₂ 技術の一部も備える。

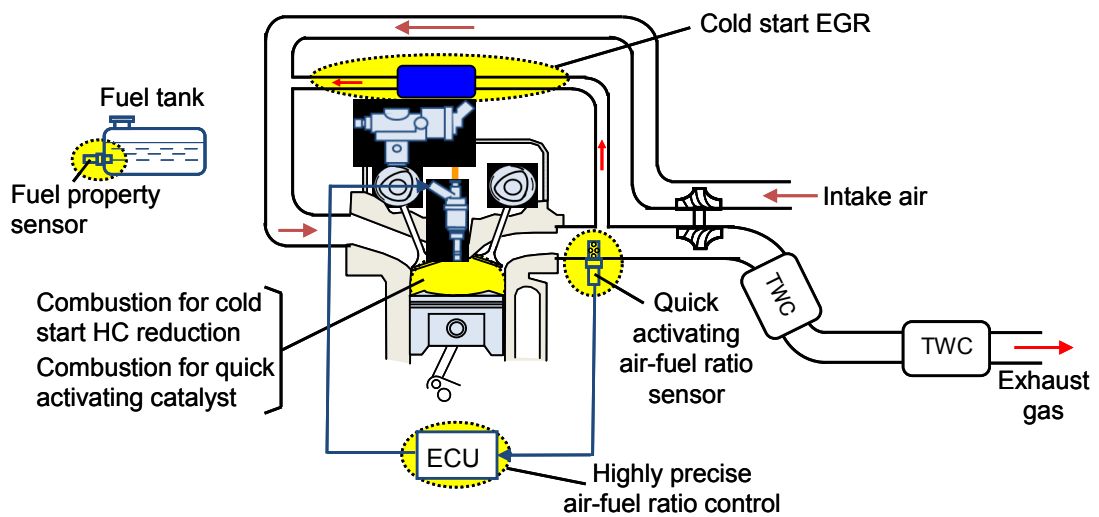


図 1.16 米国系エンジンの採用技術

1.1.2.1.1 CO₂ 低減技術

ガソリンエンジンの技術トレンドは、2020年CO₂規制に向けては、既存技術の高度化である。ダウンサイジング、ブースティング、Cooled EGR、ミラーサイクル、VVL、VCR、フリクション低減などが既存技術に挙がる。一方で、2025年CO₂規制に向けては、模索中で、確たる道筋は見えていない様子。候補技術として、リーンバーンエンジン、排熱回収などが挙がる。ディーゼルエンジンの技術トレンドは、ダウンサイジング、ブースティング、高燃圧化、熱マネージメントが挙がる。

渡辺らは、DIG+MPIの燃料供給系を備えたガソリンエンジンにダウンサイジング技術を適用して、最高熱効率36%を達成した²⁸⁾。また、噴霧形状とピストン形状の最適化により、LEVIII (ULEV125)、Euro6に適合したとしている。

Michael Winklerは、ダウンサイジングエンジンにLP-EGRを適用して、中高負荷での燃費とPNを低減した²⁹⁾。しかし、インタークーラーとラジエターの容量アップが必要となり、車両搭載性が課題としている。

Ken Pendleburyは、ダウンサイジングエンジンに圧縮比13の高圧縮比化を適用したCO₂低減技術を示した³⁰⁾。可変バルブ技術を用いて、ノック発生を防止する技術を報告している。

Matthias Thewesは、2025年に向けたCO₂低減技術として、排熱回収を提案した³¹⁾。蓄熱技術の組合せで、WLTCモードで5%の燃費低減が期待できるとしている。

1.1.2.1.2 排気低減技術

欧州では、世界に先駆けてガソリンエンジン用の PN 規制を欧州排気規制 Euro6 において導入している¹⁸⁾。Euro6 は、いくつかのカテゴリーに分けられているが、PC(Passengers Car) に対して、2017 年より本格的に PN 規制が導入される Euro6c 適合が、ホットな課題となっている。こうした背景から、ガソリンエンジンの排気低減に関する従来の研究は、PN 低減が課題となっている。PN 低減技術は、燃焼での低減を軸とするもリアルワールドでの性能を規制する RDE 規制への対応およびポスト Euro6 規制への対応を想定した後処理での低減も並行して進められている²⁰⁾。また、ディーゼルエンジンに対しては、ガソリンエンジンに先駆けて、2008 年に Euro5 で PN 規制が導入されており、その規制レベルはガソリンエンジン用 Euro6 PN 規制と同じである¹⁷⁾。ディーゼルエンジンにおいては Euro6 で強化される NO_x 規制値と RDE 規制の対応が主な課題であり、CO₂ 性能、PN 性能を維持した SCR の高性能化がトレンドである。

Smaïl Mokhtari は、インジェクター噴霧角の最適化、突き出し量の最適化、燃料噴射制御、ベース燃圧 20MPa などの技術で Euro6 に適合³²⁾とするものの、リアルワールドでの性能確保を想定した後処理 (PN 低減技術) が必要であるとしている。

Dominik Rose は、Closed Coupled の位置に「TWC とコンバインした GPF」をレイアウトし、Euro6c 規制に適合したとしている³³⁾。Closed Coupled の位置に TWC (三元触媒) のみをレイアウトした従来の後処理システムと同等の HC, CO, NO_x, CO₂ 排出性能で、GPF 化による悪影響なしとしているが、走行距離が増えるほど、すすのフィルタリング効率が上がる結果、アッシュによる背圧上昇が課題と報告している。

さらに、Claus Dieter Vogt は、床下 (メイン触媒) の位置に「TWC 機能を持つ GPF」をレイアウトし、Euro6c 規制に適合した。耐久条件である 160,000km 走行後も出力、CO₂ 性能 (WLTC で評価) の悪化なしと報告している³⁴⁾。

1.1.2.2 外界情報活用技術

自動車の高度情報融合化の検討が進められている。場所、時間などの各条件で、車/エンジンの運転条件を最適化することで、エンジン単体/車体単体では解決できなかった社会的課題 (環境/安全) を解決することが主な目的である将来の自動車社会を見据えたコネクティビティのあり方 (コンセプト)^{35), 36), 37)} やリアルワールド (アーヘン市内) での実証試験が報告されている³⁸⁾。

プロジェクトCITY-eの最新報告では、典型的な自動車利用者を対象とした様々な機能の検証が行われている。通学ゾーンに入ると運転者に通知すると共に、通学者の存在が検知された場合はそれも通知される。通学者の存在は、通学者が所持する携帯、ICタグなどから発せられる信号により検知する。また、低排気/低CO2ゾーン(街中心部)に入ると、自動的にゼロエミッション走行(EV走行)に切り替わる。通勤ルート、買い物ルートの最適化により、EV充電時間の確保などが考慮されている³⁸⁾。

1.1.3 従来の研究

内燃機関の燃費向上(CO2低減)に対する取組みは、前節で述べてきたように、サイクル理論に基づいた高圧縮比化や摩擦損失低減を目的としたダウンサイジング、アイドルストップのように動力不要時にはエンジンを停止する機能まで発展してきている。これらは商品性を高めるだけではなく、各国、各市場での燃費(CO2)排出規制を達成するために必要な技術であり、カーメーカ各社で環境対応エンジンシステムとして開発中である。

図 1.17 に、ガソリンエンジン分野で採用が拡大している技術を俯瞰した。2000年の吸気ポート噴射エンジン(以下、MPI と呼ぶ)をベースに、各技術の燃費向上率を示した。燃費向上を狙った可変バルブ機構の採用拡大³⁰⁾、高圧縮比化の進展³⁰⁾、EGR導入による耐ノック性向上²⁹⁾、筒内噴射エンジン(以下、DIG と呼ぶ)においては、その燃焼方式を成層→均質→過給ダウンサイジング²⁸⁾と進化させており、近年では再度、成層燃焼であるスプレーガイド式³⁹⁾も注目されている。究極のガソリンエンジンとしては、Euro6 やPZEVなどの排気ガス規制に満足しつつ、ディーゼルエンジンと同等の燃費を実現する可能性のある圧縮着火エンジン(HCCI と呼ぶ)^{40), 41)}を位置付けている。

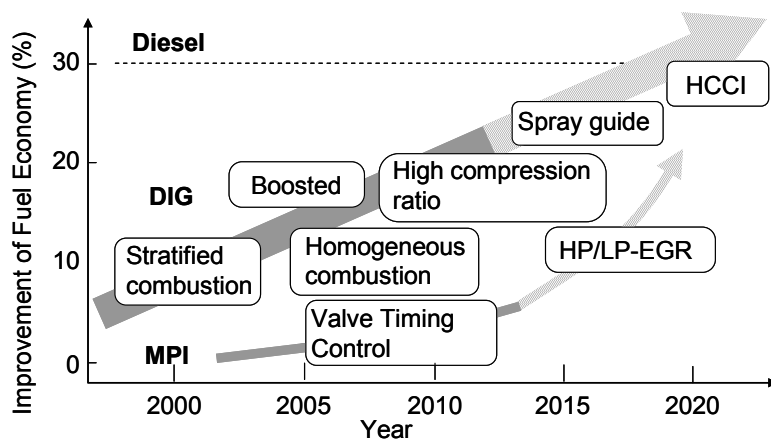


図 1.17 ガソリンエンジン分野での燃費向上に向けた技術動向

図 1.18 にガソリンエンジンの燃料供給方法の変遷を示す。電子システムの高度化により、燃料供給位置が燃焼室に近づいている。現在では、燃料供給方式は「直噴化」が進展し、噴霧パターンと、それに組み合わされるピストン形状により、燃焼室内での混合気形成をコントロール可能となってきている。

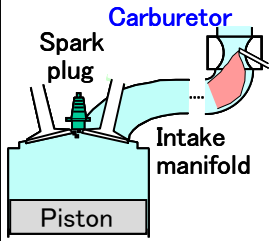
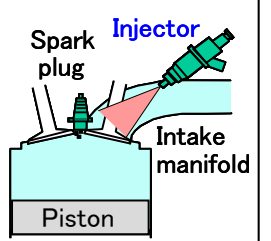
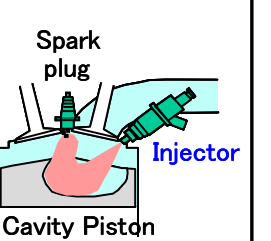
	Carburetor	Port Injection	Direct Injection
Layout			
Fuel Pres. (MPa)	0.1	0.3	5 - 12
Atomization mechanism	Air flow	Swirl, Impingement	Swirl
Droplet diameter (μm)	10 - 300	80 - 150	15 - 20

図 1.18 ガソリンエンジンの燃料供給方法の変遷

筒内噴射式ガソリンエンジンの第1世代は、1990年代後半から市場に投入された“壁ガイド方式”である。この方式は、噴射した燃料をピストンに設けたキャビティ壁面でガイドして、点火プラグへ搬送・成層化し、希薄燃焼するシステムであるが、燃料噴射弁の配置と空気流動の組合せで複数のコンセプトが確立された^{42)~45)}。その代表的な事例を図 1.19 に示す。吸気ポートには、シリンダに空気の流れを生成するための流動制御弁が設置されており、成層燃焼時には弁を閉じることで、片方のポート内だけに空気が流れることでスワール空気流動を生成する。ピストン頂面にはキャビティと呼ばれる窪みがあり、成層燃焼時は圧縮行程後半に、このキャビティに向けて燃料が噴射される。噴射された燃料はキャビティ内に留まり、キャビティ壁面および筒内に生成された空気流動により点火プラグ方向に混合気が搬送され、過濃混合気が供給される。均質燃焼時には、吸気行程に燃料が噴射され、シリンダ内に広く混合気が形成される。

壁ガイド方式の筒内噴射エンジンの課題は、排気ガス中の HC 濃度が高いことであった。図 1.20 は、壁ガイド方式の混合気形成過程を弊社のシミュレーションで解析した一例であ

る。噴射開始時期 70degBTDC で噴射された燃料は、ピストンキャビティに格納され、キャビティ内に留まっている様子が分かる。キャビティ内のみ混合気があることからキャビティ内には過濃部分がある。図 1.21 は、本研究の中で、後述する可視化エンジンを用いて、比較対象として実験した結果であるが、キャビティ壁面付近から輝炎が発生していることが確認された。この輝炎はキャビティ内の過濃混合気や壁面に付着した燃料成分が拡散燃焼している部分であり、排気ガス中の HC 濃度が高いことの要因の一つである。

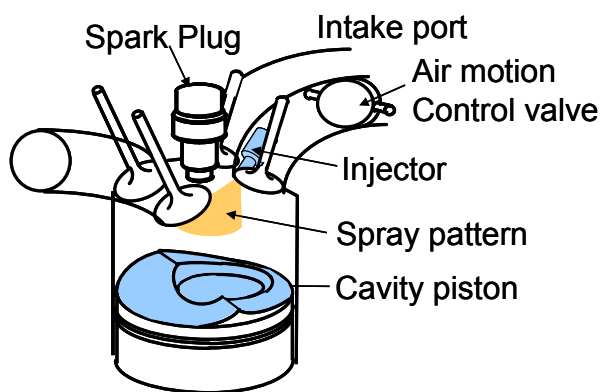


図 1.19 壁ガイド方式の一例⁴²⁾

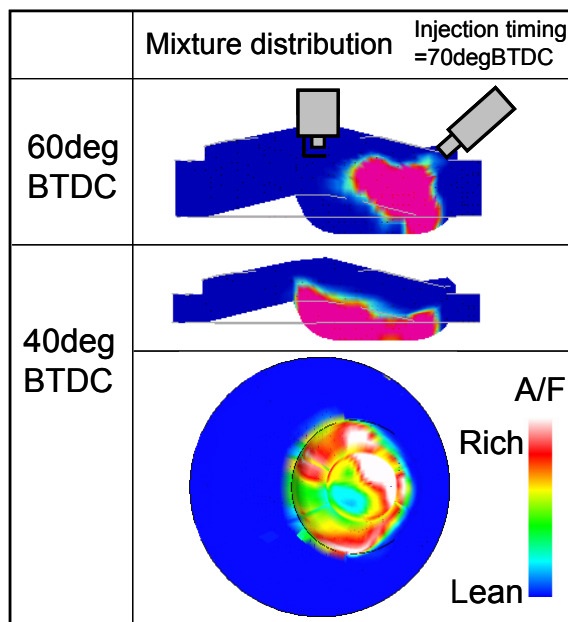


図 1.20 混合気分布のシミュレーション解析結果の一例

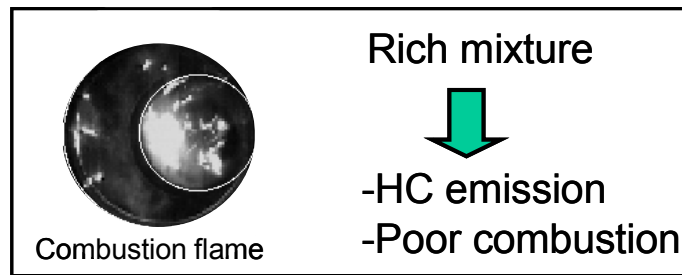


図 1.21 燃焼火炎の可視化解析結果の一例

前節で述べた排気規制の強化に伴い，多くの筒内噴射エンジンは均質燃焼のみを行う方式に変わり，高圧縮比化が出来るメリットを活かした燃費低減と噴射制御技術の高度化で排気規制に対応している．図 1.22 に“エアガイド方式”の構成^{46),47)}を示す．ピストン頂面のキャビティは浅皿となり，均質燃焼時の空気流動による混合促進と，2 回噴射（吸気行程に 1 回，圧縮行程に 1 回）による燃焼位相の遅延化で，エンジン始動直後の排気ガス温度を高めて，触媒の活性時間を短縮する技術により，排気規制をクリアした．

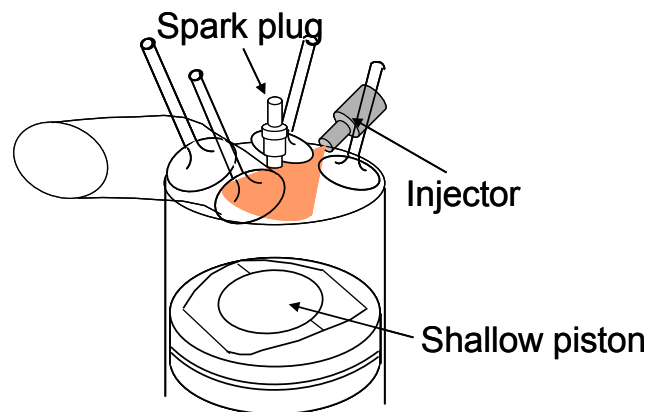


図 1.22 エアガイド方式の一例⁴⁶⁾

希薄燃焼の新しい取組みとして，Franz ら⁶¹⁾はセンタ噴射式エンジンに，60 (MPa) の高燃圧噴射を組合せ，均質リーン燃焼で排気低減と燃焼安定を両立する燃焼方式を提案した．点火系の改良も含めて，空気過剰率 2.5 の条件下で均質リーン燃焼を実現している．山下ら⁶²⁾は，サイド噴射式エンジンに，マルチホールインジェクタを用いて，点火プラグ方向に噴霧を指向した“スプレーガイド方式”で成層燃焼を実現し，壁ガイド方式に対して大幅な性能改善を達成した．

さらに，熱効率向上のため，ガソリンエンジンとしては従来達成できなかった圧縮比14

と高くする技術⁴⁸⁾が開発された。これに使用されるピストン形状を図1.23に示す。圧縮比を高めるために、ピストン頂面は盛り上り、燃焼室内の隙間容積を減少させている。燃焼時には、点火プラグを中心に火炎が燃え広がり燃焼室全体に伝播するが、その火炎面がピストンやシリンダ壁面に接触すると、壁面への熱損失や火炎伝播を阻害するために、燃焼初期の火炎成長に合わせた小さめのキャビティ形状が形成されている。しかし、吸気行程から圧縮行程中の混合気形成の観点からすると、ピストン頂面の凸部の影響で、シリンダ内での空気流動が乱され、燃料と空気の混合が阻害されていると推測される。

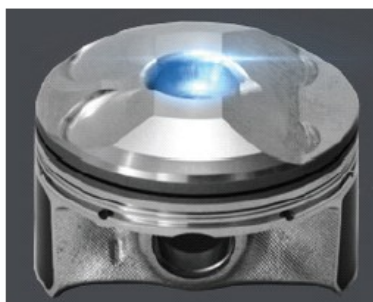


図 1.23 高圧縮比用ピストン形状の一例⁴⁸⁾

1.2 本研究の目的

地球環境保全のため、前節で述べたように自動車の燃費および排気規制が強化される中、筒内噴射式ガソリンエンジンが開発され、普及しつつある。現在までに製品化されている燃焼システムは、噴射した燃料をピストンに設けたキャビティ壁面でガイドして点火プラグへ搬送・成層化し、希薄燃焼による燃費改善を実現するシステム、その後、強化された排気規制に対応するために、均質燃焼による安定した燃焼を行うシステムの2つに大別される。いずれの燃焼方式においても、筒内噴射エンジンが安定した燃焼を行うためには、噴霧特性、筒内空気流動の最適化により点火プラグ近傍に可燃混合気が安定して供給される必要があり、最適化の過程で多くの工数が掛かっている。特にピストン形状との適合では、頂面での燃料挙動（付着、反射、気化）が複雑な現象であり、実機による検証が必須となっている。

本研究では、図 1.17 に示した様々な燃焼方式に発展可能な DIG エンジンを対象として、燃焼前の混合気形成がエンジン燃焼に与える影響を調査して、燃料噴霧/火花点火への要求を明確化するとともに、それらの設計・制御指針を得ることを目的とした。

図 1.24 に本研究の目的の概念図を示す。エンジン内で空気と燃料が気化混合し、燃焼し

て出力を発生する過程で、エンジンへの入力因子としては空気と燃料であり、空気と燃料の混合比率がほぼ一定の場合は、空気量とエンジン出力が比例していた。一方で、筒内噴射エンジン(DIG)では、多量の空気を吸い込んでポンプ損失を減らす成層燃焼やシリンダ内の噴射された燃料の気化による吸気冷却効果により、空気が余計にシリンダに吸入されるなどの効果により、空気量だけではなく、入力された燃料が気化して混合気になるまでの過程を詳細に把握して、デバイス設計やエンジン制御に反映する必要がある。

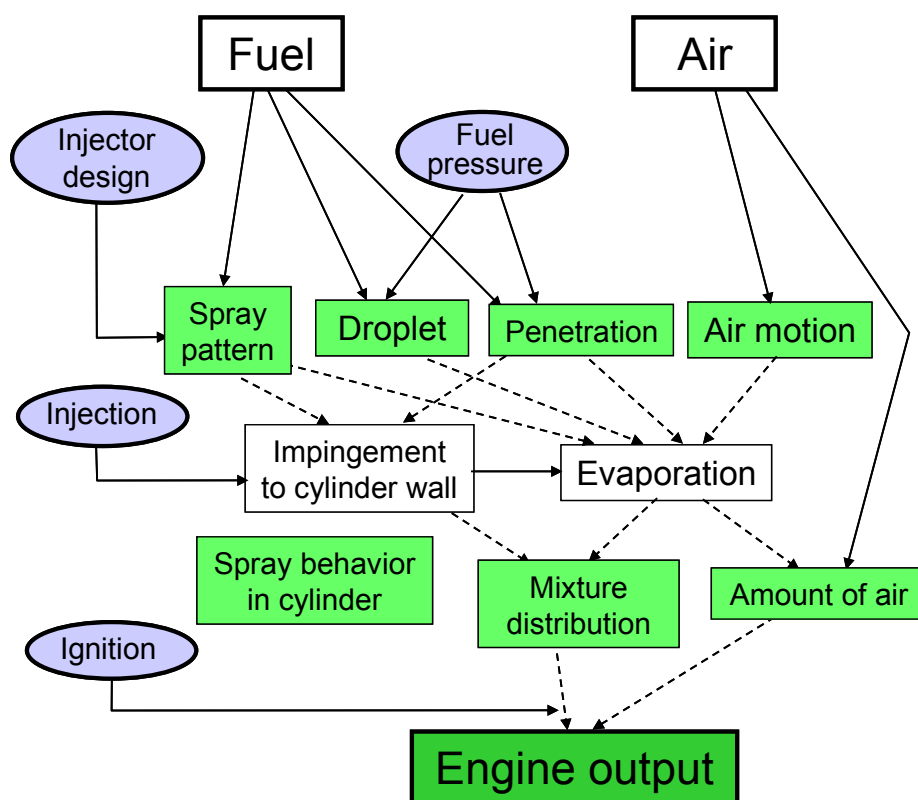


図 1.24 本研究目的の概念図

筒内噴射エンジンの燃焼制御デバイスの開発には、開発目標値の設定、仕様決定に際して、適用するエンジン形態、燃焼方式、空気流動仕様などを考慮する必要があり、これらの設計パラメータが燃焼室内の混合気形成に与える影響を把握することは重要である。ピストン形状との適合を必要とせず、燃料噴射系のパラメータのみで考えると、現象を単純化でき、設計工数を短縮できる可能性がある。そのため、ピストン頂面形状に頼らない混合気形成（特に成層混合気）を検討するために、ここではフラットピストンを用いた燃焼コンセプトを提案することを目的とした。

1.3 本論文の構成

本論文の構成は、以下のようにになっている。

第1章

本研究の背景として、自動車に適用される燃費、排気規制を概説し、それらに対応した筒内噴射エンジンの従来研究を説明するとともに、本研究の目的を述べ、研究の進め方を示している。

第2章 噴射方式が均質燃焼性能に及ぼす影響

フラットピストンを組み込んだサイド噴射式とセンタ噴射式の筒内噴射エンジンの均質燃焼について検討し、噴霧特性（噴霧パターン、粒径、ペネトレーション）が全開出力に及ぼす影響を調査し、均質燃焼時の出力向上の観点から、適正な混合気を形成するための制御指針を明らかにする。

第3章 空気流動が成層燃焼性能に及ぼす影響

成層燃焼に必要な成層混合気の理想形態を示し、それを実現するためのコンセプトを考案し、実験・解析を通して得られた結果を基にして、新しい成層混合気生成手法を提案している。制御デバイスである燃料噴射弁と筒内の空気流動の関係について考察を述べる。

第4章 点火仕様が均質 EGR 燃焼に及ぼす影響

混合気に着火する火花点火の特性が均質 EGR 燃焼性能に与える影響を調査し、その要求仕様について述べる。希薄な混合気に対して、確実に着火するための火花放電パターンの検討を行い、高コストとなる高エネルギー点火方式に対し、マルチ点火方式による燃焼変動抑制効果を見出し、量産レベルのコストで実現可能な点火システムの可能性を示した。

第5章

本研究で得られた成果を総括している。

第2章 噴射方式が均質燃焼性能に及ぼす影響

2.1 緒言

筒内噴射エンジンの噴射方式は、サイド噴射式^{42)~45)}とセンタ噴射式^{32),39)}に分られる。図2.1に示すように、その成層化の原理は、サイド噴射式では吸気ポート下に取り付けられた燃料噴射弁からピストンキャビティ内に噴射された燃料がキャビティ表面で気化し、その燃料蒸気は噴霧と空気流動でプラグ方向に搬送され成層化するもので、センタ噴射式では燃料は圧縮行程中に気化し、噴霧の貫通力でキャビティ内に保持され成層化するものである。

センタ噴射式筒内噴射エンジンでは、シリンダ付着燃料が少ないため出力向上率が大きいというメリットはあるが、燃料噴射弁の取り付け位置の熱負荷が大きく、熱の影響を受けやすいという問題があり、燃料噴射弁の設計上は重要な課題である。そのような理由から燃料噴射弁の設置が容易で、着火性が良好なことから燃費向上効果の高いサイド噴射式が主流になりつつある。

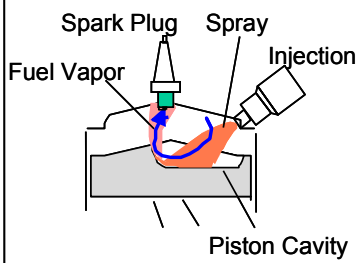
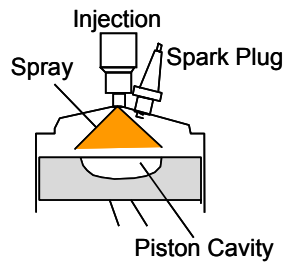
	Side Injection Type	Center Injection Type
Principle	 <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Fuel is vaporized at piston cavity surface <input type="checkbox"/> Fuel vapor introduced by air flow and spray momentum 	 <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Fuel is vaporized during compression stroke <input type="checkbox"/> Fuel vapor introduced by spray momentum
Features	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Easier Installation of Injector <input type="checkbox"/> Better Ignition <input checked="" type="checkbox"/> In-cylinder Wall Wetting on Shallow Cavity 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Less dependent of Piston Shape <input type="checkbox"/> Less In-cylinder Wall Wetting <input checked="" type="checkbox"/> Affected by Injector Performance

図 2.1 筒内噴射エンジンの噴射方式

均質燃焼では、吸気行程に燃料を噴射するのが一般的であるため、燃料と空気の混合時

間は十分にあるが、図 1.24 で述べたように、シリンダ内での燃料噴霧挙動がその混合過程に影響を及ぼしている。ピストン形状をフラットとすることで、燃焼室内での現象を単純化でき、燃料噴射系のパラメータのみでシリンダ内の現象を考察できる。

本章では、フラットピストンを組み込んだ、サイド噴射式とセンタ噴射式の筒内噴射エンジンの均質燃焼について検討し、噴射位置と噴霧特性（噴霧パターン、粒径、ペネトレーション）が全開出力に及ぼす影響を調査した。

2.2 実験装置および方法

2.2.1 供試エンジンの構成

本解析に用いた実験システムを図 2.2 に、エンジン諸元を表 2.1 に示す。エンジンは 4 サイクル、4 気筒のポート噴射エンジンを筒内噴射用に改造した。サイド噴射式では、インジェクタは 2 つの吸気ポート隙間に水平線から 36 度の角度で取り付けられた。センタ噴射式では、インジェクタと点火プラグは燃焼室中央に設置されており、燃料がピストン方向に噴射されるように、インジェクタを取り付けた。両方のエンジンに共通しているのは、ペントルフ型燃焼室と圧縮比である。ピストン頂面形状はフラットで、圧縮比は 10.0 とした。高圧燃料ポンプはモータで一定回転数で駆動しており、エンジンの駆動損失とはなっていない。レギュレータの調整により燃料圧力を 1~10 (MPa) まで可変とした。エンジンコントロールユニットは空気量センサからの信号を基にポート噴射用の噴射パルスを計算し、それを基に筒内噴射用に変換したものを燃料噴射弁の駆動回路に出力するように改造した。噴射時期は吸気 TDC から圧縮 TDC までの可変とした。本報告では、圧縮上死点を TDC の基準位置とする。

スロットル弁が全開運転時に燃焼室内に生成されるタンブル数は約 1.2 で、スワール数はほぼ 0 である。ここで、タンブル数とは、エンジン 1 回転(ピストンが吸気 TDC から圧縮 TDC までの 1 往復する期間)に、シリンダ内に生成される縦渦の空気流動(シリンダ中心近傍に渦中心がある大きな流れ)が、何回回転するかを表した数値であり、空気流動の強弱を示す指標である。同様に、スワール数とは、横渦の空気流動(シリンダ中心軸付近に渦中心がある大きな流れ)がエンジン 1 回転中に何回回転するかを表した数値であり、どちらも CFD や実験で計測される数値である。

運転条件は 2400rpm, スロットル全開, 空燃比は 12.5 とした。ここでは噴射方式の違いによる出力向上効果を確認するため、吸気冷却効果を最大限に活用するために空燃比をリ

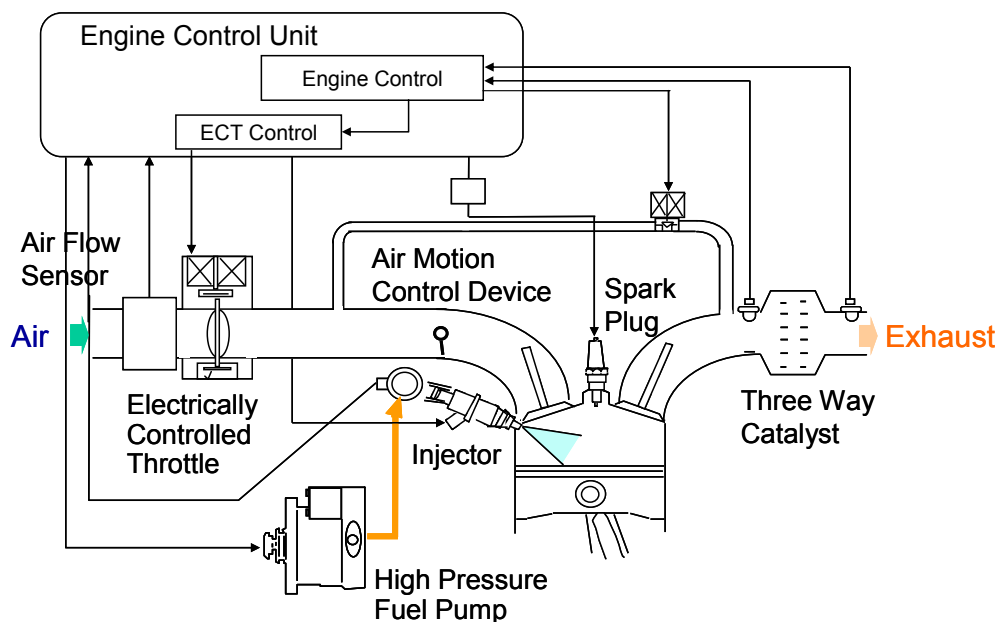


図 2.2 実験に使用したエンジンのシステム構成

ッチ設定としている。均質燃焼時の出力は、燃料噴射弁の噴霧特性と噴射時期、点火時期で決まる。点火時期はMBT またはロック限界とした。噴霧特性を変化させるために、噴霧角度の異なる燃料噴射弁を数本試作し、粒径、ペネトレーションを変化させるために燃料圧力を変化させた。

表 2.1 エンジン諸元

Item	Side injection	Center injection
Engine type	4cycle, 4cylinder	←
	4valve DOHC	←
Displacement	1998cc	1838cc
Bore, Stroke	86mm*86mm	82.5mm*86mm
C.R.	10	10
Chamber	Pent roof	←
Spark plug	Center of chamber	←
Fuel injector	Below intake port	Center of chamber

2.2.2 噴霧評価装置

噴霧特性を定量評価するために、噴霧パターン、粒径、ペネトレーションを測定した。図 2.3 に噴霧可視化装置を示す。定容容器に燃料噴射弁を取り付け、窒素ガスで加圧された燃料（ミネラルスピリッツ；通称 Shell LAWS）を供給した。パルス発生器からの信号を

燃料噴射弁の駆動回路で増幅し、燃料噴射弁を作動させる。噴射パルス幅は 1(msec)一定とし、噴射された燃料噴霧に Ar レーザのシート光を側方から照射し、その散乱光を高速度カメラで撮影した。噴射信号に同期して画像が記録されるようになっている。撮影レートは 4500(フレーム/秒)とした。記録された画像の 1 フレーム毎の噴霧パターンとペネトレーションを計測した。また、粒径は Malvern2600 で、ノズル下 50mm の位置で別途計測した。

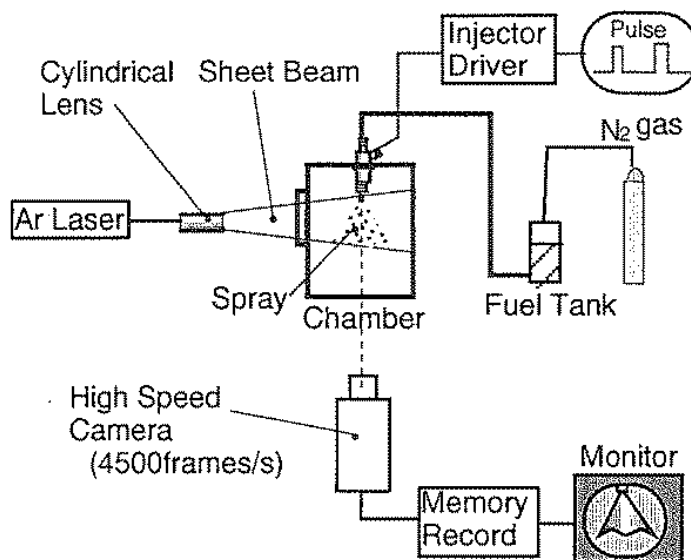


図 2.3 噴霧可視化装置

2.2.3 可視化エンジン装置

実際のエンジンのシリンダ内での現象を把握するために、供試エンジンと同スペックの可視化エンジンを製作した。図 2.4 に可視化エンジン装置の概要を示す。この可視化エンジンは単気筒で、ピストンとシリンダを石英ガラスで製作してあるので、シリンダ側方とピストン下方から観察可能である。噴射直後のシリンダ内噴霧挙動や燃料噴霧と吸入空気の相互作用を観察するために、シート状の Ar レーザをピストン下方からミラーを介して燃焼室内に照射し、燃料噴霧からの散乱光をシリンダ側方から高速度カメラで観察した。

さらに、圧縮行程後半の混合気分布を観察するために、図 2.5 に示す光学系を設置して点火プラグ近傍にエキシマレーザを照射して、レーザ誘起蛍光法 (Laser Induced Fluorescence 法; 以下 LIF と略す) で観察した。励起光源として Kr-F エキシマレーザ (波長 248nm) を使用し、シート状にして燃焼室内に照射する。燃料にはイソオクタンを使用し、蛍光材としてジメチルアニリン (DMA) 0.2%を混合した。透過波長 280~400nm のバン

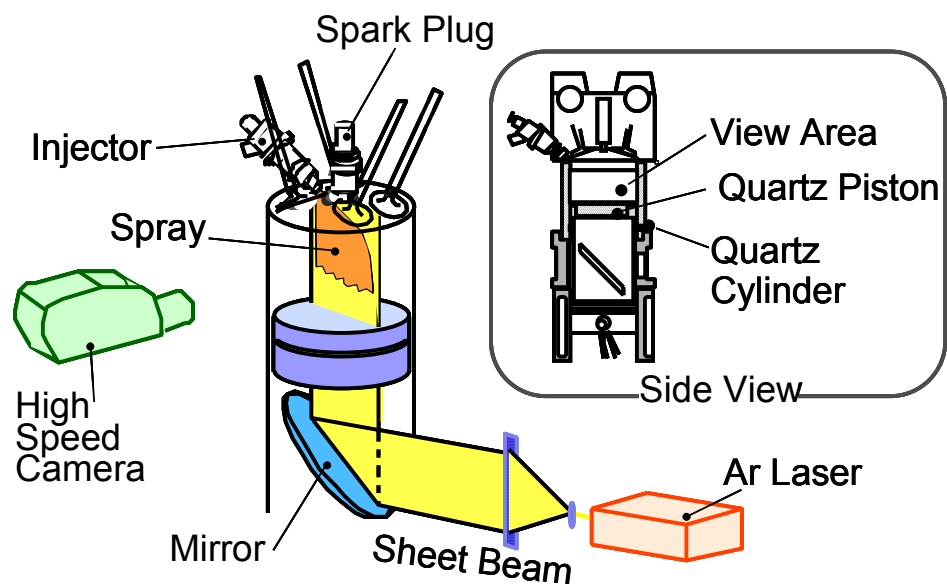


図 2.4 可視化エンジン装置の概要

ドパスフィルタを用いて高感度カメラにより撮影する。可視化エンジンを用いた試験では安全性を考慮して、運転条件をエンジン回転数 1800rpm, 全開運転のモータリング運転とし、噴射時期はエンジン試験結果から数点を選択して変化させた。

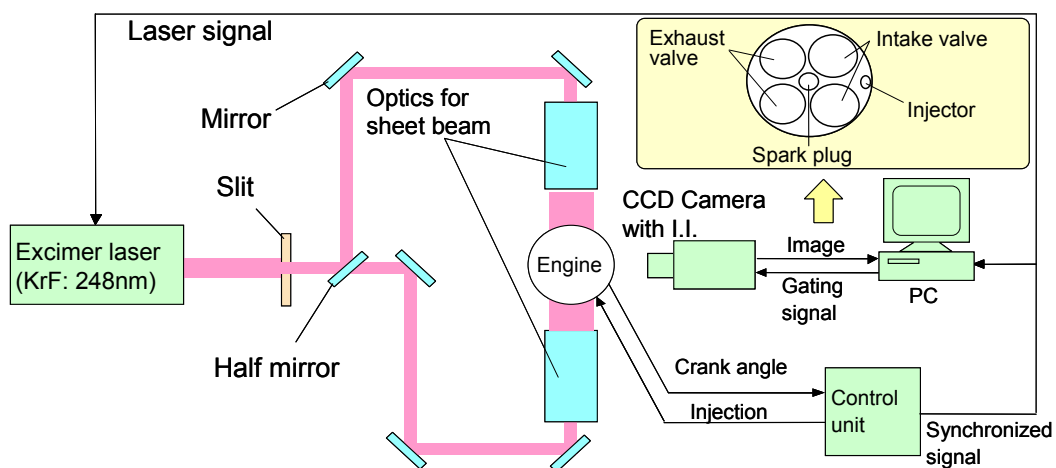


図 2.5 LIF による混合気分布の可視化装置の概要

2.3 実験結果

2.3.1 噴霧特性評価結果

図 2.6 に供試した燃料噴射弁の噴霧特性（上から、噴霧パターン、ペネトレーション、粒径）を示す。噴霧形状は高速度カメラで撮影した画像を白黒反転させて表示している。ペネトレーションは 17 フレーム目（噴射開始から約 3.8 (msec) 後）の噴霧先端位置を、粒径は燃料噴射弁の中心軸上でノズル先端から 50mm 下の位置での測定結果を示している。

燃料圧力 7 (MPa) での粒径は、噴霧角度によらず約 22 (μm) であるが、燃料圧力を下げると大きくなり、そのバラツキも大きくなっている。ペネトレーションは噴霧角度による影響が大きく、広角噴霧ではペネトレーションが短くなる。これはペネトレーション（噴霧貫通力）を、燃料噴射弁の設計で噴霧角度を変えることでコントロールできることを示している。図中に示した噴霧角度は設計値であるが、実際の噴霧角度は図中に示した噴霧写真から計測し、それぞれ 64 度、85 度、91 度であったため、以降の説明では実噴霧角度の数値を用いて整理する。

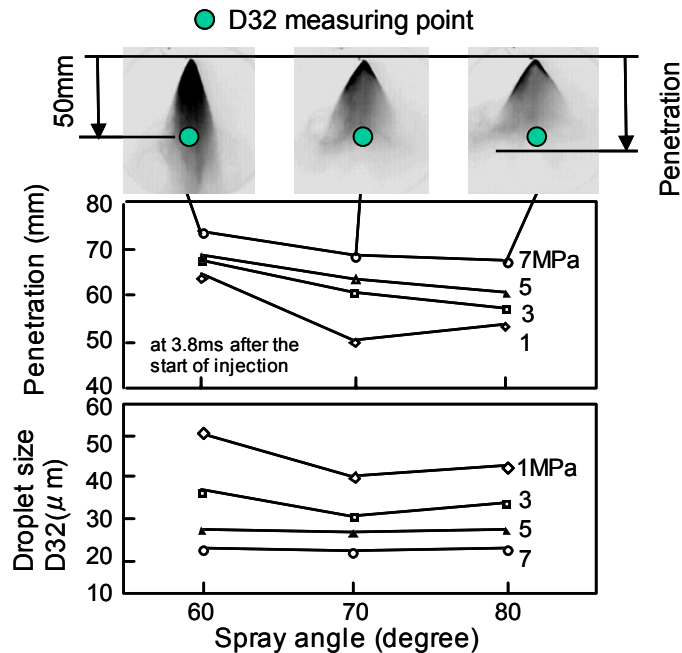


図 2.6 供試した燃料噴射弁の噴霧特性

2.3.2 シリンダ内噴霧挙動の可視化結果

サイド噴射エンジンでの筒内噴霧挙動の可視化結果を示す。図 2.7 に燃料圧力 7 (MPa)、図 2.8 に燃料圧力 3 (Mpa) の可視化結果を示している。噴射時期は別途実施したエンジン試

験の結果から、噴射終了時期を 210(degBTDC)となるように設定し、噴射開始から一定時間毎に下死点までの噴霧挙動を示している。貫通力を変化させるために、設計・制御因子である噴霧角度と燃料圧力を変化させた結果である。

燃料圧力 7(Mpa)、噴霧角度 64 度の場合、噴射された噴霧は排気側のシリンダ壁まで到達している。噴霧角度が大きくなると貫通力が小さくなり、85 度の噴霧では排気側のシリンダ壁までは届かなくなり、シリンダ中央付近で旋回している。91 度ではさらに噴霧貫通力が小さくなるために、吸入空気の下流に流され排気側まで拡散できずに吸気側に片寄っている。

燃料圧力 3(Mpa)では、貫通力がさらに低下するため、噴霧の拡散は抑えられ、排気側のシリンダ壁までは届かずに、逆に吸気側のシリンダ壁に沿うように流れている。このことから、ペネトレーションの短い（貫通力の小さい）噴霧は、吸入空気に引っ張られてシリンダ内に十分に拡散することが出来ず、また貫通力の強すぎる噴霧の場合は排気側シリンダ壁に衝突し、この場合も十分に混合気が拡散しないことが予想される。

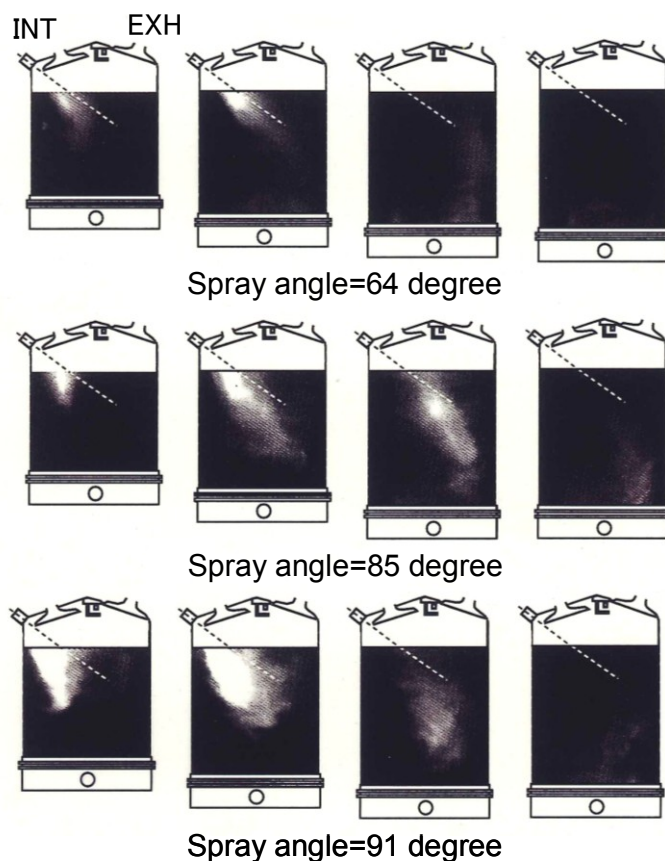


図 2.7 シリンダ内噴霧挙動の可視化結果 [燃料圧力 7(Mpa)]

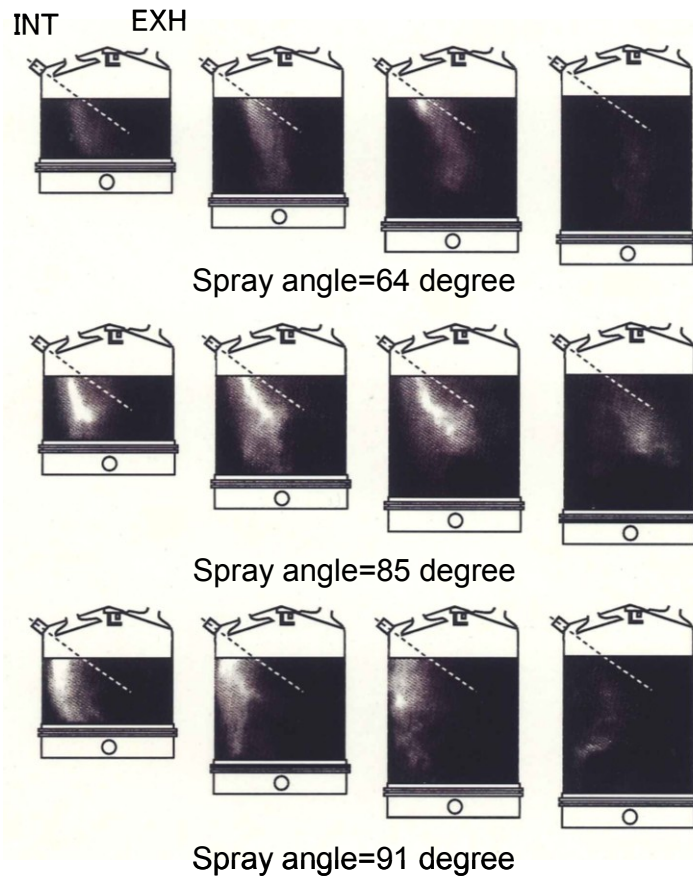
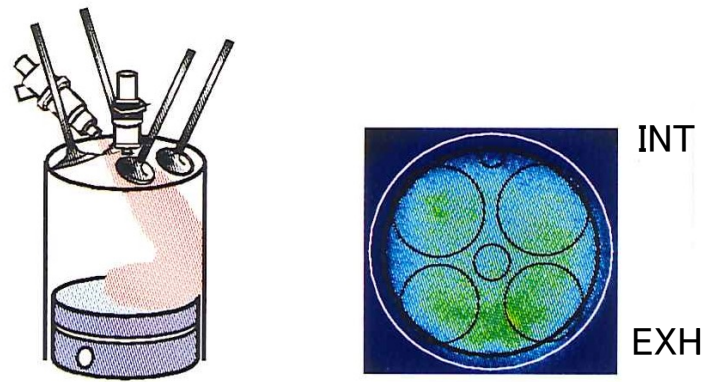


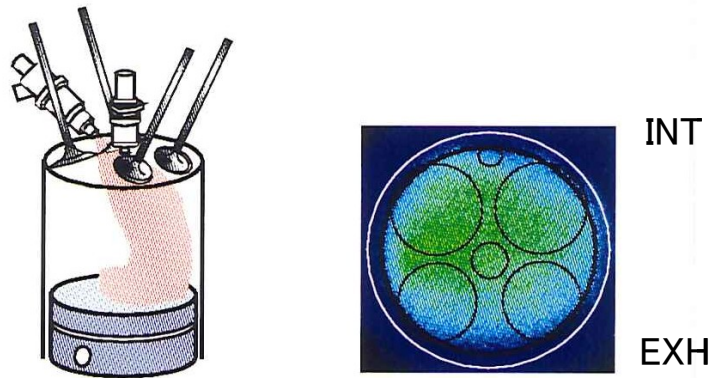
図 2.8 シリンダ内噴霧挙動の可視化結果 [燃料圧力 3(Mpa)]

2.3.3 LIF による混合気分布の可視化結果

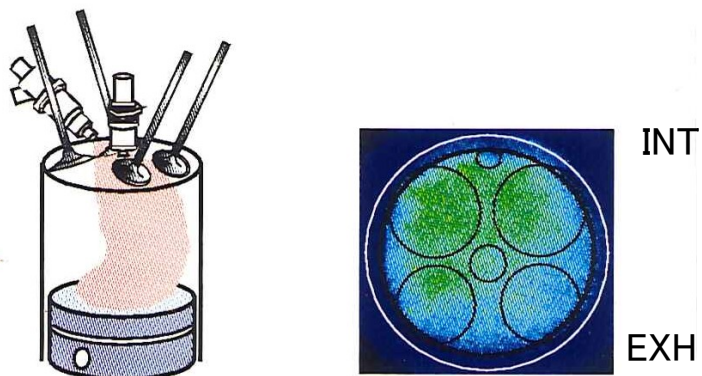
噴霧角度を変化させた場合の燃料噴霧挙動と点火時期における混合気分布を図 2.9 に示す。図 2.10 には燃料圧力 3(MPa) の結果を示す。燃料噴霧挙動は下死点での状態を図 2.7, 図 2.8 から推測したものである。貫通力が大きい(燃料圧力 7(Mpa), 噴霧角度 64 度)場合, 噴霧が排気側シリンダ壁に到達していて, 混合気は排気弁付近に片寄っている。貫通力が小さい(燃料圧力 3(Mpa), 噴霧角度 91 度)場合, 噴霧が吸気側シリンダ壁に沿って流れていて, 混合気は吸気側に片寄っている。また, 燃料圧力が 3(Mpa) の場合には, 混合気の燃料蒸気成分が少なくなっている。これは燃料圧力が低いために, 粒径が大きくなり気化が悪化したためである。燃料圧力 7(Mpa), 噴霧角度 85 度の場合, 噴射後の燃料噴霧はシリンダ中央付近で旋回している。混合気はシリンダ全体に拡散しており, 均質混合気が形成されていることが判る。



Spray angle=64 degree

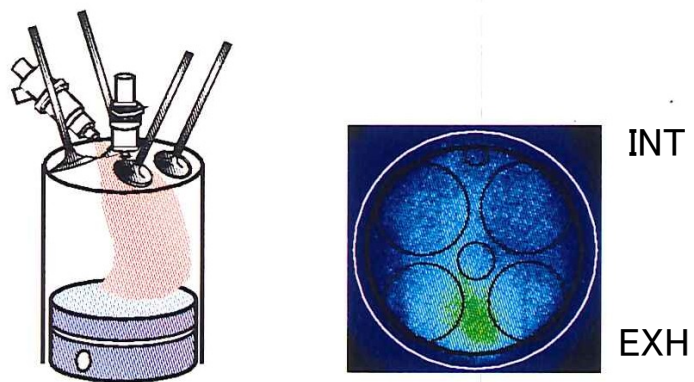


Spray angle=85 degree

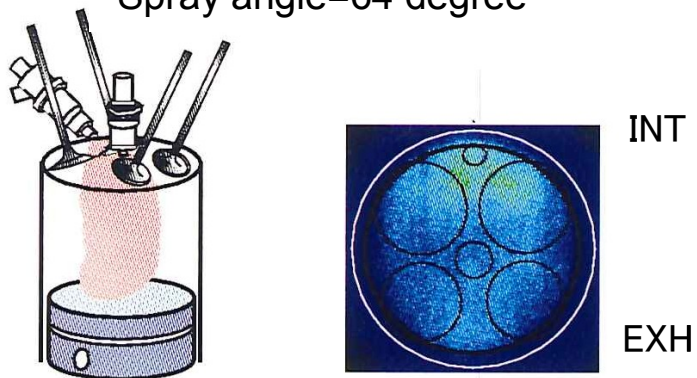


Spray angle=91 degree

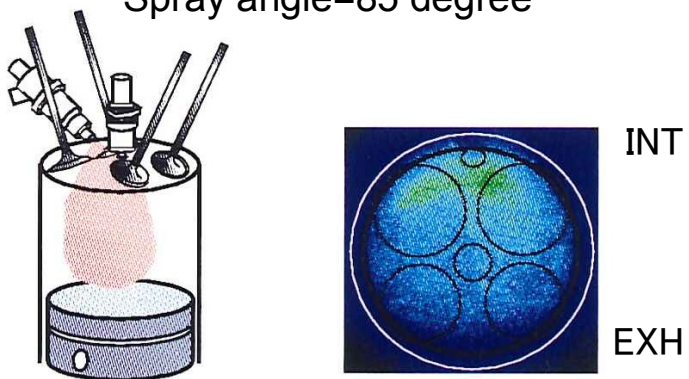
図 2.9 LIF による混合気分布の可視化結果 [燃料圧力 7 (Mpa)]



Spray angle=64 degree



Spray angle=85 degree



Spray angle=91 degree

図 2.10 LIF による混合気分布の可視化結果 [燃料圧力 3(Mpa)]

2.3.4 エンジン試験結果

図 2.11 に噴霧特性とエンジントルクの関係を示す。横軸は噴射終了時期で整理している。燃料圧力 7(MPa)、噴霧角度 85 度の時に最大トルク 171.5Nm が出ている。貫通力がそれより強くても(燃料圧力 7(MPa)、噴霧角度 64 度)、弱くても(燃料圧力 3(MPa)、噴霧角度 91 度)エンジントルクは低下している。この原因としては、吸入空気との混合不十分と充填空気量の低下が考えられる。

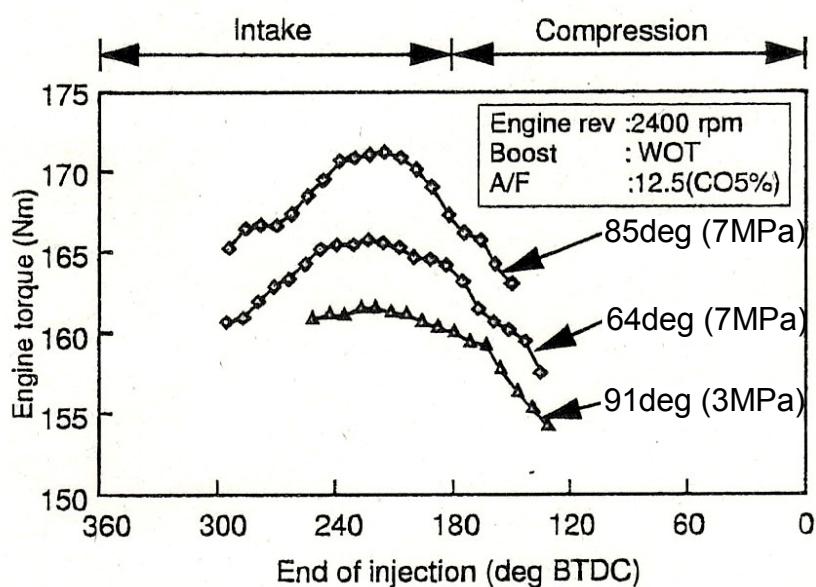


図 2.11 噴霧特性とエンジントルクの関係

図 2.12 に噴霧特性と充填効率の関係を示す。筒内噴射エンジンでは吸気行程中に燃料を噴射することで、燃料の気化潜熱による吸気冷却効果があり、充填効率が向上することが知られている。噴射終了時期が 210degBTDC 付近で 86%の最大充填効率が得られている。図中のハッチングした範囲は最大トルク時の噴射パルス幅を表しており、この範囲で効率良く吸気冷却されている。しかし、燃料圧力 7(MPa)、噴霧角度 64 度の最大充填効率は 84.3%で同じ噴射時期で比較しても 1.7%低下している。このときのエンジントルクは 166(Nm)で、3.2%低下している。燃料圧力 3(MPa)、噴霧角度 91 度では最大充填効率 82%、最大トルク 162(Nm)で、低下率はそれぞれ 4%、5.5%である。

図 2.13 にエンジントルク低下の内訳を示す。燃料圧力 7(MPa)、噴霧角度 85 度の最大トルクに対するトルク低下の内訳は、充填効率の低下とノック発生による点火時期のリタードに分けられ、それぞれ吸気行程中の空気と燃料の混合不足、圧縮行程後半の混合気分布

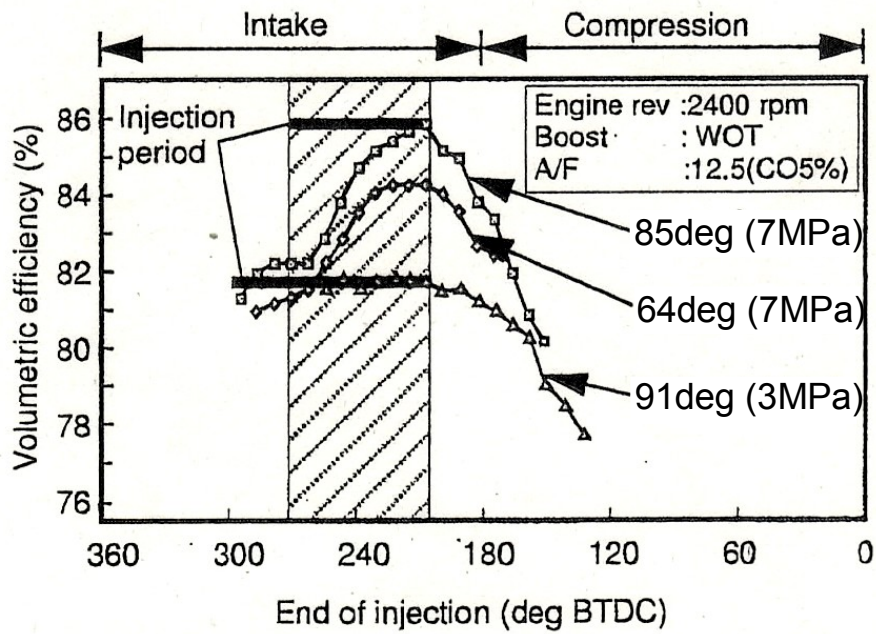


図 2.12 噴霧特性と充填効率の関係

の片寄りが要因と推測される。このことは、図 1.24 で示した通り、DIG エンジンでは噴霧特性が均質燃焼性能に大きく影響していることを示している。次に、噴霧特性とエンジントルクの関係について考察する。

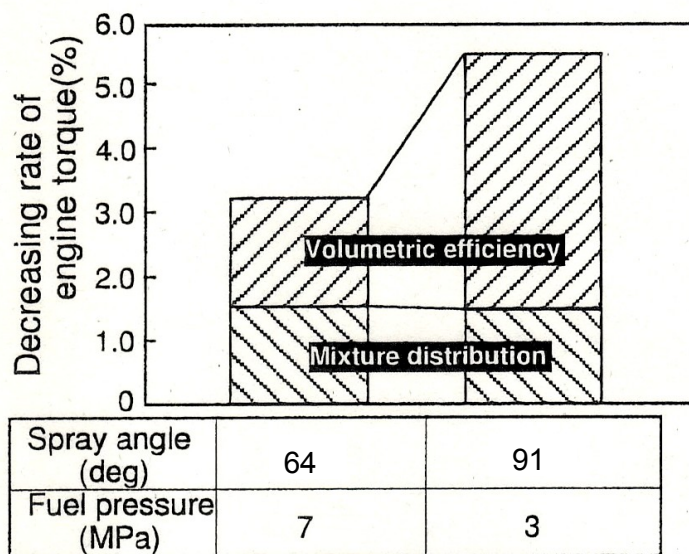


図 2.13 エンジントルク低下の内訳

2.4 考察

図 2.14 にエンジン試験結果をペネトレーションで整理した結果を示す。貫通力(ペネトレーション)が大きくなるとエンジントルクが増大する傾向にあり、燃料圧力 7(MPa)ではエンジントルクはペネトレーションに対して凸型の感度を持っていることが判る。これは前述した可視化結果から判断すると、ペネトレーションが大き過ぎると排気側のシリンダ壁に到着し吸入空気ではなくシリンダ壁面を冷却するために充填効率が向上しないことと、混合気分布の偏りによりノックが発生し、点火時期に制約を受けるためである。ペネトレーションが短い場合には噴霧が吸入空気につ引張られて吸気側に片寄ってしまい、十分に拡散しない結果、充填効率が低下し、混合気が偏在するためである。さらにペネトレーションが約 67mm とほぼ等しくても粒径が大きい場合にも、エンジントルクが低下することが判る。このことは微粒化悪化により、吸気冷却効果が低下したことを示している。したがって、エンジントルク向上には吸入空気との相互作用に打ち勝つだけの貫通力を持ち、シリンダ内に広く拡散する噴霧が必要である。

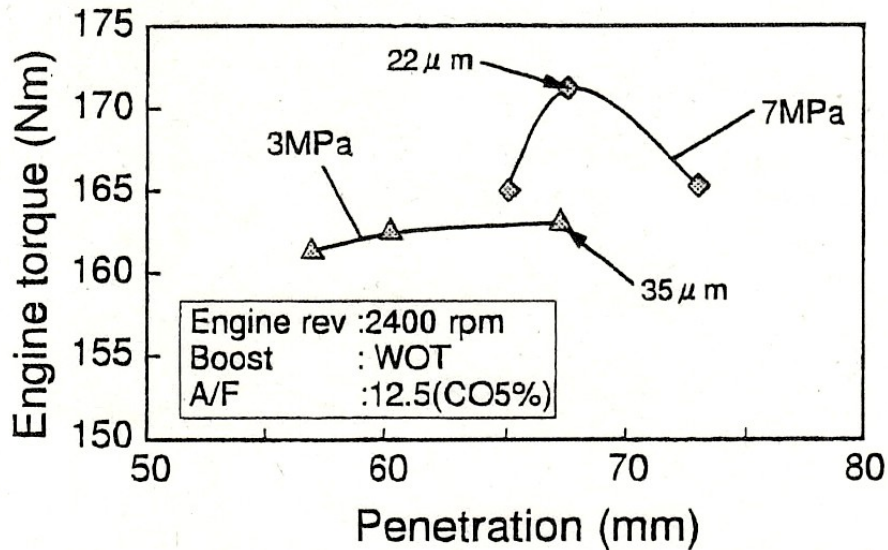


図 2.14 噴霧ペネトレーションとエンジントルクの関係

センタ噴射エンジンでも同様の現象があると考え、シリンダ内での噴霧挙動可視化実験を行った。図 2.15 にセンタ噴射エンジンでの可視化結果を示す。噴霧角度 67 度では、噴霧がシリンダ内に広く拡散している。噴霧角度 48 度の場合はピストンに衝突しており、燃料がピストンに付着している。噴霧角度 79 度の場合は噴霧の一部がシリンダ壁に付着して

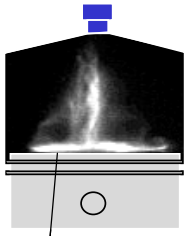
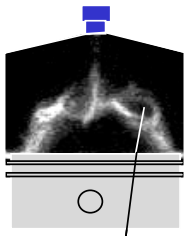
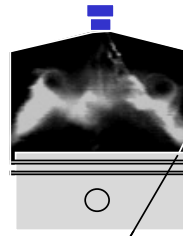
Spray Angle	48deg	67deg	79deg
Behavior	 Piston Cooling	 Air Cooling	 Cylinder Wall Cooling

図 2.15 センタ噴射エンジンでのシリンダ内噴霧挙動の可視化結果

いる。噴霧がシリンダ壁やピストンに付着する場合は、燃料の気化熱が空気冷却に使われる割合が低下するため充填効率向上効果が少なくなると推測される。

図 2.16 にサイド噴射とセンタ噴射の全開トルク向上率の比較を示す。横軸は噴霧角度で、縦軸はベースのポート噴射エンジンからのトルク向上率を表している。全開運転時には、空気流動生成デバイスを全開にし、充填効率が大きくなるように噴射時期を最適化している。微粒化に関する条件を同一とするために燃料圧力は 7 (MPa) 一定とした。

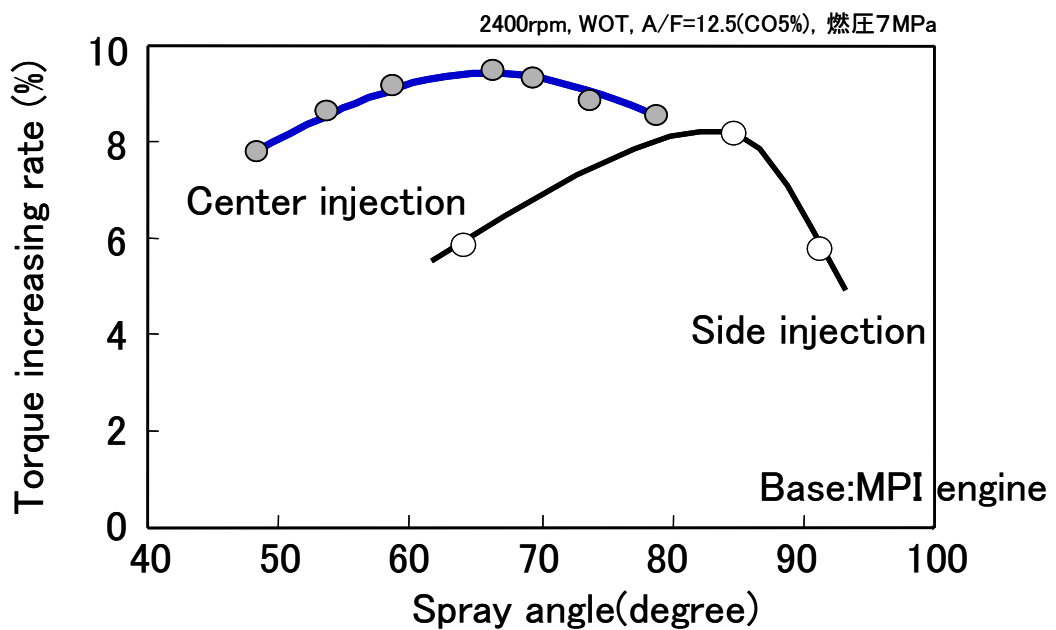


図 2.16 サイド噴射とセンタ噴射の全開トルク向上率の比較

センタ噴射エンジンは噴霧角度 48～79 度の範囲で約 8%以上向上しており、噴霧角度に対して感度はあるが、トルク低下の幅はそれほど大きくない。これは図 2.15 の可視化結果から分かるように、エンジンの寸法により決まるものであり、メカニズムが明確である。

一方、サイド噴射では噴霧角度 85 度の場合が最もトルク向上率が高く、噴霧角度がそれより大きくても小さくてもトルク向上率は低下している。燃料噴霧がシリンダ内に広く拡散するには、吸入空気との相互作用に打ち勝つだけの貫通力を持つ必要がある。

吸気行程中に燃料を噴射する場合、吸気バルブ周囲からの吸入空気の流れと干渉していることは、図 2.7, 2.8 に示したシリンダ内の噴霧挙動可視化結果からも確認されているので、このときの空気の流入速度について検討した。エンジン試験と同一条件におけるシリンダ内空気流動をシミュレーションにより解析した結果を図 2.17 に示す。

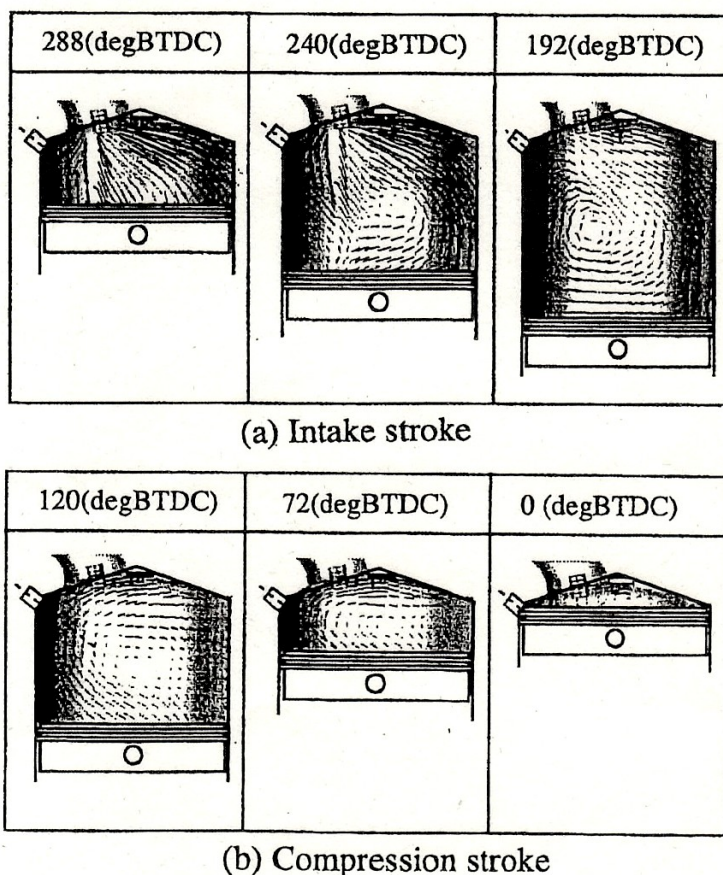


図 2.17 シリンダ内空気流動のシミュレーション結果

矢印により吸入空気のベクトルを示しており、シリンダ全体の大きな流れとしてタンブル流動が確認でき、それが圧縮行程においても残っている様子が分かる。吸気行程初期には

吸気バルブの上側と下側に強い流れがあり，このエンジンの場合は上側の流れが強いため吸気行程後半に渦の中心がシリンダ中央部に現れて，圧縮行程に入ると右回りのタンブル流が形成されている．吸気行程噴射の場合，吸気バルブ周りの流れが強い時期に燃料を噴射するので，吸気バルブ下側の吸気速度より大きい貫通力が必要となる．この解析結果からは吸気バルブ周りの平均流速は 48(m/s)であった．この解析結果の妥当性を調べるために，吸気バルブ周りの空気流速を測定した．図 2.18 に測定装置の概要を示す．エンジンから取り外したヘッド単体を真空チャンバに固定し，取り付け面の空気漏れを確認した後，スロットル弁全開，吸気バルブリスト 8mm の状態でセットした．吸気バルブには図に示すようなホットワイヤセンサを取り付け，吸気バルブを回転させて円周方向に 8 分割して空気流速を測定した．センサ位置はバルブリフトの中間となるように 4mm とした．図 2.19 にバルブ周りの流速分布を示す．2つの吸気バルブともに流速分布はほぼ等しく，円状に分布している．平均流速は 42(m/s)であり，シミュレーション結果とほぼ一致している．インジェクタ出口直後の噴霧速度は，図 2.6 で示した時系列の噴霧写真から測定した結果，燃料圧力 7(MPa)で 48(m/s)，燃料圧力 3(MPa)で 42(m/s)であり，噴霧角度に寄らずほぼ同等の値であった．

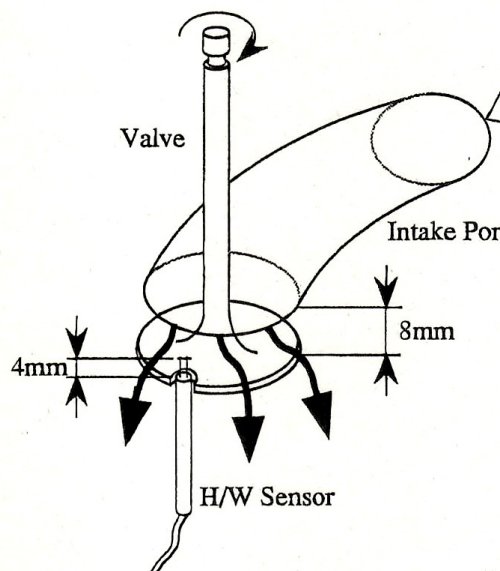


図 2.18 バルブ周りの空気流速測定装置の概要

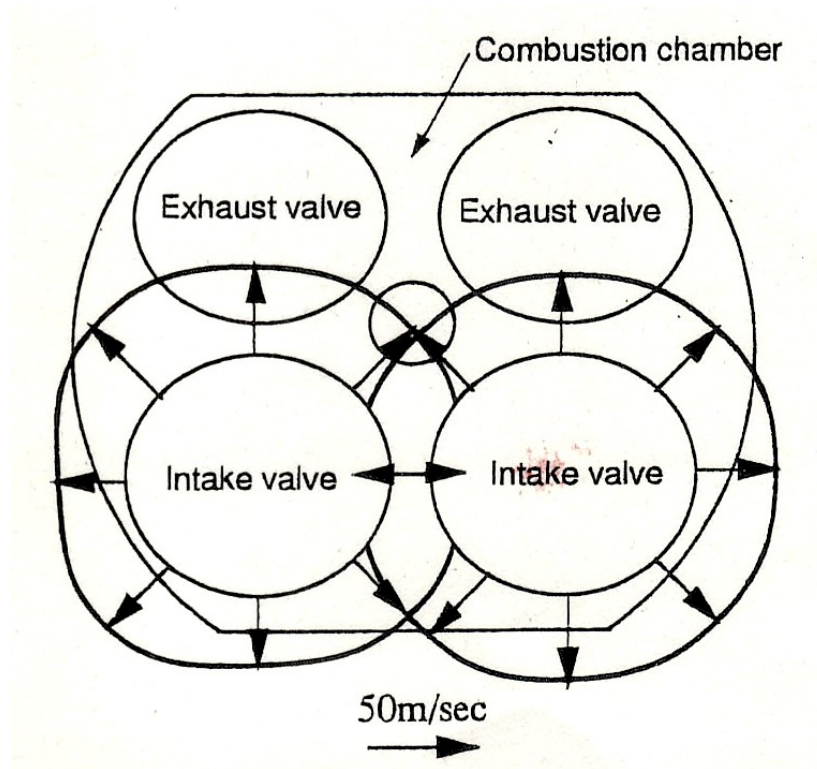


図 2.19 バルブ周りの流速分布

以上の結果から、均質燃焼時の出力向上の観点から、適正な混合気を形成するための設計指針として、下記の関係式 (5) を導き出した。

$$\text{噴霧初速 [m/s]} = \text{吸気流速 [m/s]} \times (M) \quad \dots \dots \dots (5)$$

例えば, $M=1.0 \sim 1.15$

インジェクタ出口直後の噴霧初速は、噴霧角度には大きく影響しないことから、主には燃料圧力で調整することになり、システム設計上は制御しやすいパラメータである。吸気速度は、回転数や負荷により変化するために、燃料圧力の設定も運転領域に応じて制御する必要があることを示している。また、今後の技術動向で示したような過給ダウンサイジングエンジンでは、過給により吸気速度や空気密度が上がることから、それに合わせて燃料圧力を上昇させる必要もある。

2.5 本章の結論

フラットピストンを備えた筒内噴射エンジンにおいて、サイド噴射およびセンタ噴射の均質燃焼性能を評価した。噴霧特性の計測、筒内噴霧挙動・混合気分布の可視化解析を実施し、以下のことを明らかとした。

- (1) 均質燃焼時の出力が向上するペネトレーションが存在し、それより長い場合は排気側に、短い場合には吸気側に噴霧および混合気が片寄っている。
- (2) 均質燃焼時の出力向上の観点から、適正な混合気を形成するための制御指針として、吸気バルブ周囲の空気流速と噴霧初速の関係を導き出した。インジェクタ出口直後の噴霧初速は、噴霧角度には大きく影響しないことから、システム設計上は燃料圧力で調整可能であり、回転数やエンジン負荷に応じて、燃料圧力を制御する指針が得られた。

第3章 空気流動が成層燃焼性能に及ぼす影響

3.1 緒言

本章では、最初に筒内噴射エンジンの成層燃焼時の理想的な混合気について説明し、次に制御対象デバイスである燃料噴射弁と筒内の空気流動の関係について実験結果を基にした考察を述べ、本研究の目的であるフラットピストンを用いて成層混合気を実現するコンセプトを提案する。

3.2 成層燃焼時の混合気形成

筒内噴射エンジンが安定した成層燃焼を行うためには、噴霧特性、筒内空気流動の最適化により点火プラグ近傍に可燃混合気が安定して供給される必要がある。図3.1に理想的な成層混合気概念図を示す。

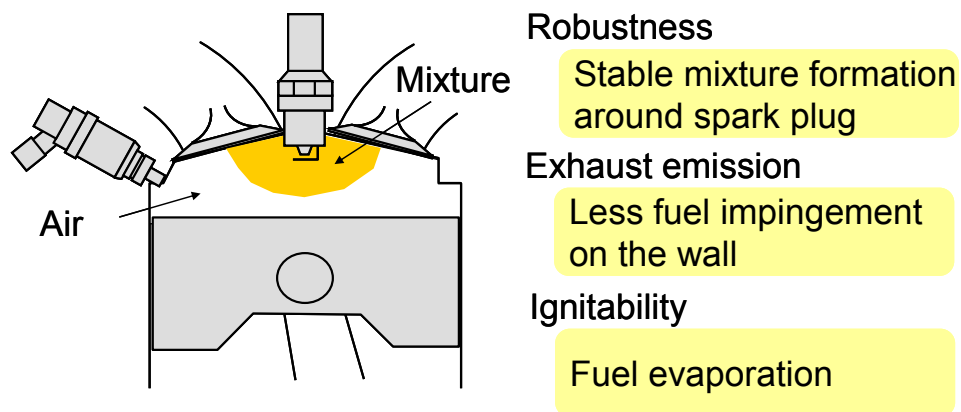


図 3.1 理想的な成層混合気概念図

成層燃焼での燃費低減の原理は、スロットル弁の開度を大きく開き、吸入空気量を増やしポンプ損失を減らすことで、エンジンのマイナス仕事を減少させることであるが、供給する燃料量は、必要な出力(トルク)により決まるため、吸入空気量には依存しない。そのため、空気量に対して、燃料量が少ない希薄な状態になる。点火プラグでの火花点火が着火し火炎伝播するには $A/F=30$ 以下の混合気濃度とする必要があり、空気と燃料を均質な状態で混合すると着火が不安定になる。その解決手段が成層混合気であり、シリンダ内全体では希薄な混合気割合としながらも、点火プラグ周りに火炎伝播可能な濃度の混合気を形成し、周囲の空気層と分離した状態を理想的な成層混合気と考えている。従来研究⁴²⁾～

⁴⁵⁾の壁ガイド方式では、この成層混合気の形成に、ピストンキャビティを使っていたが、排気規制の強化により、シリンダ壁面への燃料付着が少ないことが望ましい。また、空気層と混合気を分離するために、圧縮行程に噴射するために、噴射から点火までの時間が短くなり、気化時間が短くなるために、燃料の気化促進も必要となる。

前述したように、キャビティピストンを用いた筒内噴射エンジンについては多くの研究^{42) ~45)}がなされているが、出力向上効果の高いフラットピストンの筒内噴射エンジンや、その混合気成層化手法については多くの研究がされていない。フラットピストンで成層燃焼をするためには、空気流動でガイドする必要がある、理想の混合気を形成するために、燃料噴射弁のレイアウトと筒内空気流動を組合せた成層化コンセプトについて検討した。また、比較のために、マルチホールインジェクタ+キャビティ付きピストンのコンセプトについても評価を行った。

3.2.1 成層化コンセプト

図 3.1 に示した理想的な成層混合気を形成するために、筒内噴射エンジンの燃料噴射弁レイアウトと筒内空気流動の組み合わせで4つの燃焼コンセプトを考案した。図 3.2 に4つの成層化コンセプトを示す。

- ・センタ噴射+スワール流動：強いスワール流の中心に燃料を噴射し成層化させる。
- ・センタ噴射+タンブル流動：燃料のピストン付着を防止するために、ピストン上に空気の流れを作りタンブル中心に燃料噴霧を保持して成層化させる。
- ・サイド噴射+スワール流動：ピストンにキャビティがある場合には容易に成層化が実現できるが、キャビティ形状により大きな影響を受けやすくフラットピストンなどを用いた場合には成層化は困難である。
- ・サイド噴射+タンブル流動：タンブル流動によって燃料のピストンへの付着を防止しつつ、点火プラグ方向に燃料を吹き上げ成層化する。

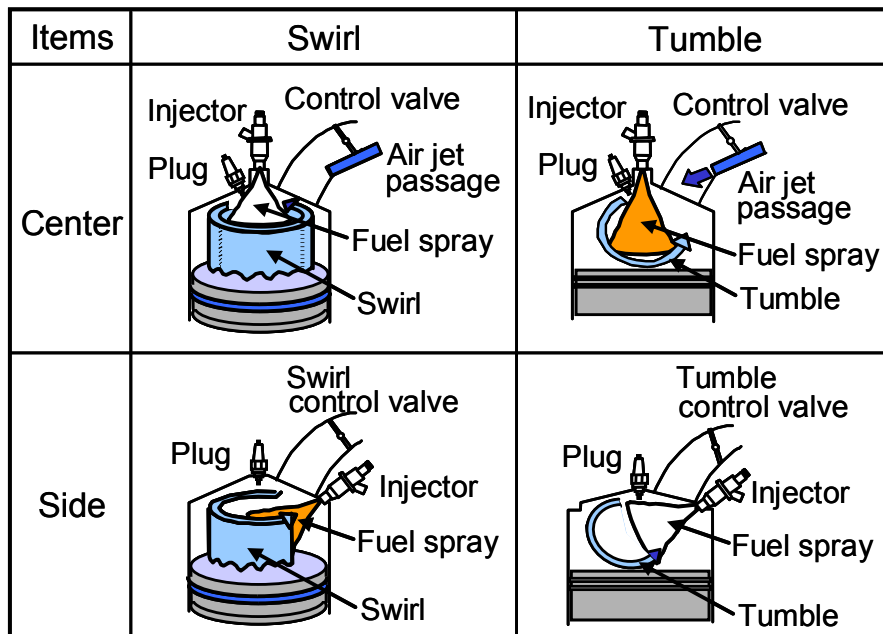


図 3.2 本研究で検討した成層化コンセプト

ここで、タンブル、スワールについては、2.2.1 節で定義したものと同一である。それぞれ、吸気ポートに設置した空気流動生成デバイス（SCV, TCV）の開度を調整することで（“閉”で流動強化，“開”で流動無し）、タンブル数 1~3、スワール数 0~2.5 まで変化させることが出来る。タンブル数は吸気ポート形状に依存する流れがあり、TCV を“開”としても順流のタンブル流動が生成される。

3.2.2 実験装置および方法

フラットピストンでの成層化コンセプト検討に先立ち、キャビティ付きピストンを用いて、図 3.1 に示した理想的な混合気を形成した場合の燃焼性能の実力を把握して、比較対象とした。

3.2.2.1 供試エンジン

図 3.3 に、キャビティ付きピストンの実験に使用したエンジンの構成を示す。エンジンは単気筒のディーゼルエンジンを改造したもので、吸気ポートは強力なスワールが発生するヘリカル型である。燃焼室はピストン上部にあり、このキャビティ容積を加工して、圧縮比を 22 から 14 に変更した。燃料噴射弁の取付け位置を燃焼室のほぼ中心にするとともに、噴射弁直近に点火プラグを装着した。燃料供給装置において、燃料ポンプはモータ駆

動のピストンポンプで、供給圧力は 10(MPa)である。後述の燃料噴射弁をエンジンに取付け、燃料の噴射時期を吸気行程から圧縮行程まで種々変化し、出力を電気動力計で、排気を排ガス分析計で測定した。エンジンの運転条件は、回転数 1600rpm、スロットル開度全開 (WOT) とした。表 3.1 にエンジン試験装置の仕様を示した。

フラットピストンを用いた成層化コンセプトの実験は、図 2.2 で示したものを使用したもので、詳細は割愛する。

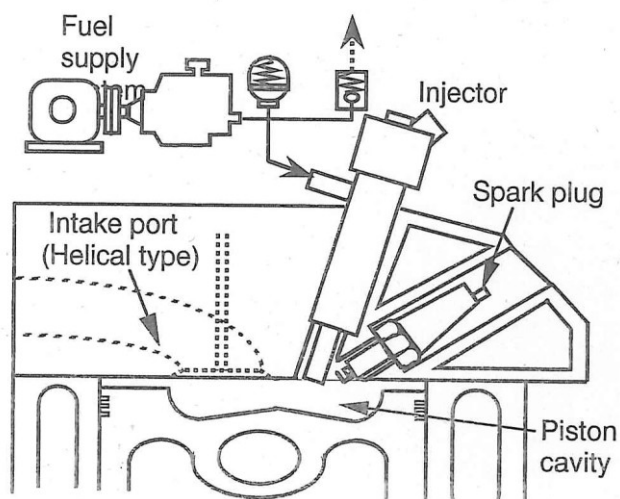


図 3.3 キャビティ付きピストンの実験に使用したエンジンの構成

表 3.1 エンジン試験装置の概要

Engine	Displacement	487cm ³
	Compression	14
	Number of valves	1(in.) 1(ex.)
	Number of cylinder	1
Injector	Opening pressure	6MPa
Fuel supply system	Supply pressure	10MPa
	Pump type	Piston
	Accumulator volume	300cm ³

3.2.2.2 供試インジェクタ

図 3.4 にキャビティ付きピストンの実験で使用したインジェクタの構成をします。燃料は主通路よりプランジャの下流側に供給されるとともに、オリフィス ($\phi 0.3\text{mm}$) を介して

副通路よりプランジャの上流側にも供給される、この時プランジャはスプリングで押されており閉じている。電磁弁に噴射信号が印加されると、電磁弁が開き副通路内の圧力が下がり、プランジャが上流側に移動し、燃料が噴射される。燃料圧力は 10MPa、プランジャの開弁圧力は 6MPa である。燃料通路は、常時一定圧力で燃料が供給されるコモンレールとした。

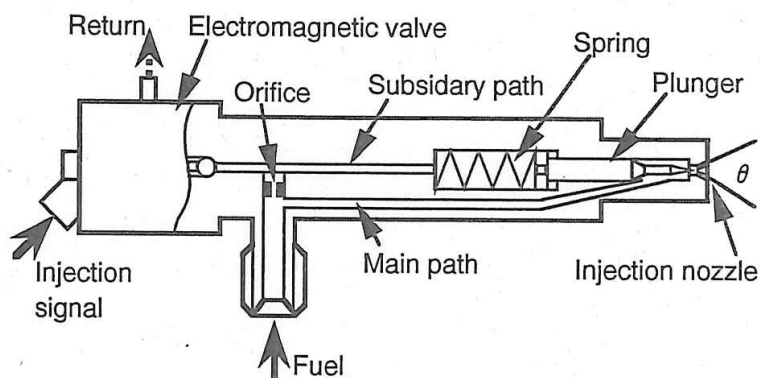


図 3.4 キャビティ付きピストンの実験で使用したインジェクタの構成

表 3.2 噴射口の形状

n	d (mm)	θ (deg)	schematic
1	0.22	—	
4	0.10	60	
	0.15	60	
	0.15	30	
	0.20	30	
6	0.15	$\theta 1=30$ $\theta 2=60$	
8			

表 3.2 に燃料噴射弁の噴射口形状の仕様を示す。シリンダ内の混合気形成を変化させるために、噴射口数、口径および噴射口挟み角度を変化させたもの 7 種類を供試した。噴射弁の表示法は、口径-口数-噴射角度とした。

図 3.5 に噴霧試験装置を示す。PDPA (Phase Doppler Particle Analyzer; Aerometrics 社製, 1 次元) は、位相ドップラ法による粒径と流速の測定装置で、レーザービームの交差部 (測定体積) の寸法が $0.58\text{mm} \times 0.58\text{mm} \times 12.0\text{mm}$ で、散乱光レシーバのトランスミッタに対する角度を 30 度とした。測定位置は燃料噴射弁のノズル下流 100mm とした。測定部の雰囲気圧力はほぼ大気圧とし、噴射方向に流速 0.5m/s の空気の流れを作り浮遊粒子による測定誤差が少なくなるようにした。噴射弁は制御回路により電磁弁に噴射信号を与えて開閉した。燃料供給装置は後述のように電動式ポンプで供給圧力は 10MPa 、噴霧試験の燃料はミネラルスピリット (商品名 ; シェルローズ) を使用した。また、フラッシュランプを噴射信号に同期させて噴霧の写真撮影を行い、噴霧形状を確認した。

フラットピストンの実験で使用したインジェクタは、第 2 章で使用したものと同型のものであるが、第 2 章で検討したように、噴射方式によって均質燃焼性能を確保するために、噴霧角度、ペネトレーションが規定される。それを考慮した上で、成層混合気を形成するために、噴霧特性を変化させたインジェクタを試作し供試した。噴霧単体の特性は、図 2.3 で示した装置を用いた。

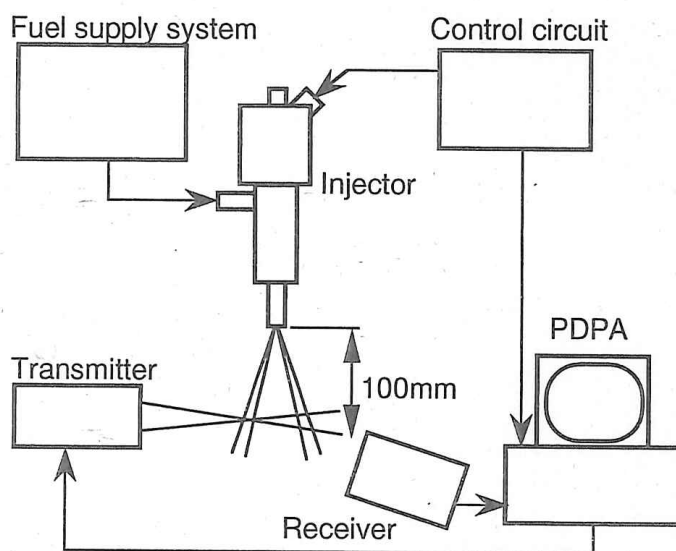


図 3.5 噴霧試験装置の概要

3.2.3 実験結果と考察

3.2.3.1 噴霧試験結果

図 3.6, 3.7 に, キャビティ付きピストンの実験で使用した噴霧形状の測定例を示す. 図 3.6 は噴射弁が 0.20-4-30 (噴射口径 ϕ 0.20mm, 噴射口数 4, 噴射口挟み角度 $\theta = 30$ 度) である. 経過時間 0.3ms で噴射が始まり, 時間の経過とともにペネトレーションLが長くなる. また, 噴霧の広がり角度は, 噴射口の挟み角度 θ とほぼ同じである. 図 3.7 は噴射弁が 0.15-6-30-60 である. 図 3.6 の噴霧と比較して, 噴射口径が 0.15mm と小さいため微粒化が良く, 噴霧が太くなっている. 各噴射口から出た噴霧の速度は同等のはずであるが,

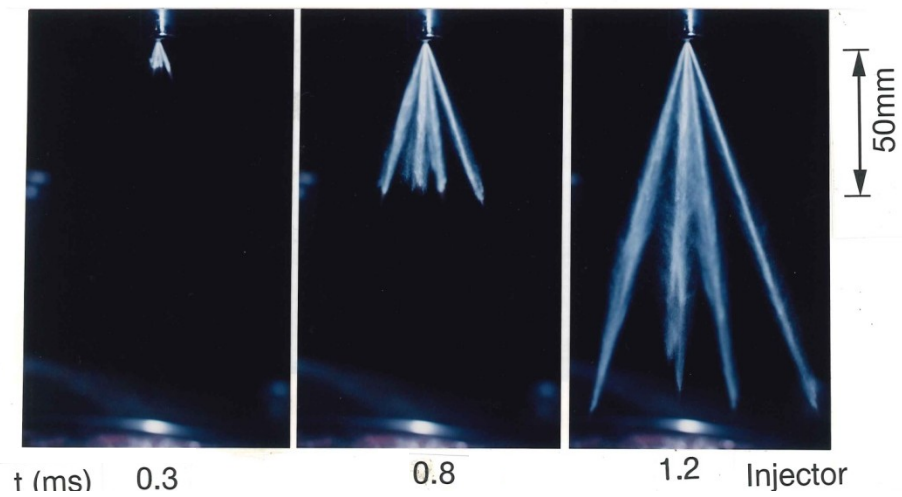


図 3.6 キャビティ付きピストンの実験で使用した噴霧形状 (0.20-4-30)

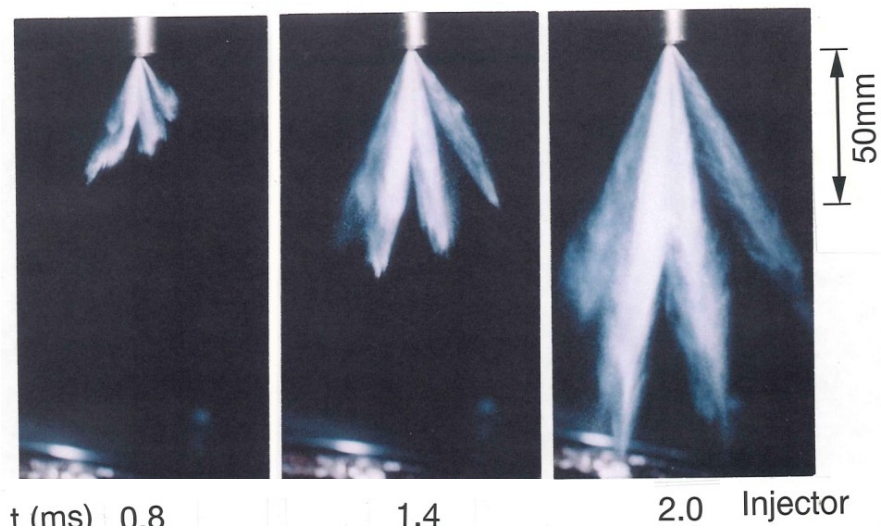


図 3.7 キャビティ付きピストンの実験で使用した噴霧形状 (0.15-6-30-60)

噴霧先端が不揃いに見えるのは噴射角度が異なるためである。

図 3.8 に経過時間 t とペネトレーション L の関係を示す。噴射口挟み角度 30 度の噴射弁について整理した。噴射弁 0.20-4 の場合、 t が 1.0ms で L が 70mm, 2.0ms で 140mm であり、噴霧速度は約 70m/s である。噴射弁 0.15-4 の場合は、 t が 1.0ms で L が 65mm, 2.0ms で 120mm と L が小さくなり、噴霧速度が低下している。噴射弁 0.10-4 ではより L が小さくなり、2.0ms で 90mm である。噴射口径が小さくなればなるほど L が小さくなるのは、噴霧の微粒化が促進され粒径が小さくなるためである。

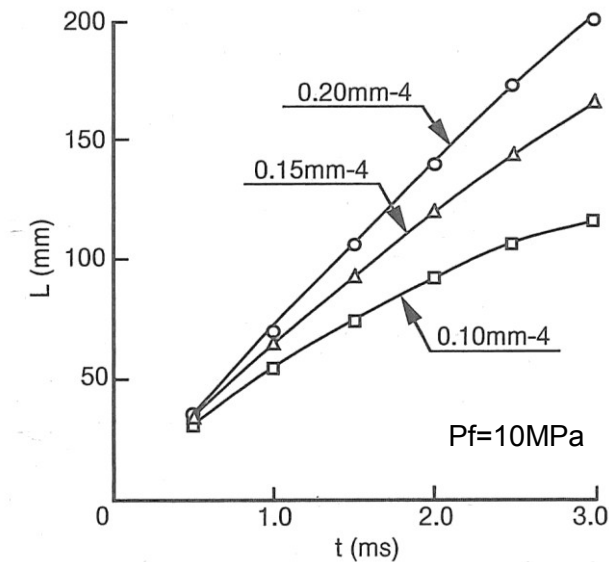


図 3.8 経過時間とペネトレーションの関係

図 3.9 に噴射口径 d と PDPA で測定した噴射弁下流 100mm での噴霧速度 V_f , ザウタ平均粒径 D_{32} の関係を示す。 d が 0.10mm の場合は D_{32} が $12\mu\text{m}$, V_f が 30m/s である。 d が大きくなると D_{32} , V_f とも大きくなる。 d が 0.20mm と 0.22mm では D_{32} は異なるが、 V_f はあまり差がない。これは、噴射後の空気による減速の影響が 100mm 近くでは差がなくなるためと考えられる。また、図 3.8 から求めた L が 100mm 近くでの噴霧先端の速度を点線で示した。この速度と PDPA で測定した噴霧速度の差が、噴霧が空気から受けた減速の影響を表していると思われる。図 3.10 に燃料噴射弁の流量特性を示す。噴射口の挟み角度 θ による噴射量の差はほとんど無いので、噴射口径と噴射口数で表示した。噴射圧力は 10MPa 一定であるので、噴射口の面積の大きいものが流量も多い。しかし、噴射弁 0.15-8 と 0.20-4 では 0.15-8 の方が面積が大きい流量が少ない。この原因は噴射口径が小さいため流量係数が小さくなったものと考えられる。

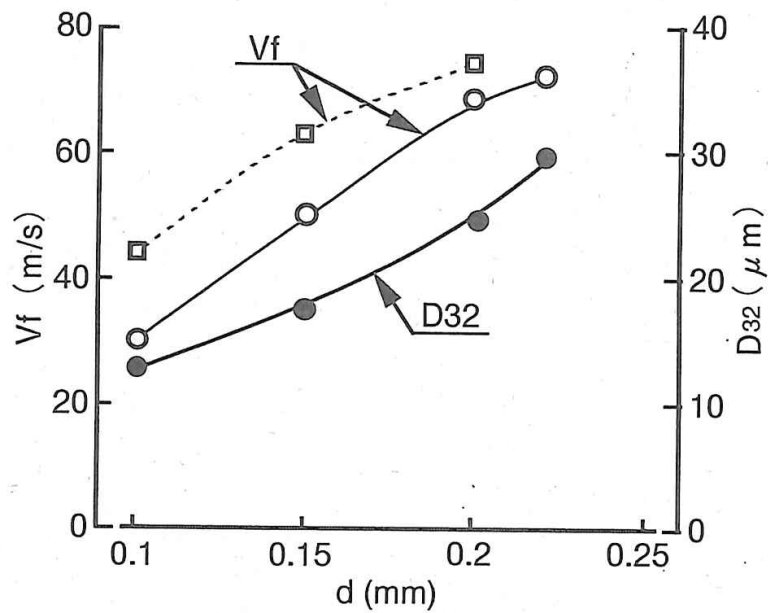


図 3.9 噴射口径と噴霧速度，ザウタ平均粒径の関係

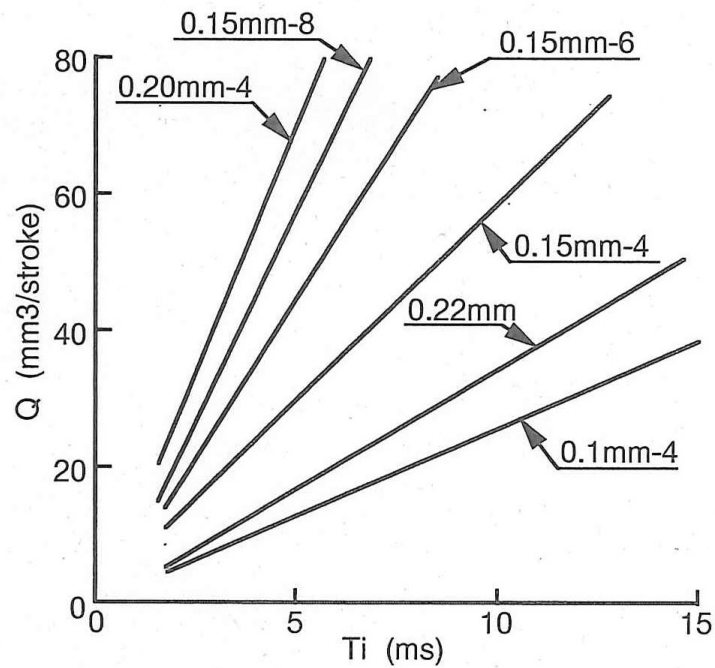


図 3.10 キャビティ付きピストンの実験で使用したインジェクタの流量特性

次にフラットピストンの実験で使用したインジェクタの噴霧特性について説明する。図 3.11 に実験に用いた代表的な噴霧形状を示す。上段の写真は大気圧下 (0.1MPa) に噴射した時の噴霧パターンで、下段は加圧下 (0.5 MPa) に噴射した時の噴霧パターンを表している。

パターンAはストレートの中空噴霧で、円錐形状の噴霧パターンである。加圧下では円錐噴霧の内部と外部の圧力差により、噴霧がシュリンクしてコンパクトな形状になっている。パターンBはストレートの中実噴霧で、インジェクタのノズル内部の溝構造を変更して、円錐噴霧の中心に配分される流量を増加させている。そのため加圧下ではより多くの噴霧が中心部に集中してペネトレーションが長くなっている。パターンCは偏向噴霧である。インジェクタの中心軸に対して、約7度の傾きで円錐噴霧が傾いているイメージで噴射される。ノズル先端の穴を斜めに加工している。その特性上、偏向方向のペネトレーションが長くなる特徴がある。

Fuel Pressure : 7MPa
3.9msec after start of injection



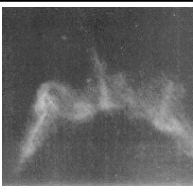
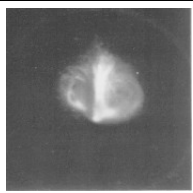
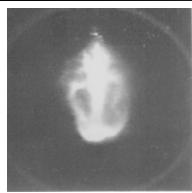

Spray Pattern	Pattern A	Pattern B	Pattern C
	Straight spray	Straight spray (with high speed part)	Skewed spray
Atmospheric condition (0.1MPa)			
Pressurized condition (0.5MPa)			

図 3.11 フラットピストンの実験で使用したインジェクタの噴霧形状

3.2.3.2 エンジン試験結果

3.2.3.2.1 キャビティ付きピストンでの成層燃焼性能

(1) ポート噴射との比較

図 3.12 にポート噴射 (PI) と筒内噴射 (DI) の排気特性の比較を示す。DI の噴射弁は 0.10-4-60、燃料噴射圧力は 10 (MPa) で、燃料噴射時期は吸気始め (360degBTDC) とした。PI は供試エンジンの吸気ポートにポート噴射用の燃料噴射弁を取付けて実験を行った。PI の燃料噴射圧力は 0.3 (MPa) である。図 3.12 おいて、HC は理論混合気付近で DI が約 2 倍の排出量となっている。WOT 運転のため燃料量が減少すると空燃比が大きくなり、HC も減少してくる。さらに空燃比が大きくなり、失火によって HC が急増するときの空燃比を失火限界空燃比 A/F_o とした。失火限界空燃比 A/F_o は PI が 22、DI は 26.5 であった。空燃比が大

きい領域でも HC は DI が多い。この原因として、燃料噴射時期を吸気始めとしたため、ピストン位置が上死点に近い時期に噴射された燃料がピストン上部に当り、液膜を形成し気化が不十分になるためと思われる。NO も同様の理由から、混合気の不均一部分の燃焼温度が上昇したため排出量が多くなったと考えられる。NO の排出が最大となる空燃比は両者とも 16 付近であり均一混合気の排出特性になっている。

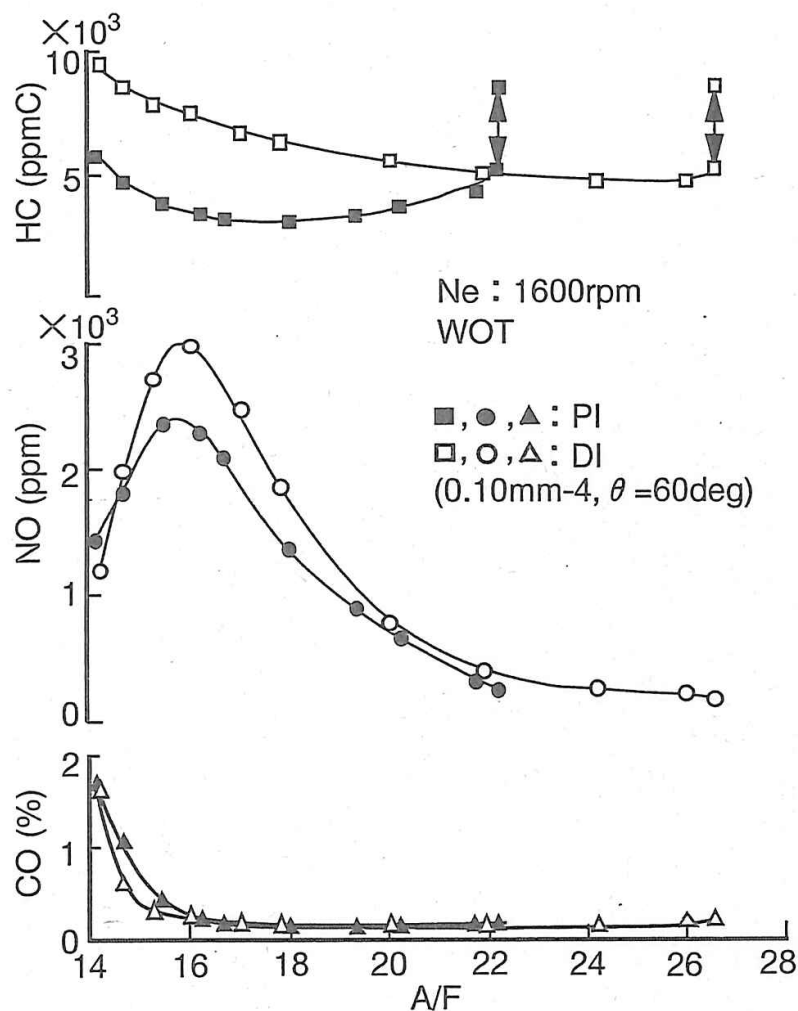


図 3.12 ポート噴射と筒内噴射の排気特性比較

図 3.13 に出力特性の比較を示す。トルク T は空燃比によって制御され、全般にわたって DI が大きい。燃料量 Q_f も大きくなっている。DI の場合は、気筒内に直接燃料を噴射するため気筒内の温度が下がり、吸気効率が高くなり吸入空気量が多くなったものと考えられる。点火時期は MBT (Minimum spark advance for Best Torque) またはノック限界の早いほ

うで整理した。空燃比が小さい領域で上死点より 3~4 度遅れている。これは通常の PI エンジンより 10 度遅れており、圧縮比を大きくしたためノックが発生し進角できなかったためである。一般に空燃比が大きくなると燃焼速度が遅くなるため、MBT は進角側に移行するが、同じ空燃比で比較した場合、DI のほうが遅れている。そのため PI より空燃比が大きい領域まで運転できたと考えられる。

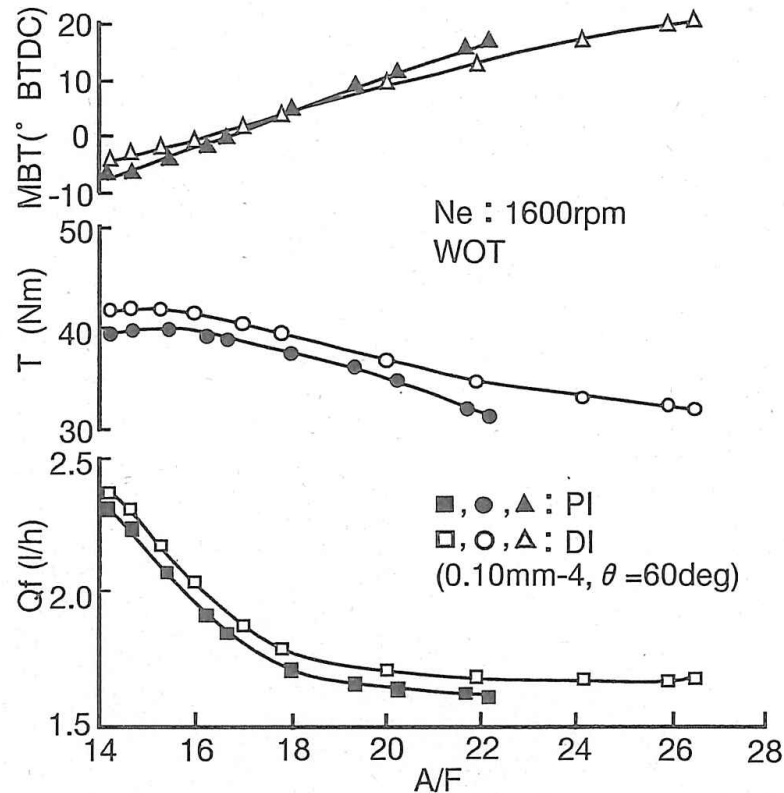


図 3.13 ポート噴射と筒内噴射の出力特性比較

(2) 噴射口挟み角の影響

図 3.14 に噴射口挟み角 θ を変化させた場合の排気特性の比較を示す。噴射口数が 1 個の場合の噴霧角度は約 5 度である。0.22-1 の場合は噴霧の平均粒径が $25\mu\text{m}$ と大きいため、同じ空燃比での HC, CO の排出量が多い。また NO が少なく不完全な燃焼であることがわかる。0.15-4-30 は HC が、0.15-4-60 は CO が少ない。その要因として、 θ が大きいと噴霧がピストンキャビティより漏れやすくなり HC が大きくなるが、噴霧の分散によくなり CO が少なくなる。 θ が小さいと噴霧の分散が少なくピストンキャビティ内に収まっているため HC は少ないが、噴霧が集中し過ぎて CO が多くなるためと考えられる。

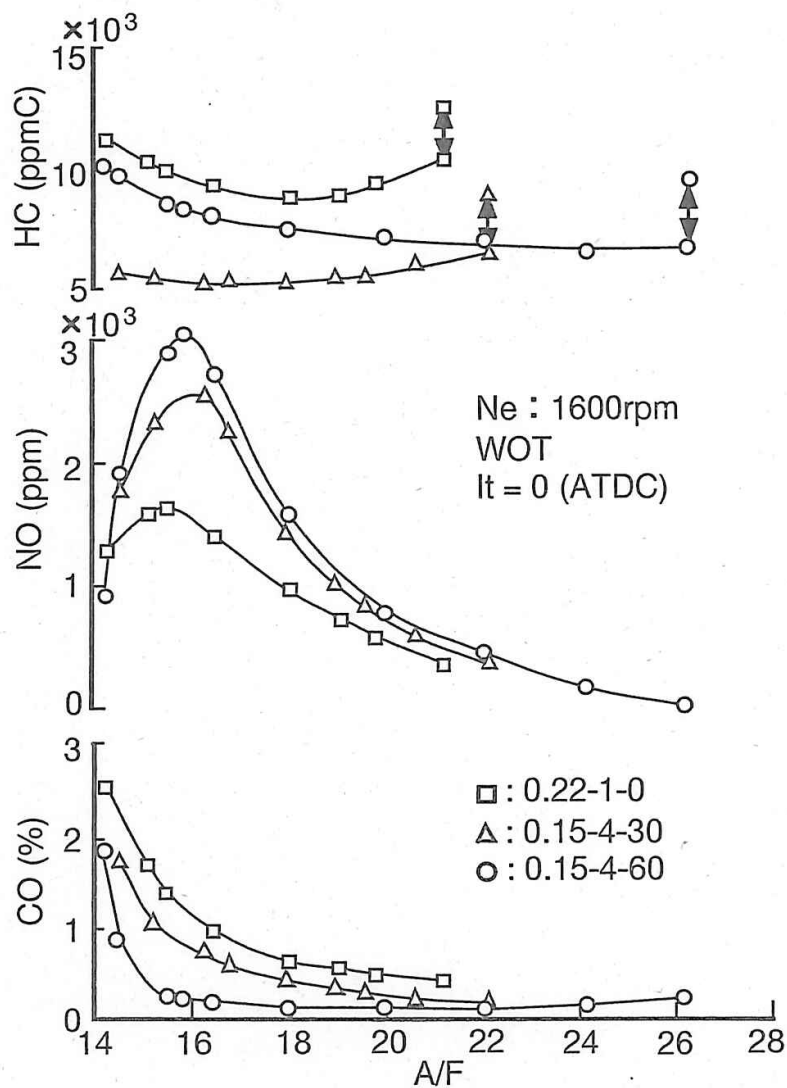


図 3.14 噴射口挟み角が排気特性に及ぼす影響

図 3.15 に噴射口の挟み角 θ を変化させた場合の失火限界空燃比 A/F_0 の比較を示す。噴射口径 0.15mm の噴射弁について整理した。 θ が 30 度の場合は A/F_0 が 22 であるのに対し、 θ が 60 度の場合は A/F_0 が 26 と大きくなる。これは θ が 30 度の場合、燃料がピストンキャビティに衝突する面積が狭く、厚い液膜が形成されるのに対し、 θ が 60 度の場合は広い面積に衝突するため、液膜が薄く気化が良くなり、キャビティ内に燃料噴霧が分散するためと考えられる。しかし、噴射口数を多くして、 θ を 30 度と 60 度の組み合わせにした場合、前述の理由から A/F_0 が小さくなっており、均一混合気を形成する場合は、ピストンキャビティ内に噴霧を広く分散させる必要があることがわかる。

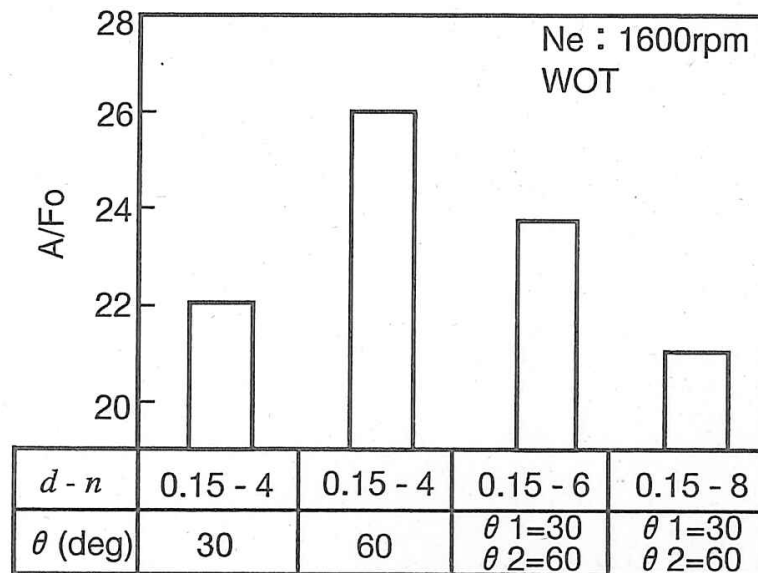


図 3.15 噴射口の挟み角が失火限界空燃比に及ぼす影響

(3) 噴射時期の影響

図 3.16 にエンジン回転数 1600rpm, WOT 時の燃料噴射時期 It とピストン位置を示す。吸気上死点 (360degBTDC) で燃料噴射を開始する場合を TDC 噴射とした。噴射期間は空燃比 A/F により異なり, A/F が 15 の場合はクランク角度で約 60 度, 20 の場合は 45 度である。この時のピストンはシリンダの上部にある。噴霧はピストンキャビティに効率よく噴射されるが, ピストンが近過ぎて液膜になりやすい。 It が 240 度の場合はピストンが下がり, シリンダ内に広く噴射される。 It が 124 度と 90 度は圧縮行程の噴射となる。この圧縮行程の噴射では, 気筒内の空気密度が大きくなるため噴霧の分散が阻害され噴霧の集中が進むと考えられる。

図 3.17 に燃料噴射時期 It と空燃比 A/F および排気性状の関係を示す。噴射弁は 0.15-4-30 である。燃料噴射量を一定にして, It を小さく (噴射時期を遅く) すると HC が減少してくる。この原因は図 3.15 で述べたようにピストンが下がり, シリンダ内に広く噴射されるためである。 It が 210 度近くで NO が大きくなるが, これは噴霧が拡散せず部分的に濃混合気が形成され, 実際に燃焼している領域で NO が多く発生する空燃比 (混合気の層状化) になっていると思われる。それより噴射時期が遅れてくると燃料噴射から点火までの時間が少なくなり, 噴霧の気化時間が短くなり, 燃焼が不安定になるため CO が増加する。

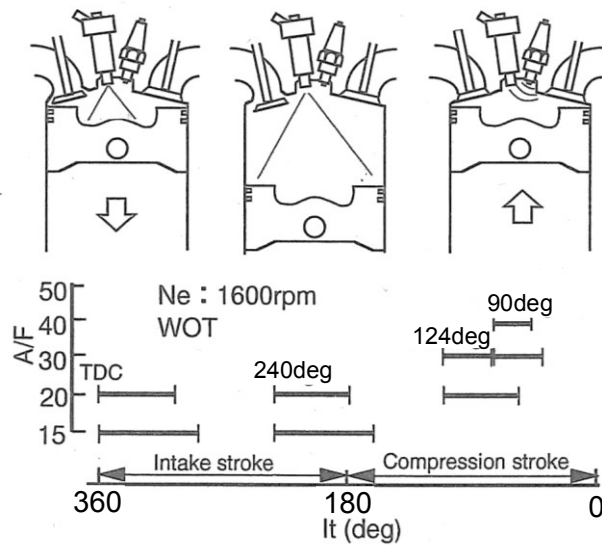


図 3.16 燃料噴射時期とピストン位置の関係

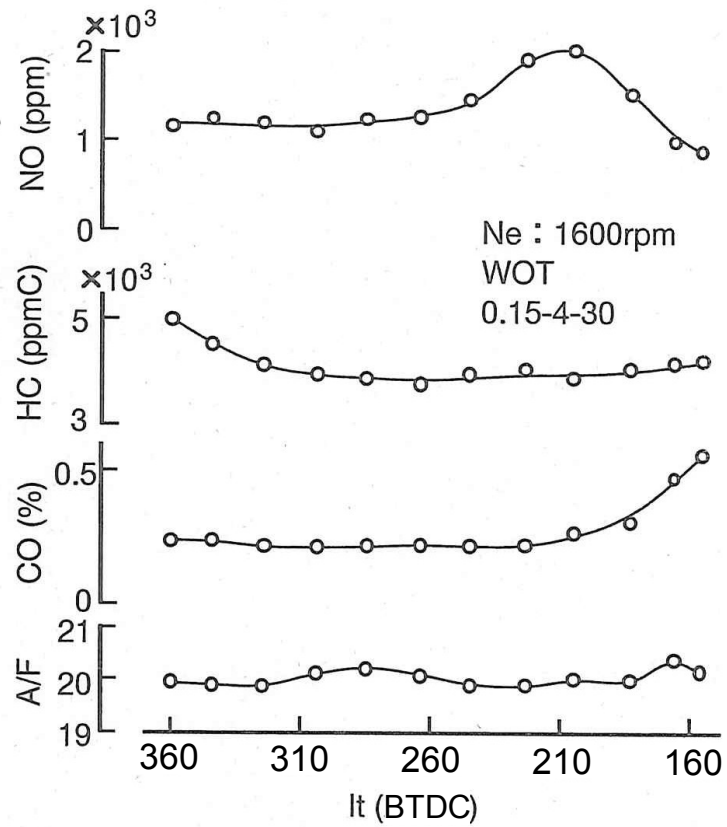


図 3.17 燃料噴射時期と空燃比，排気特性の関係

図 3.18 に燃料噴射時期を変化させたときの空燃比と排気性状の関係を示す。実験条件、噴射弁は図 3.17 と同じである。噴射時期 I_t が 360 と 240 度の場合は CO, NO とも同じように排出しており、NO の排出特性よりシリンダ内の混合気が均一になっていると思われる。 I_t が圧縮行程の 124 度と 90 度の場合は、NO の排出が最大となる空燃比が大きい方に移動している。 I_t が 124 度の場合は A/F=22, 90 度の場合は A/F=46 である。このように NO の最大排出空燃比が大きいことは、噴射された燃料が部分的に集中し、層状になっているものと思われる。

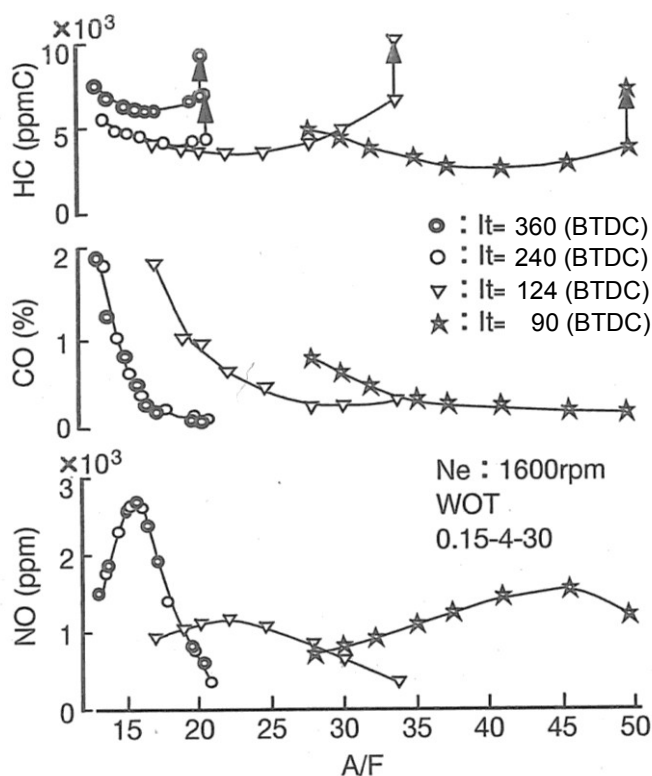


図 3.18 燃料噴射時期が空燃比，排気特性に及ぼす影響

キャビティ付きエンジンを用いて、成層燃焼の予備的検討を行い、ベースとしたポート噴射 (PI) に対して、筒内噴射 (DI) はマルチホール噴霧の噴射口径と噴射口の挟み角による噴霧形状を選定すれば、出力および失火限界空燃比が大きくなることが分かり、噴射口挟み角 60 度の燃料噴射弁を用いた際の、吸気 TDC 噴射での失火限界空燃比は 26 であるが、噴射時期を選定すれば混合気を層状化でき、リーン限界空燃比は 46 となる。以上の検討から理想の成層混合気の燃焼性能を把握できた。

3. 2. 3. 2. 2 フラットピストンでの成層燃焼性能

図 3.3 で示した各コンセプトのリーン限界空燃比の比較を図 3.19 に示す。横軸は空燃比で、縦軸は点火進角である。運転条件はエンジン回転数=1400rpm, BMEP=200 (kPa) である。曲線は燃焼安定性の指標である $\sigma Pi=10$ (kPa) のラインを表しており、線の内側が安定燃焼領域である。 σPi は運転条件として設定する正味平均有効圧 BMEP に対する変動を標準偏差で表した数値であり、kPa の単位で表され、数値が大きいと燃焼変動が大きいことを示している。曲線の先端位置がリーン限界空燃比となり、「サイド噴射+タンブル流動」コンセプトのリーン限界空燃比は 40 以上で、この時の点火時期余裕度は 10 度以上あるので、よりリーン空燃比でも運転可能であると思われる。「センタ噴射+スワール流動」コンセプトのリーン限界空燃比は 38 で、この時の点火時期は 45 度である。燃焼安定領域が全体的に点火進角側に移動していることから、成層混合気が点火プラグ回りに集中化する時期が早く、それ以降では拡散してしまうものと考えられる。「センタ噴射+タンブル流動」および「サイド噴射+スワール流動」コンセプトのリーン限界空燃比はそれぞれ 23, 20 であり、どちらもベストな噴射開始時期は吸気行程後半の 180 度 BTDC 付近であったため、成層化されず均質リーン混合気になっていると思われる。

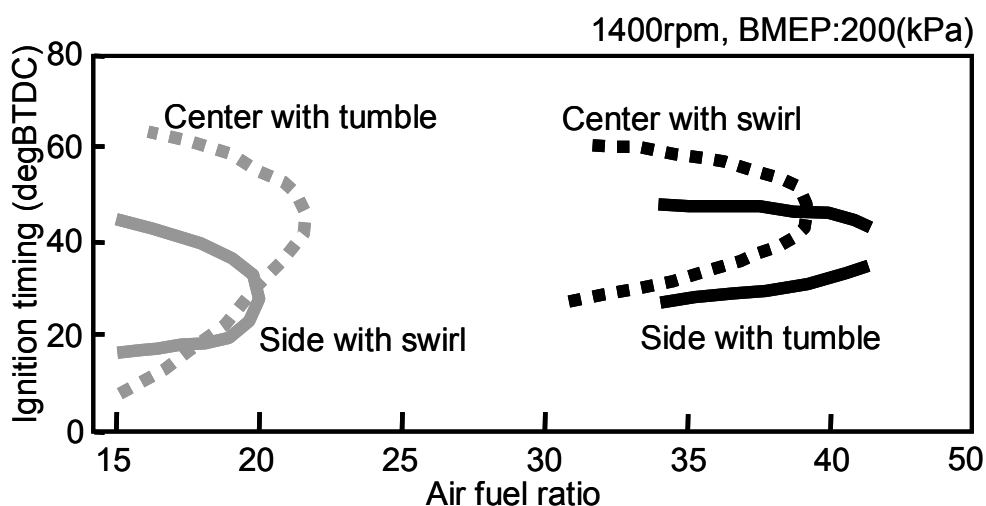


図 3.19 フラットピストンでのリーン限界空燃比の比較

フラットピストンを用いた筒内噴射エンジンでは、図 3.19 の結果から、成層燃焼しているのは、「センタ噴射+スワール流動」と「サイド噴射+タンブル流動」コンセプトと判別できる。以下に、それぞれの検討結果を考察する。

(1) センタ噴射+スワール流動

図 3.20 にシリンダ内噴霧挙動の可視化結果を示す。この図は噴霧角度が成層性能に与える影響を示している。噴霧角度が 20 度の場合、噴霧貫通力が強く速度が大きいため、どんな噴射時期で噴射してもピストンに衝突してしまう。さらにピストンに衝突した噴霧は反射せずピストン頂面上に拡散してしまい、プラグ周りに成層化するのが困難である。一方、噴霧角度を大きくして速度を低下させた場合は、吸気下死点付近で噴射すれば噴霧はピストンに付着せずにシリンダ上部に漂う。さらにこの時のシリンダ内にはスワール流が形成されているため、シリンダ側壁には付着しにくくなり、その結果プラグ周りへの成層化が可能となる。

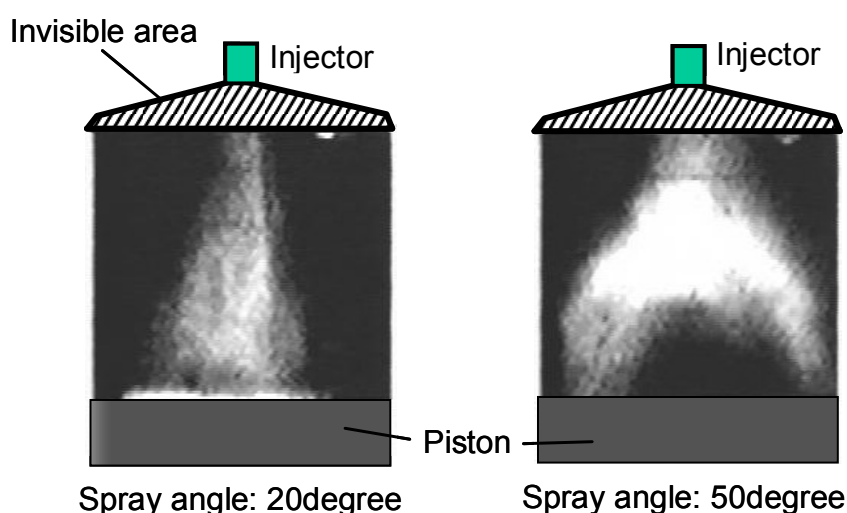


図 3.20 シリンダ内噴霧挙動の可視化結果

図 3.21 に噴霧速度とリーン限界空燃比、混合気分布の関係を示す。ここで噴霧速度は、燃料圧力を変えて変更した。噴霧速度が速い場合のリーン限界空燃比は約 25 で、遅い場合は約 38 である。リーン限界空燃比付近でのプラグ周りの混合気分布をグラフ上部にそれぞれ示してある。この図はシリンダの縦断面を LIF 法で可視化したものである。撮影時期は 150 度 BTDC である。噴霧速度が速い場合は、ピストンに衝突した噴霧から気化した混合気が巻き上がっているように見えるが、プラグ周りに混合気は集中化していない。これは図 3.20 に示したように噴霧がピストンに衝突してピストン表面上に拡散してしまうからである。噴霧速度が遅い場合は、シリンダ中央に混合気が集中しているのがわかる。しかし、点火時期が全体的に進角しているので、混合気の保存性はあまり良くないと考えられる。

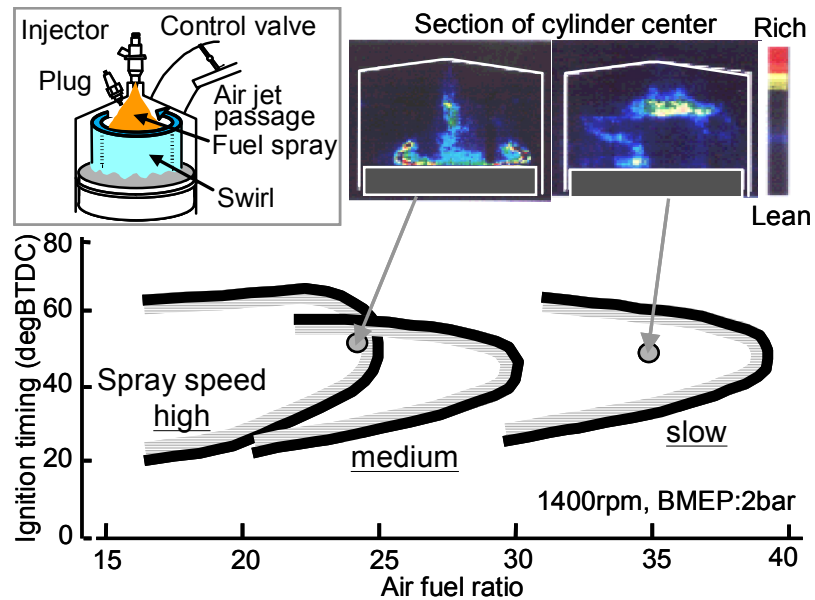


図 3.21 噴霧速度とリーン限界空燃比，混合気分布の関係

(2) サイド噴射+タンブル流動

本コンセプトでの成層化メカニズムを把握するために、数値シミュレーションによる燃料噴霧、混合気挙動の解析を行った。数値シミュレーションに関する詳細は、本章の最後に付録としてまとめて記載している。図 3.22 にシリンダ内噴霧挙動と混合気挙動のシミュレーション結果を示す。図 3.19 に示したように「サイド噴射+タンブル流動」コンセプトのリーン限界空燃比は 40 以上であり成層化していると考えられる。シミュレーション結果からはタンブル流に乗って（堰き止められて）、噴霧がプラグ方向に搬送されていることが判る。さらにピストンへの付着燃料も少ない。

図 3.23 にピストン頂面への燃料付着量をキャビティ付ピストンの筒内噴射エンジンとの比較で示す。噴射時期を 80~30 度 BTDC まで変化させ、点火時期に相当する 10 度 BTDC の時のピストン頂面上の燃料付着量を LIF 法を改良して撮影した。付着量は蛍光強度を画像処理して求めた。キャビティピストンを用いたコンセプトでは噴射時期が遅くなるにつれて、噴射した燃料がキャビティに収まる確率が高くなるため付着量が増加していく。一方、フラットピストン+タンブル流動では噴射時期が 60 度 BTDC より早いタイミングではほとんど付着していない。噴射時期が 60 度 BTDC より遅いと付着が増加するが、キャビティピストンより付着量が少なくなっており、未燃焼の燃料成分である HC を低減できるポテンシャルがあると言える。

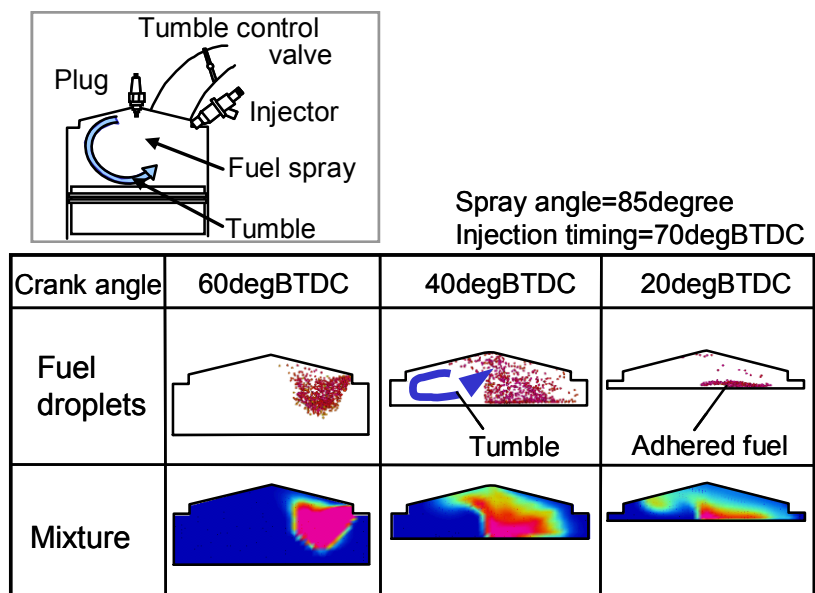


図 3.22 シリンダ内噴霧挙動と混合気挙動のシミュレーション結果

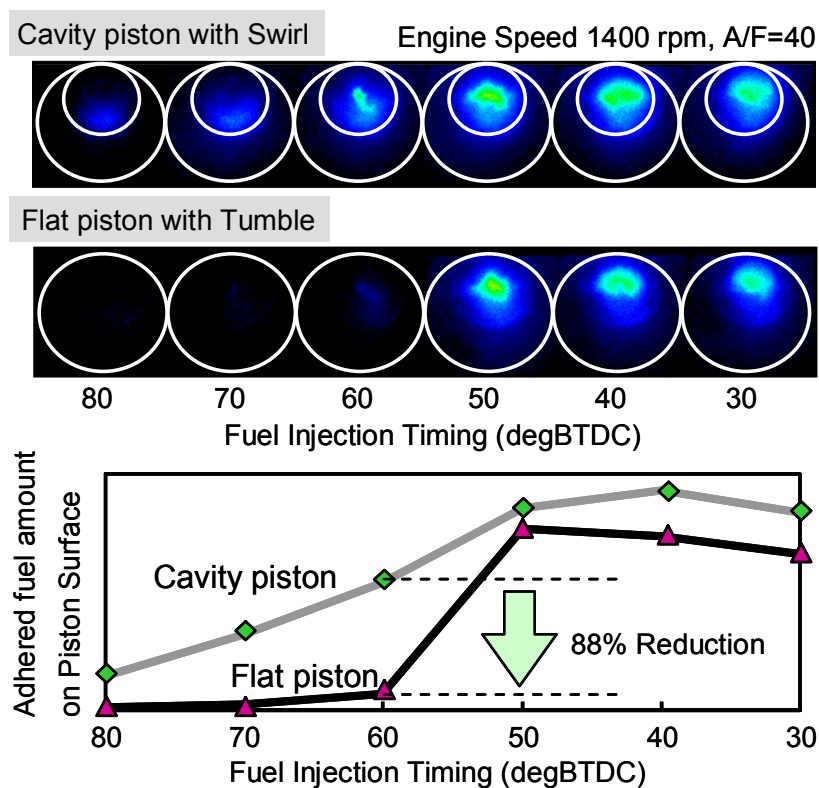


図 3.23 ピストン頂面への燃料付着量の比較

3.3 タンブルガイドコンセプト

前節(3.2 節)で理想的な成層混合気を実現する手法について検討し、キャビティ付きピストンでの成層燃焼と同等のリーン限界空燃比を「サイド噴射+タンブル流動」の組合せで、フラットピストンで実現できることを明らかとした。図 3.24 にタンブルガイドコンセプトの成層燃焼性能を「センタ噴射+スワール流動」との比較で示す。「センタ噴射+スワール流動」コンセプトでは、成層運転領域は 1400rpm までであるが、回転数が上がるとスワール流動が強くなるために成層混合気が拡散し、成層燃焼が困難であった。タンブルガイド方式では、タンブル強度で噴霧挙動が変化し、タンブル強度を最適化することで 3200rpm まで成層運転可能となる。

以上の検討結果から、均質燃焼性能および成層燃焼性能の観点で、フラットピストンを用いた筒内噴射エンジンの燃焼コンセプトとして、「サイド噴射+タンブル流動」を組合せたタンブルガイドコンセプトを提案した。

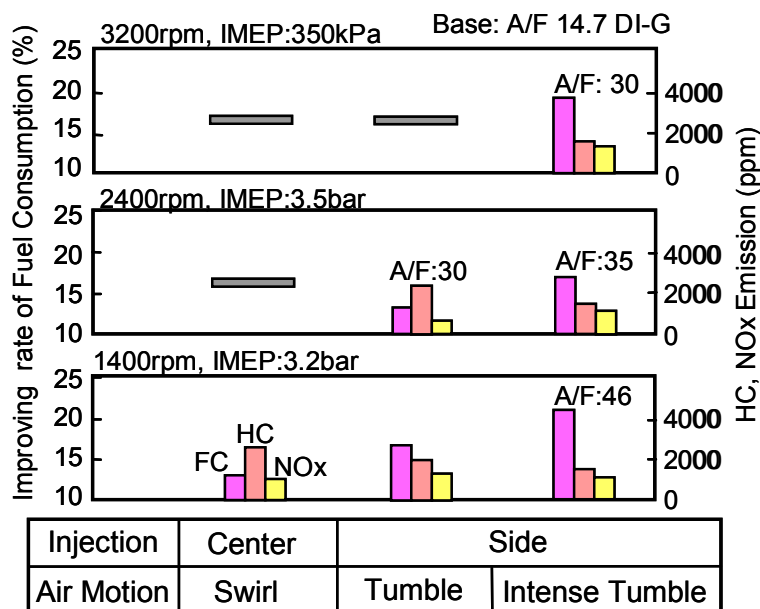


図 3.24 成層燃焼でのエンジン性能の比較

3.3.1 タンブルガイドコンセプトの設計指針

フラットピストンで成層燃焼を実現するタンブルガイド式筒内噴射エンジンの構成を図 3.25 に示す。従来型筒内噴射エンジンと大きく異なる点は、タンブル流動生成装置とピストン頂面がフラットなことである。タンブル流動生成装置は吸気ポート内を上下に 2 分割

する仕切り板を設置し、強いタンブル流が生成できるようになっている。ピストンは吸気行程中に生成したタンブル流を圧縮行程後期まで保存できるように、流れを阻害する障害物や突起が無い形状となっている。また、インジェクタは従来型と外観形状は変わらないものの、噴霧仕様は大幅に異なっている。以下の節に、タンブルガイド仕様の検討結果を示す。

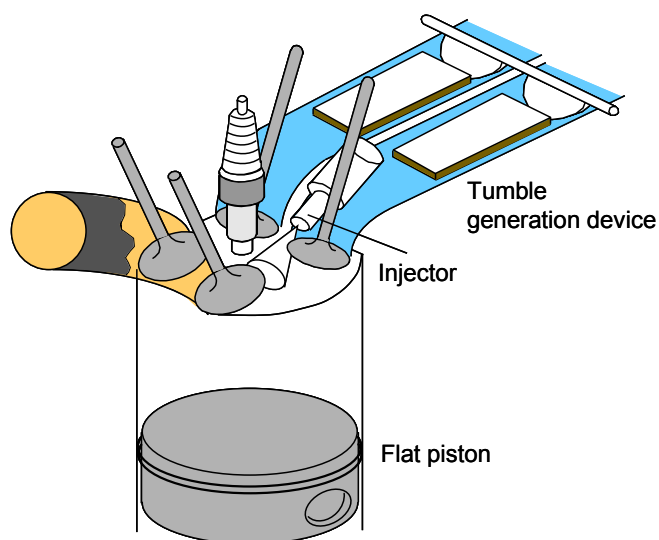


図 3.25 タンブルガイド式筒内噴射エンジンの構成

タンブルガイド方式を実現する際の設計・制御上のポイントを図 3.26 に示す。壁ガイド式筒内噴射エンジンは、ピストン壁面に燃料を噴射しキャビティ壁をガイドにして噴霧を反射させることで混合気を点火プラグに供給している。そのため、ピストンに付着した燃料が未燃 HC として排出される。これを防止するために、本方式ではタンブル空気流動で燃料噴霧を点火プラグ方向に搬送し、ピストンへの燃料付着を防止する。

ピストンキャビティの壁に代わりに、順タンブル流で空気の壁を作り、混合気を点火プラグ方向に搬送することがポイントであり、下記の基準を検討する必要がある。

- (1) 点火プラグへの液滴直撃防止
- (2) ピストン壁面への燃料付着防止
- (3) 点火プラグへの混合気吹上げ

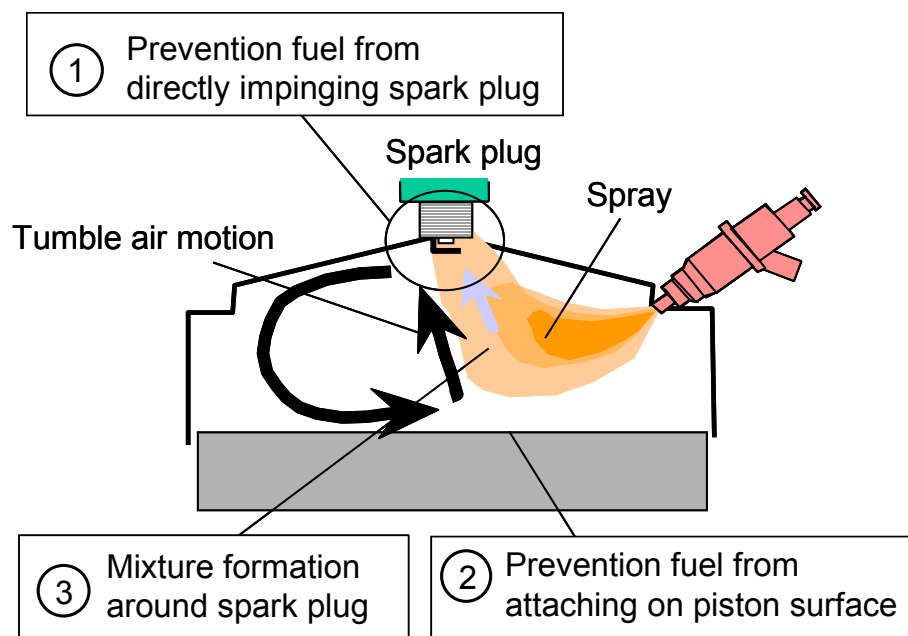


図 3.26 タンブルガイドの設計・制御上のポイント

(1) 点火プラグへの液滴直撃防止

タンブルガイド方式では、タンブル流動により噴射した燃料噴霧が点火プラグ方向に搬送され成層化される。その際、点火プラグ側噴霧外形がプラグギャップに届くようにすることがポイントである。

図 3.27 にタンブルガイド方式における噴霧仕様選定の考え方を示す。図中に示す α を噴霧上端角と呼び、点火プラグ側噴霧外形と点火プラグギャップの位置関係を表す指標として導入する。インジェクタの噴口中心と点火プラグギャップを結ぶ直線に対して、点火プラグ側噴霧の外形位置を角度で表し、 α がプラスの場合は噴霧が点火プラグに届き、 α がマイナスの場合は噴霧が点火プラグに届かないことを示す。また、 α が大きいとヘッド上壁に燃料が付着し HC が増大する可能性がある。

さらに、噴霧角度を選定する際にはインジェクタの取付角 β も重要なパラメータとなる。取付角 30～36 度が主流となっているが、 β が小さい場合、すなわちインジェクタ取付角度が寝ている場合、噴霧上端角 α の規定を満たすためには、噴霧角度は比較的狭い 50～55 度となる。この場合、噴霧ペネトレーションが長くなり、対向するシリンダ壁に燃料が付着する可能性がある。

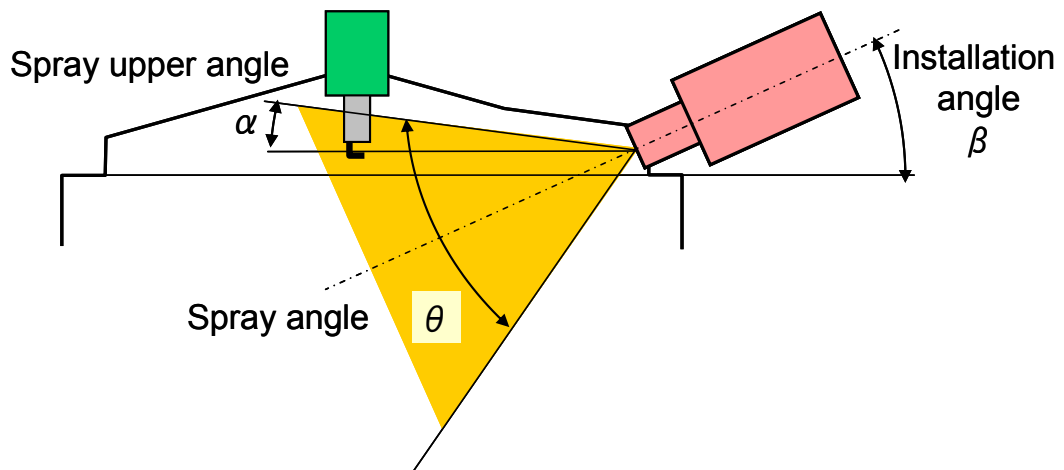


図 3.27 タンブルガイド方式における噴霧仕様選定基準

噴霧上端角 α を規定するために、点火プラグ側噴霧外形に注目した噴霧の可視化実験を行った。図 3.28 に噴霧挙動観察装置を示す。噴霧可視化装置部は、図 2.3 で示した装置を用いた。図の右に示したようなピストンを模擬した部材を可視化装置内に設置し、インジェクタのノズル先端位置とピストン位置の関係を、実エンジン寸法と噴射時期を考慮して図中 A, B を設定した。パルス発生装置から基準トリガーとなる噴射パルスを出力し、ストロボライトの発光タイミングにディレイ時間 (0~20ms, 1ms 毎) を設定して噴霧挙動を CCD カメラで撮影した。ここでは、点火プラグ側噴霧の挙動を把握するために、図 3.11 で示したパターン C の偏向噴霧と、宮嶋らによって提案された L-STEP 噴霧^{49)~51)}を用いた。L-STEP インジェクタの噴霧形状を図 3.29 に示す。円錐噴霧の一部に切れがあることと、その反対側に流量集中部があり、その部分のペネトレーションが長いという特徴がある。また、雰囲気圧力が高い状態においても、その部分の角度変化が少ないという特徴がある。L-STEP インジェクタのノズル構造を図 3.30 に示す。ノズルの先端部分に段差を付けることで比較

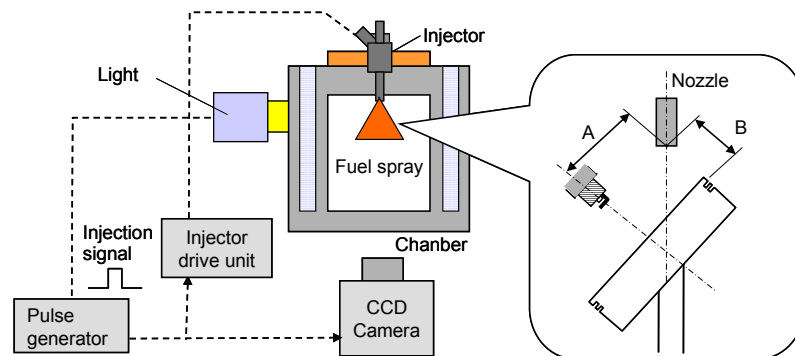


図 3.28 噴霧挙動観察装置

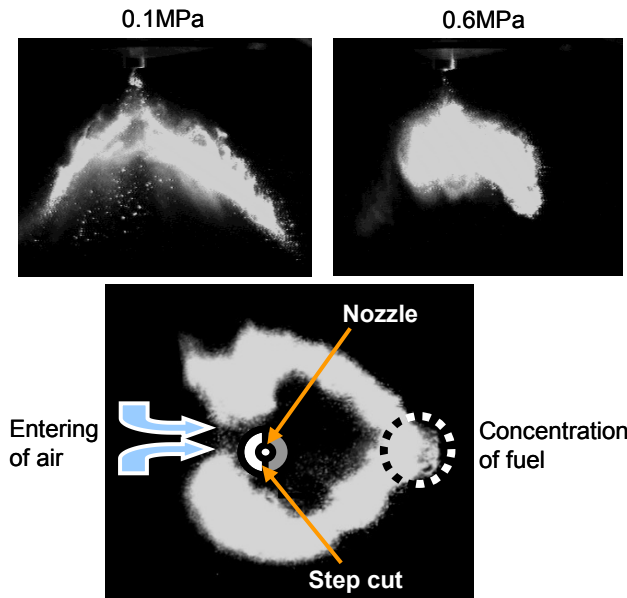


図 3.29 L-STEP インジェクタの噴霧形状^{49) ~51)}

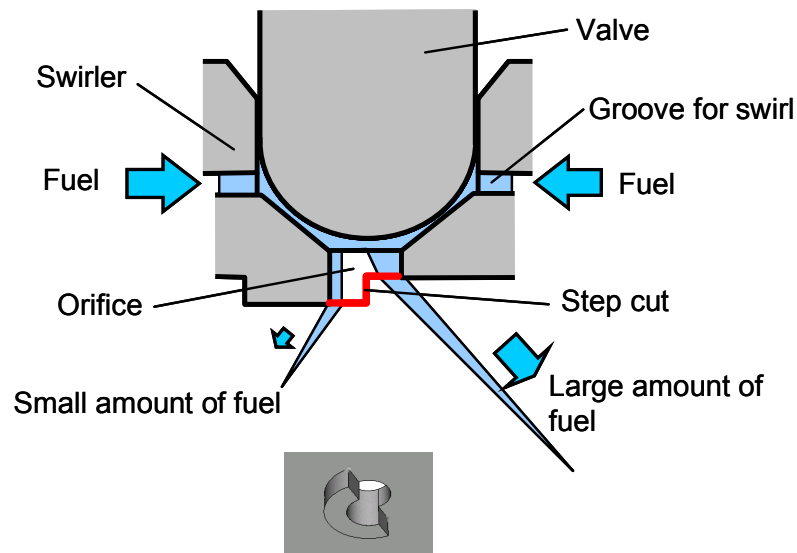


図 3.30 L-STEP インジェクタのノズル構造^{49) ~51)}

的容易に L-STEP 噴霧を実現できる。

図 3.31 に噴霧挙動の可視化結果を示す。成層燃焼での圧縮行程噴射を想定し、噴射開始のタイミングでピストン位置を設置し、ピストン位置は固定したまま噴霧撮影のディレイ時間を変えたときの噴霧写真をエンジン形状に重ね書きして表示している。図中に示したクランク角度は噴霧撮影のディレイ時間から算出した値で、ピストン位置は変化していない。実際のエンジンではピストン動作による空気流により混合気形成過程が変化すると推

測されるが、ここでは噴霧上端角と点火プラグの位置関係を確認するために行ったため、流動の影響は少ないと判断した。

偏向噴霧は噴射直後に点火プラグをかすめているが、このタイミングでは着火しない。30BTDCでは、ピストン上を滑って排気側に滞留した成分がプラグ付近にまで漂っているように見える。L-STEP 噴霧も噴射直後にプラグギャップをかすめて飛んでいるが、40BTDCでは主噴霧に起因するエントレイメント(巻き上がり成分)がプラグ付近に到達しており、この成分に着火可能と推測される。

L-STEP 噴霧は主噴霧の巻き上がり成分が混合気形成の役割を果たしておりプラグ周りに安定して供給されるのに対して、偏向噴霧の場合はピストン上に滞留した燃料の気化成分が混合気形成の役割をしていると考えられる。時間が経つと気化成分が増えて空燃比は濃くなるが、気化燃料の挙動に依存しているためプラグ周りの混合気の変動が大きいと推測される。

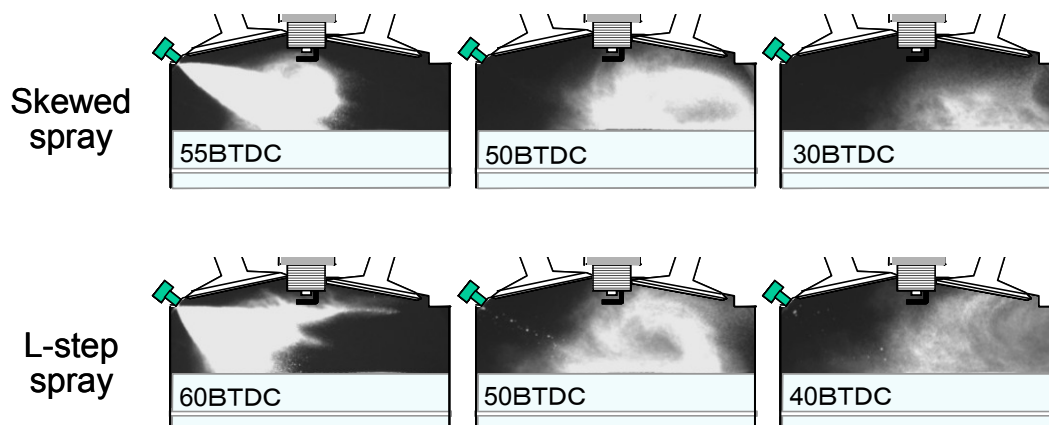


図 3.31 噴霧挙動の比較

図 3.32 に噴霧上端角と燃焼性能の関係を示す。ここで噴霧上端角は 0.6(MPa)の背圧下での数値で整理した。燃焼安定性を表わす σ_{Pi} と HC 排出量との関係を示している。噴霧上端角が -2 度以下では噴霧はプラグに届かないために、燃焼変動率が大きくなり許容限界を超えてしまう。一方、噴霧上端角が 0 度以上では噴霧が燃焼室上壁に付着し HC 排出濃度が増加している。両者を両立させるためには、噴霧上端角を $-2 \sim 0$ 度の狭い範囲に収めなければならないことが分かった。

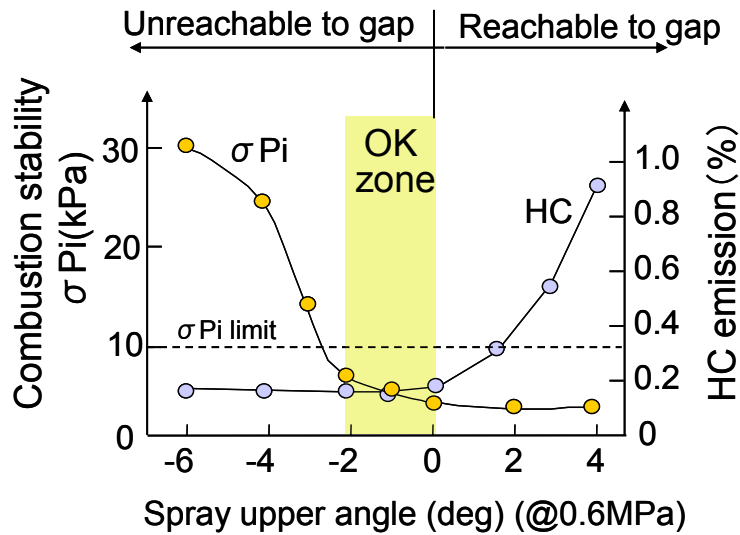


図 3.32 噴霧上端角と燃焼安定性, HC 排出量の関係

(2) ピストン壁面への燃料付着防止

上記で設定した噴霧上端角 α とは反対方向のペネトレーションを短くする必要があり, 偏向噴霧や L-STEP 噴霧を用いることで, ピストン方向のペネトレーションを短くすることが可能である. ここでは特に設計パラメータとしては設定していない.

(3) 点火プラグへの混合気吹上げ

図 3.33 を用いて考え方を説明する. タンブルガイドコンセプトにおいて, 混合気が点火プラグ方向に吹上がる条件は, 噴霧エネルギー E_f と空気エネルギー E_a が等しいときである.

$$\text{噴霧エネルギー } E_f (\text{粒径, 速度}) = \text{空気エネルギー } E_a (\text{回転数, タンブル数}) \cdots (6)$$

ここで噴霧エネルギー E_f として運動エネルギーと考えると, 噴霧粒径と速度で表わすことができ, ここでは噴霧速度をペネトレーションで代表する. 噴霧エネルギー E_f はインジェクタ仕様や燃料圧力が決まれば一定となる. それに対し, 空気エネルギー E_a はエンジン回転数とシリンダ内の空気流動 (ここではタンブル流) 強度の関数として表わすことが出来るので, 図 3.33 に示すように運転条件に応じて変化する. 成層運転範囲を 1000~3000rpm と設定した場合, この範囲内で空気エネルギー E_a が噴霧エネルギー E_f と等しくなるようにタンブル数を制御する必要がある.

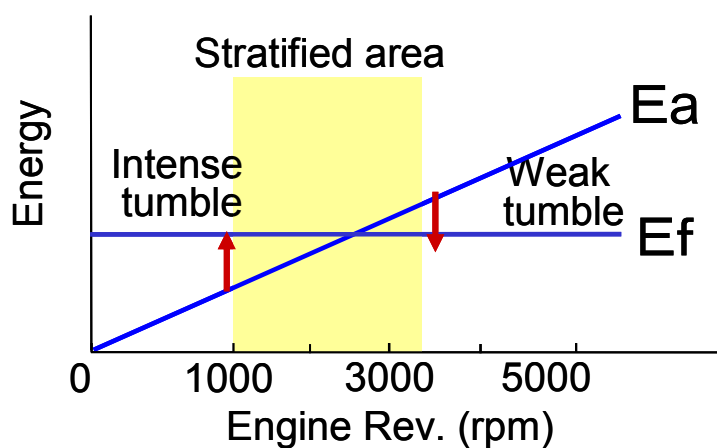


図 3.33 タンブルガイドコンセプトの成立条件

図 3.34 にタンブルガイドコンセプトでの混合気シミュレーションと実機による成層燃焼領域を示す。ピストン形状がフラットであり、タンブル流を阻害するものが無いため、燃焼室内には大きなタンブル流が形成されている。噴霧エネルギー E_f が大きい場合、ペネトレーションが長くなり点火プラグ方向への混合気の吹上がりが少ない。逆に空気エネルギー E_a が大きい場合は、混合気は点火プラグから離れて吹上がる。エンジン試験結果に示すように、エンジン回転数 3200rpm では燃焼安定領域を表す燃焼変動率 (C_{pi}) 5%以下の領域が狭く、また安定燃焼領域（噴射時期と点火時期の最適なタイミング）が進角側にシフトしている。

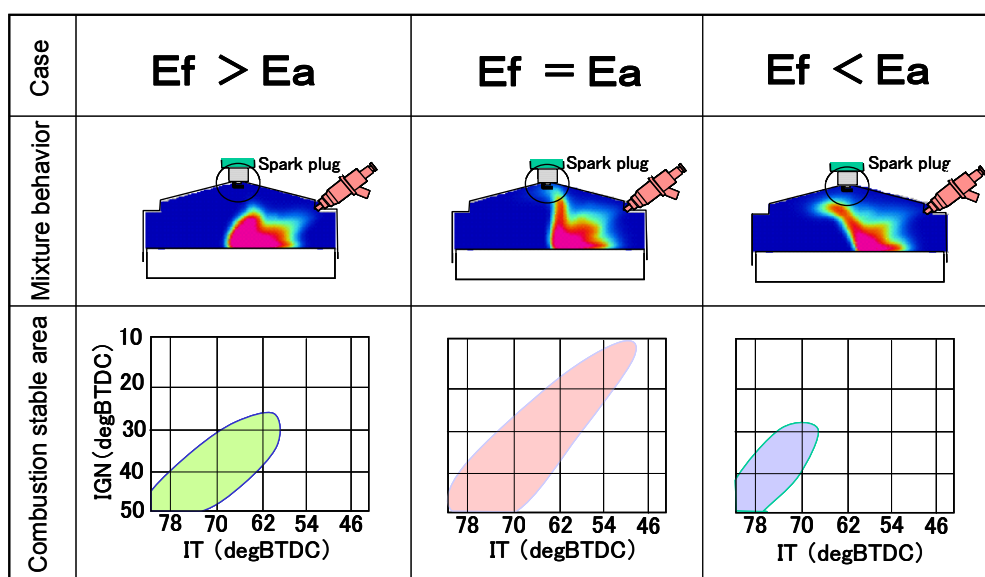


図 3.34 タンブルガイドコンセプトの基礎検討結果

一方、噴霧エネルギー E_f と空気エネルギー E_a が等しい場合には、噴射中の噴霧と上昇する空気流が衝突して噴霧速度が減速する。その結果、圧縮行程後半で気化した燃料噴霧は、タンブル流に流されて、混合気が点火プラグ付近に集中化している。エンジン試験結果では燃焼安定領域が拡大しているのが確認できる。

3.3.2 タンブルガイドコンセプトの一般化

図 3.35 にエンジン機種展開の考え方を示す。タンブルガイドコンセプトを他機種に展開する場合、インジェクタ取付け角度 β が重要なパラメータとなる。吸気ポートなどが障害物となり β が小さい場合にはストレート噴霧を用い、取付け角度 β に応じて噴霧角度を調整する。取付け角度 $\beta = 32$ 度付近がストレート噴霧の適用限界であり、 β がそれより大きい場合には偏向噴霧を用いる。これは噴霧上端角を図 3.29 に示した範囲内にするためである。本研究では $\alpha = 36$ 度のエンジンヘッドと噴霧角度 65 度の偏向噴霧を組合わせてタンブルガイドコンセプトを成立させた。

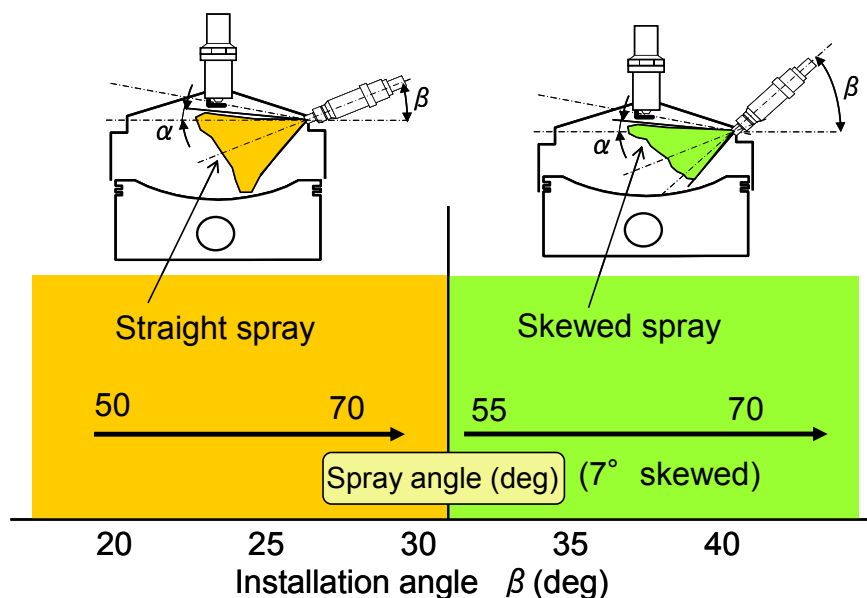


図 3.35 エンジン機種展開の考え方

3.3.3 タンブルガイドコンセプトの性能比較

最後に、本研究で提案するタンブルガイド方式と、希薄燃焼の新しい取組みとして提案された“スプレーガイド方式”との性能比較を行う。山下⁶²⁾らの提案するスプレーガイド方式は、信頼性や吸気バルブ径確保、生産性の観点からサイド噴射エンジンを選択している(図 3.36)。これにマルチホールインジェクタを用い、噴霧ビームの設計自由度の高さを活用し、点火プラグ方向に噴霧を指向したスプレーガイド方式である。スプレーガイド方式は点火プラグ(ギャップ)位置と噴霧パターンの適合が重要で、数値シミュレーションおよび実機を用いた性能検証で、全開性能(均質燃焼)ではポート噴射エンジンからのトルク向上率で、5~11%向上している。これは本研究の第2章で述べた約8%と同等レベルである。また、成層燃焼は750(rpm)~2000(rpm)の範囲で、壁ガイド方式との比較で、燃費率や排気ガスがいずれも改善している。

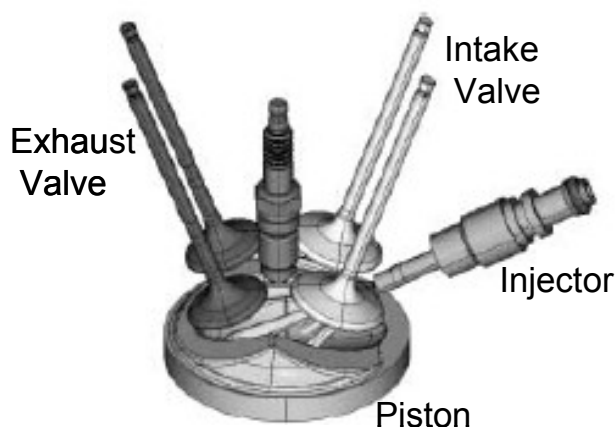


図 3.36 スプレーガイド方式の構成例⁶²⁾

ここでは、タンブルガイド方式との性能比較を行った。タンブルガイド方式では、タンブル流動を使って混合気の成層化を行うが、回転数が低く空気流動が弱まるアイドリングは最も成層燃焼が難しい条件である。図 3.37 にアイドリング状態での成層燃焼安定領域を示す。タンブルガイド方式とスプレーガイド方式で実験条件が若干異なる点に注意する必要があるが、燃焼安定領域が大きく異なっていることが分かる。これは混合気の形成メカニズムが異なるためである。タンブルガイド方式では、噴射した燃料噴霧とタンブル流動がシリンダ中央付近で衝突し、混合気が点火プラグ方向に吹き上がることで成層混合気を形成するため、図中に示した噴射時期=点火時期の右45度の斜めの線に対して、燃焼安定領域が点火時期で遅角側に位置している。それに対し、スプレーガイド方式では、噴霧を

点火プラグ方向に直接噴射し、混合気形成する時間が短いために、斜めの線の近傍に燃焼安定領域が存在している。燃焼安定領域が斜めの線より下側（点火時期が噴射時期より前の領域）に位置するのは、山下⁶²⁾らがメイン点火の後に5回の追加点火を行うシステムを用いているためと推測される。

成層燃焼を行う際に必須となる圧縮行程噴射の遅角側限界は、タンブルガイド方式の 27(degBTDC)に対し、スプレーガイド方式では 18(degBTDC)と Late 噴射が可能で優位である。一方、点火時期の遅角側限界は、スプレーガイド方式の 19(degBTDC)に対し、タンブルガイド方式では 11(degBTDC)と点火の遅角が可能であり、熱発生のパーク位置制御や NOx 排出量削減の観点からは優位である。

Tumble Guided: Ne=700rpm, IMEP=180kPa, A/F=30, σ Pi=10kPa

Spray Guided: Ne=750rpm, BMEP=50kPa, MAP=97kPa, EGR=39%, σ Pi=14kPa

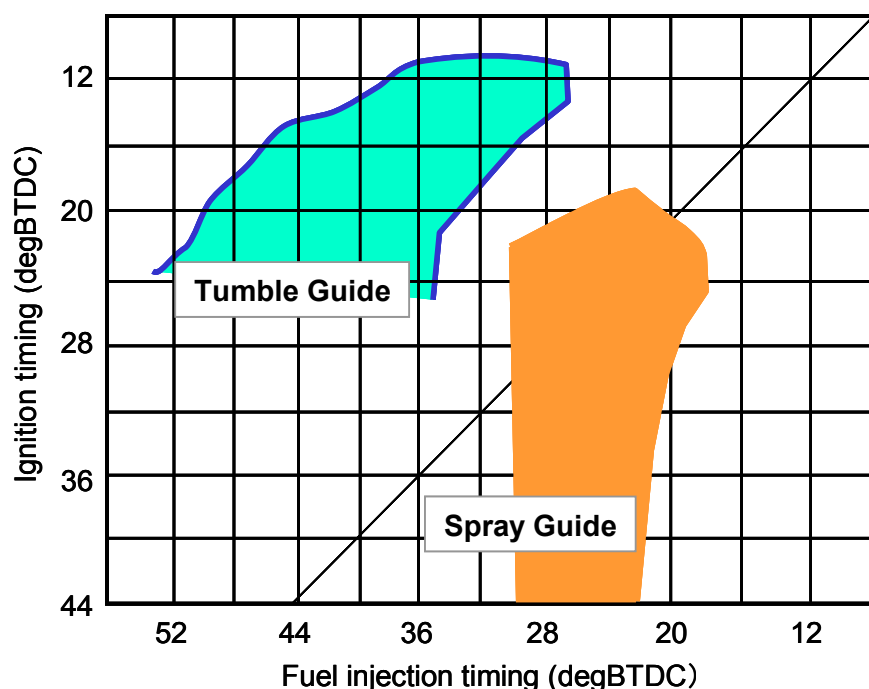


図 3.37 タンブルガイド方式とスプレーガイド方式の成層燃焼領域の比較

以上の比較検討結果から、本研究で提案するタンブルガイド方式は、希薄燃焼の新しい取組みであるスプレーガイド方式と同様の高いポテンシャルを有し、燃焼性能改善のために点火時期を広い範囲で制御に活用できることが分かった。

3.4 本章の結論

フラットピストンを持った筒内噴射エンジンの成層化法について、燃料噴射弁レイアウトと筒内空気流動の組合せで4つのコンセプトを考案し、噴霧特性の計測、筒内噴霧挙動・混合気分布の可視化、シミュレーション解析およびエンジン試験を実施し、以下の結論を得た。

- (1) 成層化の観点から、キャビティ付きピストンと同等のリーン限界空燃比を「サイド噴射+タンブル流動」の組合せで、フラットピストンで実現できることを明らかとした。
- (2) 均質燃焼性能および成層燃焼性能の観点で、フラットピストンを用いた筒内噴射エンジンの燃焼コンセプトとして、「サイド噴射+タンブル流動」を組合せたタンブルガイドコンセプトを提案した。
- (3) ピストン上の噴霧挙動可視化結果より、L-STEP 噴霧では点火プラグ周りに燃料噴霧を安定供給できる。
- (4) タンブルガイドを実現するための噴霧要求仕様として、噴霧上端角を指標を新たに定義し、 $-2 \sim 0$ 度の範囲に収めることで、燃焼安定性とHC排出量低減を両立できる。
- (4) タンブルガイドで高回転まで(ここでは3200rpm)、成層混合気を形成するための空気流動制御の考え方を規定し、制御指針を得た。

付録 数値シミュレーションの概要

本研究で述べているようなエンジンの燃焼コンセプトや制御機器の開発においては、エンジンの吸排気ポート内やシリンダ内の物理現象を詳細かつ短時間で把握することが重要である。実動エンジン内の観察は時間とコストがかかる上に、観察できる物理量や領域が限定されることから、数値シミュレーションによる燃料噴霧、混合気、燃焼ガス挙動の解析が、エンジン内の現象を把握する上で欠かせない手段となっている。本研究では、社内で独自開発した数値シミュレーションコードATRAC(Air TRansient motion Analysis Code)を用いた。以下に、その基礎式と数値計算フローを説明する。

付1. 基礎式

付1.1 ガス流動計算の基礎式

ATRACは、吸排気系配管内及びシリンダ内の燃料噴霧、燃料、空気、燃焼ガス混合気の挙動計算を目的とする数値シミュレーションツールである。混合気に対する質量、運動量、エネルギーの各保存式と混合気の状態方程式を連立して解くことにより、混合気の密度、速度、温度、圧力を求める。また、ガス組成を求めるために、燃料蒸気と反応ガスの質量保存式を連立して解く。エンジンシリンダ内の圧力は通常0.05～数(MPa)程度に変化するため、これらの保存式は流体の圧縮性を考慮した下記方程式を用いる。

- 混合気の質量保存式

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = \dot{m} \quad (1.1.1)$$

- 混合気の運動量保存式

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_e \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_e \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_e \frac{\partial u}{\partial z} \right) - \dot{m}_x \quad (1.1.2)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_e \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_e \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_e \frac{\partial v}{\partial z} \right) - \dot{m}_y \quad (1.1.3)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w^2)}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_e \frac{\partial w}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_e \frac{\partial w}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_e \frac{\partial w}{\partial z} \right) - \dot{m}_z \quad (1.1.4)$$

・混合気のエネルギー保存式

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho E + P)u}{\partial x} + \frac{\partial(\rho E + P)v}{\partial y} + \frac{\partial(\rho E + P)w}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_e \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_e \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_e \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{Q} \quad (1.1.5)$$

・混合気の状態方程式

(1) 化学反応を考慮しないとき (単成分)

$$P = (\gamma - 1)\rho E \quad (1.1.6)$$

$$T = E(\gamma - 1)/R \quad (1.1.7)$$

(2) 化学反応を考慮するとき (多成分)

$$P = \rho T \sum_i Y_i R_i \quad (1.1.8)$$

$$T = T_0 + (E + \frac{P}{\rho} - \sum_i Y_i H_{i0}) / \sum_i Y_i C_{pmi} \quad (1.1.9)$$

$$C_{pmi} = \frac{1}{2} (C_{pi}(T_0) + C_{pi}(T)) \quad (1.1.10)$$

ここで、各化学種の定圧比熱 C_{pi} は温度の4次式で与える。

$$C_{pi} = K_{0i} + K_{1i}T + K_{2i}T^2 + K_{3i}T^3 + K_{4i}T^4 \quad (1.1.11)$$

K_0, K_1, K_2, K_3, K_4 は係数, H_0 は標準生成熱であり, 各化学種に対し付表1.1の値を用いた。

付表1.1 定圧比熱式の係数と標準生成熱

Chemical elements	K_0	K_1	K_2	K_3	K_4	$H_0(\text{J/kg})$
O_2	881.0	0.197	-2.3×10^{-5}	0	0	0
H_2O	1619.0	0.805	-1.12×10^{-4}	0	0	-1.3427×10^7
CO_2	1121.6	0	0	0	0	-8.9457×10^6
N_2	976.0	0.222	-3.394×10^{-5}	0	0	0
C_8H_{18}	-93.77	6.928	-3.99×10^{-3}	1.023×10^{-6}	-6.889×10^{-11}	-1.826×10^6
CH_4	1570.0	1.6333	0.342	0	0	-4.667×10^6

・気相燃料の質量保存式

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho f)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u f)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v f)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w f)}{\partial z} = \\ \frac{\partial}{\partial x} \left(\rho D_e \frac{\partial f}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\rho D_e \frac{\partial f}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\rho D_e \frac{\partial f}{\partial z} \right) + \dot{m} \end{aligned} \quad (1.1.12)$$

・反応ガスの質量保存式

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho C)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u C)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v C)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w C)}{\partial z} = \\ \frac{\partial}{\partial x} \left(\rho D_e \frac{\partial C}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\rho D_e \frac{\partial C}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\rho D_e \frac{\partial C}{\partial z} \right) + \omega_i \end{aligned} \quad (1.1.13)$$

付1.2 噴霧計算の基礎式

噴霧の挙動は離散粒子モデル(Discrete Droplet Model, 以下 DDM と略す)⁶³⁾によって計算する。DDM は初期状態量(速度, 粒径, 温度)が等しい液滴群を代表粒子(パーセル)で扱い, パーセルの動きをラグランジュ的に追跡する手法である。即ち, 実存する個々の液滴を全て扱うことは現在の計算機的能力では困難であるため, 液滴群の代表であるパーセルの挙動を時間発展的に解く事で確率的に噴霧の挙動を表す方法である。

パーセルの動きは以下の運動方程式によって表される。

$$\frac{\partial u_{di}}{\partial t} = \frac{3}{4} \frac{\rho}{\rho_d d} C_D |\mathbf{u} - \mathbf{u}_d| (u_i - u_{di}) \quad (i=1,2,3) \quad (1.2.1)$$

液滴の蒸発速度 \dot{m} と, 液滴から周囲ガスへ働く摩擦力 \dot{m}_v は次式で表される。

$$\begin{aligned} \dot{m}_f &= \pi d D \left(2 + 0.6 R_{ed}^{1/2} S_c^{1/3} \right) (\rho f)_s - (\rho f)_o \\ R_{ed} &= \frac{\rho d |\mathbf{u} - \mathbf{u}_d|}{\mu} \\ \dot{m}_{vi} &= \frac{\pi}{8} C_D \rho |\mathbf{u} - \mathbf{u}_d| (u_i - u_{di}) \quad (i=1,2,3) \end{aligned} \quad (1.2.2)$$

ここに $(\rho f)_s$ は液滴表面の飽和蒸気密度, $(\rho f)_o$ は液滴周囲ガスの燃料蒸気密度である。これら摩擦力と蒸発速度はそれぞれ流体の運動量保存式, 混合気, 気相燃料の質量保存式のソース項に反映され, 液滴と流体間の運動量交換と質量交換が考慮される。

付録1.2.1 液滴分裂モデル

液滴と空気間の速度差が大きい場合には、せん断力により液滴は分裂する。これを考慮するためにReitzら⁶⁴⁾の液滴分裂モデルを使用する。本モデルでは、分裂は時間に対し連続的に起こると仮定し、分裂時の粒径変化率を次式で与える。

$$\frac{d(d)}{dt} = -\frac{(d - d_{stable})}{t_b} \quad (1.2.3)$$

d_{stab} は平衡粒径、 t_b は分裂時間であり、2つの分裂モードに分類され、それぞれ次式によって求められる。

$W_e / R_{ed} > C_{s1}$ (Stripping breakup mode)のとき

$$\begin{aligned} d_{stable} &= 4C_{s1}^2 \sigma^2 / (\rho |\mathbf{u} - \mathbf{u}_d|^3 \mu) \\ t_b &= 2C_{s2} \sqrt{\rho_d / \rho} / |\mathbf{u} - \mathbf{u}_d| \end{aligned} \quad (1.2.4)$$

$W_e > C_{B1}$ (Bag breakup mode)のとき

$$\begin{aligned} d_{stable} &= 2C_{B1} \sigma / (|\mathbf{u} - \mathbf{u}_d|^2 \rho) \\ t_b &= C_{B2} \sqrt{\rho_d} d^{1.5} / (4\sqrt{\sigma}) \end{aligned} \quad (1.2.5)$$

ただし W_e はウェーバー数であり次式で定義される。

$$W_e = |\mathbf{u} - \mathbf{u}_d|^2 (d/2) \rho / \sigma \quad (1.2.6)$$

また $C_{s1}, C_{s2}, C_{B1}, C_{B2}$ はモデル定数であり、本研究ではReitzらに従い以下の数値を用いた。

$$C_{s1}=0.5, \quad C_{s2}=20.0, \quad C_{B1}=6.0, \quad C_{B2}=\pi$$

ここで、Stripping breakup modeは、液滴とガスとの摩擦力によって液滴表面が引き剥がされる分裂形態である。一方、Bag breakup modeはガスから液滴に働く抗力によって液滴が押し潰されるように変形し分裂する形態である。

付録1.2.2 壁面衝突モデル

液滴が壁面に衝突した場合には、Wakisakaらのモデル⁶⁵⁾を用いて、衝突後の液滴挙動を求める。本モデルでは噴霧の入射ウェーバー数 W_{ed} によって液滴衝突後の挙動を以下の3種類に分類する。

$$W_{ed} = u_{dn}^2 (d/2) \rho_d / \sigma \quad (1.2.7)$$

ここに u_{dn} は壁面に垂直な液滴速度成分である。

(a) $W_{ed} < W_{ec1}$ のとき

液滴は衝突後反発する。衝突後、壁面に対して接線方向の液滴速度は変化しない。法線方向の速度成分は以下に示す Jayaratne らの実験式⁶⁶⁾に基づき減速する。

$$\left(u_{d_in}^2 - u_{d_out}^2 \right) / u_{d_in}^2 = 0.95 \sin^2 \theta_{in} \quad (1.2.8)$$

ここに θ_{in} は入射角である。

(b) $W_{ec1} \leq W_{ed} \leq W_{ec2}$ のとき

液滴は衝突位置に付着する

(c) $W_{ed} > W_{ec2}$ のとき

液滴は付着確率 f_{ad} に基づき付着もしくはランダムな方向に反射する。乱反射する場合は分裂を伴い、衝突後の粒径は分裂前後のエネルギー保存から衝突前の粒径の 1/2 とする。付着確率 f_{ad} は次式で定義される。

$$f_{ad} = \exp(300 - W_{ed}) / 6000 \quad (1.2.9)$$

臨界ウェーバー数は以下を用いた。

$$W_{ec1} = 40, \quad W_{ec2} = 300$$

付 1.3 乱流の取り扱い

ガス流動計算においては、乱流の取り扱いが解析精度や解析時間に大きく影響する。市販コードの多くでは、乱流モデルとして標準 $k - \varepsilon$ 2 方程式モデル⁶⁴⁾ (以下、標準 $k - \varepsilon$ モデル) を採用している。この手法では、ガス流動の乱れ速度成分は解かず、アンサンブル平均 (定常流の場合は時間平均、間欠流の場合にはサイクル平均) された流れ場を解く。乱流の実態は大小様々なスケールから成る非定常渦であり、これらの乱流渦は運動量やエネルギー、質量などを拡散させる作用を持つ。そこで標準 $k - \varepsilon$ モデルでは、流体の拡散係数 (粘性係数) を乱流エネルギー k と乱流エネルギー散逸率 (以下、散逸率) ε の 2 つのスカラー変数を用いて渦粘性係数を求める。乱れが大きい部分では、渦粘性係数を大きくすることにより、見かけの拡散係数が大きくなり、乱流による拡散作用が模擬される。

この手法は比較的粗い計算メッシュでも計算が可能であり、また、容易に定常解が得られることから、エンジニアリングの分野では主流となっている。しかし本来ベクトル量すなわち x , y , z 成分を持つ乱れ速度を、乱れの等方性仮定（全ての方向に同じ乱れ速度であるという仮定）に基づき、拡散係数というスカラー量に置き換えてモデル化しているため、適用範囲が限定されるという欠点がある。具体的には、乱れの非等方が強い剥離流れや旋回を伴う流れ、衝突流れで著しく計算精度が低下する。

そこで、ATRACでは乱流を擬似直接シミュレーション（擬似DNS）で計算する。この手法は、乱れ成分をモデル化することなく、直接計算するものである。ただし、厳密に最小スケールの乱流渦まで直接計算するには、解像度の観点からメッシュサイズを最小渦スケール以下にする必要がある。例えばエンジン内流れの場合、最小渦スケールは数十 μm 程度と思われ、このスケールでメッシュを切ることは、現在の計算機の能力では不可能である。しかし、エンジン内の流れ現象を支配しているのは、数 mm スケールの比較的大きな渦であることから、擬似DNSでは、このスケール以上の乱流渦を直接計算し、それ以下の小スケール渦は計算の対象から除外する。この方法では、小スケールの渦も運動エネルギーを有するため、本来粘性によって失われるこれらの運動エネルギーを適切に吸収しないと、流れ場の運動エネルギーが時間と共に増大し、計算が発散する。そこで、運動量保存式の対流項の離散化に後述する三次精度の河村-桑原スキーム⁶⁵⁾（K-Kスキーム）を用いた。K-Kスキームは、波長の短い（メッシュサイズ以下の）乱れ成分に対して、強いダンピング効果があり、波長の長い（メッシュサイズ以上の）乱れ成分に対しては、ダンピング効果が少ないという特長がある。これによって、メッシュスケール以上の乱流渦を高精度に再現しつつ、小スケール渦による運動エネルギーを吸収し、発散することなく、安定に計算を進めることができる。

擬似DNSでは各保存式中の実効粘性係数 μ_e 、実効熱伝導率 λ_e 、実効拡散係数 D_e は、それぞれ分子粘性係数 μ_m 、分子熱伝導率 λ_m 、分子拡散係数 D_m を与える。これらの値は、空気の物性値を圧力、温度の関数として次式で与える。

$$\begin{aligned}
\mu_m &= \mu_0 + \delta\mu \\
\lambda_m &= \mu_m \frac{(9\gamma_a - 5)\mathbf{R}}{4(\gamma_a - 1)M_a} \\
D_m &= 1.34\mu_m / \rho \\
\mu_0 &= \frac{4.61T_r^{0.618} - 2.04 \exp(-0.449T_r) + 1.94 \exp(-4.058T_r) + 0.1}{\xi} \times 10^{-7} (Pa \cdot s) \\
\delta\mu &= \frac{0.11\{\exp(1.584 \rho/\rho_C) - 1\}}{\xi} \times 10^{-6} (Pa \cdot s) \\
\xi &= T_C^{1/6} M_a^{-1/2} P_C^{-2/3} \quad [M(\text{g/mol}), P_C(\text{atm})] \\
T_r &= T/T_C \\
T_C &= 132.5(K), P_C = 37.18(\text{atm}), \rho_C = 313(\text{kg}/\text{m}^3), M_a = 28.97(\text{g/mol}) \\
\gamma_a &= 1.4, \mathbf{R} = 8314(\text{J}/\text{kg})
\end{aligned} \tag{1.3.1}$$

付1.4 境界条件

(1) 混合気の運動量に対する壁面境界条件

壁面近傍の接線方向速度分布として対数速度分布を仮定し、次式より壁面せん断応力を求める⁶⁶⁾。

$$\begin{aligned}
\frac{|\mathbf{V}_T|}{v_f} &= \frac{1}{\kappa} \ln \left(\frac{\rho v_f \ell}{\mu} \right) + B \\
\tau_w &= \rho v_f^2
\end{aligned} \tag{1.4.1}$$

ここで、

$$|\mathbf{V}_T|: \text{接線方向速度} \left(= \sqrt{u_T^2 + v_T^2 + w_T^2} \right)$$

v_f : 摩擦速度

ℓ : 壁から速度定義点までの距離

κ : カルマン定数(= 0.42)

B : 定数(= 5.5)

各方向の壁面せん断応力は次式で求める。

$$\left. \begin{aligned}
\tau_{wx} &= \tau_w u_T / |\mathbf{V}_T| \\
\tau_{wy} &= \tau_w v_T / |\mathbf{V}_T| \\
\tau_{wz} &= \tau_w w_T / |\mathbf{V}_T|
\end{aligned} \right\} \tag{1.4.2}$$

(2) 乱流エネルギーと散逸率に対する壁面境界条件

標準 $k - \varepsilon$ モデルを使用する場合には、壁面に接するセルにおける乱流エネルギー k と散逸率 ε を次式により求める⁶⁶⁾.

$$k = \frac{v_f^2}{\sqrt{C_\mu}} \quad (1.4.3)$$
$$\varepsilon = \frac{v_f^3}{\kappa \ell}$$

(3) 混合気のエネルギーに対する壁面境界条件

壁面と流体間の熱流束（単位面積あたりの熱通過量） q_w を次式で与える.

$$q_w = h_w(T - T_w) \quad (1.4.4)$$

(4) 質量保存式と圧力に対する壁面境界条件

混合気、燃焼ガス、気相燃料の各質量保存式及び圧力に対しては、壁面の法線方向に変化しないという境界条件を与える.

(5) 流入、流出部の境界条件

流入、流出部では、圧力境界と速度境界の2つの境界条件を与えられる.

(a) 圧力境界；境界での圧力、温度、燃焼ガス質量分率、気相燃料質量分率を与える.

(b) 流速境界；境界での速度ベクトル、温度、燃焼ガス質量分率、気相燃料質量分率を与える.

付2. 数値計算の方法

付2.1 離散化方法

偏微分方程式で表される各保存式は有限体積法を用いて離散化した. ここでは、説明の簡略化のため、各保存式を次の一般形保存式に置き換える.

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{\partial (u\phi)}{\partial x} + \frac{\partial (v\phi)}{\partial y} + \frac{\partial (w\phi)}{\partial z} = \frac{\partial F_x}{\partial x} + \frac{\partial F_y}{\partial y} + \frac{\partial F_z}{\partial z} + \Omega \quad (2.1.1)$$

ここで ϕ は保存される物理量を表し、 F_x 、 F_y 、 F_z は各軸方向の拡散フラックス、 Ω はソース項である. (2.1.1)式にガウスの発散定理を適用すると、以下の積分形式を得る.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \phi dV = - \int_S V_c \phi dS + \int_S F_s dS + \int_V \Omega dV \quad (2.1.2)$$

$$V_c = \ell u + m v + n w$$

ここに ℓ, m, n は解析領域内の微小検査体積（コントロールボリューム）表面の方向余弦である。ATRACでは(2.1.2)式をFLIC法を用いて解く。FLIC法では、流れ場を多面体のセルで分割し、全ての物理量をセルの重心位置で定義する。そして2段階の前進差分法により、時刻 t の既知量から時刻 $t + \Delta t$ の未知量を求める。

第1ステップ：

(2.1.2) 式の右辺第1項の対流項を無視し、時間に対する前進差分により中間値 ϕ' を求める。

$$\phi' = \frac{\Delta t}{\Delta V} \left[\sum F_s^{(n)} \Delta S_s + \Omega^{(n)} \Delta V \right] + \phi^{(n)} \quad (2.1.3)$$

ここで、

ΔV ：セルの体積

Δt ：タイムステップ

ΔS_s ：セル表面 s の面積

(n): 1タイムステップ前の値を表す

第2ステップ：

(2.1.2) 式の対流項以外の項を無視して、第1ステップで得られた中間値 ϕ' を用いて前進差分により新しい時刻の物理量を求める。

$$\phi = \frac{\Delta t}{\Delta V} \left[\sum V_{cs} \left[\phi'_s \right] \Delta S_s \right] + \phi' \quad (2.1.4)$$

ここで、 $\left[\phi'_s \right]$ ：セル表面 s における被移流量

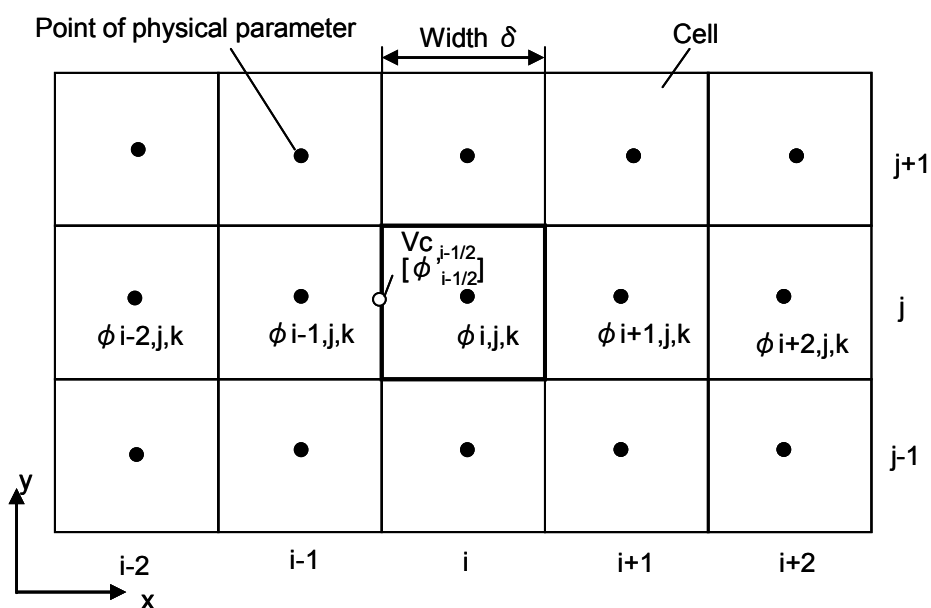
V_{cs} はセル表面の法線方向速度ベクトルである。

以上の手順により、解析領域を適当な微小セルで分割することで、時間ステップ毎に順次、保存式を解いて解を得ることができる。セルの分割方法には、曲線座標を用いて、解析の境界形状に沿ったメッシュで分割するBoundary Fit法や、任意形状の多面体セルで分割する方法などが主に用いられている。これらの手法では、流れ場の境界の形状を精度良く表現できるという特長があるが、一般にメッシュ生成の工数が膨大になる。また形状の

歪んだセルが生成されやすく、このため計算精度が低下したり、計算が発散するといった問題があり、メッシュ生成に高度なノウハウが必要となる。

これらの課題を克服するため、ATRACではボクセル法を用いたメッシュ生成手法を採用している。ボクセル法では、解析領域全体を同一サイズの立方体セルで分割する。ボクセル法によるメッシュ生成プログラムGVを用いることで、解析領域の形状を定義した三次元CADデータから、1日以内で自動的にメッシュを生成することができる。これによりメッシュ作成工数を大幅（従来工数の1/10以下）に削減できる。また、全てのセルが立方体であるため、セルの歪みが無く、極めて安定かつ高精度な計算が可能となる。さらに、直角座標（カーティシアン座標）上で定義された速度ベクトル u , v , w を、直接、直角座標に沿ったメッシュ上で解くため、Boundary Fit法などで必要な曲線座標系から直角座標系への変換計算が不要となり、計算負荷を減らすことができる。

付図 2.1 にボクセルメッシュの構成を示す。図では、煩雑になるのを避けるため $x - y$ 平面の二次元セルで示しているが、実際には z 軸方向を含めた三次元のセルで構成される。各セルは全て同じ幅 δ を持ち、セルの重心位置で全ての物理量 ϕ が定義される。各々のセルを区別するため、セルには x 軸方向に $i = 1, 2, 3 \dots$, y 軸方向に $j = 1, 2, 3 \dots$, z 軸方向に $k = 1, 2, 3 \dots$ のようにインデックスが割り振られている。



付図 2.1 ボクセルメッシュの構成

付 2.2 噴霧計算方法

パーセルの運動量保存式 (1.2.1) を修正オイラー法で数値積分することにより、液滴の座標と速度を計算する。パーセルの初期条件としては、粒径分布と噴霧形状、初期温度、初期座標、初期速度を与える。

液滴の初期粒径分布は、抜山-棚沢の式を用いて与える。ザウタ平均粒径 D_{32} は、全粒子の比表面積（単位体積当たりの表面積）と等価な直径であり、液滴の蒸発や周囲ガスとの摩擦を決める特性値である。また、粗大粒子は、噴霧のペネトレーションや壁面付着に係するため、特に筒内噴射エンジンへの適用においては、その影響を考慮する必要がある。粗大粒子を表す特性値として一般的に D_{v90} が使われる。 D_{v90} とは体積累計分布90%径のことであり、噴霧全体の体積を100%として粒径分布の累計カーブを求めたときに、その累計カーブが90%となる点の粒径として定義される。即ち D_{v90} が大きいほど噴霧中に多くの粗大粒子が含まれていることを示す。

噴霧の蒸発や付着に大きな影響を与える2つの特性値（ザウタ平均粒径 D_{32} および D_{v90} ）の測定値を用いることで、実条件に合わせたシミュレーションが可能となる。

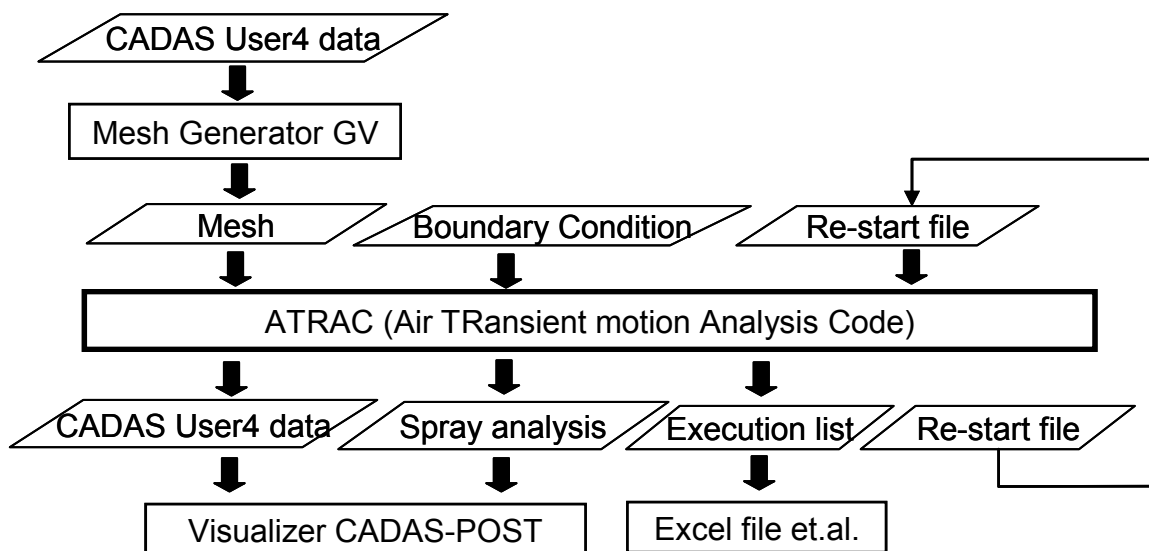
さらに、初期速度に関しては、ATRACでは液滴を扱うので、インジェクタノズルでの分裂直後の液滴速度を初期条件として与える。これには実測データを用いて二次関数で定式化し、噴霧ペネトレーションデータを用いて適合する。これにより、ペネトレーションの時間変化を良好に再現できる。

付 2.2 流体解析のフロー

ATRACによる流体解析のフローを付図2.2に示す。計算メッシュは、専用のメッシュ生成プログラムGVによって作成され、ファイルによってATRACに引き渡される。また、境界条件や計算ステップ数などの解析コントロールデータは、ユーザーがエディタ等で作成し、テキストファイルで入力する。ATRACにはリスタート機能があり、前回の解析結果を初期条件として計算を継続できる。この場合には、前回の計算時にATRACで書き出されたリスタートデータをファイルから入力する。

ATRACから出力されるデータは、ベクトル図やコンター図等を三次元可視化システムCADAS-POSTで出力するためのCADAS User4形式データ、噴霧分布をCADAS-POSTで出力するための噴霧解析データ、グラフ等を作成するためのリストデータ、そして次回計算時の初期条件として使うリスタートデータである。

本研究においては、計算はビジュアルテクノロジー社のワークステーションVT-ALPHA6上で実行した。本ワークステーションはCPUがAlpha21264(750MHz)であり、主メモリ2GB、二次キャッシュメモリ4MB、ディスク18GBを持つ。またオペレーティングシステム（OS）はLinuxである。ATRACはFORTRAN言語で記述されており、FORTRANコンパイラはCOMPAQ FORTRAN Ver1.0を使用した。



付図 2.2 ATRAC による流体解析のデータフロー

第4章 点火仕様が均質 EGR 燃焼性能に及ぼす影響

4.1 緒言

本章では、図 1.17 で概説した技術動向にある様々な燃焼方式に発展可能な筒内噴射 (DIG) エンジンを対象として、さらに第3章で提案したタンブルガイドコンセプトを用いて、図 4.1 に示すような混合気形成/燃焼方式から、点火系への要求を明確化することを目的とした。

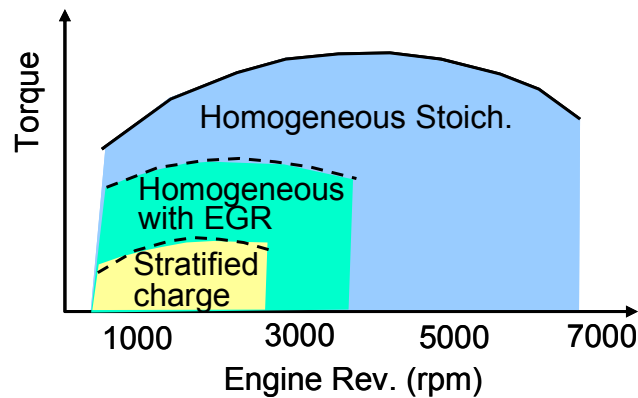


図 4.1 本研究で対象とした混合気形成/燃焼方式

点火系システムの強化手段として、多重点火、コイル多段化などが提案されている。Heise らは多重点火を用い、均質ストイキ燃焼と成層燃焼の両方に対し EGR 限界を拡大した⁵²⁾。また、S. Yu らは多重点火にコイル多段化を組合せ EGR 限界をさらに拡大した⁵³⁾。河原らは、スプレーガイド直噴エンジンに、マイクロ波照射による放電プラズマ強化を適用した⁵⁶⁾。Timothy らは、触媒昇温要求運転時の燃焼安定性の要求を満足させるためのシステム制御の一環として、キャパシタ内蔵スパークプラグ (Pulsed Energy Plug) を適用し、燃焼安定性、点火遅角、希薄化等への改善効果を示した⁵⁷⁾。阿部らはダウンサイジングエンジン適用時の課題として、要求電圧の上昇を挙げ、点火プラグへの印加電圧パターンとして定電圧維持手法を提案し、4気筒過給エンジンでの要求電圧低減効果を実証した⁵⁸⁾。Ruan らは、低負荷ポンピングロスと高負荷ノッキングの低減を目的とし、デュアルコイルシステムを Low pressure cooled EGR を備える 4気筒過給直噴エンジンに適用し、EGR 率 10~20% での燃費低減効果を実証した⁵⁹⁾。

以上のように、各燃焼方式に対する着火性向上手段として点火系システムの強化が求め

られている。本研究では、現状の点火システムの構成を大きく変えることなく、今後の自動車の成長市場である新興国にて適用できるシステムを前提に検討することとし、マルチ点火のアプローチが重要となる。

図 4.2 は、Zhang らによるマルチ点火の着火メカニズム解析例である⁵⁵⁾。定容容器内に設置した点火プラグのギャップに、ファンからの流れを与えて、火花放電から着火に至る過程をシュリーレン法により撮影している。

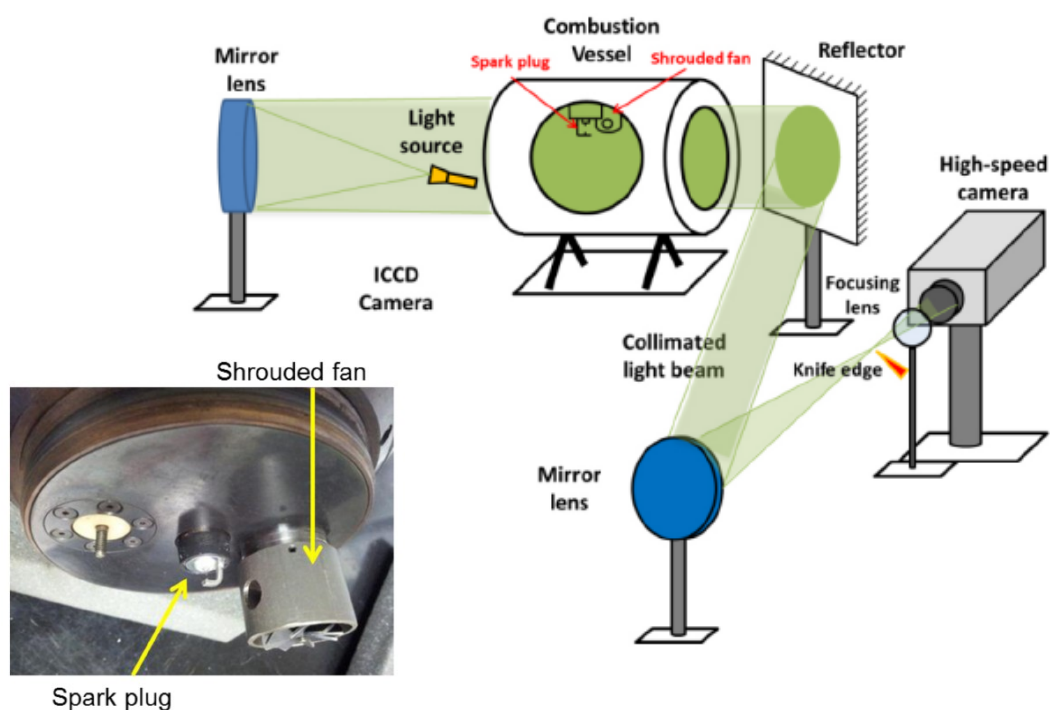


図 4.2 マルチ点火の着火メカニズム解析装置⁵⁵⁾

図 4.3 には、想定する着火メカニズムが述べられており、希釈ガスでの実験で、1 回点火では火炎伝播できない程度の混合気濃度を供給し、2 回点火のディレイ時間を変化させて、着火から火炎伝播までの現象を観察している。図中、右から左に空気が流れており、ギャップ間で放電した火花から火炎核が形成され、流動に流されている状況を想定している。マルチ点火（ここでは 2 回点火）では、その点火間隔により、火炎核の相互作用が異なり着火確率に影響する。図 4.4 では、点火間隔が短いと 2 回目の火炎核が来ず、点火間隔が長いと火炎核の重なりが無く、通常の 1 回点火での点火となるため、エネルギー強化にはならない。適正な点火間隔では着火確率が上がるとしている。

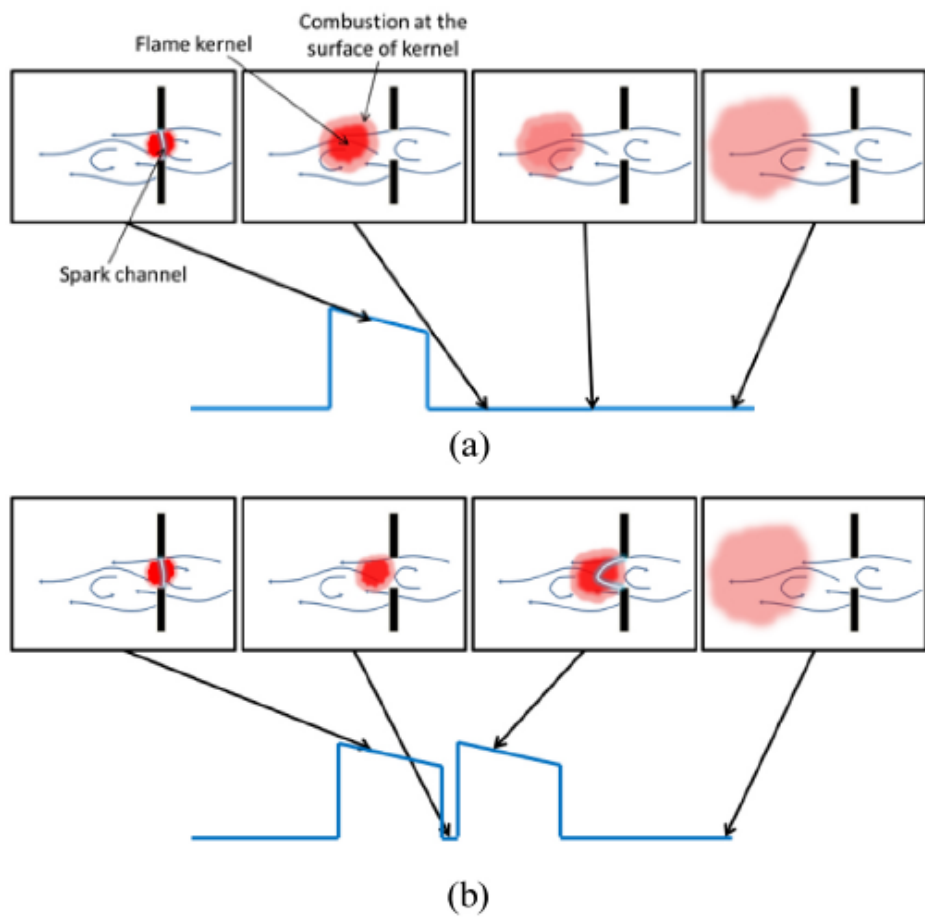


図 4.3 マルチ点火で想定される着火メカニズム⁵⁵⁾

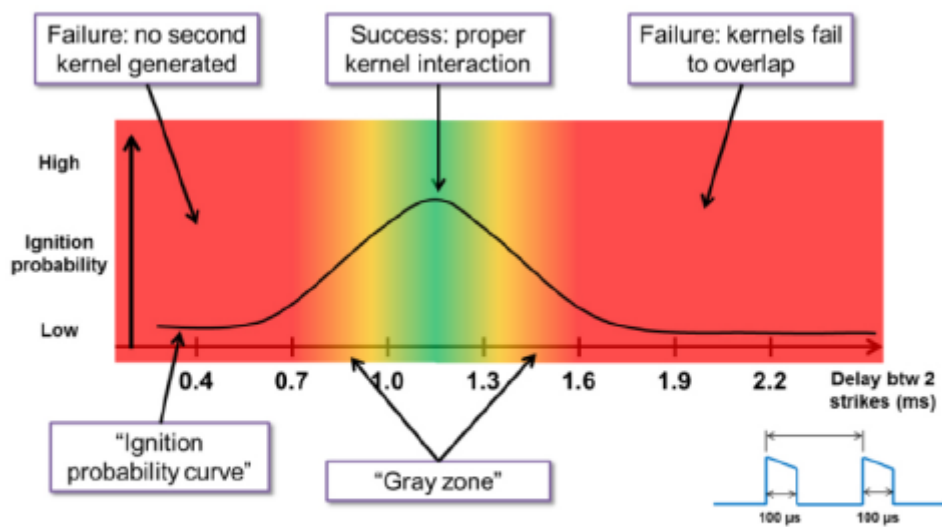


図 4.4 2回点火の点火間隔と着火確率の関係⁵⁵⁾

また、図 4.5 は S. Yu らの複数の点火コイルを組合せた点火エネルギー強化の取組みである⁵³⁾。複数の点火コイルを用いることもマルチ点火の一案である。

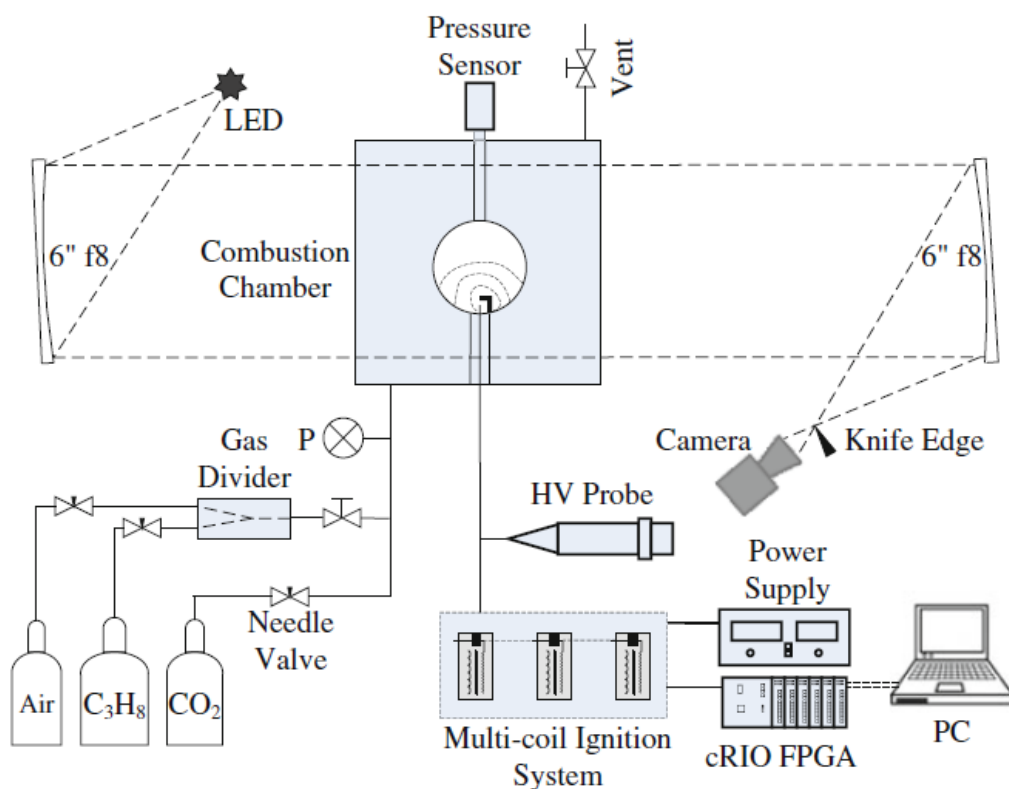


図 4.5 マルチ点火の火炎伝播過程の観察装置⁵³⁾

複数の点火コイル（ここでは1～4個）を接続して、重ね放電してエネルギーを増強している。図 4.6 では、4つの点火コイルで2次電流が350mAまで到達している。図 4.5 の燃焼容器で火炎核成長の様子を撮影した結果が、図 4.7 に示されている。ここでは、カメラで撮影した火炎伝播した領域の面積を代表値として整理しており、点火コイルの個数が多いほど、火炎伝播が速いことが示された。

本研究では、最初にパラメータ感度解析により、燃焼性能に影響の大きい設計、制御仕様を把握し、それをベースにして点火系システムの検討を行った。

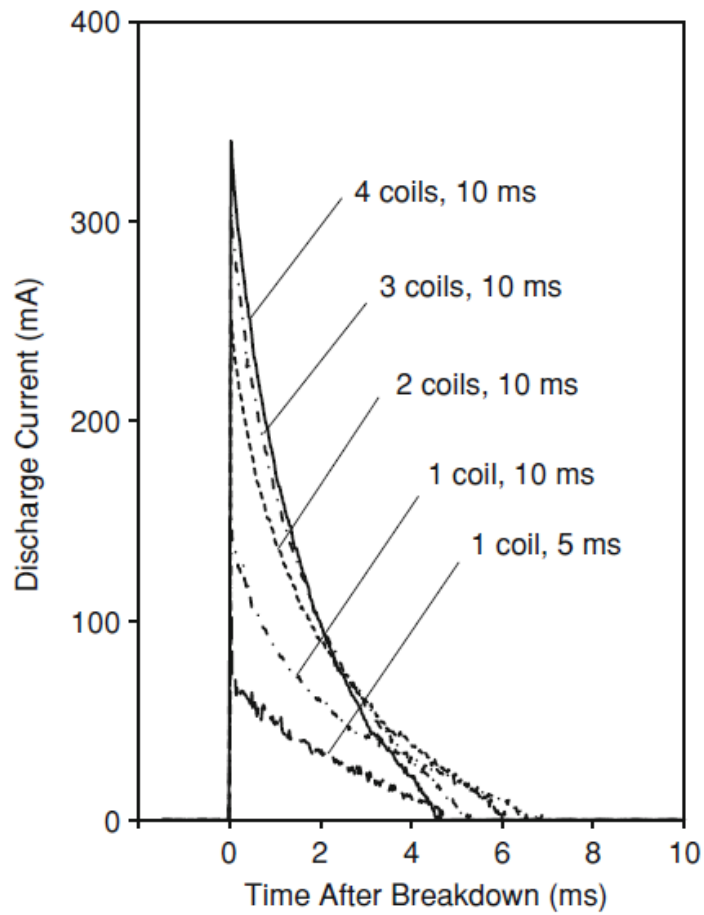


図 4.6 重ね放電による 2 次電流波形⁵³⁾

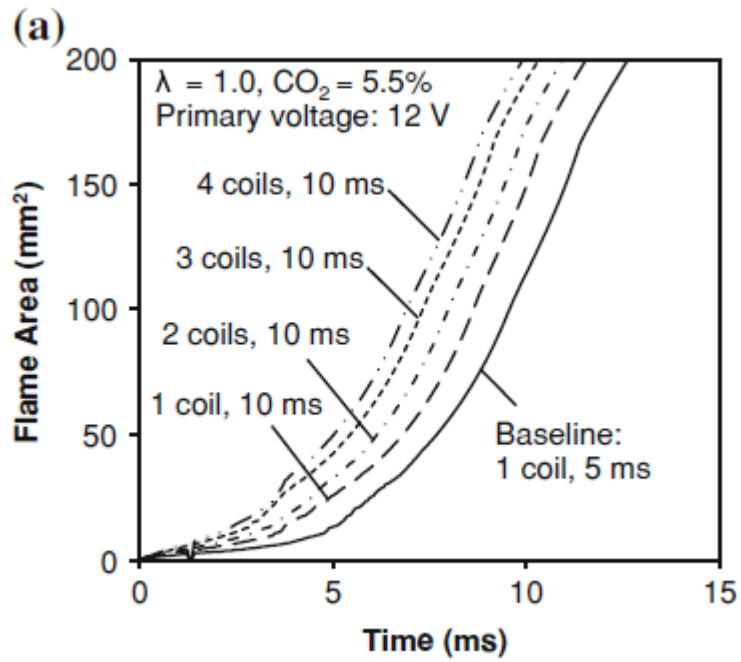


図 4.7 点火コイル数と火炎核成長の関係⁵³⁾

4.2 実験装置および方法

4.2.1 供試エンジンの構成

供試エンジンの構成を図 4.8 に、その仕様を表 4.1 に示す。実験に使用したエンジンは、1.8L の DIG エンジンで、吸気・排気側に可変バルブ機構 VTC(Valve Timing Control) を備えている。さらに、図 4.8 に示すように燃焼性能に影響を与えるパラメータを中心に改造を施している。以下に改造目的を述べる。

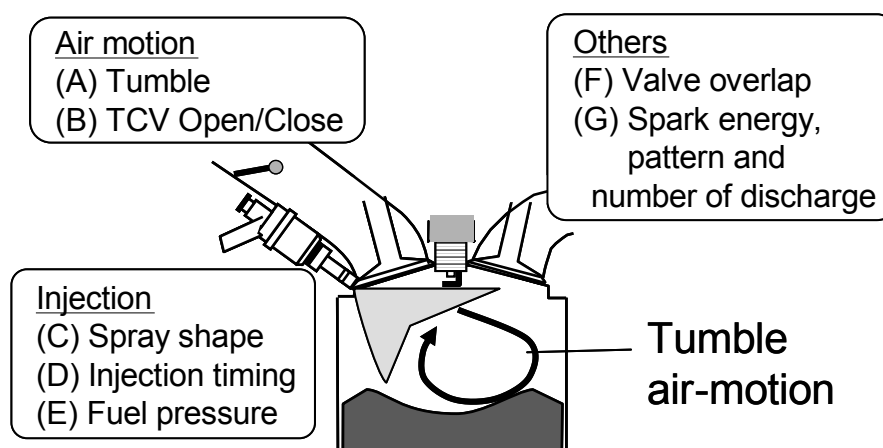


図 4.8 供試エンジンの構成とパラメータ変更箇所



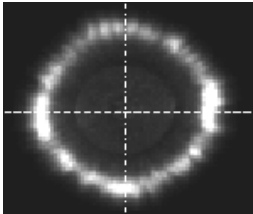
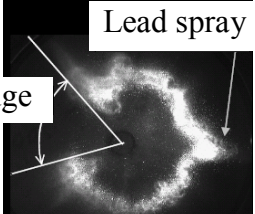
表 4.1 エンジン仕様

Items	Specifications
Engine type	In-line, 4 cylinders
Displacement (cc)	1796
Bore, Stroke (mm)	80.0, 88.0
Fuel supply	Direct injection, Side mount
Valve train	VTCs for INT/EXH
Ignition coil	Plug Top Coil

(A) ピストン頂面には空気流動を保存するための緩やかなキャビティが設けてあり、(B) 吸気ポートに設けたタンブルコントロールバルブ（以下、TCV と略す）開度により、燃焼室内にタンブル/スワール空気流動を形成する。(C) 燃焼室内の混合気分布を変化させるために、燃料噴射弁の噴霧形状はストレート噴霧および L-STEP 噴霧^{49)~51)}を用いた。表 4.2

に噴霧パターンを示す。ストレート噴霧は燃料噴射弁軸方向に真直ぐに噴射され、燃焼室内全体に均質な混合気を形成する。一方、L-STEP 噴霧はインジェクタ軸に対して傾きを持って噴射されるため、燃焼室内に不均質な混合気を形成する。水辺断面で見た場合に、噴霧の一部に切れ部とリード噴霧と呼ばれる集中部を有することが特徴である圧力バランス式噴霧である。また同様に、混合気均質度に影響する(D)噴射時期は、吸気行程前半、中間、後半に、さらに(E)燃料圧力はシステム燃圧の設定範囲内で三水準に設定した。さらに吸排気弁の(F)バルブオーバーラップにより、吸気側に吹き返すEGR ガス量が増えるために、これも三水準に変化させる。(G)点火コイルは、量産型と同形のプラグトップコイルを使用し、点火エネルギー、放電パターン(二次電流、放電時間)、点火回数を変更できるようにした。点火時期は後述する燃焼安定性指標 σ_{Pi} が最小となるように設定した。

表 4.2 パラメータ感度解析に用いた噴霧パターン

	Straight spray	Skewed spray
Vertical section		
Horizontal section		

Fuel pressure=10MPa, Fuel=Shell “LAWS”, Delay time=1.5ms

4.2.2 パラメータ感度試験

パラメータ感度解析の方法として、図 4.9 に示すロバストデザイン⁵⁴⁾の考え方を適用した。通常のパラメータ解析では、複数あるパラメータのうち、一つのパラメータのみを変更し、その応答変化を感度として評価する手法が一般的であるが、パラメータ数が多い場合にはパラメータ間の相互作用や実験工数の増加により、十分な解析が困難である。本実験では、パラメータ数が七個と多いために、ロバストデザイン手法の適用を試みた。

ロバストデザインの考え方に基づくと、一般にエンジンにおける理想機能は、M(入力因

子)に供給燃料量, y (出力因子)にトルクまたは出力を取り, その傾き β を効率(燃焼効率, 燃費など) とする動特性で扱うことが多い. 本研究では均質 EGR 燃焼性能に与える各パラメータ間の感度を調べることを目的としたため, M に EGR 率, y に燃焼安定性の指標である σPi を取った動特性で扱うことにした. σPi は運転条件として設定する正味平均有効圧 BMEP に対する変動を標準偏差で表した数値である. y に σPi を取った場合は, β は望小特性となる. 望小特性とは, 入力 M に対して出力 y が小さい, または 0 となる傾向が望ましい特性を表し, 本研究の場合は, EGR 率が増加した場合でも, 燃焼安定性 σPi が低くなる仕様(パラメータの組合せ)が最適解と導き出せる. 図 4.10 に入力因子と出力因子の関係の一例を示す. この結果は図 4.2 に示した実験系で, 点火エネルギーのみを変化させた場合の結果である. 横軸の EGR 率は吸気管内 CO_2 濃度と排気管内 CO_2 濃度の比から算出される値である. エンジンの正味燃料消費率(図中 BSFC と記載)は EGR 率が増加すると減少する傾向にあるが, EGR 率がある値以上になると σPi が悪化するために BSFC も増加する. したがって, EGR ガスを大量に導入しても燃焼悪化を防止(σPi が低い)できるとともに, EGR 率の増加に対して BSFC 減少率が大きく(燃費向上率が大きい)なる仕様が望ましい.

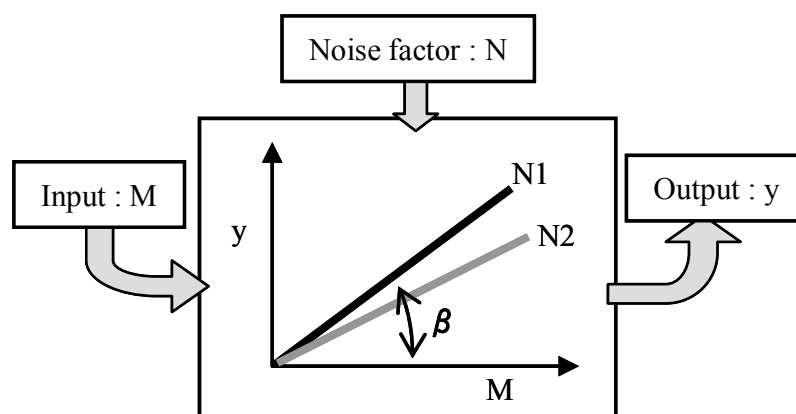


図 4.9 ロバストデザインの考え方

図 4.8 に示したようにエンジンの燃焼性能に影響を与えるパラメータは点火エネルギー以外に多数あり, エンジン性能向上を効率的に行うには, それらの影響度を適切に把握する必要がある. すなわち性能向上に感度の大きいパラメータが判れば, それを集中的に改善していくことができる. 図 4.8 から抽出したパラメータ(制御因子)を表 4.3 に示す水準で L18 直行表に割付け, ケース番号毎に記載のパラメータ組合せでデータ取得実験を行う. 運転条件の影響を取り込むために誤差因子として, N1 (1200rpm, BMEP200kPa), N2

(2000rpm, BMEP280kPa) の二条件を設定し, 合計 36 通りの実験を行った.

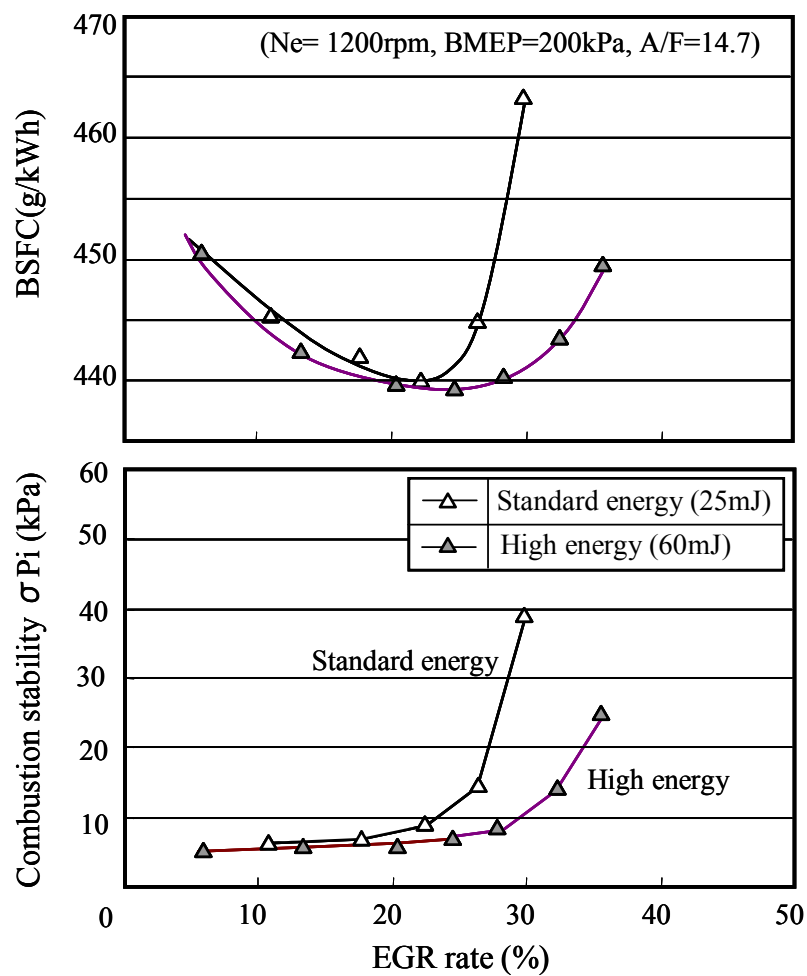



図 4.10 ロバストデザインにおける入力因子と出力因子の関係の一例

表 4.3 パラメータ数値と L18 直行表

Control factors		Level 1	Level 2	Level 3
A	Air-motion	Tumble	Swirl	-
B	TCV	Intense	Middle	Weak
C	Spray	Skewed	Straight	Reverse skewed
D	IT(BTDC)	330	270	210
E	Fuel Pres.	5MPa	10MPa	15MPa
F	Valve O/L	+40	0	-40
G	Spark energy	70mJ	100mJ	200mJ
H	dammy	-	-	-



case	A	B	C	D	E	F	G	H
1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	2	2	2	2	2	2
3	1	1	3	3	3	3	3	3
4	1	2	1	1	2	2	3	3
5	1	2	2	2	3	3	1	1
6	1	2	3	3	1	1	2	2
7	1	3	1	2	1	3	2	3
8	1	3	2	3	2	1	3	1
9	1	3	3	1	3	2	1	2
10	2	1	1	3	3	2	2	1
11	2	1	2	1	1	3	3	2
12	2	1	3	2	2	1	1	3
13	2	2	1	2	3	1	3	2
14	2	2	2	3	1	2	1	3
15	2	2	3	1	2	3	2	1
16	2	3	1	3	2	3	1	2
17	2	3	2	1	3	1	2	3
18	2	3	3	2	1	2	3	1

4.3 実験結果

図 4.1 に示すエンジンの燃焼方式において、均質燃焼では大きな差がでなかったため、EGR を導入した領域に絞って燃焼安定性を評価し、各パラメータが燃焼性能に与える感度を解析した。

4.3.1 パラメータ感度解析結果

表 4.3 に示した L18 直交表に割り付けた組合せ 1～18 通り，誤差因子 2 条件の合計 36 条件の実験結果から，図 4.9 に示した感度 β をそれぞれ求め，要因効果図の形で整理した結果を図 4.5 に示す．制御因子 H にはパラメータを割り付けずにダミーとしたが，感度の計算結果にはばらつきが出ている．これは今回の実験系での誤差レベルと考えられるので，図中に示したダミー因子の変化幅以上の感度があるパラメータが，エンジン性能に影響を与える因子と見ることができる．燃焼安定性 (σ_{Pi}) に感度のあるパラメータ（感度が小さい方がよい）を整理すると，

- A), B) : タンブル空気流動かつ強流動
- C) : 極端な偏向噴霧は燃焼悪化
- D) : 噴射時期は吸気行程前半
- E) : 燃料圧力の影響は小さい
- F) : バルブオーバーラップは無し

の設定で，燃焼安定性が最も向上することが判る．G) の点火エネルギーは 70～200mJ の範囲で変化させたが，ほとんど感度無しの結果であった．

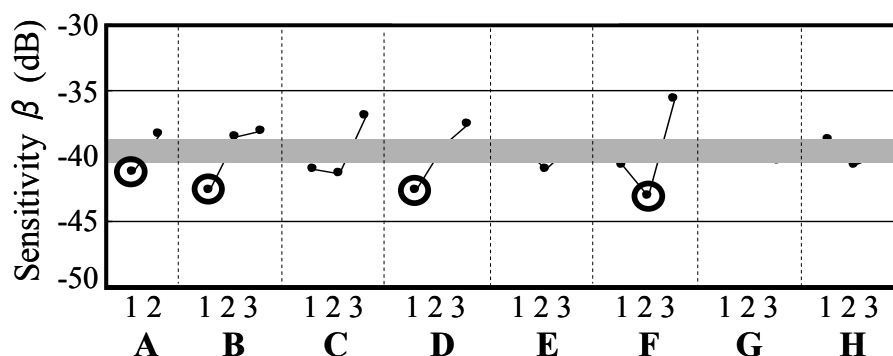


図 4.11 パラメータ感度解析結果を示す要因効果図

以上の結果から均質 EGR 燃焼での燃焼安定性を向上するには，図 4.11 中に○印で示したパラメータの組合せが最適条件となる．C) 噴霧形状，E) 燃料圧力はそれぞれ第二水準のパラメータ設定とした最適条件での燃費向上率を図 4.12 に示す．2000rpm でのエンジン負荷（図中 IMEP と記載）を変化させた時の EGR 無し条件からの燃費向上率を示している．IMEP=350kPa では EGR 率は最大 30% で，約 11% の燃費向上を達成している．エンジン負荷が上がると，新気ガス量が増加するため相対的に EGR 率は低下する．IMEP=800kPa では EGR

率 10%，燃費向上率は約 4%である。図中に示したエンジン B は本供試エンジン A と同じ燃焼コンセプトで設計された別機種 of エンジンであり，各種パラメータを従来の適合手法で調整して得た結果である。中負荷領域で，ほぼ同程度の燃費向上率となっていることから，ロバストデザインを活用した本解析手法により得られた最適条件(確認試験)の妥当性を確認できた。

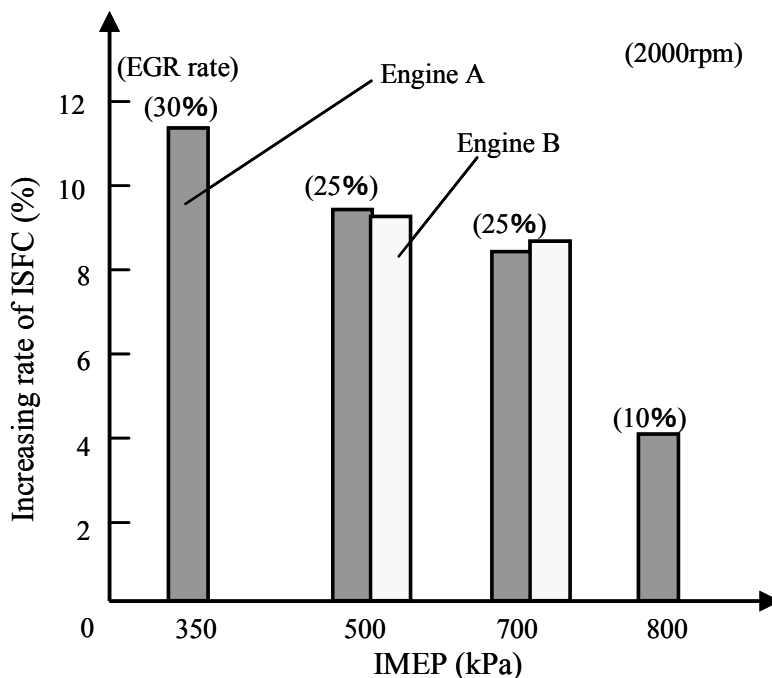
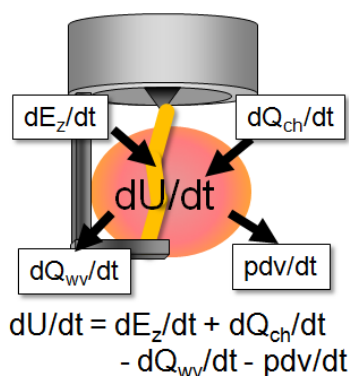


図 4.12 パラメータ最適条件での燃費向上率

4.4 希薄混合気に対する着火性向上策の検討

点火プラグギャップ間での着火のメカニズムは，Herweg が提唱する熱力学モデル⁶⁰⁾により定性的に解釈できる。図 4.13 に模式図を示す。点火プラグギャップ間における火炎核の形成に対し，入熱は単位時間あたりの放電エネルギー(dE_z/dt)と単位時間あたりの反応熱(dQ_{ch}/dt)である。また単位時間あたりの放電エネルギー(dE_z/dt)が火炎核に導かれる間には損失があるものと考えられる。失われる熱は単位時間あたりの電極壁面への熱損失(dQ_w/dt)と単位時間あたりの火炎核の膨張仕事(pdv/dt)である。火炎核の単位時間あたりの内部エネルギー変化(dU/dt)が 0 より大きい場合，火炎核は成長すると考えられ，入熱分が失われる熱より大きい必要がある。EGR 率増加は反応速度を低下させ単位時間あたりの反応熱(dQ_{ch}/dt)を低下させる。失われる熱が一定であると仮定すると，火炎核の成長には単

位時間あたりの放電エネルギー(dE_z/dt)を増加させる必要がある。また、エンジン回転数の増加やタンブル流動の強化はプラグギャップ間混合気流速を増加させるため、放電の吹消えが発生し易くなると考えられる。吹消え時は放電を通じて火炎核にエネルギーを供給できなくなるため火炎核が成長しない。したがって吹消えを抑制、あるいは再放電が発生する様に二次電圧を増加しつつ、二次エネルギーを増加させる必要がある。



$dU/dt > 0$: Flame kernel grows
 $dU/dt \leq 0$: Flame kernel does not grow

dU/dt : Rate of internal energy
 dE_z/dt : Rate of electrical energy transferred to discharge
 dQ_{ch}/dt : Rate of heat reaction
 dQ_{wv}/dt : Rate of heat loss to electrode
 pdv/dt : Rate of volume work

図 4.13 Herweg が提唱する熱力学モデル⁶⁰⁾

パラメータ感度解析試験では、主に一回点火での点火エネルギー感度を調べ、その後の点火仕様最適化の検討の中では、マルチ点火も含め検討を行った。点火系の構成を図 4.14 に示す。点火制御装置の一般的な構成は、エンジン ECU からの点火信号に基づいて、図 4.14 中に示す ON TIME に相当する時間、点火コイルに一次電流を通電し、点火時期 IGN で通電を遮断することで点火プラグで放電する。放電パターンは、放電電流波形のピーク高さ(二次電流)と放電時間で規定され、同時に計測する放電電圧(二次電圧)を用いて点火エネルギーを算出する。これらの値はコイル仕様と ON TIME で調整可能であり、点火エネルギー一定ではなく、二次電流と放電時間のそれぞれの影響を把握し、点火系仕様と燃焼性能の関係を調べることができる。

マルチ点火を行うには、エンジン ECU からの点火信号を一燃焼期間中に複数回出力する必要がある。本実験では点火コイルまでの配線途中に、マルチ点火を制御する回路基盤を設置し、机上 PC から点火回数、点火間隔を調整する構成とした。

マルチ点火試験で評価した放電パターンを表 4.4 に示す。通常の一回点火での放電パターンをベースに、マルチ点火では前段の放電途中で一次電流の通電を開始し、所定の値に

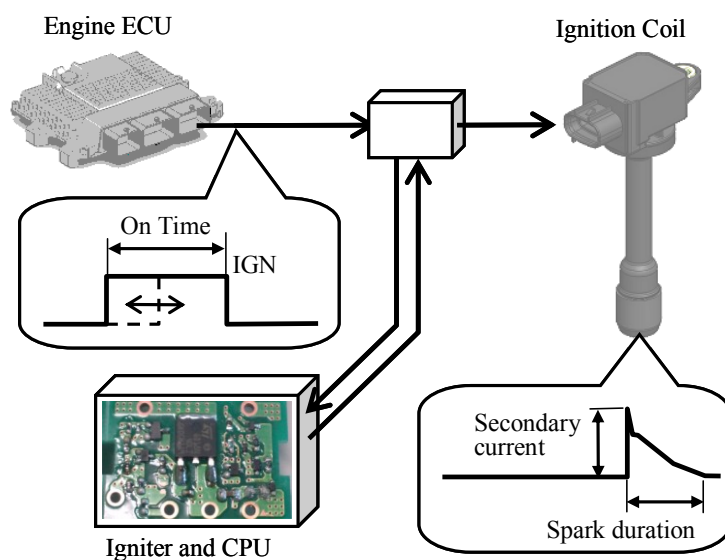
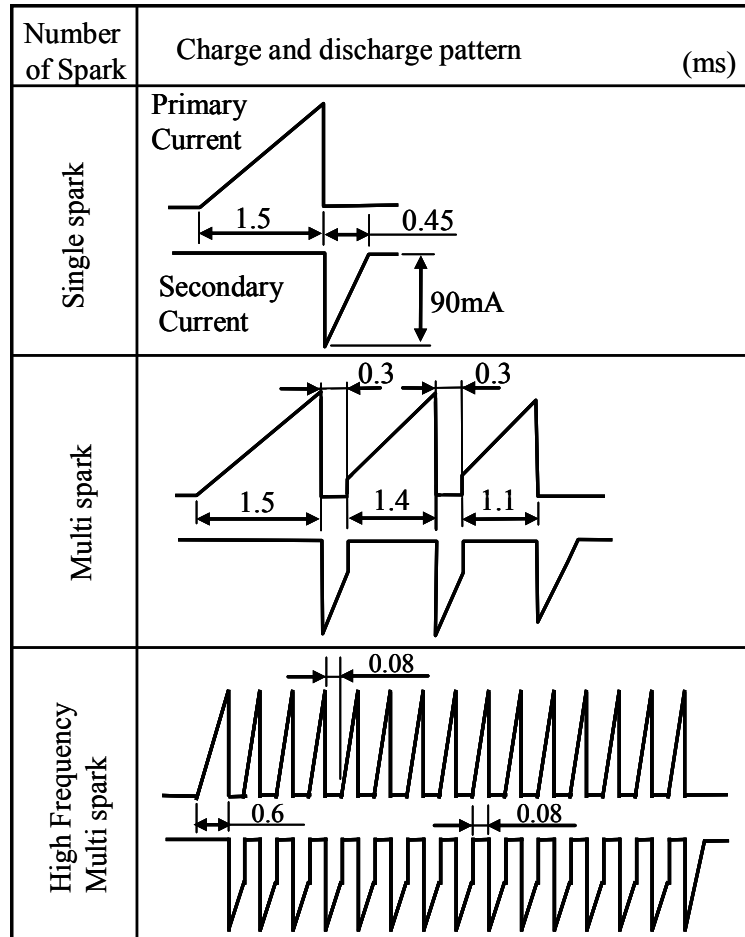


図 4.14 パラメータ感度試験およびマルチ点火試験に用いた点火系の構成

達した時期に放電する。この手法では二～四回のマルチ点火が可能である。一次電流通電中は放電できないため、点火間隔は 1.4ms と広めである。点火間隔をさらに狭くするため「高周波マルチ点火」を考案した。一次電流の最初の充電時間を 0.6 (ms) と短縮し、以降は放電 0.08 (ms)、再充電 0.08 (ms) を繰り返す。ここでは前者の手法を「マルチ点火」と呼び、後者を「高周波マルチ点火」と呼ぶことにする。

表 4.4 マルチ点火での放電パターン



4.4.1 一回点火

点火エネルギーに関して、4.3.1の結果から70mJあれば十分という結論を得た。次に放電パターンの異なる点火コイルでの実験結果を図4.15に示す。実験条件は1200 rpm, BMEP=200kPa, A/F=14.7, EGR率=30%, 点火時期=40BTDCで、各プロット点がそれぞれのコイル仕様を示している。燃焼安定性(σ_{Pi})の等高線を示しており、放電時間が長く、二次電流が大きい仕様(グラフ右上)は点火エネルギーが大きいので、燃焼安定性が良くなっている。

グラフ左下は点火エネルギーが小さくなるために燃焼安定性が悪化している。点火エネルギーを横軸にとるとその関係が明確になり、 $\sigma_{Pi}=15\text{kPa}$ を許容値とすると、点火エネルギー的には70mJ以上必要ということが分る。この結果から、パラメータ感度試験では70~200mJの範囲で点火エネルギーの水準を振ったため、大きな変化が出なかったと裏付けが出来た。

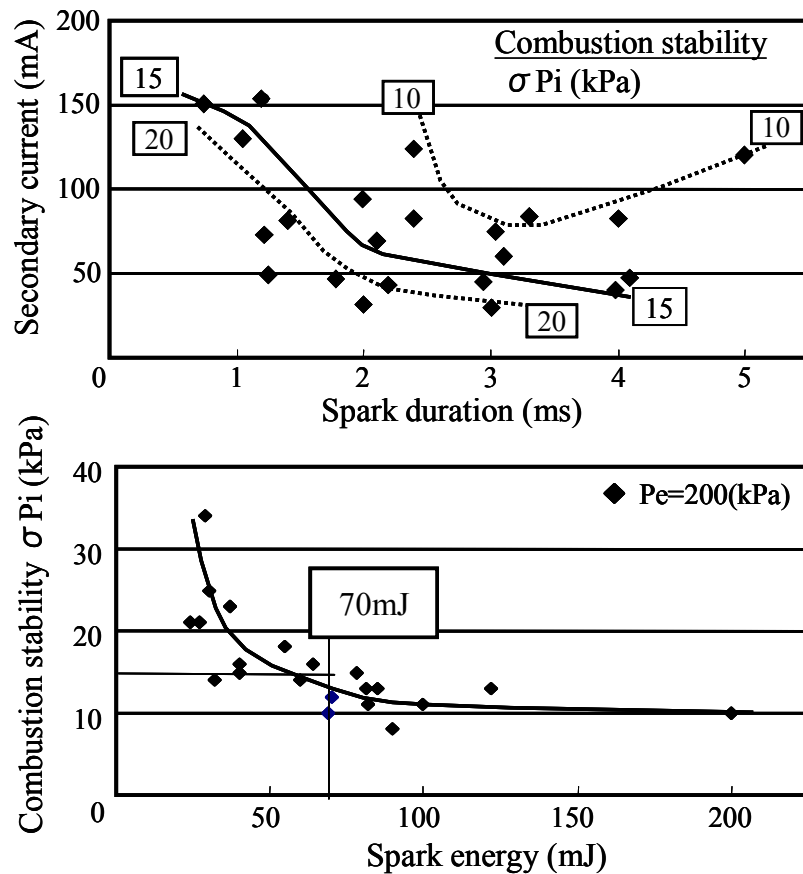


図 4.15 放電パターンの異なる点火コイルでの実験結果

点火エネルギーでは 70mJ 以上必要であるが、放電パターンで整理した結果を図 4.16 に示す。図 4.16(a)は二次電流一定で整理した場合の放電時間の影響で、放電時間が長くなると燃焼が安定する傾向にあり、許容値を $\sigma Pi=15kPa$ とすると約 2.5ms 程度の放電時間が必要となる。図 4.16(b)は、放電時間一定で整理した場合の二次電流の影響で、二次電流が大きくなると燃焼が安定する傾向にある。放電時間=1.2ms のグループを除外すると、約 60mA 以上必要ということになる。これが均質 EGR 燃焼からの要求値となる。

4.4.2 マルチ点火

一回点火の結果から、70mJ 以上、2.5ms、60mA という放電パターン、コイル仕様が示された。しかし、70mJ の点火コイルは、量産系エンジンでは高エネルギーの分類になる。限られたエンジンスペースで高エネルギーを出すために、ネオジウムなどのレアアース磁石を用いている。レアアースは一時期、市場価格が高騰し話題になったが、コスト低減の観

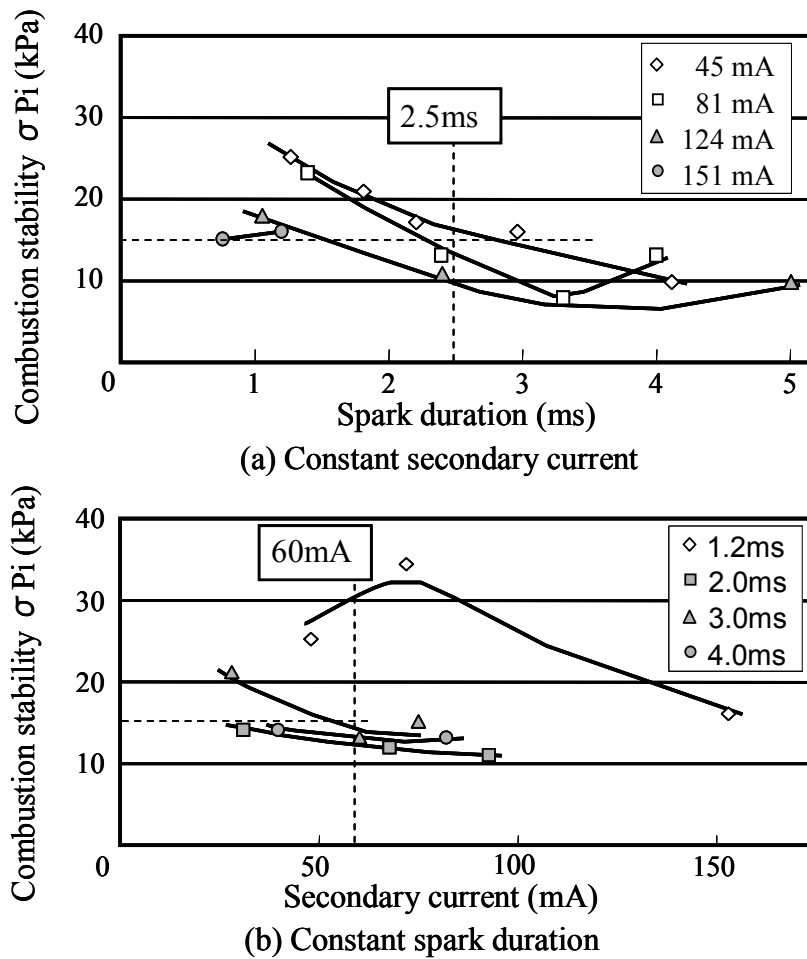


図 4.16 放電時間/二次電流と燃焼安定性の関係

点から、使用量削減または使用しないで高エネルギーを実現するのが望ましい。そこで、永久磁石を使用していない標準エネルギーコイルを用いた「マルチ点火」で、上記スペックを実現する方法を検討した。

標準コイルは、一回点火では 25mJ 程度の点火エネルギーであり、表 4.4 に示したマルチ点火では、点火回数に応じて、25~90mJ(一~四回点火)の範囲で点火エネルギーを変えることができる。但し、一回当たりの点火エネルギーは 25mJ 前後である。また、高周波マルチ点火では一回当たりの点火エネルギーは小さいが、短い間隔で点火を繰り返すため、火炎核の急速な成長が期待される⁵³⁾。トータルの放電期間が 2.5ms 以上となるように、点火回数は 20 回に設定した。

図 4.17 に一回点火、マルチ点火の比較結果を示す。各コイル仕様の点火エネルギーを図中に示している。一回点火の高エネルギー仕様は、4.4.1 の結果から導出された点火コイ

ル仕様である。燃焼安定性 $\sigma P_i = 15 \text{ kPa}$ を許容値とすると、EGR 限界は約 28% である。マルチ点火に用いる標準コイルの一回点火では燃焼安定性が早期に悪化している。マルチ点火の回数を増やすことで EGR 限界は向上し、三回点火で 28%、四回点火では 33% 程度に向上している。三回点火ではトータル点火エネルギーは 70mJ、四回点火では 90mJ となり、高エネルギー点火と同等以上の燃焼改善効果を示している。

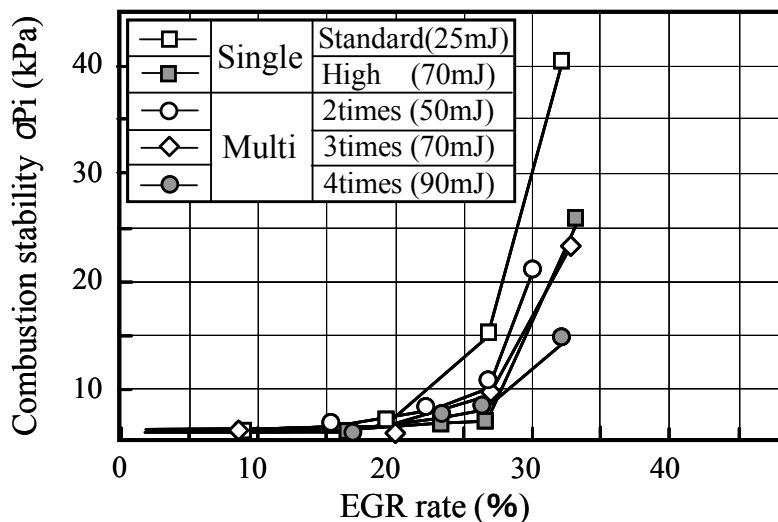


図 4.17 一回点火，マルチ点火の比較結果(1)

また高周波マルチ点火を追加した結果を図 4.18 に示す。高周波マルチ点火(20 回)では EGR 限界が 35% と向上し、燃焼安定性の改善に大きく貢献している。燃焼安定性が大幅に改善した要因として、図 4.19 に初期燃焼割合の変動率を示す。点火から質量燃焼割合 10% までで定義される「初期燃焼」の高速化、ばらつき低減が主燃焼(質量燃焼割合 10~90%)の安定性改善に効果があることは知られているが、高周波マルチ点火では高エネルギー一回点火に対して、高 EGR 下での初期燃焼ばらつきを低減していることが読み取れる。これは点火プラグギャップ周囲で繰り返し行われる火花放電により、火炎核の急速かつ安定成長のためと推測される⁵⁵⁾。なお、今回の評価では、高周波マルチ点火のポテンシャル確認のため、コイル発熱を考慮して通風により冷却した。

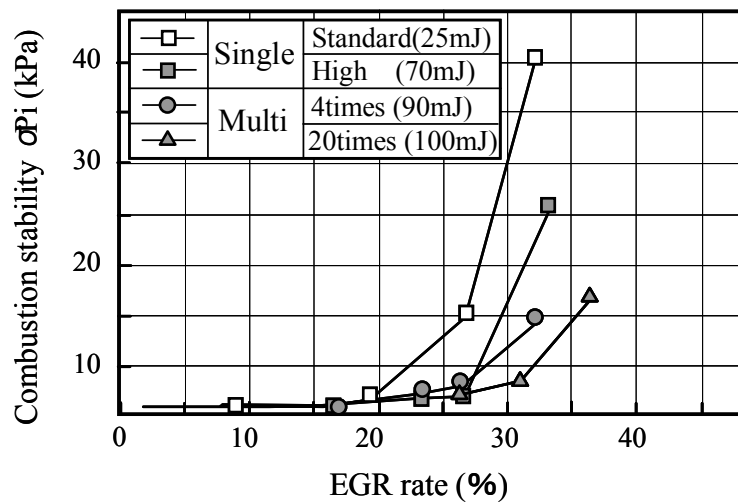


図 4.18 一回点火，マルチ点火の比較結果(2)

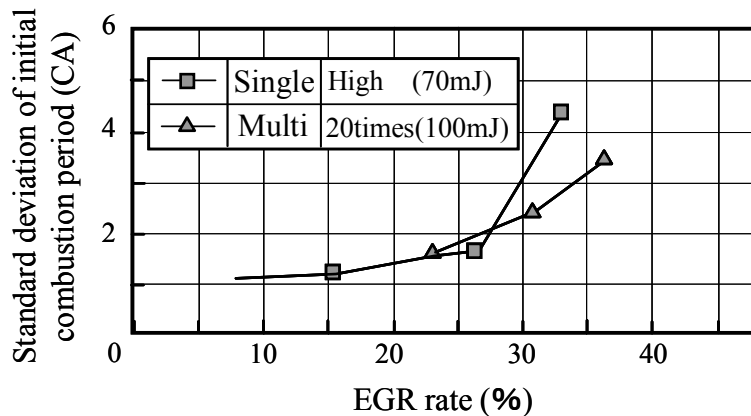


図 4.19 初期燃焼割合の変動率の比較結果

4.5 本章の結論

第3章で提案した「タンブルガイド」燃焼方式を用いて，点火系が筒内噴射エンジンの均質 EGR 燃焼に与える影響について検討し，以下のことを明らかとした．

- (1) ロバストデザインの手法を取り入れたパラメータ感度解析結果から，タンブル空気流動，噴射時期が燃焼安定性に大きく影響している．
- (2) 一回点火では点火エネルギー70mJ，二次電流 60mA，放電時間 2.5ms 必要である．
- (3) マルチ点火では，三回点火で高エネルギー一回点火と同等の EGR 限界を得られた．考案した高周波マルチ点火では初期燃焼のばらつき低減効果により，さらに EGR 限界を拡大できることを確認した．

第5章 結論

5.1 本論文の結論

本研究では、様々な燃焼方式に発展可能な DIG エンジンを対象として、燃焼前の混合気形成がエンジン燃焼に与える影響を調査して、燃料噴霧/火花点火への要求を明確化するとともに、それらの設計・制御指針を得ることを目的として研究を行ってきた。

第2章では、フラットピストンを備えた筒内噴射エンジンにおいて、サイド噴射およびセンタ噴射の均質燃焼性能を評価し、噴霧特性の計測、筒内噴霧挙動・混合気分布の可視化解析を実施した。その結果、均質燃焼時の出力が向上するペネトレーションが存在し、それより長い場合は排気側に、短い場合には吸気側に噴霧および混合気が片寄っていることを明らかとした。また、均質燃焼時の出力向上の観点から、適正な混合気を形成するための制御指針として、吸気バルブ周囲の空気流速と噴霧初速の関係を導き出した。インジェクタ出口直後の噴霧初速は、噴霧角度には大きく影響しないことから、システム設計上は燃料圧力で調整可能であり、回転数やエンジン負荷に応じて、燃料圧力を制御する指針が得られた。

第3章では、フラットピストンを備えた筒内噴射エンジンの成層化法について、燃料噴射弁レイアウトと筒内空気流動の組合せで4つのコンセプトを考案し、噴霧特性の計測、筒内噴霧挙動・混合気分布の可視化、シミュレーション解析およびエンジン試験を実施した。その結果、成層化の観点から、キャビティ付きピストンと同等のリーン限界空燃比を「サイド噴射+タンブル流動」の組合せで、フラットピストンで実現できることを明らかとした。第2章での結論も踏まえて、均質燃焼性能および成層燃焼性能の観点で、フラットピストンを用いた筒内噴射エンジンの燃焼コンセプトとして、「サイド噴射+タンブル流動」を組合せたタンブルガイドコンセプトを提案した。タンブルガイドを実現するための噴霧要求仕様として、噴霧上端角の指標を新たに定義し、 $-2 \sim 0$ 度の範囲に収めることで、燃焼安定性と HC 排出量低減を両立できることを明らかとし、さらに、タンブルガイドで高回転まで(ここでは 3200rpm)、成層混合気を形成するための空気流動制御の考え方を規定し、制御指針が得られた。

第4章では、第3章で提案した「タンブルガイド」燃焼方式を用いて、点火系が筒内噴

射エンジンの均質 EGR 燃焼に与える影響について検討した。均質 EGR 燃焼から要求される点火エネルギーは、一回点火では点火エネルギー70mJ、二次電流 60mA、放電時間 2.5msであることを明らかとした。さらに、マルチ点火では、三回点火で高エネルギー一回点火と同等の EGR 限界を得られ、考案した高周波マルチ点火では初期燃焼のばらつき低減効果により、さらに EGR 限界を拡大できることを確認した。

5.2 今後の課題

自動車の燃費(CO₂排出量)規制は段階的に強化されており、内燃機関の効率向上の取組みを継続的に実施していく必要がある。図 5.1 に内燃機関の効率向上技術を示す。大別して A 構造改善, B 燃焼改善, C 損失低減, D 廃熱回収の 4 つに分類することができる。

構造改善には、高圧縮比化、ダウンサイジング、少気筒化がある。主にフリクション低減による効率向上が得られる。一方で圧縮比を上げる場合とダウンサイジング率を大きくする場合には異常燃焼が発生し易くなるため限界点がある。また少気筒化はエンジン振動の増大を招くため、燃費と商品性の観点での見極めも必要となる。

燃焼改善には、空気と燃料が完全燃焼する化学量論比（以下、ストイキ）燃焼と、空気が燃料に対して過剰状態で燃焼する希薄（以下、リーン）燃焼、そして火花点火ではなく自着火により燃焼する圧縮着火燃焼（以下、HCCI 燃焼）がある。ストイキ燃焼は空気と燃料の混合気の濃淡が無い均質混合気と、部分的に混合気に濃淡が存在する成層混合気とがある。また、混合気に排気ガスが混ざり希釈混合気となる EGR には、希釈される排気ガスが冷却されていないホット方式と冷却されているクールド方式、そして排気ガスと混合気が分離された状態の EGR 成層方式がある。リーン燃焼には上記ストイキと同様に均質混合気と成層混合気がある。HCCI 燃焼には自然吸気方式と過給方式がある。

損失低減には、熱力学のサイクル論に基く排気損失、冷却損失、ポンプ損失のそれぞれに対応技術がある。排気損失低減には燃焼の高速化と有効仕事の増加が有効である。燃焼の高速化には混合気の流動強化、火炎核を増大する多点点火、点火時期進角を補助する吸気冷却が挙げられる。有効仕事の増加には高膨張比化が有効である。冷却損失低減は混合気の燃焼により高温化する筒内を冷却するため、熱伝達によってエネルギーが放出されてしまうことが要因である。したがって冷却のためのエンジンオイルと冷却水を高温化することで熱伝達率を低下させる方法がある。また、熱伝達率をさらに低下させる手段として

断熱がある。ポンプ損失低減にはミラーサイクルと吸気ノンスロットルが吸気絞りに対して有効である。さらに過給エンジンに発展させた場合には排気絞りによるポンプ損失増大が発生するため、排気ノンスロットルが有効である。

廃熱回収は、エンジンから大気中に放出されてしまうエネルギー（廃熱）を再度利用可能なエネルギーとして回収する技術であり、回収方式によって電気エネルギー回収、運動エネルギー回収、熱エネルギー回収、化学エネルギー回収がある。電気エネルギー回収は発電により得られ排気ジェネレータと熱電素子が挙げられる。運動エネルギー回収は慣性あるいは圧力として蓄えるため、フライホイールと油圧が挙げられる。熱エネルギー回収は高温で排出されるガスを用いたランキンサイクル、副室膨張が挙げられる。化学エネルギー回収は廃熱により化学反応を起こし燃料を高性能化する技術であり触媒反応を用いる。

以上のように、エンジン効率向上に対しては、まだ多くの対応技術に存在し、そのポテンシャルの評価、実用化に向けて検討していく必要がある。

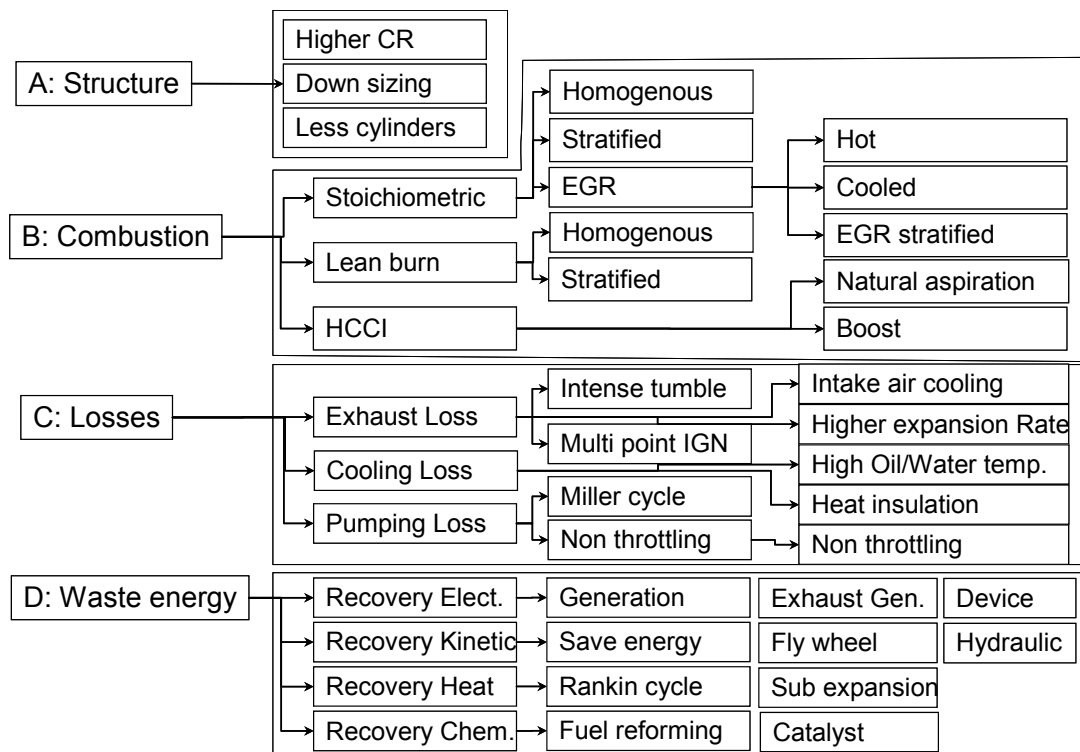


図 5.1 内燃機関の効率向上技術

参考文献

- 1) <http://www.nhtsa.gov/fuel-economy>
- 2) The California Low-Emission Vehicle Regulations (With Amendments Effective, April, 2010), http://www.arb.ca.gov/msprog/levprog/cleandoc/clean_complete_levghg_regs_4-10.pdf
- 3) 40 CFR Parts 85, 86, and 600; 49 CFR Parts 531, 533, 536, et al. Light-Duty Vehicle Greenhouse Gas Emission Standards and Corporate Average Fuel Economy Standards; Final Rule, <http://www.epa.gov/>
- 4) 49 CFR Parts 523, 531, 533. et al. and 600, 2017 and Later Model Year Light-Duty Vehicle Greenhouse Gas Emissions and Corporate Average Fuel Economy Standards; Final Rule, <http://www.nhtsa.gov/fuel-economy>
- 5) Amendments to Sections 1900, 1956.8, 1960.1, 1961, 1961.1, 1965, 1968.2, 1968.5, 1976, 1978, 2037, 2038, 2062, 2112, 2139, 2140, 2145, 2147, 2235, and 2317, and Adoption of new Sections 1961.2 and 1961.3, Title 13, California Code of Regulations
- 6) REGULATION (EC) No 443/2009 OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 23 April 2009 setting emission performance standards for new passenger cars as part of the Community' s integrated approach to reduce CO₂ emissions from light-duty vehicles
- 7) Regulation (EU) No 333/2014 of the European Parliament and of the Council of 11 March 2014 amending Regulation (EC) No 443/2009 to define the modalities for reaching the 2020 target to reduce CO₂ emissions from new passenger cars
- 8) 2012/0190 (COD) "COMPROMISE AND CONSOLIDATED AMENDMENTS", European Parliament
- 9) www.marklines.com/en/regulation/environment/co2_china
- 10) http://www.mlit.go.jp/jidosha/jidosha_fr10_000005.html
- 11) 総合資源エネルギー調査会省エネルギー基準部会自動車判断基準小委員会・交通政策審議会陸上交通分科会自動車部会自動車燃費基準小委員会, http://www.mlit.go.jp/jidosha/jidosha_fr10_000005.html 合同会議 最終取り

まとめ

- 12) Ministry of Power Notification S.O. 290(E), Gazette of India, 30 January 2014
- 13) <http://keisan.casio.jp/>
- 14) A Roadmap for moving to a competitive low carbon economy in 2050, EC
- 15) Amendments to Sections 1900, 1956.8, 1960.1, 1961, 1961.1, 1965, 1968.2, 1968.5, 1976, 1978, 2037, 2038, 2062, 2112, 2139, 2140, 2145, 2147, 2235, and 2317, and Adoption of new Sections 1961.2 and 1961.3, Title 13, California Code of Regulations
- 16) 40 CFR Parts 79, 80, 85, et al. Control of Air Pollution From Motor Vehicles: Tier 3 Motor Vehicle Emission and Fuel Standards; Final Rule
- 17) REGULATION (EC) No 715/2007 OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL, EU
- 18) COMMISSION REGULATION (EU) No 459/2012, EU
- 19) http://www.env.go.jp/air/car/gas_kisei.html
- 20) Draft proposal of Commission services for a regulatory real driving emission (RDE) test procedure: discussion at the TCMV of 1 July 2014, EC
- 21) Draft test procedure for vehicle emissions testing with Portable Emissions Measurement Systems (PEMS), EC
- 22) The Case for Early Implementation of Stricter Fuel Quality and Vehicle Emission Standards in India, ICCT
- 23) Section 1968.2 of title 13, Malfunction and Diagnostic System Requirements--2004 and Subsequent Model-Year Passenger Cars, Light-Duty Trucks, and Medium-Duty Vehicles and Engines, ARB
- 24) Code of Federal Regulations, Title 40 Section 86, subsection 1806 -05.
- 25) ANNEX XI, DIRECTIVE 98/69/EC OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL
- 26) 道路運送車両の保安基準第31条 別添48 自動車のばい煙, 悪臭のあるガス, 有害なガス等の発散防止装置に係る車載式故障診断装置の技術基準, http://www.mlit.go.jp/jidosha/jidosha_fr7_000007.html
- 27) Christoph Heuser and Philipp Seidel, Rising 15 Roadmap - Technology Strategies for Automotive Growth Markets beyond BRIC, Aachen Colloquium, (2014)

- 28) Izumi Watanabe, Takashi Kawai, Kouichi Yonezawa, et al. The New Toyota 2.0-Liter Inline 4-Cylinder ESTEC D-4ST Engine- Turbocharged Direct Injection Gasoline Engine, Aachen Colloquium, (2014)
- 29) Michael Winkler, Jürgen Grimm, Holger Lenga, et al. Low Pressure EGR for Downsized Gasoline Engines, Aachen Colloquium, (2014)
- 30) Ken Pendlebury, John Stokes, Josh Dalby, et al. The Gasoline Engine at 2020, Aachen Colloquium, (2014)
- 31) Matthias Thewes, Henning Baumgarten, Jürgen Dohmen, et al., Gasoline Combustion Systems Beyond 2020, Aachen Colloquium, (2014)
- 32) Smaïl Mokhtari, Philippe Souhaité, Arnaud Tellier, et al., Combustion System Design of the New PSA Peugeot Citroën PureTech 1.2 e-THP Engine, Aachen Colloquium, (2014)
- 33) Dominik Rose, Thorsten Boger and Per Nicolin, Optimization of Gasoline Exhaust Systems for EU6c and beyond - Considering the Impact of a Particulate Filter Integration, Aachen Colloquium, (2014)
- 34) Claus Dieter Vogt, Philipp Kattouah, Kyohei Kato, et al., Novel GPF Concepts with Integrated Catalyst for Low Backpressure and Low CO2 Emissions, Aachen Colloquium, (2014)
- 35) Wolfgang Ziebart and Jaguar Land Rover, et al., The Customer Expects the Latest Technology — Challenges for a Premium Car Manufacturer, Aachen Colloquium, (2014)
- 36) Michael Ableson, Umparken in Engineering - How Innovative Technology is Improving Opel' s Image, Aachen Colloquium, (2014)
- 37) Peter Urban, Axel Barkow, Adrian Zlocki, et al., The Automobile as Part of a Connected Environment, Aachen Colloquium, (2014)
- 38) Hagen Wegner, Alexander Nase, Hans Ligtelijn, CITY — e - Connected Intelligence for Mobility and Society in Europe, Aachen Colloquium, (2014)
- 39) Uwe Schaupp, Anton Waltner, Arnold Kaden, et al., Lean-Burn Stratified Combustion with Spray — Guided Combustion System in Engines with High Specific Output, Aachen Colloquium, (2014)

- 40) Hanho Yun, High Load HCCI Operation Using Different Valving Strategies in a Naturally-Aspirated Gasoline HCCI Engine, SAE2011-01-0899 (2011)
- 41) Andre Kulzer et al., A Thermodynamic Study on Boosted HCCI: Experimental Results, SAE 20111097 (2011)
- 42) Kume, T. et al., Combustion control technologies for direct injection SI engines, SAE Paper 960600 (1996)
- 43) Matsushita, S. et al., Mixture formation process and combustion process of direct injection SI engine, Proceedings of '96 Autumn Convention of JASE, No.9638022 (1996)
- 44) Noda, T. et al., Effects of fuel and air mixing on WOT output in direct injection gasoline engine, Proceedings of '97 Autumn Convention of JSAE, No.9740307 (1997)
- 45) 山本, 棚田他, GDI エンジンのための噴霧の特性解析, 自動車技術会学術講演前刷集 971 (1997)
- 46) Rainer Wurms, et al., The New 2.0L TFSI with the Audi Valvelift System for the Audi A4 - The Next Generation of the Audi TFSI Technology, Aachen Colloquium, (2008)
- 47) US Patent 5878712,
- 48) Hidetoshi Kudo et al., MAZDA SKYACTIV-G 2.0L Gasoline Engine, Aachen Colloquium, (2011)
- 49) A. Miyajima et al., A Study of Fuel Spray Pattern control of Fuel Injector of Gasoline Direct Injection Engines, SAE Paper 2000-01-1045, (2000)
- 50) A. Miyajima et al., Experimental and Numerical Approach to Fuel Spray Control for Fuel Injectors, FISITA F2000A100, (2000)
- 51) 宮島 歩, 筒内噴射ガソリンエンジン用インジェクタの噴霧パターン生成法に関する研究, 博士論文, (2002)
- 52) Volker Heise et al., High Frequency Ignition System for Gasoline Direct Injection Engine, SAE paper 2011-01-1223, (2011)
- 53) Shui Yu et al., Multi-coil High Frequency Spark Ignition to Extend Diluted Combustion Limits, Proceeding of the FISITA 2012 World Automotive Congress,

- p217-227, (2012)
- 54) Taguchi, G., Introduction to Quality Engineering, APO, (1986)
 - 55) Anqi Zhang et al., The Impact of Spark Discharge Pattern on Flame Initiation in a Turbulent Lean and Dilute Mixture in a Pressurized Combustion Vessel, SAE paper 2013-01-1627, (2013)
 - 56) 河原 伸幸,ほか: “スプレーガイド直噴機関におけるマイクロ波プラズマのプラズマ形成過程”, 自動車技術会学術講演会前刷集 No. 53-14, p. 25-28, 20145451 (2014)
 - 57) Timothy J. Jacobs et.al.: “High Power Discharge Combustion Effects on Fuel Consumption, Emissions, and Catalyst Heating”, SAE paper 2014-01-2626 (2014)
 - 58) Yuya Abe et.al.: “Study of Ignition System for Demand Voltage Reduction”, SAE paper 2015-01-0777 (2015)
 - 59) Ganghua Ruan et.al.: “Dual Coil Ignition for Gasoline EGR Engines”. MTZ vol. 74, p. 18-21, (3/2013)
 - 60) R. Herweg, R. R. Maly et.al.: ” A Fundamental Model for Flame Kernel Formation in S. I. Engines”, SAE paper 922243 (1992)
 - 61) Franz Berndt et.al.: “Lean burn combustion for gasoline engines: potential of high frequency ignition and high pressure injection”, 13th Stuttgart International Symposium, p223-241 (2013)
 - 62) 山下 洋幸,ほか: “マルチホールインジェクタを用いた成層直噴ガソリンエンジン”, マツダ技報 No. 26, p82-87 (2008)
 - 63) Gosman, A.D. and Johns, R. J. R.: SAE Tech. Pap. Ser., No. 80091, (1980)
 - 64) R. D. Reitz and R. Diwakar, : Structure of High-pressure Fuel Sprays : SAE Technical Paper Series, No. 870598, (1987)
 - 65) T. Wakisaka et al.: Numerical Analysis of Spray Phenomena in Fuel Injection Engines: COMODIA 94, pp403-409, (1994)
 - 66) Jayaratne, O. W., et al., Proc. Roy. Soc. London A, Vol. 280, pp545-565, (1964).
 - 67) D.B. Spalding:” Numerical Prediction of Flow, Heat Transfer, Turbulence and Combustion”, Pergamon Press (1983)
 - 68) Kawamura, T. et.al. :” Direct simulation of a turbulent inner flow by a finite different method”, AIAA, 85-0376 (1985)

研究業績

学術論文

- ・ 白石拓也, 藤枝護, 大須賀稔, 火花点火筒内噴射エンジンの噴霧形状が燃焼特性に及ぼす影響, 自動車技術会論文集, Vol.28, No.2, P17-22, 1997年4月
- ・ Takuya Shiraishi, Yoko Nakayama, Toshiharu Nogi, Minoru Ohsuga, Effect of Spray Characteristics on Combustion in a Direct Ignition Spark Ignition Engine, SAE Paper 980156, 1998年2月
- ・ 白石拓也, 中山容子, 助川義寛, 木原祐介, 野木利治, 石井潤市, 筒内噴射エンジンの混合気形成, 自動車技術会論文集, Vol.33, No.4, P13-19, 2002年10月
- ・ 白石拓也, 緒方健一郎, 点火系による直噴ガソリンエンジンの EGR 限界拡大に関する研究, 自動車技術会論文集, Vol.45, No.4, P677-682, 2014年7月

学会誌

- ・ Takuya Shiraishi, Mamoru Fujieda, Minoru Ohsuga, Influence of the spray pattern on combustion characteristics in a direct injection engine, JASE Review Vol.18(4), P401-403, 1997年10月

国際会議発表

- ・ Takuya Shiraishi, Mamoru Fujieda, Minoru Ohsuga, Yoshishige Ohyama, A study of the mixture preparation process on spark ignited, direct fuel injection engine, IPC-8, Proceeding Vol.1, 1995年11月
- ・ Takuya Shiraishi, Toshiharu Nogi, Yoko Nakayama, Yoshihiro Sukegawa, Minoru Ohsuga, Effect of Fuel Spray Characteristics and Injection Method on Combustion in a Direct S. I. Engine, 1999 Global Powertrain Congress, Proceeding ,

国内会議発表

- ・ 白石拓也, 中山容子, 野木利治, 大須賀稔, 噴霧特性が筒内噴射エンジンの燃焼に及ぼす影響, 日本機械学会第76回全国大会, 1998年10月

- ・ 白石拓也, 木村宏, 点火仕様がエンジン燃焼性能に及ぼす影響, 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 107-05, 2005 年 9 月

シンポジウム

- ・ 白石拓也, 中山容子, 助川義寛, 木原祐介, 野木利治, 筒内噴射エンジンの混合気形成, 次世代エンジンシンポジウム, シンポジウムテキスト No. 15-01, 2001 年 12 月

謝 辞

本論文を作成するにあたり，ご指導とご助言を頂きました千葉大学大学院工学研究科人工システム科学専攻 森吉泰生教授に心より感謝いたします。また，主査を務めて頂きました千葉大学大学院工学研究科人工システム科学専攻 武居昌宏教授，副主査を務めて頂きました千葉大学大学院工学研究科建築・都市科学専攻 小倉裕直教授，千葉大学大学院工学研究科人工システム科学専攻 山田敏生客員教授，窪山達也准教授に深く御礼申し上げます。

本論文は，筆者が株式会社日立製作所日立研究所在職中に実施した研究成果をまとめたもので，本論文を纏める機会を与えて頂きました，株式会社日立製作所研究開発グループ長 小島啓二氏，日立研究所長 西野由高氏，制御イノベーション研究センタ長 三上浩幸氏に心より感謝致します。

研究開発を業務とする機会を与えて頂き，また本研究の共同研究者である，元日立研究所の大須賀稔氏，野木利治氏，藤枝護氏に心より感謝いたします。

本研究の共同研究者である，日立研究所の助川義寛氏，木原祐介氏，元日立研究所の中山容子氏に心より感謝いたします。

本研究を遂行するに当たり，実験装置の試作にご協力頂いた日立オートモティブシステムズ阪神株式会社の片岡徹夫に心より感謝いたします。

本論文の執筆に際し，応援と励ましを持って全面的に協力してくれた家族に感謝いたします。

