

ガソリンエンジンの燃料挙動解析と 未燃炭化水素低減に関する研究

2014年 11月

武田 啓壮

目次

第1章 緒論	1
1.1. 本研究の背景	1
1.1.1. ガソリンエンジンを取り巻く環境	1
1.1.2. ガソリンエンジンの燃料供給系の変遷と課題	7
1.2. 本研究の位置づけと目的	10
1.3. 本論文の構成	12
参考文献	14
第2章 本研究に関連する従来の研究	17
2.1. エンジン排出未燃炭化水素の低減に関する研究	17
2.1.1. エンジン本体設計での低減に関する研究	17
2.1.2. 燃料噴射系・エンジン制御系での低減に関する研究	19
2.2. 排気系触媒浄化システムでの未燃炭化水素の低減に関する研究	21
2.3. 本研究で対象とする研究課題	22
参考文献	24
第3章 可視化型ポート噴射式ガソリンエンジンでの燃料挙動の可視化	29
3.1. 吸気ポート内の燃料挙動の可視化	32
3.1.1. 実験装置および可視化方法	32
3.1.2. 吸気ポート内の燃料挙動	33
3.2. エンジン筒内の燃料挙動および燃焼挙動の可視化	35
3.2.1. 実験装置および可視化方法	35
3.2.2. シリンダ内の燃料挙動	38
3.2.3. 燃焼室内の燃焼挙動	41
3.3. まとめ	42
参考文献	43

第4章 油圧駆動型ポート噴射式ガソリンエンジンでの燃料挙動の解析	45
4.1. 実験装置および計測方法	45
4.1.1. 供試エンジン	45
4.1.2. 供試燃料および燃料噴射弁	47
4.1.3. 計測方法	48
4.2. 燃料挙動の解析結果	49
4.2.1. 噴射時期の影響	52
4.2.2. 燃料性状の影響	52
4.2.3. 噴霧特性の影響	54
4.2.4. 未燃炭化水素の低減効果	56
4.3. まとめ	57
参考文献	57
第5章 量産型ポート噴射式ガソリンエンジンでの燃料挙動の解析	61
5.1. 実験装置および計測方法	61
5.1.1. 供試エンジン	61
5.1.2. 供試燃料および燃料噴射弁	61
5.1.3. 実験条件および実験手順	63
5.2. 要求噴射量のサイクル挙動解析	68
5.3. エンジン排出未燃炭化水素のサイクル挙動解析	71
5.3.1. 噴射時期の影響	72
5.3.2. 燃料性状の影響	73
5.3.3. 噴霧特性の影響	76
5.4. まとめ	80
参考文献	80
第6章 油圧駆動型筒内噴射式ガソリンエンジンでの燃料挙動の解析	83
6.1. 実験装置および計測手法	83
6.1.1. 供試エンジン	83
6.1.2. 供試燃料および燃料噴射弁	85

6.1.3. 計測方法	86
6.2. 始動・暖機過程の燃料挙動	87
6.3. エンジン排出未燃炭化水素のサイクル挙動解析	89
6.3.1. 噴射時期の影響	89
6.3.2. 噴射圧力の影響	91
6.3.3. 噴霧特性の影響	93
6.3.4. 吸気バルブタイミングの影響	95
6.4. 未燃炭化水素の低減効果	97
6.5. まとめ	98
参考文献	99
第7章 ガソリンエンジン用燃料噴射弁の微粒化改善	101
7.1. ポート噴射式ガソリンエンジン用燃料噴射弁の要求性能	101
7.1.1. トヨタポート噴射式ガソリンエンジン用燃料噴射弁の変遷	101
7.1.2. エアアシスト噴射弁	103
7.1.3. 多噴孔高微粒化噴射弁	112
7.2. 筒内噴射式ガソリンエンジン用燃料噴射弁の要求性能	121
7.2.1. スリットノズルの噴霧特性	121
7.3. まとめ	128
参考文献	129
第8章 スリットノズル内燃料流れの数値解析と混合気形成	133
8.1. ノズル諸元とノズル内の燃料速度ベクトル	133
8.2. エンジンへの適応諸元	135
8.3. 混合気形成のための新規コンセプト	137
8.3.1. 筒内ガス流動とファンスプレーの影響	137
8.3.2. 噴霧形状の影響	141
8.4. まとめ	143
参考文献	144

第9章 終章	145
9.1. 研究成果のまとめ	145
9.2. ガソリンエンジンの今後の展望	149
主な使用記号	151
本論文に関する公表論文	153
本論文に関する特許	159
謝辞	171

第1章 緒論

1.1. 本研究の背景

1.1.1. ガソリンエンジンを取り巻く環境

今日、自動車は移動と輸送の主要な手段として人々の活動範囲を広げ、経済および産業の発展・成長に大きく貢献してきた。世界の自動車生産台数は、図 1-1 に示すように日米欧諸国の自動車生産台数が横ばいの中、1999 年から 2013 年の 15 年間で約 55%増加している⁽¹⁾。これは中国やインドなどの新興国における自動車生産台数の増加に起因しており、新興国の本格的なモータリゼーションの到来を示すものである。

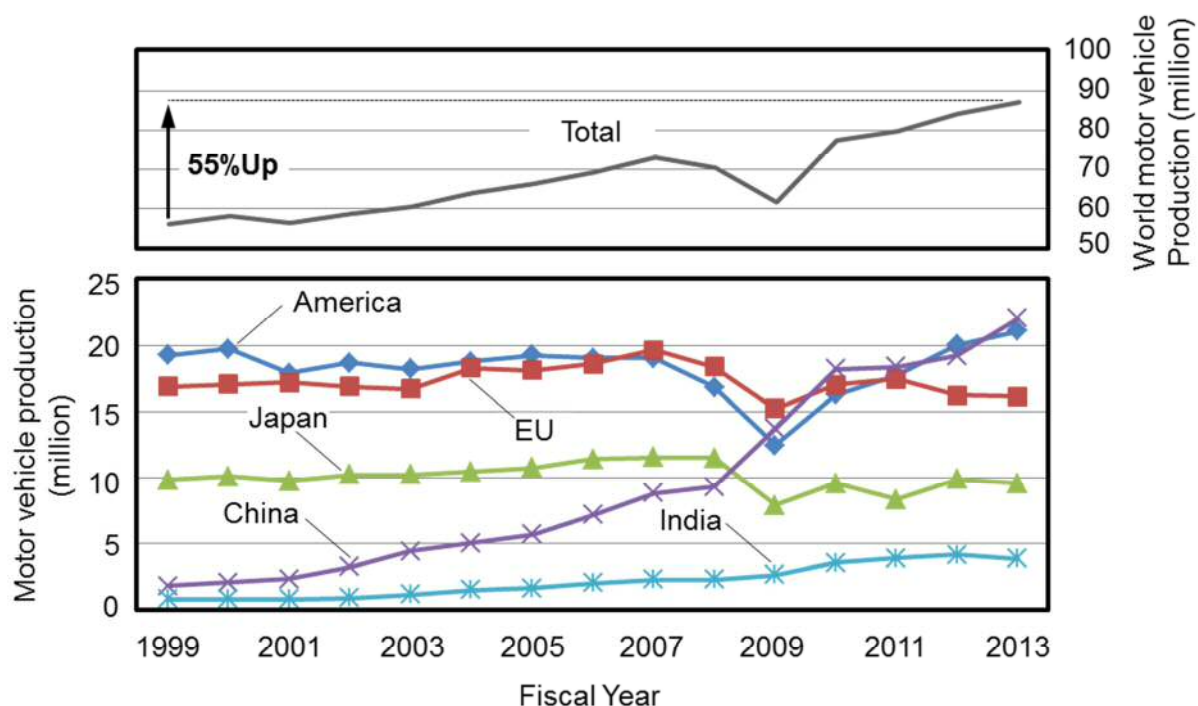


Figure 1-1 Transition of world motor vehicle production ⁽¹⁾

自動車用の燃料は、石油資源に依存しており、自動車保有台数の増加に伴うエネルギー消費量の増加は、大気中の CO₂ 増加の一因となっている。また、新興国におけるモータリゼーションの進展による石油資源需要の急速な増大は、エネルギーセキュリティの面からも危惧されており、石油資

源の有効利用や代替燃料の活用が求められている。近年では、地球温暖化による環境破壊が世界的規模で議論され温暖化促進ガスの主要成分である CO₂ 排出削減が強く求められている。具体的には 1997 年 12 月に開催された地球温暖化防止の京都会議 (COP3) において、日本に対して 2008～2012 年の平均で CO₂ 排出量を 1990 年比で 6% 削減することが義務付けられている⁽²⁾。

図 1-2 は日本における 2012 年度の各部門におけるエネルギー消費割合を示したものである⁽³⁾。運輸部門はエネルギー消費全体の 23.1% (=33.166×10⁵MJ) を占めており、さらにその 89.4% は自動車 (自家用自動車 : 57.0%, 貨物自動車 : 32.4%) で消費されている。

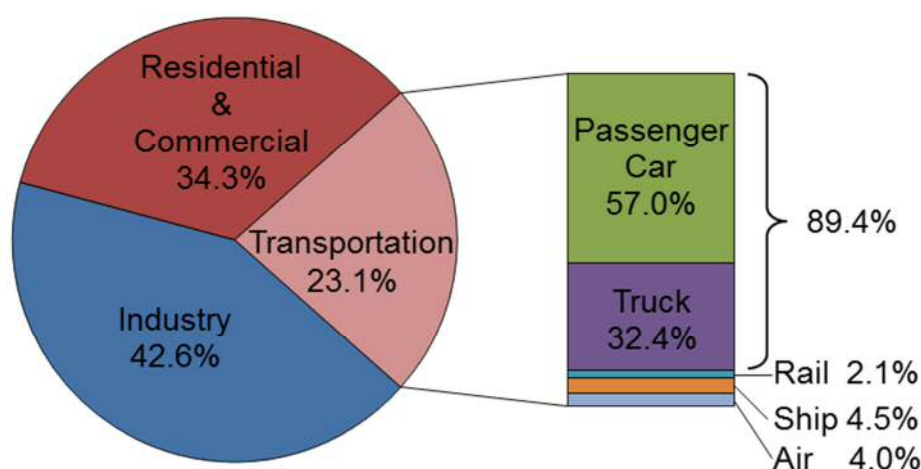


Figure 1-2 Transition of energy consumption at each category in 2012⁽³⁾

以上のことから、自動車の消費エネルギー削減がこれまでも増して重要視され、世界各国で燃費改善の目標値が設定されている。図 1-3 は CO₂ 排出量に換算した燃費規制動向を示したものである⁽⁴⁾。自動車産業に対して、コモンレール式ディーゼルエンジンよりも 2～3 割排出量の多いガソリンエンジン搭載車両の CO₂ 排出削減すなわち燃費改善が強く望まれている。このような背景から、ガソリン乗用車に対して 2010 年までに 95 年比で平均 22.8% の燃費改善の規制が設定されている⁽⁵⁾。

燃費改善という観点から、米国においては連邦レベルで年度毎に集計されるメーカー別の全販売車両の平均燃費を対象とした燃費規制いわゆる CAFE 規制 (Corporate Average Fuel Economy) が実施されており、普通乗用車 (LDV; Light Duty Vehicle) は 27.5 mile/gallon (日本の燃費単位で 11.7 km/liter)、小型トラック (LDT; Light Duty Truck) においては 20.7 mile/gallon (日本の燃費単位で 8.8 km/liter) の規制値が定められている⁽⁶⁾。

カリフォルニア州においては、温室効果ガスである CO₂ そのものの排出削減を目的とした排気ガス規制(ABI493)が世界に先駆け 2009 年以降の新型モデル車に適用されている。ABI493 では、CARB(カリフォルニア大気資源局)が CO₂ 排出量を 2009 年より段階的に抑制し、2014 年には乗用車および一部の貨物車で 211g-CO₂/mile (131g-CO₂/km) とすることを提案している⁽⁷⁾。

欧州においても CO₂ 排出量 8%削減目標に対して ASEA(欧州自動車工業会)が 2008 年までに CO₂ 排出量 140g-CO₂/km, 95 年比で 25%削減することを自主協定として決定している⁽⁸⁾。

環境問題に加えて、石油資源枯渇等のエネルギー問題を背景に近年では一部の国でガソリンとエタノールを混合した燃料の導入検討および販売が実施されており、これら混合燃料で走行が可能な自動車 FFV(Flexible Fuel Vehicle)が注目されている。このように自動車を取り巻く環境は世界レベルで急速に変化している。

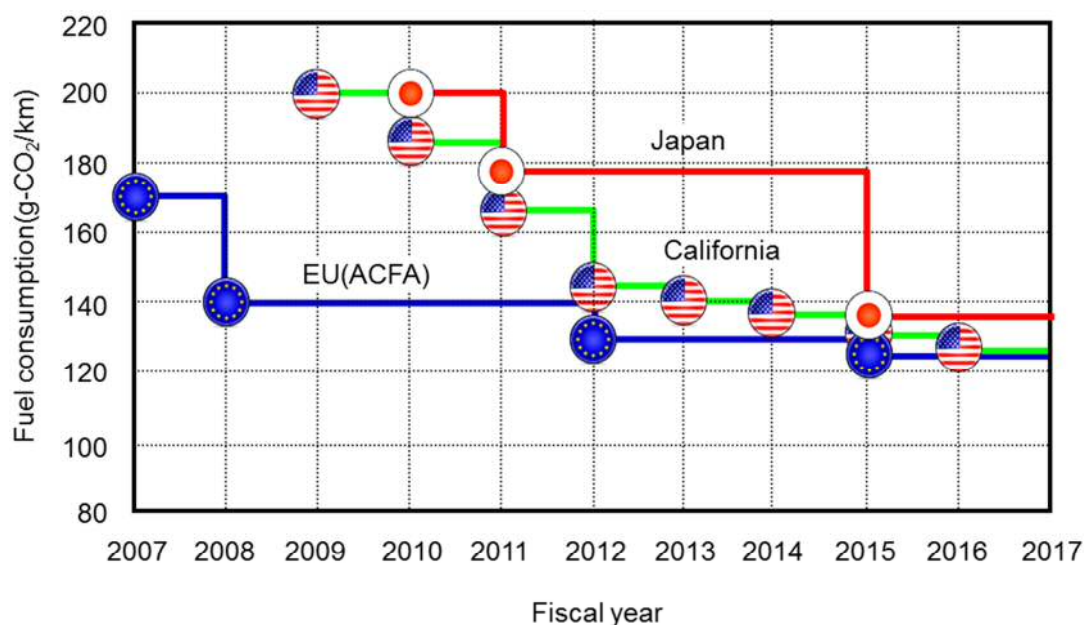


Figure 1-3 Fuel economy standard at each area⁽⁴⁾

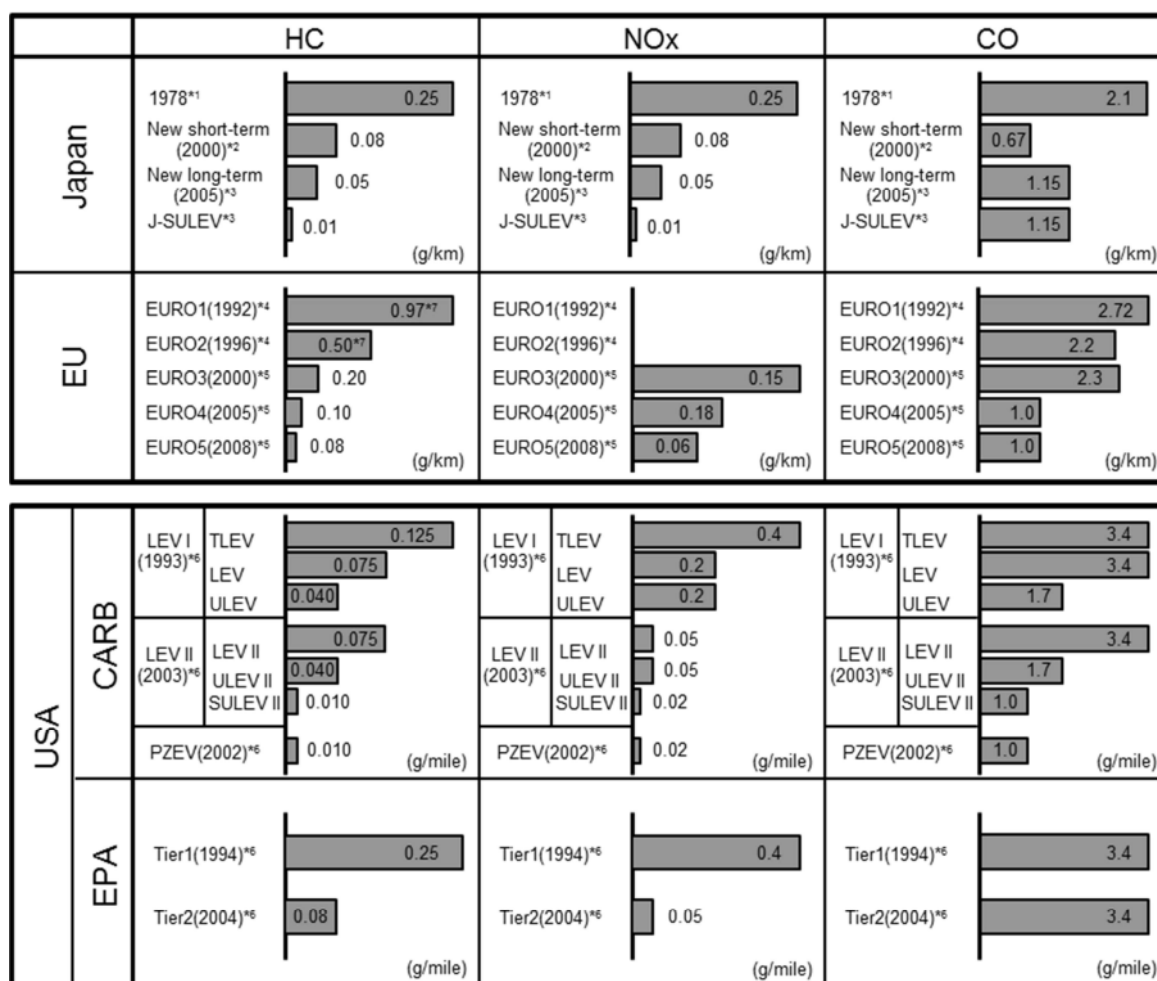
地球温暖化問題だけでなく、自動車から排出される有害物質による環境汚染も深刻な問題であり、これらを抑制すべく米国、欧州、日本で厳しい排気ガス規制が施行されている⁽⁸⁾⁻⁽¹⁰⁾。

日本において自動車用内燃機関の大部分を占めるガソリンエンジンに焦点を絞ると、排気管から排出される炭化水素(HC)・窒素酸化物(NO_x)・一酸化炭素(CO)が主に規制の対象である。図 1-4 はガソリン乗用車の排出ガス規制の推移を示す。

日本では、1966 年にガソリン乗用車から排出される CO 濃度を 3%以下にする規制が初めて実

施され、1973 年には HC(規制値:2.94g/km)と NOx(規制値:2.18g/km)が追加された。

1978 年からは、HC、NOx、CO の排出量を 1973 年比で約 10 分の 1 にする「昭和 53 年度規制」と冷間始動の「11 モード規制」が実施された。この「昭和 53 年度規制」は、当時、世界で最も厳しい規制であったが、三元触媒を用いた排気ガス浄化システムの実用化によって達成された。そして、2000 年には「新短期規制(平成 12 年度規制)⁽¹¹⁾」、2005 年には「新長期規制(平成 17 年度規制)⁽¹²⁾」が導入され、規制値の強化が行われてきた。



*1: 10 test mode
 *2: 10-15 test mode
 *3: 10-15+JC08 test mode
 *4: EC test mode
 *5: New EC test mode
 *6: FTP75 test mode
 *7: HC+NOx

Figure 1-4 Transition of tailpipe emission limits at each category

新長期規制からは、実際の車両走行パターンを考慮した JC08 モードが新たに追加され、下記のように年次毎に排出ガス量の算出方法が順次変更される計画となっている。

- 2005～2007年 : 11 モード(Cold) × 0.12 + 10・15 モード(Hot) × 0.88
- 2008～2010年 : JC08 モード(Cold) × 0.25 + 10・15 モード(Hot) × 0.75
- 2011年以降 : JC08 モード(Cold) × 0.25 + JC08 モード(Hot) × 0.88

この動きは欧米諸国においても同様である。欧州では、EU 加盟国で統一した規制が実施され、3～5年ごとに規制値が強化されてきている。米国では、1970年にマスキー法と呼ばれる世界初の排出ガスの法規が施行されて以来、世界の規制をリードしてきた。カリフォルニア州(CARB; California Air Resources Board, カルフォルニア大気資源局)では、連邦(EPA; Environmental Protection Agency, アメリカ合衆国環境保護庁)とは別の規制を実施している。

この規制は、LEV I (Low Emission Vehicle I)からLEV II(Low Emission Vehicle II)規制へと強化され、2004年からは乗用車販売台数の10%を電気自動車、あるいは有害排出物ゼロの超低排出ガス車 ZEV(Zero Emission Vehicle)導入を義務付ける世界一厳しい規制である⁽¹³⁾。連邦でも2004年からカリフォルニア州と同水準の排気ガス規制 Tier II が実施されている⁽¹⁴⁾。

日本と欧米諸国の排出ガス規制の大きな違いとして、欧米諸国には氷点下域の規制値が設定されている点が挙げられる。欧州では、EURO3から-7°CのCOとHCの規制が導入されており、2008年度に導入されたEURO5の-7°C環境におけるガソリン乗用車の規制値は、COが15g/km、HCが1.8g/kmとなっている⁽¹⁵⁾。アメリカ連邦においても、20°F(-6.7°C)環境におけるCO規制が2009年から導入されており、HC規制についても2007年2月に2010年からの正式導入が決定した⁽¹⁶⁾。

このアメリカ連邦の20°F排出ガス規制の規制値は、COが10g/mile(6.2g/km)、HCが0.3g/mile(0.18g/km)と厳しく、欧州の試験モードであるECモードでは、エンジン始動から40秒間の排出ガスが規制対象外となるのに対し、アメリカ連邦の試験モードであるFTP75モードでは、エンジン始動から全ての排出ガスが規制対象となっており、氷点下域の排出ガス規制としては最も厳しいものとなっている。さらに米国、欧州では、規制強化が計画されており^{(17)~(19)}、その動向を図1-5に示す。

また、近年では、モータリゼーションの進展が著しいアジア諸国の都市部において、大気汚染が深刻な問題として排出ガス低減の対応が迫られている。アジア各国は、図1-6に示すように欧州の排出ガス基準を導入する環境政策を取っている⁽²⁰⁾。

以上のように、自動車用ガソリンエンジンを取り巻く環境変化は著しく、今後ますます、機関熱効率の向上による低燃費化と共に、排出ガスのクリーン化が強く求められる。

図 1-7 に国際エネルギー機関 (IEA: International Energy Agency) が ETP2012 (Energy Technology Perspective 2012) で報告した将来パワートレートの台数推定を示す⁽²¹⁾。今後 30 年以上に渡って世界の自動車販売台数は増加し、新政策シナリオ (New Policies Scenario)、ブルーマップシナリオ (Blue Map Scenario) の両シナリオにおいても、内燃機関を搭載した車両が半数以上を占めると推定されているが、その地位を確保するためには、低燃費化(CO2 低減)と排気ガスのクリーン化の両立が重要である。

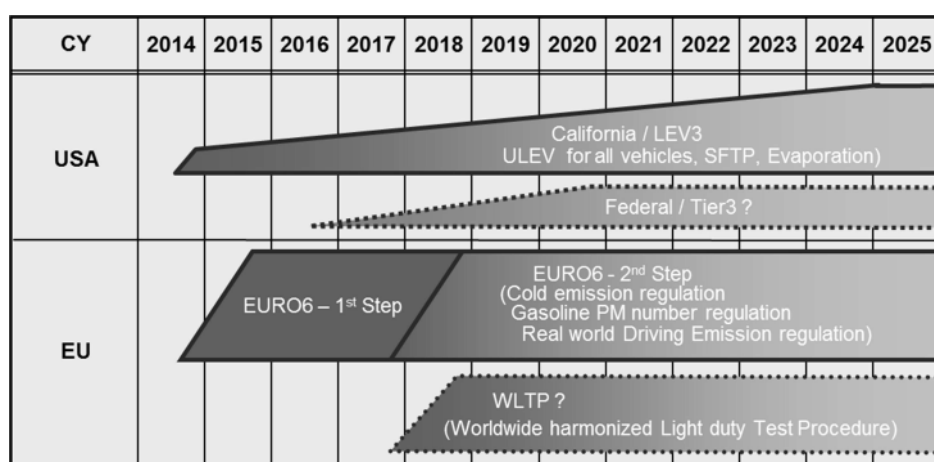


Figure 1-5 Tailpipe emission limits trends in USA and EU ⁽¹⁷⁾

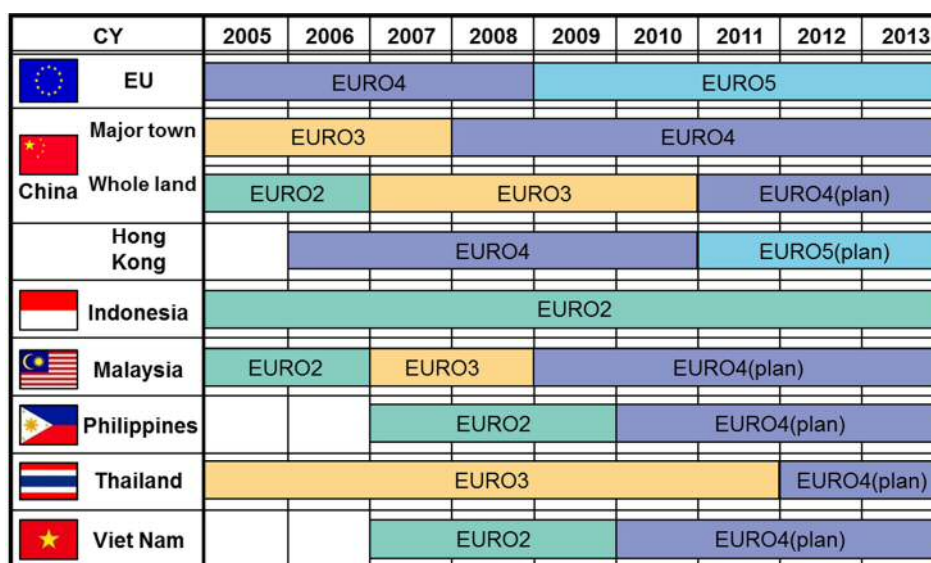


Figure 1-6 Transition of tailpipe emission limits in Asian countries ⁽²⁰⁾

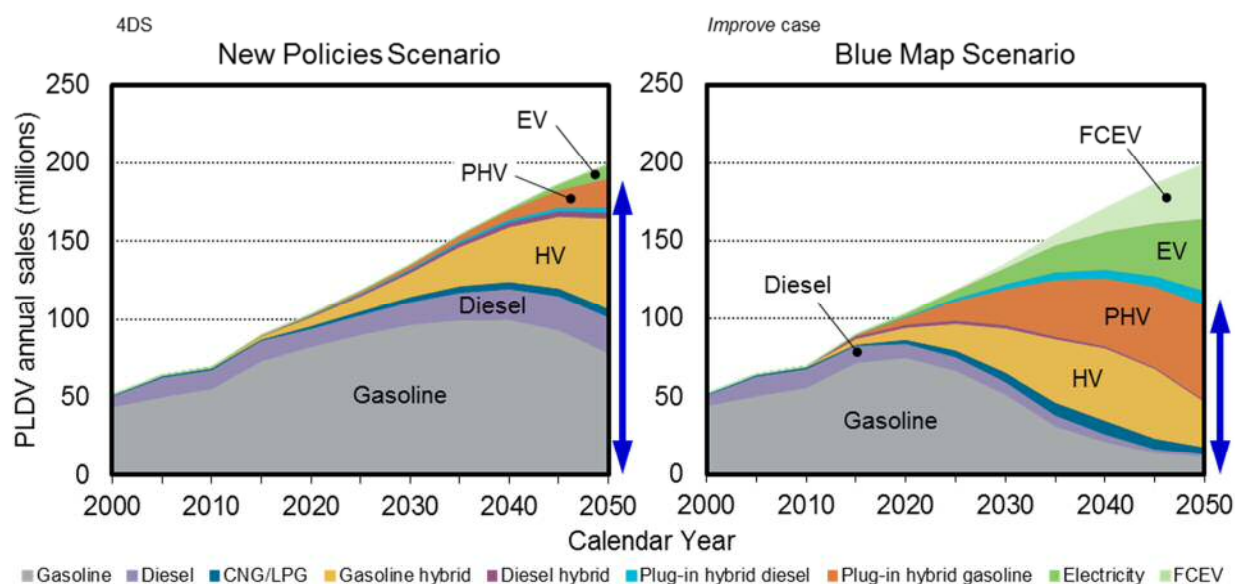


Figure 1-7 Global portfolio technologies for passenger LDVs⁽²¹⁾

1.1.2. ガソリンエンジンの燃料供給系の変遷と課題

自動車用ガソリンエンジンの燃料供給系は、その時代のニーズや環境の変化に対応して、多くの研究開発により技術革新がなされてきた。ここでは、日本におけるガソリンエンジンの燃料供給系の変遷について述べる。1960年代の燃料供給系は気化器が主流で、ダウンドラフトタイプ、サイドドラフトタイプの気化器や、可変ベンチュリ式気化器等、エンジン出力と燃費を追求した開発が行われた。

1973年の排気ガス規制を機に、これまでの開発に加えて排気浄化に対する技術開発が行われた。自動車メーカー各社は、独自のエンジンコンセプトを開発し、それに対応した気化器システムが開発された。その代表例が、ホンダ CVCC エンジン用の気化器で、副室に燃料を供給する小径ベンチュリを適用した CVCC エンジン専用の気化器が開発された。

1975年と1978年に、排出ガス規制の強化が行われ、特に1978年の規制値（昭和53年度規制）は、HC、NO_x、COの全ての規制値を未対策車の約10分の1に低減するという厳しい規制であった。この規制に対応するために、三元触媒とO₂センサによる空燃比（Air Fuel Ratio；以後、A/Fと記す）フィードバックシステムが採用された。このシステムは、排気系に装着されたO₂センサによりエンジンに供給される混合気のA/Fを理論空燃比にフィードバック制御し、三元触媒によりHC、NO_x、COの三成分を同時に浄化するシステムである。

気化器の空燃比制御性には限界があるため、「気化器フィードバック制御三元触媒システム」や、

筆者らが開発した「二次空気フィードバック制御三元触媒システム⁽²²⁾」が市場に導入された。更に空燃比制御性の向上を図るため、気化器の進化版としてシングルポイントインジェクションシステム (SPI; Single Point Injection) が製品化された。筆者らが開発した「セントラルインジェクションシステム (Ci)⁽²³⁾」を図 1-8 に示す。「セントラルインジェクションシステム (Ci)」は電子制御燃料噴射システムであるが、気化器と同様に吸気マニホールドの集合部に搭載し燃料を供給するため、各気筒の燃料分配の制約から吸気マニホールドの設計自由度が低く、吸気マニホールドへの燃料付着に起因するエンジン始動・暖機過程での空燃比制御性に課題があり、ポート噴射式 (MPI; Multi Point Injection, 以後、MPI と記す) ガソリンエンジンが電子制御燃料噴射システムの主流となっていくた。

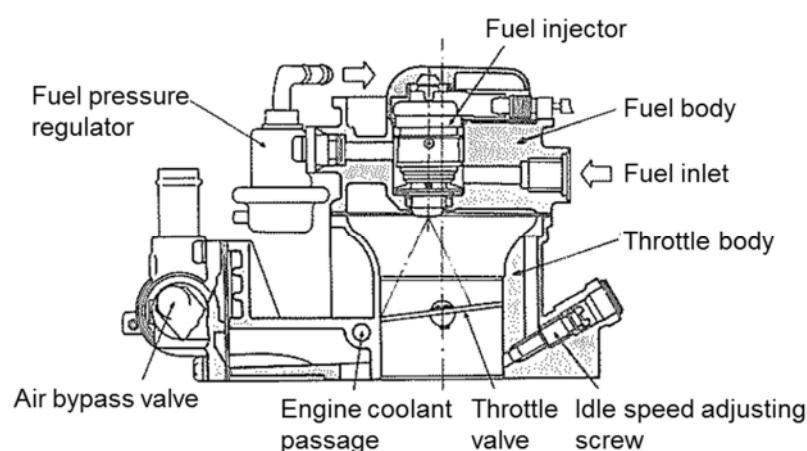


Figure 1-8 Schematic of newly developed single point injection (Ci)⁽²³⁾

1980年代になると、燃料噴射装置、電子制御技術、触媒システムの進歩とともに、排出ガス規制に対応した技術が確立され、それに伴い、再びエンジン出力向上と燃費向上に対応した技術開発が盛んに行われた。図 1-9 に MPI の一般的なシステム構成⁽²⁴⁾を示す。MPI 用燃料噴射弁は、吸気バルブ上流の各吸気ポートに搭載されているため、始動・暖機過程での吸気ポート壁面への燃料付着が空燃比制御性に悪影響し、三元触媒が活性温度に到達するまでに発生する未燃炭化水素 (HC) の排出が課題となる。未燃炭化水素 (HC) の低減手段として、燃料噴射弁から噴射する燃料の微粒化が有効である。

図 1-10 に MPI 用燃料噴射弁の変遷を示す⁽²⁴⁾。燃料の微粒化手段として、噴孔数を増やして噴孔径を小さくする多噴孔型噴射弁や、噴孔部から噴射された燃料に空気を衝突させるエアアシスト噴射弁^{(25),(26)}や、噴射弁の本体に加熱部を設けて加熱した燃料を噴射する加熱燃料噴射弁^{(27),(28)}が製品化されている。

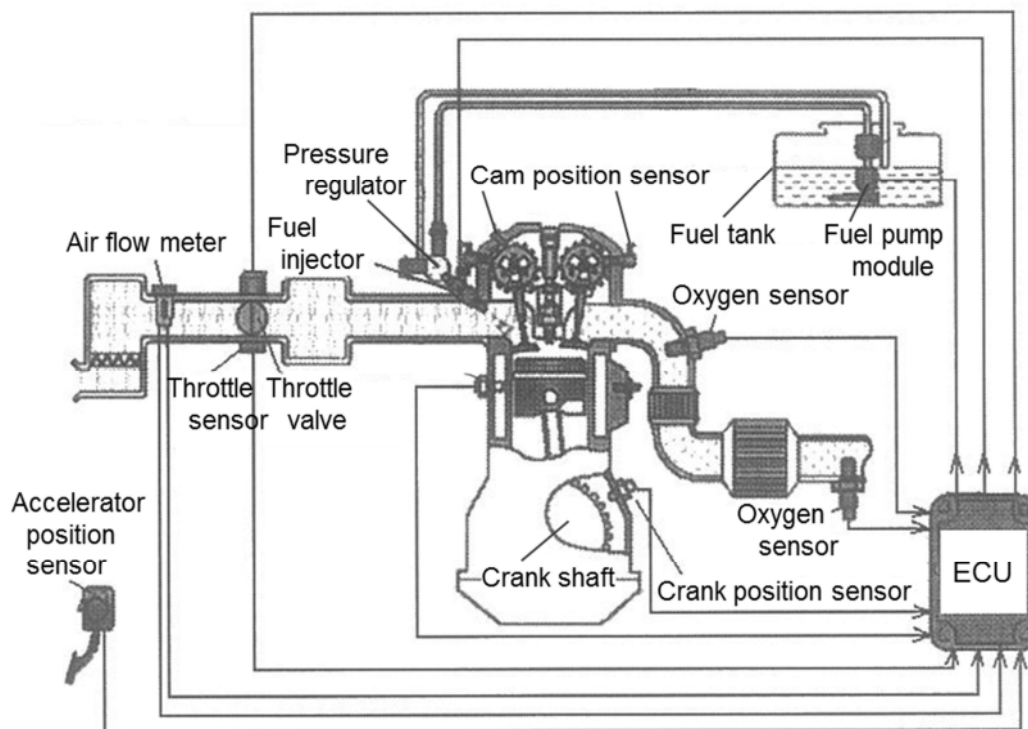


Figure 1-9 Schematic diagram of multi point injection system (MPI) ⁽²⁴⁾

Year	1986 ~	1989 ~	1996 ~	1997 ~	1999 ~	2002 ~
Nozzle type	Pintle 1-Jet	1 hole 2-Jet	4 holes 2-Jet	4 holes 2-Jet Air assist	12 holes 2-Jet Straight nozzle	12 holes 2-Jet Taper nozzle
Atomization SMD(μm)	250 μm					50 μm

Figure 1-10 History of atomization technology ⁽²⁴⁾

1996年には、日本の自動車会社から世界に先駆けて筒内噴射式(DISI; Direct Injection Spark Ignition, 以後、DISIと記す)ガソリンエンジンが実用化され^{(29),(30)}、直噴の特長である燃料の気化潜熱による吸入空気冷却により体積効率が5~6%向上し、高出力化と高圧縮比化による低燃費化を実現している。高圧燃料噴射弁には、燃料の微粒化手段としてスワールノズルが採用されている。2000年には、筆者らが開発したスリットノズル(ファンスプレー)が採用された高圧燃料噴射弁が実用化され、低燃費化と排気ガスのクリーン化の両立が図られている。

自動車用ガソリンエンジンの燃料供給系は、その時代のニーズや環境変化に対応して、気化器か

ら MPI へ変わり、MPI から DISI へと変わりつつあるが、今後の CO₂ 排出量削減に向けた燃費改善や、排気ガス規制への対応と機関性能の向上の両立を図るためには、機関本体の熱効率向上だけでなく始動・暖機過程の燃料噴射量の低減も重要となる。特に、排気ガス規制への対応では、触媒が活性温度に達していない冷間始動時および暖機過程のエンジンから排出される未燃炭化水素（以後、エンジン排出 HC と記す）の低減が求められ、エンジン排出 HC の発生に大きく影響する機関壁面への付着燃料の低減（MPI エンジン；吸気ポート壁面およびシリンダ壁面への燃料付着低減、DISI エンジン；シリンダ壁面への燃料付着低減）が重要となる。

1.2. 本研究の位置づけと目的

前節までに述べたように、今後 30 年以上に渡って世界の自動車販売台数は増加し、その中で、動力源として内燃機関を搭載した車両が、半数以上を占めると予測されている⁽²¹⁾。その地位を安定的に確保するためには、今後、ますます厳しくなる有害物質を低減するための排気ガス規制や、地球温暖化防止のための燃費規制（CO₂ 低減）への対応が求められる。

自動車用ガソリンエンジンの課題を大きく二つに分類すると、一つ目は、完全に暖機された後の機関の熱効率向上による燃費改善（CO₂ 低減）である。完全暖機の状態では、三元触媒の温度が活性温度を越えているため、有害物質（HC, NO_x, CO）は、ほぼ 100% 浄化されクリーンな排気ガスとして排気管から排出される。二つ目は、冷間始動時および暖機過程の有害物質低減である。特に、エンジンから排出される未燃 HC の低減である。

図 1-11 に、MPI システムを搭載した車両で、米国 LA#4 モードを走行した時の始動・暖機過程である初期の炭化水素(HC)排出挙動を示す。触媒コンバータへの未燃 HC の物理的吸着・脱離現象を伴う⁽³¹⁾が、始動後約 30 秒間は触媒の温度が低く化学的活性が不十分であるため、ほとんどは浄化されることなく未燃 HC が大気中へ放出される。このため始動・暖機過程のエンジン排出 HC を直接低減することが重要であり、特にこの過程の混合気形成の解明とその改善が要望されている^{(32),(33)}。しかしながら、量産型実機エンジンでの始動・暖機過程における混合気形成およびエンジン排出 HC 特性の定量的把握は、複雑かつ困難であるため十分になされていない^{(34),(35)}。

本研究では、2 つ目の課題である MPI エンジンと DISI エンジンにおける始動・暖機過程のエンジン排出 HC 低減に着目して、可視化エンジンによる燃料挙動の定性的な解析と始動第 1 サイクルからの燃料挙動の定量化により、機関壁面に付着した燃料量とエンジン排出 HC の関係について明らかにし、有害物質であるエンジン排出 HC 低減を実現するためのエンジン制御や燃料噴射系を含めたエンジン設計の指針を出すことを目的とした。

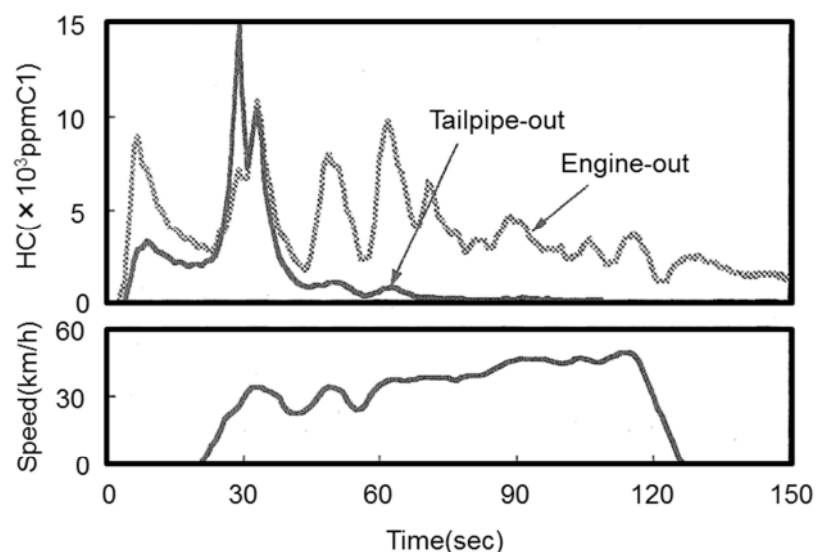


Figure 1-11 HC concentration during the just after engine start (LA#4)

具体的には、下記に示す6つの事項について研究を行った。

- (1) 可視化型ポート噴射式 (MPI) ガソリンエンジンでの燃料挙動、燃焼挙動を可視化する技術を開発し、機関壁面 (吸気ポート壁面およびシリンダ壁面) への燃料付着と燃焼挙動の関係について解明する。
- (2) 油圧駆動型ポート噴射式 (MPI) ガソリンエンジンでの始動第1サイクルから、サイクル毎の燃料挙動を定量化する計測技術を開発し、エンジン条件や設計因子が機関壁面 (吸気ポート壁面およびシリンダ壁面) への燃料付着に及ぼす影響について解明し、燃料付着量の低減方法について検討する。
- (3) 量産型ポート噴射式 (MPI) ガソリンエンジンでの未燃炭化水素(HC)の排出挙動を(2)項で得られた燃料挙動の解析結果と比較し、機関壁面 (吸気ポート壁面およびシリンダ壁面) への燃料付着の挙動とエンジン排出HCの関係について解明する。
- (4) 油圧駆動型筒内噴射式 (DISI) ガソリンエンジンでの始動第1サイクルから、サイクル毎の燃料挙動を定量化し、エンジン条件や設計因子が機関壁面 (シリンダ壁面) への燃料付着に及ぼす影響について解明し、燃料付着量の低減方法について検討する。

- (5) MPI, DISI 用燃料噴射弁の噴霧特性と燃料挙動の関係について明らかにし, エンジン排出 HC の低減方法について検討する.
- (6) 第二世代 DISI 用に開発したスリットノズル (ファンスプレー) 内の燃料流れの数値解析と噴霧特性との関係について明らかにし, 噴霧特性が混合気形成に及ぼす影響について解析する.

1.3. 本論文の構成

本論文は, 9章より構成される. 第1章では, 自動車用ガソリンエンジンを取り巻く環境変化とガソリンエンジンの燃料供給系の変遷について示し, 今後, さらに厳しくなる有害物質を低減するための排気ガス規制や, 地球温暖化防止のための燃費規制 (CO₂低減) に対応するための解決すべき課題について述べる.

その課題の中で, 排気系触媒浄化システムが不活性である冷間時のエンジン始動・暖機過程におけるエンジン排出 HC の低減として機関壁面への燃料付着低減の重要性を記述し, 本研究の位置づけと目的を示す.

第2章では, 本研究に関連する従来の研究について, 特にエンジンから排出される未燃 HC について, エンジン本体の設計諸元に起因するものと, 燃料噴射系やエンジン制御系に起因する研究について述べる. また, 排気系触媒浄化システムが不活性な条件での後処理技術による HC 低減に関する研究についてもふれ, 本研究の必要性, 重要性について示すとともに対象とする研究課題について明記する.

第3章では, MPI エンジンの燃料挙動について, 車両搭載エンジンの実現象をできるだけ忠実に可視化する可視化型多気筒エンジンと可視化方法について概説し, 冷間時のエンジン始動・暖機過程の噴射燃料のマクロ挙動について明らかにする. 特に, 吸気ポート壁面への燃料付着や, シリンダ壁面への燃料付着の挙動について定性的ではあるが明らかにし, この燃料挙動と燃焼挙動との関係について述べる.

第4章では, 第3章の燃料挙動の可視化で明らかにした, 吸気ポート壁面およびシリンダ壁面への燃料付着を含めた燃料挙動とエンジン排出 HC の関係を明らかにするため, サイクル毎に定量的解析が可能な, 独自に開発した研究実験エンジン (油圧駆動型多自由度動弁系エンジン) と計測方法について概説する.

また, 本研究実験エンジンを用いて MPI エンジンの始動・暖機過程のサイクル毎の燃料挙動を

定量化し、エンジン排出 HC の関係について明らかにする。さらに、機関壁面（吸気ポート壁面およびシリンダ壁面）への燃料付着に影響する代表的な設計因子について定量解析し、冷間時の始動・暖機過程のエンジン排出 HC 低減効果を明らかにする。

第5章では、量産型ポート噴射式（MPI）ガソリンエンジンでのエンジン排出 HC の排出挙動について示す。第4章の定量解析は、ファーストアイドル運転での解析であり、実際の車両におけるエンジン停止状態からのスタータによるクランキング始動を忠実にシミュレートできている訳ではない。そこで、新たに開発したエンジン起動実験装置の概要と計測方法について述べるとともに、研究実験エンジンでの定量解析結果との差異について明らかにし、実車冷間時の実始動過程でのエンジン排出 HC 低減について考察を加える。

第6章では、DISI エンジンの始動・暖機過程の燃料挙動について、第4章で述べた研究実験エンジン（油圧駆動型多自由度動弁系エンジン）を用いて定量解析する。MPI エンジンとの燃料挙動の違いを明らかにし、シリンダ壁面への付着燃料の低減法について効果検証し、エンジン排出 HC の低減効果について明らかにする。

第7章では、筆者がトヨタ自動車株在籍中に取り組んだ MPI および DISI 用燃料噴射弁の微粒化改善について述べる。

MPI 用燃料噴射弁では、4 弁エンジン化にともなう噴霧特性の改善と、その時代のニーズ、環境変化に対応して開発、採用された燃料噴射弁の変遷について概説する。特に、4 弁エンジン特有の課題について述べ、エアアシスト噴射弁と多噴孔高微粒化噴射弁の実機検討結果と CFD 解析結果を示すとともに MPI 用燃料噴射弁への要求特性を明らかにする。

DISI 用燃料噴射弁では、2000 年に量産化された新規コンセプトの第二世代 DISI に採用されたスリットノズル（ファンスプレー）の噴霧特性について、従来のスワールノズルの噴霧特性と比較して示し、スリットノズルの噴霧特性を決定する設計因子について明らかにする。

第8章では、第7章で述べたスリットノズル（ファンスプレー）の噴霧形状および噴霧特性に影響する設計因子についてスリットノズル内の燃料流れを数値解析し、これらの噴霧特性が混合気形成に与える影響について明らかにする。また、各種エンジンにも適用できるように支配的設計パラメータを明らかにする。

最後に第9章では、第3章～第8章で得られた研究成果をまとめるとともに、将来に向けたさらなる課題と今後の展望について述べ、本論文を閉じる。

参考文献

- (1) OICA correspondents survey, World Motor Vehicle Production by Country and Type, (1999-2013)
- (2) 大川正尋, 自動車技術, “年鑑”, Vol.56 No.8, pp.76-81, (2002)
- (3) 資源エネルギー庁, “総合エネルギー統計 エネルギーバランス表”, 2012年度, (2014)
- (4) 日本自動車工業会, “日米欧などにみる燃費規制の現状と今後”, JAMAGAZINE, 2008年12月号, pp.1-2, (2008)
- (5) 日本自動車工業会, “進む自動車のCO₂削減技術”, JAMAGAZINE, 1999年6月号, pp.4-7, (1999)
- (6) 日本自動車工業会, “2002年世界の自動車産業を展望する”, JAMAGAZINE, 2002年1月号, pp.5-7, (2002)
- (7) NEDO 技術開発機構, “アルミニウムの不純物無害化・マテリアルサイクル技術開発”, p.136, (2005)
- (8) Wunsche, P., Sams, T., Cartellieri, W., “The Heavy Duty Diesel Engine to Comply with Future Exhaust Emission Legislation”, IWPS (International Workshop on Next Generation Power Systems for Automobiles) 2000, pp.138-147, (2000)
- (9) 中央環境審議会, “今後の自動車排気ガス低減対策のあり方について”, 3次答申, (1998), および4次答申, (2000)
- (10) 大聖泰弘, “21世紀のくるま社会—環境・エネルギー問題の克服に向けて—”, 自動車技術, Vol.56, No.1, pp.18-24, (2002)
- (11) 環境省中央環境審議会, “地球温暖化対策推進大綱の評価・見直しを踏まえた新たな地球温暖化対策の方向性について(第2次答申)”, (1997)
- (12) 環境省中央環境審議会, “今後の自動車排出ガス低減対策のあり方について(第5次答申)”, (2002)

- (13) California Environmental Protection Agency, “Air Resources Board, California Exhaust Emission Standards and Test Procedures for 2001 and Subsequent Model Passenger Cars, Light-Duty Trucks, and Medium-Duty Vehicles”, pp.1-6, (2000)
- (14) Office of the Federal Register National Archives and Records Administrations, “40 Code of Federal Regulation Part86”, (2000)
- (15) COMMISSION OF THE EUROPEAN COMMUNITIES, Proposal for a REGULATION OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND THE COUNCIL on type approval of motor vehicles with respect to emissions and on access to vehicle repair information, Directive 72/306/EEC, (2005)
- (16) EPA, Federal Register, Vol.72, No.37, (2007)
- (17) DELPHI, Worldwide Emissions Standards, pp.4-51, (2012/2013)
- (18) EPA, Federal Register, Vol.79, No.81, (2014)
- (19) CARB, Final Regulation Order, “LEV3”, (2012)
- (20) 小林英夫, 他 2 名, “環境対応 進化する自動車技術”, 日刊工業社, pp.128-130, (2008)
- (21) IEA, Energy Technology Perspectives 2012, p.443, Fig.13.18
- (22) 沢田裕, 武田啓壮, 他 2 名, “二次空気フィードバック制御ー三元触媒システムの開発”, 自動車技術会, 学術講演会前刷集, No.801, (1980)
- (23) Takeda, K., Shiozawa, K., Oishi, K., Inoue, T., “Toyota Central Injection (Ci) System for Lean Combustion and High Transient Response”, SAE Paper 851675, (1985)
【SAE の了解を得て, Figure 2 を転載】
Reprinted with permission from SAE paper 95044 (© 1995 SAE International).
Further use or distribution is not permitted without permission from SAE.
- (24) 松尾哲治, 他 2 名, “ガソリンエンジン用インジェクタの微粒化開発”, 会誌「自動車技術」, Vol.59, No.2, pp.39-43, (2005) 【(社) 自動車技術会の了解を得て, 図 1, 図 2 を転載】

-
- (25) K. Harada, R. Shimizu, K. Kurita and M. Muramatsu, “Development of Air-Assisted Injector System”, SAE Paper, 920294, (1992)
- (26) H. Sean Hilbert, et al., “The Effects of Small Fuel Droplets on Cold Engine Emissions Using Ford’s Air Forced Injection System”, SAE Paper, 952479, (1995)
- (27) Frank Zimmermann, et al., “An Internally Heated Tip Injector to Reduce HC Emissions During Cold-Start”, SAE Paper, 1999-01-0792, (1999)
- (28) Boyke Richter, et al., “Influence of Atomization Quality on Mixture Formation, Combustion and Emissions in a MPI-Engine Under Cold-Start Conditions, Part I”, SAE Paper, 2002-01-2807, (2002)
- (29) 岩本裕彦, 他 3 名, “筒内ガソリン噴射エンジン(GDI)の開発”, 三菱自動車テクニカルレビュー, No.9, pp.21-31, (1997)
- (30) 水野宏幸, 他 4 名, “D-4 エンジンの制御システム開発”, トヨタテクニカルレビュー, Vol.47, No.1, pp.30-35, (1997)
- (31) Kubo, S., Yamamoto, M., Kizaki, Y., Yamazaki, S., Tanaka, T., Nakanishi, K., “Speciated Hydrocarbon Emissions of SI Engine During Cold Start and Warm-up”, SAE Paper, 932706, (1993)
- (32) J. W. Fox, K. D. Min, W. K. Cheng, J. B. Heywood, “Mixture Preparation in a SI Engine with Port Fuel Injection During Starting and Warm-Up”, SAE Paper, 922170, (1992)
- (33) S. K. Fulcher, B. F. Gajdeczko, P. G. Felton, F. V. Bracco, “The Effects of Fuel Atomization, Vaporization, and Mixing on the Cold-Start UHC Emissions of a Contemporary S.I. Engine with Intake-Manifold Injection”, SAE Paper, 952482, (1995)
- (34) Michael J. Sampson, John B. Heywood, “Analysis of Fuel Behavior in the Spark-Ignition Engine Start-Up Process”, SAE Paper, 950678, (1995)
- (35) Younggy Shin, Kyoungdoug Min, Wai K. Cheng, “Visualization of Mixture Preparation in a Port-Fuel Injection Engine During Engine Warm-up”, SAE Paper, 952481, (1995)

第2章 本研究に関連する従来の研究

第1章で述べたように、今後、ますます厳しくなる排気ガス規制や、地球温暖化防止のための燃費規制（CO₂低減）に対応していくためには、排気系触媒浄化システムの温度が活性温度に到達していない冷間時のエンジン始動・暖機過程の燃料噴射量を低減し、有害物質であるエンジン排出HCの低減と低温環境下での走行時の燃費改善が求められる。エンジンから排出される未燃HCの発生は、エンジン本体の設計諸元に起因するものと、燃料噴射系やエンジン制御系に起因するものが考えられる。これらに関する従来の研究について述べるとともに、排気系触媒浄化システムが不活性な条件での後処理技術によるHC低減に関する従来の研究についても述べる。

本章の第1節では、エンジン排出HCの低減として、エンジン本体設計での低減に関する研究と燃料噴射系やエンジン制御系での低減に関する研究について紹介し、第2節では、排気系触媒浄化システムでのHC低減に関する研究について紹介する。第3節では、従来の研究を基に本研究で対象とする研究課題について言及する。

2.1. エンジン排出未燃炭化水素の低減に関する研究

本節では、エンジンから排出される未燃HCの低減として、エンジン本体設計での低減に関する研究とエンジン制御や燃料噴射系での低減に関する研究について述べる。

2.1.1. エンジン本体設計での低減に関する研究

ガソリンエンジンのエンジン本体の設計諸元とHC排出メカニズムについては、排気ガスの大気環境への影響が問題となる1960年代以前では、エンジンの出力性能、燃費性能の向上をめざす燃焼研究の一環として、また1960年代以降では、これに加え大気環境改善の観点からその排出低減を目的に、数多くの研究者が様々な方向から幅広い研究を行っている。

特にMITのJ. B. Heywoodとそのグループは、1970年代からこのテーマの研究に取り組んでいる^①。1993年に発表された論文で、その発生メカニズムについて体系的にまとめ報告している^②。彼らはこの報告で、下記に示す6項目をエンジン排出HCの発生メカニズムと説明しており、これがガソリンエンジンから排出される未燃HCの排出メカニズムとしてエンジン燃焼の研究者の定説となっている。

- (1) 燃焼室クレビス部
- (2) シリンダ壁面オイルフィルムへの燃料の吸着・脱離
- (3) 燃焼室内デポジットへの燃料の吸着・脱離
- (4) クエンチング層の未燃焼ガス
- (5) 燃焼室内の残留液状燃料
- (6) 排気バルブのリーク

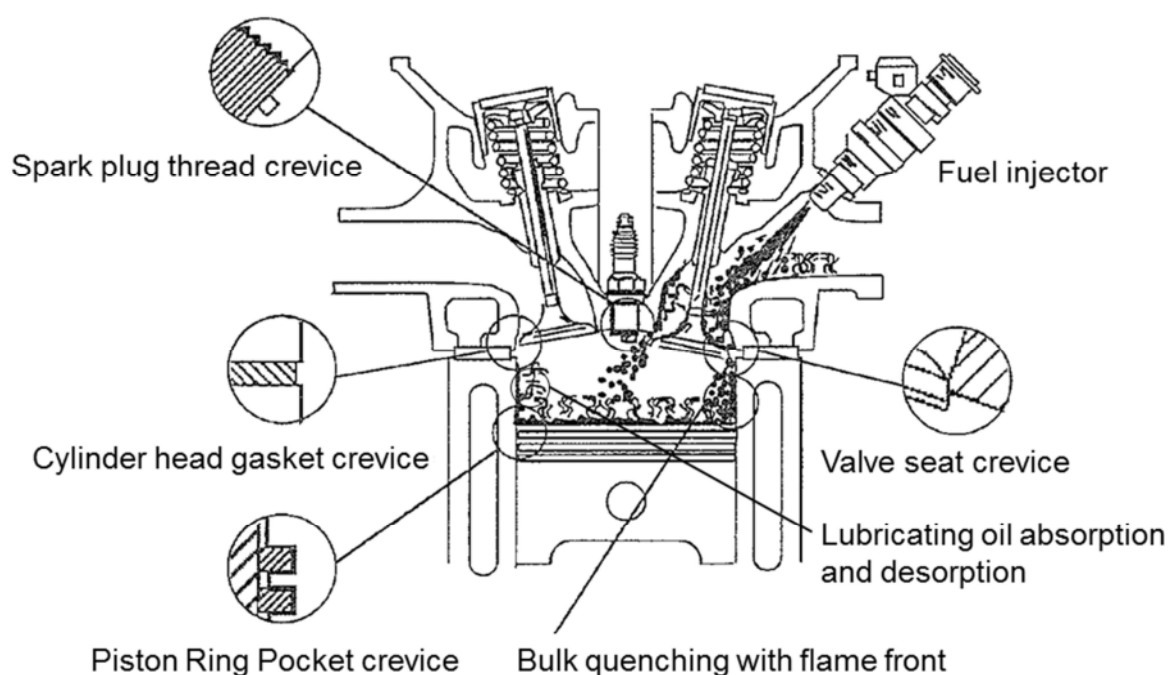


Figure 2-1 Overview of unburned hydrocarbon emissions mechanisms in SI engines ⁽²⁾

図 2-1 に、燃焼室部分での未燃 HC 排出メカニズムの概説を示す。上記(1)～(6)の個々の項目についても、排気ガス規制強化の動きにつれて 1980 年代後半から再び可視化実験、筒内ガスサンプリング、数値解析など、近年の新しい解析手法による研究が実施され、報告されるようになってきている。これらの研究の中では、従来からの圧縮比の影響など燃焼後期の火炎伝播とクエンチング層における未燃 HC の排出挙動^{(3)~(5)}に加え、シリンダに流入した液状燃料のシリンダ壁面のオイルフィルムへの吸着・脱離^{(6)~(12)}や、ピストン、エンジンバルブ、点火プラグ、ヘッドガスケット等のクレビス部への流入・脱離、そして、ピストン、エンジンバルブ、点火プラグ部などの燃焼デポジットへの吸着・脱離など、付着燃料の挙動に着目した研究が多くなってきている^{(13)~(17)}。

また、シリンダ壁面のオイルフィルムへの噴射燃料の吸着に注目し、この燃料吸着を減少させることを狙った潤滑油組成の研究なども報告されている⁽¹⁸⁾。さらに、ポート噴射式 (MPI) ガソリン

エンジンの燃料挙動解析では、吸気ポート壁面に付着した燃料の液膜厚さの挙動解析⁽¹⁹⁾や、カムシャフト停止機構を装備した単気筒エンジンでの、氷点下の環境条件を含めた燃料挙動とエンジン排出 HC の関係について定量解析⁽²⁰⁾した研究が報告されている。

2.1.2. 燃料噴射系・エンジン制御系での低減に関する研究

1980年代のガソリンエンジンは、吸気1弁・排気1弁の2バルブエンジンが主流のためピントル型噴射弁（単方向噴霧）が採用されていた。その後、ガソリンエンジンの高出力化の波で、吸気2弁・排気2弁の4バルブエンジンが主流となり、吸気2弁特有の中央隔壁への燃料付着を避けるために、ホール型2方向噴射弁が筆者らによって開発され量産化された⁽²¹⁾。

図2-2に、両燃料噴射弁の構造と噴霧写真を示す。さらに、燃料噴射弁から噴射される燃料の微粒化は、第1章の1.1節でも述べたが、エンジン排出 HC 低減に有効である。微粒化の手段として、図2-3、図2-4に示すように、噴孔数を増やして燃料を微粒化（噴孔径の縮小による噴霧の微細化）する多噴孔噴射弁⁽²²⁾や、噴射された燃料に空気を衝突させて燃料を微粒化するエアアシスト噴射弁^{(23),(24)}が製品化された。その他、燃料噴射弁の本体に電気ヒータを設けて燃料を加熱する燃料加熱噴射弁^{(25),(26)}が採用されている。これらの中で、多噴孔噴射弁は、低コストで燃料の微粒化と噴霧の方向性が両立できるため、現在では、MPIエンジン用燃料噴射弁の主流となっている。

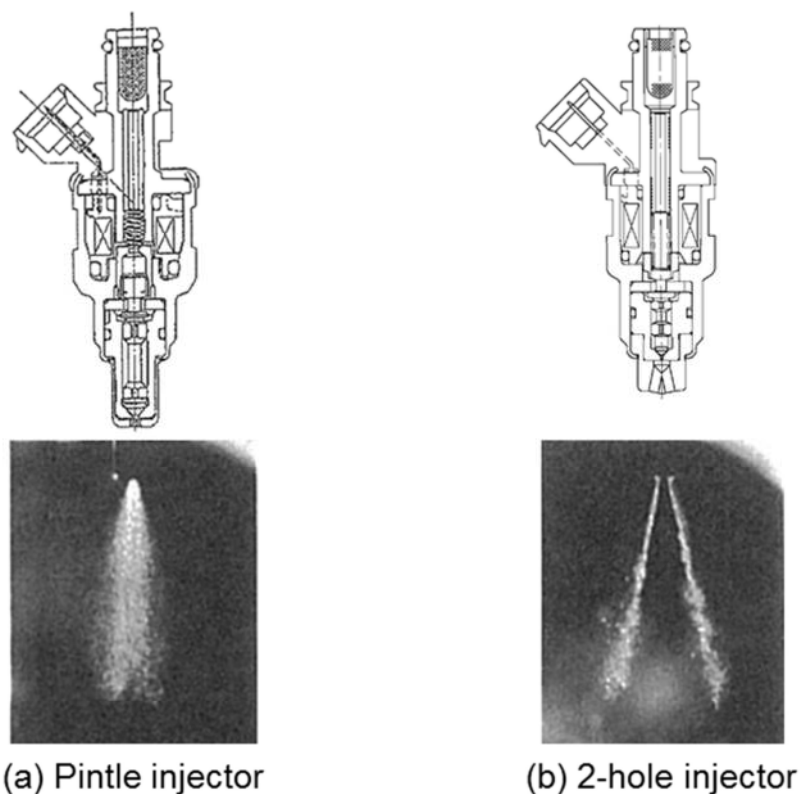


Figure 2-2 Schematic of fuel injectors and spray shapes ⁽²¹⁾

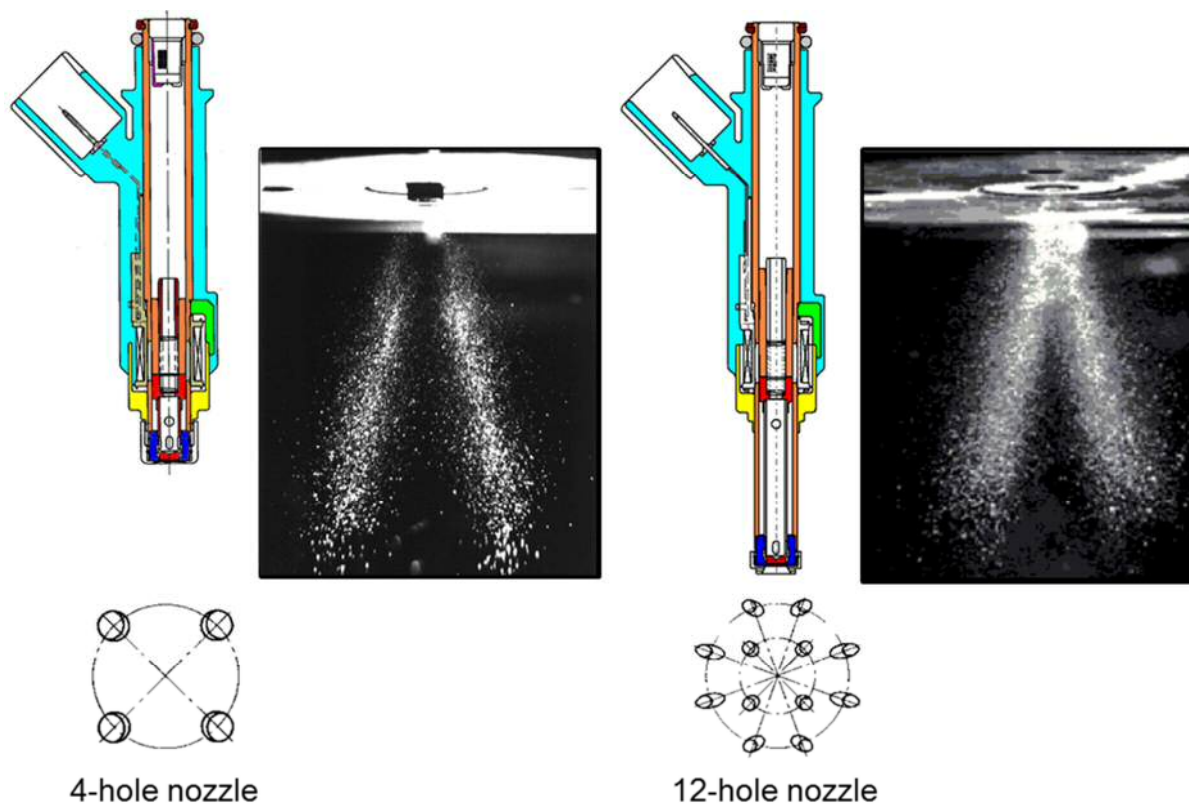


Figure 2-3 Schematic of multiple-hole injectors and spray shapes

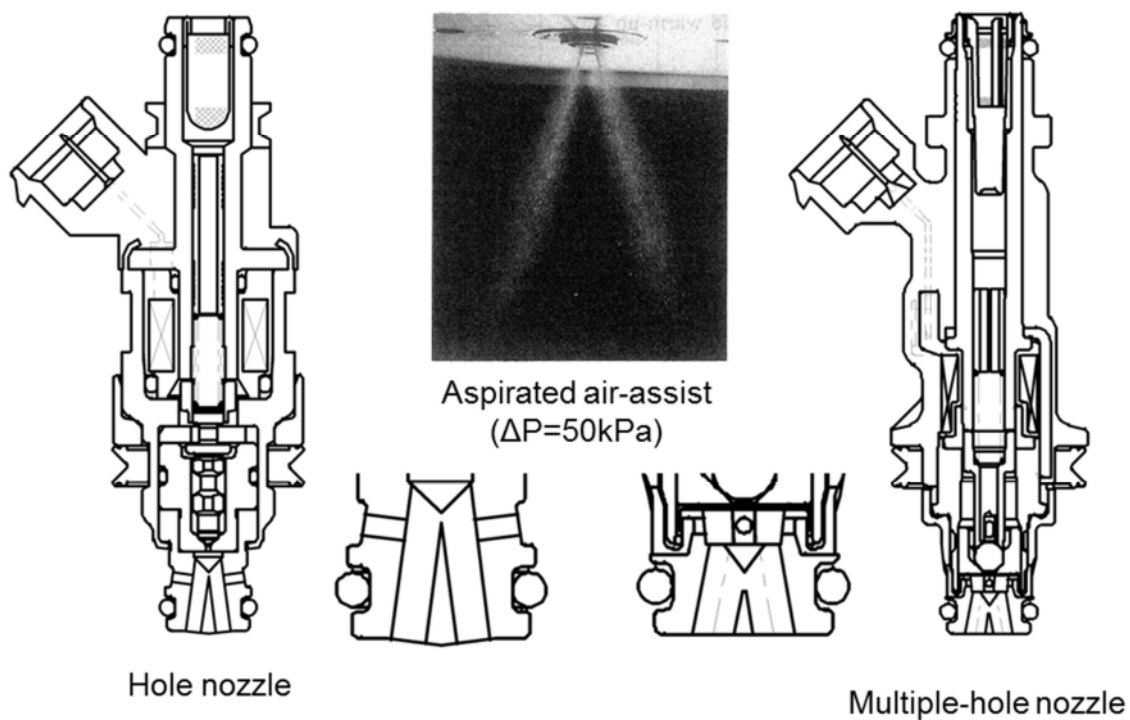


Figure 2-4 Schematic of air-assisted injector

次に、エンジンに吸入される空気の流動制御による混合気形成の改善においては、吸気バルブの開弁・閉弁時期、作用角、リフト量をエンジンの運転状態に応じて最適制御する可変動弁機構が有効な手段となっている。

現在の主流となっている可変動弁機構は、図 2-5 に示すような 3 つの機能に分類される。1 つ目が、作用角やリフト量は固定で吸気バルブの開弁・閉弁時期を変化させて排気バルブとのオーバーラップ量を変化させるもので、代表的なものに VVT-i (TOYOTA)⁽²⁷⁾や、S-VT (MAZDA)⁽²⁸⁾などがあげられる。2 つ目が、カムプロファイルの異なる複数のカムをエンジンの運転状態に応じて切り替えるもので、VTEC (HONDA)⁽²⁹⁾や、MIVEC (MITSUBISHI)⁽³⁰⁾などがあげられる。3 つ目が、カムプロファイルをエンジンの運転状態に応じて連続的に可変するもので、Valvetronic (BMW)⁽³¹⁾、VVEL (NISSAN)⁽³²⁾、VALVEMATIC (TOYOTA)⁽³³⁾などがあげられる。

これらの可変動弁機構は、エンジンから排出される有害物質の低減と燃費の向上 (CO₂ 低減) に効果があるため、多くのガソリンエンジンに採用されている。

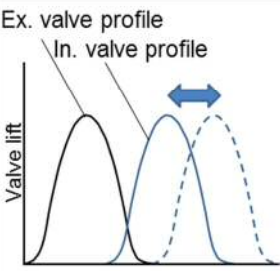
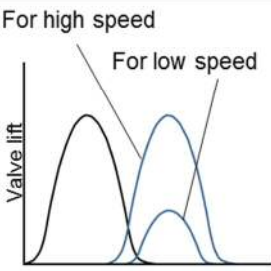
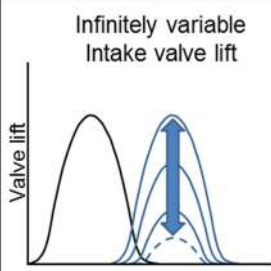
	Valve phase system	Lift and duration change system	
		Cam switching	Continuous variable
Valve profile	Ex. valve profile In. valve profile  Crank angle	For high speed For low speed  Crank angle	Infinitely variable Intake valve lift  Crank angle
Implementations	VVT-i(TOYOTA) S-VT(MAZDA) VANOS(BMW) VarioCam(PORSCHE)	VTEC(HONDA) MIVEC(MITSUBISHI) NEO-VVL(NISSAN) VVTL-i(TOYOTA)	Valvetronic(BMW) VVEL(NISSAN) VALVEMATIC(TOYOTA)

Figure 2-5 Kinds of valve timing control system ⁽²⁷⁾

2.2. 排気系触媒浄化システムでの未燃炭化水素の低減に関する研究

本節では、排気系触媒浄化システムを活用して、エンジン冷間始動から暖機過程で排気管から排出される未燃 HC を低減する研究について述べる。

触媒の早期活性化において、エンジン制御の側面からは、点火時期を圧縮上死点後に設定することで、排気損失を増大させて、触媒の早期暖機を行う点火時期遅角制御がある⁽³⁴⁾。しかし、点火時期の遅角制御を行うと燃焼が不安定となりエンジンのドライバビリティが悪化するため、混合気形

成の改善手段と併用して実施する必要がある。また、排気温度の上昇で触媒の早期活性を行うもう1つの手段として、排気管に空気を導入して排気管内で未燃 HC の酸化反応を促進させる二次空気供給システムもある^{(35),(36)}。

さらに、電気エネルギーを活用して、触媒を加熱させる電気加熱式触媒がある⁽³⁷⁾。しかし、これらの低減手段は、排気損失、駆動損失の増加や、電気負荷の増加により、燃費悪化を伴う。これに対して、触媒が活性温度に到達する前に発生するエンジン排出 HC を処理するシステムとして、HC 吸着システムがある⁽³⁸⁾。これは、エンジンから排出される未燃 HC を吸着触媒に一時的に吸着して捕集し、触媒が活性温度以上になってから吸着した HC を三元触媒で浄化するシステムであるが、後処理システムが複雑化し、コストアップを伴う。

2.3. 本研究で対象とする研究課題

前節で述べた各種排出ガス低減法を用いても、冷間時の始動初期にエンジンから排出される未燃 HC は非常に多く発生し、後処理が困難である。その理由として、始動時の着火性を確保するために燃焼に使用される以上の燃料量を燃料噴射弁から噴射していることや、燃焼変動によるドライバビリティの悪化が予想される点火時期遅角制御の導入が難しいことがあげられる。

また、酸素センサが活性化しておらず空燃比のフィードバック制御ができないこともあげられる。酸素センサが活性化するまでの時間は、エンジンの始動開始から 8 秒程度は必要である⁽³⁹⁾。また、点火遅角制御においても、エンジンから排出される未燃 HC の低減効果が出現するまでには、8 秒程度の時間が必要となる⁽⁴⁰⁾。これらの時間は、始動時の環境温度が低下するほど長くなる傾向があるため、始動初期のエンジンから排出される未燃 HC の低減は非常に困難となっている。

エンジン始動初期の排出 HC 増大の一因と考えられているのが、燃焼に寄与せずに液膜で機関壁面に付着している燃料である (MPI エンジン; 吸気ポート壁面, 吸気バルブ傘部表面, 燃焼室壁面, ピストン頂面およびシリンダ壁面などへの付着燃料, DISI エンジン; 燃焼室壁面, ピストン頂面およびシリンダ壁面などへの付着燃料)。

自動車用ガソリンの燃料組成は、沸点範囲 30°C~200°C (炭素数: C4~C12) で構成されているため、機関本体の壁面温度が低い条件では、燃料噴射弁から噴射された燃料の一部が液状で吸気ポート、吸気バルブ、燃焼室、ピストンおよびシリンダなどの壁面に付着する。吸気ポート壁面に付着した燃料は、エンジンが減速した瞬間に筒内に一気に流入するため、エンジン排出 HC の増大を引き起こす。

また、シリンダ壁面などに付着した燃料は、ピストンクレビスに入り込み^{(41),(42)}、クエンチング層の HC 濃度を上昇させ、排気行程のピストン上昇と共にクエンチング層が掻き上げられ未燃 HC

として排出される⁽⁴³⁾。したがって、冷間始動時のエンジン排出 HC の低減には、これら機関壁面に付着する燃料を低減するとともに、燃料噴射制御を含めた改善が求められる。

燃料噴射方式により、機関内の燃料挙動は異なる。図 2-6 に、MPI エンジンと DISI エンジンにおける燃料噴射弁の搭載レイアウトを示す。MPI エンジンでは、吸気ポート部に燃料噴射弁を搭載し燃料を噴射するため、吸気ポート壁面、吸気バルブ傘部表面、燃焼室壁面、ピストン頂面およびシリンダ壁面への燃料付着が課題となる。また、DISI エンジンでは、筒内に直接燃料を噴射するため、燃焼室壁面、ピストン頂面およびシリンダ壁面への燃料付着が課題となる。

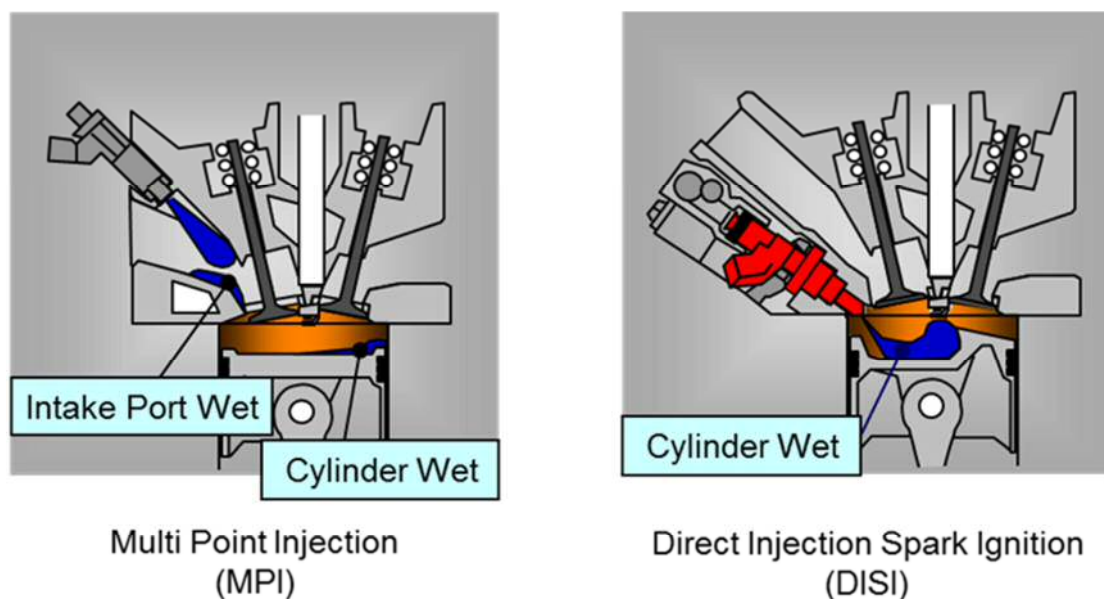


Figure 2-6 Gasoline injection system configuration

両者の噴射燃料の燃料挙動は、噴射弁の搭載位置が異なるため、それぞれについて、燃料挙動とエンジン排出 HC の関係について定量的解析が求められる。MPI エンジンでの吸気ポート壁面への燃料付着の挙動をシミュレーションで予測する取り組みがなされている^{(44)~(47)}。例えば、Aquino ら⁽⁴⁶⁾や、Yunfei Luan ら⁽⁴⁷⁾は、燃料噴霧の壁面への付着と付着した燃料の蒸発をモデル化した X- τ モデルを用いた空燃比 (A/F) 制御を立案している。

しかし、機関壁面への燃料付着の挙動は、エンジン本体の設計諸元 (吸気バルブ開閉時期、排気バルブ開閉時期、空気流制御機構など) や、エンジン制御系 (点火時期制御、燃料噴射時期制御、エンジン回転数・負荷など) の影響を受ける。また、車両環境 (環境温度、燃料性状など) の影響についても大きく受ける。

特に、この現象がより顕著に表れるエンジン冷間始動時を含む過渡運転時は、現象が複雑であることから、高精度なシミュレーションモデルの構築が難しく、機関壁面への燃料付着が伴う燃料挙動とエンジン排出 HC の関係は十分に解明されていない。今後の排気ガス規制強化および燃費規制強化 (CO₂ 低減) に対応していくためには、エンジン冷間始動時および暖機過程の燃料挙動の可視化と定量的な解析が求められる。

参考文献

- (1) R. J. Tabaczynski, J. B. Heywood and J. C. Keck, "Time-Resolved Measurements of Hydrocarbon Mass Flow Rate in the Exhaust of a Spark-Ignition Engine", SAE Paper, 720112, (1972)
- (2) W. K. Cheng, D. Hamrin, J. B. Heywood, S. Hochgreb and K. Min, "An Overview of Hydrocarbon Emissions Mechanisms in Spark-Ignition Engines", SAE Paper, 932708, (1993)
【SAE の了解を得て、Figure 2 を転載】
Reprinted with permission from SAE paper 95044 (© 1995 SAE International).
Further use or distribution is not permitted without permission from SAE.
- (3) E. J. Lyford-Pike and, J. B. Heywood, "Thermal Boundary Layer Thickness in the Cylinder of a Spark-Ignition Engine", Int. J. Heat Transfer, 27(10), pp. 873-1878, (1984)
- (4) E. W. Kaiser, W. G. Rothschild and G. A. Lavoie, "Storage and Partial Oxidation of Unburned Hydrocarbons in Spark-Ignited Engines-Effect of Compression Ratio and Spark Timing", Combustion Science and Technology, Vol.36, pp. 171-189, (1984)
- (5) S. G. Russ, E. W. Kaiser, W. O. Siegl, D. H. Podsiadlik and K. M. Barrett, "Compression Ratio and Coolant Temperature Effects on HC Emissions from a Spark-Ignition Engine", SAE Paper, 950163, (1995)
- (6) E. W. Kaiser, G. A. LoRusso, G. A. Lavoie and A. A. Adamczyk, "The Effect of Oil Layers on the Hydrocarbon Emissions from Spark-Ignited Engines", Combustion Science and Technology, Vol.28, pp.69-73, (1982)

- (7) S. Ishizawa and Y. Takagi, "A Study of HC Emission from a Spark Ignition Engine (The Influence of Fuel Absorbed into Cylinder Lubricating Oil Film)", JSME International Journal, Vol.30, No.260, pp.301-317, (1987)
- (8) J. Schramm and C. Sorenson, "Effects of Lubricating Oil on Hydrocarbon Emissions in SI Engines", SAE Paper, 890622, (1989)
- (9) F. H. Trinker, R. W. Anderson, Y. I. Henig, W. O. Siegl and E. W. Kaiser, "The Effect of Fuel-Oil Solubility on Exhaust HC Emissions", SAE Paper, 912349, (1991)
- (10) B. Gatellier, J. Trapy, D. Herrier, J. M. Quelin and F. Galliot, "Hydrocarbon Emissions of SI Engines as Influenced by Fuel Absorption - Desorption in Oil Films", SAE Paper, 920095, (1992)
- (11) Y. Shin, W. K. Cheng and J. Heywood, "Liquid Gasoline Behavior in the Engine Cylinder of a SI Engine", SAE Paper, 941872, (1994)
- (12) M. G. Norris and S. Hochgreb, "Novel Experiment on In-Cylinder Desorption of Fuel from the Oil Layer", SAE Paper, 941963, (1994)
- (13) A. A. Adameczyk, E. W. Kaiser and G. A. Lavoie, "Combustion Bomb Study of the Hydrocarbon Emissions from Engine Crevices", Combustion Science and Technology, Vol.33, Issue 5-6, pp.261-277, (1983)
- (14) K. Min, W. K. Cheng and J. B. Heywood, "The Effects of Crevices on the Engine-Out Hydrocarbon Emissions in SI Engines", SAE Paper, 940306, (1994)
- (15) N. D. Thompson and J. S. Wallace, "Effect of Engine Operating Variables and Piston and Ring Parameters on Crevice Hydrocarbon Emissions", SAE Paper, 940480, (1994)
- (16) K. Min and W. K. Cheng, "In-Cylinder Oxidation of Piston-Crevice Hydrocarbon in SI Engines", The Third International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines, pp.125-130, (1994)

- (17) K. Min and W. K. Cheng, “Oxidation of the Piston Crevice Hydrocarbon During the Expansion Process in a Spark Ignition Engine”, *Combust. Sci. and Tech*, Vol. 106, pp.307-326, (1995)
- (18) P. Beckwith and J. H. Cooper, “A Lubricant Formulation for Lower Unburned Hydrocarbon Emissions”, *SAE Paper*, 942000, (1994)
- (19) 高橋幸宏, 他 2 名, “ポート噴射式エンジンにおけるポート部付着燃料の液膜厚さ解析” 自動車技術会論文集, Vol.36, No.5, pp.9-15, (2005)
- (20) 高橋幸宏, 他 3 名, “ポート噴射式エンジンにおける筒内付着燃料の分布解析”, 自動車技術会論文集, Vol.40, No.4, pp.1017-1022, (2009)
- (21) M. Iwata, M. Furuhashi and M. Ujihashi, “Two-hole Injector Improves Transient Performance and Exhaust Emissions of 4-valve Engines”, *SAE Paper*, 870125, (1987)
- (22) 松尾哲治, 他 2 名, “ガソリンエンジン用インジェクタの微粒化開発”, 会誌「自動車技術」, Vol.59, No.2, pp.39-43, (2005)
- (23) K. Harada, R. Shimizu, K. Kurita and M. Muramatsu, “Development of Air-Assisted Injector System”, *SAE Paper*, 920294, (1992)
- (24) H. Sean Hilbert et al., “The Effects of Small Fuel Droplets on Cold Engine Emissions Using Ford’s Air Forced Injection System”, *SAE Paper*, 952479, (1995)
- (25) Frank Zimmermann, et al., “An Internally Heated Tip Injector to Reduce HC Emissions During Cold-Start”, *SAE Paper*, 1999-01-0792, (1999)
- (26) Boyke Richter, et al., “Influence of Atomization Quality on Mixture Formation, Combustion and Emissions in a MPI-Engine Under Cold-Start Conditions, Part 1, *SAE Paper*, 2002-01-2807, (2002)
- (27) 守谷嘉人, 他 3 名, “VVT-i システムについて” トヨタテクニカルレビュー, Vol.47, No.1, pp.48-53, (1997)

- (28) 福馬真生, 他 4 名, “S-VT エンジンの紹介”, マツダ技報, No.17, pp.149-153, (1999)
- (29) Yukio Nakayama, et al., “Reduction of HC Emission from VTEC Engine During Cold-Start Condition”, SAE Paper, 940481, (1994)
- (30) 村田真一, 他 5 名, “新型 4 気筒 2.4L MIVEC エンジンの開発”, 三菱自動車テクニカルレビュー, No.15, pp.61-65, (2003)
- (31) J. Liebl, et al., “Die Steuerung der neuen BMW Valvetronic-Motoren”, MTZ, Vol.62, No.7-8, pp.516-527, (2001)
- (32) Shinichi Takemura, et al., “A Study of a Multiple-link Continuously Variable Valve Event and Lift (VVVEL) System”, SAE Paper, 2008-01-1719, (2008)
- (33) 高橋政克, 他 2 名, “新 2.0L バルブマチック付ガソリンエンジンの開発 (特集 環境・エネルギー)”, トヨタテクニカルレビュー, Vol.56, No.1, pp.12-19, (2008)
- (34) S. H Chan and J. Zhu, “The Significance of High Value of Ignition Retard Control on the Catalyst Light-off”, SAE Paper, 962077, (1996)
- (35) Michael E. Crane, et al., “Reduced Cold-Start Emissions Using Rapid Exhaust Port Oxidation (REPO) in a Spark-Ignition Engine”, SAE Paper, 970264, (1997)
- (36) 西沢公良, “ガソリンエンジンのコールドスタートエミッション低減技術について”, 自動車技術, Vol.50, No.9, pp.61-65, (1996)
- (37) 島崎勇一, 他 5 名, “電気加熱式触媒を用いた排出ガス低減技術の研究”, 自動車技術, Vol.50, No.9, pp.66-71, (1996)
- (38) Shinji Yamamoto, et al., “In-line Hydrocarbon (HC) Adsorber System for Reducing Cold-Start Emissions”, SAE Paper, 2000-01-0892, (2000)
- (39) Makoto Nakae, et al., “Development of Planar Air Fuel Ratio Sensor”, SAE Paper, 2002-01-0474, (2002)

- (40) 梅原健, 他 3 名, “冷間 HC 低減システム”, 自動車技術会論文集, Vol.27, No.4, pp.77-82, (1996)
- (41) Wai K, Cheng, et al., “An Overview of Hydrocarbon Emissions Mechanisms in Spark-Ignition Engines”, SAE Paper, 932708, (1993)
- (42) J. A. Eng, et al., “Experimental Hydrocarbon Consumption Rate Correlations From a Spark Ignition Engine, SAE Paper, 972888, (1997)
- (43) Rodney J. Tabaczynski, Time-Resolved Measurements of Hydrocarbon Mass Flow rate in the Exhaust of a Spark-Ignition Engine”, SAE Paper, 720112, (1972)
- (44) Eric W. Curtis, et al., “A New Port and Cylinder Wall Wetting Model to Predict Transient Air/Fuel Excursions in a Port Fuel Injected Engine, SAE Paper, 961186, (1996)
- (45) 永岡真, 他 5 名, “ポート噴射ガソリンエンジン内の燃料挙動の数値解析”, 日本機械学会論文集, 63 巻 611 号, No.96-1416, pp.297-303, (1997)
- (46) C. F. Aquino, Transient A/F Control Characteristics of the 5 Liter Central Fuel Injection Engine, SAE Paper, 810494, (1981)
- (47) Yunfei Luan, et al., “A Simulation Model for Gasoline Engine Cold Start Fuel Calibration, SAE Paper, 2002-01-2802, (2002)

第3章 可視化型ポート噴射式ガソリンエンジンでの 燃料挙動の可視化*

本章では、MPI エンジンでの燃料挙動の可視化について述べる。MPI エンジンにおける吸気ポートおよびシリンダ内の燃料挙動は、過渡運転時の A/F 制御性および排気エミッションに大きな影響をおよぼすため、これまでも多様な方向から研究が進められてきている。

まず、エンジン始動・暖機過程の吸気ポート内での噴射燃料挙動、シリンダ内への流入、混合気形成、燃焼、排出挙動の全体像を把握するため、可視化による解析を試みた。燃料挙動、混合気形成、燃焼挙動の可視化研究は、古くから種々の方法で行われているが^{(1)~(3)}、実験研究用の単筒エンジンを用いる場合が多い。しかし、単筒エンジンでは車両に搭載されている多気筒エンジンの挙動とはかならずしも対応がとれるとは言えない。

特に、エンジン冷間始動から暖機過程のような運転条件では、始動第1サイクルから吸入空気量の時間変化、エンジン回転数変化により、その気筒のみならず次の気筒、次のサイクルの燃料挙動、混合気形成、燃焼挙動に影響をおよぼすため、単筒エンジンで多気筒エンジンの現象を再現することは困難である。

また、エンジンの暖機とともに吸気ポート壁面温度、吸気バルブ表面温度、燃焼室壁面温度およびシリンダ壁面温度が変化するため、単筒エンジンで多気筒エンジンの現象を再現させることは難しい。車両に搭載されたエンジンの実現象をできるだけ忠実にシミュレートさせるため、量産されている多気筒エンジンの改造の範囲で可視化解析実験をすることとした。

表 3-1 に、供試したエンジンの主要諸元を示す。4 弁式直列 4 気筒のポート噴射式 (MPI) ガソリンエンジンをベースに改造した。排気量は、2.2Liter である。また、実験に供試した 2 種類の燃料噴射弁の断面を図 3-1 に示す。(a)は、従来型噴射弁、(b)は、アシスト空気により燃料を微粒化するエアアシスト噴射弁である。図 3-2 に、それぞれの噴霧写真と噴霧粒径を示す。

噴霧粒径はレーザー回折法 (Laser diffraction method, MALVERN 社製 GIS-6135) により計測し、ザウタ平均粒径 (Sauter mean diameter, 以後、SMD と記す) で表している。

噴霧粒径 (SMD) の計測条件を下記に示す。

燃料; n-heptane (密度:0.68376g/cm³@20°C, 粘度:0.4169mPa·s@20°C, 蒸気圧:4.6kPa@20°C)

燃料圧力(P_f) ; 300kPa

噴射期間(τ_i) ; 4.2ms

計測位置 ; ノズル下流 50mm (2 噴霧の片側噴霧の中心部)

計測時期 ; 計測位置で定常噴霧となるタイミングで計測

測定回数 ; 20 回

データ処理方法 ;

- ・分布関数 ; ローレン・ラムラー
- ・多重散乱補正 ; キル補正有り

両者とも 4 弁エンジン (吸気 2 弁・排気 2 弁) 特有の吸気ポート中央隔壁への燃料付着を避けるために、2 方向の噴霧を形成している。

両者の噴霧粒径 (SMD) を比較すると、(a)従来型噴射弁が 320μm 程度であるのに対し、(b)エアアシスト噴射弁は、微粒化度が高く、SMD は 50μm となっている。

Table 3-1 Test engine specifications

Engine Type	4-stroke, In-line, 4-cylinder
Valve Mechanism	DOHC 4Valve
Displacement	2,164cc
Bore, Stroke	87mm, 91mm
Compression	9.5
Fuel System	MPI

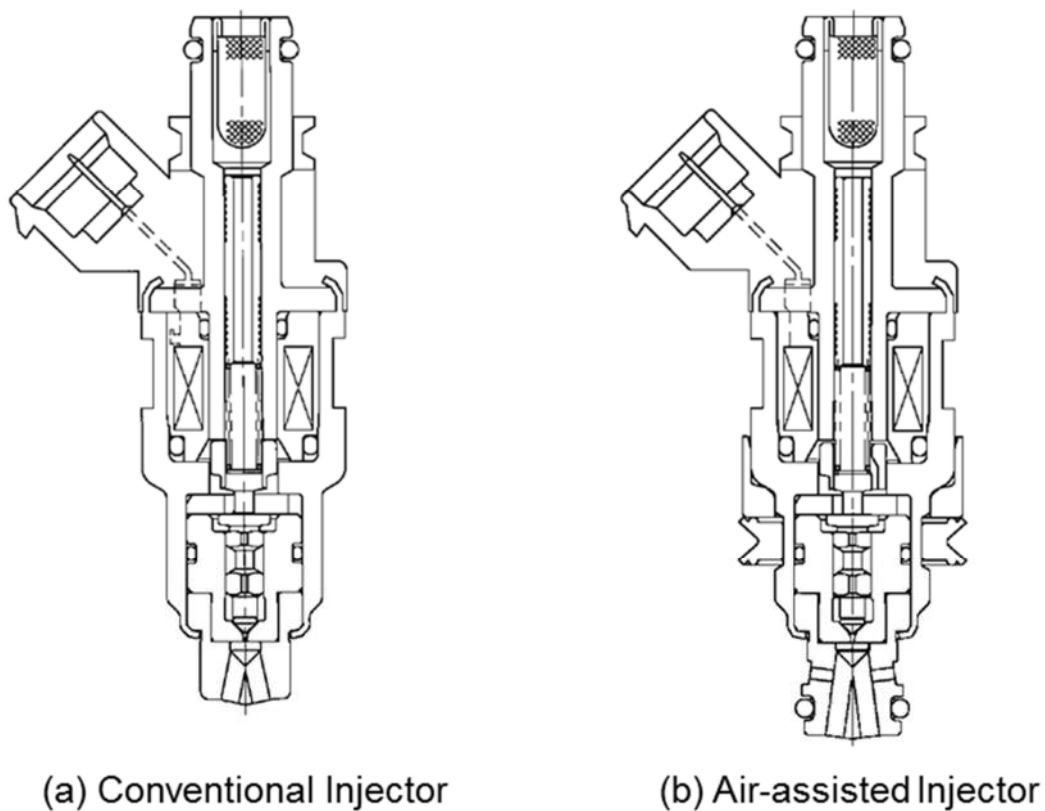


Figure 3-1 Schematic of fuel injectors

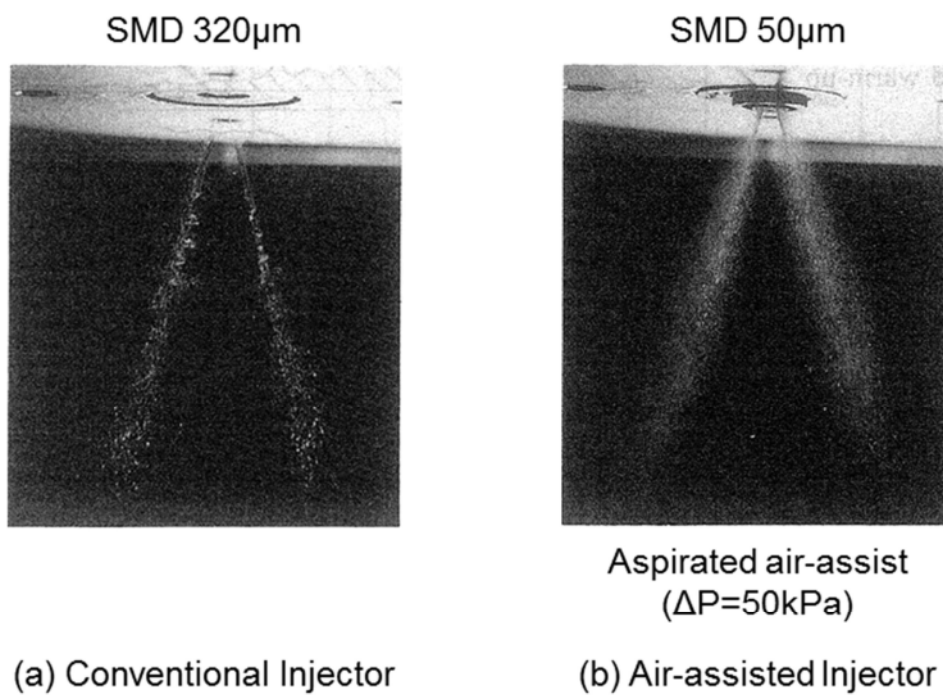


Figure 3-2 Spray shapes

3.1. 吸気ポート内の燃料挙動の可視化

3.1.1. 実験装置および可視化方法

吸気ポート内の燃料挙動観察装置を図 3-3 に示す。吸気ポート内の観察は、付着燃料の挙動に影響をおよぼさないように観察気筒の上流側の吸気マニホールドを透明アクリルとし、吸気ポート内は、エンジン外部に配置された 2 灯のストロボ光源により照明される。超小型カメラは、1/3 インチカラー単板 CCD タイプで、有効画素数 41 万画素である。ストロボ光源はキセノンタイプで、1 フラッシュ当たりのエネルギー; 8J, 閃光時間; 12~25 μ sec を使用した。

カメラの直径は $\phi 12\text{mm}$ で、これを納めるホルダの直径は $\phi 13\text{mm}$ である。吸気ポートの開口面積に対するカメラの投影面積割合は約 10% で、エンジン回転数 (N_e) が 3000rpm 以下であればエンジンの吸気抵抗としての影響は小さい。吸気ポート内の噴霧挙動をより鮮明に撮影するためには、ストロボ光源の配置、照明方向の適合が重要で工夫を要した。

図 3-4 に撮影装置のブロック図を示す⁴⁾。超小型 TV カメラの映像信号は、ストロボ発光と同期して、デジタルのフレームメモリーにホールドすることにより、ストロボ発光による映像のちらつきを無くした。ストロボの発光タイミングを燃料噴射時期に同期させて噴霧挙動を観察した。これにより、噴射時期に対する発光タイミングを変えることにより、目的の時期における噴霧挙動を観察することができる。また、噴射時期に対して発光タイミングをスイープすることにより、噴霧挙動のスロー撮影が可能となる。ストロボ同期ホールドされた画像は市販の VTR に記録・再生される。

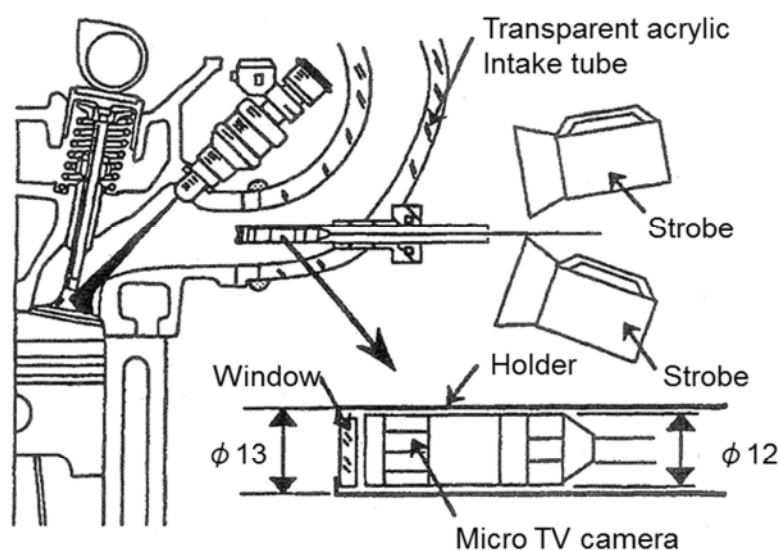


Figure 3-3 Photographic system to observe fuel behavior in the intake port

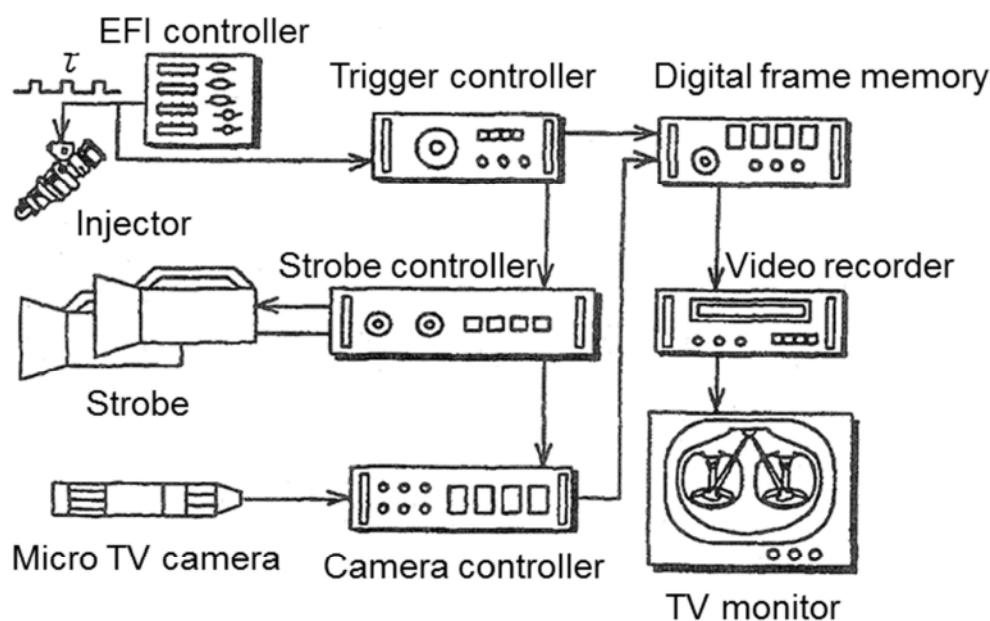


Figure 3-4 Block diagram of the strobe synchronized TV-photographic system

3.1.2. 吸気ポート内の燃料挙動

図 3-5 は、従来型噴射弁でのエンジン冷間運転時（エンジン水温 T_w :30°C）と暖機後の温間運転時（エンジン水温 T_w :80°C）における吸気バルブ閉弁時期に同期して噴射（以後、吸気非同期噴射と記す）した時の噴霧挙動の観察例を示す。運転条件は、スロットル弁が全閉に近い軽負荷運転時（吸気管圧力 P_m :-53.3kPa）である。冷間時は、吸気ポート壁面および吸気バルブ傘部表面ともに温度が低く、また噴射燃料自体も温度が低いため、噴射された燃料は、吸気ポート壁面および吸気バルブ傘部表面に広く付着し、液膜を形成していくことが観察された。これに対して、温間時は、吸気管圧力(P_m)が低く燃料温度も上昇しているため、噴射された燃料からの燃料蒸発が早くなり液状噴霧は少なくなり、液膜面積も大幅に減少している。

図 3-6 は、図 3-5 と同様に、従来型噴射弁でのエンジン冷間運転時（エンジン水温 T_w :30°C）における噴霧挙動で、運転条件は、スロットル弁を開いた高負荷運転時（吸気管圧力 P_m :-0.5kPa）の噴霧挙動を示す。吸気管圧力(P_m)が大気に近い状態になると軽負荷での液柱状の噴霧と比べ、噴射された燃料が密度の高い空気と衝突するため、小液滴に分裂・分散しコーン状の噴霧となる。

Ne:1200r/min, Pm:-53.3kPa, Conventional 2-hole injector

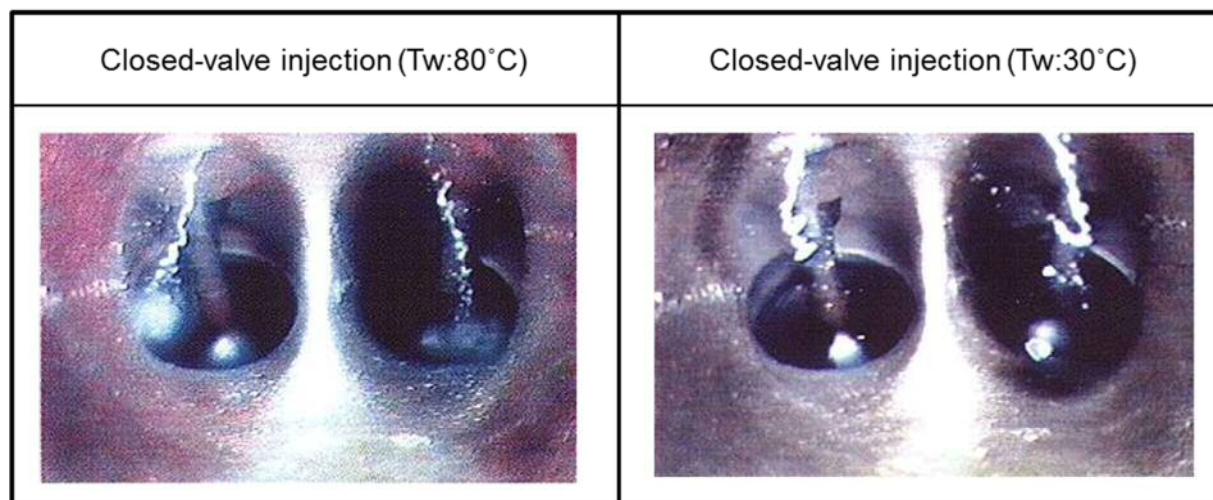


Figure 3-5 Fuel behavior in the intake port (1)

Ne:1200r/min, Pm:-0.5kPa, Conventional 2-hole injector

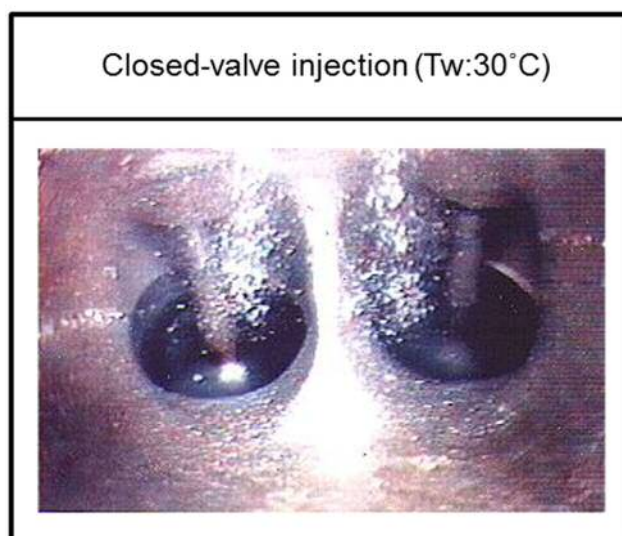


Figure 3-6 Fuel behavior in the intake port (2)

図 3-7 は、エアアシスト噴射弁での冷間・軽負荷運転時（吸気管圧力 P_m :-53.3kPa）で、吸気バルブ開弁時期に同期して噴射（以後、吸気同期噴射と記す）した時の吸気ポート内の噴霧挙動を示す。図 3-5 の従来型噴射弁と比較して、エアアシスト噴射弁の噴霧は、アシスト空気により噴射燃料が

微粒化されるため液柱状の噴霧が減少し、白い霧状の噴霧となりシリンダ内に流入していることが観察された。また、この微粒化により、吸気ポート壁面および吸気バルブ傘部表面への燃料付着が減少することが確認できた。

Ne:1200r/min, Pm:-53.3kPa, Air-assisted 2-hole injector

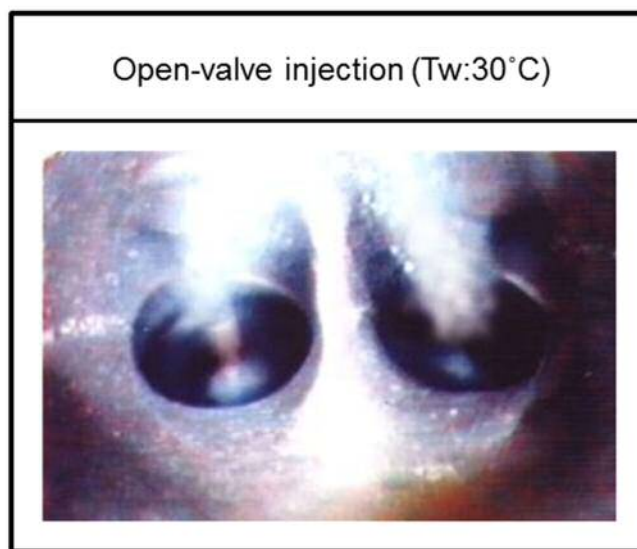


Figure 3-7 Fuel behavior in the intake port (3)

3.2. エンジン筒内の燃料挙動および燃焼挙動の可視化

3.2.1. 実験装置および可視化方法

エンジン筒内の燃料挙動と燃焼挙動を観察する実験装置および可視化方法について述べる。まず初めに、エンジン筒内の燃料挙動可視化装置について述べる。図 3-8 に、シリンダ内の燃料挙動を観察するガラスシリンダエンジンの構造を示す。

多気筒エンジンのフロント側には吸・排気バルブの駆動用タイミングベルト、オルタネータなどの補機類が配置されていて可視化の障害となるため、リア側 4 番気筒を可視化した。シリンダブロックの 4 番気筒に、肉厚 15mm の石英製ガラスシリンダが挿入できるように、ボアを広げる加工をした。ガラスシリンダはエンジン本体から振動や衝撃が直接伝わらないように、上下・サイドともガスケットにより保持した。

ガラスシリンダの内径は、ファイアリング運転時のピストンの熱膨張を考慮して製作した。また、ガラスシリンダ内面の表面粗さを実機と同じにした。これは、エンジン排出未燃 HC の排出挙動に影響をおよぼすシリンダ壁面の油膜厚さを実エンジンと同等にするために、オイルの濡れ性をそろえた。さらに、シリンダヘッドの燃焼室部分が観察できるように、石英製のガラス窓も設けた。

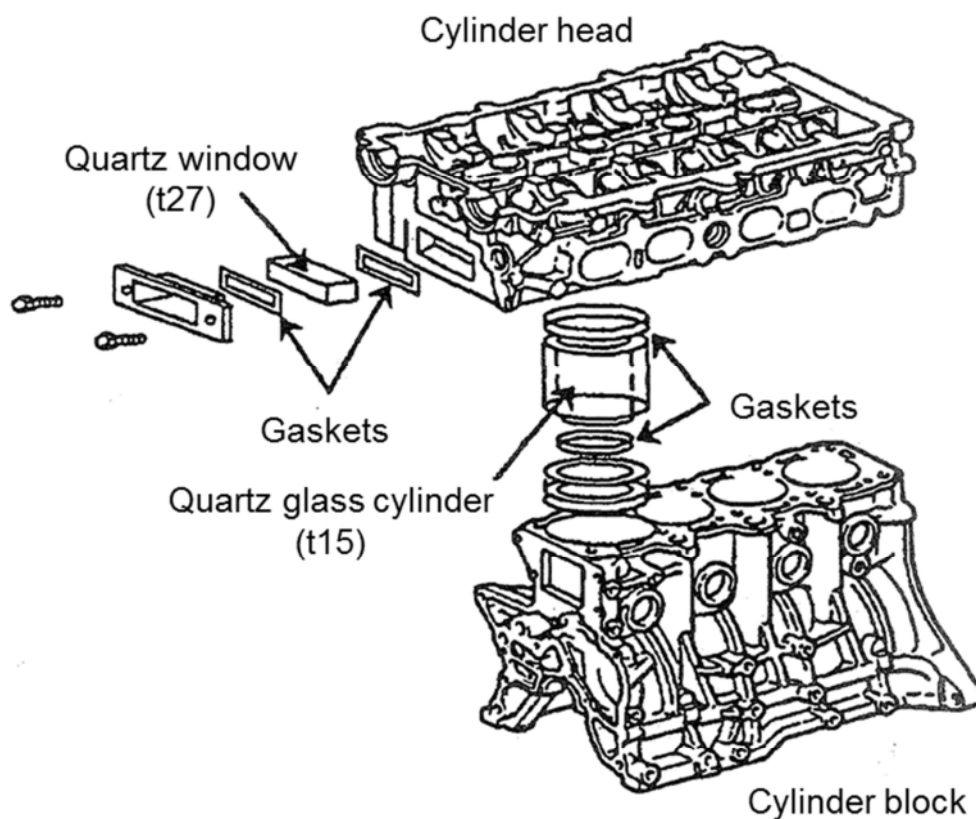


Figure 3-8 Schematic of the glass cylinder engine

図 3-9 に、シリンダ壁面への燃料付着の挙動を可視化撮影する装置を示す。ガラスシリンダ壁面の燃料付着とオイル付着を区別するため、燃料に蛍光剤を混入し紫外線を照射して観察した。蛍光剤はキサナンテン系染料 (Xanthene dye) を用いた。

2 灯の超高圧水銀ランプ (中心波長 365nm) の前面には、紫外線通過フィルタ (380nm ローパス) を配置し、紫外線のみをガラスシリンダに照射した。カメラの前面には紫外線カットフィルタ (480nm ハイパス) を配置し、ガラスシリンダとピストン表面の紫外線によるハレーションを取り除いた。蛍光剤入りの燃料は、紫外線で励起され波長 540nm を中心とする黄緑色の可視光を発光するため、シリンダ壁面に付着した燃料の観察が可能となる。

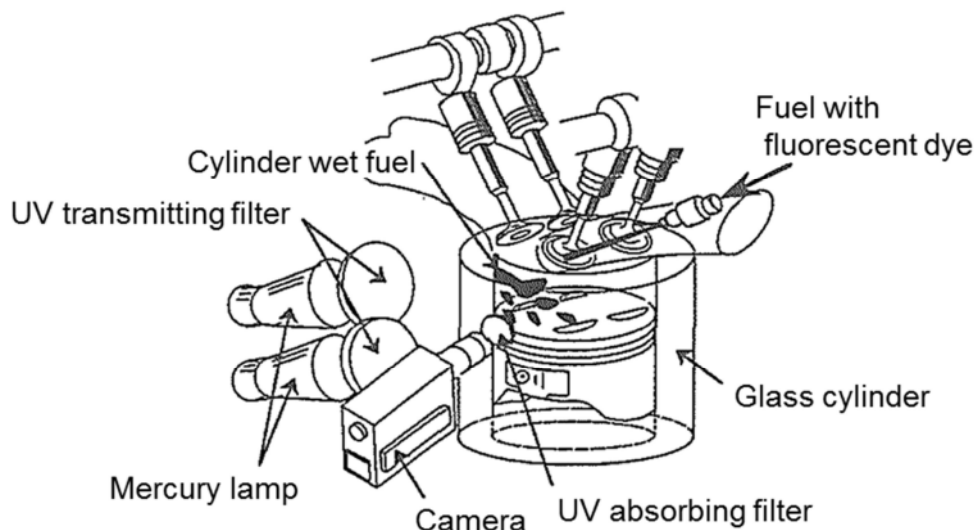


Figure 3-9 Photographic system to visualize fuel wall wetting in the cylinder

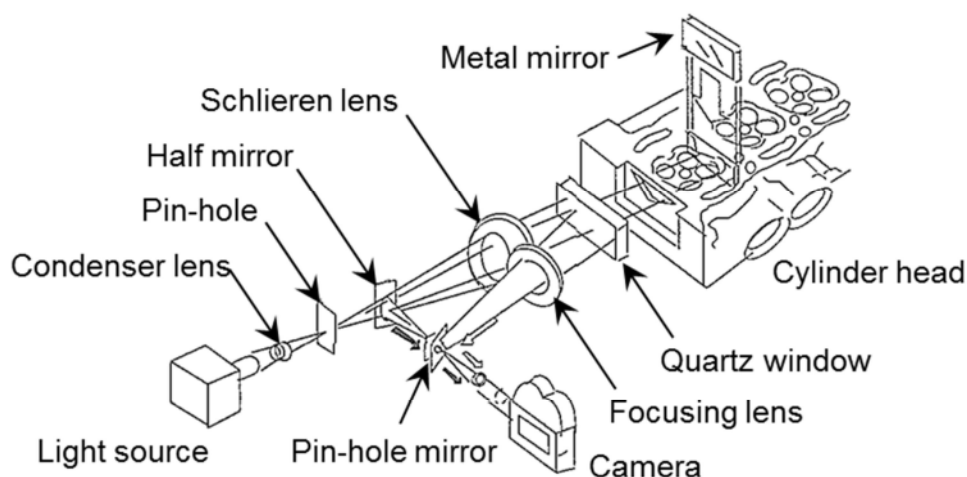


Figure 3-10 Optical setup to take schlieren image and actual image

次に、燃焼室内での燃焼挙動を可視化するシュリーレン撮影装置について述べる。図 3-10 に燃焼室内をシュリーレン観察する光学系の配置を示す。燃焼室内にはシュリーレン光線を反射する金属ミラーを取り付けた。燃焼室から出てきたシュリーレン像は、ハーフミラーでカメラ側に分離し、カメラ前方にはピンホールミラータイプのストッパを配置し、ミラー面で実像をカメラに導きシュリーレン像と実像を合成した。この光学配置で、燃焼室内のシュリーレン像と実像を同時に一台のカメラで記録できるようにし、両者の時間変化の対比観察を可能としている。

3.2.2 シリンダ内の燃料挙動

図 3-11 に、従来型噴射弁での、吸気同期噴射時（吸気バルブ開弁時期に同期して噴射）と吸気非同期噴射時（吸気バルブ閉弁時期に同期して噴射）の冷間運転時（エンジン水温 T_w :30°C）におけるシリンダ壁面への燃料付着を比較して示す。図 3-11 の写真において、明るく見える部分がシリンダ壁面に付着した燃料の蛍光発光画像である。

吸気同期噴射では多量の液状燃料が吸気バルブを通過し吸気バルブと対向する側のシリンダ壁面に直接衝突して、シリンダ壁面のオイルフィルムに燃料が付着している様子が観察される。

Ne:1200r/min, Pm:-53.3kPa, T_w :30°C, Conventional 2-hole injector

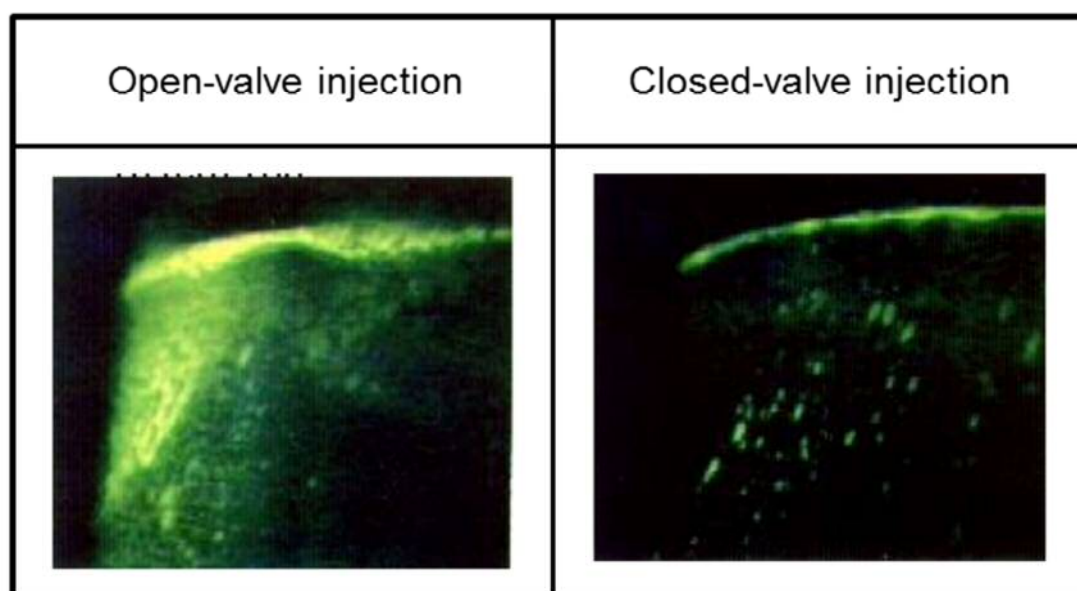


Figure 3-11 Fuel wall wetting in the cylinder (1)

図 3-12 に、吸気同期噴射時のシリンダ壁面への燃料付着について、従来型 2 方向噴射弁とエアアシスト噴射弁を比較して示す。エアアシスト噴射弁では、吸気同期噴射でも噴霧の微粒化によりシリンダ壁面への燃料付着が薄くなり低減していることが確認できる。このシリンダ壁面の燃料付着量および付着部面積は、吸気ポートでの観察結果と同様、冷間状態ではいずれの噴射弁においてもエンジン暖機後に比べ、多くなっていることが観察できた。

Ne:1200r/min, Pm:-53.3kPa, Tw:30°C, Open-valve injection

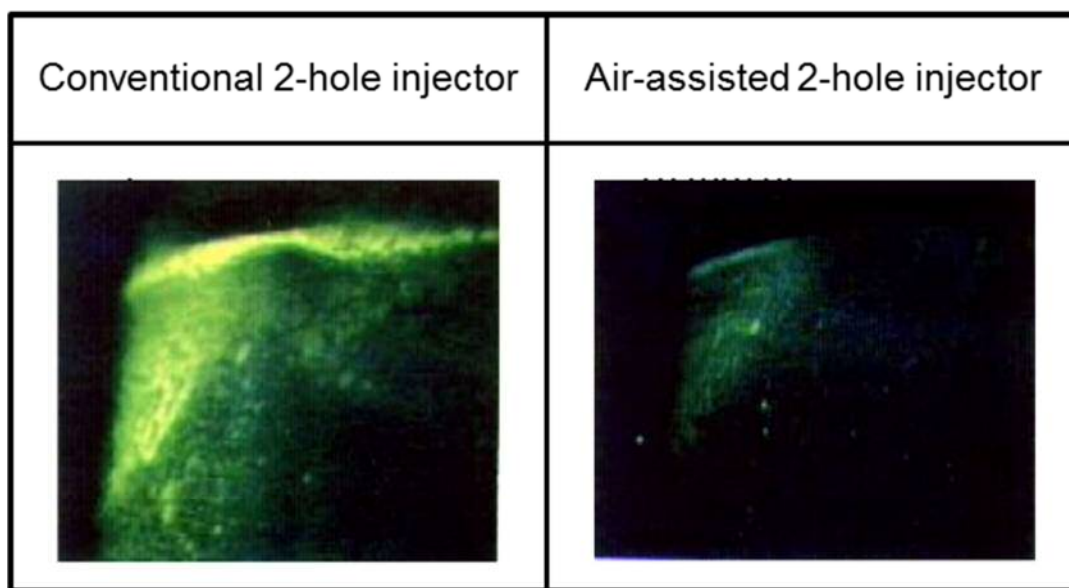


Figure 3-12 Fuel wall wetting in the cylinder (2)

図 3-13 は、吸気同期噴射での行程毎のシリンダ内燃料付着の状態変化を示す。吸気行程では、噴射燃料が吸気バルブと対向する側のシリンダ壁面に直接衝突し、シリンダ壁面のオイルフィルムに燃料が付着していく様子が観察できる。

吸気行程から圧縮行程では、シリンダ壁面に付着した燃料はオイルフィルムに吸着しピストンクレビス部にまで到達し、また、一部の燃料はオイルにとけ込んだ状態でさらにピストンリング部を通過しクランク室にまで至っている様子が観察されている（オイルダイリューション）。

膨脹行程では、ピストンが下降するにつれてピストントップランド部に取り込まれた燃料が再びシリンダ壁に広く広がっていく様子も観測することができた。

燃焼後も、この付着燃料は未燃状態のまま残留し、排気行程でピストンが上昇するにつれてピストンリングで掻き上げられ、高温の燃焼ガスにさらされることにより蒸発しながら高濃度の未燃 HC として排出されるものと推測される。

図 3-14 は、冷間運転時における燃焼室内の燃料付着の比較を示している。従来型噴射弁では、多量の燃料が観察窓に衝突し、燃料付着を形成している。一方、エアアシスト噴射弁では、観察窓にごく僅かの粒状の燃料が付着している程度で付着量は大幅に減少している。これまで述べてきたように、シリンダ壁面および燃焼室壁面でも吸気ポートでの観察結果と同様、冷間運転時では暖機後に比べいずれの噴射弁でも燃料付着量は多くなっている。

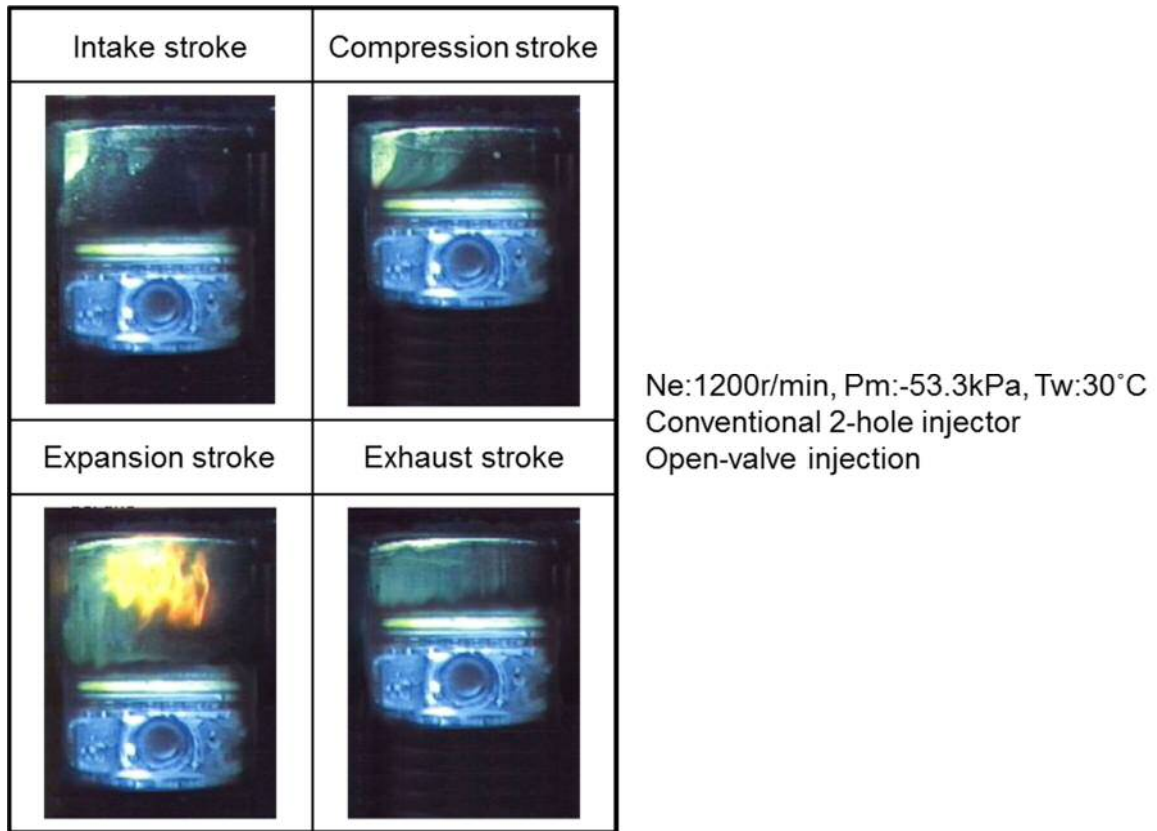


Figure 3-13 Fuel wall wetting at each stroke

Ne:1200r/min, Pm:-53.3kPa, Tw:30°C, Open-valve injection

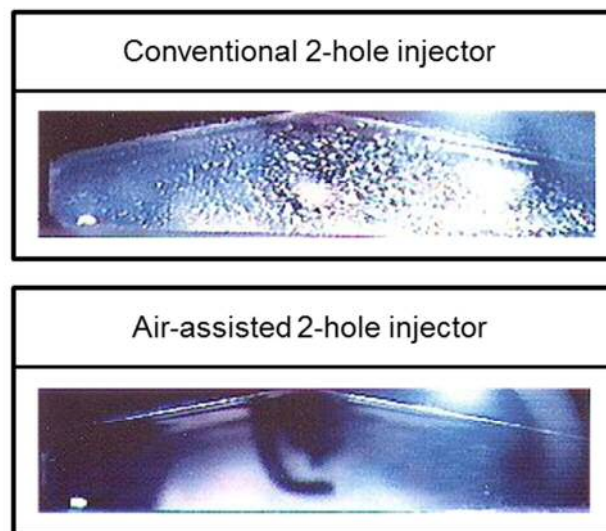


Figure 3-14 Fuel wall wetting in the combustion chamber

3.2.3. 燃焼室内の燃焼挙動

図 3-15 に、燃焼室壁面から放出される未燃 HC の観察結果を示す。写真上側は、燃焼室のシュリーレン像、下側は可視像（実像）で同じタイミングでの撮影映像である。シュリーレン像より、点火と同時にプラグギャップ部からフレームが燃焼室に広がる様子を確認できる。しかし、可視像からは、燃焼光が観測されず燃焼初期のフレームがコールドフレームであることがわかる。

コールドフレームの伝播後、可視像にブルーフレーム、レッドフレームが確認される。その後、排気行程で筒内圧力が低下すると燃焼室壁面に付着している燃料が気化し、未燃 HC として放出される現象がシュリーレン像の密度ムラから確認できる。

図 3-16 に、冷間始動時の第 1 サイクルから、サイクル毎の燃焼写真を示している。第 1 サイクルでは強いレッドフレームを示し、過濃混合気の燃焼であることがわかる。第 2 サイクル目もレッドフレームが続き、第 3 サイクル目からブルーフレームに変わっている。ブルーフレームが続いた後にレッドフレームが観測される場合もあった。

このような燃焼観察からも、冷間始動時には噴射燃料の霧化特性や、エンジンの運転状態の違いから、吸気ポート壁面および筒内の各部壁面への燃料付着や燃料の蒸発特性などが複雑に変化し、燃焼空燃比のみならずエンジンから排出される未燃 HC もサイクル毎に複雑に変化していることを示唆している。

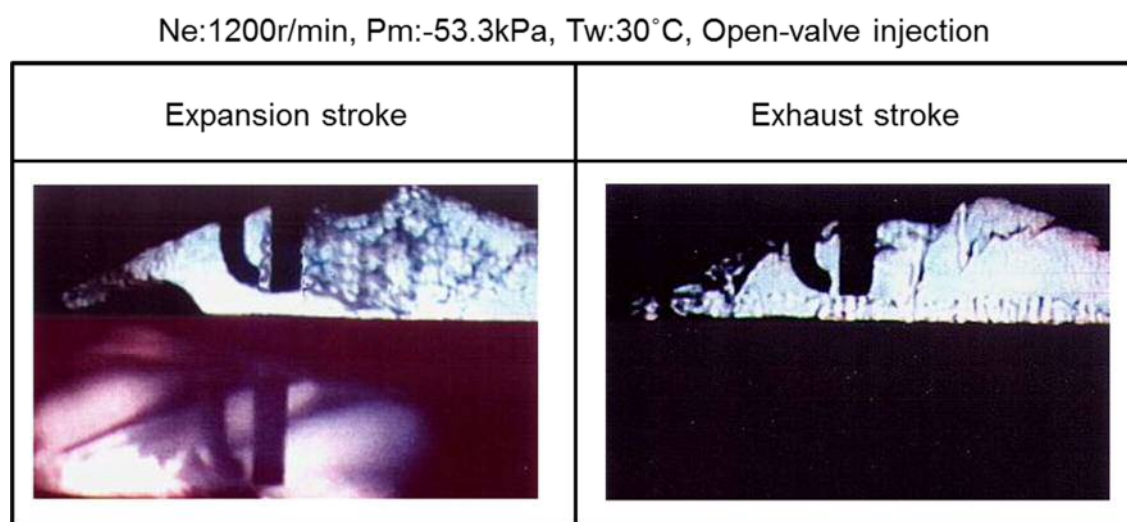


Figure 3-15 Unburned HC discharged from chamber wall








	Expansion stroke	
First explosion (Strong red flame)		
Second explosion (Red flame)		
Third explosion (Blue flame)		
4th explosion (Blue flame)		Conventional 2-hole injector Closed-valve injection
5th explosion (Blue flame)		
6th explosion (Blue flame)		
7th explosion (Blue flame)		

Figure 3-16 Explosion during the cold cranking start

3.3. まとめ

種々の可視化手法を用いて、噴射燃料の吸気ポート内燃料挙動、シリンダ内燃料挙動、シュリーレン像および可視像の同時高速撮影による燃焼挙動の観察を行い、エンジン冷間時の始動・暖機過程の噴射燃料のマクロ挙動の把握から下記の知見を得た。

- (1) 吸気ポート壁面温度、吸気バルブ傘部表面温度の低い冷間時には、噴射燃料からの燃料蒸発割合が小さく、吸気ポート壁面および吸気バルブ傘部表面に広く液膜を形成する。エンジンの暖機が進むにつれて噴射燃料からの燃料蒸発が速くなり、液膜面積が減少していく。
- (2) エアアシスト噴射弁により、噴射燃料の液状成分が減少し、吸気ポート壁面、吸気バルブ傘部表面、燃焼室壁面およびシリンダ壁面への燃料付着が低減する。

- (3) 従来型噴射弁の微粒化レベルで、吸気同期噴射(吸気バルブ開弁時に同期して噴射)を行うと、シリンダ壁面に噴射燃料が直接衝突して、シリンダ壁面のオイルフィルム面に多量の燃料が付着する。
- (4) アシスト空気により燃料を微粒化するエアアシスト噴射弁では、霧状の噴霧が得られるため、吸気同期噴射においても、シリンダ壁面への付着燃料が大幅に低減することが確認できた。
- (5) シリンダ壁面への燃料付着も、吸気ポートでの観察結果と同様にエンジン冷間時に多く付着し、エンジンの暖機とともにその面積は減少する。
- (6) シリンダ壁面に付着した燃料は、燃焼行程、排気行程および次の吸気行程でシリンダ壁面全体に広く広がり、一部はピストンクレビス部を経由してクランク室にまで至っている(オイルダレイリュージョン)。
- (7) 燃焼室壁面や、クレビス部に付着していた燃料は、排気行程で気化し未燃 HC として排気バルブを通り排気系へ放出される。
- (8) この複雑な燃料挙動により、エンジン冷間始動時の燃焼はサイクル毎にレッドフレームからブルーフレームに変化し、また燃焼後期には、クレビス部からの燃料の燃焼と思われるレッドフレームが観測された。

*SAE の了解を得て、SAE paper 95044 (1995)を和訳して加筆転載

Reprinted with permission from SAE paper 95044 (© 1995 SAE International).

Further use or distribution is not permitted without permission from SAE.

参考文献

- (1) M. Namazian, S. Hansen, E. Lyford-Pike, J. Sanchez-Barsse and J. Heywood, "Schlieren Visualization of the Flow and Density Fields in the Cylinder of a Spark-Ignition Engine", SAE Paper, 800044, (1980)

- (2) Y. Shin, K. Min and W. K. Cheng, “Visualization of Mixture Preparation in a Port Fuel Injection Engine During Engine Warm-up”, SAE Paper, 952481, (1995)
- (3) J. Sterlepper and H. J. Neuber, “HC Emissions of SI Engines – Optical Investigation of Flame Propagations in Piston Top Land Crevice”, SAE Paper, 941994, (1994)
- (4) K. Saito, T. Igashira, N. Nakada, “Analysis of Oil Consumption by Observing Oil Behavior Around Piston Ring Using a Glass Cylinder Engine”, SAE Paper, 892107, (1989)

第4章 油圧駆動型ポート噴射式ガソリンエンジンでの 燃料挙動の解析*

第3章のMPIエンジンでの燃料挙動可視化で明らかにしたように、エンジン冷間時の始動・暖機過程においては液状燃料がエンジンに供給されるため、吸気ポート内およびシリンダ内の燃料挙動は複雑で、始動第1サイクルからの燃料挙動をサイクル毎に追跡・予測することは非常に困難であり、これまでの研究は、燃焼圧による解析、高応答分析計による解析など間接的な解析が主流であった^{(1)~(13)}。また、制御論的な予測手法についても研究が進められているが、実用的な制御に応用するレベルにはほど遠い状況であった^{(14)~(20)}。

そこで、エンジン始動・暖機過程のサイクル毎の燃料挙動に注目し、吸気ポートとシリンダの各燃料付着量およびエンジン排出HCをサイクル毎に定量解析する独自の解析装置を開発し、その定量化を試みた。このサイクル毎の燃料挙動を定量化するエンジンを用いた解析実験により、エンジン排出HCに対する噴霧特性と燃料性状の影響について考察し、始動・暖機過程のHC低減の可能性と改善方向について検討を加えた。

4.1. 実験装置および計測方法

4.1.1. 供試エンジン

実験に用いたベースエンジンは、4弁式直列4気筒のMPIエンジンで、排気量は、2.2Literである。その主要諸元は、第3章の供試エンジンと同じである（第3章、表3-1参照）。

図4-1に、ファイアリング運転で、吸気ポート付着燃料量(F_{pw})、シリンダ付着燃料量(F_{cw})、燃焼燃料量(F_{bw})およびエンジン排出HCを分離して定量化する実験装置を示す。吸気ポートおよびシリンダ内に閉じ込められた燃料は、それぞれ200°Cの加熱空気によりガス化され、水素炎イオン化型分析計(Flame Ionization Detector Analyzer, 以後、FID分析計と記す)で全量サンプリングし、その積分値により定量化される。

図4-2に、吸・排気バルブ駆動部の構成とバルブ挙動を示す。吸・排気バルブを従来のカム駆動から、電子制御油圧駆動に変え、高速作動が可能なPZTアクチュエータで駆動する油圧切替弁と油圧ピストンによって任意の時期に吸・排気バルブを開閉できるようにした(油圧駆動型多自由

度動弁系エンジン；以後，研究実験エンジンと記す）。また，実機のカムプロフィールに合わせるため，油圧ピストン入口部のオリフィス径を最適化した。これにより，機関運転中の任意のサイクル，任意の時期に吸・排気バルブを閉弁してエンジンを停止することができ，吸気ポートおよびシリンダ内の燃料を密閉し，各々の付着燃料量の定量化を可能にした。

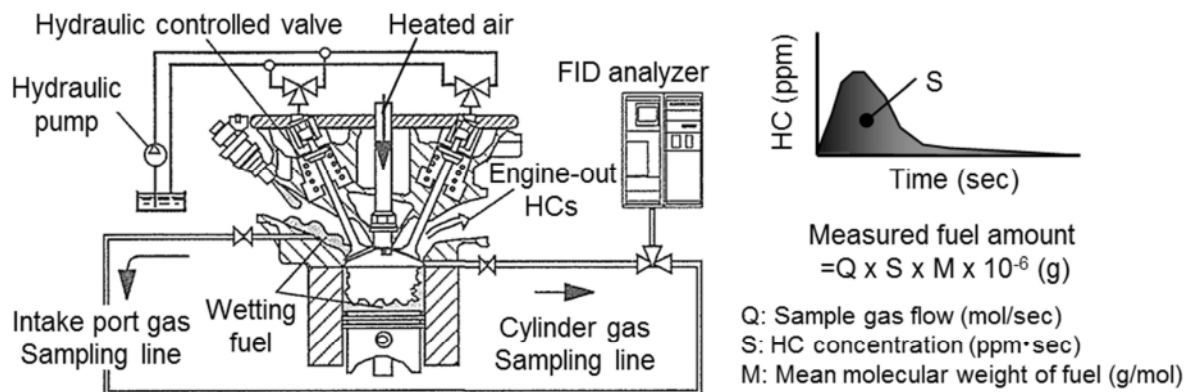


Figure 4-1 Experimental apparatus and measuring method for analysis of wall-wetting and engine-out HC emissions

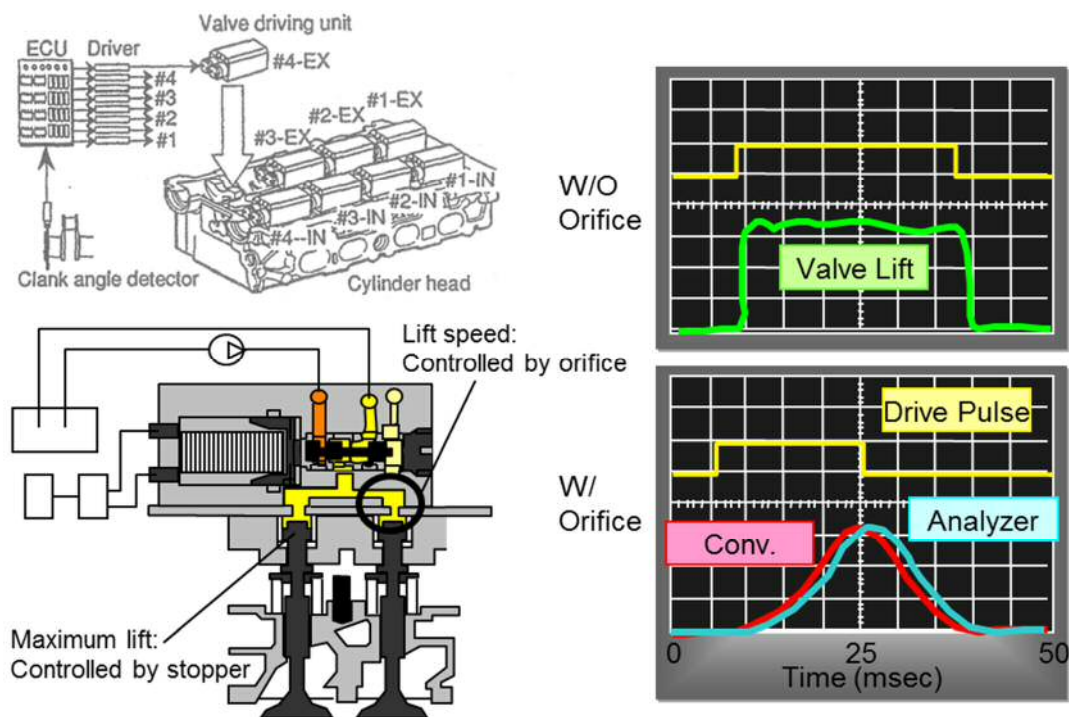


Figure 4-2 Schematic of the cylinder head to control electronically the intake/exhaust valves

4.1.2. 供試燃料および燃料噴射弁

表 4-1 に、供試した燃料の性状を示す。主に蒸留特性が異なる 3 種類の燃料について比較した。燃料 A は、蒸発性の良い冬燃料の代表である低沸点燃料、燃料 B は、加州 Phase II クリーンガソリンの標準燃料、燃料 C は、米国の市場に存在する高沸点燃料の代表燃料である。燃料性状の影響を調査するとき以外は燃料 B を用いた。

Table 4-1 Fuel properties

		Fuel A	Fuel B	Fuel C
Specific (g/cm ³) Gravity (Tf=15°C)		0.7409	0.7445	0.7635
Distillation characteristic(°C)	Initial point	39.0	31.5	33.5
	10%	61.5	53.5	56.5
	50%	96.0	105.0	119.5
	90%	143.5	155.5	169.0
	End point	187.0	176.5	204.0

また、実験に供試した燃料噴射弁は、第 3 章の可視化実験と同様に、(a)従来型噴射弁と(b)エアアシスト噴射弁である（第 3 章、図 3-1 参照）。

エアアシスト噴射弁では、燃料の微粒化度の違いを比較するため、アシスト空気の供給方法として以下の 2 種類について検討した。

- (1) 差圧エアアシスト；吸気ポート内に発生する負圧を利用してアシスト空気を供給する方法
- (2) 加圧エアアシスト；加圧ポンプを利用してアシスト空気を供給する方法

以上の 3 種類の噴霧特性の影響について比較を行った。

図 4-3 に、供試した燃料噴射弁の噴霧写真と噴霧粒径（SMD）を比較して示す。従来型噴射弁の SMD は、320 μ m 程度であるのに対して、エアアシスト噴射弁の微粒化度は高く、差圧エアアシスト（ $\Delta P=50$ kPa）の SMD は 50 μ m、加圧エアアシストの SMD は、 $\Delta P =200$ kPa の加圧空気により 10 μ m となっている。

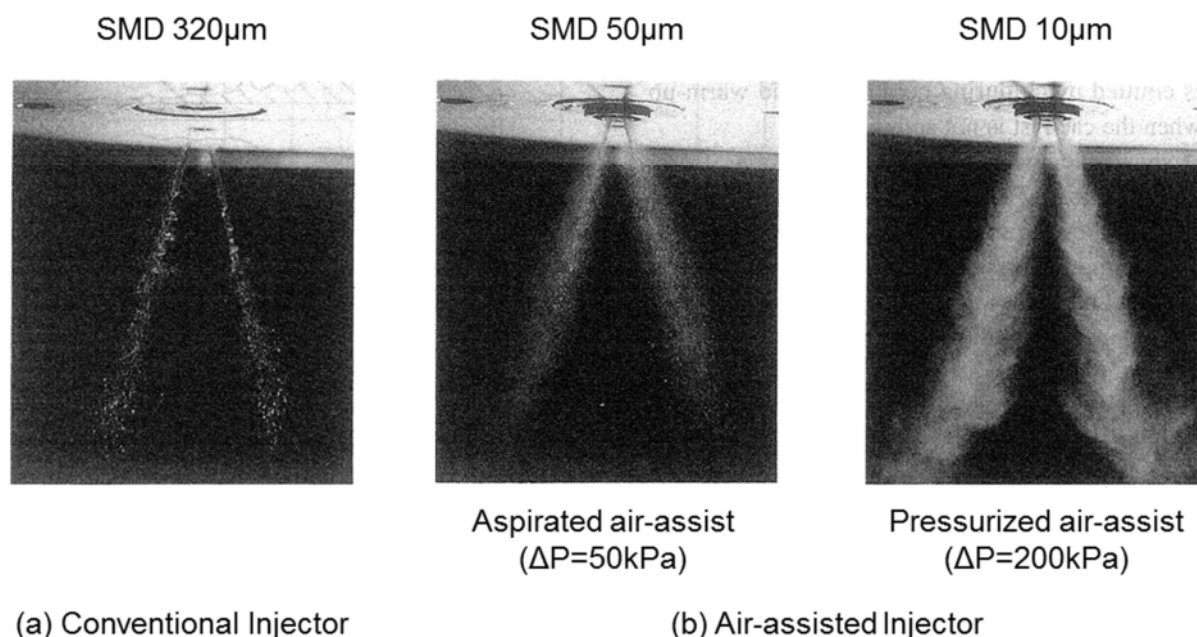


Figure 4-3 Spray shapes

4.1.3. 計測方法

図 4-4 に、MPI エンジンでの、冷間始動・暖機過程 (N_e :1200r/min, T_w :30°C のモータリング運転から始動) における吸気ポート付着燃料量(F_{pw}), シリンダ付着燃料量(F_{cw}), 燃焼燃料量(F_{bu}) およびエンジン排出 HC の定量化手法と計測手順を示す。

燃料噴射弁からは、発生トルクが最大でエンジン排出 HC が最小となる噴射量 (以後、要求燃料噴射量(F_{re})と記す) が決定され噴射される。噴射された燃料は、吸気ポート付着燃料量(F_{pw})とシリンダ流入燃料量(F_{in})に分離される。シリンダ流入燃料量(F_{in})は、燃焼燃料量(F_{bu})と未燃焼燃料量(F_{ub})に分離され、未燃焼燃料量(F_{ub})はシリンダ付着燃料量(F_{cw})とエンジン排出 HC に分離される。

要求燃料噴射量(F_{re}), 吸気ポート付着燃料量(F_{pw}), シリンダ流入燃料量(F_{in}), シリンダ付着燃料量(F_{cw})および未燃焼燃料量(F_{ub})は本実験装置で計測し、燃焼燃料量(F_{bu})はシリンダ流入燃料量(F_{in})と未燃焼燃料量(F_{ub})の差分から、エンジン排出 HC は未燃焼燃料量(F_{ub})とシリンダ付着燃料量(F_{cw})の差分から計算で求めた。

次に、シリンダ付着燃料量(F_{cw})の計測方法について述べる。始動後、任意のサイクルの排気行程終了時まで通常に吸・排気バルブを作動させてファイアリング運転し、そこで吸・排気バルブを閉じた状態でエンジンを停止することにより、シリンダ内の付着燃料を閉じ込める。この付着燃料は、点火プラグ穴より供給された 200°C の加熱空気によりガス化され、FID 分析計で全量サンプリングし、その積分値により定量化される (図 4-1 参照)。

吸気ポート付着燃料量(F_{pw})とシリンダ流入燃料量(F_{in})は、吸気行程終了後に吸・排気バルブを閉じた状態でエンジンを停止し、吸気ポートおよびシリンダ内に閉じ込められた燃料を、未燃焼燃料量(F_{ub})は膨張行程終了後に吸・排気バルブを閉じた状態でエンジンを停止し、シリンダ内に閉じ込められた残留燃料を計測することにより定量化される。

各々の測定は、全て始動第 1 サイクルから開始し、所定の計測タイミングで停止し定量化する。以上の測定手順を繰り返すことによりサイクル毎の燃料挙動を定量化することができる。

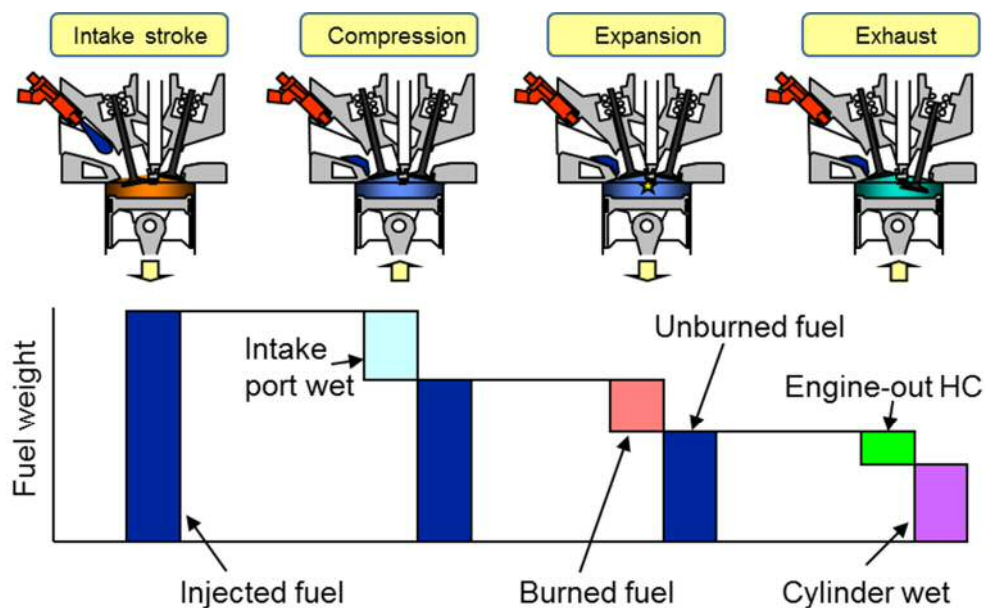


Figure 4-4 Measurement procedure for quantitative analysis of wall-wetting and engine-out HC emissions

4.2. 燃料挙動の解析結果

エンジン冷間始動・暖機過程の要求燃料噴射量(F_{re})の推移を図 4-5 に示す。ここに示す要求燃料噴射量(F_{re})は、発生トルクが最大で、かつ、エンジン排出 HC が最小となるように決定した。

始動第 1 サイクルでは暖機後と比較して非常に多くの噴射燃料量が要求され、始動後 2 サイクル目で極小値を取ることが判った。この燃料挙動について、前述の定量化装置を用いて解析した結果を図 4-6 に示す。この図は、始動第 1～3 サイクルまでの燃料挙動を、吸気ポート付着燃料量(F_{pw})、シリンダ付着燃料量(F_{cw})、燃焼燃料量(F_{bw})およびエンジン排出 HC に分離して示している。

始動第 1 サイクルでは、噴射された燃料のごく一部が燃焼に寄与し、大部分は吸気ポート壁面とシリンダ壁面に付着する。この始動第 1 サイクルで付着した多量の燃料が 2 サイクル目に持ち越されるため、2 サイクル目の要求燃料噴射量(F_{re})が低下したと思われる。

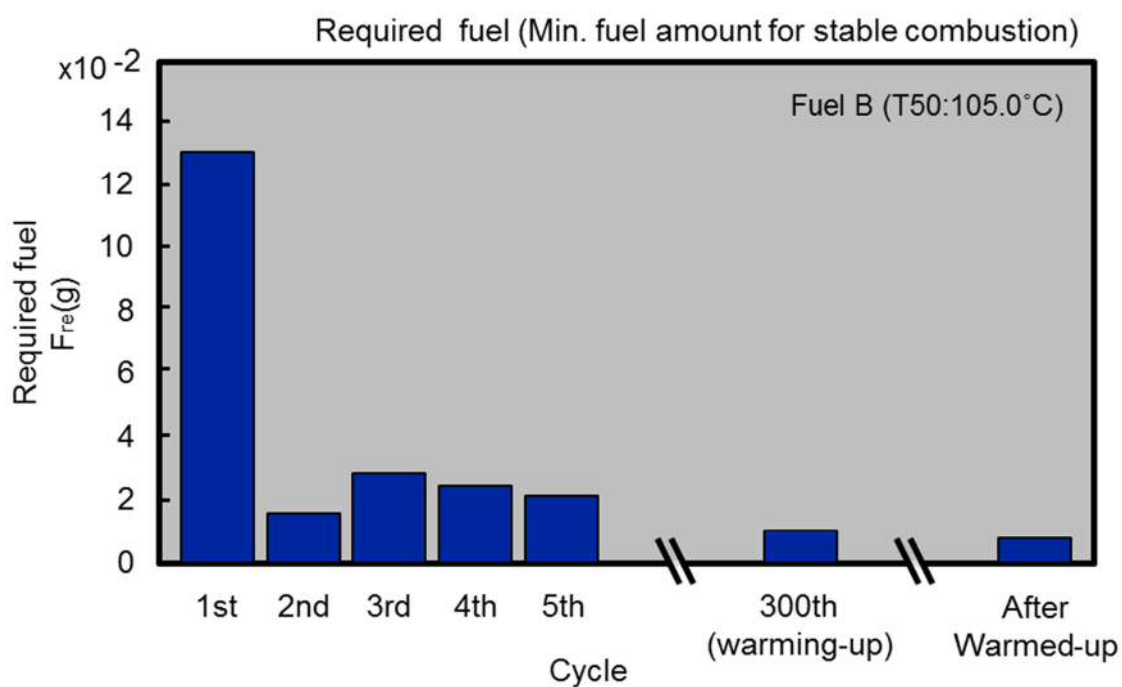


Figure 4-5 Required fuel during Engine start and warm-up period

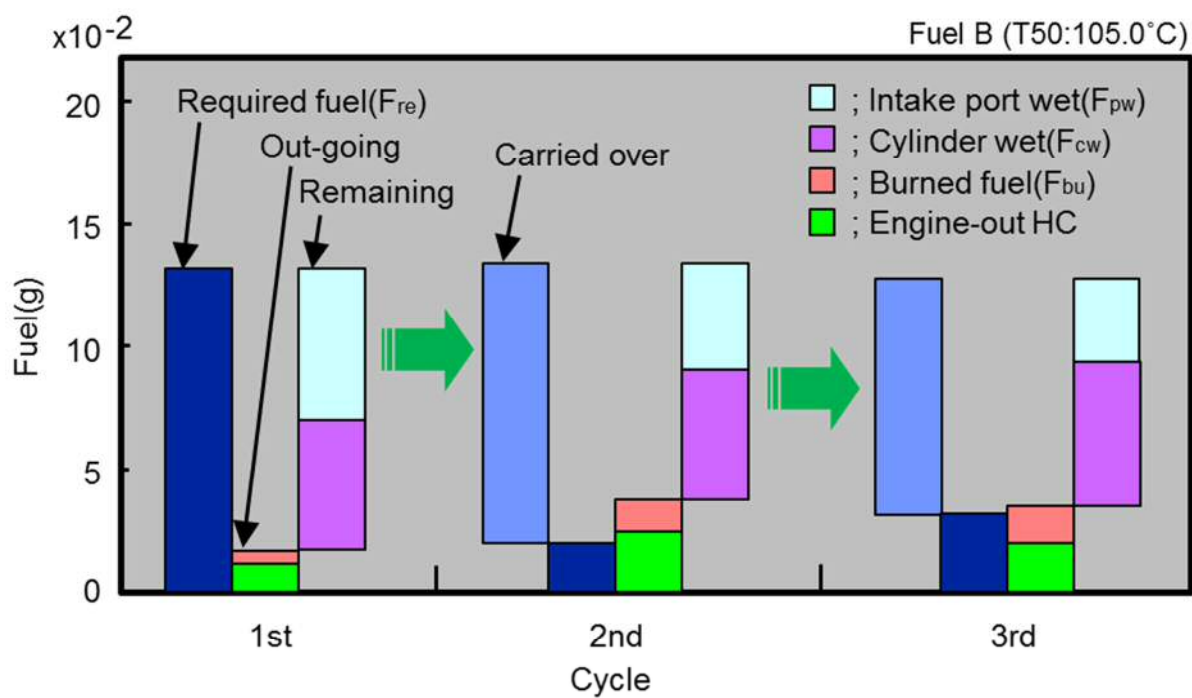


Figure 4-6 Required, out-going and remaining fuel for first three cycles

暖機過程の各燃料付着量とエンジン排出 HC の関係を図 4-7 に示す。横軸は始動後 3 サイクルの平均（始動初期）、始動後 300 サイクル目（暖機途中）とエンジンの暖機完了後を示す。

吸気ポート壁面に付着した燃料は 300 サイクル目付近まで増加し、エンジンの暖機とともに減少する。これは吸気ポート壁面の温度上昇が遅いため、付着面積が拡大して増加したものと思われ、第 3 章の 3.1 節で示した可視化エンジンでの結果を裏付けている。吸気ポート付着燃料量(F_{pw})の増加は、過渡運転時の A/F 制御性を悪化させ HC エミッション増加の原因となる。

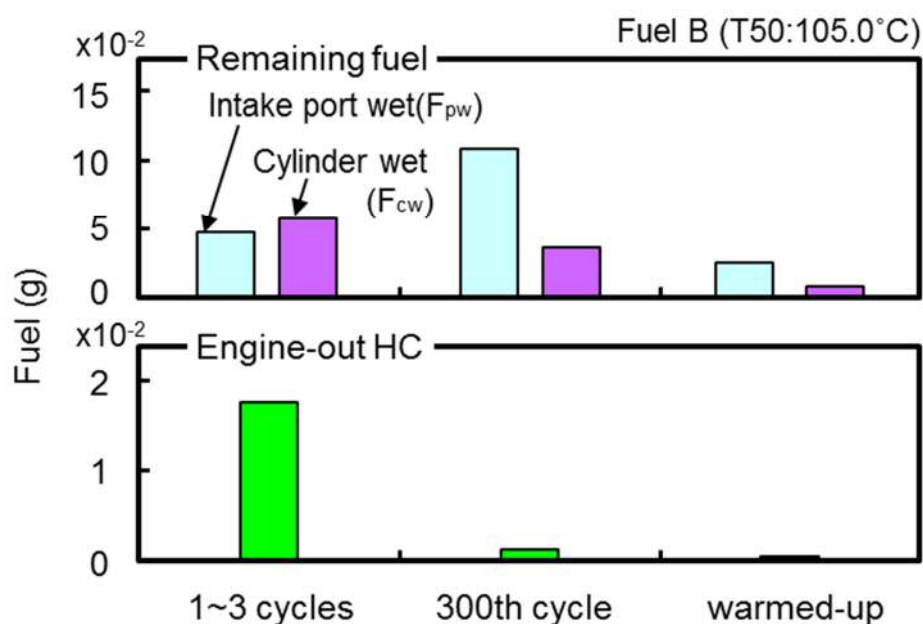


Figure 4-7 Remaining fuel and engine-out HC emissions in warming-up period

これに対して、温度上昇の速いシリンダ壁面に付着した燃料は、エンジンの暖機とともに単調に減少する。エンジン排出 HC は始動初期に多く排出され、暖機とともに減少し、シリンダ付着量の推移と相関がある。これはシリンダ壁面に付着した燃料が膨張行程時に蒸発することと、排気行程時に掻き上げられて排出されるためと考えられる。第 3 章 3.2 節の可視化エンジンでの観察結果からも明らかのように、始動・暖機過程のエンジン排出 HC を低減するためには、過渡運転時の燃料供給遅れの原因となる吸気ポート付着燃料量(F_{pw})とシリンダ付着燃料量(F_{cw})を同時に低減することが重要であり、特に、始動初期におけるエンジン排出 HC の低減がポイントとなる。

4.2.1. 噴射時期の影響

図4-8に、エンジン始動第1サイクルにおける噴射時期の影響について示す。供試した噴射弁は従来型噴射弁で、噴射時期は吸気同期噴射（吸気バルブ開弁時期に同期して噴射）と吸気非同期噴射（吸気バルブ閉弁時期に同期して噴射）について比較して示す。吸気同期噴射により、吸気ポート付着燃料量(F_{pw})を低減することができるが、シリンダ付着燃料量(F_{cw})とエンジン排出 HC が増加している。これは、第3章3.2節のエンジン筒内の燃料挙動の観察結果（多量の液状燃料が吸気バルブを通過し、吸気バルブと対向する側のシリンダ壁面に直接衝突してシリンダ壁面のオイルフィルムに付着）を定量的に裏づけている。

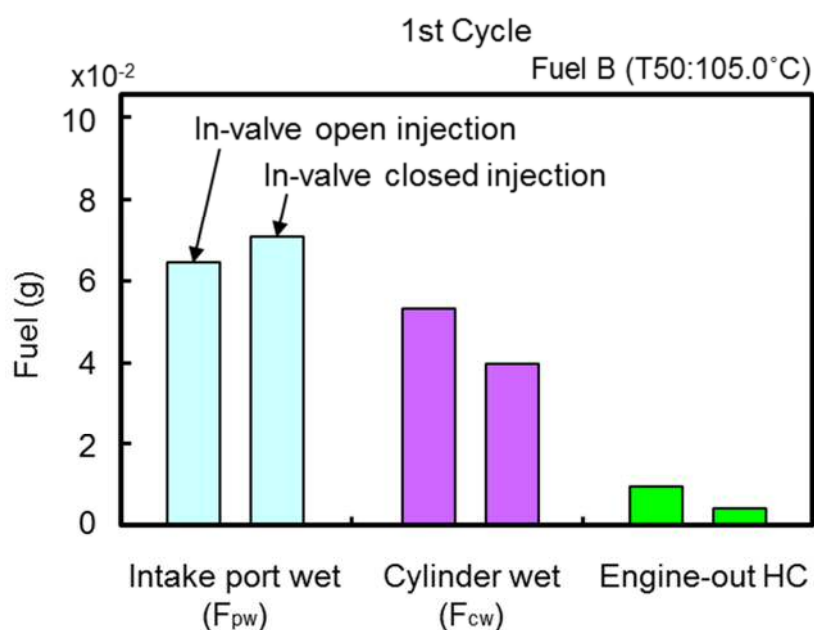


Figure 4-8 Effects of injection timing for first cycle

4.2.2. 燃料性状の影響

図4-9に、吸気同期噴射時の始動第1~3サイクルでの、以下の項目に対する燃料性状の影響について示す。

- (a) 要求燃料噴射量(F_{re})
- (b) 吸気ポート付着燃料量(F_{pw})
- (c) 燃焼燃料量(F_{bu})
- (d) シリンダ付着燃料量(F_{cw})
- (e) エンジン排出 HC

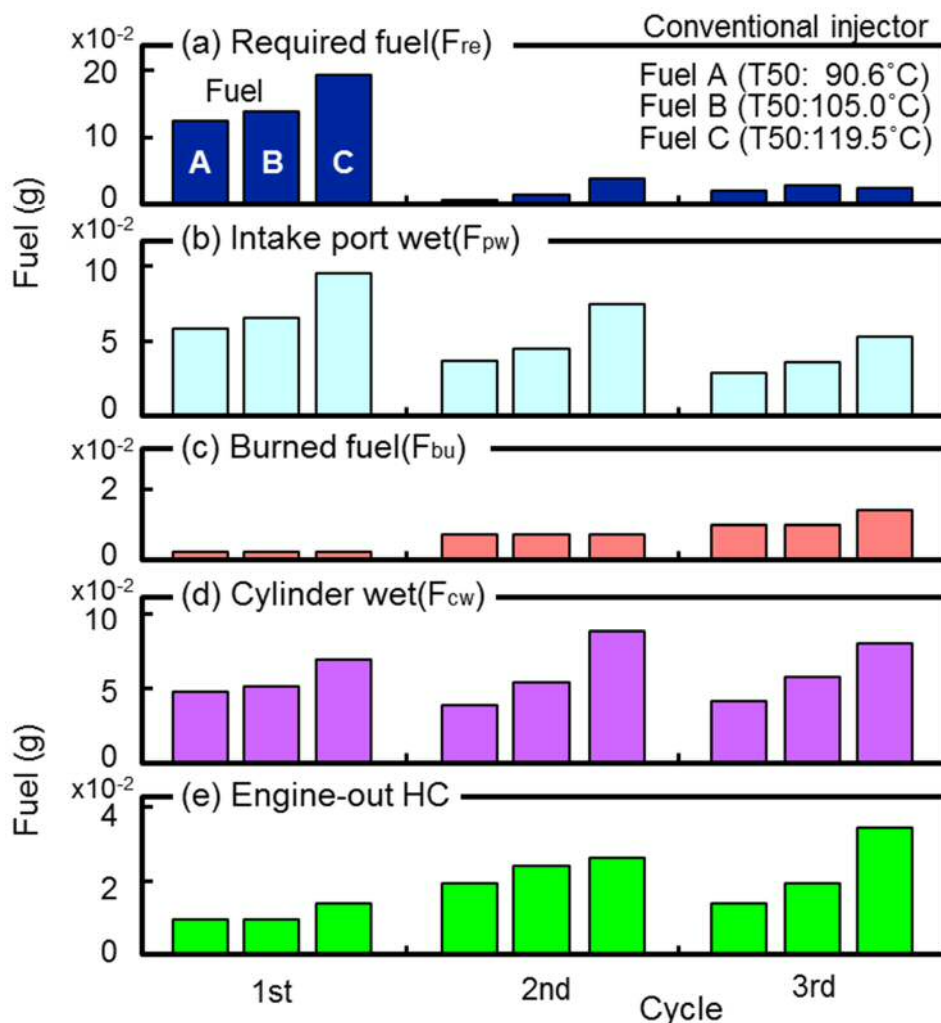


Figure 4-9 Required, remaining and out-going fuel for first three cycles

供試した燃料は、表 4-1 に示すように、燃料の揮発性の指標である 50%留出温度（以下、 T_{50} と記す）が異なる 3 種類について比較した。要求燃料噴射量(F_{re})は T_{50} の影響を強く受け、 T_{50} が低いほど、すなわち、揮発性の高い燃料ほど要求燃料噴射量(F_{re})が減少する。

エンジン排出 HC も同様に T_{50} が低い燃料 A が最も発生量が少なく、燃料 B、燃料 C の順に増加する。これは T_{50} の上昇による燃料蒸発量の低下により、吸気ポート壁面とシリンダ壁面への各付着量が増加し、燃焼に寄与しない燃料量が増加するためである。

以上のことから、 T_{50} は始動・暖機過程のエンジン排出 HC の低減に対して重要な影響因子の一つと思われる。

4.2.3. 噴霧特性の影響

噴霧特性の影響について同様な調査を行った。噴霧特性は前述のように、微粒化度の異なる3種類の燃料噴射弁を用いて比較した。吸気同期噴射時の始動後3サイクルの燃料挙動とエンジン排出HCに対する噴霧特性の影響を図4-10に示す。加圧エアアシストおよび差圧エアアシストでは、燃料の微粒化により要求燃料噴射量(F_{re})、吸気ポート付着燃料量(F_{pw})およびシリンダ付着燃料量(F_{cw})が減少し、燃焼燃料量(F_{bu})がエンジン始動第1サイクルから増加し、エンジン排出HCが改善される。

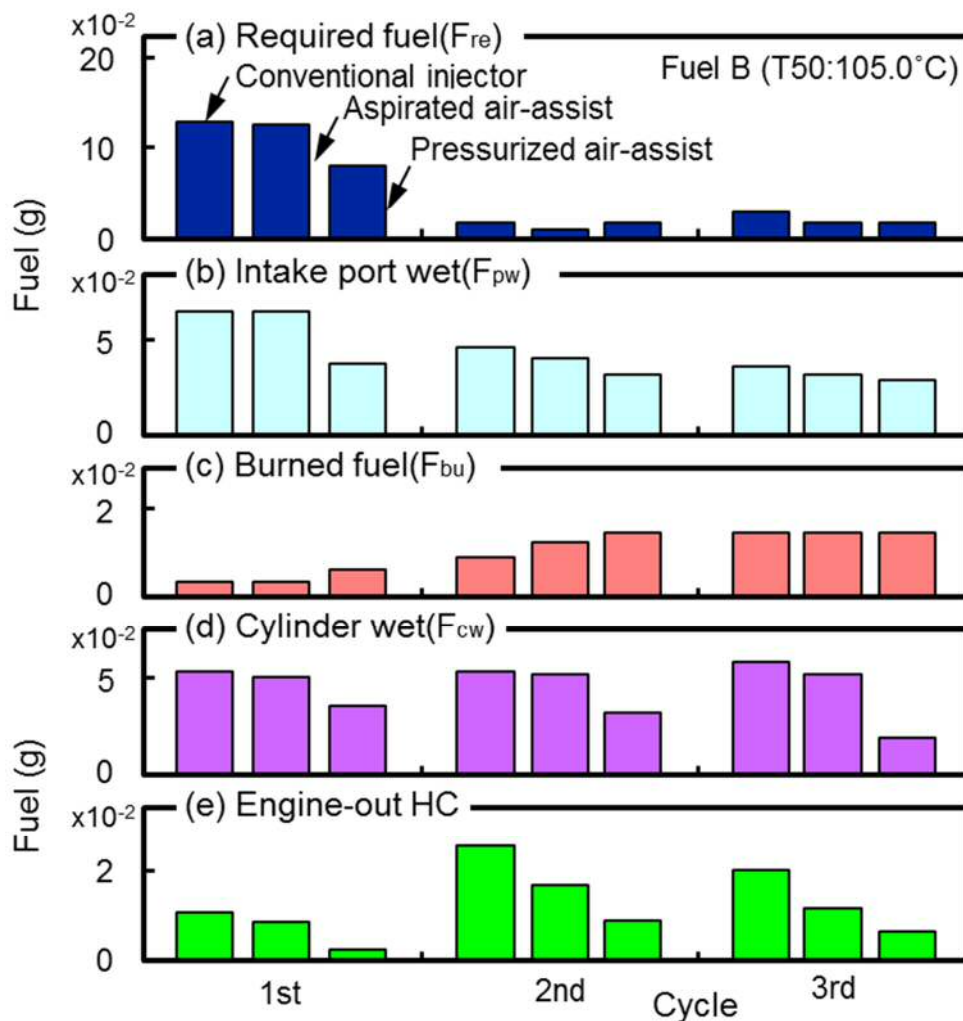


Figure 4-10 Required, remaining and out-going fuel for first three cycles

加圧エアアシストでは、始動初期から燃料が微粒化されるため、エンジン始動第1サイクルの要求燃料噴射量(F_{re})、吸気ポート付着燃料量(F_{pw})およびシリンダ付着燃料量(F_{cw})は、従来型噴射弁と比較して約40%低減し、エンジン排出HCもシリンダ付着量の低減と筒内混合気の均質化により、

約 80%低減している。始動後 3 サイクルの要求燃料噴射量(F_{re})の推移も単調に減少するため、エンジン始動・暖機過程の A/F 制御性も向上する。また、燃料の微粒化と吸気同期噴射の組合せにより、全 3 サイクルの吸気ポート付着燃料量(F_{pw})とシリンダ付着燃料量(F_{cw})が同時に低減している。

一方、差圧エアアシストでは、エンジン始動第 1 サイクルの吸気ポート内の圧力は大気圧で、微粒化のための空気流が発生しないため燃料の微粒化が期待できず、第 1 サイクルのエンジン排出 HC は低減されない。2 サイクル目以降は、吸気ポート内に負圧が発生し、加圧エアアシストと同様にエンジン排出 HC が減少する。これは、第 3 章 3.1 節の可視化エンジンでの観察結果を定量値として裏付けている。始動第 1 サイクルのエンジン排出 HC は、三者とも、2、3 サイクル目と比較して少ない。これはシリンダ壁面温度が低いいため、膨張行程時に蒸発するシリンダ付着燃料量(F_{cw})が少ないためと思われる。

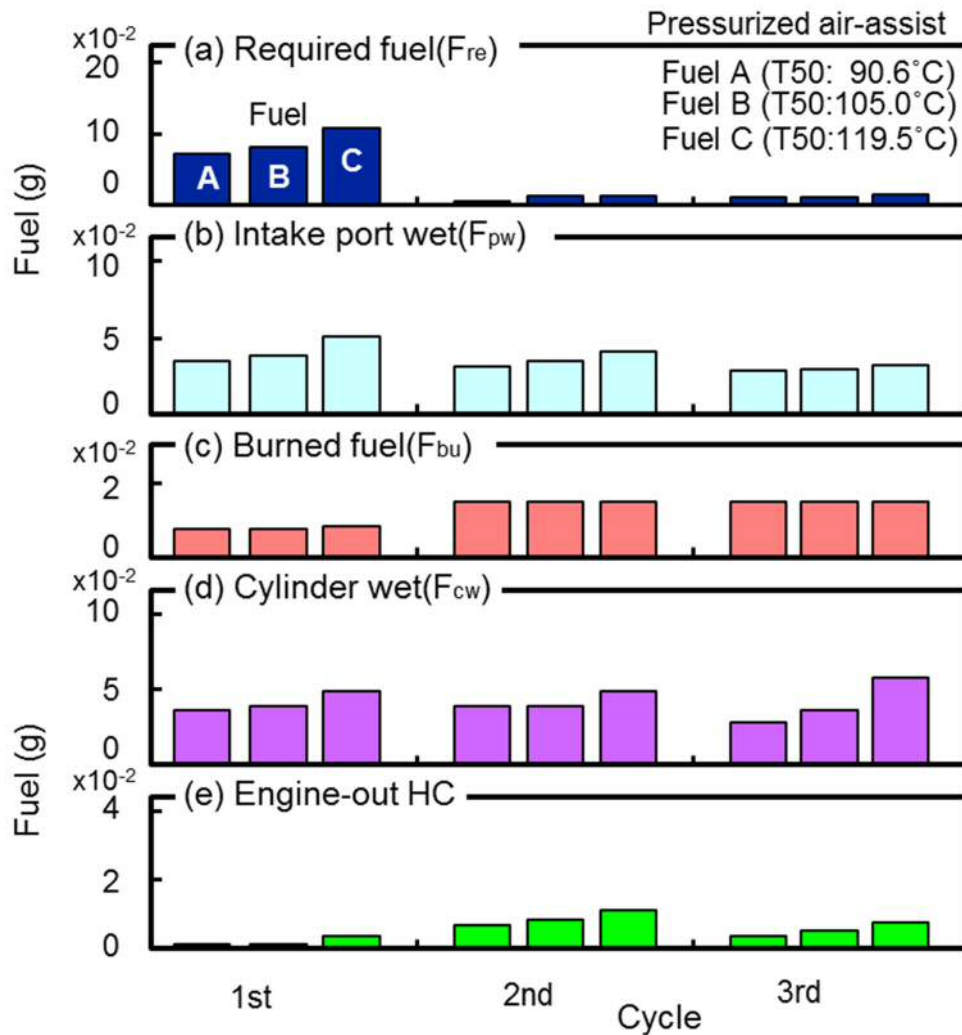


Figure 4-11 Required, remaining and out-going fuel for first three cycles

図 4-11 は、加圧エアアシストにおける吸気同期噴射時の燃料性状の影響について示す。従来型噴射弁の燃料性状の影響 (図 4-9) と比較して、燃料の微粒化により T50 に関係なく吸気ポート付着燃料量(F_{pw})とシリンダ付着燃料量(F_{cw})が減少し、要求燃料噴射量(F_{re})とエンジン排出 HC が低減する。また、燃料の微粒化により、T50 に対する影響も小さくなるが T50 が高い燃料 C のケースでは、吸気ポート付着燃料量(F_{pw})とシリンダ付着燃料量(F_{cw})がもっとも多く、この影響により、要求燃料噴射量(F_{re})とエンジン排出 HC も多い。

このことから高微粒化噴霧においても、T50 は要求燃料噴射量(F_{re})と各付着量に影響し、触媒が不活性な領域である始動・暖機過程の HC エミッションを支配する重要な影響因子であることがわかる。量産のエンジン制御システムでは、市場に存在する重質燃料 (燃料 C) を使用した時の燃焼悪化を防ぐため、燃料増量をおこなっており、エンジン排出 HC は増加する傾向にある。

4.2.4. 未燃炭化水素の低減効果

図 4-12 に、供試した燃料噴射弁での始動後 20 秒間の HC 排出特性を示す。燃料の高微粒化と吸気同期噴射の組合せによりエンジン排出 HC を大幅に低減できる。この結果が示すように冷間始動および暖機過程のエンジン排出 HC 低減には、噴射燃料の微粒化と吸気同期噴射により吸気ポート付着燃料量(F_{pw})とシリンダ付着燃料量(F_{cw})を減らして、冷間過渡運転時の燃料増量を減量することが重要である。特に揮発性の悪い重質燃料 (燃料 C) を使用した場合、さらに、この燃料の微粒化効果は大きくなることがわかった。

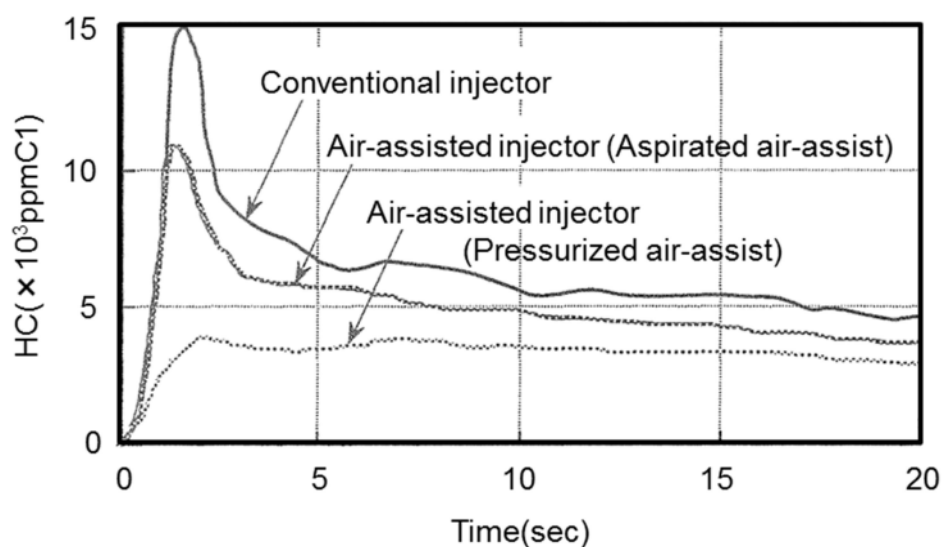


Figure 4-12 Comparison of HC emissions traces

4.3. まとめ

要求燃料噴射量(F_{re}), 吸気ポート付着燃料量(F_{pw}), シリンダ付着燃料量(F_{cw}), 燃焼燃料量(F_{bu}) およびエンジン排出 HC のサイクル毎の定量解析が可能な, 研究実験エンジン (油圧駆動型多自由度動弁系エンジン) を用いて, ポート直噴式 (MPI) ガソリンエンジンにおける燃料挙動を解析し, 以下の点が明らかになった.

- (1) エンジン冷間始動・暖機過程の安定燃焼のための要求燃料噴射量(F_{re}), 吸気ポート付着燃料量 (F_{pw})およびシリンダ付着燃料量(F_{cw})をサイクル毎に定量化し, 冷間始動の第 1 サイクルからエンジン暖機までの推移と特徴を明らかにした.
- (2) 燃料性状の影響について定量解析を実施し, 蒸発特性で代表される 50%留出温度(T_{50})の影響 について調査し, エンジン始動第 1 サイクルから要求燃料噴射量(F_{re})とエンジン排出 HC 特性 へ大きく影響していることを明らかにした.
- (3) 噴射燃料の微粒化度向上と方向性の両立により, エンジン冷間始動・暖機過程の吸気ポートお よびシリンダ壁面の燃料付着量を同時に低減することができる. これによる要求燃料噴射量 (F_{re})の低減とサイクル毎の要求噴射量(F_{re})の変動抑制, 即ち空燃比変動の抑制効果により, 始 動から 20 秒間のエンジン排出 HC を大幅に低減できる (加圧エアアシストで 50%低減).

*SAE の了解を得て, SAE paper 95074 (1995)を和訳して加筆転載

Reprinted with permission from SAE paper 95074 (© 1995 SAE International).

Further use or distribution is not permitted without permission from SAE.

参考文献

- (1) E. Achleitner, W. Hosp, A. Koch and W. Schurz, "Electronic Engine Control System for Gasoline Engines for LEV and ULEV Standard", SAE Paper, 950479, (1995)
- (2) K. Horie, H. Takahasi and S. Akazaki, "Emission Reduction During Warm-Up Period by Incorporating a Wall-Wetting Fuel Model on the Fuel Injection Strategy During Engine Starting", SAE Paper, 952478, (1995)

- (3) S. R. Fozo and C. F. Aquino, “Transient A/F Characteristics for Cold Operation of a 1.6 Liter Engine with Sequential Fuel Injection”, SAE Paper, 880691, (1988)
- (4) J. A. Kaplan and J. B. Heywood, “Modeling the Spark Ignition Engine Warm-Up Process to Predict Component Temperatures and Hydrocarbon Emissions”, SAE Paper, 910302, (1991)
- (5) R. Morishima and K. Asai, “Mixture Strength at Cranking Cycles of Gasoline Engine Starting”, SAE Paper, 920235, (1992)
- (6) J. W. Fox, K. D. Min, W. K. Cheng and J. B. Heywood, “Mixture Preparation in a SI Engine with Port Fuel Injection During Starting and Warm-Up”, SAE Paper, 922170, (1992)
- (7) P. G. Brown and W. A. Woods, “Measurements of Unburned Hydrocarbons in a Spark Ignition Combustion Engine during the Warm-Up Period”, SAE Paper, 922233, (1992)
- (8) K. C. Chen, K. Dewitte and W. K. Cheng, “Fuel Effects and Enrichment Effects of Engine Starting and Warm-Up Behavior”, SAE Paper, 950065, (1995)
- (9) Y. Ohyama, T. Yamauchi et al., “Mixture Formation During Cold Starting and Warm-Up in Spark Ignition Engine”, SAE Paper, 960065, (1996)
- (10) S. Jackson, P. Williams and T. Ma, “Development of a Fueling System to Reduce Cold-Start Hydrocarbon Emissions in a SI Engine”, SAE Paper, 961119, (1996)
- (11) S. Campbell, E. Clasen, C. Chang and K. T. Rhee, “Flames and Liquid Fuel in a SI Engine Cylinder During Cold Start”, SAE Paper, 961153, (1996)
- (12) A. A. Quader, “How Injector, Engine, and Fuel Variable Impact Smoke and Hydrocarbon Emissions with Port Fuel Injection”, SAE Paper, 890623, (1989)
- (13) M. Kashiwaya, T. Kosuge, K. Nakagawa and Y. Okamoto, “The Effect of Atomization of Fuel Injectors on Engine Performance”, SAE Paper, 900261, (1990)

- (14) C. F. Aquino, “Transient A/F Control Characteristics of the 5 liter Central Fuel Injection Engine”, SAE Paper, 810494, (1981)
- (15) H. Nagaishi, “An Analysis of Wall Flow and Behavior of Fuel in Induction System of Gasoline Engine”, SAE Paper, 890837, (1989)
- (16) N. F. Benninger and G. Plapp, “Requirements and Performance of Engine Management Systems under Transient Condition”, SAE Paper, 910083, (1991)
- (17) H. Iwano, M. Saitoh, K. Sawamoto, H. Nagaishi, “An Analysis of Induction Port Fuel Behavior”, SAE Paper, 912348, (1991)
- (18) R. C. Turin et al., “A New Model for Fuel Supply Dynamics in an SI Engine”, SAE Paper, 940208, (1994)
- (19) D. Rose, N. Ladommatos and R. Stone, “In-cylinder Mixture Excursions in a Port Injected Engine During Fast Throttle Opening”, SAE Paper, 940382, (1994)
- (20) G. Chen, M. T. Vincent and T. R. Gutermuth, “The Behavior of Multiphase Fuel-Flow in the Intake Port”, SAE Paper, 940445, (1994)

第5章 量産型ポート噴射式ガソリンエンジンでの 燃料挙動の解析*

第4章では、研究実験エンジン（油圧駆動型多自由度動弁系エンジン）を用いて行った冷間始動・暖機過程でのサイクル毎の燃料挙動の解析結果について述べた。しかし、この実験でも多気筒エンジンを用いた実際のファイアリング運転ではあるもののエンジンベンチにおけるエンジン回転数一定条件での実験であり、実際の車両における、エンジン停止状態からのスタータによるクランキング始動を忠実にシミュレートできている訳ではなかった。また、量産型実機エンジンの冷間始動過程における混合気形成およびエンジン排出 HC 特性の定量的把握は複雑かつ困難であるため、未だ十分になされているとはいえない^{(1)~(5)}

そこで、量産型実機エンジンを用いて、実車冷間時の実始動過程をできるだけ忠実にシミュレートし、その複雑な燃料挙動を定量的に解析する新しいエンジン起動実験装置を開発した。この装置を用いて計測した燃料挙動の結果と第4章の4.2節で述べた定量解析用研究実験エンジンでの計測結果と比較することにより、サイクル燃焼（始動性）を考慮した要求燃料噴射量(F_{re})、エンジン排出 HC および要求燃料当量比（後述）のサイクル挙動を明らかにした。

さらに、このエンジン始動シミュレート装置と定量化手法を用い、燃料噴射時期、噴霧特性および燃料性状の影響について解析し、量産型エンジンでの冷間始動過程のエンジン排出 HC 特性に与える影響因子の定量解析を行い、その低減方向について考察を加えた。

5.1. 実験装置および計測方法

5.1.1. 供試エンジン

供試エンジンは、第3章、第4章の実験研究エンジンと同じ、量産型4弁式直列4気筒MPIエンジンを用いた。その主要諸元は、第3章の供試エンジンと同じである（第3章、表3-1参照）。

5.1.2. 供試燃料および燃料噴射弁

供試した燃料性状を表5-1に示す。50%留出温度（T50）の異なる2種類の燃料について比較し、特に指定しないときは、第4章でも用いた燃料Bを基準燃料とした。燃料Bは、加州Phase IIク

リーンガソリンの標準燃料であり、燃料Dは、米国市場に存在する高沸点燃料の代表燃料である。第4章で用いた燃料Cとは、初留点と比重が異なっている。

Table 5-1 Fuel properties

		Fuel B	Fuel D
Specific (g/cm ³) Gravity (Tf=15°C)		0.7445	0.7621
Distillation characteristic(°C)	Initial point	31.5	31.5
	10%	53.5	56.5
	50%	105.0	119.5
	90%	155.5	169.0
	End point	176.5	204.5

図5-1に、供試した(a)従来型エアアシスト噴射弁 (Injector A) と(b)高微粒化エアアシスト噴射弁 (Injector B) の大気圧下($\Delta P=0\text{kPa}$)における噴霧写真を示す。両者の噴霧粒径 (SMD) は、従来型エアアシスト噴射弁 (Injector A) が $235\mu\text{m}$ で、高微粒化エアアシスト噴射弁 (Injector B) が $90\mu\text{m}$ である。

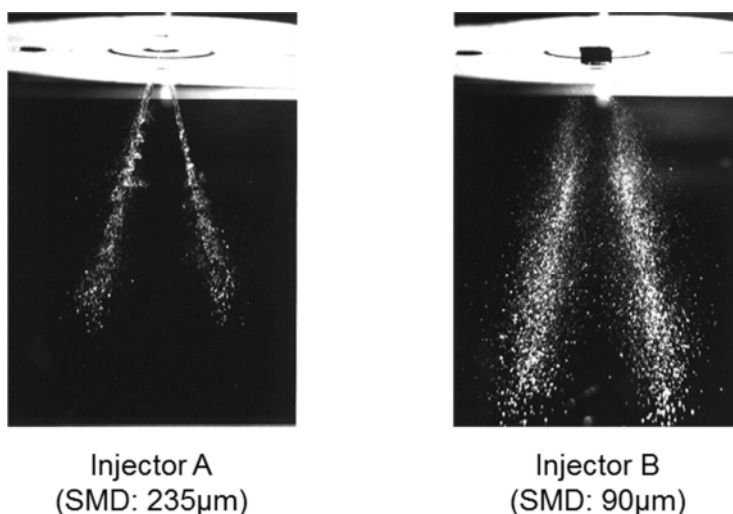


Figure 5-1 Spray shapes ($\Delta P=0\text{kPa}$)

図5-2に、この2種類のエアアシスト噴射弁のエアアシスト差圧に対する噴霧粒径を比較して示す。高微粒化噴射弁の詳細は第7章で述べるが、この新しく開発した燃料噴射弁ではエアアシスト空気流が利用できない大気圧付近の噴霧粒径が大幅に改善されている。本章では、(a)エアアシスト噴射弁 (Injector A) を基準噴射弁とし、5.2節の噴霧特性の影響で2種類の燃料噴射弁の解析結果について述べる。

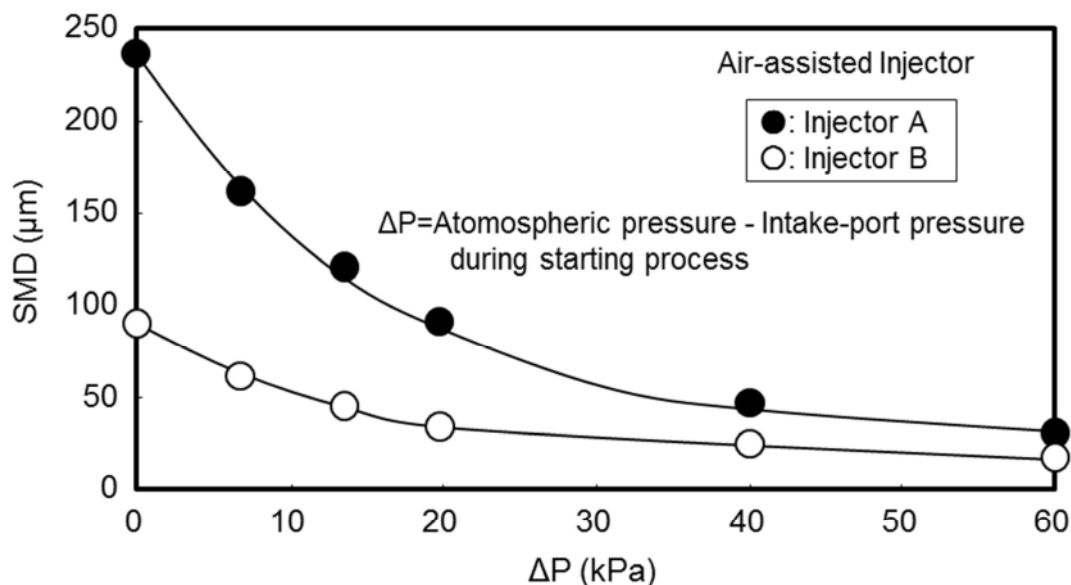


Figure 5-2 Changes of SMD with ΔP

5.1.3. 実験条件および実験手順

図5-3に、本供試エンジンの冷間始動過程のエンジン挙動を示す。車両でのエンジン始動は、スタータによるクランキング状態から各気筒の燃焼(初爆→連爆)によりエンジン回転数が上昇し、自力でファストアイドル状態に入る。その結果、サイクル経過に伴い、スロットル弁の絞りにより吸気管内に負圧が発生しシリンダ内吸入空気量は減少する。

つまり始動過程では、前サイクルの燃焼状態がそれ以降のサイクルの吸入空気量を支配し、良好な燃焼(始動性)ほど機関の回転数が早く立ち上がり、結果的にサイクル当たりの吸入空気量は急激に減少する。このため、始動・暖機過程の現象解析には、各サイクルの吸入空気量を支配する前サイクルまでの燃焼状態を良好に再現する必要がある。さらに、この冷間時を考慮するとエンジンヘッド、ブロック各部位温度およびバッテリー等の状況で現象は異なってくる。

そこで本章では、始動過程の燃料挙動を定量的に把握するため、上記の内容を考慮し以下を可能とする装置、手法を考案し実験を行った。

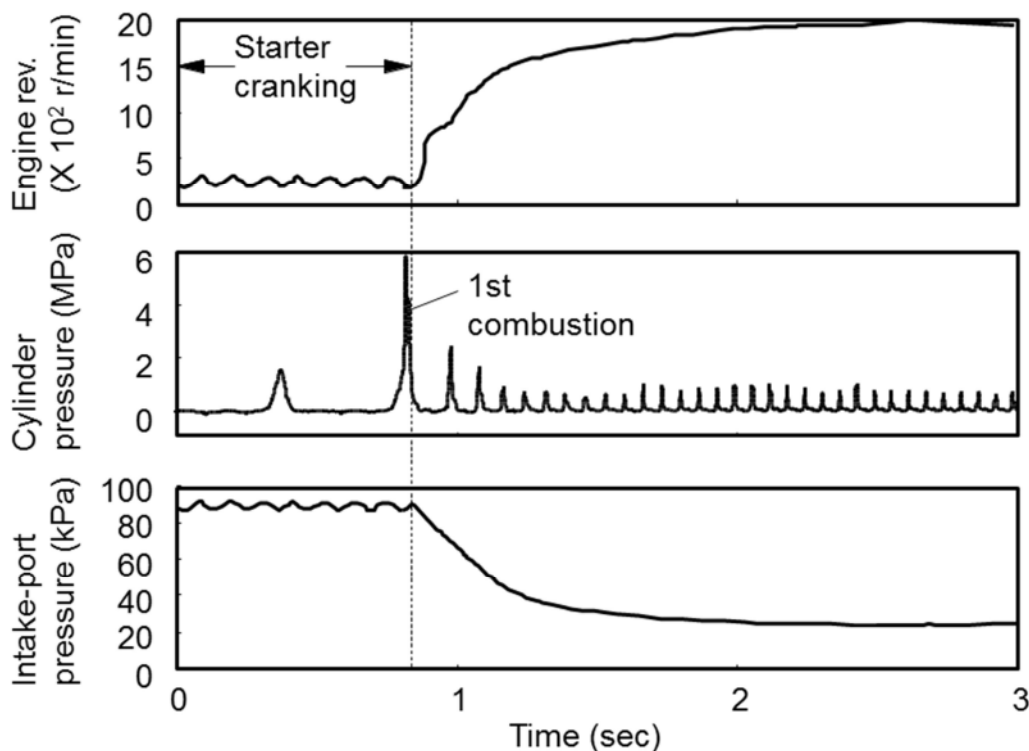


Figure 5-3 Behavior of test engine during cold starting

- (a) クランキング時の初期エンジン状態の再現
- (b) 各諸元でサイクル経過に伴う吸入空気量変化の再現
- (c) 各サイクルの燃焼、エンジン排出 HC 挙動の把握
- (d) 各サイクルの噴射量、点火時期の任意設定
- (e) 始動過程の必要な実行サイクル数の任意設定

以下、実験装置および解析方法について説明する。図 5-4 に実験装置の概要を示す。供試エンジンは、クランキング回転数域の振動を吸収するため 6 点支持マウントで支持され、クラッチ、トランスミッションおよびフライホイールを兼ねた減速機(4.95 : 1)を介して動力計に連結されている。

クラッチは、エアシリンダのエア圧 (0.6MPa) 制御による油圧駆動により、任意のタイミングで OFF (エンジンフリー) ⇔ ON (連結) を可能としている。また、エンジン冷却水、オイルお

よび室温（吸入空気温度）は、外部温度制御装置により任意の温度に設定可能である。また、吸気ポート壁面2箇所と燃焼室壁面2箇所に熱電対(K型 φ0.5)を埋め込み温度管理を行なっている。

解析対象は1番気筒とし、シリンダ内圧力計測のため指圧計(KISTLER社製6051B)を、エンジン排出HC挙動計測のためエキゾーストバルブ近傍に高速FID計(CAMBUSTION社製HFR400)をそれぞれ設置している。これらのデータおよびその他エンジン情報は同時に計測され、コンピュータで解析・処理される。

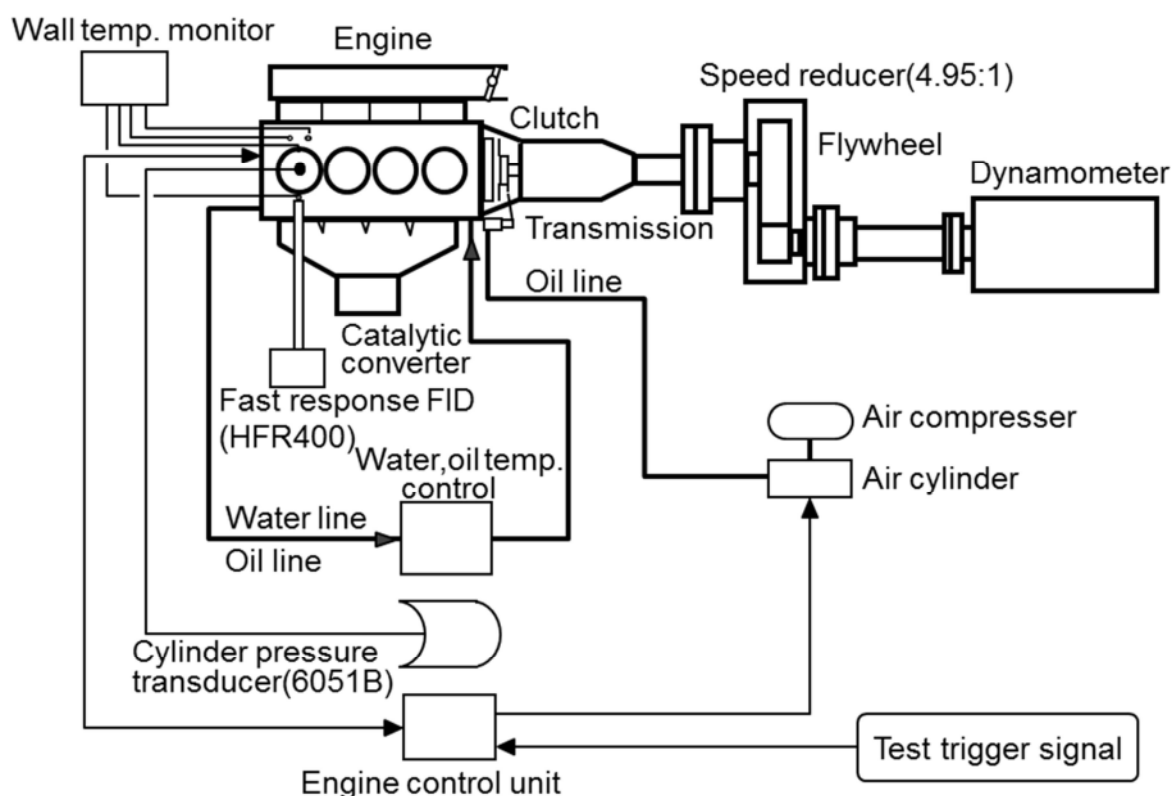


Figure 5-4 Experimental apparatus for quantitative analysis

表 5-2 に、実験条件を示し、図 5-5 に実験手順の概要を示す。また、図 5-6 に実験時の各イベントのタイミングチャートを示す。

エンジンは、クラッチ ON（連結）状態でスタータ始動のクランキング状態に相当する機関平均回転数 300rpm 一定でモータリングされる。このモータリング状態は始動開始を判定するトリガ信号待機状態であると同時に、エンジン冷却水、オイル温度制御によるエンジン各部壁温の温度管理（25°C 一定制御）、高速 FID 計による前実験の残留燃料の排出完了確認（0.1%HC 以下）、および各サイクル噴射燃料量、点火時期、実行サイクル数のメモリー設定入力待ちの状態にある。

Table 5-2 Test conditions

Engine operating	Cranking → N cycle Firing → Cranking (dynamo.) (engine-free) (dynamo.)
Initial engine rev.	300rpm (average)
Fuel injection end timing (Intake TDC origin)	TDC , ATDC60°CA, ATDC120°CA
Initial wall temperature	25±1°C (intake-port, combustion chamber wall)
Initial ignition timing	BTDC5°CA
Cylinder NO. for evaluation	#1
Cycle number for evaluation	10 cycle
Room temperature	25°C

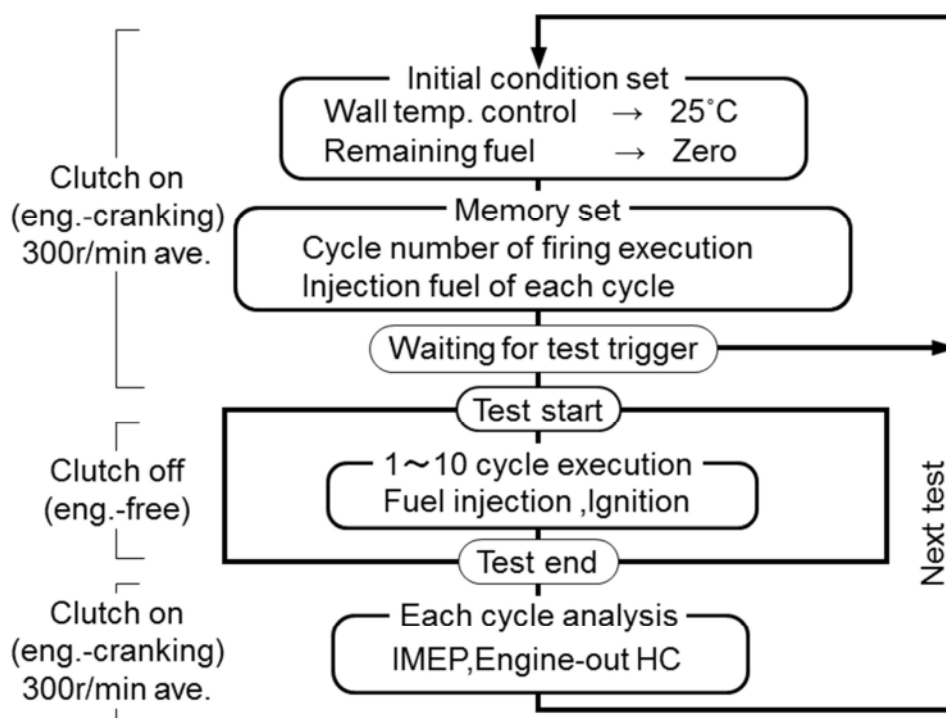


Figure 5-5 Test procedure for quantitative analysis

モータリング状態で、エンジン初期状態の設定が完了すると始動開始トリガ信号が入力され、図5-6に示すタイミングチャートに従い予めメモリ設定された1番気筒から第1サイクルの燃料噴射、点火が実行され、その圧縮TDC後にクラッチOFF（エンジンフリー）となり、順次各気筒のファイアリングとともに機関回転数が上昇する。

ファイアリング運転は、1番気筒の設定されたサイクル数の実行後、機関回転数の低下とともにクラッチON（連結）とし、再びモータリング状態に戻りエンジン初期状態が再現され、次の実験待機状態となる。この手順を繰り返すことで、要求の(a)～(e)を実現させることができる。

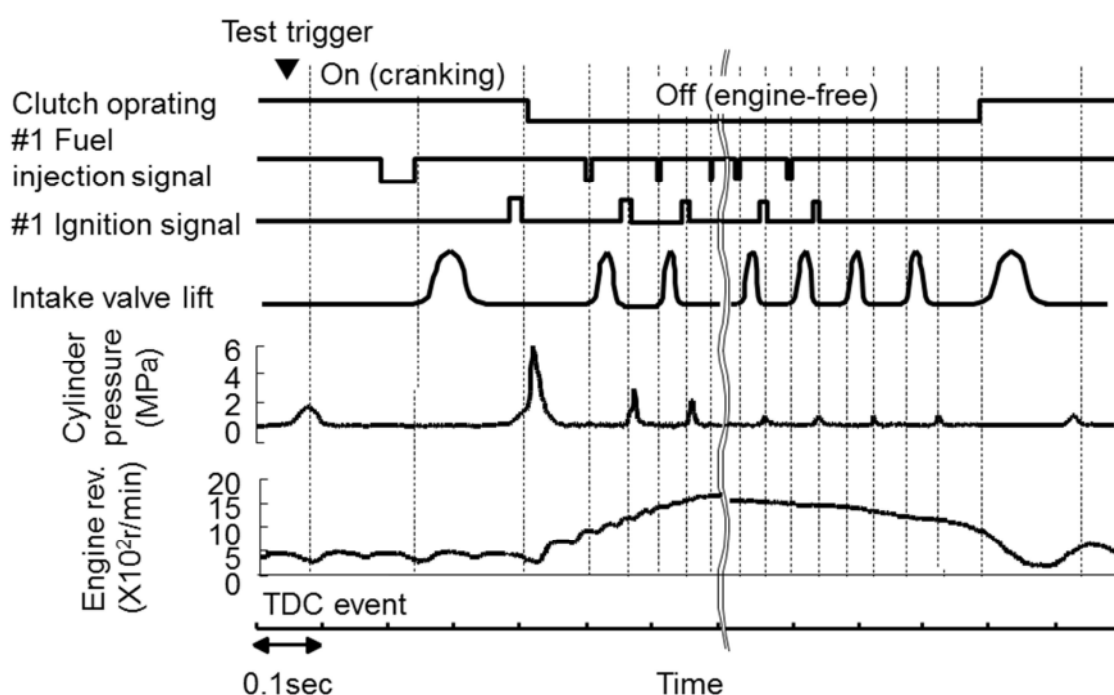


Figure 5-6 Test timing chart

なお、本実験での燃料噴射制御は、噴射終了時期で制御を行った。吸気非同期噴射である TDC 噴射終了と吸気同期噴射である ATDC60°CA 噴射終了および ATDC120°CA 噴射終了の 3 種類の条件で比較し、特に指定しないときは、吸気非同期噴射の TDC 噴射終了を基準として実験を行った。図5-7に、各サイクルでの要求燃料噴射量(F_{re})の決定方法を示す。要求燃料噴射量(F_{re})は1番気筒に着目し、始動性を考慮した各サイクルの図示平均有効圧力(IMEP)が最大となる最小噴射燃料量を定義する。

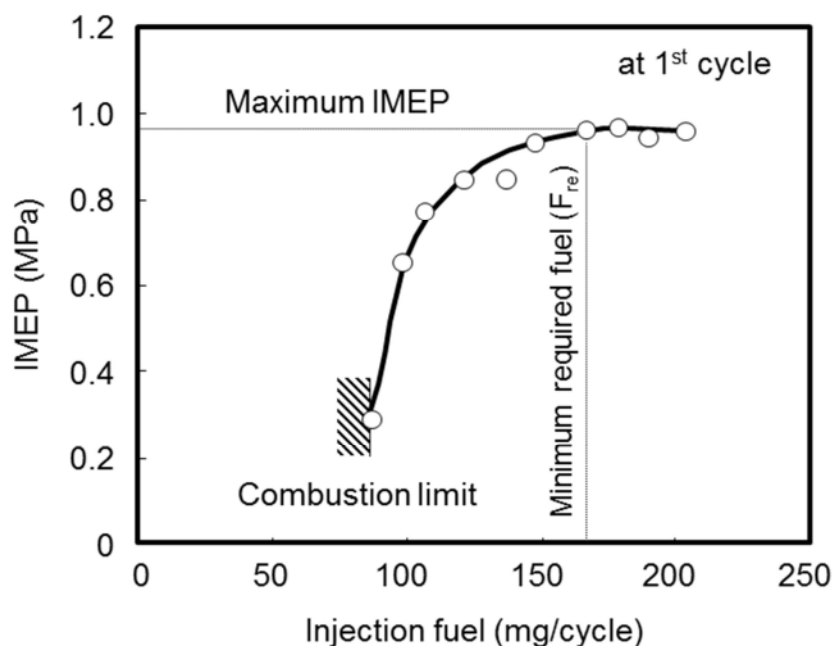


Figure 5-7 Method for determination of required fuel

図 5-5 の実験手順に従い、エンジン始動第 1 サイクルから順次繰り返し、各サイクルの要求燃料噴射量(F_{re})を決定することでサイクル単位の燃料挙動が把握できる。なお、要求燃料噴射量(F_{re})のばらつきは要求量判定誤差を考慮しても $\pm 5\%$ 以内であることを確認した。

また、1 番気筒以外の 3 気筒の燃料噴射は要求燃料噴射量(F_{re})から各気筒の吸入空気量相当分の燃料噴射量へ換算し実行している。さらに各サイクルの吸入空気量に対し理論混合気に必要な燃料量(F_{st})を算出し、この F_{st} と F_{re} の比、すなわち各サイクルで要求される燃料当量比（以後、要求燃料当量比(F_{re}/F_{st})と記す）の挙動を加えて把握することができる。なお、各サイクルの吸入空気量は、吸気管圧力、温度および残留ガス割合から算出している。以上の定量化手法を用いて冷間時のエンジン始動過程のサイクル単位の燃料・燃焼挙動の解析を実施した。

さらに、第 4 章の燃料挙動の定量化で述べた研究実験エンジンを用いて、エンジン冷間始動第 1 サイクルの要求燃料噴射量(F_{re})をポート付着燃料量(F_{pw})、シリンダ内付着燃料量(F_{cw})、燃焼燃料量(F_{bu})およびエンジン排出 HC に分離し、実機エンジンのサイクル挙動解析の検証を行なった。

5.2. 要求噴射量のサイクル挙動解析

図 5-8 に、冷間始動過程 10 サイクルの要求燃料噴射量(F_{re})、要求燃料当量比(F_{re}/F_{st})および IMEP を示す。IMEP は、始動過程の吸入空気量変化に応じた推移、すなわち、始動第 1 サイクルの大気

圧状態からの吸気による高い IMEP を示す燃焼から、順次エンジン回転数の上昇にともない、スロットル弁の絞りにより吸気圧力が低下し IMEP が下がっていく挙動を示すのに対し、要求燃料噴射量(F_{re})は、特異な推移を示している。第1~4サイクルの要求燃料等量比(F_{re}/F_{st})が1.0より大きく、特に始動第1サイクルは、その吸入空気量から計算した理論空燃比に制御するために必要な燃料量(F_{st})に対して4倍以上の要求を示している。

それに対して、5サイクル目以降は、逆に要求燃料等量比(F_{re}/F_{st})が1.0より小さくなるサイクルが存在する。この現象は、第4章の4.2節で示したエンジン回転数一定、吸気管圧力一定条件で実施した燃料挙動の定量化装置での解析結果よりも著しい。

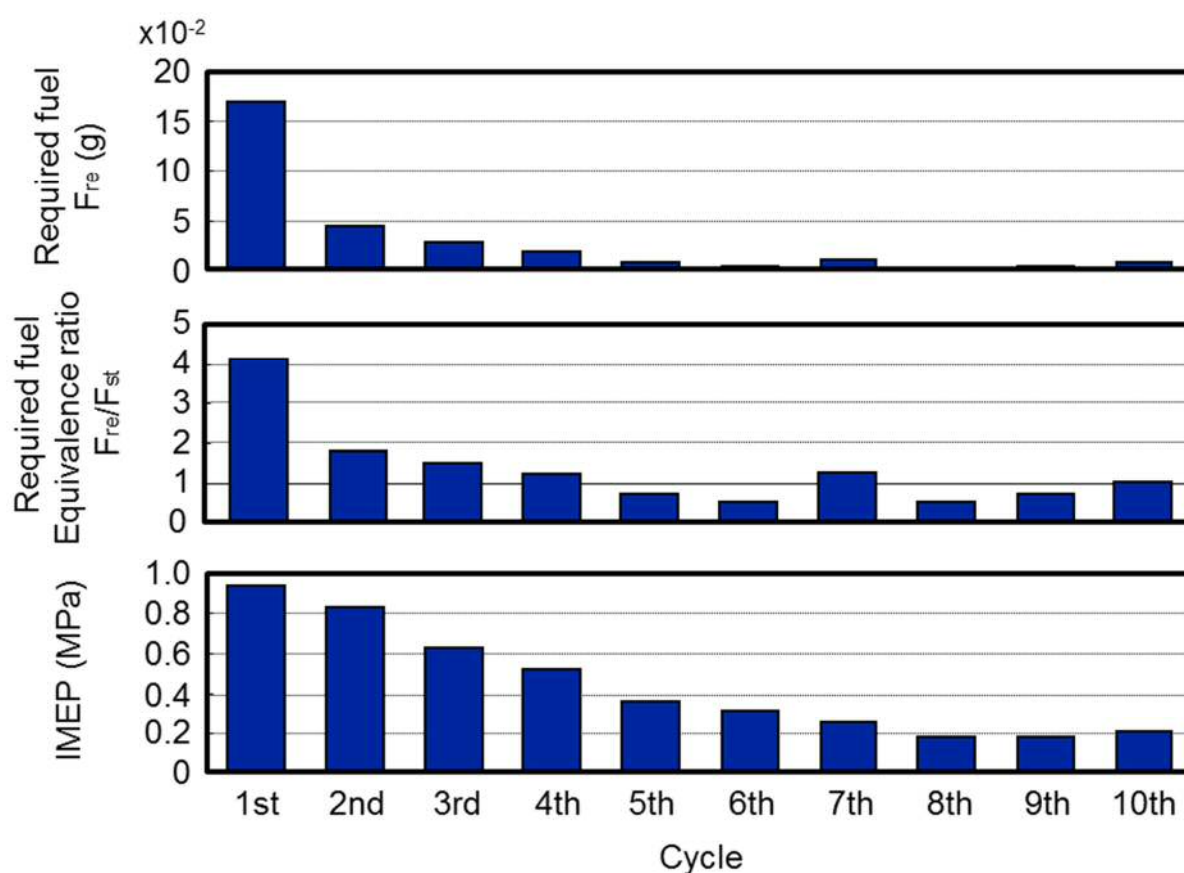


Figure 5-8 Cycle-by-cycle behavior of required fuel

これは、冷間時の実車始動では、第1サイクルの吸気管圧力が大気圧状態から始まるため、定量化装置のエンジン回転数一定、スロットル弁開度一定条件（吸気管負圧が発生している条件）での解析結果と比較すると、吸気ポート付着燃料量(F_{pw})およびシリンダ付着燃料量(F_{cw})が多く、また、付着燃料の蒸発が悪いため、この差が大きく現れたものと考えられる。

エンジンが着火すると、その発生トルクによりエンジン回転数が急激に上昇し、設定したファス

トアイドル回転数以上に上昇した後、その吸入空気量でバランスするエンジン回転数に収束する。このため、5~6 サイクル目で回転上昇のピークとなり吸気管圧力が最小値をとり、この負圧により、吸気ポート壁面、およびシリンダ壁面に付着した燃料の蒸発が急激に進み、エンジン回転数が低下した7サイクル目では、残留燃料からの補給が不足して、要求燃料噴射量(F_{re})が増加したためと説明できる。また、10 サイクル目で同様の増加が発生するが、これは、エンジン回転数の変動による吸気圧力変動とこれによる吸入空気量の変化によるものと思われる。

この現象を検証するために、燃料挙動の定量化装置を用いて始動第1サイクルの要求燃料噴射量(F_{re})を吸気ポート付着燃料量(F_{pw})、シリンダ付着燃料量(F_{cw})、燃焼燃料量(F_{bu})およびエンジン排出HCのそれぞれに分離した。

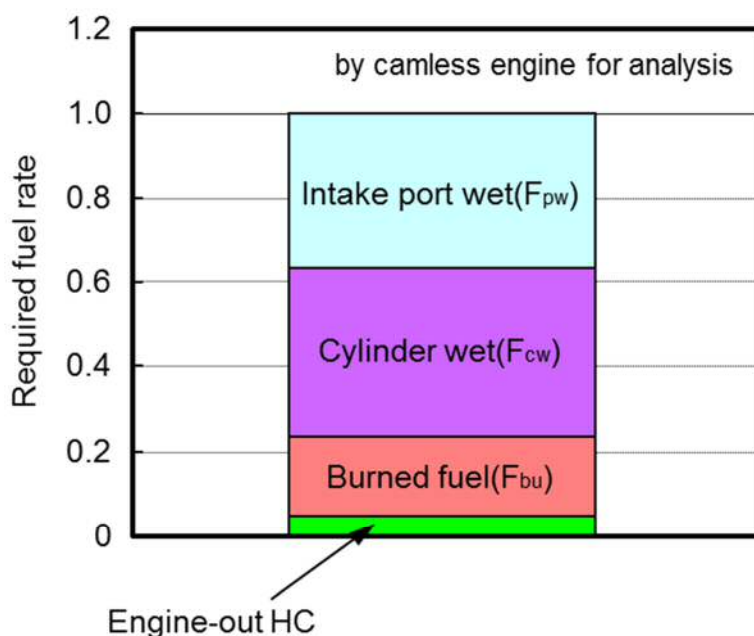


Figure 5-9 Distribution of required fuel for first cycle

図5-9に、解析結果を示す。要求燃料噴射量(F_{re})を1.0とした時の各項目の比率で示している。第1サイクルで要求された燃料のうち、約75%が吸気ポート壁面とシリンダ壁面に付着し、残留していることがわかる。このことから、始動第1~4サイクルで残留した燃料が、5サイクル目以降の燃焼に寄与していることが推定される。つまり、始動第1~4サイクルで吸気ポート壁面およびシリンダ壁面に付着していた残留燃料が、サイクルの経過に伴い、各部壁面の温度上昇、雰囲気急激な負圧化により蒸発離脱が顕著になったためと考えられる。

この残留燃料の挙動が、始動時の燃料挙動を複雑にしており、このサイクル挙動をシミュレートした A/F 制御は非常に困難と思われる。現状の MPI の燃料噴射制御では、この対応として、始動性を考慮し、この要求燃料当量比(F_{re}/F_{st})に対して過濃混合気側で余裕をもった制御を行なっている。このことが始動時のエンジン排出 HC を増大させている 1 つの大きな要因となっている。

5.3. エンジン排出未燃炭化水素のサイクル挙動解析

図 5-10 に、前節の各サイクルの要求燃料噴射量(F_{re})を与えた時のエンジン排出 HC のサイクル挙動を示す。始動性を考慮した最小噴射量にもかかわらず、エンジン排出 HC は 1.0% (CH₄ 換算) 以上の高濃度を示している。また、その挙動は、3~4 サイクル目で排出 HC の最大ピークを示し、その後、減少していく。特徴的なことは、残留燃料が最も多いエンジン始動第 1 サイクルの排出 HC が最大とはなっていない。

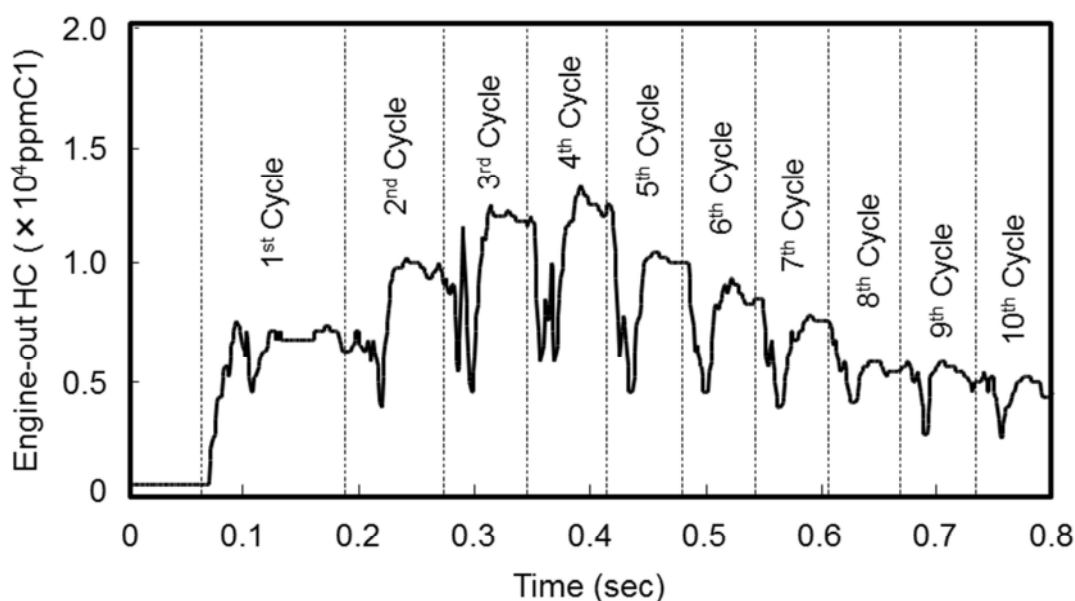


Figure 5-10 Cycle-by-cycle behavior of engine-out HC

これは、図 5-9 に示すように、始動第 1 サイクルでは、シリンダ壁面温度が低く、シリンダ壁面に多くの燃料が残留したためと思われる。また、この挙動は、3~4 サイクル目で、エンジン排出 HC の最大ピークを示す。これは、第 1~2 サイクルではシリンダ壁面温度が比較的低いのに対し、3~4 サイクル目では、サイクル経過に伴うシリンダ壁面の温度上昇により、シリンダ内の壁面に付着した燃料が膨張行程での蒸発および排気行程での離脱が増加したためと考えられる。

以上をまとめると、始動時の第1~2サイクルで吸気ポート壁面およびシリンダ壁面に付着した残留燃料は、3サイクル目以降の燃焼挙動およびエンジン排出HCのサイクル挙動に大きく影響を与える。したがって、始動時のエンジン排出HC低減には、この初期のサイクルの残留燃料、すなわちポート付着燃料量(F_{pw})およびシリンダ付着燃料量(F_{cw})の低減が重要である。

5.3.1. 噴射時期の影響

図5-11に、始動時のエンジン排出HC低減に重要と思われる、始動第1サイクルにおける噴射時期の影響を示す。噴射時期は、噴射終了時期で整理し、TDC, ATDC60°CA, ATDC120°CAの3条件について比較した。IMEPで決まる要求燃料噴射量(F_{re})は、吸気同期噴射、非同期噴射にかかわらず変化しない。しかし、エンジン排出HCは吸気行程に同期した燃料噴射により増大する。

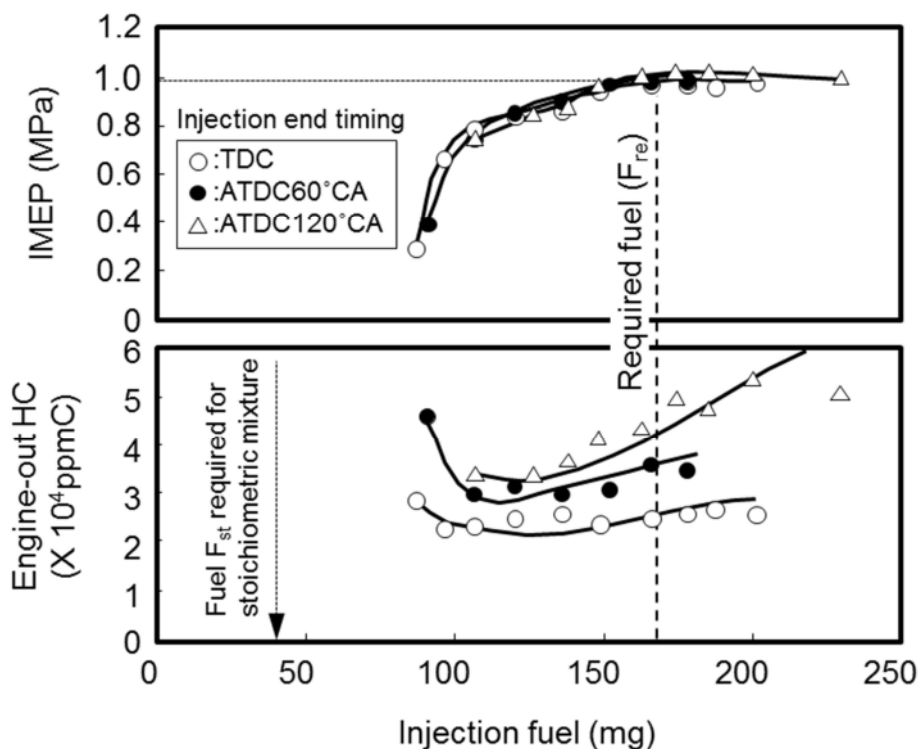


Figure 5-11 Effects of injection timing for first cycle

図5-12に、研究実験エンジン（油圧駆動型多自由度動弁系エンジン）で計測した吸気非同期噴射（TDC 噴射終了）の要求燃料噴射量(F_{re})を1.0として比較した吸気同期噴射（ATDC60°CA 噴射終了）の解析結果を示す。吸気同期噴射は、吸気非同期噴射と比較して、吸気ポート付着燃料量(F_{pw})は低減するが、逆に、シリンダ付着燃料量(F_{cw})、エンジン排出HCは増加し、結果的に要求

燃料噴射量(F_{re})に変化がないことが確認できた。

これにより、吸気同期噴射によるエンジン排出 HC の増大は、噴射燃料が吸気行程で直接シリンダに流入することにより、シリンダ壁面への燃料付着が増加したためと思われる。この吸気行程噴射によるシリンダ壁面への燃料付着の増加は、第3章の3.2節で示した可視化エンジンでの観察結果からも裏づけられる。

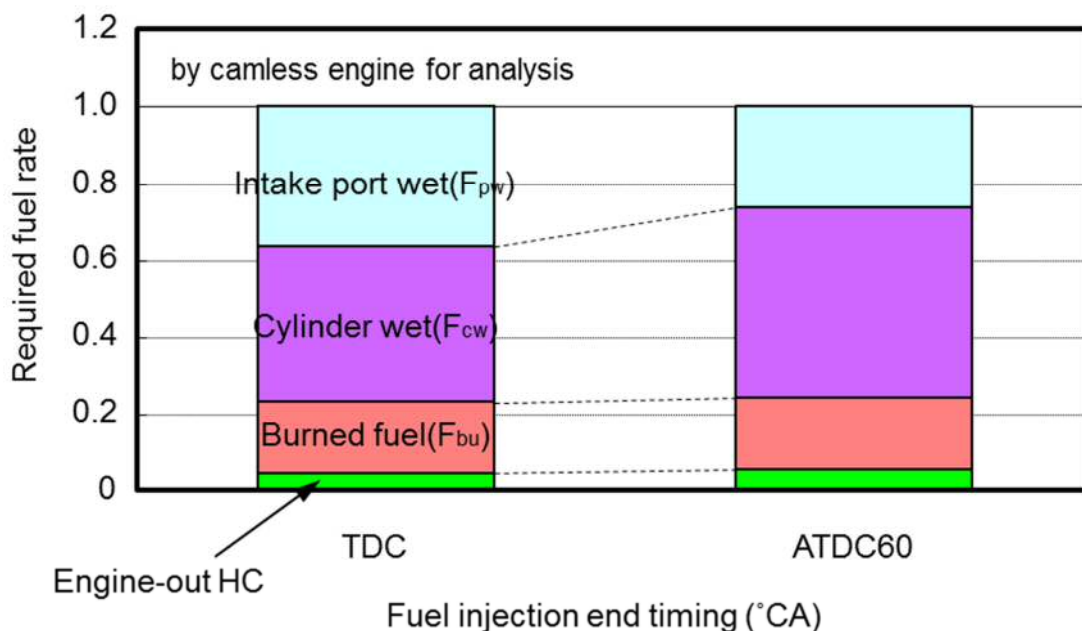


Figure 5-12 Distribution of required fuel for first cycle
(Effect of injection timing)

5.3.2. 燃料性状の影響

次に、燃料性状の影響について検討した結果について述べる。図5-13に、T50の異なる2種類の燃料B、Dを用いた時の各サイクルの要求燃料噴射量(F_{re})、要求燃料当量比(F_{re}/F_{st})を示す。定性的には、いずれも混合気が理論空燃比になるために必要な燃料量(F_{st})に対し、エンジン始動第1~4サイクルでは要求燃料噴射量(F_{re})が多く、5サイクル目以降では、要求燃料噴射量(F_{re})が必要な燃料量(F_{st})より少なくなるサイクルが現れている。

米国市場燃料の高沸点燃料の代表である燃料Dは、燃料Bに比べ、エンジン始動第1~4サイクルの要求燃料噴射量(F_{re})が多く、特に、第1サイクルの増加が著しく、必要な燃料量(F_{st})に対して6倍もの要求値を示している。このため燃料Dは、5サイクル目以降の要求燃料当量比(F_{re}/F_{st})のサイクル変化が大きくなり、そのサイクル挙動の傾向も燃料Bとは異なる。特徴的なのは、9サイク

ル目で要求燃料噴射量(F_{re})がゼロ, つまり前サイクルまでの残留燃料からの持ち越し分だけで, そのサイクルの安定燃焼が可能となっていることである.

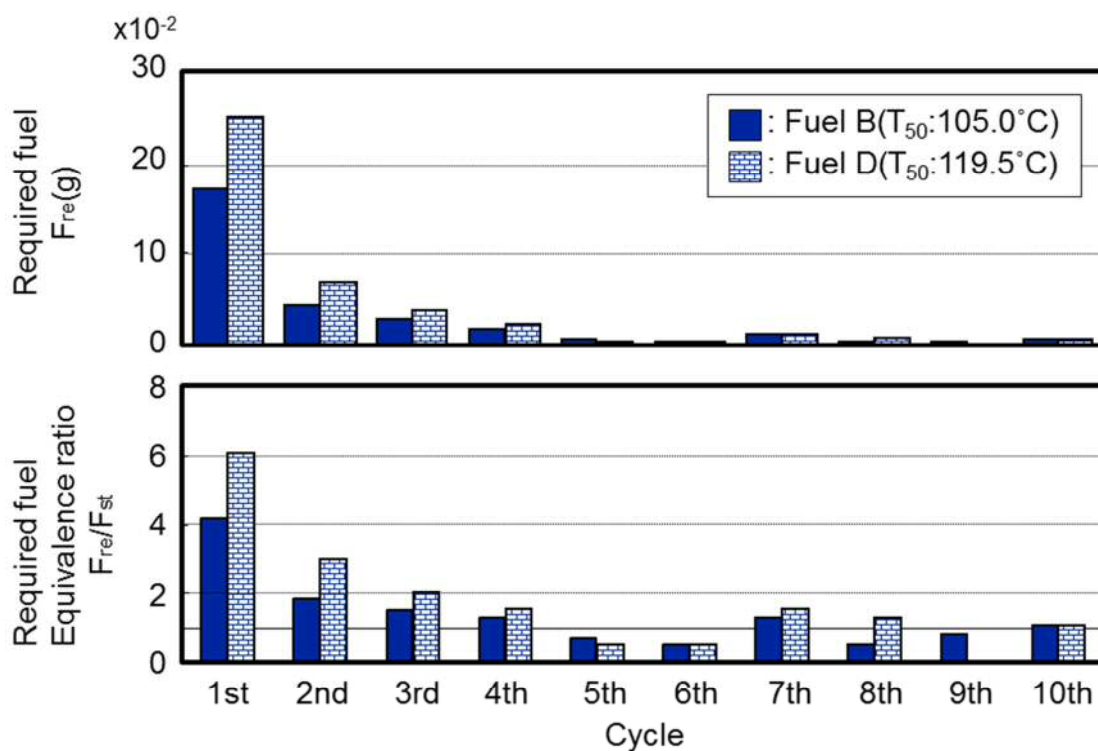


Figure 5-13 Cycle-by-cycle behavior of required fuel

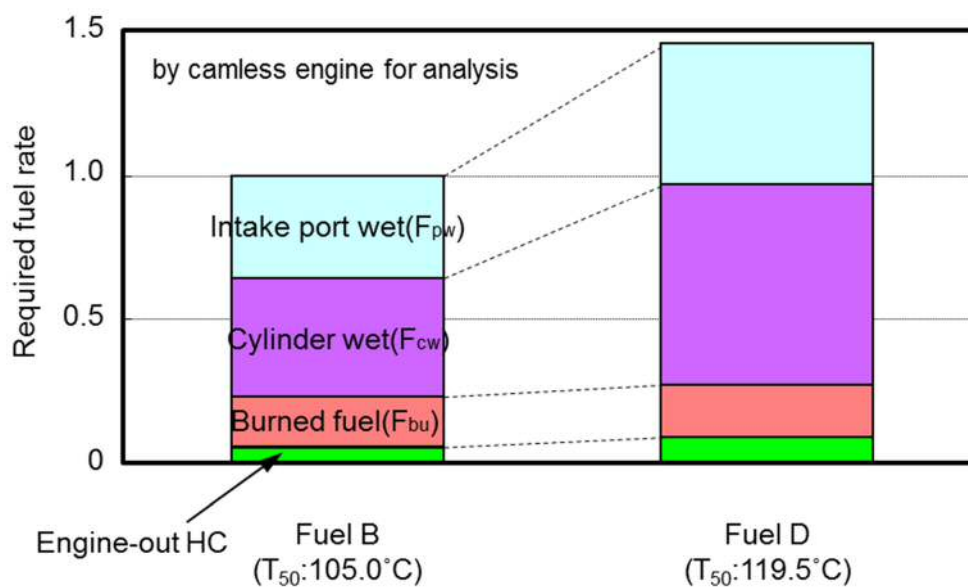


Figure 5-14 Distribution of required fuel for first cycle
(Effect of fuel properties)

図 5-14 に、燃料性状の影響に対するエンジン始動第 1 サイクルの要求燃料噴射量(F_{re})を、図 5-12 と同様に各項目に分類した結果を示す。なお、燃料 B での要求燃料噴射量(F_{re})を 1.0 とした時の各項目の比率で表している。

燃料 B に比べ燃料 D は、吸気ポート付着燃料量(F_{pw})が約 42%、シリンダ付着燃料量(F_{cw})が約 58%増加している。燃料 D での始動第 1 サイクルの要求燃料噴射量(F_{re})の 80%以上が、吸気ポート付着燃料量(F_{pw})とシリンダ付着燃料量(F_{cw})の残留燃料となっていることがわかる。

市場の燃料性状の影響を考慮した場合、高沸点燃料によるこの残留燃料の増加が始動時の燃料挙動をさらに複雑なものとしている。量産車両では、高沸点燃料を使用した場合でもエンジンの冷間始動性やドライバビリティを保証するために、この残留分を見込み平均的な燃料に対して過剰な燃料増量を行っている。この燃料増量の影響で、冷間始動時のエンジン排出 HC の増加と燃費悪化 (CO_2 増加) をまねいている。

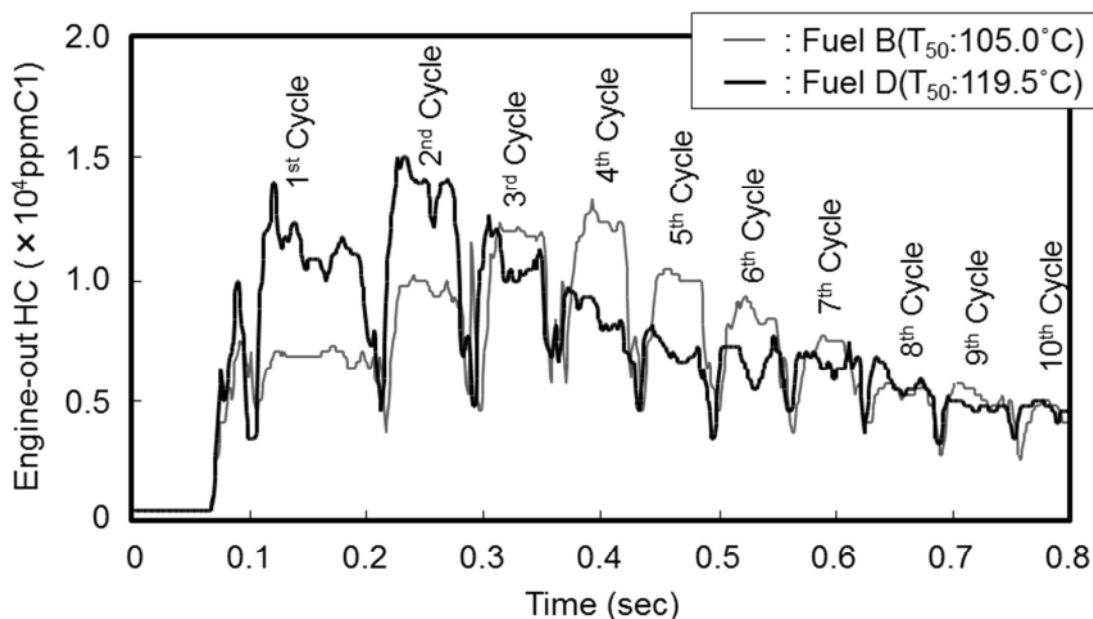


Figure 5-15 Cycle-by-cycle behavior of engine-out HC

図 5-15 にエンジン排出 HC のサイクル挙動に対する燃料性状の影響を示す。燃料 B は、第 3~4 サイクルで排出 HC の最大ピークを示したのに対し、燃料 D は、エンジン始動第 1~2 サイクルで排出 HC の最大ピークを示す。また特徴的なのは、燃料 D は、燃料 B に比べ第 1~2 サイクルで排出 HC レベルが上回るが、3 サイクル目以降ではその傾向は逆転する。

このエンジン始動第 1~2 サイクルにおけるエンジン排出 HC の差は、図 5-14 に示したシリンダ付着量(F_{cw})の差に起因するものと思われる。3 サイクル目以降では、シリンダ壁面温度の上昇によ

り、シリンダ壁面に付着した燃料が脱離していくが、この脱離プロセスで、付着量と付着している燃料成分の違いで HC 排出特性に差が生じたと考えられる。

つまり、燃料 D の場合、燃料 B よりシリンダ内付着燃料の絶対量の多いエンジン始動第 1~2 サイクルで、排出 HC 濃度が高くなり、逆に、3 サイクル目以降ではサイクル経過に伴うシリンダ壁温上昇により、低沸点成分の比率が高い燃料 B の方が、より脱離し易くなり排出 HC 濃度が高くなると考えられる。

以上まとめると、燃料性状の影響、特に燃料の重質化は吸気ポート壁面およびシリンダ壁面への残留燃料を増大させ、燃料挙動および A/F 制御をさらに複雑なものとする。また、エンジン排出 HC を増大させ、その排出挙動も燃料組成の差の影響をうける。

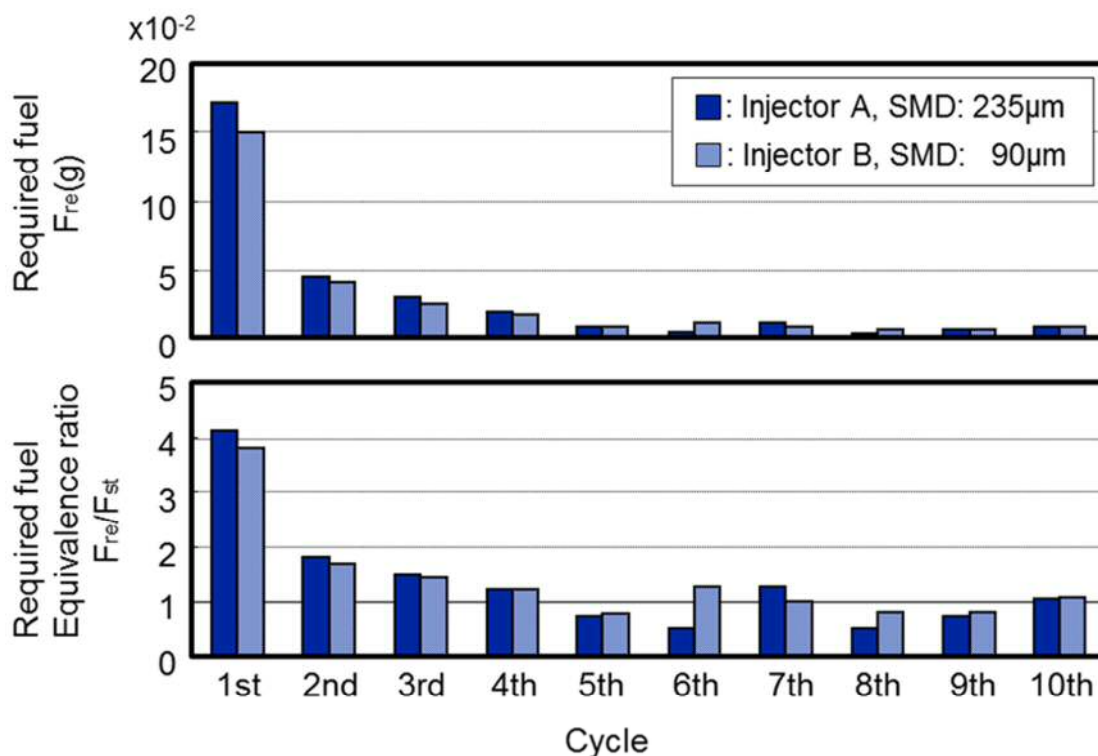


Figure 5-16 Cycle-by-cycle behavior of required fuel

5.3.3. 噴霧特性の影響

次に、始動過程のエンジン排出 HC に対して影響の大きいエンジン始動第 1~2 サイクルにおける噴射燃料の微粒化度の影響について検討した。

図 5-16 に各サイクルの要求燃料噴射量(F_{re})と要求燃料当量比(F_{re}/F_{st})に対する燃料微粒化度の影響を示す。定性的な挙動に変化はないが、エンジン始動初期の燃料微粒化度を向上させることで、その要求量は低減されている。

特に、エンジン始動第1サイクルの要求燃料噴射量(F_{re})は約15%低減している。その影響で、5サイクル目以降の要求燃料当量比(F_{re}/F_{st})のサイクル変化が縮小している。したがって、燃料微粒化度の向上は、残留燃料による複雑な燃料挙動を抑制しA/F制御性を向上させると考えられる。

図5-17に、燃料微粒化度の影響に対するエンジン始動第1サイクルの要求燃料噴射量(F_{re})を、図5-12と同様に各項目に分類して比較した結果を示す。なお、基準噴射弁である従来型エアアシスト噴射弁(SMD:235 μ m)の要求燃料噴射量(F_{re})を1.0とした時の各項目の比率で表す。燃料微粒化度を向上させた場合、吸気ポート付着燃料量(F_{pw})、エンジン排出HCはほとんど変化しないが、シリンダ付着燃料量(F_{cw})は約32%低減している。

つまり、始動初期の吸気ポートおよびシリンダ内の圧力はほぼ大気圧であるため、エアアシスト差圧の小さい領域で微粒化に優れた高微粒化エアアシスト噴射弁を用いることにより、シリンダ付着燃料量(F_{cw})が低減し上記のエンジン始動第1サイクルの要求燃料噴射量(F_{re})が低減したものと考えられる。

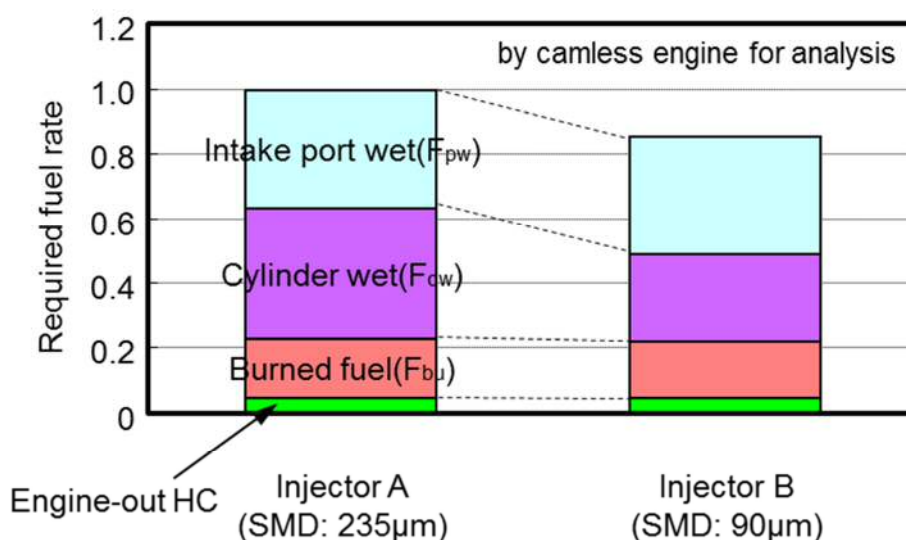


Figure 5-17 Distribution of required fuel of first cycle
(Effect of fuel spray characteristics)

図5-18に、エンジン排出HCのサイクル挙動に対する噴霧特性の影響について示す。図5-17の検証結果から裏付けられるように、エンジン始動第1サイクルのエンジン排出HCレベルに差はないが、燃料微粒化度を向上させた場合、3サイクル目以降のエンジン排出HCが、微粒化度の悪いものに比べ大幅に減少している。これは、第3章で述べた、エンジン始動第1サイクルのシリンダ壁面への付着燃料が壁面温度の上昇に伴い3~4サイクル目で離脱・排出が顕著になることから、第1サイクルのシリンダ付着燃料量(F_{cw})の低減が起因しているものと考えられる。

つまり、始動第1~2サイクルでの燃料微粒化度の向上がシリンダ付着燃料を低減させ、3サイクル目以降のエンジン排出HC低減に寄与したと考えられる。

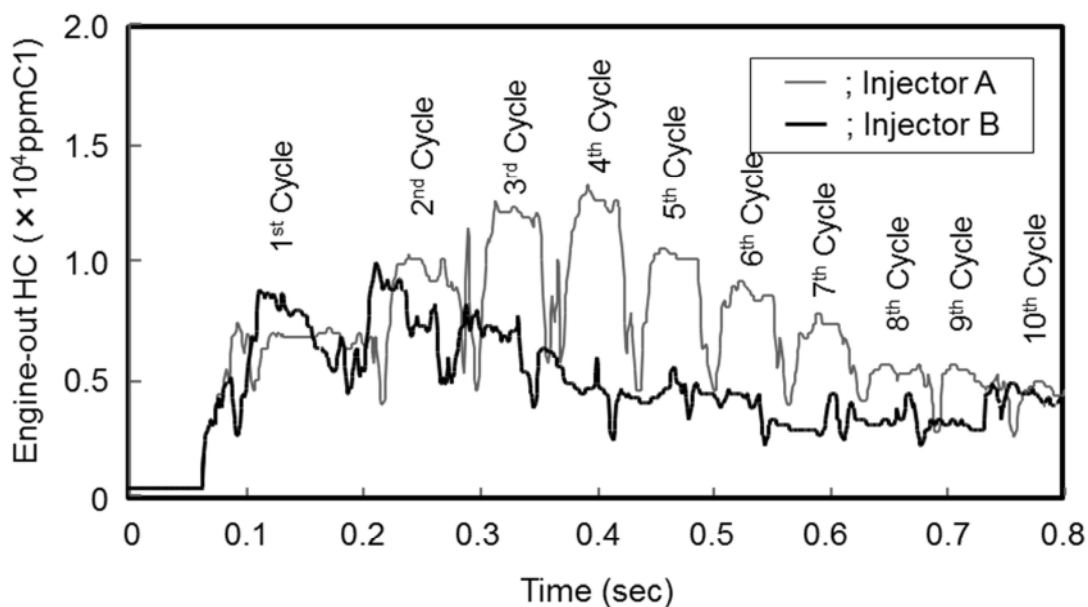


Figure 5-18 Cycle-by-cycle behavior of engine-out HC

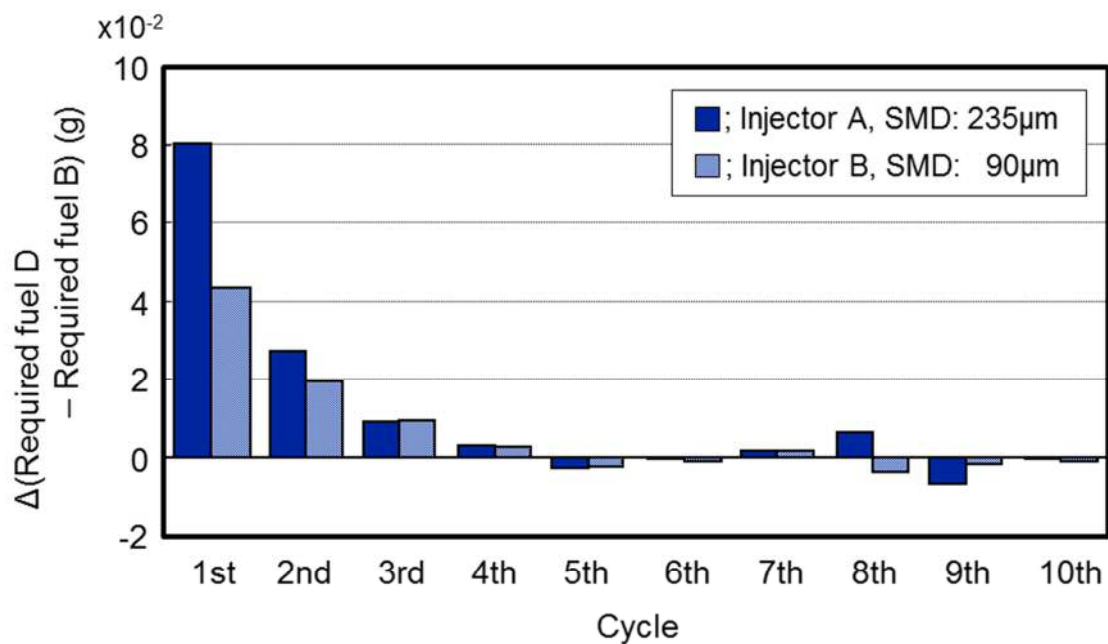


Figure 5-19 Difference of required fuel from fuel properties

図 5-19 に、燃料微粒化度の異なる 2 種類の燃料噴射弁で、燃料 B, D を用いた場合の要求燃料噴射量(F_{re})の差を示す。燃料微粒化度の向上により、始動第 1~2 サイクルでの燃料性状による要求燃料噴射量(F_{re})の差が縮小し、5 サイクル目以降の格差変化も縮小する。5 サイクル目以降で燃料噴射量(F_{re})の差がマイナスを示すが、これは始動初期にエンジン回転数(N_e)の周期的変動で発生する吸気管圧力(P_m)の変動によるもので、燃料 B の方が高負圧時（高回転時）にポート壁面から脱離する燃料が多いため、次のサイクルの要求噴射量が増加したためと思われる。

図 5-20 に、2 種類の燃料噴射弁で、燃料 B, D を使用したときの始動第 1 サイクル目の要求燃料噴射量(F_{re})を図 5-12 と同様に各項目に分類して比較した結果を示す。なお、基準燃料である燃料 B での要求燃料噴射量(F_{re})を 1.0 とした時の各項目の比率で表している。始動第 1 サイクルでは燃料の微粒化度を向上させた高微粒化エアアシスト噴射弁(Injector B)は、従来型エアアシスト噴射弁(Injector A)と比較して、燃料 B, D いずれにおいても要求燃料噴射量(F_{re})が減少するが、その主要因は、シリンダ壁面への燃料付着の低減である。

これに対し、吸気ポート壁面への燃料付着の低減効果は見られない。燃料の微粒化により高沸点燃料においてもシリンダ付着燃料量(F_{cw})が低減し、エンジン排出 HC を低減することができる。また、燃料の微粒化により要求燃料噴射量(F_{re})に対する燃料性状の影響度が低減するため、A/F の制御性を向上させることが期待できる。

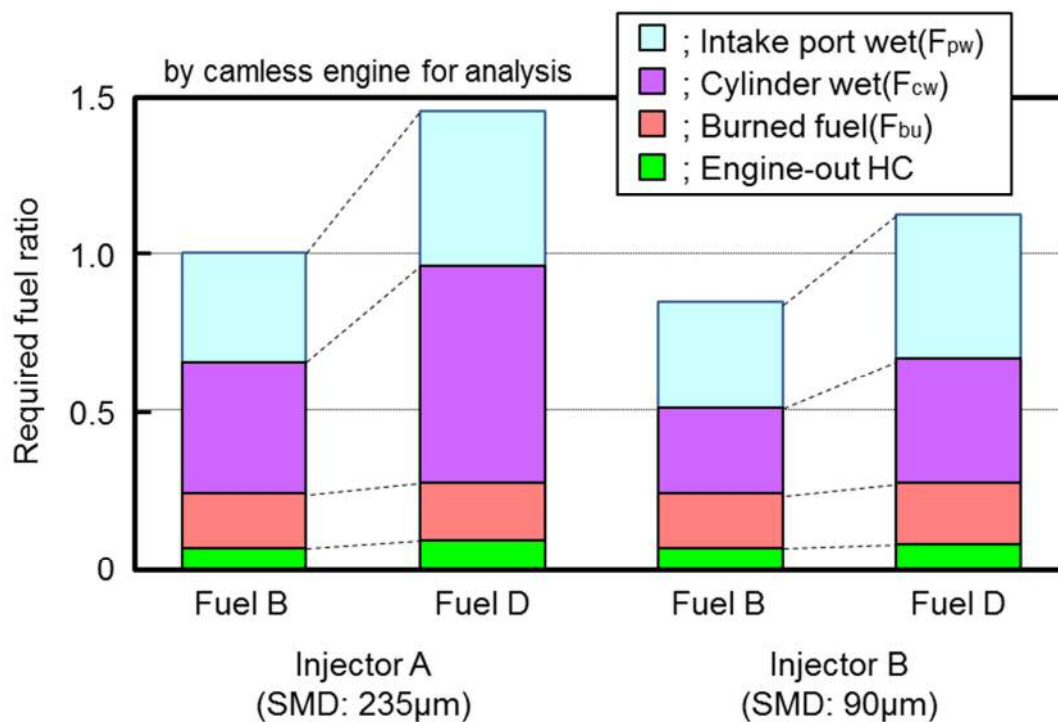


Figure 5-20 Difference of distribution of required fuel from fuel properties and fuel spray characteristics

5.4. まとめ

量産型エンジンの冷間時始動過程における燃料・燃焼挙動の解析を、独自に考案した定量化手法を用い実施した。また、市場の燃料性状の影響、および燃料微粒化の効果を解析し、以下の知見を得た。

- (1) 実機エンジンでの冷間始動過程のサイクル単位の要求燃料噴射量(F_{re})を定量化し、始動 10 サイクルの燃料挙動とその特徴を明らかにした。
- (2) エンジン排出 HC, 要求燃料当量比(F_{re}/F_{st})のサイクル挙動、および始動第 1 サイクル中の燃料挙動をとらえ、以下の現象を明らかにした。
 - ・始動 1~4 サイクルで残留した付着燃料は、5 サイクル目以降の燃焼に寄与し、始動時の燃料挙動を複雑にする。
 - ・エンジン排出 HC の増加は、シリンダ付着燃料の増加に起因する。
- (3) 燃料の重質化は、吸気ポート付着燃料量(F_{pw})およびシリンダ付着燃料量(F_{cw})を増大させ、A/F 制御性の悪化をまねき、エンジン排出 HC を増加させる。
- (4) 燃料の微粒化は、高沸点燃料においてもシリンダ付着燃料量(F_{cw})が低減し、エンジン排出 HC を低減することができる。また、燃料の微粒化により要求燃料噴射量(F_{re})に対する燃料性状の影響度が低減するため、A/F の制御性を向上させることが期待できる。

* (社)自動車技術会の了解を得て、JSAE Review Vol.18, No.4, 9735844 を和訳して加筆転載

参考文献

- (1) J. W. Fox, K. D. Min, W. K. Cheng, J. B. Heywood, “Mixture Preparation in a SI Engine with Port Fuel Injection During Starting and Warm-Up”, SAE Paper, 922170, (1992)
- (2) S. K. Fulcher, B. F. Gajdeczko, P. G. Felton, F. V. Bracco, “The Effects of Fuel Atomization, Vaporization, and Mixing on the Cold-Start UHC Emissions of a Contemporary S.I. Engine with Intake-Manifold Injection”, SAE Paper, 952482, (1995)

- (3) Sampson, M. and Heywood, J., “Analysis of Fuel Behavior in the Spark-Ignition Engine Start-Up Process”, SAE Paper, 950678, (1995)
- (4) Y. Shin, K. Min and W. K. Cheng, “Visualization of Mixture Preparation in a Port Fuel Injection Engine During Engine Warm-up”, SAE Paper, 952481, (1995)
- (5) K. Horie, H. Takahasi and S. Akazaki, “Emission Reduction During Warm-Up Period by Incorporating a Wall-Wetting Fuel Model on the Fuel Injection Strategy During Engine Starting”, SAE Paper, 952478, (1995)

第6章 油圧駆動型筒内噴射式ガソリンエンジンでの 燃料挙動の解析*

近年、次世代の低燃費パワートレーンとして筒内噴射式 (DISI) ガソリンエンジン^{(1)~(3)}が注目されている。しかし、機関の冷間始動時においては、従来の MPI エンジンと比較すると、エンジン排出 HC は増加する傾向にある。したがって、米国・欧州をはじめとする厳しい排出ガス規制を満足するためには、この始動・暖機過程におけるエンジン排出 HC の低減が重要である。これまでの MPI エンジンにおける解析で、冷間始動時におけるエンジン排出 HC はピストン頂面やシリンダ壁面に付着する燃料に起因することが分かっている。

本章では、独自に開発した定量解析装置 (油圧駆動型多自由度動弁系エンジン) を用いて、DISI エンジンと MPI エンジンの冷間始動時の燃料挙動の差を明らかにし、シリンダ付着燃料低減の具体的な手法についても検討した。

6.1. 実験装置および計測方法

6.1.1. 供試エンジン

表 6-1 に、供試したエンジンの主要諸元を示す。4 弁式直列 4 気筒の DISI エンジンをベースに改造した。排気量は、2.0Liter である。図 6-1 に、燃焼室形状と噴霧写真を示す。

Table 6-1 Test engine specifications

Engine Type	4-stroke, In-line, 4-cylinder
Valve Mechanism	DOHC 4Valve
Displacement	1,998cc
Bore, Stroke	86mm, 86mm
Compression	10.3
Fuel System	DISI

Back Pressure(P_a):0.1MPa(abs.), Fuel:n-heptane
Pulse Width(τ_i):2ms, Elapsed Time:2ms

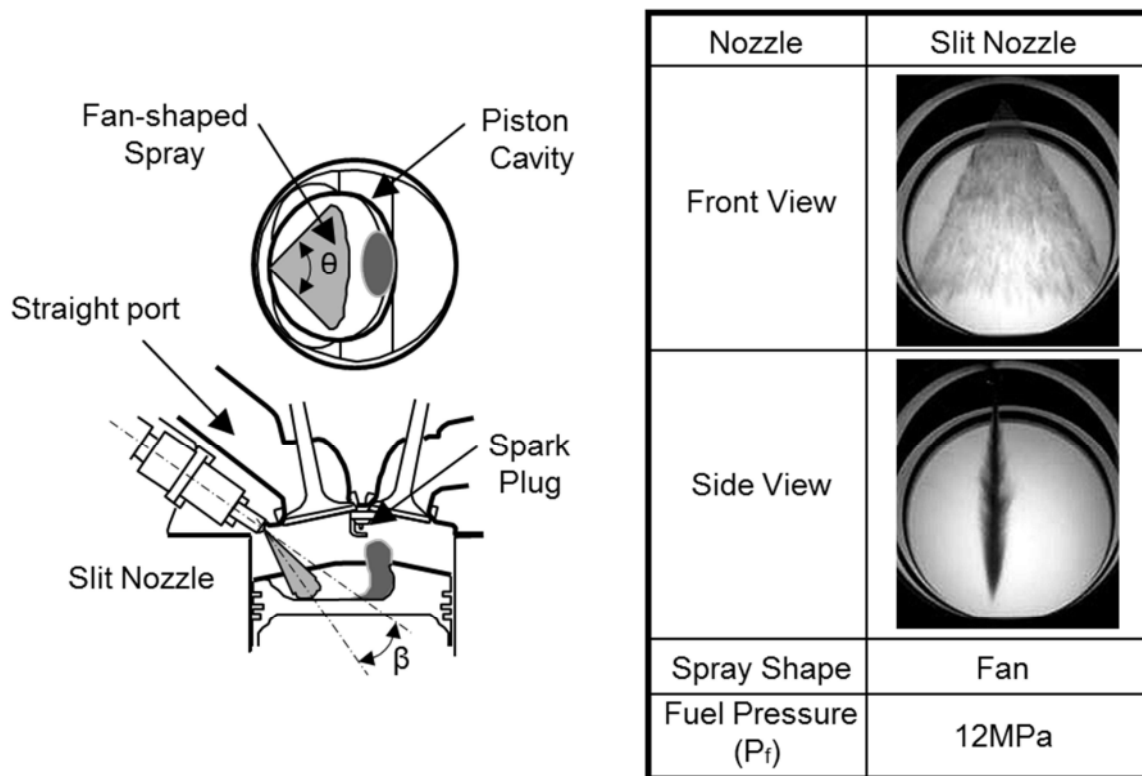


Figure 6-1 Combustion system configuration and spray shape

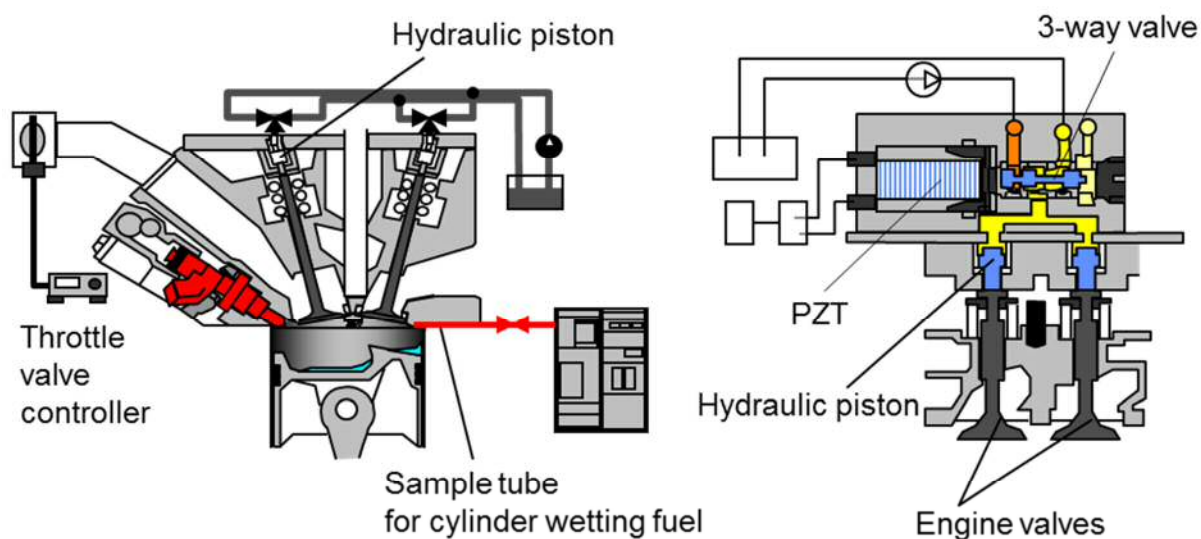


Figure 6-2 Experimental apparatus and measuring method for analysis of wall-wetting and engine-out HC emissions

図 6-2 に、研究実験エンジン（油圧駆動型多自由度動弁系エンジン）のシステム図を示す。油圧駆動型多自由度動弁系エンジンの機構については、第 4 章の 4.1 節で述べたので省略する。本装置により、冷間時のエンジン始動・暖機過程のサイクル毎の燃料挙動を定量化した。

また、シリンダ内の燃料挙動についても観察した。図 6-3 に、可視化エンジンの断面図を示す。第 3 章の 3.2 節で述べた MPI エンジンと同様に、シリンダブロックの 4 番気筒に、肉厚 15mm の石英製ガラスシリンダを挿入してファイヤリング運転中の燃料噴霧の挙動を観察した。

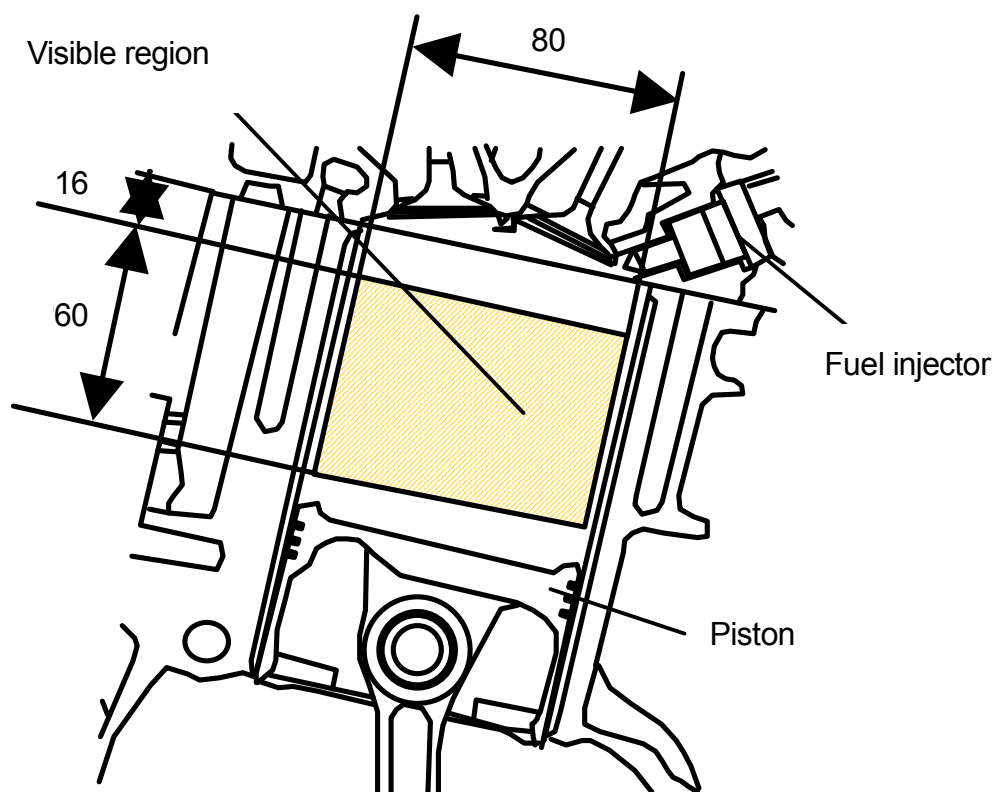


Figure 6-3 Glass cylinder see-through engine

6.1.2. 供試燃料および燃料噴射弁

供試した燃料性状を表 6-2 に示す。T50（50%留出温度）の異なる 2 種類の燃料について比較した。燃料 E は、一般的な標準燃料で T50 が 102°C，燃料 F は、蒸発性の良い一般的な冬燃料で T50 が 82°C である。燃料性状の影響を調査するとき以外は燃料 E を用いた。

Table 6-2 50% Distillate temperature (T50)

	50% Distillate Temperature
Fuel E	T50=102°C
Fuel F	T50= 82°C

6.1.3. 計測方法

図 6-4 に、DISI エンジンでの、冷間始動・暖機過程 ($N_e:1200r/min$, $T_w:30^\circ C$ のモータリング運転から始動) における燃料挙動を定量化する実験装置を示し、図 6-5 に、シリンダ付着燃料量(F_{cw})、燃焼燃料量(F_{bu})およびエンジン排出 HC の定量化手順を示す。

燃料噴射弁からは、発生トルクが最大でエンジン排出 HC が最少となる要求燃料噴射量(F_{re})が筒内に噴射される。噴射された燃料は、燃焼燃料量(F_{bu})と未燃燃料量(F_{ub})に分離され、未燃燃料量(F_{ub})は、シリンダ付着燃料量(F_{cw})とエンジン排出 HC に分離される。

MPI エンジンでの解析と同様に、要求燃料噴射量(F_{re})、シリンダ付着燃料量(F_{cw})および未燃燃料量(F_{ub})は、本実験装置で計測し、エンジン排出 HC は、未燃燃料量(F_{ub})とシリンダ付着燃料量(F_{cw})の差分から計算で求めた。本章では、それぞれの燃料量を体積で表している。

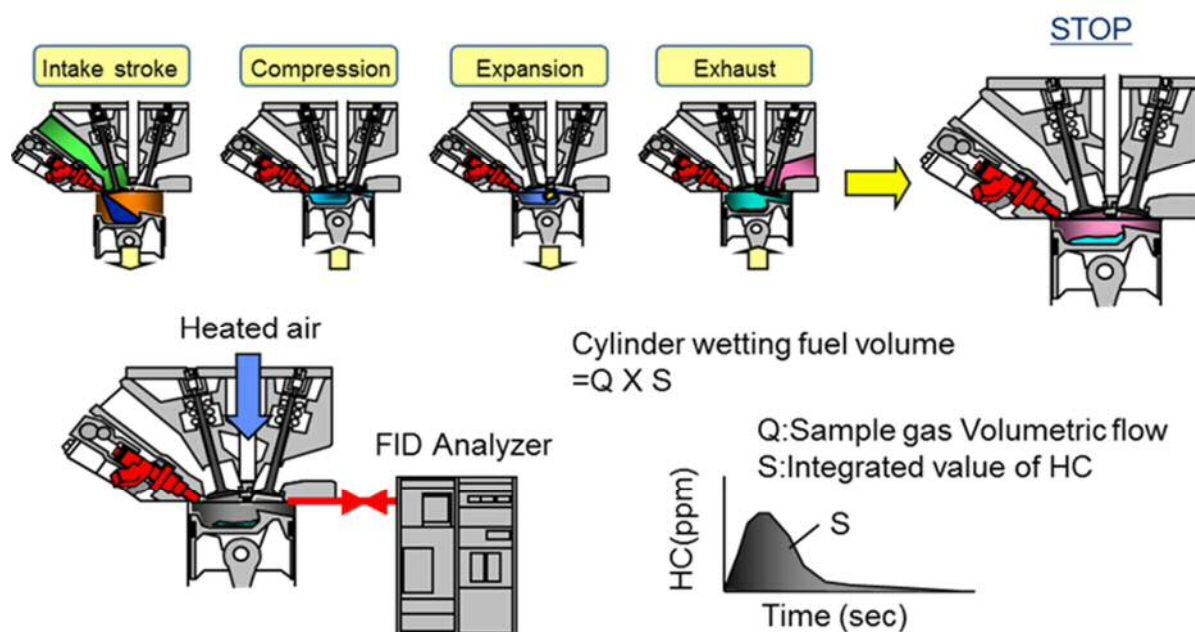


Figure 6-4 Measurement procedure for quantitative analysis of cylinder wall-wetting

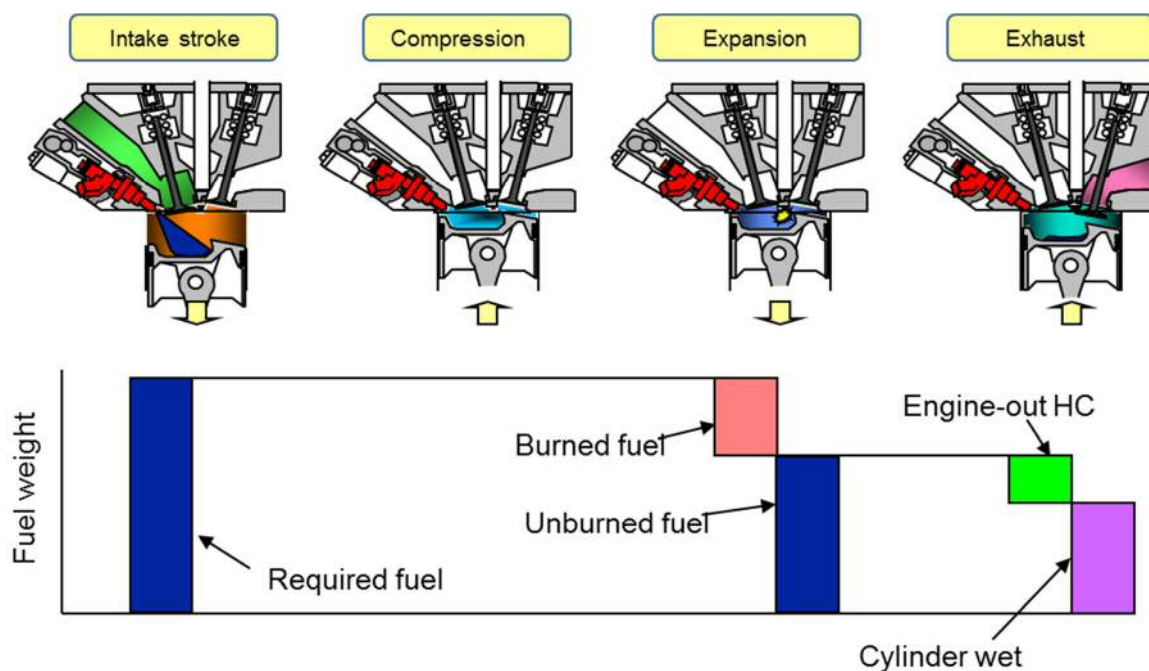


Figure 6-5 Measurement procedure for quantitative analysis of wall-wetting and engine-out HC emissions

6.2. 始動・暖機過程の燃料挙動

図6-6に、DISIエンジンとMPIエンジンの始動第1サイクルの燃料挙動をT50(50%留出温度)の異なる2種類の燃料で比較して示す。第4章で述べたが、MPIエンジンは、燃料噴射弁を吸気弁上流の吸気ポート部に搭載するため吸気ポート壁面への燃料付着が発生し^{(4),(5)}、吸気ポート付着燃料量(F_{pw})はT50の影響を大きく受ける。T50が高くなると吸気ポート付着燃料量(F_{pw})が増加する。DISIエンジンは、燃料を筒内に直接噴射するため、MPIエンジンと比較してシリンダ付着燃料量(F_{cw})が多く、T50の影響を大きく受ける。これに対して、MPIエンジンのシリンダ付着燃料量(F_{cw})は、T50の影響を受けにくくDISIエンジンと比較して40%以上少ない。

MPIエンジンでは、大部分の噴射燃料がいったん吸気ポート壁面や吸気バルブ傘部表面に付着する。付着燃料の低沸点成分は気化してシリンダ内に供給されるが、高沸点成分は吸気ポート付着燃料として次サイクル以降に持ち越される。すなわち、シリンダ内に流入する燃料は比較的沸点の低い成分であり、同一サイクル中に燃焼燃料として消費される確率が高いため、シリンダ付着燃料量(F_{cw})が少なくなったと考える。この仮説を検証するため、噴射燃料と吸気ポート壁面に付着した燃料の成分分析した結果を図6-7に示す。仮説のとおり、高沸点成分が吸気ポート壁面に残留し、シリンダ内に低沸点成分が多く流入していることがわかる。

以下に、DISIエンジンにおけるシリンダ付着燃料の低減について検討を行った結果を示す。

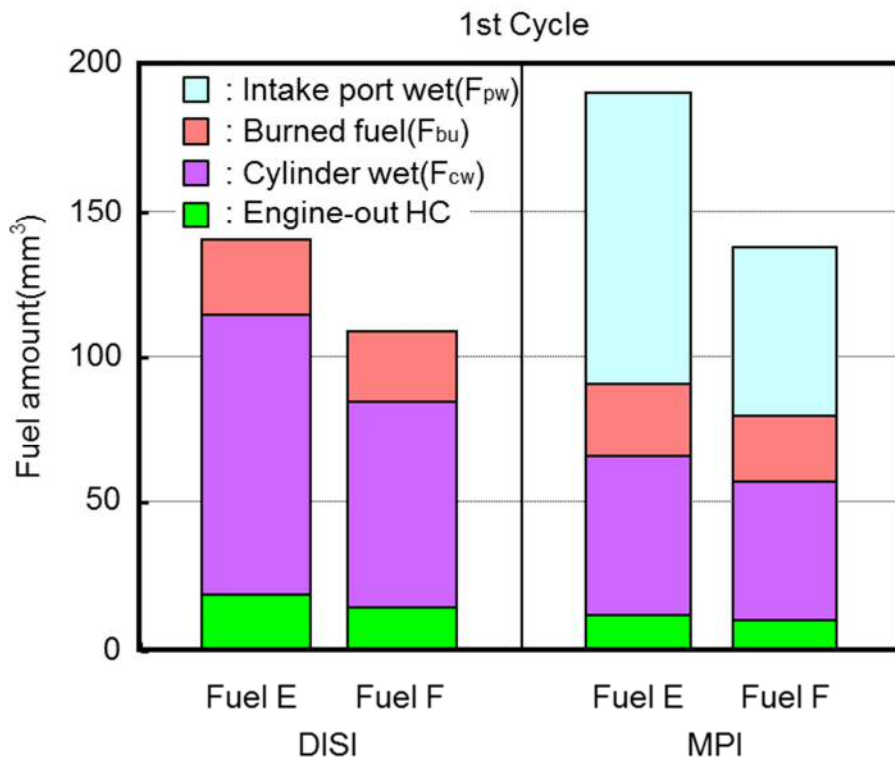


Figure 6-6 Difference in fuel behavior between the MPI and DISI engine

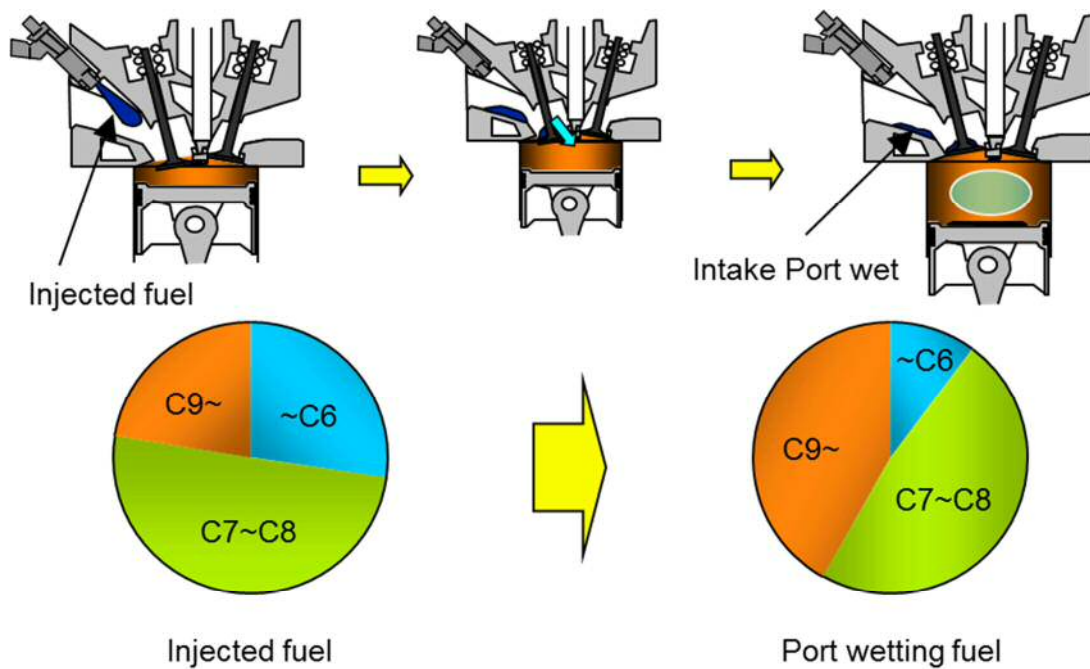


Figure 6-7 Fuel behavior in the intake port of MPI

6.3. エンジン排出未燃炭化水素のサイクル挙動解析

6.3.1. 噴射時期の影響

図 6-8 に、始動第 1 サイクルにおける燃料噴射時期の影響を示す。なお、本実験での燃料噴射制御は、開始時期で制御を行った。圧縮行程後半の BTDC60°CA 噴射でシリンダ付着燃料量(F_{cw})が最も低減されるが、吸気行程の BTDC270°CA 噴射と比較すると、差は 10%程度である。この 2 点において、エンジン排出 HC の排出挙動を比較した。結果を図 6-9 に示す。これによると、圧縮行程後半の噴射では、吸気行程噴射と比較して始動 10 秒間の HC 排出量が 30%程度低減される。

シリンダ付着量の差以上に HC 排出量が低減される要因を探るため、排気ポート出口部で高速 HC サンプルングを行った。結果を図 6-10 に示す。吸気行程噴射では、排気行程後半のピストンリングの掻き上げに伴い未燃 HC が大量に発生する⁶⁾。これに対して圧縮行程噴射では、掻き上げ HC が少ない。この HC 排出挙動の差の要因を、以下のように推察する。

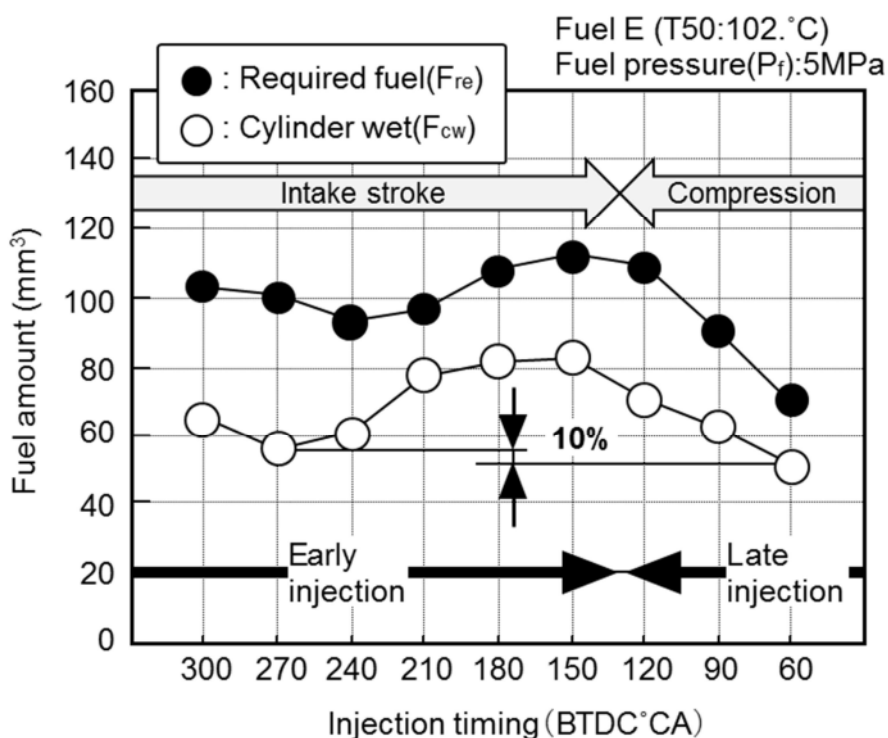


Figure 6-8 Influences of the injection timing in DISI engine on required fuel and cylinder wetting fuel

吸気行程噴射では、噴射燃料はピストン頂部へ衝突後、噴射弁対向側へ飛散しシリンダ壁面に付着する。一方、圧縮行程後半の噴射では、ピストン頂部のキャビティに向けて燃料が噴射されるため、キャビティ内に付着する燃料量が増加し、シリンダ壁面へ付着する燃料量は減少する。

以上の結果から、排気行程後半のピストンリングの掻き上げに伴う HC 排出挙動に差が生じたと考える。すなわち、燃料の付着部位の違いによっても HC 排出挙動が変化することを示しており、シリンダ内の壁面に燃料が付着した場合、付着部位や混合気の状態によってエンジン排出 HC の傾向が異なる。

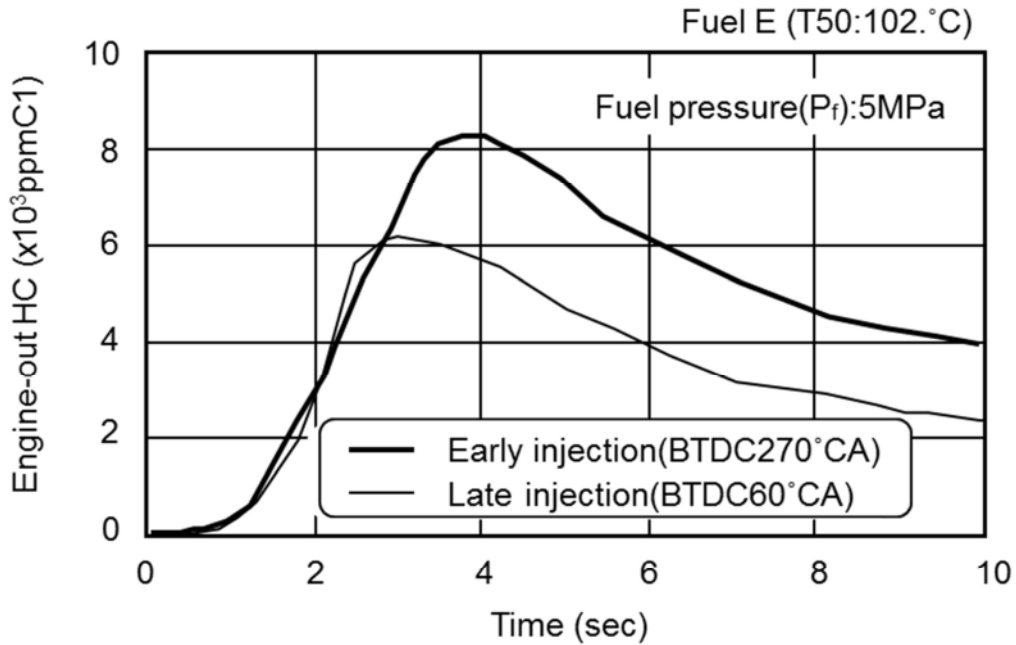


Figure 6-9 Engine-out HC behavior at exhaust pipe

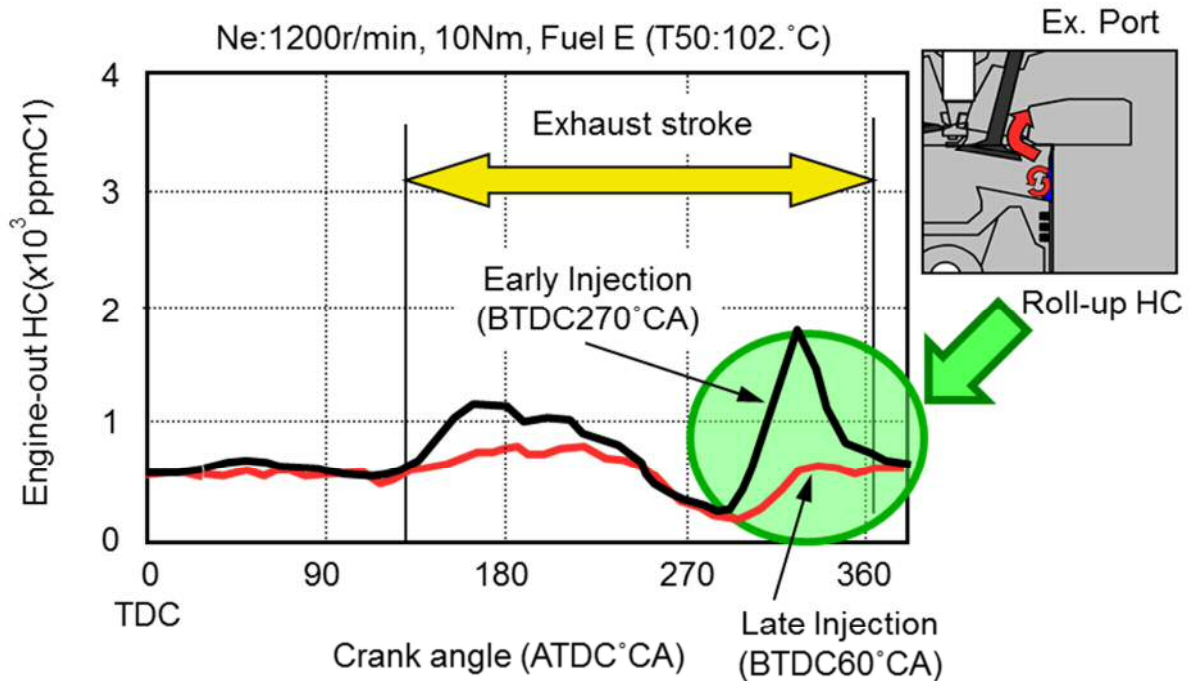


Figure 6-10 Engine-out HC behavior at exhaust port

6.3.2. 噴射圧力の影響

図 6-11 に、始動第 1 サイクルにおける要求燃料噴射量(F_{re})およびシリンダ付着燃料量(F_{cw})に対する燃料圧力(P_f)の影響を示し、図 6-12 に、スリットノズル (ファンスプレー) の燃料圧力(P_f)と噴霧粒径 (SMD) の関係について示す。

DISI エンジンでは、燃料タンクに搭載されたフィードポンプで燃料を一次昇圧し、さらに、カム軸駆動のプランジャポンプで高燃圧に昇圧して供給しているが、始動時初期は、フィードポンプにより燃料が供給されるため、燃料圧力(P_f)は 400kPa と低く SMD が大きくなる。さらに、低燃圧では噴射期間(τ_i)が長くなる。3MPa 以下では BTDC180°CA (吸気下死点) 以降まで燃料が噴射されるため、ピストンキャビティ壁面への燃料付着だけでなくシリンダボア壁面にも燃料が付着し、シリンダ付着燃料量(F_{cw})が増加したと推測する。

始動第 1 サイクルから 5MPa 以上の燃料圧力(P_f)が確保できれば、シリンダ付着燃料量(F_{cw})は約 20%低減される。また、その低減効果は 5MPa 付近で飽和し、5MPa 以上の高燃圧化で得られる微粒化改善による低減効果は見られない。これは、高燃圧化による噴射期間(τ_i)の短縮と BTDC300°CA 噴射開始 (ピストンが吸気上死点に近い位置で燃料噴射) により、噴霧が分裂する前にピストンキャビティ壁面へ衝突したためと推測する。

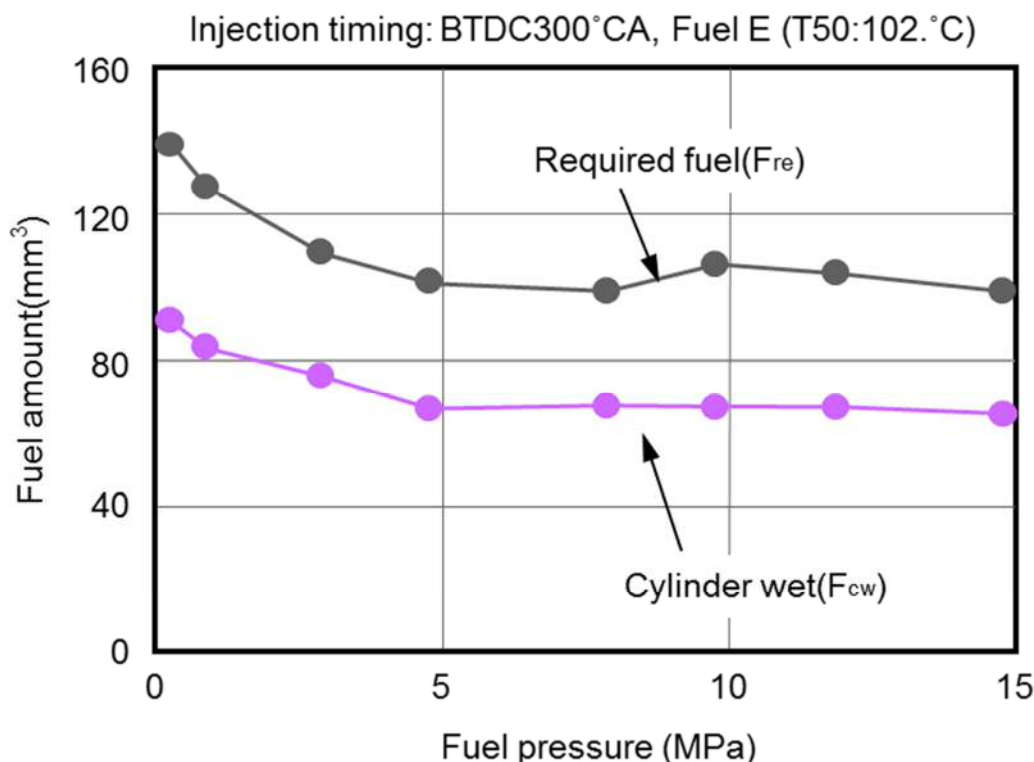


Figure 6-11 Influence of the fuel pressure on required fuel and cylinder wetting fuel

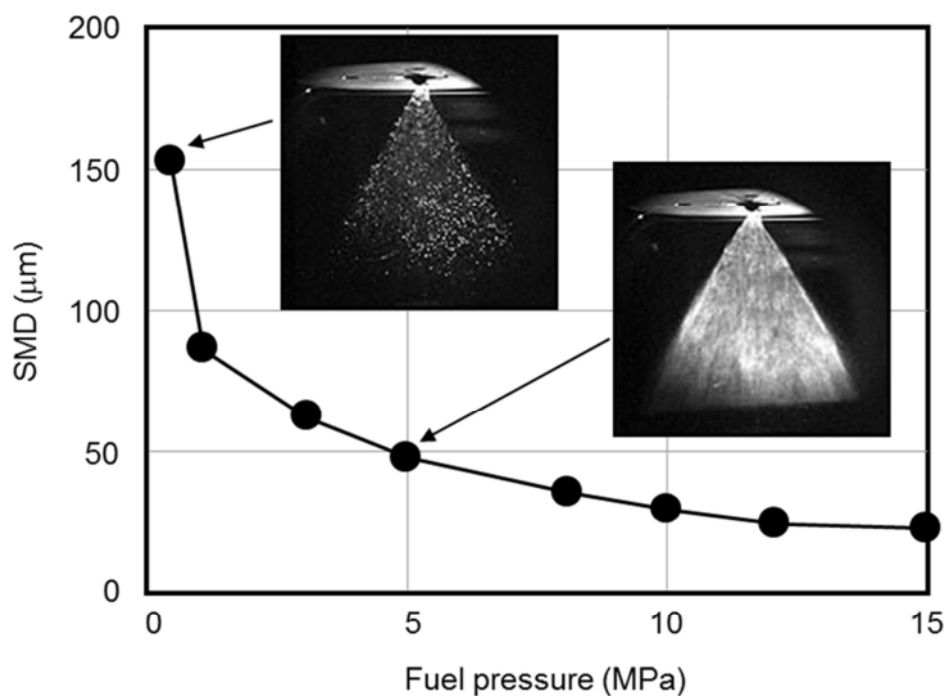


Figure 6-12 Effects of fuel pressure on SMD

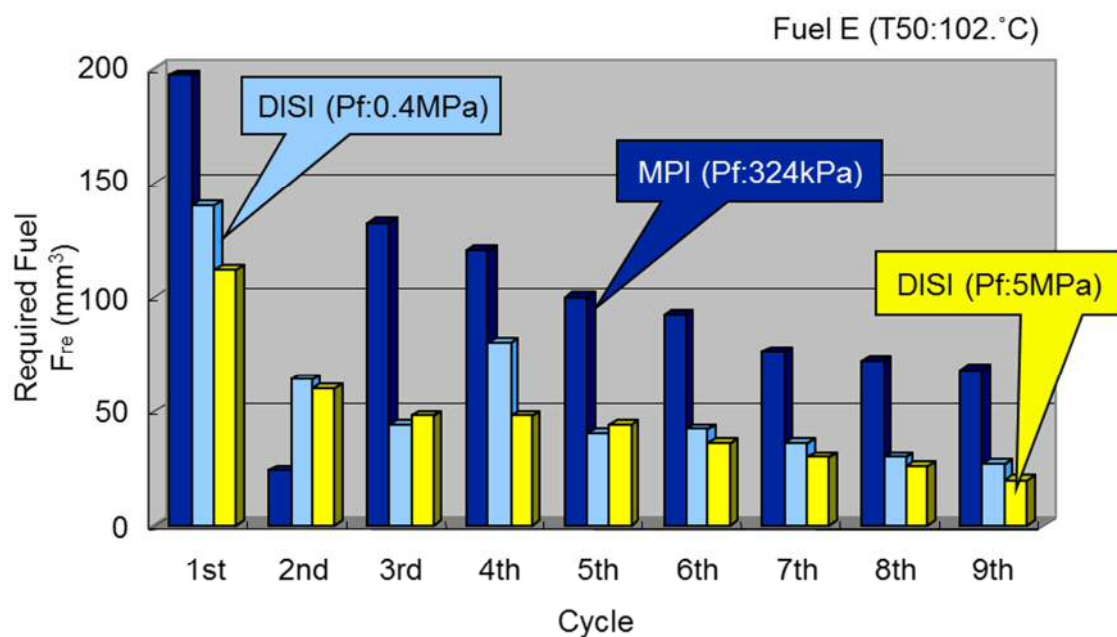


Figure 6-13 Comparison of the required fuel for first nine cycles

図 6-13 に、始動後 9 サイクル目までの要求燃料噴射量(F_{re})の推移を、MPI エンジンでの挙動と比較して示す。吸気ポート壁面への燃料付着が生じる MPI エンジンでは、要求燃料噴射量(F_{re})の推移が単調減少とならない。すなわち、始動第 1 サイクルで吸気ポート壁面に付着した燃料が 2 サイクル目に流入するため、要求燃料噴射量(F_{re})が極端に減少する。

シリンダ付着燃料量(F_{cw})が多い DISI エンジンの低燃圧時においても、3 サイクル目に要求燃料噴射量(F_{re})の極小点が発生する。始動第 1 サイクルから燃料圧力(P_m)を 5MPa 以上確保できれば、シリンダ付着燃料量(F_{cw})が低減し、要求燃料噴射量(F_{re})の推移は単調減少傾向となることがわかる。これにより、始動直後の A/F 制御性を向上させることが可能となる。

6.3.3. 噴霧特性の影響

次に、噴射燃料を加熱した場合の燃料挙動の解析結果を示す。図 6-14 に、ノズル先端部温度と燃料気化率の関係について示し、図 6-15 に、燃料温度が 25°C と 80°C における始動第 1 サイクルの要求燃料噴射量(F_{re})とシリンダ付着燃料量(F_{cw})を比較して示す。燃料気化率については、レーザー光の減衰率から簡易的にもとめた。

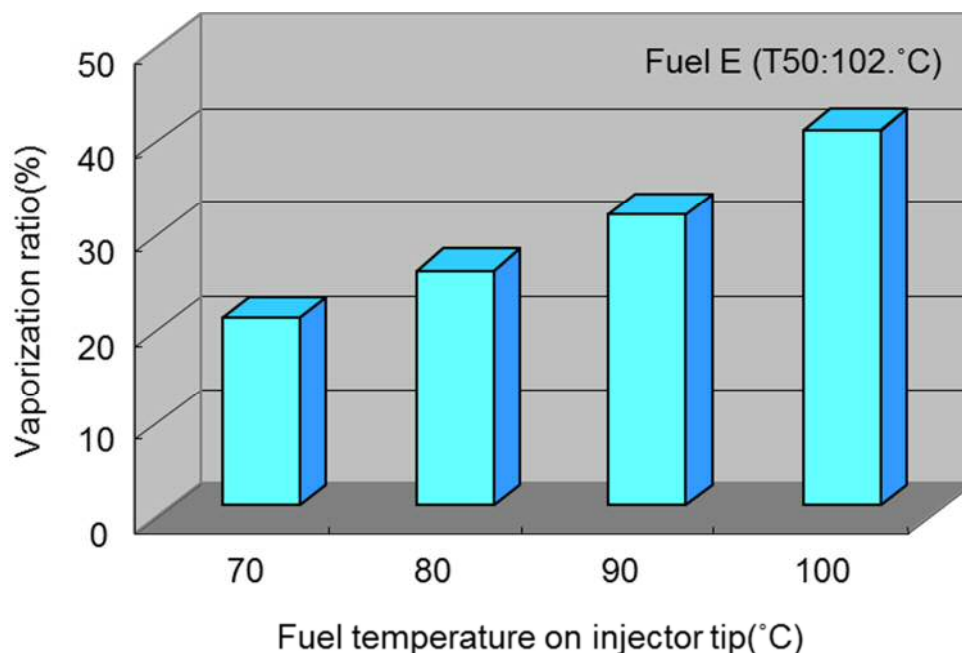


Figure 6-14 Effects of fuel temperature on vaporization

噴射燃料として 50%留出温度(T_{50})が 102°C の Fuel E を用いた。燃料圧力(P_f)が 12MPa でノズル先端部を 80°C に加熱することで、噴射燃料の 35%が気化し、シリンダ付着量が 50%低減される。

図 6-16 に、シリンダ内の燃料挙動の観察結果を示す。加熱された燃料が減圧下のシリンダ内に噴射されるため、液滴中の沸騰核（低沸点燃料）が減圧沸騰により気化し、高沸点燃料の二次微粒化を引き起こす。これにより、シリンダ付着燃料量(F_{cw})が大幅に低減し、エンジン排出 HC が低減したものと推察する。

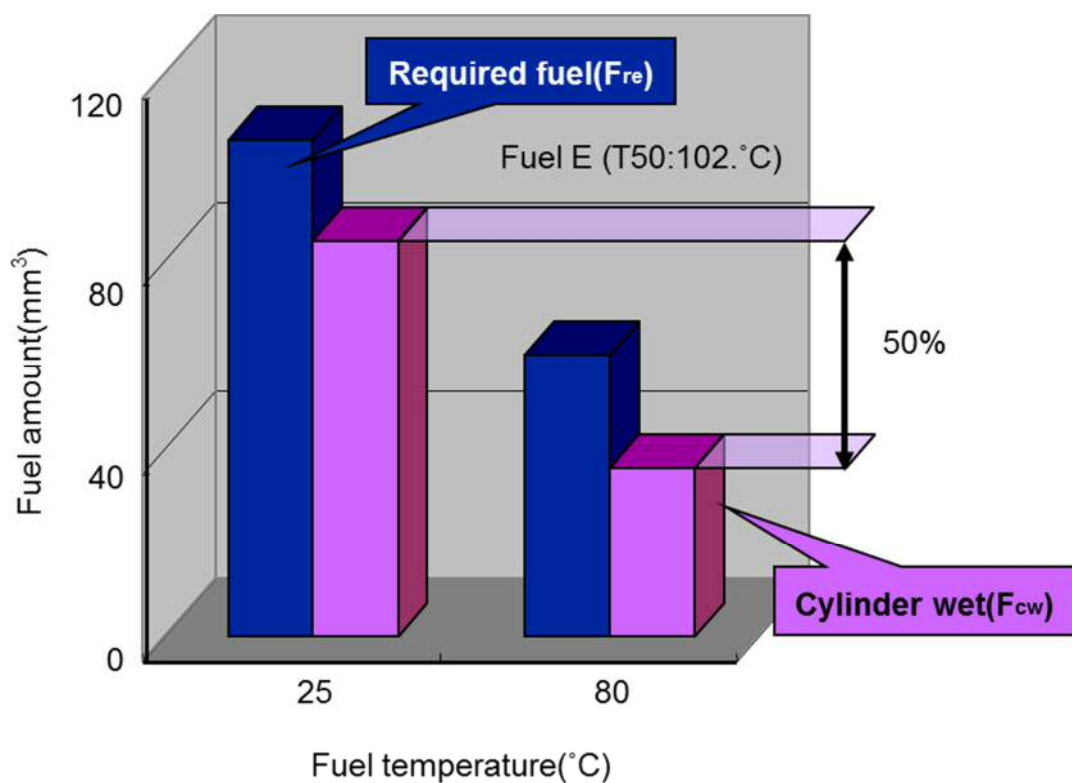


Figure 6-15 Comparison of the fuel behavior in the first cycle

Ne:1200r/min, Pm:-60kPa, Injection timing:BTDC270°CA,
Elapsed time:1ms

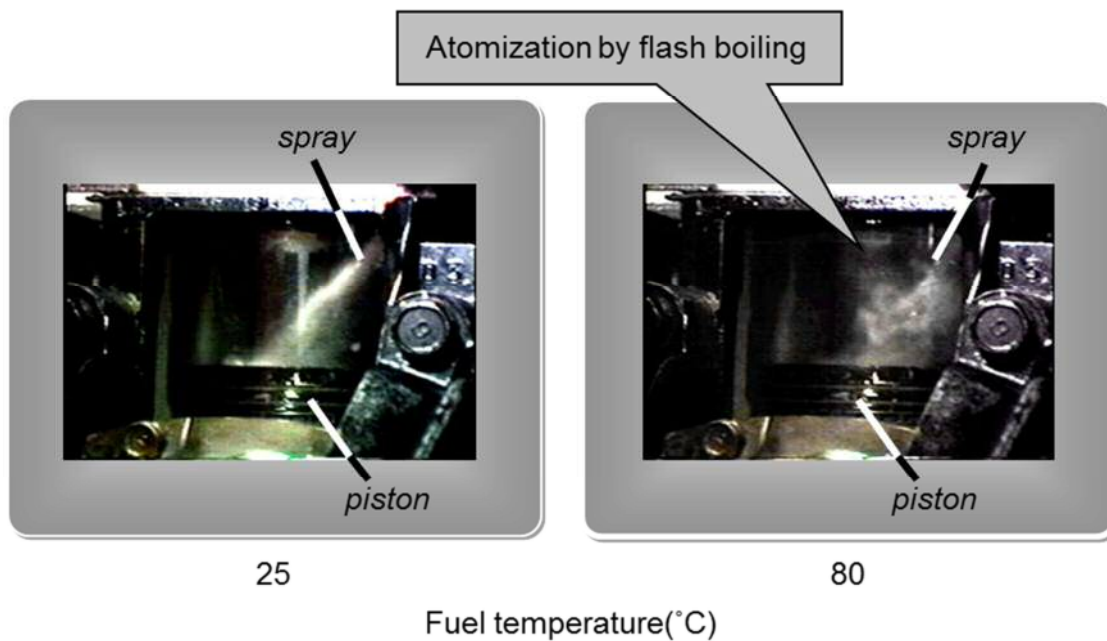


Figure 6-16 In-cylinder fuel spray behavior (Effect of heated fuel injection)

6.3.4. 吸気バルブタイミングの影響

燃料気化の促進として、吸気バルブのバルブタイミングの影響について検討した。図 6-17 に、その概要を示す。一般的に、吸気バルブの開弁時期は TDC の前後 10°CA 程度である。今回、比較検討したカム諸元は、開弁時期が(a)ATDC10°CA と(b) ATDC70°CA である。両者の閉弁時期が同じになるように、(b)は作用角を縮小した。これにより、(b)のバルブタイミング（吸気バルブ遅開き）では、噴射実行時期である ATDC60°CA 付近で筒内負圧が増大する。このタイミングに燃料を噴射することで、筒内負圧下での減圧沸騰による気化促進を狙った。

図 6-18 に、シリンダ付着燃料量(F_{cw})とエンジン排出 HC の低減効果を示す。(a)の従来のバルブタイミングと比較して、(b)の吸気バルブ遅開きにより、始動第 1 サイクルのシリンダ付着量が(F_{cw})約 40%低減される。

この要因について、ガラスシリンダを搭載した可視化エンジンで検証した。図 6-19 に示す観察結果から、吸気バルブ開弁直前の筒内負圧が増大し減圧沸騰により気化が促進されていること、そして、吸気バルブ開弁初期に発生する筒内の強いガス流動で混合が促進されていることが分かった。

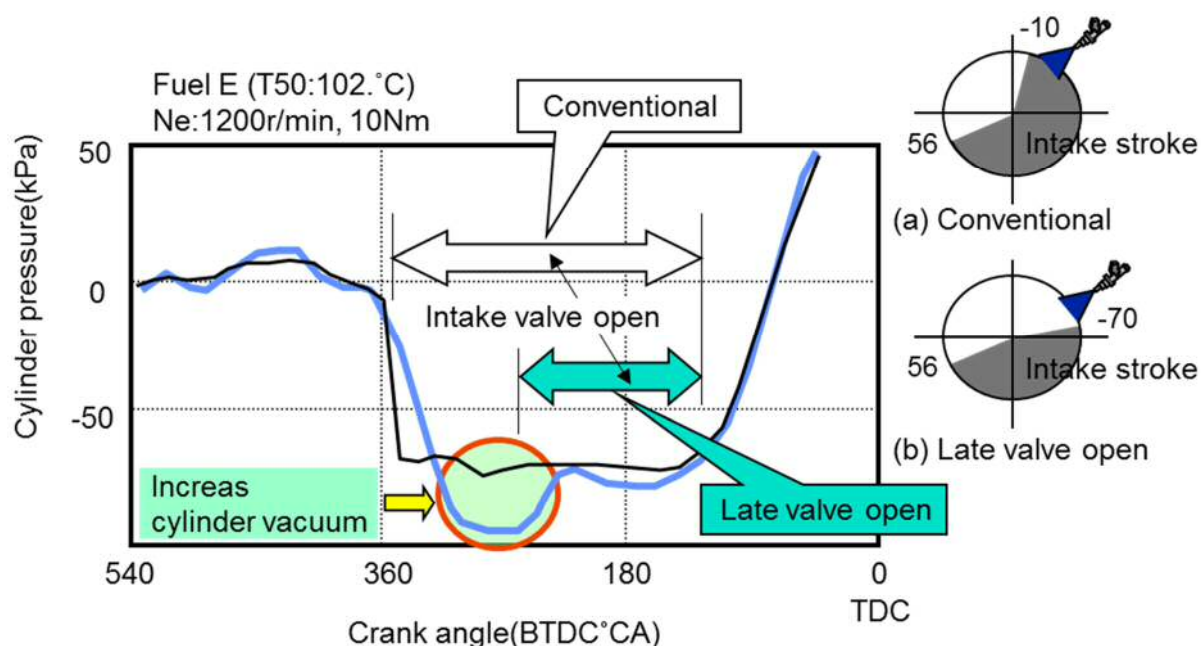


Figure 6-17 Cylinder pressure behavior during intake stroke

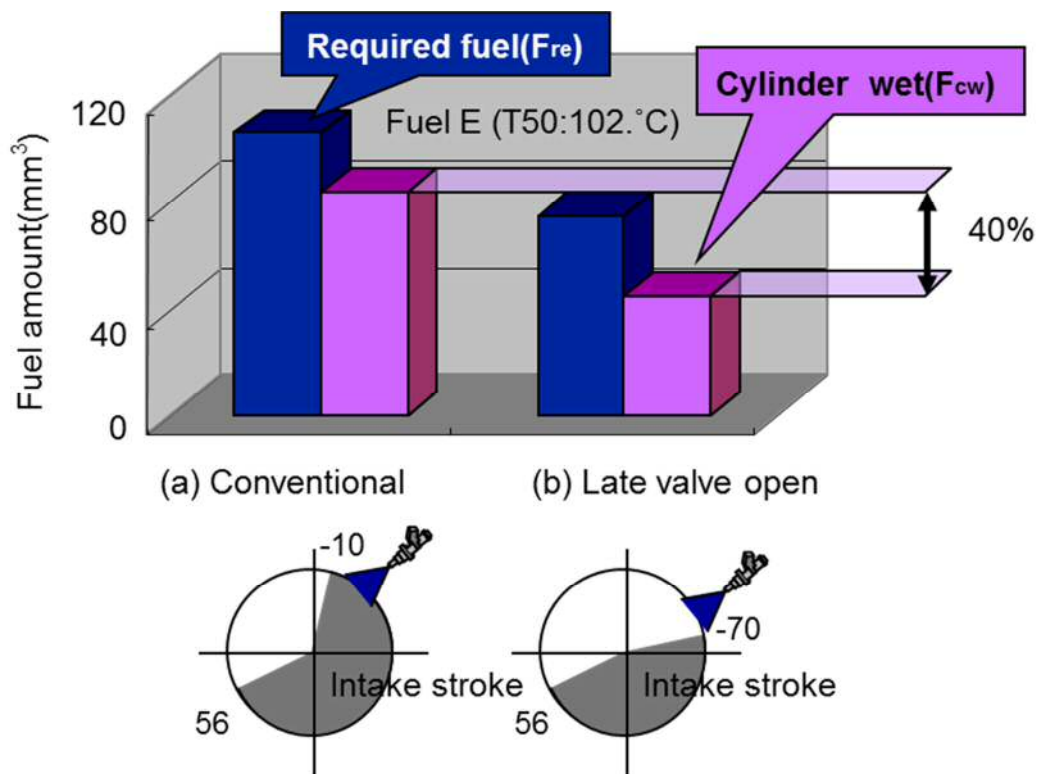


Figure 6-18 Comparison of the fuel behavior in the first cycle

Ne:1200r/min, Pm:-60kPa, Injection timing:BTDC270°CA,
Elapsed time:1ms

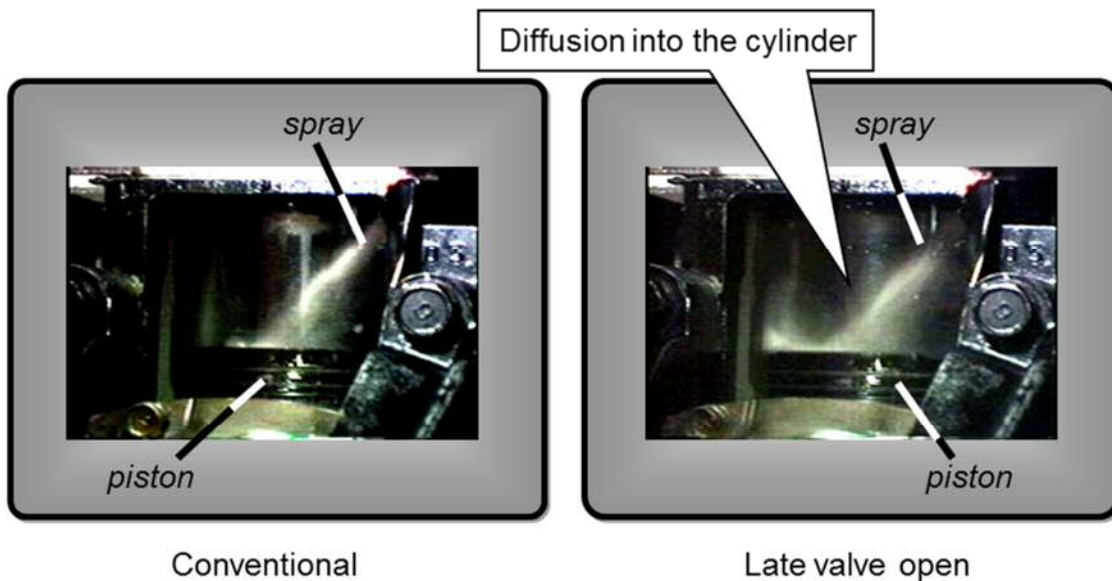


Figure 6-19 In-cylinder fuel spray behavior (Effect of late intake valve opening)

6.4. 未燃炭化水素の低減効果

図 6-20 に、シリンダ付着の各低減法について、エンジン排出 HC の低減効果を比較して示す。低燃圧 (400kPa)、吸気行程噴射時の始動後 20 秒間で排出されたエンジン排出 HC の積算を 100 として比較した。いずれの場合も 20~35%の HC 低減効果がある。また各低減法の組み合わせにより、MPI エンジンを下回るレベルのエンジン排出 HC を達成することができる。

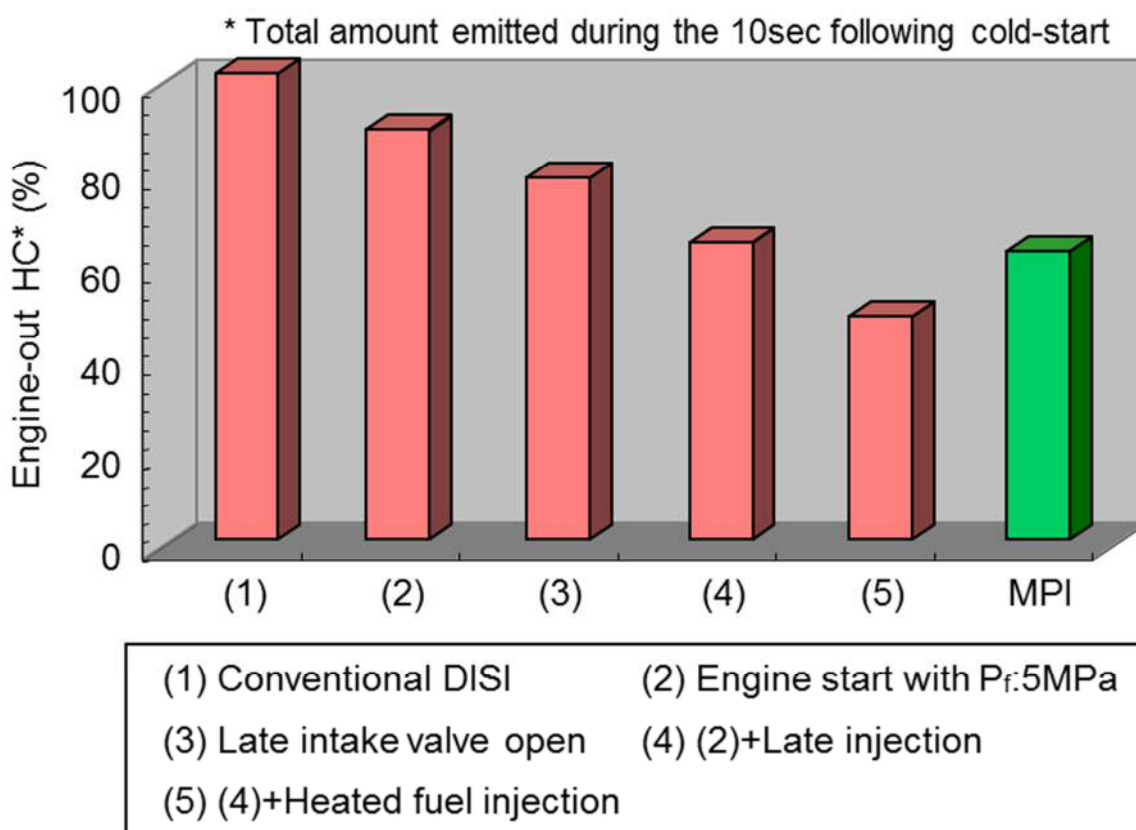


Figure 6-20 Verification of the effectiveness in reducing engine-out HC emissions

6.5. まとめ

要求燃料噴射量(F_{re}), シリンダ付着量(F_{cw}), 燃焼燃料量(F_{bw})およびエンジン排出 HC のサイクル毎の定量解析が可能な, 研究実験エンジン (油圧駆動式多自由度動弁系エンジン) を用いて, 筒内直噴式 (DISI) ガソリンエンジンにおける燃料挙動を解析し, 以下の点が明らかになった.

- (1) DISI エンジンは, MPI エンジンと比較して, 吸気ポートへの燃料付着がないため, エンジン始動時の要求燃料噴射量(F_{re})を大きく低減することができる. しかしその反面, 筒内に直接燃料を噴射するため, シリンダ付着燃料量(F_{cw})が増加し, エンジン排出 HC が増加する.
- (2) 筒内の付着部位によってもエンジン排出 HC の挙動が変化する. 特に, 噴射燃料がシリンダ壁面に付着した場合は, 排気行程後半のピストンリングによる掻き上げにより, HC 排出量が増加する傾向がある.
- (3) 圧縮行程後半に噴射することで, シリンダ壁面への燃料付着が抑制され, エンジン排出 HC を低減することができる.
- (4) エンジン始動時の燃圧 U_p により噴霧の微粒化が促進され, シリンダ付着燃料量(F_{cw})が減少する. その結果, 始動過程の要求燃料噴射量(F_{re})が単調減少の傾向となる.
- (5) 燃料加熱および吸気バルブの遅開きにより減圧沸騰が発生し, 燃料気化が促進され, シリンダ付着燃料量(F_{cw})が減少する.

以上の内容を試作エンジンに織り込み, 実機で MPI エンジンを下回るエンジン排出 HC を達成した.

*SAE の了解を得て, SAE paper 2001-01-0969 (2001)を和訳して加筆転載

Reprinted with permission from SAE paper 2001-01-0969 (© 2001 SAE International).

Further use or distribution is not permitted without permission from SAE.

参考文献

- (1) T. Kume, et al., “Combustion Control Technologies for Direct Injection SI Engine”, SAE Paper, 960600, (1996)
- (2) J. Harada, et al., “Development of Direct Injection Gasoline Engine”, SAE Paper, 970540, (1997)
- (3) M. Kanda, et al., “Application of a New Combustion Concept to Direct Injection Gasoline Engine”, SAE Paper, 2000-01-0531, (2000)
- (4) R. H. Stanglmaier, et al., “The Effect of In-cylinder Wall Wetting Location on the HC Emissions from SI Engines”, SAE Paper, 1999-01-0502, (1999)
- (5) Y. Ohyama, et al., “Mixture Formation During Cold Starting and Warm-up in Spark Ignition Engines”, SAE Paper, 960065, (1996)
- (6) R. Tabaczynski, et al., “Time-Resolved Measurements of Hydrocarbon Mass Flowrate in the Exhaust of a Spark Ignition Engine”, SAE Paper, 720112, (1972)

第7章 ガソリンエンジン用燃料噴射弁の

微粒化改善*

自動車用ガソリンエンジンの燃料供給系は、その時代のニーズや環境変化に対応して、気化器から MPI (Multi Point Injection) へ変わり、MPI (Multi Point Injection) から DISI (Direct Injection Spark Ignition) へと変わりつつあるが、今後の CO₂ 排出量削減に向けた燃費改善や、排気ガス規制への対応と機関性能の向上の両立を図るためには、機関本体の熱効率向上だけでなく始動・暖機過程の燃料噴射量の低減も重要となる。

特に、排気ガス規制への対応では、触媒が活性温度に達していない冷間始動時および暖機過程のエンジンから排出される未燃 HC の低減が求められ、未燃 HC の発生に大きく影響する機関壁面への付着燃料の低減 (MPI; 吸気ポート付着燃料とシリンダ付着燃料の低減, DISI; シリンダ付着燃料の低減) が重要となる。

ここでは、筆者がトヨタ自動車 (株) 在籍中の微粒化法改善の取組みについて述べる。

7.1. ポート噴射式ガソリンエンジン用燃料噴射弁の要求性能

7.1.1. トヨタポート噴射式ガソリンエンジン用燃料噴射弁の変遷

図 7-1 に、トヨタにおけるガソリンエンジンを取り巻く環境の変化とそれに対応した燃料噴射弁の変遷を示す。MPI 電子制御式燃料噴射システムが採用された初期のエンジンは、2 弁エンジン (吸気 1 弁・排気 1 弁) が主流で、燃料噴射弁は、ピントル型噴射弁であった。

1980 年代後半から、高性能・快適性のニーズから 4 弁エンジン (吸気 2 弁・排気 2 弁) が主流となり、トヨタ独自のホール型 2 方向噴射弁^①を開発し、採用した。これは、図 7-2 に示すように、従来のピントル型噴射弁では、単方向噴霧のため 4 弁エンジン特有の吸気ポート中央隔壁への燃料付着が発生し、過渡応答性の悪化や、この中央隔壁に沿って燃料が燃焼室へ流入するためプラグ燻りといった問題が発生したためである。

第 2 章の 2.1 節の図 2-2 で、ピントル型噴射弁とホール型 2 方向噴射弁の構造と噴霧写真を比較して示したが、ホール型 2 方向噴射弁は、ホール型噴射弁の先端に噴霧を 2 方向に分離するアダプタを装着している。ホールノズルから噴射された燃料をアダプタ内の分岐部先端に衝突させ、衝突

微粒化を図るとともに2方向に分離し噴射させる構造となっている。

1990年代に入ると、低公害・低燃費・高性能・快適性のニーズから、新たに高微粒化噴射弁を開発し、採用した。一つは、ホール型2方向噴射弁をベースにしたエアアシスト噴射弁⁽²⁾で、もう一つは、多噴孔型噴射弁^{(3),(4)}で、エアアシストと組合せた噴射システムについても製品化された。

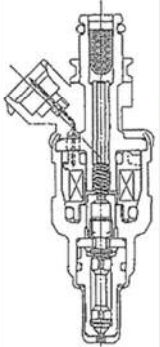
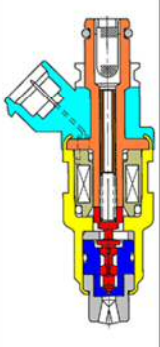
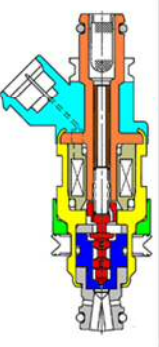
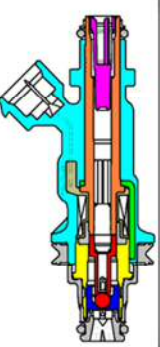
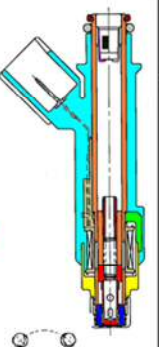
Year	~1986	1986~	1991~	1996~	1999~
					
Nozzle Type	Pintle 1-Jet	1 hole 2-Jet	1 hole 2-Jet	4 hole 2-Jet	12 hole 2-Jet
	2 valve engine			4 valve engine	

Figure 7-1 History of atomization technology in TOYOTA

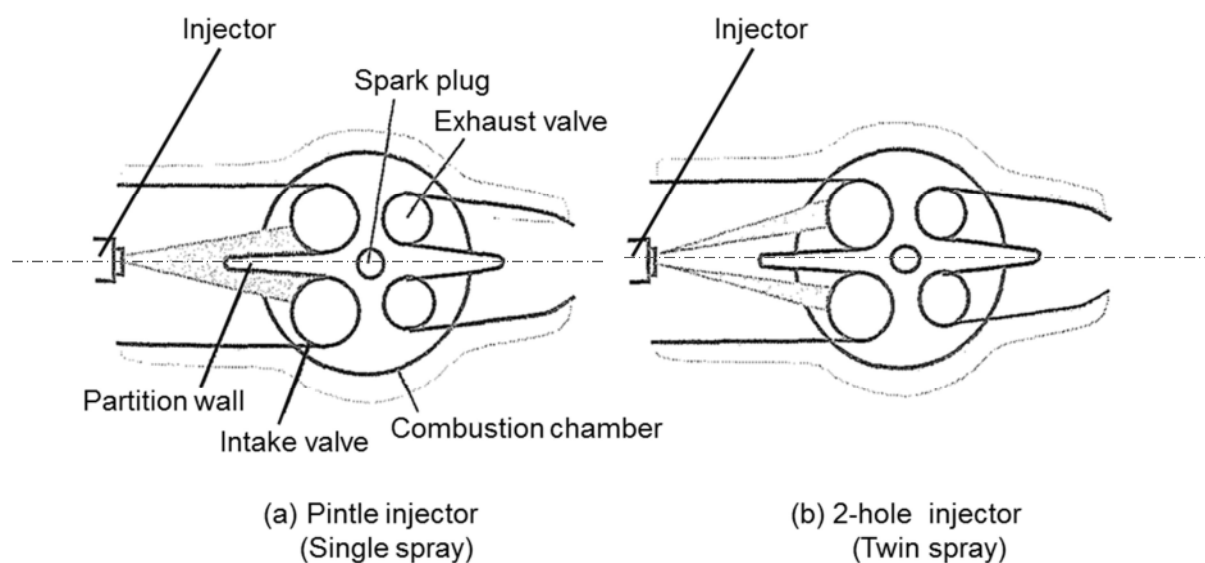


Figure 7-2 Fuel injector location 4-valve engine⁽¹⁾

7.1.2. エアアシスト噴射弁

燃料微粒化については、これまでも気流による燃料微粒化を狙った気流微粒化噴射弁や、超音波振動子を利用した超音波微粒化噴射弁および燃料を加熱する加熱微粒化噴射弁など種々の微粒化技術の研究⁽⁶⁾⁻⁽¹³⁾が報告されている。しかし、いずれの噴射弁も微粒化度は向上するものの、噴霧速度の低下を招いたり噴霧の広がりが大きくなりすぎたりと、噴霧の方向性と微粒化の両立が困難で自動車用として実用化されたものはなかった。

筆者らも、ピントル型単孔エアアシスト噴射弁をはじめ超音波微粒化噴射弁などさまざまな微粒化噴射弁の開発検討を続けてきた。その中でも気流微粒化噴射弁は定常燃焼器などで昔から一般的な微粒化手法として活用されており、自動車ガソリンエンジンの連続噴射式燃料供給システムで採用された例もあることから、これに的を絞って噴霧の微粒化と4弁エンジン用として噴霧の方向性維持をさまざまなエンジン運転条件下で両立させることを主眼に研究開発を行った。量産実績があり、燃料計量精度、温度特性が優れているホール型2方向噴射弁の特性をできるだけ損なわないように、エアアシスト用アダプタの構造を最適化して噴霧の方向性と微粒化の両立を図った。

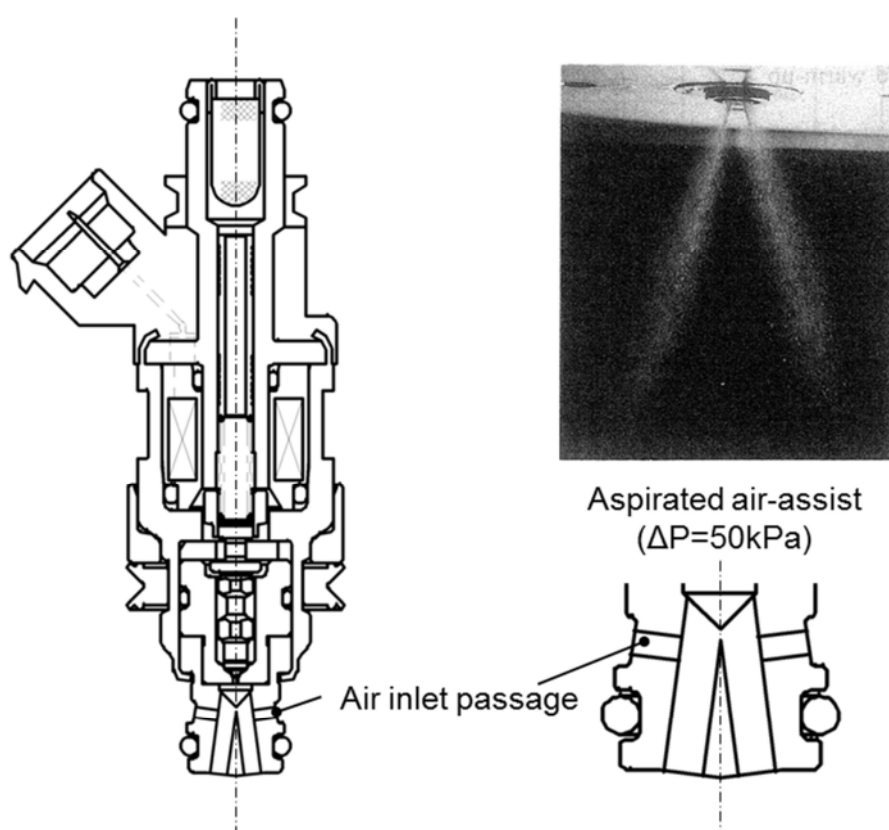


Figure 7-3 Schematic of air-assisted injector

図 7-3 に、ホール型 2 方向エアアシスト噴射弁の構造を示す。ホール型噴射弁の先端部に装着した 2 方向アダプタに微粒化用空気を導く空気導入孔を設けている。また、図 7-4 に、エアアシスト噴射システムのシステム構成を示す。微粒化用空気は、スロットル弁の上流からアシスト空気用デリバリパイプを介して燃料噴射弁のアシスト空気導入孔に導かれる。アシスト空気は、三方弁タイプの ISC (Idle Speed Control) バルブにより流量制御され、アイドル運転時では目標のエンジン回転数に維持される。

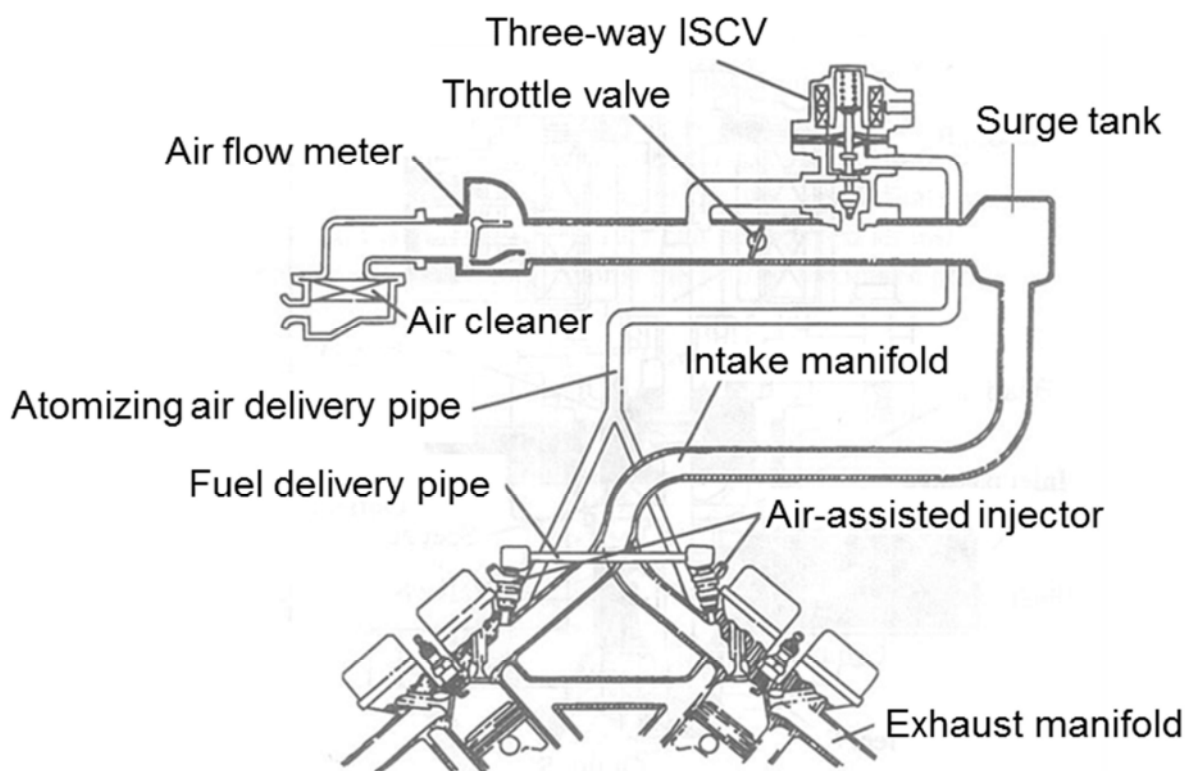


Figure 7-4 Air-assisted injection system ⁽²⁾

図 7-5 に、この研究で用いた 2 種類の 2 方向アダプタの構造を示す。(a)タイプ A (外部混合型) は、分岐部の下流側に空気導入孔を配置し、2 方向に分かれた噴流にアシスト空気を衝突混合させ微粒化する方式であり、(b)タイプ B (内部混合型) は、空気導入孔を分岐部付近に配置して、アダプタ内部でアシスト空気と衝突混合させ微粒化する方式である。

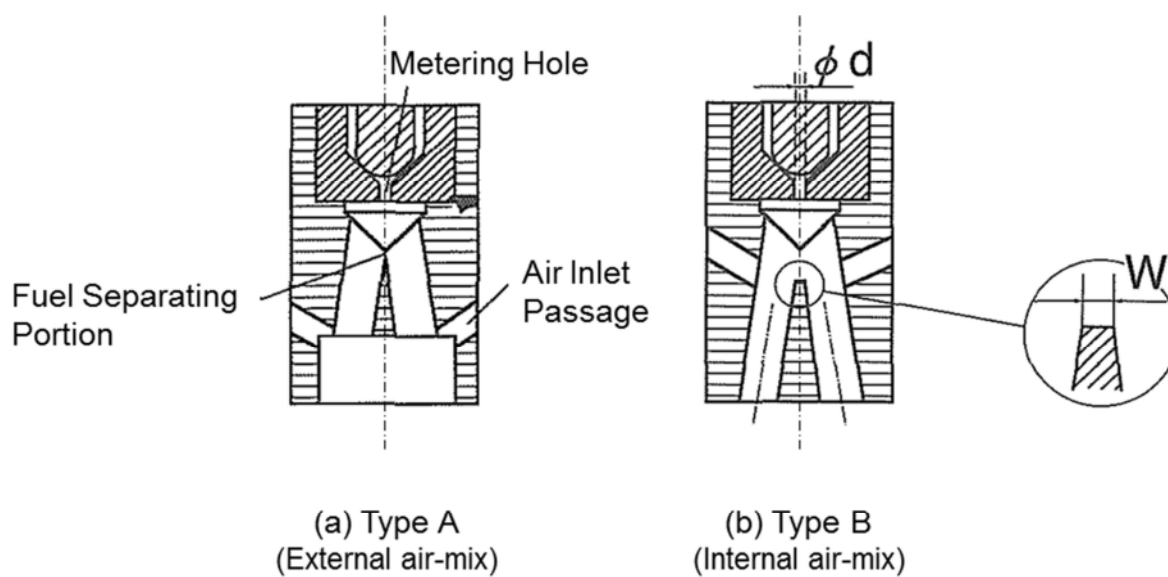


Figure 7-5 Schematic of air-assisted adapter

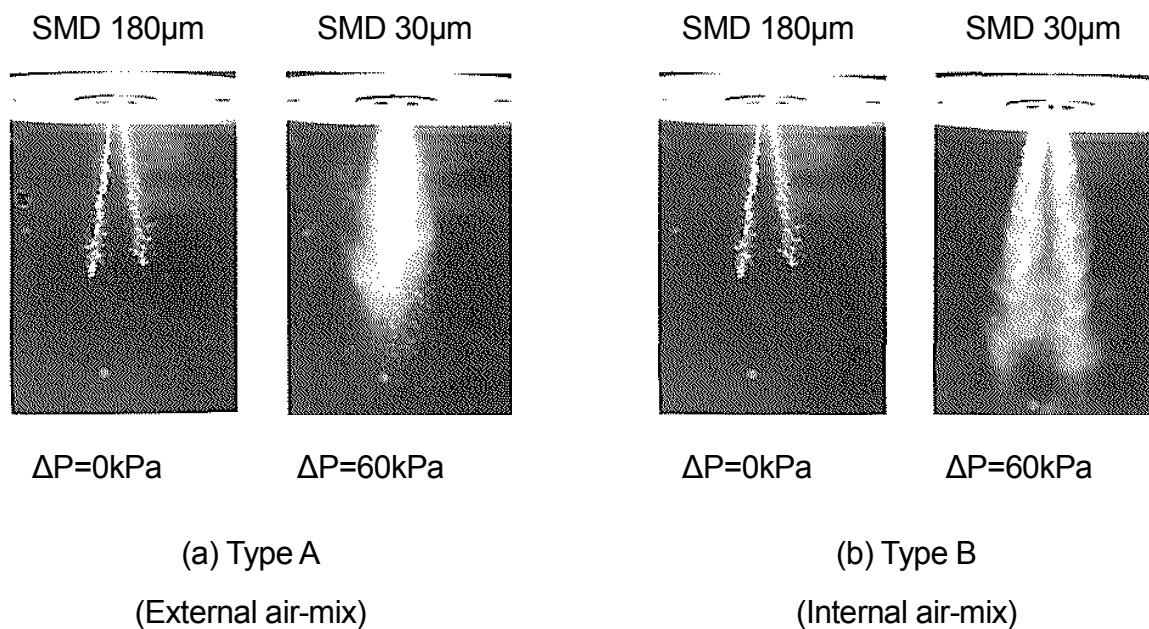


Figure 7-6 Spray shapes

図 7-6 に、アシスト差圧が $\Delta P=0\text{kPa}$ と $\Delta P=60\text{kPa}$ での噴霧写真を比較して示す。タイプ A の外部混合型では、アシスト空気が流れない $\Delta P=0\text{kPa}$ で 2 方向噴霧が得られるが、 $\Delta P=60\text{kPa}$ では、微粒化により 2 つの噴霧が合体して単方向噴霧となっている。これに対してタイプ B の内部混合型では、分岐孔の内部で微粒化がおこなわれるため、アシスト差圧に関係なく安定した 2 方向噴霧をえることができる。

図 7-7 に、タイプ A (外部混合型) と分岐部の衝突面幅(W)を最適化したタイプ B (内部混合型) の ΔP に対する噴霧 2 方向角(θ_s)と噴霧粒径 (SMD) を示す。図に示すようにタイプ A では、差圧の上昇とともに噴射燃料の微粒化度は向上するが、噴霧 2 方向角(θ_s)は小さくなり、 $\Delta P=30\text{kPa}$ を越えるあたりから 2 つの噴霧が合体して噴霧 2 方向角(θ_s)は 0 度 (単方向噴霧) となる。これに対し、タイプ B では、微粒化が促進され、2 方向性が保たれていることがわかる。

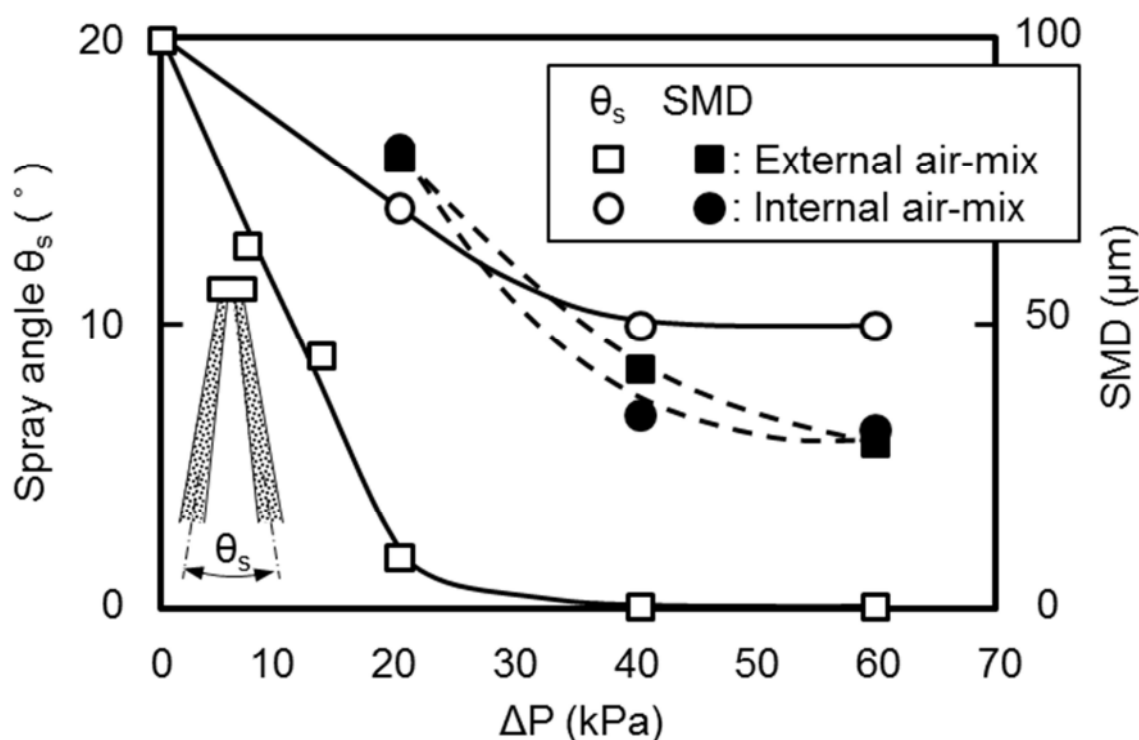


Figure 7-7 Effect of ΔP on spray angle and SMD

図7-8に、タイプBの内部混合型でのアダプタ内部における噴流挙動の概略図を示す。燃料噴射弁から噴射された液柱状の燃料（液柱径： ϕd ）は、分岐部先端の衝突面（衝突面幅： W ）に衝突し、アダプタ内部で2方向に分離され2方向の微粒化噴霧が形成される。ここで、衝突面幅（ W ）が小さいと2方向に分離された噴流の噴出角度（ α ）が小さくなり、分岐孔の内側壁面に沿った流れとなるため、アシスト空気による微粒化効率が悪くなる。また、衝突面幅（ W ）が大きすぎると2方向に分離された噴流の噴出角度（ α ）が大きくなり、分岐孔の外側壁面に沿った流れとなるため、アシスト空気による微粒化効率が悪くなる。

これに対して、中央に示すように衝突面幅（ W ）と液柱径（ ϕd ）の比（ $W/\phi d$ ）を適正化することにより、2方向に分離した噴流の噴出角度（ α ）が適正化され、分岐孔内部の空間内に微粒化噴霧（衝突微粒化）⁽¹⁴⁾が形成されるため、アシスト空気との衝突混合が改善され微粒効率が向上する。

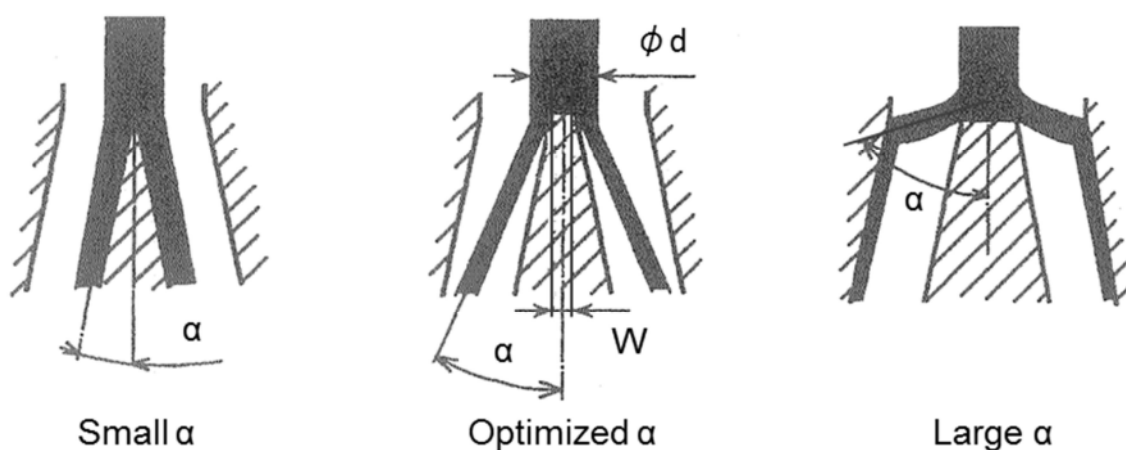


Figure 7-8 Fuel behavior in adapter

図7-9に、噴霧粒径（SMD）に対する $W/\phi d$ の影響について示す。アシスト差圧が小さい領域（微粒化用のアシスト空気が少ない領域）では、 $W/\phi d$ の最適値が存在し、 $W/\phi d=0.2\sim 0.3$ でSMDが最小となる。アシスト差圧が大きい領域（ $\Delta P=60\text{kPa}$ ）では、微粒化用のアシスト空気が多いため、アシスト空気による微粒化が支配的で $W/\phi d$ の影響を受けにくいことがわかる。

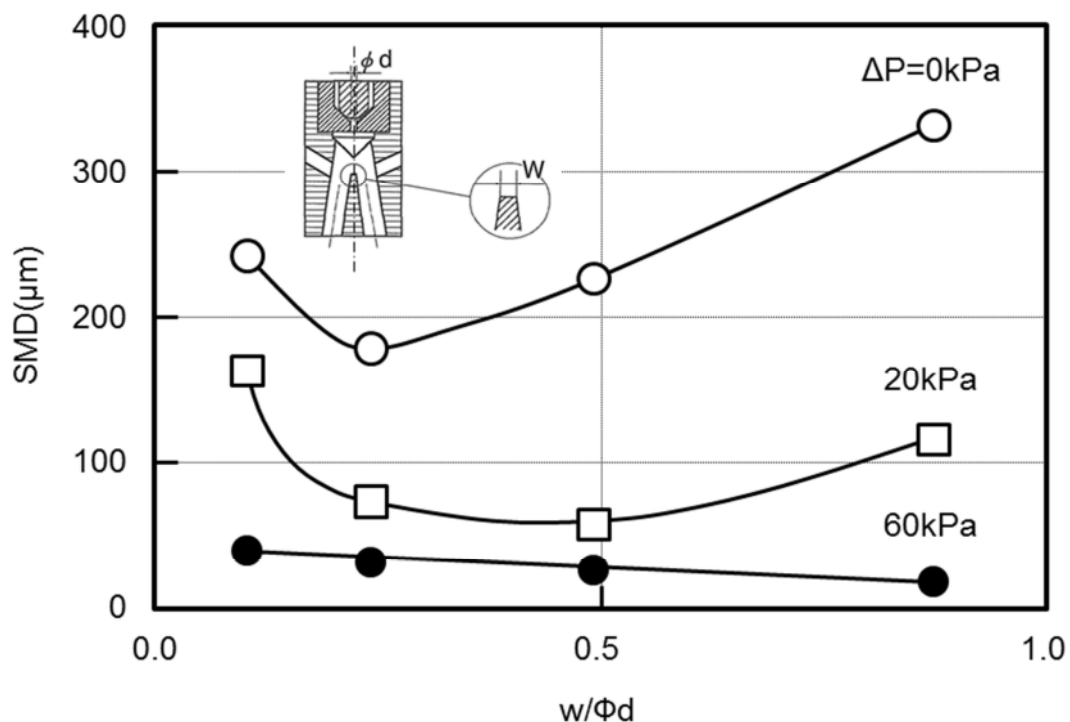


Figure 7-9 Effect of $W/\Phi d$ on SMD

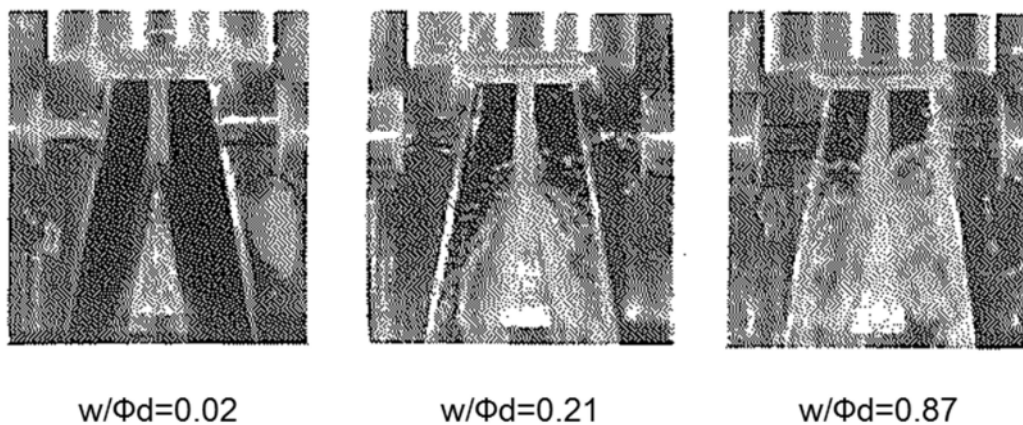


Figure 7-10 Observed fuel behavior in adapter

これらの結果を検証するために、2方向アダプタの二次元可視化モデルを作成し、 $W/\phi d$ とアダプタ内部における噴流挙動の関係について可視化した。図 7-10 に、3 種類の $W/\phi d$ ($W/\phi d=0.02$, 0.21 , 0.87) について観察した結果を示す。分岐部先端の衝突面幅(W)が狭い場合 ($W/\phi d=0.02$)

は、噴流が分岐孔の内側壁面に沿った流れとなり、気流による微粒化効果が小さくなる。また、逆に、右図 ($W/\phi d=0.87$) のように衝突面幅(W)が広すぎても、衝突した噴流は大きく偏向し分岐孔の外側壁面に沿う流れとなり、これもまた気流による微粒化効果が低下し、 SMD は大きくなる。中央の写真のように、衝突面幅(W)を適正化($W/\phi d=0.21$)すると分岐孔内部の空間内に微粒化噴霧（衝突微粒化）が形成され、そこにアシスト空気が衝突混合するため、アシスト空気による微粒化効率が向上することがわかった。

図 7-11 に、 $W/\phi d$ を適正化($W/\phi d=0.21$)した時の微粒化効果を示す。アシスト差圧が小さい領域（微粒化用のアシスト空気が少ない領域）で、微粒化が大幅に改善している。

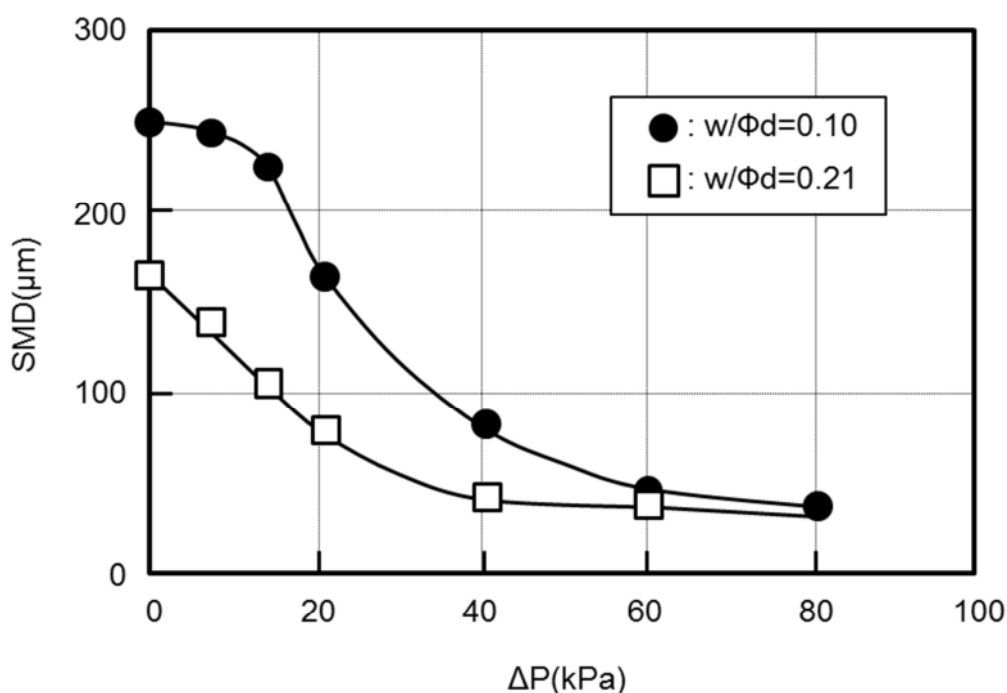


Figure 7-11 Deduction in SMD due to optimized $w/\Phi d$

図 7-12 に、タイプ B の 2 方向エアアシスト噴射弁と従来型 2 方向噴射弁の SMD を比較して示す。2 方向エアアシスト噴射弁では、アダプタ先端部への衝突微粒化効果によって、差圧が小さく微粒化空気の少ない高負荷域においても微粒化度が向上している。差圧が大きくなるとアシスト空気が増加し、気流による微粒化効果が大きくなり、 $\Delta P=30\text{kPa}$ 以上のエンジンの使用頻度の高い領域では $SMD 30\mu\text{m}$ の高い微粒化度を達成している。

これに対して、従来型 2 方向噴射弁では、雰囲気圧力(P_a)の低下 (-40kPa 以下) により SMD が大きくなっている。これは、雰囲気密度の低下により微粒化が悪化したものと思われる。

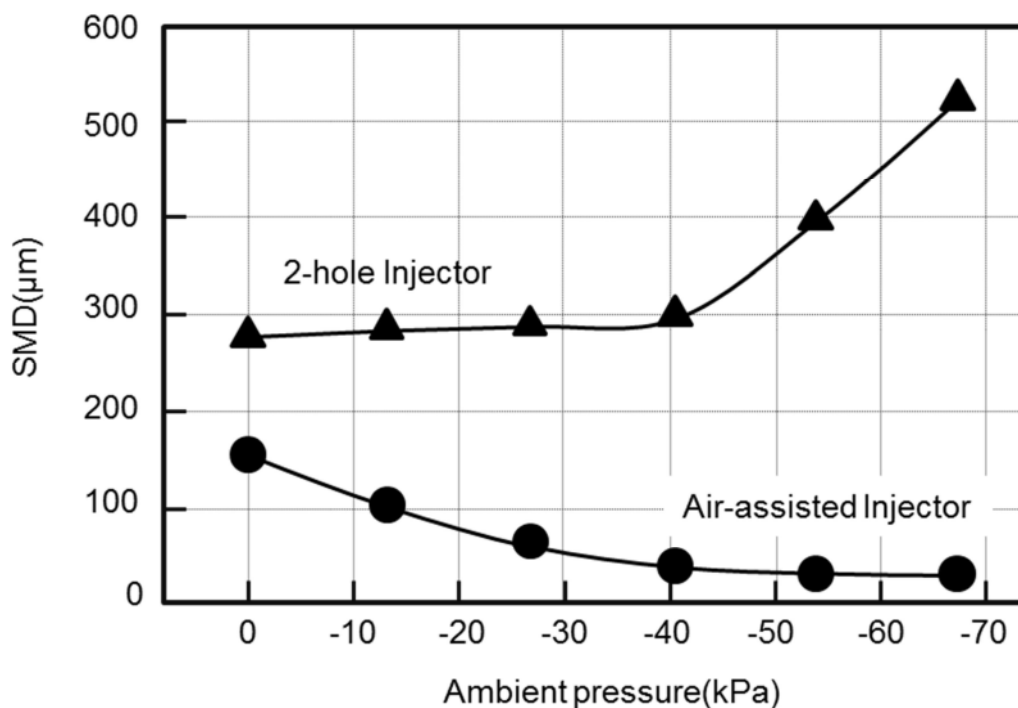


Figure 7-12 Comparison of SMD

図 7-13 に、エンジン冷間（水温 T_w ;40°C）の定常運転時の HC 排出特性を比較して示す。冷間時の定常運転におけるエンジン排出 HC に対して、内部混合型と外部混合型の差はなく、従来型 2 方向噴射弁と比較して 15%以上減少している。また、従来型 2 方向噴射弁では、吸気行程にかかる噴射時期（吸気同期噴射）でエンジン排出 HC が激増している。これは、吸気バルブ開弁時期に燃料が噴射されるため、シリンダ壁面に直接衝突してシリンダ壁面のオイルフィルム面に多量の燃料が付着し、排気行程時に未燃 HC として排出されたためと思われる。この現象は第 3 章の 3.2 節で示した可視化エンジンでの観察結果からも裏づけられる。2 方向エアアシスト噴射弁では、アシスト空気による微粒化改善によって、この領域でもエンジン排出 HC の悪化は抑制されている。

図 7-14 に、エンジン冷間（水温 T_w ;40°C）の定常運転から、スロットル弁急開時の要求燃料増量 (TCFI; Transient compensatory fuel injection) を比較して示す。この要求燃料増量(TCFI)は、過渡運転時に発生する吸気ポート壁面への燃料付着による筒内混合気のリーン化を抑制するための燃料増量である。エンジン回転数一定でスロットル弁を 0.1 秒間で吸気管圧力 P_m :-60kPa の定常から WOT となるように動かして要求燃料増量(TCFI)を求めた。図の縦軸は、従来型 2 方向噴射弁

の吸気非同期噴射 (BTDC60°CA 噴射終了) の場合を基準としてその減少率を示している。

外部混合型のタイプ A では、単方向噴霧が形成されるため、4 弁エンジン特有の吸気ポート中央隔壁への燃料付着が発生し、従来型 2 方向噴射弁に対して要求燃料増量(TCFI)を低減することができない。これに対して、内部混合型のタイプ B では、吸気同期噴射、非同期噴射ともに低減し、吸気非同期噴射 (BTDC60°CA 噴射終了) で 32%低減した。これは、燃料の微粒化と噴霧の方向性の両立によって、吸気ポート中央隔壁への燃料付着量が大幅に低減したためである。

要求燃料増量(TCFI)は、この 3 条件ともに燃料噴射時期の遅角制御によって単調減少となっている。これは、燃料噴射時期の遅角制御によって吸気ポート内に燃料が滞留する時間が短くなり、吸気ポート壁面への燃料付着が低減したためと思われる。さらに、アシスト空気による燃料微粒化効果によって、定常運転時の HC 排出を増加させることなく吸気同期噴射が可能となり、吸気同期噴射 (ATDC60°CA 噴射終了) で要求燃料増量(TCFI)の減少率は 50%と大幅に減少した。

この内部混合型のタイプ B を採用した 2 方向エアアシスト噴射弁は、1991 年に V 型 6 気筒エンジンで市場導入され、A/F 制御性の向上によるエンジンの過渡応答性の向上と排気エミッションの低減およびアイドル運転域などの軽負荷域の燃費向上を果たすことができた。

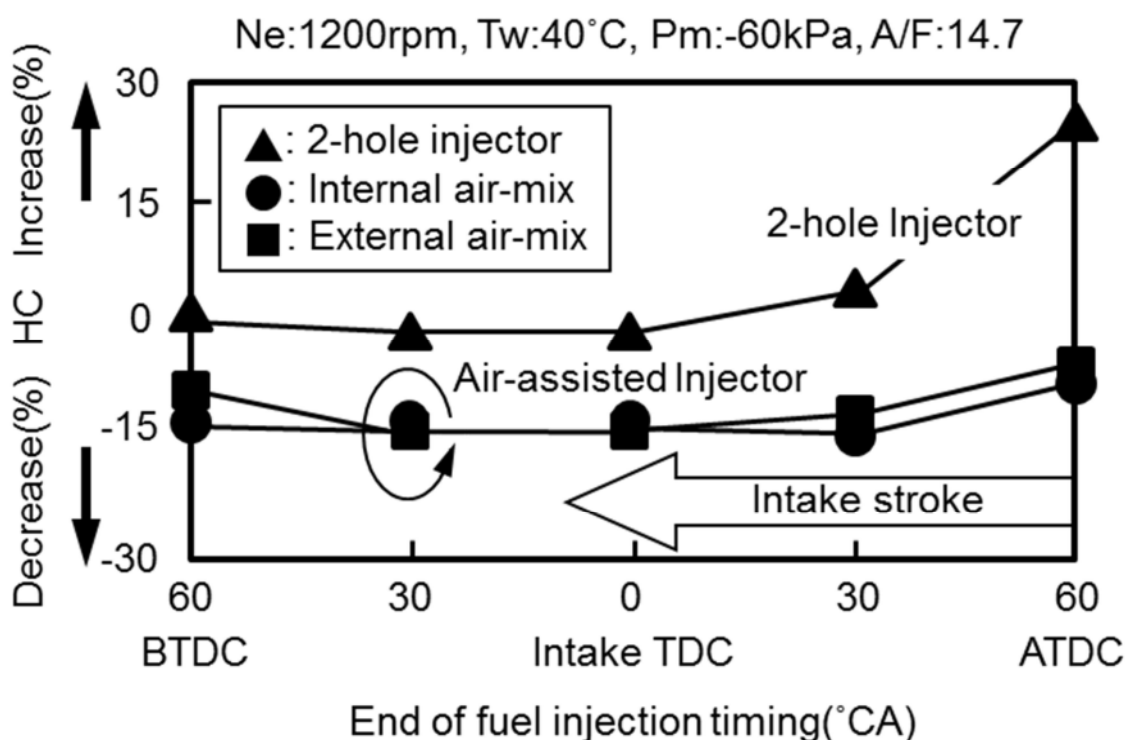


Figure 7-13 Comparison of steady state HC emissions

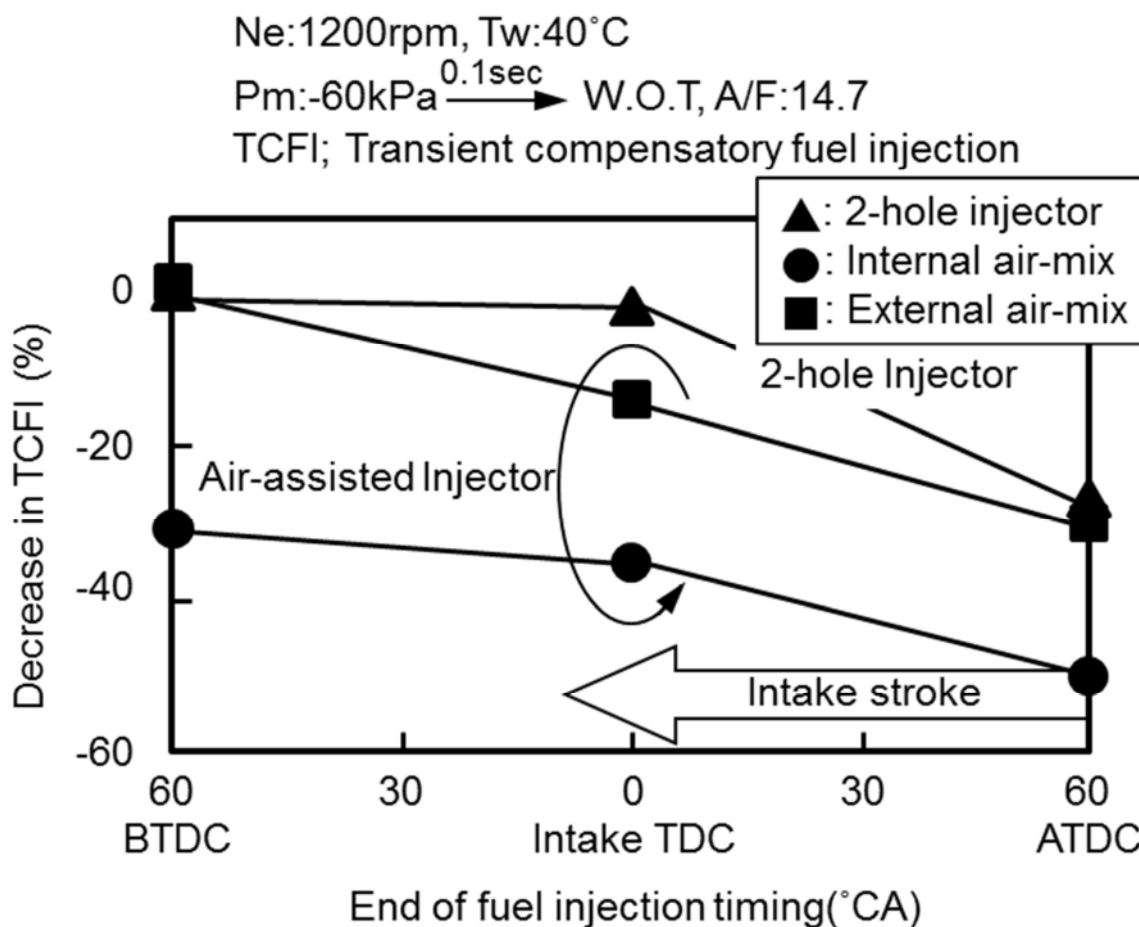


Figure 7-14 Comparison of TCFI quantity

7.1.3. 多噴孔高微粒化噴射弁

第1章で述べた、排出ガス規制の強化に対応するためには、第3章から第5章の燃料挙動の解析で明らかにしたように、冷間始動の第1サイクルから機関への燃料付着を低減する必要がある。このため、冷間始動の第1サイクルから噴霧の微粒化と2方向性の両立が求められる。

2方向エアアシスト噴射弁は、吸気管内の負圧を利用したアシスト空気により噴霧の微粒化を図っているため、吸気管圧力(P_m)が大気圧である始動初期では、微粒化効果が期待できない。この対応策として、第4章で加圧エアアシストによる改善効果について述べたが、始動初期から効果を発揮するためには大容量の蓄圧源を持つ必要があり、自動車用エンジンのデバイスとしての実用化は困難である。

そこで、燃料噴射弁そのもので微粒化度の向上を図るため、噴孔数を増やして噴孔径を小さくして燃料を微粒化する多噴孔噴射弁を新たに開発し採用した。

この高微粒化噴射弁の開発にあたっては、燃料微粒化のポイントとなる噴射弁内部の燃料流れの解析として、20倍の可視化モデルによるシート下流の流れの可視化と CFD (Computational fluid dynamics) による噴射弁シート部下流の流れ解析をおこなった。

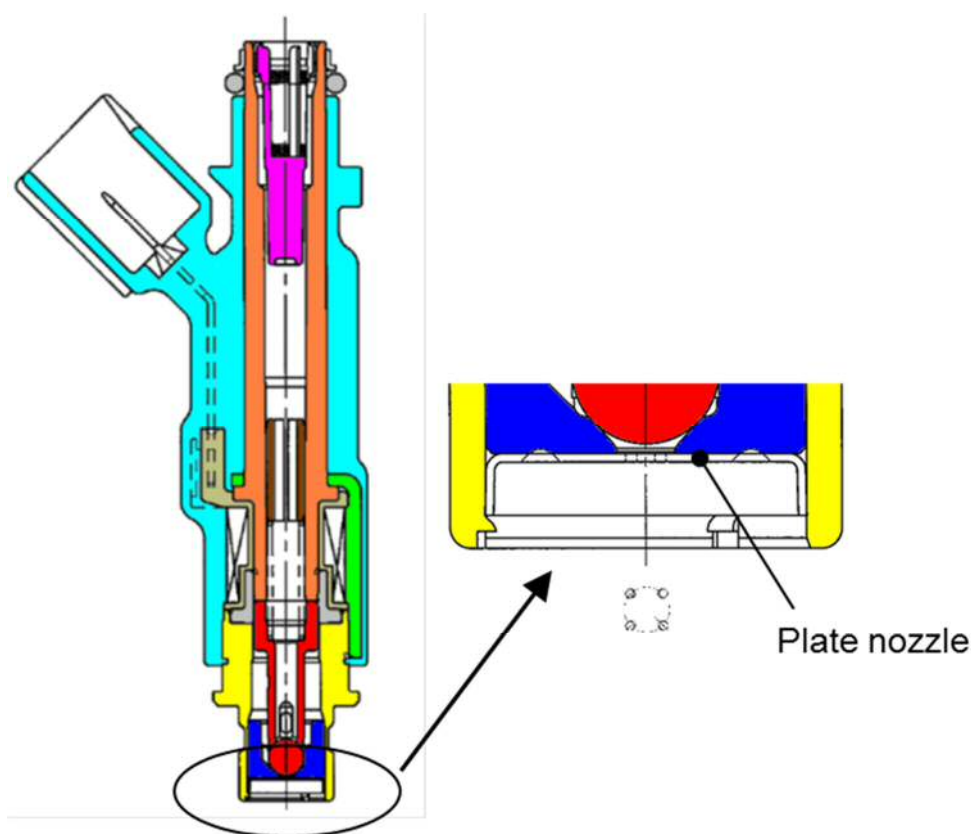


Figure 7-15 Schematic of multiple-hole nozzle injector

図 7-15 に、多噴孔噴射弁の構造を示す。多噴孔噴射弁では、噴射弁シート部下流のデッドボリュームとその形状、噴孔数、ニードル先端部形状が、噴射弁の流量特性や、噴霧粒径 (SMD) および噴霧の方向性に影響することは経験的にもよく知られている。そこで、シート部下流の形状とその流れの解析と実ノズルでの SMD の計測結果から、多噴孔ノズルの最適設計を試みた。

初めに、ニードル先端形状が、タイプ A (円錐弁) とタイプ B (球弁) の 2 種類について、20 倍の可視化モデルによるシート下流の流れの可視化と実ノズルによる噴霧粒径の計測を行った。噴霧粒径の計測は、第 3 章で述べたレーザ回折法を用いた。図 7-16 に、両者のノズル構造、図 7-17 に、シート下流の流れの可視化観察結果と SMD の計測結果を示す。シート下流のデッドボリューム

ム容積（以下、 V_d と記す）は、タイプ A（円錐弁）が 1.12mm^3 、タイプ B（球弁）が 0.58mm^3 である。SMD は、 V_d が小さく、シート部から噴孔までの距離が短い球弁が優れている。流れの可視化観察では、円錐弁は、シート部で整流され縦方向の流れが強く比較的乱れが少ないまま噴孔部へ流入し、球弁は、噴孔までの距離が短いこともあり、横流れが強くなり強い乱れをもったまま噴孔部へ流入していることが観察された。このため、シート下流のデッドボリューム内の流れに注目し、より定量的に乱れの強さと微粒化の関係について明らかにするため、CFD 解析によりシート下流の流速分布を計算した。解析に使用したソフトは、STAR CD で液体のみの単相流解析、定常計算である。計算条件は、入口圧力 270kPa 、出口圧力 0kPa 、液体の密度はガソリンを想定して 730g/cm^3 である。

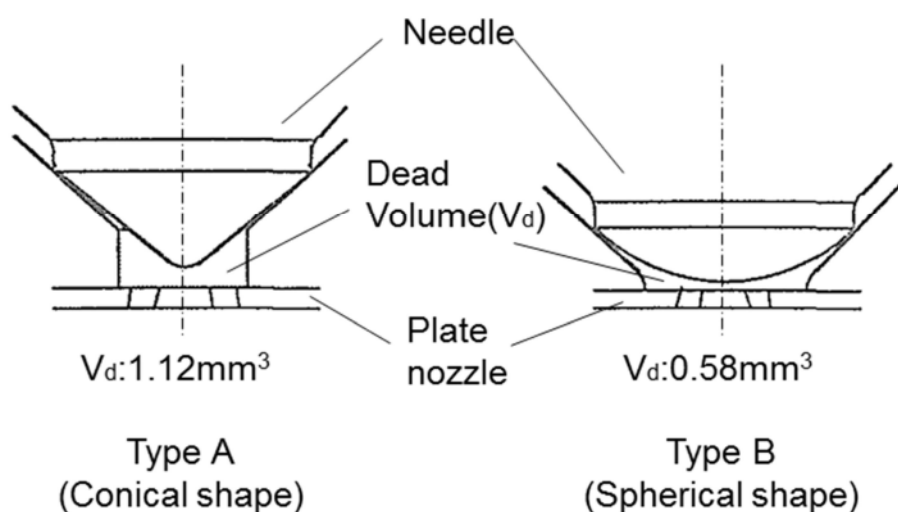


Figure 7-16 Needle tip configurations

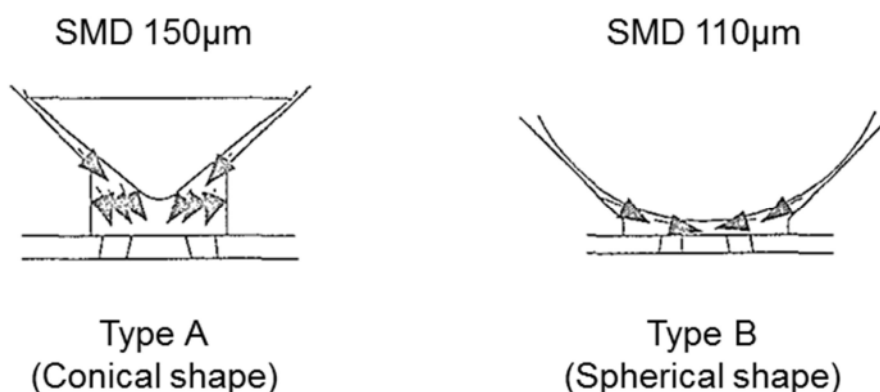


Figure 7-17 Flow inside multiple-hole nozzle

図 7-18 に、円錐弁と球弁の解析結果を基に、デッドボリューム内流れの乱れ強度の指標として横流れ流速(U_s)と縦流れ流速(U_d)との比 (以下、 U_s/U_d と記す) で整理した結果とレーザ回析法で計測した実ノズルの SMD を比較して示す。球弁の乱れ強度(U_s/U_d)は、円錐弁と比較して約 1.5 倍と高く、この乱れ強度(U_s/U_d)の増加が、微粒化の向上に結びついているものと推測した。

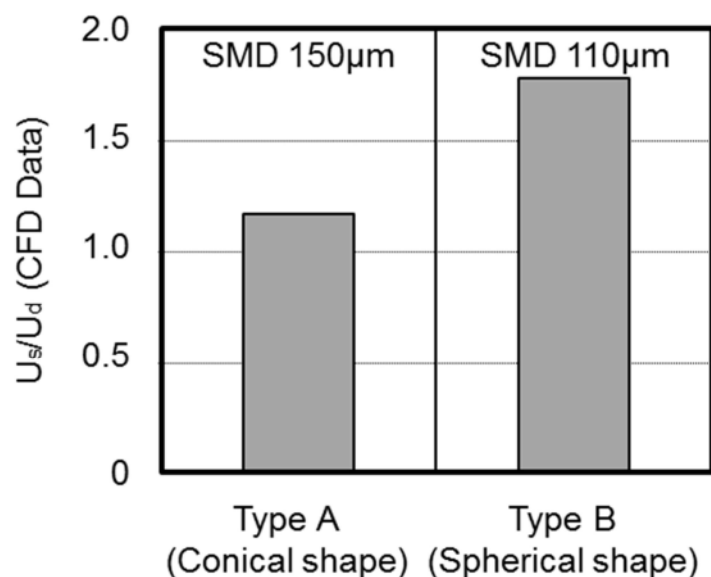


Figure 7-18 Effects of needle tip configuration on turbulence intensity (U_s/U_d)

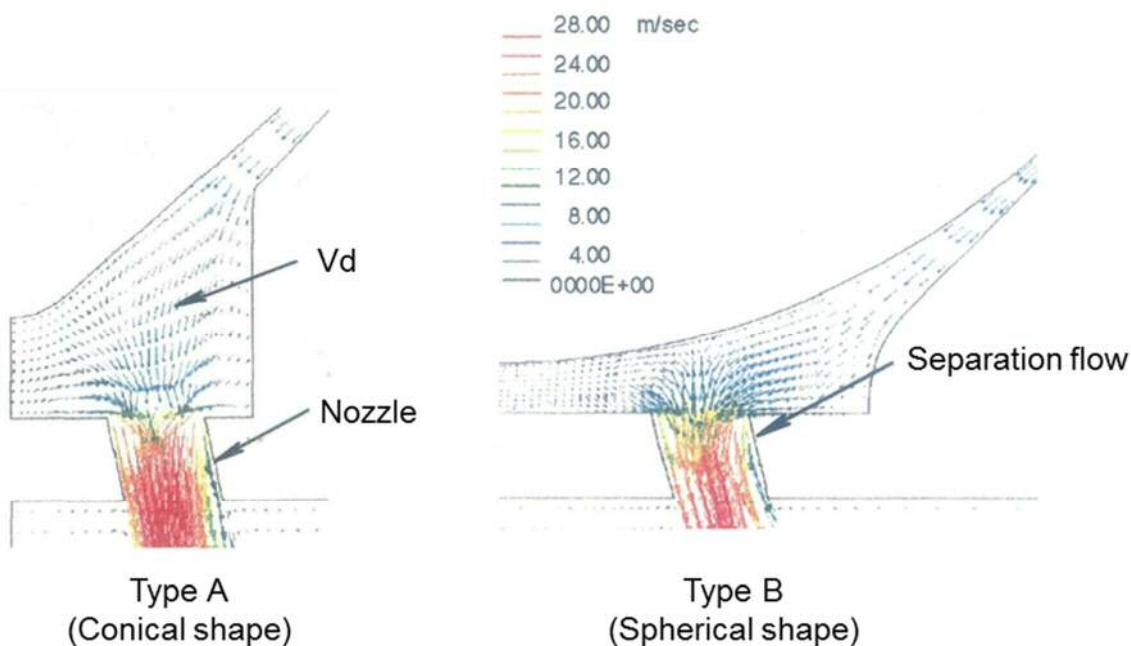


Figure 7-19 Flow inside multiple-hole nozzle (CFD Data)

図 7-19, 図 7-20 に, 計算で求めた円錐弁, 球弁の流速分布と圧力分布を示す. 図に示すように, 球弁の場合, 噴孔入り口部に流れの剥離が生じ, この剥離が周期的に振動を起こしていることがわかった. そこで, この流れの乱れ強度(U_r/U_a)と圧力振動に着目し, ニードル先端部形状, デッドボリュウム容積(V_d), 噴孔位置を変えて流体解析と実測 SMD の対比を試みた. ここでは, 新たに横流れが強く, 乱れ強度の大きいタイプ C (フラット弁) についても流体解析と SMD 計測を実施した.

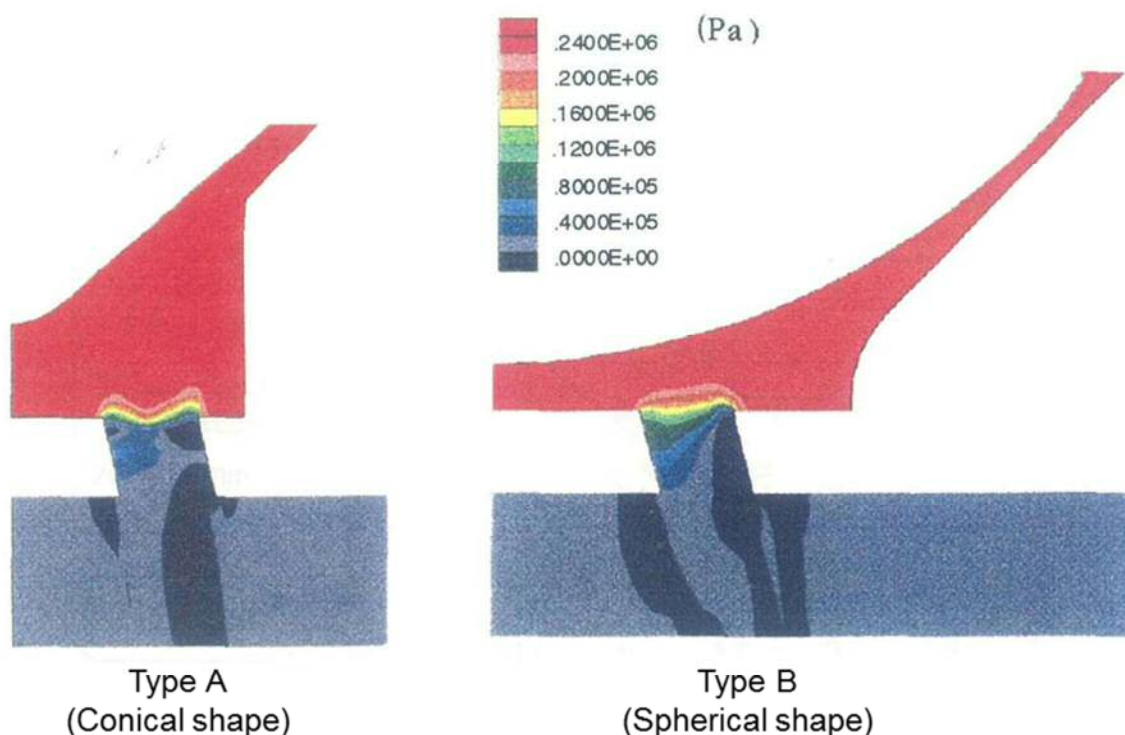


Figure 7-20 Pressure distribution inside multiple-hole nozzle (CFD Data)

図 7-21 に, タイプ B (球弁) とタイプ C (フラット弁) の V_d と SMD を比較して示す. 図に示すように, 球弁とフラット弁では, V_d が同じであっても SMD には大きな違いがあり, 単純な相関関係にはなく, より乱れ強度の大きいフラット弁が微粒化に優れていることを示している.

図 7-22 に, 流体解析で求めた噴孔部の圧力振動周波数(f_p)と SMD の関係について示す. 図に示すように, 圧力振動周波数(f_p)と SMD は, V_d によらず, 強い相関を示唆する結果を示している. この結果から, フラット弁は, 圧力振動周波数(f_p)が最も高い値を示し, SMD は最も小さかった. この圧力振動周波数(f_p)について, 高速度カメラによる噴孔出口の噴霧の周期的変動の計測を試み, 何らかの振動発生は確認されたが, 検証できるまでに至っていない.

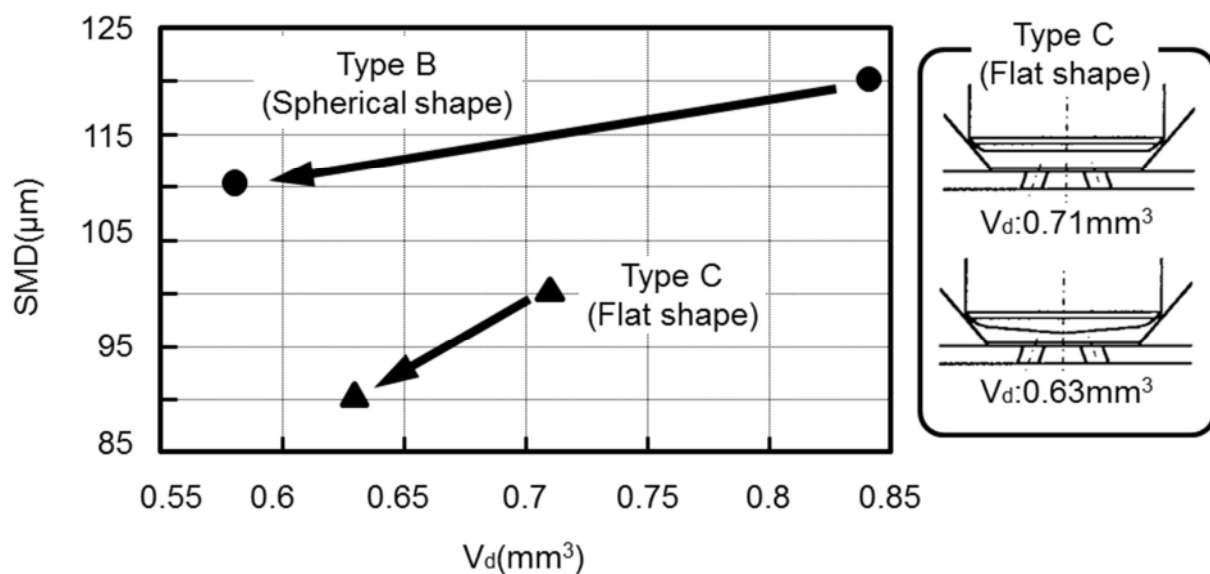


Figure 7-21 Effects of dead volume (V_d) on SMD

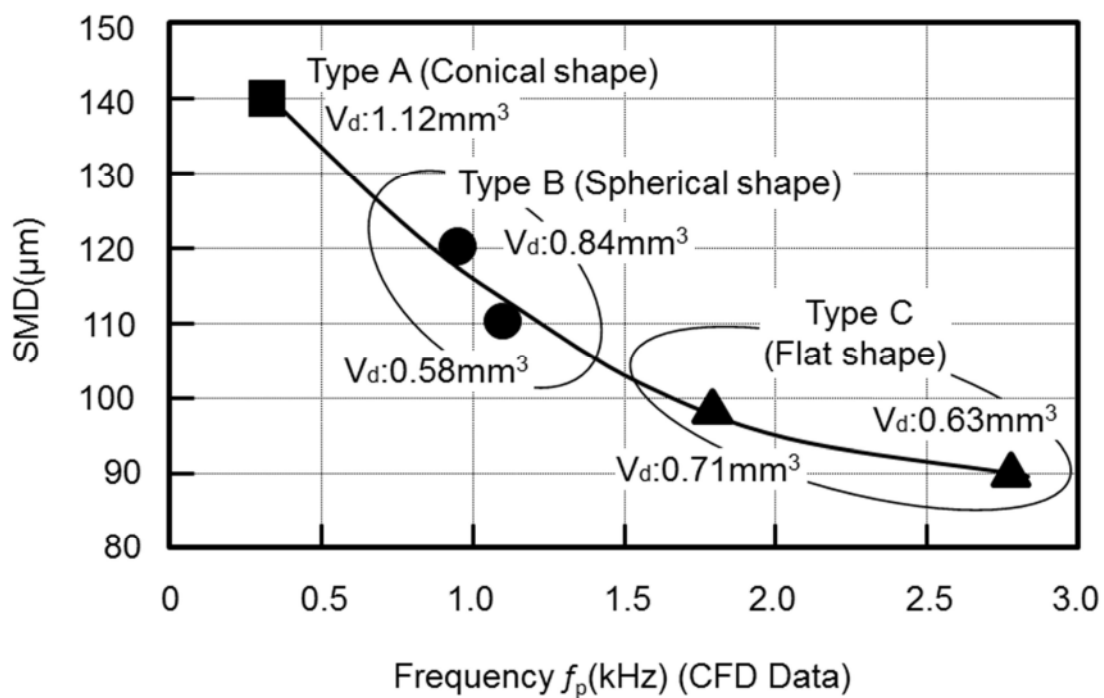


Figure 7-22 Effects of pressure fluctuation on SMD

図 7-23 に、フラット弁の 4 孔 2 方向噴射弁の噴霧写真を、従来型 2 方向噴射弁と比較して示す。従来型 2 方向噴射弁の柱状噴霧と同様に 2 方向性を保ちながら、噴霧の微粒化が大幅に向上していることがわかる。

図 7-24 に、SMD の計測結果を示す。噴霧写真に示したようにフラット弁により高微粒化噴霧が実現している。従来型 2 方向噴射弁の場合、高負圧下での噴射で、アダプタ先端分岐部での衝突微粒化効果が小さくなり、SMD が大きくなるが、フラット弁を採用した 4 孔 2 方向噴射弁では、雰囲気圧力(P_a)の影響を受けず、いずれの条件でも同レベルの SMD を示し広い運転域で安定した微粒化が確保できることを確認した。

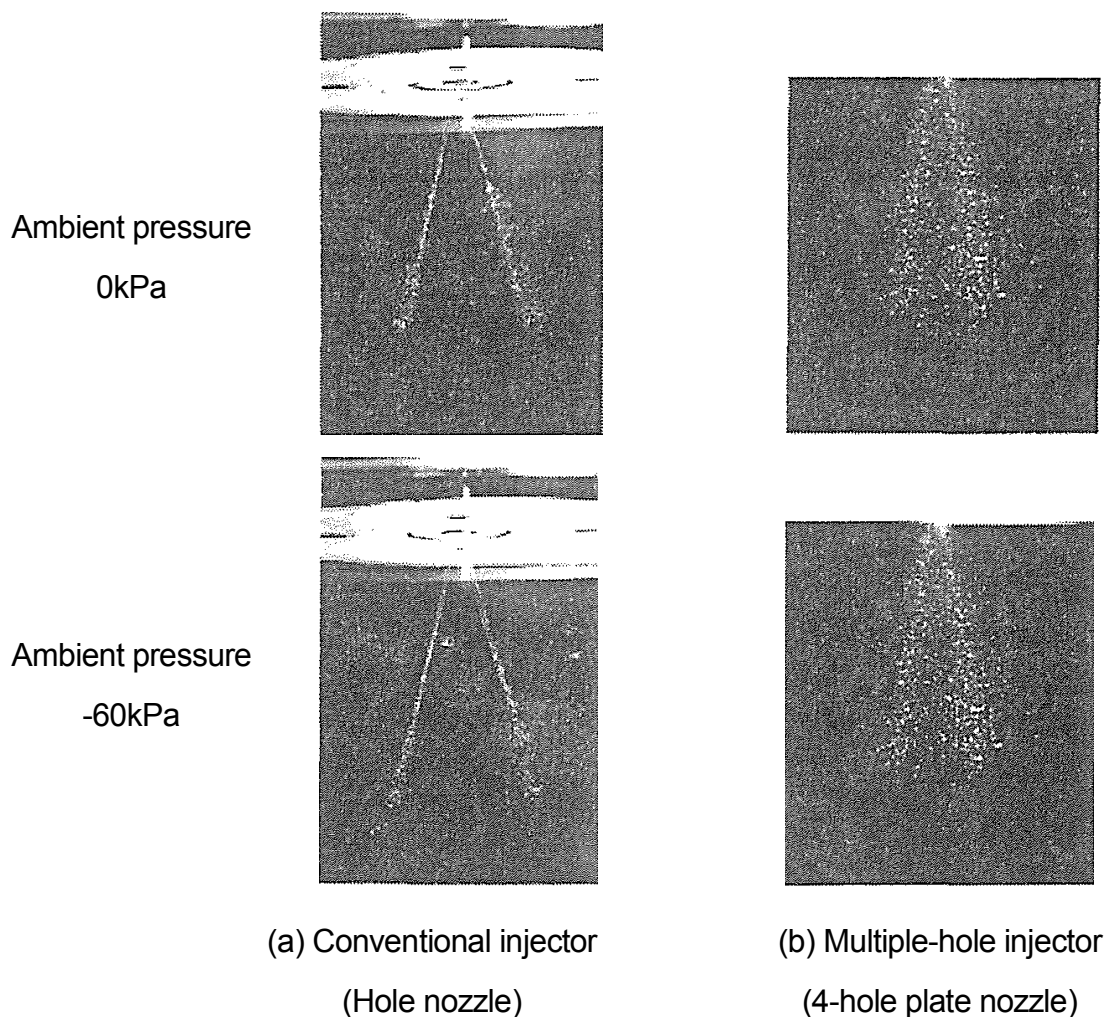


Figure 7-23 Comparison of spray shapes

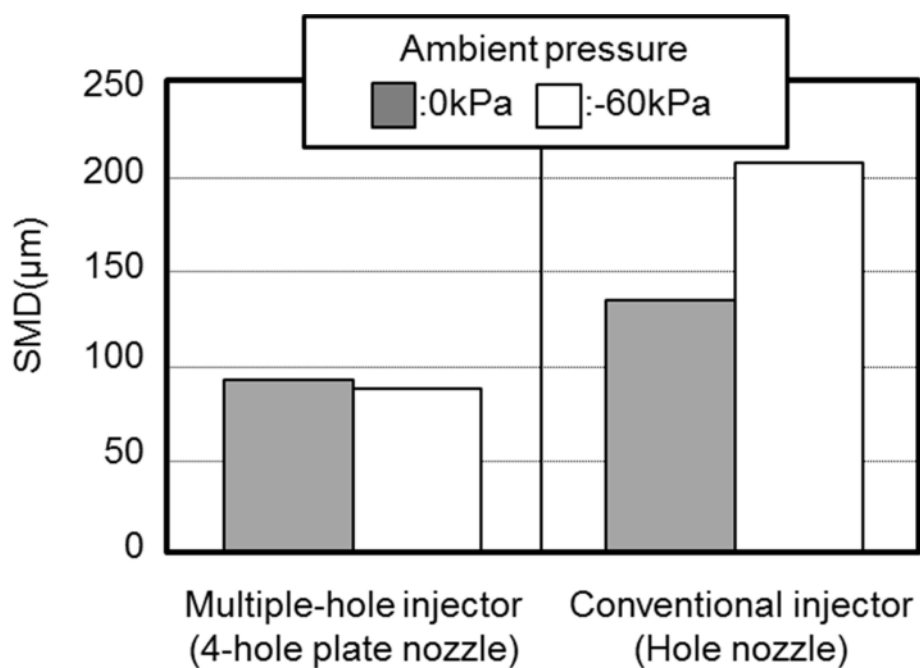


Figure 7-24 Comparison of nozzle types

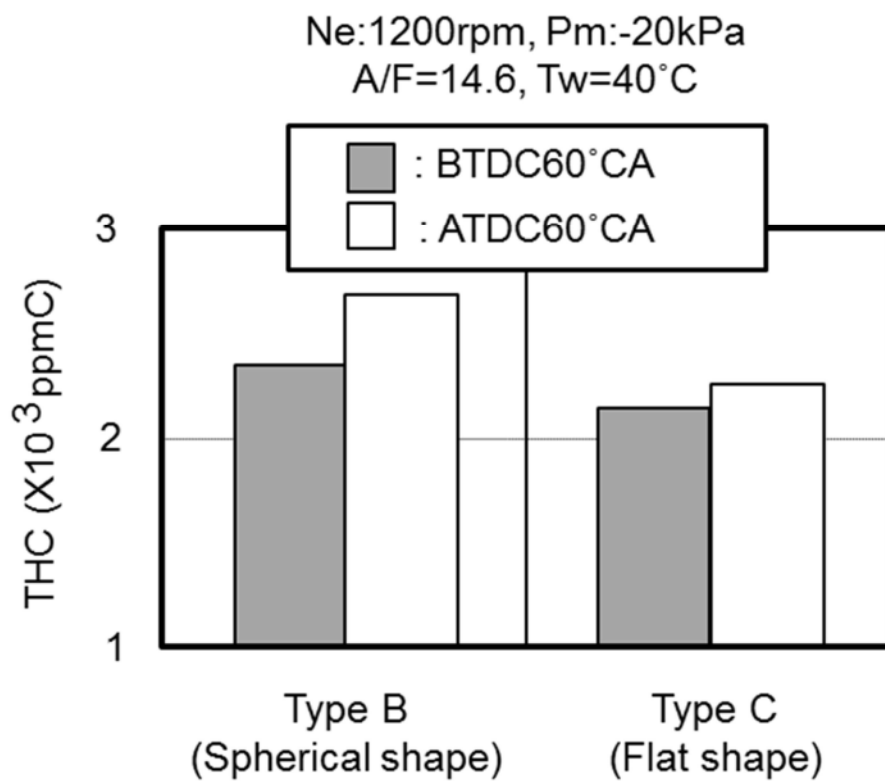


Figure 7-25 Comparison of steady state HC emissions

図 7-25 に、フラット弁と球弁の定常運転時の HC 排出特性の比較を示す。エンジン冷間時（エンジン水温 T_w :40°C）で比較評価した。フラット弁の微粒化効果により、エンジン排出 HC が減少している。また、球弁と比較して、吸気同期噴射（ATDC60°CA 噴射終了）においても排出 HC の増加が少なく、A/F 制御性に優れた吸気同期噴射が可能であることが確認できた。

図 7-26 に、エンジン冷間時（エンジン水温 T_w :40°C）での、スロットル弁急開時の A/F リーンスパイクの計測結果を示す。エンジン回転数一定でスロットル弁を 0.1 秒間で吸気管圧力 P_m :-60kPa の定常から WOT となるように動かして A/F リーンスパイクを求めた。両者の差をより明瞭にするため、エンジン冷間時（エンジン水温 T_w :40°C）の燃料増量(TCFI)をカットして比較した。フラット弁では、燃料の微粒化により吸気同期噴射が可能であり、これにより、過渡時の A/F リーンピークが小さく抑えられている。これは、フラット弁の微粒化効果により、吸気ポート壁面およびシリンダ壁面への燃料付着が減少していることを示唆している。

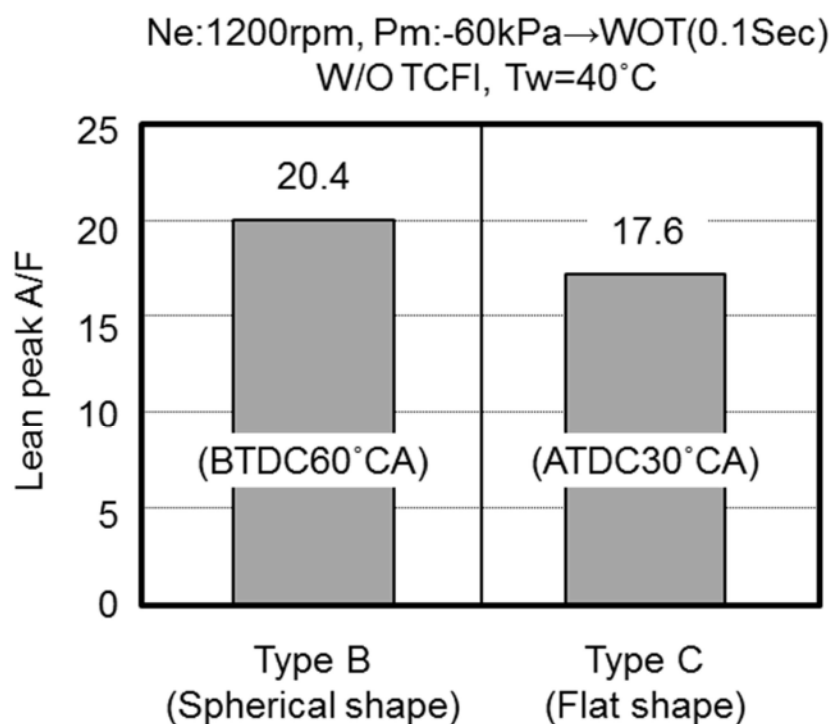


Figure 7-26 Comparison of transient response w/o TCFI
(TCFI; Transient compensatory fuel injection)

現在、量産で採用している多噴孔噴射弁は、多噴孔化がさらに進み、12 孔 2 方向噴射弁が採用されている。多噴孔噴射弁は、加工技術の進化により低コストで燃料の微粒化が実現できるため、MPI エンジンの主流となっている。

7.2. 筒内噴射式ガソリンエンジン用燃料噴射弁の要求性能

1996年に、日本の自動車会社から世界に先駆けて筒内噴射式（DISI; Direct Injection Spark Ignition）ガソリンエンジンが実用化され⁽¹⁵⁾⁻⁽¹⁷⁾、直噴の特長である燃料の気化潜熱による吸入空気冷却により、体積効率向上による高出力化と高圧縮比化による低燃費化を実現している。高圧燃料噴射弁には、燃料の微粒化手段としてスワールノズルが一般的に採用されている。

2000年に、新規コンセプトの第二世代のDISIエンジンを世の中に送り出した⁽¹⁸⁾。新規コンセプトでは、高性能を狙いストレートポートの吸気系が採用されるため新しい混合気形成法が必要となる。それは強い気流に頼らない混合気形成であり、噴霧自身のもつ貫徹力とピストン形状の最適化によって混合気を点火栓周りへ導くことである。このように噴霧自身の運動エネルギーによる混合気形成が極めて重要となる。

噴霧に要求される特性をまとめると以下の通りである。

- (1) 適切な貫徹力：噴霧自身が混合気を形成しつつ噴射弁から点火栓へ到達する必要性。
- (2) 高分散：過濃混合気の抑制と混合気内の均質化。
- (3) 扁平形状：空気とのせん断面積をより多くとり、空気を巻き込みやすくする。成層域において広い回転域での安定した混合気形成。
- (4) 高微粒化：混合気形成の促進。

この特性を持つ噴射弁の一つとして、筆者らが開発した“スリットノズル(ファンスプレー)”を用いた“Wall-guided”燃焼方式が採用され、高性能・低燃費化と排気ガスのクリーン化の両立が図られた。図7-27に、スリットノズルを用いた“Wall-guided”燃焼方式の概略を示す。

スリットノズルから噴射されたファンスプレーは、噴霧自身の持つ適度な貫徹力と最適化されたピストン形状によって強い気流に頼ることなく点火プラグ周りに成層混合気を形成し、安定した成層燃焼を実現している。

7.2.1. スリットノズルの噴霧特性

DISIエンジンに使用されるノズルは、従来スワールノズルであった。このノズルが形成する噴霧構造は、中空円錐噴霧と中実円錐噴霧に分けられる。

これに対して、筆者らが開発したスリットノズルは、扁平で扇状の噴霧（ファンスプレー）を形成する。ここでは噴霧に対する要求に照らし合わせ、各タイプのノズルの噴霧比較を行った。図7-28は、スリットノズルおよびスワールノズルの噴孔周辺形状を示す。スリットノズルは、シート

下流にサック部があり、サック部から外部に向かい扇状の薄いスリット噴孔が形成されている。スワールノズルは、シート上流にスワラーが構成され旋回流を形成し、この旋回流により円錐状噴霧が形成される。

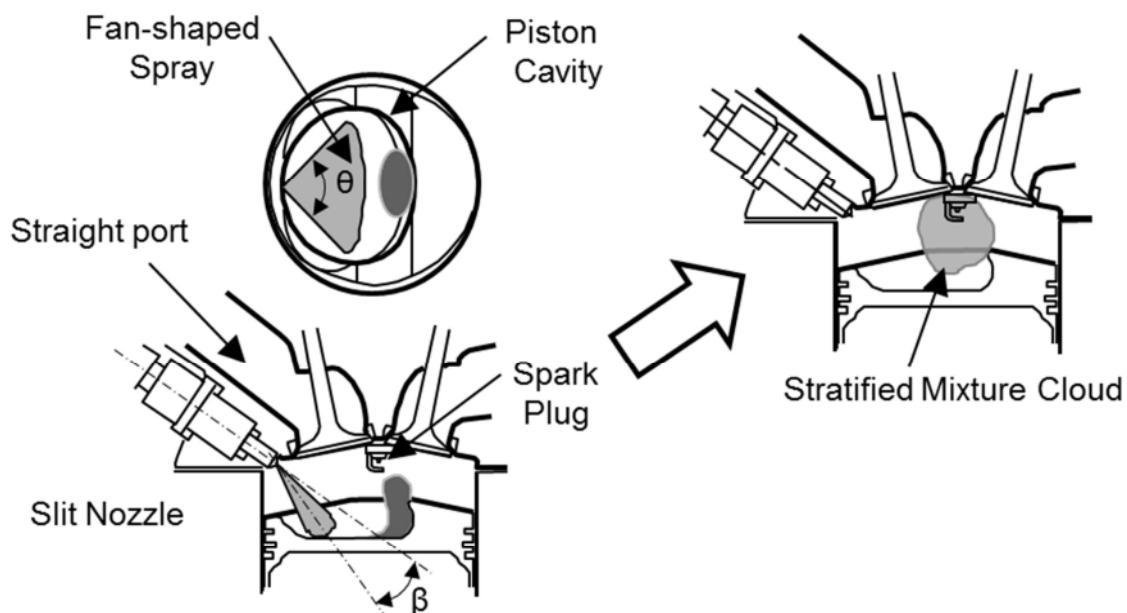


Figure 7-27 Wall-guided combustion system configuration

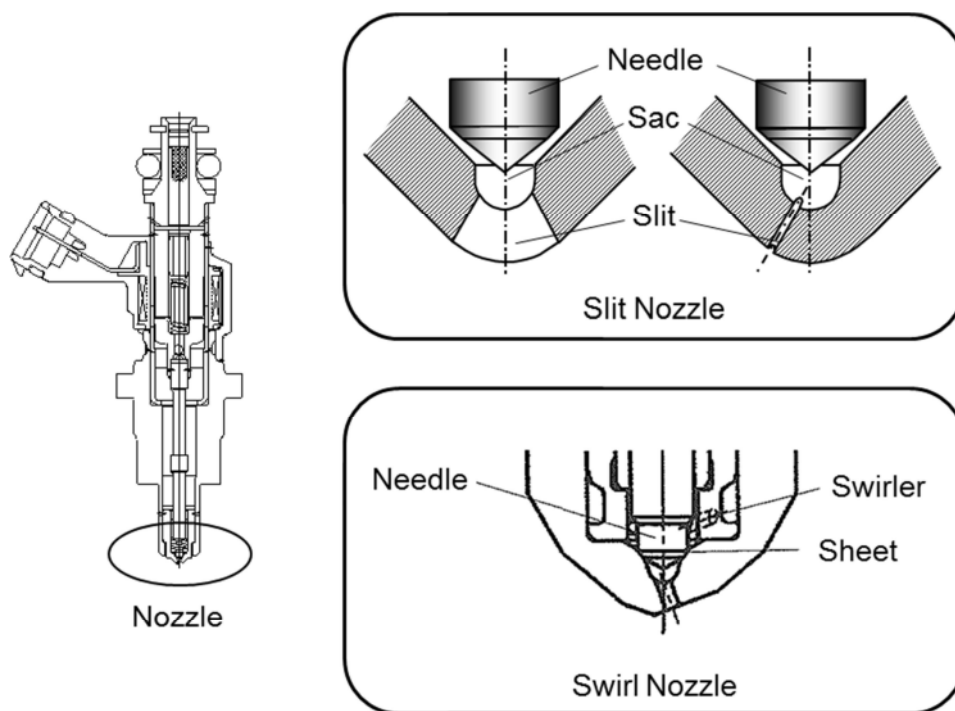


Figure 7-28 Nozzle specification

図 7-29 は、スワールノズルとスリットノズルの噴霧形状を比較して示す。全諸元の撮影タイミングはいずれも噴霧出始め後 2ms である。スワールノズルの噴霧構造は中空円錐噴霧 (Hollow Cone) と中実円錐噴霧 (Solid Cone) に分けられ、一般には噴霧拡がり角を広くすると中空状の噴霧になる。中空円錐噴霧は分散度高いが貫徹力が弱く、中実円錐噴霧は中空円錐噴霧より貫徹力は強いが、分散度は低い。また両噴霧とも側面方向の噴霧が厚く上述の(1)～(3)で要求される噴霧特性と合致しない。これに対して、スリットノズルは噴霧正面方向の拡がり非常に広い一方で側面方向の拡がり狭く、高分散噴霧でありながら扁平な噴霧形状である。

また、図 7-30 に示すように、スワールノズルから形成される噴霧よりも噴霧先端到達距離が長く必要な貫徹力が得られる。噴霧粒径分布については位相ドップラ法で測定した結果、スワールノズルよりもスリットノズルの方が微粒化特性に優れていることを示しており、上述の(4)で要求される噴霧特性に合致する。その測定結果を図 7-31 に示す。このように、スリットノズルから形成されるファンスプレーは、適切な貫徹力、扁平形状、高微粒化という点で強い気流に頼らない新規コンセプトに適した基本特性をもっていることがわかる。また「均質燃焼」から要求される噴霧の空間分散性および微粒化という観点からファンスプレーが非常に秀でている。

Back Pressure(P_a):0.1MPa(abs.), Fuel:n-heptane
Pulse Width(τ_i):2ms, Elapsed Time:2ms

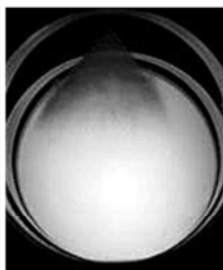
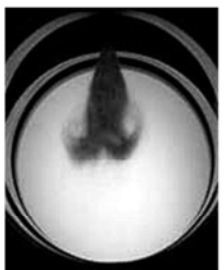
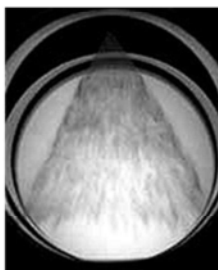
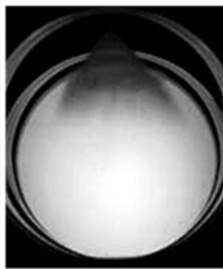
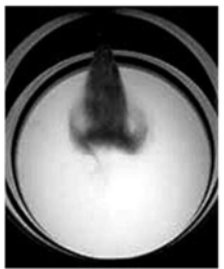
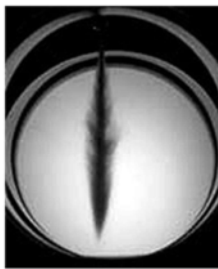
Nozzle	Swirl Nozzle		Slit Nozzle
Front View			
Side View			
	Hollow Cone	Solid Cone	Fan
Fuel Pressure (P_f)	9MPa	12MPa	12MPa

Figure 7-29 Spray type for DISI gasoline engine

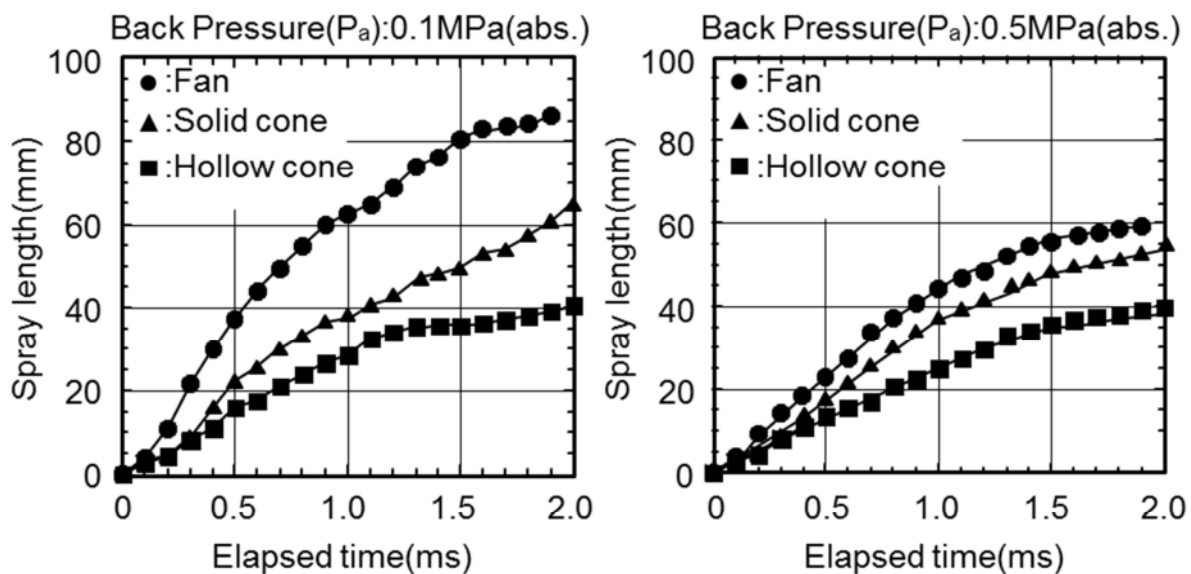


Figure 7-30 Spray penetration

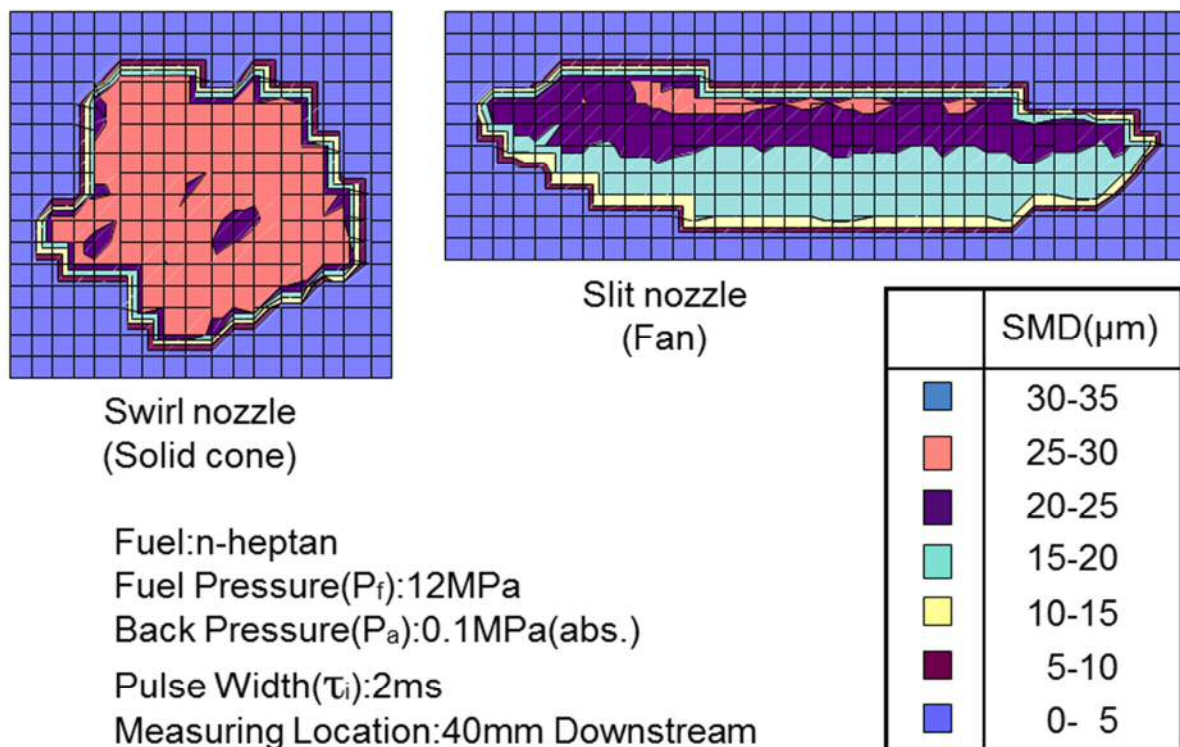


Figure 7-31 Droplet size distribution

図 7-32 に、スリットノズルの基本諸元を示す。薄い (0.1~0.2mm) 扇状のスリット噴孔がサック下流部に形成されている。噴霧が拡がる方向の噴孔加工角を θ_f とし、また、この加工角のサック側への延長線が交わる点とサック中心との距離を B (以後、 B 寸法と記す)、噴霧狭角側の噴孔中心線とノズル中心線のなす角を噴射角度(β)とする。ここで、噴孔加工角(θ_f)が一定で B 寸法が大きくなると扇状噴孔 (噴孔広角側) の噴孔幅が大きくなる。以下、噴射される霧囲気圧力(P_a)が大気圧場 ($P_a:0.1\text{MPa}$) での噴霧広角側の噴霧角を θ_a 、加圧場 ($P_a:0.5\text{MPa}$) での噴霧広角側の噴霧角を θ_p と表す。

図 7-33 は、 B 寸法に対する噴孔加工角(θ_f)と大気圧場 ($P_a:0.1\text{MPa}$) での噴霧角(θ_a)の関係について示す。縦軸の値が大きいほど噴霧角(θ_a)が、噴孔加工角(θ_f)に近いことを示す。

B 寸法が小さいと θ_a/θ_f は小さくなっている。これは、 B 寸法が小さいと噴孔内部流れは扇状噴孔 (噴孔広角) 側の中心部に集中し、扇状噴孔外側部の流れが弱くなるため、噴孔加工角(θ_f)に対して噴霧角(θ_a)が小さくなったと推測する。

B 寸法が大きくなると扇状噴孔外側部の流れが強くなり、噴孔から噴射される噴霧の角度も噴孔加工角(θ_f)に近くなるため、 θ_a/θ_f は大きくなる。また θ_a の θ_f に対する変化の感度が小さくなり最終的に θ_a/θ_f は 1.0 に漸近する。 θ_a は θ_f より大きくなることはないが、これは噴孔外側の流れが強くなっても扇の外側壁により流れが規制されるためである。

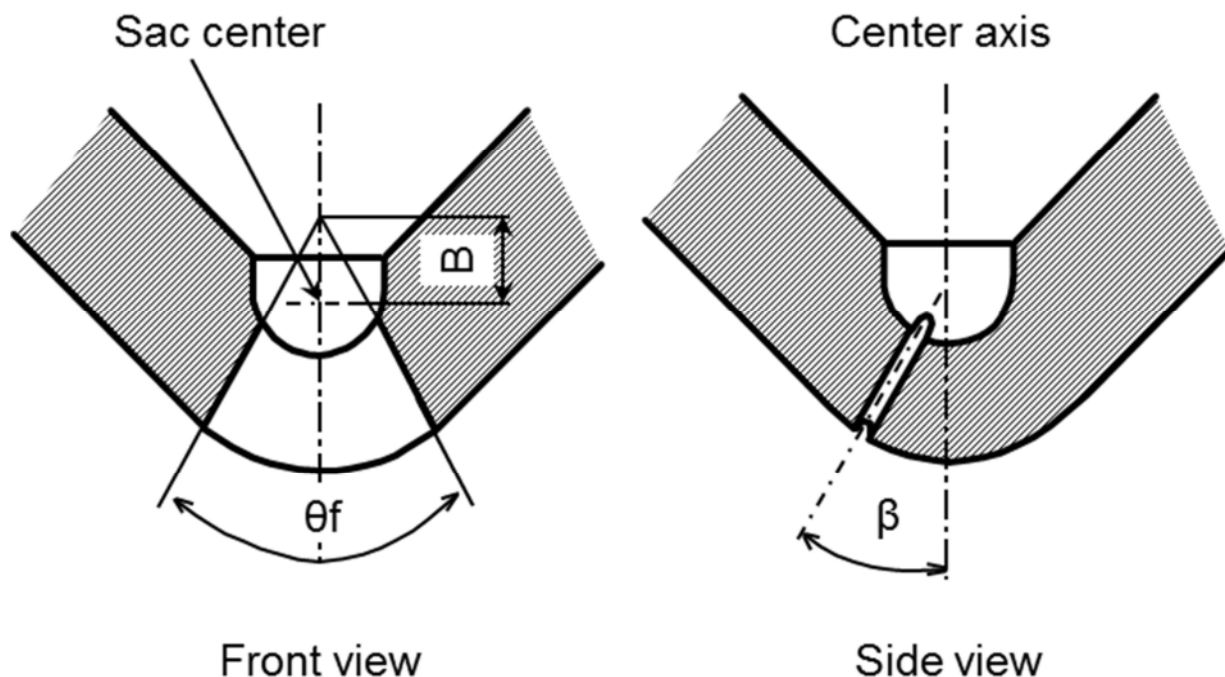


Figure 7-32 Nozzle specification

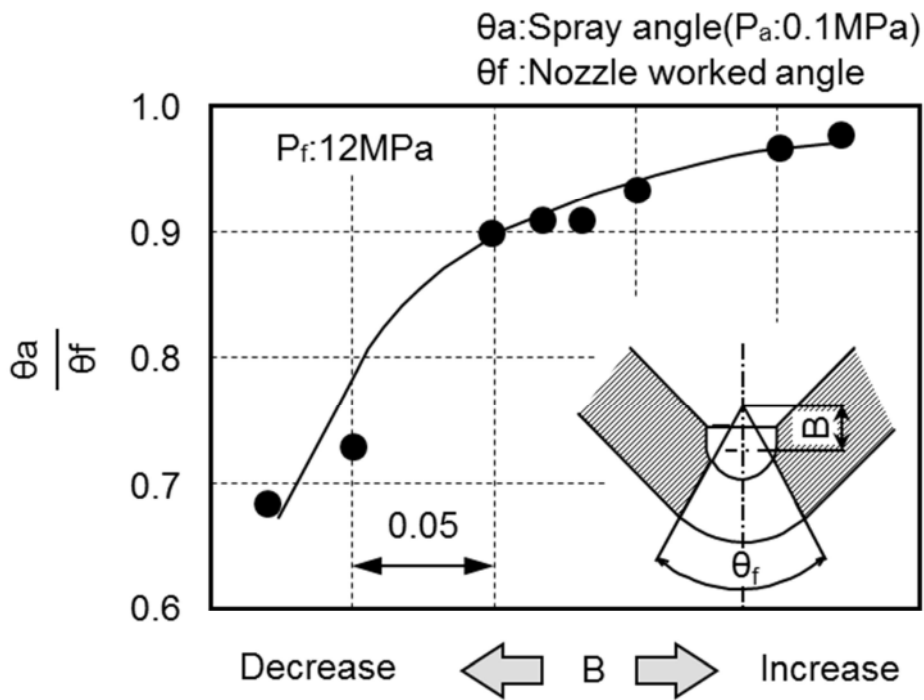


Figure 7-33 Effect of spray angle

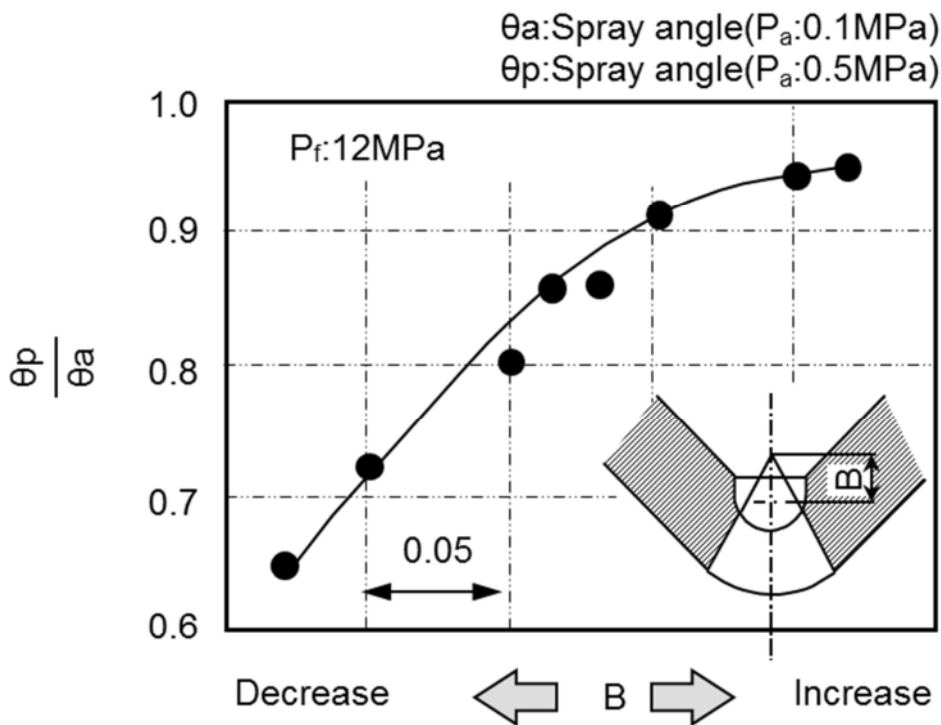


Figure 7-34 Effect of B on spray angle

次に、噴霧形状に対する雰囲気圧力(P_a)の影響について調査した。図 7-34 は B 寸法に対する、大気圧場 ($P_a:0.1\text{MPa}$) の噴霧角(θ_a)と加圧場 ($P_a:0.5\text{MPa}$) の噴霧角(θ_p)の関係を示す。B 寸法が小さいと θ_p/θ_a は小さく、つまり大気圧場 ($P_a:0.1\text{MPa}$) の噴霧角(θ_a)に対する加圧場 ($P_a:0.5\text{MPa}$) での噴霧角(θ_p)の縮み率が大きくなる。B 寸法が大きいと θ_p は θ_a に近く、つまり高圧下でも縮まない噴霧となる。また、B 寸法に対する θ_p/θ_a の変化率が小さくなる。

図 7-35 は、大気圧下で B 寸法を変えた時の噴霧形状と噴霧角(θ_a)の拡がり側の濃度分布を示す。噴霧濃度分布はノズル下方 40mm に 4.5mm ヒッチの燃料受けを設け、各燃料受けに捕捉された燃料の質量より測定した。グラフの縦軸は全体の燃料量に対する各燃料受けに捕捉された燃料量であり、合計で 100%となる。B 寸法が小さいと中央の噴霧濃度が高くなり (噴霧中凸形状)、B 寸法が大きいと外側の噴霧濃度が高くなるが (噴霧中凹形状)、噴霧全体としての貫徹力はほとんど変化していない。

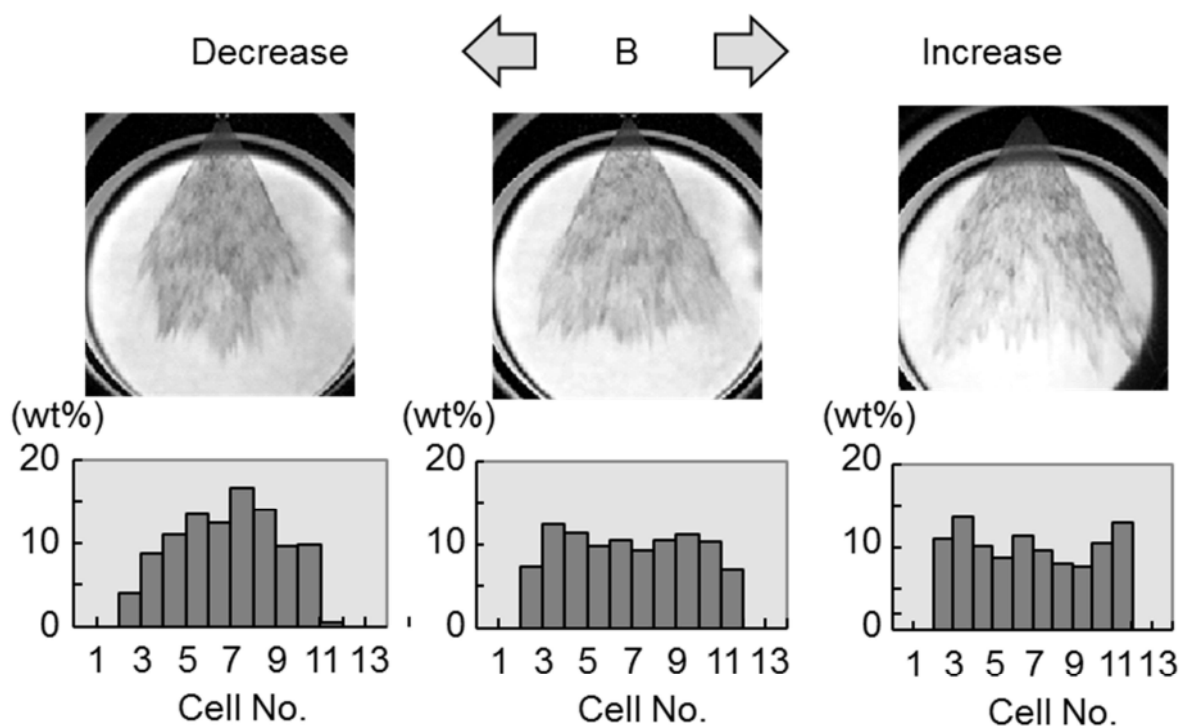


Figure 7-35 Spray shape and distribution

図 7-33 で、B 寸法の増加とともに θ_a の θ_f に対する変化の感度が小さくなり、最終的に θ_a/θ_f は 1.0 に漸近するというように噴霧角としての変化は小さくなるが、濃度分布の違いという形で変化が表れていることがわかる⁽¹⁹⁾。

以上のようにB寸法を変えることで噴霧濃度分布, 大気圧場($P_a:0.1\text{MPa}$)と加圧場($P_a:0.5\text{MPa}$)での噴霧形状変化率といった噴霧形態を変えることができる。

7.3. まとめ

自動車用ガソリンエンジンの燃料噴射弁に要求される特性について, MPIエンジンとDISIエンジンについて明らかにし, 両者の課題に対応する新たな噴射弁を開発し, 製品化した。

(1) MPIエンジンでは, 吸気ポートに噴射弁を搭載するため, 吸気ポート壁面への燃料付着とシリンダ壁面への燃料付着の低減が重要である。特に, 吸気ポート壁面への燃料付着は, 過渡運転時(加速減速時)のA/F制御性に大きく影響し, エンジン排出ガス中の有害物質(HC, NO_x, CO)の増加と燃費悪化を引き起こす。また, シリンダ壁面への燃料付着は冷間始動時のエンジン排出HCの悪化をまねく。これらの課題に対応して開発された噴射弁の効果についてまとめる。

(a) 4弁エンジン(吸気2弁・排気2弁)用として開発した2方向噴射弁は, 先端アダプタの分岐部に噴射燃料を衝突微粒化させ, 2方向噴霧と初期に採用されたピントル型噴射弁と同程度の燃料の微粒化度を達成し, 4弁エンジンの高性能化を実現した。

(b) この2方向噴射弁を基本に, 2方向エアアシスト噴射弁を新たに開発し, 燃料の微粒化と噴霧の方向性の両立を図った。これにより, 冷間始動・暖機過程の吸気ポート壁面への燃料付着とシリンダ壁面への燃料付着が低減され, エンジン排出HCの大幅低減と過渡運転時のA/F制御性が向上した。

(c) 噴射弁本体での微粒化改善として, 噴射弁シート部下流の燃料流れの乱れ強度を高めることが効果的で, 噴孔付近の流れの剥離による圧力振動が燃料の微粒化に影響を及ぼしていると思われる。この乱れ強度が最も高いフラット弁と多噴孔プレートを組み合わせた多噴孔噴射弁を開発し, 製品化した。

(d) この多噴孔噴射弁を用いた高微粒化エアアシスト噴射弁により, 冷間始動の第1サイクルからシリンダ壁面への付着燃料が大幅に低減し, 始動・暖機過程のエンジン排出HCを低減することができた。

(2) DISI エンジンでは、2000年に製品化された第二世代のDISIエンジンに導入された新規コンセプトに対応するため、スリットノズル（ファンスプレー）を新たに開発し、以下の知見を得た。

(a) スリットノズルの設計因子の一つである B 寸法（噴霧が広がる方向の噴孔加工角 θ_f とこの加工角のサック側への延長線が交わる点とサック中心との距離）がファンスプレーの噴霧形状、構造および特性を決定する。

(b) B 寸法が小さいと中央の噴霧濃度が高くなり（噴霧中凸形状）、B 寸法が大きいと外側の噴霧濃度が高くなるが（噴霧中凹形状）、噴霧全体としての貫徹力はほとんど影響をうけない。

(c) B 寸法により、大気圧場（ $P_a:0.1\text{MPa}$ ）の噴霧角 θ_a と加圧場（ $P_a:0.5\text{MPa}$ ）の噴霧角 θ_p の比 (θ_p/θ_a) が変化する。B 寸法が小さくなると雰囲気圧力 (P_a) の影響をうけ、 θ_p/θ_a が小さくなる。また、B 寸法を大きくすると θ_p は θ_a に近づく。

(d) B 寸法を変えることで、噴霧濃度分布、大気圧場（ $P_a:0.1\text{MPa}$ ）と加圧場（ $P_a:0.5\text{MPa}$ ）での噴霧形状変化率といった噴霧形態を変えることが可能である。

*（社）自動車技術会の了解を得て、自動車技術会論文集，Vol.33, No.4, 20024729 を一部加筆して転載

SAE の了解を得て、SAE paper 912351 (1991)と SAE/CEC paper 2000-01-1902 (2000)を和訳して加筆転載

Reprinted with permission from SAE paper 912351 (© 1991 SAE International) and SAE/CEC paper 2000-01-1902 (© 2000 CEC and SAE International).

Further use or distribution is not permitted without permission from SAE.

参考文献

- (1) M. Iwata, M. Furuhashi and M. Ujihashi, “Two-hole Injector Improves Transient Performance and Exhaust Emissions of 4-valve Engines”, SAE Paper, 870125, (1987)

- (2) K. Harada, R. Shimizu, K. Kurita and M. Muramatsu, “Development of Air-Assisted Injector System”, SAE Paper, 920294, (1992)
【SAE の了解を得て, Figure 3 を転載】
Reprinted with permission from SAE paper 920294 (© 1992 SAE International).
Further use or distribution is not permitted without permission from SAE.
- (3) Tani, Y., Mori, Y., and Mochizuki, K., “Multiple-hole Nozzle Atomization for SI Engines,” SAE Paper, 1999-01-0564, (1999)
- (4) 松尾哲治, 他 2 名, “ガソリンエンジン用インジェクタの微粒化開発”, 会誌「自動車技術」, Vol.59, No.2, pp.39-43, (2005)
- (5) 抜山, 棚沢, “空気による液体微粒化の実験(第 1 報)”, 日本機械学会論文集, Vol. 4, No.14, pp.128-135, (1938)
- (6) 抜山, 棚沢, “空気による液体微粒化の実験(第 2 報)”, 日本機械学会論文集, Vol. 4, No.15, pp.138-143, (1938)
- (7) 抜山, 棚沢, “空気による液体微粒化の実験(第 3 報)”, 日本機械学会論文集, Vol.5, No.18, pp.131-135, (1939)
- (8) 抜山, 棚沢, “空気による液体微粒化の実験(第 4 報)”, 日本機械学会論文集, Vol.5, No.18, pp.136-143, (1939)
- (9) H. Sean Hilbert, et al., “The Effects of Small Fuel Droplets on Cold Engine Emissions Using Ford’s Air Forced Injection System”, SAE Paper, 952479, (1995)
- (10) 徳岡, 佐藤, “衝突微粒化に関する研究”, 日本機械学会論文集, Vol. 43, No.373, pp. 3444-3454, (1977)
- (11) K. Namiyama, H. Nakamura, K. Kokubo and D. Hosogai, “Development of Ultrasonic Atomizer and Its Application to S. I. Engines”, SAE Paper, 890430, (1989)
- (12) Frank Zimmermann, et al., “An Internally Heated Tip Injector to Reduce HC Emissions During Cold-Start”, SAE Paper, 1999-01-0792, (1999)

- (13) Boyke Richter, et al., “Influence of Atomization Quality on Mixture Formation, Combustion and Emissions in a MPI-Engine Under Cold-Start Conditions, Part I”, SAE Paper, 2002-01-2807, (2002)
- (14) Y. Matsumoto, “Analytical and experimental investigations of jets of two dimensions deflected by various wall surfaces”, Journal of JSME (in Japan), Vol.30, No.122, pp257-294, (1927)
- (15) 岩本裕彦, “筒内ガソリン噴射エンジンの開発”, 三菱自動車テクニカルレビュー, No.9, pp.21-31, (1997)
- (16) 水野宏幸, 他 4 名, “D-4 エンジンの制御システム開発”, トヨタテクニカルレビュー, Vol.47, No.1, pp.30-35, (1997)
- (17) Harada, J. et al., “Development of Direct Injection Gasoline Engine”, SAE Paper, 970540, (1997)
- (18) 小池誠, 他 3 名, “新コンセプト直噴ガソリンエンジン (第 1 報)”, 自動車技術会 1999 年春季学術講演会前刷集, No.69-99, pp.1-4, (1999)
- (19) 鎗野素成, 他 3 名, “噴流活用ガソリン直噴エンジンの開発 (第 3 報)” 自動車技術会 2012 年秋季学術講演会前刷集, No.247-20125611, (2012)

第8章 スリットノズル内燃料流れの

数値解析と混合気形成*

第7章では、実験的手法により、スリットノズル設計因子の一つであるB寸法（噴霧が広がる方向の噴孔加工角 θ_f とこの加工角のサック側への延長線が交わる点とサック中心との距離）が噴霧特性に及ぼす影響について検討し、ファンスプレーの噴霧形状、構造および特性を決定する重要な設計因子であることを明らかにした。本章では、B寸法を変えた時の噴孔内の燃料流れを数値解析し、これらの噴霧特性が混合気形成に与える影響について検討した。

8.1. ノズル諸元とノズル内の燃料速度ベクトル

図8-1に、スリットノズルの基本諸元を示す。第7章の7.2節でノズル諸元について記述しているが、ここでもふれる。薄い（0.1~0.2mm）扇状のスリット噴孔がサック下流部に形成されている。噴霧が広がる方向の噴孔加工角を θ_f とし、また、この加工角のサック側への延長線が交わる点とサック中心との距離をB寸法、噴霧狭角側の噴孔中心線とノズル中心線のなす角を噴射角度 β とする。

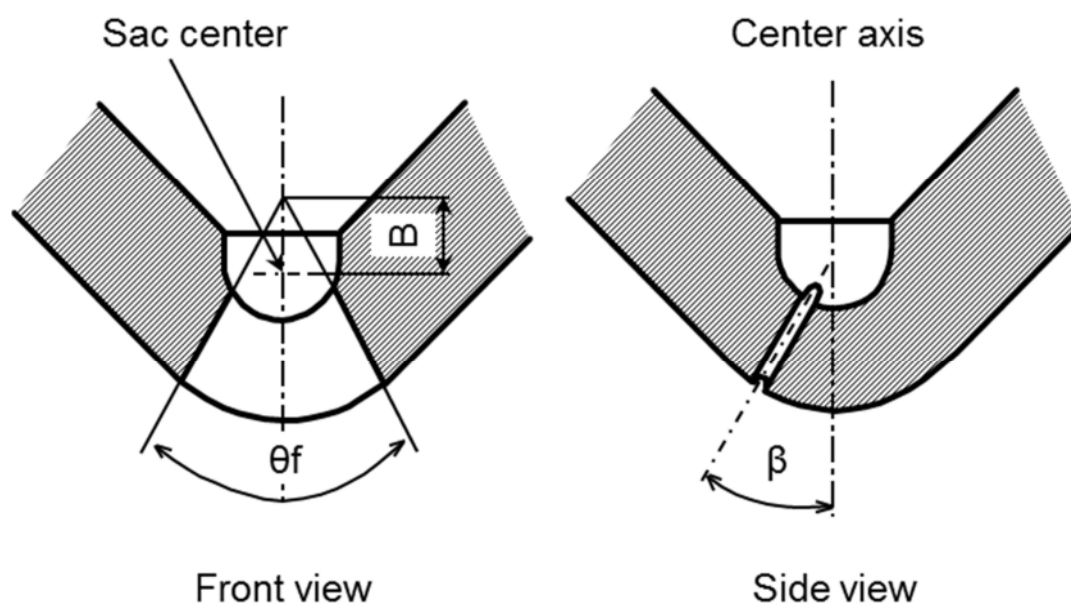


Figure 8-1 Nozzle specification

図 8-2 は、噴口加工角(θ_f)が 70° 一定で B 寸法を変えた時のノズル内部速度ベクトルの解析結果を比較したものである。これは、第 7 章の 7.2 節で述べたが、噴口加工角(θ_f)が一定で B 寸法が大きくなると扇状噴孔（噴孔広角側）の噴孔幅が大きくなる。

CFD 解析に使用したソフトは STAR CD で、液体のみの単相流解析、定常計算である。液体はガソリンを想定し密度 730g/cm^3 、燃料圧力(P_f)は 12MPa 、雰囲気圧力(P_a)は 0.1MPa(absolute) としている。B 寸法が小さいと扇中心部の速度が高く、噴口加工角(θ_f)の側壁に沿わない流れとなる。一方、B 寸法が大きくなるにしたがい中央部の速度が低下し噴孔内の速度分布が均質となってゆく。さらに B 寸法が大きくなると噴口加工角(θ_f)の側壁に沿う速度が高くなる⁽¹⁾。

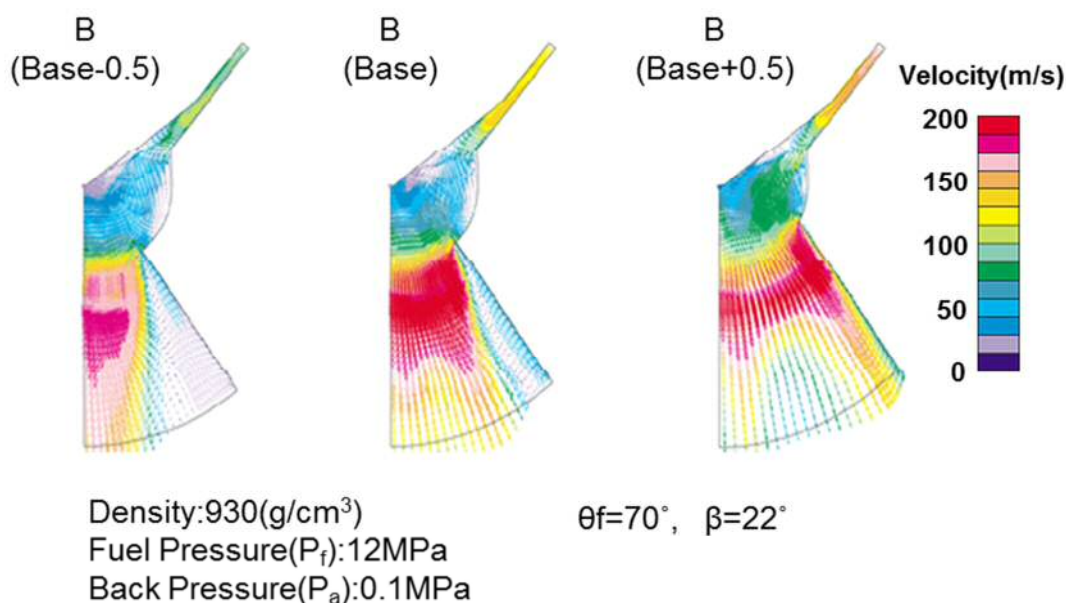


Figure 8-2 Effect of B on flow

これらの解析結果と第 7 章の 7.2 節で述べた実験結果から、以下のことが明らかになった。

- (1) B 寸法が小さいと、扇状噴孔（噴孔広角側）の噴孔幅が狭くなるため、噴孔内部流れは噴孔入口部で剥離し、扇状噴孔（噴孔広角側）の中心部に集中し、扇状噴孔外部の流れが弱くなる。この結果、噴孔から噴射される扇状の噴霧角(θ_a)は噴口加工角(θ_f)より小さくなり、中心部の噴霧濃度が高くなる。

(2) B 寸法が大きくなるにしたがって、扇状噴孔（噴孔広角側）の噴孔幅が大きくなるため、扇状噴孔（噴孔広角側）の外側部の流れが強くなり、噴孔入口部で剥離した燃料流れが噴孔広角側の内壁に再付着し、噴霧角(θ_a)は噴孔加工角(θ_f)に近づく。最終的に θ_a/θ_f は 1.0 に漸近し、噴孔内の速度分布は均一になり噴霧濃度も均質化される。

(3) B 寸法がさらに大きくなっても、噴孔から噴射される扇状の噴霧角(θ_a)は、噴孔広角側の内壁で規制されるため噴孔加工角(θ_f)より大きくなることはないが、噴孔内部の速度分布は扇状噴孔外側部の流れがさらに強くなり、外側の噴霧濃度が高くなる。

8.2. エンジンへの適応諸元

エンジン諸元および燃料噴射弁の搭載位置により、噴霧形状への要求も異なる。図 8-3 は、エンジンへの搭載例を示す。噴霧角(θ)は、エンジンの種類により、シリンダボア径、キャビティ形状が異なるため、噴射時期の最適化とあわせて最適設計される。また、エンジン搭載上の要求から、噴射弁軸中心に対してピストン上面側へ噴霧を傾けて噴射する必要がある。これに対しては、図 8-1 に示す噴射角度(β)により噴霧を軸中心から傾けるように対応している。

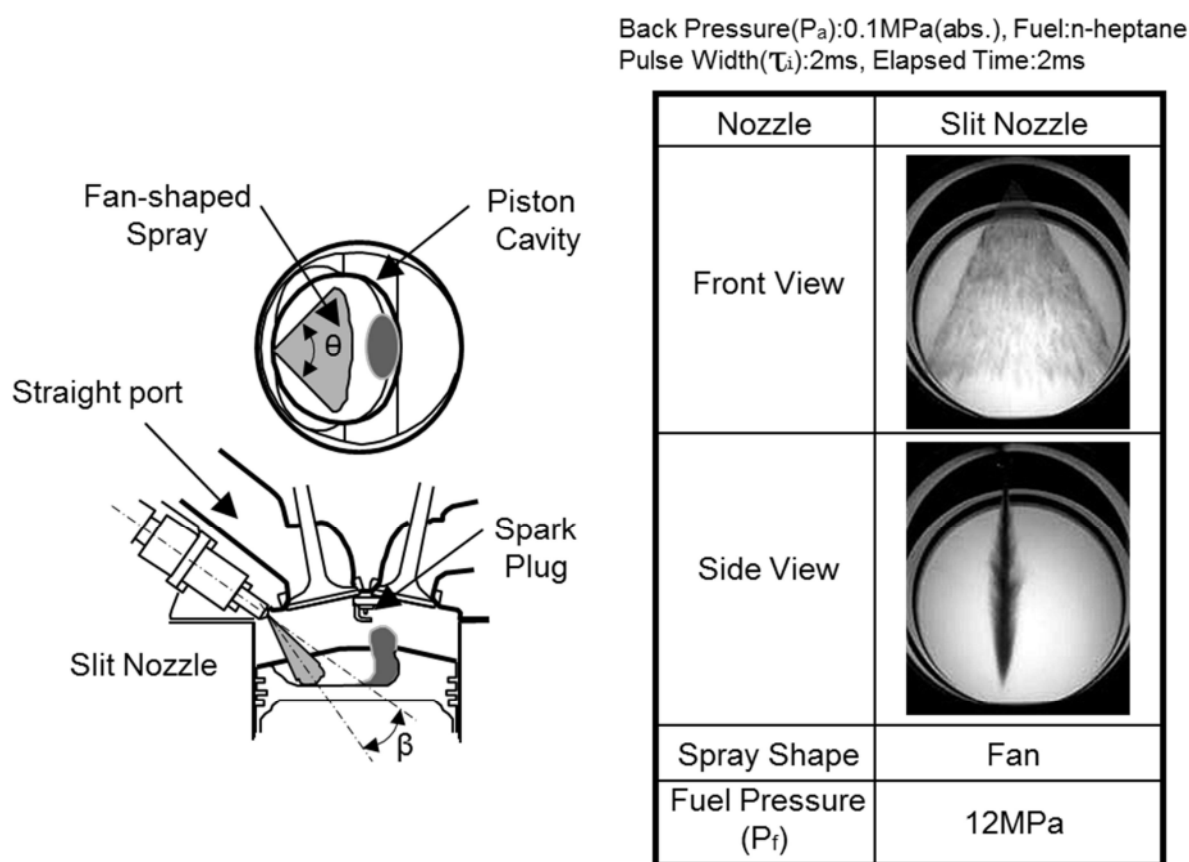


Figure 8-3 Fuel spray and piston cavity configuration

図 8-4 は、B 寸法を一定として θ_f を変えた時のノズル部の液膜の速度ベクトルを比較したものである。B 寸法を一定にしておけば、 θ_f 変えても図 8-2 のような速度分布の偏りは生じず、噴孔内部拡がり方向の速度分布は、ほぼ同一の形態を得ることができる。シリンダボア径の違い等による要求噴霧角の変化に対して流れ形態を変えずに適応できることがわかる。

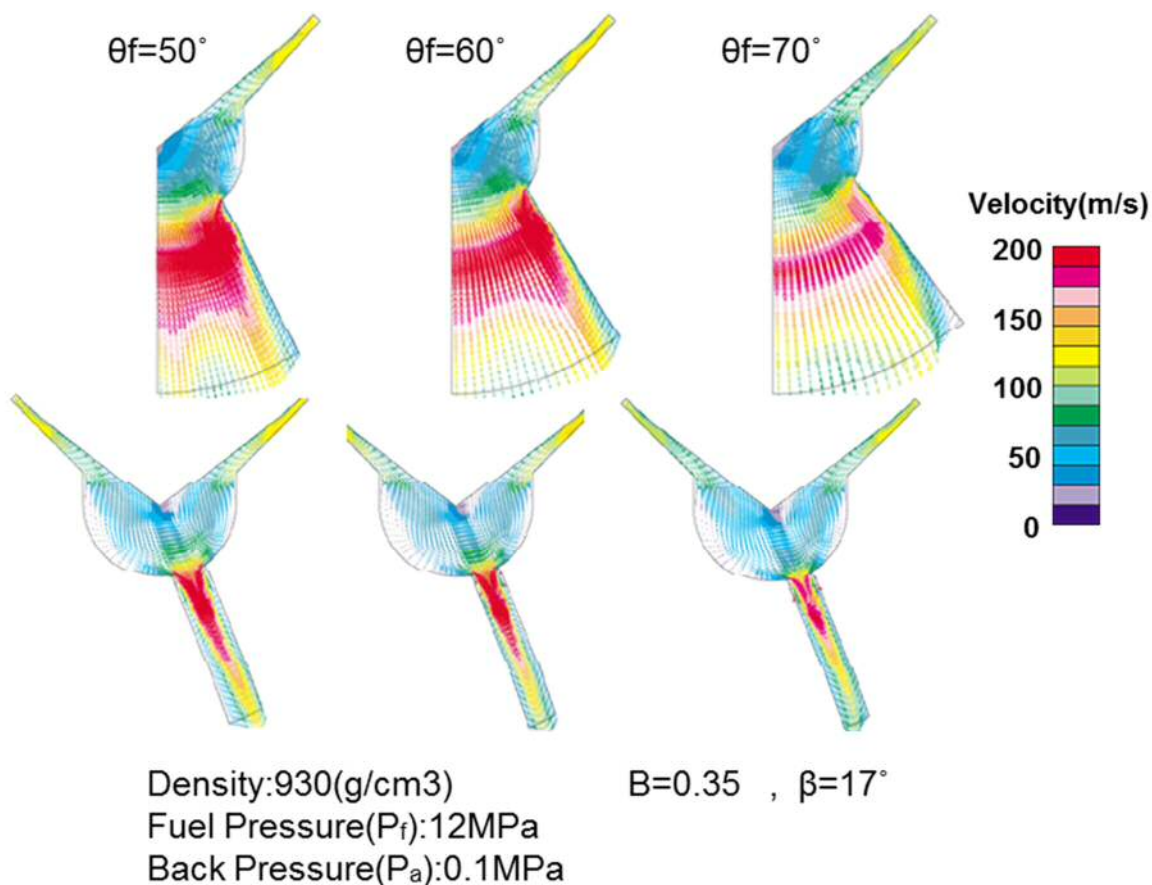


Figure 8-4 Effect of B on θ_f

図 8-5 は、噴射角度(β)を変えた時のノズル部の速度ベクトルを比較したものである。噴射角度(β)を変えても噴孔内部拡がり方向の流れ形態は同一であり、搭載条件が変わっても β を変えることで噴霧特性にほとんど影響を与えず適応できる。このように B 寸法、 θ_f および β の適正化でエンジン諸元、特性に合った最適な噴霧を得ることができる。

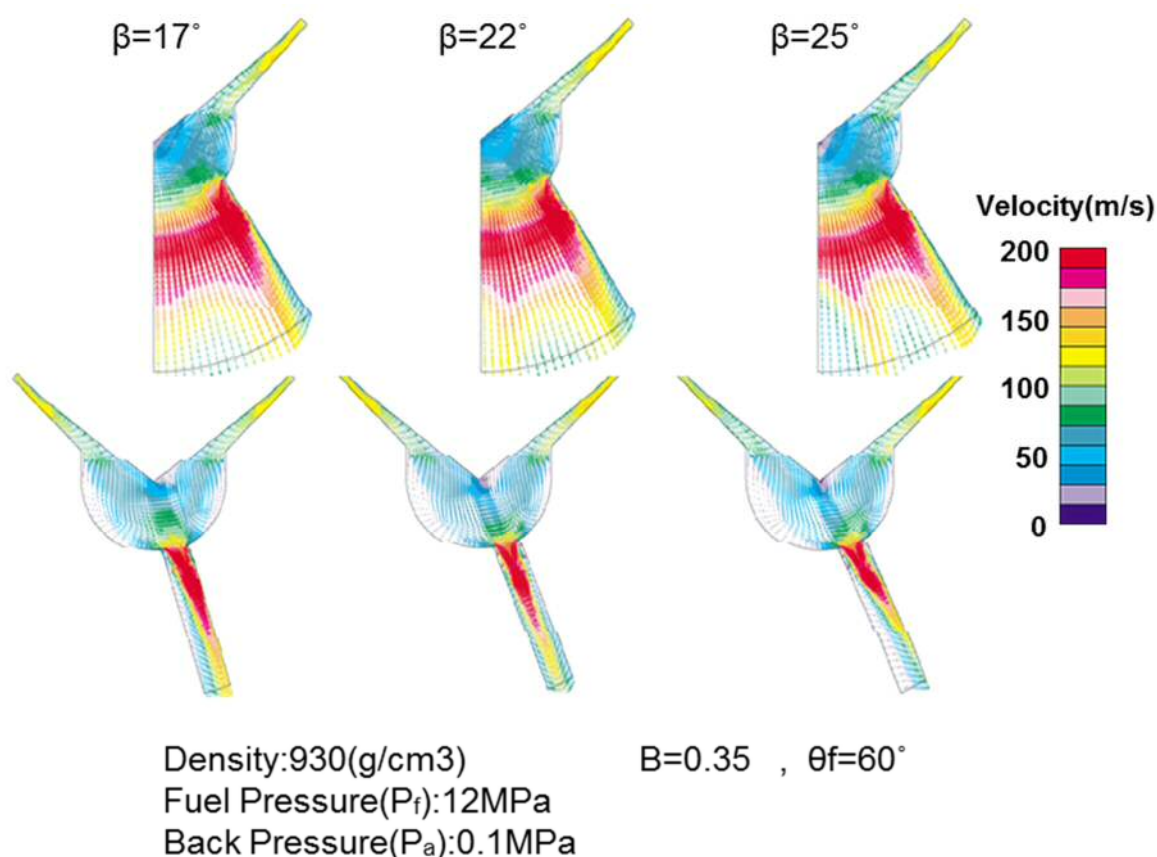


Figure 8-5 Effect of β on flow

8.3. 混合気形成のための新規コンセプト

8.3.1. 筒内ガス流動とファンスプレーの影響

筒内混合気形成解析を行うため筒内の可視化および CFD による解析を実施した。可視化はレーザ誘起蛍光法 (LIF; Laser Induced Fluorescence) により行った。使用した蛍光剤はジエチルケトン (DKE; 沸点 102°C) でこれを基準燃料であるイソオクタンに約 10% 添加した。レーザは Excimer (XeCl ; 波長 308nm, 120mJ) で撮影時にはレーザとカメラのシャッタをエンジン回転に同期して作動させた。

表 8-1 に、混合気形成解析実験および CFD 解析に使用したエンジン主要諸元を示す。エンジンの基本構成は図 8-3 に示すとおりであり、燃料噴射弁は、吸気弁側に配置され、燃料はピストン頂面に設けられたキャビティ方向に向かって噴射される。

Table 8-1 Test engine specifications

Engine Type	4-stroke, In-line, 4-cylinder
Valve Mechanism	DOHC 4Valve
Displacement	1,998cc
Bore, Stroke	86mm, 86mm
Compression	10.3
Fuel System	DISI(P_f , ~12MPa)

図 8-6 に、レーザ誘起蛍光法 (LIF) により可視化した燃焼室縦横各断面方向の混合気形成の状態を示す。縦断面 (側面視) は、シリンダ中央部断面、横断面 (下面視) は点火栓電極部断面である。燃料噴射時期は BTDC60°CA であり、撮影タイミングは BTDC36°CA である。点火時期付近で点火栓近傍に球状の混合気が形成されている様子がこの図からわかる²⁾。

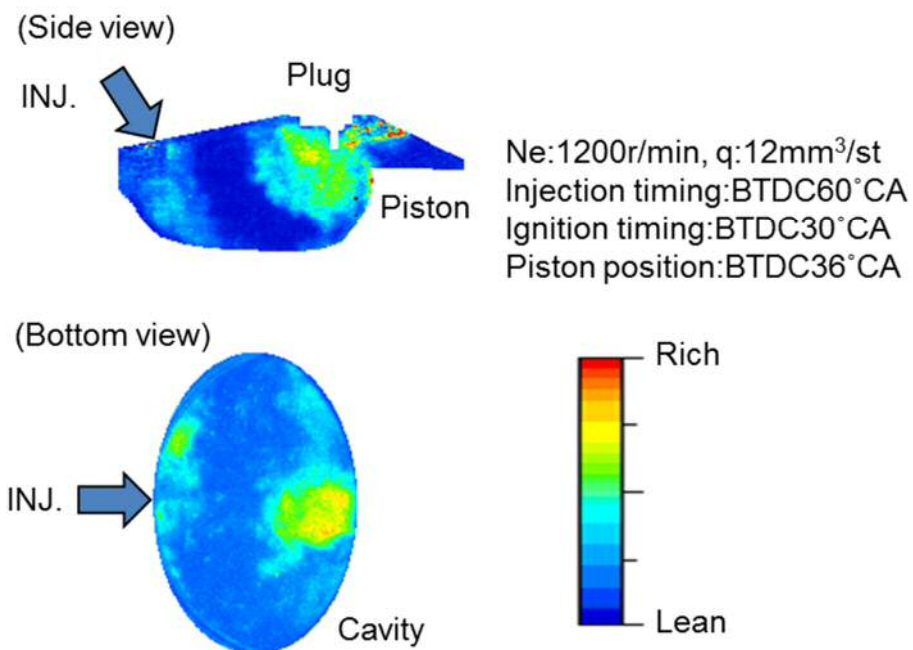


Figure 8-6 LIF measurements of mixture formation

次に、シリンダ内のガス流動の様子を、トレーサとしてマイクロバルーンを用いた高速度撮影と粒子画像流速計測法 (PIV; Particle Image Velocimetry) により計測し、筒内の混合気形成過程について調べた。

図 8-7 に、噴射燃料によって引き起こされるガス流動の様子を示す。観察断面はシリンダ中央部である。噴霧の貫徹力により、噴射燃料はピストンキャビティ底面から側壁を介して点火栓方向へ巻き上がり、吸気弁側へ回転している様子がわかる。このような流れによって球状混合気が点火栓近傍に形成される。

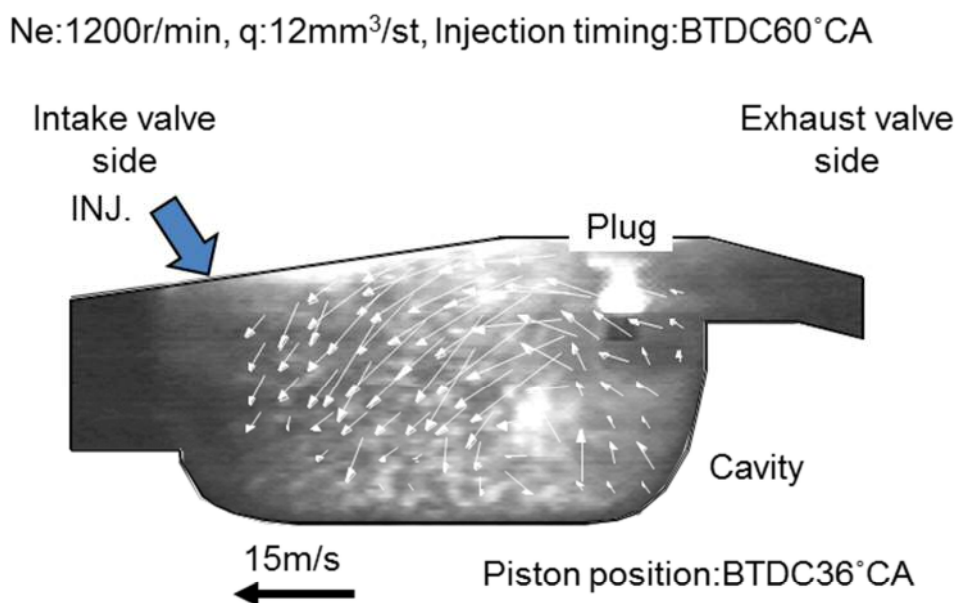


Figure 8-7 In-cylinder flow pattern

図 8-8 に、点火栓近傍の流速をレーザドップラー流速計 (LDV; Laser doppler velocimeter) で計測した結果を示す。点火栓の取り付け穴に石英ガラスをはめ込み、モータリング状態で計測した。ここでは吸気弁側から排気弁側へ向かう方向を正方向と定義する。燃料が噴射された状態で BTDC40°CA~50°CA 付近に大きな負の方向 (排気弁⇒吸気弁へ向かう) の速度ピークが見られる。

このガス流動は、ファンスプレーの貫徹力とピストンキャビティ形状の最適化および燃料噴射時期の適正化によって発生する。一方、噴射燃料がない状態ではこのようなピークは見られない。このことから、ファンスプレーがピストンキャビティ内に沿って点火栓方向へ巻き上がることでガス流動が形成されていることがわかる。

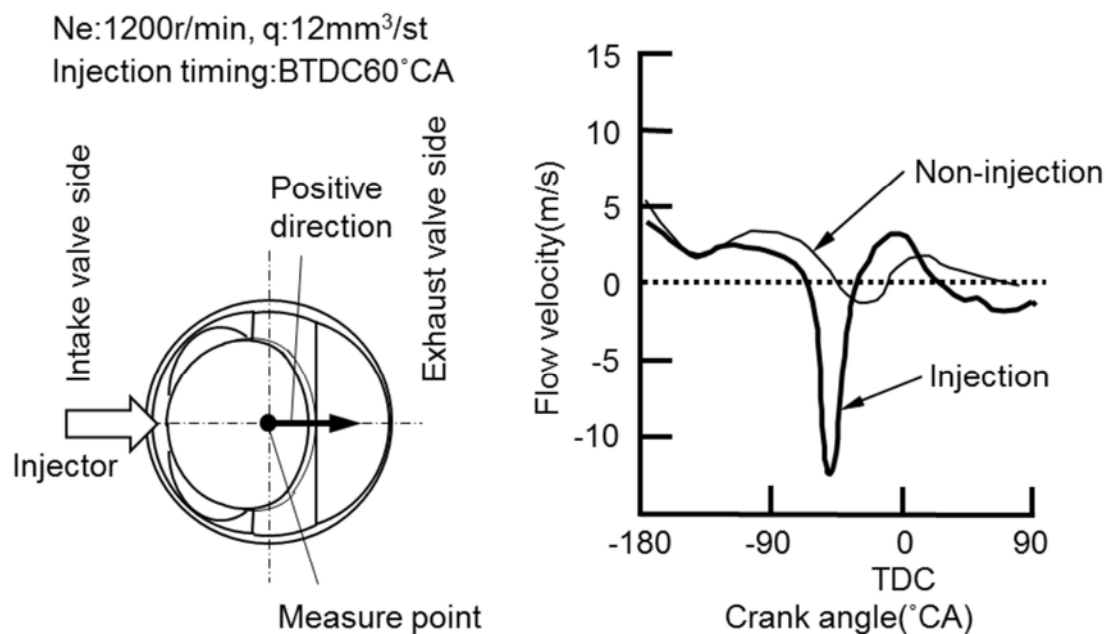


Figure 8-8 Flow velocity

図 8-9 は、BTDC 30°CA から TDC までの平均化した変動乱れ強度^{(3),(4)}を示す。燃料噴射がある場合の方が、より強い乱れが発生していることがわかる。以上のように噴射燃料によって混合気が点火栓近傍に導かれ、球状の混合気が点火栓周辺に形成されるとともに、噴射燃料によって引き起こされる変動乱れによって成層運転時の燃焼促進が期待できる。

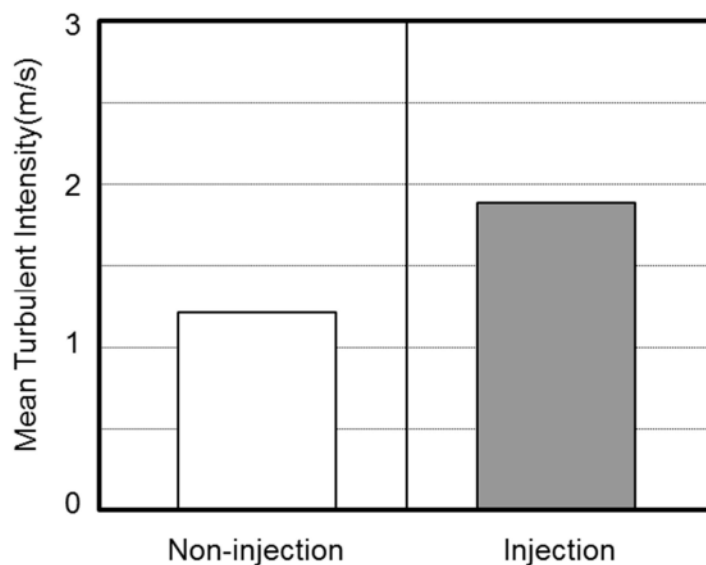


Figure 8-9 Mean turbulent intensity

8.3.2. 噴霧形状の影響

噴霧形状の相違による混合気形成の差について、CFD 解析結果と実機性能について比較をおこなった。CFD 解析および性能計測に用いたエンジン諸元を表 8-1 に示す。CFD 解析(ソフト;STAR CD) 条件として、燃料は n-ヘプタン、燃料温度; 50°C, 噴霧粒径; 20 μ m, 作動ガス; 空気, 初期圧; 85kPa, ガス温度; 80°C とし、壁面は断熱としている。

図 8-10 は、CFD 解析に用いた噴霧パターンを示す。噴霧の基本形状は $\theta_p=56^\circ$, $\beta=23^\circ$ とし、噴霧拡角(θ)方向を 4 セグメントに分け、各セグメントの濃度配分および初期速度を変えることで噴霧先端形状が中凸, フラット, 中凹の 3 諸元を想定して計算を行っている。これは、噴射弁ノズル部の B 寸法を変化させることにより得られる噴霧形態に対応している。

図 8-11 に、CFD 解析結果を示す。水平断面は点火栓電極部を示し、垂直断面はシリンダ中心部を示す。噴射時期は BTDC60°CA, 表示時期は BTDC36°CA である。中凸状噴霧では混合気は球状の分布となっているが、濃度の高い領域が中心部に広く存在している。フラットな噴霧では球状の分布で、かつ濃度の高い領域が狭い。中凹状噴霧では濃度の高い領域が点火栓両側部に存在しており、点火栓近傍はフラットな噴霧に近い濃度になっている。

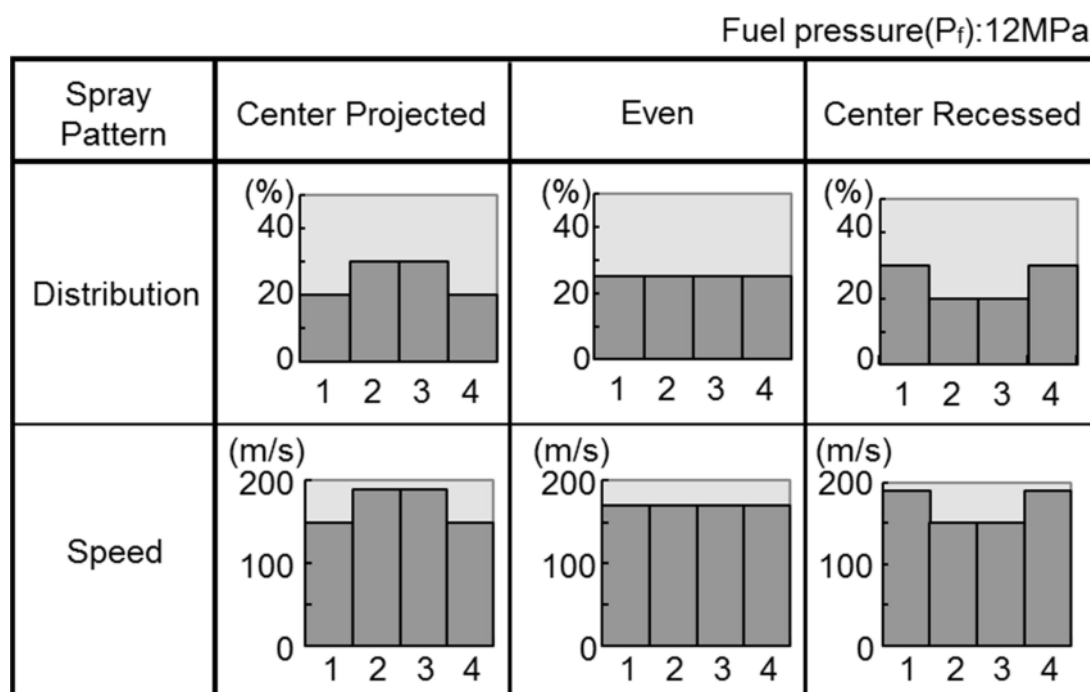


Figure 8-10 Spray pattern

Ne:1200r/min, Load:12%, Injection timing:BTDC60°CA, Fuel pressure(P_f):12MPa

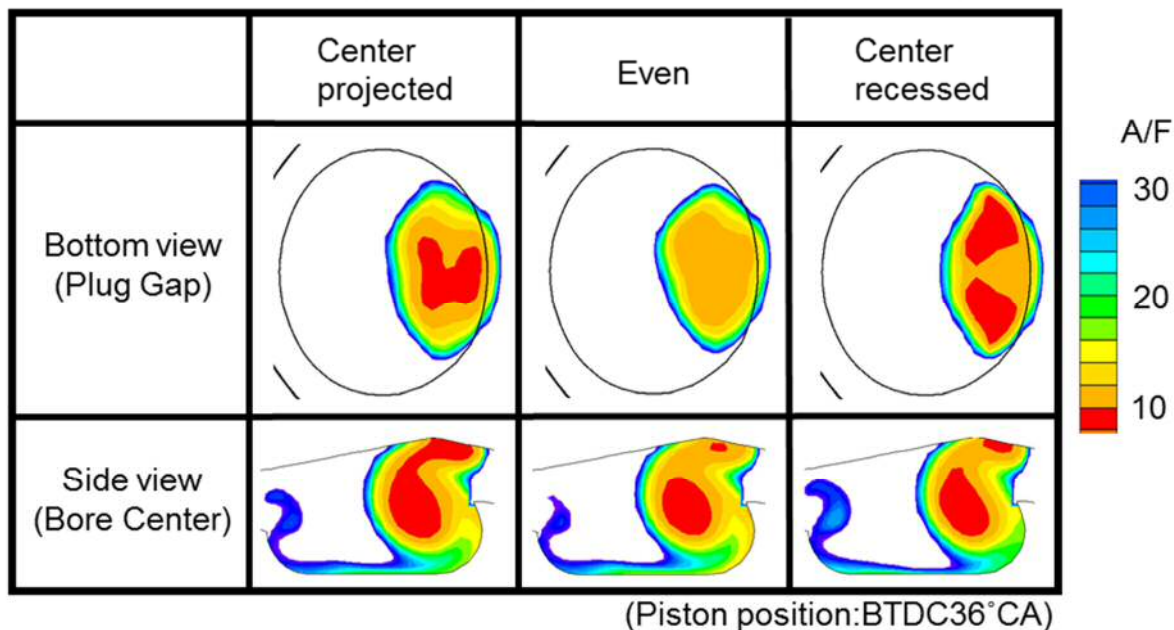


Figure 8-11 Mixture formation

表 8-2 に、上記各噴霧諸元のエンジン特性について優劣を比較して示す。エンジン性能は成層運転時 (N_e:1200r/min, q:12mm³/st) のトルク変動, 失火頻度および均質全負荷運転時 (N_e:3600r/min・全負荷) のトルクとスモークについて比較を行った。

フラットな噴霧は、各性能とも良好な結果が得られている。成層運転時には適切な濃度の混合気が安定して点火栓周辺に形成されるためと推定される。

中凸状噴霧は、フラットな形態と比較して全体に劣っている。成層運転が劣るのは点火栓付近が局所的に過濃状態になりやすいためと考えられ、全負荷特性が劣るのは燃焼室内の混合気分布が不均一となったためと推定される。

中凹状噴霧は、成層運転時の失火特性が劣るが、これは点火栓付近の混合気濃度が希薄となるサイクルがあるためと推定される。

Table 8-2 Engine performance

Spray Pattern Items		+:Good -:Poor		
		Center Projected	Even	Center Recessed
Stratified	(Torque Fluctuation)	-	+	+
	(Miss Fire)	-	+	-
Homogeneous	(Torque)	-	+	+
	(WOT) (Smoke)	-	+	+

8.4. まとめ

新規コンセプトに適応した燃料噴射弁のノズル諸元，噴霧特性，混合気形成，エンジン特性について実験および数値解析を行い以下の結果を得た。

- (1) スリットノズルによるファンスプレー噴霧は適切な貫徹力，扁平形状および高微粒化という点で，新規コンセプトの混合気形成に合致した基本特性をもっている。
- (2) 噴孔諸元の一つである B 寸法の適正化，すなわち，サック径に対する扇状噴孔（噴孔広角側）の噴孔幅の適正化で，噴霧角拡がり側の噴霧濃度分布を均一に保ちつつ噴霧角(θ)および噴射角度(β)をエンジン要求に合せた設計が可能である。
- (3) ファンスプレーによって混合気が点火栓近傍に導かれ球状混合気が点火栓近傍に形成されるとともに，噴射燃料によって引き起こされる変動乱れによって成層運転時の燃焼促進が期待できる。

- (4) 噴霧拡がり側の濃度，速度分布が均一，つまりフラットとなる諸元のノズルが点火栓周りに安定した良好な混合気を形成でき，気流を利用しない新規コンセプトに適したものと言える。

* (社)自動車技術会の了解を得て，自動車技術会論文集，Vol.33, No.4, 20024729 を一部加筆して転載

SAE の了解を得て，SAE/CEC paper 2000-01-1902 (2000)を和訳して加筆転載

Reprinted with permission from SAE/CEC paper 2000-01-1902 (© 2000 CEC and SAE International).

Further use or distribution is not permitted without permission from SAE.

参考文献

- (1) 鎗野素成，他 3 名，“噴流活用ガソリン直噴エンジンの開発（第3報）”自動車技術会 2012 年秋季学術講演会前刷集，No.247-20125611, (2012)
- (2) 神田睦美，他 5 名，“新コンセプト直噴ガソリンエンジン（第2報）”，自動車技術会 1999 年春季学術講演会前刷集，No.69-99, pp5-8, (1999)
- (3) Furuno, S. et al., “The Effects of 'Inclination Angle of Swirl Axis' on Turbulence Characteristics in a 4-valve Lean-Burn Engine with SCV”, SAE Paper, 902139, (1990)
- (4) Lorenz, M. et al., “Cycle Resolved LDV Measurements on a Fired SI-Engine at High Data Rates Using a Conventional Modular LDV-System”, SAE Paper, 900054, (1990)

第9章 終章

自動車用ガソリンエンジンの燃料供給系は、その時代のニーズや環境変化に対応して、気化器から MPI (Multi Point Injection) へ変わり、MPI (Multi Point Injection) から DISI (Direct Injection Spark Ignition) へと変わりつつある。今後、さらに CO₂ 排出量削減に向けた燃費改善や、排気ガス規制への対応と機関性能の向上の両立を図るためには、機関本体の熱効率向上だけでなく、実用燃費に影響する始動・暖機過程の燃料噴射量の低減も重要となる。

特に、排気ガス規制への対応では、触媒が活性温度に達していない冷間始動時および暖機過程のエンジンから排出される未燃 HC の低減が求められ、未燃 HC の発生に大きく影響する機関壁面への付着燃料の低減 (MPI; 吸気ポート付着燃料とシリンダ付着燃料の低減, DISI; シリンダ付着燃料の低減) が重要となる。

本研究では、MPI エンジンと DISI エンジンにおいて、触媒が不活性である冷間時のエンジン始動および暖機過程の燃料挙動を可視化、定量化し、有害物質であるエンジン排出 HC と燃料挙動の関係について、特に、機関壁面への燃料付着との関係について解明し、燃料噴射系での低減指針を導き出し、排出ガス低減と燃費向上に優れた自動車用ガソリンエンジンの普及に貢献することを目指した。

9.1. 研究成果のまとめ

まず第1章では、自動車用ガソリンエンジンを取り巻く環境とその時代のニーズを示し、ガソリンエンジンの燃料供給系の変遷について述べた。この中で、ガソリンエンジンは、火花点火による理論空燃比の混合気燃焼と三元触媒による後処理システムを組み合わせた排気浄化技術によって排気ガス規制に対応してきた。

今後、さらに厳しくなる有害物質を低減するための排気ガス規制や、地球温暖化防止のための燃費規制 (CO₂ 低減) への対応が求められており、触媒システムが活性化する前の排出ガスを低減する技術開発が重要であることを示した。

触媒活性前の排気ガス悪化は、前述の機関壁面への燃料付着の影響が支配的であるが、この燃料付着が多く発生する条件は、冷間時のエンジン始動を含む暖機過程である。この始動・暖機過程はエンジン内の混合気形成過程および燃焼過程が複雑で定量的把握が困難であることから、機関壁面に付着する燃料を含めた燃料挙動とエンジン排出 HC の関係は十分に解明されていないことを述

べ、この解明を本研究の目的と定めて研究方針を示した。

第2章では、本研究に関連する従来の研究について、特にエンジンから排出される未燃 HC について、エンジン本体の設計諸元に起因するものと、燃料噴射系やエンジン制御系に起因する研究について述べるとともに、排気系触媒浄化システムが不活性な条件での後処理技術による未燃 HC 低減に関する研究についてもふれ、これら排出ガス低減技術を用いても、冷間時のエンジン始動初期にエンジンから排出される未燃 HC は非常に多く、浄化率の高い後処理が困難であることを述べた。

さらに、空燃比 (A/F) フィードバックシステムの課題にもふれ、冷間始動時のエンジン排出 HC の低減に対して、機関壁面への燃料付着を抑制することが重要であることを示した。これら過渡時の燃料挙動は、機関運転条件および環境条件の影響を大きく受けることや、この挙動が顕著に表れる冷間時のエンジン始動・暖機過程における機関壁面への燃料付着を伴う燃料挙動とエンジン排出 HC の関係についてふれ、本研究の必要性、重要性について示した。

第3章では、ポート噴射式 (MPI; Multi Point Injection) ガソリンエンジンの燃料挙動について、車両搭載エンジンの実現象をできるだけ忠実に可視化できるよう、多気筒エンジンの改造可能な範囲で可視化解析をおこなった。

様々な可視化手法を用いて、噴射燃料の吸気ポート内とシリンダ内での燃料挙動を観察した。また、シュリーレン撮影と直接撮影の同時撮影による燃焼挙動の観察をおこない、冷間時のエンジン始動・暖機過程の噴射燃料のマクロ挙動を明らかにした。

特に、吸気ポート壁面への燃料付着や、シリンダ壁面への燃料付着の挙動について定性的ではあるが明らかにし、この燃料挙動と燃焼挙動との関係について示した。また、噴霧特性の影響についても可視化を行ない、燃料の微粒化特性の影響について明らかにした。

第4章では、第3章の燃料挙動の可視化で明らかにした、吸気ポート壁面およびシリンダ壁面への燃料付着を含めた燃料挙動とエンジン排出 HC の関係を明らかにするため、サイクル毎に定量的解析が可能な、独自に開発した研究実験エンジン（油圧駆動型多自由度動弁系エンジン）の概要と計測方法について述べた。

この研究実験エンジンを用いて始動・暖機過程のサイクル毎の燃料挙動を定量化し、サイクル毎の要求燃料噴射量(F_{re})、吸気ポート付着燃料量(F_{pw})、シリンダ付着燃料量(F_{cw})、燃焼燃料量(F_{bu})およびエンジン排出 HC の挙動について明らかにした。

また、エンジン排出 HC に対する噴射時期の影響、燃料性状の影響および噴霧特性の影響につい

ても考察し、始動・暖機過程のエンジン排出 HC 低減の可能性と改善方向について示した。

MPI エンジンの場合、吸気ポート壁面への燃料付着が多く、始動・暖機過程の燃料挙動をより複雑化し、空燃比 (A/F) の制御性を悪化させていることを明らかにした。この吸気ポート付着燃料の低減策として、燃料の微粒化と吸気同期噴射 (吸気バルブ開弁時期に同期して燃料噴射) の組み合わせが有効であり、その効果を明らかにした。

第5章では、量産型ポート噴射式 (MPI) ガソリンエンジンでのエンジン排出 HC の排出挙動について示している。第4章で、研究実験エンジンを用いて始動・暖機過程でのサイクル毎の燃料挙動の定量解析について述べたが、これはファーストアイドル運転での解析結果であり、実際の車両におけるエンジン停止状態からのスタータによるクランキング始動を忠実にシミュレートできている訳ではなかった。

そこで、実車冷間時の実始動過程を忠実にシミュレートし、その複雑な燃料挙動を定量的に解析するエンジン起動実験装置を新たに開発した。その実験装置の概要を述べるとともに、研究実験エンジンでの定量解析結果との差異について明らかにした。

これらの解析結果から、燃料の微粒化によりシリンダ壁面への付着燃料の低減によるエンジン排出 HC の低減と燃料性状の影響度の低減による A/F の制御性の向上が期待できることを明らかにした。

第6章では、筒内噴射式 (DISI; Direct Injection Spark Ignition) ガソリンエンジンの燃料挙動について、第4章で述べた研究実験エンジンを用いて定量化した。機関の冷間始動において、DISI エンジンは筒内に直接燃料を噴射するため、MPI エンジンと比較して、シリンダ壁面への燃料付着量が増加し、エンジン排出 HC も大幅に増加する。この相違について、両者の燃料挙動を比較して述べるとともに、DISI エンジンにおける具体的な低減法について明らかにした。

エンジン排出 HC の低減法として、噴射時期の影響、燃料圧力の影響、噴霧特性の影響および吸気バルブタイミングの影響について定量解析し、いずれの場合も 20~35% のエンジン排出 HC の低減効果があることを示した。

また、各低減法の組み合わせにより、MPI エンジンを下回るレベルのエンジン排出 HC を達成できることを明らかにした。特に、可変動弁系の活用例として吸気弁の遅開きが、シリンダ壁面への燃料付着を 40% と大きく低減させ、エンジン排出 HC 低減に寄与することを明らかにした。

第7章では、筆者がトヨタ自動車(株)在籍中に取り組んだ MPI および DISI 用燃料噴射弁の微粒化改善技術について示している。MPI 用燃料噴射弁では、4 弁エンジン化にともなう噴霧特性の改善と、その時代のニーズ、環境変化に対応して開発、採用された燃料噴射弁の変遷について述べた。

特に、4 弁エンジン特有の課題について明らかにし、燃料の微粒化と噴霧の方向性の両立が重要であることを示すとともに、最適な噴霧特性を有するエアアシスト噴射弁と多噴孔高微粒化噴射弁について、エンジン実機を用いてエンジン排出 HC の低減効果について検証した。

DISI 用燃料噴射弁では、2000 年に量産化された新規コンセプトの第二世代 DISI に採用されたスリットノズル（ファンスプレー）の噴霧特性について、従来のスワールノズルの噴霧特性と比較してその優位性を示した。また、噴霧特性を決定する設計因子について明らかにし、それらの因子の影響度に関して実験的手法を用いて示した。

第8章では、第7章で述べたスリットノズル（ファンスプレー）の噴霧形状および噴霧特性に影響する設計因子についてスリットノズル内の燃料流れを数値解析し、設計因子の影響度について定量化するとともに、これらの噴霧特性が混合気形成に与える影響について明らかにした。

また、各種エンジンにも適用できるように支配的設計パラメータを明らかにし、他機種エンジンへも最適な噴霧特性が実現できるノズル設計手法を開発した。

この新規コンセプトでは、エンジンの高性能化を狙いストレートポートの吸気系が採用されるため、新しい混合気形成が要求される。それは強い気流に頼らない混合気形成過程であり、噴霧自身の持つ貫徹力とピストン形状の最適化によって混合気を点火栓周りへ導くことである。そこでファンスプレーによる混合気形成過程を数値解析し、ファンスプレーの持つ噴霧貫徹力と噴霧形状の最適化により点火栓周りに成層混合気を形成できることを確認し、実機の可視化解析でもそのことを検証した。

以上のように、本研究により、機関壁面への燃料付着現象とエンジン排出 HC の関係が明らかとなり、MPI、DISI を含めたガソリンエンジンの重要課題である排気系触媒浄化システムが不活性な条件である始動・暖機過程の排出 HC 低減に対する解決策を導き出した。これらの中で、その時代のニーズや環境変化に対応して、MPI および DISI の燃料噴射弁に求められる性能を明らかにし、それぞれの課題に適応した燃料噴射系システムと燃料噴射弁を開発しガソリンエンジンの高性能化に寄与できた。

9.2. ガソリンエンジンの今後の展望

最後に、ポート噴射式 (MPI) ガソリンエンジンと筒内噴射式 (DISI) ガソリンエンジンの課題と将来に向けた研究および技術開発の必要性と動向についてふれる。自動車に対する社会的要求について第1章で述べたが、有害物質 (HC, NO_x, CO) の低減と地球温暖化防止のための CO₂ 低減 (燃費改善) の両立である。また、今後 30 年以上に渡って自動車販売台数は増加し、その中で、動力源として内燃機関を搭載した車両が半数以上占めると予測されている。その地位を確保するためには、今後、増々厳しくなる有害物質を低減するための排気ガス規制や、地球温暖化防止のための燃費規制 (CO₂ 低減) への対応が求められる。

自動車用ガソリンエンジンの課題を大きく二つに分類すると、一つ目は、エンジンが完全に暖機された後の機関熱効率向上による燃費改善 (CO₂ 低減) である。このテーマに関しては、具体的な目標として熱効率 50% を掲げ 2014 年度から、産官学連携による研究 (SIP) が推進される。

二つ目は、冷間時のエンジン始動・暖機過程の有害物質の低減と燃費改善 (CO₂ 低減) である。特に、排気系触媒システムが活性領域に到達していない運転領域でのエンジンから排出される未燃炭化水素 (HC) の低減である。このテーマに関しては、今後、さらなる低減が求められる。

本研究で得た知見をさらに発展的に活用した燃料噴射系システムの進化とエンジン本体の設計諸元、特に、多自由度化を実現する可変機構・システムの進化、および壁面への燃料付着現象をモデル化したエンジン制御システムの進化が期待され、これらの三要素が融合した拡大システムが求められる。

更に、冷間始動時および暖機過程の課題解決として、エンジン冷却系、排気系の熱マネージメントを含めた熱流制御による機関本体の暖機向上に取り組んでいく必要があると考える。また、今後、熱効率向上の観点から、過給ダウンサイジングやクールド大量 EGR システムの採用が加速し、大量 EGR によって発生するデポジット (吸気ポートデポジットおよび燃焼室・ピストンデポジット) が燃料挙動や燃焼挙動に大きく影響するため、新たな課題が発生する。

このように、自動車用ガソリンエンジンの排気ガスクリーン化および低燃費化 (CO₂ 低減) に対する社会要請に応えるため、行うべき研究開発はこれからも数多くあると考えられる。本研究で得られた知見および培った技術は、ガソリン燃料に限らず燃料の多様化 (エタノールなどのバイオ燃料) にも応用が可能であり、将来にわたって活用されていくと考える。

最後に、ガソリンエンジンが自動車の動力源として正常に機能するためには、「良い混合気」、「良い圧縮」、「良い点火」が必要不可欠な三要素である。今後のニーズや環境変化に対応していくために、原点に立ち返って技術開発に取り組み、産官学連携の更なる強化によりこの困難を乗り越え、新たなページをつくりたいものである。

主な使用記号

記号

F	: 燃料量	[g], [mm ³]
F_{bu}	: 燃焼燃料量	[g], [mm ³]
F_{cw}	: シリンダ付着燃料量	[g], [mm ³]
F_{in}	: シリンダ流入燃料量	[g], [mm ³]
F_{pw}	: 吸気ポート付着燃料量	[g], [mm ³]
F_{re}	: 要求燃料噴射量	[g], [mm ³]
F_{st}	: 理論空燃比に制御するために必要な燃料量	[g], [mm ³]
N	: 回転数	[r/min]
N_e	: エンジン回転数	[r/min]
P	: 圧力	[kPa]
P_a	: 雰囲気圧力	[kPa]
P_m	: 吸気管圧力	[kPa]
P_f	: 燃料圧力	[kPa], [MPa]
ΔP	: アシスト差圧	[kPa]
q	: 動的噴射量	[mm ³ /st]
T	: 温度	[°C]
T_f	: 燃料温度	[°C]
T_w	: エンジン水温	[°C]
T_{50}	: 50%留出温度	[°C]
U	: 燃料流速	[m/s]
U_d	: 縦流れ流速	[m/s]
U_s	: 横流れ流速	[m/s]
V	: 容積	[mm ³]
V_d	: シート下流のデッドボリューム容積	[mm ³]

W	: 衝突面幅	[mm]
α	: 噴出角度	[deg.]
β	: 噴射角度	[deg.]
θ	: 噴霧角	[deg.]
θ_a	: 大気圧場 ($P_a:0.1\text{MPa}$) での噴霧角	[deg.]
θ_f	: 噴孔加工角	[deg.]
θ_p	: 加圧場 ($P_a:0.5\text{MPa}$) での噴霧角	[deg.]
θ_s	: 噴霧 2 方向角	[deg.]
ϕd	: 液柱径	[mm]
τ_i	: 噴射期間	[msec]
f	: 周波数	[kHz]
f_p	: 圧力振動周波数	[kHz]

本論文に関する公表論文

公刊論文

- (1) Keiso Takeda, Ken Shiozawa, Kiyohiko Oishi, Tokuta Inoue , “Toyota Central Injection (Ci) System for Lean Combustion and High Transient Response”, SAE Paper, 851675, (1985), (SAE Transactions, Vol.94 Section 6, pp.98-105)
- (2) Tomojiro Sugimoto, Keiso Takeda, Hiroshi Yoshizaki, “Toyota Air-Mix Type Two-Hole Injector for 4-Valve Engines”, SAE Paper, 912351, (1991), (SAE Transactions, Vol.100 Section 3, pp.1787-1793)
- (3) Keiso Takeda, Takehisa Yaegashi, Kiyonori Sekiguchi, Kimitaka Saito, Nobuo Imatake, “Mixture Preparation and HC Emissions of a 4-Valve Engine with Port Fuel Injection During Cold Starting and Warm-up”, SAE Paper, 950074, (1995), (SAE Transactions, Vol.104 Section 3, pp.88-94)
- (4) Kimitaka Saito, Kiyonori Sekiguchi, Nobuo Imatake, Keiso Takeda, Takehisa Yaegashi, “A New Method to Analyze Fuel Behavior in a Spark Ignition Engine”, SAE Paper, 950044, (1995), (SAE Special Publication; Progress in Fuel Systems to Meet New Fuel Economy and Emissions Standards, Number: SP-1084, Published: 1995-02-01, pp.103-113)
- (5) 斎藤公孝, 松本龍快, 武田啓壮, 八重樫武久, “EFI エンジンの燃料挙動観察”, 可視化情報学会誌, Vol.15, pp.35-38, (1995)
- (6) 服部文昭, 武田啓壮, 八重樫武久, 原田明典, “ガソリン機関の始動過程における燃料/燃焼挙動解析”, 自動車技術会論文集, Vol.28, No.4, pp.5-10, (1997)

- (7) Fumiaki Hattori, Keiso Takeda, Takehisa Yaegashi, Akinori Harada, “Analysis of fuel and combustion behavior during cold starting of SI gasoline engine”, JSAE Review, Vol.18, No.4, PP.351-359, (1997)
- (8) Keiso Takeda, Tomojiro Sugimoto, Tomihisa Tsuchiya, Minoru Ogawa, Shinji Ueda, Kazuhiro Yoneshige, “Slit Nozzle Injector for A New Concept of Direct Injection SI Gasoline Engine”, SAE Paper, (2000), (SAE Special Publication; Gasoline Direct Injection Engines, Number: SP-1547, Published: 2000-06-19, pp.1-6)
- (9) Nobuhiko Koga, Shigeki Miyashita, Keiso Takeda, Nobuo Imatake, “An Experimental Study on Fuel Behavior During the Cold Start Period of a Direct Injection Spark Ignition Engine”, SAE Paper, 2001-01-0969, (2001), (SAE Transactions, Vol.110 Section 4, pp.836-841)
- (10) Masaya Hayakawa, Shigetaka Takada, Kazuhiro Yoneshige, Makoto Nagaoka, Keiso Takeda, “Fuel Spray Simulation of Slit Nozzle Injector for Direct-Injection Gasoline Engine”, SAE Paper, 2002-01-1135, (2002), (SAE Special Publication; Direct Injection SI Engine Technology 2002, Number: SP-1693, Published: 2002-03-04, pp.1-8)
- (11) 杉本知士郎, 武田啓壮, 土屋富久, 小川穰, 上田信司, 米重和裕, “直噴ガソリンエンジン用スリットノズルインジェクタの開発”, 自動車技術会論文集, Vol.33, No.4, pp.7-12, (2002)
- (12) Eriko Matsumura, Takashi Tomita, Keiso Takeda, Shigeo Furuno, Jiro Senda, “Analysis of Visualized Fuel Flow inside the Slit Nozzle of Direct Injection SI Gasoline Engine”, SAE Paper, 2003-01-0060, (2003), (SAE Transactions, Vol.112 Section 3, pp.238-245)
- (13) 河村清美, 植田玲子, 勝見則和, 齋藤昭則, 松村恵理子, 武田啓壮, “直噴ガソリンエンジン用スリットノズル内流れ解析(50倍ノズルによる可視化解析)”, 自動車技術会論文集, Vol.35, No.2, pp.7-13, (2004)

- (14) Kiyomi Kawamura, Reiko Ueda, Norikazu Katsumi, Akinori Saito, Eriko Matsumura, Keiso Takeda, “Flow Pattern in Slit Nozzle for Direct Injection SI Gasoline Engine (Visualization Analysis using 50 times Enlarged Acrylic Nozzle)”, JSAE Review, Vol.25, No.2, pp.143-148, (2004)
- (15) 松村恵理子, 富田貴志, 武田啓壮, 古野志健男, 千田二郎, “直噴ガソリンエンジン用スリットノズル内燃料流れの可視化解析”, 自動車技術会論文集, Vol.35, No.4, pp.9-14, (2004)

Proceedings (Full paper, 査読有)

- (1) Keiso Takeda, Takehisa Yaegashi, Kiyonori Sekiguchi, Kimitaka Saito, Nobuo Imatake, “Mixture Preparation and HC Emissions of a 4-Valve Engine with Port Fuel Injection During Cold Starting and Warm-up”, 27th International Symposium on Automotive Technology and Automation (ISATA), The Motor Vehicle and the Environment ~ Demands of Nineties and Beyond, 94EN034, pp.193-200,(1994)

講演論文

- (1) 沢田裕, 武田啓壮, 渡辺昇, 桜井計宏, “二次空気フィードバック制御—三元触媒システムの開発”, 自動車技術会学術講演会 春季大会 No.801008, (1980)
- (2) 武田啓壮, 柏倉利美, 岡本高光, 塩沢健, 大石清彦, 井上恵太, “セントラルインジェクションシステム(Ci)の開発”, 自動車技術会学術講演会 春季大会 No.841005, (1984)
- (3) 関口清則, 斎藤公孝, 今竹信夫, 武田啓壮, 八重樫武久, “始動/暖機過程の HC エミッション低減”, 自動車技術会学術講演会 秋季大会 No.9437502, (1994)
- (4) 政所良行, 久保修一, 瀧昌弘, 武田啓壮, 村井俊水, “エンジン燃焼制御による Cold HC 低減—第1報; 筒内ガス流動による未燃 HC 反応の促進効果—”, 第14回内燃機関シンポジウム講演論文集 No.9737419, (1997)

- (5) 久保修一, 政所良行, 瀧昌弘, 武田啓壮, 村井俊水, “エンジン燃焼制御による Cold HC 低減 – 第 2 報 ; 当量比と触媒反応性との関係解析 –”, 第 14 回内燃機関シンポジウム講演論文集 No.9737428, (1997)
- (6) 小関優紀夫, 武田啓壮, 古賀伸彦, 今竹信夫, “ガソリン直噴エンジン始動暖機過程の燃料挙動解析”, 自動車技術会学術講演会 春季大会 No.20015187, (2001)
- (7) 富田貴志, 加藤典嗣, 千田二郎, 藤本元, 松村恵理子, 武田啓壮, “直接噴射式ガソリンエンジン用 Slit nozzle injector における噴霧形状に関する研究”, 第 10 回微粒化シンポジウム講演論文集, pp.69-74, (2001)
- (8) 松村恵理子, 富田貴志, 千田二郎, 武田啓壮, “直噴ガソリンエンジン用スリットノズル内の流れ解析 – 10 倍ノズルによる可視化解析 (1) –”, 第 11 回微粒化シンポジウム講演論文集, pp.98-103, (2002)
- (9) 加藤典嗣, 袴田雄哉, 千田二郎, 藤本元, 松村恵理子, 武田啓壮, “直噴ガソリンエンジン用スリットノズル内の流れ解析 – 10 倍ノズルによる可視化解析 (2) –”, 第 11 回微粒化シンポジウム講演論文集, pp.104-109, (2002)
- (10) 河村清美, 植田玲子, 勝見則和, 斎藤昭則, 松村恵理子, 武田啓壮, “直噴ガソリンエンジン用スリットノズル内の流れ解析 – 50 倍ノズルによる可視化解析 –”, 第 11 回微粒化シンポジウム講演論文集, pp.110-115, (2002)

解 説

- (1) 武田啓壮, 柏倉利美, 大石清彦, 井上恵太, 塩沢健, “セントラルインジェクションシステム (Ci)の開発”, トヨタ技術会誌 Vol.34, No.1, pp.20-27, (1984)
- (2) 塩沢健, 家塚勇, 武田啓壮, “低燃費セントラルインジェクションエンジンの開発”, 自動車技術会誌 Vol.38, No.9, pp.1117-1123, (1984)

- (3) Keiso Takeda, Nobuhiko Koga, Takehisa Yaegashi, Kiyonori Sekiguchi, Kimitaka Saito, Nobuo Imatake, “Mixture Preparation and HC Emissions of a 4-Valve Engine During Cold Engine Start and Warm-Up”, TOYOTA Technical Review, Vol.45, No.2, pp90-95, (1995)
- (4) Eriko Matsumura, Terutoshi Tomoda, Keiso Takeda, Shigeo Furuno, Jiro Senda, “Visualization Analysis of Fuel Flow inside Slit Nozzle for Direct Injection SI Gasoline Engine”, 24th Wiener Motor Symposium, pp.144-159, (2003)
- (5) Eriko Matsumura, Keiso Takeda, Shigeo Furuno, Tomojiro Sugimoto, Jiro Senda, “Visualization Analysis of Fuel Flow inside the Slit Nozzle in a Direct Injection SI Gasoline Engine”, TOYOTA Technical Review, Vol.53-219, pp.90-97, (2004)

その他

- (1) 松村恵理子, 武田啓壮, “直噴ガソリンエンジン用スリットノズル内燃料流れの可視化解析”, トヨタ技術会「技術者の一日」研究発表 論文集 パワートレーン(1-1), pp.1-4, (2002)

本論文に関する特許（共同出願含む）

・国内特許

特許

- | | | |
|------|---------------|---------------------|
| (1) | 特開昭 52-114818 | 内燃機関用燃料供給装置 |
| (2) | 特開昭 52-143342 | 加速燃料供給系 |
| (3) | 特開昭 53-107522 | 内燃機関 2 次空気供給量制御装置 |
| (4) | 特開昭 53-109014 | 内燃機関 2 次空気供給量制御装置 |
| (5) | 特開昭 53-112323 | 内燃機関 2 次空気噴射補償装置 |
| (6) | 特開昭 53-140414 | 内燃機関の 2 次空気供給量制御装置 |
| (7) | 特開昭 54-031819 | 内燃機関の二次空気供給量制御装置 |
| (8) | 特開昭 54-035518 | 内燃機関の 2 次空気供給制御装置 |
| (9) | 特開昭 54-069618 | 内燃機関の空燃比制御装置 |
| (10) | 特開昭 54-124119 | 内燃機関の排気ガス浄化システム |
| (11) | 特開昭 54-137516 | 内燃機関の吸気マニホールド |
| (12) | 特開昭 54-144525 | 内燃機関の空燃比制御装置 |
| (13) | 特開昭 55-035134 | 内燃機関の空燃比制御装置 |
| (14) | 特開昭 55-098648 | 燃料噴射式多気筒内燃機関 |
| (15) | 特開昭 55-098654 | 燃料噴射式多気筒内燃機関 |
| (16) | 特開昭 55-098658 | 燃料噴射式多気筒内燃機関の燃料噴射方法 |
| (17) | 特開昭 55-098659 | 燃料噴射式内燃機関の燃料噴射方法 |
| (18) | 特開昭 56-023559 | 燃料噴射式気化器 |
| (19) | 特開昭 56-023560 | 燃料噴射式気化器 |
| (20) | 特開昭 56-023561 | 燃料噴射式気化器 |
| (21) | 特開昭 56-023562 | 燃料噴射式気化器 |
| (22) | 特開昭 56-023563 | 燃料噴射式気化器 |
| (23) | 特開昭 56-118554 | 内燃機関の燃料噴射装置 |

- | | | |
|------|---------------|----------------------|
| (24) | 特開昭 56-118555 | 燃料噴射式気化器 |
| (25) | 特開昭 57-181963 | 燃料噴射式内燃機関の吸気装置 |
| (26) | 特開昭 58-023266 | 燃料噴射式気化器 |
| (27) | 特開昭 58-051254 | エンジンのノッキング抑制液噴射弁 |
| (28) | 特開昭 58-051255 | エンジンのノッキング抑制液噴射弁 |
| (29) | 特開昭 58-051256 | エンジンのノッキング抑制液噴射装置 |
| (30) | 特開昭 58-057025 | エンジンの水噴射方法 |
| (31) | 特開昭 58-057061 | エンジンのノッキング抑制液噴射装置 |
| (32) | 特開昭 58-079095 | ノッキング抑制液 |
| (33) | 特開昭 58-079655 | エンジンのメタノール噴射方法 |
| (34) | 特開昭 58-104355 | 内燃機関のブレイグニツション防止装置 |
| (35) | 特開昭 58-107863 | 内燃機関のノッキング制御装置 |
| (36) | 特開昭 58-107864 | 内燃機関のノッキング制御装置 |
| (37) | 特開昭 58-128439 | 内燃機関のノッキング制御方法 |
| (38) | 特開昭 58-128457 | 内燃機関のノッキング制御装置 |
| (39) | 特開昭 58-148269 | 燃料噴射式気化器 |
| (40) | 特開昭 58-176470 | アイドリング時のエンジン回転数制御方法 |
| (41) | 特開昭 59-010736 | 内燃機関の吸気制御方法 |
| (42) | 特開昭 59-010775 | 内燃機関の吸気-燃料供給装置 |
| (43) | 特開昭 59-020557 | 内燃機関の排気ガス再循環制御方法及び装置 |
| (44) | 特開昭 59-034472 | 吸気通路壁加熱と車室内暖房の関連制御装置 |
| (45) | 特開昭 59-037257 | 内燃機関のライザ加熱装置 |
| (46) | 特開昭 59-215936 | エンジンのアイドリング回転数上昇装置 |
| (47) | 特開昭 59-215958 | 内燃機関の燃料微粒化装置 |
| (48) | 特開昭 60-108548 | 燃料噴射式エンジンの燃料供給装置 |
| (49) | 特開昭 60-190663 | 内燃機関の燃料噴射弁 |
| (50) | 特開昭 61-106357 | 内燃機関の燃料噴射装置 |
| (51) | 特開平 01-066464 | 内燃機関の燃料噴射装置 |
| (52) | 特開平 02-019649 | 燃料噴射弁 |
| (53) | 特開平 03-267567 | 内燃機関の燃料噴射弁 |
| (54) | 特開平 04-209967 | 内燃機関の燃料供給装置 |

(55)	特開平 04-234564	内燃機関の燃料噴射装置
(56)	特開平 04-234565	内燃機関の燃料噴射装置
(57)	特開平 04-234566	内燃機関の燃料噴射装置
(58)	特開平 04-234567	内燃機関の燃料噴射装置
(59)	特開平 04-279758	内燃機関の燃料供給装置
(60)	特開平 04-279760	燃料噴射装置
(61)	特開平 04-298679	内燃機関の燃料噴射装置
(62)	特開平 04-318273	電磁式燃料噴射弁
(63)	特開平 04-362272	内燃機関の燃料噴射装置
(64)	特開平 05-039743	燃料噴射装置付内燃機関
(65)	特開平 05-039765	加圧エアアシスト燃料噴射装置
(66)	特開平 05-044535	エアアシスト型燃料噴射装置
(67)	特開平 05-044552	エアアシスト型燃料噴射装置
(68)	特開平 05-044592	内燃機関における燃料噴射装置
(69)	特開平 05-044603	エアアシスト型燃料噴射装置
(70)	特開平 05-044605	内燃機関用の燃料噴射装置
(71)	特開平 05-044607	エアアシスト型燃料噴射装置
(72)	特開平 05-044608	多気筒内燃機関における燃料噴射装置
(73)	特開平 05-044609	エアアシスト型燃料噴射装置
(74)	特開平 05-044610	エアアシスト型燃料噴射装置
(75)	特開平 05-044611	エアアシスト型燃料噴射装置
(76)	特開平 05-052160	搭載型内燃機関の燃料噴射装置
(77)	特開平 05-052161	内燃機関における燃料噴射装置
(78)	特開平 05-071444	内燃機関の燃料噴射装置
(79)	特開平 05-152057	P T C 発熱体
(80)	特開平 05-263726	燃料噴射装置
(81)	特開平 05-296127	内燃機関の燃料噴射装置
(82)	特開平 05-306662	燃料加熱装置
(83)	特開平 06-050243	内燃機関の燃料噴射装置
(84)	特開平 06-050244	内燃機関の燃料噴射装置
(85)	特開平 06-058226	内燃機関の燃料噴射装置

(86)	特開平 06-058227	エアアシスト式燃料噴射装置
(87)	特開平 06-058228	内燃機関の燃料噴射装置
(88)	特開平 06-058229	内燃機関の燃料噴射装置
(89)	特開平 06-066228	内燃機関の燃料噴射装置
(90)	特開平 06-066229	内燃機関の燃料噴射装置
(91)	特開平 06-229353	内燃機関の燃料噴射装置
(92)	特開平 06-235369	燃料噴射式内燃機関のエアアシスト装置
(93)	特開平 06-241146	内燃機関の燃料噴射装置
(94)	特開平 06-066230	内燃機関の制御装置
(95)	特開平 06-288320	内燃機関の燃料噴射装置
(96)	特開平 06-288321	内燃機関の燃料噴射装置
(97)	特開平 06-288324	内燃機関の燃料噴射装置
(98)	特開平 06-294366	内燃機関の燃料噴射装置
(99)	特開平 06-346725	内燃機関の排気浄化装置
(100)	特開平 07-103020	内燃機関の燃料噴射装置
(101)	特開平 07-145725	内燃機関の排気浄化装置
(102)	特開平 07-166922	内燃機関の燃料噴射制御装置
(103)	特開平 07-224708	内燃機関の燃料噴射制御装置
(104)	特開平 07-224738	燃料噴射装置
(105)	特開平 07-247940	内燃機関の燃料噴射装置
(106)	特開平 08-109836	内燃機関
(107)	特開平 08-109837	内燃機関の吸気流制御装置
(108)	特開平 08-128373	内燃機関の燃料噴射弁
(109)	特開平 08-086262	内燃機関の燃料噴射弁
(110)	特開平 09-032695	燃料噴射弁
(111)	特開平 09-053546	燃料噴射装置
(112)	特開平 09-209880	燃料噴射装置
(113)	特開平 09-242638	燃料噴射弁
(114)	特開平 09-280061	内燃機関の吸気制御装置
(115)	特開平 09-280066	内燃機関の吸気制御装置
(116)	特開平 10-090124	噴霧パターン測定装置

- (117) 特開平 10-238436 燃料噴射装置
- (118) 特開平 10-266907 HIC吹き抜け量計測装置
- (119) 特開平 10-281040 燃料噴射弁
- (120) 特開平 10-318017 火花点火式内燃機関の排気浄化方法
- (121) 特開平 11-013597 内燃機関の燃料噴射弁
- (122) 特開平 11-013599 内燃機関の燃料噴射弁
- (123) 特開平 11-107889 内燃機関用燃料噴射弁
- (124) 特開平 11-117831 内燃機関用燃料噴射弁
- (125) 特開平 11-132124 燃料噴射装置
- (126) 特開平 11-072067 内燃機関の燃料噴射弁
- (127) 特開平 11-141435 内燃機関の燃料噴射装置
- (128) 特開平 11-148437 電磁式燃料噴射弁
- (129) 特開平 11-148438 燃料噴射弁
- (130) 特開平 11-153050 内燃機関の始動時燃料噴射制御装置
- (131) 特開平 11-270440 内燃機関用燃料噴射弁
- (132) 特開平 11-280611 内燃機関用燃料噴射弁
- (133) 特開平 11-287134 内燃機関
- (134) 特開平 11-287135 内燃機関
- (135) 特開平 11-287136 内燃機関
- (136) 特開平 11-287137 内燃機関
- (137) 特開平 11-287138 内燃機関
- (138) 特開平 11-294262 インジェクタ制御装置
- (139) 特開平 11-303710 燃料噴射ノズル
- (140) 特開平 11-343947 内燃機関用燃料噴射弁
- (141) 特開 2000-054892 内燃機関の燃料噴射制御装置
- (142) 特開 2000-054926 内燃機関の燃料噴射制御装置
- (143) 特開 2000-080970 流体噴射弁
- (144) 特開 2000-087826 燃料噴射弁およびその製造方法
- (145) 特開 2000-097125 燃料噴射弁
- (146) 特開 2000-104646 内燃機関用燃料噴射弁
- (147) 特開 2000-120513 内燃機関の燃料噴射制御装置

- (148) 特開 2000-240537 内燃機関用燃料噴射弁
- (149) 特開 2000-291507 電磁式燃料噴射弁
- (150) 特開 2000-345916 気体燃料噴射装置
- (151) 特開 2001-020836 燃料噴射弁
- (152) 特開 2001-027168 燃料噴射弁
- (153) 特開 2001-059462 内燃機関用燃料噴射弁
- (154) 特開 2001-107758 筒内噴射式火花点火内燃機関
- (155) 特開 2001-123912 内燃機関の燃料噴射装置
- (156) 特開 2001-132458 内燃機関の燃料噴射装置
- (157) 特開 2001-123913 多気筒筒内噴射式火花点火内燃機関
- (158) 特開 2001-153003 燃料噴射弁
- (159) 特開 2001-214837 燃料噴射弁
- (160) 特開 2001-317426 燃料供給装置
- (161) 特開 2001-317432 燃料噴射弁
- (162) 特開 2002-130072 内燃機関の燃料噴射装置
- (163) 特開 2002-221118 内燃機関の燃料噴射装置
- (164) 特開 2002-242792 燃料供給装置
- (165) 特開 2002-256891 内燃機関用燃料ポンプ
- (167) 特開 2002-339831 内燃機関の燃料噴射装置
- (168) 特開 2003-120475 内燃機関の燃料噴射装置
- (169) 特開 2003-176766 内燃機関の燃料調温装置
- (170) 特開 2003-193934 内燃機関の燃料供給装置
- (171) 特開 2003-193935 内燃機関の燃料供給装置
- (172) 特開 2003-193936 燃料噴射弁
- (173) 特開 2003-193941 内燃機関の燃料供給装置
- (174) 特開 2003-343369 内燃機関の燃料供給装置
- (175) 特開 2004-227443 燃料噴射弁及び燃料噴射装置
- (176) 特開 2004-218592 内燃機関の燃料供給装置
- (177) 特開 2004-232553 燃料噴射装置
- (178) 特開 2004-270628 内燃機関用の燃料噴射弁
- (179) 特開 2004-324523 内燃機関の燃料供給装置

- (180) 特開 2004-339946 燃料噴射弁
- (181) 特開 2004-340020 内燃機関の燃料供給装置
- (182) 特開 2004-340028 内燃機関の始動準備システム
- (183) 特開 2004-340121 燃料噴射弁
- (184) 特開 2004-360645 内燃機関の燃料供給装置
- (185) 特開 2004-360646 燃料供給装置
- (186) 特開 2005-146926 燃料改質装置
- (187) 特開 2005-147255 電磁リリーフ弁システムの運転及び停止方法
- (188) 特開 2009-002294 燃料供給装置
- (189) 特開 2009-138594 中空エンジンバルブ
- (190) 特開 2009-250201 燃料供給装置
- (191) 特開 2010-038201 中空流体通路部品及びその製造方法

実用新案

- (1) 実開昭 55-049071 内燃機関の燃料噴射制御装置
- (2) 実開昭 56-124270 内燃機関の燃料噴射装置
- (3) 実開昭 56-127364 内燃機関の燃料噴射装置
- (4) 実開昭 56-165967 燃料噴射式気化器の吸気装置
- (5) 実開昭 57-018761 燃料噴射式気化器を備えた吸気マニホールド
- (6) 実開昭 57-025168 燃料噴射式気化器
- (7) 実開昭 57-152458 内燃機関の燃料噴射弁
- (8) 実開昭 58-044477 燃料供給装置
- (9) 実開昭 58-051055 気化器の燃料噴射弁装置
- (10) 実開昭 58-108264 燃料供給装置
- (11) 実開昭 58-132142 燃料噴射気化器
- (12) 実開昭 58-136673 燃料噴射式気化器
- (13) 実開昭 59-017261 内燃機関における燃料噴射気化器
- (14) 実開昭 59-091474 内燃機関の燃料噴射気化器
- (15) 実開昭 59-144115 燃料噴射式内燃機関の吸気装置
- (16) 実開昭 60-030360 内燃機関の燃料噴射気化器

- | | | |
|------|---------------|------------------|
| (17) | 実開昭 60-030354 | 内燃機関の燃料噴射気化器 |
| (18) | 実開昭 60-049263 | 内燃機関の燃料噴射気化器 |
| (19) | 実開昭 60-055775 | 内燃機関の燃料噴射装置 |
| (20) | 実開昭 60-055768 | 内燃機関 |
| (21) | 実開昭 60-061476 | 内燃機関の燃料噴射気化器 |
| (22) | 実開昭 60-061475 | 内燃機関の燃料噴射気化器 |
| (23) | 実開昭 60-082575 | 燃料噴射式エンジンの燃料供給装置 |
| (24) | 実開昭 60-084766 | 燃料噴射式エンジンの燃料供給装置 |
| (25) | 実開昭 61-017472 | 内燃機関の燃料供給装置 |
| (26) | 実開昭 61-017466 | 内燃機関の始動制御装置 |
| (27) | 実開昭 61-039478 | 内燃機関の燃料噴射気化器 |
| (28) | 実開昭 62-105363 | 内燃機関の燃料噴射装置 |
| (29) | 実開昭 62-148775 | 内燃機関の燃料供給装置 |
| (30) | 実開昭 62-165469 | 燃料噴射制御装置 |
| (31) | 実開昭 62-180665 | 圧力制御弁 |
| (32) | 実開昭 63-036663 | 多気筒内燃機関の燃料供給装置 |
| (33) | 実開昭 63-045071 | 多気筒内燃機関の燃料供給装置 |
| (34) | 実開昭 63-045065 | 燃料噴射供給式内燃機関 |
| (35) | 実開昭 63-083460 | 内燃機関の燃料噴射装置 |
| (36) | 実開昭 63-151968 | 燃料噴射弁 |
| (37) | 実開平 01-061461 | 内燃機関の燃料噴射弁 |
| (38) | 実開平 01-102472 | 内燃機関用燃料噴射弁 |
| (39) | 実開平 01-105768 | 内燃機関用燃料噴射弁 |
| (40) | 実開平 01-105767 | 内燃機関用燃料噴射弁 |
| (41) | 実開平 01-105766 | 内燃機関用燃料噴射弁 |
| (42) | 実開平 01-105765 | 内燃機関用燃料噴射弁 |
| (43) | 実開平 01-105764 | 内燃機関用燃料噴射弁 |
| (44) | 実開平 01-105763 | 内燃機関用燃料噴射弁 |
| (45) | 実開平 01-157272 | 内燃機関の燃料噴射供給装置 |
| (46) | 実開平 02-043468 | 燃料噴射弁 |
| (47) | 実開平 02-046072 | 燃料噴射弁 |

- | | | |
|------|---------------|-------------|
| (48) | 実開平 02-054364 | 内燃機関の燃料噴射弁 |
| (49) | 実開平 02-110258 | 内燃機関の燃料噴射弁 |
| (50) | 実開平 03-006059 | 内燃機関の燃料噴射装置 |
| (51) | 実開平 03-116769 | 内燃機関の燃料噴射装置 |

・ 米国特許

- | | | |
|------|-----------|--|
| (1) | US4137714 | Internal combustion engine secondary air supply control system |
| (2) | US4137713 | Internal combustion engine secondary air injection compensating system |
| (3) | US4173864 | Secondary air feed control device |
| (4) | US4231220 | Secondary air control system for an internal combustion engine |
| (5) | US4240390 | Air-fuel ratio control system in internal combustion engine |
| (6) | US4315491 | Fuel injection type internal combustion engine |
| (7) | US4321900 | Fuel injection type internal combustion engine |
| (8) | US4327675 | Fuel injection type internal combustion engine |
| (9) | US4341191 | Fuel injection type carburetor |
| (10) | US4348997 | Fuel injection type carburetor |
| (11) | US4378001 | Fuel injection type carburetor |
| (12) | US4480616 | Knock control method and apparatus for an internal-combustion engine |
| (13) | US4538556 | Air intake device of an internal combustion engine |
| (14) | US4565166 | Intake system for an internal combustion engine |
| (15) | US4574748 | Air intake device of an internal combustion engine |
| (16) | US4608948 | Air intake device of an internal combustion engine |
| (17) | US4925110 | Fuel injection valve for an internal combustion engine |
| (18) | US4982716 | Fuel injection valve with an air assist adapter |
| (19) | US5156133 | Fuel supply device of an engine |
| (20) | US5156124 | Fuel injection structure for an internal combustion engine |
| (21) | US5218943 | Fuel injection apparatus for internal combustion engine |
| (22) | US5301879 | Fuel injection device for an internal combustion engine |
| (23) | US5461857 | Engine exhaust gas purification device |

(24)	US5492101	Fuel injection control apparatus for an internal combustion engine
(25)	US5542388	Air-flow control device for engine
(26)	US5551231	Engine exhaust gas purification device
(27)	US5596957	Engine
(28)	US5662088	Engine
(29)	US5662274	Fuel injector for an internal combustion engine
(30)	US5666919	Engine
(31)	US5671708	Engine
(32)	US5676102	Engine
(33)	US5704324	Engine
(34)	US5772124	Fuel injection valve
(35)	US5934253	Fuel injection apparatus
(36)	US5984211	Fuel injection valve for an internal combustion engine
(37)	US6047904	Fuel injector for an internal combustion engine
(38)	US6065436	Device for controlling fuel injection
(39)	US6070811	Fuel injector for an internal combustion engine
(40)	US6073597	Fuel injection apparatus
(41)	US6089476	Fuel injection valve for an internal combustion engine
(42)	US6105883	Fuel injector for an internal combustion engine
(43)	US6142392	Fuel injector for an internal combustion engine
(44)	US6155504	Fuel injector for an internal combustion engine
(45)	US6161781	Fuel injector for an internal combustion engine
(46)	US6161780	Fuel injection valve for an internal combustion engine
(47)	US6206304	Injector
(48)	US6213413	Fuel injection valve and method of manufacturing the fuel injection valve
(49)	US6378792	Fuel injection nozzle
(50)	US6510844	Fuel supplying apparatus and control method thereof
(51)	US6578778	Fuel injection valve
(52)	US6606978	Internal combustion engine fuel injection apparatus
(53)	US6705297	Fuel pump for an internal combustion engine
(54)	US6807946	Fuel supply device for internal combustion engine

(55)	US2005160671	Fuel reforming apparatus
(56)	US7036755	Fuel injection valve for engine
(57)	US7066408	Fuel injection valve
(58)	USRE40199	Fuel injection valve for an internal combustion engine
(59)	US2008092864	Blowby gas passage structure
(60)	USRE40886	Fuel injection valve for an internal combustion engine
(61)	US7717091	Fuel supply systems
(62)	US2011265464	AMMONIA BURNING INTERNAL COMBUSTION ENGINE
(63)	US2013206117	EXHAUST GAS RECIRCULATION APPARATUS FOR ENGINE

・ 独特許

(1)	DE2727974	Steuersystem für die Zufuhr von Zusatzluft in das Auspuffsystem von Brennkraftmaschinen
(2)	DE3028244	Anordnung einer Brennstoffeinspritzeinrichtung für eine Mehrzylinder-Brennkraftmaschine
(3)	DE3435028	Luftansaugvorrichtung für eine Brennkraftmaschine
(4)	DE3416950	Ansaugereinrichtung für eine Brennkraftmaschine
(5)	DE3435029	Luftansaugvorrichtung für eine Brennkraftmaschine
(6)	DE3426307	Ansaugsystem für eine Brennkraftmaschine
(7)	DE19757347	Kraftstoffeinspritzvorrichtung
(8)	DE19629755	Kraftstoffeinspritzventil
(9)	DE19827219	Kraftstoffeinspritzventil für einen Verbrennungsmotor
(10)	DE19846257	Kraftstoffeinspritzeinrichtung für eine Brennkraftmaschine
(11)	DE19847625	Brennstoff-Einspritzventil
(12)	DE10122674	Kraftstoffzuführgerät und dessen Steuerverfahren
(13)	DE69428161	Motorabgasreinigungsvorrichtung
(14)	DE10207362	Kraftstoffpumpe für eine Verbrennungskraftmaschine
(15)	DE19848991	Kraftstoffeinspritzvorrichtung
(16)	DE69909373	Kraftstoffeinspritzventil für eine Brennkraftmaschine

- | | | |
|------|----------------|--|
| (17) | DE69817759 | Kraftstoffeinspritzventil für eine Brennkraftmaschine |
| (18) | DE69914144 | Kraftstoffeinspritzventil und Verfahren zu dessen Herstellung |
| (19) | DE102004054523 | Kraftstoffreformiergerät |
| (20) | DE19915874 | Kraftstoffeinspritzdüse |
| (21) | DE69921913 | Verfahren und Vorrichtung zum Steuern der Kraftstoffeinspritzung |
| (22) | DE19827218 | Kraftstoffeinspritzventil für einen Verbrennungsmotor |
| (23) | DE60110721 | Kraftstoffeinspritzeinrichtung für eine Brennkraftmaschine und Steuerungsverfahren dafür |
| (24) | DE19911928 | Einspritzventil für eine Brennkraftmaschine |
| (25) | DE60026628 | Einspritzventil |
| (26) | DE19946693 | Kraftstoffeinspritzeinrichtung für eine Brennkraftmaschine |
| (27) | DE19827220 | Kraftstoffeinspritzventil für einen Verbrennungsmotor |
| (28) | DE10260837 | Brennstoffzufuhrvorrichtung für eine Brennkraftmaschine |
| (29) | DE102013202208 | Abgasrückführeinrichtung für einen Motor |
| (30) | DE102008029976 | Kraftstoffzufuhrsysteme |
| (31) | DE107313413 | AMMONIAK VERBRENNENDER VERBRENNUNGSMOTOR |

・ 欧州特許

- | | | |
|-----|------------|---|
| (1) | EP0629771 | An engine exhaust gas purification device |
| (2) | EP0945612 | A fuel injector for an internal combustion engine |
| (3) | EP0961026 | A fuel injector for an internal combustion engine |
| (4) | EP0979940 | Method and device for controlling fuel injection |
| (5) | EP0987479 | Fuel injection valve and method of manufacturing the fuel injection valve |
| (6) | EP1199458 | Internal combustion engine fuel injection apparatus |
| (7) | EP1020638 | Injector |
| (8) | EP2378105A | AMMONIA-BURNING INTERNAL COMBUSTION ENGINE |

謝辞

本研究をまとめるにあたって、この機会を与えて頂くと共に、終始ご親切なご助言・ご指導を賜りました同志社大学 理工学部 エネルギー機械工学科 千田二郎教授に深く感謝申し上げます。同学部、機械システム工学科 松村恵理子准教授におかれましては、本論文をまとめ上げる過程で賜った適切なるご助言・ご指導に深く感謝いたします。本研究に対する理解をより一層深めることができました。

また、同志社大学 藤本元名誉教授におかれましても、論文作成にあたって、暖かいご指導・ご助言を賜りました。謹んで感謝の意を表します。

トヨタ自動車(株) 東富士研究所 在籍時代に、公私にわたりご指導、ご薫陶を賜りましたトヨタ自動車(株) 元副社長 加藤伸一氏に深く感謝申し上げます。

更に、筆者の40年にわたるガソリンエンジンの燃料供給系・噴射系の研究開発に従事するきっかけを頂き、また、常に環境重視、技術重視の理念と地道な基礎研究の重要性など、エンジン技術者としての基本姿勢について公私にわたりご指導を賜りましたトヨタ自動車(株) 元取締役 井上恵太氏 (株)コンポン研究所 元代表取締役所長) に深く感謝申し上げます。

本論文で取り上げた燃料供給系・噴射系の研究成果は、1971年にトヨタ自動車(株)に入社して以来、一貫して本技術領域の研究開発に取り組む環境を与えて頂くとともに、ご指導いただいたトヨタ自動車(株) 元技監 中村徳彦氏、トヨタ自動車(株) 元部長 土肥義彦氏 (豊田紡織(株) 元副社長)、トヨタ自動車(株) 元理事 八重樫武久 (株)コーディア代表取締役)、トヨタ自動車(株) 元常務役員 中西清氏 (株)コンポン研究所 元代表取締役所長)、トヨタ自動車(株) 元専務取締役 小吹信三氏 (アイシン精機(株) 元副社長)、トヨタ自動車(株) 元常務役員 上田建仁氏 (大豊工業(株) 社長)、トヨタ自動車(株) 元部長 工藤俊治氏 (株)日本自動車部品研究所 元専務取締役) のお蔭と深く感謝申し上げます。

このほか、エンジン技術者として40年にわたるガソリンエンジンの燃料供給系・噴射系の研究開発を中心とした研究開発活動を進める過程でご指導頂いた、トヨタ自動車(株) 元部長 大石清彦氏 (富士通テン(株) 元専務取締役)、トヨタ自動車(株) 元主担当員 本杉勝彦氏 (株)オテックス 元常務取締役、故人)、また、職場先輩としてご指導いただいた、トヨタ自動車(株) 元主査 宮城秀夫氏をはじめとする数多くの諸先輩方に深く感謝申し上げます。

今回の研究論文をまとめるにあたっては、終始暖かいご支援とご配慮を賜りました愛三工業(株) 社長 小林信雄氏ならびに専務取締役 中野正高氏に深く感謝申し上げます。

また、本論文は、トヨタ在籍中に取り組んだ研究の中で、ガソリンエンジンの重要課題である冷間始動・暖機過程のエンジン排出未燃 HC 低減技術に関する基礎研究を中心にその集大成を試みたものであり、本研究に参画して頂いた(株)豊田中央研究所 元取締役 斎藤昭則氏を始め多くの方々、(株)日本自動車部品総合研究所 取締役 斎藤公孝氏を始め多くの方々に感謝申し上げます。また、トヨタ在籍中、研究メンバーとして一緒に取り組んで頂いた、トヨタ自動車(株) 神田睦美氏、清水里欧氏、杉本知士郎氏、服部文昭氏、古賀伸彦氏、そして小関優紀夫氏に感謝の意を表します。噴霧実験の観察にあたっては、トヨタ自動車(株) 元シニアエキスパート 伴野勝一氏始め多くの方々のご協力をいただきました。すべての方のお名前を記す事はできませんが、本研究の遂行から論文の作成に至るまで多くの方々にご支援をいただきました。心より感謝の意を表します。

最後に、会社生活とその研究開発活動ならびに、その集大成としての研究まとめと論文執筆を家庭で支えてくれた妻厚子に感謝をこめてこの結実を捧げます。

2014年 11月 5日

武田 啓壮