



HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	ディーゼル機関における排気微粒子および窒素酸化物の同時低減に関する研究
Author(s)	金野, 満
Degree Grantor	北海道大学
Degree Name	博士(工学)
Dissertation Number	乙第4509号
Issue Date	1994-03-25
DOI	https://doi.org/10.11501/3076829
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/51219
Type	doctoral thesis
File Information	000000272907.pdf



ディーゼル機関における排気微粒子および
窒素酸化物の同時低減に関する研究

北海道大学工学部

金野 満

目 次

目 次

1. 本研究の目的と得られた成果の概要	1
1.1. 本論文の背景、および関連する研究の動向	6
1.2. 本研究の位置	6
1.3. ディーゼル機関の排気浄化に関する研究の動向	25
ディーゼル機関における排気微粒子および窒素酸化物の同時低減に関する研究	
2.1. 試験機関、および燃料	25
2.2.1. 試験機関の構成	31
2.2.2. 乱流流生成器 (CCD)	33
2.2.3. 試験燃焼室形状、および燃料	38
2.2.4. 他試験機	40
2.2.5. 試験燃料噴射系構成	41
2.3. 機関性能の測定	43
2.4. シリンダ内圧力の測定、および解析	46
2.5. 排気中の各種成分の測定	48
2.5.1. 一酸化炭素、全炭化水素、窒素酸化物、および黒煙	48
2.5.2. 酸化水素	49
2.5.3. 微粒子の測定	51
2.5.4. シリンダ内圧力	52
2.5.5. シリンダ内の高圧電圧線の構成	62
2.5.6. 一酸化炭素 (CO) 濃度	68
2.5.7. 全炭化水素	70
2.5.8. 窒素酸化物	75

北海道大学工学部

金 野 満

目 次

第1章 序 論

- 1.1 本研究の目的と得られた成果の概要 1
- 1.2 本研究の背景、および関連する研究の動向 6
 - 1.2.1 本研究の背景 6
 - 1.2.2 ディーゼル機関の排気浄化に関する研究の動向 ... 15
- 1.3 排気微粒子および NO_x の同時低減の考え方 27

第2章 実験装置、および方法

- 2.1 供試機関、および燃料 31
 - 2.1.1 供試機関の諸元 31
 - 2.1.2 攪乱流生成室 (CCD) 33
 - 2.1.3 供試燃焼室形状、および諸元 38
 - 2.1.4 供試燃料 40
 - 2.1.5 供試燃料噴射系諸元 41
- 2.2 機関性能の測定 43
- 2.3 シリンダ内圧力の測定、および解析 46
- 2.4 排気中の各種成分の測定 49
 - 2.4.1 一酸化炭素、全炭化水素、窒素酸化物、および黒煙濃度の測定 49
 - 2.4.2 炭化水素成分の分析 49
 - 2.4.3 排気微粒子の測定 61
- 2.5 シリンダ内微粒子のサンプリング方法 63
- 2.6 シリンダ内の高速度写真の撮影 67
- 2.7 排気再循環 (EGR) 装置 69
- 2.8 水噴射装置 70
- 2.9 触媒性能試験 71

2.9.1	供試触媒	71
2.9.2	触媒の前処理、および成形	72
2.9.3	触媒試験装置、および試験方法	72

第3章 燃焼後期攪乱式ディーゼル機関の攪乱強度に関する 熱力学的検討

3.1	緒論	75
3.2	記号	75
3.3	基礎式	77
3.4	計算に際して設けた仮定、および条件	79
3.5	CCDにおける熱発生パターンに関する検討	83
3.6	CCDに関連する各種諸元が噴出ガスの運動量に対して 与える影響	85
3.6.1	CCD容積比および燃料割合の影響	85
3.6.2	連絡孔径の影響	88
3.6.3	CCD噴射時期の影響	90
3.7	本章における結論	91

第4章 燃焼後期攪乱式ディーゼル機関における排気改善の 効果、およびその要因

4.1	緒論	92
4.2	CCD方式による排気の改善効果	92
4.3	CCD方式に関連する各種諸元の影響	100
4.3.1	CCD燃料噴射時期の影響	100
4.3.2	CCD噴出方向の影響	103
4.3.3	連絡孔径の影響	105
4.3.4	CCD容積および燃料噴射割合の影響	108

4.4	CCD方式における微粒子低減過程	113
4.4.1	シリンダ内微粒子濃度の時間経過	113
4.4.2	燃焼状態の可視化観察	116
4.5	本章における結論	119
第5章	排気再循環 (EGR) および水噴射と CCD方式との併用による排気微粒子および窒素酸化物の同時低減	
5.1	緒論	120
5.2	EGRと CCD方式との併用による排気改善の試み	121
5.3	水噴射と CCD方式との併用による排気改善の試み	124
5.4	排気微粒子と NO _x の同時低減に対する各手法の評価	130
5.5	本章における結論	131
第6章	過濃高攪乱燃焼による黒煙および窒素酸化物の同時低減	
6.1	緒論	133
6.2	過濃混合気の形成方法	134
6.3	低圧噴射と CCD方式との併用による排気改善の試み	138
6.4	小容積キャビティ燃焼室と CCD方式との併用による排気改善の試み	145
6.5	NO 反応計算による過濃高攪乱燃焼における効果的 NO 低減条件の検討	149
6.5.1	混合モデルおよび計算方法	149
6.5.2	NO 濃度に対する空気過剰率の影響	152

6.5.3	混合過程における空気過剰率制御の効果	152
6.6	本章における結論	156
第7章 触媒によるディーゼル排気中の窒素酸化物の低減		
7.1	緒論	158
7.2	温度および空間速度の影響	159
7.3	排気中の共存成分の影響	162
7.3.1	水分の影響	162
7.3.2	排気中の酸素濃度の影響	163
7.3.3	硫黄分の影響	165
7.4	NO _x 浄化率に対する炭化水素の影響	166
7.4.1	炭化水素の影響	166
7.4.2	ディーゼル排気中の未燃炭化水素の分析	168
7.4.3	排気中の炭化水素濃度増加によるNO _x 浄化率 向上の試み	172
7.5	触媒活性の経時変化	177
7.6	本章における結論	179
第8章 結 論		
	参考文献	186
	謝 辞	196

第 1 章 序 論

1.1 本研究の目的と得られた成果の概要

本論文は、ディーゼル機関から排出される微粒子および窒素酸化物を、熱効率の悪化を伴わずに低減するための指針を得ることを目的として行なった、一連の研究の成果について論述したものである。

論文は、8章から構成されている。

第1章は序論であり、本研究の目的および得られた結果の概要について述べるとともに、研究の背景、ならびにディーゼル機関から排出される汚染物質の低減に関連する研究の動向についてとりまとめた。また、熱効率の悪化を伴うことなしに、微粒子と NO_x とを同時に低減する上でのコンセプトについて論述した。

第2章では、供試エンジンおよび実験に用いた装置、ならびに測定方法について記述した。そして、燃焼過程を制御する手法として、主室とは別に小さな副室と副噴射系を設け、ここに燃焼後半の適当な時期に少量の燃料を噴射して、連絡孔を通して主室へ噴出する燃焼ガスにより燃焼場を攪乱する、燃焼後期攪乱方式（CCD方式）を提示した。

第3章では、CCD方式における排気微粒子の低減特性に関して、熱力学的な解析を行った結果について記述した。すなわち、主燃焼室圧力経過と攪乱流生成室への投入熱量とから、攪乱流生成室から噴出する燃焼ガスの運動量を求め、それが攪乱流生成室の容積、燃料噴射割合、燃料噴射時期、あるいは連絡孔径などの設計変数によって、どのように変化するかについて調べた。その結果、連絡孔径がガス運動量に対する重要な設計因子であり、攪乱流生成室に投入した熱量が同じであっても、連絡孔径によってガスの運動量が大きく変化することが分かった。そして、孔径が小さくなるに従ってガス運動量は増大するが、ある孔径以下では、とくに軽負荷においてチョーキングを生じるために、運動量が減少することを明らかにした。さらに、攪乱室内空気量に当量の燃料噴射割合を設定したときにガスの運動量が最大となること、また高負荷になるほど攪乱流の運動量が低下する傾向にあるので、高負荷運転条件に対応して各設計変数の最適化を図るべきであること、などを明らかにすることができた。

第4章においては、実験によってCCD方式の機関性能および排気特性を明らかにするとともに、筒内微粒子の直接サンプリングや高速度写真による燃焼過程の可視化観察などを行い、指圧線図の解析と併せて、燃焼および排気に対する攪乱流の効果について検討した。その結

果、本燃焼方式は、広範な機関運転条件において、排気微粒子の低減に対してきわめて有効であり、しかも、熱効率および NO_x に対しては何ら悪影響を与えないので、 NO_x 、排気微粒子、および熱効率のトレードオフ関係を改善できることを示した。そして、このような微粒子の低減は、攪乱流による酸化促進と、主室内への燃料の初期噴射量の減少に伴う生成量の低減の二つの効果によって得られることを明らかにした。さらに攪乱流生成室の容積は、微粒子の低減効果が減少しない範囲内で極力小さくすることが、熱効率との兼ね合い上好ましいこと、連絡孔径に関して最適値が存在すること、また、攪乱流生成室への燃料噴射量が多すぎる場合には、攪乱流生成室が微粒子生成源となって、かえって排出量が増加することなどが明らかになり、第3章における計算結果の妥当性を確認した。

第5章では、低 NO_x 燃焼の実現に重点をおいて、微粒子の低減に対して効果的なCCD方式と、 NO_x 低減のための排気再循環および水噴射との併用を試みた。その結果、CCD方式の微粒子低減効果は、排気再循環や水噴射を併用しても損なわれないことが明らかになった。ただし、排気再循環によれば、中・低負荷域において他の性能を犠牲にすることなしに NO_x を低減できるが、高負荷域では、体積効率の低下によって、燃費、出力および微粒子が悪化し、CCD方式と組み合わせたと

しても、それらの回復を図ることは困難なこと、また水噴射は、 NO_x 低減に対してきわめて有効であり、CCD方式と併用することによって燃費の悪化を伴わずに排気微粒子および NO_x をベース機関の約1/2に低減できるが、機関の耐久性への影響を考慮すると高負荷域以外の使用は避けるべきであることなどを示した。すなわち、CCD方式に対して、低・中負荷域で排気再循環を、また、高負荷では水噴射を併用することが、 NO_x と黒煙の大幅な同時低減に対して効果的であることを明らかにした。

第6章では、燃料噴射系および燃焼室形状の変更による混合気の当量比制御と、CCD方式の優れた燃焼促進特性とを併用することによって、ディーゼル機関に対する二段燃焼の適用を試みた。また、 NO に関する反応動学的計算を行って、当量比制御と攪乱による効果的な NO 低減の条件についても検討を加えた。その結果、燃焼初期において過濃混合気が形成される場合には、初期燃焼割合が大きくても NO_x が大幅に低減し、CCD方式と組み合わせることによって、高い等容度と低吐煙を保ったまま、 NO_x を低減し得ることを明らかにした。また、攪乱による燃焼促進効果は、小噴孔径ノズルを用いた場合に著しいこと明らかにした。さらに NO に関する計算結果から、燃焼初期を過濃とする二段燃焼では、希釈過程において量論空気過剰率を通過する際に NO の

生成が活発となるが、攪乱などによって混合時間を短縮した場合には、NO生成量を低減し得ることを示した。

第7章では、銅ゼオライト系触媒を実際のディーゼル排気に適用して、NO_x浄化率の温度ならびに空間速度依存性、各種共存成分の影響、あるいは還元剤としての排気中の炭化水素の影響などについて実験的に調べ、同触媒実用化の可能性と問題点について検討した。その結果、銅ゼオライト触媒は、ディーゼル排気中のNO_x低減に対して有効であって、少なくとも空間速度20,000h⁻¹まで活性が低下しないこと、400°Cの最大活性温度において、排気中の未燃炭化水素のみで約25%のNO_x低減を期待することができ、さらに外部から炭化水素を供給するか、あるいはCCDの制御によって未燃炭化水素濃度を増加させた場合には、約80%まで浄化率を向上させ得ることを明らかにした。また、共存成分の影響に関しては、酸素濃度の影響は小さいが、水分は触媒活性を低下させることが明らかとなり、耐水性の向上が実用化に向けての大きな課題であることを示した。

第8章は、本研究の結論であり、得られた成果の概要を記述した。

1.2 本研究の背景、および関連する研究の動向

1.2.1 本研究の背景

ディーゼル機関は、その効率の高さから、自動車をはじめとする各種輸送機関や、コージェネレーション等の定置式設備の動力源として広く用いられており、現代の社会・経済において大きな役割を担っている。しかし一方では、ガソリン機関等に比べて大気汚染物質を多く排出する傾向があるので、その清浄化が強く求められている。

これまでに行われてきた排気規制の強化に伴って、機関単体の排気はある程度改善されてきているが、近年、とくに都市部において大気環境が一向に改善されていないことが、大きな社会問題となっている。図1-1は、我が国における自動車用ディーゼル機関のNO_x排出量

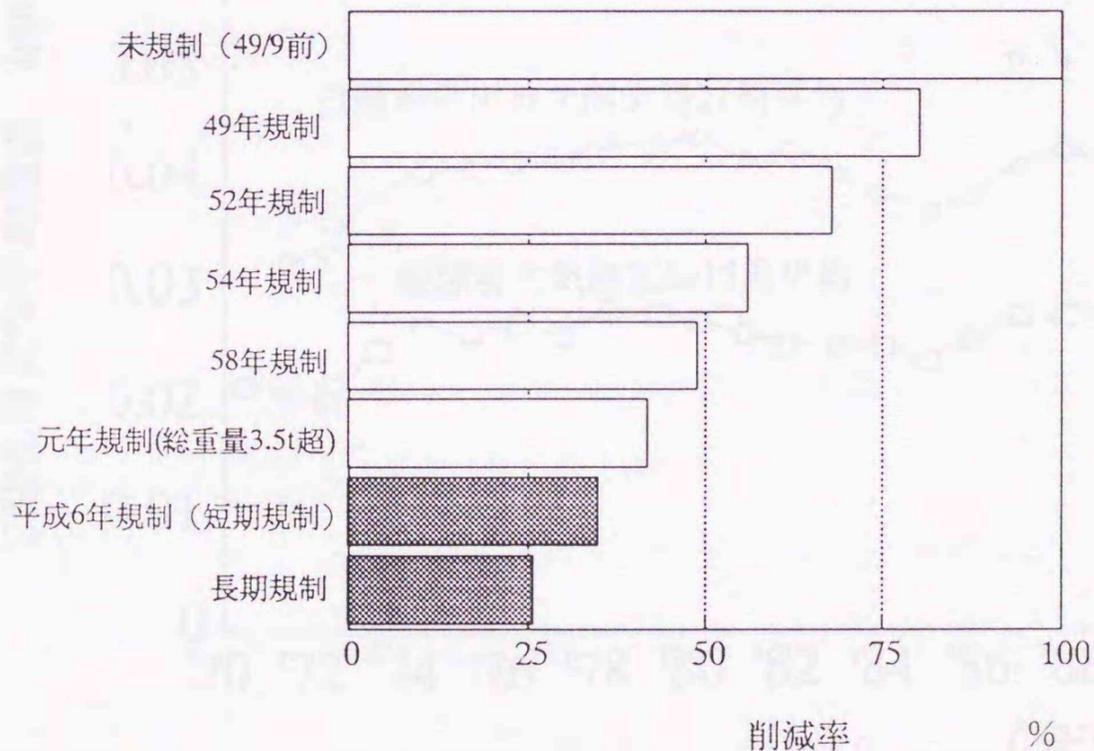


図1-1 我が国における自動車用ディーゼル機関のNO_x排出量規制値の推移⁽¹⁾

規制値の推移⁽¹⁾を示したものであるが、排出量は現段階で未規制時の42%まで削減されてきている。ところが、図1-2に示す大気環境状況^(2,3)を見ると、1978年から1985年まで低下傾向にあったものが、1986年から再び増加に転じ、88年以降横ばいの状態が続いている。その要因として、(1)自動車走行量の増加とそれに伴う平均速度の低下、(2)ディーゼル機関の比率の増大、(3)ディーゼル機関の直噴化の進展、および(4)車令の伸びに伴う最新規制適合車への代替の遅れ、などが挙げられている。

すなわち、最近20年間に、我が国の自動車保有台数は3倍に増加する一方、走行距離は1.8倍の延びに留まっており、平均走行速度が低下して、輸送効率ならびにエ

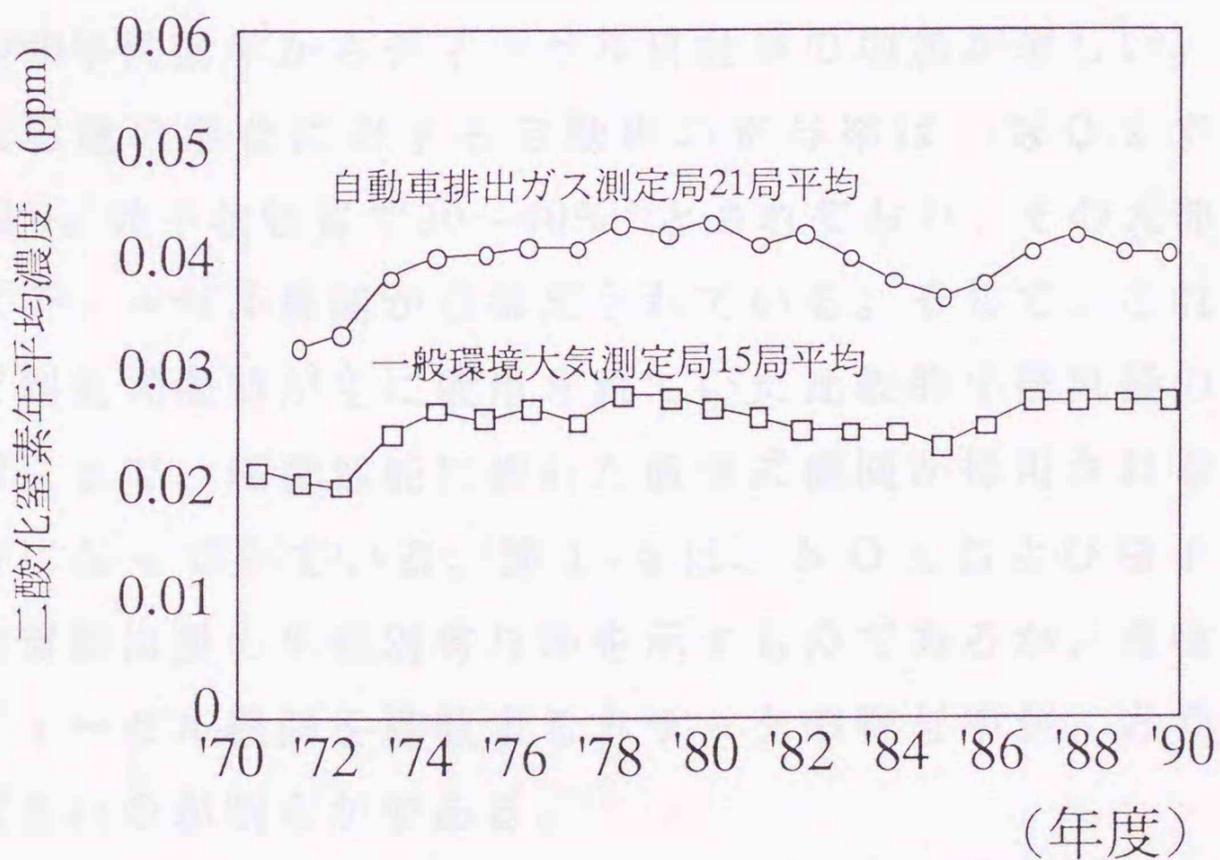


図1-2 二酸化窒素濃度年平均値の経年変化^(2,3)

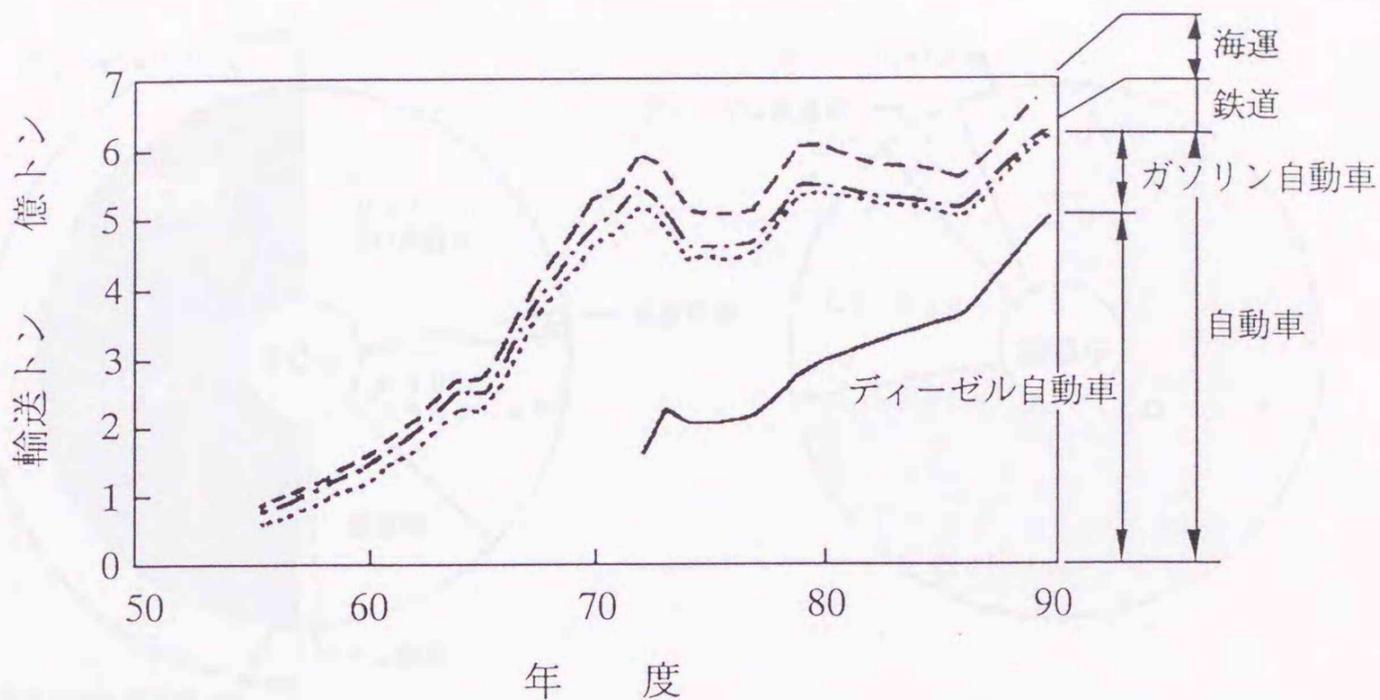


図 1 - 3 機関別輸送トンの推移⁽⁴⁾

エネルギー効率が低下していることが容易に推察できる。また図 1 - 3 は、機関別輸送トンの推移⁽⁴⁾を示したものであるが、輸送量に占める自動車の割合が大きく、なかでも 1980年代後半からディーゼル自動車の増加が著しい。大気環境の悪化に対する自動車の寄与率は、 NO_x で約 50%、粒子状物質で 20~40%⁽⁴⁾とされており、その大部分はディーゼル機関から排出されている。そして、これまで副室式機関が主に使用されていた比較的小排気量の機関にまで、燃費性能に優れた直噴式機関が採用されるようになってきている。図 1 - 4 は、 NO_x および粒子状物質排出量の車種別寄与率を示すものであるが、直噴式ディーゼル機関を搭載するトラックの寄与率が、とくに大きいのが明らかである。

このような状況の中で、より広い見地から交通体系全体を見直そうという動きが急速に高まりつつあり、現代

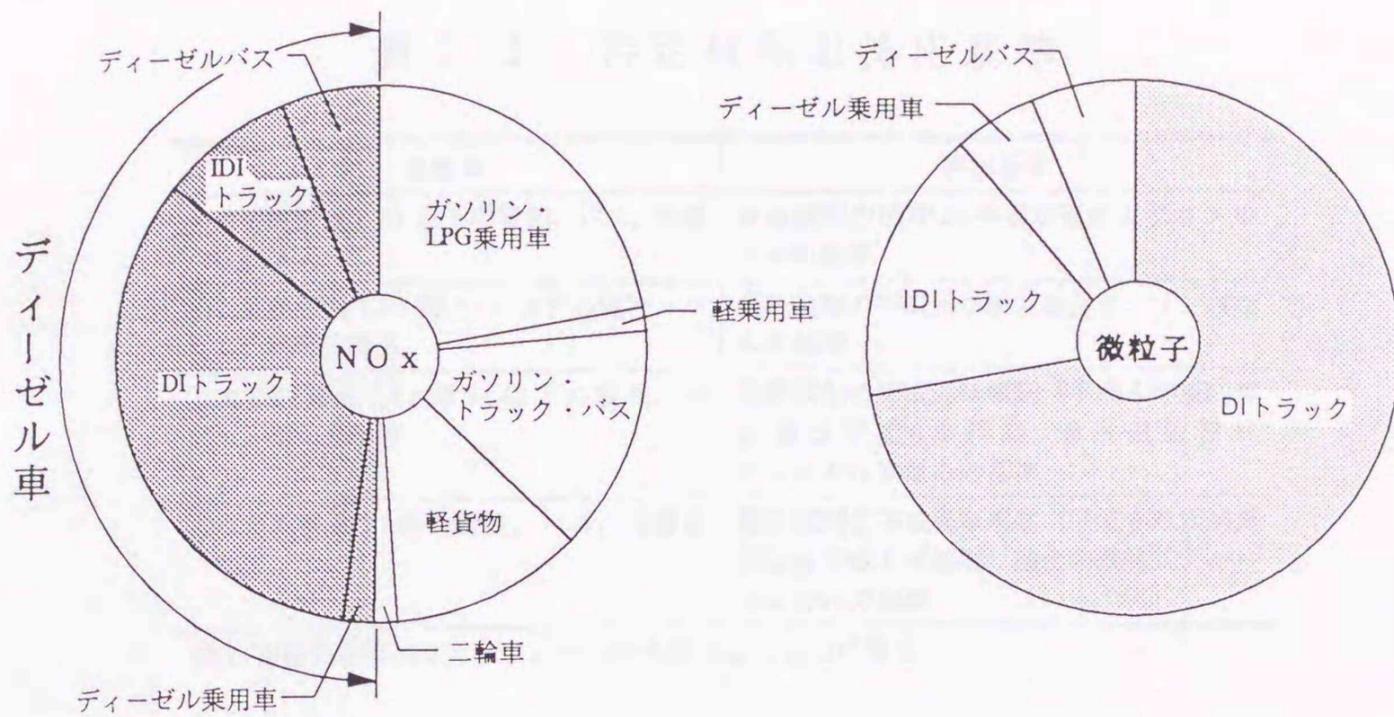


図 1-4 NO_x および微粒子排出量の車種別寄与率

社会のライフスタイルそのものを環境対応型へ変えていこうという提言も為されている。ディーゼル機関に対しても、より厳しい環境適合性が要求されており、これが満足されない場合には、存在そのものが否定されかねない状況にある。1993年には、大都市圏におけるNO_xに起因する大気汚染を改善するために、「自動車から排出される窒素酸化物の特定地域における総量の削減等に関する特別措置法」に基づき、特定地域でのNO_x総量規制が運輸省から発表された（表 1-1）。それによると、特定自動車について、従来の排気規制の中で最も厳しいNO_x排出基準を満足していなければ車検に通過しなくなり、使用が禁止されることになった。

1989年には、中公審答申に基づいて、短・長期規制によるディーゼル機関の単体規制が強化された（表 1-

表 1 - 1 特定自動車排出基準

自動車	排出基準
①車両総重量 1.7t 以下の貨物、バス、特種自動車	最新規制の昭和 63 年規制適合ガソリン車なみの基準
②車両総重量 1.7t 超 2.5t 以下の貨物、バス、特殊自動車	最新規制の平成元年規制適合ガソリン車なみの基準
③車両総重量 2.5t 超 5t 以下の貨物、バス、特殊自動車	最新規制の平成元年規制（平成 6 年規制実施後は平成 6 年規制）適合の副室式ディーゼル車なみの基準
④車両総重量 5t 超の貨物、バス、特種自動車	最新規制の平成元年規制（平成 6 年規制実施後は平成 6 年規制）適合の直噴式ディーゼルなみの基準

(注) 特種自動車はトラック、バスから派生したものに限る。

2) が、その内容は、短期規制として、平成6年度から従来の濃度規制が重量規制に改められるとともに、NO_xに対して未規制の35%まで排出量を削減することが定められ、新たに粒子状物質の規制も追加されている。さらに長期規制として、1999年までのできるだけ早い時期に、NO_xを未規制時の26%のレベルまで削減することを義務づけた、きわめて厳しいものとなっている。

一方アメリカにおいても、1990年大気浄化法が13年ぶりに改正された⁽⁵⁾。91年、94年と粒子状物質が二段階に規制強化された後、98年からはNO_xの排出規制が強化されることになった。ヨーロッパにおいてもアメリカ並みの規制が導入されている⁽⁶⁾。

こうした世界的な規制強化に対応すべく、各自動車メーカーや研究機関において、精力的な研究開発がなされた結果、日本の短期規制、およびアメリカの94年規制に対しては、ターボ・インタークーラの採用、燃焼室形状の

表 1-2 自動車排出ガス許容限度設定目標値

車種区分	排出ガスの種類	現行規制		短期目標		長期目標			
		平均値	施行年	目標値	施行年	目標値	削減率		
トラック・バス ディーゼル	軽量車 (GVW1.7t以下)	窒素酸化物(NOx)	0.9g/km	昭和63年	0.6g/km	平成5年	△33%	0.4g/km	△56%
		粒子状物質(PM)	---	---	0.2g/km	平成5年	---	0.08g/km	△60%
	中量車 (GVW1.7t超え 2.5t以下)	直噴式 NOx	380ppm	昭和63年	1.3g/km	平成5年	△35%	0.7g/km	△65%
		副室式 NOx	260ppm	昭和63年	---	---	0%	---	△46%
重量車 (GVW2.5t超え)	PM	---	---	0.25g/km	---	---	0.09g/km	△64%	
	NOx	400ppm	平成元年	6.0g/kWh	平成6年	△17%	4.5g/kWh	△38%	
乗用車	NOx	直噴式	260ppm	平成元年	5.0g/kWh	---	△2%	---	△12%
		PM	---	---	0.7g/kWh	---	---	0.25g/kWh	△64%
	EIW ≤ 1.25t	昭和61年(手動変速機付車)	0.7g/km	昭和61年(手動変速機付車)	(0.5g/km)	(平成2年)	(△29%)	---	△43%
		昭和62年(自動変速機付車)	---	---	---	---	---	0.4g/km	△56%
EIW > 1.25t	昭和61年(手動変速機付車)	0.9g/km	昭和61年(手動変速機付車)	(0.6g/km)	(平成4年)	(△33%)	---	---	
	昭和62年(自動変速機付車)	---	---	---	---	---	---	---	
全車種	黒煙(3モード)	50%	昭和47年	40%	PMと同時	△20%	25%	△50%	
トラック バス	中量車(GVW1.7t超え2.5t以下)	0.7g/km	平成元年	---	---	---	0.4g/km	△43%	
	重量車(GVW2.5t超え)	650ppm	平成元年	5.5g/kWh	平成4年	△19%	4.5g/kWh	△34%	

(備考) 1. ディーゼル乗用車の短期目標値は、既に昭和63年12月に告示済みのものであり、今回答申が行われたものではない。
 2. GVW…車両総重量 EIW…等価慣性重量(人間二人が乗ったと仮定した場合の車の総重量で、車両重量に110キログラムを加えたもの。)
 3. 窒素酸化物の削減率は、短期目標値、長期目標値とも現行規制値に対するものであり、粒子状物質の長期目標値の削減率は長期目標値に対するものである。
 4. 黒煙の現行規制値、短期及び長期目標値はいずれも平均値ではなく、最大値である。
 5. 0.25g/kWhは0.18g/PSh、0.7g/kWhは0.51g/PSh、4.5g/kWhは3.31g/PSh、5.0g/kWhは3.68g/PSh、5.5g/kWhは4.05g/PSh、6.0g/kWhは4.41g/PShに換算される。
 6. 長期目標値は、できるだけ早期に、遅くとも10年以内に達成されるべきとされている。

改良、燃料噴射系の制御技術の向上、潤滑系の改良、および燃料中のS分の低減などによって、規制値をクリア、あるいはクリアする目処がついた。しかし、それ以降の日本の長期規制、およびアメリカの98年規制に関しては、これを満足する技術は確立されていないのが現状である。

これらの規制は、とくにNO_xに対して厳しいものとなっているが、噴射時期の遅延を基本とする従来のNO_x低減技術はすでに限界に達しており、これ以上の低減を図るには、新しい技術の開発が必要とされている。しかしこれと同時に、熱効率に関して、他の動力源に対するディーゼル機関の優位性を確保して行かなければ、その存在意義が薄れることにも留意しなければならない。

ディーゼル機関における排気の清浄化に関しては、次に示すような三段階に目標を設定して考えることができる。すなわち、究極の目標として、排気中に汚染物質が全く含まれない、いわゆるゼロ・エミッション・ヴィークルがあり、その前段階として、高い熱効率を維持しながら、三元触媒付のガソリン機関と同程度の排気性能を持つ段階が設定できる。さらにその手前の段階として、ディーゼル排気に対する日本の長期規制およびアメリカの98年規制がある。

これらの中から、どの段階を目標にするかによって、アプローチの仕方が異なってくる。ゼロ・エミッション・ヴィークルを目標とした場合には、電気自動車、あ

るいは温暖化ガスのCO₂さえも排出しない水素を燃料とする熱機関以外はその対象になり得ない。したがって、ディーゼル機関の存続を前提として考えた場合には、第二段階のガソリン機関並み、および第三段階の将来規制の適合性が考慮すべき目標となる。

つぎに、それらの目標を達成するために必要な技術について考えて見ると、第二段階のガソリン機関並みの排気性能を実現するためには、高酸素雰囲気でも有効なNO_x還元触媒の実用化が必須条件となる。最新の排気規制に適合したガソリン車では、広い運転範囲において、排出されるNO_xの90%以上が触媒によって浄化されており、CO、HCについても同様である。内燃機関が、燃焼によって燃料の化学エネルギーを解放している以上、ある程度のNO_x生成は避けられず、排出量を現状の1/10以下に削減するには、後処理を行わないわけにはいかない。したがって、ディーゼル排気の浄化対策を考える上で、最も重要で、しかも鍵となる課題は、高性能のNO_x触媒を開発することといえる。この技術が確立されれば、ディーゼル機関の排気問題は解決され、現在、NO_x対策で抑えられているディーゼル機関本来の熱効率の高さをも最大限に活用することが可能になる。

ここで、NO_x触媒の実用化までの進捗状況に対応して、二つのシナリオを描くことができる。その一つは、日本の長期規制およびアメリカの98年規制が始まる以前に触媒の開発が実用段階に達しているか、あるいは達す

る可能性が高い場合（ケース1）であり、もう一つは、触媒の開発が間に合わないか、あるいはディーゼル用触媒の実現が困難と判断された場合（ケース2）である。ケース1では、触媒によって、上で示した目標の第二、第三段階が一気に達成されるので、触媒以外の排気対策について大きな精力を注ぐことは必要でない。一方ケース2では、触媒以外の排気浄化技術を開発して当面の長期規制をクリアし、その後、第二段階の目標に向かって、触媒あるいはその他の方法によって排気対策を進めることになる。どちらのケースを選択するかによって、研究の方向が大きく異なることになる。

以上を考慮すると、現時点において重要なことは、ディーゼル用 NO_x 触媒の将来性と実用化までに要する時間をできるだけ正確に見積もること、および長期規制が実施されるまでの時間が限られていることを考慮し、ケース2を想定して、触媒以外の方法でこれを満足する技術を開発することの二点である。本研究は、ケース2に対応して、触媒を用いずに NO_x 、排気微粒子、および熱効率を同時に低減するための指針を明らかにするとともに、現時点で有望と考えられているいくつかの NO_x 触媒を実排気に適用して、その可能性と問題点を明らかにしようとするものであって、その意義はきわめて大きいものといえよう。

1.2.2 ディーゼル機関の排気浄化に関する研究の動向

ディーゼル機関の排気対策が困難なのは、 NO_x と排気微粒子および燃費が、トレードオフの関係にあることに起因している。例えば NO_x の排出量は、燃料噴射時期に対してきわめて敏感であって、これを遅延させることによって NO_x 排出量を減少させることができるが、一方では排気微粒子および燃費の増加につながる。そして、増加した微粒子を何らかの方法で低減させると、今度は NO_x が増加して、さらに噴射時期を遅延させる必要に迫られる。ディーゼル機関の排気対策は、このトレードオフを如何に改善していくかに帰着すると言ってよい。

従来、ディーゼル機関の排気対策は、比較的制御の困難な NO_x を燃料噴射時期の遅延によって低減し、それに伴う燃焼の悪化を、燃焼室形状、噴射系、あるいは吸気系の改良等で補う方向で行われてきた。これらの例として、リエントラント燃焼室⁽⁷⁾や四角キャビティ燃焼室⁽⁸⁾、噴射時期の電磁制御が可能な高圧噴射ポンプ^(9,10)、ターボ・インタークーラ^(11,12)、あるいは可変スワール機構⁽¹³⁾などがある。前節でも述べたように、これらの技術によって、短期規制をクリアすることが可能となったが、 NO_x の一層の低減が求められている長期規制をクリアするのは困難である。図1-5に示すように、現状以上の噴射時期の遅延は、排気微粒子や燃費の悪化のみなら

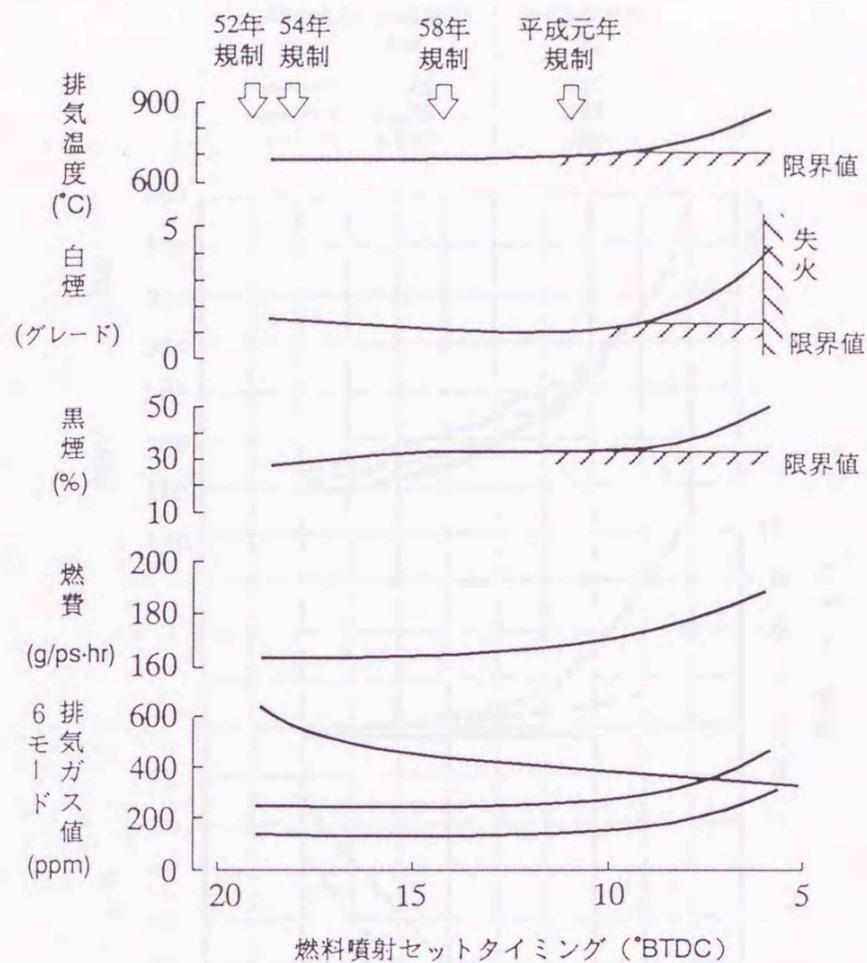


図 1 - 5 燃料噴射時期遅延の許容限界⁽¹⁴⁾

ず、始動性、白煙、あるいは排気温度などに関しても許容できない問題を発生させるし⁽¹⁴⁾、また図 1 - 6 に示すように、噴射時期を遅延させ過ぎた場合には、着火遅れが増加するので、かえって NO_x が増加する傾向にある^(11,15)。すなわち、噴射時期の遅延による NO_x の低減はすでに限界に達しており、長期規制に対応するための新たな技術が模索されている。

排気対策は、燃焼制御によって汚染物質の生成を抑制する方法と、シリンダから排出された汚染物質を後処理する方法とに大別できる。以下に、長期規制をクリアすることを目標として、研究が行われている排気対策につ

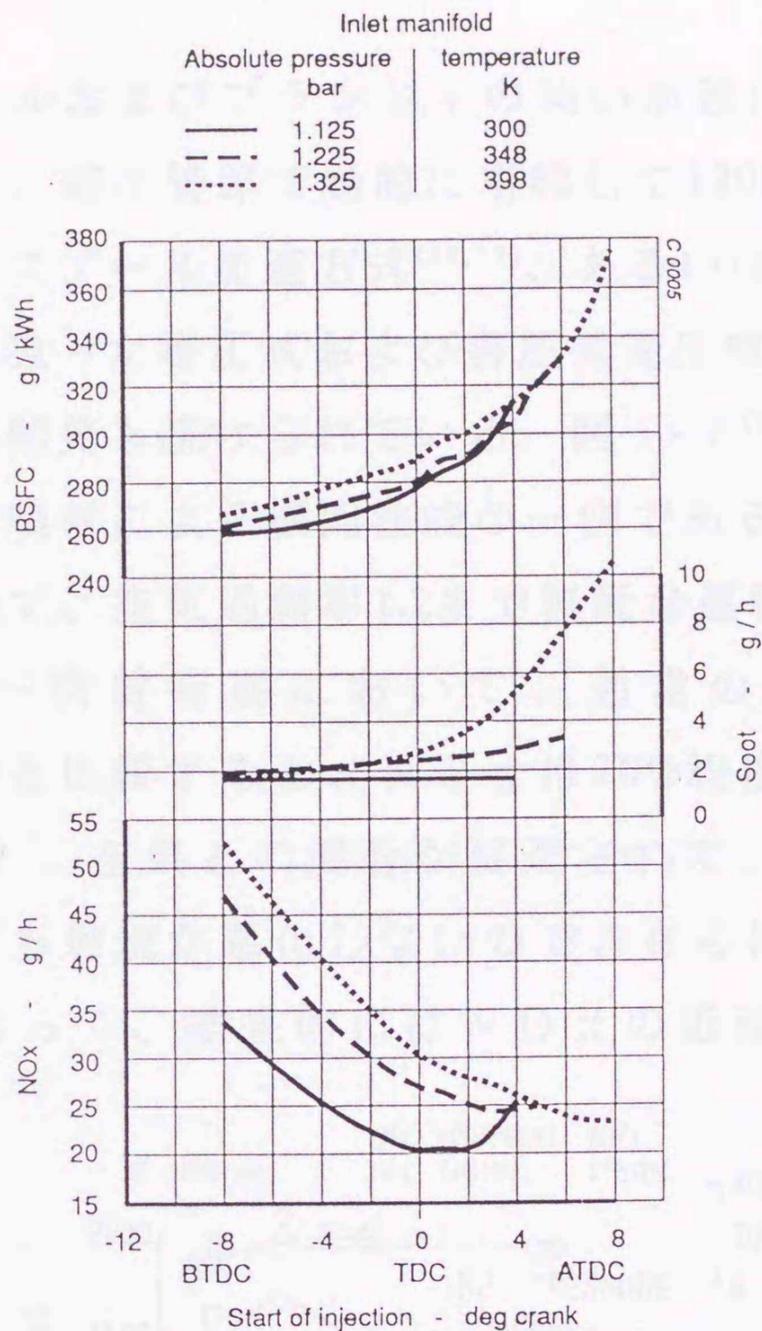


図 1-6 燃料噴射時期による機関性能の変化⁽¹¹⁾
 (単気筒ターボ・インタークーラ付、2000rpm)

いて記述する。

(1) 燃焼制御による排気対策

排気微粒子を低減する技術として、現在最も注目されているのは高圧噴射である。従来のジャーク式噴射ポンプを改良して100~150MPaの噴射圧としたもの^(9,16,17)、あるいは100MPa以上に加圧された燃料を電磁弁で制御するコモンレール方式⁽¹⁰⁾が、すでに実用域に達している。ま

た、スプールおよびプランジャの強い加速によって圧力波を発生し、縮小管路で動的に増幅して120MPa以上の噴射圧を得るスプール加速方式^(18,19)、あるいは300MPa以上の噴射圧を狙った増圧式および蓄圧式高圧噴射装置^(20~22)などの研究開発も続けられている。図1-7⁽²³⁾は、ACEにおける高圧噴射による機関性能の一例であるが、150MPa以上の高圧で、空気過剰率1.2まで無煙な運転が得られている。同一噴射時期において、通常のジャーク式(40MPa)と比較すると、NO_xは20%程度増加するが(図1-8)、空気との混合が促進されて、噴射時期を遅延させても燃焼が悪化しないので、さらに大幅な遅延が可能となって、結果的にはNO_xの低減が可能であ

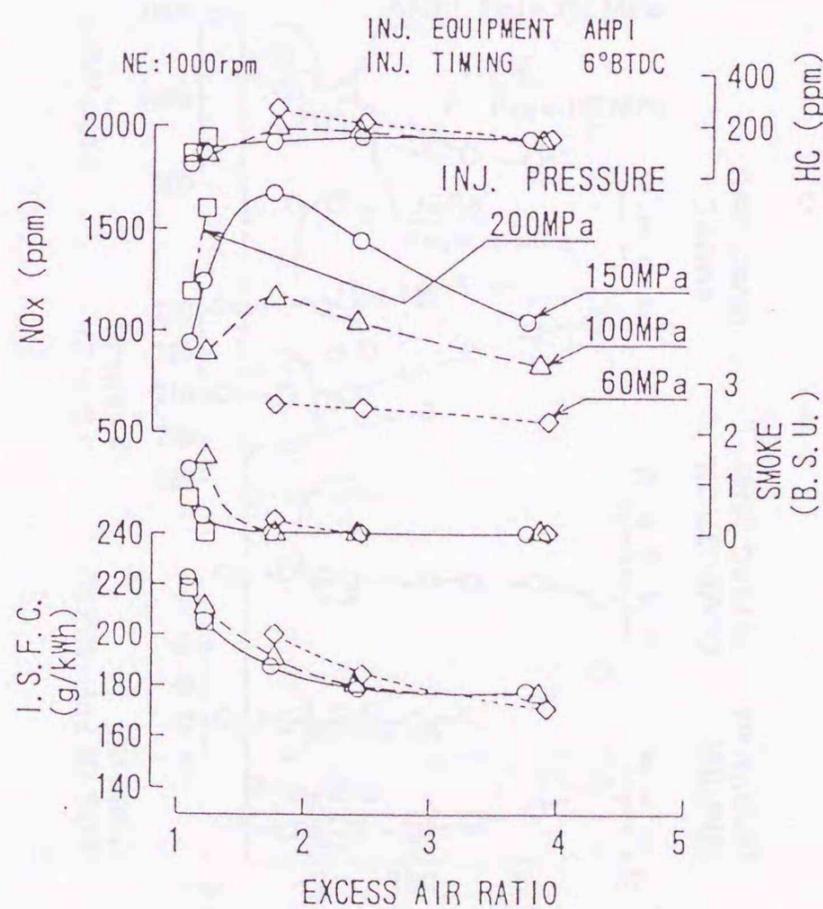


図1-7 機関性能に対する燃料噴射圧力の影響⁽²³⁾

る。ただし高圧噴射は、基本的には予混合燃焼量を増加させるので、それを抑制するために、小噴孔ノズルやパイロット噴射との組み合わせが必要となる⁽²⁴⁾。

一般に、スワールや噴霧の持つ運動エネルギーによって、空気と燃料の混合を促進しようとする、予混合燃焼の割合が増大してNO_xが増大する一方、燃焼後期には乱れが減衰してしまい、排気微粒子の酸化効果は小さくなってしまふのが普通である。そこで、シリンダ内に攪乱流を導入して、燃焼後期を活性化する試みが行われている。神本ら⁽²⁵⁾は、直噴式機関の燃焼室上部に空気室を設けて、圧縮行程および初期燃焼期間中に空気をこの

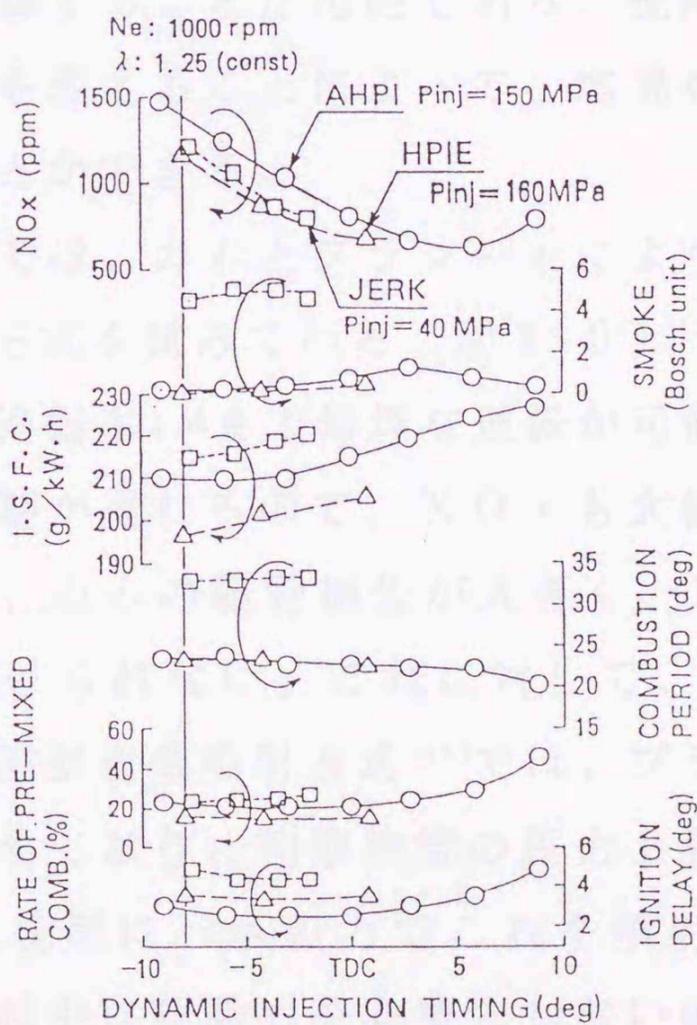


図 1-8 高圧噴射時における燃料噴射時期の影響⁽²⁴⁾

中に蓄え、これを膨張行程に主燃焼室に噴出させて燃焼場を攪乱するとともに、酸素分圧を高めることによって、微粒子の酸化促進を試みている。黒煙濃度は、従来機関に比べて最大30%程度低減することが確認されたが、噴出エネルギーが小さく、空気利用率も低下するため、燃費は悪化する結果となっている。

より積極的な攪乱を目的として、副室に少量の燃料を噴射し、燃焼ガスを主燃焼室に噴射することによって強力な攪乱を形成する燃焼システム（CCD方式）が、村山ら^(26~28)によって提案されている。この燃焼システムによれば、NO_xや燃費を増加させることなしに排気微粒子を大幅に低減することが可能であり、攪乱流の噴出時期および強度を変えることによって、燃焼をかなり自由に制御することができる。

トヨタ中研では、カムとプランジャにより副室内の空気を押し出す方式を試みている（図1-9）^(29,30)が、これによると空気過剰率1.4まで無煙な運転が可能であり、最適燃料噴射時期が遅れるので、NO_xも大幅に低減している。ただし、カムの駆動損失が大きく、10%程度の燃費の悪化が避けられない。これに対して、図1-10に示すバネ式蓄圧型空気噴射方式⁽³¹⁾では、プランジャの背面にバネを備えており、初期燃焼の圧力上昇時に空気を蓄えて、燃焼後期にバネの力でこれを噴射する構造となっている。特別な駆動力を必要としないので、燃費が悪化せず、排気改善に関しても、村山らのCCD方式と

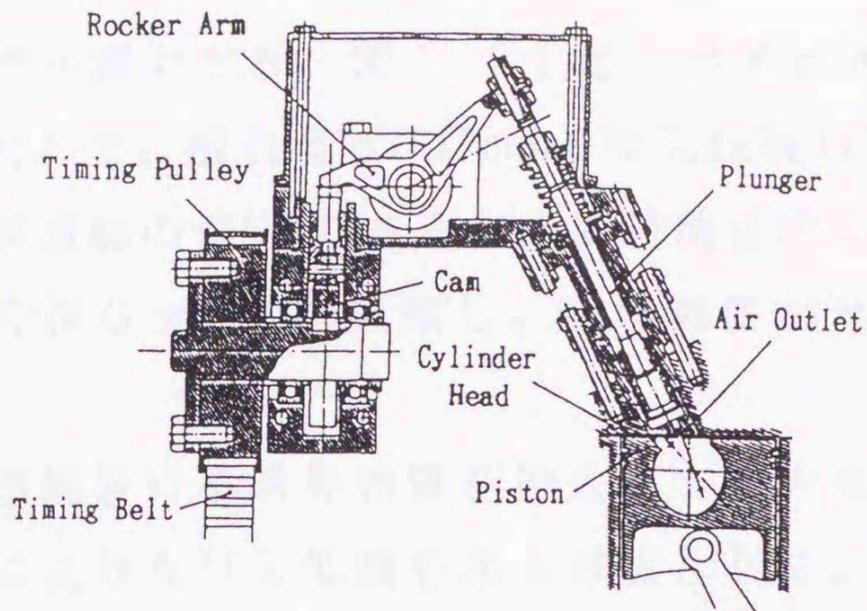


図 1 - 9 カム駆動型空気噴射装置の構造⁽²⁹⁾

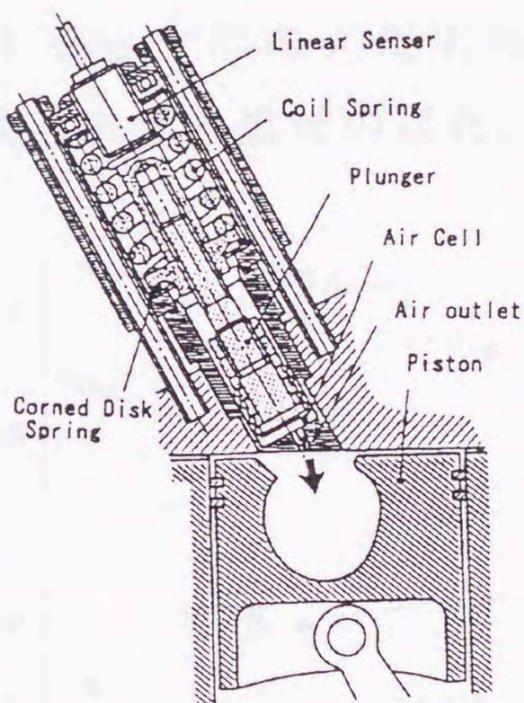


図 1 - 1 0 蓄圧型空気噴射装置 (SAAG) の構造⁽³¹⁾

同等の効果が得られている。

ノズル噴孔径を絞り多噴孔化することも、 NO_x 低減の有効な手段である。噴孔を小さくすると、空気と燃料の混合速度が増加して、シリンダ内の燃料分布が均一化する。局所的に高温部分が形成されにくくなり、N

NOx生成量が減少する。図1-11は、ボアφ400mmのシリンダに対して、噴孔径φ0.17mm、噴孔総数117で噴射を行った三井造船の例⁽³²⁾であるが、燃料消費率を悪化させることなくNOxが30%低減し、黒煙濃度が半減している。

一方、燃焼場に不活性物質を投入して、火炎温度を下げることによりNOx低減を図る方法として、EGRおよび水噴射がある。EGRは、ガソリン機関あるいは乗用車用小型ディーゼル機関では、すでに実用されている技術であるが、トラック等の大型車両用機関においては、高負荷における燃費と黒煙の悪化、出力の低下、な

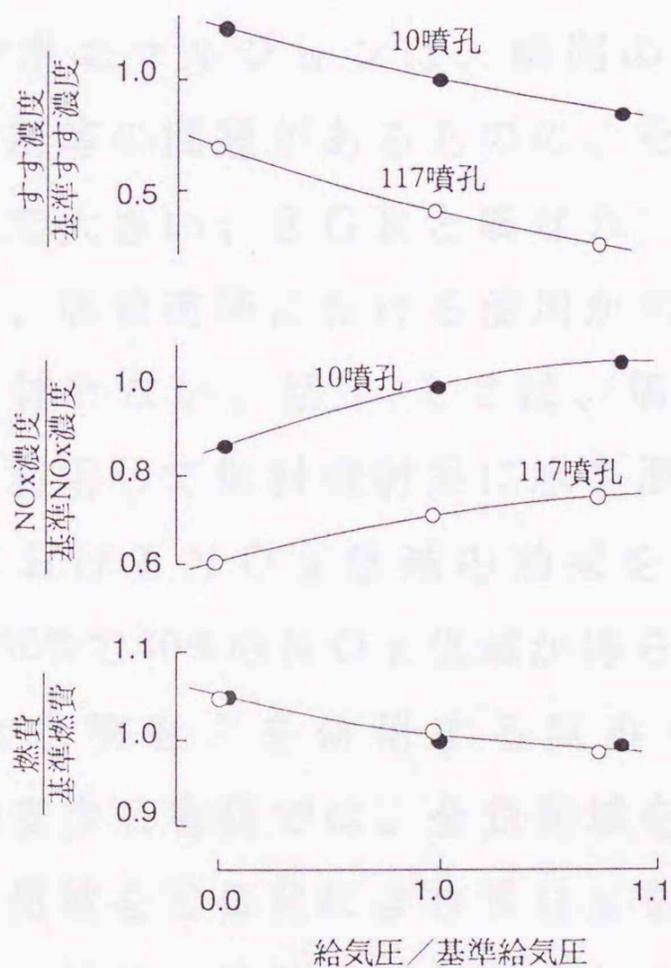


図1-11 小噴孔径多孔ノズルによるNOx低減⁽³²⁾

らびに再循環ガスに含まれる微粒子およびS分によるバルブやシリンダライナの摩耗腐食、さらにはオイル劣化などの問題があって^(33,34)、実用化には至っていない。これらの問題をクリアするためには、燃料中のS含有量の削減や再循環ガスの冷却⁽¹¹⁾とともに、機関の負荷および回転速度に応じてきめ細かな制御を行うことが必要と考えられる。EGR率を0~30%の範囲で最適制御してモード試験を行った結果⁽³⁵⁾によると、微粒子を増加させずにNO_xを標準機関に比べて20%低減させることができ、短期規制のレベルを満足する。ただし、高負荷における使用には限界があり、それ以上の低減にはかなりの困難が予想される。

水噴射や水エマルジョンは、機関の耐久性への悪影響、供給体制等の問題があるものの、そのNO_x低減効果はきわめて大きい。EGRと異なり、体積効率が低下しないので、高負荷時における使用が可能であって、出力の低下も伴わない。図1-12は、噴射管内に生ずる圧力変動を利用して燃料噴射系に水を混入させる三菱重工の方式におけるNO_x低減の効果を示すものであるが、水割合50%で40%のNO_x低減が得られている⁽³⁶⁾。

EGRと水噴射とを併用する試みも行われている^(27,37)。交通安全公害研では、全負荷域を水噴射により、また部分負荷域をEGRによりNO_xを制御してモード試験を行い、NO_x低減に対してきわめて効果的であったと報告している。

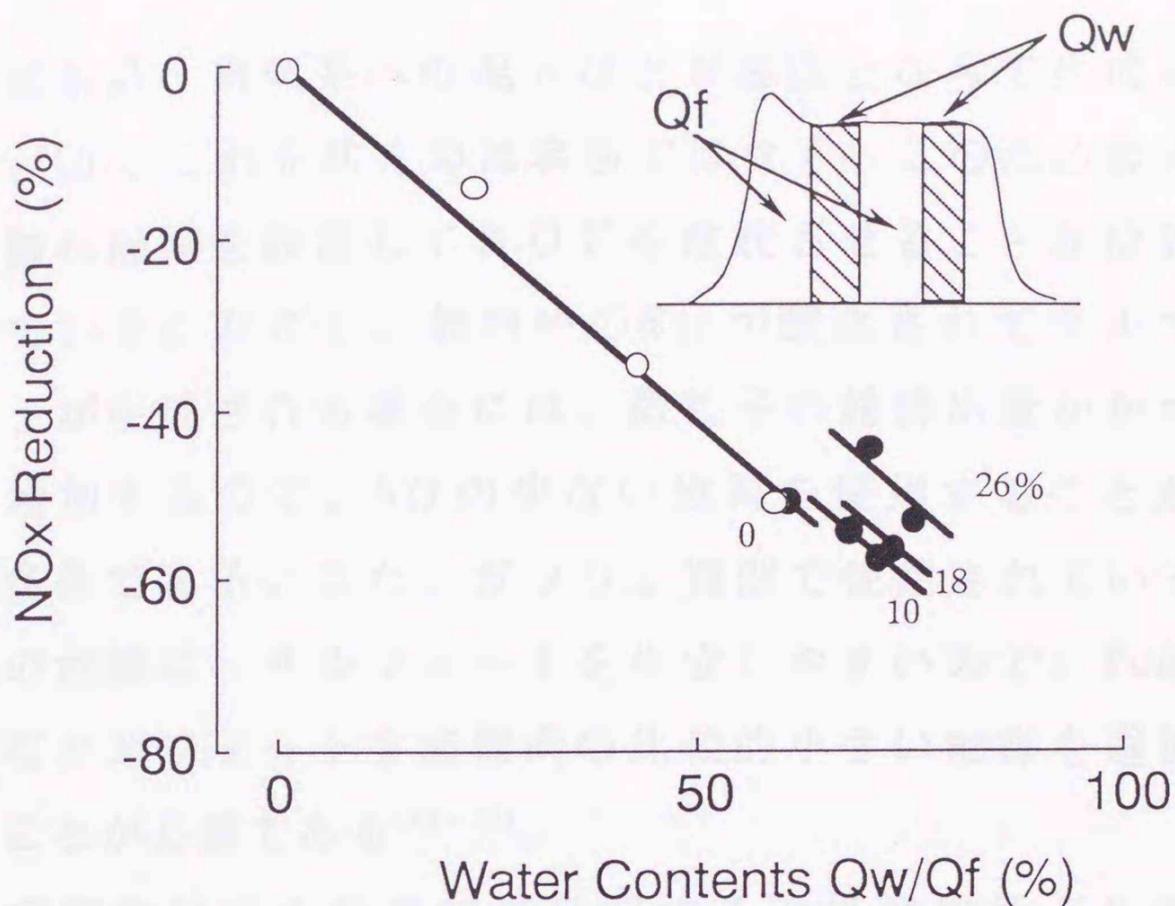


図 1-1 2 水噴射による NO_x 低減⁽³⁶⁾

また、水エマルジョンによれば、水噴射と同様に熱容量の増加や水性ガス反応による吸熱作用によって NO_x が低減するほか、噴霧運動量の増加やマイクロ爆発による燃料の分散効果によって燃焼が促進されるので、燃費の改善と微粒子の低減とが期待できる^(38,39)。機関の耐久性に関しても、22%の水割合で11,000時間の実績⁽⁴⁰⁾が報告されている。

(2) 後処理による排気対策

燃焼改善によって微粒子排出量の低減が進んだ結果、排気微粒子中に占める SOF (可溶有機成分) の割合が増加している⁽⁴¹⁾。 SOF は、燃料噴射の後だれや潤滑油

の燃焼系・排気系への混入などが要因となって生成される⁽⁴²⁾が、これを防ぐのは容易ではなく、このため排気系に酸化触媒を設置してS O Fを酸化させることが検討されている。ただし、燃料中のS分が酸化されてサルフェートが生成される場合には、微粒子の総排出量がかえって増加するので、S分の少ない燃料を使用することが必須条件である。また、ガソリン機関で使用されているPt系の触媒は、サルフェートを生成しやすいので、Pdのようなサルフェート生成傾向の比較的小さい触媒を選択することが必要である^(41~44)。

排気微粒子を効果的に低減する後処理技術として、ディーゼル・パーティキュレート・フィルタ (DPF) がある。これは、排気管の途中に耐熱性のフィルタを装着して微粒子を捕集するものであって、微粒子排出量を画期的に低減することが可能である。フィルタ材料としては、コージェライト製ハニカム構造のウォールフローモノリス^(45~47)が一般的であるが、気孔の均一性と熱伝導性に優れたSi-Cを母材とするもの^(48~50)や、圧損の少ないムライト製繊維セラミックスを使用したもの^(51,52)も研究されている。

DPFの問題点は、捕集した排気微粒子を定期的あるいは連続的に除去するための確実な方法が確立されていないことである。電気ヒータ^(45,53~55)や軽油バーナ⁽⁵⁴⁾を利用して、微粒子を再燃焼させる試みがなされているが、局所的な温度上昇によるフィルタの溶損や亀裂を生じやす

く、フィルタ内温度分布の均一化、微粒子再燃焼の際の燃焼制御、より耐熱製の高い材料の開発、触媒による再燃焼温度の低温化などが必要である。一方、高圧の空気を排気の流れに逆らって吹き付け、捕集した微粒子を払落とし、これを燃焼させる逆洗型再生方式も提案されている^(56,57)。この方式によれば、フィルタの溶損や亀裂の問題は生じないが、高圧空気の供給源の確保、および払落としした微粒子を燃焼させるためのヒータ電力消費量の低減などの問題が指摘されている。

一方、 NO_x の後処理技術に関しては、岩本ら⁽⁵⁸⁾、およびHeldら⁽⁵⁹⁾によって、酸素共存下での触媒による選択還元の可能性が明らかにされて以来、各方面で活発な研究がなされている。

由宇ら⁽⁶⁰⁾は、各種金属のイオン交換ゼオライト、複合金属酸化物、および金属酸化物担持 Al_2O_3 を用いて、酸素共存下での炭化水素による NO の選択還元反応について検討し、銅イオン交換ZSM-5ゼオライトが、低温活性および反応速度の両面から最も高い性能を示したことを報告している。その後、Kintaichiら⁽⁶¹⁾、Hamadaら⁽⁶²⁾によって、H型ゼオライトやアルミナ等の個体酸性質を有する物質が酸素共存下において高い選択性をもつ触媒となることが明らかにされ、活性の高い触媒がいくつか見い出されている。

最近、これらの触媒を実際のディーゼル排ガスに適用して、その性能を評価した例がいくつか報告されている

(^{63~65})。それらによると、実排ガスに対しても活性を示すことが確認されているが、一方では SO_x や水の影響、比較的狭い温度ウィンドウ、耐久性(⁶⁷)、および選択性の低さなどの問題が指摘されており、実用化までには多くの困難が予想される。ただし、ディーゼル用 NO_x 触媒が、ディーゼル排気対策の鍵を握っていることは間違いなく、一層の研究、開発の進展が望まれている。

1.3 排気微粒子および NO_x の同時低減の考え方

高効率で、排気微粒子および NO_x 排出量の少ない燃焼過程を考える上で、シリンダ内における排気成分の生成過程が有用な情報を与えてくれる。

図1-13は、青柳ら(⁶⁸)が直接ガスサンプリング法により計測した、シリンダ内の微粒子、 NO_x 、火炎温度、および当量比の時間変化を示すものである。これによると微粒子は燃焼初期に急速に生成され、噴射終了時にほぼ最大濃度となった後、火炎温度が2000K以上の期間に、火炎内に導入される空気と反応して、急速に減少する。微粒子濃度は、生成反応と酸化反応の競争によって決定されるが、燃焼初期には、燃料が過濃で、しかもある程度温度が高いため、生成反応が活発となって微粒子が大量に生成され、一方燃焼後半では、残余空気との混合が進んで当量比が小さくなるために、酸化反応が優勢となって、そのほとんどが酸化され、酸化されずに残った微粒子が最終的な排気微粒子となる。

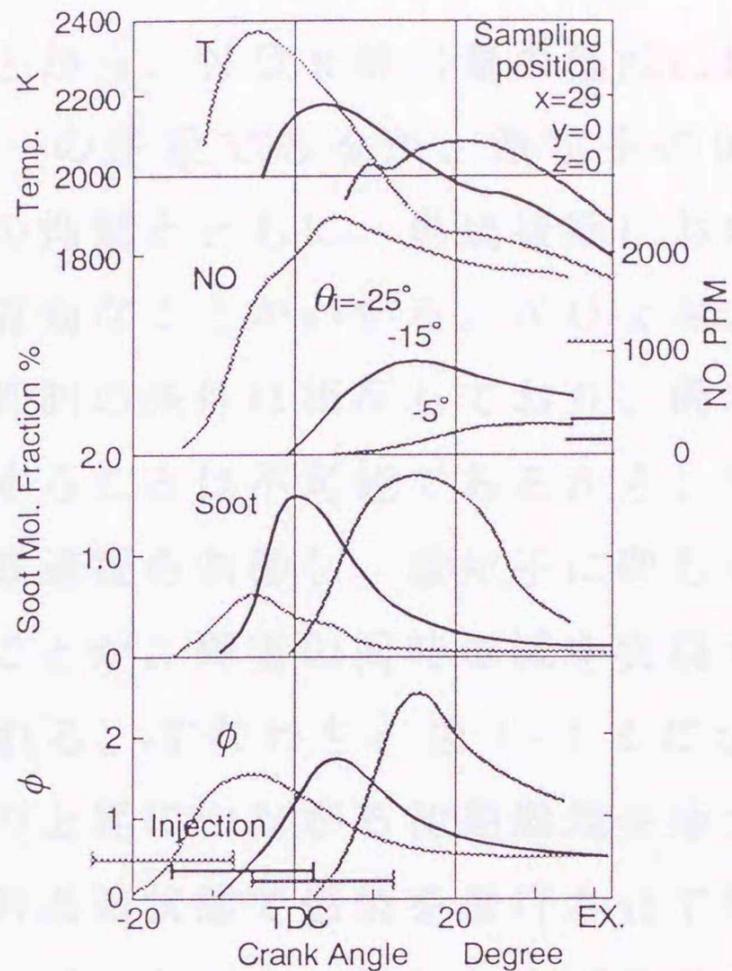


図 1-13 シリンダ内における微粒子およびNOxの生成過程⁽⁶⁸⁾

一方NOxは、高温で燃料が希薄な条件でその生成が活発となるが、図においてNOxは、当量比がほぼ量論当量比となる時期に極大値を示している。その後、空気により希釈されて、最大濃度の数分の一の濃度にまで低下するが、絶対量は変化しない。

新井ら⁽⁶⁹⁾は、シリンダ内ガスの高速全量サンプリングを行い、排気成分の生成過程について調べているが、微粒子およびNOxは、初期燃焼の終了時に最大濃度を示し、NOxはその後ほとんど変化しない。これに対して微粒子は、拡散燃焼後期において、酸化により減少することを示している。

以上のことから、 NO_x 排出量の低減には、その生成の抑制が唯一の手段であるが、微粒子の低減に対しては、生成量の抑制とともに、燃焼後期における酸化過程の活性化が有効なことがわかる。 NO_x および微粒子の生成および抑制の条件は相反しており、両者の生成量を同時に低減することは不可能であるから、 NO_x に関してはその生成過程を制御し、微粒子に関しては酸化過程を制御することが、両者の同時低減を実現する唯一の方法と考えられる。すなわち、図 1-14 に示すように、温度レベルの上昇につながる初期燃焼を極力抑えるか、あるいは燃料過濃状態で燃焼を進行させて NO_x の生成を抑制し、後半において、燃料および微粒子の酸化を促

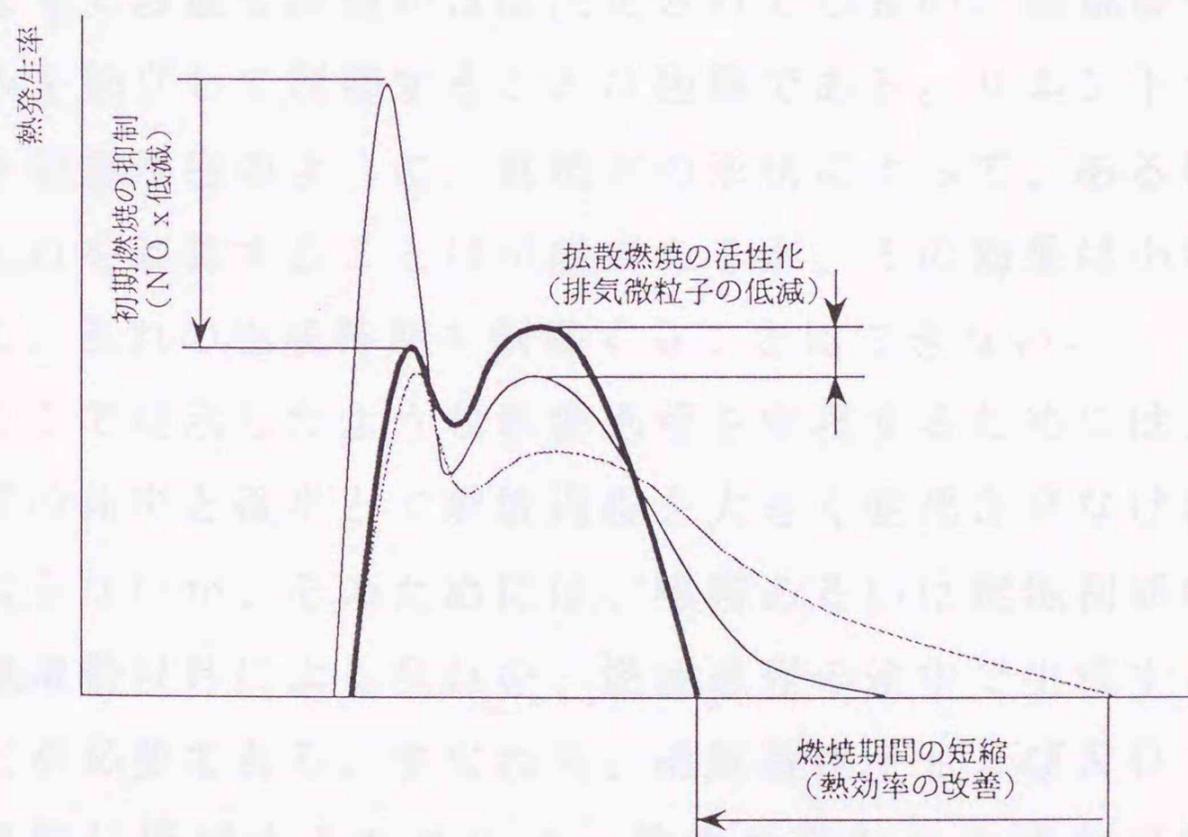


図 1-14 排気微粒子および NO_x の同時低減のために必要な燃焼過程

進するのが望ましい。燃焼後半の活性化によれば、燃焼期間が短縮するので、熱効率の改善も同時に達成できるものと考えられる。

ところで、通常のディーゼル機関においては、燃焼反応が混合速度に比べて十分に速いので、ディーゼル燃焼は、当量比 ∞ の気体と当量比0の気体とが混合していく過程と看做すことができる。したがって燃焼過程は、シリンダ内の乱流混合速度によって決定されるものと考えられ、燃焼過程の制御は、シリンダ内の乱れを時間的に制御することにほかならない。従来のディーゼル機関では、乱れのエネルギーは、主に噴霧および燃焼初期のスワール等の空気流動によって与えられるので、それらの条件によって以後の燃焼がほぼ決定されてしまい、燃焼後半のみを独立して制御することは困難である。リエントラント型燃焼室のように、燃焼室の形状によって、ある程度乱れを制御することは可能であるが、その効果は小さいし、乱れの生成時期を制御することはできない。

ここで提示したような燃焼過程を実現するためには、燃焼の前半と後半とで燃焼過程を大きく変化させなければならないが、そのためには、噴霧あるいは燃焼初期の空気流動以外による乱れを、燃焼過程の途中で生成することが必要である。すなわち、排気微粒子および NO_x を同時に低減するためには、強力な乱れの生成が可能で、しかもその時期を任意に設定できるような燃焼方式の開発がきわめて重要である。

第 2 章 実験装置、および方法

2.1 供試機関、および燃料

2.1.1 供試機関の諸元

供試機関として、無過給、水冷、単気筒の直接噴射式ディーゼル機関 2 台を用いた。主要諸元を表 2-1 に示す。供試機関 1 は、AVL Type503 をベースユニットとし、これに自動車用小型高速機関のいすゞ製 4BJ1-2(NHR) の一気筒分を組み込んだものであり、その外観を図 2-1 に示す。一方供試機関 2 は、クボタ製の汎用単筒中速機関である。

実験は、主に供試機関 1 を用いて行ったが、微粒子の排出特性、未燃炭化水素の分析、排気再循環(EGR)、および水噴射に関する実験には、供試機関 2 を用いた。また、攪乱流の効果に関しては、2 台の供試機関を用いて同様の試験を行ない、得られた結果の一般性を確かめ

表 2-1 供試機関主要諸元

	供試機関 1	供試機関 2
名 称	AVL503	クボタ LC
ボア × ストローク	φ93mm × 102mm	φ110mm × 150mm
排 気 量(cm ³)	693	1425
圧 縮 比	17.5	17.0
定格回転速度(rpm)	3600	1200
燃焼室形状	リエントラント・トロイダル	リエントラント・平底

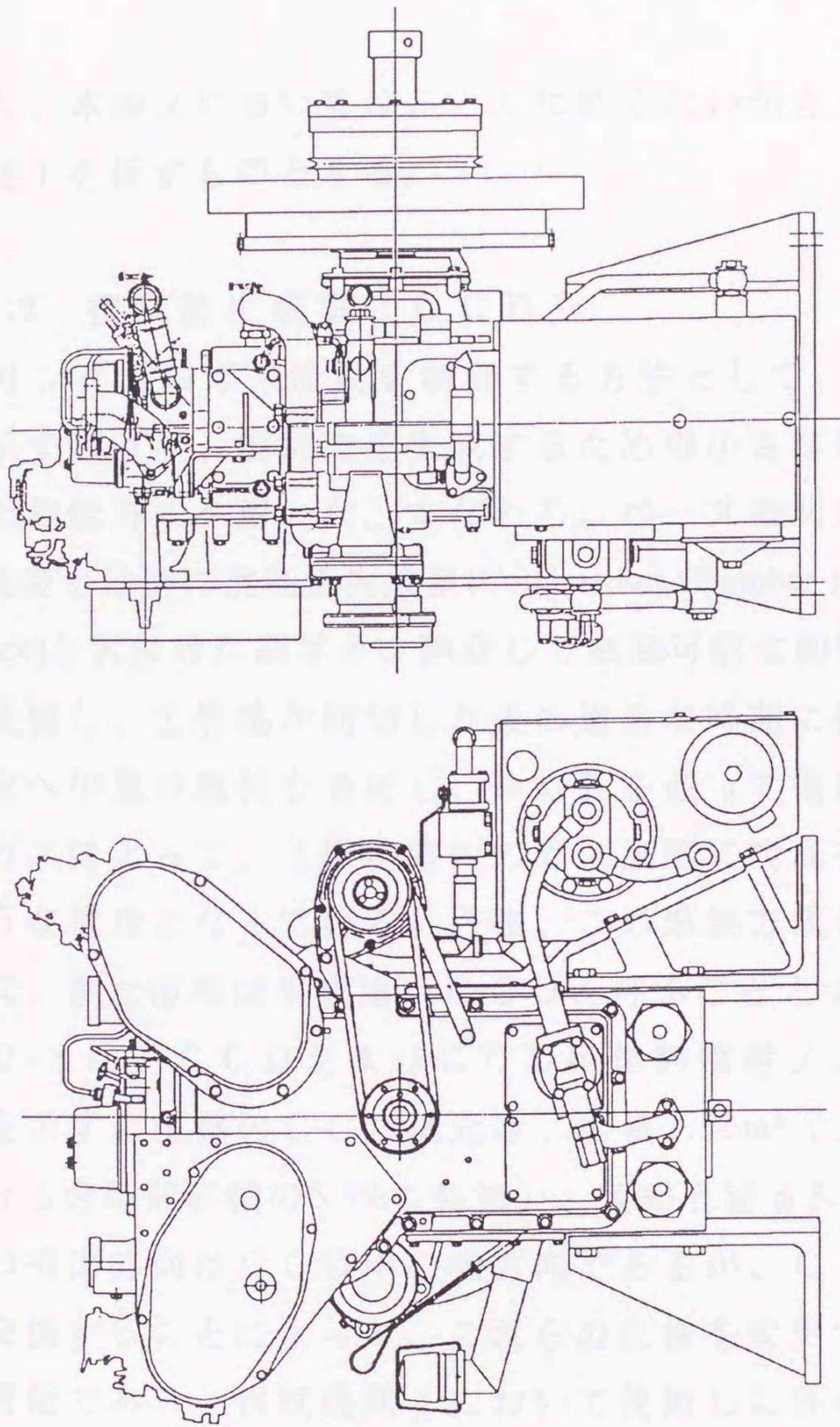


図 2 - 1 供試機関 1 の外観

た。

なお、本論文においては、とくに断らないかぎり、供試機関 1 を指すものとする。

2.1.2 攪乱流生成室 (CCD)

シリンダ内のガス流動を制御する方法として、図 2-2 に示すような、攪乱流を生成するための小さな副室を備えた燃焼方式を用いた。すなわち、ベース機関に対して、主室とは別に攪乱流生成室(Combustion Chamber for Disturbance)と名付けた副室と、独立して制御可能な副噴射系とを装備し、主燃焼が開始した後の適当な時期に攪乱流生成室へ少量の燃料を噴射し、連絡孔を通して噴出する燃焼ガスによって、主燃焼室内のガス流動に攪乱を与えるような構造となっている。以後、この燃焼方式を CCD 方式、また攪乱流生成室を CCD と呼ぶこととする。

図 2-3 に、CCD および CCD 用燃料噴射ノズルの構造を示す。標準の CCD 諸元は、容積 2.5cm^3 (上死点における全隙間容積の 5.5% に相当)、連絡孔径 $\phi 3.4\text{mm}$ 、ガスの噴出方向は CCD 中心軸方向であるが、CCD 部分を交換することによって、これらの仕様を変更することが可能である。供試機関 1 において使用した各 CCD の諸元、およびガス噴出方向を、表 2-2 および図 2-4 に示す。供試機関 2 における CCD の容積は、隙間容積の 7% であり、連絡孔径は $\phi 4\text{mm}$ である。

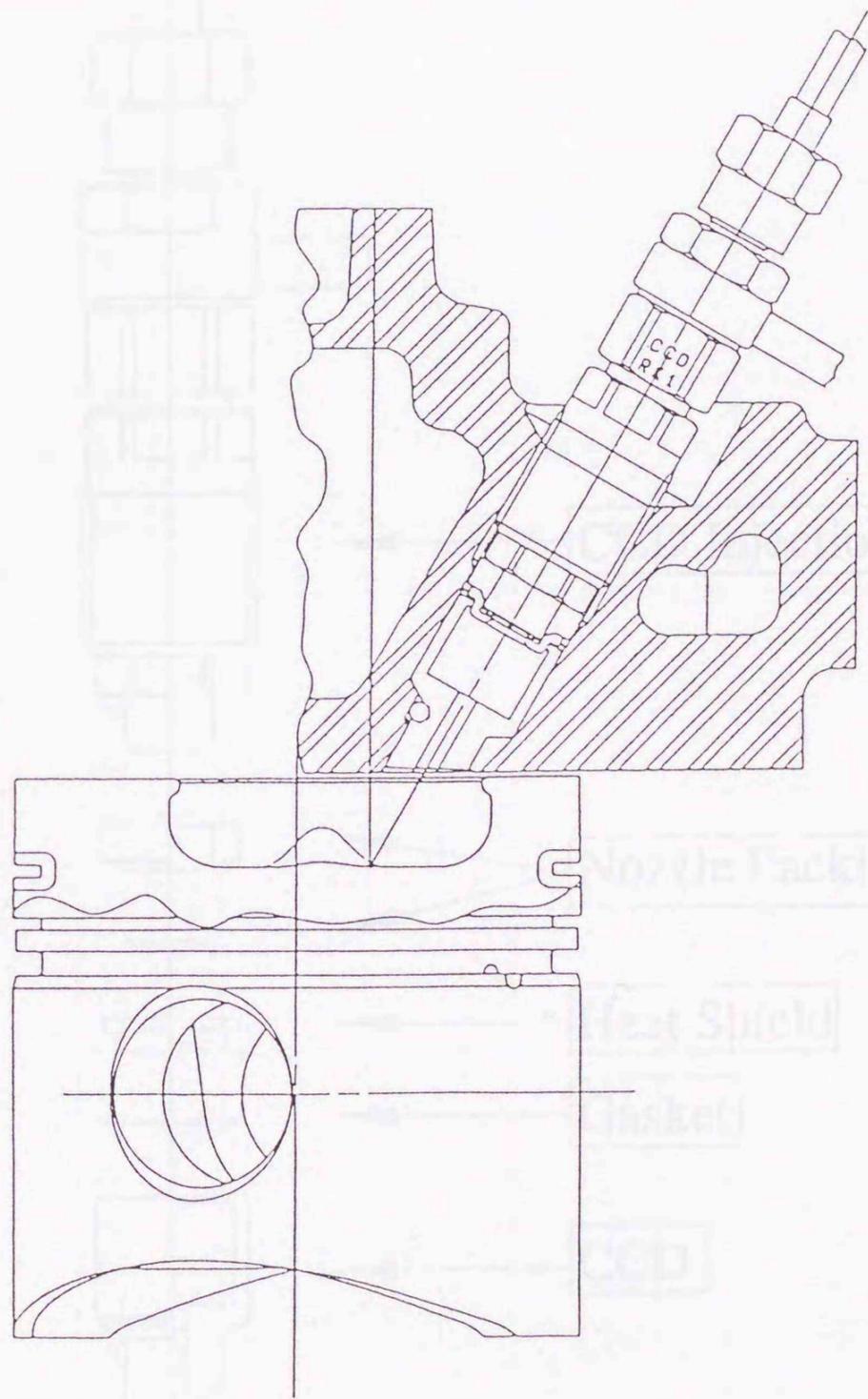


図 2 - 2 CCD方式の構成

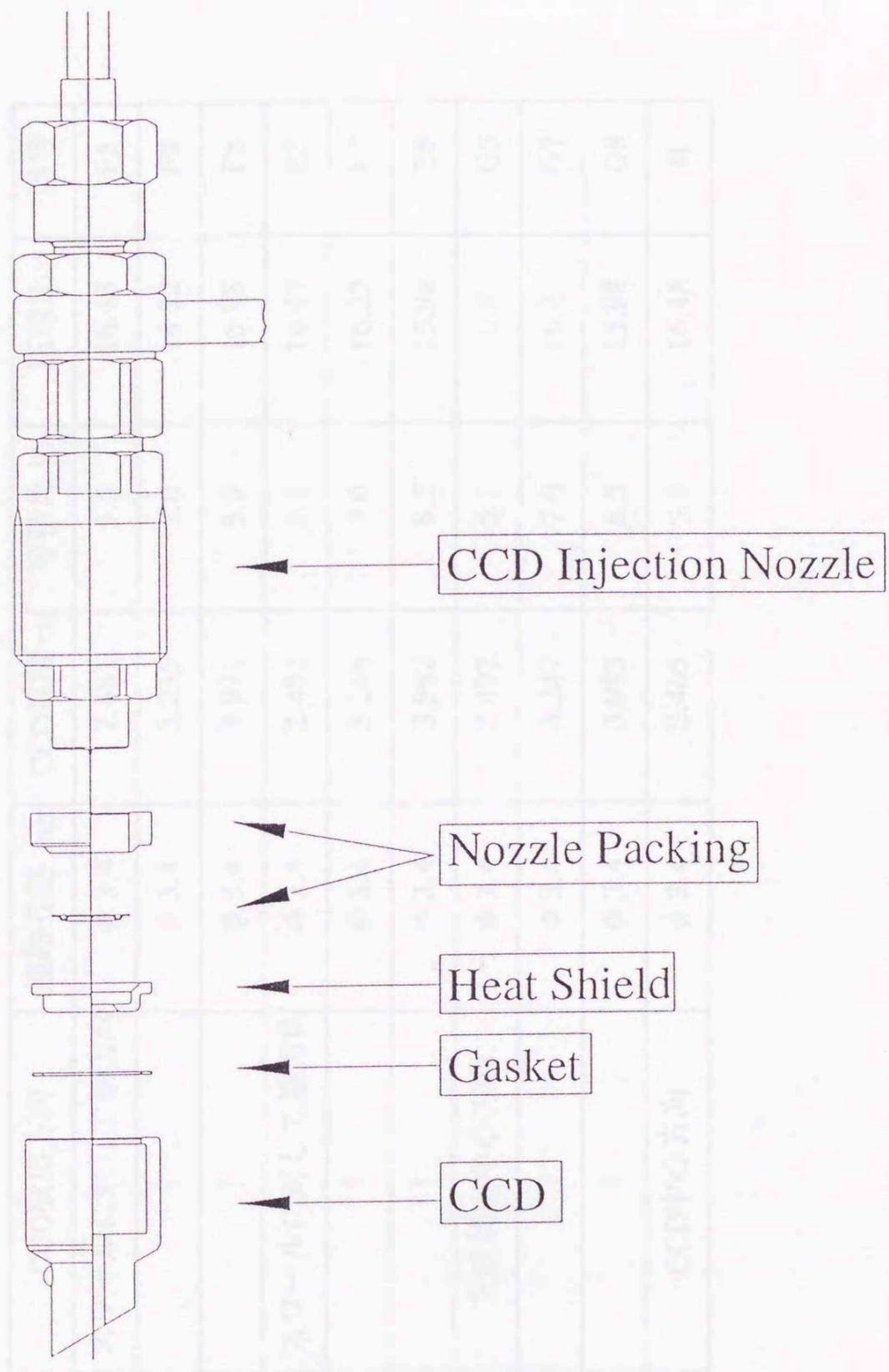


図 2 - 3 CCDおよびCCDノズルの構造

表 2-2 CCDの諸元

CCD噴出方向	連絡孔径 mm	CCD容積 cc	容積比 %	圧縮比	番号
スワールに対して順方向	φ 3.4	2.481	5.5	16.48	F5
↑	φ 3.4	3.235	7.0	16.22	F7
↑	φ 3.4	3.971	8.5	15.98	F8
スワールに対して逆方向	φ 3.4	2.492	5.5	16.47	E5
↑	φ 3.4	3.246	7.0	16.22	E7
↑	φ 3.4	3.982	8.5	15.98	E8
主燃焼室中心方向	φ 3.4	2.492	5.5	16.47	G5
↑	φ 3.4	3.247	7.0	16.22	G7
↑	φ 3.4	3.983	8.5	15.98	G8
CCD中心方向	φ 3.4	2.465	5.5	16.48	B

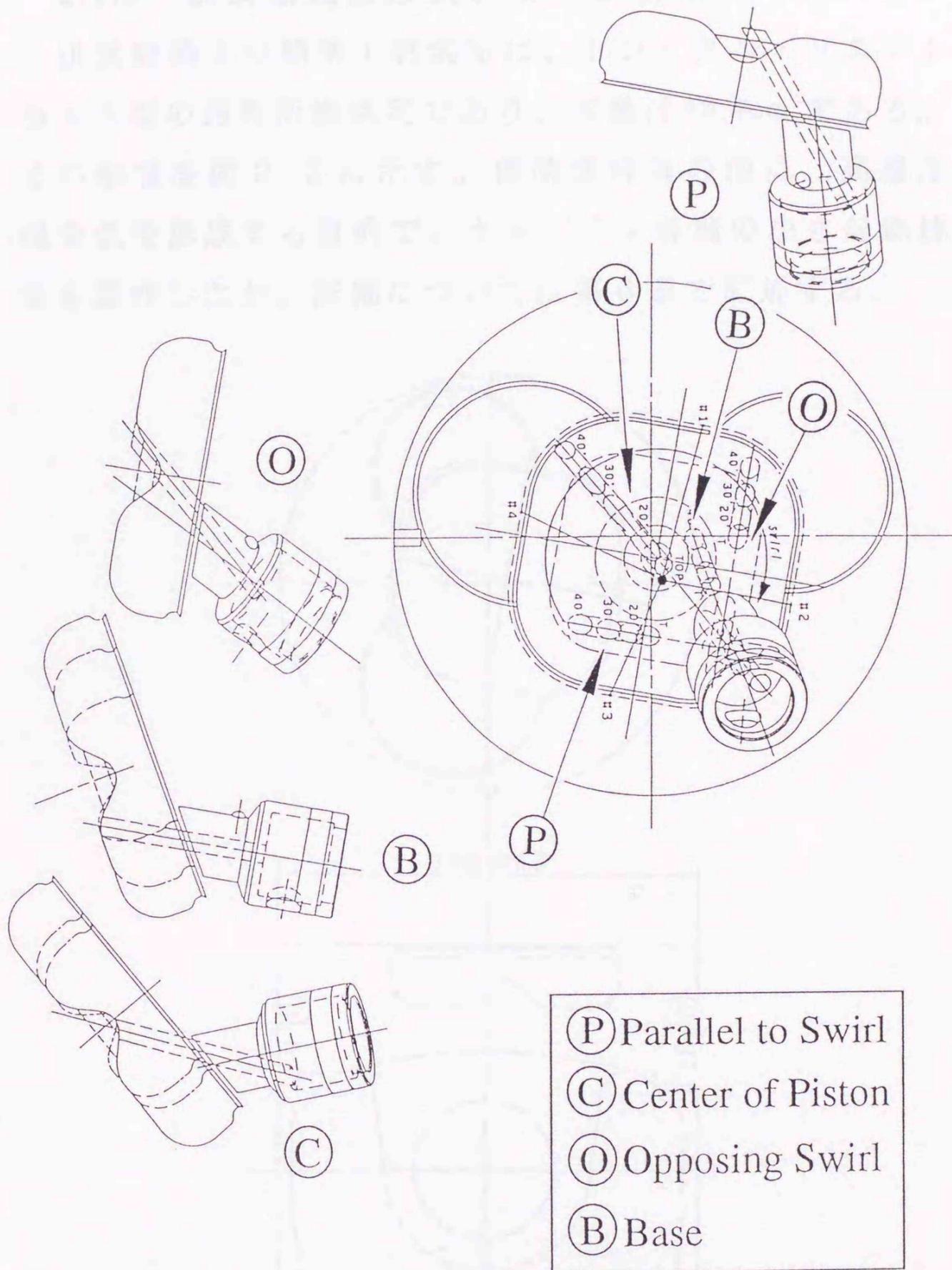


図 2-4 CCD のガス噴出方向

2.1.3 供試燃焼室形状、および諸元

供試機関 1 の標準主燃焼室は、トロイダル・リエントラント型の四角形燃焼室であり、容積は 30.4cm^3 である。その形状を図 2-5 に示す。標準燃焼室の他に、高濃度混合気を形成する目的で、キャビティ容積の小さな燃焼室を試作したが、詳細については第 6 章で記述する。

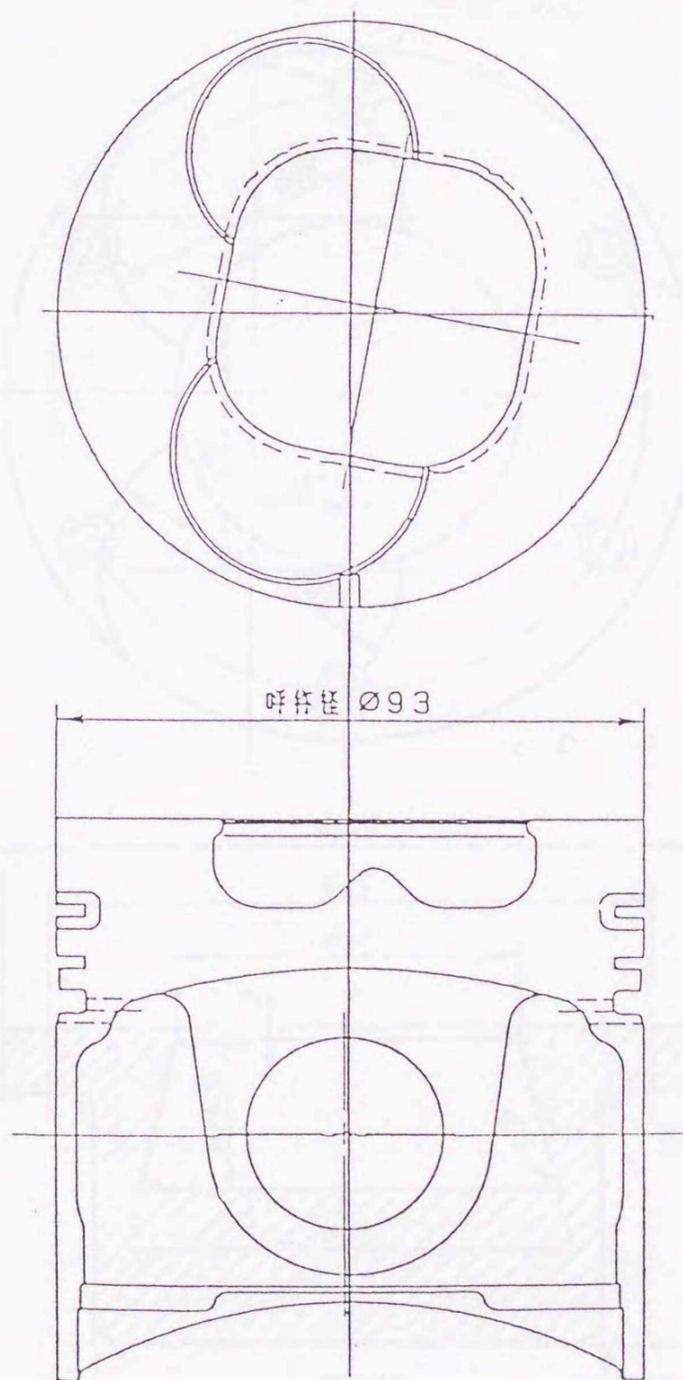


図 2-5 供試機関 1 の主燃焼室形状

供試機関 2 の主燃焼室に関しては、標準の BIP 型の他、アスペクト比の異なる 4 種類の皿型、トロイダル型、およびリエントラント型などの様々な燃焼室について、機関および排気性能を調べ、それらの中から最も良好な性能を示した平底のリエントラント型燃焼室を用いた。その形状を図 2-6 に示す。

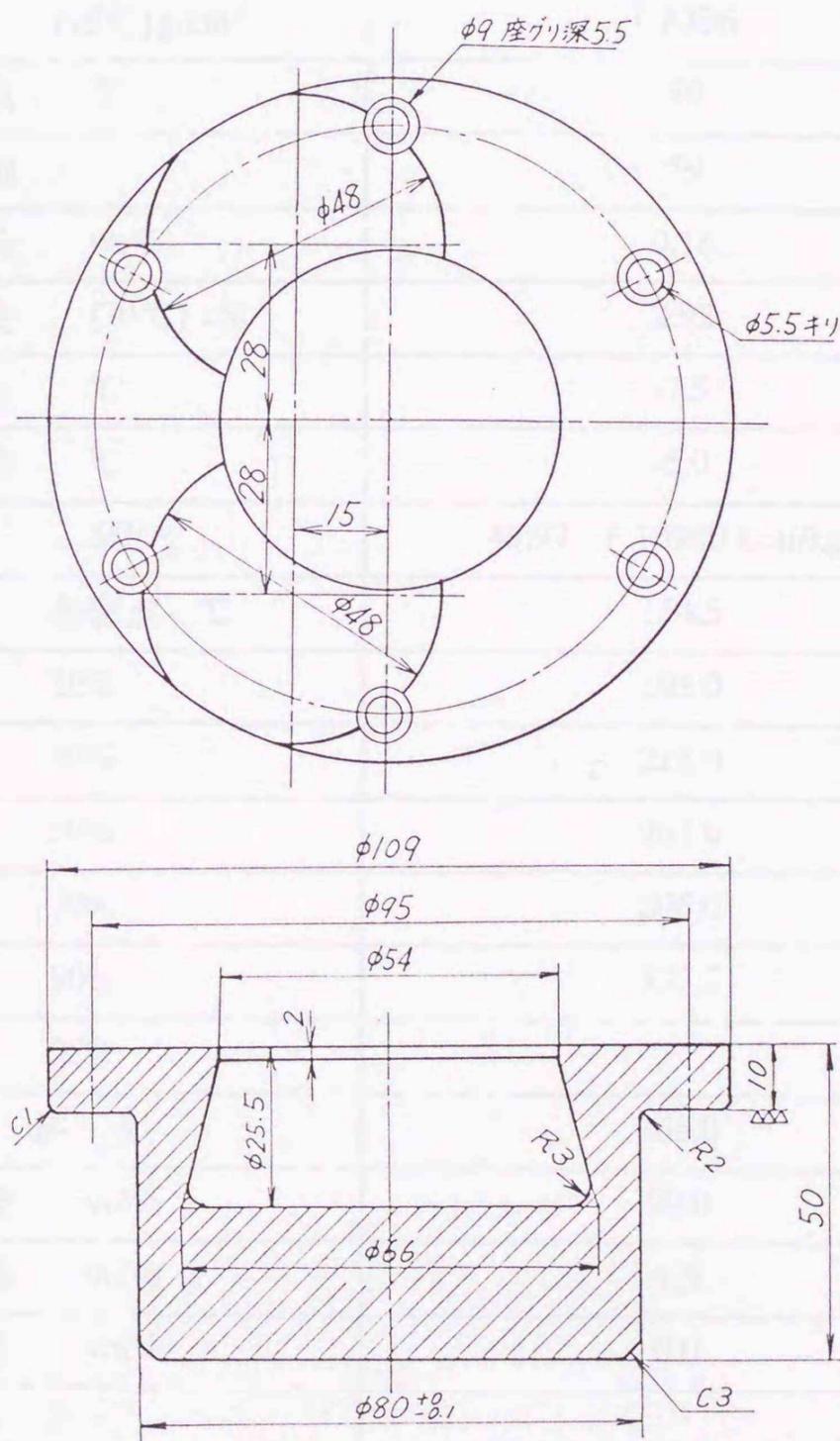


図 2-6 供試機関 2 の主燃焼室形状

2.1.4 供試燃料

供試燃料は、JIS2号軽油であり、その基本性状を表 2-3 に示す。

表 2-3 供試燃料の性状

		軽油
密度	(15°C) g/cm ³	0.8236
引火点	°C	59
セタン指数		59
硫黄分	wt %	0.18
動粘度	(30°C) cSt	2.92
流動点	°C	-7.5
目詰まり点	°C	-5.0
総発熱量	MJ/kg	45.97 (10980 kcal/kg)
分留性状	初留点 °C	154.5
	10%	193.0
	30%	226.0
	50%	263.0
	70%	296.0
	90%	337.5
	95%	
	終点	366.0
留出量	vol%	99.0
残油量	vol%	1.5
減失量	vol%	0.0

2.1.5 供試燃料噴射系諸元

供試機関1の主燃焼室用、およびCCD用の燃料噴射ポンプは、ともに分配型であり、それぞれクランク軸からタイミングベルトを介して独立に駆動される。プランジャ径は、主燃焼室用が $\phi 11\text{mm}$ 、CCD用が $\phi 9\text{mm}$ である。噴射ノズルは、主燃焼室用がホールノズル、CCD用がスロットルノズルであって、それぞれ開弁圧17.7MPa、および11.8MPaで噴射を行った。実験では主として、標準の噴孔径 $\phi 0.28\text{mm}$ の4噴孔ノズルを用いたが、過濃混合気を形成する実験においては、噴孔径 $\phi 0.17\text{mm}$ の10噴孔ノズルを用いた。供試ノズルチップの形状、および諸元を図2-7に示す。

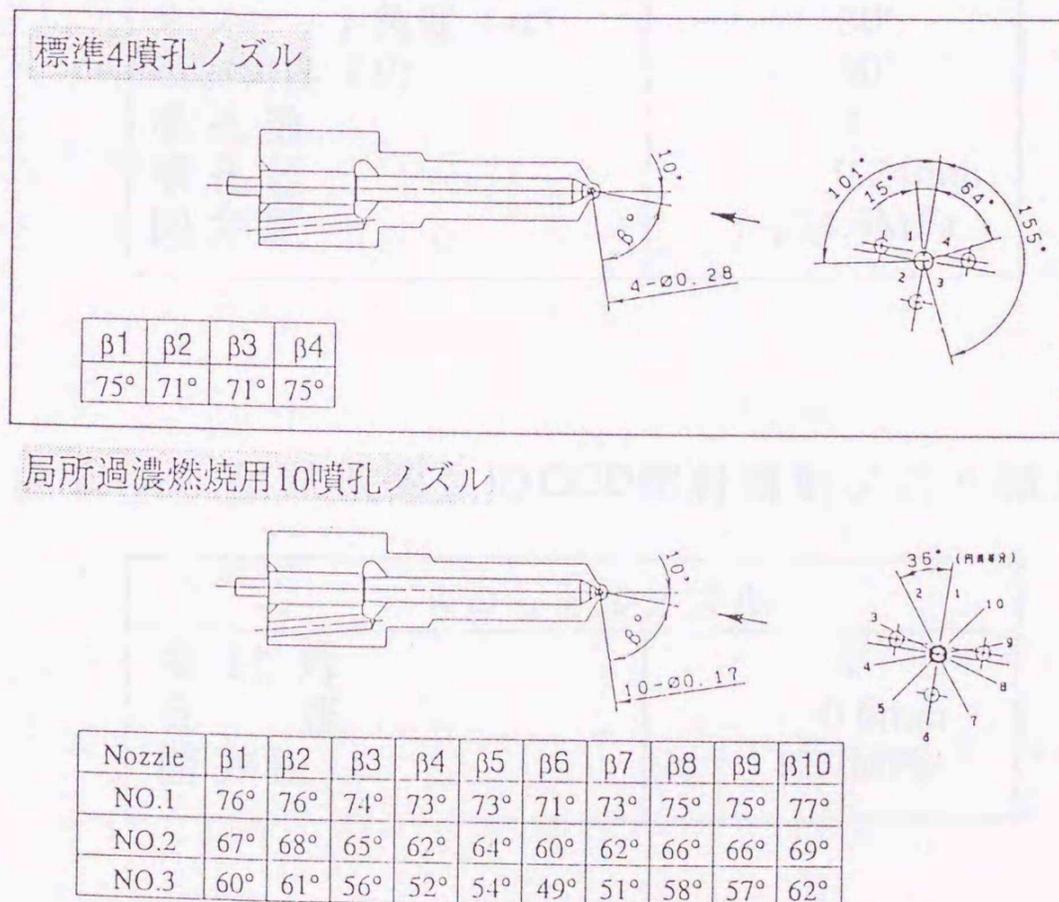


図2-7 供試機関1の主燃料噴射ノズル

2. 供試機関 2 においては、主燃焼室用、および CCD 用燃料噴射ポンプとして、いずれもボッシュ P 型ポンプを用い、2 台のポンプを位相の調整が可能なカップリングを介して、噴射ポンプ駆動軸にタンデムに連結した。フランジ径は、ともに $\phi 7\text{mm}$ であり、噴射ノズルは、供試機関 1 と同様、主燃焼室用がホールノズル、CCD 用がスロットルノズルである。開弁圧は、それぞれ 24.5MPa、および 12.7MPa とした。供試機関 2 における供試ノズルの主要諸元を、表 2-4 および表 2-5 に示す。

表 2-4 供試機関 2 の主燃料噴射ノズル諸元

ロングホールノズル	
オフセット角度 (α)	30°
噴射角度 (θ)	80°
噴孔数	4
噴孔径	0.24mm
開弁圧	24.5MPa

表 2-5 供試機関 2 の CCD 燃料噴射ノズル諸元

スロットルノズル	
噴射角	4°
孔径	0.6mm
開弁圧	12.7MPa

2.2 機関性能の測定

図2-8に、実験装置のブロック図を示す。

供試機関の動力の吸収には、渦流式電気動力計（精電社製EDY-190水冷式）を、また機関の始動およびモータリングには、直流電気動力計（精電社製CDY-230空冷式）をそれぞれ使用した。すなわち、これら2台を電磁クラッチ（三菱電機製NEA(T)-20B1）で直列に連結し、始動およびモータリング時には、電磁クラッチを介して直流電気動力計により機関を駆動し、それ以外はクラッチを開放した上で動力を吸収した。トルクの測定は、動力計本体に取付けた腕に掛かる荷重を、ロードセル（共和電業製CW-005 LUB-50KB）を用いて読み取ることによって行った。

以下、各測定装置、および方法について詳述する。

（1）機関回転速度の測定

機関回転速度の測定は、機関のクランク軸に取付けたロータリエンコーダから出力される1パルス/1回転の信号をカウンタで読み取り、それを単位時間当たりのパルス数に変換することによって行った。

（2）吸入空気量の測定

吸気の脈動を減衰させるために、容積200リットルのサージタンクを吸気管上流に設け、その空気取り入れ口に直径 ϕ 19.2mm、流量係数0.82の丸型ノズルを設置して、その差圧をデジタル式マノメータ（司測研製PL-01-VF）で測定することにより吸入空気量を求めた。

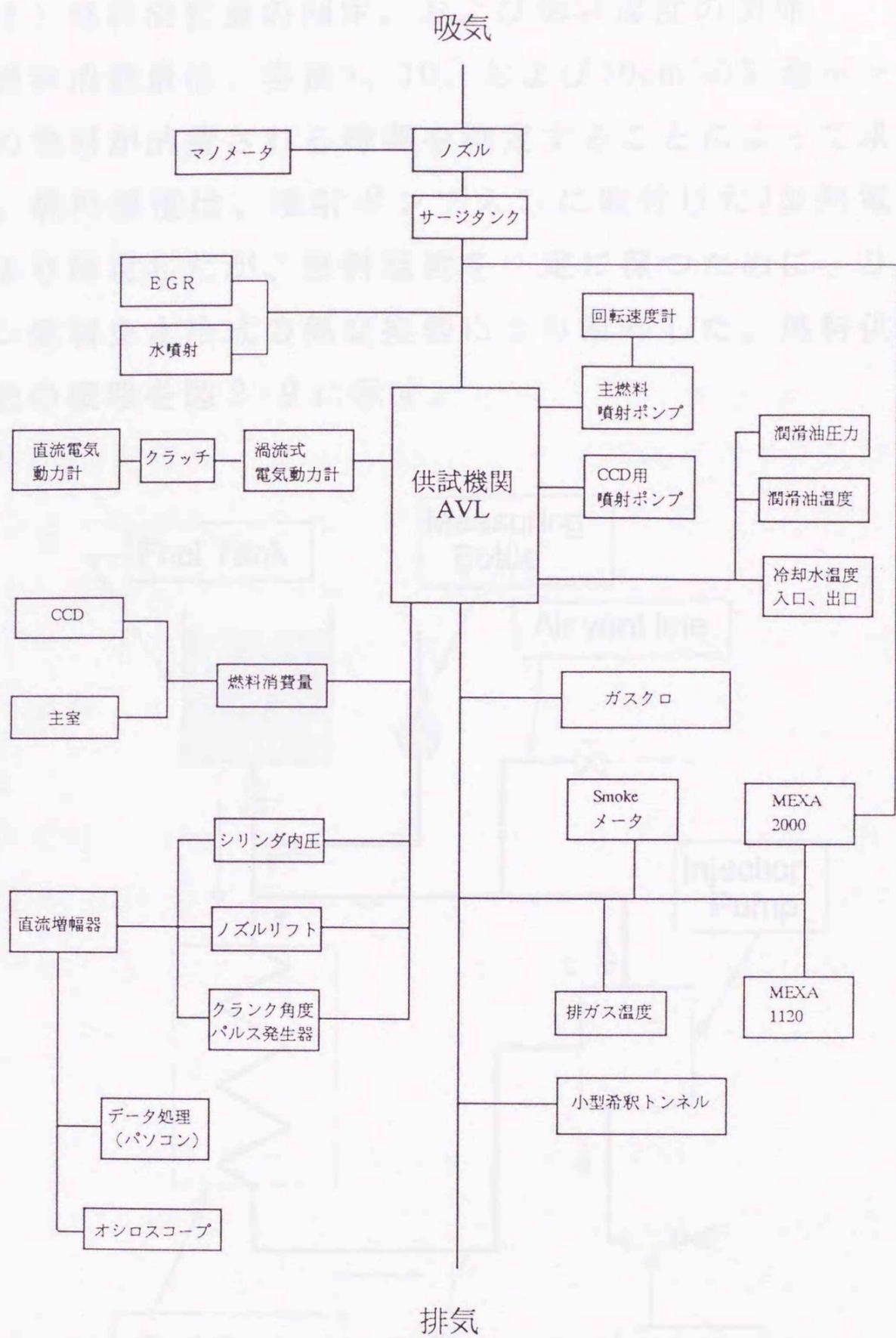


図 2-8 実験装置のブロック図

(3) 燃料消費量の測定、および燃料温度の調節

燃料消費量は、容積5、10、および30cm³の計量ボトル中の燃料が消費される時間を測定することによって求めた。燃料温度は、噴射ポンプ入口に取付けたJ型熱電対により測定したが、燃料温度を一定に保つために、リターン燃料を水冷式の熱交換器により冷却した。燃料供給システムの概略を図2-9に示す。

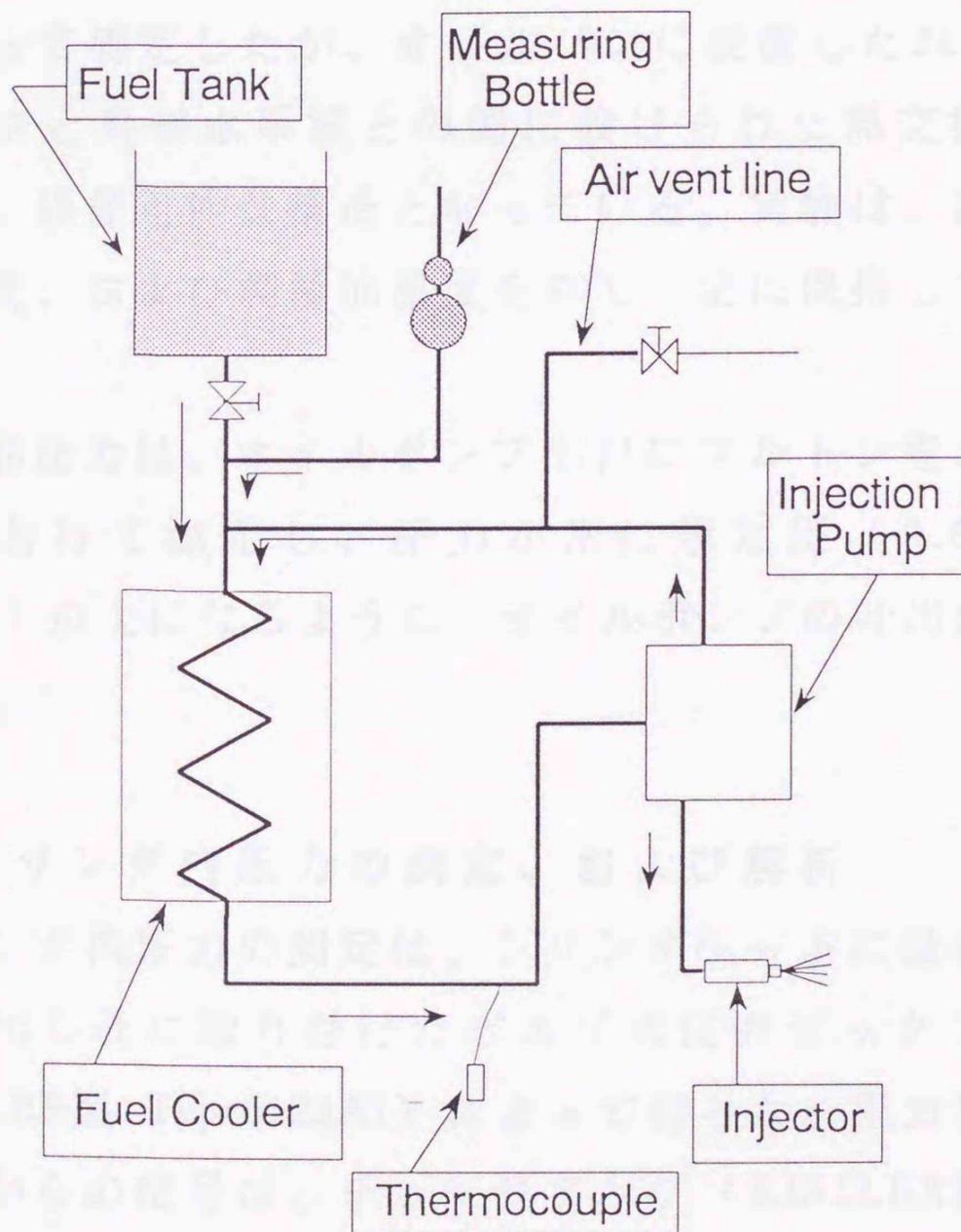


図2-9 燃料ライン概略図

(4) 吸、排気温度の測定

吸気温度は丸型ノズル近傍に取付けたJ型熱電対により、また排気温度は排気バルブから200mm下流の位置に取付けたK型熱電対により、それぞれ測定した。

(5) 冷却水および潤滑油の温度、ならびに圧力の測定

冷却水温度は、機関の冷却水ジャケットの入口および出口に、それぞれJ型熱電対を挿入して測定した。また潤滑油温度は、オイルポンプ出口に取付けたJ型熱電対によって測定したが、オイルパンに設置した2kWの電気ヒータと冷却水系統との間に設けられた熱交換器によって、調節可能な構造となっている。実験は、冷却水入口温度、および潤滑油温度を80℃一定に保持して行った。

潤滑油圧力は、オイルポンプ出口にブルドン管式圧力計を取付けて測定し、圧力が常に規定圧(0.6MPa/2500rpm)以上になるように、オイルポンプの吐出量を調節した。

2.3 シリンダ内圧力の測定、および解析

シリンダ内圧力の測定は、シリンダヘッドに設けた圧力取り出し孔に取り付けたピエゾ式圧力ピックアップ(KISTLER製 Type6123A1)によって行った。圧力ピックアップからの信号は、チャージアンプ(KISTLER製5007型)で電圧信号に変換された後、オシロスコープ上に、20℃毎のクランク角度、燃料噴射ノズルの芯弁リフト量

とともに出力して、観察あるいは写真に記録した。同時に、A/D変換器（カノーブス社製8チャンネル、16ビット）を通し、パーソナルコンピュータ（NEC社製PC-9801RA）に入力して各種データ処理を行った。圧力データ処理システムのブロック図を図2-10に示す。データの取り込みは、ロータリエンコーダの1パルス/回転（上死点前 57° CAに設定）によって開始され、その後、ロータリエンコーダから 1° CA毎に出力されるパルスにした

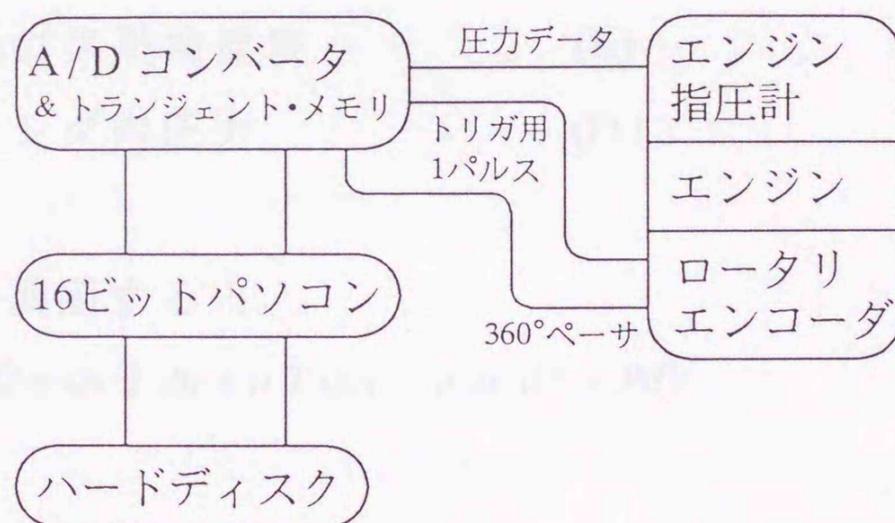


図2-10 オンライン圧力データ処理システム

がって 128° CAにわたって圧力データが取り込まれる。

本研究では、取り込まれたシリンダ内圧力データをもとに熱発生率、等容度等を求め、燃焼状態の解析を行った。以下に、熱発生率の計算法を示す。

シリンダ内の作動ガスを半完全ガスとして、熱力学第

一法則を適用すると、次式が得られる。

$$\begin{aligned}dQ &= dU + PdV \\ &= d(n, cv, T) + PdV\end{aligned}\quad (2.1)$$

ただし、

Q : シリンダ内への入熱量 (J)

U : 作動ガスの内部エネルギー (J)

V : シリンダ内体積 (m³)

cv : 作動ガスの平均等容比熱 (J/mol·K)

n : 作動ガスのモル数 (mol)

T : 作動ガス平均温度 (K)

P : シリンダ内圧力 (Pa)

(2.1)式を展開すると、

$$dQ = cv T dn + n T dcv + n cv dT + PdV\quad (2.2)$$

ここで、

$$cv = R / (\kappa - 1)\quad (2.3)$$

R : 一般ガス定数 (J / mol·K)

(2.3)式を微分すると、

$$dcv = -R d\kappa / (\kappa - 1)^2\quad (2.4)$$

$PV = n R T$ より

$$dn = (P dV + V dP - n R dT) / RT\quad (2.5)$$

(2.2)式に(2.4)、(2.5)式を代入すると、 dQ は次式の様に表わされる。

$$dQ = 1/(\kappa - 1) (V dP + \kappa P dV) - PV d\kappa / (\kappa - 1)^2\quad (2.6)$$

したがって、熱発生率は次式で与えられる。

$$dQ/d\theta = 1/(\kappa - 1)(V \cdot dP/d\theta + \kappa P \cdot dV/d\theta) - PV/(\kappa - 1)^2 \cdot d\kappa/d\theta \quad (2.7)$$

2.4 排気中の各種成分の測定

2.4.1 一酸化炭素、全炭化水素、窒素酸化物、および黒煙濃度の測定

一酸化炭素、全炭化水素、窒素酸化物、およびその他の各種ガス成分の濃度測定には、自動車用排ガス分析装置（堀場製 MEXA-2000、および MEXA-1120CLT-L）を用いた。また、黒煙濃度の測定には、ボッシュスモークメータを使用した。

2.4.2 炭化水素成分の分析

ガスクロマトグラフィを用いてディーゼル排気中の炭化水素成分の分析を行ったが、本分析法は、（１）ポリマービーズによる炭化水素の捕集および濃縮、ならびに水分の除去、（２）カラム冷却、（３）昇温分析の３点を基本とするものであり、C1～C18の炭化水素成分を分析することが可能である。以下、本分析法の詳細について記述する。

（a）炭化水素の捕集 ディーゼル排気のように、個々の成分がごく低濃度である場合には、分析すべき成分の絶対量を、検出器の感度範囲まで高めることが必要である。しかし、多量の試料ガスをガスクロへ導入するのは、分離能低下の点から好ましくない。また、ディーゼル排気には水分が多量に含まれており、これが炭化水

素を分析する上で大きな阻害要因となる。これらの対策として、水分を吸着せず、炭化水素成分のみを選択的に捕集する特性をもつポリマービーズに排気を導いて、一旦、ポリマービーズ上に炭化水素を捕集し、濃縮するのが有効である。本研究では、ポリマービーズの中でも、とくに炭化水素に対して大きな保持容量をもつChromosorb 102 (mesh 60/80) を用い、これを内径 ϕ 4mm、長さ1360mmのステンレスカラムに充填し、炭化水素の捕集カラムとした。捕集装置の流路図を図2-11に示す。この装置は、排気をダイヤフラム式ポンプにより捕集カラムに導き、規定量を捕集した後、六方バルブを切り替えて、加熱しながら、キャリアガスによりガスクロへ送り

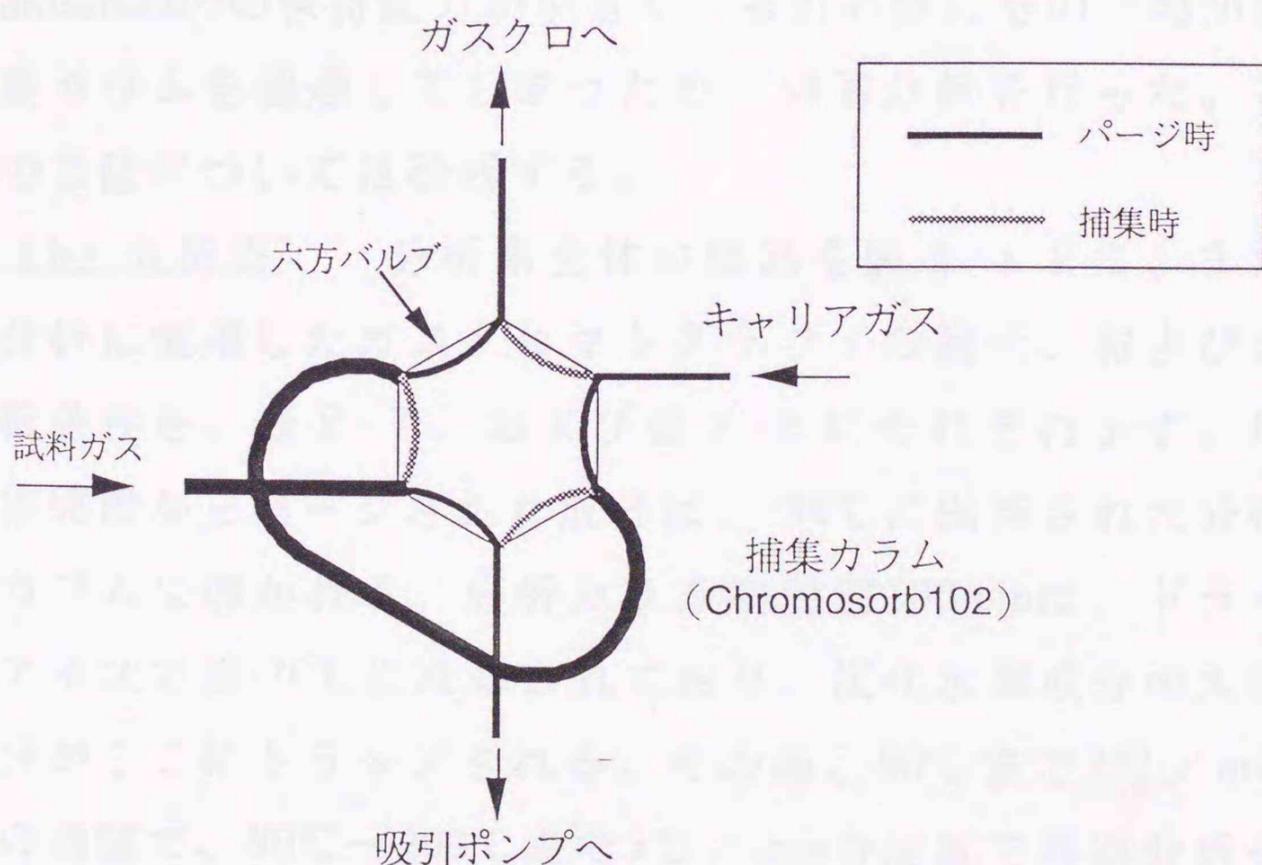


図2-11 炭化水素捕集装置の流路

込む構造となっている。なお捕集条件、およびパージ条件は表 2-6 に示す通りである。

表 2-6 炭化水素の捕集、およびパージ条件

サンプリングガス量	:	200cm ³
吸引速度	:	20cm ³ /min
捕集カラム温度	:	20℃
パージ時のカラム温度	:	120℃
キャリアガス流量	:	18cm ³ /min

なお、炭素数 1 ~ 2 の成分に関しては、常温では Chromosorb-102 の保持能力が小さく、吸引の際にその一部が捕集カラムを通過してしまうため、別途分析を行った。この方法については後述する。

(b) 分析法 分析系全体の流路を図 2-1 2 に、また分析に使用したガスクロマトグラフィの諸元、および分析条件を、表 2-7、および表 2-8 にそれぞれ示す。捕集装置からパージされた成分は、-30℃ に保持された分析カラムに導かれる。分析カラム初段部 100mm は、ドライアイスで約 -70℃ に冷却されており、炭化水素成分の大部分がここにトラップされる。その後、80℃ まで 3℃ / min の速度で、80℃ ~ 200℃ まで 5℃ / min の速度で昇温分析を行う。

ディーゼル排気の分析例を図 2-1 3 に、またピーク

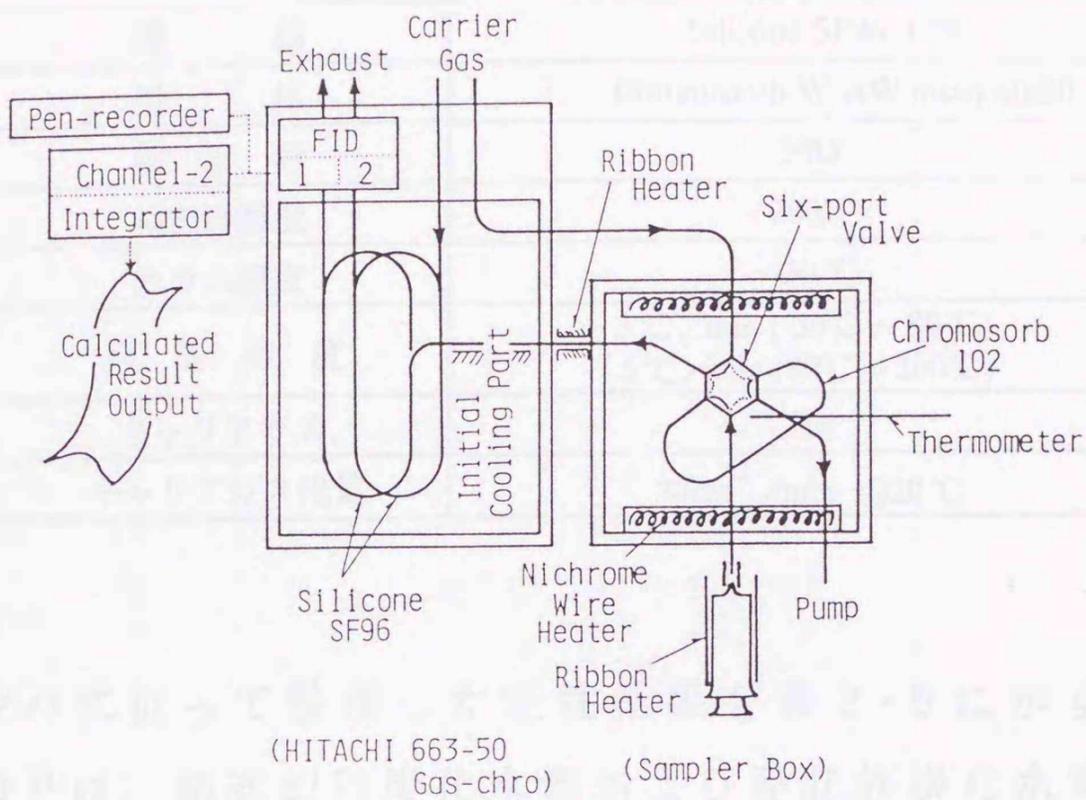


図 2-1 2 炭化水素分析流路

表2-7 ガスクロマトグラフィ諸元

形 式		日立 663-50型
本 体	キャリアガス流量計	質量低流量調整式
	カラム	ステンレス
体	カラム恒温槽	強制循環式空気恒温槽
	昇温プログラム	CPU使用による直線多段
検 出 器		TCD, FID
データ処理装置		波形処理および定性定量計算機能内蔵

表 2-8 高沸点炭化水素分析条件

カラム	ステンレス製 $\phi 93\text{mm} \times 2\text{m}$
液相	Silicone SF96 15%
担体	Chromosorb W-AW mesh 60/80
検出器	FID
検出器温度	200 °C
カラム温度	-30 °C
昇温速度	3 °C/min (-30°C ~ 80°C) 5 °C/min (80°C ~ 200°C)
キャリアガス	He
キャリアガス流量	30cm ³ /min @20 °C

ナンバに従って整理した定性結果を表 2-9 に示す。表中の P は、鎖式飽和炭化水素および脂肪族炭化水素を、O は鎖式不飽和炭化水素および脂肪族不飽和炭化水素を、そして A は芳香族炭化水素をそれぞれ示している。さらに、これに続く 1~18 の番号は、それぞれの炭素数を表したものである。

(b) 定量 本研究において各成分濃度は、すべてメタン換算 (PPMC) で表示した。図 2-14 は、メタン、プロパン、およびヘキサンの定量結果を示すものである。モル当たりの FID の感度は、ほぼ炭素数に比例することが報告されているが⁽⁷⁰⁾、図 2-14 においても、プロパンはメタンの 3.1 倍、ヘキサンはメタンの 6.2 倍の感度を示している。柳原らは⁽⁷¹⁾、炭化水素のモル当たりの FID 感度が定温分析では分子量に比例することを確認したうえで、つぎに昇温分析を行い、この場合には炭素数と F

(Condition)
 1200rpm BMEP= 0.39 MPa
 Injection Timing= -24 °CA
 Silicone SF96 packed column φ3mm-2m
 Carrier Gas:He
 FID : H₂ & Air
 Temperature: Detector 200°C
 Column -30°C~80°C
 3°C/min
 80°C~200°C
 5°C/min

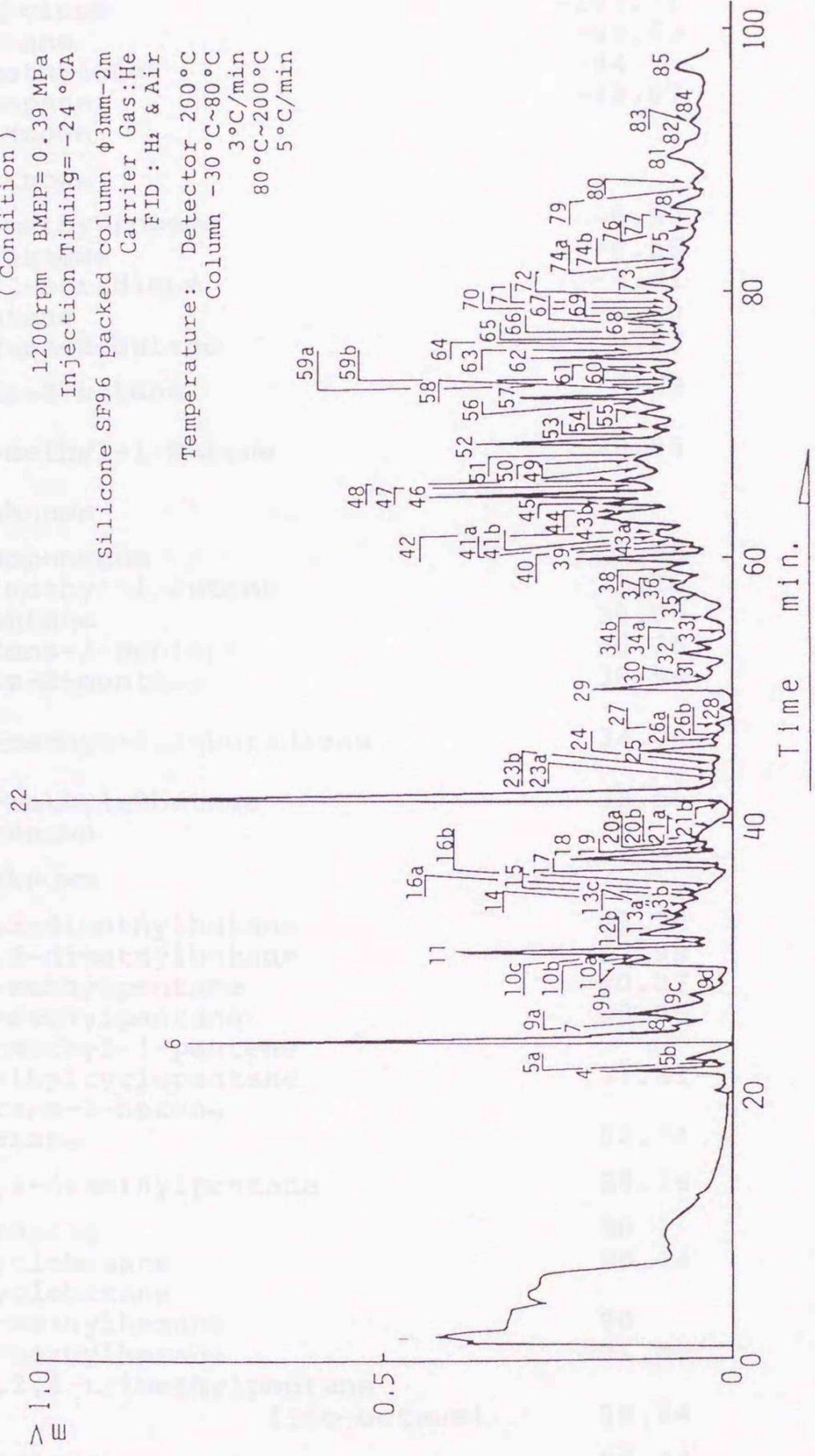


図 2-1 3 排気中の炭化水素分析例

表 2-9 (a) 炭化水素の定性結果

Peak Number	Compounds	Boiling Point °C (1 atm)	P	O	A
1	methane	-161.49	p1		
	ethylene	-103.71		o2	
2	ethane	-88.63	p2		
	acetylene	-84		o2	
3	propane	-42.07	p3		
4	unknown				
5 ^{a)} b)	unknown				
	2-methylpropene	-6.90		o4	
6	1-butene	-6.26		o4	
	1,3-butadiene	-4.41		o4	
7	butane	-0.50	p4		
8	trans-2-butene	0.88		o4	
	cis-2-butene	3.72		o4	
9 ^{a)} b) c) d)	3-methyl-1-butene	20.06		o5	
10 ^{a)} b)	unknown				
11	isopentane	27.85	p5		
	2-methyl-1-butene	31.16		o5	
12	pentane	36.05	p5		
	trans-2-pentene	36.35		o5	
	cis-2-pentene	36.94		o5	
13 ^{a)} b) c)	2-methyl-1,3-butadiene	34.06		o5	
14	2-methyl-2butene	38.56		o5	
15	unknown				
16 ^{a)} b)	unknown				
	2,2-dimethylbutane	49.74	p6		
17	2,3-dimethylbutane	57.99	p6		
	2-methylpentane	60.27	p6		
	3-methylpentane	63.28	p6		
18	2-methyl-1-pentene			o6	
19	methylcyclopentane	71.81	p6		
20 ^{a)} b)	trans-2-hexene			o6	
	hexene	68.74	p6		
21 ^{a)} b)	2,4-dimethylpentane	89.78	p7		
22	benzene	80.1			a6
	cyclohexane	80.74	p6		
23 ^{a)} b)	cyclohexane			o6	
	2-methylhexane	90	p7		
24	3-methylhexane	91.85	p7		
25	2,2,4-trimethylpentane (iso-octane)	99.24	p8		
26 ^{a)} b)	heptane	98.42	p7		
27	unknown				
	2,4-dimethylhexane	109.43	p8		
28	2,2,3-trimethylpentane	109.84	p8		
	2,3,4-trimethylpentane	113.47	p8		

表 2-9 (b) 炭化水素の定性結果

Peak Number	Compounds	Boiling Point °C (1 atm)	P	O	A
29	toluene	110.63			a7
30	3-ethyl-2-methylpentane	115.65	p8		
31	3,4-dimethylhexane	117.73	p8		
32	2,2,5-trimethylhexane		p9		
33	octane	125.67	p8		
34 ^{a)} 34 ^{b)}	unknown				
35	unknown				
36	m-xylene	139.1			a8
37	p-xylene	138.35			a8
38	o-xylene	144.41			a8
39	nonane	150.80	p9		
40	unknown				
41 ^{a)} 41 ^{b)}	unknown				
42	unknown				
43 ^{a)} 43 ^{b)}	unknown				
44	unknown				
	1,2,4-trimethylbenzene	169.35			a9
45	1,2,3-trimethylbenzene	176.08			a9
	1-decene			o10	
46	decane	174.12	p10		
47	unknown				
48	unknown				
49	o-diethylbenzene				a10
50	buthylbenzene	183.27			a10
	nitrobenzene				
51	4-ethyl-m-xylene				a10
52	undecane	195.89	p11		
53	unknown				
54	unknown				
55	tetralin	207			a10
56	1-dodecane	213.36		o12	
	naphthlene	218			a10
57	dodecane	216.28	p12		
58					
59 ^{a)} 59 ^{b)}	unknown				
60					
61					
62	tridecane	235.43	p13		
63					
67	unknown				
68	tetradecane	253.52	p14		
69					
72	unknown				
73	penttadecane	270.61	p15		
74	unknown				
75	hexadecane (cetane)	286.79	p16		

表 2-9 (c) 炭化水素の定性結果

Peak Number	Compounds	Boiling Point °C (1 atm)	P	O	A
76	unknown				
77					
78	heptadecan		p17		
79	unknown				
80					
81	octadecane		p18		
82					
83	unknown				
84					
85	nonadecane		p19		

where

p: normal, iso, cyclo-paraffin series

o: olefin, acetylene series

a: aromatics

1~19 : carbon number

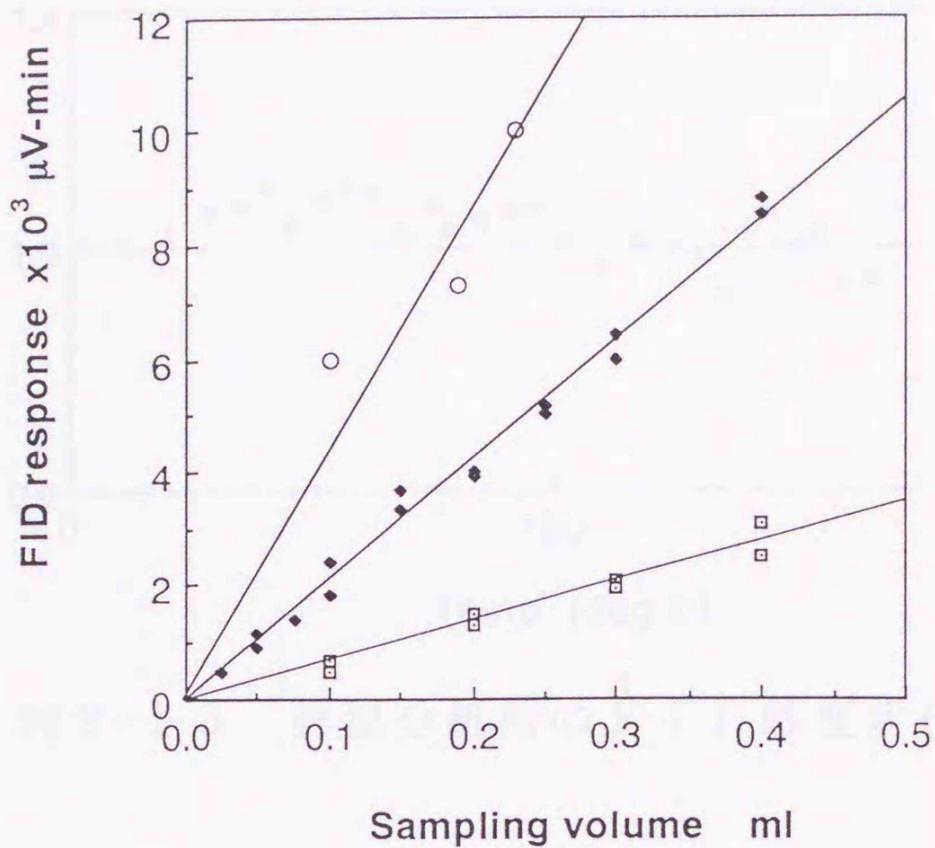


図 2-14 炭化水素の検量線

I D 感度とが比例関係を示さないことを明らかにした。その理由は、昇温に伴うキャリアガスの膨張によりカラム抵抗が増加して、見かけ上キャリアガス流量が低下することによるものとしている。この点を確認するために、常温から5℃の速度で昇温を行い、その間一定量のメタンを連続的にガスクロへ注入してみた。その結果を図 2-15 に示す。横軸は、カラム温度、縦軸は20℃の感度に対する昇温時の感度の比である。図において、温度の上昇にともない感度が多少上下に変動する傾向が見られる。感度比の変化幅は+/-0.1程度であるが、本研究では便宜上この誤差を承知の上で、すべての温度における感度を20℃のそれと等しいものとして扱った。

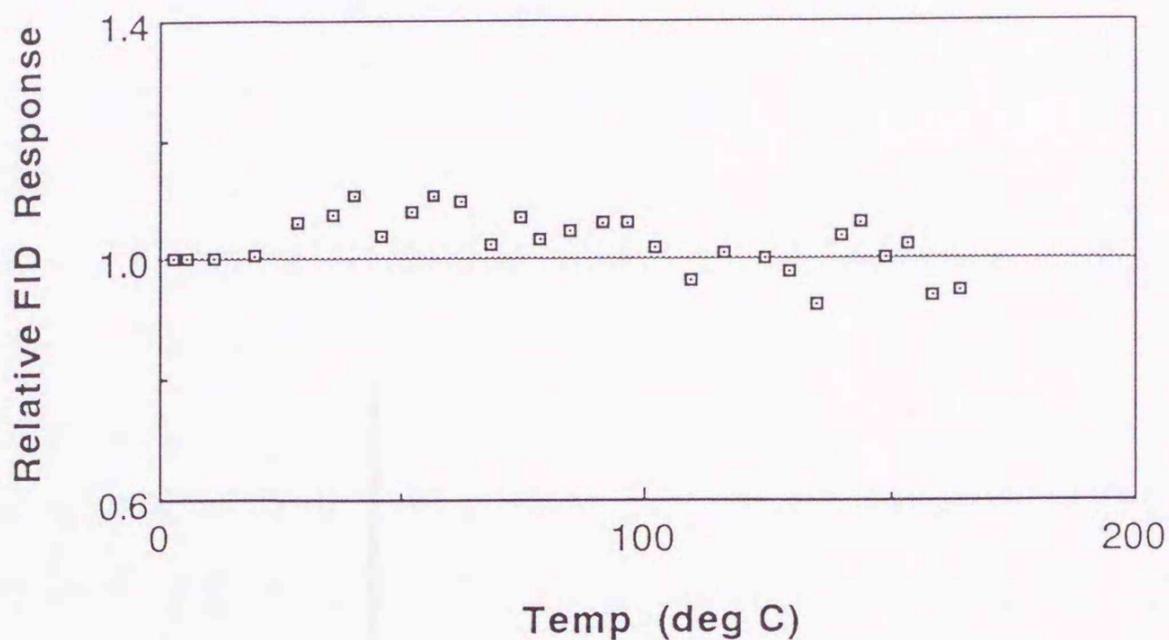


図 2 - 1 5 昇温分析時の F I D 感度変化

表 2 - 1 0 低級炭化水素の分析条件

カラム	ステンレス製 φ2.5mm × 1m
カラム充填剤	ポラパック Q
カラム温度	1) 30°Cで10分間保持 2) 30~125°C、10°C/minで昇温 3) 125°Cで10分間保持
インジェクタ温度	200°C
F I D 温度	200°C
キャリアガス流量	24.5cm ³ /min
試料注入量	3cm ³

(c) 低級炭化水素の分析 上記の方法で捕集できない低級炭化水素は、充填剤としてポラパック Q を用い、表 2 - 1 0 に示す条件で分析を行った。ディーゼル排気中には比較的多量の低級炭化水素が含まれているので、とくに濃縮等の処理を行わずに必要な感度を得ることができる。分析例を図 2 - 1 6 に示す。

2.4.3 排気微粒子の測定

排気微粒子の捕集には、内径 ϕ 63mm、有効長さ1070mmの小型希釈トンネルを使用した。その主要諸元を表2-11に、また排気微粒子サンプリング系の概略を図2-17に示す。

加熱保温したサンプリングチューブによって、排気の一部を希釈トンネル内に導き、希釈率10で希釈した後、ホルダに装着されたフィルタに微粒子を捕集して、捕集前後のフィルタ重量から微粒子重量を求めた。その際、フィルタ部の温度が常に一定となるように、希釈空気を電気ヒータにより温度制御した。

捕集フィルタには、直径 ϕ 70mm、有効径 ϕ 60mmのグラスファイバー製のテフロンコーティングフィルタ

表2-11 供試小型希釈トンネルの主要諸元

名 称	HORIBADLT-0300M型
方 式	小型希釈トンネル
排ガスの導入法	分 流
希釈空気流量	~100 l / min
微粒子捕集流量	100 l / min
微粒子最大吸引圧力	230mmHg
微粒子捕集温度	51.7°C以下
運転モード	定常運転
トンネル 外/内径	ϕ 89.1mm / ϕ 83.1mm
トンネル 有効長さ	1070mm
捕集フィルタ初期圧損	50mmHg at 100 l / min
捕集フィルタサイズ	ϕ 70mm / ϕ 60mm (有効径)

(TX40H120WW)を用いた。このフィルタによれば、直径 $0.3 \mu\text{m}$ の粒子に対して、99.99%の捕集効率が得られることが確認されている⁽⁷²⁾。

排気微粒子中のSOFの抽出には、フィルタソーク法⁽⁷³⁾を用い、ジクロロメタンを溶媒として12時間抽出を行った。

なお、本論文においては、サンプリングによってフィルタ上に捕集され、重量濃度として表示されるものを「微粒子」、またスモークメータによって測定される排気の黒さを「黒煙」として区別することとする。

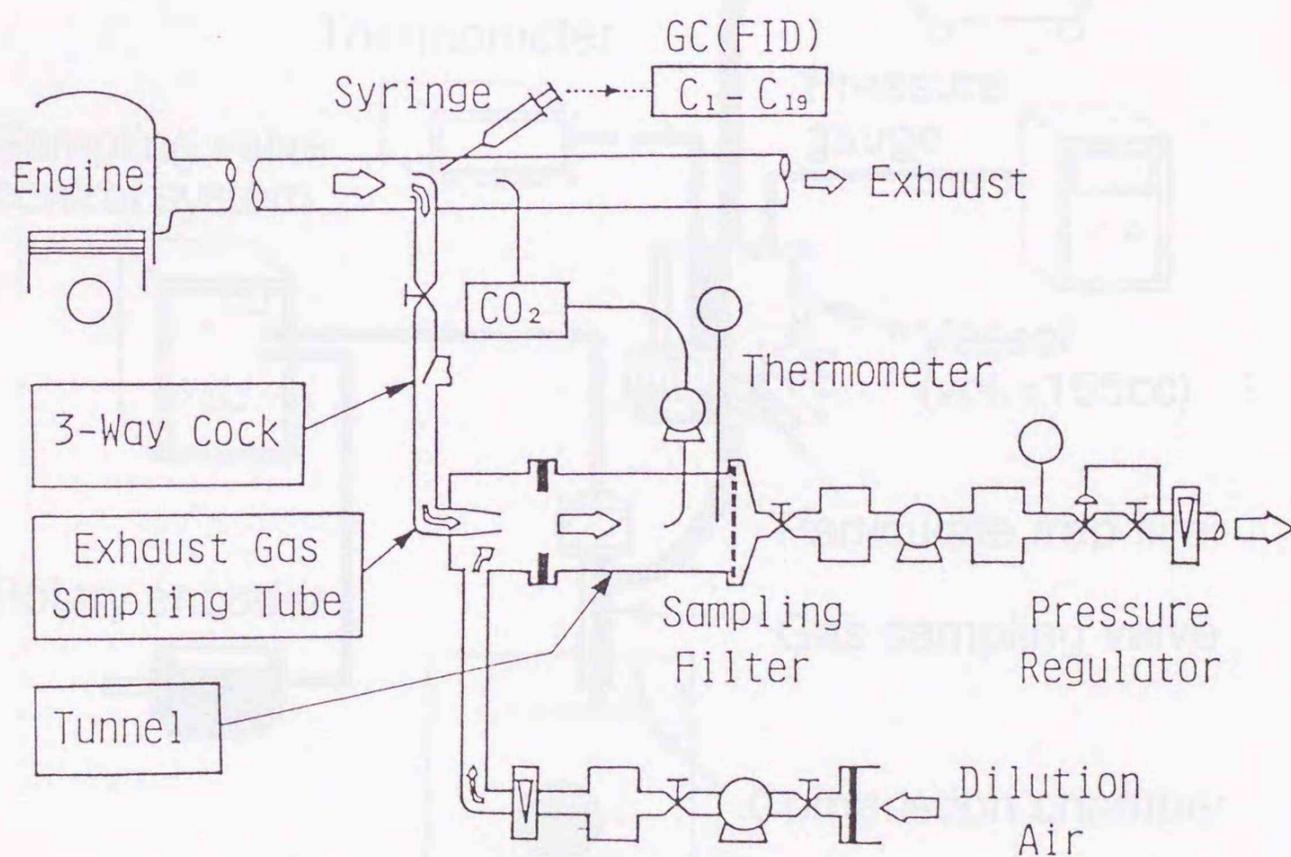


図 2 - 1 7 排気微粒子捕集装置の構成

2.5 シリンダ内微粒子のサンプリング方法

シリンダ内微粒子のサンプリングは、青柳ら⁽⁶⁸⁾の例を参考にして、ガスサンプリング弁、捕集フィルタ、ガス捕集容器、および真空ポンプなどで構成した。サンプリング装置の構成を図2-18に示す。ガスサンプリング制御装置には、司測研製GSD-10を、またサンプリング弁には、司測研製MVN-01ニードル型高速電磁弁をそれぞれ用いた。ガスサンプリング弁の概観、および主要諸元を図2-19および表2-12に示す。

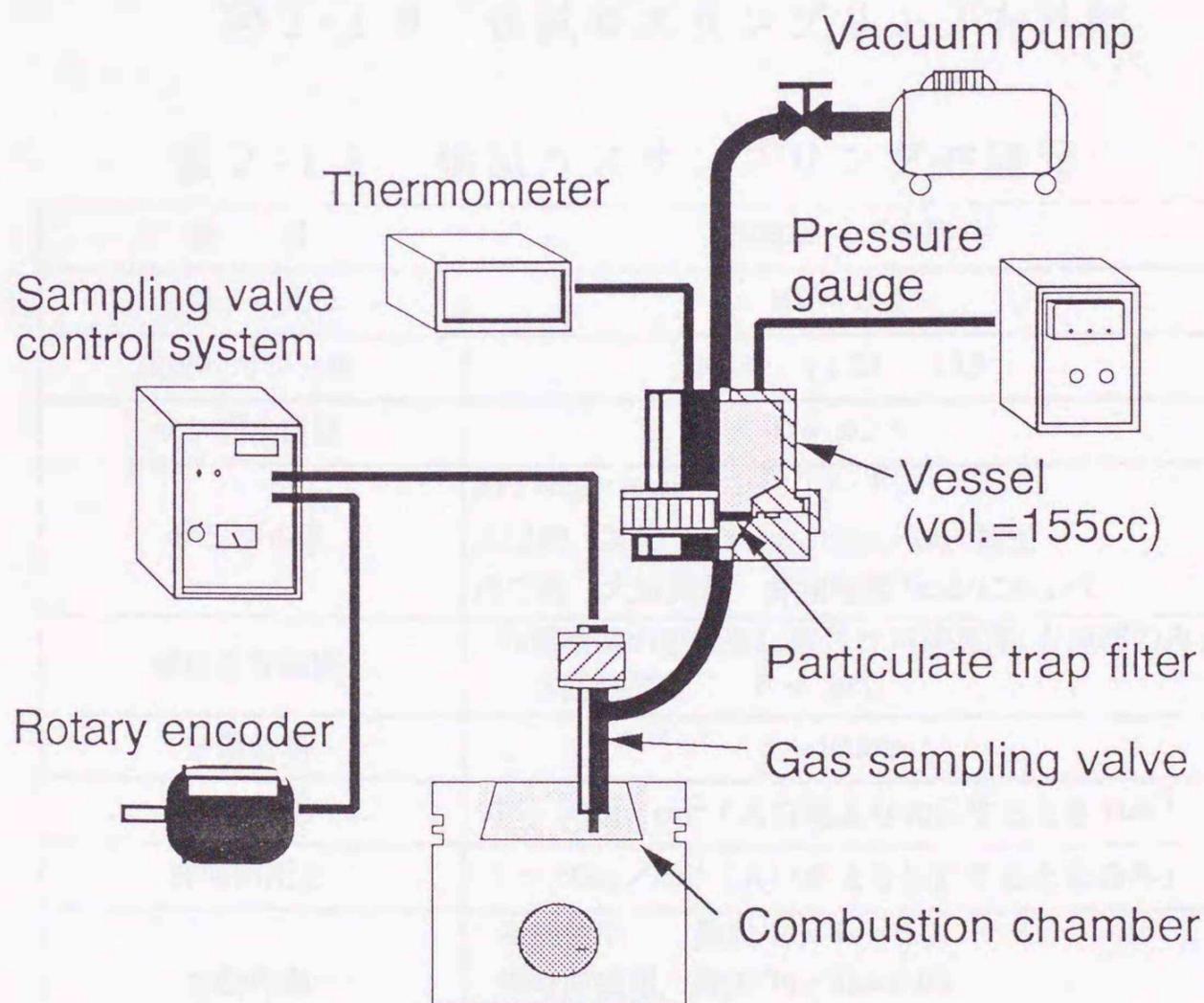


図2-18 シリンダ内微粒子サンプリング装置の構成

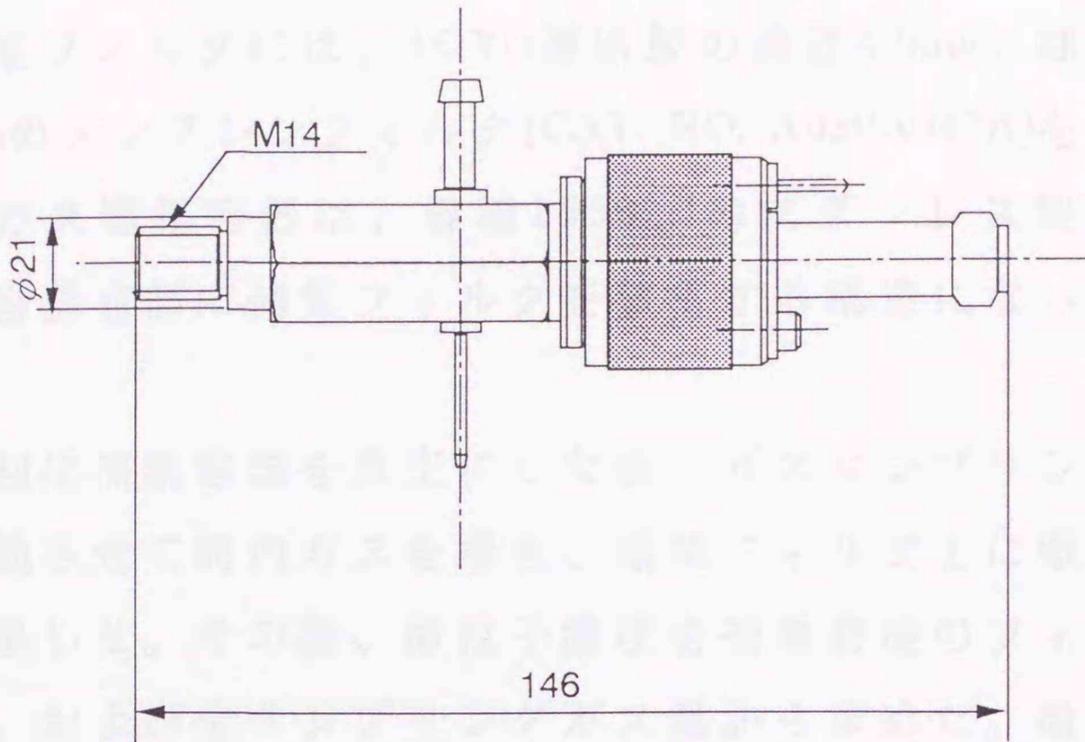


図 2-1 9 供試ガスサンプリング弁外觀

表 2-1 2 供試ガスサンプリング弁諸元

項目	標準ニードル型
型式	MVN-0 1
取付けネジ寸法	M14 P1.25 L19
サンプル口径	D = φ2.5
サンプル量	約 5 Ncc/msec 入口側 20℃ N ₂ ガス 10kg/cm ² 加圧 出口側 大気開放 弁開時間7msecにおいて
使用温度範囲	内燃機関の燃焼室に取付け可能温度(弁座部のみ) 雰囲気温度 0 ~ 50℃
弁開時間	3 ~ 100msec
耐 圧	-1 ~ 50kg/cm ² (入口側より加圧するときのみ)
弁開閉圧力	-1 ~ 50kg/cm ² (入口側より加圧するときのみ)
弁動作率	連続使用 最大 T ₀ /T _c = 0.01 短時間使用 最大 T ₀ /T _c = 0.05 T ₀ = 弁開時間 T _c = 弁停止時間
使用可能ガス	排ガスおよびその他の気体
冷却方法	強制水冷

捕集フィルタには、TOYO濾紙製の直径47mm、細孔径0.3 μ mのメンブレンフィルタ(CAT. NO. A030A047A)を用いた。ガス捕集容器は、容積155cm³のステンレス製であり、容器前部に捕集フィルタを装着する構造になっている。

最初に捕集容器を真空にした後、ガスサンプリング弁を作動させて筒内ガスを導き、捕集フィルタ上に微粒子を捕集した。その後、微粒子濃度を捕集前後のフィルタ重量、および全サンプリングガス量から求めた。微粒子濃度は、標準状態におけるサンプリングガス体積1m³中の微粒子重量gで表示した。サンプリングは、10サイクルに一回の割合で行い、微粒子濃度に応じて合計1~1.7l(標準状態)のガス量を捕集した。サンプリング期間は機関回転速度1440rpmにおいて10°C Aであり、サンプリング時期はその中央時期によって表した。サンプリング位置は、図2-20に示すように燃焼室キャビティ内のA、C、ならびにCCD噴出孔近傍Bの三ヶ所とした。

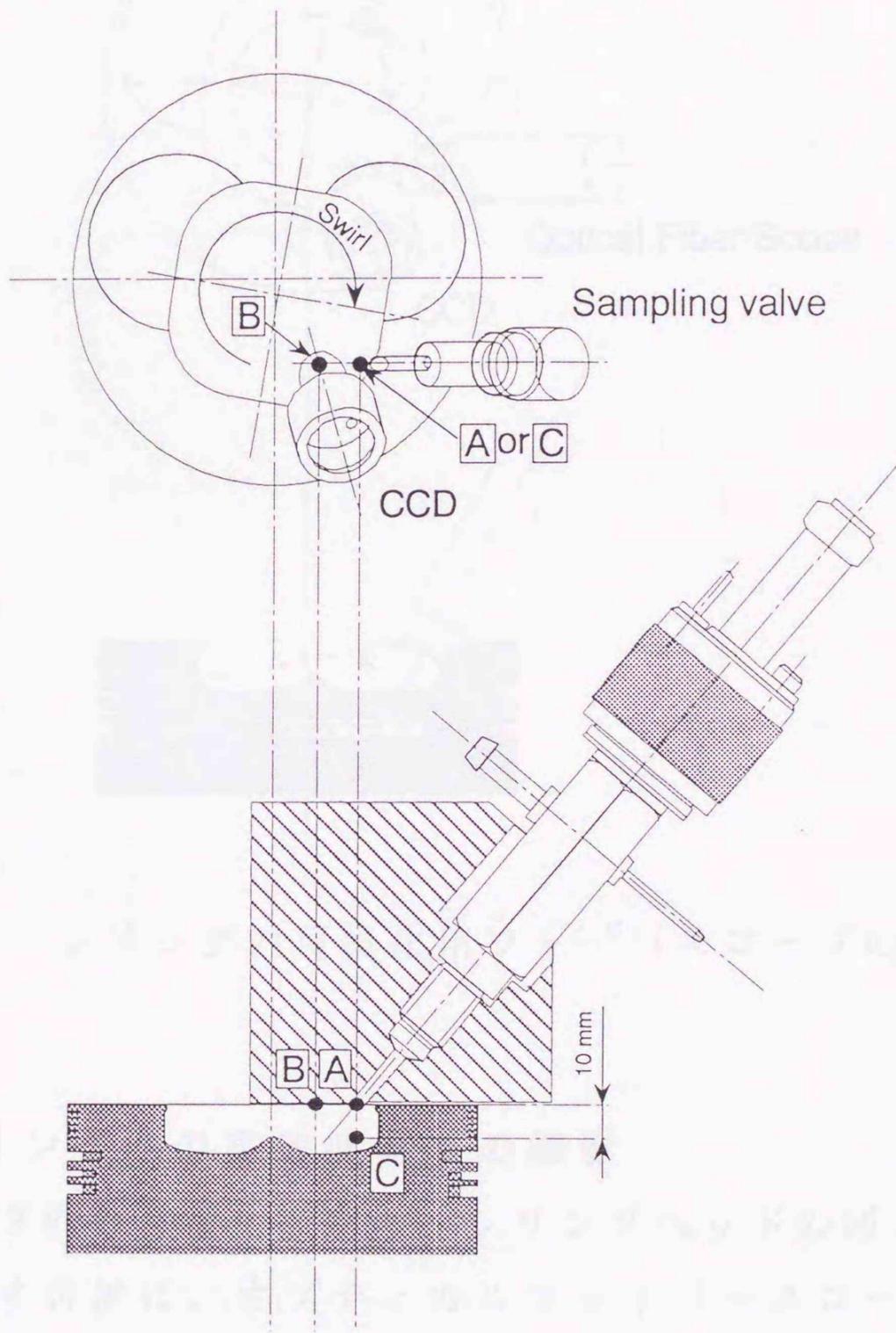


図 2-20 ガスサンプリング位置

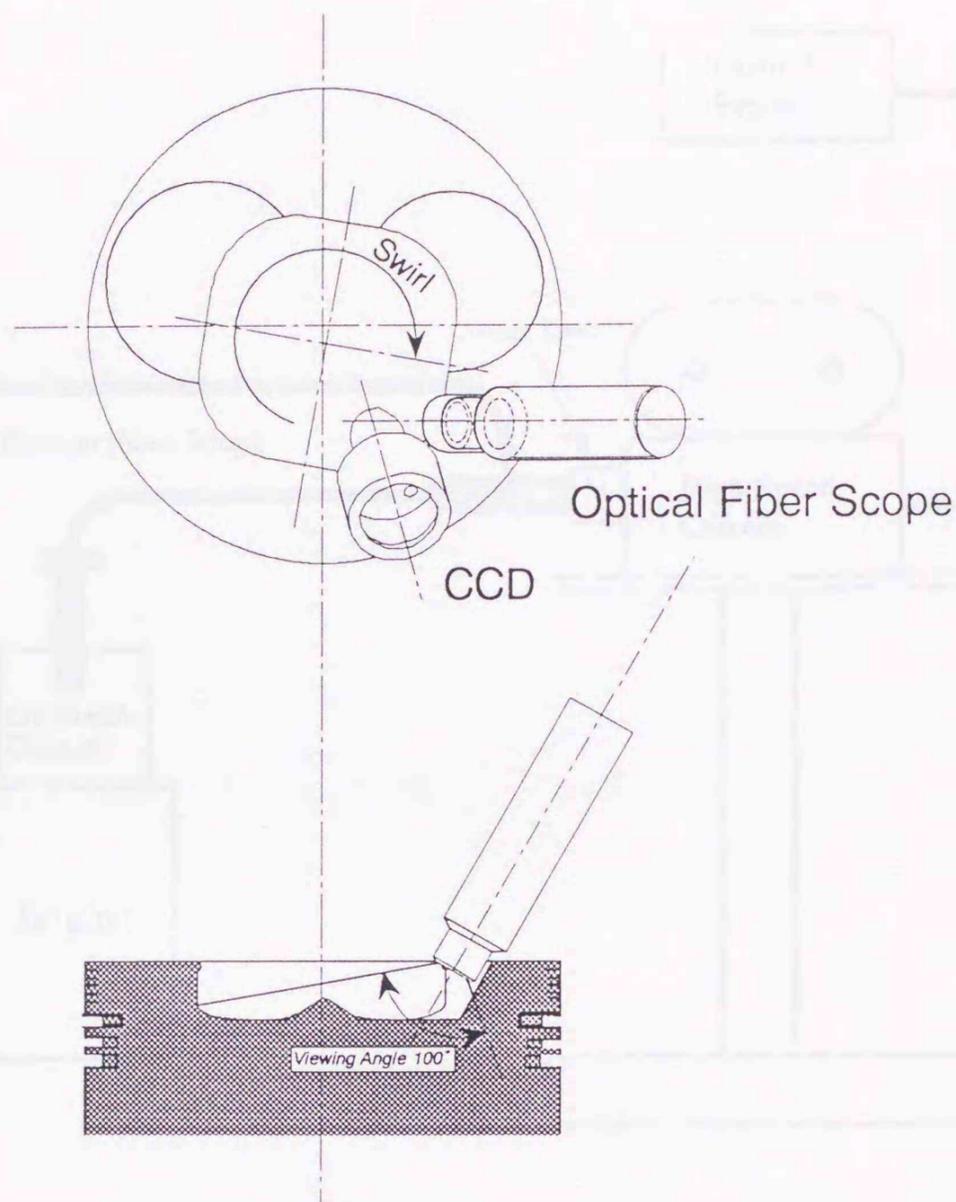


図 2 - 2 1 シリンダ内可視化用ファイバースコープの取付け位置

2.6 シリンダ内の高速度写真の撮影

シリンダ内の可視化観察は、シリンダヘッドの図 2 - 2 1 に示す位置に、オプティカルファイバースコープ（MACHIDA製）を取り付け、これにより得られる像を毎秒10,000コマの高速度カメラ（日立製16HM形高速度カメラ）で撮影することによって行った。図 2 - 2 2 に、シリンダ内の可視化観察に用いた装置の概要を示す。フィ

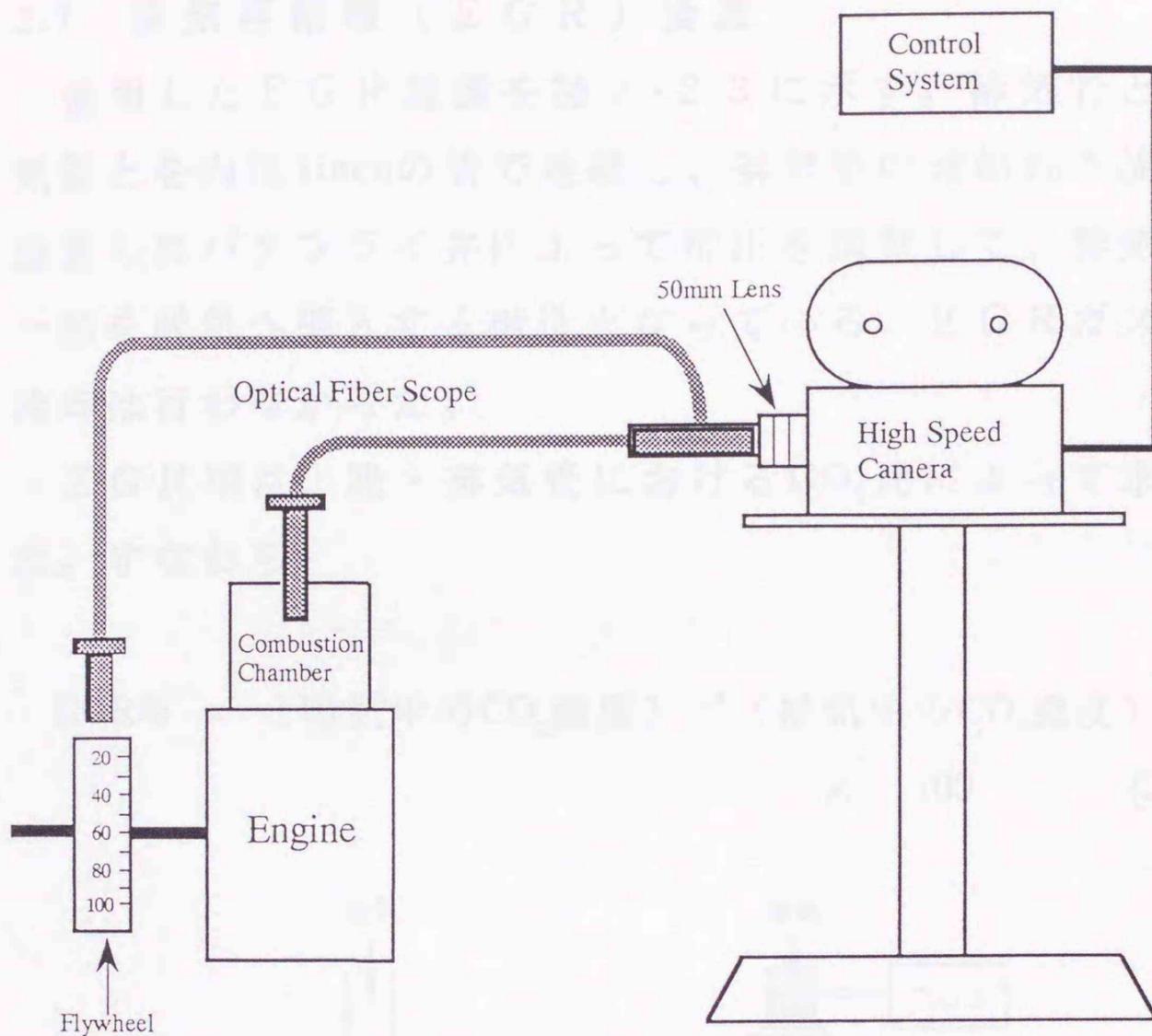


図 2-2 2 シリンダ内可視化装置の構成

ルムには、コダック社製 7222、フィルム長 100 フィート、16mm 白黒ネガフィルムを使用した。ファイバースコープの視野角度は 100 度であって、主室キャビティ内のほぼ全域を観察することが可能である。ただし、照明はとくに行っていないので、燃焼期間以外の観察はできないが輝煙の発達・消滅状態、あるいは発光期間などを把握することは十分可能である。

2.7 排気再循環 (EGR) 装置

使用した EGR 装置を図 2-23 に示す。排気管と吸気管とを内径 1inch の管で連結し、排気管の連結部下流に設置したバタフライ弁によって排圧を調整して、排気の一部を吸気へ導入する構造となっている。EGR ガスの冷却は行わなかった。

EGR 率は、吸・排気管における CO_2 比によって求めた。すなわち、

$$\text{EGR}\% = \frac{(\text{吸気中の}\text{CO}_2\text{濃度})}{(\text{排気中の}\text{CO}_2\text{濃度})} \times 100 \quad (2.8)$$

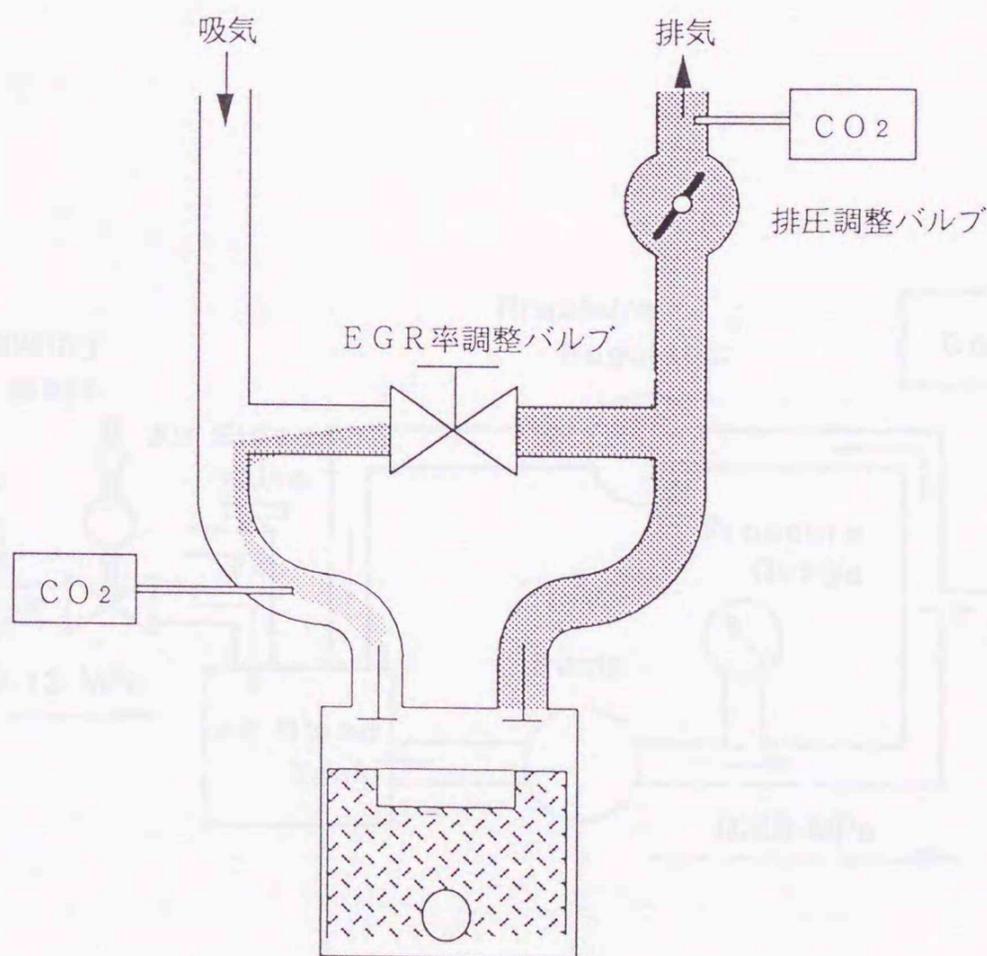


図 2-23 EGR 装置の構成

2.8 水噴射装置

水噴射装置の概略および水の噴射方向を、図2-24、および図2-25に示す。水噴射系ラインの圧力は、加圧ポンプ（イワキ製YP-5PT）とプレッシャレギュレータによって常に0.25MPaに保持されており、コントローラからの制御信号によりインジェクタのソレノイドバルブが開くことによって、水噴射が行われる。制御信号は、クランク角度に同期して発せられ、水の噴射量はインジェクタの開弁時間によって制御した。

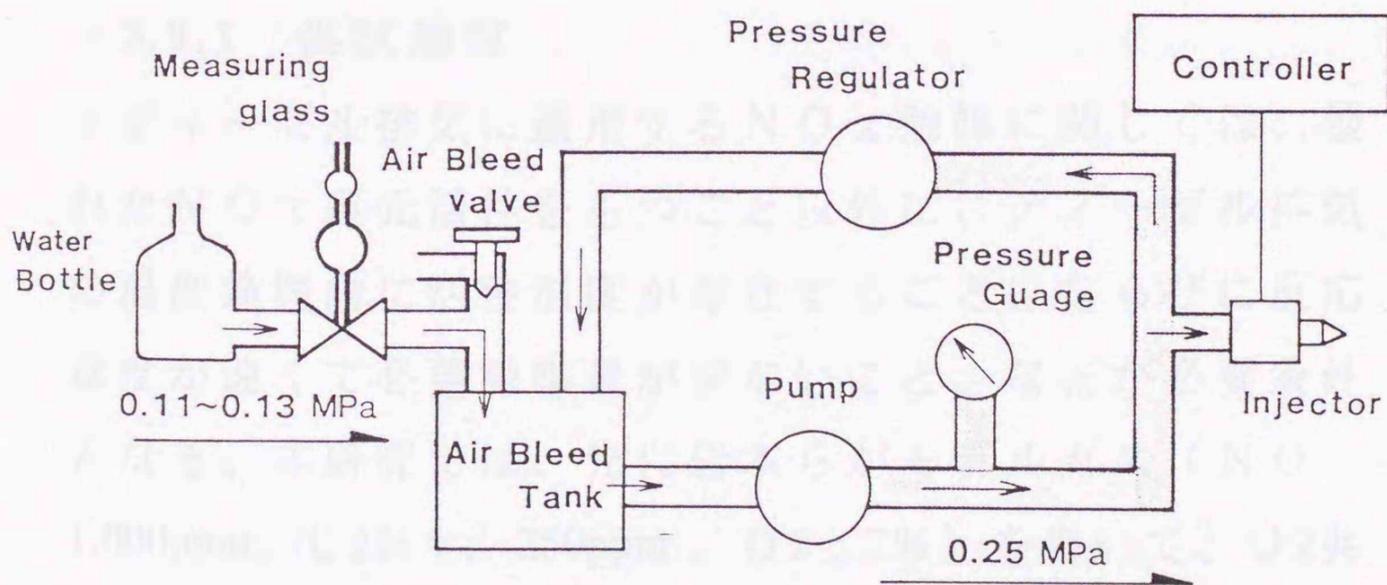


図2-24 水噴射装置の構成

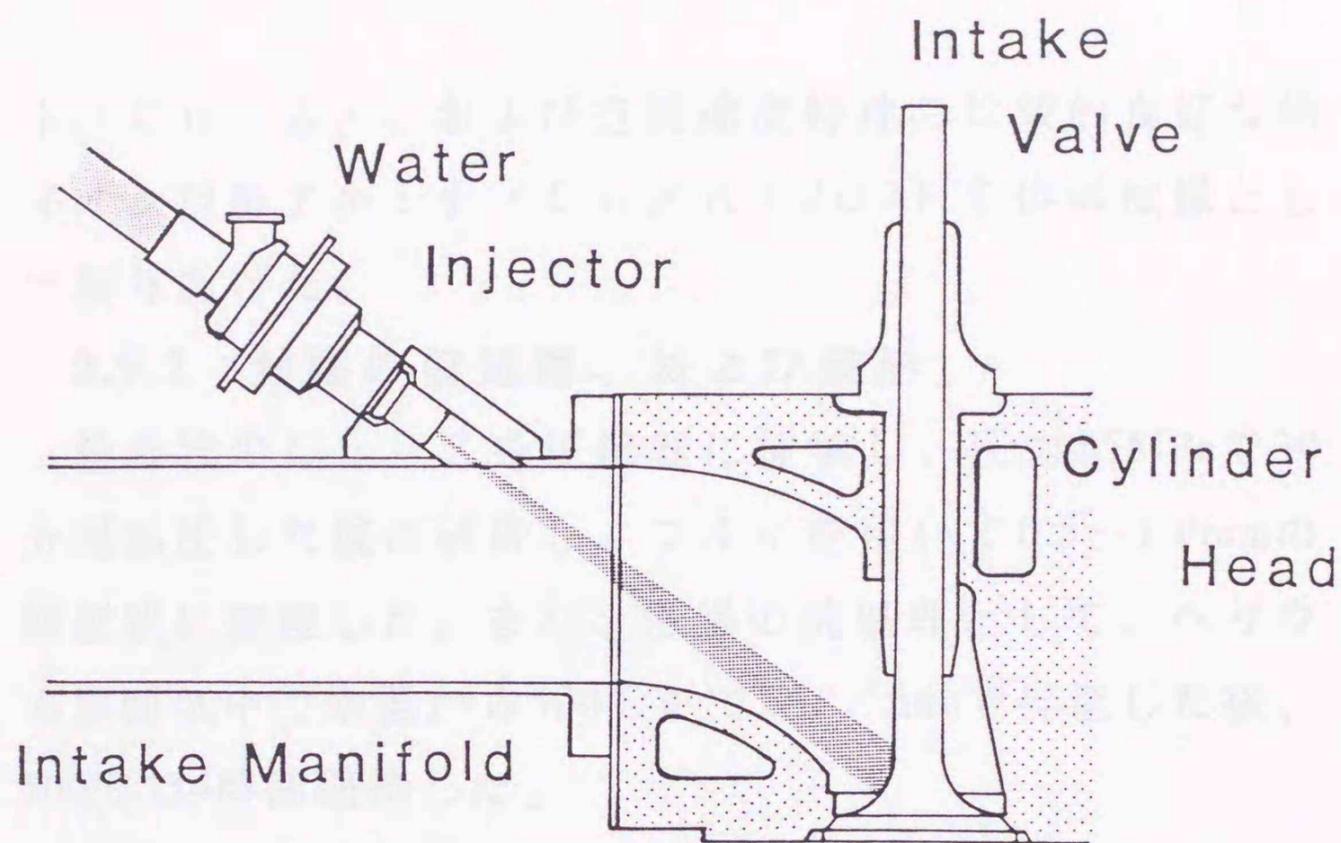


図 2-25 水噴射用インジェクタの取付け位置、および水の噴射方向

2.9 触媒性能試験

2.9.1 供試触媒

ディーゼル排気に適用する NO_x 触媒に関しては、優れた NO_x 還元活性をもつこと以外に、ディーゼル排気の温度範囲内に活性温度が存在すること、ならびに反応速度が速くて必要触媒量が少ないこと、などが必要条件となる。本研究では、先に岩本らがモデルガス(NO : 1,000ppm、 C_2H_4 : 250ppm、 O_2 : 2%)を用いて、 O_2 共存下で NO_x 還元活性をもつ各種触媒の温度ならびに空間速度依存性について調べた結果^(58,60)を考慮して、現時点で最も有望と考えられる銅イオン交換ZSM-5ゼオライ

ト (Cu-Z)、および空間速度特性の比較的良好な銅イオン担持アルミナ (Cu/Al₂O₃) を供試触媒として取りあげた。

2.9.2 触媒の前処理、および成形

粉末状の Cu-Z を圧縮器に挿填し、圧力 35MPa で 30 分間加圧した後に破碎し、フルイを用いて 0.5~1.0mm の顆粒状に整粒した。また、触媒の前処理として、ヘリウム雰囲気中で室温から 500°C まで 2°C/min で昇温した後、500°C で 4 時間保持した。

2.9.3 触媒試験装置、および試験方法

触媒試験装置の概略を図 2-26 に示す。ディーゼル排気の一部を排気管から分流し、フィルタで微粒子を除去した後、触媒での圧損を補うためにポンプで加圧して触媒容器へ導いた。触媒容器にはヒータを装着して、これを温度コントロールすることによって触媒温度を変化させた。触媒による NO_x の浄化率は、触媒前後の NO_x 濃度を CLD 方式の NO_x メータ (堀場製、MEXA-1120CLT) で測定することによって求めた。この際、測定器の濃度指示値がライン圧力によって変動するのを防ぐために、バルブ 1 を調整することによりラインを常に大気圧に保った。

空間速度の調整は、触媒の量、および触媒容器へ流れる排気の流量を、ニードルバルブ 2 により調整することによって行った。流量は、容器後流に設けた乾式ガス流量計によって測定した。

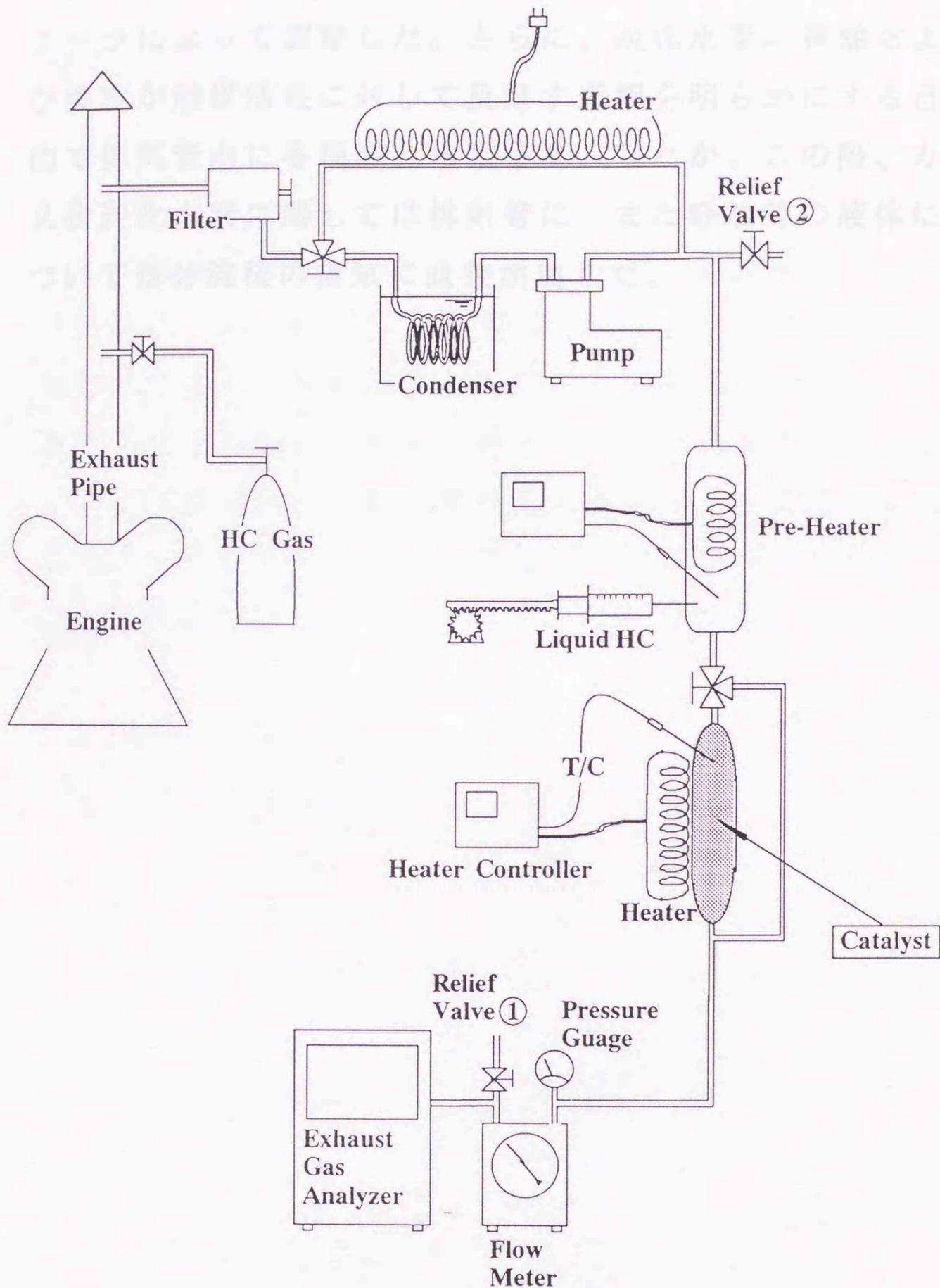


図 2 - 2 6 触媒試験装置の構成

排気中の水分量は、触媒容器上流に設置した水冷式のクーラによって調整した。さらに、炭化水素の種類および濃度が触媒活性に対して及ぼす影響を明らかにする目的で排気管内に各種炭化水素を混入したが、この際、ガス状炭化水素に関しては排気管に、また軽油等の液体については分流後の排気に直接添加した。

燃料噴射割合、混合気濃度、あるいは燃焼室の温度など、考慮すべき設計変数が多い。実験によってこれらの特性を把握し、最適化を図るためには必要な時間と労力を必要とする。そこで本論文では、基礎的現象を最適化する上での検討を簡便なことを目的として、排気管条件下の低濃度特性に対する燃料噴射量の影響に関して、簡易的な解析を試みた。

2.2 記号

V	体積	$[m^3]$
P	圧力	$[Pa]$
G	作動ガス流量	$[kg]$
R	一酸化炭素流量	$[mg \cdot s^{-1}]$
v	比容積	$[m^3/kg]$
c	濃度	$[g/m^3]$
D	直径	$[m]$
ϵ	定容比熱	$[J/kg \cdot K]$
α	定圧比熱	$[J/kg \cdot K]$
γ	比熱比	

第3章 燃焼後期攪乱式ディーゼル機 関の攪乱強度に関する熱力学的検討

3.1 緒 論

CCD方式においては、CCD容積、燃料噴射割合、連絡孔径、あるいはCCD噴射時期など、考慮すべき設計変数が多く、実験によってこれらの特性を把握し、最適化を図るためには多大な時間と労力とを必要とする。そこで本章では、各設計変数を最適化する上での指針を得ることを目的として、排気微粒子の低減特性に対する設計変数の影響に関して、熱力学的な解析を試みた。

3.2 記 号

P : 圧力	[Pa]
V : 体積	[m ³]
T : 温度	[K]
G : 作動ガス重量	[kg]
R : 一般ガス定数	[J/kg·K]
v : 比容積	[m ³ /kg]
ρ : 密度	[kg/m ³]
Q : 熱量	[J]
c_v : 定容比熱	[J/kg·K]
c_p : 定圧比熱	[J/kg·K]
κ : 比熱比	

μ : 連絡孔の流量係数

3.3 w : ガス噴出速度 [m/s]

D : ボア径 [m]

れる関係 d : 連絡孔径 [m]

まず、 m : Wiebeの燃焼関数の特性値

に加える θ : クランク角度 [$^{\circ}$ CA]

を算へ θ_z : CCDにおける燃焼期間 [$^{\circ}$ CA]

添字

1 : CCD

2 : 主燃焼室

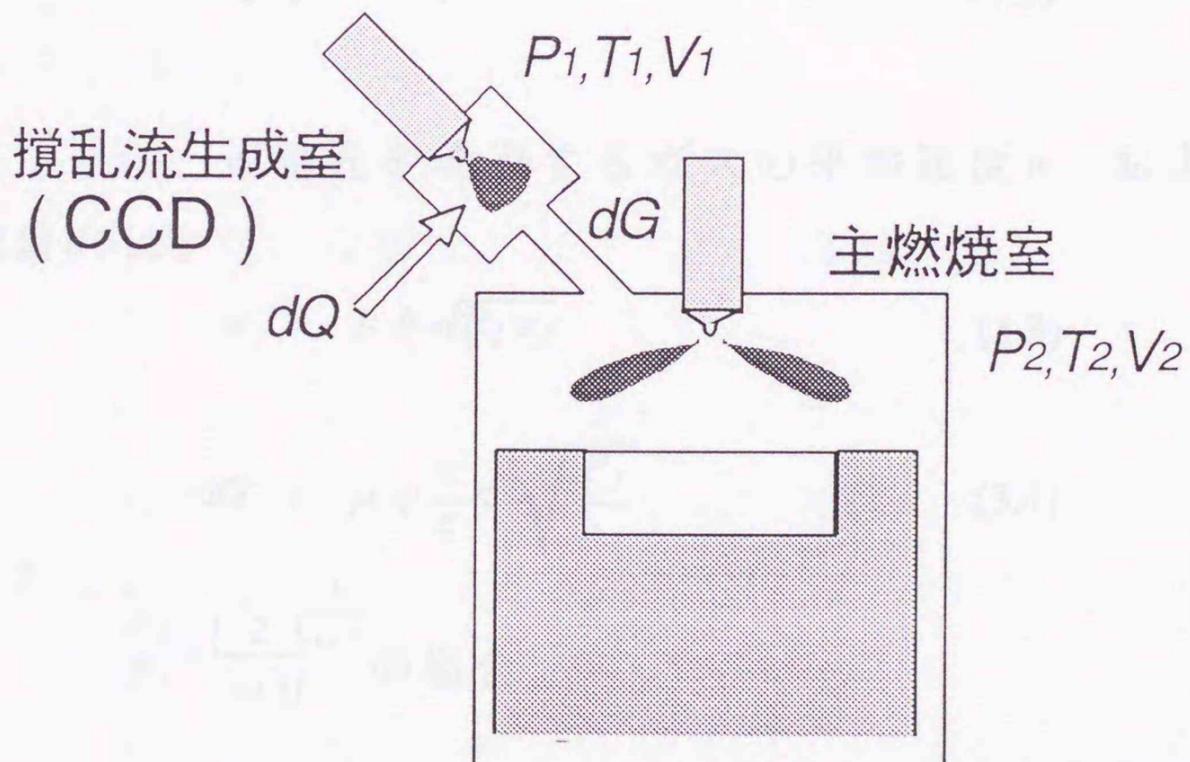


図 3-1 CCD方式の構成

3.3 基礎式

基礎式として、副室式ディーゼル機関の解析に用いられる関係式^(74,75)を使用した。

まず、CCDに関してエネルギー式を考えると、CCDに加えられた熱量 dQ は、CCDの内部エネルギーの変化と主室へ流出するエネルギーとの和に等しいから、次式が成立する。

$$dQ = d(c_v G_1 T_1) - c_p T_1 dG \quad (3.1)$$

一方、CCDにおける状態方程式は、次式で示される。

$$P_1 V_1 = G_1 R T_1 \quad (3.2)$$

つぎに、連絡孔を通過するガスの平均速度 w 、および流量 dG は、

$$w = \mu \phi \sqrt{P_1 v_1} \quad (3.3)$$

$$dG = \mu \psi \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{\frac{P_1}{v_1}} \quad (3.4)$$

ただし、 $\frac{P_2}{P_1} > \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$ の場合

$$\phi = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \left\{ 1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right\}}$$

$$\psi = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \left(\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right)}$$

$$\frac{P_2}{P_1} \leq \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \text{ の場合}$$

$$\phi = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1}}$$

$$\psi = \sqrt{\kappa \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}}$$

ここで、入熱量 dQ が与えられれば、式(3.1)~(3.4)を連立させて解くことによって、諸量が求められ、次式から噴出ガスの運動量 MV が与えられる。

$$MV = w dG \quad (3.5)$$

なお、入熱量 dQ に関しては、CCD内の空気量と燃料供給量とに見合った熱量としてこれを考えることができる。すなわち、CCDへの燃料供給量に対して量論比以上の空気が存在すれば、供給された燃料の全てが燃焼するものと仮定し、一方十分な空気が存在しない場合には、その空気量の量論比に対応する燃料だけが燃焼するものとする。その際、熱発生パターンは、Wiebeの燃焼関数を用いて与える。Wiebeの燃焼関数によれば、燃焼経過時間 θ までに発生した熱量 Q は、燃焼によって発生する全熱量を Q_0 、CCDにおける全燃焼期間を θ_z とする

と、

$$Q = Q_0 \left[1 - \exp \left\{ -6.9 \left(\frac{\theta}{\theta_z} \right)^{m+1} \right\} \right] \quad (3.6)$$

で表され、これを θ で微分することにより、クランク角度当りの熱量が次式のように与えられる。

$$\frac{dQ}{d\theta} = 6.9 Q_0 \frac{m+1}{\theta_z} \left(\frac{\theta}{\theta_z} \right)^m \exp \left\{ -6.9 \left(\frac{\theta}{\theta_z} \right)^{m+1} \right\} \quad (3.7)$$

3.4 計算に際して設けた仮定、および条件

計算にあたっては以下の仮定を設けた。すなわち、

- (1) 作動ガスは空気とし、完全ガスとして扱う。
- (2) 燃焼室壁面での熱損失は考慮しない。
- (3) 主燃焼室および C C D 内の諸状態は均一とし、準静的に変化するものとする。
- (4) 主燃焼室における熱力学的諸量には、実機関における実測値を使用し、燃焼状態は C C D からの流入エンタルピによって変化しないものとする。

なお、計算対象として、供試機関 1 を想定した。その諸元を表 3-1 に示す。C C D 噴射が行われるまでの C C D 内の熱力学的諸量は、主燃焼室と同じ経過をたどることとし、初期値には C C D 噴射開始時期の主燃焼室の値を用いた。図 3-2 に、計算に使用した主燃焼内室圧力および温度の一例を示す。また、C C D 内での燃焼期

表 3-1 計算対象機関の主要諸元

型式	水冷 4 サイクル単気筒ディーゼル機関
ボア×ストローク	$\phi 93 \times 102\text{mm}$
排気量	692 cm^3
機関回転速度	2160 rpm
圧縮比	17.45

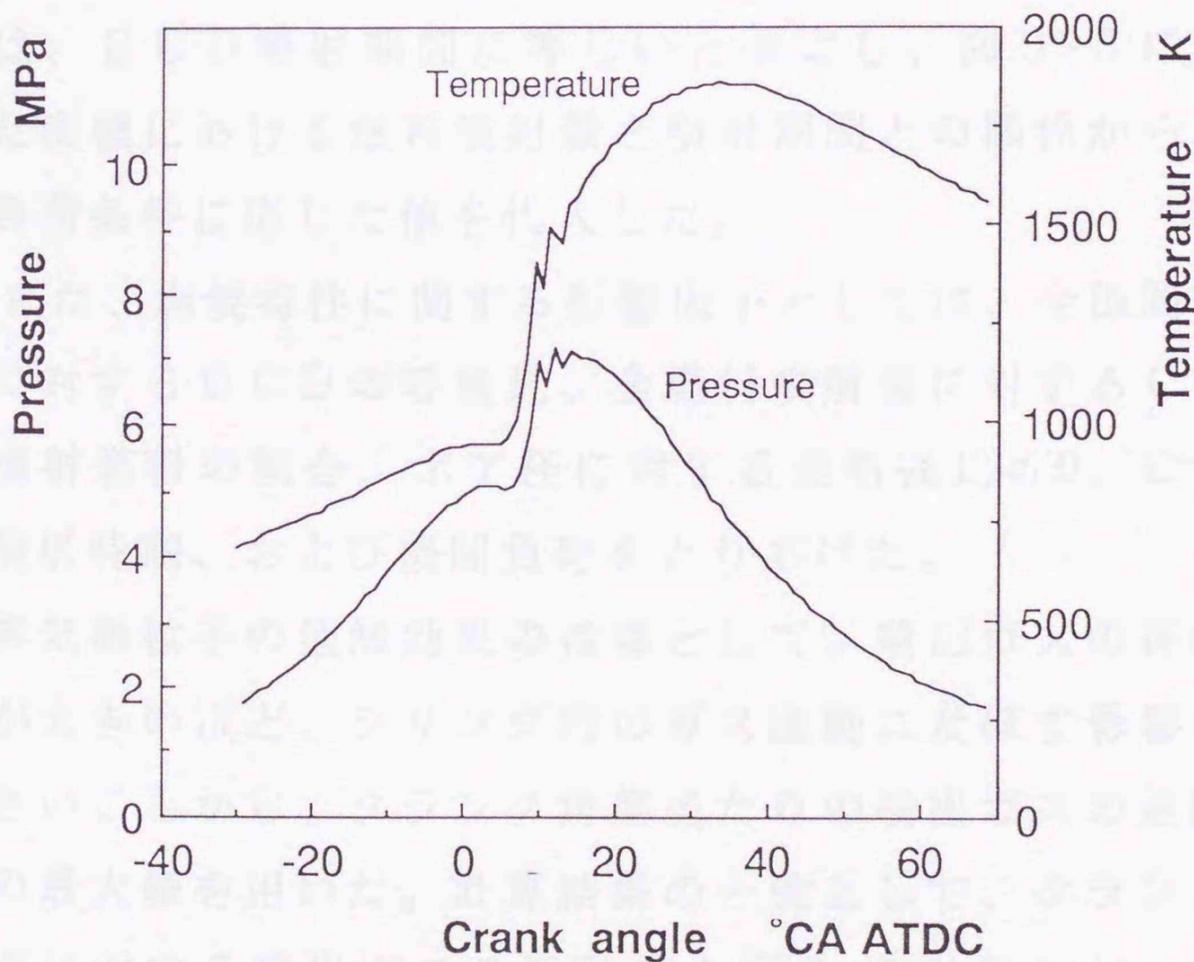


図 3-2 計算に使用した主燃焼室圧力および温度の例

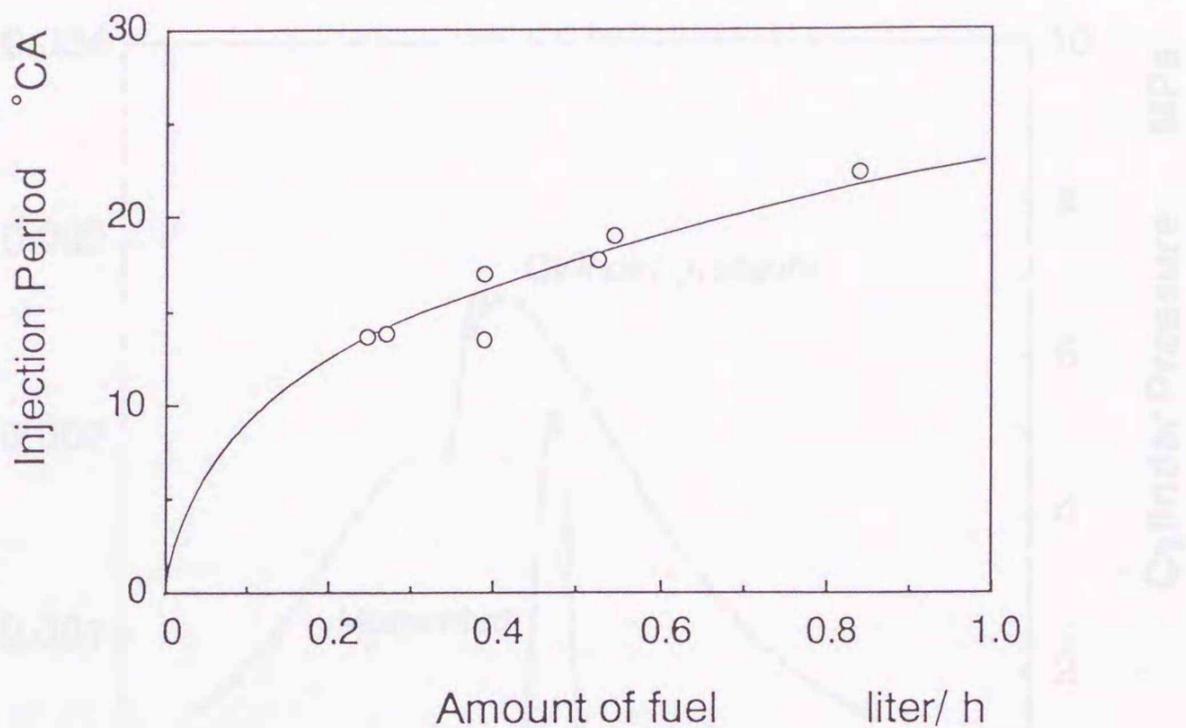


図 3 - 3 燃料噴射量と噴射期間との関係

間は、CCD噴射期間に等しいと仮定し、図3-3に示した実機における燃料噴射量と噴射期間との関係から、各負荷条件に応じた値を代入した。

また、燃焼特性に関する影響因子としては、全隙間容積に対するCCDの容積比、全燃料噴射量に対するCCD噴射燃料の割合、ボア径に対する連絡径比 d/D 、CCD噴射時期、および機関負荷をとりあげた。

排気微粒子の低減効果の指標として、噴出ガスの運動量が大きいほど、シリンダ内のガス流動に及ぼす影響が大きいことから、クランク角度当たりの噴出ガスの運動量の最大値を用いた。計算結果の一例として、クランク角度に対する噴出ガスの運動量を図3-4に示すが、ガスの噴出は、鋭いピークをもった比較的短時間の現象であることがわかる。運動量は、CCD噴射の開始と同時

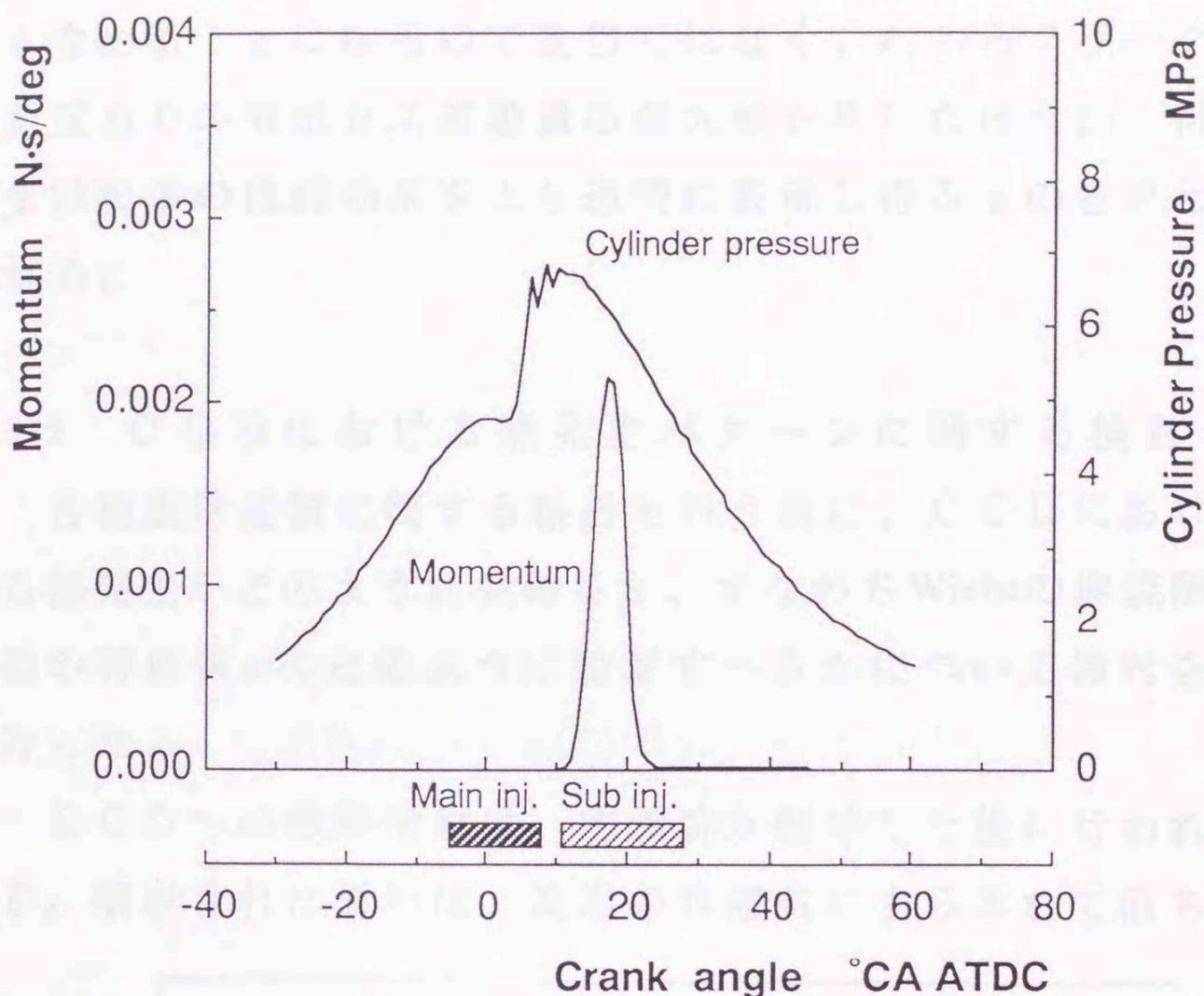


図 3-4 噴出ガス運動量の計算例

に増加し、噴射期間の後半で急速に低下している。C C Dにおける燃焼終了後も、主燃焼室内圧力の低下にともなって、わずかに主燃焼室へガスの流出が認められるものの、微粒子の酸化促進効果という点では無視し得る程度と思われる。また、比較的大きな運動量が長期間にわたって存在したとしても、主燃焼室における燃焼が終了した後、あるいはピストンが降下して温度レベルが低下した状態においては、その存在は何らの意味をもたない。したがって、低減効果の指標として、ガス運動量を時間積分した仕事量を用いるのは、効果の少ない部分を

も含めることになるので妥当ではなく、むしろクランク角度当りの噴出ガス運動量の最大値を用いたほうが、排気微粒子の低減効果をより適切に表現し得るものと思われる。

3.5 C C Dにおける熱発生パターンに関する検討

各種設計変数に関する検討を行う前に、C C Dにおける熱発生をどのように見積るか、すなわちWiebeの燃焼関数の特性値 m をどのように設定すべきかについて検討を行った。

C C Dへの燃料噴射は、主燃焼が開始した後に行われる。噴射された燃料は、高温の雰囲気にさらされて直ち

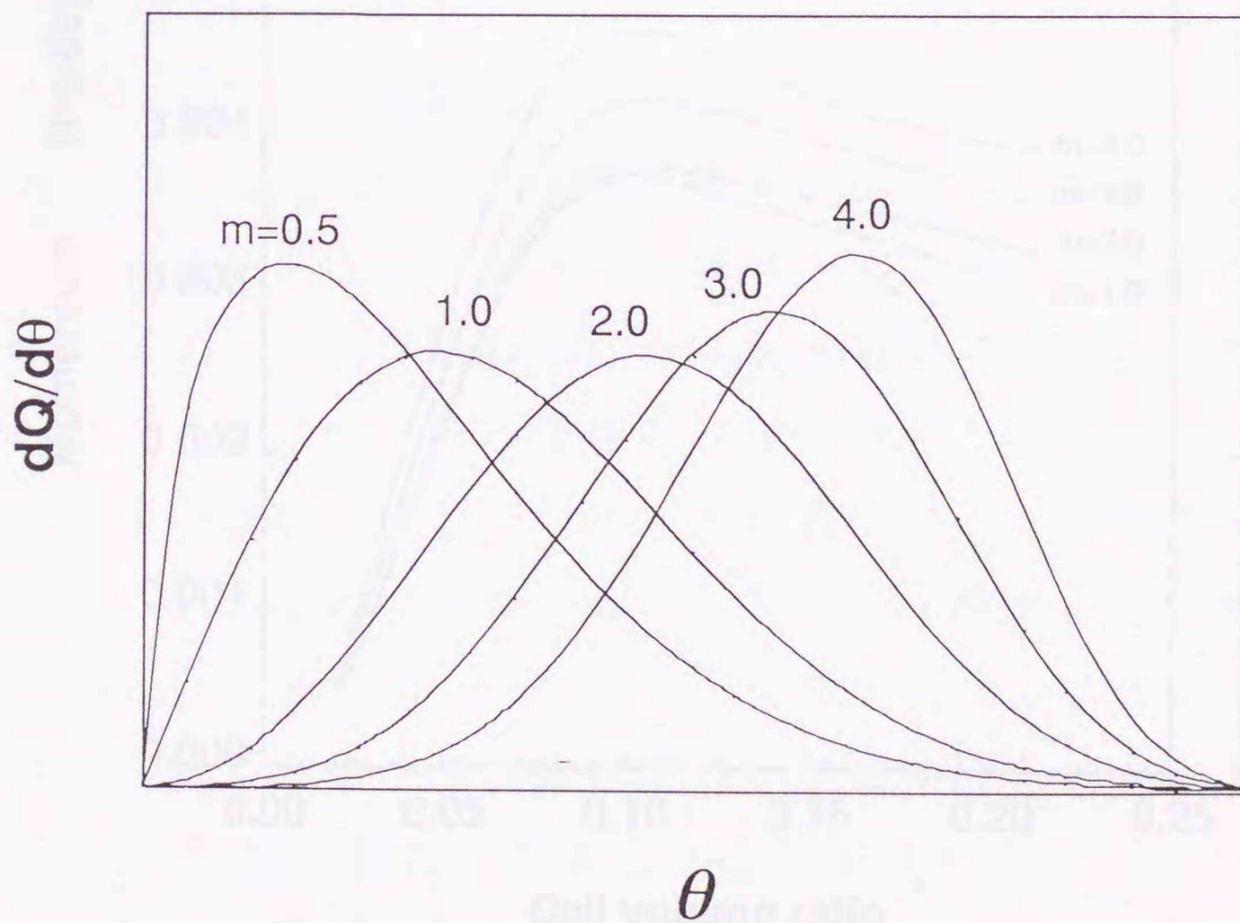


図 3 - 5 燃焼特性値 m に対するWiebeの燃焼関数の変化

に燃焼を開始するので、熱発生は燃料噴射率にほぼ対応して行われるものと考えられる。燃焼の後半においては酸素濃度が低くなるために、燃料噴射率からある遅れ時間を伴った熱発生となるものと推定されるが、概略的には熱発生は噴射率に対応すると考えて差し支えない。図3-5に、特性値 m に対するWiebeの燃焼関数の変化を示すが、実機関の燃料噴射率は、特性値 m を1.0ないし2.0とした場合のパターンに近いものと言える。

図3-6は、機関回転速度2160rpm、空気過剰率1.5、主噴射時期上死点前 5° CAの機関運転条件を想定して、特性値 m をパラメータとして、CCD容積比が噴出ガス運動

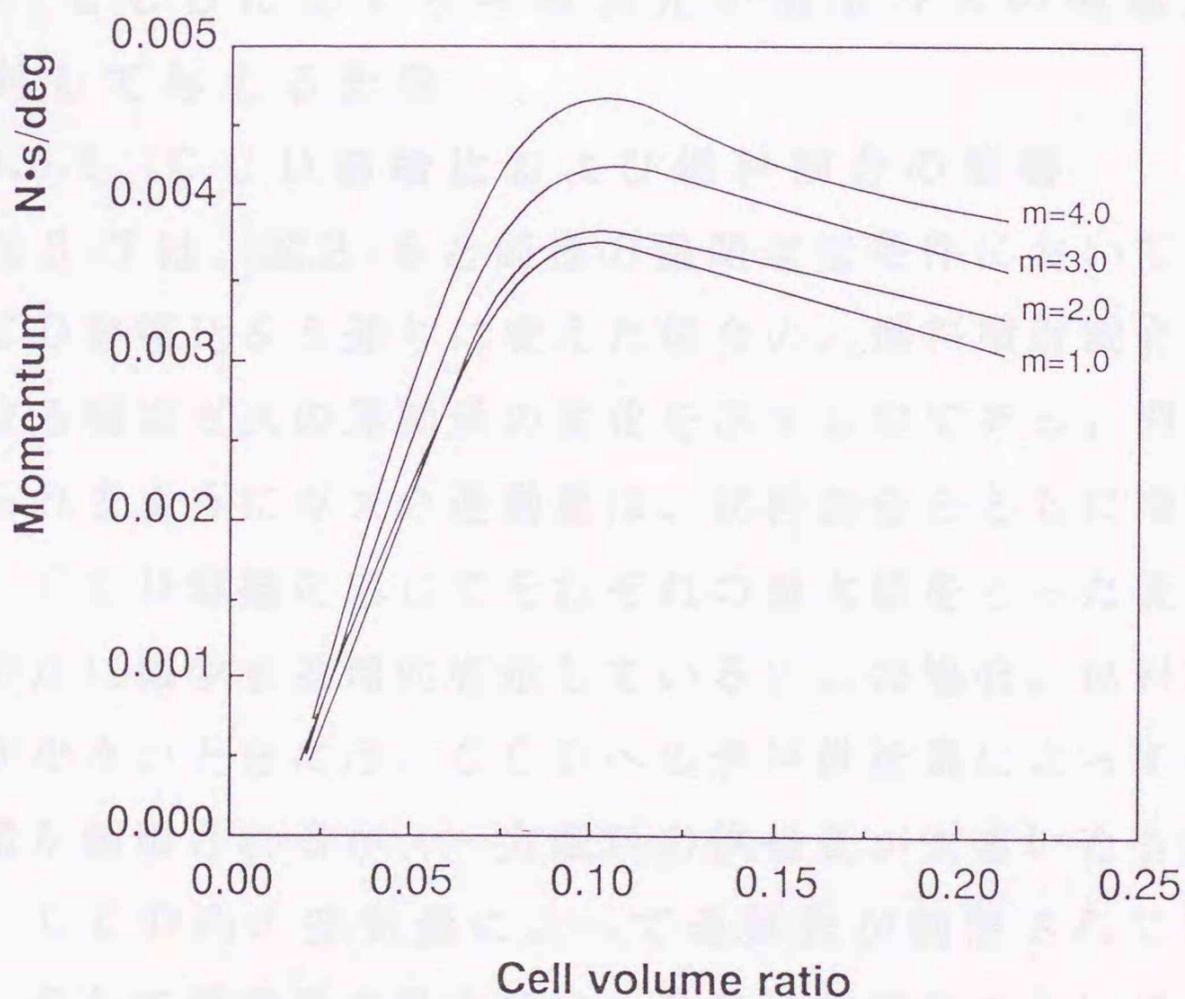


図3-6 噴出ガスの運動量に対する副室容積比の影響

量に対して及ぼす影響について調べた結果である。この場合、C C D 噴射時期を上死点後 10° CA、C C D 燃料噴射割合を0.1、連絡孔径比を0.04、およびC C Dにおける燃焼期間を噴射期間に相当する 14° CAとした。図において運動量は、いずれの m に対しても同様な傾向を示している。運動量の絶対値は、 m が大きくなるほど大きな値を示すが、上述したように、現実に最も近いと思われる $m=1\sim 2$ の範囲では、差異は比較的小さいことがわかる。以上のことを勘案して、以後、Wiebeの燃焼関数の特性値として $m=2$ を用いることとした。

3.6 C C Dに関する各種諸元が噴出ガスの運動量に対して与える影響

3.6.1 C C D容積比および燃料割合の影響

図3-7は、図3-6と同様の機関運転条件において、C C D容積比を5通りに変えた場合の、燃料噴射割合に対する噴出ガスの運動量の変化を示すものである。図に見られるようにガスの運動量は、燃料割合とともに増加し、C C D容積に応じてそれぞれの最大値をとった後、緩やかに減少する傾向を示している。この場合、燃料割合が小さいときには、C C Dへの燃料供給量によって運動量が制限されるが、一方燃料の供給量が大きいときには、C C D内の空気量によって運動量が制限されている。そして運動量の最大値は、C C D容積が大きいほど大きな値を示すが、最大値に達するまでの運動量は、燃

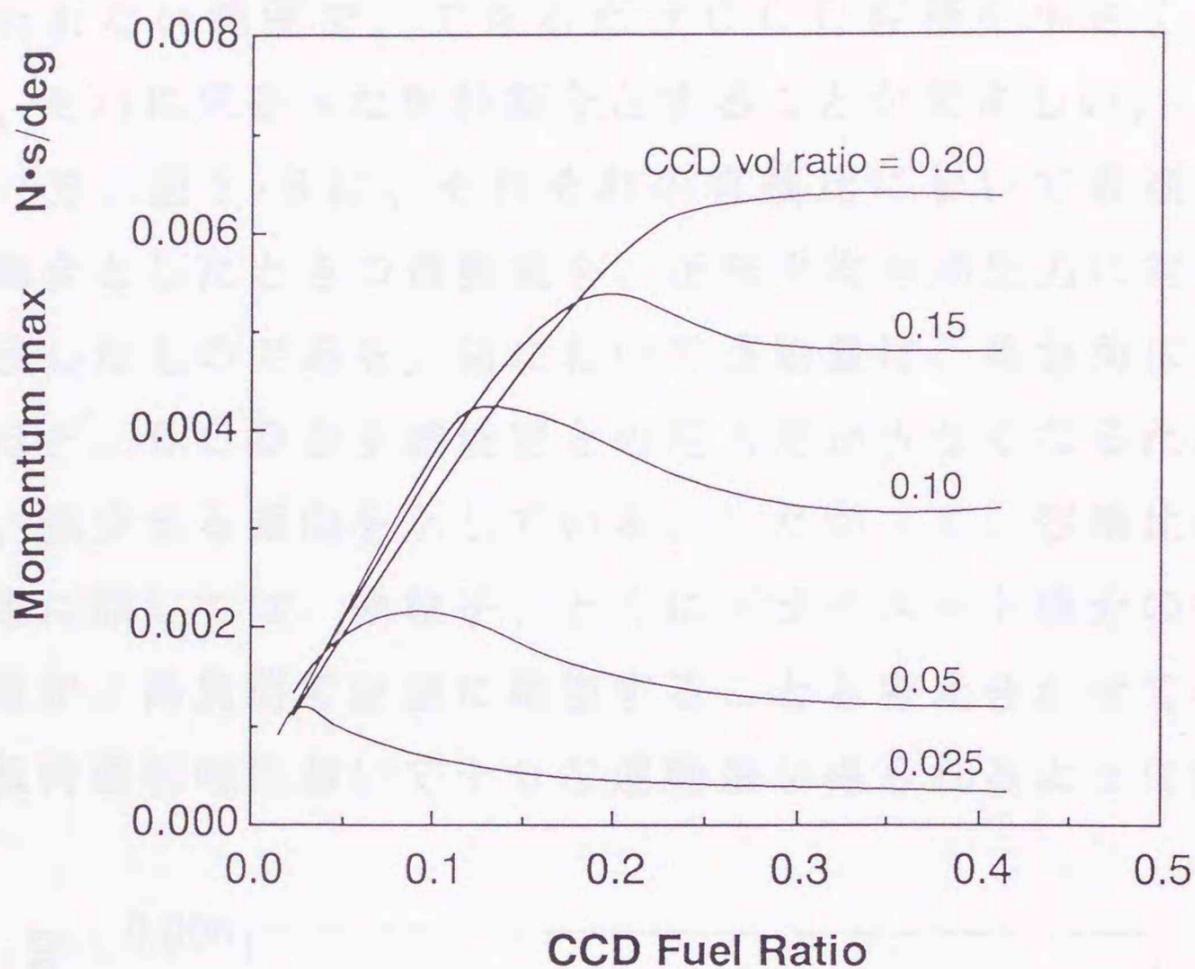


図 3-7 噴出ガスの運動量に対する燃料割合の影響

料量によってほぼ決定され、CCD容積による違いは小さい。

このような計算結果から、CCD容積ならびにCCD燃料の噴射割合を大きくするほど、微粒子低減効果は大きくなるものと考えられる。ただし、容積を大きくすることは、副室式機関に接近することを意味しており、冷却損失や絞り損失が増加して、燃費が悪化することが予想される。また、燃料割合が必要以上に大きな場合には、CCD内で生成される微粒子が増加するので、結果として主燃焼室内における微粒子酸化促進効果をキャンセルすることになる。したがって、微粒子低減効果が損

なわれない範囲で、できるだけCCD容積を小さくして、それに見合った燃料割合とすることが望ましい。

一方、図3-8は、それぞれの容積比において最適燃料割合としたときの運動量を、正味平均有効圧力に対して示したものである。図において運動量は、高負荷になるほど、CCDと主燃焼室との圧力差が少なくなるために、減少する傾向を示している。したがって、容積比の決定に際しては、微粒子、とくにドライスート成分の排出量が、高負荷で急激に増加することも考え合わせて、高負荷運転時において十分な運動量が得られるように設

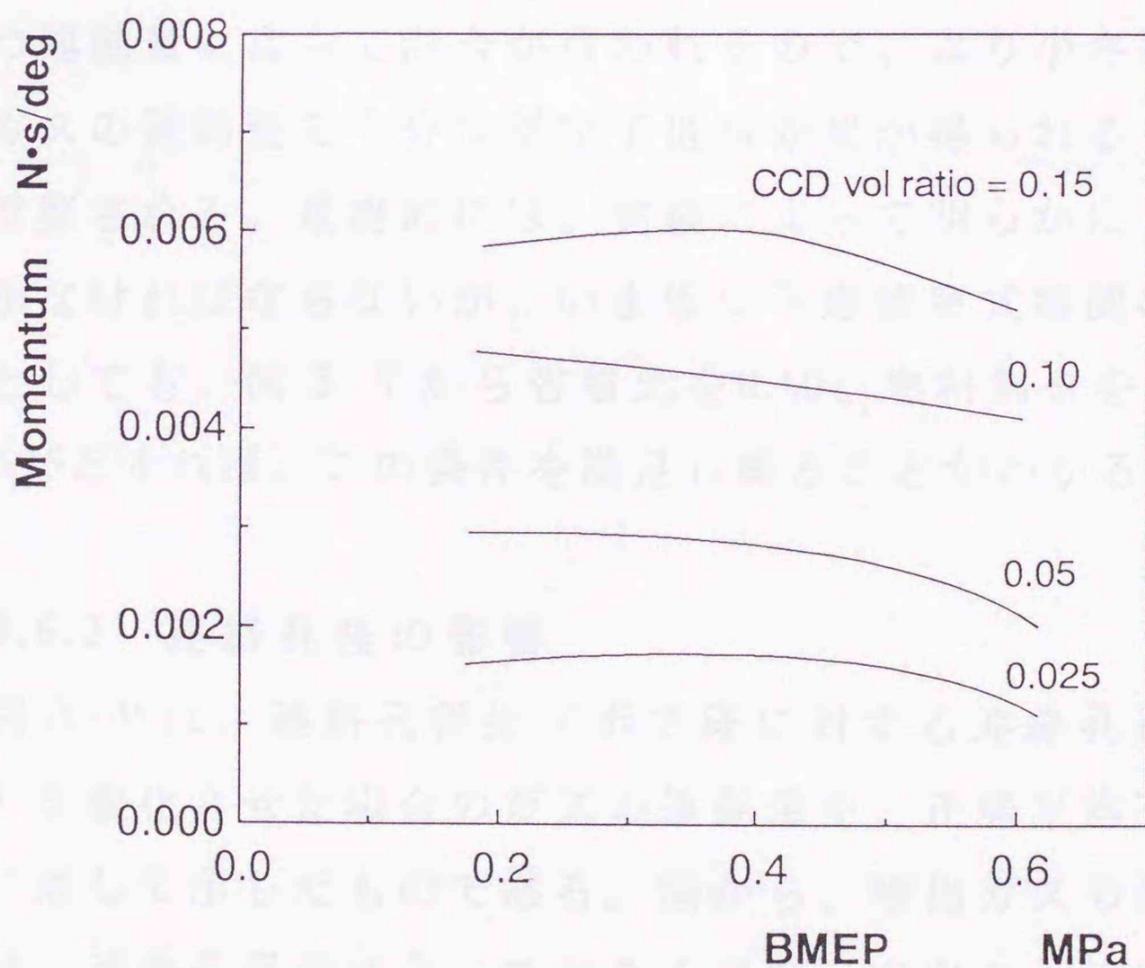


図3-8 正味平均有効圧力に対する噴出ガス運動量の変化

定することが必要である。

一方、微粒子低減に必要な運動量に関しては、本燃焼方式と似通った構造をもつ予燃焼室式機関における値が一つの目安になる。予燃焼室式機関における噴出ガスの運動量は、ガス噴出速度を650m/s、連絡孔径比を0.005として本研究の計算対象機関に適用すると、0.008[N・s/deg]程度と見積られるが⁽⁷⁶⁾、CCD方式では、図3-7および図3-8に見られるように、これと同オーダーの値が得られている。さらに、燃料と空気との混合過程の大部分を噴出ガスの運動量に頼っている予燃焼室式機関に比べると、本燃焼方式では、直噴式と同様に、燃料噴霧自身の持つ運動量によって混合が行われるので、より小さな噴出ガスの運動量で十分な微粒子低減効果が得られるものと推察される。最終的には、実験によって明らかにして行かなければならないが、いま仮に予燃焼室式機関の半分としても、図3-7から容積比を0.10、燃料割合を0.10~0.15とすれば、この条件を満足し得ることがわかる。

3.6.2 連絡孔径の影響

図3-9は、連絡孔径比（ボア径に対する連絡孔径の比）を変化させた場合のガスの運動量を、正味平均有効圧に対して示したものである。図から、噴出ガスの運動量は、連絡孔径比によって大きく異なっており、連絡孔径が本システムにおける重要な設計因子であることがわかる。運動量は、連絡孔径比が0.04の場合に最大とな

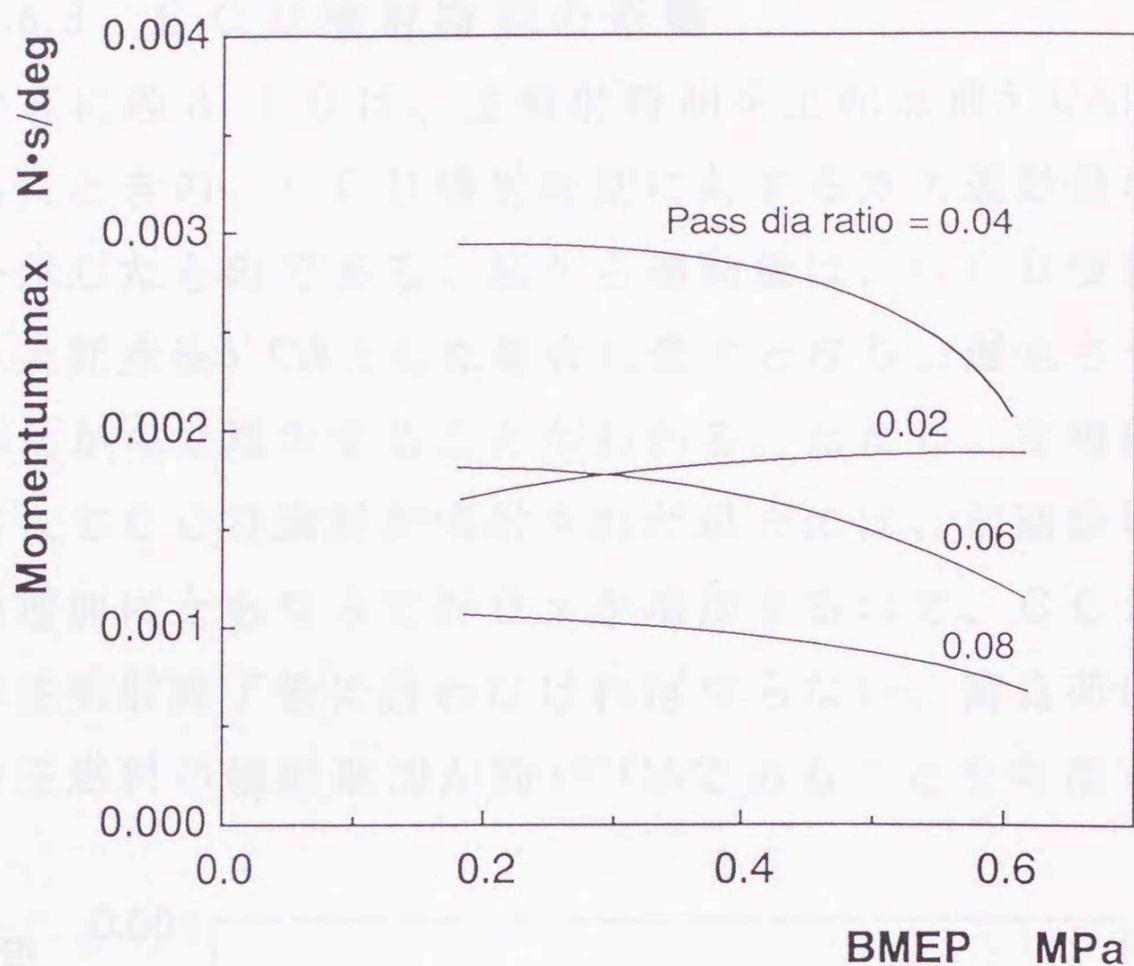


図 3-9 噴出ガス運動量に対する連絡孔径の影響

り、0.06、0.08と径が大きくなるにしたがって減少する。また、連絡孔径比が0.02の場合には、高負荷において比較的運動量が高い値を示すが、低負荷ではチョーキングを生じるために、運動量は他の径に比べて低くなっている。以上のことから連絡孔は、チョーキングを生じない範囲で小さくすることが望ましく、供試機関の場合には、連絡孔径比0.04、すなわち直径 ϕ 3.7mm前後に設定するのが適切なことがわかった。

3.6.3 CCD噴射時期の影響

つぎに図3-10は、主噴射時期を上死点前 5° CAに設定したときの、CCD噴射時期に対するガス運動量の変化を示したものである。図から運動量は、CCD噴射時期を上死点后 5° CAとした場合に最大となり、遅延させるにしたがって減少することがわかる。ただし、主噴射に重なってCCD燃料が噴射された場合には、初期燃焼割合の増加にともなって NO_x が増加するので、CCD噴射は主噴射終了後に行わなければならない。高負荷における主燃料の噴射期間が約 15° CAであることを考慮する

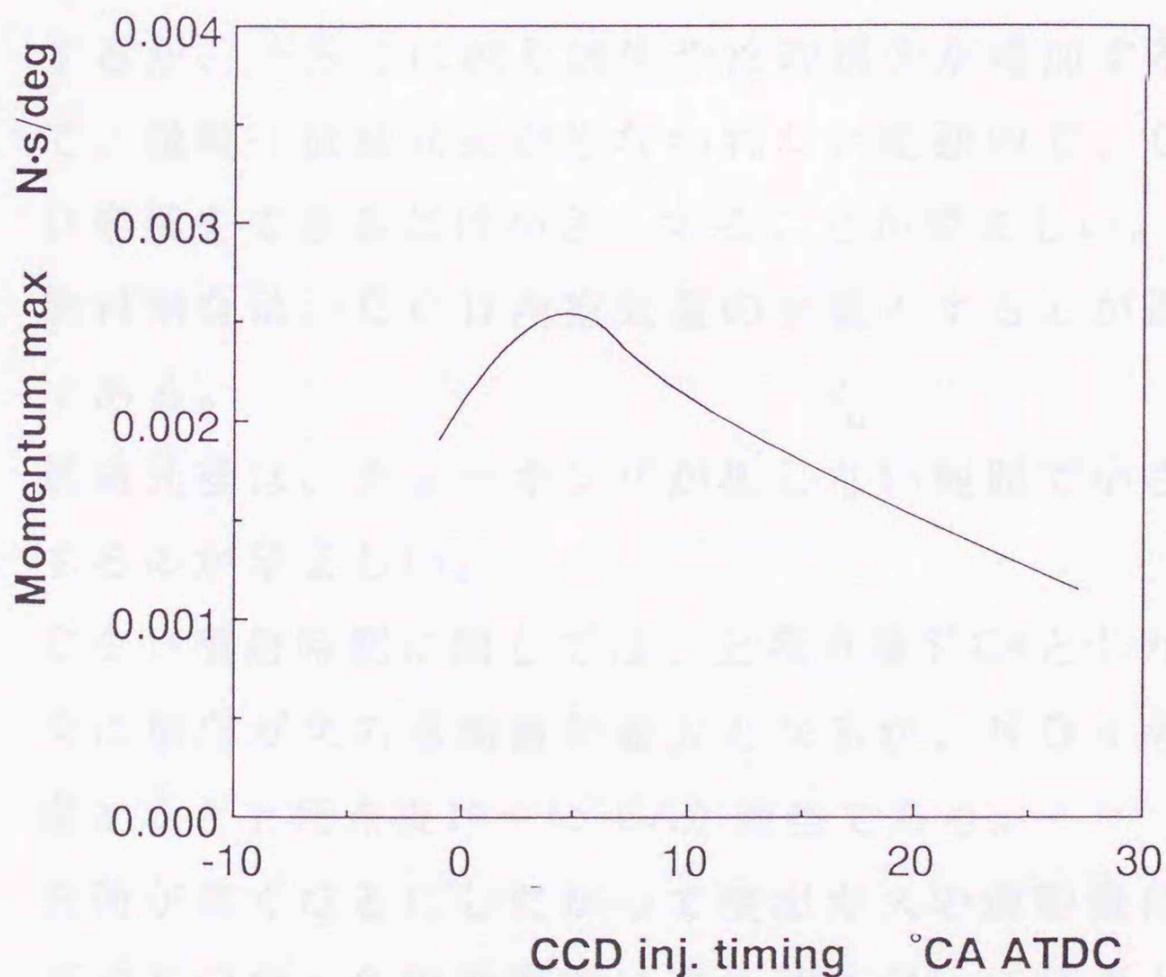


図3-10 噴出ガスの運動量に対するCCD噴射時期の影響

と、CCD噴射時期を上死点後 $10\sim 15^\circ\text{CA}$ とするのが適当と思われる。

3.7 本章における結論

本章においては、比較的単純な熱力学的解析により、燃焼後期攪乱式ディーゼル機関の乱流強度に対する各種設計変数の影響を、ある程度明らかにすることができた。得られた結果を要約すると、およそ次のとおりである。

1. 噴出ガスの運動量は、CCD容積が大きいほど増加するが、一方では絞り損失や冷却損失が増加するので、微粒子低減効果が損なわれない範囲内で、CCD容積をできるだけ小さくすることが望ましい。
2. 燃料割合は、CCD内空気量の当量とするのが適当である。
3. 連絡孔径は、チョーキングが生じない範囲で小さくするのが望ましい。
4. CCD噴射時期に関しては、上死点後 5°CA とした場合に噴出ガスの運動量が最大となるが、 NO_x を考慮すると上死点後 $10\sim 15^\circ\text{CA}$ が適当である。
5. 負荷が高くなるにしたがって噴出ガスの運動量は低下するので、各設計変数は高負荷において最適となるように設定することが必要である。

第4章 燃焼後期攪乱式ディーゼル機関における排気改善の効果、およびその要因

4.1 緒 論

本章では、実験によってCCD方式の機関性能および排気の改善効果を明かにするとともに、前章における計算結果を考慮しながら、本方式の最適化について検討した。また、シリンダ内微粒子の直接サンプリングやファイバースコープを用いた高速度撮影による燃焼観察などを行い、指圧線図の解析と併せて、本方式における排気の改善要因についても考察した。

4.2 CCD方式による排気の改善効果

図4-1は、機関回転速度2160rpm、空気過剰率1.5において、主噴射時期を変化させた際の正味燃料消費率、NO_x、および黒煙について、ベース機関、CCD方式、およびCCD方式においてその中へ燃料を噴射せず、CCDを単なる空気室として使用した三つの場合を比較したものである。CCD容積は上死点における全隙間容積の5.5%、CCD燃料噴射割合は10%、CCD噴射時期は、主噴射時期が上死点前のとき上死点后10°CA、上死点後のとき上死点后15°CAとなるように調整した。

図において、ベース機関では主噴射時期の遅延にとも

$\lambda=1.5, 2160\text{rpm}, \text{CCD}=10\%$

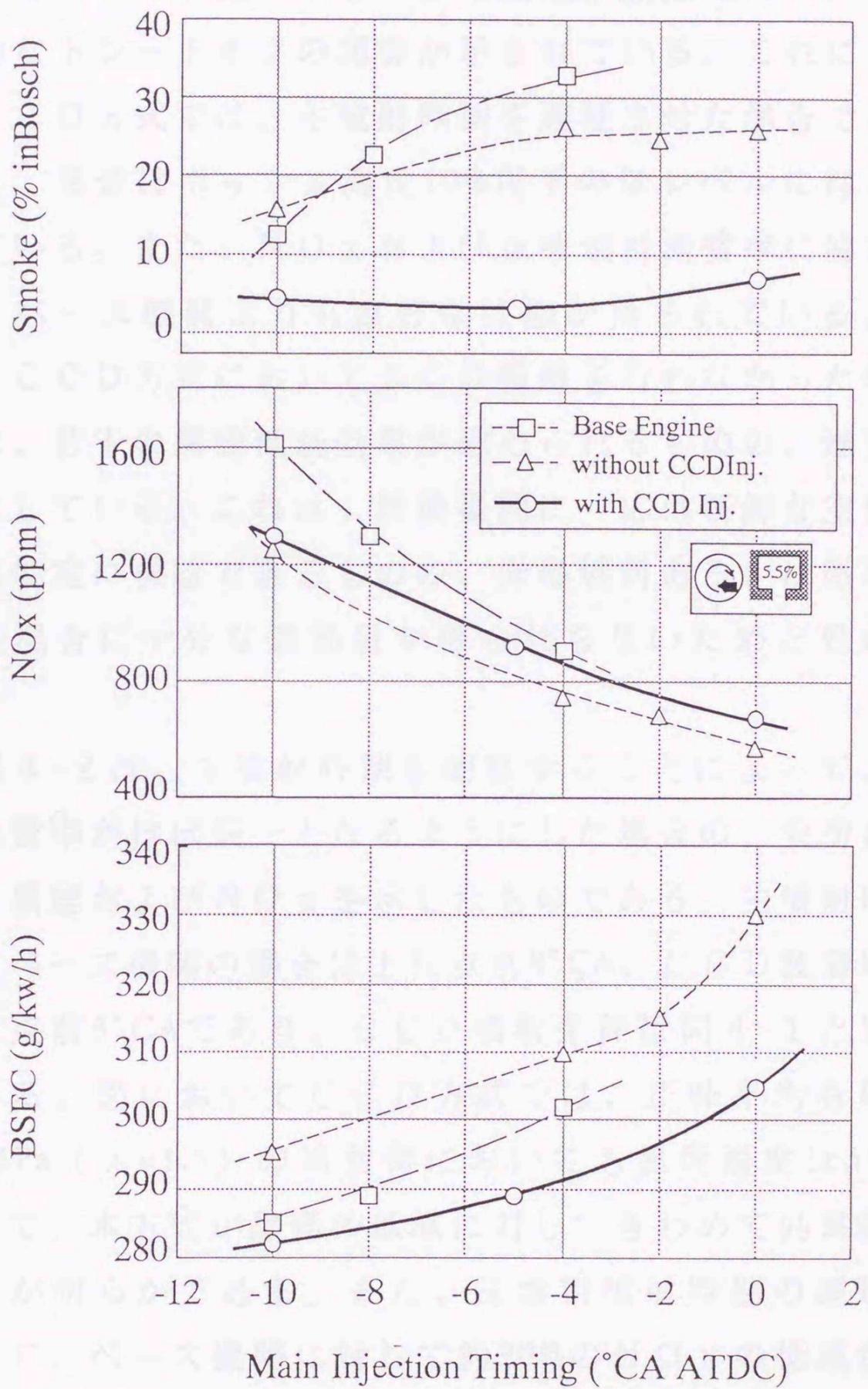


図 4 - 1 CCD方式による排気の改善効果

なってNO_xが減少する一方で黒煙が増加していく、典型的なトレードオフの関係が示されている。これに対してCCD方式では、主噴射時期を遅延させた場合であっても、黒煙はボッシュ濃度10%以下の低レベルに抑えられている。また、NO_xおよび正味燃料消費率に関しても、ベース機関よりも良好な性能が得られている。他方、CCD方式においてCCD噴射を行わなかった場合には、若干の黒煙低減効果が認められるものの、燃費は悪化している。これは、燃焼後期に一応は新鮮な空気を主燃焼室に供給できるものの、未燃燃料あるいは微粒子との混合に十分な運動量が得られないためと思われる。

図4-2は、主噴射時期を調整することによって、燃料消費率がほぼ同一となるようにした場合の、負荷に対する黒煙およびNO_xを示したものである。主噴射時期は、ベース機関の場合は上死点前8°CA、CCD装着時は上死点前5°CAであり、CCD噴射条件は図4-1と同様である。図においてCCD方式では、正味平均有効圧0.6MPa ($\lambda=1.5$) の高負荷においても黒煙濃度は5%であって、本方式が黒煙の低減に対してきわめて効果的なことが明らかである。また、主燃料噴射時期の遅延によって、ベース機関に対して約20%のNO_xの低減が得られている。

つぎに図4-3は、空気過剰率1.5一定において、機関回転速度を定格の40%(1440rpm)、60%(2160rpm)、および

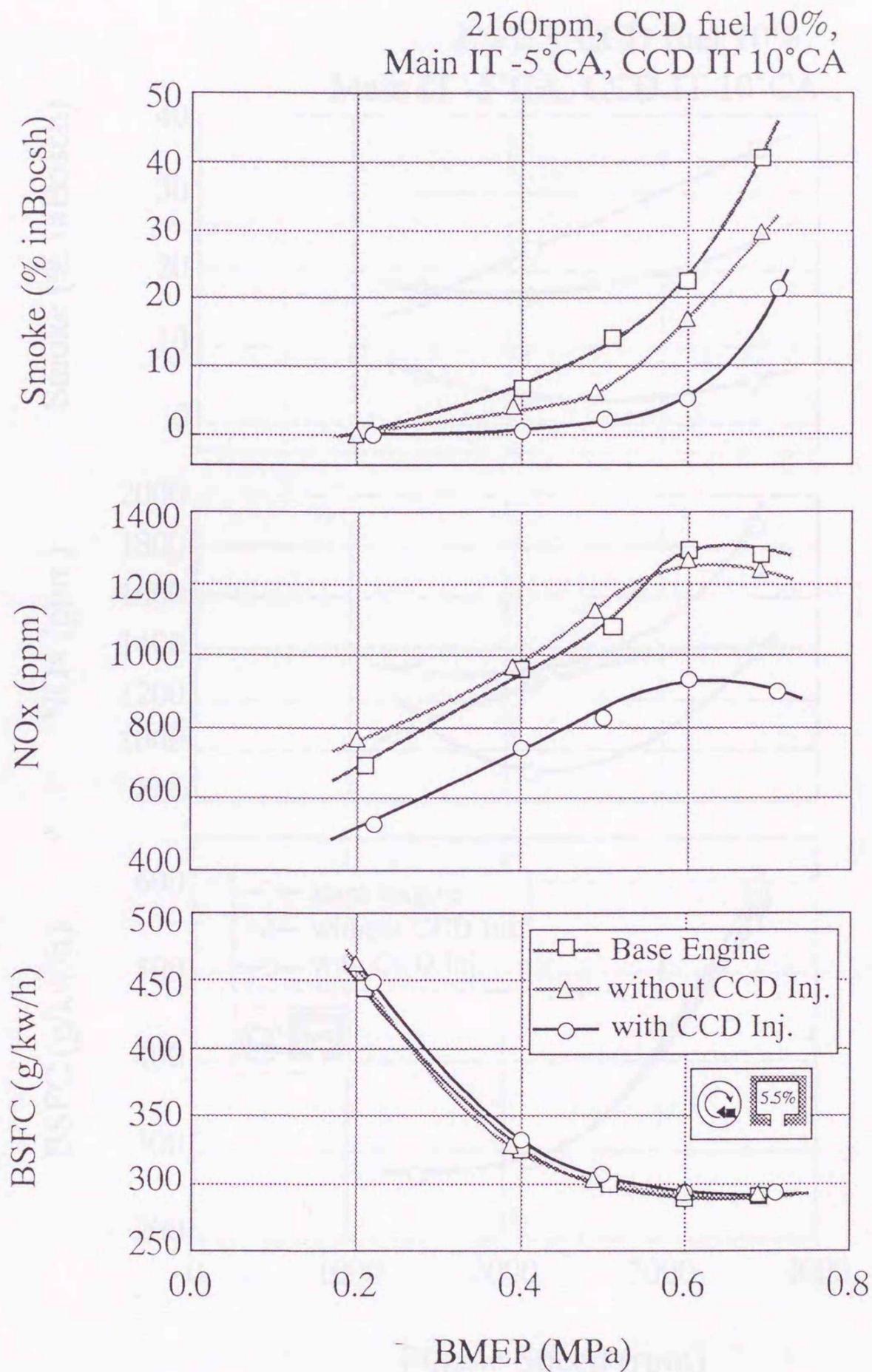


図 4 - 2 CCD方式による排気の改善効果
(等NO_x条件)

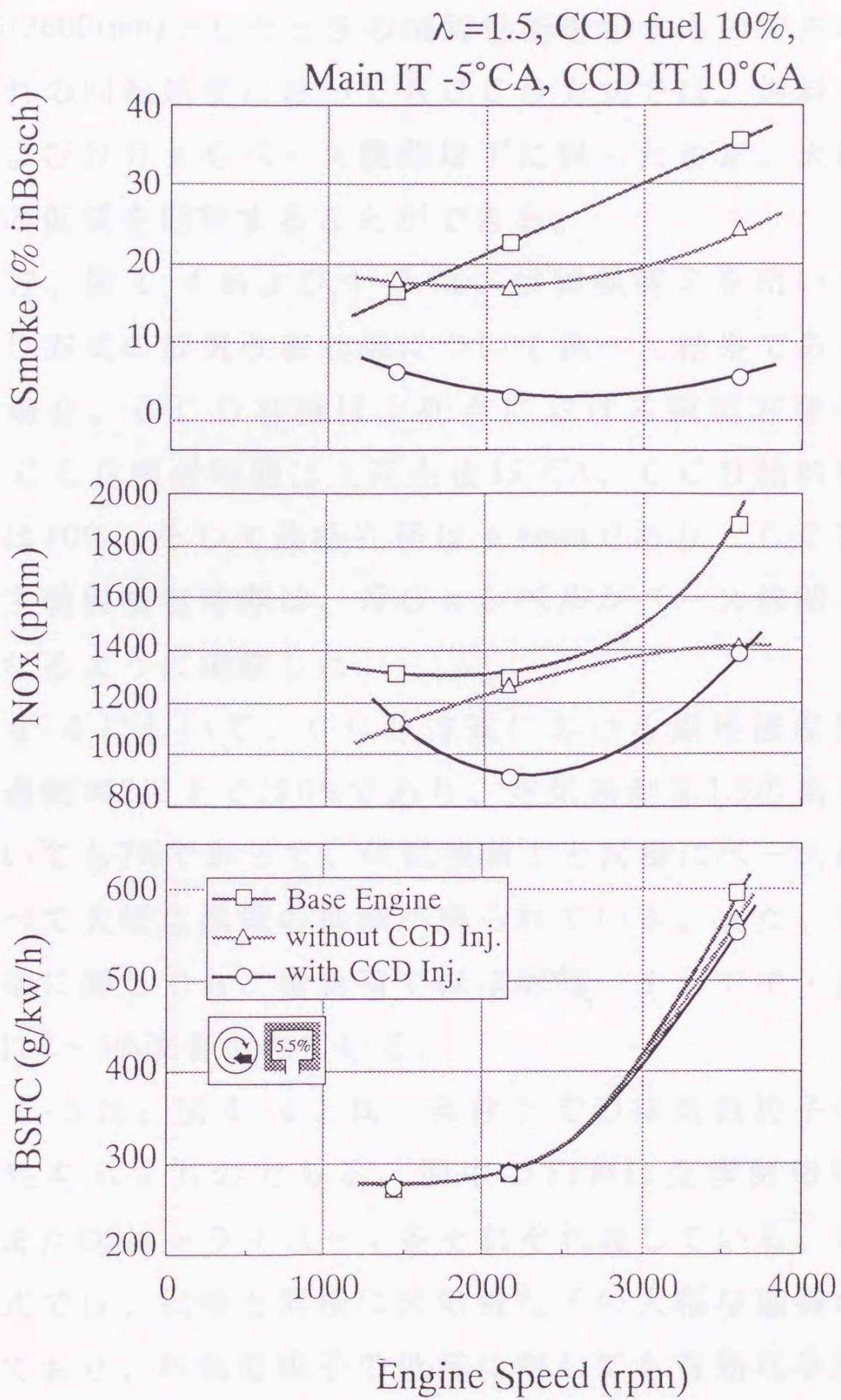


図 4 - 3 機関回転速度を変化させた際の CCD 方式による排気の改善効果

100%(3600rpm)としたときの機関性能を示すものである。いずれの回転速度においてもCCD方式では、燃料消費率およびNO_xをベース機関以下に保ったまま、大幅な黒煙の低減を期待することができる。

一方、図4-4および4-5は、供試機関2を用いて、CCD方式の排気改善効果について調べた結果である。この場合、CCD容積は上死点における隙間容積の約7%、CCD噴射時期は上死点后15°CA、CCD燃料噴射割合は10%、そして連絡孔径はφ4mmであり、CCD方式の主燃料噴射時期は、NO_xレベルがベース機関と同一になるように調整した。

図4-4において、CCD方式における黒煙濃度は、空気過剰率2以上では0%であり、空気過剰率1.5の高負荷においても7%であって、供試機関1と同様にベース機関に比べて大幅な黒煙の低減が得られている。また、燃料消費率に関しても、低負荷ではほぼ同等、そして中・高負荷では2~5%改善されている。

図4-5は、図4-4と同一条件下での排気微粒子の排出特性を示すものである。図中のTPMは全排気微粒子を、またDSはドライスートをそれぞれ表している。CCD方式では、黒煙と同様に排気微粒子の大幅な低減が得られており、排気微粒子の低減に対しても有効な手法であることが示されている。この場合、高負荷域を除いてSOFの低減量は比較的少なく、排気微粒子の低減は主にドライスートの減少によるものと言える。

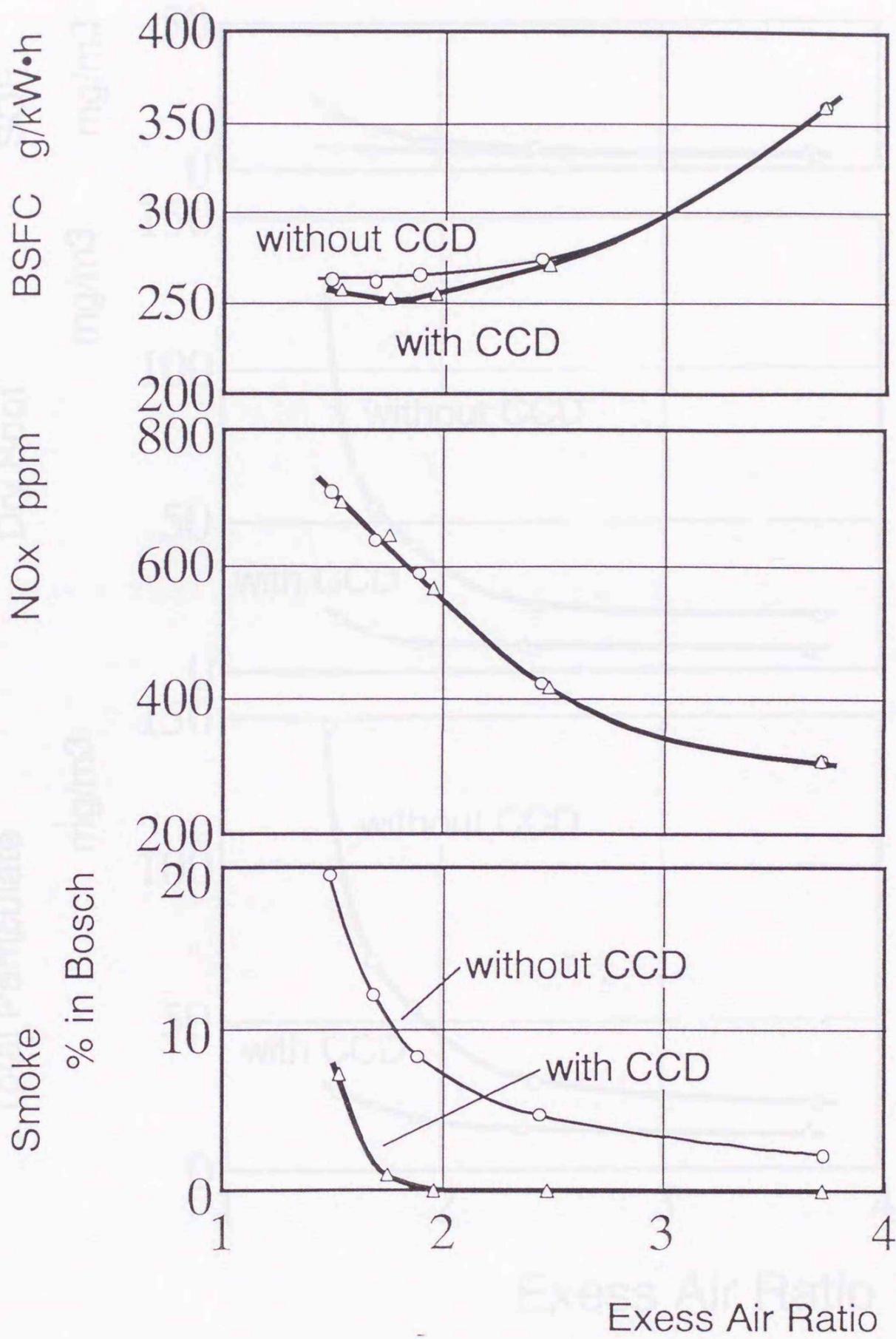


図 4 - 4 C C D 方式による排気の改善効果

(供試機関 2)

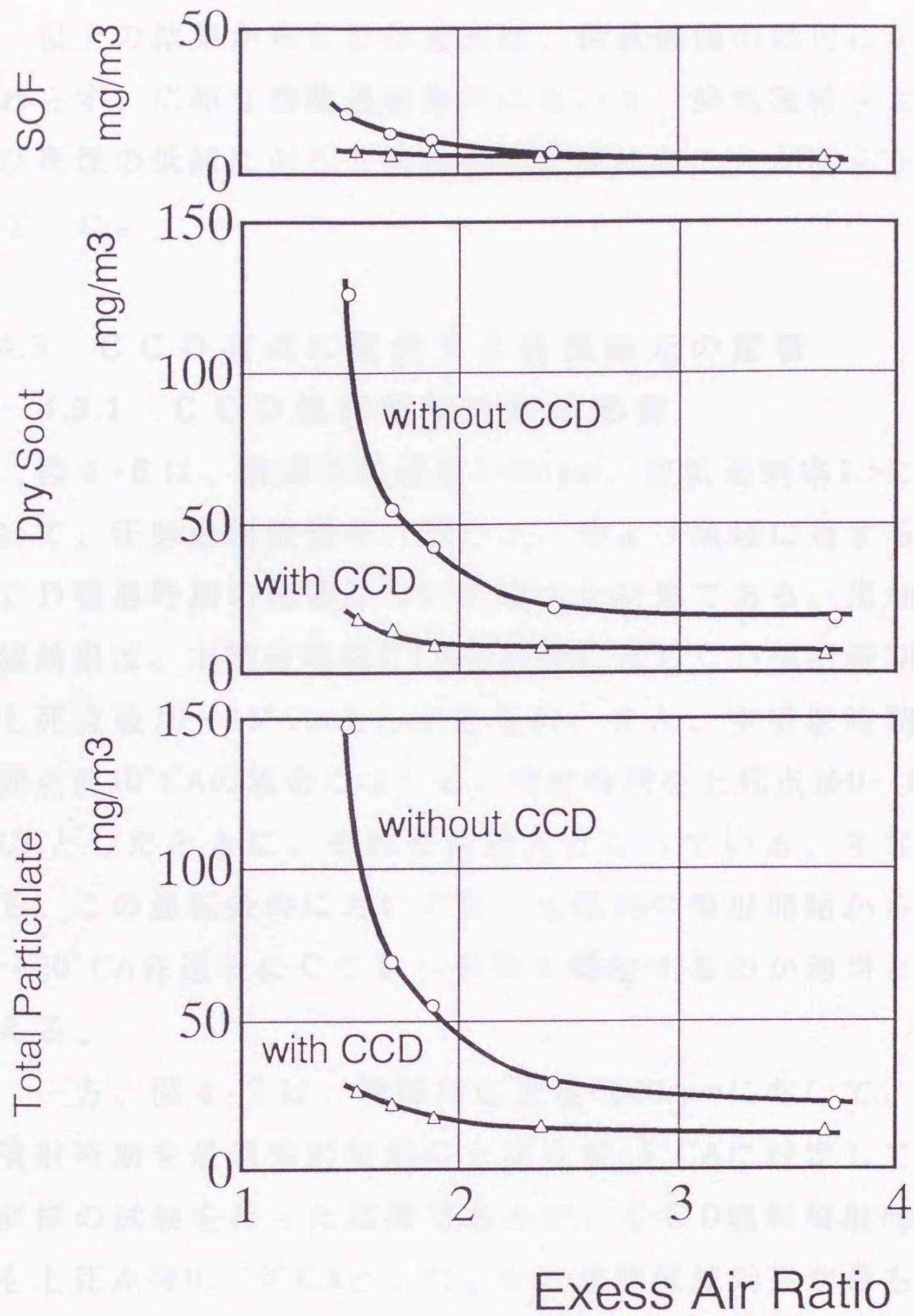


図 4 - 5 排気微粒子に対する CCD 方式効果

(供試機関 2)

以上の結果からCCD方式は、供試機関の如何にかかわらず、広範な機関運転条件において、排気微粒子および黒煙の低減に対してきわめて効果的なことが明らかとなった。

4.3 CCD方式に関連する各種諸元の影響

4.3.1 CCD燃料噴射時期の影響

図4-6は、機関回転速度2160rpm、空気過剰率1.5において、正味燃料消費率、NO_x、および黒煙に対するCCD噴射時期の影響について調べた結果である。黒煙低減効果は、主噴射時期0°CAの場合にはCCD噴射時期を上死点後10~15°CAとしたときに、また、主噴射時期上死点前10°CAの場合にはCCD噴射時期を上死点後0~10°CAとしたときに、それぞれ最大となっている。すなわち、この運転条件においては、主燃料の噴射開始から10~20°CA経過後にCCDへ燃料を噴射するのが適当と言える。

一方、図4-7は、機関回転速度3600rpmにおいて、主噴射時期を最適噴射時期の上死点前16°CAに設定して、同様の試験を行った結果であるが、CCD燃料噴射時期を上死点後0~10°CAとしたときに黒煙低減効果が最も大きい。

CCD噴射が早過ぎる場合に黒煙低減効果が低下するのは、主燃焼室内のガスの乱れが燃焼後期まで持続しないためであり、一方、CCD噴射が遅い場合には、膨張

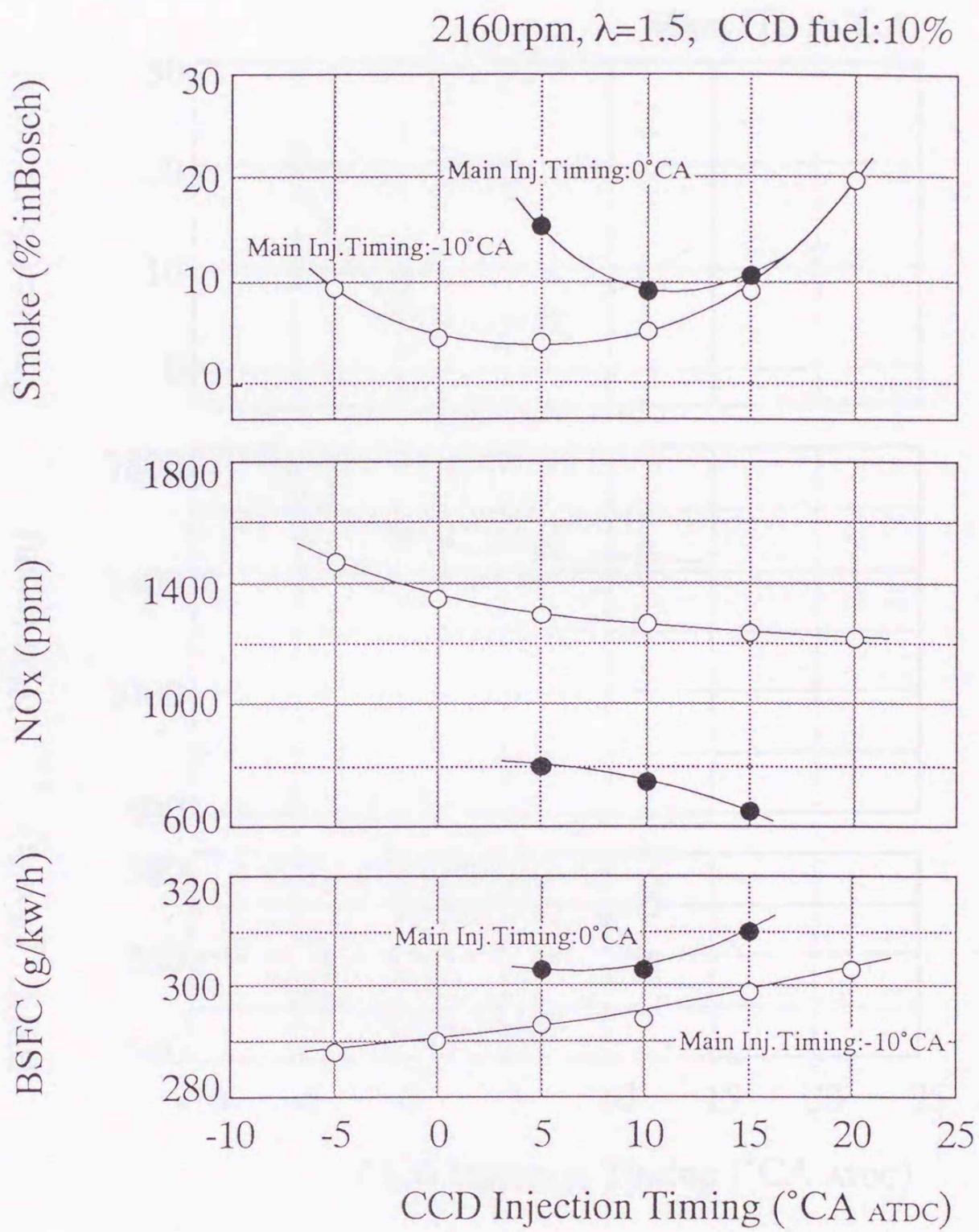


図 4 - 6 CCD 燃料噴射時期が機関性能に対しておよぼす影響 (機関回転速度 : 2160rpm)

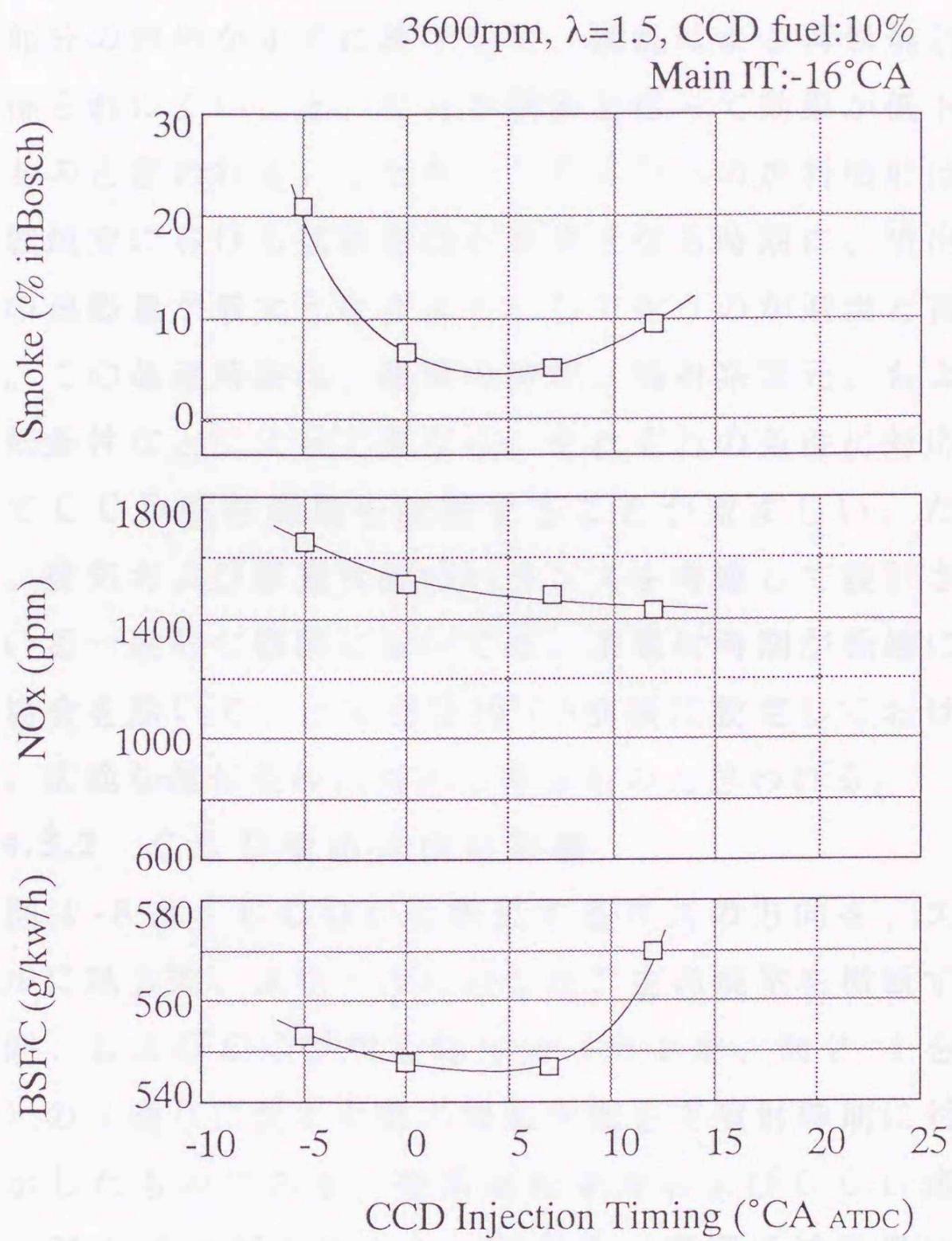


図 4 - 7 CCD 燃料噴射時期が機関性能に対しておよぼす影響 (機関回転速度 : 3600rpm)

行程に入って温度レベルが低下していること、ならびに大部分の燃焼がすでに終了して、攪乱による再燃焼効果が得られにくいこと、などが原因となって効果が低下するものと思われる。したがってCCDへの燃料噴射は、主燃焼室における拡散燃焼が活発となる時期に、噴出ガスの運動量が最大となるようにして行うのが適当と言える。この最適時期は、機関の特性、噴射系諸元、および運転条件などによって異なり、それぞれの条件に対応させてCCD噴射時期を制御することが望ましい。ただし、排気および燃費性能のバランスを考慮して設計されている一般的な機関においては、主噴射時期が極端に遅い場合を除いて、上死点后 10°CA 前後に設定しておけば諸、広範な運転条件に対応し得るものと思われる。

4.3.2 CCD噴出方向の影響

図4-8は、CCDから噴出するガスの方向を、スワールに順方向、スワールに逆方向、主燃焼室を横断する方向、およびCCD中心軸方向（第2章、図2-4を参照）の4通りに変えた際の機関性能を主噴射時期に対して示したものである。機関運転条件およびCCD諸元は、図4-1と同じである。図から、黒煙低減効果は、CCD噴出方向がスワールと逆の場合に低いことがわかる。他の噴出方向では黒煙濃度には大きな差違は見られないが、燃料消費率および NO_x に関しては、スワールに対して順方向とした場合に良好な値を示している。したがって、本供試機関に関しては、スワール順方向にC

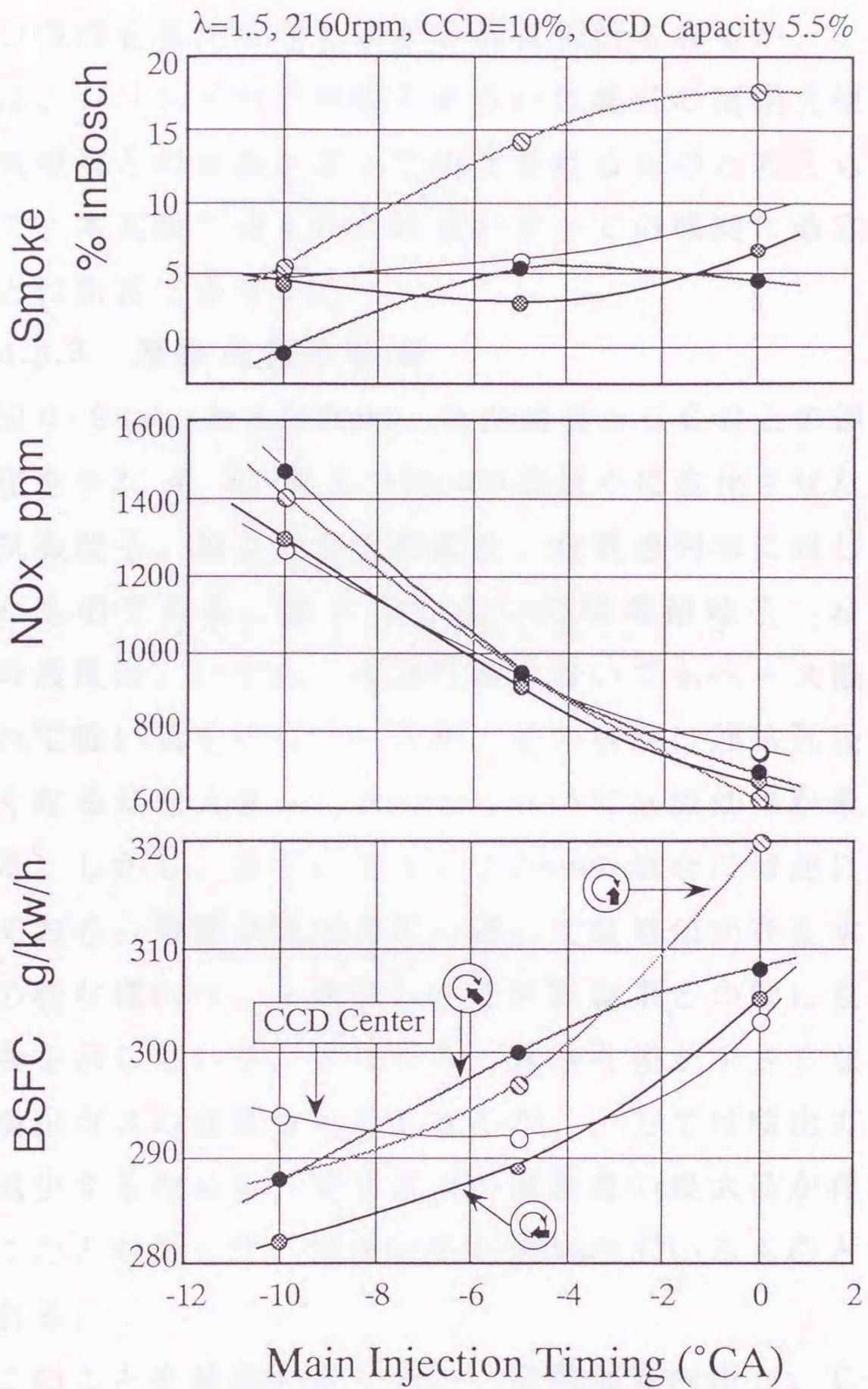


図 4 - 8 CCDからのガス噴出方向が機関性能に対しておよぼす影響

C D 噴流を噴出させるのが最適と判断されるが、この方向は、シリンダ内の微粒子あるいは燃料の高濃度領域と空気領域との分布によって決定されるものと考えられるので、本実験で得られた結果がすべての機関に適応できるとは断言できない。

4.3.3 連絡孔径の影響

図 4-9 (a)、および(b)は、主燃焼室と C C D との連絡孔の径を $\phi 2$ 、4、6、および 8mm の四通りに変化させた際の排気微粒子、および黒煙濃度を、空気過剰率に対して示したものである。図 4-9 において排気微粒子、および黒煙濃度は、いずれの連絡孔径においてもベース機関に比べて低い値を示しているが、その程度は連絡孔径が小さくなるほど大きく、 $\phi 4$ mm において低減効果が最大となる。しかし、さらに小さい $\phi 2$ mm の場合には逆に悪化しており、微粒子低減効果に関して最適値が存在する。このような傾向は、3 章における計算結果との間に良好な一致を示している。すなわち、連絡孔径が小さくなるほど噴出ガスの速度は大きくなるが、一方では噴出ガス量が減少するために、噴出ガスの運動量の最大値が存在することと対応して、低減効果が現われているものと考えられる。

このことを確認するために、主燃焼室内圧力、C C D への投入熱量等の計算条件を、本実験条件に対応させて 3 章と同様の計算を行い、噴出ガスの運動量と排気微粒子低減効果との関係について調べてみた。図 4-10

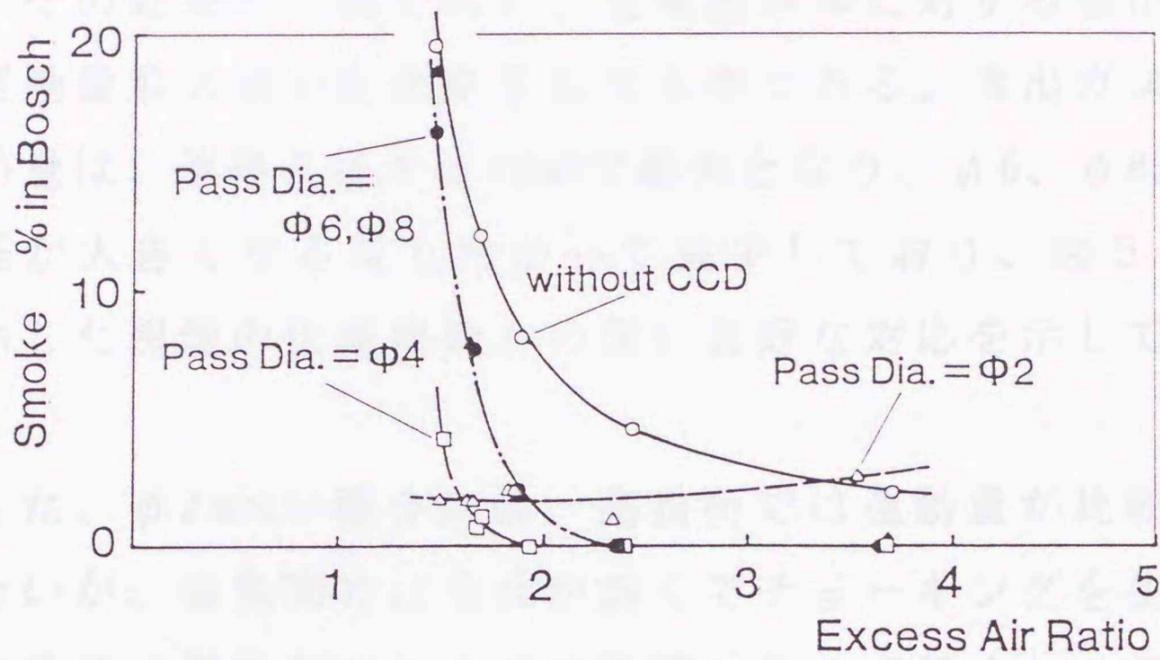


図 4 - 9 (b) CCD 連絡孔径が黒煙に対しておよぼす影響

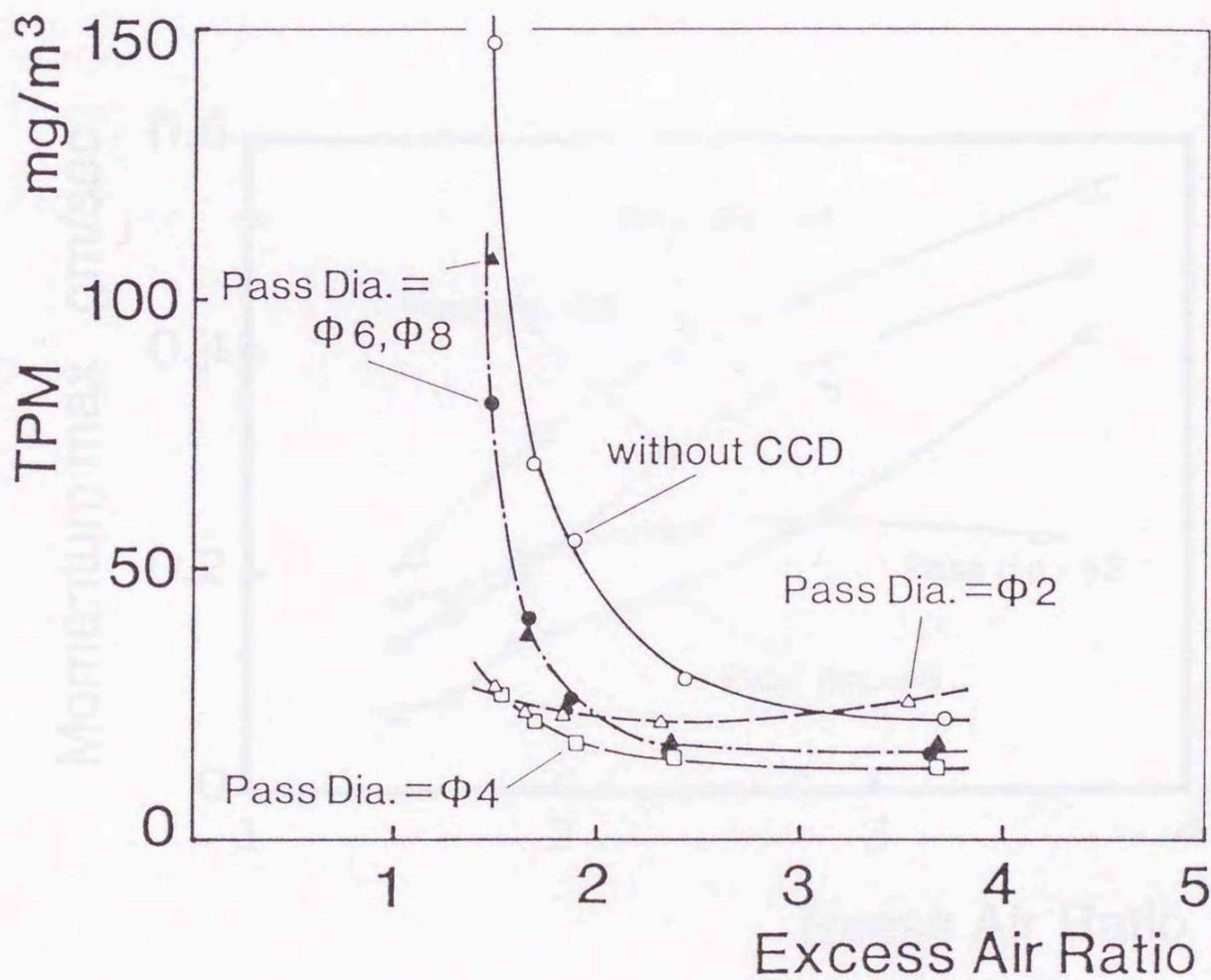


図 4 - 9 (a) CCD 連絡孔径が排気微粒子に対しておよぼす影響

は、その結果の一例であり、空気過剰率に対する噴出ガス運動量最大値の変化を示したものである。噴出ガスの運動量は、連絡孔径が $\phi 4\text{mm}$ で最大となり、 $\phi 6$ 、 $\phi 8\text{mm}$ と径が大きくなるにしたがって減少しており、図5-9に示した黒煙の低減傾向との間に良好な対応を示している。

また、 $\phi 2\text{mm}$ の場合には、高負荷では運動量が比較的大きいが、低負荷では噴孔が細くてチョーキングを生じるために、運動量は他の連絡孔径に比べて低くなっており、これも図4-9の結果との間に良好な対応を示している。

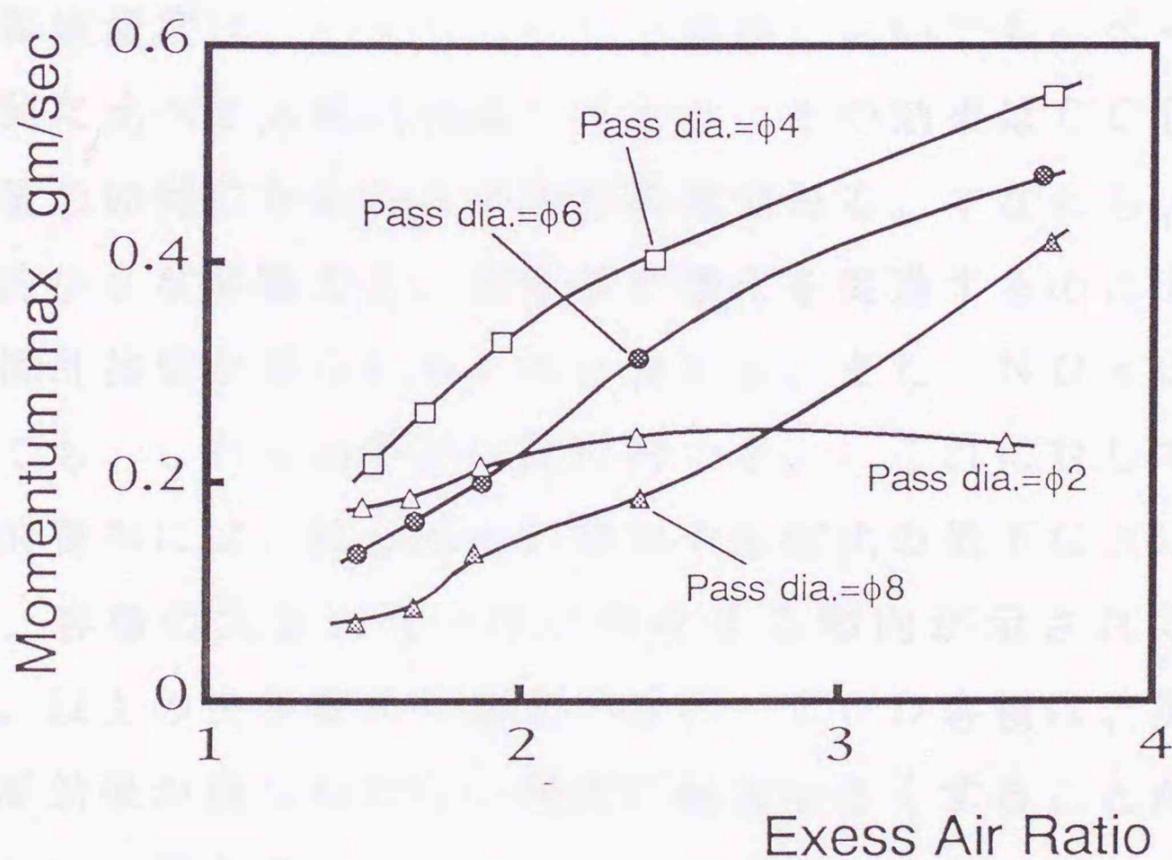


図4-10 CCD連絡孔径が噴出ガスの運動量に対しておおよぼす影響

以上の結果から、C C Dから噴出するガスの運動量が大きいほど、主燃焼室内の攪乱が増大して黒煙濃度が低下し、連絡孔径をチョーキングが生じない範囲で小さくすることが、大きな運動量を得るために重要なことがわかった。

4.3.4 C C D容積および燃料噴射割合の影響

図4-1 1は、機関回転速度2160rpm、空気過剰率1.5において、ベース機関、およびC C D方式において、その容積を三通りに変えた場合の機関性能を、主噴射時期に対して示したものである。この場合、C C Dの燃料噴射量は全噴射燃料の10%、噴射時期は上死点後10°CA一定とした。

黒煙濃度は、いずれのC C D容積においても、ベース機関に比べて大幅に低減しており、その効果はC C Dの容積の如何にかかわらずほぼ同等である。すなわち、比較的小さな容積でも、微粒子の酸化を促進するのに十分な攪乱強度が得られるものと言える。また、NO_xに関しても、これらの差異は比較的小さい。これに対して燃料消費率には、絞り損失の増加や圧縮比の低下などにより、容積の大きいものほど悪化する傾向が示されている。以上の性能変化を勘案すると、C C D容積は、黒煙低減効果が損なわれない程度に極力小さくすることが好ましいと言えよう。

一方図4-1 2は、主噴射時期を上死点前5°CA、C C D噴射時期を上死点後10°CAにそれぞれ設定し、前図と

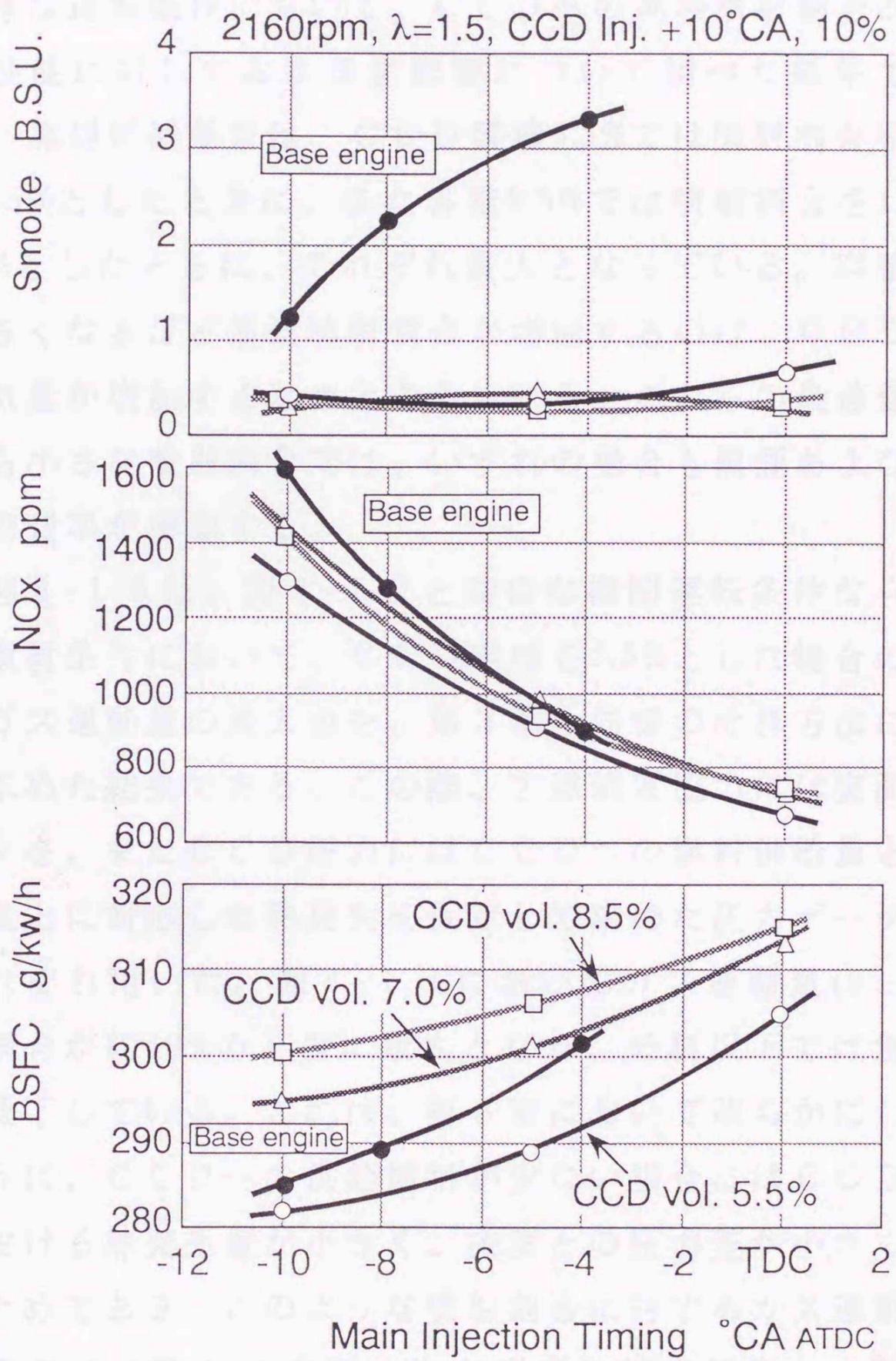


図 4-1-1 CCD容積が黒煙、NO_x、および燃費に対しておよぼす影響

同様な運転条件において、CCDへの燃料噴射割合が機関性能に対しておよぼす影響について調べた結果である。黒煙低減効果は、CCD容積5.5%では噴射割合を10~15%としたときに、また容積8.5%では噴射割合を15~20%としたときに、それぞれ最大となっている。容積が大きくなるほど最適噴射割合が増加するのは、CCD内空気量が増加するためと考えられる。これらの最適値よりも小さな噴射割合では、いずれの場合も黒煙および燃料消費率が増加する。

図4-13は、図4-12と同様な機関運転条件ならびに噴射条件において、CCD容積を5.5%とした場合の噴出ガス運動量の最大値を、第3章と同様の計算方法により求めた結果である。この際、主燃焼室圧力には実測データを、またCCD圧力にはCCDへの燃料供給量と空気量とに対応した熱発生を仮定して求めた圧力データをそれぞれ用いた。図4-13においてガス運動量は、噴射割合が約10%のときに最大となり、それ以下では急激に低下している。これは、第3章において明らかにしたように、CCDへの供給燃料が少ない場合にはCCD内における熱発生量が小さく、主室との圧力差が小さくなるためである。このような噴射割合に対するガス運動量の傾向は、図4-12で示した黒煙の排出傾向との間に良好な対応を示しており、CCD噴射割合が小さいときの黒煙濃度の増加は、燃焼場に十分な攪乱強度を与えられなかったことによるものである。

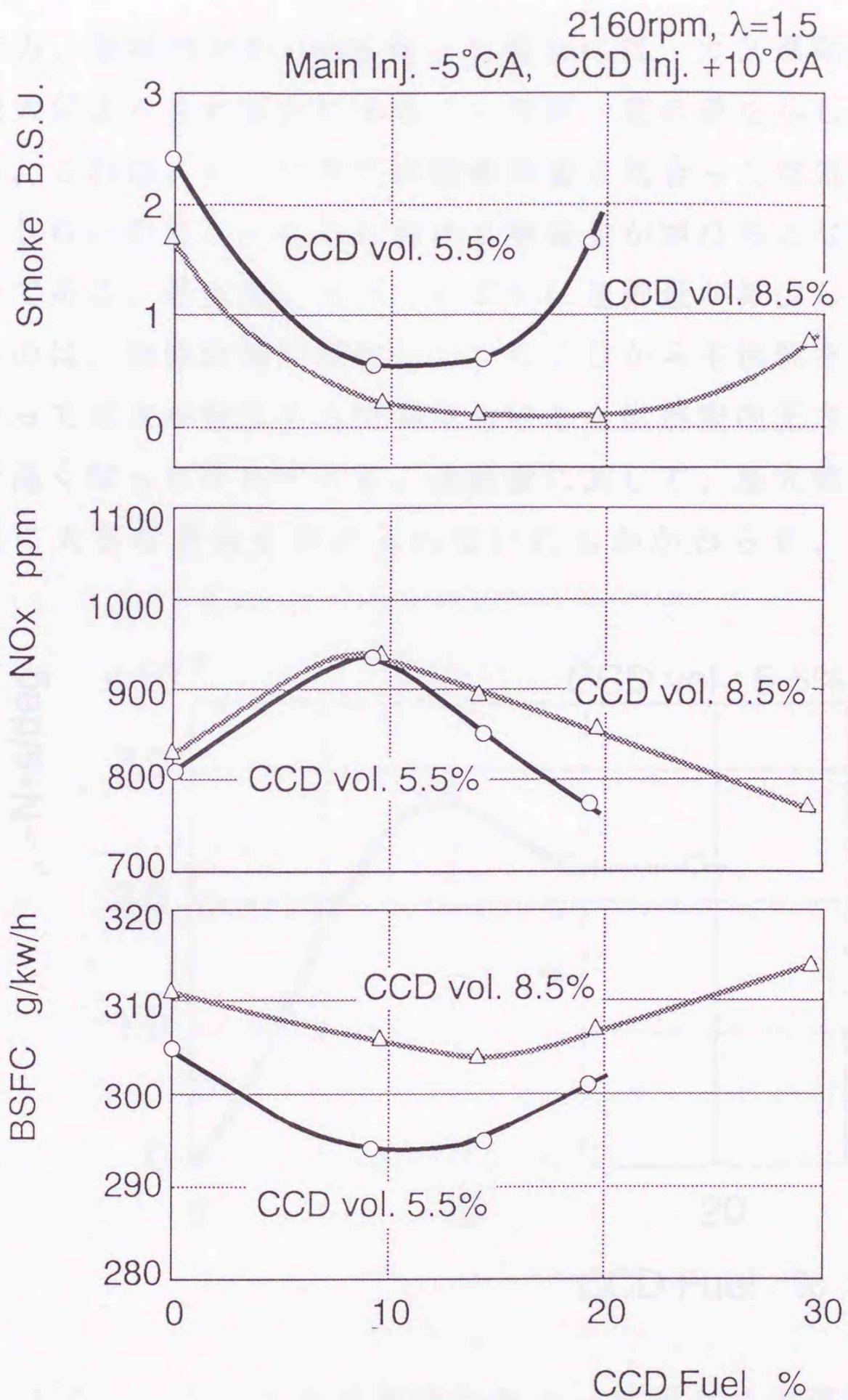


図 4 - 1 2 CCDへの燃料噴射割合が黒煙、NO_x、および燃費に対しておよぼす影響

一方、噴射割合が10%を超えた場合には、ガス運動量は最大値よりもわずかに小さく、ほぼ一定の値を示している。これは、CCD内に供給燃料量に見合った空気が存在しないので、CCDにおける熱発生が頭打ちとなるためである。最大値と比べてわずかに運動量が減少しているのは、燃焼状態が変化して、CCDから主燃焼室へ向かってガスが噴出する時期における主燃焼室内圧力が若干高くなったためである。運動量に関して、最大値との間に大きな差異が認められないにもかかわらず、図

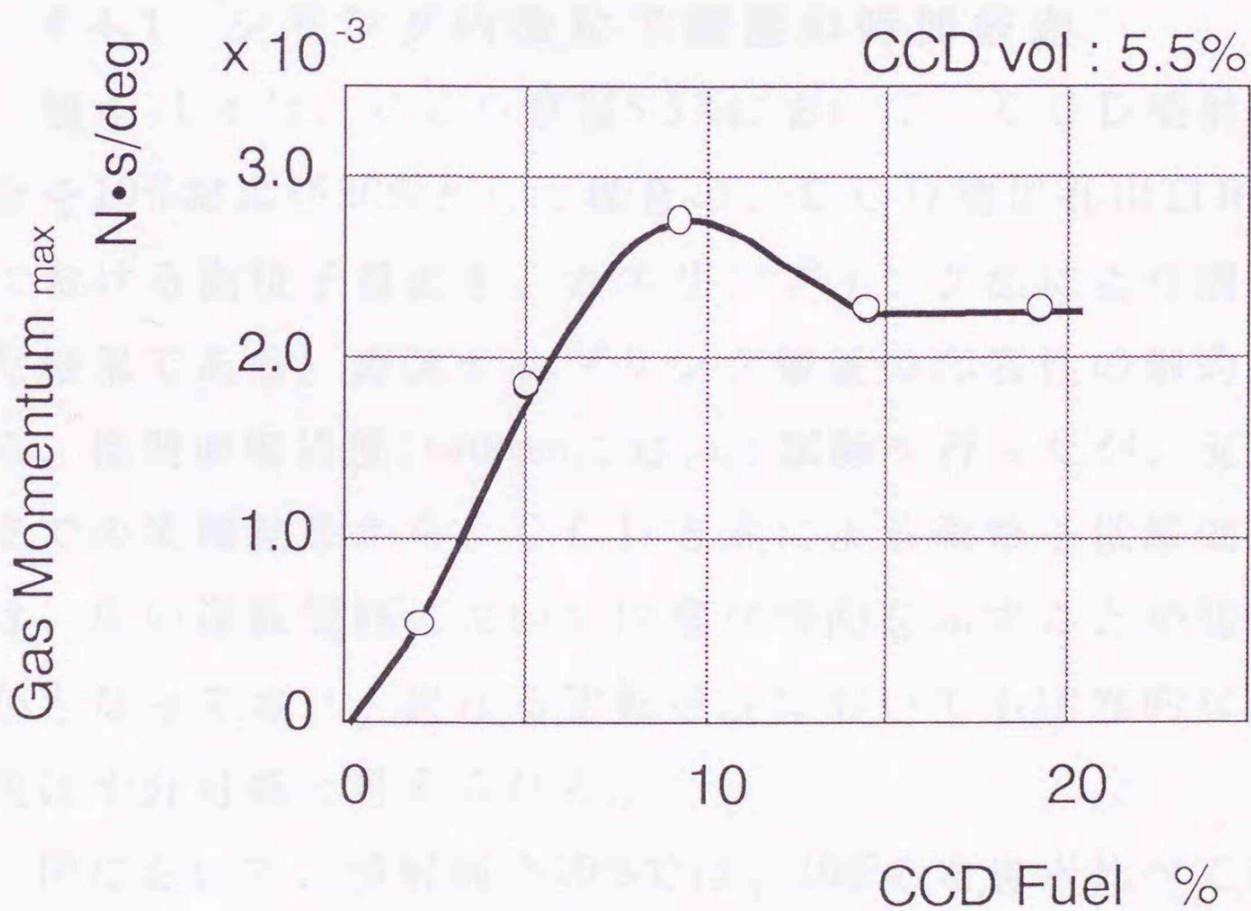


図4-13 CCDへの燃料噴射割合と噴出ガスの運動量との関係（計算値、機関回転速度2160rpm、主燃料噴射時期 -5°CA ATDC 、CCD噴射時期 10°CA ATDC ）

4-12において、最適値を越えて噴射割合を大きくした場合には、黒煙濃度が急激に増加する傾向が見られるが、これはつぎに示す実験結果から、主としてCCD内で生成される微粒子が増加したことに起因するものと考えられる。

以上、CCD方式の排気改善効果に対する各種設計変数の影響についてを明らかにするとともに、第3章における計算結果の妥当性を示すことができた。

4.4 CCD方式における微粒子低減過程

4.4.1 シリンダ内微粒子濃度の時間経過

図4-14は、CCD容積5.5%において、CCD噴射割合を10%および20%とした場合の、CCD噴出孔出口B点における微粒子濃度を、ガスサンプリング法により調べた結果である。ガスサンプリング装置の応答性の制約から、機関回転速度1440rpmにおいて試験を行ったが、前節までの実験結果から、CCD方式による微粒子低減効果は、広い運転範囲において同様な傾向を示すことが明らかとなっており、異なる回転速度においても定性的な説明は十分可能と考えられる。

図において、噴射割合20%では、10%のときと比べて微粒子濃度が高く、CCD内で比較的多量の微粒子が生成されていることがわかる。このことから、CCD噴射量が多すぎる場合には、CCD自身が微粒子生成源となって、排気黒煙濃度を増加させるものと考えられる。した

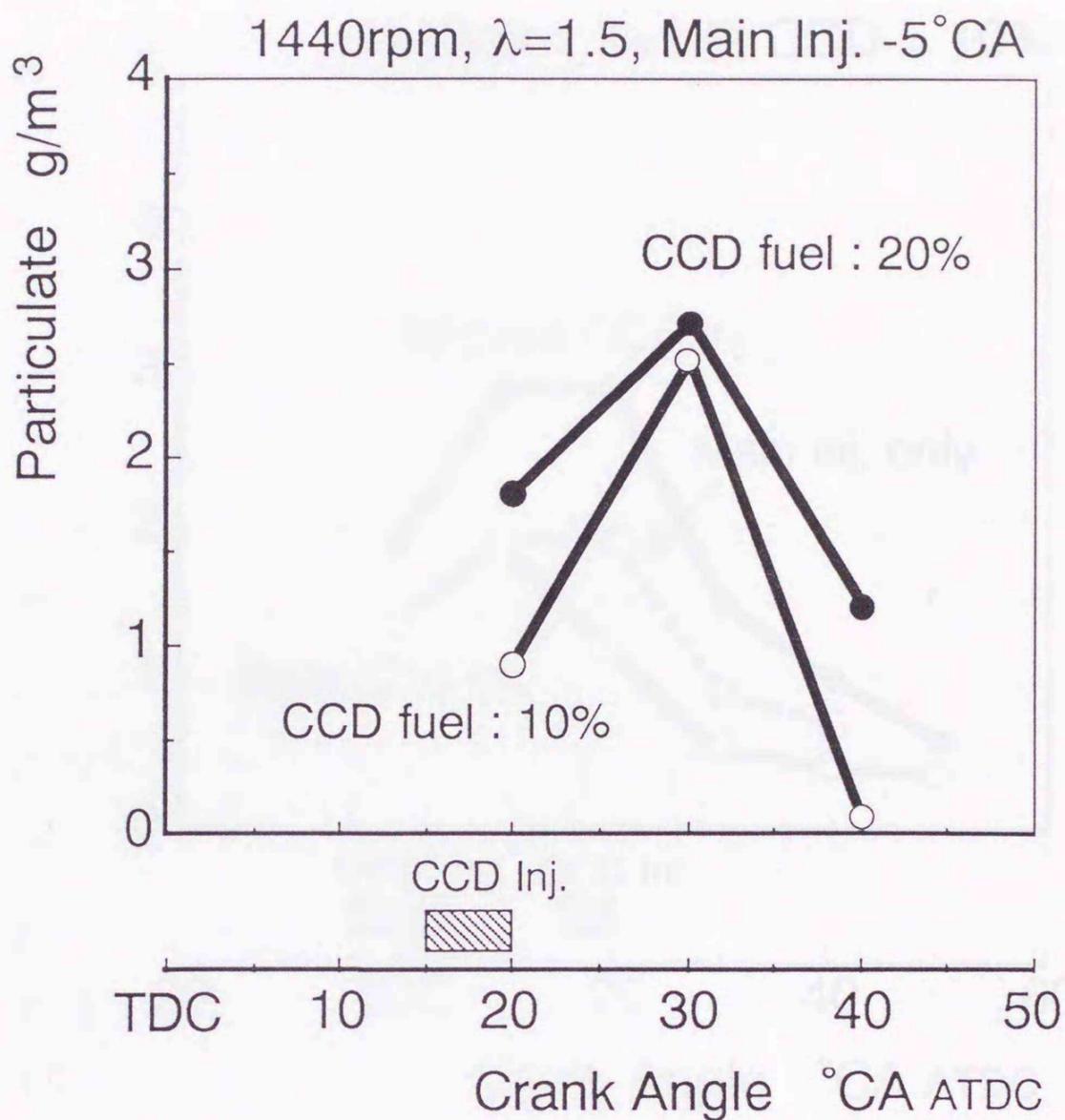


図4-14 CCDへの燃料噴射割合を変えた場合のガス噴出孔近傍における微粒子濃度

がってCCD噴射量は、攪乱流強度が低下しない程度に少なくするのが好ましい。

一方、図4-15は、主室キャビティ内のA点でサンプリングした微粒子濃度を示すものであり、空気過剰率 $\lambda=1.5$ の機関運転条件において、CCD噴射を行った場合（図中 With CCD injection）と行わなかった場合（Without CCD injection）、ならびにCCD噴射を行った場合の主噴射量に相当する燃料を主室内にのみ噴射した場合（Main

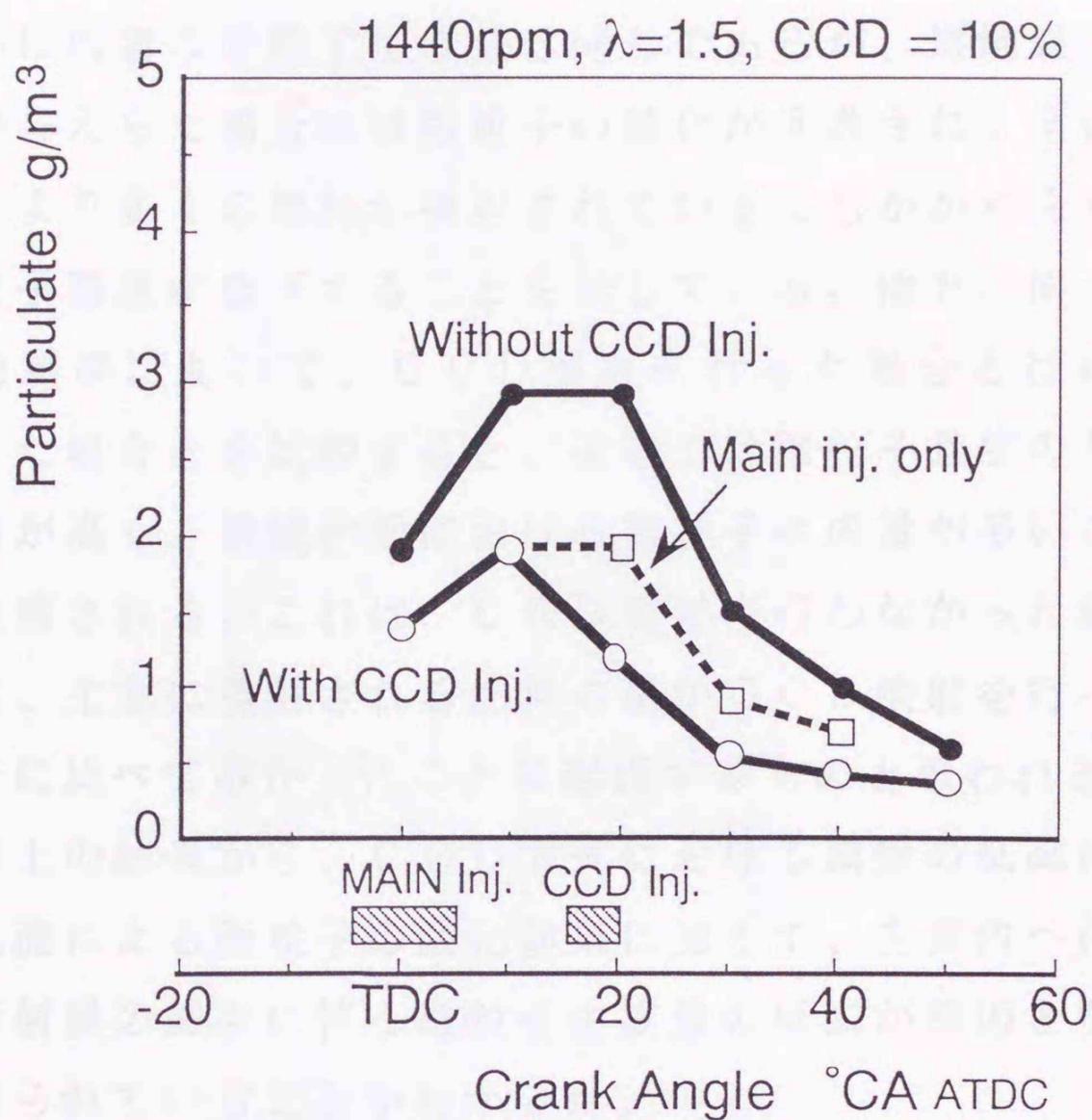


図 4 - 1 5 攪乱流が主燃焼室内の微粒子濃度経過に対しておよぼす影響

injection only) を対応させて示している。ここで、上記三番目のケースでは CCD 噴射が無い分だけ、トータルの燃料量が少なく、空気過剰率は 1.8 となっている。

図 4 - 1 5 において、主噴射相当量を主室のみに噴射した場合と CCD 噴射を行った場合とを比較すると、初期の微粒子濃度は同等であるが、CCD 噴射を行った場合には、CCD 噴射が始まるとほぼ同時に微粒子濃度が急速に低下している。このことは、初期噴射量が同一な

ために両者の微粒子生成量は同じであるが、燃焼場に攪乱が与えられた場合には微粒子の酸化が促進され、全体としてより多くの燃料が噴射されているにもかかわらず、微粒子濃度が低下することを示している。他方、同一空気過剰率において、CCD噴射を行った場合と行わなかった場合とを比較すると、後者では微粒子濃度のピーク値が高く、燃焼初期における微粒子生成量が多いことが推察される。これは、CCD噴射を行わなかった場合には、主室に噴射される燃料の量がCCD噴射を行った場合に比べて多かったことに起因するものと思われる。

以上の結果から、CCD方式における黒煙の低減は、攪乱流による微粒子の酸化効果に加えて、主室内への初期噴射量の減少に伴う微粒子生成量の低減が原因となって得られていることがわかった。

4.4.2 燃焼状態の可視化観察

機関回転速度1440rpm、空気過剰率2.0において、オプティカル・ファイバースコープにより攪乱流の効果を観察した。その結果の一例を図4-16に示す。

図において、CCD噴射の有無について比較すると、着火から輝炎が燃焼室全体に広がっていく上死点後15°CAまでの様子には、大きな違いは認められない。しかし、燃焼の後期においては、CCD噴射を行わなかった場合には、輝炎が上死点後50°CAまで残っているのに対して、CCD噴射を行った場合には、上死点後30~40°CAにかけて輝炎が急速に消滅しているのが明らかであ

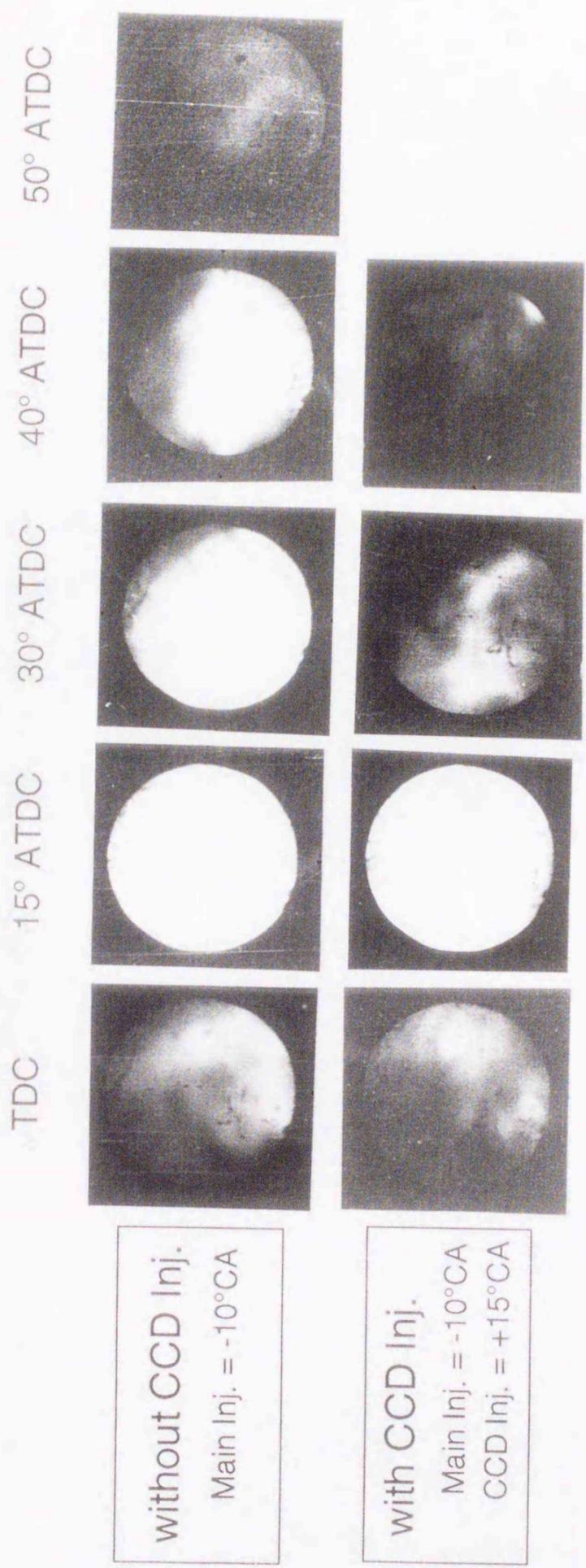


図 4-1 6 ファイバースコープによる主燃焼室内の燃焼観察結果
 (機関回転速度1440rpm、CCD容積5.5%、CCD燃料噴射割合10%)

る。

図4-17は、そのときの熱発生率を示すものである。CCD噴射を行わなかった場合には、熱発生は徐々に小さくなりながら燃焼の後期まで続いているのに対して、CCD噴射を行った場合には、CCD噴射が始まる上死点后 15°CA ~ 35°CA において熱発生が活発となり、燃焼が早期に終了している。すなわち、熱発生の活発な時期と燃焼観察による輝炎の急速な消滅時期とが概ね一致していることから、この時期に未燃燃料および微粒子の

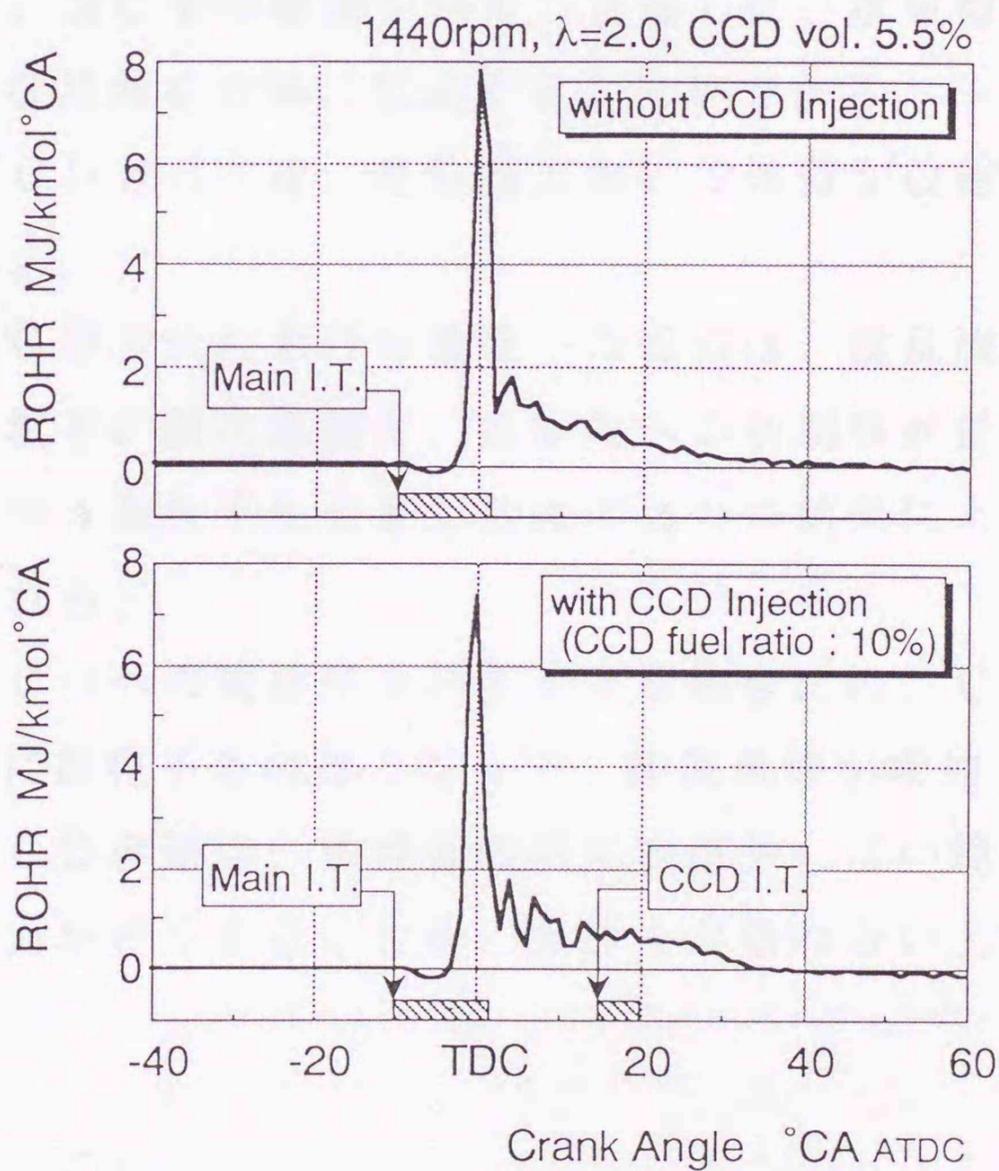


図4-17 CCD噴射の有無による熱発生率の差異

酸化が攪乱流により促進されていることが推察される。

4.5 本章における結論

本章では、燃焼後期攪乱式ディーゼル機関の排気改善効果、およびその要因に関して実験的検討を行った。得られた結果を要約すると、およそ以下の通りである。

1. 主燃焼室とは別に設けた小燃焼室から噴出する燃焼ガスにより燃焼後期を活性化するCCD方式によれば、 NO_x の増加を伴うことなしに、排気微粒子および黒煙を大幅に低減することができる。
2. CCD方式では、高負荷において燃費が改善される。
3. CCD方式における微粒子の低減は、攪乱流による微粒子の酸化促進と、主室内への初期噴射量の減少に伴う微粒子生成量の低減の二つの効果によって得られる。
4. CCDへの噴射割合が多すぎる場合には、CCDが逆に微粒子生成源となって、排気黒煙が増加する。
5. CCD容積は、黒煙低減効果が減少しない範囲内で極力小さくすることが、燃費との兼ね合い上好ましい。

第5章 排気再循環（EGR）および水噴射とCCD方式との併用による排気微粒子および窒素酸化物の同時低減

5.1 緒 論

CCD方式は、排気微粒子の低減、および高負荷における燃費の改善に対して効果的であるが、攪乱流単独ではNO_xの低減効果は小さい。前章の図4-2で示したように、燃費の改善分を主噴射時期の遅延に振り向けることによって、20~30%のNO_x低減を図ることができるが、これ以上の低減は、困難である⁽¹¹⁾。そこで本章では、低NO_x燃焼の実現に重点をおき、黒煙の低減に対してきわめて効果的なCCD方式と、NO_x低減のためのいくつかの手段との併用を試みた。

CCD方式と組み合わせるNO_x低減手法としては、その効果が大きく、しかも比較的簡便な手法と考えられるEGR、および吸気管内水噴射を試みた。筒内の圧力を低下させずに火炎温度を下げるには、不活性な物質を燃焼場に混入するのが有効な手段であり、その意味でEGRと水噴射がとくに有望と考えられる。

実験は、供試機関2を用いて、機関回転速度を1200rpm、主噴射時期を上死点前9°CAの一定として行った。また、CCD噴射時期を上死点后15°CA、CCD燃料割合を10%、および連絡孔径をφ4mmにそれぞれ設定

した。

5.2 EGRとCCD方式との併用による排気改善の試み

最初に、ベース機関を用いてEGRがNO_x排出量に対して及ぼす効果について調べてみた。図5-1は、正味平均有効圧0.50MPaの定格点において、EGR率が機関性能に与える影響を示すものである。図においてNO_xは、EGR率が大きくなるにしたがって減少しており、5%のEGR率で約20%の低減が得られている。一方、黒煙と燃料消費率に関しては、EGR率が増加するほど体積効率が低下することが原因となって悪化している。

図5-2は、5%のEGRのみを行った場合、およびEGRとCCDとを併用した場合の、負荷に対する黒煙、NO_x、燃料消費率、および体積効率を、ベース機関と比較して示したものである。図において、EGRのみの場合には、ベース機関に比べてNO_xが低減する一方、黒煙および燃料消費率が大幅に悪化している。これに対して、EGRとCCDとを併用した場合には、NO_xの低減率がほぼ同等に保たれたまま、黒煙はほぼ0%まで低減し、燃料消費率もベース機関と同等のレベルまで回復しており、CCD方式の黒煙低減効果は、EGRを併用しても損なわれないことが明らかである。低・中負荷域においては、5%のEGR率ではNO_xの低減はそれほど大きくないが、EGR率を大きくすることによってさ

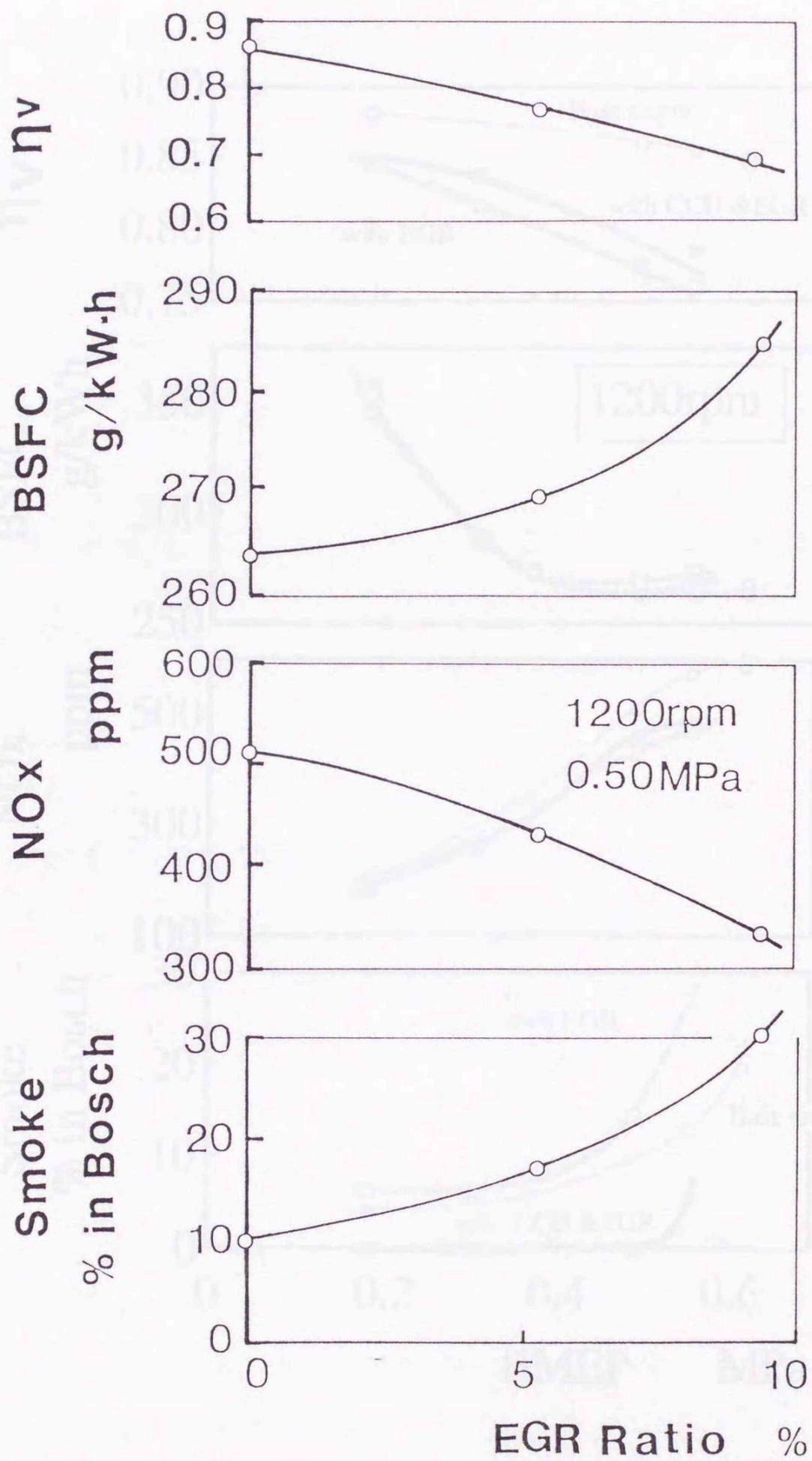


図 5 - 1 EGR 率が機関性能に対しておよぼす影響

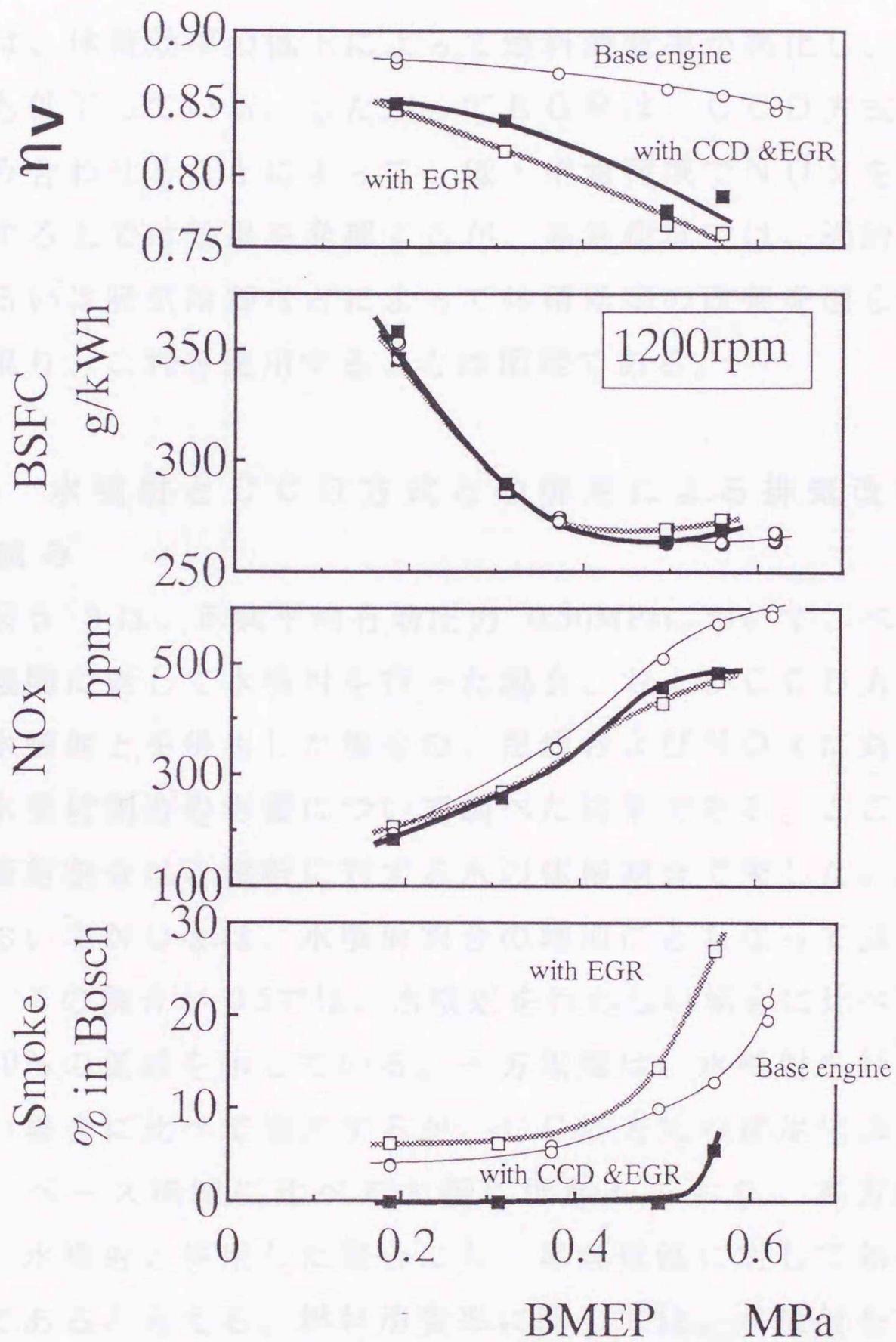


図 5 - 2 CCD と EGR とを併用したときの機関性能
(1200rpm, EGR 率 5%)

らに一層の低減が期待できる。ただし、高負荷域においては、体積効率の低下によって燃料消費率が悪化し、出力も低下している。したがってEGRは、CCD方式と組み合わせることによって、低・中負荷域でNO_xを低減する上では効果を発揮するが、高負荷域では、過給、あるいは吸気冷却などによって体積効率の改善を図らない限り、これを使用することは困難である。

5.3 水噴射とCCD方式との併用による排気改善の試み

図5-3は、正味平均有効圧力 0.50MPaにおいて、ベース機関に対して水噴射を行った場合、およびCCD方式と水噴射とを併用した場合の、黒煙およびNO_xに対する水噴射割合の影響について調べた結果である。ここで水噴射割合は、燃料に対する水の体積割合で表した。図においてNO_xは、水噴射割合の増加にともなって減少し、その割合が0.5では、水噴射を行わない場合に比べて約40%の低減を示している。一方黒煙は、水噴射を行わない場合に比べて増加するが、CCD方式の併用によって、ベース機関に比べて大幅に低減しており、本方式は、水噴射と併用した場合にも、黒煙低減に対して効果的であると言える。燃料消費率に関しては、水噴射を行わない場合に比べて若干悪化しているが、CCD方式の併用によって、水噴射単独に比較して改善され、水噴射割合を0.5としたときにベース機関とほぼ同等となる。

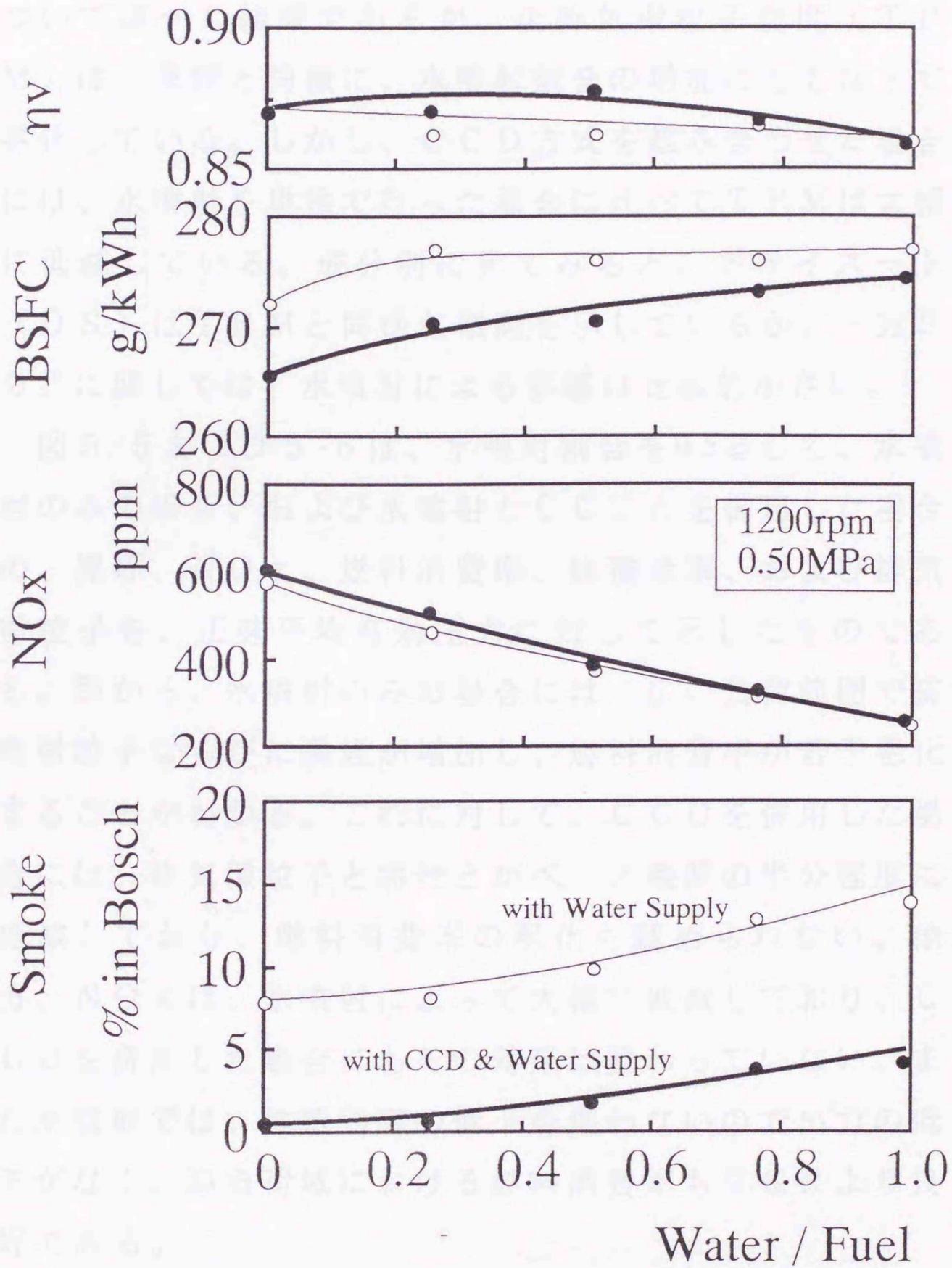


図 5 - 3 黒煙、および NO_x に対する水噴射割合の影響
(0.5MPa, 1200rpm)

図5-4は、排気微粒子に対する水噴射割合の影響について調べた結果であるが、全排気微粒子濃度（TPM）は、黒煙と同様に、水噴射割合の増加にともなって悪化している。しかし、CCD方式を組み合わせた場合には、水噴射を単独で行った場合に比べてTPMは大幅に低減している。成分別に見てみると、ドライスート（DS）はTPMと同様な傾向を示しているが、一方SOFに関しては、水噴射による影響は比較的小さい。

図5-5および5-6は、水噴射割合を0.5として、水噴射のみの場合、および水噴射とCCDとを併用した場合の、黒煙、NO_x、燃料消費率、体積効率、および排気微粒子を、正味平均有効圧力に対して示したものである。図から、水噴射のみの場合には、広い負荷範囲で排気微粒子ならびに黒煙が増加し、燃料消費率が若干悪化することがわかる。これに対して、CCDを併用した場合には、排気微粒子と黒煙とがベース機関の半分程度に低減しており、燃料消費率の悪化も認められない。他方、NO_xは、水噴射によって大幅に低減しており、CCDを併用した場合にもその効果は変わっていない。また水噴射では、体積効率の低下を伴わないので出力の低下がなく、高負荷域における燃料消費率もEGRより良好である。

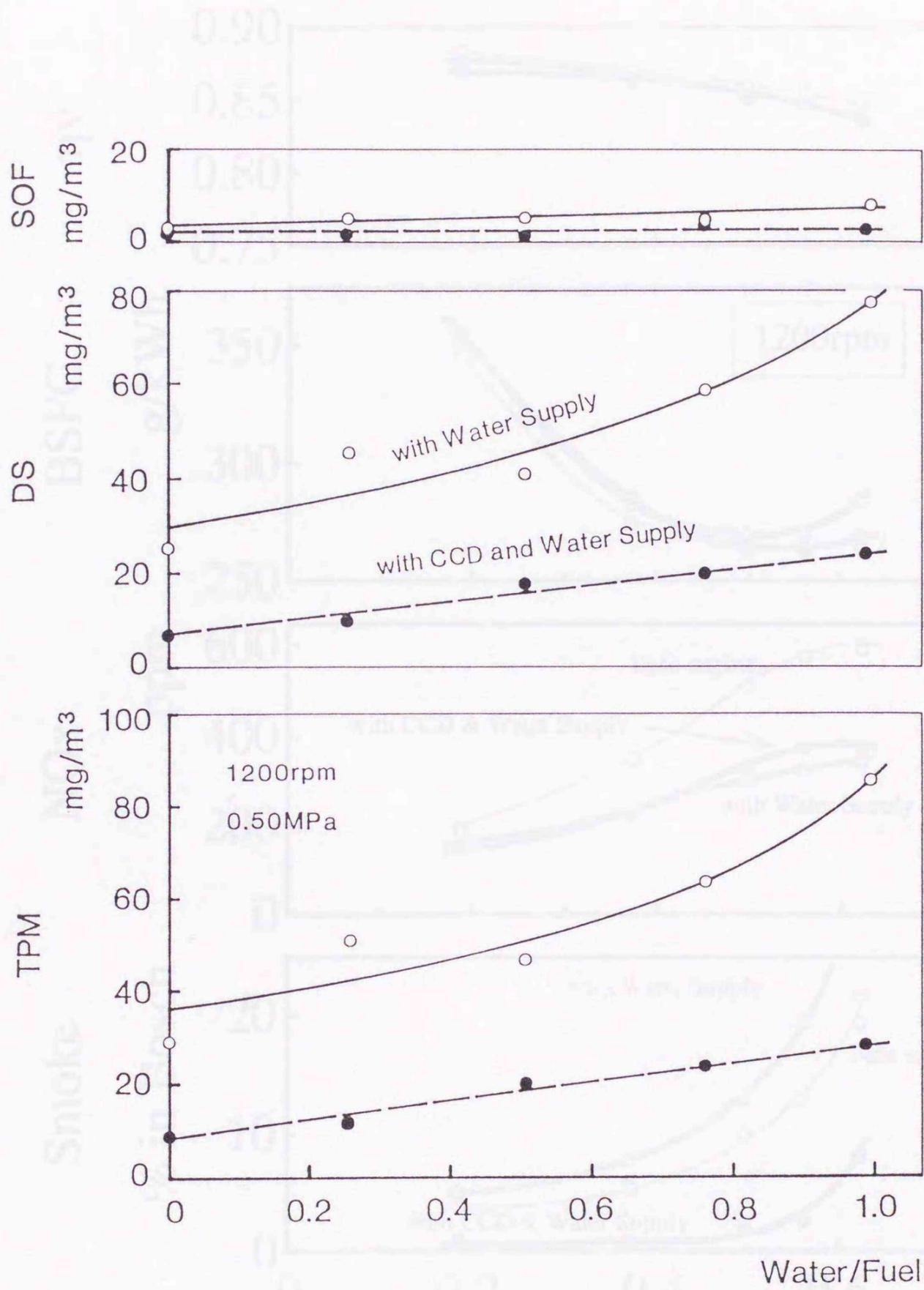


図 5-4 水噴射割合が排気微粒子に対しておよぼす影響

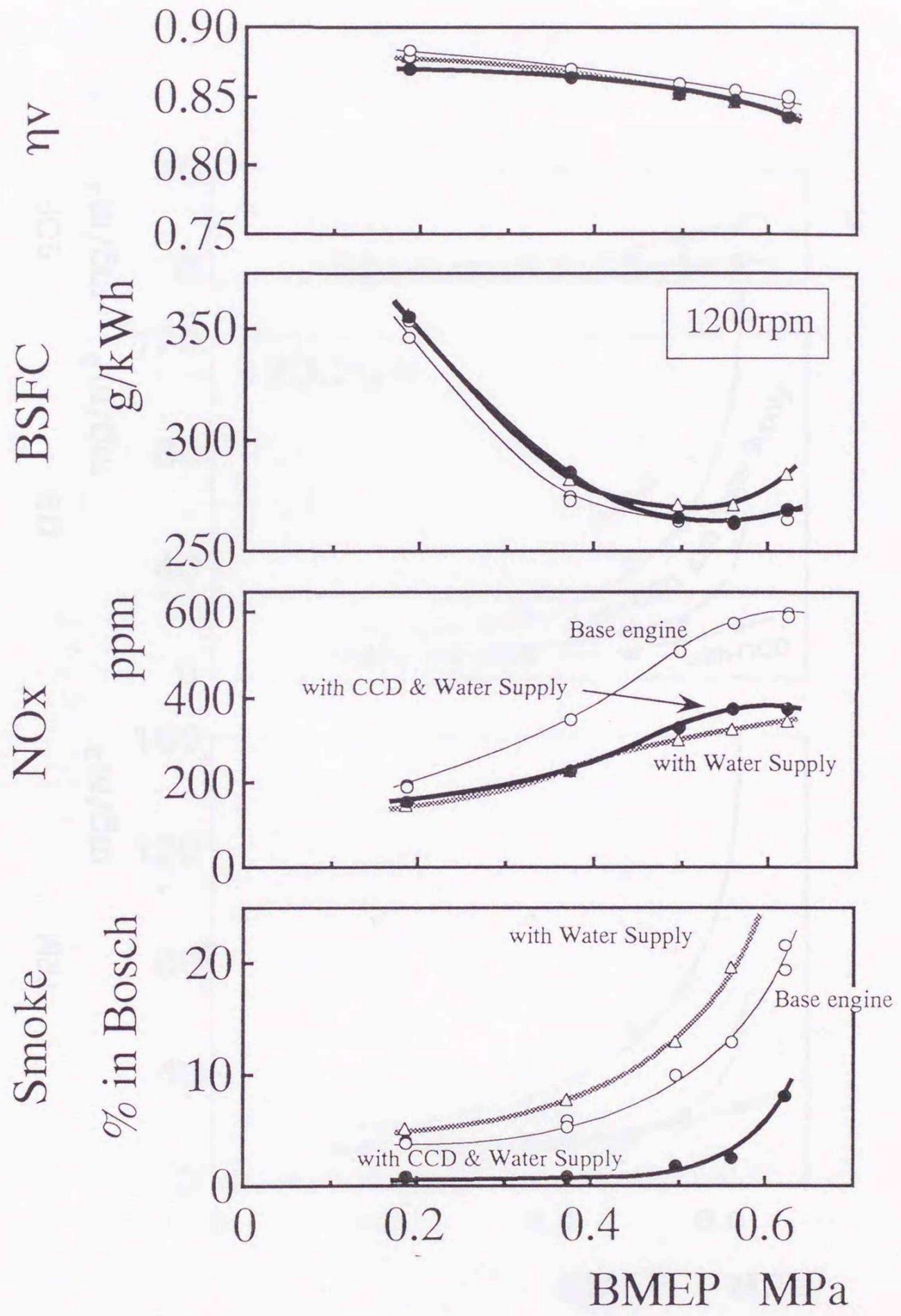


図 5 - 5 CCD方式と水噴射とを併用したときの機関性能 (1200rpm, 水噴射割合 0.5-vol)

5.4 排気微粒子とNOxの低減効果に対する水噴射の影響
 次の評価

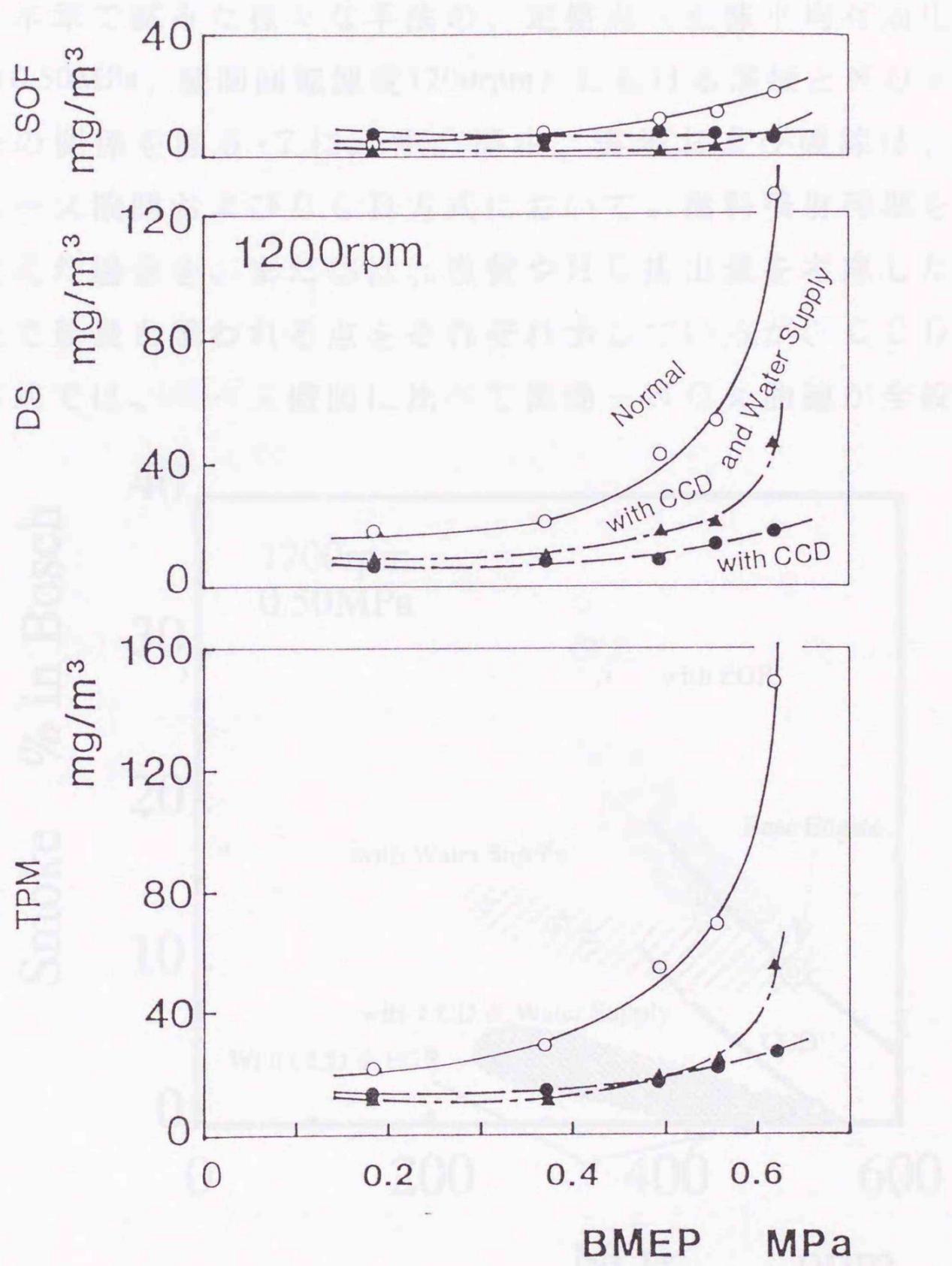


図 5-6 水噴射が排気微粒子に対しておよぼす影響

5.4 排気微粒子とNO_xの同時低減に対する各手法の評価

本章で試みた様々な手法の、定格点（正味平均有効圧力0.50MPa、機関回転速度1200rpm）における黒煙とNO_xとの関係を図5-7に示す。図中、実線および破線は、ベース機関およびCCD方式において、燃料噴射時期を変えた場合を、また◎は、燃費やHC排出量を考慮した上で最良と思われる点をそれぞれ示しているが、CCD方式では、ベース機関に比べて黒煙-NO_x曲線が全般

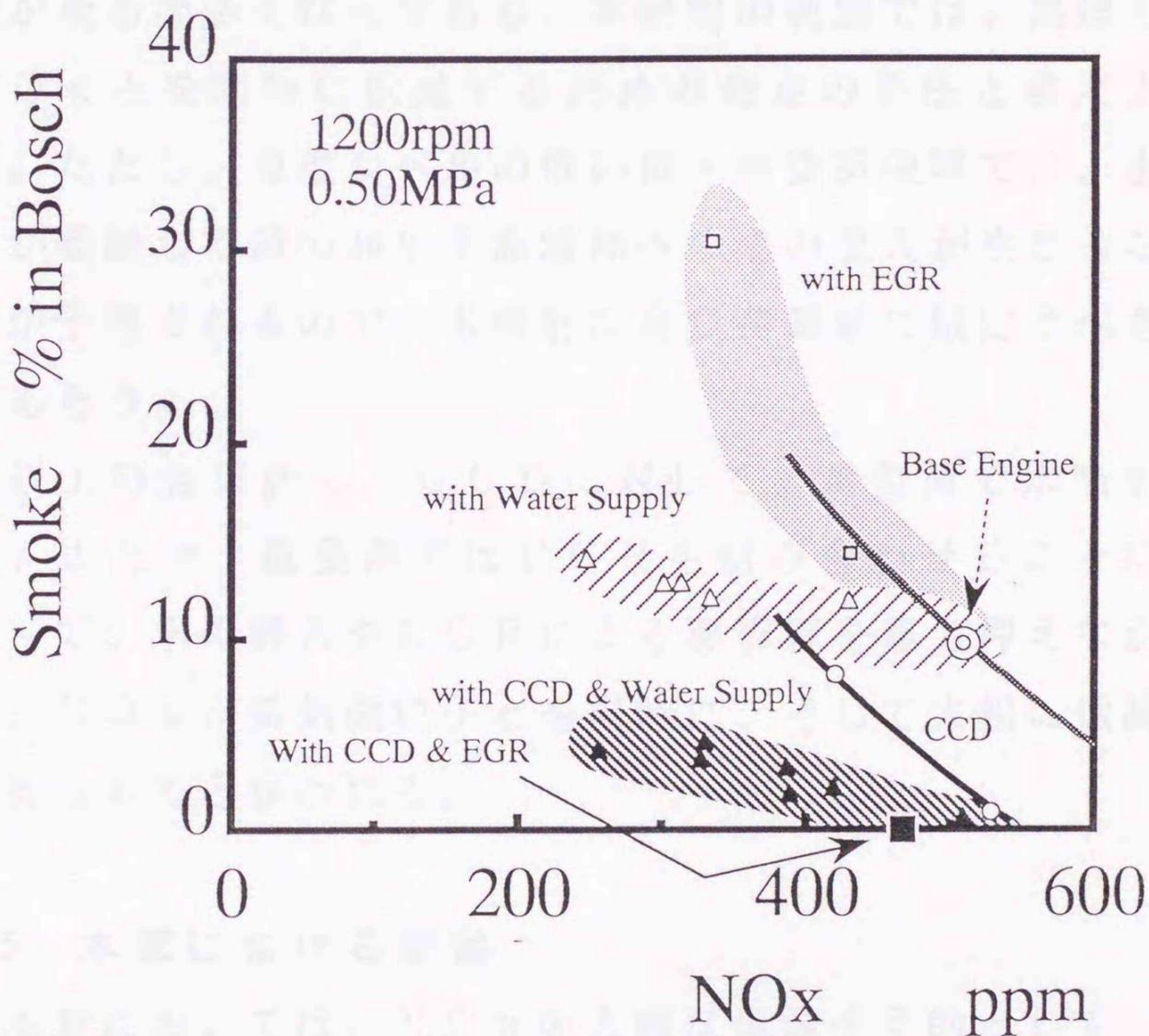


図5-7 各手法による黒煙とNO_xの同時低減効果

に黒煙減少方向へシフトしている。一方、EGRを単独で行った場合には、NO_xの低減の一方で黒煙の増加が著しい。また、EGRをCCDと併用した場合には、NO_xの低減分、曲線が左へシフトしているが、全負荷に近い領域では体積効率が低下して、黒煙と燃費とが大幅に悪化する。これに対して、水噴射を行った場合には、黒煙の増加に比べてNO_xの減少が著しく、さらにCCDと組み合わせることにより黒煙が大幅に減少する。すなわち、水噴射とCCDとを併用したときに原点への距離が最も小さくなっており、本研究の範囲では、黒煙とNO_xとを同時に低減するための最良の手法と言えよう。ただし、温度レベルの低い低・中負荷領域では、水分が凝結して錆の発生や潤滑油への水の混入が生じることが予想されるので、水噴射は高負荷領域に限定すべきであろう。

以上の結果から、CCDに対して、高負荷で水噴射を、また中・低負荷ではEGRを組み合わせることによって、水の導入やEGRによる悪影響を極力押えながら、NO_xと排気微粒子とを同時に、そして大幅に低減し得るものと思われる。

5.5 本章における結論

本章においては、NO_xの大幅な低減を目的として、EGR、および水噴射とCCD方式との併用を試みた。得られた結果を要約すると次のとおりである。

1. C C D方式における微粒子低減効果は、E G Rや水噴射を併用した場合にも損なわれない。
2. E G Rによれば、中・低負荷域において、他の性能を犠牲にすることなしにN O xを低減できるが、高負荷域では、体積効率の低下にともなって燃費、出力、および排気微粒子が悪化し、C C D方式をもってしても、それらの回復を図ることは困難である。
3. 水噴射は、N O xの低減に対してきわめて有効であり、C C D方式と併用することによって、燃費の悪化を伴わうことなしに、排気微粒子およびN O xをベース機関の約1 / 2に低減することができる。
4. C C D方式に対して、中・低負荷域でE G Rを、また高負荷域では水噴射を併用することが、排気微粒子とN O xとの大幅な同時低減に対して最も効果的である。

第6章 過濃高攪乱燃焼による黒煙および窒素酸化物の同時低減

6.1 緒 論

本章では、シリンダ内の空気流動と混合気形成過程とを制御することによって、ディーゼル機関における二段燃焼を試みた結果について論述する。二段燃焼は、ボイラー等の排気対策として高い効果をあげているが、直噴式ディーゼル機関に本技術を適用して排気改善を図った例は、これまでにない。これは、ディーゼル燃焼が非定常な噴霧燃焼であって、その積極的な制御が従来の燃焼方式では困難であったためである。

CCD方式は、 NO_x や燃費を悪化させることなく、黒煙を大幅に低減することが可能であり、さらに攪乱流の強度、および生成時期を、独立して制御することができるので、優れた燃焼制御特性を有している。したがって、これらの特性を利用すれば、燃焼初期に燃料過濃な混合気を形成させる一方、後半に攪乱流を導入して、空気との混合を積極的に行うことによって、二段燃焼が実現できるものと考えられる。

よく知られているように、 NO_x の生成は、反応場の温度および当量比に強く依存するので、 NO_x 低減のためには、初期燃焼を緩和して温度の上昇を抑制すると同時に、過濃あるいは希薄な混合気状態で燃焼を進行させ

るのが有効と考えられる^(77,78)。通常、このような燃焼状態においては黒煙が多量に生成され、また燃焼が長期化して燃費が悪化するが、攪乱流を利用して余剰空気との混合を促進することにより、燃焼、および黒煙の酸化反応を促進することができる。

そこで、主燃料の低圧噴射、および小容積キャビティ燃焼室による混合気の過濃化を試みて、過濃・高攪乱燃焼の排気改善効果について検討を行った。

6.2 過濃混合気の形成方法

過濃混合気の形成には、以下の三つの方法を試みた。

(1) 低圧噴射： 燃料噴射圧力を低圧化することによって、噴霧貫徹力および噴霧内への空気導入の低下、ならびに噴霧内液滴の増大に伴う蒸発の遅れなどの諸要因によって、燃焼室中央部に過濃混合気領域が形成されるものと考えられる。また、ノズル噴孔面積が同一であれば噴射期間が長くなるので、着火遅れ期間に形成される可燃混合気量が減少して、初期燃焼が抑制される効果も併せて期待することができる。

実験では、送油率の小さな分配型噴射ポンプを用いて、低圧噴射の実現を図った。図6-1に、機関回転速度1440rpm、空気過剰率1.5の運転条件における噴射管内圧力を標準のポンプと比較して示す。低圧噴射における噴射管内の最大圧力は21MPaであり、噴射期間は標準噴射の12°CAに対して20°CAと長くなっている。

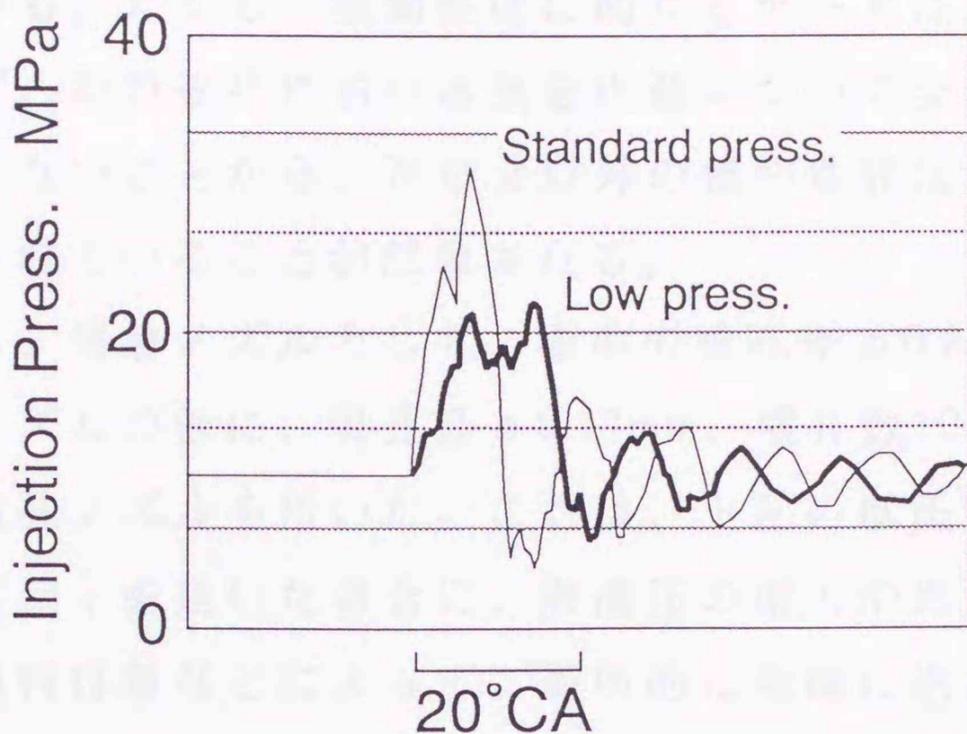


図 6 - 1 標準噴射および低圧噴射の噴射管内圧力
 (機関回転速度：1440rpm、空気過剰率：1.5)

(2) 小容積キャビティ燃焼室： 主燃焼室キャビティ内の混合気を過濃状態とすることを目的として、キャビティ容積がベース機関に比べて小さなピストンを試作した。その形状を図 6 - 2 に示す。キャビティ容積は約 20cc で、ベース機関の $2/3$ である。ピストンクラウン部に、容積約 10cc の環状の溝を設けて、圧縮比が標準燃焼室と同等になるように工夫した。燃焼の初期には、キャビティ内において過濃状態で燃焼を進行させ、後半に逆スキッシュと攪乱流を利用して、クラウン部の新鮮な空気との混合を図るのが狙いである。

なお、この燃焼室と同様のものが石井ら⁽⁷⁹⁾によって試作されており、NO_x 排出量が大幅に低減したと報告さ

れている。ただし、機関性能に関するデータは示されておらず、燃焼後半における混合促進について全く考慮されていないことから、 NO_x 以外の機関性能はかなり犠牲にされていることが想像される。

なお、噴射ノズルとして、標準の噴孔径 $\phi 0.28\text{mm}$ の4噴孔ノズルの他に、噴孔径 $\phi 0.17\text{mm}$ 、噴孔数10の小噴孔径多噴孔ノズルを用いた。これは、上記の低圧噴射や小キャビティを用いた場合に、液滴径の増大や燃焼室壁面への燃料付着などによって、局所的に極端に過濃な混合

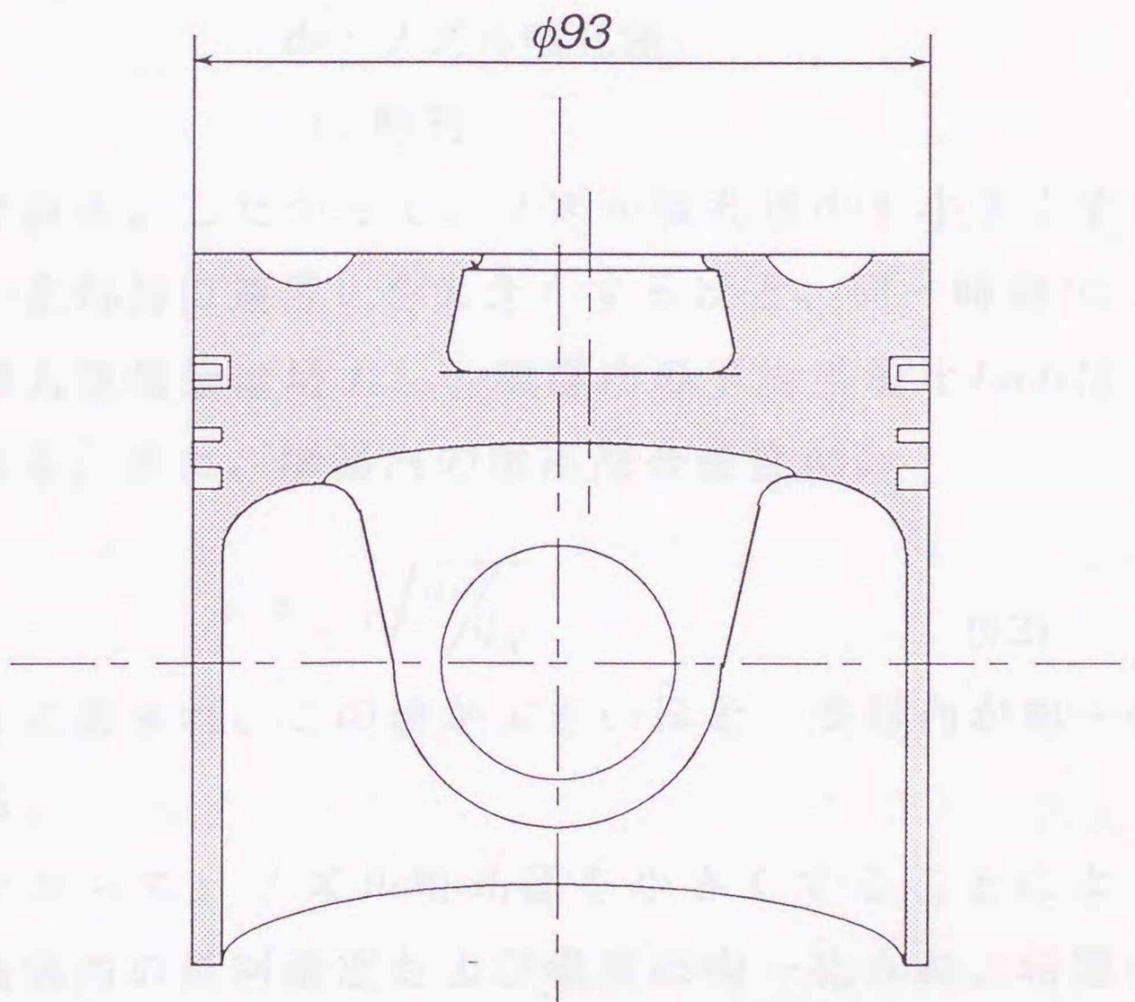


図 6 - 2 過濃混合気を形成するための小容積キャビティ燃焼室形状

気が形成されるのを避けるためである。

池上ら⁽⁸⁰⁾は、噴霧の運動量理論⁽⁸¹⁾および確率過程論モデル⁽⁸²⁾を用いて、ディーゼル機関における噴霧の空気導入、貫徹力、あるいは混合などの諸特性について考察しているが、それによると導入空気量 J_A は、運動量理論により、

$$J_A \propto J_F \sqrt{u_F^3 t / d_N} \quad (6.1)$$

ただし、 J_F ：燃料流量

u_F ：噴霧の出口速度

d_N ：ノズル噴孔径

t ：時刻

で表される。したがって、ノズル噴孔径 d_N を小さくするほど、また出口速度 u_F を大きくするほど、同一時刻 t における導入空気量は増大し、噴霧内の平均当量比 J_A/J_F は大きくなる。また、噴霧内の微視混合速度 w は、

$$w \propto \sqrt{u_F / d_N} \quad (6.2)$$

のように表され、この値が大きいほど、噴霧内が均一化される。

したがって、ノズル噴孔径を小さくすることによって、噴霧内の燃料濃度および温度は均一化され、希薄化が進むが、上記の過濃混合気形成法と組み合わせた場合には、標準ノズルに比べて、より均一化された過濃混合気が形成されるものと考えられる。実験における噴射条

件は表 6 - 1 に示す通りである。

なお、C C D の容積は、全隙間容積の 5.5% であり、C C D 噴射時期および燃料噴射割合は、前報の結果をもとに、それぞれ上死点后 15° CA および 10% に設定した。

表 6 - 1 噴射条件

	Injection Pump	Inj. Press. (MPa)	Injection Nozzle
A	VE, PL $\phi 11$ - SK 3196	30.6	4 $\times \phi 0.28$ mm
B	VE, PL $\phi 9$ - SK 3277	21.2	4 $\times \phi 0.28$ mm
C	VE, PL $\phi 9$ - SK 3277	21.2	10 $\times \phi 0.17$ mm

6.3 低圧噴射と C C D 方式との併用による排気改善の試み

図 6 - 3 は、機関回転速度 1440rpm において、噴孔径 $\phi 0.28$ mm の標準 4 噴孔ノズルを用いて、低圧噴射を行った場合の主燃料噴射時期に対する機関性能を、標準噴射と比較して示したものである。この場合、噴射ポンプの送油率の限界から、空気過剰率 2.0 で実験を行っている。図において、低圧噴射を行った場合には、 NO_x が標準噴射と比べて半減する一方、黒煙および燃費は大幅に悪化している。ここで、低圧噴射に C C D 方式を組み合わせ、燃焼後期に攪乱を導入した場合には、 NO_x 低減効果が保持されたまま、黒煙および燃費がある程度回復している。ただし、その回復の程度は十分ではなく、噴射

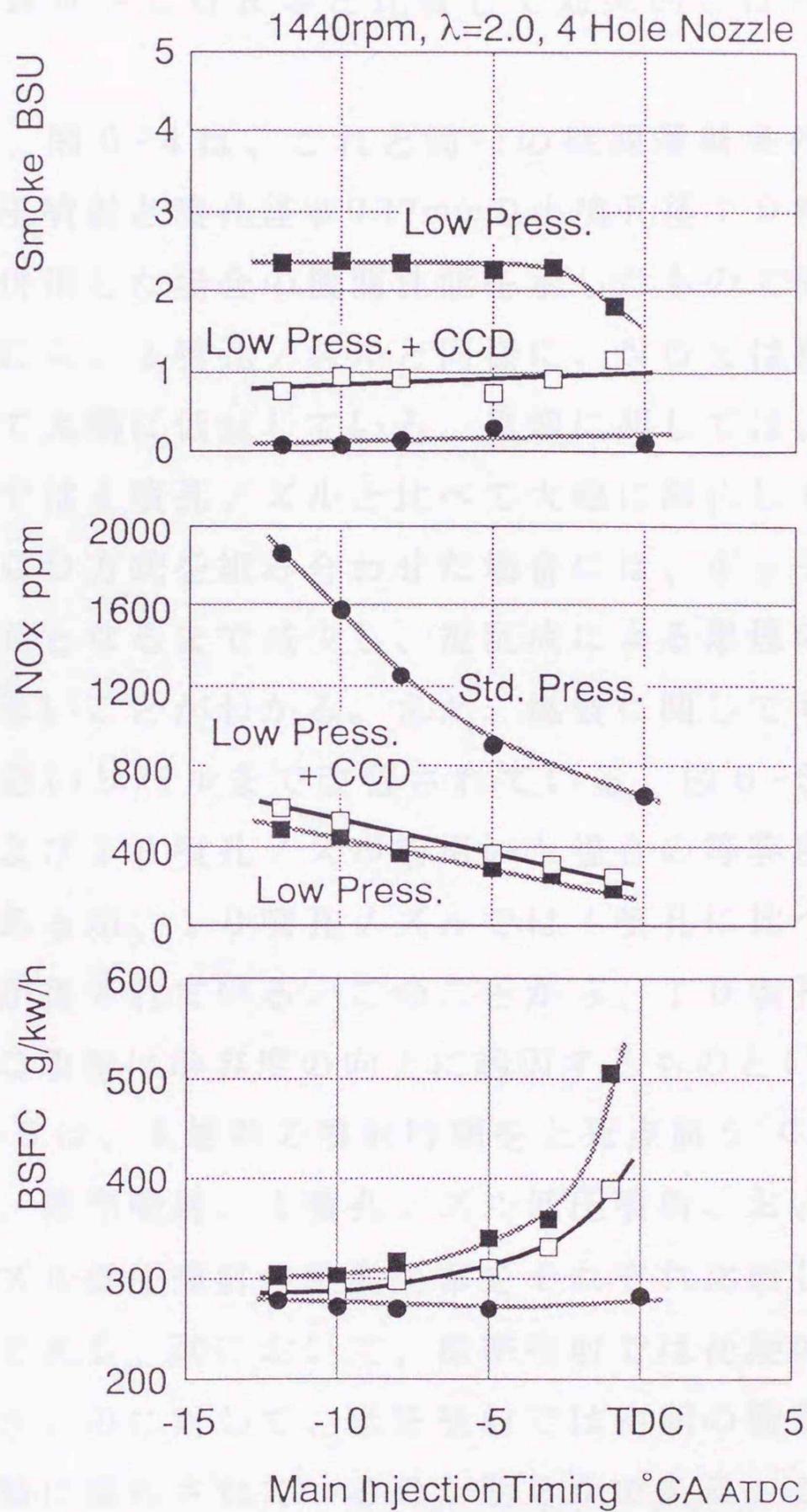


図 6 - 3 4 噴孔ノズルを用いて低圧噴射を行ったときの機関性能

時期の遅延やEGR等と比較して効果的とは言えない。

一方、図6-4は、これと同一の機関運転条件において、低圧噴射と噴孔径 $\phi 0.17\text{mm}$ の小噴孔径10噴孔ノズルとを併用した場合の機関性能を示したものである。この場合にも、4噴孔ノズルと同様に、 NO_x は標準噴射に比べて大幅に低減している。黒煙に関しては、低圧噴射のみでは4噴孔ノズルと比べて大幅に悪化していたのが、CCD方式を組み合わせた場合には、ボッシュ濃度がほぼ0となるまで減少し、攪乱流による黒煙の低減効果が大きいことがわかる。また、燃費に関してもベース機関に近いレベルまで改善されている。図6-5は、4噴孔および10噴孔ノズルを用いた場合の等容度を示すものであるが、10噴孔ノズルでは4噴孔に比べて高い等容度が得られている。このことから、10噴孔における燃費の改善は等容度の向上に起因するものといえる。

図6-6は、主燃料の噴射時期を上死点前 5°CA としたときの、標準噴射、4噴孔ノズル低圧噴射、および10噴孔ノズル低圧噴射の熱発生率をそれぞれ比較して示したものである。図において、標準噴射では初期の燃焼割合が大きいのに対して、低圧噴射では初期の衝撃的な燃焼が大幅に緩和されているのが明らかである。これは、噴射率が低下し、さらに過濃混合気となることによって、着火遅れ期間中に形成される可燃混合気量が減少するためと考えられる。このことから、低圧噴射によるN

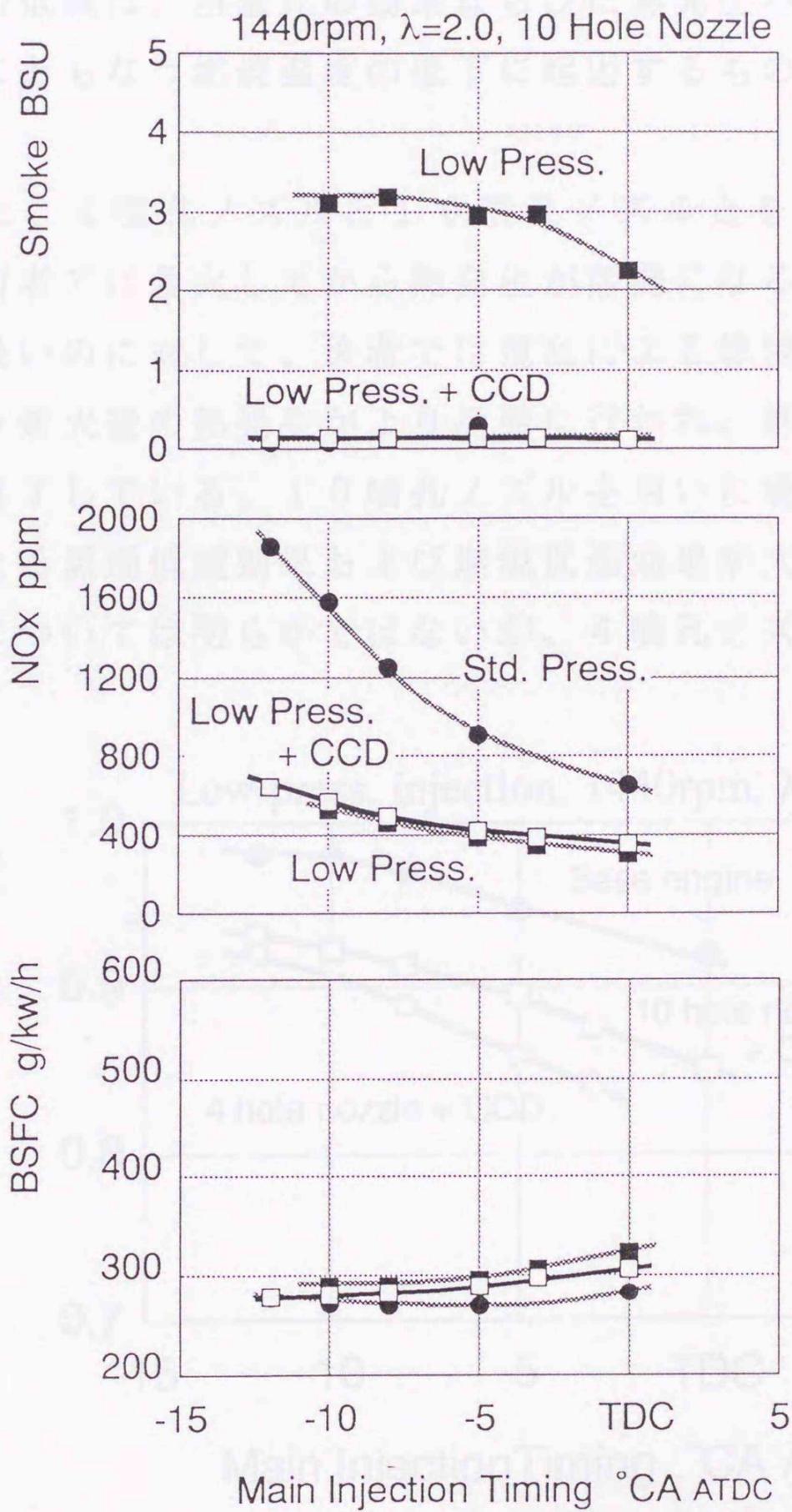


図 6 - 4 10 噴孔ノズルを用いて低圧噴射を行ったときの機関性能

0xの低減は、当量比の効果ならびに熱発生パターンの変化にともなう燃焼温度の低下に起因するものと推察できる。

また、4噴孔ノズルと10噴孔ノズルとを比較すると、前者では着火してから熱発生が活発になるまでの期間が長いのに対して、後者では攪乱による燃焼促進効果により着火後の熱発生がより活発に行われ、燃焼が短期間で終了している。10噴孔ノズルを用いた場合に、攪乱による黒煙低減効果および燃焼促進効果が大きくなる理由については明らかではないが、4噴孔ノズルでは黒

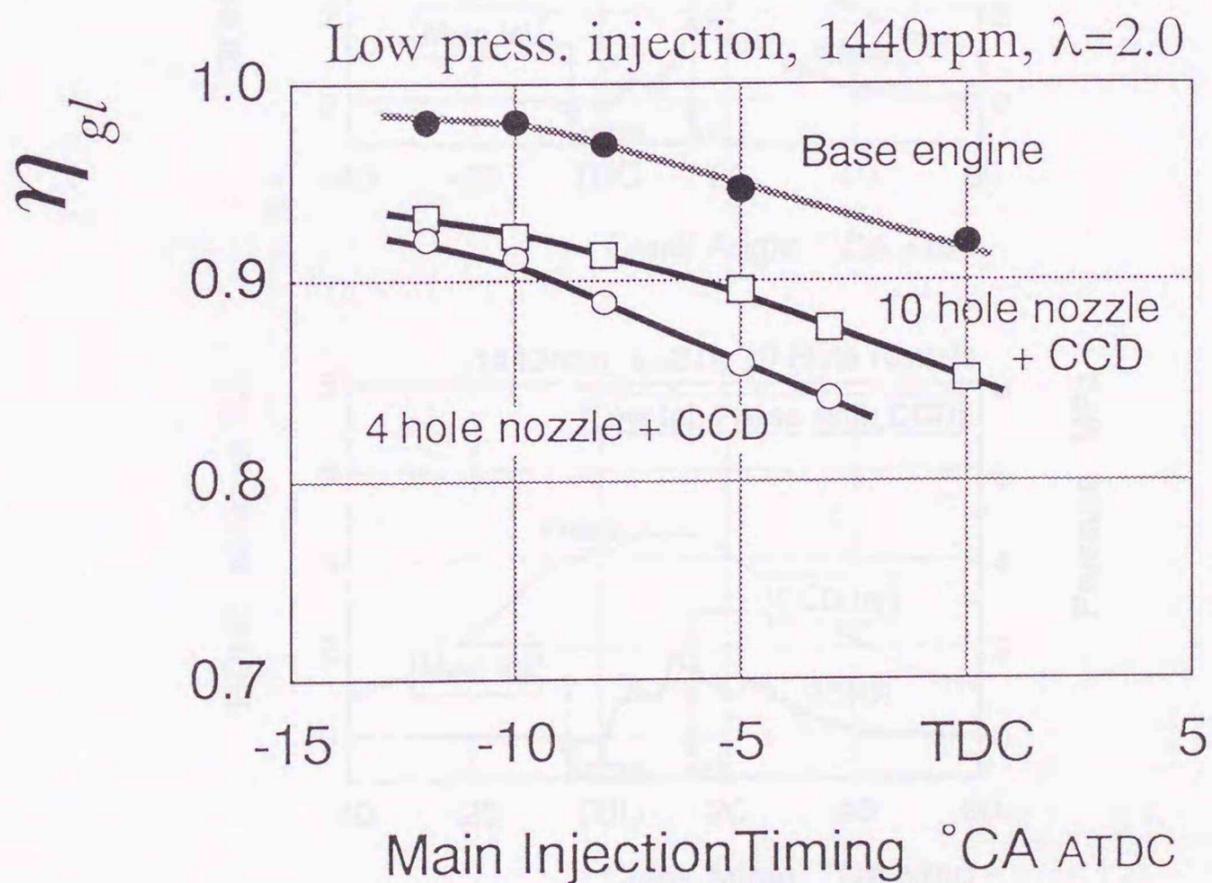


図6-5 低圧噴射を行ったときの等容度

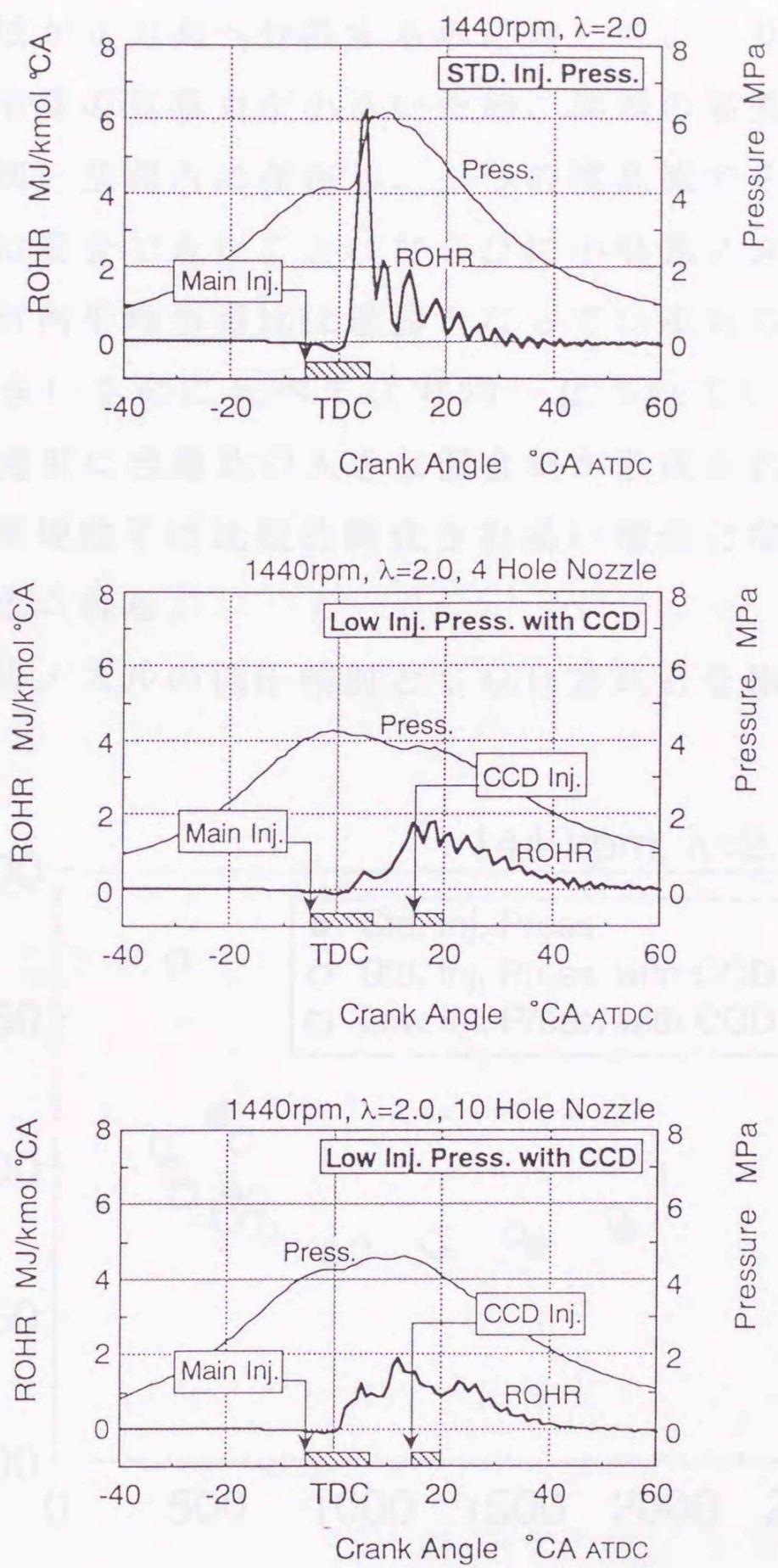


図 6-6 低圧噴射を行ったときの熱発生率

煙生成領域が4方向へ分散するのに対して、10噴孔ノズルでは噴霧の貫徹力が小さいため、黒煙の高濃度領域が比較的狭い空間内に存在し、一つの攪乱流でその領域を効果的に混合できたこと、ならびに小噴孔ノズルの場合、混合気内平均当量比は過濃となっているものの、噴孔径が大きいものに比べてより均一化されているために^(80,83)、過度に当量比の大きな混合気が形成されず、生成された黒煙粒子は比較的酸化され易い構造となることなどが考えられる。

10噴孔ノズルの低圧噴射とCCD方式とを組み合わせ

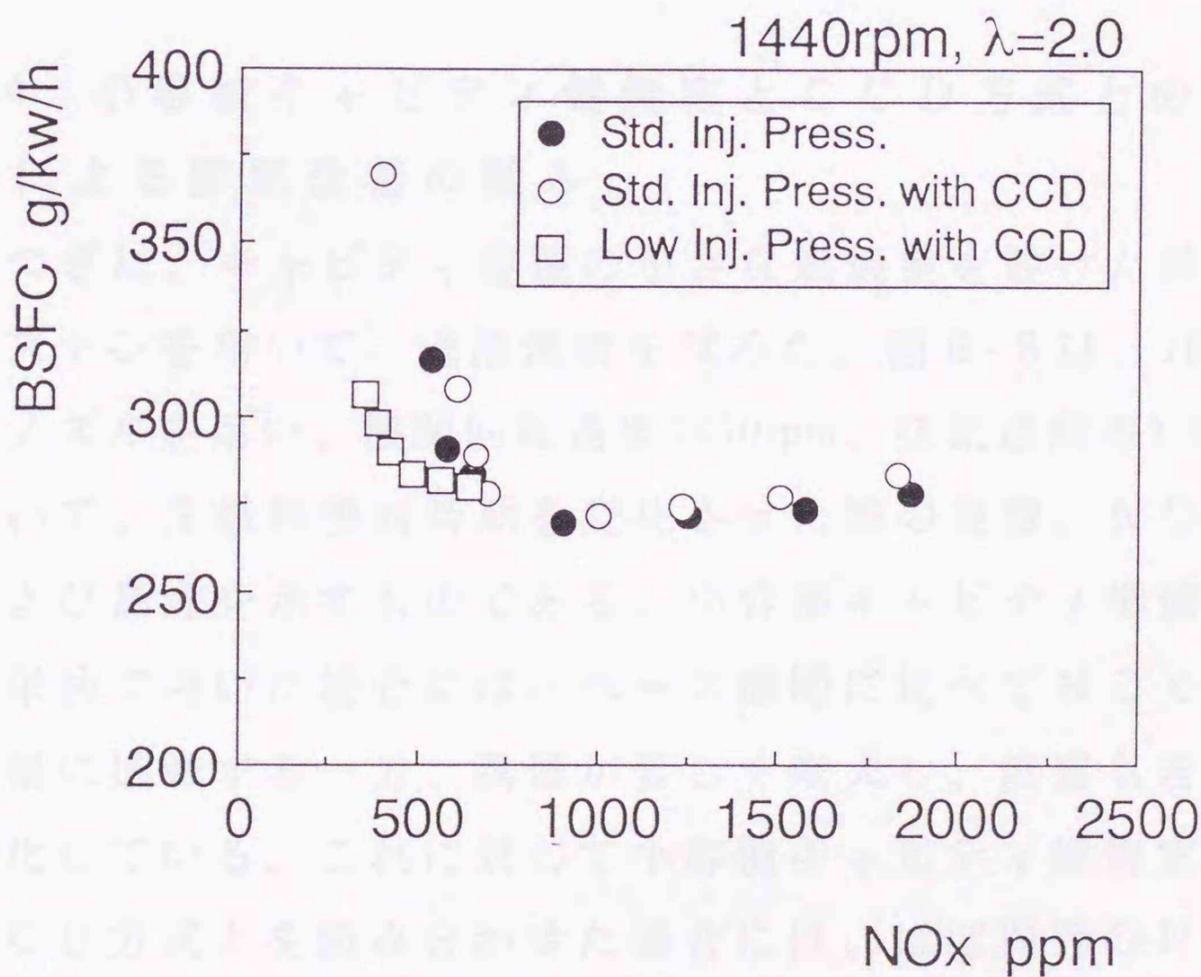


図6-7 低圧噴射を行ったときのNOxと燃料消費率との関係

せたときの NO_x と燃費とのトレードオフ関係を、図6-7に示す。図において、標準噴射で NO_x を700ppm以下とした場合には、燃費が急激に悪化する傾向が認められる。これに対して、低圧噴射にCCDを組み合わせた場合には、 NO_x が500ppm程度でも燃費は悪化せず、標準噴射において噴射時期の遅延を行った場合よりも良好な性能が得られている。

以上のことから、低圧噴射・高攪乱燃焼は、燃費に関してはまだ改善の余地があるものの、 NO_x および黒煙の同時低減に対して高い可能性を持つことが示唆される。

6.4 小容積キャビティ燃焼室とCCD方式との併用による排気改善の試み

つぎに、キャビティ容積の小さな燃焼室を設けた試作ピストンを用いて、過濃燃焼を試みた。図6-8は、10噴孔ノズルを用い、機関回転速度1440rpm、空気過剰率1.5において、主燃料噴射時期を変化させた際の燃費、 NO_x および黒煙を示すものである。小容積キャビティ燃焼室を単独で用いた場合には、ベース機関に比べて NO_x が大幅に低減する一方、黒煙が著しく増大し、燃費も若干悪化している。これに対して小容積キャビティ燃焼室とCCD方式とを組み合わせた場合には、ほぼ同等の NO_x 低減効果が維持されたまま、黒煙をベース機関以下とすることが可能であって、燃費に関してもベース機関と

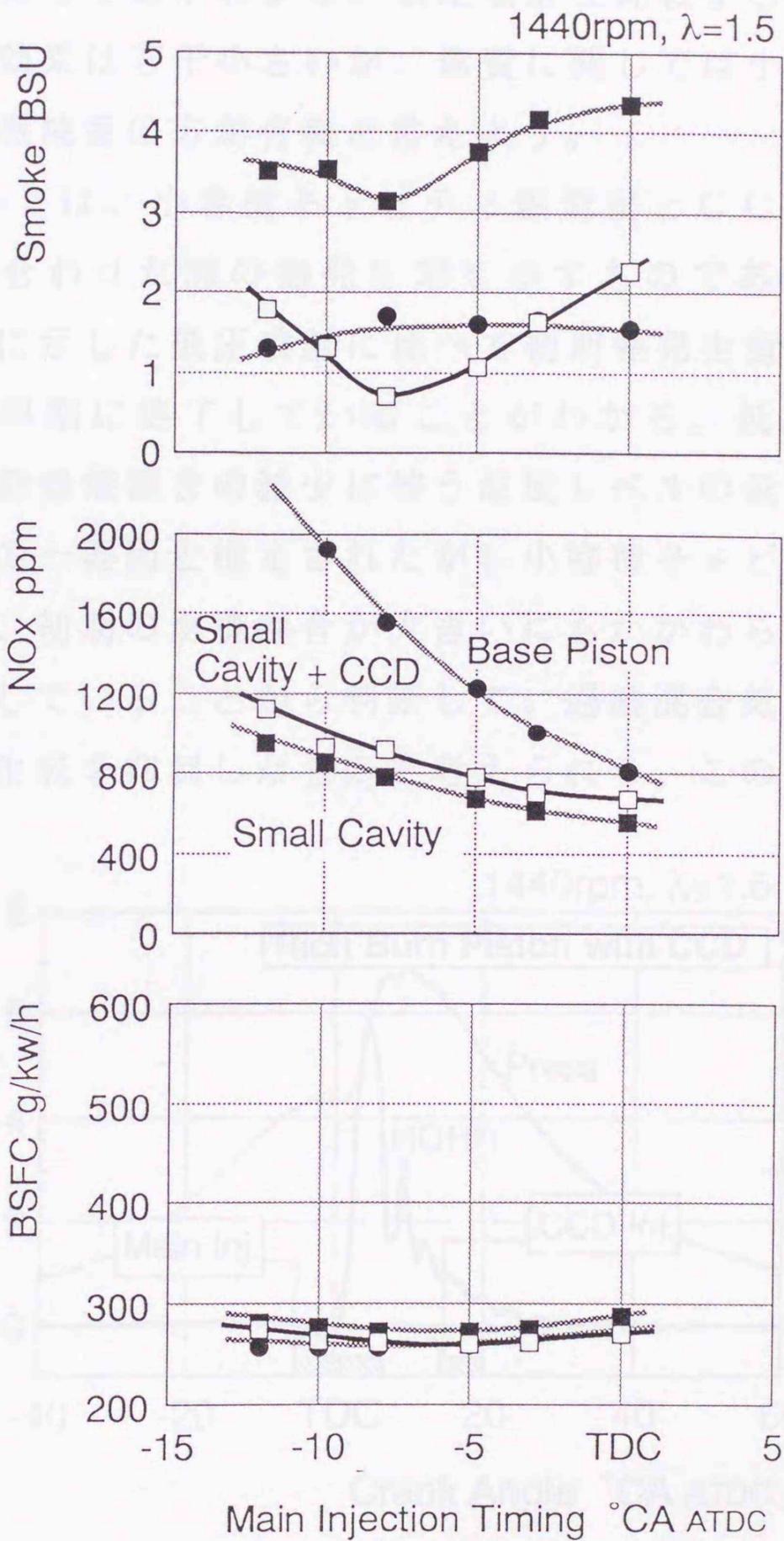


図 6-8 小容積キャビティ燃焼室を用いて過濃燃焼を試みたときの機関性能

同等であることがわかる。低圧噴射と比較すると、 NO_x 低減効果は若干小さいが、燃費に関しては小容積キャビティ燃焼室の方が有利と言えよう。

図6-9は、小容積キャビティ燃焼室とCCD方式とを組み合わせた際の熱発生率を示すものである。図から、先に示した低圧噴射に比べて初期熱発生量が高く、燃焼も早期に終了していることがわかる。低圧噴射では、初期燃焼割合の減少に伴う温度レベルの低下が NO_x 低減の一要因と推定されたが、小容積キャビティ燃焼室では、初期の燃焼割合が大きいにもかかわらず NO_x が低減していることから判断して、過濃混合気の形成が NO_x 生成を抑制したものと考えられる。このことは、

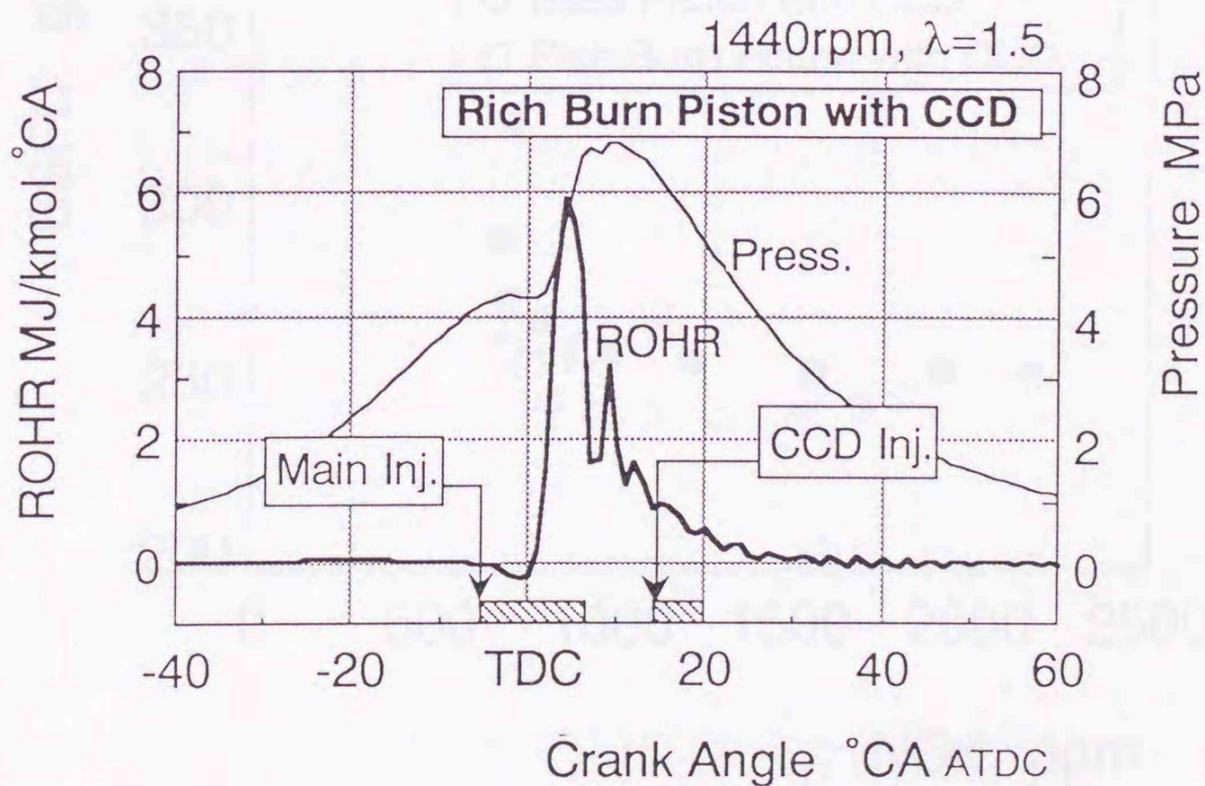


図6-9 小容積キャビティ燃焼室を用いたときの熱発生率

当量比制御によって、高い等容度を保ったままNO_xを大幅に低減できることを意味しており、過濃・高攪乱燃焼がディーゼル機関の熱効率の向上および排気改善に対して高い可能性を持つことを示唆している。

図6-10は、空気過剰率1.5において、小容積キャビティ燃焼室とCCD方式とを組み合わせた場合のNO_xと燃費とのトレードオフ関係を、ベース機関およびベース機関とCCD方式とを併用した場合と比較して示したものである。小容積キャビティ燃焼室では、ベース機関

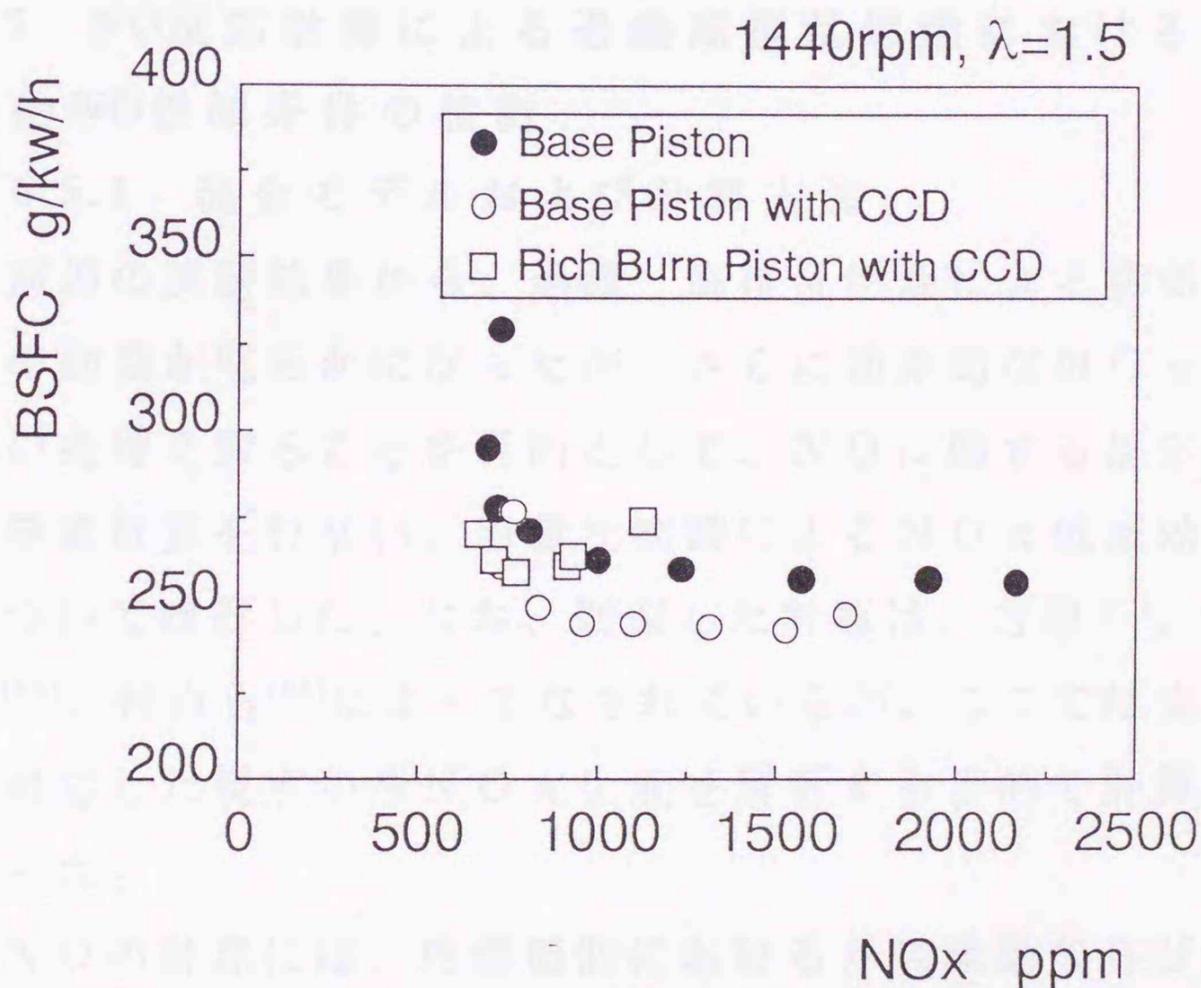


図6-10 小容積キャビティ燃焼室を用いたときのNO_xと燃料消費率との関係

に対してCCD方式を組み合わせたときの燃費レベルには達していないものの、ベース機関と同等の燃費を示しており、CCD方式において噴射時期を遅延させた場合よりも若干高いNO_x低減効果が得られている。

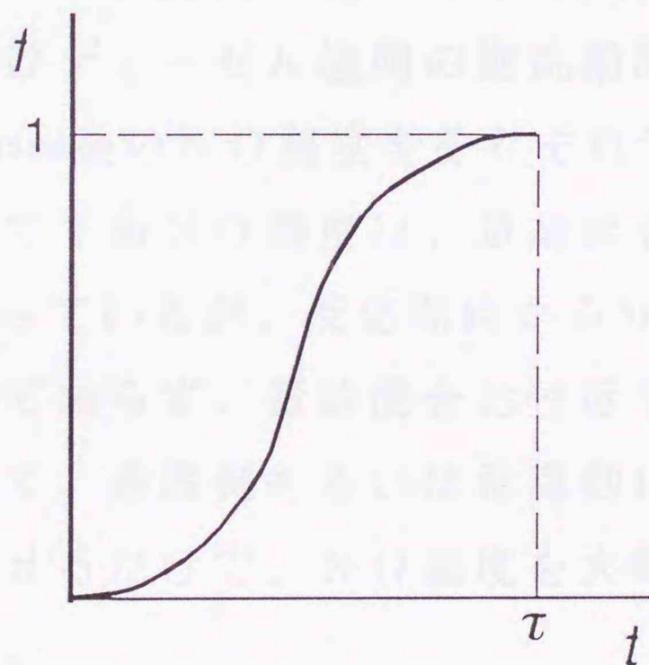
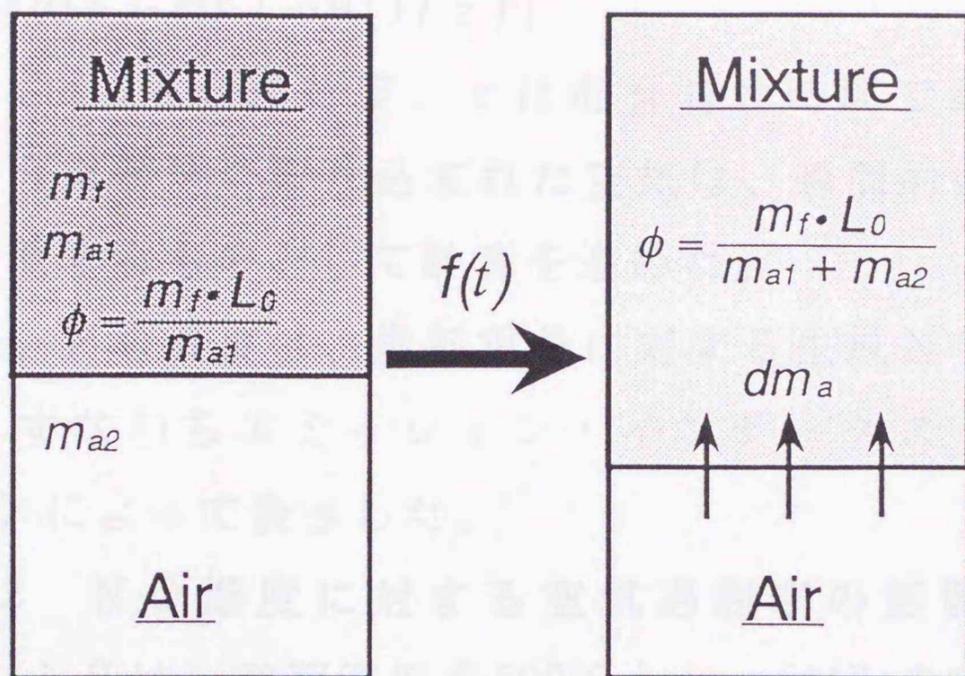
以上、一つのキャビティ容積についてのみの実験結果を示したが、キャビティ容積のほか、燃焼室形状や燃料噴射系に関して最適化の余地が残されていることを考えると、小容積キャビティを用いた過濃・高攪乱燃焼はディーゼル機関の有望な排気対策技術と判断される。

6.5 NO反応計算による過濃高攪乱燃焼における効果的NO低減条件の検討

6.5.1 混合モデルおよび計算方法

前述の実験結果から、過濃・高攪乱燃焼による排気改善の効果が明らかになったが、さらに効果的なNO_x低減の条件を探ることを目的として、NOに関する反応動学的計算を行ない、当量比制御によるNO_x低減効果について検討した。なお、類似した計算は、吉原⁽⁷⁷⁾、池上⁽⁸⁴⁾、村山ら⁽⁸⁵⁾によってなされているが、ここでは実験と対応した視点からNO_x生成を解析する目的で計算を行った。

NOの計算には、内燃機関におけるガス流動ならびに燃焼に関する三次元シミュレーションプログラムであるKIVAコード⁽⁸⁶⁾の化学反応に関するサブルーチンCHEMおよびCHEMEQを用いた。ただし、KIVAで



$$f(t) = 1 - \exp \left\{ -6.9 \left(\frac{t}{\tau} \right)^3 \right\}$$

f : 混合の進行度

t : 混合特性時間

図 6-1 1 混合気と空気との混合過程モデル

$$f(t) = 1 - \exp \{ -6.9 (t / \tau)^3 \} \quad (6.13)$$

ただし、 f は混合進行度、 τ は混合特性時間である。なお、混合気領域に取り込まれた空気は、瞬間的に領域全体に拡散するものとして計算を進めた。

なお、NO濃度は、燃料重量に対する生成NOの重量の比、すなわちエミッション・インデックス (NOg/FUELg) によって表示した。

6.5.2 NO濃度に対する空気過剰率の影響

図6-12は、初期温度を800℃とし、5MPaの定圧下で燃焼した場合の、当量比に対する断熱火炎温度、平衡NO濃度、およびディーゼル機関の燃焼期間に相当する反応開始から5msec後のNO濃度をそれぞれ示したものである。図において平衡NO濃度は、量論混合比よりも希薄側で最大となっているが、反応開始から5msec後ではNOは平衡に達しておらず、量論混合比付近で最大値を示している。そして、過濃側あるいは希薄側にわずかに当量比をシフトさせるだけで、NO濃度を大幅に低下し得ることがわかる。

6.5.3 混合過程における空気過剰率制御の効果

つぎに、燃焼初期を過濃とし、燃焼後半に空気との混合を図った場合のNO濃度の経過について検討した。

図6-13は、初期温度800℃、5MPaの低圧下において、燃焼初期を空気過剰率0.75の過濃とし、反応開始から2msec後に空気と燃料とが混合して最終的に空気過剰率1.5に希釈されて行く場合のNO濃度の経過を示したものの

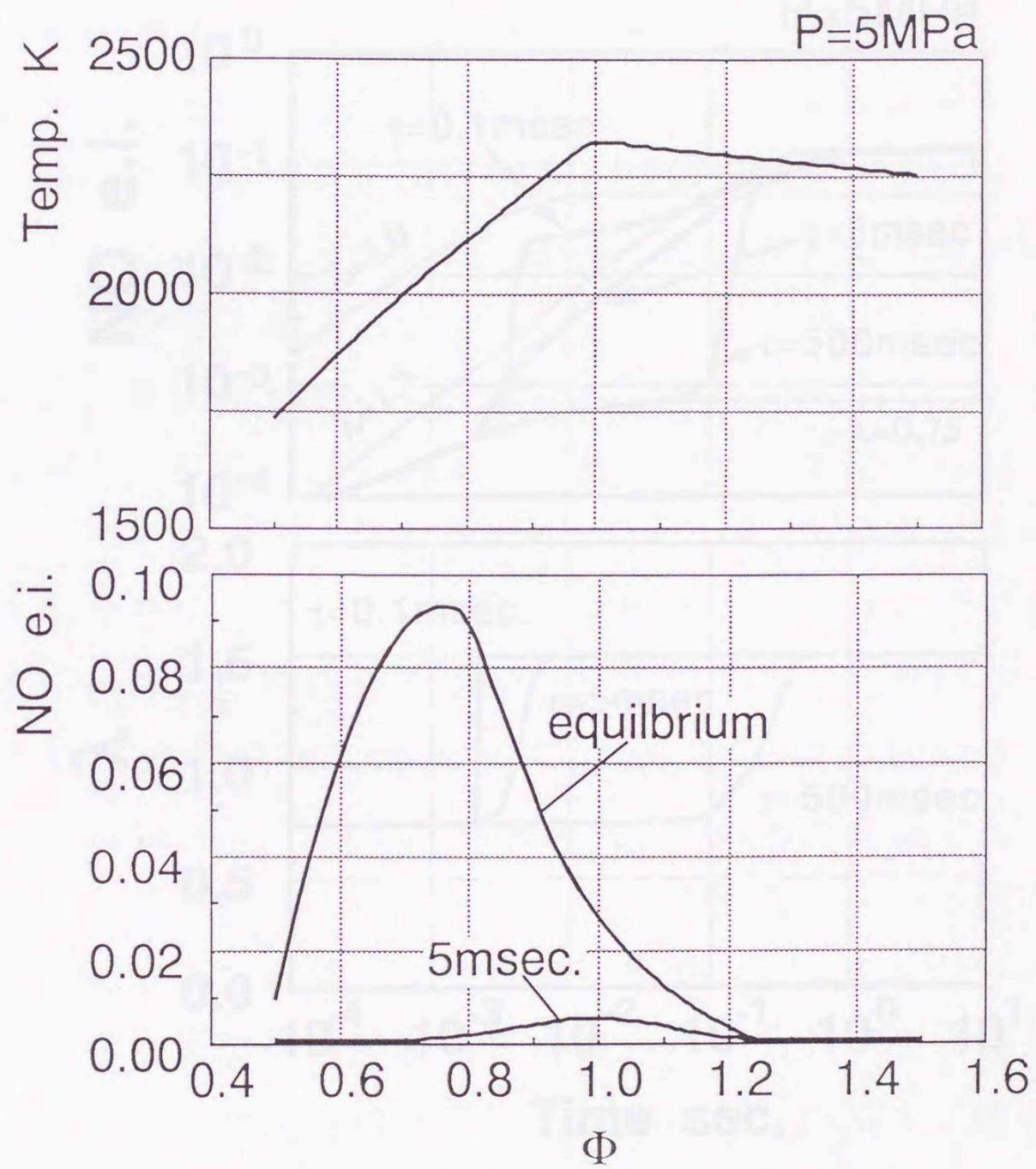


図 6 - 1 2 NO_x 生成量および火炎温度に対する等量比の影響 (初期温度: 800°C 、圧力: 5MPa 一定)

である。また、混合過程初期(75% 10% 混合)に於いては、
 反応が急激に進行する。比較的にプロットしてある。
 混合初期は、混合時間が比較的長い5msecの場合に
 は、混合が完了するに十分な時間が必要である。

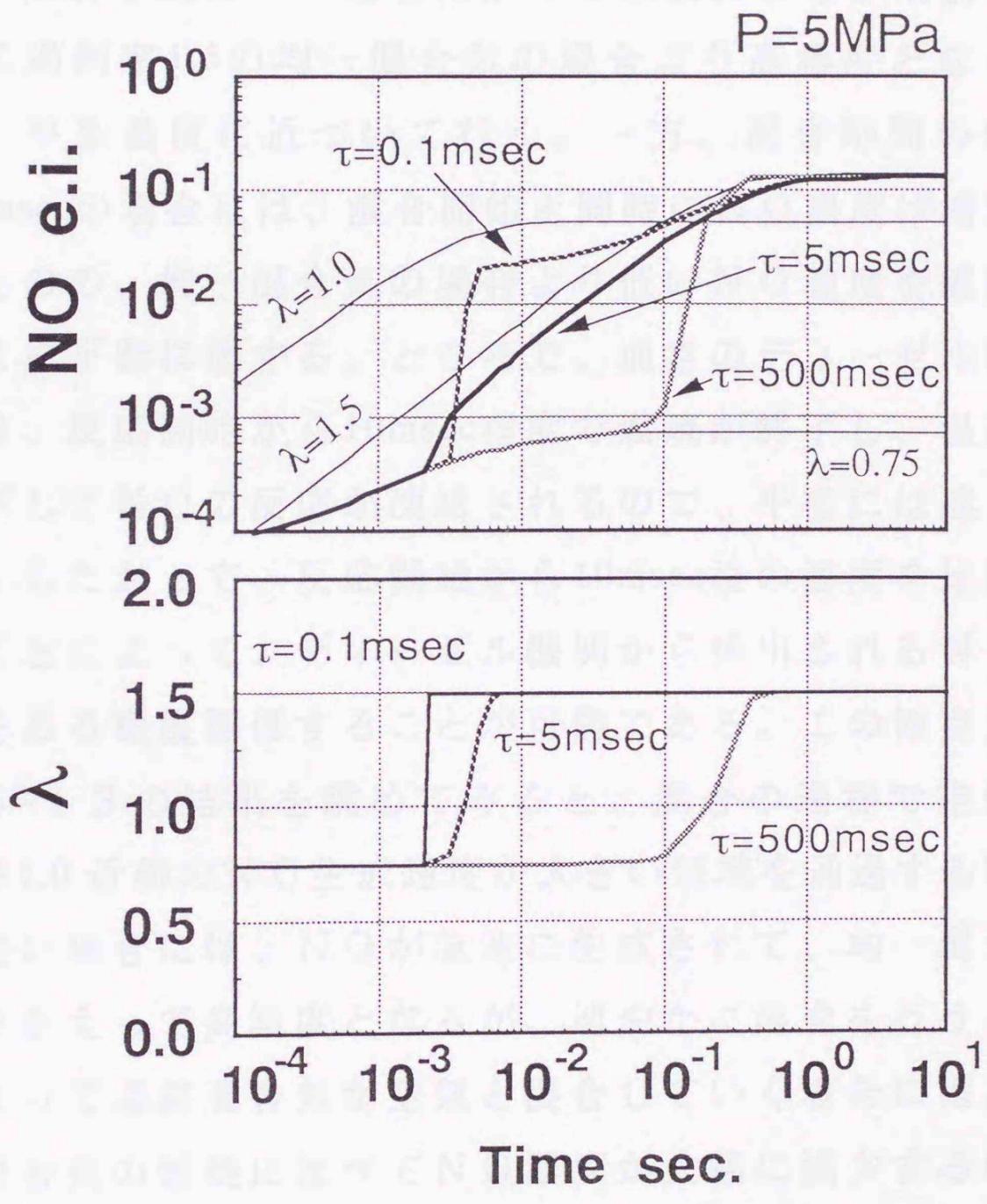


図 6-1-3 混合過程における NO_x の濃度経過

である。また、空気過剰率0.75、1.0 および1.5の均一混合気におけるNO濃度も、比較のためにプロットしてある。図において、混合時間が比較的長い5msecの場合には、混合が進行するにしたがって急速にNOが増加し、空気過剰率1.5の均一混合気の場合より高濃度となった後、平衡濃度に近づいて行く。一方、混合時間の短い0.1msecの場合には、混合開始と同時にNO濃度は増加するものの、均一混合気の場合より低いNO濃度を維持したまま平衡に達する。ところで、通常のディーゼル機関では、反応開始から10msec程度で燃焼が終了し、温度が低下してNOの反応が凍結されるので、平衡には達しない。したがって、反応開始から10msec後の濃度を比較することによって、ディーゼル機関から排出されるNO濃度をある程度評価することが可能である。この観点から図6-13の結果を眺めてみると、混合の過程で空気過剰率1.0近傍のNO生成速度が大きい領域を通過する時間が長い場合には、NOが急速に生成されて、均一混合気よりかえって高濃度となるが、速やかに混合を行うことによって過濃混合気が空気と混合していく場合には、均一混合気の燃焼に比べてNO濃度が大幅に減少するのがわかる。

以上の結果から、燃焼初期に過濃状態で燃焼を進行させ、後半に攪乱流を用いて空気との混合を図る二段燃焼法は、NO_xの低減に対して効果的であることが、NO反応計算から示された。

なお、希薄燃焼によっても NO_x の低減が期待されるが、そのためには、ディーゼル機関であっても、燃料の早期噴射等によってDISC機関のような予混合気の形成を行うことが必要と考えられるが、その場合には、過早着火やミスファイア等の制御が大きな課題となることが予想される。負荷に対応して適切な混合気を形成するためには、たとえばミラーサイクル等の積極的な制御法が必要となり、ディーゼル機関における希薄燃焼は過濃燃焼に比較して困難が多いように思われる。

6.6 本章における結論

本章では、過濃・高攪乱燃焼によるディーゼル機関の排気改善効果を明らかにすることを目的として、低圧噴射および小容積キャビティ燃焼室とCCD方式との併用を試みるとともに、 NO に関する反応計算を行って、効果的な混合過程について検討を行った。得られた結果を要約すると、以下の通りである。

1. 低圧噴射や燃焼室形状の変更とCCD方式とを組み合わせることにより、過濃・高攪乱燃焼が実現できるが、これは NO_x と黒煙との同時低減に対して有効な手段であることが明らかとなった。
2. 過濃混合気が形成される場合には、初期燃焼割合が大きくても、 NO_x が大幅に低減する。したがって高い等容度を保ったまま、 NO_x を低減することが

可能である。

3. 攪乱による燃焼促進効果は、小噴孔ノズルと併用した場合に大きい。
4. 二段燃焼では、量論空気過剰率を通過する過程で多量のNOが生成されるが、混合時間を短くすることによってNO排出量を低減することができる。

第7章 触媒によるディーゼル排気中の窒素酸化物の低減

7.1 緒 論

前章までにおいては、燃焼の制御によって排気を改善する一連の試みについて述べてきたが、本章では排気の後処理法の一つとしての触媒を用いた NO_x 低減について述べる。後処理技術の最大の利点は、 NO_x と黒煙とのトレードオフ関係に配慮することなしに、燃焼の最適化を図り得ることである。すなわち、従来の燃焼制御に基づく排気対策技術では、 NO_x 生成を抑制するために、必ずしも最良の熱効率が得られていないが、ディーゼル排気に対する NO_x 触媒の適用が可能となれば、ディーゼル機関本来の高い熱効率を実現できるので、その意義はきわめて大きい。

ガソリン機関においては、触媒による NO_x 浄化が一般的に行われているが、ディーゼル排気中の NO_x に対して有効な触媒はこれまで見いだされていなかった。これは、ディーゼル機関の排気中に高濃度で含まれている酸素が、触媒に取り込まれて触媒活性が失効してしまうためである。最近、酸素共存下にあっても、炭化水素を還元剤として、 NO_x を還元・除去することが可能な銅イオン交換ZSM-5ゼオライト触媒（以下Cu-Zと省略する）が岩本らによって開発され、ディーゼル排気

を模擬した試料ガスに対して高い低減効果を示すことが報告されている^(58,60)。さらに、Cu-Z以外にも、プロトン交換ゼオライト⁽⁶²⁾（以下H-Zと省略する）やアルミナ⁽⁶¹⁾（以下Al₂O₃と省略する）など、同様の効果を持つ触媒が見いだされており、これまで困難と考えられてきたディーゼル機関に対するNO_x還元触媒の適用が期待されつつある。

本章では、Cu-Z触媒の実用化の可能性と問題点を明らかにすることを目的とし、実際のディーゼル排気に本触媒を適用して、NO_x低減活性の温度ならびに空間速度依存性、O₂やH₂Oなど共存成分の影響、さらには炭化水素の影響などについて実験的な検討を行った。また、CCD方式の噴射系を調整して、排気中の未燃炭化水素濃度を増加させることにより、触媒の浄化率を向上させる試みも行なった。

7.2 温度および空間速度の影響

図7-1は、NO_x : 1,000ppm、O₂ : 10%、HC : 250ppmCの機関運転条件において、空間速度20,000h⁻¹とした場合のCu-ZおよびCu/Al₂O₃のNO_x浄化率に及ぼす触媒温度の影響について調べた結果である。この場合、排気中の水分はクーラにより除湿している。図において、Cu-Zは比較的低温から活性を示し、400℃付近で最高25%程度の浄化率が得られている。これに対して、Cu/Al₂O₃では、400℃以下では全く効果が

認められず、500℃の高温域でわずかに低減効果が見られるに過ぎない。

一方、図7-2はそれぞれの触媒の最大活性温度（Cu-Z：400℃、Cu/Al₂O₃：500℃）において、空間速度の影響について調べた結果を示すものである。図から、Cu/Al₂O₃では5,000h⁻¹から浄化率が低下するのに対して、Cu-Zでは20,000h⁻¹まで活性の低下は認められず、100,000h⁻¹の高空間速度においても20%程度の低減が可能である。

以上の結果から、Cu/Al₂O₃は、活性温度と空間

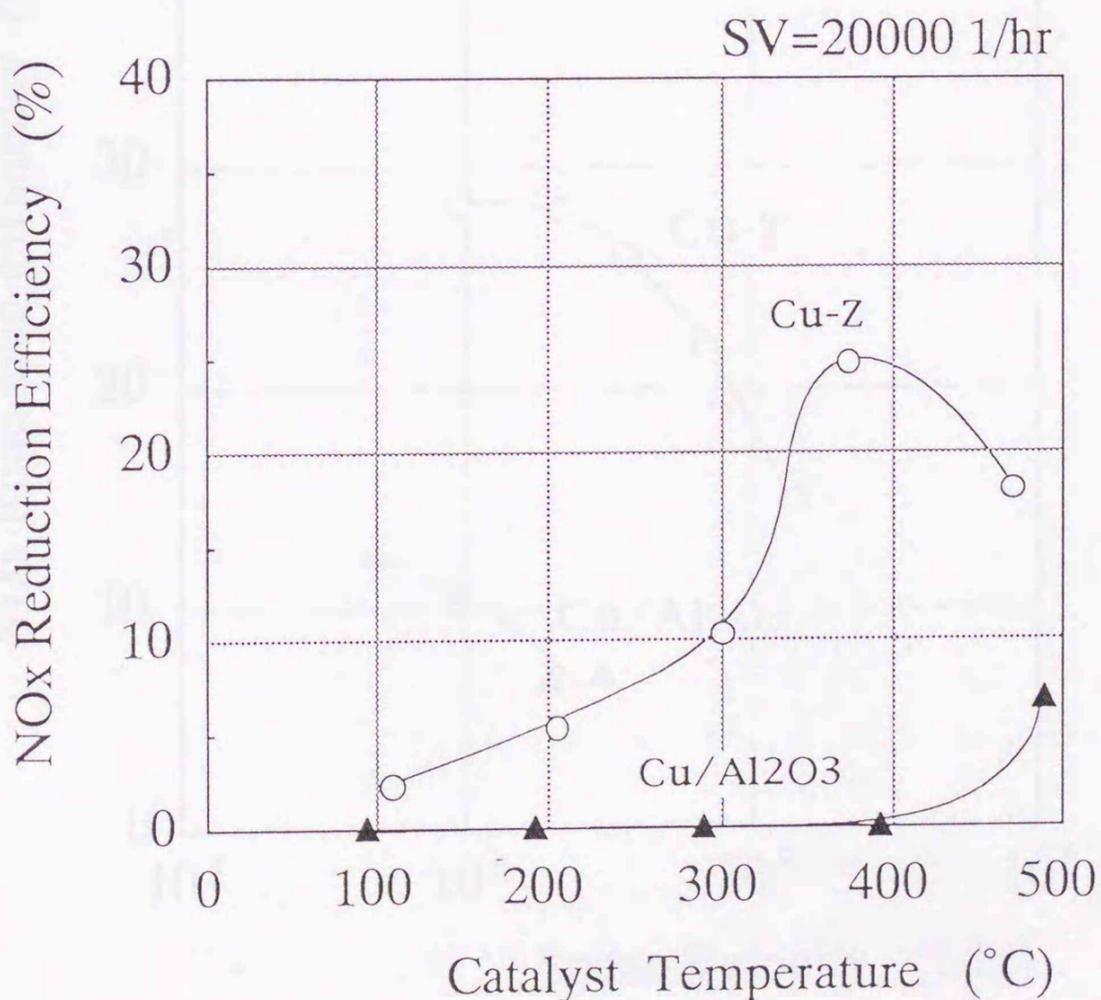


図7-1 実排ガスにおける触媒活性の温度依存性

速度の両面からディーゼル機関用の NO_x 浄化触媒としては適切でないこと、これに対して Cu-Z は、実際のディーゼル排気中の NO_x に対しても低減活性を持つことが明らかとなった。ただし Cu-Z に関して、モデルガスによる実験結果⁽⁶⁰⁾と比較すると、モデルガスでは最大活性温度が 250°C であるのに対し、実際のディーゼル排気では 400°C であって、低温側での活性が低下している。また、モデルガスでは空間速度 $100,000\text{h}^{-1}$ まで活性が全く低下しなかったのに対して、実排気では若干性能が低下している。これらの原因として、実排気中に存在す

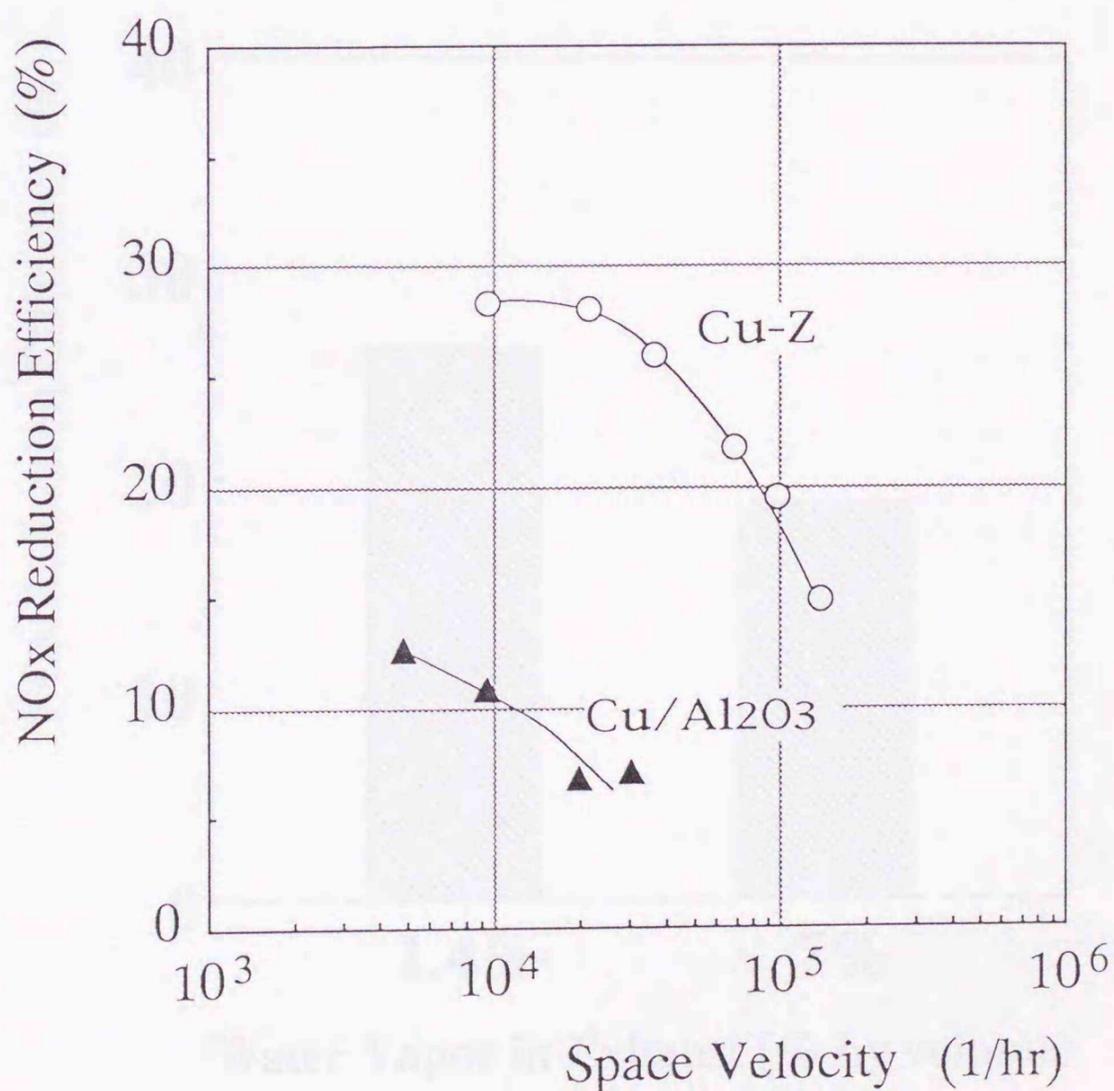


図 7-2 実排ガスにおける触媒活性の空間速度依存性

る高濃度のH₂OおよびO₂が考えられるので、つぎにそれらの影響について調べてみた。なお、以後の実験ではCu-Zのみを対象とした。

7.3 排気中の共存成分の影響

7.3.1 水分の影響

図7-3は、触媒温度を最大活性点の400℃として、図7-2と同一の機関運転条件において、ディーゼル排気を直接触媒に導入した場合（H₂O：7vol%；排気に対する水蒸気の容積割合）、およびクーラを通して除湿した

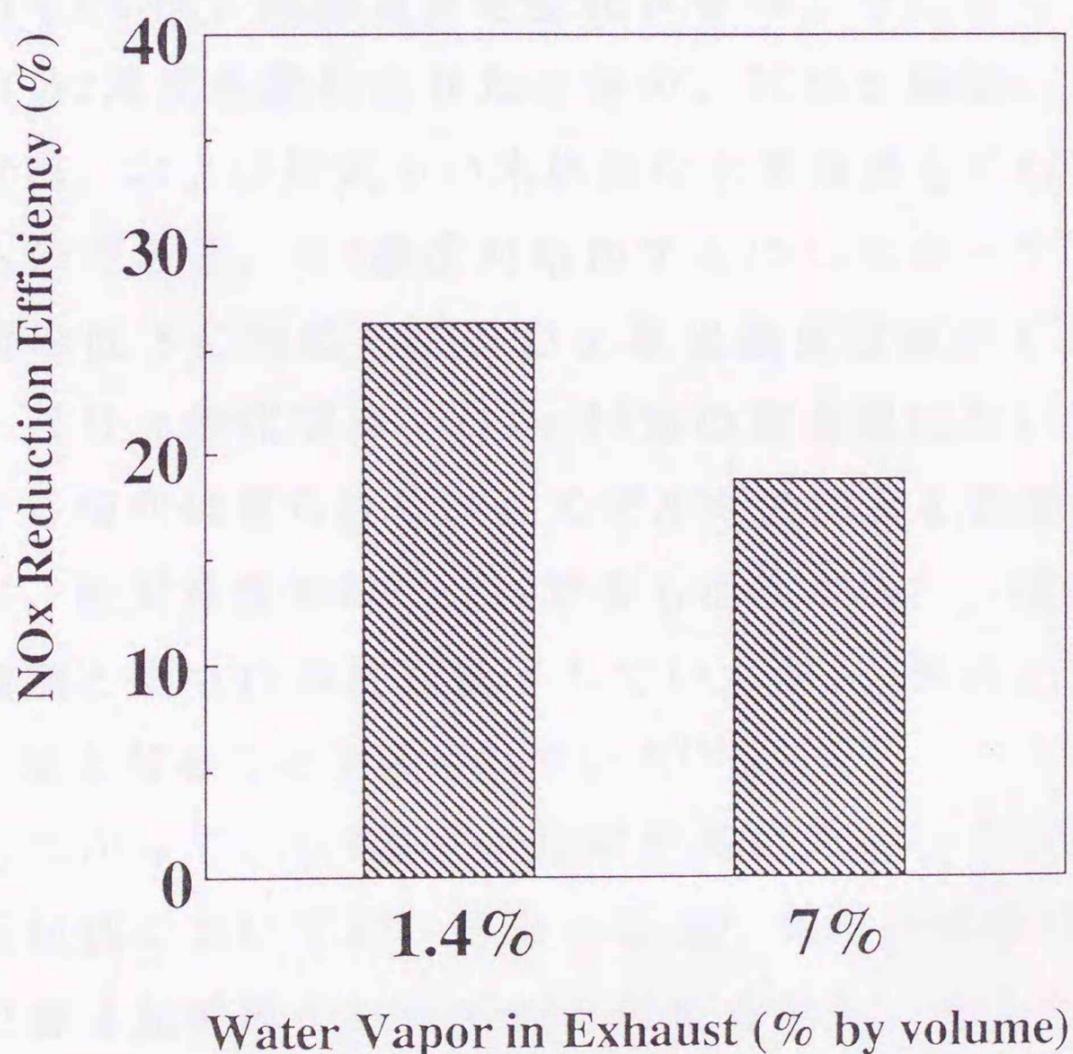


図7-3 NO_x浄化率に及ぼす水分の影響

場合 (H₂O : 1.4vol%) のNO_x浄化率を比較したものである。図において水分が多いときには、NO_xの浄化率が約20%に低下していることがわかる。また、一度水分の高い排ガスを通した触媒は、再び除湿したガスを流しても活性は復元しなかった。これらのことから、水分の存在が触媒活性を低下させることが明らかである。モデルガスによる実験においても、水の存在は触媒活性を低下させることが報告されており⁽⁵⁸⁾、Cu-Z触媒の実用化を図る上での解決すべき重要な課題の一つである。

7.3.2 排気中の酸素濃度の影響

図7-4は、機関負荷を変化させることによって排気中のO₂濃度を変化させたときの、NO_x濃度、NO_x浄化率、および排気中の未燃炭化水素濃度をそれぞれ示すものである。O₂濃度が増加するにしたがって、機関負荷の低下に対応してNO_x排出濃度は減少しているが、NO_x浄化率は、O₂=15%の高濃度においても低下する傾向は見られない。モデルガスによる実験においては、酸素濃度が0.8~2%で最も活性が高く、酸素濃度の増加とともに活性が低下していたが、5%以上ではほぼ一定となることが示されていた⁽⁵⁸⁾。

したがって、O₂濃度が比較的高いディーゼル機関の運転範囲においては、NO_x低減活性に対するO₂濃度の影響は比較的小さいものと考えられる。むしろ図7-4では、NO_xの浄化率は炭化水素濃度との間に明確な対応を示している。

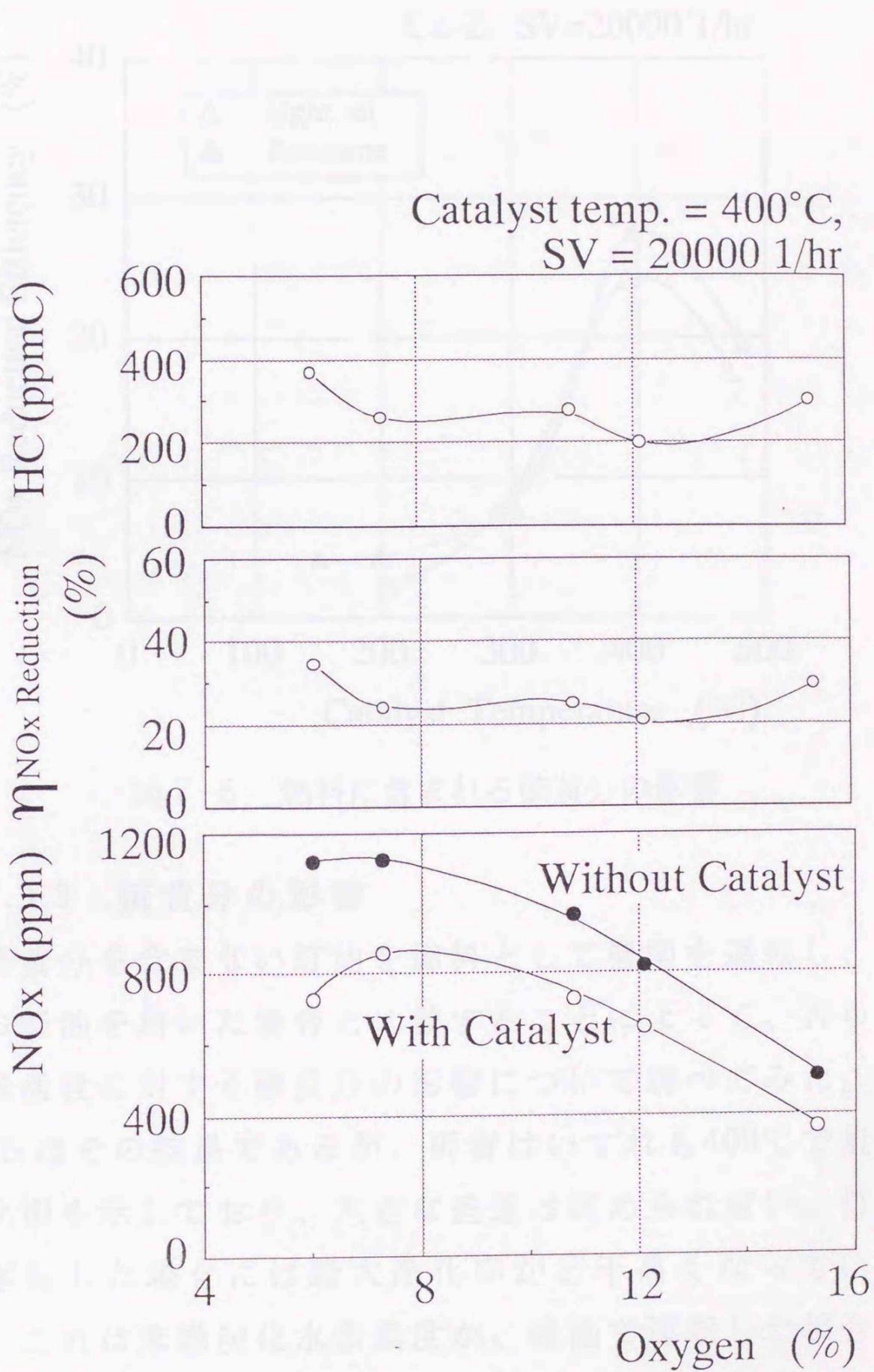


図 7-4 NOx 浄化率に及ぼす O₂ の影響

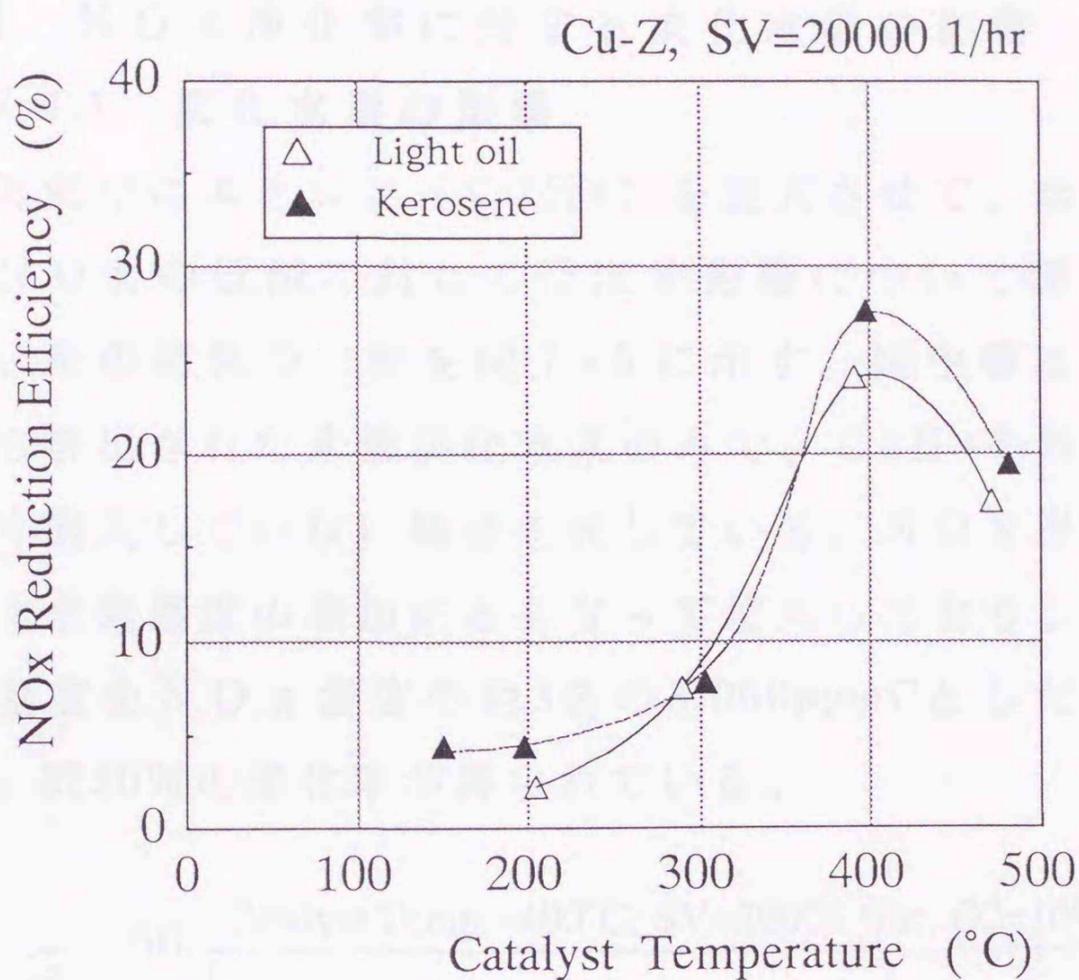


図7-5 燃料に含まれる硫黄分の影響

7.3.3 硫黄分の影響

硫黄分を含まない灯油を燃料として機関を運転し、通常の軽油を用いた場合と比較することによって、NO_x低減活性に対する硫黄分の影響について調べてみた。図7-5はその結果であるが、両者はいずれも400°Cで最大浄化率を示しており、大きな差違は認められない。灯油で運転した場合には最大浄化率が若干高くなっているが、これは未燃炭化水素濃度が、軽油で運転した場合の250ppmCに比べて、340ppmCと高かったためと考えられ、現在用いられている軽油に含まれる硫黄分程度では、触媒活性に及ぼす影響は比較的小さいものと思われる。

7.4 NO_x 浄化率に対する炭化水素の影響

7.4.1 炭化水素の影響

排気中にエチレン (C₂H₄) を混入させて、炭化水素がNO_xの低減に対して及ぼす影響について調べてみた。その結果の一例を図7-6に示す。図中●は、機関から排出された未燃炭化水素のみで、C₂H₄を外部から全く混入していない場合を表している。NO_x 浄化率は炭化水素濃度の増加にともなって増大しており、炭化水素濃度をNO_x濃度の約3倍の3,000ppmCとした場合には、約50%の浄化率が得られている。

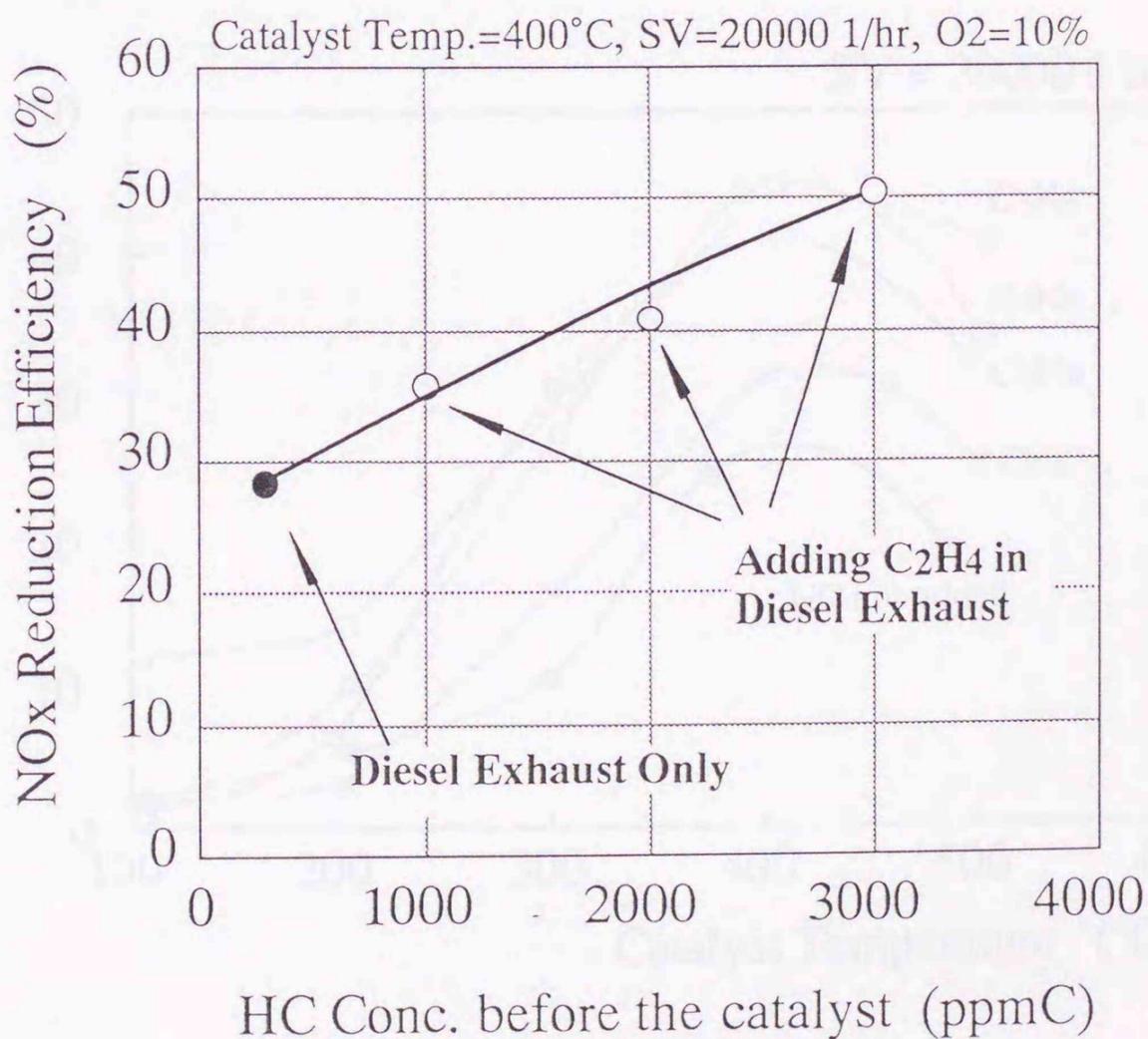


図7-6 NO_x 浄化率に及ぼす炭化水素濃度の影響

一方、図7-7は、種々の炭化水素を混入させて、炭化水素の種類による浄化率の違いを触媒温度に対して示したものである。図から、エチレン(C_2H_4)、プロピレン(C_3H_6)、およびISO-ブチレン(C_4H_8)などの不飽和炭化水素を添加した場合には、未添加に比べて浄化率が大幅に増加し、40%以上に達することがわかる。これに対してメタン(CH_4)では効果は小さく、炭化水素の種類によって低減効果が異なることが明らかである。

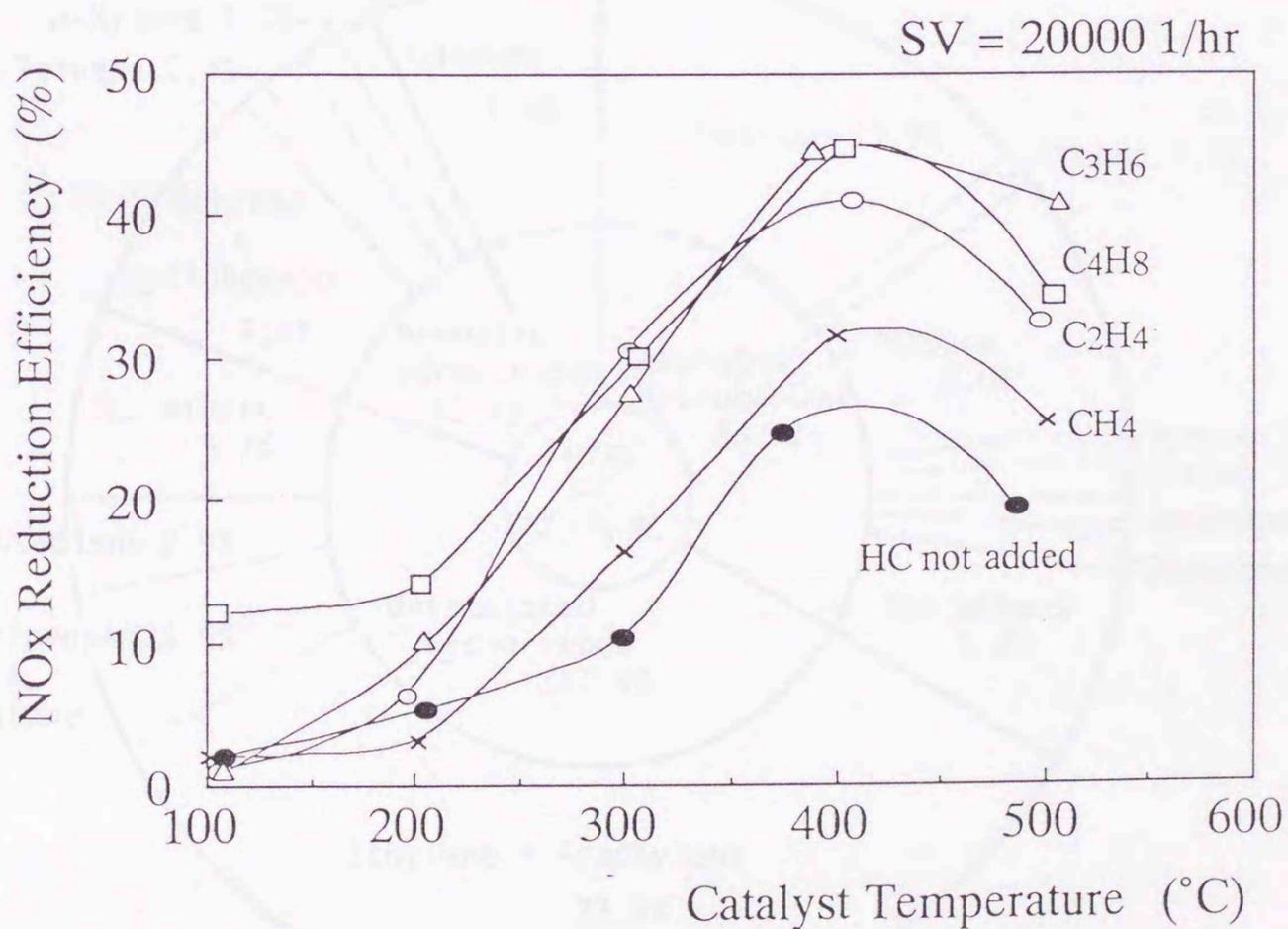


図7-7 炭化水素の種類の違いによるNO_x浄化率
(各炭化水素濃度：2000ppmC)

7.4.2 ディーゼル排気中の未燃炭化水素の分析

前節の結果から、 NO_x の低減を効果的に行わせるためには、有効な炭化水素種が排気中に多く存在することが必要と言える。そこで、ディーゼル排気に含まれる炭化水素の種類およびその濃度に関して分析を行った。

(1) ディーゼル排気中の未燃炭化水素組成

図7-8は、供試機関2において、正味平均有効圧0.39MPa、機関回転速度1200rpmで機関を運転した際の炭化水素組成である。図において、不飽和炭化水素の割合が高く、全体の50%近くを占めていることがわかる。こ

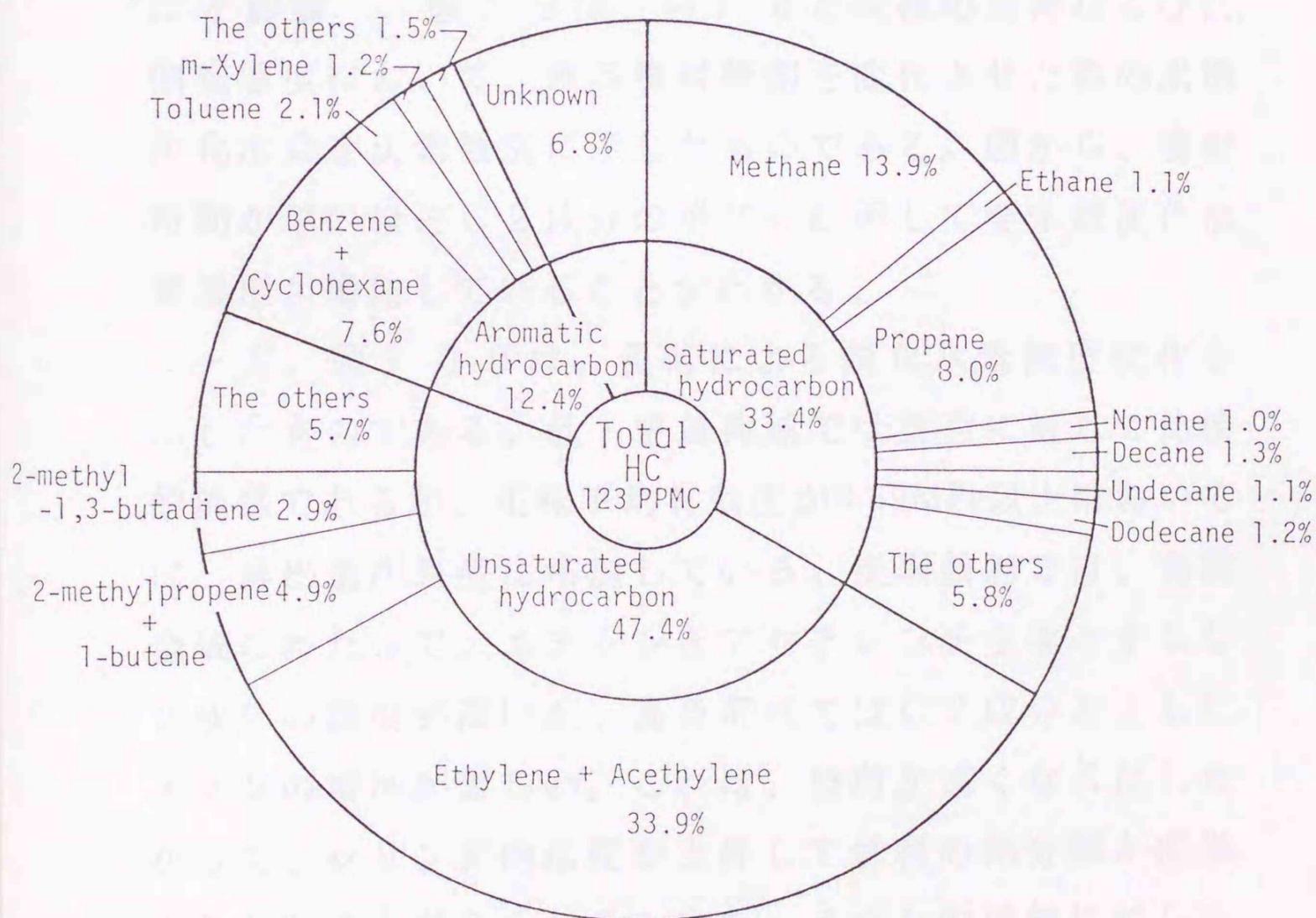


図7-8 ディーゼル排気中の炭化水素組成の一例
(BMEP=0.39MPa、1200rpm)

れについて多いのが、全体の約30%を占める飽和炭化水素であり、芳香族炭化水素は、10%程度と比較的少ない。一方、成分別に見てみると、エチレン、アセチレン、メタン、プロパンなどの比較的炭素数の小さな成分のほか、環状炭化水素のベンゼン、シクロヘキサンなども多く排出されている。なかでも、エチレン、アセチレンの割合が非常に高いことがわかる。また、炭素数が小さいにもかかわらず、エタンの排出量はきわめて少ない。

(2) 機関運転条件が未燃炭化水素に対して及ぼす影響 図7-9は、図7-8と同様の負荷ならびに回転速度において、燃料噴射時期を変化させた際の未燃炭化水素を炭素数別に示したものである。図から、噴射時期が早いほどC₂成分の増加に起因して全未燃炭化水素濃度が増加していることがわかる。

一方、図7-10は、負荷による炭化水素濃度変化を示したものである。低・中負荷域では負荷に対して比較的鈍感であるが、正味平均有効圧が0.39MPa以上においては、排出量が急激に増加している。炭素数別では、負荷全域にわたって、エチレンとアセチレンを主体とするC₂成分の濃度が高いが、高負荷域ではC₂成分とともにメタンの増加が著しい。これは、負荷が高くなるにしたがって、シリンダ内温度が上昇して燃料の熱分解が促進されたためと考えられる。また、メタンの増加に対してC₂成分の増加が低いのは、この負荷域において黒煙と

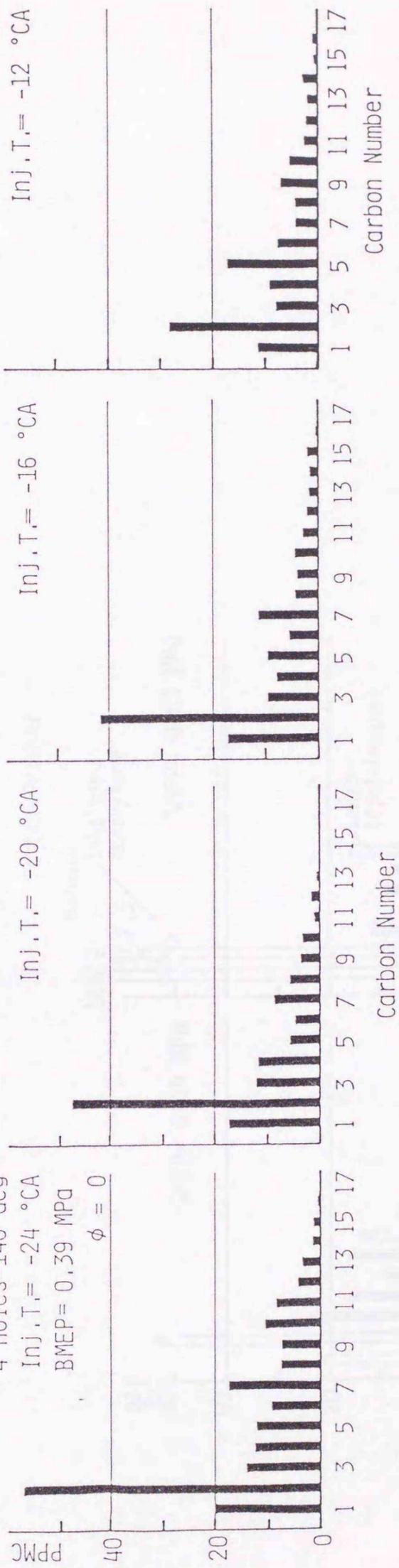


図 7-9 燃料噴射時期を変化させた際の排気中の炭化水素組成

D= 70 mm
 4 holes-140 deg
 Inj. T. = -16 °CA
 BMEP= 0.12 MPa
 $\phi = 0$

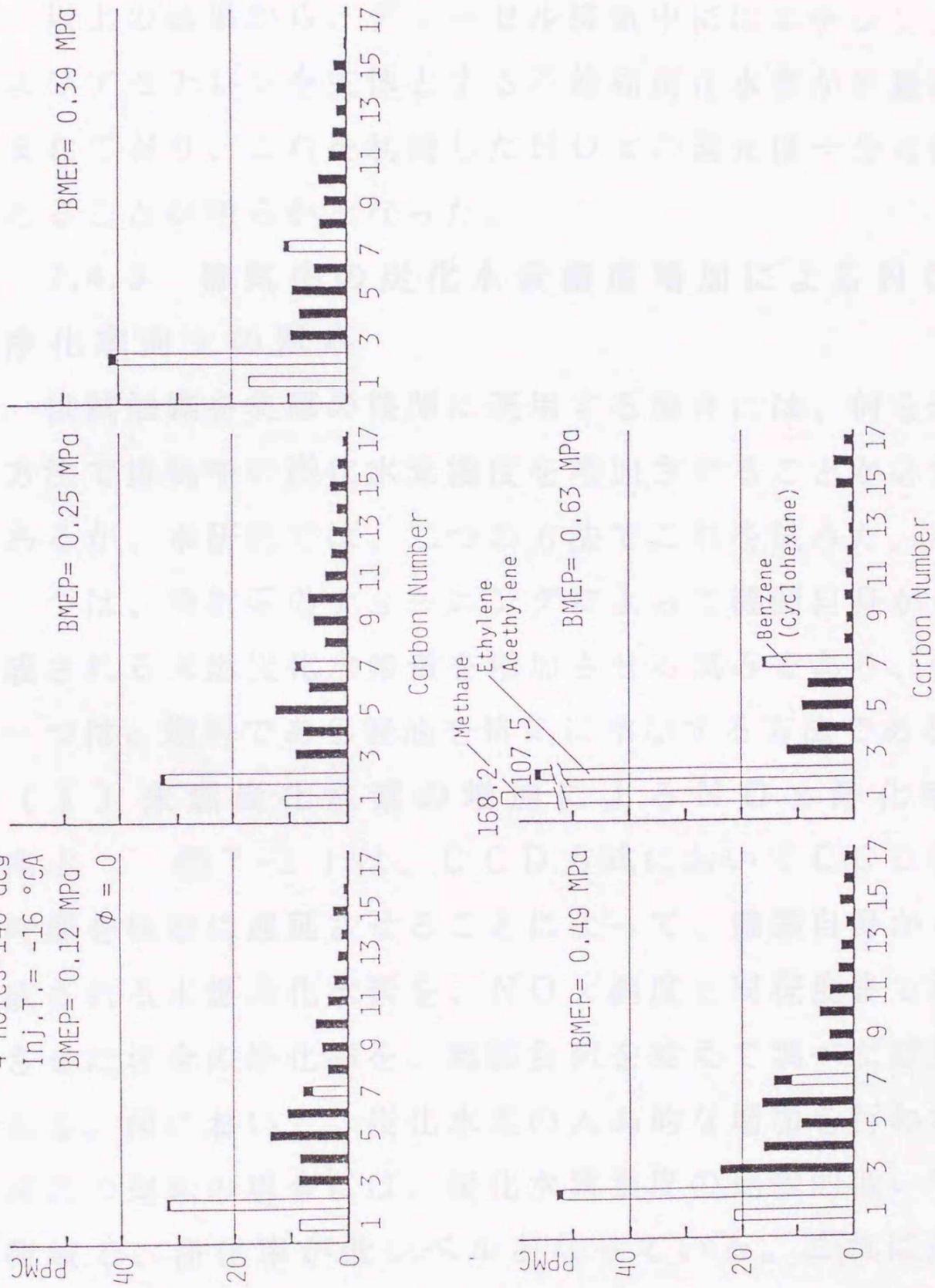


図7-10 負荷を変化させた際の排気中の炭化水素組成

ベンゼンの増加が顕著となることから判断して、C₂成分が重合して多環芳香族を生成するためと思われる。

以上の結果から、ディーゼル排気中にはエチレン、およびアセチレンを主体とする不飽和炭化水素が多量に含まれており、これを利用したNO_xの還元は十分可能であることが明らかとなった。

7.4.3 排気中の炭化水素濃度増加によるNO_x浄化率向上の試み

供試触媒を実際の機関に適用する場合には、何らかの方法で排気中の炭化水素濃度を増加させることが必要であるが、本研究では、二つの方法でこれを試みた。その一つは、噴射系のチューニングによって機関自身から生成される未燃炭化水素量を増加させる試みであり、他の一つは、燃料である軽油を排気に添加する方法である。

(1) 未燃炭化水素の増加によるNO_x浄化率の向上 図7-11は、CCD方式においてCCD噴射時期を極端に遅延させることによって、機関自身から生成される未燃炭化水素を、NO_x濃度と同程度まで増加させた場合の浄化率を、機関負荷を変えて調べた結果である。図において、炭化水素の人為的な増加を行わない通常の運転の場合には、炭化水素濃度の比較的低い中負荷域で、浄化率が低レベルとなっている。これに対して、炭化水素を意図的に増加させた場合には、浄化率は35~40%に増加し、また広い負荷範囲で安定した浄化率が得られている。このことから、とくにCCD方式の場

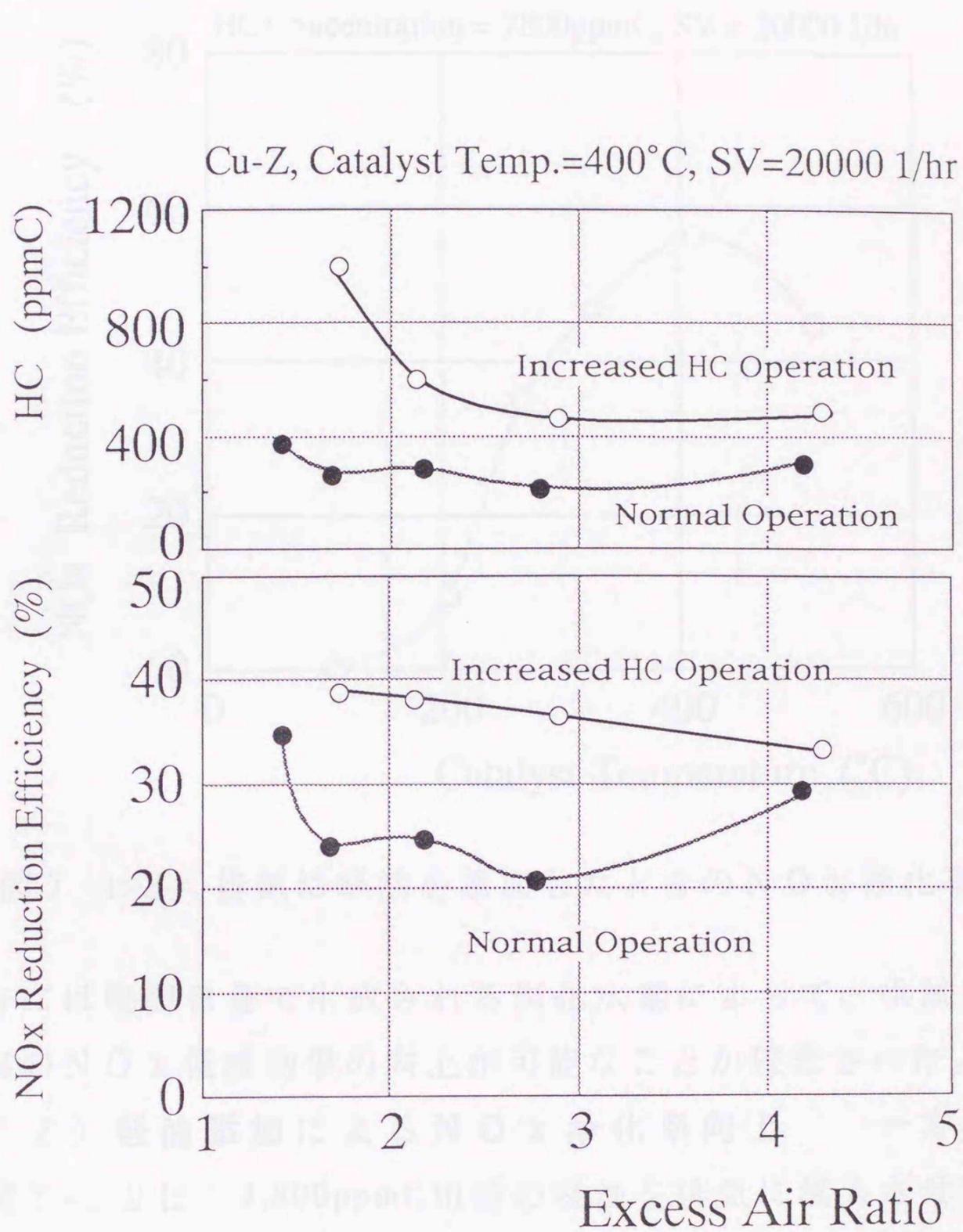


図 7-1 1 CCD方式の燃焼制御によって排気中の未燃炭化水素濃度を増加させたときのNOx浄化率

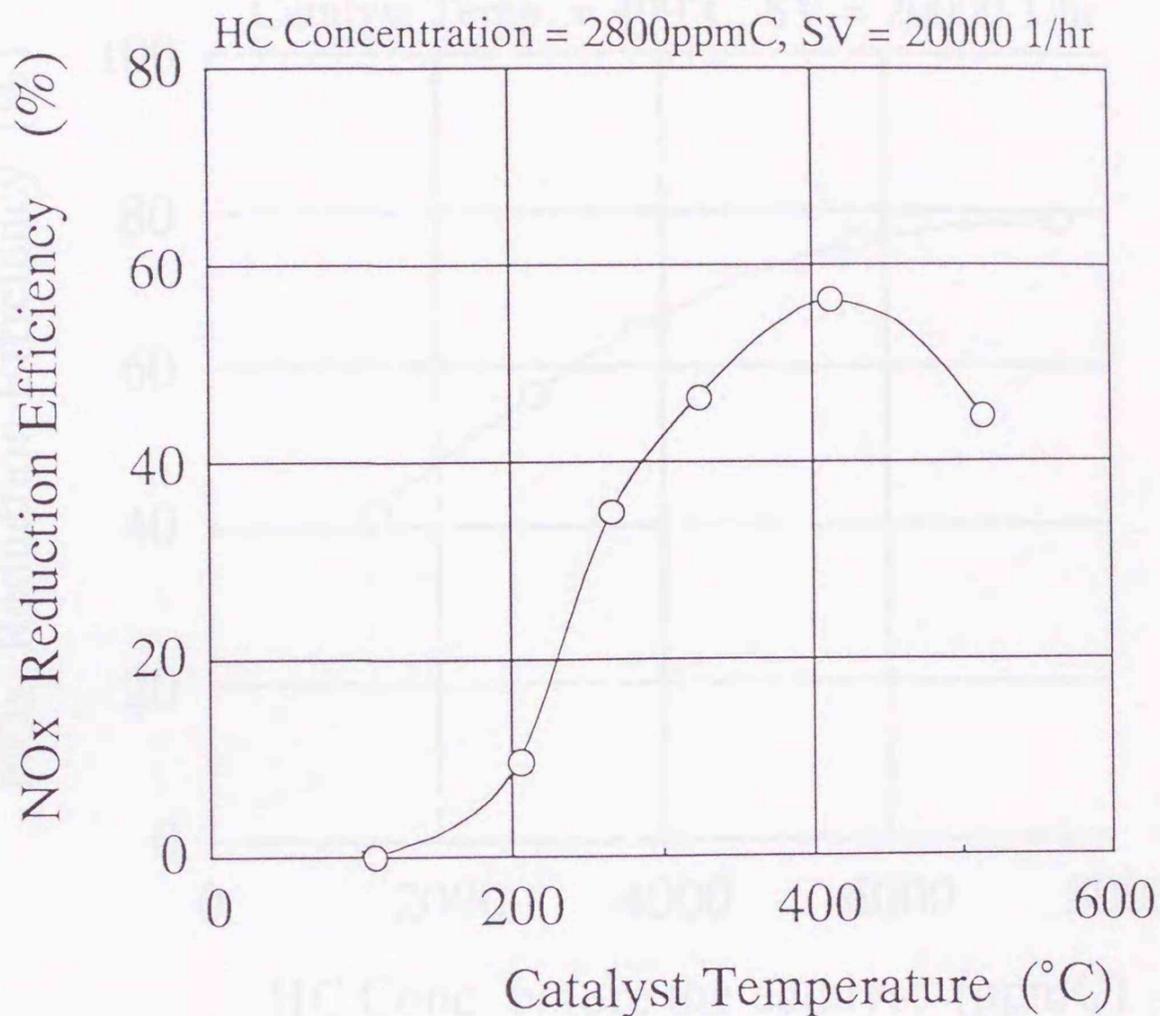


図 7-1 2 排気に軽油を添加したときの NO_x 浄化率

合には機関自身で生成される炭化水素によって、供試触媒の NO_x 低減効果の向上が可能なことが確認された。

(2) 軽油添加による NO_x 浄化率向上 一方、図 7-1 2 は、2,800ppmC 相当の軽油を排気に混入させた際の NO_x 浄化率を、触媒温度に対して調べた結果である。 NO_x 浄化率は、通常運転の場合に比べて大幅に向上しており、排気中への軽油の添加が効果的であることがわかる。

図 7-1 3 は、 NO_x 浄化率に対する軽油添加量の影響について調べた結果である。図において、 NO_x 浄化

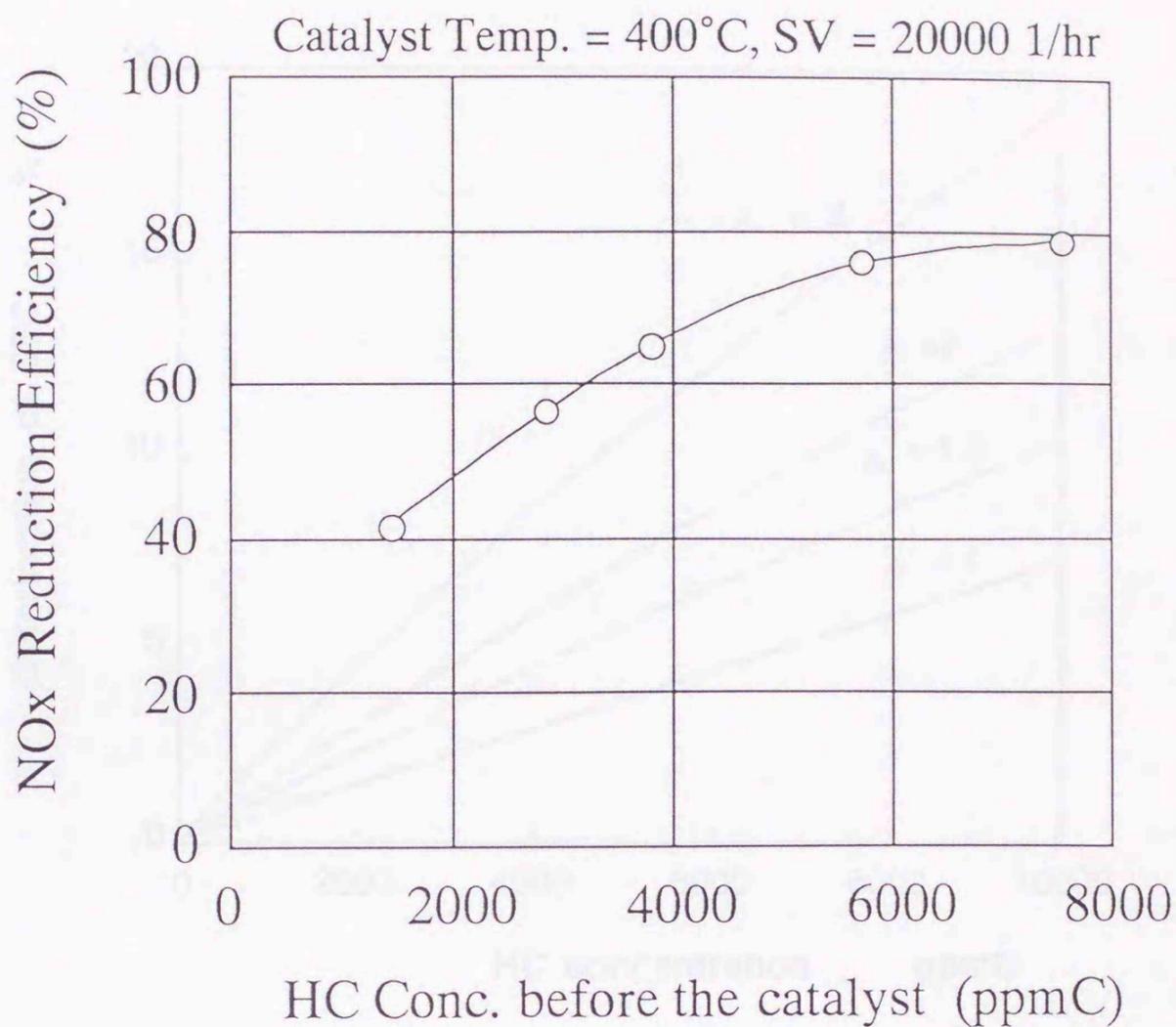


図 7-1 3 軽油添加量と NO_x 浄化率の関係

率は軽油添加量の増加にともなって向上しているが、その効果はエチレン等のガス状炭化水素の場合とほぼ同等であり、NO_x濃度の3倍程度(3,000ppmC)の炭化水素濃度に相当する軽油を添加した場合に、約50%の低減が得られている。さらに添加量を増加させると、浄化率は頭打ちになってくるものの、6,000~8,000ppmC相当の軽油を添加した場合には80%近い浄化率が得られることがわかる。しかし、このような大量の軽油添加は、燃費の悪化をもたらすことは云うまでもない。

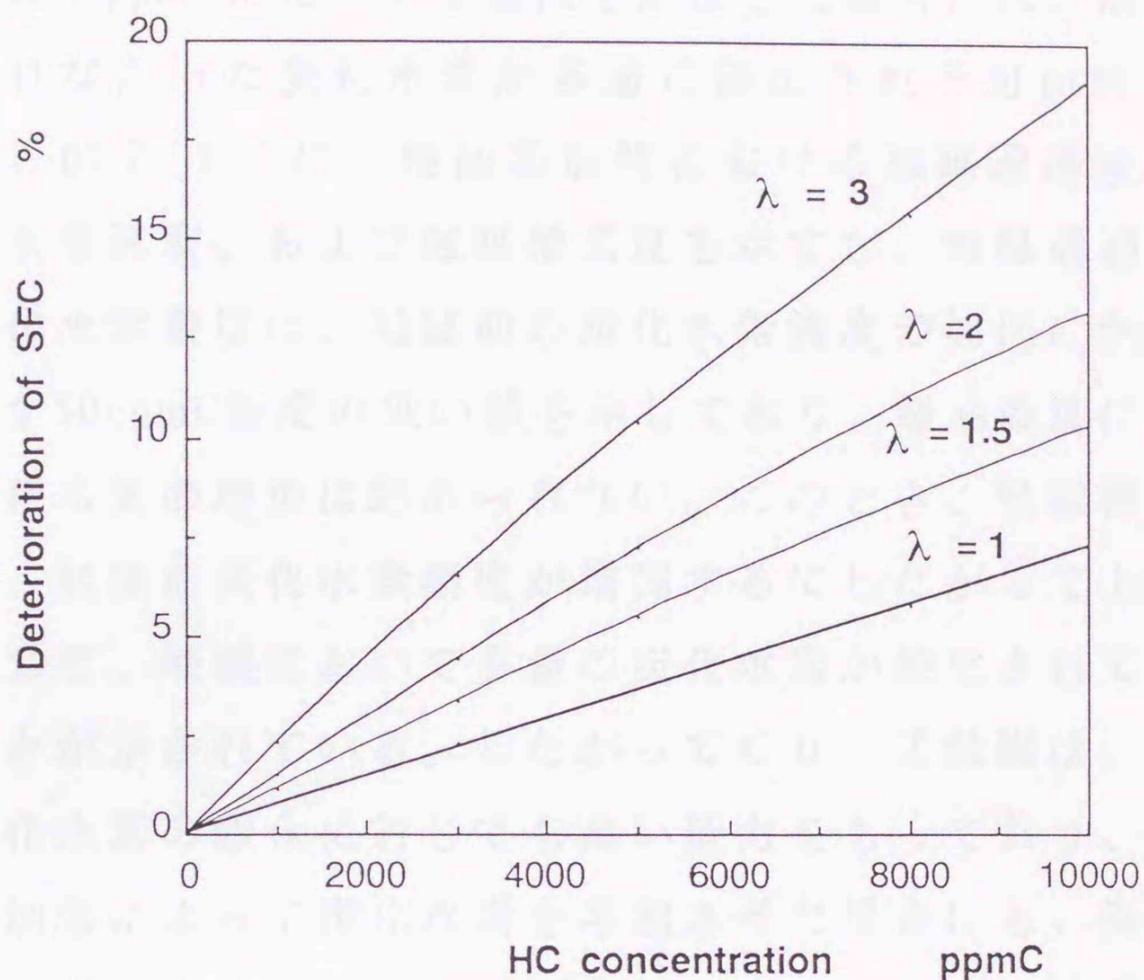


図 7-14 軽油添加による燃費悪化の程度

排気中へ軽油を添加したことによる燃費の悪化割合を、図 7-14 に示す。これは、空気過剰率によっても異なるが、例えば空気過剰率 1.5 において、炭化水素濃度 3000ppmC のとき、軽油添加量はシリンダ内噴射量の約 3.4% に、また炭化水素濃度 6000ppmC のとき同 6.5% に相当し、燃費がそれだけ悪化することになる。空気過剰率が大きくなると、それだけ必要な軽油量が多くなるので燃費の悪化も著しいが、軽負荷では NO_x 排出量が減少するので、高負荷時ほどは炭化水素を増加させる必要がなく、燃費の悪化は小さいものと思われる。

数千ppmCに相当する軽油を添加した場合には、酸化しきれなかった炭化水素が多量に排出される可能性がある。図7-15に、軽油添加時における触媒通過後の炭化水素濃度、および触媒槽温度を示すが、触媒通過後の炭化水素濃度は、触媒前の炭化水素濃度の如何にかかわらず50ppmC程度の低い値を示しており、軽油添加による炭化水素の増加は認められない。このとき、触媒槽温度は、触媒前炭化水素濃度が増加するにしたがって上昇しており、触媒において多量の炭化水素が酸化されていることが示されている。したがってCu-Z触媒は、未燃炭化水素の酸化に対しても高い能力をもっており、軽油添加等によって炭化水素を増加させた場合にも、排出濃度は増加しないことが確認された。ただし、触媒温度の過度の上昇によって、触媒構造が破壊されないように留意することが必要である。また、以上の結果から、本触媒はSOFの酸化に対しても有効であることが示唆され、NO_xのみならず排気微粒子をも同時に低減できる可能性が示された。

7.5 触媒活性の経時変化

図7-16は、供試時間に対するNO_x浄化率の変化を示すものであるが、20時間程度の運転では活性の低下は全く認められない。この程度の供試時間で耐久性を正しく評価することはできないが、少なくとも短時間のうちに活性が失効することはないものといえよう。

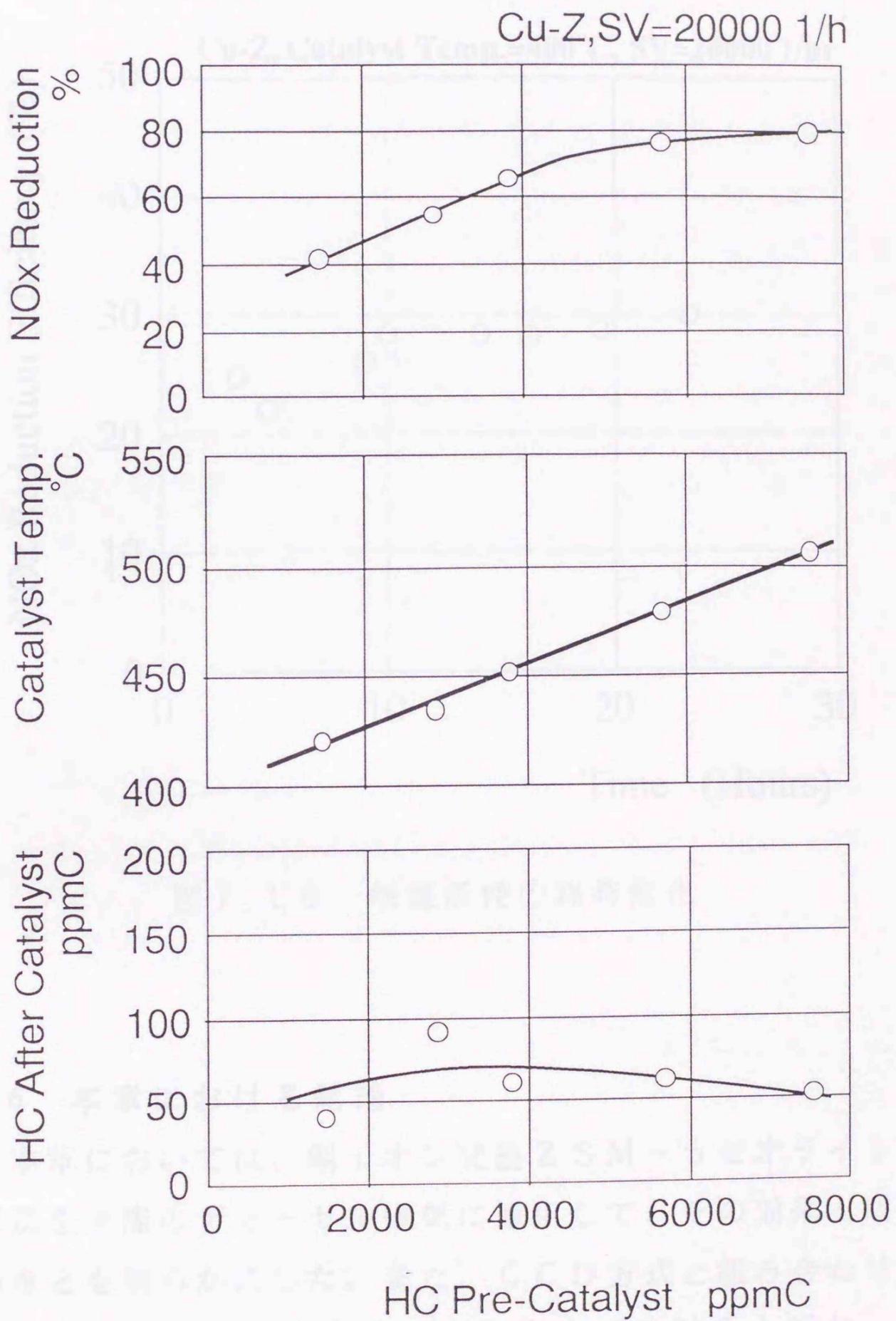


図 7 - 1 5 触媒前後の炭化水素濃度

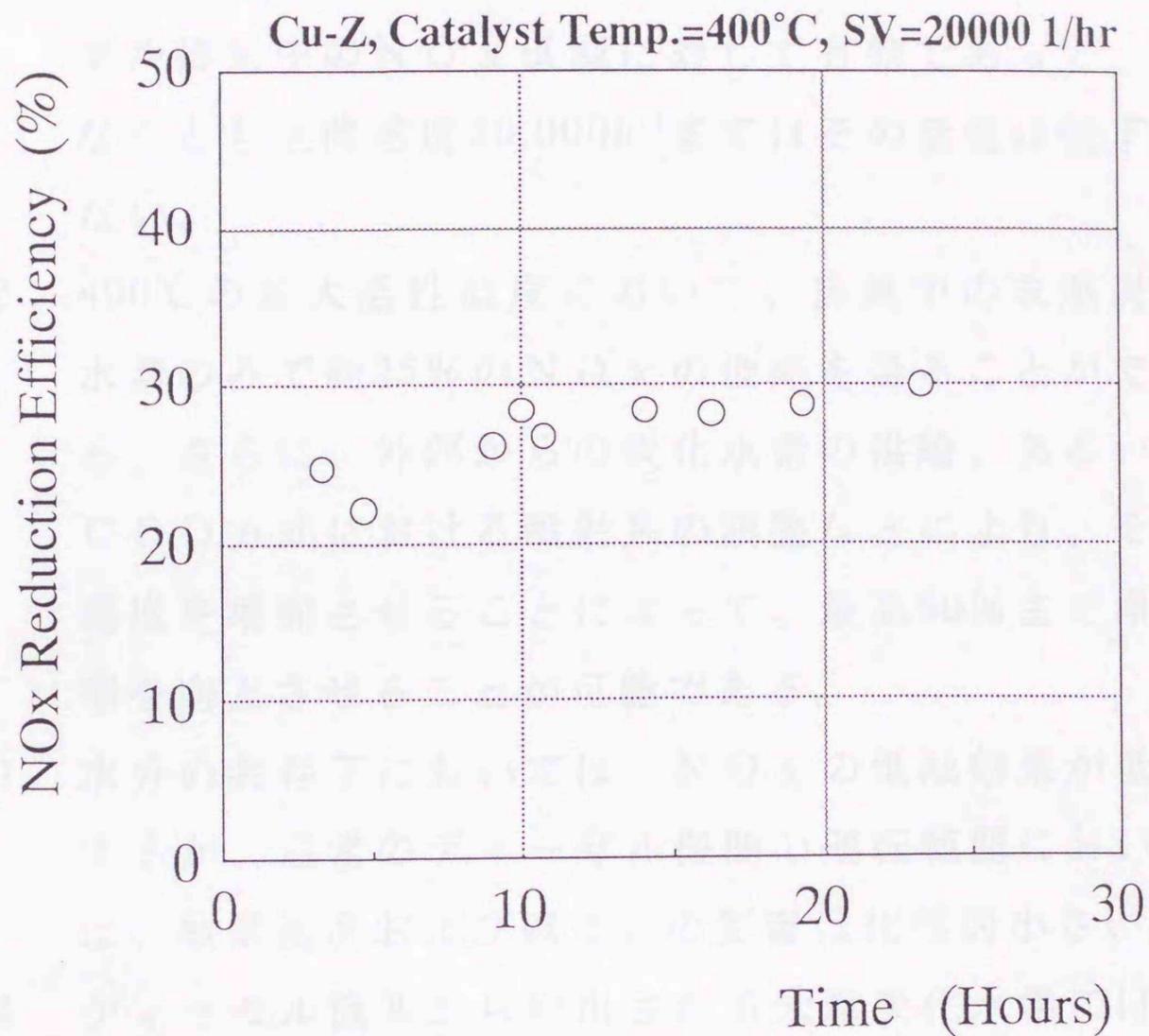


図 7 - 1 6 触媒活性の経時変化

7.6 本章における結論

本章においては、銅イオン交換 Z S M - 5 ゼオライト触媒を実際のディーゼル排気に適用して、その効果と問題点を明らかにした。また、C C D 方式と組み合わせることにより、その浄化率を向上させる試みも行なった。得られた結果を要約すると、およそ次の通りである。

1. 銅イオン交換 Z S M - 5 ゼオライト触媒は、ディーゼル排気中の NO_x 低減に対して有効であって、少なくとも空間速度 $20,000\text{h}^{-1}$ まではその活性は低下しない。
2. 400°C の最大活性温度において、排気中の未燃炭化水素のみで約 25% の NO_x の低減を得ることができ。さらに、外部からの炭化水素の供給、あるいは C C D 方式における噴射系の調整などにより、その濃度を増加させることによって、最高 80% まで浄化率を向上させることが可能である。
3. 水分の共存下においては、 NO_x の低減効果が低下するが、通常のディーゼル機関の運転範囲においては、酸素濃度および硫黄分の影響は比較的小さい。
4. ディーゼル機関から排出される未燃炭化水素には、 NO_x の還元にも有効な不飽和炭化水素が比較的多く含まれている。

第 8 章 結 論

本論文では、シリンダ内の空気流動を積極的に利用した、燃焼後期攪乱式ディーゼル機関（CCD方式）の、排気微粒子低減効果、ならびにその要因を明らかにした。

また、本方式に対して、EGR、水噴射、および過濃混合気の燃焼を組み合わせることにより、熱効率を悪化させることなく、排気微粒子および窒素酸化物を同時に低減し得ることを示した。

さらに、高酸素雰囲気下でNO_x還元が可能な銅ゼオライト触媒を実際のディーゼル排気に適用して、ディーゼル機関用のNO_x浄化触媒としての可能性と問題点を明らかにした。

得られた成果を要約すると、およそ以下のとおりである。

燃焼後期攪乱式ディーゼル機関の攪乱強度に関して

1. 噴出ガスの運動量は、CCD容積が大きいほど増加するが、一方では絞り損失や冷却損失が増加するので、微粒子低減効果が損なわれない範囲内で、CCD容積をできるだけ小さくすることが望ましい。

2. 燃料割合は、CCD内空気量の当量とするのが適当である。
3. 連絡孔径は、チョーキングが生じない範囲で小さくするのが望ましい。
4. CCD噴射時期に関しては、上死点后 5° CAとした場合に噴出ガスの運動量が最大となるが、 NO_x を考慮すると上死点后 $10\sim 15^{\circ}$ CAが適当である。
5. 負荷が高くなるにしたがって噴出ガスの運動量は低下するので、各設計変数は高負荷において最適となるように設定することが必要である。

燃焼後期攪乱式ディーゼル機関の微粒子低減効果とその要因について

1. 主燃焼室とは別に設けた小燃焼室から噴出する燃焼ガスにより燃焼後期を活性化するCCD方式によれば、 NO_x の増加を伴うことなしに、排気微粒子および黒煙を大幅に低減することができる。
2. CCD方式では、高負荷において燃費が改善される。
3. CCD方式における微粒子の低減は、攪乱流による微粒子の酸化促進と、主室内への初期噴射量の減少に伴う微粒子生成量の低減の二つの効果によって得られる。
4. CCDへの噴射割合が多すぎる場合には、CCDが

逆に微粒子生成源となって、排気黒煙が増加する。

排気再循環、および水噴射とCCDとの併用による排気改善について

1. CCD方式における微粒子低減効果は、EGRや水噴射を併用した場合にも損なわれない。
2. EGRによれば、中・低負荷域において他の性能を犠牲にすることなしにNO_xを低減できるが、高負荷域では、体積効率の低下にともなって燃費、出力および排気微粒子が悪化し、CCD方式をもってしても、それらの回復を図ることは困難である。
3. 水噴射は、NO_xの低減に対してきわめて有効であり、CCD方式と併用することによって、燃費の悪化を伴うことなしに、排気微粒子およびNO_xを、ベース機関の約1/2に低減することができる。
4. CCD方式に対して、中・低負荷域でEGRを、また高負荷域では水噴射を併用することが、排気微粒子とNO_xとの大幅な同時低減に対して最も効果的である。

過濃高攪乱燃焼による排気改善について

1. 低圧噴射や燃焼室形状の変更とCCD方式とを組み合わせることにより、過濃・高攪乱燃焼が実現でき

るが、これは NO_x と黒煙との同時低減に対して有効な手段である。

2. 過濃混合気が形成される場合には、初期燃焼割合が大きくても、 NO_x が大幅に低減する。したがって、高い等容度を保ったまま、 NO_x を低減することが可能である。
3. 攪乱による燃焼促進効果は、小噴孔ノズルと併用した場合に大きい。
4. 二段燃焼では、量論空気過剰率を通過する過程で多量の NO が生成されるが、混合時間を短くすることによって NO 排出量を低減することができる。

触媒によるディーゼル排気中の NO_x 低減について

1. 銅イオン交換ZSM-5ゼオライト触媒は、ディーゼル排気中の NO_x 低減に対して有効であって、少なくとも空間速度 $20,000\text{h}^{-1}$ までは活性は低下しない。
2. 400°C の最大活性温度において、排気中の未燃炭化水素のみで約25%の NO_x の低減を得ることができる。さらに、外部からの炭化水素の供給、あるいはCCD方式における噴射系の調整などにより、その濃度を増加させることによって、最高80%まで浄化率を向上させることが可能である。
3. 水分の共存下においては、 NO_x の低減効果が低下

参考文献

1. 西尾哲茂、「大気汚染の現状と今後の課題」、環境技術、vol.21、No.1、(1992)
2. 環境庁、「一般大気測定局結果報告」(1991)
3. 環境庁、「自排ガス測定局結果報告」(1991)
4. 運輸省、「運輸経済統計要覧平成3年度版」、(1992)
5. 米国大気浄化法(CAA)、(1990)
6. Proposal for a directive COM (90) 0174 final- SYN 272
7. 内田、ほか2名、「リエントラント型燃焼室におけるディーゼル燃焼と排気」、自動車技術会学術講演会前刷集892、(1989)、33
8. 横田、ほか1名、「ディーゼル機関の排出ガス低減対策について」、自動車技術会シンポジウムテキスト(N₂O_x、吐煙の同時低減を目指して)
9. Nishizawa K、ほか2名、「A new concept of diesel fuel injection timing and injection rate control system」、SAE Paper、No.870434(1987)
10. Miyaki M、ほか3名、「Development of New Electronically Controlled Fuel Injection System ECD-U2 for Diesel Engines」、SAE Paper、No.910252(1991)
11. Peter L. Herzog、ほか2名、「NO_x Reduction Strategies for DI Diesel Engines」、SAE Paper、No.920470(1992)
12. 鈴木孝幸、「大型車の将来について」、日本機械学会誌、95-882、(1992)、68

13. 北山、「6BG1 インタークーラターボエンジン」、
内燃機関、26-338 (1987)、77
14. 鈴木孝幸、「ディーゼルエンジンの排ガス改善技術
の動向について」、石油討論会、(1988)、104
15. 小森、ほか 1 名、「高圧燃料噴射によるディーゼル
機関の燃焼改善及び排出物の低減」、自動車技術会
シンポジウム、(1990)
16. Needham J. R.、ほか 2 名、「Injection Timing and Rate Con
trol - A Solution for Low Emissions」、SAE Paper、
No.900854(1990)
17. 八幡、ほか 2 名、「高圧燃料噴射ポンプKP21」、内
燃機関、30-379、(1991)、31
18. 池上、ほか 3 名、「縮小管を利用した燃料噴射の高
圧化」、日本機学会論文集、57-534、B編(1991)、
721
19. 山根、ほか 3 名、「スプール加速方式による高圧燃
料噴射」、第 10 回内燃機関合同シンポジウム、
(1992)、343
20. 掛川、「ディーゼル排気対策の現状と問題点」、自
動車技術会シンポジウム資料、(1987)、35
21. Kakegawa T.、ほか 3 名、「A Study on Combustion of High
Pressure Fuel Injection for Direct Injection Diesel Engine」、
SAE Paper、No.880422 (1988)
22. Kato T.、ほか 4 名、「Spray Characteristics and Combustin
Improvement of D.I. Diesel Engine with High Pressure Fuel

- Injection」、SAE Paper、No.890265 (1989)
23. 小森、ほか5名、「高圧燃料噴射による直噴ディーゼル機関の燃焼改善」、第9回内燃機関合同シンポジウム、(1991)、103
 24. 春藤、ほか2名、「高圧噴射によるディーゼル燃焼の改善」、第10回内燃機関合同シンポジウム、(1992)、199
 25. 神本、ほか2名、「空気室付き直噴式ディーゼル機関の排気煙特性」、日本機学会論文集、50-453、B編(1984)、1363
 26. 村山、ほか2名、「ディーゼル燃焼の燃焼後期攪乱による黒煙および NO_x の同時低減に関する研究」日本機学会論文集、55-517、B編(1989)、2919
 27. 金野、ほか3名、「ディーゼル燃焼の燃焼後期攪乱による黒煙および NO_x の同時低減に関する研究(第2報、燃焼かく乱、EGR、および水噴射の併用による排気微粒子と NO_x との低減)」、日本機学会論文集、57-534、B編(1991)、773
 28. Konno M.、ほか2名、「Reduction of Smoke and NO_x by Strong Turbulence Generated During the Combustion Process in D.I. Diesel Engines」、SAE Paper、No.920467 (1992)
 29. 川添、ほか2名、「カム駆動式筒内空気噴流生成法によるディーゼルエンジンのすす低減」、自動車技術会学術講演会前刷集902-1、(1990)、69
 30. 坂本、ほか3名、「空気噴射による直噴ディーゼル

- 機関のエミッション低減」、自動車技術会学術講演会前刷集932、(1993)、171
31. 蓄圧型空気噴流生成法によるディーゼルエンジンのすす低減」、第9回内燃機関合同シンポジウム、(1991)、439
32. 坂根、ほか1名、「多口燃料噴射によるディーゼル機関のNO_x低減」、日本機会学会中国四国支部第29期総会講演会、No.915-1、(1991)、187
33. 塩崎、ほか2名、「ディーゼル機関におけるEGRとその問題点について」、日野技報、38、(1989)
34. 塩崎、ほか1名、「直噴ディーゼルエンジンのEGRが性能および排ガスに与える影響」、自動車技術会学術講演会前刷集892、(1989)、29
35. 板場、ほか2名、「大型用ディーゼルエンジンの排出ガス特性について」、自動車技術会学術講演会前刷集902-1、(1990)、73
36. 田山、Motorship Symposium、(1992)
37. 小池、ほか3名、「大型車用直接噴射式ディーゼル機関のEGRによるNO_x低減に関する研究(第2報)」、自動車技術会学術講演会前刷集902-1、(1990)、61
38. Murayama T.、ほか2名、「Experimental Reduction of NO_x, Smoke, and BSFC in a Diesel Engine Using Uniquely Produced Water (0-80%) to Fuel Emulsion」、SAE Paper、No.780224 (1978)

39. 吉本、ほか2名、「乳化燃料のミクロ爆発に関する研究（第一報、加熱面でのミクロ爆発に及ぼす燃料性状、水含有量、および水粒子径の影響）」、日本機会学会論文集、55-519、B編(1989)、3538
40. 下田、「大型ディーゼル機関の排出物低減対策と燃費」、日本機会学会講習会（地球環境問題と低公害機関開発の現状と将来）、(1991)、59
41. 原山、ほか2名、「酸化触媒による排気微粒子低減の可能性について」、自動車技術会学術講演会前刷集912-2、(1991)、25
42. 森、「小型ディーゼル機関の排出物低減対策と燃費」、日本機会学会講習会（地球環境問題と低公害機関開発の現状と将来）、(1991)、45
43. 新井、「ディーゼル触媒によるS O F低減とサルフェート排出特性」、第9回内燃機関合同シンポジウム、(1991)、463
44. Horiuchi M.、ほか2名、「The Effect of Flow-through Type Oxidation Catalysts on the Particulate Reduction of 1990's Diesel Engines」、SAE Paper、No.900600 (1990)
45. 小端、ほか4名、「ディーゼルパーティキュレートトラップシステムの検討」、第8回内燃機関合同シンポジウム、(1990)、87
46. 岡添、ほか3名、「都市バス用パーティキュレート・トラップシステムの開発」、自動車技術会学術講演会前刷集912-2、(1991)、33

47. 河野、ほか 3 名、「パティキュレートトラップの開発」、自動車技術、44-8、(1990)、74
48. 後藤、ほか 2 名、「自発熱型トラップによるディーゼル排出粒子の捕集再燃焼に関する研究」、自動車技術会学術講演会前刷集921、(1992)、225
49. 伊藤、ほか 6 名、「SiCハニカムを用いたディーゼルパティキュレートフィルタ (DPF) の開発」、自動車技術会学術講演会前刷集931、(1993)、113
50. 岡添、ほか 6 名、同上第 2 報、自動車技術会学術講演会前刷集931、(1993)、117
51. 楠田、ほか 2 名、「ディーゼル排ガス浄化用トラップ」、National Technical Report、34-4、(1988)、35
52. 楠田、「ファイバーセラミックス製ディーゼルトラップ」、セラミックス、23-8、(1988)、723
53. 滝沢、ほか 2 名、「パティキュレートトラップの開発」、いすゞ技報、85、(1991)、67
54. 山田、ほか 2 名、「都市バスパティキュレート・トラップシステムについて」、自動車技術、45-8、(1991)、68
55. Kitagawa J.、ほか 2 名、「Electric Heating Regeneration of Large Wall-Flow Type DPF」、SAE Paper、No.910136 (1991)
56. 滝沢、ほか 1 名、「大型車用パティキュレートトラップの開発」、第 9 回内燃機関合同シンポジウム、(1991)、469
57. Takesa K.、ほか 2 名、「Development of Particulate Trap

- System with Cross Flow Ceramic Filter and Reverse Cleaning
Regeneration」、SAE Paper、No.910326 (1991)
58. 岩本、ほか4名、「 O_2 及び SO_2 存在下での炭化水素による NO の選択還元」、触媒、32-6、(1990)、430
 59. Held W.、ほか3名、「Catalytic NO_x Reduction in Net Oxidizing Exhaust Gas」、SAE Paper、No.900496 (1990)
 60. 由宇、ほか6名、「一酸化窒素の炭化水素による選択還元反応」、触媒、33-2、(1991)、61
 61. Kintaichi Y.、「Selective reduction of nitrogen oxides with hydrocarbons over solid acid catalysts in oxygen-rich atmospheres」、Catalysis Letters 6、(1990)、239
 62. Hamada H.、「Highly selective reduction of nitrogen oxides with hydrocarbons over H-form zeolite catalysts in oxygen-rich atmospheres」、Applied Catalysis、64、(1990)、L1
 63. 金野、ほか4名、「銅イオン交換ゼオライト触媒によるディーゼル排気中の NO_x 低減に関する研究」第9回内燃機関合同シンポジウム、(1991)、214
 64. 浜田、ほか7名、「アルミナ系触媒による酸素雰囲気下の NO 低減」、自動車技術会学術講演会前刷集931、(1993)、211
 65. 古山、ほか2名、「触媒による排ガス浄化」、自動車技術会学術講演会前刷集931、(1993)、227
 67. 横田、ほか2名、「酸素過剰の自動車排気雰囲気下における NO_x 浄化触媒の研究」、自動車技術会学術講演会前刷集931、(1993)、219

68. 青柳、ほか3名、「直接ガスサンプリング法による直噴式ディーゼル機関におけるNOとすす生成に関する研究」、日本機械学会論文集、46-403、B編(1980)、540
69. 新井、ほか4名、「全量ガスサンプリングによる直噴式ディーゼル機関の排ガス生成過程の研究」、第8回内燃機関合同シンポジウム、(1990)、111
70. 吉崎、「ディーゼル機関の炭化水素組成に関する研究」、北海道大学工学部熱機関学第二講座卒業論文、(1978)
71. 柳原、「機関排気ガス中炭化水素のガスクロマトグラフによる分析」、機械試験所報20-1、(1967)、14
72. 松岡、ほか3名、日本機械学会研究分科会RC6 1研究成果報告書その2、(1983)
73. 村山、ほか3名、「直噴式ディーゼル機関における燃焼および噴射系の諸元と微粒子および未燃炭化水素の排出特性」、日本機械学会論文集、52-478、B編(1986)、2495
74. 徐錫洪、「予燃焼室ディーゼル機関の燃焼に関する研究(第1報、副室付きディーゼル機関の熱力学的考察)」、日本機械学会論文集、31-225、(1965)、808
75. 宮本、ほか1名、「副室ディーゼル機関の着火遅れ特性に関する一考察」、日本機械学会論文集、42-364、(1976)、3994
76. 長尾不二夫、内燃機関講義(上巻)、(1982)、290、

養賢堂

77. 吉原、ほか1名、「攪乱による窒素酸化物の低減に関する反応動力学による検討」、第29回燃焼シンポジウム前刷集、(1991)、331
78. 吉崎、ほか2名、「燃焼シミュレーションによる直噴ディーゼル機関のNO_xとスモークの低減手法の検討」、第10回内燃機関合同シンポジウム講演論文集、(1992)、385
79. 石井、ほか2名、「三層マスモデルによる小型ディーゼル機関のNO_x低減に関する一考察」、第25回燃焼シンポジウム前刷集、(1987)、43
80. 池上、ほか1名、「ディーゼル機関の高圧噴射における適正オリフィス径」、第11回内燃機関シンポジウム講演論文集、(1993)、13
81. 和栗、ほか3名、「ディーゼル機関燃料噴霧の到達距離に関する研究」、日本機械学会論文集、25-156、(1959)、820
82. Ikegami, M.、ほか2名、「A Stochastic Approach to Model the Combustion Process in Direct-Injection Diesel Engines」、Proc. 20th Symp. Int. Combust.、The Combustion Institute、(1984)、217
83. 小林、「高圧噴射および燃料性状の改善によるディーゼルエンジンの排気浄化に関する研究」、北海道大学学位論文、(1993)
84. Ikegami, M.、ほか2名、「Diesel Combustion and the Pollut

ant Formation as Viewed from Turbulent Mixing Concept」 、
SAE Paper, No.880425(1988)

85. 村山、ほか 2 名、「ディーゼル機関におけるNO生成モデルに関する研究」、日本機械学会論文集（第二部）、44-381、(1978)、1706

86. A. A. Amsden、ほか 3 名、「KIVA:A Computer Program for Two- and Three-Dimensional Fluid Flows with Chemical Reactions and Fuel Sprays」、(1985)、Los Alamos National Laboratory

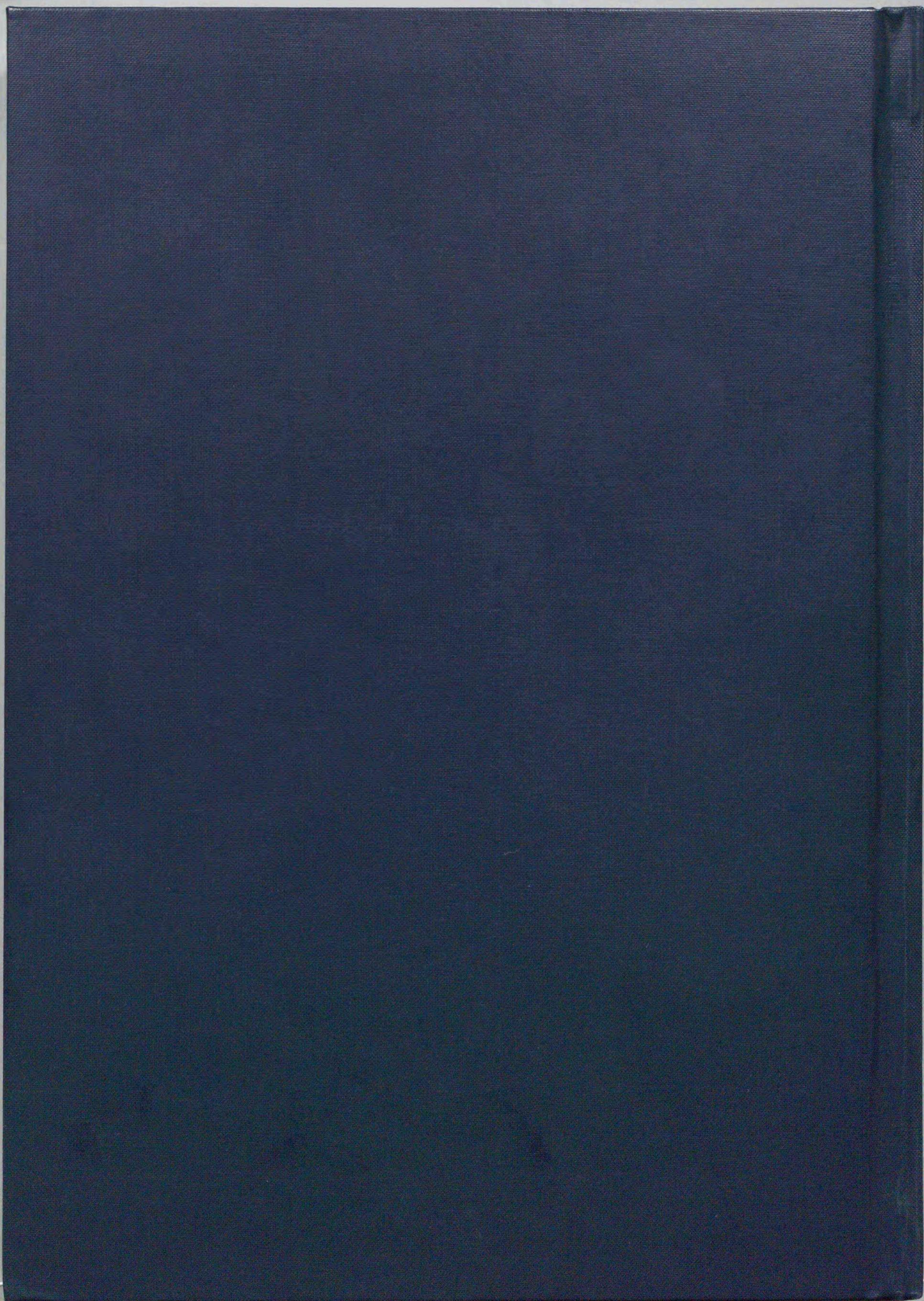
謝 辞

本論文の作成にあたり、終始懇切なるご指導を賜わった北海道大学工学部・村山正教授に心より感謝の意を表する次第である。

また、北海道大学工学部・宮本登教授、ならびに近久武美助教授には、学生時代から公私にわたって格別なるご指導、ご助言を頂いた。さらに、触媒に関する研究については北海道大学触媒化学研究センター・岩本正和教授のご指導を賜った。ここに、深く感謝の意を表する次第である。

財団法人日本自動車研究所・金栄吉博士、堀政彦博士、小林伸治博士、ならびに研究2部（当時）の諸先輩には、日本自動車研究所在籍中から現在に至るまで、終始暖かいご指導とご援助を賜わった。ここに、厚く謝意を表わす次第である。

北海道大学工学部・菊田和重助手には、公私にわたって、ご助言、ご協力を頂いた。また、実験に際しては、福田淳君（現 北海道電力）、小林雅律君（現 出光エンジニアリング）、太田裕彦君をはじめ、熱エネルギー変換工学講座、学生諸君の多大なる協力を頂いた。厚く御礼申し上げる次第である。



Inches 1 2 3 4 5 6 7 8
cm 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19

Kodak Color Control Patches

© Kodak, 2007 TM: Kodak



Kodak Gray Scale



© Kodak, 2007 TM: Kodak

A 1 2 3 4 5 6 **M** 8 9 10 11 12 13 14 15 **B** 17 18 19

