

論文 / 著書情報
Article / Book Information

題目(和文)	排気対策エンジンの信頼性と運転性に関する研究
Title(English)	
著者(和文)	中田雅彦
Author(English)	
出典(和文)	学位:博士(工学), 学位授与機関:東京工業大学, 報告番号:乙第3187号, 授与年月日:1998年5月31日, 学位の種別:論文博士, 審査員:
Citation(English)	Degree:Doctor (Engineering), Conferring organization: Tokyo Institute of Technology, Report number:乙第3187号, Conferred date:1998/5/31, Degree Type:Thesis doctor, Examiner:
学位種別(和文)	博士論文
Type(English)	Doctoral Thesis

排気対策エンジンの信頼性と運転性に関する研究

1998年3月

中田 雅彦

目次

第1章	緒論	
1.1	まえがき	1-1
1.2	研究の背景	1-1
1.3	本研究の目的	1-3
1.4	従来の研究と各章の概要	1-3
第2章	燃焼変動と運転性の相関	
2.1	まえがき	2-1
2.2	車両サージ現象のとその評価方法	2-1
2.3	NO _x 対策とサージ	2-10
2.4	NO _x と燃費とサージ	2-15
2.5	HCと燃費とサージ	2-18
2.6	まとめ	2-22
	参考文献	2-23
第3章	吸気系における燃料挙動が運転性と排出ガスに与える影響	
3.1	まえがき	3-1
3.2	実験装置とエンジン運転条件	3-1
3.3	気化割合の測定結果	3-3
3.4	加速時のエンジン作動に関する調査	3-5
3.5	減速時のエンジン作動に関する調査	3-9
3.6	吸気マニフォールドにおける燃料の挙動	3-12
3.7	まとめ	3-23
	参考文献	3-25
第4章	ガソリン性状が運転性と排出ガスに与える影響	
4.1	まえがき	4-1
4.2	エンジンの加速応答性の実験	4-1
4.3	ガソリンの揮発性とエンジンの加速応答性	4-3
4.4	燃料の50%留出温度 T_{50} とエンジンの加速応答性	4-5
4.5	ガソリンの T_{50} が排出ガスに与える影響	4-10
4.6	MTBEの特異性に関する検討	4-15
4.7	まとめ	4-18
	参考文献	4-19
第5章	吸気弁のデポジット生成機構	
5.1	まえがき	5-1
5.2	デポジットの堆積試験と分析結果	5-1
5.3	シミュレーション実験によるデポジット生成要因の解析	5-11
5.4	まとめ	5-30
	参考文献	5-31

第6章	加減速運転時のオイル消費の実験的解析	
6.1	まえがき	6-1
6.2	オイル消費測定方法	6-1
6.3	定常運転時と過渡運転時のオイル消費の研究	6-1
6.4	オイル消費の違いの要因解析	6-3
6.5	過渡運転時のオイル消費モデル	6-5
6.6	過渡運転時のオイル消費モデルによる検討	6-8
6.7	オイル挙動の観察	6-14
6.8	減速運転時のオイル消費影響因子の実験的検証	6-15
6.9	まとめ	6-17
	参考文献	6-18

第7章	結論	7-1
-----	----	-----

付録

第1章付録		付-1
付録1	車の運転性	
第2章付録		付-1
付録2.1	車両サージとエンジンのトルク変動との関係	
付録2.2	車両の加速度変動とトルク変動の実験結果の比較	
付録2.3	慣性質量がトルク変動に与える影響	
第3章付録		付-5
付録3.1	加速時の運転性改良方法	
付録3.2	暖機過程のCO排出量の低減方法	
第4章付録		付-7
付録4.1	燃料の揮発性を表わす性状	
付録4.2	燃料性状	
付録4.3	ガソリン規格	
第5章付録		付-10
付録5.1	デポジットの堆積試験	
付録5.2	デポジットの化学分析	
付録5.3	デポジットの構成成分	
第6章付録		付-13
付録6.1	オイル中のリン含有量が排気浄化触媒に与える影響	
付録6.2	オイル消費計の開発	
付録6.3	オイル消費の一般的メカニズム	
付録6.4	オイル挙動の観察	

第1章 緒論

1.1 まえがき

地球の環境と資源を保護するために、自動車用エンジンの排出ガスの浄化と燃料消費率（以下「燃費」と記す）の改善は、すでに20年以上も続けられ、更に今後もその努力が継続されていくであろう。

自動車が一般の交通機関のひとつの手段となっている現在では、自動車の排出ガスがきれいであるという事だけでなく、自動車の信頼性が高く、快適なものであることが社会から要求される。この要求は、自動車が社会に浸透するにつれて強くなっていくために、排出ガス、燃費及び信頼性のより高いバランスが必要になってきている。自動車の心臓部であるエンジンにおいては、一般に、排出ガスと燃費、快適性（後述する運転性：ドライバビリティ）、さらには信頼性などは背反する特性を持つことが多いために、これらの全項目をバランスさせながら向上させるという高度な技術がエンジン開発に必要なになっている。

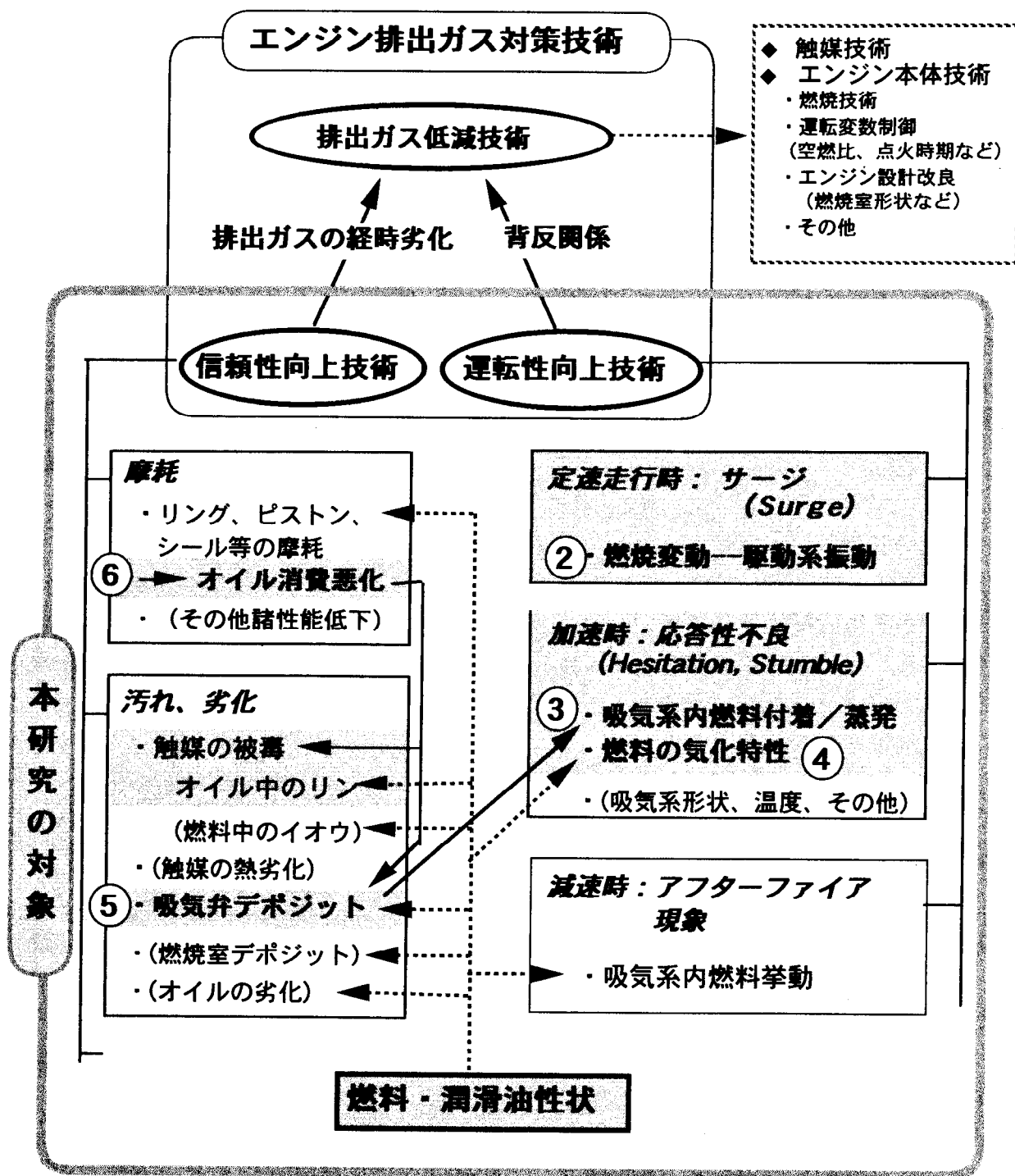
1.2 研究の背景

本研究の背景と対象としている技術範囲を図1.1に示す。ガソリンエンジンの排出ガスを浄化するための技術としては、大きく分けると排気浄化触媒利用技術とエンジン本体技術がある。排出ガスを直接浄化するためのこれらの技術は、排出ガス規制が実施された1960年代後半から研究が開始され、その大きな成果は、おびただしい数の論文や報告により公開されている。

しかしながら、実際に低公害車を社会に提供するためには、「排出ガス低減技術」そのものだけでなく、これを側面から支えるエンジンの「信頼性向上技術」と「運転性向上技術」が不可欠である。ここで、「信頼性向上技術」とは、エンジンが故障しない、寿命が長いという一般的な信頼性に加えて、使用過程において排出ガスを劣化させないという排出ガスの信頼性技術を含めたものを示す。また、「運転性向上技術」とは、後述するように互いに背反関係にあるエンジン本体の排出ガスとエンジン運転性とを両立させる技術を示す。

エンジンの排気ガス中の有害成分を減らすために、単純にエンジン設計やエンジン運転変数（空燃比、点火時期、EGR率など）を変更すると、一般に、車両（あるいは、エンジン）の運転性（ドライバビリティ）は悪化する。運転性の中では、定速走行時のサージ現象（車両の前後方向の軽い振動現象）、加速時の応答性不良、あるいは減速時に排気系に発生するアフターバーン現象などがある。これらの諸現象は従来から知られていた現象であるが、エンジンの特性や燃焼状態と結び付けて定量的に研究した例は、あまり多くはなかった。

エンジンの排気ガスは、エンジンの使用過程の間、適切なレベルに維持されなければならない。使用過程の間にエンジンの各部が摩耗したり汚れたりすることにより、エンジンの諸特性が変化し、排気ガスのレベルが悪化してくることがある。また、触媒など



② ～ ⑥ は本文の章を示す

図1.1 本研究の背景と各研究対象項目の関係

の排気制御装置の劣化により、排気ガスのレベルが悪化してくることもある。前者の問題としては、ピストンやピストンリングの設計方法、デポジットによる燃焼室や吸気系の汚れ問題などがあり、間接的ではあるが、エンジンの排気対策上重要な分野である。後者の問題として最も重要な課題は排気浄化触媒の劣化である。触媒は熱により浄化機能が劣化することもあるが、エンジンオイル中のリンにより浄化機能が劣化する、いわゆる触媒の被毒現象もある。エンジンオイル中には、摩耗低減用にリン化合物が添加剤として加えてある。エンジンオイルが、いわゆるオイル消費として、エンジンから排気系に排出されると、このリンは触媒表面に付着し、触媒の活性を低下させ、排気ガスレベルを悪化させる。したがって、排気対策エンジンにおいては、オイル消費を出来るだけ少なくしておかねばならない。オイル消費低減はこの様な触媒被毒の問題がなくても、自動車の使用過程における維持管理の低減のために、以前から重要な課題であった。

このように、排気対策の観点からのエンジンの信頼性も重要な課題である。しかしながら、エンジン信頼性は、個別のエンジンの設計問題として扱われることが多かったために、排出ガスと結び付けた系統的研究は、今まであまり多くはなかった。

また、この研究を進めていく課程で判明したこととして、エンジンの運転性や信頼性に対して、燃料と潤滑油（エンジンオイル）の性状が与える影響が大きいことがある。この燃料・潤滑油と排出ガスの分野に関しても、従来あまり多くの研究はなされていない。

1.3 本研究の目的

本研究においては、エンジンの排出ガスの低減を進めるうえで生じる燃費や運転性の悪化の現象や、排出ガスに関わるエンジン信頼性問題を明らかにし、その適切な評価方法を提案し、更に、対策手法を提案することにより、環境と資源問題に寄与することを目的としている。

1.4 従来の研究と各章の概要

（１）第１章の概要

第１章では、自動車用エンジンの排出ガスに信頼性と運転性がどのような関わりを持っているかを示し、また、この分野における今までの研究動向について概説し、この研究の対称範囲と目的を明らかにしている。

（２）第２章の概要

第２章「燃焼変動と運転性の相関」においては、排出ガス対策車によく現われる定速走行時の「サージ」現象を解析している。

この分野の従来の研究は、以下の通りであるとしている。すなわち、エンジンの運転性の項目の内、「サージ」を計器によって定量的に評価するために、Everett(2-1)は車両の前後方向の加速度変化を計測し、この加速度変動のうち低周波成分のみを取りだし、ある間の平均振幅をデジタル表示する方法を考えた。この方法により得られた結果と、

テストドライバの感覚との対応が調べられ、車両のサージを計器により定量的に評価することに初めて成功している。しかし、サージの現象そのものには触れておらず、またエンジン自身の不円滑な作動とサージとの関係についても論じられていない。

Cornetti(2-2)は点火プラグの汚損とサージとの関係を調べるにあたって、車両の加速度変動の大きさでサージを評価したが、ここでは定性的な比較に加速度変動が用いられただけである。

エンジン単体の作動の円滑さを示す方法としては、失火の頻度を用いている例が多いが、後述するように失火しなくてもサージを発生することもあるので、軽度のサージを評価しようとするときには、この方法では不十分であることを指摘している。また、エンジン作動の円滑さを、エンジンのサイクル間変動で示す方法も考えられる。しかしながら、サイクル間変動に関する研究は、今までに極めて多く見られるが、運転性と直接結び付けて論じられた例は少ないとしている。

この研究においては、実験室内の動力計とエンジンとを連結するプロペラシャフトに発生するトルク変動と、前述の車両振動現象との関係に基づき、車両サージを台上エンジンから定量的に予測する手法を提案している。この手法を利用したエンジン改良例として、点火時期、燃焼室形状あるいはEGR（排気ガス再循環）量の組み合わせの中から、運転性を損ねない範囲で排気中のNO_xと燃料消費に関して最適な運転条件を見つける方法を示している。

（３）第３章の概要

第３章「吸気系における燃料挙動と運転性、排出ガス」では、車両の加減速時の運転性の悪化現象を解析している。

この分野の従来の研究例は以下のものであるとしている。すなわち、エンジンの暖機前に多くの排出ガス有害成分が排出されることは、以前から注目されていて、いくつかの研究が発表されている。例えば、W. Bond(3-1)は、エンジンの吸気系の温度を通常より高温に加熱できる吸気系を試作し、これにより排出ガスの有害成分を減少できることを報告している。しかし、ここでは燃料の挙動については触れられておらず、また運転性は対象としていない。

エンジンの吸気系における燃料挙動の解析の第一歩としての液状燃料と気化燃料とを分離計測する方法に関しては、いくつかの報告例がある。例えば、沢は定常条件下の吸気管内の液状燃料の厚さの測定を試みている(3-2, 3-3, 3-4 等)。ここでは、加速時の問題には言及していない。

田中は吸気管の加熱がエンジン性能に与える影響を調べているが(3-5)、加減速時の運転性や排出ガスとの関連には触れていない。エンジンの全開運転時において、吸気系における燃料の気化割合の測定結果は、松岡(3-6)およびCollins(3-7)により報告されているが、部分負荷時あるいは加減速時については測定されていない。

この研究においては、燃料がエンジンの吸気系の温度と圧力により蒸発する割合を実験的に調べ、以下の様な結果を得ている。エンジンの加速時には、吸気管負圧が低下するために、燃料の気化割合が低下し、エンジンの吸気管内壁に付着する液状燃料が増加する。この結果、エンジンの燃焼室に供給される燃料量が減少し、出力の低下や失火が発生し、エンジンの応答性を低下させ運転性の悪化をもたらす。一方、エンジンの減速時には、吸気管負圧が高まり、吸気管内壁に付着していた液状燃料が急激に気化し余分に燃焼室に送りこまれるために、燃焼室に導入される混合気が過濃化する。この結果、不快な音を伴う異常燃焼が排気系に発生するとしている。更に、この過濃混合気により排気ガス中のCOとHCが増大し排気ガスの悪化をもたらすということも指摘している。吸気系における液状燃料の滞留や急激な気化現象に関する簡単なモデルにより急加速時の燃焼室に供給される混合気の空燃比を予測した結果、実験値とよい一致を示すことも報告されている。

(4) 第4章の概略

第4章「ガソリン性状が運転性と排出ガスに与える影響」では、第3章で検討された燃料挙動を、燃料性状の面から追及している。

ガソリンの性状がエンジンの性能に影響を与えることは気化器付きエンジンの時代に多くの検討がなされ、多くの報告がなされている。しかし、これらのほとんどが車両を路上走行し、運転者が官能評価した場合の実験結果であり、定量的な議論が出来ないことを指摘している。

本研究では、最新の吸気管燃料噴射エンジンを用いて、ガソリン性状がエンジンのスロットル弁を急開したときのエンジンの応答性に与える影響を調べている。実験の再現性をよくするために、定速度制御された直流動力計とエンジンとを連結するプロペラシャフトで観測されるトルクの立ち上がりにより、エンジンの加速応答性を評価している。その結果、燃料の気化特性を表わす蒸留性状、特に50%留出温度は応答性だけでなく、排出ガス中のCOとHCにも大きな影響を与えること示し、燃料性状が排出ガスと運転性の両立にとって重要な因子であることを明らかにしている。また、吸気弁に生成されるデポジットに、噴射された燃料が吸着されるために、燃焼室への燃料供給が一時的に阻害され、運転性と排出ガスの悪化をもたらすことも明らかにしている。

(5) 第5章の概略

第5章「吸気弁デポジットの生成機構」では、先ず吸気弁デポジットの詳細な化学分析を行い、次いで、エンジンの各種運転条件や、設計要因を単独で変更できる実験装置を作製し、デポジットの生成機構を解析している。

吸気弁に付着するデポジットは、従来は、吸入効率を低下させるために好ましくない

ものとみなされていたが、適切な対策手段が無く、また致命的問題に発展することがないために、エンジンが古くなれば止むを得ない現象と半ば諦めていた問題であった。しかしながら、排気規制が強化されるに従い、この吸気弁デポジットが排出ガスの劣化を招くことが次第に問題として認識され始め、吸気弁に付着するデポジットの生成を抑制する技術が必要になってきたと述べている。

従来の報告によれば、吸気弁デポジットの生成源としてはエンジンオイル、燃料、燃焼室で生成する煤などであり(5-1)-(5-4)、また、エンジンの構造あるいは運転条件からみた要因としてはバルブ温度、オイル下がり量、PCV（クランクケース内強制換気システム）からのオイル持ち去り量、EGRなどの影響などがあるとしている(5-1)、(5-4)。

一方、デポジット低減対策として、燃料に清浄剤を添加してデポジットを洗い流す方法なども提案されているが、現時点では満足すべき解決策が見い出されていないことを指摘し、この一因として、デポジットの質的な観点からの研究が少なかった点をあげている。

この研究では、種々のエンジン実験で生成した吸気弁デポジットの化学組成と状態を分析し、これらの結果を基にデポジットの生成機構を考察している。本研究の結果によれば、燃料もエンジンオイルもともにデポジットの生成に関与していること、吸気弁の表面温度がデポジット生成に対して最も重要な因子であり、デポジットの生成が最も多い温度は、燃料とオイルとで異なることを示している。燃料やエンジンオイルの種類によりデポジットの生成が異なり、この面からも燃料と潤滑油がエンジンの排出ガスの浄化に重要な因子であることを示している。

（6）第6章の概略

排気ガス浄化用触媒がエンジンオイル中に含まれるリンにより浄化性能が劣化することが知られており、オイル消費の低減は一般の信頼性だけでなく、排出ガス改善の面からも重要な課題となってきたことが先ず指摘されている。

一方、エンジンのオイル消費の解析にはには、次のような問題点が有ったことが述べられている。すなわち、加速・減速を含む市場走行時のオイル消費量は、定常運転条件でのデータからは推定できないことは既に知られていた。ところが、従来は、エンジンの運転前後のオイル量の差からオイル消費量を計測しており、上述のような過渡状態でのオイル消費の現象については解析ができなかった。

第6章「エンジンオイル消費の実験的解析」では、まず、オイル消費と相関のある排気ガス中の硫黄濃度を高感度NDIR法により計測し連続的にオイル消費量を測定できる技術を開発している。この手法を用いて、加減速時のオイル消費が定常運転時に比較して大幅に増加することを明らかにし、その原因を解析している。

さらに現象解明のためピストンリング周りのオイルの挙動をガラスシリンダを用いた

特殊ビデオ撮影により観察する手法を開発し、減速時にピストントップランド部へ吸い上げられたオイルが加速時に消費されることを明らかにしている。解析結果に基づいて、オイル消費を改善するための手法も提案しており、車両のオイル消費の低減と、使用過程における排出ガス劣化の防止に寄与することが示されている。

(7) 第7章の概要

第7章「結論」では、各章で得られた結論を総括している。エンジンの排出ガス対策技術と表裏の関係にあるエンジンの信頼性と運転性について、その主だった現象の解明を行っている。とくに、これらの現象において、燃料や潤滑油性状が与える影響も明らかにし、その重要性を指摘している。さらに、この研究の結果が、排出ガス低減技術と組み合わせられて、現在のエンジンの設計に織り込まれているとしている。

第2章 燃焼変動と運転性の相関

2.1 まえがき

運転性（ドライバビリティ）とは、主にエンジンの不円滑な作動に起因する車両の不快感な運転状態を示すもので、例えば加速時における「もたつき(Hesitation)」や「いきつき(Stumble)」、あるいは定速走行時における「サージ(Surge)」、減速時の「アフタバーン(After-burn)」などの因子がある（付録1参照）。通常は、人間がテストコースを走行して評価するために、客観的かつ定量的な運転性の評価は困難であった。また、これらの現象が発生する機構も今まで正確な解析は実施されていなかった。

エンジン本体側からの排出ガスの浄化技術としては主に点火時期制御、混合気制御、EGR（排気ガス再循環）、更には燃焼室形状の改良など(Engine Modification)があり、これらが組み合わされて使われている。これらの排出ガス対策手法と燃費と運転性は互いに複雑に関連しあっている。例えば、排気中のNO_xを低減させるために点火時期を遅らせると、燃費は悪化すると同時に運転性も悪化する。濃い混合気を用いると運転性を悪化させずにNO_xを低減出来るが、燃費の悪化が著しい。このように、排出ガス、燃費、運転性の3者を同時に満足させるエンジン改良手段を見つけるのは容易ではなかった。

排出ガスと燃費とは、ともに計器により定量的な測定をすることが出来るために、両者の妥協点を見つけていくことは原理的には可能である。ところが、運転性は、もともと乗員の感覚を示すものであるから、熟練したテストドライバが実際に車両を路上で運転してみて、体で感じとった感覚で評価することがほとんどであった。このような官能評価では、評価者によって結果に差が生じたり、同一評価者であっても、長い時間を隔てての比較には精度が落ちるといような問題があり、排出ガスや燃費との微妙な兼ね合いを追及していかなければならない今後にとっては、計器を用いた定量的な運転性評価方法が不可欠となっていた。

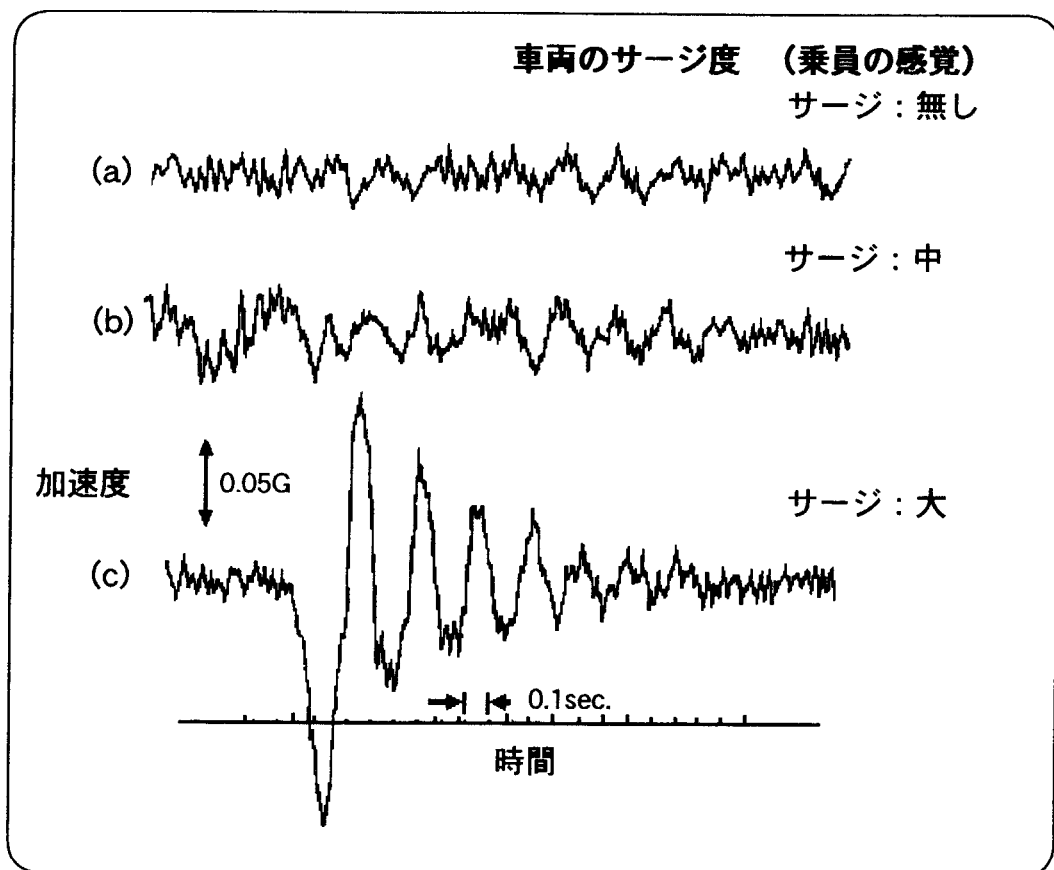
上記の様な問題点に着目し、この研究では、まず、定速走行時のサージを取り上げ、この現象の解明と、これを定量的に評価する方法について述べ、更にこの手法を用いて排出ガス、燃費、および運転性の最適化を図った例を示す。

2.2 車両サージ現象とその評価方法

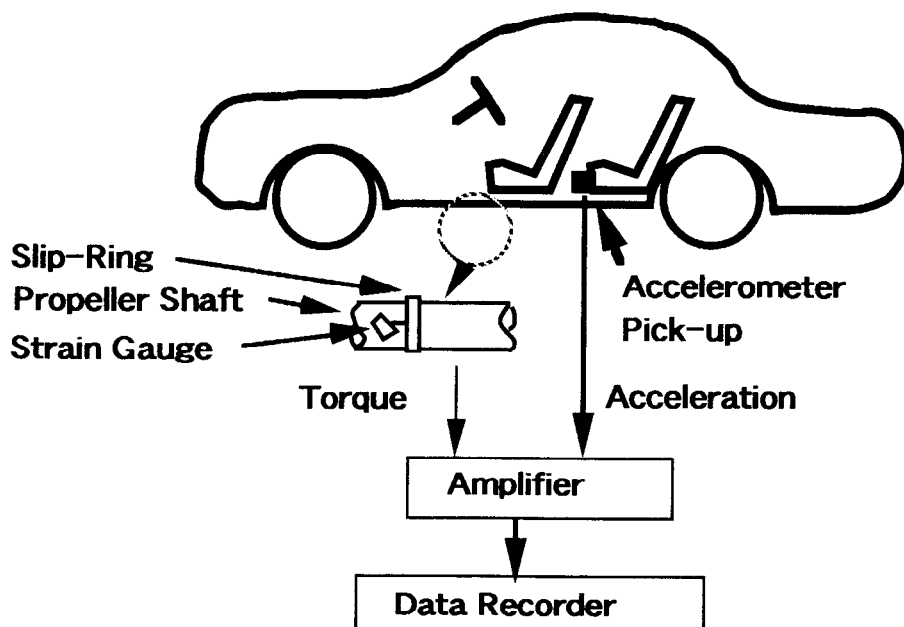
2.2.1 車両の加速度変動と台上エンジンのトルク変動

従来の調査によれば、車両のサージとは、車両が定速走行中あるいは軽い加速をしているときに、前後方向（進行方向）に低い周波数で振動することであるとされている（2-1）。一方、前後方向の振動に対しては、人間は0～20Hzの周波数範囲に敏感であるとされている（2-4）～（2-7）。したがって、車両の前後方向の振動に車両の乗員が敏感に感じて、不快感を持つのがサージであると考えられる。

まず、この様な報告を確認するために次のような実験を行った。図2.1（a）に示すような装置を用いて定速走行時の車両の前後方向の加速度変動を調べると、図2.1（b）に示す様な結果が得られた。



(b) 車両の 加速度変動と乗員の感覚



(a) 車両のサージ測定装置

図2.1 サージ発生中の車両の前後方向加速度変動

図中に並記した乗員のサージに対する感覚と、加速度変動の振幅とが定性的によく一致することが確かめられた。図2.1(b)によれば、前後方向の振動の両振幅が大略0.03G以下であれば、乗員はサージとしての不快感を感じないようであり、0.05Gを越えると、かなり大きな不快感を感ずるようである。また、同時に測定されたプロペラシャフトのトルク変動波形も加速度変動波形とほとんど同じであることが確認されている(2-9)。

以上の実験により、サージの現象が確認された。次に、この車両のサージを評価する方法について検討を加える。

車両はエンジンにより駆動されているから、上記の車両の加速度変動はエンジンのトルク変動によってもたらされていると考えて良い。車両の前後方向加速度変動とエンジンからの駆動軸に発生しているトルク変動とは、付録2.1に示す簡単な計算結果によれば、ほぼ比例関係にある。したがって、もし、車両の駆動軸に発生しているトルク変化を、台上エンジン（動力計に接続されたエンジン単体）のトルク変動と関連づけることが出来れば、車両のサージを台上エンジンのトルク変動から予測出来ることになる。

まず、同一のエンジンを車両および動力計に搭載して、台上エンジンの駆動軸（プロペラシャフト）に発生するトルク変動、車両の駆動軸（プロペラシャフト）に発生するトルク変動および車両の前後方向加速度変動とを比較してみたところ、これらは定性的に極めて良く似た挙動を示すことが確認された（付録2.2参照）。

次に、動力計の慣性質量が台上エンジンのトルク変動に与える影響を調べてみた。車両の駆動軸に加わる慣性質量と台上エンジンの駆動軸に加わる慣性質量とを正確に一致させることは、実験手法上難しいので、この様な検討を行った。その結果、車両の慣性質量の30～130%の範囲で台上エンジンの慣性質量を変えてもトルク変動の状況に大きな変化は生じなかった（付録2.3参照）。

したがって、多少の慣性質量の不一致があっても、車両のサージを台上エンジンのトルク変動に置き換えることが出来る可能性が確認できた。以上の様な検討結果に基づき、車両のサージを台上エンジンのトルク変動（以下エンジンサージと呼ぶ）から定量的に予測する方法を以下（2.2.3以降）に検討した。

2.2.2 台上エンジンのトルク変動と燃焼変動

車両のサージ（車両の前後方向加速度変動）は、台上エンジンのトルク変動から予測出来そうであることが前項で示された。ここでは、車両のサージと台上エンジンのトルク変動（エンジンサージ）との関係を調べる前に、台上エンジンのトルク変動を引き起こす原因について調べてみた。

エンジンの出力変動が、エンジンのトルク変動に影響を与えるであろうということは容易に考えられる。エンジン出力の変動は、一般的には平均有効圧の変動により表わさ

れるが、計測の容易なシリンダ内の最高圧（Pmax）の変動を代用特性値として用いることもある。ここでは、このPmaxの変動とトルク変動との対応を調べてみることにする。

調査を簡単にするために、図2.2のエンジンの第1～3気筒に少量の気体燃料を供給して、これら気筒の空燃比がサイクル変動の最も小さくなる11～13程度になるように調整した。したがって、第4気筒には通常のままの空燃比15程度の混合気が供給されることになるので、この気筒のサイクル変動が、エンジンサージを支配することになると考えて良い。この様な準備をした上で、第4気筒のPmax変動とエンジンサージとの関係について調べてみた。その結果を、図2.3に示す。

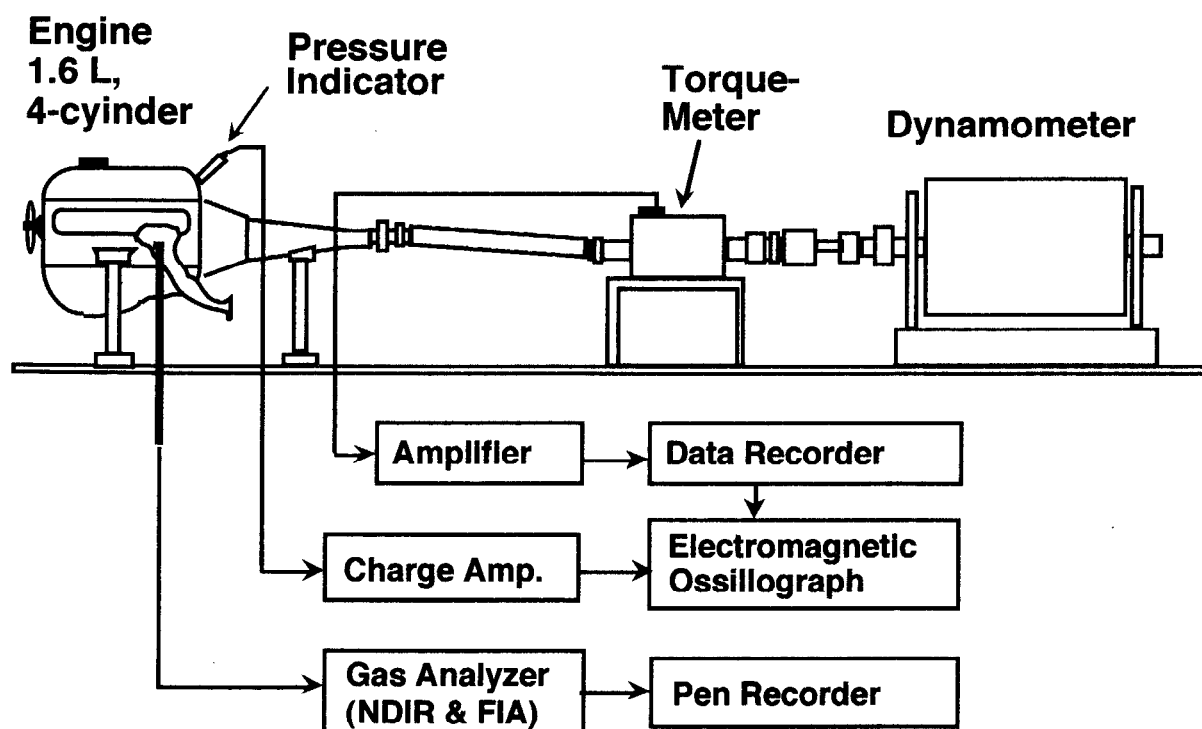


図2.2 エンジン実験装置

エンジン運転条件

回転速度：1200rpm

吸気管負圧：420mmHg

空燃比、No.1-3気筒：12

No.4気筒：15

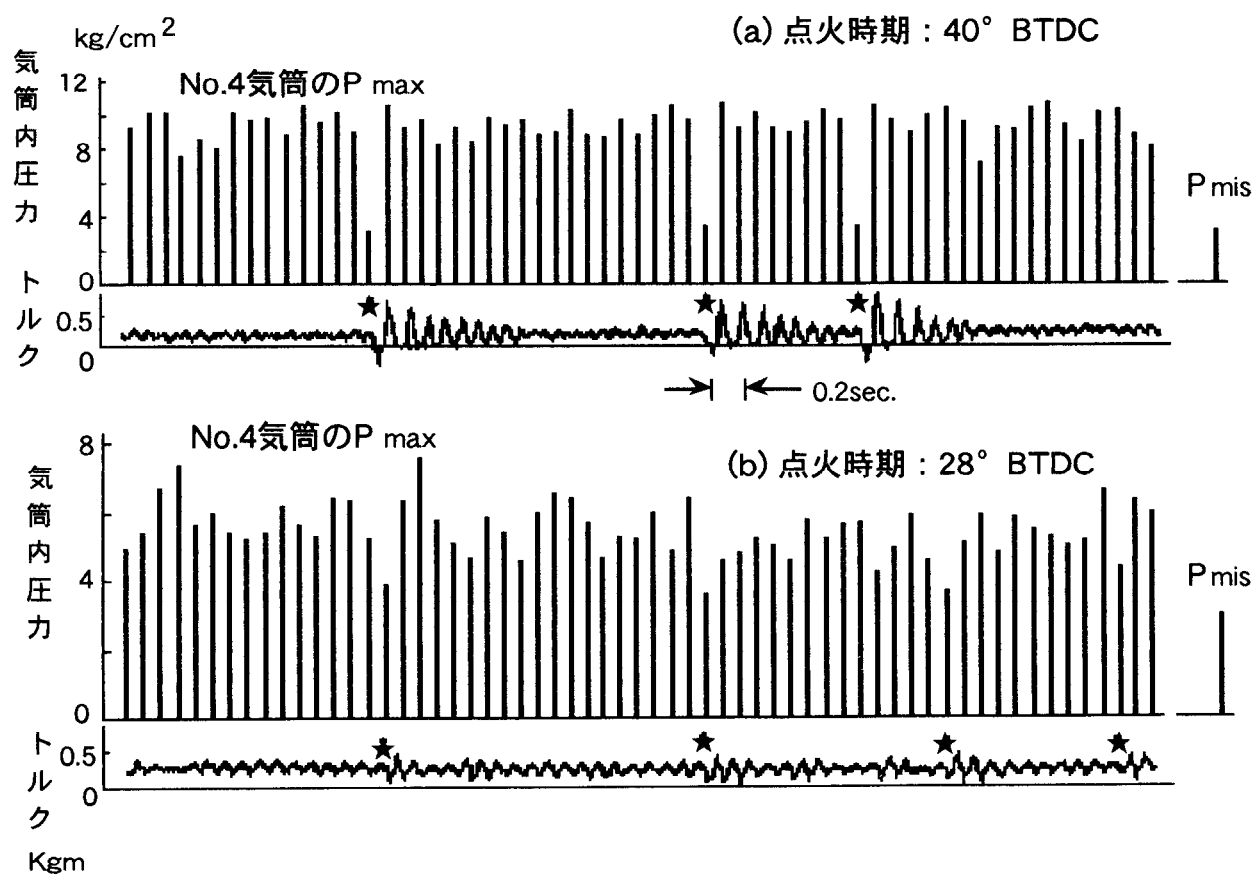


図2.3 エンジンの $P_{\max}$ サイクル変動とトルク変動

シリンダ内の圧力変化は、直記式電磁オッシログラフに記録させたが、 P_{max} を鮮明に示すために図2.3に示すように、連続するサイクルの P_{max} を棒グラフで示した。図の右端に示す P_{mis} は、失火させたときの P_{max} を示しており、各サイクルの P_{max} と P_{mis} とを比較することにより、そのサイクルが失火したかどうかを知ることが出来る。図2.3(a)の場合は、★印の付してあるサイクルの P_{max} は P_{mis} に等しくなっており、このサイクルは失火していることが分かる。また、この時点からトルク変動の振幅が急激に大きくなり、エンジンサージが発生していることが分かる。したがって図2.3(a)の場合は、失火したサイクルがエンジンサージを引き起こしていると考えられる。 P_{max} は失火サイクルの後、直ちに通常のレベルに戻っているが、トルク変動の大きい振幅は徐々に減衰して通常のトルク変動のレベルに戻るのに0.5-1.0秒（10サイクル前後）を要している。このような現象から、エンジンサージに関して次のようなことが言える。すなわち、エンジンからの出力が無くなってしまう様なサイクルがあると（失火）、これが引き金となって車両の駆動系の振動を引き起こし、これが、プロペラシャフトのトルク変動となって表われてくる。

図2.3(b)の場合には、 P_{max} とトルク変動との対応は、(a)の場合ほど明らかではない。トルク変動の振幅が少し大きめになる時点に★印を付したが、その時の P_{max} を見ると、他の P_{max} に比較して特に低い値を示していることが分かる。ところが、これらの低い P_{max} は P_{mis} より高い値を示していることから、エンジンは失火していないことになる。したがって、エンジンが失火しなくても、 P_{max} が特に低い値を示すと、これが引き金となって、駆動系の振動を引き起こすということが、図2.3(b)より分かる。

以上の燃焼変動とトルク変動および前述の車両の前後方向の振動に関する調査より、次のようなことが分かった。

- (1) エンジンの燃焼変動（ここでは P_{max} の変動とした）がそのまま車両あるいはエンジンサージにつながるのではない。失火した場合も含めて、特に出力の少ない（ここでは P_{max} の値が低い）サイクルがあると、これが起動力となって、駆動系の固有振動を引き起こす。
- (2) 台上のエンジンの場合には5-15Hzで、車両の場合は数Hz（3-10Hz）で駆動系が振動する。車両の場合、人間はこの低い周波数の前後振動に敏感に感じてサージを認識する。
- (3) 車両の駆動系の振動を台上のエンジンの駆動系の振動に置き換えて、評価出来る可能性が示された。

2.2.3 サージメータ

車両の加速度変動あるいは台上エンジンのトルク変動は、波形そのもので比較するのは不便であるので、これら両振動波形の平均振幅（Root Mean Square）を評価に用いるものとし、これを求めるために、図2.4に示す装置を用いた。

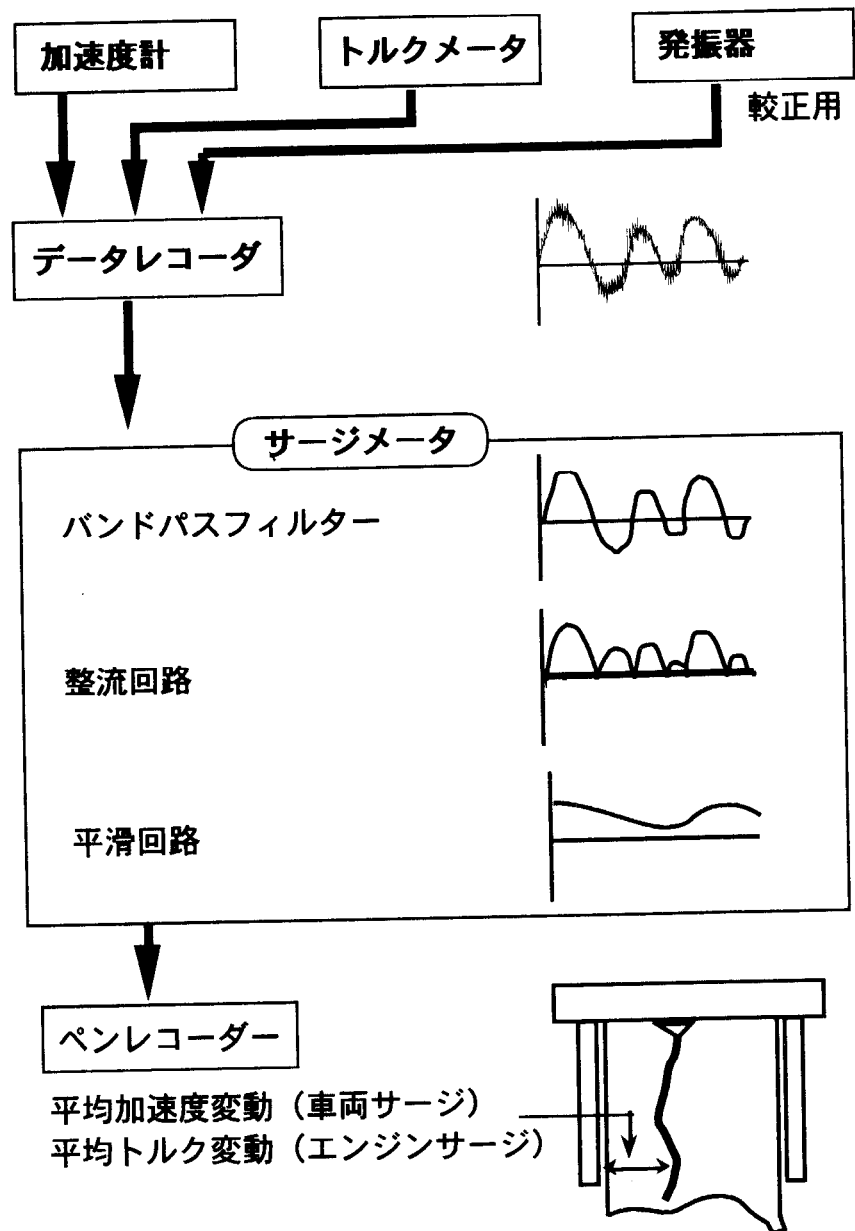


図2.4 サージメータの構成

この装置をサージメータと呼ぶことにする。この装置の中には、2-10Hzのバンドパスフィルタが用いられている。この周波数は、前後方向の振動に対して人間が敏感な周波数領域であると同時に車両サージの周波数領域である。このサージメータの入力端子に振幅10mVの正弦波を加えると10mVの直流出力が得られるように、増幅器が校正されている。この装置により、処理された加速度変動およびトルク変動の平均振幅を、ここではそれぞれ車両サージ度およびエンジンサージ度と呼ぶことにする。

2.2.4 車両サージ度とエンジンサージ度との関係

エンジンの開発や設計を進める時に、運転性をその都度車両の状態で評価するのでは、極めて効率が悪い。このような問題をなくすためには、台上エンジンから車両の運転性を推定することが必要となってくる。

ここでは、先に述べたサージメータで処理された車両サージ度とエンジンサージ度との関係を調べ、後者から前者を推定する方法について述べることにする。これら、両サージ度を比較する場合、まったく同一のエンジンを用いても、台上エンジンにはディファレンシャルギヤ、リアアクスル、タイヤ等が装着されていないから、加速度変動とトルク変動の波形は一致しない。しかし、振動の周波数や振幅の絶対値は一致しなくとも、巨視的に見れば両者とも同一の現象であるから、これらの間には強い相関があるはずである（このように考えても支障が無いことを、付録2.2-2.3に示した）。

この相関を調べた結果が図2.5である。この図2.5に示されているように、エンジンサージ度がわかれば、そのエンジンを搭載したときの車両のサージ度が推定できることになる。車両サージ度と乗員の感覚との関係も同時にこの図の中に示されているから、許容できる車両サージ度は約0.005G以下であることがわかる。したがって、許容できるエンジンサージ度は約1.2kg-m以下ということになる。ただし、ここに示した具体的数値は、エンジンや車両の種類の組み合わせによつて、ある程度は変化するものであることに注意しておく必要がある。上述の関係をを用いれば、サージ現象がサージメータにより客観的に評価できるだけでなく、実際に車両を用いなくとも、動力計に接続されたエンジン単体から、車両のサージ度が推定できることになり、精度の良い実験を効率よく進めることが可能となる。以下に、この手法を用いて、排気ガス中のNO_xと車両のサージ度（あるいはエンジンサージ度）および燃費の三者の兼ねあいを見つける例を示すことにする。

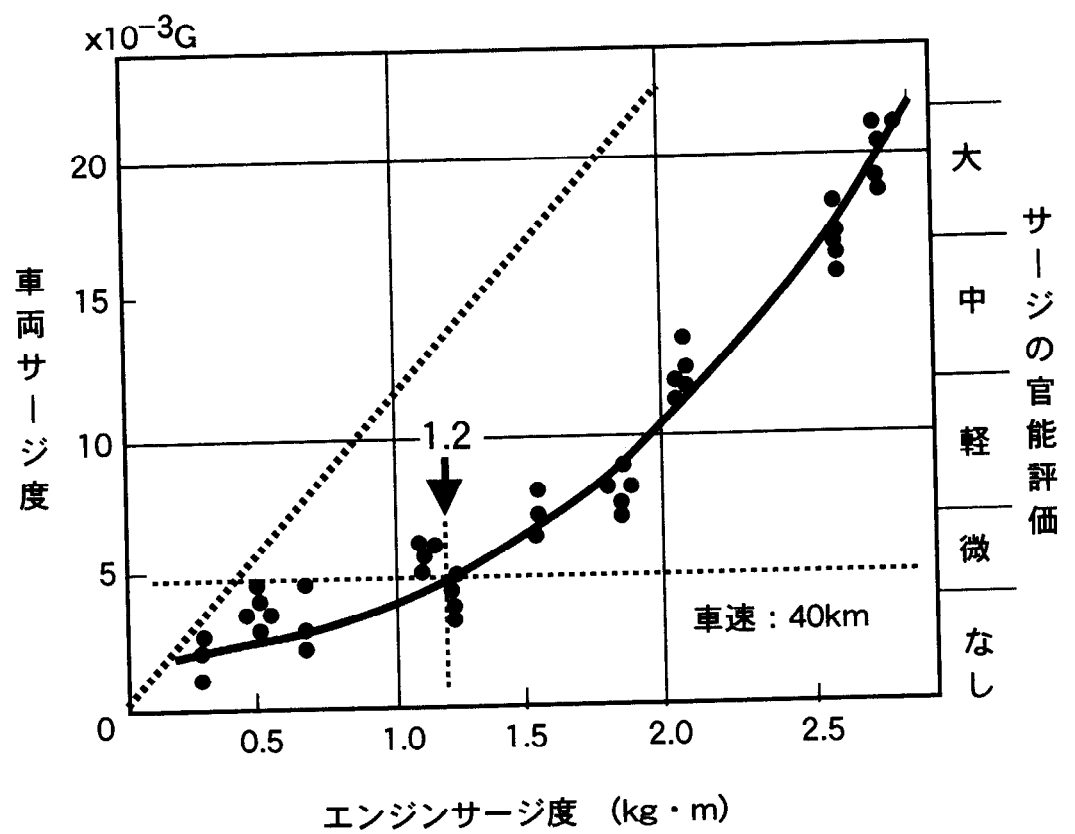


図2.5 エンジンサージ度と車両サージ度

2.3 NOx対策とサージ

前項で述べたように、台上エンジンのトルク変動を測定することによって車両のサージの程度を推定することが可能となつたので、台上エンジンを用いたサージ評価の応用例として、各種のNOx対策方法とサージとの関係について調査を試みた。

現在、NOx対策としては、EGR、点火時期の遅角、燃焼室形状の変更など多くの方法が考えられている、これらのNOx対策のうち多くのものは、車両のサージを悪化させる傾向にある。そこで、ここでは、各種NOx対策およびそれらの組み合わせが、NOxの減少割合とサージの悪化の程度にどのように影響するかを調べてみた。以下に、NOxに影響を与えるいくつかの因子について、NOx排出量とエンジンサージ度との関係について示してある。これらは、最適なNOx対策方法を選び出す一つの手法を示すものであり、ここに例示しなかつた因子についても、同様の手法により評価できることになる。

2.3.1 実験方法

この実験で用いた装置の概略は、図2.2に示したものとほぼ同じである。平均軸トルクは動力計で測定し、プロペラシャフトに生ずるトルク変動は磁歪式トルクメータで測定した後、サージメータを通して処理した。また排気ガス中のNOx、CO₂、CO、HC濃度はNDIR分析計により求め、各成分の濃度より空燃比を計算した。EGR用の排気ガスは、排気管から採取した後、冷却器、サージタンク、フローメータ、流量調整弁を介して、吸気マニホールドに吸入させている。エンジンを暖機した後、気化器のスロットル弁を調整して、車速40km/hの定速走行負荷に相当する平均軸トルク1.9kg-mにあわせる。またエンジン回転速度も、40km/hに相当する1400rpmで一定とし、通常の場合は、EGR量を変えても空燃比が一定となるように、気化器の調整を行つた。

2.3.2 供試燃焼室の形状

NOx対策として、燃焼室形状を変更することも試みられている。今回の実験では、図2.6に示すような三つの燃焼室を用いて比較を行つた。A、B、Cと移るにしたがつて偏平な形状の燃焼室となり、スキシュ効果も小さくなる。いずれの場合にも、圧縮比は8.5と同一に保ってある。

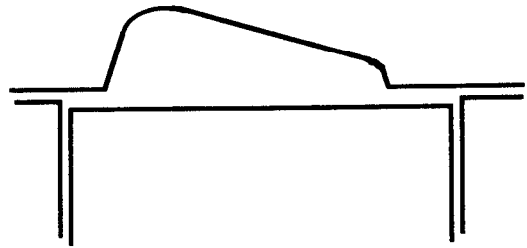
2.3.3 実験結果

(1) EGRと点火時期の遅角

NOx対策のうち、EGRおよび点火時期の遅角は良く知られた手法である。そして、この二つの手法はともにサージの悪化を招く傾向にある。EGR、点火時期の遅角、およびEGRと点火時期の遅角との組み合わせの3種類の場合の比較結果を図2.7に示す。図の縦軸には40km/h定速走行時のNOx排出重量を取り、横軸にはエンジンサージ度を取っている。また、この図の場合にはA型燃焼室（図2.6参照）を用いている、前項の結果にもとづき、エンジンサージ度1.2kg-mをサージの限界として、上記3種類の場合の個々の特徴を次に示してみる、

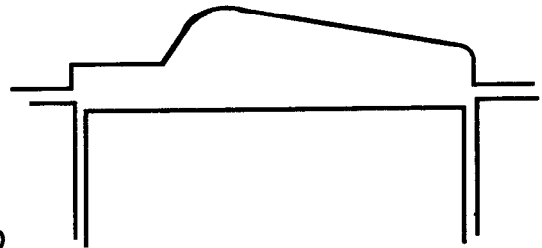
燃焼室形状 A

- ・通常のウェッジ型



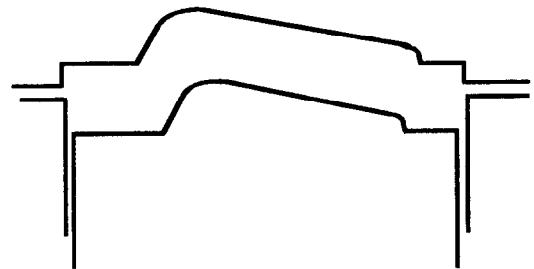
燃焼室形状 B

- ・A型からスキッシュ効果を減らしたもの



燃焼室形状 C

- ・A型を基に偏平な燃焼室にしたもの
- ・スキッシュ効果は殆ど無い



圧縮比は全て8.5

図2.6 燃焼室形状

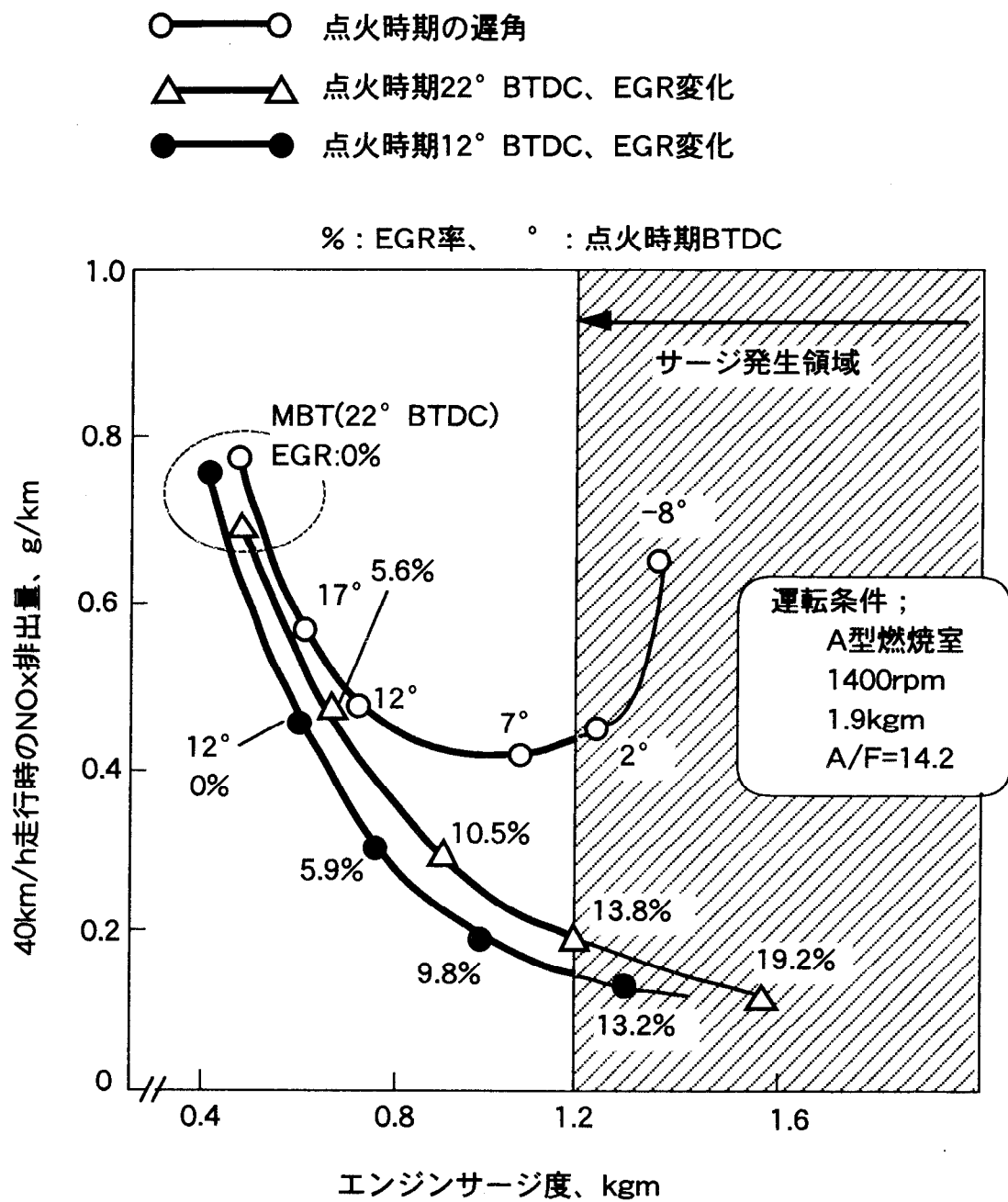


図2.7 EGRと点火時期の遅角の影響

(a) EGRの場合：EGR量を増すにしたがつて、排気ガス中のNOxは減少し、エンジンサージ度は増大する。車速40km/hという定速走行条件下では、EGR率14%程度がサージを生じ始める限界であり、その時のNOx排出量は、この定速条件下で0.2g/kmであることがこの図よりわかる。

(b) 点火時期の遅角：この図に示す運転条件下では、点火時期22° BTDCは最大出力進角（MBT）である。点火時期をこの22° BTDCから遅角していくと、12° BTDCまではエンジンサージ度とNOx排出量との関係は、前述のEGRの場合と同様の傾向を示す曲線となる。ところが、12° BTDCよりもさらに遅角するとNOxの減少割合は小さくなり、2° BTDCを超えるとNOx排出量は逆に増え始める。これは、極端に点火時期を遅らせた場合、40km/hの定速走行を維持するのに吸入混合気量を増やさねばならず（したがって排気ガス重量も増加する）、この増加量がNOx濃度の減少割合を上回ってしまうためである。この点火時期遅角の場合は、エンジンサージ度の限界に至る前にNOxは最小となり、その最小値は約0.4g/kmである。前述のEGRの場合の約2倍のNOx排出量となり、NOxの低減のみについていえば、明らかにEGRの方がすぐれているといえる。ただし、点火時期の遅角は、排気ガス中のHC低減にも大きな効果のあることを注意しておく必要がある。これについては、後で詳しく述べる。

(c) EGRと点火時期の遅角の併用：ここでは、点火時期をMBTの22° BTDCから10° 遅らせた12° BTDCに固定して、EGR量を増していった場合について示す。点火時期の10° 遅角によりNOxはすでにある程度減少しているためか、EGR量を増していても、EGRのみの場合ほどはNOxは減少しない。しかし結果としては、点火時期をMBTに保ってEGRを行つた場合のNOx-エンジンサージ度曲線とほぼ同じ傾向を示すことになる。

以上に、各々の場合のNOxとエンジンサージ度との関係について記した。限界までのNOxの低減を考えたときには、点火時期の遅角よりは、MBTでEGRを用いた方が有利であることがわかる。またMBTから10° 程度の遅角をした上でEGRを用いても、EGRのみの場合とほぼ同じ傾向を示すので、遅角によるHCの低減が期待できることを考えると、両者の適度の組合わせも有望であるといえる。

(2) 空燃比の影響

空燃比を変えた場合、NOxとサージにどのような影響が表われるかを示したのが図2.8である。空燃比を14.2から12.0に変えることにより、NOxのレベルは大幅に低下する。この状態でEGRをしても、NOxの減少は小さいし、エンジンサージ度の増加の程度も小さいことがわかる。この図に示されているように、EGR率を20%あまりにしてもサージを生じさせることなしに定速走行することが可能であり、この時のNOx排出量は、0.1g/km（40km/h定速走行時）と低い値を示すことがわかる。このように濃い混合気はNOxとサージにとつては都合のよい条件であるが、HCやCOの排出ガスを増大させるという欠点のあることは言うまでもないことである。

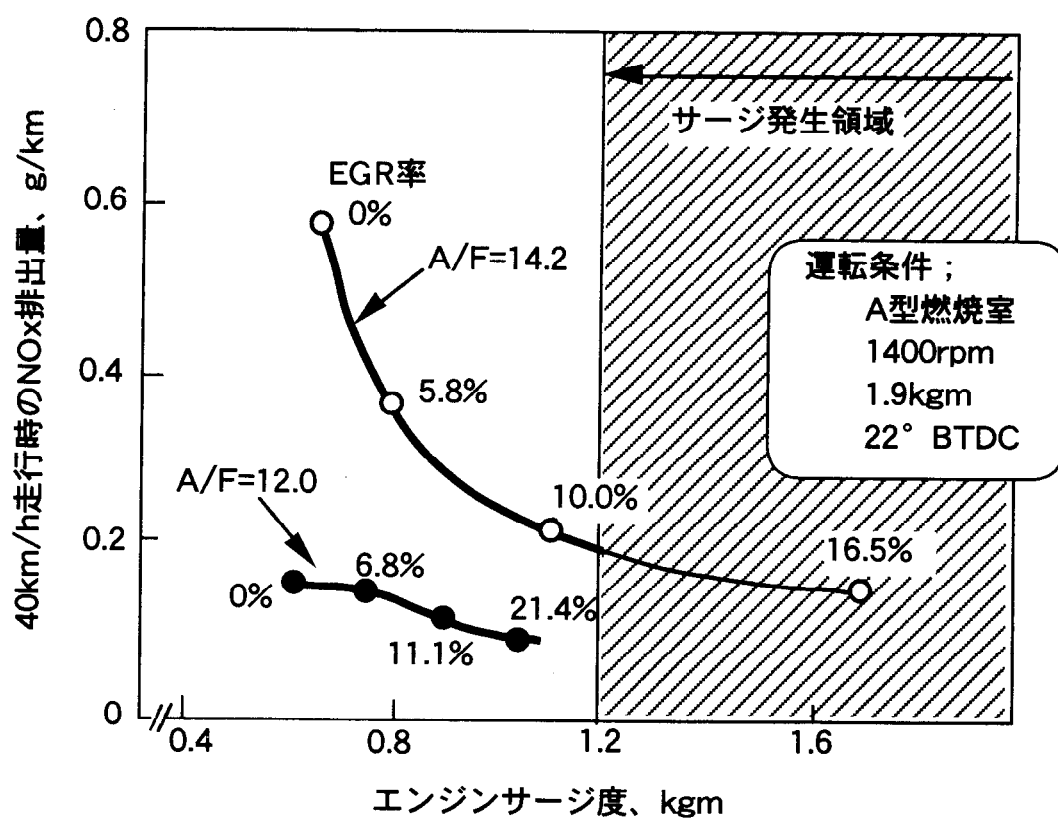


図2.8 空燃比の影響

(3) 燃焼室形状の比較

図2.7に示した三つの燃焼室形状において、それぞれEGRを行つたときのNO_xとエンジンサージ度との関係を図2.9に示す。図よりわかるように、燃焼室形状を扁平にすると、EGRをしない時のNO_x排出量は減少するが、同時にエンジンサージ度も増大する。また各燃焼室形状において、EGRを行つたときのNO_xとエンジンサージ度との関係をみると、A型燃焼室とB型燃焼室はサージの許容限界付近では、ほとんど同じ関係となつている。すなわち、サージの限界までNO_xを減少させた時に、到達し得るNO_xの値はほぼ同じといえる。一方、C型燃焼室でEGRを行つた時のNO_xとエンジンサージ度との関係は、AおよびB型燃焼室のときと比較して、グラフ上において右上側にあり、サージの限界までNO_xを減少させたときに到達し得るNO_xの値は、AおよびB型燃焼室の場合よりも大きいことがわかる。したがって、NO_xとサージの面からいえば、C型燃焼室が、AおよびB型燃焼室に比べて劣つていているといえる。

燃焼室形状を扁平にして燃焼時間を長くすることによりNO_xを減少させることをC型燃焼室により狙ったが、燃焼時間が長いと燃焼変動が大きくなり、NO_xとサージの両面を考えた場合は、むしろコンパクトでスキッシュ効果の大きい燃焼室形状の方が優れていることが判った。

2.4 NO_xと燃費とサージ

排出ガスと運転性のほかに、燃費という因子も考慮に入れたエンジンの設計が必要であることは、まえがきでも述べた通りである。ここでは前章でのNO_xとサージの关系到さらに燃費も加えて整理してみることにする。

2.4.1 EGRと点火時期の遅角

EGRと点火時期の遅角がNO_xとサージにおよぼす影響は図2.7に示したが、これに燃費の因子を加えて書き換えたのが図2.10である。図2.7においては、サージの許容限界をエンジンサージ度で1.2kg-mとしたが、この限界内にある場合を図2.10においては太線で示し、許容限界外にある場合を細線で示した。したがって、NO_xや燃費を論じるのは図2.10においては太線で示された曲線上にて行わねばならない。

図2.10より、EGRと点火時期の遅角について比較すると、同じNO_xレベルで比べれば、EGRの方がはるかに燃費の良いことがわかる。また、サージの許容限界で比較してみても、EGRの方が点火時期の遅角よりも減少させ得るNO_xのレベルは低いし、燃費も良いということもわかる。したがってNO_xと燃費と運転性という3点からいえば、EGRの方が点火時期の遅角より有利であることがわかる。また点火時期の遅角とEGRを組合せた場合、NO_xと燃費との関係は、点火遅角、EGRのみの場合の中間の傾向を示す。MBTより10°程度の遅角をした上でEGRを行つても、サージの許容限界におけるNO_xのレベルは、MBTでEGRを行つたときのレベルとほぼ同じであるが、燃費の点では約10%悪化していることがわかる。

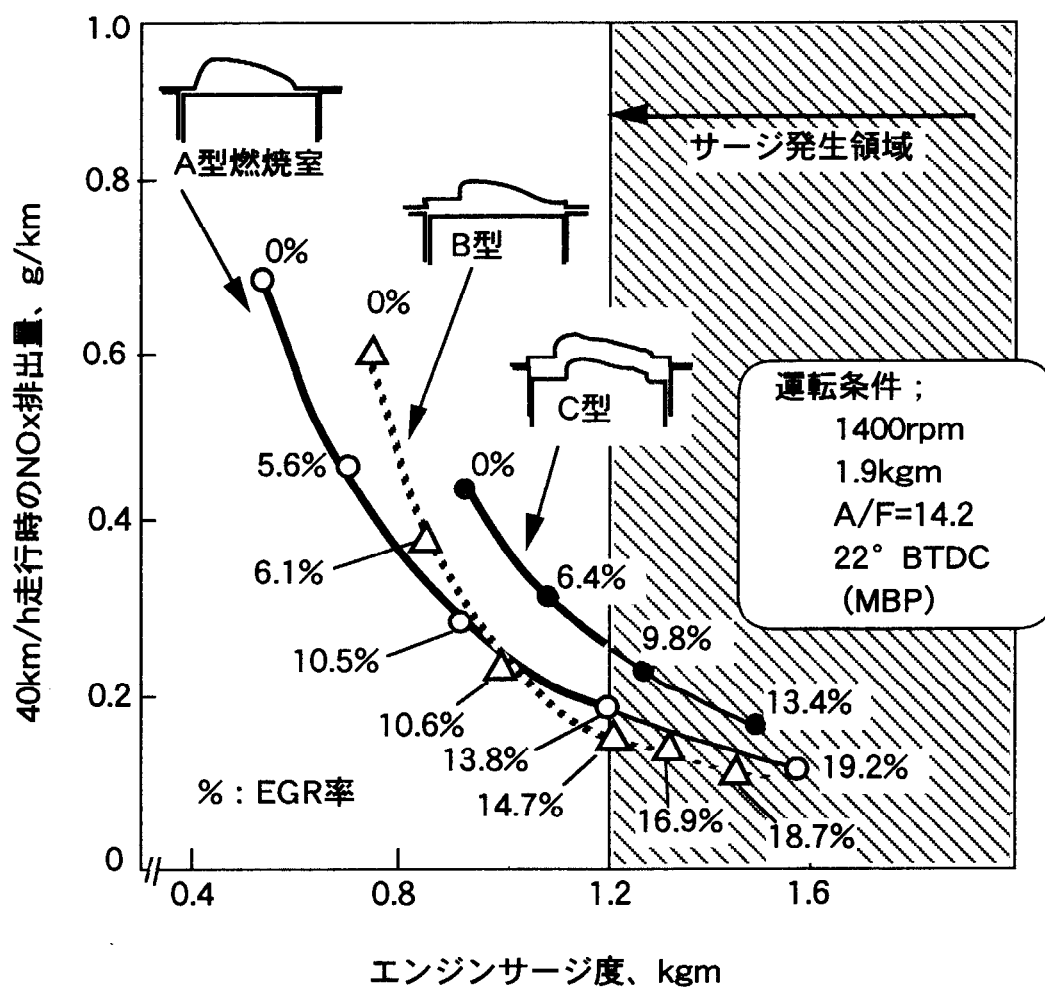


図2.9 燃焼室形状の比較

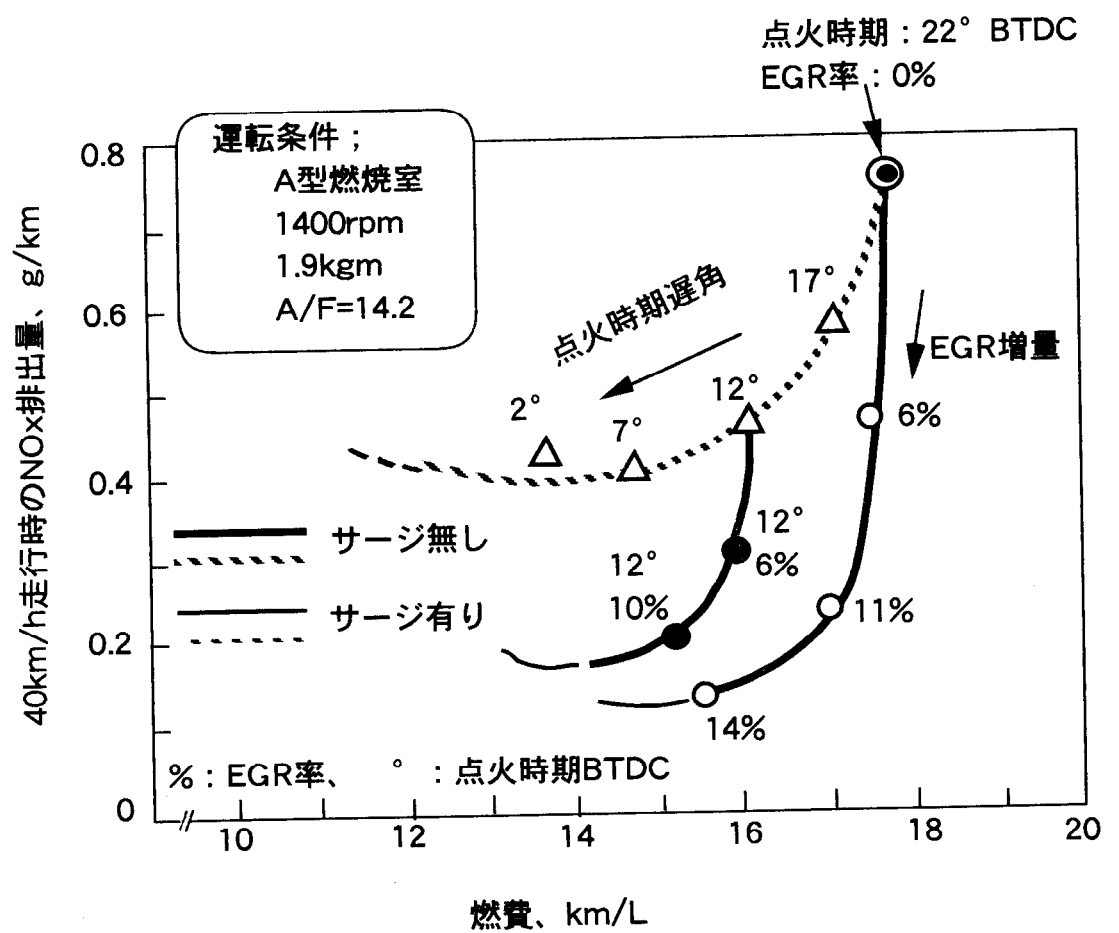


図2.10 NOxと燃費に与える点火時期とEGRの影響

2.4.2 空燃比の影響

空燃比を変えてEGRを行つた場合のNO_x排出量と燃費との関係を図2.11に示す。空燃比14.2の場合には、EGRによりNO_xは大幅に減少するが、燃費も悪化する傾向にある。これに対して、空燃比12.0という濃い混合気でEGRを行うと、EGR率の変化に対してNO_xやエンジンサージ度の変化は小さい。また濃い混合気の場合には、ある程度のEGRを施した方が燃費が向上する傾向も見られる。極端に低いレベルのNO_x（たとえば図2.11において、NO_xが0.15g/km程度）が要求される場合には、濃い混合気を用いても燃費の面で不利になることはないということもこの図よりわかる、しかしこの場合、濃い混合気によりCOやHCが増加するという点を考慮に入れておかねばならない。

2.4.3 燃焼室形状の影響

図2.6に示した3種類の燃焼室形状において、それぞれEGRを行なったときのNO_xと燃費との関係を図2.12に示す。この図によれば、燃焼室形状がA、B、C型と扁平になるにしたがつて、同じNO_xレベルでの燃費が悪化していることがわかる。また、サージの許容限界で比較すると、A型とB型の燃焼室形状ではNO_xのレベルも燃費も大差ないが、C型燃焼室はほかの二つに比べNO_xのレベルが高くなっている。C型のような偏平な形状では、燃焼室内での混合気の乱れも小さく、燃焼速度が小さくなると考えられる。サージを生じさせずにNO_xを減少させるためには、スキッシュなどにより燃焼室内に強い乱れを生じさせるような燃焼室形状の方が望ましいことを示唆している。

2.5 HCと燃費とサージ

今までは、NO_xを中心に述べてきたが、HCについてもまったく同様の手法により検討を加えることができる。その一例をここに示してみる。図2.10によれば、NO_xと燃費とサージという観点からは、点火時期の遅角よりEGRの方がはるかに有利であるという結果になった。しかし、HCと燃費とサージという見方をすれば、必ずしもEGRの方が良いとはいえない。EGR、点火時期およびそれらを組合わせた場合について、HCと燃費とサージとの関係を図2.13に示す。EGR量を増すにつれて、HC排出量はすこしずつ増加している。一方、点火時期の遅角は逆にHCを大きく減少させている。したがって、HCと燃費とサージに関していえば、点火時期の遅角の方がEGRよりも有利であるといえる。またEGRと点火時期の遅角を組合わせた場合は、それぞれの単独の場合の中間の傾向を示す。したがって、先に述べたように、NO_xと同時にHCの減少を考えねばならない場合には、EGRだけでなく点火時期のある程度の遅角と組み合わせる方法が有効であるといえる。また、この組合わせ方は、要求される排出ガスの低減レベルと、対象としているエンジンの特性によつて選ばねばならないであろう。

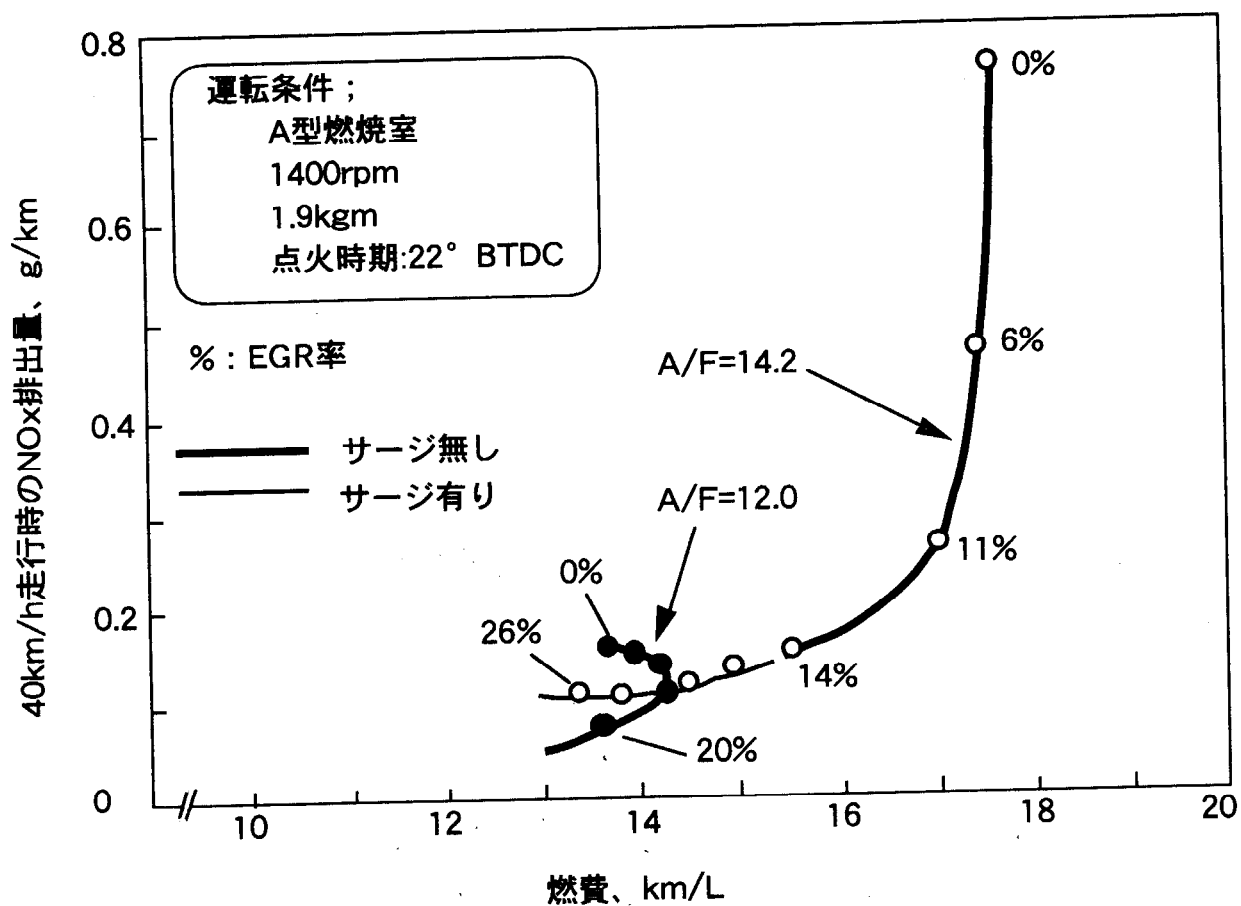


図2.11 NOxと燃費に与える空燃比とEGRの影響

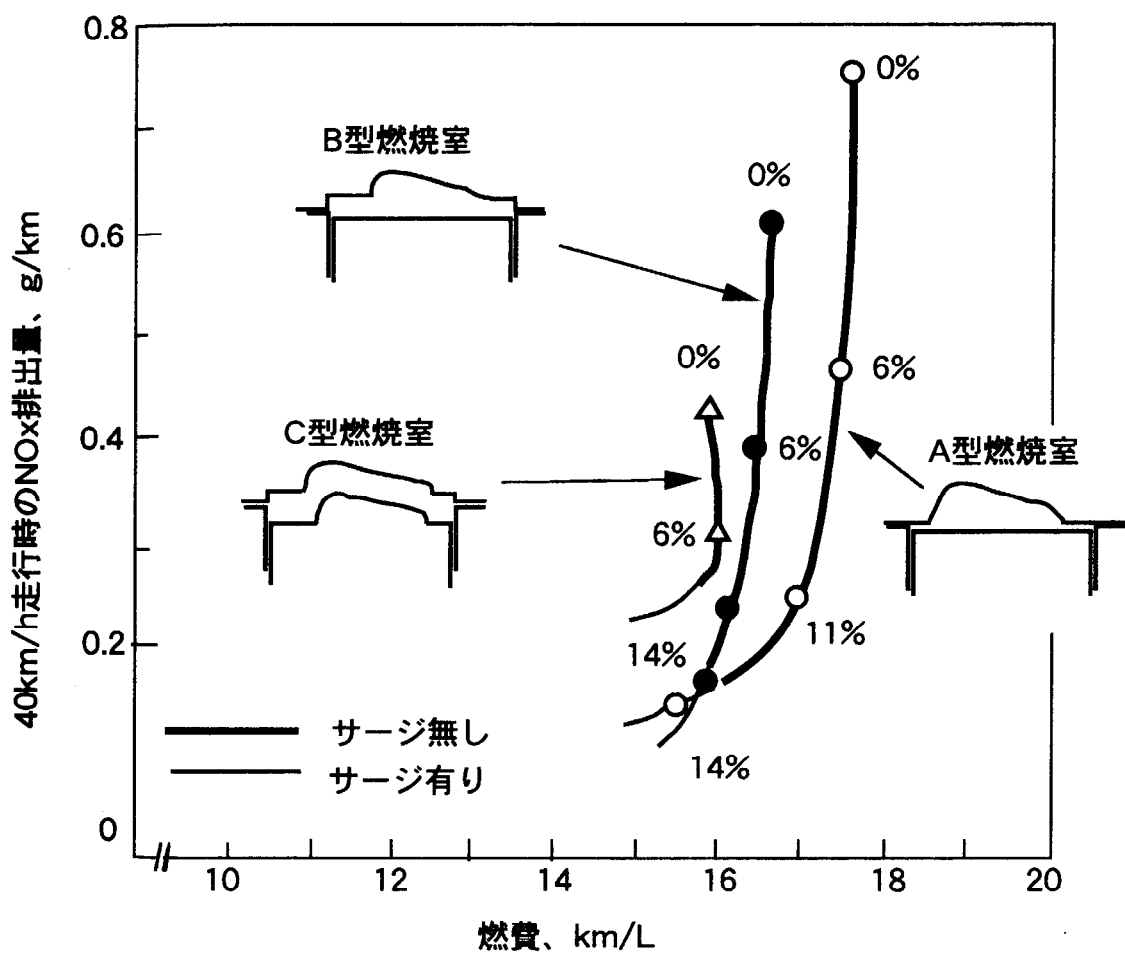


図2.12 NOxと燃費に与える燃焼室形状の影響

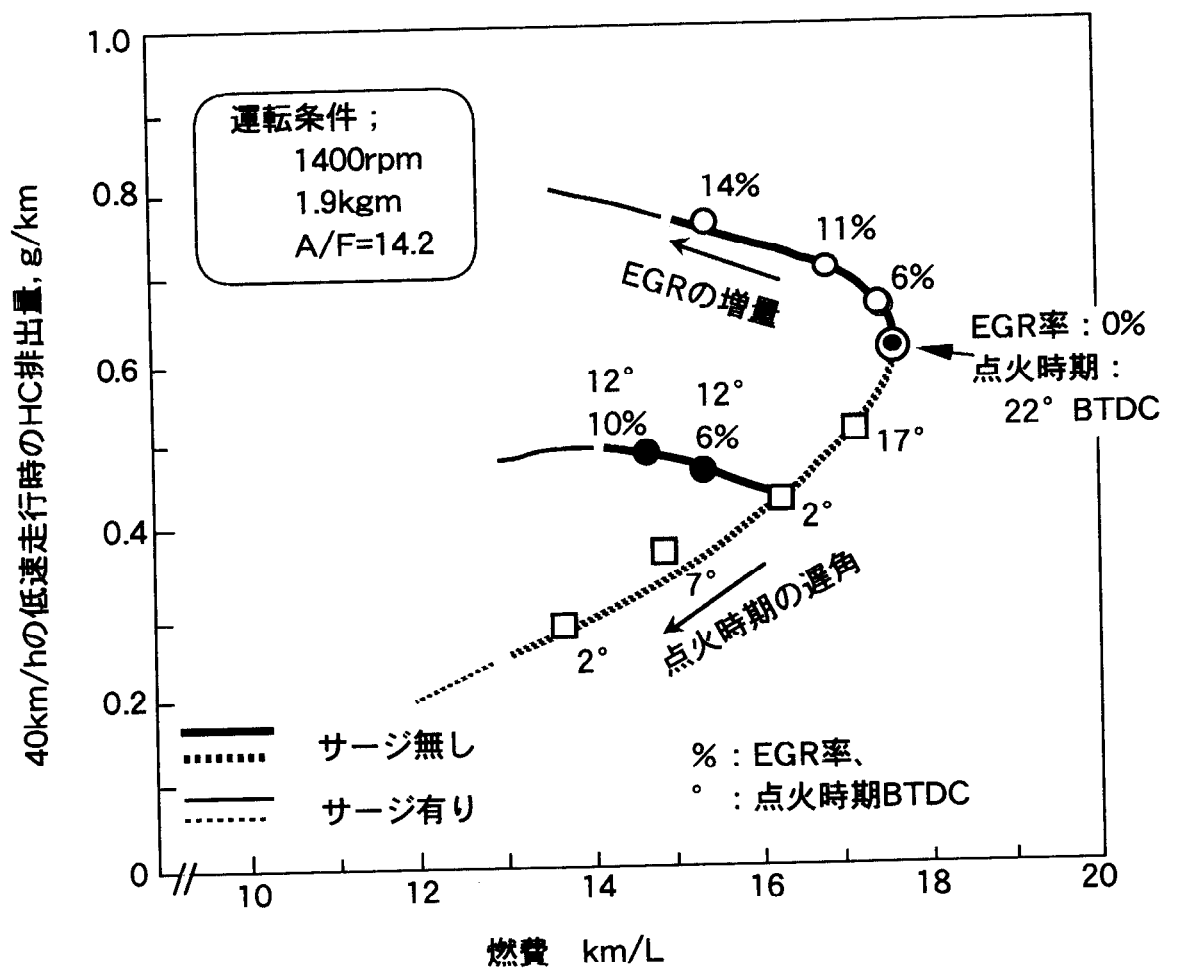


図2.13 HCと燃費の関係

2.6 まとめ

今後エンジンを開発していく上において、排出ガス、燃費、運転性の三つの要素を満足させることは不可欠となつている。ここでは運転性の中のサージについて、客観的かつ定量的な評価方法を開発することにより、サージと排出ガスと燃費との間の関係を定量的に明らかにすることができるようになった。この報告で述べたことをまとめると次のようになる。

- (1) サージメータを開発することにより、車両のサージの客観的評価が可能になつたのみでなく、台上エンジンのトルク変動より車両のサージを定量的に推定することが可能となつた。また、その結果を利用して、排出ガス、燃費、サージの間の定量的な比較ができるようになった。
- (2) この定量的な比較結果を二、三例示した、これらの例の中から次のようなことがわかつた。
 - (a) NO_xと燃費とサージについて調べた結果、EGRの方が点火時期の遅角より有利である。
 - (b) HCも考慮に入れると、ある程度の点火時期の遅角とEGRとを組み合わせるのが有効である。
 - (c) 非常に低いレベルのNO_xが要求される場合にはEGRの替りに濃い混合気を用いても、燃費の面で不利になることはない。

参考文献

- (2-1) Everett,R.L., "Measuring Vehicle Driveability", SAE Paper 710137
- (2-2) Cornetti,G.M.,Arrigoni,V., Sezzi,F., and Zanoni,G.F., "Measurement of the Extent of Abnormal Combustion by Means of an External Device", SAE Paper 730085
- (2-3) たとえば、"自動車工学便覧、第1分冊" 第5章、p.73-80、自動車技術会編、1974
- (2-4) Thiery,J., "La Mesure Objective du Confort Vibratoire a Bord des Caminos", Ingenieurs De L'Automobile 4.72 p230-239
- (2-5) Guignard,J.C., "Evaluating Human Exposure to Vibration", SAE Paper 730793
- (2-6) Janeway,R.N., "Passenger Car Vibration Limits", SAE Journal, August, 1948
- (2-7) Goldman, D.E., "Analysis of Subjective Response to Vibration Motion of the Human Body in the Frequency Range 1 to 70 cycles per Second", Rept. No.1, Project NM-004-001, U.S. Naval Medical Research Institute, Bethesda, 1948
- (2-8) 黒田修、今泉、田坂、「エンジントルク変動と車両サージ」、自動車技術会 学術講演前刷集、No.781A17
- (2-9) 中田雅彦、横田正人、小林伸行、「排気ガス対策と運転性、第1報、運転性の客観的評価方法」、自動車技術会 論文集 No.10、1975
- (2-10) 中田雅彦、小林伸行、「排気ガス対策と運転性、第2報、NOx対策と運転性」、自動車技術会 論文集 No.10、1975

第3章 吸気系における燃料挙動が運転性と排出ガスに与える影響

3.1 まえがき

気化器式あるいは吸気管燃料噴射式ガソリンエンジンの混合気形成は燃料の気化によって大きく支配され、燃料の気化は燃料自身の揮発性の他に吸気系の温度や形状により大きな影響を受ける。燃料の気化を促進させるために、吸気系を排気ガスや冷却水によって加熱することもある。燃料の気化が不十分な暖機過程においてもエンジンの排出ガスを減少させなければならないという要求が最近生じてきたために、上述のような吸気系における燃料挙動に対して従来以上の関心が向けられるようになった。Bond(3-1)は吸気マニフォールドの加熱を強化して、吸気マニフォールドの温度を早く高めることにより、暖機過程の排出ガスを減少させることを提案した。沢ら(3-2)～(3-4)は吸気系における燃料挙動を調べるために、吸気マニフォールド内の液膜厚さの変化を測定した。吸気マニフォールドの加熱がエンジン性能に与える影響については、田中(3-5)が研究を行なっている。松岡、田坂ら(3-6)あるいはCollins(3-7)は、気化器のスロットル弁全開時に対して、吸気マニフォールド内における燃料の気化割合を測定している。しかしながら、過渡状態を含む一般運転条件下での燃料挙動については、まだ十分な解析は行われていない。

この研究においては、まず、種々のエンジン運転条件が燃料の気化割合にどのような影響を与えるかについて示す。次に、特に暖機前のエンジンにおいて燃料の挙動が過渡的な運転条件下、すなわち、急加速時や急減速時に、車両の運転性や排出ガスに与える影響について述べる。最後に吸気系の燃料挙動を示すモデルにより急加速時に見られる空燃比の変化を求め、実験結果との比較を行った。

3.2 実験装置とエンジン運転条件

(1) エンジン実験装置

エンジン実験装置は基本的には第2章で用いた図2.2と同じである。直列4気筒で排気量1.6Lの気化器式ガソリンエンジンを用いた。エンジンはプロペラシャフトを介して電気動力計に接続されている。このプロペラシャフトにはトルクピックアップが取り付けられている。このエンジンの吸気マニフォールドは、通常は冷却水によって加熱されている（温水加熱と呼ぶ）が、必要に応じて外部の加熱装置によって任意の温度に加熱することもできる。排出ガスの成分はNDIRとFIAを用いた分析計により分析された。混合気の空燃比は、排出ガス中のCO₂、COおよびHC濃度から算出した。

(2) 吸気系における燃料の気化割合の測定

吸気マニフォールド内における燃料の気化割合は、図3.1に示す装置を用いて測定した。吸気マニフォールドの最下流部の断面中央から混合気を連続的に採取した。この混合気は、吸気系の燃料のうち気化した燃料と吸入空気とから成っている混合気、すなわち気化混合気と考えることができる。この採取された混合気は、保温されたパイプで加熱炉に送られ、この中で酸化された後に、排気ガス分析計に送られる。

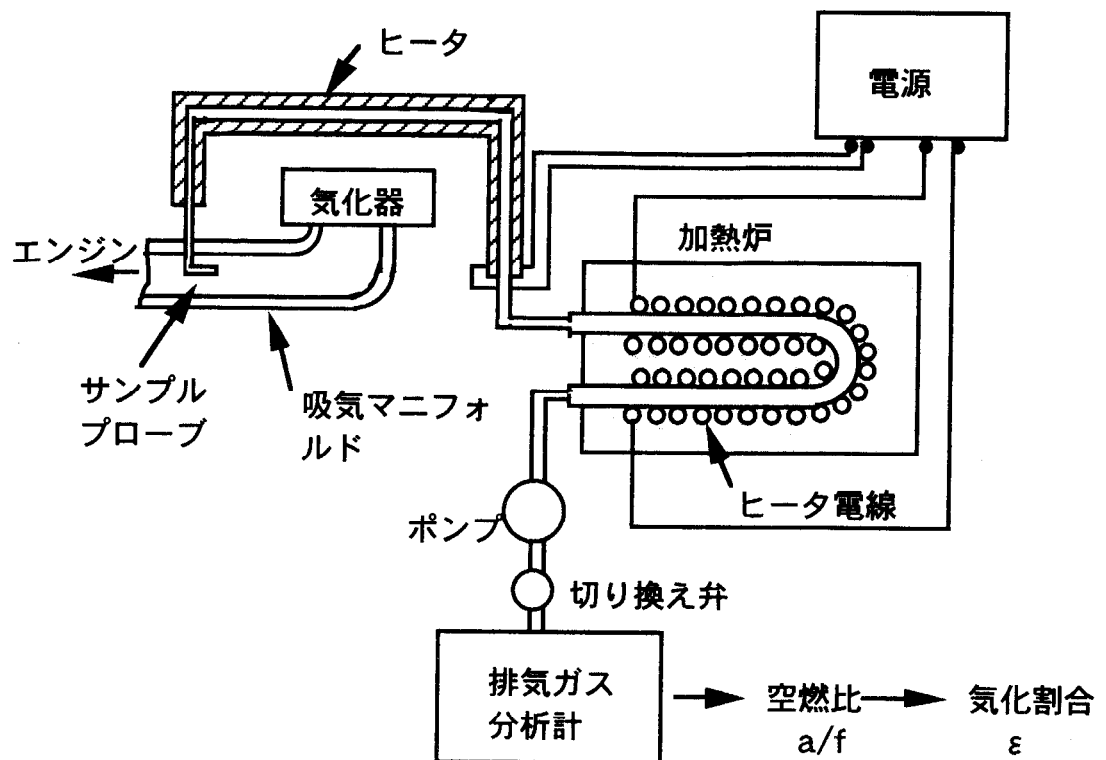


図3.1 燃料の気化割合測定装置

排気ガスの分析結果より、気化混合気の空燃比が求められる。気化割合"ε"は次式により求められる。

$$\varepsilon = F_v / F = (a / R_v) / (a / R_o) = R_o / R_v \quad (3.1)$$

ここで、 R_o ：燃焼室に供給される総空燃比。排出ガスの分析により求められる。

R_v ：吸気系における気化混合気の空燃比。

図3.1に示す方法により求められる。

a ：燃焼室に供給される空気流量 (g/s)

F_v, F ：吸気系に供給される気化および総燃料流量 (g/s)。空気の流れに追従できるような小さな液滴は気化燃料とみなす。

(3) エンジンの運転条件

エンジンの急加速時あるいは急減速時の状態は、一定回転速度で運転されているエンジンのスロットル弁を、急開したり急閉したりすることで代用した。したがって、電気動力計は定回転制御で駆動された。このような運転条件では、実際のエンジンの急加減速を正確に模したことはないが（実際のエンジンにおいては、徐々にエンジン回転速度が上昇する）、実験を行ないやすく、実験結果を解析する上でも便利である。また、気化器のスロットル弁を操作する直前や直後の現象のみを調査するためには、このような回転速度が変化しない運転条件を用いても支障はないと考えられる。

エンジンの暖機過程の状態を調べるときには、エンジン各部の温度は、表3.1に示す値を保つように制御された。これらの温度は、大気温度が15～25℃のときに、冷始動してから30～50秒経過した場合の暖機状態に対応している。以下、特に断わらないかぎり、このような温度条件下で実験を行なった。

表3.1 エンジン各部の温度条件

燃焼室壁	50-60 ℃
ライザ	25-30 ℃
エンジン冷却水	25-35 ℃
エンジンオイル	35-45 ℃

3.3 気化割合の測定結果

沢(3-4)、松岡・田坂(3-5)、田中(3-6)、あるいはCollins(3-7)らは、吸気系における燃料の気化割合の測定例をすでに報告している。これらの報告のうち多くは、実際のエンジンの替りに単純化した模型を用いて測定したものである。これらの測定結果によれば、気化割合は次のような多くの条件によって影響されるとされている。

- (1) 混合気の種類
- (2) 吸気系の温度
- (3) 測定位置
- (4) 気化器により供給された液滴の大きさ
- (5) 吸気系の幾何学的形状
- (6) その他

本研究では、先ず、実際のエンジンにおける気化割合を把握することを試みた。上記の様に、吸気系における気化現象には、様々な因子が影響しているため、一般化した気化状況を把握することは困難である。ここでは、量産乗用車用エンジンを用いて、通常使用されるエンジン運転条件のもとで、気化割合がどのように変化するかを実験的に調べてみた。この調査結果は、当然のことながら、使用したエンジン固有の特性を示しているが、実際のエンジンの一般的な傾向を定性的に示していると考えられる。測定結果を図3.2に示す。

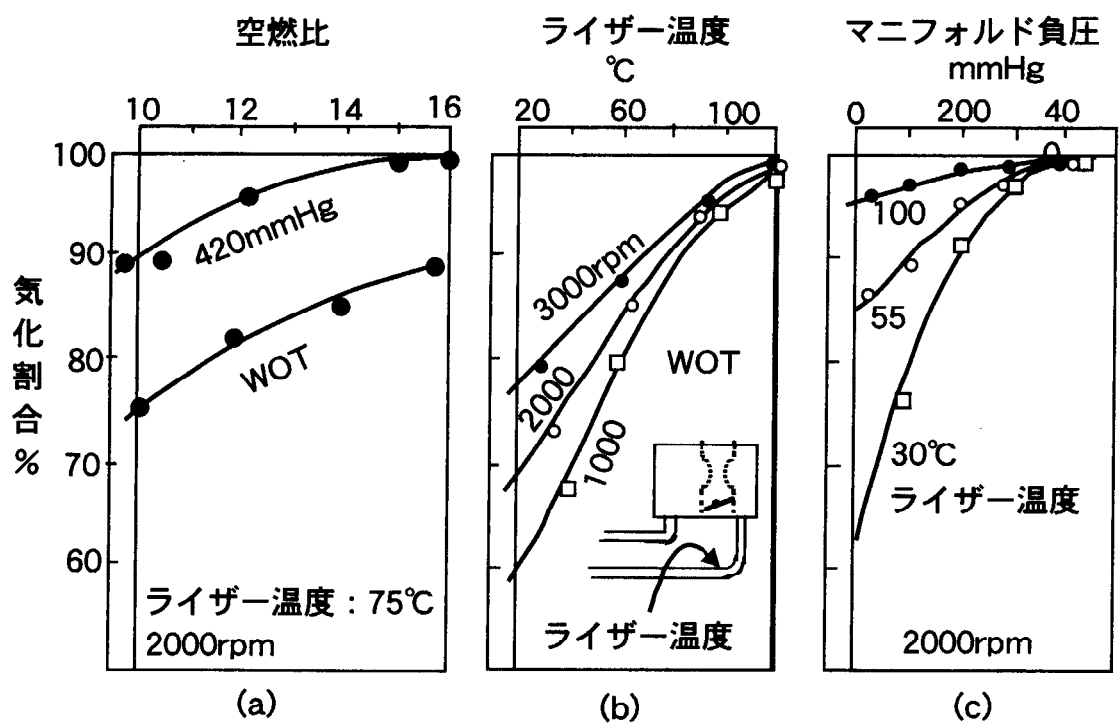


図3.2 エンジンの運転条件と吸気マニフールド内の燃料気化割合

図3.2(a)には、吸気マニフォールドのライザ部（気化器からの燃料が衝突する部分、後述する。）温度を一定に保ち、空燃比を変えたときの気化割合の測定結果が示されている。混合気が濃くなるにしたがって、気化割合は低下することがわかる。ライザ温度を上げると図3.2(b)に示すように、気化割合は増加する。ライザ温度を120℃以上に上げれば燃料はほとんど気化してしまう。しかし、温水加熱エンジンでは、このライザ温度はたかだか80℃であるから燃料の気化という観点からは、十分とはならない。常温下で冷始動をした場合には、燃料の気化割合は、60-80%程度であり、運転性の悪化の原因を作っていることが示唆される。図3.2(c)に示されている様に、マニフォールドバキュームは、気化割合に大きな影響を与える。ライザ温度30℃はエンジンの暖機前に相当するが、この場合にマニフォールドバキュームが0mmHg（WOTに相当）から400mmHg（定速走行時に相当）に高まると、気化割合は65%から100%までと大きく変化する。この気化割合のマニフォールドバキュームによる変化幅が大きいが、後述するように、暖機前運転時の混合気形成を複雑にしている。

3.4 加速時のエンジン作動に関する調査

3.4.1 加速時のエンジン

暖機過程中的エンジンにおいて、急加速を行なうと「もたつき（Hesitation）」とか、「いきつき（Stumble）」と呼ばれるような現象が発生して、車両の運転性が悪化することがよくある。これらの現象は、スロットル弁の開度に対応したトルクが得られず、車両が滑らかな加速が出来ない状態を示す。このような運転性の悪化を防止するために、気化器式エンジンの場合には、気化器にチョーク機構が装備されている。電子燃料噴射式エンジンの場合には、加速時の燃料増量補正がされている。この研究の次のステップとして、このような運転性に関する諸現象を把握してみることにする。対象は主に気化器式エンジンとするが、ポート噴射式エンジンにおいても傾向は概ね同じとなる。

図2.2に示す装置を用い、すでに述べた手法により加速時の状態を模して実験を行なった。スロットル弁を急に開くことにより、マニフォールドバキュームを、460mmHgから120mmHgまで変化させた。このときのトルク変化と空燃比変化を計測した。

スロットル弁のステップ状の急開に対応したステップ状のトルク変化が得られれば、良好な加速応答性が得られたことになる。スロットル弁の急開後には、気化器等の燃料供給系からは直ちに急開後の運転条件に対応した空燃比（ a/F ）が供給されることが確認されているから、燃料供給系からはステップ状の空燃比が供給されることになる。一方、ここで観測している空燃比変化は、燃焼室に供給された空燃比（ R_0 ）である。したがって、 R_0 が a/F に一致してステップ状に変化するのが望ましい特性であるといえる。

実験結果を図3.3に示す。「暖機後のエンジン」の場合には、図3.3(a)から分かるように、スロットル弁が急に開かれても、空燃比とトルクの変化は、ともにほぼステップ状に変化しており、ほぼ良好な加速応答性が得られている。

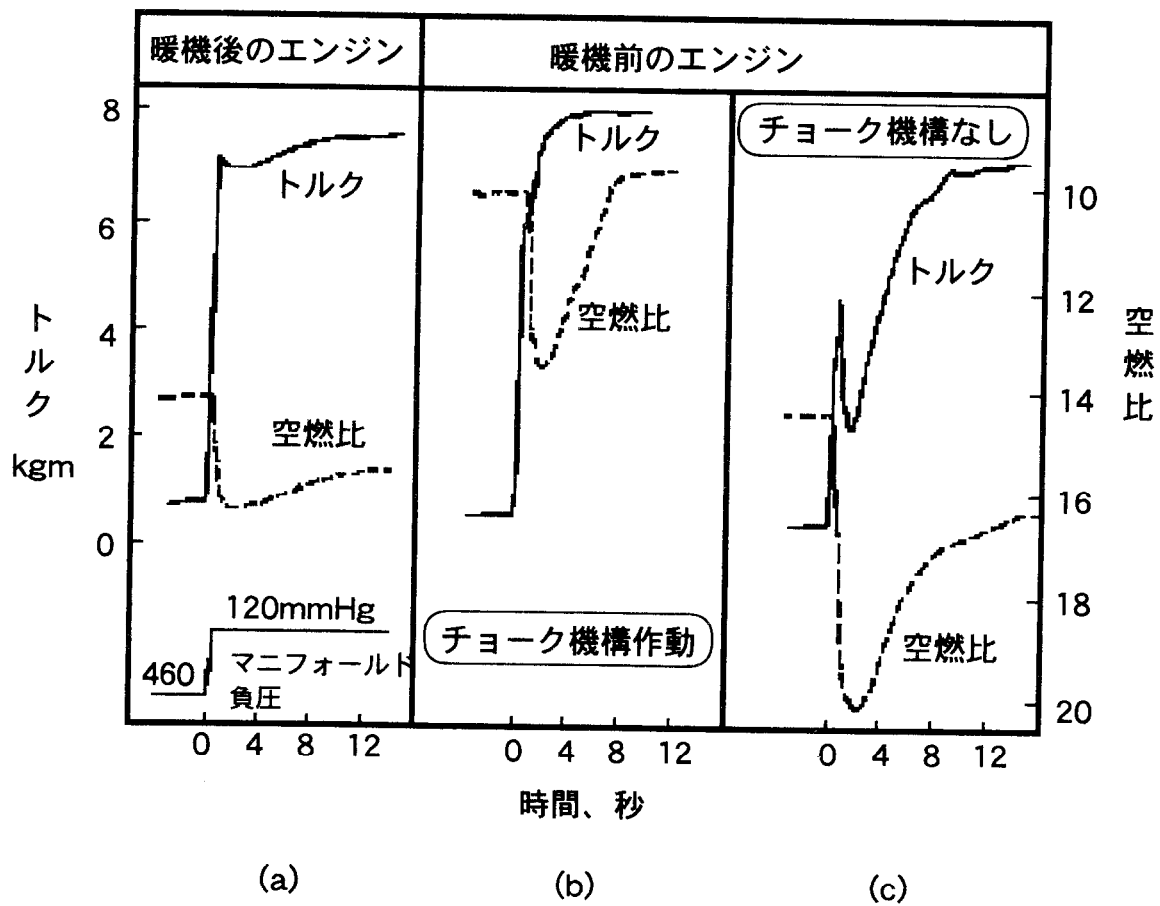


図3.3 加速時の空燃比とトルクの変化

一方、「暖機前のチョークなしエンジン」の場合には、図3.3(c)に示されているように、スロットル弁急開直後、混合気は鋭く薄くなり、その後ゆっくりと回復している。トルクの変化も、極めて不円滑であり、空燃比変化に対応しながら徐々に上昇している。暖機過程に見られる不円滑な加速性、即ち「もたつき」とか、「いきつき」は、この図3.3(c)に示されているようなトルク変化が原因であることが分かる。一般の気化器式エンジンは暖機前には、チョーク機構（吸気抵抗を増やして燃料吐出を増加させる機構）が作動する。この効果は図3.3(b)に示されている。チョークが装備されていても、スロットル弁急開直後には、混合気は急激に薄くなる。しかし、この空燃比変化は濃い混合気領域で発生しているために、トルク変化が不円滑になるようなことはない。このようにチョーク機構は、混合気を全般的に濃くすることで暖機過程の運転性悪化を防止しているが、その反面、濃すぎる混合気のために排出ガス中のHCやCOを増加させてしまうことになる。

次に、図3.3で見られたような不円滑なトルクの立ち上がりについて、更に詳しく調べてみることにする。エンジンの他の部分の温度は表3.1に示すような値に保ち、ライザの温度のみを変化させたとき、トルク変化がどのような影響を受けるかを調べた結果が、図3.4に示されている。ライザとは、気化器から供給された燃料を衝突させ、そこで燃料を気化させる吸気マニフォールドの一部を言う。図3.4によれば、他の部分の温度が低くても、ライザ温度さえ高ければ、トルクの立ち上がりは早くかつ滑らかになるということが分かる。いい替えれば、吸気系の燃料が衝突する部分を集中的に温度を高めれば、燃料の気化は向上し、吸気系における燃料の気化が充分であれば、暖機過程であっても良好な運転性が得られるといえる。

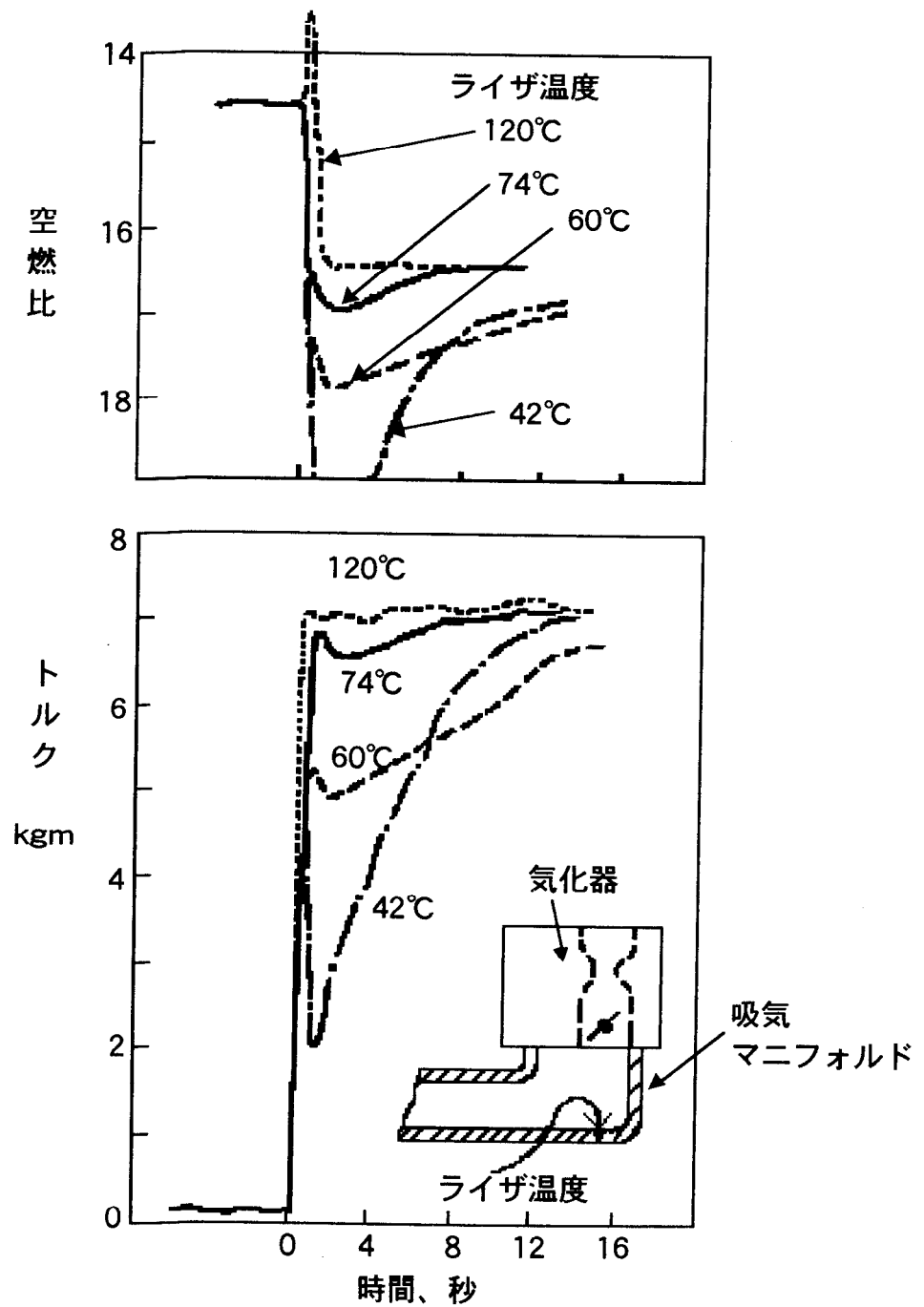


図3.4 ライザ温度の影響

3.5 減速時のエンジン作動に関する調査

冷始動してから20秒後に走行を開始した車両から排出されるCOガスの濃度は、図3.5(b)に示す実線のような変化をする。このCO濃度の変化を図3.5(a)のマニフォルド負圧変化と比較してみると、これら両者がよく対応した変化をしていることが分かる。この結果によれば、暖機過程のエンジンから排出されるCO濃度は、マニフォルド負圧により大きな影響を受けているということが推論される。そこで、加速時の場合と同様の手法を用いて、減速時の現象を調査してみた。この調査結果を図3.6(a)に示す。減速時の条件としては、マニフォルド負圧を20mmHg（WOTに相当）から360mmHgまで、スロットル弁を急閉することにより変化させた。図3.6(a)には、ライザ温度を変えたときの、減速時のCO濃度変化を比較した。暖機過程のエンジン（ライザ温度40℃の場合）においては、スロットル弁急閉直後にCO濃度は急激に増加し、その後、徐々に減少している。ライザ温度を高くしていくと、CO濃度が減少して一定の値を示すまでの時間が短くなる。この結果から、減速時には次のような現象が生じていると考えることができる。すなわち、マニフォルド負圧が燃料の気化割合に大きな影響を与えることは、すでに図3.2の説明で述べたが、減速時においても、急激なマニフォルド負圧の高まりにより、吸気マニフォルド内壁に付着している液状燃料が急激に気化する。このためエンジンの燃焼室に供給される混合気も急激に濃くなり、排出ガス中のCO濃度が増加する。エンジンが暖機過程であれば、吸気系の温度が低く、吸気系に溜っている液状燃料の量も多いために、COの排出量も多くなる。またマニフォルド負圧の変化幅が大きければ、気化する燃料量も多くなるので、COの変化幅も大きくなる。マニフォルド負圧の変化とCO濃度とが図3.5に示すように、よく対応しているのは、このような理由のためである。

上記の検討結果より、吸気系の燃料の気化の状態は、排出ガスにも影響することが判った。第4章において、燃料の影響に関して更に詳しい検討を加えることにする。

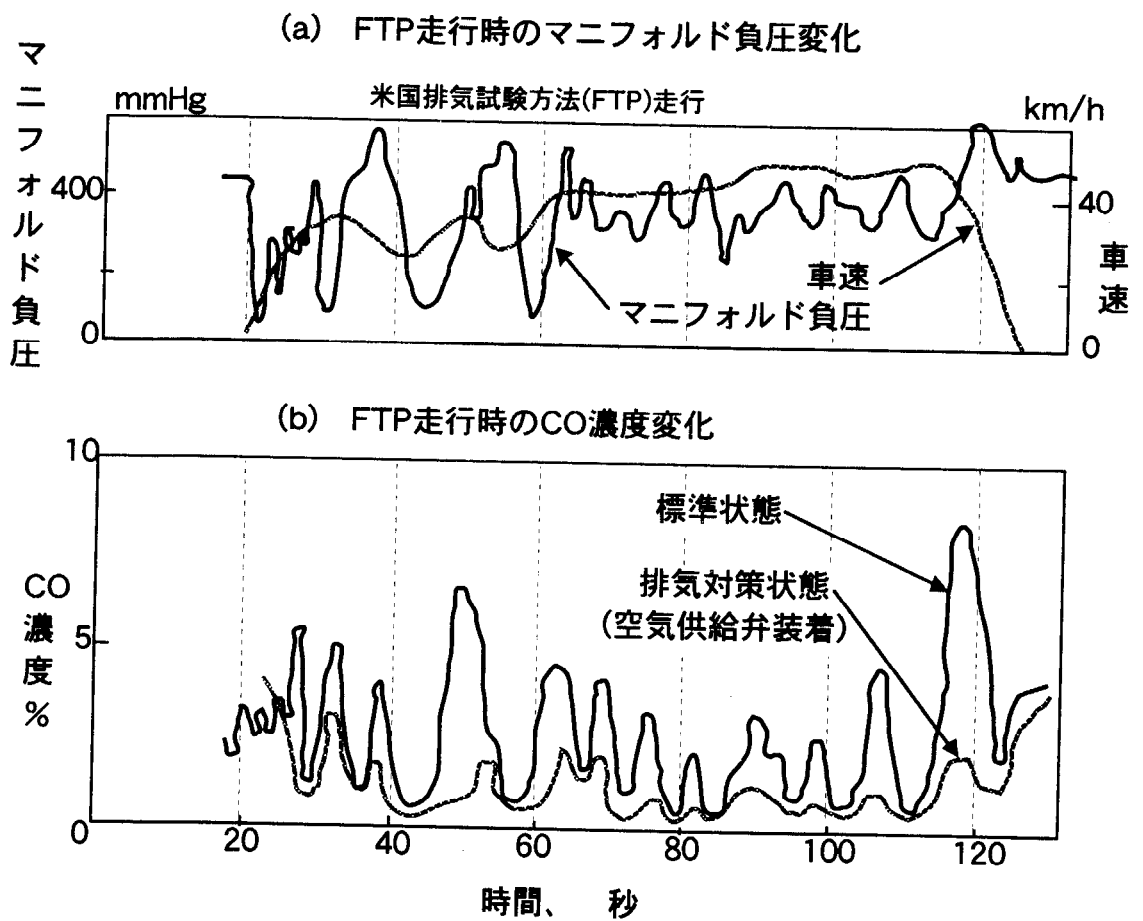


図3.5 暖機過程のエンジンから排出されるCOガス濃度

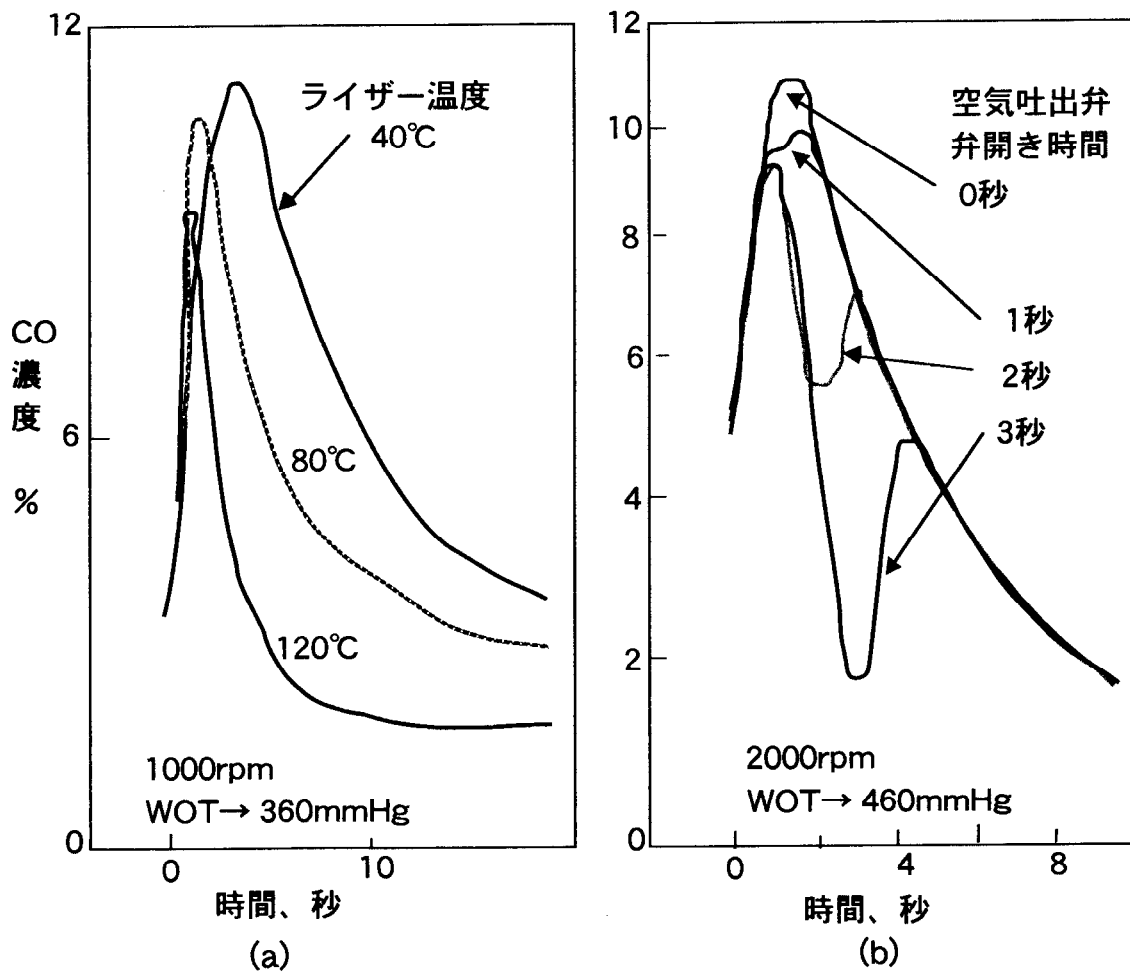
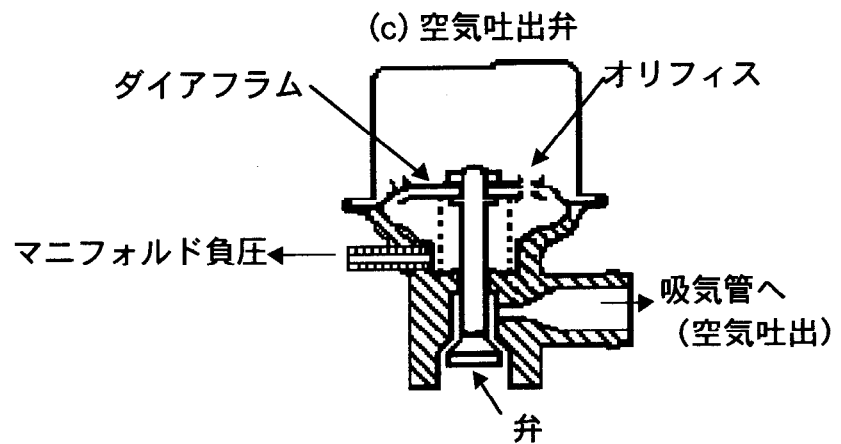


図3.6 減速時のCO濃度変化と空気供給弁の効果

3.6 吸気マニフォールド内における燃料の挙動

加速時においては、吸気マニフォールド内に燃料が液状で溜まるために、運転性が悪化する。一方減速時においては、吸気マニフォールド内に溜まっていた液状燃料が気化するために、排出ガス中のCOやHCが増加する。いいかえれば、過渡的な条件下では、気化器から供給された空燃比とは異なる混合気が燃焼室に供給されてしまうことになる。このような現象は、既に述べたように、暖機過程のエンジンにおいて特に著しいが、吸気マニフォールドの加熱が不十分なエンジン（たとえば温水加熱方式のエンジン）においては、暖機後のエンジンにおいても生じることがある。このように、吸気系における液状燃料の挙動は特に過渡的な運転条件下で重要な役割を果たしている。この研究では、定常状態における実験結果を用いて、過渡条件下の燃料挙動を説明することを試みた。

3.6.1 加速時の燃料挙動の解析

(1) 解析のための吸気系モデル

まず図3.8に示すような単純化した吸気系を考える。ここでは、“吸気系”とは、気化器と吸気弁との間に存在する部分を示すものとする。この図に示されているように、吸気系の入口側においては、気化器から空気 $A(g/s)$ と燃料 $F(g/s)$ が供給される。一方吸気系の出口側においては、空気 $a(g/s)$ と燃料 $f(g/s)$ が流出し、燃焼室に供給される。

(2) 定常時における諸関係

定常状態であれば、まず次式が成り立つ。

$$A=a, F=f \quad \text{-----}(2)$$

また、気化器より供給された混合気の空燃比 R_o 、吸気マニフォールド内の気化混合気（気化燃料と吸入空気的全量との混合気）の空燃比 R_v 、および気化割合 ε との関係は、式(1)から明らかなように、

$$R_o=A/F, R_v=A/F_v=a/F_v, \varepsilon=R_o/R_v \quad \text{-----}(3)$$

となる。また、

$$F=F_v+F_L \quad \text{-----}(4)$$

が成立する。ここで、

F_v : 気化燃料の流量(g/s)

F_L : 液状燃料の流量(g/s)

とする。

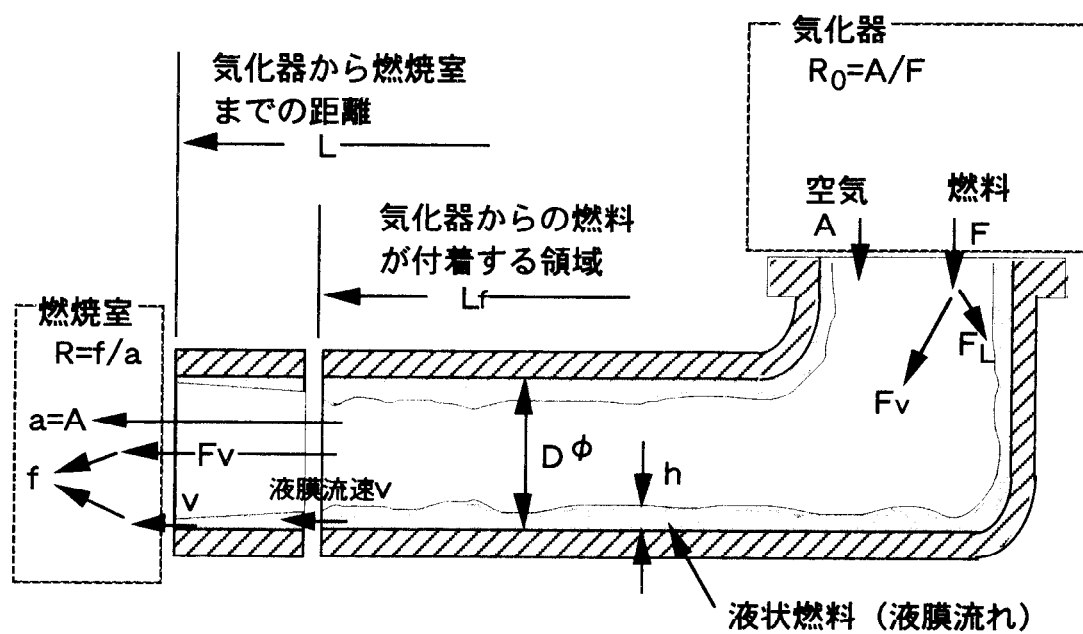


図3.7 吸気系のモデル

次に、液状燃料のすべては、吸気マニフォルドの内壁上を一様な膜状で流れると仮定すると、次式が成立する。

$$F_L = F(1 - \varepsilon) = \rho \cdot \pi \cdot D \cdot h \cdot v \quad \text{-----}(5)$$

ただし、

ρ : 燃料（ガソリン）の比重

D : 吸気系（マニフォルド）の内径

h : 液状燃料の厚さ

v : 液状燃料の平均流速

とする。

(3) スロットル急開時に対する諸関係

各記号に対する添字を次のように定める。すなわち、添字「1」および「2」は、それぞれスロットル弁を急開する「前」とその「充分後の安定した定常状態」を示すものとし、添字のない場合は「1」と「2」の間の過渡状態を示す。

スロットル弁が急に開いたときの空気流量および燃料流量についてまず考えてみる。先に述べたように、吸気マニフォルドの温度が充分高く保たれて、燃料の気化割合が高い場合には、スロットル弁が急に開かれても（通常、急全開するのに0.1～0.3秒要する）、エンジンのトルクは、急開後の開度に対する定常性能が直ちに得られる。この結果より、通常我々が車両を運転しているときに操作する程度のスロットル弁開度変化（0.1～0.3秒より長い）ならば、吸入空気流量も、気化器から吐出される燃料流量も、ほぼスロットル弁開度変化に応じて変化するということがいえる。したがって、

$$A = A_2, F = F_2 \quad \text{-----}(6)$$

としてもよい。また、スロットル弁を開いた後、マニフォルド負圧やライザ温度は変化しないとみなされるので、気化割合の変化についても、

$$\varepsilon = \varepsilon_2 \quad \text{-----}(7)$$

と考えても支障無い。

吸気マニフォルド内に存在する液状燃料の総量を Q とすると、

$$Q_1 = \rho h_1 S, Q_2 = \rho h_2 S \quad \text{-----}(8)$$

が成り立つ。ここで、

S : 吸気マニフォルドの内表面積

スロットル弁を急開した後の過渡状態に対しては、 t を時間として、次式が成立する。

$$dQ = \rho S dh = F_{L2} dt - \rho \pi D_{v2} h dt \quad \text{---(9)}$$

すなわち、吸気マニフォルド内の液状燃料量の増加 $\rho S dh$ は、気化器から供給された燃料のうちの液状の部分 $F_{L2} dt$ と吸気マニフォルドから流出する液膜の量 $\rho \pi D_{v2} \cdot h dt$ の差に等しい。

(9) に示した微分方程式は容易に解けて次式が得られる。

$$\begin{aligned} \frac{h}{h_2} &= 1 - \left(1 - \frac{h_1}{h_2}\right) e^{-F_{L2} \cdot t / Q_2} \quad \text{---(10)} \\ &= 1 - \left(1 - \frac{Q_1}{Q_2}\right) e^{-F_{L2} \cdot t / Q_2} \end{aligned}$$

一方過渡状態に対する空燃比変化は、(5) 式を用いて、

$$R = \frac{a}{f} = \frac{A}{F_v + F_L} = \frac{A_2}{F_{v2} + F_L} = \frac{A_2}{F_{v2} + \rho \pi D_{v2} h} \quad \text{---(11)}$$

で表わされる。(11)式に(10)式を代入すると、

$$\begin{aligned} R &= \frac{A_2}{F_{v2} + F_{L2} \left\{ 1 - \left(1 - \frac{Q_1}{Q_2}\right) e^{-F_{L2} \cdot t / Q_2} \right\}} \\ &= \frac{A_2}{F_2 - F_{L2} \left(1 - \frac{Q_1}{Q_2}\right) e^{-F_{L2} \cdot t / Q_2}} \quad \text{---(12)} \end{aligned}$$

が得られる。あるいは、これを書き換えて

$$\frac{R}{R_2} = \frac{1}{1 - (1 - \varepsilon_2) \left(1 - \frac{Q_1}{Q_2}\right) e^{-F_{L2} \cdot t / Q_2}} \quad \text{---(13)}$$

と表わすこともできる。

今迄に述べてきた解析結果は、吸気系全体にわたって、液状燃料の厚さは一定であるという仮定に基づいている。田中の報告(3-5)によれば、通常の気化器により供給された液滴は、気化器から25~40cm以内の吸気マニフォルド内壁に付着されてしまうということである。この結果は、水平な直管の吸気管を単気筒エンジンに取りつけた場合のものであり、この液滴飛翔距離 L_f は、当然空気流速や吸気系の形状によって変わるであろう。この報告を参考にすれば、吸気系における液状燃料の挙動は、次のように考えるのがより实际的であろう。すなわち、気化器から供給された液滴は、気化器からの距離

L_f の範囲で吸気系の内壁に付着され、そこに形成された液膜が流速 v で流れていくものとする。計算を簡単にするために、 L_f の範囲内では、液滴は一様に付着し、したがって L_f の範囲内では、液膜厚さは一様であると考え。この考え方に従えば、気化器から距離 L_f の地点における空燃比変化は、式(12)あるいは(13)で表わされることになる。この L_f の地点から燃焼室（距離は $L-L_f$ となる）まで、気化混合器は殆ど時間遅れなく送られ、液状燃料は $t_0=(L-L_f)/v_2$ の時間が余分にかかって送られると考えることとする。

以上のような仮定に基づくと、燃焼室における空燃比変化は、式(12)あるいは(13)を変形して、次のように表わされる。

$$\frac{R}{R_2} = \frac{1}{1 - (1 - \varepsilon_2) \left(1 - \frac{Q_1}{Q_2}\right)} \quad \text{-----} \quad <t < t_0$$

$$\frac{R}{R_2} = \frac{1}{1 - (1 - \varepsilon_2) \left(1 - \frac{Q_1}{Q_2}\right) e^{-FL_2 \cdot (t-t_0)/Q_2}} \quad \text{-----} \quad t_0 < t$$

(15)

ここで、

$$t_0 = (L-L_f)/v_2 \quad \text{-----} \quad (16)$$

この(15)式を用いて、加速後の空燃比変化を求めるためには、 Q の値が必要とされる。そこで次に、この Q を求める方法について述べる。

(4) 吸気系に存在する液状燃料量の求め方

吸気系の液状燃料を求める方法について、次に3種類記す。この液状燃料量を実験的に直接確認することは極めて困難であるので、これら3種類の別々の方法で得られた結果を互いに比較することにより、この求め方の吟味を行なうことにする。

(a) 液膜の流速から求める方法

条件「2」に対する式(5)を、ここに再び記すと、

$$F_2(1 - \varepsilon) = n \rho \pi D h_2 \cdot v_2 \quad \text{-----} \quad (17)$$

ただし、ここでは多気筒エンジンを想定して、 n は、吸気マニフォールドのブランチ数を表わすものとする。吸気マニフォールド内の平均空気流速を V_m とすると、これは次式で求められる。

$$V_{m2} = \frac{A_2}{n} \frac{4}{\pi D^2} \frac{1}{\gamma} \quad (\text{cm/s}) \quad \text{-----} \quad (18)$$

ただし、ここで γ は空気の比重である。

沢らの報告(3-3)によれば、 v は V_m にほぼ正比例するとされている。この結果を利用すると、 v_2 は k を比例定数とし、

$$v_2 = kV_m = 4kA_2 / (n\pi D^2 \gamma) \quad (19)$$

で表わされる。液膜の流速は、液膜の表面流速の1/2であると仮定すると、沢の結果より次の数値を得る。

$$k \doteq 0.01$$

すると、液状燃料量は次のようになる。

$$\begin{aligned} Q_2 &= \rho S h_2 \\ &= \frac{\rho S \cdot F_2(1 - \varepsilon_2)}{n \rho \pi D v_2} = \frac{F_2(1 - \varepsilon_2)}{n \rho \pi D} \frac{n \pi D^2 \gamma}{4kA_2} \rho S \\ &= \frac{S}{R_2} \frac{1 - \varepsilon_2}{4k} \gamma D \end{aligned} \quad (20)$$

この実験で用いられた数値を、(20)式に代入すると、

$$Q_2 = 1.8 \text{ (g)}$$

となる。この数値は、付図3.1で示した補助加速ポンプに必要とされる燃料量とほぼ一致しており（この場合には $Q_1 \doteq 1.5$ と考えることができる）、この数値の妥当性が示されていると言える。加速ポンプは吸気マニフォルドに付着してしまう液状燃料を補うために、加速時に追加燃料を供給するための装置である。

(b) 加速時の空燃比変化から推定する方法

図3.3(c)に示したように、加速時の空燃比は、急激に大きくなった（希薄化）後、徐々に回復している。この異常な変化は、供給された燃料の一部が吸気系に溜まるためである。したがって、この空燃比変化の異常な部分を積分すれば、加速時に吸気系にたまった燃料が求まることになる。加速前の状態では、マニフォルドバキュームが高いために、図3.2(c)より明らかなように、液状燃料は極めてわずかである。ゆえに、加速時にたまった液状燃料量は、その条件下で吸気系に存在している液状燃料量とみなすことができる。この求め方を式で表わせば、次のようになる。

$$Q_2 = \int_0^{\infty} \left(\frac{A_2}{R_2} - \frac{A_2}{R} \right) dt \quad \text{—————} \quad (21)$$

図3.3(c)の場合に、この方法を適用すると、 $Q_2 \doteq 2.0$ (g) となり、これは(20)式を用いて得られた結果とほぼ一致している。

(c) 減速時の空燃比変化から推定する方法

減速時、すなわちスロットル弁を急に閉じたとき、吸気系にたまっていた液状燃料が気化するために混合気が著しく濃くなることはすでに述べた。混合気が濃くなるとCO濃度が増加すると同時にCO₂濃度は減少する。したがって、吸気系の液状燃料量は、このCO₂濃度変化からも推定できることになる。この手法は、空燃比変化が理論空燃比より小さい側で生じている場合に適用できよう。

図3.8(a)は、スロットル弁開度を固定しておき、外から少量の燃料を素早く吸気系へ供給したときのCO₂濃度変化を示している。このCO₂濃度の減少した部分の面積（図中にハッチングを施してある部分）と供給した燃料量との関係をグラフに示すと、図3.8(c)のようになる。この関係は、マニフォルドバキュームが360mmHgと高い条件下で求められているので、外から供給した追加燃料はほとんどすべて気化したと考えてよい。減速時にも、吸気系の液状燃料はほとんどすべてが気化してしまうと考えられるから、図3.8(c)の关系を用いれば吸気系の液状燃料量が推定できることになる。

図3.8(b)は、エンジン回転速度1000rpmで、マニフォルドバキューム20mmHg (WOT) から360mmHgまで減速したときのCO₂濃度変化を示す。この例の場合に図3.8(c)を適用すると、

$$Q_2 \doteq 5.0 \text{ (g)}$$

となる。一方(20)式を用いて、この運転条件下の場合について計算すると、 $Q_2 \doteq 4.6$ (g) となる。これら両手法を用いて得られた結果は、ほぼ一致している。この結果より、(20)式を用いる手法は先に示した条件とは異なる別の条件下でも適用できることが証明されたことになる。これ以後、吸気系での液状燃料量を求める場合には(20)式を用いることにする。この(20)式を(13)式あるいは(15)式に代入すれば、加速後の空燃比変化を数値的に解くことができる。

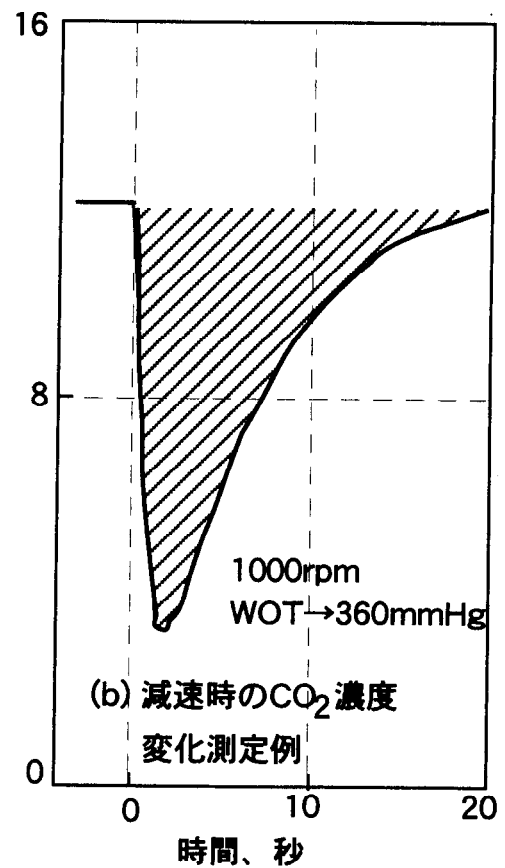
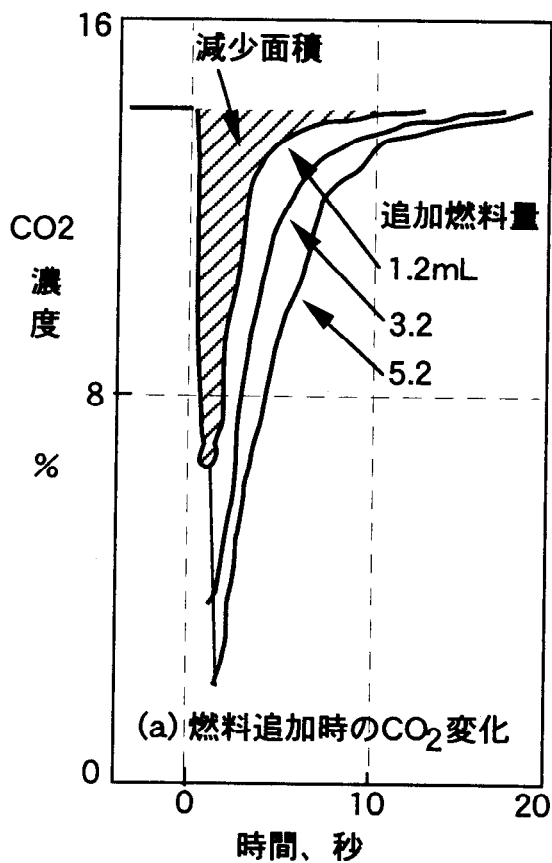
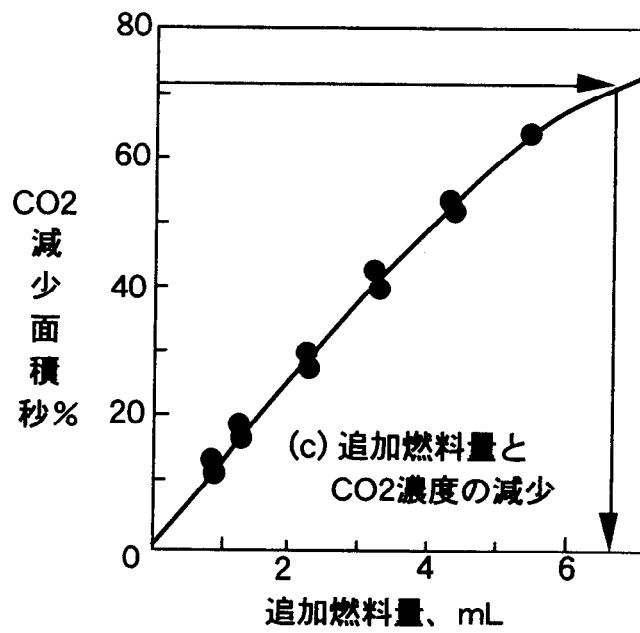


図3.8 追加燃料とCO₂濃度の減少との関係

3.6.2 計算結果と実験結果との比較

図3.4(c)に示した実験結果の空燃比変化を、計算結果と比較してみることにする。
気化割合は、図3.3(c)より、

$$\varepsilon_1 \doteq 1.00, \quad \varepsilon_2 \doteq 0.80$$

となる。エンジンの運転条件より、

$$R_2=16.0, \quad A_2=24.2 \text{ (g/s)}, \quad F_2=1.51 \text{ (g/s)}$$

となる。実験に用いた吸気系の形状より、

$$S \doteq 1600 \text{ (cm}^2\text{)}, \quad D=3 \text{ (cm)}, \quad L=35 \text{ (cm)}$$

が得られる。空気とガソリンの比重は、

$$\begin{aligned} \gamma &= 1.2 \times 10^{-3} \text{ (g/cm}^3\text{)} \quad \text{————— (760mmHg, 20℃において)} \\ \rho &= 0.75 \text{ (g/cm}^3\text{)} \end{aligned}$$

吸気系の液状燃料量は(20)式を用いて、

$$G_1 \doteq 0 \text{ (g)}, \quad Q_2=1.8 \text{ (g)}$$

となる。実験に用いた吸気系は4つのブランチを持っていることより、(19)式を用いて液膜の流速は、

$$v_2=9 \text{ (cm/s)}$$

となる。この値は、(16)式に示した t_0 を求めるのに用いられる。

先に示したように、曲がりのない吸気系の場合、 $L_f=25\sim 40\text{cm}$ となる報告(5)があるが、この実験では、図3.7に示すように、気化器のすぐ下流に直角の曲がり部を持った吸気系を持っているから、 L_f は、これらの値より小さいと考えられる。ここでは L_f を正確に求めることは困難なので、いくつかの仮定値を用いて計算を行なうことにする。

まず L_f を変えた場合の計算結果を図3.9に示す。図3.3(c)の場合には、通常の加速ポンプが作動しているので、付図3.1の(a)に示す吐出特性で加速直後に少量の燃料が余分に加えられていることを考慮して計算を行なった。図3.9に示す実験結果は、排気ガス分析より得られた空燃比の変化であるから、分析計の応答遅れが含まれている。

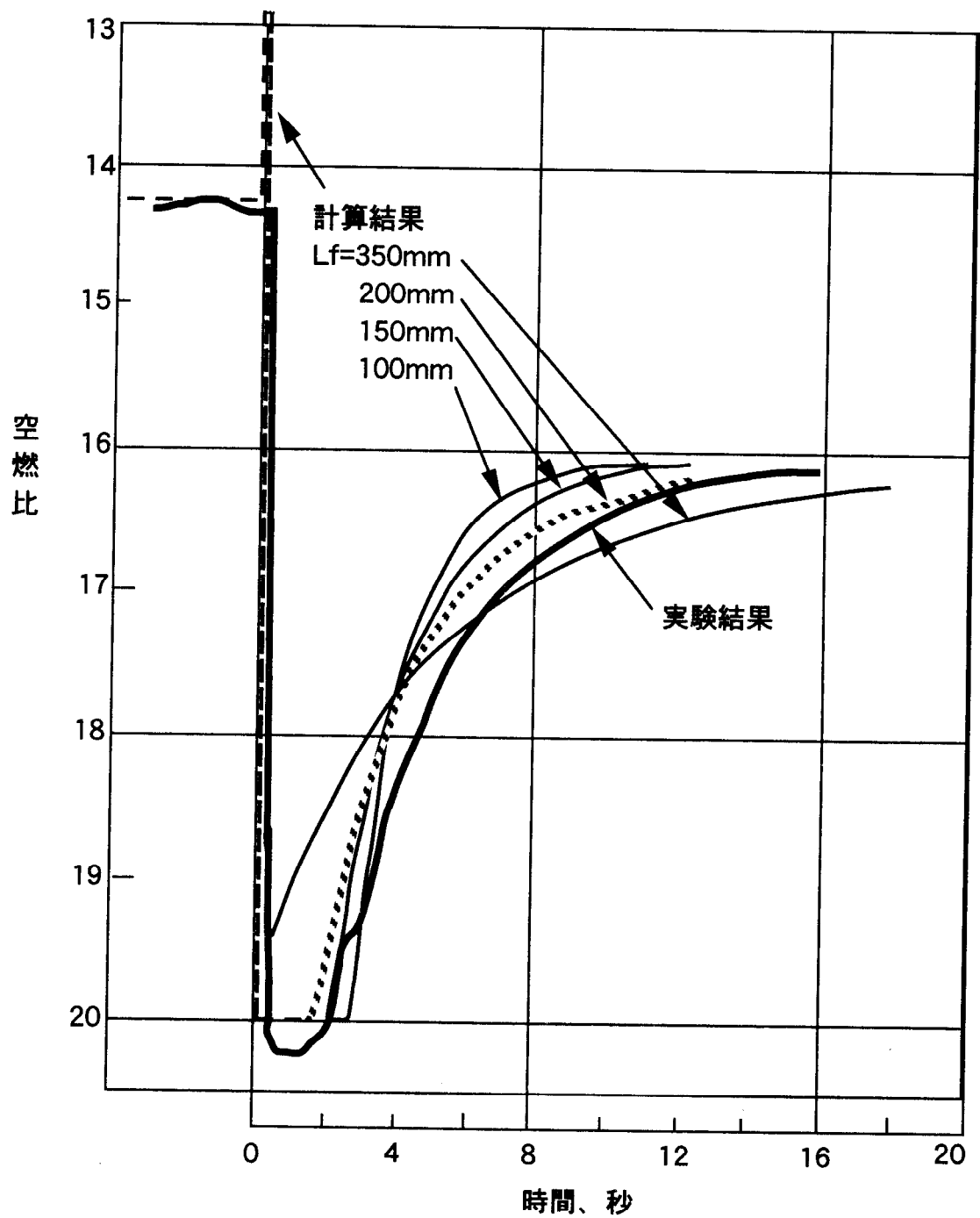


図3.9 計算結果と実験結果の比較 (1)

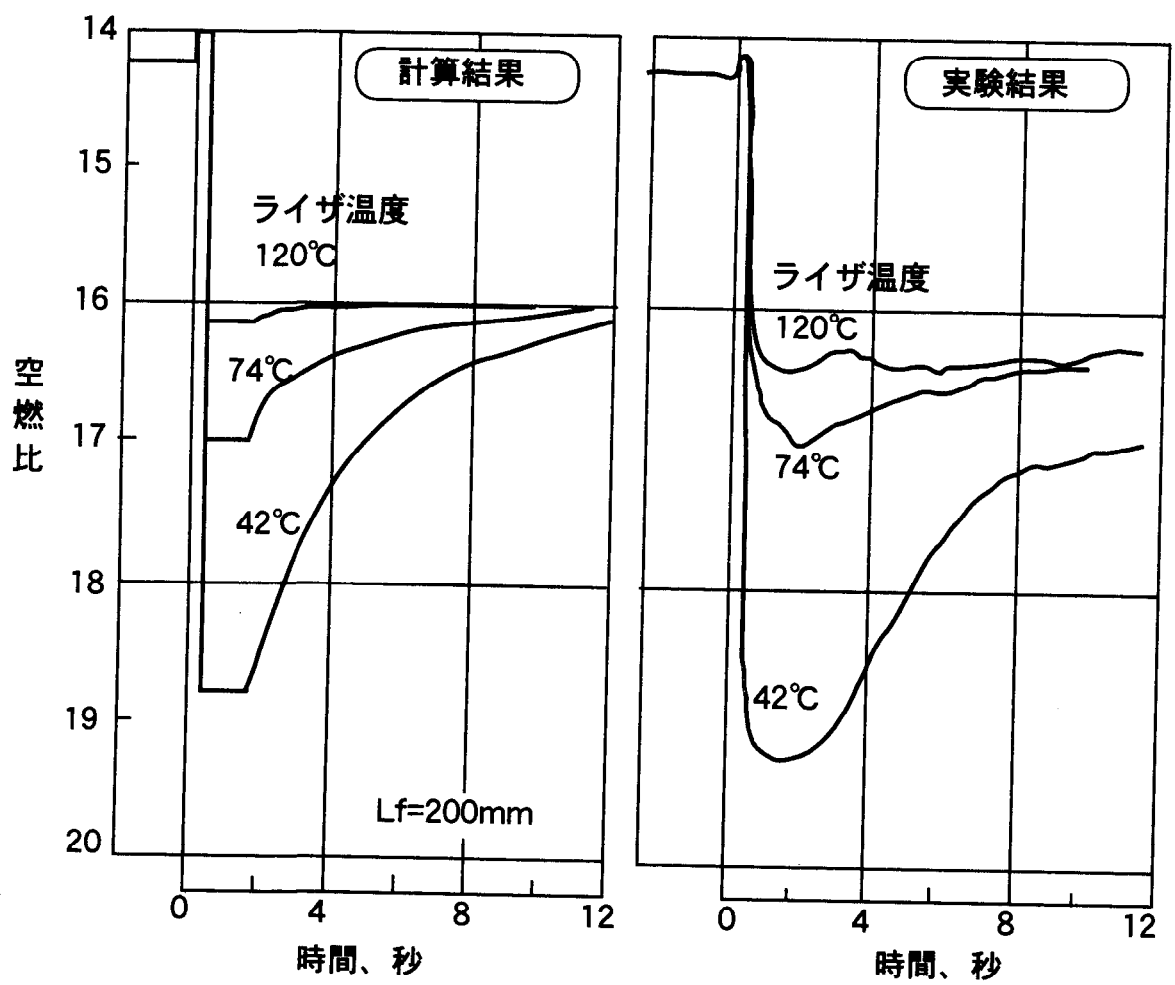


図3.10 計算結果と実験結果の比較 (2)

サンプリング系の遅れは修正してあるが、分析部の遅れや、排気成分ごとの遅れの違いなどに起因する誤差は含まれている。このような実験上の誤差を考えれば、 $L_f=15\sim 20\text{cm}$ と想定した場合の計算結果は、実験結果とよく一致していると考えてよいだろう。次にライザ温度を変えたときの実験結果と計算結果を比較してみる。図3.9の結果を考慮して、ここでは、 $L_f=20\text{cm}$ として計算を行なった。図3.10に示されるように、ライザ温度を変えたときの空燃比変化の傾向は、計算結果でよく表わされているといえる。

以上の2つの例で示したように、スロットル急開時の空燃比変化は、(13)あるいは(15)式でよく表わされることがわかった。

3.6.3 加速時の空燃比変化に影響を与える因子

空燃比変化を表わす(15)式を見れば、どのような因子がどのような影響を与えるかがよく分かる。スロットル弁を開いた直後の、最も混合気が薄くなる値は、吸気系における燃料の気化割合で決定される。薄くなった混合気が回復を始める迄の「遅れ」は、(16)式の t_0 で表わされるように、吸気系を短くし、気化器からの液滴飛翔距離を大きくし、あるいは液膜の速さを早くすれば小さくできるようになる。吸気系の内径を細くして、空気流速を上げれば、液滴の飛翔距離は長くなり、液膜の速さも早くなるであろう。空燃比が回復する迄の時間には、液状燃料量 Q_2 が大きく影響する。回復を早めるためには、できるだけ Q_2 を小さくすることが必要であるが、これには気化割合を高くし、吸気系の内表面積を小さくし、吸気系の径を細くすることが効果的であるといえよう。

以上のように各因子の影響を見てみると、加速時の空燃比変化を望ましいものに近づけるためには、吸気系はできるだけコンパクトな形状が適しているといえるであろう。

ここで述べてきたような各因子の影響については、今迄定性的にはあるが経験的に知られていた。(15)式は、単純化したモデルより得られたものであるが、これは吸気系における燃料の挙動をよく表わしており、この式より得られる定量的な情報は、今後の吸気系の設計に大いに役立つと考えられる。

3.7 まとめ

暖機過程におけるエンジンの燃料挙動に対して得られた結果をまとめると以下のようなになる。

- (1) 吸気系における燃料の気化割合が測定され、エンジン運転条件がこの気化割合にどのような影響を及ぼすかが明確にされた。
- (2) 吸気系での燃料の気化状態が悪いと、過渡的な運転条件下では、気化器から供給された空燃比とは異なる空燃比の混合気が、エンジンの燃焼室に供給されることになる。すなわち、
 - ・ 気化器のスロットル弁を急に開いて加速しようとする、気化器からの燃料の一部が吸気系に液状燃料として溜まるために、燃焼室へ供給される混

合気は一時的に極めて薄くなる。このために、加速時の運転性（加速性）が悪化する。

- ・ 気化器のスロットル弁を急に閉じると、吸気系に液状燃料として溜まっていた燃料が、高いマニフォールドバキュームのため急激に気化して、燃焼室へ供給される混合気は一時的に極めて濃くなる。このために、減速時にCOやHCの排出ガスが増加する。

- (3) スロットル弁を急開したときの、燃焼室に供給される混合気の空燃比変化を計算で求める手法を示した。この計算結果は、実験結果とよく一致することが確認された。過渡時の空燃比変化には、吸気系における燃料の気化割合だけでなく、液状燃料の絶対量そのものが重要な役割を果している。
- (4) スロットル弁急開時の空燃比変化が計算により推定できることになったため、吸気系の諸形状がこの空燃比変化にどのような影響を与えるかが明確になり、吸気系の設計に大いに役立つようになった。

参考文献

- (3-1) Bond,W. "Quick-Heat Intake Manifolds for Reducing Cold Engine Emissions", SAE Paper 720935
- (3-2) 沢、「燃焼時におけるマニフォルド内の燃料の挙動について」、内燃機関 1973, Vol.27, No.4, 342 - 349
- (3-3) 沢、堀、山口、「メタノール機関の吸気管内における燃料液膜の挙動」 1974, Vol.13, No.155, 11-25
- (3-4) Sawa,N, "On the Behavior of Fuel Liquid Film Thickness in the Intake System", JARI Tech.Memo" Sept. 1971, No.2
- (3-5) 田中、土居、須合、「エンジンの過渡特性におよぼす吸気加熱の影響（第1報）」、第15回JARI研究集会前刷集、昭和50年1月, 51-60
- (3-6) 松岡、田坂、鶴田、「四サイクル機関の吸気過程に関する研究」、自動車技術学術講演前刷集、No.713, 1972, 459-469
- (3-7) Collins,M.H, "A Technique to Characterize Quantitatively the Air Fuel Mixture in the Inlet Manifold of a Gasoline Engine", SAE Paper 690515
- (3-8) M.Nakada, S.Kajiya, M.Amano, "Some Effects of Fuel Behavior in the Engine Intake System on Exhaust Emissions and Vehicle Driveability", FISITA XVth Congress Tokyo 1976, 2-17, 2・141-2・148

第4章 ガソリン性状が運転性と排出ガスに与える影響

4.1 まえがき

第3章においては、特に暖機前のエンジンにおいて燃料の挙動が過渡的な運転条件下、すなわち、急加速時や急減速時に、車両の運転性や排出ガスに与える影響について解析を行った。その結果、液状で吸気系に溜まっている燃料の挙動が重要な役割を果たしていることを示した。第4章では、この燃料挙動が運転性や排出ガスに与える影響について、燃料性状の面から追及した。

ガソリンの性状が車両の運転性に影響を与えることは気化器付きエンジンの時代に多くの検討がなされ、多くの報告がなされている。しかし、これらのほとんどが車両で路上走行し、運転者が官能評価した場合の実験結果であり、定量的な議論がしにくい。本研究では、スロットル弁を急開したときの台上エンジンのトルク応答性を観測する方法を用いることにより、車両の加速時の運転性（加速応答性）を、エンジン台上で、再現性よく、かつ定量的評価が出来るようにした。この手法を最新の吸気管燃料噴射エンジンに用いて、ガソリン性状がエンジンの応答性に与える影響を調べた。その結果、燃料の気化特性を表わす蒸留性状、特に50%留出温度が加速応答性に大きな影響を与えることが明らかとなった。また、この50%留出温度は、排出ガス中のCOとHCにも大きな影響を与えることが分かり、燃料性状が排出ガスと運転性の両立にとって重要な因子であることが示された。また、吸気弁に生成されるデポジットに、燃料が吸着されるために、燃焼室への燃料供給が一時的に阻害され、運転性と排出ガスの悪化をもたらすことも明らかにされた。

4.2 エンジンの加速応答性の実験

(1) エンジン実験装置

従来は、車両の加速時の応答性は、ほとんどが車両を路上走行し、運転者が官能評価していた。そのために、定量的評価が出来ず、また、再現性が悪く、関連因子の解析が正確に出来にくかった。本研究では、図4.1に示すエンジン実験装置により、従来の問題点を解消した。これは、基本的には、第2、3章で用いた装置とほぼ同じものである。吸気管燃料噴射方式のエンジン単体をエンジンベンチに搭載し、その出力軸を電磁式トルク計を介して直流動力計に接続した。エンジンのスロットル弁を電動式制御装置により、急開閉あるいは定められたパターンで開閉した時のトルク変化、空燃比変化、排気ガス変化等を測定した。動力計は定速度制御で運転されているので、エンジンのスロットル弁を急開しても、エンジン回転速度はほぼ一定に保たれている。エンジンの暖機過程を再現するために、エンジン冷却水は30℃、エンジンオイル温度は40℃に保った。

(2) 加速応答性の評価方法

エンジンのスロットルを急開したときのトルク変化が、トルク安定値の90%に達するまでの時間 $T_r(\text{sec})$ で加速応答性を定義した（図4.1参照）。

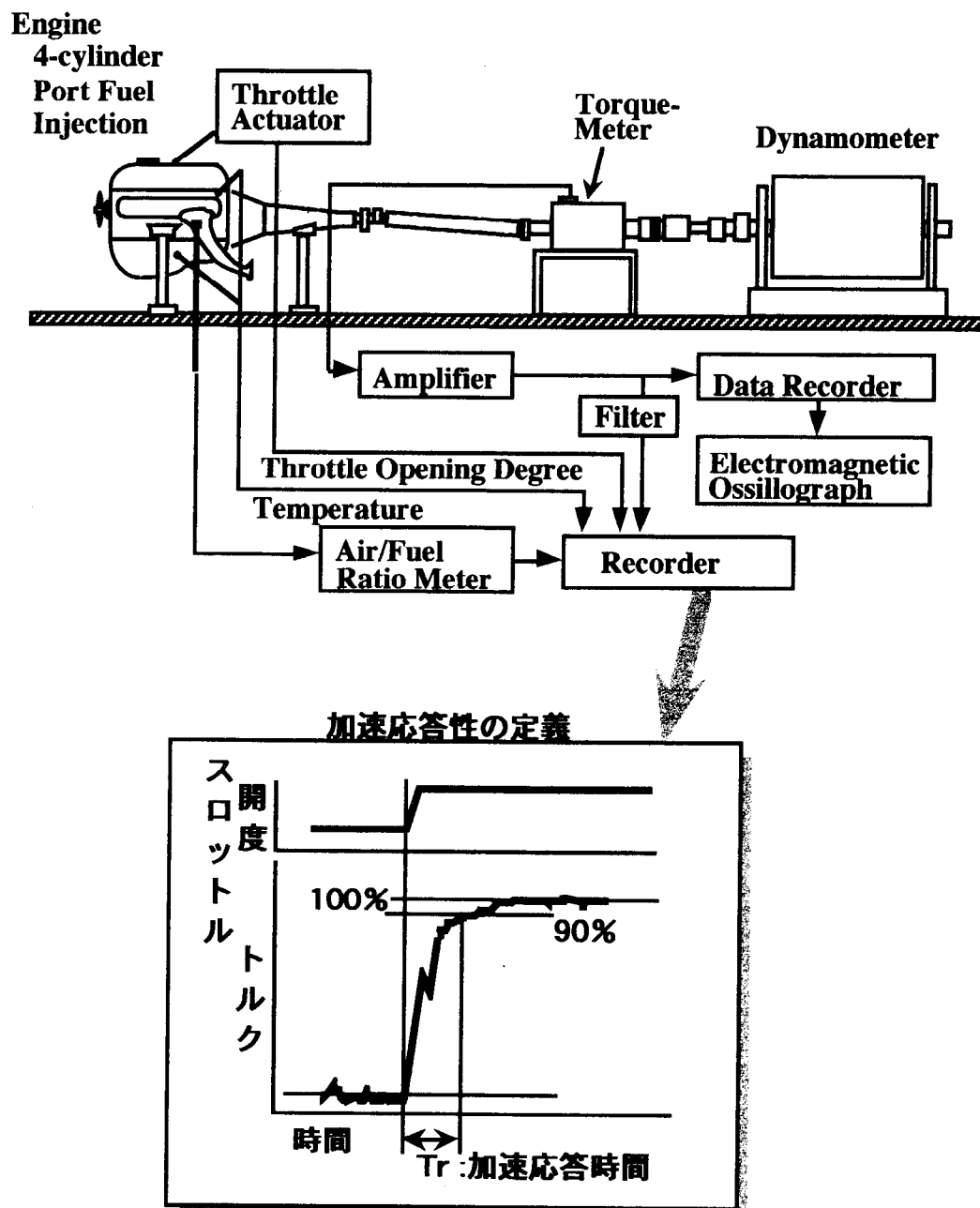


図4.1 エンジン実験装置と加速応答性の定義

4.3 ガソリンの揮発性とエンジンの加速応答性

(1) ガソリンの揮発性の影響の予測

第3章に示した吸気系の燃料挙動から、ガソリンの揮発性がスロットル弁を急開したときの空燃比あるいはトルク応答性に大きな影響を与えることが予想された。第3章においては、空燃比変化を求める計算式(15)では、 $\varepsilon=0.8$ (80%) とした。実験結果より、第3章で用いた燃料と実験条件の場合は、 $\varepsilon=0.8$ が妥当であると考えられたからである。ここでは、ガソリンの揮発性（したがって、ガソリンの気化割合）がこの空燃比変化にどのような影響を与えるかについて、計算式(15)式を用いて予測してみることにする。

第3章の計算式(15)において、ガソリンの気化割合を、 $\varepsilon=0.7, 0.8, 0.9, 0.95$ とした場合の空燃比変化を計算した。その結果を図4.2に示す。この図に示されるように、スロットル弁急開直後は、気化混合気のみが燃焼室に供給されることになる。例えば、気化割合が0.8の場合はこの空燃比は20、気化割合が0.9の場合はこの空燃比は約17.8となる。通常のカソリンエンジンにおいては、空燃比が18程度であると、エンジンは失火してしまい、エンジンが出力を発生しないために、車両としては、加速時に「いきつき」あるいは「もたつき」を発生することとなる。気化割合が0.95の場合はこの空燃比は約16.8となり、エンジンは失火しないと考えられる。この結果、加速時においては、気化割合がわずか0.05%程度変化しても、運転性には大きな影響を与えることになり、燃料の揮発性は、運転性の観点から重要な因子であるということが判った。

以上の様な予測結果に基づき、この章においては、ガソリンの揮発性が加速時の応答性に与える影響について、実験的に研究してみることとした。

第3章、式(15)による計算結果

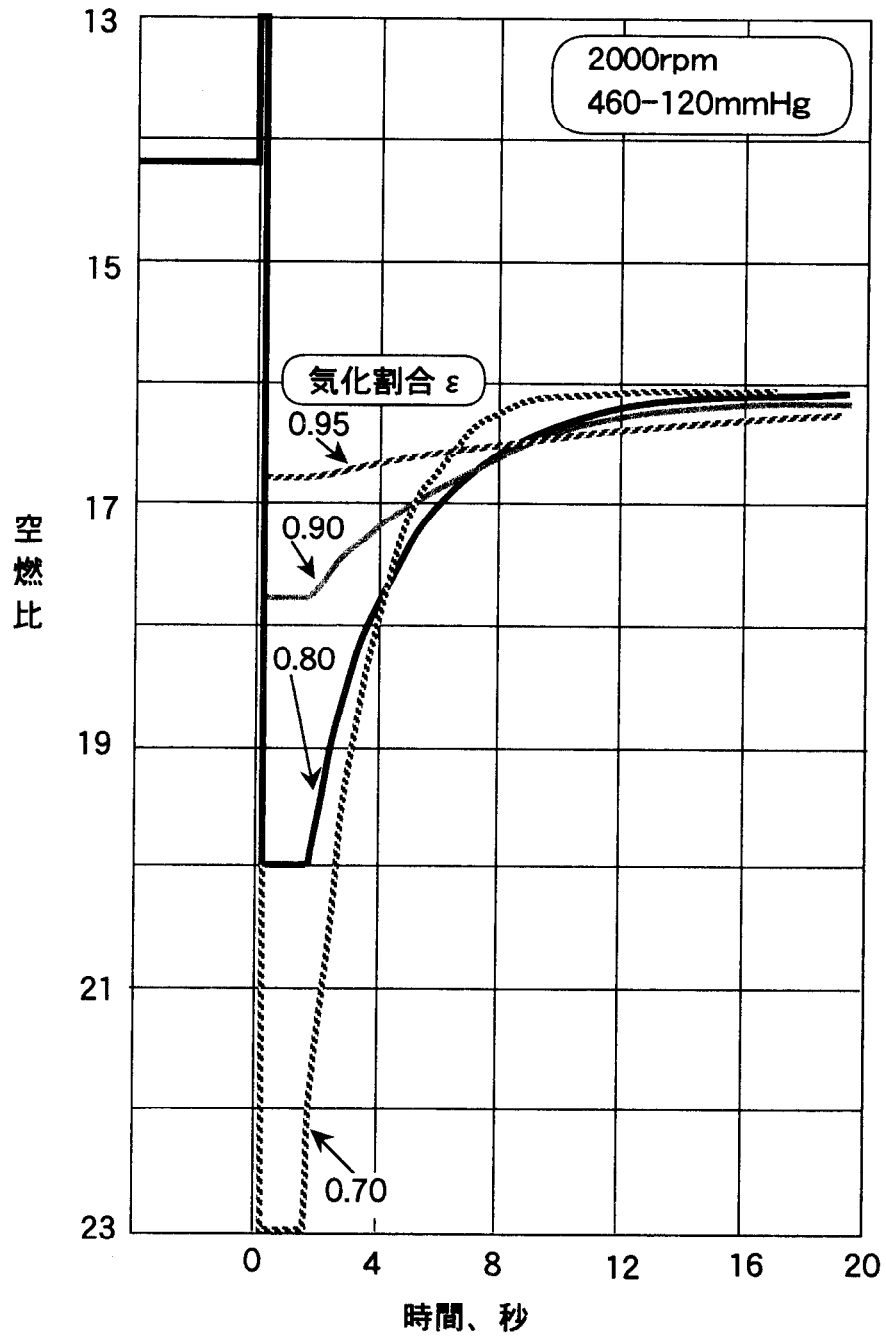


図4.2 ガソリンの気化割合が加速時の空燃比変化に与える影響（計算例）

(2) ガソリンの揮発性がエンジンの応答性に与える影響の実験的検討

先ず、ガソリンの揮発性の内、どのような特性が加速応答性に影響するかを調べてみた。一般的には、付録4.1に示すように、ガソリンの揮発性はリード蒸気圧 (Reid Vapor Pressure:RVP) と蒸留特性 ($T_{10} \sim T_{90}$) により表わされる。

11種類のガソリン (付録4.2参照) を用意し、このガソリンを用いたときのエンジンの加速応答性 Tr と燃料の揮発性に関する性状項目 (付録4.1参照) との回帰分析を行った。その結果 (図4.3) によれば、50%蒸留温度 (ガソリンを50%蒸発させるのに必要な温度: 通常「 T_{50} 」と表わす。付録4.1参照) が Tr と最も相関が高いことになる。したがって、スロットル弁を急開したときのトルクの応答性即ち加速応答性は、ガソリンの T_{50} により整理するのが適していると判断出来る。

また、図4.3の結果によれば、トルク応答性にはRVPの影響は小さく、全体的には蒸留特性の方が影響が大きいということが分かった。さらに、蒸留特性の中でも中間留分 (T_{40} 、 T_{50} 、 T_{60} など) の影響が大きく、その中でも T_{50} が、トルク応答性の観点からのガソリンの揮発性を表わす代表的な尺度として適しているということになる。なお、RVPは通常値の範囲内ならば、エンジンの始動性にもあまり大きな影響を示さないことを別途確認した (4-1)。

4.4 ガソリンの50%留出温度 T_{50} とエンジンの加速応答性

(1) 純ガソリンの場合

先に示した11種類のガソリン (付表4.1) に対して、50%留出温度 T_{50} とトルク応答性 Tr を整理した結果を図4.4(a)に示した。この曲線からも、 T_{50} がトルク応答性 Tr を支配する因子であることが確認できる。 T_{50} が100℃を越えると急速にトルク応答時間 Tr が増加している。この限界となる $T_{50}=100℃$ は、エンジンの設計により多少は変化するものと思われる。また、日本国内のガソリンの T_{50} は、ほぼ、100℃以下である。

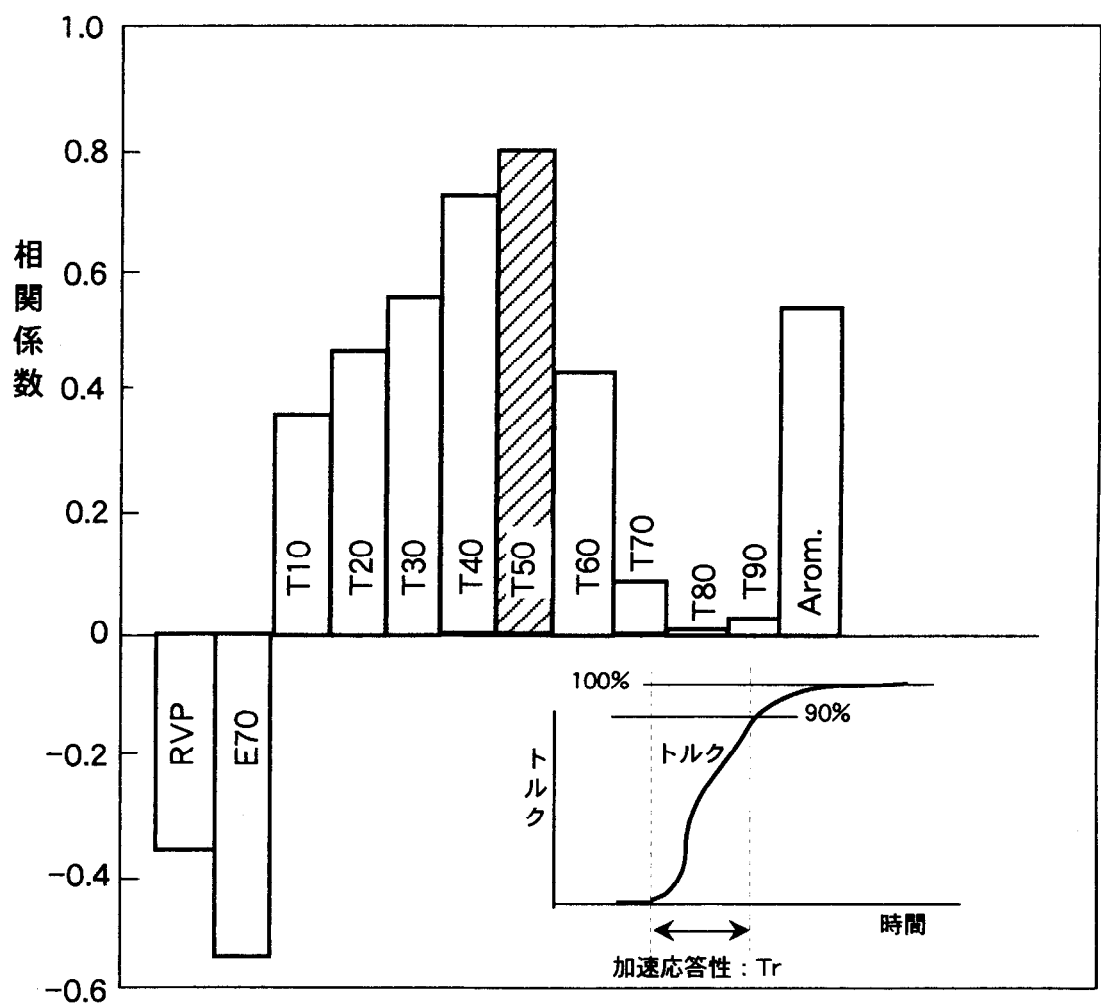


図4.3 ガソリン性状と加速応答性(Tr)との相関

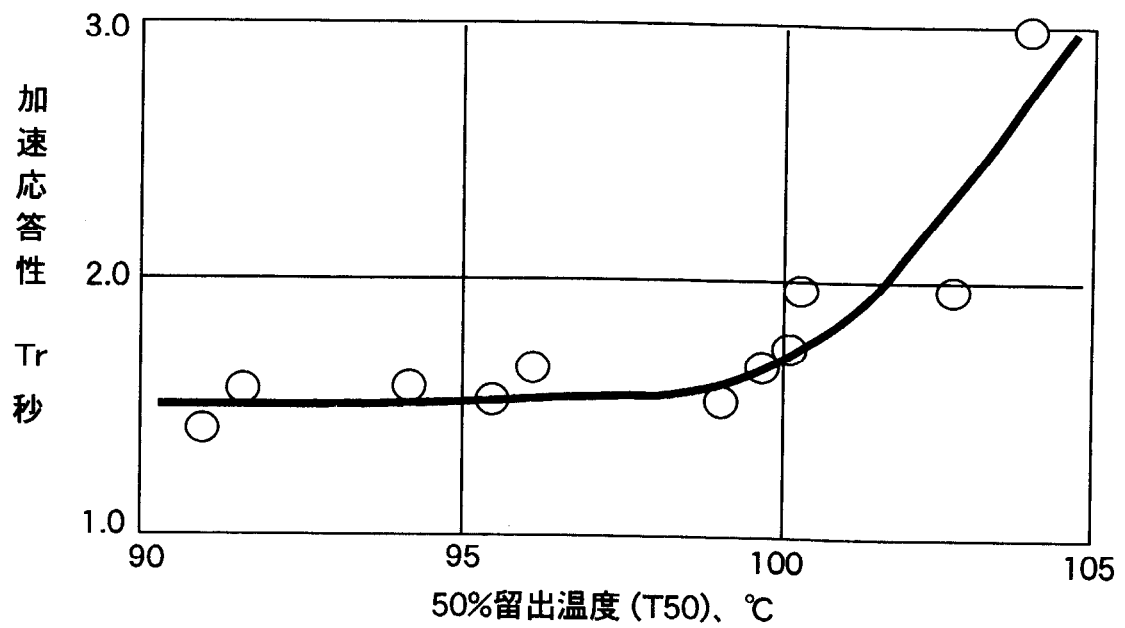
(2) 含酸素ガソリンの場合

最近、ガソリンに含酸素化合物を混合することが多くなっている。含酸素化合物としては、Methyl Tertiary-Butyl Ether (MTBE)が一般的である。MTBEは揮発性が適度に高く、オクタン価が高く、また最近、天然ガスなどから比較的低コストで生産できるようになって来たことと、ガソリンに混合しやすく、既存のエンジンの燃料系の材料にあまり悪い影響を与えないために、ガソリンに混合されて使用されることが多くなっている。

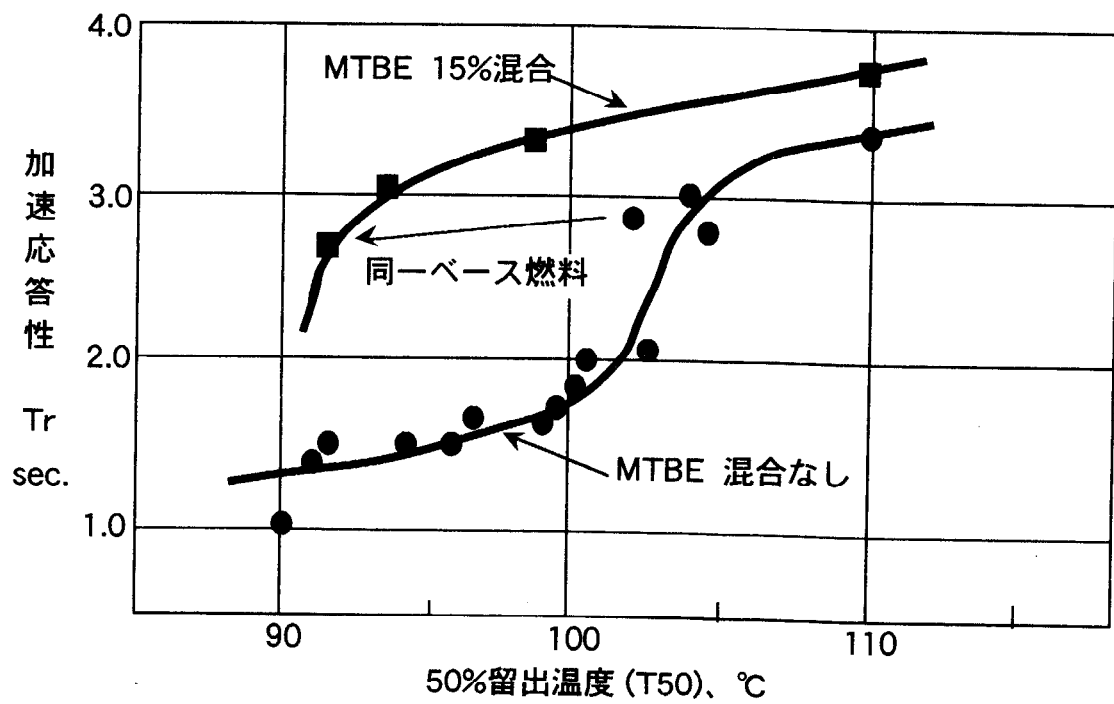
ここでは、MTBEを混合した場合のトルク応答性 T_r に与える影響を調べてみた。使用した燃料性状を付表4.2に示す。結果を図4.4(b)の上側の曲線で示した。純粋ガソリンの場合と比較出来る。純粋ガソリンの場合は、トルク応答時間 T_r と T_{50} の関係はほぼ一本の曲線で整理できるが、MTBEを混合すると純粋ガソリンの場合と異なった T_r - T_{50} の関係になることが分かった。図4.4の中の矢印は、純粋ガソリンにMTBEを15%混合することにより T_{50} がほぼ10℃低下するが、加速応答時間はほとんど変化していないことを示している。揮発性の高いMTBEを混合することにより T_{50} は高くなるが、加速応答性はほとんど改善されない。このようなMTBE混合による特異な現象については、後で考察する。

(3) 吸気弁のデポジットの影響

エンジンの吸気弁にはエンジンの使用過程で燃料あるいはエンジンオイルの酸化・炭化したデポジットが堆積することが多い(第5章参照)。市場走行した車両の吸気弁デポジットの付着状況を調査した結果は、後述のCRC Ratingで9~5程度であった。この吸気弁デポジットがエンジンの加速応答性に与える影響を調べてみた。吸気弁デポジットの付着(堆積)状況は、CRC (Cooperative Research Council) の定めたRating が広く使用されている。Rating 10はまったくデポジットが付着していない状態、Rating 1は多量にデポジットが付着している状態を示す。図5.1(a)の場合は、Rating 5~6 程度である。デポジットRating 10とRating 7の場合の空燃比変化とトルク応答変化を図4.5(a)に、ガソリンの T_{50} を変えた場合のデポジット付着の影響を図4.5(b)に示す。図4.5(a)より、デポジットによりトルク応答性が悪化しているのは、Rating 7の場合、加速(スロットル急開)直後の空燃比がRating 10の場合より更に希薄化しているためであることが分かる。この希薄化は前章で述べた現象と同じであるが、燃料が吸気弁のデポジットにより吸着されるために、燃料の燃焼室への供給の遅れが一層顕著になっている。ガソリンの T_{50} を102℃から91℃に変えて、揮発性を高めると、吸気弁デポジットが付着している場合(Rating 7)でも空燃比の希薄化がある程度和らげられることが図4.5(b)より分かる。これらの結果より、エンジンの応答性に対してはガソリンの揮発性に加えて吸気弁のデポジットの生成状況も重要な因子であるといえる。

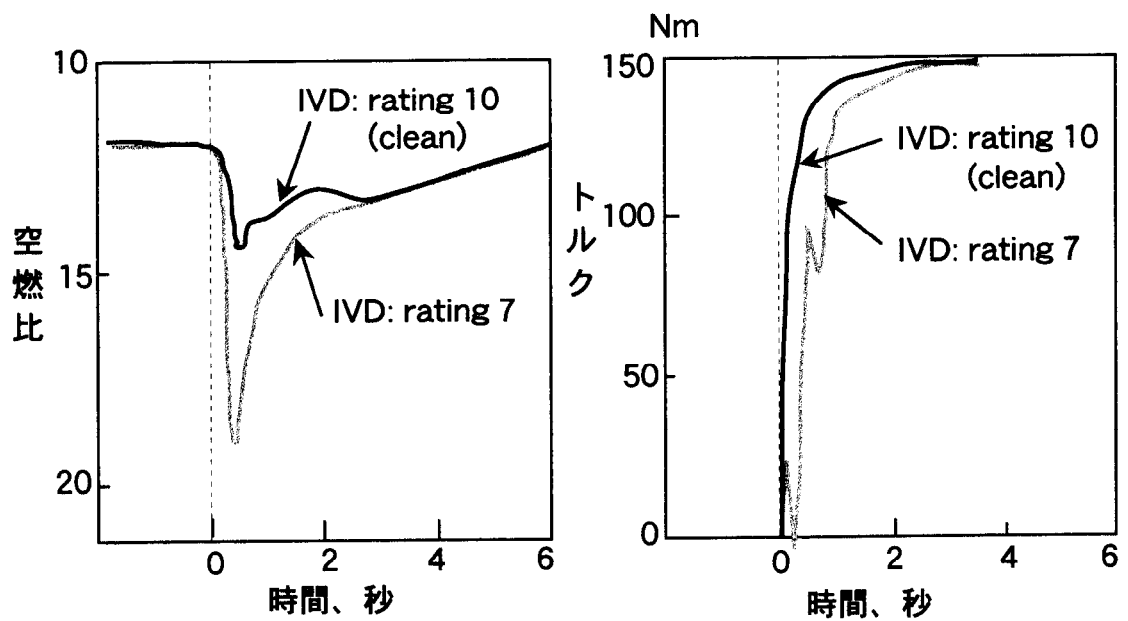


(a) 純粋ガソリンの T_{50} と加速応答性

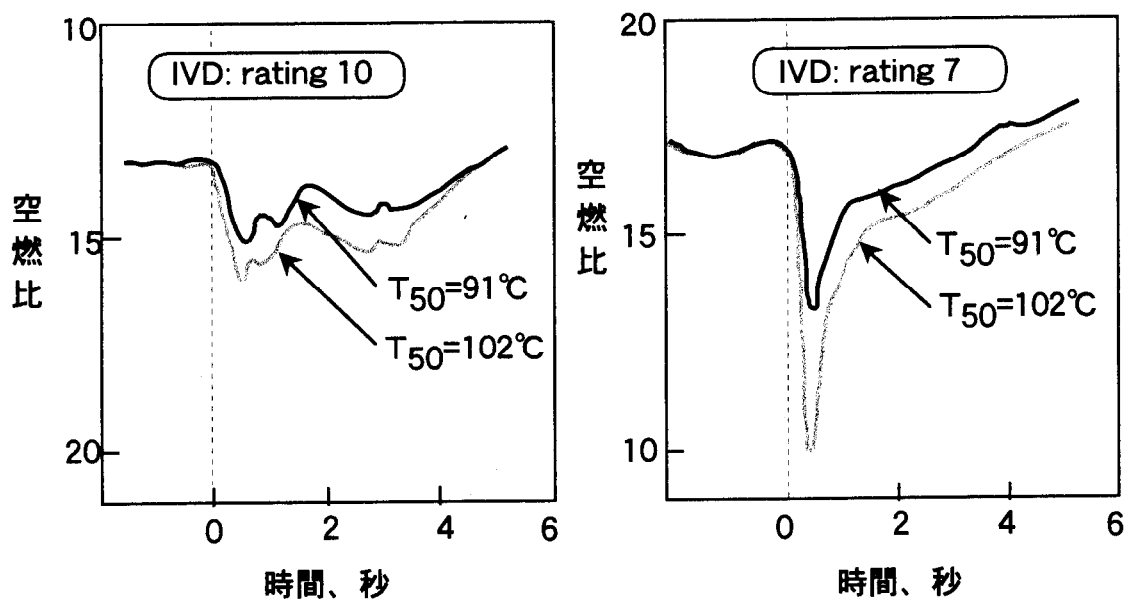


(b) MTBE混合時の T_{50} と加速応答性

図4.4 50%留出温度 T_{50} と加速応答性



(a) 吸気弁デポジットのratingと加速時空燃比／トルク変化



(b) 吸気弁デポジットと T_{50} が加速時空燃比変化に与える影響

図4.5 吸気弁デポジットが加速応答性に与える影響

4.5 ガソリンの T_{50} が排気ガスに与える影響

4.5.1 車両による排気ガス実験

ガソリンの T_{50} が排気ガスに与える影響を車両を用いて調べた。試験に用いたガソリン組成について付表4.3に示す。ガソリンの T_{50} の他にRVP、MTBE、オレフィン、芳香族の影響を調べることが出来るような試験燃料を作製した。試験車両は1990年型3元触媒付米国排気規制適合車を用いた。排気ガス試験法は、米国試験法（FTP: Federal Test Procedure—LA#4, Cold Start）を用いた。試験結果を図4.6に示す。ここで行った試験結果では、 T_{50} の減少に伴い（揮発性の増加に伴い）HCとCOは減少し、NOxは増加した。なお、この排気ガスの差は殆どがエンジンが暖機される前、すなわち、排気浄化用触媒が活性化する前に発生している。

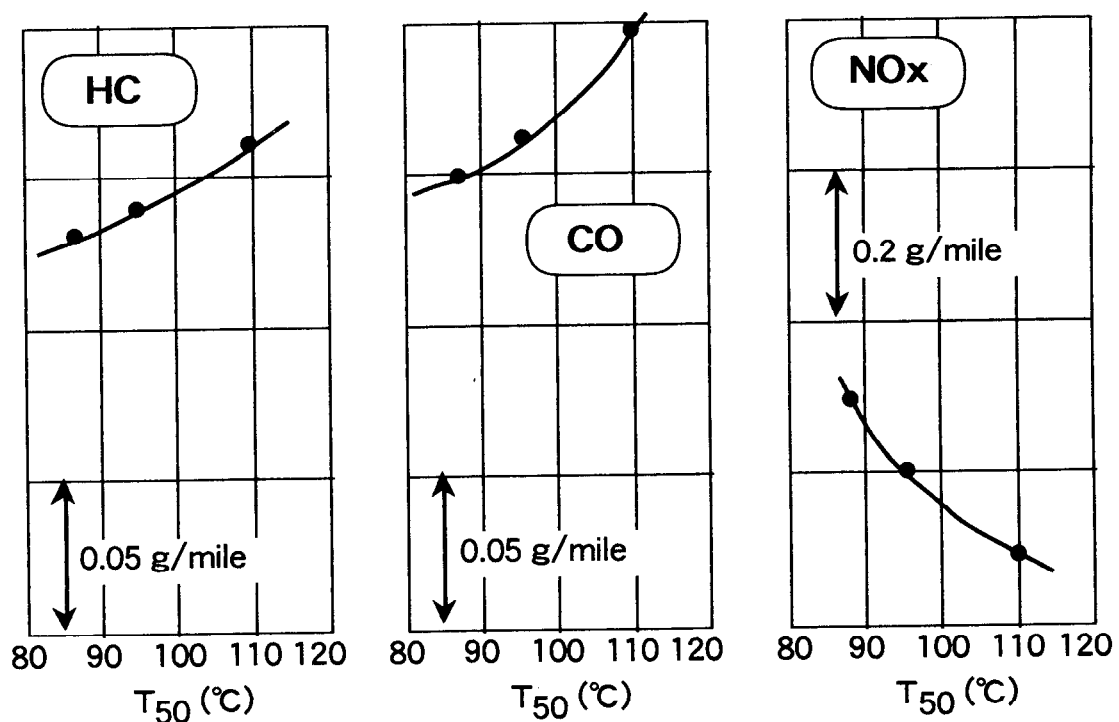


図4.6 50%留出温度(T_{50})と排出ガス

4.5.2 台上エンジンによる排気ガス実験

前項の結果により、 T_{50} が排気ガスに与える影響の概要は把握出来たが、その詳細な解析をするためには、車両の運転条件（走行パターン）が複雑でかつ時間がかかる。そこで、FTP法の中から代表的な試験条件を選びだし、台上エンジンの簡単な運転パターンを作り、この条件でガソリン性状の影響を調べた。この実験では排気浄化用の触媒は使用していない。用いた運転パターンを図4.7に示す。

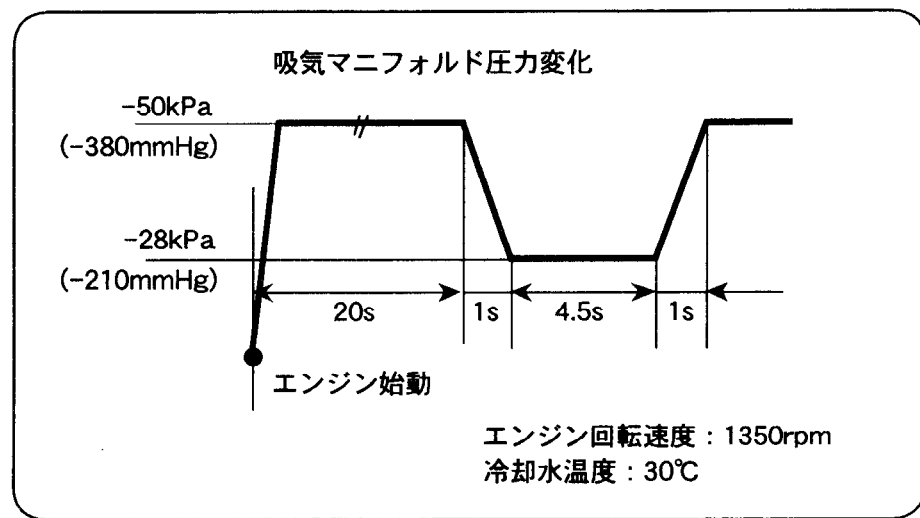


図4.7 台上エンジンの運転パターン

上記の方法でガソリン性状の影響を調べた結果を図4.8 (a), (b), (c)に示す。図4.8 (a)にはHCエミッションが示してあるが、HCに差が生じているのは、主に減速運転条件下であることが分かる。 T_{50} が大きいほど、HCエミッションが多い。特に、 T_{50} が110℃の場合には、HCエミッションが急増してからもとに戻るのに20秒近くも要している。図4.8 (b)のCOエミッションの場合にも、COの差は減速運転条件下で生じている。一方、NOエミッションの差は図4.8 (c)より、加速運転中である。

図4.8 (a), (b), (c)に示した排気エミッションの違いを T_{50} で整理した結果を図4.9に示す。この図中、RVP、MTBE、オレフィン、芳香族等と矢印で示してある測定点は、これらの特性の影響を調べるために、これらの値を変化させた結果を示している。この図によれば、前項の車両による実験結果（図4.6）と同様に、 T_{50} の減少に伴い（揮発性の増加に伴い）HCとCOは減少し、NO_xは増加した。また、RVP、オレフィン、芳香族は T_{50} の影響に比較して小さいといえる。しかしながら、MTBEは、COとNO_xを増加させる傾向がある。

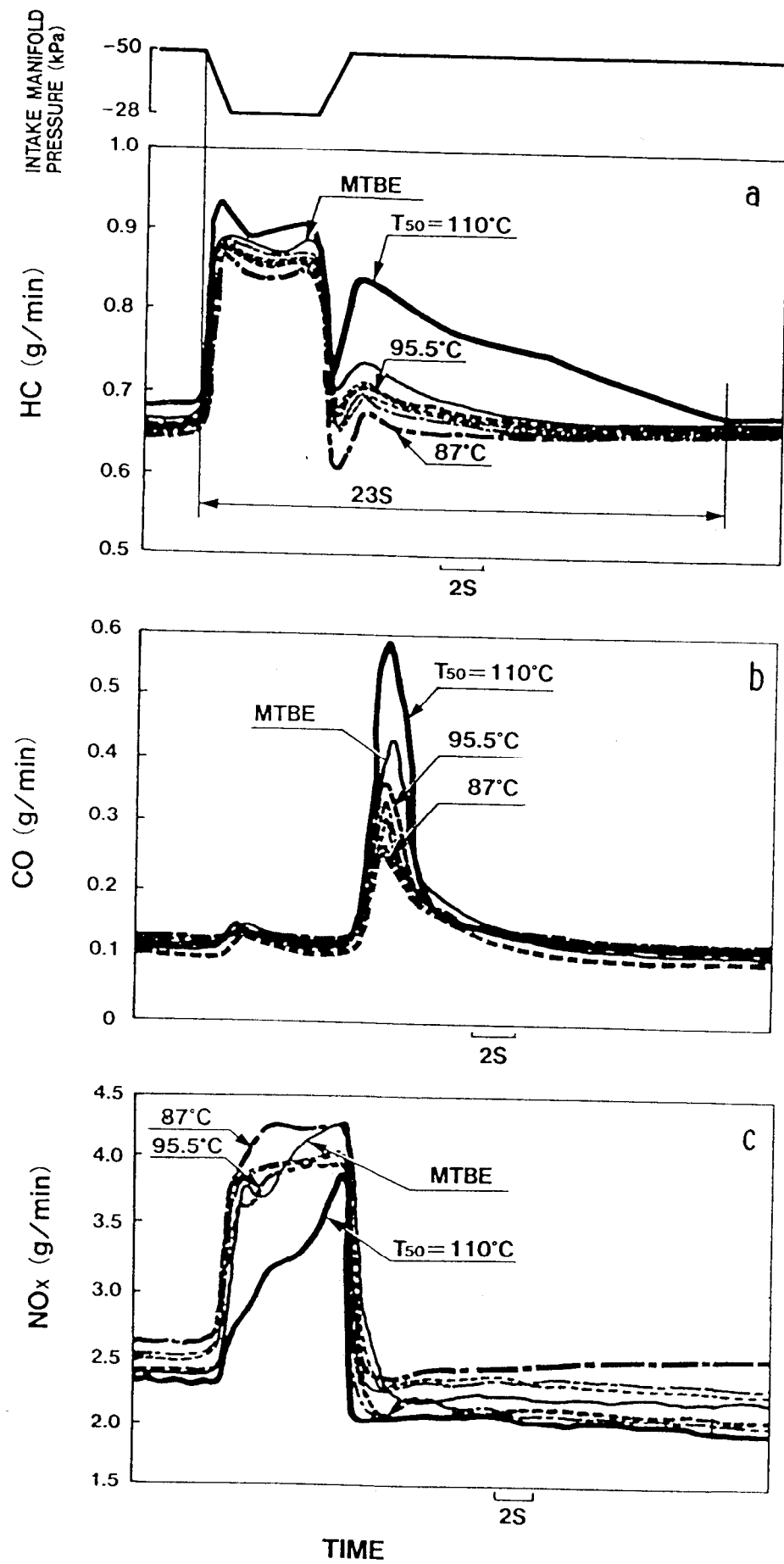


図4.8 ガソリン性状の排出ガスへの影響 (台上エンジン)

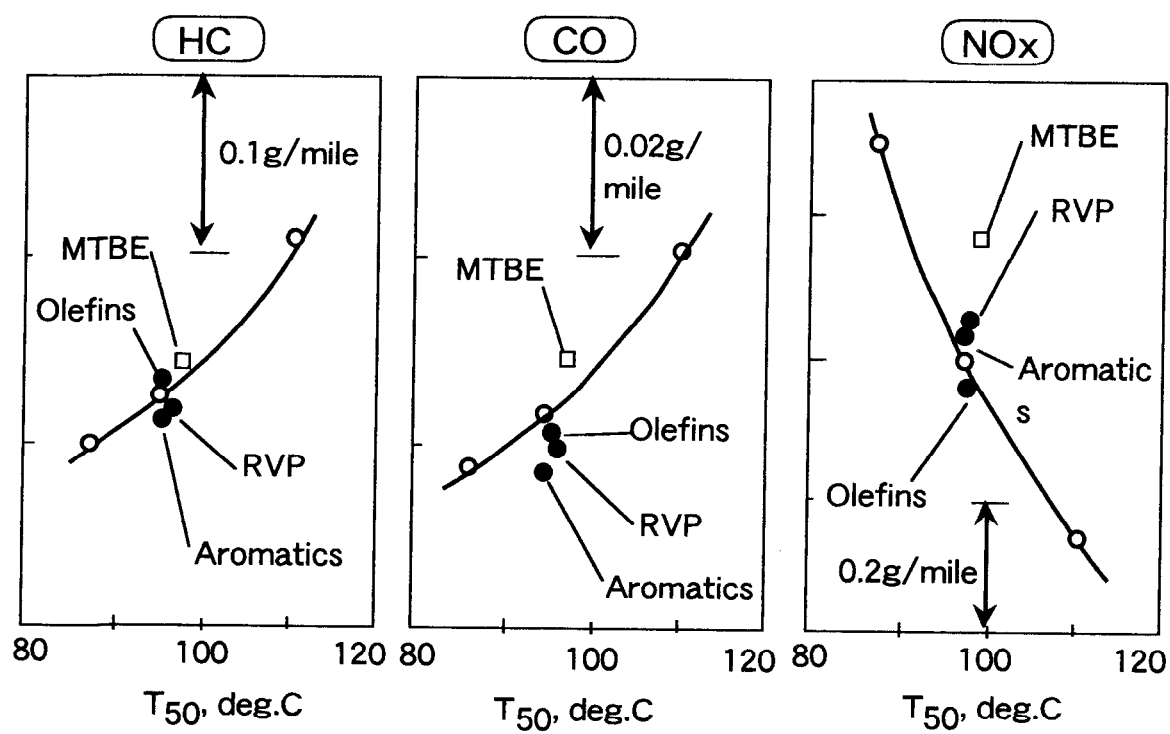


図4.9 排出ガスと T_{50} (台上エンジン)

図4.8の排気エミッション実験時に同時に測定した空燃比変化を図4.10に示す。空燃比はジルコニア型空燃比計を用いた。応答時間は約100ms、精度は空燃比で表わして ± 0.3 程度である。この図に示されている空燃比変動幅は、第3章で示したもののより、かなり狭くなっている。この図に用いたエンジンは最近広く用いられている電子制御式吸気管燃料噴射方式が採用されているものである。この方式であると、燃料は、吸気弁に向けて噴射されるために、吸気管全体に燃料が付着することはあまりない。一方、第3章の研究に用いたエンジンは従来の化器方式を採用しており、化器から供給された燃料は、吸気管全体に付着する可能性が高い。したがって、第3章で用いたエンジンの方が加減速運転時の空燃比変動幅が広くなる。

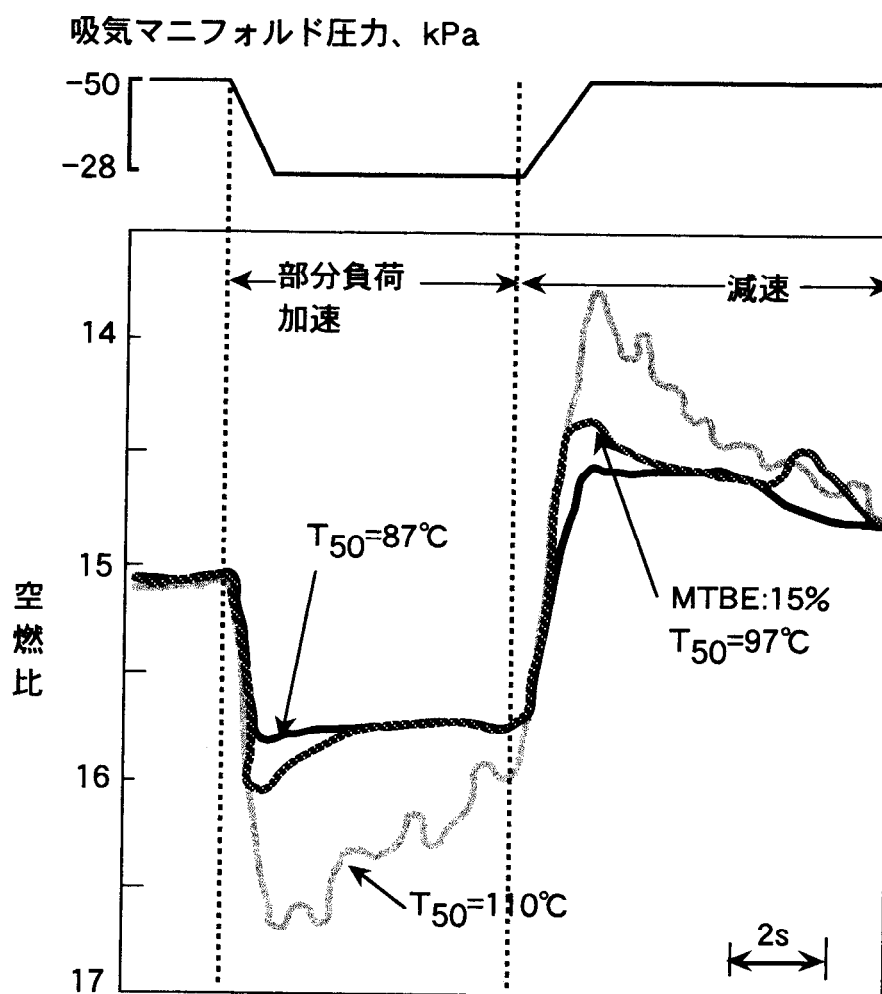


図4.10 台上エンジンの空燃比変化

この空燃比変化の図により、図4.6あるいは図4.9に示した加減速運転時の排気ガスに与えるガソリン性状の影響が以下のように説明できる。加速直後の空燃比は予定された値より薄くなり、減速直後の空燃比は予定値より濃くなる。この現象は、ガソリンの揮発性が低い (T_{50} が大きい) ほど激しくなる。この加速直後の希薄化が激しければ、出力が低下することにより加速応答性が低下する。場合によっては、混合気が薄すぎて、失火を生じ、HCエミッションが増加する。このときには、NOエミッションは減少する。減速直後の混合気の過濃化が激しければ、HCとCOエミッションは増加する。場合によっては、混合気が濃くなりすぎ失火を生じ、一層、HCエミッションが増加することもある。

図4.10によれば、 T_{50} が110℃のガソリンの場合には、加減速時の空燃比の希薄化や過濃化はかなり激しいが、 T_{50} が84℃の場合には、この現象が殆ど発生していない。この図には示さなかったが、 T_{50} が95.5℃の場合も、 T_{50} が84℃の場合にほぼ等しかった。したがって、ここで使用したエンジンの場合には、 T_{50} が90℃以下であれば、加減速時の空燃比変化は、運転条件（吸気マニフォールド圧力変化）にしたがって、ほぼステップ状になり、エンジンの空燃比が制御出来る状態になっていると言える。一方、 T_{50} が110℃の場合には、希薄化や過濃化の空燃比変動がかなり激しく、エンジンの燃料供給系からは燃焼室に供給される空燃比が制御出来ないことになる。

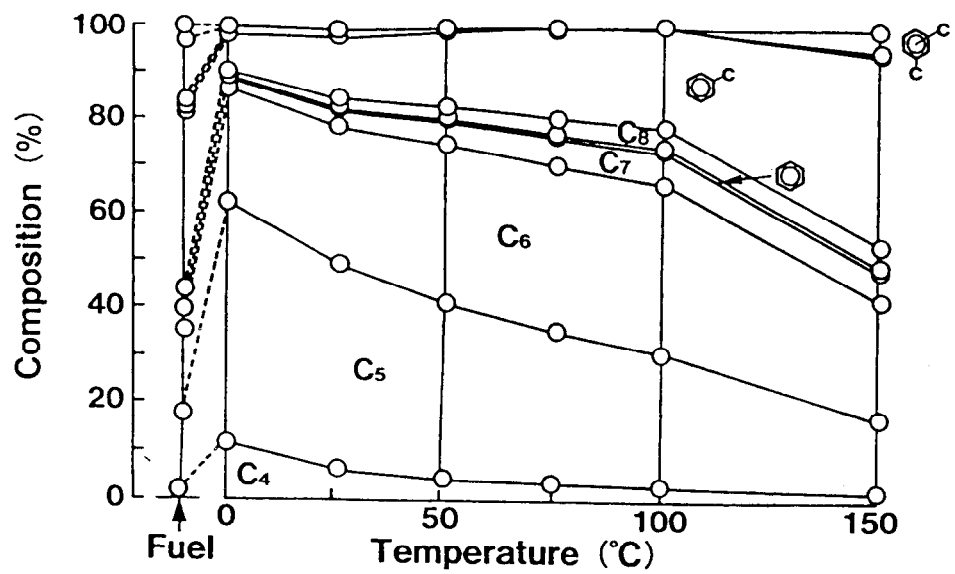
最近の3元触媒付排気対策車においては、触媒が活性化する前には、CO, HC, NO_xの排出量は、混合気の空燃比によって殆ど決定される。また、触媒が活性化後でも、空燃比のフィードバック制御つきエンジンにおいては、空燃比の激しい変動があると、触媒の浄化率が低下すると言う問題がある。したがって、排出ガスの浄化という観点からは、空燃比の精密な制御が最も重要な課題である。ところが、前述のように、ガソリンの揮発特性（例えば T_{50} ）により空燃比の変化が大幅に異なることになり、この結果として、運転性と同時に排出ガスも大きな影響を受けることになる。

4.6 MTBEの特異性に関する検討

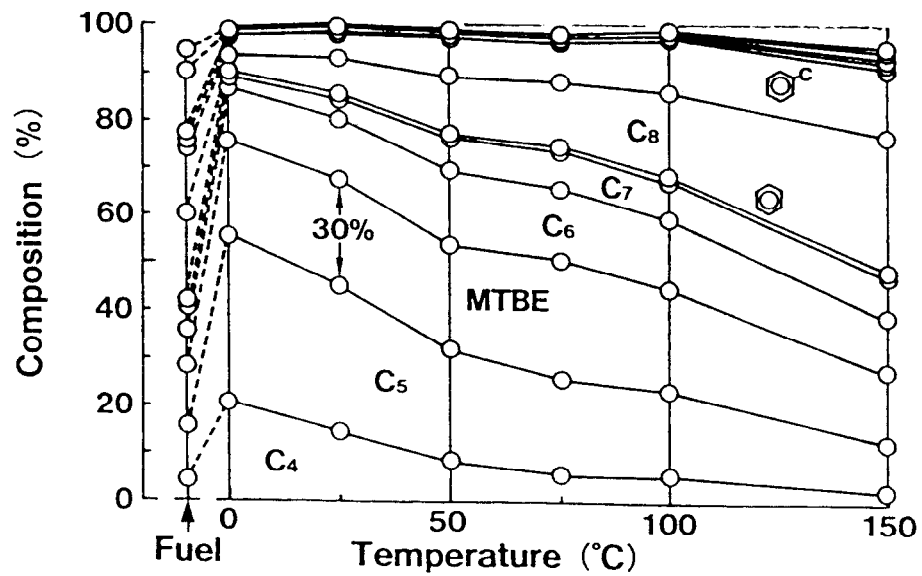
含酸素化合物であるMTBEを混合したガソリンの場合は、MTBEを含まない純粋ガソリンと比較して特異なエンジン加速応答性を示すことが4.4(2)にて示された。この原因について考察してみる。

T_{50} がほぼ同じでMTBEを含まないガソリンII-1と15%含むガソリンII-3の比較を行ってみる（これらの試験ガソリンの性状を付表4.4に示す）。加速直後には、ガソリン中の気化した部分のみが燃焼室に流入するから、ガソリンの気化成分がエンジンの発生トルクに関与することになる。したがって、この気化成分の比較を行ってみることにする。

実際のエンジンにおいては、燃料供給装置から液状燃料が供給されてから、燃焼するまでの時間は10～100ms程度である。また、この間は、50～300m/s程度の流速で流れる空気と混合されながら移動している。この様な動的な環境の中での気化状態を観察するのは極めて困難である。



(a) Composition of the fuel evaporated from fuel II-1 as a function of temperature



(b) Composition of the fuel evaporated from fuel II-3 as a function of temperature. The concentration of MTBE was compensated for FID sensitivity

図4.11 ガソリン蒸気と液体ガソリンの成分の比較

実際の環境とはかなり異なるが、静的な状態から、動的な状態を含めて現在可能と思われるいくつかの方法により気化成分の解析を試みてみた（4-4）。何れの場合も、気化成分の中でMTBEは他の成分より多く含まれていることが示された。これらの中で、どの方法が実際のエンジンに近いのかは不明であるが、その中から、静的な状態での分析例を以下に示す。

0℃から150℃まで25℃ステップでガソリン温度を上げて行き、各ステップの安定状態での気化成分を分析した結果を図4.11に示す。図4.11(a)にはMTBEを含まないガソリンII-1の場合が示してある。液体のガソリン中には、C4～C6の揮発性の高い成分（分子量の小さい成分）は35％程度含まれているが、50℃におけるガソリン蒸気の中には75％程のC4～C6成分が含まれていることが分かる。エンジンが暖機前の状態で急加速したときに、最初にエンジンの燃焼室に供給される混合気にはこの様な揮発性の高い成分が多く含まれていることになる。一方、MTBEを15％含むガソリンII-3の場合は、図4.11(b)に示してある。

50℃におけるガソリン蒸気の中には40％程度のC4～C6成分のほかに30％程のMTBEが含まれていることが分かる。すなわち、急加速時には、燃焼室に供給される混合気には多量のMTBEが含まれていることになる。これは、沸点が45～200℃程度の成分の混合物であるガソリンに対して、MTBEの沸点が約55℃と低いために、常温下の気化成分ではMTBEの割合が増加するためである。

ガソリンとMTBEの発熱量はそれぞれ、43950、34740kJ/kgでありMTBEが約20％少ない。したがって、暖機前のエンジンにおいて、スロットルを急開直後に燃焼室に吸入される混合気には、発熱量の少ないMTBEが多量に含まれることになり、エンジンの発生する出力が、正常な運転条件下より少なくなり、エンジンの加速応答性が悪化する。このために、揮発性の高いMTBEをガソリンに混合して T_{50} を下げても、加速応答性が改善されなかったと考えられる。以上の発熱量の違いの影響をもう少し詳しく検討してみる。

表4.1 ガソリン蒸気発熱量

Gasoline	MTBE %	T50 ℃	E70 %	Calorific Energy(J/g)	Combustion Energy(J)	Response Tr, sec
II-1	0	95.5	26.5	28500	7560	1.6
II-5	10	96	23.5	28000	6570	2.1
II-2	7	100	21.0	29000	6090	2.3
II-3	15	93	21.5	27300	5860	2.5
II-6	15	104	20.5	26700	5470	2.6

加速直後には、気化した燃料のみがエンジンの燃焼室に供給され则认为られる。したがって、加速直後の燃焼エネルギーは気化混合気の量とそれが持つ単位量当たりの発熱量の積から求められると考えた。気化混合気としては、ここでは70℃で蒸発したガソリン蒸気とした。これは、 E_{70} （付録4.1参照）に相当し、ガソリンの揮発特性の中でも比較的広く使われている特性であるからである。次に、70℃で蒸発したガソリン蒸気の発熱量を求める。蒸留特性を求める装置（付録4.1参照）により70℃まで蒸発させたガソリン蒸気を採取し、発熱量計により発熱量を測定した。実測した E_{70} 、発熱量、それらの積としての燃焼エネルギーを加速応答時間 T_r と対比させて、表4.1に示す。

表4.1においては、気化成分の燃焼エネルギーの多い順に試験ガソリンを並べたが、加速応答性の良い順序とも一致している。純粋ガソリンとMTBEを含んだガソリンの両方に対しては、 T_{50} では加速応答性が整理出来なかったが、上表に示した常温気化成分の燃焼エネルギーを用いれば加速応答性が整理出来ることがわかった。

ここで行ったMTBEの異常性に関する検討結果より、揮発性を表わす特性として、従来から用いられてきた特性（例えば T_{50} 等）だけでは、燃料が運転性や排出ガスに与える影響を整理出来ないことが判った。上述の結果に基づけば、揮発性に燃焼エネルギー加えた新しい特性値が必要なが示唆された。ただし、気化成分として、どのような成分を対象とすべきかと言う課題と、上表の加速応答性の計測精度の問題を考えると、更に多くの検討をする必要があると考えられ、今後の課題としたい。

4.7 まとめ

- (1) ガソリンの揮発性を表わすリード蒸気圧と蒸留特性のうちで、蒸留特性が、またその中でも中間留分（例えば50%蒸留温度： T_{50} ）が、エンジンの加速応答性に大きな影響を与える。 T_{50} を低くすることにより加速応答性が改善され、排気ガス中のCO、HCが減少する。 T_{50} を低くすることは、第3章の燃料挙動モデルにおける気化割合 ε を大きくしたことに相当し、加速時の空燃比の異常な希薄化が防止できることにより説明出来る。
- (2) 最近、広く用いられている含酸素化合物であるMTBEは揮発性が高いが、これをガソリンに混合してもエンジンの加速応答性は改善されない。加速初期に燃焼室に吸入される混合気には高濃度のMTBEが含まれる。このMTBEの燃焼エネルギーは小さいために、加速初期に燃焼室に吸入される混合気の合計燃焼エネルギーも少なくなるためである。
- (3) 吸気弁に堆積するデポジットは、エンジン加速時に、吸気系から供給された燃料の一部を吸着するために、一時的に燃料の燃焼室への供給が阻害され、加速応答性を悪化させる。エンジンの使用過程において、デポジットの堆積を防止あるいは減少出来れば、排気ガスの低減、運転性の悪化防止に有効である。

参考文献

- (4-1) Minoru Tomita, Masahiko Nakada, et al, "Effect of Gasoline Quality on Throttle Response of Engines during Warm-up", SAE Paper 900163
- (4-2) H.Hoshi, M.Nakada, et al, "Effects of Gasoline Composition on Exhaust Emissions and Driveability", SAE Paper 902094
- (4-3) Kenji Kanehara, Masahiko Nakada, et al, "Analyzing the Influence of Gasoline Characteristics on Transient Engine Performance", SAE Paper 912392
- (4-4) Tadao Ogawa, Masahiko Nakada, et al, "Analysis of Poor Engine Response Caused by MYBE-Blended Gasoline from the Standpoint of Fuel Evaporation"
- (4-5) 岡田正則、中田雅彦、他、「MTBE混合ガソリンがエンジン性能に及ぼす影響」、自動車技術会学術講演会前刷集912267、912,1991-10
- (4-6) 岡田正則、中田雅彦、他、「ガソリンエンジンの過渡運転時の空燃比挙動」、自動車技術会学術講演会前刷集9437421、946, 1994-10
- (4-7) J.A.Gething, "Distillation Adjustment: An Innovative Step to Gasoline Reformulation", SAE Paper 910382

第5章 吸気弁デポジットの生成機構

5.1 まえがき

吸気弁へのデポジットの堆積は、従来は、吸気通路の吸気抵抗を増加させエンジン出力の低下をもたらすことで問題にされていた。ところが、第4章に示したように、最近では、ドライバビリティや排気エミッションにも悪影響を及ぼすということが分かり、この様な観点から再びこのデポジット問題が注目されてきた。従来の報告では、デポジットの生成源としてエンジンオイル、燃料、燃焼室で生成する煤などが指摘されている(5-1)～(5-4)。また、エンジンの構造あるいは運転条件からみた要因としてはバルブ温度、オイル下がり量（第6章参照）、PCV（クランクケース内強制換気システム）からのオイル持ち去り量、EGRなどの影響が指摘されている(5-1)、(5-4)。一方、デポジットの低減対策として、燃料に清浄剤を添加してデポジットを洗い流す方法なども提案されている。しかしながら、現状ではデポジット防止に対して満足すべき解決策が見い出されていない。この一因として、デポジットの質的な観点からの研究や生成機構の解析が少なかった点もあげられる。

本研究では、まず、種々のエンジン実験で生成したデポジットの化学組成と状態を分析し、次に、開発したデポジット生成シミュレータにより、各種生成要因の影響を調査することにより、デポジットの生成機構を明らかにすることを目的としている。

5.2 デポジットの堆積試験と分析結果

5.2.1 デポジットの分析

まず、エンジン実機を用いてデポジットの堆積試験を行った。試験条件を付録5.1に示す。試験後の吸気弁の一例を図5.1に示す。試験後のバルブからデポジットを採取し、化学分析を行った。分析方法を付録5.2に示す。

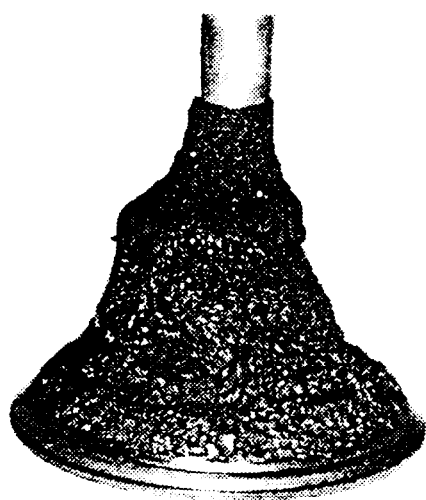
5.2.2 デポジットの性状

(1) 元素組成

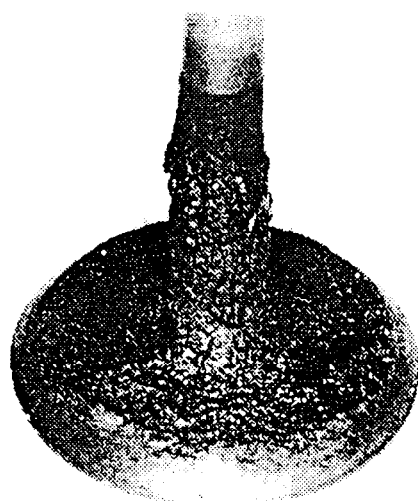
表5.1に、ガソリンエンジンで生成したデポジットの堆積量と元素組成を示す。同表には、試験に供したエンジンオイル（新油）の元素組成も併せて示す。

表5.1 デポジットの堆積量と元素組成

試験 No.	デポジット (g/valve)	元素 組成 wt%						
		C	H	N	O	Zn	Ca	P
I	2.7	59.1	6.0	3.8	15.6	1.9	3.5	0.9
II	2.0	73.6	7.4	1.9	9.7	0.9	1.5	0.7
III	0.2	71.1	9.7	1.6	11.0	1.2	1.9	1.3
供試油	—	85.7	14.2	0.3	1.0	0.06	0.12	0.05



(a)



(b)

図5.1 吸気弁の堆積例

デポジットの元素組成は、試験条件によって若干の差異はみられるが、いずれもCが主元素であり、O元素を10～16wt%含む。一方、エシジシオイル添加剤に由来するZn、CaおよびP元素の濃度は、エンジン油のそれと比較して12～30倍高い値を示す。これらの結果より、デポジットは有機物が極度に酸化された物質であり、その生成にはエンジンオイル添加剤が大きく寄与していることがわかる。

(2) 構成成分

熱重量曲線、示差熱曲線及び赤外吸収スペクトルによるデポジットの構成成分の解析を行った。その解析方法の詳細については、付録5.3に示す。その結果によれば、デポジットは、下記のような物質から成っているとみなされた。

- (a)エンジンオイルの濃縮物
- (b)エンジンオイルが熱酸化する過程で生成される物質
- (c)熱的に不安定な酸化重合物
- (d)炭素状物質
- (e)灰分（エンジンオイル添加剤に由来するZn, Ca, Pなどの酸化物）

(3) 炭素状物質の形態

デポジットの形態を電子顕微鏡によって観察した結果、粒子状煤の存在は認められなかった。この結果より、炭素状物質はエンジン油がバルブ上で加熱され、酸化、重縮合などの反応を経て、炭素化の進行した物質と判断される。

(4) 組成分布

デポジットの堆積過程およびエンジンオイルの炭素化に及ぼす熱源を明らかにするために、デポジット内部における組成分布を調べた。図5.2に示すように、デポジットを堆積部位別に6分割し、各部の組成を比較した。結果を同図の右側に示す。炭素状物質はデポジットの内層ほど、また濃度の高いバルブかさ部近傍ほど多い。これは、デポジットの堆積が進むにつれて、その内部の雰囲気の不活性の状態になり、酸化反応よりも炭素化反応（脱水素・重縮合反応など）が優先するためと考えられる。また、この結果は、炭素化が、燃焼室からの高温の吹き返しガスによるのではなく、バルブ上での温度の影響を受けて進行したことを示唆している。

一方、エンジンオイル添加剤に由来するZn元素や灰分は、表層に近い部位で高い濃度を示す。これは、デポジットの堆積量の増加に伴い、その表層が多孔質化し、付着するエンジンオイルがこの層を浸透する過程で、添加剤の選択的分離が起こるためと考えられる。

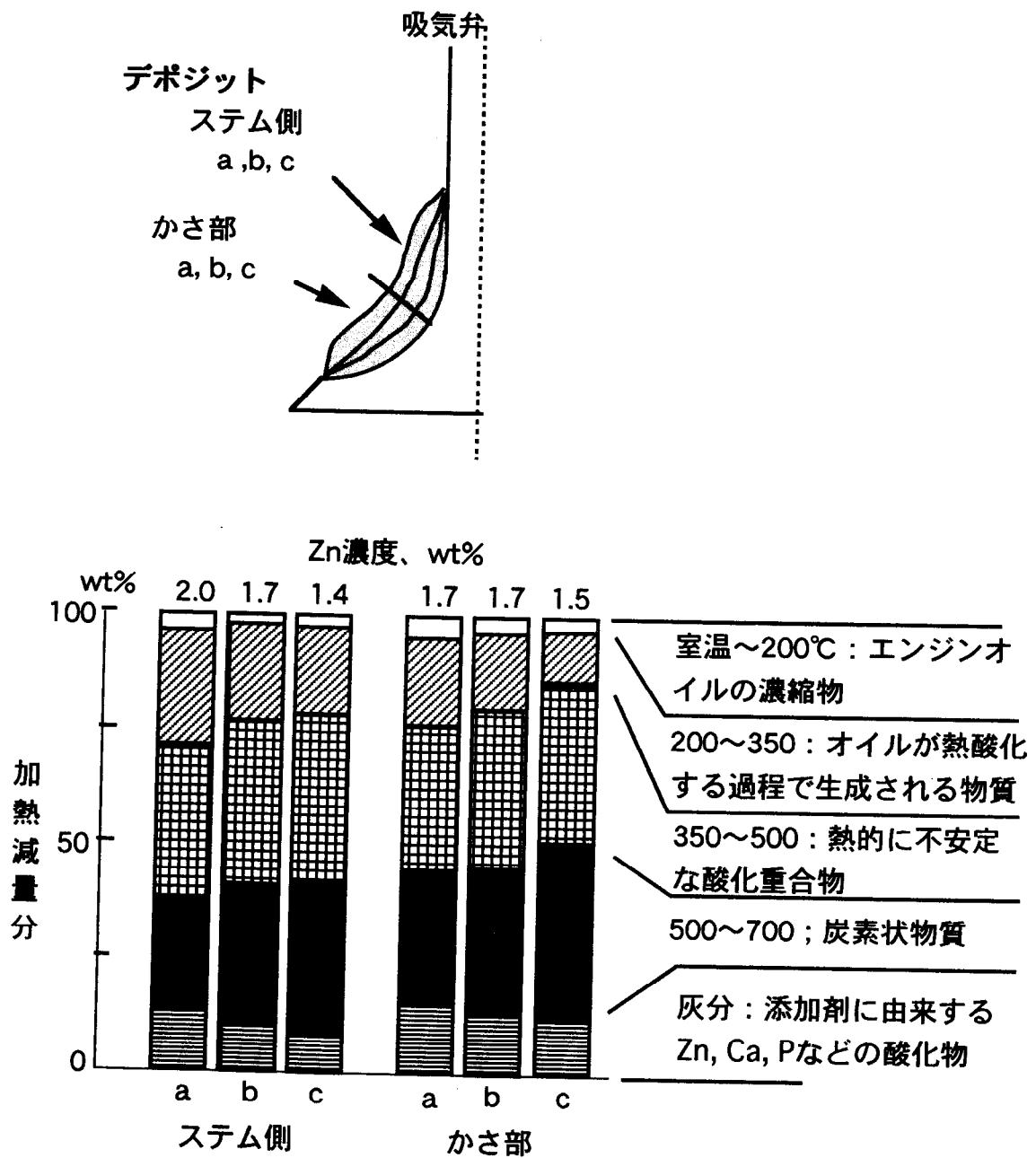


図5.2 デポジット内部の組成分布

5.2.3 デポジットの堆積形状に及ぼす影響

デポジットの堆積形状は、概ね図5.3に示す四つのタイプに分類できる。タイプ(A)、(B)、および(C)はガソリンエンジンでみられ、タイプ(D)はバルブ温度の高いディーゼルエンジンでしばしば観察される。ここでは、堆積形状の大きく異なるタイプ(B)とタイプ(D)のデポジットについて、その成因の違いを調べた。

図5.4に、バルブ各部の温度とデポジットの組成を示す。タイプ(B)ではバルブかさ部に黒色デポジットが堆積しているのに対し、タイプ(D)ではステム側に黒色デポジットが堆積し、温度の高いかさ部に灰色のデポジットが堆積している。デポジットの堆積場所を温度でみると、黒色デポジットは230～350℃の比較的限定された温度範囲に堆積していることがわかる。両者の組成を比較すると、バルブ温度の高いタイプ(D)の方がベースオイル分が少なく、酸化重合物が多い傾向が認められるが、全体的には比較的類似した組成を示している。

一方、タイプ(D)の350℃以上の場所に堆積する灰色デポジットは、灰分であり、その主成分は赤外分光分析の結果から硫酸カルシウムとみなされる。この物質は、エンジンオイルに含まれるカルシウム塩系清浄剤がブローバイガス中の硫黄酸化物と反応して生成した物質と考えられる。この結果は、バルブ温度350℃以上の場所では、エンジンオイルが付着しても酸化速度が大きく、燃焼・灰化することを示している。

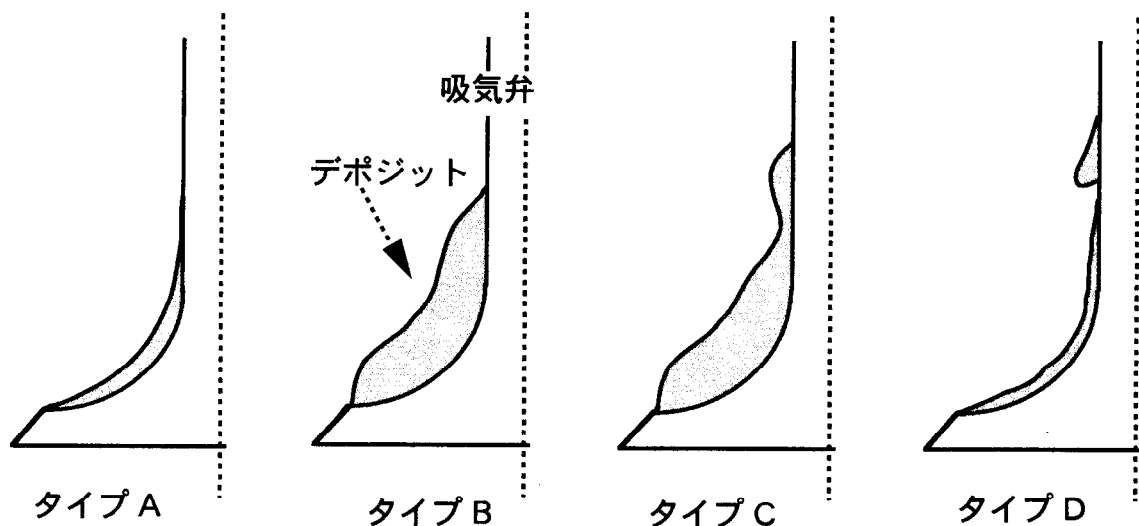
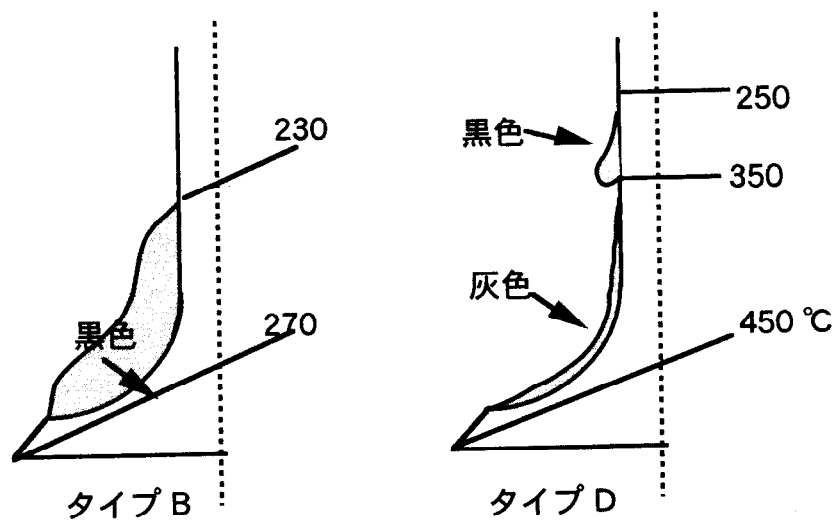


図5.3 吸気弁デポジットの堆積形状の種類



吸気弁の温度分布

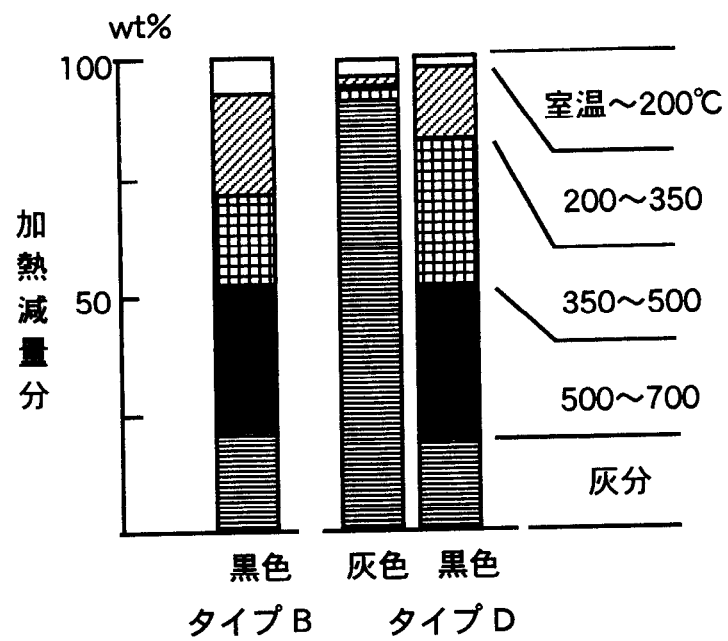


図5.4 デポジットの堆積形状と組成

次に、タイプ(D)のステム側に堆積する黒色デポジットについて、その堆積部位とエンジンオイル添加剤との関係を調べた。図5.5では、デポジットの上部と下部の、それぞれ図中に示したポイントにおいて、エンジンオイル添加剤に由来するZnとCa元素の濃度を調べた。

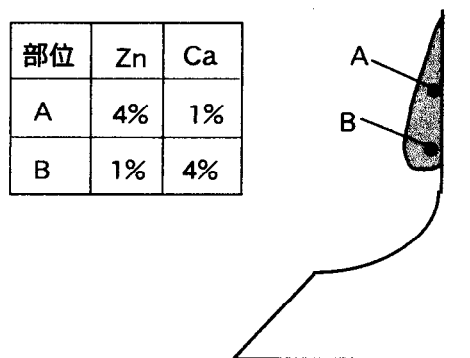


図5.5 タイプDデポジットの部位別元素組成

同図の結果よりデポジットの上部にはZnが多く、下部にはCaが多量存在する。このような元素の偏在は、配合されている添加剤の熱安定性の違いに起因した現象と考えられる。表5.2には、代表的なエンジンオイル添加剤について、その熱的特性を熱重量分析によって調べた結果を示す。

表5.2 エンジンオイル構成成分の熱的特性
(熱重量分析結果)

エンジンオイル構成成分	蒸発、分解温度 ℃	灰分量wt%
鉱油系ベースオイル(SAE#30)	200～300	0
s-ZnDTP系酸化防止剤／極圧添加剤	約210	27
カルシウムスルホネート系清浄剤	300～550	10
ポリメタクリル酸エステル系粘度指数向上剤	280～400	0
コハク酸イミド系分散剤	350～400	2

この結果から上述した元素の偏在理由を考えてみる。熱安定性に劣るZnDTP（ジアルキルジチオリン酸亜鉛）系添加剤は、温度の低いバルブ上部で分解するため、その生成物が不溶化し、Zn元素が残留する。熱的に安定な金属塩系清浄剤（カルシウムスルホネートなど）は、より温度の高いバルブ下方へ流動した後分解するため、そこで不溶化しCa元素が残留する。なお、タイプ(B)のデポジットでは、こうした添加剤元素の偏りはわずかである（図5.2参照）。これはデポジットの堆積したバルブかさ部の温度勾配が小さく、しかも堆積場所の傾斜がわずかなためと推察される。

以上の結果は、デポジットの堆積形状あるいはバルブ上での堆積場所は、バルブ温度の影響だけではなく、エンジンオイル構成成分の熱安定性によって左右されることを示唆している。

5.2.4 燃料の影響

前節までに、デポジットは主にエンジンオイルを生成源とし、その炭素化が進行した物質であることを明らかにしてきた。しかし、一方では、デポジットの生成に対して燃料の影響を指摘する報告(5-1)、(5-2)も見受けられる。本節では、燃料がデポジットの生成を抑制する場合と促進する場合について、デポジットの性状に及ぼす燃料の影響を調査した。

(1) 燃料噴射の影響

吸気ポート燃料噴射システムでは、バルブかさ部への燃料の噴射によって、堆積量が減少すると言われている(5-1)。ここでは、この点を確認すると共に、燃料噴射がデポジットの性状に及ぼす影響を調べた。

試験を通じて、バルブかさ部の片面のみに燃料を噴射した際に生成したデポジットを試料とし、燃料噴射面とその反対側の面に生成したデポジットの組成を調べた。各々の面におけるデポジットの堆積量と組成を図5.6に示す。デポジットの堆積量は、燃料噴射側で少なく反対側の約1/3であった。両者の組成を比較すると、燃料噴射側では炭素状物質が著しく少なく、ベースオイル分も若干少ないことがわかった。

これらの結果は、バルブかさ部への燃料の噴射によって、デポジットの一部が洗い流されると同時に、バルブ温度が下がり、炭素化反応が抑えられたことによると考えられる。

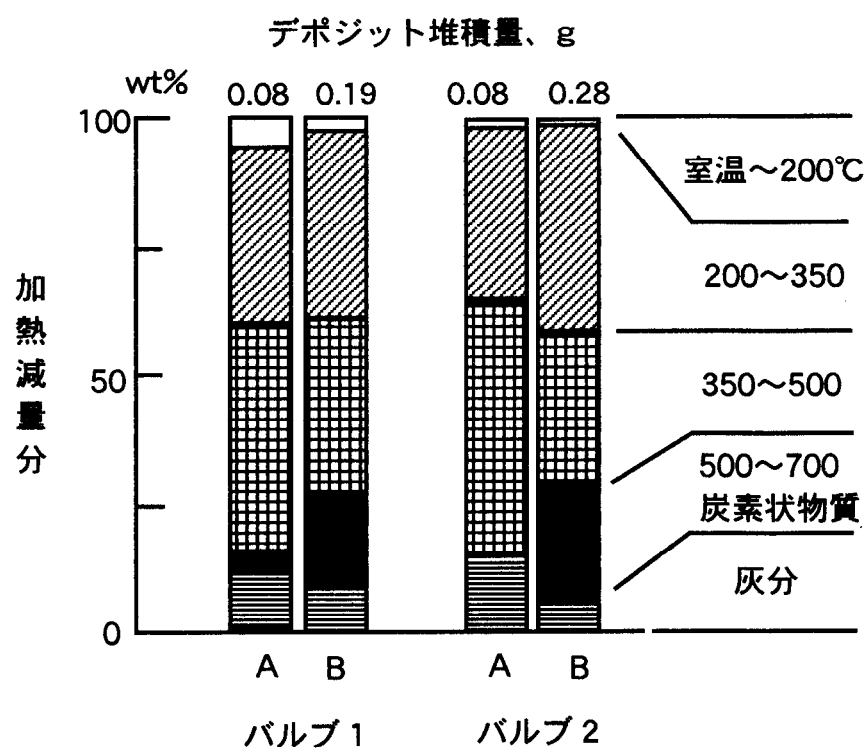
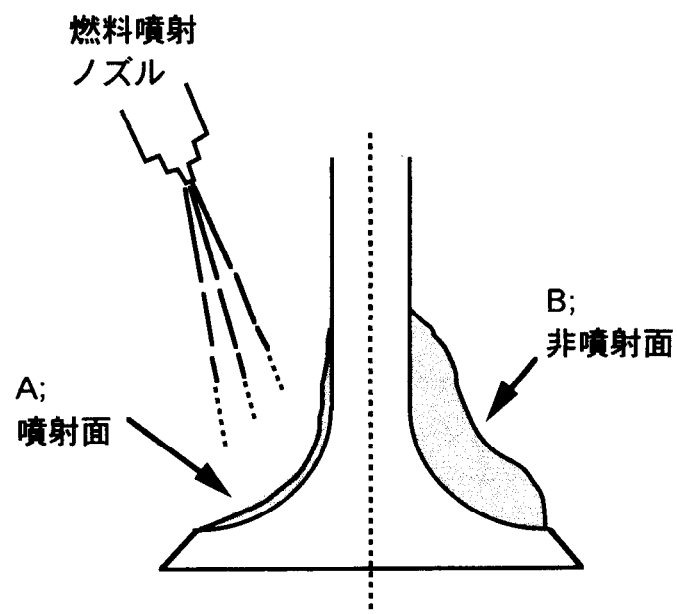


図5.6 燃料噴射デポジット組成

(2) 燃料の種類の影響

ある種のプレミアムガソリンを使用すると、デポジットの堆積量が増加する場合がある。そこで、このような燃料によって生成したデポジットの性状を調べ、原因を考察した。

同一試験条件で、堆積量が異なる2種類の燃料を比較した結果を表5.3に示す。燃料Aは、デポジットの堆積量が燃料B（レギュラーガソリン）の約2倍多い。元素組成を比較すると、燃料Aのデポジットにはエンジンオイル添加剤に由来するMo、P、S、Caなどの元素が著しく少ない。この結果は燃料Aではデポジット生成に及ぼすエンジンオイルの寄与率が低いことを示し、燃料成分がデポジット生成に関与していることを示している。しかし、同じ燃料Aにおいて、オイル下がり量の違い（エンジンオイルに対する燃料の寄与率の違い）が元素組成に及ぼす影響はわずかである。もし、燃料Aの成分がバルブ上で直接デポジット化するならば、オイル下がり量の違いによってデポジットの組成に差異が生ずる筈である。ところが、元素組成に顕著な差は認められていない。この事実は、燃料Aにおける堆積量の増加は、バルブ上に噴射された燃料成分が直接デポジット化していないことを示唆する（これに関しては5.3.2(3)参照）。

表5.3 燃料の種類とデポジットの元素組成（試験No.III）

燃料		A		B
デポジット堆積量		多（Bの約2倍）		少
オイル下がり量		少	多	少
燃料／オイル比		大	小	小
元素組成 wt%	Mo	<0.1	<0.1	0.2
	P	0.2	0.2	1.3
	Ca	0.4	1.0	1.9
	S	0.7	0.8	3.1
	N	2.2	1.9	1.6

5.2.5 デポジットの性状分析からのデポジット生成機構

インテークバルブに堆積したデポジットの性状を解析した結果、その生成機構について以下の結論を得た。

- (a) デポジットはバルブ上に付着したエンジンオイルが、バルブ温度の影響を受けて一旦酸化され、引き続いて起こる炭素化反応によって生成する。この生成において、エンジンオイル添加剤の寄与は極めて大である。

- (b) デポジットの化学組成と堆積形状はバルブ温度に影響される。デポジットは、バルブ温度230℃から350℃の部位に堆積し、この温度範囲内では、バルブ温度が高いほど炭素化が進行する。
- (c) バルブかさ部への燃料の噴射は、デポジットの初期生成物の溶解除去に効果がある。同時に、バルブ面の温度を低下させ、炭素化を抑制する。
- (d) 燃料の種類がデポジットの堆積量に影響する場合がある。この場合、バルブ上に噴射された燃料が直接デポジット化していないことが示唆されている。

5.3 シミュレーション実験によるデポジット生成要因の解析

従来から、デポジットの生成メカニズムを調べるためエンジン実験による検討（例えば、(5-2)）が行なわれてきた。しかし、エンジンのバルブを取り巻く環境条件の複雑さが要因の解析を困難にしている。また、オイル下がり等でバルブ上に到達するオイルの量が運転条件により変化し、しかもその量の実測が難しいといった難点もある。これらの点を踏まえ、本研究では、実エンジンに代わるデポジット生成シミュレータを開発し、各種生成要因の影響をできるだけ独立化して調べ、デポジットの生成メカニズムを明らかにした。

5.3.1 デポジット生成シミュレータ

(1) 構造

開発したシミュレータの構造と実験条件とを図5.7に示す。本装置はエンジンでの実験と比較して以下のような特徴を持つ。

- (1) バルブ温度、オイル下がり量等の条件を自由に設定でき、個々の要因の影響が調べられる。
- (2) オイル下がり量の実測できる。
- (3) デポジット生成過程が直接観察ができる。

図5.7において、斜線で示す部分がバルブに相当し、上部に溜めてあるオイルがオイルシールを通りバルブ上へ漏れ出て（オイル下がり）デポジットを生成する。バルブかさ部に埋め込んだCA熱電対により温度を測定し、バルブの代表温度としている。このバルブ温度や雰囲気温度は電気ヒータでそれぞれ所定の値に設定する。また、オイル下がり量はオイルシール形状を変えて調整する。バルブステム内部とオイルの周囲全体に温水を流し、オイルの温度を80℃一定に保っている。さらに、ノズルからガソリンをバルブ上に吹きかけることによりガソリンの影響も調べることができる。デポジット量は各実験の終了後、バルブをステムから取り外し、重量変化を測定して求める。また、オイル下がり量はガラス窓を通して油面の変化を計ることにより求める。

デポジットシミュレータの実験条件

カム軸回転速度	600 rpm
油温	80℃
オイル下がり量	0.1～1.0 mL/10h
バルブ温度	150～350℃
吸気温度	25℃、250℃
ガソリン流量	0、1.0 L/10h
実験時間	40 h

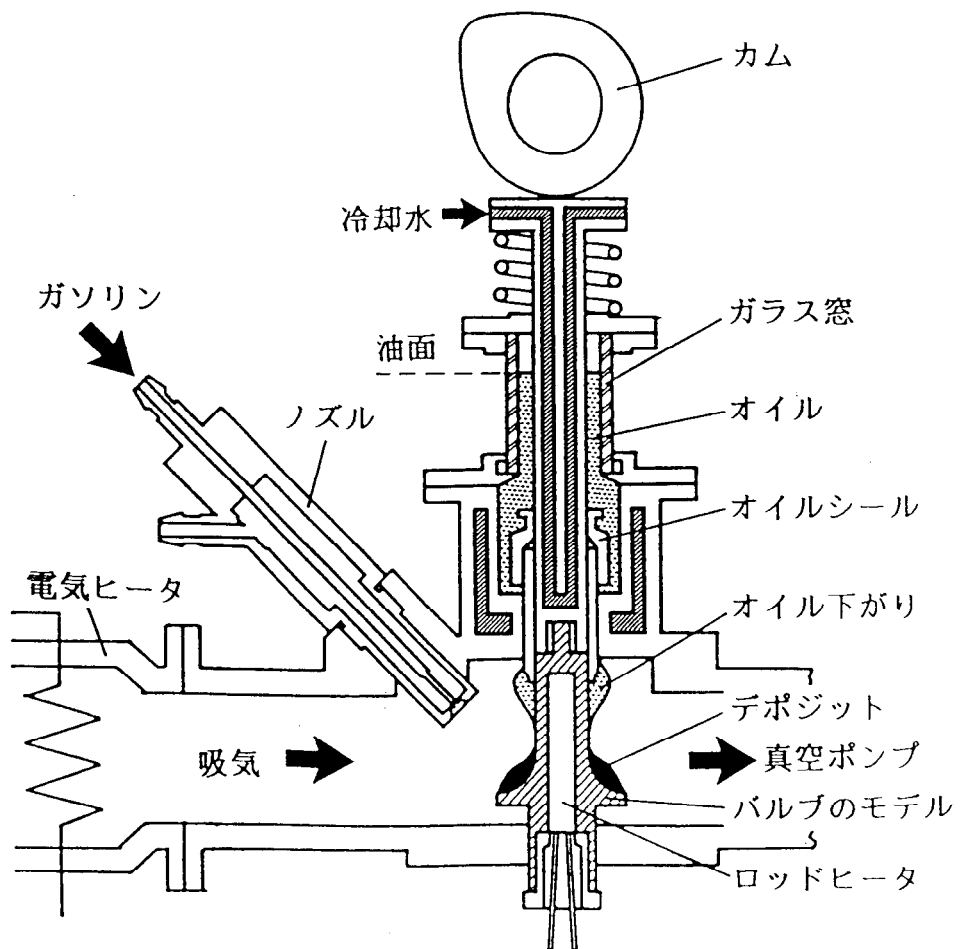


図5.7 デポジットシミュレータの構造と実験条件

(2) エンジンのデポジットとの比較

要因解析に先立ち、シミュレータによるデポジットの性状をエンジンのもものと比較した。その結果を図5.8に示す。図5.8(a)の熱分析結果によると、シミュレータとエンジンのデポジットの成分はほぼ等しい。したがって、デポジットの受けた熱履歴もほぼ等しいことがわかる。また、バルブかさ部温度が250℃より300℃の方がオイル分が減少し、炭素化がより進んでいる。図5.8(b)は元素分析の結果で、オイルの添加剤構成元素であるZn、Caの量を示す。シミュレータによるデポジット中にもエンジンのもものと同程度の高い濃度でこれらの元素が含まれ、オイル中の添加剤が濃縮されていることがわかる。

以上のことから、シミュレータで生成したデポジットの性状はエンジンのもものとほぼ等しく、本シミュレータがデポジット生成の評価装置として使えることを確認した。

5.3.2 デポジット生成シミュレータによる検討項目

以下に示す要因についてデポジット生成量・生成率を求めるとともに、デポジットの生成状況を観察して生成メカニズムの検討を行った。

- (1) 環境要因： (i) バルブ温度、(ii) オイル下がり、(iii) 雰囲気温度
- (2) オイル性状： (i) 種類、 (ii) 新油と使用油
- (3) ガソリン

なお、(1)、(2)については、ガソリンを噴射しないで実験し、オイルによる影響のみを調べた。

(1) 環境要因の影響

(a) バルブ温度

図5.9にバルブ温度の影響を示す。図5.9(a)はバルブかさ部温度200～350℃において、デポジットの生成過程を観察した結果である。このとき、かさ部からステム部にかけての表面温度をCA熱電対で測定した結果も併せて示す。

デポジットの生成にはバルブ温度の影響が非常に大きく、200～300℃程度で生成量が多いことがわかる。バルブ温度がこれより低いと、オイルは炭素化せずにバルブから流れ落ち、ほとんどデポジットとならない。逆に温度が高いと炭素化する前に蒸発するオイルの割合が多くなり、デポジット量は少なくなる。

デポジットの生成場所はバルブ温度が高い程ステム側に移動している。エンジンにおいて、図5.9(b)に示すような外形の大きく異なるデポジットが報告されているが(5-1)、これはバルブ温度の違いによるものであることが確認された。

なお、実際のエンジンのバルブ温度は、ガソリンエンジンの場合150～300℃、ディーゼルエンジンの場合150～400℃程度であり、上述のデポジットを生成しやすいバルブ温度と一致していることが分かった。エンジンの設計変更によりバルブ温度をこの領域から外すことは極めて困難であるため、エンジンの温度の面から、デポジット生成を減らせる可能性は低いと言える。

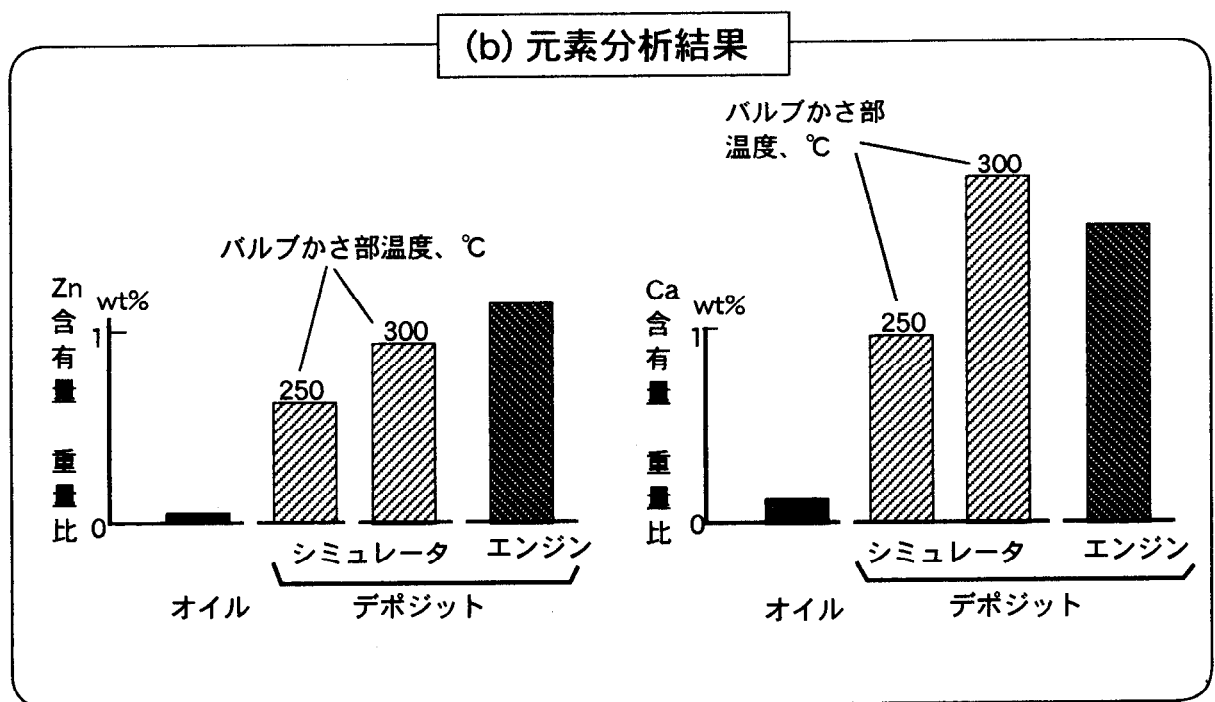
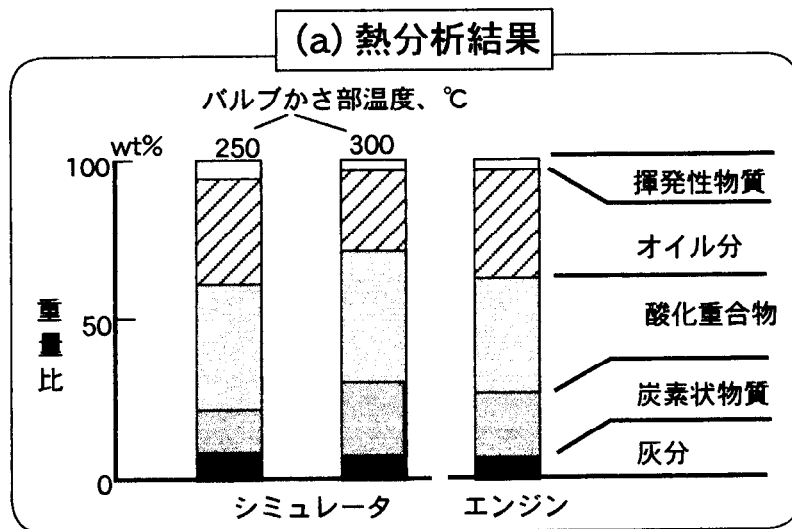


図5.8 シミュレータとエンジンによるデポジット性状の比較

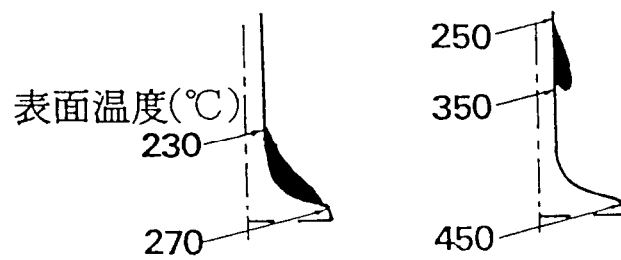
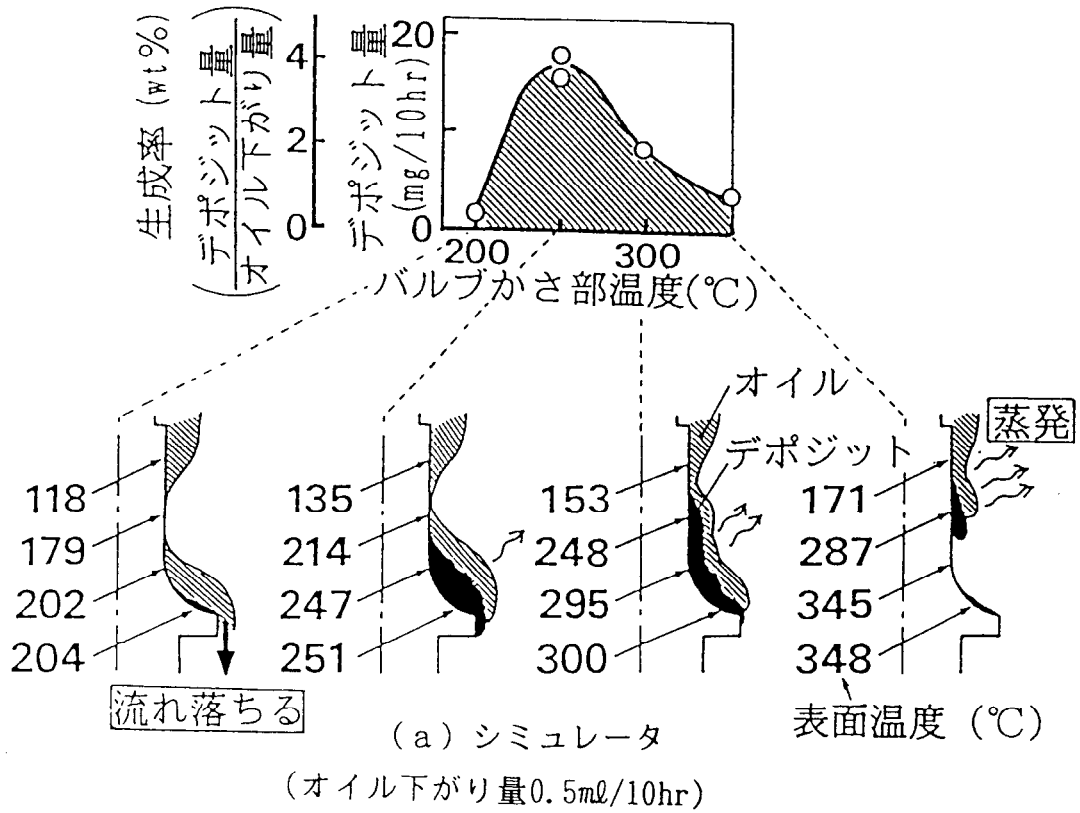


図5.9 バルブ温度の影響 (オイル滴下時)

(b) オイル下がり量

オイル下がり量の影響を図5.10(a)、(b)に示す。図5.10(a)はバルブかさ部温度を250℃一定としたときの結果で、オイル下がり量が多いほどデポジット量は多い。しかし、オイル下がり量を1ml/10hrまで多くしてもバルブからオイルが流れ落ちてしまい、デポジット量はあまり多くならない。したがって、デポジット量をオイル下がり量で割った生成率は、オイル下がり0.5ml/10hrのとき最大となっている。

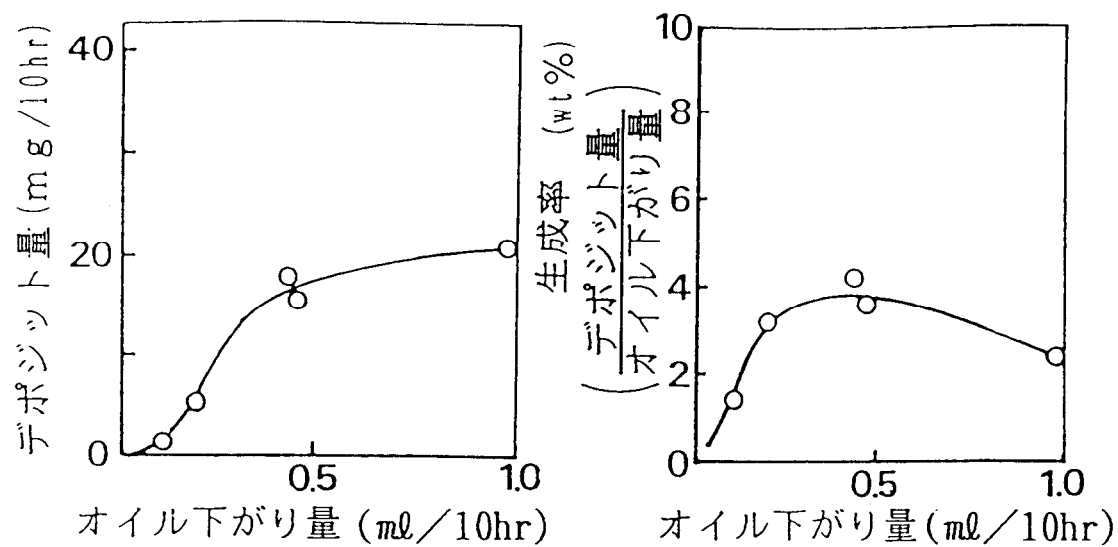
エンジンでのバルブ温度は一定でなく運転条件により前述のように約150～400℃の範囲で変化する。また、オイル下がり量は0.05～1ml程度に設定されることが多い。そこで、オイル下がり量とバルブ温度の影響とを合わせて調べた。結果を図5.10(b)に示す。オイル下がり量多(0.5ml/10hr)、少(0.2ml/10hr)ともにバルブ温度に対する傾向は似ている。しかし、下がり量少の方が、デポジット量の最大値が小さく、また、その時のバルブかさ部温度は低い側に移っている。バルブ温度200℃でも、オイル下がり量少のときは、オイルのバルブ上での滞留時間が長い時間、流れ落ちないでデポジットとなり易い。

デポジット生成率で表わすとすると、バルブかさ部温度250℃ではオイル下がり量による差がほとんどないが、200℃のとき非常に高い値となっている。

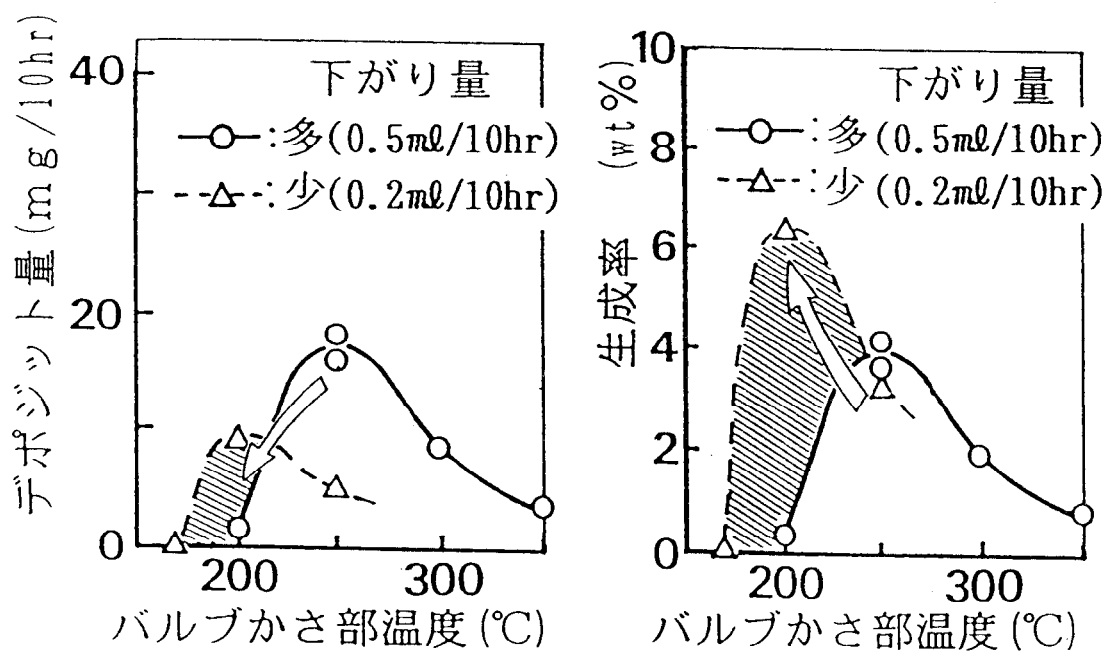
(c) 雰囲気温度

エンジンにおいて、インテークバルブは燃焼室から逆流する高温ガスにさらされるため、インテークバルブデポジットはその影響を受ける可能性がある。5.2.2(4)に記したように、デポジットの化学分析結果によれば、その影響はないと予測されている。ここでは、念のためにシミュレータを用いてこの影響の程度を調べておくことにした。しかし、シミュレータでエンジンと同様の吹き返しを再現するのは困難である。そこで、吸気を電気ヒータで加熱し雰囲気温度を上げて影響を調べた。結果を図5.11に結果を示す。雰囲気温度を250℃とすると、バルブかさ部温度200℃でのデポジット量が著しく増加した。雰囲気温度250℃のときは、ステムガイドから漏れ出たオイルがすぐ高温にさらされて変質し、バルブから流れ落ちにくくオイルのバルブ上での滞留時間が長くなるためである。

雰囲気温度250℃においてバルブかさ部温度200℃で生成したデポジット量を生成率に換算すると約7 wt%となる。これは、図5.10(b)の「オイル下がり量少」でバルブかさ部温度200℃のときと同様の高い値となっている。したがって、低いバルブ温度でデポジットを生成する方がその生成率は高くなることがわかる。



(a) バルブかさ部温度一定 (250°C)



(b) バルブ温度との関係

図5.10 オイル下がり量の影響

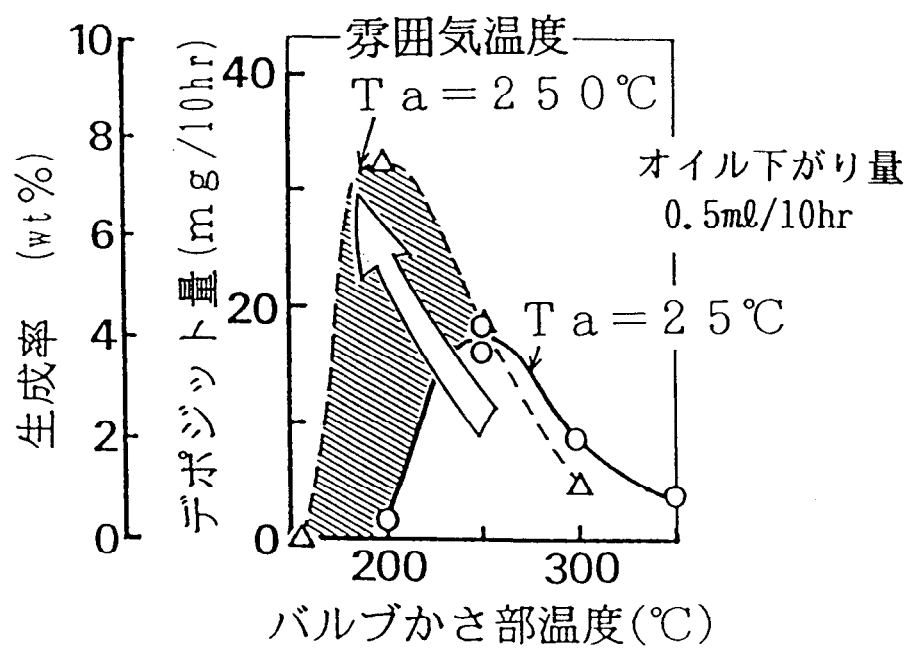


図5.11 雰囲気温度の影響

(2) オイル性状の影響

(a) オイル種類

前項5.1でオイル中の添加剤の影響が大きいことがわかったため、市販のマルチグレードオイルの中から添加剤量が異なる3種類を選び比較した。結果を図5.12(a)に示す、バルブかさ部温度に対する傾向はオイル種類により変わらないが、デポジット量は添加剤（主に、粘度指数向上剤）量の多いオイルほど多い結果となった。高沸点の添加剤は蒸発しにくいため、バルブ上に残ってデポジット量を増加させる傾向にある。

(b) 新油と使用油

オイル交換無しで10000kmほど走行した車のオイル（使用油）を用いて実験した結果を図5.12(b)に示す。

使用油ではデポジット量が著しく増加した。そこで、その原因を調べるためオイルの分析を行なった。図5.13は新油と使用油の赤外吸収スペクトルをそれぞれ測定し、その差を求めたものである。使用油では斜線で示した酸化生成物が増加し、黒く示した酸化防止剤が減少していることがわかる。増加した酸化生成物がバルブ上に残りやすいこと、酸化防止剤の減少によりオイルが酸化し易くなったことが使用油でデポジットが増加する原因と考えられる。

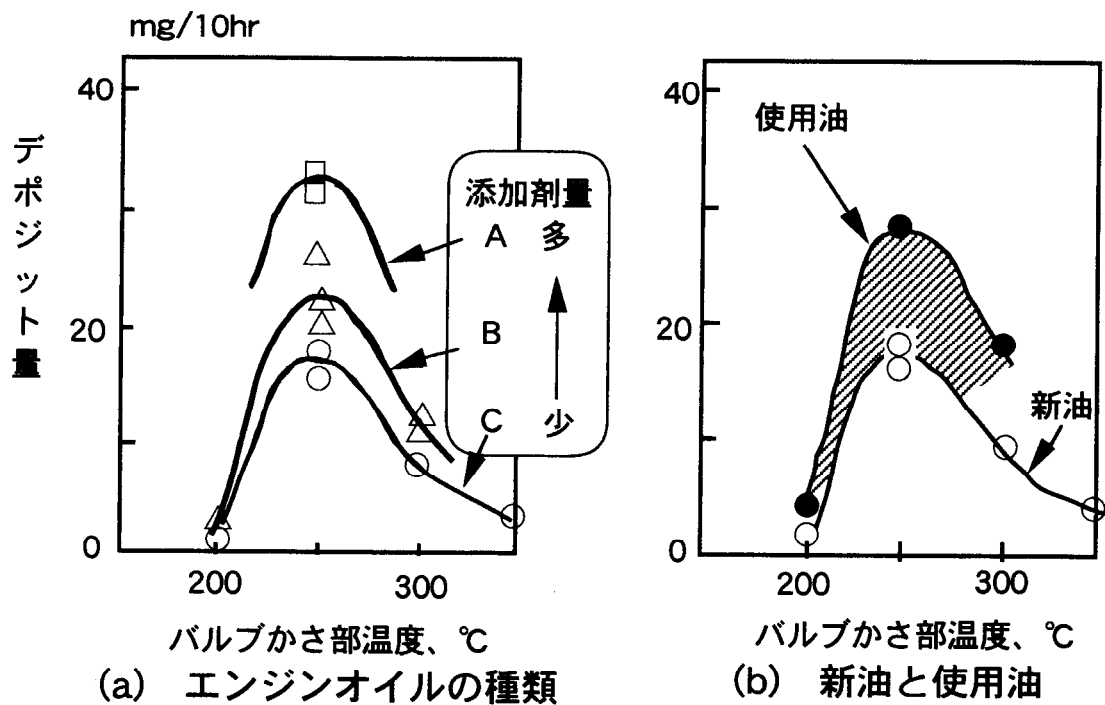


図5.12 オイル性状の影響

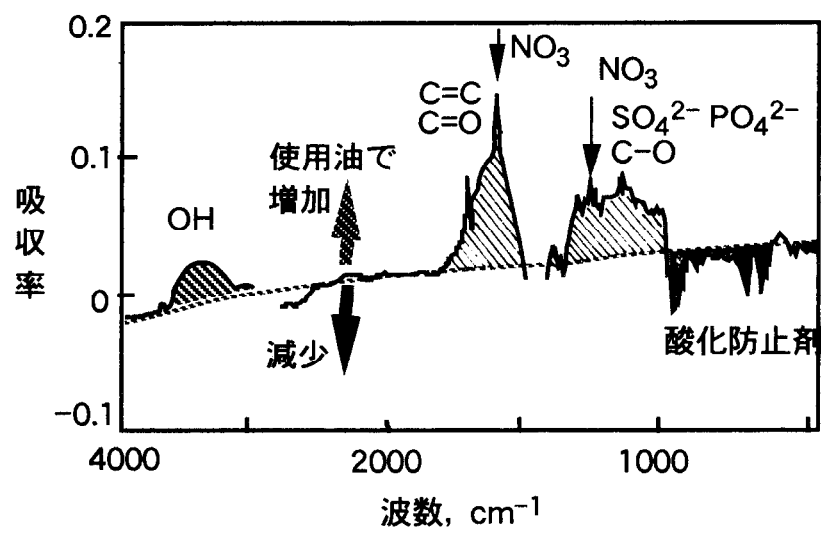


図5.13 新油と使用油の赤外吸収スペクトル

(3) ガソリンの影響

インテークバルブデポジット生成の主要因はオイルであるが、エンジンにおいてガソリンの影響も大きいことが報告されている(5-3)-(5-5)。以下に、ガソリンの影響について検討を行った。

(a) 実験条件の検討

前述5.3.2(1)で、オイルによるデポジット生成量はバルブ温度約250℃で最も多くなることを示した。バルブ温度がそれより低いとオイルはバルブから流れ落ち、逆に高いと蒸発してしまい生成量が減少する。ガソリンについてもオイルと同様の傾向があると考えられるため、バルブ温度の影響を調べた。

図5.14にバルブ温度の影響を調べた結果を示す。図5.14(a)、(b)、(c)はそれぞれガソリンのみ、オイルのみ、オイルとガソリンの両方を用いたときの結果を示す。ガソリン噴射のみの場合(a)ではバルブ温度約160℃で最もデポジット生成量が多い。(b)は図5.9に示した実験の確認結果が示してある。また、(c)はガソリン、オイルのみを用いた(a)、(b)を合わせた結果になっている。したがって、ガソリンによるデポジット生成量を調べるためにはバルブ温度160℃、オイルについては250℃(5.3.2(1)参照)、ガソリンとオイル両方の影響を調べるためにはこれらの温度を組合わせて実験すれば良いことがわかる。

なお、実ガソリンエンジンでは負荷が高い、すなわちガソリン噴射量が多いときはガソリンによる冷却効果によって、比較的バルブ温度が低い。したがって、ガソリンの影響が大きい。逆に、低負荷時にはバルブ温度が高く、オイルの影響が大きいことが予想される。

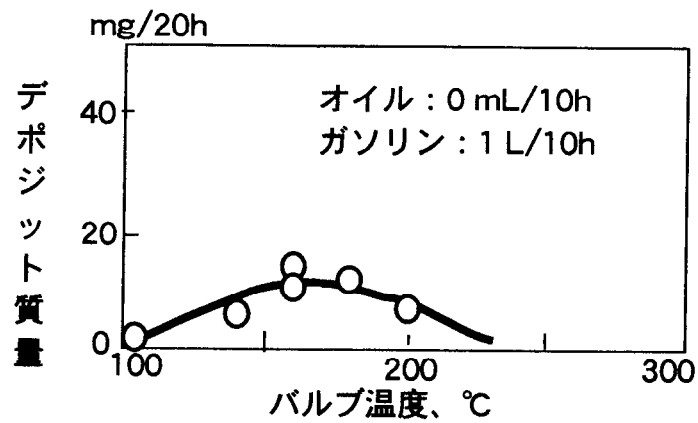
(b) エンジン実験の結果

図5.15は3種類のガソリンを用いたエンジン実験によりデポジット量を調べた結果である(5-7)。エンジンの運転条件が全く同一にもかかわらず、ガソリンAに対してガソリンBではデポジット量が増加し、ガソリンCでは減少した。これらのガソリンの性状は図5.15中の表に示すように、清浄添加剤を除いて大きな違いが無いことからデポジット量の違いは清浄添加剤によるものと考えらる。なお、プレミアムCの未洗ガム分が多いのは、清浄添加剤のためである。

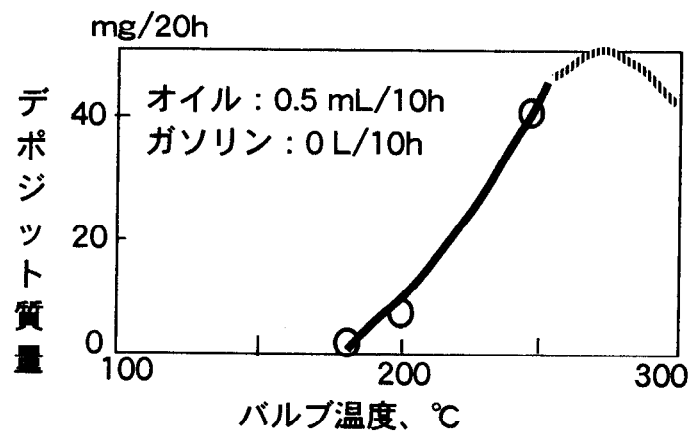
図5.15により、ガソリンの種類がデポジット生成に影響を与えることが分かったので、その要因を以下に解析した。

ガソリンの影響は以下のような要因が関与していると予測される。

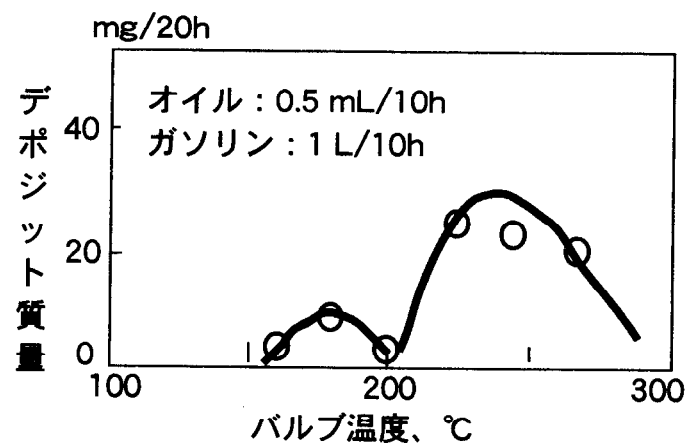
- ・バルブの冷却――デポジット減少
- ・デポジットやオイルの洗い流し――デポジット減少
- ・ガソリン中の高沸点分の堆積――デポジット増加
- ・その他(間接的影響)：オイル中の酸化生成物の増加――デポジット増加



(a) ガソリンのみ供給



(b) オイルのみ供給



(c) ガソリンとオイルを供給

図5.14 バルブ温度の影響（燃料噴射時）

ガソリングレード	レギュラ	プレミアム	
銘柄	A	B	C
50%留出温度	89	104	92
ガム分 (未洗mg)	0	1	17
ガム分 (洗浄mg)	0	0	0
芳香族分 (vol%)	34	42	41
不飽和分 (vol%)	12	7	18
清浄添加剤	無し	有り	有り

(国内市販ガソリン)

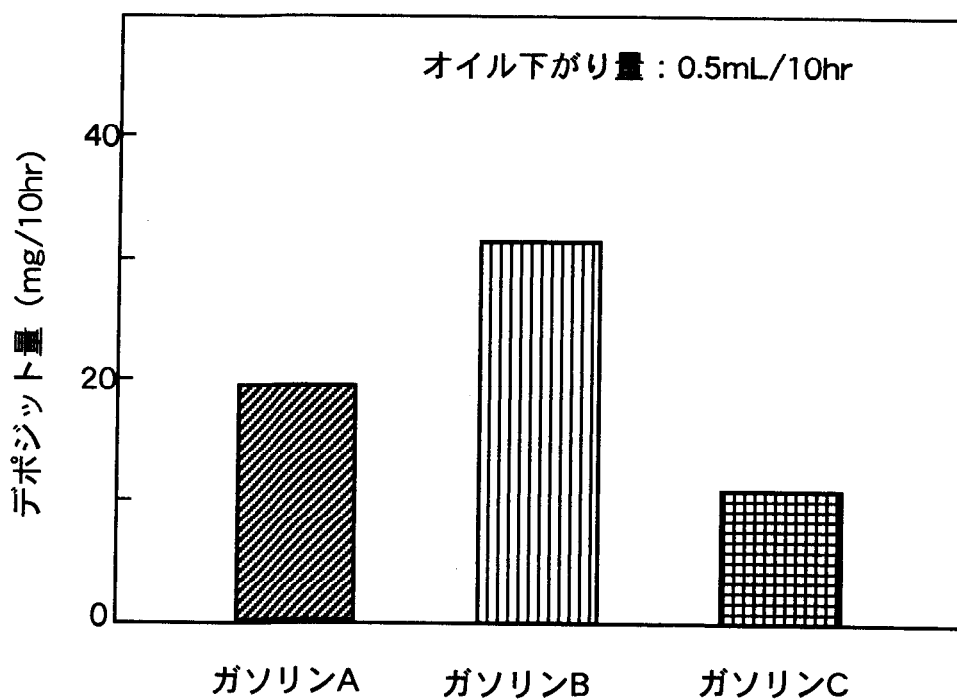


図5.15 ガソリンの影響 (エンジン実験)

そこで、シミュレータを用いてこれら各要因がどのように影響しているかを検討した。その結果を図5.16a)～(c)に示す。

(c) 洗い流し効果

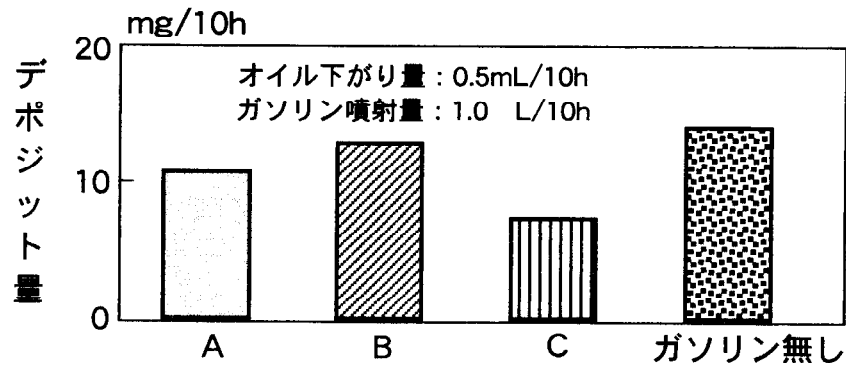
図5.16(a)はオイル下がりによりデポジットが生成する条件下で、各ガソリンをそれぞれバルブに噴射し、洗い流しの効果を調べたものである。ガソリン無しと比較して、ガソリンCでは約1/2にデポジット量が減少したが、ガソリンA、Bではほとんど差がなかった。したがって、ガソリンCに含まれる清浄添加剤の洗い流し効果が大きく、そのためガソリンCをエンジンに用いるとデポジット量が減少するということがわかった。また、この場合のデポジット量は何れも図5.15に示した実エンジンの場合の約1/2程度と少ない。

(d) ガソリンの直接堆積

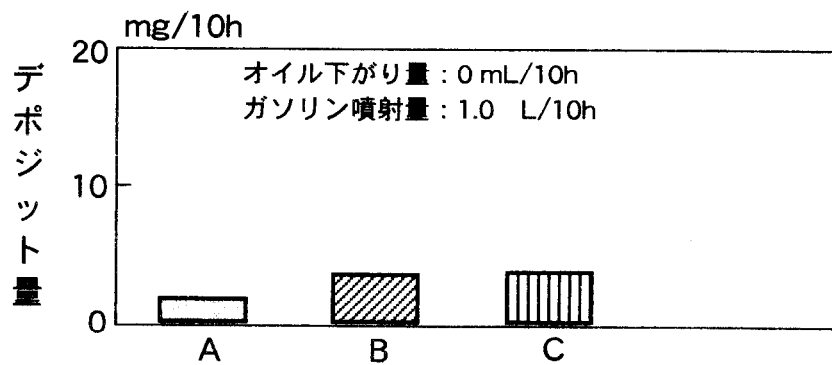
図5.16(b)はオイル下がり量を0にしてガソリンだけを噴射し、ガソリンが直接バルブ上に堆積する量を調べた結果である。レギュラーガソリンAに対して、プレミアムガソリンB、Cの堆積量が多い。また、この場合のデポジット量は何れも図5.15に示した実エンジンの場合の約1/10程度である。A、B、Cのデポジット堆積量の傾向と、デポジット堆積量の絶対値が実エンジンの場合と大幅に異なるということは、ガソリン自身がバルブの表面でデポジット化する割合は非常に少ないことを示唆している。これは、5.2.4で述べた、実エンジンのデポジットの化学分析結果と一致している。

(e) オイル劣化を通しての影響

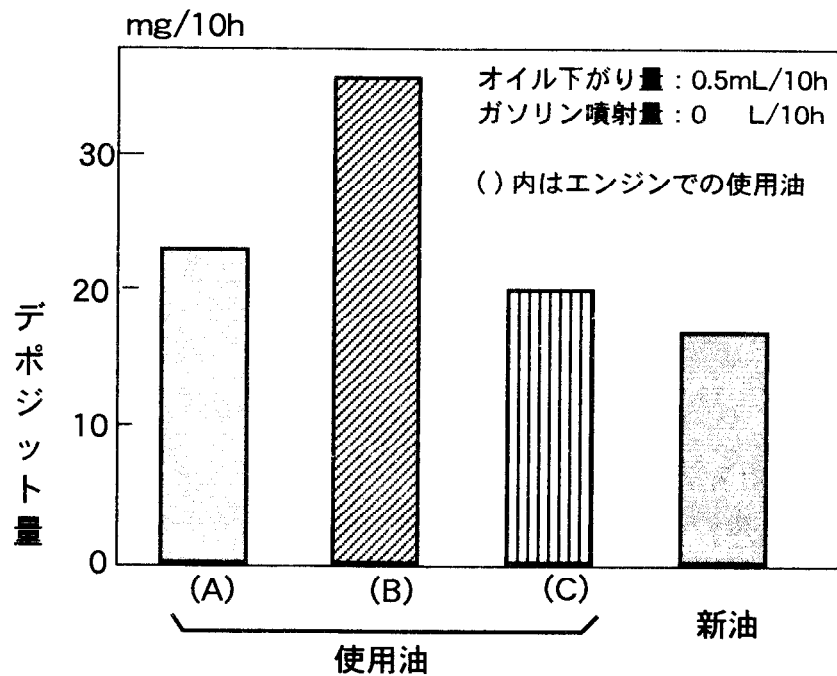
次に、図5.16(c)は、図5.15に示した各ガソリンで運転したエンジンの実験後の使用油について、シミュレータを用いてデポジットの生成量を測定した結果である。このとき、シミュレータでは全くガソリンを噴射していない。この場合のA、B、Cのデポジット生成量の絶対値とその傾向は何れも図5.15に示した実エンジンの場合と良く一致している。使用油を用いたときは、いずれもデポジット量が多いが、特にガソリンBで運転したエンジンの使用油のデポジット生成量が多い。したがって、ガソリンBは図5.16(b)に示したようにその直接堆積量が多いことに加えて、オイルの劣化を通して更にデポジット量を増加させるということがわかった。オイルの劣化程度とデポジット生成量とが良く対応していることは、別の検討結果(5-15)でも確認されており、ガソリンAに含まれるような適切なガソリン清浄添加剤はエンジンオイルの劣化を抑える効果があり、その結果としてデポジット生成量が減少し、逆にガソリンBに含まれるような不適切なガソリン清浄添加剤はエンジンオイルの劣化促進させ、その結果としてデポジット生成量が増加するということが分かった。



(a) 洗い流し効果の比較



(b) ガソリンの直接堆積量



(c) オイルを通じての影響

図5.16 ガソリンの影響 (シミュレータ実験)

(f) 含酸素成分を含んだガソリンの影響

近年、ガソリンのオクタン価を高めたり、蒸発性の調整のために、含酸素成分をガソリンに混合させることがしばしば行われている。この含酸素成分のデポジット生成に与える影響を調べてみた。このために用いた供試ガソリンの性状を表5.4に示す。

表5.4 含酸素成分を含んだ供試ガソリン

No.	1	2	3	4	5
T50	89	—	—	86	86
Arom. %	20.0	18.0	18.0	21.9	21.9
Olef. %	8.1	7.3	7.3	9.6	9.6
Ethanol %	0	10	0	0	0
MTBE %	0	0	10	10	10

上記表5.4において、No.2～3は、No.1をベースにエタノール、MTBEをそれぞれ混合したものである。No.4はMTBE以外はNo.1にほぼ同じになるように調合したものである。No.5は、No.4にさらに清浄添加剤を加えている。清浄添加剤としては、一般的に広く用いられている、デポジット低減効果の大きいもの（ポリエーテルアミン系）を使用した。上述の検討結果から、バルブ温度はガソリンによるデポジット生成量が最も多い160℃一定とした。さらに、オイル下がり無しとして、ガソリンのみによるデポジット生成を行なった。

図5.17に、各ガソリンにおけるデポジット生成量を示す。エタノールやMTBEを混合したガソリン（No.2～4）では、デポジット生成量が多い。オイルによるデポジットは、バルブ上に残った炭化水素が、一旦酸化された後に、炭素化して生成すると考えられている(5-6)。ガソリンでも同様の生成過程とすると、デポジット生成量が増加するのは、これらのガソリンの酸化安定性に関連があると考えられる。実際に、MTBE混合ガソリンは、酸化安定性がやや劣る傾向があることが報告されている(5-11)。

一方、清浄添加剤を加えたガソリン（No.5）は、ほとんどデポジットを生成しない。図5.17はバルブ重量の増加量をデポジット生成量として表したものであるが、No.5でも実験前に対してバルブ重量は増加している。しかし、バルブの表面には炭素状のデポジットはほとんど見られなかった。

以上の結果から、エタノールあるいはMTBE混合ガソリンではデポジット生成量が増加する傾向があるため、適切な清浄添加剤を用いることが不可欠であると言える。

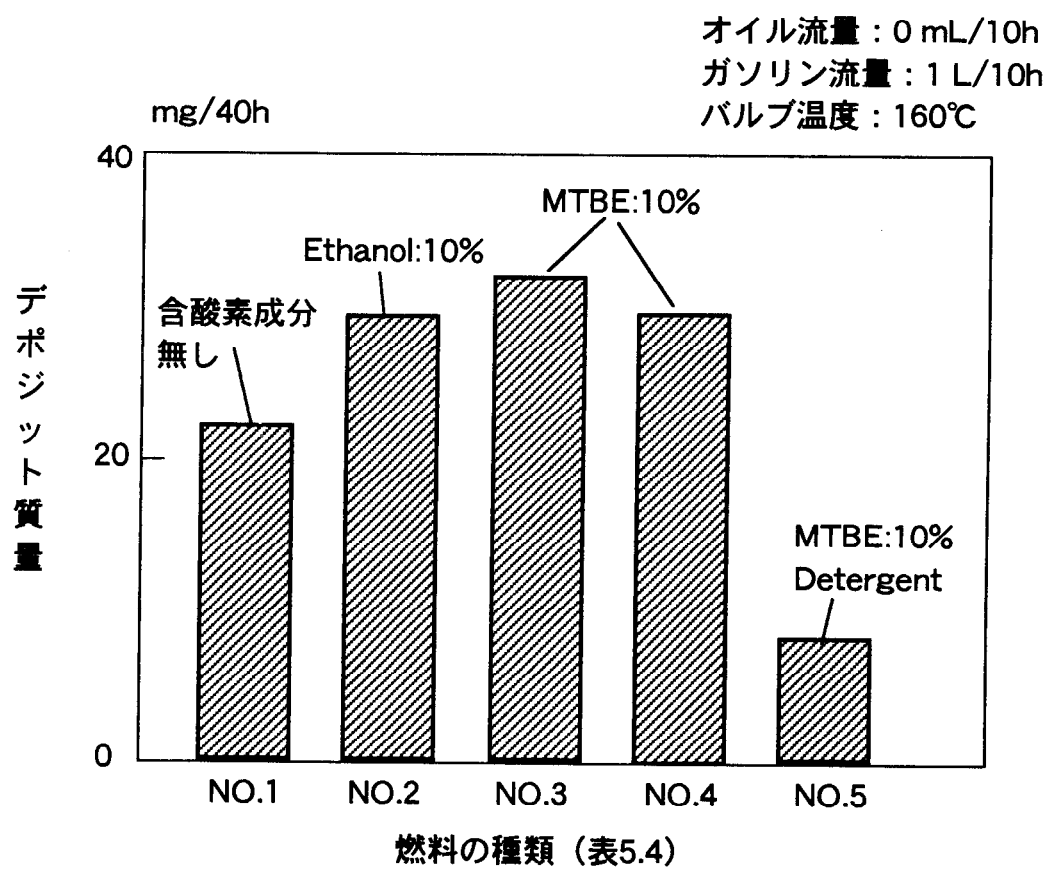


図5.17 ガソリン中の含酸素成分の影響

(g) ガソリン清浄剤の影響

5.3.2(3)(b),(c)の実験より、ガソリンの清浄添加剤がインテークバルブデポジットの生成に影響することが示された。そこで、ここでは、ガソリンの清浄添加剤の種類の影響を調べてみた。ここでは、従来から燃料噴射弁の清浄添加剤として使用されてきたものと、最近普及しつつあるインテークバルブデポジット用の清浄添加剤の2種類を供試した。実験結果を図5.18に示す。清浄添加剤の違いにより、デポジット生成量が大きく異なった。この原因は、これらの清浄添加剤の熱安定性が異なるためと思われる。すなわち、熱安定性に優れるバルブデポジット用の清浄添加剤は、バルブ表面であまり熱分解しないで、バルブ表面のオイルやガソリンを洗い流し、デポジットの生成を抑制すると考えられる。オイルによるデポジット生成に対しても、このような適切な清浄添加剤を用いればデポジットが減少することを確認できた。

一方、この図5.18のデポジット生成量はいずれの清浄添加剤の場合も、図5.17の清浄添加剤を含むガソリンNo.5の結果より多い。これは、図5.18ではバルブ温度を160℃と250℃の両方の温度で実験を行ったので、250℃の場合にバルブ表面からガソリンが飛散しやすく、洗い流し効果が十分得られないためであると考えられる。ガソリンの清浄添加剤を検討する上で、バルブ温度が高いとき程その効果が薄れることを十分考慮する必要があることがわかる。

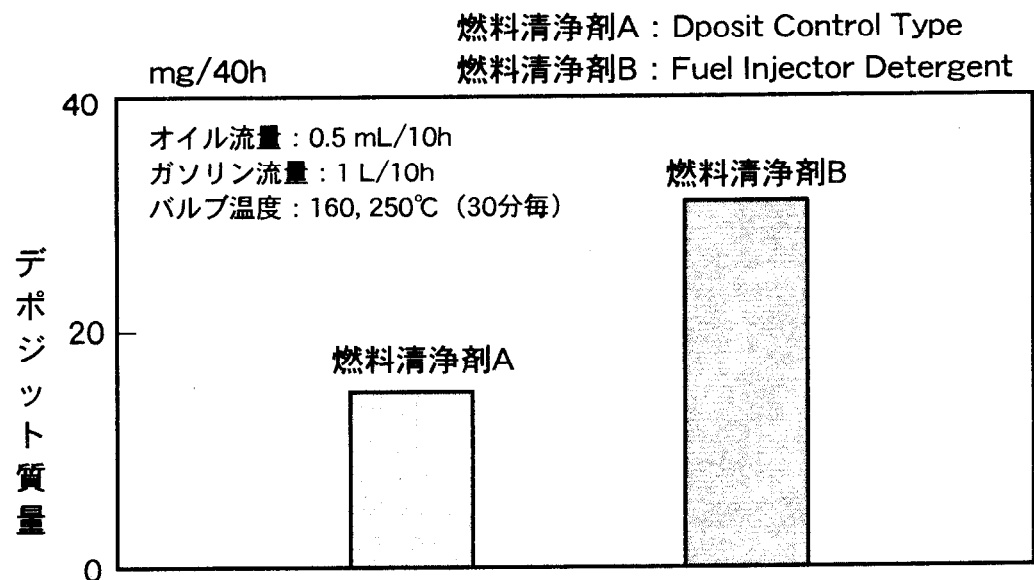


図5.18 ガソリン清浄添加剤の種類の影響

5.4 まとめ

エンジン実験で得られたインテークバルブデポジットの化学分析と、デポジット生成シミュレータによる生成要因の解析結果より、以下のことが明らかになった。

- (1) デポジットの生成は、金属等の表面温度とそこを流れる物質の化学的（温度的）安定性で決まる。ガソリン由来のデポジットでは約160℃、オイル由来のデポジットでは約250℃で最も生成量が多い。エンジンの常用域において、インテークバルブの温度は150～400℃であり、この温度と一致している。この温度はエンジンの設計変更により変えることは困難であるので、エンジン設計面からインテークバルブのデポジット生成を低減することは困難である。
- (2) インテークバルブのデポジットは主にエンジンオイルに由来しているが、燃料（ガソリン）に由来するものもある。インテークバルブのデポジット生成を制御するには、後述する結果より、燃料あるいは潤滑油から対策する方が効果的である。
- (3) エンジンオイルに由来するデポジットに関しては、
 - ・オイル中の添加剤、特に粘度指数向上剤が多いほどデポジットが多い。
 - ・新油より使用油の方がデポジットが多い。使用油では酸化生成物が増加し、酸化防止剤が減少しているためである。
- (4) ガソリン性状に関わるデポジットに関しては、
 - ・ガソリンの洗い流し効果によりデポジット量は減少する。
 - ・ガソリンの清浄添加剤には、洗い流し効果を助長してデポジット量を減少させるものと、インテークバルブ上で酸化、炭化してデポジットを増加させるものの両方がある。
 - ・MTBEあるいはエタノールを混合したガソリンではデポジット生成量が増加する。酸化安定性が悪いためと考えられる。
- (5) ガソリン性状（主に、清浄添加剤）がエンジンオイルの劣化を促進し、その結果としてオイル由来のデポジット生成量を増加させる場合と、その逆の効果をもたらす場合とがある。デポジット生成に関しては、ガソリンの直接的影響よりは、オイル劣化を介しての影響の方が大きい。

参考文献

- (5-1) Lepperhoff, G. et al, " Mechanism of the Deposit Formation at Intake Valves", SAE Paper 872115
- (5-2) Bitting, B. H., Ziwicki, K. H., Kothe, M., Kohlhepp, W., Testroet, C.J. and Gschwendtner, F., " Intake Valve Deposits-Fuel Detergency Requirements Revisited", SAE Paper 872117
- (5-3) Yonekawa, Y. et al, " Influence of Lubricant Composition and Lead Content in Gasoline on Intake Valve Deposit", J. Japan Petrol. Inst., Vol.22, No. 2, P.98 (1979)
- (5-4) 大坪ほか、「インテークバルブデポジットに及ぼすエンジン油組成の影響」、トヨタ技術、Vol. 29, No.1, P.12 (1979)
- (5-5) Covitch, M.J., et al, " Microstructure of Carbonaceous Diesel Engine Piston Deposits", Lubrication Engineering, Vol.44, No.2, P.128 (1988)
- (5-6) 江崎、中田ほか、「インテークバルブデポジットの生成機構の解明--[1] デポジットのキャラクタリゼーション」、自動車技術会論文集 Vol. 22, No.3, p37 (1991)
- (5-7) 岡田、中田ほか、「国内プレミアムガソリンの添加剤の効果」、自動車技術会学術講演前刷集892106、(1989)
- (5-8) Y., Brian et al, "Injector Deposits-The Tip of Intake System Deposit Problems", SAE Paper No.862534
- (5-9) R. C. Tupa, et al, "Port Fuel Injector Deposits Causes/Consequences/Cures", SAE Paper No. 872113
- (5-10) 野村、中田他、自技会論文集、「インテークバルブデポジットの生成機構の解明--[2] シミュレーション実験による生成要因の解析」、Vol. 22, No.3, p43 (1991)
- (5-11) 岡田、中田他、「MTBE 混合ガソリンがエンジン性能に及ぼす影響」、自技会学術講演前刷集、912267
- (5-12) Esaki, Y., Ishiguro, T., Suzuki, N. and Nakada, M., "Mechanism of Intake Valve Deposit Formation Part 1: Characterization of Deposits", SAE Paper 900151 (1990)
- (5-13) Nomura, Y., Ohsawa, K., Ishiguro, T and Nakada, M., "Mechanism of Intake-Valve Deposit Formation Part 2: Simulation Tests", SAE Paper No.900152 (1991)
- (5-14) Kawamura, M., Moritanil H., Nakada, M. and Oohori, M., "Sludge Formation and Engine Oil Dispersancy Evaluation with a Laboratory Scale Sludge Simulator", SAE Paper No.892105 (1989)
- (5-15) K.Ohsawa, M.Nakada, et al, "Mechanism of Intake Valve Deposit Formation Part 3: Effect of Gasoline Quality", SAE Paper No.922265 (1992)

第6章 加減速運転時のオイル消費の実験的解析

6.1 まえがき

排気ガス浄化用触媒の浄化性能はエンジンオイル中に含まれるリンにより劣化し、このリンにより劣化は、エンジンのオイル消費量と、オイル中に含まれるリン量により決定される（付録6.1参照）。したがって、オイル消費の低減は、エンジンにとっては、一般の信頼性だけでなく、排出ガス改善の面からも重要な課題となって来ている。

一方、加速・減速運転を行うとオイル消費が定速走行時に比較して大幅に増加することが経験的に知られていたが、適切なオイル消費測定手法がなかったために、このメカニズムは今までに殆ど解析されていなかった。したがって、オイル消費の低減を実現するためには、加速・減速運転時のオイル消費のメカニズムを解析することが必要になっている。

ここでは加減速運転時のオイル消費メカニズムの解析を行い、触媒浄化性能の劣化の防止を図ることを目的とする。なお、オイル消費の一般的メカニズム（付録6.3に示す）から考えて、ここでは、いわゆる「オイル上がり（ピストンとシリンダの隙間から燃焼室に侵入してくるオイルによるオイル消費）」のみを対象とする。

6.2 オイル消費測定方法

過渡運転時のオイル消費現象の解析のために、まず、エンジンの加減速時のオイル消費が連続的に測定できるオイル消費計を開発した。詳細は付録6.2に示す。

6.3 定常運転時と過渡運転時のオイル消費の比較

前節で示したオイル消費計を用いて、加減速運転時の瞬時のオイル消費量を連続測定した例を図6.1に示す。種々のエンジンでの測定結果から加減速運転時の特徴として、次の2点が挙げられる。

- (1) 加減速運転条件下のオイル消費は、定常運転条件データからの推定値に比べ、加速時（高負荷）には多く、減速時（低負荷）には少なくなる。
 - (2) 加減速運転条件下の合計のオイル消費は、定常データから推定したオイル消費の値よりも多くなる（図6.1に示すエンジンの場合約2.5倍であった）。
- この実験結果より、従来から経験的に知られていたことが実験的に確認出来た。

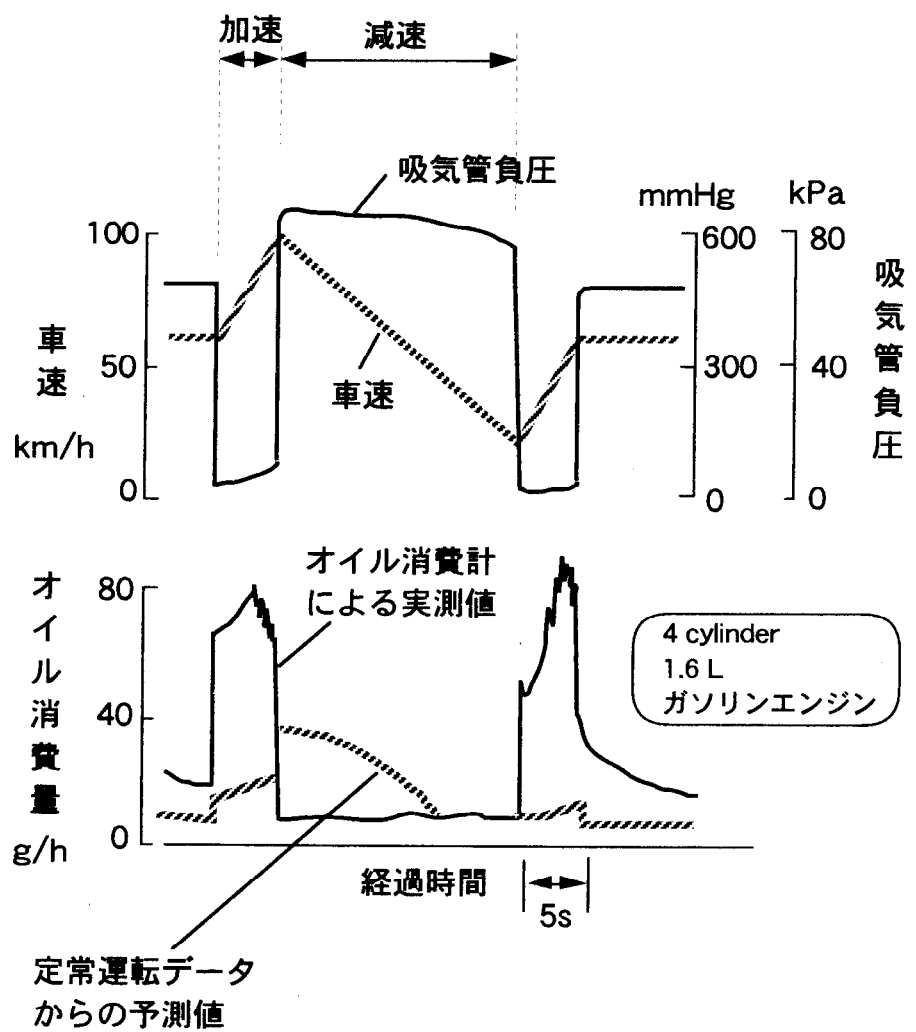


図6.1 加減速運転時のオイル消費

6.4 オイル消費の違いの要因解析

加減速運転が定常と異なる点は、回転数、負荷が時間的に変化する点にある。図6.2は回転数の変化の影響のみを見るため、回転数をステップ状に変化させた場合のオイル消費変化である。図6.3は負荷の影響をみた場合である。これらの図によれば、回転数を変えてもオイル消費量はかなり速く定常でのレベルに落ちつくことが判った。負荷を変えた場合も、中・高負荷の範囲では同様であった。一方、中・高負荷運転から吸気管負圧の大きい低負荷（図6.3の -85kPa 、この場合はいわゆるエンジンプレーキ条件であり、負の負荷。以降、負負荷と呼ぶ）運転に移ると、負荷変更直後のオイル消費は定常レベルに比べかなり少なく、その後徐々に増加する傾向を示している。図6.3では、5-6分の時間をかけて定常値に達することが予想される。次にこの負負荷から高負荷に運転条件を変えると、その直後は非常に多くのオイルを消費した。このオイル消費の増加現象が収まるには長い時間（ほぼ2分）を要し、この間のオイル消費の増加量（図6.3；面積A）は 1.85g であった。その前の低負荷時の減少量（図6.3；面積E）が 0.55g であったため、結果的には、図6.3に示す運転条件下では定常データからの予測値に比べ 1.30g のオイルが余分に消費されていたことになる。

さらに加減速運転で負負荷域を外して運転すると、瞬時のオイル消費量が定常データからの推定値とほぼ一致することも、別の実験より確認できた。結局、6.3節で加減速運転時の特徴として挙げた2点は、いずれも加減速運転中に行なわれる減速（負負荷）から加速・定常（高・中負荷）への負荷の変化に起因するものであることが判った。

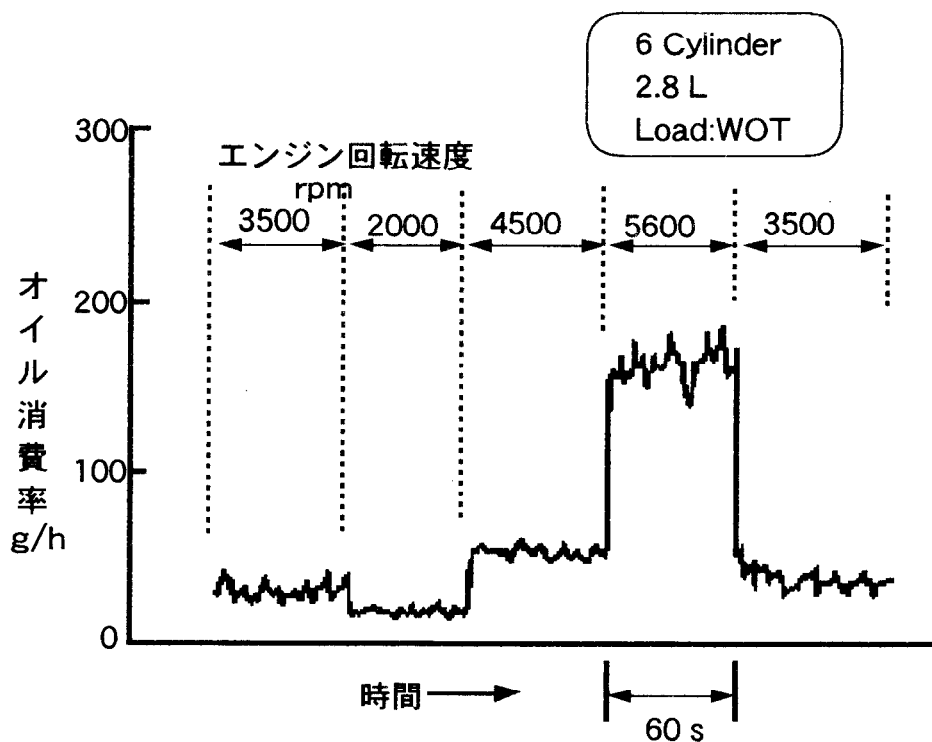


図6.2 回転速度変化の影響

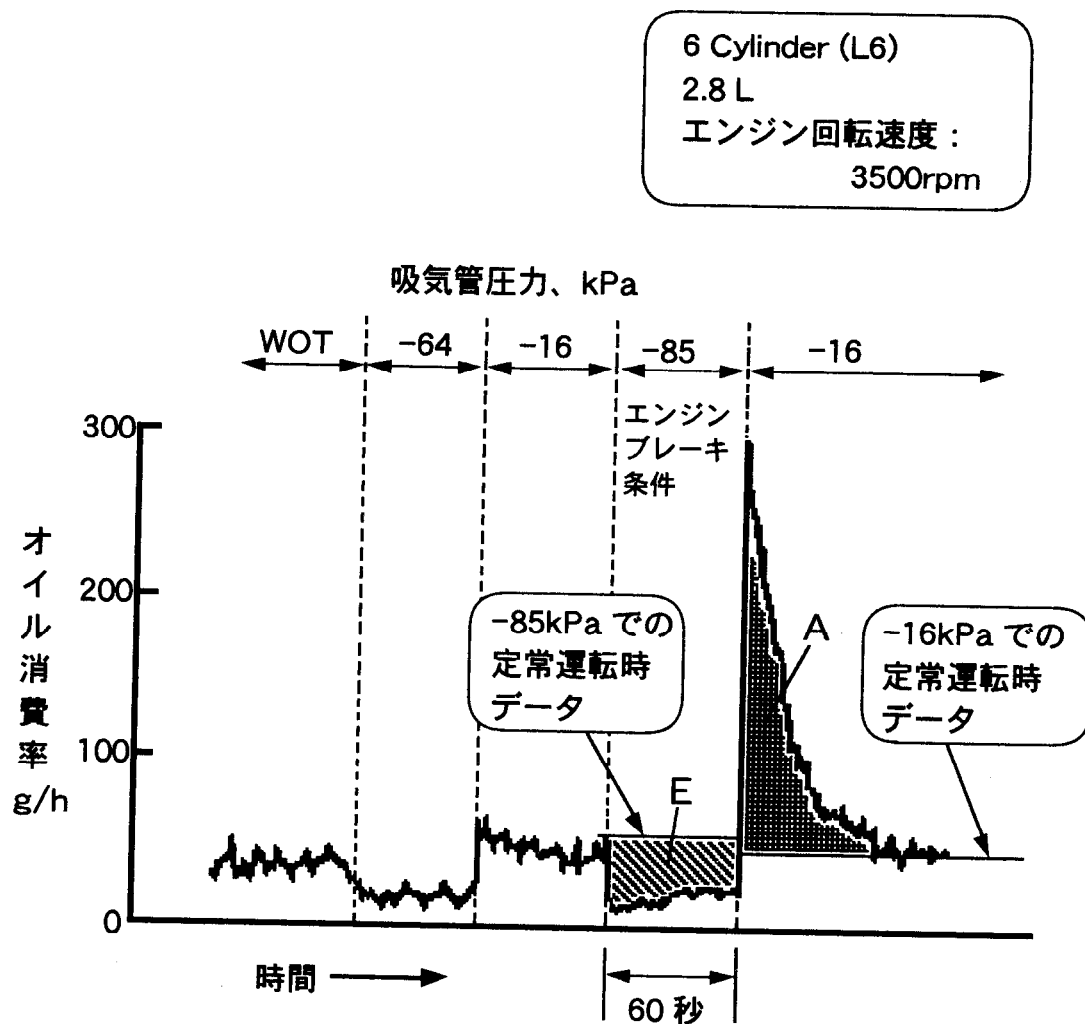


図6.3 負荷変化の影響（回転速度一定）

6.5 過渡運転時のオイル消費モデル

前節で述べた特徴的な加減速運転時のオイル消費現象が見られる理由について以下に考察してみる。付録6.3.2に示す様に「オイル上がり」は、ピストンとシリンダの隙間から洩れたオイルが燃焼室に侵入して燃焼あるいは蒸発するために発生するオイル消費である。この考え方に基づいて、加減速時のオイル消費モデルを図6.4のようにになると仮定してみた。図6.5はその間のオイル消費量の変化を図6.3に基づいて模式化したものである。

(1) 高負荷時 ($t < t_1$)

燃焼温度は高いが燃焼室壁に付着しているオイル $R=R_0$ は少ないので、オイル消費量（オイル蒸発量） $q=q_0$ は比較的少ない（図6.3の場合、ほぼ40g/h程度）。この運転条件下では、定常状態であるので、オイル消費量 q_0 はこの運転条件下での燃焼室に侵入するオイル流入量 Q_0 に等しい。

(2) 低負荷時 ($t_1 \leq t < t_2$)

低負荷運転時には、吸気管負圧が高くなり、特に吸気行程では燃焼室圧力はほぼ吸気管負圧に等しくなる。したがって、このような運転条件下ではクランク室のブローバイガスは燃焼室へ逆流し、この逆流ガスと同じようにピストンとシリンダ壁の隙間にあるオイルも燃焼室の方向に吸引されることになる。この現象の詳細な考察は6.7にて行う。

図6.5において、 t_1 の時点で低負荷に移った直後は、燃焼壁に付着しているオイル $R_1 (=R_0)$ が少ない（上記高負荷時参照）上に燃焼ガス温度も低くなるために、オイル消費 $q(t_1)=q_1$ は少ない値に低下する。その後、高い吸気管負圧によりオイルがピストンリングの合口等から $Q(t)=Q_{12}(g/h)$ の割合で吸われ、燃焼室壁への付着量 $R(t)=R_{12}$ が徐々に増加し、蒸発・燃焼の割合が増え始め、オイル消費 $q(t)=q_{12}$ が徐々に増していく。燃焼室壁への付着オイル量 R が増加すると、一般的にピストンリングに掻き落とされるオイル量も増加するため、 $t=t_1$ になった直後に Q_1 まで急増した Q_{12} はその後徐々に減少し $t=t_2$ の時点では、 $Q(t_2)=Q_2$ となる。即ち、この時点で、吸気管負圧により吸い上げられるオイル量とピストンリングに掻き落とされるオイル量とオイルの蒸発・燃焼とがバランスすることになる。

オイル流入量 Q_{12} とオイル消費 q_{12} の差の累積が燃焼室壁に付着しているオイル量 R_{12} になるから、 $t_1 \leq t < t_2$ の期間の $R(t)$ は次式で表わされる。

$$R_{12}=R_0 + \int_{t_1}^t (Q_{12}-q_{12})dt$$

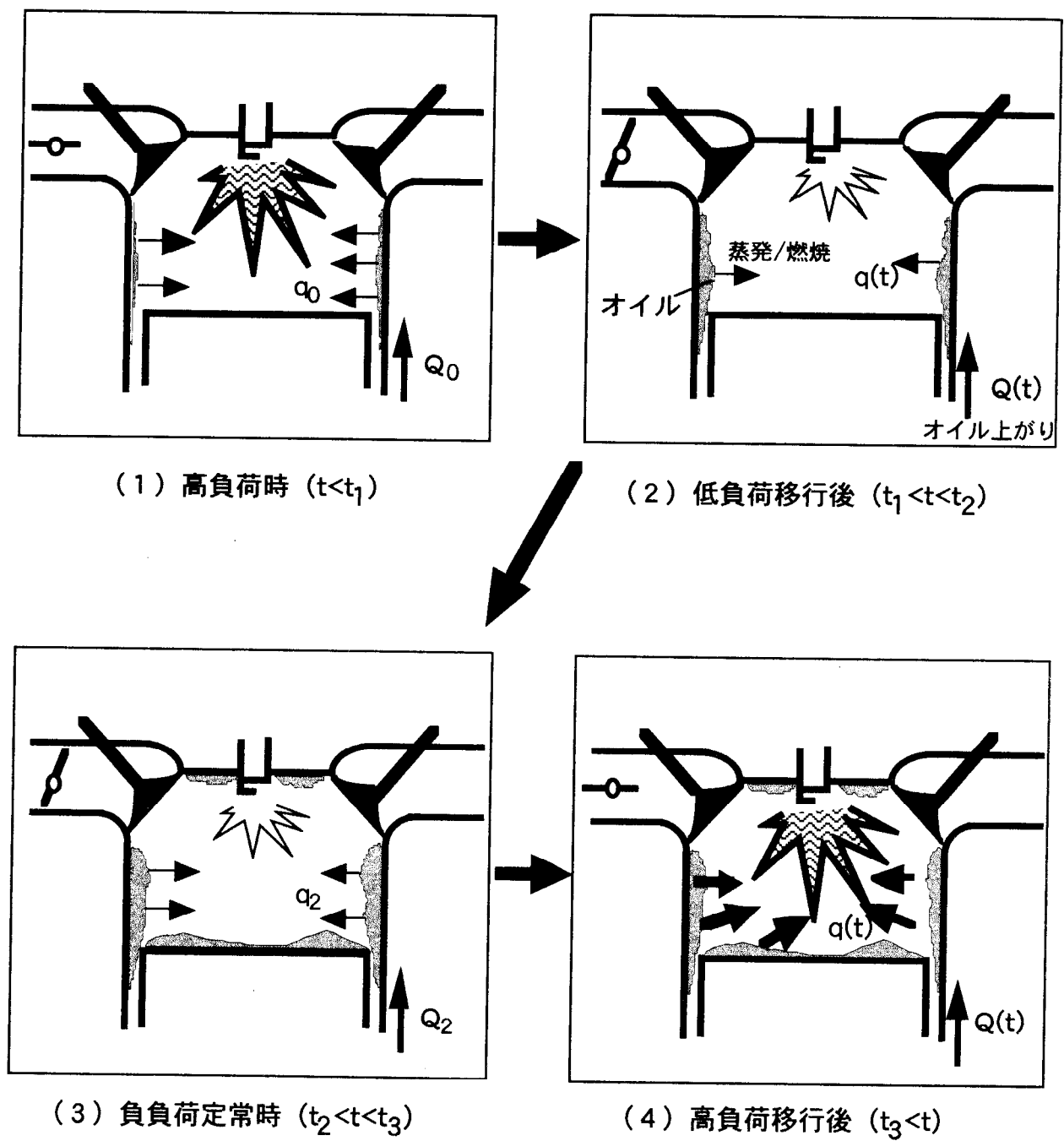


図6.4 加減速運転時のオイル消費の推定メカニズム

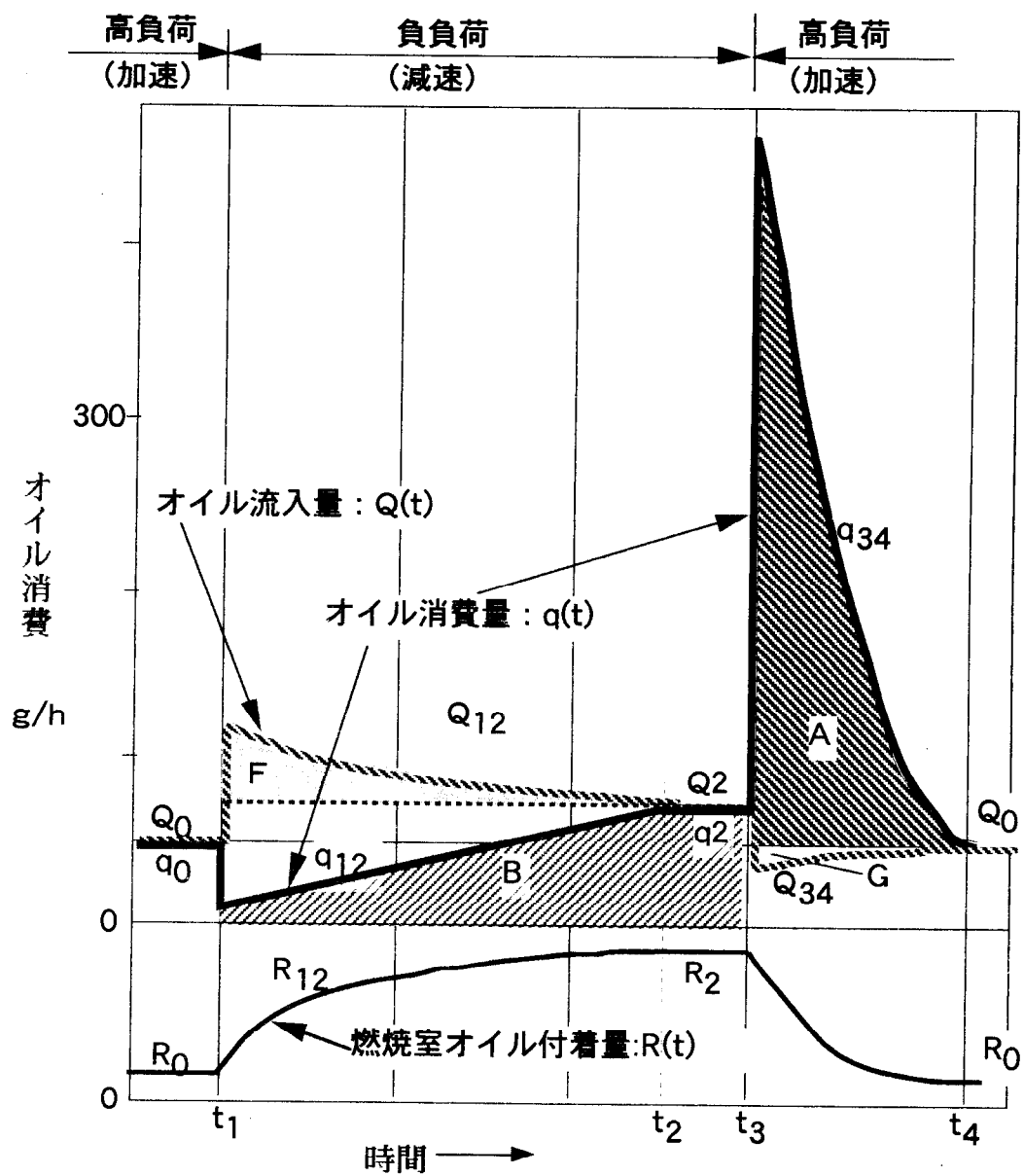


図6.5 加減速時のオイル消費模式図

(3) 負負荷定常時 ($t_2 \leq t < t_3$)

時間の経過に伴い、燃焼室壁に付着しているオイルRが増加して行くが、オイル消費 $q(t)$ の増加に伴いオイル消費 $q(t)$ とオイル流入量 $Q(t)$ はバランスし、 $R(t)$ は一定値に R_2 に達する。定常状態であるので、オイル消費量 q_2 はこの運転条件下での燃焼室に侵入するオイル流入量 Q_2 に等しい。したがって、 $q(t)=q_2=Q_2$ で安定する。

(4) 高負荷時 ($t_3 \leq t$)

高負荷時に移行した直後は、低負荷時に燃焼室壁に付着している多量のオイル R_2 が、高負荷時の高温の燃焼ガスで急速に蒸発あるいは燃焼する。燃焼室壁に付着していた過剰のオイル (R_3-R_0) が蒸発あるいは燃焼してしまうと、高負荷時の定常状態に達して、オイル消費は安定する。即ち、高負荷に移行後1~2分後 (t_4) のオイル消費は(1)の高負荷時 ($t < t_1$) のオイル消費 q_0 と同じ値となる。燃焼室内の平均圧力が高くなるために、オイル流入量 $Q(t)$ は、 $t=t_3$ になった直後にほぼ Q_0 まで急減する。このとき、燃焼室壁に付着しているオイル量はまだ多いため、ピストンリングに掻き落とされるオイル量も比較的多いことが予想され、差引の流入量である Q_{34} は図6.5に示すように、 Q_0 より少し少ないと考えられる。しかし、 Q_0 自身が小さい値であるために、 $t_3 \leq t < t_4$ の間で $Q(t)=Q_0$ としても大きな問題は無いと考えられる。

6.6 過渡運転時のオイル消費モデルによる検討

(1) 加減速時と定常運転時のオイル消費の差

前記6.5に示したオイル消費モデルを用いて、定常データに対して過渡時のオイル消費が増加することについて検討を加えてみる。

加減速状態の実測オイル消費と、それを定常オイル消費データから見積もった予測オイル消費の差Dは次式で表わされる。

$$D = \int_{t_1}^{t_2} q(t)dt + \int_{t_3}^{t_4} q(t)dt - q_2(t_2 - t_1) - q_4(t_4 - t_3) \quad \text{————— (1)}$$

一方、図6.5において、 t_1 から t_2 の間及び t_3 から t_4 の間に燃焼室へ流入したオイルの総和が、 t_1 から t_2 の間のオイル消費 ($\int_{t_1}^{t_2} q(t)dt$) と t_3 から t_4 の間のオイル消費 ($\int_{t_3}^{t_4} q(t)dt$) の和に等しい。すなわち、

$$\int_{t_1}^{t_2} Q(t)dt + \int_{t_3}^{t_4} Q(t)dt = \int_{t_1}^{t_2} q(t)dt + \int_{t_3}^{t_4} q(t)dt \quad \text{———— (2)}$$

したがって、(1)、(2)式より、

$$D = \int_{t_1}^{t_2} Q(t)dt - q_2(t_2 - t_1) + \int_{t_3}^{t_4} Q(t)dt - q_4(t_4 - t_3)$$

また、 $q_2=Q_2$ 、 $q_4=q_0=Q_0$ であるから上式は次の様に書き換えられる。

$$D = \int_{t_1}^{t_2} Q(t)dt - Q_2(t_2 - t_1) + \int_{t_3}^{t_4} Q(t)dt - Q_0(t_4 - t_3) \quad \text{————— (3)}$$

(3)式における $\int_{t_1}^{t_2} Q(t)dt - Q_2(t_2 - t_1)$ は図6.5中の面積F、 $\int_{t_3}^{t_4} Q(t)dt - Q_0(t_4 - t_3)$ は図6.5中の面積Gで示されることになり、

$$D = F - G \quad \text{————— (4)}$$

ということになる。

(3)式における $\int_{t_1}^{t_2} Q(t)dt$ や $\int_{t_3}^{t_4} Q(t)dt$ を直接実測するのは困難であるので、Dに関して、更に検討を加えることは難しい。しかし、6.5(4)で述べたように、 $t_3 \leq t < t_4$ の間で $Q(t) \doteq Q_0$ としても支障が無いと考えられるので、Gの値は小さい ($G \doteq 0$) と考えると、Dは主にFにより支配されていると考えてよい。したがって、加減速運転時のオイル消費は定常オイル消費データから予測されたオイル消費より多い ($F > G$) という実験結果の原因を解析するためには、加減速運転時、特に、この内の減速運転時（負負荷運転時）にピストンリング等の隙間から燃焼室に吸入されるオイルの挙動（Fに相当）を解析することが必要であると言える。いいかえれば、実走行時のオイル消費を減らすためには、減速運転時に燃焼室に吸入されるオイル量を減らすことが重要で有ると予測される。

（２）減速時間と加速時の負荷の影響

減速運転の時間とその後の加速運転時の負荷条件が、オイル消費にどのような影響を与えるかについて実験的に調べてみた。減速運転の吸気管負圧は640mmHgに固定し、減速運転時間Tは10～50秒、加速運転条件の負荷は全開加速(WOT：吸気管負圧はほぼ0)から-480mmHgの間で変えた。図6.3中の面積Aは定常データからの予測値に対して加減速運転のオイル消費の増加分におおよそ対応しているので（次項参照）、ここでは概略の傾向をみるために面積Aの値で比較した。その結果を図6.6に示す。

減速運転時間Tを長くすると、約40-50secの間は、Aはほぼ直線的に増加し、その後は次第に飽和する傾向にある。Aは減速運転時に燃焼室内に流入したオイル量にほぼ相当するから、減速運転に入ってから約40-50secの間は燃焼室壁に付着しているオイル量はほぼ一定の割合で増加し、その後は一定値に飽和するという傾向をたどることが予測される。

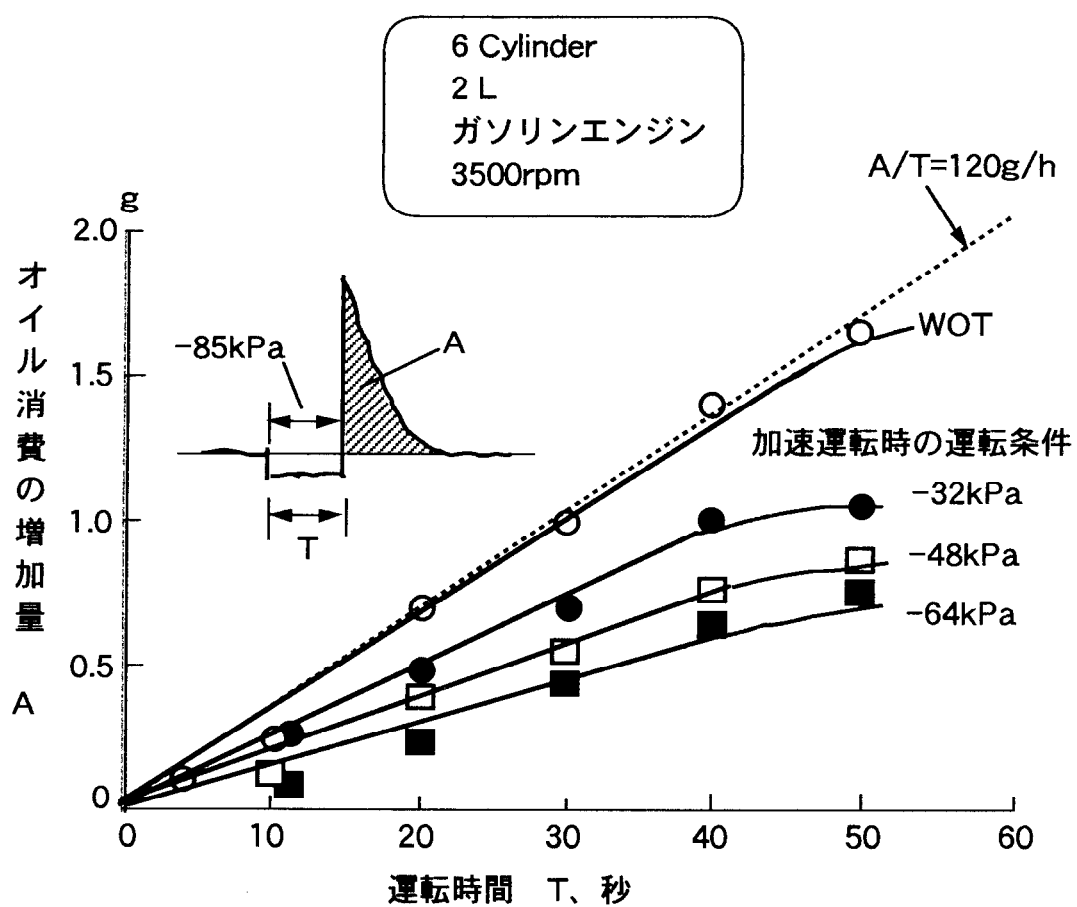


図6.6 減速運転条件とオイル消費増加

一方、 T =一定の条件下で比較すると、減速運転条件が同じであるのに（言い換えれば、燃焼室壁に付着するオイル量が同じであるのに）、加速時の負荷の小さいほどオイル消費の増加 A は小さくなる。負荷が小さいと、燃焼ガス温度が低いためにオイルの蒸発は遅くなるが、蒸発する合計オイル量 A はほぼ一定値になってよい筈である。上記のような違いは、負荷が小さいときには、オイルの蒸発に時間が掛かるために、蒸発前にピストンリングによりクランクケースに戻されるオイル量が多くなるためであると考えられる。

（３）減速運転時の負荷（吸気管負圧）の影響

ここでは、減速運転時の運転条件として吸気管負圧が、減速運転時に燃焼室に流入する合計オイル量（ Q_d とする）にどのような影響を与えるかについて調べた。減速時に燃焼室へ流入するオイル量は、減速運転時間中のオイル消費量（図6.5のB）と加速運転中のオイル消費量増加分（図6.5のAとする。厳密には $A+G$ である。）の和に相当するとみなせる。したがって、

$$Q_d = A + B \quad \text{----- (5)}$$

減速運転時の吸気管負圧を変えた場合のオイル消費変化の図（図6.5と同様な図）を実験により求め、式(5)により Q_d を得た。図6.6より減速運転時間は、測定精度とAの直線性を考慮して $T=30$ 秒とし、加速運転条件はWOTとした。その結果を図6.7に示す。実験の都合で、図6.3の場合とは異なるエンジンを用いた。この図によれば、吸気管圧力が -625mmHg （ -82kPa ）より高い場合には Q_d は非常に小さく、この値を越えて低くなると急激に Q_d が増加する。すなわち、燃焼室に流入するオイル量 Q_d に関しては、重要な吸気管負圧が存在することが、この実験より判った。 Q_d は減速運転時のオイル消費を決定する重要な因子であるから、減速運転時のオイル消費を減らすためには、このエンジンの場合には吸気管圧力を -625mmHg （ -82kPa ）より高く保てばよいことになる。

一方、このエンジンを用いて、吸気管負圧とブローバイガスとの関係を調べてみると、図6.8のようになることが判った。ブローバイガスとは、燃焼室の高圧の燃焼ガスの一部が、ピストンやピストンリングとシリンダとの隙間からクランクケースに洩れたものを示す。一般的には、エンジンの負荷が大きいほど燃焼室の平均圧力が高くなるため、ブローバイガス量は多くなる。図6.8によれば、吸気管圧力が -625mmHg （ -82kPa ）より高い場合（負荷が大きい場合）には、ブローバイガスは順流（燃焼室からクランクケースに向かう流れ）であり、それより低い場合は逆流になっている。この吸気管圧力が -625mmHg （ -82kPa ）の値は、図6.7に示したオイル消費が急増し始める値と一致している。この事実は他のエンジンでも確認されており、オイル消費の観点からはこのブローバイガス流量の方向が逆転する吸気管負圧値は重要な特性値であるといえる。

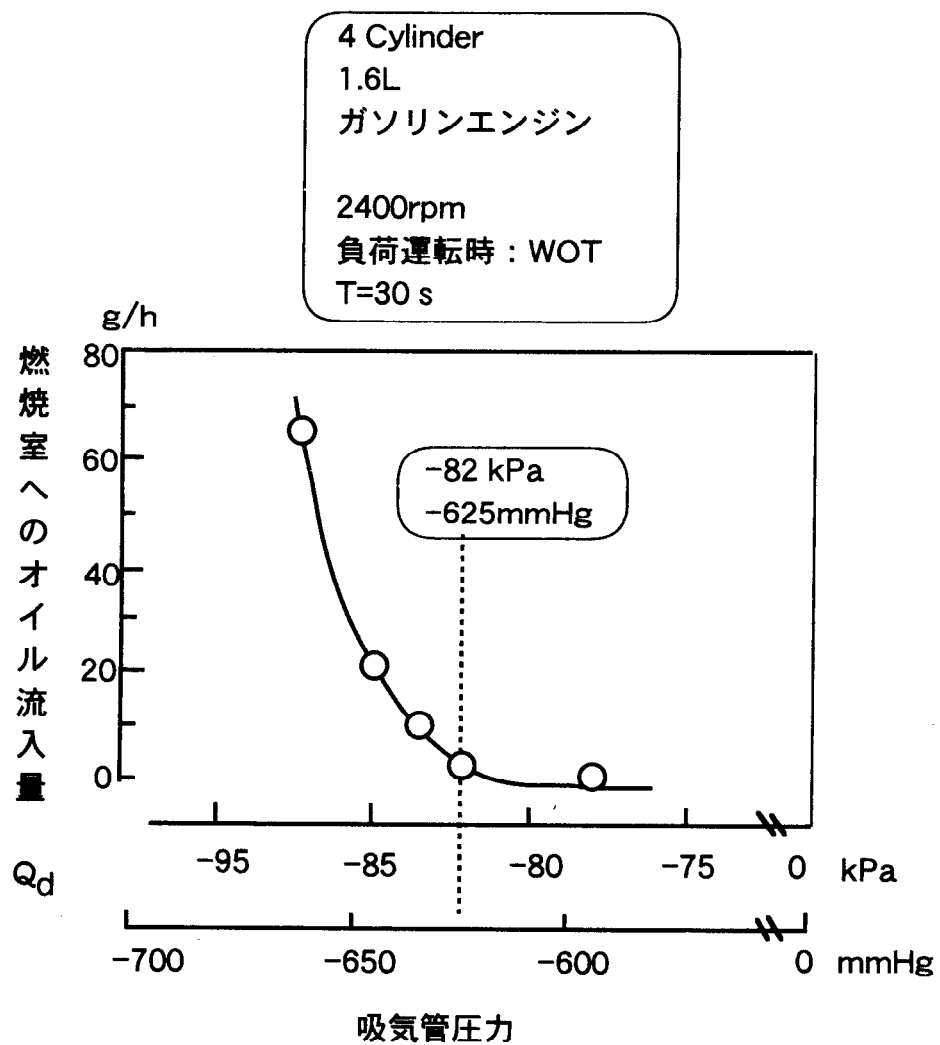


図6.7 吸気管圧力が燃焼室へのオイル流入量に与える影響

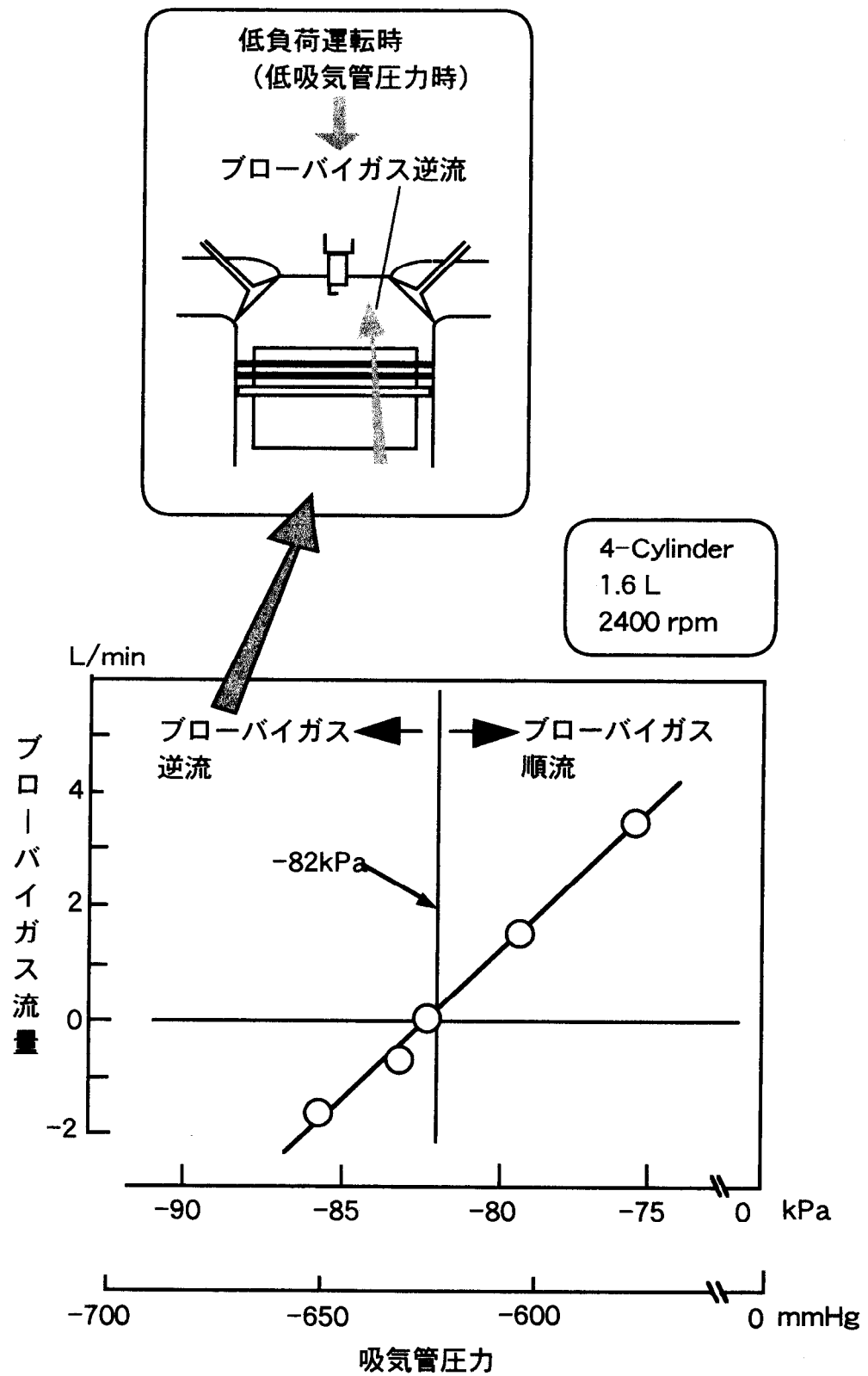


図6.8 吸気管負圧がブローバイガス流量に与える影響

ブローバイガス流量の方向はエンジンのサイクルを通じて、燃焼室とクランクケースの圧力差の平均値で決まると考えてよい。ブローバイガスが逆流であるということは、サイクルを通じて、燃焼室の圧力の方がクランクケースの圧力より低いということを示している。

エンジン実験においては、図6.7のようなオイル消費特性のデータを得るのは容易ではないが、図6.8のようなブローバイガス流量を得るのは容易である。図6.7と図6.8の結果より、減速運転条件下でのオイル消費を減らすためには、ブローバイガス流量が逆流する領域を減らせばよいことになり、エンジンの開発・設計の上では、このブローバイガスの特性が重要であることが、この実験で明らかとなった。

6.7 オイル挙動の観察

(1) 減速運転条件下でのピストンリング周辺におけるオイル挙動の観測

ピストンリング周辺におけるオイル挙動の観測を行うために、ガラス製シリンダを持ったエンジンを用いた。観察に用いた装置の詳細を付録6.4に示す。エンジンの各サイクル毎に、同じクランク角度でストロボライトを点灯させTVカメラで撮影した像を記憶させ、その後で記憶像を連続的に再生する方法を採用した。エンジンのスロットル弁を急閉する直前から急閉後1分程度の間のオイル挙動を連続的にTV撮影した。この装置を用いて観察したオイル挙動の様子は、ビデオに収録し解析を行った。

上記の方法による観察によれば、6.5で予想した通り、エンジンのスロットル弁を急閉すると、多量のオイルがピストンリングの合口部から燃焼室へ流入していくことが確認出来た。燃焼室にオイルが流入する量をこの観察から得ることは困難であるので、ここでは先ず、減速直後からトップリングを越えてオイルが燃焼室に流入するまでの時間 T_s で比較した。この時間 T_s は、燃焼室にオイルが流入する流量が多ければ、短いことになる。このような比較の結果次の様なことが分かった。

- (i) エンジン回転速度が高いほど、 T_s は短い（流入オイル量が多い）。
- (ii) トップリングとセカンドリングの合口の位置が近いほど T_s は短い。
- (iii) ピストンの首振り運動が大きいほど、 T_s は短い。

次に、ピストンスカート部にオイルの挙動を観察するために、赤色に着色したオイルをトレーサーとして少量噴射して、ピストンとシリンダの間のオイルの動きを調べた。その結果によると、スロットル弁が全開のときには、このオイルは殆ど移動しないが、減速運転（スロットル弁を吸閉する）に入ると、このオイルは直ちにリング溝、リング合口部を経由して、燃焼室に流入していく。また、適切なピストンリング及びピストンが用いられていれば、減速運転時においても、リングの周辺部（リングとシリンダの摺動面）から燃焼室へ洩れるオイルは殆ど無く、ほぼ全量がリング合口部から洩れていることが観察された。

以上の観測より、次のことが確認された。

- ・減速運転時には加速運転時に比べ、多量の（5～6倍）オイルが燃焼室に存在する。
- ・加速運転から減速運転に入ると、多量のオイルが燃焼室へ流入していく。
- ・上記の場合、オイルの殆どはリング合口部を経由して燃焼室へ流入する。
- ・ピストンの首振り運動、ピストンリングの形状が不適切であると、リング合口部以外（リングとシリンダの摺動面）からもオイルが洩れる。

（３）ピストンとオイルコントロールリングの半径方向の相対運動

ピストンの首振り運動が大きいとオイル消費が増大することが経験的にも知られている。また、上記のオイル挙動の観察結果からも、このことが観察された。一般的に、オイルコントロールリングはリング溝の中で、ピストンの首振り運動の影響を受けずにシリンダに密着して、オイルを掻き落とす効果が期待されている。しかしながら、前述のようにオイル消費がピストンの首振り運動の影響を受けていることより、オイルコントロールリングはピストンの首振り運動に引きずられて動いていることが予想される。

そこで、このピストンとオイルコントロールリングの相対運動を測定してみた。その結果、オイルコントロールリングはピストンの首振り運動に引きずられて動いていることが確認された（詳細は文献6-10参照）。したがって、オイル消費の低減のためには、ピストンの首振り運動を出来るだけ減らすことと、ピストンの首振り運動に引きずられないようなオイルコントロールリングの設計が必要で有ることが明確になった。

6.8 減速運転時のオイル消費影響因子の実験的検証

今までの研究結果によれば、加減速運転条件下でのオイル消費は、減速運転条件下で燃焼室に吸入されるオイル量 Q_d が支配的な因子であることが判った。そして、更に、この吸入されるオイル量 Q_d に影響する因子には、次の様なものがあることも示された。

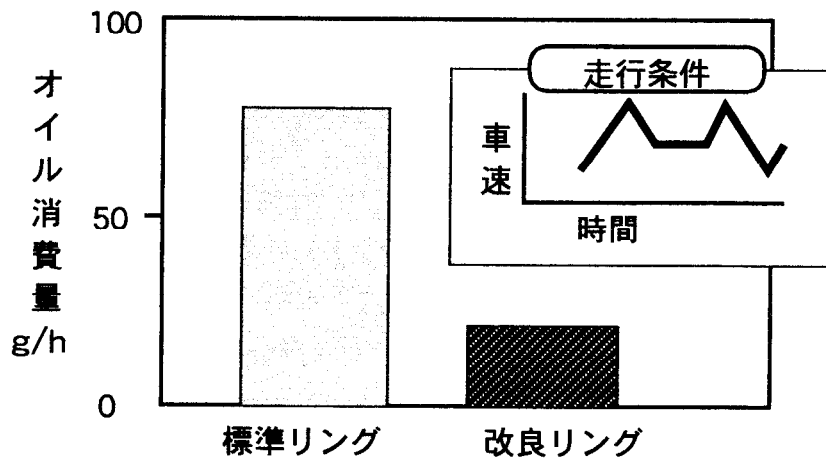
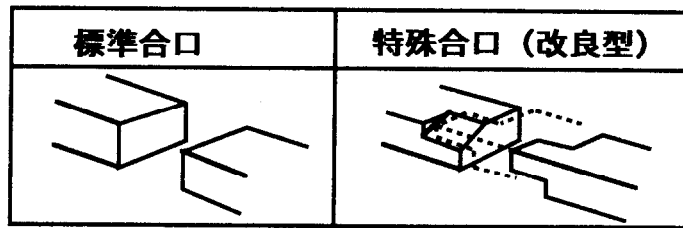
- （１）サイクルを通じての平均燃焼室圧力（これは、吸気管負圧に相当）
- （２）燃焼室の圧力の方がクランクケースの圧力より低くなる条件下におけるピストンリング等のシール機能。即ち、
 - ・リングの合口隙間
 - ・ピストンの首振り運動
 - ・オイルコントロールリングのシリンダへの密着性

以上の各々の因子の影響について、実エンジンを用いて実験的に確認を行った。その結果を次に示す。

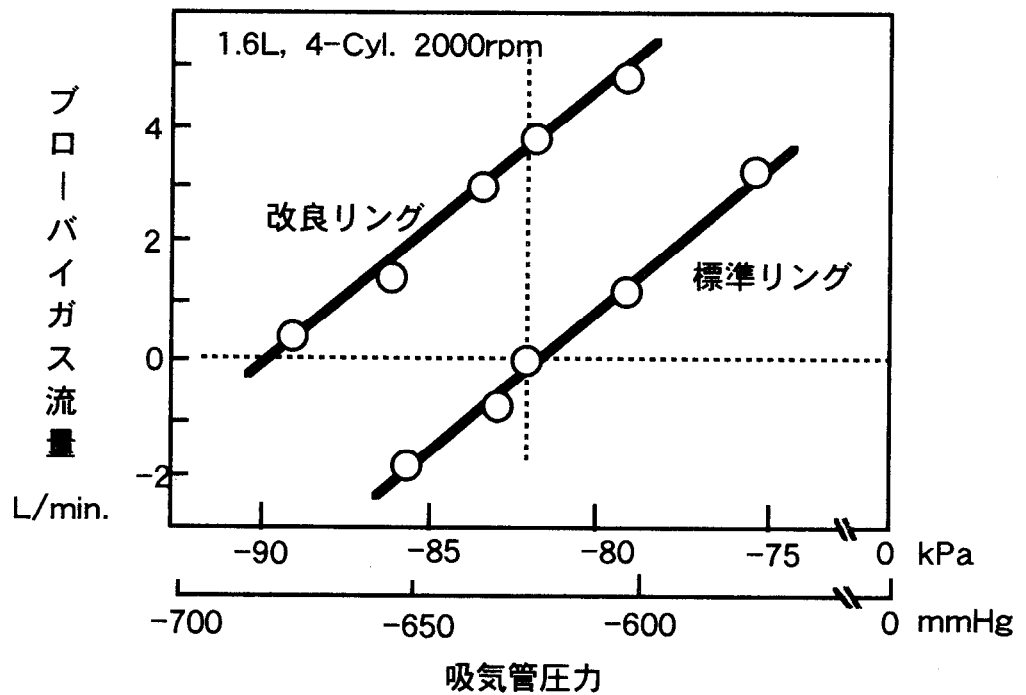
6.8.1 ピストンリングのシール性向上の影響---リング合口隙間

エンジンのトップリングは高負荷運転時の高温によるリングの線膨張を考慮して、通常0.1mm程度の合口隙間を設けている。

合口形状



(a) トップリングの合口形状とオイル消費



(b) トップリングの合口形状とブローバイガス流量

図6.9 ピストンリングのシール性の影響

負負荷運転時には、この隙間からオイルが燃焼室に洩れることが今までの研究結果より分かった。そこで、特殊合口形状をもったピストンリングを用いて、この合口隙間を極端に少なくしてみた。

このピストンリングを用いて加減速運転時のオイル消費を測定したところ、図6.9に示す様にオイル消費は約75%減少した。一方、このリングを使用した場合のブローバイガス流量も測定してみたところ、図6.9に示す様に逆流量が減少していることが確認された。6.6項でブローバイガス流量あるいはその流れの方向が負負荷運転時のオイル消費にとって重要であることを示したが、ここにおける実験結果により、確認された。

6.8.2 その他の因子の影響

吸気管負圧、ピストンの首振り運動、オイルコントロールリングのシリンダへの密着性等によるオイル消費への影響を調べた。その結果、いずれの因子の場合も、加減速運転時のオイル消費に大きく影響することが確認され（6-9）、ここで想定されたオイル消費メカニズムの妥当性が実験的に確認された。

6.9 まとめ

- (1) ここで開発したオイル消費計を用いた結果、加減速運転時の瞬時のオイル消費量が定常データからの推定値と一致せず加速（高負荷）で多く、減速（低負荷）で少ないこと、および全体として定常時よりも消費量が増すことを明らかにした。
- (2) この現象は、減速時の高い吸気管負圧によりクランクケースから燃焼室へ吸い上げられたオイルが燃焼温度の低さに起因して燃えずに燃焼室壁へ多量に付着し、その後の高負荷時に燃えるためと、加減速運転時の中の減速時には定常減速時より多くのオイルが燃焼室へ吸い上げられるためであると考えられた。
- (3) 透明シリンダを用いたエンジンによりピストン、ピストンリング周辺のオイル挙動を観測することにより、上記(2)の現象が確認された。
- (4) 加減速運転時のオイル消費解析結果に基づいたオイル消費低減手法が、オイル消費低減に効果の有ることが実験的に確認された。

参考文献

- (6-1) Kawamoto, et al., "Continuous Measurement of Engine Oil Consumption Rate by the Use of S-Tracer", SAE Paper 740543
- (6-2) S.Furuhashi ほか, J. of ASLE, Vol. 34
- (6-3) Y.Hase, et al., "Nissan Oil Econometer Permits the Measurement of Engine Oil Consumption", SAE Paper 810754
- (6-4) M.Hanaoka, et al., "New Method for Measurement of Engine Oil Consumption", SAE Paper 790936
- (6-5) 鈴木ほか, 計測技術 Vol. 10, No.5
- (6-6) I. Usamiほか, SAE T.P. Series 820055
- (6-7) F.Warrick, et al., "An Advanced Radiotracer Technique Assessing and Plotting Oil Consumption in Diesel and Gasoline Engines", SAE Paper 700052
- (6-8) Y.Maeda, Masahiko Nakada, et al., "Investigation of Transient Oil Consumption of Engine by the Newly Developed Oil Consumption Meter", SAE Paper 860544
- (6-9) Takashi Inoue, Masahiko Nakada, et al., "Study of Transient Oil Consumption of Automotive Engine", SAE Paper 892110
- (6-10) Takashi Noda, Masahiko Nakada, et al., "Analysis of Oil Consumption Mechanism by Measuring Oil Ring Radial Movement", SAE Paper 892104
- (6-11) Kimitaka Saito, Masahiko Nakada, et al., "Analysis of Oil Consumption by Observing Oil behavior around Piston Ring Using a Glass Cylinder Engine", SAE Paper 892107
- (6-12) A.Oguri, Masahiko Nakada, et al., "Development of Analysis Model for Piston Movement", FISITA 885031, 1.253, 1988
- (6-13) K.Inoue, et.al., "Effects of Phosphorus and Ash Contents of Engine Oils on Deactivation of Monolithic Three-Way Catalysts and Oxygen Sensors," SAE Paper 920654

第7章 結論

自動車が社会生活の一つの道具となっている現在では、自動車用エンジンには、

(1) 地球の環境と資源の保護から要求される排出ガスの浄化と燃費改善

(2) 使用者から要求される信頼性と快適性（あるいは、運転性）

の両立が必要とされる。この論文においては、従来、系統的な研究が成されていなかった上記(2)の項目、即ち、エンジンの「信頼性向上技術」と「運転性向上技術」を対象とし、特に、これらと排出ガスとの関係について検討を加えた。

先ず、車両あるいはエンジンの運転性に関しては、定常走行時の運転性（即ち、サージ現象）と加速時の加速応答性に分け、従来から熟練テストドライバにより官能評価されていたこれら項目を、台上エンジンを使用して客観的かつ定量的に評価できる方法を開発し、この方法を用いて排出ガスと運転性を両立させ、あるいはこれらの最適化をはかる手法を示し、かつその実用例も示した。

この研究結果として、従来から広く研究されていたエンジンの燃焼変動と実用性能である車両サージ現象との関係も明らかとなった。また、エンジンの急加減速運転時には、吸気管の中に存在する液状燃料の存在が重要な役割を果たしていることが明らかとなった。特に、エンジンが暖機される前には、燃料の気化が十分でないために、液状燃料が多く、このために加速応答性の悪化や、排出ガスの増大の原因となっていることが分かった。

エンジンの排出ガスの観点から見たエンジンの信頼性の中では、オイル消費が重要な項目である。オイル消費自身は従来から車両のメンテナンスの面から注目されていた項目であった。ところが、過大なオイル消費は排気浄化用触媒の劣化の原因にもなり、また、エンジンの各部にデポジットを堆積させ、これが運転性の悪化だけでなく排出ガスの悪化も招くことから最近に関心を持たれている項目である。

この研究においては、先ず、オイル消費が、特に加減速運転時に増大する現象を確認した。次に、この原因が次のような現象によることを明らかにした。即ち、減速運転時の高吸気管負圧によりブローバイガスがクランクケースから燃焼室へ逆流するときに、多量のエンジンオイルがブローバイガスと同時に燃焼室へ流入し、このオイルが、加速時の高負荷運転時に蒸発・燃焼することにより、オイル消費が増大する。解析されたこの現象に基づき実施されたエンジン改良が、実際のエンジンにおいて、オイル消費が減少することも、実験的に確認された。

運転性の解析の過程で、燃料の特性が重要な役割を果たしていることが分かった。燃料の揮発性の中でも、ガソリンの蒸留特性が加速応答性に大きな影響を与えるだけでなく、排出ガスの低減にも有効である。また、エンジンオイルの性状と同時に燃料の特性は、吸気弁のデポジット生成にも影響する。ガソリン自身の性状、例えばガソ

リン中の重質分がデポジット生成に影響することは従来から知られていたが、ガソリン中に配合されている吸気系清浄剤がかえって吸気弁にデポジットを生成することがあり、更に、ガソリンがエンジンオイルの劣化を促進して、この結果としてデポジット生成が増大するということも明らかになった。そして、この吸気弁に生成されたデポジットは、液状燃料を吸着しやすいために、吸気系に供給された燃料が燃焼室に流入することを一時的に阻害し、これが運転性の悪化や、排出ガスの悪化を招くことも明らかになった。

次に、本研究と現行及び将来の排気対策エンジン技術との関連について考察する。

まず、運転性について；

従来、車両の運転性評価は熟練テストドライバによるテストコースにおける官能評価に頼っていたが、ここで開発された手法により実験室の台上エンジンによって評価する手法に置き換えることが可能になった。これにより、単に定量的に運転性が評価出来るだけでなく、エンジン開発の効率化に大きな貢献をしている。この手法は、新しいエンジンを設計する場合の標準化された道具として、広く利用されるようになっており、今後も継続的に利用されていくと考えられる。

吸気系における燃料挙動について；

当初、排気浄化用触媒を装着しないエンジンの排気低減技術の一環として、本研究が実施され、ここで得られた結果は、特に、運転性と暖機過程のCO、HC低減との両立に有益であった。その後、気化器の替わりに電子制御燃料噴射が使われ、HC、CO、NOxを同時に浄化する3元触媒が普及するようになると、触媒における浄化効率を上げるためにエンジンに供給される混合気の空燃比の正確な制御が必須条件になり、エンジン暖機後でも吸気系における燃料の挙動による空燃比変化が重要な現象となった。最近では、空燃比制御のロジックに吸気系における燃料の挙動を織り込む手法が一部採用されるに至っている。また、排気ガスの一層の浄化が必要になると、触媒が活性化する前のエンジン暖機過程では、従来以上に、正確な空燃比制御が必要になり、ここで得られた考え方に基づいた吸気系の設計が最近のエンジンに採用されている。

燃料性状について；

ガソリンエンジンに広く採用されている電子制御燃料噴射と3元触媒にとって、正確な空燃比制御が重要であることは上に述べた。この空燃比制御にとって、燃料の揮発性が重要であることが、この研究結果をきっかけに、広く注目されるに至り、現在では燃料の揮発性を排気規制と組み合わせて法規制するに至っている。「適切な揮発性の燃料」と言う考え方は、今後も変わらないエンジンからの要求であろう。

吸気弁のデポジットについて；

本研究結果に基づいて、吸気弁のデポジットが運転性と排気ガスに大きな影響を与えんと言ったことが発表され、その結果、米国では吸気弁のデポジットを効果的に防止

できる燃料清浄剤をガソリンに添加することが法規制化されている。

オイル消費について；

ここで解明された現象に基づき、多くの設計的改良および生産技術的改良が積み重ねられ、これらが現行エンジンに実施されている。

以上のように、本研究においては、エンジンの排出ガスの低減を進めるうえで生じる燃費や運転性の悪化の現象や、排出ガスに関わるエンジン信頼性問題を明らかにし、その適切な評価方法を提案し、更に、具体的な対策手法も提案することにより、環境と資源問題に寄与することが出来た。また、この研究の過程で、燃料性状とエンジンオイル性状が、エンジンの排出ガスに直接あるいは間接的に影響することが明らかにされ、今後のエンジンの排出ガス問題の効率的解決のためには、エンジン技術だけでなく、燃料・潤滑油技術との調和が必要であることが示された。

謝 辞

本論文を作成するにあたり、終始懇切な御指導とご教示を賜りました東京工業大学神本武征教授に心から感謝いたします。

また、有益な御助言と御討論をいただきました東京工業大学中原綱光教授、岡崎健教授、益子正文助教授、吉田英生助教授に深く謝意を表します。

本研究のほとんどは、トヨタ自動車株式会社において実施したものであります。一部、株式会社豊田中央研究所、日本部品総合研究所のご協力もいただきました。本研究を実施するにあたって、当時トヨタ自動車株式会社の上司として指導下さった大鹿澄夫様、花岡正紀様、加治屋貞夫様、篠田和夫様に厚く御礼申し上げます。また、本論文を作成する機会を与えていただきましたトヨタ自動車株式会社森田章義取締役様に心から感謝いたします。東京工業大学松岡信名誉教授、宮崎大学田坂英紀教授には度々の激励と助言をいただきました。

本研究を実施するにあたっては、トヨタ自動車株式会社の小林伸行様、井上高志様、岡田正則様、また豊田中央研究所の江崎泰雄様、小川 忠男様、大澤克幸様、野村佳洋様、石黒友乙様、日本部品総合研究所の斉藤公孝様、アート金属前田頼成様はじめ多くの方の協力、ご援助をいただきました。更に、実験の多くは、トヨタ自動車株式会社の第1エンジン部試験課の方々のご援助をいただきました。ここに、あらためて感謝の意を表します。

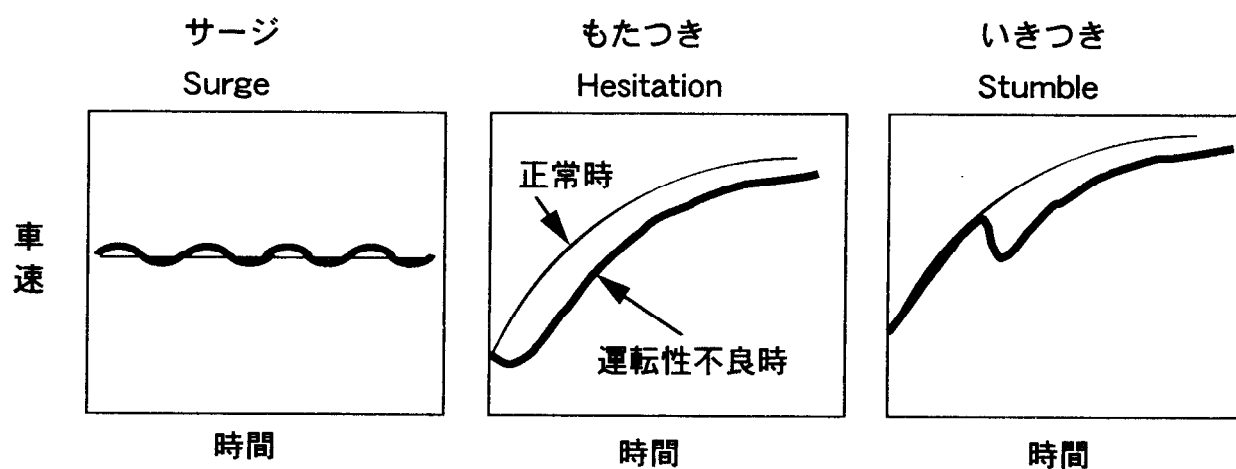
付録

第 1 章付録

付録 1 車の運転性

車の運転性（Driveability、ドライバビリティ）とは、主にエンジンの不円滑な作動に起因する車両の不快な運転状態を示すものである。運転性項目の内、主なものを以下に説明する。

運転性不良時の車両の状態を誇張して模式的に示すと付図2.1の太線のようになる。定速走行時における「サージ(Surge)」は、車速が微小に変動する状態である。発進あるいは加速時のスロットル弁の急開時に、予期した加速がされない状態を「もたつき(Hesitation)」と言う。ゆっくりと加速している最中にスロットル弁の開きに対応した加速が得られない状態を「いきつき(Stumble)」と言う。「もたつき」あるいは「いきつき」が激しい場合は、エンジンが停止（Stall）する場合もある。車速には表われないが、スロットル弁を急閉し減速するときに、エンジンの排気系において異常な爆発音が発生する「アフタバーン(After-burn)」と言う現象もある。



付図2.1 車両の運転性

第 2 章付録

付録2.1 車両サージとエンジンのトルク変動の関係

車両のサージ、すなわち、車両の前後方向の加速度変動とエンジンのトルク変動との関係について、簡単な検討をおこなった。

車両の駆動系にガタ等がなく、車両全体も剛体であると考えると、車両の加速度と

エンジントルクとの関係は、次式で表わされる。

$$T(\lambda/r) = \mu W + \mu_a A v^2 + (W + W_e) \alpha / g \quad \text{-----} \quad (\text{A2-1})$$

ここで、上式の各記号とこの実験時の具体的数値は以下の通りである。

T: エンジントルク-----	kg・m
λ : アクスル比-----	3.9,
r: タイヤの実直径-----	0.28 m
μ : 回転抵抗-----	
W: 車両重量-----	1212 kgf
W _e : 回転部分の重量-----	70 kgf
μ_a : 空力係数-----	0.0022 kg-hr ² /m ² km ²
v: 車速-----	40 km/hr
A: 車両投影面積-----	m ²
α : 車両の加速度-----	m/s ²
g: 重力加速度-----	9.8 m/s ²

トルク変動と車両の加速度変動との関係は、(A2-1)式を微分することにより、次式で表わされる。

$$\Delta T \lambda / r = \mu_a A \cdot 2v \Delta v + (W + W_e) \Delta \alpha / g \quad \text{-----} \quad (\text{A2-2})$$

ただし、 ΔT 、 Δv 、 $\Delta \alpha$ は、それぞれトルク、車速及び車両の加速度の微小変動を表わすものとする。

車両サージが問題となるのは低速の一定走行時であるので、 $\mu_a A \cdot 2v \Delta v$ は一般には無視できる程小さい。したがって、(A2-2)式は、次のように変形しても良い。

$$\Delta T \lambda / r = (W + W_e) \Delta \alpha / g \quad \text{-----} \quad (\text{A2-3})$$

この式に、前述の数値を入れれば、

$$\Delta \alpha (G) = 1.08 \times 10^{-2} \Delta T (\text{kg} \cdot \text{m}) \quad \text{-----} \quad (\text{A2-4})$$

したがって、車両の加速度変動（すなわち、車両サージ） $\Delta \alpha$ は、エンジンのトルク変動と比例関係にあることが示された。

さらに、 ΔT をエンジンサージ度と定義すれば、

$$\text{車両サージ度} = 1.08 \times 10^{-2} \times (\text{エンジンサージ度}) \quad \text{-----} \quad (\text{A2-5})$$

と表わして良い。

上記の関係を、図2.6の中に点線の直線で示した。数値のオーダは一致しているが、サージ度の大きいところで差が大きくなっている。この違いは、「車両の駆動系にガタ等がなく、車両全体も剛体である」とした仮定のためであると考えられる。

なお、エンジンのトルク変動と車両サージに関する振動問題に関しては、その後の研究結果が、文献（2-8）に詳細に報告されている。これによれば、上記のように、1自由度系の振動モデルとして扱ってもほぼ支障ないこと、車両やタイヤの種類により、振動の固有振動数はあまり影響を受けないこと、トランスミッションを1速から4速（トップ）に変えても、固有振動数は3から6 Hz程度にしか変化しないことが報告されている。したがって、車両サージの振動数を0-10Hzと固定的に扱っても問題無いことが確認されている。

付録2.2 車両の加速度変動とトルク変動の実測結果の比較

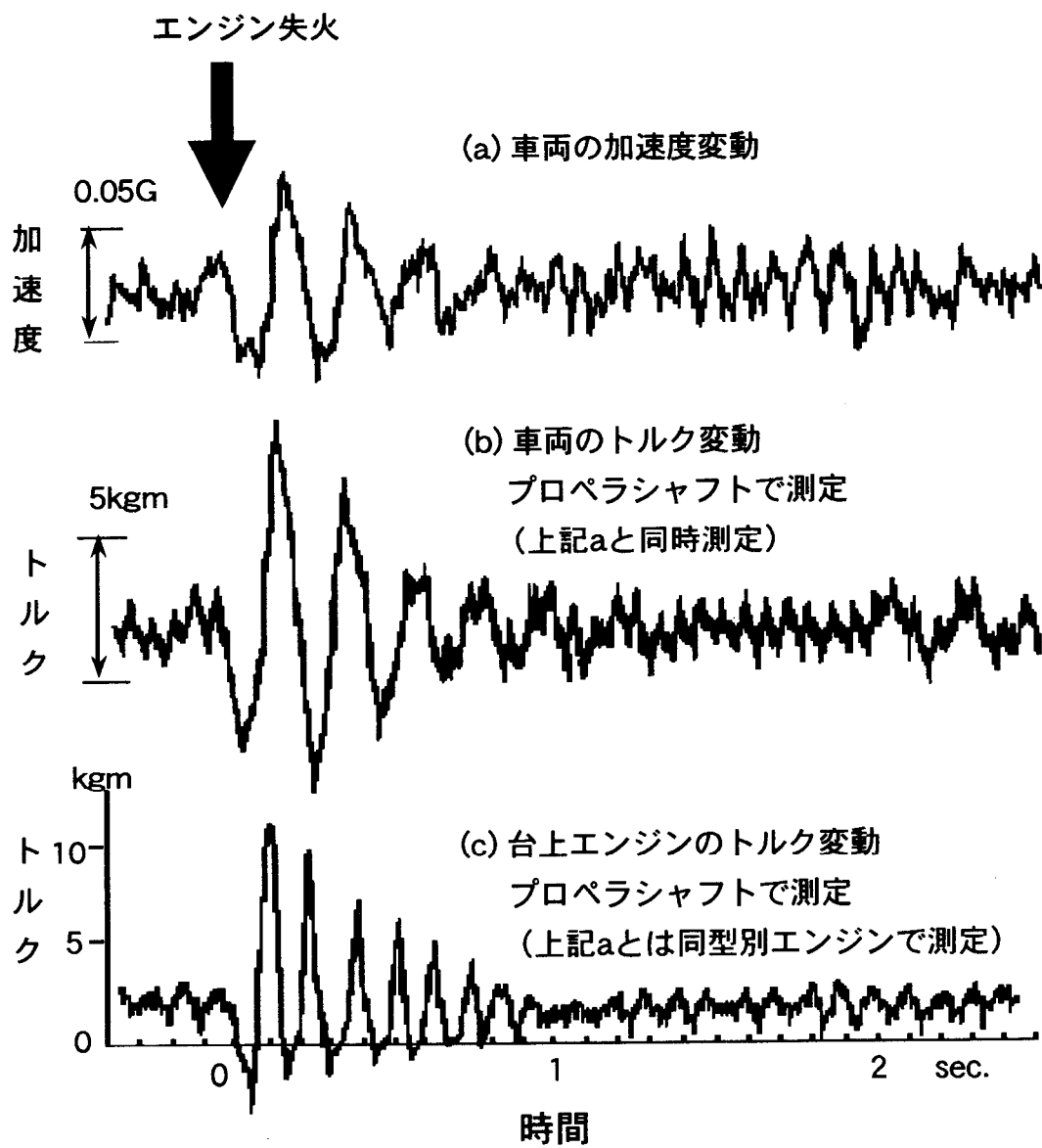
エンジンが失火すると、車両は激しいサージを発生する。この時の、車両の前後方向の加速度変動と、プロペラシャフトに発生するトルク変動を実測し比較してみた。その結果を付図2.2に示した。この図には、この車両に搭載されているのと同じ機種のエンジンをエンジン動力計にて運転し、失火させたときのプロペラシャフトに発生するトルク変動も示した。これら三者は良く似た変化を示しており、動力計上のエンジンのプロペラシャフトに発生するトルク変動を用いても車両サージを観測出来ることが実測結果からも確認できた。

なお、付図2.2から、車両の前後方向の加速度変動と、プロペラシャフトに発生するトルク変動の周波数は5-6Hzが主成分であり、エンジン動力計のプロペラシャフトのトルク変動の場合は、9-10Hzである。

付録2.3 慣性質量がトルク変動に与える影響

エンジンのトルク変動を観測するためにここで用いたエンジン動力計の慣性質量は、約 $3.8\text{kg}\cdot\text{m}^2$ である。一方このエンジンを搭載する車両の慣性質量は、約 $7.0\text{kg}\cdot\text{m}^2$ であった。この実験に用いたエンジン動力計の慣性質量は変更が出来なかったので、実験は全て $3.8\text{kg}\cdot\text{m}^2$ の慣性質量のままで行った。

そこで、この慣性質量がトルク変動に与える影響を調べる実験を事前に行った。慣性質量を変更できる別のエンジン動力計を用いて、慣性質量を $1.47\text{--}9.8\text{kg}\cdot\text{m}^2$ の範囲で変更して、慣性質量がトルク変動に与える影響を調べた。2種類のエンジン運転条件を用いた（2-9）。その結果によれば、ここで変化させた程度の慣性質量ならば、トルク変動に与える影響は小さいことが分かった。したがって、ここで用いた動力計の慣性質量（車両の約1/2）であっても、実際の車両の運転性を調べるのに大きな問題はないと考えてよい。



付図2.2 車両の加速度変動とトルク変動

第3章付録

付録3.1 加速時の運転性改良方法

今後のエンジンにとっては、排出ガスを増加させずに運転性を向上させることができるような新しい手法が必要になっている。ここでは暖機過程の加速性と排出ガスに問題を絞り、これら両者の両立について調べてみることにする。現在および将来の厳しい排出ガス規制を考えたとき、暖機過程の運転性と排出ガスを両立させるように加速時の燃料を最適化することは、かなり困難な課題である。このような課題を満たす一つの手法に、吸気マニフォールドを排気ガスにより、素早くかつ強く加熱する方法がある。このような方法については、"EFE (Early Fuel Evaporator)" あるいは、"Quick Heat Manifold" として、すでに報告されている(3-1)。しかしながら、この方法は、排気加熱方式の吸気系を持っているエンジンにしか適用できない。つまり、エンジンの吸気系と排気系が、互にエンジン本体の反対側にある、いわゆるクロスフローエンジンにおいては、このような加熱強化型の吸気系を採用することは、非常に難しい。

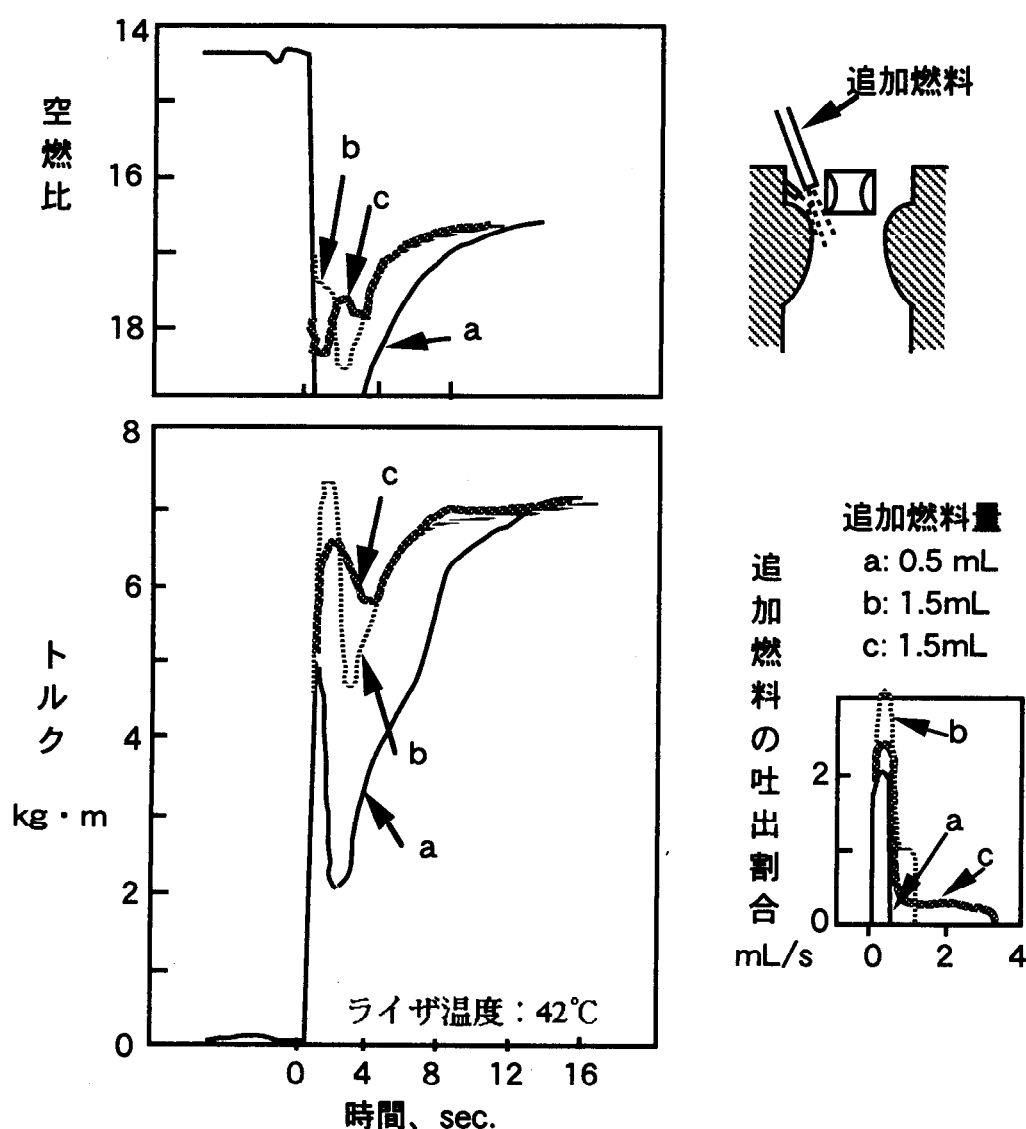
ここでは、もう一つの方法として、加速時に吸気系に付着する燃料分を余分にエンジンに供給する、いわゆる「加速増量」する手法がある。従来のチョーク機構では精密な加速増量は困難である。そこで、気化器式エンジンにおいては燃料調量が比較的容易な補助加速ポンプを用い、燃料噴射方式エンジンにおいてはマニフォールドバキューム変化と温度に基づき計算された噴射量増加を行う方法が採られる。

付図3.1に、暖機過程でチョーク機構を使用せずに加速したときに、「加速増量」特性がトルクの立ち上がりや空燃比の変化にどのような影響を与えるかについて示している。従来の通常の気化器に採用されている機械式加速ポンプの燃料吐出特性は付図3.1の中の特性(a)で示してあるが、このような特性では、混合気の激しい稀薄化を防止することには、ほとんど役立っていないことが分かる。混合気の稀薄化を防止し、滑らかで立ち上がりの早いトルク変化を得るためには、吐出量を更に増加し、また吐出時間も長くすることが必要である。付図3.1の中では吐出特性(c)が有望な特性と考えられる。

付録3.2 暖機過程のCO排出量の低減方法

マニフォールドバキュームが高まると、特に暖機過程においては、混合気が濃くなるために、CO濃度が増すことを本文3.5で述べた。マニフォールドバキュームが高まるのは、減速時だけでなく、加速後から定速走行へ移ったとき、あるいは全開加速から半開加速へ移ったときなどにも見られる。このような運転条件を含めた広い意味での減速時のCOを低減するために、ここでは、図3.6(c)に示すような空気供給弁を用いた。この弁は、マニフォールドバキュームの変化幅に応じたリフトだけ弁が開き、その後一定の割合で弁リフトが低下していく、この間、吸気マニフォールドに大気が供給される。したがって、マニフォールドバキュームの変化幅に対応した空気が供給されるために、混合気が濃くなり過ぎるのを防止して、CO濃度が増加するのを押えることが

可能となる。この空気供給弁の効果上台上エンジンを用いて調べたところ、図3.6 (b) に示すようにCO濃度が低減できることがわかった。この空気供給弁の作動特性を、より最適なものにして、実際に走行している車両により効果を調べたところ、CO濃度は図3.5 (b) の点線に減少した。先に述べた補助加速ポンプを用い、チョーク機構にできるだけ頼らないようにし、更にここで述べた空気供給弁を併用することによ、暖機過程の運転性を損ねずに、排出ガスの大幅な低減をもたらすことができた。この手法は、吸気マニフォルドの加熱を強化できないエンジンにおいて特に効果的である。



付図3.1 加速時の燃料増量の効果

第4章付録

付録4.1 燃料の揮発性をあらわす性状

ガソリン等の石油系燃料は種々の炭化水素化合物の混合物である。そのために、その揮発特性を単純に表わすことが難しい。現在広く用いられている燃料の揮発性に関する性状項目には、次のようなものがある。

(1) 蒸留温度特性（留出温度特性）——ASTM Standards D86-90

ガソリンを徐々に加熱したときの蒸発量と温度との関係であり、次のような表現がされる。

- ・例えば、ガソリン50%を蒸発させるのに必要な温度が105℃であった場合、このガソリンの50%留出温度 (T_{50}) は105℃であると表現する。
- ・例えば、70℃で蒸発したガソリンが18%であった場合、このガソリンの70℃の留出量 (E_{70}) は18%であるという。

(2) リード蒸気圧 (RVP: Reid Vapor Pressue) ——ASTM Standards D323-90

燃料と空気を1:4の割合で37.8℃の容器に入れ、混合した時に発生する圧力である。一般的には、燃料中に含まれる軽質分の量によりRVPが決まり、 T_{10} との相関が強い。

付録4.2 燃料性状

付表4.1 ガソリンの性状（本文4.3 (1) の実験）

No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
RVP, kPa	71.5	65.7	71.5	61.7	66.2	65.2	65.2	74.5	71.5	83.3	84.8
E70, %	32.3	27.8	32.9	24.4	27.6	26.3	25.7	31.2	31.6	33.4	35.7
T10, °C	48.0	50.5	47.0	53.5	52.0	50.5	51.0	47.0	47.5	42.0	41.0
T20, °C	57.5	61.5	56.5	65.0	62.0	62.5	63.0	57.5	57.5	53.5	51.0
T30, °C	67.5	72.5	67.0	76.5	72.5	74.5	75.5	68.5	68.0	65.0	62.5
T40, °C	78.5	85.0	78.5	88.5	83.5	88.5	89.0	82.5	81.0	81.0	76.0
T50, °C	91.5	99.0	91.0	100.5	95.5	104.0	102.5	99.5	96.5	100.0	94.0
T60, °C	105.5	113.5	105.0	110.5	106.0	116.0	113.0	118.5	114.5	119.5	114.0
T70, °C	118.5	126.5	117.5	119.0	114.0	124.5	122.5	132.0	130.5	133.0	131.5
T80, °C	131.5	141.0	130.0	131.0	123.0	136.5	135.0	147.0	147.0	147.5	148.0
T90, °C	152.0	159.0	152.0	152.0	142.0	155.0	153.0	162.0	162.0	162.5	163.0
Aroma, %	28.5	28.0	38.5	39.0	39.0	48.0	38.0	47.0	38.0	47.0	38.0

付表4.2 ガソリンの性状（本文4.3(2)の実験）

No.	12	13	14	15	16	17	18	19
RVP,kPa	57.5	61.8	56.9	59.8	60.8	60.8	72.1	74.5
E70,%	31.7	25.4	18.6	19.3	24.8	22.8	32.0	27.3
T10,℃	54.0	53.0	58.0	57.0	54.5	54.0	50.0	49.5
T50,℃	90.5	104.5	110.0	110.0	99.0	102.0	90.0	93.0
T90,℃	157.0	160.5	156.0	157.5	152.0	154.0	146.0	165.0
MTBE,v%	15.0	0.0	0.0	15.0	15.0	0.0	0.0	15.0

付表4.3 ガソリンの性状（本文 4.5の実験）

No.	A	B	C	D	E	F	G	H
Density, g/cm ³	0.737	0.738	0.744	0.733	0.717	0.737	0.745	0.756
RON	98.3	98.4	97.3	98.6	98.7	97.1	99.5	99.4
MON	87.7	87.2	87.1	87.8	87.9	87.9	88.1	87.6
RVP, kPa	54.9	56.8	52.3	70.1	55.9	87.9	88.1	87.6
T10,℃	57.5	53.0	57.5	51.0	57.0	54.0	56.0	58.5
T50,℃	95.5	87.0	110.0	96.0	95.5	95.5	96.5	97.0
T90,℃	162.0	162.5	157.5	161.0	161.0	158.5	160.5	163.0
Aroma,v%	30.2	32.5	30.6	20.3	17.0	32.5	30.6	31.0
Olefins, v%	12.1	15.6	10.8	11.2	14.9	4.5	12.3	12.1
MTBE, v%	0	0	0	0	0	0	7	15

付表4.4 ガソリンの性状（付録4.5の実験）

No.	I-1	I-2	I-3	II-1	II-2	II-3	II-4	II-5	II-6
E70,%	-	-	-	26.5	21.0	21.5	-	23.5	20.5
T50,℃	110	99	110	95.5	100	93	100	96	104
MTBE,v%	0	15	15	0	7	15	0	10	15
Tr, sec	3.4	3.4	3.8	1.6	2.3	2.5	0.9	2.1	2.6

付録4.3 ガソリン規格

本研究により、ガソリンの T_{50} を下げれば、排気ガス中のHCエミッションの低減を図ることが出来、また、適切なガソリン清浄添加剤を用いれば、吸気弁に付着するデポジットを防止でき、その結果として排気ガス中のCOやHCエミッションを低減させ得ることが明らかとなった。この結果は、その後多くの研究機関において追試が実施され、確認された。特に排気中のHCエミッションの低減を重視している米国においては T_{50} の上限設定やデポジット付着防止効果のあるガソリン清浄添加剤の添加義務が法規制された。

第 5 章付録

付録5.1 デポジットの堆積試験

デポジットの堆積試験に用いたエンジンの概要および試験条件を付表5.1に示す。試験I-IIIは、いずれもガソリンエンジンによるものであり、本文中特に断わりのない限り、無鉛レギュラーガソリンとSE級エンジン油を用いて試験した。試験IVでは、インテークバルブの温度が高いディーゼルエンジンを用い、バルブ温度がデポジットの堆積形状に及ぼす影響を調べた。

付表5.1 供試エンジンの概要と試験条件

試験No.	I	II	III	IV
エンジン 種類・型式	ガソリンエンジン			ディーゼル エンジン 2.4 liter
	1.6 liter, EFI*	1.6 liter, EFI	2.0 liter, EFI	
試験条件	エンジン単体 無負荷 6000rpm 1000hr	エンジン単体 無負荷 Idle-6000rpm サイクル運転 2x10 ⁵ 回	シャシーダイ ナモ運転 60-110km/hr 加速：50sec 減速：120sec 200-500mmHg	シャシーダイ ナモ運転 軽負荷/高負荷 混合サイクル 運転 300hr, with EGR
エンジンオイル	SE, 10W30	SE, 10W30	SE, 10W30	CD, 10W30
燃料	無鉛市販 レギュラ	無鉛市販 レギュラ	無鉛市販 レギュラ プレミアム	市販軽油 JIS 2 号

*EFI：電子制御式燃料噴射方式

付録5.2 デポジットの化学分析

試験後のバルブからデポジットを採取し、以下の分析を行った。デポジットおよび供試エンジン油の元素組成を有機元素分析計、EPMAおよび発光分光分析装置により測定した。またデポジットを示差熱・熱重量分析装置によって解析した。測定は、デポジットを空気中で室温から700℃まで10℃/分で加熱して行った。得られた熱重量曲線から、デポジットの構成成分を四つの温度領域における減量分と加熱残分に分け、その構成比を求めた。

一部のデポジットについては、クロロホルムによる抽出を行い、抽出分と抽出残分に分離した。抽出分は、ゲルパーミエーショシクロマトグラフによってさらに分離し、

分離成分を赤外分光光度計によって調べた。抽出残分は、透過電子顕微鏡によってその形態を観察すると共に、赤外分光光度計によって官能基の種類を調べた。

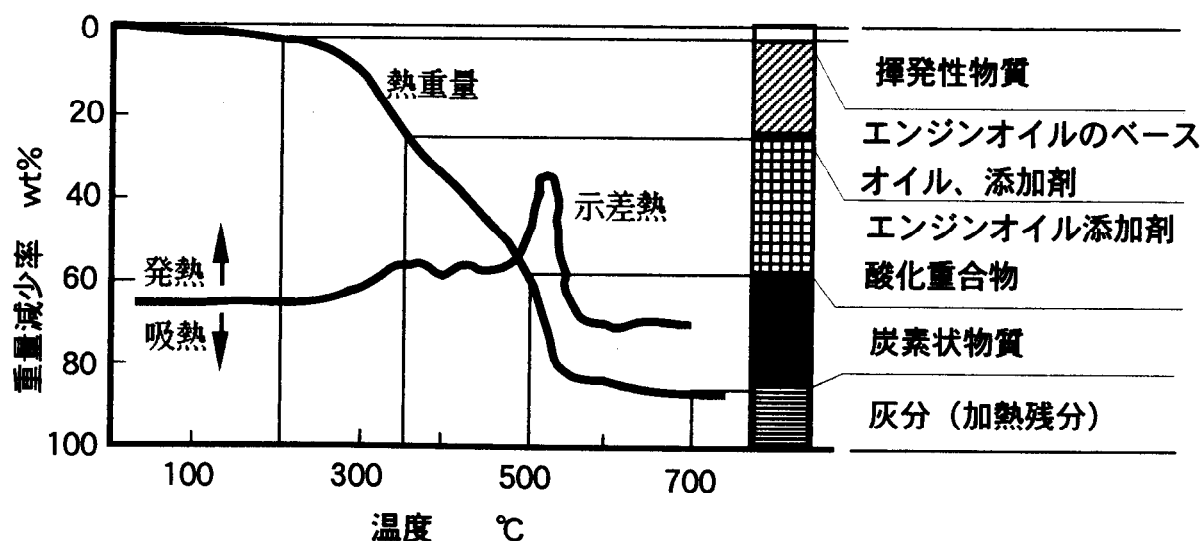
付録5.3 デポジットの構成成分

付図5-1に、デポジットの熱重量曲線、示差熱曲線を示す。また、熱重量曲線から求めた構成成分を帯グラフで示した。

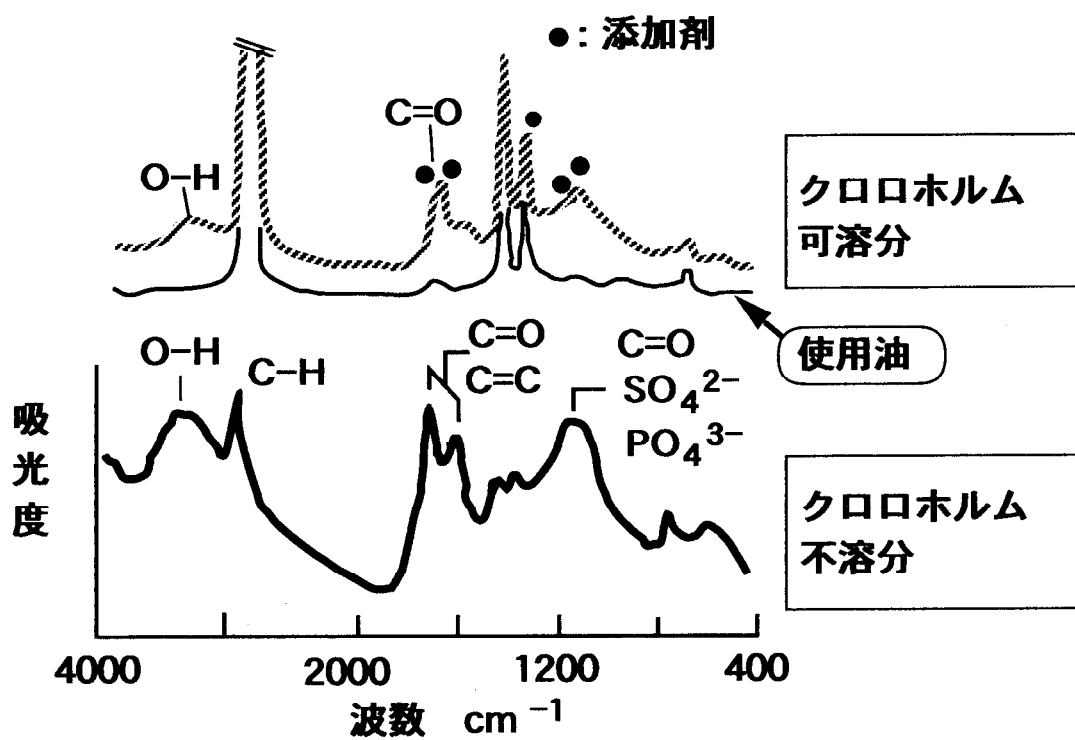
室温から350℃までの減量分は、クロロホルム抽出分に相当する。そこで、抽出分の赤外吸収スペクトル（付図5-2、上段）を見ると、エンジンオイル添加剤のピークがエンジンオイルと比較して約10倍高いことがわかる。この結果は、抽出分の主成分がエンジンオイルの濃縮物であることを示唆する。なお、ゲルパーミエーションクロマトグラフによる結果では、微量の燃料重質分などもこの中から検出された。

350℃以上の減量分は、クロロホルム抽出残分に相当し、その赤外吸収スペクトル（付図5-2、下段）からC=O基、O-H基、SO₄基などで構成されていることが分かる。これらの官能基は、前項の結果を参考にすると、いずれもエンジンオイルが熱酸化する過程で生成したものとみなされる。350℃以上の減量分のうち、500℃までの減量分は主に熱的に不安定な酸化重合体とみなされる。一方、500～700℃の減量分は、熱的に比較的安定である点と、示差熱曲線上の強い発熱ピークの存在を考慮すると、かなり炭素化の進行した物質（炭素状物質（5-5））と考えられる。

700℃加熱後の残分、すなわち灰分は、表5.1の結果も考え合わせると、エンジンオイル添加剤に由来するZn、Ca、Pなどの酸化物が主成分とみなされる。



付図5.1 デポジットの熱重量曲線と示差熱曲線

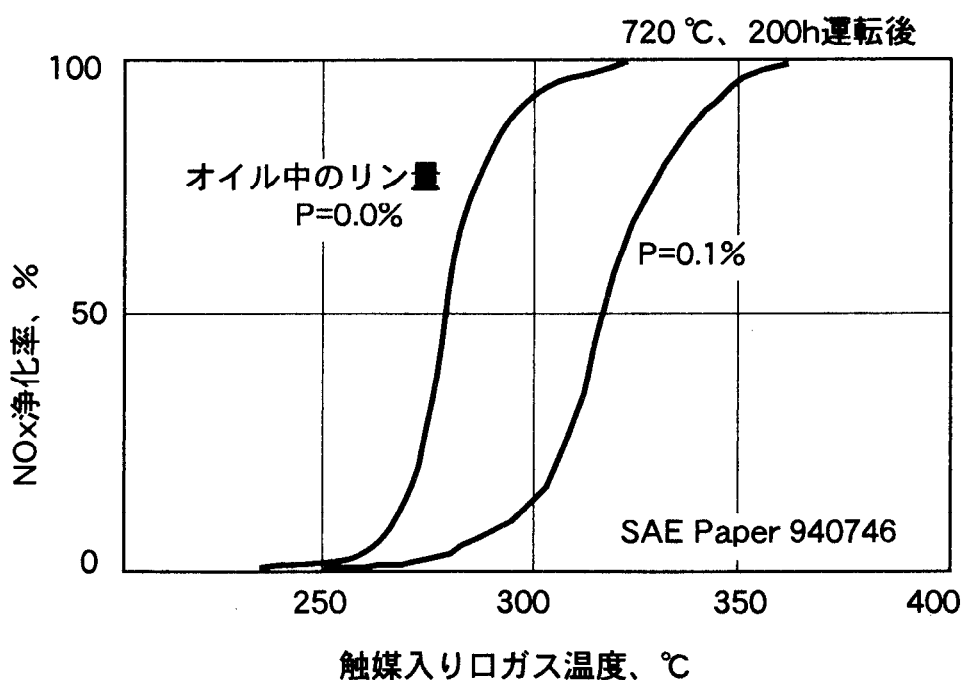


付図5.2 デポジットの赤外吸収スペクトル

第 6 章付録

付録6.1 オイル中のリン含有量が排気浄化触媒に与える影響

オイル中のリン量を0.1%と0%の2種類に変えて、台上エンジンを用いて、3000rpm, 200時間運転後の触媒浄化性能を比較した結果が報告されている（6-13）。その結果を、付図6.1に示す。0.1%のリンを含んだオイルの方が、浄化性能が低下していることがわかる。すなわち、オイル中のリンが触媒を劣化させており、エンジンの排気対策の上で、オイル消費が重要であることがわかる。なお、市場におけるオイル中のリン量は、0.07～0.12%程度である。



付図6.1 エンジンオイル中のリン量と触媒の浄化率

付録6.2 オイル消費計の開発

6.2.1 従来のオイル消費測定方法

瞬時のオイル消費量を連続的に測定する方法として、RI(Radio Isotope)法(6-1)、水素燃料法(6-2)、FPD-Sトレース法(6-3)が報告されている。しかし前2者は特殊な設備あるいは特別な加工等を必要とし便利な方法とは言えなかった。FPD-Sトレース法は、従来のSトレース法(6-4)と同様に排気ガス中のイオウ（これはオイル中のイオウが燃えてSO₂として排出されたもの）を分析するものであるため前述の問題はない。しかし出力特性がリニアでないこと、NO_x干渉があり特に高濃度の場合には補正を必要とする場合があることなどから、精度の面から必ずしも十分ではなかった。そこで、出力特性がリニアでかつ他成分の干渉影響の少ない非分散赤外線（NDIR）式SO₂分析計を開発し、それを組込んだ新しいオイル消費計を用いて過渡時のオイル消費現象を解析した（6-8）。

6.2.2 非分散赤外線（NDIR）式SO₂分析計を用いたオイル消費計

開発されたSO₂分析計は水分を含む他成分ガスの干渉影響を、±0.05ppm以下、再現精度±0.05ppm以内、応答速度2.5秒以下（90%応答）を達成した（6-8）。オイル消費計は、サンプリング部、SO₂分析部および演算部からなる。付図6.2(a)に本装置を用いて実際にエンジンのオイル消費量を測定するシステムを示す。演算部は、下式に従って瞬時のオイル消費量を、0.2秒刻みで演算し、その結果をアナログ信号として外部の記録計へ出力する。なお実験は、従来のSトレース法と同様イオウを含まない試験燃料およびイオウ含有率を測定したオイルを用い実施した。オイル消費量（Y:g/h）は次式により計算した。

$$Y=S \times \gamma \times Q/X \cdot 10^{-4}$$

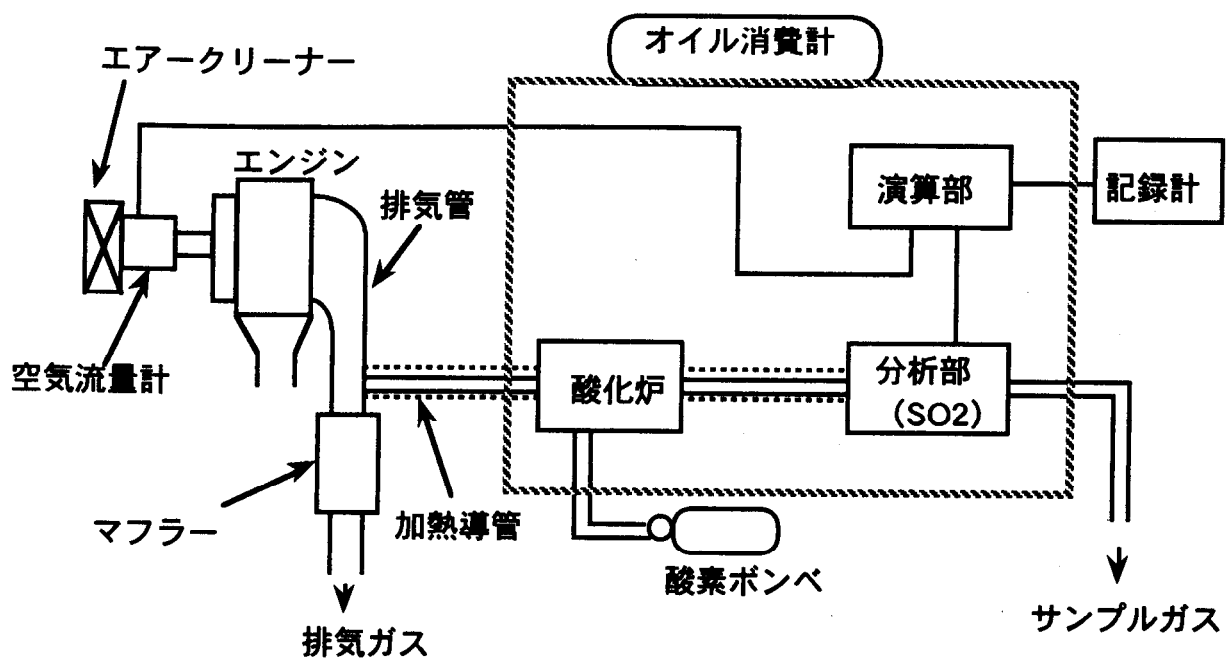
ここで、S：排気中のSO₂濃度(ppm)

γ：SO₂ 1L中の硫黄量 (g/L)

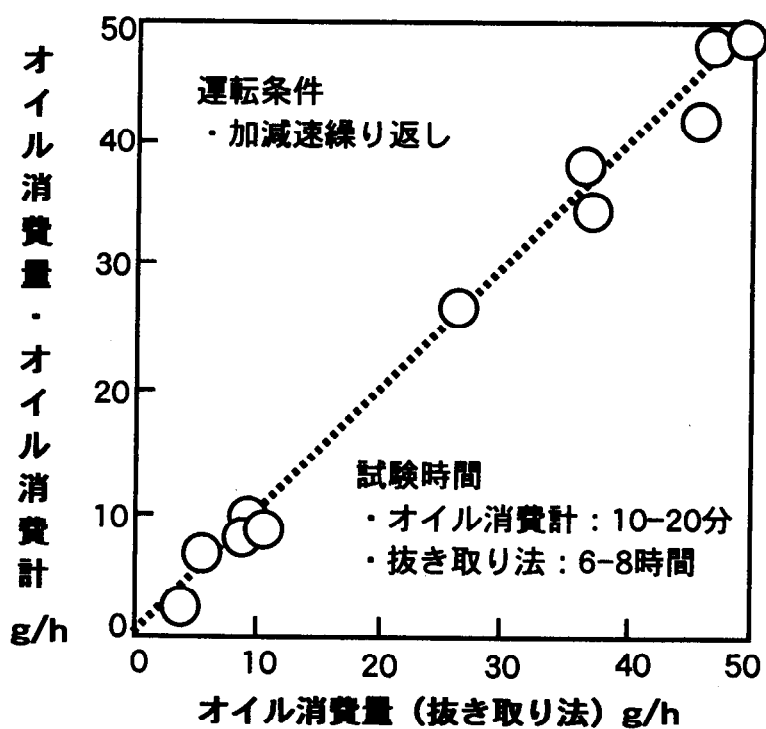
Q：排気ガス量 (L/h)

X：オイル中の硫黄含有量 (%)

本装置の実用性を評価するため、過渡運転条件でオイル消費量を測定し、同時に求めた従来法（抜き取り重量法：エンジン運転前後のオイルをエンジンから抜き取り、重量を直接測定する方法）での値と比較した。結果を付図6.2(b)に示す。両者は良く一致し、本装置を用いれば、過渡現象の解析、および従来長時間を要していた定常あるいは過渡運転時のオイル消費量計測の迅速化に役立つことが確認できた。



(a) オイル消費計の構成



(b) 抜き取り法とオイル消費計の相関

付図6.2 オイル消費計の構成と精度

付録6.3 オイル消費の一般的メカニズム

6.3.1 オイル消費の分類

自動車用エンジンの一般的オイル消費メカニズムを付図6.3に示す。オイル消費は、次の様に分類される。下記から分かるように、通常はオイル上がりのみを対象として議論しても問題はないといえる。

(1) オイル上がり

ピストン及びピストンリングとシリンダとの隙間を洩れて燃焼室に侵入したオイルが蒸発あるいは燃焼したものがオイル上がりと呼ばれている。ピストンの往復運動にともない移動するオイル、燃焼室とクランクケースとの圧力差により移動するオイル、ピストンリングに搔き落とされるオイルの差引が燃焼室に侵入するオイルとなる。このオイルの内どれだけ蒸発あるいは燃焼するかは、燃焼室内の混合気の燃焼のしかたや、温度による。エンジンのオイル消費のうち大部分をこのオイル上がりが占める。

(2) オイル下がり

吸排気弁の軸と軸ガイドとの隙間を洩れてくるオイルがオイル下がりと呼ばれている。隙間を洩れるオイルの量は、弁に装着されているオイルシールの性能でほぼ決まる。吸気弁からのオイル下がり、燃焼室へ入り、燃焼してオイル消費となる。排気弁からのオイル下がり、そのままエンジンの排気系へ排出されオイル消費となる。一般的に、オイル下がり、全オイル消費の10-15%程度である。

(3) オイル持ち去り

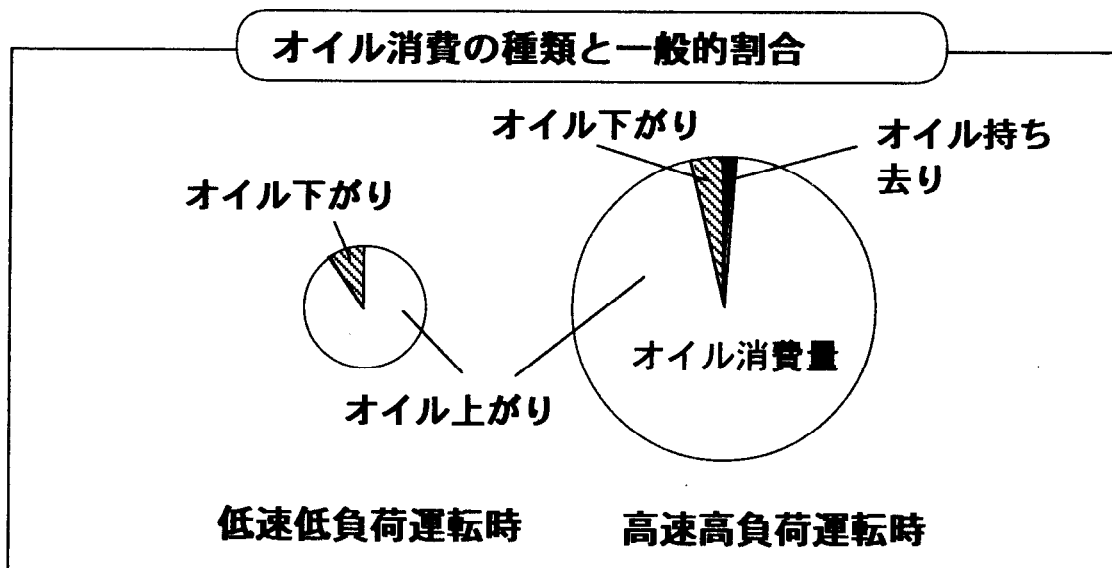
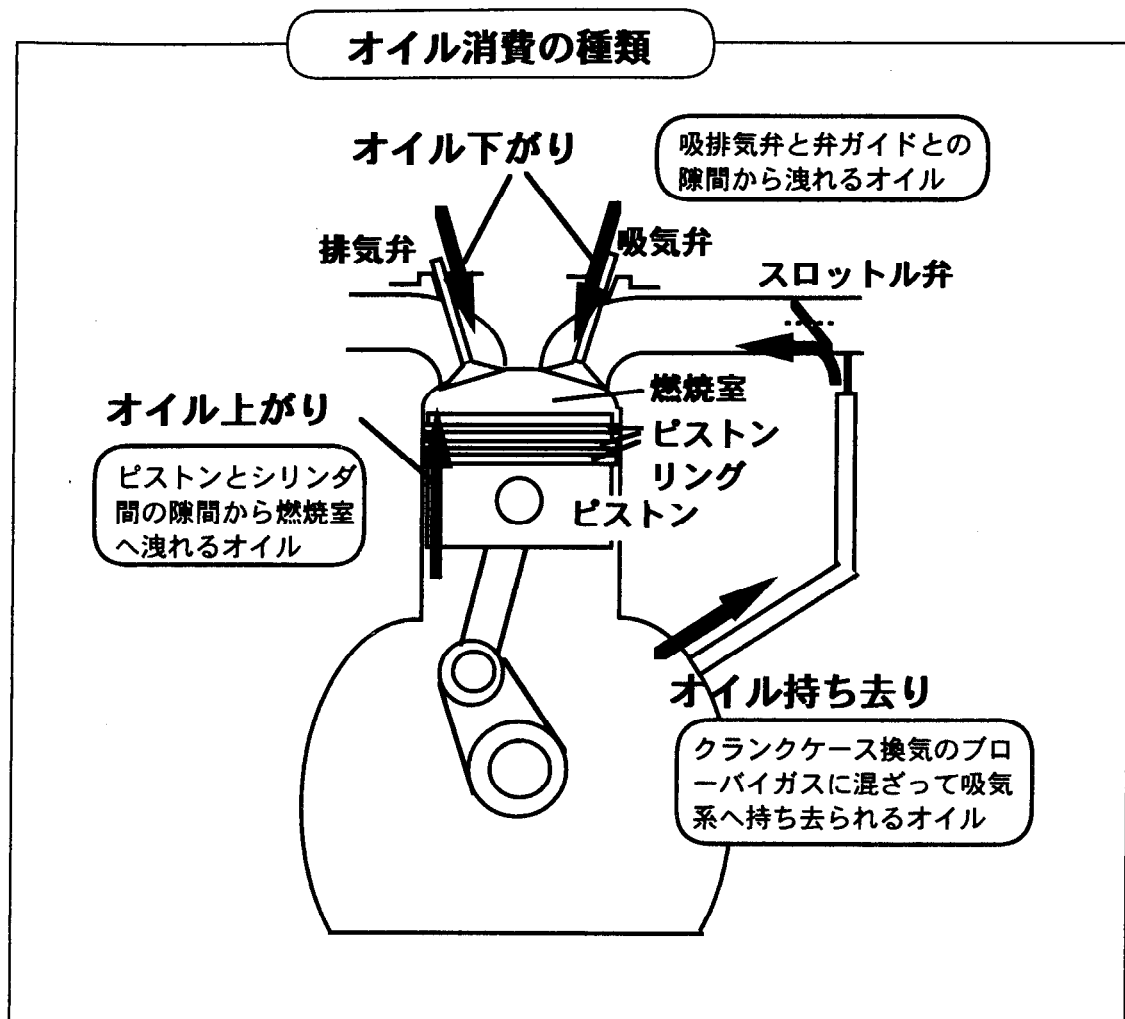
現在のエンジンの多くは、クランクケースのブローバイガスを吸気系に戻している。このブローバイガスの中には、オイルの蒸気や液滴が含まれていて、オイルが吸気系経由で燃焼室に入りオイル消費となる。これがオイル持ち去りと呼ばれている。エンジンには、ブローバイガス中のオイルの蒸気や液滴をガスから分離する工夫がなされているために、一般的にはこのオイル持ち去りが全オイル消費に占める割合は小さい。エンジンが低速低負荷で運転されているときには、ブローバイガスの発生量が少ないために、オイル持ち去りも非常に少ない。

6.3.2 オイル上がり

オイル上がりは次のようなオイルの挙動の総和になる。

(1) ピストンの上昇運動時に、ピストンリングに引きずられて燃焼室に入っていくオイル流量。ピストンリングの潤滑のためにある程度このオイル量は必要である。

(2) ピストンの下降運動時に、ピストンリングにより燃焼室（シリンダ内壁）から搔き落とされるオイル流量。



付図6.3 オイル消費の一般的メカニズム

(3) 燃焼室とクランクケースの圧力差によりひき起こされるオイルの移動流量。エンジンプレーキ（車の減速運転時。マイナスの負荷運転）時には、燃焼室圧力は平均的に負圧となり、多量のオイルがクランクケースから燃焼室側に流入することになる。中高負荷運転時にはこの燃焼室側へのオイル流入現象は発生しない。

(4) その他

厳密には、上記に加えて、ピストンリングがリング溝の中で振動等の複雑な運動をするときに発生するオイルの動きなどがある。この研究の対象としては、無視しても良いと考えられる。

(5) オイルの蒸発あるいは燃焼

エンジンの燃焼室壁に付着しているオイルは、燃焼ガスにさらされて、蒸発あるいは燃焼する。エンジンの定常運転時には、上記(1)～(4)の差引がオイル上がりとなり、蒸発あるいは燃焼するオイル量とバランスする。

エンジンが中高負荷で運転されているときには、燃焼ガス温度が高いために、オイルの蒸発あるいは燃焼は激しいが、エンジンプレーキ時には燃焼ガス温度が低いためにこの蒸発あるいは燃焼は弱くなる。

付録6.4 オイル挙動の観察 (6-11)

6.4.1 実験用エンジン

オイル挙動の観察に用いたエンジンを付図6.4に示す。単気筒空冷エンジンを改造し、10mmの厚さのガラス製シリンダライナをはめ込んだ。ピストンとシリンダの隙間はエンジン暖機後に実際の量産エンジンの場合と同じ(0.11mm)になるようにした。ガラスの内周面は実際のエンジンの鋳鉄ライナの表面粗さ(ほぼ $2\mu\text{m}$)と同じにした。ピストンリング合口におけるオイル挙動を安定して観察出来るようにするため、ピストンにリング回転止めを設けた。エンジンオイルはSAE粘度10W-30のものを扱い、観察しやすくするため、オイルレッド(Oil Red, $\text{C}_{24}\text{H}_{20}\text{N}_4\text{O}_4$)を添加し赤色に着色した。エンジンオイル温度は 80°C に保った。

6.4.2 オイル挙動の撮影装置

エンジンの回転に同期したTV撮影により、あるクランク角度のオイルの状態を各サイクル毎に撮影することにより、エンジンが減速開始から数10秒間にわたるオイル挙動を観察した。この撮影と再生に用いた装置を付図6.5に示す。

6.4.3 ピストンリング周辺のオイル挙動観察

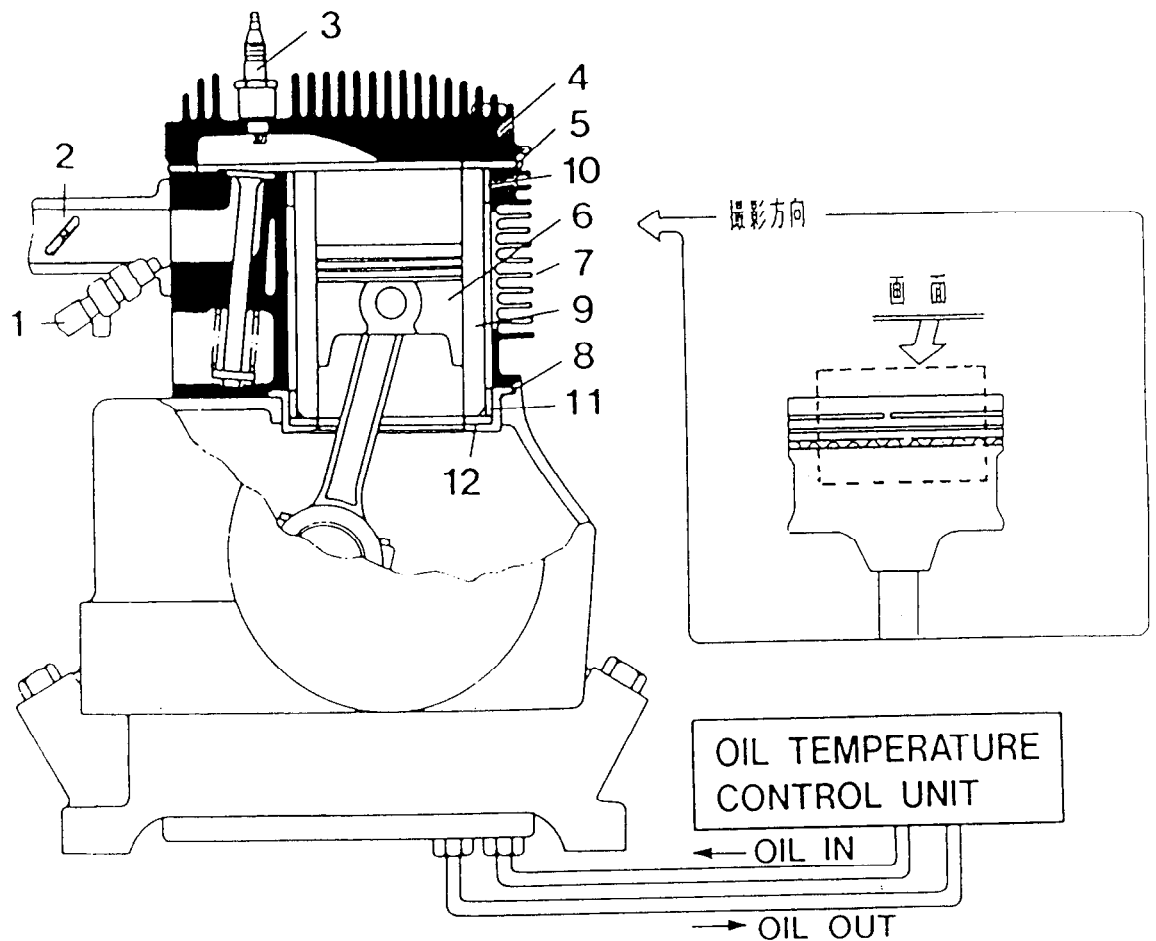
オイルの挙動はビデオにより記録した。その一例をビデオのスチール写真として付図6.6に示す。スロットル全開運転の場合は、発火運転でもモータリング運転でも燃焼室に付着しているオイル量は殆ど同じであることが事前に確認されたので、ここでは、エンジンはモータリング運転でオイル挙動を観察した。付図6.6によれば、減速

後から徐々に、リング溝のオイル量が増加し、その後、リング溝がオイルにより満たされると、オイルはリング合口からリングランド部に噴き出していくことが分かる。

6.4.4 ピストンとシリンダライナ間のオイル膜の挙動観察

トレーサ法を用いて、ピストンスカートとシリンダライナ間のオイルを観察した。付図6.7に示す様な加工を施したピストンを用いた。ピストンのスカート部、リングランド部に小孔をあけ、そこからオイルレッドで着色したオイルをトレーサとして噴出させて、オイルの挙動を観察した。この場合には、エンジンの潤滑用のオイルには着色をしない。オイルの挙動はビデオにより記録した。その観察結果によれば、適切に設計されているエンジンの場合には、ピストンスカート部にあるオイルは全開運転時には殆ど移動しないが、減速運転に入るとピストンスカート部のオイルはリング溝、リング合口、リングランド部を経由して燃焼室に噴き出していくことが観察された。設計が適切でない（例えば、リングの摺動面の形状の選択不適切、ピストンピンオフセットの不適切など）場合には、全開運転時にも減速運転時にもオイルがリング合口だけでなく、リング円周面からも燃焼室側に移動していくことも、観察された。

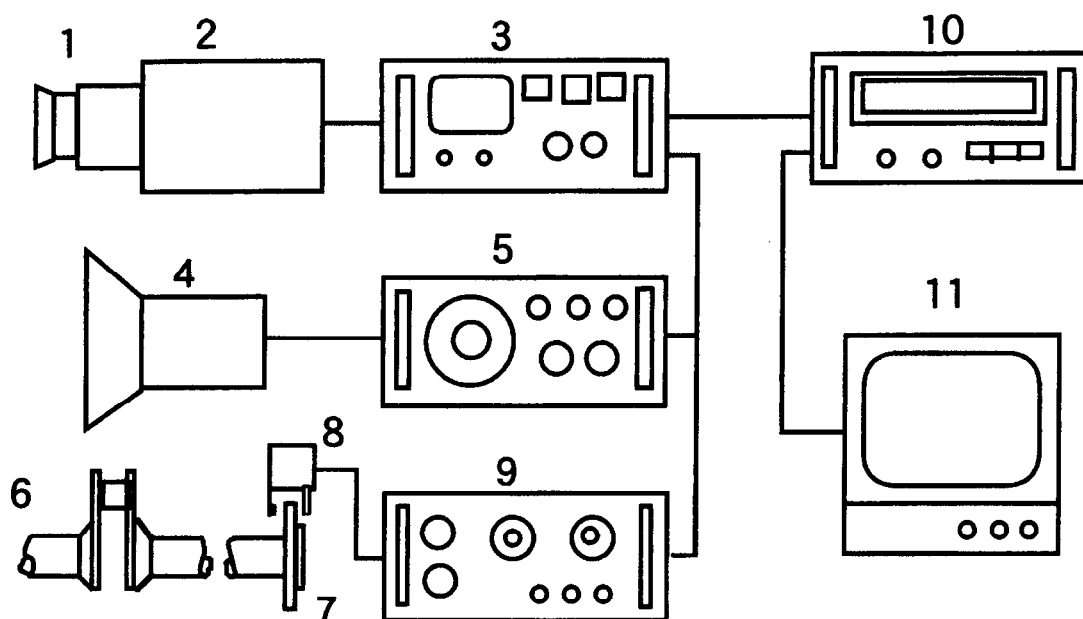
オイル挙動の観察用エンジン



ガラスシリンダエンジン

- | | |
|-----------------|----------------------------|
| 1 FUEL INJECTOR | 7 CYLINDER BLOCK |
| 2 THROTTLE | 8 LINER SUPPORTER |
| 3 SPARK PLUG | 9 TRANSPARENT QUARTZ |
| 4 CYLINDER HEAD | GLASS LINER |
| 5 UPPER GASKET | 10.11 CIRCUMFERENCE GASKET |
| 6 PISTON | 12 LOWER GASKET |

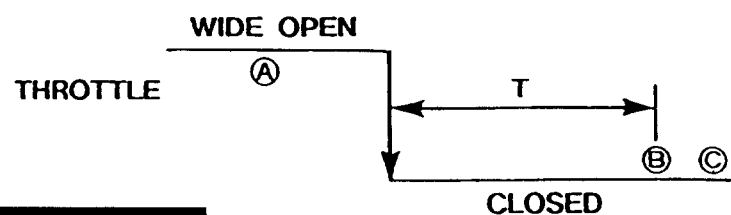
付図6.4 オイル挙動の観察用エンジン



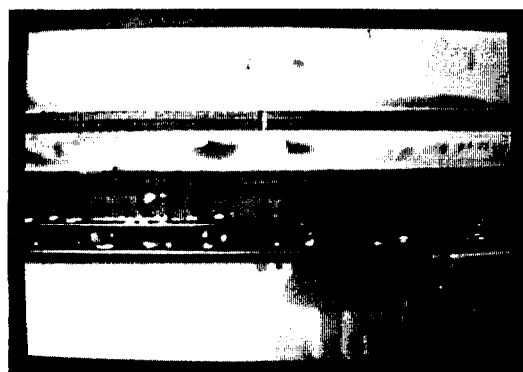
- | | |
|-------------------------|--------------------|
| 1: Camera Lens | 2: TV Camera |
| 3: Synchro-Memory Light | 4: Strobe |
| 5: Strobe Control Unit | 6: Crank Shaft |
| 7: Disk with Slit | 8: Angle Detector |
| 9: Trigger Control Unit | 10: Video Recorder |
| 11: TV Monitor | |

付図6.5 オイル挙動観察装置のブロックダイアグラム

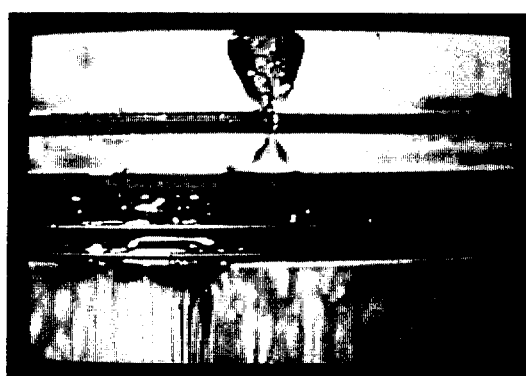
MOTORING CONDITION
AT 900 rpm.



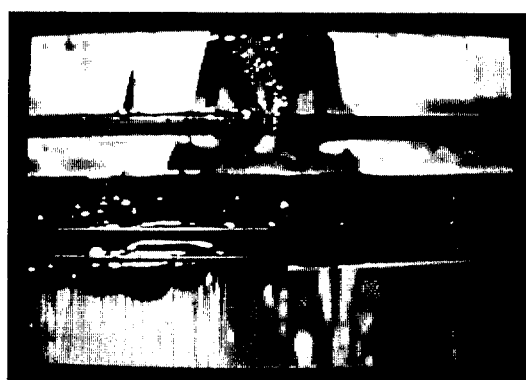
T : OIL SPOUT START TIME
AFTER CLOSED THROTTLE.



Ⓐ NO SPOUT

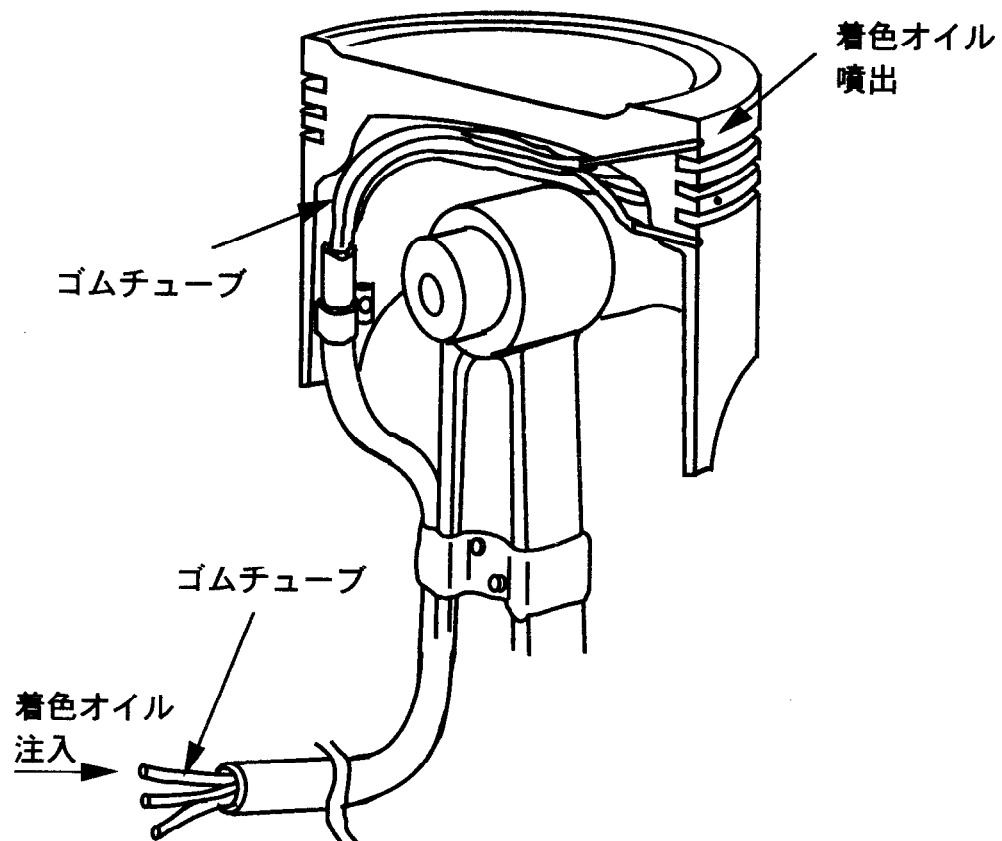


Ⓑ START OF OIL SPOUT



Ⓒ AFTER SPOUT

付録6.6 オイル挙動観察ビデオのスチール写真例



付図6.7 オイル挙動観察用ピストン（トレーサ法）