

環境対応型ディーゼルエンジンの性能向上に関する研究

メタデータ	言語: Japanese 出版者: 公開日: 2014-08-02 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 嶋田, 泰三 メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/10291/16708

(明治大学学位申請論文)

明治大学大学院 理工学研究科

2013 年度

博士学位請求論文

環境対応型ディーゼルエンジンの
性能向上に関する研究

学位請求者 嶋田泰三

目次

第1章 緒論	1
1.1 本研究の背景.....	3
1.2 本研究の目的.....	9
1.3 研究概要.....	14
1.4 参考文献.....	16
第2章 空気による燃料との混合促進	17
2.1 はじめに.....	18
2.2 スワール（筒内旋回流）可変機構の開発.....	19
2.3 スワールの最適化試験.....	34
2.4 スワールによる混合促進と冷却増大について.....	46
2.5 参考文献.....	59
第3章 燃料による空気との混合促進	61
3.1 はじめに.....	62
3.2 筒内燃料噴霧の観察研究.....	63
3.3 高圧噴射とノズル孔径の最適化試験.....	76
3.4 高圧噴射による問題点と対策.....	83
3.5 小ノズル噴孔による混合促進と期間長期化について.....	92
3.6 第2章「空気による燃料との混合促進」との連携.....	94
3.7 参考文献.....	98
第4章 随伴摩擦損失の低減	99
4.1 はじめに.....	100
4.2 ニートバイオ燃料の特性.....	102
4.3 ニートバイオ燃料エンジン性能向上試験.....	107
4.4 減速法摩擦損失計測法の開発.....	112
4.5 高圧燃料噴射管内径試験.....	120
4.6 混合仕事増大と摩擦損失増大の平衡.....	127
4.7 噴射管内径拡大と燃料加熱の混合促進と摩擦損失増大について.....	137
4.8 参考文献.....	141
第5章 結論	143
謝辞	147
Appendix	149

第1章 緒論

1. 1 本研究の背景

1. 2 本研究の目的

1. 3 研究概要

1. 4 参考文献

第1章 緒 論

1. 1 本研究の背景

1. 1. 1 はじめに

人間社会の発展は動力の進歩で支えられて来たと言える。18世紀から始まった産業革命により人間社会は工業化へ進むが、その背後には蒸気機関の実用化が挙げられている。蒸気機関は、それまでの人力、畜力の生命体のエネルギーや水力、風力の自然エネルギーに加えて、膨大に地下に眠る化石エネルギーを掘り出して人間社会のエネルギーにする先鞭をつけた。蒸気機関は工業の動力源としてだけではなく、人間の移動手段にも展開され地球上の距離感を画期的に短縮したことは論を待たない。しかし、蒸気機関は外燃機関でありエネルギー供給と動力変換部分が分離しているため装置が大きく、熱効率も低迷していた。そのため人間の移動手段としては集団レベルの移動には画期的であったが、個人レベル、あるいは空への飛躍は困難であった。19世紀に入って、よりコンパクトで熱効率が高い内燃機関の実用化が始まる。内燃機関は、化石エネルギーを動力変換装置の中に直接注入するだけにコンパクトで熱効率も高く、これによって個人単位での陸海空の自由な移動が可能になり、重労働からの解放が実現して今日に至っている。この内燃機関は、誕生後100年以上経ているのに未だに技術的に進化している。その経緯を以下に追ってみる。

1. 1. 2 ディーゼルエンジンの誕生と性能向上

内燃機関としては、1860年にルノワールによって誕生したガソリンエンジン、満を持して1897年にディーゼルによって発明されたディーゼルエンジン、が両雄といえる。両者とも誕生以来発展し続け、世界中に普及し日々活躍していることは誰もが認めるところとなっている。ディーゼルエンジンと、ガソリンエンジンの最大の使命は、動力源である以上「如何に少ない燃料消費量で働くか」、「如何にコンパクトな容量で大きな出力を出すか」にあり、即ち「熱効率」と「比出力」にある。

図1-1に、ディーゼルエンジンとガソリンエンジンの誕生以来の熱効率の推移を示す^{1) 2) 3)}。ガソリンエンジン誕生時の熱効率は4%¹⁾と、競争相手である蒸気機関が6~10%¹⁾であったと考えられる中で、それよりも低い熱効率からのスタートであったが、その後10年位の内に蒸気機関の熱効率を上回り、更にオットー、クラーク、ダイムラー、アトキンソン等の歴史に名を残す先人の発明、開発によって熱効率が順調に向上している。ここで我々エンジン技術者として強調したいのは、発明から150年以上経った今日でも尚、社会の要請に応える形で、未だに熱効率が年々向上されていることである。

一方、ディーゼルエンジンは、ディーゼル博士が最高の熱効率を目指して実用化を図っただけに開発成功時点でも既に26.2%⁴⁾の高熱効率を誇り、しかも、誕生以降もガソリンエンジンと全く同様に、今日に至るまで日々の熱効率向上の努力が数字の上に表れている。現在も熱効率向上の腹案が無数に秘められており、これからも熱効率は向上し続けるであろう。

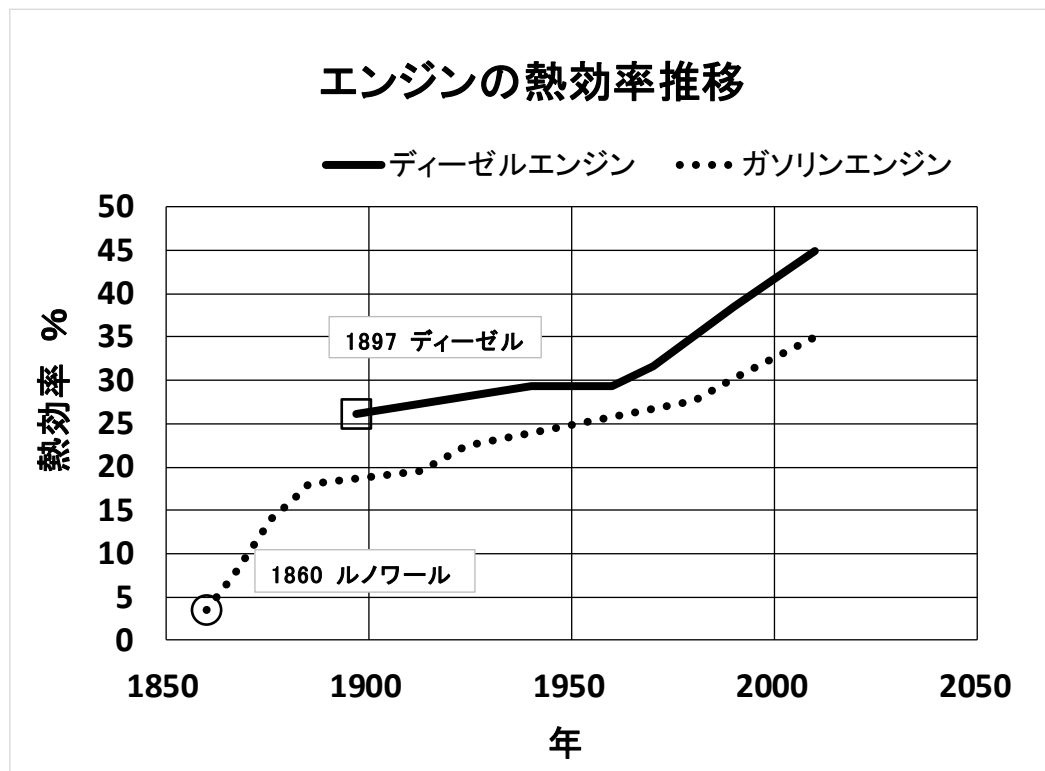


図1-1 ディーゼルエンジンとガソリンエンジンの熱効率の推移

図1-2に、ディーゼルエンジンとガソリンエンジンの誕生以来の比出力の推移を示す^{2) 3)}。比出力も、熱効率向上と歩調を合わせるように増大している。ガソリンエンジンでの比出力向上の主策は、如何に吸入空気量を増大しそれに応じた大量の燃料をエンジンに供給するか、であり、エンジン回転速度の増大、最も隘路になる吸排気系の改良などに目覚ましい進展の跡が見える。

一方、ディーゼルエンジンの比出力を決める要因の一つは所謂スモークリミットである。燃料噴射量は、燃料量増に伴って増加するスモークが許容される水準に収まるように制限していることから、スモークが低減できれば元のスモークと同じになるまで燃料量増大が可能になり、その燃料増分だけ出力が増大する。スモークリミットと同様に排気温度による制限もある。排気温度が低減できれば元の排気温度との差分だけ燃料の増量が可能になり、その燃料増分だけ出力が増大する。

ディーゼルエンジンでも比出力増大の努力は続けられるが、ディーゼルエンジン特有の排出スモーク⁴⁾の不評は厳しく、スモークリミット値そのものの水準も順次下げられることになり、誕生当初からガソリンエンジンよりも比出力は劣っていた。

しかも図1-2に示されるようにガソリンエンジンの比出力増大は、近年更に加速しており、ディーゼルエンジンの比出力との差は開く一方であった。過給

技術が進展した1970年代以降、ここで転機が訪れる。ノッキングが原理的に無く過給との相性が大変良いディーゼルエンジンは、過給機を搭載することで比出力の増大が顕著となる。過給ディーゼルエンジンでは、今日では比出力に於いてもガソリンエンジンの水準に達し、肩を並べるまでになっている。

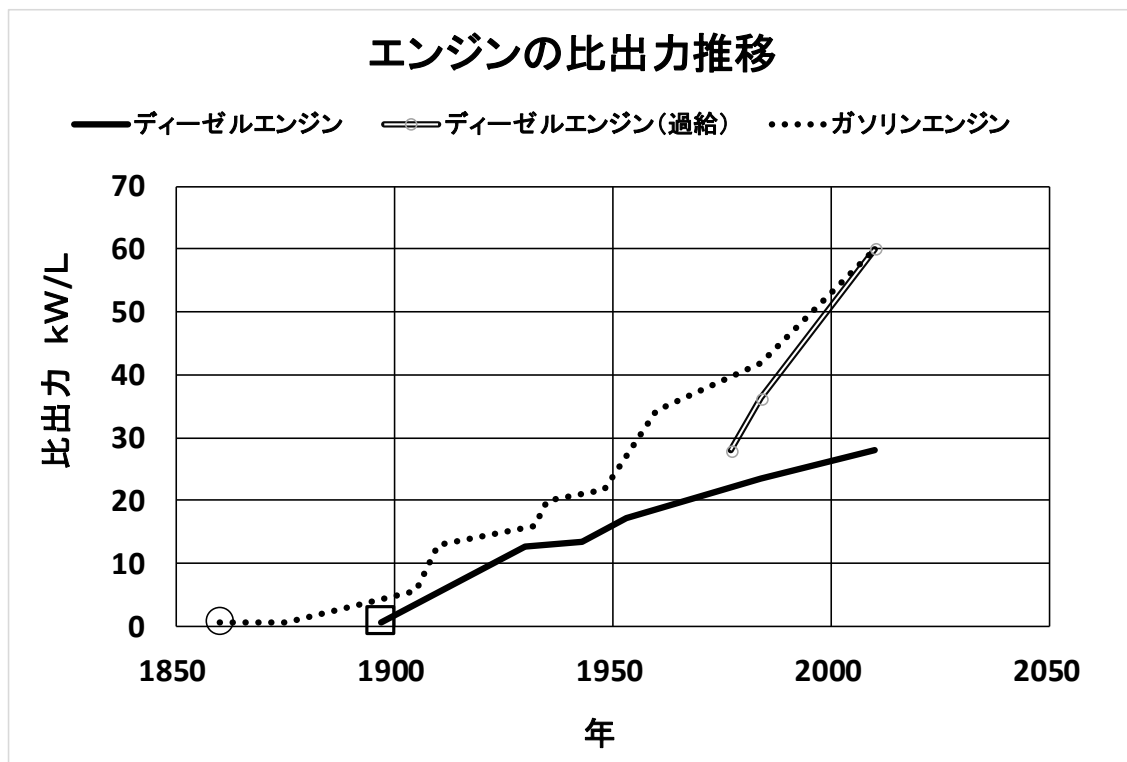


図1-2 ディーゼルエンジンとガソリンエンジンの比出力の推移

ここで、ディーゼルエンジンの燃焼から見た熱効率向上の考え方を整理すると、図1-3のようになる。熱力学で説明されるように熱機関の熱効率は燃焼温度の高温化で向上する。このような燃焼は、上死点付近で、急速に短時間に燃料を燃焼させることで得られ、高温で燃焼することになることから本研究では「高温燃焼」と呼ぶこととする。高温燃焼は、図1-3のように排出される「スモーク」も低減するので、その低減分だけ燃料の増量により「比出力」も増大する。また、「排気温度」も低減するので、ここでも燃料噴射量の増大を可能にする。また排気温度はエンジン構造の熱的負担の指標になっており、その低下はエンジンの熱的耐久性を改善する。

以上のように、「高温燃焼」は多くの性能要素を同時に改善するものであり、ディーゼル燃焼の根幹であるが、当然ながらそれと背反する性能要素もある。図中の四角で囲った項目であり、 $dP/d\theta$ (筒内圧上昇率) の増大による燃焼騒音の増大、 P_{max} (最大筒内圧) の増大による機械応力増大での耐久性低下である。但し、 P_{max} の増大に対処するためのエンジン構造強化は、主要構造部品全体に及ぶため摩擦損失増大や重量増大、製品コスト増大に直結する。

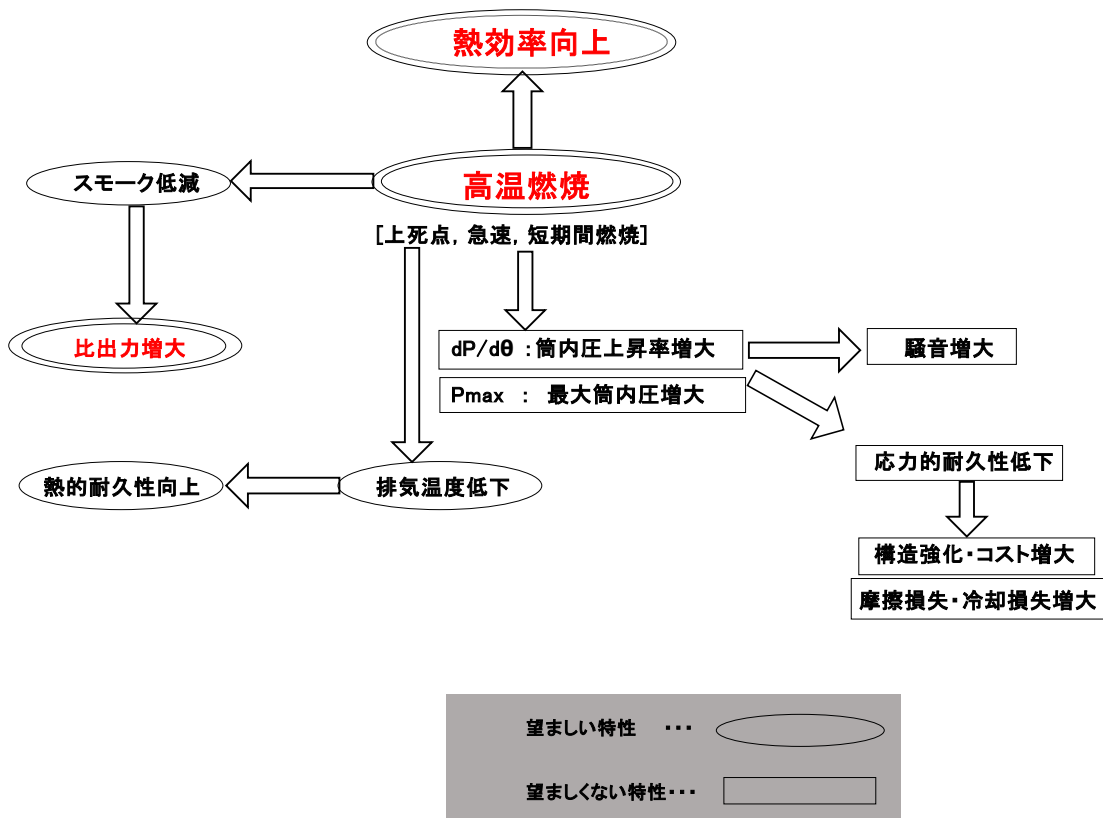


図1-3 ディーゼルエンジンの燃焼から見た熱効率向上の考え方

次に、ディーゼルエンジンの燃焼から見た比出力増大の考え方を図1-4に示す。「比出力」増大も、目指すのは基本的に「熱効率」向上の場合と全く同じで、「高温燃焼」である。熱効率が向上するので、その分だけ同一燃料量のままで「比出力」が増大する。それに加えて、「スモーク」、および「排気温度」が低減するので、元の水準になるまで燃料噴射量を増やすことが可能になり、比出力を増大できる。比出力増大に背反するエンジン特性は、熱効率向上の時と同じで $dP/d\theta$ 増大による燃焼騒音の増大、 P_{max} 増大によるエンジン各部の機械応力増大による耐久性低下、更にはその対処による摩擦損失増大や重量増大、製品コスト増大になる。

以上のように、ディーゼルエンジンの熱効率向上と、比出力増大の歴史は、ディーゼル博士自身による開発⁴⁾の時から基本的には「高温燃焼」の追求であり、それによって多くの性能要素が満足された。高温燃焼によって、背反する性能要素は、エンジン構造強化や騒音低減などで対策すれば済む時代が最近まで続いていた。

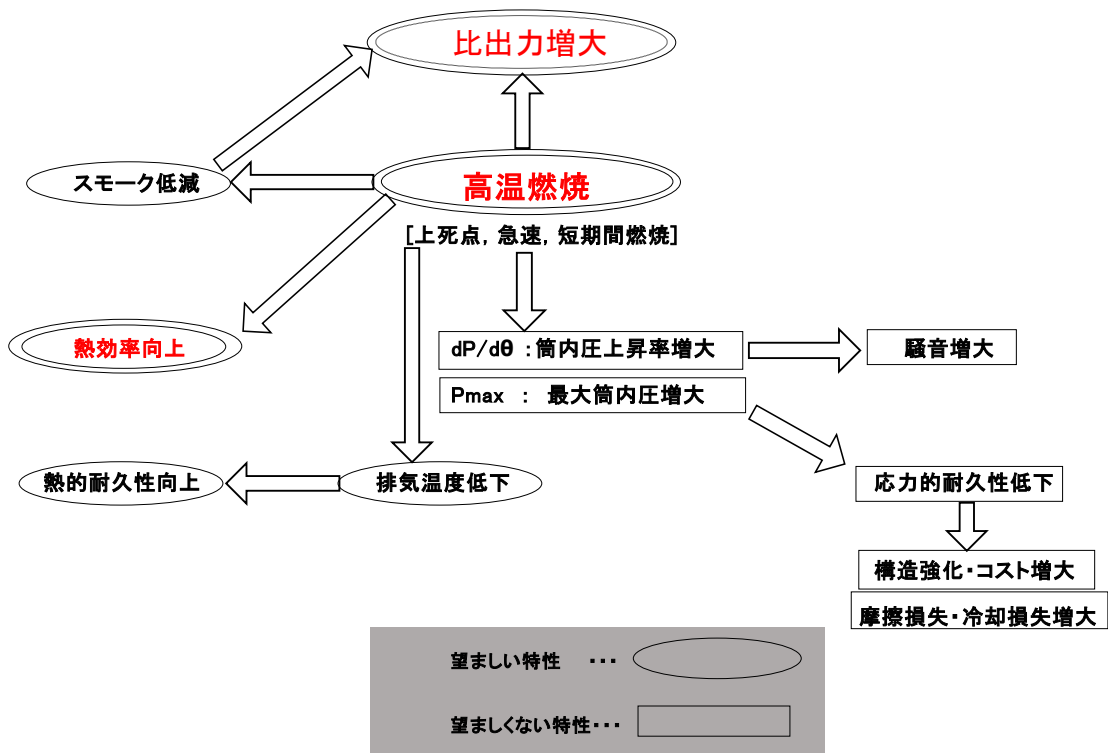


図1-4 ディーゼルエンジンの燃焼から見た比出力増大の考え方

1. 1. 3 排ガス規制以降のディーゼルエンジンの性能向上

転機が訪れたのは、1970年代からのディーゼルエンジンおよびガソリンエンジンの排気ガス規制導入とそれ以降継続されている順次規制強化である。排ガス規制強化は、それだけエンジンが大量に普及し我々の極く身近な存在となったことで人間への影響が増した、成功の裏返しと言える。その排ガス規制強化への対応、特にNO_x規制への対応は、NO_xの生成が元々「高温燃焼」に因るものであることから、それまでとは全く逆の「低温緩慢燃焼」の追求を意味することとなる。

図1-5にNO_x低減の考え方を整理する。「低温緩慢燃焼」が基本であるが、「高温燃焼」を逆にしただけの「低温緩慢燃焼」では、このように、最大使命の「熱効率」を低下させ同時に「比出力」も低下させてしまう。NO_x低減はディーゼルエンジンが存在を許される大前提であるので、この「低温緩慢燃焼」が基盤になるが、その中で、熱機関の最大の使命である「熱効率向上」と「比出力増大」も推進するために、「高温燃焼」の利点も勘案しながら平衡点を求めなくてはならない困難さが加わった。

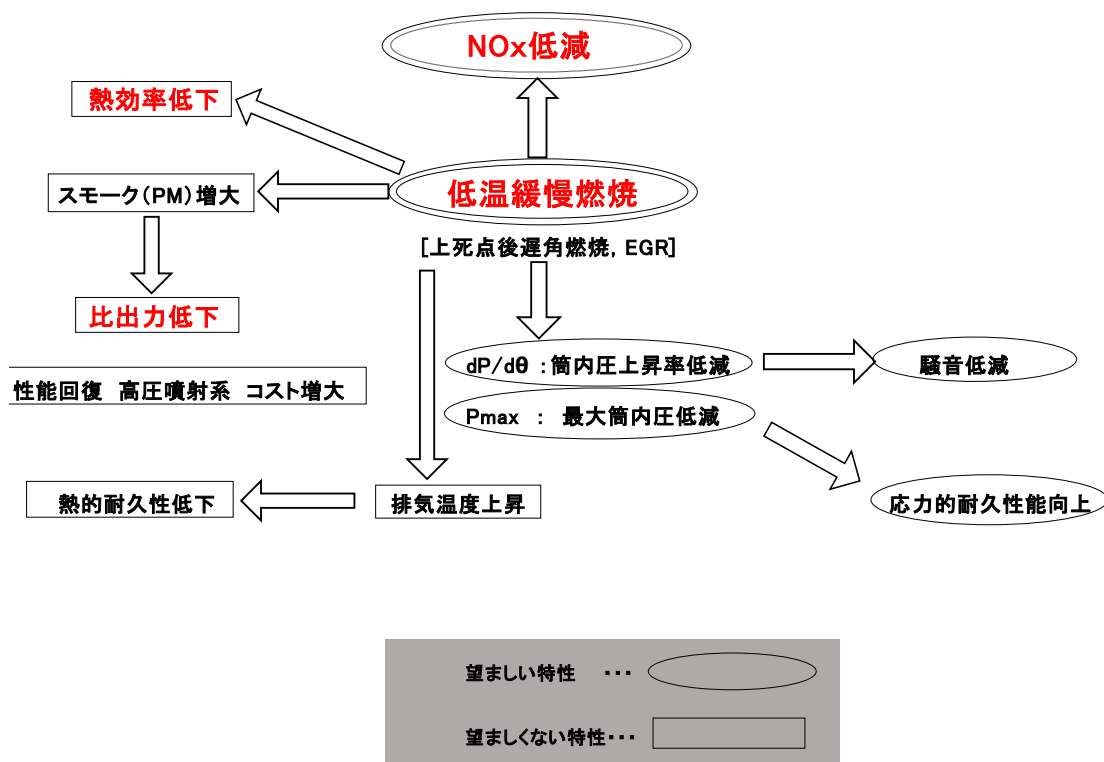


図1-5 ディーゼルエンジンの燃焼から見たNO_x低減の考え方

1. 2 本研究の目的

1. 2. 1 排ガス規制以降のディーゼルエンジン性能向上の提案

前項に述べたように、ディーゼルエンジンは最大使命である「熱効率向上」を年々遂行しているところに、新たに全く背反する「NO_x低減」という至上命題が加わった。しかもそのNO_x規制水準は、数年毎に段階的に強化され続けており、元々相反する「熱効率向上の進展」と、「NO_x低減の進化」との乖離する一方の両性能を同時に両立させなければならない困難さがある。

本研究は、このような背反する「熱効率向上」と「NO_x低減」の両立を目指す環境対応型エンジンの性能向上に関するものである。図1-6に環境対応型ディーゼルエンジンの燃焼から見た熱効率向上とNO_x低減の同時達成の考え方を示す。NO_x低減はディーゼルエンジンの存在が許される大前提であるので、これを出発点として「低温緩慢燃焼」が基本になる。具体的には低温緩慢燃焼の中で最も熱効率を低下させない手法を選ぶことになる。さらに、ディーゼル燃焼は短時間で空気と燃料を混合させるので不均一であり、そこに局所的な高温部が生じNO_xを生成させている可能性が高い。そのため燃料空気混合を促進させた「均一燃焼」が追求される。混合の促進はディーゼル燃焼の適度な燃焼期間短縮も実現するので、熱効率の向上に繋がる。また、局所的な燃料過濃度域も減るのでスモークも低減し、排気温度も下げる。即ち、「低温緩慢燃焼」における「燃料空気混合促進による均一燃焼」が一つのキーワードになる。・・・第2章、第3章の研究がこれに対応する

もう一つは、性能向上を支えながらも同時に性能を内部消費する形になっている摩擦損失、冷却損失の低減である。前述したように、熱効率、比出力向上はそれに伴う $dP/d\theta$ 、 P_{max} 増大への対策としてエンジン構造の強化が為されており、特に主軸系、ピストン・リング系の強化は摩擦損失増大に繋がっている。ディーゼル博士の開発試験の時もピストンリングからの圧縮漏れ防止に困難を極め、リング押し出し力が過大となって出力の大半を摩擦損失で内部消費してしまっていることに気が付くなど、当時から鋭意取り組まれていた摩擦損失低減であるが、地味で努力の割に効果が少なく、後回しにされている面があった。燃料空気混合に使われる仕事も摩擦損失の形になることから、混合に随伴する摩擦損失低減として研究し第4章に纏めた。

以上の理由から、本研究では、「燃料空気混合の促進」と「摩擦損失の低減」の観点から研究を行った。

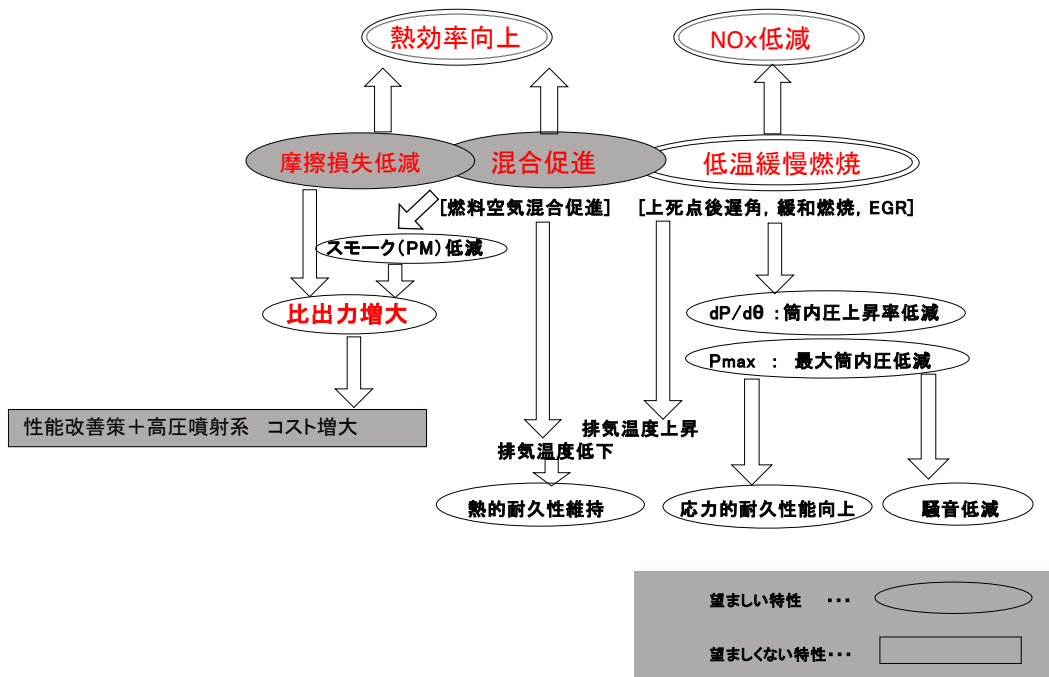


図1-6 環境対応型ディーゼル燃焼による熱効率向上, NOx 低減の同時達成

1. 2. 2 最適化を考察する新たな試みの提案

本研究では同時に、ディーゼルエンジン性能向上試験における最適仕様の決定に当たって、最適値を構成する3要因について考察する試みを提案する。(以降、“最適化3要因考察法”と呼ぶ) 図1-7に、通常エンジンの性能最適化仕様の決め方を示す。具体的なディーゼルエンジンの性能向上試験を考えた場合、その手順は、

- 1) ディーゼルエンジンの性能向上に効果のありそうな構成部品 X を選ぶ
- 2) 部品 X の寸法を X1, X2, X3, と3水準以上変更し、試作する
- 3) 現行品に換えて、試作部品を順次組み付けてエンジン性能を確認
- 4) 最も目的性能が高い最適仕様 X2 を選び、現行品と比較して採否を決めて終了

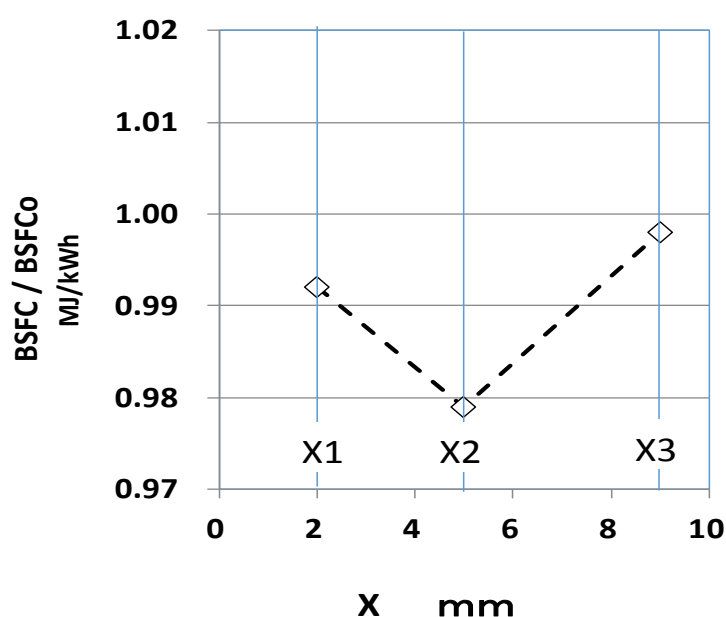


図1-7 通常エンジンの性能最適化仕様の決め方

図1-7の場合、縦軸の評価性能は正味燃費率「BSFC」だけであるが、これにNOx, スモーク, 排気温度, 出力, 等などが加えられ総合的に採否が判断される。エンジン実験に拠らずに、シミュレーションで検討される場合も基本的には同じで、3水準以上の形状違いのシミュレーション結果の中から、目的性能の最善な仕様を最適仕様として選ぶことは変わらない。

これに対して本研究では、図1-8のように考える。最適値が存在する背景には、背反する2つの要因が存在していて、互いに平衡関係にある。その2要因A, Bが何であるか、も考える。図1-8で横軸Xの寸法を大にした時、性能改善方向に作用する要因Aと性能を悪化させる要因Bを調べることで、その最適値の意味合いが俯瞰でき、要因A, 要因Bのそれぞれの検討から、更なる性能改善のヒントが得られる。引き続き次の段階として、本研究では図1-9のように考える。

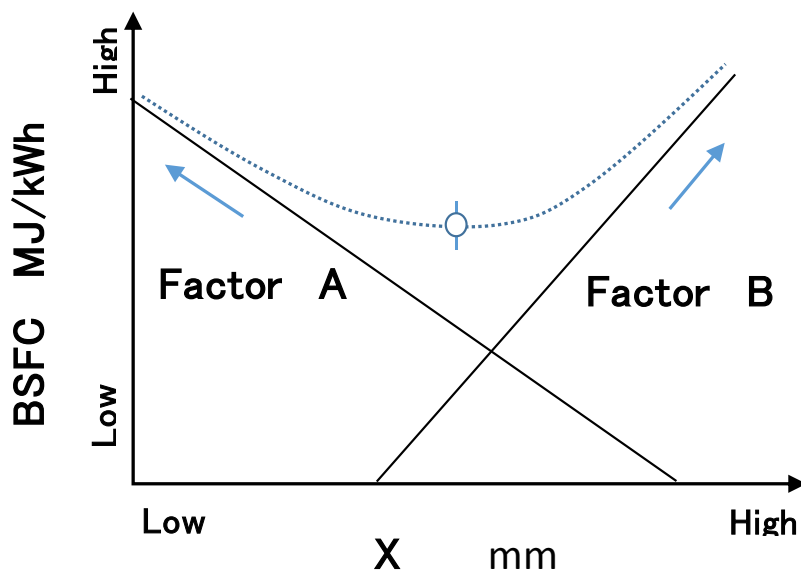


図1-8 「最適化3要因考察法」(1) 要因A,Bの検討

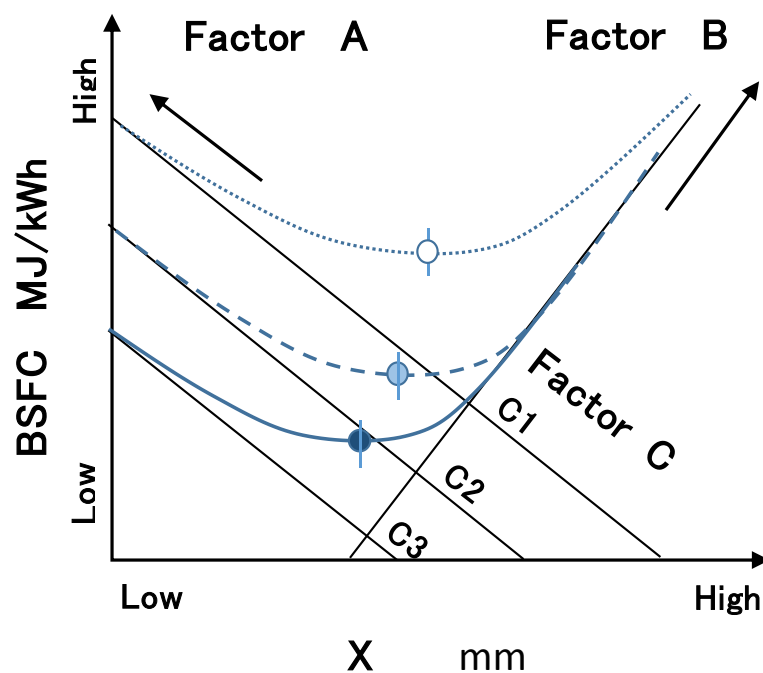


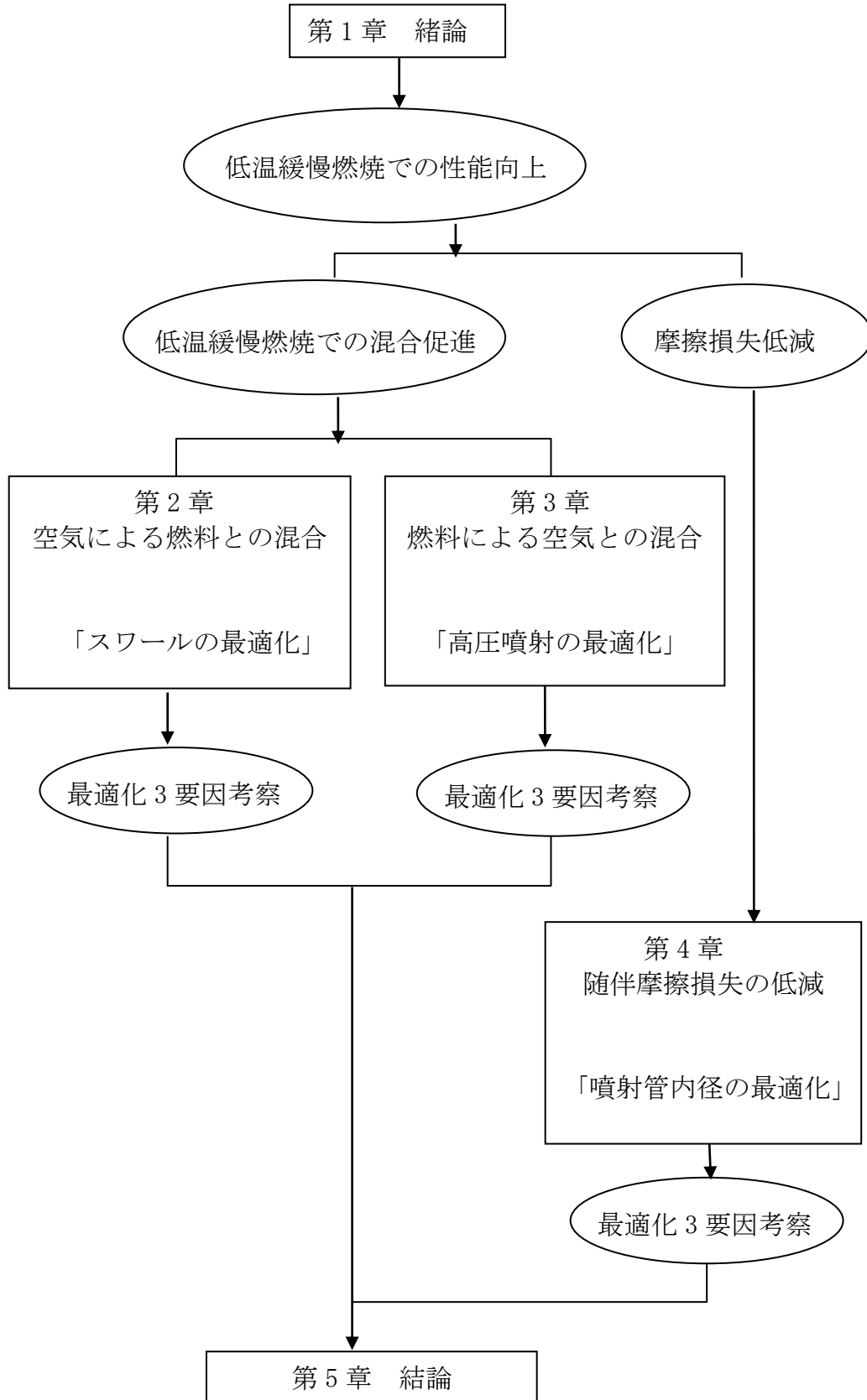
図1-9 「最適化3要因考察法」(2) 要因Cによる最適値移動の検討

最適値を決める2要因A, Bの他に要因Cがある。要因Cによって要因A, あるいは要因Bの漸近線の位置が移動するため、それに従って最適値Xの値も左右に動く。要因A, Bの検討によって要因Cの可能性のある候補も推測されるため、将来、何らかの環境変化、例えば排ガス規制強化などで要因Cが変化した場合、最適値がどの方向に変化するか予想出来ることになる。再び最適化試験の必要が生じても予めその最適値のある領域が把握できており、見当違いな試作仕様での無駄な試験が避けられることになる。以上の背景から、本研究の目的は、

- (1) ディーゼルエンジン誕生以来、熱効率向上に寄与してきた「高温燃焼」をNO_x規制対応で「低温緩慢燃焼」に変換してからの、背反する熱効率向上とNO_x低減を両立させる新たな環境対応型ディーゼル燃焼法の試み
 - (2) 最適仕様の選択作業だけではなく、その最適値が存在する背景も考察する「最適化3要因考察法」の試み
- の2点である。

1.3 研究概要

以上をまとめると、本論文の構成は次の通りとなる。



第1章では、誕生以来年々向上するディーゼルエンジンの熱効率は「高温燃焼」の追求で達成してきたが、現在の環境対応型エンジンはNO_xの低減徹底のため「低温緩慢燃焼」が基本であること。この背反する熱効率向上とNO_x低減の両立のために低温緩慢燃焼での混合促進と燃焼に伴う摩擦損失低減を研究する。その過程で「最適化3要因考察法」を試みることで、研究目的であることを示した。

第2章では、低温緩慢燃焼での燃料空気混合を空気側から促進する試みを研究した。始めに定常流性能に優れ大幅に変更可能な筒内空気流動（スワール）可変機構を開発した。次にスワール可変機構を用いてスワールの燃料空気混合促進が性能に与える効果を詳細に調べた。最適化3要因考察法を用いて、エンジン回転速度、負荷によって複雑に変化する最適スワール特性を統合し、スワールによる混合促進とスワールによる冷却損失増大の背反する2要因の平衡で熱効率を最も向上させるスワール最適値が決まることを明らかにした。

第3章では、低温緩慢燃焼での燃料空気混合を燃料側から促進する試みを研究した。始めに単気筒研究用エンジンにて、筒内燃料噴霧の高圧空気との混合現象を詳細に観察し、燃焼室壁との衝突が噴霧の空気との混合を促進すること、その点でノズル噴孔を縮小した方が噴霧到達距離の長大化により混合が促進すること、を明らかにした。高圧燃料噴射のあり方として、噴射期間に最適値があり、熱効率を最高にするノズル噴孔面積は、噴霧到達増大による混合仕事増大と燃焼長期化の背反する2要因の平衡で決まり、適正な噴射期間が最適化の目安になることを「最適化3要因考察法」で明らかにした。即ち噴射ポンプの幾何学的送油率を増大させる場合は、適正噴射期間を維持すべく順次噴孔径を縮小することがより高い熱効率を得るとの高圧燃料噴射の指針が得られた。

第4章では、カーボンニュートラルである高粘度ニート植物油を用いて、随伴する摩擦損失低減の研究を行った。始めに減速法によるエンジン摩擦損失計測法を開発した。ニート植物油の正味燃費率は軽油より同じか少し高いが図示燃費率は寧ろ軽油より低いのは、高粘度燃料のため噴射系駆動トルクが軽油の数倍に増大するためであることを明らかにした。次に高圧噴射管内径を変化させ、熱効率に対する噴射管内径の最適化を行った。「最適化3要因考察法」で、噴射圧増大による燃料空気混合仕事増大と噴射管内の摩擦損失増大の背反する2要因の平衡で噴射管内径の最適値が決まる事を明らかにした。従って、高粘度燃料の最適噴射管内径は軽油よりも少し大きく、その噴射管径でニート植物油の含酸素燃料効果を加えることで軽油よりも若干正味燃費率が低減する事を確認した。更に燃料加熱試験も実施し、燃料加熱は昇温で燃料の体積弾性率が低下し噴射圧低下し混合仕事減少のマイナス面と、粘度低下による噴射管内摩擦損失低減のプラス面の背反2要因で決まることを明らかにした。これにより、高粘度燃料では適度な燃料加熱で熱効率向上が得られ、軽油では逆効果になる仕組みが明らかになった。

第5章では、本研究の結論をまとめた。

1. 4 参考文献

- 1) 富塚清著 「動力物語」岩波新書(1980年) P.102～P.141
- 2) 村山正, 常本秀幸著 「自動車エンジン工学」山海堂(1997年) P.24
- 3) Motor Fan illustrated 三栄書房(2013年) vol.85 P.40～P.41
- 4) ルドルフ・ディーゼル著 山岡茂樹訳・解説 「ディーゼルエンジンは
いかにして生み出されたか」山海堂(1993年) P.110 ほか

第2章 空気による燃料との混合促進

- 2. 1 はじめに
- 2. 2 スワール（筒内旋回流）可変機構の開発
- 2. 3 スワールの最適化試験
- 2. 4 スワールによる混合促進と冷却増大について
- 2. 5 参考文献

第2章 空気による燃料との混合促進

2.1 はじめに

低燃費，低公害は，エンジンに課せられた最重要課題である．しかし，低公害のうち特に低NO_x排出ガス特性は低温緩慢燃焼で得られるものであり，一方，動力源の最大使命である低燃費は高温燃焼で得られる．従って両者は通常は背反する関係にあり，その両立のために多大な努力が続けられている．

現状では，例えばトラック用直噴式ディーゼルエンジンでは，まずNO_x低減を燃費悪化率の最も少ない手法，主に噴射時期遅延で行ない，次いで悪化した燃費率を燃焼系の細かい見直し摩擦損失の低減などによりNO_x対策前の燃費性能，あるいはそれ以上の性能まで改善させることが為されている．

本研究は，低燃費のための高温燃焼と低NO_xのための低温緩慢燃焼の両立のために，局所的な高温燃焼域を無くし，しかし極力燃焼温度は高く維持する言わば，均一低温緩慢燃焼を目指し，空気，燃料，燃焼の混合促進に注目した．ここでは空気側からの燃料との混合促進を試み，手段としてエンジンシリンダ内のスワール（筒内空気旋回流）を対象とした．従来はエンジン構造の形状で決定され固定されているスワール強度を可変化する機構を開発し，次に，スワール設定を任意に変更しながら燃料との混合促進効果を詳細に調べた．スワールによる空気と燃料の混合促進の考え方を整理した．一つの低燃費，低NO_xの両立手法としてエンジンの回転数，負荷に応じて最適値に切り換える可変スワール吸気手法も考えられる．

2.2 スワール（筒内空気旋回流）可変機構の開発

直噴式ディーゼルエンジンにおいて、吸気スワールのエンジン性能に及ぼす影響は大きく、たとえば、強スワールの吸気ポートを装着するとエンジン低回転域（以下低速という）の燃費率や排煙濃度は改善され、同時に高速の燃費率、排煙濃度は悪化する。低スワール吸気ポートでは、全くその逆のエンジン性能になることはよく知られている。

ディーゼルエンジンにおいて、スワールが空気と燃料の混合促進に果たす役割を詳細に調べ、その効果によっては可変することも念頭に置いて、まずスワール可変機構を開発した。スワールの可変は、その変化量を大きく取ることが出来ないとエンジン性能変化が少なく意味を持たない。エンジン性能を大きく変化させるためにスワール変化量を増大させた場合は特に高スワール側での吸気流量係数が大幅に低下する例が多く、装置を形にするのが難しかった。ディーゼルエンジンにおける吸気系の流量係数低下は、吸入空気量の減少と、これに伴う燃焼の悪化につながり、一方ではポンプロスが増大も招くことから、悪影響が大きい。以上の理由から、大幅にスワール強度を変更可能で、かつ従来の固定スワールシリンダヘッドと同じ高い流量係数を維持したスワール可変機構を目標に開発した^{1) 2) 3) 4) 5)}。

2.2.1 スワール可変の考え方

スワール強度は、シリンダ内の水平面空気旋回（スワール）回転速度で表される。スワール回転速度は、エンジン回転速度に比例するので、通常は両者の比を取って、スワール比（スワール回転数/エンジン回転数）で表わす。スワール比は吸気ポートの形状、吸気弁のシリンダとの相対的位置、吸気弁形状、弁座形状などで決まる。スワール比が固定された通常のディーゼルエンジンの場合は、吸気ポートの開発はある設計思想に基づいて木型または樹脂型で模型を作り、定常流試験装置にセットしてシリンダ内の吸気旋回流の回転と流量を羽根車回転計と吸気流量計で計測し、スワール比と流量係数を求めている。所期の特性が得られない場合は、この形状を変更して再び定常流試験装置にかけ、最終的に所期のスワール比で最良の流量係数を持つ吸気ポート形状が作られる。

従って、スワール比のエンジン性能に及ぼす影響を試験するためには、スワール比の異なる複数種類の吸気ポート即ち、複数種類のシリンダヘッドを用意し、各々、組み替えてエンジン性能試験を実施する必要がある、多大の準備期間と試験時間を要していた。

スワール可変機構を構築するにあたり、吸気ポートによりスワール強度が決まる仕組みを調べた。図2-1に、吸気弁周囲からの吸気速度分布を示す。吸気弁外周上の任意の点におけるシリンダ内への流入速度を v とすると、スワール形成に関与する速度成分は、シリンダ中心軸に直角な方向の成分であるから、図2-1に示す垂直線からの流入角度 β を用いると $v \sin \beta$ で表わすことができる。図2-1の流入速度分布は、 $v \sin \beta$ で示してある。

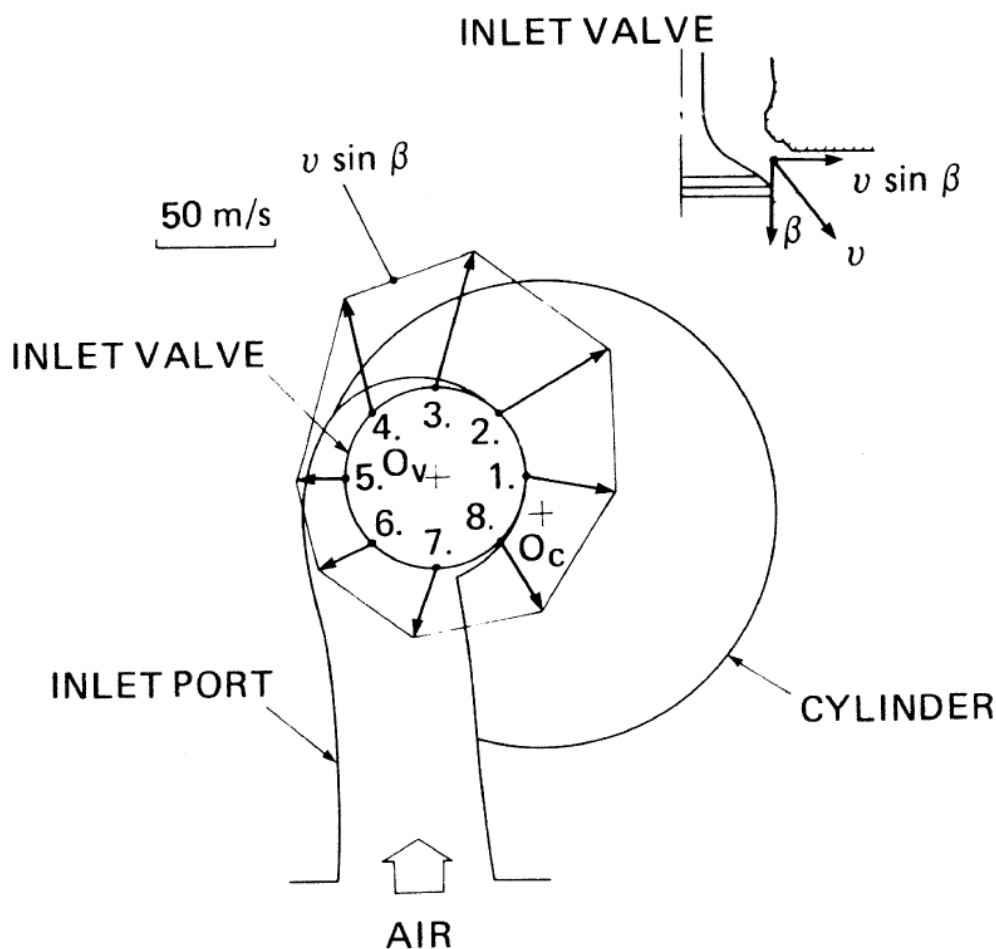


図 2-1 吸気弁周囲からの流入速度分布計測例

ここで、吸気弁と弁座の間に開口する面積を n 等分し、その i 番目の小面積からシリンダに流入する速度ベクトル $v_i \sin \beta_i$ について考える。

シリンダ中心 O_c 回りの角運動量を L_i とすると、

$$L_i = m_i \times v_i \times \sin \beta_i \times \ell_i \quad (2-1 \text{ 式})$$

ただし、 m_i : i 番目の小面積からシリンダ内へ流入する吸気の質量
 ℓ_i : シリンダ中心 O_c から $v_i \sin \beta_i$ に下した垂線の長さ

シリンダ内の全体のスワール強さは、個々の L_i を総和したもの L_{total} に等しいと考えられる。

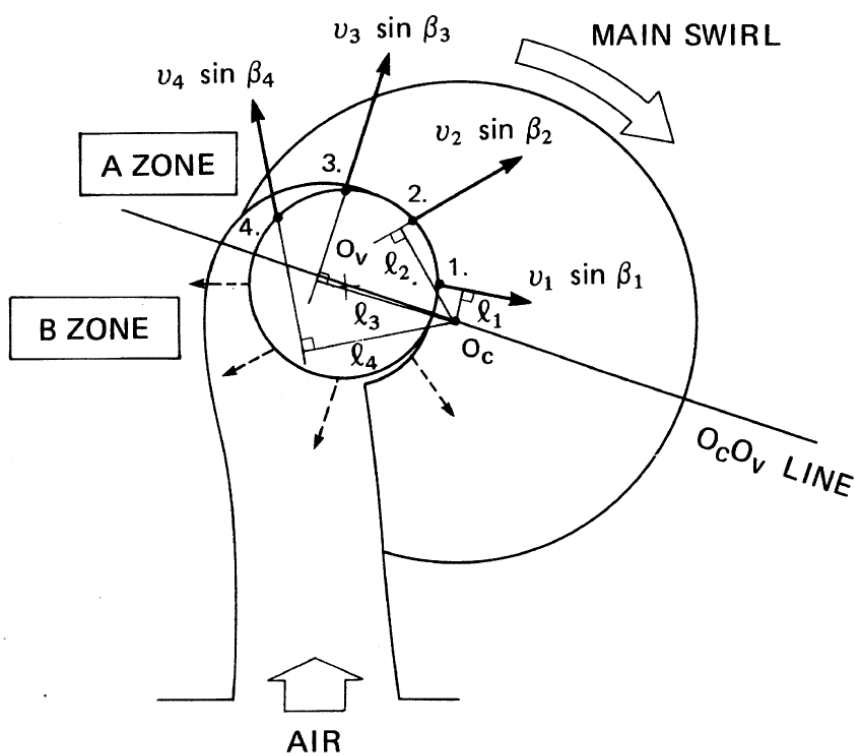
$$L_{total} = \sum_{i=1}^n m_i \times v_i \times \sin \beta_i \times \ell_i \quad (2-2 \text{ 式})$$

ところで、個々の角運動量 L_i は、図 2-2 (a) に示すような時計回り（正スワール方向）の角運動量のグループ $L+$ と、図 2-2 (b) に示すような反時計回り（逆スワール方向）の角運動量のグループ $L-$ とに大別できる。

$L+$ と $L-$ の境界は、流入速度分布の形にもよるが、一般に、シリンダ中心 O_c と吸気弁中心 O_v を結ぶ線が目安となる。即ち、線分 $\overline{O_cO_v}$ よりも吸気入口側（図 2-2 の B ゾーン）からシリンダ内に流入する吸気が逆スワール $L-$ を構成し、線分 $\overline{O_cO_v}$ よりも反対側（図 2-2 の A ゾーン）からシリンダ内に流入する吸気が正スワール $L+$ を形成することになる。

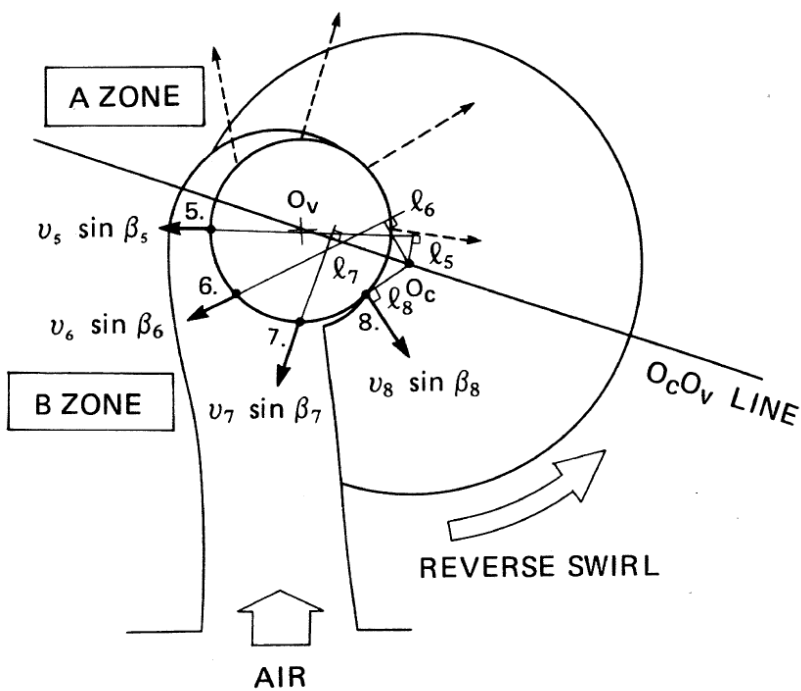
以上をまとめると、

- (1) スワール強さは、吸気弁からシリンダへ流入する吸気速度ベクトルの総和で決まる、正スワール方向に流入する吸気の角運動量の総和、と逆スワール方向に流入する吸気の角運動量の総和、の差し引きのバランスでスワール強さは決まることになる
- (2) スワールを変更にするには、これらの正方向および逆方向の角運動量の両者の強弱バランスを変えるように、吸気弁からシリンダへ流入する吸気速度ベクトルを変えればよい。



(a) MAIN SWIRL

図 2-2 (a) 正スワール方向の吸気角運動量



(b) REVERSE SWIRL

図 2-2 (b) 逆スワール方向の吸気角運動量

2. 2. 2 スワール可変機構の試み

(a) シュラウドバルブ方式

図2-3にシュラウドバルブを示す。吸気バルブが開弁し吸気が始まった時、シリンダ内へ流入する吸気は吸気バルブの「傘部」に沿って水平方向に捻じ曲げられる形で流れるが、当シュラウドバルブはそのバルブ傘部の一部に流れを阻害する壁を設けている。その障壁（シュラウド）の位置を、逆スワール方向に向かう吸気流を阻害する方向にセットすれば、即ち、図2-2のBゾーンから流入する吸気をせき止めれば、強スワールが得られる。シュラウドバルブの軸を回して、Bゾーンから流入する吸気を増やせば弱スワールが得られる。シュラウドの方向は一度決めたら、スワールを変更しない間は、吸気弁の上下運動に関わらず、その位置は固定され続けることになる。

シュラウドバルブ方式によるスワール可変機構の欠点は、シュラウド部分が、吸気弁周囲の1/4から1/3を占めるため、エンジンの吸気流量係数が大幅に悪化することである。また、吸気弁の軸が回転して設定スワール値が変化してしまうことを防ぐため回り止めを必要とするが、その弁を回転させないこと自体が弁と弁座の異常摩耗の恐れがあることなどの問題点もあり、スワール可変機構に採用する方式としては不相当と判断した。

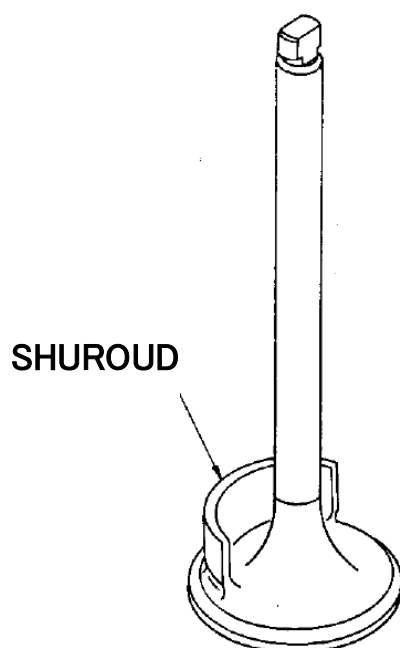


図2-3 シュラウドバルブ

(b) 上下ポート方式

図2-4に、上下ポート方式の構造を示す。吸気ポート内に水平な仕切りを設け、上ポート入口の切換え弁を閉じると、通路が下ポートだけになり、吸気流速が増大して図2-2のAゾーンの v を増大させ、 β を増大させる結果、強スワールになる。切換え弁を開けると、弱スワールに戻る。

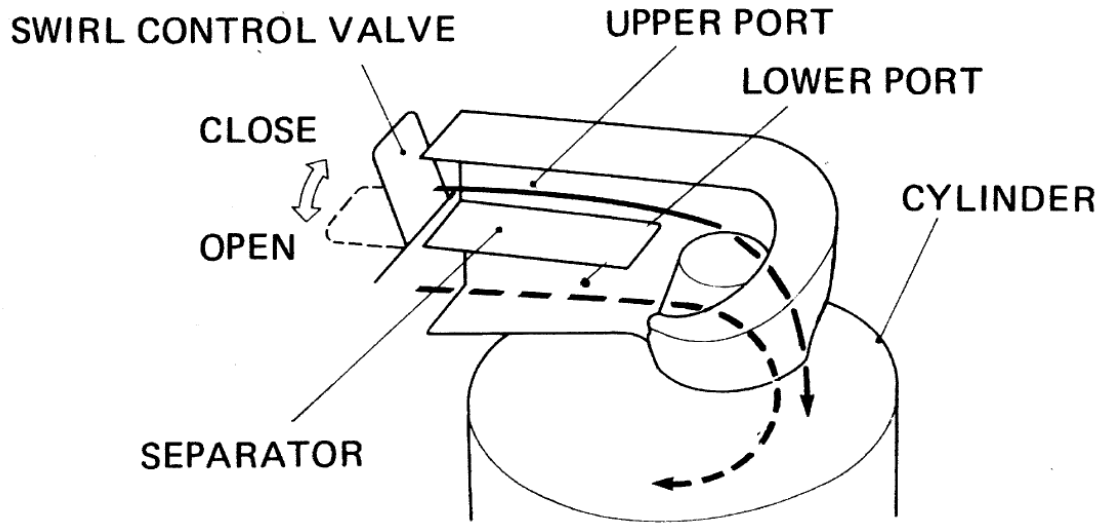


図2-4 上下ポート方式スワール可変機構

吸気弁が2系統ある4弁エンジンでは、片方の吸気ポートを閉塞することによるスワール可変機構が普及している。図2-5に例を示す。吸気ポート流路面積を半減し吸気速度を倍増させてスワールを増大させる原理は、図2-4の上下ポート方式と同一である。吸気速度を倍増させてスワールを増大させることは可能であるが、問題は吸気系を半分閉塞することによる吸気流量係数の低下である。そこで、実際に上下ポート方式でスワール可変機構を製作し、スワール比変更可能幅と高スワール時の吸気流量係数低下量を確認した。

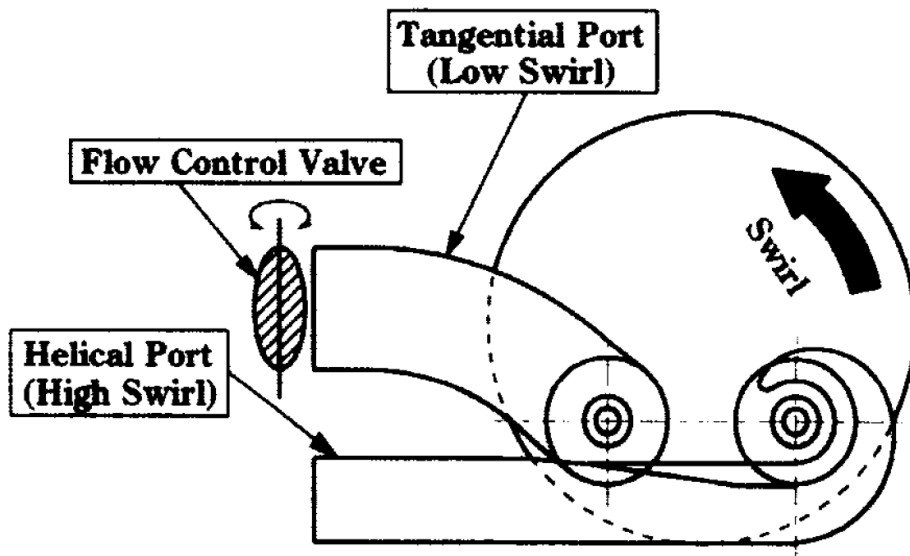


図2-5 4弁エンジンでのポート閉塞方式スワール可変機構⁶⁾

図2-6に、実際に製作した上下ポート方式スワール可変機構の定常流試験結果を示す。スワール比変化幅は1.7程度であった。一方、高スワール比4.2における流量係数低下量も大きく、通常のスワール比固定の吸気ポートの流量係数包絡線(図2-6の実線)に比べて約10%低下している。これはエンジン性能への悪影響が懸念されるレベルである。スワール変化幅を拡大するためには更に高スワールにする必要があり下ポートの断面積を更に縮小し流速を更に増速しなければならない。下ポートの断面積は既に通常のスワール比固定の吸気ポートの約1/2になっており、ディーゼルエンジンの吸気系で最も絞られている吸気弁の有効開口面積よりも小さい。

図2-5に示した4弁エンジンで1系統の吸気ポートを閉塞する方式も、当方式に類似した吸気定常流性能と考えられ高スワール時の流量係数低下が課題となる。

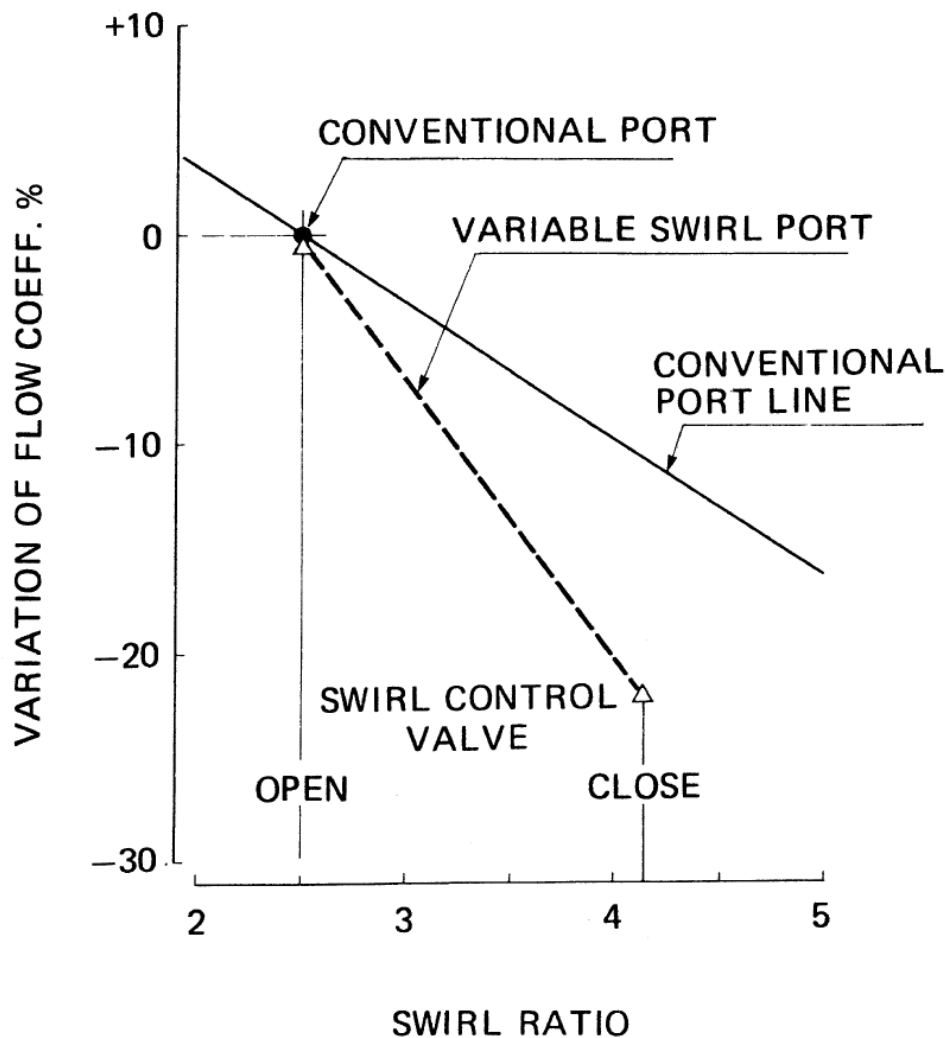


図2-6 上下ポート方式スワール可変機構のスワール特性

図2-7に、実際に上下ポート方式スワール可変機構を実機6気筒エンジンに搭載し、高スワール時の吸気流量係数低下が実機体積効率に及ぼす影響を調べた結果を示す。図2-6の実線で示されるように一般に高スワール時は吸気弁傘部での吸気方向変化により本質的に流量係数は低下するが、上下ポート方式はそこから更に約10%流量係数が低下している。この低下に対応して、図2-7の実機体積効率はエンジン低速時に2%、高速時に5%低下している。高スワールにセットされるのが低速時に限られるとしても、体積効率が2%低下することになり燃費率、スモークへの悪影響が懸念される。

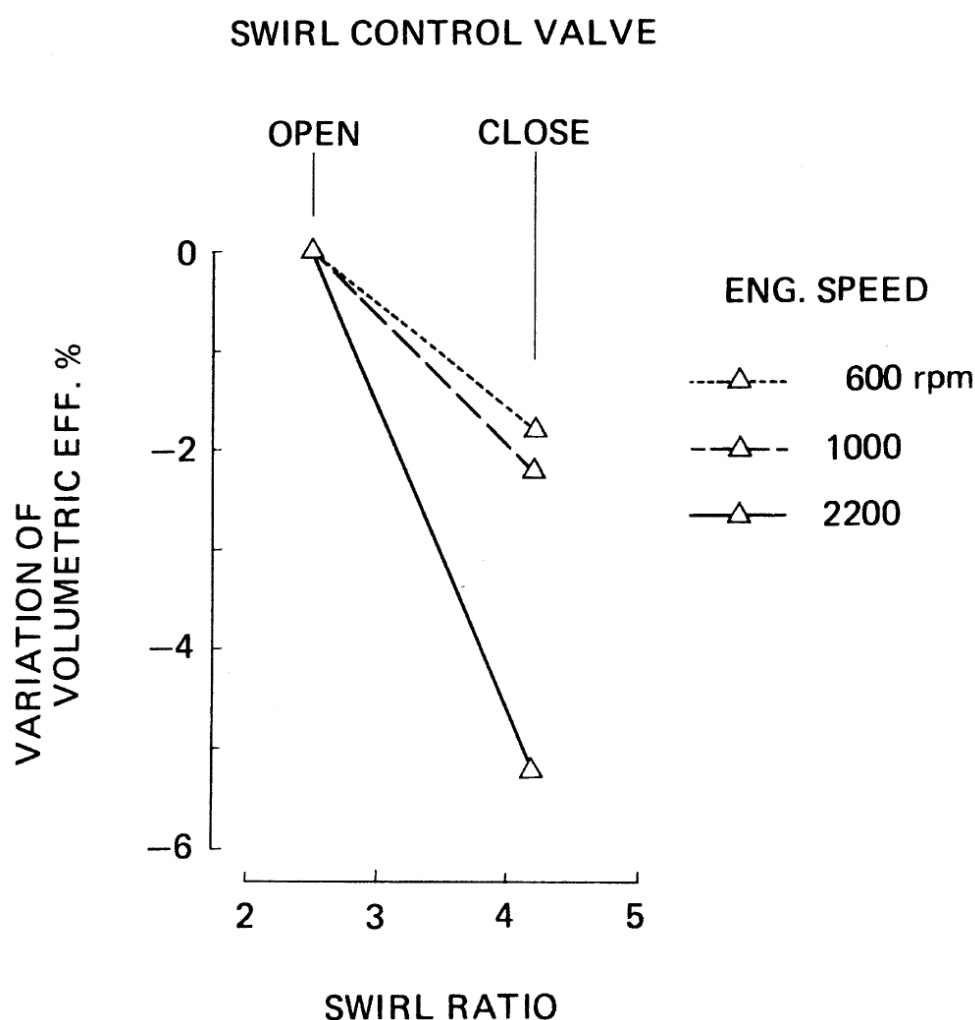


図2-7 上下ポート方式スワール可変機構の実機エンジン体積効率

図2-7の試験に供した実機エンジン諸元を下表2-1に示す。

表2-1 実機試験エンジンの諸元

COMBUSTION TYPE	DIRECT INJECTION
CYL. ARRANGEMENT	In-line 6
BORE x STROKE mm	130 x 140
DISPLACEMENT L	11.149
COMPRESSION RATIO	15.5:1
INJECTION TIMING	BTDC 12°

(c) スワール可変方式の検討

以上の試験結果から、スワール可変機構は高スワール時の吸気流量係数低下抑制が重要ポイントであることを再確認した。そのための効率良くスワールの強弱を決める吸気流れは、図2-2で示されたように吸気弁傘部周辺からのシリンダ流入の流速と方向である。ところが、スワール制御機構としては、この吸気弁傘部のシリンダ流入流れ自体を制御するためには当該部に設置スペースが無く、吸気ポート入口から吸気弁手前迄の範囲でしか設置の可能性が無い。

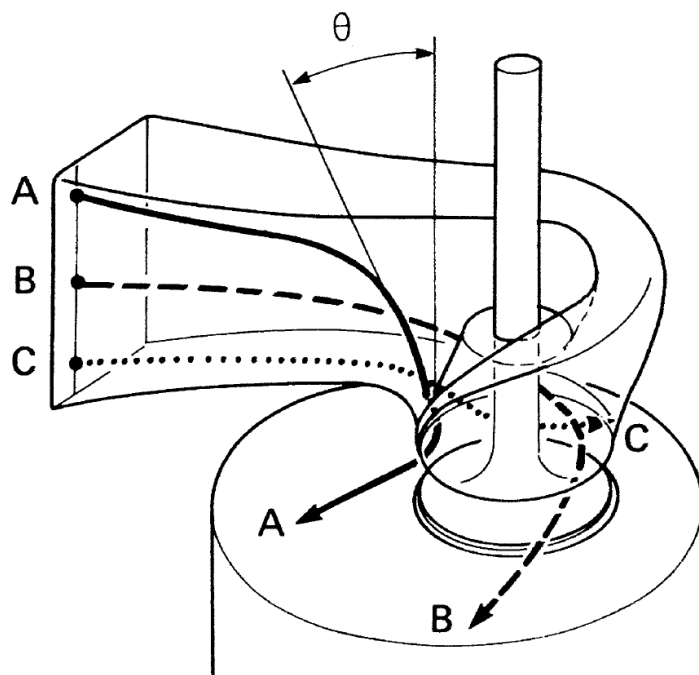


図2-8 吸気ポート内およびシリンダ流入の水流れ観察試験結果

従って、スワール制御機構が制御可能な吸気ポート内の吸気流れが、どのような経路を辿って、吸気弁傘部周辺のどの場所からシリンダ内へ流入しているか、一連の流れの関連を把握する必要があるが、これまでの研究例はシリンダ内流動計測に集中し、この吸気ポート内流れとシリンダ流入流れを関連付ける計測例は無かった^{7) 8) 9) 10)}。

そこでまず基本に戻り、現状の吸気ポートで空気の代わりに水を流しインクで流れを可視化する流れ観察試験を行った。図2-8に流れ試験の一例を示す。ここで図2-8の吸気ポートはそのスワール比で最良の吸気流量係数を得ている洗練された形状のヘリカル型吸気ポートである。

吸気ポート入口で流れを、向って左、中央、右の3列に分割し、更に上、中、下の計9流れに分けた。流れが交錯して見難くなるので、図2-8では吸気ポート入口で右列の上中下の3流れだけを示している。図2-2の「Bゾーン」のスワールを弱める逆スワール流れに対応するのは、図2-8の吸気ポート内流れの「A流れ」であることが分かる。A流れは、吸気ポート入口上部から天井に沿って流れ、吸気弁手前で、垂直線と角度 θ の急勾配で下に向かい、吸気弁傘部に衝突してシリンダヘッドの下へ潜り込む形で、図2-2の「Bゾーン」の逆スワール流れになっている。

一方、吸気ポート入口下部から流入する「C流れ」は、吸気ポート底辺を水平に進み、吸気弁の辺りでも吸気ポート底面に沿ってそのまま殆ど水平にシリンダ内へ直進している形である。その流入方向、流入速度から判断して、正スワールの生成に貢献している。吸気ポート入口中央から流入する「B流れ」は、流れAと流れCの中間の経路を辿ってシリンダ内へ流入しているが、流れCと同様に正スワール生成に寄与している。

以上から、流れ観察試験で得られたスワール可変機構の指針は、

- (1) 正スワールを形成するのは、吸気ポート入口下段と中段からの流れであり、これらはそのまま活用すれば良い。
- (2) 逆スワールを形成するのは、吸気ポート入口上段からの流れであり、吸気ポート天井に沿って流れ吸気弁手前で急降下する。この流れを吸気ポート内に仕切り壁を設けて隔離する。低スワール時は通常通りに流し、高スワール時は仕切り壁入口で閉弁してこの流れを止める。
- (3) すなわち、逆スワールを形成する図2-8の「A流れ」の流れ経路を参考にして、吸気ポート内にスワール制御副ポートを形成する。
- (4) スワール制御副ポートの入口に開閉弁を設け、スワール制御弁とする

これらの指針に従って、副ポート制御方式スワール可変機構を製作した。

2. 2. 3 副ポート方式スワール可変機構

図2-9に副ポート方式スワール可変機構を示す。主ポートは通常の高スワール比で高吸気流量係数のヘリカル型吸気ポートである。それにスワール制御用副ポートを付け加えた構成になっている。スワール制御用副ポートは吸気弁手前で主ポートに接続されているが、その合流角度は重要であり図2-8の「A流れ」の角度 θ に揃えている。高スワール時は副ポート通路が閉じているので、通常の高スワールポートであり高吸気流量係数が確保されている。低スワール時は、副ポートからの吸気流れが加わり、その流れは通常のスワール固定式の低スワールポートの流れを模しているのので、やはり洗練された通常のスワールポートと同じ高吸気流量係数が確保されている。副ポートから主ポートに角度 θ で合流したスワール制御流は、吸気弁傘部に衝突してシリンダヘッドの下へ潜り込む形で、図2-2の「Bゾーン」の逆スワール流れになる。

スワール制御弁は副ポート入口に設置され、多気筒エンジンの場合でも1本の制御シャフトで全シリンダのスワールが一度に制御できる構造になっている。

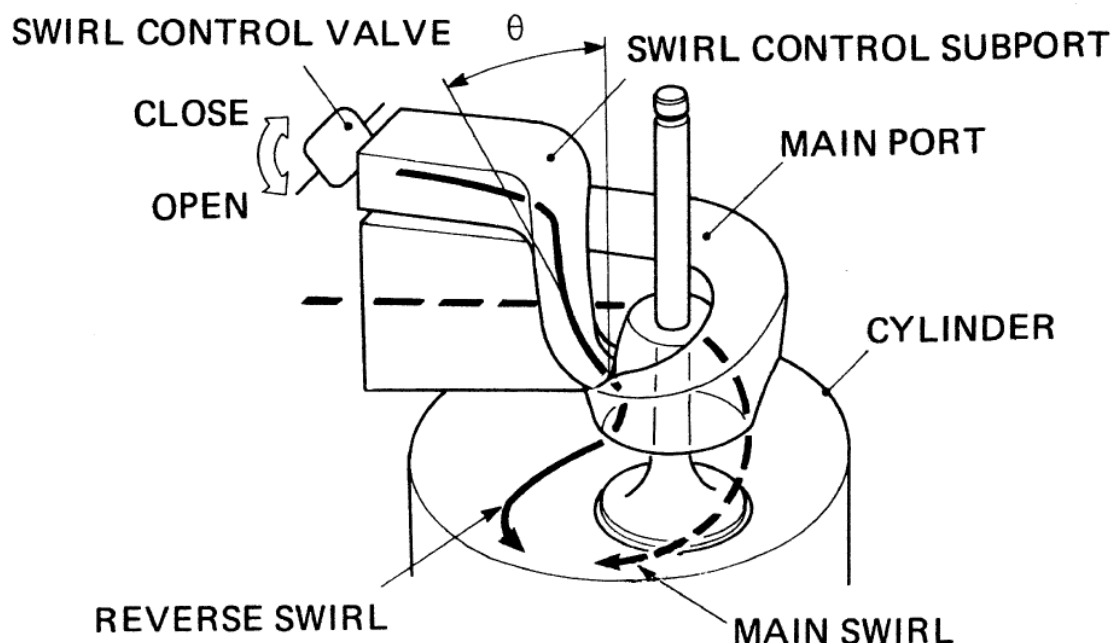


図2-9 副ポート方式スワール可変機構

図2-10に、副ポート方式スワール可変機構の定常流試験結果を示す。スワール比は2.0から4.3まで変化し、2.3の変化幅を確保できている。また流量係数も従来形ポートの最良性能（図中の実線）に一致しており、大幅なスワール変化幅確保と高スワール時の高流量係数確保の両目標を達成している。

この可変スワールシステムのもう一つの特徴は、スワール切換え弁の中間開度においても、開度に応じた任意の中間スワール比が得られていることである。この結果、従来は実機エンジンでスワール変化試験を行う場合、鋳物で出来た吸気ポート形状を変更してスワール強度の異なるシリンダヘッドを複数用意し、エンジンに付け替えながら試験を繰り返していたが、本スワール可変機構をエンジンに搭載し副ポート制御弁を開閉するだけで、効率的にスワール仕様変化が可能になる。

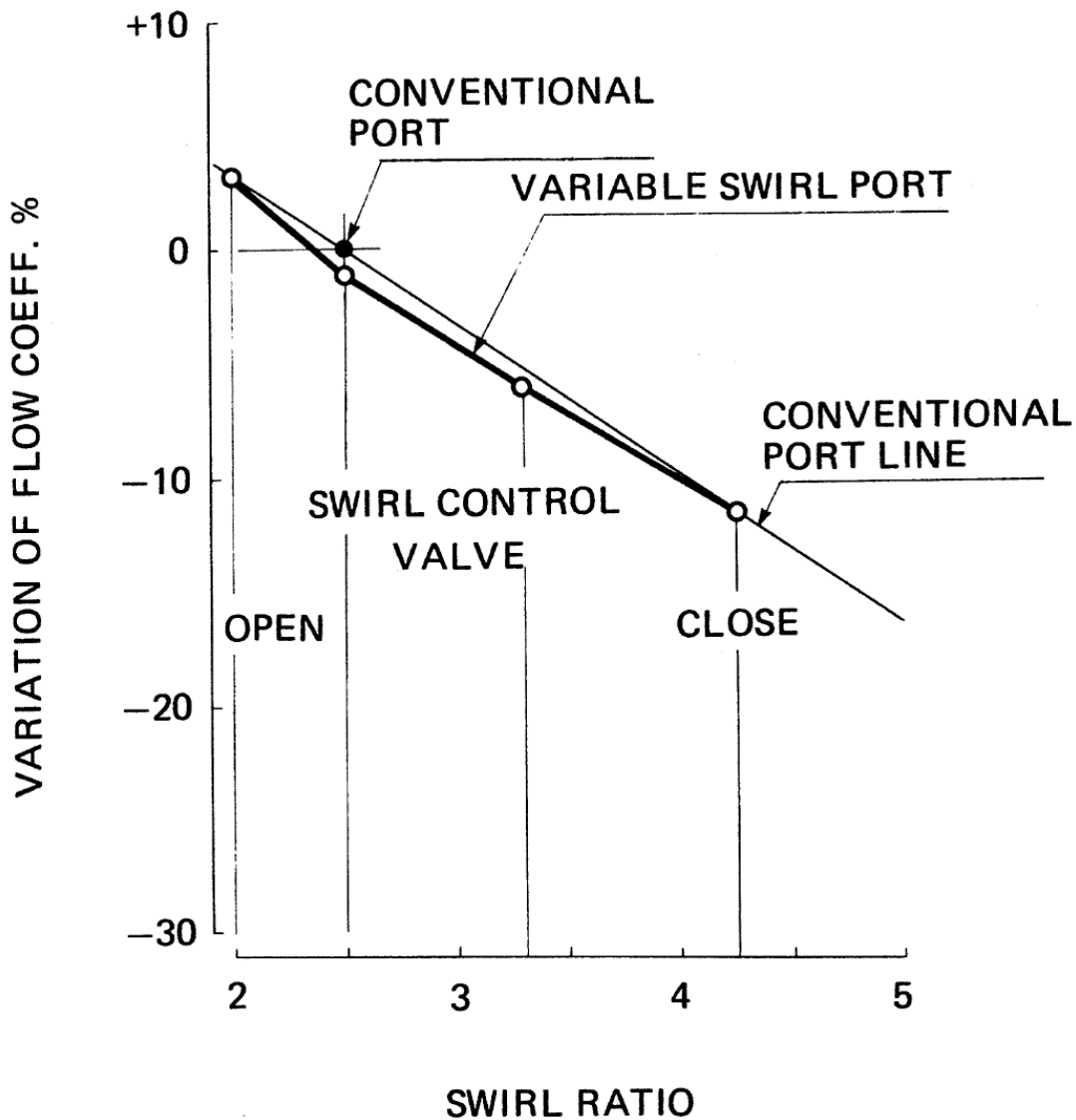


図2-10 副ポート方式スワール可変機構のスワール特性

図2-11に実際に副ポート方式スワール可変機構を実機6気筒エンジンに搭載し、高スワール時の実機体積効率を調べた結果を示す。図2-10で吸気流量係数は、低スワール比2.0に対して高スワール比4.3は15%低下しているが、この吸気流量係数15%低下分に相当する実機体積効率の低下が、エンジン低速時では0.5%以下であり問題ない。エンジン高速時でも1.5%程度で、上下ポート方式で約5%あった低下量の3分の1以下に改善されている。高スワール時の流量係数低下は高スワールを得るための吸気流れ方向、流速の変化に拠る必然的な低下と考えられ、スワール固定型の通常吸気ポートでも生じる不可避な特性である。高スワール化は空気燃料混合の促進のエネルギーを供給する効果があるが、当スワール可変機構によれば、スワール比2.0から4.3へ2倍以上の上昇に対して、エンジンとしては低速では体積効率0.5%低下分だけの負担で済み、効率的に混合促進エネルギーが得られることになる。

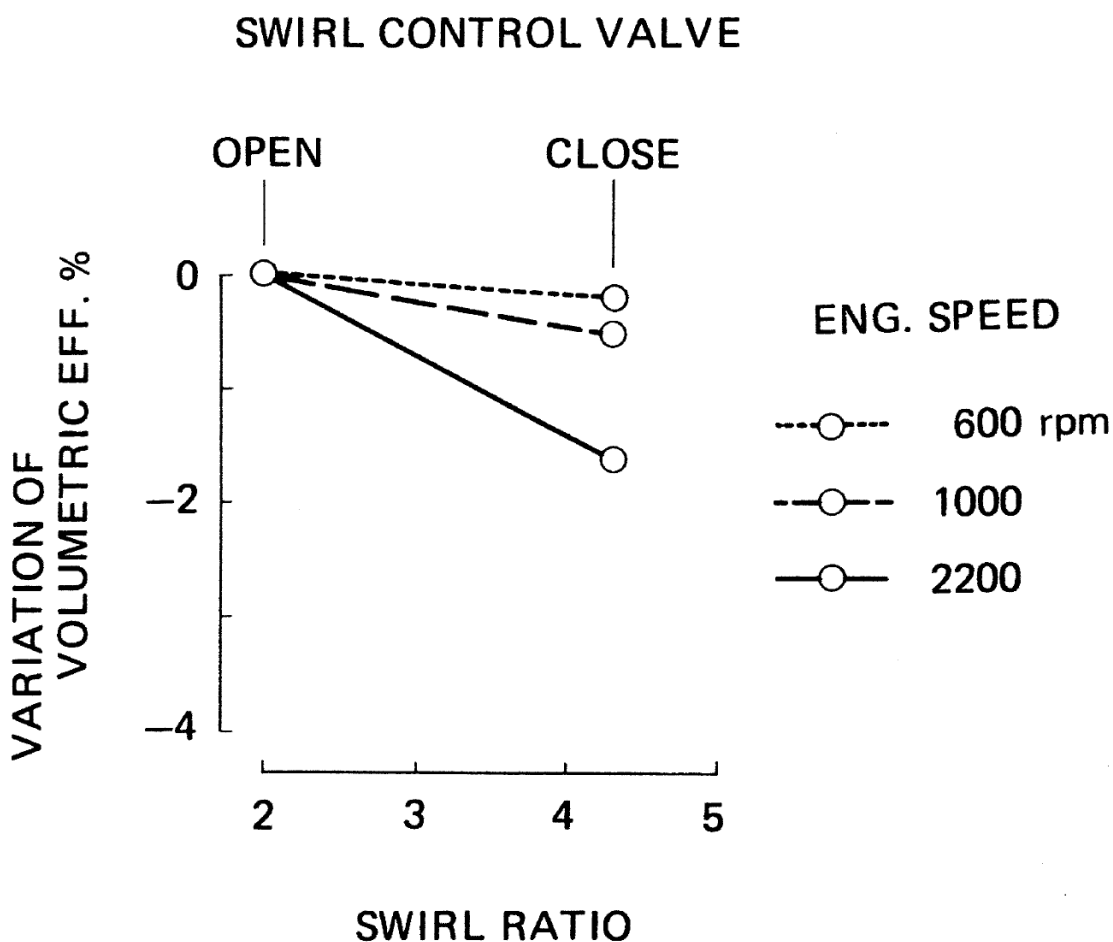


図2-11 副ポート方式スワール可変機構の実機エンジン体積効率

図2-12に副ポート方式スワール可変機構での吸気弁周囲からシリンダ内に流入する吸気流速と方向の実測結果を示す。破線が低スワールの場合であり、実線が高スワールの場合である。この副ポート方式スワール可変機構での吸気流入ベクトルの、低スワールと高スワール比の比較は、図2-2の逆スワールゾーンに対応する図2-12の吸気弁外周5,6,7,8点での差が大きい。即ち副ポート開閉が、効率的にシリンダへ入る吸気流入方向を変化させて逆スワール成分の増減を制御していることが分かる。

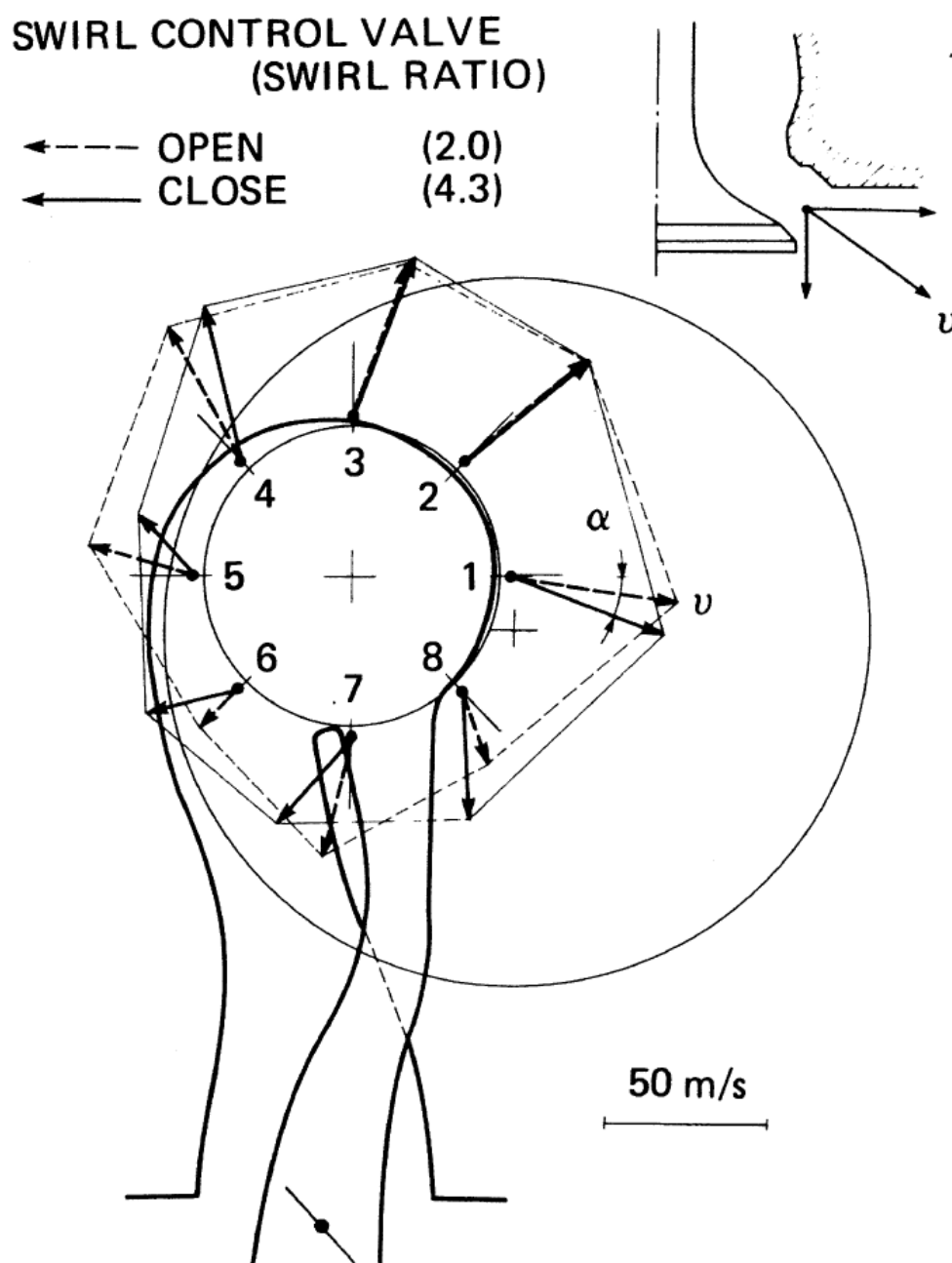


図2-12 副ポート方式スワール可変機構の吸気流入速度、方向分布

図2-13に副ポート方式スワール可変機構でのシリンダ内に流入する角度 β の実測結果を示す。破線の低スワールから実線の高スワール状態への変化を見ると、副ポート閉弁によって吸気流入ベクトル水平成分が吸気弁傘部全周にわたって増大している。これはスワール生成の基礎となる $v \sin \beta$ 成分の増大を意味する。それが、シュラウドバルブ方式の様にスワール増大を一部のゾーンで行うのではなく、吸気弁全周で一様に変化させていることが吸気流量係数低下を最小限に抑制出来ていることに繋がっている。以上の検討から、スワール可変機構を副ポート方式で纏め、実機性能試験に供試した。

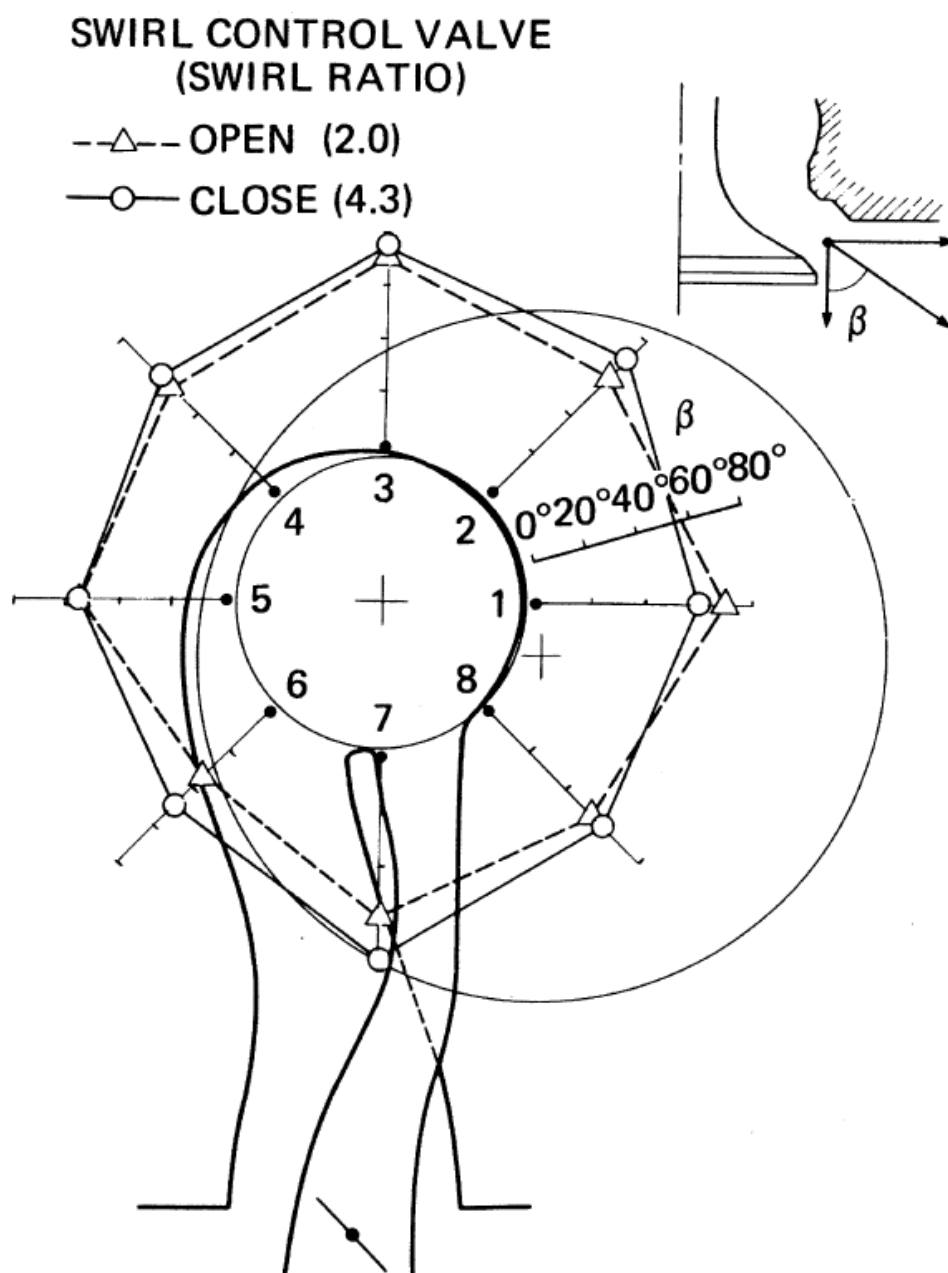


図2-13 副ポート方式スワール可変機構の吸気流入方向変化

2.3 スワールの最適化試験

2.3.1 スワール可変機構の同等性確認

通常の洗練されたスワール固定式のシリンダヘッドと同等の定常流性能を有するスワール可変機構が得られたので、実機6気筒エンジンに搭載しスワール変化試験を行った。エンジン性能向上のための空気側から見た燃料空気混合促進試験が、スワール比違いのシリンダヘッドを複数用意しエンジンに付け替えながら試験を繰り返すのではなく、スワール制御弁開度変更だけで効率的に詳細に行うことが可能になった。

表2-2に、実機性能試験エンジンの諸元を示す。G.V.W. 20t級のトラックに搭載されるインタークーラ付き過給6気筒エンジンである。スワール比は、元々は2.5で固定されていたものである。燃料噴射系はジャーク式P型噴射ポンプを搭載している。

表2-2 実機性能試験エンジン主要諸元

COMBUSTION TYPE	DIRECT INJECTION
ASPIRATION	TURBO CHARGED & INTERCOOLED
CYL. ARRANGEMENT	In-line 6
BORE x STROKE mm	130 x 140
DISPLACEMENT L	11.149
COMPRESSION RATIO	15.5:1
INJECTION TIMING	BTDC 12°
SWIRL RATIO	2.5
MAX. OUTPUT kW	221/2200 rpm
MAX. TORQUE Nm	1079/1400 rpm
BSFC g/kWh	201/1400 rpm

図2-14にスワール制御弁, 吸気マニホールドおよびシリンダヘッドのカットモデルを, 図2-15にスワール可変機構を装着したエンジン性能試験状況を, 図2-16にスワール可変機構によるスワール変化エンジン全負荷性能試験結果を示す. 可変機構によるスワール変化時のエンジン性能(黒丸)と, スワール比2.5の従来型吸気ポートのエンジン性能(白丸)を比較すると, スモークおよび正味燃料消費率(BSFC)とも, 全域で一致している.

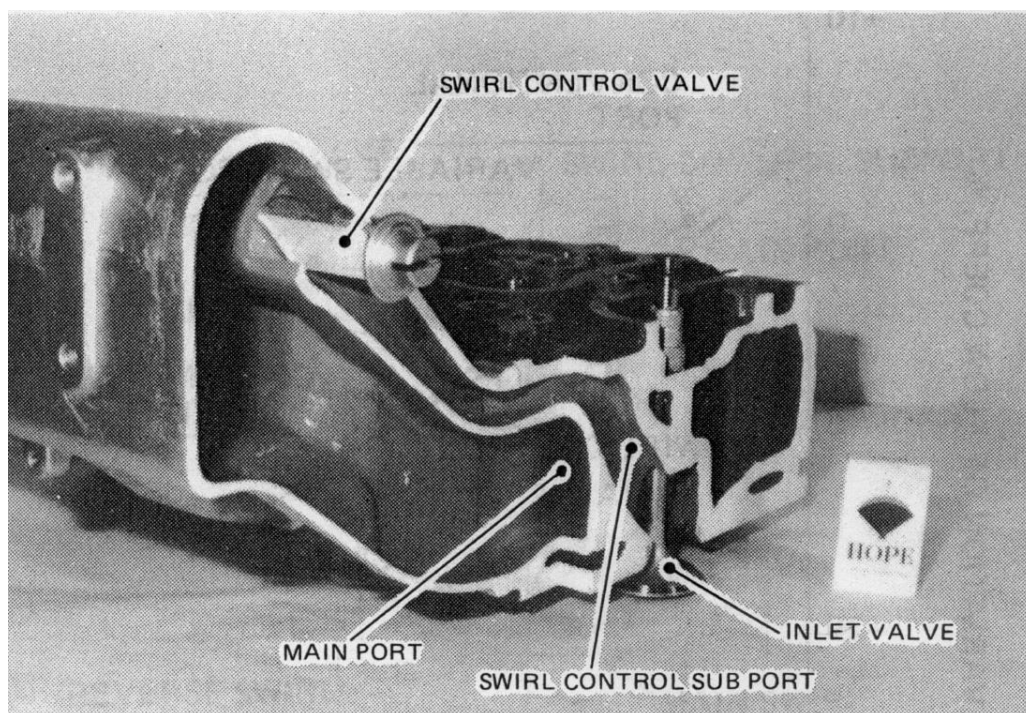


図2-14 スワール可変機構カットモデル

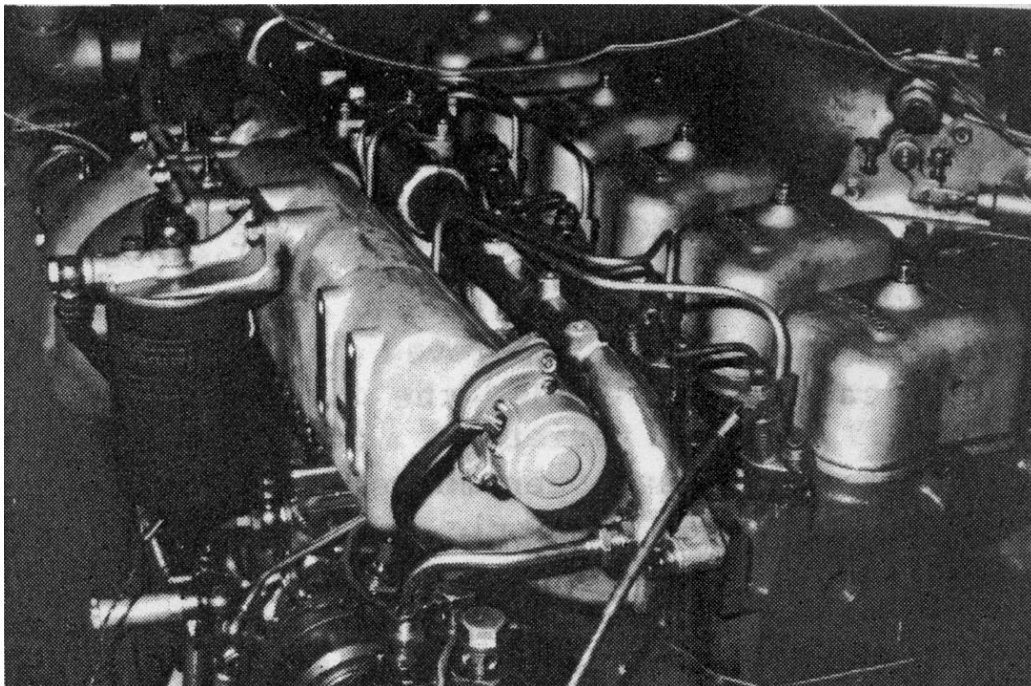


図 2-15 スワール可変機構による実機性能試験

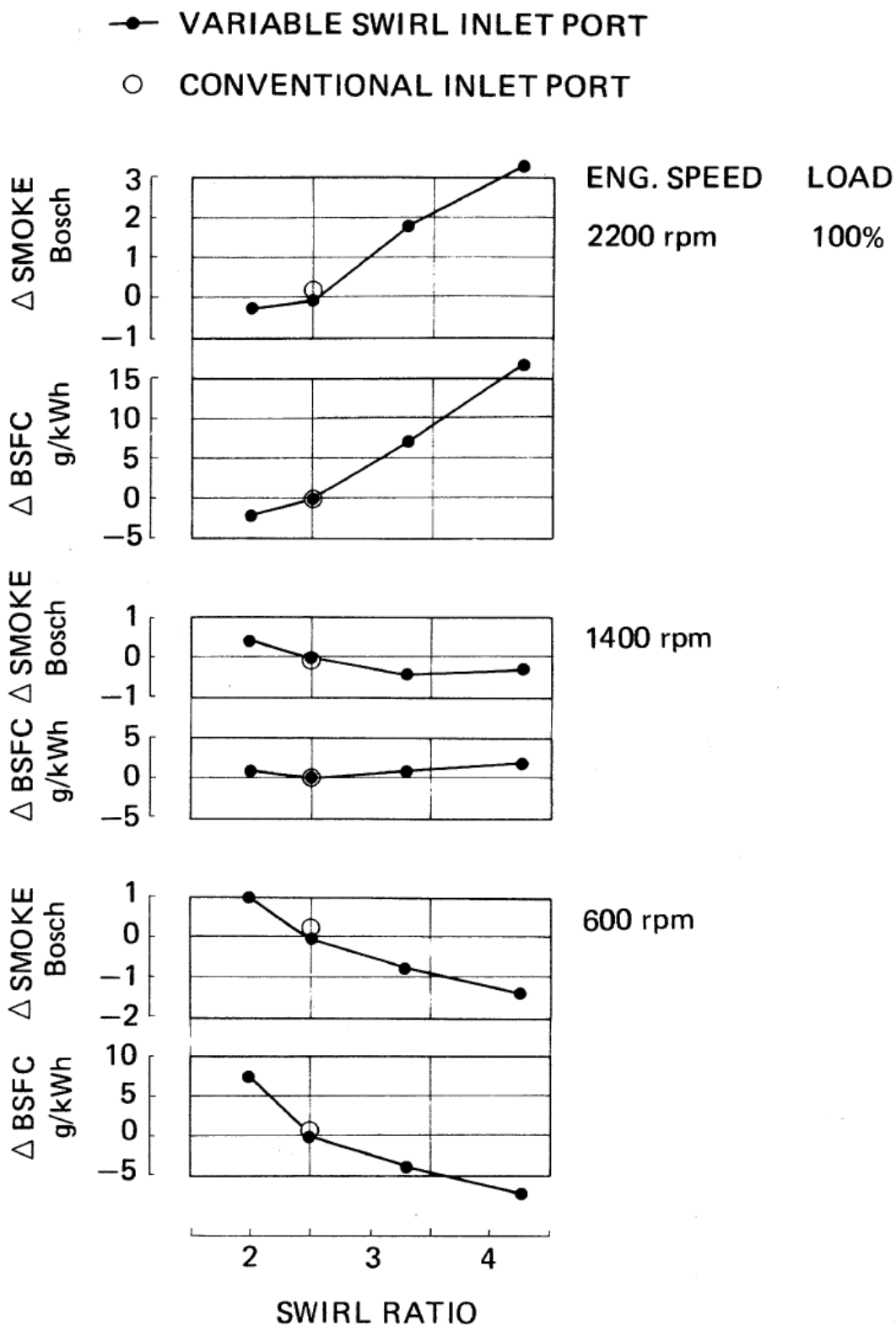


図 2-16 スワール可変機構によるエンジン全負荷性能スワール変化試験

図2-17に示すスワール変化NO_x排ガス試験結果でも、可変機構によるスワール変化時のエンジン性能（黒丸）と、スワール比2.5の従来型吸気ポートのエンジン性能（白丸）が一致しており、従来型シリンダヘッドとの同等性が確認された。これらにより、スワール可変機構によるスワール変化試験が、複数のスワール違いの従来型シリンダヘッドを順次載せ替えて行うスワール変化試験を完全に置き換えて、より効率的で高精度な実機性能確認を可能にすることが確認出来た。

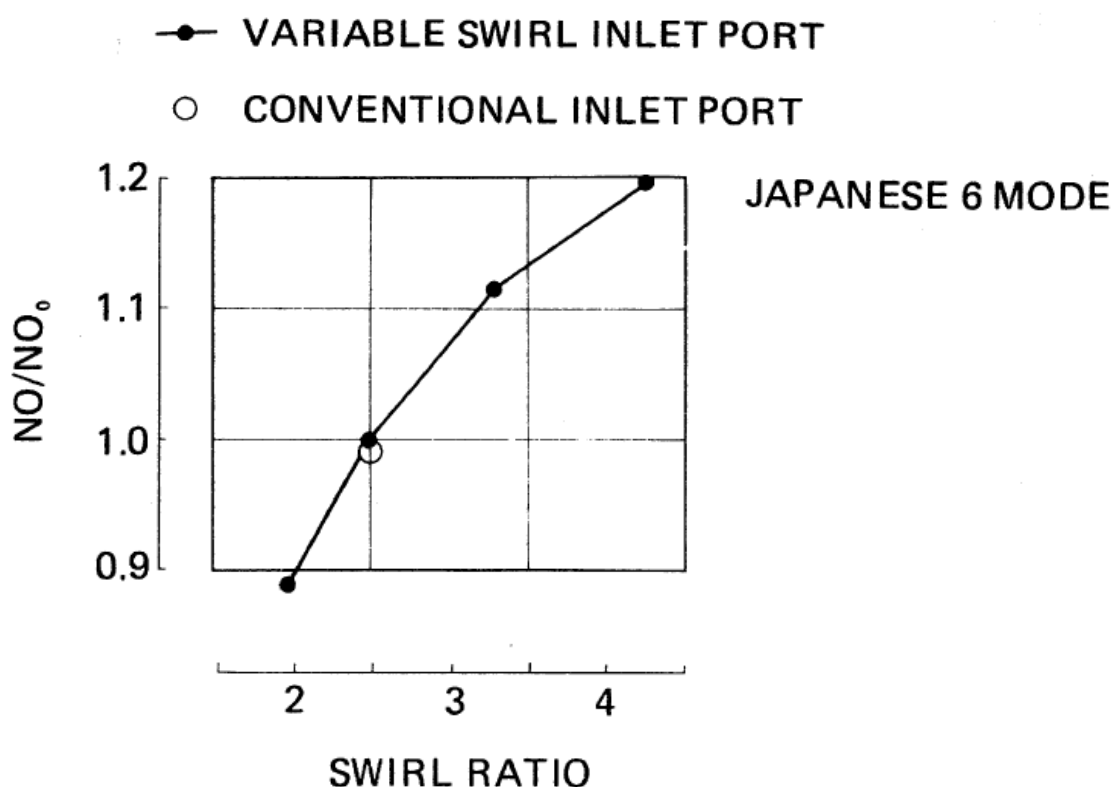


図2-17 スワール可変機構によるNO_x排ガス性能スワール変化試験

2.3.2 スワールによる空気燃料混合促進効果

副ポート方式スワール可変機構にて、スワールによる空気燃料混合促進試験を行った。まずエンジン全負荷性能試験で、エンジン低速、中速、高速時のスワールの混合促進効果を確認した。図2-16に結果を示す。燃費率が低下する仕様は同時にスモークも低下しており、最適なスワール比の特定は判断が容易である。ただし、最も燃費率とスモークを低減する最適なスワール比は、エンジン回転数に応じて顕著に異なり、高速時は最も低いスワール比2.0、低速時は最も高いスワール比4.3、中速時は中間のスワール比、と複雑な特性を示した。

続いて、エンジン部分負荷性能試験で、部分負荷でのスワールの混合促進効果を確認した。図2-18に低速1000rpmでの試験結果を示す。

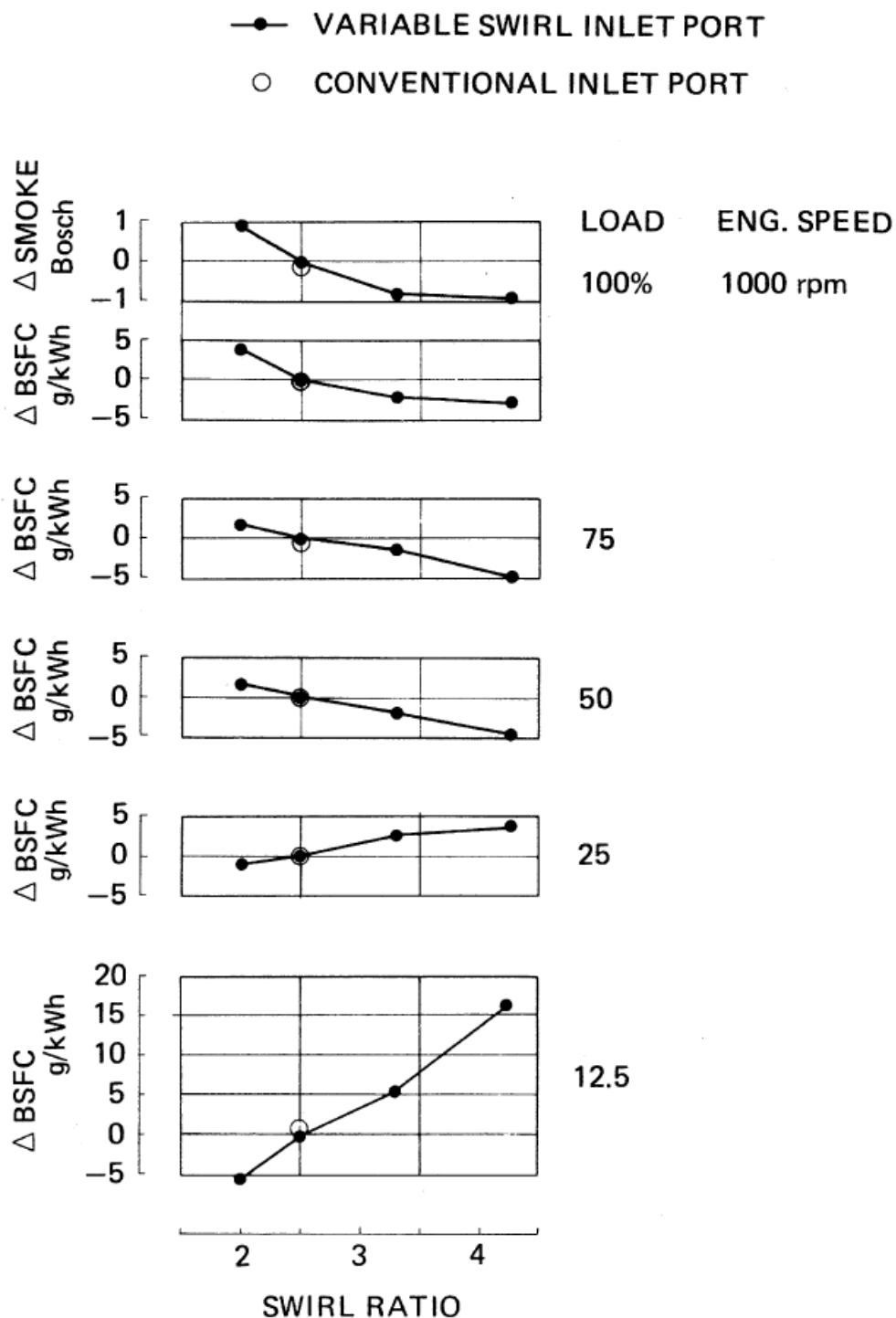


図 2—18 スワール可変機構によるエンジン部分負荷性能スワール変化試験

低速時部分負荷におけるスワール変化試験結果で、最低の燃費率を得るスワール比は、100%負荷では最も高いスワール4.3であり、この傾向は75%負荷、50%負荷でも変わらない。しかし25%負荷以下では、傾向が逆転して最も低いスワール2.0が最良となる複雑な特性を示した。一方、スモークについては負

荷を下げても、一律に高スワールの方が低下しており、燃費率の場合のようなエンジン負荷に応じて最適スワールが逆転する傾向は認められなかった。したがって、低速時の低負荷では高負荷の逆で、低スワール比の方が低燃費率を示すという現象は、空気燃料混合促進効果では説明が出来ず、他の要因、たとえば、冷却損失などに起因するものと考えられる。

高速時での部分負荷の燃費率は、高速時全負荷における傾向と同様に、最も低いスワール比が最適であった。

以上から各エンジン回転速度、各エンジン負荷によって、最良の燃費率を得る最適スワールを、下図2-19に整理した。エンジン低速時で高負荷では最も高いスワール比4.3が最適である。一方、そこから負荷を低下させる方向と、エンジン回転速度を上昇させる方向では、徐々に、最良の燃費率を得る最適スワール比が低下して行く特性が理解できる。最終的にエンジン高速時、およびエンジン低負荷域では、最適スワール比はどちらも最も低い2.0になっている。

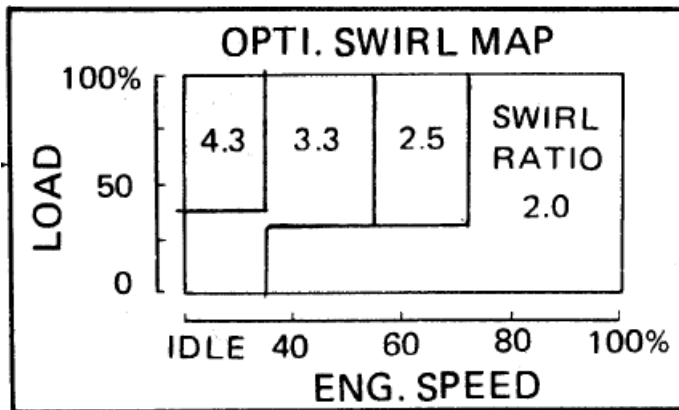


図2-19 エンジン燃費率における最適スワール比の分布

引き続き、NOx 排ガス性能に及ぼすスワールの空気燃料混合促進効果を試験した。既に、図2-17で6モード値 NOx 排ガス性能の結果が示されているが、各モード点でのスワールによる空気燃料混合促進効果を、燃費率の変化と共に、NOx 性能の変化との傾向で整理した。

図2-20にNOx 排ガス性能に及ぼすスワールの混合促進効果を示す。燃費率に対しては、最適なスワール比は上記の様に複雑に変化するが、NOx 排ガスに対しては単純な傾向で、スワールは高いほどNOx 排ガス値も高い。

視点を変えると、ポイントc, d, eの高速域および低負荷域では、低スワールによりNOx と燃費率が同時に低減している。緒論でも述べたようにディーゼル燃焼では一般にNOx と燃費率は背反関係にあるが、ここでは例外的に低スワールにより低NOx と低燃費率が同時に得られており、ディーゼル燃焼改善の一つのヒントになる。

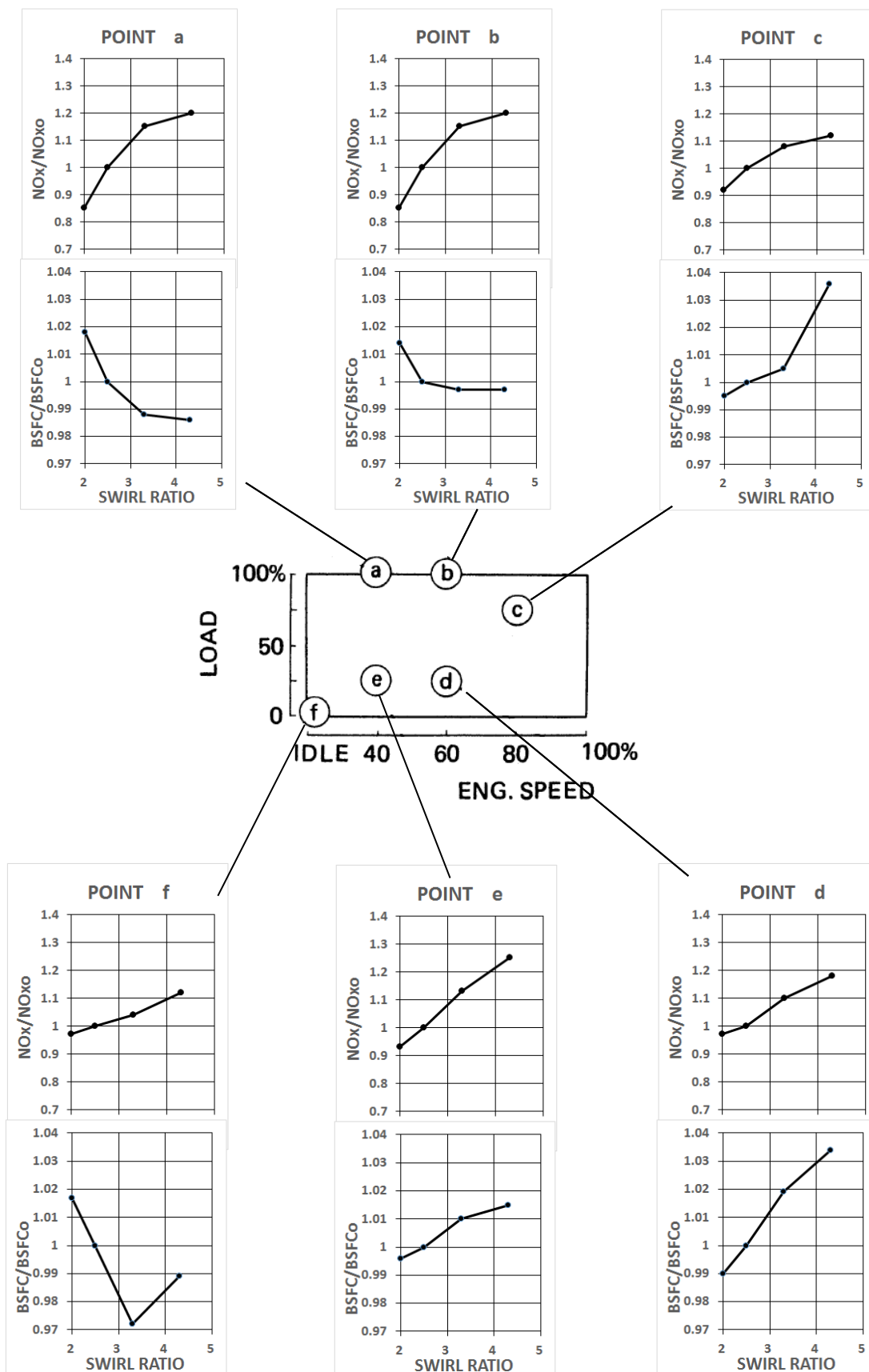


図 2-20 スワール可変機構による NOx 排ガス性能スワール変化試験

以上のエンジン性能の背後にある燃焼状況を調べるため、筒内圧解析を行った。図2-21にディーゼル燃焼の予混合燃焼および拡散燃焼の熱発生率ピーク値の比較を示す。エンジン高速時および低速時も、100%負荷および50%負荷も、全域で同じで高スワールほど熱発生率ピーク値は高く、スワールによる空気燃料混合促進仕事増大に比例している。スワールの影響がエンジン回転数によって逆転する燃費率特性のような複雑な傾向は見えない。

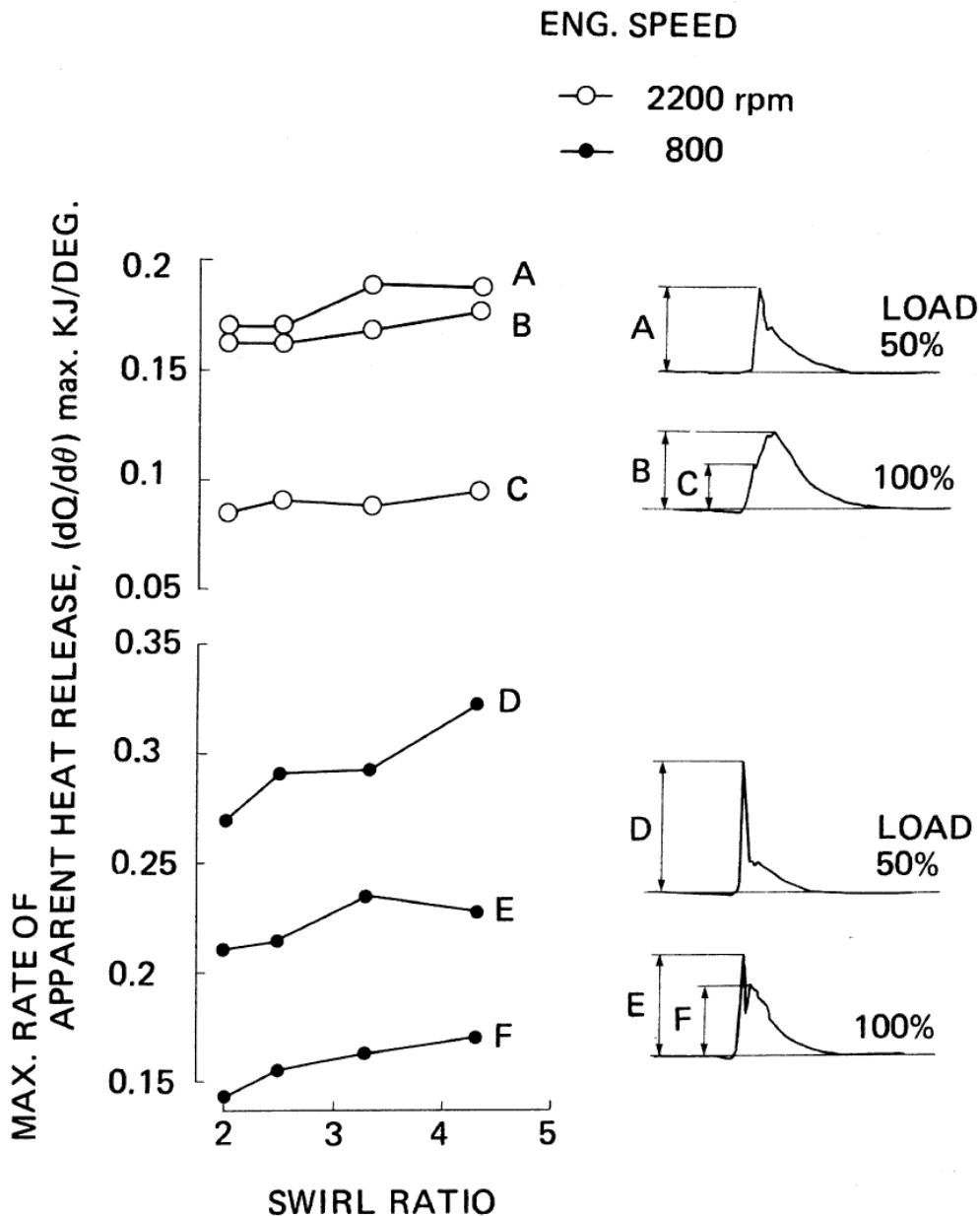


図2-21 熱発生率ピーク値に及ぼすスワールの効果

図2-22に0~95%燃焼期間に及ぼすスワールの効果を示す。高速時は100%負荷と50%負荷とも、スワールの混合促進効果によって燃焼期間が短縮する筈が逆に燃焼期間が伸長している。この現象は、前述した高速時はスワールが高いほど燃費率が増大していたことに対応している。
 エンジン低速時は100%負荷と50%負荷とも、スワールの混合促進効果で燃焼期間が短縮されている。これも図2-16, 20が示すように、低速時はスワールが高いほど燃費率が低下していたことに対応している。

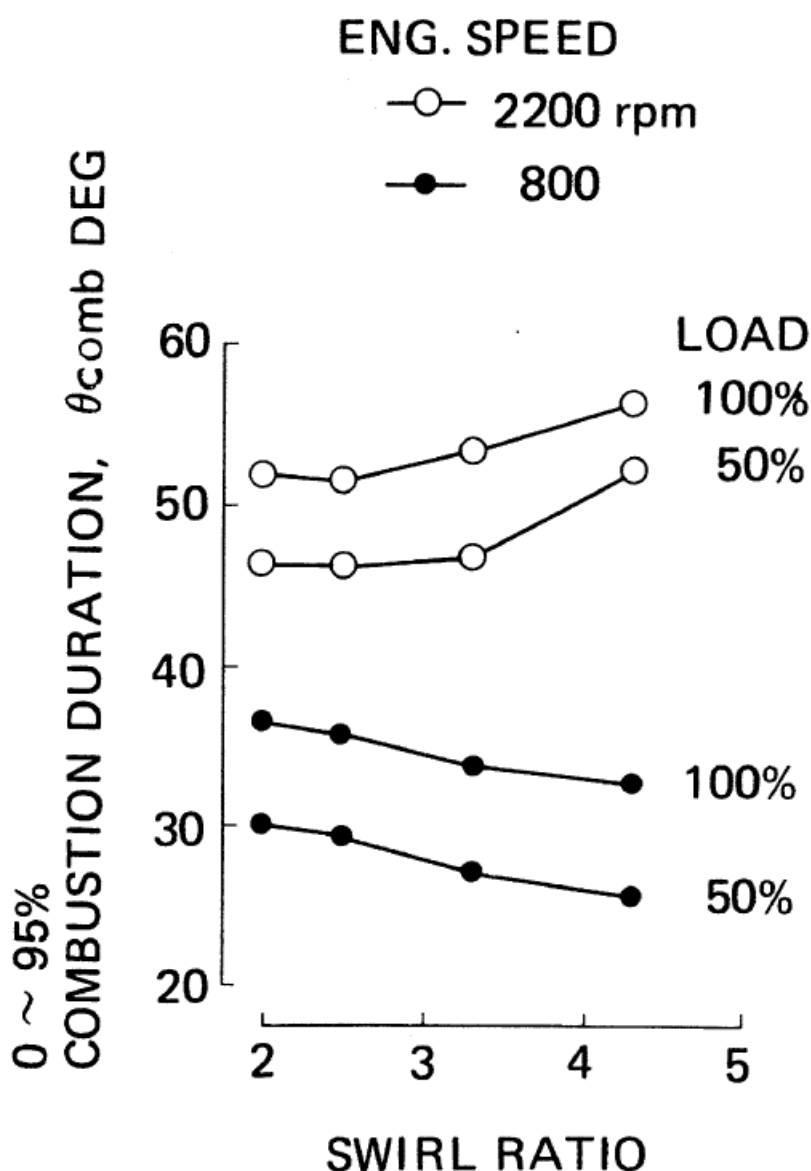


図2-22 0~95%燃焼期間に及ぼすスワールの効果

図2-23に積算熱発生量に及ぼすスワールの効果比較を示す。図2-22と類似の傾向で、エンジン高速時は100%負荷と50%負荷とも、スワールの混合促進効果で積算熱発生量が増大する筈が逆にスワール増大と共に減少している。これは、高速時はスワールが高いほど燃費率が増加していたことに対応している。エンジン低速時は100%負荷と50%負荷とも、スワールの混合促進効果で積算熱発生量が増加している。これも、低速時はスワールが高いほど燃費率が低下していたことに対応している。

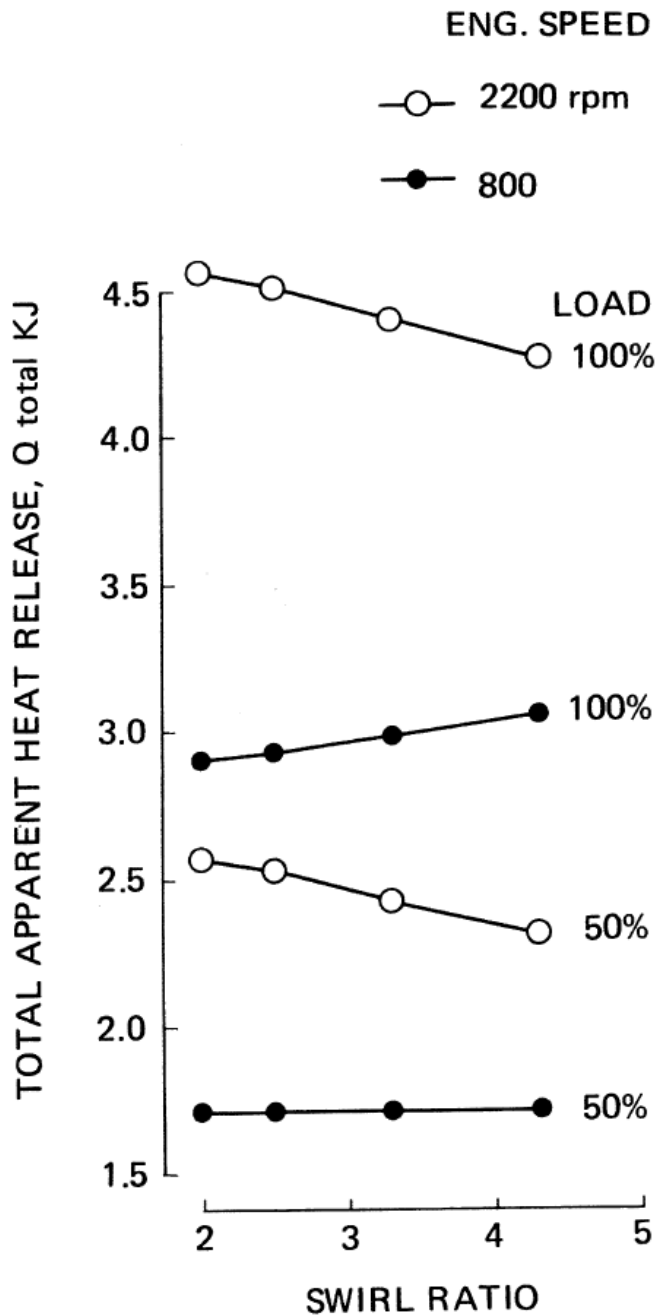


図2-23 積算熱発生量に及ぼすスワールの効果

2.4 スワールによる混合促進と冷却増大について

2.4.1 「最適化3要因考察法」について

前章での試験結果が示すように、空気による燃料との混合促進を意図してスワール強化でディーゼル燃焼性能向上を行う場合、従来の方法では、スワール値を例えば3ケース変化させ、各々の目的性能、例えば燃費率を計測する。その3つの燃費率値を比較すれば、燃費率を最小にする最適なスワール強さが判明し試験終了となる。実際には、関連する色々な他の評価試験でもこの最適スワールを確認して総合的に判断され、最終的に設計仕様が決定される。

しかし、最適値は背反する多要因のバランスで決まる。そのため周辺環境が変わると各要因間のバランスも変わり、再び初めから試験をして最適値を再度模索することになる。エンジンの性能向上や排ガス規制強化への対応のためにエンジンの設計仕様を見直す場合、エンジンの設定条件あるいは環境条件、例えばNO_x規制目標値などが大幅に変更になっているので、そのたびに最適値を模索し直すことになる。

従来の性能向上手法は、前述のように目的性能を最大にする何らかの最適値を選んで目的を達するものであった。それに対して、最適値を求めるだけでなく、その最適値を決めている要因、基本は2要因であるが、そのバランス関係まで把握しておく。更にバランス点を移動させる要因も含めた3要因を考察すること（ここでは以降「最適化3要因考察法」と呼ぶ）を提案する。それによって排ガス規制強化、低燃費化の進捗などで設定条件が変わった場合でも、予め最適バランスの方向が分かっているので再試験の負担が軽減できる。

一般に最適値とは、相反する2要因の平衡関係で生じる。着目する設計仕様をある方向に変化させていくと、それに従って目的性能が向上していくとすると、それは要因Aの観点で合理的な傾向と説明される。しかし、無限にその傾向が続くものではなく設計仕様の値があるところまで来ると、目的性能は逆戻りし始める。それは要因Aとは背反する関係にある要因Bのためであると説明される。即ち、目的性能値は、要因Aと要因Bの間のバランスで最良の性能が得られる。

図2-24に、最適化曲線と、相反する2要因A、Bの平衡関係を示す。今回のスワールによる空気燃料混合促進試験でも、目的性能の燃費率を最適にする設計仕様であるスワールが、互いに背反する要因Aと要因Bの平衡で決まっていると考えられる。

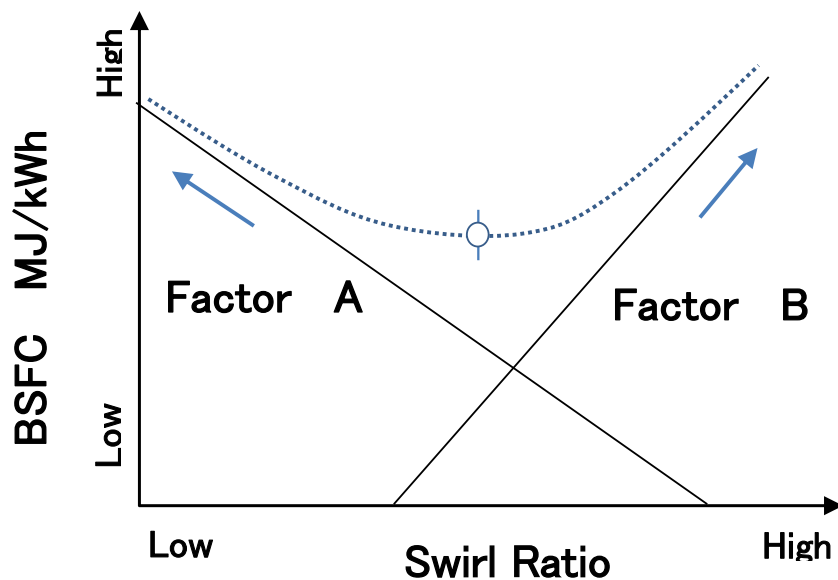


図 2-24 最適化曲線とその背後にある 2 要因 A, B の平衡関係

2. 4. 2. 全負荷スワール試験への「最適化 3 要因考察法」の適用

今回の、スワールによる空気燃料混合促進による性能向上試験例において、図 2-24 の要因 A と要因 B を明らかにする。更に設計条件や環境条件が変化したとき、それを要因 C として、要因 A あるいは要因 B が要因 C によってどのように影響を受けるかも考える。

図2-24の目的性能BSFC(正味燃費率)のスワール最適化曲線は、エンジン全負荷性能に関しては図2-16に、エンジン部分負荷性能に関しては図2-18に、6モードNO_xに関しては図2-17に、それぞれ示されている。しかし、これらはそのままでは整理が難しい、即ち問題点として、

- (1) 2要因A, Bを考察するには、図2-24の模式図のように下に凸の曲線で整理する必要があるが、実際には、単調減少曲線である場合も多く、その場合は2要因の平衡関係を見出すのが難しい。
- (2) 単調減少曲線にも右上がり、左上がりの場合があつて、また下に凸な曲線の例もあり、それらがエンジン運転条件で複雑に変化している。

そこで、まず全負荷性能のスワール最適化曲線の統合を検討する。図2-25に手順を示す。図2-25で、エンジン高負荷における燃費率に対するスワール最適化曲線が、高速では左下がり(実線)、中速では下に凸(破線)、低速では右下がり(点線)であるが、それぞれの傾向を切り出す(図の中段)。次に、基本的な最適化曲線である下に凸の曲線の何処に、各々が当て嵌まるかを考えてみる(図2-25の下段)。

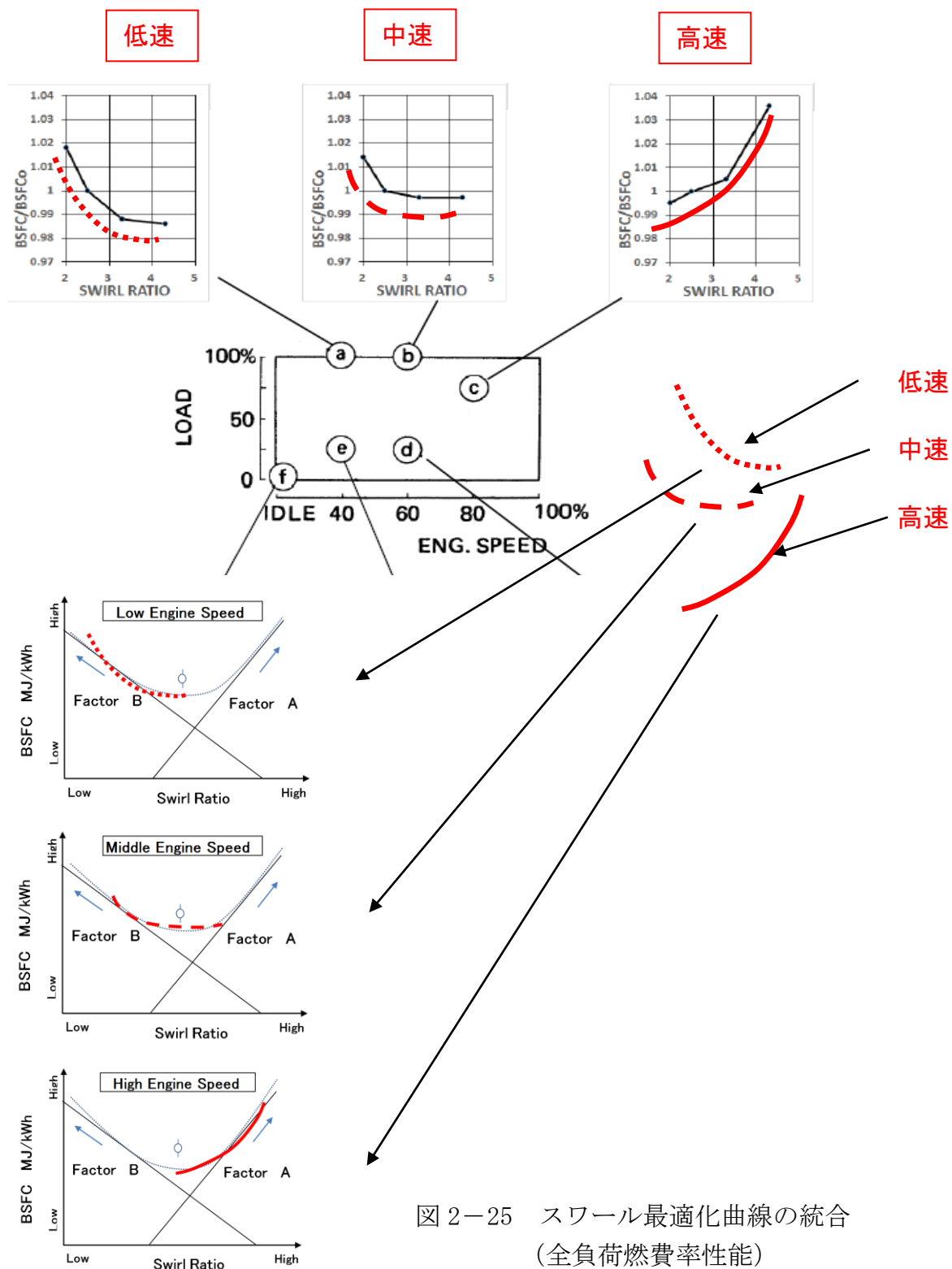


図 2-25 スワール最適化曲線の統合 (全負荷燃費率性能)

その3つの曲線を持ち寄って横軸のスワールを揃えることで、最終的に下図2-26のように高速、中速、低速の各々のスワール最適化曲線を一つに統合したスワール最適化曲線が得られる。

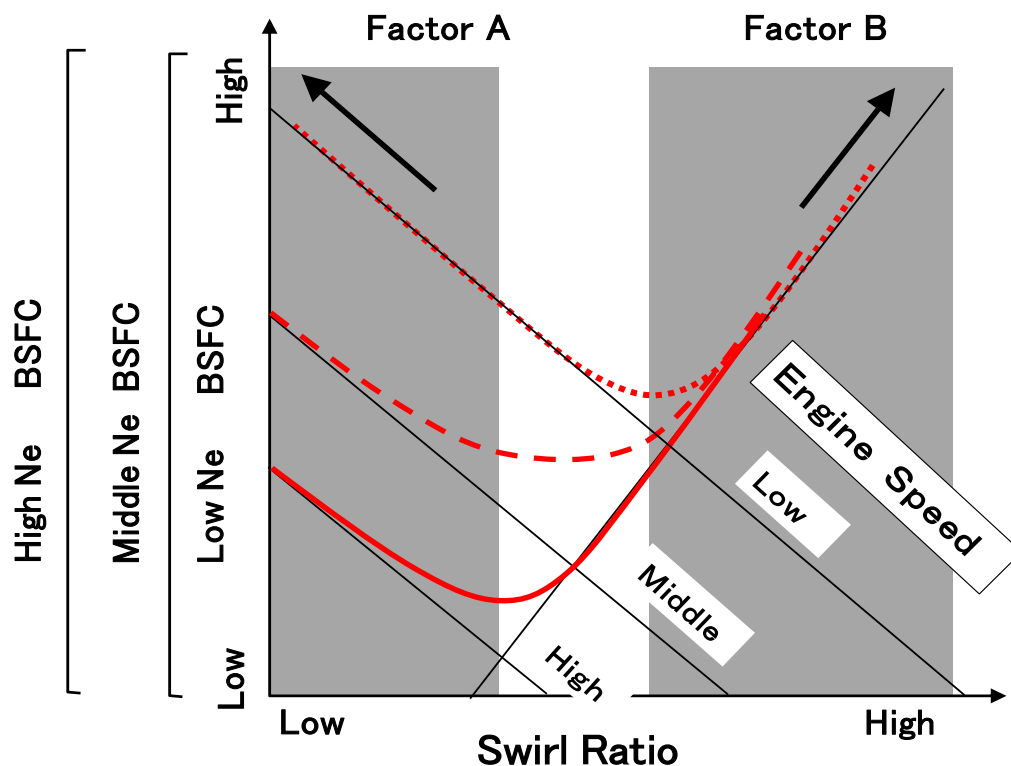


図2-26 統合された高速、中速、低速のスワール最適化曲線
(全負荷燃費率性能)

この最適スワール曲線の統合によって、図2-25上段の傾向は、

- (1) スワールに対する燃費率の傾向は、いずれも下に凸の曲線であり、
- (2) エンジン高速、中速、低速の各々で、最適値が順にずれている
- (3) それらを、あるスワール変化範囲で切り出して、単独に評価していたことが分かる。

次に、この統合されたスワール最適化曲線で、背景にある2要因を考察する。

- (1) 図2-20のNO_x排ガス特性から、スワール増大はあらゆるエンジン回転速度、負荷において、常にNO_xを増大させている
- (2) 図2-21熱発生率波形から、スワール増大があらゆるエンジン回転速度、負荷において、熱発生率ピーク値を増大させている

以上のことから、スワールは、燃焼初期段階で空気燃料混合を促進し燃焼を加速していることが分かる。これが要因Aに相当する。

一方、

- (1) 図2-22の燃焼期間比較、および図2-23の積算熱発生量比較から、高速では、100%負荷、50%負荷とも、スワール増大によって燃焼期間が延び、積算熱発生量が減少している、
- (2) (1)の傾向に対して、図2-21の燃焼初期の特性では、高速の100%負荷、50%負荷は共にスワール増大により燃焼促進されていたわけであり、差し引きすると(1)のスワール増大による燃焼悪化の傾向は燃焼後半に生じている現象に起因するものと理解される。燃料噴射が終了した燃焼後半では、スワールは火炎を無駄に旋回させるだけの形になり、却って燃焼を冷却し燃焼を遅らせていると考えられる。

この燃焼冷却が、要因Bに相当する。

図2-27に、スワールのディーゼル燃焼に及ぼす影響を模式的に示した。ディーゼル燃焼を燃料噴射中の前半と、燃料噴射終了後の後半に分けて考えると、スワールは、燃焼前半では半径方向に進行する燃料噴霧と周方向に旋回するスワールが互いに直交するため、スワールによる横風効果で燃料噴霧および着火後の噴霧火炎に新気を供給し燃料と空気の攪拌混合も促進する。しかし、燃焼後半では、火炎の半径方向の流動は殆ど停止しておりスワールによる横風効果は期待できない。燃焼後半の火炎は、全体的なスワール流動よりも、局所的な空気乱れによって空気と燃料の混合が促進されているものと考えられる。

一方、スワールによる火炎の筒内旋回運動は、燃焼空間壁面との速度差を増大させ低温である壁面への冷却を促進する。冷却によって燃焼温度が低下し、燃焼速度の遅延が生じる。前述のように、高速の100%負荷、50%負荷において図2-22に示す燃焼期間が顕著に伸びており、図2-23に示す積算熱発生量も顕著に減少しており、上記の推論を裏付けている。

以上のように、スワールにはディーゼル燃焼、更には燃費率に対して、プラスの効果とマイナスの効果があり、燃費率に対するスワール最適化曲線の2要因A、Bの原因になっていると考察できる。

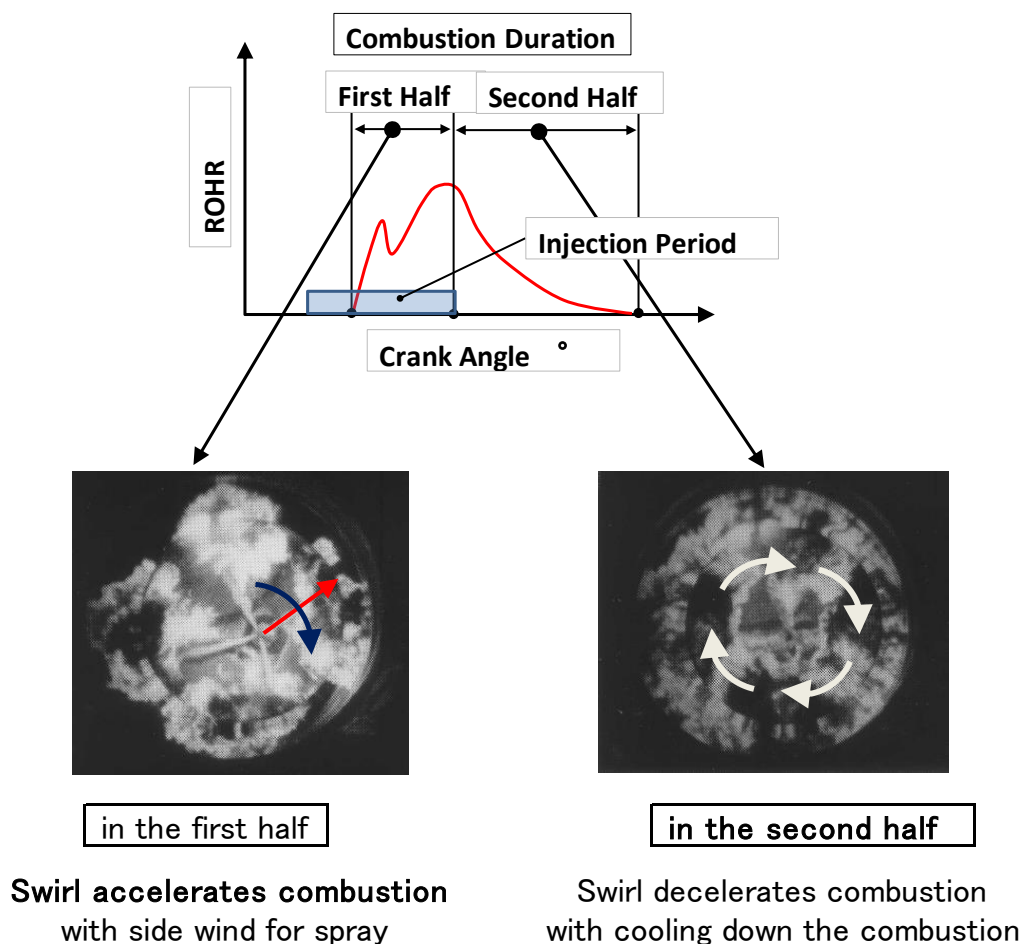


図 2-27 スワールのディーゼル燃焼に及ぼす影響

次に、図 2-26 の最適化曲線で、エンジン高速、中速、低速時で、スワールの最適値が順にずれることについて考察する。燃料空気混合を促進する空気流動は、スワールの他に、局所的な空気乱れがある。後者は吸気に伴う吸気乱れ、あるいはピストン燃焼室縁で生じる正、逆スキッシュ流がある。これらは、ピストン速度と共に単調増加すると考えられる^{11) 12)}。従ってエンジン低速では局所的空気乱れの強度が弱く、その強度不足をスワールが補って全体として空気流動による燃料空気混合促進が最適であるとする。中速、更に高速では局所的空気乱れが増大する分、スワールによる混合促進のプラス効果は減少し冷却によるマイナス効果が増大することになる。このためエンジン高速、中速、低速の順にスワールの最適値が順にずれているものと考えられる。これらの局所的空気乱れ量が要因 C に相当する。

以上の考察から、統合されたスワール最適化曲線（全負荷燃費率性能）の最終版をまとめ、図2-28に示す。

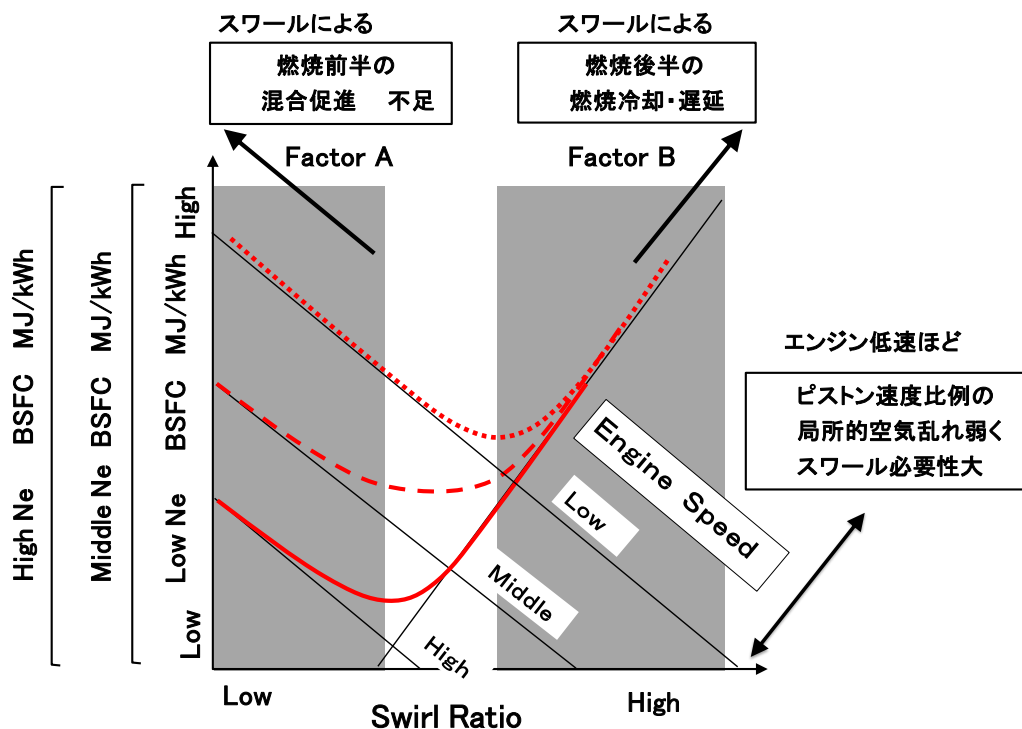


図2-28 統合された高速、中速、低速のスワール最適化曲線
（全負荷燃費率性能 最終版）

2. 4. 3. 部分負荷スワール試験への「最適化3要因考察法」の適用

次に、エンジン部分負荷性能のスワール最適化曲線について考察する。部分負荷のスワール最適化曲線も図2-18に示されるように、高負荷では左上がり曲線であり、低負荷では逆に右上がり曲線に変化し、統一的な全体傾向が把握し難い。まず始めに、これらの傾向の統合を検討する。

図2-29に部分負荷スワール最適化特性の統合手順を示す。図中に示すように、高負荷、中負荷、低負荷のそれぞれの傾向を切り出し、次に、基本的な最適化曲線である下に凸の曲線の何処に、各々が当て嵌まるかを考えてみる（図2-29の下段）。

その3つの曲線を持ち寄って横軸のスワールを揃えることで、最終的に図2-30のように高負荷、中負荷、低負荷の各々のスワール最適化曲線を一つに統合したスワール最適化曲線が得られる。

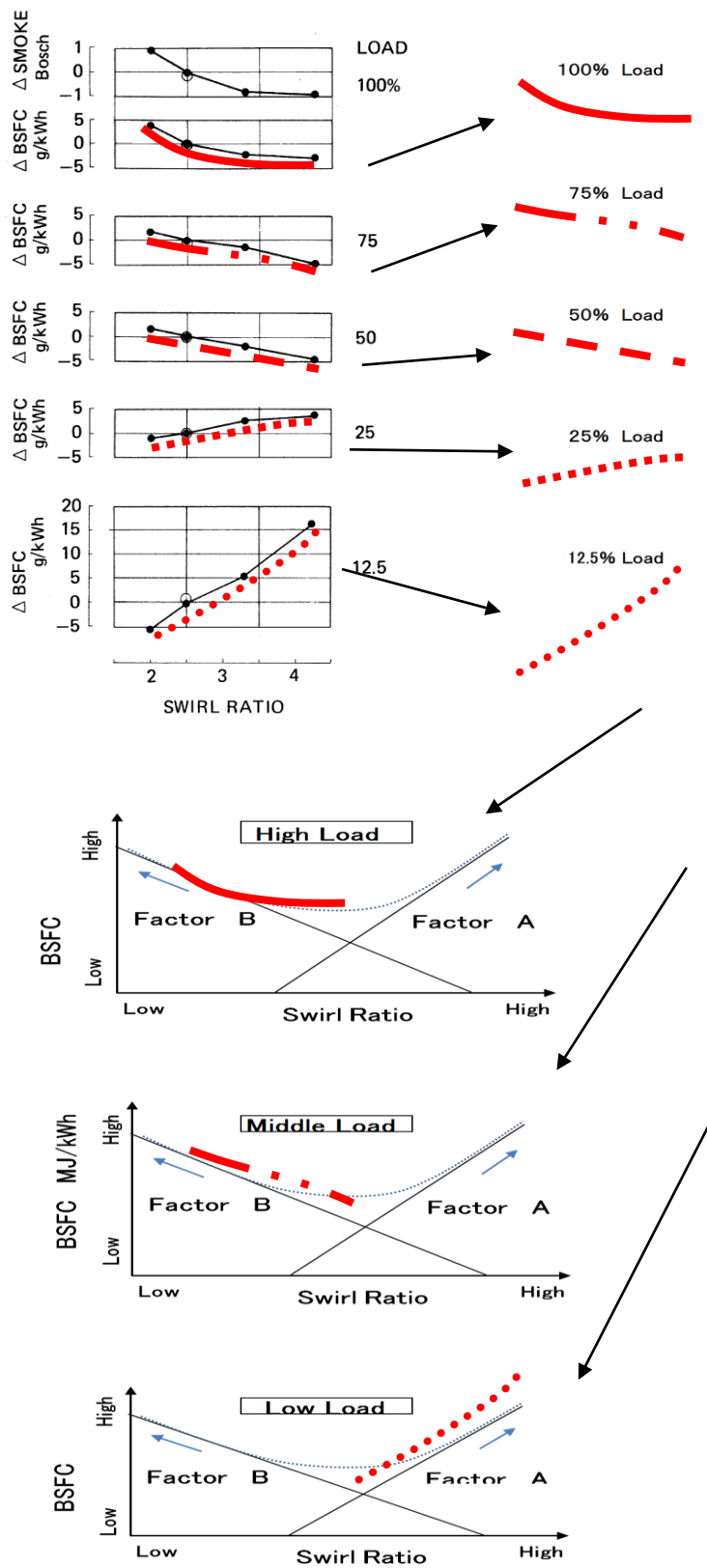


図 2-29 部分負荷に於けるスワール最適化曲線の統合

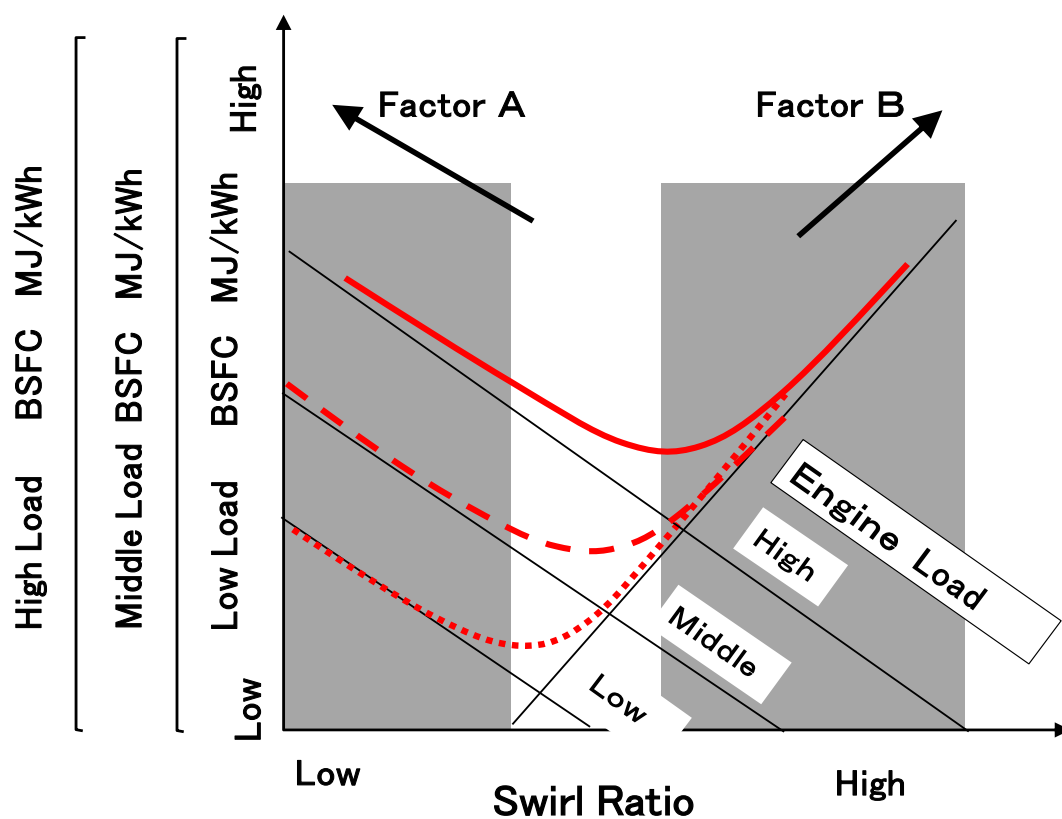


図 2-30 統合された高負荷，中負荷，低負荷のスワール最適化曲線
(部分負荷燃費率性能)

この部分負荷における最適スワール曲線の統合によって，図 2-18 の高負荷と低負荷で傾向が逆転する特性は，

- (1) スワールに対する燃費率の傾向は，いずれも下に凸の曲線であり，
- (2) エンジン高，中，低負荷の各々で，最適値が順にずれる関係にあり
- (3) それらを，あるスワール変化範囲で切り出して，単独に評価していたことによるものと理解できる。

次に，この統合された部分負荷のスワール最適化曲線の背景にある 2 要因を考察する。全負荷の場合と多くの部分は同様であって，

- (1) 図 2-20 の NO_x 排ガス特性から，スワール増大はあらゆるエンジン回転速度，負荷において，常に NO_x を増大させている

(2) 図2-21の熱発生率波形から、スワール増大があらゆるエンジン回転速度、負荷において、常に熱発生率ピーク値を増大させている、以上のことから、スワールは、少なくとも燃焼前半では空気と燃料の混合を大きく促進していることが分かる。これが要因Aに相当する。

一方、

- (1) 図2-22の燃焼期間比較、および図2-23の積算熱発生量比較から、高速では、100%負荷、50%負荷とも、スワール増大によって燃焼期間が延び、積算熱発生量が減少している、
- (2) ディーゼル燃焼を、燃料噴射を伴う前半と燃料噴射終了後の後半に分けて考える必要があつて、燃焼前半ではスワールはあらゆるエンジン回転数、負荷で促進効果があるが、燃焼後半のように燃料噴射が終了している状況では、スワールは却って燃焼を冷却し燃焼を遅延させる
- (3) このスワール過剰時の燃焼冷却、燃焼阻害は、燃料噴射期間が短く噴射終了後の燃焼後半が相対的に大きな割合を占めるエンジン低負荷域で顕在化すると考えられる

以上から、この燃焼冷却が、スワールが過大な場合に燃費率を増大させる要因Bに相当すると考えられる。

図2-31に最終的なスワール最適化曲線（部分負荷燃費率性能）をまとめる。正味燃費率BSFCにおけるスワール最適化曲線の要因Aは、スワールによる燃焼前半の燃料空気混合促進仕事増大であり、矢印の方向からこの場合は「その不足」との表現になる。要因Bは、燃焼後半で燃料噴射が終了し単に燃焼域がスワールで回転しているだけの段階でのスワールによる燃焼の冷却およびその結果、燃焼が遅延する損失になる。

図2-31の最適化曲線で、エンジン高負荷、中負荷、低負荷で要因Aの線がシフトする理由は、高負荷ほど燃料噴射期間が長く燃焼後半の割合が相対的に少ないので、燃焼後半のスワールによる冷却のマイナス効果が少なく、低負荷程、燃料噴射期間が短く燃焼後半の割合が相対的に長いため、スワールによる冷却のマイナス効果が大きくなるためと考えられる。この燃焼前半、後半の比率が要因Cに相当する。

以上、本章の結果をまとめると、

- (1) スワールの燃料空気混合促進による熱効率への影響は、エンジンの高速/低速、あるいは、高負荷/低負荷で傾向がまちまちであるが、各々の傾向が一本の最適化曲線のどこに当て嵌まるかを検討することで、統合することが出来、エンジン回転数の影響、あるいはエンジン負荷の影響をその最適化曲線の中に組み入れることが出来る。
- (2) スワールの燃料空気混合促進による熱効率向上効果は、全燃焼期間

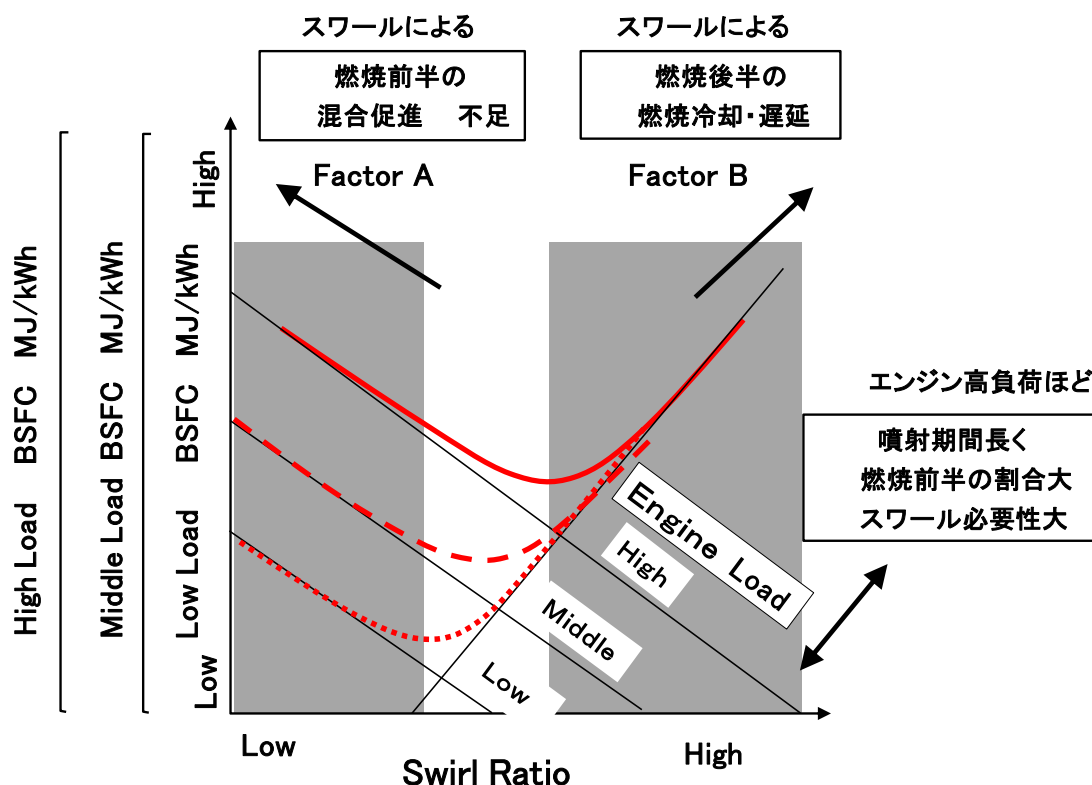


図 2-31 統合された高負荷，中負荷，低負荷のスワール最適化曲線
(部分負荷燃費率性能 最終版)

の内，前半と後半で効果が逆転している．即ち燃料噴射継続中の燃焼期間前半は，燃料噴霧が進行しているのでスワールによる横風効果による燃料空気の混合を促進し，この間の燃焼加速，熱効率向上と NOx 増大を与える．

- (3) しかし，燃料噴射が終了した燃焼期間後半では，噴霧火炎は旋回しているだけでスワールによる混合促進効果は無く，却って燃焼を冷却し燃焼を遅延，熱効率を低下させている．
- (4) 熱効率を最も向上させる最適スワールは，以上のことからスワールによる燃料空気混合促進のプラス効果と燃焼冷却，燃焼遅延のマイナス効果の平衡で決まることが分かった．
- (5) エンジン高速時は，ピストン速度に比例して増大する局所的空気乱れが十分に存在するので，スワールによる混合促進効果はむしろ過剰になる．火炎冷却のマイナス面が大きくなっているため低スワールが最適となる．

- (6) エンジン低負荷では、燃料噴射期間が短いので全燃焼期間の内の燃焼後半割合が相対的に大きく、スワールによる冷却のマイナス面が大きくなっている。従って低スワールが最適となる。
- (7) 以上から、環境対応型ディーゼルエンジンとしてNO_x低減を更に進めるためには、基本的にスワールは最小限まで低減して低NO_xとし、中速、高速時と中負荷、低負荷時の熱効率向上も同時に達成することが得策となる。低スワール時の課題は低速高負荷のスモーク増大と熱効率低下だけであり、それらは別手段で例えば、第3章で取り上げる高圧燃料噴射で対策すれば良い。
- (8) これらの知見は、従来のようなスワール最適値の確認だけで終了するのではなく、スワール最適曲線を構成する要因A, 要因Bが何であるか、エンジン速度、負荷によって最適値を移動させる要因Cは何か、を考察することで得られ、この最適化3要因考察法が有効であることが確認出来た。

2.5 参考文献

- 1) Variable Swirl Inlet System and Its Effect on Diesel Performance and Emissions, T. Shimada, K. Sakai and S. Kurihara
SAE Paper 861185
- 2) ヤマハインダクションコントロールシステム, 自動車工学'80年11月号
- 3) SCV (スワールコントロールバルブ) 付きヘリカルポートの燃焼特性と性能におよぼす効果: 奥村ほか 自技会学術講演会前肩集 832
- 4) Development and application of a fully machined helical Inlet port for high speed DI engines, G. D. PARTINGTON, I Mech. E 1982 C121/82
- 5) Development Status of a Small Direct-Injection Diesel Engine at Isuzu, S. Ishida, et al. SAE Paper 850068
- 6) 4弁小型高速DIディーゼルエンジンの可変吸気ポートに関する研究: 川島, 小川, 松井 日本機械学会論文集 (B編) 63巻614号(1997-10)
- 7) Steady and Unsteady Airflow through the Intake Valve of a Reciprocating Engine, A. F. Bicen, C. Vafidis and J. H. Whitelaw, ASME Trans., Fluids Engng, vol,107, pp.413-420, 1985
- 8) Flow Visualization Study of the Intake Process of an Internal Combustion Engine, A. Ekchian, and D. P. Hoult, SAE Paper 790095, SAE Trans., vol.88, 1979
- 9) Air Motion and Combustion in Direct Injection Diesel Engines, M. Ikegami, T. Mitsuda, K. Kawatchi and T. Fujikawa, JARI technical memorandum no. 2. pp.231-245, 1971
- 10) Internal Combustion Engine Fundamentals, J. B. Heywood McGraw-Hill pp. 326-353
- 11) Comparison of Window, Smoothed-Ensemble, and Cycle-by-Cycle Data Reduction Techniques for Laser Doppler Anemometer Measurements of In-Cylinder Velocity, R. B. Rask, T. Morel, R. P. Lohmann, and J. M. Rackly, Fluid Mechanics of Combustion Systems, pp.11-20, ASME, New York, 1981
- 12) Laser Doppler Velocimetry Measurements in Valved and Ported Engines, T. M. Liou, M. Hall, D. A. Santavicca and F. V. Bracco, SAE Paper 840375, SAE Trans., vol.93, 1984

第3章 燃料による空気との混合促進

- 3. 1 はじめに
- 3. 2 筒内燃料噴霧の観察研究
- 3. 3 高圧噴射とノズル噴孔径の最適化試験
- 3. 4 高圧噴射による問題点と対策
- 3. 5 小ノズル噴孔による混合促進と期間長期化について
- 3. 6 第2章「空気による燃料との混合促進」との連携
- 3. 7 参考文献

第3章 燃料による空気との混合促進

3.1 はじめに

環境に配慮した低排ガス、低燃費は現在のディーゼルエンジンに課せられた最重要課題であり、その低減の要求は年々厳しくなる一方である。しかし、低排ガスと低燃費は一般に背反関係にある。低排ガスの中でも低NO_xはディーゼル燃焼の低温化で得られる。反対に低燃費すなわち高熱効率、ディーゼル燃焼の高温化で得られるからである。更に低排ガスの中でも低スモークは、低NO_x化手法の逆で高温燃焼によって得られる。従って、スモーク低減とNO_x低減も背反関係にある。

これらの背反する低排ガス、中でも低NO_xと低スモークの両立、と低燃費の両立を図るため、直噴式ディーゼルエンジンでは燃料噴射圧を増大させることは主要な対策手法の一つとして採用されている。しかし、燃料噴射特性と排出ガス及び燃費性能との関連は、必ずしも充分解明されているとは言い難かった。例えば適正な燃料噴射圧力、および燃料噴射期間のあり方なども従来からの延長線上の考え方で、燃料噴射圧は高いほど望ましく、燃料噴射期間は短いほど燃焼期間も短縮されるはずで望ましい、等と考えられる例が多かった。ここでは、以上のように環境対応の観点から、まずディーゼル燃焼の基礎である燃料噴霧を観察し、次いで高圧燃料噴射装置を使用して燃料噴射圧とエンジン性能の関係を調べ、ディーゼルエンジンの性能向上を行った。その過程を通して「燃料による空気との混合促進による性能向上手法」を研究した¹⁾。

3. 2 筒内燃料噴霧の観察研究

3. 2. 1 筒内燃料噴霧の観察

始めにディーゼル燃焼改善の手掛かりを得るために燃料噴霧の研究を行った。既に多くの燃料噴霧観察研究が精力的に行われ多くの重要な知見が得られているが、高圧容器内および急速圧縮装置内の燃料噴霧観察研究例が多く、また実機エンジンでの研究例であっても我々の実機エンジン諸元、燃焼系諸元との差異が無視できない等の面もあった^{2) 3) 4) 5)}。従って、最終的に自分たちが性能改善の対象とする実機エンジン仕様で、その燃料噴霧挙動を観察することを研究目的とした。

まず大気圧下での噴霧特性（粒径，拡がり，到達距離など）を調べ，さらに実際により近い状態の噴霧を知る必要性から，エンジンに N₂ ガスを吸気させ非燃焼筒内噴霧の観察を試みた。表 3. 1 に試験エンジンの諸元を示す。

表 3. 1 筒内噴霧観察用単気筒エンジン諸元

BORE	φ130
STROKE	140
CAVITY DIA.	φ80
COMP. RATIO	15
INJ. PUMP	BOSCH P
ASPIRATION	N₂ GAS

図 3-1 に燃料噴霧観察装置を示す。通常の直接撮影写真では噴霧の非蒸発部分が観察され，シャドウグラフ法では蒸発部分も合わせて観察される。本来は単発噴霧の挙動を高速度カメラで記録することが望ましいが，毎回の噴霧の再現性が良いことから，本試験では繰り返し噴射される噴霧をタイミングを変えて撮影し，結果としてより鮮明な噴霧画像が得られている。これらの装置により，実際の状態に近いスワール存在下の高温高圧雰囲気中で燃焼室に衝突する噴霧の測定が可能になった。

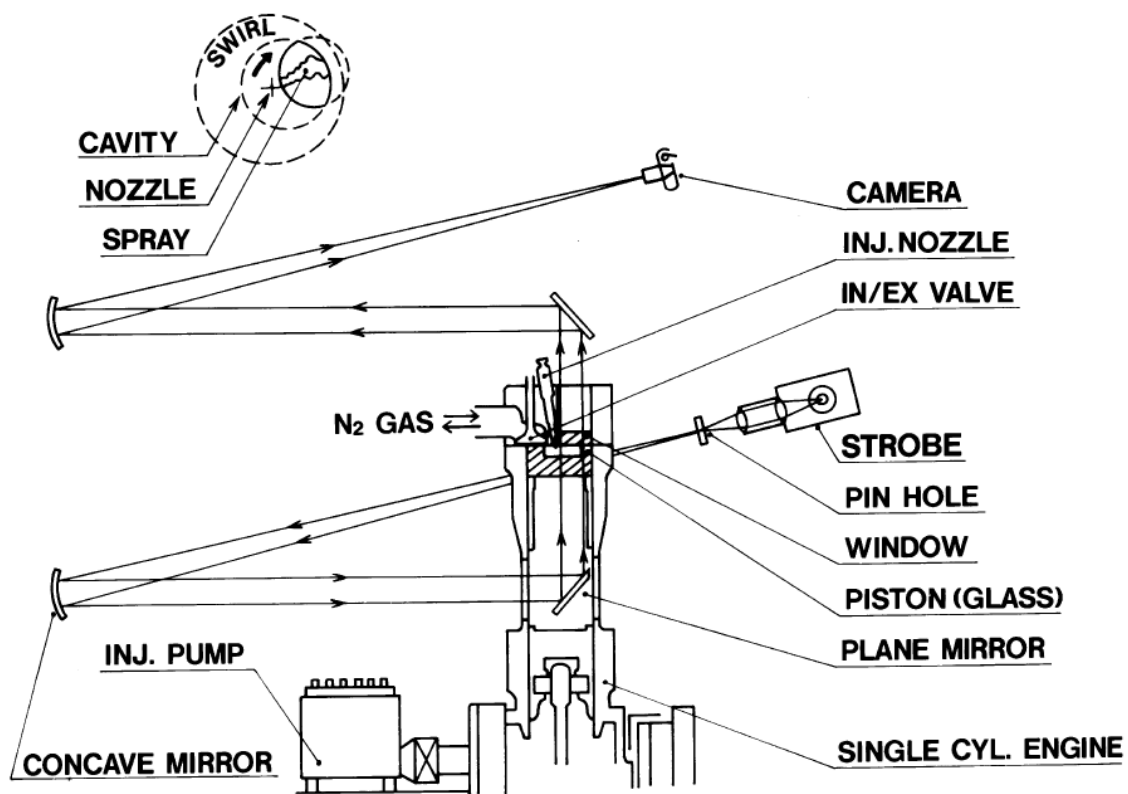


図 3-1 筒内燃料噴射 噴霧観察装置

3. 2. 2 筒内噴霧の到達距離

図3-2に噴霧の到達距離を計測した例を示す。噴霧が壁に衝突するまでは、後述するように蒸発の影響は小さいため、ここでは直接撮影法で計測している。

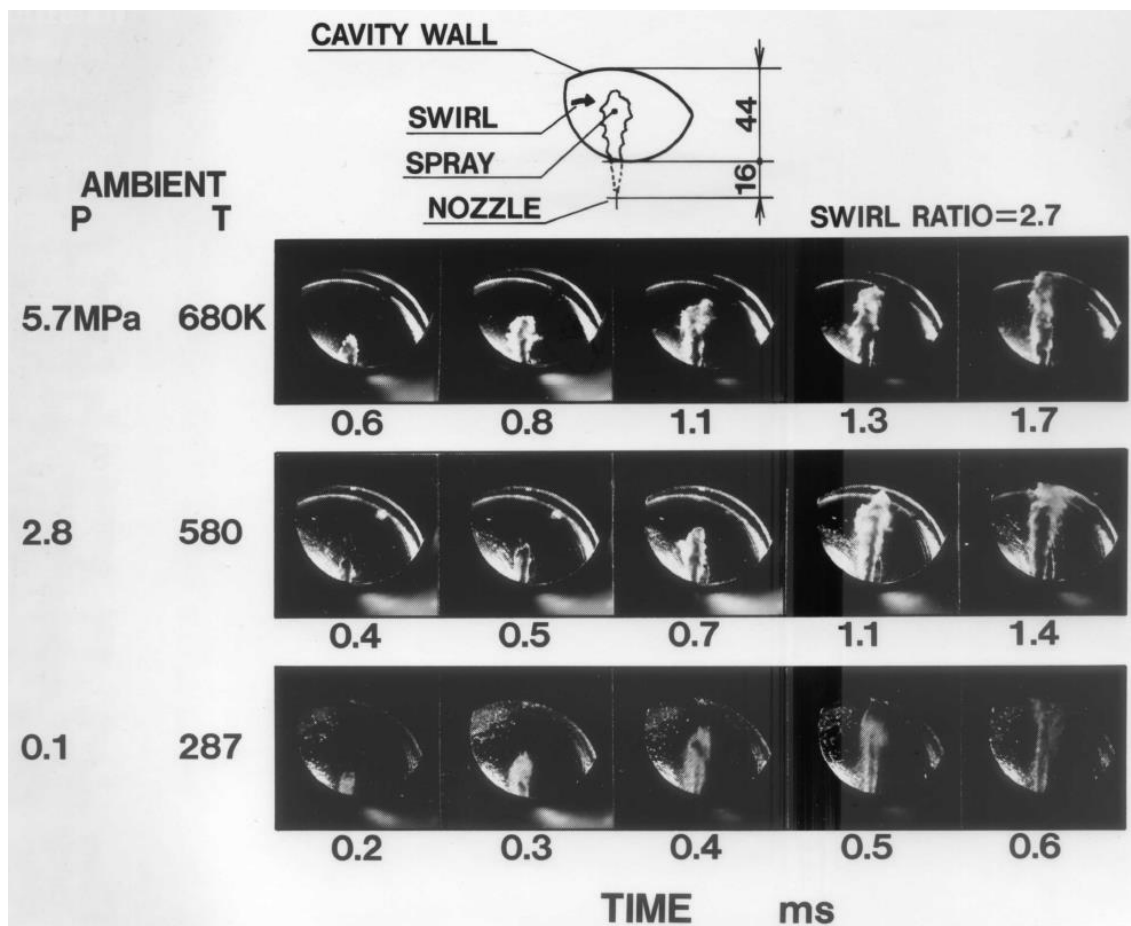


図3-2 筒内燃料噴射噴霧の計測 (直接撮影写真)

図3-3に3ケースの筒内圧力、温度条件での噴霧到達距離計測結果と既に提唱されている実験式との比較を示す。今回の筒内燃料噴霧到達距離の計測値に関しては広安らの式⁶⁾が良く合うことが分かった。

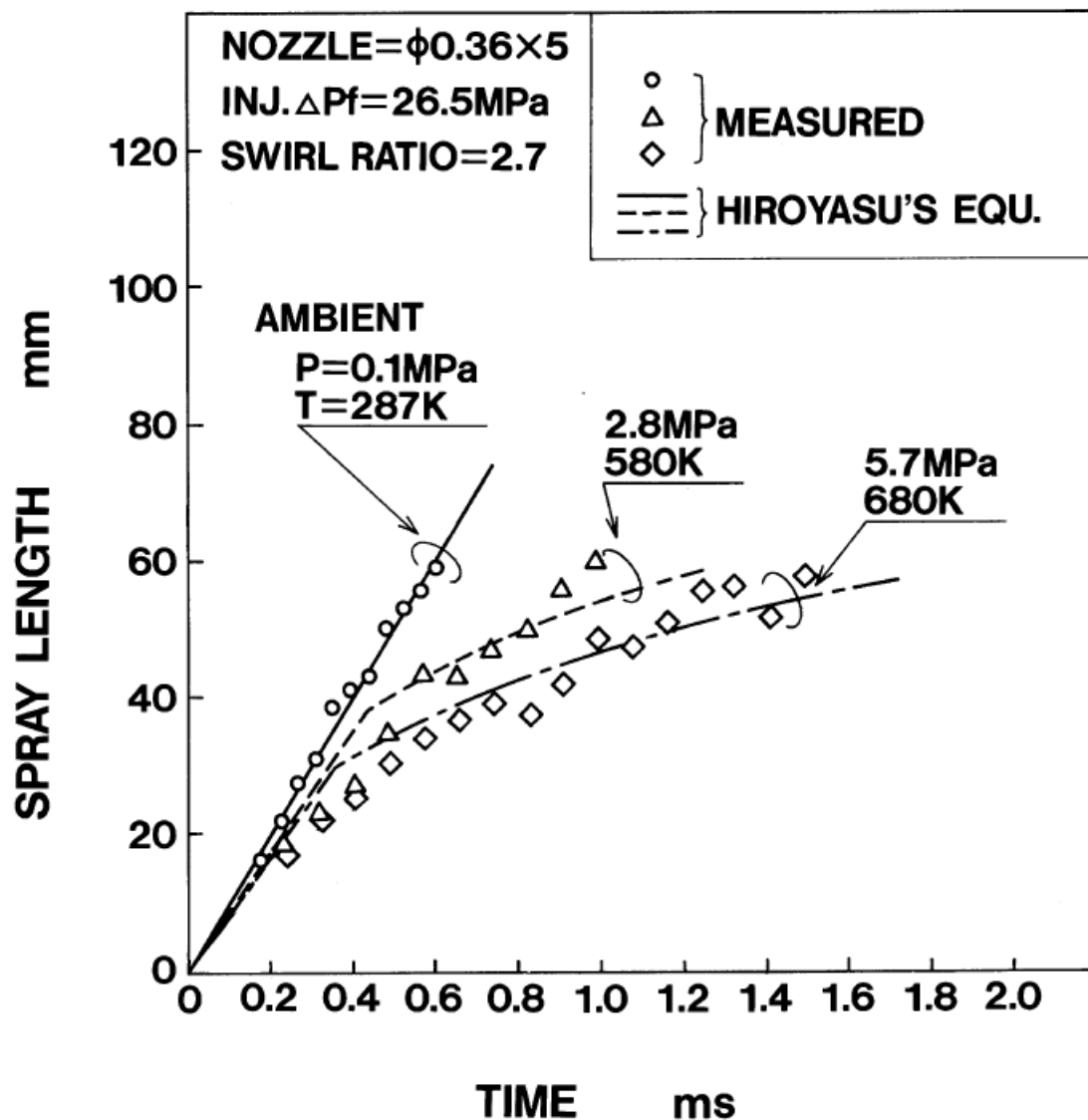


図3-3 筒内燃料噴射噴霧 到達距離 — 計測値と実験式の比較

図3-4にノズル噴孔径同一で燃料噴射圧を変化させた時の噴霧先端及び後端の挙動を示す。同一時間で比較すると噴霧先端の到達距離は高送油率化による噴射圧増大によって増加しているが、噴射量同一状態（噴射終了時）比較では到達距離はほとんど変わっていない。一方、噴霧後端は噴射終了と同時に速度を失ってノズル付近にとどまっている。すなわち、噴射終了後、噴霧の先端は慣性で引き続き進むが後端はほぼ停止し、全体として徐々に間延びしながら拡散していくことが分かる。

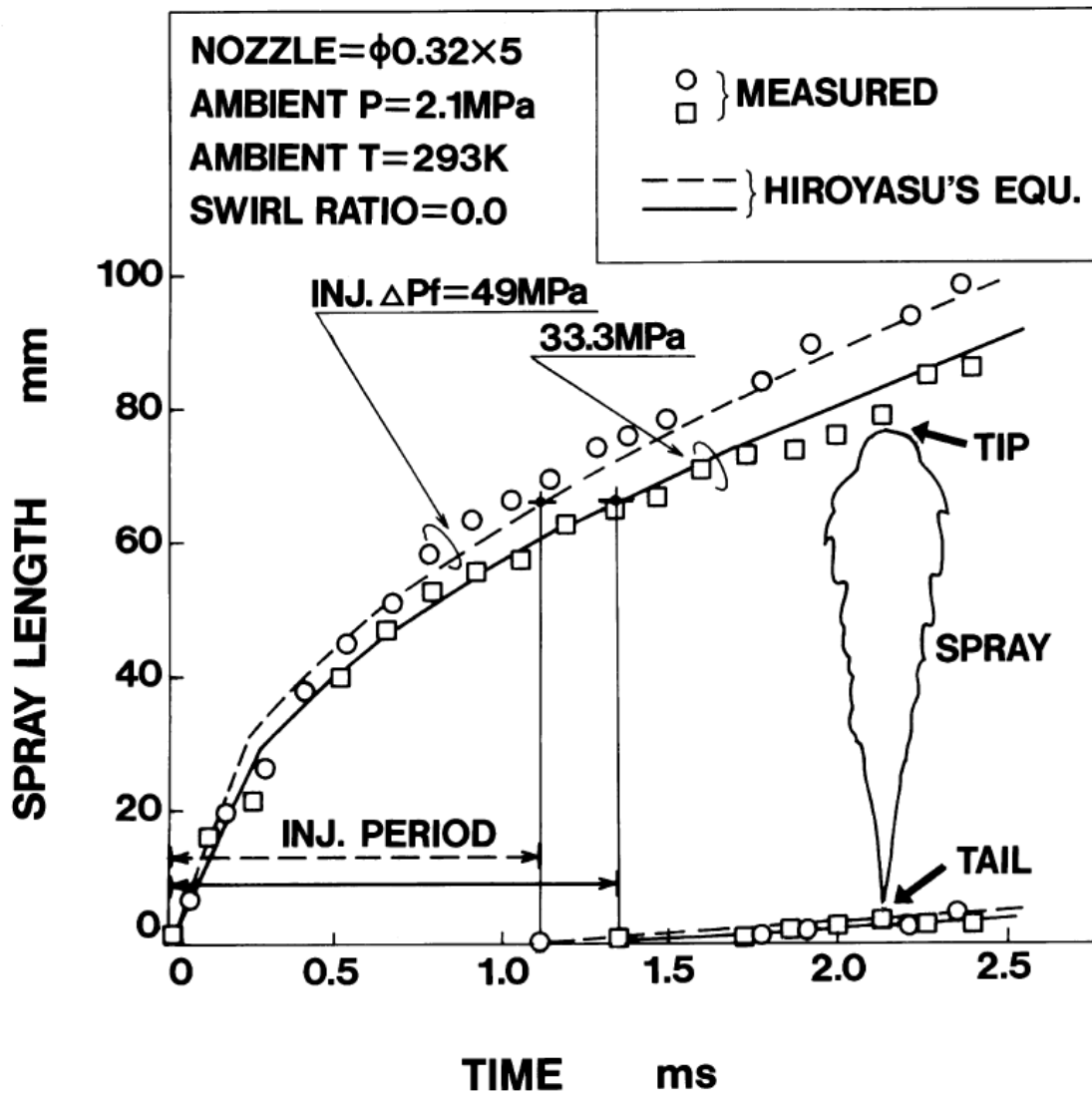


図3-4 燃料噴射圧力と噴霧先端及び後端の挙動 (高圧容器)

3. 2. 3 噴霧速度とスワール速度

噴霧の挙動について、もう一つの燃料と空気混合促進要因であるスワールとの対比を試みた。図3-5に高圧噴射時の噴霧速度とスワール速度の試算例を示す。噴霧速度は計測値とよく合致した広安らの到達距離の式を微分して求めた。高圧噴射の例として、ノズル噴孔面積を縮小しただけの場合と噴射ポンプの幾何学的送油率（Geometric Injection Rate; GIR）増大と組合せた場合の両方のケースを試算した。

噴霧先端速度は噴孔直後では100m/sを超えスワール速度とは桁違いに速いが、いわゆる分裂長さ区間を過ぎると速度は半減し、燃焼室壁に到達する鎖域ではスワール速度と同一オーダーのレベルになる。燃焼室壁が無いと仮定すれば噴霧はさらに進み、噴射終了時の到達距離は噴孔面積を縮小した方が増大している。また噴孔面積縮小は、噴霧の分裂長さすなわち液柱部分の長さを短縮し微粒化を促進する効果もある。噴霧速度とスワール速度の大小関係を考え合わせると、スワールが燃料と空気の混合に大きく寄与するのは噴霧との速度差が縮まる燃焼室外周部付近からと考えられる。

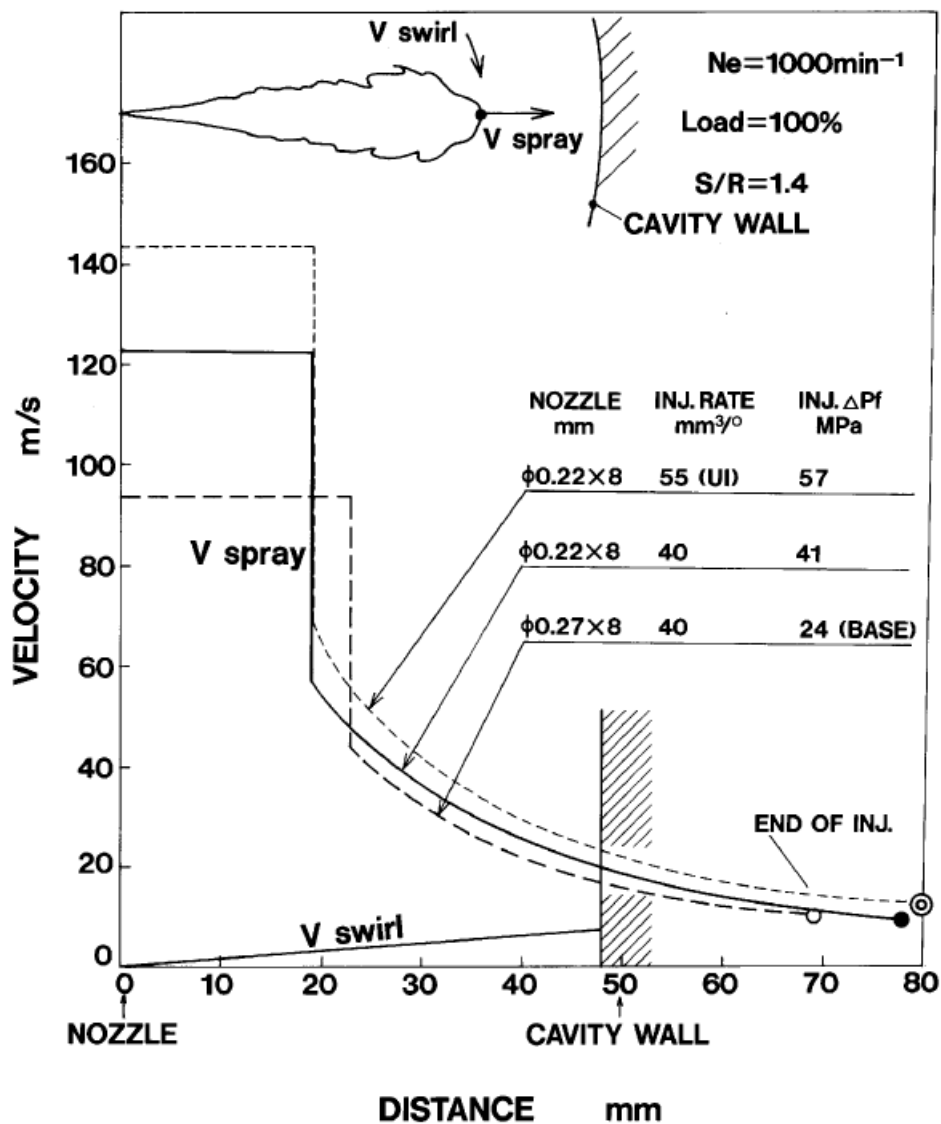


図3-5 高圧噴射時の燃料噴霧速度とスワール速度

3. 2. 4 燃料噴霧の壁面衝突と混合促進

図3-6に筒内燃料噴霧の蒸発状況を示す。噴霧全体のうち非蒸発部分(液滴状態)だけ白く写し出される通常の直接撮影写真と、非蒸発部分だけでなく蒸発部分(燃料蒸気状態)も濃淡で写されるシャドウグラフ写真とを見比べることで、蒸発が始まる場所や蒸発した燃料が漂う様子が観察できる。蒸発に大きな影響を与える燃焼室壁面の初期温度はここでは室温に設定した。

図3-6の直接撮影写真とシャドウグラフ写真の各々の噴霧面積の時間変化を図3-7に示す。両者の比較から以下のことが分かる。

- (1) 噴霧が燃焼室壁に到達するまでは、直接写真とシャドウグラフ写真とで噴霧の形状に大差無く、この計測装置の精度では蒸発は確認できない。
- (2) 燃焼室壁に到達し壁面に広がる噴霧の先端は、シャドウグラフ写真で確認できるように蒸発しながら空気と混合している。
- (3) 筒内噴霧は壁に到達するまでに充分加熱され蒸発し易い状態になっていると考えられるが^{7) 8)}、噴射終了後も壁に衝突していない噴霧は蒸発が遅いことから、噴霧の壁面衝突が蒸発すなわち空気との混合を促進しているものとする。

図3-8に実際に燃焼するエンジン内での噴霧の挙動を示す⁹⁾。壁に到達するまでは自由噴霧の側面から吹き流される火炎は意外に少ない。一方、壁に衝突してピストン頂面や燃焼室底面で広範囲に広がった噴霧は直ちに火炎となっている。噴射終了直後(2.3ms時点)のノズル噴孔付近に存在する自由噴霧はその形のまま火炎に包まれており、燃えきるまでに時間を要する。

以上のように、実際の燃焼状況と前述した筒内噴霧の壁面衝突による混合促進とは良く対応している。

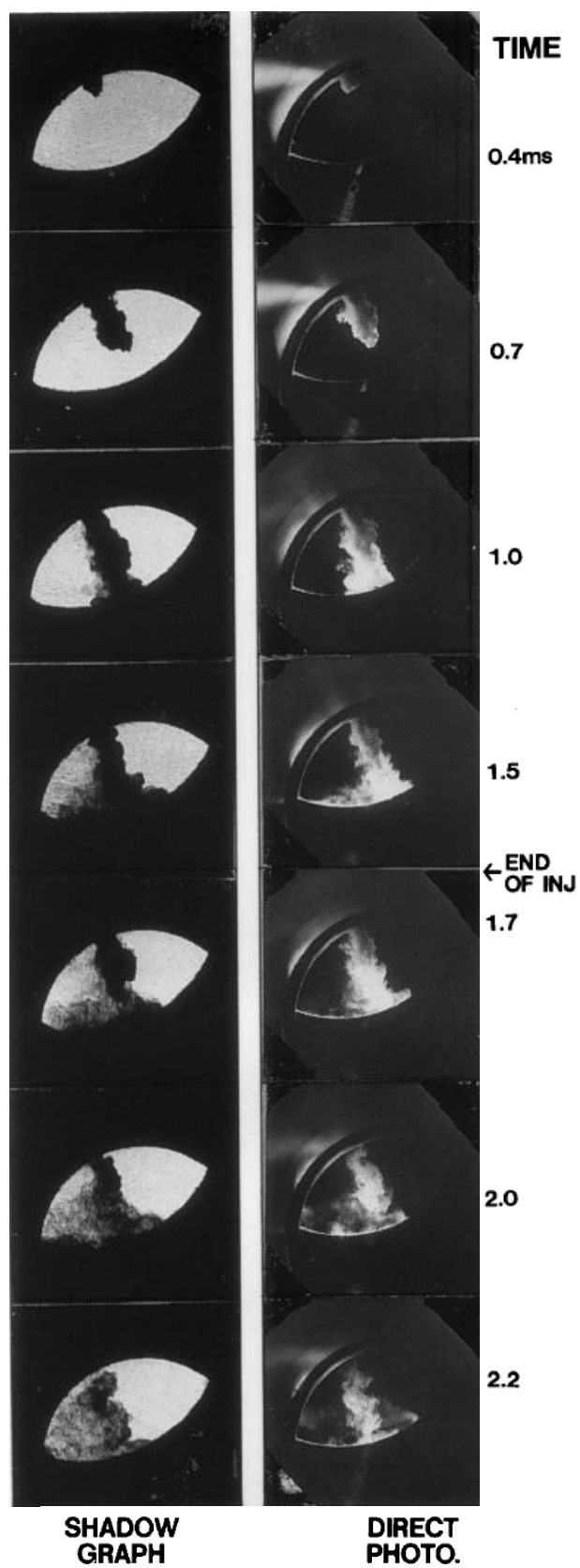


図 3-6 筒内燃料噴射噴霧の蒸発状況

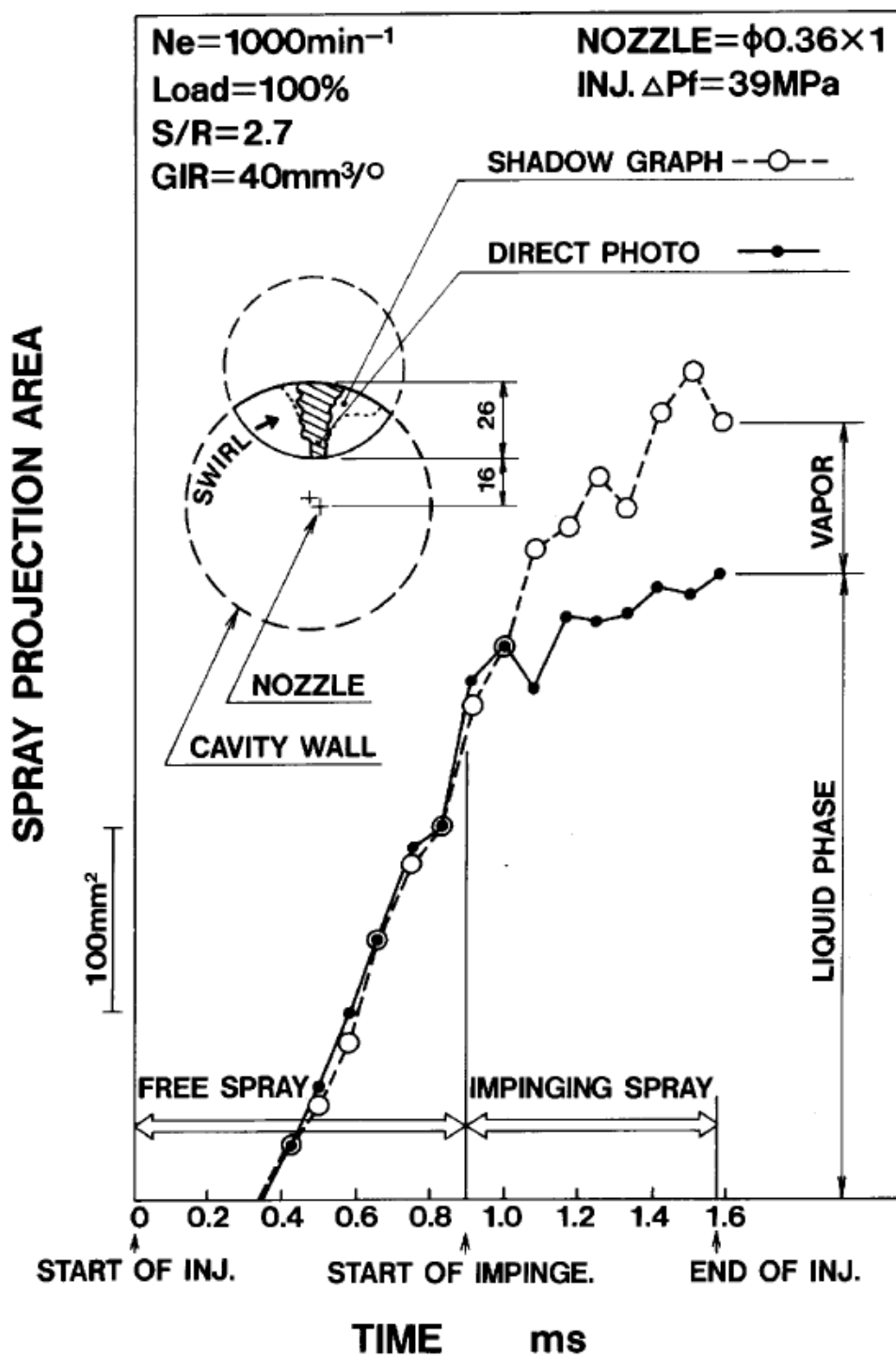


図 3-7 筒内燃料噴霧の壁面衝突と蒸発促進

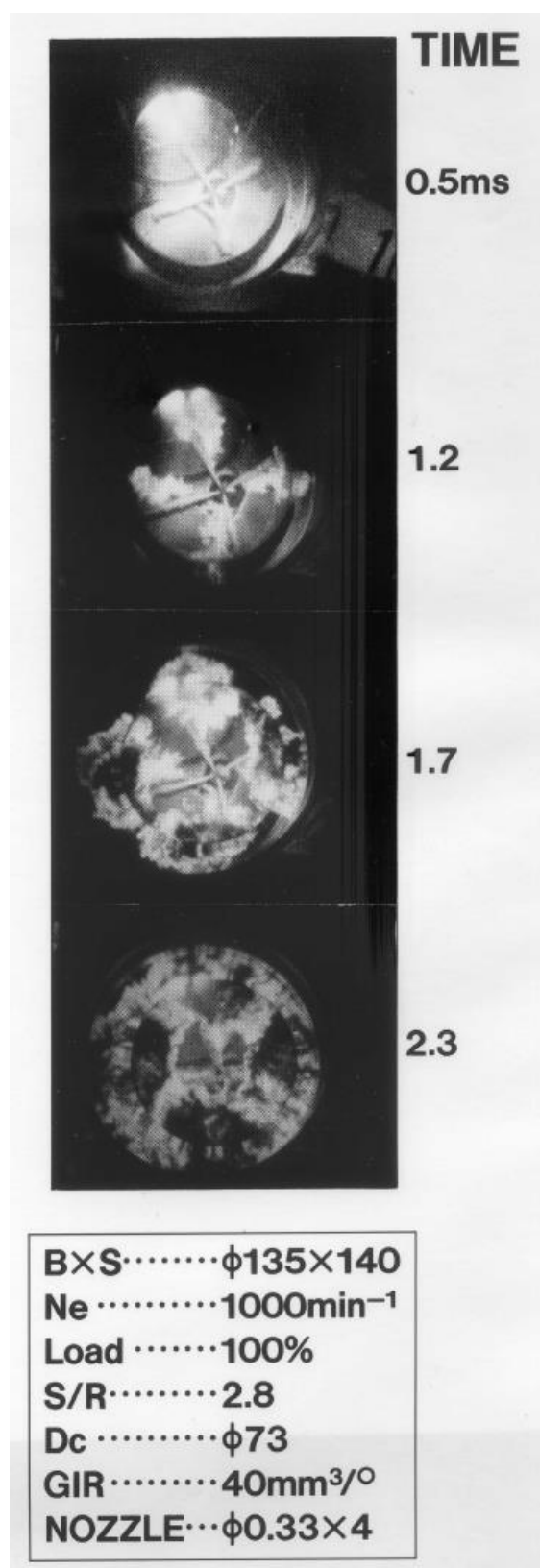


図3-8 燃焼観察写真における燃料噴霧の燃焼

3. 2. 5 高圧噴射時の壁面衝突効果試算

一連の噴霧試験の結果、壁面に衝突した燃料の割合が混合の一つの指標になることが分かった。図3-9に噴射圧増大時の壁面衝突割合の試算例を示す。燃料噴射装置の幾何学的送油率 GIR が同じでも、ノズル噴孔面積縮小で噴射圧が増大し噴孔面積縮小による噴霧貫徹力減少を補い、しかも噴射期間が延びるために長時間燃料噴射を続け、燃料噴射終了時の噴霧先端到達距離はむしろ増大している。この噴霧到達距離の増大は噴霧の壁面衝突割合（ここでは、図中の $\Delta L/L$ で代表させる）を増加させ、前述したように燃料と空気の混合を促進しているものと考えることができる。

一方、ノズル噴孔面積を同一にしたまま GIR を増大させた場合は、噴射圧は増大し同一時間での比較では噴霧到達距離は増大するが、短時間で噴射が終わるため、結局噴射終了時の噴霧先端到達距離は変化なく、噴霧の壁面衝突割合（ $\Delta L/L$ ）は改善されていない。すなわち、高圧噴射による燃焼改善を狙って高送油率噴射ポンプを採用する場合は、後述するように、同時に噴射ノズルの噴孔面積も縮小することが重要で、それによってエンジン性能の一層の改善が得られる。

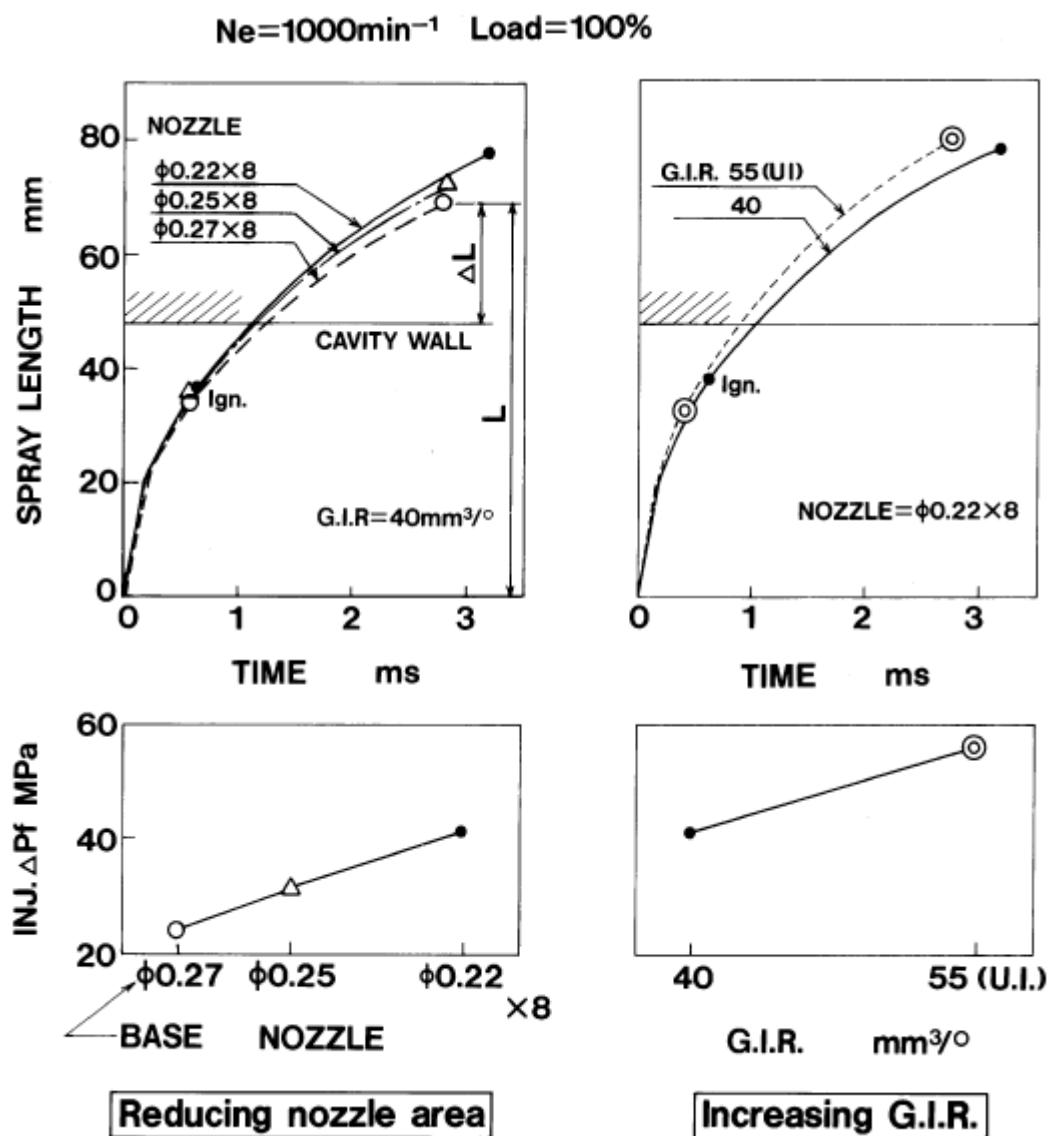


図3-9 燃料噴射圧増大と壁面衝突割合 ($\Delta L/L$)

3.3 高圧噴射とノズル噴孔径の最適化試験

3.3.1 燃料噴射圧力とエンジン性能

表3-2に、供試した研究用単筒エンジン及び噴射装置の諸元を示す。噴射装置は噴射管を有するボッシュP型ポンプを基準として、さらに噴射管が無く更に高圧噴射が可能であるユニットインジェクタ（以下、UIという）を使って性能試験を行った。

表3-2 供試研究用単筒エンジン及び燃料噴射装置諸元

BORE	φ135
STROKE	130
CYL. No.	SINGLE
ASPIRATION	T/C+I/C
INJ. EQUIP.	BOSCH P (GIR=40mm³/°) UNIT INJECTOR (43~55)

*1 GIR……Geometric Inj. Rate

T/C … Turbo Charged

I/C … Inter Cooled

3.3.2 エンジン性能試験

噴射圧力と全負荷性能及び、部分負荷性能との相関を、それぞれ図 10 a 及び、図 10 b に示す。標準的噴射装置の仕様は噴射管付きの $GIR=40\text{ mm}^3/\text{°}$ と $\phi 0.27\times 8$ ノズルとの組合せであり、低速のスモーク値が高い分は実際には燃料噴射量を減らして使用される。この噴射ポンプ ($GIR=40$) のままでもノズル噴孔を縮小し噴射圧を上げれば、図に示すように NO_x 同一で高速を除く全域でスモークも燃費も改善される。しかし二次噴射などが高速高負荷で発生するため、実際は縮小することはできない。次に、 $GIR=40\text{ mm}^3/\text{°}$ の標準ポンプに等圧弁 (CPV) を付ければ二次噴射の発生無しにノズル噴孔面積縮小が可能になる。しかし、さらにノズル噴孔を縮小しても、低速のスモーク、全負荷燃費は若干改善されるが、高速高負荷のスモーク、燃費は再び悪化する傾向を示した。そこで噴射管の無い UI でかつ GIR を $47\text{ mm}^3/\text{°}$ に増大させ、同時にノズル噴孔も順次縮小したところ、低速のスモーク、燃費はさらに改善されるが、高速の燃費、スモークはあるノズル噴孔面積を底にして、再び悪化する現象がこの場合も見られた。

以上の高圧噴射性能試験結果を整理し考察すると以下のようなになる。

- (1) ノズル噴孔面積を縮小し、あるいは噴射ポンプ送油率を高くしてノズル面積も縮小することで噴射圧を増大させれば、燃料噴射圧増大、噴霧霧化改善および前述の壁面衝突効果増大、などにより低中速のスモーク、燃費は大幅に改善される。
- (2) しかし高速域の燃費率性能はノズル面積を縮小し過ぎると再び増大し、その現象は噴射期間がある適正範囲（このエンジンではクランク角度 25° 前後）を超えた場合に生じることが計測された。

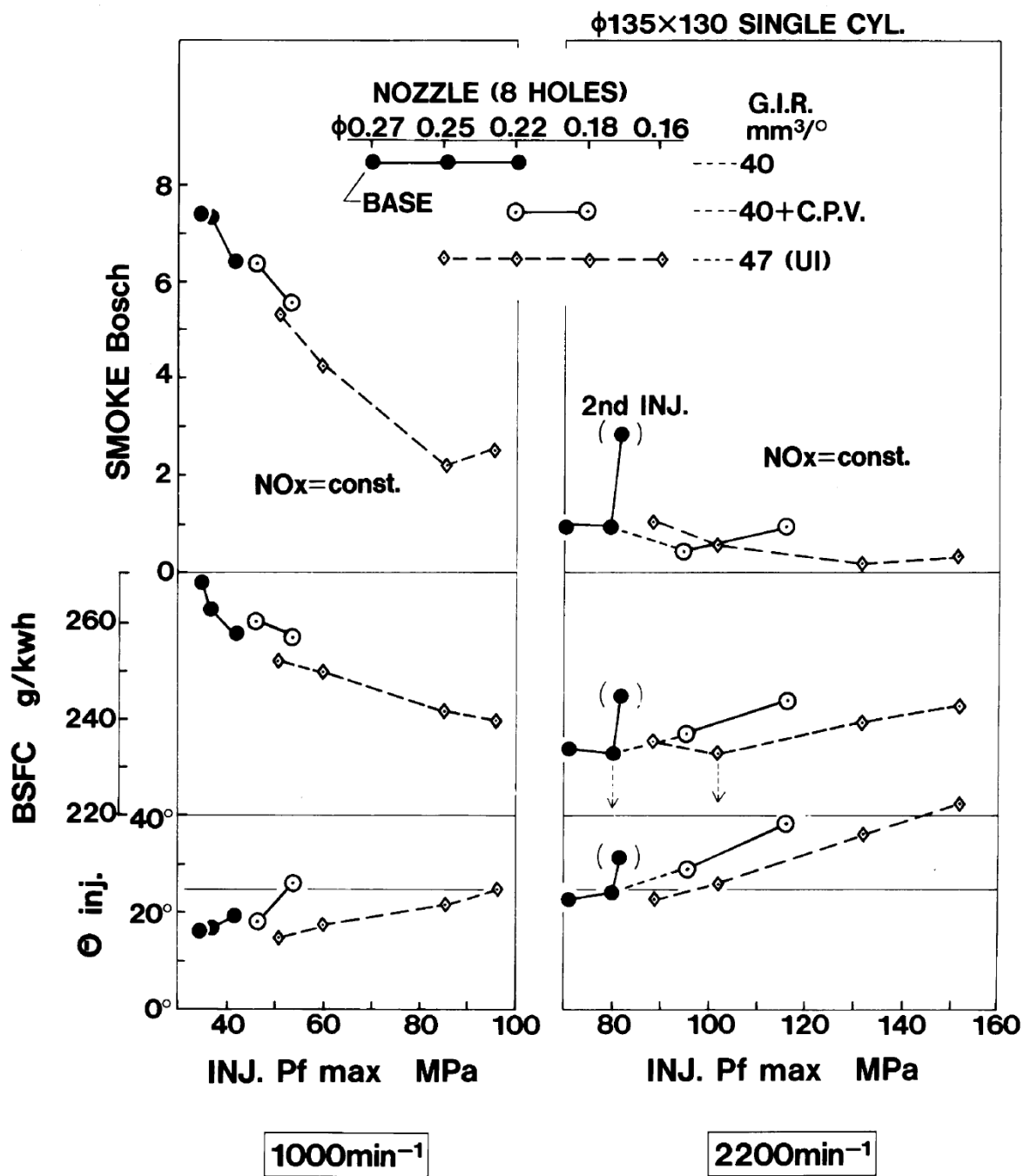


図 3-10 a 燃料噴射圧力と全負荷性能

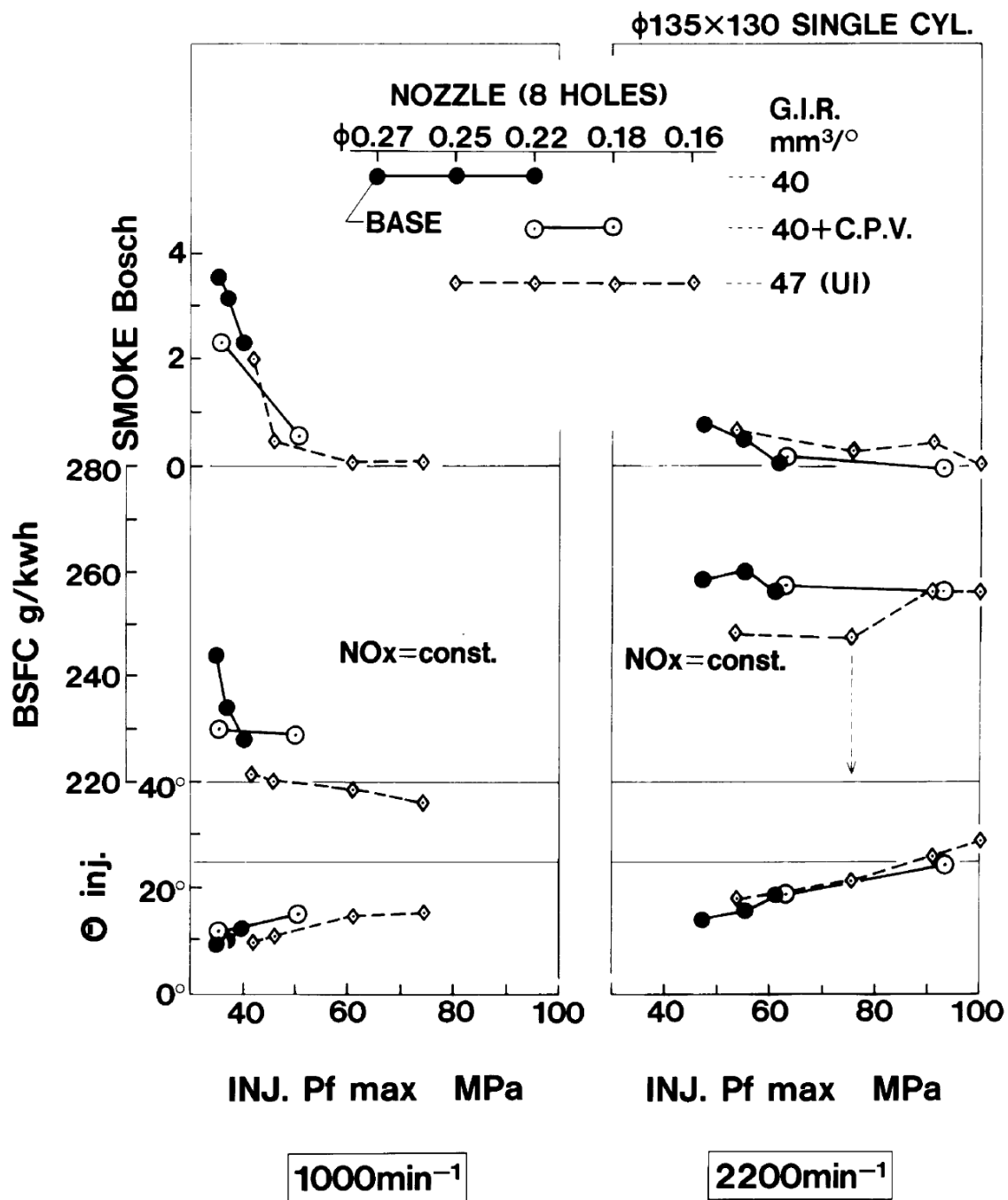


図3-10 b 燃料噴射圧力と2/4負荷性能

3. 3. 3 高圧噴射時の最適噴射期間

図3-11にノズル噴孔面積変化時の筒内圧解析結果を示す。図3-10aにおける 2200 min^{-1} のエンジン性能で、UIポンプ ($\text{GIR}=47 \text{ mm}^3/\text{°}$) と面積過大ノズルの場合 ($\phi 0.25 \times 8$)、適正の場合 ($\phi 0.22 \times 8$) 及び縮小し過ぎの場合 ($\phi 0.18 \times 8$) に対応している。図に示されるようにノズル噴孔面積に応じて噴射圧、噴射期間、従って噴射率が変化している。ところが熱発生率は、第一期燃焼（予混合的燃焼）のピーク値は着火遅れ期間 (τ) 中の噴射量に対応してノズル面積が大きいほど増大しているが、それ以降、第二期燃焼（拡散的燃焼）にかけての燃料噴射期間中の熱発生率は、噴射率の大幅な相違に比べその変化はわずかである。言いかえると、ノズル面積が大きく短期間に全噴射量を噴射し終えても、燃焼は混合律速なので短期間には燃焼できない。むしろ噴射期間が短すぎるため、積算熱発生量カーブに示されるように噴射終了後、拡散しながら燃焼する量、いわゆる後もえ燃焼量を増大させる結果となっている。

燃料噴射は、それ自体が空気吸引や壁面衝突効果 ($\Delta L/L$) などにより混合エネルギーを供給する働きがあり、過大にならない適正な範囲で長期間継続することが燃焼を活性化し、結果的に燃焼期間をむしろ短縮することになる。

図3-12に、図3-11の噴射期間、筒内圧との噴射差圧や10-90%燃焼期間などを整理して示した。ノズル面積を縮小して高圧噴射化を図る場合、ノズル面積縮小は混合エネルギーの増大に代表されるプラス面と噴射終了遅延に伴う燃焼終了遅延のマイナス面とのバランスから、最適なノズル面積縮小量が存在する。その最適ノズル面積縮小量は、適正な噴射期間（ここではクランク角度 25° ）に呼応していると解釈できる。

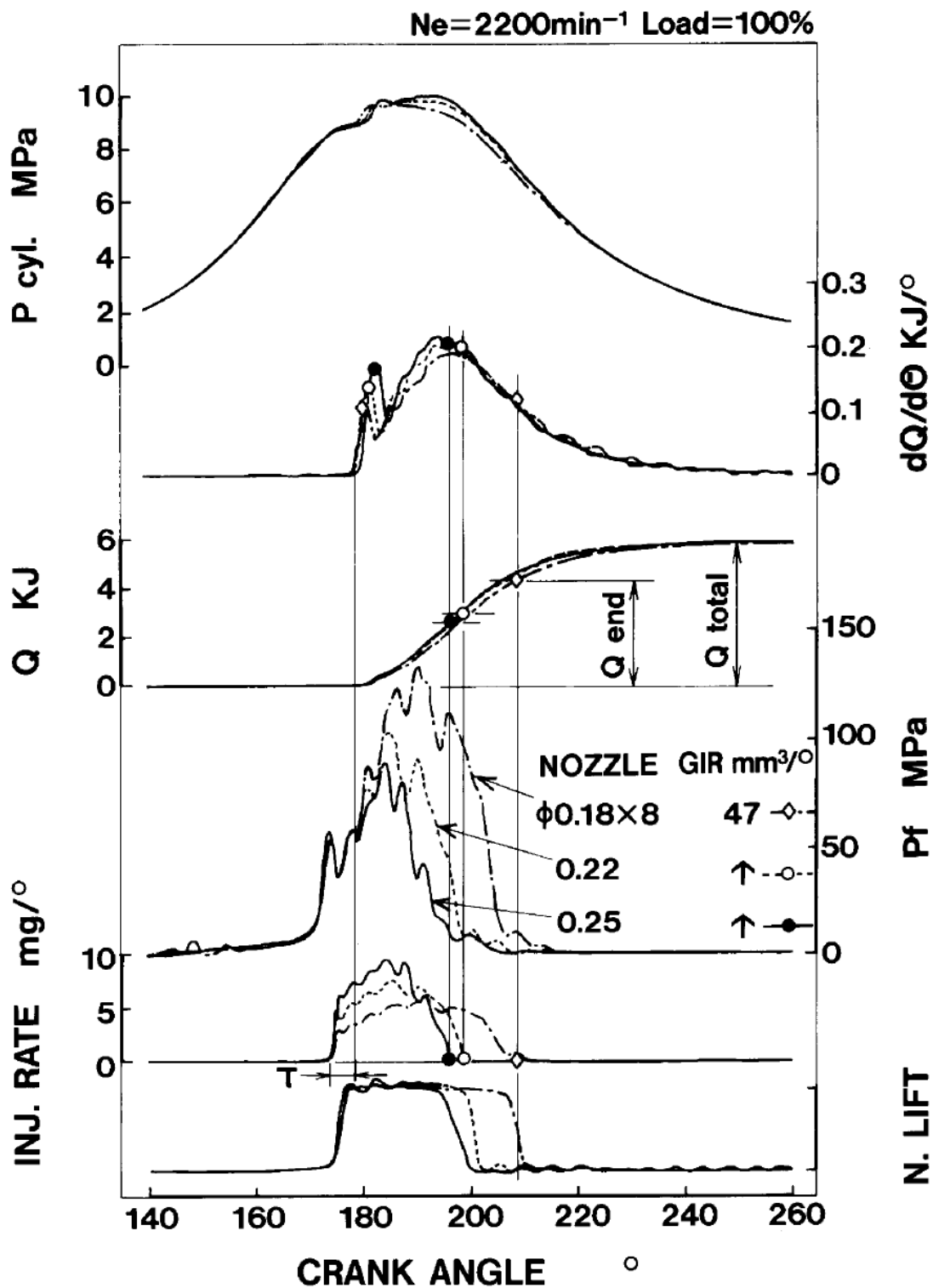


図3-11 燃料噴射ノズル噴孔縮小時の燃焼解析例

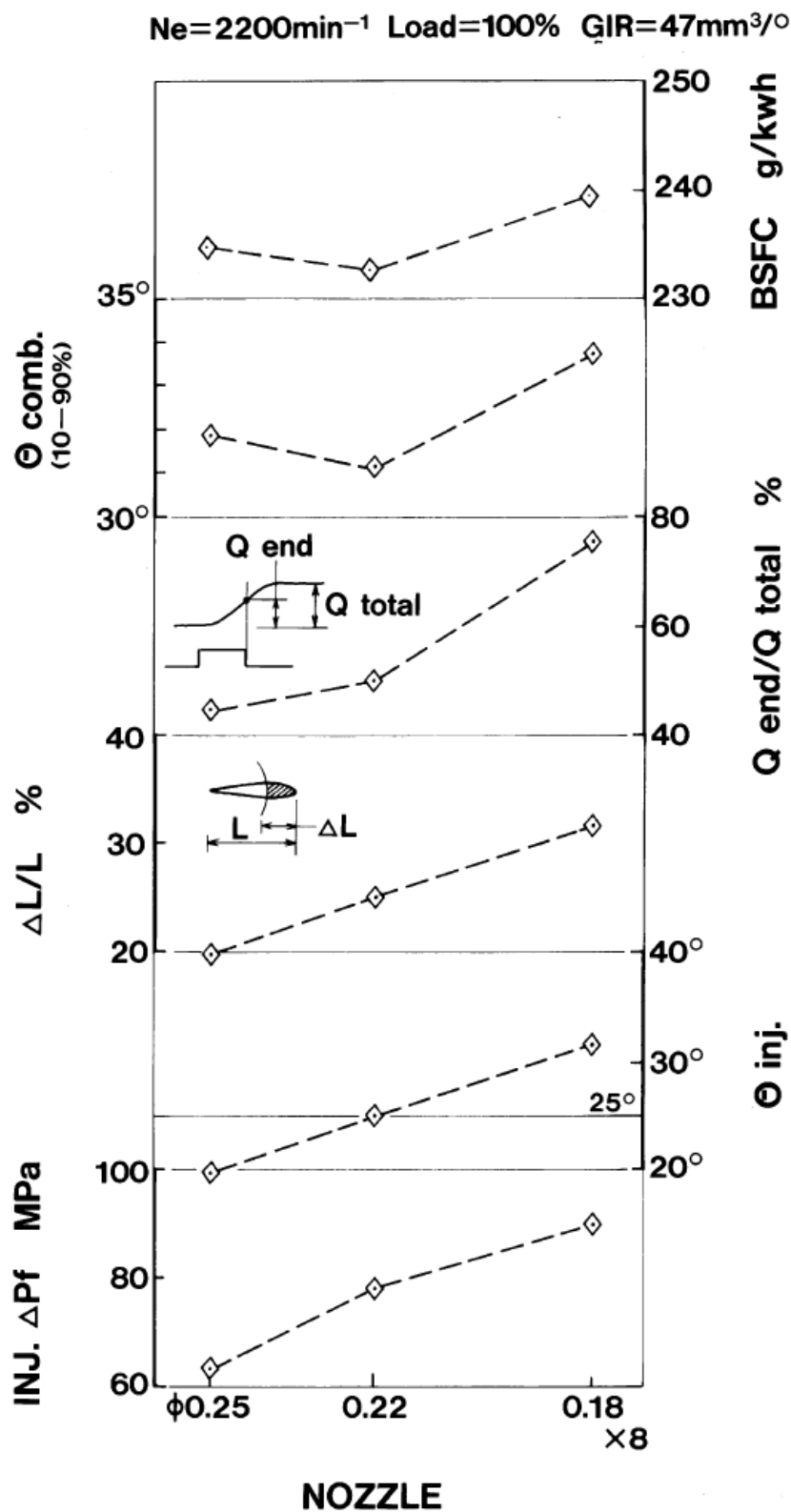


図3-12 燃料噴射ノズル噴孔縮小時の適正噴射期間と燃焼特性値

3.4 高圧噴射による問題点と対策

燃料噴射圧の増大、噴射期間の適正化により、NO_xの排出を抑制しながらエンジン全域のスモークおよび低中速域の燃費率を低減できることが示された。他方、これらの高圧噴射に伴う問題点も存在する。その幾つかについて対策も含めて検討する。

3.4.1 噴射系駆動トルク

噴射系駆動トルク T_f と噴射圧 P_f の間には以下の関係がある。

$$T_f = \frac{\frac{1}{2\pi} \int_{\theta_1}^{\theta_2} P_f \frac{dq}{d\theta} d\theta}{\eta} \quad (3-1)$$

where, T_f : Injection system drive torque
(difference between injection and non-injection)

P_f : Nozzle-side injection pressure

$dq/d\theta$: Rate of fuel injection

θ_1, θ_2 : Cam angles at beginning and end of injection

η : Efficiency

図3-13に、上式に基づいて求めた T_f から噴射系駆動平均有効圧（以下、INJ.Pmf という）を算出し、最高噴射圧で整理した結果を示す。INJ.Pmf は、送油率（GIR）の増大だけでなく、ノズル面積縮小による噴射圧増大によっても比例的に増大することが分かる。従って、噴射ポンプ同一で燃料噴射ノズルだけを縮小した場合でも、噴射ポンプ駆動トルクは増大していることになり、噴射時期進角装置の見直しや燃料噴射駆動系の強度向上が不可欠となる。

また、燃料噴射系の駆動効率 η は、列型ポンプ（GIR=40）やUI（GIR=47,55）のようなリーク量の極めて少ない噴射装置でも30%前後と意外に低い。燃料噴射遮断時のプランジャ排油孔からのスピル流などによる損失によるものと考えられるが、蓄圧式高圧噴射装置では、さらに各部からの燃料リーク損失が加わるので効率は更に低下する恐れがある。

このエンジンの4/4負荷時の正味平均有効圧 P_{me} を約1.2 MPa とすると、通常の噴射圧レベル70 MPa 前後においても、図から INJ.Pmf は既に P_{me} の1%強に達している。噴射圧を150 MPa まで上げると INJ.Pmf は P_{me} の3%近くに達し、これを上回る燃焼改善が得られないと燃費率がかえって悪化することになる。

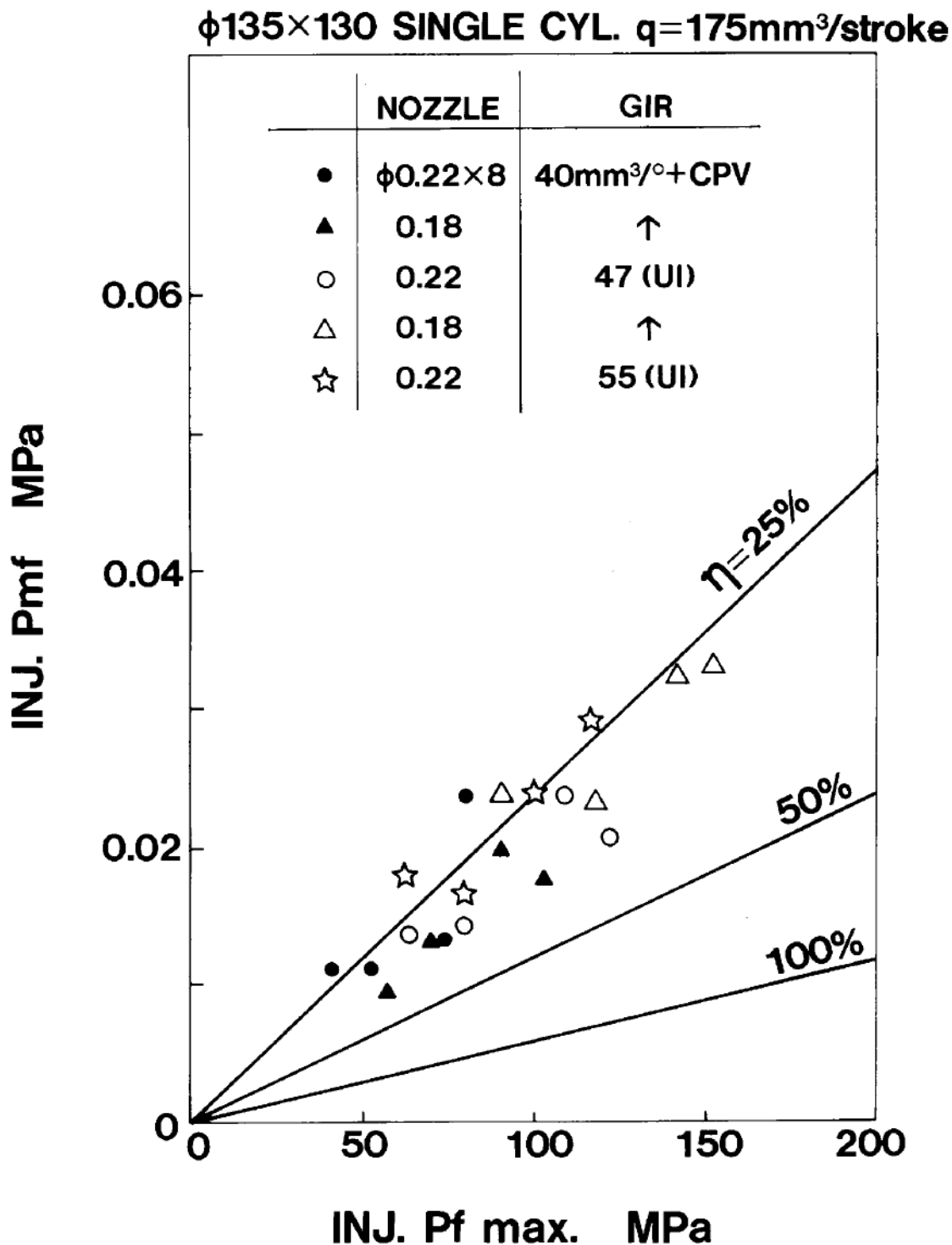


図 3-13 燃料噴射系駆動平均有効圧 INJ.Pmf と最高燃料噴射圧 P_{fmax}

3. 4. 2 燃焼騒音

燃料噴射圧の増大により燃焼騒音が悪化する傾向がある。急激な筒内燃焼によって生じる燃焼騒音は、その発生原因から理解されるように筒内圧上昇率 ($dP/d\theta$) と相関がある。その $dP/d\theta$ は、燃焼の急激さの指標である第一期燃焼ピーク値 ($\max dQ/d\theta_1$) と相関があると考えられる。燃料噴射圧の増大は、燃料と空気の混合エネルギーを増大させ両者の混合を促進するので、 $\max dQ/d\theta_1$ を増大させる。また送油率の増大も短時間に燃料を集中して噴射することになるので $\max dQ/d\theta_1$ を増大させることになる。従って、燃料噴射圧の増大は燃焼騒音の増大を招くことになる。

図3-14に $\max dQ/d\theta_1$ と着火遅れ/噴射期間 (τ/θ_{inj}) をプロットしたものを示す。エンジン100%負荷時のデータと共にエンジン50%負荷時のデータも一緒にプロットしているが、 $\max dQ/d\theta_1$ と τ/θ_{inj} の間には良好な相関が見られることから、高圧燃料噴射によって増大する燃焼騒音、従って $\max dQ/d\theta_1$ を低減するには τ/θ_{inj} を低減すれば良く、以下の対策を行えば良いことになる。

- (1) ノズル面積縮小などにより噴射期間 (θ_{inj}) を増大させ着火遅れ期間中の燃料噴射量を減少させる。
- (2) 圧縮比増大などにより着火遅れ (τ) を短縮させる。

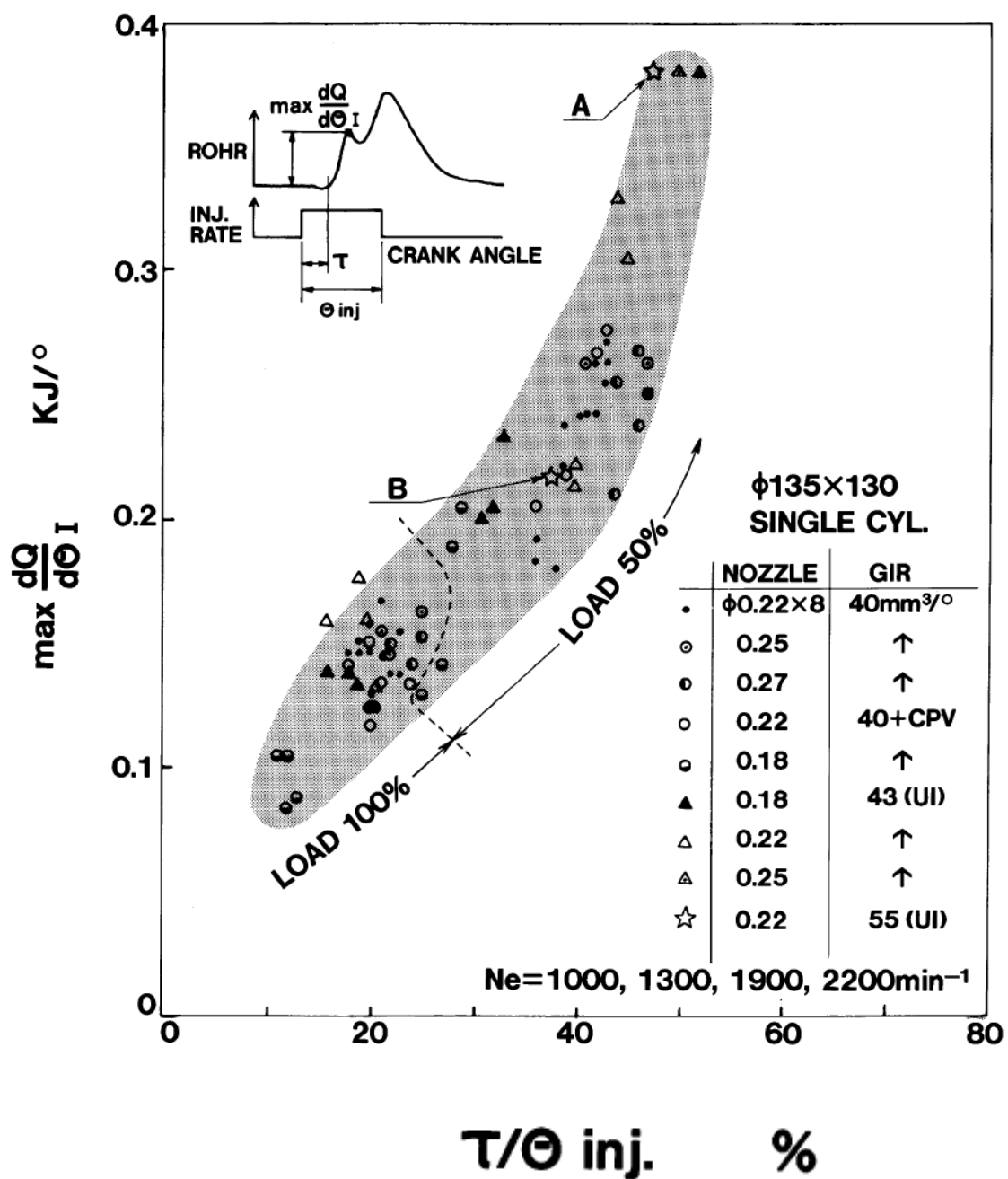


図 3-14 第一期燃焼ピーク値 $\max dQ/d\theta_1$ と着火遅れ/噴射期間 (τ/θ_{inj})

図3-15にパイロット（先立ち）噴射により着火遅れを短縮し燃焼騒音を大幅に低減した例を示す．電子制御式UIを用い，そのソレノイドを2回作動させることで，最初の作動によりパイロット噴射が行われ，二度目の作動でメイン噴射を行うことが出来る．メイン噴射に先立ってパイロット噴射によって少量の燃料が筒内に噴射され，その噴霧が燃焼し始め筒内温度が上昇したところにメイン噴射による燃料噴霧が突入する形になる．その結果，メイン噴射の着火遅れ τ が20%短縮し， $\max dQ/d\theta_1$ は，図3-14の点Aから点Bへ半減している．筒内圧力を加振源とする燃焼音も約20dB低減した．エンジンの音色も，ディーゼルエンジン特有の耳障りな燃焼音から高周波成分の少ないまろやかな音に変わり，音圧レベルの低減とあいまって顕著な騒音低減効果が得られた．

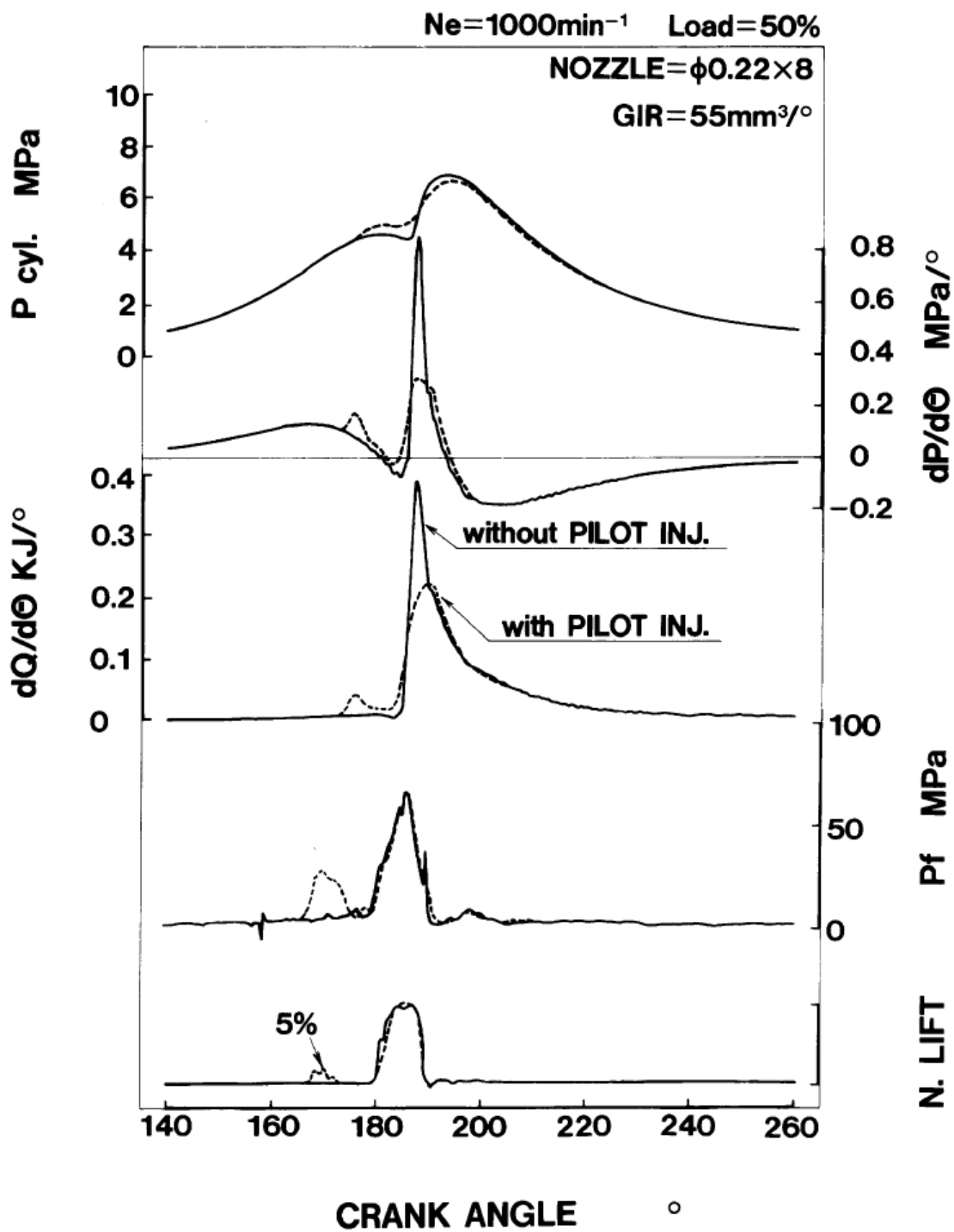


図3-15 パイロット噴射時の燃焼解析例

3. 4. 3 NOx 排ガス特性

NOx の低減対策としては、噴射時期遅延法、すなわち、噴射時期を遅らせて筒内温度が下がる膨張行程で燃焼させる手法が一般的である。ところが噴射時期をさらに遅らせると筒内温度が低下した雰囲気中に燃料噴射される形になるので、着火遅れが過大になり、第一期燃焼 $\max dQ/d\theta_1$ が急増して NOx が再び増大する特性（以下、NOx 巻き上り特性という）が現れる。しかも燃焼騒音の項で述べたように高圧噴射ほど $\max dQ/d\theta_1$ が大きいのでこの傾向が顕著であり、高圧噴射仕様では NOx が噴射時期遅延だけでは充分低下しないという不具合を生じやすい。

図3-16 に高圧噴射仕様での NOx 巻き上り特性を示す。横軸で現状の NOx を 1 とすると、噴射時期遅延で NOx が 0.7 付近まで低減するが、そこが限界で、噴射時期を更に遅延することで再び NOx が増大する方向へ反転している。この一連の噴射時期遅延では同時に縦軸 BSFC（正味燃費率）は増大しており、NOx 巻き上り特性は NOx を増大、BSFC も増大し、何も得るところのない特性であることが分かる。

そこでパイロット噴射を行うと図中の破線で示されるように、NOx 巻き上り特性が消滅し、噴射時期遅延に応じて BSFC も増大するが NOx も確実に減少する特性になる。この現象が得られたメカニズムは、パイロット噴射による燃焼騒音低減の場合と同様に、膨張行程での燃料噴射で着火遅れが過大になる条件でありながらパイロット噴射の付加で着火遅れが低減し、 $\max dQ/d\theta_1$ の急増が抑制されるためである。以上の様に、パイロット噴射を行うことで、高圧噴射であっても燃料噴射時期の遅延に応じて、燃費率の悪化も伴うが大幅な NOx の低減が可能になる。

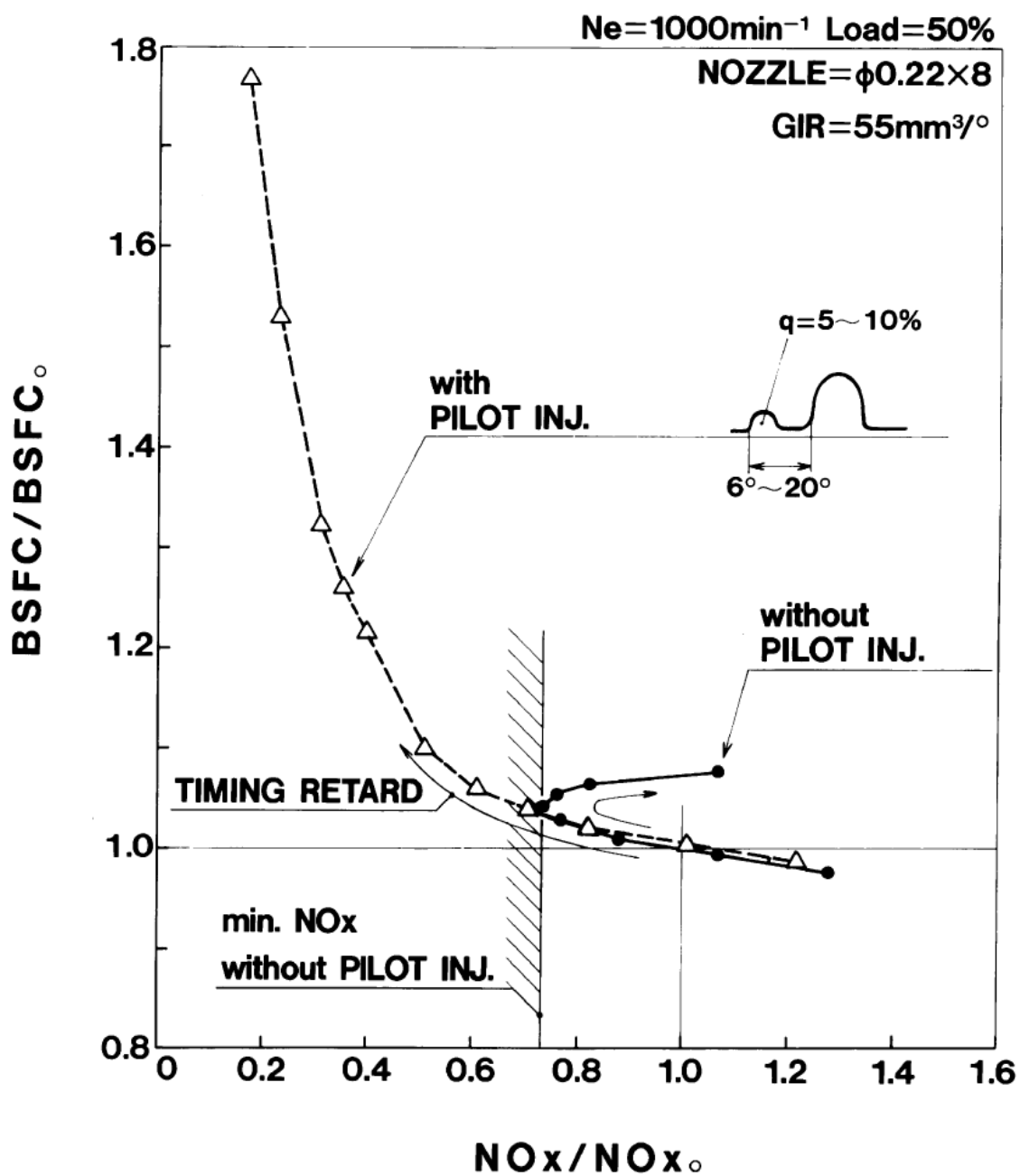


図3-16 大幅な噴射時期遅延時のNOx巻き上り特性とパイロット噴射

3. 4. 4 高圧噴射時の燃焼最適化

今まで述べた高圧噴射性能試験では、燃料噴射ポンプと燃料噴射ノズル面積以外の燃焼系の仕様は変えていない。当然高圧燃料噴射に適した燃焼系仕様が存在するはずであり、例えば圧縮比、燃焼室口径、スワール比、燃料噴射ノズル噴孔数などを適正化し、高圧燃料噴射による改善効果を最大にした上で最終的な評価を行う必要がある。また、高圧燃料噴射による燃焼改善効果が低中速で大きく、高速で少ないことから、送油率が可変になるプレストローク制御ポンプ¹⁰⁾などを使用して低中速と高速とで送油率を切換え、噴射圧を適正化する方法も考えられる。

3. 5 小ノズル噴孔による混合促進と噴射長期化について

2. 4節で述べた最適化3要因考察法をここで試みる. 図3-17に, 燃費率に対するノズル噴孔径の最適化曲線を示す. 図3-12から抜粋したものである. このノズル噴孔径の最適化曲線を決定している要因Aは, 今までの検討から, ノズル縮小での噴射期間 θ_{inj} 長期化による燃焼期間の延伸, 要因Bは, 噴射圧増大, 壁面衝突割合増大による混合促進と考えられる. 燃費率に対する最適ノズル噴孔は, 適正噴射期間を目安に要因A, Bのバランスにより決まることから, 要因Cは噴射ポンプの幾何学的送油率が相当すると考えられる.

図3-18に, 図3-17をまとめ直した. 適正噴射期間を目安を 25° とすると, 要因Cの噴射ポンプ幾何学的送油率を増大した場合は, 噴射期間を適正に維持するために噴射ノズル噴孔を同時に縮小した方が良いことが分かる.

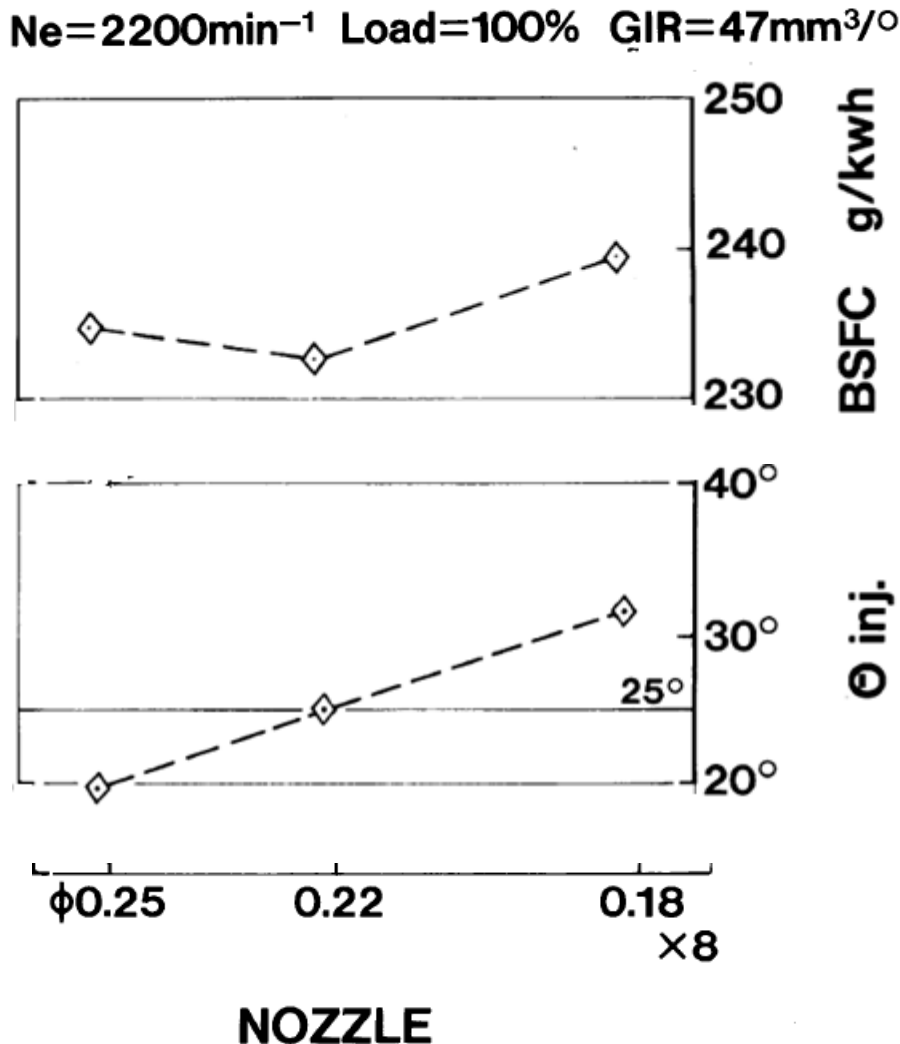


図3-17 ノズル噴孔径最適化曲線と噴射期間 (図3-12 抜粋)

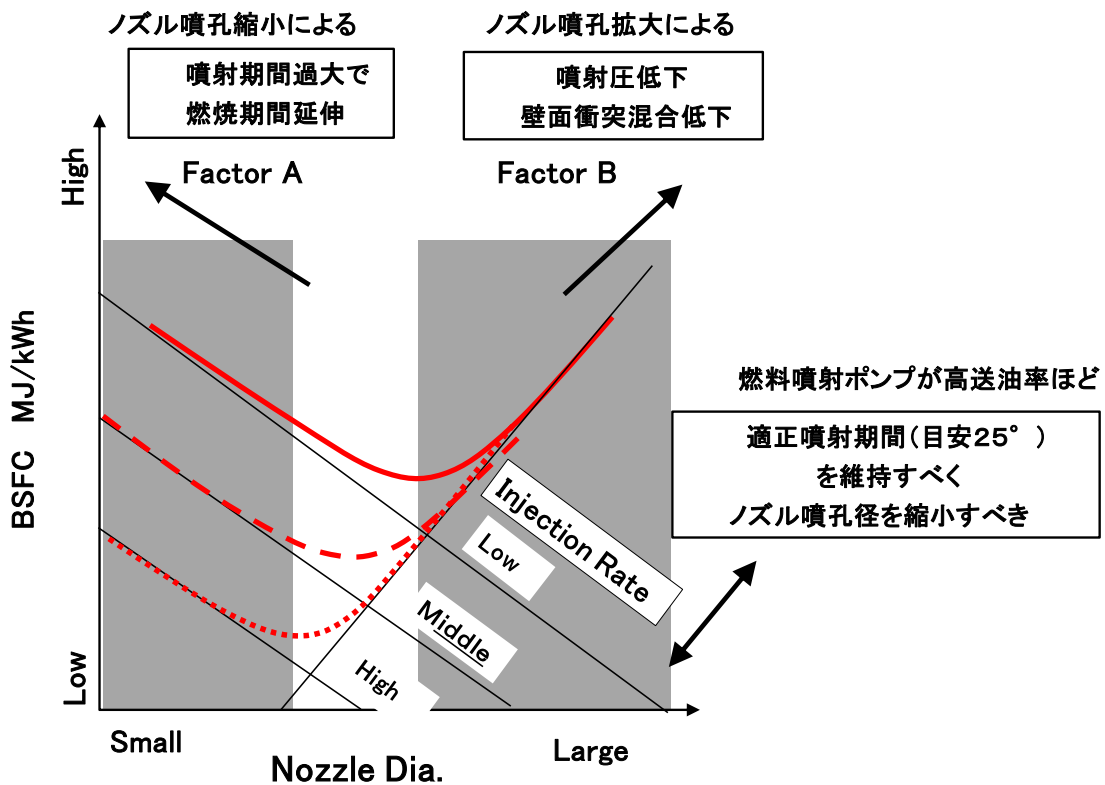


図 3-18 噴射ポンプ送油率違いのノズル噴孔径最適化曲線

以上、本章の結果をまとめると、

- (1) 筒内の燃料噴霧は燃焼室壁に衝突することで空気との混合が促進されている。
- (2) ノズル噴孔面積縮小は噴射圧を増大させ、噴射終了までの噴霧到達距離を延ばし、壁面衝突による混合促進を行っている面もある。
- (3) ノズル噴孔面積縮小あるいは噴射ポンプ送油率増大により噴射圧を増大させると、特に低中速域のスモーク、燃費率の低減は顕著であるが、高速域は噴射期間が過大になり燃費率が增大する場合がある。低速域と同時に高速域の燃費率最適化のためには高圧噴射に適した燃焼系の選択が必要である。プレストローク制御ポンプなどで送油率を可変することもひとつの対策になる。
- (4) 噴射期間が長すぎる場合はもちろん、短すぎる場合も噴霧の混合や燃焼の活性は低下し燃費率が增大する。すなわち適正な噴射期間が存在する。
- (5) 高圧噴射に伴って燃焼騒音増大、NO_x 巻き上り特性の顕在化、などの不具合を生ずるが、高圧噴射とパイロット噴射を組み合わせることは、NO_x、スモーク、燃費率、燃焼騒音のいずれも低減できる方法の一つである。

3.6 第2章「空気による燃料との混合促進」との連携

第2章では空気による燃料との混合促進として、スワールによる環境対応型ディーゼル燃焼の研究を行った。本第3章では燃料による空気との混合促進として、ノズル噴孔縮小を含む高圧噴射による燃焼の研究を行った。両者の成果を組み合わせた燃料空気混合促進による燃焼性能改善をここで纏める。

スワールによる燃料との混合促進研究で判明したポイントは、スワールは燃料噴射中の燃焼前半はプラス効果であるが、燃料噴射終了後の燃焼後半は冷却によるマイナス効果になるという2面性である。下図にその説明の図2-27を再掲載する。従って、エンジン回転に比例して増加する局所的空気乱れが十分にある高速時や、噴射期間が短く燃焼後半割合が相対的に大きい部分負荷ではスワールは低い方が良く、スワールがあるとそのマイナス効果によって燃費率が増大し、しかも燃焼前半でのスワール混合促進効果で高NOxになる、との大きな損失を招いているとの結論であった。

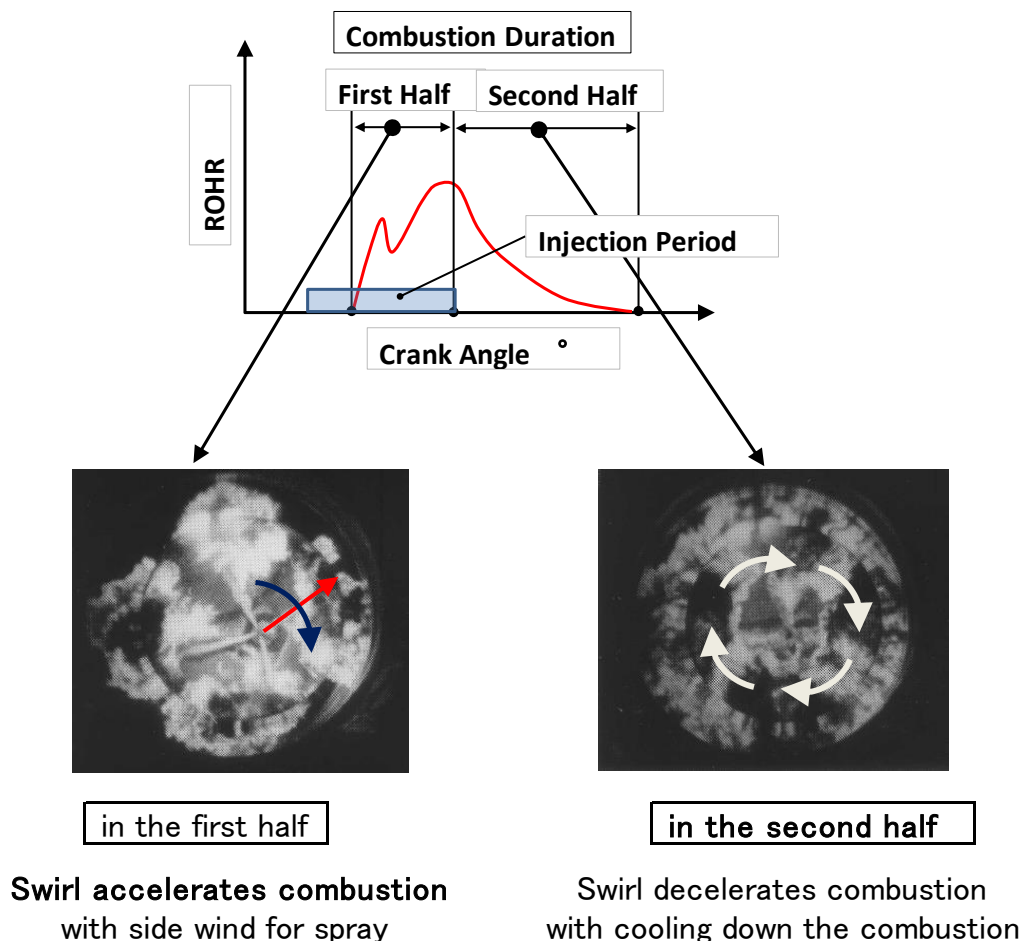


図2-27 スワールのディーゼル燃焼に及ぼす影響

下図に図 2-20 を再掲載する. ポイント c, d, e 点は低スワールによって低 NO_x と低燃費が同時に得られる. 逆の見方をすると, 空気による燃料との混合促進は, 全域の NO_x 低減, 高速と部分負荷の燃費率低減からは抑制した方が望ましいが, 低速高負荷域だけは低エンジン回転のため局的空気乱れが過少で燃費率およびスモークが過大になるため, 高めのスワールで対処せざるを得ない実情が明らかになった.

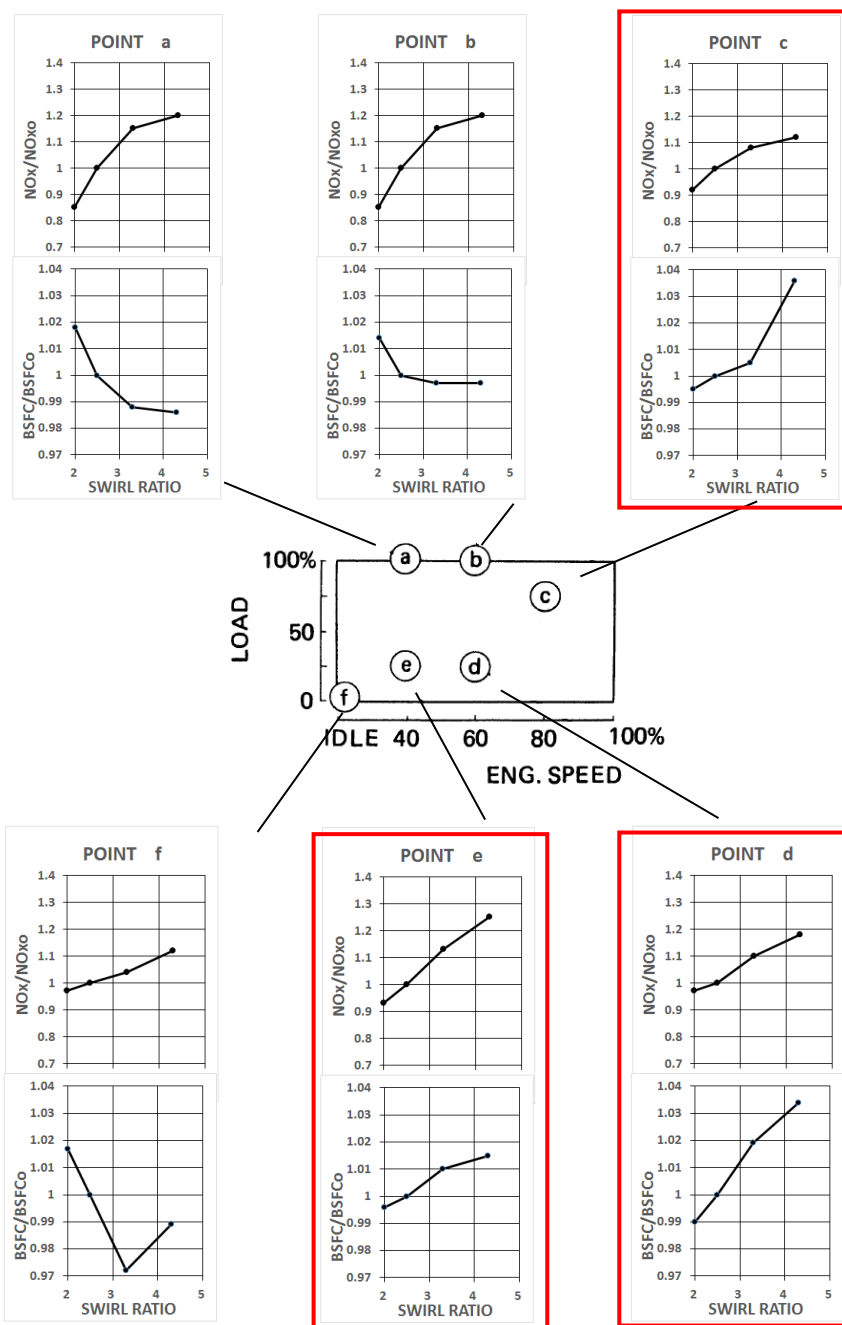


図 2-20 スワール可変機構による NO_x 排ガス性能スワール変化試験

一方、本第3章の燃料による空気との混合促進の研究で判明したポイントは、噴射系の高送油率化に加えて適正なノズル噴孔縮小が燃料による空気との混合を促進し、NO_x 同一下でスモークと燃費率を低減するが、特に燃料空気混合エネルギーが過小である低速高負荷でその効果が顕著であることを再確認した。下にその説明の図3-10aを再掲載する。この燃焼特性により、丁度、低スワール燃焼の最大の障害である低速高負荷域の過大スモークと高燃費率を低減できる。

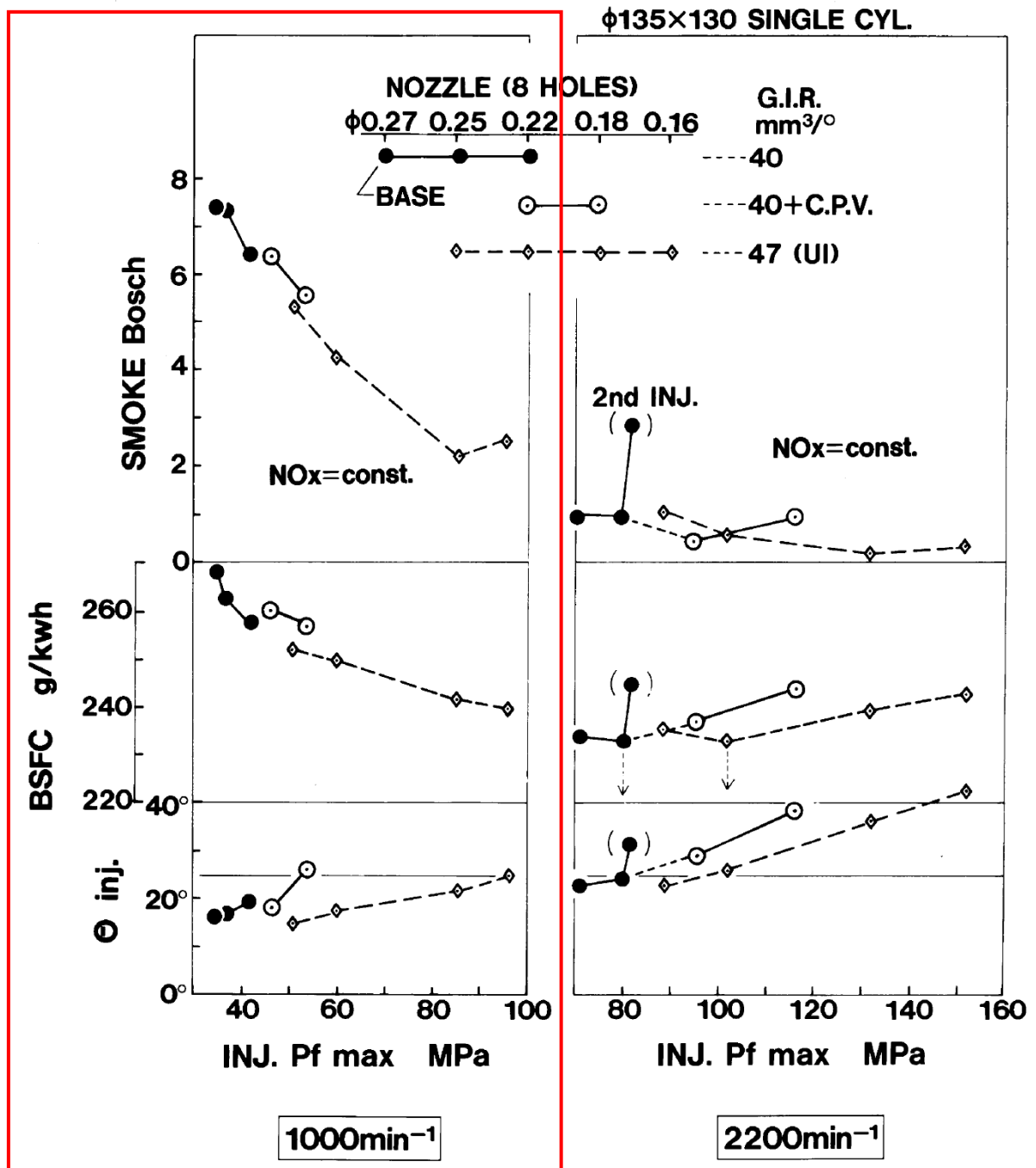


図3-10a 燃料噴射圧力と全負荷性能

以上から、第2章での空気による燃料との混合促進研究の成果である低スワール燃焼と、本第3章での燃料による空気との混合促進研究の成果である、ノズル噴孔縮小を含む高圧噴射燃焼を組み合わせることで、環境対応型の低NOx高熱効率ディーゼル燃焼の一つの方向が纏められた。

最新の自動車用ディーゼルエンジンは、実際に、空気による燃料との混合に関しては極低スワールで、燃料による空気との混合促進に関してはコモンレール噴射系と微小噴孔ノズルの組み合わせによる200MPaにも達する高圧噴射が普遍的になっており^{11) 12) 13)}、本研究の結論と一致している。

3. 7 参考文献

- 1) T. Shimada, T. Shoji and Y. Takeda : The Effect of Fuel Injection Pressure on Diesel Engine Performance, SAE Paper 891919
- 2) T. Kamimoto, H. Kobayashi, and S. Matsuoka :Big Size Rapid Compression Machine for Fundamental Studies of Diesel Combustion, SAE Paper 811004, SAE Trans., vol.90,1984
- 3) E. Balles: Fuel-Air Mixing and Diesel Combustion in a Rapid Compression Machine, Ph.D. Thesis, Department of Mechanical Engineering, MIT, June 1987
- 4) K. R. Browne, I. M. Partridge and G. Greeves : Fuel Property Effects on Fuel/Air Mixing in an Experimental Diesel Engine, SAE Paper 860223, 1986.
- 5) Internal Combustion Engine Fundamentals, J. B. Heywood McGraw-Hill pp. 522-532
- 6) 広安, 新井:ディーゼル噴霧の到達距離と噴霧角, 白技会論文集 N0.21,1980 p. 5~11
- 7) 小酒, 小林, 神本: 非定常噴霧の噴口近傍部構造 に関する研究, 第7回内燃機関合同シンポジウム論文集 ('88-7-13,14 東京)
- 8) 藤井, 田端, 新井, 広安: 蒸発過程にあるディーゼル噴霧の平均粒径 (第二報), 第7回内燃機関合同シンポジウム論文集 ('88-7-13 j4 東京)
- 9) 平河内, 金色, 中川: 燃焼観察による直射式高速ディーゼルエンジンの性能改善, 三菱重工技報 vol. 25, NojL (1988-1)
- 10) Ishida, Kanamoto and Kurihara : Improvements of Exhaust Gas Emissions and Cold Startability of Heavy Duty Diesel Engines by New I Injection-Rate-Control Pump SAE Paper 861236
- 11) 森: 商用車用ディーゼルエンジンの未来, 自技会学術講演会前刷集 2009年秋季大会 20095602
- 12) 稲垣, 水田, 冬頭, 橋詰, 伊藤: 高分散噴霧と筒内低流動を利用した低エミッション高効率ディーゼル燃焼 (第1報), 自技会学術講演会前刷集 2010年春季大会 20105334
- 13) 橋詰, 河合, 葛山, 河野, 稲垣, 友田: 高分散噴霧と筒内低流動を利用した低エミッション高効率ディーゼル燃焼 (第2報), 自技会学術講演会前刷集 2010年春季大会 20105306

第4章 随伴摩擦損失の低減

- 4. 1 はじめに
- 4. 2 ニートバイオ燃料の特性
- 4. 3 ニートバイオ燃料エンジン性能向上試験
- 4. 4 減速法摩擦損失計測法の開発
- 4. 5 高圧燃料噴射管内径試験
- 4. 6 混合仕事増大と摩擦損失増大の平衡
- 4. 7 噴射管内径拡大と燃料加熱の混合促進と摩擦損失増大について
- 4. 8 参考文献

第4章 随伴摩擦損失の低減

4.1 はじめに

4.1.1 高粘度バイオ燃料ディーゼルエンジンの必要性

エンジンは、大気環境問題に対応した、すなわち低NO_x、低スモークの要求に加えて、近年は地球温暖化問題への対応も迫られている。産業革命以来、近代社会の発展は化石燃料をエネルギー源とする動力の発展と共にあった。その燃焼から排出される莫大な二酸化炭素が地球温暖化を招いているとして、二酸化炭素排出の抑制が始まっている。ディーゼルエンジンから排出される二酸化炭素も極力減らすことが求められている。

ディーゼルエンジンは、化石液体燃料の使用が前提で成立している動力機関であり、その稼働に当たって二酸化炭素排出は不可避である。地球温暖化問題への完全な対応はディーゼルエンジンにとって深刻な事態にあると言わなければならないが、図4-1のように^{1) 2)} 現在も各種エンジンの中で最高の熱効率を有しているため代替候補は無く、引き続き熱効率向上とその使用方法の改善で二酸化炭素排出を抑制するしかない。もう一つの解決方法は「カーボンニュートラル」の考えに従って、バイオ燃料を使用するディーゼルエンジンの実用化である。そこで、環境対応と更に地球温暖化への対応から、ここでは、100%バイオ燃料を使用したディーゼルエンジンの性能向上を行い、その過程を通して「随伴摩擦損失の低減による性能向上手法」を検討する。

実機試験を行ったディーゼルエンジンの概要を、図4-2に示す。燃料噴射系は、通常のポンプーラインーノズル(P-L-N)システムである。燃焼性能向上に伴い随伴する摩擦損失の一つとして注目した「噴射系駆動トルク」の仕組みも図中に示す。近年の先進的ディーゼルエンジンに採用されているコモンレール燃料噴射系は、このエンジンのポンプーラインーノズル燃料噴射系システムと異なり長い高圧燃料噴射管を持たないが、コモンレール(高圧燃料蓄圧器)から各気筒の燃料噴射ノズルに高圧燃料を供給する部分に、短いながら高圧燃料噴射管が使われており、また、その先の高圧燃料噴射インジェクタ内部には複雑な送油経路が続いているので、外見から判断されるよりも長い高圧噴射管相当になっている。従ってP-L-N燃料噴射システムである当エンジンで得られた知見をコモンレール噴射系に応用することも可能であると考えられる。

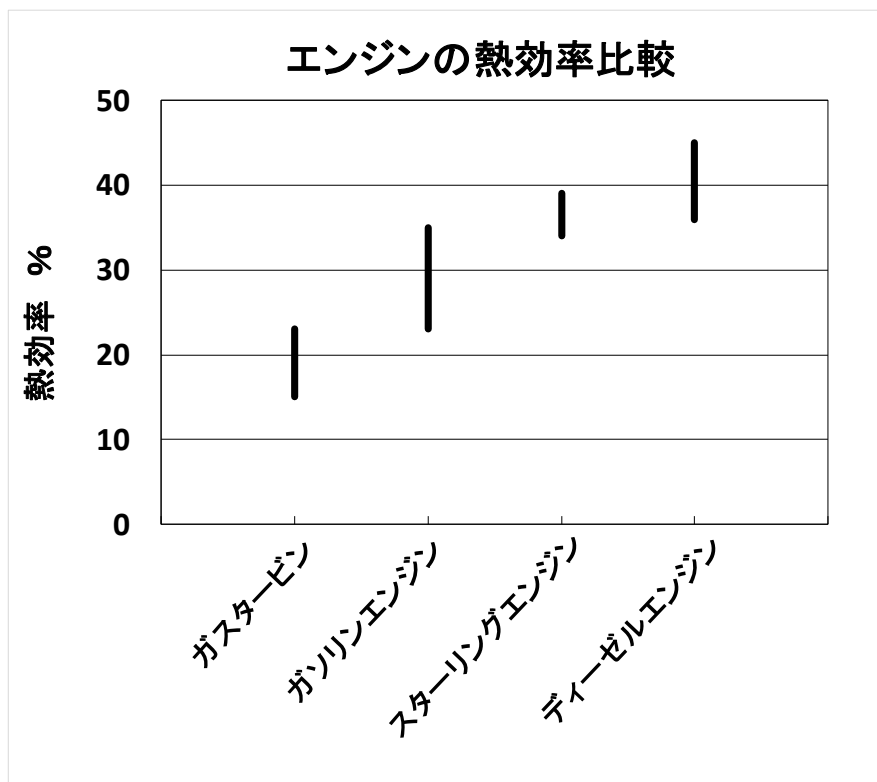


図4-1 各種エンジンの熱効率比較

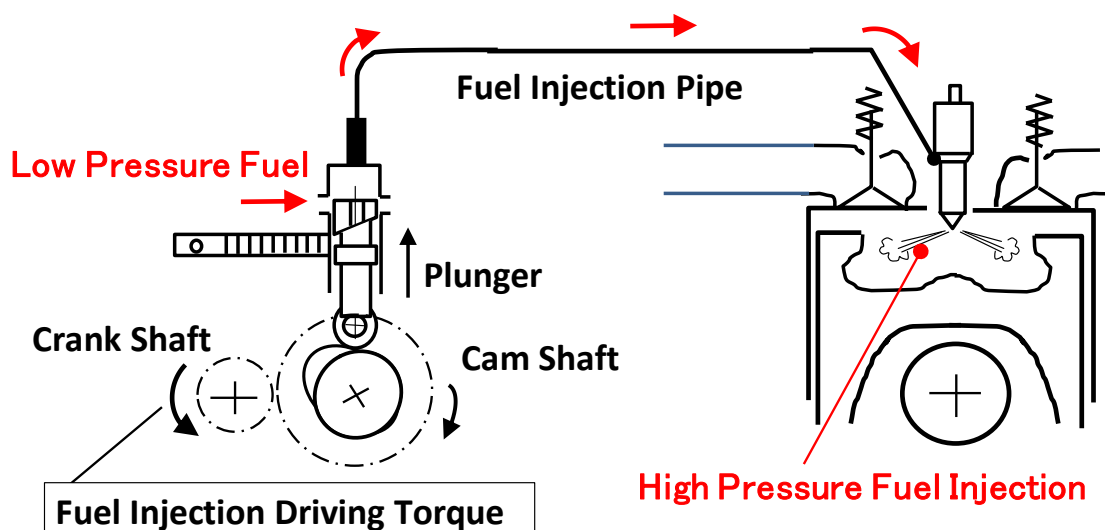


図4-2 本研究に使用したディーゼルエンジンの概要

4.2 ニートバイオ燃料の特性

4.2.1 ニートバイオ燃料の種類

今日、バイオ燃料でディーゼルエンジンを稼働させる手法として最も普及しているものは、バイオディーゼルフューエル (Biodiesel fuel: BDF) の使用である。バイオ燃料の代表格である植物油は軽油よりも 10 倍以上高粘度のため、そのまま使用されることは少なく、BDF 燃料以外では低粘度燃料の軽油と混合したり、船用ディーゼルエンジンで実施されているように燃料噴射管を加熱したりしてエンジンに供給される。BDF 燃料は、3 価アルコールと脂肪酸のエステルである植物油、あるいは廃食油を 1 価アルコールのメタノールと脂肪酸のエステルに変換し、粘度を軽油並みに低減したものである。しかし、今日の小規模な BDF 製造では、液体触媒として NaOH (水酸化ナトリウム; 苛性ソーダ) を原料の植物油あるいは廃食油に加え、そこに置換されるメタノールを注入し加熱して作られるため、製品の BDF 燃料に NaOH が含まれないように大量の水で洗浄することが不可欠になっており、その排水が問題となる。また、副産物として生成されるメタノールと置換されたグリセリンは、純度が低いため利用価値が無くこれも産業廃棄物としての処理が問題となっている³⁾。

以上の背景から、高粘度である植物油そのまま(以下、「ニート」と称する)、ディーゼルエンジンを運転することが期待されているが、その燃料粘度が高いことに伴う不具合、例えば、熱効率が軽油より幾らか低下したり、燃料噴射が不調になったりすることを予め解決する必要がある。本研究ではニート植物油ディーゼルエンジン実用化のための性能改善試験に集中するため、ニート亜麻仁油を図 4-3 に示すように不純物を含まず安定した試薬の形で入手し、エンジンに供給した。これによりバイオ燃料研究が、本質的ではない燃料中の水分やリン灰分などの不純物や燃料酸化によるトラブル等の惑わされることなく、試験に集中することが可能になった。図 4-4 に本研究の狙いを示す。



図 4-3 ニート亜麻仁油 (試薬ビンで入手しエンジンに供給)

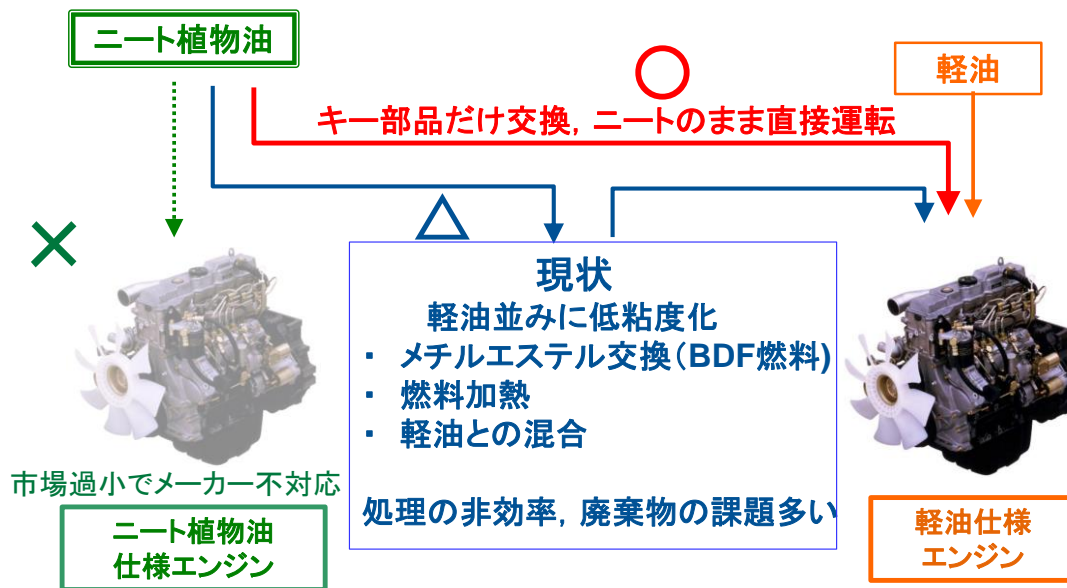


図4-4 ニート植物油ディーゼルエンジン研究の目論見

表4-1 に使用したニート亜麻仁油の燃料物性を示す。亜麻仁油は軽油よりも動粘度が約13倍も高い。

表4-1 ニート植物油と軽油の燃料物性

Test Fuel	Specific Gravity kg/L	Boiling Point K	Hu MJ/kg	Kinetic Viscosity mm ² /s
Linseed Oil	0.92 at 313 K	603~	36.9	28.8 at 313 K
Diesel Fuel	0.81	443~633	42.9	2.3

Measured Value under atmospheric condition

4.2.2 燃料粘度

ニートバイオ燃料を軽油仕様の通常のディーゼルエンジンに使用するためには、初めに、ニートバイオ燃料の高粘度を如何にして、そのディーゼルエンジンが前提としている軽油相当の粘度まで下げるか、が検討される。

一つの方法は、前述の BDF 燃料のように、植物油をグリセリンと脂肪酸のエステルからメタノールと脂肪酸のエステルに交換することで、分子量を 1/3 に低下させることである。もう一つの方法は、超重質油を使用する船用ディーゼルエンジンで行われているように、燃料を加熱して使用することである。図 2-5 にニート亜麻仁油と軽油の燃料粘度の温度依存性実測データを示す。実際のディーゼルエンジンでは、軽油よりも高粘度の燃料である A 重油までは常温で加熱無しで使用可能とされており、図 4-5 の Fuel Oil A (JIS) で示される。即ち、ニート亜麻仁油はその A 重油の上限の粘度に相当しており、常温でも燃料加熱無しでディーゼルエンジンに供給しても運転が可能であることになる。しかし、多くの例ではニート亜麻仁油も何らかの方法でその高粘度を下げてエンジンに供給される。その理由は、燃料が高粘度であると低粘度燃料よりも燃料噴霧粒径が粗大化し、ディーゼル燃焼速度低下による正味燃料消費率 (BSFC) の増大を招くと見られているためと考えられる。

図 4-6 に燃料噴霧粒径と燃料温度の実測データを示す。大気中での燃料噴霧をシリコンオイルに受け止め、顕微鏡で粒径を計測した。亜麻仁油の噴霧粒径は軽油の 1.5~2 倍大きく、確かに燃料温度上昇による噴霧粒径減少効果が確認された。

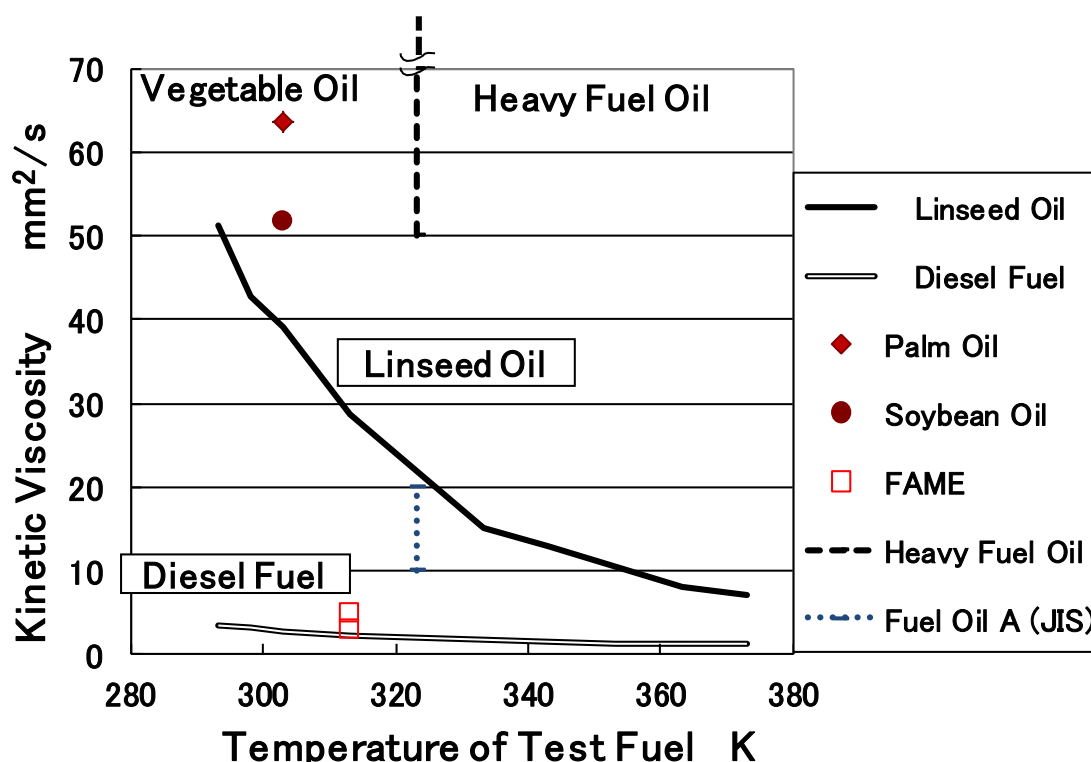


図 4-5 亜麻仁油と軽油の 燃料粘度の温度依存性

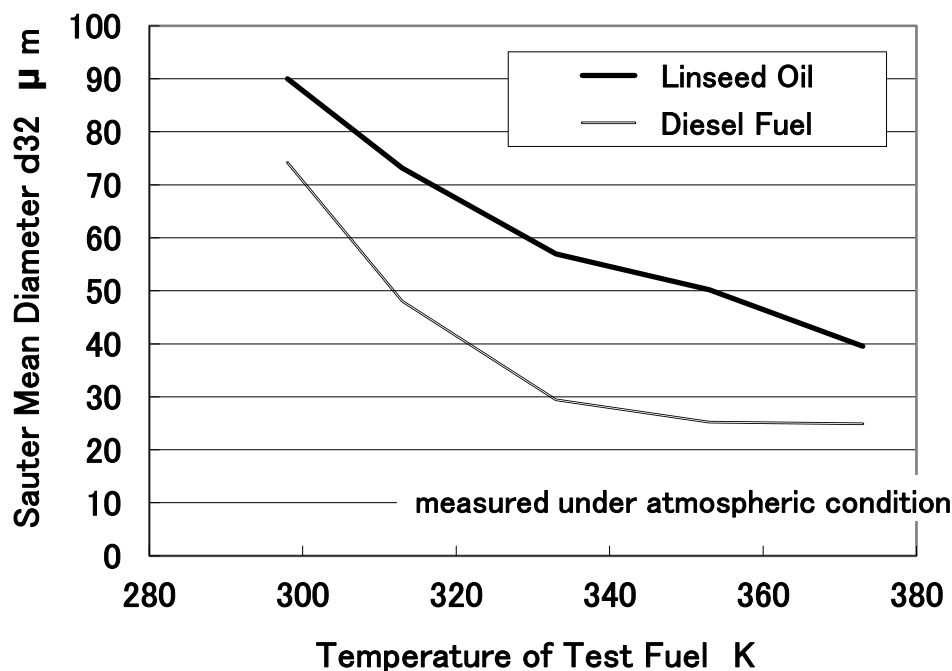


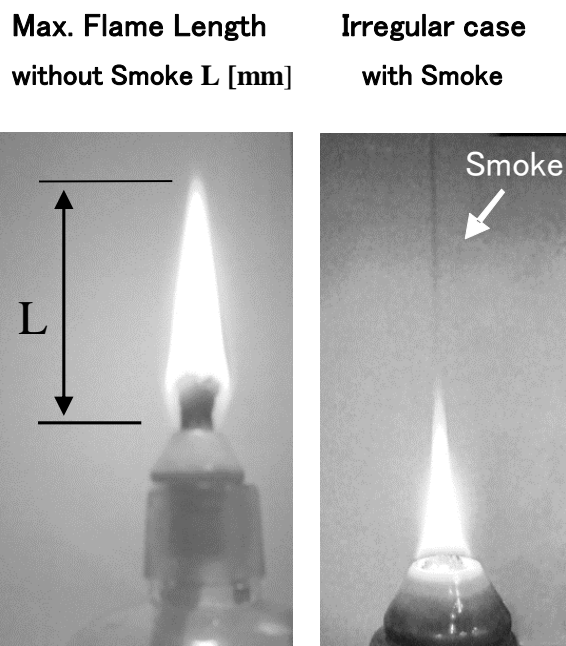
図4-6 亜麻仁油と軽油の 燃料噴霧粒径の温度依存性

本研究に先立つ研究において^{4) 5)}、ニート亜麻仁油を加熱することで明確にBSFCの低減効果が得られた。しかし本研究では、燃料加熱、BDF燃料、以外の第三の手法でBSFCを低減することを目標とする。

4. 2. 3 燃料の発煙特性

ニートバイオ燃料は軽油に比べて燃料粘度が高い点は不利であるが、それ自身が炭素、水素に加え酸素も有する所謂、含酸素燃料であることによる有利性もあると考えられる。そこで始めに含酸素燃料の優位性を確認した。図4-7に燃料の発煙特性計測の方法を示す。アルコールランプを流用して対象燃料を入れ、芯に火を付ける。拡散火炎の長さが長過ぎると先端からスモークが出る(図4-7右)。火炎先端からスモークが出ない範囲での最大の火炎長さ L を計測した。

図4-8に亜麻仁油と軽油の発煙特性計測結果を示す。亜麻仁油の最大火炎長さ L は軽油の1.8倍あり、ディーゼル筒内燃焼ではなく大気中拡散燃焼であるが、スモークが出難いことが確認された。これは含酸素燃料であることと、多環芳香族炭化水素(PAH)を含まないためと考えられ^{6) 7)}、軽油に対するバイオ燃料の有利点の一つと言える。以上から、ニートバイオ燃料は、燃料性状に於いて軽油に対する不利な面がある一方、有利な面もあることが確認された。



Expedient “Smoke Point” Test

図 4-7 発煙特性の計測方法

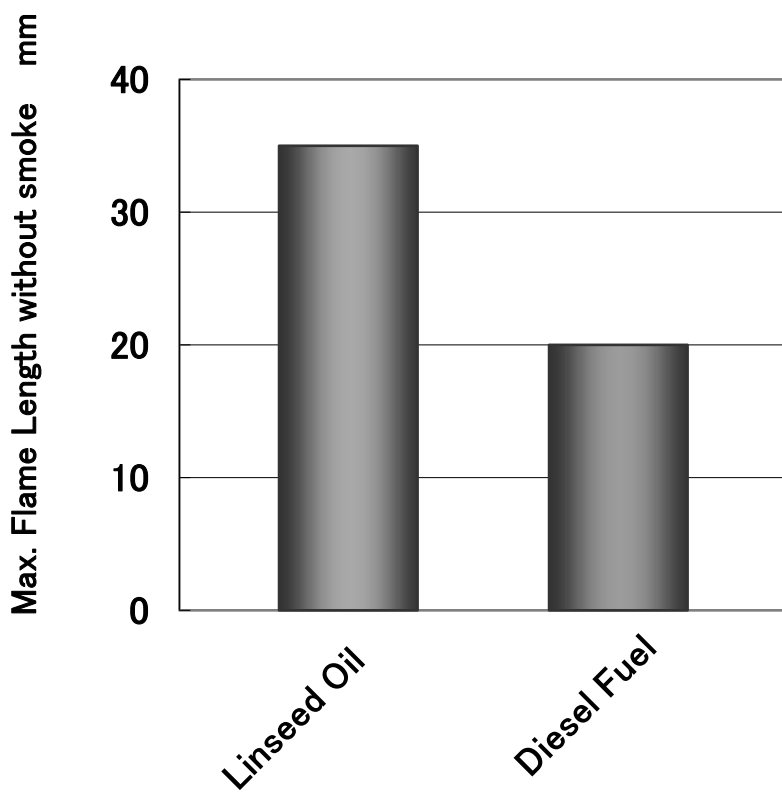


図 4-8 亜麻仁油と軽油の 発煙特性比較

4.3 ニートバイオ燃料エンジン性能向上試験

4.3.1 エンジン試験レイアウト

表4-2に、試験エンジンの主要諸元を示す。空冷単気筒小型の汎用ディーゼルエンジンで、噴射時期進角機構は無く、静的燃料噴射時期は23° BTDCに固定されている。表4-3に、同ディーゼルエンジンの燃料噴射系諸元を示す。最大燃料噴射圧は、最高エンジン回転数全負荷に於いても30MPa程度であり、近年のコモンレール噴射系を採用した自動車用ディーゼルエンジンの場合より大幅に低い。

表4-2 供試ディーゼルエンジン諸元

	D.I. Diesel Engine
Engine Type	Air-cooled 4 stroke
Displaced volume	412 cc
Bore × Stroke	82 × 78 — Single Cylinder
Rated Output / Engine Speed	5.1 kW / 3000 rpm
Mean Effective Pressure	495 kPa
Max. Torque / Engine Speed	19.6 Nm / 2400 rpm
Mean Effective Pressure	598 kPa
Compression ratio	21:1
Static Fuel Injection Timing	23° BTDC fixed

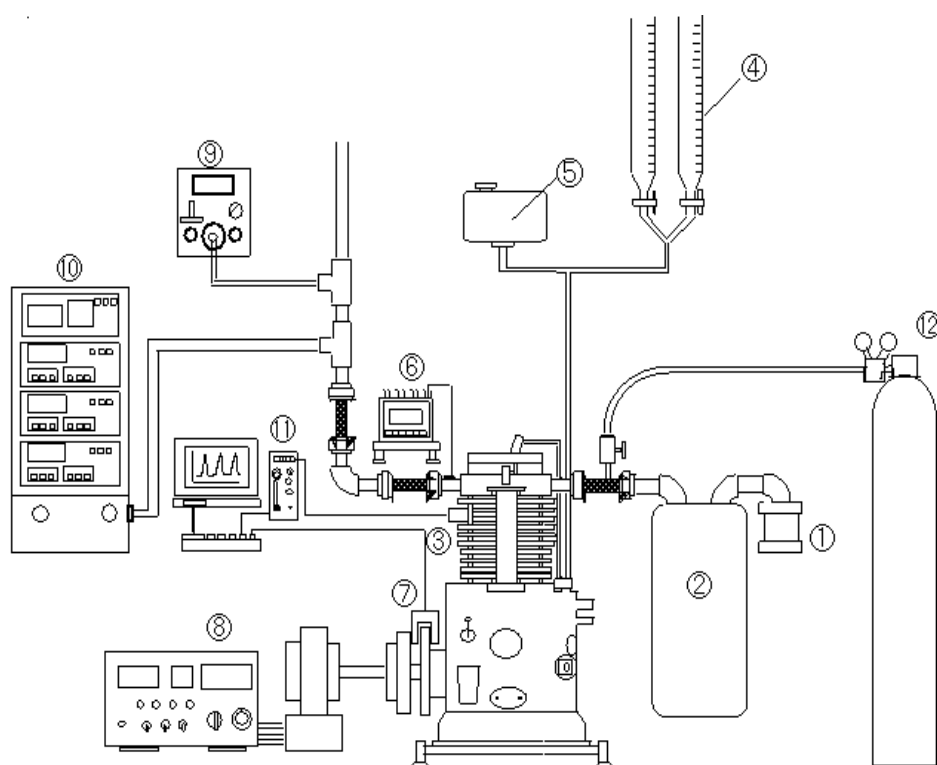
表 4-3 燃料噴射系諸元

Injection Pump Type	PFR
Plunger Diameter	φ5.5
Delivery System	w/ Dumping Valve
Injection Pipe	φ2 — 370
Injection Nozzle	φ0.22 × 4
Nozzle Opening Pressure	19.5 MPa

図 4-9 に、エンジン試験装置レイアウトを示す。動力計⑧は東京プラント社製水冷渦電流式 ED-20-LC であり、最大吸収トルクは 42Nm、計測精度は±0.2% of Full Scale である。スモークメータ⑨は Zexel 製の DSM-10N である。筒内圧センサ③は共和電業製水冷式 PEF-S-20MPSA1 でシリンダヘッドの触火面にフラッシュマウントで装着されている。N₂ 高压容器⑫は、ディーゼル燃焼を強制的に停止させる場合にエンジン吸気管に N₂ ガスを注入する為にセットしてある。

4. 3. 2 エンジン試験結果

図 4-10 に、ニート亜麻仁油と軽油の NO_x、スモーク、BSFC、ISFC（図示燃費率）性能を示す。ニート亜麻仁油の BSFC（正味燃費率）は軽油より高いが、ISFC は逆に軽油よりも低いことが確認出来る。ニートバイオ燃料でディーゼルエンジンを運転した場合に BSFC が軽油の場合より高いのは、燃料粘度が高いため燃料噴霧粒径が大きく霧化特性が低いと、考えられることが多かった。しかし、今回の試験で明らかになったように、ISFC は逆にニートバイオ燃料の方が軽油より低い事が確認されたことで、ニートバイオ燃料の方が含酸素燃料のために軽油の場合よりも筒内燃焼は早いことが分かる⁷⁾。その裏付けとして、NO_x 排出特性は軽油よりも常に高く、スモーク濃度は常に低い。静的燃料噴射開始時期は 23° BTDC 固定されており、両燃料とも同じ条件である。ニート亜麻仁油の BSFC が高いにも関わらず ISFC が低いことは、必然的にニート亜麻仁油の摩擦損失が軽油よりも大きいためではないかと推論される。更にその摩擦損失が高い原因は、燃料粘度が高いためとの仮説を立てた。



- | | | |
|------------------------|-----------------|-----------------------------|
| ① Air Filter | ② Surge Tank | ③ Pressure P.U. |
| ④ Burette | ⑤ Fuel Tank | ⑥ Thermometer |
| ⑦ Crank Angle P.U. | ⑧ Dynamometer | ⑨ Smoke Meter |
| ⑩ Exhaust Gas Analyzer | ⑪ Data Analyzer | ⑫ N ₂ Gas Vessel |

図4-9 エンジン試験装置レイアウト

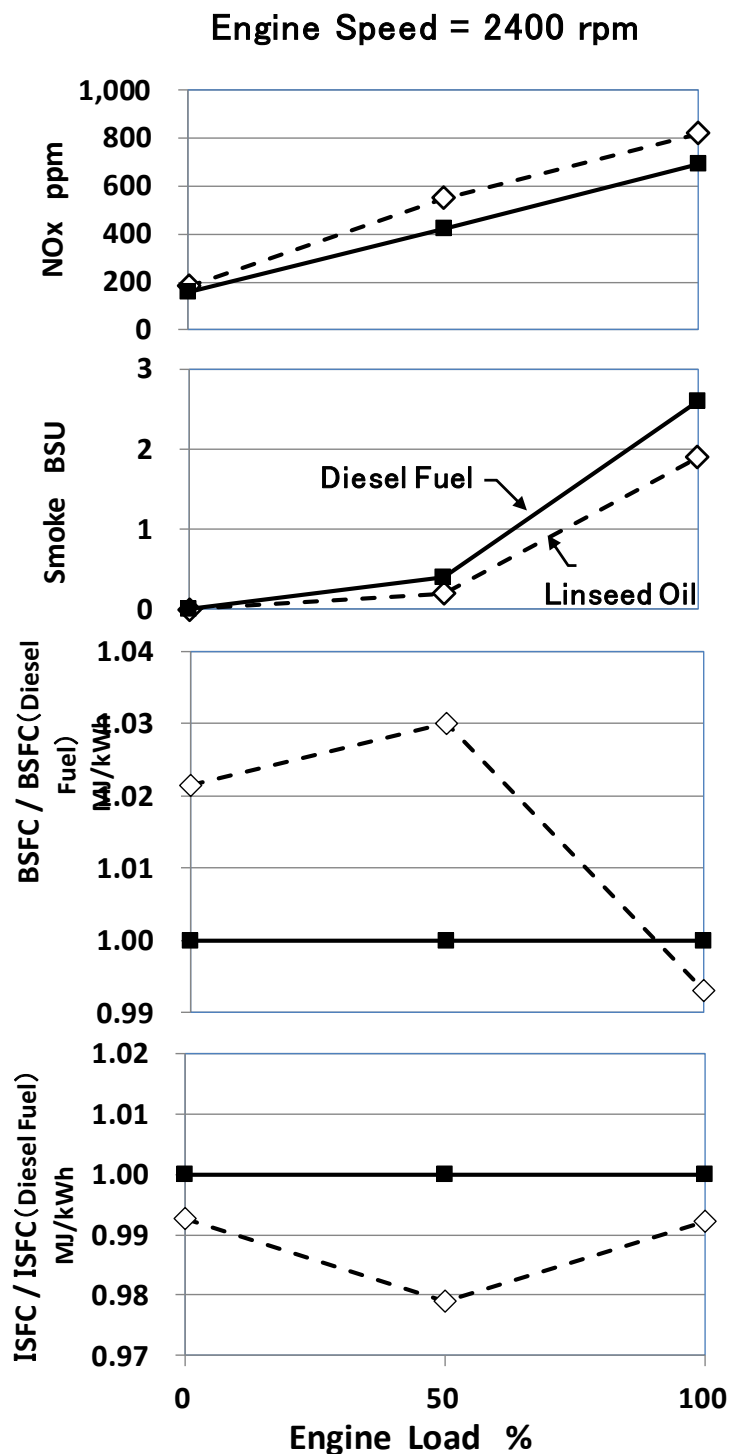


図4-10 ニート亜麻仁油と軽油のNO_x, スモーク, BSFC, ISFC 性能

図4-11に、ニート亜麻仁油と軽油の燃料噴射弁リフトと熱発生率波形を示す。図から、両者の実際の噴射時期は、大幅な燃料粘度の相違にも関わらず殆ど同じであり、熱発生率波形のピーク値はニート亜麻仁油の方が軽油より高く、燃焼速度が早いことを示している。次の段階では、ニート亜麻仁油と軽油のそれぞれの燃料噴射系駆動力を含むエンジン摩擦損失を計測し、上記の摩擦損失差の仮説の確認を行う。

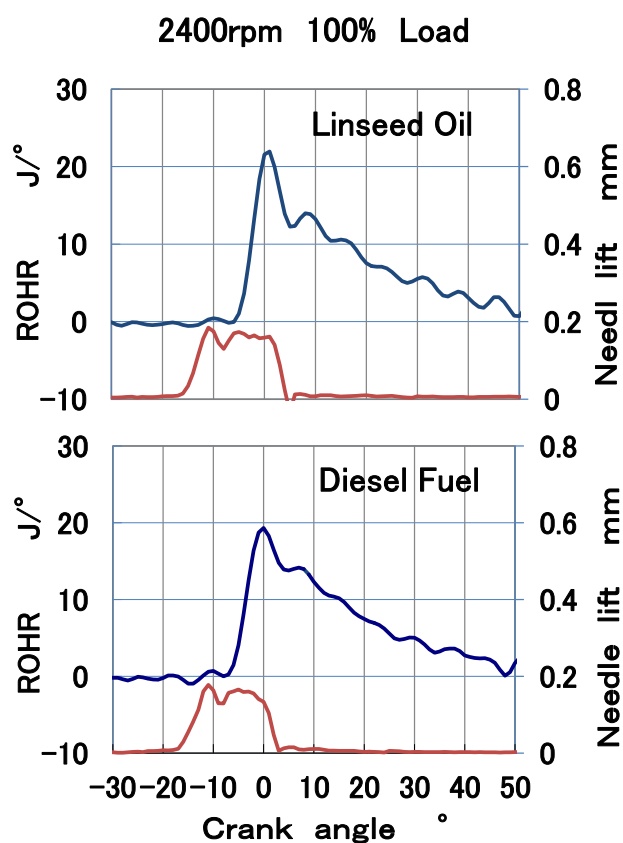


図4-11 ニート亜麻仁油と軽油の燃料噴射弁リフトと熱発生率波形

4.4 減速法摩擦損失計測法の開発

4.4.1 エンジン摩擦損失の実測

エンジン摩擦トルクを、実際のエンジン運転状態で実測し、しかも燃料噴射有り無しで比較するためには、通常使われるワイラン法は、本質的に燃料無噴射状態のエンジン摩擦トルクを外挿して求める方法なので適さない。モータリング法も高い計測精度はあるが、負荷運転から駆動運転への移行が迅速に行われないと軸受やシリンダライナ、燃料噴射系の各部温度が変化してしまう。筒内圧計測から求めた図示平均有効圧と、動力計計測値からの正味平均有効圧の差からエンジン摩擦損失を求める方法も知られているが、計測精度を噴射系駆動トルクが計測可能なレベルまで高めることは困難が伴う。結局、減速法^{8) 9)}による摩擦損失計測法を、当研究では選択した。理由は、減速法は、実際のエンジン運転状態の温度をほぼ維持しながら、比較的高精度での計測が可能で、しかも摩擦損失計測とエンジン性能計測の切り替えが容易で迅速に行えることである。

図4-12に減速法によるエンジン摩擦損失計測を示す。この方法は、燃焼遮断時のエンジン減速度とエンジン摩擦トルクが比例することに基づいており、エンジン回転数、エンジン負荷違いの各々に対応したエンジン摩擦トルクが得られる。

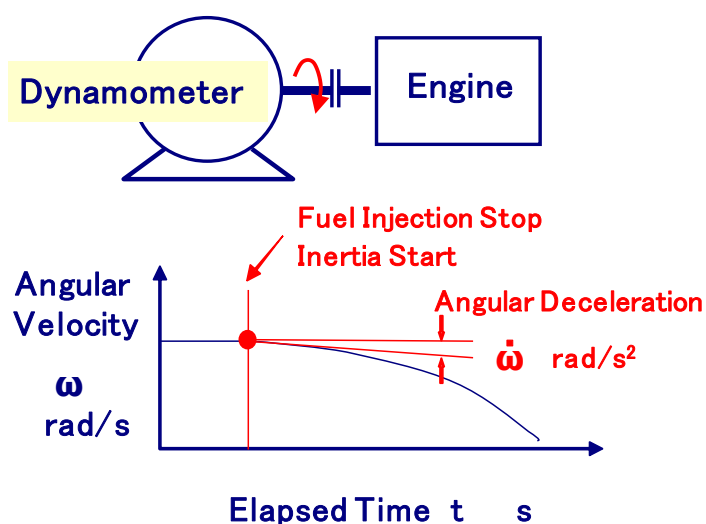


図4-12 減速法によるエンジン摩擦トルク計測

ここでのエンジン摩擦トルクあるいは摩擦損失とは広義のものであって、エンジン機械損失だけでなくポンピング損失、吸排気損失、補機駆動損失なども含めている。エンジン筒内への燃料供給が絶たれた時、エンジンは摩擦トルク

T_f を受けながら慣性で回転し、図 2-12 のように減速度 $\dot{\omega}$ でエンジン回転速度が低下する。 T_f は次のように表される、

$$T_f = I_t \times \dot{\omega} \quad (4-1)$$

ここで、 I_t は、エンジン、動力計、カップリング の各々の回転部分の慣性モーメントの和である。 I_t はエンジン設計データから算出可能であるが、多くの場合は十分な設計情報が得られず I_t を算出することは困難である。そこで本研究では、慣性モーメント I_t を、動力計の負荷を変更しながら実験的に求めた。動力計に更に追加負荷 ΔT を加えてエンジンを減速させたとすると、エンジンは慣性により $\dot{\omega}_d$ の減速度で回転低下し、 $T_f + \Delta T$ は次のように表される、

$$T_f + \Delta T = I_t \times \dot{\omega}_d \quad (4-2)$$

式 (1), (2) から、 I_t は下式で与えられる、

$$I_t = \frac{\Delta T}{(\dot{\omega}_d - \dot{\omega})} \quad (4-3)$$

減速法によるエンジン摩擦損失計測試験は、まず I_t を (4-3) 式を用いて幾つかの代表的なエンジン回転数とエンジン負荷で適当な ΔT を加えて計測した。 I_t は異なるエンジン回転数とエンジン負荷でも安定してほぼ同一の計測値を示し、このエンジン試験に共通な基本的な値として、 $I_t = 0.354 \text{kgm}^2$ に決定した。

これで最終的に、(4-1) 式を用いて燃料噴射時と無噴射時のエンジン摩擦損失を求め、両者の差を計算することで、ニート亜麻仁油と軽油の噴射系駆動トルクが計測できることになる。

4. 4. 2 減速による摩擦損失計測法の開発

噴射系駆動トルクを計測するには、上記のように燃料噴射状態においてもエンジンを減速させる必要がある。そのため始めに減速法として、必要に応じて燃料噴射をシリンダ内、シリンダ外へ切り換える「切換式減速法」を開発した。図 4-13 に切換式減速法の概要を示す。シリンダ内、外への燃料噴射切換え装置は、小型ディーゼルエンジンの高圧分配型燃料ポンプの部品を流用して構築した。図 4-14 に装置の写真を示す。

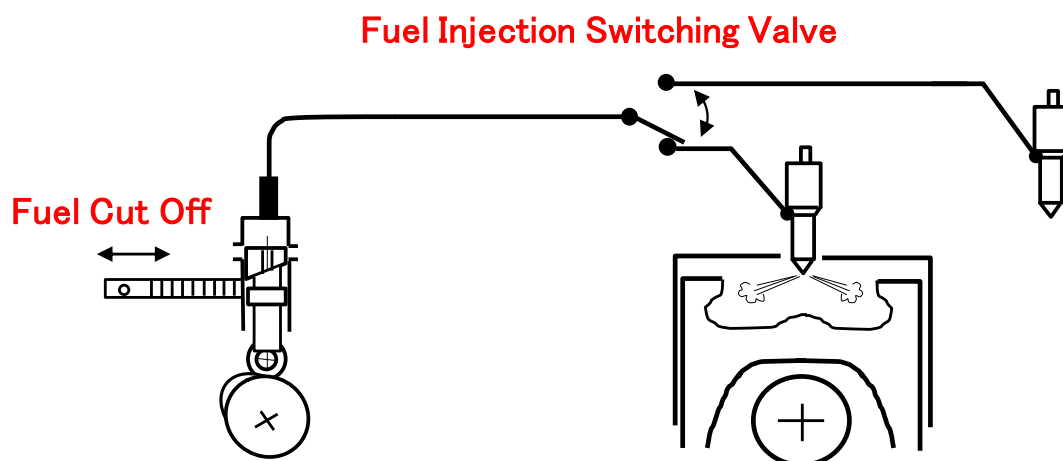


図4-13 切换式減速法のコンセプト

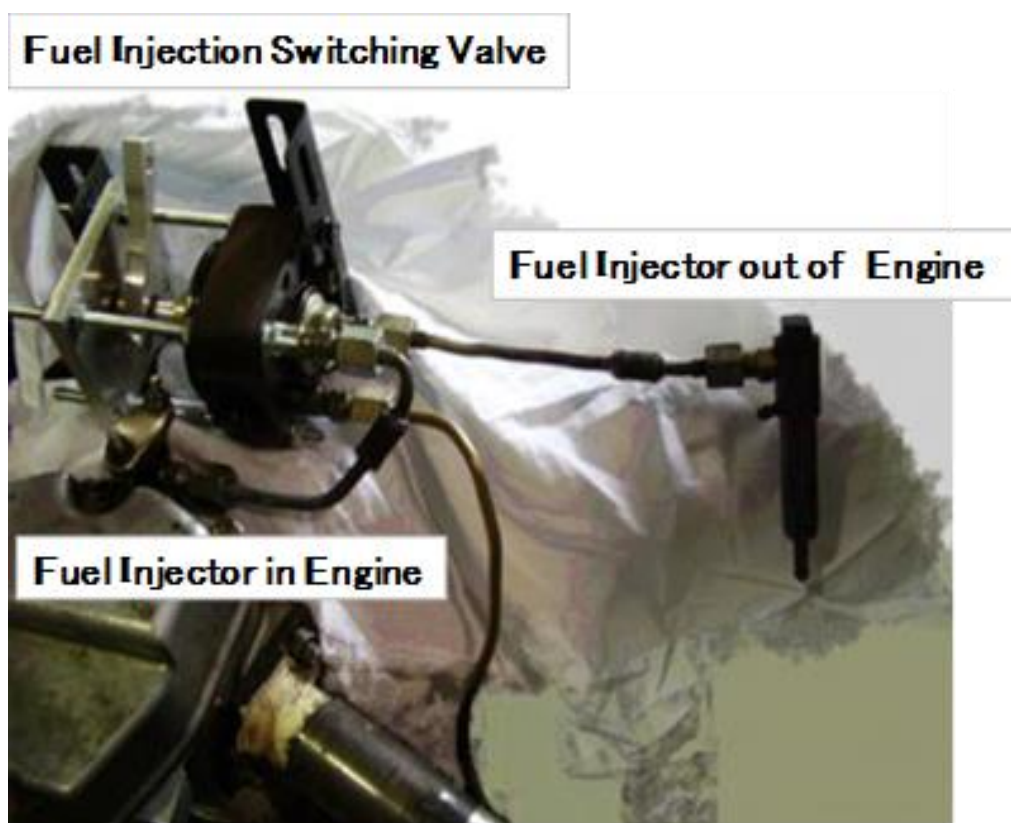


図4-14 切换式減速法装置の全体写真

切換式減速法を用いて、任意のエンジン状態すなわち任意のエンジン回転数、負荷、潤滑油温度、等でのエンジン摩擦損失が計測可能になった。エンジンがある状態で運転されていて、そこから減速法による計測が始まったとすると、計測されるエンジン摩擦損失値は、減速が始まる直前の状態における値と殆ど同一と考えられる。筒内圧だけは燃焼が遮断されるので低下するが、シリンダヘッド下面、ピストン、ピストンリング、ライナー、軸受などの温度はミリ秒単位でしか時間経過していないので殆ど変わらないと考えられるためである。

しかしながら、切換式減速法は、計測に際して燃料噴射切換え装置やその接続のための高圧噴射管の追加などで高圧噴射管系の無駄容積が増大し、明確に燃料噴射圧を低下させている。燃料噴射圧は、前述のように燃料噴射系駆動トルクに直接、影響を与えることから、高圧噴射管系の無駄容積増大は本質的に避けなければならない。この観点から、次章で切換式減速法に代わる図 4-15 に示す吸入式減速法方法が引き続いて研究される。

ここで、予めこれら減速法による計測精度を検討しておく。

図 4-16 に、エンジン摩擦トルクと噴射系駆動トルクの計測の一例を示す。エンジン負荷を 0, 25, 50% の 3 段階に変えてエンジンを運転し、その後、減速法で各々のエンジン摩擦トルクを計測したものであるが、エンジン負荷の増大と共に摩擦トルクも増大している。しかし、一般には、機械的、熱的、あるいは粘性などの互いに背反する摺動部摩擦要因の結果として、エンジン負荷の増大と共に摩擦トルクは逆に減少する例が多いと考える。このディーゼルエンジンは空冷シリンダライナであるため、エンジン負荷増大に伴う熱的变化が水冷エンジンよりも大きく、その結果、負荷増大と共に摩擦トルクも増大する傾向になっていると考えられる。

図 4-16 は、軽油の場合であるが、エンジン負荷の増大と共に燃料噴射系駆動トルクも増大していることが示されている。この傾向は、燃料噴射系駆動トルクが本来、毎回燃料噴射量と噴射圧の積である噴射仕事に比例する筈であり、妥当であると考えられる。計測結果の 0.1~0.3Nm という値に関して言えば、通常の噴射圧レベルでの噴射系駆動トルクの目安はそのエンジンの最大トルクの 1% 前後であるとされている。当エンジンの最大トルクは表 2 に示すように 19.6Nm であり、減速法 A による計測値は、その 0.5%~1.5% に相当していることから 1% という目安に当て嵌まっておりこれも妥当と言える (巻末 Appendix 1 参照)。以上から、この減速法はエンジン摩擦トルクおよび燃料噴射系駆動トルクを計測するために、十分な計測精度を持っていることを確認した。

4.4.3 吸入式減速法の開発

燃料噴霧をシリンダ内に噴射しながら、ディーゼルエンジンの燃焼を凍結するためには、唯一酸素に替えて不活性のガスを予めシリンダ内に吸気しておく事が考えられる。初めに、2種類の不活性なガス、N₂とCO₂が、新しい減速法の開発のために試験された。N₂およびCO₂の両ガスともに空気に替えて吸気させると同時にシリンダ内に燃料噴射していながらディーゼル燃焼が凍結し、十分に減速法を機能させる効果が確認出来た。取扱い易さの観点からは、CO₂ガスの方がコンパクトな液化CO₂ボンベで入手でき、長期にわたって同一の設定圧力が維持され試験可能なので望ましい。しかしCO₂ガスを用いた減速法での計測結果は、それまでの減速法Aによる計測値よりも大幅に低い値を示した。原因を検討の結果、ガスの比熱比 κ の相違でエンジンに吸気され圧縮された時の圧縮圧力がCO₂ガスの場合だけ、大幅に低く、そのため圧縮膨張行程のエンジン摩擦トルクが低下するためと結論された。

表4-4に、N₂とCO₂および空気を吸気した場合の圧縮圧力 P_{max} を示す。N₂と空気の場合に比べて、3原子分子であるCO₂だけは圧縮圧力が25%も低下することが分かる。最終的にN₂ガスを不活性なガスとして選択し、新しい減速法Bに採用した。

表4-4 吸入式減速法 のための不活性ガスの選択

	N ₂	CO ₂	ref. Air
Ratio of Specific Heat κ	1.400	1.301	1.402
Compression P_{max}^{*1} MPa	5.6	4.2	5.6
*1) $= P_0 \times (V_0/V)^\kappa$			

図4-15に、新規に開発した吸入式減速法の概要を示す。シリンダ内に燃料噴射しながらディーゼル燃焼を凍結するために、N₂ガスを吸気に注入するように減速法を改良した。一方、燃料噴射を停止して減速させる場合は、必ずしもN₂ガスを吸気に注入しなくても良く、今まで通り燃料噴射停止による減速度から燃料噴射無しの場合のエンジン摩擦トルクが計測できる。この燃料噴射停止時の減速度と前述の燃料噴射しながらN₂ガスを吸気注入しての減速度の差から、燃料噴射系駆動トルクが算出される。従って、吸入式減速法は、燃料噴射切換え装置も不要でエンジンはオリジナル仕様のままで全く変更することなく、燃

料噴射系駆動トルクおよびエンジン摩擦トルクが計測出来る。

エンジンがオリジナル仕様のままなので、エンジン摩擦損失試験からエンジン性能試験、あるいはエンジン稼働運転へ瞬時に切換え可能という利点がある。あるいは、逆にエンジン性能試験、エンジン稼働運転から、適宜、瞬時減速することでエンジン摩擦損失がチェック出来、そのデータの推移からエンジン異常の予兆を捉えることも可能となる。

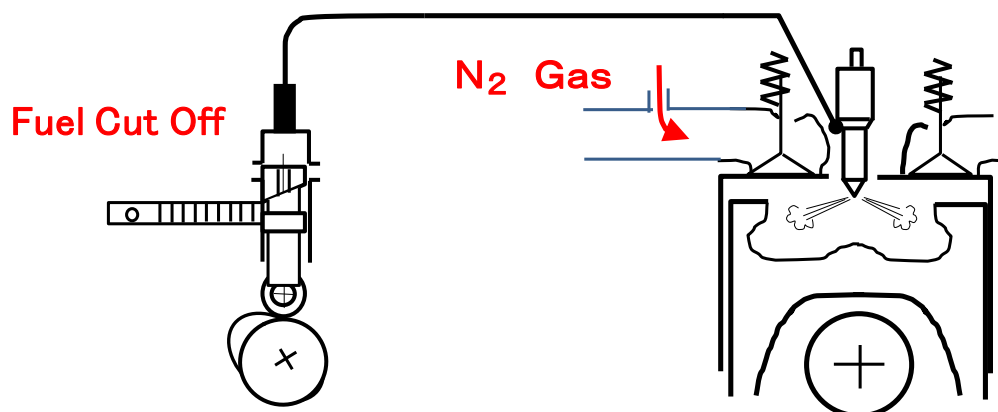


図4-15 吸入式減速法 のコンセプト

図4-16, 4-17に、吸入式減速法で軽油およびニート亜麻仁油の噴射系駆動トルクとエンジン摩擦損失を計測した結果を示す。各々、エンジン回転数2ケース、エンジン負荷を3ケース変えて比較している。図4-16の軽油と図4-17のニート亜麻仁油試験の比較から、噴射系駆動トルクは、各々のエンジン回転数、負荷において明確にニート亜麻仁油の方が軽油よりも大きく、約3倍とみなせる。

一般的に軽油の場合は、噴射系駆動トルクはそれ程大きくないので考慮されないことが多いが、しかし、ニート亜麻仁油のような高粘度燃料の場合は予想以上に大きく、エンジンの正味燃費率を増大させる原因になり得ることが確認出来た。図2-10で示されたニート亜麻仁油が軽油に比べて高BSFCで同時に低ISFCであるという傾向は、高粘度燃料でエンジン摩擦損失が増大するためと仮説したが、この図4-16, 4-17によって仮説が正しいことが確認出来た。

次節では、この高粘度ニートバイオ燃料の燃料噴射系駆動トルク増大を、燃料加熱でもエステル交換でも無い、第3の手法で低減させ、その結果、BSFCも低減させることを検討する。

Original Inj. Pipe Inner Dia. $\Phi 2.0$

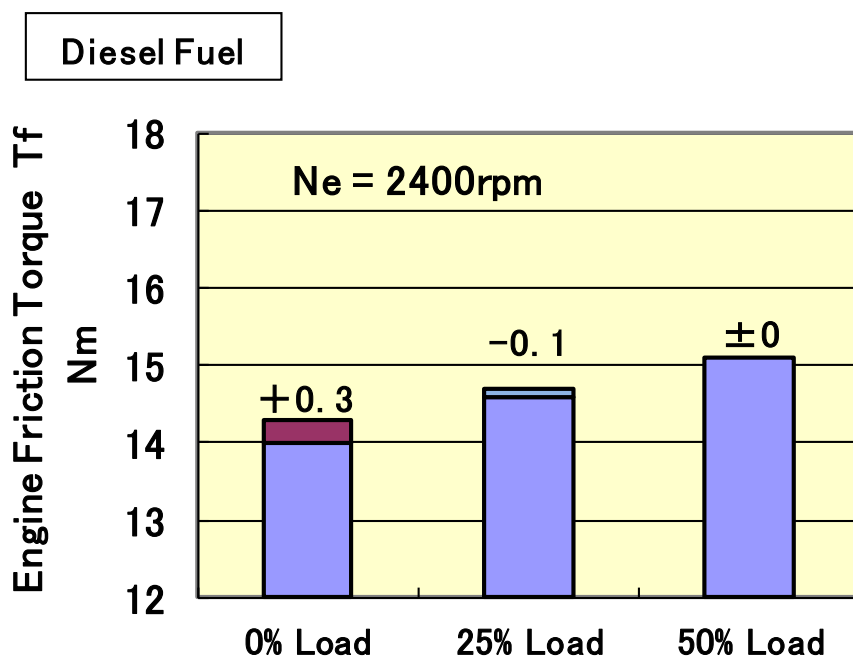
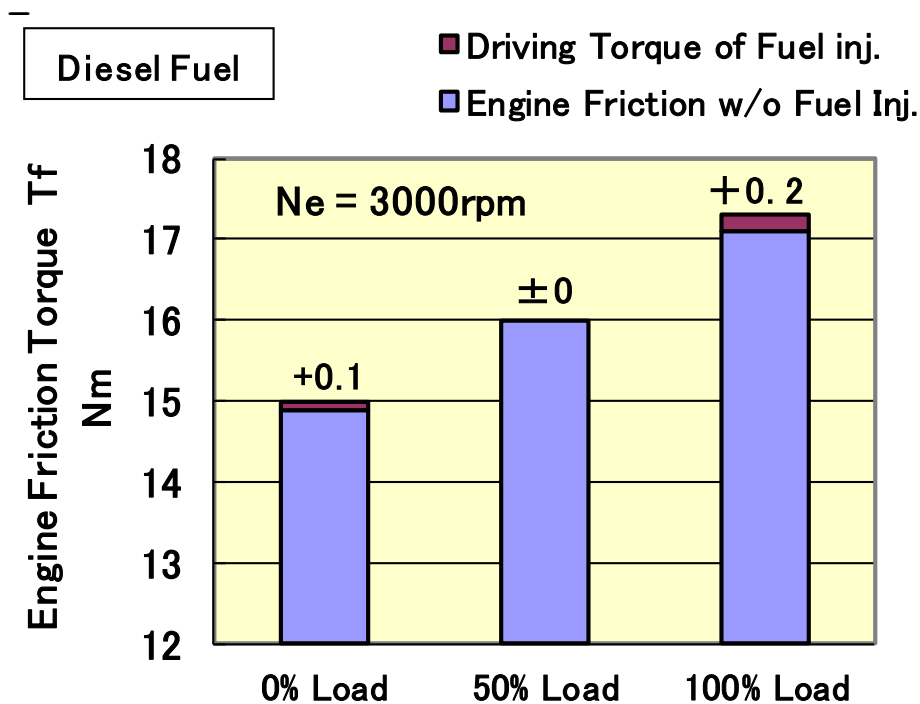


図4-16 吸入式減速法による軽油の噴射系駆動損失とエンジン摩擦損失

Original Inj. Pipe Inner Dia. $\Phi 2.0$

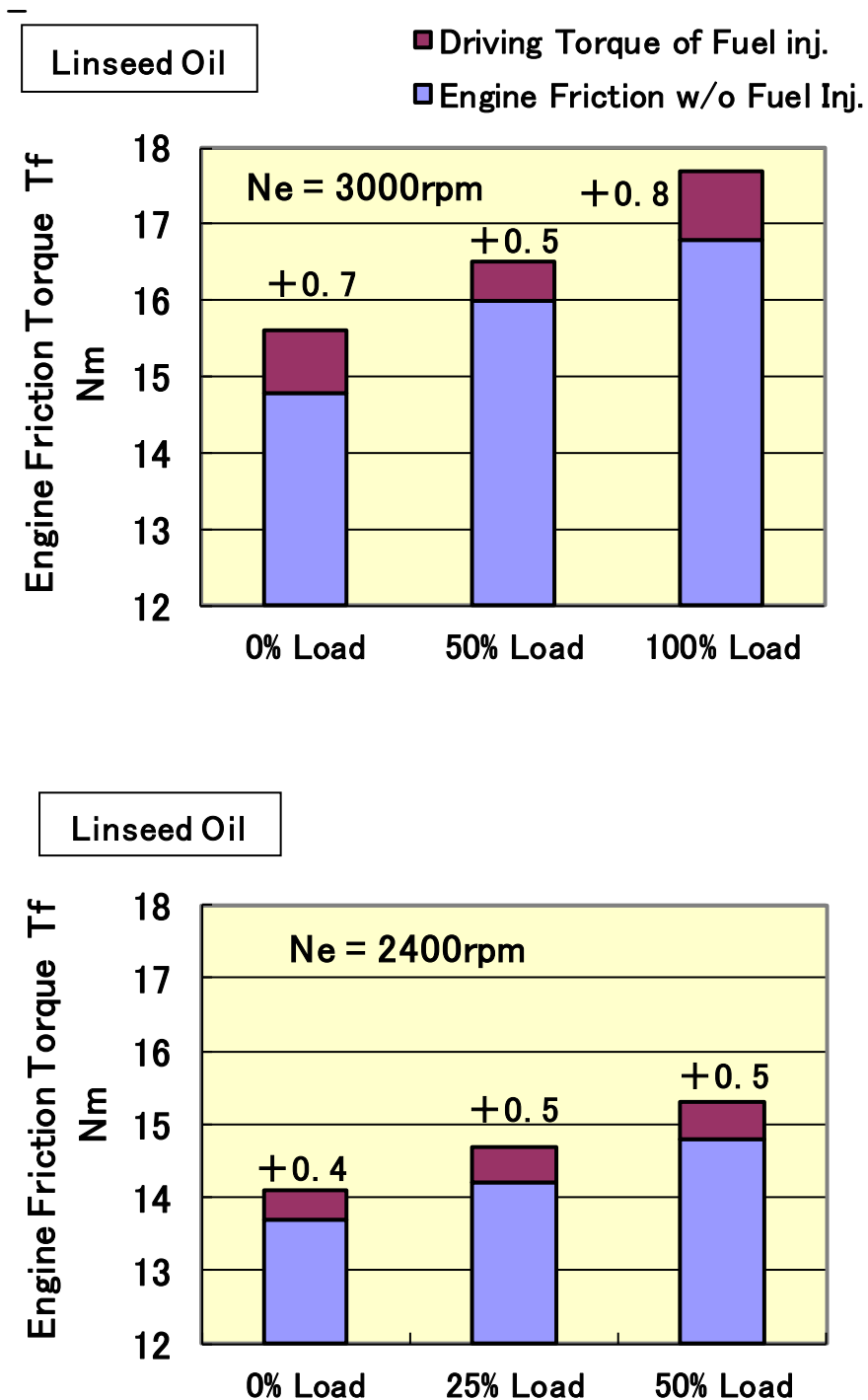


図4-17 吸入式減速法でのニート亜麻仁油の噴射系駆動とエンジン摩擦損失

4.5 高圧燃料噴射管内径試験

4.5.1 混合仕事増大と摩擦損失増大の平衡

ニートバイオ燃料をディーゼルエンジンに適用させるには、軽油前提で設計されている現行ディーゼルエンジン仕様を見直して、ニートバイオ燃料仕様のディーゼルエンジンを開発すれば可能と考えられる。しかし、ニートバイオ燃料仕様ディーゼルエンジンの市場が現行の軽油仕様に比較して極めて小さく採算が合わないため、エンジンメーカーによる開発、製品化の動きはない。そのため、バイオ燃料は軽油仕様ディーゼルエンジンで運転されるしかなく、それに合わせるために、その高粘度を燃料加熱や低粘度燃料希釈やエステル交換で低減させて使用されている現実がある。

本章では、ニートバイオ燃料を軽油仕様エンジンに全面的に合わせることなく、ニートバイオ仕様エンジンを目指すこともなく、第3の方法を志向する。即ちニートバイオ燃料の優位性を活かしながら軽油仕様エンジンからの変更を最小限の部品に特定し、ニートバイオ燃料用改修部品キットにすることで、ニートバイオ燃料が合理的に現行ディーゼルエンジンで活用出来ると考える。

4.5.2 高圧燃料噴射管の内径比較

前節までで、ニート亜麻仁油が軽油に比べて高BSFCであるのは、低ISFCであって燃焼は良いにも関わらず、高粘度燃料による噴射系駆動トルクの増大でエンジン摩擦損失が増大するためであることが分かった。ニート亜麻仁油などの高粘度燃料の場合に噴射系駆動トルクが軽油よりも増大する理由として、高圧燃料噴射管内壁での燃料の粘性抵抗増大が噴射管内圧力損失を招き、その分だけ噴射ポンプ側に高い噴射圧が付加されるためと考えられた。従って、噴射管内壁での高粘度燃料の粘性抵抗増大を、噴射管内径を拡大し管内送油速度を低下させレイノルズ数を低減することで対策することを試みた。

図4-18、4-19に、軽油およびニート亜麻仁油で噴射管内径をΦ2からΦ2.5に拡大した場合の減速法計測結果を示す。まず軽油について、図4-16のオリジナルΦ2噴射管と図4-18のΦ2.5噴射管を比較すると、噴射系駆動トルクの低減効果は見られない。一方、ニート亜麻仁油では、図4-17のΦ2から図4-19のΦ2.5へ噴射管内径を拡大した結果、噴射系駆動トルクが半分かそれ以下に低減することが確認出来た。ニート亜麻仁油でΦ2.5まで噴射管内径を拡大しても、噴射系駆動トルクは軽油のΦ2噴射管での値よりは未だ高いが、噴射管内径拡大が高粘度のニートバイオ燃料の噴射系駆動トルクを低減する効果があることが確認出来た。噴射系駆動トルク単体特性だけについて言えば、高粘度燃料では大きい噴射管内径程低減するが、総合的なエンジン性能については高粘度燃料の場合でも最適噴射管内径が存在する。

Enlarged Inj. Pipe Inner Dia. $\Phi 2.5$

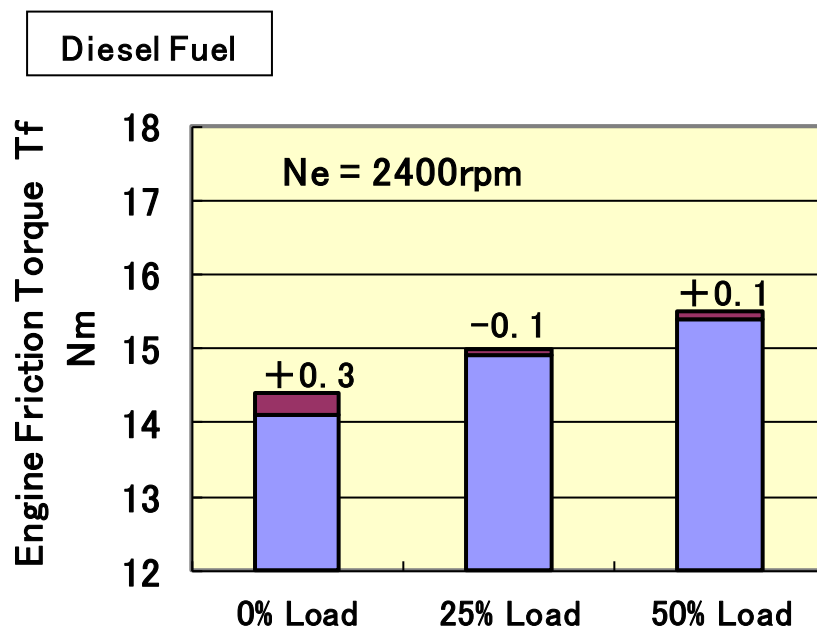
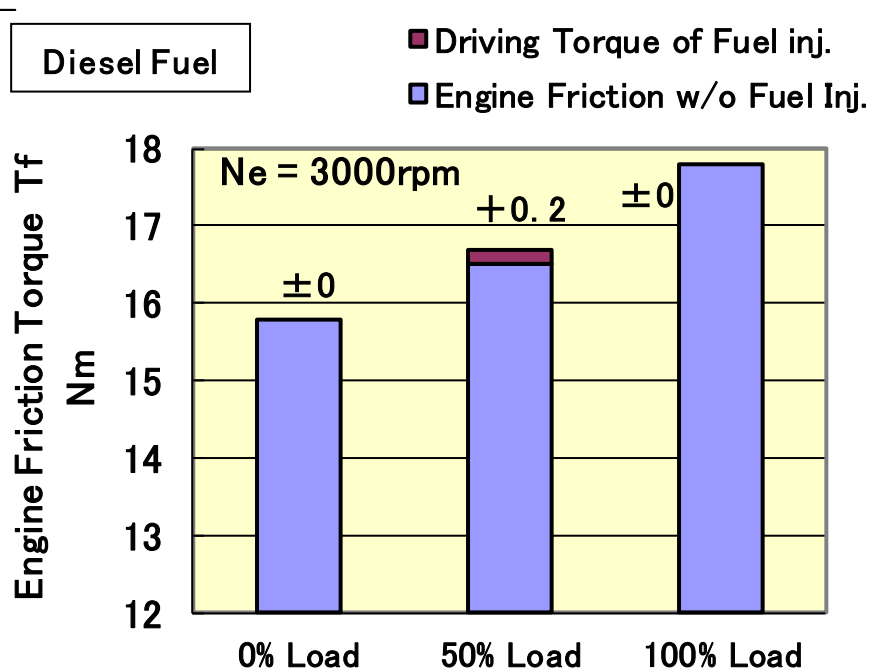


図4-18 軽油の噴射系駆動トルクとエンジン摩擦損失 ($\Phi 2.5$ 拡大噴射管)

Enlarged Inj. Pipe Inner Dia. $\Phi 2.5$

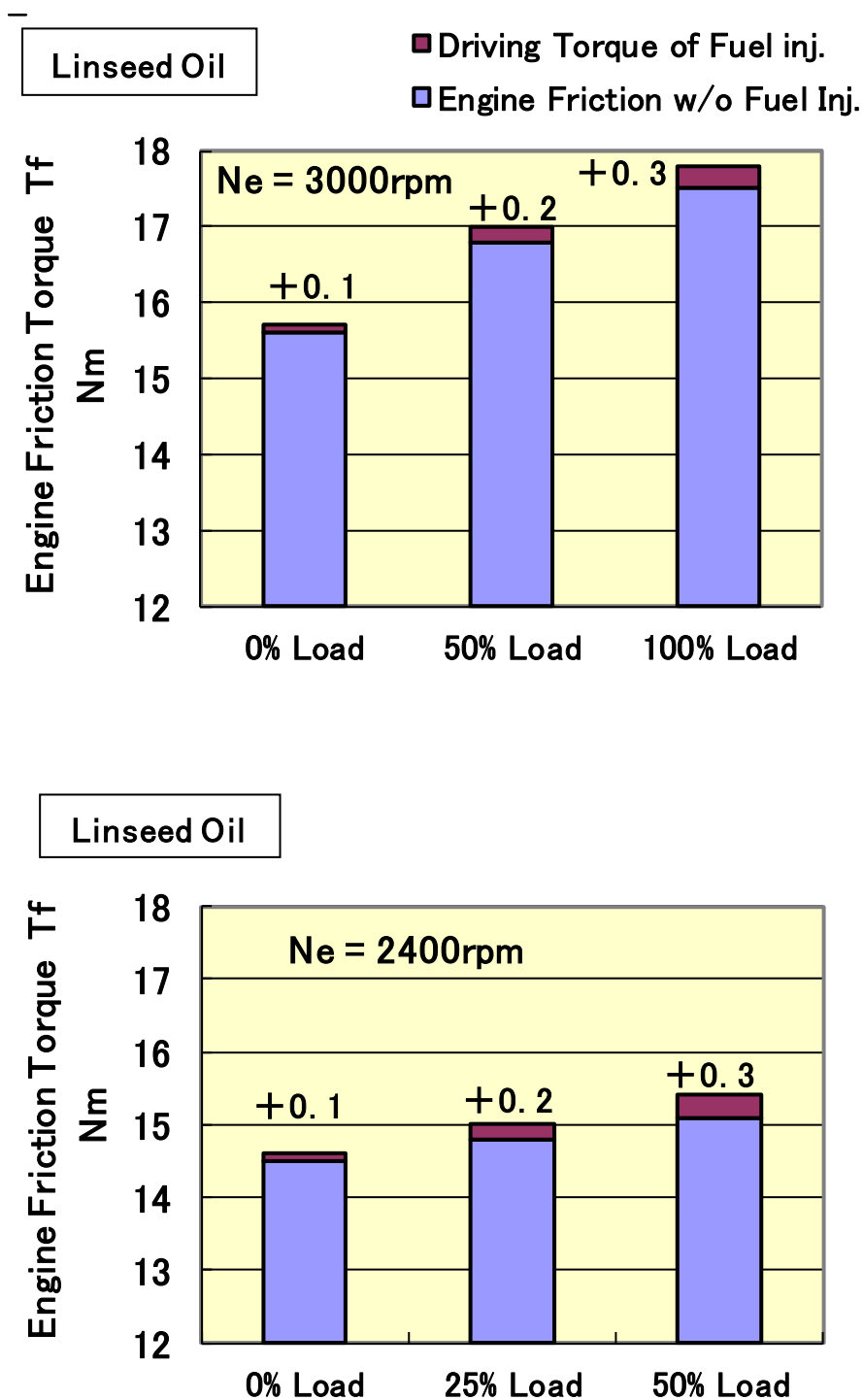


図4-19 ニート亜麻仁油の噴射系駆動ルクとエンジン摩擦損失 ($\Phi 2.5$)

4.5.3 高圧燃料噴射管内径の最適化

噴射管内径拡大で、エンジン摩擦損失の低減効果がニート亜麻仁油で確認出来たが、BSFC への効果を明らかにするため、噴射管内径をオリジナルΦ2 から、Φ2.2、Φ2.5、Φ3 と変化させ性能試験を行った。図4-20 に噴射管内径拡大がBSFC に及ぼす影響を示す。軽油の場合は、BSFC はオリジナルのΦ2 噴射管が最も低く妥当な結果で、Φ2 噴射管から拡大する程BSFC は増大する。しかし、ニート亜麻仁油の場合は、オリジナルのΦ2 噴射管よりもΦ2.2 に拡大した方が低下する。更にΦ2.5 噴射管以上に拡大するとBSFC は再び増大する。別の表現をすると、軽油ではBSFC 性能は現用仕様のΦ2 噴射管が最も低く妥当であったが、ニート亜麻仁油の場合は、最適な噴射管内径がオリジナルのΦ2 噴射管から少し拡大側へシフトし、Φ2.2 試作噴射管が最もBSFC 性能が低く、最適であった。

図4-21 に、噴射管内径拡大がスモークに及ぼす影響を示す。軽油もニート亜麻仁油の場合も、スモーク性能に関しては噴射管を拡大する程増大した。このことは、噴射管拡大がディーゼル燃焼自体を悪化させていることを示す。BSFC 性能でも軽油では同様に、噴射管拡大する程増大しておりディーゼル燃焼の悪化を裏付ける。ところがニート亜麻仁油では、Φ2.2 噴射管まではBSFC は一旦低下し異なる傾向を示している。Φ2.5 以上の噴射管拡大ではスモークもBSFC 性能も増大しておりディーゼル燃焼の悪化と符合する。以上から、噴射管内径拡大には2つの背反する要因があると考えられる。即ち、燃料噴射系駆動トルク低減というプラス要因と燃焼悪化によるスモークおよびBSFC 増大というマイナス要因である。

図4-22 に、以上の結果をまとめ、軽油とニート亜麻仁油のNO_x、スモーク、BSFC、およびISFC 性能を比較する。ニート亜麻仁油については噴射管内径拡大で性能改善しているため、そのΦ2.2 噴射管の性能も加えている。ニート亜麻仁油のBSFC は、最適に内径拡大したΦ2.2 噴射管により、軽油と同じか少し低いBSFC 性能まで改善している。

一方、ニート亜麻仁油の拡大噴射管は、ISFC とスモークを増加させNO_x を低減させており、ディーゼル燃焼の悪化を示している。この2要因の最適化、即ち、噴射系駆動トルク低減による摩擦損失の改善と燃焼の悪化について次節で考察する。

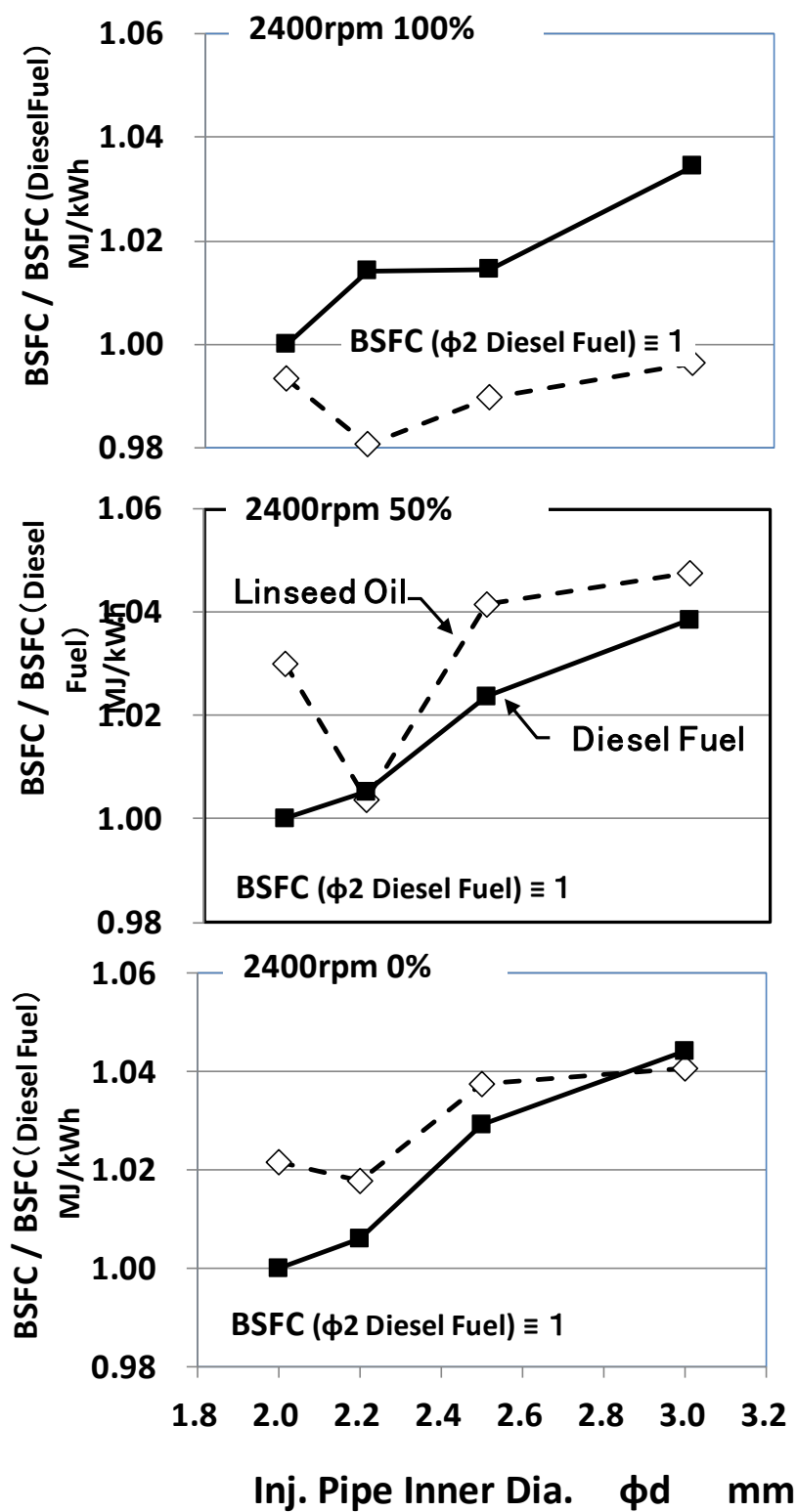


図 4-20 噴射管内径拡大が BSFC に及ぼす影響

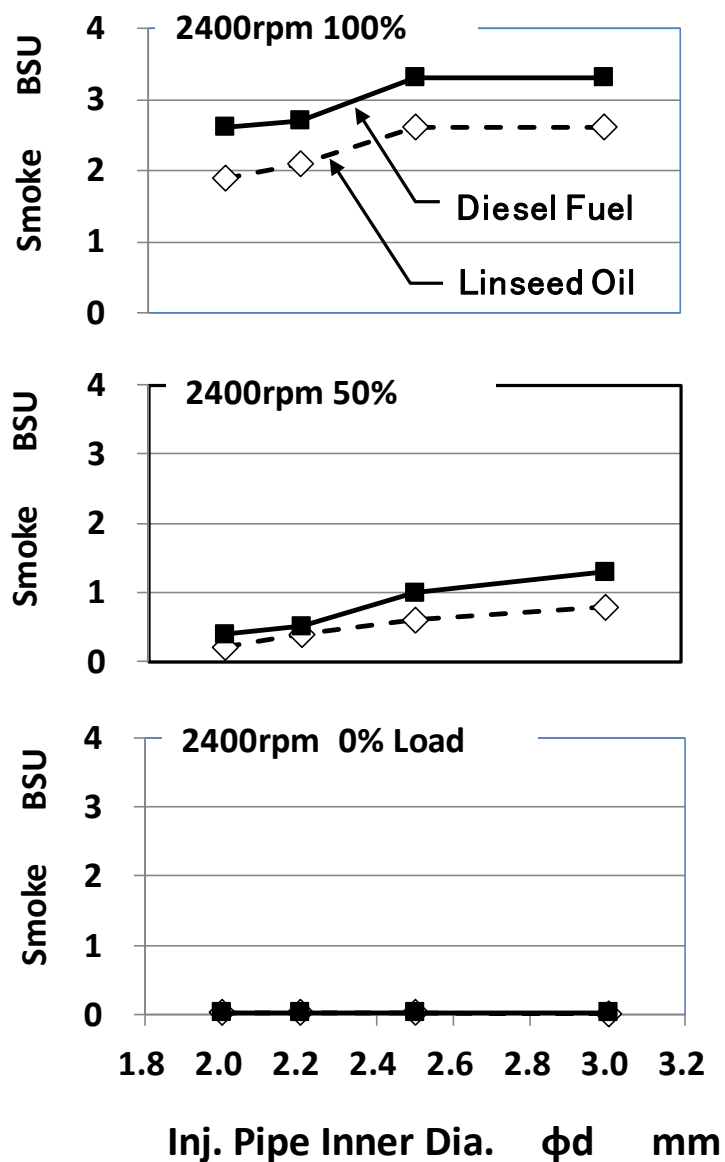


図4-21 噴射管内径拡大がスモークに及ぼす影響

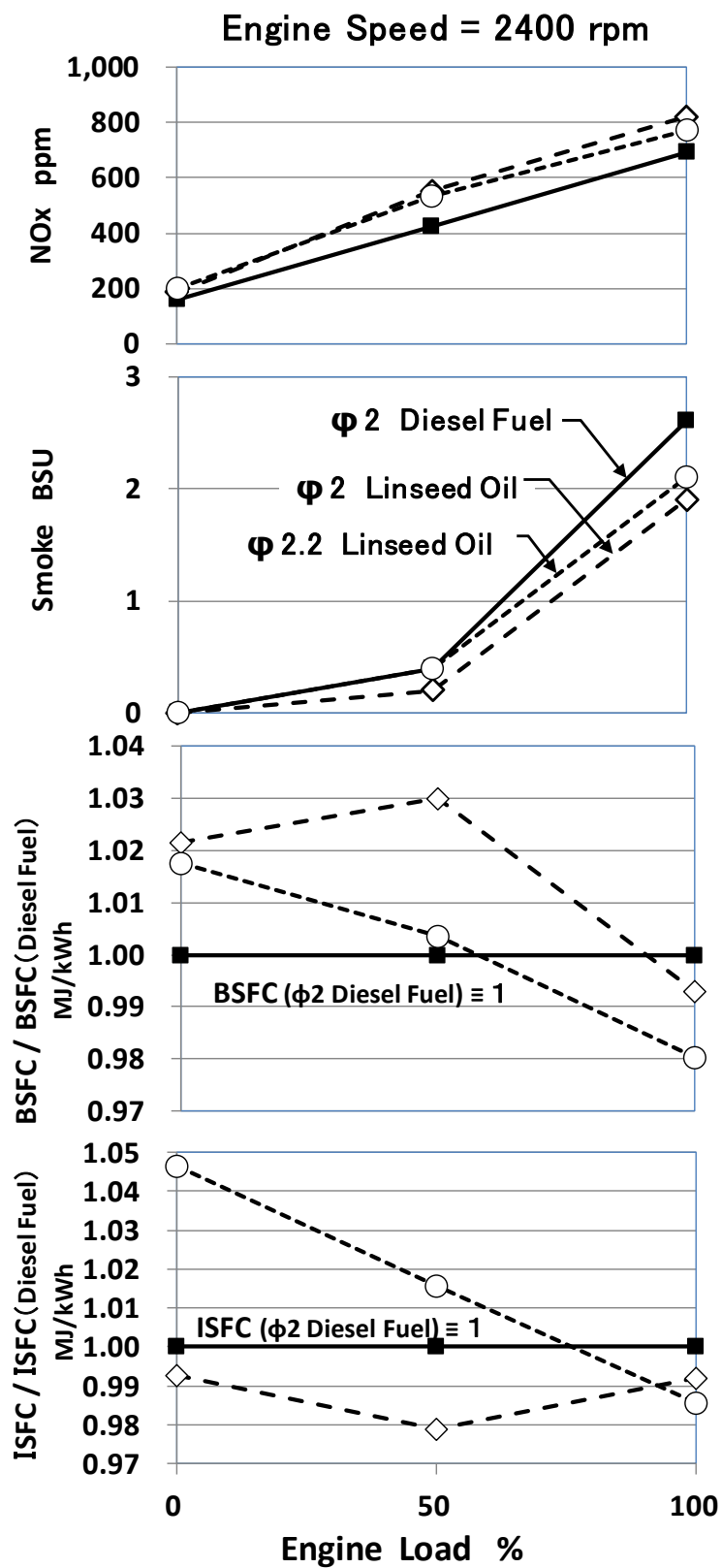


図4-22 ニート亜麻仁油の噴射管内径拡大によるBSFCの改善

4.6 混合仕事増大と摩擦損失増大の平衡

4.6.1 噴射管内径拡大の考察

ニート亜麻仁油を噴射する噴射系駆動トルクが軽油よりも大きいメカニズムは、噴射管内の2つの要因で決まっていると考えられる。即ち、燃料噴射仕事 W_f および粘性抵抗 W_r である。

始めに、燃料噴射仕事 W_f は下記のように表される

$$W_f = P_f \times V_f \quad (4-4)$$

ここで、 P_f はノズル側燃料噴射圧力、 V_f は、燃料噴射量であり、吸戻量も含めて考える。もし P_f が、軽油でもニート亜麻仁油でも同じであると仮定するならば、 W_f の違いは V_f の違いによる。 V_f の違い、即ち、軽油とニート亜麻仁油の燃料噴射量の違いは、同一BSFCとすると両燃料の低位発熱量の違いに起因するものである。ニート亜麻仁油の低位発熱量は、表4-1に示す数値から KJ/m^3 の単位で比較すると軽油より2.3%低い。ここで、燃料噴射量だけでなく燃料吸戻し量も考えると、このエンジンの場合は、全負荷燃料噴射量の約2倍あるが、それが燃料噴射量に加わるため、軽油とニート亜麻仁油の噴射ポンプからの燃料噴射量 V_f の違いは、1%にも満たないことになる。以上の検討の結果、燃料噴射仕事 W_f の違いは軽油とニート亜麻仁油の間で殆ど無視し得ると考えられる。

次に、噴射管内での粘性抵抗仕事 W_r を検討する。 W_r は以下のように表される、

$$W_r = \Delta P_r \times V_f \quad (4-5)$$

ここで、 ΔP_r は、噴射管内での粘性抵抗に因る燃料噴射圧増大量であり、以下のように考えられる、

$$\Delta P_r = \lambda \times \frac{L}{D} \times \frac{\rho}{2} \times v^2 \quad (4-6)$$

ここで、 $\lambda = 64/\text{Re}$ Re レイノルズ数

L 噴射管長さ

D 燃料噴射管内径

ρ 燃料密度

v 噴射管内燃料速度

簡略計算として定常流れと仮定して試算した結果、噴射管内粘性抵抗に因る燃料噴射圧増大 ΔP_r は、ニート亜麻仁油の場合、燃料噴射ポンプ側で、1.7MPa

と無視出来ない値であり、軽油のオリジナルΦ2 噴射管での ΔP_r の4倍に相当することが分かった。

図4-23に、燃料噴射管内圧計測結果を示す。ニート亜麻仁油のポンプ側ピーク燃料噴射圧は、軽油よりも5.4MPa (=6.5MPa - 1.1MPa) 高く、それは(4-6)式の ΔP_r に対応している。結論として、ニート亜麻仁油を噴射するのに要する駆動トルクが軽油の場合よりも大きいのは、低粘度燃料の軽油を前提に設計された小径の噴射管のために増大した粘性抵抗に因るものであることが理解できる。別の表現をすると、噴射管内の粘性抵抗の視点からは大径の噴射管ほど望ましい(巻末 Appendix 2 参照)。しかし、燃料噴射圧増大の視点からすれば、即ち、ディーゼル燃焼の点からは、次に述べるように小径の噴射管の方が望ましい。

Ne = 3000 rpm 100% Load

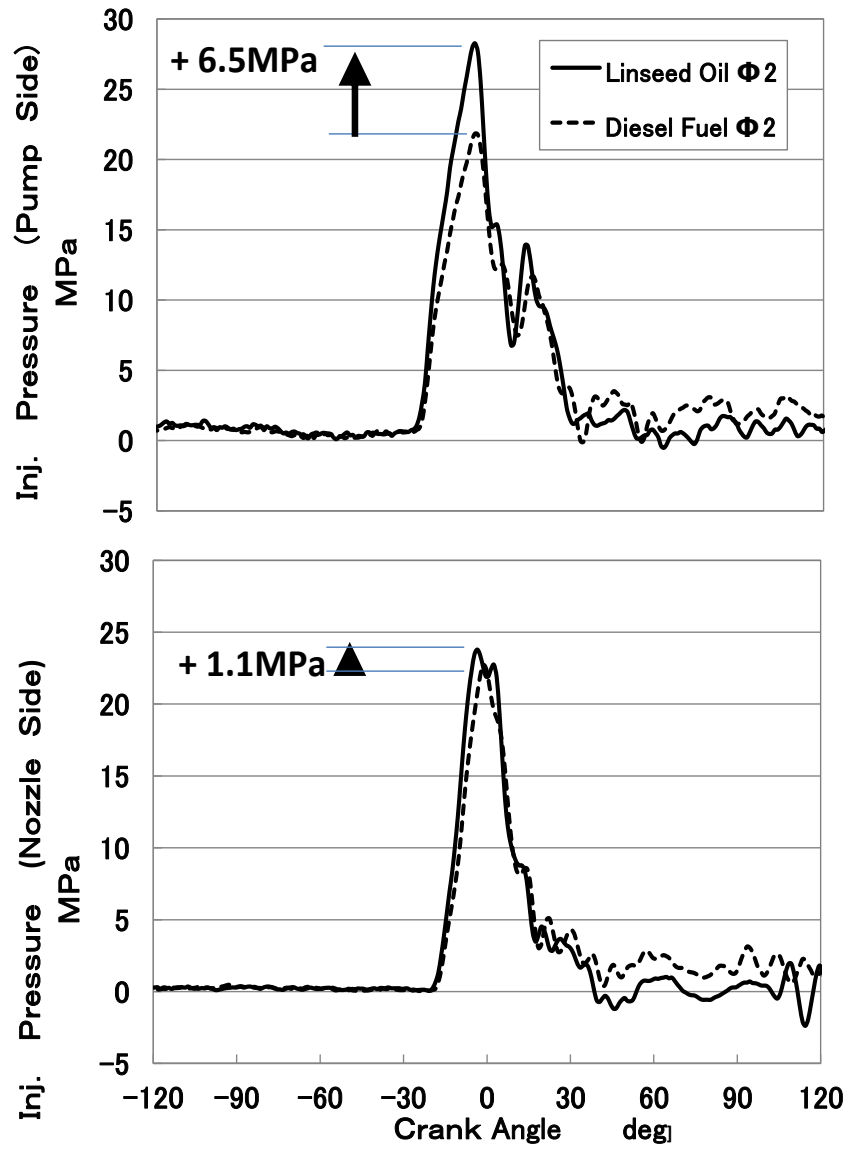


図4-23 ニート亜麻仁油と軽油の燃料噴射管内圧計測結果

燃料噴射圧が、噴射ポンプのプランジャによる噴射パルスエレメントの足し合わせと考えるならば、1回の燃料噴射パルスによる等価燃料噴射圧増分 ΔPf は、噴射管内での音速と噴射管内換算プランジャ速度の比で燃料が圧縮された分量として説明できる¹⁰⁾。即ち、

$$\Delta Pf \propto E \times Wp / a \quad (4-7)$$

ここで、

E : 燃料の体積弾性率

Wp : プランジャと噴射管面積比による噴射管内換算プランジャ速度

a : 燃料中の音速.

式(4-7)は、より高圧の燃料噴射圧は、より早い噴射管内換算プランジャ速度によって得られることを示している。即ち、噴射管内の粘性抵抗増大が許容範囲であるならば、より小径の噴射管の方がより高い噴射圧を与え、従って、BSFCが低下することになる(巻末 Appendix 3 参照)。

図4-24Aは、最低のBSFCを得るための噴射管内径最適化の概念を示す。噴射管内径を横軸に取ると、縦軸のBSFCを最も下げる噴射管内径の最適値が得られる訳であるが、ここで、BSFC性能が下に凸のカーブを描くことは、噴射管内径変化に対して背反する2つの要因が存在していることを示している。即ち、前述のように一つは、噴射管内径拡大で管内換算プランジャ速度が低下し噴射圧が低下する要因Aに因るBSFCの増大である。もう一つが噴射管内径縮小で噴射管内燃料流速増大で管内粘性抵抗増大による噴射系駆動損失増大の要因BによるBSFC増大である。燃料粘度は、要因A,Bの平衡関係を要因Cに相当し、噴射管内径が大きく管内燃料速度が低い場合はBSFCに対する影響が少なく、噴射管径が小さい側で影響が大きい。図に示すように、高粘度燃料ほど小噴射管径で急激にBSFCが増大する。以上の結果、高粘度燃料の場合は、より大きい噴射管内径で最も低いBSFCは得られる。しかし、その最も低いBSFCの値でも、軽油のような低粘度燃料の最低BSFC値には及ばない。

図4-24Bは、含酸素燃料のBSFCにおける効果を示す。高粘度であるにも関わらず、燃料の分子鎖中に有する酸素原子は、ディーゼル燃焼速度を速めISFCを低減し、一律、BSFCを低減させる効果を持つ⁷⁾。そのため高粘度燃料に適した拡大噴射管と含酸素燃料効果の組み合わせることで、最終的に高粘度含酸素燃料は低粘度でも酸素を含まない燃料よりも、低いBSFCが得られる可能性があることになる。

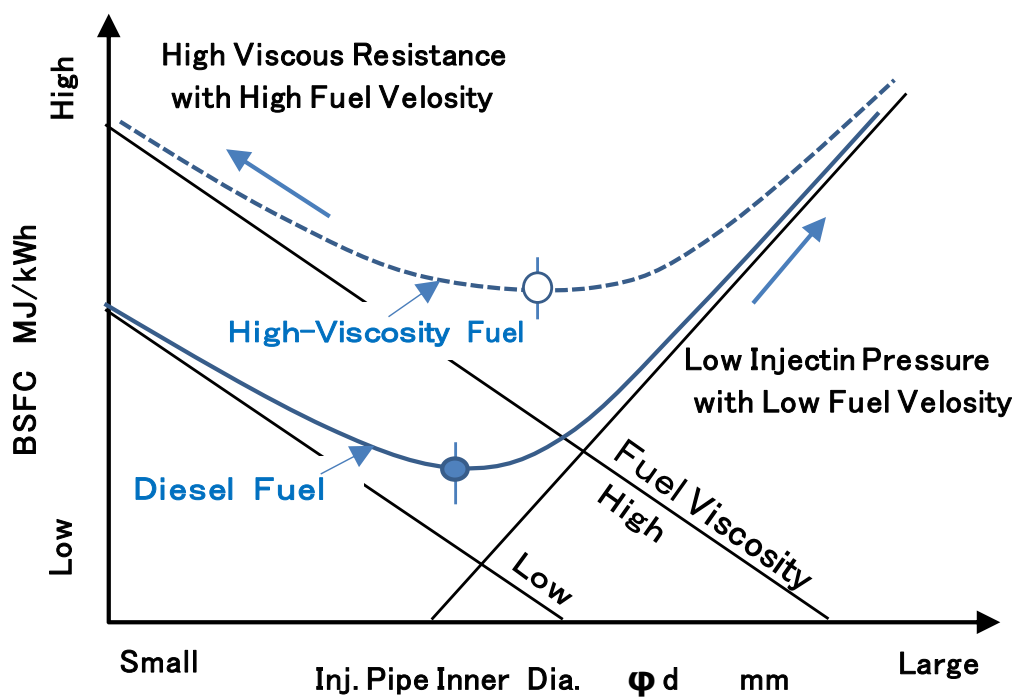


図4-24A 噴射管内径がBSFCに及ぼす影響の概念図

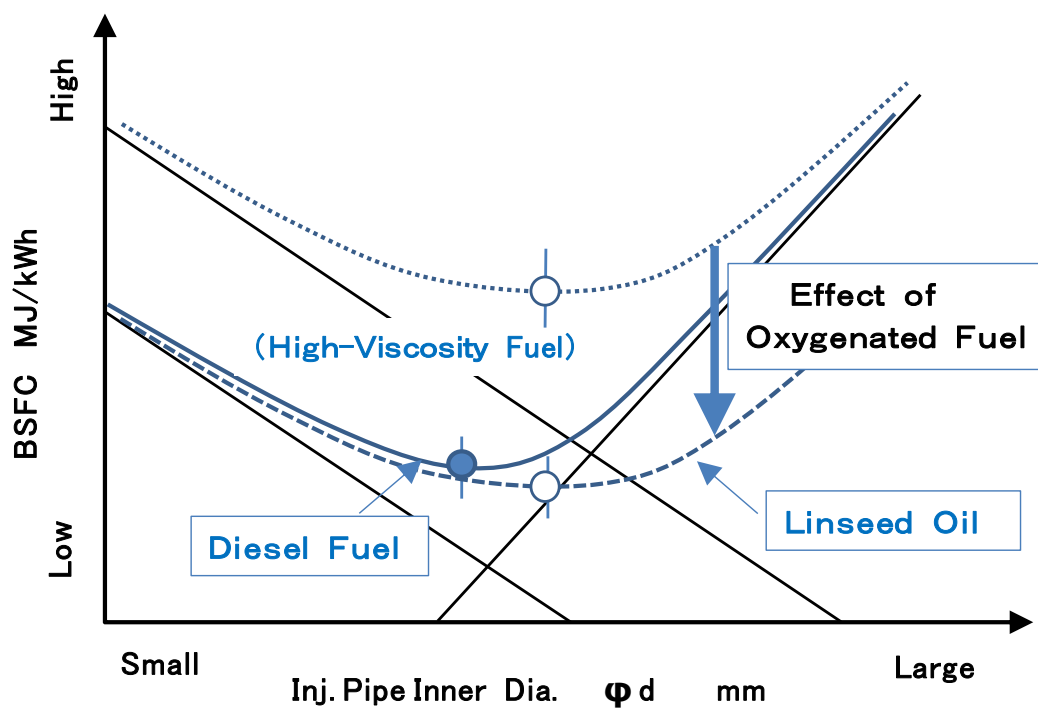


図4-24B 含酸素燃料がBSFCに及ぼす影響の概念図

4.6.2 燃料加熱の考察

2.4 で述べた最適化3要因考察法をここでも試みる。これまでに、燃料噴射系駆動トルクが、高粘度ニートバイオ燃料のディーゼルエンジンの燃費に影響することが分かった。この観点から、これも高粘度燃料の燃費を下げる効果があり広く用いられている「燃料加熱」を同様に試験し、そのBSFC低減のメカニズムを「燃料噴射管拡大」と対比させながら考察する。

図4-25に、電気ヒータによる燃料加熱試験の装置レイアウトを示す。燃料温度は、噴射ポンプ入口で373 Kまで上昇し、噴射管出口で393 Kまで加熱されている。従って、噴射管の入口から出口まで燃料は常温時より60～80 K高温に維持されている。

図4-26A、4-26B、4-26Cに、減速法Bによって軽油およびニート亜麻仁油の燃料噴射系駆動トルクを、燃料加熱有無と噴射管内径変化で計測した結果を示す。図4-26Aは軽油のオリジナル噴射管Φ2での燃料加熱による噴射系駆動トルクの変化を示す。軽油では燃料を加熱しても噴射系駆動トルクには影響が無いことが分かる。

図4-26Bにニート亜麻仁油のオリジナル噴射管Φ2での燃料加熱による噴射系駆動トルクの変化を示す。ニート亜麻仁油では燃料加熱による噴射系駆動トルク低減効果が明確に認められ、半分以下に減少している。図4-26Bと図4-26Cの比較により、ニート亜麻仁油のオリジナル噴射管Φ2から拡大噴射管Φ2.2による噴射系駆動トルクの低減効果が確認出来るが、図4-26Bのオリジナル噴射管Φ2でのニート亜麻仁油の燃料加熱による効果は、同じか幾らか大きい。結論として、燃料加熱による噴射系駆動トルク低減は、高粘度のニートバイオ燃料に於いて効果があるが、既に低粘度である軽油では効果が見られない。

以上から、燃料加熱は、噴霧微粒化促進による燃焼改善効果の考察は後述するとして、少なくとも高粘度燃料の噴射系駆動トルク低減効果は噴射管拡大と同じかそれ以上あることが確認出来た。

Temperature of Fuel

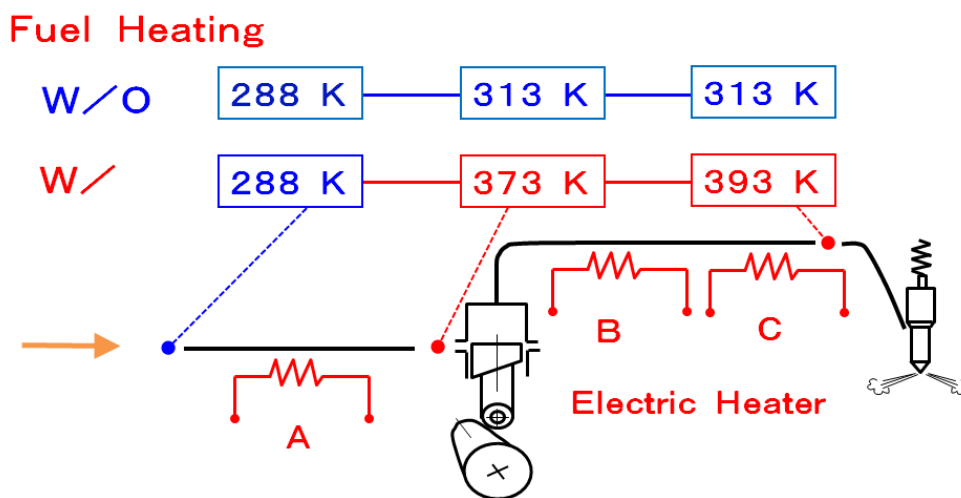


図 4-25 燃料加熱性能試験

Diesel Fuel $\Phi 2$ Pipe

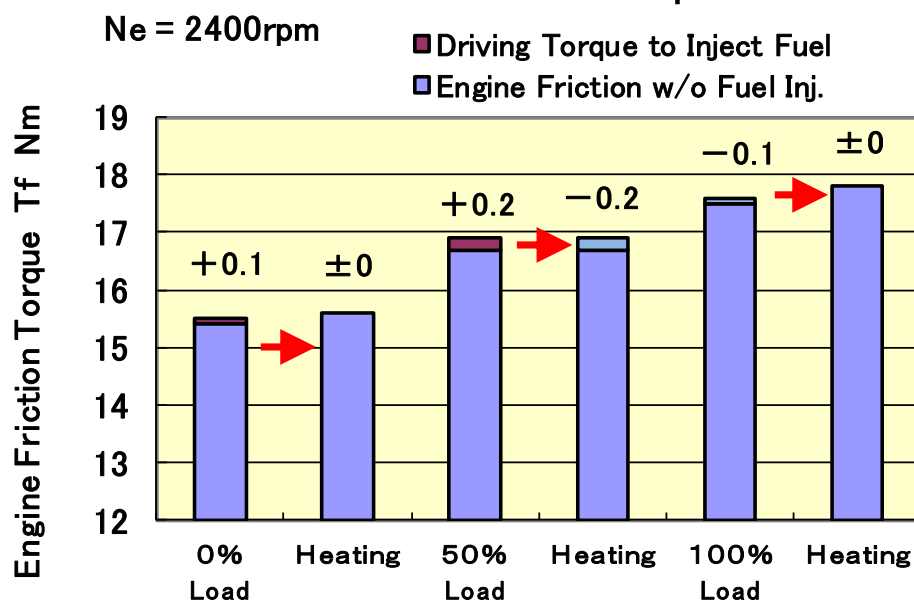


図 4-26A 軽油の噴射系駆動トルクと燃料加熱効果 (Φ2 噴射管)

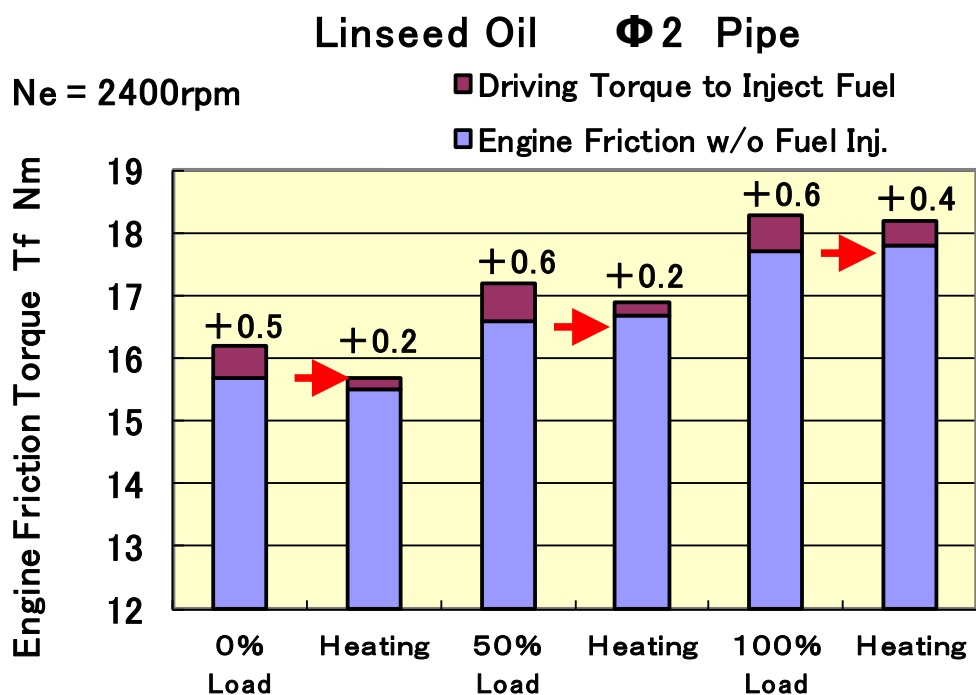


図4-26B ニート亜麻仁油の噴射系駆動トルクと燃料加熱効果 ($\Phi 2$)

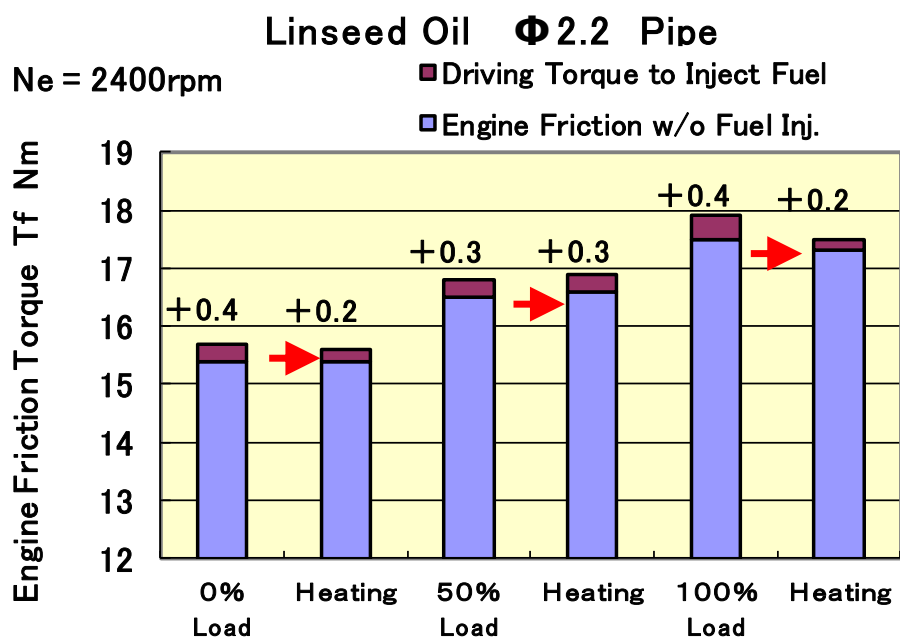


図4-26C ニート亜麻仁油の噴射系駆動トルクと燃料加熱効果 ($\Phi 2.2$)

図4-27に、燃料加熱によるBSFC,NO_x, スモークおよび燃料噴射期間への効果を示す。これらによって、燃料噴射特性とディーゼル燃焼への燃料加熱効果が解釈できる。ニート亜麻仁油のBSFCは、Φ2噴射管での燃料加熱によって噴射系駆動トルクが0.3Nm低減された結果、低減しているが、Φ2からΦ2.2の噴射管拡大でのBSFC低減よりは低減量が少ない。

もう一つの注目すべき点は、軽油に於いては燃料加熱によって、BSFC, スモーク, および燃料噴射期間のいずれもが増大していることである。これは、燃料加熱は、特に低粘度燃料に於いて、本質的にディーゼル燃焼を悪化させていることを示唆している。燃料加熱によって体積弾性率の低下で低燃料噴射圧になり燃料噴射期間が長くなっているものであり、高温で低密度になった燃料を、短くなった着火遅れに合わせて短期間に噴射終了すべきところが逆の現象になっているためと考えられる。軽油, ニート亜麻仁油の両方でNO_x低下しており燃焼の悪化が示されている。高粘度燃料の燃料加熱は、粘度低減による噴霧微粒化が期待でき、噴射系駆動トルク低減と共にBSFC低減が期待される。しかし、本研究では、図4-27に示されるようにニート亜麻仁油でスモークとBSFCが低減したが、噴射管拡大での低減効果程では無かった。図4-27の低粘度燃料である軽油では、燃料加熱によってBSFCが却って増大しており、原因は前述したように噴射期間増大即ち噴射圧低下のためと考えられる。

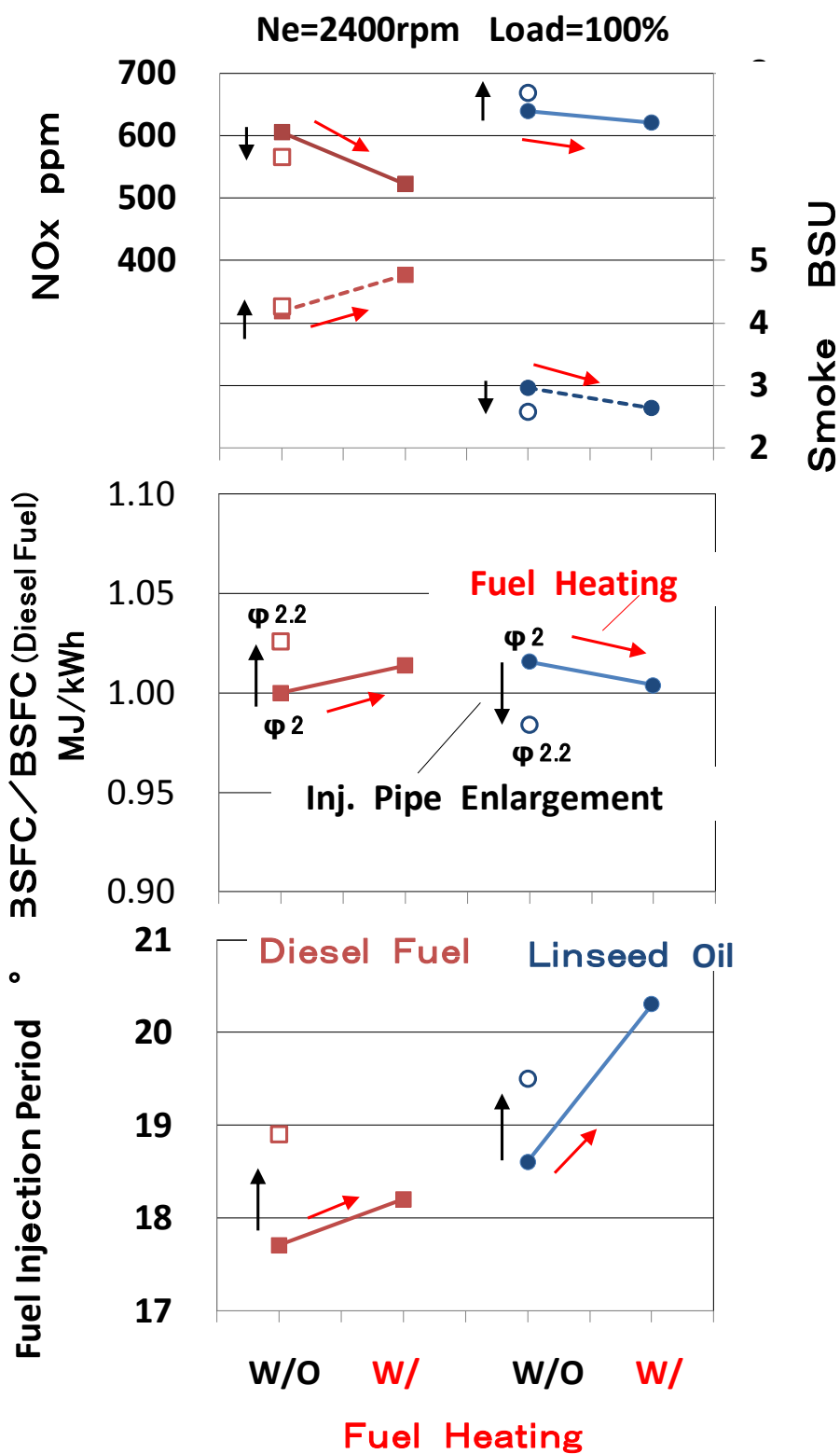


図4-27 ニート亜麻仁油に於ける燃料加熱の効果

4.7 噴射管内径拡大と燃料加熱の混合促進と摩擦損失増大について

噴射管内径拡大と燃料加熱について、各々考察を行ったが、最後に両考察を、「混合仕事増大と摩擦損失増大の平衡」の視点でまとめる。図4-28に噴射管内径拡大の最適化3要因考察結果を示す。図中の要因Aが摩擦損失の要因であり、要因Bが混合仕事の要因である。要因Bの混合仕事とは、例えば噴射管内径大でプランジャ管内換算速度が低下し噴射圧Pを低下、その結果 $P \times \Delta V = W$ なので混合仕事Wが低下し燃焼が悪化、との関係による。更に要因Cの燃料粘度において、軽油とニートバイオ燃料の差によって噴射管内径最適値がバイオ燃料は内径拡大側にずれる、との関係を纏めている。

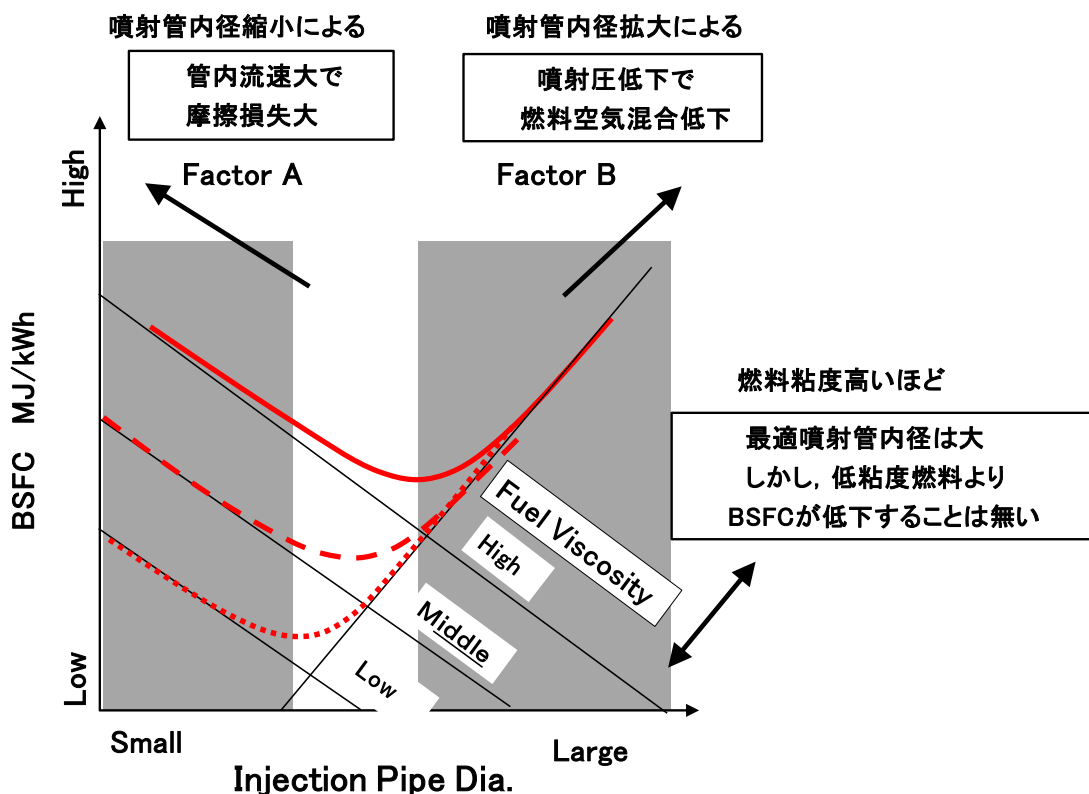


図4-28 噴射管内径拡大における混合仕事増大と摩擦損失増大の平衡

図 4-29 に燃料加熱について最適化 3 要因考察結果を示す。図中の要因 A が摩擦損失の要因であり，要因 B が混合仕事の要因である。要因 B の混合仕事とは，燃料加熱は体積弾性率を低下させ噴射圧 P を低下，その結果 $P \Delta V = W$ なので混合仕事 W が低下し燃焼が悪化，との関係になる。軽油の最適点が常温とすると，今回のように燃料加熱で逆に燃費率が悪化することを説明している。

燃料加熱は，噴霧粒径を微細化するのでそれによる燃焼改善効果を期待することがある。その視点からまとめると図 4-30 のようになる。要因 A で摩擦損失の代わりに噴霧粒径との平衡で説明することもできることが分かる。このように，単に最適仕様を選ぶだけではなく，最適値を決めている背後の要因 A，B も考察すること，更に要因 C として燃料粘度も関与していて最適値が移ることを知ることで，因果関係が俯瞰でき，最適化試験の効率化が出来る。

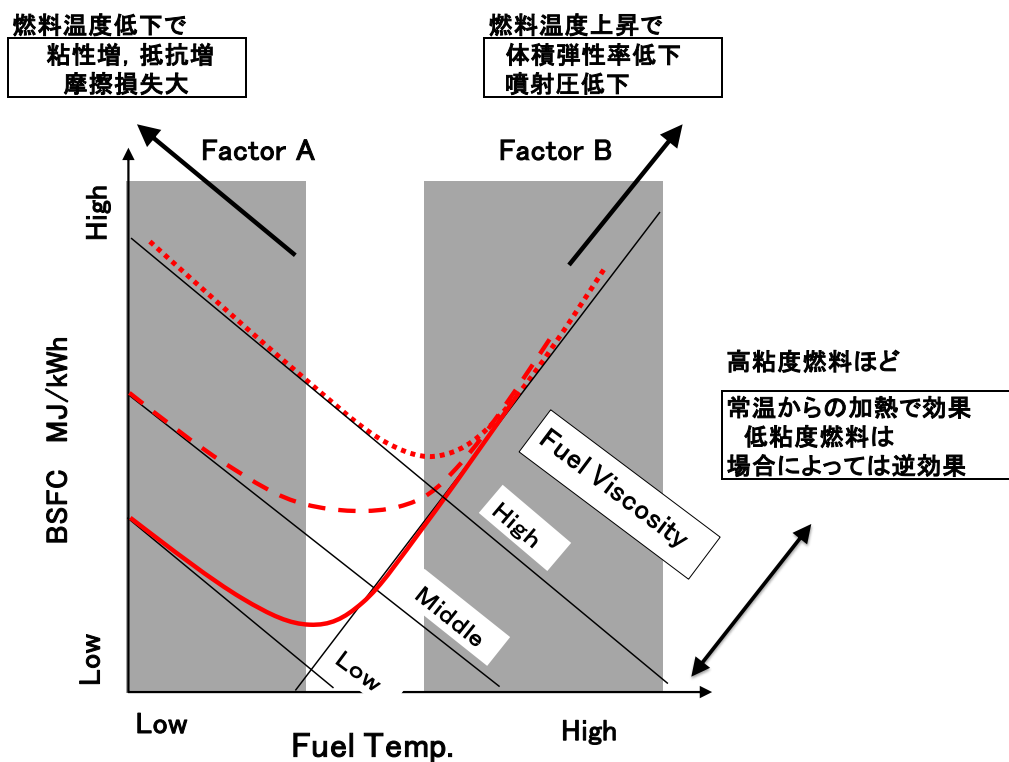


図4-29 燃料加熱における混合仕事増大と摩擦損失増大の平衡

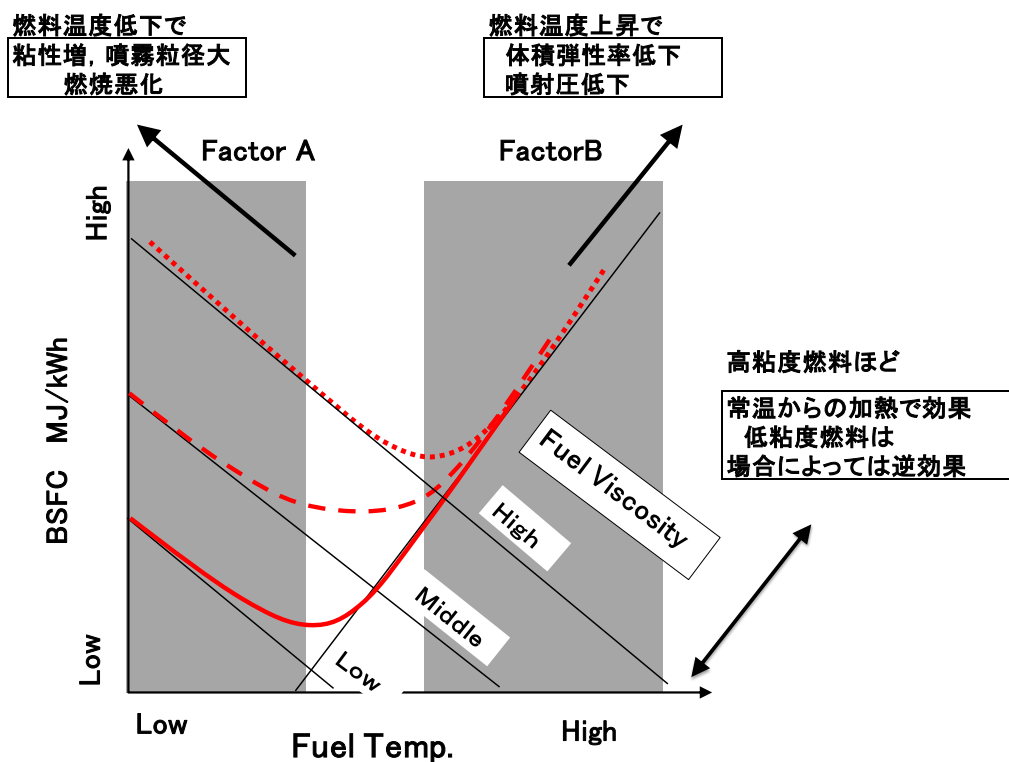


図4-30 燃料加熱における混合仕事増大と摩擦損失増大の平衡 (その2)

以上、本章の結果をまとめると、

- (1) ニート植物油の図示燃費率は軽油より低いが、正味燃費率は軽油と同じか高い。その原因は、高粘度燃料のため噴射系駆動トルクが軽油の数倍大きいことによることを、減速法摩擦損失計測で明らかにした。
- (2) 高粘度燃料の噴射系駆動トルク低減は、噴射管内径拡大で得られ、その結果、ニート植物油の正味燃費率は含酸素燃料である効果もあって軽油よりいくらか低減できた。一方、軽油では噴射管内径拡大で燃費率低減効果は得られなかった。
- (3) 比較のため燃料加熱試験を行い、ニート植物油では噴射管拡大と類似の熱効率向上効果が得られた。しかし、軽油では燃料加熱は逆効果であった。
- (4) 噴射管内径拡大も燃料加熱も最適仕様があり、また軽油ではしばしば逆効果になることを、最適化3要因考察法でまとめた。

4. 8 参考文献

- 1) 宮下, 黒木著「自動車用ディーゼルエンジン」山海堂 (1994年) P.34
- 2) Motor Fan illustrated 三栄書房(2013年) vol.85 P.40~P.41
- 3) Kawasaki, K., Yamane, K., Mori, K., “The Effects of Reaction Conditions on the Thermal Decomposition of Glycerol” Trans. JSME, Part B, Vol.75 No.751 (2009-3)
- 4) Shimada, T., Notomi, M. Tokudome, T., Tanaka, J. and Korematsu K., “Basic Study on Combustion of Neat Bio-fuel for Diesel Engine (Comparison between Fatty Acids and Diesel Fuel) ” 2nd Korea-Japan Joint Workshop on Combustion Engine Nov.10,2010 AARC, Seoul National Univ.
- 5) Shimada, T., Notomi, M., Tokudome, T., Tanaka, J. and Korematsu, K., “Fundamental Study on the Combustion of Neat Bio-fuel in Diesel Engine (Comparison with Diesel Fuel and Fatty Acids on Properties and Combustion) ” Journal of Japan Society for Design Engineering Vol.47, No.2(2012). P91-P97
- 6) 飯島, 西澤, 北川, 登坂 : 含酸素物質がディーゼル機関排出微粒子に及ぼす影響, 自動車技術会学術講演会前刷集 2009年秋季大会 20095578
- 7) Miyamoto, N. Ogawa, H. Nabi, NY., “Approaches to extremely low emissions and efficient diesel combustion with oxygenated fuels” International Journal of Engine Research, 2000 Vol.1,No.1, JER00599
- 8) Takahara, M. and Iizuka. K., “The Measurement of Mechanical Losses in Internal Combustion Engine by the Retardation Method” Trans. JSME, Vol.29 No.198 (1963-2)
- 9) Soejima, M., Wakuri, Y., Kitahara, T., Ejima, Y. and Nakata, Y., “Studies on Measurement of Total Friction Loss of Internal Combustion Engines” Trans. JSME, Part B, Vol.60 No.573(1994-5)
- 10) Nagao, F., “Lecture of Internal Combustion Engine: Volume one (1972)” Yokendo P.269

第 5 章 結論

第5章 結論

ディーゼルエンジン誕生以来の熱効率向上を支えた高温燃焼から、現在の環境対応型ディーゼルエンジンでは徹底した排ガス低減のために逆の低温緩慢燃焼へ転換されている。熱効率向上には不利なこの低温緩慢燃焼の元で、燃料空気混合促進およびそれに随伴する摩擦損失低減の視点から性能向上に取り組み、筒内空気旋回流と高圧燃料噴射系のあり方を纏めた。またその過程で、性能最適化を2つの背反する要因に分けて検討する「最適化3要因考察法」を試み有効であることを確認した。

本研究の結論を以下に纏める。

- (1) 低温緩慢燃焼に於ける空気側からの燃料空気混合促進策であるスワール（筒内旋回流）強さは、燃料噴射中の燃焼期間前半は混合促進効果が顕著で熱効率向上に寄与しNOxも増大させる。一方、燃料噴射終了後の燃焼期間後半は火炎を冷却し燃焼を遅延させ熱効率を低下させ逆効果になっている。従って、ピストン速度に比例して増大する十分な空気乱れが存在するエンジン高速域、あるいは、燃料噴射期間が短く燃焼後半が相対的に長いエンジン低負荷ではスワールは不必要であり、燃焼後半の火炎冷却で熱効率を低下させ、しかも燃焼前半で高いNOxを生成させてしまう最悪の結果になる。
- (2) 第2章の空気による燃料との混合促進であるスワールのあり方は、その低減によって低NOxと高熱効率性能が同時に得られる高速域と低負荷域を中心に考え、環境対応型ディーゼルエンジンとしては極力低スワール仕様とする。その場合、高スモーク、低熱効率燃焼になる低速高負荷域は第3章の燃料による空気との混合促進である高圧噴射などと組み合わせて改善することで、全域に渡って低NOxで高熱効率なエンジン性能が得られる。これによって、環境対応型の低NOx高熱効率ディーゼル燃焼の一つの方向が纏められた。
- (3) 低温緩慢燃焼に於ける燃料側からの燃料空気混合促進策である高圧噴射は、ノズル噴孔径縮小による燃料噴霧到達距離増大で燃焼室壁面衝突量が増大し混合促進効果が得られている面がある。ノズル噴孔径の縮小は噴射期間が目安になり、ある適正な値まで縮小することが混合促進になる。
- (4) 噴射期間が適正值より長くなるノズル噴孔径では、燃焼期間が長大化するマイナス面が大きくなる。従って高圧噴射のあり方は、適正な噴射期間を保つように送油率増大に応じてノズル噴孔径を縮小すべきであり、適正な噴射期間より短いのは勿論であるが長くてもNOx同一下での熱効率は低下する。
- (5) 燃料空気混合仕事に随伴する摩擦損失として、高圧燃料噴射管内壁の燃料

噴射流に伴う粘性抵抗を明らかにした。特にカーボンニュートラルの観点から高粘度のニートバイオ燃料をディーゼルエンジンに適用した場合に顕著で、噴射系駆動トルクが低粘度燃料である軽油の場合の数倍に増大する。噴射系駆動損失低減のためには、燃料噴射管内径拡大による管内流速低減が有効であるが、その管内流速と音速との比率低下は同時に燃料噴射圧の低下につながる背反関係にあり、最適噴射管内径はその平衡関係の中にある。従って噴射管内径は、最適値を挟んで小径でも大径でもエンジン熱効率を低下させる。

- (6) 混合仕事に伴う噴射系駆動損失低減のあり方は、一つには適度な高圧燃料噴射管内径にあるが、それは燃料粘度に依存しており高粘度燃料ほど最適値が大径側に移る。ニートバイオ燃料の場合は、軽油仕様よりも噴射管内径を適度に大径にすることで、その上に含酸素燃料効果が加わって軽油仕様よりも高い熱効率を示すことが出来る。
- (7) 従来のエンジン性能最適化は、エンジン実験あるいはシミュレーションで対象部品寸法のエンジンの目的性能に対する影響を調べ、最適値を確定して終了していた。本研究では、最適値の選定に加えて「最適化3要因考察法」で、最適値の背景にある背反2要因 A, B と、その平衡関係を動かす要因 C を検討した。順を追って考察することで各要因が容易に明らかになり全体が俯瞰できた。新たな性能向上のヒントも得られ、将来の最適値平衡関係が変化した場合の変化方向の推測にも役立つことが分かった。

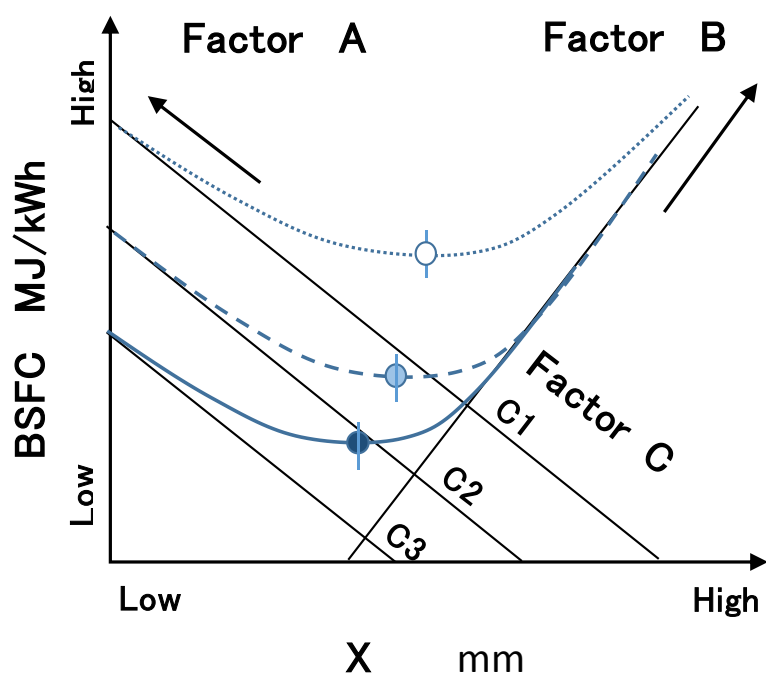


図5-1 “最適化3要因考察法”

謝 辞

本研究に関しまして、長きにわたり御指導御鞭撻頂きました多くの方々に厚く御礼申し上げます。特に、明治大学 納富充雄教授には物心両面から研究、論文、執筆全てに亘り御指導御助力を賜りました。同じく明治大学 土屋一雄教授におかれましては御助言と論文の纏めにあたっての深耕を御指導頂き、相澤哲哉准教授におかれましては至近距離から研究の在り方および論文執筆の御指導を頂きました。ものつくり大学 神本武征名誉学長におかれましては、常に大所高所からの的確な御指導を頂きました。東京大学 酒井宏名誉教授に於かれましては半世紀にわたり研究の実際と本質を細部にわたり御指導頂いて参りました。深謝申し上げます。

長らく勤務させて頂いた三菱ふそうトラックバス株式会社および勤務中に御一緒に研究させて頂いた皆様にも深く感謝申し上げます。その間、同じく大変お世話になりました三菱重工株式会社長崎研究所の皆様。特に京都工芸繊維大学 串山正名誉教授におかれましては企業での研究と大学での研究の両面から幅広く实际的に御指導頂きました。有難うございました。

会社を卒業し組織に属さなくなった個人に、損得を超越して御厚情をもって斯様な研究の場とそこでの新たな人生と人脈を与えて頂いたのは、工学院大学 是松孝治教授であり、一貫して日々の研究遂行と論文総纏めまで長期にわたり多大な御指導を頂きました。深く感謝申し上げます。

お世話になりました全ての皆様の御名前を挙げることは出来ませんが、このように楽しみながら漸く半世紀来の長い夢を形にすることが出来たのも、斯くも多くの方々の御指導御鞭撻があつての事と重ね重ね感謝致します。

2014年1月 嶋田 泰三

Appendix

Appendix 1 噴射仕事の試算

Appendix 2 噴射管内粘性抵抗の試算

Appendix 3 図式解法による噴射圧の試算

Appendix 1 噴射仕事の試算

噴射圧 P と燃料噴射量 V から噴射仕事 W_{inj} を試算する

ここで毎回燃料噴射量 V は、吸戻し量も含めて試算すると、下表のようになる。

- 1) 噴射仕事 W_{inj} は、軽油の場合もアマニ油の場合も噴射圧が同じであれば、殆ど差は無く、
- 2) エンジン出力に対する比率は 0.75% となり、目安で言われる「1%」にほぼ合う。

	軽油	亜麻仁油
計算による 噴射仕事 $W_{inj} = PdV$ W	37.6	37.9
↓ P		
実測P MPa	30	30
↓ dV		
毎回噴射量 Q mm ³ /st	18.7	19.1
Ne rpm	3000	3000
吸い戻し量 mm ³	31.4	31.4
噴射仕事の定格出力5kWに対する比率%	0.75	0.76

Appendix 2 噴射管内粘性抵抗の試算

噴射管内の粘性抵抗に因る噴射圧増大量 ΔP_r を 燃料噴射が定常流と仮定し

第4章の(4-6)式 $\Delta P_r = \lambda \times \frac{L}{d} \times \frac{\rho}{2} \times v^2$ を用いて試算する.

また、噴射管内径拡大による ΔP_r の変化も試算する.

下表に示すように、470mmの噴射管の両端で、

- 1) 軽油 $\Phi 2$ 噴射管では 0.4MPa 程度の粘性抵抗に因る噴射圧差が生じる.
- 2) アマニ油 $\Phi 2$ 噴射管では 1.7MPa と軽油の4倍以上に噴射圧差が増加する.
- 3) アマニ油でも噴射管内径を $\Phi 2.5$ まで拡大すると、0.7MPa まで低減するが軽油の 0.4MPa よりは大幅に高い.

	軽油 $\Phi 2$ 噴射管	アマニ油 $\Phi 2$ 噴射管	アマニ油 $\Phi 2.5$ 噴射管
高噴射圧下 v での $Re = uD/v$	7284	488	390
$\Delta P = \lambda * L/d * 1/2 \rho v^2$ kPa	391	1700	696
$\lambda = 64/Re$		0.131	0.164
噴射管長 L m	0.47	0.47	0.47
噴射管内径 d mm	2	2	2.5
$\lambda * L/d$	8.0	30.8	30.8
$\lambda = 0.3164 Re^{-0.25}$	0.034		

Appendix 3 図式解法による噴射圧の試算

噴射管内径拡大の噴射圧に対する影響を図式解法を用いて試算してみる。

噴射パルス、 $\Delta Pf \propto E \times Wp / a$ (4-7)が噴射管内を往復する¹⁰⁾として

1) $\Phi 2$ 噴射管の場合

エンジン回転数 $Ne=3000rpm$ エンジン負荷=100% として、

 $\Phi 2$ 噴射管 バイオ燃料噴射系 噴射圧図式解法

噴射系	
1. プランジャ径 Dpl mm	5.5
2. 基準プランジャ速度 m/s @1500カム回転数 ($Ne=3000rpm$)	1.44
3. 噴射管内径 Dp mm	2
噴射パイプ長 L m	0.47
4. 噴射ノズル噴孔径 Dn mm	0.22
噴孔数 N	4
流量係数 μ	0.7
運転条件	
5. エンジン回転数 Ne rpm	3000
6. 噴射期間 θ_{inj} クランク角度 deg	30
7. ノズル噴孔出口筒内圧 P_{cyl} MPa	4.5
8. 初期管内圧力(残留圧力) P_0 MPa	0
ノズル開弁圧 P_{open} MPa	19.5
物性値	
9. アマニ油体積弾性率 E MPa (ここでは、軽油と同じと仮定)	1400
10. アマニ油密度 ρ g/cc @20°C	0.93

次頁のグラフ中に示されるように、図式解法によれば $\Phi 2$ 噴射管では、

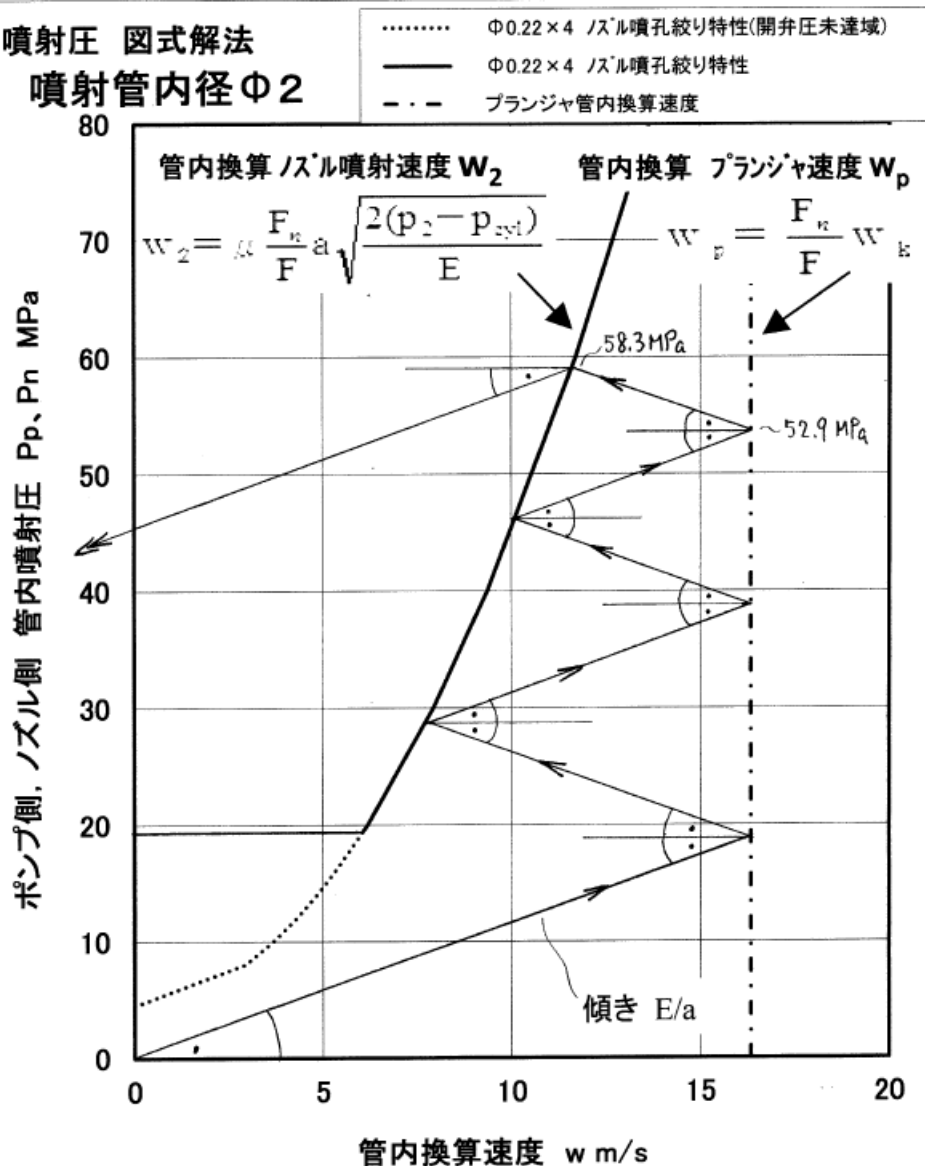
最高噴射圧は、ポンプ側 52.9MPa、ノズル側 58.3MPa と算出される。

実測値より大幅に高いが、噴射系無駄容積や管内摩擦抵抗などの要因が考慮されていないことも一因と考える。

Appendix

1. 管内音速 a m/s	1226.937791																		
2. ブランジャ面積 F_p m ²	2.37583E-05																		
3. 噴射管 断面積 F m²	3.1416E-06																		
4. 噴射ノズル噴孔面積 F_n m ²	1.52053E-07																		
Φ0.22×4 ノズル噴孔絞り特:P.25の式より																			
ノズル噴射速度 管内換算速度 w_2 (m/s)	0	2.93935	3.68467	4.30276	4.8426	5.32802	6.08503	6.18561	7.93391	9.36119									
噴射ノズル側噴射圧 P_n MPa	4.5	8	10	12	14	16	19.5	20	30	40									
5. この場合のブランジャ速度 w_k m/s	2.16																		
ブランジャ管内換算速度 w_p m/s	16.335	16.335	16.335																
		0	100																
6. 圧力波の往復回数 $n=a*dt/L$	4.350843232																		
7. 傾き E/a	P. 16の式より	1.141052146																	
8. 噴射圧上昇量 P_1-P_0 MPa	18.63908681																		

噴射圧 図式解法 噴射管内径Φ2



2) $\Phi 2.5$ 噴射管の場合

エンジン回転数 $N_e=3000\text{rpm}$ エンジン負荷=100% として,

 $\Phi 2.5$ 噴射管 バイオ燃料噴射系 噴射圧図式解法

噴射系	
1. プランジャ径 D_{pl} mm	5.5
2. 基準プランジャ速度 m/s @1500カム回転 ($N_e=3000\text{rpm}$)	1.44
3. 噴射パイプ D_p mm	2.5
噴射パイプ長 L m	0.47
4. 噴射ノズル噴孔径 D_n mm	0.22
噴孔数 N	4
流量係数 μ	0.7
運転条件	
5. エンジン回転数 N_e rpm	3000
6. 噴射期間 θ_{inj} クランク角度 deg	30
7. ノズル噴孔出口筒内圧 P_{cyl} MPa	4.5
8. 初期管内圧力(残留圧力) P_0 MPa	0
ノズル開弁圧 P_{open} MPa	19.5
物性値	
9. アマニ油体積弾性率 E MPa (ここでは, 軽油と同じと仮定)	1400
10. アマニ油密度 ρ g/cc @20°C	0.93

次頁のグラフ中に示されるように, 図式解法によれば $\Phi 2.5$ 噴射管では,

最高噴射圧は, ポンプ側 **38.0MPa**, ノズル側 **42.7MPa** と算出される.

噴射管内径拡大により, ポンプ側で **14.9MPa**, ノズル側で **15.6MPa** の大幅な最高噴射圧の低下が生じている.

Appendix

1. 管内音速 a m/s 1226.937791

2. ブランジャ面積 F_p m² 2.37583E-05

3. 噴射管 断面積 F m² 4.90874E-06

4. 噴射ノズル噴孔面積 F_n m² 1.52053E-07

Φ0.22×4 ノズル噴孔絞り特P.25の式より

ノズル噴射速度 管内換算速度 w_2

噴射ノズル側噴射圧 P_n MPa

0	1.88118	2.35819	2.75377	3.09926	3.40993	3.89442	3.95879	5.0777	5.99116
4.5	8	10	12	14	16	19.5	20	30	40

5. この場合のブランジャ速度 w_k m/s 2.16

ブランジャ管内換算速度 w_p m 10.4544

ブランジャ管内換算速度

10.45 10.45

0 100

6. 圧力波の往復回数 $n=a*dt/L$ 4.350843232

7. 傾き E/a P. 16の式より 1.141052146

8. 噴射圧上昇量 P_1-P_0 MPa 11.92901556

噴射圧 図式解法 噴射管内径Φ2.5

- Φ0.22×4 ノズル噴孔絞り特性(開弁圧未達域)
- Φ0.22×4 ノズル噴孔絞り特性
- - - ブランジャ管内換算速度

