

水素軽油二元燃料ディーゼル機関の研究

塩出敬二郎*・杜 好秋**

A Study on The Hydrogen and Gas Oil Dual Fuel Diesel Engines

By

Keijiro SHIODE and Yoshiaki YUZURIHA

Abstract

This paper presents some findings obtained by the running tests of the hydrogen and gas oil dual fuel diesel engines.

The experimental work was carried out on the two types of diesel engines: one was the small size, single cylinder, four stroke cycle, pre-combustion chamber diesel engine with the compression ratio of 20:1, the other was the small size, single cylinder, four stroke cycle, swirl chamber diesel engine with the variable compression ratio of 6.8-20.6:1.

In these dual fuel engines, the hydrogen was injected into the intake pipe, mixed with the fresh air, compressed and then ignited by the injection of gas oil near the end of compression stroke. The hydrogen and gas oil dual fuel diesel engines run smoothly as the hydrogen-air equivalence ratio was smaller than the values of 0.2-0.3 depending on the running conditions of the engine. But, the preignition began to occur when the hydrogen-air equivalence ratio became larger than the values of 0.2-0.3. The preignition led rough running, poor thermal efficiency and backfiring into the intake pipe of the dual fuel diesel engines.

With the objects of controlling the preignition and increasing the hydrogen-air equivalence ratio, we tried to inject water near the intake valve in the intake pipe and to lower the temperature of the fresh air by the evaporation heat of water.

By the water injection into the intake pipe, the hydrogen-gas oil dual fuel diesel engines could run widely in the hydrogen-air equivalence ratio without the abnormal combustions.

目 次

| | | | |
|-------------------|----|-----------------|----|
| 1. まえがき | 19 | 4.6 水噴射と機関性能 | 30 |
| 2. 本文中の記号 | 20 | 5. 考 察 | 31 |
| 3. 実験機関と計測装置 | 20 | 5.1 水素燃料の供給方法 | 31 |
| 4. 実験方法および実験結果 | 23 | 5.2 着火方法 | 32 |
| 4.1 運転条件と水素添加量の限界 | 23 | 5.3 過早着火の発生と相当比 | 32 |
| 4.2 圧縮比と水素添加量の限界 | 24 | 5.4 水噴射の効果 | 33 |
| 4.3 水素添加量と機関性能 | 24 | 6. ま と め | 33 |
| 4.4 水素添加量と異常燃焼 | 27 | 7. あとがき | 34 |
| 4.5 過早着火と水噴射 | 29 | 8. 参 考 文 献 | 34 |

* 機関性能部

** 佐賀市役所 (現)

原稿受付: 昭和55年11月14日

1. まえがき

近年化石燃料, とりわけ石油燃料の消費が増加して
いて, このままの調子で消費が続けば近い将来には石

油資源は枯渇するといわれている。また、わが国においては、今後石油あるいは核燃料のような一次エネルギーを大量に使用することは、環境汚染防止の面からも大きな制約をうけることが予想される。

したがって、将来は環境汚染を生じにくく、リサイクルが可能で、貯蔵が可能な二次エネルギーを使用することが求められている。

このような要求に充分応えられるものとして最近注目を集めているものに水素がある。

水素は水を分解することによって作ることができるし、燃焼するとまた元の水にもどり、完全リサイクルが可能な燃料である。燃焼の仕方によっては、有害排出物をゼロにすることも可能である。また、原料となる水も地球上には大量に存在する。このような理想的な二次エネルギーである水素は、国の内外の適当な立地条件を備えた生産基地において、核エネルギー、太陽エネルギー等の一次エネルギーを使用して集約的に製造されるものと予想される。この場合、生産地から消費地までの輸送は主として船舶に依存することが考えられ、船用機関に水素燃料を使用することが、まず水素タンカーに要求されるであろう。現在の LNG タンカーでは、航海中にタンクから蒸発してくるボイルオフガス（メタンガス）を機関燃料としているが、水素タンカーにおいても安全性と経済性を高めるために水素のボイルオフガスを使用する必要性が生じるであろう。以上のような背景にもとづいて、当所では在来型ディーゼル機関、ボイラー、ガスタービン機関の燃料として水素を利用する場合の問題点を調査するために実験を中心とした研究を行ってきた。

本報告はこれらのうちディーゼル機関に関するものである。

水素は石油燃料に比較して、可燃限界が広いこと、最小着火エネルギーが小さいこと、自発火温度が高いこと、燃焼速度が速いこと、燃焼によって分子量が減少すること等の特徴を持っている。このような水素を現在のディーゼル機関の燃料として利用する場合、最も簡単な方法は吸気管内に水素を添加して水素空気可燃混合気を作り、これをシリンダに吸入、圧縮し高温、高圧になった所に石油燃料（軽油）を噴射して着火させる方法である。この方法では、現用のディーゼル機関をほとんど改造することなく水素軽油二元燃料運転ができる可能性がある。したがってこの方式による実験を行った結果、この方式での運転が可能であることを確認することができた。この方式での問題点も明らか

かになったので報告する。

2. 本文中の記号

| | |
|------------|--|
| G_a | 空気流量 Air flow rate (NI/Min) |
| G_h | 水素流量 Hydrogen flow rate (NI/Min) |
| G_w | 水噴射量 Water injection rate (CC/Min) |
| L_e | 機関出力 Engine output (PS) |
| N | 機関回転数 Engine speed (RPM) |
| P_e | 正味平均有効圧力 Brake mean effective pressure (Kg/Cm ²) |
| P_i | 図示平均有効圧力 Indicated mean effective pressure (Kg/Cm ²) |
| P_{max} | シリンダ最高圧力 Maximum cylinder pressure (Kg/Cm ²) |
| R_o | 圧縮比 Compression ratio |
| R_h | 熱量比 Heat quantity ratio ($R_h = \frac{Q_h}{Q_h + Q_g}$) |
| Q_g | 軽油燃料の燃焼による熱量 Heat released by combustion of gas oil (cal) |
| Q_h | 水素燃料の燃焼による熱量 Heat released by combustion of hydrogen (cal) |
| η_e | 正味熱効率率 Net (Brake) thermal efficiency |
| η_m | 機械効率率 Mechanical efficiency |
| ϕ | 相当比 Fuel-air equivalence ratio |
| ϕ_g | 軽油-空気の相当比 Gas oil-air equivalence ratio |
| ϕ_h | 水素-空気の相当比 Hydrogen-air equivalence ratio |
| ΔP | 圧力上昇率 Rate of pressure rise (Kg/Cm ² /Deg) |
| P_T | 燃焼による圧力上昇 Pressure rise by combustion (Kg/Cm ²) |
| H | 熱発生率 Heat release rate (cal/Deg) |

3. 実験機関と計測装置

水素軽油二元燃料方式による水素利用の実験に使用したディーゼル機関は、一台は小型四サイクル、予燃焼室式のものであり、もう一台は小型四サイクル、渦流室式のものである。これらのディーゼル機関の主要目は Table 1 に示す通りである。予燃焼室式ディーゼル機関は一般市販品であり、この実験のために大きな改造および仕様の変更はしていないが、予燃焼室および主燃焼室の圧力を検出するための穴をあけたと、水素と水を吸気に添加するためおよび空気流量を

Table 1 Engine Specifications

| Model | YANMAR ST-95 | HITACHI-R |
|--------------------|------------------------|--|
| Type | 4-stroke, water cooled | 4-stroke, variable compression ratio, water cooled |
| No. of cylinder | 1 | 1 |
| Bore x Stroke | 95 x 115 mm | 82.5 x 114.3 mm |
| Swept volume | 815 cc | 611.3 cc |
| Compression ratio | 20 | 6.8-20.6 (variable) |
| Combustion chamber | Pre-combustion chamber | Swirl chamber |
| Rated output | 6 ps/1400 rpm | _____ |

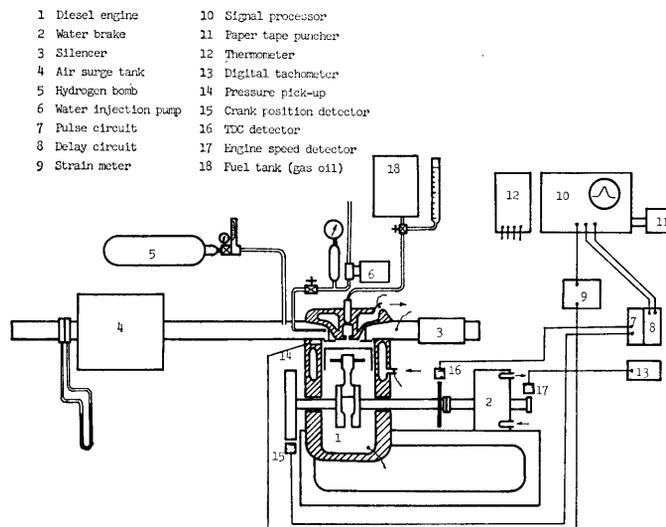


Fig. 1 Schematic of Experimental Apparatus.

測定するために吸気管を取付けた（元の機関には吸気管は付いていなかった）。渦流室式ディーゼル機関は、元は燃料耐爆性試験機（CFR 機関）でこれを実験のために次のように改造した。

まず冷却方式を蒸発冷却方式から強制水冷方式に変更した。また、吸気管を新しく製作して予燃焼室ディーゼル機関の場合と同じように水素と水を吸気に添加できるように改造した。水素軽油二元燃料方式の実験に使用した予燃焼式ディーゼル機関、計測機器類、燃料供給装置、水噴射装置等の配置の概略を Fig. 1 に示す。ディーゼル機関への軽油燃料の供給には、元の燃料噴射系（ボッシュ式燃料噴射ポンプと自動弁を組合せたもの）をそのまま使用した。また、水素燃料は高圧ポンプ（150 Kg/cm², 7 Nm³ 入り容器）から調圧弁で約 2 Kg/cm² に減圧された後にフロート式流量計で流量を測定されてから吸気管内（吸気弁の前方約 12 cm のところ）に連続的に噴射され、ここで空気と混

合している。水素燃料の流量調節はフロート式流量計の下流側にある針弁で行っている。また吸気管内への水の噴射は、定容量注入ポンプ（ダイヤフラム式）を使用して、吸気弁直前のところに連続的に噴射している。水を噴射するノズルは水管の管端近くに放射状に付け

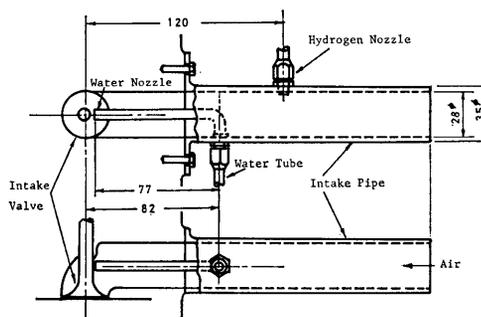


Fig. 2 Cross Section of Intake Pipe with a Hydrogen Nozzle and a Water Nozzle.

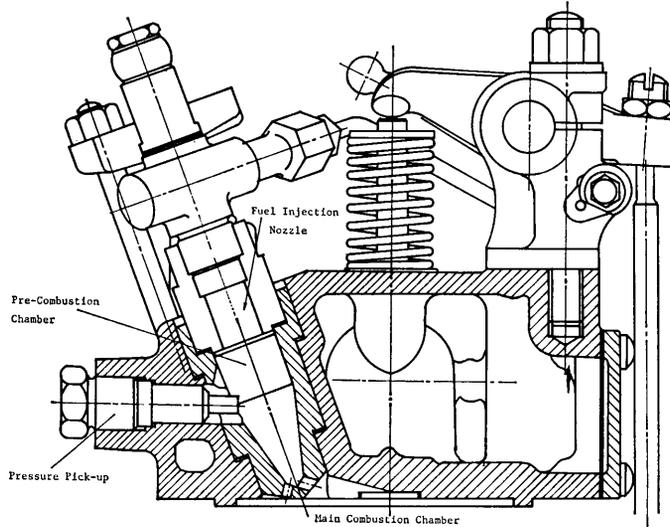


Fig. 3 Cross Section of Cylinder Head (Pre-combustion Chamber Diesel Engine: ST-95).

られているので、噴射された水は吸気管壁に当たって飛散、微粒化される。

水素燃料および水を吸気に添加するためのノズルの位置と吸気管の形状を Fig. 2 に示す。

この予燃焼室式ディーゼル機関の予燃焼室、連絡口および主燃焼室の形状は Fig. 3 に示す通りであり、ピストン頂部の形状はフラットである。機関出力の測

定にはフルード式水動力計を使用した。また吸入空気量の測定にはサージタンクおよび薄板オリフィス空気流量計を使用した。主燃焼室および予燃焼室の圧力の測定には、抵抗線ひずみ計式指圧変換器と動ひずみ測定器を使用して行い、記録およびデータ処理はシグナル・プロセッサで行った。燃焼室圧力データのサンプリングは、実験機関の出力軸に取付けられたロータリ

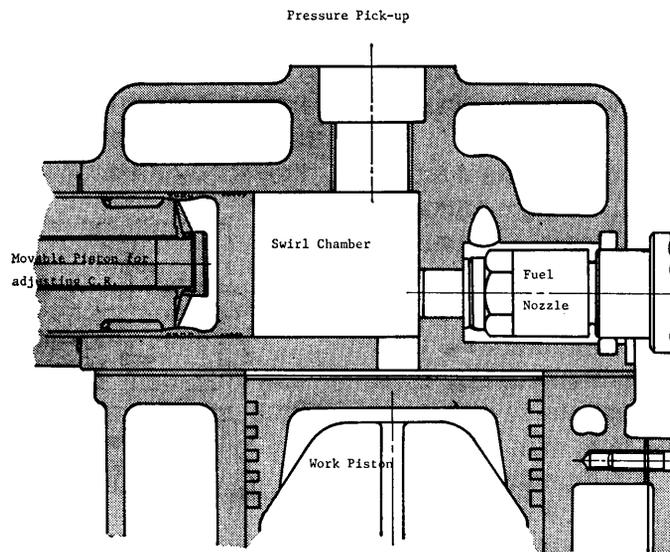


Fig. 4 Cross Section of Cylinder Head (Swirl Chamber Diesel Engine: CFR).

・エンコーダ (200 パルス/回転) のパルス出力に同期して行った。軽油燃料の流量測定はメスシリンダと時計を使用して行った。一方渦流室式ディーゼル機関の実験において、予燃焼室式ディーゼル機関の実験で使った装置、計測器類と変わったものは、空気流量測定用に層流型空気流量計を、機関出力の測定に渦電流式電気動力計を、また軽油燃料の流量測定に容積型燃料流量計を使用したことである。その他の燃料供給装置、水噴射装置等は同じ方式のものを使用した。

Fig. 4 に渦流室式ディーゼル機関のシリンダヘッドの断面図を示す。

4. 実験方法および実験結果

4.1 運転条件と水素添加量の限界

水素軽油二元燃料ディーゼル機関において、水素燃料をどの程度まで添加できるか、また運転条件によって水素燃料の添加量がどのような影響を受けるかを調べるために、次のような実験を予燃焼室式ディーゼル機関で行った。まず決められた実験条件(機関回転数、動力計荷重、軽油燃料噴射時期)で、軽油燃料だけで運転しておく。機関回転数を最初に設定した回転数に保ちながら、水素燃料の添加量を少しずつ増やしてゆく。そして、主燃焼室の圧力波形をブラウン管オシロでモニターして、燃焼が正常(過早着火、ノッキング、バックファイヤ等が発生していない)であるかどうか判定し、正常であれば、また水素燃料の添加量を増やしてゆく。このような操作を繰り返し行い、異常燃焼が発生するようになるまで水素燃料の添加量を増やした。そして異常燃焼が発生するようになった時の水素燃料の添加量を、その運転条件における添加量の限界とした。このような方法で機関回転数については 800, 1000, 1200, 1400, 1600 rpm, 軽油燃料の噴射時期については上死点前 4, 8, 14 度、動力計初期荷重については 2, 4 Kg (P_e で 1.76, 3.52 Kg/cm² に相当)で、これらを組合せて実験を行った。この実験で得られた結果をグラフにまとめたのが Fig. 5, 6 である。これらの図の中で縦軸に熱量比をとっているが、この熱量比は次のように定義している。

$$\text{熱量比} = \frac{\text{水素燃料の熱発生量}}{\text{水素燃料の熱発生量} + \text{軽油燃料の熱発生量}}$$

また初期荷重 (Initial Load) とは、各回転数における実験で最初に掛ける動力計の荷重のことである。動力計の荷重は水素燃料の添加により増加する。しか

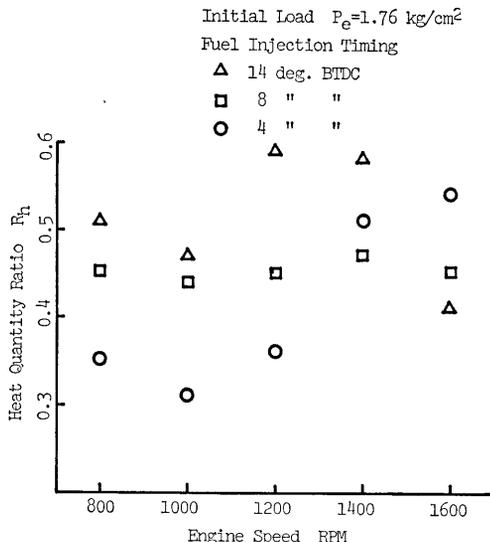


Fig. 5 Relation between Heat Quantity Ratio and Engine Running Condition (Each symbol shows critical heat quantity ratio).

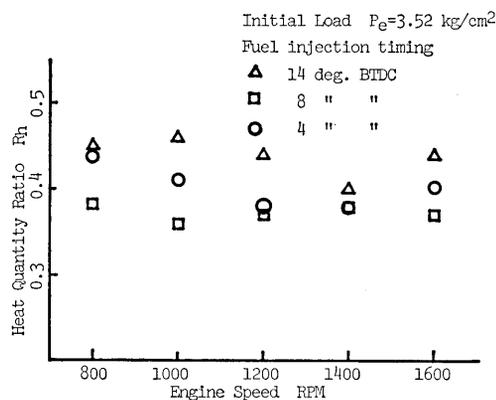


Fig. 6 Relation between Heat Quantity Ratio and Engine Running Condition (Each symbol shows critical heat quantity ratio).

し、軽油燃料の 1 サイクルあたりの噴射量は水素燃料の添加によって動力計の荷重が増加しても変わらない。Fig. 5 は初期荷重が 2 Kg ($P_e = 1.76 \text{ Kg/cm}^2$) で運転した時、機関回転数および軽油燃料噴射時期が水素燃料の添加量の限界にどのような影響を与えるかを見るためにグラフ化したものである。Fig. 6 は初期荷重が 4 Kg ($P_e = 3.52 \text{ Kg/cm}^2$) で運転した時のものである。これらのグラフからわかるように機関回転数による水

素燃料の添加量の限界への影響は明らかではないが、軽油燃料の噴射時期は水素燃料の添加量の限界に対して影響を与えている。軽油燃料の噴射時期を早めた方が水素燃料の添加量を多くすることができる。

4.2 圧縮比と水素添加量の限界

水素燃料の添加量の限界と圧縮比との関係を調べるために、圧縮比を変えることができる渦流室式ディーゼル機関を使用して実験を行った。実験の方法は、機関回転数および機関出力を一定に保って、最初軽油燃料だけで運転しておいて、これに水素燃料を吸気管内に添加すると機関回転数、出力ともに増加するので軽油燃料の噴射量を減少させて最初設定した運転条件に合わせる。この操作をくり返し行くと水素燃料の熱量比がしだいに大きくなり、やがて異常燃焼(過早着火)を発生するようになる。このような方法で水素燃料の添加量の限界を求めた。このような実験方法を用いたのは、前の方法(4.1の実験方法)に較べて動力計の調整をする必要がないので省力化できることと、機関出力を一定に保った方がデータの比較がしやすいことがわかったためである。このようにして異常燃焼の発生する直前の水素燃料の流量を吸入空気量との相当比(空気過剰率の逆数で当量比とも言う)で表わしたのが Fig. 7 である。

この相当比を限界相当比と呼ぶことにする。この図からわかるように、機関回転数および出力を同じにした場合、圧縮比が大きくなるにしたがって限界相当比は大きくなる傾向をはっきりと示している。

この理由は圧縮比が下がると圧縮圧力、温度が低下するために着火時期が遅れ、排気ガス温度は高くなり

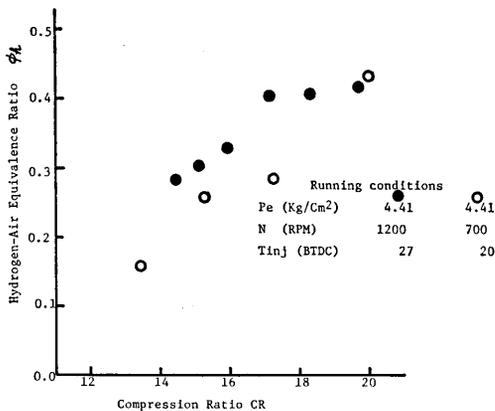


Fig. 7 Effect of Compression Ratio on Critical Hydrogen-Air Equivalence Ratio (CFR).

過熱面ができやすいのと、この実験に使用したディーゼル機関は燃焼室の形状が図のように完全掃気ができにくい構造であるために、燃焼ガスが再圧縮され局部的高温ガスを作りやすいためと思われる。

4.3 水素添加量と機関性能

水素軽油二元燃料運転で水素燃料の添加量が機関性能にどのような影響を与えるかを調べるために、予燃焼室式ディーゼル機関を使用して次のような実験を行った。まず、与えられた実験条件で、軽油燃料だけで運転しておく。機関回転数、出力を与えられた実験条件に保ちつつ水素燃料の添加量を少しずつ増やし、軽油燃料の噴射量を減してゆく。

この操作をくり返し行い水素燃料の割合を多くしてゆき異常燃焼が発生するまで続ける。この間、水素燃料の添加量に対する燃焼最高圧力、正味熱効率、機械効率等を計測した。実験条件は、機関回転数 1400 RPM、機関出力 4.5 PS および 6.72 PS ($P_e=3.52$ および 5.28 Kg/Cm^2 に相当する)、軽油燃料の噴射時期上死点前 8, 12, 14 度を組合せたものである。Fig. 8~13 は、前記実験によって得られた結果である。Fig. 8 は機関回転数が 1400 RPM、出力が 4.5 PS ($P_e=3.52 \text{ Kg/Cm}^2$)、軽油燃料噴射時期が上死点前 8 度で運転した時の水素燃料の割合(熱量比)と機関性能との関係をグラフで表わしたものである。図中の最高圧力(P_{max})とは主燃焼室内の圧力で、連続する 100 サイクル分の最高圧力の平均値である。また機械効率は連続する 100 サイクル分の指圧線図から計算により求めた図示平均有効圧力(P_i)と軸平均有効圧力(P_e)とから算出したものである。このグラフからわかるように同じ機関回転数、出力でも水素燃料の添加割合が大きくなるにつれて、最高圧力は少しずつ上昇している。正味熱効率は始め熱量比とともに少し上昇するが、ある点を過ぎると熱量比が大きくなるにつれて低下するようになる。

機械効率は熱量比が変化してもほとんど変化していない。Fig. 9 は、Fig. 8 の場合の運転条件のうち軽油燃料の噴射時期だけを上死点前 12 度に変更した時に得られた実験結果である。この場合、軽油燃料の噴射時期が早くなったために最高圧力が全般的に上昇しているが、上昇の傾向は前の場合と同じである。正味熱効率についても傾向は同じである。Fig. 10 は軽油燃料の噴射時期をさらに早めて、上死点前 14 度にした時に得られた実験結果である。最高圧力は噴射時期が早まった分だけ更に高くなっていて、特に熱量比が

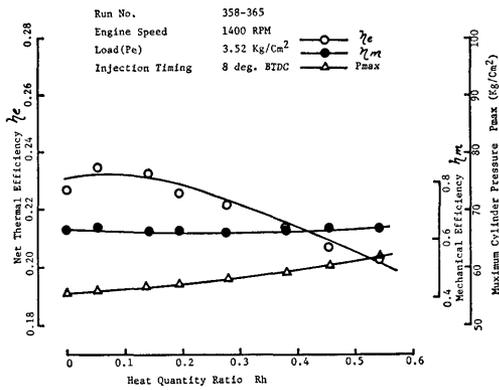


Fig. 8 Effect of Heat Quantity Ratio on Engine Performance (ST-95).

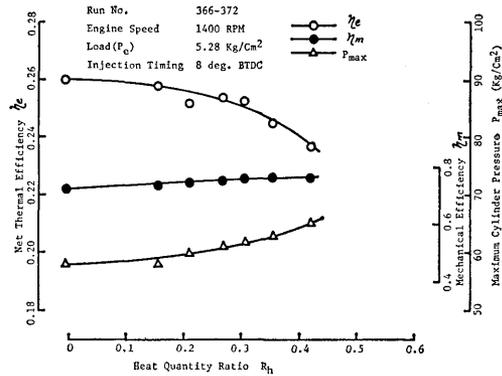


Fig. 11 Effect of Heat Quantity Ratio on Engine Performance (ST-95).

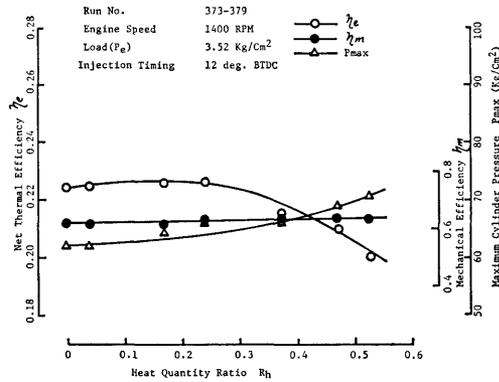


Fig. 9 Effect of Heat Quantity Ratio on Engine Performance (ST-95).

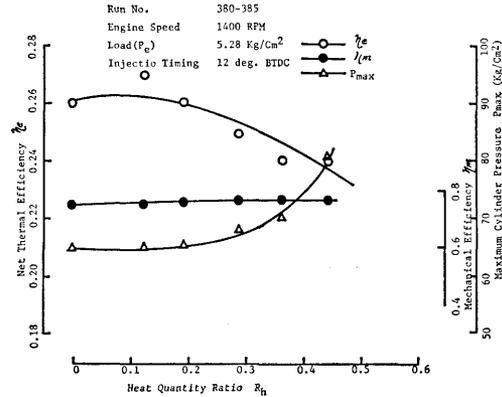


Fig. 12 Effect of Heat Quantity Ratio on Engine Performance (ST-95).

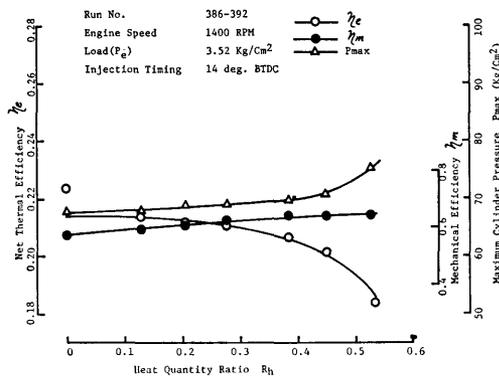


Fig. 10 Effect of Heat Quantity Ratio on Engine Performance (ST-95).

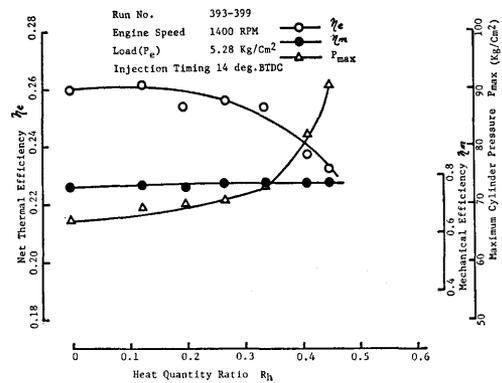


Fig. 13 Effect of Heat Quantity Ratio on Engine Performance (ST-95).

0.4 あたりを過ぎるところから急激に上昇している。正味熱効率、機械効率は Fig. 8 の場合と同じ傾向を示している。Fig. 11~13 は機関回転数が 1400 RPM、出力が 6.72 PS ($P_e=5.28 \text{ Kg/Cm}^2$) という実験条件の時に得られた結果である。Fig. 11 は軽油燃料の噴射時期が上死点前 8 度の場合のもので、最高圧力は熱量比の増大とともに上昇し、正味熱効率は熱量比が大きくなるにつれて低下している。この傾向は機関出力が 4.5 PS ($P_e=3.52 \text{ Kg/Cm}^2$) の場合と同じである。Fig. 12 は軽油燃料の噴射時期が上死点前 12 度の場合、Fig. 13 は噴射時期がさらに進んで上死点前 14 度の場合の実験結果である。軽油燃料の噴射時期により最高圧力の上昇の仕方が変わってくるのは、機関出力が低い場合 (Fig. 8~10) と同じであるが機関出力の高い場合 (Fig. 11~13) 熱量比が大きくなると最高圧力の上昇の仕方がはげしくなっている。

これは機関出力が増し熱量比が大きくなるにしたがって、水素燃料の燃焼速度が速くなるのと水素燃料の絶対量が増加するために、燃焼の初期に水素燃料が多量に、しかも高速で燃焼するので最高圧力は急激な上昇をするようになるためである。また、正味熱効率についてみれば、熱量比が大きくなり最高圧力が高くなるにつれて低下している。この傾向は機関出力の低い場合と大体似ている。

往復動型内燃機関の熱サイクル論上では、燃焼速度が速ければ等容度が高くなるので熱効率は向上するはずである。しかし、実際の機関の運転では等容度が高すぎると燃焼ガス温度が急上昇するので熱損失の増大、熱解離の発生、水素燃料の場合には燃焼による分子量の減少 (水素-空気の燃焼の場合、理論混合比で約 14.8% 減少する。しかし、軽油-空気の場合、理論混合比で約 4.5% 増加する) 等のために必ずしも熱効率は向上せず、この実験結果のように低下することもある。

Fig. 14 は Fig. 13 の実験の時に得られた指圧線図で、熱量比によって主燃焼室内の圧力がどのように変化するかを示したものである。

この Fig. 14 からわかるように、熱量比が大きくなるにしたがって最高圧力は高くなるが軽油燃料のみで運転した場合 (実験番号 393 のグラフ) の指圧線図に較べて膨張行程での圧力降下の割合は大きくなっていて、膨張行程の途中で圧力の高低が逆転している。

この差は主として燃焼期間の長短によって生ずるものである。軽油燃料のみでの運転の場合には、燃焼期

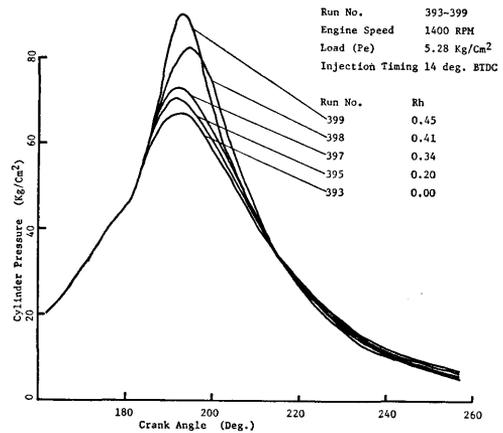


Fig. 14 Effect of Heat Quantity Ratio on Cylinder Pressure Diagram (ST-95).

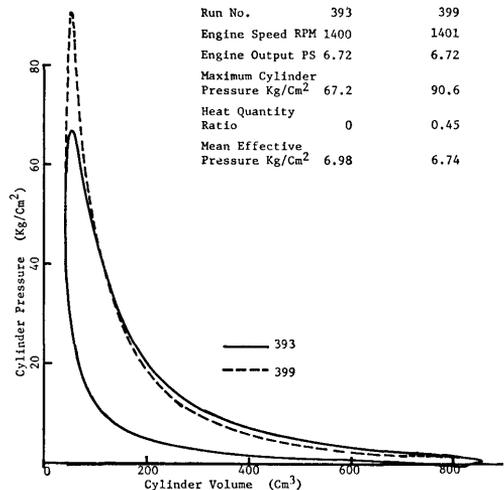


Fig. 15 Effect of Heat Quantity Ratio on Cylinder Pressure-Volume Diagram (ST-95).

間は軽油燃料の噴射期間に燃焼に必要なある時間を加えたものになるが、水素混焼の場合には水素燃料の燃焼は軽油燃料の噴射期間内に完了するので、軽油燃料の噴射期間が短縮された分だけ短縮されることになる。例えば熱量比が 0.5 の場合には軽油燃料の噴射期間は約半分となる。

Fig. 13 の実験の時に得られた $P-V$ 線図のうち軽油燃料だけで運転した場合 (実験番号 393) と熱量比 0.45 で運転した場合 (実験番号 399) のものを比較したのが Fig. 15 である。

この図からわかるように熱量比が 0.45 の運転の場合には、軽油燃料のみでの運転の場合に較べて最高圧力が約 23 Kg/Cm^2 も高くなっているにもかかわらず図示平均有効圧力は低い値を示している。しかも、熱量比が 0.45 で運転した場合の方が軽油燃料のみで運転した場合に較べて燃料消費率は大きいので、図示熱効率、正味熱効率ともに悪いことになる。

熱量比が 0.45 の運転では軽油燃料のみでの運転に較べて等容度が高くなったために圧力の高い所では、実線と破線で囲まれた面積分だけ仕事量が増加してい

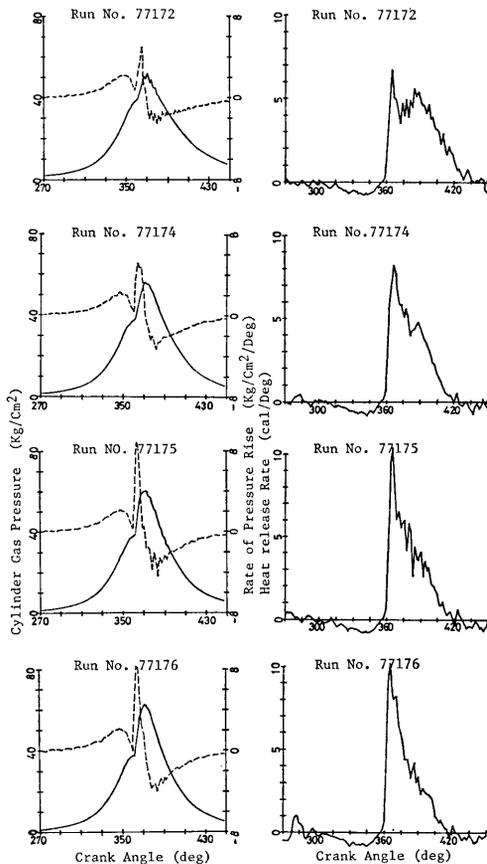


Fig. 16 Effect of Water Injection Rate on Heat Release Rate, Cylinder Pressure Diagram and Rate of Pressure Rise (CFR).

Engine Running Conditions

| Run No. | ϕ_h | $P_e: 4.42 \text{ Kg/Cm}^2$ |
|---------|----------|---------------------------------|
| 77172 | 0.00 | $N: 1200 \text{ RPM}$ |
| 77174 | 0.14 | $T_{inj}: 20^\circ \text{BTDC}$ |
| 77175 | 0.28 | |
| 77176 | 0.36 | |

るが、圧力の高低が逆転している圧力の低い部分では仕事量が減少している。この仕事量の増加分と減少分の差がの場合負になっている。

つまり水素軽油混焼の場合、熱量比が大きくなり等容度が高くなって必ずしも正味熱効率は向上せず、低下する場合もあることをこの実験結果は示している。

次に水素添加量と熱発生率の関係を調べるために渦流室式ディーゼル機関を使用して以下のような実験を行った。機関出力、機関回転数を一定に保って、熱量比を変化させ、その時の熱発生率の変化の様子を調べた。

この実験に渦流室式ディーゼル機関を使用した理由は、熱発生率を求めるためには、精度の良い燃焼圧力データ（特に予燃焼室内の）が必要であるが、予燃焼室式ディーゼル機関では、シリンダヘッドの構造上予燃焼室近くに指圧計を取りつけることができなかつたので解析に必要な精度の良いデータを得ることができなかったからである。

Fig. 16 図は、この実験結果の一例である。

この時の実験条件は機関出力 3.6 PS ($P_e = 4.42 \text{ Kg/Cm}^2$), 機関回転数 1200 RPM , 軽油噴射時期上死点前 20 度で、熱量比は $0.00, 0.14, 0.28, 0.36$ である。相当比 ϕ_h が大きくなるにつれて熱発生率が大きくなっていくのは、相当比 ϕ_h が大きくなると水素による発熱量が大きくなるのと、水素の燃焼速度も相当比 ϕ_h が大きくなると速くなるためである (Fig. 24 参照)。このために相当比 ϕ_h が大きいところでは、多量の水素が着火すると短時間のうちに燃焼するようになるので Fig. 16 に示すような熱発生率になる。

4.4 水素添加量と異常燃焼

水素軽油二元燃料運転において、水素燃料の添加割合が多くなると異常燃焼（過早着火や吸気管内への逆火）が発生するようになることを前に述べた。過早着火（水素軽油二元燃料運転においては、正常な着火とは水素空気可燃混合気中に軽油燃料が噴射され着火してから水素燃料が着火することをいう。過早着火とは、軽油燃料が噴射され着火する前に何らかの原因で水素燃料が着火することをいう）も水素燃料の割合が小さいうちは、発生回数も少なく間欠的なので機関性能にはほとんど影響は与えない。しかし、水素燃料の添加割合が大きくなると過早着火の発生回数も多くなり、また過早着火の時期も早まるので燃焼最高圧力は急激に上昇するようになる。こうなると機関出力は急

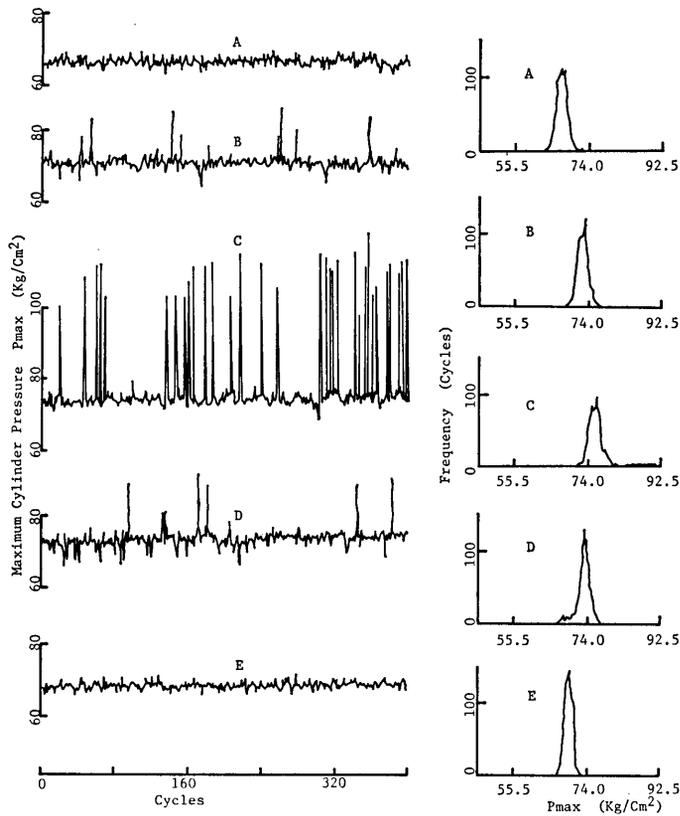


Fig. 17 Effect of Heat Quantity Ratio and Water Injection Rate on Maximum Cylinder Pressure (ST-95).

Left side graphs show the variation of maximum cylinder pressures (total number of cycle: 400).

Right side graphs show the histogram of maximum cylinder pressures (total number of cycle: 1000).

Engine Running Conditions

| | $R_h (\phi_h)$ | G_w |
|---|----------------|-------|
| A | 0.0 | 0.0 |
| B | 0.51 (0.25) | 0.0 |
| C | 0.60 (0.32) | 0.0 |
| D | 0.60 (0.32) | 8.0 |
| E | 0.60 (0.32) | 28.0 |

激に低下する。水素燃料の添加割合をさらに多くすると、ついには吸気弁がまだ開いている間に過早着火が発生するようになり、吸気管内への逆火を起すようになる。逆火がはげしくなると機関の運転はできなくなる。Fig. 17 には、水素燃料の添加割合を多くした時の各サイクル毎の最高圧力が時間的にどのように変化するか、また最高圧力のひん度分布がどうなるかを示した。この時の実験条件は機関回転数が 1200 RPM,

機関出力が 3.84 PS ($P_e=3.52$ Kg/Cm²), 軽油燃料の噴射時期が上死点前 12 度である。この図の中で左側のグラフは連続する 400 サイクル分の最高圧力をプロットしたものである。左側の図の上から軽油燃料だけで運転した場合、上から二番目が水素燃料を熱量比で 0.51 (相当比では $\phi_h=0.25$) 添加した場合、三番目が水素燃料を熱量比で 0.60 (相当比では $\phi_h=0.32$) 添加した場合の最高圧力の変化の様子を示している。右

側のグラフは左側のグラフの実験条件で 1000 サイクル分の最高圧力を採集し、その分布を表わしたものである。この図から熱量比が 0.51 になると過早着火を時々発生していることがわかるが（図中時々圧力の高いのが見られる）、発生回数も少なく（発生ひん度約 2%）間欠的であり、過早着火を起した時の最高圧力も 85 Kg/Cm² 以下で機関性能にそれほどの影響は与えていない。ところが水素燃料の添加割合が大きくなって熱量比で 0.60 になると、過早着火の発生回数も多くなり（発生ひん度約 9%）、過早着火の発生する時期が早くなるために最高圧力が約 120 Kg/Cm² と非常に高くなっている。

4.5 異常燃焼と水噴射

ディーゼル機関で水素軽油二元燃料運転を行う場合、吸気管内で可燃混合気を作る方式では水素燃料の割合が大きくなれば過早着火や吸気管内への逆火などが発生するために、ある値以上に水素燃料の割合を増すことができない。水素燃料の利用率（水素-空気の相当比）を高めるためには、まず過早着火の発生を抑制することが必要である。過早着火の発生する原因は、燃焼室内面の局部的な過熱面（例えば排気弁、予燃焼室噴口など）、高温度の浮遊粉じん（灰付着物、吸入空気中の粉じんなど）、残留ガスの再圧縮による局部的な高温ガス、触媒作用をする金属類などに水素空気混合気が触れて着火するためであるといわれている¹⁾。

これらの原因のうち金属類の触媒作用以外はすべて温度に関係していて、この温度レベルを下げれば過早着火の発生は抑制できると思われたので、吸気管内に水を噴射して水の蒸発熱を利用して吸気を冷却し、燃焼室内の温度レベルを下げ過早着火の発生を抑制することを試みた。この吸気管内への水噴射の効果を調べるために、予燃焼室式ディーゼル機関を使用して次のような方法で実験を行った。まず実験機関を水素軽油二元燃料運転で過早着火がかなり激しく発生している状態にしておき、これに吸気管内の吸気弁直前に水を噴射し（Fig. 2, 吸気管参照）、水の噴射量によって過早着火、燃焼圧力、着火時期、圧縮圧力、熱効率等がどのような影響を受けるかを調べた。Fig. 18 は、前記のような方法で実験を行い、主燃焼室内の圧力が水の噴射によってどのように変化するかを示したものである。この図中の指圧波形は 100 サイクル分の加算平均値（各サイクルの各クランク角における圧力を 100 サイクル分、各クランク角毎に加算してその値を 100

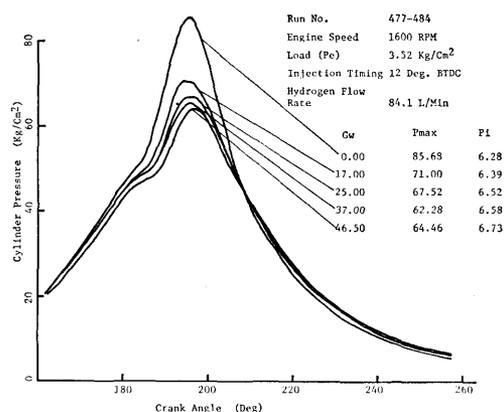


Fig. 18 Effect of Water Injection Rate on Cylinder Pressure Diagram (ST-95).

で割った値）で示している。

この時の運転条件は、機関回転数が 1600 RPM、機関出力が 5.12 PS ($P_e=3.5$ Kg/Cm²)、軽油燃料の噴射時期が上死点前 12 度、水素燃料の添加割合が熱量比で 0.67 ($\phi_h=0.38$) である。

この図の中で水の噴射量 G_w がゼロの場合、着火時期（指圧線図で燃焼により圧力が圧縮線より離れ始めるころ）が水噴射を行ったものに比較してかなり早くなっているのは、過早着火が発生しているためである。

このような運転に対して水を噴射すると、まず過早着火が抑制されて着火時期が遅れてくるために最高圧力が低下してくる。水の噴射量を増やしてゆくと最高圧力が低下し着火時期が遅れてくるが、その量はだいに少なくなる。水の噴射量が 46.5 CC/Min の場合、最高圧力の低下は水噴射なしの場合に較べて約 21 Kg/Cm² であるが、図示平均有効圧力の方は逆に 0.45 Kg/Cm² ほど上昇している。次に水の噴射量と各サイクルごとの最高圧力の変化および最高圧力の発生ひん度分布について調べた。その一例を Fig. 17 に示す。この時の運転条件は前述(4.4 水素添加量と異常燃焼)の通りである。図中の上から三番目までのグラフについてはすでに説明してあるのでここでは省略する。かなり激しく過早着火が発生しているところに、水を吸気管内に 8 CC/Min の割合で噴射すると過早着火の発生回数は約 1/7 に減少する（上から四番目のグラフ）。

最高圧力の平均値も低下するが、過早着火が発生したサイクルでの最高圧力も大幅に低下している。このことは、過早着火が発生しても、発生する時期（着火

時期)が圧縮行程の終りの方に移動していることを示している。さらに水の噴射量を 28 CC/Min まで増やすと、過早着火は完全に抑制され最高圧力も低下する(上から五番目のグラフ)。この図からわかるように、水素燃料の添加割合を多くすると過早着火が発生して最高圧力が高くなると同時に最高圧力が広い範囲にわたって分布するようになる。このような運転状態にあるところに水を吸気管内に噴射すると最高圧力が低下するとともに最高圧力の分布も狭い範囲に限られるようになる。また過早着火が抑制できるということは吸気管内への逆火も防止できるということである。

4.6 水噴射量と機関性能

過早着火の発生は吸気管内に水を噴射することによって抑制することができることを前に述べた。水の噴射によって機関性能がどのように影響を受けるかを調べるために次のような実験を予燃焼室式ディーゼル機関で行った。水素軽油二元燃料運転で過早着火が発生している状態で軽油流量、水素流量を固定しておいて、吸気管内に水を噴射し、水の噴射量に対する最高圧力、正味熱効率、機関出力、燃焼による圧力上昇等の機関性能を測定した。Fig. 19~21 は、上記実験方法で行って得た水噴射に対する機関性能の変化の代表的な結果である。Fig. 19 は運転条件が機関回転数 1200 RPM, 機関出力 3.84 PS ($P_e=3.52 \text{ Kg/Cm}^2$), 熱量比 0.8 ($\phi_h=0.47$) の時に得られた実験結果である。水の噴射量が 0~10 CC/Min の範囲では、燃焼最高圧力および燃焼による圧力上昇が急激に低下しているが、これは過早着火の発生が抑制されたためである。過早着火の発生が抑制されて、最高圧力が低下すると正味熱効率はわずかではあるが上昇する。そして、水の噴射量があるところで正味熱効率は最高となり、それより水の噴射量が多くなると低下するようになる。これは水の噴射量が少ないうちは過早着火が抑制されて、着火時期が正常な時期(軽油燃料の噴射による着火時期)に戻り燃焼最高圧力が低下するために熱損失が減少するので正味熱効率は上昇する。しかし、水の噴射量が多くなると正味熱効率が減少するようになるのは、着火時期が遅れすぎるために燃焼圧力が有効な仕事に変えられる割合が低下すると、燃焼が始まるまでに全部の水が蒸気にならないで燃焼熱の一部を吸収するためであろう。機関出力についてみると水噴射によってほとんど変化を示していない。しかし、図示平均有効圧力についてみると水の噴射量が増加するにつれてわずかずつではあるが上昇している (Fig. 18

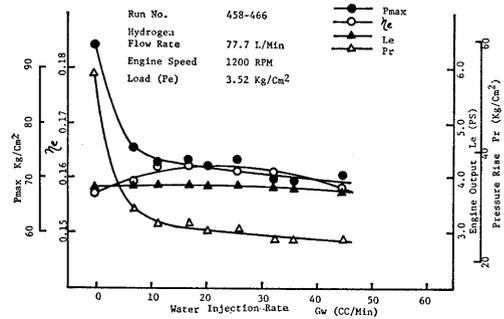


Fig. 19 Effect of Water Injection Rate on Engine Performance (ST-95).

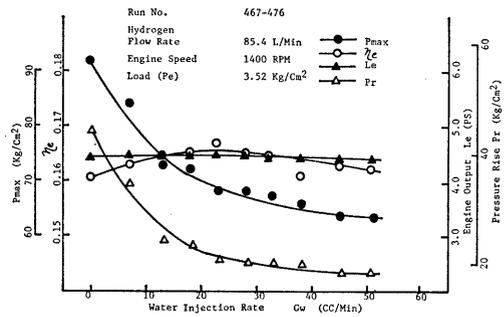


Fig. 20 Effect of Water Injection Rate on Engine Performance (ST-59).

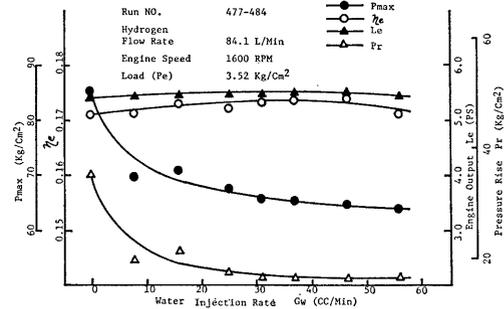


Fig. 21 Effect of Water Injection Rate on Engine Performance (ST-59).

参照)。Fig. 20 は機関の運転条件が機関回転数 1400 RPM, 動力計荷重 4 Kg ($P_e=3.52 \text{ Kg/Cm}^2$), 熱量比約 0.78 ($\phi_h=0.44$) の時の実験結果である。Fig. 20 の場合は、Fig. 19 の実験条件に較べて機関回転数だけが 200 RPM 増加しているが、水噴射の機関性能に興える影響は Fig. 19 の場合と同じ傾向を示している。Fig. 21 は機関回転数 1600 RPM, 動力計荷重 4 Kg ($P_e=3.53 \text{ Kg/Cm}^2$), 熱量比約 0.65 ($\phi_h=0.38$)

の時の実験結果である。この場合も水噴射の影響は Fig. 19, 20 の場合と同じ傾向を示している。この他の運転条件で実験した場合においても、水噴射によって最高圧力、正味熱効率、機関出力、燃焼による圧力上昇などが変化する様子は Fig. 19~21 の場合と同じであった。

4.7 水噴射と熱発生率の関係

水噴射と熱発生率の関係を調べるために渦流室式ディーゼル機関を使用して実験を行った。実験の方法は、実験機関を水素軽油二元燃料で異常燃焼の発生す

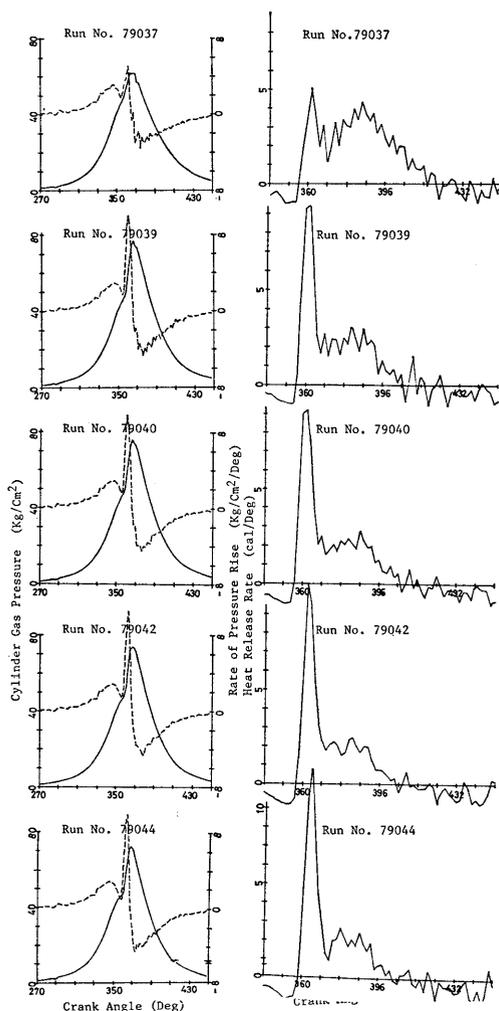


Fig. 22 Effect of Water Injection Rate on Cylinder Pressure Diagram, Heat Release Rate and Rate of Pressure Rise (Dotted Line shows Rate of Pressure Rise in Left Side Graphs).

る直前の熱量比で運転しておき、これに水を吸気管内に噴射し水の噴射量とシリンダ圧力の変化の様子を測定した。シリンダ圧力は連続する 100 サイクル分の平均値を求め、これを解析して熱発生量を求めた。熱発生率は指圧線図から求める長尾の方法によった⁹⁾。なおこの熱発生率のなかには燃焼室壁からの熱の出入は考慮されていない。前記方法での実験結果の一例を Fig. 22 に示す。この時の実験条件は機関回転数が 1200 RPM, 機関出力が 3 PS ($P_e=3.68 \text{ Kg/Cm}^2$), 圧縮比が 16.8, 軽油燃料噴射時期が上死点前 18.3 度である。Fig. 22 の一番上の段のグラフ (Run No. 79037) は、軽油燃料のみで運転した場合の指圧線図, 圧力上昇率 (左側) と熱発生率 (右側) である。二段目のグラフ (Run No. 79039) は、水素軽油二元燃料運転 (熱量比 $R_h=0.42$) した場合はものである。三段目のグラフ (Run No. 79040) は、二段目のものに水を 5 CC/Min の割合で噴射した場合の実験結果であり、四段目は同じく 14 CC/Min, 五段目は同じく 24 CC/Min のものである。これらのグラフからわかるように水噴射によって着火時期が少し遅れる (約 2 度) が熱発生率にはほとんど効果を興えることはない。

5. 考 察

5.1 水素燃料の供給方法

現在一般的に使用されているディーゼル機関を水素軽油二元燃料で運転できるようにするためには、水素燃料を供給する装置が必要になる。ディーゼル機関に水素燃料を供給する方法については、次のようなものが考えられる。A) 圧縮行程の終項, シリンダ内に水素燃料を噴射するもの, B) 圧縮行程の始め頃, 吸気弁が閉じてすぐに水素燃料をシリンダ内に噴射するもの, C) 吸気管内に水素燃料を連続的に噴射するもの, D) 吸気管内に吸気弁が開いている間だけ水素燃料を噴射するもの等である。これ等のうち A は、高圧の水素が必要であると噴射もタイミングを合せなければならないので、噴射装置も複雑になる。しかし、この方法では、過早着火、吸気管内への逆火の危険もないし、吸気管内噴射方式のもののように吸入空気量が減少しないので有利である。

B の方法では、A のような高圧の水素は必要ないが水素をタイミングよく噴射するための装置が必要となる。この方法では、吸入空気量は減少しないし、吸気管内への逆火の危険もないが、過早着火の発生する危険はある。C の方法では、A や B のように複雑な噴射

装置は必要ないし、高圧の水素も必要ない。しかし、吸気管内で可燃混合気が生産されるために逆火の危険があり、水素燃料を添加した分だけ空気流量が減少するので機関出力も低下する。また、過早着火の発生することが考えられる。Dの方法では、吸気弁が開いている間だけ水素が供給されるので吸気管内に可燃混合気が生産されることがないので逆火の危険はないが、Cの場合と同じように空気流量が減少するので、出力は低下するし、過早着火の発生することが予想される。これらの水素燃料供給方法のうちから、Cの方法を採用したのは、この研究の目的が在来型のディーゼル機関を改造なしでどの程度まで水素燃料化できるかを調査することであったからと、この方法が一番簡単であったからである。しかし、この方法では異常燃焼の発生、吸気管内への逆火の発生、空気流量の減少による出力低下等があるために、今後高出力化、水素の利用率（水素-空気の相当比）を高めるためには他の方法

Table 2 Properties of Hydrogen

| | |
|---|----------------------|
| Atomic weight | 1.00797 |
| Atomic number | 1 |
| Melting point, K | 13.96 |
| Heat of fusion at 14.0 K, cal/g | 14.0 |
| Boiling point at 1 atm, K | 20.39 |
| Heat of vaporization at 20.4 K, cal/g | 107 |
| Density, g/cm ³ | |
| Solid at 4.2 K | 0.089 |
| Liquid at 20.4 K | 0.071 |
| Critical temperature, K | 33.3 |
| Critical pressure, atm abs. | 12.8 |
| Critical volume, cm ³ /mole | 65.0 |
| Critical density, g/cm ³ | 0.031 |
| Heat of transition, ortho to para at 20.4 K, cal/g | 168 |
| Specific heat: At constant pressure C _p , cal/g | |
| Liquid at 17.2 K | 1.93 |
| Solid at 13.4 K | 0.63 |
| 0-200 °C | 3.44 |
| Specific heat: At constant volume C _v (0-200 °C), cal/g | 2.46 |
| Specific heat: Ratio C _p /C _v (0-200 °C) | 1.4 |
| Gas density at 0°C and 1 atm, g/l | 0.0899 |
| Gas specific gravity (air=1.0) | 0.0695 |
| Gas thermal conductivity at 25 °C (cal)(cm)/(s)(cm ²)(°C) | 0.00044 |
| Gas viscosity at 25 °C and 1 atm, cP | 0.0089 |
| Coefficient of thermal expansion per °C | 0.00356 |
| Heat of combustion at 25 °C, Kcal/g mole | |
| Gross | 68.3174 |
| Net | 57.7976 |
| Flame temperature, K | 2,483 |
| Autoignition temperature, K | 858 |
| Heat of formation of HF at 25 °C, Kcal/g mole ΔH | -64.2 |
| Flammability limit, % | |
| In oxygen | 4-94 |
| In air | 4-74 |
| Energy release upon combustion: cal/g | 29000 |
| cal/cm ³ | 2050 |
| joule/g | 1.21 10 ⁵ |

を検討することが必要である。

5.2 着火方法

在来型ディーゼル機関で水素を燃料とする場合、水素空気混合気を圧縮着火することは困難である。それは水素の自発火温度が 585°C（空気中）と高いためである（Table 2 参照）。これについては改造 CFR 機関で圧縮比を 29 まで上げて圧縮着火の実験をしたが着火できなかったという報告がある²⁾。

これ以上圧縮比を上げると、たとえ圧縮着火がきたとしても燃焼最高圧力が高くなりすぎ実用機関としては使用できないものと思われる。筆者等が採用した方法では、在来型のディーゼル機関の燃料噴射システムをそのまま利用でき、しかも確実な着火ができる。

5.3 過早着火の発生と相当化

吸気管内で水素空気可燃混合気を生成し、これをシリンダ内に吸入、圧縮して、これに軽油燃料を噴射して着火させる方式の二元燃料運転では、水素燃料の割合が大きくなると過早着火を発生するようになることが実験で明らかになった。過早着火が発生するようになる相当比は、水噴射のない場合 0.2~0.3 であることも実験でわかった。水素燃料と空気との混合気の着火に必要な最小エネルギーは Fig. 23 に示す通りである。この図からわかるように、水素空気混合気を着火させるに必要な最小エネルギーは、相当比が 0.2 の時に 0.4 mJ はであるが、相当比が 0.3 の時には 0.13 mJ と約 1/3 になる。さらに相当比が 0.4 では 0.05

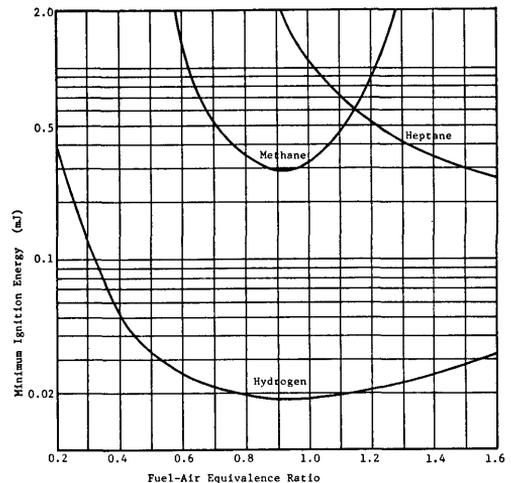


Fig. 23 Minimum Ignition Energy of Various Fuels as a Function of Fuel-Air Equivalence Ratio.

mJ となる。このように相当比が大きくなると最小着火エネルギーはどんどん小さくなり、理論混合比（相当比 1.0）で 0.019 mJ と最小になり、これを越えるところでは逆に着火エネルギーは大きくなる。

このように相当比が大きくなると、着火が容易になり渦流室式ディーゼル機関でも予燃焼室式ディーゼル機関でも、その値が 0.2~0.3 位になると過早着火が発生するようになり、相当比がさらに大きくなると過早着火の発生する時期も早くなるのは、前述の相当比と最小着火エネルギーとの関係によって説明できる。Fig. 24 には各種燃料の相当比と燃焼速度との関係を示す。

相当比が大きくなると着火時期が早くなるのと（過早着火を発生して）、燃焼速度が速くなるのでますます燃焼最高圧力が高くなり、燃焼室内の熱負荷を増すために過早着火をさらに促進する。

今回の実験に使用した 2 種類のディーゼル機関では、過早着火の発生する相当比は水噴射のない場合 0.2~0.3 であり、水噴射がある場合には相当比はかなり高い値まで上げられる（実験では相当比 0.47 までは確認している）ものと思われる。相当比が大き

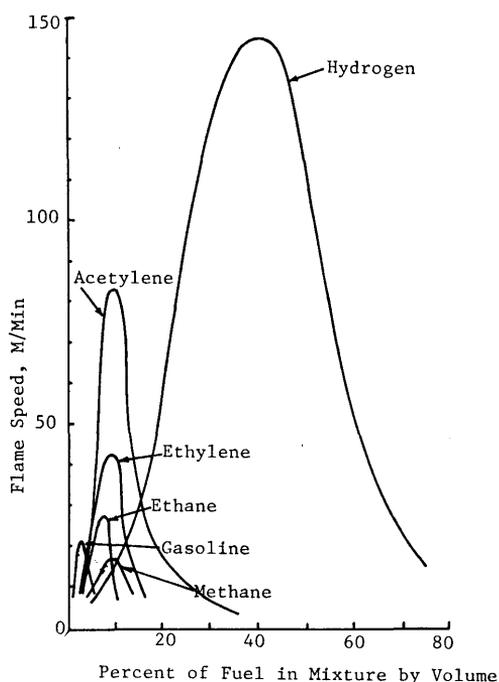


Fig. 24 Flame Speed of Various Fuels as a Function of Percent of Fuel in Mixture by Volume.

なると過早着火の発生する時期が圧縮行程の始めの方に移動するのは、相当比が大きくなれば着火エネルギーは小さくなるので、混合気と過熱面とが接触している時間が短かくても着火できるからである（過熱面温度が同じであれば）。Fig. 24 には各種燃料の相当比と燃焼速度との関係を示す。相当比が大きくなれば着火エネルギーは小さくなり、燃焼速度が速くなるので燃焼圧力が高くなるのでますます過早着火が発生しやすくなる。

5.4 水噴射の効果

前に述べたように過早着火の着火源は、燃焼室内の過熱面や残留ガスの再圧縮による局所的な高温ガスの存在が主たるものであろうと思われる。これらの着火源の温度レベルを水の蒸発熱を利用して下げようとする場合、水が吸気弁が開く前に全部気化していれば吸入空気量が減少するので機関出力は低下する。

水を吸気弁直前の管壁に噴射して噴霧を作り、これをシリンダ内に吸入してシリンダ内の温度レベルを下げようとする場合、水が吸気弁が開く前に全部気化していれば吸入空気量が減少するので機関出力は低下する。

しかし、吸気弁直前に水蒸気のバリヤーを作るので吸気管内への逆火防止には役立つものと思う。また水が吸気弁が閉じるまでに蒸発すれば、蒸発熱により圧縮温度を低下させる（体積効率が増加する）ので過早着火の抑制に効果があり、機関出力も上昇する。

しかし、着火後まで水が残っていれば燃焼熱を吸収し出力、効率を減じることになるから得るところはない。それ故、過早着火の防止、体積効率改善のためには吸気弁が閉じる前までに蒸発が終るようにしなければならない。このことを今回の水噴射実験の結果と対比してみると、水噴射量の増加に反比例して吸入空気量が低下しているというのは、吸気弁が開く前にかなりの量の水が気化しているためである。体積効率の改善まではかるには、水の添加方法を改良することが必要である。水噴射によって、圧縮圧力、温度が低下し着火時期が遅れるために燃焼最高圧力は低下するが、熱発生率のパターンはほとんど変らなかった。

6. まとめ

ディーゼル機関の吸気管内に水素燃料を添加する方法での水素軽油二元燃料運転の実験を行い次のようなことが明らかになった。

1) 水素燃料の添加割合が小さいうちは軽油燃料だけで運転した場合と比較して燃料最高圧力、熱効率で

あまり変ない。

2) 水素燃料の添加割合が大きくなると(水素-空気相当比で0.2位)燃焼圧力の上昇, 圧力上昇率の増大が顕著になってくる。これは, 水素燃料の燃焼速度が軽油燃料の燃焼速度に比較して非常に速いためである。

3) 水素燃料の添加割合がさらに大きく(水素-空気相当比で0.3位)になると過早着火が発生するようになる。過早着火の発生する条件は主として水素-空気の混合比(相当比)によってきまる。

4) 過早着火は水素-空気相当比の小さいうち, 発生ひん度も少なく, 発生する時期も正常な着火時期に近いところであるが, 水素燃料の添加割合が大きくなるにしたがって, 圧縮行程の始めの方に移動してゆく。過早着火の発生する時期が早くなれば, 最高圧力も急激に上昇する。

5) 過早着火の発生する時期がさらに早くなると, 吸気管内への逆火を起こすようになる。吸気管内への逆火がはげしくなると機関は停止する。

ディーゼル機関で吸気管内に水素燃料を添加し軽油燃料で圧縮着火するという方式の水素軽油二元燃料運転では, 水素燃料の添加割合が大きくなると過早着火が発生するので, 水素の添加割合をある値以上に大きくすることができなかつた。水素燃料の添加割合を大きくするために, 水を吸気管内に噴射しその蒸発熱でシリンダ内の温度レベルを下げ, 過早着火の発生を抑制することを試みた。

その結果次のようなことが明らかになった。

6) 水素燃料の添加割合を大きくして, 過早着火が発生している運転状態で水噴射を行い, 水の噴射量を少しづつ増やしてゆくと, まず過早着火の発生回数が少なくなり, 過早着火が発生した時の最高圧力も低下してくる。そして, 水の噴射量が水素燃料の質量流量の1~2倍位になると, 過早着火の発生は抑制される。

7) 過早着火が抑制されれば, 吸気管内への逆火も起らない。

8) 水の噴射によって圧縮圧力が低下し, 着火時期が遅れるために最高圧力も低下してくる。

9) 水の噴射によって熱発生率を変えることはほとんどできない。

10) 水の噴射によって水素燃料の添加割合を大きくしても過早着火のない運転が可能である。

11) 渦流室式と予燃焼室式ディーゼル機関で二元燃料方式の燃焼実験を行ったが, 水素添加が各種機関性能に與える影響は質的にも量的にもほとんど同じである。

7. あとがき

水素軽油二元燃料ディーゼル機関の可能性について実験を中心とした研究を行い, この方式でも水素燃料を利用できることが明らかになった。しかし, この研究では在来型ディーゼル機関での水素混焼時の問題点がいくつか明らかにされた程度であり, 実用化のための研究はこれから始まるものと思う。

今後は今までに得られた研究結果をもとにして, 実用化のために障害となると思われる技術的問題の解決に努力したい。

最後にこの研究実施にあたり貴重な助言を頂いた水素機関研究グループの方々, 実験およびデータ整理等に協力頂いた清 和博氏, 佐々木俊氏, 吉野邦夫氏に対し感謝の意を表します。

参 考 文 献

- 1) 金, 山口, 古浜, 「水素-酸素エンジンの運転特性」日本自動車研究所研究速報 No. 59, 昭和52年5月, p. 13
- 2) P. C. T. de Boor, W. J. McLean, H. S. Homan, 「Experimental Results with Hydrogen Fueled Internal Combustion Engines」水素エンジンに関する講習会資料, 昭和50年7月, p. 1
- 3) 長尾不二夫, 「内燃機関講義」養賢堂, 昭和32年10月, p. 218~219