621. 436. 019. 25 : 662. 612. 3

ラノバ形空気式ディーゼル機関における燃焼*

長尾不二夫**, 柿本治利**, 松岡義一***, 加藤 淳****

Combustion Process in a Lanova Air-Cell Type Diesel Engine

by Fujio NAGAO, Harutoshi KAKIMOTO, Yoshikazu MATSUOKA,
and Makoto KATO

High-speed motion picture taken through a glasswindow in a full-scale engine, has led to the following information as to the combustion process in a Lanova Diesel engine. The fuel supply into the cell, which depends principally on the fuel injection and the design of the air-cell, has a large influence on the performance of this type of an engine. The fuel spray, if injected through the injector with a small spray angle toward the mouth of the cell, does not produce much mixture in the main combustion chamber before ignition, which burns slowly until the outflow of hot gases from the cell has improved the mixture formation to such a degree that quick combustion becomes possible. These processes contributes toward a slow pressure rise in the early stage of combustion and high thermal efficiency. Furthermore, it was ascertained by the high-speed photography that ignition in the main combustion chamber starts generally before that in the cell, and at the latest simultaneously with the ignition in the cell.

1. 目 的

本来の空気室式燃焼室では主燃焼室内のみで燃焼が起り、膨脹行程で空気室から新しい空気を噴出し、酸素を補給する程度であったが、これではうず流エネルギーが不十分であるから、最近最も広く用いられているラノバ (Lanova) 形空気室式機関では圧縮行程で噴射燃料の一部を空気室へ積極的に流入せしめ、空気室内での燃焼による噴出エネルギーを主燃焼室内燃焼の促進に巧みに利用し、シリンダ内最高圧力の低い静粛な燃焼を実現している。このようにこの機関における燃焼過程は空気室への燃料の流入、発火、ついで空気室からのガス噴出、それによる主燃焼室内のうず流発生など複雑な機構が組合わされている。それらに関してはすでに多くの研究が発表されているが⁽¹⁾⁽²⁾、たとえば噴霧が最初に発火する場所についてもいろいろな説があるように、いまだ明らかでない点が多い。また著者らが先に報告した燃焼うず流れの効果に関する基礎的な実験結果⁽³⁾からも、主燃焼室内うず流れが燃焼の促進に大きな役割を果すことは想像されるが、うず流れの強さは空気室形状・大きさと空気室内へ流入し燃焼する燃料量に関係し、また最初の発火が主燃焼室内あ

るいに空気室内で起るかはず流発生時期、ひいてはその後の燃焼過程に影響を及ぼすであろう。

本研究はまず燃焼室形状および燃料噴射条件などの性能に及ぼす影響を調べ、最適の運転条件を見出し、ついで両燃焼室の圧力変化を測定し、更に主燃焼室上面に設けられた耐熱ガラス窓を通して燃料噴射および燃焼の状態を高速度撮影し、この機関における燃焼過程を根本的に究明することを目的としている。

2. 実 験 装 置

実験に用いた機関はクランク室圧縮 Schnütle 掃気式二サイクル水冷単筒立て形機関で、その主要目は次のとおりである。

シリンダ径/行程	80 mm/90 mm
圧 縮 比※	15.6 (ピストン上面が排気孔を閉じてから 10.4)
最 高 回 転 数	3 000 rpm
燃料噴射ポンプ	ボッシュ形 PE1A50B101

第 1 図の燃焼室断面に示すように、シリンダヘッド中央部に円筒形の主燃焼室が設けられており、そのまわりに空気室および燃料噴射ノズルの位置を変えられるようにし、燃料噴射と空気室からのガス噴出により発生する主燃焼室内うず流れの方向の影響をも調べられるよう計画した。また燃料は A 重油 (比重 0.86,

※ 実験機関はガソリン噴射式機関を改造したため、許容最高圧力の関係で多少低い値をとった。

* 昭和 34 年 3 月 20 日 関西支部第 34 期定時総会講演会において講演、原稿受付 昭和 34 年 10 月 31 日。

** 正員、京都大学工学部 (京都市左京区吉田本町)。

*** 正員、ヤンマーディーゼル会社。

**** 准員、日立造船会社。

セタン価 45) を用いた。

燃焼室内圧力変化は抵抗線式インジェクタ (固有振動数 35 kc/s) を第1図に示すように, 主燃焼室上面および空気室後室の壁に直接取付け, 電磁オシログラフ (横河電機A形パイプレータ, 2 kc/s まで感度一定) により記録した。

3. 燃料噴射および燃焼室形状・寸法の性能に及ぼす影響

まず噴射ノズルに相対して設けられた空気室の入口に向け燃料噴射する場合 (第6図I) において, 燃料噴射条件ならびに空気室形状・寸法が性能に及ぼす影響について調べた。

燃料噴射 噴霧角の異なる噴射ノズル DN0SD21 (噴霧角 0°), DN4SD24 (噴霧角 4°) および DN8S2 (噴霧角 8°) を用い, 定回転 (1800 rpm) のもとで性能を比較した。第2図にその結果を示してあるが, 小さい噴霧角のノズル (DN0SD21) において出力・燃料消費率ともによく, 噴霧角が大きくなると性能は著

第1図 実験機関の燃焼室

空気室容積比 20.5 %
噴気孔面積比 0.36 %
機関速度 1800 rpm

第2図 噴射ノズルの影響

しく悪化している。このことは大きい噴霧角のノズルでは主燃焼室内の混合気形成はよくなるが, 一方空気室へ流入する燃料が減じ, 発生するうず流れが弱くなるためと解せられる。なおこの実験を通じて燃料噴射は特に時期を示してある場合を除いて, 最適時期に調節した。

ついで最良の性能を得た噴射ノズル (DN0SD21) において, その開口圧を 70~110 kg/cm² に変え性能を測定し, 同時にインジェクタ線図をとり燃焼特性を調べた。その結果は第3図にみるように, 出力および燃料消費率はともに開口圧 80 kg/cm² 前後において最良値を示し, 空気室最高圧力はある開口圧で最高となるが, 主燃焼室最高圧力および圧力上昇率は開口圧が低いほど高くなる。また噴霧の発火は高い噴射圧では最初に空気室内で起るが, 低い噴射圧では主燃焼室内から始まっている。低い噴射圧のとき空気室内最高圧力が主燃焼室内最高圧力より低くなっていることから, 空気室へ流入する燃料量が減じることがわかる。

空気室形状・寸法 一定の空気室 (容積比 17.6 %) において入口 (噴気孔) 面積比を変え, 性能に及ぼす影響を調べた。噴気孔径 3.1 mm (ピストン面積の 0.14 %), 4.0 mm (0.25 %) および 4.8 mm (0.36 %) のときの性能試験結果とインジェクタ線図から得られた数値を第4図に一括して示す。最低燃料消費率をうる面積比は 0.25 % よりやや大きく, 最大出力は

機関速度 1800 rpm, 噴射ノズル DN0SD21
空気室容積比 17.6 %, 噴気孔面積比 0.25 %

第3図 噴射圧の影響

やや小さい値にあるが、この値は空気室容積比により異なるであろう。小さい噴気孔のとき最高圧力は空気室で著しく高く、主燃焼室で低いが、噴気孔が大きくなるに従い両者の最高圧力は接近してくる。圧力上昇率は最大出力をうる噴気孔のとき最大となるが、 $3.5 \text{ kg/cm}^2/\text{deg}$ 程度で高い値ではない。空気室の噴気孔面積比の選定は、予燃焼室におけるように全燃料が副室内を通過するのでないから、性能に決定的なものでなく、過小または過大噴気孔でもそれぞれ適当な時期に燃料噴射し、空気室へ流入する燃料量を制御すれば、性能の変化は少なかった。

つぎに圧縮比、噴気孔面積比 (0.25%) 一定のもとで空気室容積比を 12.0~22.4% の範囲に変え、性能の変化を調べた。その結果小さい容積比の方が出力・燃料消費率ともわずかすぐれてしたが、この範囲内ではそれぞれ適当な時期に噴射し、空気室への流入燃料量を容積に応じて加減すれば、性能に大差がないことがわかった。

また多くのラノバ形空気室の中央には空気室を前・後室に分けている絞り部があり、これは初期の機関において始動時圧縮比を上げるために設けられたものであるが、Fichtner によると後室内の燃料の過剰を防ぐのに役立つとされている。ここでは3種の空気室容積比 (22.9%, 19.8%, 17.6%) において、それぞれ中間絞り径 4 mm, 6 mm および全く存在しない場合の性能を比較したが、大きい容積比のときのみその

効果が認められ、多少性能の向上をみた。

以上要約すると、空気室の形状・寸法に関しては、燃料を適当な時期に噴射し空気室への燃料供給を制御すると、性能に大差が認められなかった。

つぎに空気室入口形状により空気室への燃料流入量を変え性能に及ぼす影響を調べた。第5図に実験に用いた入口形状を示している。(b)は入口部体積を増し流入を円滑にしたものであり、(a)に比べ低負荷の燃料消費率は多少増加するが、最大出力は向上している。

燃料噴射と主燃焼室内のうず流方向 第6図は噴射ノズルと空気室の相対位置を変え主燃焼室内に発生

空気室容積比 20.5%, 噴気孔面積比 0.25%
噴射ノズル DN0SD21 (開口圧 100 kg/cm²)
回転速度 1800 rpm
d は c の口金を水平に中心方向にした場合である

第5図 空気室入口の影響

空気室容積比 20.5%, 噴気孔面積比 0.25%
機関速度 1800 rpm, 噴射ノズル開口圧 90 kg/cm²

第6図 噴射ノズルと空気室の相対位置

噴射ノズル DN0SD21, 機関速度 1800 rpm
空気室容積比 20.5%, 噴射ノズル開口圧 90 kg/cm²

第4図 空気室入口面積比の影響

するうず流れと燃料噴射方向を変えた場合の性能の比較を示す。出力・燃料消費率ともにⅠ, Ⅱ, Ⅲの順になっている。別の実験結果⁽³⁾ではうず流れに逆向きに噴射する場合より順方向に噴射する方が燃焼がよいことが確かめられているが, Ⅰの配置では噴射ノズルと空気室が相対しているの、噴霧の中心部が貫徹力により直接空気室内へ到達するに対し, ⅡおよびⅢの配置では空気流により運び込まれるにとどまり, したがって空気室からのガス噴出が弱いと考えられる。第5図(c)は噴気孔を 20° 下に向け, (d)は水平に 20° 中心方向に向けた場合である。両者とも燃料の流入は若干減ずるかも知れないが, ガス噴出の方向を変えずうず流状態の変化をねらったものである。(c)は(a)に比べ低負荷の燃料消費率は悪いが, 高負荷において改善されている。(d)は全負荷範囲にわたって燃料消費率の悪化が認められた。これは他がいずれも円盤形の主燃焼室内に切線方向にガス噴出するに対し, 中心方向にかたよるので円滑なうず流れが生じないためと思われる。しかしガス噴出を多少ともそらすことは噴射ノズルの過熱を避ける点で重要な意味もっている。

4. 高速度写真による考察

ラノバ空気室の機能ならびに燃料噴射条件が性能に及ぼす影響などは以上の実験結果からほぼ明らかにされた。そこで噴射燃料がどのような過程を経て混合気を形成し, ついで空気室からのガス噴出による燃焼うず流れのもとで燃焼するかを観察する目的で, 主燃焼室上面に耐熱ガラス窓を設けたシリンダヘッドを用い高速度撮影した。撮影には日立製作所 KPC-25 高速度カメラ(最高2500コマ/秒)を使用し, ガラス窓斜上方から燃焼室内を照射し, 噴霧と炎を同時に写せるようにした。上死点の指示はカメラ内に火花間げきを設けフィルム上に感光させた。また燃料は発火遅れ短縮のためセタン価72のディーゼル油を用いた。

第7図は撮影例を示す。写真(1)は噴霧角 0° のスロツトルノズル DN0SD21 から比較的小さい時期(上死点前 10°)に噴射した場合である。噴霧(白く写っている)はほとんど広がらず空気室入口へ貫通し, その先端は空気室内へ空気流とともに流入する。上死点直後ノズル近くの噴霧周縁部から発火が起り, 炎は噴気孔方向へ広がり全噴霧を包むが, その燃焼域は燃焼室左半分に限られる。ついで上死点后 10° 附近になると空気室内でも燃焼が起り, 主燃焼室へガス噴出が始まり, 主燃焼室中に激しい時計回りのうず流れを発生する。その後炎は主燃焼室全域に広がり燃焼が

促進される。

写真(2)は(1)の場合と同じ噴射ノズルから早い時期(上死点前 18°)に噴射した場合である。噴霧中心部の先端は上死点前約 13° で空気室入口に達するが, その時期では空気室への空気流入が激しく, 噴霧周縁部も吸込まれるため燃料は前の場合に比べて多量に空気室へはいる。噴射が終了した後, 空気室入口附近での発火とはほぼ同時に空気室内でも燃焼が始まり, 激しいガス噴出が起る。その後噴出は主燃焼室と空気室の圧力平衡のため一時弱まるが, ピストンの下降とともに再び強力なガス噴出が起り, 主燃焼室内にうず流れを生じつつ燃焼する。この場合空気室への流入燃料量は多く, 主燃焼室に残された燃料は初期のガス噴出時に大部分燃焼し, 後期のガス噴出は予燃焼室からのガス噴出に近い状態である。

写真(3)は大きい噴霧角のピントルノズル DN8S2を用いた場合で, 噴霧先端は空気室入口にまで達するが, 噴霧の分散が大きいため, 空気室へは空気流により吸入されるだけである。最初の発火は主燃焼室内噴射ノズル近くで起り, 主燃焼室の広範囲で炎が認められるが, 空気室からのガス噴出は写真(1), (2)に比べるとかなり弱い。

写真(4)は空気室を点線の位置(第6図Ⅱに相当)に設け, 径 0.35 mm の単孔ノズルから燃料噴射した場合である。発火は空気室入口付近で起り, ついで空気室からのガス噴出により同じく主燃焼室内に時計回り燃焼うず流れを発生するが, 写真(1), (2)に比べると燃焼期間は長引いている。

ここで噴霧の発火について考察してみると, 最初の発火は普通主燃焼室内で起るが, 噴霧角の小さいノズルから早い時期に燃料噴射するに従い, 発火位置は噴気孔近くに移り, かつ引続き起る空気室内燃焼始めが主燃焼室内発火に近づく傾向がある。そして写真(2)のような場合には両者内でほとんど同時に発火している。また, 運転中の機関におけるインジケータ線図からは, 第9図および第3図から明らかなように, 噴射が極端に早いときまたは噴射圧の高いときのみ空気室内でわずかに早く発火することもあるが, 適切な運転条件では同時発火もしくは主燃焼室内で先に発火することがわかった。

5. ラノバ形空気室式機関の燃焼とその性能改善

以上の試験結果および高速度写真により, 噴射燃料のうち空気室内へ流入し燃焼する割合はガス噴出のエネルギーに関係し, また噴出により引起される主燃焼室内うず流れは燃焼促進に大いに貢献することは明らか

写真番号	噴射ノズル	噴射時期	毎秒こま数	機関回転数 rpm
1	DN0SD21	-10°	2 380	1 260
2	DN0SD21	-18°	2 370	1 260
3	DN8S2	-18°	2 380	1 330
4	0.35φ単孔	-18°	2 430	1 180

噴油量 22 mg/行程, 噴射圧 90 kg/cm²

第7図 高速度燃焼写真

であるが、空気室への注入量は噴射ノズル形式、噴射圧および噴射時期、更に空気室入口形状などにより敏感に影響されることが見出された。この外にこの燃料量は噴射ノズルと空気室入口間の距離、圧縮比および燃料の発火性などに基く発火遅れにも影響されるはずである。たとえば発火遅れがある限度より短過ぎると、噴霧が空気室入口に達するまでに発火し空気室への流入量は極度に減少するであろう。

そこで空気室への燃料供給と燃料の発火時期・位置との関係を一層明らかにするため次の実験を行った。

(1) 第8図(A)は噴霧角の大きいノズルと小さいノズルを用い、セタン価45と72の燃料で運転し、噴射時期を変えた場合の試験結果である。噴霧角 0° のスロットルノズルDN0SD21の場合セタン価による燃料消費率の相違は比較的少なく、両者ともある時期以後に急に増大するが、その時期がずれているに過ぎない。噴霧角 8° のピントルノズルDN8S2の場合は高セタン価燃料では、燃料消費率が著しく悪化している。これは噴霧が分散し、しかも発火遅れが短いので主燃焼室で大半の燃料が発火するため、燃料が空気室にはいり難く、ガス噴出が極度に弱まるものと解せられる。一方低セタン価燃料では、著しい性能低下は認められない。これは発火までの時間が長いため、空気

機関速度 2400 rpm, 平均有効圧 3.1 kg/cm^2
 空気室容積比 15.0%, 噴気孔面積比 0.25%

第8図 噴霧の着火位置の影響

室へかなりの量の燃料が流入するためと考えられる。

(2) 主燃焼室内での過早発火は空気室への燃料供給を妨げることが明らかにされたが、更に主燃焼室内の噴射ノズルと空気室入口のほぼ中間位置にコイル状のニクロム線を入れ、その自熱により燃料の発火を促そうと試みた。噴射ノズルとしてスロットルノズルDN0SD21を用い、セタン価45の燃料にて運転し、コイル有無の場合の燃料消費率を(B)に示す。コイルを入れると燃料の発火遅れが短縮されるため許容噴射時期は遅れてくるが、燃料消費率は総体的に増加している。これも空気室への燃料供給量の減少によると考えられる。

(3) つぎに空気室内の中間絞りの位置に同様のニクロム線焼金を入れてみた。(C)は焼金有無の場合の燃料消費率を比較しているが、焼金によって許容噴射時期は全く関係なく、燃料消費率はわずかに改善されている。空気室内の焼金は当然燃料が流入してのち初めて効果を現わすから、焼金は燃料供給を妨げることは少なく、空気室内での発火を促し、空気室からのガス噴出を強めるものと解せられる。

このようにラノバ形空気室式機関の燃焼過程は主として空気室への燃料流入量と主燃焼室内の燃焼うず流れにより支配されることがわかった。したがってこの機関が他の副室式機関に比べて性能が燃料噴射などの運転条件により敏感に影響されることも理解される。

たとえば噴射時期について今一度考察すると、燃料消費率はかなり早い時期に噴射しても、最適時期との差はわずかであるが、第9図および第10図のインジケータ線図にみるように、運転の静粛性の点ではできるだけおそく噴射することが望ましく、急に燃料消費率

機関速度 1800 rpm, 平均有効圧 3.8 kg/cm^2 ,
 空気室容積比 17.6%, 入口 第5図(b),
 面積比 0.25%, 噴射ノズル DN0SD21 (開口圧 80 kg/cm^2)

第9図 噴射時期の燃焼特性に及ぼす影響

平均有効圧 3.8 kg/cm², 回転数 1800 rpm, 空気室容積比 17.6%, 噴気孔 第5図(b), 面積比 0.25%

第 10 図 イ ン ジ ン ー タ 線 図

が悪化する限界時期よりやや早く燃料噴射した場合に、最高圧力および圧力上昇率の低い静粛な運転が実現できる。ラノバ形空気室式機関では圧縮比を下げ、発火遅れが長くなっても噴霧角の小さい噴射ノズルを使えば、主燃焼室内の初期の混合気形成をおさえ、空気室からの激しい燃焼ガス噴出によってはじめて燃焼が加速されるため、初期の圧力上昇率は大きくなならない。この事実は高速度写真に明確に現われている。したがって運転の静粛性の点では噴霧の発火は空気室内より主燃焼室内でやや早く起り、ついで空気室内で燃焼が始まることが望ましいと考えられる。

最終に実験中得られた性能の最良値は次のとおりであった。

最大出力 12.5 PS (2700 rpm, 比出力 27.7 PS/l)

最大平均有効圧 5.0 kg/cm² (2400 rpm)

最低燃料消費率 220 g/PS·h (2400 rpm)

このときの燃焼室は空気室容積比 15%, 空気室入口は第6図(b)の形で面積比はピストン面積の 0.25% であった。

終りに試験機関の試作に御尽力下さったヤンマーディーゼル会社の横井元昭氏ならびに実験を手伝って下さった藤野良和君に謝意を表する。なおこの研究は昭和 33 年度文部省科学試験研究費によるものである。

文 献

- (1) S.J. Davis, *Engineering*, 137 (1937), 599 および 187 (1954), 105.
- (2) *The Buda Co. Catalogue*, No. 1546 B.
- (3) 長尾, 柿本, 蛭川, 機械学会論文集, 25, 160 (昭 34-12), 1315.

通産省・工業配置計画着手

通産省はこの数年来、産業立地政策を通産政策の新しい分野として重点的にとりあげ、工業の適正配置を指導してきたが、かねて準備中の工場適地調査もすでに 100 以上の主要工業地帯について終わったので、ここで各産業の工場立地構想とあわせて総合的に検討し、工業適正配置の基本計画をつくることになった。

これは同省が今後産業立地政策を強力に推進し、工場の合理的、効果的配置を指導する際の基本になる理想図で、学界、産業界の権威者を加えてつくるが、昭和 35 年度予算にも盛り込まれたので、昭和 35 年度中に完成させ、その後の公共施設建設、産業設備投資、地域経済開発などの諸政策に役立てる予定である。

さて、工業地帯の適性調査だけでは産業立地政策の基本とするだけの説得力のある計画ができないので、各産業の工業についての考え方を調べ、この二つの資料から適正配置計画を割り出す予定である。

各産業の工業立地構想は最近たまたま各業種に長期

の生産、投資計画を作る動きが活発なので、これを活用する方針で、さしあたり、既存有力企業 3000~4000 社の長期計画を集め、これを基礎資料にする予定にしている。

計画に織り込む対象業種は鉄鋼、電力、化学、機械、窯業、繊維、石油など 20 業種で、これらの諸資料を通産当局で検討、整理のうえ、学界および産業界の権威者を加えて配置計画を作る。

また、工業立地単位(単位生産能力の工業立地のために用地、用水、輸送力、労働力、原材料などがそれぞれどれだけ必要かを示す指標)を調査し、これも織りこんで資源の有効利用の見地から最も合理的な配置計画を作ることになっている。

なお、これは技術革新の著しい新規産業たとえば石油化学、木材工業などを重点に実施する。

(服部敏夫)