



Title	高攪乱燃烧ディーゼル機関の最適乱流条件の解析
Author(s)	金野, 満; Konno, Mitsuru; 近久, 武美 他
Citation	北海道大学工学部研究報告, 165, 21-30
Issue Date	1993-07-30
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/42378
Type	departmental bulletin paper
File Information	165_21-30.pdf



高攪乱燃焼ディーゼル機関の最適乱流条件の解析

金野 満 近久 武美 村山 正

(平成5年3月31日受理)

An Analysis of the Optimum Turbulence Condition in D.I. Diesel Engines with Turbulent-Cell

Mitsuru KONNO, Takemi CHIKAHISA and Tadashi MURAYAMA

(Received March 31, 1993)

Abstract

A thermodynamic analysis was made to evaluate the effects of design parameters, such as the cell volume ratio, sub-fuel ratio, diameter of passageway leading to the main chamber, sub-fuel injection timing, etc, on the momentum of the gas jet from the turbulent-cell.

The results showed that the momentum of the gas jet increases with increasing cell volume, and the momentum comparable to that found in precombustion chamber diesel engines can be created when the cell volume is approximately 10 percent of the clearance volume. However, it was shown that the heat loss increases with cell volume, therefore, it is necessary to limit the cell volume to an appropriate size such that sufficient turbulence is generated in order to reduce diesel particulate matter. It was also shown that the optimum amount of sub-fuel is stoichiometric to the amount of air in the cell, and that restricted passageway results in high turbulence.

1. まえがき

昨今、ディーゼル排気の清浄化が強く求められており、大幅な規制強化が実施されようとしている。規制対象となっている排気成分の中で、窒素酸化物と排気微粒子とは、一方を低減すると他方が増加する、いわゆるトレードオフの関係にあるため、両者を同時に低減して、来るべき排気規制に適合させるための技術は未だ確立されていない。

最近、このトレードオフを解消する一つの方策として、直噴機関をベースに、乱流を生成するための副燃焼室と副噴射系を持つ燃焼システムが提案されており、排気微粒子の低減に対してきわめて効果的であることが報告されている。¹⁾この燃焼システムの特性に関しては、実験的にある程度明らかにされつつあるが^{2),3)}、副室容積、燃料噴射割合、連絡孔径、あるいは副噴射時期など、考慮すべき設計変数が多いために、必ずしも十分に把握されているとは言えない。そこで本研究では、各設計変数を最適化するための指針を得ることを目的として、排気微粒子の低減特性に対する設計変数の影響について、熱力学的な解析を試みた。

2. 高攪乱燃焼ディーゼル機関

図1に高攪乱燃焼ディーゼル機関の概略を示す。主燃焼室とは別に、乱流を生成するための小さな乱流生成室 (Combustion Chamber for Disturbance: 以下CCDと略す)と、独立して制御可能な噴射系とを装備しており、主燃焼が開始した後の適当な時期に乱流生成室内へ少量の燃料を噴射し、連絡孔を通して噴出する燃焼ガスによって、主燃焼室内に強い乱流を形成するような構造となっている。一般に、炭素微粒子は高当量比の混合気が形成される燃焼初期において多量に生成され、その後、周囲空気との混合が進むにつれて急速に酸化・消滅していく。したがって、排気微粒子濃度は、燃焼後半の空気と噴霧粒子との混合速度に強く依存し、燃焼後半に強い乱流を形成して空気と微粒子との混合を促進すれば、微粒子の排出量を低減することができる。本システムによれば、NO_xおよび燃費の悪化を伴わずに、排気微粒子ならびに黒煙を大幅に低減できることが、実験により確認されている。

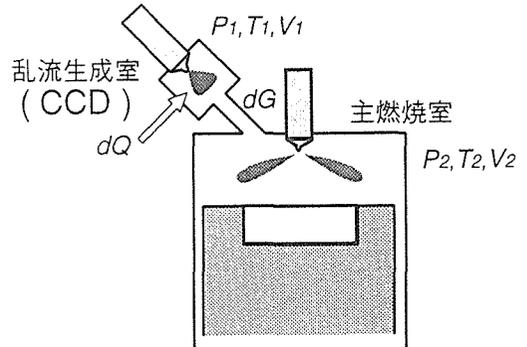


図-1 高攪乱燃焼ディーゼル機関の構成

3. 計算方法

3.1 記号

P	: 圧力	[Pa]
V	: 体積	[m ³]
T	: 温度	[K]
G	: 作動ガス重量	[kg]
R	: 一般ガス定数	[J/kg・K]
v	: 比容積	[m ³ /kg]
ρ	: 密度	[kg/m ³]
Q	: 熱量	[J]
c_v	: 定容比熱	[J/kg・K]
c_p	: 定圧比熱	[J/kg・K]
κ	: 比熱比	
μ	: 連絡孔の流量係数	
w	: ガス噴出速度	[m/s]
D	: ボア径	[m]
d	: 連絡孔径	[m]
m	: Wiebeの燃焼関数の特性値	
θ	: クランク角度	[°CA]
θ_z	: CCDにおける燃焼期間	[°CA]

添字

1：乱流生成室

2：主燃焼室

3.2 基礎式

基礎式として、副室式ディーゼル機関の解析に用いられる関係式^{4) 5)}を使用した。

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

$$dQ = d(C_p G_1 T_1) - C_p T_1 dG_1 \quad (1)$$

一方、CCDにおける状態方程式は、次式で示される。

$$P_1 V_1 = G_1 R T_1 \quad (2)$$

つぎに、連絡孔を通過するガスの平均速度 w および流量 dG は、

$$w = \mu \phi \sqrt{P_1 v_1} \quad (3)$$

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

ただし、

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

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

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

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

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

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

ここで、入熱量 dQ が与えられれば、式(1)~(4)を連立させて解くことによって、各諸量が求められる、次式から噴出ガスの運動量 MV が与えられる。

$$MV = wdG \quad (5)$$

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

$$Q = Q_0 \left\{ 1 - \exp \left\{ -6.9 \left(\frac{\theta}{\theta_z} \right)^{m+1} \right\} \right\} \quad (6)$$

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

$$\frac{dQ}{d\theta} = 6.9 Q_0 \frac{m+1}{\theta_z} \left(\frac{\theta}{\theta_z} \right)^m \exp \left\{ -6.9 \left(\frac{\theta}{\theta_z} \right)^{m+1} \right\} \quad (7)$$

表 1. 供試機関の主要諸元

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

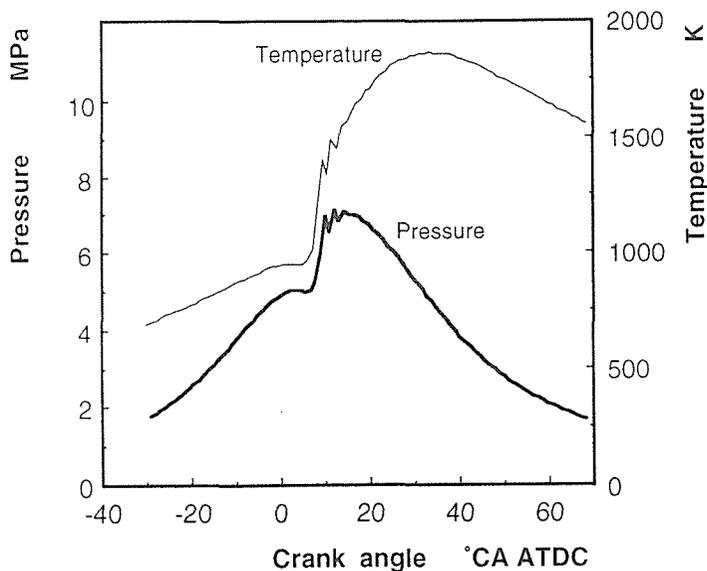


図-2 計算に使用した主燃焼室圧力および温度の例

3.3 計算に際して設けた仮定および条件

計算にあたっては以下の仮定を設けた。すなわち、

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

なお、計算対象として、表1に示した諸元の実機関を想定した。副噴射が行われるまでのCCD内の熱力学的諸量は、主燃焼室と同じ経過をたどることとし、初期値には副噴射開始時期の主燃焼室の

値を用いた。図2に、計算に使用した主燃焼室圧力および温度の一例を示す。また、CCDでの燃焼期間は、副噴射期間に等しいと仮定し、図3に示した実機における燃料噴射量と噴射期間との関係から、各負荷条件に応じた値を代入した。

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

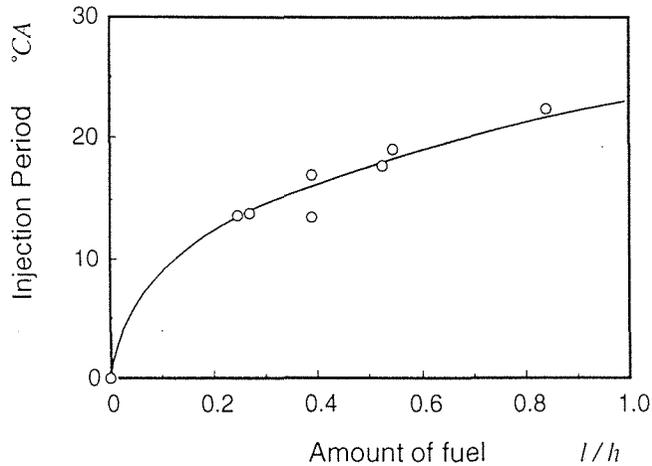


図-3 燃料噴射量と噴射期間との関係

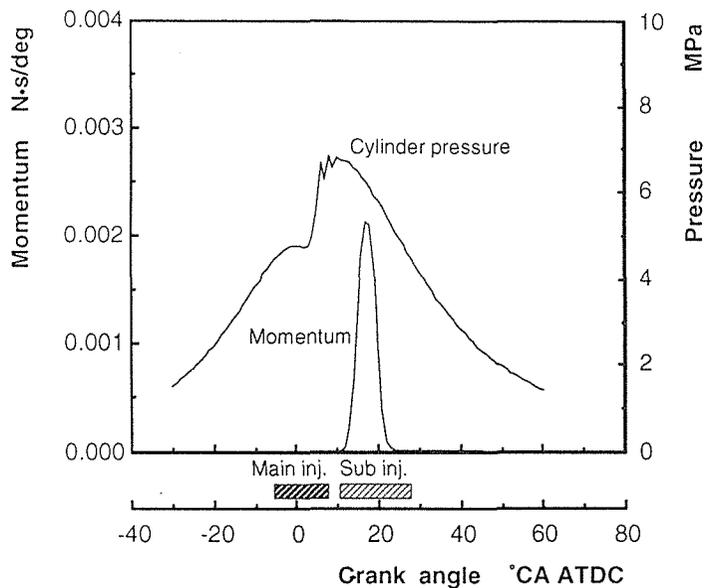


図-4 噴出ガス運動量の計算例

4. 計算結果, および考察

4・1 噴出ガスの運動量

計算結果の一例として、クランク角度に対する噴出ガスの運動量を図4に示す。運動量は、副噴射の開始と同時に増大し、噴射期間の後半で急速に低下している。CCDでの燃焼終了後も、主燃焼室圧力の低下にともなって、わずかに主燃焼室へのガスの流出が認められるが、微粒子の酸化促進効果という点では無視し得るものと思われる。本研究では、排気微粒子低減効果の指標として、クランク角度当りの噴出ガス運動量の最大値を用いることとする。

4・2 乱流生成室 (CCD) における熱発生パターンに関する検討

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

本燃焼システムでは、CCDへの燃料噴射は主燃焼が開始した後に行われるため、噴射された燃料は高温の雰囲気中にさらされて直ちに燃焼を開始するものと考えられる。したがって、熱発生はほぼ燃料噴射率に対応するが、燃焼後半においては酸素濃度が低くなるため、燃料噴射率からある遅れ時間を伴った熱発生となるものと考えられる。図5に、特性値 m に対するWiebeの燃焼関数の変化を示すが、実機関の燃料噴射率は、特性値 m を1.0ないし2.0とした場合のパターンに近いものと言える。

図6は、機関回転速度2160rpm、空気過剰率1.5、主噴射時期上死点前5°CAの機関運転条件を想定し、特性値 m をパラメータとして、CCD容積比が噴出ガス運動量に対して及ぼす影響について調べた結果を示すものである。この場合、副噴射時期を上死点后10°CA、副燃料噴射割合を0.1、連絡孔径比を0.04、およびCCDにおける燃焼期間を噴射期間に相当する14°CAとした。図から運動量は、いずれの m に対しても同様な傾向を示すことがわかる。運動量の絶対値は、 m が大きくなるほど大きな値を示すが、上述したように、現実に最も近いと思われる $m=1\sim 2$ の範囲では、差異は少ない。以上のことを勘案して、以後、Wiebeの燃焼関数の特性値として $m=2$ を用いることとした。

4・3 容積比および燃料割合の影響

図7は、図6と同じ機関運転条件において、CCD容積比をパラメータとして、燃料噴射割合に対

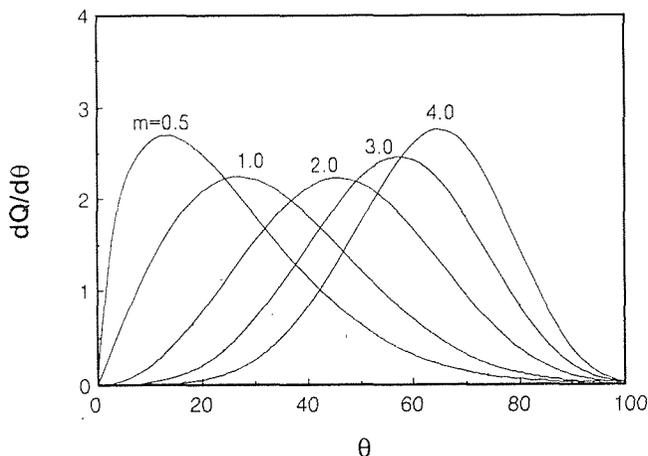


図-5 燃焼特性値 m に対するWiebeの燃焼関数の変化

する噴出ガスの運動量変化を示したものである。図にみられるようにガス運動量は、燃料割合の増加にともなって増加し、CCD容積に応じてそれぞれの最大値をとった後、緩やかに減少する傾向を示している。この場合、燃料割合が小さいときには、CCDへの燃料供給量によって運動量が制限されるが、一方燃料の供給量が大きいときには、CCD内の空気量によって運動量が制限されている。そして運動量の最大値は、CCD容積が大きいほど大きな値を示すが、最大値に達するまでの運動量は燃料量によってほぼ決定され、CCD容積による違いは小さい。

このような計算結果から、CCD容積ならびに副燃料の噴射割合を大きくするほど、微粒子低減効果は大きくなるものと考えられるが、容積を大きくすることは、徐々に副室式機関に接近することを意味しており、冷却損失や絞り損失が増加して、燃費が悪化することが予想される。また、燃料割合

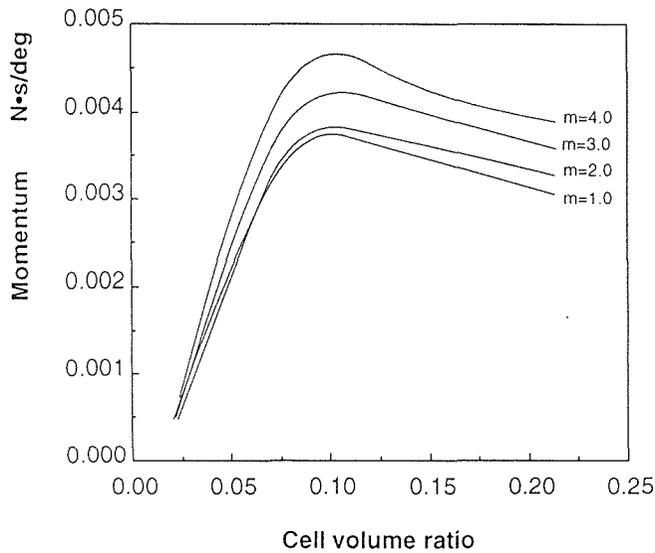


図-6 噴出ガスの運動量に対する副室容積比の影響

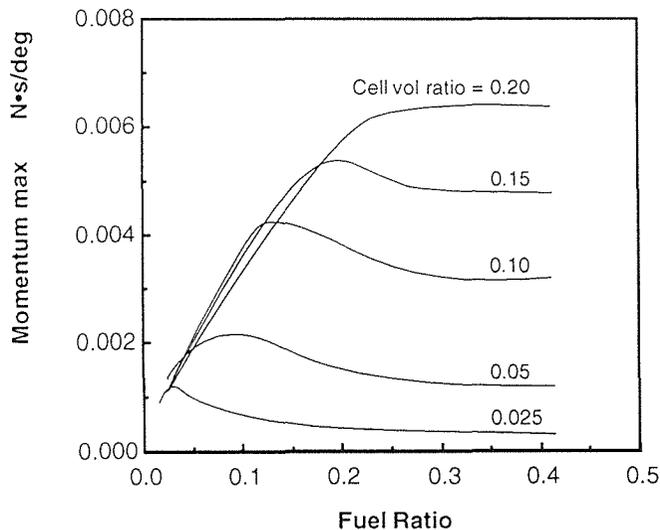


図-7 噴出ガスの運動量に対する燃料割合の影響

が必要以上に大きな場合には、CCD内で生成される微粒子が増加し、結果として主燃焼室における微粒子酸化促進効果をキャンセルすることになると思われる。したがって、微粒子低減効果が損なわれない範囲で、できるだけCCD容積を小さくし、それに見合った燃料割合とすることが望ましいと言えよう。

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

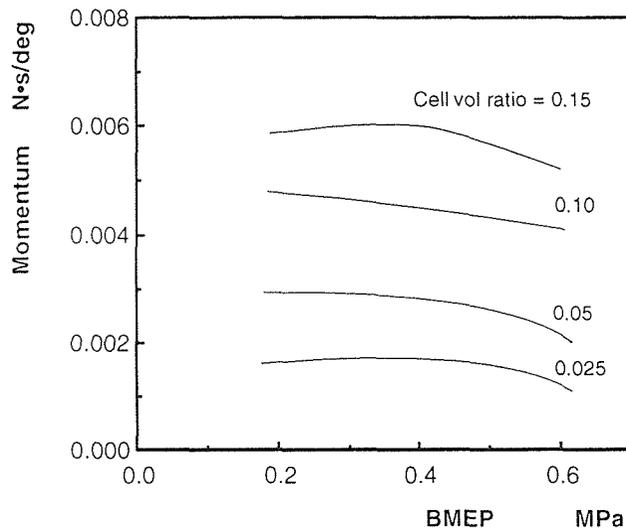


図-8 正味平均有効圧力に対する噴出ガス運動量の変化

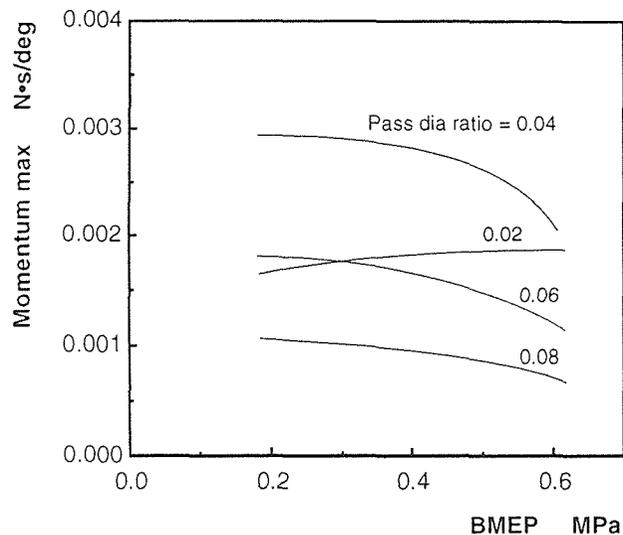


図-9 噴出ガスの運動量に対する連絡孔径比の影響

一方、微粒子低減に必要な運動量に関しては、本燃焼方式と似通った構造をもつ予燃焼室式機関における値が一つの目安になる。予燃焼室式機関における噴出ガスの運動量は、ガス噴出速度を650m/s、連絡孔径比を0.005⁶⁾として本研究の計算対象機関に適用すると、0.008 [N・s/deg]程度と見積られるが、高攪乱燃焼方式では、図7および8に見られるように、これと同オーダーの値が得られている。さらに、燃料と空気との混合過程の大部分を噴出ガスの運動量に頼っている予燃焼室式機関に比べると、本燃焼方式では、直噴式と同様に燃料噴霧自身の持つ運動量によって混合が行われるために、より小さな噴出ガスの運動量で十分な微粒子低減効果が得られるものと推察される。最終的には、実験によって明らかにして行かなければならないが、仮に予燃焼室式機関の場合の半分としても、図7から容積比を0.10、燃料割合を0.10~0.15とすれば、この条件を満足し得ることがわかる。

4・3 連絡孔径の影響

図9は、CCDと主燃焼室との間の連絡孔径比を変化させた場合のガスの運動量を、正味平均有効圧に対して示したものである。図において運動量は、連絡孔径比が0.04の場合に最大となり、0.06、0.08と径が大きくなるにしたがって減少する。また、連絡孔径比が0.02の場合には、高負荷において比較的運動量が大いだが、低負荷ではチョーキングを生じるために、運動量は他の径に比べて低くなっている。噴出ガスの運動量は、連絡孔径比によって大きく異なっており、連絡孔径が本システムにおける重要な設計因子であることが示されている。

4・4 乱流生成室への燃料噴射時期の影響

つぎに図10は、主燃料噴射時期を上死点前5°CAに設定したときの、副噴射時期に対するガス運動量の変化を示したものである。図から運動量は、副噴射時期を上死点后5°CAとした場合に最大となり、遅延させるにしたがって減少することがわかる。ただし、主燃料噴射に重なって副燃料が噴射された場合には、初期燃焼割合が増加してNO_xが増大するために、副噴射は主噴射終了後に行わなければならない。高負荷における主燃料噴射期間が約15°CAであることを考慮すると、副噴射時期を上死点后10~15°CAとするのが適当と思われる。

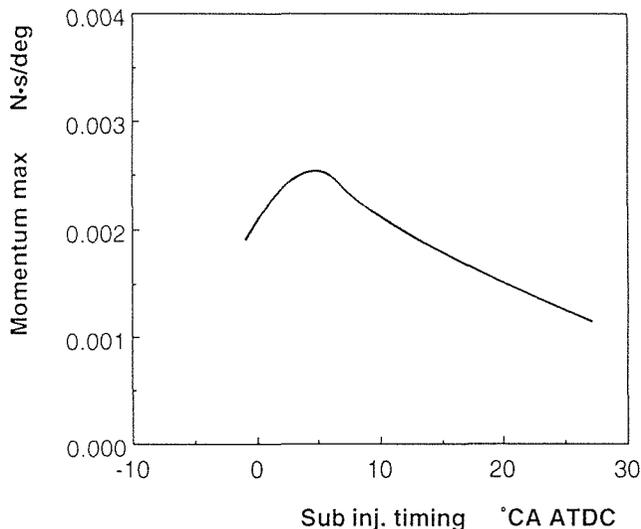


図-10 噴出ガスの運動量に対する副噴射時期の影響

5. 結 論

以上本研究においては、比較的単純な熱力学的解析により、高攪乱燃焼ディーゼル機関の乱流強度に対する各種設計変数の影響をある程度明らかにすることができた。本研究で得られた設計変数の最適条件を要約すると、およそ次のとおりである。

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

参考文献

- 1) 村山正, 近久武美, 山根浩二: 日本機械学会論文集, 55-517, B(1989), p. 2919~2923
- 2) 金野満, 福田淳, 近久武美, 村山正: 日本機械学会論文集, 57-534, B(1991), p. 773~777
- 3) Konno, M., Chikahisa, T. and Murayama, T.: SAE Technical paper series 920467, (1992)
- 4) 徐錫洪: 日本機械学会論文集 31-225, (1965), p. 808~822
- 5) 宮本登, 村山正: 日本機械学会論文集, 42-364, (1976), p. 3994~4005
- 6) 長尾不二夫: 内燃機関講義 (上巻), (1982), p. 290~292, 養賢堂