

# ディーゼルエンジンにおける EGR (第1報\*)

— NO, スモーク, 出力変化 —

常本 秀幸\*\*

石谷 博美\*\*

(昭和53年4月14日受理)

## The Effect of EGR of Diesel Engine Part 1

— Changes of NO, Smoke and Power —

by Hideuki TSUNEMOTO and Hiromi ISHITANI

As the results of the Exhaust Gas Recirculation (EGR) tests on the diesel engines (direct injection, pre-chamber, with turbo charger), it became clear that NO reduction was related with the oxygen concentration in the inlet port, and smoke and power reduction was related with that of the exhaust port.

By the use of this correlation, changes of NO, smoke and power of the EGR can be estimated. It became known that the NO humidity correction that had been said to be due to the heat capacity had influenced the oxygen concentration at the same rate as that of EGR.

### 1. ま え が き

ディーゼルエンジンにおける EGR はエンジンの耐久性, 過渡特性, 及び流量コントロール方法など実用化にはまだ問題は多い。一方, NO の低減効果に対する考え方もガソリンエンジンのように明確でなく, 熱容量変化とか吸入酸素濃度の変化が考えられる<sup>1),2)</sup>。ガソリンエンジンの場合, 新気量一定のもとで加算されたガス量で EGR 割合が評価され熱容量変化による NO 低減効果は理解しやすい<sup>3)</sup>が, ディーゼルエンジンの場合, シリンダーに入るガス量は EGR 量にかかわらずほぼ一定しており, EGR によりその量だけ新気の減少すなわち吸入酸素の減少となる。一方, 熱容量としては EGR ガス中に含まれる不活性な CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O が新気中の N<sub>2</sub>, O<sub>2</sub> と置き代りその熱容量の差だけであり, 変化割合は少ない。この事から直噴, 予燃焼室, ターボ付エンジンを使い EGR 時の NO, スモーク, 出力と吸排気酸素濃度の関係を種々の運転条件において求め, EGR 効果の一般化を考えた。

\* 自動車技術会昭和50年度秋季学術講演会で発表 (1975年11月 京都)

\*\* 北見工業大学機械工学科

## 2. 供試機関と EGR 配管

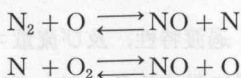
供試機関の仕様を表-1 に、EGR 配管を図-1 に示す。

表-1 のターボ付エンジンは吸排気管のみ変更し、燃焼室、噴射系などは直噴エンジンと同一とした。なお、インタークーラーは付いていない。

図-1 で EGR 量のコントロールは、排気管の絞り弁と還流管に付けたバルブで行い、還流管途中にクーラーを取り付け EGR ガスを冷却している。

## 3. EGR 時のガス組成及び熱容量計算

燃焼時における NO の発生は種々の文献<sup>4)</sup>で引用されているように Zeldovich 機構によるとされているが、その代表的化学反応式は次のようなラジカル反応と言われている。



この反応で NO 発生量に影響する因子は、反応速度定数を変化させる燃焼温度と、反応ガス濃度すなわち窒素や酸素の量となる。

EGR 時はこの温度、濃度どちらかの要素が変化し NO が低下する。温度変化要素としては EGR ガス中の不活性ガスによる熱容量変化及び酸素不足による不完全燃焼が考えられる。一方、ガス濃度変化としては新気の減少により窒素も変化するが、その変化割合は少なく NO 生成反応に影響するのは主として酸素と考えられる。

このようなことから EGR 時の熱容量変化、吸排気酸素濃度の変化を簡単な燃焼反応式より計算し EGR 効果への影響を調べてみた。

ディーゼルエンジンにおける燃焼はマクロ的には空気過剰率が 1 より大きいから、次のような完全燃焼を考えれば良い。

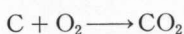


表-1 エンジン諸元

Table 1. Engine Spec

Engine Type	Bore×Stroke	Swept Volume	C.R
Direct Injection	6×125×125	9.2	16
Direct Inj.+Turbo	"	"	"
Pre-combustion chamber	6×125×150	11.0	21
"	1×95×115	0.815	18

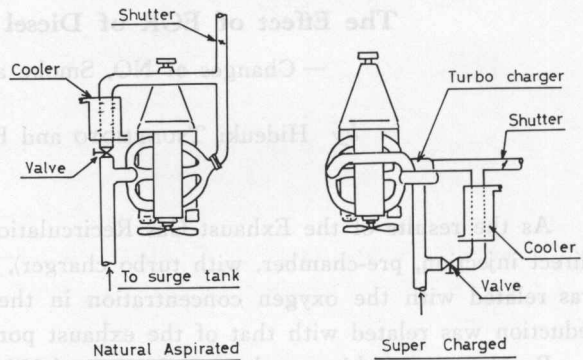
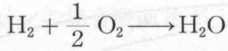


図-1 EGR 配管

Fig. 1. Piping of EGR.



他の微量成分は熱容量、酸素濃度変化に与える影響は小さく省略できる。この反応式をもとに EGR 時の酸素量変化、熱容量変化の計算方法を次に示す。

図-2において各位置における各ガス成分に図中のような記号を付ける。ここで EGR 割合  $E_R$  は EGR なしの時の吸入空気量  $Q$  に対する EGR ガス量  $Q_R$  の比と定義すれば

$$E_R = \frac{Q_R}{Q} \tag{1}$$

となる。

今、EGR ガス  $Q_R$  に含まれる各ガス成分  $N_{2R}$ ,  $O_{2R}$ ,  $CO_{2R}$ ,  $H_2O_R$  が求めれば、シリンダー内吸入ガス (サフィックス  $IN$ )、排出ガス (サフィックス  $EX$ ) 量は吸入新気量の和として求まる。酸素について計算例を示すと次のようになる。なお計算に使うガス量は全て kmol 単位で扱う。またサフィックス  $GR$  は新気ガスを示す。

EGR ガス中の酸素量  $O_{2R}$  は

$$O_{2R} = (\text{排気中の酸素濃度}) \times Q_R \tag{2}$$

従って

$$O_{2R} = \frac{(O_{2R} + O_{2GR} + O_{2F}) \times Q_R}{(N_2 + O_2 + H_2O)_{GR} + (CO_2 + H_2O + O_2)_F + Q_R} \tag{3}$$

$O_{2R}$  について整理すると

$$O_{2R} = \frac{(O_{2GR} + O_{2F}) \times Q_R}{(N_2 + O_2 + H_2O)_{GR} + (CO_2 + H_2O + O_2)_F} \tag{4}$$

となる。ここでサフィックス  $F$  は燃料完全燃焼時の発生ガス量であり、燃料中の炭素量  $C$  (kg/unit time) 水素量  $h$  (kg/unit time) が解っていれば

$$CO_{2F} = \frac{C}{12} \text{ (kmol/unit time)} \tag{5}$$

$$H_2O_F = \frac{h}{2} \text{ (kmol/unit time)} \tag{6}$$

$$O_{2F} = -CO_{2F} - 0.5 H_2O_F \tag{7}$$

として求まる。このように EGR ガス中の成分が求めれば

$$O_{2IN} = O_{2GR} + O_{2R} \tag{8}$$

$$O_{2EX} = O_{2GR} + O_{2R} + O_{2F} \tag{9}$$

として各位置におけるガス量が求まり、各成分について同様の計算をすれば各ガスの成分割合

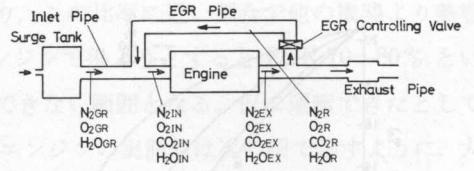


図-2 EGR 時の各ガス成分量

Fig. 2. Volume of each gas component at EGR.

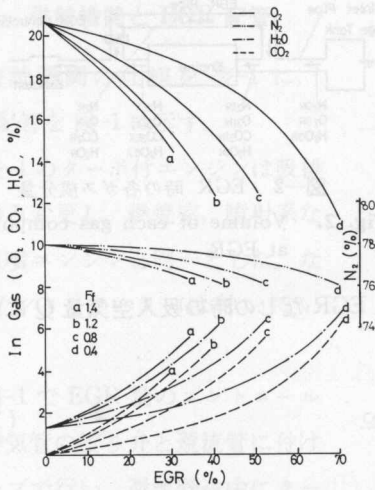


図-3 EGR 時の吸入空気中の各ガス濃度 (大気湿度 8 g/kg 空気)

Fig. 3. Concentration of each gas component of induction air at EGR. (Humidity 8 g/kg air)

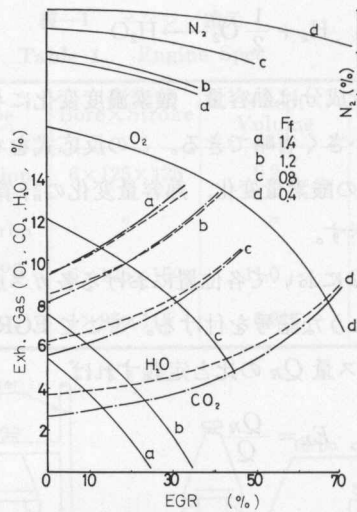


図-4 EGR 時の排気ガス中の各ガス濃度 (大気湿度 8 g/kg 空気)

Fig. 4. Concentration of each component of exhaust gas at EGR. (Humidity 8 g/kg air)

が計算できる。

このようにして求めた吸気ガス濃度変化が図-3であり、排気ガス濃度変化が図-4である。なお図中  $F_f$  (g/h·rpm·l) とあるのは 1 回転当り、シリンダー容量 1 リッター当りの燃料流量を意味しエンジンの大きさに影響されない燃料流量で、負荷の代用値として使っている。

吸気酸素濃度は負荷条件によって変化傾向は異なり高負荷ほど吸入酸素濃度の減少が早く、この傾向はあとで述べる負荷と EGR 割合に対する NO の減少傾向と良く合っている。なお図-3、図-4 は EGR ガスを冷却しなかった場合の数値であるが、クーラーが付いた場合 EGR ガスはほぼ常温飽和となるから、吸入ガス中の水蒸気量は新気中の水蒸気と EGR ガス常温飽和時の量を加算したものとなる。今回の計算では EGR がない場合の新気の水蒸気が EGR 時も吸入されるとして計算しており、このため若干の誤差はあるが、酸素濃度に与える影響が少ないので簡略化した。

一方、熱容量変化は燃焼温度変化要因であるから燃焼時の化学平衡成分で考える必要があるが、排気ガス成分より求める方法が一般的であり、その方法で計算した結果が図-5である。

図-5 は熱容量をシリンダー内ガス単位体積当りで計算したが、単位燃料流量当り ( $F_f$ ) で考えた場合、直噴、予燃焼室エンジンでは吸入効率の変化が少ないから熱容量の差も小さい。一方、ター

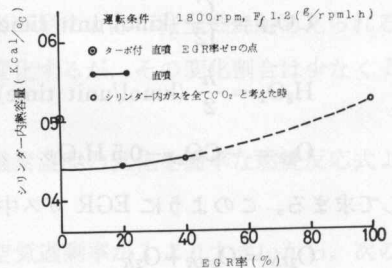


図-5 EGR 率と熱容量変化

Fig. 5. Heat capacity change against EGR rate.

ボ付エンジンの場合吸気比が1.2~1.5の範囲となり、この比率に近い割合で他の機関より熱容量が高くなる。この熱容量変化をターボなしエンジンで得ようとするとき EGR 70~80% というようなオーダーになり、エンジンが正常に運転できない範囲となる。仮に運転できたとしても NO はほとんど発生しない。しかし、ターボ付エンジンの実測値は次の項で示すように、大きな熱容量変化にもかかわらず NO 減少は低く熱容量だけで説明できない事がわかる。

#### 4. 実験結果と考察

##### 4.1 エンジン間の比較

図-6は各エンジン間で EGR 量を変更した時の NO, スモーク, 出力変化を一定負荷条件で比較したものと、直噴エンジンで負荷に対する EGR 効果の様子を示したものである。NO 値は直噴エンジン 3/4 負荷の値を 100 とした比較値で示した。

エンジン間の比較をみると初期値は燃焼特性により直噴が高く、予燃焼室エンジンは副室における濃混合気燃焼で低い値を示す。一方、ターボ付エンジンは熱容量の大幅増加、希釈効果等からかなり低下すると思われたが、圧縮温度の上昇とか混合気形成の促進等であまり下っていない。また、EGR 割合に対する変化もターボ付エンジンが他のエンジンにくらべゆるやかである。

直噴エンジンで求めた負荷に対する EGR 効果は、低負荷ほど NO の低下割合が悪く、先の図-3で求めた吸入酸素濃度と同様の傾向を持つ。この傾向は他のエンジンでも同様である。このようなデータ整理方法により、上記のような変化傾向を判断する事は可能であるが、数値的な傾向を知る事はできない。しかし、先にも述べたように EGR による NO 低減は燃焼温度か反応ガス濃度のどちらかで決まるものであり、燃焼温度に関係の深い熱容量の影響が図-5の比較等によって低い事が推察でき、反応ガス濃度、すなわち酸素濃度に重点を置いたデータ整理方法を考えた。

##### 4.2 NO 低減率と吸入酸素濃度

先の図-3で求めた一定負荷での EGR 割合に対する吸入酸素濃度と、EGR なし時の吸入酸素濃度との比を求め、それを吸入酸素濃度変化率とし、この時の NO 変化を NO 低減率とする。すなわち

$$\text{吸入酸素濃度変化率} = \frac{\text{EGR 時の吸入酸素濃度}}{\text{EGR なし時の吸入酸素濃度}}$$

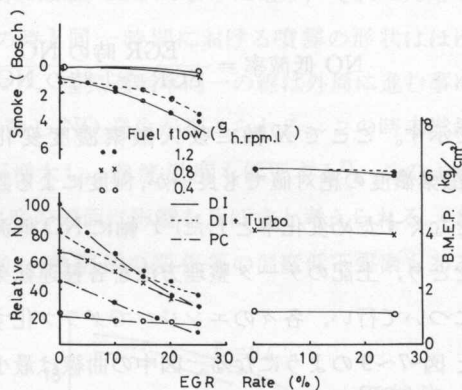


図-6 エンジン型式と EGR 効果の比較  
Fig. 6. Comparison of EGR effect against engine type.

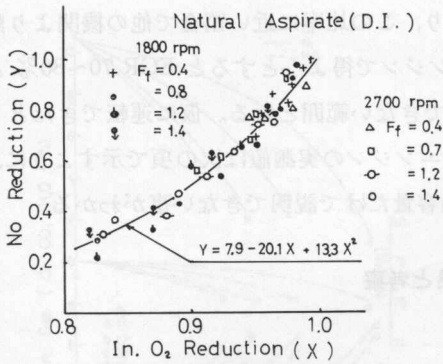


図-7 吸入酸素濃度変化と NO の関係 (直接噴射エンジン)

Fig. 7. Relation between oxygen concentration of induction air and NO (Direct injection engine)

$$\text{NO 低減率} = \frac{\text{EGR 時の NO}}{\text{FGR なし時の NO}}$$

で示す。ここで X 軸に吸入酸素濃度変化率 (酸素濃度の絶対値でも良いが、湿度による誤差をなくすため変化率とした) Y 軸に NO 低減率を取り、上記のデータ整理方法を各種運転条件について行い、各々のエンジンでグラフ化すると図-7~9 のようになる。図中の曲線は最小二乗法により二次曲線近似したもので、誤差検定はしていないが、直噴、予燃焼室エンジンのデータは近似度が良い。一方、ターボ付エンジンの場合若干広がりが多いが、この傾向は吸気比の高い所で EGR 量を多くした時、EGR ガス冷却装置が容量不足となり吸入温度が高まり、NO 低減効果が悪化するためであろう<sup>5)</sup>。このような吸気温度条件の変化がなければ近似度はもっと高くなると思う。

これら各エンジン間で求めた近似曲線だけをまとめてみると図-10 のようになる。直噴と予燃焼室エンジンでは燃焼方式が異なるにもかかわらずほとんど一致しており、ターボ付エンジンの曲線は離れているが、インタークーラー等により吸気温度条件を同一にして比較できれば先のエンジンの近似曲線に近づく事が予想できる。このようにして NO 低減効果が吸入酸素濃度変化率で一般化できる。

このような EGR 時の NO 低減効果を次のように考察してみた。発達した噴霧の中で NO の発生モデルを考えた場合、図-11 a のように EGR のない時の空気過剰率一定線が実線のよ

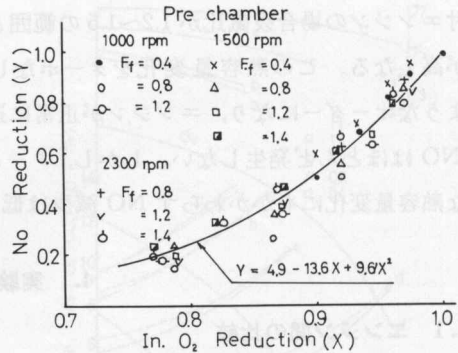


図-8 吸入酸素濃度と NO の関係 (予燃焼室式エンジン)

Fig. 8. Relation between oxygen concentration of induction air and NO (Pre-chamber engine)

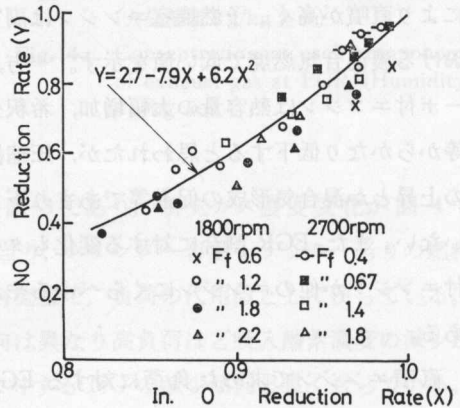


図-9 吸入酸素濃度と NO の関係 (ターボ付エンジン)

Fig. 9. Relation between oxygen concentration of induction air and NO (with turbo engine)

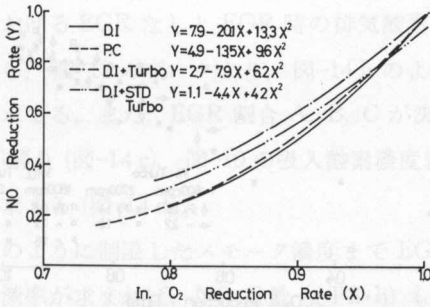


図-10 EGR 時の吸入酸素濃度と NO の近似曲線

Fig. 10. Approximate line of NO against oxygen concentration of induction air at EGR.

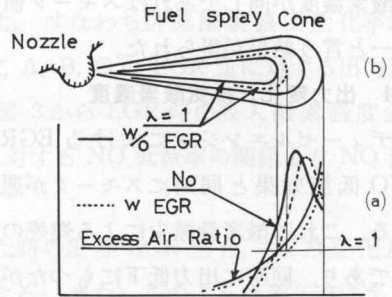


図-11 噴霧内の NO 発生モデル

Fig. 11. Model of NO formation in spray cone.

うな傾向を示すとすれば、噴霧センターの空気過剰率は図-11 b のようになり、それに対応して NO 発生傾向が求まる<sup>6)</sup>。EGR 時も EGR なしの時と同一時間における噴霧の形状はほぼ同じであるが、単位体積当りの酸素量が減少しており、空気過剰率同一の線は外周に進む事になり、この結果 NO の発生曲線も点線のように移動し NO 発生が押えられる。この時未燃焼領域が多くなり、燃焼域との温度差による伝熱量が増大し、燃焼温度も低下する<sup>7)</sup>。このように EGR による酸素濃度変化は、反応ガス濃度と温度の両面に影響を及ぼすと考えられる。もちろん EGR ガス中の CO<sub>2</sub> による熱容量の増加とか、熱解離の変化等の温度低下要素もあるが、これらは吸入酸素の従属的結果と考えれば、吸入酸素濃度による NO 低減効果は理解しやすい。

### 4.3 スモークと排気酸素濃度

燃料流量一定のもとで EGR を増せば図-3 でも解るように酸素濃度が減少し、その結果スモーク濃度は先の図-6 のように悪化する。

一方、同一エンジンでのスモーク発生が空気過剰率により変化するものとすれば、軽負荷において EGR をし空気過剰率(酸素量で計算)が低下した点と、高負荷における同一の空気過剰率の点では、スモーク値は近い値を示して良い事になる。しかしこのようなデータ整理をすると、EGR の多い軽負荷の方がスモークは悪い。

ここで、図-12 のように排気酸素濃度上にスモーク値をプロットし、等スモーク線を引くと、おおよそ X 軸に平行線が得られる。すなわち、

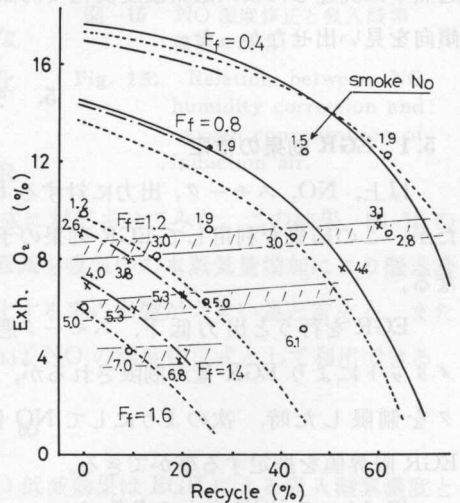


図-12 EGR 時のスモーク濃度と排気酸素濃度(直接噴射エンジンの場合)

Fig. 12. Relation between smoke number and oxygen concentration of exhaust gas. (in the case of direct injection engine)

排気酸素濃度が同じであればスモーク値も同一と言う結果が得られた。

#### 4.4 出力変化と排気酸素濃度

ディーゼルエンジンにおける EGR は NO 低減効果と同時にスモークが悪化する。これは酸素量減少による燃焼の悪化であり、同時に出力低下にもつながる。この出力低下は、スモークが排気酸素濃度と相関をもつ事から考え、これと何らかの関係がある事が推察できる。そ

こで、X 軸に排気酸素濃度変化率、Y 軸に出力変化率をとり、ターボ付と直噴エンジンのデータを整理すると 図-13 のようになった。なお、排気酸素濃度変化率及び出力変化率は一定負荷条件で次のように定義する。

$$\text{排気酸素濃度変化率} = \frac{\text{EGR 時の排気酸素濃度}}{\text{EGR なしの排気酸素濃度}}$$

$$\text{出力変化率} = \frac{\text{EGR 時の出力}}{\text{EGR なしの出力}}$$

図-13 の結果はバラツキはあるが、一本の相関線が引けるような傾向がある。一方、空気過剰率に関連した吸入酸素濃度変化で同様に出力変化を整理してみたが、バラツキが大きくて傾向を見い出せなかった。

### 5. データ利用方法

#### 5.1 EGR 効果の推定

以上、NO、スモーク、出力に対する EGR 効果の一般化の為のデータ整理方法を示してきたが、この結果を利用して EGR 効果の予想が可能となる。

EGR を行うと出力低下、スモーク悪化と言うデメリットにより EGR 量が制限されるが、仮にスモークを制限した時、次のようにして NO 低減量とか EGR 限界値を推定する事ができる。

図-14 a で EGR なしの条件でスモークを測定し、制限したスモークを示す負荷条件を求め、それに対応した排気酸素濃度点より X 軸に平行線を引く。この線は 図-12 で示した等スモーク線となり、各負荷条件での EGR に対する排気酸素濃度曲線 (I, II, III, IV)

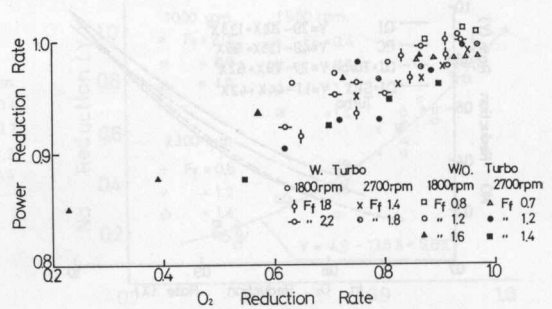


図-13 EGR 時の排気酸素濃度と出力の関係  
Fig. 13. Relation between oxygen concentration of exhaust gas and power.

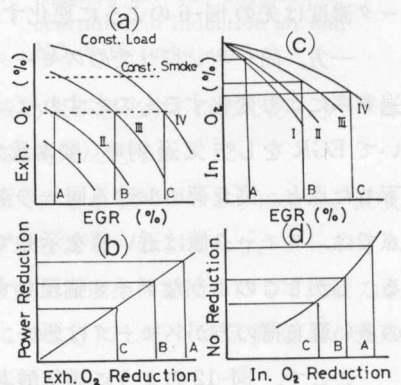


図-14 EGR 効果の予想方法  
Fig. 14. Estimate method of EGR effect.



との交点 A, B, C が与えられたスモーク濃度に対する限界 EGR 率となる。この時の各負荷条件における EGR なしと EGR 時の排気酸素濃度の比、すなわち排気酸素濃度変化率が求まるから、図-13 のデータより、図-14 b のようにして A, B, C の EGR 量に対する出力変化割合が求まる。また、EGR 割合 A, B, C が決れば、図-3 から EGR 時の吸入酸素濃度変化割合が解り (図-14 c)、図-10 の吸入酸素濃度変化率に対する NO 低減率の関係より NO 減少割合が求まる (図-14 d)。

このように制限したスモーク濃度まで EGR させた時の限界 EGR 割合、出力変化及び NO 低減率が求まれば、NO 重量 (g/PS·h) も予想できる。また、このような考え方はディーゼルエンジンで決められている CARB 13 モードのような定常運転パターンの場合にどのような負荷条件で EGR をさせれば一番効果的かといった最適解を求めるプログラミングにも利用できる。

### 5.2 NO の湿度修正

従来の NO の湿度修正は吸気中の水分による燃焼ガス熱容量増加での燃焼温度の低下と言われていたが、熱容量の変化割合だけでは実測値の NO 低下が説明できないと言う報告もある<sup>8)</sup>。そこで、湿度の増加も EGR と同様、吸入酸素濃度の減少と言う考え方で先の 6 気筒予燃焼室エンジンを使い、湿度に対する NO 変化割合の実験結果をデータ整理した。この一部は先に報告<sup>9)</sup>したように、湿度と NO は直線関係になっている。一方、湿度変化による吸入酸素濃度の変化も直線的である。

以上の事から、この結果を同じエンジンの EGR

時に求めた吸入酸素濃度変化率と NO 低減率の関係式に対応させてみた。この結果、図-15 のようになった。このように湿度変化に対する NO 低減も吸気中の水蒸気量増加により酸素濃度が減少し、図-11 で示したような NO 発生域が変化する事の影響が大きい為と言える。また図-15 の近似曲線は標準湿度条件にスケール変換すれば NO の湿度修正式として利用できる。

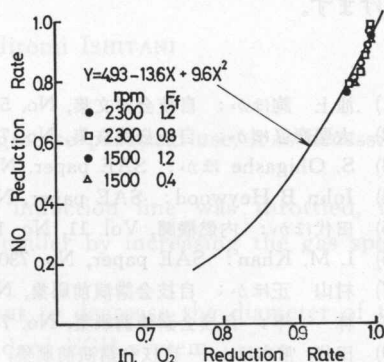


図-15 NO 湿度修正と吸入酸素濃度の関係

Fig. 15. Relation between NO humidity correction and oxygen concentration of induction air.

## 6. ま と め

1. ディーゼルエンジンにおける EGR 時の NO 低減効果は EGR による吸入酸素濃度と強い相関があり、直噴、予燃焼室、ターボ付エンジンについて試験した結果、運転条件、エンジン型式によらず NO 低減を予想する近似曲線が得られた。

2. EGR 量を増大すると吸入酸素量が減少しスモークは悪化するが、そのスモーク濃度は負荷、EGR 量変更時に得られる排気酸素濃度一定線上にほぼ等スモーク線が得られる。

3. EGR 時の出力変化はスモーク濃度と同様、排気酸素濃度と相関があり、排気酸素濃度変化率に対する出力変化率はほぼ直線関係になる。

4. 以上のようなディーゼルエンジンの EGR 効果の一般化によって、定常運転時の NO 低減効果、EGR 限界、出力の変化等が推定できると同時に、NO 重量 (g/PS·h) の変化も知る事が可能となる。

5. 吸入湿度による NO 低減も EGR と同様、吸入酸素量の変化による影響としてデータ整理する事ができ、NO 低減率の相関線上にプロットすると良い近似度が得られた。

なお、ここに示した実験結果は筆者がいずれ自動車株式会社に在職中に試験したものと、一部追加試験によるものをまとめたものである。いずれ自動車株式会社の関係者各位に感謝するとともに、追加テストに協力した北見工業大学当時学生、佐藤昭夫君、山下博規君にお礼申し上げます。

## 文 献

- 1) 池上 詢ほか：自技会論文集, No. 5 (1973) p. 3-9.
- 2) 大聖泰弘ほか：自技会論文集, No. 7 (1974) p. 20-35.
- 3) S. Ohigashe ほか：SAE paper, No. 710010 (1971).
- 4) John B Heywood：SAE paper, No. 730475 (1973).
- 5) 田代ほか：内燃機関, Vol. 11, No. 11 (1972-11).
- 6) I. M. Khan：SAE paper, No. 730169 (1973).
- 7) 村山 正ほか：自技会講演前刷集, No. 742 (1974).
- 8) 林 洋：自技会講演前刷集, No. 742 (1974).
- 9) 田代, 常本ほか：自技会講演前刷集, No. 713 (1971).