

吸気ポート水噴射によるディーゼル機関のNO_x低減* (NO_x低減率の実測値と予測値の比較)

石田 正 弘*¹, 陳 之 立*²
江島 憲一郎*³, 植 木 弘 信*¹

NO_x Reduction in Diesel Engines due to Port Water-Injection (Comparison of NO_x Reduction Rate between Experiment and Prediction)

Masahiro ISHIDA, Zhi-Li CHEN,
Kenichiro EJIMA and Hironobu UEKI

The effect of port water-injection on the exhaust NO_x reduction was examined experimentally as well as theoretically. In the experiment, water was injected into each suction port of a 4 cylinder turbocharged DI diesel engine using gasoline injectors. The exhaust NO_x was reduced significantly by port water-injection, and about 50% reduction in NO_x concentration was obtained by injecting an amount of 0.035 kg of water/kg of air under various engine operation conditions. By comparing between the experiment and the analysis based on the authors' two-zone model, it is shown that the NO_x reduction is mainly caused by a decrease in the temperature of the burned gas resulting from an increase in the specific heat due to humidification.

Key Words: Diesel Engine, Port Water Injection, NO_x Reduction, Two-Zone Model Analysis

1. ま え が き

環境に対する要求が厳しさを増すにつれ、ディーゼル機関の窒素酸化物NO_xおよび排気微粒子についての排出規制も次第に厳しくなっている。一方、石油資源の枯渇を考えると、燃費を犠牲にした排気ガス浄化対策は適切ではない。ディーゼル機関のNO_xは季節変動が大きく、大気絶対湿度に著しく影響されることが報告⁽¹⁾され、また、これまで水添加乳化燃料油⁽²⁾⁽³⁾など、水を積極的に利用することによって、燃費を悪化させることなくNO_xを低減する研究が数多くなされてきた。最近再び、低NO_x燃焼法としての水の有効利用が見直されており、例えば、水添加乳化油⁽⁴⁾、独立直接水噴射⁽⁵⁾、水・燃料層状噴射⁽⁶⁾、水選択排気再循環⁽⁷⁾、吸気加湿⁽⁸⁾⁽⁹⁾などによって大幅なNO_x低減ができることが示されている。

本研究は、吸気中の水分がディーゼル機関の燃焼およびNO_x生成に及ぼす影響を定量的に明らかにする

ことを目標に、吸気ポート水噴射の効果を、実験と理論の両面から追究したものである。実験では、水噴射弁としてガソリンインゼクタを応用した電子制御式水噴射システムを構築し、4気筒直接噴射式過給ディーゼル機関の吸気マニホールドに装着した4個のインゼクタから各吸気ポートに向けて、吸気行程初期に水を噴射することにより、機関の体積効率をほとんど損なうことなく吸気加湿を行った。この結果、燃費の増加を伴うことなくNO_xが大幅に低減され、また、燃費とNO_xの背反関係が著しく改善された。理論的取扱いは、わずか1%の大気絶対湿度の増加が約20%ものNO_x低減につながることを考慮して⁽¹⁰⁾、著者ら⁽¹¹⁾の2領域モデルにおいて、吸入された湿り空気と残留ガスの混合気体の分子量、ガス定数、比熱を高精度で評価する計算方法を適用し、吸気ポート水噴射に基づく体積効率のわずかな変化との関連において、NO_x生成過程を予測計算した。水噴射に基づくNO_x低減率、体積効率および排気温度の低下について、実験値と計算値を総合的に比較することにより、吸気ポート水噴射に基づくNO_x低減要因の解明を試みた。

2. 2領域モデル⁽¹¹⁾の適用

2・1 ガス重量の評価式 筒内の全ガス重量G_c

* 1996年3月18日 日本機械学会九州支部第49期総会講演会および1996年7月11日 第13回内燃機関シンポジウムにおいて講演、原稿受付 1996年9月17日。

*¹ 正員、長崎大学工学部 (〒852 長崎市文教町1-14)。

*² 正員、茨城大学工学部 (〒316 日立市中成沢町4-12-1)。

*³ 学生員、長崎大学大学院。

は吸入された湿り空気重量 G_{aw} と残留ガス重量 G_r および噴射される燃料重量 $B_{fi}(\theta)$ の総和である。

$$G_c = G_{aw} + G_r \quad \text{： 圧縮行程} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$G_c = G_{aw} + G_r + (1 + \varepsilon)B_{fi}(\theta) \quad \text{： 噴射期間} \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$G_c = G_{aw} + G_r + (1 + \varepsilon)B_f \quad \text{： 噴射終了後} \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここで、 ε は乳化燃料油の水/燃料重量比であり、 G_a を吸入乾き空気重量、 x_w を吸入空気の絶対湿度、 $dB/d\theta$ を燃料噴射率とすれば、

$$G_{aw} = G_a(1 + x_w) \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$B_{fi}(\theta) = \int (dB/d\theta)d\theta \quad \dots\dots\dots (5)$$

である。なお、大気の絶対湿度を x_{w0} 、吸気ポート水噴射量の絶対湿度への換算値を Δx_w とすれば、機関へ吸入される空気の絶対湿度は次式で与えられる。

$$x_w = x_{w0} + \Delta x_w \quad \dots\dots\dots (6)$$

噴射率 $dB/d\theta$ および全噴射燃料重量 B_f は、以下に示す式(7)に従って、実測の燃焼圧力時間履歴から求まる熱発生率 $dQ/d\theta$ を燃焼終了時期 θ_{ce} まで積分して得られる全燃焼燃料重量 G_f [= $G_{fi}(\theta_{ce})$] と一致するように調整される。燃焼した積算燃料重量 $G_{fi}(\theta)$ は次式により算定する。ただし、 H_u は燃料の低位発熱量である。

$$G_{fi}(\theta) = \int (dQ/d\theta)(d\theta/H_u) \quad \dots\dots\dots (7)$$

燃焼域ガス重量 G_b および未燃域ガス重量 G_u は次式により算定する。

$$G_b = [1 + \varepsilon + (1 + x_w + x_r/(1 - x_r)x_{ra})\lambda_b L_{th}]G_{fi}(\theta) \quad \dots\dots\dots (8)$$

$$G_u = G_c - G_b \quad \dots\dots\dots (9)$$

ただし、

$$x_r = G_r / [G_{aw} + G_r + G_f(1 + \varepsilon)] \quad \dots\dots\dots (10)$$

$$x_{ra} = \lambda_m L_{th} / [(1 + x_w)\lambda_m L_{th} + (1 + \varepsilon)] \quad \dots\dots\dots (11)$$

ここで、 λ_b は未燃域から燃焼域への空気導入率、 λ_m は筒内平均空気過剰率、 L_{th} は理論空燃比、 x_r は残留ガス割合、 $(1 - x_r)x_{ra}$ は吸入乾き空気重量 G_a と式(3)の筒内全ガス重量 G_c の比である。

2.2 ガス温度の算定方法 筒内平均ガス温度 T_c は状態方程式、未燃域ガス温度 T_u は断熱変化の式、および燃焼域ガス温度 T_b は混合気体の内部エネルギーの総和の式をそれぞれ適用した次式により算定される。

$$T_c = PV/G_c R \quad \dots\dots\dots (12)$$

$$T_u = T_0(P/P_0)^{(k-1)/k} \quad \dots\dots\dots (13)$$

$$T_b = (G_c c_{vc} T_c - G_u c_{vu} T_u) / (G_b c_{vb}) \quad \dots\dots\dots (14)$$

ここで、 P は筒内圧力、 V は燃焼室容積、 R はガス定数、 k は比熱比、 T_0 、 P_0 は着火前の筒内平均ガス温度および筒内圧力。 c_{vc} 、 c_{vu} はそれぞれ筒内平均、未燃域の定容比熱であり、ガス定数および分子量とともに、4種のガス組成 [CO₂], [O₂], [H₂O], [N₂] および未燃燃料蒸気を考慮して算定した。特に燃焼域の定容比熱 c_{vb} 、ガス定数および分子量は、10種の化学種 [CO], [CO₂], [O₂], [H₂], [H₂O], [OH], [H], [O], [NO], [N₂] の化学平衡組成解析結果から算定した。

2.3 燃焼域への空気導入率 式(8)で用いる空気導入率 λ_b は、未燃域から燃焼域へ導入された乾き空気の導入重量 $G_{ba}(\theta)$ に対して以下のように定義した。

$$\lambda_b = G_{ba}(\theta) / \{L_{th} G_{fi}(\theta)\} \quad \dots\dots\dots (15)$$

吸気ポート水噴射を行う場合、水は吸気行程中に吸気ポート壁、吸気弁あるいはピストン、ライナなどの燃焼壁などから熱をもらって気化するし、圧縮行程初期段階までに吸入空気と十分混合することが想定される。本2領域モデルでは、空気と水のほとんど均一な混合気が筒内に存在するものとして取扱っている。また、燃料噴霧が有する運動量が同じ場合、未燃域から燃料噴霧へ導入されるガス重量は変わらないものと推定されるから、燃焼域への乾き空気導入率 λ_b は、吸気絶対湿度 x_w の増加に伴い、次式に従って減少すると考える。

$$\{1 + x_w + x_r / (1 - x_r)x_{ra}\}\lambda_b L_{th} = \text{Const} \quad \dots\dots\dots (16)$$

なお、燃焼域ガス温度 T_b は仮定された λ_b に対して式(14)より求まるが、解析においては、NO_x 濃度の計算値が実測値と一致するまで λ_b を変化して繰返し計算を行い、試行錯誤により最終的な λ_{b0} を決定した。なお、計算手順は文献(11)で示された方法と同様であり、NO生成率の算定には、拡大チェルドヴィッチ機構を適用している。

3. 実験装置および実験方法

供試機関は、自動車用水冷4サイクル直接噴射式ターボ過給ディーゼル機関(ボア100 mm、ストローク105 mm、4気筒、圧縮比16、最大出力95.6 kW [130 PS/3 500 rpm：三菱自動車工業(株)製4D31-T形]を用い、水冷式インタクーラを別途装着することにより吸気温度を一定に保った。燃料噴射弁は通常形のものであり、噴孔径0.26 mm、噴孔数5、等ピッチの多噴孔ノズルを使用した。水噴射弁は自動車用ガソリンインゼクタを使用し、図1に示すように、吸気マニホールド上、各気筒ごとに各吸気ポートへ向けて装着し

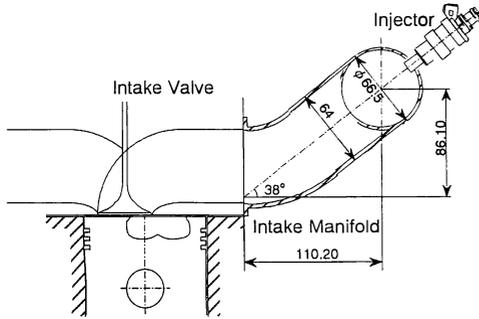


Fig. 1 Location of water injector

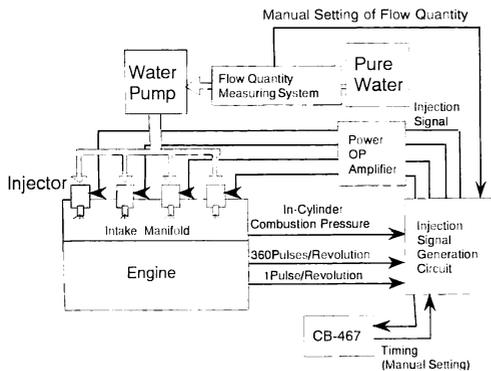


Fig. 2 Diagram of water injection control system

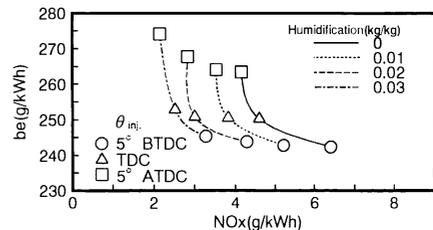
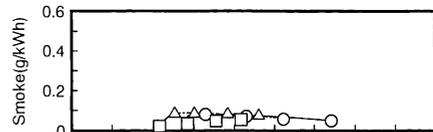
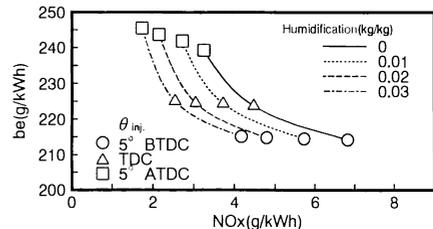
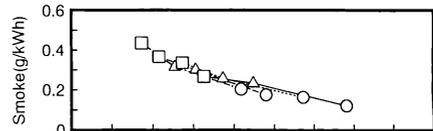
た。実験は機関回転速度を 1750 ± 5 rpm, 機関入口吸気温度をインタクーラを動作することによって $45 \pm 1^\circ\text{C}$ の一定に保ち, 低負荷 ($P_{me}=0.40$ MPa) および高負荷 ($P_{me}=0.83$ MPa) において, 燃料噴射時期 θ_{inj} を上死点前 5° , 上死点, 上死点後 5° について, それぞれ水噴射量を変化させた。

図2は電子制御式水噴射システムの概要を示す。クランク軸に取付けられたスリット円盤からのクランク角信号および筒内燃焼圧力の信号を基準に, 水の噴射開始時期および噴射期間を決定し, 水噴射弁駆動アンプへ信号が転送され, 各水噴射弁がそれぞれ独立に制御される。水の噴射開始時期は, 本実験では吸気弁の開弁時期と一致させ, 水の噴射量は噴射期間を変化することで調整した。

表1は, 本実験で設定した水噴射量と吸入乾き空気量の比, すなわち相対湿度 Δx_w (kg of water/kg of dry air) を示す。低負荷および高負荷に対して同一の相対湿度を設定しているが, 負荷によって燃料噴射量が異なるため, 水/燃料比 (kg/kg) は表1に示すように異なった値となる。 $\Delta x_w=0.01, 0.02, 0.03$ kg/kg に対する水噴射期間は, 低負荷の場合, クランク角でそれぞれ $36, 61, 90^\circ$ であった。なお, 供試燃油は市

Table 1 Amount of water injected

Humidification Δx_w (kg/kg)	Water / Fuel Ratio (kg/kg)	
	$P_{me}=0.40$ (MPa)	$P_{me}=0.83$ (MPa)
0	0	0
0.01	0.43	0.28
0.02	0.88	0.55
0.03	1.32	0.80

(a) Low load ($P_{me}=0.40$ MPa)(b) High load ($P_{me}=0.83$ MPa)Fig. 3 Trade-off between b_e & NO_x and smoke & NO_x

販の軽油, 水は薬品用精製水を使用した。

4. 実験結果および考察

図3(a), (b)は, それぞれ低負荷および高負荷において, 異なる水噴射量に対する燃料消費率 b_e [g/(kW·h)] と NO_x 排出率 [g/(kW·h)] の背反関係, および排煙 Smoke [g/(kW·h)] と NO_x [g/(kW·h)] の背反関係を示す。なお, 排煙排出率 Smoke [g/(kW·h)] は, あらかじめ検定された実測値ボッシュ煙濃度と排煙濃度 (g/N·m³) の近似的関係および

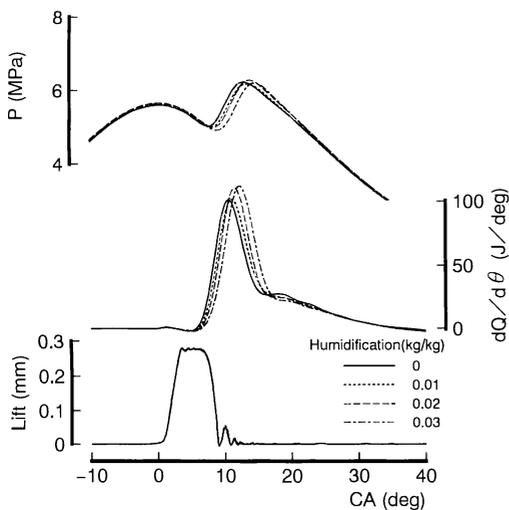
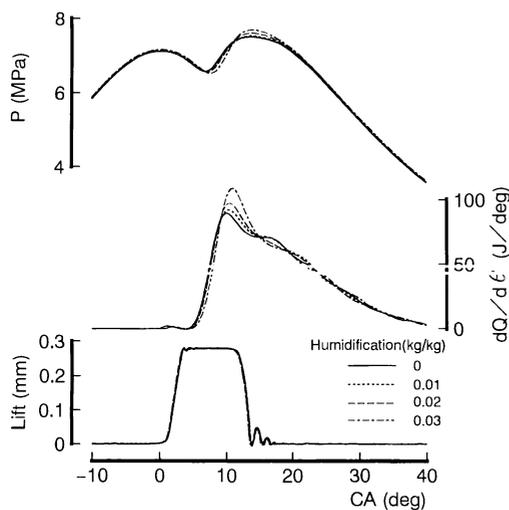
(a) Low load ($P_{me}=0.40$ MPa, $\theta_{inj}=\text{TDC}$)(b) High load ($P_{me}=0.83$, $\theta_{inj}=\text{TDC}$)

Fig. 4 Change in combustion history due to water injection

排ガス流量から算定した。

低負荷、高負荷いずれの場合も、水噴射量の増加によって、排煙とNO_xの背反関係はほとんど悪化することなく、一方、燃費とNO_xの背反関係が著しく改善される。水噴射量0.03 kg/kgによってNO_xはおおよそ半減されるにもかかわらず、燃費の増加は、燃料噴射時期が上死点前5°のとき1%以下、上死点で2%以下である。

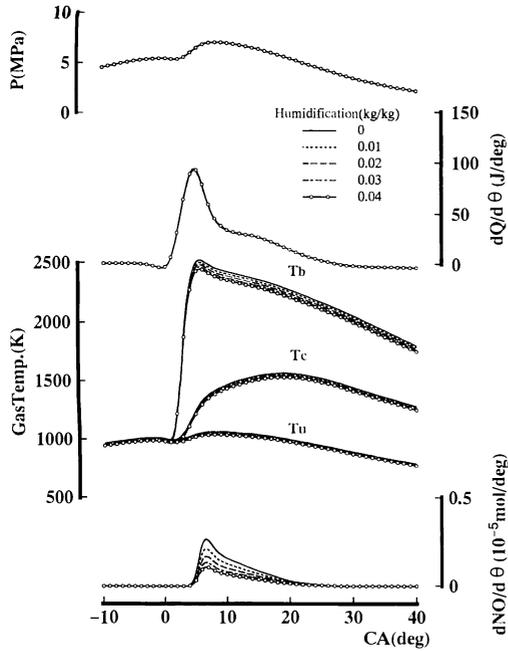
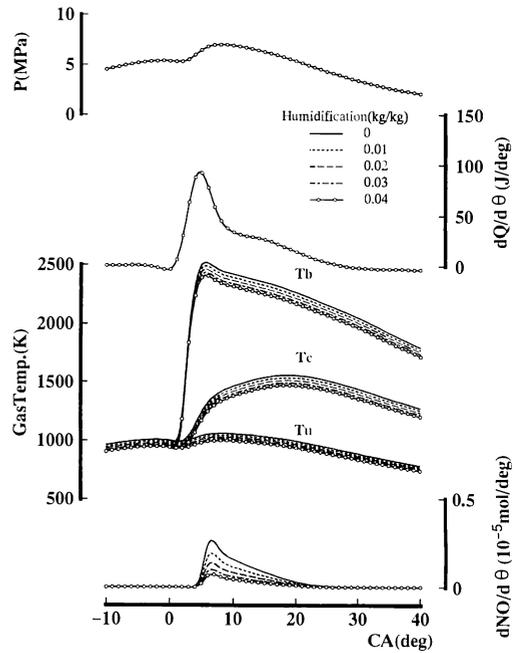
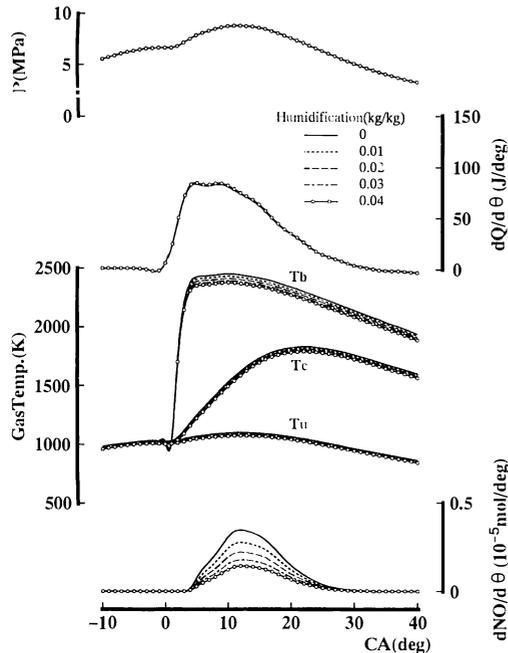
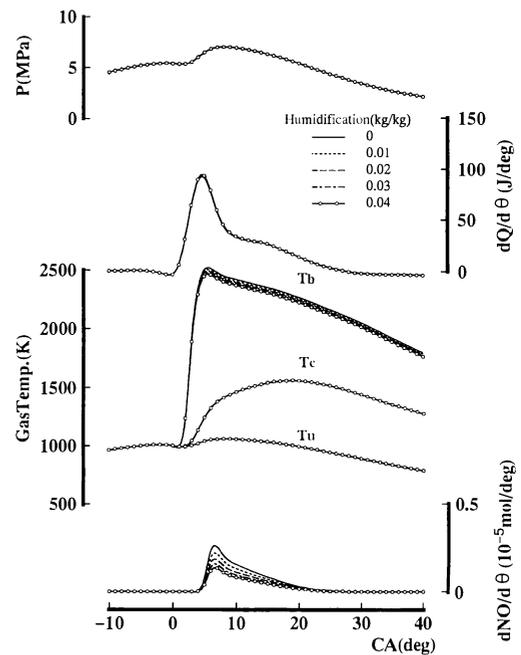
図4(a)、(b)は、それぞれ低負荷および高負荷において、水噴射量を増加したときの筒内燃焼圧力P [MPa]、熱発生率 $dQ/d\theta$ [J/°] および針弁リフト

Lift [mm] の各時間履歴を示す。燃料噴射時期は上死点である。低負荷および高負荷いずれの場合も、水噴射に基づく燃費の増加がただか2%であることが、燃料噴射期間がまったく変わらないことにおいても表れている。筒内圧力および熱発生率の時間履歴からわかるように、低負荷ほど水噴射量の増加とともに着火遅れが増大する傾向が顕著である。水噴射を行っても圧縮行程の筒内圧力はほとんど変化しないが、水噴射に伴い着火遅れが増大することは、圧縮行程において筒内ガス温度の低下があることを示唆している。

水噴射によって最大熱発生率が増加すると同時にそのピーク時期が遅れるが、燃焼終了時期はほとんど変わらない。すなわち、燃焼初期のいわゆる予混合燃焼量の増加、その後のいわゆる拡散燃焼量の減少、および燃焼期間の短縮が、水噴射に基づく燃焼温度の低下に伴うすすの増加を抑制しているものと推定される。なお、噴射時期が著しく遅い場合には、水噴射量の増加に伴い燃費が増大するため、排煙濃度が増加するし、また、過給圧力の上昇および圧縮行程の筒内圧力の上昇が見られた。

5. NO_x低減率の予測値と実測値の比較

図5~8は、2領域モデルによるNO生成率の解析結果を示す。図の上部には、計算に用いた実測の筒内燃焼圧力P [MPa] および熱発生率 $dQ/d\theta$ [J/°]、中段には、2領域モデルによって計算された燃焼域ガス温度 T_b 、筒内平均ガス温度 T_c および未燃域ガス温度 T_u 、下段にはNO生成率 $dNO/d\theta$ [mol/°] の各時間履歴を示す。なお、本2領域モデルでは、着火遅れを予測できないので、図5~7の計算では、水噴射に基づく着火遅れの増加を無視しており、図8では、実測の着火遅れを考慮している。図5(b)の高負荷の場合を除けばいずれも低負荷の場合であり、燃料噴射時期はいずれも上死点前5°である。図5は噴射した水を含む湿り空気の総量が一定の条件、すなわち $G_{aw}=\text{Const.}$ の場合、図6は水噴射量を増加しても吸入される乾き空気量が一定、すなわち $G_a=\text{Const.}$ の場合、図7は水噴射しても筒内平均ガス温度履歴が変化しない条件、すなわち $T_c=\text{Const.}$ の場合で、いずれの場合も水噴射によって燃焼圧力および熱発生率は変化しないと仮定した。図8は $G_{aw}=\text{Const.}$ の条件で、熱発生率を図に示すように水噴射量の増加とともに実験結果に従って変化させた場合である。なお、いずれの計算においても、未燃域から燃焼域への乾き空気導入率 λ_b は、式(16)に従って x_w の増加に対して減少させており、 $\Delta x_w=0\sim 0.04$ に対し、低負荷では $\lambda_b=1.49$

(a) $G_{aw} = \text{Const.}$ ($P_{me} = 0.40 \text{ MPa}$, $\theta_{mj} = 5 \text{ deg. BTDC}$)Fig. 6 Prediction of NO_x formation using two-zone model ($G_a = \text{Const.}$, $P_{me} = 0.40 \text{ MPa}$, $\theta_{mj} = 5 \text{ deg. BTDC}$)(b) $G_{aw} = \text{Const.}$ ($P_{me} = 0.83 \text{ MPa}$, $\theta_{mj} = 5 \text{ deg. BTDC}$)Fig. 5 Prediction of NO_x formation using two-zone modelFig. 7 Prediction of NO_x formation using two-zone model ($T_c = \text{Const.}$, $P_{me} = 0.40 \text{ MPa}$, $\theta_{mj} = 5 \text{ deg. BTDC}$)

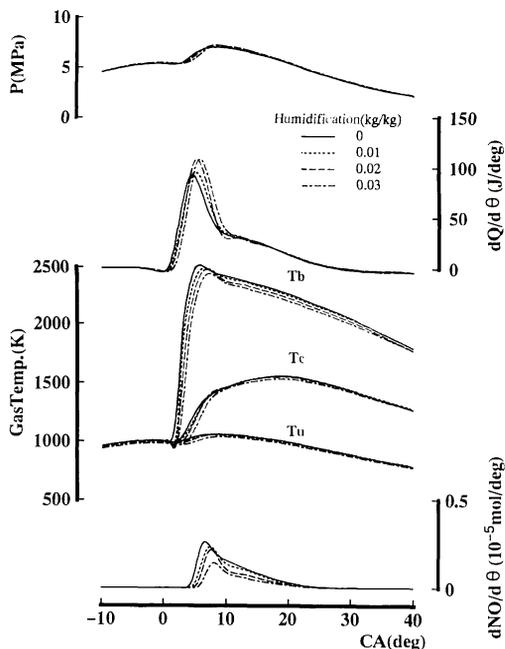


Fig. 8 Prediction of NO_x formation using two-zone model ($G_{aw} = \text{Const.}$, $P_{me} = 0.40 \text{ MPa}$, $\theta_{inj} = 5 \text{ deg. BTDC}$; Heat release is changed)

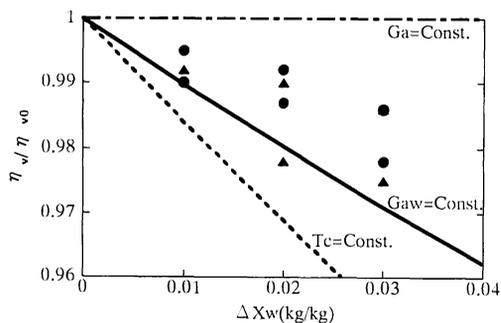


Fig. 9 Effect of port water-injection on volumetric efficiency

~1.43, また高負荷では 1.50~1.45 の範囲であった。

図9は、吸気体積効率 η_v の実測値と図5~7の各解析条件との比較を示した。なお、縦軸は $\Delta x_w = 0$ での体積効率 η_{v0} との比で示している。図9中にいくつかの記号で示すように、低負荷で上死点前5°噴射の実測値の体積効率は、 $G_a = \text{Const.}$ と $G_{aw} = \text{Const.}$ の条件の間に位置し、後者の条件に近い。すなわち、吸気ポート水噴射の場合、吸入ガス総重量がほぼ一定の状態に近く、乾き空気の吸入量は、おおよそ噴射された水の重量割合だけ減少する。

図10は、水噴射に伴う排気温度の低下量 ΔT_e

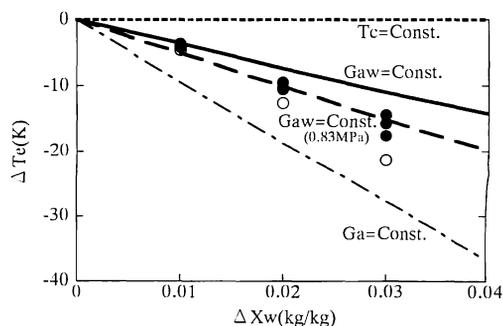


Fig. 10 Effect of port water-injection on exhaust gas temperature

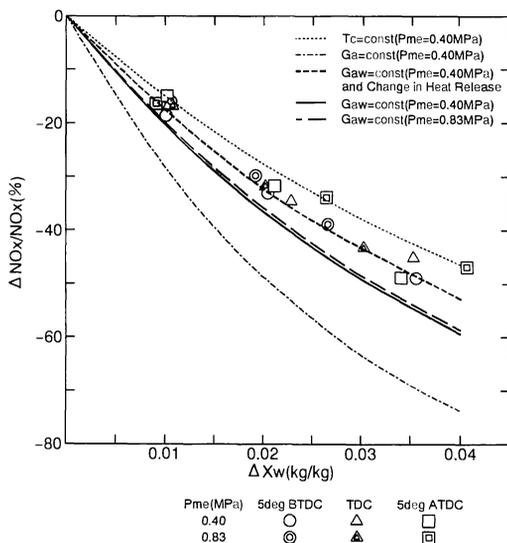


Fig. 11 Comparison of NO_x reduction rate between experiment and prediction

[K] の実測結果と、図5~7で示された解析結果を比較したものである。低負荷の場合●印で、高負荷の場合○印で示す実測結果は、 $G_{aw} = \text{Const.}$ と $G_a = \text{Const.}$ の間に位置し、前者に近い。なお、実測値は負荷によって異なるが、その差は、解析結果の実線と破線の差とほぼ同じである。実測の排気温度低下量が、水噴射量の蒸発潜熱から推定される温度降下よりはるかに小さいことから判断すれば、噴射された水は吸気行程および圧縮行程初期までの間に燃焼室壁からの熱によって気化するものと考えられる。したがって、水噴射に基づく排気温度低下のほとんどは、筒内ガス中の水分に基づく比熱の増加によるものと推定された。水噴射に伴う吸気体積効率および排気温度の実測値の変化から、解析条件としては近似的に $G_{aw} = \text{Const.}$ が妥当であることがわかる。

図11は、水噴射に基づくNO_x低減率 $\Delta NO_x/NO_x$ [%]の実測値を、図5~8で示した解析結果と比較したものである。実測の水噴射に基づくNO_x低減率は、機関の負荷や噴射時期にほとんど影響されず、いずれの場合も、水噴射量0.035 kg/kgでは約50%低減されている。実験結果の一部が点線で示す $T_c = \text{Const.}$ の解析結果と偶然にも一致しているが、図10に示したように、排気温度は水噴射量の増加とともに低下しているから、実測値の比較対象は $G_{aw} = \text{Const.}$ の条件で計算された太い実線、破線および点線である。

太い実線および太い破線で示す予測NO_x低減率は、負荷によって熱発生率パターンが大きく異なるにもかかわらずほとんど同じで、実測結果と定性的に一致している。なお、太い点線で示すように、水噴射量の増加に伴う熱発生率の変化を考慮した場合は、予測NO_x低減率が実測結果とほぼ一致する。すなわち、NO_x低減の主要因は吸気絶対湿度の増加、換言すれば比熱の増加に基づく燃焼ガス温度低下である。

$T_c = \text{Const.}$ の場合の予測NO_x低減量は、燃焼域の水分の増加すなわち比熱の増加のみに基づくものであり、細い点線と太い実線との差が筒内平均ガス温度の低下、換言すれば水噴射を伴う吸気流量すなわち体積効率の変化に基づくものである。水噴射によって体積効率に変化しないとすると $G_{aw} = \text{Const.}$ 場合には、図6に示すように筒内平均ガス温度 T_c が他の場合より顕著に低下するので、図11の細い一点鎖線で示すように大きなNO_x低減率が得られる。すなわち、水噴射に伴う体積効率の変化は、NO_x低減率に影響を及ぼす重要な因子である。

6. 吸気水噴射と乳化燃料油の効果比較

吸気マニホールド水噴射、筒内直接水噴射および乳化燃料油の3種について相互比較を行ったVeljiら⁽¹²⁾の実験結果によれば、40%のNO_x低減のためには、乳化燃料油の場合、燃料噴射量の30%の水が必要なのに対し、水噴射の場合は、乳化油の場合の約2倍、すなわち燃料の60%の水が必要であることが示された。なお、筒内水噴射と吸気マニホールド水噴射のNO_x低減効果はほぼ同じであると報告されている。

水添加によるNO_x低減が、主として燃焼ガス中の水分に基づく比熱の増加によるものであると考えれば、式(8)で表される燃焼域に含まれる水分について、吸気ポート水噴射による水分 $x_w \lambda_b L_{th}$ と乳化油の水分含有率 ϵ が同じであれば、両者のNO_x低減効果は同じになるはずである。例えば、本実験の低負荷の場合、筒内平均空気過剰率は $\lambda_m = 3.14$ 、燃焼域への空気導入

率は $\lambda_b = 1.49$ 、また表1によれば、 $\Delta x_w = 0.03 \text{ kg/kg}$ のとき水/燃料比=1.32 kg/kgである。この場合、燃焼域に含まれる水分は、 $x_w \lambda_b L_{th} = 0.65 \text{ kg/kg of fuel}$ となる。乳化油で同等のNO_x低減効果を得るためには $\epsilon = 0.65 \text{ kg/kg}$ 、すなわち乳化油の水/燃料比=0.65 kg/kgであればよい。換言すれば、吸気ポート水噴射の場合の水/燃料比=1.32 kg/kgは、乳化油の場合に比べて約2倍の水が必要ことがわかる。なお、この関係は、筒内平均空気過剰率 λ_m と燃焼域への空気導入率 λ_b の値にも影響されるが、本実験の例が、文献(12)で示された実験結果とも一致することから、ある程度の一般性があるものと推定される。

7. ま と め

直接噴射式過給ディーゼル機関の吸気マニホールドに水噴射弁を装着し、吸気行程初期に吸気ポートへ向けて水を噴射した場合のNO_x低減効果を、実験と理論の両面から調べ、以下の結果を得た。

(1) 吸気ポート水噴射によるNO_x低減効果は顕著であり、吸気絶対湿度換算値0.035 kg/kgにより、NO_x濃度は約50%低減される。

(2) 吸気加湿に基づくNO_x低減率は、機関の負荷によらずまた噴射時期によらず、換言すれば熱発生率パターンによらず、吸気絶対湿度によってほぼ決まる。

(3) 燃焼ガス中の水分増加、すなわち比熱増加に基づく燃焼ガス温度低下が、NO_x生成を低下させる支配的要因である。

(4) 吸気ポート水噴射の場合、吸入ガス総重量がほぼ一定の状態であり、吸気体積効率はほぼ噴射された水の重量割合だけ減少する。

(5) 水噴射に基づく排気温度低下のほとんどは、燃焼ガス中の水分に基づく比熱の増加によるものである。

(6) 吸気ポート水噴射の場合、乳化油の場合と同等のNO_x低減率を得るには約2倍の水が必要である。

終わりに、本研究において、本学大学院学生 寄口 征彦君および当時大学院生であった竹内優君 [現：ダイハツディーゼル(株)] の協力があつたことを記して謝意を表す。

文 献

- (1) Kondoh, H., ほか2名, *Proc. ISME-KOBE '90*, (1990), 25-32.
- (2) 中川洋・立石又二, 機誌, 81-720, (1978), 1201-1207.
- (3) 石田正弘・ほか3名, 機論, 54-498, B(1988), 506-512.

- (4) 中川洋・ほか2名, 機論, 61-590, B(1995), 3554-3560.
(5) 田山経二郎・ほか5名, 機論, 61-590, B(1995), 3548-3553.
(6) Miyano, H., ほか5名, *Proc. 20th CIMAC*, Paper No. D24(1993).
(7) 福田昌准・ほか3名, 機論, 61-586, B(1995), 2320-2326.
(8) Boot, P., *Proc. 20th CIMAC*, Paper No. D67(1993).
(9) Tsukamoto, T., ほか2名, *Proc. 21st CIMAC*, Paper No. D26(1995).
(10) 石田正弘・陳之立, 機論, 61-590, B(1995), 3541-3547.
(11) 石田正弘・ほか4名, 機論, 60-573, B(1994), 1845-1851.
(12) Velji, A., ほか2名, *Proc. 21st CIMAC*, Paper No. D46(1995).
-