

バンケル形回転ピストン機関における未燃炭化水素の排出について*

(第2報, 点火系, 燃焼室形状による排出特性)

室 木 巧**

Unburned Hydrocarbon Emissions of Wankel Type Rotary Piston Engines (2nd Report, Emission Characteristics for Ignition System and Combustion Chamber Shape)

Takumi MUROKI

The main causes of unburned hydrocarbon, or HC, emissions from Wankel type rotary piston engines were given in the first report. Test results of HC emissions from Wankel engines and the subsequent analysis and evaluation is shown in this second report. The characteristics of the unburned HC emissions have been reduced by after burning at the trailing side of the combustion chamber. Then, as a result of this study, a newly designed combustion chamber has been developed to reduce the HC emissions.

Additionally, a change in HC, CO and NO_x emissions was observed when knocking occurred.

Key Words: Wankel Type Rotary Piston Engine, HC Emissions, Ignition System, Combustion Chamber, After Burning, Knocking

1. 緒 言

バンケル機関では, HC 排出濃度の特性が点火系, 燃焼室形状などにより変化するが, この場合, 燃焼室内おくれ側 (T側) 部分における「後燃え」の大きが大きく影響を及ぼしているといえる。

2. 実験結果

2・1 点火栓位置の影響 バンケル機関では燃焼室が回転方向に細長いため, 通常トロコイドの短軸をはさんでT側とL側にそれぞれ1本, 計2本の点火栓が設けられる。この点火栓の組合せや点火時期により火炎伝ばの状態は異なり HC 排出特性に大きい影響をもたらす。回転方向に対しておくれ側 (T) 進み側 (L) として, T+L, T, L の三つの場合に対して点火時期を変えた HC 排出特性を調べてみると図1のようになった。ここで, 運転条件として車速 80 km/h 相当負荷 ($N=48 \text{ s}^{-1}$, $\text{BMEP}=196 \text{ kPa}$) とした。

T, L 1本で点火した場合より2本点火のほうが排出濃度は高くなる。これは次のように説明できる。

例えばL側1本点火の場合を考えると未燃混合気がT側に多く存在する。ロータが回転し上死点を過ぎて膨張過程に入りT側のS/V比が小さくなり冷却効果が減少し, かつ未利用の酸素の存在で未燃ガスは到達した火炎により「後燃え」を起こすが, 1本点火の場合のほうが未燃焼ガスおよび酸素量が多いため, より多く後燃えし HC 濃度を低減すると推定できる。

点火時期を上死点前 40° 以上進めると T+L 2本点火の場合, T側でノッキングを発生し壁温が局部的に

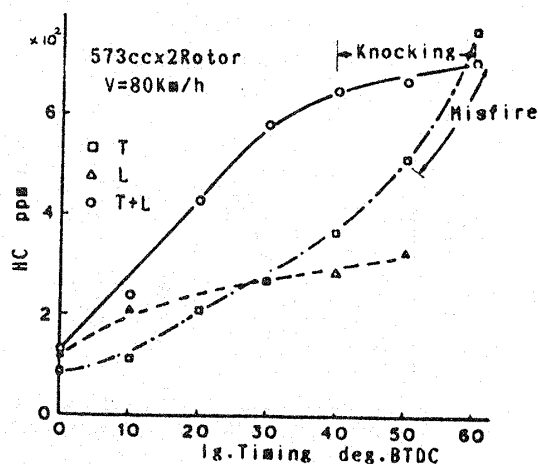


図1 点火栓位置と HC 排出特性

* 昭和61年10月7日 第64期全国大会講演会において講演, 原稿受付 昭和61年4月4日。

** 正員, 千葉大学工学部 (〒260 千葉市弥生町-33)。

上昇し、このため HC の発生増加が抑えられる。

また T 側 1 本点火の場合は点火時期を 50° BTDC まで早くすると混合気が十分圧縮されないで点火するため、点火栓孔部で着火が困難となり失火を起こす。

2・2 点火栓位置と燃焼特性 3 組の点火栓位置の燃焼状態を熱発生率で代表して比較してみた。

その結果、図 2 に示すように 1 本点火の場合、特に L 側 1 本点火の場合、2 本点火の場合に比較して燃焼おくれが大きいことがわかる。この後燃えのために排気過程後期に排出される T 側端部の未燃ガスが多く再燃焼され HC の濃度が低下するものと推定される。

2・3 点火時期特性 T+L 2 本点火の場合、点火時期を T 側、L 側、両者別々に変化させそれらの組合せで HC 濃度を調べてみると図 3 のようになった。

この特性をみると、T 側を上死点 (0°) に固定し、L 側を上死点前 30° まで変えた時の HC 排出濃度の上昇は約 400 ppm であり、同様に L 側を固定した場合も約 400 ppm の変化となっている。したがって、T 側と L 側の点火時期の変化は HC 排出濃度に対して、ほぼ

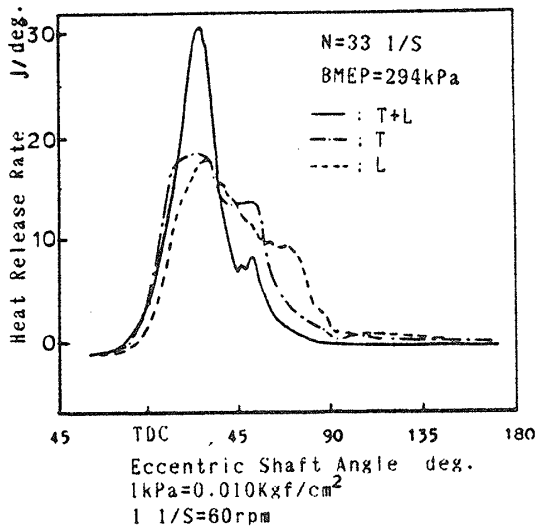


図 2 点火栓位置と熱発生率

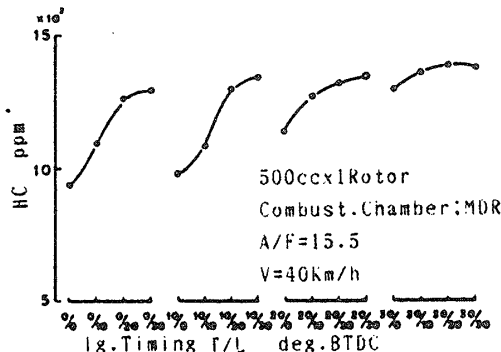


図 3 点火時期と HC 排出特性

同じ影響を与えているとみてよい。

2・4 「後燃え」について T 側部分に存在する未燃 HC を積極的に燃焼させることを試みた。それは、加圧された酸素を約 180° ATDC のロータ姿勢廻りから室内へ適量噴射することにより実現できた。その結果を図 4 に示す。酸素噴射量を増加してゆくと HC の排出濃度は後燃えにより急激に低減していることがわかる。同時に後燃えの促進による排気ガス温度の上昇がもたらされている。

2・5 燃焼室形状の効果 燃焼室形状も点火栓位置の場合と同様 HC 排出に大きい関連を持っている。これは、燃焼室形状により T 側端部の S/V 比の違いと、火炎伝ばの状態が異なってくるからである。

まず、一般的な燃焼室形状と HC 排出の特性を把握するため図 5 上図に示すような燃焼室リセス位置が異なった 3 種類のロータ, LDR, MDR, TDR を選んだ。

各場合の燃料流量 (空燃比) に対する HC 排出特性を調べてみると図 5 に示すようになった⁽¹⁾。この特性からわかるように燃焼室リセスは HC 発生に対して判然とした傾向を有している。すなわち L 側リセスが最も多く T 側リセスで最も低くなっている。この理由は T 側の S/V 比と後燃え量の大きさによるものと思える。

しかし反面最も HC 排出量の少ない TDR の場合、同一負荷運転で最低燃費量が最も多く燃焼性、熱効率の悪化を示している。これは火炎の到達しにくい T 側に燃焼室容積が大きく存在しているため燃焼が十分行われないためと思われる。

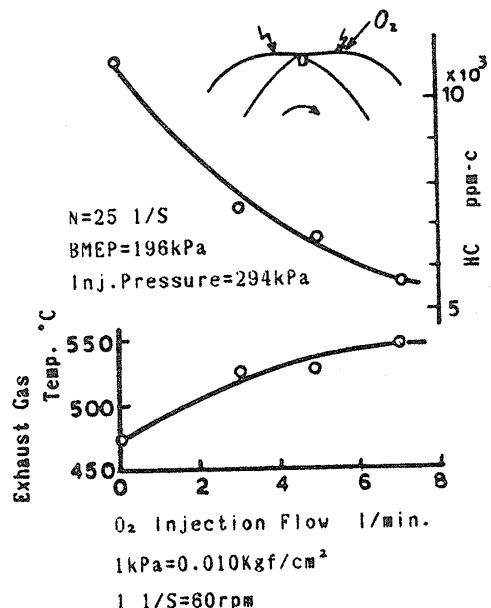


図 4 酸素噴射による「後燃え」効果

2.6 最良燃焼室の選定 上述したように燃焼とHC排出量の相反する特性をできるだけ両立させるために主たるリセスはL側に寄せT側端部に付加的にリセスを設ける発想が出てくる。

図6に示すようにL側に主たるリセスを設けてそのT側寄りのリセス端部をT側へ徐々に浅くなるように延長し最先端部でリセスの深さが異なる4種の燃焼室リセスをA, B, C, D形とした。ここで、T側端部における容積増加は $V=1.6\sim 3.5\text{ cm}^3$, S/V 比は $40\sim 12\text{ cm}^{-1}$ に変化させている。

これらの燃焼室リセスに対してHC排出濃度と、排気ガス温度を測定して、一例として図6の結果を得た。

T側端部の容積増加により「後燃え」が多くなり、HC濃度は低減する。このことは、排気ガス温度が高くなっていることから言える。ここで、付加したリセス容積に対してHC低減率を整理してみると図7に示すようになり、A形からB, C形とリセスの容積の増加とともにHC濃度は低減するが、D形のようにリセスを付けすぎると、かえってHC濃度は増加してくる。

この原因の一つは容積増加とともに吸排気のオーバーラップ中に排気ガス量の持ち込み量が増加して燃焼を抑制する効果が考えられる。

2.7 燃焼室とエネルギー分布 上記A~D形燃焼室に対して、機関に加えられた総熱量がどのように分布しているかを分析し、各燃焼室の熱効率を求めて

みた。

機密に加えられた燃料が保有する化学エネルギーは一般に

- (1) 軸出力
- (2) 排気中のHC, CO, H_2 などの可燃成分に含まれる化学エネルギー
- (3) 排気の熱的エンタルピーの増加

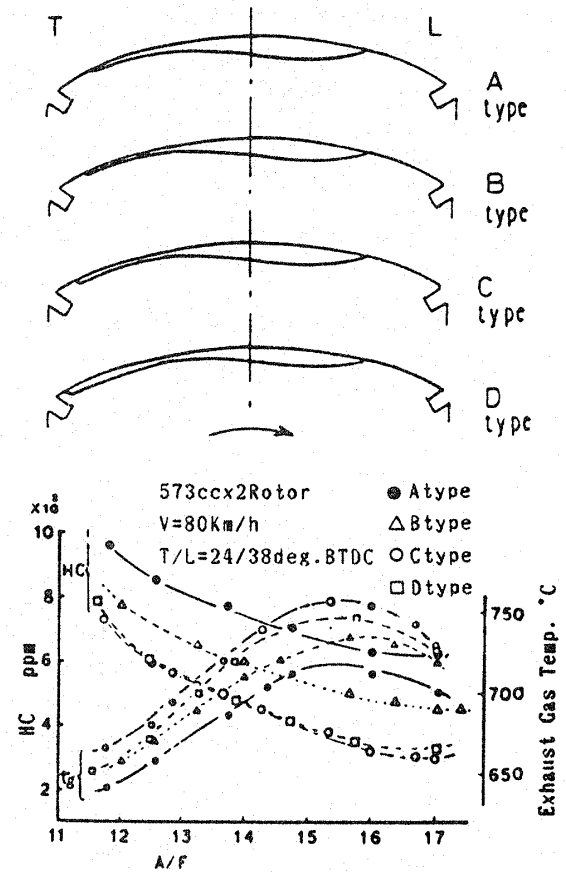


図6 各燃焼室形状とHC排出および排気温度特性

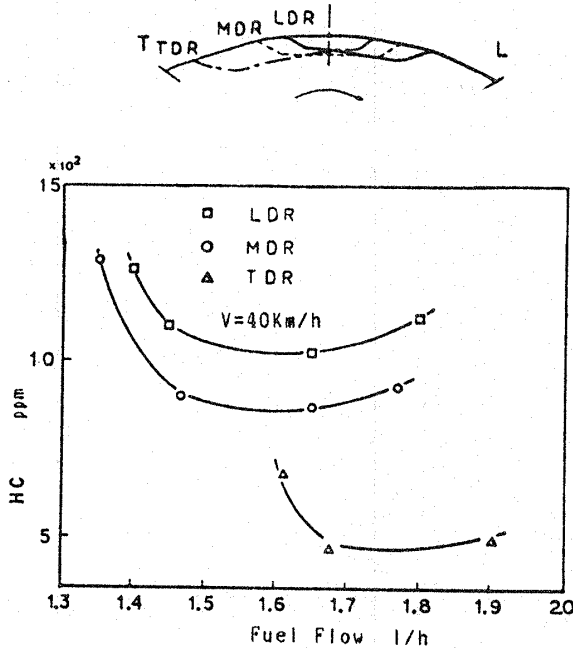


図5 各燃焼室形状とHC排出特性

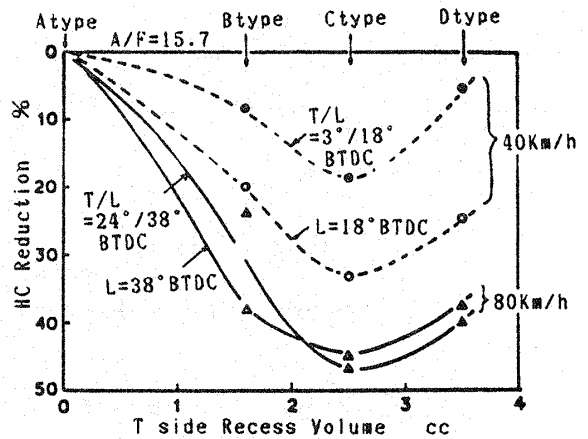


図7 T側リセス容積とHC排出量低減割合

(4) 熱損失, 機械損失

などの要素に分けられる。これらは以下のように求められる。

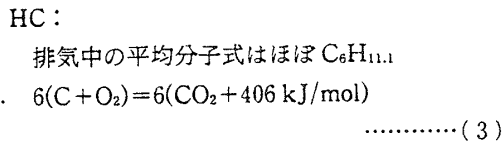
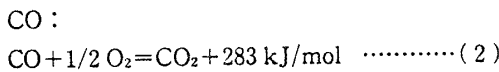
a. 機関に与えられた統エネルギー $E(Q)$ [kJ/Nm³]

$$E(Q) = \frac{F_f \rho H_u}{V_g} \dots \dots \dots (1)$$

ここで

- F_f : 燃料消費量 [m³/h]
- ρ : 燃料の比重 [kg/m³]
- H_u : 燃料の低発熱量 [kJ/kg]
- V_g : 排気ガス量 [m³/h]

b. 排気中に含まれる化学エネルギー



$$\frac{11.1}{2}(H_2 + 1/2 O_2) = \frac{11.1}{2}(H_2O + 241 \text{ kJ/mol}) \dots \dots \dots (4)$$

以上の式から計算すると,

$$E(Q)_c = 1695.3 \text{ HC} + 126.3 \text{ CO} \cdot \text{kJ}/(\text{N} \cdot \text{m}^3) \dots \dots \dots (5)$$

c. 排気ガス中の熱的エンタルピーの増加

エンタルピーの増加を H [kJ/(N·m³)] とすると
 $H = G_g C_p (T_2 - T_1) \dots \dots \dots (6)$

ここで

- T_1 : 吸入空気温度 [K]
- T_2 : 排気ガス温度 [K]
- G_g : 単位容積当たりの排気ガス重量 [kJ/(N·m³)]
- C_p : 定圧比熱 [kJ/kgK]

d. 有効仕事

単位排気ガス量当たりの有効軸仕事 $E(Q)_p$ [kJ/(N·m³)] は

$$E(Q)_p = 3.6 \times 10^3 \times L / V_g \dots \dots \dots (7)$$

ここで

L : 機関軸出力 [kW]

e. 冷却・機械損失

総エネルギーから上記 b, c, d の各エネルギーの和を差引くことにより求める。

上記各式より空燃比に対する A, B, C, D 形燃焼室によるエネルギー分布を求めてみると図 8 のようになった。過濃混合気範囲で未燃 CO, HC によると化学エネルギーの占める割合が非常に大きいことがわかる。

また各燃焼室に対して T+L 2 本点火栓, 車速 $V = 80 \text{ km/h}$ 相当負荷の場合を例にとって機関効率を次

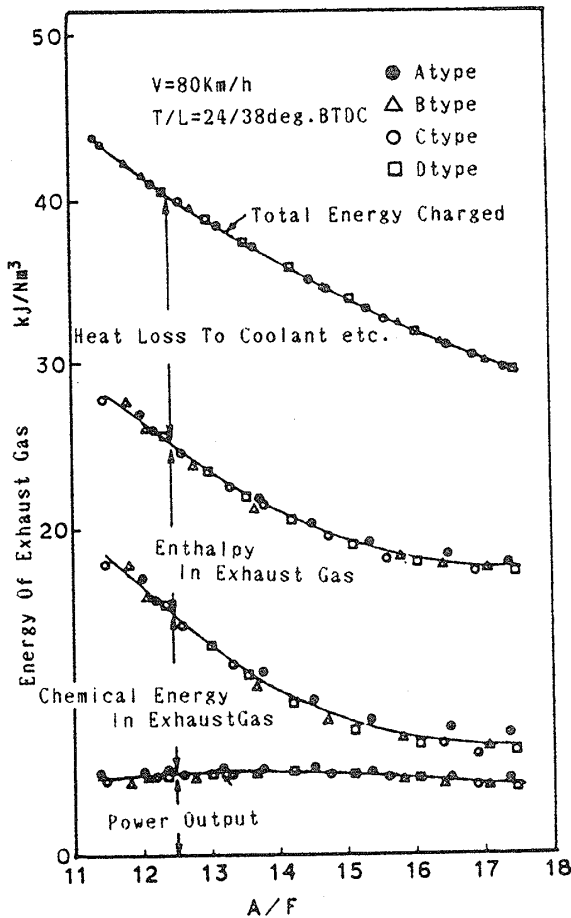


図 8 空燃比とエネルギー分布

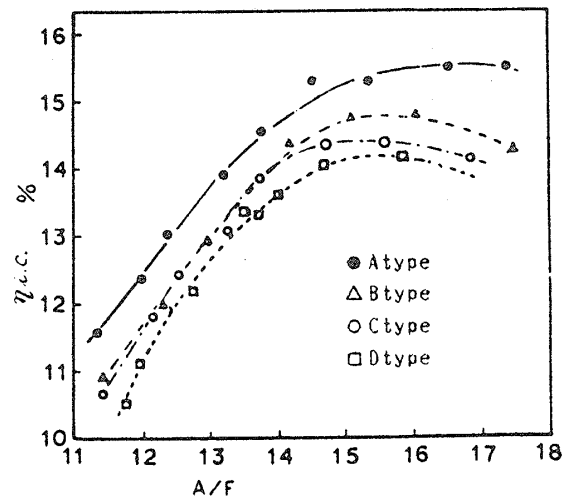


図 9 各燃焼室形状と機関効率

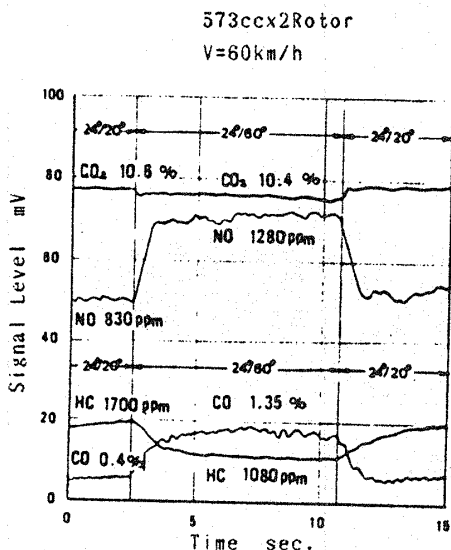


図10 ノッキング発生によるCO, HC, NO_xの排出特性の変化

式の定義で求めてみると図9のようになった。

機関効率 $\eta_{ic} =$

$$\eta_{ic} = \frac{\text{軸仕事}}{\text{機関に加えられた燃料による総エネルギー}}$$

η_{ic} : 機関効率

図9からHCの排出量の最も多いA形の燃焼室が最も高い効率を有していることがわかる。すなわち、マクロ的にみるとT側への燃焼室リセス移行はHCの排出量低減には有効だが逆に熱効率の点からは不利な方向になっている。

2・8 ノッキングと排出ガス特性 ノッキングが発生した場合、各排出ガス成分がどのように変化するかを測定し、これの測定値からノッキングが発生した部分における混合比の推定を行った。

図10に示すように、灯油を使用して $V=60 \text{ km/h}$ 相当の負荷条件、空気過剰率 $\lambda=0.9$ で点火時期を進めてノッキングを発生させ排出ガスを測定した結果、排出量は次のように変化した。

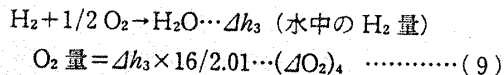
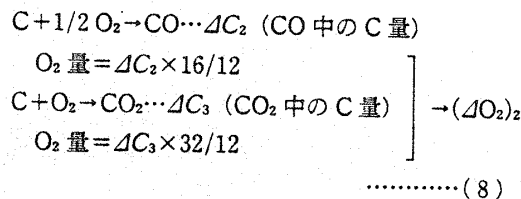
- [HC]=1700 ppm から [HC]=1080 ppm に減少
- [CO]=0.4% から [CO]=1.35% に増加
- [NO_x]=830 ppm から [NO_x]=1280 ppm に増加
- [CO₂]=10.6% から [CO₂]=10.4% に微減

ノッキングが発生したため余分に燃焼したHCと、余分に発生したCOの実測値から、実際に消費したO₂量と、理論的に必要なO₂量から空気過剰率 λ は、

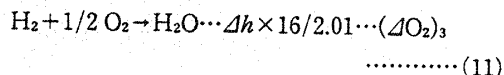
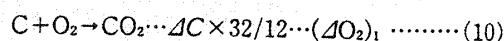
$$\lambda = \frac{\text{実際に消費したO}_2}{\text{理論的必要O}_2}$$

で求められる。

ここで、実際に消費したO₂量は次のようにして求めた。



理論O₂量は



ただし、

$\Delta C, \Delta h$ は反応した全部の炭素、水素量である。

また、CO, CO₂の発生濃度に関連した水成ガス反応における平衡定数 $K_{pw}=3.4^{(2)}$ (1700 Kにて)として計算した。

結局式(8)~(11)より

$$\lambda = \frac{(\Delta O_2)_2 + (\Delta O_2)_4}{(\Delta O_2)_1 + (\Delta O_2)_3} = 0.347$$

すなわち、

$$A/F = 14.7\lambda = 5.1$$

一般に $A/F=8\sim 22$ 位が安定した可燃範囲とされていることから、 $A/F=5.1$ の部分は普通は燃えないと考えられるが、ノッキングが発生するような圧力・温度条件下では燃焼が誘起されたものと思える。

なお、 $A/F=5.1$ のような見掛け上極めて濃い混合気は、バンケル機関の作動からみて、T側の端部壁面近傍に存在するものと思える。

3. 結 論

点火系、燃焼室リセスを変えてHCの排出特性を把握することができたが、これにより、「後燃え」の現象が明らかにされこれがHCの排出濃度に大きい影響を与えていることがわかった。これはまた、酸素を噴射することにより証明された。

同時にノッキング発生時の排出ガス成分を測定してT側部に過濃混合気が存在していることが推定できた。

文 献

- (1) Muroki, T., *Motortech. Z.*, 33-6 (1972), 257.
- (2) R. A. Strehlow, (水谷訳), 基礎燃焼学, *Fundamentals of Combustion* 森北出版(株)(昭48), 103, 12.6.