石炭・水スラリー燃料の高負荷噴霧燃焼における 二段燃焼効果*

平井 哲郎^{*1}, 永井 伸樹^{*2}

Staged Combustion Effects of Coal-Water Slurry in High-Intensity Combustion

Tetsuro HIRAI and Nobuki NAGAI

Two-staged combustion tests of coal-water mixture (CWM) fuel were conducted under relatively high-intensity conditions. The influences of spray and air flow on flame stability were tested using a newly designed slit-type atomizer for various air flow conditions, and NO_x reduction effects were investigated. Main results are as follows. (1) Suitable combination of strong primary air swirl with hollow-cone shaped fine spray assures stable ignition and flame stability even under the low primary air ratios, because hot recirculating gas surrounding the spray effectively promotes the volatilization of CWM fuel, (2) The primary combustion of high intensity assures high combustion efficiency and low NO_x emission, because a wide and hot deoxidation zone can be maintained between the primary and secondary combustion zones.

Key Words: Coal-Water Slurry, Staged Combustion, Atomization, Swirl Flow, Flame Stability, NO_x Emission, High-Intensity Combustion

1. 緒 論

石炭・水スラリー(CWM)は、微粉炭に水と少量の添加剤を混入した石炭の液化燃料であり、微粉炭燃料と比較して貯蔵や輸送が容易で安全性が高く、一般の石油系燃料と同様に噴霧燃焼が可能のため、既存の油炊きボイラー設備が大きな改造なしに利用できる利点が指摘されており⁽¹⁾、新しい石炭利用技術として注目されている。

しかし、CWMでは着火に先立って水分の蒸発や揮発性可燃成分の放出期間が必要となるため、着火距離が伸びて良好な保炎が得にくくなる傾向がみられ、この結果、燃焼が不活発になって未燃排出量が増大したり⁽²⁾、バーナ近傍に燃料過濃燃焼領域が必要な低NO_x燃焼が困難となるなど、不利な問題を抱えている。またCWMは高濃度の微粉炭を含んで高粘度のため、噴霧粒径が一般に大きくなる傾向がみられ⁽³⁾、高温雰囲気中の急激な水分蒸発に起因したマイクロ爆発による燃焼促進も、添加剤の工夫⁽⁴⁾や揮発燃料の添加⁽⁵⁾などの

処置を講じない限り顕著な効果が期待できそうもない^{(6)~(9)}現状では、良好な微粒化特性を得るためのアトマイザの設計が重要となる^{(10),(11)}。

しかし、微粉炭燃焼と比べて、噴霧燃焼では高速噴霧流の大きなエントレン効果により、高温の再循環燃焼ガスの巻き込みによる加熱や空気との混合促進が期待できる。

著者らは既報⁽¹²⁾で窒素含有燃料を用いて高負荷燃焼状態を維持しながらNO_x低減のための二段燃焼実験を行い、広噴霧角微細噴霧生成と強旋回空気流動を組み合わせて一次燃焼を急速に行うとともに、二次燃焼も燃焼促進をはかって、一次、二次燃焼領域を明確に分離すれば、比較的高負荷燃焼でもNO_x低減が可能であることを示した。

従って、着火保炎性の悪化しやすいCWMの燃焼に上述の燃焼方式を適用し、熱負荷を比較的高く保持したままNO_x低減をはかるためには、まずはバーナ近傍におけるCWMの良好な保炎を確保して一段目の燃焼を促進する必要がある。このためには、微粒化を促進するアトマイザの設計が重要であることはもちろん、特に噴霧流のもつ強いエントレン効果を利用して、再

* 原稿受付 平成5年8月2日。

*¹ 正員、東北大学工学部 (〒980 仙台市青葉区荒巻字青葉)。

*² 正員、八戸工業高等専門学校 (〒039 11 八戸市田面木字上野平 16-1)。

図1 燃焼装置の系統

循環高温燃焼ガスの巻き込みによる噴霧の加熱を促進できるように、噴霧流動や一次空気導入法を工夫する必要がある。

著者らは既に、灯油を用いた旋回流燃焼実験において試作した環状スリットノズルは、噴霧の貫通力は小さいが周囲ガスを巻き込む能力が大きいため、噴霧直後から高温の再循環流燃焼ガスや空気を巻き込んで保炎の良好な短火炎の高負荷燃焼となりやすい特徴があることを調べており⁽¹³⁾、これをCWMの燃焼に適用するとバーナ近傍で水分蒸発や揮発成分放出の促進に役立つとみられる。

以上の観点から、本研究では、始めにCWMの安定な着火保炎特性を得るための噴霧や空気導入の条件について、比較のために多孔ノズルとの違いを調べ、さらに保炎特性や燃焼状態が二段燃焼によるNO_x低減効果におよぼす影響について実験した結果をまとめる。

2. 実験装置および方法

図1に試作燃焼装置の系統図を示す。燃焼炉1は内径400mm、有効長さ3mの断熱内張り施した円筒横型水冷炉である。炉側壁と後壁には合計47個の観察窓を設け、バーナタイル部に設置した60mm×150mmの矩形観察窓とともに、燃焼状態の観察や局所計測のための各種プローブ挿入に用いる。CWM燃料はスネークポンプ3で加圧され、ポンプの回転数で流量制御された後バーナガン5に供給され、コンプレッサ4により加圧され流量計測された微粒化用空気により二流体微粒化される。プロア6により圧送された燃焼用空気は、冷却器8によって温度調整された排出ガスにより熱交換器7内で予熱され、一次空気と二次空気に分割される。

図2はエアレジスタ部の構造である。風箱内に供給された一次空気は案内羽根によって旋回運動を与えられ、直径70mmの保炎板外周から炉内に導入されて、

図2 エアレジスタ部構造

(a) 炉壁から導入する方式 (b) 中心軸上から導入する方式

図3 二次空気導入法

空気不足の一次燃焼となる。導入空気のスワール数はスロート出口部で小形ピトー管を用いて測定した流速ベクトル分布から求め⁽¹⁴⁾、案内羽根の傾斜角を変えることで変化させる。

二次空気は図3(a)のように炉側壁の二箇所から中心へ向かって導入する慣用の方法とともに、二段燃焼効果を明確に調べるため、(b)のように二次空気導入管を炉後方から中心軸上に挿入し、二次空気を導入管先端部に設けた噴孔より半径方向外向きに噴出させることで、二次空気と一次燃焼ガスの混合を促進させる方式を試みた。

排出ガスは炉出口部で水冷サンプリングプローブを用いて採取し、フィルタにより水分および固体分を取り除いた後に成分分析する。固体成分については、燃焼ガスの旋回流動による採取位置の影響を避けるため、サンプリングをガスの場合よりもさらに下流の煙道部で行い、水冷サンプリングプローブの吸入孔近傍に水の供給孔を設けてダストを含むガスを流水とともに吸引し⁽²⁾、シリカ繊維ろ紙(耐熱温度1000℃、捕集効率0.3μmDOP97%)で固体成分を分離して、JIS規格に基づき工業分析する。得られた分析結果より、燃料中灰分量が燃焼によって変化しないものと仮定して、燃料石炭中の可燃成分量に対する残留可燃分の比率である残留未燃分率 R_c を求める。

図4に試作燃料噴射ノズルの構造を示す。(a)のス

図4 燃料ノズルの構造

表1 CWM性状

Characteristics of CWM			
Coal Concentration [wt%]			67.4
Coal Density at 25 °C [kg/m ³]			1180
Apparent Viscosity at 25 °C [mPa·s]			950
Size distribution			
<100 Mesh (149 μm) [%]			95.2
<200 Mesh (70 μm) [%]			76.1
Gross Heating Value [MJ/kg]			22.4
Ash [%]			0.88
Ultimate & Proximate Analysis of Coal [%]			
Carbon	81.9	Moisture	7.3
Hydrogen	5.5	Volatile	38.1
Oxygen	9.4	Fixed Carbon	53.4
Nitrogen	1.4	Ash	1.2
Sulfur	0.5	Fuel Ratio = 1.4	
Ash	1.3		

リットノズルでは、CWMはノズル内部で微粒化用空気と混合し、先端の環状出口スリットから噴出してホローコーン状噴霧となる。ノズル先端部のターゲットは円錐状で耐摩耗セラミック製である。(b)の多孔ノズルでは、微粒化用空気と内部混合したCWMは6個の噴孔より噴出して分割噴霧となる。なおスリットノズルの噴出部間隙や多孔ノズルの噴孔直径は、供試CWMが燃焼中に閉塞しない条件から決定している。

燃料には燃料比1.4の瀝青炭からなる脱灰CWMを用い、その性状を表1に示す。

実験条件はCWM流量 $W_f = 6 \sim 11 \text{ g/s}$ (21 ~ 40 kg/h), 微粒化用空気流量 $W_{aa} = 3 \sim 6 \text{ g/s}$, 全空気比 $\lambda = 1.1$, 空気予熱温度 $\approx 200^\circ\text{C}$, 一次空気比 $\lambda_1 = 0.6 \sim 1.4$, 一次空気のスワール数 $S = 0 \sim 1.4$, 二次空気導入位置 $Z_s = 0.5 \sim 2.5 \text{ m}$, 燃焼室熱負荷率 $q_c = 350 \sim 640 \text{ kW/m}^3$ である。

3. 噴霧特性および空気流動

3.1 噴霧分散と粒径特性

図5は大気中に噴射した水道水の噴霧模様をノズルによる違いとして示した例である。(a)の環状スリッ

図5 水の噴霧模様

図6 噴霧のザウタ平均粒径特性

ト噴霧では、噴射直後はほぼ設計噴霧角 60° でホローコーン状に広がるが、その後、噴霧流の強いエントレン効果による中心部の圧力低下によって内側へ曲げられ、下部ではソリッドコーン状になる。この傾向は微粒化用空気流量の増大とともに顕著になる。(b)の多孔噴霧では貫通力が大きいので、(a)のように閉じることなく、初期の噴霧角を維持する傾向が強い。

図6は液浸法によって求めたCWM噴霧の平均粒径特性である。ザウタ平均粒径 d_s は燃料流量 W_f の減少、微粒化用空気流量 W_{aa} の増大とともに減少する。

3.2 流動特性

図7は燃焼用空気と微粒化用空気を同時に供給した場合について、バーナ付近の非燃焼時の流動状態をタフトにより調べた結果である。破線は逆流領域の境界位置を表している。

(a)はスリットノズルを用いた場合である。 S が小さいと微粒化用空気は燃焼用空気流と並行して炉中心部を流れるが、 S を増大させても、微粒化用空気流は中心部を流れる傾向が強いため、燃焼用空気はノズル近傍では微粒化用空気流に引き寄せられて中心部を流れ、燃焼用空気の旋回に起因する内部再循環流は保炎板から離れた後方に形成される。しかし強旋回度の燃焼用空気を多量に供給すると、(a-3)のように内部再

図 7 燃焼用空気および微粒化用空気の同時供給による流動模様 (非燃焼, $W_{a1}=80\text{g/s}$, $W_{aa}=3.5\text{g/s}$)

循環流領域は保炎板にまで達して微粒化用空気流を取り囲むように形成されるようになる。

(b) の多孔ノズルの場合では, (a) と比べて微粒化用空気流の周囲気流との流体力学的な相互作用が小さいため, 微粒化用空気流は内部再循環流を貫通して流動状態に与える影響は比較的少ない⁽¹³⁾。

なお燃焼時にはノズル近傍の流動の変化は比較的小さいが, 下流部では非燃焼時に形成されていた循環流領域は短くなる傾向がある。

4. 燃 焼 特 性

4.1 保炎特性

図 8 に観察された代表的な着火・燃焼形態を示す。空気のスワール数 S が小さな条件では (a) に示した (I) 型の燃焼が生じ, 図 7(a-1) に対応して中心部を低温の燃焼用空気が流れるため, 噴霧は中心部では着火せずバーナタイル壁面まで貫通し, ここで揮発成分を放出してこれが高温の外部再循環流内で燃焼するので, 環状のガス状火炎が形成される。

S を増大させると, (b) のように保炎板から離れて中心軸上に形成される内部再循環流領域内 (図 7(a-2) 参照) に巻き込まれた噴霧粒子が揮発成分を放出し, これが燃焼しながら上流部へ逆流する (II) 型の燃焼となる。

さらに S を増大すると, (c) のように内部再循環流領域で形成されたガス状火炎が保炎板まで達し, 図 7(a-3) の流動模様に対応してガス状火炎が噴霧を包み込んで加熱を促進する安定な (III) 型の燃焼となる。

図 9 はスリット噴霧について一次空気比 λ_1 とスワール数 S による着火形態の変化を分類して, 大略領域分けしたものである。 S が小さいときは (I) 型の着火と

図 8 着火・燃焼形態 (スリットノズル)

なるが, 保炎は λ_1 が 1 近傍の比較的狭い条件に限られる。 S を大きくして内部再循環流動が発達してくると, 着火は (II) 型の形態となり, 保炎の可能な λ_1 の条件も広がるようになる。 (III) 型の着火は S , λ_1 とともに大きくて空気の旋回角運動量が大きな条件で生じる。

図9 空気導入条件による着火形態の変化(環状スリット噴霧)

図10 一段燃焼における局所状態

なお (III') の燃焼領域は保炎板に火炎が付着と離脱を断続的に繰り返す不安定な遷移領域である。

これに対して、多孔噴霧は周囲気流の影響を受けずに炉壁まで達し、(I) 型の燃焼となる傾向が強い。

4.2 燃焼状態

図10は一次空気のみ(全空気比 $\lambda = \lambda_1 = 1.1$) の燃焼 (III 型着火) におけるガス組成濃度および残留未燃分率 R_c を半径 $r=0$ (中心軸上), 100mm, 200mm (炉壁近傍) の軸方向分布として示した例である。本条件では目視によるガス状火炎の終了位置はノズル後方約 600mm である。

図より NO_x 濃度はバーナタイル直後で既に高い値を示し、その後の変化は比較的小さい。このとき、中心軸上の酸素濃度がバーナ側へ向かって急激に低下している位置から判断して、炉中心軸近傍に形成される再循環流領域の長さは 300 ~ 500mm と考えられるが、微粉炭燃焼の基礎研究結果^{(15),(16)} から類推して、 NO_x の生成はバーナ近傍で高温再循環燃焼ガス流によって急速に生成する揮発成分中の N 分の寄与が大きいと

図11 二段燃焼における局所状態

考えられる。 R_c は炉上流で特に壁面近傍で高い値を示すが、下流へ向かって急激に低下しており、CWM 噴霧から揮発成分が活発に放出されるとともに、CWM 構成炭の燃料比から判断して、チャー燃焼も急速に進んでいることがわかる。

図11は二段燃焼時の NO_x 濃度、 O_2 濃度、温度および残留未燃分率 R_c の局所分布である。二次空気導入位置 Z_s (ノズルからの距離) は 1700mm であり、目視によるガス状火炎長はノズル後方約 700mm である。

一次燃焼領域では NO_x 濃度は急激に増大し、その最大値は一次空気のみ燃焼 (図10参照) よりも高い値となるが、後流の O_2 がほぼ消費された領域では、 NO_x 濃度は徐々に減少しており、温度も比較的高温に保持されていることから、酸素不足の高温還元雰囲気中で生成 NO の還元が進んでいることがわかる。

二次燃焼は O_2 濃度分布から判断して二次空気噴出口位置よりも約 400mm 上流から始まっているとみられるが、二次空気による希釈効果を考慮しても二次燃焼による NO_x 発生は比較的小さく、一次燃焼領域下流の還元雰囲気中で含窒素中間生成物の N_2 への変換が活発に行われていることがわかる。

(a) 一次空気比による影響 ($Z_s=1700\text{mm}$) (b) 二次空気導入位置による影響 ($\lambda_1=0.7$)

$W_f=10\text{g/s}$, $W_{aa}=3.5\text{g/s}$, $\lambda=1.1$, $q_c=580\text{kW/m}^3$, $S=1.4$

図 12 中心軸上の温度分布

一方 R_c も下流に向かって減少するが、減少の程度は一次空気の場合よりも緩やかになっている。

図 12 は導入管によって中心軸上から二次空気を供給する方式とスリットノズルの組み合わせについて、全空気比 λ を 1.1 に固定して中心軸上の温度分布を調べた結果である。図中の矢印は二次空気導入位置を示している。

(a) は一次空気比 λ_1 の影響である。温度は上流部の一次燃焼領域で下流に向かっていったん上昇した後、炉壁からの放熱によって低下する傾向となるが、 λ_1 を減少させると温度が最高となる位置は上流側へ移動するとともに、最大温度はいったん高くなる傾向がある。

(b) は二次空気の導入位置 Z_s の影響を示している。二次空気を $Z_s < 1.5\text{m}$ の上流部で導入しても、温度は導入位置でいったん低下するものの下流では Z_s の影響は比較的小さい。しかし二次空気導入を $Z_s > 1.5\text{m}$ の下流で行うと、一次燃焼領域と二次燃焼領域の間隔が広がってここでの炉壁からの放熱効果が顕著になるため、二次空気導入位置の上流部で温度低下が著しくなっている。

$W_f=10\text{g/s}$, $W_{aa}=3.5\text{g/s}$, $\lambda=1.1$, $S=1.4$, $q_c=580\text{kW/m}^3$, $Z_s=1700\text{mm}$

図 13 排出特性に及ぼす一次空気比の影響

(a) 排出 NOx 濃度

(b) 排出 O₂ 濃度および残留未燃分率

$W_f=10\text{g/s}$, $W_{aa}=3.5\text{g/s}$, $\lambda=1.1$, $\lambda_1=0.7$, $S=1.4$, $q_c=580\text{kW/m}^3$

図 14 二次空気導入位置による排出特性の変化

4.3 排出ガスおよび未燃分特性

図 13 は全空気比 λ を 1.1 に固定し、排出特性に及ぼす一次空気比 λ_1 の影響を両燃料ノズルについて示したものである。一次空気だけの燃焼 ($\lambda = \lambda_1 = 1.1$) では、NOx は噴射方式によらず高濃度となるが、O₂ 濃度、残留未燃分率 R_c はともにスリット噴霧を用いた方が低い値となり、(III) 型の燃焼が CWM の燃焼促進に有効であることがわかる。 λ_1 を徐々に低下すると、二段燃焼効果が現われて NOx 濃度は低下して

いくが、低下の程度はスリット噴霧を用いた方が急峻であり、良好な保炎による一次燃焼の促進は NO_x 低減にも有効である。さらに λ_1 を減少させると、スリット噴霧では燃焼が保炎板に火炎の付着と離脱を繰り返す (III') 型の燃焼となり、このとき R_c は一時的に高い値となる。さらに λ_1 を減少させると、 R_c は再び上昇を始め、燃焼限界付近ではフューエル NO の還元が不十分となって⁽¹⁷⁾ NO_x 濃度も増大するようになる。

図 14 は二次空気導入位置 Z_s の排出特性に及ぼす影響を示している。二次空気を導入管を用いて中心部から導入する方式では、 Z_s が小さい場合、図 11 に対応させると活発な一次燃焼領域に二次空気が直接供給されるため、排出 NO_x 濃度は高い値となるが、 Z_s を大きくすると NO_x 濃度は始めは急激に減少し二段燃焼効果が顕著になってくる。

しかし、 Z_s を約 1200mm 以上に設定すると二次燃焼領域の直前の温度低下が著しくなり (図 12(b))、ここでは NO の還元能力が低下すると考えられるため、 Z_s に対する NO_x 濃度の減少が緩やかになり、排気中の残留未燃分量や酸素濃度が増大していく。このように、二次空気導入位置を下流にとりすぎても NO_x 低減効果の改善は期待できず、逆に二次燃焼が不十分となって燃焼効率が低下する危険性が増大する。

また二次空気を炉壁から導入する慣用の方法と比べると、中心導入方式は排出 NO_x 濃度の Z_s に対する変化が明確に現れている。

5. 結 論

環状スリット噴霧ノズルを用いて石炭・水スラリー燃料 (CWM) の高負荷二段燃焼実験を行い、噴霧や空気の流動状態が保炎特性に及ぼす影響や、燃焼状態が NO_x 低減効果や未燃排出に及ぼす効果を慣用の多孔ノズルによる場合と比較した結果、以下の結論を得た。

1. スリットノズルにより生成される CWM 噴霧を比較的強旋回の一次空気流と組み合わせれば、ガス

状火炎を伴う高温の内部再循環流が噴霧流を包み込んで加熱が促進されるため、低空気比条件でも安定な保炎が得られる。

2. 良好な保炎を維持して一次燃焼を促進し、二次空気を一次燃焼がほぼ終了した位置の下流でかつ燃焼ガス温度が低下する以前に導入すれば、高温の還元領域を広く確保できるため、 NO_x 低減効果が大きく燃焼効率も高くなる。

終わりに、本研究遂行にあたって東北大学工学部・千葉雅夫技官並びに学生・阿部淳博、佐山日出人の諸氏の協力があったことを記して、感謝の意を表す。

文 献

- (1) 例えば、片山、燃協誌、(1985-10)、65-11 (1986)、936.
- (2) Matthews, K. J. and Street, P. J., Proc. 6th Int. Symp. Coal Slurry Combust. Tech., (1984-6), 109.
- (3) 稲村・ほか 2 名、機論、53-490, B, (1987-6), 1846.
- (4) Baxter, L. and Habib, Z. G., Combust. Flame, 90, (1992), 199.
- (5) 難波・ほか 2 名、機論、58-548, B, (1992-4), 1221.
- (6) 壹岐・ほか 2 名、機論、55-517, B, (1989-9), 2897.
- (7) Burgess, A. R. and Ghaffari, R., 22nd Symp. (Int) Combust. (1988), 2009.
- (8) Holve, D. J. and Meyer, P. L., Combust. Sci. Tech., 52, (1987), 243.
- (9) Holve, D. J., ほか 2 名, Combust. Sci. Tech., 52, (1987), 269.
- (10) Yu, T. U., ほか 6 名, 21st Symp. (Int.) Combust., (1986), 369.
- (11) Novack, M., ほか 2 名, J. Engng. Gas Turbines Power, ASME, 109, (1987), 313.
- (12) 平井・ほか 2 名、機論、52-481, B (1986), 3388.
- (13) 平井・永井、機論、59-564, B, (1993), 2576.
- (14) Beér, J. M. and Chigier, N. A., Combustion Aerodynamics, (1972), Applied Science Publishers
- (15) Pershing, D. W. and Wendt, J. O. L., 16th Symp. (Int.) Combust., (1976), 389.
- (16) Pohl, J. H. and Sarofim, A. F., 16th Symp. (Int.) Combust., (1976), 491.
- (17) Miller, J. A., and Bowman, C. T., Prog. Energy Combust. Sci., 15, (1989), 287.