

旋回噴流燃焼器を用いた燃料噴霧の燃焼

Combustion of Fuel Sprays by the Cyclone-Jet Combustor

上島 光浩¹⁾ , 井上 徹²⁾

Mitsuhiro Uejima¹⁾, Tooru Inoue²⁾

Abstract: As a means for a stable premixed combustion, there is a so-called cyclone combustor, which consists of a cylindrical chamber and fuel nozzles installed tangentially on the side wall. The authors utilized this combustor as a flame holder, to burn a high velocity jet flowing axially in the central part, and named this combustor a cyclone-jet combustor. In general, it is difficult for the stable combustion to occur in spray combustion of oil-water emulsified fuel. In the present study, experiments on the spray combustion by the cyclone-jet combustor were carried out, and comparing fuel gas jet flames. Kerosene and propane were used for fuel. With the swirl velocity and the water content ratio changed, the flame characteristics were examined. It was shown that the increase of the swirl velocity reduces the flame length, the increase of the water content ratio reduces the NO_x Emission, and the shape of the spray flames is almost the same as the propane gas flame.

Key Words: Combustion, Fuel Sprays, Cyclone-Jet Combustor, Flame Temperature, Nitrogen Oxides

1. まえがき

予混合火炎においては、希薄な燃料の燃焼を行うことによって NO_x 排出の確実な低減が容易であることが知られている。これに対して、非予混合火炎においては、一般にその火炎構造が故に低 NO_x 燃焼を行うことが従来困難であった。近年、著者ら[1]は旋回噴流燃焼器と名付けた燃焼器の開発を行っており、気体燃焼において混合速度を速くすることによって、非予混合火炎でも予混合火炎と変わらない低 NO_x 燃焼が可能であることを示した。

この低 NO_x 燃焼は、図 1 に示すような旋回噴流燃焼器における火炎構造によってもたらされるものと推測された。燃焼器底部の旋回流ノズルにより形成されたリング状のパイロット火炎は、中心部を貫通する主噴流に対して火種を供給する。主噴流周辺部にエントレインされた火炎片は、下流に輸送されながら燃焼領域を噴流中心部へ拡大させる。従って、燃焼器底部から噴出された燃料は着火までの間に時間遅れをもつことになり、この時間遅れの間に予混合化が進むことになる。乱れが大きく、混合速度が速いほど、この予混合化は促進されるものと考えられ、非予混合火炎の NO_x 低減はこの予混合化によってもたされていると推測された。予混合化現象は、上記の旋回噴流燃焼器内の燃焼に限らず、ディーゼル燃焼[2]、浮上がり噴流燃焼[3]~[5]、工業炉用バーナ燃焼[6]、その他多くの一般燃焼場においても存在する工学上重要な現象であると考えられる。

さらにこの燃焼器に噴霧燃焼を適用し、灯油の噴霧火炎について NO_x 排出特性および火炎挙動を調べた結果、噴霧火炎でも予混合化燃焼が可能であることを見出し、著しい

低 NO_x 燃焼が実現することを確認した[7]。

重油等の液体燃料に水を混合させたエマルジョン燃料をボイラーやディーゼルエンジンなど噴霧火炎を利用する熱機関に適応した場合、燃料消費量の削減、窒素酸化物 (NO_x) および煤の低減に対して効果が期待される[8]~[10]。しかしながら、従来のエマルジョン燃料の作製においては界面活性剤が必要となり、その安定性および燃料油と水を攪拌混合する装置に対する設備投資が問題となっている。

本研究ではこの改善を図るために、界面活性剤を用いずに液体燃料と水を別の噴口から噴出して外部混合するノズルを用いて実験を試みた。本論文では、最初にプロパン/空気予混合火炎を対象に可燃限界、NO_x 排出量と諸因子との関係を調べ、パイロット火炎の燃焼特性について明らかにした。次に、パイロット火炎の旋回流を変化させて、灯油噴霧火炎とプロパンガス火炎の構造を比較した。最後に、水混合割合が灯油噴霧火炎の構造ならびに NO_x 排出特性に及ぼす影響について検討した。

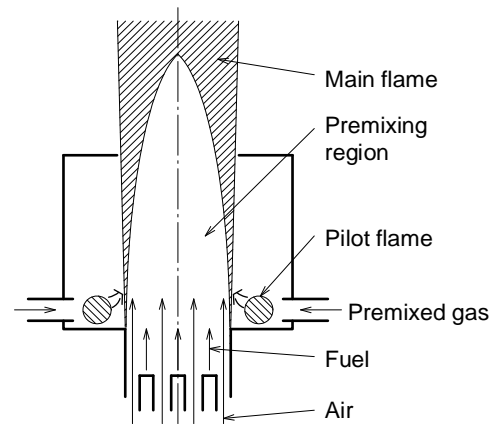


Fig.1 Combustion mechanism for cyclone-jet combustor

1) 東京都立産業技術高等専門学校 ものづくり工学科
生産システム工学コース

2) 東京都立産業技術高等専門学校 名誉教授

2. 実験装置および方法

図2に示す実験装置は旋回噴流燃焼器、燃焼室および燃焼管理システムからなっている。燃焼室は内径100mm、高さ750mm、厚さ2mmのパイレックスガラス管である。図3に示す旋回噴流燃焼器は耐火レンガ製の円筒形で、くぼみ部は内径60mm、高さ40mm、入口径20mm、出口径30mmである。側壁底部に2本の旋回流ノズル（内径3mm）、底部中央に主噴流噴霧ノズルが設置されている。旋回流ノズルから噴出されるプロパン/空気予混合気はリング状の強制再循環流火炎を形成し、中央を流れる主噴流噴霧火炎に対してパイロット火炎として働く。噴霧ノズルは空気霧化式の外部混合型であり、二つの液体噴出口の周囲に空気噴口が設置され、噴口内径はそれぞれ1mm、5mmである。液体噴口から燃料の灯油と水を噴出し、灯油噴出量は23mL/min、霧化用空気流量は94L/min、ザウター平均直径は約 $20\mu\text{m}$ である。また、噴霧ノズル先端から燃焼器底部までの混合距離は25mmとした。

排気ガス中の化学種 (NO_x , CO) 濃度の測定は、燃焼室排気口中心部にガスサンプリングプローブを挿入して行った。排気口断面でガス組成が均一であることを確認している。サンプリングプローブには内径3mmのステンレス管を用い、周りを外径12mmの黄銅管の温水ジャケットで覆っている。また、サンプリングラインは、内径4mmのテフロン管で周囲をバンドヒーターで加熱保温した。以上の処置により、サンプリングした燃焼ガスが管内で凝縮して、水溶性の NO_2 が凝縮水に溶解されることを防いでいる。 NO_x 濃度は化学発光法、CO濃度は非分散形赤外線吸光法により測定した。使用したガス分析装置は、 NO_x 濃度に対してNOA-7000（島津製作所製）、CO濃度に対してCGT-7000（島津製作所製）である。火炎温度測定には線径0.3mmのPt-Pt13%Rh熱電対を用いた。なお、校正曲線は放射損失の補正は行っていない。

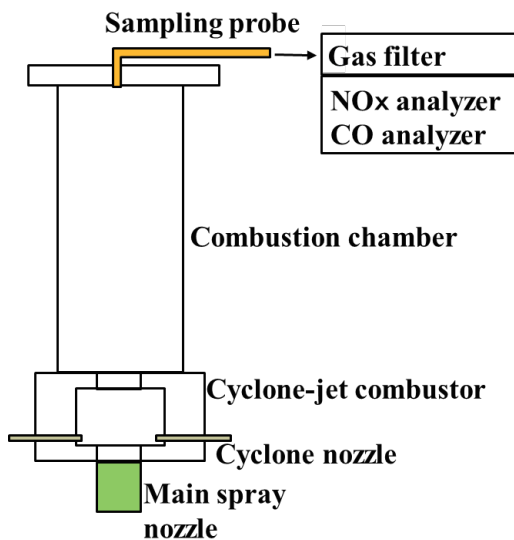


Fig.2 Experimental apparatus

3. 実験結果および検討

3.1 パイロット火炎の燃焼特性

図4に旋回空気流速 V_{pa} と希薄限界の当量比 ϕ との関係を示す。 V_{pa} 一定でパイロット火炎のプロパン濃度を小さくしていくと火炎は不安定になり、ついに火炎は消失する。図を見ると、予混合ガス速度が増加すると希薄限界が減少する傾向を示している。最大噴出速度は約114 m/sであり、このように高速にしても当量比0.42での希薄燃焼が可能であり、この旋回流燃焼器が希薄予混合燃焼に対して優れた性能を有していることがわかる。当量比一定でガス速度を上げることはその速度に比例し

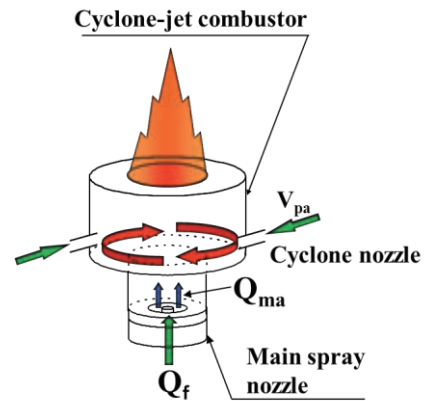


Fig.3 Cyclone-jet combustor

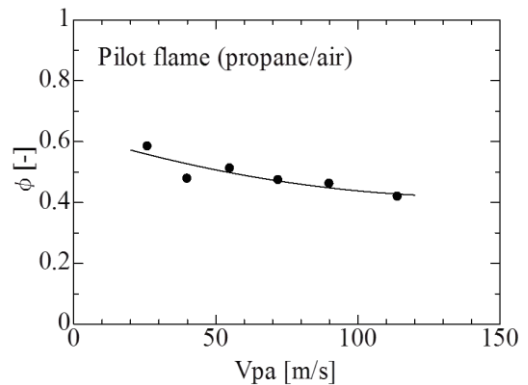


Fig.4 Lean limits of pilot flame

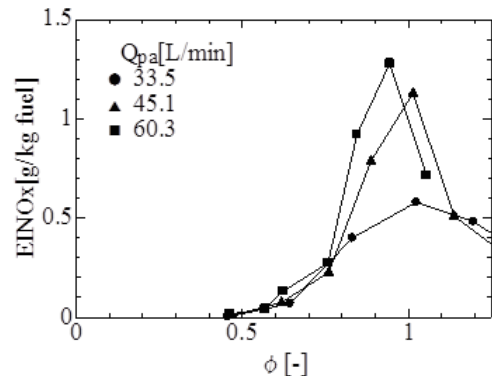


Fig.5 NO_x concentration of pilot flame

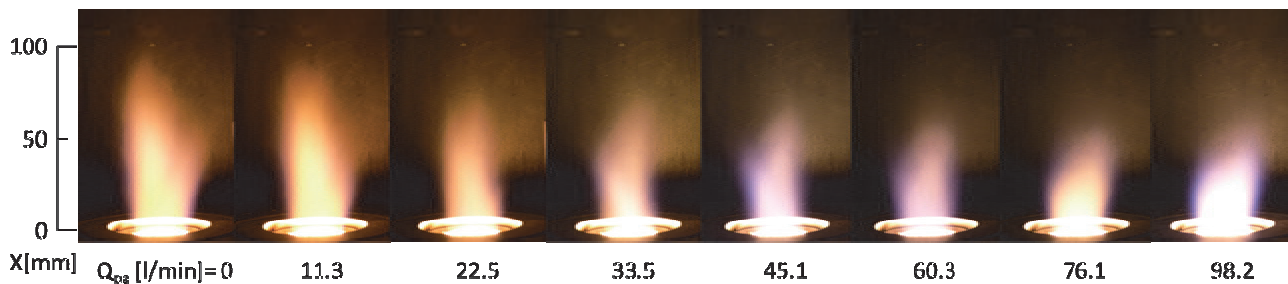


Fig. 6 Photographs of kerosene spray flame

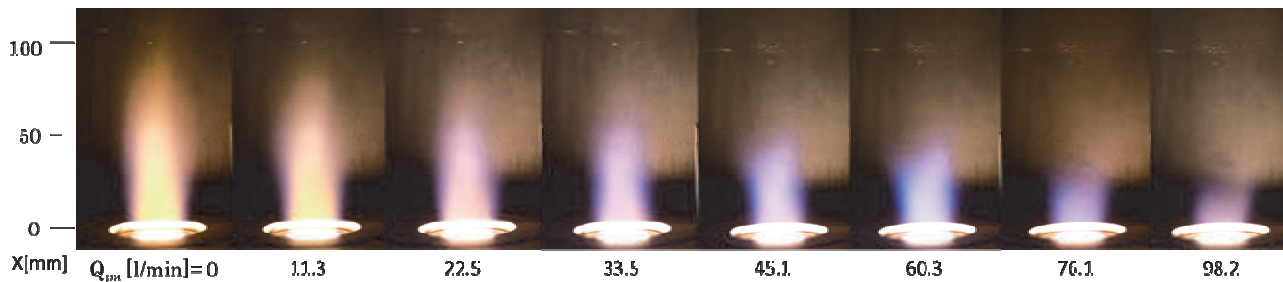


Fig. 7 Photographs of propane gas flame

て燃料の供給量を増加させることを意味するが、噴出速度上昇による乱れの促進がそのような燃焼負荷の増大を可能にしていると考えられる。一方、燃料がプロパンのとき最大燃焼負荷は 24 MW/m^3 であり、工業用ボイラー (約 5 MW/m^3) [11] よりも高負荷な燃焼を実現している。

図 5 は、 NO_x 排出特性であり、縦軸の EINO_x とは燃料の単位質量あたりの NO_x 排出量である。当量比 1 付近で NO_x 排出量のピークが現れ、当量比 0.5 の希薄限界付近でほとんど NO_x が検出されていないことがわかる。

3.2 旋回流強度の影響

パイロット火炎の旋回空気流量 $Q_{pa} = 0$ から 98.2 L/min まで変化させて、灯油噴霧火炎とプロパンガス予混合火炎を比較した。両火炎の写真を図 6 および図 7 に示す。噴霧火炎の実験条件は灯油流量 $Q_{mf} = 15 \text{ mL/min}$ 、霧化用空気流量 $Q_{ma} = 94 \text{ L/min}$ であり、ガス火炎については霧化用空気と同量の空气中にプロパンガス流量 $Q_{gf} = 4.5 \text{ L/min}$ を予混合させた。図 6 の噴霧火炎より、 Q_{pa} を増加させて旋回流速を大きくすると、燃料と空気の混合が促進されるため輝炎から青炎に変化することがわかる。また、 Q_{pa} の増加とともに火炎長は 90 mm 程度から 40 mm 程度に短くなっている。図 7 のガス予混合火炎と比較すると、火炎の色と形状が類似しており、このことから灯油の霧化が十分行われ、さらに部分予混合化が進行していることが推察される。これらの現象を詳細に考察するために、次に両火炎内の時間平均温度を測定した。

図 8 および図 9 に、燃焼器出口からの下流方向距離 X に対する火炎温度分布を示す。図 8 の噴霧火炎の結果を見ると、 $Q_{pa} = 0$ のときに $X = 0 \text{ mm}$ 付近にあった温度のピークは Q_{pa} の増加と共に上流に移動することがわかる。一方、図 9 のガス火炎結果を見ると分布形状は図 8 の噴霧火炎と同様の傾向を示している。図 6 から図 9 の実験事実は両火炎の構造が類似していることを示唆している。

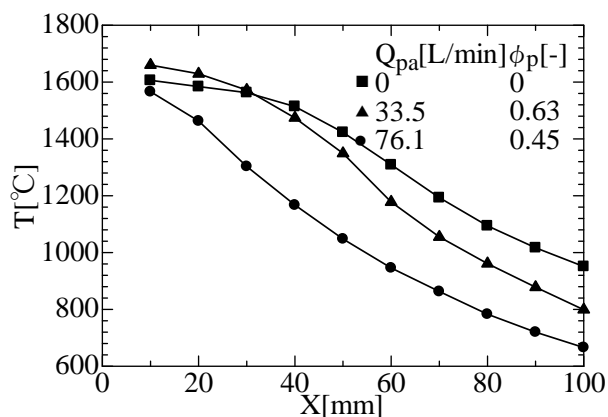


Fig. 8 Flame temperature profiles for kerosene spray

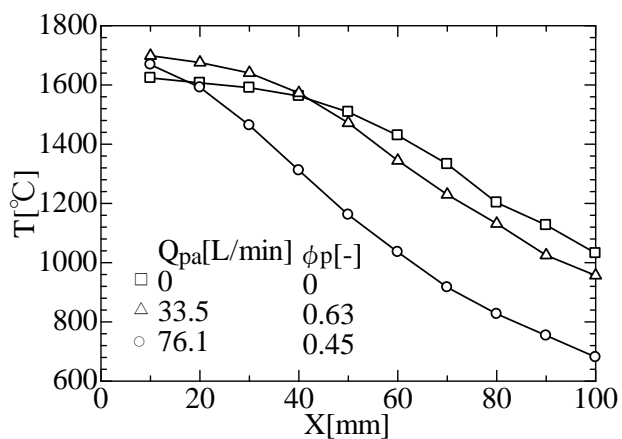


Fig. 9 Flame temperature profiles for propane gas jet

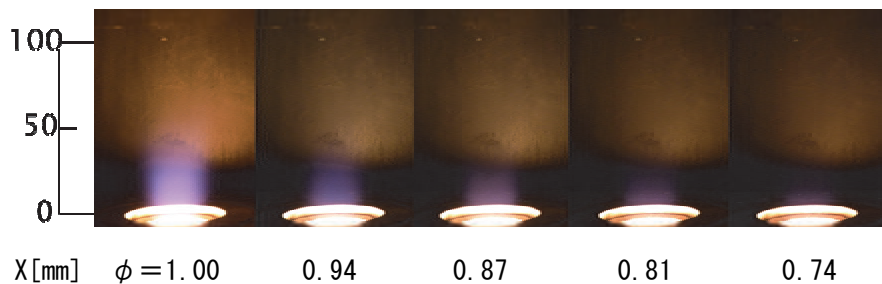


Fig.10 Photographs of kerosene spray flame

3.3 燃料流量の影響

灯油噴霧火炎を対象に、旋回空気流量 $Q_{pa}=76.1$ L/min および霧化用空気流量 $Q_{ma} = 94$ L/min 一定で灯油流量 $Q_{mf} = 10$ から 15 mL/min まで変化させて、火炎特性について調べた。図 10 に火炎の写真を示すが、火炎はいずれの条件においても青炎である。灯油流量を絞って総括当量比 ϕ を低下させると、火炎長 X は 50 mm 程度から 20 mm 程度に短くなるとともに発光は弱くなるのがわかる。この $\phi=0.74$ の条件においても、 CO の発生はほとんど観測されることはなく、安定した火炎が形成されることを確認した。

総括当量比 ϕ が NO_x 排出量に及ぼす影響を図 11 に示す。図 11 より、 $\phi = 0.74$ のときの $EINO_x$ は、 $\phi=1.0$ の値の約 30% に減少していることがわかる。この現象は、図 5 で示したように、当量比を低下させると NO_x 排出量は減少するというガス予混合火炎の NO_x 排出特性と同じ傾向を示している。一般に拡散燃焼は予混合燃焼に比べて NO_x 排出量が多い傾向が見られるが、旋回流燃焼器を用いて混合を促進することによって、拡散燃焼の NO_x 排出量を予混合燃焼と同程度まで低減させることがわかる。

一方、図 12 に示す X 方向の火炎温度分布を見ると、当量比の低下に伴って約 $200^\circ C$ の温度低下が生じている。本研究においては、空気窒素と酸素から熱的に生成する Zeldovich 機構による Thermal NO_x が発生していると考えられる。Thermal NO_x は温度依存性が強く、高温時に、かつ滞留時間が長いときに多く発生する。

図 10 から図 12 の実験事実は、総括当量比を低下させると、火炎長が短縮し、さらに火炎温度が低下することによって Thermal NO_x が減少したことを示唆しているように思われる。

3.4 灯油/水混合火炎の NO_x 燃焼特性

旋回空気流量 $Q_{pa} = 76.3$ L/min 一定で、燃料中の水混合割合を 10 wt% から 30 wt% まで変化させたときの噴霧火炎の写真を図 13 に示す。灯油火炎は青炎であるのに対し、灯油/水混合火炎は水を 10 wt% 混合しただけ、火炎は赤みを帯びた輝炎となるが、火炎形状および火炎長は変化がない。さらに、水を混合すると火炎輝度は増加するが火炎形状に大きな変化はなく、 30 wt% 混合した際にも安定した火炎が形成されることを確認した。

図 14 と図 15 に、灯油/水混合火炎の $Q_{pa} = 76.3$ L/min における NO_x 排出特性、 X 方向の火炎温度分布を示す。

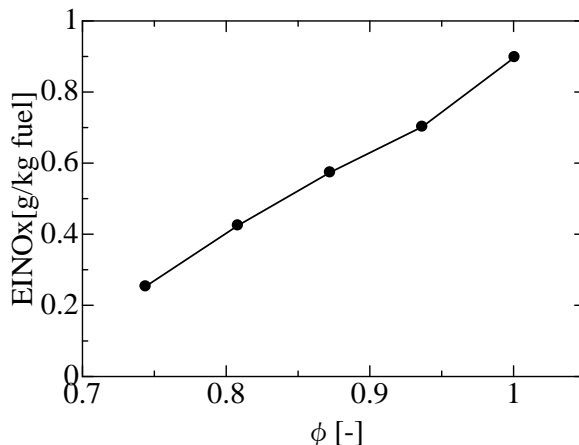


Fig.11 Effect of ϕ on $EINO_x$ for kerosene spray

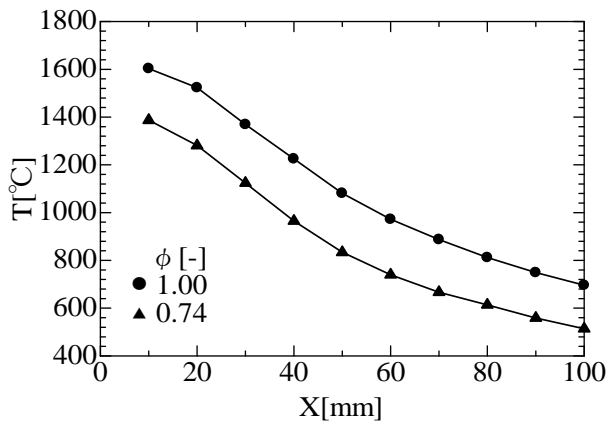


Fig.12 Flame temperature profiles for kerosene spray

図 14 より、水混合割合 C_w を増やすと NO_x 排出量は減少し、 $C_w=30$ wt% のとき $EINO_x$ は、 $C_w=0$ wt% の値に対して約 40% 減少していることがわかる。一方、図 15 を見ると灯油に水を 10 wt% 混合しても温度分布に変化はなく、 20 wt%、 30 wt% 水混合した場合には、それぞれ約 $30^\circ C$ 、 $60^\circ C$ の温度低下が生じている。

3.2 節で述べたように、本実験で発生している NO_x の大部分が火炎温度に依存する Thermal NO_x であると考えられる。これらのことから、図 12 に示した火炎温度低下のデータと図 11 に示した $EINO_x$ 低減のデータは良い対応関係を示していることになる。

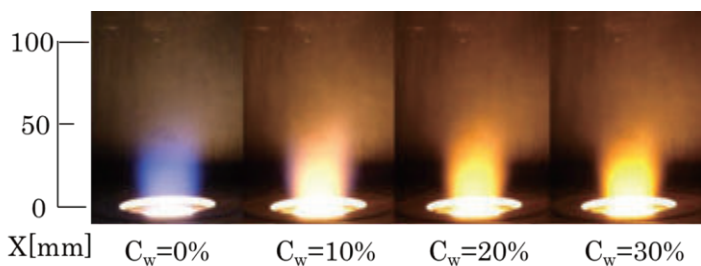


Fig.13 Photographs of water/kerosene spray flame

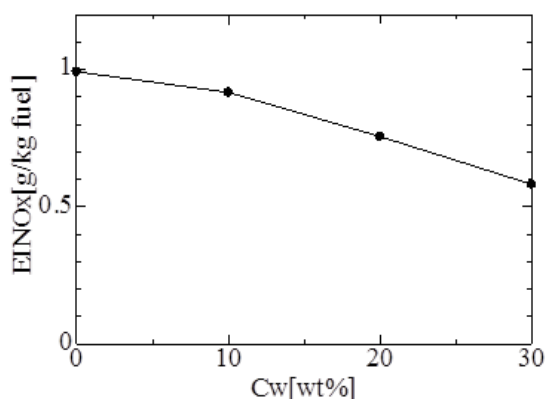


Fig.14 Effect of Cw on EINOx for water/kerosene spray

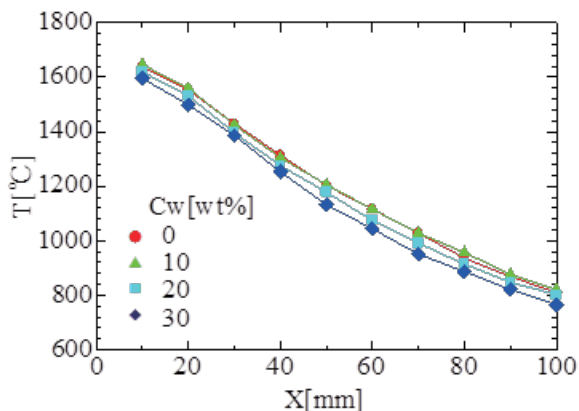


Fig.15 Flame temperature profiles for water/kerosene spray

4. ま と め

旋回噴流燃焼器と外部混合型2流体ノズルを用い、噴霧火炎とガス火炎を比較することにより、旋回流強度が火炎特性に及ぼす影響について調べた。次に、灯油/水混合火炎を対象として、水混合割合がNOx排出特性に及ぼす影響について調べた。以下に結論を示す。

- (1) 旋回噴流強度を増加させると、噴霧火炎とガス火炎の長さは短縮するとともに、噴霧火炎の予混合化が進行する。
- (2) 火炎温度および火炎形状が同じ傾向を示すことから、噴霧火炎とガス火炎の構造は類似していることが推察される。
- (3) 旋回噴流燃焼器を用いると、灯油に水を30%まで混合させても安定した燃焼が可能となる。
- (4) 灯油に水を10%混合させた場合に火炎温度はほとんど低下しないが、20wt%、30wt%水を混合すると火炎温度はそれぞれ水分量に応じて約30℃、60℃低下する。
- (5) 灯油に水を混合させると、火炎温度が低下してNOx排出量が低減する。

以上の実験事実は、旋回噴流燃焼器を用いた灯油/水混合燃焼法が省エネルギーでかつクリーンな燃焼技術の一つとして有用であること示している。

謝 辞

実験に使用した外部混合型2流体ノズルは㈱アトマックスから借用した。ここに記し感謝の意を表す。また、実験に協力された都立産業技術高専学生の岩崎毅、渡部雄輝、服部慎之介、宗像秀樹、佐々木茉莉、原空吾の諸君に感謝する。

文 献

- [1] 小沼・ほか4名, 日本機械学会論文集B編, 第66巻642号, pp.579-584, 2000.
- [2] 柳原, 日本機械学会論文集B編, 第63巻606号, pp.724-729, 1997.
- [3] Katsuki, M. and Hasegawa, T., The Science and Technology of Combustion in Highly Preheated Air, Proc. Combust. Inst., 27, pp.3135-3146, 1998.
- [4] Fujimori, T., et al., Effect of Liftoff on NOx Emission of Turbulent Jet Flame in High-Temperature Coflowing Air, Proc. Combust. Inst., 27, pp.1149-1155, 1998.
- [5] 上島・ほか4名, 日本機械学会論文集B編, 第71巻701号, pp.310-315, 2005.
- [6] 毛笠・ほか2名, 日本機械学会論文集B編, 第68巻675号, pp.3219-3224, 2002.
- [7] 小暮・ほか4名, 日本機械学会論文集B編, 第72巻719号, pp.168-173, 2006.
- [8] 水谷・多木, 日本機械学会論文集B編, 第47巻424号, pp.2379-2385, 1981.
- [9] Chelemuge・吉川, 日本機械学会論文集B編, 第79巻799号, pp.406-414, 2013.
- [10] 段, 日本マリンエンジニアリング学会誌, 第51巻3号, pp.49-56, 2016.
- [11] 平野, 燃焼学, 海文堂, pp.181, 1986.