不凝縮ガスによるマイクロ蒸気インジェクタの性能劣化改善*

才原 淳^{*1}, 堀木 幸代^{*2}, 刑部 真弘^{*3}
森 治嗣^{*4}, 大森 修一^{*5}Improvement of Degradation with Non-condensable Gas
in Micro Steam InjectorAtsushi SAIHARA, Sachiyo HORIKI, Masahiro OSAKABE^{*6},
Michitsugu MORI and Shuichi OHMORI^{*6} Department of Marine Electronics and Mechanical Engineering, Tokyo University of Marine Science and
Technology, 2-1-6 Etchujima, Koto-ku, Tokyo, 135-8533 Japan

Effect of non-condensable gas on a micro steam injector (MSI) to obtain a vacuum was experimentally studied. When a pure steam was used in the MSI, the high vacuum condition was obtained. However when the mass fraction of air included in the steam was larger than a certain value, the MSI became unstable and the vacuum condition could not be obtained. It is considered that the malfunction is due to the instability triggered with the uncondensed steam remained at the throat in downstream of the condensing region. The water nozzle was expected to be a key component to mitigate the effect of non-condensable gas. Three kinds of water nozzle whose flow areas were round, star and screw shapes were used in the present experiment. The star-shaped nozzle where the increased surface area could be expected to compensate the degradation of condensation failed to improve the malfunction of MSI with the non-condensable gas. The screw nozzle expected to drive air away outside the condensing surface could mitigate the effect of non-condensable gas.

Key Words: Steam Injector, Non-condensable Gas, Vacuum Generation, Water Nozzle Shape

1. 緒 言

蒸気インジェクタ(Steam Injector: SI)は, 蒸気駆動される静的な噴流ポンプであると同時に, 真空生成や直接接触熱交換器としても用いられるコンパクトでシンプルな機器である。このため, 原子力発電プラントの設備簡素化・コスト低減を目指して炉心注水系や給水加熱系への適用を中心に開発が進められている。特に, 原子力発電プラントの給水加熱系に適用した場合, 給水加熱器本体の小型化や建屋必要容積の低減, 定検時の保守点検作業軽減などの大きなメリットがあると期待される^{(1)~(2)}。

しかし, 蒸気インジェクタの駆動源である蒸気の中に少しでも不凝縮ガス(空気等)が混入していると, 超音速蒸気流の水噴流への直接凝縮に大きな影響を

与えるため, 蒸気インジェクタが正常に作動しなくなる場合がある。これは, 蒸気インジェクタを特に火力発電プラントへ適用する際に懸念されるが, 給水中やボイラーで発生する主蒸気中に含まれる不凝縮ガスが, 蒸気インジェクタの凝縮熱伝達や混合ノズル内の真空度に与える影響については, 試験や理論的評価が充分になされているとは言えない状況にある。また, 蒸気インジェクタは真空生成のために洗浄や食品乾燥機等において用いられることも多いが, この場合にも不凝縮ガスが真空度に与える影響は重要である。

本研究では, この不凝縮ガスによる影響を緩和する方法として, 水噴流形状に注目した性能向上検討を行い, 蒸気インジェクタの高性能化を目指した。

2. 記号・単位

A	: 面積 [mm ²]
g_0	: 標準重力加速度 [=9.80665m/s ²]
j	: 流速 [m/s]
P	: 圧力 [MPa]
r	: 水ノズル半径 [mm]
T	: 温度 [°C]

* 原稿受付 2006年10月12日。

^{*1} 学生員, 東京海洋大学大学院海洋科学技術研究科(〒135-8533 東京都江東区越中島2-1-6)。^{*2} 正員, 東京海洋大学海洋工学部。^{*3} 正員, フェロー, 東京海洋大学海洋工学部。^{*4} 正員, フェロー, 東京電力(株)技術開発研究所(〒230-8510 横浜市鶴見区江ヶ崎4-1)。^{*5} 正員, 東京電力(株)技術開発研究所。

E-mail: osakabe@kaiyodai.ac.jp

W : 質量割合 [%]

ω : 回転数 [rad/s]

添字

g : 不凝縮ガス (空気)

M : 混合部

S : 蒸気

W : 水

3. 実験装置および計測方法

図1に実験装置概略図を示す。実験では、蒸気インジェクタ内部に水、蒸気、空気を供給した。水は地下の水タンクから冷却水ポンプにより供給され、浮子式流量計にて水流量を調整した後、蒸気インジェクタへ供給した。空気はコンプレッサーから供給され、減圧弁において規定の圧力に減圧し、浮子式流量計にて空気流量を計測した後、蒸気インジェクタへ供給した。蒸気は電気ボイラから供給され、ボイラ元弁は全開とし、蒸気インジェクタに入る直前のバルブを開閉することによって蒸気流量の調整を行った。蒸気流量は差圧式マスフローメータによって計測した。各流量の計測精度は指示値の $\pm 2\%$ である。

蒸気インジェクタ内部で混合された水と蒸気は、起動時にはドレン側へと流れ、性能発揮時にはドレン側へは流れず、出口側の排出タンクへと送られ、外部へ排出される。図中のTは外径1mmのT型シース熱電対で、蒸気入口温度、水入口温度、ドレン管温度、出口温度を計測した。Pはデジタル圧力計であり、蒸気入口圧力、水入口圧力、ドレン管圧力、出口圧力を計測した。温度計測誤差は ± 0.1 K、圧力測定誤差は ± 1.8 kPaである。

図2に本研究で用いた水噴流中心形の蒸気インジェクタの内部概念図を示す。出口直径3.15mmの水ノズルから水を噴出し、そこに超音速流の蒸気を凝縮させる。ボイラから送られた蒸気は、水ノズルとスリーブとの間に形成された末広部で超音速に加速され凝縮混合部へと流れる。なお、水ノズル出口外径とスリーブ内径のなす面積を蒸気通過出口面積 A_S とした。正常に作動している場合には、蒸気はスリーブのど部までの長さ約50.0mmの水噴流の表面にすべて凝縮する。また、スリーブのど部から上流21mmの場所にドレン孔があり、起動時で凝縮混合部圧力が大気圧以上の場合はここから流体が排出される。大気圧以下になると逆止弁により外部から隔離される構造となっている。凝縮混合部圧力は、逆止弁手前のドレン管内に設置し

Fig. 1 Experimental apparatus

Fig. 2 Schematic of steam injector

た圧力計により計測した。なお、水ノズルは水平にスライド可能なため、水ノズルからスリーブのど部までの距離 L および蒸気通過出口面積 A_S を変化させることができる。図2中に示すように、本実験では L および A_S の組み合わせを4種類とした。

混合ノズルの出口では、超音速流の蒸気から運動量を受けて高速水噴流となり、のど部下流のディフューザ内で速度エネルギーが圧力エネルギーに変換される。本研究ではSIの真空生成能力に注目したため、出口部は大気開放とした実験を行った。

図3に既存の円型ノズルと星型ノズルの比較を示す。円型ノズルの水噴流断面積は $A_W=7.79\text{mm}^2$ 、星型ノズルは $A_W=12.05\text{mm}^2$ である。星型ノズルでは、水ノズル出口を星型にし、水ジェット界面を平滑ではなく波状とすることで蒸気の凝縮面積を増大させ、不凝縮ガスによる凝縮熱伝達率の低下を補う。星型ノズル断面の一点鎖線で示した円が円形ノズル内径である。

旋回ノズルは、円型水ノズル内部に異なるピッチの渦流棒を挿入したものであり、出口水噴流に回転流れを持たせることができる。図4に旋回ノズルの概念図、

Fig. 3 Water nozzles

Fig. 4 Screw nozzle

Fig. 5 Screw strips

図5に水ノズル中に挿入した16本の渦流棒を示す。水ノズル内部に挿入した渦流棒により水噴流に回転力を与え、凝縮面近傍の空気を遠心力で外側へと拡散させ、蒸気の水噴流表面への凝縮を妨げる力を緩和させることを期待したものである。

4. 実験方法

最初に、流量調整した水を混合ノズル内部へ流し、そこに超音速流の蒸気を噴出させて蒸気インジェクタを作動状態にした。蒸気流量を多くすると蒸気の凝縮する界面の温度が上昇し、蒸気の水噴流表面への凝縮が鈍くなる。本実験では、設計上の適切な蒸気流量である $6.94 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$ とした。次に、蒸気中に混入させる空気流量を増加させ、不動作になるまで観察を行

った。円型ノズル、星型ノズル、旋回ノズルの実験条件を表1に示す。

5. 実験結果及び考察

5・1 可視化実験 外側スリーブを透明アクリル製とした通常の円形水ノズルを用いた可視化実験を行い、混合部内部の流動状況を観察した。図6は、蒸気インジェクタが安定して作動している状況であり、混合部における凝縮界面は非常に安定していた。また、スリーブのど部を過ぎても噴流表面は白く、薄い蒸気または空気層が存在している可能性が示唆された。

図7は、水流量過少または不凝縮ガス濃度過多により不動作となった状況を示す。界面は非常に不安定であり、激しい圧力振動をともなった流れとなる。水流量過少の場合には噴流表面温度の上昇、不凝縮ガス濃度過多の場合には凝縮伝熱の劣化により、スリーブのど部までに凝縮できなかった蒸気がこの不安定を生じさせていると考えられた。不凝縮ガスが少しでも混入すると、凝縮熱伝達率は純蒸気に比べて、大きく減少することが不凝縮ガスを含む凝縮理論等⁽³⁾においても明らかになっている。

Table 1 Experimental condition of a round, star-shaped and screw water nozzle experiments

Steam flow rate (kg/s)	6.94×10^{-3}
Steam nozzle outlet area A_s (mm ²)	70.1, 77.5, 88.6, 100.4
Distance to throat L (mm)	52.5~66.0
Water velocity (m/s)	5.3~24.6
Water temperature (°C)	4.4~24.0

Fig. 6 Stable operation

Fig. 7 Malfunction due to the less water flow or too much non-condensable gas

5・2 円型ノズルと星型ノズルの比較実験 図8に円型ノズルと星型ノズルの混合部圧力 P_M と空気質量割合 W_g の関係を示す。実験は、蒸気通過出口面積 $A_s=77.5\text{mm}^2$ 、水流速 $j_w=17.1\text{m/s}$ 、給水温度 $T_w=19.6\sim 20.6^\circ\text{C}$ の範囲で行った。空気質量割合 W_g が増加するに従い混合部圧力は徐々に上昇して行き、混合部圧力が大気圧(0.1MPa)以上に急増している場所で作動しなくなった。

円型ノズルは $W_g=0.97\%$ 、星型ノズルは $W_g=0.19\%$ ままで安定に作動することができたことが分かる。星型ノズルの水噴流断面積 $A_w=12.05\text{mm}^2$ は波状部の分だけ円型ノズル $A_w=7.79\text{mm}^2$ より大きく、同じ水流速で比較した場合、供給される水流量が大きく水噴流表面が低く保たれるため、凝縮は円型ノズルよりも星型ノズルの方が促進されることが考えられる。実際に $W_g=0.19\%$ 以下の領域においては、星型ノズルの方が、混合部圧力 P_M が低く高い凝縮能力を示している。しかし、実際に安定作動する最大空気質量割合の値は、星型ノズルが円型ノズルの5分の1程度になった。この一つの

Fig. 8 Relation between air mass concentration and mixing pressure (round and star)

Fig. 9 Relation between air mass concentration and mixing pressure(round and screw)

理由として、星型の断面から噴出された水噴流の表面が波状の構造を形成することによって、不凝縮ガスである空気凝縮面からの拡散が制限され、蒸気の水噴流表面への凝縮を妨げられることが考えられる。そこで、凝縮面近傍の空気を排除する構造を考え、作成したのが旋回ノズルである。

5・3 円型ノズルと旋回ノズルの比較実験 図9に0回転の円型ノズルと2回転の旋回ノズルの混合部圧力 P_M と空気質量割合 W_g の関係を示す。実験は、蒸気通過出口面積 $A_s=77.5\text{mm}^2$ 、水流速 $j_w=17.1\text{m/s}$ 、給水温度 $T_w=22.1\sim 22.6^\circ\text{C}$ の範囲で行った。0回転の円型ノズル、2回転の旋回ノズル共に空気質量割合が増加するに従い混合部圧力は徐々に上昇して行き、 $P_M=0.04\text{MPa}$ 以上になると蒸気インジェクタは不動作となった。また、安定作動する最大空気質量割合は2回転の旋回ノズルの方が大きい。水噴流に回転力を与えたことで、蒸気より重い空気が外側へと排除され、蒸気の水噴流表面への凝縮を妨げる力が小さくなり、凝縮が促進されることが一つの理由として考えられる。

図10に実験で使用した渦流棒を示す。流れ方向長さ66.3mmで2回転捻ったものを使用した。この場合、水流速 $j_w=17.1\text{m/s}$ とすると旋回流の回転数は、

$$\omega = 2\pi \frac{17.1}{0.03315} = 3239(\text{rad/s}) \quad (1)$$

水噴流表面の凝縮面における遠心力は、水ノズル半径 $r=3.15/2\text{mm}$ として標準重力加速度 g_0 で無次元化すると

$$\frac{r\omega^2}{g_0} = 1686 \quad (2)$$

すなわち、この旋回ノズルを使用すると、すべりや減衰等のない理想状態では、重力加速度の約1686倍の遠心力を生じさせることが可能である。このため、凝縮面近傍の空気が外側へと排除され、蒸気の水噴流表面への凝縮を妨げないことが期待される。

5・4 円型ノズルと旋回ノズルの水流速実験 図11に0回転の円型ノズルと2分の1回転の旋回ノズルの最大作動空気質量割合 W_g と水流速 j_w の関係を示す。

Fig. 10 Screw strip

この実験は、蒸気通過出口面積 $A_s=77.5\text{mm}^2$ 、水流速 $j_w=5.3\sim 24.6\text{m/s}$ 、給水温度 $T_w=4.4\sim 22.8^\circ\text{C}$ の範囲で行った。円型ノズルおよび旋回ノズル共に水流速が速くなるに従い、最大作動空気質量割合が徐々に大きくなる。これは、水流速が速くなることで供給される水流量が多くなり、蒸気の凝縮する界面の温度が低下して、蒸気の水噴流表面への凝縮が促進されるためだと考えられる。

また、水噴流に回転力を与えている旋回ノズルの方が、供給した給水温度が低いこともあり、円型ノズルに比べて水流速の遅い範囲でも高い空気質量割合で安定作動することができた。

5・5 給水温度による旋回ノズル性能の比較実験

図 12 に各種旋回ノズルの最大作動空気質量割合 W_g と理想状態を仮定した遠心力の関係を示す。実験は、蒸気通過出口面積 $A_s=77.5\text{mm}^2$ 、水流速 $j_w=17.1\text{m/s}$ 、3 種類の給水温度【条件 1: $T_w=21.8\sim 24.0^\circ\text{C}$ 、条件 2: $T_w=14.3\sim 15.7^\circ\text{C}$ 、条件 3: $T_w=4.9\sim 7.0^\circ\text{C}$ 】で行った。

Fig. 11 Relation between tolerable air mass concentration and water velocity (screw)

Fig. 12 Relation between tolerable air mass concentration and centrifugal force (screw)

図中の各プロット点は、図 5 の異なる 16 本の渦流棒を挿入した各旋回ノズルにおいて安定作動する最大空気質量割合を示している。図より、給水温度が低くなるに従って、より空気質量割合の高い領域で作動できている様子が分かる。具体的に遠心力 0 の点を比較すると、条件 2 は条件 1 よりも給水温度が低いいため $W_g=0.42\%$ 、条件 3 は条件 1 よりもさらに低いため $W_g=0.55\%$ 高いことが分かる。これは、給水温度が低くなったことで、蒸気の凝縮する界面の温度が低下して、蒸気の水噴流表面への凝縮が促進されたため、より多くの空気を混入させても安定作動できたと考えられる。

また、図 12 に示すように遠心力が増加するに従い、安定作動できる最大空気質量割合が徐々に増加する傾向を示した。具体的に遠心力 0 と実験範囲内で遠心力が最大の点を比較すると、条件 1 で $W_g=0.22\%$ 、条件 2 で $W_g=0.23\%$ 、条件 3 で $W_g=0.25\%$ の改善があった。このことから、給水温度が異なっても改善できる空気質量割合の増加はほぼ等しく、旋回ノズル自身が持つ性能にあまり影響しないことが分かる。

5・6 各蒸気通過出口面積における旋回ノズル性能の比較実験

図 13 に蒸気通過出口面積を変化させた場合の 2 回転の旋回ノズルの空気質量割合 W_g と遠心力の関係を示す。実験は、蒸気流量一定とし 4 種類の蒸気通過出口面積 $A_s=70.1\text{mm}^2$ 、 $A_s=77.5\text{mm}^2$ 、 $A_s=88.6\text{mm}^2$ 、 $A_s=100.4\text{mm}^2$ 、水流速 $j_w=17.1\text{m/s}$ 、給水温度 $T_w=14.1\sim 16.6^\circ\text{C}$ の範囲で行った。

蒸気通過出口面積が狭くなるに従い、安定作動できる最大空気質量割合が大きくなるのが分かる。これは、蒸気通過出口面積が狭くなることで流入する混合気流速が増加して蒸気の水噴流表面への凝縮が促進されるためだと考えられる。蒸気通過出口面積 $A_s=$

Fig. 13 Relation between tolerable air mass concentration and centrifugal force (screw)

70.1mm² および 77.5mm² では、実験範囲内で遠心力が最大の場合が最も空気の影響に強くなった。この場合、まだピークに達していないので、更に大きな遠心力を与えれば、安定作動できる最大空気質量割合も増加する可能性がある。

しかし、 $A_s=88.6\text{mm}^2$ および 100.4mm^2 では、遠心力の小さな範囲で最も空気の影響に強くなるピークを持つことが分かった。すなわち単に遠心力を大きくすれば空気の影響に強くなる訳ではないことを示している。蒸気通過出口面積が大きくなると蒸気インジェクタ内部に流入する混合気流速が遅くなる。この遅い蒸気流では、水流速の増加に伴い、水噴流が遠心力によって外側へ膨れる現象を抑え切れず、水噴流が外側スリーブに接触することで蒸気インジェクタが不作動になる可能性が考えられる。

6. 結 言

不凝縮ガスである空気が蒸気インジェクタの性能に与える影響について、円型・星型・旋回ノズルを用いて（蒸気＋空気）混合気実験を行い、以下の結論を得た。

- (1) 円型ノズルよりも星型ノズルの方が空気の影響に弱い。星型という形状が凝縮面近傍の空気の拡散を制限する構造であり、蒸気の水噴流表面への凝縮を妨げることが考えられる。
- (2) 水噴流に回転力を与えたことで、不凝縮ガス（空気）の影響に強い構造が出現した。この一つの理由として、水噴流に回転力を与えたことで蒸気より重い空気が外側へと排除され、蒸気の水噴流表面への凝縮を妨げる力が小さくなり、凝縮が促進されることが考えられる。

- (3) 水流速が速い範囲では、高い空気質量割合の範囲でも正常に作動することができた。これは、蒸気の凝縮する界面の温度が低下し、蒸気の水噴流表面への凝縮が促進されたためだと考えられる。
- (4) 蒸気インジェクタの性能は給水温度に大きく影響された。一方、旋回ノズル自身が持つ不凝縮ガスに対する改善効果は、給水温度にあまり影響されない。
- (5) 蒸気通過出口面積が狭くなるに従い、空気質量割合の高い範囲でも蒸気インジェクタは正常に作動することができた。また、蒸気通過出口面積ごとに最も空気の影響に強い遠心力は異なる。すなわち、最も空気の影響に強い遠心力は、凝縮部蒸気流速に依存することが明らかとなった。

文 献

- (1) Narabayashi, T., Mori, M., Nakamura, M., Ohmori, S., "Study on two-phase flow dynamics in steam injectors II. High-pressure tests using scale-models", *Nuclear Engineering and Design*, 200 (2000), pp.261-271
- (2) Narabayashi, T., Nei, H., Ozaki, O., Shioiri, A., Mizumachi, W., "Study on high-performance steam injector", (in Japanese), *Trans. of JSME*, B, 62-597, (1996-5), pp.1833-1840
- (3) Osakabe, M. and Ikeda, N., "Condensation Heat Transfer in Wide Range of Non-condensing Gas Fraction", (in Japanese), *Trans. of JSME*, 69-685, (2003), pp.2107-2113