ジェットポンプの性能に及ぼすスロート内表面粗さの影響*

山崎之崇^{*1}, 中山智理^{*1}, 奈良林直^{*2}
小林秀壽^{*3}, 社河内敏彦^{*1}

Effect of Throat Surface Roughness on Jet Pump Performance

Yukitaka YAMAZAKI, Tomonori NAKAYAMA, Tadashi NARABAYASHI,
Hidetoshi KOBAYASHI and Toshihiko SHAKOUCHI^{*4}^{**} Graduate School of Engineering, Mie-University,
1577 Kurimamachiya-cho, Tsu-shi, Mie, 514-8507 Japan

The jet pump generally needs a long throat to mix the driving and induced fluids and transfer the momentum of driving fluid to induced fluid. Simultaneously, the energy loses when the fluids flow through the long throat because the friction loss occurs inside of the throat wall. Therefore, it is known that the throat length largely affects the jet pump efficiency. In this study, to obtain fundamental knowledge of the effect of surface roughness in the throat on jet pump performance, experimental studies were performed for a typical single nozzle jet pump using water at room temperature. It was revealed that surface roughness located nearer the throat inlet had a greatest effect on the jet pump efficiency because the local skin friction coefficient nearest the throat inlet is the largest. The best efficiency and its flow rate ratio decrease linearly as surface roughness increases. The frictional resistance coefficient in the throat for each roughness is made clear by fitting a one-dimensional theoretical prediction equation to the experimental results.

Key Words: Jet Pump, Efficiency, Throat, Surface Roughness, Flow Resistance

1. 緒 論

ジェットポンプは、ノズルから高流速で噴射される駆動流体と周囲から吸引される被駆動流体とを混合し駆動流体のもつ運動量を被駆動流体に伝え圧力を回復させるために、一般に適切な長さをもつスロートが必要である。一方でスロートはその長さのため、スロート内部の流体は内面の摩擦抵抗を受けエネルギーを損失している箇所であり、これがジェットポンプ効率に及ぼす影響が大きいことが知られている⁽¹⁾。

沸騰水形原子炉用ジェットポンプについては、これまで効率の向上を目的に、最適スロート長さの検討がなされてきた。過去の文献からは、スロート長さは被駆動水と混合しながら広がっていくノズルからの噴流がスロート壁面に当たるように選定した長さが最適と考える場合⁽²⁾や、スロート軸方向の壁面上での全圧が最大となる長さを最適と考える場合⁽³⁾が挙げられ

る。これらの結果、典型的な1本ノズルの沸騰水形原子炉用ジェットポンプの場合、スロート長さはその口径の8から12倍⁽²⁾⁽³⁾と報告されており、ジェットポンプ全長に占める割合がかなり大きいものとなっている。

ただし、このジェットポンプ効率への影響の大きいスロートについては、これまで内面が滑面であることが前提であった。

しかし沸騰水形原子炉用ジェットポンプでは、長期間にわたる連続的な使用によって、冷却水中に溶出した配管材等のCrやFeおよび被ばく低減のために注入されるZnの金属イオンが静電気力により酸化物となってジェットポンプのスロート内表面へクラッドとしてはん点状に付着する現象が見られる。クラッドがスロート内面に付着すると、表面粗さが増加するため、ジェットポンプの性能が影響を受け低下するが、これまでに定量的な検討は行われていない。

著者らは先に、本研究での実験装置と同一の装置を用いノズル・スロート形状の影響がジェットポンプの混合過程と性能に及ぼす影響を明らかにした⁽⁴⁾。

本研究では、実機の典型的な1本ノズルのジェットポンプについて、スロート内面に付着したクラッドを洗浄によって除去しその性能を回復させる場合に効果

* 原稿受付 2006年1月20日。

^{*1} 正員、三重大学大学院工学研究科(☎514-8507 津市栗真町屋町1577)。^{*2} 正員、(株)東芝(☎235-8523 横浜市磯子区新杉田町8)[現：北海道大学大学院工学研究科(☎060-8628 札幌市北区13-8)]。^{*3} 中部電力(株)(☎461-8680 名古屋市中区東新町1)。

E-mail: shako@mach.mie-u.ac.jp

的な洗浄箇所を特定することを、すなわちスロート内面の粗面の軸方向位置および表面粗さ(粗度)がジェットポンプの性能に及ぼす影響を実験的に明らかにすることを目的にした。

さらに、効率の低下量からクラッド付着の程度を評価するための知見を得るために、スロート内面の粗さの変化による効率の低下量を実験的に検討した。

また、実験結果をジェットポンプ特性の理論式⁽⁵⁾にあてはめ、スロート内面の粗さの変化(粗度)と一般的な管摩擦係数との関係を明らかにした。

2. おもな記号

A : 断面積 m^2

C_f : 局所摩擦抵抗係数

C_t : 等価摩擦長さ係数

D : 内径 m

K : 抵抗係数

k_e : 等価粗さ μm

L : 長さ m

M : 流量比 $= Q_s/Q_n$

N : 圧力比 $= (\bar{P}_d - \bar{P}_s)/(\bar{P}_n - \bar{P}_d)$

P : 圧力 Pa

$\bar{P}$: 全圧 $= P + \frac{1}{2}\rho V^2$ Pa

Q : 流量 m^3/s

R : 面積比 $= A_n/A_t$

Re : レイノルズ数 $= V \times D/\nu$

V : 平均速度 $= Q/A$ m/s

x : スロート入口からの距離 m

η : ジェットポンプ効率 $= M \times N$

λ : 管摩擦係数

ν : 水の動粘性係数 m^2/s

ρ : 密度 kg/m^3

添 字

b : 最高効率点

d : ディフューザ出口

hs : 流体的に滑面

n : 駆動水ノズル

r : 粗面

s : 被駆動水側スロート入口

t : スロート

ti : スロート直管部入口

to : スロート直管部出口

3. 実験装置と方法

3.1 実験装置 図1に、実験装置の概略を示す。

Fig. 1 Experimental set-up of jet pump performance tests

なお、本装置は実機の1/5スケールモデルである。遠心ポンプによって加圧された常温水は電磁流量計を通過してチャンバ内に設置されたジェットポンプのノズル部からベルマウス形状のスロート入口に駆動流体として噴出される。

チャンバ内部の一部の流体は被駆動流体としてスロート内へ誘引、加速され、駆動流体と被駆動流体が混合される。混合した流体はディフューザで圧力が回復し、ジェットポンプから吐出される。吐出流体は電磁流量計を通過して、チャンバに戻り、再び駆動流体および被駆動流体として循環される。チャンバ内部はジェットポンプでのキャビテーションの発生を抑えるために、水道水圧で $P_s \approx 0.35 \text{ MPa}$ に加圧され、キャビテーションが発生しない高レイノルズ数条件(ノズルレイノルズ数 $Re_n = V_n \times D_n/\nu = 4.8 \times 10^5$, $Q_n = 6.5 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$)で、吐出し流量 Q_d を弁によって調整し流量比 $M = 0.5 \sim 1.8$ (スロートレイノルズ数 $Re_t = V_t \times D_t/\nu = (3.5 \sim 6.6) \times 10^5$, V_t : スロートにおける駆動流量と被駆動流量を混合した流量に対する平均流速)の範囲で圧力 P_n , P_s , P_d を測定して、ジェットポンプ効率 η を求めた。

図2に、ジェットポンプのノズル部とスロート部の形状を示す。ノズル断面は円形の先細りノズルで、出口の内径は $D_n = 17 \text{ mm}$ 、スロートは長さ $L_t = 430 \text{ mm}$ 、内径 $D_t = 35 \text{ mm}$ の直管である⁽⁴⁾。ノズル出口端とベルマウス端の距離は実機に準じ零とした。また、スロート内面の粗い箇所の例を斜線部で示す。

本研究では、スロート内面の粗さは市販の研磨布紙をエポキシ樹脂の接着剤によって内面に張り付けることで付加した。

粗面の位置は研磨布紙の張付け位置を変えることで、またスロート内面の粗さは粗さの異なる研磨布紙

Fig. 2 Configuration of jet pump nozzle and throat

(a) Coated abrasive grain size of P 150

(b) Coated abrasive grain size of P 240

(c) Coated abrasive grain size of P 1200

Fig. 3 3-D surface profile of coated abrasives

を付け替えることで変化させた。

3・2 粗面の位置と表面粗さ(粗度) スロート内面の粗面の位置(おおよその)がジェットポンプの性能に及ぼす影響を明らかにするため、その影響が大きいと思われる被駆動流体の加速領域のそれぞれ $x/L_t = 0 \sim 0.12$, $x/L_t = 0.20 \sim 0.31$, $x/L_t = 0.31 \sim 0.43$ の位置に研磨布紙(長さ $L_r = 50$ mm)を付け替え粗面とした。また、比較評価のために参考としてディフューザ入口部についても検討した。なお、この際の研磨布紙には市販の P 150(ISO および JIS 規格に基づく)を用いた。これに加え、スロート内面の粗さ変化(粗度)の影響を検討するため、P 240, P 1200 の合計 3 種を用いた。

供試研磨布紙の表面粗さ計による表面粗さ(peak to peak)の測定結果は、P 150 は $92 \mu\text{mP-P}$, P 240 は 61

$\mu\text{mP-P}$, P 1200 は $10 \mu\text{mP-P}$ であった。ここで、規格上の粒度分布 50% の粒子径は P 150 は $98 \pm 8 \mu\text{m}$, P 240 は $58.5 \pm 2.0 \mu\text{m}$, P 1200 は $15.3 \pm 1.0 \mu\text{m}$ と規格化されている。これより粒度分布 50% の粒子径の規格値は表面粗さの測定結果(peak to peak)とほぼ一致することがわかる。

図 3 に、研磨布紙の表面形状について光学式による三次元拡大写真を示す。粒子の一部は接着剤に埋もれているが、粒子がすきまなく張り付いており一様に密であるようすがわかる。したがって、本実験で用いる研磨布紙はニクラーゼの砂状粗面に相当していると考えられるので、この粒度分布 50% の粒子径の値をそのまま等価粗さ k_e として扱うこととする。

一方、研磨布紙を張り付けていないアクリル製のスロート内面を滑面と定義し、その等価粗さは引抜管と同じ $k_e = 1.5 \mu\text{m}$ と仮定する。

したがって、使用した 3 種の粗面の相対粗さはそれぞれ $k_e/D_t = 0.0028 \pm 0.0002$, 0.0017 ± 0.0001 , 0.0004 ± 0.0003 で、滑面の相対粗さは $k_e/D_t = 0.0004$ である。

なお、いずれの研磨布紙も試験時間に相当する水中で膨潤せず初期状態を維持していることを寸法および粗さの再検査で確認している。

なお、沸騰水形原子炉用ジェットポンプにおける実際のクラッド付着による表面粗さについては、放射線下での水中作業などのため測定が現実的でないことからこれまでに知見がないが、このことに起因するジェットポンプの効率低下については報告されている。

4. 結果と考察

4・1 粗面の位置の影響 図 4 に、研磨布紙を張り付けた位置、すなわち粗面の位置がジェットポンプの効率 η に及ぼす影響を示す。なお、相対粗さは $k_e/D_t = 0.0028$ (P 150) である。

図 5 に、最高効率点における効率比 $\eta_b/\eta_{b,hs}$ ($\eta_{b,hs}$ は滑面におけるジェットポンプ最高効率)と流量比 M_b との関係を示す。ジェットポンプ効率は流量比 M が大きい領域ほど粗面としたことの影響を受けて大きく低下する。なお、ディフューザについてはスロートと比べ粗面としたことの影響は小さい。

また、滑面の場合と比べて、最高効率点における効率比 $\eta_b/\eta_{b,hs}$ と M_b はともに粗面の位置がスロート入口に近いほど低下する。

ところで、滑面のスロートの場合、スロート内部の壁面近傍の速度分布の測定結果から求めた局所摩擦抵抗係数 C_f はスロートの出口に向かっていったん減少

Fig. 4 Effect of rough location on jet pump performance (Relative roughness, $k_e/D_t=0.0028$)

Fig. 6 Effect of relative roughness on jet pump performance (Rough location, $x/L_t=0\sim0.12$)

Fig. 5 Effect of rough location on the best efficiency (Relative roughness, $k_e/D_t=0.0028$)

Fig. 7 Effect of relative roughness on the best efficiency (Rough location, $x/L_t=0\sim0.12$)

しその後乱流境界層へと遷移して増加する傾向がある⁽⁴⁾。この C_f の傾向と粗面の位置の影響の実験結果との比較から、 C_f が大きい位置と粗面の影響の大きい位置がほぼ一致していることがわかった。このため C_f が大きいスロート出口においても粗面の影響を大きく受けることが推測される。

本実験では、粗面がスロート入口に近いほどジェットポンプ効率に影響を及ぼすことがわかった。また、スロート出口においても効率に影響を及ぼすことが推測された。

したがって、付着したクラッドを洗浄によって除去

し性能を回復させる場合の効果的な洗浄箇所は、おもにスロート入口部と考えられる。

4・2 表面粗さ(粗度)の影響 図6に、張り付けた研磨布紙の表面粗さの差異、すなわち相対粗さ k_e/D_t の変化がジェットポンプ効率に及ぼす影響を示す。粗面の位置は、その影響を最も受けるスロート入口に最も近い位置 $x/L_t=0\sim0.12$ とした。図4の場合と同様に、ジェットポンプ効率は流量比 M が大きい領域ほど粗面としたことの影響を受け大きく低下する。

図7に、最高効率点における効率比 $\eta_b/\eta_{b,hs}$ と流量

比 M_b との関係を示す。最高効率点における効率 η_b と流量比 M_b は相対粗さ k_e/D_t が増加するほど滑面に比べて低下し、ともに相対粗さ k_e/D_t の増加により線形的に低下する。

本研究では、ジェットポンプの効率低下に影響を及ぼすスロート入口の表面粗さと効率の低下量との関係を実験的に明らかにした。このため、実機の運転中に効率または流量比の低下が測定された場合に、クラッド付着の程度を定量的に評価するための知見が得られたと考えられる。

4.3 理論的予測 スロート入口近傍の内面の粗さがジェットポンプ性能に及ぼす影響に関し、ジェットポンプ特性の理論式⁽⁵⁾を使って、実験に使用した相対粗さごとの摩擦損失係数 λ を検討した。

ジェットポンプ特性の理論式は、ジェットポンプの流路に対し、エネルギー保存則および運動量保存則、連続の式を適用することで導出される。

ノズル部の駆動流体および被駆動流体、ディフューザ内のエネルギー保存式はそれぞれ、

$$\bar{P}_n - \bar{P}_{ti} = K_n \frac{\rho V_n^2}{2} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$\bar{P}_s - \bar{P}_{ti} = K_s \frac{\rho V_s^2}{2} \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$\bar{P}_{to} - \bar{P}_d = K_d \frac{\rho V_t^2}{2} \quad \dots\dots\dots (3)$$

と表され、駆動流体と被駆動流体の混合するスロート内部については運動量保存則を適用し、

$$P_{to} - P_{ti} = \rho [R V_n^2 + (l - R) V_s^2 - V_t^2] - K_t \frac{\rho V_t^2}{2} \quad \dots\dots\dots (4)$$

と表される。なお、式(4)では運動量はスロート内部で完全に交換が完了するものとした。

被駆動流体の吸込部、およびスロート内部の平均流速 V は、連続の式よりそれぞれ V_n を用いて、

$$V_s = \left(\frac{R}{l - R} \right) M \times V_n \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$V_t = R(l + M) \times V_n \quad \dots\dots\dots (6)$$

と表される。

これらよりジェットポンプ特性の理論式は、

$$\begin{aligned} \eta &= M \times \frac{\bar{P}_d - \bar{P}_s}{\bar{P}_n - \bar{P}_d} \\ &= -M \times \frac{\left[(l + K_s) \left(\frac{RM}{l - R} \right)^2 - 2R - \frac{2R^2 M^2}{l - R} \right] + R^2 (l + M)^2 (l + K_t + K_d)}{\left[(l + K_n) - 2R - \frac{2R^2 M^2}{l - R} \right] + R^2 (l + M)^2 (l + K_t + K_d)} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (7)$$

Fig.8 C_t distribution for hydraulically smooth jet pump

と表される。

ここで、各部の抵抗係数は、実験結果よりノズルは $K_n=0.01$ 、ディフューザは $K_d=0.16$ 、ベルマウスについては各種文献⁽⁶⁾に基づき $K_s=0.02$ と与えられる。

ところで、十分に発達した乱流の直管の抵抗係数 K は一般的に $K=\lambda \times (L/D)$ で表される。そこで、スロートの抵抗係数 K_t についてはこれを参考にして、

$$K_t = \lambda \times \frac{C_l L_t}{D_t} \quad \dots\dots\dots (8)$$

と定義する。

ここで、配管長さ L としてスロート長さ L_t を用いるが、この長さには被駆動流体の加速領域も含まれ、十分発達した乱流とは明らかに異なる。そこで本研究では等価摩擦長さ係数 C_l を定義し、式(8)に示すとおりスロート長さ L_t に対し、これを用いて十分発達した乱流との違いを配管長さで補正することとした。また式(8)では管摩擦係数 λ は相対粗さ k_e/D_t 、およびスロートのレイノルズ数 $Re_t (= V_t \times D_t / \nu)$ を用いて、Moody 線図⁽⁷⁾ の Colebrook の公式、

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{k_e/D_t}{3.7} + \frac{2.5l}{Re_t \sqrt{\lambda}} \right) \quad \dots\dots\dots (9)$$

により算出する。

式(8)、(9)を用いて、ジェットポンプ特性の理論式(7)が滑面のジェットポンプの実験結果に一致する等価摩擦長さ係数 C_l を調査した。

図8に、 C_l と M との関係を示す。 C_l は、流量比 M の増加とともに直線的に減少する。これは M の増加とともに、十分に発達した乱流の直管の抵抗係数との偏差が拡大することを示す。

本研究ではこの C_l の特性は、ジェットポンプの形

Fig. 9 Effect of relative roughness on jet pump throat
(Rough location, $x/L_t=0\sim 0.12$)

状に依存するものとした。

次に、3種類のスロート内表面の粗さの影響の実験結果から、式(8)および図8の C_t から表されるジェットポンプ特性の理論式(7)が実験結果と一致する管摩擦係数 λ を各相対粗さ k_e/D_t について調査した。

図9に、Moody線図上に実験結果から算出した管摩擦係数 λ を3種類の供試粗面(相対粗さ $k_e/D_t=0.0028, 0.0017, 0.0004$)について示す。

また、図9には供試粗面の相対粗さならびに滑面の相対粗さ $k_e/D_t=0.00004$ の4種類の場合についてColebrookの公式(9)から算出される十分に発達した乱流の速度分布の場合の管摩擦係数 λ とレイノルズ数との関係を破線で示す。

実験結果から算出される3種類の相対粗さに対応する管摩擦係数 λ は、低レイノルズ数領域では相対粗さ k_e/D_t の影響をほとんど受けずそれぞれ滑面の場合に近い値を示すが、レイノルズ数の増加とともに破線で示すColebrookの公式(9)から算出される各相対粗さ k_e/D_t に対する λ に近い値に漸近するのがわかる。

また、ジェットポンプの粗面がスロート入口部の一部($x/L_t=0\sim 0.12$)であるにもかかわらず、高レイノルズ数では、スロート全体の相対粗さが増加したことに等しいことがわかる。

本研究では、実験結果をジェットポンプ特性理論式を使って整理し、スロート内面の粗さの変化に対する管摩擦係数の関係を明らかにした。

5. 結 論

本研究では、典型的な1本ノズルのジェットポンプ

について、スロート内面に付着するクラッドを洗浄によって除去し、その性能を回復させる場合の効果的な洗浄箇所の選定を行うことを目的に、粗面のスロートの軸方向位置および表面粗さ(粗度)がジェットポンプの性能に及ぼす影響を実験的に検討した。さらに、効率の低下量からクラッド付着の程度を評価するための知見を得るために、スロート内面の粗さの変化による効率の低下量を実験的に検討した。また、実験結果をジェットポンプ特性の理論式にあてはめ、スロート内面の粗さの変化が一般的な管摩擦係数に及ぼす影響を検討した。

おもな結果は、以下のである。

(1) 粗面の位置は、スロート入口に近いほどジェットポンプ効率に影響を及ぼし、スロート出口についてはその影響が大きいことが推定された。付着するクラッドを洗浄によって除去し性能を回復させる場合の効果的な洗浄箇所は、おもにスロートの入口部と考えられる。

(2) スロート内面の粗さの増加により最高効率点における効率および流量比はともに線形的に低下する。このことは、実機で効率の低下量または流量比の低下量が測定される場合には、クラッド付着の程度を評価するための知見となる。

(3) 実験結果をジェットポンプ特性理論式を使って整理し、スロート内面の粗さの変化と一般的な管摩擦係数の関係を明らかにした。

文 献

- (1) Kudirka, A. A. and Gluntz, D. M., Development of Jet Pumps for Boiling Water Reactor Recirculation Systems, *Trans. of ASME, J. of Engineering for Power*, Vol. 96, Jan. (1974), pp. 7-12.
- (2) Nei, H. and Narabayashi, T., Characteristics of Jet Pumps for Nuclear Reactors, *Trans. of the Japan Society of Mechanical Engineers, Ser. B*, Vol. 60, No. 569 (1994), pp. 194-200.
- (3) Oshima, R., Studies on the Optimum Throat Length of the Jet Pumps, *Trans. of the Japan Society of Mechanical Engineers, Ser. B*, Vol. 54, No. 497 (1988), pp. 125-130.
- (4) Yamazaki, Y. et al., Studies on Mixing Process and Performance Improvement of Jet Pump, *Trans. of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol. 71, No. 701 (2005), pp. 147-153.
- (5) Sanger, N. L., An Experimental Investigation of Several Low-Area-Ration Water Jet Pumps, *Trans. of ASME, J. of Basic Engineering*, Vol. 92, Mar. (1970), pp. 11-20.
- (6) The Japan Society of Mechanical Engineers, ed., *Flow resistance of pipe and duct flows*, (1979), p. 53, The Japan Society of Mechanical Engineers.
- (7) Moody L. F., Friction Factors for Pipe Flow, *Trans. of ASME*, Vol. 66 (1944), pp. 671-684.