原子炉用ジェットポンプの特性*

(第2報, 高流量比の高性能化試験)

根井 弘道^{*1}, 岩城 智香子^{*1}, 奈良林 直^{*1}, 松本 貴与志^{*2}
岩永 将一^{*3}, 水町 渉^{*3}, 田辺 章^{*3}

Characteristics of Jet Pumps for Nuclear Reactor

(2nd Report, Experiments for High Performance with High Flow Ratio)

Hiromichi NEI, Tikako IWAKI, Tadashi NARABAYASHI, Kiyoshi MATUMOTO,
Syouichi IWANAGA, Wataru MIZUMACHI and Akira TANABE

Experimental studies were performed with the objective of developing a jet pump to be used in new nuclear reactors in which the flow ratio (driven to driving flow rates) is relatively high compared to that of conventional jet pumps. Three series of experiments under atmospheric pressure and room temperature conditions were carried out for jet pumps having five nozzles, seven nozzles, and seven nozzles with swirling. The swirling flow was produced in the throat by inclining the six nozzle tips toward the circumferential direction of the pitch circle. It was shown that the maximum efficiencies of these three jet pumps were between 27 and 30 percent. Test results for jet pump having seven nozzles with swirling show slightly higher efficiencies than that without swirling. Measurements were made on pressure distributions and two-phase flow characteristics under the cavitation condition. Comparisons are also discussed between the measured and calculated efficiencies, considering the mixing effect in the bellmouth of the jet pump throat inlet.

Key Words: Jet Pump, Efficiency, Nuclear Reactor, Nozzle, Throat, Five Nozzles, Seven Nozzles, Swirling, Inclined, Experiments, Cavitation

1. 緒 言

ジェットポンプは一般に構造が簡単で保守点検を必要としない特徴があるため、沸騰水型原子炉の再循環水駆動用に採用されるようになった⁽¹⁾。沸騰水型原子炉の再循環水駆動用ジェットポンプは比較的大流量の高温水を常時駆動しているため、その特性を正確に把握することと、できるだけ高い効率を持つことが望まれる。

筆者らは、高温で使われる原子炉用のジェットポンプを対象に、その基本的な構造である一本のノズルのジェットポンプの縮尺試験体を用いて、その効率やキャビテーション挙動について、システム温度を常温から原子炉の運転温度である280℃まで変えた実験を行い、特性を調べた。これにより、高温での効率は常温に比べて若干低下するが、大きな違いはないことを

示した⁽²⁾。また、効率とキャビテーションについて理論解析を行い、実験結果とおおよそ一致することを示した。

一方、図1の(A)には現行の沸騰水型原子炉プラントの再循環用のジェットポンプを示すが、このジェットポンプを高性能化するために、ノズルの本数を複数にするなど、様々な工夫がされ開発が行われてきた。この結果、現在では5本ノズルで40数%を越える効率のジェットポンプが使われている。

この原子炉プラントを簡素化するため、図1(B)に示したような給水駆動ジェットポンプが以前から提案されている⁽³⁾。これは、タービンの後の凝縮器から給水ポンプを通った給水をジェットポンプのノズルへ直接導入するもので、再循環ポンプを削除できるメリットがある。この方式は、給水ポンプの必要ヘッドは従来のものに比べて増大するが、原子炉格納容器の中に収納されている再循環ポンプの削除による物量削減、その保守点検作業が無くなる等の利点があるため、最近注目されてきたものである⁽⁴⁾。また、原子炉容器の近傍には可動部を持つ機器を出来るだけ少なくしたシステムにしようとの考えから、再循環を自然循環で行わせる設計も盛んに行われている。この場

* 原稿受付 1995年8月17日。

^{*1} 正員、(株)東芝原子力技術研究所 (〒210 川崎市川崎区浮島町4-1)。

^{*2} 正員、(株)東芝重電技術研究所 (〒230 横浜市鶴見区末広町2-4)。

^{*3} (株)東芝磯子エンジニアリングセンター (〒235 横浜市磯子区新杉田町8)。

(A) Conventional BWR

(B) Feed Water Jet Pump BWR

FIGURE 1 System Schematics of Boiling Water Reactor Power Plants

合、原子炉の冷却流量が強制循環より少なくなるため、炉心の出力密度が小さくなり、原子炉容器が相対的に大きくなるきらいがある。この点、給水ジェットポンププラントの場合、自然循環の駆動力を利用しながら、かつ強制循環の利点を持たせることが出来る可能性がある。しかしながら、この方式は、ノズルからのジェットポンプ駆動水量が、原子炉からタービンへ送る蒸気流量に制約されるため、スロート内で駆動される被駆動水の流量に比べて相対的に少なくなる。このため、流量比が大きな場合のジェットポンプの効率などを把握しておくことが必要になる。また、このような条件でのジェットポンプのキャビテーション特性も重要である。

しかし、流量比の小さな場合は各種研究が行われているが⁽⁸⁾、この様な流量比の大きい条件で使われる

ジェットポンプの特性については、あまり調べられていないようである。そこで、特に高流量比でノズルからの噴流と被駆動流との接触面積が大きく比較的高い効率が見られると考えられる5本ノズルと7本ノズルのジェットポンプ試験体を製作し、常温水で特性試験を行った。次いで、ジェットポンプ効率を向上させる目的で、ノズルの向きをひねることにより噴流に旋回流を与える7本ノズルの試験も行った。

「記号」

f : 断面積	m^2
H : 全水頭	m
M : 流量比	
N : 圧力比	
P : 圧力	Pa
Q : 流量	m^3/s
R : 面積比	
V : 流速	m/s
ρ : 密度	kg/m^3
ζ : 損失係数	
η : 効率	
σ : キャビテーション係数	

「添字」

A : ノズル入口 (駆動水)
$A0$: ノズル出口
B : ジェットポンプ入口 (被駆動水)
$B0$: 被駆動側ベルマウス部入り口
C : ジェットポンプ出口
CR : 限界
d : デフューザ
t : スロート
v : 飽和蒸気

2. 試験体及び試験方法

図2に今回試験に使用したジェットポンプの5本ノズル部の構造を示す。ノズル先端の内径は6 mm、ノズル先端のピッチサークルは44.9mmである。図3はジェットポンプ試験体のスロートとデフューザ部の

FIGURE 2 Configuration of Five Nozzles

FIGURE 3 Throat and Diffuser of Jet Pump Tested

形状を示す。スロート部の内径は 68.4mm で長さは 249.1mm である。このスロート入り口面の位置に図 1 のノズルの先端が来るように組み立てられている。スロートとデフューザ入り口部は噴流の肉眼観察ができるようにアクリル製となっている。デフューザ部は長さ 1703.6mm であるが、製作上の都合からフランジで結合されていて、広がり角が 2.3 度 (片側) で内面が一様につながるように製作されている。デフューザの出口には径が 206.1mm で一様の長さ 412.2mm の出口管がつながっている。スロートおよびデフューザ入り口部には軸方向圧力分布を見るために圧力タップが図 3 に示したような位置に取り付けられている。

図 4 は 7 本ノズル部の構造を示す。ノズル先端の内径は 5.07mm, ノズル先端のピッチサークルは 46mm である。ノズル内径はノズル/スロート面積比が 5 本ノズルの場合と同じ 0.03847 になるように決めてある。スロートとデフューザ部は図 2 に示した 5 本ノズルと同じものを使用した。

FIGURE 4 Configuration of Seven Nozzles

図 5 は 7 本ノズルの内、周辺の 6 本のノズルの先端をピッチサークルの周方向に傾けることによりノズルからの噴流に旋回流成分を与えることを狙った旋回ノズル試験体である。傾き角は 4 度で図 5 のような形状になっている。スロート・デフューザ部は図 2 と同じである。

FIGURE 5 Configuration of Seven Nozzles with Swirling

試験は図 6 に示した常温水ループを使って行った。試験体のノズルへ送り込む駆動水は試験容器から駆動ポンプで引いている。ノズルからの駆動水で試験容器

FIGURE 6 Schematic Diagram of Test Rig

内の水を吸引し混合された水は、ジェットポンプ出口からバッファタンクを経由して試験容器に戻る。試験容器の圧力は圧力調整ポンプとリザーバタンクの回路で調整されるようになっている。ノズル先端付近の流動状況が観察できるように覗き窓がつけられている。

駆動水とジェットポンプの電磁流量計、各点の圧力や差圧の信号には脈動が見られたため、50msec のサンプリングタイムで A/D 変換を行い、3 分間データ収集して得られた 3600 点の平均値を使った。

効率試験時の試験容器内の圧力は、キャビテーションを防止するため 4 ないし 5 kg/cm² に加圧した。駆動流量は 0.38 m³/min で一定にした。水温は約 293 K とした。キャビテーション試験としては、ジェットポンプの作動条件を一定に保ったまま、試験容器の圧力を徐々に低下させ、気泡の発生状況の肉眼観察、圧力分布の変化等の測定をおこなった。

3. 実験結果

ジェットポンプの特性は、被駆動水流量 Q_B とノズルからの駆動水流量 Q_A の比 (流量比)

$$M = Q_B / Q_A \quad (1)$$

及び、被駆動水の得た全水頭差 ($H_C - H_B$) と駆動水の失った全水頭差 ($H_A - H_C$) の比 (水頭比)

$$N = (H_C - H_B) / (H_A - H_C) \quad (2)$$

で表される⁽²⁾。ここで、 H_A 、 H_B 、 H_C は各々、駆動水、被駆動水、ジェットポンプ出口の全水頭である。図 7 は 5 本ノズルの場合の試験結果である。ジェットポンプ効率は被駆動水の得たエネルギーと駆動水の失ったエネルギーの比

$$\eta = Q_B (H_C - H_B) / Q_A (H_A - H_C) = MN \quad (3)$$

で表される。

FIGURE 7 Flow Ratio-Efficiency Characteristics for Five Nozzles Jet Pump

水頭比は流量比とともにほぼ直線的に減少し、効率は極大値を持つ。この場合の極大値、すなわち最大効率は流量比が約7において30%になっている。Run1、2は再現性を見るため、試験日を変えてとったものである。Mの大きいときに効率の値に再現性が悪くなっているのは、ジェットポンプの出口流れに脈動が現れるためと思われる。また、同図に比較のために、成井らが行った1本ノズルの流量比の小さな場合の効率の実験結果⁽⁸⁾を示す。

図8は7本ノズルの場合と、その6本に傾きを与えた旋回ノズルの場合の試験結果である。旋回を与えない7本ノズルの場合は最大効率は、Mが6.5程度で27.3%となった。旋回ノズルの場合、最大効率はMが7.5程度で29%となり、Mが5.5ないし8.5の範囲で旋回なしの場合に比べて効率の上昇が見られた。しかしながら、Mが9の旋回ノズルの場合は逆に低下したデータとなっている。

FIGURE 8 Flow Ratio-Efficiency Characteristics for Seven Nozzle Jet Pumps without and with Swirling

図9は7本ノズルの圧力分布係数である。圧力分布係数は次式

$$C_{p_i} = (P_i - P_B) / \rho V_{A0}^2 / 2 \quad (4)$$

で定義した。ここで P_i はジェットポンプ内の各点の圧力、 P_B 被駆動水圧力、 V_{A0} ノズル流速である。ス

FIGURE 9 Pressure Coefficient for Seven Nozzle Jet Pump without and with Swirling

ロート内の圧力分布は、旋回流の場合と旋回流なしの場合は、スロート入り口から300mm前後で異なった様子を示している。

図10は5本ノズル試験体のキャビテーション試験の気泡発生状況である。ノズル駆動流量は $0.064 \text{ m}^3/\text{s}$ 、流量比Mは約9.9とし、試験容器圧力をさげていった場合で(a)はキャビテーション発生前、(b)は局所的に気泡が発生した時(局所二相流域と呼ぶ)、(c)は気泡がデフューザ入り口まで発達した時(二相発達域)の様子である。気泡はノズル先端から少しスロート内に入った噴流界面で発生し始めている。図11は圧力比と効率の変化を見たものである。ここで、キャビテーション係数は、

$$\sigma = (P_B / \rho - P_v / \rho) / (V_{B0}^2 / 2) \quad (5)$$

で定義した。 σ はキャビテーション係数、 P_v 飽和蒸気圧、 V_{B0} 被駆動水スロート入り口部(ベルマウス部)流速、 ρ 密度である。気泡が発生し始めた点はM比9.9で $\sigma = 2.0$ 、M=9の時 $\sigma = 2.2$ である。この点の後、さらに圧力を低下させていくと、若干N比及び

FIGURE 10 Local Two Phase Flow Observed under Cavitation Condition

FIGURE 11 Efficiencies and Head-Ratio Variation under Local Two Phase Flow

効率が上昇した後、急激に低下しはじめる。この点は通常限界キャビテーション係数と呼ばれるが、この二つの場合は約 1.05 となった。

図 12 は M 比 9.9 の場合の、気泡発生によるスロートとデフューザ内の圧力分布の変化を見たものである。気泡が発生しはじめるとスロート入りの圧力が上昇するが、スロート内部軸方向に下降して行き、ある点から急激に上昇し、気泡の発生していない時の圧力以上に回復する。キャビテーション係数が小さくなるにつれ、この圧力の回復し始める点は、デフューザ内部に入っていくのが見られる。

FIGURE 12 Pressure Distribution under Local Two Phase Flow

4. 検 討

ジェットポンプの特性解析については、本論文の第 1 報として報告してあるが⁽²⁾、その解析結果は M 比の小さい ($M=0.5$ ないし 3.0) 1 本ノズルのジェットポンプ試験体との比較しかしていない。今回試験した多本ノズルの M 比の大きな場合にまで拡張できるかについて検討する。図 13 は 5 本ノズルと 7 本ノズルの旋回なしの場合の効率の実験結果と解析結果を比較したものである。解析の効率は、第 1 報⁽²⁾の式 (10) を使っている。

FIGURE 13 Efficiencies Compared with Calculated

ここで、 R は、ノズル先端部の流路断面積 f_{A0} 、およびベルマウス吸引部の断面積 f_{B0} とスロート断面積 f_t の比で、各々、

$$f_{A0}/f_t = R_A, \quad f_{B0}/f_t = R_B \quad (6)$$

で表す。ノズル先端部の流路断面積 f_{A0} は、今回 5 本、7 本ノズルとも合計断面積が等しくなるようにしてあるので、 R_A は先に述べたように 0.03847 である。一方 f_{B0} は理論式ではスロート内の運動量交換を表す入り口側の被駆動水の代表点として使っているので、ベルマウス部の軸方向のどこを取るかによって R_B の値は異なってくる。先に行ったように、簡単化のため、

$$R_A + R_B = 1 \quad (7)$$

とおき、従来の経験や例えば文献⁽⁵⁾を参考にして、ノズル損失係数 $\zeta_{A0} = 0.03$ 、吸引損失係数 $\zeta_{B0} = 0.03$ 、デフューザ損失係数 $\zeta_d = 0.135$ として計算したのが、図 13 の破線であり、 M の大きいところで低めにでる。ベルマウス部の流路断面積は軸方向で変わり、吸引される側の流路断面積もそれにつれ変化することなどを考慮し $R_A + R_B$ の値を変化させ、かつ多数ノズルの場合、ノズル損失係数と吸引損失係数が大きくなると考えられることから、それらの効果を見たのが 3 本の実線である。この様に、ベルマウス部の流路断面積変化と、そこに流入する流れの損失係数の取り方により、部分的に実験結果と合う方向にいくことは、解析的にはこの部分のモデル化が、実験的には効率向上をはかる形状選定のうえでこのベルマウス部が重要であることをしめしていると言えよう。

7 本ノズルの旋回流による効率向上効果に付いては、スロート内の混合効果の改善と、デフューザの剥離防止などが考えられる。後者については、吉識ら

が、デフューザ入り口で旋回流を与えたときに高い静圧回復率が得られることを報告している⁽⁶⁾。一方、図9のスロート内圧力分布の実験結果が、旋回流のあるなしで若干違いがあることから、スロート内の混合効果の変化が考えられる。これら旋回流の効果は、その与え方と共に今後の課題である。

ついで、限界キャビテーション係数について検討する。被駆動水の吸引部について、ベルヌーイの式

$$P_B / \rho = P_{B0} / \rho + (1 + \zeta_{B0}) V_{B0}^2 / 2 \quad (8)$$

を適用し、ベルマウスの吸引部の圧力 P_{B0} が飽和蒸気圧 P_v になったときにキャビテーションが発生するとし、式(4)に入れると、限界キャビテーション係数は

$$\sigma_{CR} = 1 + \zeta_{B0} \quad (9)$$

と、 M 比に関係なく簡単な式で表せることになる。ここに、 $\zeta_{B0} = 0.03$ を入れると、 $\sigma_{CR} = 1.03$ となり、図10の実験結果とはほぼ一致する。

気泡発生時の軸方向圧力分布が図12のように変化するのは次のように考えられる。即ち、まずスロート内で圧力が減少して行くのは被駆動水が気泡生成により余分に加速され動圧の増分だけ静圧が減少する。その後は気泡の凝縮による有効流路断面積の増加とデフューザの効果により圧力回復が急激になるためと考えられる。従って、初生キャビテーション条件下では噴流界面で局所的に発生する気泡により、スロート内の圧力は軸方向に低下した後、デフューザ内で急激に回復する。このように、一旦発生した気泡が圧力回復と共に凝縮する局所二相流状態では、ジェットポンプの効率が低下することはない。むしろ、遠心ポンプなどでは言われているように⁽⁷⁾、若干効率が向上することがあるのはこのような気泡の凝縮効果によるものと思われる。このような気泡の生成・凝縮効果が、デフューザ出口における圧力を増加する方向に作用するときに、ジェットポンプの効率が增大することになり、今回の実験結果で、気泡が発生し始めた後圧力を低下させていくと若干 N 比及び効率が上昇したのは、この作用によるものと考えられる。

5. 結 論

給水駆動ジェットポンプ型原子炉で使用する流量比の大きなジェットポンプを開発する目的で、5本ノズル、7本ノズル、及び7本ノズルの周辺ノズルをひねることによる旋回流を与えたジェットポンプ特性試験を行った結果、試験の範囲で以下のようなことがわかった。

- (1) ジェットポンプの効率は、流量比7程度で、27ないし30%が得られた。
- (2) 今回の試験体では、5本ノズルの場合は7本ノズルより、若干効率は増大した。また、7本ノズル先端を傾け旋回を与えた場合は、旋回なしの場合より若干効率は増大した。
- (3) ベルマウス部の形状が、特に流量比の大きいところで効率に影響する。
- (4) 初生キャビテーション条件下で噴流界面で局所的に発生する気泡により、スロート内の圧力は軸方向に低下した後、デフューザ内で急激に回復する。このような、気泡が凝縮する局所二相流状態では、ジェットポンプの効率は低下しない。

文 献

- (1) Gluntz D.M., Moen R.H., Wray J.L., Nucleonics, 23-12 (1965), 58.
- (2) 根井弘道・奈良林直, 原子炉用ジェットポンプの特性、第1報、機論、60-569 (1994-1), 194.
- (3) 藤崎幸雄・根井弘道、特許公報、昭50-34198 (1975).
- (4) 山田勝巳・根井弘道、原子力学会「秋の大会」要旨集、(1989).
- (5) Rajaratnam, N., Turbulent Jets, Elsevier Scientific Publishing Co., (1976), 152.
- (6) 田代・吉識、旋回円すいデフューザの静圧回復性能、機論、51-462 (1985).
- (7) 妹尾・喜多、ほか3名、機論、41-350 (昭50-10), 2896.
- (8) 成井浩、稲垣進、ジェットポンプ吸引・混合部の性能解析、機論、57-534 (1991-2), 575.