

FC-72 強制対流場における単一キャビティからの核沸騰気泡の可視化

有馬博史^{*1}, 橋本 敏生^{*2}, 浦山 尚樹^{*3}

Visualization of nucleate boiling bubbles from single cavity on the FC-72 forced convective flow

Hirofumi ARIMA^{*1}, Toshiki HASHIMOTO^{*2}, Naoki URAYAMA^{*3}

^{*1}Institute of Ocean Energy, Saga University

1-48, Hirao, Kubara-aza, Yamashiro-cho, Imari-shi, Saga, 849-4256, Japan

^{*2}Department of Mechanical Engineering, Graduate school of Science and Engineering, Saga University

1-Honjo, Saga-shi, Saga, 840-8502, Japan

^{*3}Department of Mechanical Engineering, Faculty of Science and Engineering, Saga University

1-Honjo, Saga-shi, Saga, 840-8502, Japan

Abstract

The OTEC plants have been developed to a point where they are very close to the implementation stage. However, there remain many issues to be solved before full implementation can be achieved. It is important to improve the efficiency of the plate heat exchanger (PHE) for OTEC, in order to improve OTEC efficiency. Then, optimal designs of PHE are required to use experimental and numerical data. However, the method of simulation is not established because the flow with boiling or condensing inside PHE is complex. Therefore, in this study, the visualized experiment for vapor - liquid two phase flow in small duct with flat heated surface were performed in order to discuss the boiling flow inside of PHE for OTEC. The experimental apparatus consists of test section, working fluid tank, pre-heater and working fluid pump. The FC-72 liquid is circulating the system as a working fluid. The test section is made of stainless steel 304 and acrylic cover for visualization. The heating surface has single artificial cavity to generate the nucleate bubbles continuously under forced convection flow of FC-72 at $G = 100 \sim 500 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q = 27$ and 35 kW/m^2 , and $P = 100 \text{ kPa}$. In the present study, the behavior of nucleate bubbles were observed using digital high speed video camera and still camera. As the result of the observation using high speed video camera which of max frame rate is 1200 fps, the profile of velocity against location from single cavity and time from nucleation were measured. The velocity of individual bubbles increased with an increase location from cavity. In case of high mass flux, the bubble velocity is proportional to the $l^{0.5}$. As the result of the observation using digital still camera, the distributions of the bubble diameter against location from single cavity. It was found that the diameter moves to the closer the empirical equation for the diameter of bubble retouched condition at the low mass flux condition. The correlation of bubble diameter against the time or location were also derived using observation data.

Key words : Evaporator, Visualization, Nucleate boiling, FC-72, Forced convection

1. 結 言

海洋温度差発電(OTEC)は、現在、沖縄県久米島とハワイ島に実証プラントが稼働しているが、今後各国の開発が進められる中でより多くのプラントが稼働を開始するものと予想される。ところで、OTECの開発には主機である蒸発器、凝縮器の性能向上が欠かせない。OTECのプレート式蒸発器の性能向上に関する研究については、

原稿受付 2017年8月9日

^{*1} 佐賀大学海洋エネルギー研究センター (〒849-4256 伊万里市山代町久原字平尾1-48)

^{*2} 佐賀大学工学系研究科機械システム工学専攻 (〒840-8502 佐賀市本庄町1番)

^{*3} 佐賀大学理工学部機械システム工学科 (〒840-8502 佐賀市本庄町1番)

E-mail: arima@ioes.saga-u.ac.jp

これまで作動流体であるアンモニアまたはアンモニア/水の沸騰熱伝達に関する研究 (Arima, et al, 2011) と同時に, プレート式熱交換器の内部の沸騰の様子を観察した可視化の研究 (Okamoto, et al, 2011) などが進められてきた. また, 作動流体がアンモニアとは異なるが, プレート式蒸発器の沸騰様相の可視化による観察として, FC-72 を作動流体とした研究が, 小山他 (2014, 2015) および有馬他 (2016) によって継続的に進められている. しかし, これらの沸騰の可視化の研究では面積の広いプレートの全面で観察される複雑な沸騰様相を定性的に観察するにとどまっており, 個々の沸騰気泡の定量的な観察を行うには至っていなかった. そこで本研究では, 核沸騰様相の詳細な観察を行うために, 伝熱面に人工キャビティを1つ設けて, 単一キャビティからの発生した気泡の挙動について, FC-72 の強制対流場における可視化実験を行うことにした. 同様な研究として Thomcroft, et al. (1998) の矩形流路における FC-87 の強制対流沸騰の可視化, Okawa, et al. (2005) による円管における水の強制対流沸騰の可視化が挙げられるが, 本研究においてはFC-72 を作動流体としたことと, プレート面上の単一キャビティからの発泡した沸騰気泡について取り扱った.

2. 記号

$A, B,$:	定数	z	:	蒸発器幅方向位置 [m]
C, D	:			:	ギリシャ文字
c_p	:	定圧比熱 [J/kg K]	α	:	温度伝導率 [m ² /s]
d	:	気泡寸法 [m]	ρ	:	密度 [kg/m ³]
G	:	質量流束 [kg/m ² s]	σ	:	表面張力 [Nm]
h	:	熱伝達率 [W/m ² K]		:	添字
h_{fg}	:	蒸発潜熱 [J/kg]	in	:	入口
k	:	熱伝導率 [W/m·K]	l	:	液相
l	:	熱電対間隔 [m]	loc	:	局所
n	:	指数	out	:	出口
P	:	圧力 [MPa]	sat	:	飽和
q	:	熱流束 [W/m ²]	v	:	気相
T	:	温度 [°C]	$wall$:	壁面
v	:	気泡速度 [m/s]	x, y, z	:	蒸発器上座標
x	:	蒸発器流れ方向位置 [m]			
y	:	蒸発器間隔方向位置 [m]			

3. 実験

3.1 実験装置

図1に実験装置の概略図を示す. 実験装置は, テストセクション, プレヒーター, 作動流体タンク, 作動流体ポンプ, 温水タンク, 温水ポンプで構成されている. また, 実験装置は作動流体循環系, 温水循環系の2つの循環系で構成されており, それぞれ作動流体循環系はテストセクション, プレヒーター, 作動流体タンク, 作動流体ポンプ, 温水循環系は温水タンク, 温水ポンプ, 作動流体タンクで構成されている. 作動流体であるFC-72は, 作動流体タンク→作動流体ポンプ→プレヒーター→テストセクション→作動流体タンクの順に循環する. 作動流体は作動流体タンクで温水による加熱され任意の温度に調整され, 作動流体ポンプによってプレヒーターに送られる. 作動流体はプレヒーターにおいて飽和温度付近まで温められテストセクションに流される. テストセクション内でヒーター1によって任意の熱流束で加熱され沸騰する. 気液二相状態となった作動流体は作動流体タンクに戻される.

実験装置で用いられている機器は以下のとおりである. 作動流体循環用の作動流体ポンプ (スペック製, Y-2951W-MK.0058) にはマグネット式の遠心ポンプを用いた. プレヒーターは外径 12.7mm, 長さ 1200mm の銅管に 300W のリボンヒーターを巻き付けた構造である. 温水循環系は, 温水タンクと投げ込みヒーター, 温水ポンプで構成されている. 投げ込みヒーター (八光電機製: BWA3230, 200V-3kW) は温調器 (オムロン製, E5CB-Q1TC)

によって任意の温度に調整される。温水循環用の温水ポンプ（三相電機製: PMD-1511B2E, 50L/min）はマグネット式の遠心ポンプである。

実験装置の内の状態量は、熱電対（林電工製: K型シーす熱電対, 精度 $\pm 1.5^{\circ}\text{C}$ ）、圧力変換器（横河電機製: FP101A-B31, 精度 $\pm 0.25\%$ of F.S.）、質量流量計（キーエンス製: FD-SS2A, $\pm 1\%$ of F.S.）、体積流量計（キーエンス製: FD-M50AT, $\pm 1.6\%$ of F.S.）を用いて測定を行った。また、これらの測定値はデータロガー（グラフテック製: GL820）に収集して記録を行った。

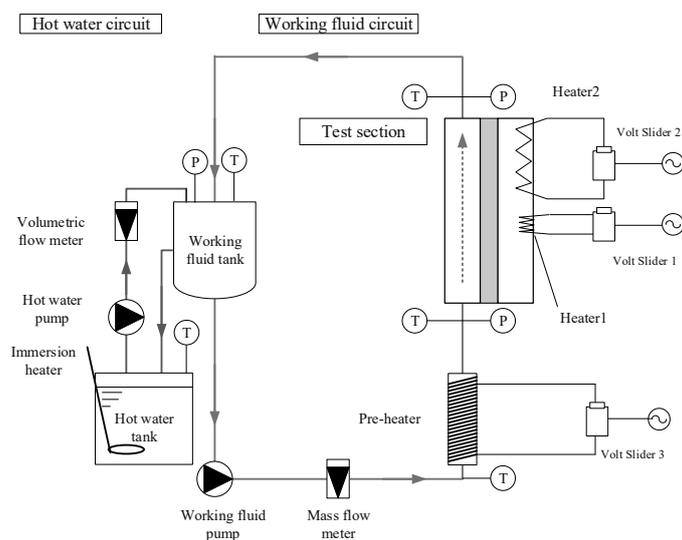


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus.

3・2 テストセクション

図2にテストセクションの概略図を示す。本実験で使用したテストセクションは、伝熱部（テストプレート）及び蓋で構成される。伝熱部はSUS304製で伝熱面の寸法が高さ580mm、幅20mmであり、また取り付け部分も含めた寸法が高さ620mm、幅60mm、厚さ19mmである。一方、蓋は流路内部が可視化できるようにアクリルで作られており、寸法は高さ620mm、幅60mm、厚さ30mmである。伝熱部とアクリルの間はテフロン製のスペーサーが挟まれており、スペーサー厚さを変えることで作動流体流路の間隔の調整が行える。今回使用したスペーサーは厚さが2mmであり、その高さがそのまま作動流体流路の間隔となっている。伝熱面表面は平均粗さ $25\mu\text{m}$ で仕上げた。

伝熱部の構造を図3に示す。伝熱部には伝熱面表面に流路入口から105mm、幅方向の中央の位置に人工キャビティーが1か所設けられている。伝熱部のヒーター加熱面側には、人工キャビティー加熱用のヒーター1と流路下流側の保温用にヒーター2が設置されている。ヒーター1は100V-100Wセラミックヒーター（坂口電熱製: MS-1）、ヒーター2は100V-90Wのラバーヒーター（坂口電熱製: SAM0330）であり、出力の調整はいずれもボルトスライダによって行った。また、温度分布の測定のために伝熱部内部には計30本のK型素線熱電対（坂口電熱製: K-6F, 線径0.32mm）を挿入した。熱電対挿入用の穴は直径1mm、深さ19mmであり、流路の中心線に沿って加熱面側から計15か所空けられており、それぞれの穴に計2本ずつの熱電対が挿入されている。

3・3 可視化装置

テストセクションの可視化には、静止画の撮影にデジタルスチルカメラ（ニコン製: D800, 画素数36.3Mpixel）、動画の撮影に高速度ビデオカメラ（カシオ製: EX-F1, フレームレート: 最大1200fps）、また光源としてコールドランプ（NAC製: UF3252NAC, 250W）を用いた。各装置の配置例を図4に示す。静止画は、テストセクションの側面および正面から撮影を行った。また、動画は側面からのみ撮影を行った。人工キャビティーからの気泡の挙動を撮影するために、いずれのカメラにも接写リングおよびマクロコンバージョンレンズを取り付けて、人工キャビティーから下流側に約25~30mm、流路幅方向に20mmの領域を拡大して撮影を行った。

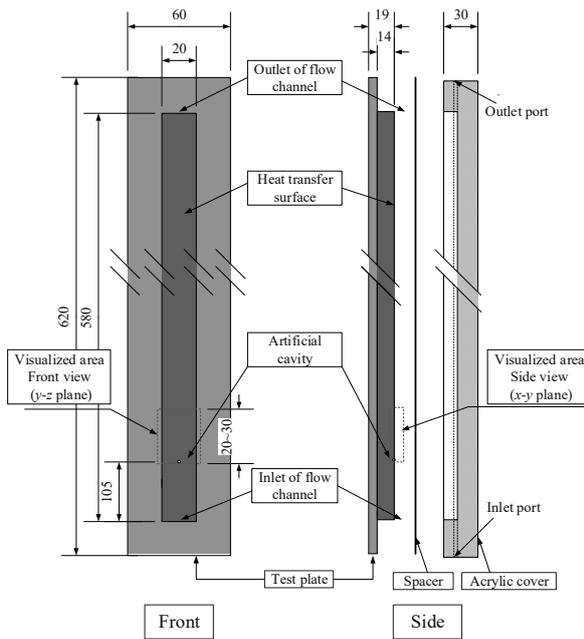


Fig. 2 Schematic diagram of the test section.

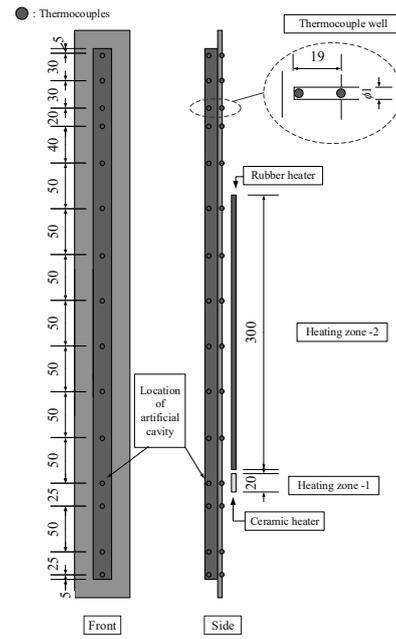


Fig. 3 Location of the thermocouple and heaters on the test plate.

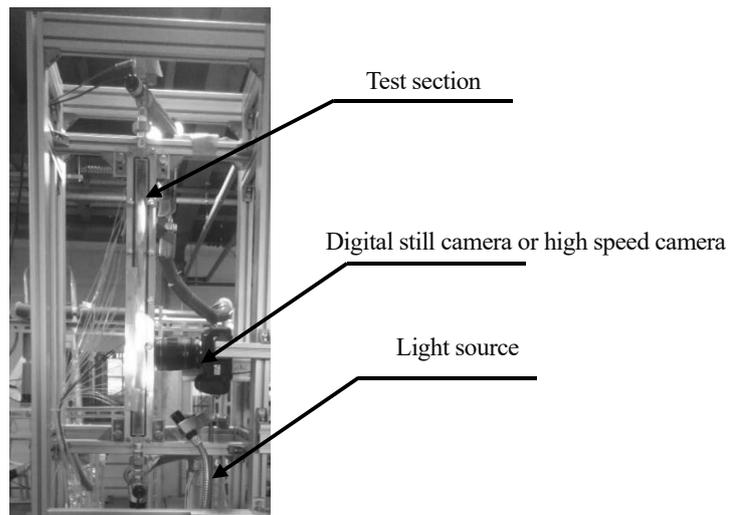


Fig. 4 Arrangement of the visualization apparatus

3・4 実験方法

実験は以下の方法で行った。まず、流量調整用バルブにて作動流体を任意の流量に調整する。次にプレヒーターでテストプレート入口における過冷度が 2~3K のとなるように調整する。任意の温度及び流量に調整された作動流体をテストプレートに流し、ヒーター1 により任意の熱流束で加熱し核沸騰を開始する。また同時にテストプレート内で作動流体を飽和温度に保つためにヒーター2 によって加熱を行う。各状態点の値が 10 分間一定であることを確認後、デジタルスチルカメラと高速度カメラで撮影を行う。デジタルスチルカメラは連写モードで 20 枚、高速度カメラは 1200fps で 2 秒間撮影を行った。また同時に各状態量をデータロガーにて 3 分間記録を行った。

実験条件および実験により得られた状態量を表 1 および表 2 に示す。

Table 1 Experimental condition

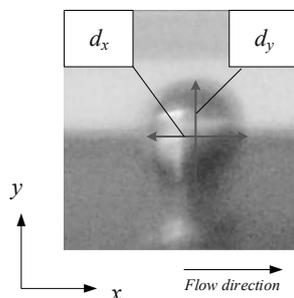
Mass flow rate G [kg/(m ² s)]	100, 150, 200, 250, 300, 500
Heat flux q [kW/m ²]	27 (28), 35
Temperature of the evaporator inlet T_{in} [°C]	50.5 ~ 53.7
Pressure of the evaporator inlet P_{in} [MPa]	0.0971 ~ 0.110

Table 2 Status value of the experiment

Temperature of the evaporator outlet T_{out} [°C]	44.7~51.7
Pressure of the evaporator outlet P_{out} [MPa]	0.0844 ~ 0.974
Local heat transfer coefficient h_{loc} [kW/m ² K]	7.46 ~ 9.80

3・5 可視化画像の解析法

可視化で得られた画像の解析は以下の方法で行った。デジタルスチルカメラにより連写モードで撮影された画像を画像ソフトで拡大し、気泡画像のピクセル数から個々の気泡のサイズを算出した。図5に可視化画像と寸法測定位置の例を示す。解析では、流れ方向を x 方向、2mm 幅の流路間隔方向を y 方向、流路幅方向を z 方向とし、また人工キャビティーの位置を原点 ($x=y=z=0$) として、各々の気泡の位置座標を求めた。連写モードで撮影された複数枚の静止画についても同様な解析を行い、異なる時間に観察された複数の気泡の位置座標および x, y, z 方向の寸法（ここでは各方向の最大値をその寸法と置く）を記録した。一方、高速度カメラの撮影で得られた各フレームの画像についてもデジタルスチルカメラと同様な気泡の位置座標および x, y, z 方向の寸法の解析を行うが、各フレームの時間間隔が 1/1200s と既知であることを利用して、各々の気泡の移動速度について解析を行った。ただし、高速度カメラでの撮影はテストセクションの側面から ($x-y$ 方向) のみであるので、速度は v_x, v_y の速度成分のみの測定結果のみが得られた。

Fig. 5 Definition of dimensions of a bubble (x - y plane)

3・6 局所熱流束、局所熱伝達率の測定

実験条件として与えた局所熱流束 q_{loc} は以下の式を用いて求めた。人工キャビティー直下の伝熱部に設置された2点の熱電対の温度 T_1, T_2 とし、また伝熱部の材質である SUS304 の熱伝導率を $k=17$ W/mK、熱電対間隔を $l=19$ mm としたとき、熱流束は

$$q_{loc} = k \frac{T_1 - T_2}{l} \quad (1)$$

で求められる。

また、ここで得られた熱流束を用いて、人工キャビティー上での表面温度 T_{wall} を外挿で求め、また作動流体飽和温度を T_{sat} としたときに、局所熱伝達率は以下の式で求められる。

$$h_{loc} = \frac{q_{loc}}{T_{wall} - T_{sat}} \quad (2)$$

4. 結 果

4・1 気泡径の測定

図6および図7にデジタルスチルカメラで得られた画像の一例を示す。画像は、質量流束が $G = 100, 250, 500 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 、熱流束が $q_{loc} = 27 \text{ kW/m}^2$ の条件の測定で得られたもので、それぞれ図6がテストセクションの側面および図7が正面から撮影されたものである。また、これらの画像より解析された x, y, z 方向の気泡寸法について図8に示した。

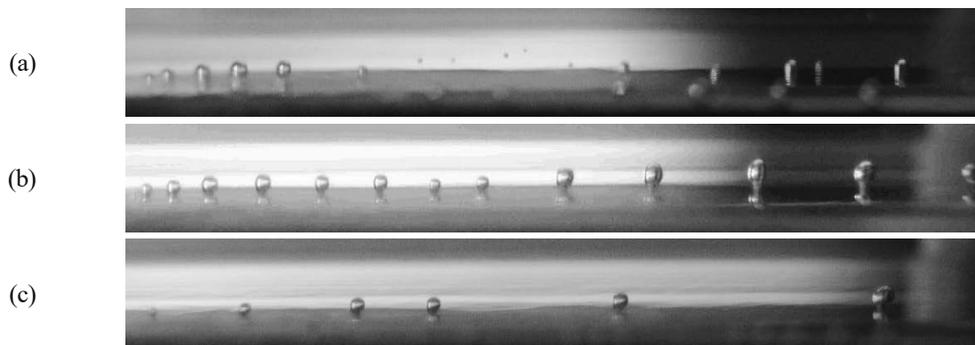


Fig. 6 Photos of bubbles from the side view ($q_{loc} = 27 \text{ kW/m}^2$)
(a) $G = 100 \text{ kg/m}^2\text{s}$, (b) $G = 250 \text{ kg/m}^2\text{s}$, (c) $G = 500 \text{ kg/m}^2\text{s}$

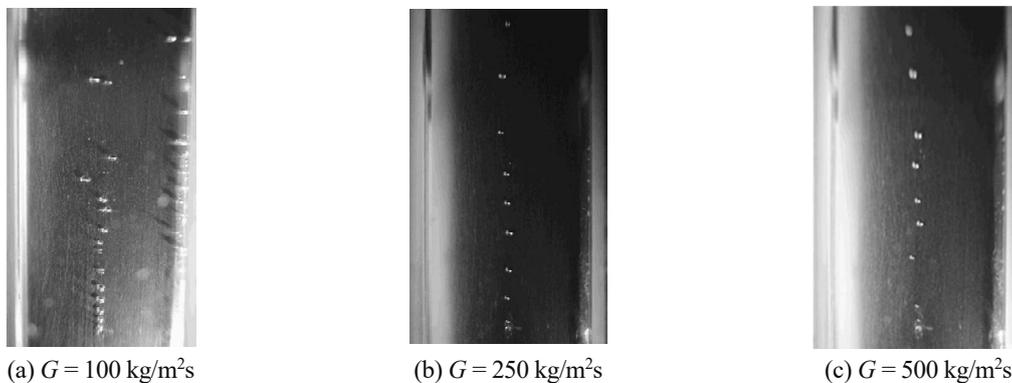


Fig. 7 Photos of bubbles from the front view ($q_{loc} = 27 \text{ kW/m}^2$)

図6(a)の画像から、気泡は人工キャビティーより発泡、膨張した後にほぼ一定の寸法を保ったまましばらく伝熱面状を下流に向けてスライドし、 $x = 4 \text{ mm}$ 付近で伝熱面から離脱していることが分かる。その後、気泡が凝縮し気泡寸法が縮小していることが分かる。一方、同一条件における他の画像からは、伝熱面から離脱せずにそのままスライドして下流側へ流れていく場合も観察できた。次に質量流束が図6(a)より大きい図6(b)と図6(c)の場合は、人工キャビティーから発泡後に徐々に膨張し下流側へスライドしながら流れていることが分かる。この時に図6(a)で観察されたような気泡の凝縮による寸法の縮小は見られなかった。また図7から全ての質量流束条件で気泡の蛇行が観察された。

図8に複数の画像から得られた気泡寸法 d_x, d_y, d_z の x 方向の分布を示す。同一の距離 x における各方向の気泡寸法は、ほぼ同様な気泡サイズを示すことが分かった。また、図8の質量流束の違いによる比較から、質量流束

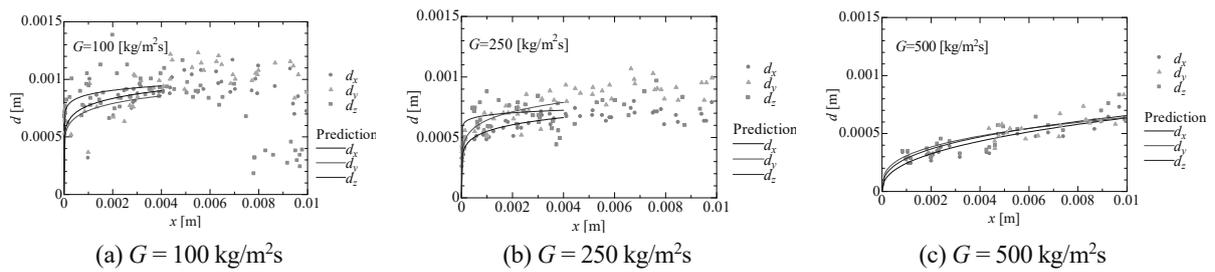


Fig. 8 Location of bubbles and bubble sizes ($q_{loc} = 27 \text{ kW/m}^2$)

の増加に伴い、気泡径が x, y, z 方向のいずれも僅かであるが減少していることが分かる。これらの傾向は、熱流束の異なる $q_{loc} = 35 \text{ kW/m}^2$ の条件においても観察された。

図 8 の結果をもとに、人工キャビティからの距離 x に対する気泡寸法 d_x, d_y, d_z の相関について考察するため、 $G = 100, 250 \text{ kg/m}^2\text{s}$ の場合は $0 < x < 4\text{mm}$ 、 $G = 500 \text{ kg/m}^2\text{s}$ の場合は $0 < x < 10\text{mm}$ の範囲において実験で得られた全てのデータを用いて最小二乗法により次の表 3 に示す相関式を得た。相関式は全てべき乗の形で示した。これらの相関式より、 $G = 500 \text{ kg/m}^2\text{s}$ では、ほぼ球形に近い気泡が得られているのに対して、 $G = 100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ では z 方向に、 $G = 250 \text{ kg/m}^2\text{s}$ では y 方向に扁平した気泡であることが分かる。

Table 3 Correlations of the bubble size each coordinate direction

$G \text{ [kg/m}^2\text{s]}$	$d_x = A_x x^{n_{Ax}}$		$d_y = A_y x^{n_{Ay}}$		$d_z = A_z x^{n_{Az}}$	
	A_x	n_{Ax}	A_y	n_{Ay}	A_z	n_{Az}
100	0.00174	0.09100	0.00163	0.11640	0.00132	0.06050
250	0.00140	0.13560	0.00180	0.14900	0.00092	0.04290
500	0.00433	0.41650	0.00274	0.31590	0.00345	0.36080

4・2 気泡の速度の測定

図 9 に高速度カメラで得られた画像の一例を示す。画像は、質量流束が $G = 100, 250, 500 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 、熱流束が $q_{loc} = 27 \text{ kW/m}^2$ の条件の測定で得られたものである。また、これらの画像より解析された x, y 方向の速度について人工キャビティからの距離 x に対する値を図 10 に示す。

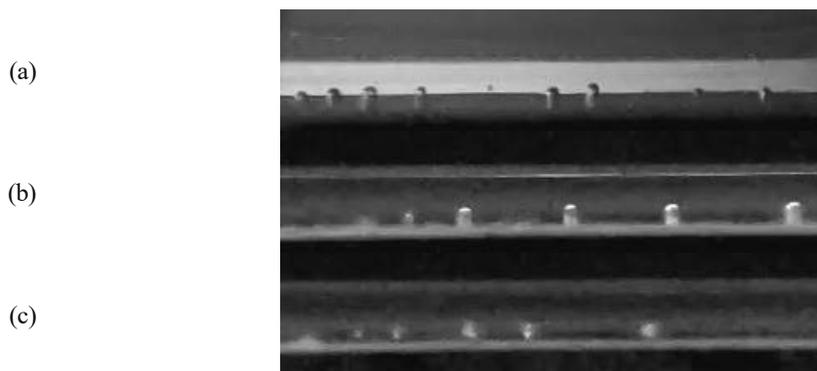


Fig. 9 Snapshots of bubbles from side view ($q_{loc} = 27 \text{ kW/m}^2$)

(a) $G = 100 \text{ kg/m}^2\text{s}$, (b) $G = 250 \text{ kg/m}^2\text{s}$, (c) $G = 500 \text{ kg/m}^2\text{s}$

図 9 の各条件における可視化画像は、紙面の都合上 1 フレームずつしか掲載できなかった。またこれらの写真は図 6 の静止画によるものに比べて解像度が低いため、気泡寸法の解析までは行えなかった。しかし、各気泡の中心を求め、基準とするフレームから 5 フレーム後 (5/1200s) の気泡中心の移動距離を解析することで、 x, y 方向の速度 v_x, v_y を得られた。

図 10 に人工キャビティからの距離 x に対する速度分布を示す. 解析は, v_x, v_y の各速度成分で行ったが, 次式で速度ベクトル v を導出した上で比較を行った.

$$v = \sqrt{v_x^2 + v_y^2} \quad (3)$$

異なる質量流束による速度 v の比較では, $G = 100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ が一番速く, それ以上の質量流束ではほぼ同程度の速度を示すことが分かった. 図 10 および表 4 に v と x の相関式を示す. 相関式は表 3 と同様に距離 x のべき乗となるように最小二乗法で整理を行った.

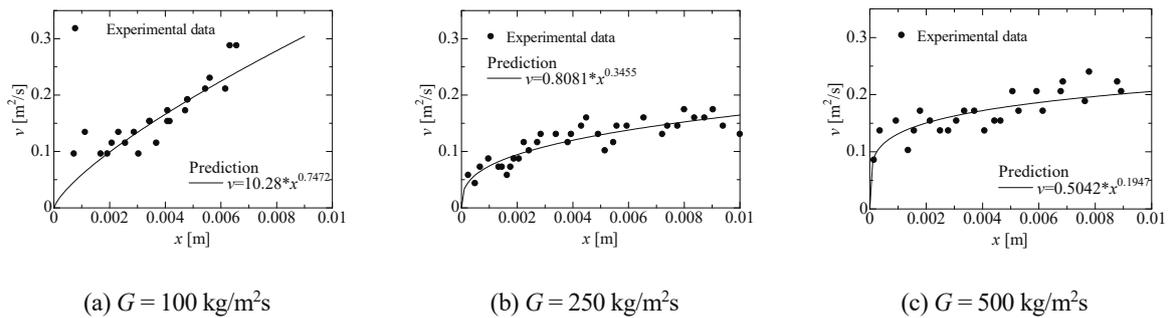


Fig. 10 Location of bubbles and bubble velocity ($q_{loc} = 27 \text{ kW/m}^2$)

Table 4 Correlations of the bubble velocity in each coordinate direction

$G \text{ [kg/m}^2\text{s]}$	$v = Bx^{n_B}$	
	B	n_B
100	10.28	0.7472
250	0.8081	0.3455
500	0.5042	0.1947

4・3 気泡の位置及び気泡径の相関

4・1, 4・2 節において, 気泡寸法 d と人工キャビティからの距離 x の相関 ($d-x$ と置く), 速度 v と人工キャビティからの距離 x の相関 ($v-x$ と置く)の相関式がそれぞれ得られたが, さらに高速度カメラ画像からの解析では速度 v と時間 t との相関 ($v-t$ と置く)も同時に得ることができる. この時の相関式を次式のように置く.

$$v = Ct^{n_C} \quad (4)$$

以上 3 つの相関式を整理することで, 気泡寸法 d と時間 t の関係 ($d-t$ と置く)を次式で表すことができる.

$$d = AD^{n_A} t^{(n_A n_D)} \quad (5)$$

ここで, D, n_D は次式で求められる定数である.

$$D = \left(\frac{C}{B} \right)^{\frac{1}{n_B}}, \quad n_D = \left(\frac{n_C}{n_B} \right) \quad (6)$$

また, A, n_A については x, y, z の各成分の係数が表 3 に与えられているので, 式(5)では d_x, d_y, d_z の相関が求められる. さらに次式によって相乗平均を取ることで, 気泡寸法の平均値 d と時間 t との相関が最終的に得られる. 得られた相関式を表 5 に示す.

$$d = \sqrt[3]{d_x d_y d_z} \tag{7}$$

Table 5 Correlations of the average bubble size, d , against time, t

G [kg/m ² s]	d
100	$d = 1.411 \times 10^{-3} t^{0.1195}$
250	$d = 1.035 \times 10^{-3} t^{0.1240}$
500	$d = 2.983 \times 10^{-3} t^{0.5632}$

ところで Plesset and Zwick (1954)は、無限に広がる加熱液層中に置かれた球形気泡の漸近的な成長について推算式を提案している。

$$d = 4\sqrt{3/\pi} \sqrt{\alpha_l} \frac{\rho_l c_{pl} \Delta T}{\rho_v h_{fg}} t^{0.5} \tag{8}$$

ここで、 α_l は液相の温度拡散率、 ρ_l は液相の密度、 ρ_v は気相の密度、 c_{pl} は液相の定圧比熱、 h_{fg} は蒸発潜熱である。式(8)では、気泡の成長は時間 $t^{0.5}$ に比例することが示されている。

一方、気泡径について検討するため、沸騰気泡の離脱条件との比較を行った。Friz (1935) は離脱直後の直径について静止気泡に働く表面張力と浮力のバランスを考えて、次の式を提案した。

$$d = 0.0208 \theta_c \sqrt{\sigma / g(\rho_l - \rho_v)} \tag{9}$$

ここで、 σ は表面張力、 θ_c は接触角である。なお、本計算では可視化画像から実測によって得られた $\theta_c = 25^\circ$ を代入した。

実験で得られた式(7)の推算式について、式(8)、(9)の推算式との比較を行った。それらの比較を図 11 に示す。

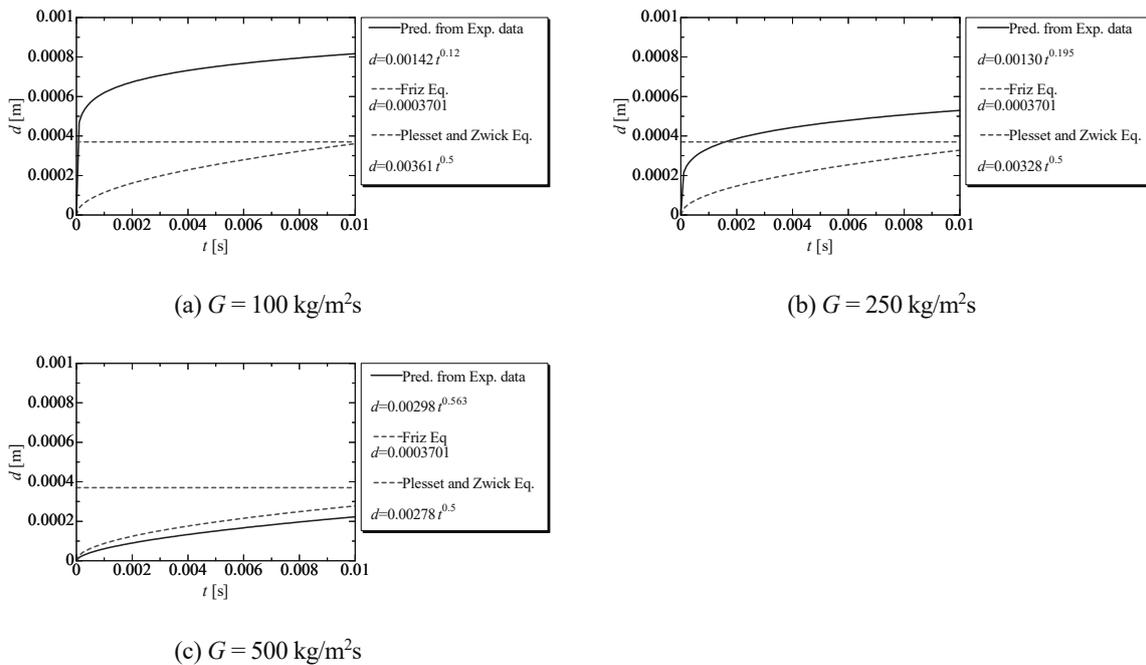


Fig. 11 Comparison between correlations and result ($q_{loc} = 27 \text{ kW/m}^2$)

$G=100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ の時, 式(7)は式(8)から大きく外れ, 一方, $G=500 \text{ kg/m}^2\text{s}$ の時はほぼ同じ値を示している. 一方, このことから, 低質量流束では Plesset and Zwick の式では推算できないことが分かる. また, 離脱気泡径を推算する式(9)との比較では, $G=100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ における式(7)推算式の値は Friz の離脱条件より大きい. しかし, $G=500 \text{ kg/m}^2\text{s}$ では離脱条件となる気泡径に達する前に離脱し, 気泡が下流側に移動していることが分かる. 気泡が成長する前に主流の影響や浮力によって離脱していることが考えられる.

5. 結 言

FC-72 の強制対流場における単一人工キャビティからの気泡の発生について, 可視化装置による観察を行った. 沸騰気泡の観察から以下のことが明らかになった.

- (1) 人工キャビティからの距離に対する気泡の寸法の変化には相関関係がある. また気泡寸法は距離のべき乗に比例する.
- (2) 気泡の寸法は, 質量流束の増加によって減少する.
- (3) 人工キャビティからの距離に対する気泡の速度の変化には相関関係がある. また気泡速度は距離のべき乗に比例する.
- (4) 気泡速度は, 質量流束の増加によって減少する.
- (5) $G=500 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q=27 \text{ kW/m}^2$ の時間に対する気泡寸法の変化は, Plesset and Zwick の気泡成長の式で表すことができる. 一方, 同条件における気泡は, 離脱気泡径の推算式からの値に比べて小さい値で離脱して, 伝熱面状をスライドしていることが分かった.

文 献

- 有馬博史, 小山幸平, 栗田陸也, 中村友哉, “U字型フィンを配したプレート式蒸発器の沸騰熱伝達特性”, OTEC, Vol. 21, (2016), pp. 17-23.
- 小山幸平, 中村友哉, 有馬博史, “並流型および向流型プレート式熱交換器における FC-72 流動沸騰に関する研究”, OTEC, Vol. 19, (2014), pp. 21-26.
- 小山幸平, 中村友哉, 有馬博史, “並流型および向流型プレート式熱交換器の流動沸騰特性の比較”, OTEC, Vol. 20, (2015), pp. 15-19.
- Fritz, W., Physik Zeitschr., Vol. 36, (1935), pp. 379.
- Thorncroft, G. E., Klausner, J. F., Mei, R., “An experimental investigation of bubble growth and detachment in vertical upflow and downflow boiling”, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 41, (1998), pp. 3857-3871.
- Arima, H., Okamoto, A., Ikegami, Y., “Local boiling heat transfer characteristics of ammonia/water binary mixture in a vertical plate evaporator”, Journal of Thermal Science, Vol. 34, No. 3, (2011), pp. 648-657.
- Plesset, M. S., Zwick, A., “The Growth of Vapor Bubbles in Superheated Liquids”, Journal of applied physics, Vol. 25, (1954) pp. 493-500.
- Okamoto, A, Arima H., Ikegami, Y., “Characteristic of local boiling heat transfer of ammonia and ammonia / water binary mixture on the plate type evaporator”, Journal of Thermal Science, Vol. 20, No. 4, (2011), pp. 332-342.
- Okawa, T., Ishida, T., Kataoka, I., Mori, M., “An experimental study on bubble rise path after the departure from a nucleation site in vertical upflow boiling”, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 29, (2005), pp. 287-294.