

アンモニア強制対流のプレート式蒸発器における沸騰様相*

三島 文也^{*1}, 有馬 博史^{*2}, 小山 幸平^{*2}, 岡本 明夫^{*3}, 池上 康之^{*2}

Boiling Feature on Forced Convection of Ammonia on Plate Evaporator

Fumiya MISHIMA^{*1}, Hirofumi ARIMA^{*2}, Kohei KOYAMA^{*2}, Akio OKAMOTO^{*3}
and Yasuyuki IKEGAMI^{*2}

^{*1} Graduate School of Science and Engineering, Saga University
1-Honjo, Saga, 840-8502, Japan

OTEC is one of the renewable energy using small temperature difference between surface and deep sea water, which is expected to be the countermeasures against global warming problem. In addition, such renewable energy attracts attention as what replaces nuclear power generation. However, since it is inefficient and an initial investment is expensive, OTEC is not yet put in practical use. Therefore, the improvement the efficiency of heat exchanger is important for implementation. In this study, the visualization of ammonia forced convection on plate evaporator has been performed to analyze the boiling feature and the relationship between thermal equilibrium vapor quality and void fraction. The visualization was used 250fps high-speed video camera and ammonia flow patterns were observed on three sight glasses. At the same time, measurements of local heat transfer coefficients were performed at a range of mass flux (7.5-15 kg/(m² s)), heat fluxes (15-25 kW/m²), and pressures (0.7-0.9 MPa). The result shows that the void fraction increases with an increase in thermal equilibrium vapor quality. However, it is found that the tendency is close to drift flux model proposed by Zuber et al. instead of homogeneous flow model.

Key Words : Ammonia, Visualization, Heat Transfer Coefficient, Plate Evaporator,

1. 結 言

OTEC や STEC で代表される小温度差発電では、熱交換器としてプレート式熱交換器、作動流体として沸点の低いアンモニアやアンモニア／水の混合媒体が使用されている。その中でもプレート式蒸発器はタービンに蒸気を供給する重要な役割を果たし、その性能向上はプラント全体の効率向上に繋がる。しかし、アンモニア又はアンモニア／水を用いたプレート式蒸発器に関する研究は少ない。これらの研究には、櫛部ら⁽¹⁾⁽²⁾、Djordjevic ら⁽³⁾、Taboas ら⁽⁴⁾による民生品のプレート式蒸発器を用いたアンモニア又はアンモニア／水の混合媒体についての局所⁽³⁾又は平均沸騰熱伝達率⁽¹⁾⁽²⁾⁽⁴⁾の測定や、金ら⁽⁵⁾、岡本ら⁽⁶⁾⁽⁷⁾による実験用プレート式熱交換器を用いたアンモニアおよびアンモニア／水の局所沸騰熱伝達についての測定が挙げられるのみであるが、沸騰熱伝達の特性について様々な条件において検討されている。

一方、プレート式熱交換器における熱伝達特性を明らかにするためには熱伝達のみではなく、沸騰様相の観察についても必要不可欠である。アンモニアの沸騰様相の観察については、管型の蒸発器については Shah ら⁽⁸⁻¹⁰⁾、Kabelac ら⁽¹¹⁾、Zamfirescu ら⁽¹²⁾の研究で挙げられるように古くから行われているが、プレート式蒸発器については

* 原稿受付 2011 年 07 月 31 日

^{*1} 佐賀大学大学院工学系研究科 (〒840-8502 佐賀市本庄町 1 番)

^{*2} 佐賀大学海洋エネルギー研究センター

^{*3} 神戸製鋼所

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

構造上可視化窓を取り付けられないなど制約がある．プレート内部の二相流の観察には，浅野ら⁽¹³⁾による中性子ラジオグラフィーを用いた水-空気二相系の間接的な観察が行われているが，アンモニアの場合は金ら⁽⁵⁾，岡本ら⁽⁶⁾⁽⁷⁾による実験用プレートに取り付けた可視化窓による沸騰様相の観察のみである．

プレート蒸発器は矩形の流路断面の幅に対して高さが非常に低く，一般に高いアスペクト比を持つ狭隘流路である．この中における沸騰熱伝達特性を明らかにするためには，アスペクト比の大きな狭い矩形流路における流動特性を理解する必要がある．これらに関する可視化による流動特性の研究は，Barber ら⁽¹⁴⁾の FC-72 を用いたマイクロチャンネルにおける気泡成長の流路制限による影響の研究や，Soupremanien ら⁽¹⁵⁾の Foren[®] 365 HX を用いた矩形ミニチャンネルにおけるアスペクト比の流動沸騰に対する影響の研究などが挙げられる．Barber ら⁽¹⁴⁾は，アスペクト比（幅／高さ）＝10 の狭い流路において孤立気泡を観察することで，流路の制限による気泡成長への影響を調査して円管流れとは異なることを明らかにした．一方，Soupremanien ら⁽¹⁵⁾は，同一の水力相当直径においてもアスペクト比（幅／高さ）の小さい方の熱伝達が大きいことを示し，その理由を可視化で得られた気泡の発生および移流の様相を用いて説明している．

アスペクト比＝125 のプレート式蒸発器においてアンモニアの沸騰様相の観察を行った岡本ら⁽⁷⁾は，可視化で得られた静止画を解析することでボイド率と熱平衡乾き度の関係を求めたが，プレート内の沸騰ではボイド率は時々刻々と変動するため実験データのばらつきが大きくなることを明らかにしている．

そこで，本研究ではプレート式蒸発器におけるアンモニアの流動特性をより正確に調べるために，岡本ら⁽⁷⁾によって行われたアンモニア沸騰の可視化実験を元に高速度カメラを用いた実験を行い，時間平均ボイド率を求め熱平衡乾き度との関係について検討した．

2. 記 号

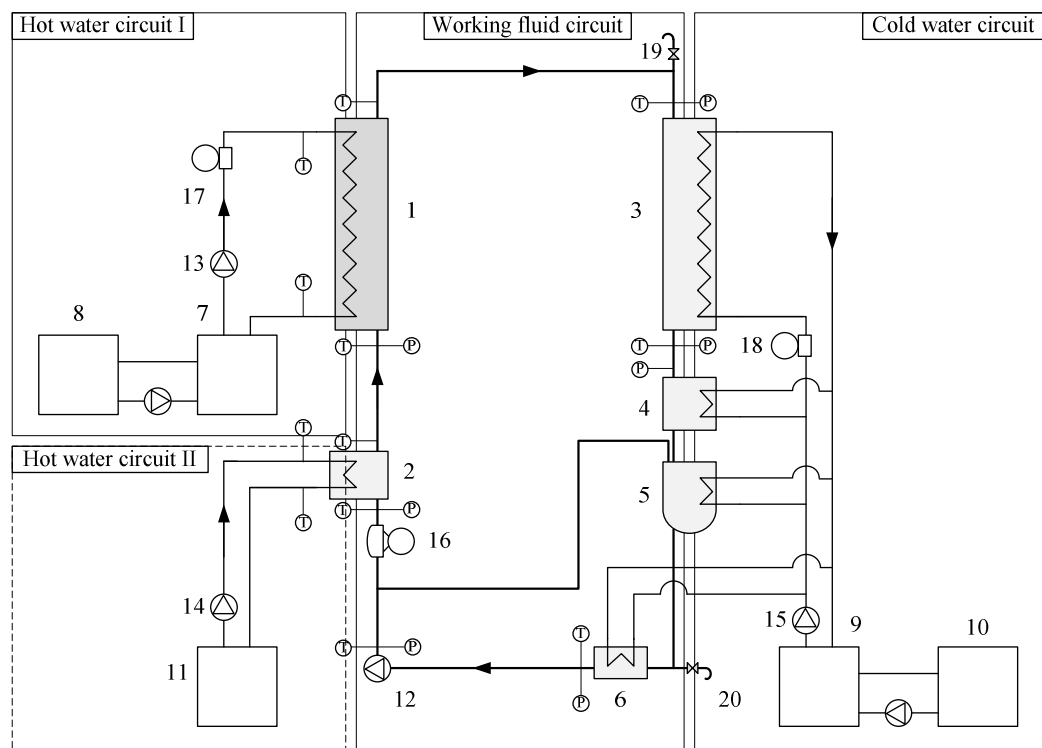
A	:	伝熱面積 [m^2]
Co	:	ボイド率相関式の分布定数 [-]
G	:	質量流束 [$\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$]
h	:	熱伝達率 [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$]
i	:	比エンタルピー [J/kg]
i_{fg}	:	蒸発潜熱 [J/kg]
k	:	熱伝導率 [$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$]
m	:	質量流量 [kg/s]
M_V	:	フレーム数 [frame]
P	:	圧力 [Pa]
q	:	熱流束 [W/m^2]
Q_{pre}	:	プレヒーターの熱交換量 [W]
t	:	時間 [s]
T	:	温度 [K]
V_{Gj}	:	平均ドリフト速度 [m/s]
x	:	熱平衡乾き度 [-]
α	:	ボイド率 [-]
ρ	:	密度 [kg/m^3]
σ	:	標準偏差 [-]
添え字		
ave	:	平均
g	:	気体
in	:	蒸発器入口
l	:	液体
pre	:	プレヒーター

sat : 飽和
wall : 壁面

3. 実 験

3・1 実験装置

図 1 に実験装置概略図を示す。実験装置は作動流体循環系, 2つの温水循環系, 冷水循環系で構成されている。作動流体系は蒸発器(テストプレート), 凝縮器, 作動流体ポンプ, 作動流体タンク, サブクーラー, プレヒーター, アフターコンデンサーで構成されている。作動流体であるアンモニアはポンプによって作動流体タンクからプレヒーターに送られ, 乾き度を調整された後に蒸発器に送られる。蒸発したアンモニアは, 凝縮器とアフターコンデンサーに送られ, 凝縮した後に作動流体タンクに戻される。温水循環系 1 は温水ボイラーと温水タンクで構成されている。温水ボイラーで作られた温水は温水タンクに一旦貯められ, ポンプで蒸発器に送られ作動流体を加熱する。温水循環系 2 は, 温水タンク 2 において 2kW の投げ込みヒーターにて加熱された水をポンプでプレヒーターに送る系統である。冷水循環系は冷凍機と冷水タンクで構成されている。冷凍機で作られた冷水は冷水タンクに一旦貯められ, ポンプで凝縮器, アフターコンデンサー, 作動流体タンクに送られ作動流体を冷却する。



1. Test plate (Evaporator) 2. Pre-heater 3. Condenser 4. After condenser 5. Working fluid tank 6. Sub cooler
7. Hot water tank 8. Boiler 9. Cold water tank 10. Refrigerator 11. Hot water tank II 12. Working fluid pump
13. Hot water pump 14. Hot water pump II 15. Cold water pump 16. Mass flow meter 17. Volumetric flow meter
for hot water 18. Volumetric flow meter for cold water 19. Degassed valve 20. Release valve

Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus

実験装置では各循環系の内部の状態量を測定するため, 温度, 圧力, 流量センサーを T, P で示す点, および図 1 の”2”, ”17”, ”18” に配した。作動流体および温冷水の温度測定には測温抵抗体 (林電工製 ER6, JIS A 級, 誤差 $\pm 0.15^{\circ}\text{C}$), 作動流体の圧力測定には圧力センサー (東芝製 3051CG, 測定範囲 $0\sim 2070\text{KPa}$), 作動流体の流量測定にはコリオリ式質量流量計 (エンドレスハウザー製 PROMASS 80, 精度: $\pm 1\%$ 以内), 温冷水の流量測定には電磁流量計 (東芝製 LF410, 測定精度 $\pm 0.5\%$) を使用した。

図 2 に蒸発器(テストプレート)の概略図を示す。テストプレートは SUS304 製で, 厚さ 40mm のプレートと厚さ 30mm の温熱源側および作動流体側の押さえ板, スパースーで構成されている。温熱源側および作動流体側の

流路は、プレートとそれぞれの押さえ板の間に挟まれた厚さ 10mm と 2mm のスペーサーで形成されている。プレートの伝熱面は縦 250mm、幅 650mm である。また、図 2 に示すように作動流体側の押さえ板には、直径 45mm の可視化用の窓を伝熱面入口から 155mm、330mm、580mm の位置に計 3 か所配置した。プレート内の局所の温度測定には、図 3 に示す K 型のウレタン製熱電対シースを使用した。1 つのシースは直径 3mm のウレタンチューブに K 型熱電対の直径 0.1mm の素線を 33.5mm 間隔で 2 本挿入して構成した。このシースを図 2 のプレート内の高さ方向に 6 か所に配した熱電対用穴に挿入して局所の温度を測定した。熱電対の温度の測定はマルチメーターにて行い、そのデータを PC に転送して記録した。

3・2 局所沸騰熱伝達率および熱平衡乾き度の計算

伝熱面における局所の沸騰熱伝達率と熱平衡乾き度については、以下の方法で計算を行った。

まず局所熱流束 q を図 3 に示す熱電対の温度 T_1 、 T_2 とそれらの距離 l_1 、プレートの熱伝導率 k から一次元定常熱伝導を仮定して次の式で求めた。

$$q = k \frac{(T_1 - T_2)}{l_1} \quad (1)$$

次に、プレート表面温度 T_{wall} を式(2)から外挿で求めた。

$$T_{wall} = T_2 - \frac{ql_2}{k} \quad (2)$$

局所熱伝達率 h は、局所の熱流束 q 、プレート表面温度 T_{wall} と飽和温度 T_{sat} を用いて次式から求めた。

$$h = \frac{q}{(T_{wall} - T_{sat})} \quad (3)$$

ここで、 T_{sat} は蒸発器入口の圧力を飽和圧力 P_{sat} としたときの飽和温度であり、熱物性計算プログラム P-Propath⁽¹⁶⁾より求めた値を用いた。

次に、局所熱平衡乾き度 x は次の式(4)で計算を行った。

$$x = \frac{i - i_{sat,l}}{i_{fg}} \quad (4)$$

ここで、 i は局所の比エンタルピー、 $i_{sat,liq}$ と i_{fg} は、飽和圧力（蒸発器入口の圧力）における飽和液の比エンタルピーと蒸発潜熱である。

局所の比エンタルピー i は以下の方法で求めた。

まず初めに、過冷状態にあるプレヒーター入口の比エンタルピー $i_{pre,in}$ を圧力、温度から P-Propath⁽¹⁶⁾を使って計算し、次にプレヒーターの熱交換量 Q_{pre} と作動流体の質量流量 m からプレヒーターにおける比エンタルピー増加量を求め加算することで蒸発器入口の比エンタルピー i_{in} を次式で与える。

$$i_{in} = i_{pre,in} + \frac{Q_{pre}}{m} \quad (5)$$

ここで、 Q_{pre} はプレヒーターを流れる温水の入口出口の温度差と質量流量から求めた。

次に、蒸発器の入口からの測定点までのエンタルピー増加量を局所熱流束 q 、局所の伝熱面積 A および作動流体の質量流量 m から求め、蒸発器入口の比エンタルピーに加算することで局所の比エンタルピー i を得た。式を示す。

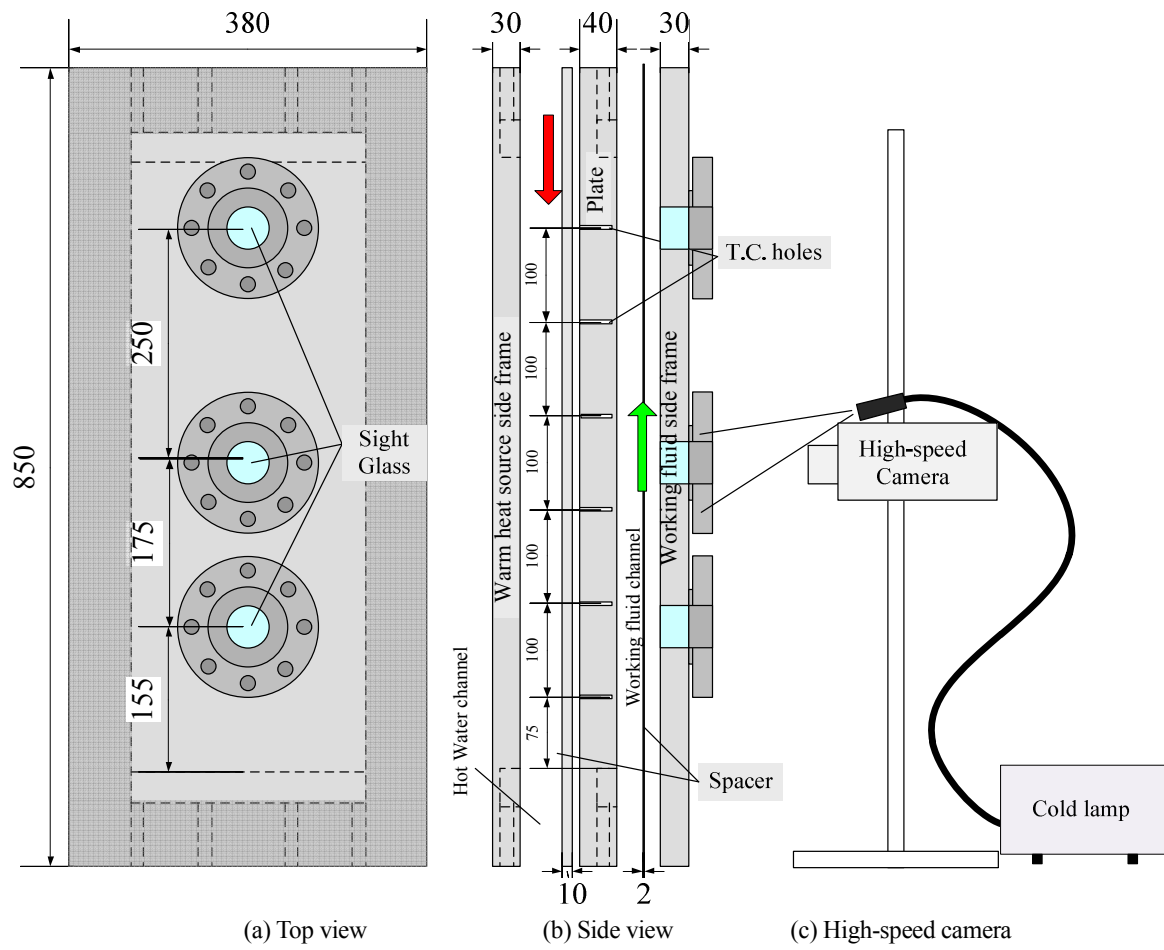


Fig. 2 Assembly of test plate and high-speed camera configuration

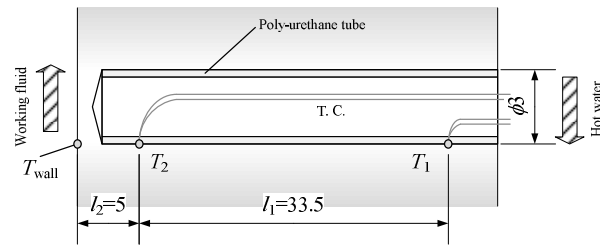


Fig. 3 Local position of thermocouples inside the plate

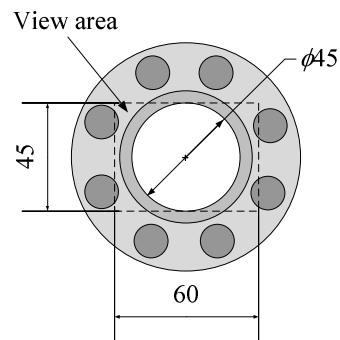


Fig. 4 View area on sight glass

$$i = i_m + \frac{qA}{m} \quad (6)$$

なお、各可視化窓の局所の熱平衡乾き度については、温度の測定点と可視化窓中心の位置が一致しないため、可視化窓の中心を挟む上下の測定点の局所の乾き度の値を用いて補間により得られた値をその可視化窓における局所の乾き度とした。

3・3 可視化実験

プレート式蒸発器内の沸騰様相は、図 2(b)および(c)に示すように高速度カメラ（NAC 製 MEMRECAM fxK3、搭載メモリ 4GB）を可視化窓に対して正対するように配して撮影を行った。光源はコールドランプ（NAC 製 UF3252NAC、250 W）を使用した。撮影範囲は図 4 に示す縦 45mm×横 60mm である。可視化窓が 3 か所あるため、各実験条件で可視化窓を変えながら 3 つの異なる乾き度における沸騰様相の測定を行った。高速度カメラのフレームレートは 250 fps、解像度は 640 × 480 pixel、グレースケール 256 階調である。一つの条件に対して約 2 秒間の動画を記録した。カメラに保存された動画は専用のソフトにて PC に転送した。そのデータを専用ソフトで AVI フォーマットに変換して画像処理用データとして用いた。

3・4 実験条件

実験条件として質量流束 $G = 10 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 、平均熱流束 $q_{\text{ave}} = 15, 20$ および 25 kW/m^2 、飽和圧力 $P_{\text{sat}} = 0.8 \text{ MPa}$ を与えた。

3・5 可視化画像の解析

本研究では、可視化画像から直接ボイド率を解析する方法について試みた。図 5 に可視化で得られた動画のスナップショットを示す。図のように可視化窓に対してアンモニアの液および蒸気の気泡が分布している様子が観察できる。この可視化窓内の液と気泡との体積からボイド率を算出するとした場合、奥行きつまりプレートの間隔 2mm 方向における気泡の厚みの情報が必要となる。しかし、動画からは 2 次元の平面の情報しか得られないので以下①～③の仮定を行い、可視化像から任意の観察領域における面積とその中に含まれる気泡の面積を面積率として求め、それをボイド率として画像解析により算出することにした。

- ①気泡に対して伝熱面側と窓側との間に液膜は存在しない。
- ②可視化で得られる気泡表面の面積が奥行方向に一様である。
- ③局所のボイド率はスナップショットで得られた気泡の面積率に等しい。

可視化画像の解析は、独自に開発した画像処理プログラムにより行った。なお、画像処理のライブラリとして浦西らの OpenCV⁽¹⁷⁾を用いた。

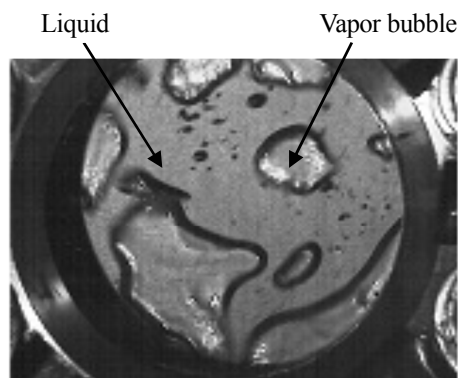


Fig. 5 Snap shot of flow pattern from movie file

画像処理プログラムは処理 I と処理 II の 2 つのプログラムで構成されている。処理 I は、高速度カメラで撮影した可視化動画をフレームに分割して、観察領域の抽出と気泡輪郭を抽出するプログラムである。一方処理 II は、

処理 I で得られた輪郭情報をもつ画像ファイルから気泡と液の領域を 2 値化したファイルを作成し、その 2 値化画像から気泡の面積率すなわちボイド率を計算するプログラムである。

処理 I（気泡輪郭の抽出）

図 6(a)に処理 I のフロー線図を示す。ここで、 M は可視化動画の全フレーム数 ($M = 1000 \sim 2000$)、 K は 1 フレームのピクセル数 ($K = 640 \times 480$) を示す。処理法について以下に示す。

- ①可視化動画を AVI フォーマットの動画ファイルに保存。
- ②複数枚のフレームにおける各ピクセルの変化を検出することで可視化窓の領域（直径 45 mm）を抽出。
- ③②から観察領域（22.5 mm × 22.5 mm）を切り出すためのマスク画像を作成（図 7, I-③）。
- ④ M 枚のフレームの内、 F 番目のフレームを抽出（図 7, I-④）。
- ⑤ F 番目のフレームとマスクを合成して、観察領域のみ抽出（図 7, I-⑤および図 9, I-⑤）。なお、図 9 はボイド率の計算に用いる領域のみを切り取ったものである。
- ⑥観察領域の気液の画像より気泡輪郭を抽出。この処理の詳細は図 6(b)に示す（図 9, I-⑥）。
- ⑦輪郭抽出後の画像をフォルダに保存。
- ④～⑦のループを M フレーム分繰り返す。

ここで、⑥は、気泡輪郭が他の部分より暗い(つまり黒に近い値である)ことを利用して、ある閾値で輪郭とそれ以外を判別する。図 9, I-⑥に示す処理後の画像のように輪郭は白で表され、気泡はその輪郭で囲まれている領域であることが判る。

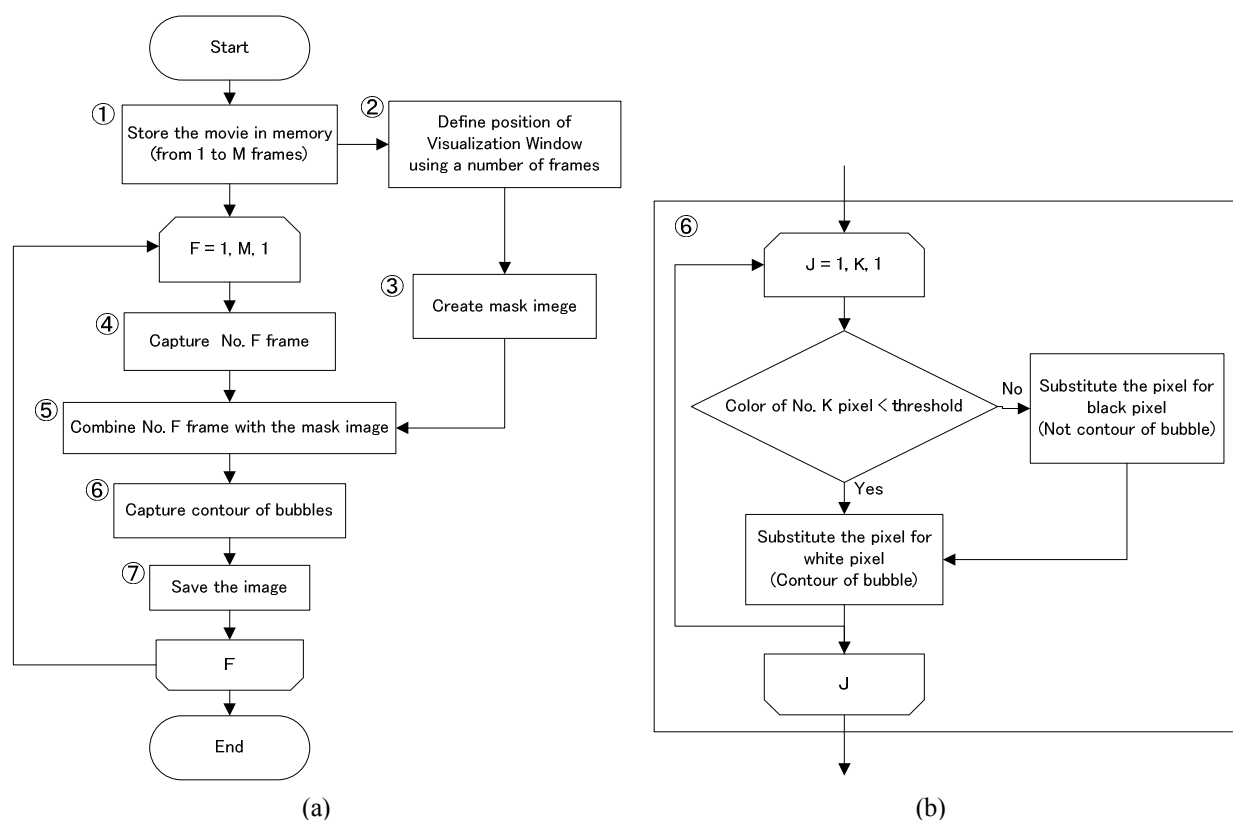


Fig. 6 Flow diagram of image processing I

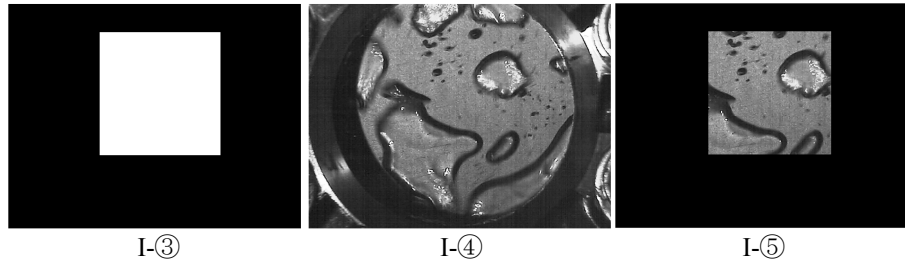


Fig. 7 Combine process of captured image and mask image

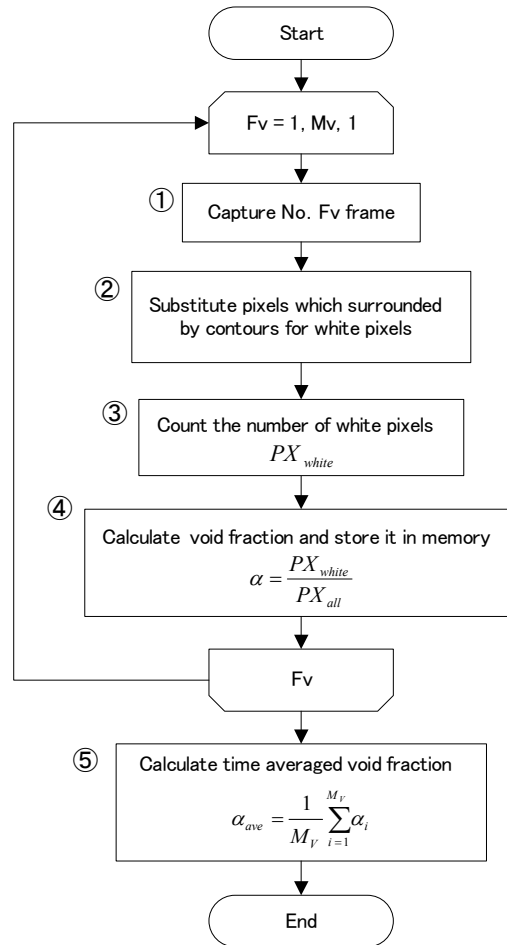


Fig. 8 Flow diagram of image process

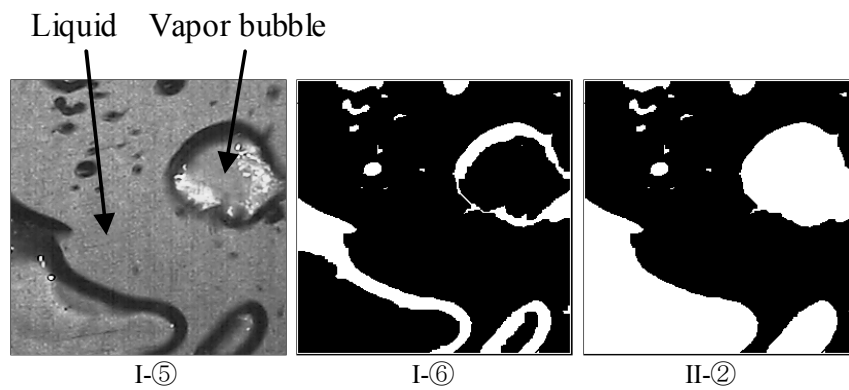


Fig. 9 Area used to calculate void fraction

処理Ⅱ（ボイド率の計算）

図 8 に処理Ⅱのフロー線図を示す．ここで画像処理は， M 枚の全ての画像は使用せず，フレームの間隔を 0.02 s で間引きを行い， $M_V = 100$ 枚のみ使用した．

- ①間引かれた M_V 枚の輪郭画像から F_V 番目の画像を抽出．
- ②気泡輪郭に囲まれた領域すなわち，気泡部分を白に置換（図 9, Ⅱ-②）．
- ③気泡部分のピクセル数 PX_{white} をカウントする．
- ④観察領域のピクセル数を PX_{all} として式(7)でボイド率 α を計算後，メモリに保存．

$$\alpha = \frac{PX_{white}}{PX_{all}} \quad (7)$$

①~④のループを M_V 回繰返す．

⑤時間平均ボイド率 α_{ave} を式(8)で計算．

$$\alpha_{ave} = \frac{1}{M_V} \sum_{i=1}^{M_V} \alpha_i \quad (8)$$

3・6 可視化データの時間分布

図 10 (a)および(b)は，質量流束 $G = 10 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ ，平均熱流束 $q_{ave} = 15 \text{ kW/m}^2$ ，飽和圧力 $P_{sat} = 0.8 \text{ MPa}$ におけるボイド率 α の経時変化を最下部と最上部の可視化窓の値について示したものである．このとき，可視化窓中心における熱平衡乾き度 x は，それぞれ $x = 0.195$ および 0.5 であった．図 10 に示すように，ボイド率は時間によって不規則にかつ大きく変動していることが分かる．これは，他の熱流束，質量流束，圧力の条件においても同様な傾向を示した．このことから，計算で得られた局所の熱平衡乾き度 x に対して，動画からボイド率を一点に定められないことが判る．よって，次のような検討を行った．

図 11 (a)は，測定時間 2 秒間に対して動画フレームのサンプリング間隔が $\Delta t = 0.02 \text{ s}$ の場合における瞬時のボイド率の頻度分布を示したヒストグラムである．ボイド率は時間と共に激しく変動するため広い範囲に分布しているが，その分布は標準偏差 $\sigma = 0.11$ の正規分布を取った．他の条件においても同様な分布を示したため，ボイド率の時間平均値をその条件におけるボイド率として扱うことにした．なお，図 10 (a)における平均値は $\alpha_{ave} = 0.33$ であった．一方，測定時間による影響を調べるため，測定時間 4 秒間，サンプリング間隔が $\Delta t = 0.02 \text{ s}$ の場合に対するヒストグラムを図 11 (b)に示す．このとき平均値は $\alpha_{ave} = 0.31$ ， $\sigma = 0.12$ であり，時間による大きな変化は無かった．また，図 11 (c)および(d)にサンプリング間隔が $\Delta t = 0.04 \text{ s}$ における，測定時間 2 秒および 4 秒におけるヒストグラムを示す．それぞれ， $\alpha_{ave} = 0.32$ ， $\sigma = 0.12$ ， $\alpha_{ave} = 0.31$ ， $\sigma = 0.12$ であり，サンプリング間隔による差異もほとんど見られなかった．このことから，全フレーム数の少ない 2 秒間の測定でかつサンプリング間隔の短い $\Delta t = 0.02 \text{ s}$ のデータを使用して画像処理を行った．

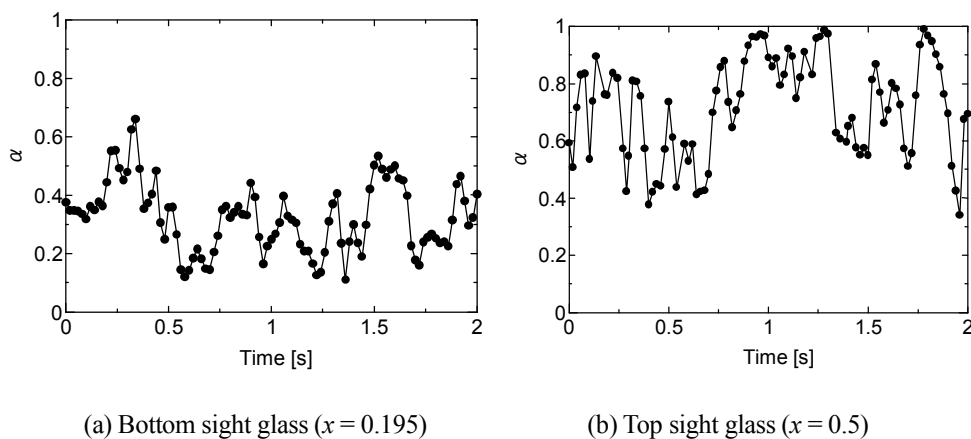


Fig. 10 Void fraction variation with time at $G = 10 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$, $q_{ave} = 15 \text{ kW/m}^2$, $P_{sat} = 0.8 \text{ MPa}$

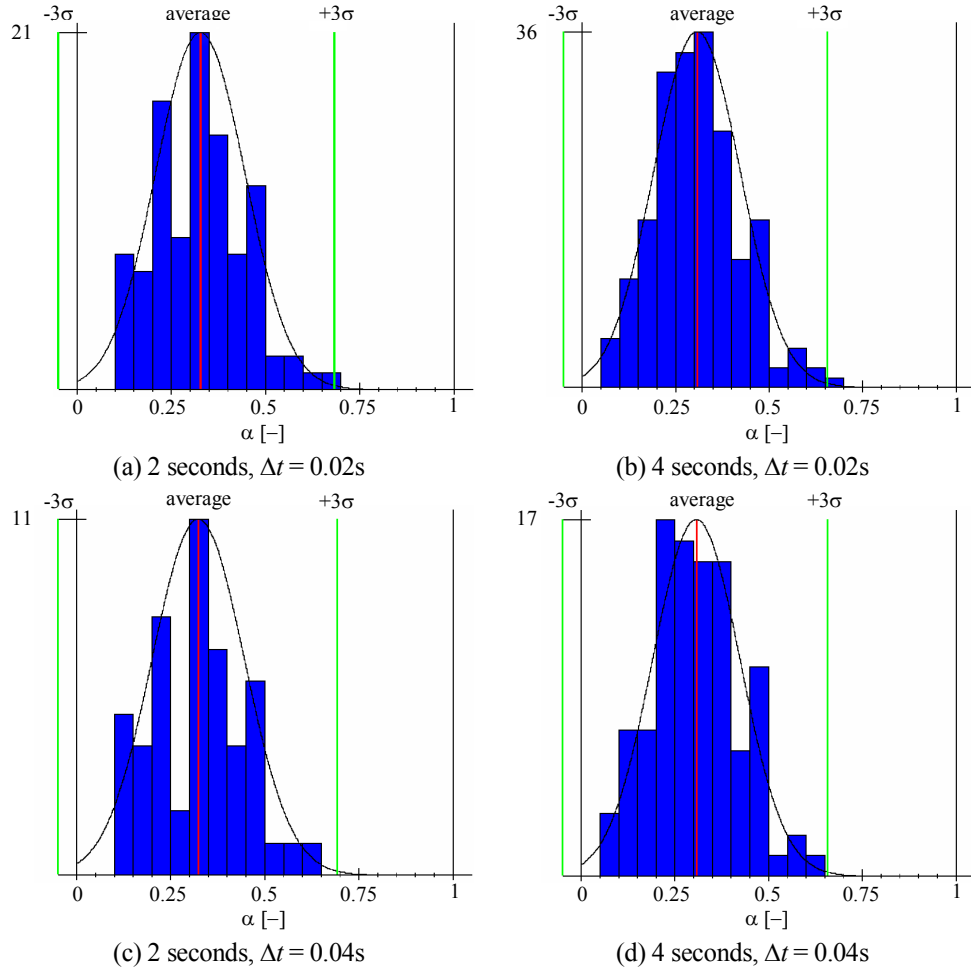


Fig. 11 Histogram of void fraction at $G = 10 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$, $q_{\text{ave}} = 15 \text{ kW/m}^2$, $P_{\text{sat}} = 0.8 \text{ MPa}$ on bottom sight glass

4. 結 果

比較のため、図 12 に岡本ら⁽⁷⁾による静止画から得られたボイド率 α の熱平衡乾き度 x に対する変化を示す。同時に同一の質量流束、圧力、熱流束条件における均質流モデル、Smith ら⁽¹⁸⁾、Baroczy ら⁽¹⁹⁾および Zuber ら⁽²⁰⁾によって提案された二相流モデルの推算値との比較を示す。また、太実線は Zuber ら⁽²⁰⁾のドリフトフラックスモデル(式(9))を元に、岡本ら⁽⁷⁾の実験によって得られた分布パラメータ $C_o = 0.35$ および平均ドリフト速度 $V_{Gj} = 0.71$ を与えた場合の推算値である。ここで、 ρ_g 、 ρ_l は作動流体の気相と液相における密度である。

岡本ら⁽⁷⁾は実験値より C_o および V_{Gj} を最小二乗法で求め、この推算式が実験値と定性的に一致することを述べているが、 $x < 0.4$ の低乾き度領域においては実験データのばらつきが大きく、推算式から外れているデータも多いことが判る。そこで、このばらつきの原因として静止画の使用によるものと考え、以下の検討を行った。

$$\alpha = \frac{x}{C_o \left\{ x + \frac{\rho_g(1-x)}{\rho_l} \right\} + \frac{\rho_g}{G} V_{Gj}} \quad (9)$$

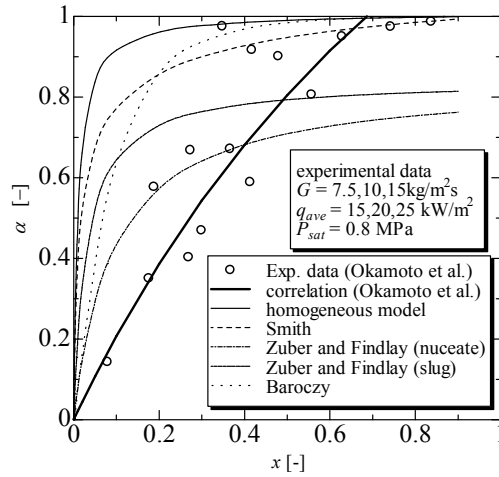


Fig. 12 Void fraction versus quality by Okamoto et al.⁽⁷⁾ with correlations

図 13 は、岡本らのボイド率 α と本研究で得られた時間平均ボイド率 α_{ave} を同一の実験条件において比較した結果である。同時に、図 13 にボイド率の時間変動幅について示すため、エラーバーにて最大値および最小値を示した。3.6節でも検討を行ったが、エラーバーが示すようにボイド率は非常に広い分布を持つことが判る。岡本ら⁽³⁾の値はそのエラーバーの範囲内に収まっている。このことから、静止画ではボイド率の時間変動の中でどの時間の映像が選択されるのか不確定であり、図12ではそれを1点の値として用いたためにボイド率の乾き度に対するばらつきが大きくなった可能性がある。

図 14 に本実験で得られた時間平均ボイド率 α_{ave} と図12と同一の推算式より得られた値を示す。本実験の結果も岡本ら⁽⁷⁾と同様に Zuber ら⁽²⁰⁾のモデルに比べて低乾き度では気泡流、高乾き度ではスラグ流のモデルに近い値を示すが、特に低乾き度の場合は一致しなかった。我々はこの時間平均されたボイド率 α_{ave} を用いて、改めて式(9)の C_0 および V_{Gf} を最小二乗法によって導き、 $C_0 = 0.94$, $V_{Gf} = 0.77$ を得た。その結果を図 14 の太実線に示す。この方法によって得られた推算値は実験データと良く一致することが判る。

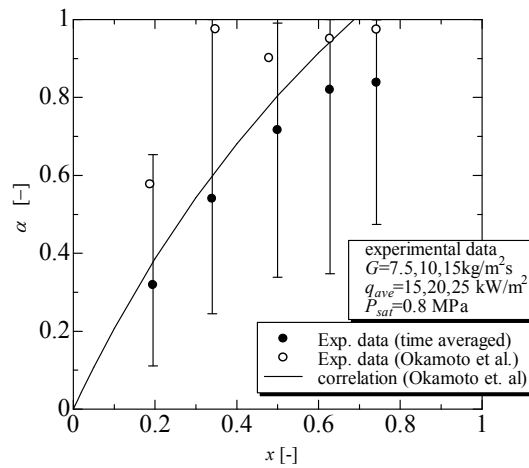


Fig. 13 Void fraction and time variable void fraction versus quality

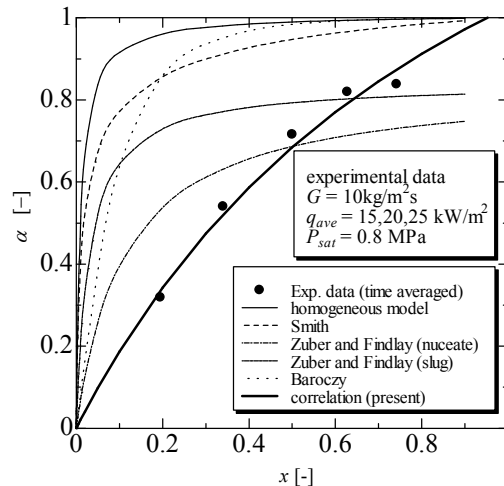


Fig.14 Void fraction versus quality by present data with correlations

5. 結 言

プレート式蒸発器におけるアンモニアの沸騰様相を観察するため、高速度カメラを用いた動画による可視化実験を行い、可視化像の解析からボイド率と熱平衡乾き度の関係について検討を行った。本実験により次の結果が得られた。

- (1) 沸騰様相の可視化動画から局所のボイド率を画像解析によって求めた。
- (2) プレート式蒸発器における局所のボイド率は時間に対する変動が大きい。
- (3) 時間平均ボイド率は Zuber らの 2 つのモデルの内、高乾き度領域において比較的よく一致した。
- (4) Zuber らの推算式に実験値から得られた C_0 と V_{Gj} を与えた推算式を新たに提案し、推算値が実験データと良く一致した。

謝 辞

本研究は、経費の一部を 21 世紀 COE プログラム (海洋エネルギーの先導的利用科学技術の構築) から受けた。ここに記して感謝する。

文 献

- (1) 櫛部 光央, 池上 康之, 門出 政則, 上原 春男, “プレート式蒸発器のアンモニア平均蒸発熱伝達と温水側圧力損失”, 日本冷凍空調学会論文集, Vol. 22, No. 4, (2005), pp. 403-415.
- (2) 櫛部 光央, 池上 康之, 門出 政則, “プレート式蒸発器のアンモニア水平平均蒸発熱伝達”, 日本冷凍空調学会論文集, Vol. 23, No. 4, (2006), pp. 389-397.
- (3) Djordjevic, E., Kabelac, S., “Flow boiling of R134a and ammonia in a plate heat exchanger”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 51, (2008), pp. 6235-6242.
- (4) Taboas, F., Valles, M., Bourouis, M., and Coronas, A., “Flow boiling heat transfer of ammonia/water mixture in a plate heat exchanger”, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 33, No. 4, (2010), pp. 695-705.
- (5) 金 政焄, 有馬 博史, 池上 康之, 鉛直平滑平板上でのアンモニアの局所強制対流沸騰熱伝達に関する基礎研究, 日本冷凍空調学会論文集, Vol. 24, No. 3, (2007), pp. 217-226.
- (6) 岡本明夫, 有馬博史, 金政焄, 秋山泰有, 池上康之, 門出政則, プレート式蒸発器におけるアンモニア/水二成分混合媒体の局所沸騰熱伝達特性, 日本冷凍空調学会論文集, Vol. 26, No. 2, (2009), pp. 131-139.

- (7) Okamoto, A., Arima, H., and 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.
- (8) Shah, M.M., "Heat transfer and pressure drop in ammonia evaporators", *ASHRAE Transaction*, Vol. 80, No. 2, (1974), pp. 238-254.
- (9) Shah, M.M., "Visual observations in an ammonia evaporator", *ASHRAE Transaction*, Vol. 81, No. 1, (1975), pp. 295-306.
- (10) Shah, M.M., "Heat transfer, pressure drop, visual observation, test data for ammonia evaporation inside pipes", *ASHRAE Transaction*, Vol. 84, No. 1, (1978), pp. 238-259.
- (11) Kabelac, S., and De Buhr, H.-J., "Flow boiling of ammonia in a plain and a low finned horizontal tube", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 24, (2001), pp. 41-50.
- (12) Zamfirescu C., and Chiriac, F., "Heat transfer measurements on ammonia forced convection boiling in vertical tubes", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 25, (2002), pp. 529-534.
- (13) Asano, H., Takenaka, H., Wakabayashi, T. and Fujii, T., "Nuclear Instruments and Methods in Physics Research Section A: Accelerators, Spectrometers", *Detectors and Associated Equipment*, Vol. 542, No. 1-3, (2005), pp. 154-160.
- (14) Barber, J., Brutin, D., Sefiane, K., and Tadrist, L., "Bubble confinement in flow boiling of FC-72 in a "rectangular" microchannel of high aspect ratio", *Experimental thermal and fluid science*, Vol. 34, No. 8, (2010) , pp. 1375-1388.
- (15) Soupremaniana, U., Person, L-S., Favre-Marinet, M. and Bultel, Y., "Influence of the aspect ratio on boiling flows in rectangular mini-channels", *Experimental thermal and fluid science*, Vol. 35, No. 5, (2011), pp. 797-809.
- (16) PROPATH Group, "P-Propath", <http://www2.mech.nagasaki-u.ac.jp/PROPATH/p-propath.html> (2002 年 8 月).
- (17) 奈良先端大学大学院 OpenCV プログラミング制作チーム, OpenCV プログラミングブック, 第2版 (2009), 毎日コミュニケーションズ.
- (18) Smith, S.L., "Void Fractions in Two-Phase Flow: A Correlation Based Upon an Equal Velocity Head Model", *Proceeding of Institution of Mechanical Engineers*, Vol. 184, Part 1, No. 36, (1969), pp. 647-664.
- (19) Baroczy, C.J., "Correlation of Liquid Fraction in Two-Phase Flow with Application to Liquid Metals", *Chemical Engineering, Progress Symposium Series*, Vol. 61, (1965), pp.179-191.
- (20) Zuber, N., and Findlay, J.A., "Average Volumetric Concentration in Two-Phase Flow Systems", *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 87, (1965), pp.453-468.