

500-10

マイクロチャネル式高密度蒸気発生器における 沸騰熱伝達に関する研究

横浜国立大学附属図書館



11472411

平成十六年三月

田崎 豊

**STUDY ON BOILING HEAT TRANSFER
IN MICRO-CHANNEL VAPORIZER**

BY

YUTAKA TASAKI

A DISSERTATION

**SUBMITTED TO THE GRADUATE SCHOOL OF
ENGINEERING OF YOKOHAMA NATIONAL UNIVERSITY**

ADVISOR: PROFESSOR YOSHIO UTAKA

**IN PARTIAL FULFILLMENT OF THE REQUIREMENTS
FOR THE DEGREE OF ENGINEERING**

MARCH 2004

概 要

近年の環境問題を背景として、高効率・低有害排出物である燃料電池車の開発が急がれている。本研究は、その中の改質型燃料電池の蒸気発生器を対象とする。蒸気発生器は自動車パワートレインとしての応答・搭載性を満たすために、高効率・コンパクト化が求められる。これらの要求を満たす技術候補の一つとして、二平板間の間隔を狭めたマイクロチャネルを用いる蒸気発生器形式を挙げることができる。その熱伝達性能を研究段階で必要な精度をもってより簡便に予測することは効率的な開発を進める上で不可欠と考えられる。

マイクロチャネル内の沸騰様相はプール沸騰と同様にバルク液、蒸気泡および蒸気泡と伝熱面の間に形成される薄液膜等が複雑に影響し合う。しかし、制限流路内で生じる現象のため蒸気泡は流路によって押しつぶされることにより面積が拡大され、そのことに対応して蒸気泡と伝熱面の間に形成される薄液膜が特に重要な役割をもつなど、プール沸騰のそれとは大きく異なることが報告されている。例えば、間隙を極端に狭めると熱伝達が低下することが報告されているが、そのメカニズムはまだ十分に解明されてはいない。このような現象の支配機構とその熱伝達特性を解明して熱伝達向上の方策を明らかにすることは上記に述べた蒸気発生器を実現する上で必須である。

本研究はマイクロチャネル式高密度・コンパクト蒸気発生器実現のための設計ツールの構築を目的に、マイクロチャネル内の沸騰熱伝達特性とその伝熱機構の解明を試み、それらの知見をもとにマイクロチャネル式高密度蒸気発生器設計の指針を検討した。論文は全 5 章で構成し、各章の内容は次の通りである。

第 1 章は研究の背景、従来の研究と本研究の目的を述べる。

第 2 章はマイクロチャネル式蒸気発生器の熱伝達性能解析のための予備的検討について述べる。構造体(隔壁, フィン)の仕様(厚さ, 伝熱面積, 物性値)と被蒸発流体及び高温ガス用通路をモデル化する。単相流については数値解析, 気液二相流については第 3 章で述べる単体試験装置より求めた熱伝達特性を被蒸発流体に適用する解析手法により, 熱伝達性能解析及び構造体の温度分布を予測することが可能であることを確認した。

第 3 章はマイクロチャネル内沸騰熱伝達特性とその伝熱機構の解明につい

て述べる。以下 3 項目から構成される。

(1) マイクロチャネル内の沸騰では蒸気泡と伝熱面間に薄液膜が形成され、その伝熱が重要な役割を演じることが推察される。その薄液膜の形成あるいはその持続特性及びその結果として熱伝達へ影響を及ぼす主要な要因と考えられる伝熱面のぬれ性、表面構造など表面性状の熱伝達特性に及ぼす影響及び伝熱機構について検討をおこなった。

具体的には、間隙 0.25 mm から 1.0 mm のマイクロチャネルにおいては親水性を高めることにより熱伝達特性が向上すること、その現象はチャネルの制限により薄く広がった蒸気泡と伝熱面間に形成される薄液膜の生成・保持特性が重要な要因であり、効果的な薄液膜の形成とその薄液膜の維持により熱伝達が促進されることを説明した。また、縦溝構造伝熱面の熱伝達特性に及ぼす効果は溝高さとチャネル間隙の組み合わせにより異なり気泡の成長挙動と関連があること、微細な円錐孔を縦横に配した構造表面は熱伝達特性を向上させることを確認した。

(2) 限界熱流束が規定される抑圧蒸発域はウェットとドライアウト領域が伝熱面に混在する複雑な沸騰様相である。その現象をウェットとドライアウト領域に区分してより詳細な熱伝達特性の検討をおこなった。ウェット領域における熱流束、熱伝達率を解明するため、間隙寸法 0.25, 0.5mm について 3 次元熱伝導の逆問題解析を用いて伝熱面の過熱度と熱流束分布、画像(輝度)解析を用いて経過時間に対する伝熱面ウェット領域の面積割合変化を求めて、これらから限界熱流束とクオリティの関係を解析した。

(3) マイクロチャネルの沸騰熱伝達において重要な役割を担っている薄液膜の厚さをレーザーの消光特性を用いて測定をおこなった。薄液膜厚さは気液界面速度の影響を受け、気液界面速度増加に伴い薄液膜厚さは増加、ある気液界面速度を超えると薄液膜厚さは一定値に収束すること、その一定値に収束する薄液膜厚さは間隙寸法が狭いほどより薄い傾向を有することを明らかにした。また、この傾向はマイクロチャネル内沸騰熱伝達の特徴である間隙寸法が小さいほど限界熱流束が低いこと、過熱度に対して熱伝達が最大になる間隙寸法が存在することの伝熱機構を示唆するものであることを説明した。

第 4 章は第 3 章で得られたマイクロチャネル内沸騰熱伝達特性を第 2 章の熱伝達解析手法に適用して、間隙寸法の蒸気発生器熱伝達性能に及ぼす影響の解析結果について述べる。その解析結果及び第 3 章で得られた知見を

基に総括的に高密度蒸気発生器設計の指針をまとめた。

第 5 章は各章の内容を総括的にまとめた結論である。

ABSTRACT

In a background of growing demands for a cleaner global environment, there is a need for automotive powertrains that can provide higher efficiency and contribute to lower CO₂ emissions. From these viewpoints, fuel cell vehicles are expected to gain a share of the automotive market in the 21st century.

The reformer fuel cell vehicle requires a heat exchanger with high efficiency and a low heat capacity to meet the powertrain requirements for quick response and compactness. The use of a micro-channel vaporizer for the reformer is one possible way of meeting these requirements.

The bulk liquid, bubbles and thin film that forms between the heating surface and bubbles in a micro-channel affect the heat transfer characteristics in complex ways, just as in the case of pool boiling. However, the characteristics of evaporation in a micro-channel are completely different from those of pool boiling because of the important role played by the superheated thin film that forms in the process of bubble expansion, as reported in the literature. For example, although deterioration of heat transfer characteristics has been reported for an extremely small gap, the mechanism involved has not been analyzed yet.

In order to research and develop a micro-channel vaporizer efficiently, it is necessary to elucidate the mechanism of these phenomena, clarify measures for improving heat transfer characteristics and devise a simple method, based on the related findings, for predicting the heat transfer characteristics of a micro-channel vaporizer with sufficient accuracy at the development stage.

The purposes of this study are to identify the heat transfer characteristics in the micro-channel, elucidate the heat transfer mechanism and propose guiding principles for designing a compact

and high efficiency micro-channel vaporizer based on the findings.

This paper comprises five chapters and the content of each chapter is outlined below.

In chapter one, the background, previous related studies and objectives of this study are described.

In chapter two, the results of a preliminary study are presented concerning the prediction of the heat transfer characteristics of a vaporizer. It is shown that the use of a method of modeling the configuration (thickness, heat transfer area and material properties of partitions and fins), the heat transfer characteristics derived by Computational Fluid Dynamics (CFD) for single-phase flow and the test rig described in chapter three for two-phase flow make it possible to predict the heat transfer characteristics of a vaporizer and the temperature distribution in its core.

In chapter three, the heat transfer characteristics in the micro-channel and the heat transfer mechanism are described. The following three subjects are discussed in this chapter.

(1) The effect of wettability and surface properties of the heating surface are examined, as they are deduced to be the main factors involved in forming and sustaining the thin film, and thereby eventually affect the heat transfer characteristics in the micro-channel. For example, it is shown that hydrophilic characteristics enhance heat transfer in a micro-channel whose gap size is varied from 0.25 to 1.0 mm and that the phenomena are related to effective formation and sustainability of the thin film between the heating surface and bubbles. In addition, it is explained that the effect of fine grooves on heat transfer characteristics depends on the ratio of the groove height to the gap size and that a fine concave heating surface is effective in improving heat transfer characteristics.

(2) In a oppressed evaporation region, the heating surface area is divided into wet and dry zones that change in a complex manner with elapsed time. An analysis of heat transfer in each zone is presented.

By using three-dimensional thermal conduction analysis of an inverse problem and an image processor, the local heat flux distribution and temperature distribution on the heating surface were found for 0.25 and 0.5 mm gap sizes. The relationship between critical heat flux and quality was made clear on the basis of the experimental results.

(3) The thickness of the thin film that plays an important role in the heat transfer characteristics was measured by using the extinction characteristics of laser light when being passed through deionized water. It is shown that the thin film thickness is influenced by the growth speed of the interface between the bubbles and the bulk water and that it approaches a certain value above a certain speed; at the same time, the thickness of the thin film decreases below a certain speed with a smaller gap size. This phenomenon might explain the mechanism that a micro-channel with a smaller gap size shows lower critical heat flux and that a gap size exists which displays maximum heat transfer for a superheat degree.

In chapter 4, the effect of gap size on the performance of a vaporizer is examined by applying the findings of chapter 3 to the method described in chapter 2. Comprehensive guidelines are presented for the design of a vaporizer.

In chapter 5, the findings of this study are comprehensively described.

記号表

- A : 消光係数
 a : 指数定数
 b : 累乗定数
 C : エタノール質量分率
 c_p : 定圧比熱 [J/kgK]
 D : 液滴直径 [μm]
 D : 発泡開始点からのレーザー測定点までの距離 [mm]
 D_b : 離脱気泡直径 [mm]
 d : レーザー測定点近傍の計測気液界面間の距離 [mm]
 H : 伝熱面高さ寸法 [mm]
 H : フィン高さ寸法 [m]
 h : 熱伝達率 [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]
 h : エンタルピー [J/kg]
 I_0 : 基準光強度 [mV]
 I : 透過光強度 [mV]
 L : 伝熱面ぬれ部高さ寸法 [mm]
 m : 質量流量 [g/s]
 N_t : 単位面積, 単位時間あたりの総発泡数 [per cm^2s]
 Nu : ヌセルト数
 p : 圧力 [Pa]
 Pr : プラントル数
 Q : 伝熱量 [W]
 Q : 蒸気泡に流入する全伝熱量 [W]
 Q_m : 薄液膜を介して蒸気泡に流入する伝熱量 [W]
 Q_s : 気泡側面の気液界面を介して蒸気泡に流入する伝熱量 [W]
 Q_u : ユニットあたりの伝熱量 [W]
 Q_v : 単位体積あたりの伝熱量 [W/cm^3]
 q : 熱流束 [kW/m^2]
 q_a : 3次元熱伝導解析から求めた平均熱流束 [kW/m^2]
 q_c : 限界熱流束 [kW/m^2]

q_{con} : 凝縮量から求めた平均熱流束 [kW/m²]
 q_d : ドライアウト領域の熱流束 [kW/m²]
 q_w : ウェット領域の熱流束 [kW/m²]
 R : セラミックヒーター抵抗値 [Ω]
 R_A : 矩形断面通路のアスペクト比 (s/W)
 R_a : 中心線平均粗さ [μm]
 R_b : 気泡半径 [mm]
 Re : レイノルズ数
 R_g : 実測間隙寸法と公称間隙寸法の比
 R_I : I/I_0
 R_{side} : 気泡側面の気液界面を介して蒸気泡に流入する伝熱量と蒸気泡に流入する全伝熱量の比
 R_w : ウェット領域の面積割合
 r : 気液界面曲率半径 [mm]
 r_0 : キャビティ内気泡核半径 [mm]
 r^* : 気泡臨界半径 [mm]
 r_e : 相当半径 [mm]
 r_{etp} : 指数関数から累乗関数へと遷移する相当半径の変化点 [mm]
 S_c : 差分項の定数
 S_p : 差分項の係数(温度の関数)
 s : 間隙寸法 [mm]
 s_m : 間隙寸法の測定値 [mm]
 T : 温度 [$^{\circ}\text{C}$]
 T_c : 石英硝子の透過係数
 t : 時間 [s]
 t_i : 発泡開始時刻 [ms]
 t_m : 気液界面がレーザー測定点に到達した時刻 [ms]
 T_c : 透過率 [%]
 U_{∞} : 代表流速 [m/s]
 V : 体積 [m³]
 V : 液滴の終端速度 [m/s]
 V_I : 局所気液界面速度 [m/s]

V_m : 平均気液界面速度 [m/s]
 W : 矩形断面通路の幅寸法 [mm]
 W : 伝熱面の幅寸法 [mm]
 w : 質量流量 [kg/s]
 X : クオリティ
 $X(x)$: X 軸
 $Y(y)$: Y 軸
 y_b : フィンの幅の 1/2 寸法 [m]
 $Z(z)$: Z 軸
 ΔT : 過熱度 [°C]
 δ : 薄膜厚さ [μm]
 δ_m : ギャップ寸法の測定値 [μm]
 δ_p : Lambert の法則より算出したギャップ寸法 [μm]
 δ_r : 中心線平均粗さ [μm]
 ϕ : フィン効率
 k : 熱伝導率 [W/mK]
 λ : 熱伝導率 [W/mK]
 λ : 波長 [nm]
 ρ : 密度 [kg/m^3]
 θ : キャビティの頂角 [°]
 σ : 表面張力 [Nm]
 ψ : 接触角 [°]

添字

e: pセルの東側方向
w: pセルの西側方向
s: pセルの南側方向
n: pセルの北側方向
p: 計算対象セル
0: Δt 前の状態
+: 東側/北側方向
-: 西側/南側方向

目 次

概要	i
ABSTRACT	iv
記号表	vii
目次	x
図表リスト	xii
第1章 序論	
1. 1 背景	1
1. 2 従来の研究	2
1. 2. 1 マイクロチャネルの沸騰熱伝達特性に関する研究	3
1. 2. 2 プール沸騰熱伝達特性に関する研究	8
1. 2. 2. 1 ぬれ性に関する研究	8
1. 2. 2. 2 蒸発薄膜液に関する研究	11
1. 3 研究の目的	14
1. 4 研究の体系	15
第2章 マイクロチャネル式蒸気発生器性能予測のための予備的検討	
2. 1 解析の構成	17
2. 2 熱伝達性能解析	17
2. 2. 1 計算モデルと基礎方程式	17
2. 2. 2 熱伝達特性の解明	20
2. 2. 3 計算手順	26
2. 3 解析結果例	27
2. 4 まとめ	29
第3章 マイクロチャネルの沸騰熱伝達機構と特性	
3. 1 伝熱面ぬれ性と構造の沸騰熱伝達特性に及ぼす影響	30
3. 1. 1 沸騰特性測定のための実験装置	31
3. 1. 2 沸騰熱伝達特性の測定方法と測定精度の検討	36
3. 1. 3 伝熱面ぬれ性・構造と実験条件	37
3. 1. 4 実験結果及び考察	42
3. 1. 4. 1 間隙寸法の沸騰曲線に及ぼす影響	42
3. 1. 4. 2 ぬれ性の沸騰曲線に及ぼす影響とその機構	47

3. 1. 4. 3 蒸気泡成長とその伝熱機構に及ぼす影響	60
3. 1. 4. 4 表面構造の沸騰曲線に及ぼす影響とその機構	70
3. 1. 5 まとめ	74
3. 2 抑圧蒸発域における熱伝達特性	75
3. 2. 1 実験装置	75
3. 2. 2 実験及び解析方法	77
3. 2. 3 実験結果及び考察	81
3. 2. 4 まとめ	87
3. 3 マイクロチャネル沸騰系における蒸発薄液膜厚さ測定	88
3. 3. 1 薄液膜測定の実験装置	88
3. 3. 2 蒸発薄液膜厚さ測定の方法と消光係数測定	94
3. 3. 3 実験結果及び考察	97
3. 3. 3. 1 気液界面移動速度の蒸発薄液膜厚さに及ぼす影響	97
3. 3. 3. 2 間隙寸法の蒸発薄液膜厚さに及ぼす影響	99
3. 3. 3. 3 発泡点からの距離の影響	105
3. 3. 3. 4 薄液膜厚さの時系列変化	112
3. 3. 4 まとめ	112
第4章 マイクロチャネル式蒸気発生器設計指針の検討	
4. 1 解析モデル	113
4. 2 解析方法及び条件	115
4. 2. 1 気液二相流の沸騰熱伝達特性	117
4. 2. 2 単相流の熱伝達特性	117
4. 3 解析結果と考察	120
4. 4 まとめ	123
第5章 結論	124
文献	126
謝辞	131
公表論文	132

図表リスト

Chapter I

- Fig. 1.1 Outline of reformer FCV and vaporizer
Table 1.1 Study on boiling heat transfer in micro-channel
Fig. 1.2 Outline of experimental apparatus (Katto – Yokoya, 1966)
Fig. 1.3 Behavior of fluid in the space between interference plate and heating surface (Katto – Yokoya, 1966)
Fig. 1.4 Outline of experimental apparatus (Fujita et al., 1988a)
Fig. 1.5 Boiling curves (Fujita et al., 1988a)
Table 1.2 Study on Surface properties in pool boiling
Fig. 1.6 Outline of experimental apparatus (Torigai-Yamazaki, 1966)
Fig. 1.7 Outline of experimental apparatus (Torigai-Yamazaki, 1966)
Table 1.3 Study on evaporating thin film in pool boiling
Fig. 1.8 Outline of experimental apparatus (Cooper, 1969)
Fig. 1.9 Typical bubble history (Cooper, 1969)
Fig. 1.10 Model for nucleate boiling (Stephan, 2002)
Fig. 1.11 Measured temperature on heating surface (Stephan, 2002)
Fig. 1.12 Scheme for enhancement of a micro-channel vaporizer

Chapter II

- Fig. 2.1 Outline of analyses
Fig. 2.2 Heat exchanger model
Fig. 2.3 Standard model for preliminary analysis of heat transfer characteristics
Fig. 2.4 Characteristics of heat transfer coefficient for groove in entrance region
Fig. 2.5 Characteristics of heat transfer coefficient for groove in developed flow region
Fig. 2.6 Flow and heat transfer pattern in flow boiling system
Fig. 2.7 Collier's chart of heat transfer pattern
Fig. 2.8 Distribution of heat transfer coefficient in flow boiling system

- Fig. 2.9 Heat transfer model in two-phase region
- Fig. 2.10 Flowchart of calculation
- Fig. 2.11 Critical Heat Flux (CHF) characteristics for preliminary analysis
- Fig. 2.12 Relationship between CHF characteristics and total heat flow

Chapter III

- Fig. 3.1 Outline of experimental apparatus
- Fig. 3.2 Micro-channel test rig
- Fig. 3.3 Heating plate and surface structure
- Fig. 3.4 Resistance of ceramic heater as a function of temperature
- Fig. 3.5 Thermal conductivity of insulator as a function of temperature
- Table 3.1 Substances in water passing through purifier
- Table 3.2 Specifications of surface
- Fig. 3.6 Droplets on each surface type (flat)
- Fig. 3.7 Surface properties of surface of new / used lapped surface
- Fig. 3.8 Surface structure of heating plate
- Fig. 3.9 Morphology of conical concave surface
- Fig. 3.10 Ratio of measured gap size to nominal gap size
- Fig. 3.11 Roughness in R_a in Y direction
- Fig. 3.12 Relationship between boiling curve and gap size
(flat, titanium oxide-coated)
- Fig. 3.13 Relationship between heat transfer coefficient and gap size
(flat, titanium oxide-coated)
- Fig. 3.14 Boiling states for each heat flux
($s = 0.25$ mm; titanium oxide-coated surface)
- Fig. 3.15 Relationship between boiling curve and gap size
(flat, lapped/aged)
- Fig. 3.16 Comparison with boiling curve reported by Fujita et al.
- Fig. 3.17 Gauge pressure in micro-channel with 0.25, 0.5, 1.0 mm gaps
(titanium oxide-coated surface)
- Fig. 3.18 Relationship between boiling curve and wettability ($s = 0.25$ mm)
- Fig. 3.19 Relationship between boiling curve and wettability ($s = 0.5$ mm)
- Fig. 3.20 Relationship between boiling curve and wettability ($s = 1.0$ mm)
- Fig. 3.21 Relationship between boiling curve and wettability ($s = 10$ mm)

- Fig. 3.22 Relationship between heat transfer coefficient and wettability
($s = 0.25$ mm)
- Fig. 3.23 Relationship between heat transfer coefficient and wettability
($s = 0.5$ mm)
- Fig. 3.24 Relationship between heat transfer coefficient and wettability
($s = 1.0$ mm)
- Fig. 3.25 Relationship between heat transfer coefficient and wettability
($s = 10$ mm)
- Fig. 3.26 Aspects of boiling for each surface type
($s = 0.5$ mm, $q = 16$ kW/m²)
- Fig. 3.27 Relationship between bubble diameter at departure
and wettability ($s = 10$ mm)
- Fig. 3.28 Relationship between total bubble count and wettability
($s = 10$ mm)
- Table 3.3 Effect of wettability on bubble growth processes
- Fig. 3.29 Bubble growth processes in stages
- Fig. 3.30 Relationship between total bubble count and heat flux
($s = 0.5$ and 10 mm)
- Fig. 3.31 Boiling states for titanium oxide-coated surface
($s = 0.5$ mm, $q = 5$ kW/m²)
- Fig. 3.32 Boiling states for lapped/fresh surface
($s = 0.5$ mm, $q = 5$ kW/m²)
- Fig. 3.33 Characteristics of bubble growth ($s = 0.25$ mm, $q = 5\sim 11$ kW/m²)
- Fig. 3.34 Characteristics of bubble growth ($s = 0.5$ mm, $q = 5\sim 52$ kW/m²)
- Fig. 3.35 Characteristics of bubble growth ($s = 1.0$ mm, $q = 5\sim 110$ kW/m²)
- Fig. 3.36 Characteristics of bubble growth
($s = 0.5$ mm, flat, lapped/aged; $q = 16, 52$ kW/m²)
- Fig. 3.37 Relationship between exponential constant and gap size
(titanium oxide-coated; $q = 10$ kW/m²)
- Fig. 3.38 Relationship between exponential constant and heat flux
(0.5 mm gap size; $q = 5\sim 52$ kW/m²)
- Fig. 3.39 Relationship between contact angle and heat flux
(0.5 mm gap size; $q = 16$ kW/m²)
- Fig. 3.40 Computational model for calculating heat flow
through side interface
- Fig. 3.41 Analysis of route of heat flow to bubble

- Fig. 3.42 Heat flux through side interface
($s = 0.5$ mm flat lapped/aged; $q = 16, 52$ kW/m²)
- Fig. 3.43 Ratio of heat flow through side interface
($s = 0.5$ mm flat lapped/aged; $q = 16, 52$ kW/m²)
- Fig. 3.44 Equivalent micro-layer thickness
($s = 0.5$ mm flat lapped/aged; $q = 16, 52$ kW/m²)
- Fig. 3.45 Effect of grooves on boiling curve (lapped/aged)
- Fig. 3.46 Effect of grooves on heat transfer coefficient (lapped/aged)
- Fig. 3.47 Aspects of boiling for different surface types
($s = 0.5$ mm, lapped/aged; $q = 16$ kW/m²)
- Fig. 3.48 Aspects of boiling for different surface types
($s = 0.25$ mm, lapped/aged; $q = 5$ kW/m²)
- Fig. 3.49 Effect of conical concave surface on boiling curve
(titanium oxide-coated)
- Fig. 3.50 Temperature measurement points for analyzing CHF
($s = 0.25$ mm)
- Fig. 3.51 Outline of experimental apparatus for verifying heat of vaporization
- Fig. 3.52 Calculation model and flowchart of heat conduction analysis
- Fig. 3.53 Process for analyzing CHF with heat conduction analysis
- Fig. 3.54 Comparison between mean heat flux of condensation mass flow rate and heat conduction analysis ($s = 0.25$ mm, lapped/aged)
- Fig. 3.55 Relationship between diameter and terminal velocity of water droplets
- Fig. 3.56 Ratio of wet area to surface area
($s = 0.25$ mm, lapped/aged, $q = 23$ kW/m², $q_a = 20$ kW/m²)
- Fig. 3.57 Ratio of wet area to surface area
($s = 0.25$ mm, lapped/aged, $q = 27$ kW/m², $q_a = 21$ kW/m²)
- Fig. 3.58 Ratio of wet area to surface area
($s = 0.25$ mm, lapped/aged, $q = 31$ kW/m², $q_a = 20$ kW/m²)
- Fig. 3.59 Boundary conditions for inverse problem of heat conduction analysis ($s = 0.25$ mm lapped/aged, $q = 27$ kW/m², $q_a = 21$ kW/m²)
- Fig. 3.60 Output from inverse problem of heat conduction analysis
($s = 0.25$ mm, lapped/aged, $q = 27$ kW/m², $q_a = 21$ kW/m²)

- Fig. 3.61 Superheat distribution on heating surface ($s = 0.25$ mm, lapped/aged, $q = 23\sim 31$ kW/m², $q_a = 20\sim 21$ kW/m²)
- Fig. 3.62 Heat flux distribution on heating surface ($s = 0.25$ mm, lapped/aged, $q = 23\sim 31$ kW/m², $q_a = 20\sim 21$ kW/m²)
- Fig. 3.63 Heat transfer coefficient distribution in heating surface ($s = 0.25$ mm, lapped/aged, $q = 23\sim 31$ kW/m², $q_a = 20\sim 21$ kW/m²)
- Table 3.4 Mean ratio of wet area and frequency ($s = 0.25$ mm, 0.5 mm)
- Fig. 3.64 Relationship between local CHF characteristics and gap size
- Fig. 3.65 Outline of experimental apparatus
- Fig. 3.66 Micro-channel test rig for measuring micro-layer thickness
- Fig. 3.67 Quartz glass plates of micro-channel
- Fig. 3.68 Optical transmission coefficient of quartz glass
- Fig. 3.69 Thermal conductivity of quartz glass
- Fig. 3.70 Droplets on quartz glass (flat)
- Fig. 3.71 Comparison between measured gap size and nominal gap size
- Fig. 3.72 Lambert's law and light intensity value used for it
- Fig. 3.73 Example of consecutive measurements
- Fig. 3.74 Relationship between light decrement coefficient and ethanol mass fraction
- Fig. 3.75 Relationship between micro-layer thickness and ratio of I to I_0
- Fig. 3.76 Comparison between given gap size and predicted gap size
- Fig. 3.77 Relationship between micro-layer thickness and velocity of bubble interface at measuring point ($s = 0.5$ mm)
- Fig. 3.78 Relationship between micro-layer thickness and mean velocity of bubble interface ($s = 0.5$ mm)
- Fig. 3.79 Relationship between micro-layer thickness and velocity of bubble interface at measuring point ($s = 0.5, 0.3$ and 0.15 mm)
- Fig. 3.80 Relationship between micro-layer thickness and mean velocity of bubble interface ($s = 0.5, 0.3$ and 0.15 mm)
- Fig. 3.81 Relationship between micro-layer thickness and heat flux for V_l ($s = 0.5$ mm, $q = 2.5 \sim 8.1$ kW/m²)
- Fig. 3.82 Relationship between micro-layer thickness and heat flux for V_l ($s = 0.3$ mm, $q = 1.0 \sim 3.1$ kW/m²)
- Fig. 3.83 Relationship between micro-layer thickness and heat flux for V_l ($s = 0.15$ mm, $q = 0.85 \sim 2.2$ kW/m²)

- Fig. 3.84 Relationship between micro-layer thickness and heat flux for V_m
($s = 0.5$ mm, $q = 2.5 \sim 8.1$ kW/m²)
- Fig. 3.85 Relationship between micro-layer thickness and heat flux for V_m
($s = 0.3$ mm, $q = 1.0 \sim 3.1$ kW/m²)
- Fig. 3.86 Relationship between micro-layer thickness and heat flux for V_m
($s = 0.15$ mm, $q = 0.85 \sim 2.2$ kW/m²)
- Fig. 3.87 Relationship between micro-layer thickness and distance from
incipient bubble point ($s = 0.5$ mm)
- Fig. 3.88 Relationship between micro-layer thickness and distance from
incipient bubble point ($s = 0.3$ mm)
- Fig. 3.89 Relationship between micro-layer thickness and distance from
incipient bubble point ($s = 0.15$ mm)
- Fig. 3.90 Characteristics of bubble growth
($s = 0.5$ mm, $q = 2.5 \sim 6.7$ kW/m²)
- Fig. 3.91 Relationship between micro-layer thickness and distance from
incipient bubble point for each region of V_l ($s = 0.5$ mm)
- Fig. 3.92 Relationship between micro-layer thickness and distance from
incipient bubble point for each region of V_m ($s = 0.5$ mm)
- Fig. 3.93 Relationship between micro-layer thickness and distance from
incipient bubble point for each region of V_l ($s = 0.3$ mm)
- Fig. 3.94 Relationship between micro-layer thickness and distance from
incipient bubble point for each region of V_m ($s = 0.3$ mm)
- Fig. 3.95 Relationship between micro-layer thickness and distance from
incipient bubble point for each region of V_l ($s = 0.15$ mm)
- Fig. 3.96 Relationship between micro-layer thickness and distance from
incipient bubble point for each region of V_m ($s = 0.15$ mm)
- Fig. 3.97 Relationship between micro-layer thickness and elapsed time
($s = 0.5$ mm, $q = 6.7$ kW/m²)

Chapter IV

- Fig. 4.1 Heat exchanger model for analyzing heat transfer characteristics
of vaporizer
- Fig. 4.2 Unit model for analyzing heat transfer characteristics of
vaporizer

- Fig. 4.3 Comparison of boiling curves for heating on one side and on both sides
- Fig. 4.4 Heat transfer coefficient for analyzing heat transfer characteristics of vaporizer (Effect of heat transfer coefficient)
- Fig. 4.5 CHF characteristics for analyzing heat transfer characteristics of vaporizer (Effect of gap size)
- Fig. 4.6 Characteristics of heat transfer coefficient for groove in entrance region
- Fig. 4.7 Characteristics of heat transfer coefficient for groove in developed flow region
- Fig. 4.8 Characteristics of heat transfer coefficient for rectangular channel in developed flow region
- Table 4.1 List of cases of calculation
- Fig. 4.9 Relationship between CHF characteristics and total heat flow (inlet air temperature: 200° C)
- Fig. 4.10 Relationship between gap size and total heat flow (inlet air temperature: 400° C)

第1章 序論

1.1 研究の背景

近年の環境問題を背景として高効率・低有害排出物である燃料電池車の開発が急がれている。本研究は、エネルギー密度の高い液体燃料を改質してFCスタックに水素を供給するオンボード式の改質型燃料電池、特に熱効率が高く改質に水蒸気を必要とする水蒸気改質方式またはオートサーマル方式の蒸気発生器を対象とする。改質型燃料電池と蒸気発生器の概要を図 1.1 に示す。FC(Fuel Cell)スタックから排出された余剰水素、余剰空気を燃焼室で燃焼して高温ガスに変換する。高温ガス用通路と液体用通路を交互に積層して構成される蒸気発生器にその高温ガスを導入し純水を水蒸気に変換する。その水蒸気は改質器で液体燃料と混合、改質され水素を生成する。その水素と空気は各々アノード、カソードに供給され、高分子電解質膜(Proton Exchange Membrane)を介してプロトン(H^+)が移動することにより電気エネルギーを発生させる。蒸気発生器は自動車用パワートレインとしての応答性、搭載性を満たすために、高効率・コンパクト化が求められる。これらの要求を満たす技術候補の一つとして、二平板間の間隔を狭めたマイクロチャネルを用いる蒸気発生器形式を挙げることができる。

そのマイクロチャネル内の沸騰様相はプール沸騰と同様にバルク液、蒸気泡および蒸気泡と伝熱面の間に形成される薄液膜等が複雑に影響し合う。しかし、制限流路内で生じる現象のため蒸気泡は流路によって押しつぶされることにより面積が拡大され、そのことに対応して蒸気泡と伝熱面間に形成される薄液膜が特に重要な役割をもつなど、プール沸騰のそれとは大きく異なることが報告されている。例えば、間隙を極端に狭めると熱伝達特性が低下することが報告されているが、そのメカニズムはまだ十分に解明されていない。

高効率・コンパクトな蒸気発生器を実現するためにはこのような制限流路内で生じる熱伝達現象の支配機構とその熱伝達特性を解明して熱伝達向上の方策を明らかにすること、またこれらの知見をもとに蒸気発生器の熱伝達性能を研究段階で必要な精度をもってより簡便に予測する解析手法を得ることは、効率的な開発を進め上記に述べた蒸気発生器を実現する上で必須であると考えられる。

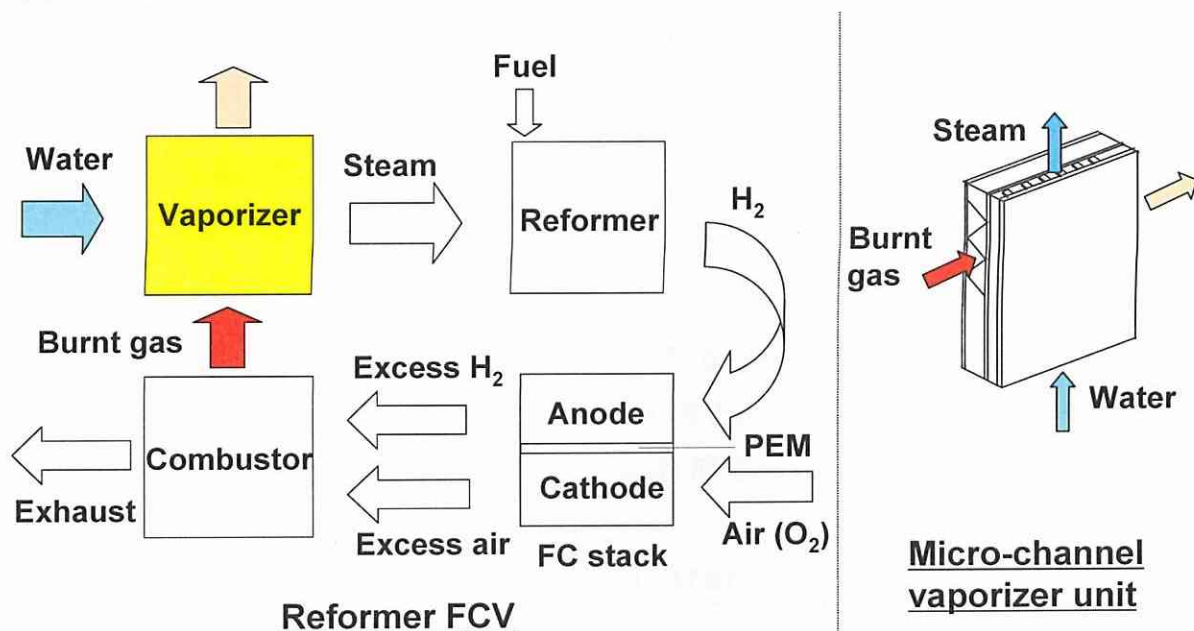


Fig. 1.1 Outline of reformer FCV and vaporizer

1.2 従来の研究

制限流路内で生じる熱伝達現象の支配機構とその熱伝達特性を解明して熱伝達向上の方策を明らかにすることの第一歩として、マイクロチャネル内の沸騰熱伝達特性に関する研究、そのマイクロチャネル内の沸騰熱伝達特性において重要な役割を果たしていることが報告されている蒸気泡と伝熱面の間に形成される薄液膜に関する研究とその薄液膜の形成あるいはその持続特性に影響を及ぼす主要な要因と考えられる伝熱表面のぬれ性及び伝熱面構造に関する研究について調査した。

1.2.1 マイクロチャネル内沸騰熱伝達特性に関する研究

主要な研究の一覧を表 1.1 に示す。甲藤ら(1966b)により蒸気泡と伝熱面間の薄液膜の存在とその沸騰熱伝達特性に及ぼす影響について明らかにされた。その後、西川ら(1990)により圧力条件, Fujita et al.(1988a,b,1990)により伝熱面の周辺条件および傾斜条件, Lee et al. (1995)により混合液濃度の沸騰熱伝達特性に及ぼす影響が明らかにされた。また, Monde et al. (1982)により伝熱面高さと同隙寸法の比, Bonjour et al(1997)により圧力条件のCHF(Critical Heat flux)に及ぼす影響が明らかにされた。西川ら(1990)は同隙寸法と圧力条件により, Yao et al.(1983)はポンド数と熱流束により沸騰様相の分類を試みた。また, 近年 Bonjour et al.(1998)により熱線流速計を用い蒸気泡の発生様相を定量化, Kandlikar (2001)により1mm×1mmの矩形断面を有する水平マルチチャネルの差圧変動, Wen et al.(2003), Owhaib et al.によりそれぞれ1mm×2mmの鉛直チャネル, 直径0.8から1.7mmの鉛直管の熱伝達率特性, Kausik et al.(2003)により蒸気泡と薄液膜及びバルク液間の物質移動に基づく蒸気泡のモデルを用いた気泡成長の数値解析に関する研究が進められている。

Table 1.1 Study on boiling heat transfer in micro-channel

研究者	年代	伝熱面/ 間隙寸法	液体/ 圧力条件	主な内容
甲藤ら b	1966	水平平板/ $s=0-2.5\text{mm}$	蒸留水/ 大気圧	熱流束一定で間隙寸法を2.5mmから狭めた場合の沸騰様相と沸騰熱伝達特性を評価
Monde et al.	1982	鉛直平板/ $s=0.45-5\text{mm}$	Freon-113,アセ トン, 水, エタノ ール, ベンゼン /大気圧	CHFの// s に対する相関式を提案(l :伝熱面高さ, s :間隙寸法)
Yao et al.	1983	鉛直管/ $s=0.32-2.58$ mm	Freon-113,アセ トン, 水/ 大気圧	ポンド数と熱流束(Boiling Number)により沸騰様相を分類
Fujita et al.	1988 a	鉛直平板/ $s=0.15-5\text{mm}$	蒸留水/ 大気圧	伝熱面の周囲条件(四辺開放と上部のみ開放)の沸騰熱伝達特性に及ぼす影響を評価

Fujita et al.	1988 b	鉛直平板 (90°)-(175°) /s=0.15-5.0 mm	蒸留水/ 大気圧	伝熱面の傾斜角度(鉛直から下向き)の沸騰熱伝達特性に及ぼす影響を評価
Fujita et al.	1990	(5°)- (90°)- (175°) / s=0.15-5mm	蒸留水/ 大気圧	伝熱面の傾斜角度(鉛直から上向き)の沸騰熱伝達特性に及ぼす影響を評価
西川ら	1990	鉛直管/ s=0.57-83.5 mm	蒸留水, オレイン酸ナトリウム水溶液, サポニン水溶液 /0.1-1.1Mpa	間隙寸法, 圧力と表面張力の沸騰熱伝達特性に及ぼす影響を評価して間隙寸法と圧力により沸騰様相を分類
Chunlin et al.	1992	鉛直平板/ s=0.8-5mm+ pool	Freon-113/ 大気圧	間隙寸法の沸騰熱伝達率特性に及ぼす影響を評価
Lee et al.	1995	水平平板/ s=0.01-5mm +pool	水, NPA / 大気圧	質量濃度と熱流束の沸騰熱伝達率特性に及ぼす影響を評価
Bonjour et al.	1997	鉛直平板/ s=0.3-5mm	Freon-113/ 0.1-0.3Mpa	圧力条件のCHFに及ぼす影響を評価(Monde et al.の実験結果と比較)
Bonjour et al.	1998	鉛直平板/ s=0.3-2mm+ pool	Freon-113/ 0.1-0.3Mpa	熱線流速計を用いて蒸気泡の発生様相を定量化(気泡割合, 気泡通過時間及び周期)
Kandlikar	2001	水平マルチ チャンネル (1mm×1mm)	水/ 大気圧	1mm×1mmのチャンネル6本からなるマルチチャンネルの沸騰に伴う差圧変動とその影響を評価
Wen et al.	2003	鉛直チャンネル (1mm× 1mm)	水/ 大気圧	沸騰熱伝達率特性を評価(熱流束が支配要因)
Owhaib et al.	2003	鉛直管 0.8-1.7mm in dia.	Freon-134a/ 0.65-0.86Mpa	沸騰熱伝達率特性を評価(熱流束と圧力が支配要因)

Kausik et al.	2003	水平平板	—	Wilson et al.がおこなった蒸気泡と薄液膜間の物質移動に基づく蒸気泡モデルに蒸気泡とバルク液間の物質移動を加えて、伝熱面過熱度の気泡成長に及ぼす影響を数値解析
---------------	------	------	---	--

代表的な研究の概要を以下に述べる。甲藤ら(1966b)は図 1.2 に示すように大気圧の純水プールの底に直径 10 mm の水平伝熱面を設置，それを通過する熱流束を一定に保持して，干渉板と伝熱面の間隙寸法を 2.5 mm 以下の範囲で変化させた場合の伝熱面温度と干渉板と伝熱面間の間隙における流体挙動を観測した。この系における流体挙動は図 1.3 に示すように次の三つの領域に分類され，間隙寸法と伝熱面温度の条件に対応することを明らかにした。すなわち，間隙の大きな側から狭めていくにしたがって，干渉板による気泡の押しつぶしがなく間隙の変化に対して伝熱面温度が不変である「非押しつぶし気泡域」，単一気泡が成長を開始すると急速に伝熱面上に広がり間隙の減少とともに伝熱面温度が低下する「押しつぶし気泡域」，間隙の大部分は定常的に蒸気に占有され間隙の減少とともに伝熱面温度が上昇する「抑圧蒸発域」である。これらのうち「押しつぶし気泡域」においては伝熱面と蒸気泡の間に形成される薄液膜の存在を確認して，それが熱伝達特性に良好な影響を及ぼすことなどを明らかにするとともに，薄液膜厚さの推定もおこなった。

Fujita et al.(1988a)は図 1.4 に示すように大気圧の純水プールに 30×30 mm, 30×120 mm の伝熱面を垂直に設置して，その伝熱板の周囲を開放した場合と側・底部を閉じた場合について間隙を 0.15 mm から 5 mm の範囲で変化させて，狭い間隙内の核沸騰熱伝達に及ぼす間隙の大きさと空間形状の違いによる影響を実験的に調べた。その結果，図 1.5 に示すようにある間隙寸法までは間隙を小さくすると空間形状の違いによらず，ある過熱度に対して熱伝達は促進されが，極端に狭い間隙においてはかえって伝熱劣化を生じること，また空間形状に制限を加えると限界熱流束は低下することを明らかにした。

尚，蒸気発生器の熱伝達性能の計算機シミュレーションに関する研究はシェル・チューブ型について進んでいるが，マイクロチャネル式蒸気発生器の計算機シミュレーションに関する試みは見当たらない。

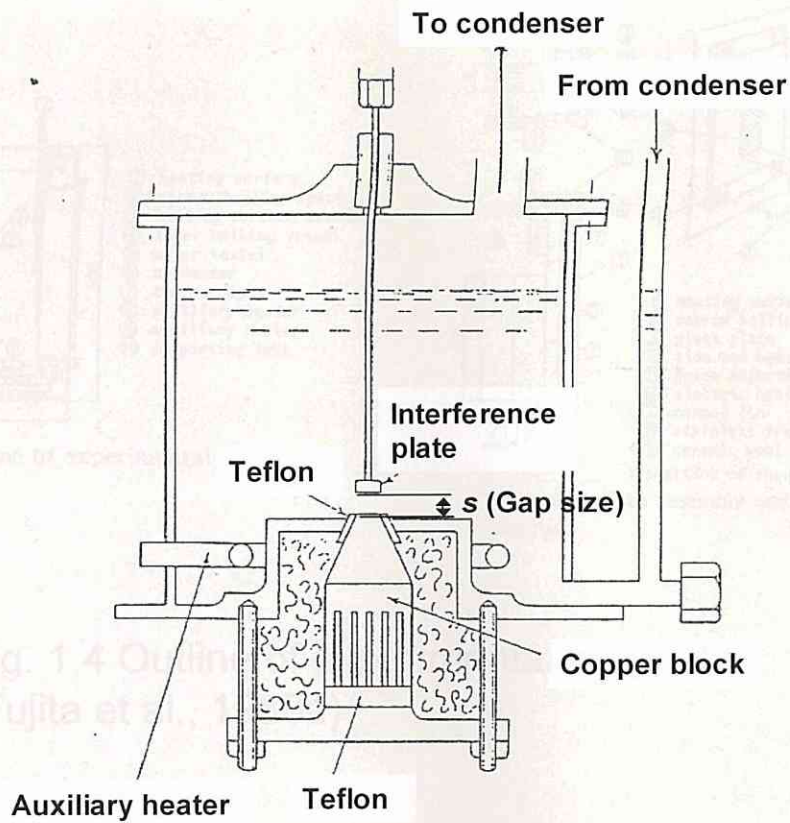


Fig. 1.2 Outline of experimental apparatus (Katto – Yokoya, 1966)

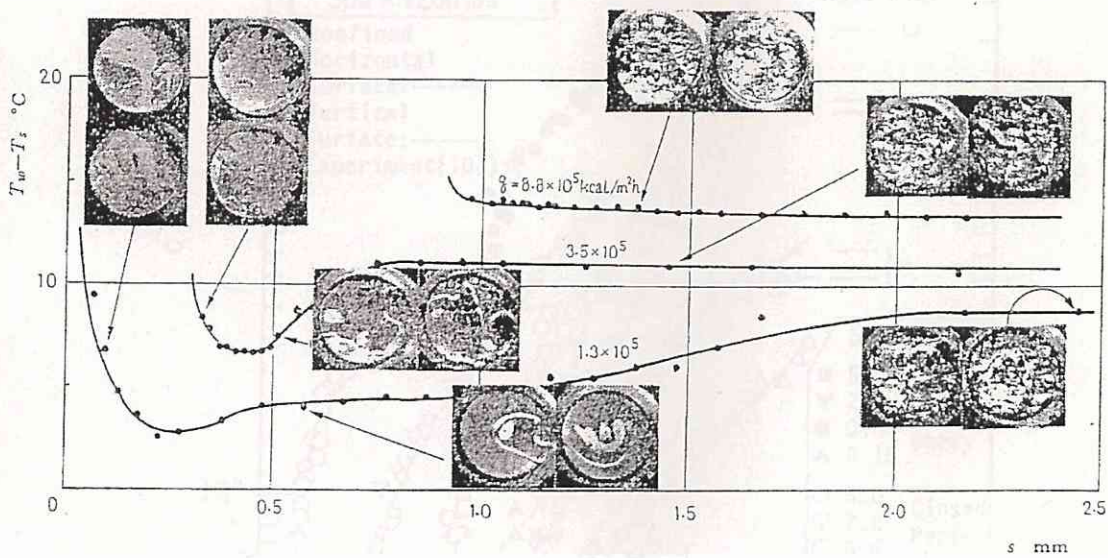


Fig. 1.3 Behavior of fluid in the space between interference plate and heating surface (Katto – Yokoya, 1966)

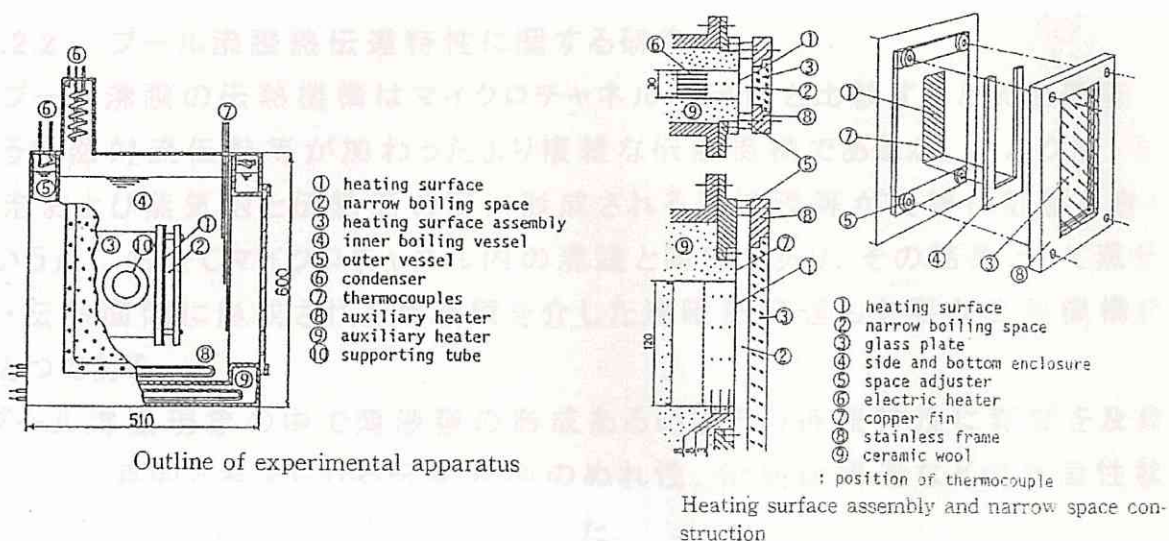


Fig. 1.4 Outline of experimental apparatus (Fujita et al., 1988a)

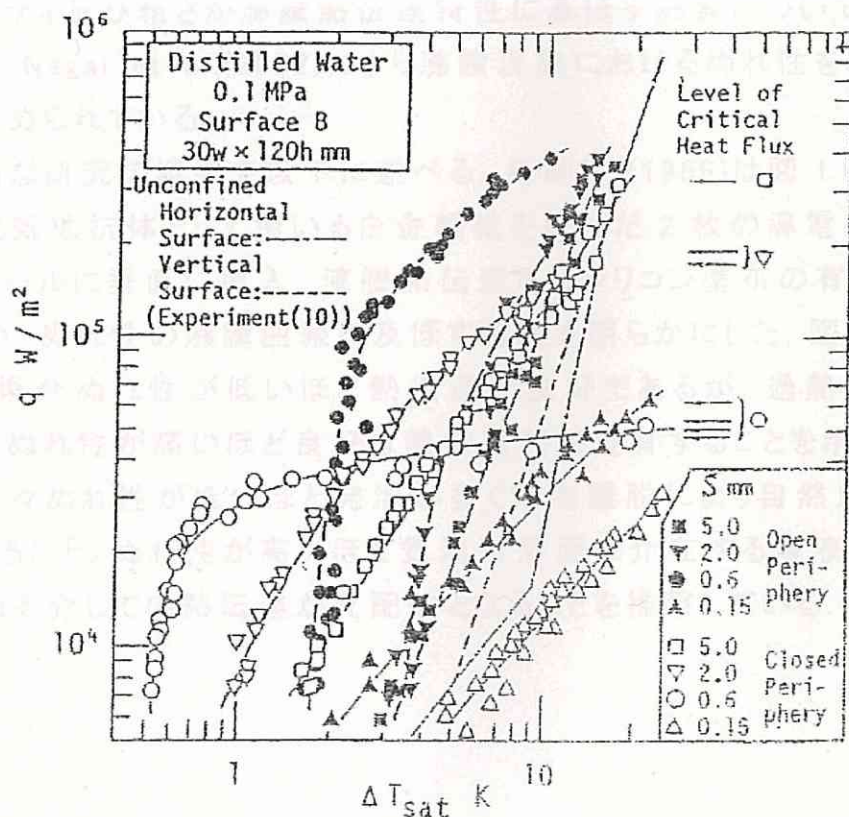


Fig. 1.5 Boiling curves (Fujita et al., 1988a)

1.2.2 プール沸騰熱伝達特性に関する研究

プール沸騰の伝熱機構はマイクロチャンネル内沸騰と比較すると気泡離脱に伴う自然対流伝熱等が加わったより複雑な伝熱機構であるが、バルク液、蒸気泡および蒸気泡と伝熱面の間に形成される薄液膜等が複雑に影響し合うという点においてマイクロチャンネル内の沸騰と同様であり、その結果として蒸気泡・伝熱面間に形成される薄液膜を介した沸騰熱伝達も主要な伝熱機構のひとつである。

プール沸騰現象の中で薄液膜の形成あるいはその持続特性に影響を及ぼす主要な要因と考えられる伝熱表面のぬれ性、伝熱面構造などの表面性状に関する研究に着目して調査をおこなった。

1.2.2.1 ぬれ性及び伝熱面構造に関する研究

主要な研究の一覧を表 1.2 に示す。鳥飼ら(1966)によりぬれ性についてはシリコン塗布有無の沸騰曲線に及ぼす影響が明らかにされた。Jiang et al.(2002)により伝熱面下部に設けた溝と伝熱表面を連通する微細な孔からなる伝熱面構造、Honda et al.(2002)により伝熱表面に設けた微細なリエントラントキャビティ及び粗さが沸騰熱伝達特性に及ぼす影響について明らかにされた。また、Nagai et al.(2002)により沸騰現象におけるぬれ性を表わす指標の検討が進められている。

代表的な研究の概要を以下に述べる。鳥飼ら(1966)は図 1.6 に示すように測温用電気抵抗体として用いる白金細線を挟んだ 2 枚の導電硝子を大気圧の純水プールに垂直に挿入、沸騰熱伝達させシリコン塗布の有無による比較をおこない、ぬれ性の沸騰曲線に及ぼす影響を明らかにした。図 1.7 は過熱度が小さい場合ぬれ性が低いほど熱伝達が良好であるが、過熱度が大きい場合反対にぬれ性が高いほど良好な熱伝達特性を有することを示す。その理由として、各々ぬれ性が低いほど発泡が多く気泡離脱により自然対流熱伝達が促進されること、ぬれ性が高いほど気泡付着面に介在する薄液膜が形成されやすくそれを介しての熱伝達が支配的となることを推察している。

Table 1.2 Study on Surface properties in pool boiling

研究者	年代	伝熱面	液体/ 圧力条件	主な内容
鳥飼ら	1966	鉛直平板 大気圧	水/ 大気圧	伝熱面ぬれ性(シリコン塗布有・無)の沸騰曲線に及ぼす影響を評価
Jiang et al.	2002	水平チャ ネル	R11, R22, R134a, 水/ 大気圧	伝熱面下部に設けた溝と伝熱面を連通する微細な孔からなる伝熱面構造の沸騰熱伝達特性を評価
Honda et al.	2002	水平平板	FC-72/ 大気圧	微細なリエントラントキャビティ, 粗さなど伝熱面構造の沸騰熱伝達特性に及ぼす影響を評価
Nagai et al.	2002	—	—	沸騰現象における伝熱面のぬれ性を表わす平衡接触角に代わる指標を検討

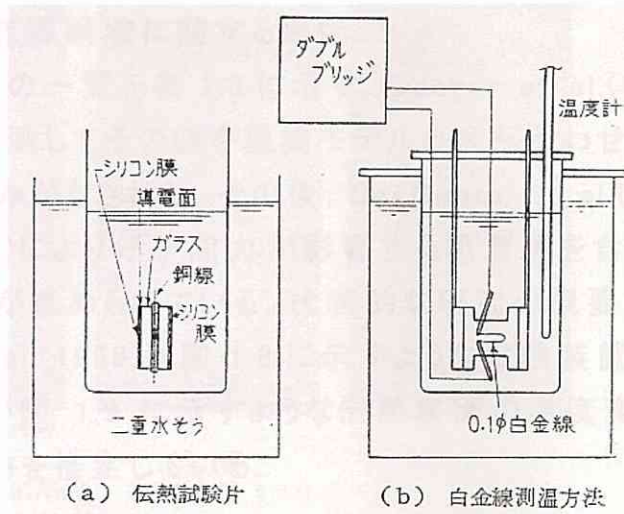


Fig. 1.6 Outline of experimental apparatus (Torigai-Yamazaki, 1966)

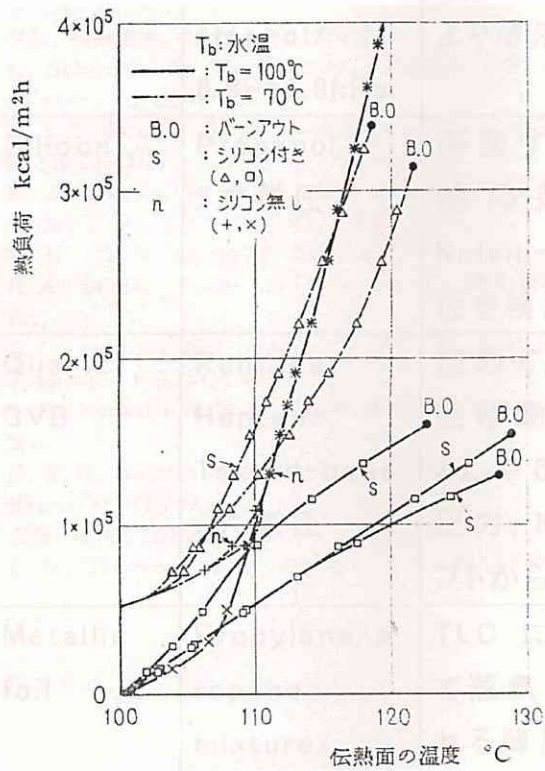


Fig. 1.7 Outline of experimental apparatus (Torigai-Yamazaki, 1966)

1.2.2.2 蒸発薄膜液に関する研究

主要な研究の一覧を表 1.3 に示す. Cooper et al.(1969)により伝熱表面の温度変化を計測してその値を理論モデルと組み合わせることにより薄液膜厚さを推定する試みがなされた. その後, DasGupta et al.(1996), Wayner(1998), Stephan(2002)により分子間力が影響する吸着膜を含めた薄液膜モデルの検討とその実証が進められている. 代表的な研究の概要を以下に述べる.

Cooper et al.(1969)は図 1.8 に示すような実験装置を用いて減圧条件での実験をおこない図 1.9 に示すような伝熱表面の温度変化または理論モデルにより薄液膜厚さを推定している.

Table 1.3 Study on evaporating thin film in pool boiling

研究者	年代	伝熱面	液体/ 圧力条件	主な内容
Cooper et al.	1969	Glass, Ceramic	Toluene Isopropyl alcohol/ 6.9-13.8kPa	減圧条件における伝熱表面の温度変化を計測して理論モデルにより薄液膜厚さを推定
DasGupta et al.	1996	Silicon	Propanol /大気圧	蒸発するメニスカスの吸着膜近傍の薄液膜厚さを測定, Kelvin-Clapeyron モデルの有効性を検討
Wayner	1998	Quartz CVB	Pentane, Heptane, Tetradecane /大気圧	極めて薄い液膜の相変化に伴う熱移動と流動を解析するモデルとして Disjoining pressure, 毛管圧力, Kelvin と Clapeyron コンセプトからなるモデルを提案
Stephan et al.	2002	Metallic foil	Propylene/p ropane mixture/ 大気圧	TLC により伝熱面温度を測定して蒸気泡と伝熱面の間に形成される薄液膜のモデルを提案

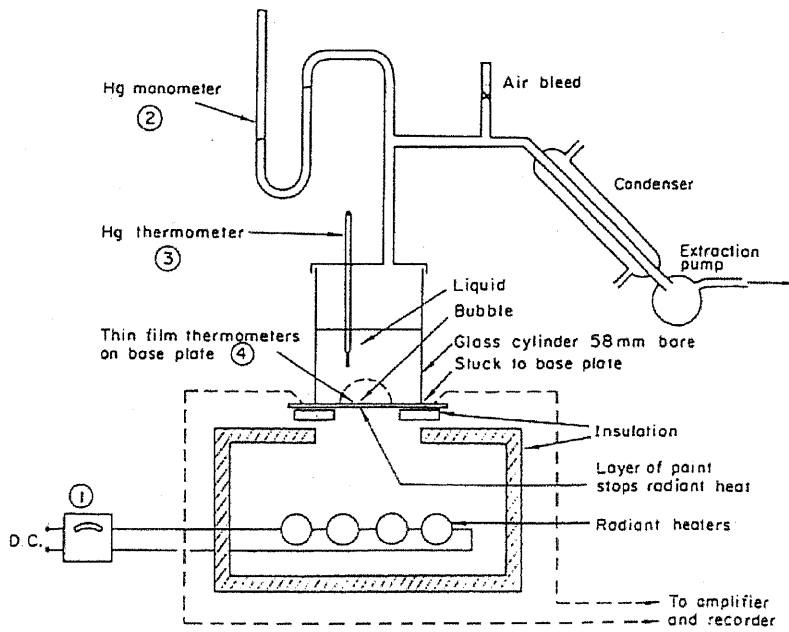


Fig. 1.8 Outline of experimental apparatus (Cooper, 1969)

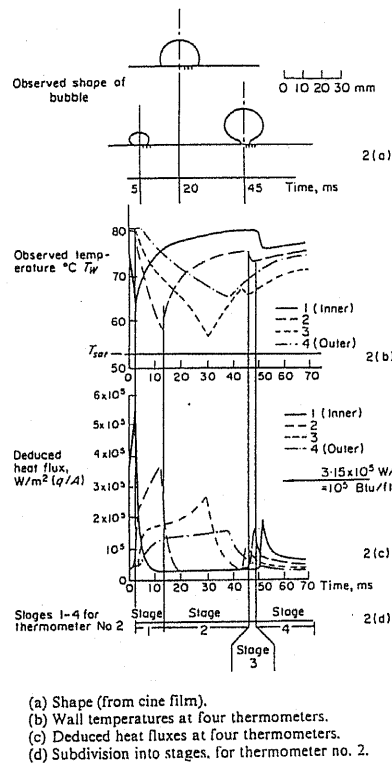


Fig. 1.9 Typical bubble history (Cooper, 1969)

また近年, Stephan et al.(2002)は図 1.10 に示すように蒸気泡と伝熱面の間に形成される薄液膜を蒸発が発生しない吸着膜と macro region と micro region からなる蒸発が発生する薄液膜で構成されるモデルを考えた. その micro region は吸着膜と隣接してその薄液膜厚さは非常に薄く熱抵抗が小さいため激しい蒸発が発生する. その蒸発現象をささえるため macro region(バルク液)から micro region へ液体が輸送される. このようなモデルを単気泡の成長過程に適用して沸騰熱伝達特性を解析する試みがなされつつある. また同時に, 減圧条件下で伝熱面に形成した純水の薄液膜をTLC (Thermochromic liquid crystals)コーティングをもちいてその色の变化より伝熱表面の温度を推定して, その熱・物質移動現象の理解を実験的に深める試みもなされつつある.

しかし, 実際の系との対応については未だ十分ではなく, 多様な蒸発系において実験的な検討結果を蓄積することが重要であると考えられる.

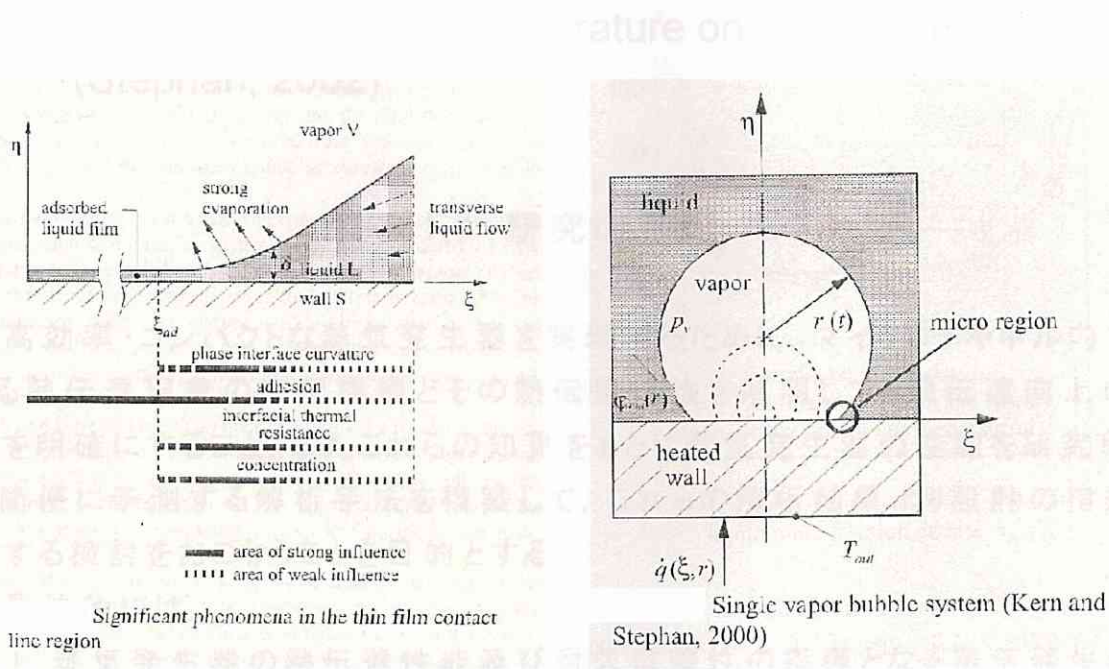


Fig. 1.10 Model for nucleate boiling (Stephan, 2002)

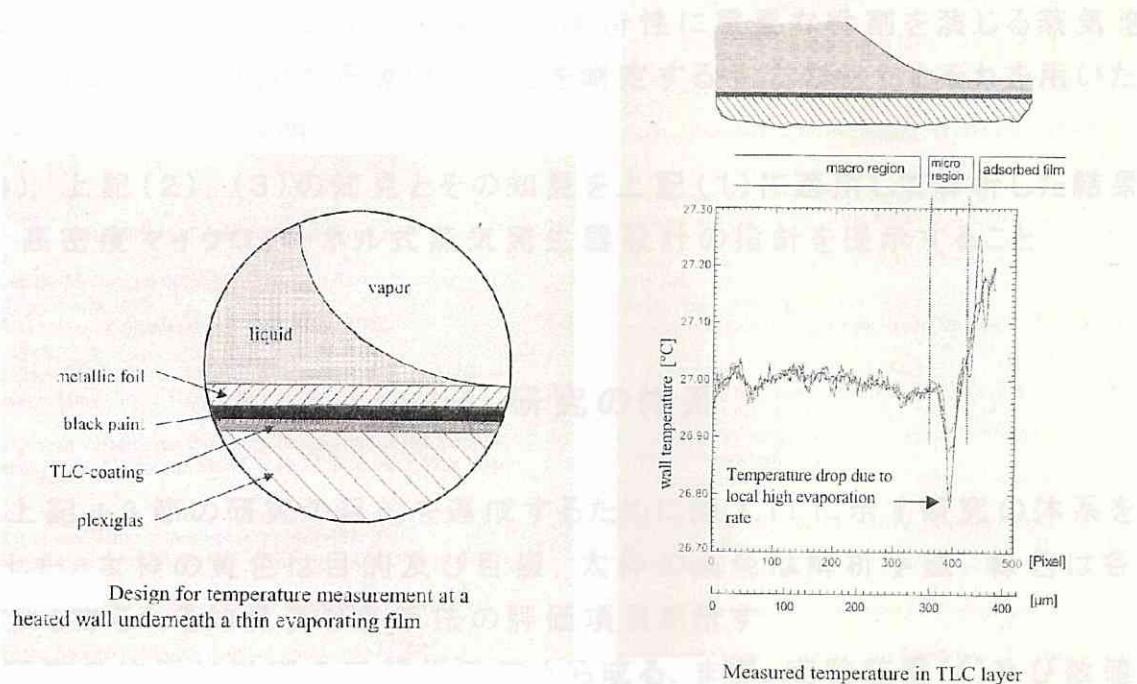


Fig. 1.11 Measured temperature on heating surface (Stephan, 2002)

1.3 研究の目的

（高効率・コンパクトな蒸気発生器を実現するために、マイクロチャネル内で生じる熱伝達現象の支配機構とその熱伝達特性を解明して、熱伝達向上の方策を明確にすること、またこれらの知見をもとに蒸気発生器の性能を研究段階で簡便に予測する解析手法を構築して、これらの解析結果より設計の指針に関する検討をおこなうことを目的とする。

具体的には、

- (1) 蒸気発生器の熱伝達性能及び耐久信頼性の指標となる蒸気発生器コアの温度分布を研究段階で必要な精度をもって簡便に予測する解析手法の予備的検討
- (2) マイクロチャネル内の沸騰熱伝達特性を評価する手法の確立とそれを用いた間隙寸法および伝熱面性状（ぬれ性、微細な凹凸）の熱伝達特性に及ぼす影響と熱伝達機構の解明

(3) マイクロチャネル内の沸騰熱伝達特性に重要な役割を演じる蒸気泡と伝熱面の間に形成される薄液膜厚さを測定する手法の確立とそれを用いた薄液膜形成機構の解明

(4) 上記(2), (3)の知見とその知見を上記(1)に適用して解析した結果より, 高密度マイクロチャネル式蒸気発生器設計の指針を提示すること.

1.4 研究の体系

上記 1.3 節の研究の目的を達成するために図 1.11 に示す研究の体系を構成した. 太枠の黄色は目的及び目標, 太枠の朱色は解析手法, 緑色は各手法から得られる知見及び各手法の評価項目を示す.

研究の体系は以下の三解析手法から成る. まず, 実験装置(A)及び数値解析より得られた各々沸騰及び单相流の熱伝達特性に基づき蒸気発生器の性能を予測して, 目標値を満たす構造体の仕様と求められる沸騰熱伝達特性を検討するための蒸気発生器性能予測の解析手法である. 次に, その沸騰熱伝達特性を満足する伝熱面仕様と間隙寸法を検討して, 沸騰熱伝達特性とその伝熱機構を解析するための沸騰特性測定の実験装置(A)である. 最後に, マイクロチャネル内の沸騰熱伝達特性に大きな影響を及ぼすと考えられる薄液膜厚さを測定して, その特性より伝熱機構を解析するための実験装置(B)である.

これら各々の解析手法から得られた知見を統合して解析することにより, マイクロチャネル内で生じる熱伝達現象の支配機構とその熱伝達特性を解明して, 熱伝達向上の方策と高密度マイクロチャネル式蒸気発生器実現のための設計の指針を検討する.

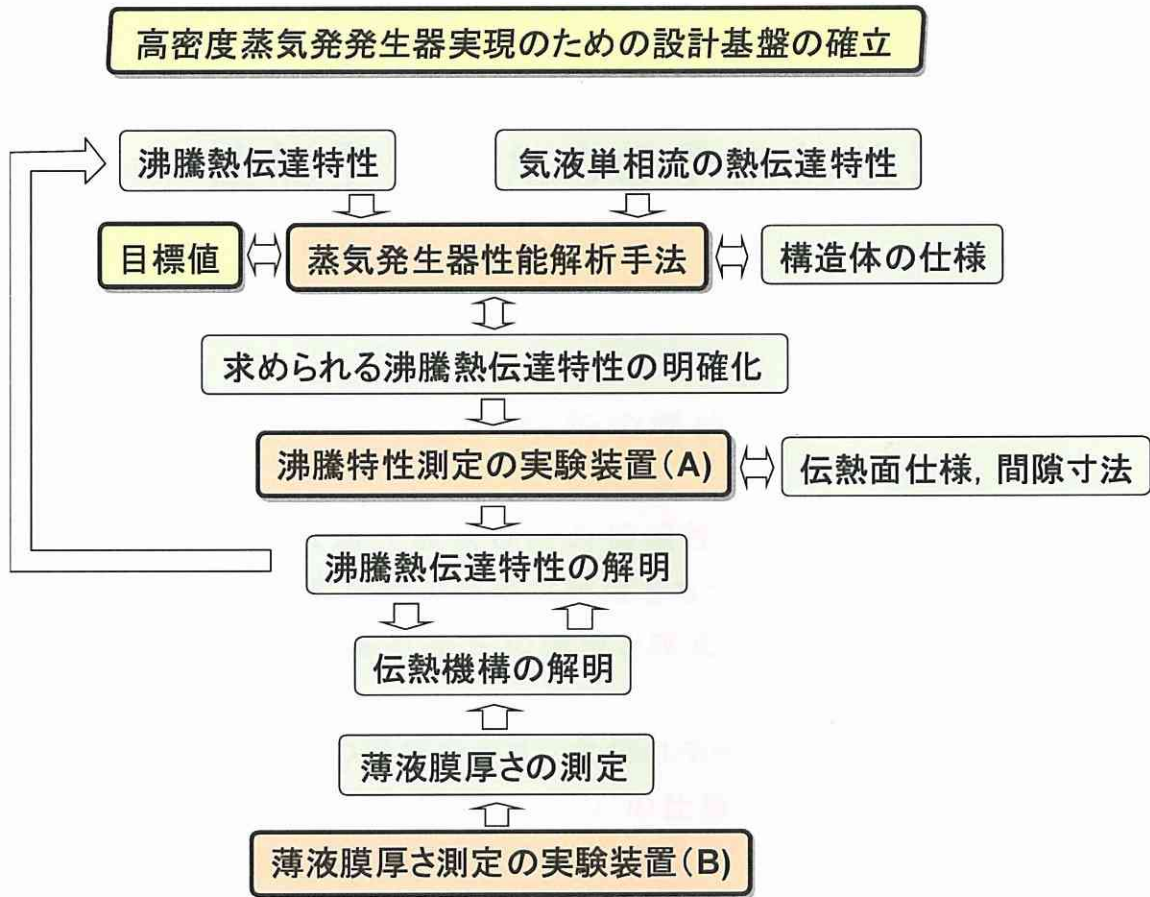


Fig. 1.12 Scheme for enhancement of a micro-channel vaporizer

第2章 マイクロチャネル式蒸気発生器

性能予測のための予備的検討

2.1 解析の構成

蒸気発生器の熱伝達性能及び耐久信頼性の指標となる蒸気発生器コア部の温度分布を、研究段階で必要な精度をもってより簡便に予測する解析手法を得ることを目的に、解析手法の構成と成立の見通しを得るための予備的な検討をおこなった。

図 2.1 に解析手法の構成を示す。太枠はモデリングまたは解析、細枠は入出力データを示す。構造体(隔壁, フィン)の仕様(厚さ, 伝熱面積, 物性値)と液体, 高温ガス用通路をモデリングする。数値解析及び単体実験装置より求めた各々単相流, 気液二相流の熱伝達特性を高温ガス, 相変化を伴う液体に適用, 評価条件を設定して熱伝達性能解析をおこなう。解析結果として蒸気発生器の熱伝達性能及び構造体の温度分布を予測する。尚, 数値解析には汎用熱流体解析ソフトウェア(PHOENICS)を用いた。

2.2 熱伝達性能解析

2.2.1 解析モデルと基礎方程式

図 2.2 に解析モデルの一例を示す。液体, 高温ガスとして各々純水, 高温空気を用いた。蒸気発生器はプレート式熱交換器となっており交互に積層した液体, 高温ガス用通路から構成される。純水は蒸気発生器下方の液体用通路入口から供給され, Uターンの連通部を介し下方出口より蒸気として外気($p=243.2\text{kPa}$)へ放出される。一方, 高温空気は蒸気発生器前方の高温ガス用通路入口から供給され相変化を伴う液体との熱伝達の後, 後方出口より大気へ放出される。

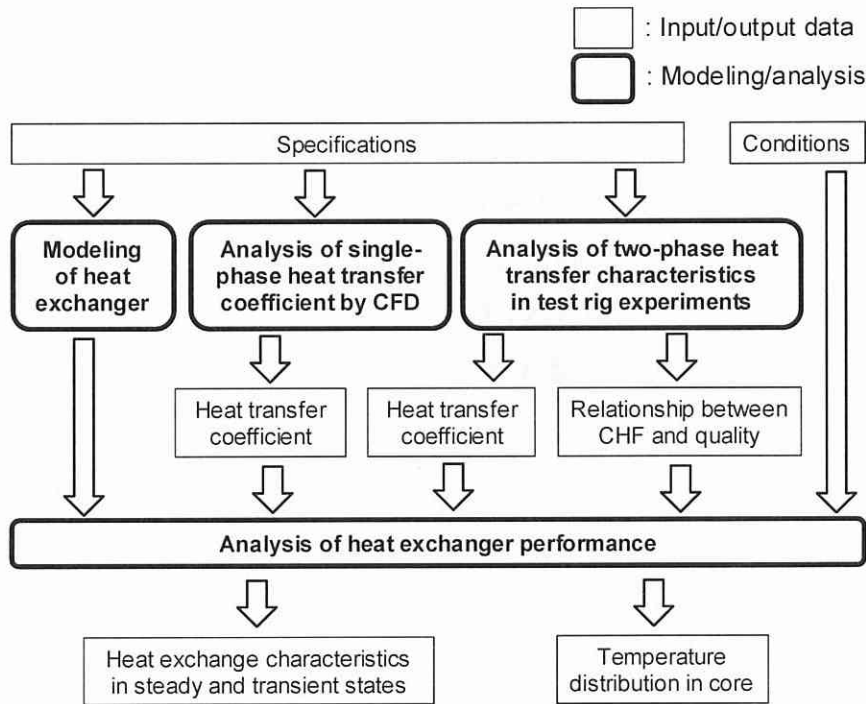


Fig. 2.1 Outline of analyses

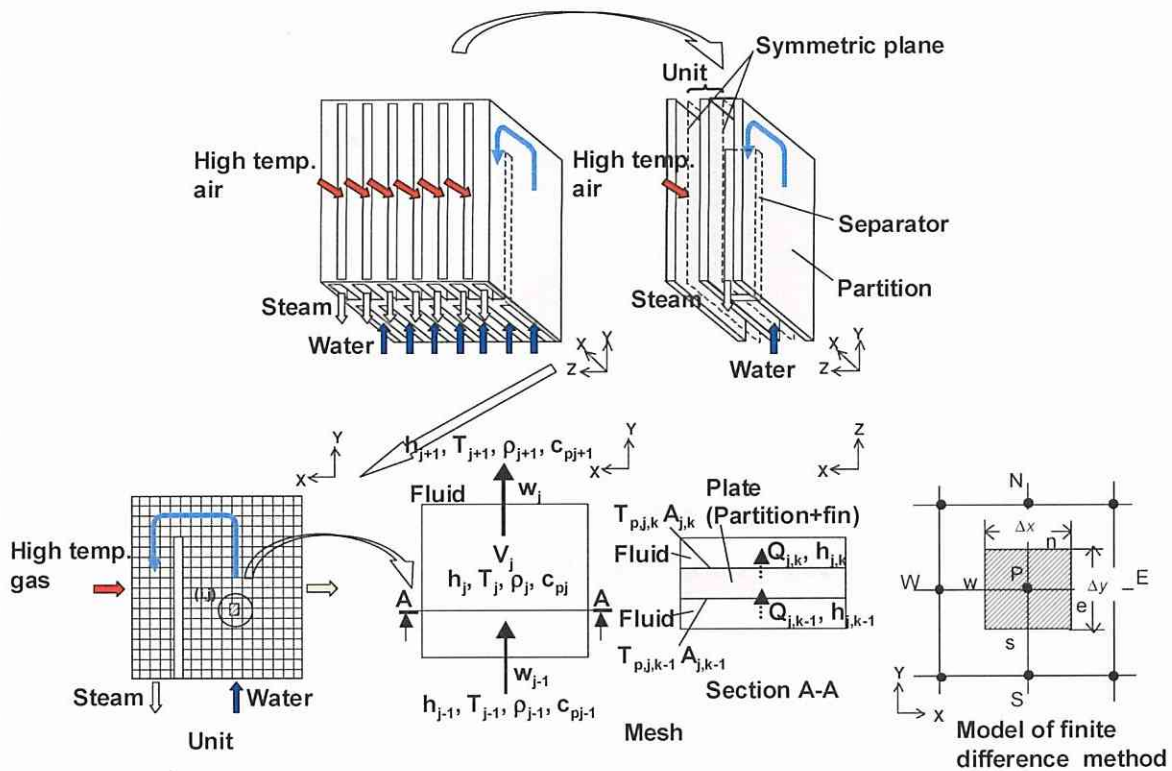


Fig. 2.2 Heat exchanger model

これら構造体の中で隣り合う高温ガス，液体用通路を取り出し，その各々の間隙の中央対称面で囲まれるユニットについてモデル化した。

ユニットモデルはメッシュに分割され各メッシュを構成する隔壁，フィン仕様（厚さ，伝熱面積，物性値）と高温ガス，液体用通路が設定され，各流体は隣接するメッシュの矢印方向にのみ移動すると仮定した。蒸気発生器内は高温ガス，液体とも圧力一定を仮定して，メッシュ内では高温ガス，相変化を伴う液体が質量保存式(1)，エネルギー保存式(2)と構造体と流体間の熱移動を連成した3次元の熱伝導方程式(3)を満足する。相変化を伴う液体（純水）の物性値は蒸気表より求めた。

$$V_j \frac{\partial \rho_j}{\partial t} = w_{j-1} - w_j \quad \dots(1)$$

$$V_j \frac{\partial \rho_j h_j}{\partial t} = w_{j-1} h_{j-1} - w_j h_j + Q_j \quad \dots(2)$$

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad \dots(3)$$

3次元の熱伝導方程式(3)は差分式(4)に変換して計算をおこなった。

$$a_P T_P = a_E T_E + a_W T_W + a_N T_N + a_S T_S + a_T T_T + a_B T_B + b \quad \dots(4)$$

各項は式(5)～(13)を示す。

$$a_E = k_e \Delta y \Delta z / (\delta x)_e \quad \dots(5)$$

$$a_W = k_w \Delta y \Delta z / (\delta x)_w \quad \dots(6)$$

$$a_N = k_n \Delta x \Delta z / (\delta x)_n \quad \dots(7)$$

$$a_S = k_s \Delta x \Delta z / (\delta x)_s \quad \dots(8)$$

$$a_T = k_t \Delta y \Delta x / (\delta x)_t \quad \dots(9)$$

$$a_B = k_b \Delta y \Delta z / (\delta x)_b \quad \dots(10)$$

$$a_P^0 = \rho c \Delta x \Delta y \Delta z / (\Delta t)_p \quad \dots(11)$$

$$b = S_c \Delta x \Delta y \Delta z + a_P^0 T_P^0 \quad \dots(12)$$

$$a_P = a_E + a_W + a_N + a_S + a_T + a_B + a_P^0 - S_p \Delta x \Delta y \Delta z \quad \dots(13)$$

例えば，隔壁内メッシュ間の場合の a_E は式(14)，隔壁内メッシュと流体間の場合の a_T は式(15)となる。

$$a_E = A / \left(\frac{(\delta x)_p}{k_p} + \frac{(\delta x)_e}{k_E} \right) \quad \dots(14)$$

$$a_T = A / \left(\frac{(\delta x)_p}{k_p} + \frac{1}{h} \right) \quad \dots(15)$$

また，フィン効率 η_f は式(16)，(17)により求めた。

$$\phi = \tanh(u_b)/u_b \quad \dots(16)$$

$$u_b = H\sqrt{h/\lambda y_b} \quad \dots(17)$$

本解析手法の予備的検討に用いた液体，高温ガス用のフィンタイプとグループタイプ通路の詳細を図 2.3 に示す。通路間隙，隔壁厚さは共に各々0.5，0.2 mm で，液体用通路には流れと対峙する幅 0.6 mm，ピッチ 1.2 mm の千鳥配置のフィン，また高温ガス用通路には幅 1.4 mm のグループが設けられている。

2.2.2 熱伝達特性の解明

単相流は純水，蒸気，空気の流体について伝熱面温度一定の条件下で通路入口の一樣流れを仮定して，伝熱面と流体の温度差，レイノルズ数 (Re) とプラントル数 (Pr) を変化させ，助走区間領域から発達区間領域において数値解析をおこない熱伝達特性を求めた。

気液二相流はドライアウト発生により急激な熱伝達特性の低下とそれに伴う壁温の上昇が考えられ，蒸気発生器の熱伝達性能に加え耐久信頼性の指標となるコア部の温度分布を必要な精度をもって予測するために熱流束とクオリティによりウェット領域とドライアウト領域が解析されるモデルを設定する。そのモデルを用いた解析手法がマイクロチャネル内の沸騰熱伝達特性 (クオリティと限界熱流束の関係等) の蒸気発生器性能に及ぼす影響を予測可能か否かの予備的な検討をおこなった。

(1) 単相流 図 2.3 で示したグループ，フィンタイプ通路内単相流の熱伝達特性を求めた。

一例として，グループタイプ通路の解析結果を図 2.4 と 2.5 に示す。図 2.4 に $Re*Pr=1163$ の流体に対して通路入口からの距離 (y) に対するヌセルト数 (Nu) の変化を示す。ヌセルト数 (Nu) は約 20mm の助走区間領域を経て発達領域へと遷移して一定値 ($Nu=8.7$) に至る。図 2.5 は $Re*Pr$ を 92 から 4621 の範囲で変化させその発達領域におけるヌセルト数 (Nu) の一定値と $Re*Pr$ の関係を示す。因みに，黒塗りシンボルは図 2.4 の発達領域におけるヌセルト数 (Nu) を示す。ヌセルト数 (Nu) は層流領域では $Nu=8.95$ の一定値，乱流領域では $Re*Pr$ と共に増加する傾向を示す。

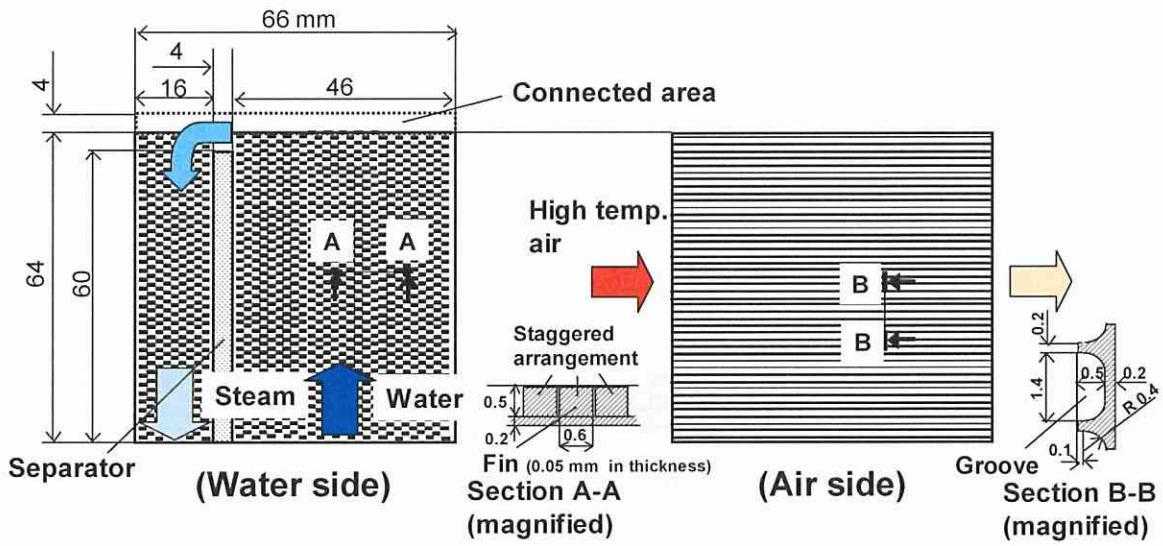


Fig. 2.3 Standard model for preliminary analysis of heat transfer characteristics

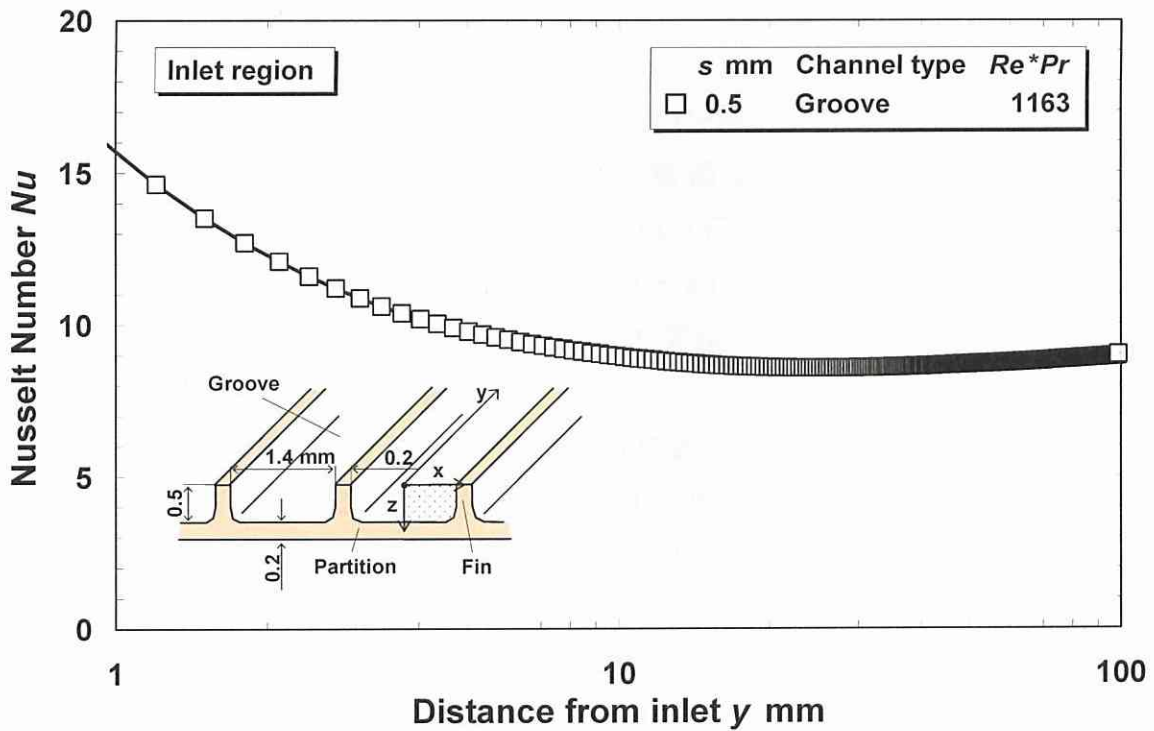


Fig. 2.4 Characteristics of heat transfer coefficient for groove in entrance region

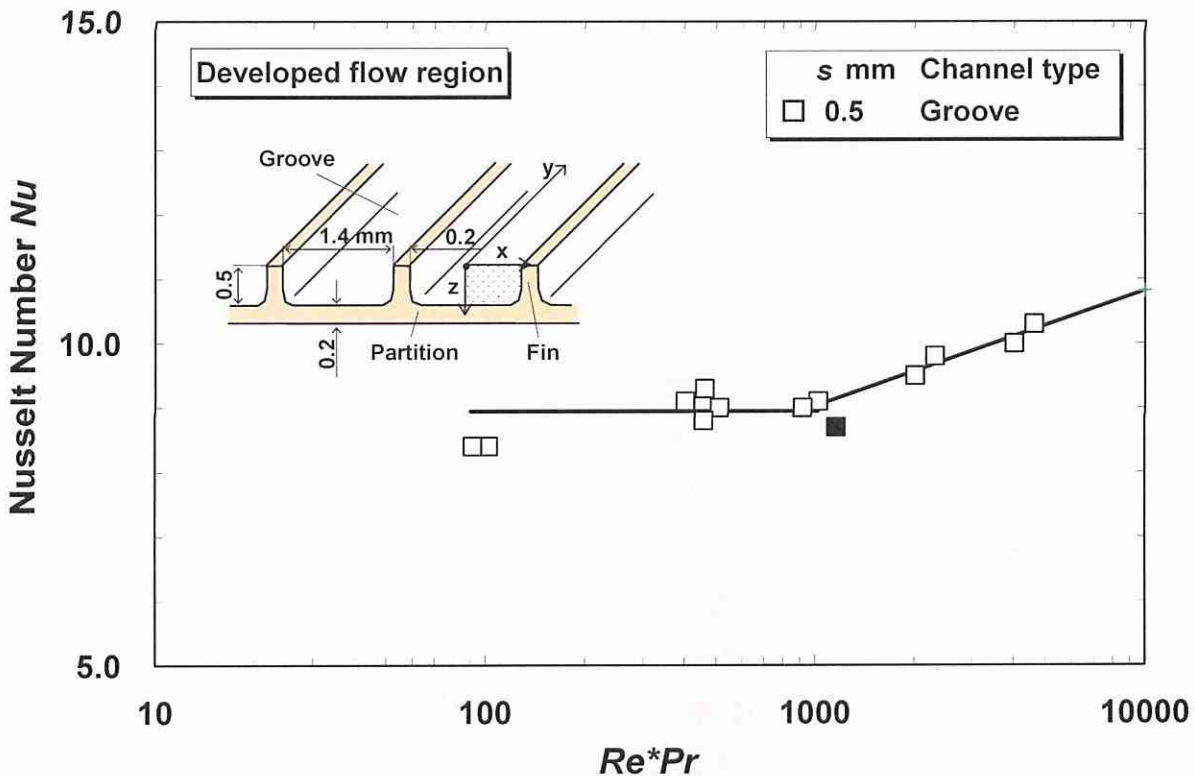


Fig. 2.5 Characteristics of heat transfer coefficient for groove in developed flow region

これらの特性はBFC (Boundary-Fitted Coordinate)によるメッシングをおこない、純水、蒸気、空気の流体について伝熱面温度一定条件で通路入口における伝熱面と流体の温度差を $10 \sim 300^\circ\text{C}$ (伝熱面温度; $100 \sim 300^\circ\text{C}$, 流体温度 $0 \sim 600^\circ\text{C}$), レイノルズ数 (Re)を $14 \sim 5900$, プラントル数 (Pr)を $0.64 \sim 3.57$ の範囲で変化させた。代表長さとしてグループ断面の相当直径, 代表流速として通路内平均流速を用いた。

(2) 気液二相流 熱流束とクオリティによりウェット領域とドライアウト領域が解析されるモデルの設定に際して、植田(1981)が著書の「気液二相流 (流れと熱伝達)」で説明している図 2.6, 2.7, 2.8 に示す円管に対する「流動沸騰系における流動・伝熱様式」, 「Collier の伝熱様式線図」, 「流動沸騰系の熱伝達率分布」を参考とした。図 2.6 は加熱熱流束がそれほど高くない一般の流動沸騰過程を示しており、その過程は「核沸騰域」, 壁面に沿う液膜流を通しての対流熱伝達により気液界面で蒸発を生ずる強制対流蒸発が主体となる「強制対流蒸発域」, 液膜が消失して壁面の乾いた噴霧領域で熱伝達率が

急減する「ポストドライアウト域」の三つの領域に区分されることを示している。

図 2.7 は図 2.6 の伝熱様式の存在範囲を熱流束とクオリティの座標上に定性的に示したものである。DNB(departure from nucleate boiling)またはドライアウトラインから成る太い実線により、ウェット領域とドライアウト領域が区分されている。図 2.8 はそれぞれの熱流束に対応する熱伝達率がクオリティに対してどのように変化するかを示している。図 2.6 の流動・伝熱様式は図 2.7, 2.8 の(a)に相当して、加熱熱流束が(c)のように高いと飽和核沸騰域の熱伝達率は著しく高い値を示すが、強制対流蒸発域に移ることなくポストドライアウト域に遷移して、低いクオリティで熱伝達率が急激に低下することを示している。いずれの条件においてもドライアウト領域で著しく熱伝達率が低下することを示している。

これらの円管に対する流動・伝熱様式に関する概念の中で沸騰熱伝達の支配機構がマイクロチャネル内は蒸気泡と伝熱面の間に形成される薄液膜を介した熱伝達であるのに対して、円管内は壁面に沿う液膜流を通しての対流熱伝達により気液界面で蒸発を生ずる強制対流蒸発であることは異なる。伝熱面がウェット領域とドライアウト領域に区分されること、そのドライアウト領域で著しく熱伝達率が低下することは同様と考えられる。これらの概念を適用した本解析の中で用いた伝熱様式モデルを図 2.9 に示す。伝熱様式のモデルはクオリティと熱伝達率及び限界熱流束の特性から構成される。各クオリティにおいて所定の限界熱流束を超えると伝熱面に薄液膜が形成されるウェット領域からドライアウト領域に遷移する。

想定している蒸気発生器モデルにおいてウェット領域の熱伝達率は高温ガスの熱伝達率と比較して十分大きいので蒸気発生器の性能(熱伝達及びコア部温度分布)に与える影響は小さいと判断して、熱流束(q)によらず $10 \text{ kW/m}^2\text{K}$ 一定とした。

クオリティと限界熱流束の関係は一様加熱円管の低流速域における Macbeth の Local Conditions Concept の限界熱流束とクオリティの相関式を参考に具体的には図 2.10 の A に示すようにクオリティ(X)=0 の限界熱流束(q_c)を 100 kW/m^2 としクオリティ(X)=1 の限界熱流束(q_c)=0 までを直線的に変化すると仮定した。

ドライアウト領域の熱伝達率はそのクオリティにおける飽和蒸気単相流を仮定して数値解析より求めた値を用いた。

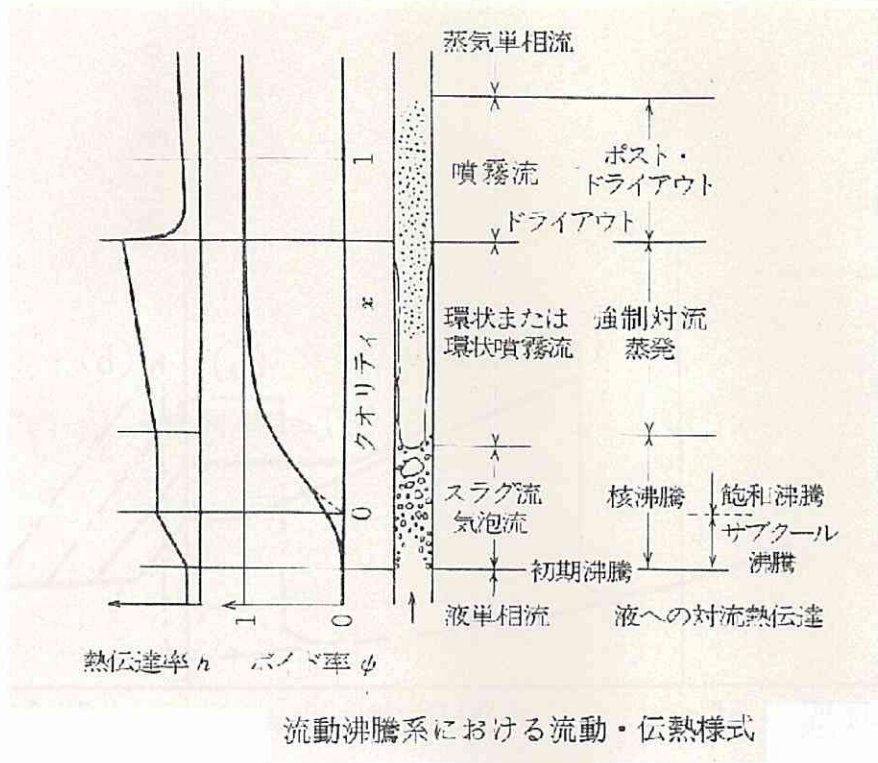


Fig. 2.6 Flow and heat transfer pattern in flow boiling system

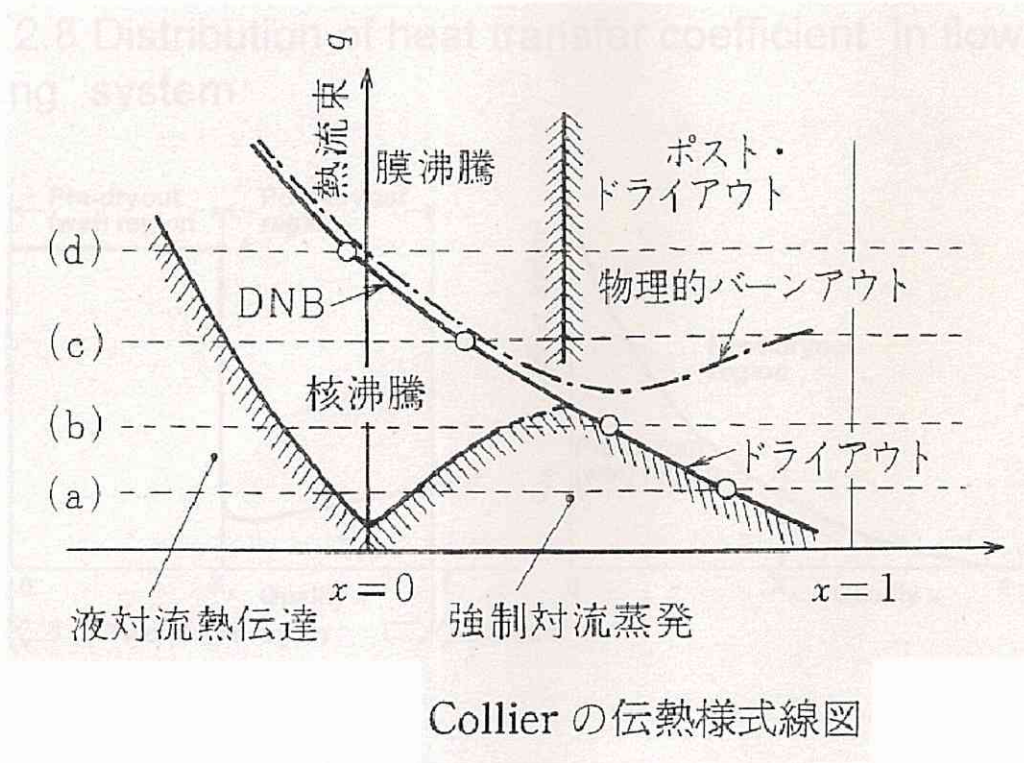
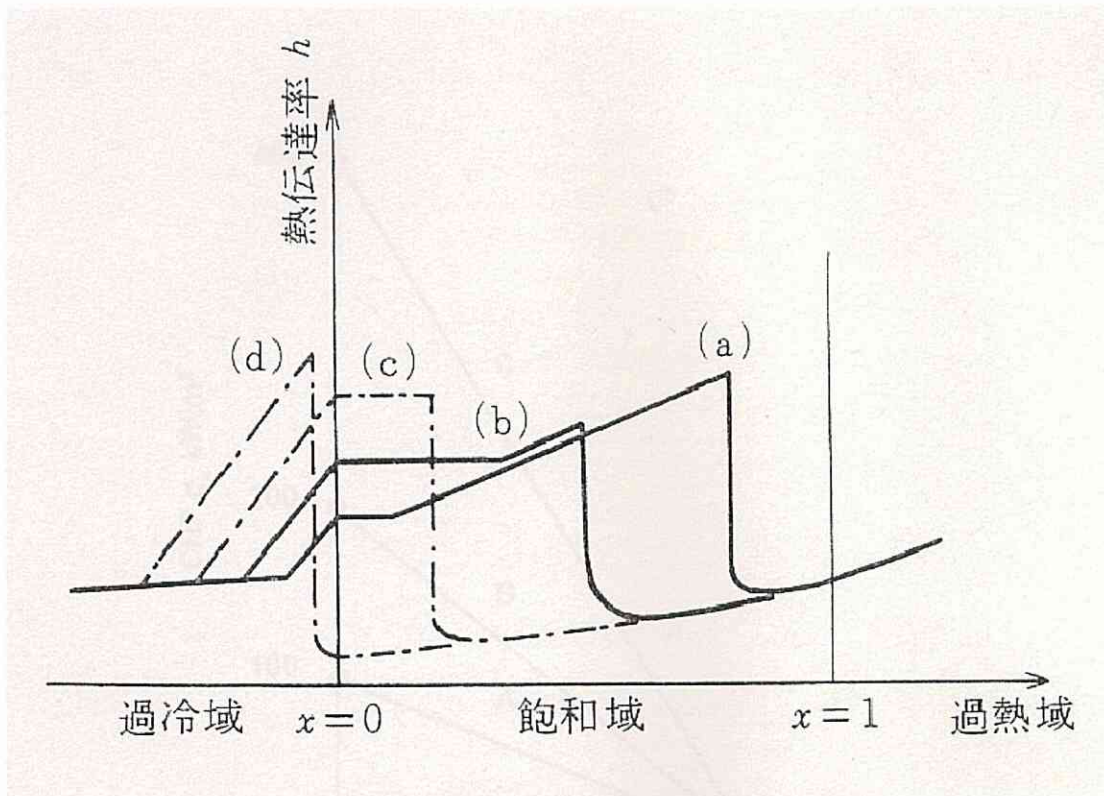


Fig. 2.7 Collier's chart of heat transfer pattern



流動沸騰系の熱伝達率分布

Fig. 2.8 Distribution of heat transfer coefficient in flow boiling system

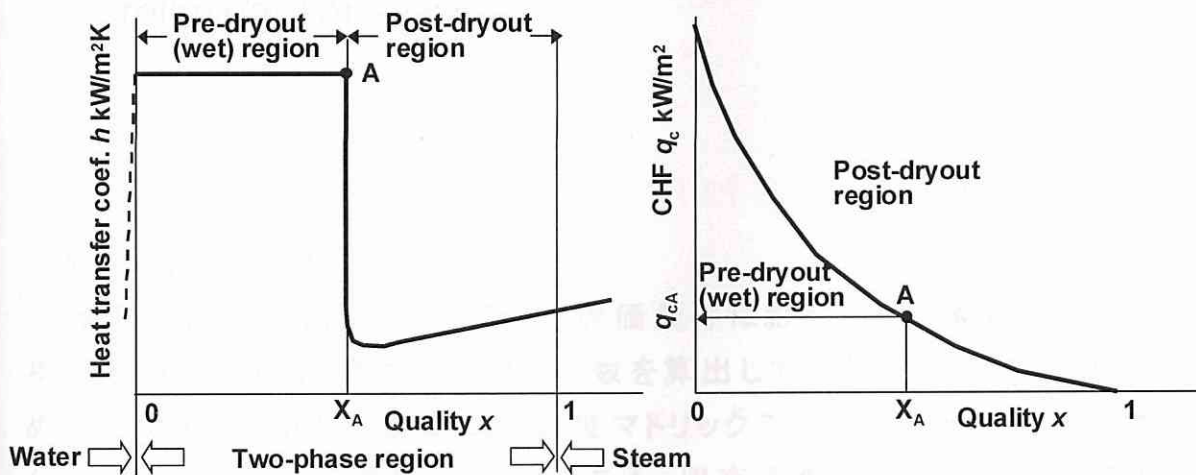


Fig. 2.9 Heat transfer model in two-phase region

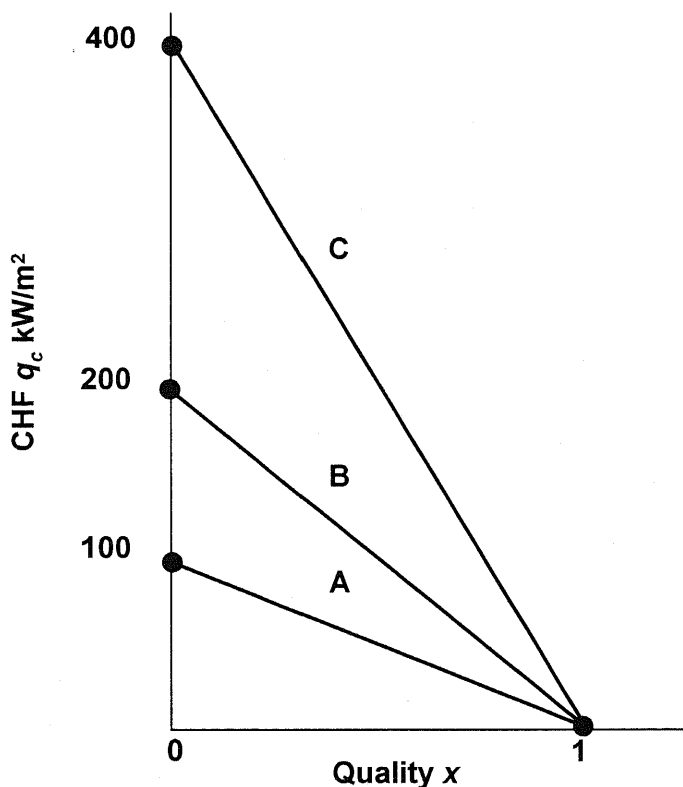


Fig. 2.10 Critical Heat Flux (CHF) characteristics for preliminary analysis

2.2.3 計算手順

計算のフローを図 2.11 に示す. 評価条件における各流体の熱伝達率を解析, それに基づき温度マトリックス係数を算出して, 構造体と流体の温度を求めるための収束計算をおこなう. 温度マトリックス係数は, 熱伝導方程式の差分式を温度について整理したものである. 収束条件は構造体, 流体の温度と液体の密度が所定の許容範囲にはいることとした. 過渡解析においては評価時間に至るまで Δt 毎に上記解析をおこなう.

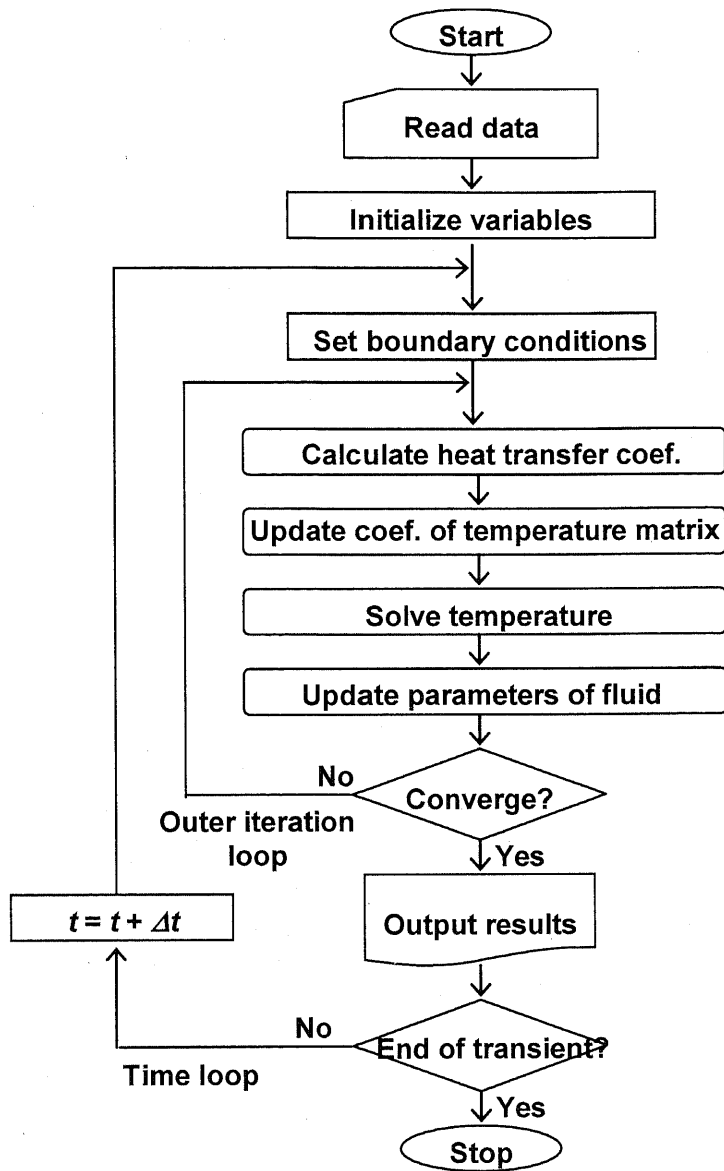


Fig. 2.11 Flowchart of calculation

2.3 解析結果例

図 2.3 のモデルを用いて解析手法の予備的検討として、マイクロチャネル内の沸騰熱伝達特性が蒸気発生器の熱伝達性能に及ぼす影響を解析した。その一例を下記に示す。

限界熱流束特性の蒸気発生器熱伝達性能に及ぼす影響 図 2.3 のモデルを 90 ユニット積層した蒸気発生器を想定して、その液体として 20°Cの純水を

10.6g/s, 高温ガスとして 550°Cの高温空気を 80g/s 供給する. 限界熱流束特性は図 2.10 に示すように基本特性である A に B と C を加えて, 限界熱流束特性の蒸気発生器熱伝達特性に及ぼす影響を解析する. 特性 B と C は基本特性 A のクオリティ(X)=0 の値 (100 kW/m²)を各々2, 4 倍 (200, 400 kW/m²)として, 基本特性 A と同様に, クオリティ(X)=1 の限界熱流束(q_c)=0 まで直線的に変化する. その他の熱伝達特性, 構造体仕様は同一とした.

特性 A, B, C 各々のマイクロチャネル内の沸騰熱伝達特性が蒸気発生器の熱伝達性能と相変化を伴う液体の様相に及ぼす影響を図 2.12 に示す. 限界熱流束特性を向上 (特性 A ⇒ 特性 B ⇒ 特性 C) することにより, ドライアウト領域は抑制され, 一方ウェット領域は拡大して, その結果として熱伝達量も増加する. また, ウェット領域 (pre-dryout region) の熱伝達率は高温ガスと比較して十分大きいのでコア部の温度はほぼ液体の飽和蒸気温度と等しくなり, ウェット領域の拡大はコア部温度が飽和蒸気温度近傍でコントロールされる領域が拡大することを示す.

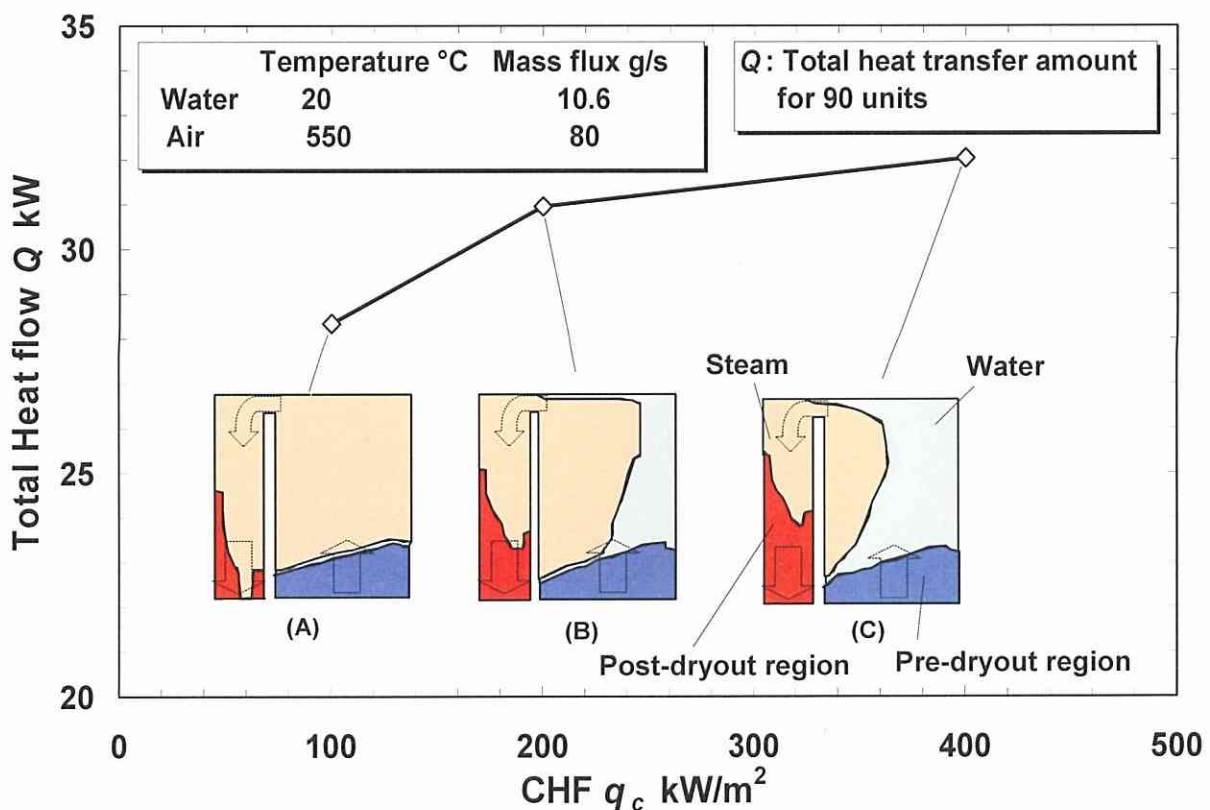


Fig. 2.12 Relationship between CHF characteristics and total heat flow

2.3 まとめ

蒸気発生器の熱伝達性能を予測するための解析手法の検討をおこなった。

(1) 単相流と気液二相流の熱伝達特性を各々数値解析とマイクロチャネル単体実験装置より求めて、これらの特性を適用して蒸気発生器の性能(熱伝達及びコア部温度分布)を予測する解析手法の見通しを得た。

(2) 上記解析手法を用いて相変化を伴う液体の伝熱様式(ウェット領域, ドライアウト領域)をとらえることが可能であることを確認した。

(3) 上記解析手法を用い、より熱伝達量及び相変化を伴う液体の伝熱様式についてより精度の高い予測をおこない高密度蒸気発生器を実現するには、マイクロチャネル内沸騰熱伝達特性とその熱伝達機構の解明が必要である。

第3章 マイクロチャネルの沸騰熱伝達機構と特性

高密度蒸気発生器実現のためには、精度の高いマイクロチャネル内沸騰熱伝達特性を第2章で述べた解析手法に適用して、最適な構造体の仕様を解析することと同時に、その解析の中で高密度蒸気発生器に求められる主要な沸騰熱伝達特性とその目標値を明らかにして、その沸騰熱伝達特性を実現する伝熱面の仕様を検討していくことが必要である。そのためにはマイクロチャネル内沸騰熱伝達特性とその熱伝達機構の解明が必要である。

マイクロチャネル内における沸騰では蒸気泡と伝熱面間に薄液膜が形成されその伝熱が重要な役割を演じることが報告されているが、その薄液膜の形成あるいはその持続特性及びその結果として熱伝達へ影響を及ぼす主要な要因と考えられる伝熱面のぬれ性、伝熱面構造など表面性状に着目した検討をおこない、マイクロチャネル内の押しつぶし気泡域及び抑圧蒸発域における基本的な沸騰熱伝達特性とその薄液膜の形成と伝熱機構の解明を試みた。

抑圧蒸発域についてはウェット部とドライアウト部が混在する複雑な沸騰様式であるが、限界熱流束特性解明のためウェット部とドライアウト部を区分して各部の熱流束分布を求める、より詳細な解析をおこなった。

また、上記沸騰熱伝達（熱伝達率、限界熱流束）特性に大きな影響を及ぼすと考えられる薄液膜厚さの特性、その形成のメカニズムを明らかにすることはマイクロチャネル内の沸騰熱伝達（熱伝達率、限界熱流束）特性とその伝熱機構を理解して、沸騰熱伝達特性向上の方策を探る上で必須である。赤外レーザーの消光特性を用いて薄液膜厚さの測定をおこなった。

3.1 伝熱面のぬれ性と構造の沸騰熱伝達特性に及ぼす影響

本節では、まず第一に平滑面におけるぬれ性の沸騰熱伝達特性に及ぼす影響とその伝熱機構の解明、第二に伝熱面の保水性向上が期待される伝熱面に微細な凹凸を施した構造の沸騰熱伝達特性に及ぼす影響を明らかにすることを目的とする。また、離脱蒸気泡直径に対して十分大きく、離脱蒸気泡が制限を受けにくい沸騰系(間隙 10mm のチャネル)においてぬれ性が沸騰熱伝達特性に及ぼす影響を評価して、マイクロチャネルのそれと比較する。同時に、発泡密度と離脱蒸気泡直径を観察して、ぬれ性の蒸気泡生成と薄液膜形成に及ぼす作用を考察することにより沸騰熱伝達機構の検討をおこなった。さらに、その作用を踏まえた上でマイクロチャネルにおけるぬれ性の沸騰熱伝達特性に及ぼす主要因子およびそれらの影響に関する検討を加えた。

3.1.1 沸騰特性測定のための実験装置

実験装置の概要を図 3.1 に示す。破線で囲まれた部位が図 3.2 に示すマイクロチャネルテストリグを示す。マイクロチャネルテストリグの上流に設けられた大気開放のリザーバータンクと加熱タンクにより、マイクロチャネル部の液面高さは一定に保たれ、加熱タンクで沸騰、脱気した飽和水が供給される。

マイクロチャネル部は垂直に設置され、伝熱面と石英硝子により形成される隙間の下方から純水が供給される。伝熱板はセラミックヒーターにより加熱され、その背面には伝熱板の鉛直方向に2本の熱電対が埋め込まれた断熱材が設置されている。また、マイクロチャネルの前・背面には石英硝子により形成された通路が設けられ、断熱を図るため通路出口部で $100 \pm 5^\circ\text{C}$ にコントロールされた高温空気が循環される。マイクロチャネル部の圧力はマイクロチャネル下流部に設けた圧力センサーにより計測する。

熱電対と圧力センサーの信号は各々多点高精度 A/D 変換器と直流増幅器を介してコンピューターに記録される。

発泡及び蒸気泡成長の様相は伝熱面の正面に設置された高速度カメラで記録され、コンピューターで画像解析される。

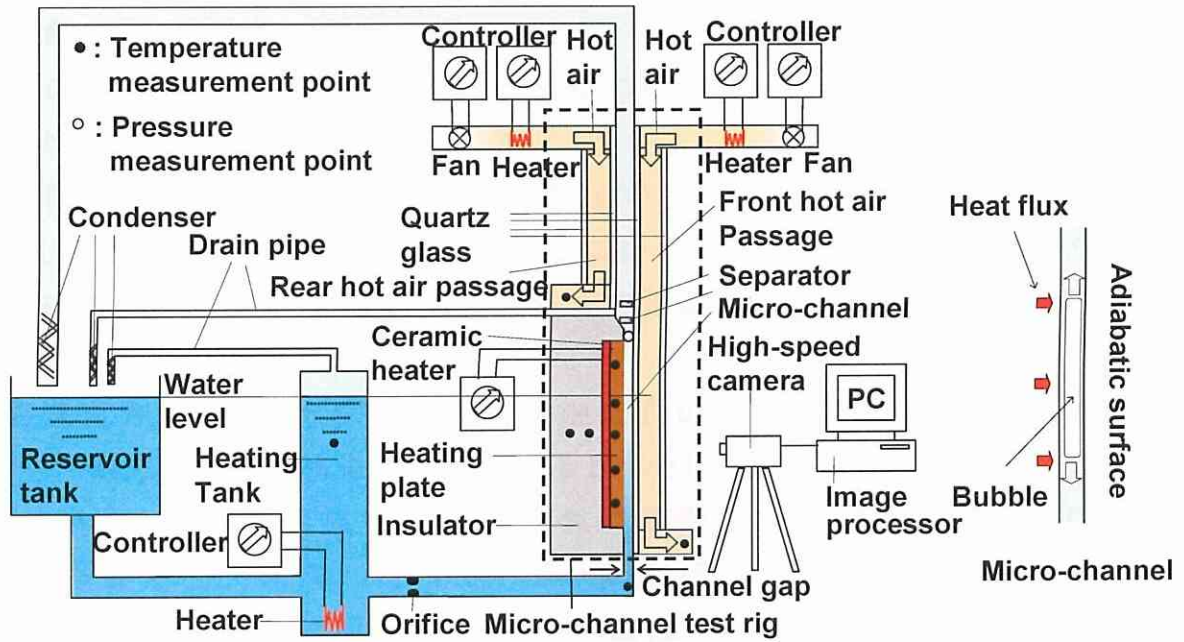


Fig. 3.1 Outline of experimental apparatus

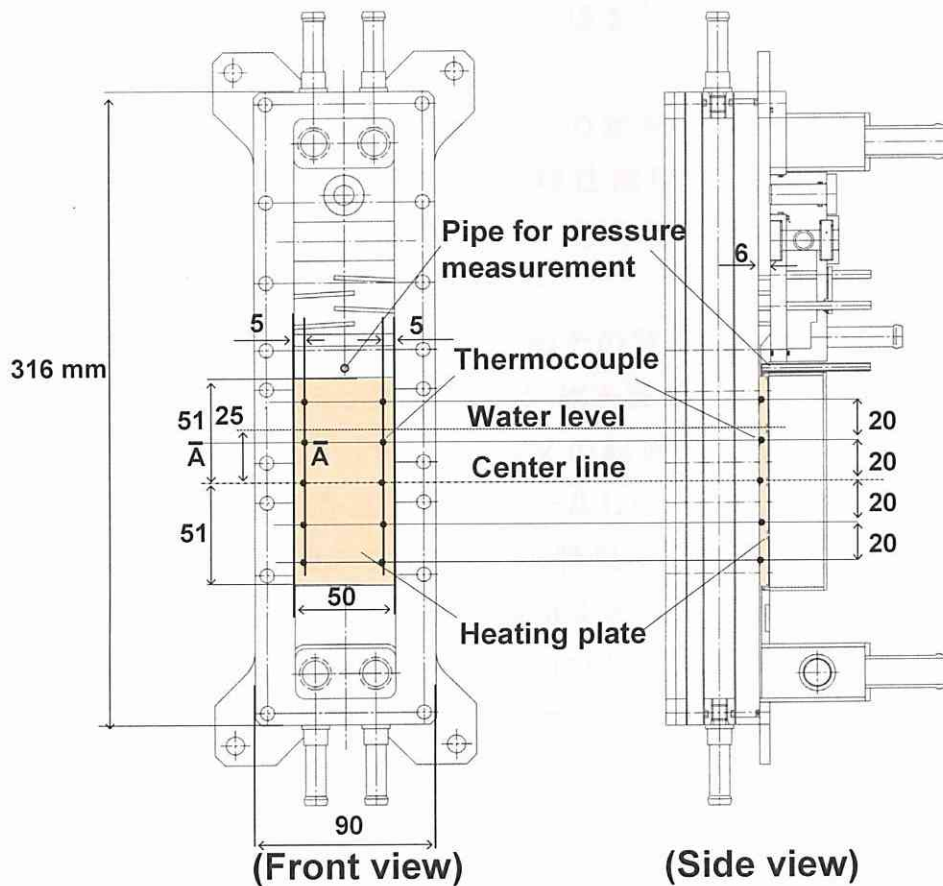


Fig. 3.2 Micro-channel test rig

伝熱板 伝熱板の詳細を図 3.3 に示す。伝熱板には左右 5 箇所計 10 箇所の熱電対が埋め込まれており、端部に近い上・下 4 点を除く中央部 6 点の平均値を伝熱面の温度とした。

伝熱板には伝熱面に緑色炭化珪素 2000 番 (GC#2000) でラッピング加工を施した銅板を基準として用い、その上に酸化チタンあるいはシリコンレジンサブミクロン厚さでコーティングした伝熱面を作成して、親水性から疎水性まで伝熱面のぬれ性を変化させた。

高速度カメラ 発泡様相及び蒸気泡成長の時系列変化を捉えるため 1 ショット 1364 フレームを解像度 512×384 ピクセル、撮影速度 500 フレーム/秒 (露光時間 1ms) の白黒で撮影した。焦点距離 28~70mm のズームレンズ (F3.5) を装着して、照明には 500W のハロゲンランプを高速度カメラの上下に 2 台設置して画像の鮮明化を図った。画像はアナログデータとしてビデオテープに収録した。

圧力センサー 拡散型半導体圧カトランスデューサーと直流増幅器を用いてマイクロチャネル部の圧力を計測した。1 ショット 100 秒、10 点/秒でコンピューターに収録して、その 1000 点の平均値をマイクロチャネル部のゲージ圧力とした。

拡散型半導体圧カトランスデューサーの定格圧力と非直線性能は各々 10kPa と $\pm 0.4\%$ F.S.、直流増幅器の非直線性能は $\pm 0.01\%$ F.S. である。検定は 1m の水頭を与えることによりおこなった。直流増幅器のゲインとローパスフィルターの設定値は各々 500 と 10Hz とした。

セラミックヒーター 伝熱板加熱のためその背面に容量 100W (100V) で、発熱密度 $8\text{W}/\text{cm}^2$ のセラミックヒーター 4 枚を設置した。電圧はスライダック (滑動式電圧変換器) を用い 25 から 130V の範囲で調整して、セラミックヒーターから伝熱板背面への熱流束をコントロールした。

セラミックヒーターの温度に対する抵抗特性とその背面に設置した断熱材の温度に対する熱伝導率特性を各々図 3.4 と 3.5 に示す。セラミックヒーターの抵抗と熱材の熱伝導率とも、温度上昇に伴い増加の傾向を示す。

熱電対 伝熱板、断熱材、加熱タンク内部と高温空気通路出口部温度計測のため $\Phi 0.5\text{mm}$ の銅-コンスタantan (T type) シース型熱電対を用いた。熱電対の検定は起電力の安定を図るため十分な熱容量をもった銅塊の中心に熱電対を挿入、純水を沸騰させた容器の中にそれを容器にふれることなく

投入して、その表示温度とその大気圧における飽和温度との関係から熱電対の出力の補正をおこなった。

多点高精度 A/D 変換器 本実験は多点の熱電対の出力を一定の時間間隔で長時間にわたって記録する必要がある。パーソナルコンピュータに多量なアナログデータを取り込むために、多点高精度 A/D 変換器を採用した。取り込み速度は最高 25ms/点、精度は±2digit(T 型熱電対の場合は約±0.08℃)である。また、パソコンによりデータの読み込み時間間隔などを制御可能である。1ショット5点を取り込み速度 250ms/点で5ショット(25点)をコンピュータに収録しその平均値を各部の温度とした。

ゼロ接点冷却器(0℃基準温度装置) 熱電対の基準接点となる。電子冷凍により、密閉容器中の高純度の水を凍結させてその体積膨張特性を利用して一定の氷と水の共存状態をつくり、0~0.02℃の範囲で制御する。

純水器 入口フィルターとイオン交換樹脂からなる純水器を介した純水を使用した。表 3.1 に水道水(原水)と本純水に含まれる成分の比較を示す。純水器を通すことにより水道水に含まれる成分の多くを取り除くことが可能であるが、各成分とも僅かに残る。

高温空気供給装置 マイクロチャネル部の断熱を図るため、マイクロチャネルの前・背面に設けた石英硝子により形成される通路に通路出口部で 100±5℃にコントロールされた高温空気を循環した。最大流量 1090L/min の高温空気供給装置を用いた。

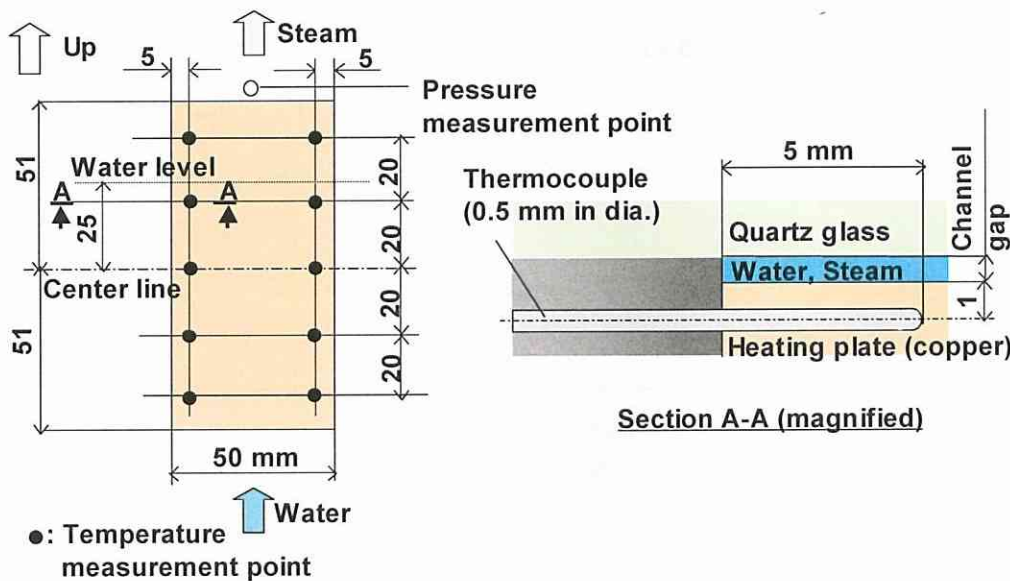


Fig. 3.3 Heating plate and surface structure

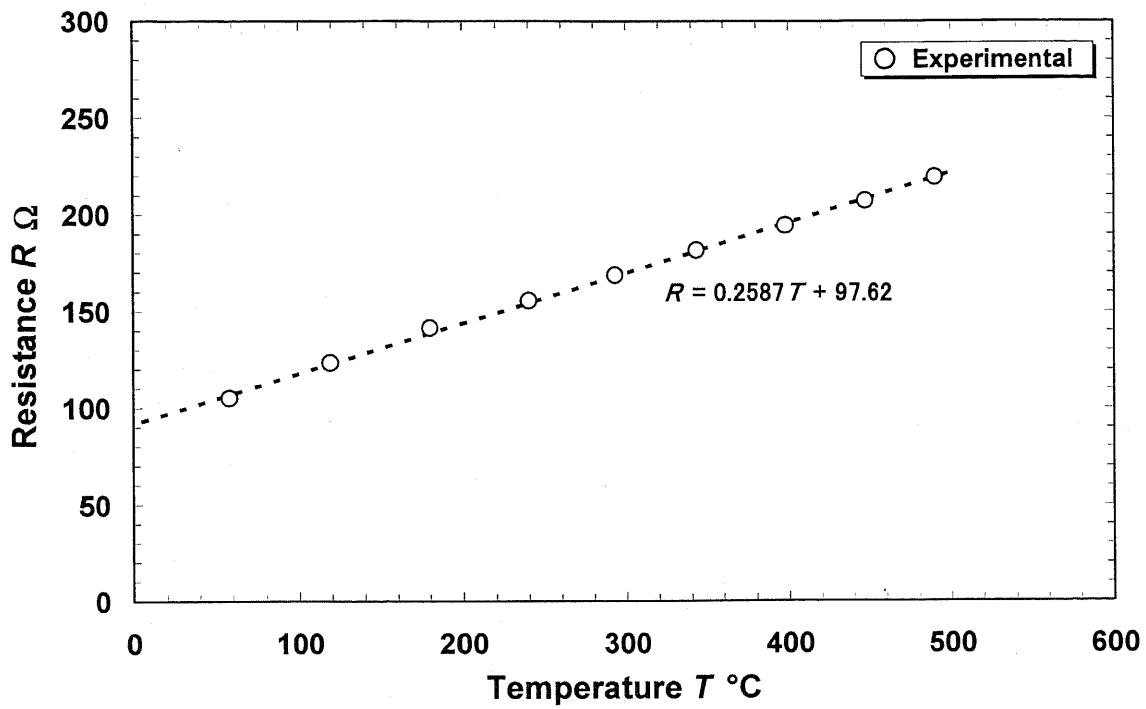


Fig. 3.4 Resistance of ceramic heater as a function of temperature

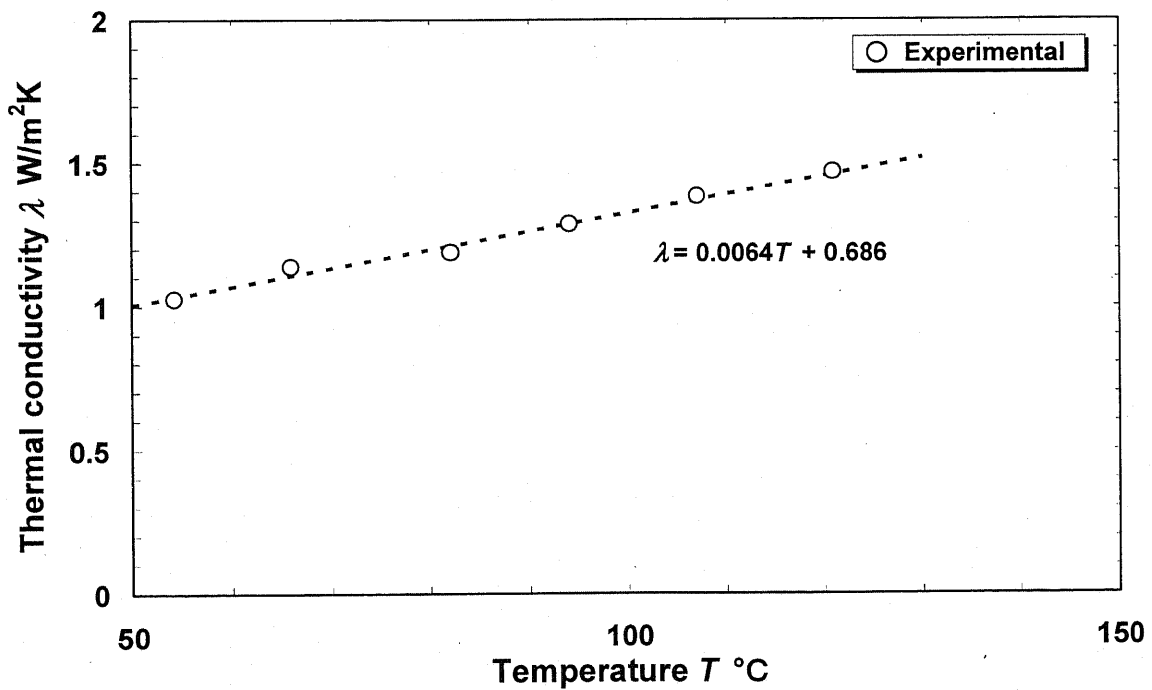


Fig. 3.5 Thermal conductivity of insulator as a function of temperature

Table 3.1 Substances in water passing through purifier

Substance	Purified water	Tap water
Sulfuric acid ions (mg/L)	< 0.1	5.0
Nitric acid ions (mg/L)	< 0.1	20.6
Chloride ions (mg/L)	< 0.05	4.5
Na (mg/L)	< 0.1	5.0
K (mg/L)	< 0.1	0.9
Ca (mg/L)	< 0.1	18.4
Mg (mg/L)	< 0.1	1.4
SiO ₂ ions (mg/L)	0.22	11.3
Fe (mg/L)	< 0.03	0.07
Al (mg/L)	< 0.01	0.03

3.1.2 沸騰熱伝達特性の測定方法と測定精度の検討

伝熱板背面に設置したセラミックヒーターへの電圧をスライダックで調整することにより、伝熱面への熱流束をコントロールする。伝熱面への熱流束は、その背面の断熱材を介し外気へ放出される伝熱量を断熱材に設けた2箇所の熱電対の温度差より算出して、これをセラミックヒーターの発熱量から差し引くことにより求める。また、セラミックヒーターの発熱量は図 3.4 に示すように抵抗値が温度により変化するため、断熱材に設けた 2 箇所の熱電対の温度から外挿によりセラミックヒーターの温度を推定して、その温度における抵抗値に基づき求めた。

過熱度は伝熱板中央部 6 点の平均値を伝熱面温度として、マイクロチャネル部の圧力（実験時の大気圧に図 3.1 に示す○部のゲージ圧力を加えた値）における飽和温度を差し引くことにより求めた。

蒸気泡成長及び気液界面に関する画像解析をおこなうに際して、ビデオテープに収録したアナログデータをデジタルデータに変換してコンピューターに取り込み、汎用画像解析ソフト（ひまわり）を用いて時系列に対する蒸気泡面積及びウェット部、ドライアウト部の面積変化を解析する。本手法は伝熱面の輝度を 256 階級に区分して、その輝度から蒸気泡外周と気液界面を判断して解析した。

3.1.3 伝熱面ぬれ性・構造と実験条件

本研究で用いた間隙寸法と表面性状を表 3.2 に示す。間隙は 0.15, 0.25, 0.5, 1.0 及び 10mm の 5 通りである。伝熱面には緑色炭化珪素 2000 番 (GC#2000) でラッピング加工を施した銅板を基準として用い、その上に酸化チタンあるいはシリコンレジンサブミクロン厚さでコーティングした伝熱面を作成して、親水性から疎水性まで伝熱面のぬれ性を変化させた。

各種伝熱面における小水滴の状態を図 3.6 に示す。シリコンのコーティング面、ラッピング面、数回沸騰実験後のラッピング面(使用ラッピング面と呼ぶ)、酸化チタンのコーティング面における接触角は各々 103° , 72° , 58° , 18° であった。シリコンのコーティング面は疎水性、酸化チタンのコーティング面は親水性を示し、ラッピングと使用ラッピング面のぬれ性はその間に位置することがわかる。

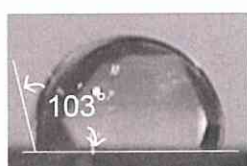
新品と使用品伝熱面の成分分析を波長分散型元素分析法(WDX, 分析測定深さ $2\sim 3\mu\text{m}$)とX線光電子分光分析法(XPS, 測定深さ 4nm)によりおこなった。新品と比較し使用ラッピング面からは二酸化ケイ素(SiO_2)、アミン・アミド系有機物とパラフィン($-(\text{CH}_2)_n-$)等が検出され、これらの中の幾つかの成分が親水性向上に関与していると推察される。SEM 観察(走査型電子顕微鏡)による新品と使用品の 5000 倍に拡大した表面性状の伝熱面を図 3.7 に示す。使用ラッピング面と新品ラッピング面を比較すると使用ラッピング面の表皮は透明の付着物で覆われているように見える。

吉田ら(2000)は気液二相流における円管内壁に設けた溝の沸騰熱伝達特性に及ぼす影響について報告している。また, Honda et. al(2002)はプール沸騰における伝熱面の微細な凹凸が沸騰熱伝達特性に及ぼす影響について報告している。これらとマイクロチャネルにおける溝及び微細凹凸の沸騰熱伝達特性に及ぼす影響を比較・解析するため, 図 3.8 に示すように伝熱面構造として縦溝構造と円錐溝孔構造の 2 種類を用いた。縦溝伝熱面は比較的微細な凹凸を設けることにより, 角部のメニスカス形成による保水性向上と伝熱面積拡大による沸騰熱伝達特性の向上を意図した。また, 円錐孔伝熱面は凹部を密に縦横に配置することにより, 保水性向上による沸騰熱伝達特性の向上を意図したものである。縦溝伝熱面と円錐孔伝熱面の沸騰熱伝達特性を平滑伝熱面のそれと比較した。縦溝伝熱面の縦溝の高さ, 幅, ピッチは各々 $0.1, 0.5, 0.7\text{mm}$ で, 間隙寸法には溝底面からの距離を採用した。

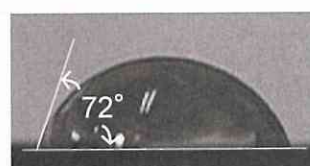
Table 3.2 Specifications of surface

Surface properties								
Structure		Flat				Vertical grooves	Conical concave	
Wettability		Lapped*		Titanium oxide-coated	Silicone-coated	Lapped*		Titanium oxide-coated
		Fresh	Aged			Fresh	Aged	
Gap (mm)	0.15	○	○	—	—	—	—	—
	0.25	○	○	○	○	○	○	○
	0.5	○	○	○	○	○	○	—
	1.0	○	○	○	○	—	—	—
	10.0	○	○	○	○	—	—	—

*with green carborundum #2000



Silicone-coated



Lapped/fresh

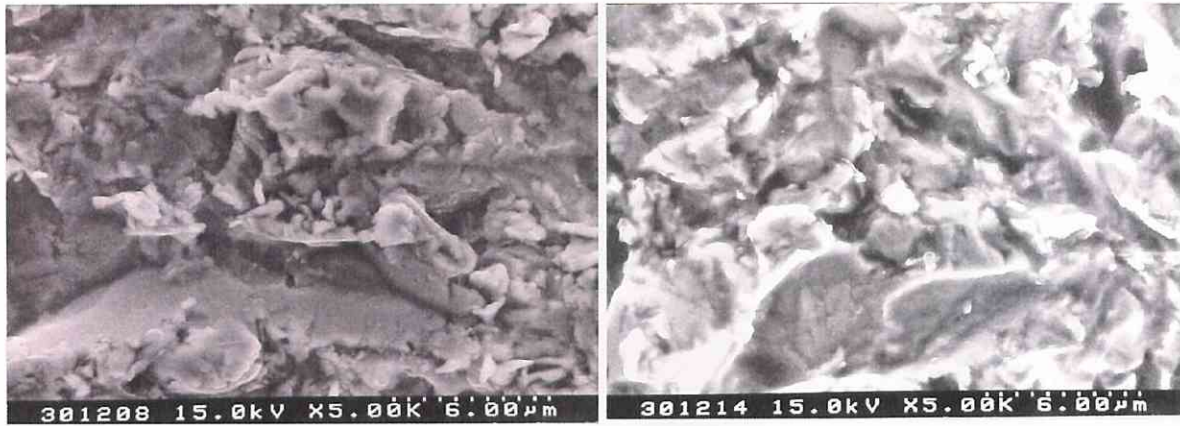


Lapped/aged



Titanium oxide-coated

Fig. 3.6 Droplets on each surface type (flat)



Flat, lapped/fresh

Flat, lapped/aged

Fig. 3.7 Surface properties of surface of new / used lapped surface

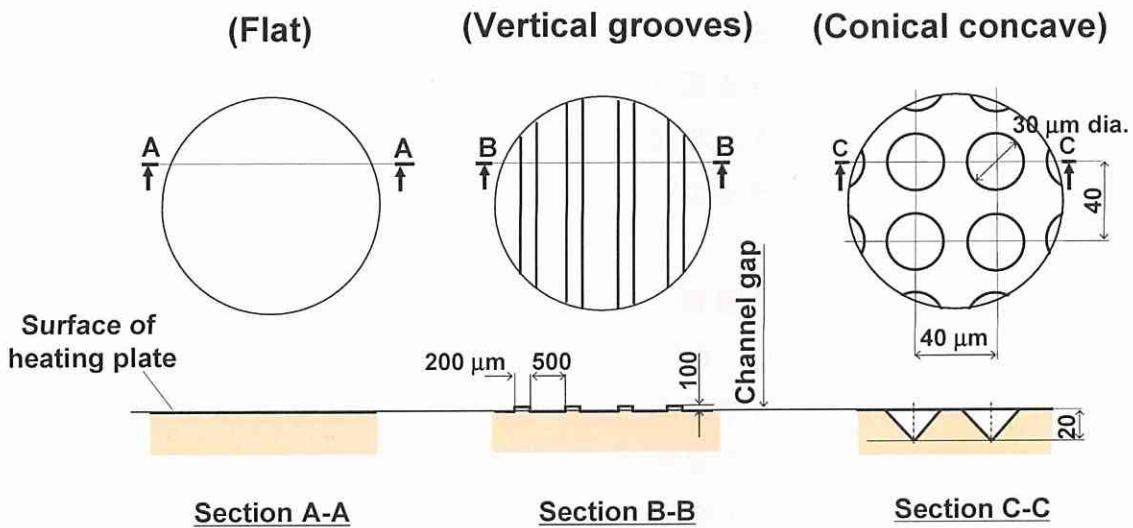


Fig. 3.8 Surface structure of heating plate

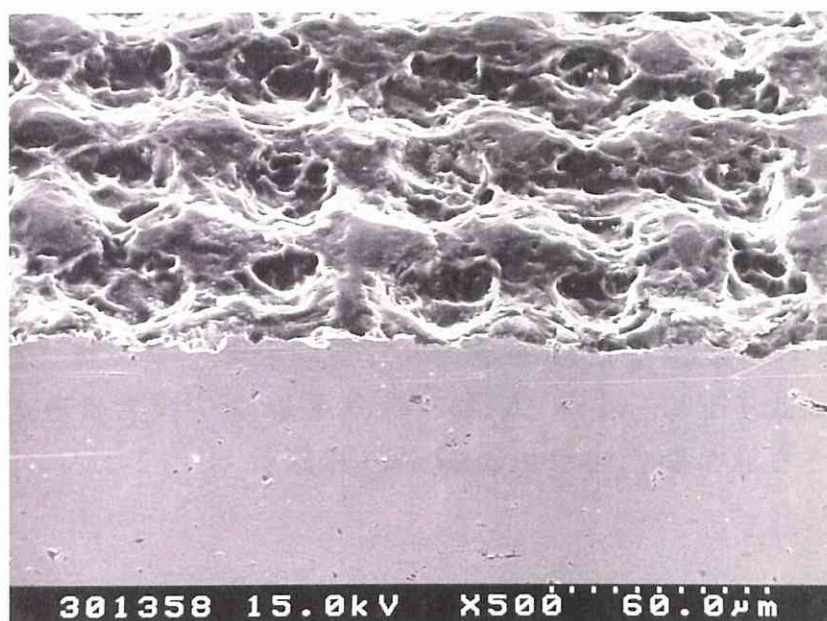


Fig. 3.9 Morphology of conical concave surface

また、円錐孔伝熱面の円錐孔底面の直径、深さ、ピッチは各々30, 20, 40 μm で、マイクロチャネル間隙寸法には円錐底面からの距離を採用した。SEM 観察(走査型電子顕微鏡)により500倍に拡大した円錐孔を縦横に配置した伝熱面の鳥瞰図を図3.9に示す。円錐孔はエッチングにより成形したが円錐孔の表面にも微細な凹凸が存在する。

本測定系の系では平面が比較的大きく、間隙寸法が小さいため、実際の間隙を測定しておく必要がある。間隙0.25, 0.5, 1.0mmの平滑伝熱面について間隙寸法の測定をおこなった。図3.10に示すように間隙の測定はメインプレート表面を基準面として、3次元形状測定器を用いて伝熱面をX方向に4分割、Y方向に6分割するラインの交点(黒塗り●印部)15箇所Z方向の距離を測定する。間隙0.25, 0.5, 1.0mmの各々15箇所の測定寸法を公称間隙寸法値(各々、0.25, 0.5, 1.0mm)に対する比で示した。黒塗り印は各間隙における測定寸法の平均値を示しており、各測定寸法のバラツキはほぼ平均測定寸法の $\pm 5\%$ 以内、またその平均測定寸法は公称間隙寸法値の $\pm 2\%$ 以内の範囲に入る。

また、表面粗さは蒸気泡の核生成、その結果として沸騰熱伝達特性に影響を及ぼすことが、例えば、Honda et. al(2002)により、報告されており、評価伝熱面の粗さ分布を明らかにしておく必要がある。間隙 0.25, 0.5, 1.0mm の平滑伝熱面における伝熱面の粗さ分布の測定結果を図 3.11 に示す。面粗さ測定器を用いて伝熱面について伝熱面をX方向に4分割、Y方向に6分割するラインの内、X方向は両サイド、Y方向は両サイドと中央のラインの交点(黒塗り●印部)6箇所(Y方向 2mm の区間について測定した中心線平均粗さの値を示す。黒塗り印は各間隙における中心線平均粗さの平均値を示しており、バラツキを含め中心線平均粗さは $0.16\mu\text{m}$ 以下(仕上げ記号▽▽▽▽)の範囲に入っており、各間隙の伝熱面はほぼ同等の粗さである。

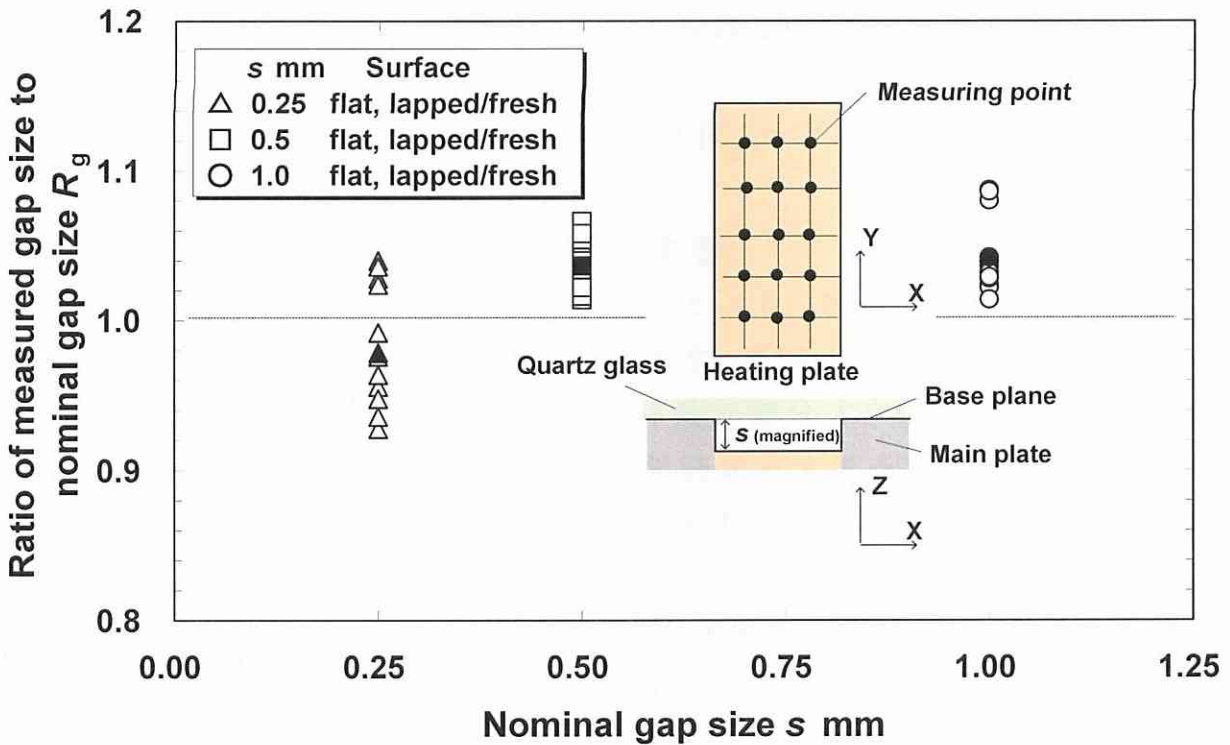


Fig. 3.10 Ratio of measured gap size to nominal gap size

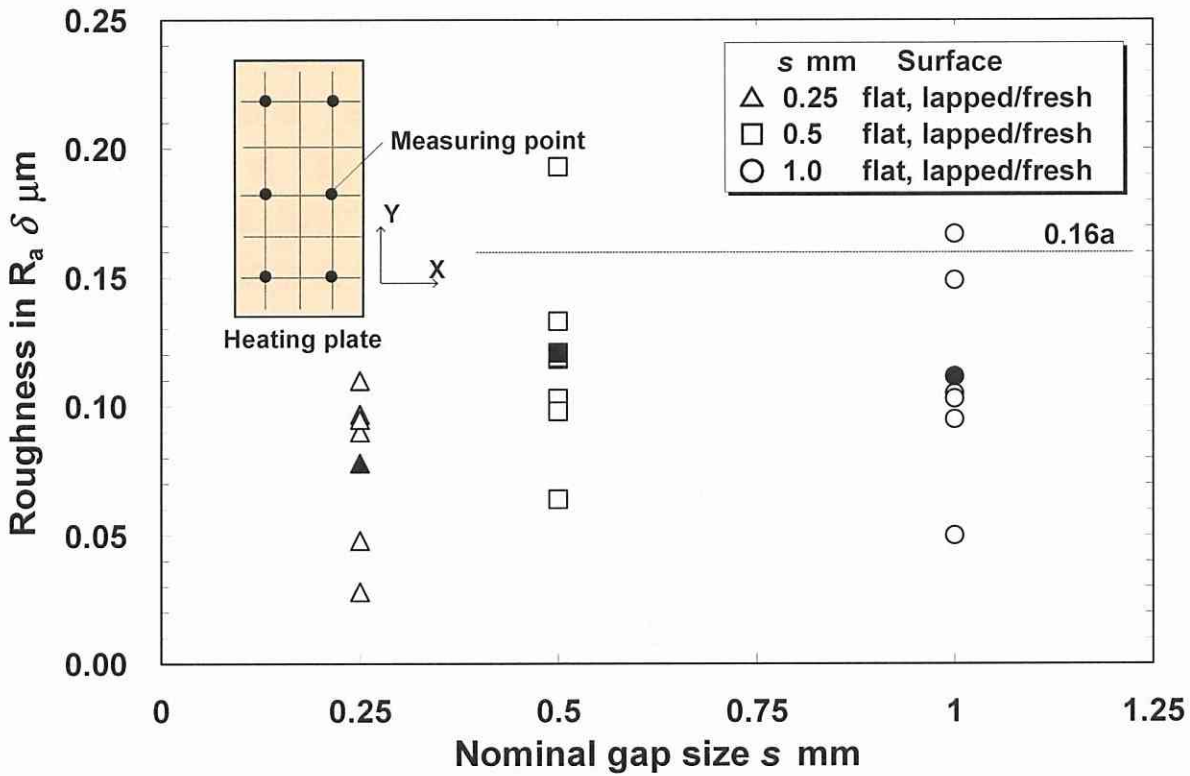


Fig. 3.11 Roughness in R_a in Y direction

3.1.4 実験結果及び考察

3.1.4.1 間隙寸法の沸騰曲線に及ぼす影響

酸化チタンコーティング面の間隙 0.25, 0.5, 1.0, 10mm における沸騰曲線と熱伝達率特性を各々図 3.12 と 3.13 に示す. 過熱度が比較的小さい領域においてマイクロチャネルの熱流束は間隙寸法が充分大きな間隙 10mm の値と比較して大きく, 過熱度に対して所定の間隙が極大値を持つ. 一方, 実験の最大熱流束である限界熱流束の値は間隙寸法に対して単調に増加する特性を示している. 具体的には, マイクロチャネル全ての間隙寸法の場合について, 少なくとも過熱度 4°C 以下の領域において熱流束は間隙 10mm の値を大きく上回った. また, 例えば過熱度 $0.8\sim 2^{\circ}\text{C}$ の範囲で熱流束は間隙 0.5mm において極大値を示す. 限界熱流束は間隙寸法の拡大に伴って増加した.

Katto et al.(1966a, b)及び Fujita et al.(1988a)が示したように, マイクロチャネルのいずれの間隙においても沸騰様相は大きく2つの領域に区分される. すなわち, 熱流束の増大にともなって単一蒸気泡が成長を開始すると急速に伝熱面に広がり, その蒸気泡に覆われた伝熱面上には薄い液膜が形成される領域 (A)と伝熱面上流部を除いて伝熱面の大部分は定常的に蒸気にさら

され乾いており、上流側開口部からこの乾燥領域へ侵入した純水は前進と後退を繰り返す領域 (B) の2領域である。図 3.12 中の白抜き印は領域 (A)、黒抜き印は領域 (B)を示す。Katto et al.(1966a, b)は領域(A)を“押しつぶし気泡域”, 領域(B)を“抑圧蒸発域”と呼んだ。本研究ではこの用語を用いる。間隙 0.25mm の酸化チタンコーティング面における領域(A)と(B)の沸騰様相を図 3.14 に示す。尚, 写真で判別しにくい蒸気泡外周及びウェット部とドライアウト部の気液界面を破線で示した。尚, 間隙 1.0mm の場合は本研究の熱流束の評価範囲において、領域(A)のみ存在した。

同様に、使用ラッピング面の間隙 0.15, 0.25, 0.5, 1.0mm における沸騰曲線とその領域を図 3.15 に示す。図 3.14 と同様に白抜き印は領域 (A)、黒抜き印は領域 (B)を示す。破線は領域(A)と(B)の境界を示して、間隙寸法が大きくなるに伴いその過熱度も増加する傾向を示す。

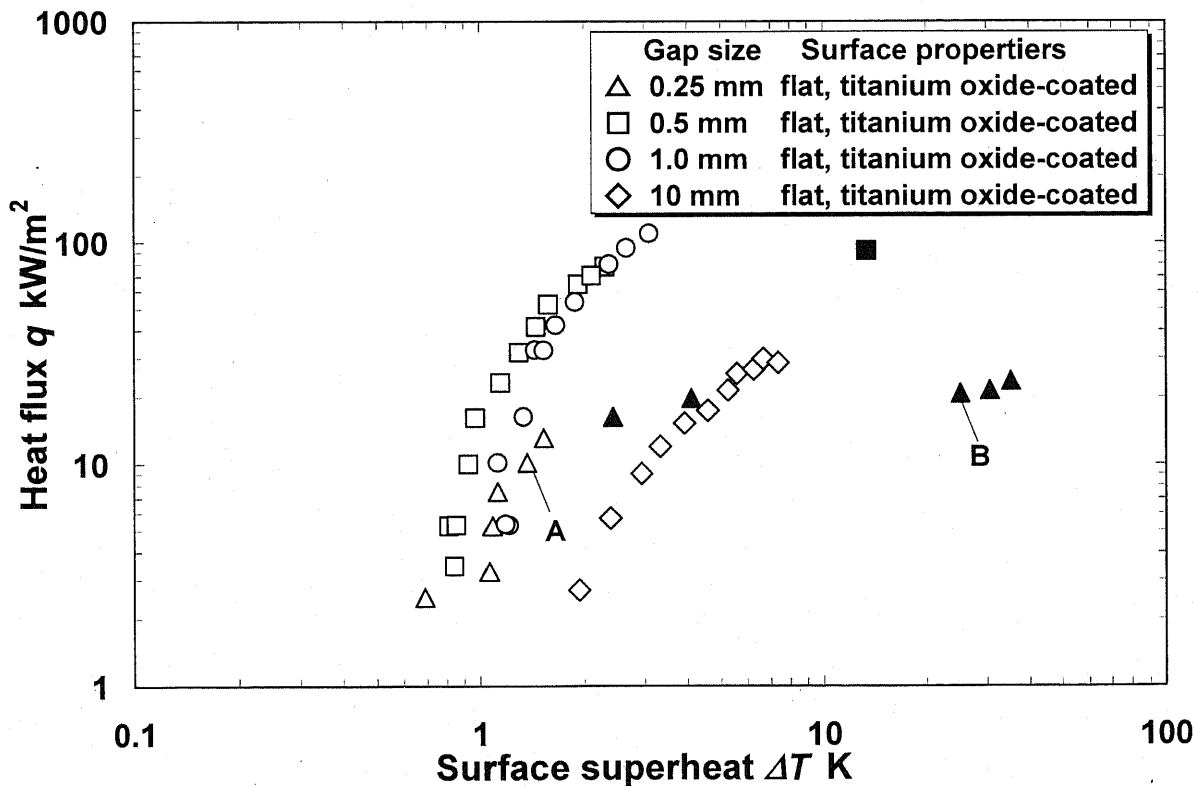


Fig. 3.12 Relationship between boiling curve and gap size (flat, titanium oxide-coated)

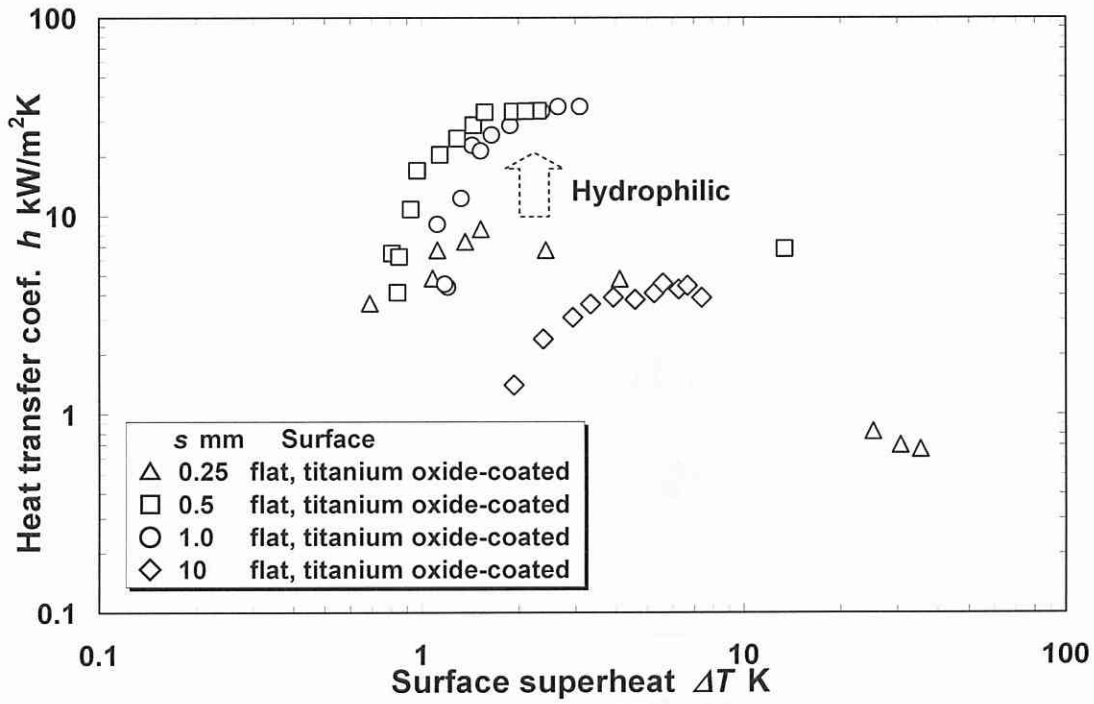


Fig. 3.13 Relationship between heat transfer coefficient and gap size (flat, titanium oxide-coated)

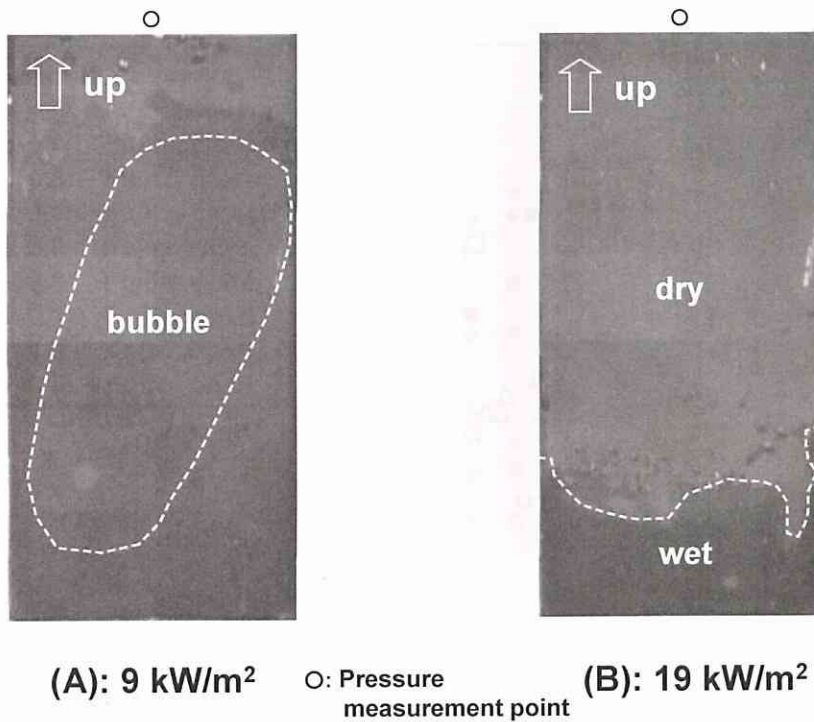


Fig. 3.14 Boiling states for each heat flux ($s = 0.25$ mm; titanium oxide-coated surface)

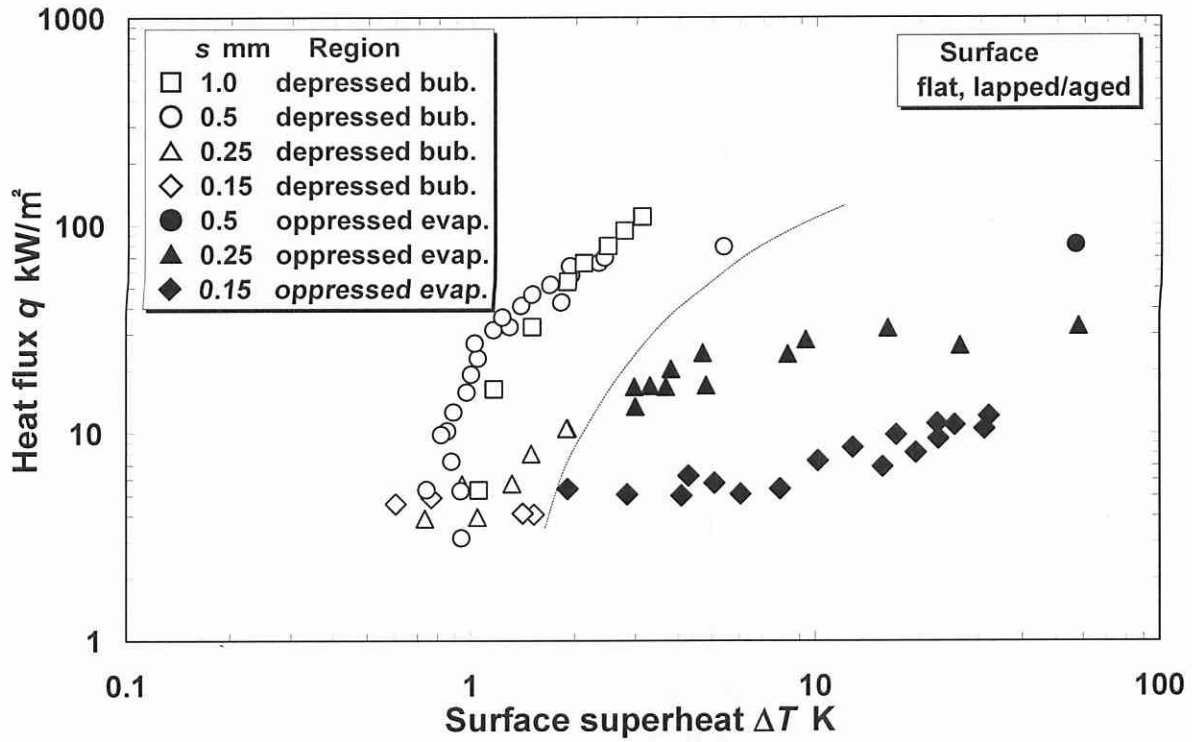


Fig. 3.15 Relationship between boiling curve and gap size (flat, lapped/aged)

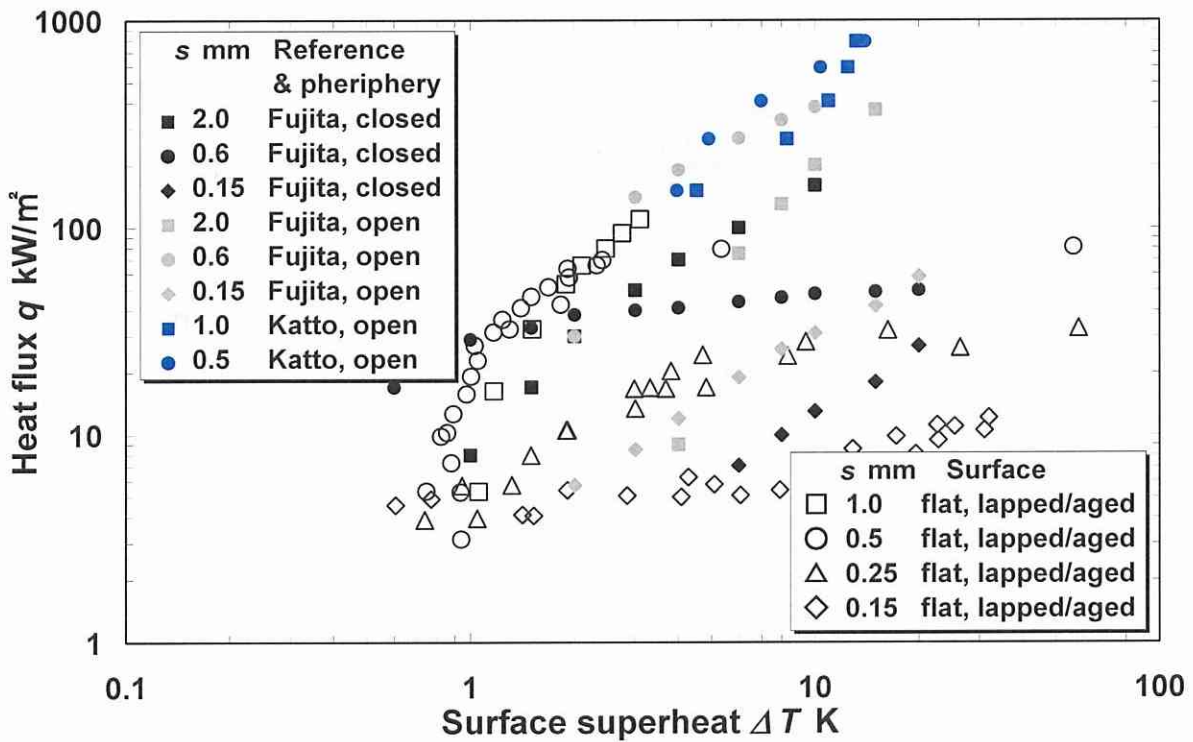


Fig. 3.16 Comparison with boiling curve reported by Fujita et al.

図 3.16 に Fujita et al.(1988a)がおこなった大気圧の純水プール水中に $30 \times 120\text{mm}$ の伝熱面を垂直に設置して, その伝熱板の上辺のみ開放した場合 (黒塗り)と四辺を開放した場合 (灰塗り)について間隙を 0.15mm から 2mm の範囲で変化させた場合の実験結果と本実験の比較を示す. 上辺のみ開放した場合 (黒塗り)では過熱度 3°C 以下, 四辺を開放した場合 (灰塗り)では過熱度 10°C 以下で間隙 0.6mm が熱流束の最大値をもち, 熱流束が過熱度に対して所定の間隙において極大値を持つ特性を示している. また Fujita et al.(1988a)の伝熱板の上辺のみ開放した場合 (黒塗り)と四辺を開放した場合 (灰塗り)の間隙 $0.15, 0.6, 2.0\text{mm}$ と本実験の近い間隙の $0.15, 0.5, 1.0\text{mm}$ の結果を各々比較すると過熱度に対する熱流束はほぼ同等の値であり, 基本的に本実験結果である図 3.12 及び 3.15 は Fujita et al.(1988a)がおこなった実験結果と類似の特性を示した. 同様に, 甲藤ら(1966b)がおこなった大気圧の純水プールの底に周囲を開放した直径 10mm の水平伝熱面を設置して, その伝熱面と干渉板の間隙寸法を 0.5mm と 1.0mm とした場合の実験結果 (青塗り)と本実験の比較をおこなう. 甲藤らの実験結果は熱流束と過熱度が比較的高い条件であるため正確な比較は難しいが, 間隙 0.5mm ,

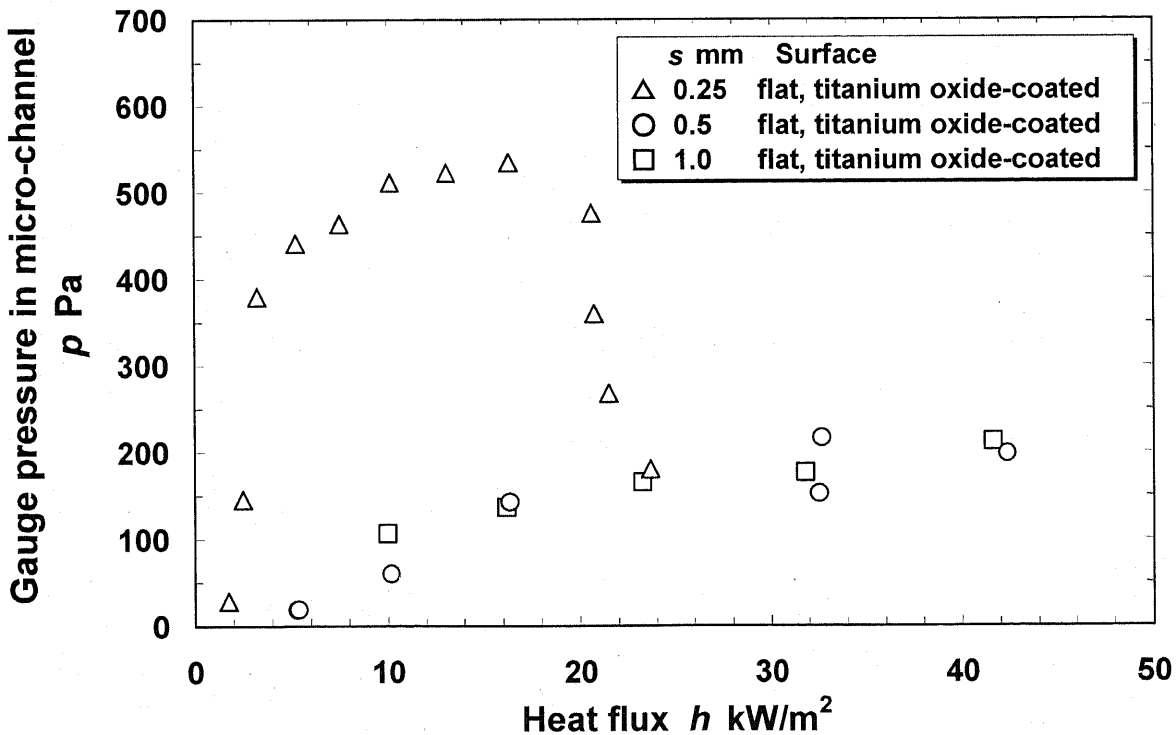


Fig. 3.17 Gauge pressure in micro-channel with 0.25, 0.5, 1.0 mm gaps (titanium oxide-coated surface)

1.0mmとも本実験結果の延長線上にあること、過熱度 4°C から 14°C の範囲において間隙 0.5mm が熱流束の最大値をもつことなど類似した傾向を示す。限界熱流束が高いのは伝熱面が水圧の影響を受けるプールの底に設置され、その周囲を開放した実験条件の違いによるものと推察される。

間隙 0.25, 0.5, 1.0mm におけるマイクロチャネル下流部に設けた図 3.1○印部のゲージ圧力の熱流束に対する特性を図 3.17 に示す。間隙 0.25mm の圧力は間隙 0.5, 1.0mm と比較して高い値を示す。熱流束 $16\text{kW}/\text{m}^2$ までは間隙 0.5, 1.0mm と同様に熱流束の増加に伴い増加するが、その値を超えると圧力は低下する。間隙 0.25mm の圧力が間隙 0.5, 1.0mm と比較して高い値を示すのは、同一熱流束において蒸気泡の成長速度が高く蒸気泡下流部の純水を粘性に抗しながら押しつけ成長するための液圧がより大きいことによると推察される。熱流束 $16\text{kW}/\text{m}^2$ を超えて圧力が低下するのは、図 3.15 に示したように、熱流束の増大にともなって単一蒸気泡が成長を開始すると急速に伝熱面に広がり蒸気泡に覆われた伝熱面上には薄い液膜が形成される領域 (A: 押しつぶし気泡域) から上流側を除いて伝熱面の大部分は定常的に蒸気にさらされ乾いており上流側開口部からこの乾燥領域へ侵入した純水は前進と後退を繰り返す領域 (B: 抑圧蒸発域) に沸騰様相が遷移することによるものと推察される。例えば、図 3.14 に示したように熱流束 (q) が $9\text{kW}/\text{m}^2$ (A: 押しつぶし気泡域) の場合は蒸気泡成長に伴ない粘性に抗しながら押しつけられた蒸気泡下流部の純水がマイクロチャネル下流部に設けた○印の圧力測定部に到達する。一方、熱流束 (q) が $19\text{kW}/\text{m}^2$ (B: 抑圧蒸発域) の場合には気液界面が圧力測定○印部の下方 (マイクロチャネル上流部) に存在しており、蒸気泡成長に伴ない粘性に抗しながら押しつけられた蒸気泡下流部の純水は圧力測定○印部には到達せず蒸気のみが通過する。この沸騰様相の遷移が熱流束 $16\text{kW}/\text{m}^2$ を超えて圧力が低下する現象を引き起こしているものと推察される。

3.1.4.2 めれ性の沸騰曲線に及ぼす影響とその機構

4 種類の間隙, 0.25, 0.5, 1.0 及び 10mm におけるめれ性の異なる伝熱面に対する沸騰曲線をそれぞれ図 3.18~3.21, 沸騰熱伝達率特性をそれぞれに図 3.22~3.25 に示す。図 3.21 に示す比較的広い間隙 10mm の場合には、鳥飼ら(1966)がおこなった純水プールに伝熱面を垂直に入れて沸騰伝熱

させ、シリコン塗布有無による比較をおこないぬれ性の沸騰曲線に及ぼす影響を明らかにした実験結果の比較的過熱度が小さい場合の特性と同様に、親水性の増加に対して熱伝達は低下する。一方、図 3.18~3.20 に示される間隙(s)が 0.25, 0.5, 1.0mm のマイクロチャネルの場合には、熱伝達は反対に増加する傾向を示している。これは間隙寸法に依存せずマイクロチャネルの一般的傾向と思われる。ラッピング面の値の推移に着目すると間隙 0.25mm では最も親水性の低いシリコンのコーティング面の値に近いが、間隙 1.0mm では親水性の高い酸化チタンコーティング面の値に近づいている。したがって、このようなラッピング面とシリコンコーティング面との関係においては、狭い間隙から比較的広い間隙 10mm の場合への遷移過程を示しているものと推察される。また、親水性の低い場合には間隙寸法の増加に対して熱伝達は単調に増大するが、親水性の高い場合には過熱度が大きくない範囲(0.9~2.5°C)において間隙 0.5mm が最も高い値を示している。これらのことは、狭隘な液空間の系において伝熱面の親水性のレベルが薄液膜の形成に関与して、沸騰熱伝達特性に極めて大きな影響を及ぼすことを示唆する。

熱伝達率特性についても上記沸騰曲線の特性と同様の傾向が示されている。図 3.25 に示す比較的広い間隙 10mm の場合には親水性の増加に対して熱伝達は低下するが、図 3.22~3.24 に示される間隙(s)が 0.25, 0.5, 1.0mm のマイクロチャネルの場合には熱伝達率は反対に増加する傾向を示している。また、ラッピング面の値の推移に着目すると間隙 0.25mm では最も親水性の低いシリコンのコーティング面の値に近いが、間隙 1.0mm では親水性の高い酸化チタンコーティング面の値に近づいている。また、親水性の低い場合には間隙寸法の増加に対して熱伝達率は単調に増大するが、親水性の高い場合には過熱度が大きくない範囲(0.9~2.5°C)において間隙 0.5mm 付近が最も高い値を示している。鳥飼-山崎(1966)は大気圧の純水プール沸騰において、シリコン塗布有無による比較をおこない熱流束が高く過熱度が大きい場合、ぬれ性が高いほど良好な沸騰熱伝達特性であることを確認した。しかし、マイクロチャネルではぬれ性の違いによる限界熱流束の違いはわずかである。その理由として、プール沸騰の場合は蒸気泡と伝熱面間に形成される薄液膜への液の供給が容易であり薄液膜が維持しやすいが、一方マイクロチャネルの場合はぬれ性の違いによらず薄液膜への液の供給が難しく、ぬれ性の効果が現れにくいことによる考えられる。

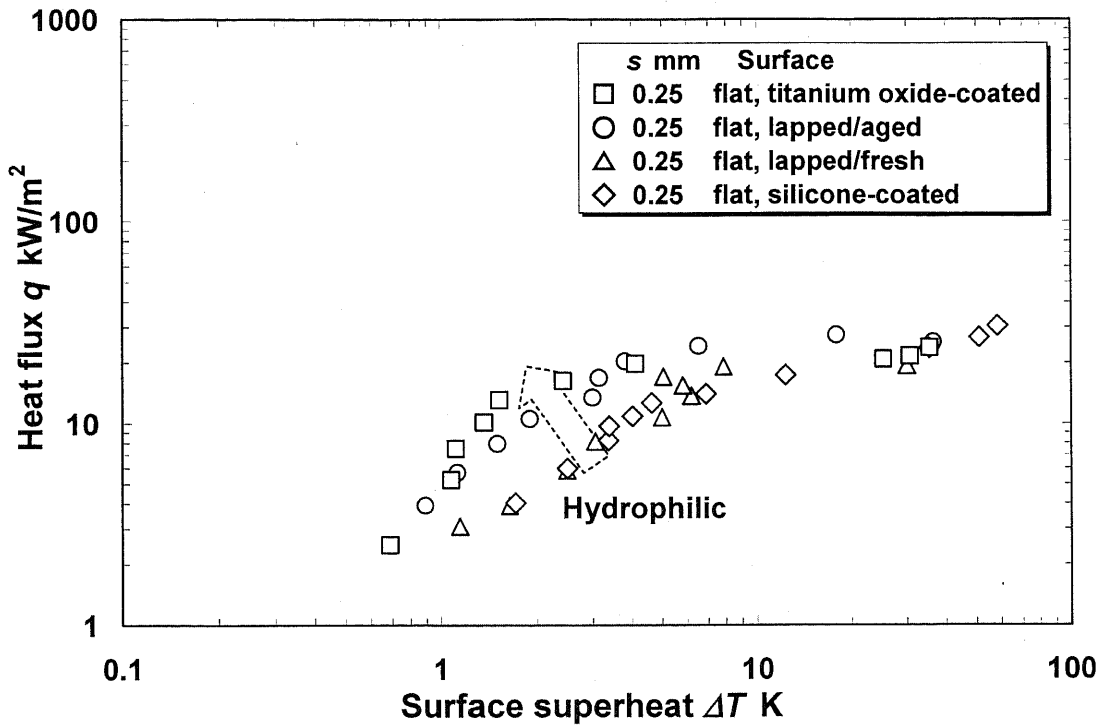


Fig. 3.18 Relationship between boiling curve and wettability ($s = 0.25$ mm)

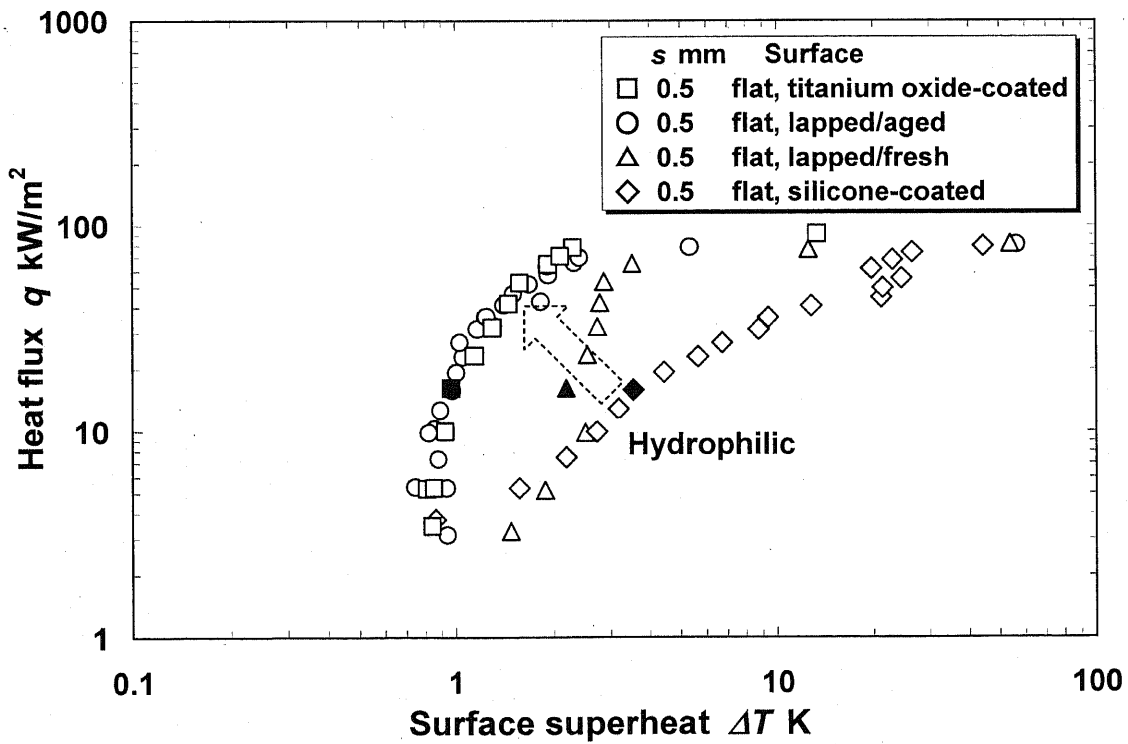


Fig. 3.19 Relationship between boiling curve and wettability ($s = 0.5$ mm)

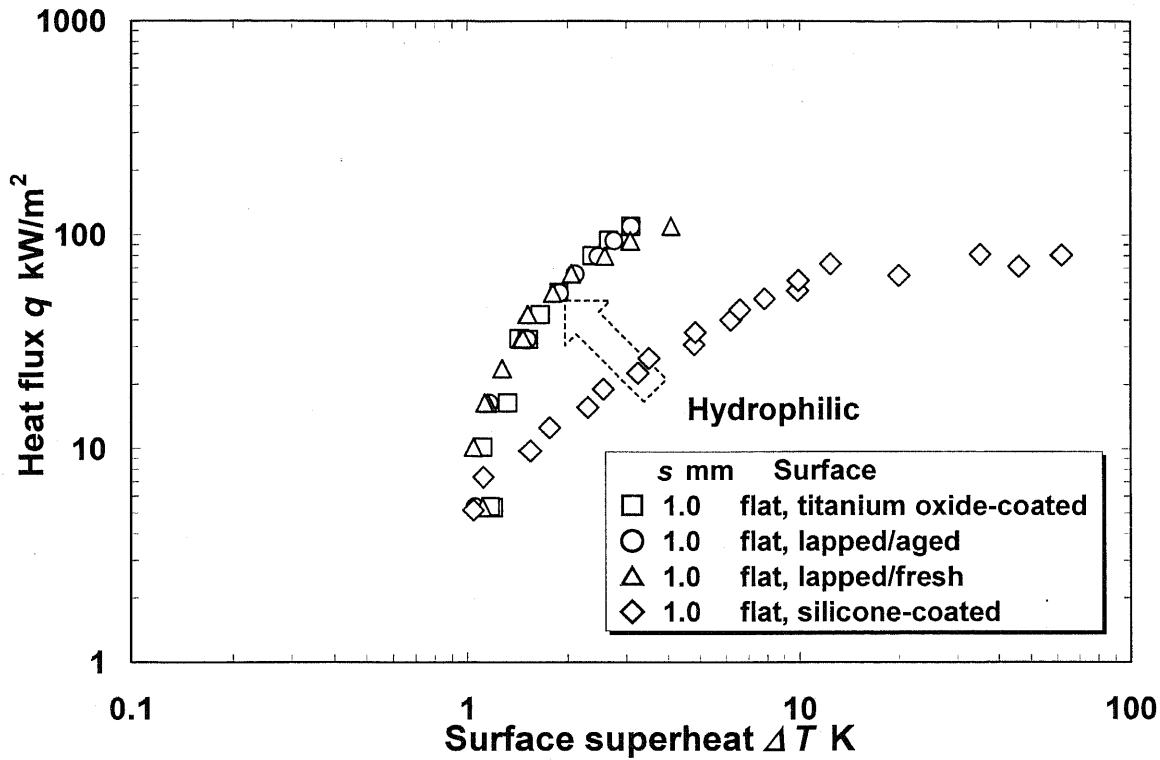


Fig. 3.20 Relationship between boiling curve and wettability (s = 1.0 mm)

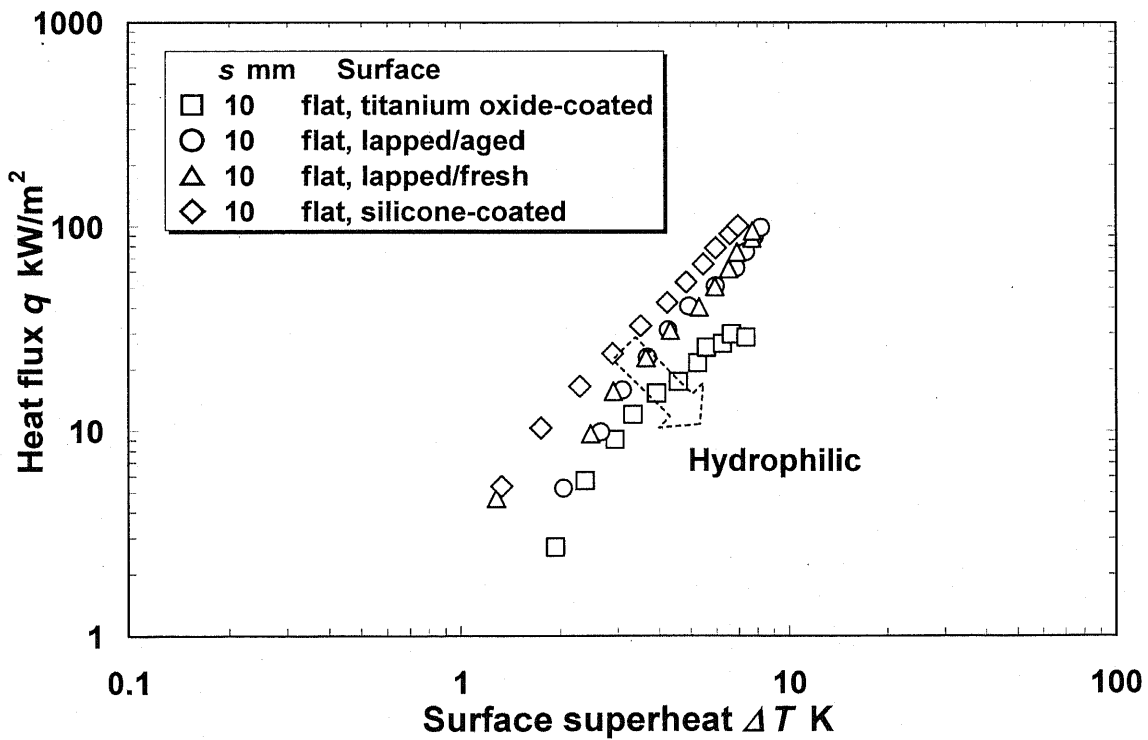


Fig. 3.21 Relationship between boiling curve and wettability (s = 10 mm)

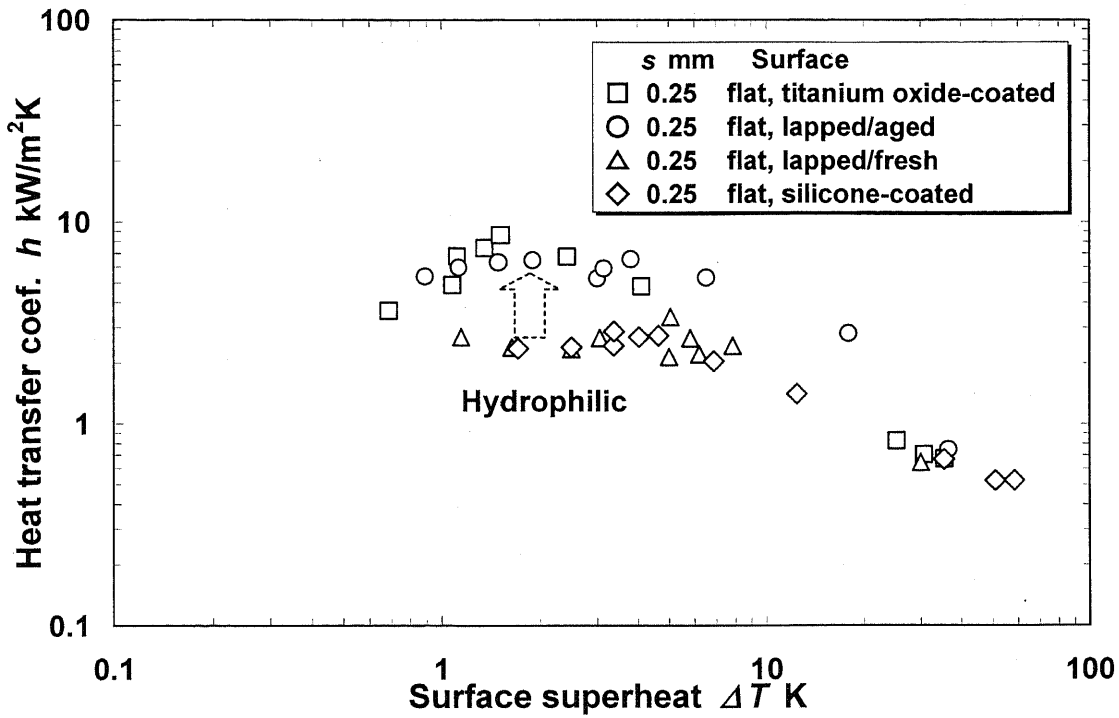


Fig. 3.22 Relationship between heat transfer coefficient and wettability ($s = 0.25$ mm)

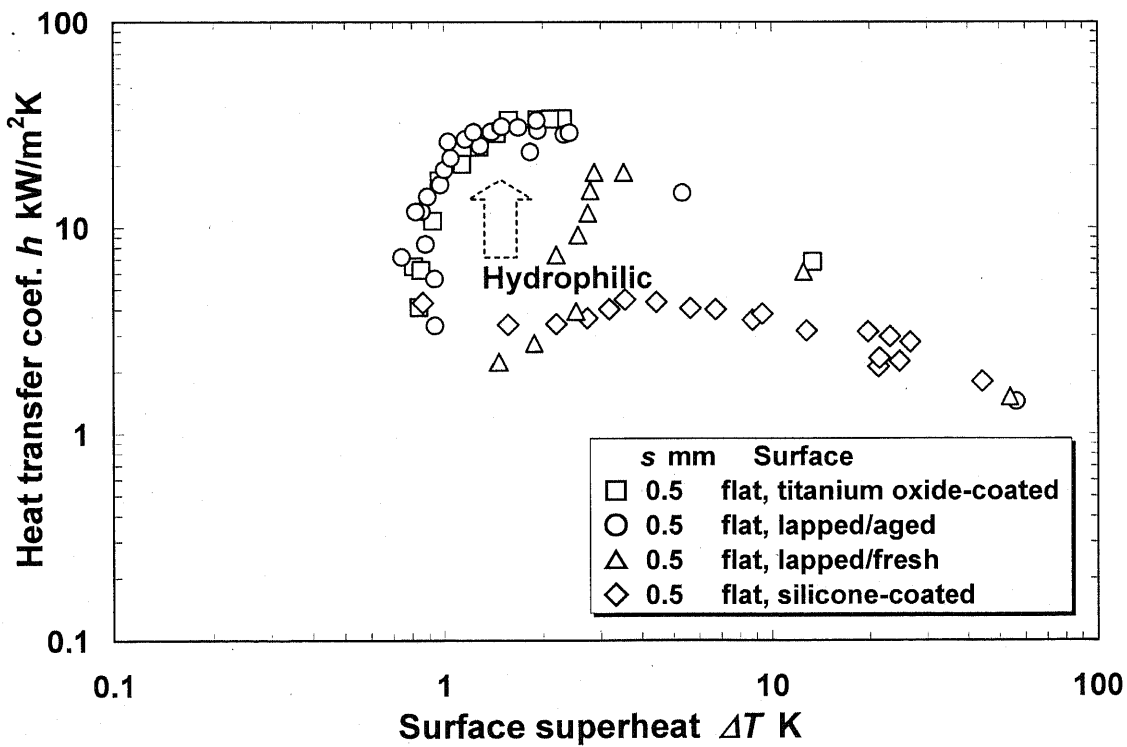


Fig. 3.23 Relationship between heat transfer coefficient and wettability ($s = 0.5$ mm)

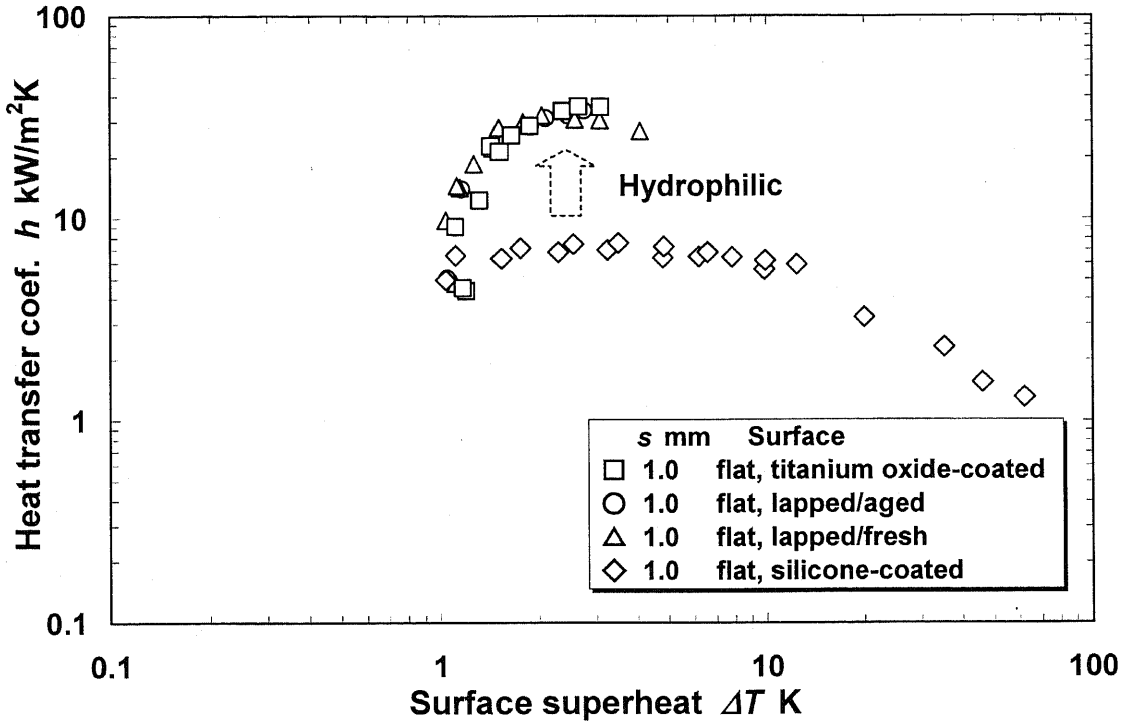


Fig. 3.24 Relationship between heat transfer coefficient and wettability ($s = 1.0$ mm)

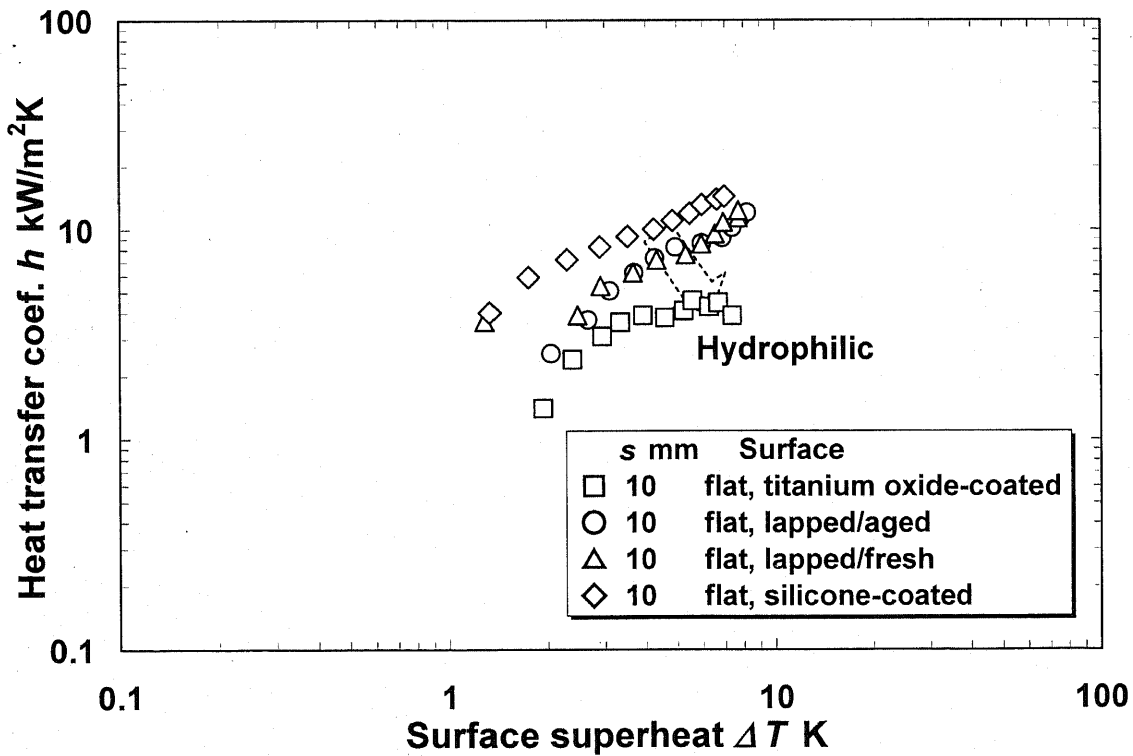


Fig. 3.25 Relationship between heat transfer coefficient and wettability ($s = 10$ mm)

次に、種々の影響要因と熱伝達の関係について、観察結果に基づいて検討する。図 3.26 は、間隙 0.5mm の熱流束 16kW/m^2 付近のラッピング、その使用面、シリコン、酸化チタンのコーティング面における沸騰様相を示している（図 3.19 中の黒塗りシンボルに相当）。酸化チタンのコーティング面の場合、蒸気泡成長に伴い伝熱面上に形成される薄液膜は維持され乾き部は見られない。ラッピングの使用面の場合、薄液膜を介した蒸発が発泡開始時点からおこなわれる発泡開始点近傍で乾き部が見られる。ラッピング面の場合、蒸気泡開始位置の下流で小液滴の飛散を伴う薄液膜の破断が見られる。一方、シリコンのコーティング面の場合、上記 3 伝熱面仕様とは異なり蒸気泡の成長は見られず、伝熱面上で弾かれた純水がネット状の島を形成する様相が見られる。シリコンのコーティング面を除く蒸気泡の成長とそれに基づく薄液膜の形成を伴う上記沸騰形態の観察結果を通して、親水性を高めることは効果的な薄液膜の形成とその維持を促進するものと推察される。

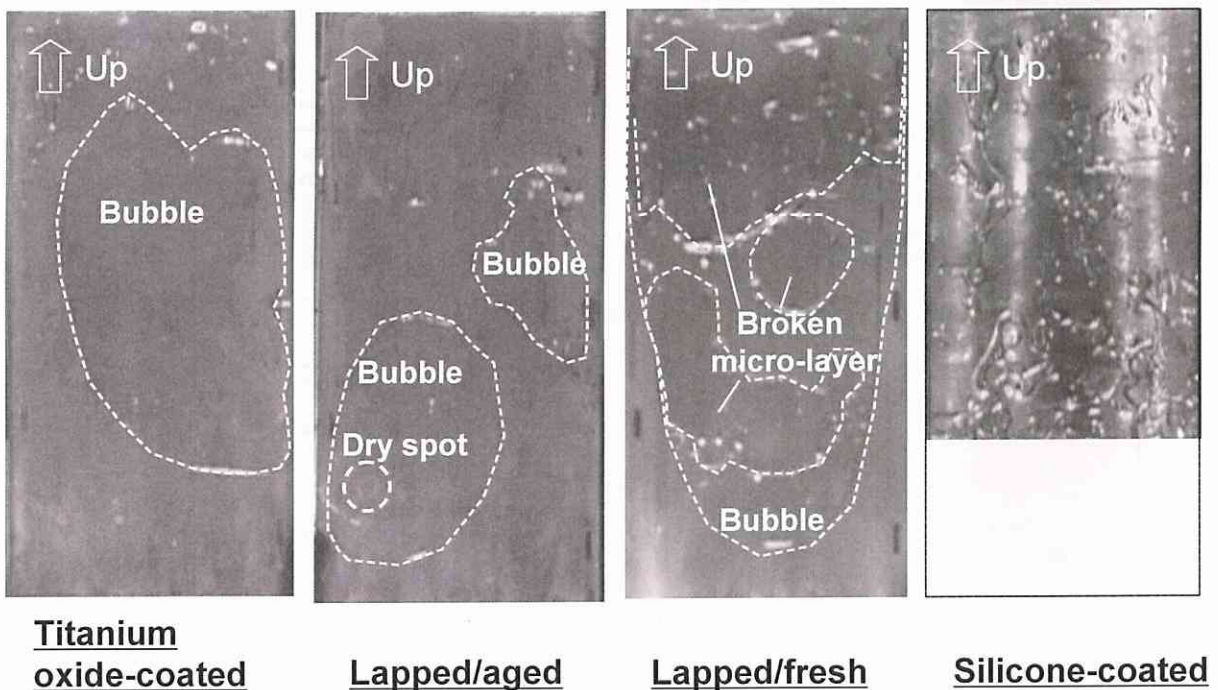


Fig. 3.26 Aspects of boiling for each surface type
($s = 0.5\text{ mm}$, $q = 16\text{ kW/m}^2$)

間隙 10mm の場合のラッピング面, シリコン及び酸化チタンコーティング伝熱面のほぼ中央の 30×30mm に設定した検査面における単位面積, 単位時間における離脱蒸気泡直径と過熱度の関係及び総発泡数と過熱度の関係を各々図 3.27 と 3.28 に示す. 尚, ここでは生成蒸気泡が干渉板の影響を受ける間隙をマイクロチャネル系固有の範囲と考えると, 本条件は通常のプール沸騰に相当する. 本研究の測定条件では酸化チタンのコーティング面は間隙 1.0mm 以下, ラッピング面は間隙 2.0mm 以下, シリコンコーティング面は間隙 2.5~3.0mm 以下がマイクロチャネル領域に該当する. 生成蒸気泡が干渉板の影響を受ける間隙寸法はぬれ性の向上に伴い減少する傾向を示す.

Katto-Yokoya(1966a, b)は大気圧の純水プールの底に直径 10mm の水平伝熱面を設置, それを通過する熱流束を一定に保持して, 干渉板と伝熱面の間隙を 2.5mm 以下の範囲で変化させた場合伝熱面温度が低下することを確認した. 同時に, Zuber の式より間隙 1.4mm ですでに臨界熱流束がプール沸騰のそれと大きく相違ない値になることに注目した. 上記単位面積, 単位時間の離脱蒸気泡直径と過熱度の関係はこれらの特性を説明するものと考えられる. 親水性を高めると総発泡数, 離脱蒸気泡直径とも低下していることがわかる.

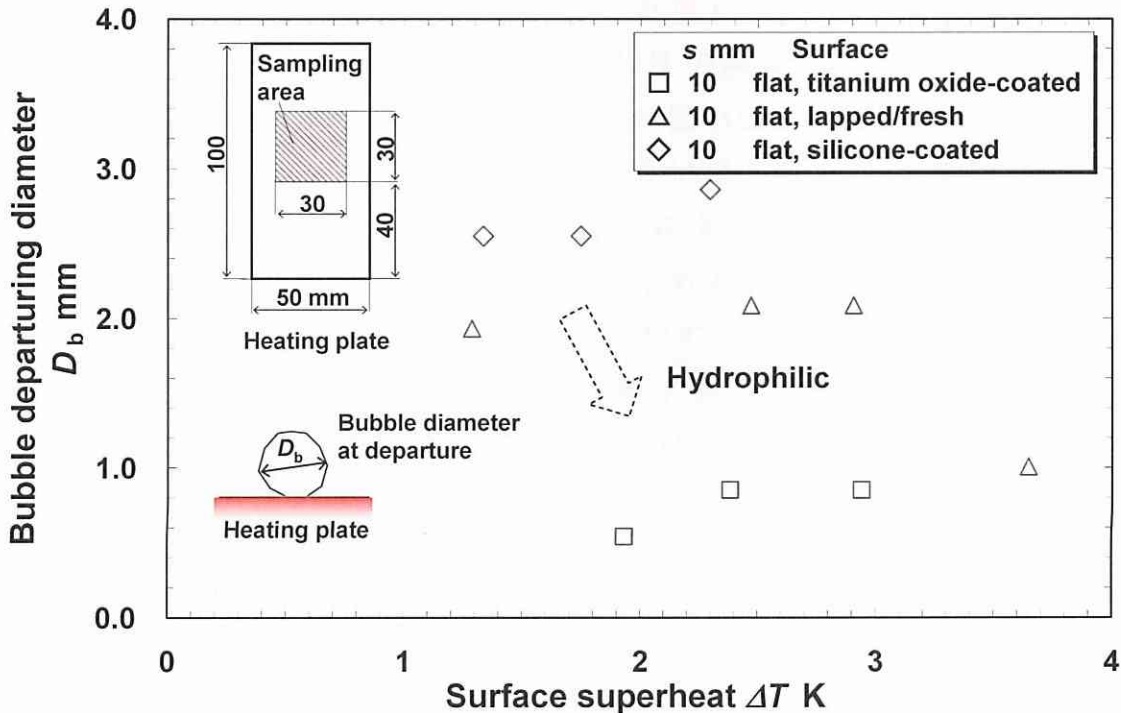


Fig. 3.27 Relationship between bubble diameter at departure and wettability ($s = 10$ mm)

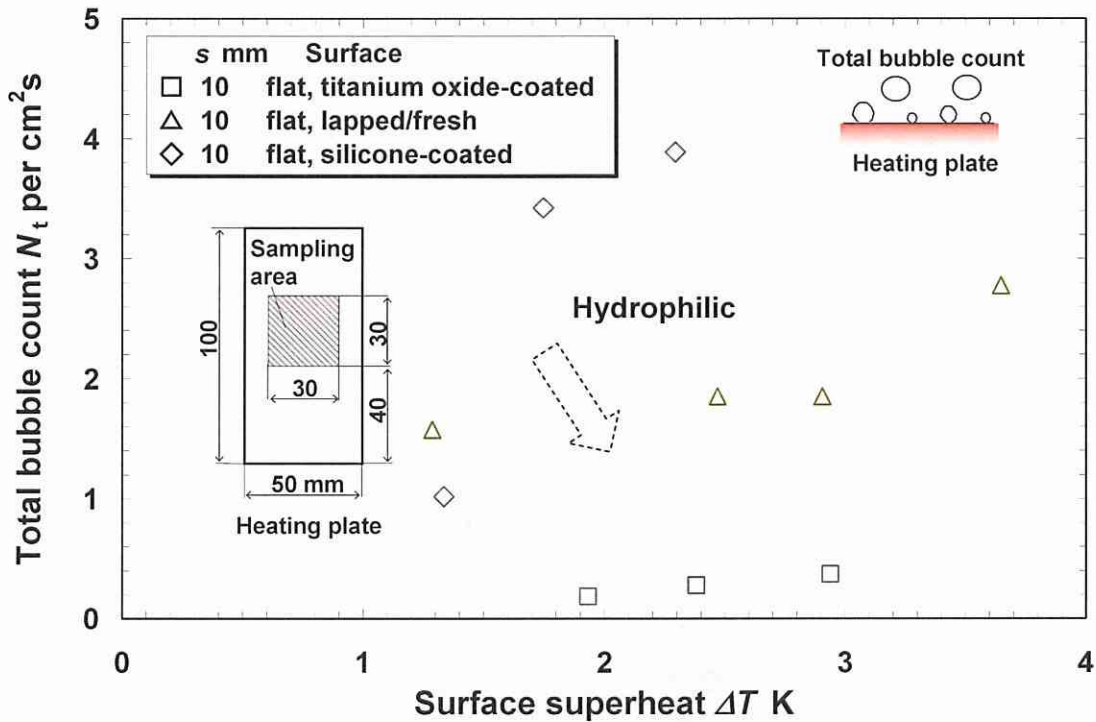


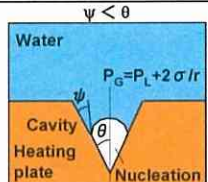
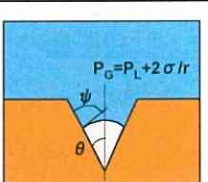
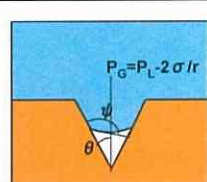
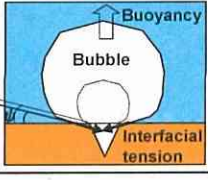
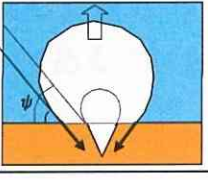
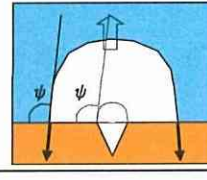
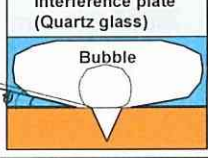
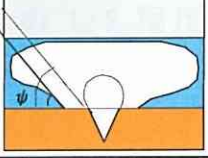
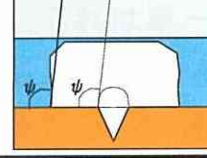
Fig. 3.28 Relationship between total bubble count and wettability ($s = 10 \text{ mm}$)

鳥飼-山崎(1966)は測温用電気抵抗体として用いる白金細線を挟んだ2枚の導電硝子を大気圧の純水プールに垂直に入れて沸騰伝熱させ、シリコン塗布の有無による比較をおこない、ぬれ性の沸騰曲線に及ぼす影響を明らかにした。過熱度が小さい場合はぬれ性が低いほど熱伝達が良好であるが、過熱度が大きい場合は反対にぬれ性が高いほど良好な沸騰熱伝達特性であることを明らかにした。その理由として、各々ぬれ性が低いほど発泡が多く蒸気泡離脱により自然対流伝熱が促進されること、ぬれ性が高いほど蒸気泡付着面に介在する薄液膜が形成されやすく、それを介しての伝熱が支配的となることを推察した。本実験結果の親水性を高めると総発泡数、離脱蒸気泡直径とも低下する特性は鳥飼-山崎(1966)がおこなった過熱度が小さい場合、ぬれ性が低いほど熱伝達が良好であることを説明するものと考えられる。すなわち、親水性を高めることにより、キャビティ内の蒸気泡核は気液界面の表面張力が蒸気泡の成長を抑制する方向に作用するため総発泡数は減少する。また、蒸気泡離脱時は3相界面の表面張力が蒸気泡の付着力を低下させる方向に作用するため、離脱蒸気泡直径は低下する。これらが熱伝達低下の原因と考えられる。

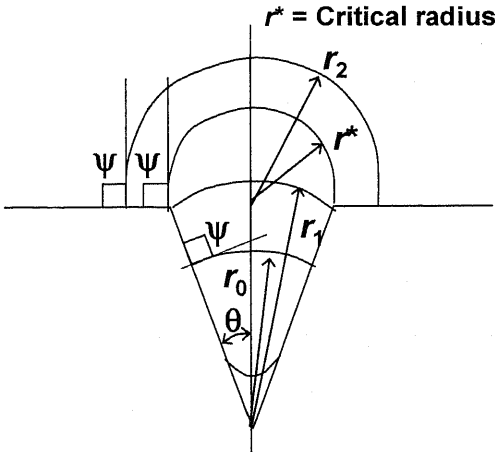
従来の蒸気泡の生長理論(伝熱ハンドブック(1997), 植田(1981)気液二相流(流れと熱伝達))に基づいてぬれ性の蒸気泡成長過程に及ぼす影響, 蒸気泡成長過程の表面張力の変化を検討する. 各々表 3.3, 図 3.29 に示す. 蒸気泡核の状態において, (a) $\psi - \theta \leq 90^\circ$ (親水性)の場合何らかの原因により蒸気泡が小さく, つまり図 3.30 の r が小さくなると蒸気泡内の圧力は増加しそれに相当する飽和温度も上昇する. その飽和温度が蒸気泡近傍の温度より高ければ蒸気泡はさらに凝縮して小さくなり, 放出された潜熱によって平衡が達成されるまでこの過程が繰り返される. したがって不安定平衡を意味する. 一方, (b) $\psi - \theta \geq 90^\circ$ (疎水性)の場合には(a)の特性と反対に, 蒸気泡寸法が減少することにより蒸気泡内の圧力は低下する. 飽和温度も低下するから早晩それは蒸気泡近傍の局所的な温度より低くなり, 液体の蒸発が起こり蒸気泡の縮小は阻止される. したがって平衡は安定である. よって, 同一の過熱度に対して親水性の伝熱面と疎水性の伝熱面を比較した場合, 単位面積, 単位時間における疎水性の伝熱面の総発泡数は親水性の伝熱面の総発泡数より大きい値を示す.

Table 3.3 Effect of wettability on bubble growth processes

θ : Vertical angle of cavity
 ψ : Contact angle

Stage		Wettability		
		Hydrophilic ←	→ Hydrophobic	
		(a) $\psi - \theta < 90^\circ$	(b) $\psi - \theta > 90^\circ$	
		Stable nucleation	Unstable nucleation	
Inception				
After critical radius	Not confined			
	Confined			

Bubble growth processes
in case of $\psi = 90^\circ$



Change in bubble pressure
caused by surface tension
for each ψ

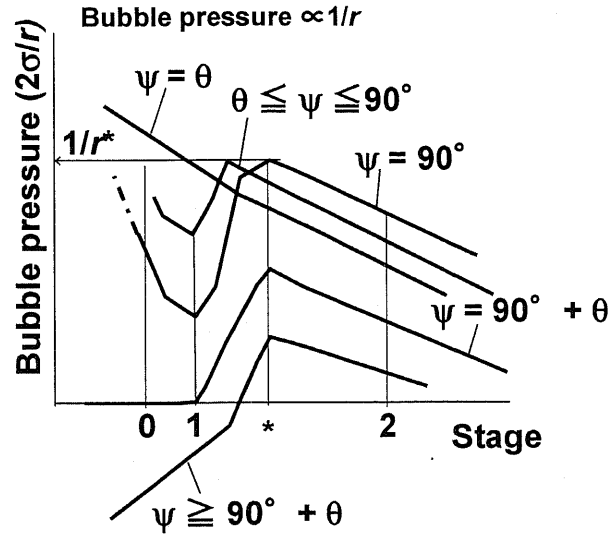


Fig. 3.29 Bubble growth processes in stages

臨界半径を越えて蒸気泡が離脱する場合は浮力と界面張力の釣り合いより、親水性の向上に伴い離脱蒸気泡直径は小さくなる。蒸気泡成長が抑制される場合は親水性の向上に伴い蒸気泡と伝熱面間の薄液膜厚さが薄く形成、維持されることが示唆される。

次に、間隙 0.5mm におけるラッピング面、シリコンのコーティング面及び酸化チタンのコーティング面の伝熱面中央の 30×80mm に設定した検査面における総発泡数と熱流束の関係を各々図 3.30 に示す。ここで比較のため、図 3.28 の間隙 10mm ラッピング面のデータを追記した。

単位面積、単位時間における間隙 10mm の総発泡数は間隙 0.5mm の総発泡数の 2 倍程度である。よって、間隙 10mm の検査面を 30×80mm とすると検査面上部で蒸気泡の合体等が発生して測定精度が得られないため、間隙 0.5mm の検査面サイズが 30×80mm であるのに対して間隙 10mm の検査面は 30×30mm とした。

熱流束 16kW/m² 付近の間隙 0.5mm と 10mm のラッピング面の総発泡数を比較すると間隙 0.5mm は間隙 10mm の 1/2 程度である。これは単一の蒸気泡が成長を開始すると急速に伝熱面上に広がり、その近傍における他の蒸気泡核の生成を抑制することによるものと推察される。また、伝熱面の親

水性を高めると総発泡数は低下して、間隙 10mm の場合と同様の傾向を示した。

熱流束 5kW/m^2 付近のラッピング面と酸化チタンコーティング面の沸騰様相の経時変化と経過時間を各々図 3.31 と 3.32 に示す。(a)から(d)の順に経過する。

図 3.31 に示す酸化チタンコーティング面の場合、総発泡数は限られているが、各々の蒸気泡は伝熱面全体に広がり効率的に薄液膜を形成して、その薄液膜は維持され乾き部はほとんど見られない。

一方、図 3.32 に示すラッピング面の場合、比較的蒸気泡成長速度が遅い幾つかの蒸気泡が合体・成長を繰り返した後、それらの幾つかの蒸気泡は比較的成長速度が速く伝熱面全体に広がる蒸気泡により、伝熱面上から押し出される様相が観察される。また、図 3.26 と同様に蒸気泡成長速度が比較的速く伝熱面全体に広がる蒸気泡においては、発泡開始点の下流側で小液滴の飛散を伴う薄液膜の破断が観察される。よって、高い総発泡数は必ずしも薄液膜の効率的な形成に貢献しているとは限らない。

同一熱流束の酸化チタンコーティング面とラッピング面の過熱度を比較すると、図 3.19 に示すように総発泡数で勝るラッピング面の過熱度が大きいことがわかる。これらのことを説明する熱伝達機構の可能性のひとつとして、ラッピング面と酸化チタンコーティング面の薄液膜の厚さが異なることが示唆されるが、さらに薄液膜厚さの測定などによる今後の検討が重要と考えられる。

マイクロチャネルにおける親水性向上による沸騰熱伝達特性向上の主要因は効果的な薄液膜の形成とその薄液膜の維持にあると考えられる。

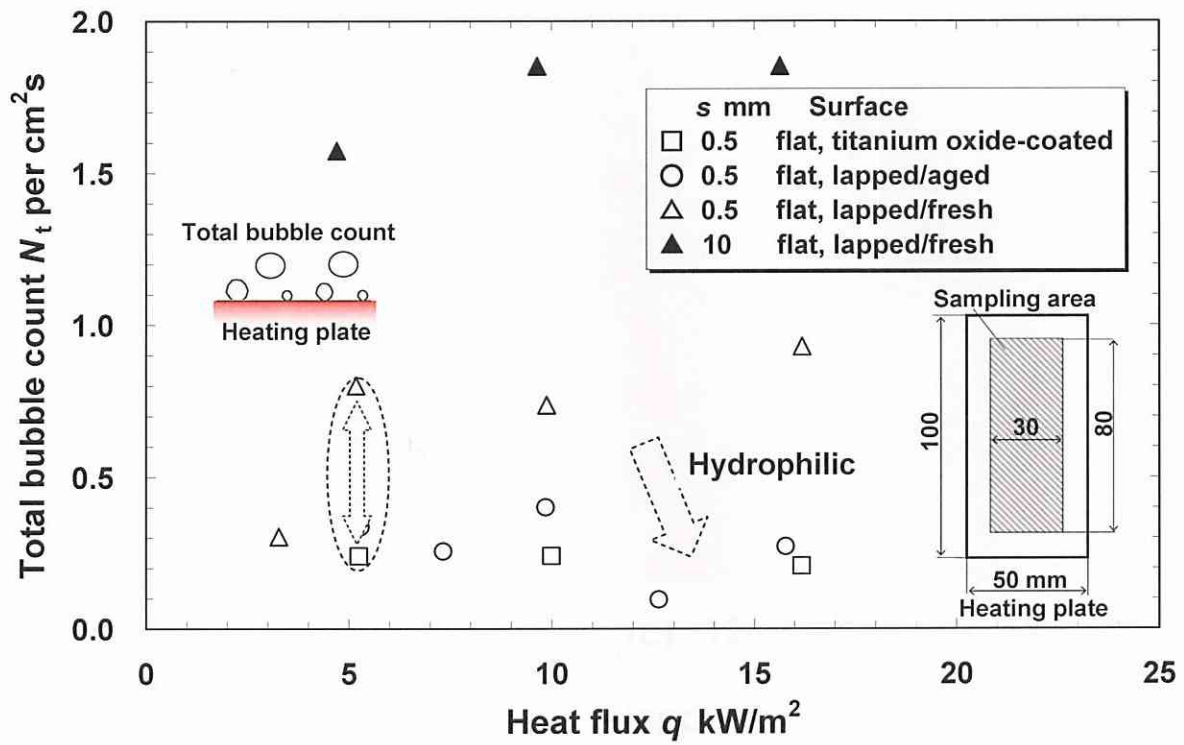


Fig. 3.30 Relationship between total bubble count and heat flux ($s = 0.5$ and 10 mm)

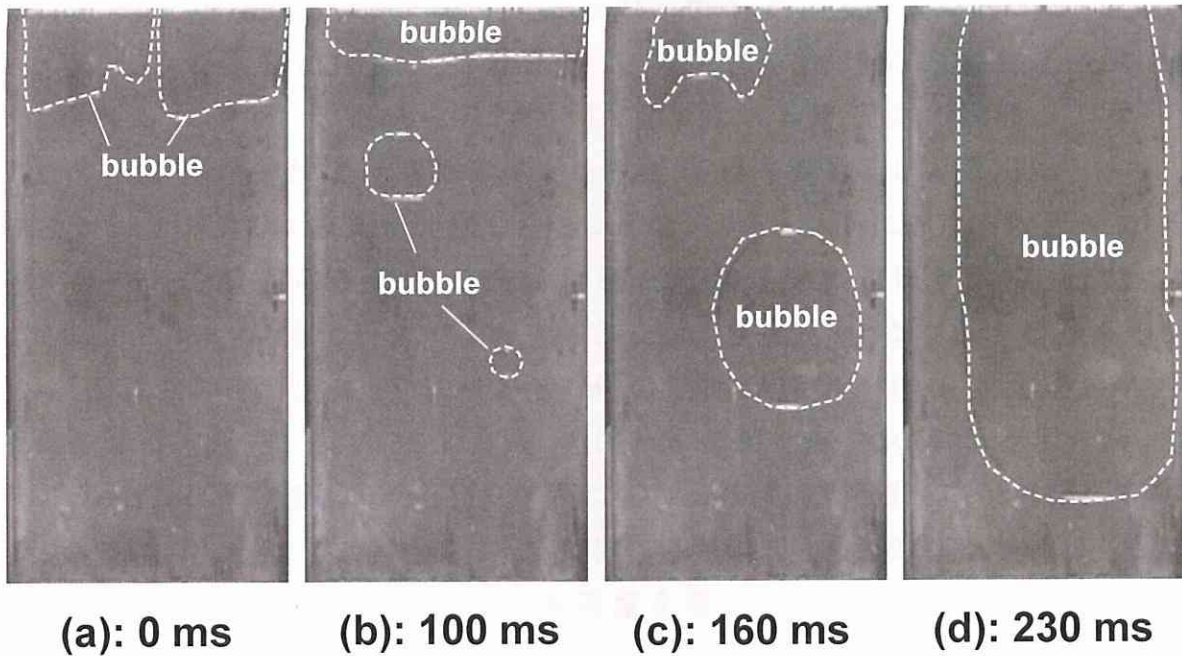


Fig. 3.31 Boiling states for titanium oxide-coated surface ($s = 0.5$ mm, $q = 5 \text{ kW/m}^2$)

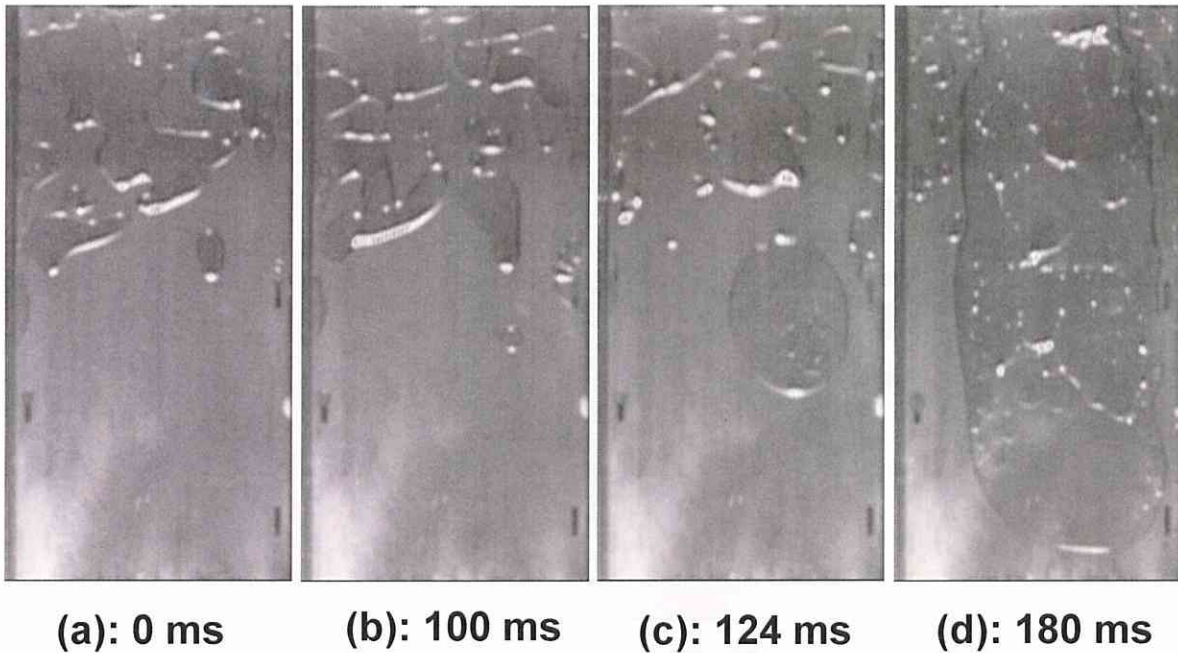


Fig. 3.32 Boiling states for lapped/fresh surface
($s = 0.5 \text{ mm}$, $q = 5 \text{ kW/m}^2$)

3.1.4.3 蒸気泡成長とその伝熱機構に及ぼす影響

画像解析より求めた間隙 0.25, 0.5 及び 1.0mm の酸化チタンのコーティング面とラッピング面における蒸気泡の相当半径と経過時間の関係を各々図 3.33~3.35 に示す. 蒸気泡と伝熱面間に形成される薄液膜の面積及び気液界面の移動速度を代表する指標である相当半径を変数として採用した.

図 3.33 は間隙 0.25mm の酸化チタンのコーティング面における熱流束が 5~11kW/m² の範囲の蒸気泡の相当半径と経過時間の関係を示す. 図 3.34 は間隙 0.5 mm の酸化チタンのコーティング面, 使用ラッピング面, 新品のラッピング面における熱流束が 5~52kW/m² の範囲の蒸気泡の相当半径と経過時間の関係を示す. 図 3.35 は間隙 1.0 mm の酸化チタンのコーティング面, 使用ラッピング面, 新品のラッピング面における熱流束が 5~110kW/m² の範囲の蒸気泡相当半径と経過時間の関係を示す. ほとんどの蒸気泡は時間の経過に伴い, 各々の相当半径の成長速度を増加させている.

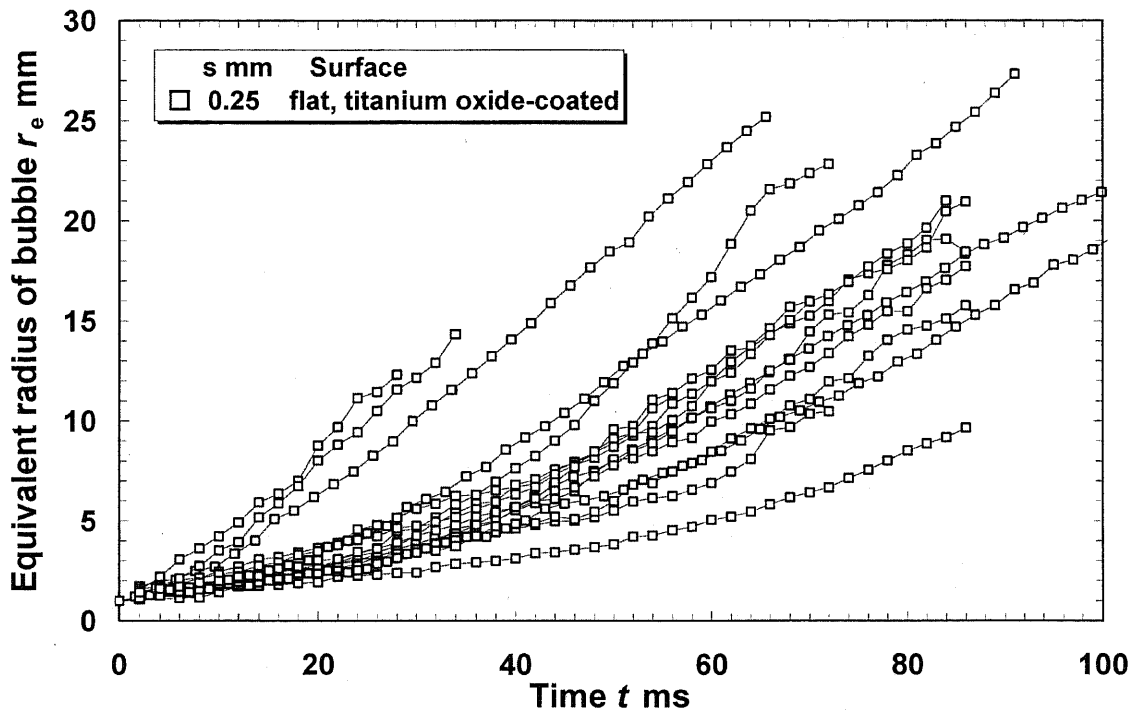


Fig. 3.33 Characteristics of bubble growth ($s = 0.25$ mm, $q = 5\sim 11$ kW/m²)

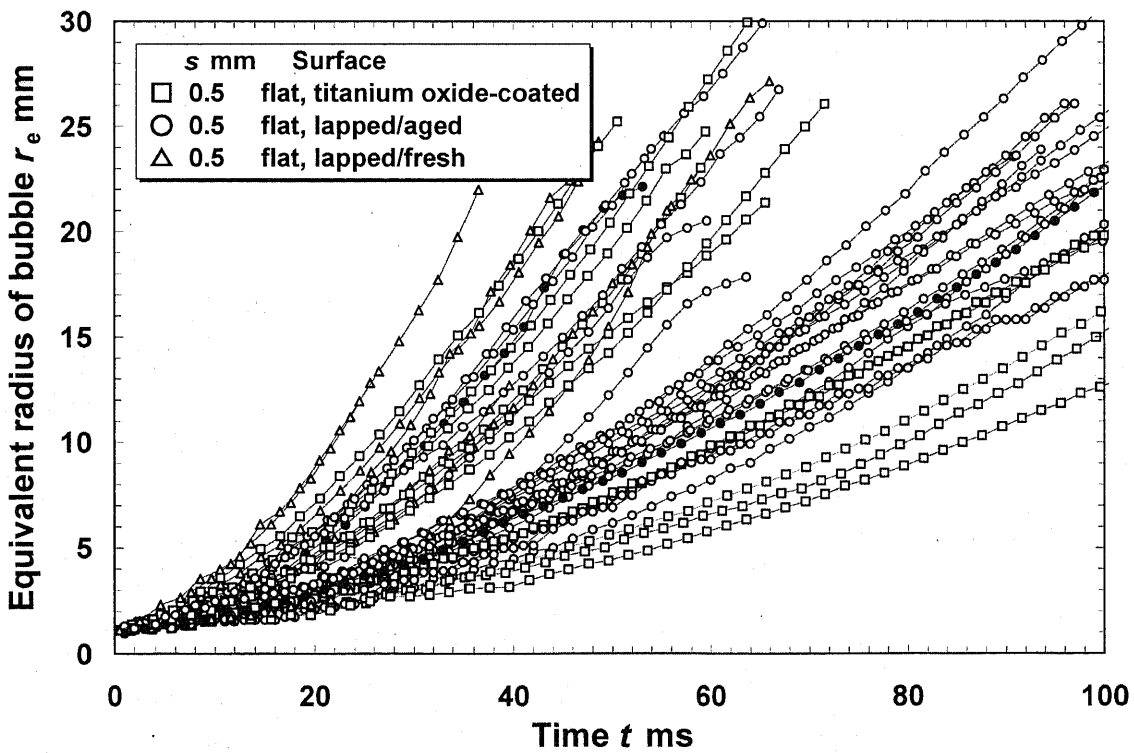


Fig. 3.34 Characteristics of bubble growth ($s = 0.5$ mm, $q = 5\sim 52$ kW/m²)

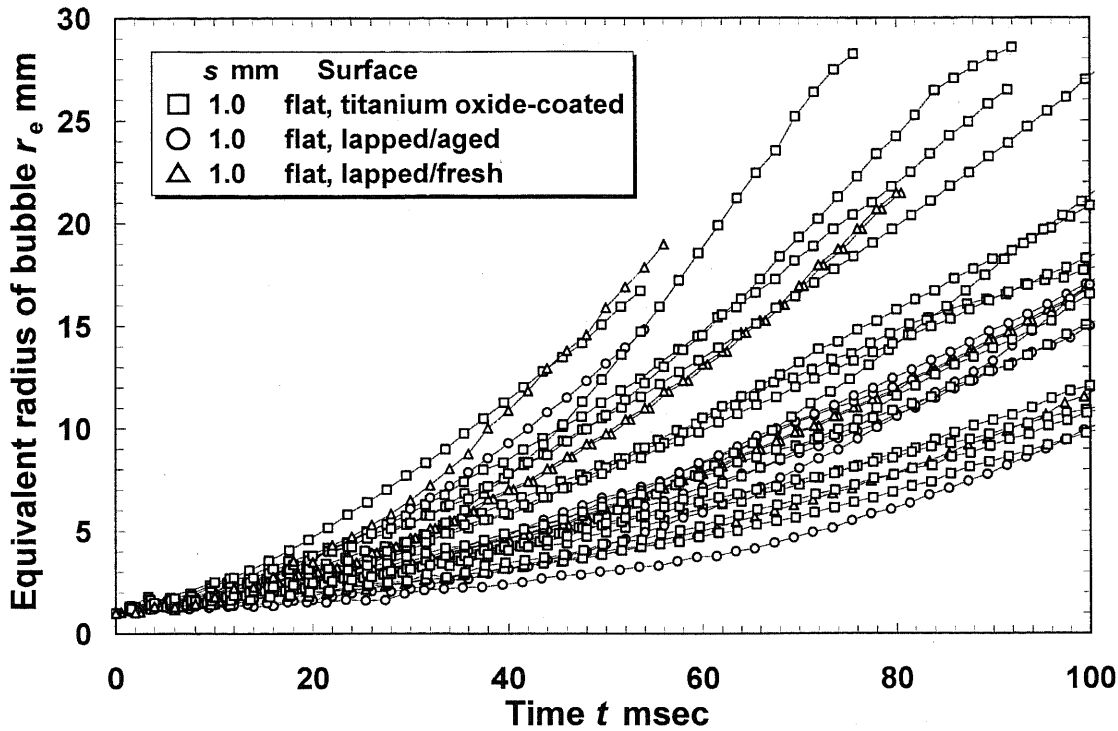


Fig. 3.35 Characteristics of bubble growth
($s = 1.0 \text{ mm}$, $q = 5 \sim 110 \text{ kW/m}^2$)

より詳細な検討をおこなうため代表として図 3.34 に示す間隙 0.5mm の黒塗りの 2 個の蒸気泡すなわち、使用ラッピング面 (Lapped/aged) における熱流束 (q) が 16 と 52 kW/m^2 に着目して、その蒸気泡の相当半径と経過時間の関係を図 3.36 に片対数グラフで表現した。白抜き○印は $q = 16 \text{ kW/m}^2$ の蒸気泡の相当半径と経過時間の関係、白抜き□印は $q = 52 \text{ kW/m}^2$ の蒸気泡の相当半径と経過時間の関係を示す。実線は指数関数 (1)、破線は累乗関数 (2)、 r_e は蒸気泡の相当半径、 t は経過時間、 a 、 b は定数を示す。

$$r_e \propto e^{at} \quad \dots (1)$$

$$r_e \propto t^b \quad \dots (2)$$

熱流束 (q) が 16 kW/m^2 の場合は蒸気泡の相当半径 (r_e) が 2mm までは指数関数に倣い、その後蒸気泡の相当半径 (r_e) が 2mm を超えると累乗関数へと推移する。また、熱流束 (q) が 52 kW/m^2 の場合も同様に蒸気泡の相当半径 (r_e) が 5mm までは指数関数に倣い、その後蒸気泡の相当半径 (r_e) が 5mm を超えると累乗関数へと推移することがわかる。

指数関数から累乗関数へ推移する蒸気泡の相当半径(r_e)を r_{etp} と定義して、 $r_e \leq r_{etp}$ の指数関数に倣う領域を初生蒸気泡領域、 $r_e \geq r_{etp}$ の累乗関数に倣う領域を発達蒸気泡領域と定義する。

間隙寸法、熱流束とぬれ性の指数定数(a)に及ぼす影響を図 3.37~3.39 に示す。黒塗りは平均値を示す。図 3.37 は熱流束 10kW/m^2 一定の酸化チタンのコーティング面において間隙寸法を変化させた場合の a の変化を示す。間隙寸法の拡大に伴い a は減少する。図 3.38 は間隙 0.5mm 一定の使用ラッピング面において熱流束を変化させた場合の a の変化を示す。熱流束の増加に伴い a も増加する。図 3.39 は熱流束 16kW/m^2 一定の間隙 0.5mm においてぬれ性を変化させた場合の a の変化を示す。ぬれ性を変化させても a はほとんど変化しないことがわかる。しかし、ラッピング面(新品)は使用ラッピング面、酸化チタンのコーティング面と比較しバラツキが大きい。これは親水性向上がより均一で安定な薄液膜の形成を示唆するものであるが、さらに薄液膜厚さ測定等による薄液膜形成に関する今後の検討が重要と考えられる。

マイクロチャネル内の熱伝達は蒸気泡と伝熱面間の薄液膜を介した熱・物質移動が主要と推察され、その熱伝達機構の解明を目的に間隙 0.5mm のマイクロチャネル内の蒸気泡について画像解析(ひまわり)、汎用熱・流体解析ソフト(PHOENICS)を用いて検討した。図 3.1 に示した実験の系においてマイクロチャネル部は垂直に設置され、伝熱板と石英硝子により形成される隙間の下方から純水が供給される。マイクロチャネルの前面には石英硝子により形成された通路が設けられその通路出口部で $100 \pm 5^\circ\text{C}$ にコントロールされた高温空気が循環され断熱が図られている。すなわち、マイクロチャネルは実験条件に応じた過熱度を有する伝熱面と断熱面で形成され、マイクロチャネル内のバルク液の温度は伝熱面温度と実験条件における飽和蒸気温度の間に分布する。このような条件のもとで蒸気泡には蒸気泡と伝熱面に形成される薄液膜の蒸発による伝熱と蒸気泡側面の気液界面を介したバルク液から蒸気泡へ流入する伝熱の2経路が考えられる。その蒸気泡への熱流束流入の主要な経路を明らかにするため、蒸気泡側面の気液界面を介したバルク液から蒸気泡へ流入する熱流束の数値解析を汎用熱・流体解析ソフト(PHOENICS)を用い検討した。PHOENICS は支配方程式である質量保存式、運動量保存式とエネルギー保存式をSIMPLEアルゴリズムにより解くものである。

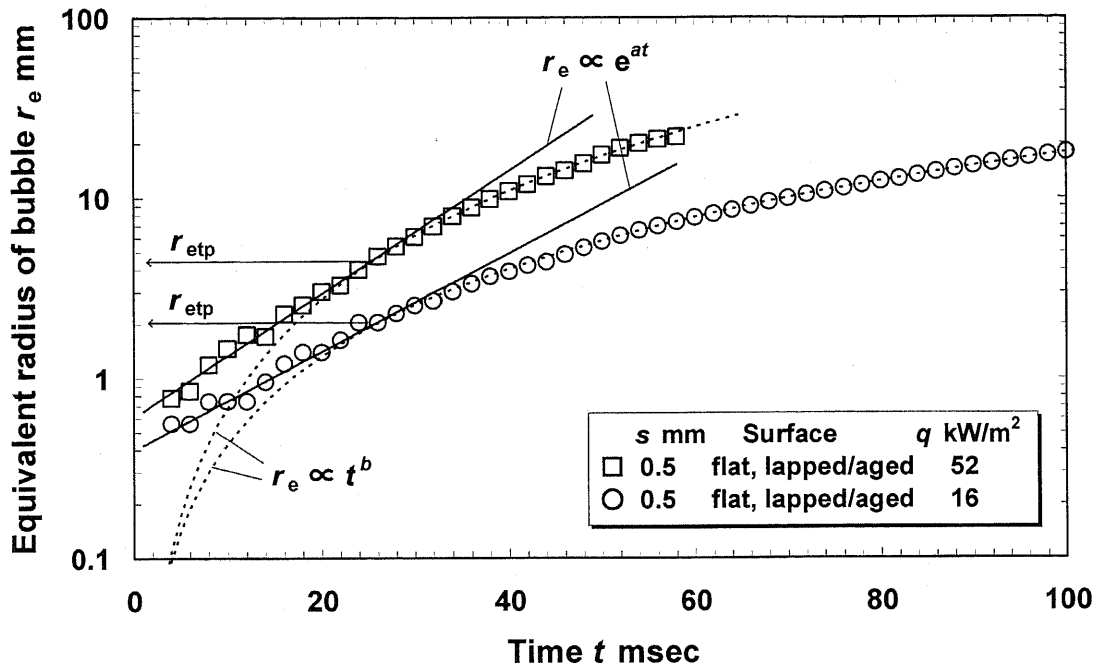


Fig. 3.36 Characteristics of bubble growth ($s = 0.5$ mm, flat, lapped/aged; $q = 16, 52$ kW/m²)

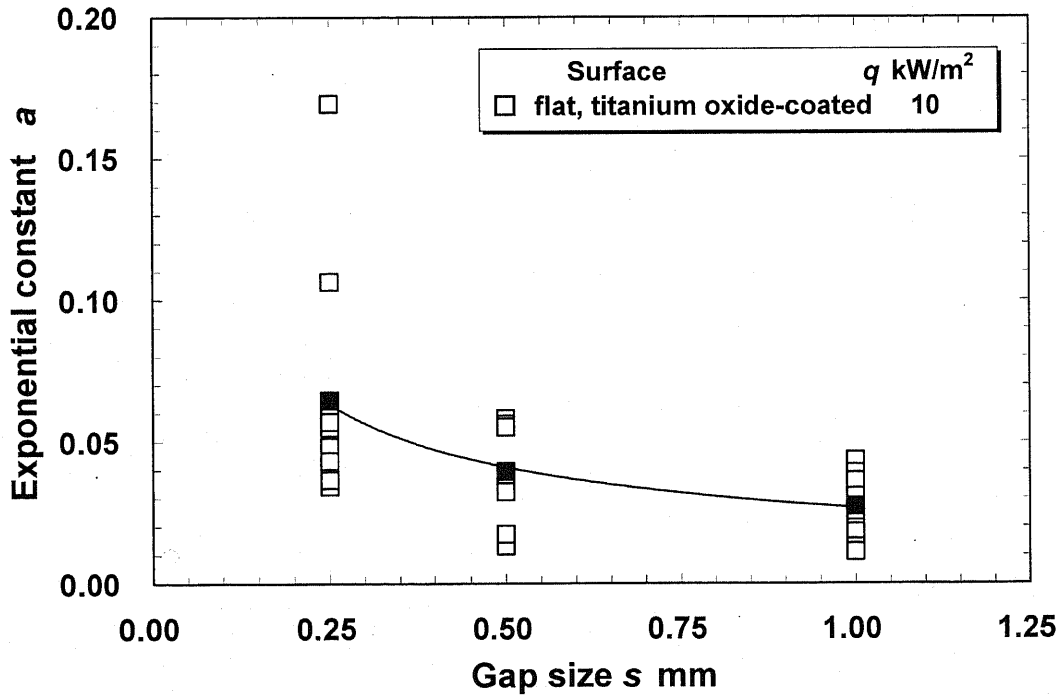


Fig. 3.37 Relationship between exponential constant and gap size (titanium oxide-coated; $q = 10$ kW/m²)

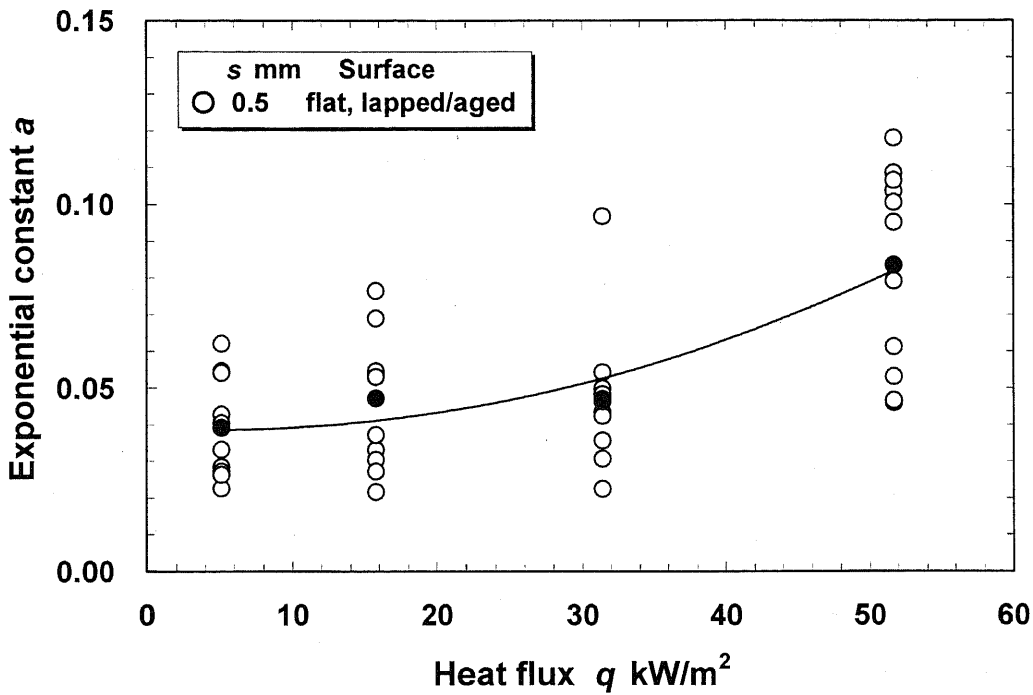


Fig. 3.38 Relationship between exponential constant and heat flux (0.5 mm gap size; $q = 5\sim 52$ kW/m²)

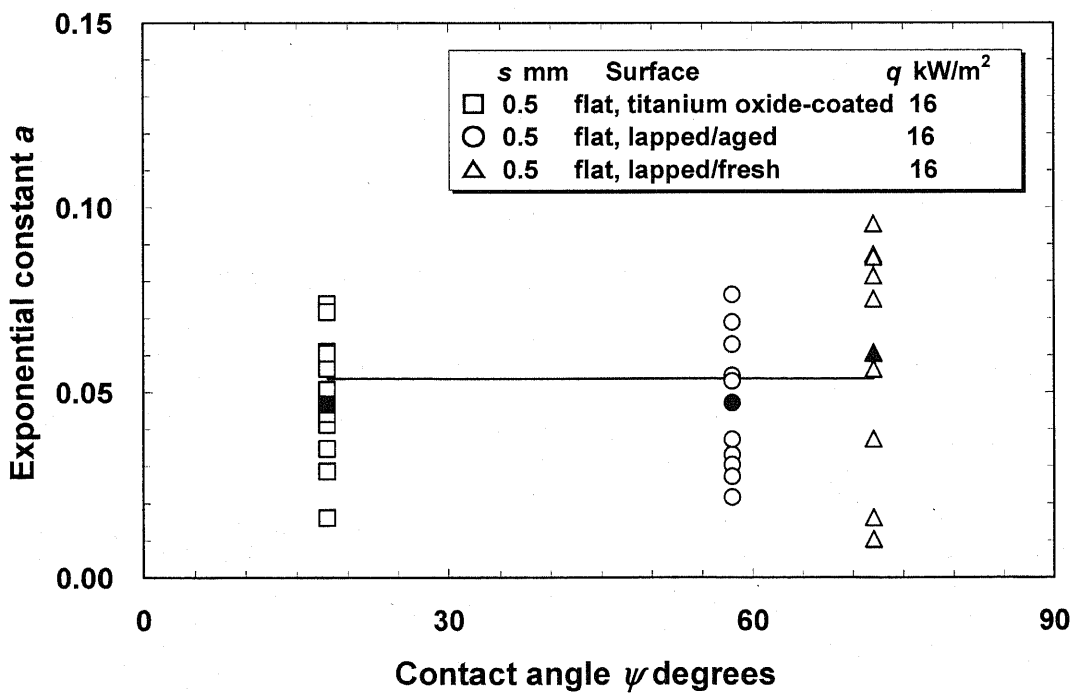
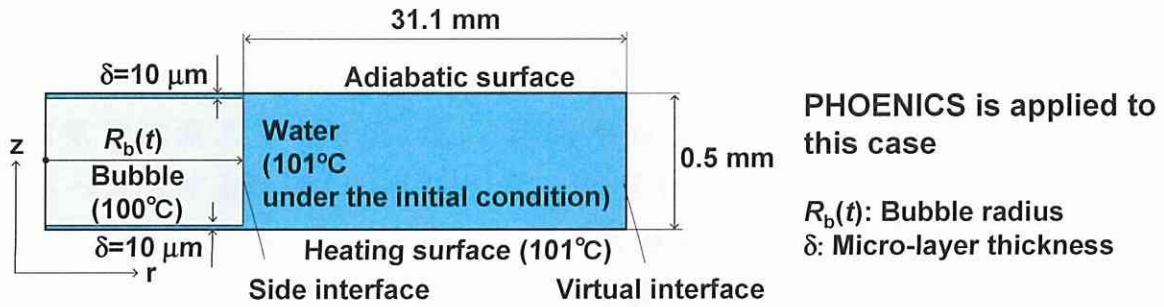


Fig. 3.39 Relationship between contact angle and heat flux (0.5 mm gap size; $q = 16$ kW/m²)

計算モデルを図 3.40 に示す. 101°C 一定の伝熱面と断熱面で形成された間隙 0.5mm のマイクロチャネルを考える. そのマイクロチャネルは大気圧を仮定して 100°C 一定の蒸気泡, その気液界面とその気液界面から半径方向に 31.1mm 離れた大気圧の仮想境界で囲まれる初期値が伝熱面と同一温度である 101°C の純水を仮定する. 蒸気泡と伝熱面, 蒸気泡と断熱面の間にはそれぞれ厚さ $10\mu\text{m}$ 一定の薄液膜が形成される. 蒸気泡半径は図 3.36 に示す間隙 0.5mm の使用ラッピング面 (Lapped/aged) における熱流束 (q) が 16 と $52\text{kW}/\text{m}^2$ の蒸気泡の相当半径と経過時間の関係を時間の関数として与えて, 相当半径 1mm から計算をスタートする. すなわち, 初期値が 101°C を仮定したバルク液から 100°C 一定の蒸気泡側面の気液界面を介して蒸気泡へ流入する熱流束を計算する. バルク液の温度は蒸気泡の成長に伴う蒸気泡とバルク液間の伝熱により温度分布をもち, その温度分布は蒸気泡の成長に伴い変化する. 尚, 表面張力と重力の影響は考慮しない.

実験系においてバルク液の温度は伝熱面温度と実験条件における飽和蒸気温度の間に分布するのに対して, 計算系においてはバルク液の温度は全て初期値が伝熱面と同一温度である 101°C と仮定した. 蒸気泡側面の気液界面を介してバルク液から蒸気泡へ流入する熱流束の計算値は実験系で起こりうる最大値を示すと考えられる. 蒸気泡側面の気液界面を介して蒸気泡へ流入する熱流束の過熱度の違いによる実験系と計算系の補正は, 実験系の過熱度と計算系の過熱度である 1°C との比を求め, その値を計算で求めた熱流束に乗じることによりおこなった.

蒸気泡への熱流束流入の主要な経路解明のプロセスを図 3.41 に示す. まず, 上記計算より蒸気泡側面の気液界面を介して蒸気泡へ流入する熱流 (Q_s) を解析する. 次に, 蒸気泡の体積の時間変化より蒸気泡全体へ流入する熱流 (Q) と相当半径の関係を求める. その2つの関係より蒸気泡側面の気液界面を介して蒸気泡へ流入する熱流 (Q_s) と蒸気泡全体へ流入する熱流 (Q) の比 (R_{side}) 及び蒸気泡と伝熱面間の薄液膜を介した熱流 (Q_m) と相当半径 (r_e) の関係を求める.



Premises & conditions

- + The heating surfaces has a constant temperature (101 °C).
- + The other side is adiabatic.
- + Only the water bounded by two infinite surfaces is analyzed within $R_b(t)+31.1$ mm.
- + atmospheric pressure at $R_b(t)+31.1$ mm.
- + Bubble is column-shaped and symmetric with respect to the z axis.
- + Bubble radius is given as a function of time ($R_b(0) = 1$ mm).
- + Bubble and its interface are at a constant temperature (100 °C).
- + Water temperature is 101 °C under the initial condition.
- + Micro-layer has a constant thickness (10 μ m).
- + Surface tension and gravity are negligible.

Fig. 3.40 Computational model for calculating heat flow through side interface

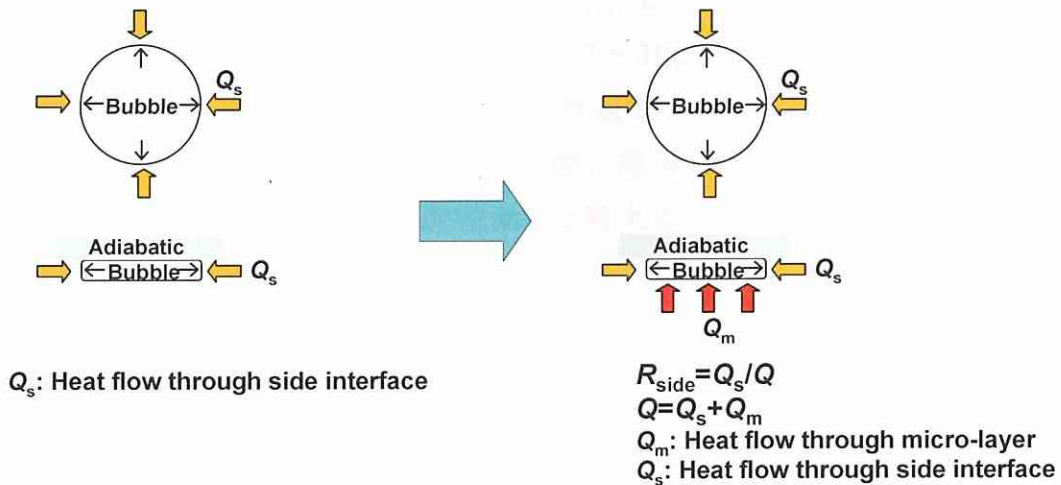


Fig. 3.41 Analysis of route of heat flow to bubble

相当半径(r_e)に対する蒸気泡側面の気液界面を介して蒸気泡に流入する熱流束($q_{s,ide}$)の変化を図 3.42, 相当半径(r_e)に対する側面の気液界面を介して蒸気泡に流入する熱流(Q_s)と蒸気泡容積の時間変化より求めた蒸気泡全体へ流入する熱流(Q)との比($R_{s,ide}$)の変化を図 3.43 に示す. 初生蒸気泡領域($r_e \leq r_{e,tp}$)において蒸気泡側面の気液界面を介して蒸気泡に流入する伝熱量(Q_s)は蒸気泡全体へ流入する熱流(Q)の 10%以上の割合をもつが, 発達蒸気泡領域($r_e \geq r_{e,tp}$)においてその割合は 10%以下に低下する. すなわち, 蒸気泡の成長は相当蒸気泡半径が比較的小さい場合, 蒸気泡側面の気液界面を介した伝熱量(Q_s)の影響を受けるが, 相当蒸気泡半径が比較的大きい場合, 蒸気泡と伝熱面間の薄液膜を介し蒸気泡に流入する伝熱量(Q_m)が支配的となる. この伝熱機構は相当半径(r_e)の経過時間に対する変化が気泡成長にともない指数関数から累乗関数へ推移する特性との関連が示唆される. また, 相当蒸気泡半径が比較的大きい発達蒸気泡領域($r_e \geq r_{e,tp}$)においては, 熱・物質移動の多くは蒸気泡と伝熱面間に形成される薄液膜を介した伝熱が支配的であることが確かめられた.

図 3.36 の熱流束(q)が 16kW/m^2 と 52kW/m^2 場合について蒸気泡の全成長過程において過熱度が一定で, 蒸気泡への全伝熱量が厚さ均一の薄液膜を介して移動したと仮定した場合の相当半径(r_e)と薄液膜厚さ(δ)の関係を図 3.44 に示す. 初生蒸気泡領域($r_e \leq r_{e,tp}$)において薄液膜厚さ(δ)は $5 \sim 10\mu\text{m}$ を示して, 蒸気泡の成長にともない $20 \sim 30\mu\text{m}$ に増加する. しかし, 実際の薄液膜厚さは気液界面速度, 発泡開始点からの距離, 熱流束等により複雑に影響を受けることが推察される. 今後, 薄液膜厚さを測定してその形成のメカニズムを解明することが必要であると考えられる.

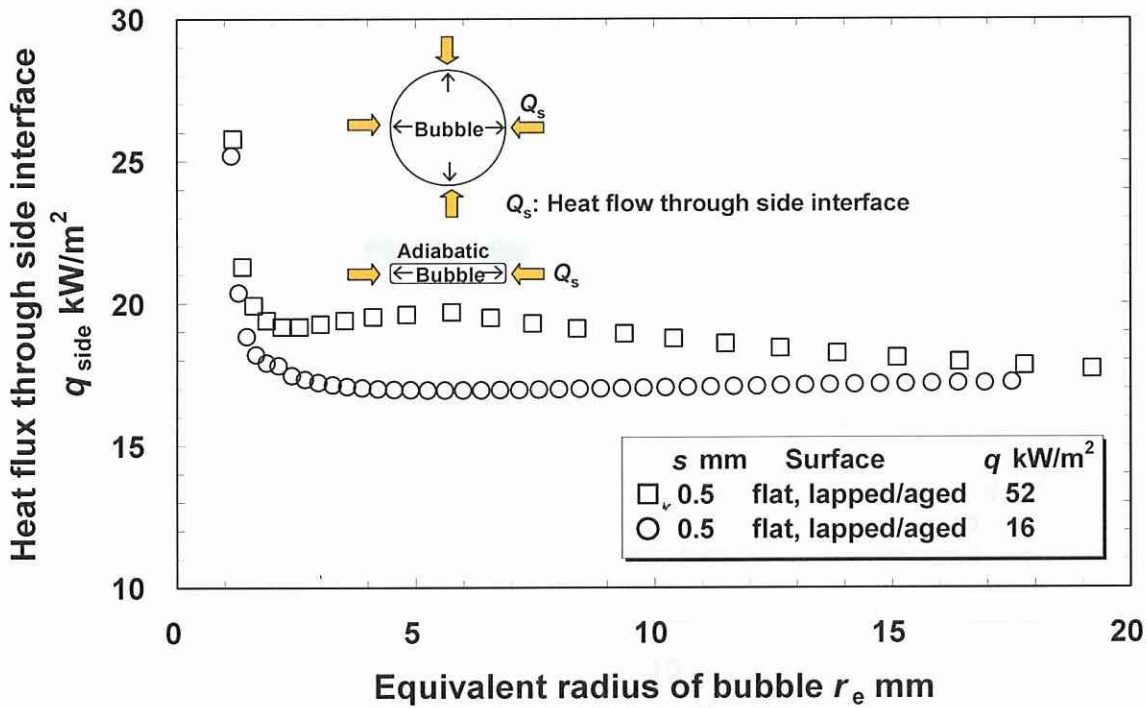


Fig. 3.42 Heat flux through side interface
($s = 0.5$ mm flat lapped/aged; $q = 16, 52$ kW/m²)

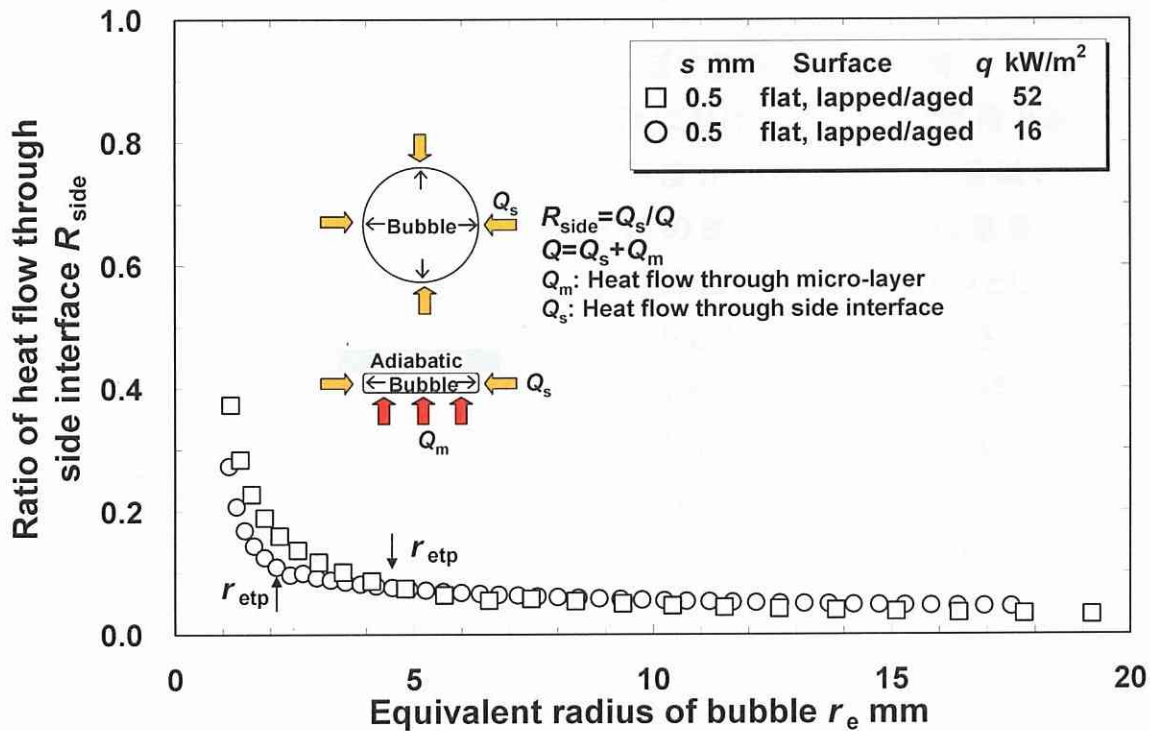


Fig. 3.43 Ratio of heat flow through side interface
($s = 0.5$ mm flat lapped/aged; $q = 16, 52$ kW/m²)

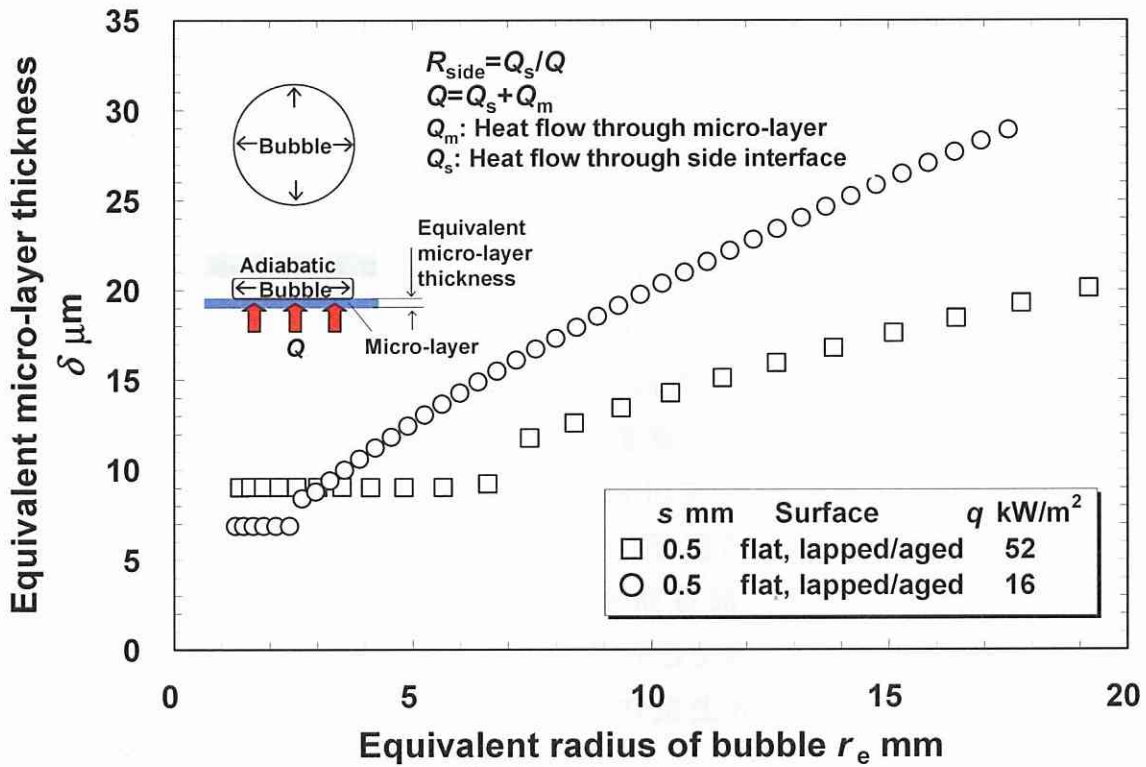


Fig. 3.44 Equivalent micro-layer thickness (s = 0.5 mm flat lapped/aged; q = 16, 52 kW/m²)

3.1.4.4 伝熱面構造の沸騰曲線に及ぼす影響とその機構

図 3.12 及び 3.14 に示したように伝熱面における薄液膜の保持と沸騰熱伝達特性の間には密接な関係がある。過熱度が比較的大きい領域におけるドライアウト領域の抑制という観点で薄液膜の保持性能向上は重要な伝熱向上策の一つと考えられる。この薄液膜の保持性能向上策の1つとして図 3.8 と 3.9 に示したように流路に対して比較的小さな寸法をもつ高さ 100μm、幅 200μm の矩形断面の縦溝を施した伝熱面と円錐孔底面の半径、深さ、ピッチが各々30, 20, 40μm の円錐孔を縦横に配した伝熱面について評価した。

縦溝は溝部へのメニスカスの形成による保水性向上に加え、伝熱面積拡大による熱伝達向上が期待される。縦溝を施した間隙 0.25 と 0.5mm のラッピング使用面の沸騰曲線と熱伝達率特性を各々図 3.45, 3.46 に示す。ここで、縦溝高さの間隙に占める割合は各々40%, 20%である。縦溝を施すことにより平滑面の場合に比べて、間隙 0.5mm の場合にはわずかながらほぼ全領域で熱流束の増加が実現されているのに対して、間隙 0.25mm では低下している。

間隙 0.5mm の熱流束 16kW/m² 付近と間隙 0.25mm の熱流束 5kW/m² 付

近の縦溝と平面の沸騰様相を各々図 3.47 と 3.48 に示す. 間隙 0.5mm の場合, 蒸気泡は伝熱面全体に広がる互いに同様の沸騰様相を示しており, 伝熱面積の拡大及び凹凸形状に基づくメニスカス形成による液体保持の効果が沸騰熱伝達特性の向上をもたらしたと推察される. 間隙 0.25mm の場合, 平面では蒸気泡が伝熱面全体に広がるのに対して, 縦溝では蒸気泡成長が溝高さに阻まれ伝熱面全体に広がらなかった. 蒸気泡の成長が間隙の 40% を占める溝内に制約され, その結果として効率的な薄液膜の形成が阻止されて沸騰熱伝達特性の低下をもたらしたと推察される.

円錐孔を縦横に配した間隙 0.25mm 酸化チタンコーティング面の沸騰曲線を図 3.49 に示す. 円錐孔を施すことにより平面と比較し全領域で 20~60% の熱流束の増加が実現されている. 蒸気泡成長時, 蒸気泡下流方向に押しつけられる液に加えて飛散液滴が円錐孔にトラップ, 保持され保水性の向上が図られその結果として, ドライアウト領域の発生が抑制され限界熱流束が拡大したものと推察される.

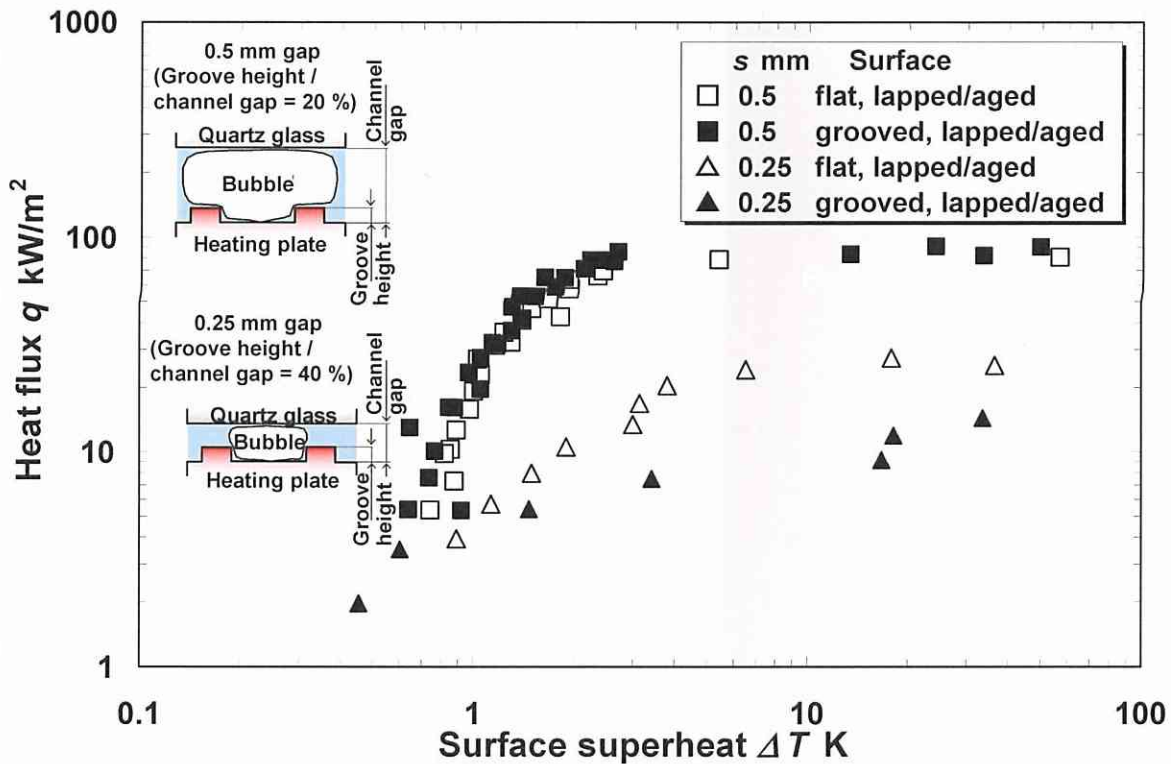


Fig. 3.45 Effect of grooves on boiling curve (lapped/aged)

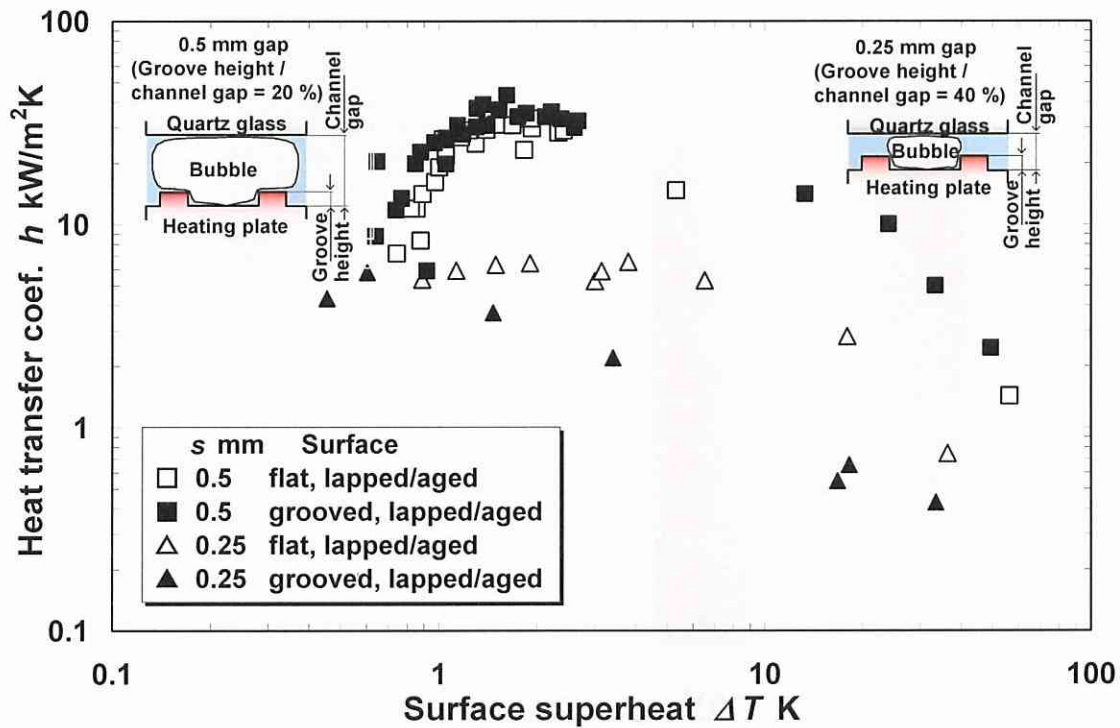


Fig. 3.46 Effect of grooves on heat transfer coefficient (lapped/aged)

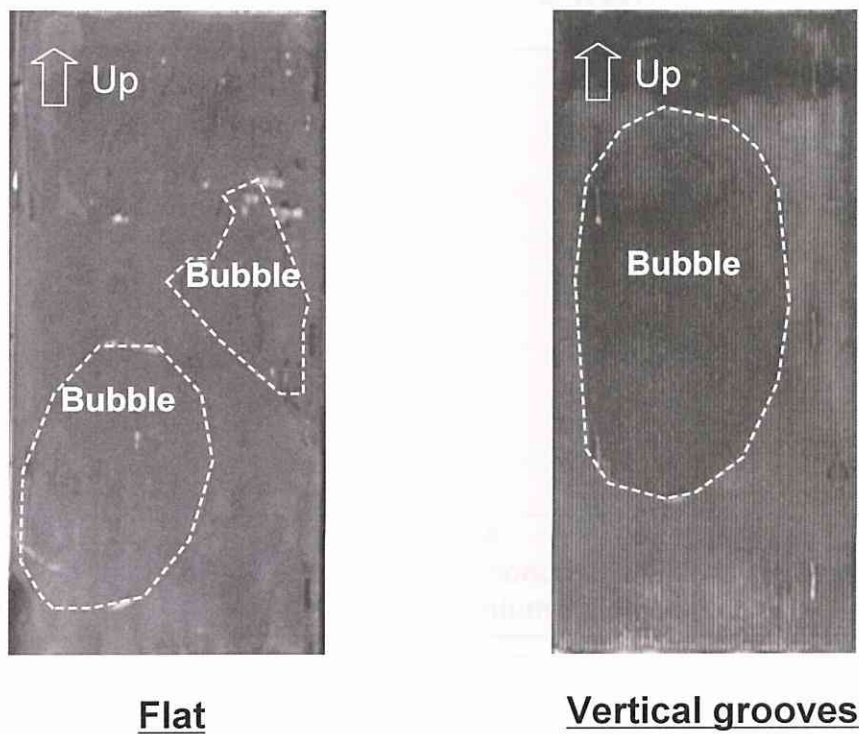


Fig. 3.47 Aspects of boiling for different surface types ($s = 0.5 \text{ mm}$, lapped/aged; $q = 16 \text{ kW/m}^2$)

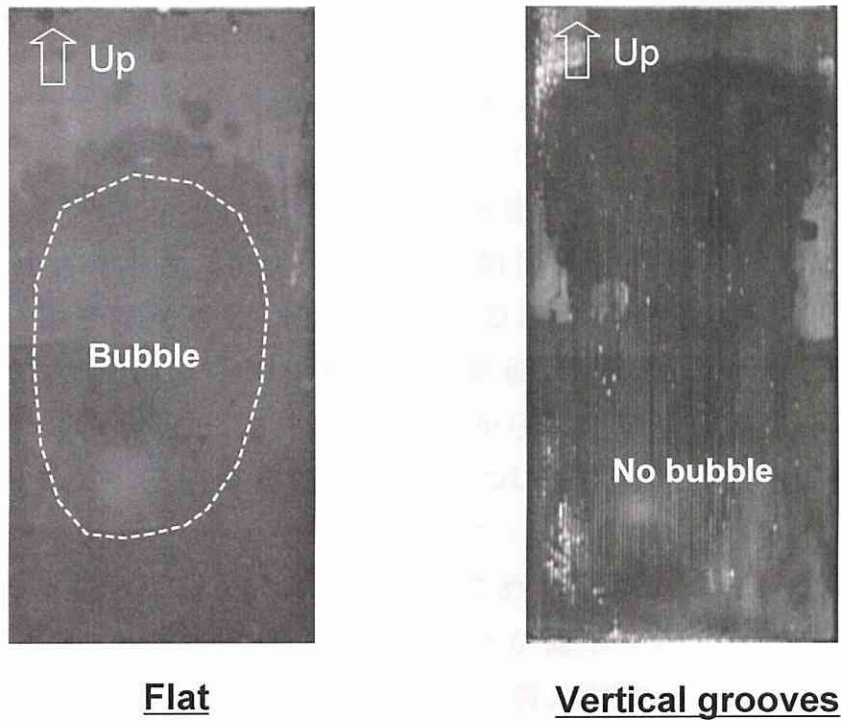


Fig. 3.48 Aspects of boiling for different surface types ($s = 0.25$ mm, lapped/aged; $q = 5$ kW/m²)

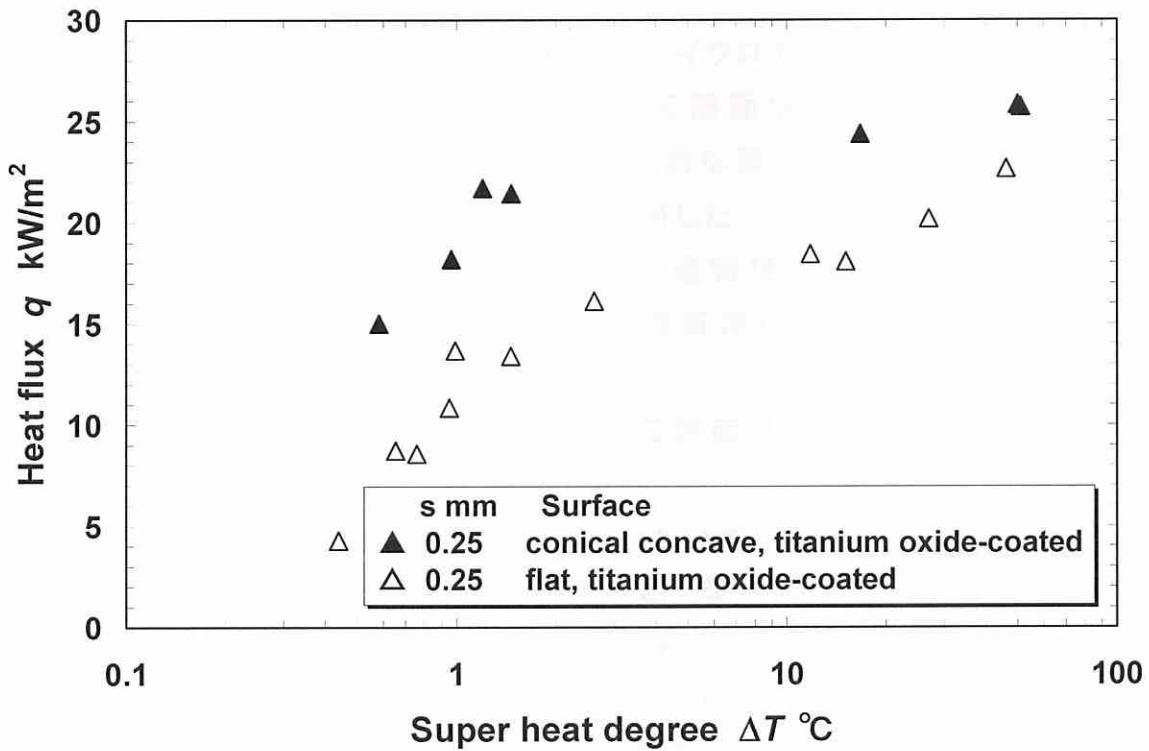


Fig. 3.49 Effect of conical concave surface on boiling curve (titanium oxide-coated)

3.1.5 まとめ

マイクロチャネル式蒸気発生器の性能向上のための基礎的研究をおこなった。すなわち、間隙 0.15mm から 10mm のチャネルにおいて、ラッピング加工を施した銅平板に酸化チタン、シリコンを塗布することにより伝熱面のぬれ性を親水性から疎水性まで変化させた伝熱面及び微細な凹凸を施した伝熱面について、薄液膜の観察、伝熱面からの総発泡数及び離脱蒸気泡半径の計測をおこない、沸騰曲線に及ぼす伝熱面のぬれ性及び凹凸の微細構造の影響について検討した。また、バルク液から蒸気泡側面への流入伝熱量を数値解析より求め、伝熱量の流入経路について検討をした。その結果は以下のようにまとめられる。

(1) プール状態と類似の、間隙寸法を広めた 10mm のチャネルにおいては親水性を高めることにより沸騰熱伝達特性が低下すること一方、間隙 0.25mm から 1.0mm のマイクロチャネルにおいては親水性を高めることにより沸騰熱伝達特性が向上することを明らかにした。

(2) 上記間隙 10mm のチャネルにおける現象は蒸気泡核生成、蒸気泡離脱時において表面張力の作用がぬれ性により異なることによるものであることを説明した。

(3) 上記の間隙 0.25mm から 1.0mm のマイクロチャネルの熱伝達現象は、チャネルの制限により薄く広がった蒸気と伝熱面間に形成される薄液膜の生成・保持特性が重要な要因であり、効果的な薄液膜の形成とその薄液膜の維持により熱伝達が促進されることを説明した。

(4) 微細な縦溝構造伝熱面の沸騰熱伝達特性に及ぼす効果は溝高さとチャネル間隙の組み合わせにより異なり、蒸気泡の成長挙動と関連があることを確認した。

(5) 微細な円錐孔を縦横に配した構造伝熱面は、沸騰熱伝達特性を向上させることを確認した。

(6) 蒸気泡の成長は初生蒸気泡領域において指数関数に倣い、その後累乗関数に倣う発達蒸気泡領域へと推移する。発達蒸気泡領域では伝熱面と蒸気泡間に形成される薄液膜を介した伝熱が支配的であることを説明した。

(7) 薄液膜厚さの特性、その形成のメカニズムを明らかにすることがマイクロチャネルの熱伝達(熱伝達率、限界熱流束)特性を理解、向上させる上で重要であることを説明した。

3.2 抑圧蒸発域における沸騰熱伝達特性

限界熱流束が規定される抑圧蒸発域はウェットとドライアウト領域が伝熱面に混在する複雑な沸騰様相であり、第2章で述べた蒸気発生器の熱伝達解析に用いる限界熱流束を解明するには伝熱全面の平均的な限界熱流束の解析にとどまることなく、その現象をウェットとドライアウト領域に区分して、より詳細な沸騰熱伝達特性の検討が必要である。

3.2.1 実験装置

上記のようにウェットとドライアウト領域を区分して検討をおこなうためには、伝熱板温度の測定値などをもとに伝熱面全体の伝熱量分布を明らかにする必要がある。ここでは、前記 3.1.1 節の実験装置をベースに 3 次元熱伝導の逆問題解析をおこなうため、図 3.50 に示すように伝熱板の測温点を 10 点から 48 点、セラミックヒーター背面の測温点を 1 箇所(測温数 2 点)から 7 箇所(測温数 14 点)に増加した。

また、3 次元熱伝導の逆問題解析より求めた伝熱面から放出される伝熱量の検定をおこなうため、マイクロチャネル下流部の圧力測定用の配管を閉じて伝熱面より生成された蒸気は全て凝縮器を介して液化して、その質量流量を電子天秤により計測した。

電子天秤 最大計測重量 610g, 測定精度 1mg の電子天秤を用い 7~10 分間計測をおこない、その質量変化より蒸気の質量流量を測定した。

凝縮器 コイル型凝縮器を使用し生成蒸気の凝縮をおこなった。図 3.51 に示すようにセラミックヒーターの発熱量を本実験の評価範囲で変化させ凝縮器出口部の温度が冷却水温度と同等であることを確認して、十分な凝縮性能を有することを確認した。

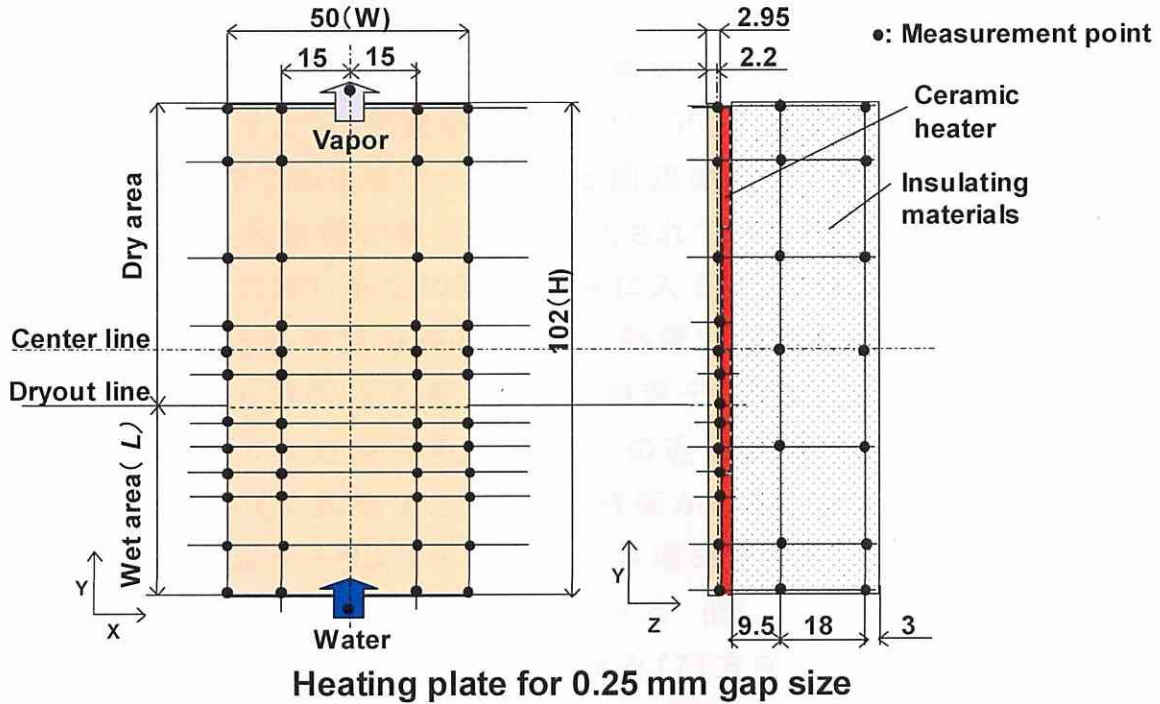


Fig. 3.50 Temperature measurement points for analyzing CHF ($s = 0.25$ mm)

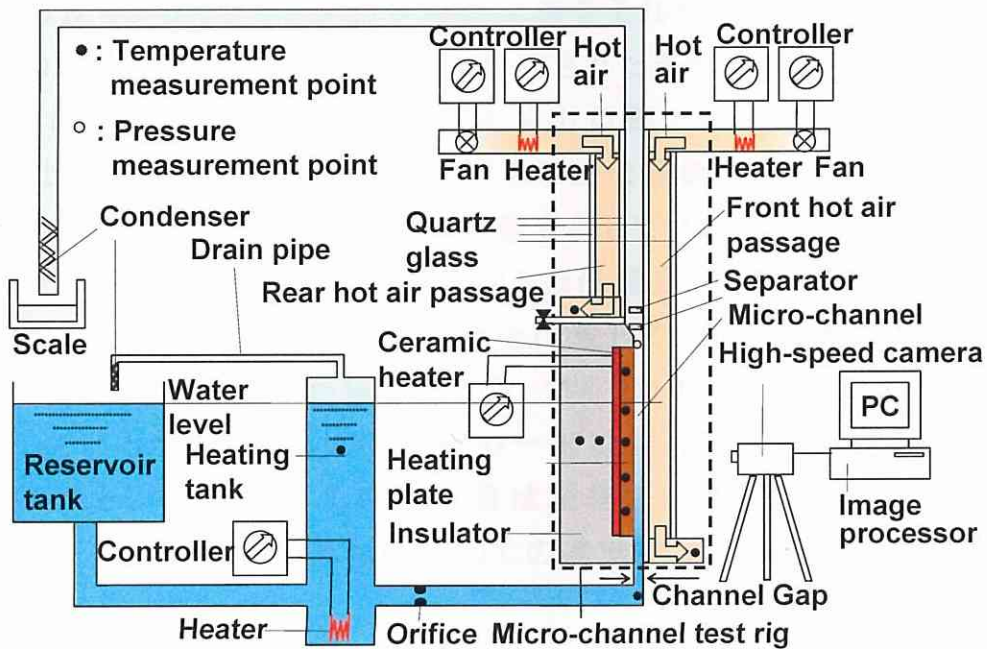


Fig. 3.51 Outline of experimental apparatus for verifying heat of vaporization

3.2.2 実験及び解析方法

3.1.2 節と同様な実験方法で抑圧蒸発域について実験をおこなった。

図 3.52 に示すように伝熱板を X 方向に 50, Y 方向に 102, Z 方向に 10 等分割した解析モデルを用いた。伝熱板周辺の温度と背面からの熱流束を境界条件として、伝熱板の熱電対が挿入されている平面における各メッシュの温度が実験値に対し所定の許容範囲に入るように収束計算をおこない、伝熱表面の温度と熱流束分布を求めた。熱電対が挿入されている平面の温度入力にあたり、Y 方向 4 列各 12 点の測温データより 3 次の近似多項式、その多項式をもとに X 方向各 4 点より 2 次の近似多項式を特定してメッシュ 102×50 各々の温度を設定する。伝熱板背面からの熱流束分布も同様に Y 方向 7 箇所の測温データより 3 次の近似多項式を特定してその多項式をもとにメッシュ 102×50 各々の熱流束を設定する。但し、X 方向は熱流束一定を仮定した。また、伝熱板境界面における厚み(Z)方向の温度分布はその境界面が隣接するメッシュのセンターの温度分布を適応した。伝熱面の熱伝達率分布は図 3.53 に示すように熱流束と伝熱面温度分布より求める。また、3.1 節「伝熱面のぬれ性と構造の沸騰熱伝達特性に及ぼす影響」で用いた平均熱流束(q)に対して 3 次元熱伝導解析より求めた平均熱流束を q_a として、そのウェット部及びドライアウト部の平均熱流束をそれぞれ q_w, q_d とする。

間隙 0.25mm において伝熱面から生成された蒸気を凝縮させ、その質量流量より算出した伝熱量(マイクロチャネル出口部で飽和蒸気を仮定した気化潜熱)と上記 3 次元熱伝導解析より求めた伝熱面から放出される伝熱量の関係を図 3.54 に示す。ほぼ良好な一致を示している。伝熱面から生成された蒸気を凝縮させその質量流量より算出した伝熱量が、3 次元熱伝導解析より求めた伝熱面から放出される伝熱量と比較して、僅かに低めの値を示す理由のひとつとして次のことが推察される。マイクロチャネル出口部で飽和蒸気を仮定しているが、実際には伝熱量の一部は飽和蒸気から過熱蒸気にするための顕熱として使われ、その伝熱量は凝縮させた液の質量流量の中に反映されない。例えば、飽和蒸気を 150°C の過熱蒸気にするための顕熱は潜熱の約 5% である。

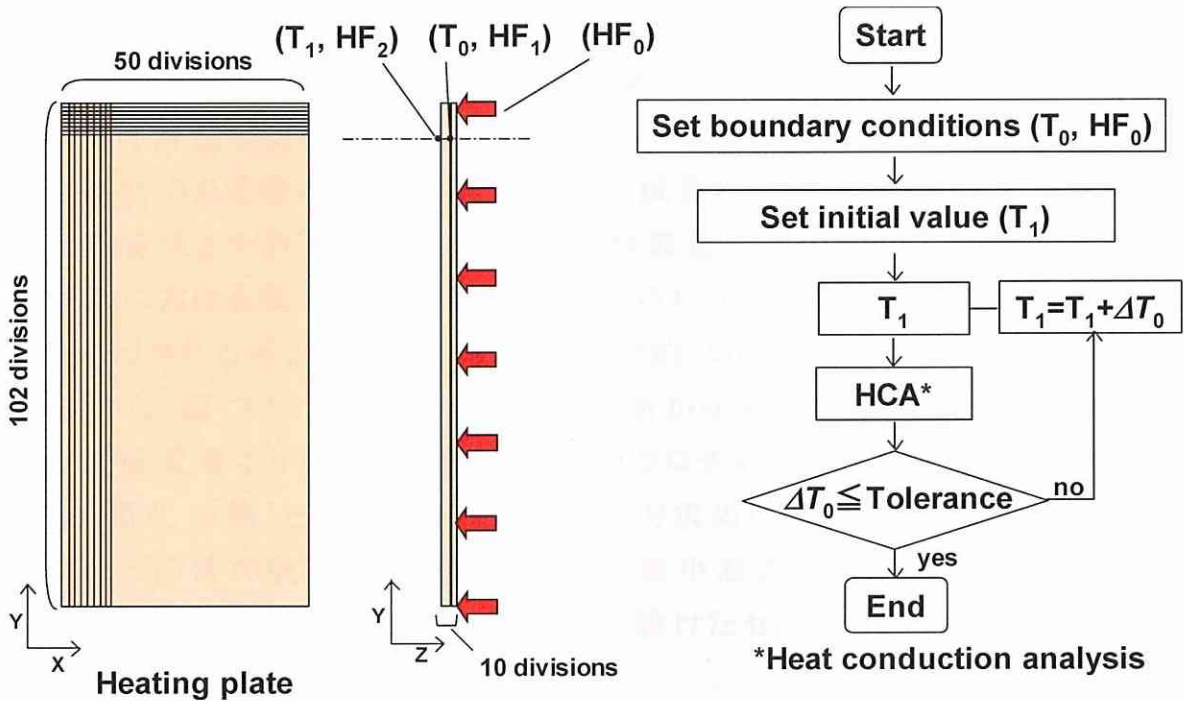


Fig. 3.52 Calculation model and flowchart of heat conduction analysis

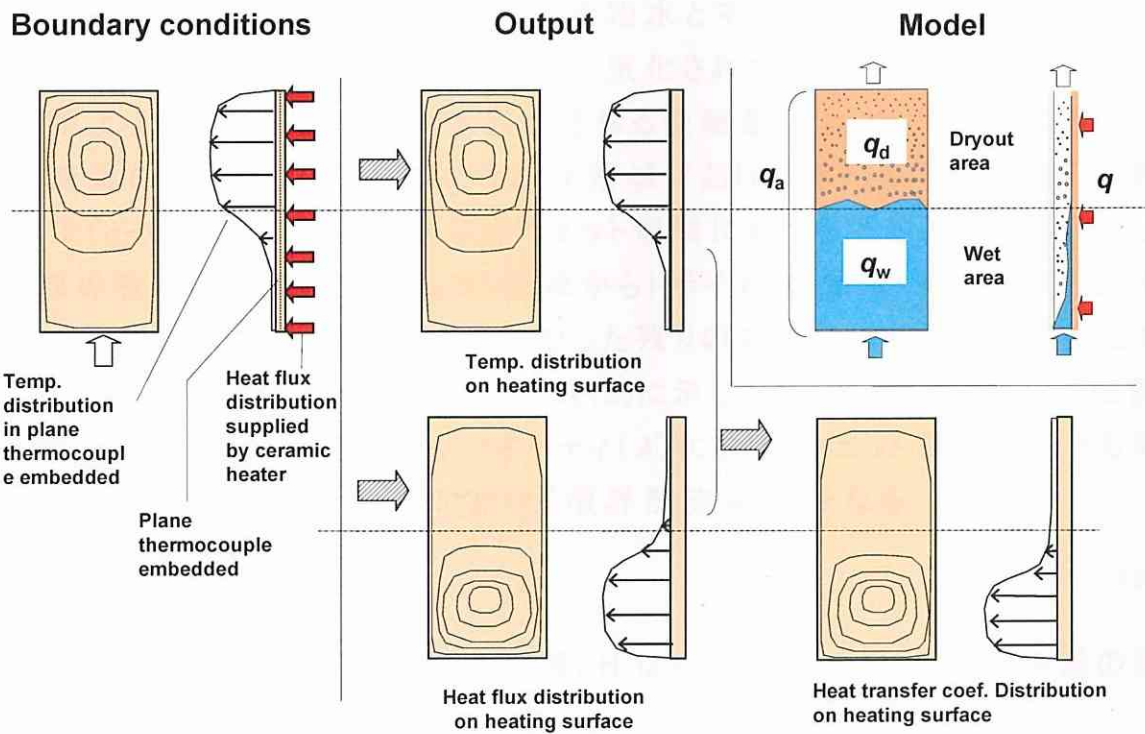


Fig. 3.53 Process for analyzing CHF with heat conduction analysis

一方、凝縮した質量流量より算出した伝熱量には凝縮した蒸気の中に微小液滴が含まれ、実際の伝熱面から液体に与えられた伝熱量よりも大きな値を示す可能性がある。そこで、間隙 0.25mm においてテストリグから持ち出される可能性のある微小液滴の最大粒径を試算した。ストークスの方程式より求めた液滴径とその終末速度及び本実験装置における伝熱面平均熱流と最大断面における蒸气流速の関係を図 3.55 に示す。間隙 0.25mm の実験範囲に持ち出される可能性のある液滴粒径は約 50 μ m 以下であることを示している。しかし、図 3.54 に示したように伝熱面から生成された蒸気を凝縮させて、その質量流量より算出した伝熱量（マイクロチャネル出口部で飽和蒸気を仮定した気化潜熱）と 3 次元熱伝導解析より求めた伝熱面から放出される伝熱量はほぼ同等の値を示していることより、微小液滴の多くは図 3.1 及び 3.2 に示したマイクロチャネル部下流部直後に設けたセパレータによりトラップされているものと推察される。

伝熱面のウェットとドライアウト領域は 1 ショット 1200 フレーム (2.4 秒) について画像 (輝度) 解析をおこない、ウェット領域の伝熱面に占める割合の時間変化を求める。その期間における時時刻刻変化するウェット領域面積の伝熱全面に占める割合のピーク値の平均値をウェット領域割合 (R_w) と定義した。

上記よりマイクロチャネル入口部の飽和水とマイクロチャネル出口部の飽和蒸気を仮定する。ウェット領域において気化された質量流量と 3 次元熱伝導解析より求めた伝熱全面から放出される伝熱量により気化された液体の質量流量の比をクオリティ (X)、ウェット領域における平均熱流束 (q_w) を限界熱流束 (q_c) と定義する。現象的にはウェット領域における平均熱流束 (q_w) により一部の液体が蒸発して、ウェット領域からドライアウト領域への遷移する。ドライアウト領域においては気化されなかった残りの液体は微小液滴と変化して噴霧流となると考えられる。すなわち、式 (3) に示したウェット領域における伝熱量と伝熱全面の伝熱量の比がクオリティ (X) になり、ウェット領域における平均熱流束 (q_w) がそのクオリティにおける限界熱流束 (q_c) となる。

$$X = \frac{\int_0^L \int_0^W q dx dy}{\int_0^H \int_0^W q dx dy} \quad \dots (3)$$

図 3.50 に示すように W は伝熱面の幅、 H は伝熱面の高さ、 L は伝熱面のぬれ部の高さを示す。

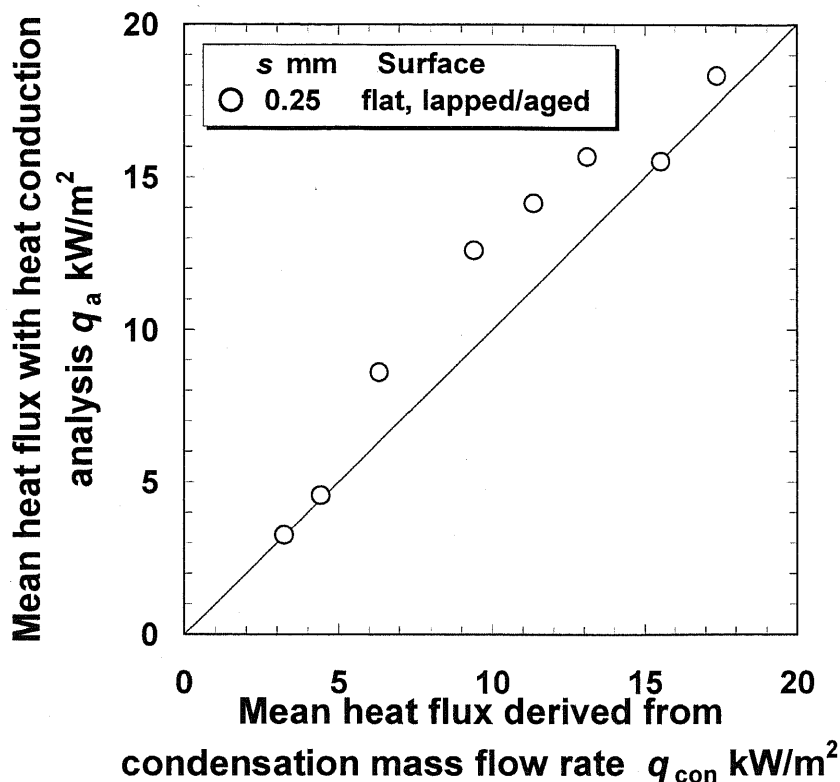


Fig. 3.54 Comparison between mean heat flux of condensation mass flow rate and heat conduction analysis ($s = 0.25$ mm, lapped/aged)

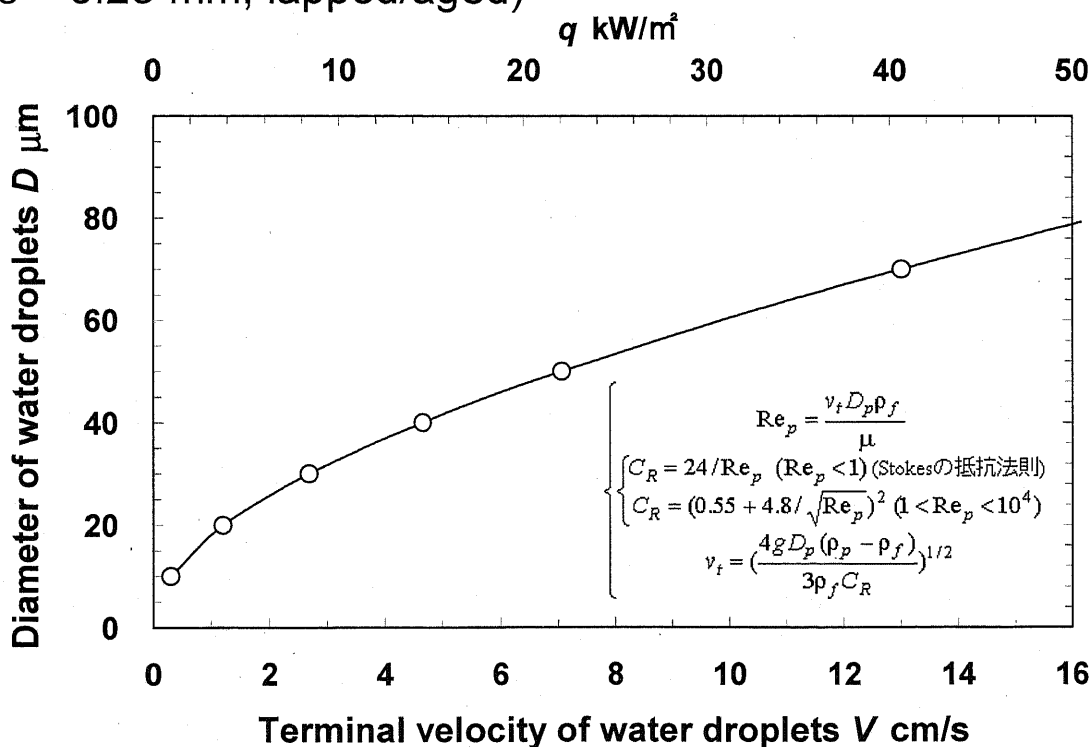


Fig. 3.55 Relationship between diameter and terminal velocity of water droplets

3.2.3 実験結果及び考察

間隙 0.25mm で使用ラッピング面の平均熱流束(q)が 23, 27, 31kW/m² (3.1.2 節に述べた算出法による)におけるウェット領域の面積割合の時間変化と代表的な沸騰様相を図 3.56~3.58 に示す. 液体は下方開口部からドライアウト領域へ侵入して蒸気に面する狭い液面で蒸発するため, 気液界面は前進と後退を繰り返しウェット領域割合は大きく変動する. 液体の侵入が深くおこなわれた後には多くの小液滴のスポットが残る. 平均熱流束(q)が 23, 27, 31kW/m² の最大のウェット領域割合は各々0.92, 0.51, 0.086 であり, 平均熱流束(q)が増加するほどウェット領域の割合は低下する.

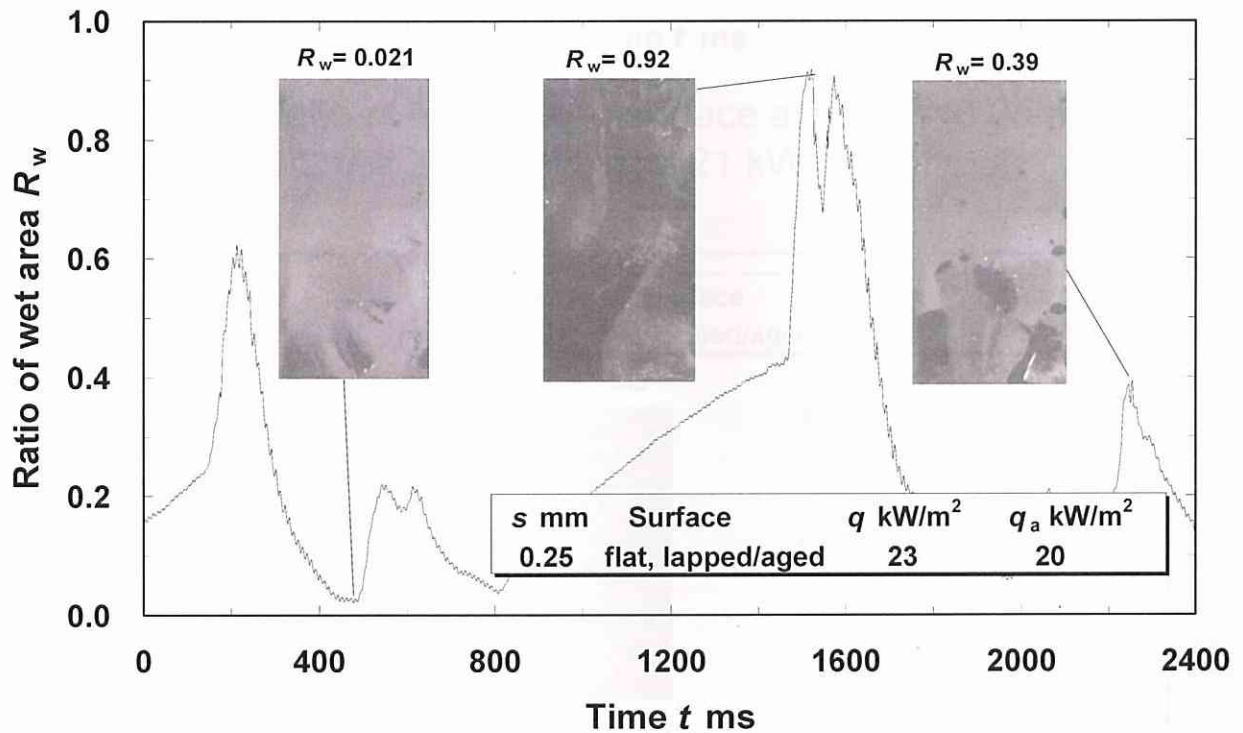


Fig. 3.56 Ratio of wet area to surface area ($s = 0.25$ mm, lapped/aged, $q = 23$ kW/m², $q_a = 20$ kW/m²)

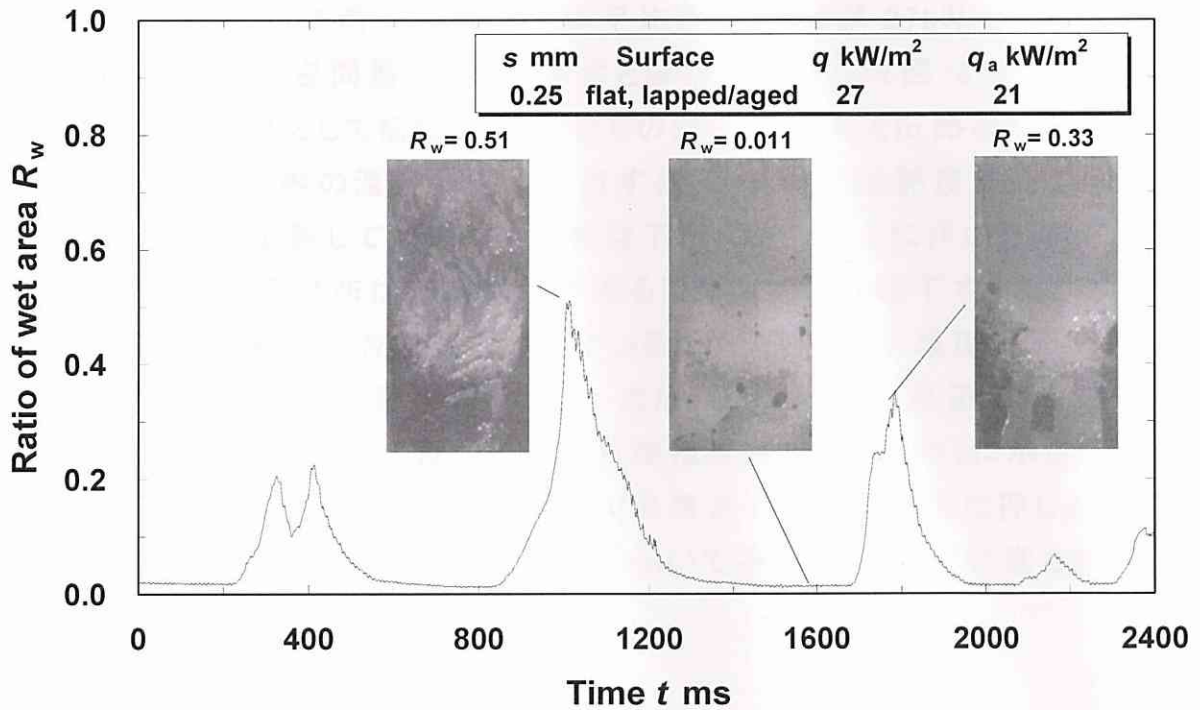


Fig. 3.57 Ratio of wet area to surface area ($s = 0.25$ mm, lapped/aged, $q = 27$ kW/m², $q_a = 21$ kW/m²)

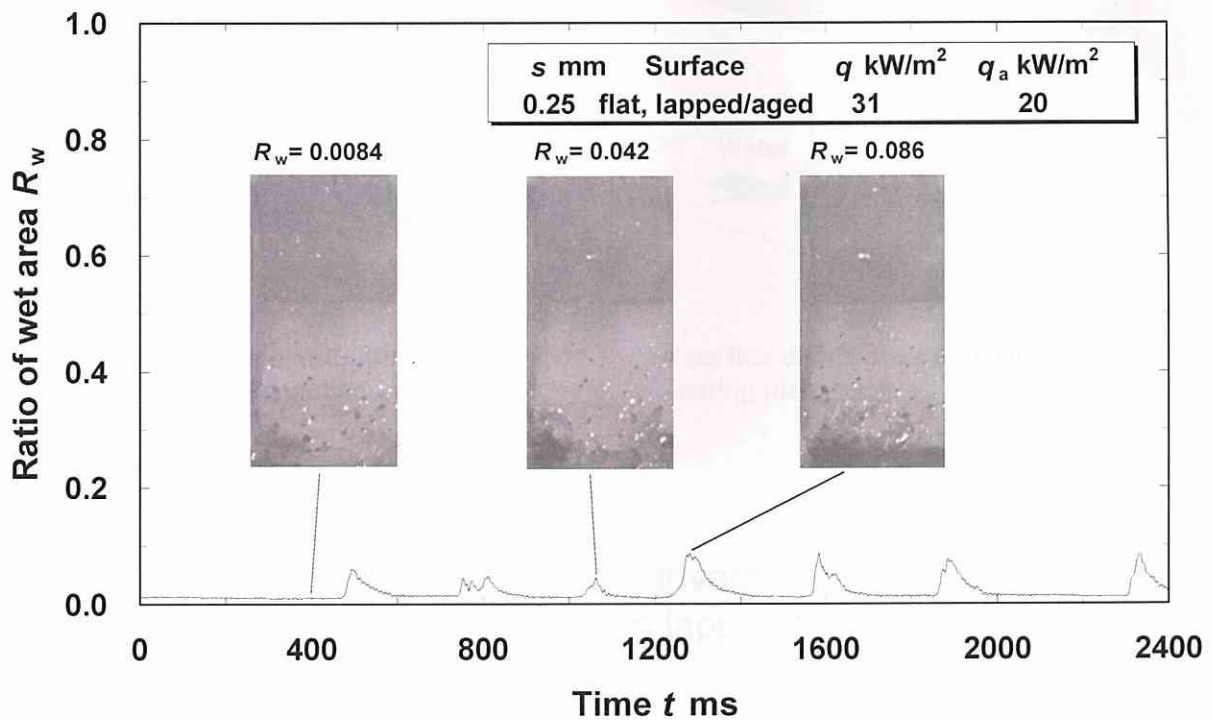


Fig. 3.58 Ratio of wet area to surface area ($s = 0.25$ mm, lapped/aged, $q = 31$ kW/m², $q_a = 20$ kW/m²)

間隙 0.25mm で使用ラッピング面の平均熱流束(q)が 27kW/m^2 における 3次元熱伝導解析(逆問題)の境界条件と解析結果を各々図 3.59 及び 3.60 に示す. 境界条件として伝熱板背面からの熱流束分布と伝熱板の熱電対が挿入されている面内の温度分布を入力する. 伝熱面の過熱度分布は下流に移行するに伴い上昇して, 熱流束分布は下流に移行するに伴い低下する. その結果, 熱伝達率分布は下流に移行するに伴い急激に低下する傾向を示す. 厚さ 2.9mm の銅製伝熱面を使用しているため, 伝熱板の温度分布に基づく熱伝導による熱伝達の影響が大きい. また, 伝熱面入口周辺部における熱流束と熱伝達率の隆起は図 3.57 の沸騰様相の写真(右端)に示されるように, 伝熱面入口中央近傍のウェット部で蒸気泡が成長する際に押しつけられたバルク液により, その周辺の伝熱面において液膜の形成が促進されたことによるものと推察される.

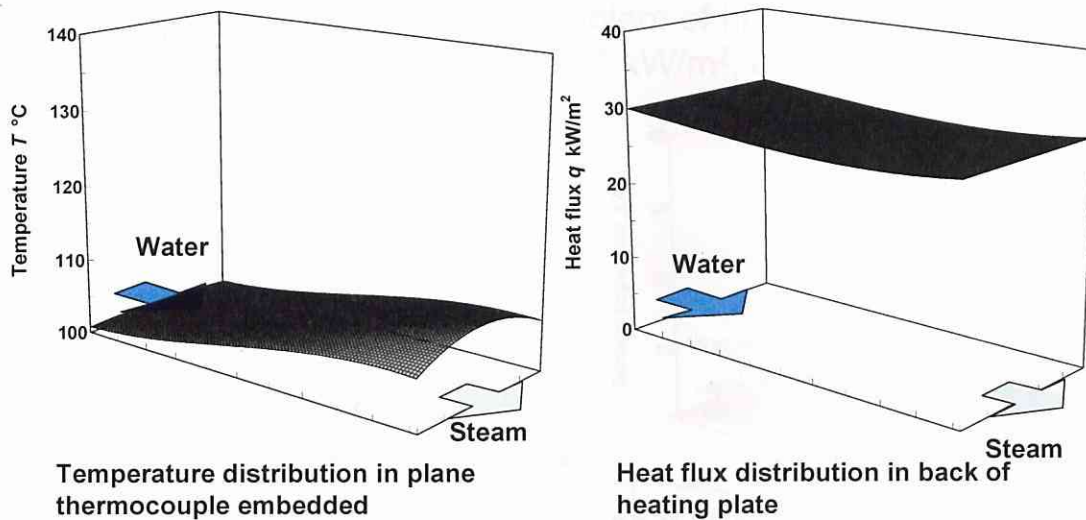


Fig. 3.59 Boundary conditions for inverse problem of heat conduction analysis ($s = 0.25\text{ mm}$ lapped/aged, $q = 27\text{ kW/m}^2$, $q_a = 21\text{ kW/m}^2$)

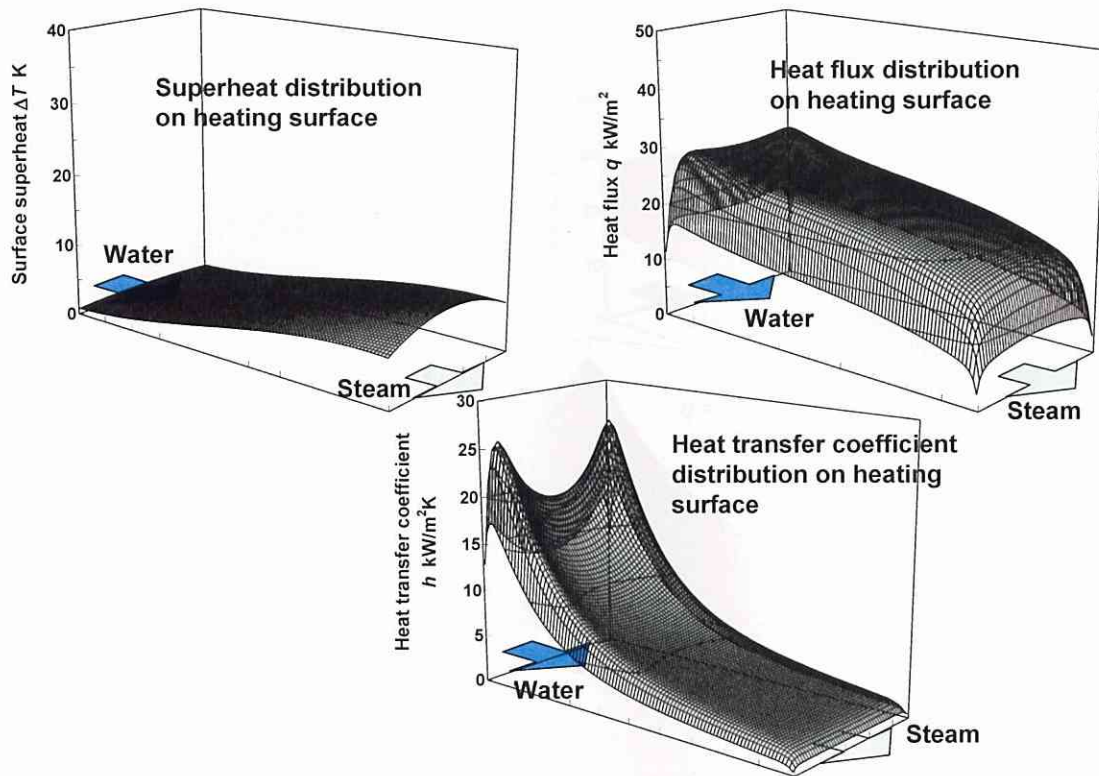


Fig. 3.60 Output from inverse problem of heat conduction analysis ($s = 0.25$ mm, lapped/aged, $q = 27$ kW/m², $q_a = 21$ kW/m²)

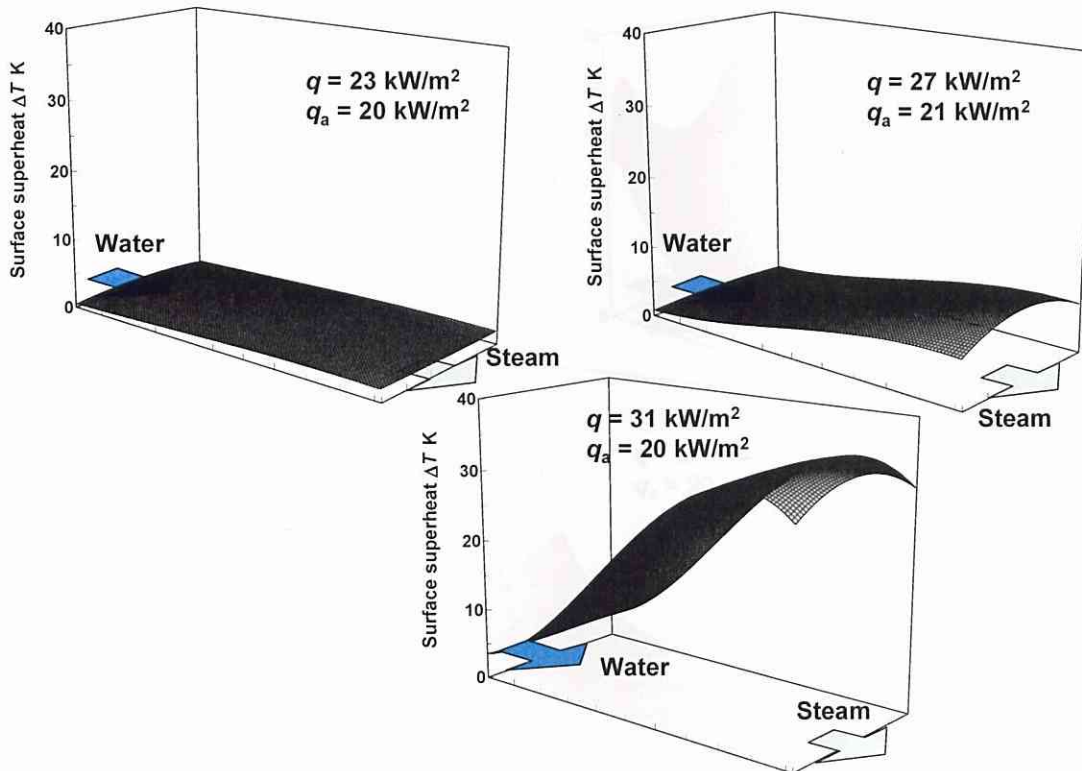


Fig. 3.61 Superheat distribution on heating surface ($s = 0.25$ mm, lapped/aged, $q = 23 \sim 31$ kW/m², $q_a = 20 \sim 21$ kW/m²)

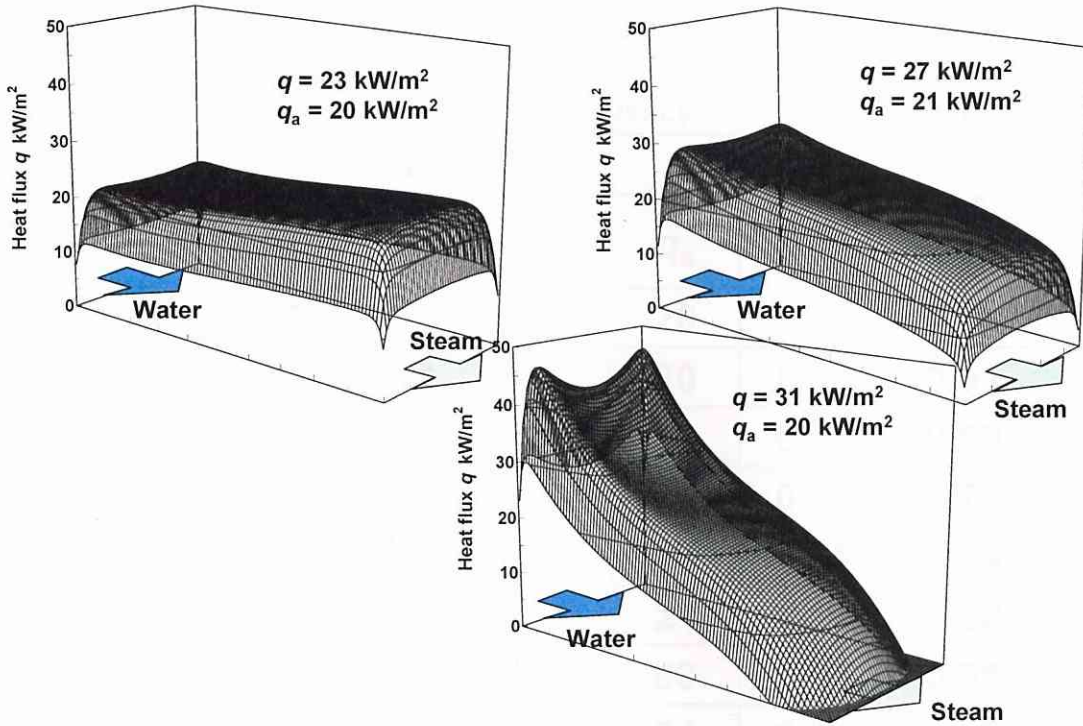


Fig. 3.62 Heat flux distribution on heating surface ($s = 0.25$ mm, lapped/aged, $q = 23 \sim 31 \text{ kW/m}^2$, $q_a = 20 \sim 21 \text{ kW/m}^2$)

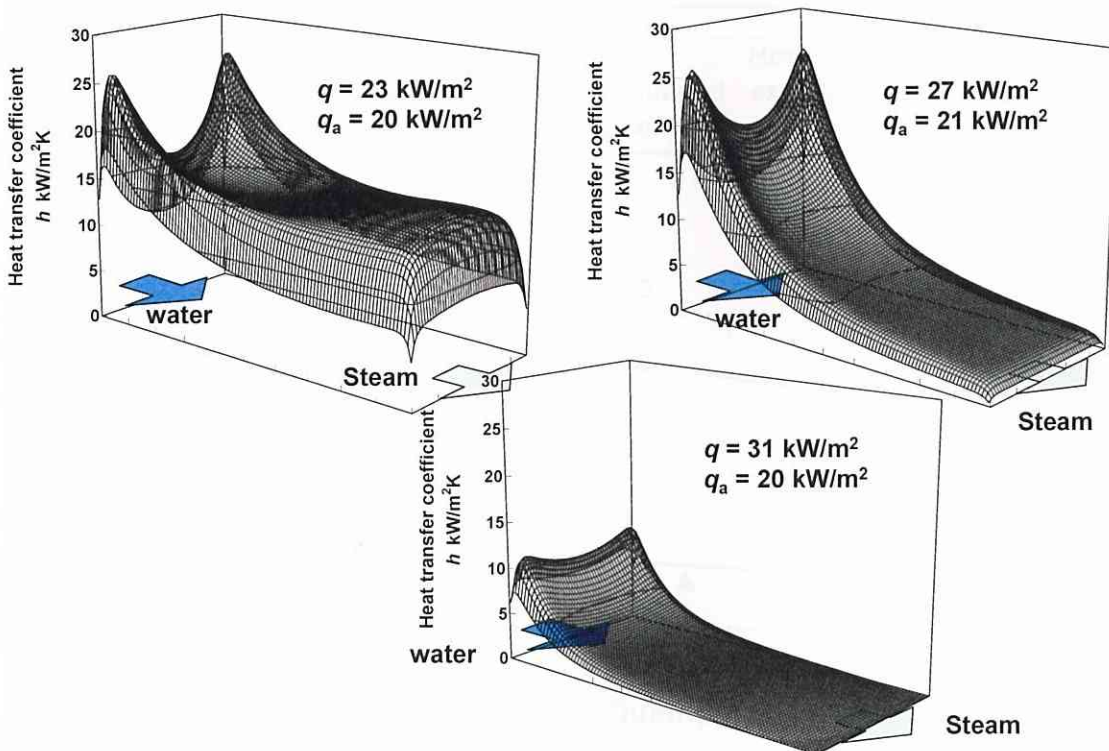


Fig. 3.63 Heat transfer coefficient distribution in heating surface ($s = 0.25$ mm, lapped/aged, $q = 23 \sim 31 \text{ kW/m}^2$, $q_a = 20 \sim 21 \text{ kW/m}^2$)

Table 3.4 Mean ratio of wet area and frequency (Lapped/aged, $s = 0.25 \text{ mm}, 0.5 \text{ mm}$)

f : Frequency * : Inspecting duration is 7.2 sec

$s \text{ mm}$	$q \text{ kW/m}^2$				R_w^*	X	f^* 1/s
	q	q_a	q_w	q_d			
0.25	23	20	20	20	0.86	0.78	0.8
	27	21	23	20	0.47	0.51	0.8
	31	20	31	19	0.06	0.09	1.8
	28	27	28	25	0.76	0.77	1.1
	31	29	32	27	0.31	0.34	2.1
	33	24	44	21	0.16	0.28	2.1
0.5	98	91	92	83	0.93	0.91	2.9
	102	83	128	64	0.31	0.47	2.1

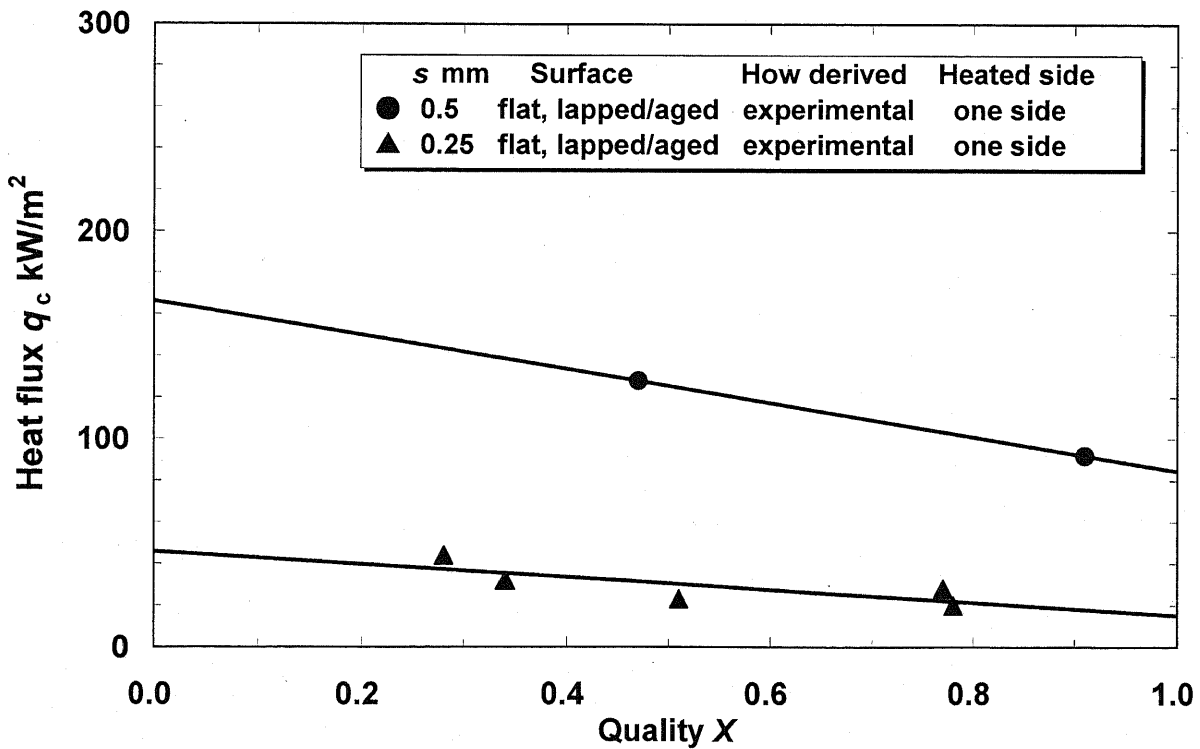


Fig. 3.64 Relationship between local CHF characteristics and gap size

平均熱流束 (q) を 23, 27, 31kW/m² と変化させた場合の伝熱面の過熱度分布, 熱流束分布, 熱伝達率分布を各々図 3.61~3.63 に示す. 過熱度, 熱流束分布とも平均熱流束 (q) の増加に伴いウェットとドライアウト領域の分布の差がより明瞭となる. その結果, 熱伝達率分布もその傾向を強めるが, 平均熱流束 (q) が 31kW/m² の場合には伝熱面全域における過熱度上昇により, 熱伝達率の絶対値は低下している.

表 3.4 に間隙 0.25mm と間隙 0.5mm の各平均熱流束 (q) における各種熱流束 (q_a , q_w , q_d) とクオリティ (X) に加え, ウェット領域の面積割合のピークの平均値 (R_w) とそのピークの周波数 (f) を示す. 検査時間は 7.2 秒でおこなった.

この値を用いて求めた間隙 0.25mm と間隙 0.5mm の限界熱流束 (q_o) とクオリティ (X) の関係を図 3.64 に示す.

3.2.4 まとめ

抑圧蒸発域における伝熱面をウェット領域とドライアウト領域に区分して, ウェット領域における熱流束分布を解明するため逆問題の 3 次元熱伝導解析を用いて伝熱全面の過熱度と熱流束分布, またウェット領域の面積割合を解明するため画像 (輝度) 解析を用いて経過時間に対する伝熱面ウェット領域の伝熱全面に対する面積割合の時間変化を間隙 0.25, 0.5mm について求めた. 上記解析より求めた熱流束分布とウェット領域面積割合より限界熱流束とクオリティの関係を解明した.

3.3 マイクロチャネル沸騰系における蒸発薄液膜厚さ測定

3.1 節及び 3.2 節で述べたように、沸騰熱伝達（熱伝達率、限界熱流束）特性に大きな影響を及ぼすと推察される蒸気泡と伝熱面間に形成される薄液膜厚さの特性、その形成のメカニズムを明らかにすることはマイクロチャネル内の熱伝達特性とその伝熱機構を理解して、沸騰熱伝達特性向上の方策を探る上で必須である。ここでは宇高ら(2001)がおこなった赤外レーザーの消光特性を用いて薄液膜厚さの測定をおこなった。

3.3.1 薄液膜測定の実験装置

実験装置全体の概要、マイクロチャネルテストリグとマイクロチャネル部をそれぞれ図 3.65～3.67 に示す。He-Ne レーザーから放射された直径 3mm、波長 $3.39\mu\text{m}$ の光線はチョッパー、平凸レンズを経て直径 0.6mm に絞られ、マイクロチャネル部を通過する。その後、凸レンズ、光学フィルターを介して Pb-Se 光導電素子のディテクターに入射する。

マイクロチャネルテストリグの上流に設けられた大気開放のリザーバータンクと加熱タンクにより、マイクロチャネル部の液面高さは一定に保たれ、加熱タンクで沸騰して脱気した温水が供給される。本測定では赤外光の透過性を保つため、伝熱板を石英硝子製とするとともに高温空気流による伝熱板加熱により沸騰を生起させる。また、マイクロチャネル部は間隙中心面に対して対称構造として、マイクロチャネル内の純水は両面の石英硝子から等しく加熱される。マイクロチャネルの前・背面には高温空気を循環するための通路が 2 枚の石英硝子で形成され、マイクロチャネルへ供給される熱流束はそのマイクロチャネル側の石英硝子に設けた片側 2 組の熱電対（両側で 4 組）の温度差より算出される。

蒸気泡成長の様相はレーザー信号と同期して、高速度カメラで記録され画像解析される。

光学機器 ヘリウム-ネオンレーザー発振器から発振された波長 $3.39\mu\text{m}$ 、出力 8.0mV 以下、ビーム直径 3.0mm のレーザーはマイクロチャネル部でそのレーザー直径を 0.6mm まで絞るため直径 30mm、焦点距離 250mm の平凸レンズ、またマイクロチャネル部通過後拡大したレーザー光を集光するため直径 30mm、焦点距離 250mm の両凸レンズを経由して、光学フィルター（ 3.380

±0.103μm)を介してセレン化鉛製の光導電素子を使用した受光面寸法 3mm×3mm, 感度波長領域 1.5~5.8μm のディテクターに取り込まれる. その信号は高速度カメラで収録した画像と同期してコンピューターに記録される.

高速度カメラ 発泡及び蒸気泡成長の様相の時系列変化を捉えるため, 1ショット11636 フレームを上限に解像度 384×480 ピクセル, 撮影速度 1000 フレーム/秒 (露光時間 1.0ms)の白黒で撮影した. レンズは焦点距離 16~100mmのズームレンズ(F1.9)を装着して, 照明には250Wの直流ハロゲンランプを高速度カメラの左右に 2 台設置した. 画像はデジタルデータとしてレーザー信号と同期してコンピューターに収録した.

マイクロチャネル部 図 3.67 に示されているようにマイクロチャネルの前・背面には高温空気を循環するための通路が 2 枚の石英硝子で形成され, これを対称に組み合わせることによりマイクロチャネル部を構成する. 間隙はマイクロチャネル部を形成する2枚の石英硝子の間にステンレス製のスペーサーを挿入することにより設定する. マイクロチャネル部を構成する石英硝子には石英硝子の高さ方向の中心線に対し上下 10mm の位置に, 熱電対間距離 2mm で片側 2 組の熱電対 (両側で 4 組)が設置されており, これら熱電対の温度差よりマイクロチャネル部へ供給される熱流束は算出される.

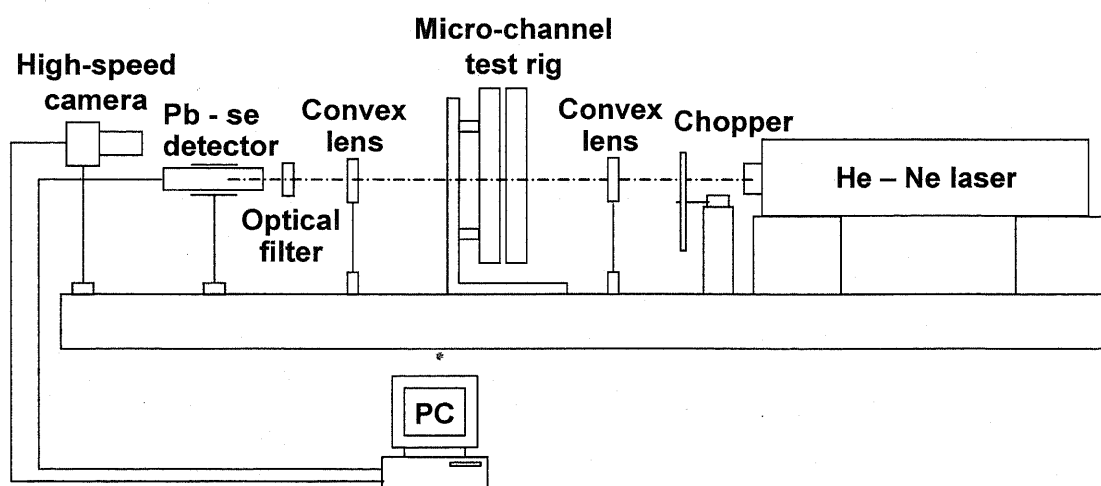


Fig. 3.65 Outline of experimental apparatus

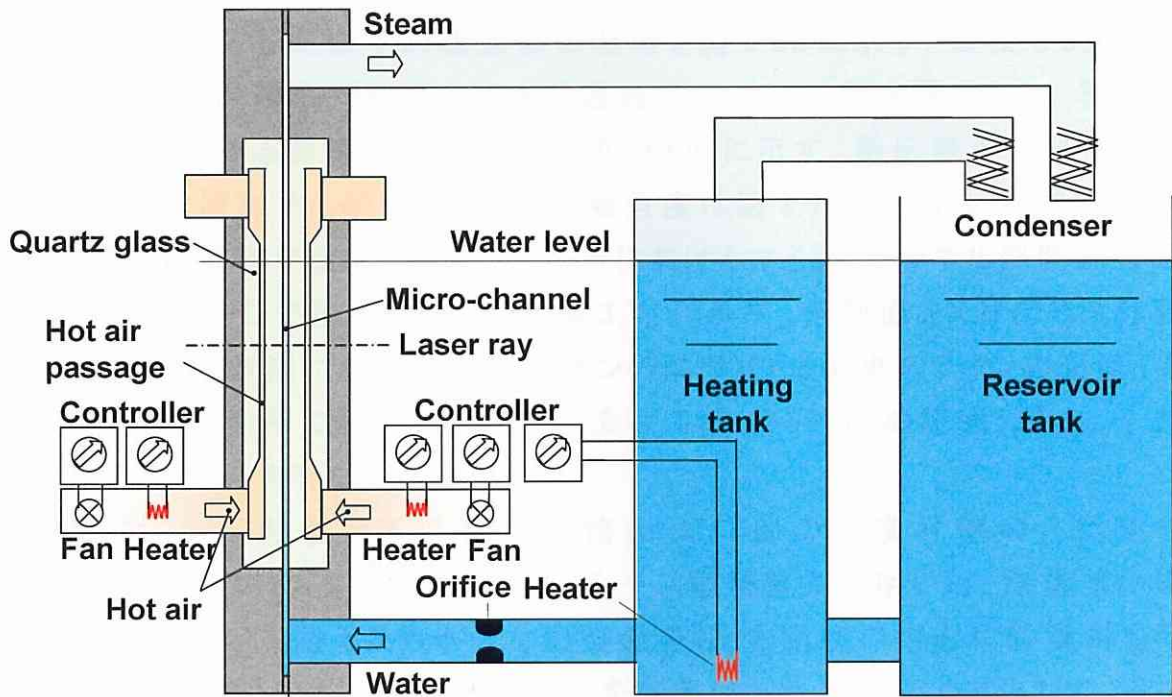


Fig. 3.66 Micro-channel test rig for measuring micro-layer thickness

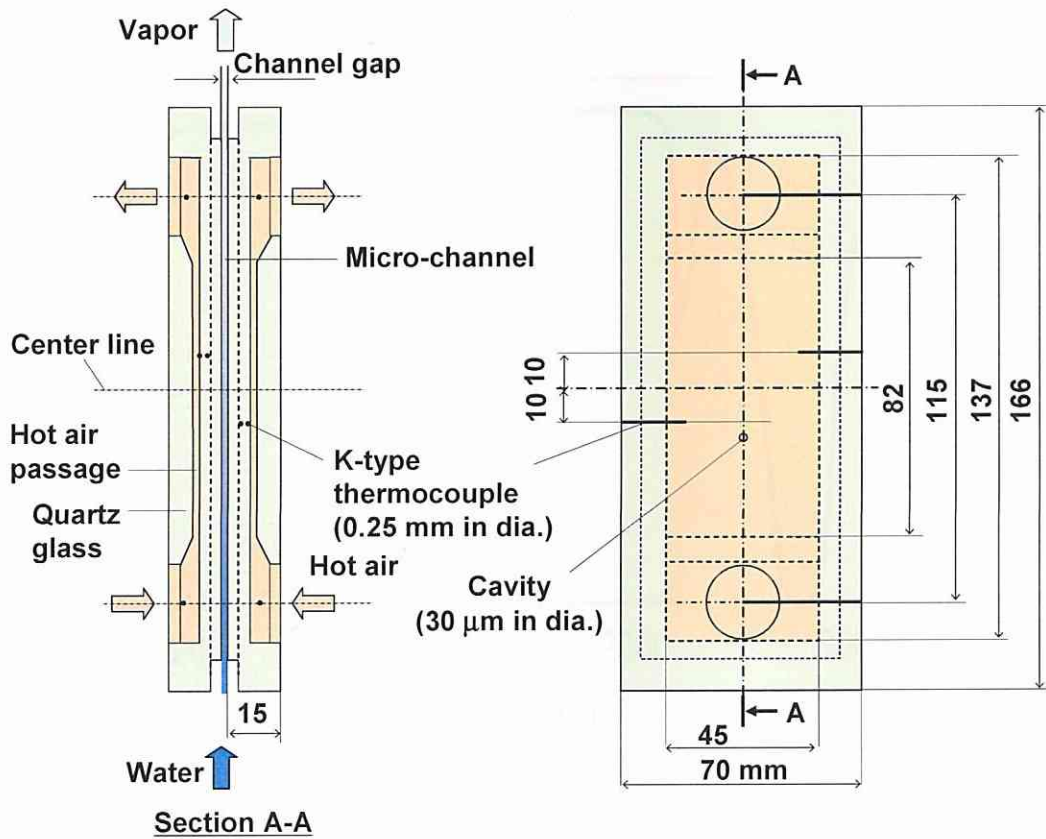


Fig. 3.67 Quartz glass plates of micro-channel

波長に対する石英硝子の透過率の関係を図 3.68 に示す. 波長 $3.39\mu\text{m}$ の光線に対する透過率が約 80%である透過性の高い材質を選定した. 石英硝子の温度に対する熱伝導率の関係を図 3.69 に示す. 熱伝導率は温度に対して緩やかに増加する傾向を示す. 接触角度は図 3.70 に示すように 26° であり, 親水性の傾向を示す. 間隙 0.15mm におけるマイクロチャネル部間隙寸法をプラスチックゲージで測定した結果を図 3.71 に示す. 伝熱面をX方向に4分割するラインと, Y方向に6分割するラインの両サイドと中央のラインの交点(黒塗り●印部)9箇所測定した間隙寸法は $147\sim 158\mu\text{m}$ の範囲にあり, 十分な間隙寸法精度を有している.

熱電対 伝熱板と高温空気通路出入口部の温度計測のため直径 0.25mm の銅-コンスタンタン(T type)シース型熱電対を用いた. 熱電対の検定は出力の安定を図るため十分な熱容量をもった銅塊の中心に熱電対を挿入, 純水を沸騰させた容器の中にそれを容器にふれることなく投入して, その表示温度とその大気圧における飽和温度との関係から熱電対の出力-温度特性を特定した.

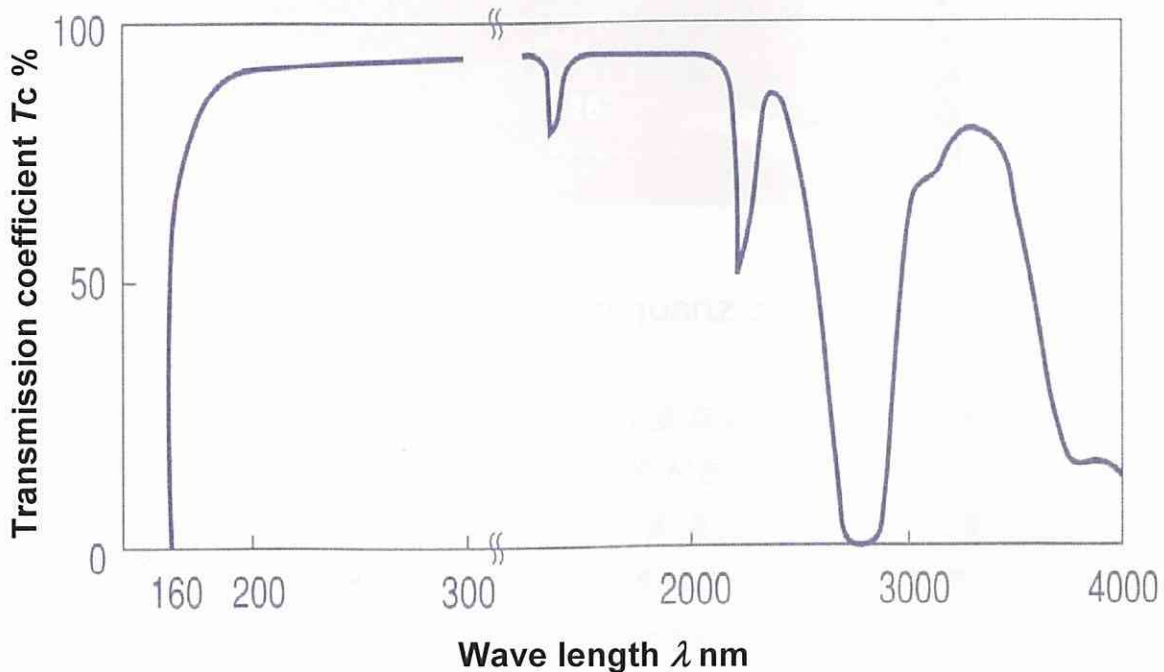


Fig. 3.68 Optical transmission coefficient of quartz glass

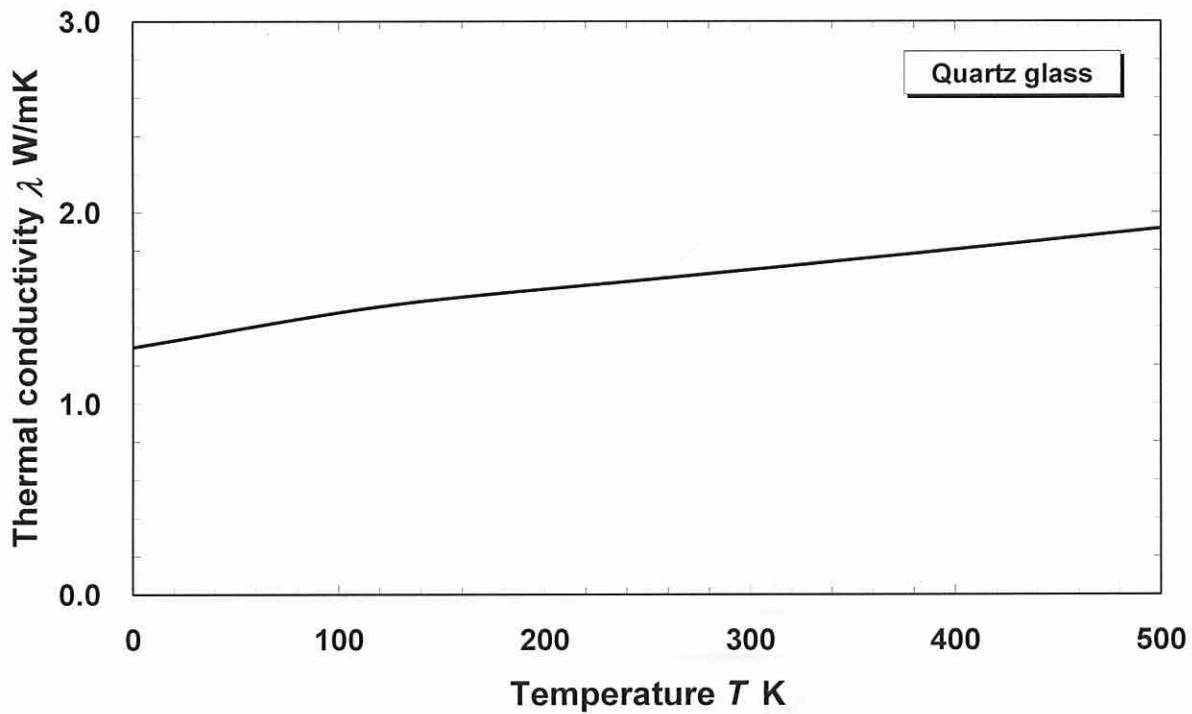


Fig. 3.69 Thermal conductivity of quartz glass

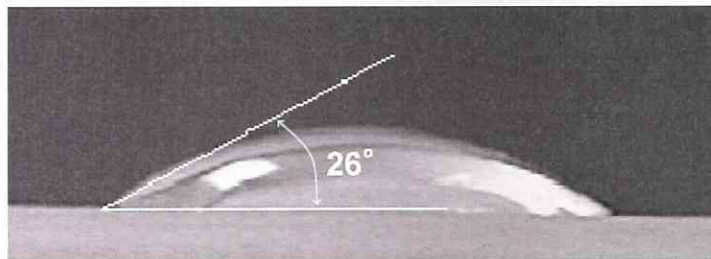


Fig. 3.70 Droplets on quartz glass (flat)

多点高精度 A/D 変換器 本実験は多点の熱電対の起電力を一定の時間間隔で長時間にわたって記録する必要がある。パーソナルコンピュータに多量なアナログデータを取り込むために、多点高精度 A/D 変換器を採用した。取り込み速度は最高 25ms/点、精度は±2digit(T型熱電対の場合は約±0.08℃)である。また、パソコンによりデータの読み込み時間間隔などを制御可能である。1 ショット 5 点を取り込み速度 250ms /点、読み込み時間 250ms で 5 ショット(25 点)をコンピュータに収録してその平均値を各部の温度とした。

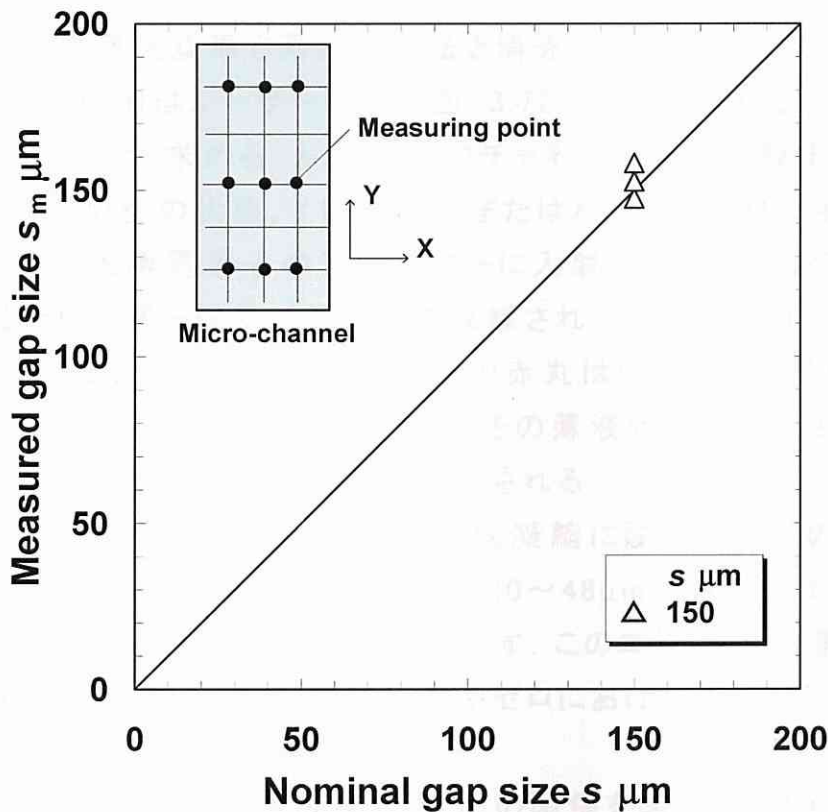


Fig. 3.71 Comparison between measured gap size and nominal gap size

ゼロ接点冷却器(0°C基準温度装置) 熱電対の基準接点となる。電子冷凍により、密閉容器中の高純度の水を凍結させてその体積膨張特性を利用して一定の氷と水の共存状態をつくり、0~0.02°Cの範囲で制御する。

純水器 入口部のフィルターとイオン交換樹脂から構成される純水器を介した純水を使用した。表 3.1に水道水(原水)と本純水に含まれる成分の比較を示す。純水器を通すことにより水道水に含まれる成分の多くを取り除くことが可能であるが、各成分とも僅かに残る。

高温空気供給装置 マイクロチャネルの前・背面に設けた石英硝子により形成された通路に高温空気を循環してマイクロチャネルに熱を供給するため、最大流量が 1090L/min の高温空気供給装置を用いて、図 3.67 に示す高温空気循環入口部の温度を 110~300°Cの範囲で制御して熱流束を調整した。

3.3.2 蒸発薄液膜厚さ測定の方法と消光係数測定

薄液膜厚さ(δ)はレーザー信号を図 3.72 に示すようにランベルトの法則に適用することにより求める。 I_0 はマイクロチャネル内に薄液膜またはバルクの液体が存在しない空の状態, I は薄液膜またはバルクの液体が存在する状態におけるPb-Se光導電素子のディテクターに入射する光強度を示す。蒸気泡成長の様相とレーザー信号は同期して収録され,その時系列((a)→(e))の測定例を図 3.73 に示す。画像ほぼ中央の赤丸はレーザー信号を示す。蒸気泡がレーザー測定点まで成長(c)すると,その薄液膜の形成にともないその厚さに対応する光強度がディテクターに記録される。

宇高ら(2001)がマランゴニ凝縮の滴状凝縮に関する研究の中でおこなったエタノールと水の混合液の薄液膜厚さ 20~48 μm におけるエタノール質量分率と消光係数(A)の関係を図 3.74 に示す。このエタノール質量分率と消光係数の関係式より,エタノール質量分率がゼロにおける値である $A = 5.42 \times 10^4$ を用いた。

その値を用いた I/I_0 と薄液膜厚さ(δ)の関係を図 3.75 に示す。純水において約 100 μm 以下の薄液膜厚さが測定範囲であり,数ミクロンから数十ミクロンオーダーの測定に適していることを示している。

純水を満たした設定間隙 14.1 と 28.4 μm において消光係数 $A = 5.42 \times 10^4$ としてランベルトの法則を適用して求めた薄液膜厚さと設定間隙の関係を図 3.76 に示す。差異の比較的大きい設定間隙 28.4 μm の場合でもランベルトの法則を適用して求めた薄液膜厚さは 26.6~28.3 μm の範囲にあり,十分な測定精度を有している。

図 3.66 と 3.67 に示した実験装置において検出される薄液膜厚さは,マイクロチャネル部に発生した蒸気泡とマイクロチャネル部を形成する両側の石英硝子に挟まれ形成された 2 箇所 of 薄液膜厚さの合計であるが,両側の石英硝子と蒸気泡間に形成される 2 箇所 of 薄液膜厚さは等しいと仮定して,得られた薄液膜厚さの 1/2 を片側の薄液膜厚さとした。

尚,マイクロチャネル部に流入する平均熱流束はマイクロチャネル部高さ方向の中心線に対して上下 10mm の位置に熱電対間距離 2mm で設置した片側それぞれ 2 組ずつ,両側で 4 組の熱電対の温度差より求めた各々の熱流束の平均値を用いた。

$$e^{-A\delta} = \frac{I}{I_0}$$

A: Light extinction coefficient (5.42×10^4 for water)
 δ : Micro-layer thickness
 I_0 : Incident light intensity
I: Intensity of transmitted light

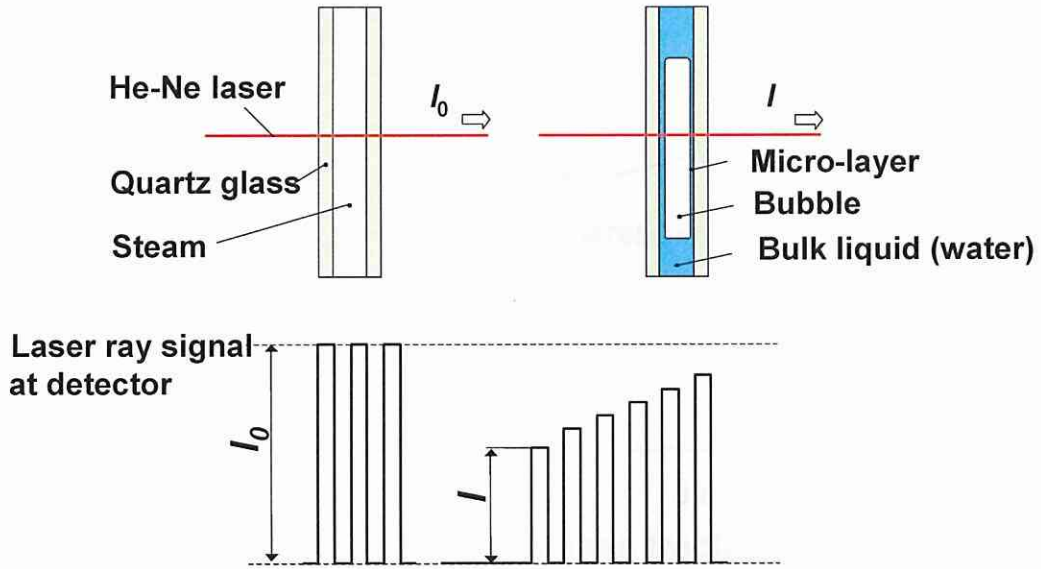


Fig. 3.72 Lambert's law and light intensity value used for it

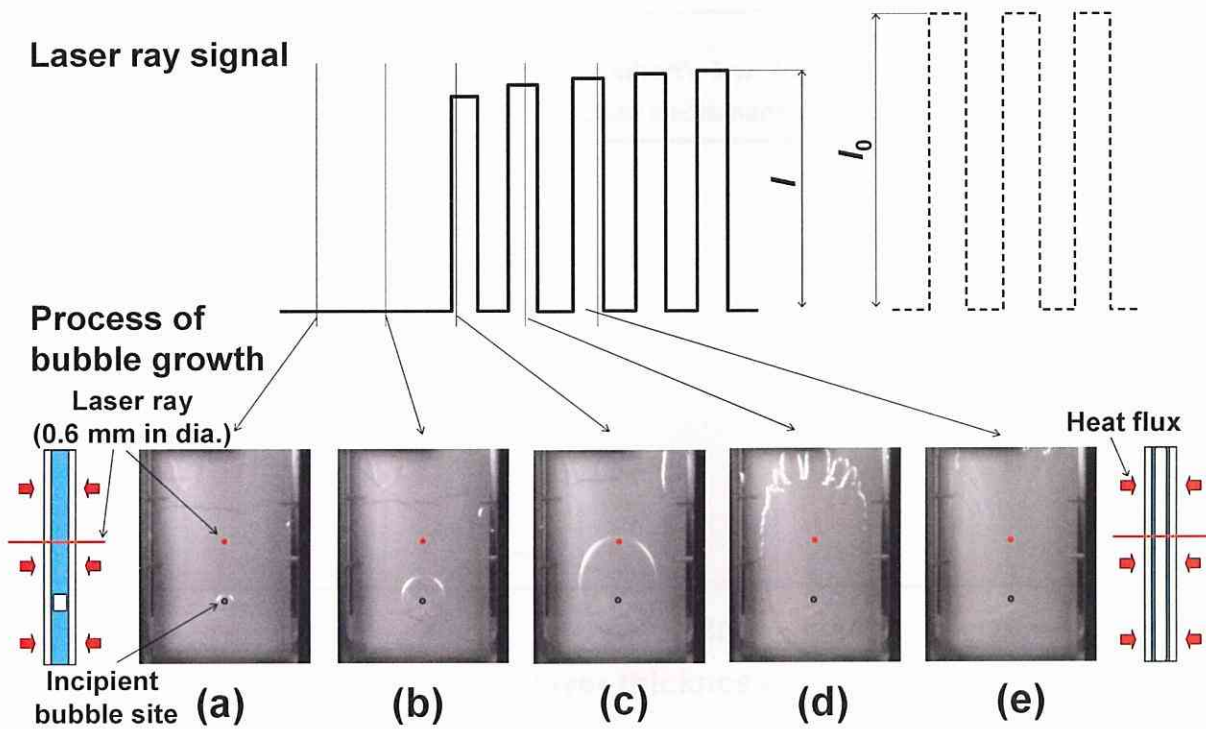


Fig. 3.73 Example of consecutive measurements

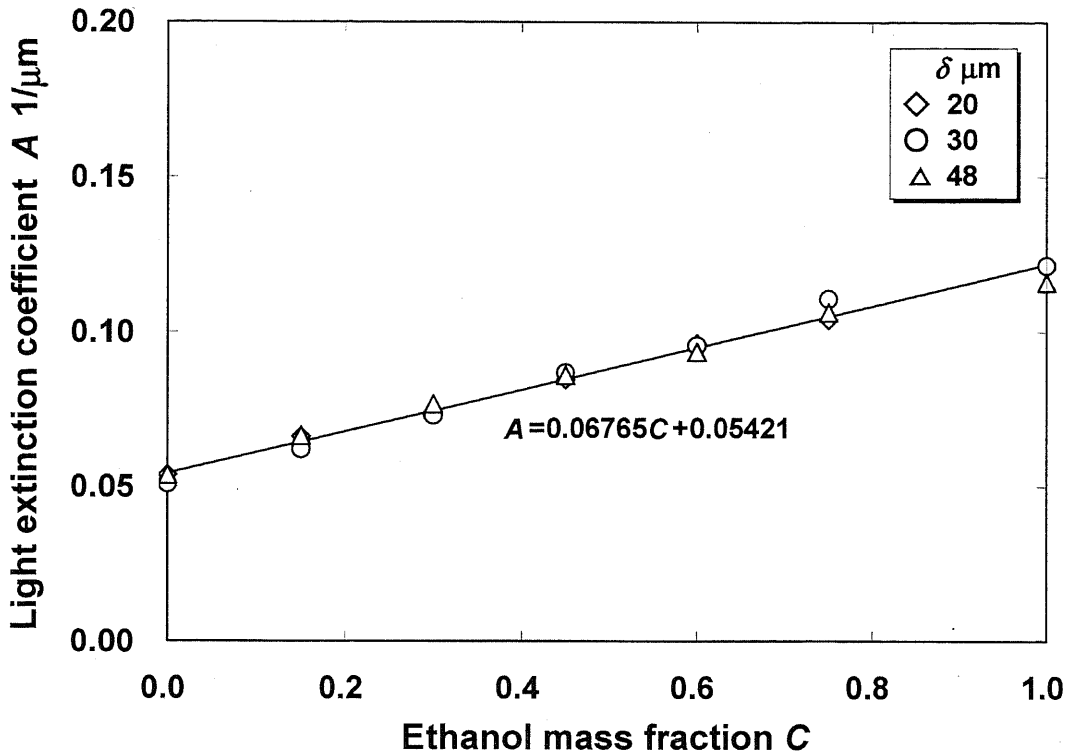


Fig. 3.74 Relationship between light extinction coefficient and ethanol mass fraction

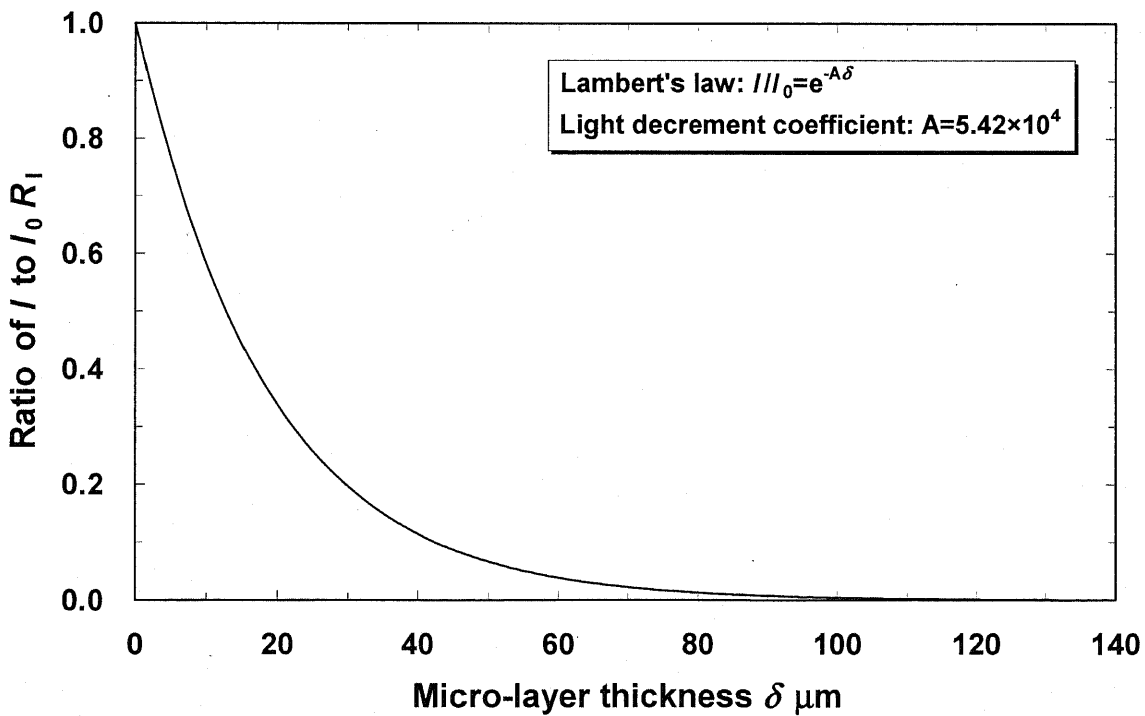


Fig. 3.75 Relationship between micro-layer thickness and ratio of I to I_0

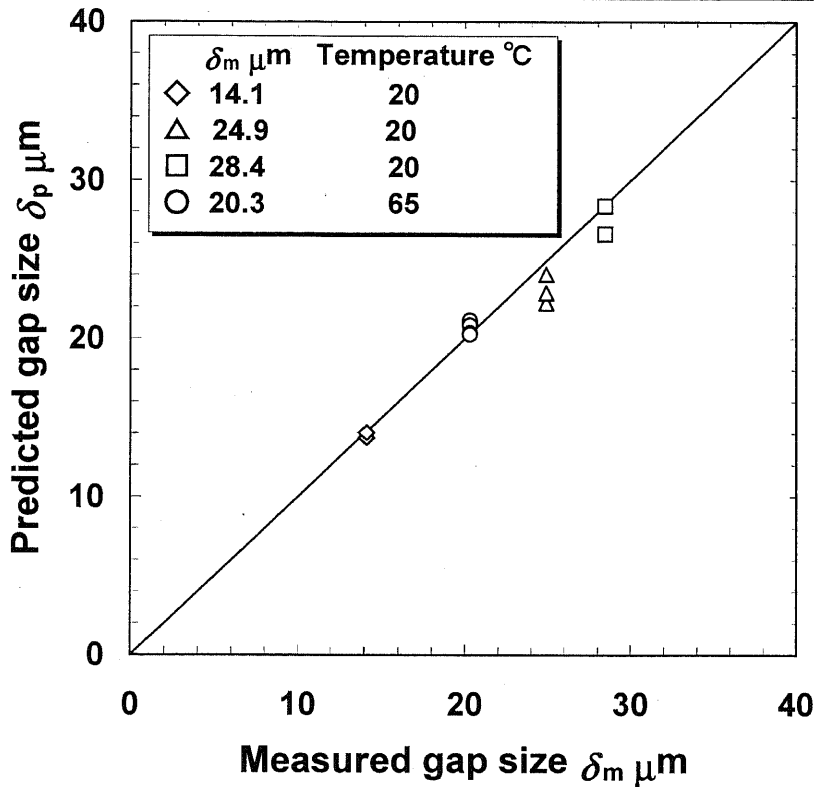


Fig. 3.76 Comparison between measured gap size and predicted gap size

3.3.3 実験結果及び考察

3.3.3.1 気液界面移動速度の蒸発薄液膜厚さに及ぼす影響

レーザーの測定位置を伝熱面中央に固定して、伝熱面全域から生成される蒸気泡の気液界面が測定点を通じた直後の薄液膜厚さを測定した。したがって、蒸気泡の発泡開始点と測定点の距離は発泡開始点の位置により異なる。

間隙 0.5mm についてレーザーによる膜厚測定点における局所気液界面移動速度(以降、局所界面速度と呼ぶ)と薄液膜厚さの関係を図 3.77 に示す。レーザー測定点における局所界面速度はレーザー測定点を通過する気液界面上の点について、その点のレーザー測定点の近傍でレーザー測定点通過前と通過後の軌跡を特定して、その点のレーザー測定点通過前と通過後の移動距離と所要時間より求めた。薄液膜厚さは気液界面がレーザー測定点を通じた直後の値を示す。局所界面速度が約 2m/s 以下では局所界面速度の増加に伴い薄液膜厚さも増加するが、それ以上では界面速度が増加しても薄液膜厚さは 20 から 30 μm の間で推移する傾向を示した。

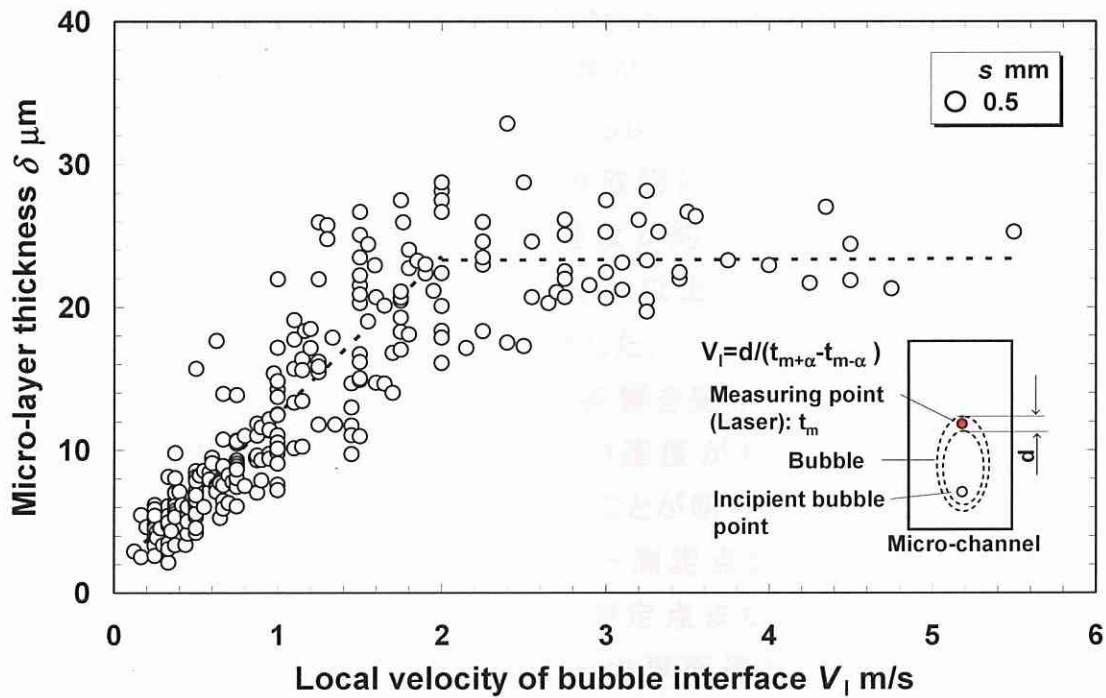


Fig. 3.77 Relationship between micro-layer thickness and velocity of bubble interface at measuring point ($s = 0.5$ mm)

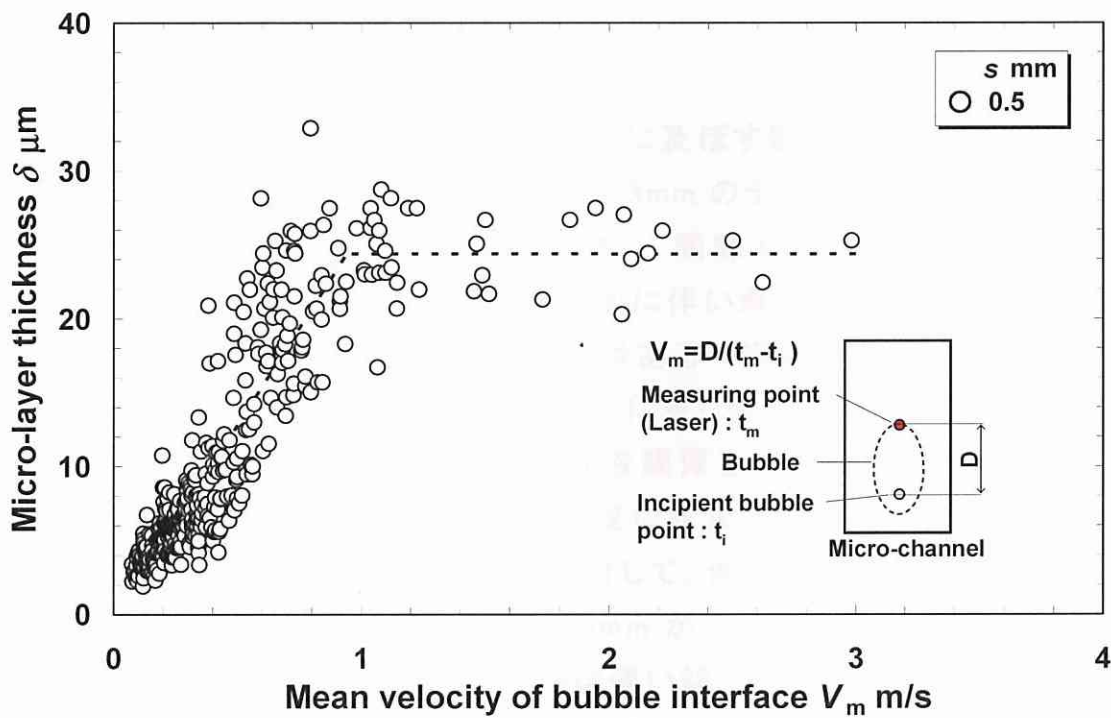


Fig. 3.78 Relationship between micro-layer thickness and mean velocity of bubble interface ($s = 0.5$ mm)

間隙 0.5mm について発泡開始点からレーザー測定点までの平均気液界面移動速度(以降, 平均界面速度と呼ぶ)と薄液膜厚さの関係を図 3.78 に示す. 平均界面速度は発泡開始点からレーザー測定点までの距離とその所要時間より求めた. 平均界面速度と薄液膜厚さの関係は局所界面速度のそれと同様の傾向を示して, 平均界面速度が約 1m/s 以下では界面速度の増加に伴い薄液膜厚さも増加するが, それ以上では界面速度が増加しても薄液膜厚さは 20 から 30 μ m の間で推移した.

上記より薄液膜厚さは界面速度に影響を受けて, 界面速度の増加に伴い薄液膜厚さは増加するが, 気液界面の速度がある値を超えると薄液膜厚さはある一定値に収束する傾向を示すことが明らかになった.

局所界面速度は気液界面がレーザー測定点を通過する瞬間の界面移動速度であり, 発泡開始点からレーザー測定点までの距離と所要時間という界面の履歴は含まれないのに対して, 平均界面速度は気液界面の発泡開始点からレーザー測定点までの距離とその所要時間より求めた界面移動速度であり, その速度には気液界面の発泡開始点からレーザー測定点までの距離と所要時間という界面の履歴が織り込まれている. 薄液膜形成の支配因子として上記 2 因子の可能性が推察されたので局所界面速度と平均界面速度について検討をおこなった.

3.3.3.2 間隙寸法の蒸発薄液膜厚さに及ぼす影響

間隙 0.5mm に加え間隙 0.15mm と 0.3mm のデータを併記した局所界面速度と薄液膜厚さの関係を図 3.79 に示す. 間隙 0.15 と 0.3mm の場合も間隙 0.5mm と同様に, 局所界面の速度増加に伴い薄液膜厚さは増加し, 局所界面速度がある値を超えると薄液膜厚さはある一定値に収束する傾向を示す. しかし, その値は間隙 0.5mm が 24 μ m に対し間隙 0.3, 0.15mm は各々 18, 9 μ m と減少し, 間隙寸法が狭いほど薄液膜厚さはより薄くなる傾向を示すことがわかった. また, 薄液膜厚さが一定値に収束する局所界面速度以下の領域においても同一の局所界面速度に対して, 例えば局所界面速度 1m/s において間隙 0.5mm が 12 μ m, 間隙 0.3mm が 8 μ m, 間隙 0.15mm が 4 μ m と, 間隙寸法が狭いほどより薄液膜厚さは薄い傾向を示した.

同様に, 間隙 0.5mm に加え間隙 0.15mm と 0.3mm のデータを併記した平均界面速度と薄液膜厚さの関係を図 3.80 に示す. 間隙 0.15 と 0.3mm の場

合も間隙 0.5mm と同様に、平均界面速度増加に伴い薄液膜厚さは増加し、平均界面の速度がある値を超えると薄液膜厚さはある一定値に収束する傾向を示す。しかし、その値は間隙 0.5mm が $24\mu\text{m}$ に対し間隙 0.3, 0.15mm は各々 18, $9\mu\text{m}$ と減少して、間隙寸法が狭いほどより薄液膜厚さは薄い傾向を示す。また、薄液膜厚さが一定値に収束する平均界面速度以下の領域においても同一の平均界面速度に対して、例えば平均界面速度 0.5m/s において間隙 0.5mm が $12\mu\text{m}$ 、間隙 0.3mm が $8\mu\text{m}$ 、間隙 0.15mm が $4\mu\text{m}$ と、間隙寸法が狭いほどより薄液膜厚さは薄い傾向を示した。

尚、いずれの間隙寸法でも $V_i=2.0\text{m/s}$ 、 $V_m=1.0\text{m/s}$ 程度以上で薄液膜厚さは一定値を示した。

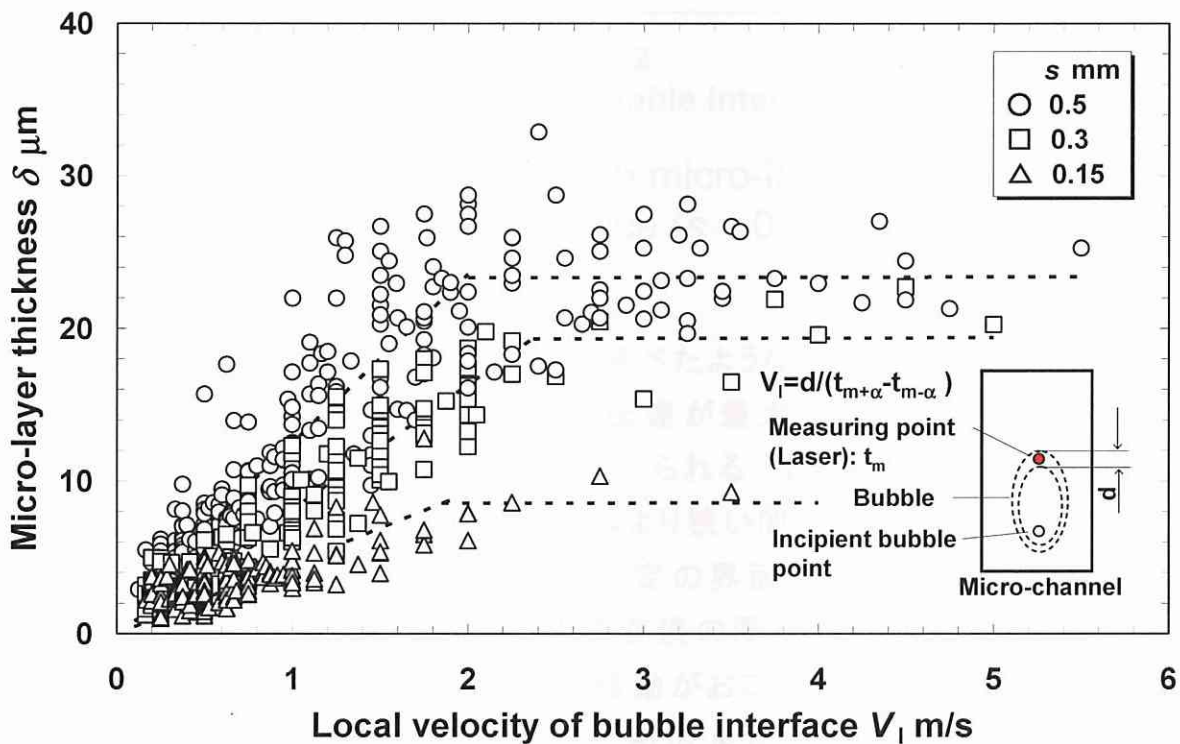


Fig. 3.79 Relationship between micro-layer thickness and velocity of bubble interface at measuring point ($s = 0.5, 0.3$ and 0.15 mm)

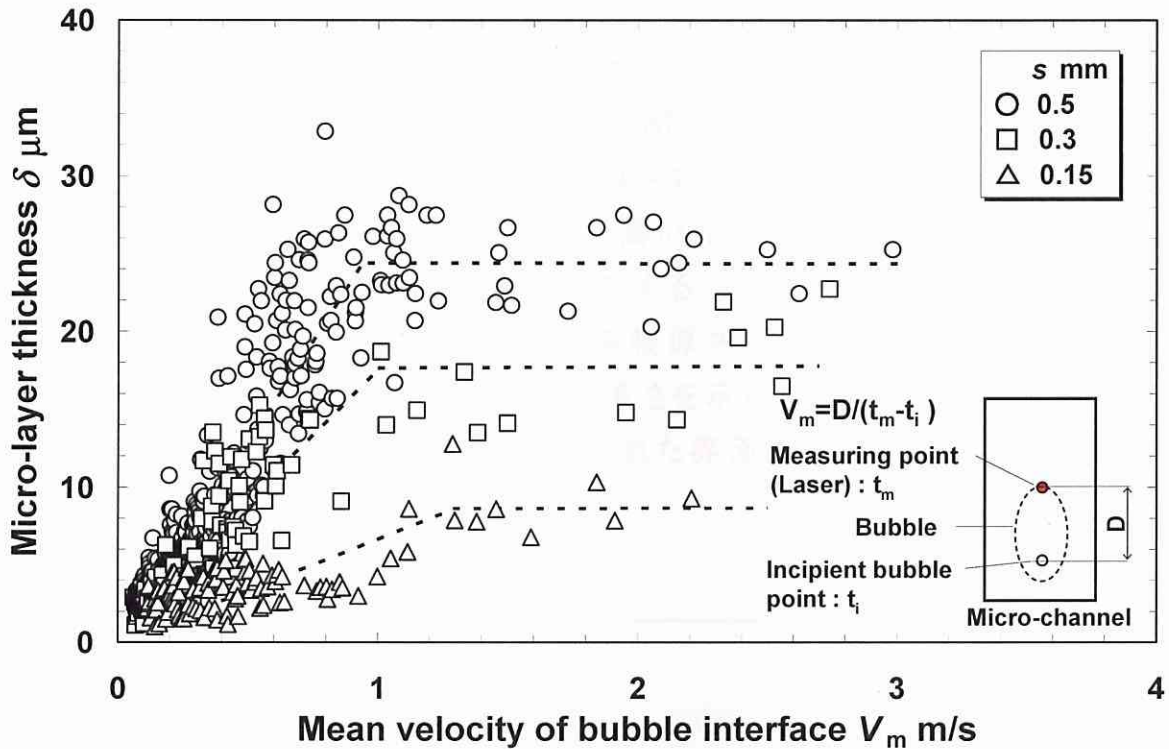


Fig. 3.80 Relationship between micro-layer thickness and mean velocity of bubble interface ($s = 0.5, 0.3$ and 0.15 mm)

この特性は 3.3.1 節及び 3.3.2 節で述べたような間隙寸法が狭いほど限界熱流束が低いこと、過熱度に対して熱伝達が最大になる間隙寸法が存在することを説明する伝熱機構のひとつと考えられる。すなわち、熱流束が比較的低い場合、押しつぶし気泡域においてはより狭い間隙寸法のマイクロチャネル内の蒸気泡成長速度は速いものの、一定の界面速度を超え一定値に収束する蒸気泡と伝熱面間に形成される薄液膜の厚さはより薄くなる。これにより過熱度に対してより効率的な熱・物質移動がおこなわれ、その結果として高い沸騰熱伝達特性を可能にする。一方、熱流束が比較的高い場合、抑圧蒸発域のウェット領域においてはより薄い薄液膜は熱流束に対してより短い期間で消失してドライアウト領域へと遷移しやすい。その結果として、より狭い間隙を有するマイクロチャネルはより低い熱流束で限界熱流束を迎えると推察される。

図 3.79 で示した局所界面速度と薄液膜厚さとの関係を間隙 0.5, 0.3, 0.15mm について熱流束毎に整理したグラフを図 3.81~3.83 に示す. 図 3.80 で示した平均界面速度と薄液膜厚さとの関係を間隙 0.5, 0.3, 0.15mm について熱流束毎に整理したグラフを図 3.84~3.86 に示す. 当然のことながら, 熱流束が高い場合はより界面速度がより高い領域, また熱流束が低い場合はより界面速度がより低い領域で多く分布する. しかし, 熱流束が高い場合でも界面速度が低い蒸気泡はより薄い薄液膜厚さ, 熱流束が低い場合でも界面速度が高い蒸気泡はより厚い薄液膜厚さを示しており熱流束による固有の傾向は見られず, 図 3.79 と 3.80 に示された界面速度と薄液膜厚さの関係は熱流束には依らないことを示している.

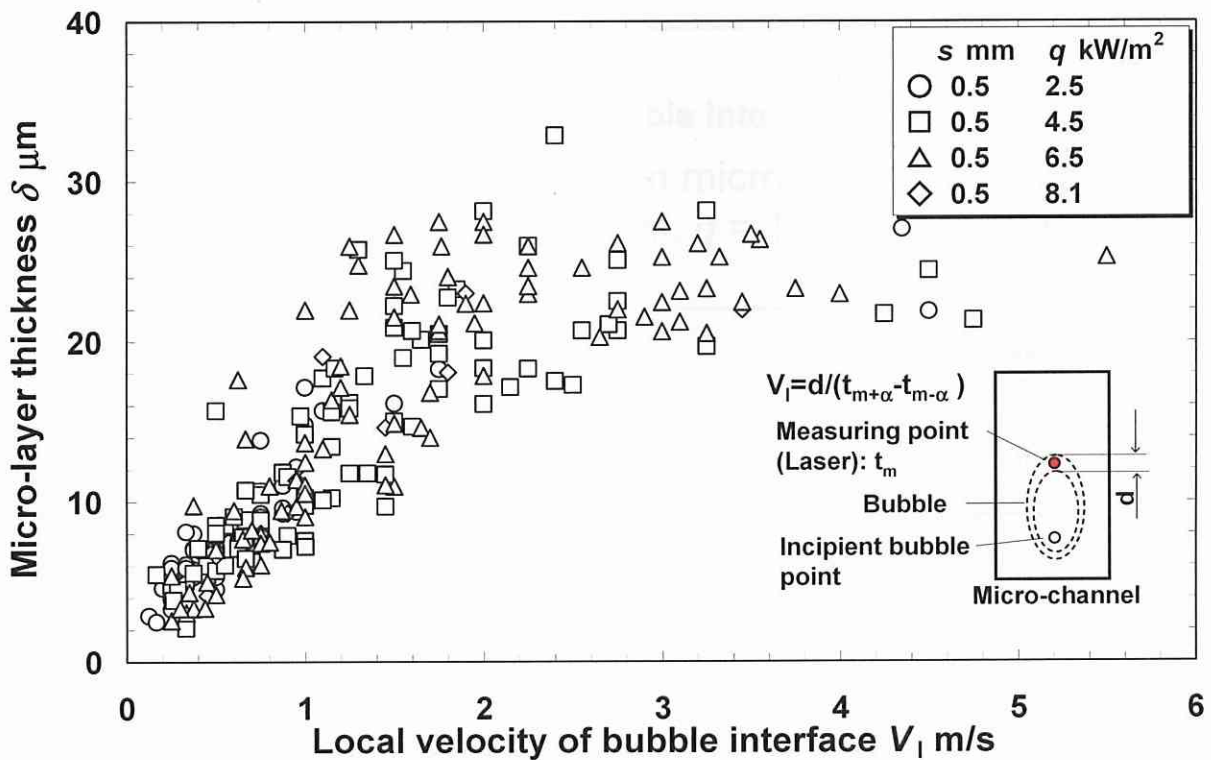


Fig. 3.81 Relationship between micro-layer thickness and heat flux for V_1 ($s = 0.5$ mm, $q = 2.5 \sim 8.1$ kW/m²)

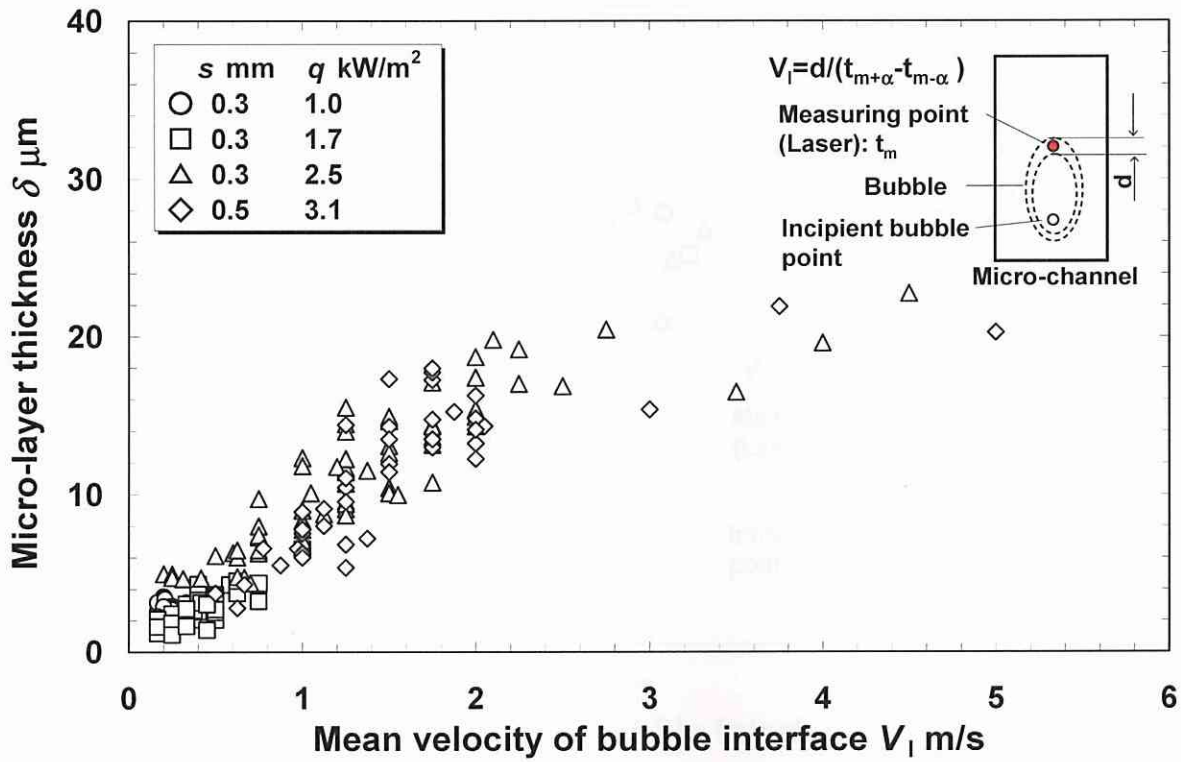


Fig. 3.82 Relationship between micro-layer thickness and heat flux for V_l ($s = 0.3$ mm, $q = 1.0 \sim 3.1$ kW/m^2)

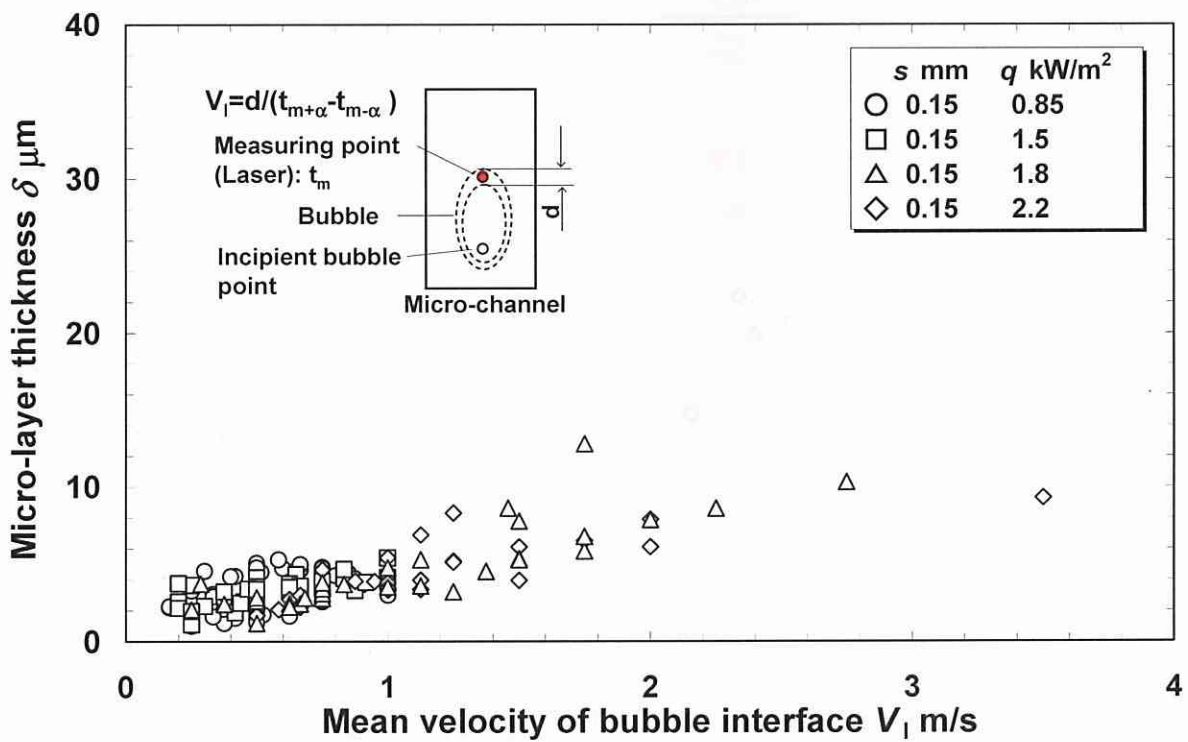


Fig. 3.83 Relationship between micro-layer thickness and heat flux for V_l ($s = 0.15$ mm, $q = 0.85 \sim 2.2$ kW/m^2)

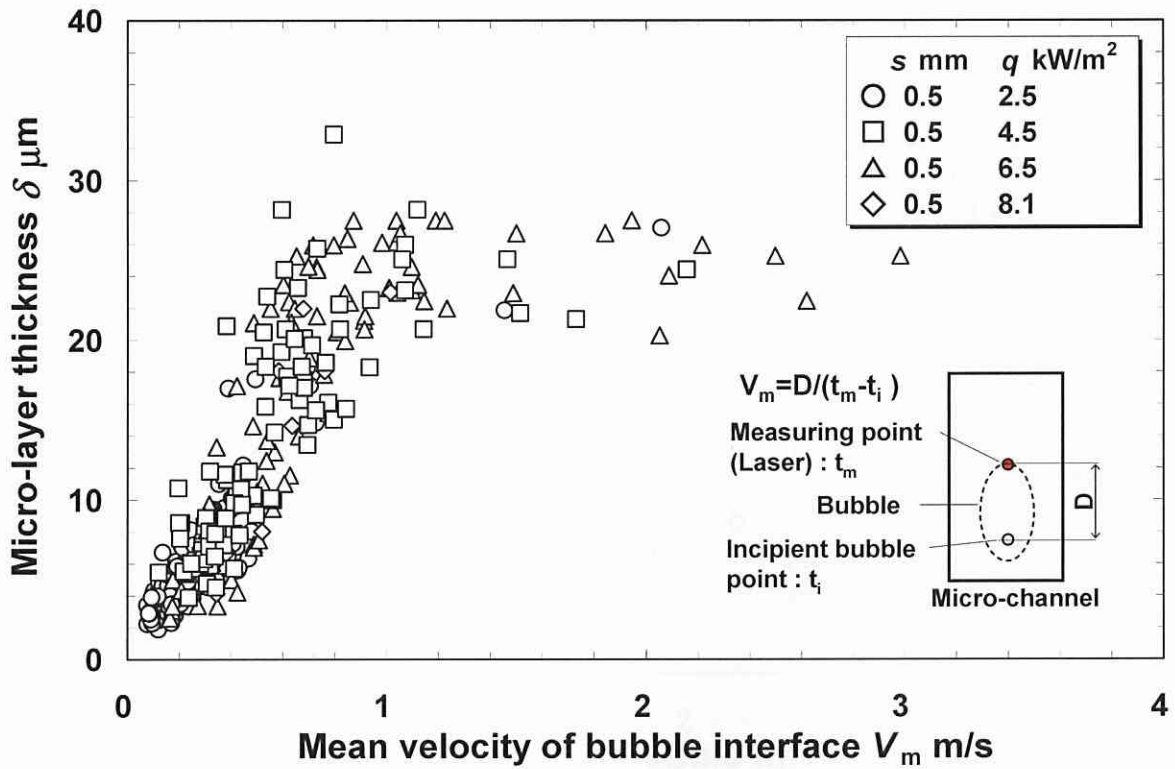


Fig. 3.84 Relationship between micro-layer thickness and heat flux for V_m ($s = 0.5$ mm, $q = 2.5 \sim 8.1$ kW/m²)

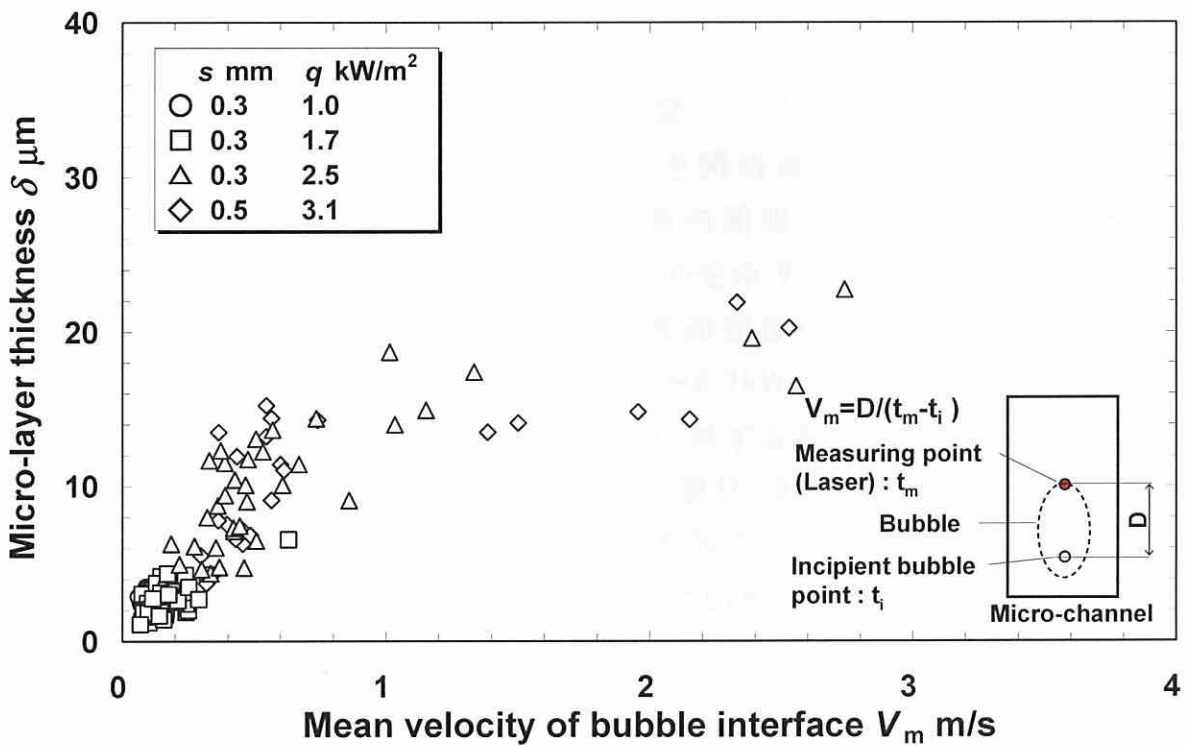


Fig. 3.85 Relationship between micro-layer thickness and heat flux for V_m ($s = 0.3$ mm, $q = 1.0 \sim 3.1$ kW/m²)

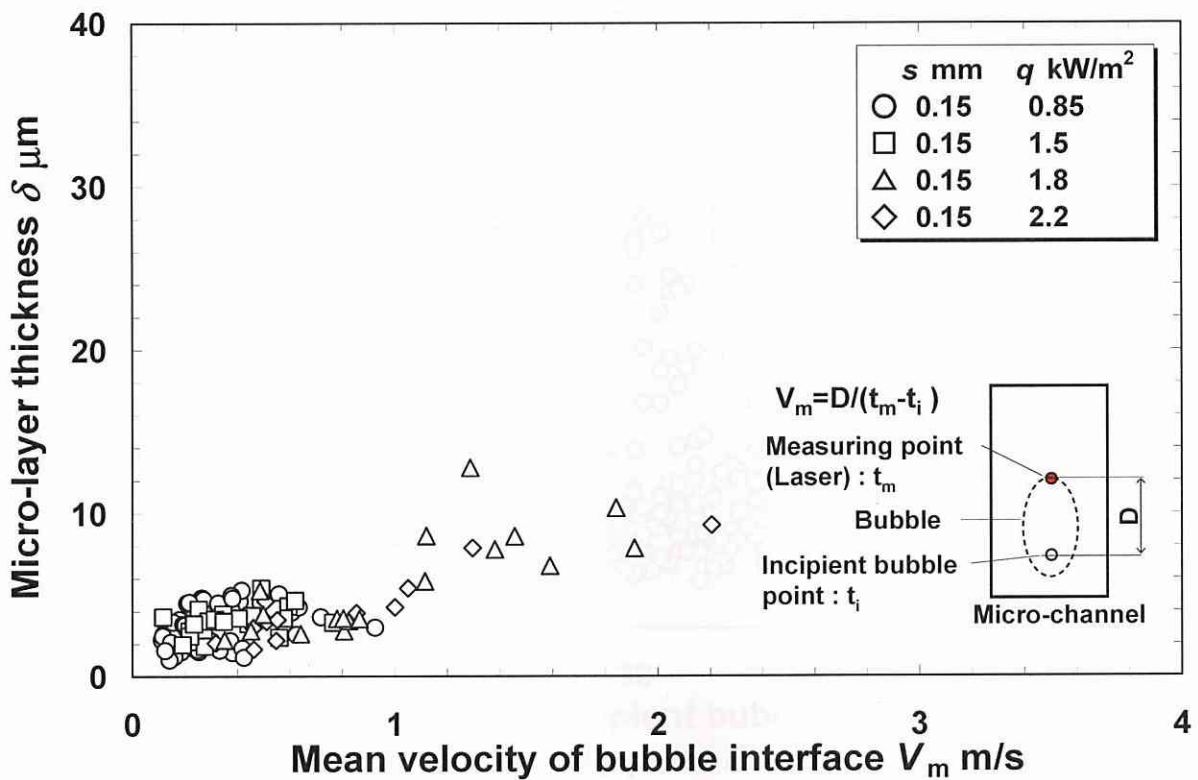


Fig. 3.86 Relationship between micro-layer thickness and heat flux for V_m ($s = 0.15 \text{ mm}$, $q = 0.85 \sim 2.2 \text{ kW/m}^2$)

3.3.3.3 発泡開始点からの距離の影響

間隙 0.5, 0.3, 0.15mm について発泡開始点からの距離と液膜厚さの関係を各々図 3.87~3.89 に示す. 共に発泡開始点から気液界面までの距離が離れるほど薄液膜厚さは増大する傾向を示す. その要因として発泡開始点から気液界面までの距離増加に伴う界面速度の増大が考えられる.

間隙 0.5mm について平均熱流束 $2.5 \sim 6.7 \text{ kW/m}^2$ における計 11 個の蒸気泡成長の履歴(発泡開始点からの距離に対する界面速度の関係)を図 3.90 に示す. 各印の白抜き, 薄灰塗り, 濃灰塗り, 黒塗りは同一平均熱流束条件における異なる蒸気泡の成長の履歴を示す. 発泡開始点からの距離拡大に伴い, 界面速度が増加する傾向を示している.

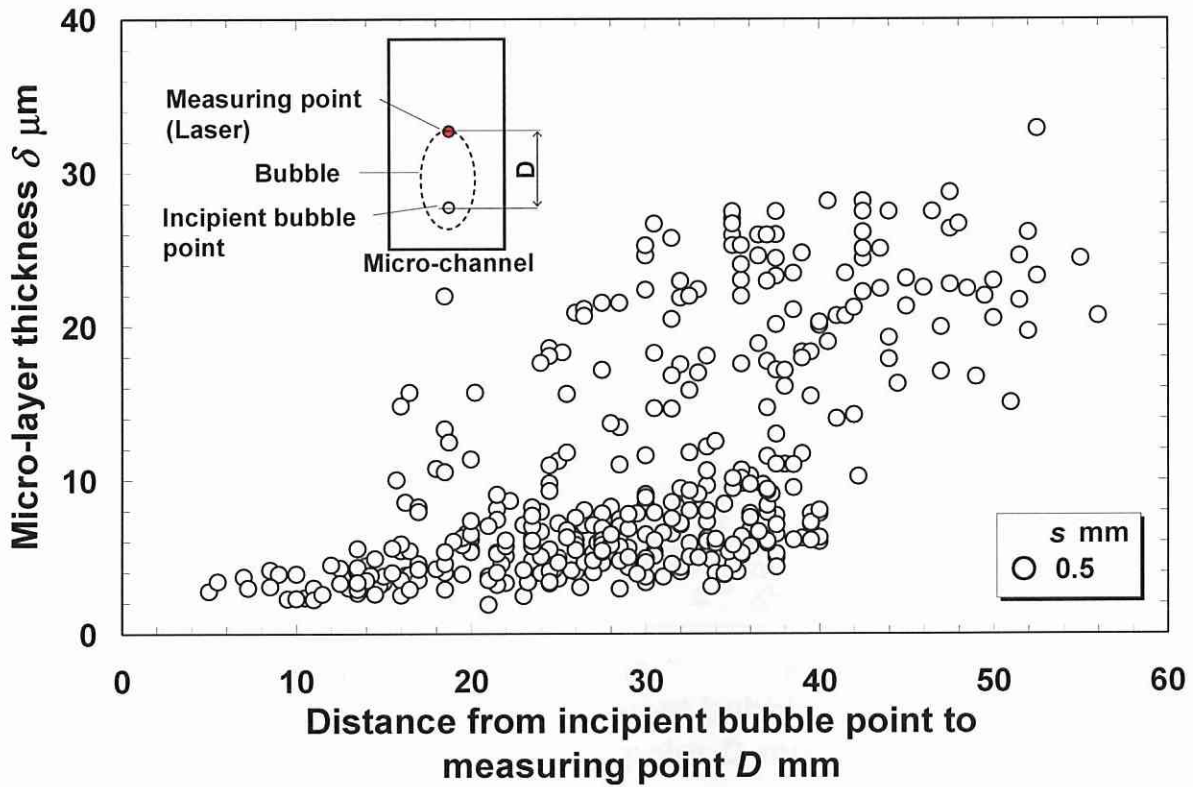


Fig. 3.87 Relationship between micro-layer thickness and distance from incipient bubble point ($s = 0.5$ mm)

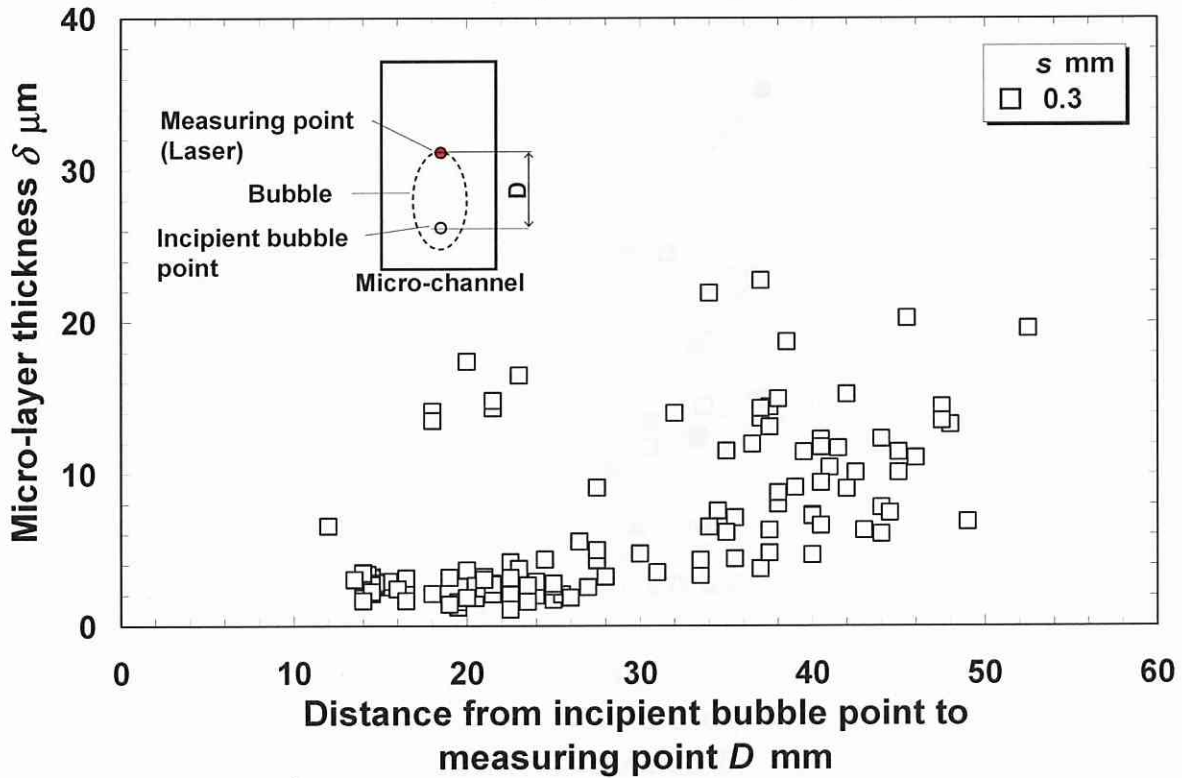


Fig. 3.88 Relationship between micro-layer thickness and distance from incipient bubble point ($s = 0.3$ mm)

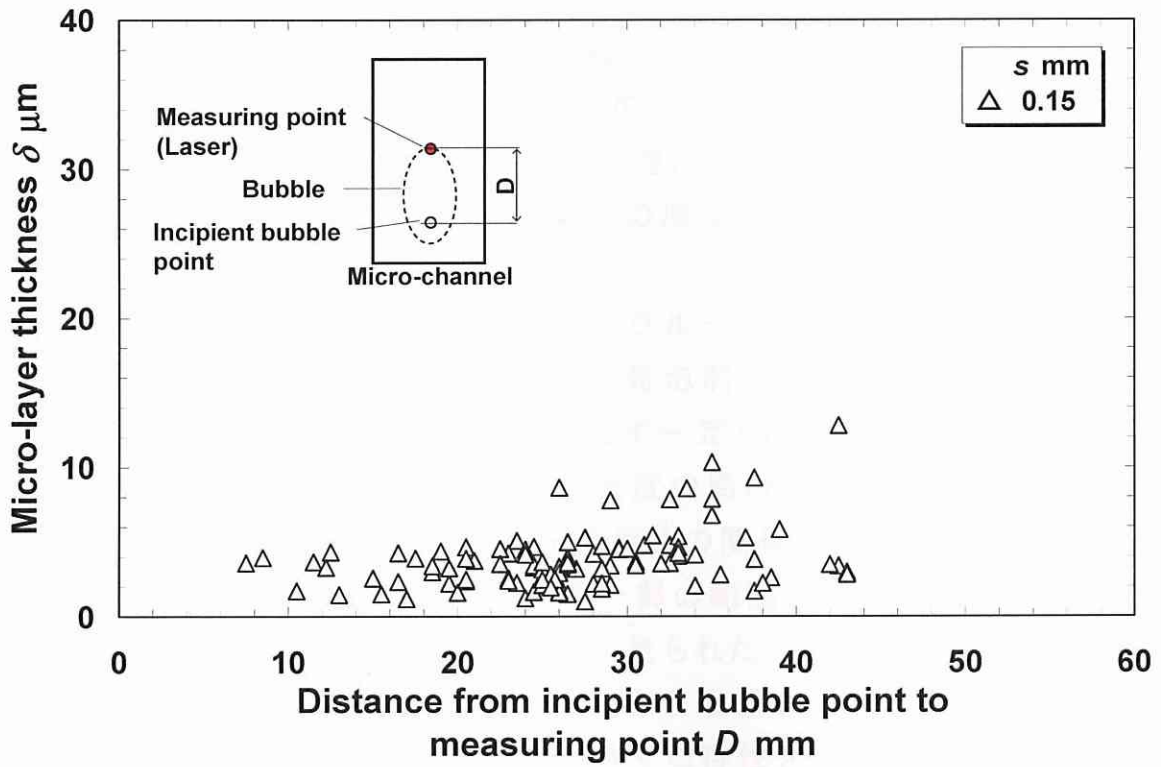


Fig. 3.89 Relationship between micro-layer thickness and distance from incipient bubble point ($s = 0.15$ mm)

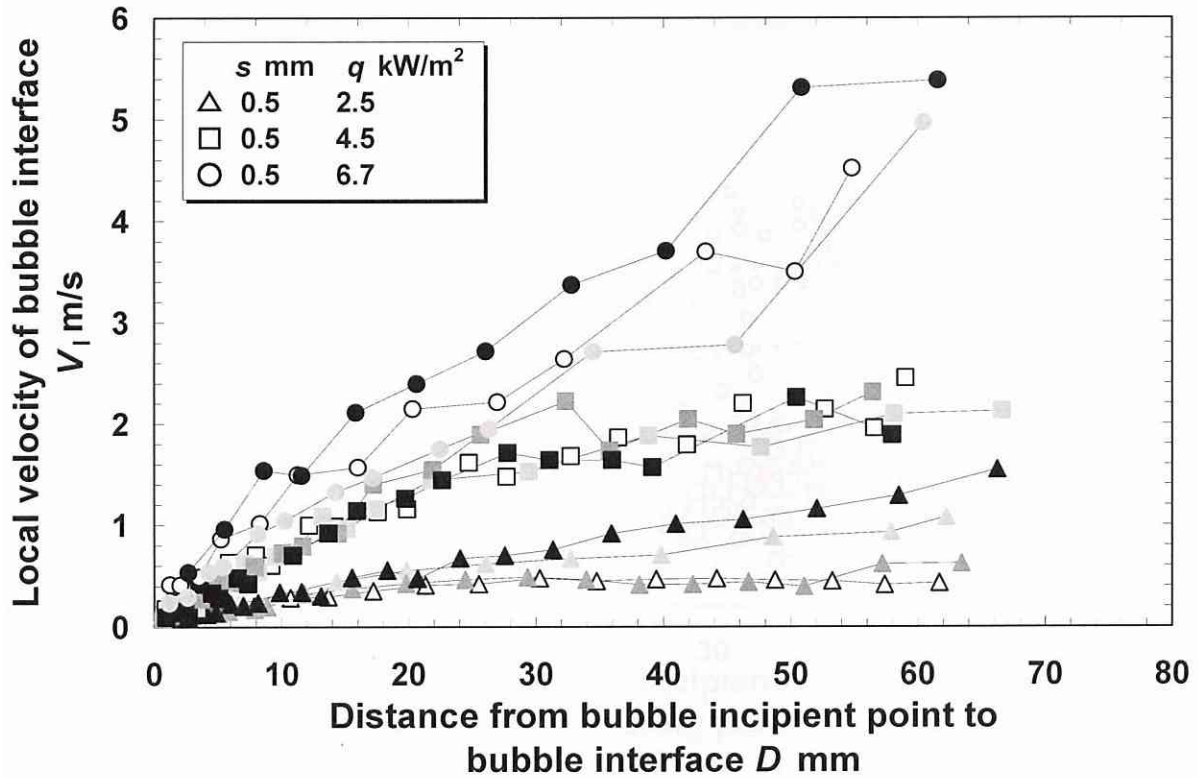


Fig. 3.90 Characteristics of bubble growth ($s = 0.5$ mm, $q = 2.5 \sim 6.7$ kW/m²)

間隙 0.5, 0.3, 0.15mm について同程度の局所及び平均界面速度をグループに分類した場合の発泡開始点からの距離と薄液膜厚さの関係を各々図 3.91~3.96 に示す. 局所及び平均界面速度と薄液膜厚さの関係は図 3.79, 3.80 と同様, 局所及び平均界面速度の増加に伴い薄液膜厚さが増加する傾向を示している.

同程度の局所及び平均界面速度をグループに分類した場合の発泡開始点からの距離と薄液膜厚さの関係は, 発泡開始点からの距離に対して薄液膜厚さはなだらかな増加または変化せず一定値を保つ傾向を示している. しかし, 図 3.93 に示す間隙 0.3mm の同程度の局所界面速度をグループに分類した発泡開始点からの距離と薄液膜厚さの関係における局所界面速度が 1.2 から 1.6m/s と 1.6 から 2.0m/s の一部の範囲で, 発泡開始点からの距離に対して薄液膜厚さが低下する傾向が見られた. 基本的には, 上記結果より局所及び平均界面速度一定の場合, 薄液膜厚さは発泡開始点からの距離に対して弱い増加または一定値を維持する特性を示す. これらから, 薄液膜厚さを決める主要因子は界面速度であるといえる.

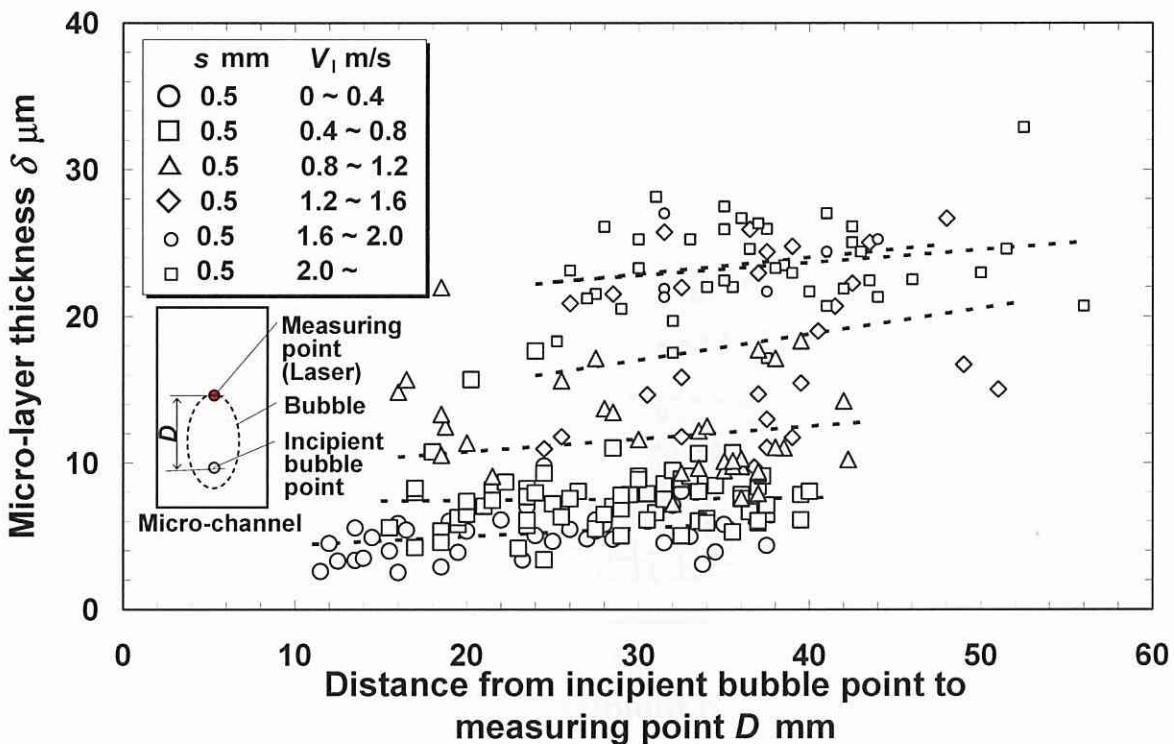


Fig. 3.91 Relationship between micro-layer thickness and distance from incipient bubble point for each region of V_1 ($s = 0.5$ mm)

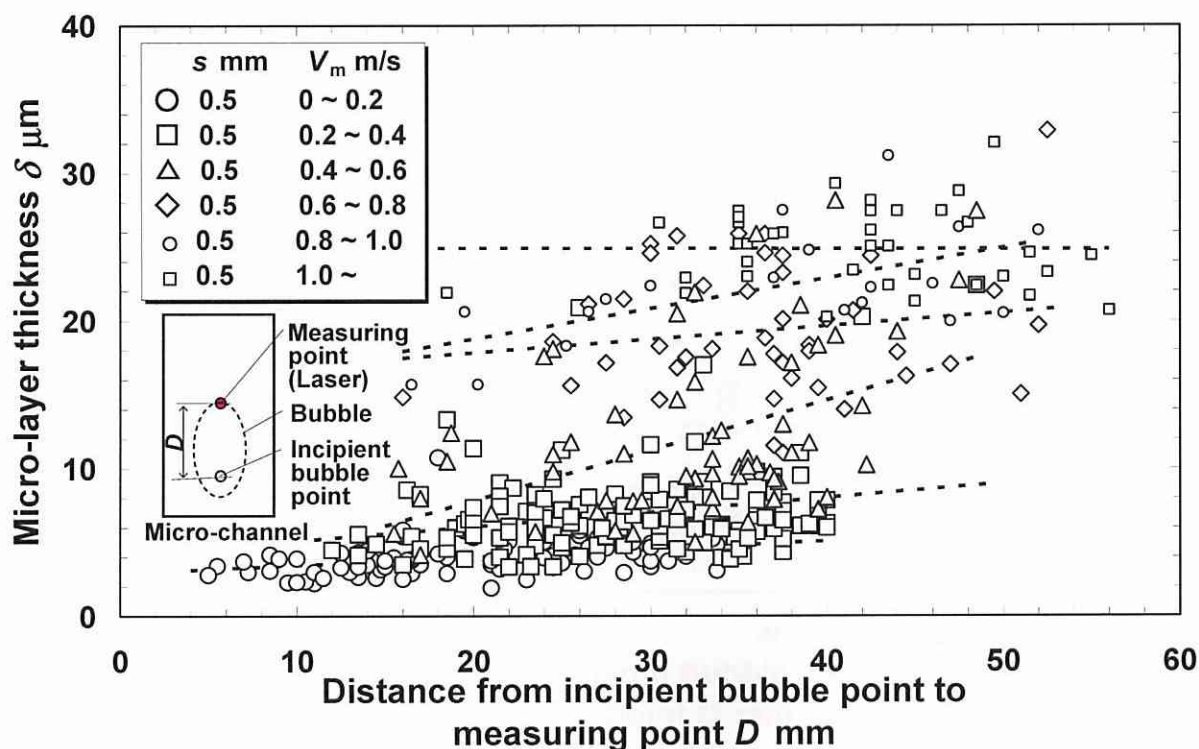


Fig. 3.92 Relationship between micro-layer thickness and distance from incipient bubble point for each region of V_m ($s = 0.5$ mm)

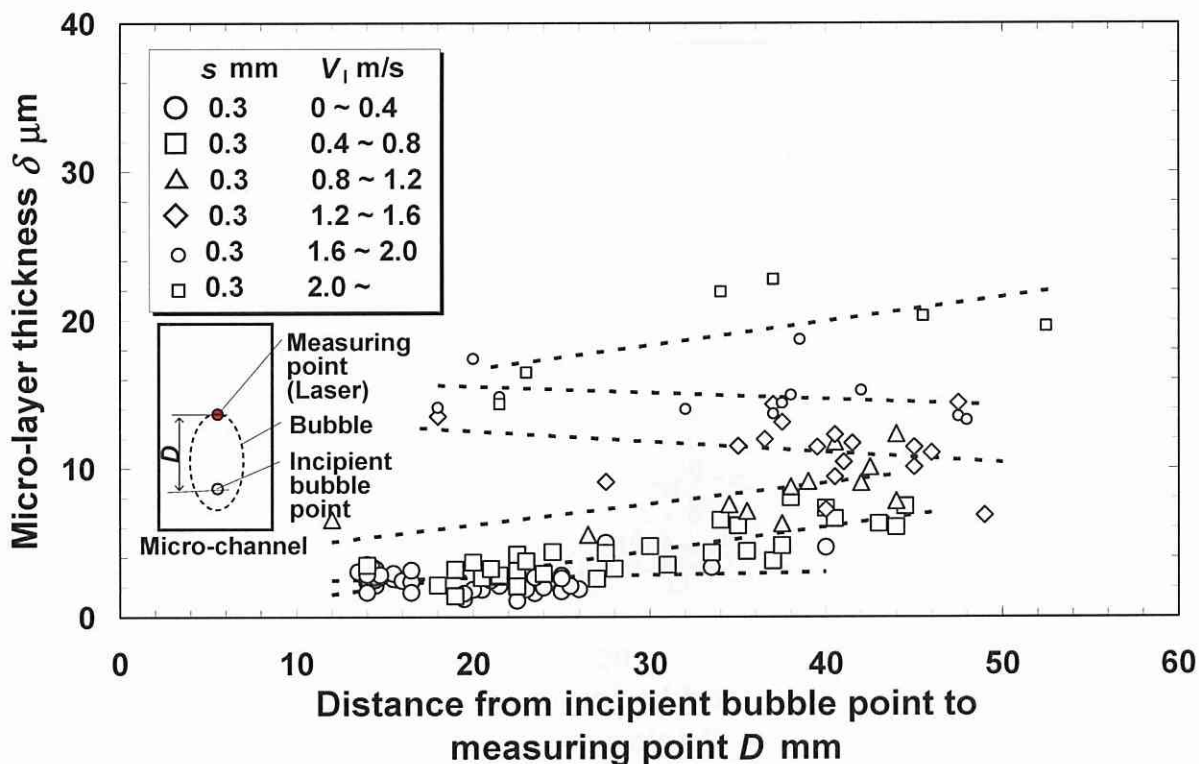


Fig. 3.93 Relationship between micro-layer thickness and distance from incipient bubble point for each region of V_l ($s = 0.3$ mm)

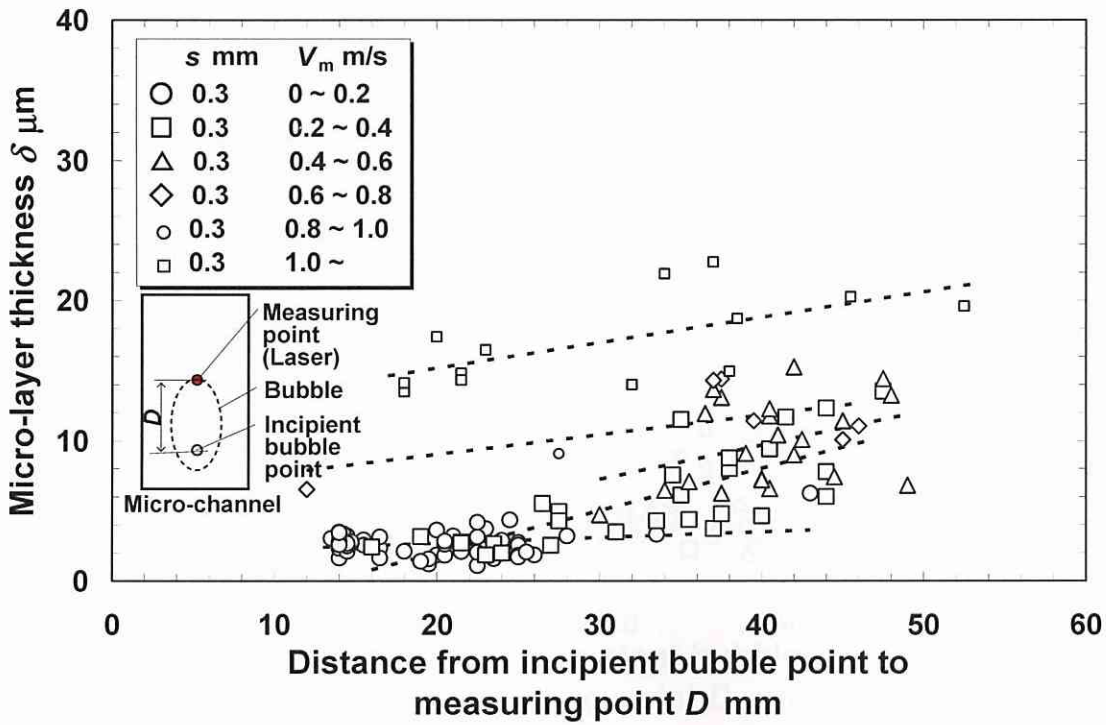


Fig. 3.94 Relationship between micro-layer thickness and distance from incipient bubble point for each region of V_m ($s = 0.3$ mm)

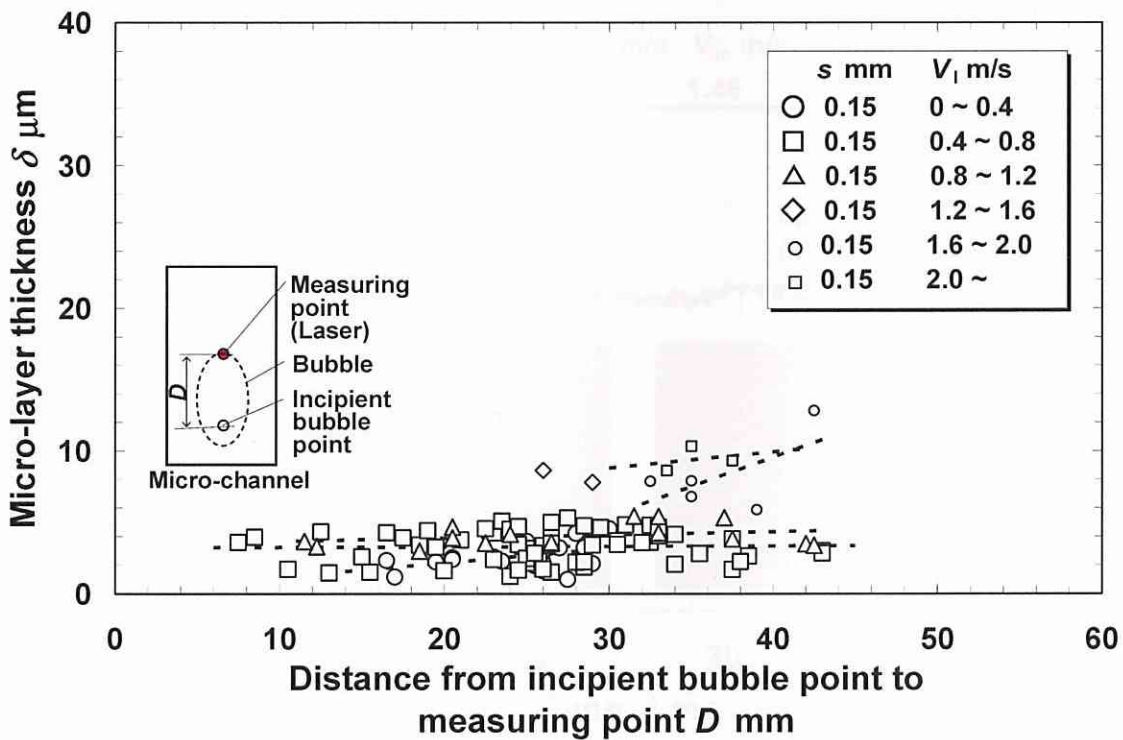


Fig. 3.95 Relationship between micro-layer thickness and distance from incipient bubble point for each region of V_l ($s = 0.15$ mm)

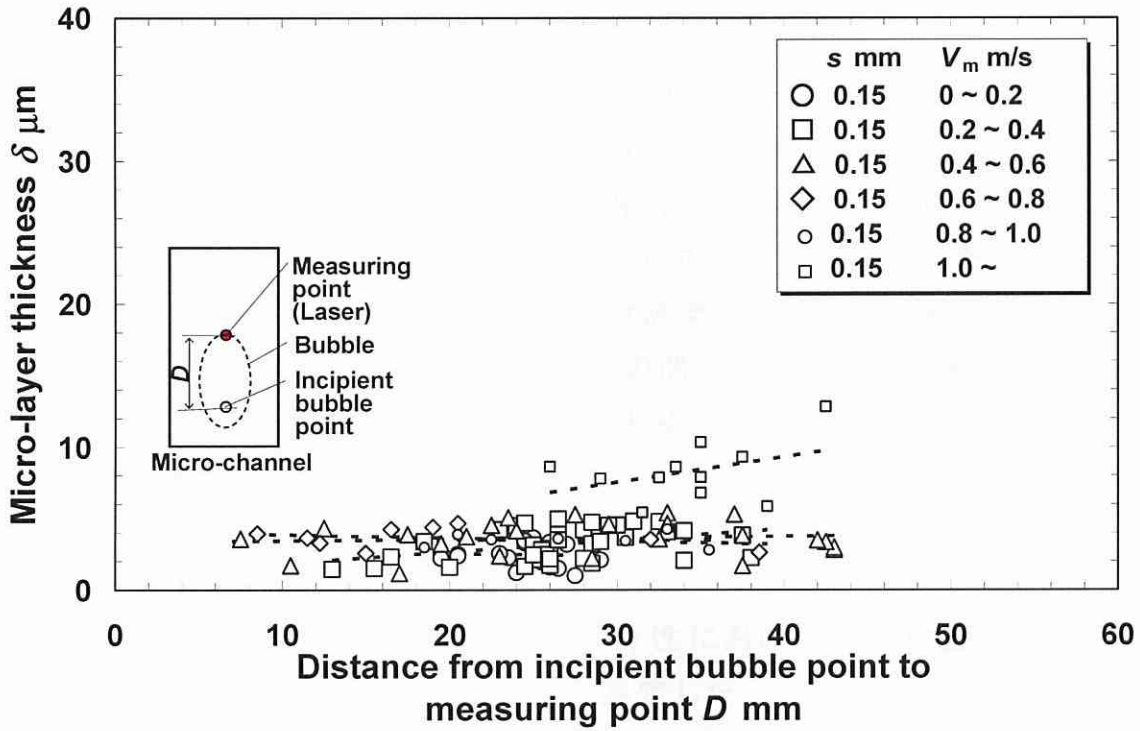


Fig. 3.96 Relationship between micro-layer thickness and distance from incipient bubble point for each region of V_m ($s = 0.15$ mm)

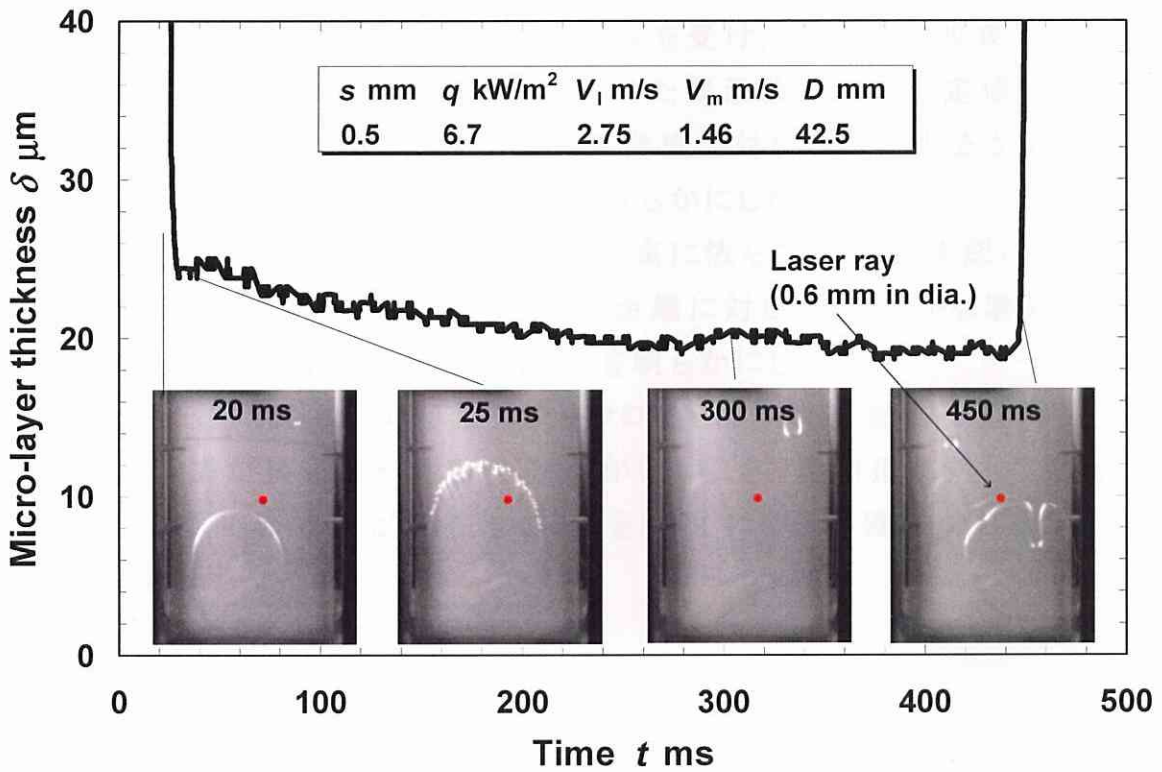


Fig. 3.97 Relationship between micro-layer thickness and elapsed time ($s = 0.5$ mm, $q = 6.7$ kW/m²)

3.3.3.4 薄液膜厚さの時系列変化

薄液膜厚さの時系列変化の一例として間隙 0.5mm, 平均熱流束 6.7kW/m^2 , 局所界面速度 2.75m/s , 平均界面速度 1.46m/s , 発泡開始点からの距離 42.5mm の薄液膜厚さの時間変化と沸騰様相を図 3.97 に示す。

気液界面は $t=20\text{ms}$ から $t=25\text{ms}$ にかけてレーザー測定点を通過してその後も蒸気泡は成長を続け, $t=450\text{ms}$ には蒸気泡成長により押しつけられたバルク液がレーザー測定点に戻ってくる。その間, 約 430ms で薄液膜厚さは約 $24\mu\text{m}$ から $19\mu\text{m}$ へと滑らかに低減しており, 薄液膜を介した蒸発がおこなわれていることを示している。

3.3.4 まとめ

マイクロチャネル内の沸騰熱伝達特性において重要な役割を担う薄液膜厚さをレーザーの消光特性を用い測定した。

(1) 薄液膜厚さは界面速度の影響を受け, 界面速度の増加に伴い初期段階において薄液膜厚さは増加するが, 界面速度がある値を超えると薄液膜厚さはある一定値に収束することを明らかにした。

(2) 薄液膜厚さは間隙寸法により影響を受け, 一定値に収束する薄液膜厚さは間隙寸法が狭いほどより薄く, また薄液膜厚さが一定値に収束する界面速度以下の領域においても界面速度に対して間隙寸法が狭いほど薄液膜厚さはより小さな値を示すことを明らかにした。

(3) 上記(1), (2)の特性は平均熱流束に依らないことを確認した。

(4) 薄液膜厚さは発泡開始点からの距離に対してなだらかな増加または変化せず一定値を保つ傾向を示すことを明らかにした。

(5) 上記(1)から(4)の特性はマイクロチャネル内沸騰熱伝達の特性である間隙寸法が狭いほど限界熱流束が低いこと, 過熱度に対して熱伝達が最大になる間隙寸法が存在することを説明する伝熱機構のひとつであることを説明した。

第4章 マイクロチャネル式蒸気発生器 設計指針の検討

マイクロチャネル式蒸気発生器の設計指針を検討するため具体的なマイクロチャネル式蒸気発生器の構造体モデルを設定して、ある仮定のもと第3章で得られたマイクロチャネル内沸騰熱伝達特性に関する知見を第2章の熱伝達解析手法に適用した。これらを用いてマイクロチャネル内の沸騰熱伝達特性またはそれに大きな影響を与える構造体仕様の蒸気発生器熱伝達特性に及ぼす影響を解析した。

これらの解析結果と第3章で得られた知見をもとにマイクロチャネル式蒸気発生器の設計指針を検討した。

4.1 解析モデル

2.2.1 節で述べた解析モデルをベースに液体用通路をフィンタイプからフィンレス矩形断面タイプに変更した。

蒸気発生器の解析モデルを図 4.1 に示す。液体、高温ガスとして各々純水、高温空気を用いた。蒸気発生器はプレート式熱交換器となっており交互に積層した液体、高温ガス用通路から構成される。純水は蒸気発生器下方の液体用通路入口から供給され、Uターンの連通部を介して下方出口より蒸気として外気 ($p=243.2\text{kPa}$) へ放出される。一方、高温空気は蒸気発生器前方の高温ガス用通路入口から供給され液体との熱伝達の後、後方出口より大気へ放出される。これら構造体の中で隣り合う高温ガス、液体用通路を取り出し、その各々の間隙の中央対称面で囲まれるユニットについてモデル化した。このユニットが積層された蒸気発生器を想定する。

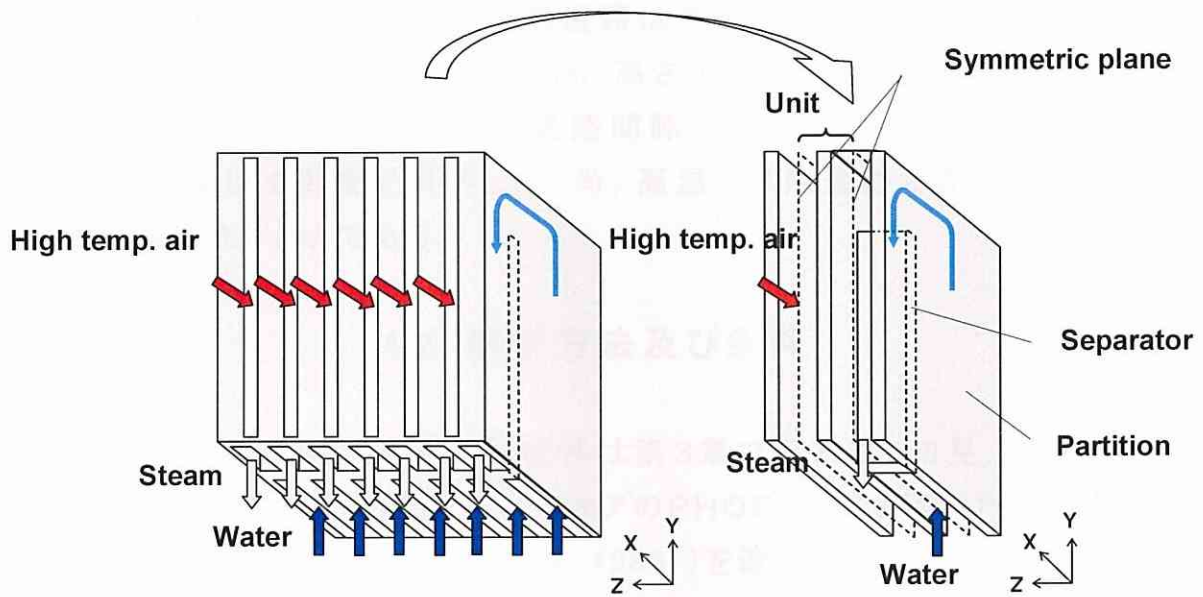


Fig. 4.1 Heat exchanger model for analyzing heat transfer characteristics of vaporizer

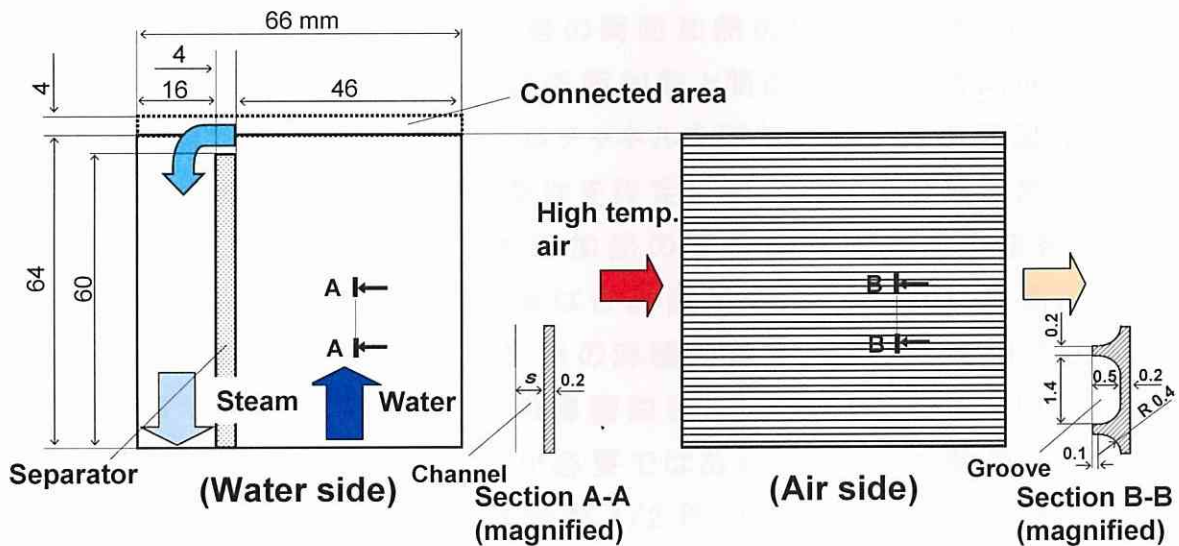


Fig. 4.2 Unit model for analyzing heat transfer characteristics of vaporizer

上記解析モデルを構成するユニットモデルを図 4.2 に示す。液体用通路はフィンレス矩形断面タイプ、高温ガス用通路はグループタイプを適用した。高温ガス用通路のグループ寸法は幅 1.4 mm、高さ 0.5 mm 固定として、液体用通路であるフィンレス矩形断面タイプの通路間隙 (s) を変化させ蒸気発生器の熱伝達性能に及ぼす影響を解析した。尚、高温ガス用通路と液体用通路の隔壁厚さは共に 0.2 mm である。

4.2 解析方法及び条件

マイクロチャネル内沸騰熱伝達特性は第3章で記述した知見、単相流の熱伝達特性は汎用熱流体解析ソフトウェアのPHOENICSを用いた数値解析結果または従来知見(伝熱工学資料(1986))を適用した。

高温ガス用通路の仕様と高温ガスの質量流量は固定して、液体用通路の間隙寸法 (s) を変化させて、蒸気発生器の熱伝達性能に及ぼす影響の解析をおこなった。

図 4.3 に示す 3.3 節に記述した「マイクロチャネル内沸騰系における蒸発薄液膜厚さ測定」に用いた実験装置における予備的実験結果をもとに、本解析モデルで用いる両面加熱のマイクロチャネル内沸騰熱伝達特性は間隙中央平面が断熱且つ沸騰現象の対称面になることを仮定する。3.1 節で記述した片面加熱の熱伝達特性を間隙 2 倍の両面加熱の熱伝達特性として適用した。図 4.3 は間隙 0.3 mm の片面及び両面加熱と間隙 0.5 mm の両面加熱の沸騰曲線を示す。片面加熱はマイクロチャネルを形成する一方の高温循環通路に 100°C の空気を循環して断熱条件を設定した。グラフの縦軸の熱流束は両面加熱の場合両面の合計値、片面加熱の場合加熱側片面の値を示す。間隙 0.3 mm の片面加熱の沸騰曲線は合計値が等しくなるように両側に熱流束を分散した間隙 0.3 mm の両面加熱の沸騰曲線よりもむしろ間隙寸法がほぼ 2 倍の間隙 0.5 mm の両面加熱の沸騰曲線に近い特性を示している。今後、詳細な実験及び計算による検討が必要ではあるが、両面加熱のマイクロチャネル内沸騰熱伝達特性は間隙寸法が 1/2 倍の片面加熱の熱伝達特性に等しいという仮説は大きくはずれていないと推察される。よって、3.1 節で求めた各間隙寸法について求めた片面加熱の沸騰熱伝達特性を 2 倍の間隙寸法の両面加熱の沸騰熱伝達特性として適用する。

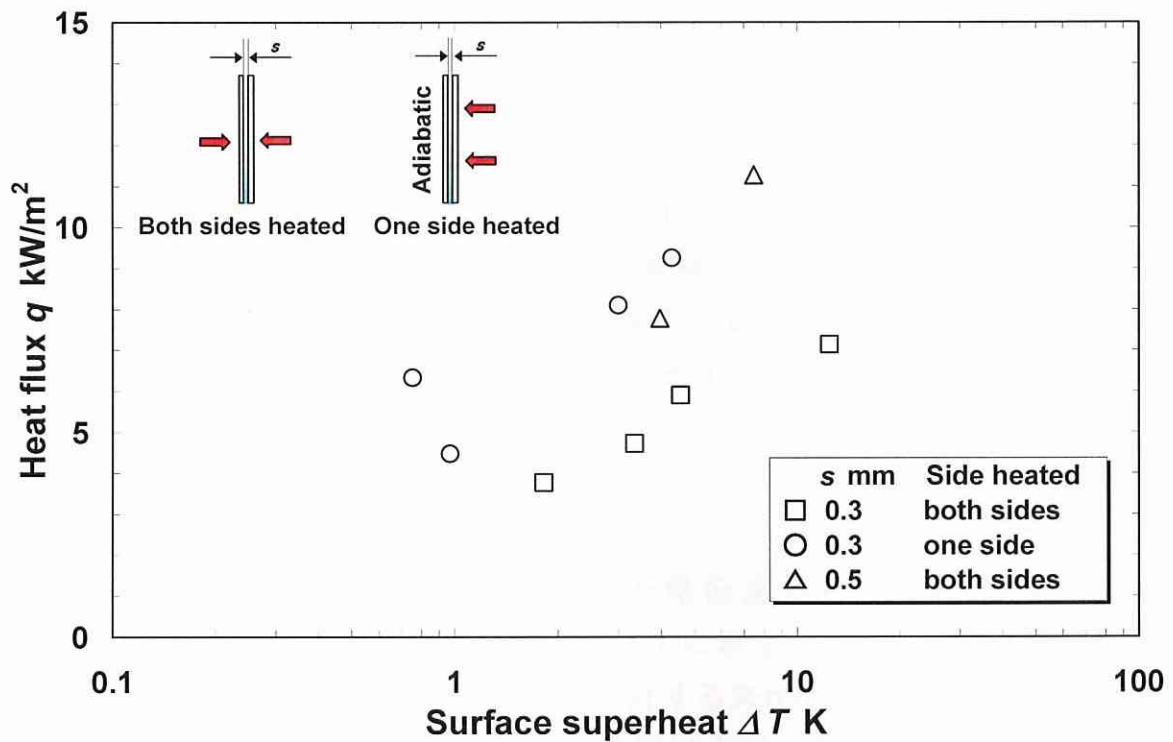


Fig. 4.3 Comparison of boiling curves for heating on one side and on both sides

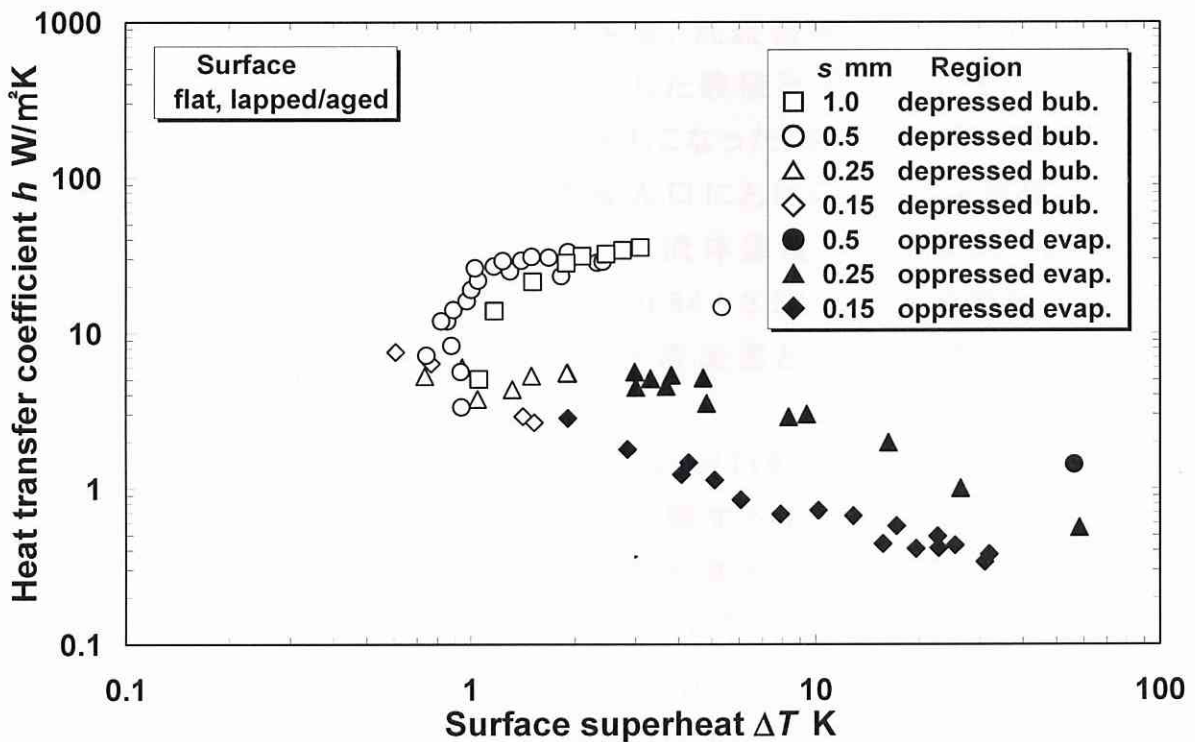


Fig. 4.4 Heat transfer coefficient for analyzing heat transfer characteristics of vaporizer (Effect of heat transfer coefficient)

4.2.1 気液二相流の沸騰熱伝達特性

図 3.15 で示した沸騰曲線をもとに求めた各間隙寸法の熱伝達率特性(片面加熱)を図 4.4 に示す. 図 4.4 における間隙寸法 0.25mm, 0.5mm の熱伝達率特性を各々間隙寸法 0.5mm, 1.0mm(両面加熱)の特性として適用した.

同様に, 図 3.64 で示した限界熱流束特性をもとに設定した両面加熱の限界熱流束特性を図 4.5 に示す. 図 3.64 で示した間隙寸法 0.25, 0.5mm(片面加熱)の限界熱流束特性を各々間隙寸法 0.5mm, 1.0mm(両面加熱)の特性として適用した.

4.2.2 単相流の熱伝達特性

グループタイプ通路 2.2.2 で記述した熱伝達特性を用いた. グループタイプ通路の計算結果の一例を図 4.6 と図 4.7 に示す. 図 4.6 に $Re*Pr=1163$ の流体に対して通路入口からの距離(y)に対するヌセルト数(Nu)の変化を示す. ヌセルト数(Nu)は約 20mm の助走区間領域を経て発達領域へと遷移して一定値($Nu=8.7$)に至る. 図 4.7 は $Re*Pr$ を 92 から 4621 の範囲で変化させその発達領域におけるヌセルト数(Nu)の一定値と $Re*Pr$ の関係を示す. 因みに, 黒塗りシンボルは図 4.6 の発達領域におけるヌセルト数(Nu)を示す. ヌセルト数(Nu)は層流領域では $Nu=8.95$ の一定値, 乱流領域では $Re*Pr$ と共に増加する傾向を示す. 図 4.6 と図 4.7 に示した数値計算結果はBFC (Boundary Fitted Coordinate)によるメッシングをおこなった. 純水, 蒸気, 空気の流体について伝熱面温度一定の条件で通路入口における伝熱面と流体の温度差を $10\sim 300^{\circ}\text{C}$ (伝熱面温度; $100\sim 300^{\circ}\text{C}$, 流体温度 $0\sim 600^{\circ}\text{C}$), レイノルズ数(Re)を $14\sim 5900$, プラントル数(Pr)を $0.64\sim 3.57$ の範囲で変化させた. 代表長さとしてグループ断面の相当直径, 代表流速として通路内平均流速を用いた.

数値解析の活用にあたっては Briggs et al.(1961), 藤掛(1977)と伝熱工学資料(1986)の円管とコルゲートフィンに関する従来の実験式との比較・検討をおこない, 数値計算結果が十分な精度を有することを確認した.

フィンレス矩形断面タイプ通路 伝熱工学資料(1986)を参照した層流域における間隙寸法(s)と幅(W)のアスペクト比(R_A)とヌセルト数(Nu)の関係を図 4.8 に示す. 解析は層流域でおこなわれるため所定のアスペクト比に対し図 4.8 より求まるヌセルト数(Nu)を適用した.

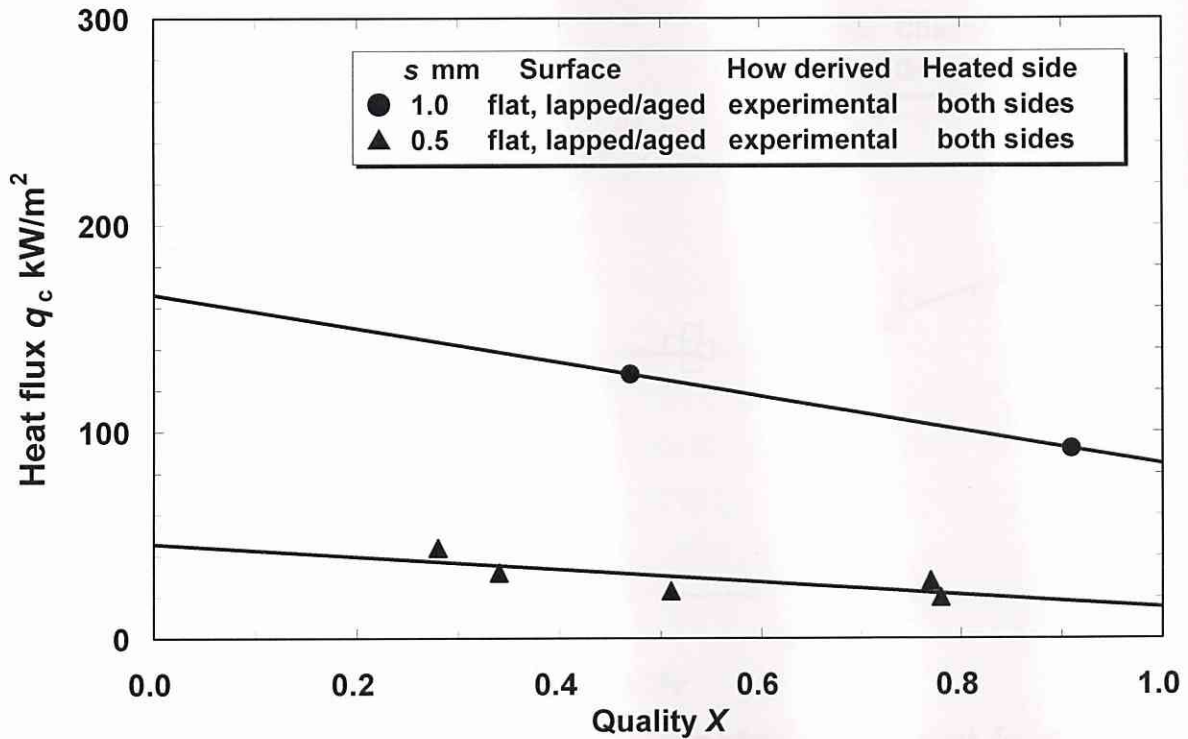


Fig. 4.5 CHF characteristics for analyzing heat transfer characteristics of vaporizer (Effect of gap size)

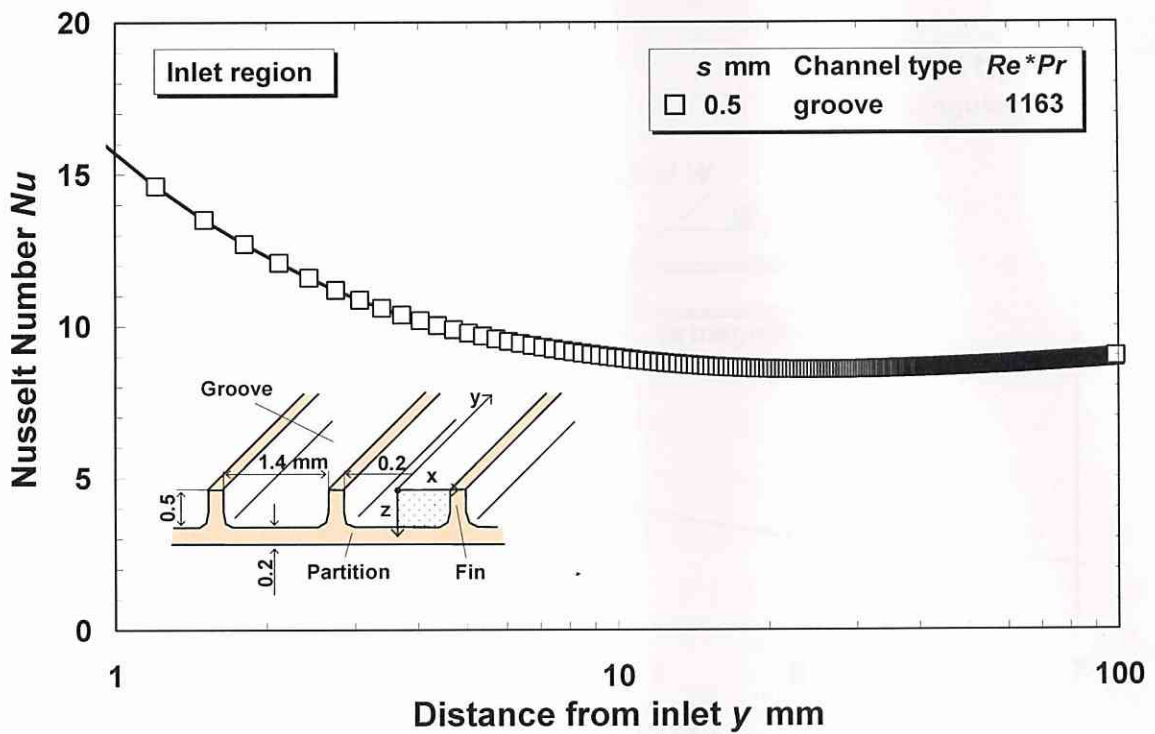


Fig. 4.6 Characteristics of heat transfer coefficient for groove in entrance region

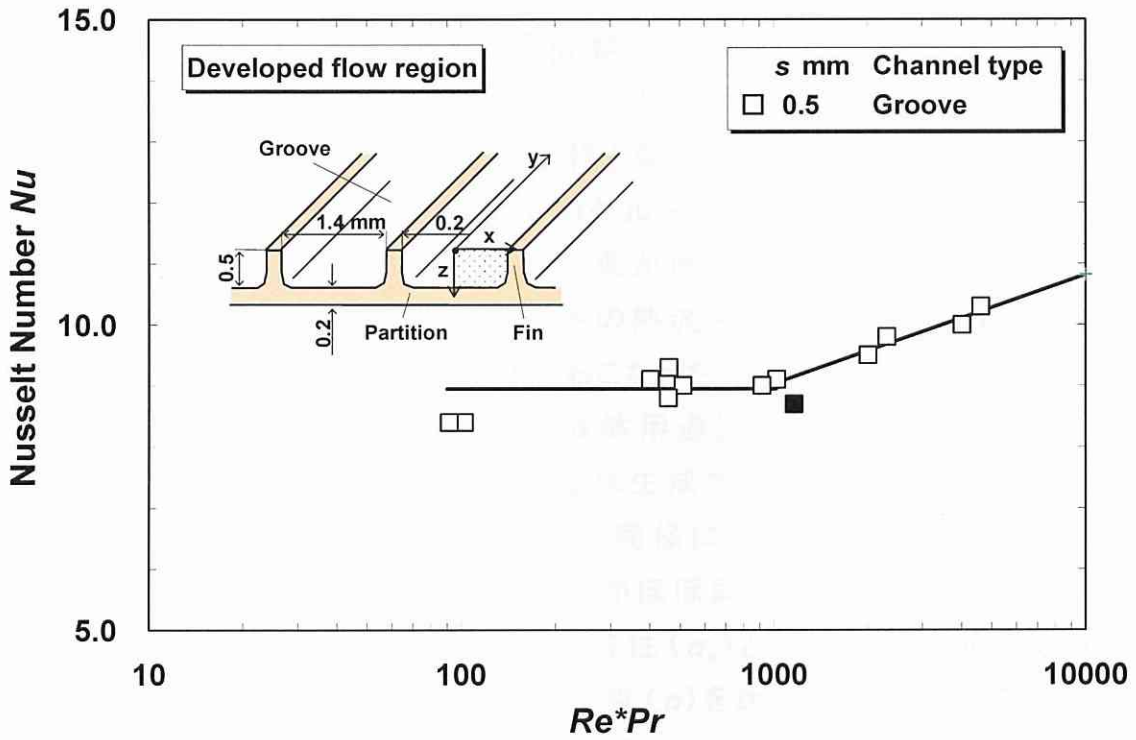


Fig. 4.7 Characteristics of heat transfer coefficient for groove in developed flow region

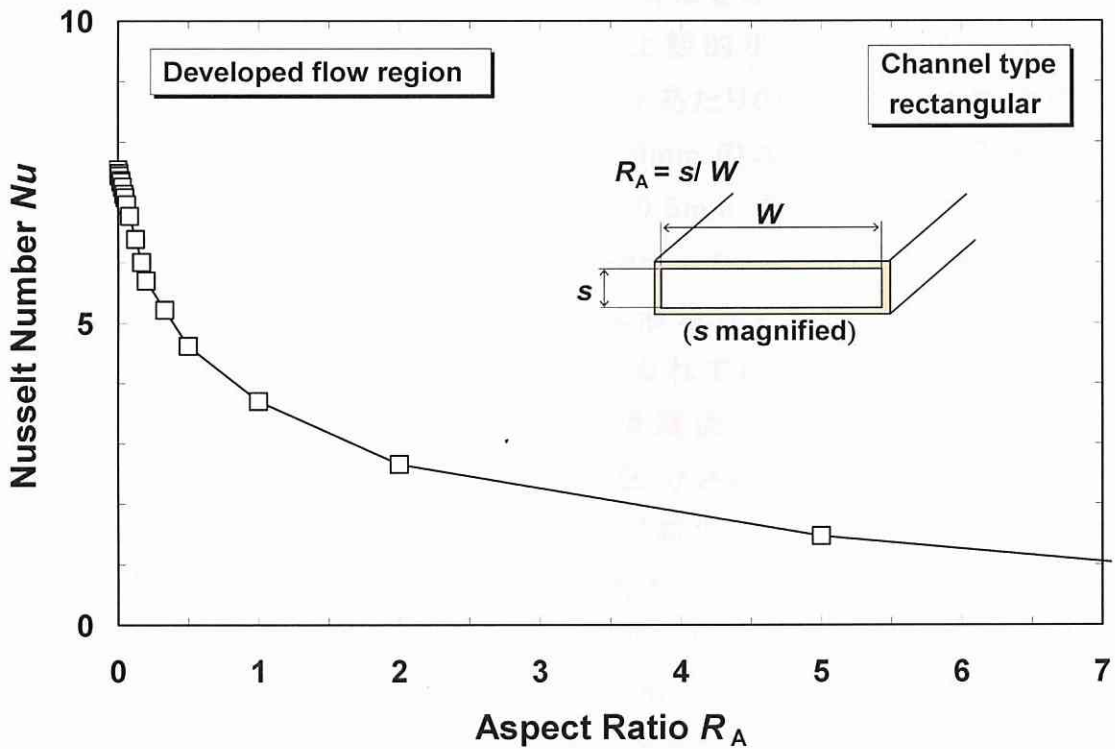


Fig. 4.8 Characteristics of heat transfer coefficient for rectangular channel in developed flow region

4.3 解析結果と考察

今回おこなった4ケースの解析仕様と条件を表4.1に示す。4ケースとも高温空気用通路は間隙寸法0.5mmのグループタイプ、液体用通路はフィンレス矩形断面タイプとした。液体への熱流束が比較的小さい条件として高温空気温度が200°Cのケース1と2、液体への熱流束が比較的高い条件として高温空気温度が400°Cのケース3と4をおこなった。ケース1と3の液体用通路の間隙寸法は0.5mm、ケース2と4の液体用通路の間隙寸法は1.0mmとした。ケース1と2の液体の供給質量流量は生成される過熱蒸気の温度がほぼ同等(153~164°C)になるように設定した。同様に、ケース3と4の液体の供給質量流量も生成される過熱蒸気の温度がほぼ同等(158~173°C)になるように設定した。図4.5に示した限界熱流束特性(q_c)と高温空気温度とその熱伝達率より概算した液体側に流入する熱流束(q)を比較すると、ケース2は $q_c \geq q$ 、ケース1と3と4は $q_c \leq q$ の関係にある。ケース1と2の比較により熱流束が比較的小さい条件における間隙寸法の熱伝達性能に及ぼす影響とケース3と4の比較により熱流束が比較的高い条件における間隙寸法の熱伝達性能に及ぼす影響の検討をおこなった。以下解析結果を述べる。

図4.9に液体側に流入する熱流束が比較的小さい条件(ケース1と2)における間隙寸法0.5mmと1.0mmのユニットあたりの熱伝達量と単位体積あたりの熱伝達量の比較を示す。間隙寸法1.0mmのユニットあたりの熱伝達量と単位体積あたりの熱伝達量とも間隙寸法0.5mmを上回る。これは図中のフェイズマップが示すようにウェット領域(pre-dryout region)の面積の違いによるものと考えられる。図中のフェイズマップは液単相と蒸気単相に加えて、その間に伝熱面がバルク液または薄液膜でぬれているウェット領域(pre-dryout region)と伝熱面が乾いて微小液滴が噴霧流となり流れているドライアウト領域(post-dryout region)の4領域に区分される。ウェット領域(pre-dryout region)においては液体側の熱伝達率が高温空気側の熱伝達率と比較して十分大きく効率的な熱伝達がおこなわれる。またその結果として蒸気発生器コア部の温度はその条件における飽和温度とほぼ等しくなる。間隙寸法1.0mmはそのウェット領域(pre-dryout region)が間隙寸法0.5mmと比較して広い。このことが間隙寸法1.0mmの蒸気及び液単相流領域における熱伝達率の低下を補って、ユニットあたりの熱伝達量と単位体積あたりの熱伝達量とも間隙

寸法 0.5mm を上回る要因と考える。

同様に、図 4.10 に液体側に流入する熱流束が比較的高い条件(ケース 3 と 4)における間隙寸法 0.5mm と 1.0mm のユニットあたりの熱伝達量と単位体積あたりの熱伝達量の比較を示す。間隙寸法 0.5mm のユニットあたりの熱伝達量と単位体積あたりの熱伝達量とも間隙寸法 1.0mm を上回る。これは図中のフェイズマップが示すように間隙寸法 0.5mm と 1.0mm のウェット領域 (pre-dryout region) の面積に違いはなく、共にその面積は限られている。間隙寸法 0.5mm は間隙寸法 1.0mm と比較して蒸気及び液単相流領域における熱伝達率が高く、この特性が間隙寸法 0.5mm のユニットあたりの熱伝達量と単位体積あたりの熱伝達量とも間隙寸法 1.0mm を上回る要因と考える。

上記解析結果より、蒸気発生器の熱伝達性能向上には一方的にマイクロチャンネル化を進めればよいのではなく、使用条件に最適な間隙寸法を設定するために本解析を用いた検討が必要であることを示している。また、当然のことながらマイクロチャンネル化を進めることは圧力損失の増大と限界熱流束低下に伴うウェット領域 (pre-dryout region) の低減による蒸気発生器コア部の温度上昇、その結果として耐久信頼性の低下も懸念され、これらの項目も併せ考慮して間隙寸法を決定する必要がある。

Table 4.1 List of cases of calculation

Assumption

+Heat transfer characteristics of both side heated characteristics is equivalent to that of one side heated whose gap size is half.

s: Gap size
m: Mass flow rate
T: Temperature

Case	Specification		Condition					Note
	Hot air	Water	Hot air		Water			
	s mm	s mm	m mg/s	T °C	m mg/s	T °C		
				Inlet		Inlet	Outlet	
1	0.5	0.5	889	200	14	20	153	$q \geq q_c$
2	0.5	1.0	889	200	20	20	164	$q \leq q_c$
3	0.5	0.5	889	400	53	20	158	$q \geq q_c$
4	0.5	1.0	889	400	37	20	173	$q \geq q_c$

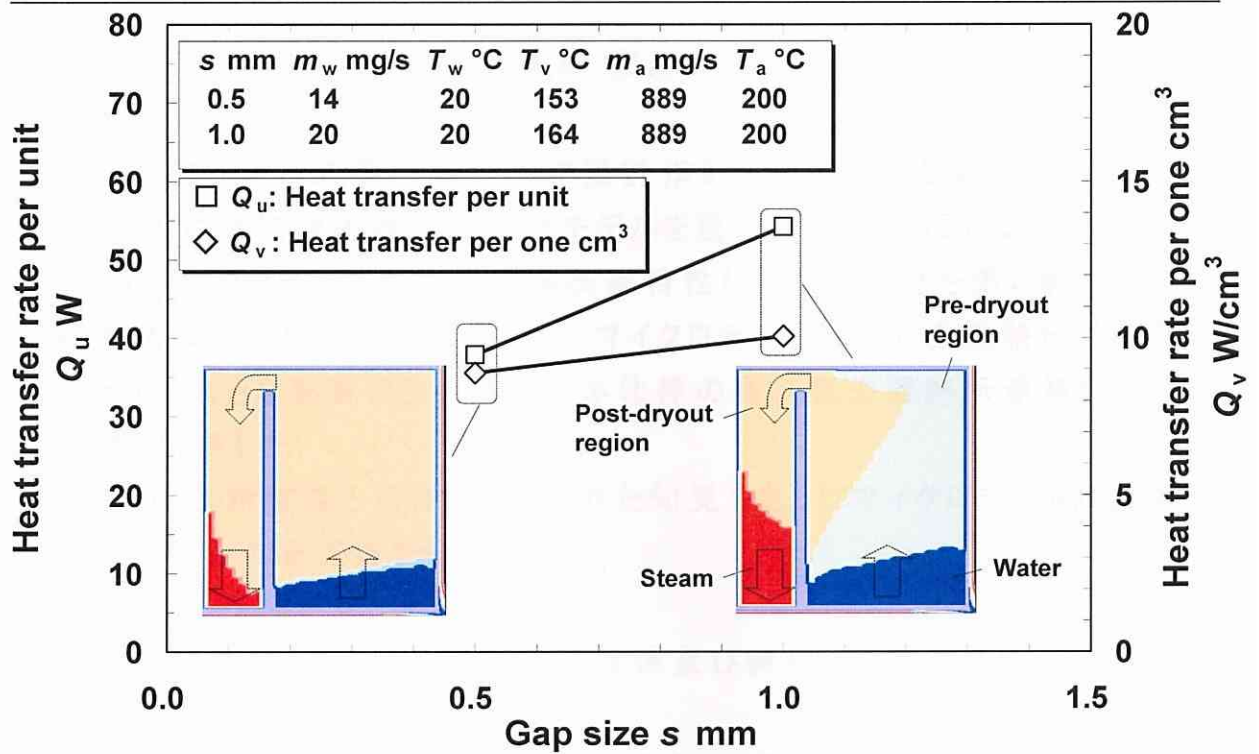


Fig. 4.9 Relationship between gap size and heat transfer (inlet air temperature: 200 °C)

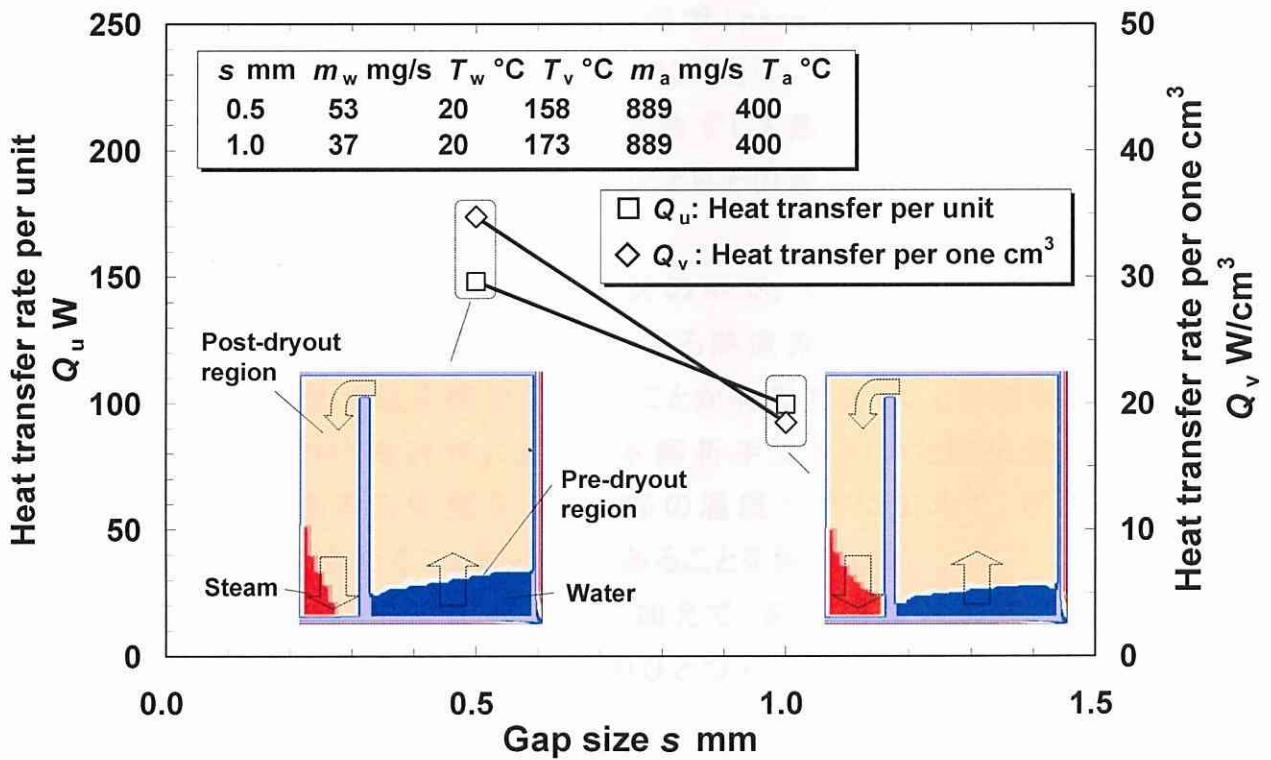


Fig. 4.10 Relationship between gap size and heat transfer (inlet air temperature: 400 °C)

4.4 まとめ

マイクロチャンネル式蒸気発生器の設計指針を検討するため具体的なマイクロチャンネル式蒸気発生器の構造体モデルを設定して、ある仮定のもと第3章で得られたマイクロチャンネル内沸騰熱伝達特性に関する知見を第2章の熱伝達解析手法に適用した。これを用いて、マイクロチャンネル内の沸騰熱伝達特性またはそれに大きな影響を与える構造体仕様の蒸気発生器熱伝達特性に及ぼす影響を解析した。

これらの解析結果と第3章で得られた知見をもとにマイクロチャンネル式蒸気発生器の設計指針を検討した。

今回検討をおこなった蒸気発生器仕様及び純水、高温空気の解析条件において

(1) 単相流の熱伝達特性を数値計算、気液二相流の沸騰熱伝達特性をマイクロチャンネルの実験装置より求め、これらの特性を適用した本解析手法が蒸気発生器の熱伝達性能予測に有効であることを明らかにした。

(2) 液体の気液二相流におけるウェット領域 (pre-dryout region) の拡大は熱伝達性能の向上につながることを明らかにした。

(3) 液体用通路のマイクロチャンネル化は必ずしも蒸気発生器の熱伝達性能の向上につながるとは限らず、使用条件によりその最適間隙寸法は異なることを明らかにした。

(4) 本解析を用いた熱伝達性能の検討の中で、フェイズマップを確認しながら限界熱流束特性と液体用通路へ流入する熱流束のバランスより、最適なマイクロチャンネルの間隙寸法を検討していくことが有効であることを説明した。

(5) 蒸気発生器の仕様決定において本解析手法を用いた熱伝達性能と耐久信頼性の指標である蒸気発生器コア部の温度分布に加えて、圧力損失も併せ考慮して検討を進めることが必要であることを説明した。

(6) 蒸気発生器の熱伝達性能向上に加えて、耐久信頼性の観点より限界熱流束特性が重要な沸騰熱伝達特性のひとつであることを説明した。

第5章 結 論

改質型燃料電池車の蒸気発生器を対象として、マイクロチャネル式高密度蒸気発生器の実現を目的にマイクロチャネル内沸騰熱伝達特性とその熱伝熱機構の解明をおこなった。また、これら得られた知見を蒸気発生器の熱伝達性能解析手法に適用してマイクロチャネル式高密度蒸気発生器設計の指針を検討した。

結論として「マイクロチャネルの沸騰熱伝達特性とその伝熱機構」、「マイクロチャネル式蒸気発生器設計解析手法」と「残された課題と将来進むべき方向」という観点で総括して次のようにまとめる。

『マイクロチャネルの沸騰熱伝達特性とその伝熱機構』

(1) マイクロチャネルにおいては親水性を高めることにより熱伝達特性が向上することを明らかにした。マイクロチャネルの熱伝達現象は、チャネルの制限により薄く広がった蒸気と伝熱面間に形成される薄液膜の生成・保持特性が重要な要因であり、効果的な薄液膜の形成とその薄液膜の維持により熱伝達が促進されることを説明した。

(2) 逆問題の3次元熱伝導解析を用いて伝熱面の熱流束分布、画像(輝度)解析を用いて伝熱面のウェット領域割合変化を求め、これらより限界熱流束とクオリティの関係を解析した。

(3) 薄液膜厚さは気液界面速度の影響を受けることを明らかにした。具体的には、気液界面速度の増加に伴い、初期、薄液膜厚さは増加するが気液界面速度がある値を超えると薄液膜厚さは一定値に収束する。また、その薄液膜厚さは間隙寸法により影響を受け、間隙寸法が狭いほどより小さな値を示す。また、この特性はマイクロチャネル内沸騰熱伝達の特性である間隙寸法が狭いほど限界熱流束が低いこと、過熱度に対して熱伝達が最大になる間隙

寸法が存在することを説明する伝熱機構のひとつであることを説明した。

『マイクロチャネル式蒸気発生器設計解析手法』

(1) 単相流の熱伝達特性を数値計算，気液二相流の沸騰熱伝達特性をマイクロチャネルの実験装置より求め，これらの特性を適用して蒸気発生器の熱伝達性能(コア部温度分布を含む)を予測する解析手法を得た。

また，この解析手法を用い気液二相流におけるウェット領域の拡大が熱伝達性能の向上につながることで，液体用通路のマイクロチャネル化は必ずしも蒸気発生器の熱伝達性能の向上につながるとは限らず，使用条件によりその最適間隙寸法は異なることなどを明らかにした。

『残された主な課題と将来進むべき方向』

今後，高密度蒸気発生器の実現を図っていくには下記内容を推進することが必要と考える。

(1) 沸騰特性測定及び薄液膜厚さ測定の実験装置を用いた更なる沸騰熱伝達特性に関するデータベースの充実と薄液膜形成のメカニズム解析をおこない，これらの知見をもとに特に限界熱流束特性に優れた伝熱面構造に関する研究をおこなうこと

(2) 上記知見と運動量保存式を満足するように改良を加えた蒸気発生器性能解析手法を用いて実機実験との検証を重ね解析精度の向上を図りながら，使用条件に最適な蒸気発生器の仕様の解析をおこなうこと

文 献

1. Bao, Z. Y., Fletcher D. F., Haynes B. S., (2000), Flow Boiling Heat Transfer of Freon R11 and HCFC123 in narrow passage, *International Journal Heat Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 3347-3358.
2. Bonjour, J. and Lallemand, M., Effects of Confinement and Pressure on Critical Heat Flux during Natural Convective Boiling in Vertical channels, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, Vol. 24, No. 2, pp. 191-200.
3. Bonjour, J. and Lallemand, M., (1998), Flow Pattern during Boiling in a Narrow Space between Two Vertical Surface, *International Journal of Multiphase Flow*, pp. 947-960.
4. Bonjour, J. and Lallemand, M., (2001), Two-Phase Flow Structure near a Heated Vertical Wall during Nucleate Pool Boiling, *International Journal of Multiphase Flow*, pp. 1789-1802.
5. Briggs, D. C., London, A. L., (1961), The Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Five Offset Rectangular and Six Plain Triangular Plate-Fin Heat transfer Surface, *International Heat Transfer Conference*, pp. 122-134.
6. Carvalho, R.D.M. and Bergles, A.E., (1991), The Use of Hot Wire Anemometer Local Void Fraction Measurements in Pool Boiling, *11th ABCM Mechanical Engineering Conference*, p. 279.
7. Christopher, D. M., Peng, X. F. and Wang, B. X., (2000), Micro-layer Thickness under a Vapor Bubble on a Cylindrical Probe, *Heat Transfer-Asian Research*, 29 (3), pp. 193-203.
8. Chunlin Xia, Zengyuan Guo and Weilin Hu, (1992), Mechanism of Boiling Heat Transfer in Narrow Channels, *Two-phase Flow and Heat Transfer the American Society of Mechanical Engineers*, pp. 111-119.
9. Cooper, M. G. and Lloyd, A. J. P., (1969), The Micro-layer in Nucleate Pool Boiling, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 12, pp. 895-913.
10. DasGupta, S., Kim, I. Y. and Waynar, P. C., Jr., (1994), Use of the Kelvin-Clapeyron Equation to Model an Evaporating Curved Microfilm, *The American Society of Mechanical Journal of Heat Transfer*, Vol. 116, pp. 1007-1015.
11. 藤掛, (1977), コルゲーテッドフィン付き熱交換器の研究(第2報, ストレートフィンの性能と統一的整理), *機論(第2部)*, 43巻365号, pp. 242-249.
12. Fujita, Y., Ohta, H. and Uchida, S., (1987), Heat Transfer in Nucleate Boiling within a Vertical Narrow Space, *The Japan Society of Mechanical Engineers International Journal*, pp. 229-239.

13. Fujita, Y., Ohta, H. and Uchida, S., (1988), Heat Transfer in Nucleate Boiling within a Vertical Narrow Space, The Japan Society of Mechanical Engineers, International Journal Series II, Vol. 31, No. 3, pp. 513-519.
14. Fujita, Y., Uchida, S., (1990), Boiling Heat Transfer and Critical Heat Flux in a Confined Narrow Space Effects of Gap size, Inclination angle, and Peripheral Conditions at the Space Edge, International Heat Transfer Conference 9th Jerusalem, Heat Transfer Vol. 2, pp. 153-156.
15. 藤田, 白, 筒井, (1994), 二成分混合液のプール沸騰限界熱流束(実験結果と整理式の提案), 日本機械学会論文集(B編), pp. 212-217.
16. 藤田, 大田, 内田, (1986), 狭い間隙における核沸騰熱伝達(第二報), 日本伝熱シンポジウム講演論文集, pp. 187-189.
17. Honda, H., Wei, J. J. and Takamatsu, H., (2002), Effect of Surface Microstructure on Boiling Heat Transfer from Silicon Chips Immersed in FC-72, Thermal Science & Engineering, Vol. 10, No. 5, pp. 9-17.
18. Jiang, Y. Y., Wang, W. C., Wang, D. and Wang, B. X., (2001), Boiling heat transfer on machined porous surfaces with structural optimization, International Journal of Heat Transfer 44, pp. 443-456.
19. John R. Thome and Saleem Shakir, (1987), A New Correlation for Nucleate Pool Boiling of Aqueous Mixtures, American Institute Chemical Engineers Symposium Series, pp. 46-51.
20. Katto, Y. and Yokoya, S., (1966a), Experimental Study of Nucleate Pool Boiling in Case of Making Interference-Plate Approach to the Heating Surface, Proc. 3rd Int. Heat Transf. Conf., Vol. 3, pp. 219-227.
21. 甲藤, 横谷, (1966b), 干渉板を加熱面に近づけた場合の核沸騰の実験的研究, 日本機械学会論文集(第2部), pp. 948-958.
22. Kausik S. and Stephan K. Wilson, (2003), A Theoretical Investigation of the Unsteady Expansion and Contraction of a Long Vapor Bubble Confined Between Superheated or Subcooled Parallel Plates, 8th United Kingdom National Conference on Heat Transfer, pp. 1-14.
23. Lazarek G. M. and Black S. H., (1982), Evaporative Heat Transfer, Pressure Drop and Critical Heat Flux in a Small Vertical Tube with R-133, International Journal Heat Mass Transfer, Vol. 25, No. 7, pp. 945-960.
24. Lee, M. T., Yang, Y. M. and Maa, (1995), Boiling of Mixture in a Narrow Space, Chem. Eng. Comm., p. 183.

25. Lin S., Kew P. A., Cornwell K., (2001), Two-phase heat transfer to a refrigerant in a 1 mm diameter tube, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 24, pp. 51-56.
26. Monde, M., Kusuda, H. and Uehara, H., (1982), Critical Heat Flux during Natural Convective Boiling in Vertical Rectangular Channels Submerged in Saturated Liquid, *Transaction of the American Society of Mechanical Engineers*, series C, pp. 300-303.
27. 門出, 三原, 野間, (1988), 狭い垂直長方形流路内を通過する気泡による熱伝達の促進(サブクール), *日本伝熱シンポジウム講演論文集*, pp. 46-48.
28. 門出, 光式, (1988), 狭い垂直長方形流路内を通過する気泡による熱伝達の促進, *日本伝熱シンポジウム講演論文集*, pp. 49-51.
29. Nagai, N. and Van P. Carey, (2002), Assessment of Surface Wettability and Its Relation to Boiling Phenomena, *Thermal Science & Engineering* Vol. 10 No. 3, pp. 1-9.
30. 西川, 2001, レーザー吸光法による濃度差マランゴニ凝縮過程の凝縮液膜厚さの非定常測定, *横浜国立大学修士論文*.
31. 大田, 藤田, (1992), 混合媒体の核沸騰伝達予測モデル, *日本伝熱シンポジウム講演論文集*, pp. 286-287.
32. 大田, (2000), 沸騰現象の観察と熱伝達に及ぼす重力の影響について, *日本伝熱学会論文集* 39 巻 158 号, pp. 23-28.
33. Owhaib, W. and Martin-Callizo, C., (2003), Evaporation Heat Transfer in a Vertical Circular Microchannel, *Proc. 8th UK National Heat Transfer Conference*.
34. Peng, X. F., Hu, H. Y. and Wang, (1998), Boiling nucleation during liquid flow in micro-channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 41, No.1, pp. 101-106.
35. Peter A Kew and Keith Cornwell, (1994), Confined Bubble Flow and Boiling in Narrow Spaces, *Proc. 10th International Heat Transfer Conference*, Vol. 7, pp. 473-478.
36. Peter A Kew and Keith Cornwell, (1997), Correlations for the Prediction of Boiling Heat Transfer in Small-diameter Channels, *Appl. Therm. Eng.* 17, pp. 705-715.
37. Peter C. Wayner, Jr., (1999), Intermolecular Forces in Phase-Change Heat Transfer (1998 Kern Award Review), *American Institute Chemical Engineers Journal*, Vol. 45, No. 10, pp. 2055-2067.
38. Rohsenow, W. M. & Choi, H. Y. and Heat, (1961), *Mass and Momentum Transfer*, Prentice-Hall, p. 229.
39. 崔, (1998), 二成分混合液の核沸騰における生成蒸気濃度に関する研究, *横浜国立大学修士論文*.

40. Satish G. Kandlikar, Two-Phase flow Patterns, Pressure Drop and Heat Transfer during Boiling in Mini-channel and Micro-channel Flow Passages of Compact Evaporators.
41. Shi-Chune Yao and Yung Chang, (1983), Pool Boiling Heat Transfer in a Confined Space, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, pp. 841-848.
42. Stephan, P., (2002), Micro-scale Evaporative Heat Transfer: Modeling and Experimental Validation, Invited keynote paper, *Proc. 12th International Heat Transfer Conference Vol. 1*, pp. 157-162.
43. Takenaka, N., (2003), Effects of Wettability on Mercury Heat Transfer, *Thermal Science & Engineering Vol. 11 No. 4*, pp. 25-26.
44. Toral H., (1981), A Study of the hot-wire anemometer for measuring void fraction in two phase flow, *J. Phys. E*, pp. 822-826.
45. Tran T. N., Wambsganss M. W., Chyu M. C. and France D. M., (1997), A Correlation for Nucleate Flow Boiling in Small Channels, In: Shah, R. K. (Ed), *Compact Heat Exchanger for the Process Industries*. Begell House, New York, pp. 353-363.
46. Tran T. N., Wambsganss M. and France D., (1996), Small Circular and Rectangular Channel Boiling with Two Refrigerants, *International Journal of Multiphase Flow*, Vol. 22, pp. 458-498.
47. 鳥飼, 山崎, (1966), むれ難い面の沸騰伝熱, *日本機械学会論文集* 32 巻 242 号 pp. 1557-1561.
48. Utaka, Y. and Ogata, M., (1999), Unsteady Measurement of Condensate Film Thickness for Marangoni Condensation, *IMEchE*, C565/036.
49. Utaka, Y. and Nishikawa, T., (2001), Measurement of Condensate Thickness for Solutal Marangoni Condensation by Laser Absorption Method, *Thermal Science & Engineering*, Vol. 9, No.4, pp. 79-80.
50. Utaka, Y. and Nishikawa, T., (2003), Measurement of Condensate Thickness for Solutal Marangoni Condensation Applying Laser Extinction Method, *Enhanced Heat Transfer*, Vol. 10, No.2, pp. 119-129.
51. 宇高, (2001), 混合液の沸騰過程における生成蒸気濃度に関する実験的研究 (気泡内蒸気の温度・濃度変化特性の測定), *日本機械学会論文集(B 編)* 67 巻 654 号, pp. 459-465.
52. 宇高, (2002), レーザー吸光法による濃度差マランゴニ凝縮過程における凝縮液膜厚さの非定常測定(試料の消光性質と測定法の検討), *日本機械学会論文集(B 編)* 68 巻 672 号, pp. 2285-2291.

53. 宇高, (2002), レーザー吸光法による濃度差マランゴニ凝縮過程における凝縮液膜厚さの非定常測定 (測定結果とその検討), 日本機械学会論文集(B編)68巻 672号, pp. 124-131.
54. Wambsganss M., France D. M., Jendrzejczyk J. A. and Tran T. N., (1993), Boiling Heat Transfer in a Horizontal Small-diameter tube, Journal of Heat Transfer, Vol. 115, pp. 936-972.
55. Wayner, Peter C. Jr., (1998), Intermolecular Forces in Phase-Change Heat Transfer: Kern Award Review, American Institute Chemical Engineers Journal.
56. Wen, D. S., Yan, Y. and Kenning, D. B. R., (2003), Saturated Flow Boiling of Water at Atmospheric Pressure in a 2 mm × 1 mm Vertical Channel: Time-averaged Heat Transfer Coefficients and Correlations, Proc. 8th UK National Heat Transfer Conference.
57. Yan Y. Y., Lin T. F., (1998), Evaporating Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R134a in Small pipe, International Journal Heat Mass Transfer, Vol. 41, pp. 4183-4194.
58. Yu W., Lin T. F., France D. M., Wambsganss M. W. and Hull J. R., (2002), Two-phase Pressure Drop, Boiling Heat Transfer, and Critical Heat Flux to Water in a Small-diameter Horizontal Tube, International Journal of Multiphase Flow, Vol. 28, pp. 927-941.
59. 吉田, 本田, (1989), 相変化を伴う管内流伝熱モデリングの基礎, 冷凍—第 64 巻 第 742 号, pp. 61-68.
60. 吉田, (2000), 水平蒸発管内の熱伝達 (特に薄液膜の役割に注目して), 九州伝熱セミナー福岡, pp. 1-7.
61. 伝熱工学資料(改訂第 4 版), (1986), 日本機械学会.
62. 伝熱ハンドブック, (1997), 日本機械学会
63. 気液二相流 (流れと熱伝達), (1981), 養賢堂, 植田 辰洋 著

謝 辞

本研究は本学 宇高 義郎教授の御指導のもとにおこなったものであり、研究を進める上での日常の適切な御指導はもとより、国内外で多くの発表の機会を与えていただき 等々 多大なるご教示を賜ったこと、心から感謝申し上げます。

貴重なご提言をいただいた本学 鳥居 薫教授、坪井 孝夫教授、奥山 邦人教授、西野 耕一助教授に心から謝意を表します。

本研究は日産自動車(株)と横浜国立大学との共同研究の中でおこなわれた研究であり、研究の企画、遂行をはじめご教示、ご支援いただいた日産自動車(株)総合研究所 有田 正司首席研究員、FCV 開発部 FC パワートレイン開発グループ 後藤 隆治主坦、NRD 広田 寿男 チーフ シニア リサーチャーに深く感謝申し上げます。

また、実験装置の設計にあたっては研究実験試作部の中原 和義主任、石井 好彦主任、高橋 敏昭氏をはじめとする諸氏、実験装置の試作にあたっては野林 康志係長、菊池 昭氏、高橋 正司氏をはじめとする諸氏の多大なる協力を得て製作いたしました。蒸気発生器性能解析手法についてはCRC ソリューションズ(株)四方田 信行氏にご尽力いただきました。この書面を借りて厚くお礼申し上げます。

実験をおこなった横浜国立大学においては王 世学 研究員をはじめ本研究室の多くの方々に実験、その他で協力をいただきました。実験を一緒に行った濱田 雅弘君、笠井 信吾君、奥田 修平君、山崎 章史君、一緒に研究生活を楽しく過ごした宇高研究室の諸君に深く感謝いたします。

最後に、日常生活に心身共に支えてくれた妻の桂子に深く感謝いたします。

皆様のご支援をいただき、この博士論文を仕上げることができました。

皆様、有難うございました。

2004 年 3 月

公表論文

査読付公表論文

1. Tasaki, Y., Utaka, Y. and Gotoh, T., Effect of Surface Properties on Boiling Heat Transfer Characteristics in Micro-Channel Vapor Generator, Progress in transport Phenomena, (2002), pp. 363-368.
2. Tasaki, Y. and Utaka, Y., Effect of Surface Properties on Boiling Heat Transfer Characteristics in A Micro-Channel Vaporizer, Proc. The 6th American Society of Mechanical Engineers-Japan Society Mechanical Engineering, (2003), pp. 24-30.
3. Tasaki, Y. and Utaka, Y., Effect of Wettability on Boiling Heat Transfer Characteristics in Micro-Channel Vapor Generator, (2003), International Journal of Transport Phenomena, Vol. 5.
4. 田崎, 宇高, マイクロチャンネル型蒸発器における表面性状の沸騰伝熱特性に及ぼす影響, 日本機械学会論文集(B編), 70巻 691号(2004-3).
5. 田崎, 宇高, マイクロチャンネル型高密度蒸発器の熱交換性能予測に関する研究, 自動車技術会, 自動車技術会論文集 Vol. 35, No. 3.

講演論文

1. 田崎, 宇高, マイクロチャンネル式高密度蒸発器の研究, 第39回伝熱シンポジウム, 講演論文集 Vol. III, (2002), pp. 665-666.
2. 田崎, 宇高, 後藤, マイクロチャンネル型蒸発器における表面性状の沸騰伝熱特性に及ぼす影響, 横浜国立大学 共同研究発表会予稿集, (2002), pp. 39-40.
3. 田崎, 宇高, マイクロチャンネル式高密度蒸発器の研究(続報), 2002年度熱工学講演会, 講演論文集 Vol. I, (2002), pp. 80-81.
4. 田崎, 宇高, マイクロチャンネル式高密度蒸発器の研究(第3報), 第40回伝熱シンポジウム, 講演論文集 Vol. I, (2003), pp. 263-264.
5. 宇高, 田崎, 奥田, マイクロチャンネル式蒸発器における蒸発薄液膜厚さ測定, 第40回伝熱シンポジウム, 講演論文集 Vol. I (2003), pp. 265-266.
6. Tasaki, Y. and Utaka, Y., Experimental Method for Analyzing Boiling Heat Transfer Characteristics in A Micro-Channel Vaporizer, Proc. of Seventh International Conference on Energy for A Clean Environment, (2003), pp. 288-290.
7. Utaka, Y., and Tasaki, Y., Study on Micro-Layer Thickness in A Micro-Channel Vaporizer, Proc. of International Symposium on Transient Convective Heat And Mass Transfer in Single and Two-Phase Flows, (2003).

8. 田崎, 宇高, マイクロチャネル型高密度蒸発器の熱交換性能予測に関する研究, 自動車技術会秋季大会, (2003).