

**A STUDY OF R-134a FLOW BOILING HEAT TRANSFER AND PRESSURE DROP  
INSIDE A 1 MM DIAMETER TUBE WITH DIFFERENT ORIENTATIONS**



**A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT  
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF  
MASTER OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING  
FACULTY OF ENGINEERING  
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG  
2017  
KMUTL-2017-EN-M-030-107**

A STUDY OF R-134a FLOW BOILING HEAT TRANSFER AND PRESSURE DROP  
INSIDE A 1 MM DIAMETER TUBE WITH DIFFERENT ORIENTATIONS



A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT  
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF  
MASTER OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING  
FACULTY OF ENGINEERING  
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG  
2017

KMITL-2017-EN-M-030-107

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

A STUDY OF R-134a FLOW BOILING HEAT TRANSFER AND PRESSURE DROP  
INSIDE A 1 MM DIAMETER TUBE WITH DIFFERENT ORIENTATIONS



A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT  
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF  
MASTER OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING  
FACULTY OF ENGINEERING  
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG  
2017

KMITL-2017-EN-M-030-107

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



COPYRIGHT 2017

FACULTY OF ENGINEERING

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

THESIS CERTIFICATION  
FACULTY OF ENGINEERING  
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG


---

**Thesis Title** A Study of R-134a Flow Boiling Heat Transfer and Pressure Drop Inside a 1 mm Diameter tube with Different Orientations  
**Student** Mr. Pakorn Wongpromma  
**Student Id.** 58601118  
**Degree** Master of Engineering  
**Program** Mechanical Engineering  
**Thesis Advisor** Asst. Prof. Dr. Sira Saisorn  
**Thesis Reference Number** KMITL-2017-EN-M-030-107

EXAMINERS		SIGNATURES
Asst.Prof. Dr.Somchai	Sripattanapiptat	<i>Somchai Sripattanapiptat</i>
Dr.Maturose	Suchatawat	<i>Maturose S.</i>
Asst. Prof. Dr.Withada	Jedsadaratanachai	<i>W Jedsadaratanachai</i>
Assoc. Prof. Dr. Pongjet	Promvonge	<i>P. Promvonge</i>
Asst. Prof. Dr. Sira	Saisorn	<i>Sira Saisorn</i>

**Date** 21 July 2017 **Time** 1:00-3:00 pm.  
**Place** Building A , Conference room no. 4

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

  
(Assoc. Prof. Dr. Komsan Maleesee)  
Dean, Faculty of Engineering  
21 July 2017

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การศึกษาการถ่ายเทความร้อนและความดันลดขณะเกิดการเดือดของสารทำความเย็น R-134a ภายในท่อซึ่งมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1 มิลลิเมตร ที่มีการวางตัวแตกต่างกัน
นักศึกษา	นายปกรณ์ วงษ์พรมมา
รหัสประจำตัว	58601118
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
พ.ศ.	2560
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์	ผศ. ดร. ศิระ สายศร

### บทคัดย่อ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นการศึกษาลักษณะของรูปแบบการไหล การถ่ายเทความร้อนและความดันลดที่มีการวางตัวของท่อแตกต่างกัน ข้อมูลการทดลองการไหลในขณะเกิดการเดือดของสารทำความเย็น R-134a ที่ไหลผ่านภายในท่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1 มิลลิเมตร ซึ่งวางตัวแตกต่างกันในทิศทางการไหลในแนวนอน การไหลขึ้นในแนวตั้งและการไหลลงในแนวตั้ง การทดลองถูกกระทำที่สภาวะพริกซ์ความร้อนคงที่ ภายใต้ความดันอิ่มตัวที่ 8 bar โดยป้อนพริกซ์ความร้อนอยู่ในช่วง  $1-60 \text{ kW/m}^2$  และพริกซ์มวลอยู่ในช่วง  $252-820 \text{ kg/m}^2\text{s}$  สำหรับรูปแบบการไหลแสดงให้เห็นถึง 5 ความแตกต่างของรูปแบบที่เกิดขึ้นดังนี้ slug flow throat-annular flow churn flow annular flow และ annular-rivulet flow ซึ่งผลการทดลองชี้ให้เห็นถึงสำคัญของการเปลี่ยนแปลงของทิศทางไหลและรูปทรงของ gas slug ระหว่างการไหลในแนวนอนกับการไหลในแนวตั้ง ซึ่งจะมีรูปทรงไม่เหมือนกัน ในการสังเกตรูปแบบการไหลทั้งสามทิศทางพบว่าจะมีอิทธิพลอย่างมากต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ซึ่งการถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้นด้วยการเพิ่มขึ้นของพริกซ์ความร้อนแต่ส่วนมากจะไม่ขึ้นกับคุณภาพไอและพริกซ์มวล ในส่วนผลของความดันลดนั้นมีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้นด้วยการเพิ่มขึ้นของพริกซ์ความร้อนและพริกซ์มวล มากไปกว่านั้นค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้นเมื่อสารทำความเย็นไหลในทิศทางขึ้นในแนวตั้ง นอกจากนี้ยังได้ทำการเปรียบเทียบผลการทดลองกับวิธีการทำนายที่มีอยู่ด้วยสหสัมพันธ์

<b>Thesis</b>	A study of R-134a flow boiling heat transfer and pressure drop inside a 1 mm diameter tube with different orientations
<b>Student</b>	Mr.Pakorn Wongpromma
<b>Student ID</b>	58601118
<b>Degree</b>	Master of Engineering
<b>Program</b>	Mechanical Engineering
<b>Year</b>	2017
<b>Thesis Advisor</b>	Asst. Prof. Dr. Sira Saisorn

## ABSTRACT

Flow pattern, heat transfer, and pressure drop characteristics for different flow orientations were presented in this study. The results were obtained based on flow boiling experiments with R-134a flow through a 1 mm diameter channel which was aligned in different orientations, i.e. horizontal flow, vertical upward flow, and vertical downward flow. A constant surface heat flux condition was performed under a saturation pressure of 8 bar, a heat flux range of 1-60 kW/m<sup>2</sup>, and a mass flux range of 250-820 kg/m<sup>2</sup>s. The flow visualization results showed five different flow patterns including slug flow, throat-annular flow, churn flow, annular flow, and annular-rivulet flow. The experimental results showed the importance of the change in the flow direction. The shape of the gas slug during horizontal flow did not look the same as in the vertical orientations. The flow patterns for all three orientations were found to have strong influence on the heat transfer coefficients. The heat transfer coefficient increased with increasing heat flux but was mostly independent of vapour quality and mass flux. The pressure drop tended to increase with increasing heat flux and mass flux. Moreover, heat transfer coefficient became increased when the refrigerant flowed in the vertical upward direction. In addition, the experimental data was also compared with the existing prediction methods.

## Acknowledgements

I would like to express my gratitude to my advisor, Asst. Prof. Dr. Sira Saisorn for his all support, excellent guidance, valuable time and encouragement throughout this thesis.

I would like to acknowledge the Thailand Research Fund and KMITL Research Fund for providing financial support for this study.

I am very grateful to many individuals for their support and help in the preparation of the experimental apparatus, especially to Mr. Adirek Suriyawong, my friends (ME15), and the students in the Two-Phase Flow Research Laboratory at King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Prince of Chumphon Campus.

Moreover, I would also like to thank Professor Dr. Somchai Wongwises and the students in the FUTUBE Lab. (Fluid Mechanics, Thermal engineering, and Multiphase Flow Research Laboratory) at the Department of Mechanical Engineering, KMUTT, for their help during my study.

Finally, I would like to thank my family, especially to my parents, i.e. Mr. Teerapol Wongpromma and Mrs. Lalidwadee Wongpromma for their support and encouragement throughout all the time. Without their faith and encouragement, my thesis would not have been completed.

Pakorn Wongpromma

# Table of contents

	Page
Thai abstract .....	I
English abstract .....	II
Acknowledgements.....	III
Table of contents.....	IV
List of tables .....	VI
List of figures.....	VII
Nomenclature.....	IX
Chapter 1 Introduction .....	1
1.1 Background.....	1
1.2 Objectives.....	2
1.3 Scopes.....	2
Chapter 2 Literature Review .....	3
2.1 Flow boiling patterns characteristics in small channel.....	3
2.2 Flow boiling heat transfer and pressure drop characteristics in small channel.....	6
Chapter 3 Theory.....	9
3.1 Classifications of channels.....	9
3.2 Flow boiling heat transfer.....	10
3.2.1 Heat transfer coefficient.....	10
3.2.1.1 Heat flux.....	11
3.2.1.2 Temperature.....	11
3.2.2 Local Vapour quality .....	13
3.3 Flow boiling pressure drop .....	13
3.3.1 Single-phase pressure drop .....	13
3.3.2 Two-phase pressure drop .....	14
3.3.2.1 Homogenous flow model (HFM).....	15
3.3.2.2 Separated flow model (SFM) .....	166
Chapter 4 Methodology.....	17
4.1 Experimental apparatus and procedure.....	17
4.1.1 Refrigerant loop.....	17
4.1.2 Test section .....	21
4.1.3 Data acquisition .....	21

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## Table of contents (continued)

	Page
Chapter 5 Results and Discussions .....	22
5.1 Single-phase flow .....	22
5.2 Flow boiling pattern .....	26
5.2.1 Flow pattern.....	26
5.3.2 Flow regime map .....	30
5.3.3 Comparison of observed flow pattern with the transition lines.	32
5.3 Flow boiling heat transfer .....	34
5.3.1 Local heat transfer coefficient.....	34
5.3.3 Average heat transfer coefficient .....	43
5.3.4 Comparison between the experimental heat transfer data and the prediction methods.....	46
5.4 Flow boiling pressure drop .....	52
5.4.1 Pressure drop component.....	52
5.4.2 Frictional pressure drop.....	54
5.4.3 Comparison between the frictional pressure drop data and the prediction methods .....	57
Chapter 6 Conclusions and Suggestions .....	68
6.1 Conclusions .....	68
6.1.1 Flow pattern.....	68
6.1.2 Flow boiling heat transfer .....	68
6.1.3 Flow boiling pressure drop .....	68
6.2 Suggestions for future work .....	69
References.....	70
Appendix.....	76
Author biography .....	103

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## List of tables

Table	Page
3.1 Classification of channels based on hydraulic diameter. ....	9
3.2 Classification for different dimensionless parameter.....	10
4.1 Experimental conditions.....	17
4.2 Uncertainties of measured quantities and calculated parameters. ....	21
5.1 Comparison of the heat transfer prediction with the present heat transfer data for different orientations.....	50
5.2 Comparison of the homogeneous flow model with the present pressure drop data for different orientations. ....	58
5.3 Comparison of the pressure drop prediction with the present pressure drop data for different orientations.....	64



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## List of figures

Figure	Page
2.1 Flow pattern visualizations in a 2.32 mm horizontal tube [15].	3
2.2 Flow pattern visualizations in a 1.75 mm horizontal tube [16].	4
2.3 Flow pattern visualizations in (a) 4.26 mm, (b) 2.88 mm, (c) 2.01 mm and (d) 1.1 mm vertical tube [17].	5
2.4 Flow pattern visualizations in a 1.33 mm vertical tube [18].	6
2.5 Flow pattern visualizations in a 0.5 mm horizontal tube: (a) Bubbly flow, (b) Bubbly/slug flow, (c) Slug flow, (d) Slug/semi-annular flow, (e) Semi-annular flow, (f) Wavy annular flow, and (g) Smooth annular flow [19].	6
3.1 Variation of tube surface and the average fluid temperatures along the tube in the case of constant surface heat flux [44].	12
3.2 Schematic diagram of one-dimensional radial condition [45].	12
4.1 Experimental facility.	18
4.2 Schematic diagram of experimental system.	19
4.3 Schematic diagram of the test section.	20
5.1 Energy balance between the heat applied to test section and that to the fluid.	23
5.2 Heat loss characterization curve.	24
5.3 Comparison between the single-phase flow data and the prediction for fully developed laminar flow.	24
5.4 Comparison between the single-phase flow data and the prediction for turbulent flow.	25
5.5 Comparison between the single-phase friction factor data and the prediction.	25
5.6 Flow patterns for different orientations: (a) Slug flow, (b) Throat-annular flow, (c) Churn flow, (d) Annular flow and (e) Annular-rivulet flow.	29
5.7 Flow regime map between horizontal flow and vertical upward flow.	30
5.8 Flow regime map between horizontal flow and vertical downward flow.	31
5.9 Flow regime map between vertical upward flow and vertical downward flow.	31
5.10 Comparison of the observed flow patterns with the transition lines by Ong and Thome correlation [9].	33
5.11 Local heat transfer coefficient data for various flow patterns.	35
5.12 Local vapour quality versus local heat transfer coefficient for various heat flux values.	36

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## List of figures (continued)

Figure	Page
5.13 Local vapour quality versus local heat transfer coefficient for various mass flux values at low heat flux. ....	37
5.14 Local vapour quality versus local heat transfer coefficient for various mass flux values at high heat flux. ....	38
5.15 Local vapour quality versus local heat transfer coefficients for different orientations at mass flux of 252 kg/m <sup>2</sup> s.....	40
5.16 Local vapour quality versus local heat transfer coefficients for different orientations at mass flux of 665 kg/m <sup>2</sup> s.....	41
5.17 Local vapour quality versus local heat transfer coefficients for different orientations at mass flux of 820 kg/m <sup>2</sup> s.....	42
5.18 Heat flux versus heat transfer coefficient for different mass flux values.....	44
5.19 Heat transfer coefficients for different orientations. ....	45
5.20 Comparison between experimental data and calculated heat transfer coefficient using different correlations: (a) Cooper [60], (b) Tran et al. [56], (c) Bertsch et al. [63] and (d) Shah [64].....	52
5.21 Pressure drop components as a function heat flux for different orientations. .	53
5.22 Heat flux versus frictional pressure drop for different mass flux values.....	55
5.23 Frictional pressure drop for different orientations.....	56
5.24 Comparison between experimental data and calculated frictional pressure drop with correlation proposed by (a) Mc Adam et al. [67], (b) Cicchitti et al. [68], (c) Owens [69], (d) Dukler et al. [70], (e) Beattie and Whalley [71], (f) Lin et al. [72], and (g) Awad and Muzychka [73].....	62
5.25 Comparison between experimental data and calculated frictional pressure drop using different correlations: (a) Lockhart-Martinelli [47], (b) English and Kandlikar [75], (c) Li and Wu [76], (d) Kim and Mudawar [77], and (e) Huang and Thome [78]... 67	

## Nomenclature

$Bd$	bond number, $Bd = gD_h^2(\rho_l - \rho_g)/\sigma$
$Bo$	boiling number, $Bo = q'' / Gi_{lg}$
$C$	$C$ parameter
$C_{Co}$	convection number, $C_{Co} = ((1-x)/x)^{0.8}(\rho_g/\rho_l)^{0.5}$
$C_o$	confinement number, $C_o = (\sigma/g(\rho_l - \rho_g))^{0.5} / D_h$
$c_p$	liquid specific heat (J/kg.K)
$D$	channel diameter (m)
$D_h$	hydraulic diameter (m)
$dP_f/dz$	frictional pressure gradient (Pa/m)
$Eo$	Eötvös number, $Eo = (\rho_l - \rho_g)gD_h^2 / 8\sigma$
$F$	enhancement factor
$Fr$	Froude number, $Fr = G^2 / \rho^2 gD$
$f$	friction factor
$G$	mass flux (kg/m <sup>2</sup> s)
$g$	gravitational acceleration (m/s <sup>2</sup> )
$h$	heat transfer coefficient (W/m <sup>2</sup> K)
$I$	electrical current (Ampere)
$i$	enthalpy (J/kg)
$i_{lg}$	latent heat of vapourization (J/kg)
$k$	thermal conductivity (W/m K)
$L$	channel length (m)
$\dot{m}$	mass flow rate (kg/s)
$M$	molecular weight (kg/kmol)
$MAE$	mean absolute error, $MAE = (1/N) \sum_{i=1}^N ( h_{pre} - h_{exp}  / h_{exp}) \times 100$
$N$	number of experimental data
$Nu$	Nusselt number, $Nu = hD_h / k$
$P$	pressure (Pa)
$P_F$	wetted perimeter of channel (m)
$P_H$	heated perimeter of channel (m)
$P_R$	reduced pressure

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Pr	Prandtl number, $Pr = \mu C_p / k$
$q$	heat transfer rate (W)
$\dot{q}$	volumetric heat generation ( $W/m^3$ )
$q''$	heat flux ( $W/m^2$ )
$q_{in}$	heat applied to test section, $q_{in} = IV$ , (W)
$q_{loss}$	heat loss (W)
$q_{mea}$	heat applied to the fluid, $q_{mea} = \dot{m}c_p(T_{outlet} - T_{inlet})$ , (W)
Re	Reynolds number, $Re = GD_h / \mu$
r	radius of the tube (m)
S	nucleate boiling suppression factor
Su	Suratman number, $Su = \rho\sigma D / \mu^2$
T	temperature ( $^{\circ}C$ )
V	Voltage (Volts)
We	Weber number, $We = G^2 D_h / \rho\sigma$
x	vapour quality
z	axial length (m)

#### Greek symbols

$\alpha$	void fraction
$\Delta P$	Pressure drop (Pa)
$\chi$	Lockhart-Martinelli parameter
$\phi^2$	two-phase frictional multiplier
$\gamma$	percentage of data within $\pm 30\%$
$\mu$	dynamic viscosity ( $N\ s/m^2$ )
$\theta$	tube angle ( $^{\circ}$ )
$\rho$	density ( $kg/m^3$ )
$\sigma$	surface tension (N/m)

#### Subscripts

A	annular flow
acc	acceleration
CB	coalescing bubble flow
cb	convection boiling contribution
exp	experimental value

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

fluid	bulk fluid
G	gravitation
<i>g</i>	vapour phase
<i>go</i>	all-vapour
<i>IB</i>	isolated bubble flow
in	inner
<i>l</i>	liquid phase
<i>lo</i>	all-liquid
<i>loc</i>	local
<i>nb</i>	nucleate boiling contribution
out	outer
pre	predicted value
<i>SP</i>	single-phase
<i>S-P</i>	plug-slug flow
sat	saturation
<i>TP</i>	two-phase
wall	wall surface



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# Chapter 1

## Introduction

### 1.1 Background

The fluidic devices have been down-sized during recent years. The miniaturization utilizing micro-channels can solve the problems based on heat transfer in the limited space in which ordinarily sized channels cannot be satisfied. Moreover, the heat transfer coefficient can be increased by reducing the channel size as reported by Tuckermen and Pease [1]. According to the literature [2-4], the reduction of the hydraulic diameter caused the changes in two-phase flow and heat transfer mechanisms. As the channel becomes smaller to a micro-scale threshold value, capillary force is likely to induce the flow phenomena which are different from those taking place in ordinarily sized channels. The discrepancies between macro-scale and micro-scale flows for single-phase fluids were discussed in Dixit and Ghosh [5], and those for two-phase flow were reported in the literature [6-10].

Mehendale et al. [11] and Kandlikar [12] used only geometric definition for determining the transition to micro-channel. The former considered the micro-channels as the flow passages having hydraulic diameters ranging from 1  $\mu\text{m}$  to 100  $\mu\text{m}$  while the latter defined the channels with hydraulic diameters of less than 200  $\mu\text{m}$  as micro-channels.

Criteria pertaining to the threshold value for micro-scale flow were also proposed based on dimensionless parameters. Kew and Cornwell [13], for instance, recommended confinement number to define the micro-scale flow. The confinement number,  $C_o$ , was presented by

$$C_o = \frac{(\sigma / g(\rho_l - \rho_g))^{0.5}}{D_h} \quad (1.1)$$

where  $D_h$  represents hydraulic diameter,  $\sigma$  stands for surface tension,  $g$  is gravitational acceleration,  $\rho_l$  and  $\rho_g$  are liquid and gas densities, respectively. They suggested that the confinement number values greater than 0.5 resulted in micro-scale flow behaviors.

According to Ong and Thome [9], Eötvös number, related to Bond number was considered to identify the threshold value and given by

$$Eo = \frac{Bd}{8} = \frac{(\rho_l - \rho_g)gD_h^2}{8\sigma} \quad (1.2)$$

The Eötvös number values of around 0.2 caused the flow to be experienced the transition region. They also suggested that the term “mini-channel” was associated with the flow phenomena taking place at the transition from macro-scale flow to micro-scale flow.

Two-phase flow in micro-channels can be applied for many engineering devices such as refrigeration system, micro heat exchanger, micro fuel cell, and micro reactor. Referring to Mudawar [14], for cooling purposes, the two-phase micro-channel flow has been considered as one of the effective methods for dissipating heat. The advantages of applying flow boiling in micro-channels provide such benefits as high heat transfer coefficient with low amount of working fluid occupied in the system having limited space.

## 1.2 Objectives

1. To investigate flow pattern, heat transfer coefficient, and pressure drop in 1 mm diameter circular channel, which is aligned in different orientations, i.e. horizontal flow, vertical upward flow, and vertical downward flow.
2. To explore the influence of channel orientations on mini-channel flow boiling.
3. To compare the experimental results with the existing correlations.

## 1.3 Scopes

1. The test section is a stainless steel tube of 1 mm in diameter and 500 mm in length.
2. R-134a refrigerant is used as a working fluid.
3. The orientations are carried out under three different flow directions including horizontal flow, vertical upward flow and vertical downward flow.

## Chapter 2

### Literature Review

The flow boiling studies focusing on flow pattern, heat transfer, and pressure drop in mini- and micro-channels were carried out by various researchers as follows.

#### 2.1 Flow boiling patterns characteristics in small channel

Two-phase flow pattern observed in small channels was investigated by several investigators. For example, Arcanjo et al. [15] conducted flow visualization study for flow boiling of R-134a as well as R-245fa in a 2.32 mm horizontal tube. The observed flow patterns included bubbly flow, slug flow, churn flow, and annular flow. For a horizontal channel with a diameter of 1.75 mm, Saisorn et al. [16] observed slug flow, throat-annular flow, churn flow, annular flow, and annular-rivulet flow.

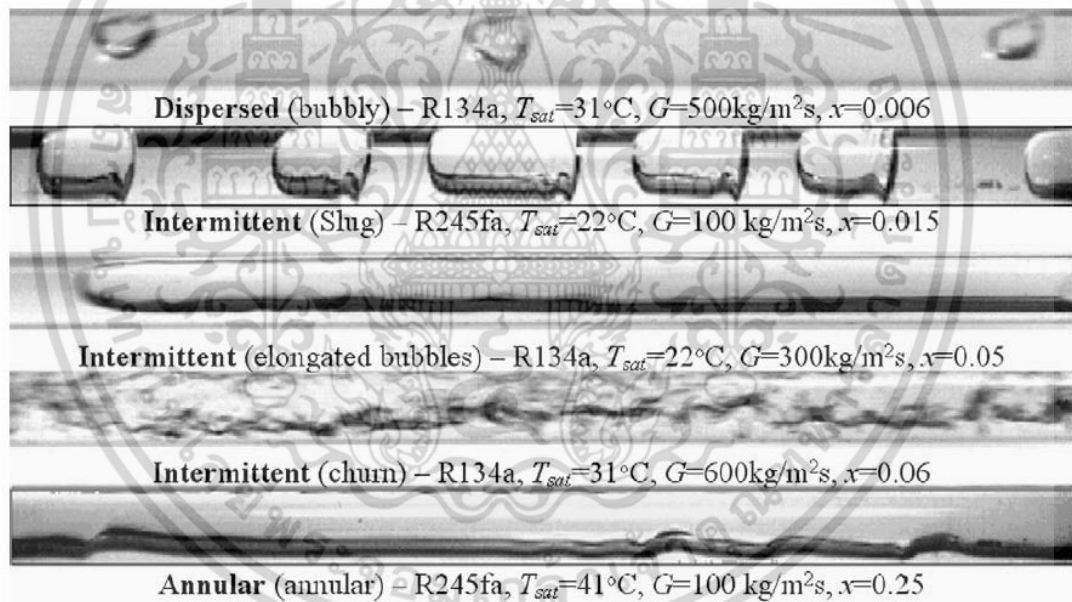


Fig. 2.1 Flow pattern visualizations in a 2.32 mm horizontal tube [15].

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

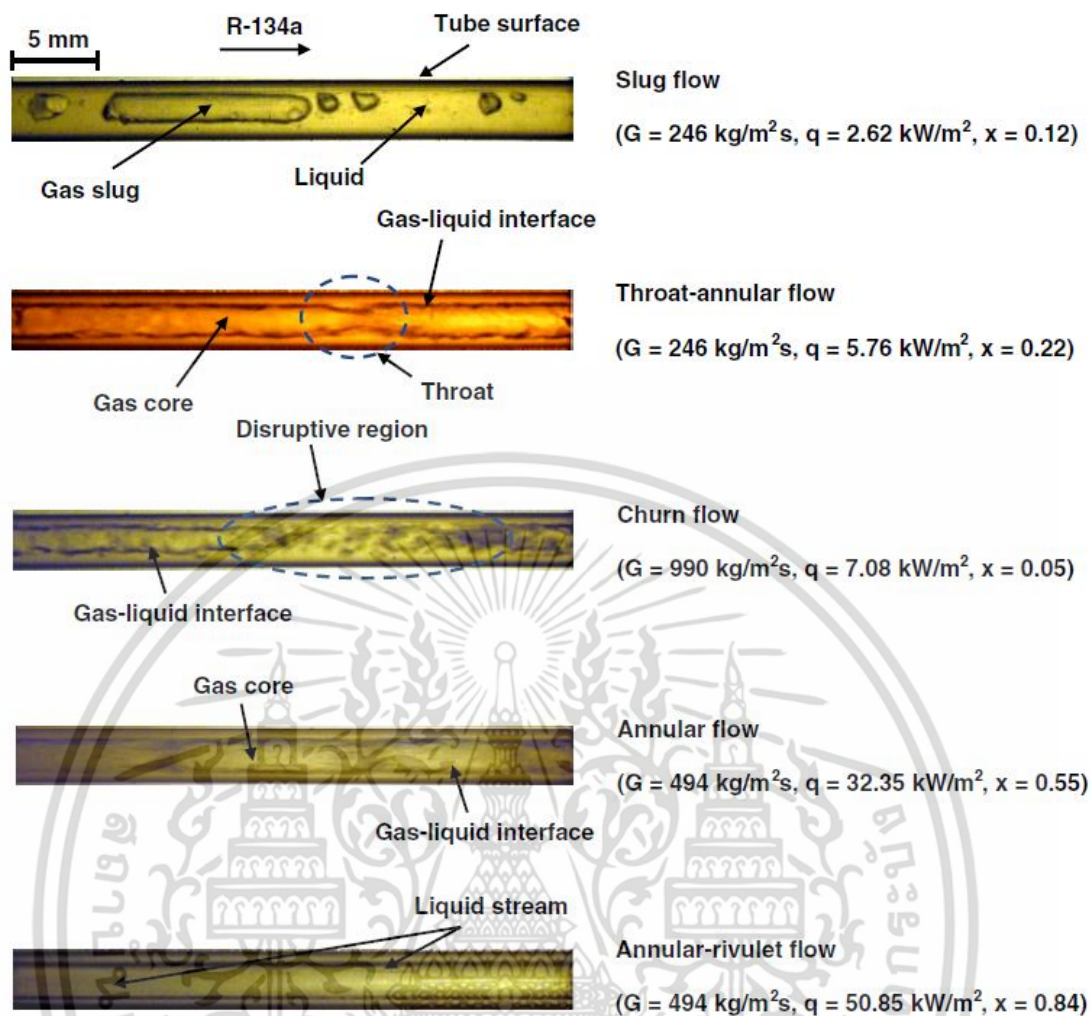


Fig. 2.2 Flow pattern visualizations in a 1.75 mm horizontal tube [16].

Vertical circular tubes having four different channel diameters, i.e. 4.26, 2.88, 2.01 and 1.1 mm, were used by Chen et al. [17] for flow boiling of R-134a. They observed dispersed bubble flow, bubbly flow, confined bubble flow, slug flow, churn flow, annular flow, and mist flow. Similar observations were reported, based on R-134a in a vertical quartz glass tube having a diameter of 1.33 mm, by Martin-Callizo et al. [18].

In addition, Revellin and Thome [19], Ong and Thome [20], and Ong and Thome [9] presented the flow patterns including isolated bubble (IB) regime, coalescing bubble (CB) regime and annular regime, and subsequently proposed correlations for the relevant transition zones.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

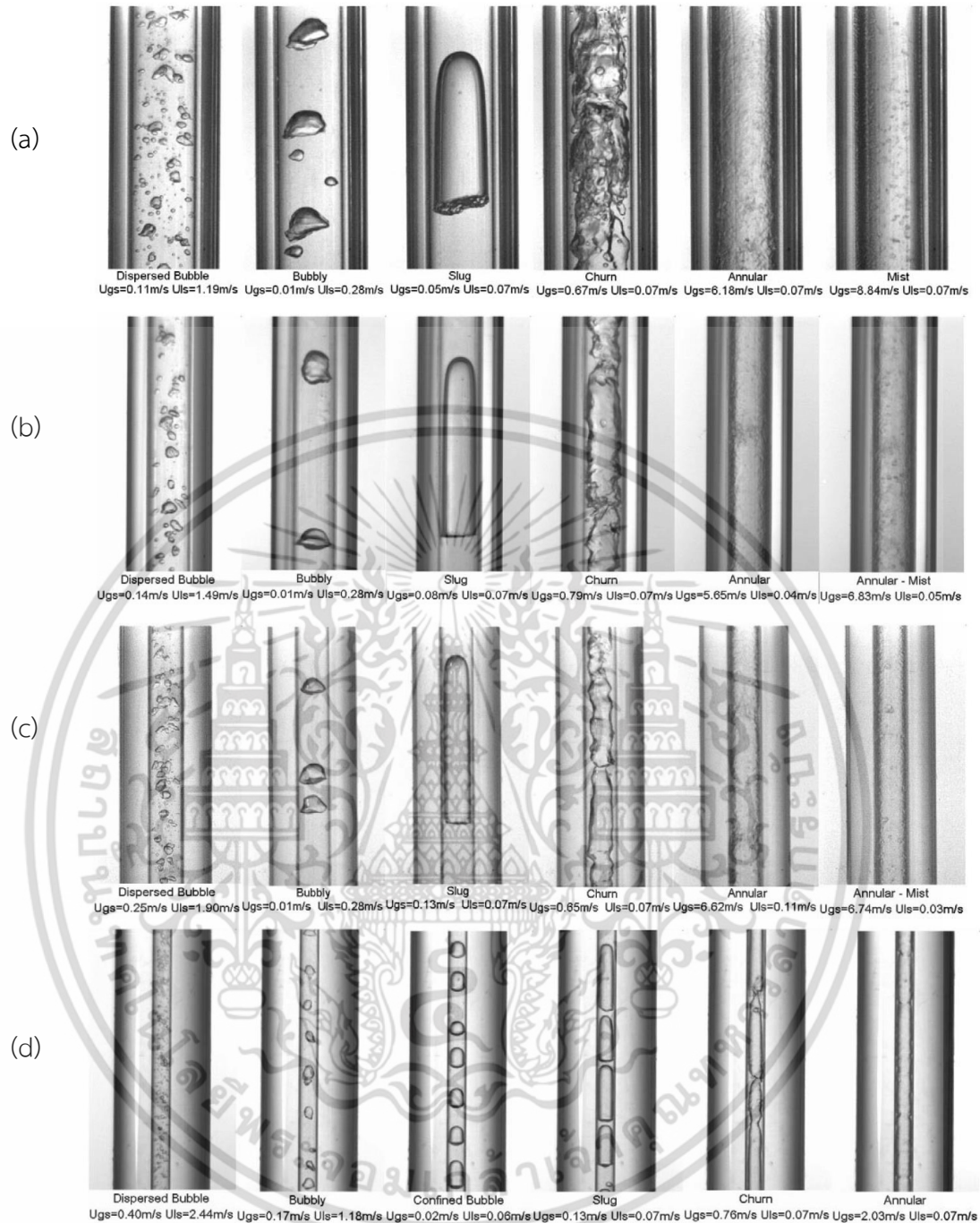


Fig. 2.3 Flow pattern visualizations in (a) 4.26 mm, (b) 2.88 mm, (c) 2.01 mm, and (d) 1.1 mm vertical tube [17].

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

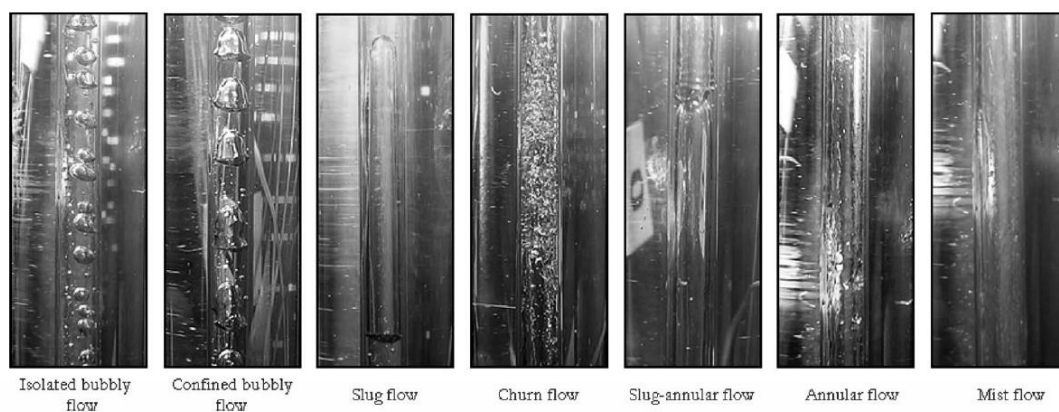


Fig. 2.4 Flow pattern visualizations in a 1.33 mm vertical tube [18].

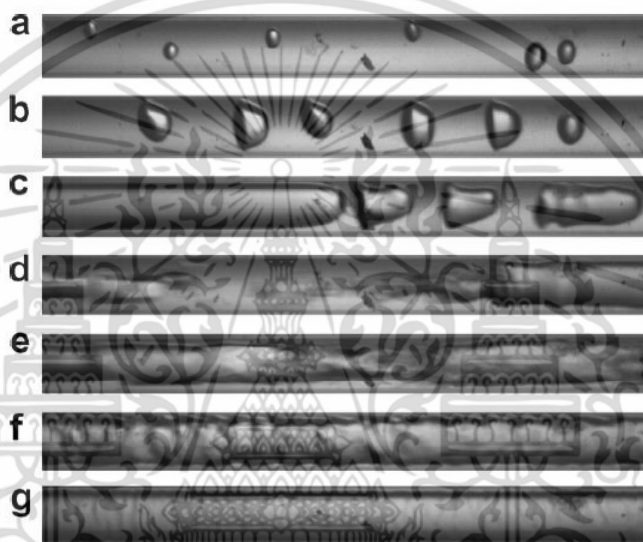


Fig. 2.5 Flow pattern visualizations in a 0.5 mm horizontal tube: (a) Bubbly flow, (b) Bubbly/slug flow, (c) Slug flow, (d) Slug/semi-annular flow, (e) Semi-annular flow, (f) Wavy annular flow, and (g) Smooth annular flow [19].

## 2.2 Flow boiling heat transfer and pressure drop characteristics in small channel

The followings are briefly discussions for the micro-scale heat transfer studies.

Lin et al. [21] studied the flow boiling heat transfer of R141b refrigerant in a vertical tube of 1 mm in diameter. They found that the heat transfer phenomena were governed by nucleate boiling in low vapour quality region and by convective boiling in high vapour quality region.

Owhaib et al. [22] carried out flow boiling of R-134a in vertical mini-channels with dimeters of 1.7, 1.224, and 0.826 mm. The results indicated a strong influence of heat flux on heat transfer characteristics when vapour quality was less than 0.6.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Similar results were presented by Huo et al. [23] and Shiferaw et al. [24], for flow boiling heat transfer of R-134a in vertical circular tubes having diameters of 4.26, 2.01 and 1.1 mm. Huo et al. [23] also reported that the heat transfer coefficient tended to increase with the decrease in channel diameter.

The flow boiling of R-134a in horizontal circular channels with diameters ranging from 0.5 to 1.6 mm was carried out by Basu et al. [25]. They indicated that the heat transfer phenomena were controlled by nucleate boiling mechanism because their heat transfer results were dependent on heat flux.

Anwar et al. [26] studied heat transfer characteristics of R-152a refrigerant during flow boiling in a vertical mini-channel having a diameter of 1.6 mm. Their results showed the strong dependence of heat transfer coefficient on heat flux.

Recently, Olivaira et al. [27] investigated flow boiling heat transfer of R-600a in a horizontal tube having a diameter of 1 mm. They indicated that the heat transfer coefficients were substantially affected by heat flux, especially at low vapour quality. However, the dominance of nucleate boiling became decreased when vapour quality was increased.

Ong and Thome [28] reported heat transfer phenomena for different refrigerants flowing in different channel diameters, i.e. 1.03, 2.20, and 3.04 mm. The smaller channel tended to give heat transfer coefficient with lower dependency on heat flux. Different refrigerants seemed to cause different heat transfer mechanisms. The heat transfer coefficient for R-134a showed the highest dependence on heat flux. However, the heat transfer coefficient for R-245fa yielded the lowest heat flux dependency while R-236fa was positioned in between the other two refrigerants.

Convective boiling was also reported as dominant mechanism governing the heat transfer phenomena which were presented in Lee and Lee [29], Sumith et al. [30], and Qu and Mudawar [31].

Flow boiling pressure drop characteristics in small channels were reported by several researchers.

Owhaib et al. [32], Tibirica et al. [33], Maqbool et al. [34], and Keepaiboon et al. [35] concluded that the frictional pressure drop increased with increasing mass flux.

Maqbool et al. [34] also found from their results, based on two-phase pressure drop of vertical circular channels with diameters of 1.7 and 1.224 mm, that the pressure drop increased with decreasing saturation pressure as well as channel diameter.

Keepaiboon et al. [35] studied the two-phase pressure drop in a rectangular micro-channel having a hydraulic diameter of 0.68 mm. The higher the saturation pressure, the lower was the pressure drop.

A number of experimental studies such as Kandlikar and Balasubramanian [36], Zhang et al. [37], Wang et al. [38], Lee et al. [39], and Leao et al. [40] reported the influence of orientations on the performance of multiport rectangular micro-channels.

Kandlikar and Balasubramanian [36], and Zhang et al. [37] showed that amongst different flow orientations carried out under the same experimental conditions, the vertical upward flow gave the best performance, i.e. high heat transfer coefficient with low pressure drop.

Wang et al. [38] studied heat transfer performance in a multiport rectangular micro-channels with a hydraulic diameter of 0.825 mm and the inclination angle ranging from  $-90^\circ$  (vertical downward) to  $90^\circ$  (vertical upward). They reported that horizontal flow and vertical upward flow tended to give the similar performance while poor heat transfer results were obtained for downward flow arrangement.

Lee et al. [39] conducted flow boiling experiments with FC-72 flow through horizontal and vertical rectangular micro-channels. Their results showed that vertical downward flow provided the highest heat transfer coefficient, especially at low mass flux.

Leao et al. [40] experimentally investigated flow boiling heat transfer and pressure drop of R-245fa in rectangular micro-channels. They reported that the flow boiling in a horizontal orientation gave the highest heat transfer coefficient. The results also showed the vertical upward flow providing the lowest pressure drop.

As previously discussed above, the recent works on flow boiling mainly discussed the heat transfer and pressure drop results in mini-and micro-channels with various working fluids and channel diameters. Parameters such as heat flux and mass flux affecting the flow boiling phenomena have been presented in several publications. However, the important information regarding the gravitational aspect on flow pattern, heat transfer, and pressure drop characteristics is still limited and, moreover, there have been inconsistencies in the existing data. The difference in the results may be due to the presence of the channel corner in the rectangular micro-channels. The aim of this work is therefore to explore the influence of channel orientations on mini-channel flow boiling without the corner effect. Flow pattern, heat transfer coefficient, and pressure drop results for a 1 mm diameter circular channel, which was aligned in different orientations, i.e. horizontal flow, vertical upward flow, and vertical downward flow, were presented in this study.

# Chapter 3

## Theory

### 3.1 Classifications of channels

Many studies on criteria for the classification of channels have been conducted by different researchers, which are divided into 2 groups:

The first group has proposed criteria for different channel size with the hydraulic diameter,  $D_h$ , as shown in Table 3.1. Mehendale et al. [11] proposed classification of channels for heat exchangers. The criteria for classification of different small channels using widely for engineering applications have been proposed by Kandlikar [12].

The second group proposed macro-scale to micro-scale transition criteria for different dimensionless parameter, which was presented in the literature [41], such as Kew and Cornwell [13], Ullman and Brauner [42], Harirchian and Garimella [43] and Ong and Thome [9] as the following classification in Table 3.2.

**Table 3.1** Classification of channels based on hydraulic diameter.

	$D_h$ (mm)
<b>Mehendale et al. [11]</b>	
- Micro-heat exchanger	0.001-0.1
- Meso-heat exchanger	0.1-1
- Compact heat exchanger	1-6
- Conventional heat exchanger	> 6
<b>Kandlikar [12]</b>	
- Micro-channel	0.01-0.2
- Mini-channel	0.2-3
- Conventional channel	> 3

**Table 3.2** Classification for different dimensionless parameter.

Dimensionless Parameter	Micro-scale flow	Macro-scale flow
<b>Kew and Cornwell [13]</b>		
- Confinement number: $C_o$	$C_o \geq 0.5$	$C_o < 0.5$
<b>Ullman and Brauner [42]</b>		
- Eötvös number: $Eo$	$Eo \leq 0.2$	$Eo > 0.2$
<b>Harirchian and Garimella [43]</b>		
- Convective confinement number: $Bd^{0.5} \times Re$	$Bd^{0.5} \times Re < 160$	$Bd^{0.5} \times Re > 160$
<b>Ong and Thome [9]</b>		
- Confinement number: $C_o$	$C_o \approx 1$	$C_o = 0.3 - 0.4$

where  $C_o$  is given by Eq. (1.1),

$Eo$  is determined by Eq. (1.2),

$Bd$  is the Bond number and is calculated as:  $Bd = gD_h^2(\rho_l - \rho_g)/\sigma$ .

## 3.2 Flow boiling heat transfer

### 3.2.1 Heat transfer coefficient

The local heat transfer coefficient is calculated by

$$h_{loc}(z) = \frac{q''}{T_{wall,in}(z) - T_{fluid}(z)} \quad (3.1)$$

where  $q''$  is the heat flux of the channel wall,  $T_{fluid}(z)$  is the local temperature of the fluid and  $T_{wall,in}(z)$  is the local temperature of the inner wall surface.

The heat transfer characteristics are also presented based on average heat transfer coefficient, which can be determined by

$$h_{avg} = \frac{q''}{(T_{wall} - T_{fluid})} \quad (3.2)$$

where  $T_{fluid}$  is the average temperature of the fluid and  $T_{wall}$  is the average temperature of the inner wall surface.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

The Local Nusselt number,  $Nu_{loc}(z)$ , is expressed by

$$Nu_{loc}(z) = \frac{h_{loc}(z)D}{k_l} \quad (3.3)$$

where  $k_l$  is the liquid thermal conductivity.

### 3.2.1.1 Heat flux

$q''$  refers to heat flux transferred to the test section and is estimated by the following equation.

$$q'' = \frac{q - q_{loss}}{\pi DL} \quad (3.4)$$

where  $D$  is channel diameter,  $L$  is length of channel,  $q$  is heat transfer rate generated by joule heating method and  $q_{loss}$  denotes rate of heat loss which can be estimated by applying energy balance and thermal resistance concept. The rate of heat loss is dependent on the flow condition and estimated up to 30% for this work.

### 3.2.1.2 Temperature

In Eq. (3.1),  $T_{fluid}(z)$  represents the local temperature of the refrigerant and the average temperature of the refrigerant,  $T_{fluid}$ , in Eq. (3.2) can be calculated from an energy balance and is given by Eq. (3.5).

$$T_{fluid}(z) = T_{fluid,in} + \frac{q''\pi Dz}{\dot{m}c_p} \quad (3.5)$$

where  $T_{fluid,in}$  is the fluid inlet temperature,  $z$  is the axial distance,  $\dot{m}$  is the mass flow rate, and  $c_p$  is the liquid specific heat.

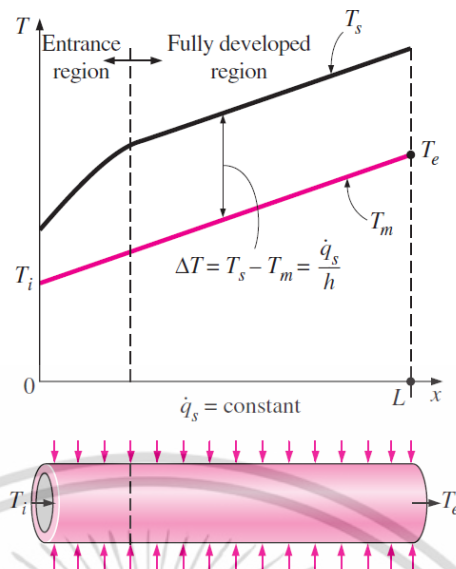


Fig. 3.1 Variation of tube surface and the average fluid temperatures along the tube in the case of constant surface heat flux [44].

The local temperature of the inner wall surface,  $T_{wall,in}(z)$ , can be determined from Eq. (3.6). For each position, it should be noted that the inner wall temperature can be obtained based on steady state one-dimensional heat conduction through the tube wall with internal heat generation.

$$T_{wall,in}(z) = T_{wall,out}(z) + \frac{\dot{q}}{4k}(r_{out}^2 - r_{in}^2) - \frac{\dot{q}}{2k}(r_{out}^2) \ln \frac{r_{out}}{r_{in}} \quad (3.6)$$

where  $T_{wall,out}(z)$  is the local measured outer wall surface,  $\dot{q}$  is the volumetric heat generation,  $k$  is the thermal conductivity of material,  $r_{out}$  is outer radius of the tube, and  $r_{in}$  is inner radius of the tube.

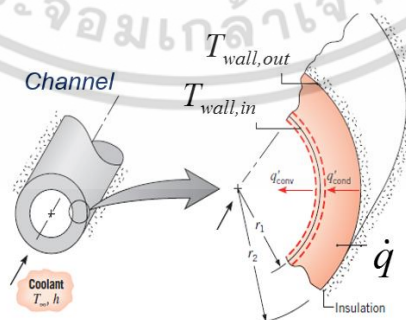


Fig. 3.2 Schematic diagram of one-dimensional radial condition [45].

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3.2.2 Local Vapour quality

The Local vapour quality of fluid is calculated based on thermodynamic properties as follows.

$$x(z) = \frac{i(z) - i_l(z)}{i_{lg}(z)} \quad (3.7)$$

From an energy balance, the local enthalpy  $i(z)$  at position  $z$  can be calculated from Eq. (3.8). The local enthalpy of saturated liquid,  $i_l(z)$ , and the local latent heat of vapourization,  $i_{lg}(z)$ , are determined based on the local temperature.

$$i(z) = \frac{q'' \pi D z}{\dot{m}} + i_{inlet} \quad (3.8)$$

where the inlet enthalpy,  $i_{inlet}$ , is estimated using the measured inlet temperature of refrigerant across the test section.

## 3.3 Flow boiling pressure drop

### 3.3.1 Single-phase pressure drop

In the analysis of single-phase flow, the pressure drop is expressed based on fully developed flow for all type, i. e. circular or non-circular channels, horizontal or inclined channels, laminar or turbulent flows, and smooth or rough surfaces. The single-phase pressure drop is calculated from:

$$\Delta P_{SP} = f_{SP} \frac{L G^2}{D 2\rho} \quad (3.9)$$

The Darcy friction factor,  $f_{SP}$ , is introduced to calculate the single-phase friction factor as:

$$f_{SP} = \frac{2\Delta P_{SP} \rho D}{L G^2} \quad (3.10)$$

The single-phase friction factor,  $f_{SP}$ , for fully developed laminar or turbulent flows in a smooth tube can be used by Eq. (3.11)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$f = \begin{cases} 64 \text{Re}^{-1} & \text{for } \text{Re} \leq 2300 \\ 0.316 \text{Re}^{-0.25} & \text{for } \text{Re} > 2300 \end{cases} \quad (3.11)$$

In Eq. (3.11),  $\text{Re}$  represents the Reynolds number, which is used for internal flow and is presented by

$$\text{Re} = \frac{GD}{\mu} \quad (3.12)$$

where  $G$  is the mass flux,  $\rho$  is the density of liquid,  $\mu$  is the dynamic viscosity,  $L$  is the pressure drop length, and  $D$  is the channel diameter.

### 3.3.2 Two-phase pressure drop

The two-phase pressure drop for horizontal flow and vertical flow consists of frictional, accelerational, and gravitational terms.

$$\Delta P_{total} = \Delta P_f + \Delta P_{acc} + \Delta P_G \quad (3.13)$$

The frictional pressure drop,  $\Delta P_f$ , is calculated by subtracting the gravitational term, and accelerational term from the measured value of total pressure drop. The gravitational pressure drop is neglected for horizontal flow.

$$\Delta P_f = \Delta P_{total} - \Delta P_{acc} - \Delta P_G \quad (3.14)$$

The components based on acceleration and gravitation are respectively given by Eqs. (3.15) and (3.16).

The accelerational term can be expressed by

$$\Delta P_{acc} = G^2 \left\{ \left[ \frac{x^2}{\alpha \rho_g} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha) \rho_l} \right]_{outlet} - \left[ \frac{x^2}{\alpha \rho_g} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha) \rho_l} \right]_{inlet} \right\} \quad (3.15)$$

where  $G$  is the mass flux,  $x$  is the vapour quality,  $\alpha$  is the void fraction,  $\rho_g$  is the vapour density, and  $\rho_l$  is the liquid density.

The gravitational term is presented as follow

$$\Delta P_G = gL \sin \theta (\alpha \rho_g + (1-\alpha) \rho_l) \quad (3.16)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

where  $L$  is channel length and  $\alpha$  is the tube angle.

The void fraction shown in Eqs. (3.15) and (3.16) can be estimated by using Zivi correlation [46] which is given by

$$\alpha = \left[ 1 + \left( \frac{1-x}{x} \right) \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{2/3} \right]^{-1} \quad (3.17)$$

Two-phase flow models used to predict two-phase pressure drop are introduced. The two-phase flow models are divided into two methods as follows:

1. Homogenous flow model (HFM): this model is assumed that the liquid and vapour phases are homogeneous and flow with the same velocity.
2. Separated flow model (SFM): the two phases flow separately with different velocities.

### 3.3.2.1 Homogenous flow model (HFM)

In homogenous two-phase flow model, the basic assumption of homogenous two-phase are well mixed as the single-phase flowing with a single velocity. Therefore, the frictional pressure drop and the two-phase density are defined by using the homogenous flow model (HFM) method, which are respectively given by Eqs. (3.18) and (3.19).

$$\Delta P_{TP} = \Delta P_f = f_{TP} \frac{L}{D} \frac{G^2}{2\rho_{TP}} \quad (3.18)$$

$$\rho_{TP} = \left[ \frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_l} \right]^{-1} \quad (3.19)$$

where  $f_{TP}$  is two-phase friction factor, which can be defined from Eq. (3.11) with two-phase Reynold number,  $\text{Re}_{TP}$  as:

$$\text{Re}_{TP} = \frac{GD}{\mu_{TP}} \quad (3.20)$$

The two-phase viscosity,  $\mu_{TP}$ , in Eq. (3.20) was proposed by different researchers and is presented in section 5.4.3

### 3.3.2.2 Separated flow model (SFM)

The two-phase flow based on the separated flow model (SFM) is defined that liquid and vapour phases are considered to flow separately in the tube with different in such a way the phase velocities. The two-phase frictional pressure drop based on the Lockhart-Martinelli method [47] can be determined by

$$\left(\frac{dP_F}{dz}\right)_{TP} = \phi_l^2 \left(\frac{dP_F}{dz}\right)_l \quad (3.21)$$

The two-phase frictional multiplier,  $\phi_l^2$ , is calculated by

$$\phi_l^2 = 1 + \frac{C}{\chi} + \frac{1}{\chi^2} \quad (3.22)$$

The  $C$  parameter represents the level of interactions between the two phases. The Martinelli parameter,  $\chi$ , is expressed by

$$\chi = \left[ \frac{(dP_F/dz)_l}{(dP_F/dz)_g} \right]^{1/2} \quad (3.23)$$

where  $(dP_F/dz)_l$  denotes the single-phase liquid pressure gradient and  $(dP_F/dz)_g$  is the single-phase gas pressure gradient.

For macro-scale flow and micro-scale flow, there have been several existing correlations proposed for the value of the  $C$  parameter which is given in section 5.4.3.

## Chapter 4

# Methodology

### 4.1 Experimental apparatus and procedure

The experimental apparatus of this study was designed and constructed for flow boiling of R-134a in a circular mini-channel with different orientations as shown in Fig. 4.1. The schematic diagram of the experimental system is shown in Fig. 4.2. It mainly consists of R-134a refrigerant loop and a data acquisition system.

#### 4.1.1 Refrigerant loop

In the refrigerant loop, starting from receiver tank, the R-134a refrigerant flowed respectively through filter/drier, rotameter, pre-heater, sight glass tube, and entered the test section. Water tanks together with condensing units and a heater were used to allow the refrigerant vapour condensing into the subcooled liquid refrigerant which was subsequently collected in a receiver tank to finish a cycle. The flow rate was able to be adjusted by changing the speed of gear pump. There were two DC power supplies. One was applied for pre-heater to control vapour quality before entering the test section. The other was connected to the test section, which was based on constant surface heat flux condition. Transparent tubes were installed at the inlet and outlet of test section in order to allow visual observations. The two-phase flow with different directions, e.g. horizontal flow, vertical upward flow, and vertical downward flow was feasible by installing the test section on an adjustable platform. During the experiments, all relevant instruments for each position were installed to monitor the state of the refrigerant. The rotameter for R-134a was calibrated in the range of 0.006-0.044 LPM by manufacturer. All thermocouples as well as pressure transducers were well calibrated and the signals were recorded by the data acquisition system.

**Table 4.1** Experimental conditions.

Refrigerant	R-134a
Diameter (mm)	1
Length (mm)	500
Mass flux (kg/m <sup>2</sup> s)	250-820
Heat flux (kW/m <sup>2</sup> )	1-60
Saturation pressure (bar)	8
Test section material	Stainless steel

เอกสารนี้เป็นเอกสารต้นฉบับที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อใช้ในการศึกษาวิจัยเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

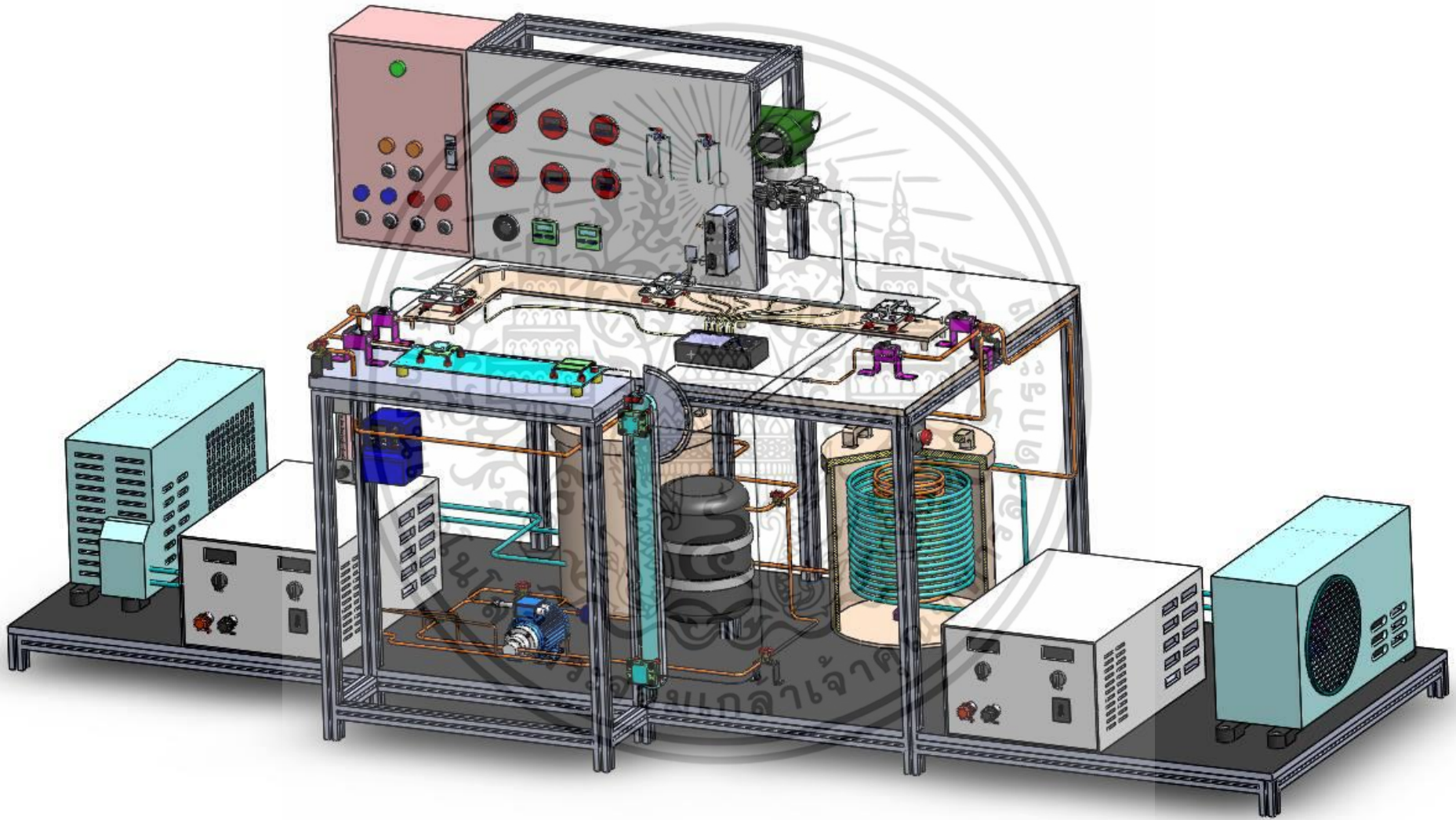


Fig. 4.1 Experimental facility.

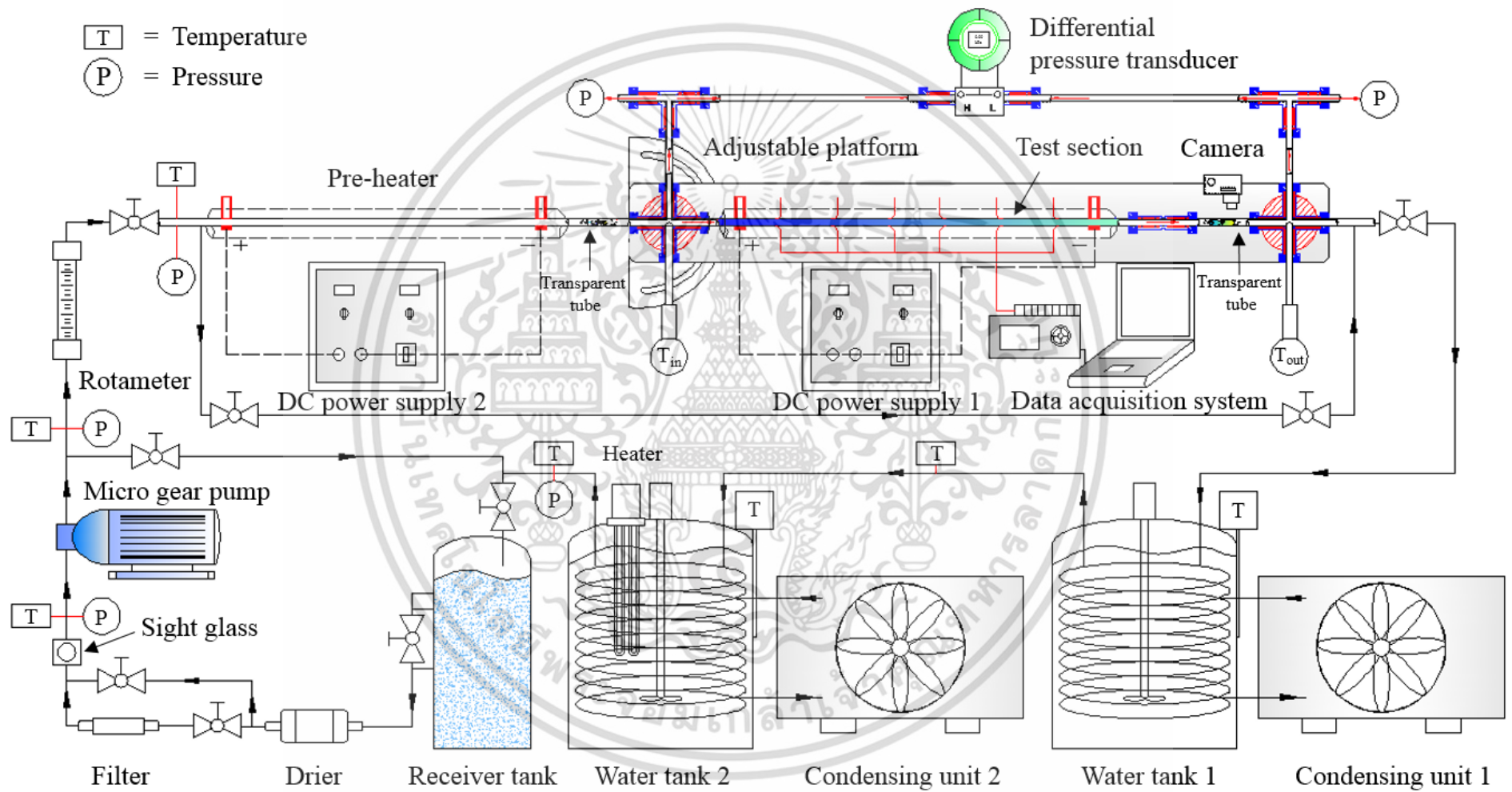


Fig. 4.2 Schematic diagram of experimental system.

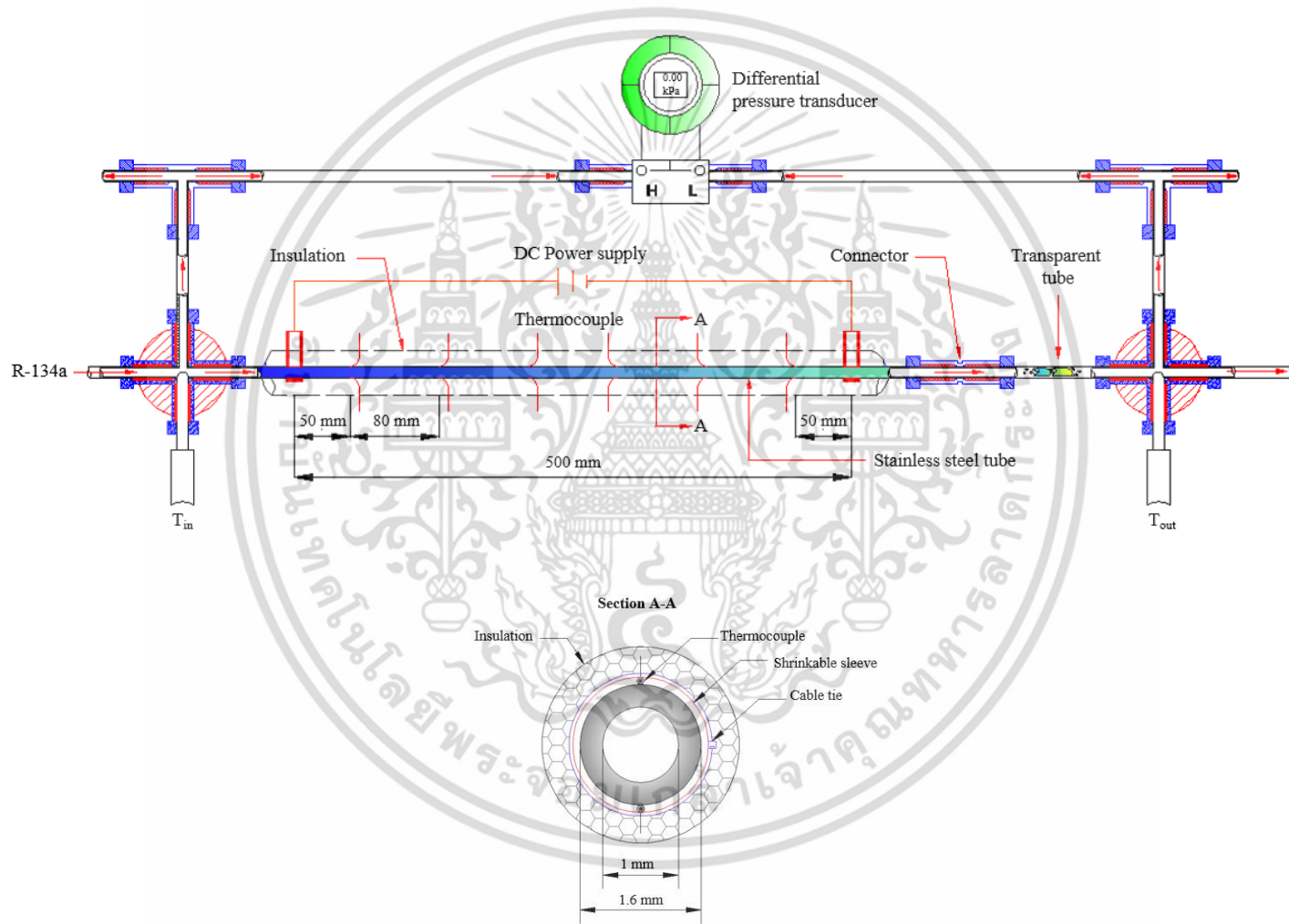


Fig. 4.3 Schematic diagram of the test section.

#### 4.1.2 Test section

The schematic diagram of the test section, as illustrated in Fig. 4.3, consisted of a stainless steel tube with inner diameter of 1 mm and length of 500 mm. The outside of the test section was insulated by rubber foam installation. The DC power supply (120 A, 15 V) was connected to the test section to meet the constant surface heat flux condition. The multi-meter (Fluke 375 model), which has uncertainty of  $\pm 2\%$  for current and  $\pm 1\%$  for voltage, was employed to measure the electric current and voltage values. T-type thermocouples were installed to measure the inlet and outlet temperatures of refrigerant across the test section. Another 12 T-type thermocouples were installed along the channel length to obtain the outer surface temperatures of the tube. Such 12 thermocouples were firmly attached on the tube surface by using a set of shrink sleeves and cable ties. Transparent tubes used for flow visualization with inner diameter of 1 mm were connected to the test section. The images of flow pattern were captured by a camera having shutter speeds of 1/15-1/10,000 s. An adjustable LED light source was used as illumination system which was aligned perpendicular to the viewing section.

#### 4.1.3 Data acquisition

Each flow boiling experiment was commenced by keeping the saturation pressure, flow rate, and inlet vapour quality in the test section constant at the desired value, and then varying the heat applied to the tube. The experimental system was allowed to approach a steady state before recording the data corresponding to flow pattern, heat transfer rate, flow rate, temperature, and pressure. The present experimental conditions and the uncertainties of the relevant parameters are respectively presented in Table 4.1 and 4.2.

**Table 4.2** Uncertainties of measured quantities and calculated parameters.

Parameter	Uncertainty
Channel diameter	$\pm 0.05$ (mm)
Temperature	$\pm 0.3$ ( $^{\circ}\text{C}$ )
Heat transfer coefficient	$\pm 7.4\%$
Pressure drop	$\pm 12.3\%$

## Chapter 5

### Results and Discussions

In this chapter, the single-phase flow experiments are needed to validate the experimental setup, and hence, should be the first to be carried out before flow boiling process. The two-phase flow results for flow pattern, heat transfer, and pressure drop characteristics in three orientation are presented and discussed in this study. This chapter is divided into four main parts including single-phase flow, flow boiling pattern, flow boiling heat transfer and flow boiling pressure drop.

#### 5.1 Single-phase flow

The single-phase flow experiments are the first to be conducted to check the validity of the system. As presented in Fig. 5.1, the heat loss to the surroundings can be obtained based on the energy balance between the heat applied to test section ( $q_{in} = IV$ ) and that to the fluid ( $q_{mea} = \dot{m}c_p(T_{outlet} - T_{inlet})$ ). With the thermal resistance concept, Fig. 5.2, the rate of heat loss is estimated by Eq. (5.1).

$$q_{loss} = 0.357(T_{wall,out} - T_{Room}) \quad (5.1)$$

where  $T_{wall,out}$  is the measured outer wall surface, and  $T_{Room}$  is the ambient temperature.

The single-phase flow data was compared with the prediction for fully developed laminar flow in a circular tube under constant surface heat flux condition:

$$Nu = 4.36 \quad (5.2)$$

Well-known correlations for turbulent flow proposed by Dittus-Boelter [48] and Gnielinski [49] are also used to compare the data.

Dittus-Boelter [48]:

$$Nu = 0.023Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (5.3)$$

Gnielinski [49]:

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3}-1)} \quad (5.4)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

where  $f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2}$  (5.5)

The heat transfer data showed good agreement with the predicted value, as illustrated in Figs. 5.3 and 5.4.

In addition, the friction factor for laminar flow theory, and Blasius correlation [50] are defined by Eq. (5.6) and (5.7) respectively. The single-phase friction factor data tended to comply with the predictions, as seen in Fig. 5.5.

Laminar flow theory:

$$f = \frac{64}{Re} \tag{5.6}$$

Blasius equation [50]:

$$f = 0.316 Re^{-0.25} \tag{5.7}$$

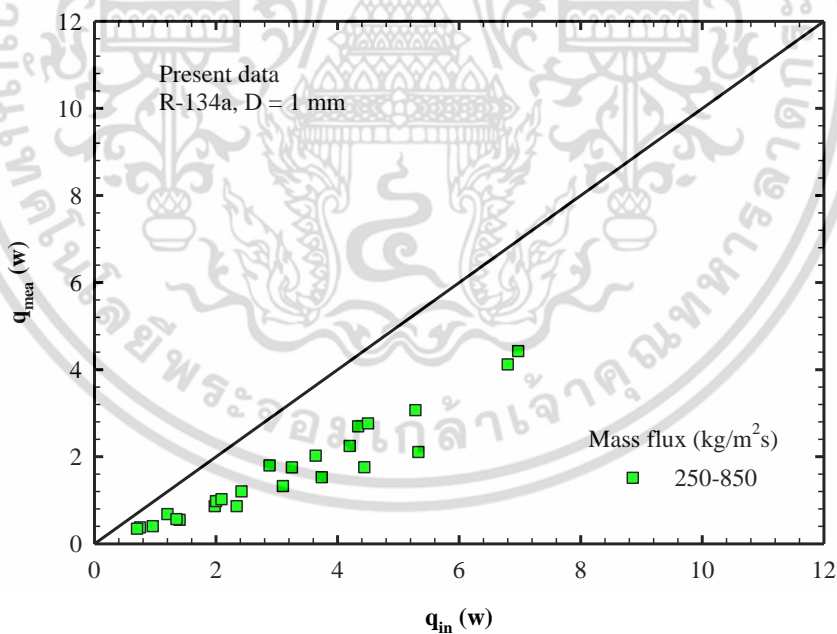


Fig. 5.1 Energy balance between the heat applied to test section and that to the fluid.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

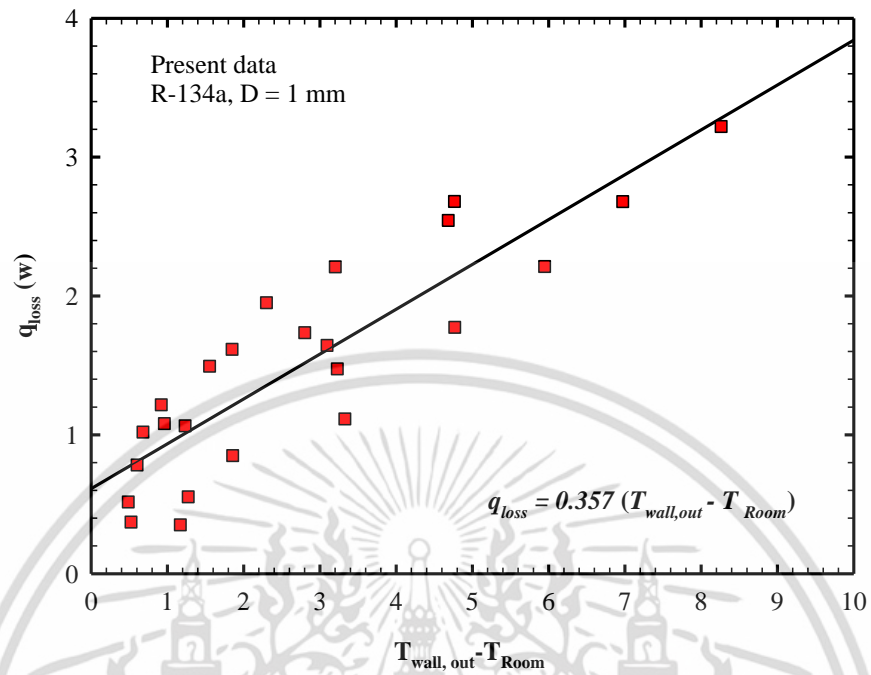


Fig. 5.2 Heat loss characterization curve.

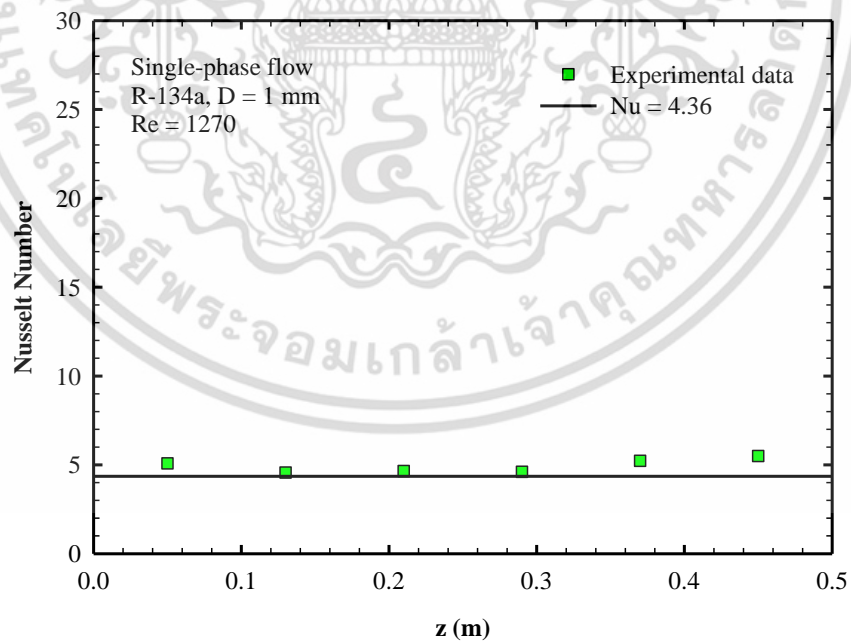


Fig. 5.3 Comparison between the single-phase flow data and the prediction for fully developed laminar flow.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

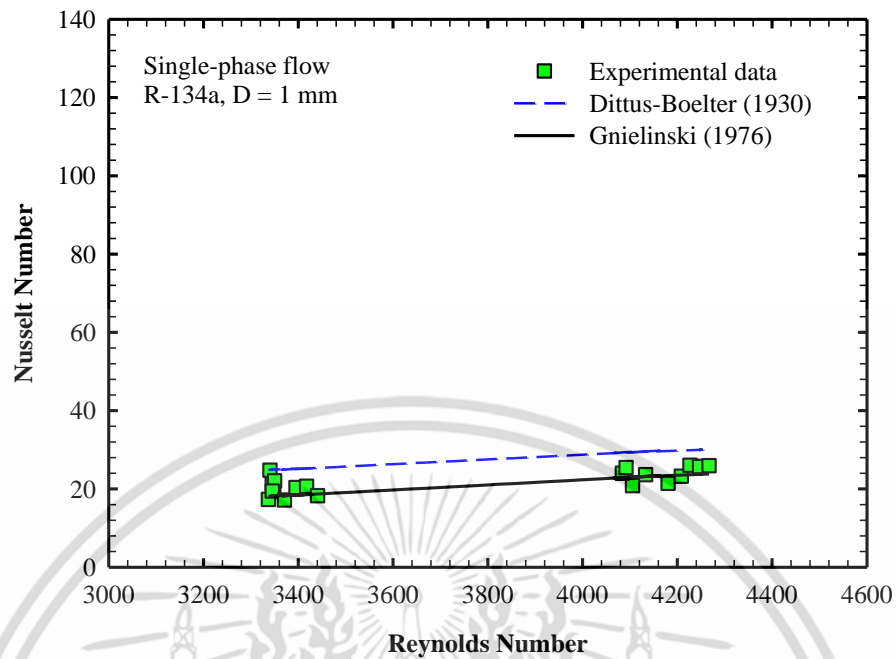


Fig. 5.4 Comparison between the single-phase flow data and the prediction for turbulent flow.

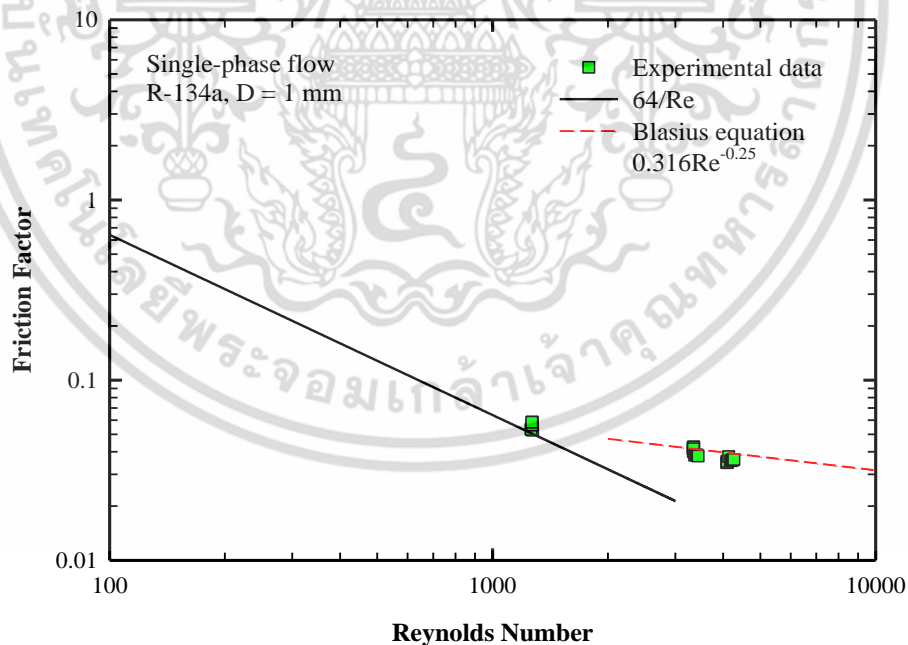


Fig. 5.5 Comparison between the single-phase friction factor data and the prediction.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 5.2 Flow boiling pattern

Flow patterns and flow regime maps for horizontal and vertical orientations are presented in this section. The development of a specific flow pattern in vertical micro-scale channel may be contributed by gravitational force in addition to the others such as surface tension force, inertia force and viscous shear force.

### 5.2.1 Flow pattern

The visual observations of two-phase flow entering and leaving the 1 mm diameter tube were conducted through transparent tubes which were installed to match up with the test section. The observations were carried out using a camera having shutter speed of 1/15-1/10,000 s together with an adjustable LED light source. In this work, flow boiling experiments were handled in such a way that the heat applied to the test section was varied in small increments, while saturation pressure, inlet vapour quality and refrigerant flow rate were kept constant at the desired value. Regarding the flow visualization, Figs. 5.6, shows photographs of flow pattern during horizontal, vertical upward, and vertical downward flows, observed from viewing window which was the transparent tube located downstream of the test section. The followings are the descriptions for the observed flow patterns.

Slug flow: elongated bubbles become larger in length than the channel diameter.

Throat-annular flow: the two consecutive vapour slugs, expanding along the axial direction, tend to penetrate the liquid bridge and coalesce into a throat-like gas core. This flow pattern has also been called by other names such as liquid ring flow [51], and slug-annular flow [7].

Churn flow: the appearance of disruptive region due to the distortion of the elongated bubble flowing at sufficiently high flow rate.

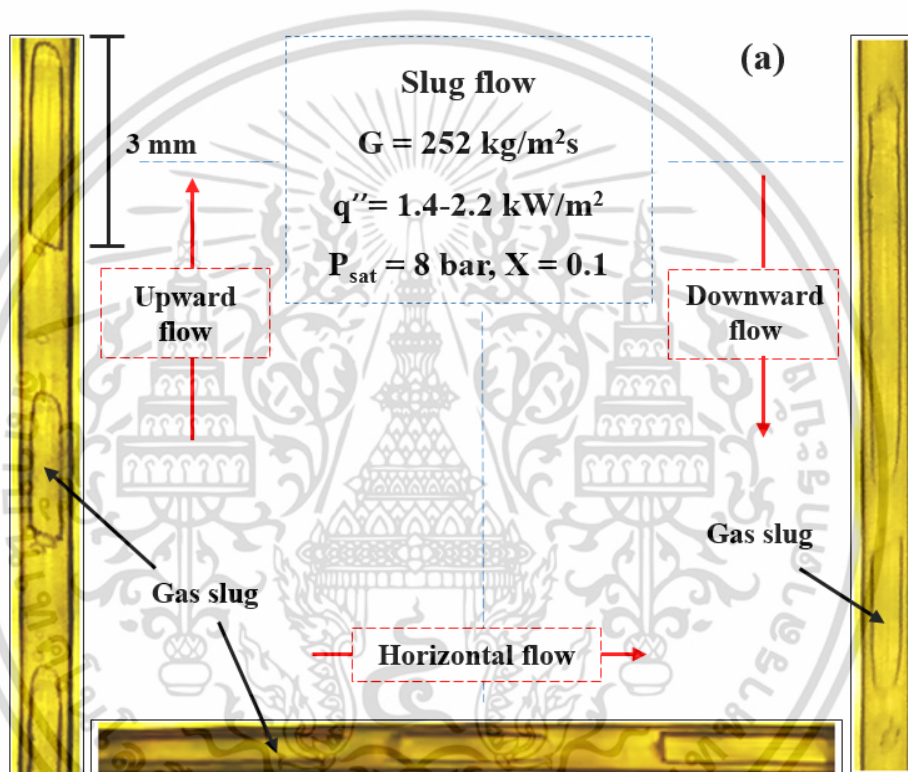
Annular flow: continuous vapour flow surrounded by continuous liquid film flowing on the tube wall.

Annular-rivulet flow: annular flow is observed alternately with rivulet flow. The latter, characterized by the flowing of a rivulet-like liquid stream on the tube surface, was first reported by Barajas and Panton [52].

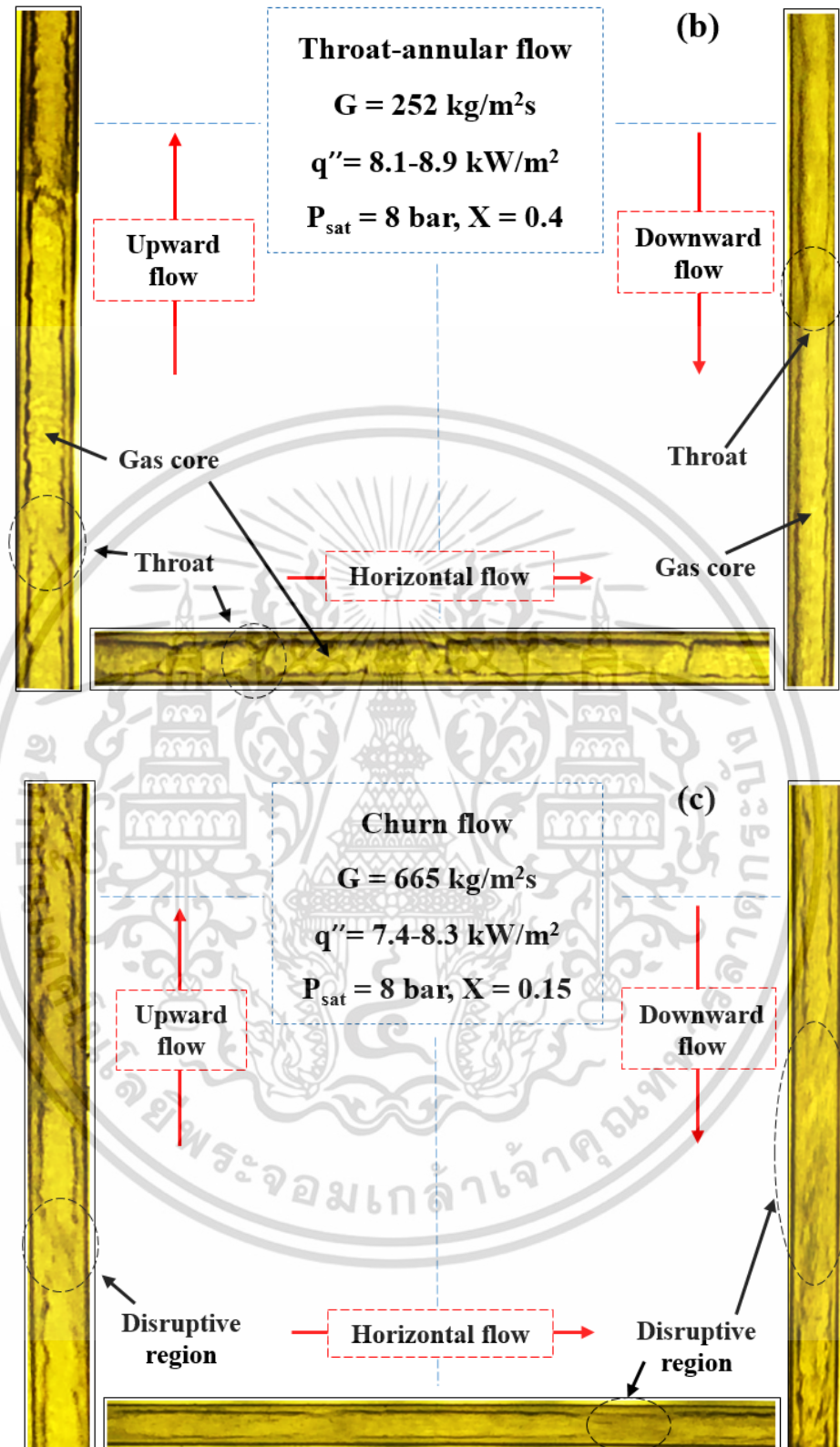
According to the flow visualization, it was found that slug flow, throat-annular flow, churn flow, annular flow, and annular-rivulet flow were observed from all three channel orientations, i. e. horizontal flow, vertical upward flow, and vertical downward flow. Note that, however, the effect of channel orientation on the flow pattern was detected especially in slug flow and churn flow regimes. There was the difference in the shape of the interfacial surface between the slug flow patterns

observed in horizontal flow and vertical flow. The typical bullet-shaped gas slugs took  
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

place in the horizontal flow but it was replaced by the non-bullet-shaped gas slugs when the tube was oriented in vertical direction. In vertical flow, the ends of the gas slug became contorted, as seen in Fig. 5.6(a), due to the interactions between the buoyancy force and the flow inertia. For churn flow, as presented in Fig. 5.6(c), the observations indicated that the disruptive region developed in vertical downward flow was the largest in comparison to that in the other flow directions. The large disruptive region during vertical downward flow may be caused by the vigorous agitation resulted from the buoyancy force becoming against the flow inertia.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

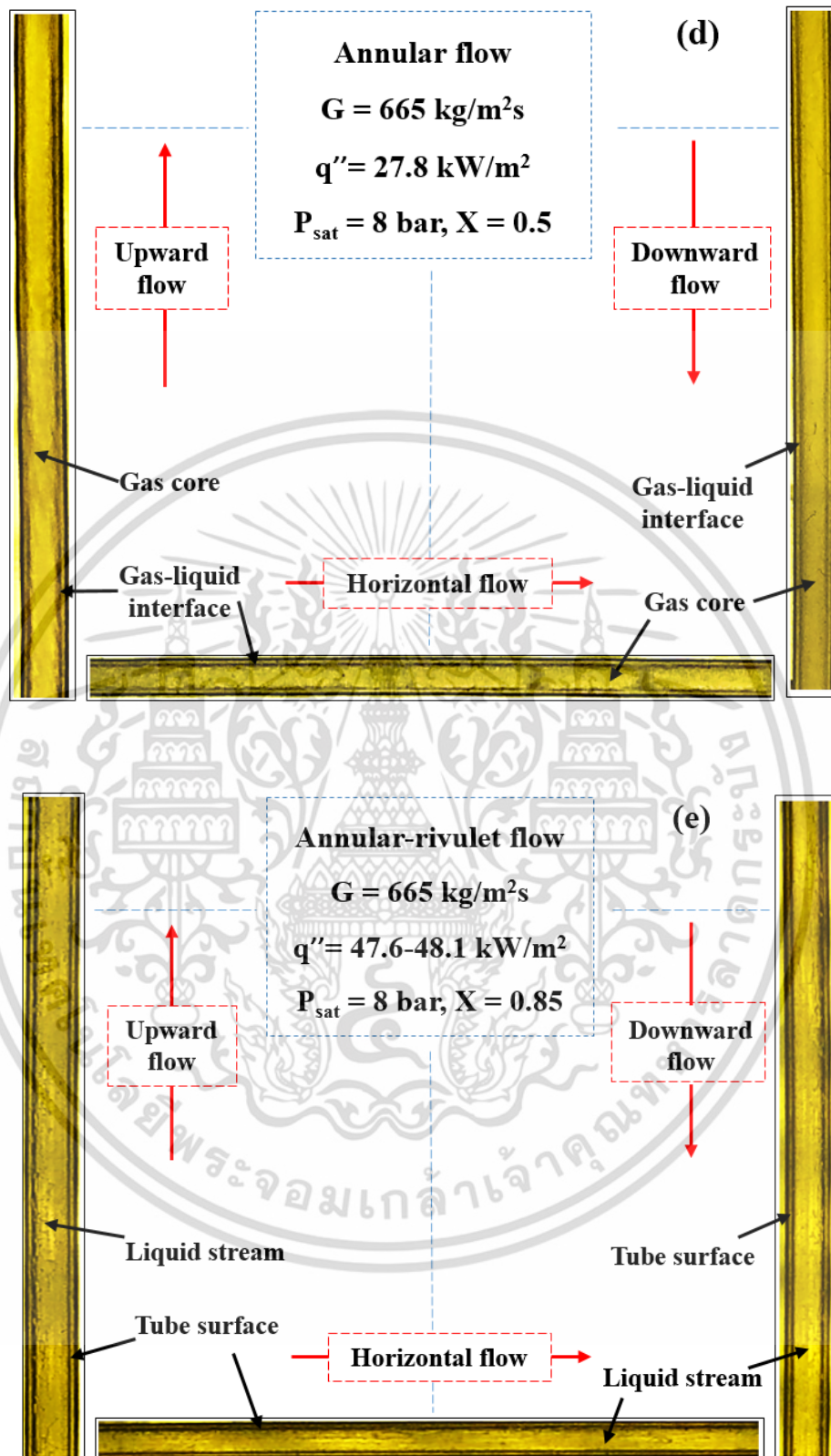


Fig. 5.6 Flow patterns for different orientations: (a) Slug flow, (b) Throat-annular flow, (c) Churn flow, (d) Annular flow and (e) Annular-rivulet flow.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 5.3.2 Flow regime map

The flow pattern data for the three channel orientations is illustrated in Fig. 5.6, which is the flow regime map established with the coordinates of mass flux,  $G$ , and vapour quality,  $x$ . The solid lines together with the flow regime names in the figure refer to the boundaries of the flow patterns and transitions from one flow pattern to another. As presented in Fig. 5.7 and 5.8, the flow pattern map for horizontal flow is in fair agreement with transition lines for vertical flows except in the annular flow regime. In comparison to horizontal flow case, the presence of buoyancy force in the vertical channel tended to sustain the annular flow regime to higher vapour quality. However, there was no significant difference in the results between vertical upward flow and vertical downward flow as illustrated in Fig. 5.9.

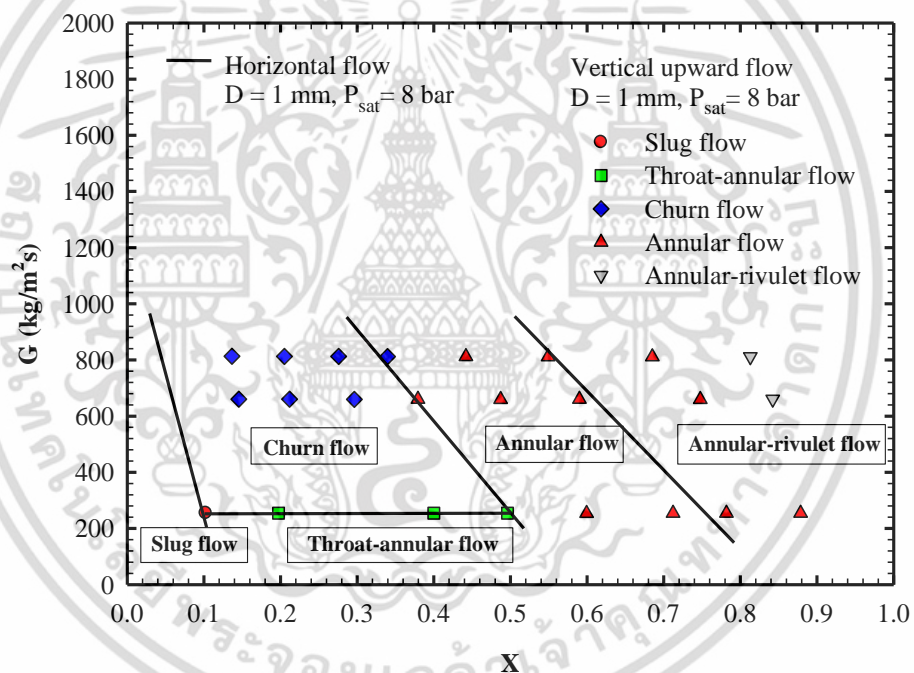


Fig. 5.7 Flow regime map between horizontal flow and vertical upward flow.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

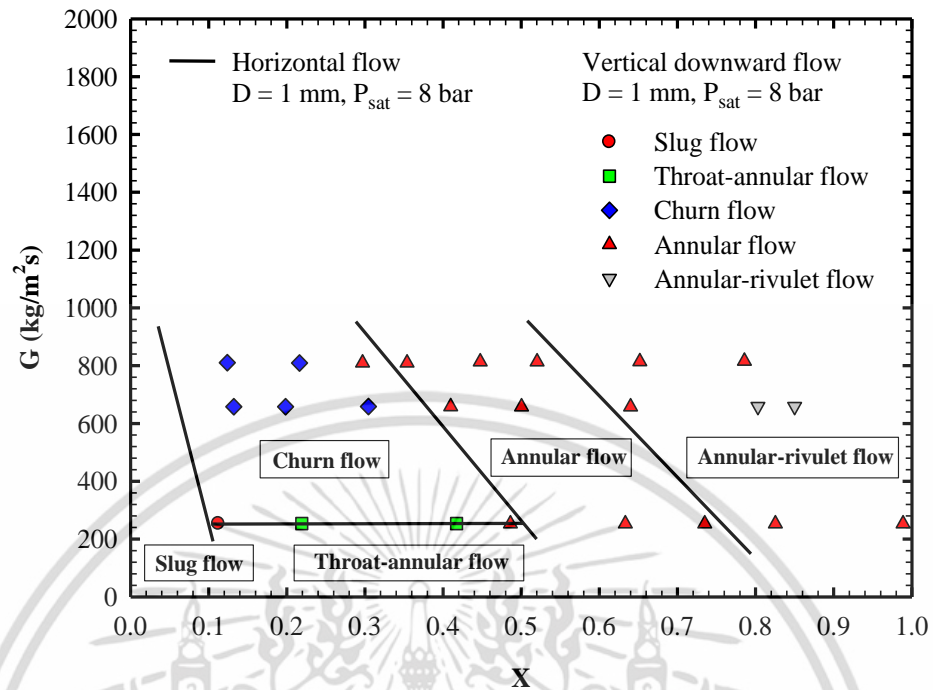


Fig. 5.8 Flow regime map between horizontal flow and vertical downward flow.

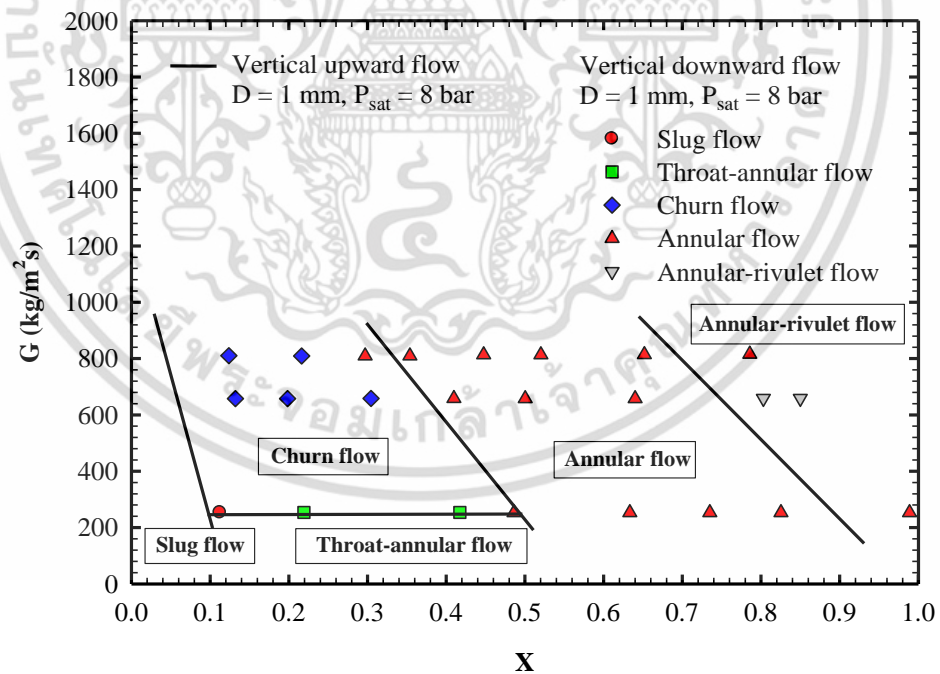


Fig. 5.9 Flow regime map between vertical upward flow and vertical downward flow.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 5.3.3 Comparison of observed flow pattern with the transition lines

The present results were also compared with the macro-micro-scale flow pattern maps developed by Ong and Thome [9]. Their transition lines were proposed for flow boiling in channels having hydraulic diameters ranging from 0.5 to 3 mm, and corresponded to dimensionless numbers accounting for different effects such as surface tension, inertia, and gravity. The flow pattern transition lines were proposed as follow.

Isolated bubble /coalescing bubble (*IB / CB*) is expressed as

$$x_{IB/CB} = 0.36C_o^{0.2} \left( \frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.65} \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.9} \text{Re}_{go}^{0.75} B_o^{0.25} \text{We}_{lo}^{-0.91} \quad (5.8)$$

Coalescing bubble/annular (*CB / A*) is presented by

$$x_{CB/A} = 0.047C_o^{0.05} \left( \frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.7} \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.6} \text{Re}_{go}^{0.8} \text{We}_{lo}^{-0.91} \quad (5.9)$$

Plug-slug/coalescing bubble (*S - P / CB*) for  $x_{S-P/CB} < x_{CB/A}$  and  $Co < 0.34$  is given by

$$x_{S-P/CB} = 9C_o^{0.2} \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.9} \text{Fr}_{lo}^{-1.2} \text{Re}_{lo}^{0.1} \quad (5.9)$$

Plug-slug/annular (*S-P/A*) for  $x_{S-P/CB} > x_{CB/A}$  and  $Co < 0.34$  is written by

$$x_{S-P/A} = x_{CB/A} \quad (5.10)$$

Referring to Eqs. (5.8)-(5.10),  $B_o$  represents boiling number,  $\text{Re}_{go}$  is all-vapour Reynolds number,  $\text{Re}_{lo}$  is all-liquid Reynolds number,  $\mu_g$  is vapour viscosity,  $\mu_l$  is liquid viscosity,  $\text{We}_{go}$  is all-vapour Weber number,  $\text{We}_{lo}$  is all-liquid Weber number, and  $\text{Fr}_{lo}$  denotes all-liquid Froude number.

The results of the comparisons showed that their method well predicted the present data as depicted in Fig. 5.10.

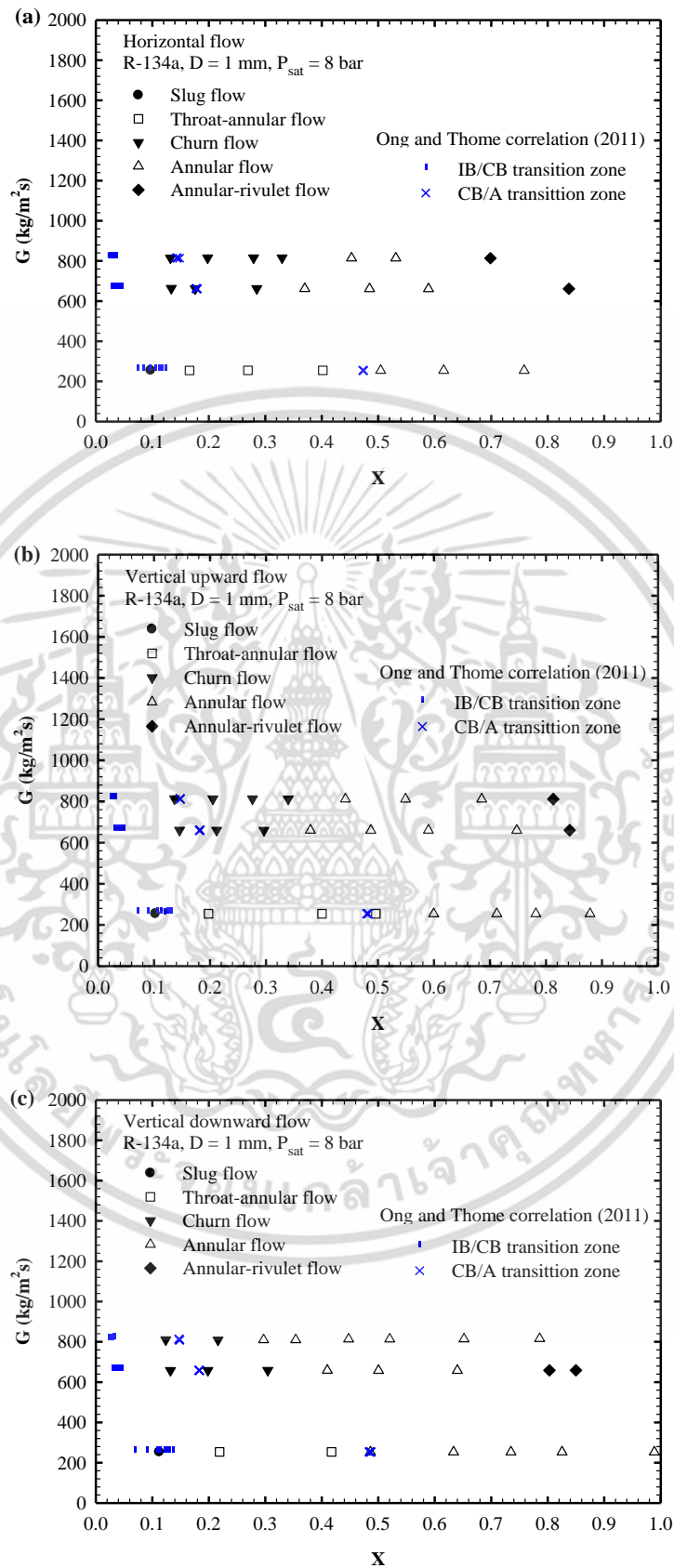


Fig. 5.10 Comparison of the observed flow patterns with the transition lines by Ong and Thome correlation [9].

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 5.3 Flow boiling heat transfer

This section presents and discusses the heat transfer results for the three channel orientations. The local heat transfer coefficients are presented at first. The average heat transfer coefficients are subsequently presented, and the corresponding comparison between the experimental heat transfer data and the prediction methods come in last.

#### 5.3.1 Local heat transfer coefficient

The local heat transfer results based on flow pattern data for the three channel orientations is presented in Fig. 5.11. It can be seen from the figure that the flow patterns are found to have strong influence on the heat transfer coefficients. The results also indicated that gas-core flow such as annular flow and annular-rivulet flow appears with the high heat transfer coefficient in comparison to the other flow regimes. On the other hand, Slug flow gives the lowest values of heat transfer coefficient. Throat-annular flow, churn flow and annular flow resulted in moderate values of heat transfer coefficient, which are interested for designing of cooling system because this may be a good choice for using mini-channel.

In addition, the influence of channel orientation, heat flux, mass flux, and vapour quality on heat transfer characteristics are also addressed follows.

The variation of the local heat transfer coefficient with vapour quality for different heat flux values are presented in Fig. 5.12. For all channel orientations at mass flux of  $665 \text{ kg/m}^2\text{s}$  as shown in Figure, the local heat transfer results increase with increasing heat flux and are less affected by vapour quality.

Fig. 5.13 and 5.14, presents the variation of the heat transfer coefficient with vapour quality for heat flux at  $7.4\text{-}14.6 \text{ kW/m}^2$  and at  $45\text{-}48.1 \text{ kW/m}^2$  respectively. The heat transfer coefficient is depicted with various values of mass flux. The figure reveals an insignificant effect of mass flux on the local heat transfer coefficient.

The mechanisms of heat transfer during flow boiling in mini-channel, presented in Fig. 5.12-5.14, seem to be nucleate boiling contribution. Also, the similar observations were reported by Saitoh et al. [53], Shiferaw et al. [54], Basu et al. [25] and Anwar et al. [26]. The behaviors during flow boiling in three channel orientations show the independence of heat transfer coefficient on mass flux. As a result, the speed controller may not be needed for cooling system.

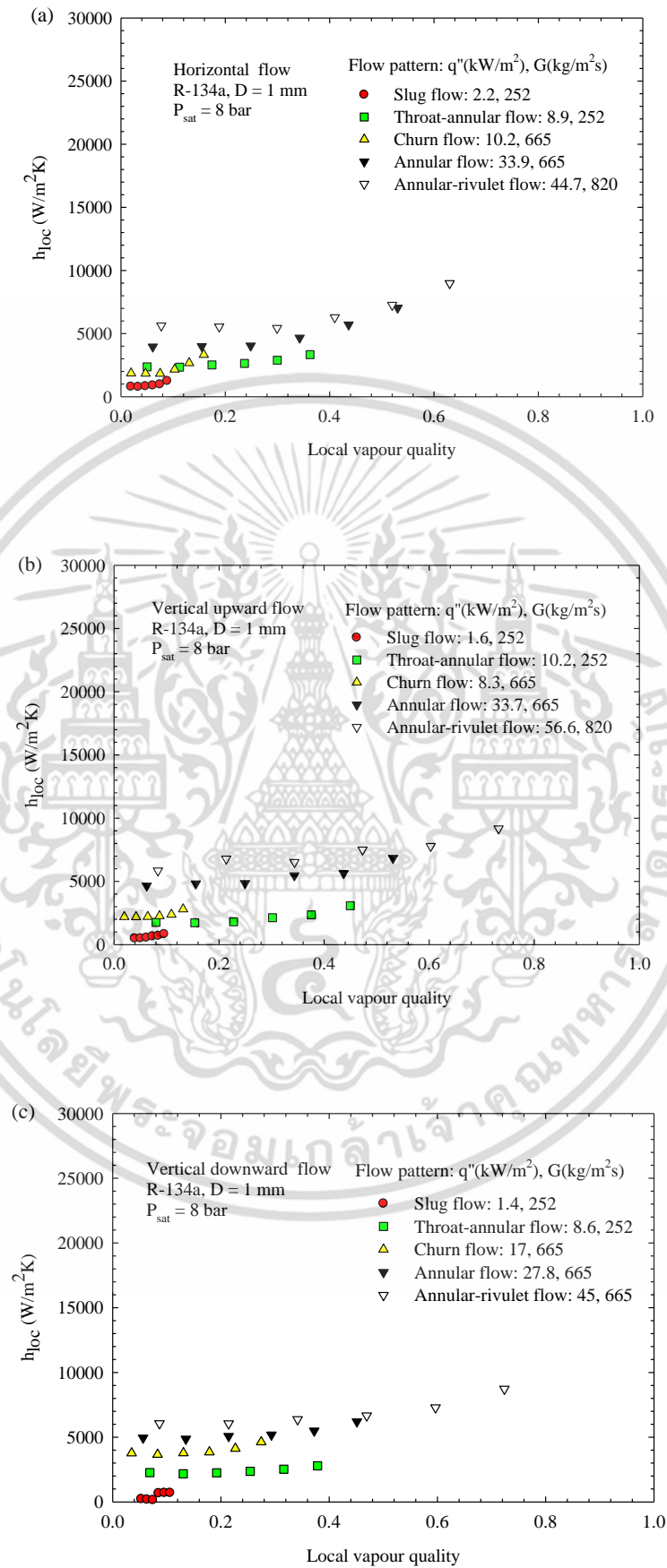


Fig. 5.11 Local heat transfer coefficient data for various flow patterns.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้เผยแพร่หรือใช้ซ้ำโดยไม่ได้รับอนุญาต  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

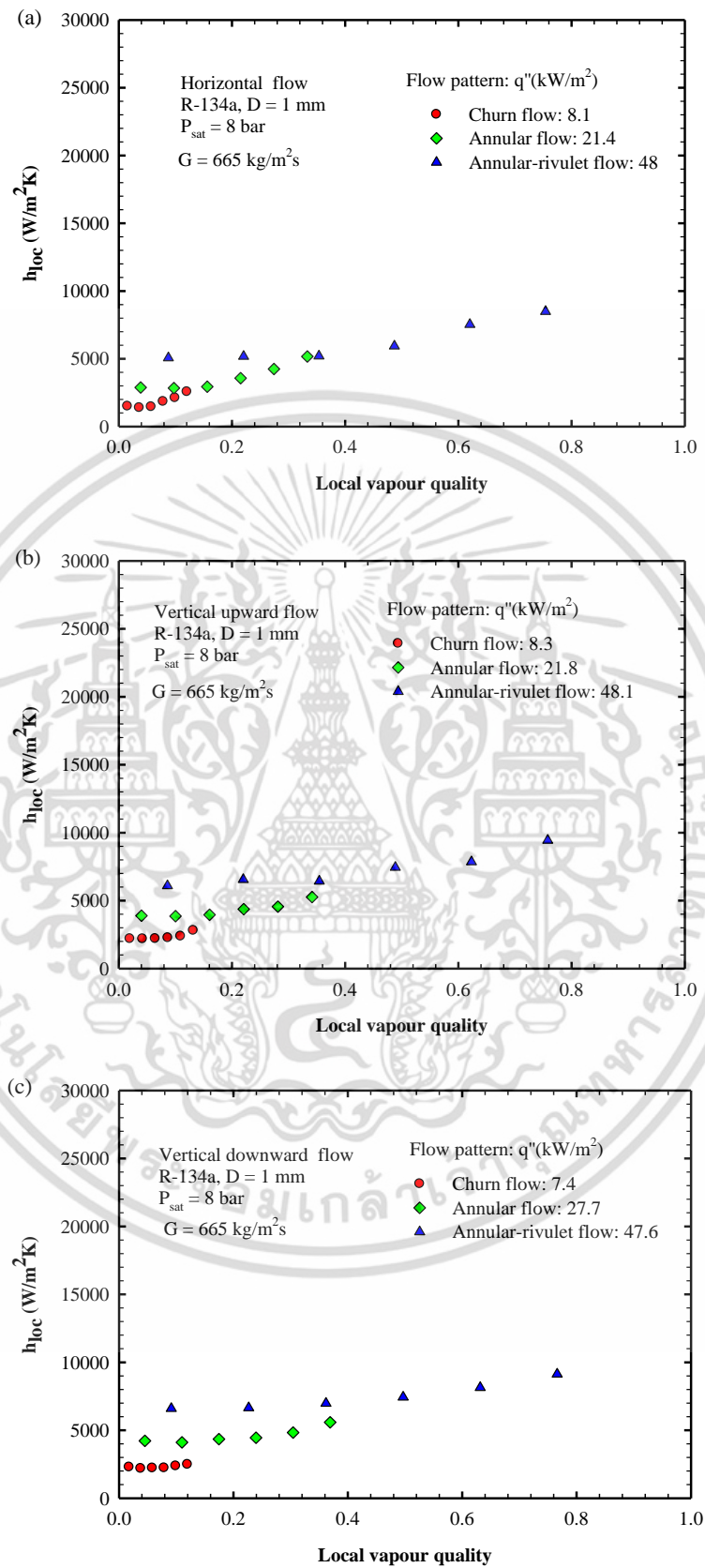


Fig. 5.12 Local vapour quality versus local heat transfer coefficient for various heat flux values.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

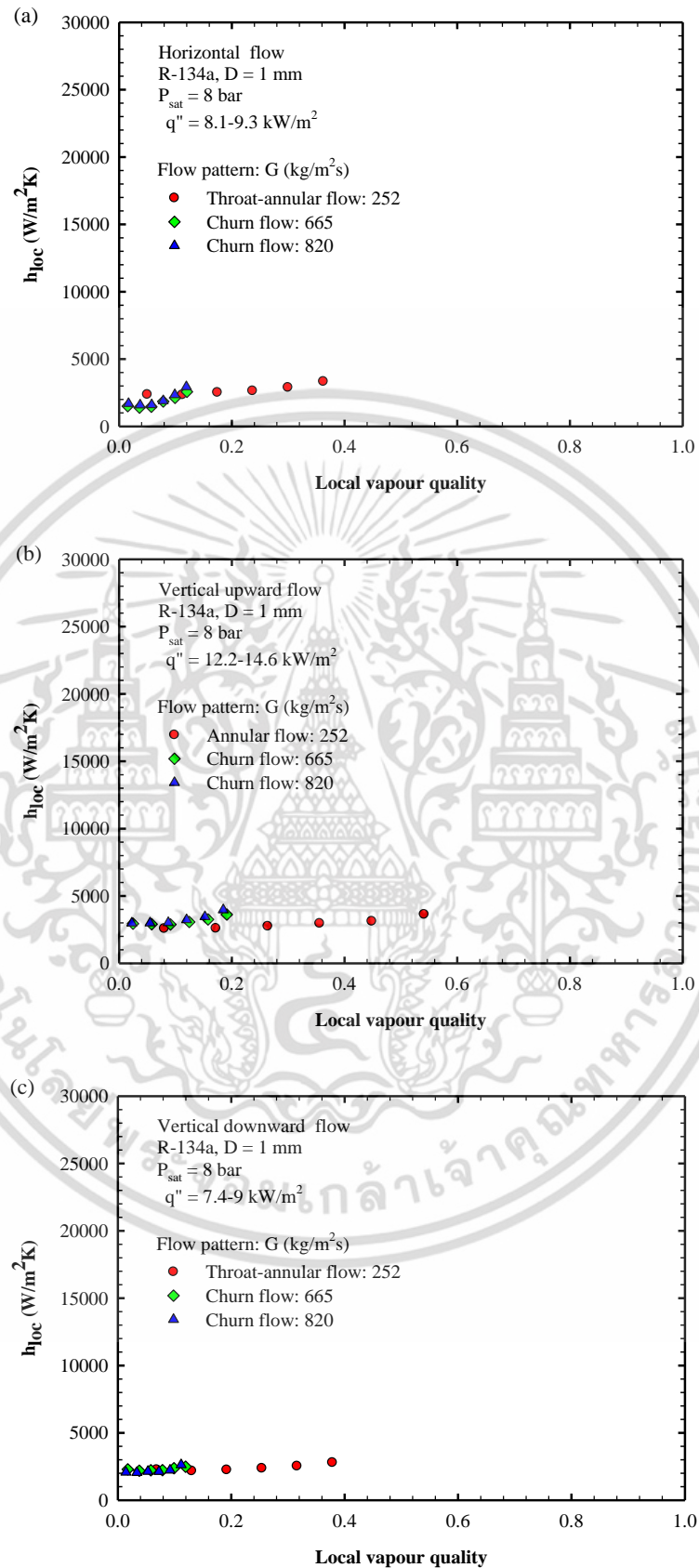


Fig. 5.13 Local vapour quality versus local heat transfer coefficient for various mass flux values at low heat flux.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

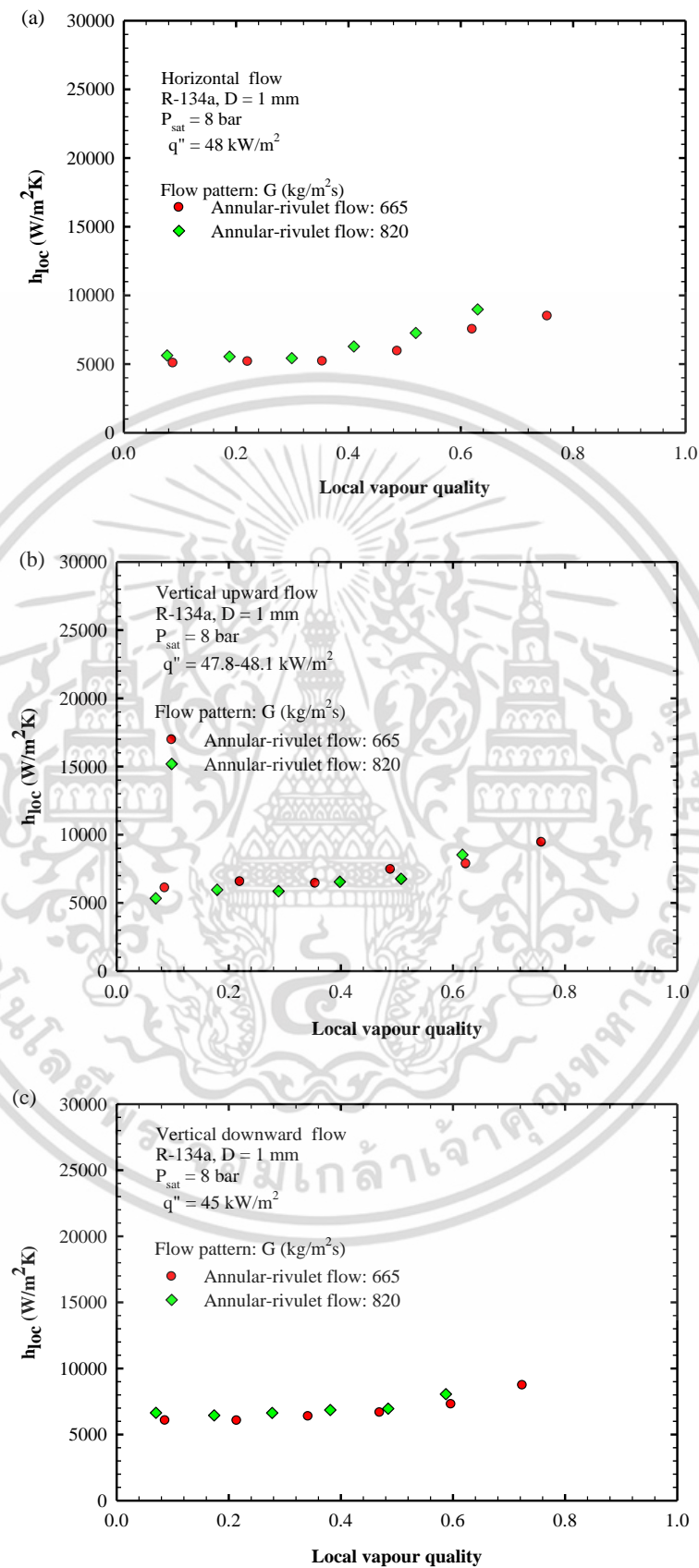


Fig. 5.14 Local vapour quality versus local heat transfer coefficient for various mass flux values at high heat flux.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

The influence of channel orientation on the heat transfer coefficient for  $G=252 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $G=655 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , and  $G=820 \text{ kg/m}^2\text{s}$  is shown in Fig. 5.15-5.17. The effect of channel orientation on heat transfer coefficient for mass flux of  $252 \text{ kg/m}^2\text{s}$  is seen in Fig. 5.15. Without corner effect, the heat transfer coefficient is less affected by the orientation.

In addition, the increment of mass flux, with increasing heat flux are observed in Fig. 5.16 and 5.17. The figure indicated that the behaviors during flow boiling at low vapour quality are the dependence of heat transfer coefficient on the flow direction. Also, the comparison of heat transfer results obtained from horizontal flow and vertical flow directions shows that the vertical downward flow yields higher heat transfer coefficient than horizontal flow, especially at low vapour quality. As a consequence, the flow boiling process in vertical downward orientation can increase heat transfer around 30% over horizontal direction. On the contrary, the results based on rectangular channel were reported by Kandlikar and Balasubramanian [36], and Wang et al. [38]. Their results showed the downward flow arrangement gave relatively low heat transfer performance when compared to the other flow directions. This may be due to the difference in the rectangular and circular channel. However, Lee et al. [39] found that at low mass flux, the vertical downward flow provided the highest heat transfer coefficient. The influence of the corner effect on the heat transfer characteristics may induce the inconsistencies obtained from circular and non-circular channels. The effect of channel orientation, heat flux, and mass flux on heat transfer characteristics are also presented based on average heat transfer coefficients in the coming section.

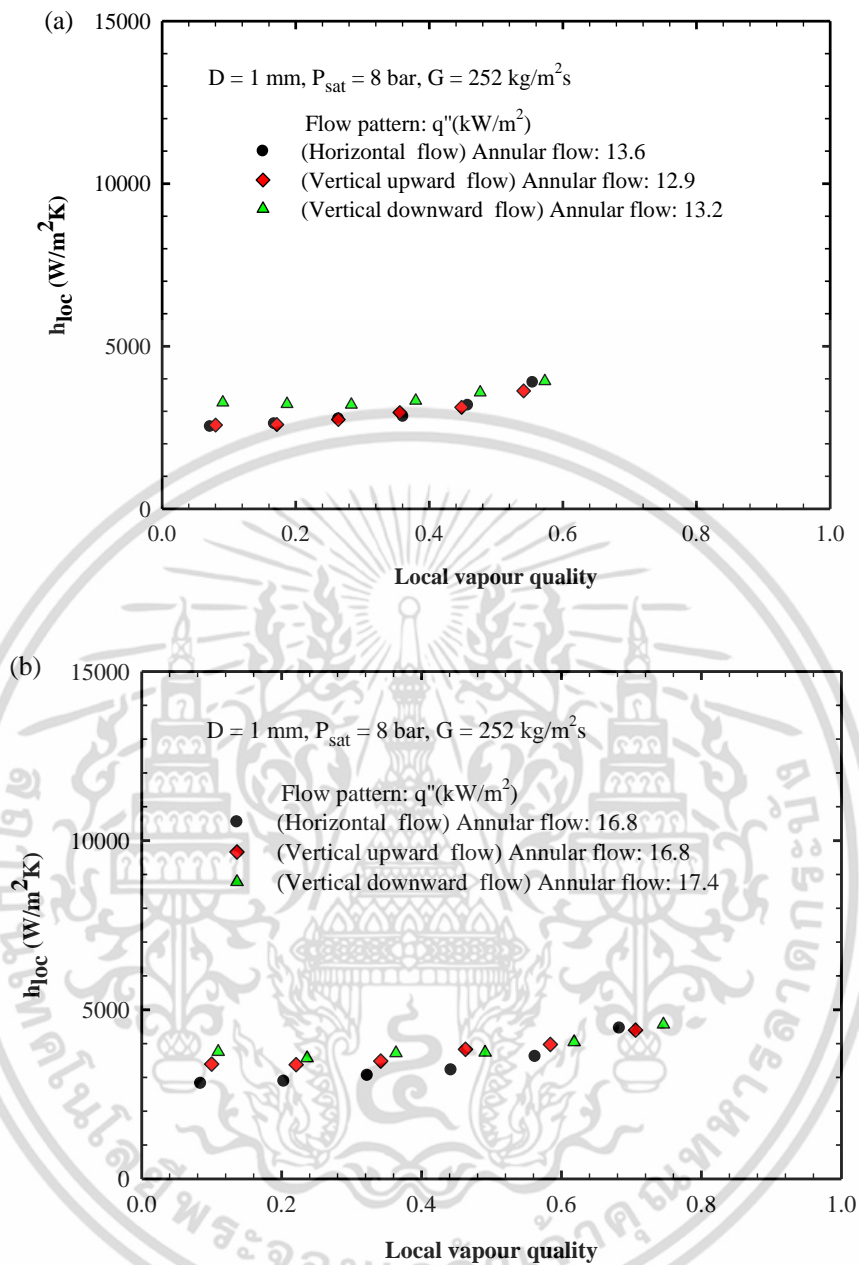


Fig. 5.15 Local vapour quality versus local heat transfer coefficients for different orientations at mass flux of  $252 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

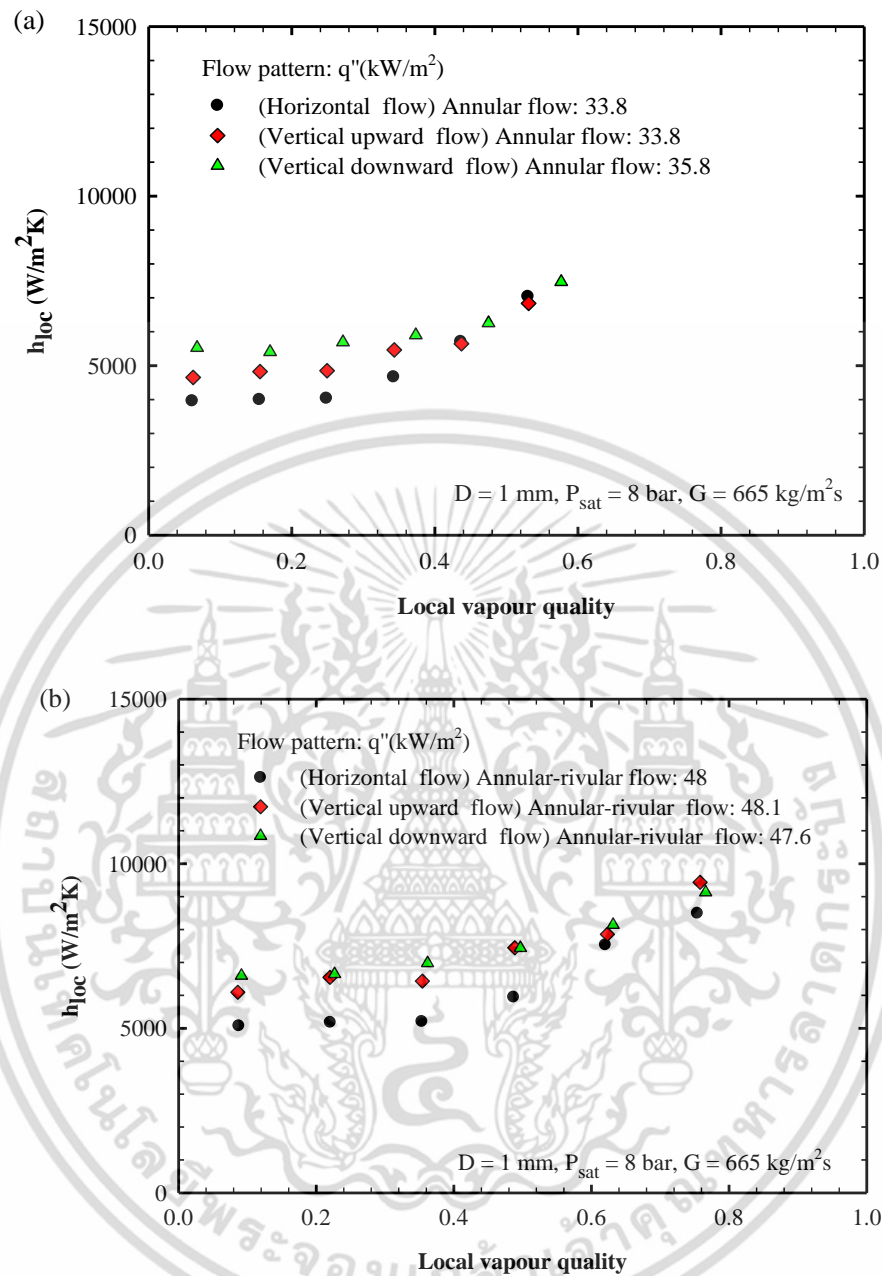


Fig. 5.16 Local vapour quality versus local heat transfer coefficients for different orientations at mass flux of  $665 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

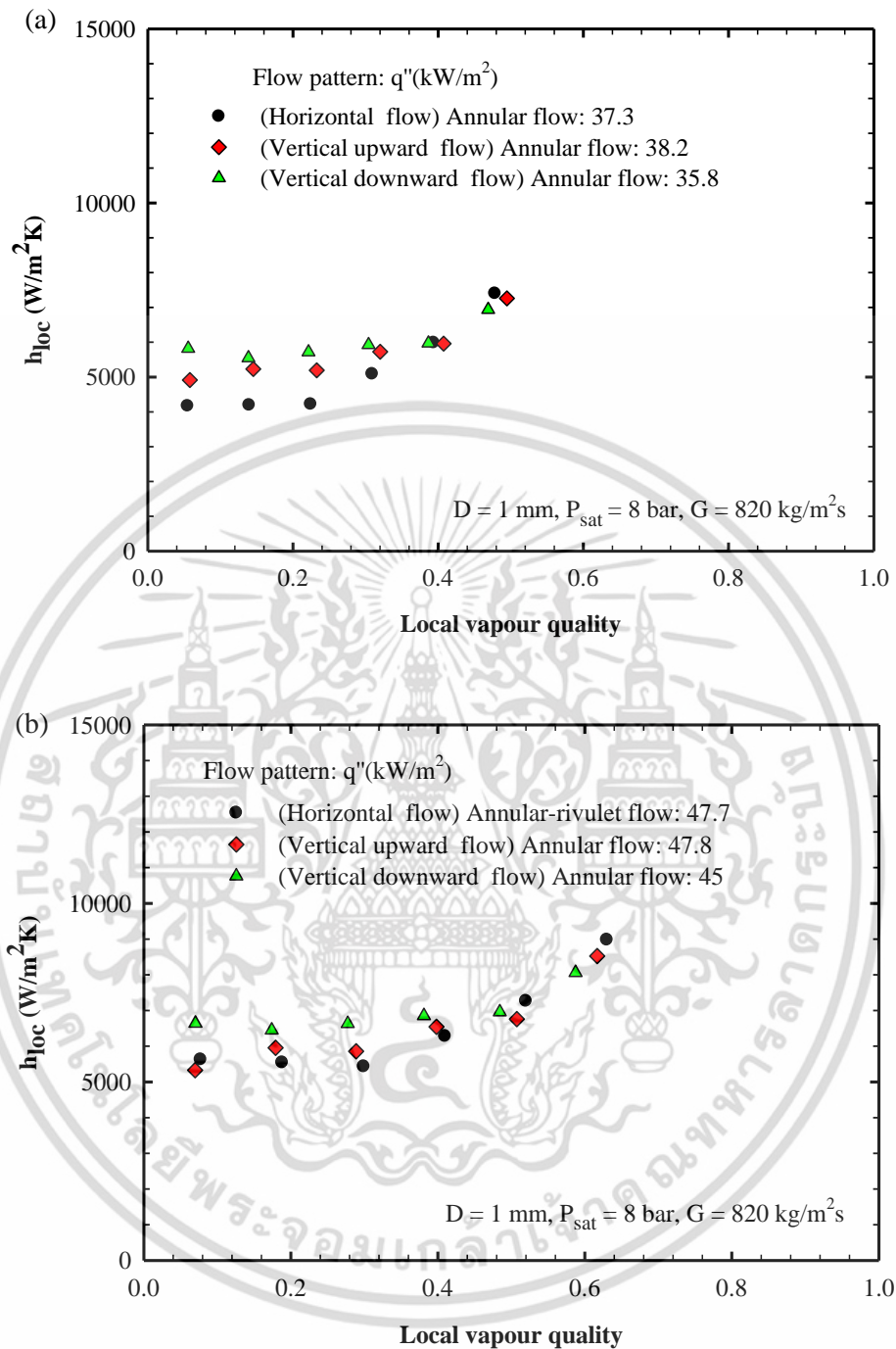


Fig. 5.17 Local vapour quality versus local heat transfer coefficients for different orientations at mass flux of  $820$   $kg/m^2s$ .

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 5.3.3 Average heat transfer coefficient

The heat transfer coefficient is presented as a function of heat flux at different mass flux values, as illustrated in Fig. 5.18. The results indicated that for all three channel orientations carried out in this work, the heat transfer coefficient was strongly dependent on heat flux. Nevertheless, the effect of mass flux on the heat transfer coefficient was not obviously detected for both horizontal and vertical orientations. The mechanism behind this observed trend can be possibly explained based on nucleate boiling which is dominant over forced convective contribution. The nucleate boiling during horizontal flow was also reported as dominant mechanism by different researchers such as Lazarek and black [55], Tran et al. [56], Choi et al. [57], Saisorn et al. [16], and Basu et al. [25]. In this work, it seemed that the interactions induced by the flow inertia and the buoyancy force in vertical upward flow as well as in vertical downward flow were not strong enough to impose the convective contribution on the flow mechanisms.

Fig. 5.19 compares the heat transfer coefficients, associated with various flow regimes, in three channel orientations. For a prescribed mass flux of  $252 \text{ kg/m}^2\text{s}$  as seen in Fig. 5.19(a), the heat transfer coefficient seemed to be unchanged regardless of a change in the channel arrangement. As mass flux increases, however, there was a dependence of the heat transfer characteristics on the flow arrangement as shown in Fig. 5.19(b) and (c). Vertical flow, especially the downward arrangement, gave better results when compared to the horizontal flow. The buoyancy force was parallel to the flow inertia during upward arrangement. On the contrary, the buoyancy force tended to become against the flow inertia when the channel was arranged in downward direction. The latter case is likely to encourage the agitation near the channel wall to some extent, causing the vertical downward flow better than the others. It should be noted that for rectangular channels, Lee et al. [39] indicated the vertical downward flow yielding the highest heat transfer coefficient whereas Zhang et al. [37], and Kandlikar and Balasubramanian [36] obtained the good results during vertical upward flow. The inconsistencies in the results based on rectangular channels might be due to the corner effect. The present heat transfer results, presented in Fig. 5.19, corresponding to the confinement number of around 0.87, may be compatible with mini-channel behavior according to the macro-microscale transition proposed by Ong and Thome [9]. The figure also indicates the gas core flow such as annular flow pattern, which may be a good choice for cooling purpose based on phase-change process. For non-boiling gas-liquid flow, however, the slug flow instead of gas core flow tends to give high heat transfer performance as discussed in Howard et al. [58], and Saisorn et al. [59].

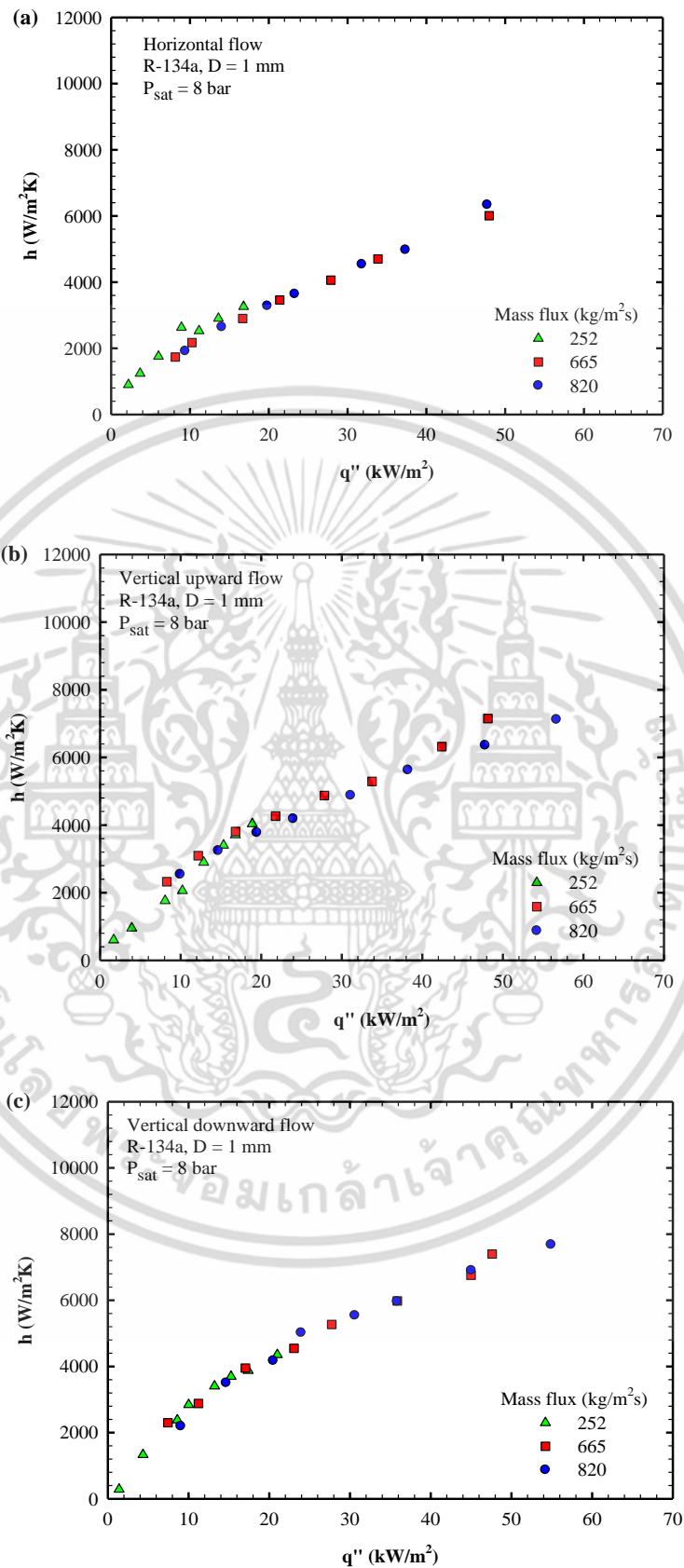


Fig. 5.18 Heat flux versus heat transfer coefficient for different mass flux values.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

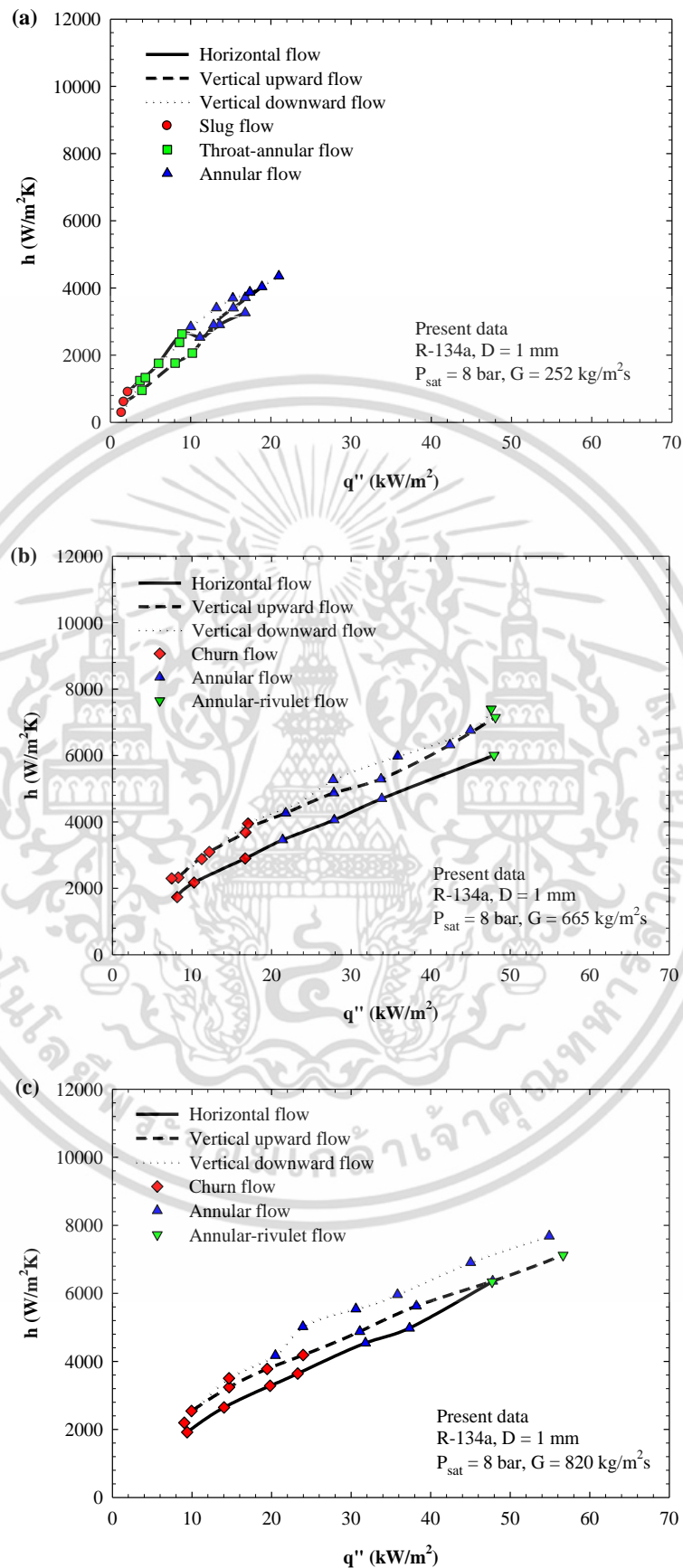


Fig. 5.19 Heat transfer coefficients for different orientations.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 5.3.4 Comparison between the experimental heat transfer data and the prediction methods

Due to the nucleate boiling behavior which was detected in this work, the correlations, which were developed based on nucleate boiling dominant region, and those, dealing with the contributions of nucleate boiling and forced convective mechanisms, were used to examine the present heat transfer data.

For nucleate boiling dominant mechanism, the correlations proposed by Cooper [60], and Tran et al. [56] were used to compare the experimental data.

Although Cooper correlation [60] was developed from nucleate pool boiling phenomena, several recent researchers such as Mahmoud and Karayiannis [61], Bertsch et al. [62], and Bertsch et al. [63] recommended the method of Cooper [60] for predicting heat transfer coefficient during nucleate flow boiling. The prediction is expressed as

$$h = 55P_R^{0.12}(-0.4343\ln P_R)^{-0.55}M^{-0.5}(q'')^{0.67} \quad (5.11)$$

where  $P_R$  is reduced pressure and  $M$  is molecular weight.

Tran et al. [56] developed the prediction method by modifying the correlation proposed by Lazarek and Black [55]. Their correlation corresponds to nucleate flow boiling in mini-channel and is presented by the following equation

$$h = 84 \times 10^4 (B_o We_{lo})^{0.3} \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{-0.4} \quad (5.12)$$

where  $B_o$  is boiling number and  $We_{lo}$  is all-liquid weber number.

Regarding the flow phenomena dominated by the contributions of nucleate boiling and forced convective mechanisms, Bersch et al. correlation [63] and Shah correlation [64] were employed to examine the present results.

Bertsch et al. [63] developed the micro-channel correlation based on an additive concept for nucleate boiling and forced convective contributions, and the corresponding database covered different flow directions. Their proposed correlation is expressed as

$$h = Sh_{nb} + Fh_{cb} \quad (5.13)$$

where  $S$  is a suppression factor which is presented as

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$S = (1 - x) \quad (5.14)$$

The enhancement factor,  $F$ , is calculated as

$$F = 1 + 80(x^2 - x^6) \exp(-0.6 \cdot C_o) \quad (5.15)$$

$C_o$  in Eq. (5.15) represents the confinement number.

$h_{nb}$  is calculated by using Cooper correlation [60] as seen in Eq. (5.13), and  $h_{cb}$  is determined by

$$h_{cb} = h_{cb,lo}(1 - x) + h_{cb,go} x \quad (5.16)$$

$h_{cb,lo}$  and  $h_{cb,go}$  are given by Eqs. (5.17) and (5.18), respectively.

$$h_{cb,lo} = \left[ 3.66 + \frac{0.0668 \frac{D}{L} \text{Re}_{lo} \text{Pr}_{lo}}{1 + 0.04 \left( \frac{D}{L} \text{Re}_{lo} \text{Pr}_{lo} \right)^{2/3}} \right] \frac{k_l}{D} \quad (5.17)$$

$$h_{cb,go} = \left[ 3.66 + \frac{0.0668 \frac{D}{L} \text{Re}_{go} \text{Pr}_{go}}{1 + 0.04 \left( \frac{D}{L} \text{Re}_{go} \text{Pr}_{go} \right)^{2/3}} \right] \frac{k_g}{D} \quad (5.18)$$

The correlation proposed by Shah [64] was developed, based on Shah correlation [65, 66], to predict heat transfer coefficient for both macro-scale and micro-scale channels. The correlation corresponds to horizontal and vertical channels having hydraulic diameters ranging from 0.38 mm to 27.1 mm. The prediction method is based on the larger of nucleate boiling contribution and forced convective contribution. The correlation can be expressed as shown below.

$$h = Fh_{TP} \quad (5.19)$$

The factor,  $F$ , is calculated as

$$F = 2.1 - 0.008 \text{We}_g - 110 B_o \quad (5.20)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

If  $F$  calculated in Eq. (5.20) is less than 1, use  $F = 1$ . If  $Fr_{lo} \leq 0.01$  during horizontal flow, use  $F = 1$ .

The heat transfer coefficient,  $h_{TP}$ , is given by

$$h_{TP} = \text{larger of } \begin{cases} h_{nb} \\ h_{cb} \end{cases} \quad (5.21)$$

For nucleate boiling contribution,  $h_{nb}$  is given by Eqs. (5.22)-(5.24)

$$\frac{h_{nb}}{h_l} = \begin{cases} 230B_o^{0.5} & B_o > 0.3 \times 10^{-4} \\ (1 + 46B_o^{0.5}) & B_o < 0.3 \times 10^{-4} \end{cases} \quad \text{for } J > 1 \quad (5.22)$$

$$\frac{h_{nb}}{h_l} = EB_o^{0.5} \exp(2.74J^{-0.1}) \quad \text{for } 0.1 < J \leq 1 \quad (5.23)$$

$$\frac{h_{nb}}{h_l} = EB_o^{0.5} \exp(2.74J^{-0.15}) \quad \text{for } J \leq 1 \quad (5.24)$$

where  $E$  in Eqs. (5.23) and (5.24) is presented by

$$E = \begin{cases} 14.7 & B_o \geq 0.0011 \\ 15.43 & B_o < 0.0011 \end{cases} \quad (5.25)$$

The parameter  $J$  is given by

$$J = (0.38Fr_{lo}^{-0.3})^n C_{Co} \quad (5.26)$$

where  $Fr_{lo}$  is Froude number,  $n$  can be given by Eq. (5.27), and  $C_{Co}$  is convection number expressed in Eq. (5.28)

$$n = \begin{cases} 1 & \text{for horizontal tube with } Fr_{lo} < 0.04 \\ 0 & \text{for horizontal tube with } Fr_{lo} \geq 0.04 \\ 0 & \text{for vertical tube at all Froude number} \end{cases} \quad (5.27)$$

$$C_{Co} = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \quad (5.28)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

The liquid-phase heat transfer coefficient,  $h_l$ , is determined by

$$h_l = 0.023 \text{Re}_l^{0.8} \text{Pr}_l^{0.4} \frac{k_l}{D} \quad (5.29)$$

For convective boiling regime,  $h_{cb}$ , is calculated by

$$\frac{h_{cb}}{h_l} = 1.8 J^{-0.8} \quad (5.30)$$

Fig. 5.20, shows the comparisons between the present data and the predictions. The results with different channel orientations were examined by the heat transfer prediction methods as presented in Table 5.1. The mean absolute error (MAE) and the percentage of data ( $\gamma$ ) predicted within  $\pm 30\%$  error band were used for the evaluation as shown in the table. For all channel orientations carried out in this work, the comparison results revealed that nucleate boiling mechanism was likely to play dominant role in the present set of experimental conditions. The nucleate boiling flow behavior in mini-channel with different flow directions was well predicted by Tran et al. correlation [56] and even by Cooper correlation [60] which was developed for pure nucleate boiling. The two methods, corresponding to nucleate boiling dominant mechanism, were able to capture more than 95% of the data within  $\pm 30\%$  error band (MAE of less than 12%). It can be indicated from Fig. 5.20(a) and (b) that the method by Tran et al. [56] is a little bit better than the Cooper correlation [60]. This may be explained based on the observed trend indicating the heat transfer coefficient which was a strong function of heat flux but insignificant affected by mass flux. The trend was similar to that reported by Tran et al. [56].

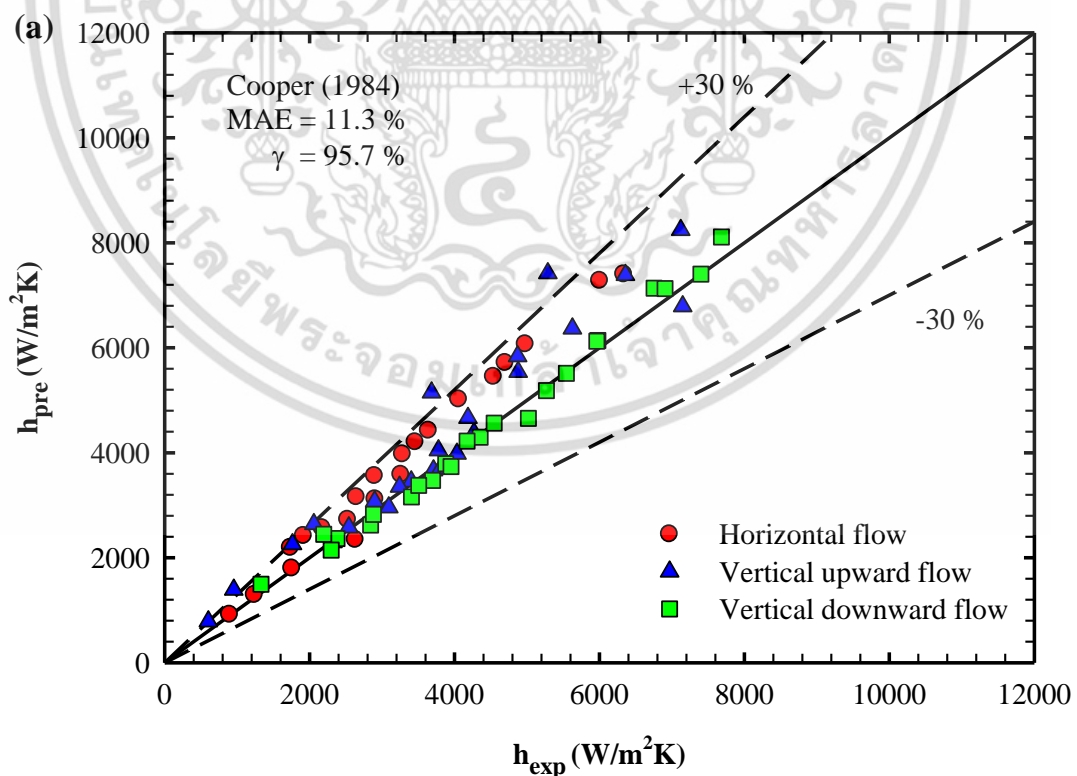
Fig. 5.20(c) and (d) compares the heat transfer data with predictions considering nucleate boiling mechanism as well as convective boiling contribution. The correlations of Bertsch et al. [63] and Shah [64] yielded approximately similar performance. The correlations predicted about 70% of all data within  $\pm 30\%$  error band and gave MAE of around 23%. They are good choices for predicting the present data although their performances are the second best following the method based on nucleate boiling dominant mechanism. The present heat transfer data corresponds well with nucleate boiling behavior as previously discussed in Figs. 5.18 and, hence, the correlations of Bertsch et al. [63] and Shah [64] should be considered by looking at their nucleate boiling contribution terms. Their good predictions may be attributed to the following reasons. Bertsch et al. [63] employed the Cooper correlation [60] in their nucleate boiling term. For Shah correlation [64], however, the boiling number

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

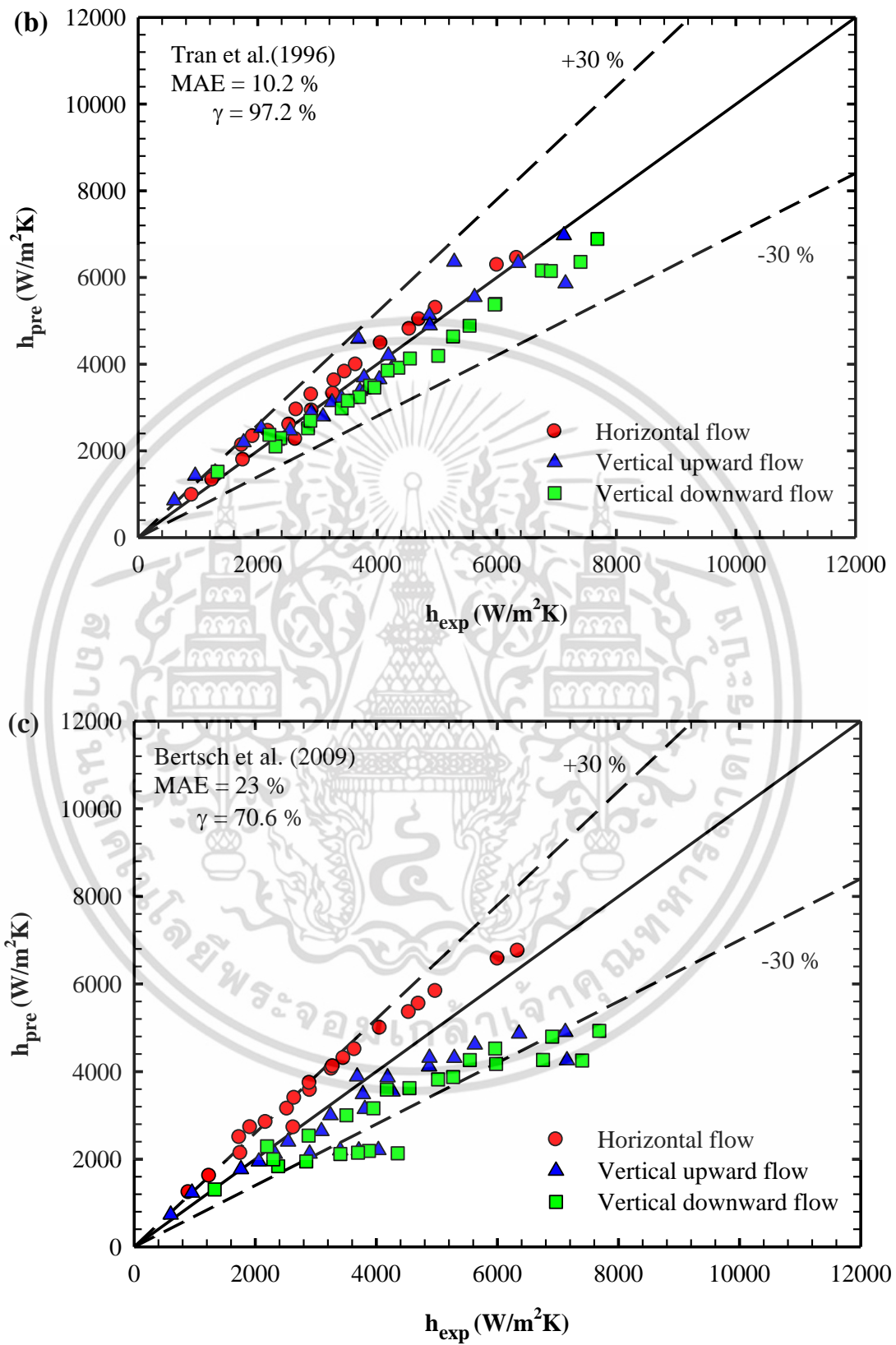
was selected to correlate the nucleate boiling term. When there is no substantial effect of mass flux on the heat transfer coefficient for a given saturation pressure (or a constant latent heat of vapourization), the nucleate boiling term is consequently governed by heat flux. It is obviously depicted by Fig. 5.20 that the present heat transfer characteristics, strongly dependent on heat flux for horizontal and vertical flow arrangements, can be compatible with nucleate boiling behavior.

**Table 5.1** Comparison of the heat transfer prediction with the present heat transfer data for different orientations.

References	Horizontal		Vertical upward		Vertical downward		Average	
	MAE (%)	$\gamma$ (%)	MAE (%)	$\gamma$ (%)	MAE (%)	$\gamma$ (%)	MAE (%)	$\gamma$ (%)
Cooper [60]	16.4	100	13.4	87	4.1	100	11.3	95.7
Tran et al. [56]	8.9	100	11.4	91.7	10.4	100	10.2	97.2
Bertsch et al. [63]	24	76.2	18.9	79.2	26.2	56.5	23	70.6
Shah [64]	32.6	38.1	23.7	78.3	13.0	95.7	23.1	70.7



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

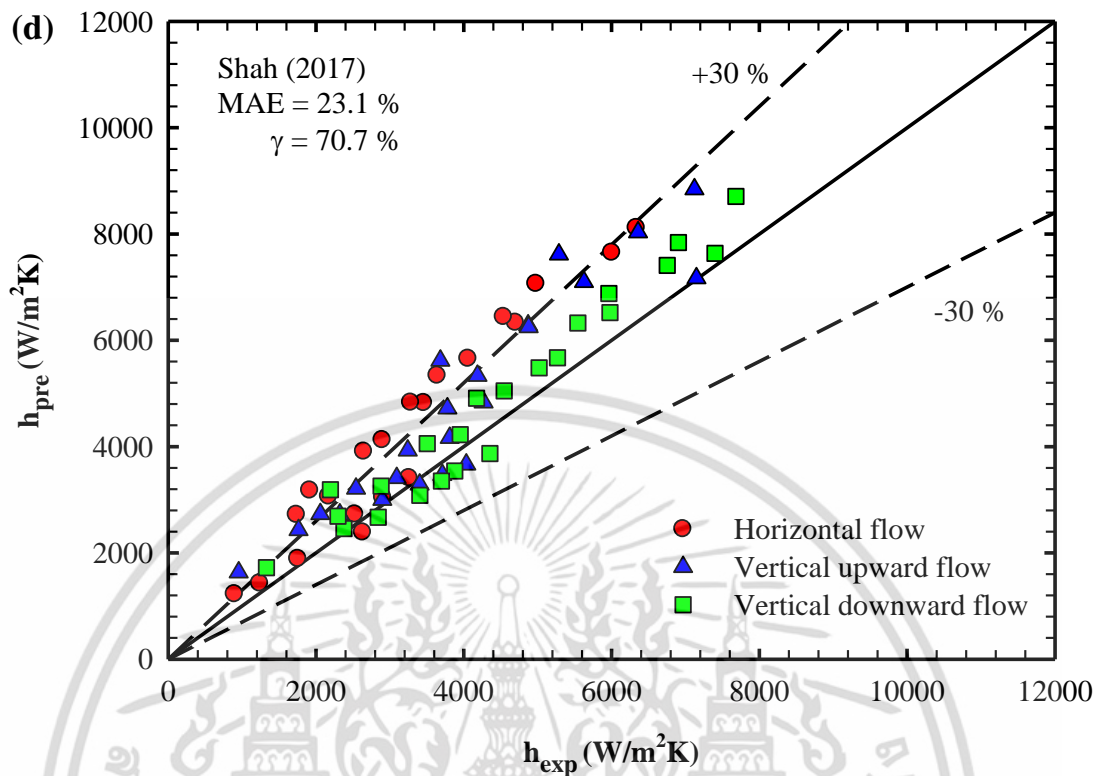


Fig. 5.20 Comparison between experimental data and calculated heat transfer coefficient using different correlations: (a) Cooper [60], (b) Tran et al. [56], (c) Bertsch et al. [63] and (d) Shah [64].

## 5.4 Flow boiling pressure drop

Flow pattern and heat transfer characteristics, which are important for understanding the flow boiling process were discussed in the previous sections. Another key parameter affecting the process is two-phase pressure drop.

### 5.4.1 Pressure drop component

In this section, the total pressure drop, which was directly measured across the test section by the differential pressure transducer, included frictional pressure drop, accelerational pressure drop, and gravitational pressure drop which was neglected for horizontal flow. The pressure drop components for all three channel orientations, based on friction, acceleration and gravitation, were presented in the section 3.3.2. The experimental data of pressure drop components were presented as a function of heat flux at the mass of 655 kg/m<sup>2</sup>s and the saturation pressure was kept constant at 8 bar. It can be seen from Fig. 5.21 that the result of pressure drops is dominance of frictional pressure drop for all conditions.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

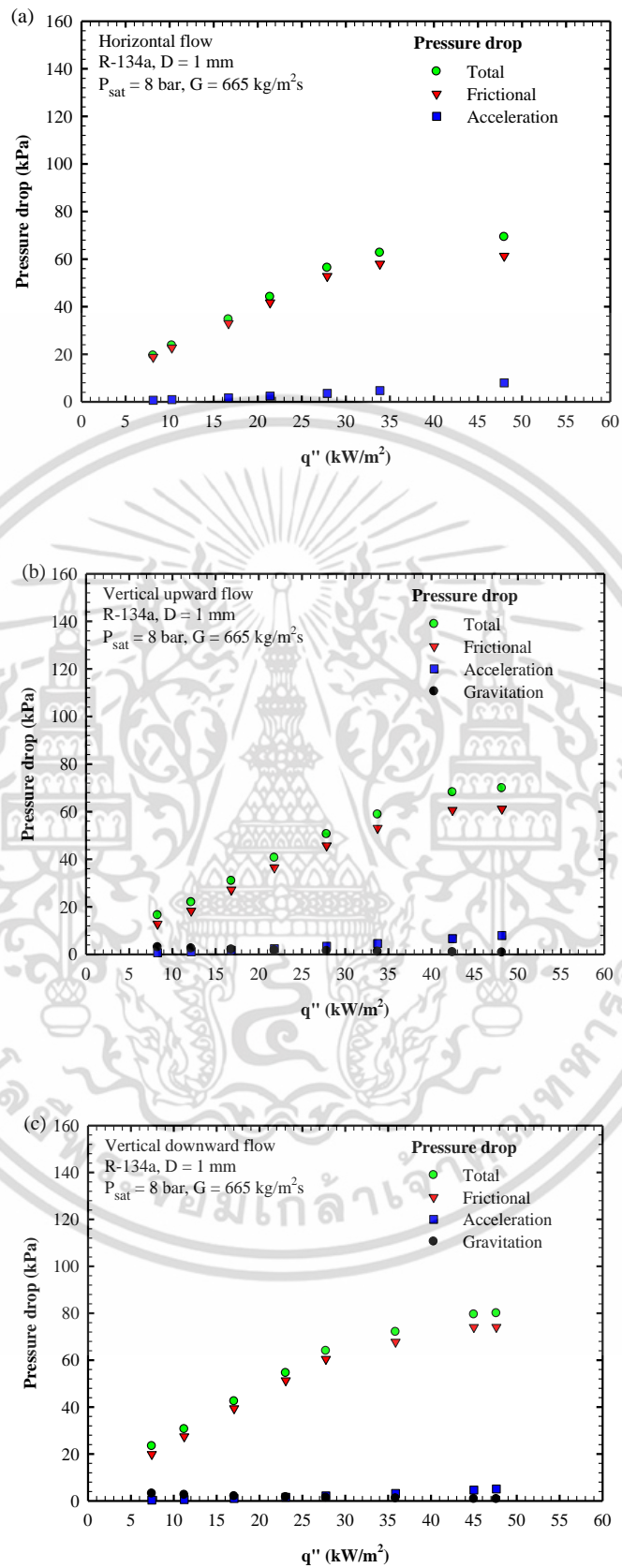


Fig. 5.21 Pressure drop components as a function heat flux for different orientations.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 5.4.2 Frictional pressure drop

By knowing the total pressure drop and the other components, the frictional pressure drop can be obtained and is subsequently presented in Figs. 5.22 and 5.23. The results illustrated that with increasing heat flux or mass flux, the pressure drop was increased. The increment of heat flux during the phase-change process may enhance the vapour velocity, leading to the increased pressure drop. The shear developed at the tube wall, and that at the vapour-liquid interface may also be enhanced due to the increase in mass flux.

The variation of the frictional pressure drop, displayed together with the flow pattern data for the three flow arrangements, with heat flux is illustrated in Fig. 5.23. For each mass flux, in general, the pressure drop tended to increase with heat flux, which may be resulted from the two-phase flow experiencing higher velocity as previously discussed. As seen in Fig. 5.23, the gas core flow such as annular flow seemed to possess high shear stress at vapour-liquid and liquid-wall interfaces in comparison to the other flow regimes. The figure also shows that in this study, the vertical downward flow gave the highest pressure drop, followed by horizontal flow and vertical upward flow, respectively. The difference in pressure drop between these three flow directions may be attributed to the chaotic flow due to liquid-vapour interactions. For vertical upward flow, the buoyancy force tended to aid the vapour phase. The buoyancy and inertia forces were in parallel, which was believed to cause relatively low level of interactions. On the contrary, the highest pressure drop during vertical downward arrangement may be the result of the opposing buoyancy force counteracting the vapour phase, which leads to the vigorous interactions. It should be noted that these results can also be interpreted based on the Lockhart-Martinelli method which represents the  $C$  parameter as the level of interactions between the two phases. For this study, the values of  $C$  parameter for vertical upward flow, horizontal flow, and vertical downward flow were respectively equal to 7, 11, and 13. Interestingly, it seemed that there was no influence of the corner effect on the pressure drop characteristics because the previous works, based on rectangular channels, such as Zhang et al. [37], and Kandlikar and Balasubramanian [36] reported the results similar to the present ones associated with circular channel.

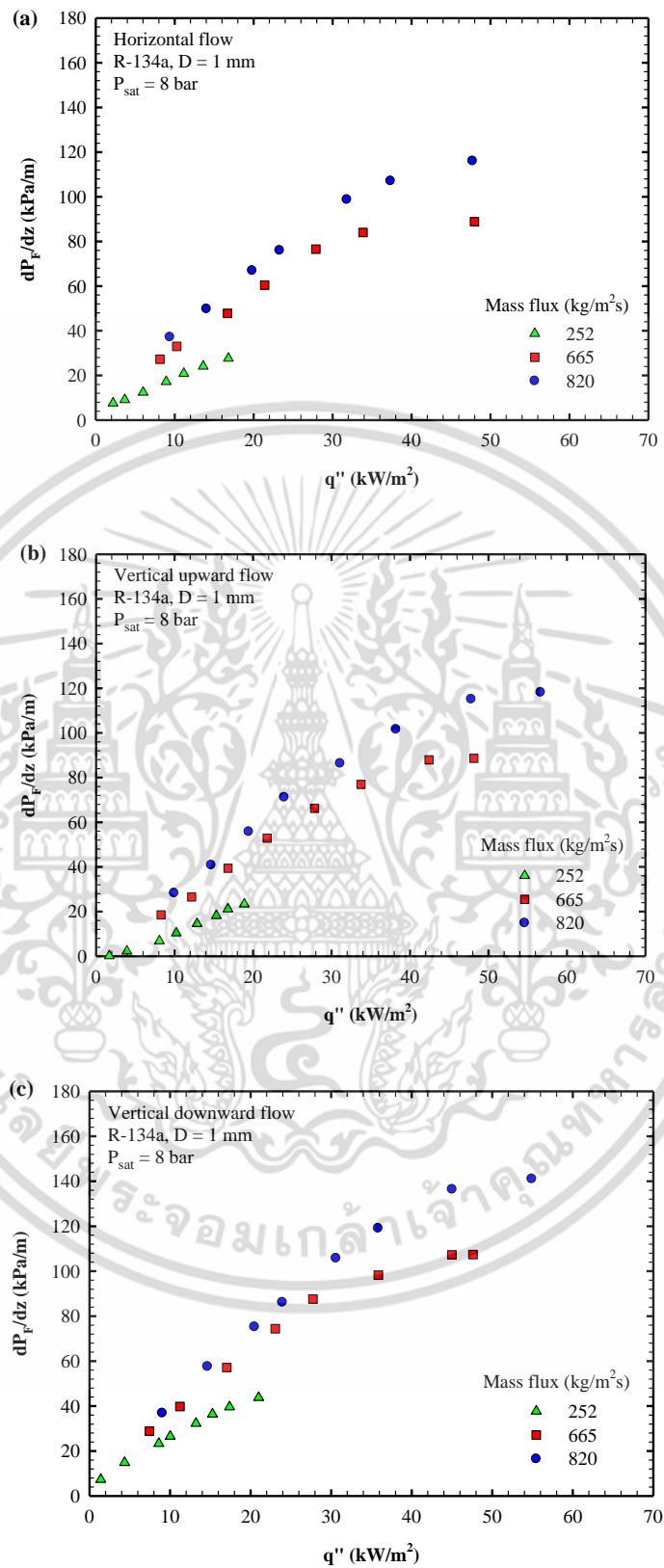


Fig. 5.22 Heat flux versus frictional pressure drop for different mass flux values.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

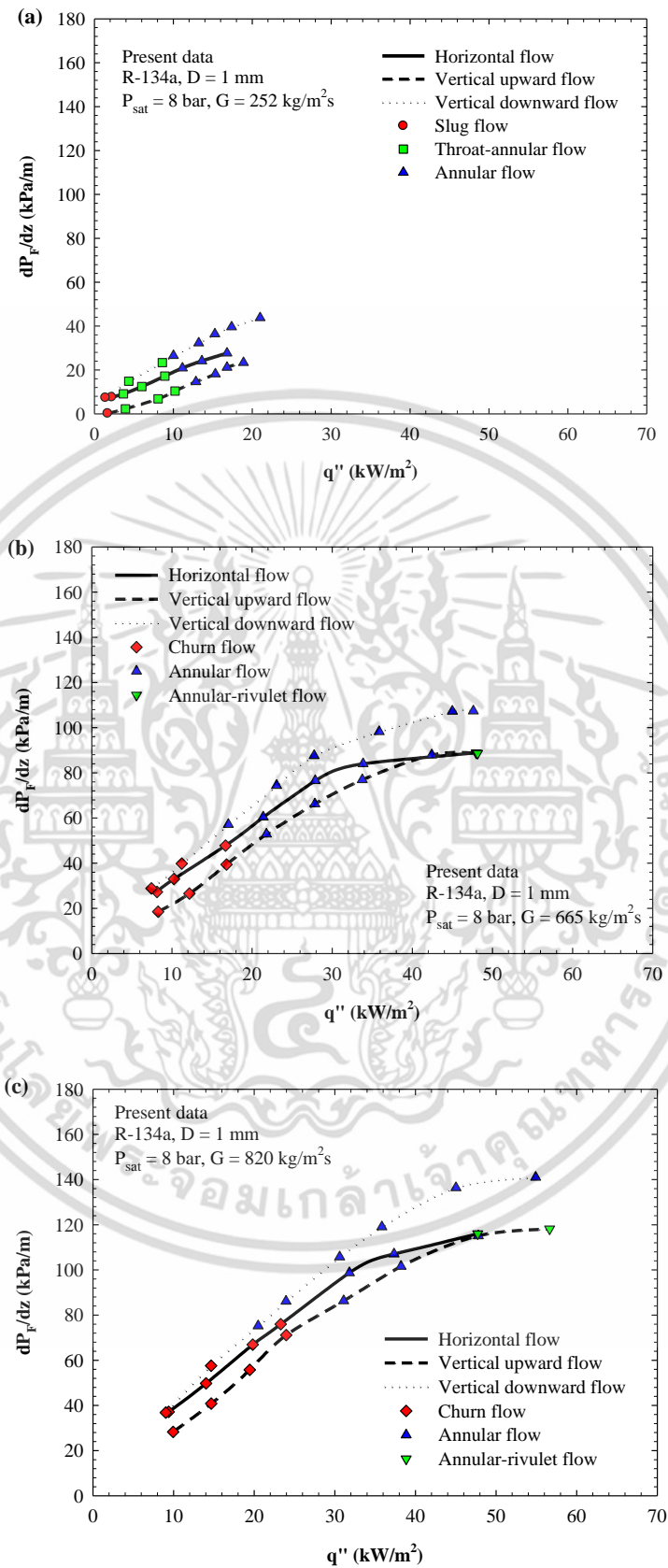


Fig. 5.23 Frictional pressure drop for different orientations.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 5.4.3 Comparison between the frictional pressure drop data and the prediction methods

In this section, the frictional pressure drop data are compared with two existing models, i.e. the homogenous flow model and the separated flow model.

For homogenous flow model, the assumption of homogenous two-phase flow as well as the pressure drop calculations based on homogenous flow model were presented in section 3.3.2.1. The two-phase viscosity models given by Eqs. (5.31)-(5.38), with different researchers were used for comparison in this study as shown in Fig. 5.24 and Table 5.2.

The two-phase viscosity presented in Eq. (5.31) was proposed by McAdams et al. [67]. The viscosities of each phase are weighted by their corresponding mass quality.

$$\frac{1}{\mu_{TP}} = \frac{x}{\mu_g} + \frac{1-x}{\mu_l} \quad (5.31)$$

Cicchitti et al. [68] proposed the two-phase viscosity expressed in Eq. (5.32), in which the mass quality is an important parameter for the calculation.

$$\mu_{TP} = x\mu_g + (1-x)\mu_l \quad (5.32)$$

Owens [69] proposed the two-phase viscosity was assumed to be equal to the liquid viscosity as given in Eq. (5.33).

$$\mu_{TP} = \mu_l \quad (5.33)$$

The two-phase viscosity models based on volumetric quality ( $\beta$ ) was obtained by Dukler et al. [70] and Beattie and Whalley [71] as shown in Eqs. (5.34) and (5.35), respectively.

Dukler et al. [70]

$$\mu_{TP} = \beta\mu_g + (1-\beta)\mu_l \quad (5.34)$$

Beattie and Whalley [71]

$$\mu_{TP} = \beta\mu_g + (1 - \beta)(1 + 2.5\beta)\mu_l \quad (5.35)$$

and

$$\beta = \frac{x\nu_g}{\nu_l + x\nu_{1g}} \quad (5.36)$$

where  $\beta$  is the volumetric quality as shown in Eq. (5.36),  $\nu_l$  and  $\nu_g$  are liquid and gas specific volumes, respectively, and  $\nu_{1g}$  is determined as  $\nu_{1g} = \nu_g - \nu_l$ .

Lin et al. [72] proposed the two-phase viscosity obtained from R-12 during vaporization in a capillary tube as follow.

$$\mu_{TP} = \frac{\mu_l\mu_g}{\mu_g + x^{1.4}(\mu_l - \mu_g)} \quad (5.37)$$

Awad and Muzychka [73]

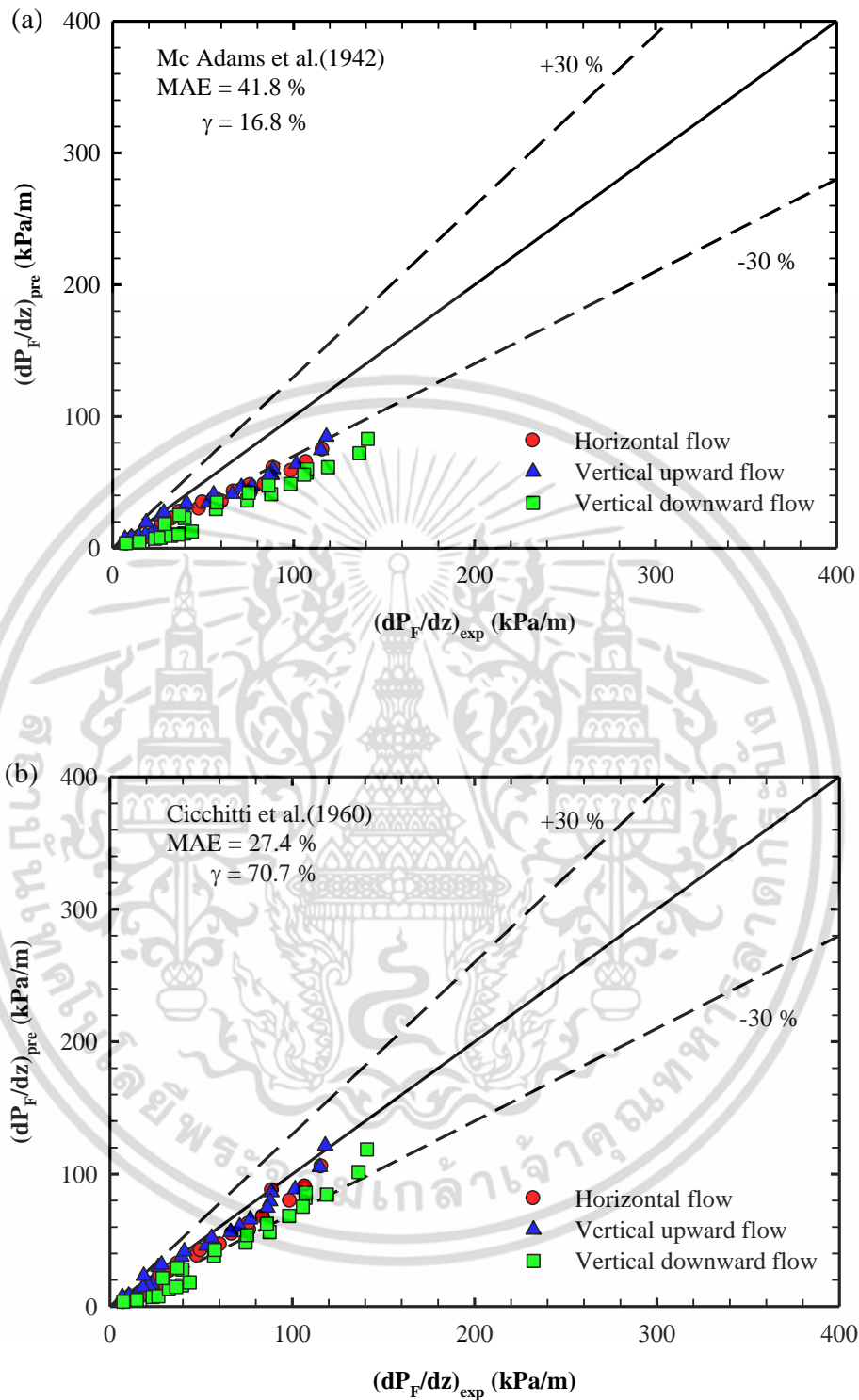
$$\mu_{TP} = \frac{2\mu_g + \mu_l - 2(\mu_g - \mu_l)(1-x)}{2\mu_g + \mu_l + 2(\mu_g - \mu_l)(1-x)} \quad (5.38)$$

The comparison results indicated that the homogenous flow model were in fair agreement with the data for three flow arrangements.

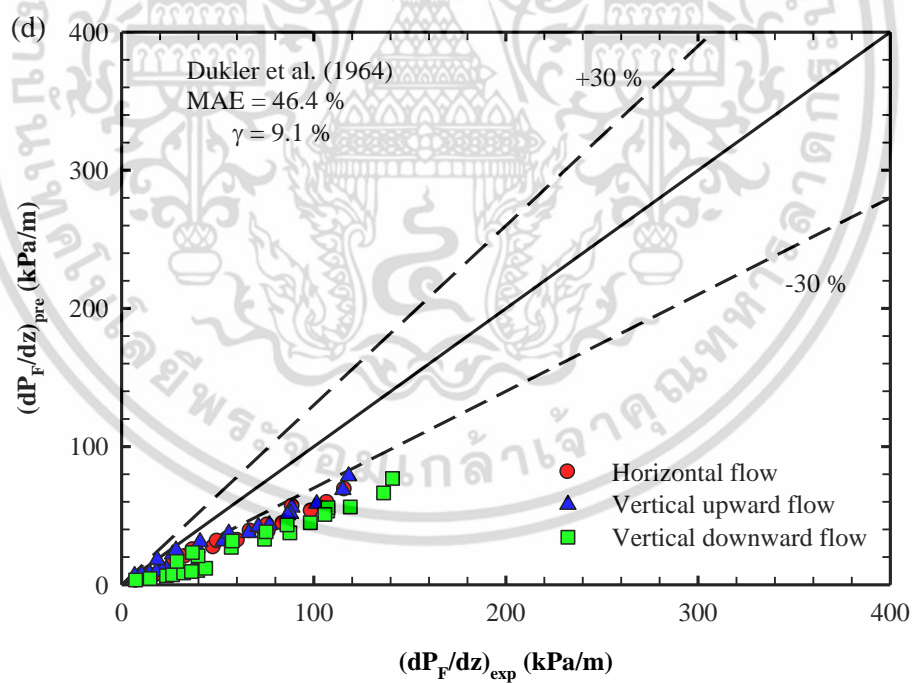
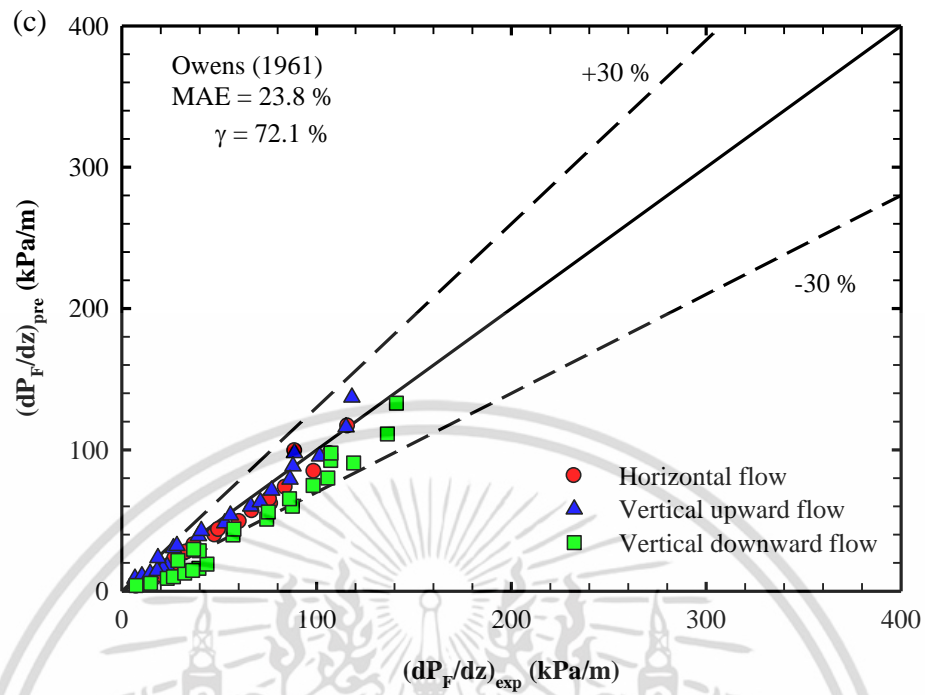
**Table 5.2** Comparison of the homogeneous flow model with the present pressure drop data for different orientations.

References	Horizontal		Vertical upward		Vertical downward		Average	
	MAE (%)	$\gamma$ (%)	MAE (%)	$\gamma$ (%)	MAE (%)	$\gamma$ (%)	MAE (%)	$\gamma$ (%)
Mc Adams et al. [67]	43.6	9.5	29.3	40.9	52.4	0.0	41.8	16.8
Cicchitti et al. [68]	29.6	66.7	14.1	95.5	38.7	50.0	27.4	70.7
Owens [69]	25.1	66.7	12.0	95.5	34.3	54.2	23.8	72.1
Dukler et al. [70]	48.4	0.0	34.4	27.3	56.3	0.0	46.4	9.1
Beattie and whalley [71]	36.6	42.9	23.9	77.3	46.4	8.3	35.6	42.8
Lin et al. [72]	38.1	33.3	24.8	63.6	48.4	8.3	37.1	35.1
Awad and Muzychka [73]	36.6	47.6	22.4	86.4	46.8	4.2	35.3	46.0

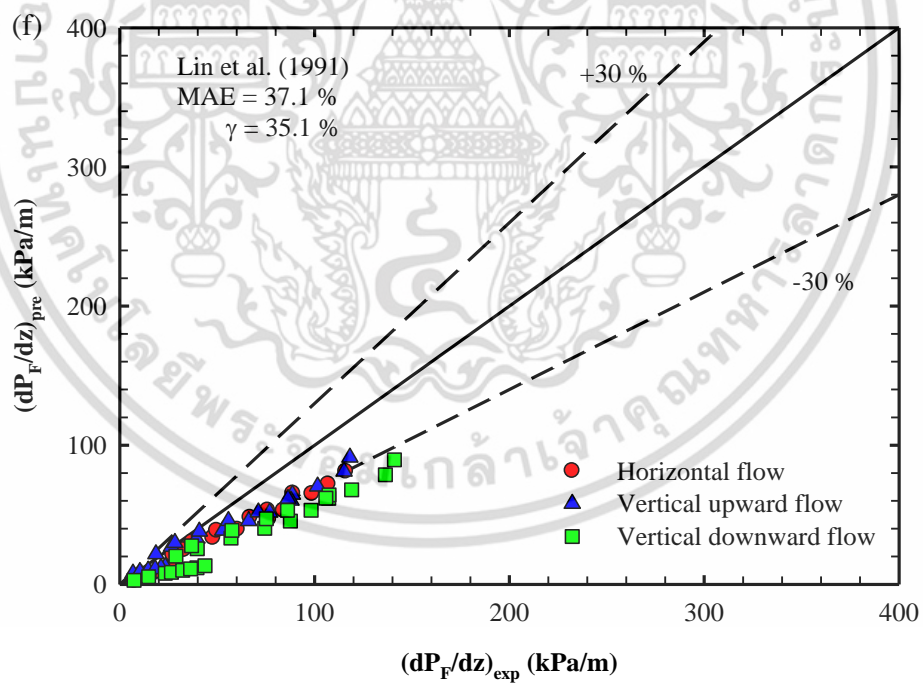
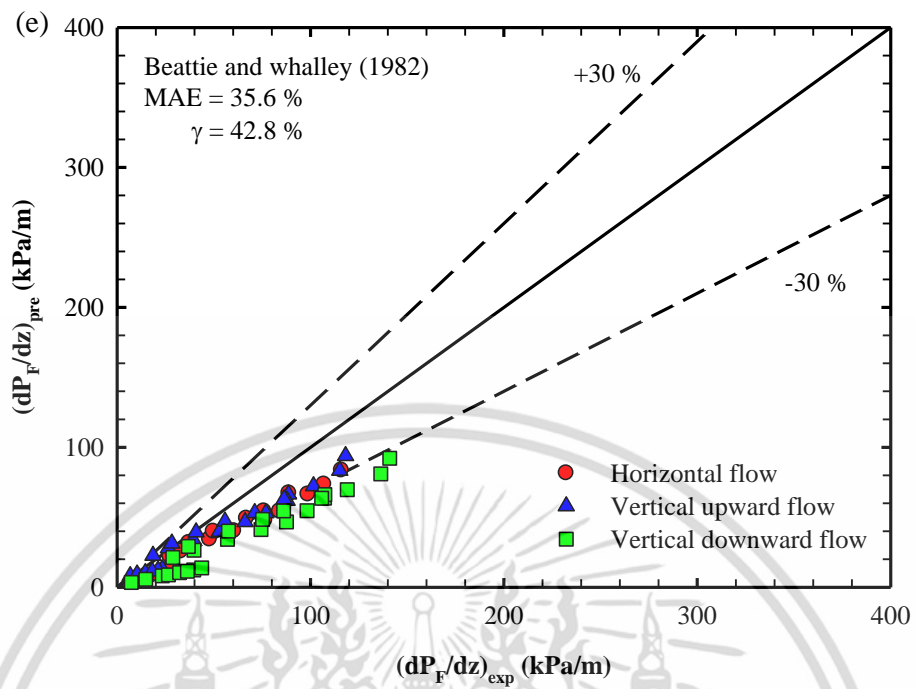
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

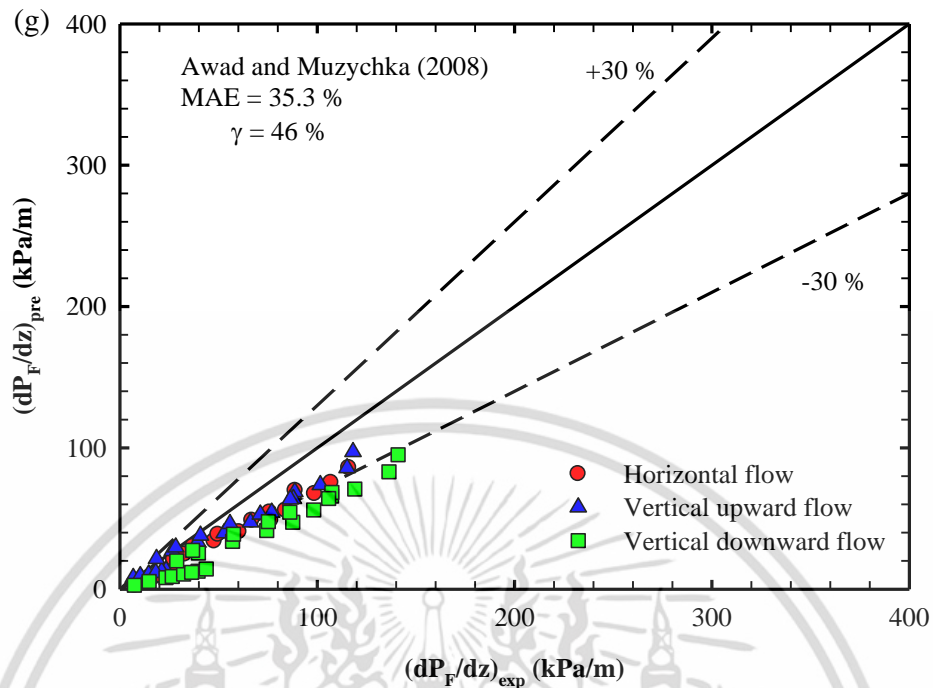


Fig. 5.24 Comparison between experimental data and calculated frictional pressure drop with correlation proposed by (a) Mc Adam et al. [67], (b) Cicchitti et al. [68], (c) Owens [69], (d) Dukler et al. [70], (e) Beattie and Whalley [71], (f) Lin et al. [72], and (g) Awad and Muzychka [73].

For the separated flow model, as discussed in section 5.4.2,  $C$  parameter appearing in the Lockhart-Martinelli method [47] was likely to play important role on the pressure drop characteristics. In this section, therefore, the present pressure drop data was compared with the calculated values obtained based on  $C$  parameter predicted by different correlations.

For macro-scale flow,  $C$  parameter proposed by Chisholm [74] can be given as follows.

$$C = \begin{cases} 5 & \text{for laminar liquid - laminar gas flow} \\ 10 & \text{for turbulent liquid - laminar gas flow} \\ 12 & \text{for laminar liquid - turbulent gas flow} \\ 20 & \text{for turbulent liquid - turbulent gas flow} \end{cases} \quad (5.39)$$

For micro-scale flow, there have been several existing correlations proposed for the value of the  $C$  parameter. The correlations, accounting for possible dominant parameters extracted from the consolidated database, were recently given by English and Kandlikar [75], Li and Wu [76], Kim and Mudawar [77], and Huang and Thome [78].

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

English and Kandlikar [75] modified the Mishima and Hibiki correlation [79], and showed that the  $C$  parameter was dependent on the hydraulic diameter for laminar liquid – laminar gas flow as follow.

$$C = 5(1 - e^{-319D_h}) \quad (5.40)$$

Li and Wu [76] identified Bond number and liquid Reynolds number as the influential parameters. The adiabatic database was used to develop their correlation. The Li and Wu correlation [76] can be given by

$$C = \begin{cases} 11.9Bd^{0.45} & \text{for } Bd \leq 1.5 \\ 109.4(Bd Re_l^{0.5})^{-0.56} & \text{for } 1.5 < Bd \leq 11 \end{cases} \quad (5.41)$$

$Bd$  in Eq. (5.41) represents the Bond number.

Kim and Mudawar [77] developed flow boiling correlation by modifying their previous method [80] which was available for non-boiling flow. The modification was done by using Weber number and Boiling number. Kim and Mudawar correlation [77] was proposed as shown below.

$$C = \begin{cases} 3.5 \times 10^{-5} Re_{lo}^{0.44} Su_{go}^{0.5} \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.48} \left[ 1 + 530 We_{lo}^{0.52} \left( Bo \frac{P_H}{P_F} \right)^{1.09} \right], & \text{for laminar liquid – laminar gas flow} \\ 0.0015 Re_{lo}^{0.59} Su_{go}^{0.19} \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.36} \left[ 1 + 530 We_{lo}^{0.52} \left( Bo \frac{P_H}{P_F} \right)^{1.09} \right], & \text{for laminar liquid – turbulent gas flow} \\ 8.7 \times 10^{-4} Re_{lo}^{0.17} Su_{go}^{0.5} \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.14} \left[ 1 + 60 We_{lo}^{0.32} \left( Bo \frac{P_H}{P_F} \right)^{0.78} \right], & \text{for turbulent liquid – laminar gas flow} \\ 0.39 Re_{lo}^{0.03} Su_{go}^{0.1} \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.35} \left[ 1 + 60 We_{lo}^{0.32} \left( Bo \frac{P_H}{P_F} \right)^{0.78} \right], & \text{for turbulent liquid – turbulent gas flow} \end{cases} \quad (5.42)$$

where  $P_H$  is heated perimeter of channel,  $P_F$  is wetted perimeter of channel, and  $Su_{go}$ , is all-vapour Suratman number.

Huang and Thome [78] proposed flow boiling correlation especially for high mass flux. Their correlation can be given by

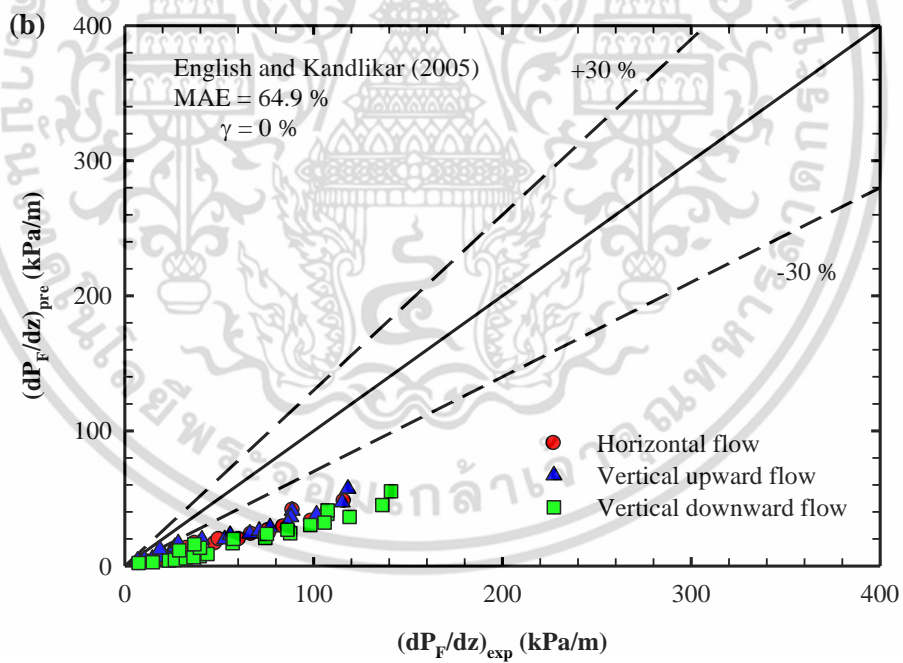
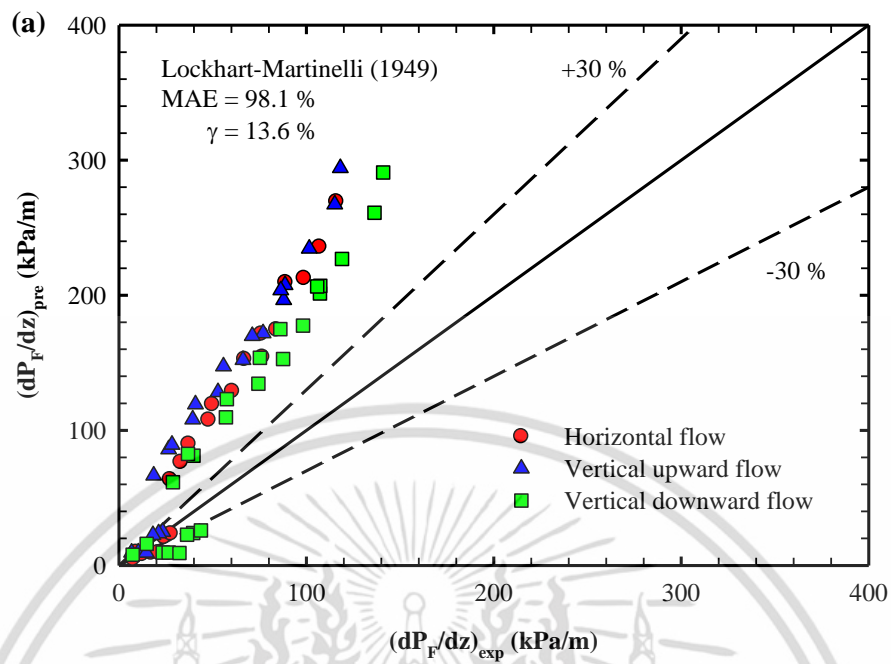
$$C = \begin{cases} 0.0037 Re_g^{1.7} Re_{lo}^{-0.83} & \text{for } Re_l \leq 2000, Re_g \leq 2000 \\ 0.9 Re_g^{0.034} Re_{lo}^{0.2} & \text{for } Re_l \leq 2000, Re_g > 2000 \end{cases} \quad (5.43)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

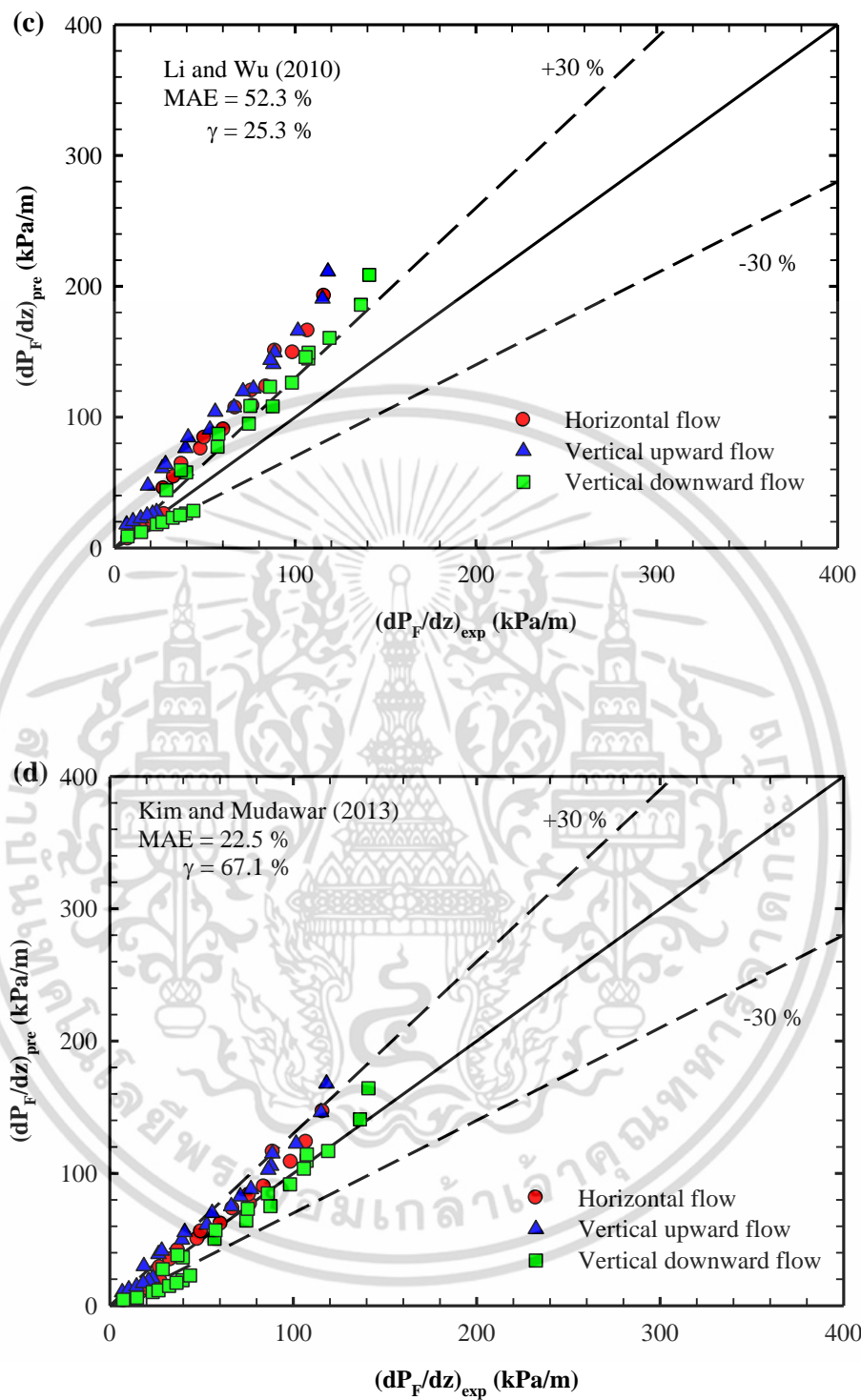
Fig. 5.25 and Table 5.3 show the comparison of the predicted values based on the pressure drop correlations with the experimental data for horizontal and vertical orientations. The mean absolute error (MAE) and the percentage of data ( $\gamma$ ) predicted within  $\pm 30\%$  error band were used to represent the predictive accuracy of the corresponding methods. It was found from this study that the macro-scale based method was not able to capture the influence of micro-scale flow as indicated in Fig. 5.25(a). Fig. 5.25(b) and (c) illustrates that the correlations of English and Kandlikar [75], and Li and Wu [76], which were developed based on adiabatic flow, did not work well with the present flow boiling pressure drop data. Instead, the flow boiling correlations developed by Kim and Mudawar [77], and Huang and Thome [78] provided good predictions for all three flow arrangements. These two methods approximately predicted 70% of all data within  $\pm 30\%$  error band, corresponding to MAE of about 25% as presented in Fig. 5.25(d) and (c). The Huang and Thome correlation [78] seemed to be a good choice because of its easy use. Although the Huang and Thome correlation [78] was developed from flow boiling pressure drop database associated with square channels, the prediction method was in good agreement with the present results. This may implicitly indicate that the corner effect induced in a square cross section tends to have less influence on flow boiling pressure drop in the square channel with hydraulic diameter of around 1 mm.

**Table 5.3** Comparison of the pressure drop prediction with the present pressure drop data for different orientations.

References	Horizontal		Vertical upward		Vertical downward		Average	
	MAE (%)	$\gamma$ (%)	MAE (%)	$\gamma$ (%)	MAE (%)	$\gamma$ (%)	MAE (%)	$\gamma$ (%)
Lockhart-Martinelli [47]	93.3	14.3	122.5	18.2	78.5	8.3	98.1	13.6
English and Kandlikar [75]	66.8	0.0	56.9	0.0	71.1	0.0	64.9	0.0
Li and Wu [76]	41.5	33.3	79.7	9.1	35.8	33.3	52.3	25.3
Kim and Mudawar [77]	21	61.9	25.3	72.7	21.4	66.7	22.5	67.1
Huang and Thome [78]	28	66.7	14.5	95.5	36.8	54.2	26.4	72.1



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

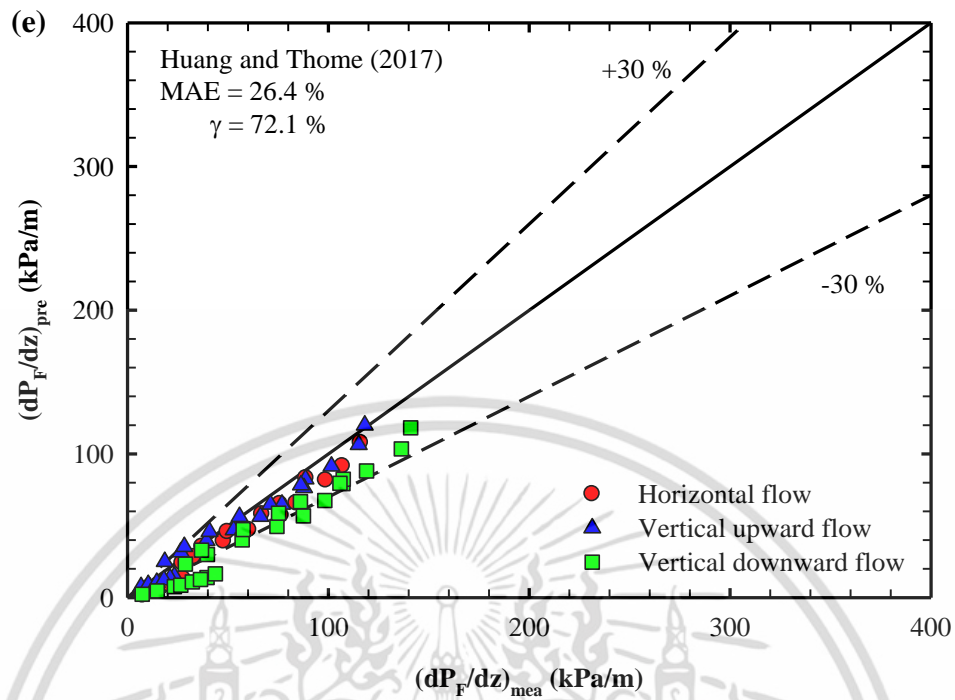


Fig. 5.25 Comparison between experimental data and calculated frictional pressure drop using different correlations: (a) Lockhart-Martinelli [47], (b) English and Kandlikar [75], (c) Li and Wu [76], (d) Kim and Mudawar [77], and (e) Huang and Thome [78].

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## Chapter 6

### Conclusions and Suggestions

#### 6.1 Conclusions

This study investigated the effect of channel orientations on flow boiling behaviors in a circular mini-channel having a diameter of 1 mm. Flow pattern, heat transfer, and pressure drop characteristics of horizontal, vertical upward, and vertical downward flows were presented and discussed in this paper. The change in flow direction was found to affect the flow pattern, heat transfer coefficient, and pressure drop. The main conclusions from the present study can be drawn as follows.

##### 6.1.1 Flow pattern

1. Slug flow, throat-annular flow, churn flow, annular flow, and annular-rivulet flow were observed from all three orientations.
2. Slug flow pattern and churn flow pattern observed in horizontal orientation were not completely compatible with those in vertical orientations.
3. The macro-micro-scale flow pattern maps developed by Ong and Thome correlation [9] showed a good agreement with the data.

##### 6.1.2 Flow boiling heat transfer

1. Flow pattern had significant influence on heat transfer characteristics.
2. The heat transfer coefficient increased with increasing heat flux but was less dependent on mass flux as well as vapour quality.
3. The dominance of nucleate boiling was observed for all channel orientations. Vertical flow can result in higher heat transfer coefficients in comparison to horizontal flow.
4. The nucleate boiling mechanisms were detected in this study.

##### 6.1.3 Flow boiling pressure drop

1. The pressure drop increased with increasing heat flux or mass flux.
2. The vertical downward flow tended to give the highest pressure drop.
3. Kim and Mudawar [77], and Huang and Thome [78], the flow boiling correlations such as provided a good prediction for all channel orientations.

For all three flow directions, vertical downward flow yielded good heat transfer results but induced the highest pressure drop. Based on the present flow conditions, the flow boiling during vertical upward flow in a 1 mm diameter channel resulted in moderate values of heat transfer coefficient with the lowest pressure drop. As a

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

consequence, the vertical upward flow arrangement seemed to be a good choice for the cooling devices.

## 6.2 Suggestions for future work

In this section, suggestions for future investigation for flow boiling in mini and micro channels are presented. The following future works require further investigations as follows.

1. The effect of channel orientation on flow phenomena in micro-channels with smaller diameters
2. Flow pattern, heat transfer and pressure drop characteristics in a micro-channel heat sink with different orientations
3. The effect of refrigerant on flow boiling behaviors in micro-channel



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## References

- [1] D.B. Tuckerman, R.F.W. Pease, High-performance heat sinking for VLSI, *IEEE Electron Device Lett.* 2 (1981) 126-129.
- [2] S.G. Kandlikar, Scale effects on flow boiling heat transfer in microchannels: a fundamental perspective, *Int. J. Therm. Sci.* 49 (2010) 1073-1085.
- [3] S. Saisorn, S. Wongwises, A critical review of recent investigations on flow pattern and heat transfer during flow boiling in micro-channels, *Front. Heat and Mass Transfer* 3 (2012) 013006.
- [4] J.R. Thome, A. Bar-Cohen, R. Revellin, I. Zun, Unified mechanistic multiscale mapping of two-phase flow patterns in microchannels, *Exp. Therm. Fluid sci.* 44 (2013) 1-22.
- [5] T. Dixit, I. Ghosh, Review of micro- and mini-channel heat sinks and heat exchangers for single phase fluids, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 41 (2015) 1298-1311.
- [6] H. Ide, M. Kawaji, Effect of tube diameters on the flow phenomena of gas-liquid two-phase flow in microchannels, in: *ASME 2013 11th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels (ICNMM2013)*, Sapporo, Japan, June 16–19, 2013, pp. V001T03A008.
- [7] P.M.Y. Chung, M. Kawaji, The effect of channel diameter on adiabatic two-phase flow characteristics in microchannels, *Int. J. Multiphase Flow* 30 (2004) 735-761.
- [8] J.-T. Oh, A.S. Pamitran, K.-I. Choi, P. Hrnjak, Experimental investigation on two-phase flow boiling heat transfer of five refrigerants in horizontal small tubes of 0.5, 1.5 and 3.0mm inner diameters, *Int. J. Heat Mass Transfer* 54 (2011) 2080-2088.
- [9] C.L. Ong, J.R. Thome, Macro-to-microchannel transition in two-phase flow: Part 1 – Two-phase flow patterns and film thickness measurements, *Exp. Therm. Fluid sci.* 35 (2011) 37-47.
- [10] S. Saisorn, J. Kaew-On, S. Wongwises, An experimental investigation of flow boiling heat transfer of R-134a in horizontal and vertical mini-channels, *Exp. Therm. Fluid sci.* 46 (2013) 232-244.
- [11] S.S. Mehendale, A.M. Jacobi, R.K. Shah, Fluid flow and heat transfer at micro- and meso-scales with application to heat exchanger design, *Appl. Mech. Rev.* 53 (2000) 175-193.
- [12] S.G. Kandlikar, Fundamental issues related to flow boiling in minichannels and microchannels, *Exp. Therm. Fluid sci.* 26 (2002) 389-407.
- [13] P.A. Kew, K. Cornwell, Correlations for the prediction of boiling heat transfer in small-diameter channels, *Appl. Therm. Eng.* 17 (1997) 705-715.

- [14] I. Mudawar, Two-Phase Microchannel Heat Sinks: Theory, Applications, and Limitations, *J. Electron. Packag.* 133 (2011) 041002-041002-31.
- [15] A.A. Arcanjo, C.B. Tibiriçá, G. Ribatski, Evaluation of flow patterns and elongated bubble characteristics during the flow boiling of halocarbon refrigerants in a micro-scale channel, *Exp. Therm. Fluid sci.* 34 (2010) 766-775.
- [16] S. Saisorn, J. Kaew-On, S. Wongwises, Flow pattern and heat transfer characteristics of R-134a refrigerant during flow boiling in a horizontal circular mini-channel, *Int. J. Heat Mass Transfer* 53 (2010) 4023-4038.
- [17] L. Chen, Y.S. Tian, T.G. Karayiannis, The effect of tube diameter on vertical two-phase flow regimes in small tubes, *Int. J. Heat Mass Transfer* 49 (2006) 4220-4230.
- [18] C. Martín-Callizo, B.r. Palm, W. Owhaib, R. Ali, Flow Boiling Visualization of R-134a in a Vertical Channel of Small Diameter, *J. Heat Transfer* 132 (2010) 031001.
- [19] R. Revellin, J.R. Thome, Experimental investigation of R-134a and R-245fa two-phase flow in microchannels for different flow conditions, *International Journal of Heat and Fluid Flow* 28 (2007) 63-71.
- [20] C.L. Ong, J.R. Thome, Flow boiling heat transfer of R134a, R236fa and R245fa in a horizontal 1.030 mm circular channel, *Exp. Therm. Fluid sci.* 33 (2009) 651-663.
- [21] S. Lin, P.A. Kew, K. Cornwell, Two-phase heat transfer to a refrigerant in a 1 mm diameter tube, *Int. J. Refrig.* 24 (2001) 51-56.
- [22] W. Owhaib, C. Martín-Callizo, B. Palm, Evaporative heat transfer in vertical circular microchannels, *Appl. Therm. Eng.* 24 (2004) 1241-1253.
- [23] X. Huo, L. Chen, Y.S. Tian, T.G. Karayiannis, Flow boiling and flow regimes in small diameter tubes, *Appl. Therm. Eng.* 24 (2004) 1225-1239.
- [24] D. Shiferaw, T.G. Karayiannis, D.B.R. Kenning, Flow boiling in a 1.1 mm tube with R134a: Experimental results and comparison with model, *Int. J. Therm. Sci.* 48 (2009) 331-341.
- [25] S. Basu, S. Ndao, G.J. Michna, Y. Peles, M.K. Jensen, Flow Boiling of R134a in Circular Microtubes—Part I: Study of Heat Transfer Characteristics, *J. Heat Transfer* 133 (2011) 051502-051502-9.
- [26] Z. Anwar, B. Palm, R. Khodabandeh, Flow boiling heat transfer and dryout characteristics of R152a in a vertical mini-channel, *Exp. Therm. Fluid sci.* 53 (2014) 207-217.
- [27] J. Diehl de Oliveira, J. Biancon Copetti, J. C. Passos, An experimental investigation on flow boiling heat transfer of R-600a in a horizontal small tube, *Int. J. Refrig.* 72 (2016) 97-110.

- [28] C.L. Ong, J.R. Thome, Macro-to-microchannel transition in two-phase flow: Part 2 – Flow boiling heat transfer and critical heat flux, *Exp. Therm. Fluid sci.* 35 (2011) 873-886.
- [29] H.J. Lee, S.Y. Lee, Heat transfer correlation for boiling flows in small rectangular horizontal channels with low aspect ratios, *Int. J. Multiphase Flow* 27 (2001) 2043-2062.
- [30] B. Sumith, F. Kaminaga, K. Matsumura, Saturated flow boiling of water in a vertical small diameter tube, *Exp. Therm. Fluid sci.* 27 (2003) 789-801.
- [31] W. Qu, I. Mudawar, Flow boiling heat transfer in two-phase micro-channel heat sinks – I. Experimental investigation and assessment of correlation methods, *Int. J. Heat Mass Transfer* 46 (2003) 2755-2771.
- [32] W. Owhaib, C. Martín-Callizo, B.r. Palm, Two-phase flow pressure drop of r-134a in a vertical circular mini/micro channel, in: *ASME 2008 6th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels*, Darmstadt, Germany, June 23–25, 2008, pp. 343-353.
- [33] C.B. Tibiriçá, J. Diniz da Silva, G. Ribatski, Experimental Investigation of Flow Boiling Pressure Drop of R134A in a Microscale Horizontal Smooth Tube, *Journal of Thermal Science and Engineering Applications* 3 (2011) 011006.
- [34] M.H. Maqbool, B. Palm, R. Khodabandeh, Flow boiling of ammonia in vertical small diameter tubes: Two phase frictional pressure drop results and assessment of prediction methods, *Int. J. Therm. Sci.* 54 (2012) 1-12.
- [35] C. Keepaiboon, S. Wongwises, Two-phase flow patterns and heat transfer characteristics of R134a refrigerant during flow boiling in a single rectangular micro-channel, *Exp. Therm. Fluid sci.* 66 (2015) 36-45.
- [36] S.G. Kandlikar, P. Balasubramanian, An Experimental Study on the Effect of Gravitational Orientation on Flow Boiling of Water in  $1054 \times 197 \mu\text{m}$  Parallel Minichannels, *J. Heat Transfer* 127 (2005) 820-829.
- [37] H.Y. Zhang, D. Pinjala, T.N. Wong, Experimental characterization of flow boiling heat dissipation in a microchannel heat sink with different orientations, in: *IEEE-Electronic Packaging Technology Conference*, 2005, pp. 670-676.
- [38] C.-C. Wang, W.-J. Chang, C.-H. Dai, Y.-T. Lin, K.-S. Yang, Effect of inclination on the convective boiling performance of a microchannel heat sink using HFE-7100, *Exp. Therm. Fluid sci.* 36 (2012) 143-148.
- [39] H. Lee, I. Park, I. Mudawar, M.M. Hasan, Micro-channel evaporator for space applications – 1. Experimental pressure drop and heat transfer results for different orientations in earth gravity, *Int. J. Heat Mass Transfer* 77 (2014) 1213-1230.

- [40] H.L.S.L. Leão, C.A. Chávez, F.J. do Nascimento, G. Ribatski, An analysis of the effect of the footprint orientation on the thermal-hydraulic performance of a microchannels heat sink during flow boiling of R245fa, *Appl. Therm. Eng.* 90 (2015) 907-926.
- [41] C.B. Tibiriçá, G. Ribatski, Flow boiling in micro-scale channels – Synthesized literature review, *Int. J. Refrig.* 36 (2013) 301-324.
- [42] A. Ullmann, N. Brauner, The prediction of flow pattern maps in minichannels, *Multiphase Sci. Technol.* 19 (2007) 49-73.
- [43] T. Harirchian, S. V. Garimella, A comprehensive flow regime map for microchannel flow boiling with quantitative transition criteria, *Int. J. Heat Mass Transfer* 53 (2010) 2694-2702.
- [44] Y.A. Çengel, *Heat transfer : a practical approach*. 2nd ed. 2004, New York: McGraw-Hill.
- [45] T.L. Bergman, A.S. Lavine, F.P. Incropera, D.P. DeWitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 7th ed. 2011, New York: J. Wiley.
- [46] S.M. Zivi, Estimation of Steady-State Steam Void-Fraction by Means of the Principle of Minimum Entropy Production, *J. Heat Transfer* 86 (1964) 247-251.
- [47] R.W. Lockhart, R.C. Martinelli, Proposed correlation of data for isothermal two-phase two-component flow in pipes, *Chem. Eng. Prog.* 45 (1949) 39-48.
- [48] F.W. Dittus, L.M.K. Boelter, Heat transfer in automobile radiators of the tubular type, (1930)
- [49] V. Gnielinski, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *Int. Chem. Eng* 16 (1976) 359--368.
- [50] P.R.H. Blasius, Das Aehnlichkeitsgesetz bei Reibungsvorgängen in Flüssigkeiten, *Forschungsheft* 131 (1913) 1-41.
- [51] A. Serizawa, Z. Feng, Z. Kawara, Two-phase flow in microchannels, *Exp. Therm. Fluid sci.* 26 (2002) 703-714.
- [52] A. M. Barajas, R. L. Panton, The effects of contact angle on two-phase flow in capillary tubes, *Int. J. Multiphase Flow* 19 (1993) 337-346.
- [53] S. Saitoh, H. Daiguji, E. Hihara, Effect of tube diameter on boiling heat transfer of R-134a in horizontal small-diameter tubes, *Int. J. Heat Mass Transfer* 48 (2005) 4973-4984.
- [54] D. Shiferaw, X. Huo, T.G. Karayiannis, D.B.R. Kenning, Examination of heat transfer correlations and a model for flow boiling of R134a in small diameter tubes, *Int. J. Heat Mass Transfer* 50 (2007) 5177-5193.
- [55] G.M. Lazarek, S.H. Black, Evaporative heat transfer, pressure drop and critical heat flux in a small vertical tube with R-113, *Int. J. Heat Mass Transfer* 25 (1982) 945-960.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [56] T.N. Tran, M.W. Wambsganss, D.M. France, Small circular- and rectangular-channel boiling with two refrigerants, *Int. J. Multiphase Flow* 22 (1996) 485-498.
- [57] K.-I. Choi, A.S. Pamitran, C.-Y. Oh, J.-T. Oh, Boiling heat transfer of R-22, R-134a, and CO<sub>2</sub> in horizontal smooth minichannels, *Int. J. Refrig.* 30 (2007) 1336-1346.
- [58] J.A. Howard, P.A. Walsh, E.J. Walsh, Prandtl and capillary effects on heat transfer performance within laminar liquid-gas slug flows, *Int. J. Heat Mass Transfer* 54 (2011) 4752-4761.
- [59] S. Saisorn, P. Kuaseng, S. Wongwises, Heat transfer characteristics of gas-liquid flow in horizontal rectangular micro-channels, *Exp. Therm. Fluid sci.* 55 (2014) 54-61.
- [60] M.G. Cooper, Saturation nucleate pool boiling - a simple correlation in: *First U.K. National Conference on Heat Transfer, IChemE Symposium, Series 86, Vol 2, 1984, pp. 785-793.*
- [61] M.M. Mahmoud, T.G. Karayiannis, Heat transfer correlation for flow boiling in small to micro tubes, *Int. J. Heat Mass Transfer* 66 (2013) 553-574.
- [62] S.S. Bertsch, E.A. Groll, S.V. Garimella, Effects of heat flux, mass flux, vapor quality, and saturation temperature on flow boiling heat transfer in microchannels, *Int. J. Multiphase Flow* 35 (2009) 142-154.
- [63] S.S. Bertsch, E.A. Groll, S.V. Garimella, A composite heat transfer correlation for saturated flow boiling in small channels, *Int. J. Heat Mass Transfer* 52 (2009) 2110-2118.
- [64] M.M. Shah, Unified correlation for heat transfer during boiling in plain mini/micro and conventional channels, *Int. J. Refrig.* 74 (2017) 606-626.
- [65] M.M. Shah, A New Correlation for Heat Transfer During Boiling Flow Through Pipes, *ASHRAE Trans.* 82 (1976) 66-86.
- [66] M.M. Shah, Chart Correlation for Saturated Boiling Heat transfer; Equations and Further Study, *ASHRAE Trans.* 88 (1982) 165-196.
- [67] W.H. McAdams, W.K. Woods, L.C. Heroman, Vaporization inside horizontal tubes-III, Benzene-Oil Mixtures. *Trans. ASME* 64 (1942) 193.
- [68] A. Cicchitti, C. Lombardi, M. Silvestri, G. Soldaini, R. Zavalluilli, Two-phase cooling experiments — pressure drop, heat transfer and burnout measurement, *Energy Nucl.* 7 (1960) 407-425.
- [69] W.L. Owen, Two-phase pressure gradient, *Int. Dev. Heat Transfer, Pt II, ASME, New York* (1961)
- [70] A. E. Dukler, M. Wicks III, R.G. Cleveland, Pressure drop and hold-up in two-phase flow, *AIChE J.* 10 (1964) 38-51.
- [71] D.R.H. Beattie, P.B. Whalley, A simple two-phase flow frictional pressure drop calculation method, *Int. J. Multiphase Flow* 8 (1982) 83-87.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [72] S. Lin, C.C.K. Kwok, R.Y. Li, Z.H. Chen, Z.Y. Chen, Local frictional pressure drop during vaporization for R-22 through capillary tubes, *Int. J. Multiphase Flow* 17 (1991) 95-102.
- [73] M.M. Awad, Y.S. Muzychka, Effective property models for homogeneous two-phase flows, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 33 (2008) 106-113.
- [74] D. Chisholm, A theoretical basis for the Lockhart-Martinelli correlation for two-phase flow, *Int. J. Heat Mass Transfer* 10 (1967) 1767-1778.
- [75] N.J. English, S.G. Kandlikar, An Experimental Investigation into the Effect of Surfactants on Air-Water Two-Phase Flow in Minichannels, *Heat Transfer Engineering* 27 (2006) 99-109.
- [76] W. Li, Z. Wu, A general correlation for adiabatic two-phase pressure drop in micro/mini-channels, *Int. J. Heat Mass Transfer* 53 (2010) 2732-2739.
- [77] S.-M. Kim, I. Mudawar, Universal approach to predicting two-phase frictional pressure drop for mini/micro-channel saturated flow boiling, *Int. J. Heat Mass Transfer* 58 (2013) 718-734.
- [78] H. Huang, J.R. Thome, An experimental study on flow boiling pressure drop in multi-microchannel evaporators with different refrigerants, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 80 (2017) 391-407.
- [79] K. Mishima, T. Hibiki, Some characteristics of air-water two-phase flow in small diameter vertical tubes, *Int. J. Multiphase Flow* 22 (1996) 703-712.
- [80] S.-M. Kim, I. Mudawar, Universal approach to predicting two-phase frictional pressure drop for adiabatic and condensing mini/ micro-channel flows, *Int. J. Heat Mass Transfer* 55 (2012) 3246-3261.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



Institution of  
**MECHANICAL  
ENGINEERS**

The 7<sup>th</sup> TSME-International Conference on Mechanical Engineering

13-16 December 2016

Duangtawan Hotel, Chiang Mai, Thailand

Hosted by **CHULA** **ENGINEERING**

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

TSF0007

## Two-phase flow boiling of R-134a refrigerant in a vertical upward circular mini-channel

Pakorn Wongpromma<sup>1</sup>, Sira Saisorn<sup>2\*</sup>, and Somchai Wongwises<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok 10250, Thailand

<sup>2</sup> Department of Mechanical Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Prince of Chumphon campus, Chumphon 86160, Thailand

<sup>3</sup> Department of Mechanical Engineering, King Mongkut's University of Technology Thonburi, Bangkok 10140, Thailand

\* Corresponding Author: E-mail: sira.sa@kmitl.ac.th, Tel.: +66 7 7506 410

### Abstract

Two-phase flow boiling experiment of R-134a refrigerant in a vertical upward circular mini-channel was conducted to investigate flow visualization and heat transfer phenomena. The test section is a stainless steel tube with a diameter of 1 mm and a length of 500 mm. Flow pattern and heat transfer coefficient data were obtained for a mass flux range of 250-820 kg/m<sup>2</sup>s, a heat flux range of 1-57 kW/m<sup>2</sup> and a saturation pressure range of 8-10 bar. The results indicated five different flow patterns including slug flow, throat-annular flow, churn flow, annular flow and annular-rivulet flow. The flow patterns were found to have strong influence on the heat transfer coefficients. The heat transfer coefficient at low heat flux tends to be independent of mass flux and vapour quality. Increasing of saturation pressure tends to decrease the heat transfer coefficient. In addition, the comparisons of the experimental results with heat transfer prediction methods for small channels were carried out.

**Keywords:** Flow boiling, Mini-channel, Flow pattern, Heat transfer

### 1. Introduction

The flow boiling heat transfer in small passages has been rapidly developed for many engineering applications, and hence, research on two-phase flow boiling in micro-scale channel has been needed during the past years. The small passages can be applied to energy and process systems including high-flux compact heat exchangers and cooling devices of equipment such as high-powered lasers, high-performance electronic devices. In micro-channel, surface tension is likely to play an important role for flow boiling mechanisms. In this regard, the flow phenomena of R-134a inside micro-scale channel are significantly different from behaviors taking place in conventional channels. The literature [1-4] indicated discrepancy between micro-scale and macro-scale flows.

The flow boiling experiment in micro-scale channel have been mainly reported for horizontal flow as discussed in Kanizawa et al. [5]. However, the flow boiling of R-134a flowing in vertical channel is still needed. The flow boiling in vertical circular mini-channel has been studied by different researchers in literature. For example, Owhaib et al. [6] carried out flow boiling of R-134a in vertical circular tubes having diameters of 1.7, 1.224 and 0.826 mm. The heat transfer coefficient increased with heat flux value and saturation pressure but was less dependent on mass flux or vapour quality. Similar results were reported by Huo et al. [7] which corresponded to the experiment with R-134a flowing in vertical tube with larger diameters (2.01 and 4.26 mm). Lin et al. [8] studied the boiling heat transfer behaviors of R141b

refrigerant in a vertical tube with a diameter of 1 mm and reported that the heat transfer mechanisms were dominated by nucleate boiling at low vapour quality while convective boiling contribution was dominant at high vapour quality. Moreover, the heat transfer coefficient can be improved by reducing the channel diameter [6, 7]. Saisorn et al. [9] experimentally studied boiling heat transfer of R-134a flowing in 1.75 mm diameter channel placed in different orientations. The results indicated that vertical flow gave better heat transfer performance in comparison to the horizontal flow. The buoyancy effect was also addressed by Saisorn and Wongwises [10], Kandlikar and Balasubramanian [11], and Wang et al. [12].

Regarding the literature survey, therefore, the aim of this work is to investigate flow visualization and heat transfer phenomena for flow boiling of R134a in a vertical channel having a diameter of 1 mm. The effects of various conditions on two-phase heat transfer phenomena are reported in this work, which has never been seen before.

### 2. Nomenclature

$B_o$	=	boiling number, $B_o = q'' / G i_{L,G}$
$D$	=	diameter (m)
$G$	=	mass flux (kg/m <sup>2</sup> s)
$h$	=	heat transfer coefficient (W/m <sup>2</sup> K)
$i$	=	specific enthalpy (J/kg)
$i_{L,G}$	=	latent heat of vapourization (J/kg)
$L$	=	channel length (m)
MAE	=	mean absolute error,

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# Oral Presentation

The 7<sup>th</sup> TSME International Conference on Mechanical Engineering  
13-16 December 2016



TSF0007

$$MAE = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left( \frac{|h_{pre} - h_{exp}|}{h_{exp}} \right) \times 100$$

$N$  = number of experimental data  
 $q$  = heat transfer rate (W)  
 $q_{loss}$  = heat loss (W)  
 $q''$  = heat flux (W/m<sup>2</sup>)  
 $T_{fluid}$  = fluid temperature (K)  
 $T_{wall,in}$  = inner wall temperature (K)  
 $W_e$  = Weber number,  $W_e = G^2 D / \rho \sigma$   
 $x$  = vapour quality  
 $z$  = axis length (m)

Greek symbols

$\rho$  = density (kg/m<sup>3</sup>)  
 $\sigma$  = surface tension (N/m)

Subscripts

avg = average  
 exp = experimental value  
 in = inner  
 L = liquid phase  
 loc = local  
 pre = predicted value  
 sat = saturation  
 wall = wall surface

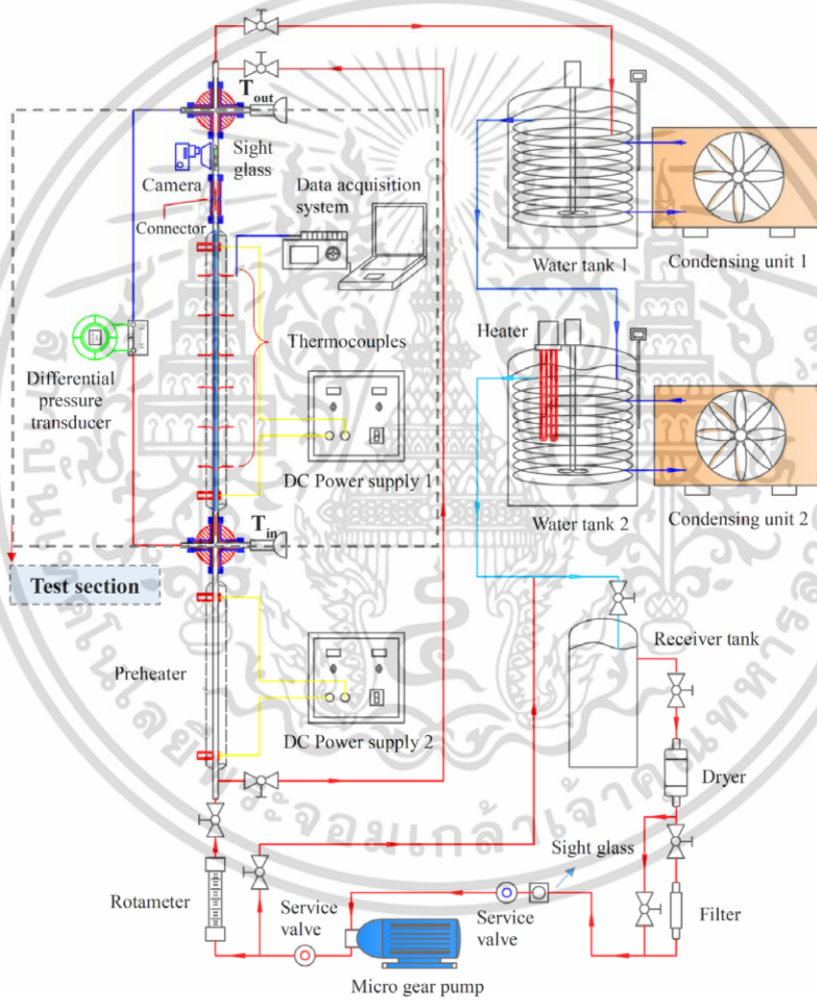


Fig. 1 Schematic diagram of flow boiling apparatus.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## TSF0007

### 3. Experimental Apparatus and Procedure

In this study, the experimental apparatus was designed to investigate flow boiling of R-134a flowing in a vertical mini-channel with a diameter of 1 mm. The main components of the system include a test section, refrigerant loop, sub-cooling loop and a data acquisition system.

Fig.1 shows the schematic diagram of flow boiling apparatus. Liquid refrigerant is pumped by a gear pump which can be regulated by means of an inverter. The refrigerant flows into a filter/dryer and then passes a series of a rotameter, pre-heater, sight glass tube and enters the test section, respectively. The test section is mounted on a platform oriented in vertical direction. Vapour quality before entering the test section is controlled by the pre-heater with a DC power supply (120A, 15V). The test section in this work is a stainless steel tube to which the DC power supply is attached in order to generate a constant surface heat flux condition. Leaving the test section, the refrigerant is then condensed in a water tank 1 with a condensing units 1. The temperature of system is controlled by a water tank 2 with a heater and a condensing unit 2 and then is collected in a receiver tank. The liquid refrigerant returns to the refrigerant pump to complete the cycle. T-type thermocouples are installed at the inlet and outlet of the test section to measure the fluid temperatures. The 12 thermocouples are installed on the top and bottom sides along the tube to measure the wall temperature. The test section is well insulated with rubber foam. A R-134a refrigerant rotameter is installed near the pre-heater and is specially calibrated in the range 0.02 to 0.2 LPM by

the manufacturer. The signals from all the thermocouples and pressure transducers are collected and recorded by the data acquisition system.

The thermocouples and pressure transducers as well as all relevant instruments installed in flow boiling apparatus were well calibrated. The two-phase flow experiments were conducted after the validation based on the single-phase flow results which were fairly agree with the fully developed laminar flow theory.

### 4. Data reduction

The local heat transfer coefficient,  $h_{loc}$ , at a given distance is determined by:

$$h_{loc} = \frac{q''}{(T_{wall,in}(z) - T_{fluid}(z))} \quad (1)$$

The inner wall temperature of the tube can be determined using the equation for steady-state one-dimensional heat conduction.

The local fluid temperatures,  $T_{fluid}(z)$ , of two-phase region can be obtained based on the assumption corresponding to a linear variation of the fluid temperature along the test section.

The average heat transfer coefficient for the test section is obtained as seen in Eq. (2)

$$h_{avg} = \frac{q''}{(T_{wall,in,avg} - T_{fluid,avg})} \quad (2)$$

where  $T_{wall,in,avg}$  is the average value of the inner wall surface temperatures in the test section. The average

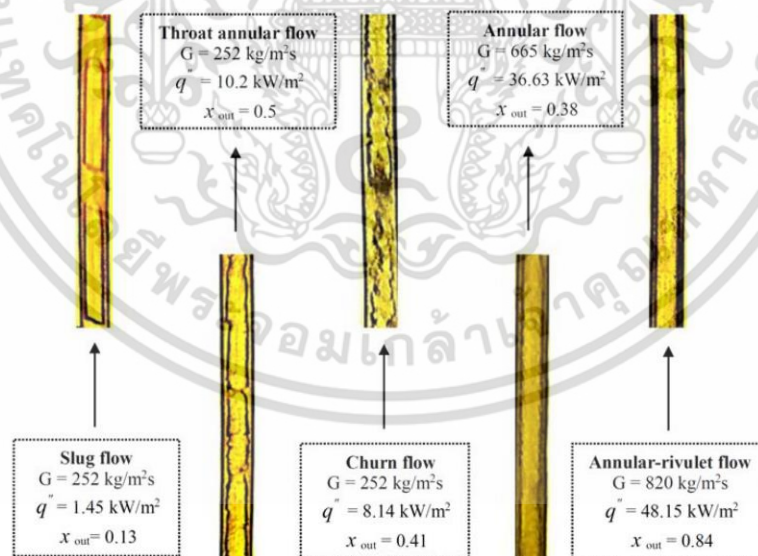


Fig. 2 Flow patterns for vertical upward flow (8 bar).

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# Oral Presentation

The 7<sup>th</sup> TSME International Conference on Mechanical Engineering  
13-16 December 2016



## TSF0007

temperature of R-134a refrigerant,  $T_{\text{fluid,avg}}$ , can be obtained from measurements between thermocouples installed at the inlet and outlet of the test section.

Heat flux,  $q''$ , transferred to the test section can be calculated from

$$q'' = \frac{q - q_{\text{loss}}}{\pi DL} \quad (3)$$

where  $q$  is heat transfer rate based on joule heating method. Heat loss, ( $q_{\text{loss}}$ ), can be estimated based on energy balance and thermal resistance concept

Finally, the local vapour quality of the refrigerant R-134a is determined based on thermodynamic properties as follow

$$x = \frac{i - i_L}{i_{LV}} \quad (4)$$

where  $i_L$  is the specific enthalpy of the saturated liquid,  $i_{LV}$  represent the latent heat of vaporization and  $i$  is the local fluid enthalpy. The range of experimental condition is shown in Table 1.

**Table 1** Experimental conditions.

Parameter	Range
Diameter (mm)	1
Length (mm)	500
Mass flux (kg/m <sup>2</sup> s)	250-820
Heat flux (kW/m <sup>2</sup> )	1-57
Saturation pressure (bar)	8-10
Vapor quality	0.1-0.98
Test section material	Stainless steel

## 5. Results and Discussion

### 5.1 Flow pattern

The observed flow patterns in fig. 2 include slug flow, throat-annular flow, churn flow, annular flow, and annular-rivulet flow. The descriptions of different flow patterns were similar to vertical upward flow results reported in Saisorn et al. [9].

Slug flow is characterized by elongated bubbles that are larger and longer than the tube diameter.

Throat-annular flow occurs collision of two consecutive elongated bubbles, which coalesce a throat-like gas core.

Churn flow is observed distortion of the elongated bubbles.

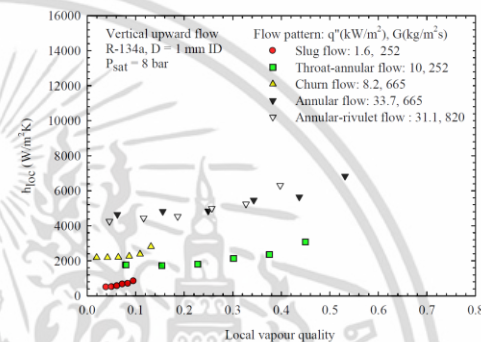
Annular flow is formed by liquid film at the tube wall and vapour flow in region of the tube core.

Annular-rivulet flow is characterized the flowing of a rivulet-like liquid stream on the tube wall.

The results were similar to those reported by Martin-Callizo et al. [13]. The different flow patterns are due to the interactions of flow inertia, buoyancy, gravitational force and surface tension.

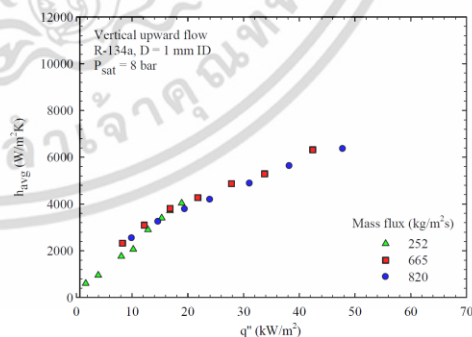
### 5.2 Heat Transfer

The experiments of two-phase heat transfer are presented for R-134a during flow boiling in a vertical upward flow.



**Fig. 3** Local heat transfer coefficient data for various flow patterns.

In Fig. 3, the local heat transfer coefficients for different flow pattern data are presented. It is found that gas-core flows such as annular flow and annular-rivulet flow appear with the high heat transfer coefficient. The experimental results also show that heat transfer coefficient increases with increasing heat flux but is less affected by vapour quality. In addition, the effects of such parameters as heat flux, mass flux, and saturation pressure on the average heat transfer coefficient are illustrated as follows.



**Fig. 4** Heat flux versus heat transfer coefficient for different mass flux values.

In fig. 4, the average heat transfer coefficient increases with increasing heat flux but is less

# Oral Presentation

The 7<sup>th</sup> TSME International Conference on Mechanical Engineering  
13-16 December 2016



## TSF0007

dependent on mass flux. The two-phase heat transfer mechanisms seem to be nucleate boiling contribution. Similar observations were also reported by Owhaib et al. [6] and Huo et al. [7].

Fig. 5 shows the effect of saturation pressure on the heat transfer coefficient. Based on uncertainty analysis under the saturation pressures ranging from 8 to 10 bar, the heat transfer coefficient tends to decrease with increasing the saturation pressure. This may be attributed to the fact that, when the saturation pressure is increased (the latent heat of vapourization is reduced), which causes lower liquid viscosity, the liquid film on the tube wall tends to break easier than the film flowing at lower saturation pressure region. This result also agrees with previous researchers such as Choi et al. [14], Kaew-on and Wongwises [15], and Saisorn et al. [9].

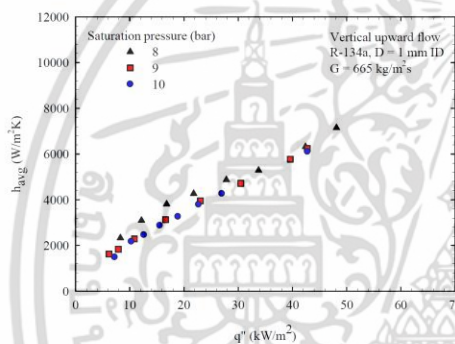


Fig. 5 Heat flux versus heat transfer coefficient for different saturation pressures.

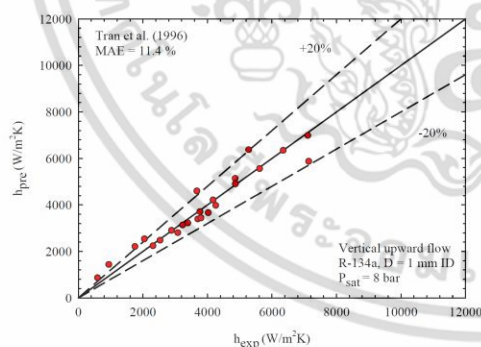


Fig. 6 Comparison between measured and calculated heat transfer coefficient using Tran et al. correlation [16].

The experimental results are also compared with the existing correlations. Only the best prediction method is illustrated in this paper.

Tran et al. [16] modified the correlation suggested by Lazarek and Black [17] which associated with flow

boiling in circular and rectangular mini-channels. The prediction method was developed based on the nucleate boiling mechanisms. The heat transfer coefficient can be predicted by

$$h = (8.4 \times 10^5) (B_o^2 We)^{0.3} \left( \frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{-0.4} \quad (5)$$

$$MAE = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left( \frac{h_{pre} - h_{exp}}{h_{exp}} \right) \times 100 \quad (6)$$

where  $B_o$  is Boiling number,  $We$  is Weber number,  $\rho_L$  is density of liquid,  $\rho_V$  is density of vapour, and MAE is mean absolute error.

In fig. 6, the comparison results are presented regarding the average heat transfer coefficient data. The mean absolute errors (MAE) calculated using eq. (6) is 11.4%. The predicted data fall within  $\pm 20\%$  error band. As a consequence of the comparisons, the correlation proposed by Tran et al. [16] can well predict the experimental data. This implies that the heat transfer phenomena in a 1 mm diameter tube during vertical upward flow are governed by nucleate boiling contribution.

## 6. Conclusion

In this work, the flow boiling experiment of R-134a in a vertical upward flow was carried out in a 1 mm diameter tube. The test section was a stainless steel tube. Flow visualization and heat transfer behaviors were reported and the conclusions can be drawn as follows:

1. The observed flow patterns include slug flow, throat-annular flow, churn flow, annular flow and annular-rivulet flow.
2. The heat transfer coefficient increases with increasing heat flux but is less dependent on mass flux as well as vapour quality.
3. The increase in saturation pressure may reduce the heat transfer coefficient.
4. The comparisons with the prediction methods indicate the nucleate boiling mechanisms which are dominant over the entire range of the operating conditions.
5. The present data can be used to develop the thermal device using micro-scale channel, especially oriented in vertical direction.

## 7. Acknowledgement

The authors would like to express their appreciation to the Thailand Research Fund and KMITL Research Fund for providing financial support for this study.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## Oral Presentation

The 7<sup>th</sup> TSME International Conference on Mechanical Engineering  
13-16 December 2016

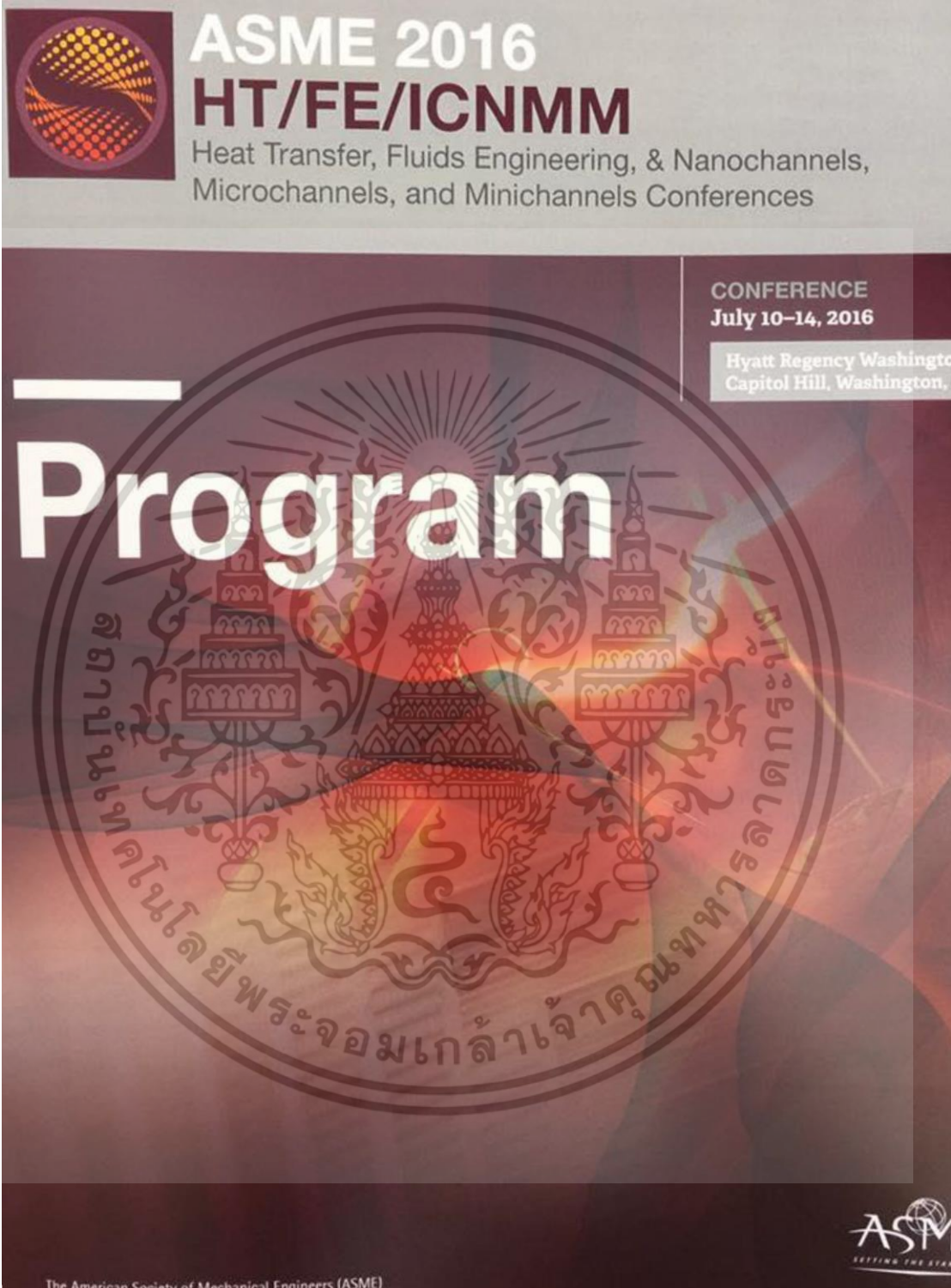


**TSF0007**

### 8. References

- [1] Ong, C.L. and Thome, J.R. (2011). Macro-to-microchannel transition in two-phase flow: Part 1 – Two-phase flow patterns and film thickness measurements, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol.35(1), January 2011, pp. 37-47.
- [2] Tibirić, C.B. and Ribatski, G. (2013). Flow boiling in micro-scale channels – Synthesized literature review, *International journal of refrigeration*, vol.36(2), March 2013, pp. 301-324.
- [3] Mahmouda, M.M. and Karayiannis, T.G. (2013). Heat transfer correlation for flow boiling in small to micro tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.66, November 2013, pp. 553-574.
- [4] Kim, S.M. and Mudawar, I. (2014). Review of databases and predictive methods for heat transfer in condensing and boiling mini/micro-channel flows, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.77, October 2014, pp. 627-652.
- [5] Kanizawa, F.T., Tibirić, C.B., and Ribatski, G. (2016). Heat transfer during convective boiling inside microchannels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.93, February 2016, pp. 566-583.
- [6] Owhaib, W., Martín-Callizo, C., and Palm, B. (2004). Evaporative heat transfer in vertical circular microchannels, *Applied Thermal Engineering*, vol.24(8-9), June 2004, pp. 1241-1253.
- [7] Huo, X., Chen, L., Tian, Y.S., and Karayiannis, T.G. (2004). Flow boiling and flow regimes in small diameter tubes, *Applied Thermal Engineering*, vol.24(8-9), June 2004, pp. 1225-1239.
- [8] Lin, S., Kew, P.A., and Cornwell, K. (2001). Two-phase heat transfer to a refrigerant in a 1 mm diameter tube, *International journal of refrigeration*, vol.24(1), January 2001, pp. 51-56.
- [9] Saisorn, S., Kaew-On, J., and Wongwises, S. (2013). An experimental investigation of flow boiling heat transfer of R-134a in horizontal and vertical minichannels, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol.46, April 2013, pp. 232-244.
- [10] Saisorn, S. and Wongwises, S. (2015). Adiabatic two-phase gas-liquid flow behaviors during upward flow in a vertical circular micro-channel, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol.69, December 2015, pp. 158-168.
- [11] Kandlikar, S.G. and Balasubramanian, P. (2005) An experimental study on the effect of gravitational orientation on flow boiling of water in  $1054 \times 197 \mu\text{m}$  parallel minichannels, *Journal of Heat Transfer*, vol.127, August 2005, pp. 820-829.
- [12] Wang, C.C., Chang, W.-J., Dai, C.-H., Lin, Y.-T., and Yang, K.-S. (2012). Effect of inclination on the convective boiling performance of a microchannel heat sink using HFE-7100, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol.36, January 2012, pp. 143-148.
- [13] Martín-Callizo, C., Palm, B., Owhaib, W., and Ail, R. (2010). Flow boiling visualization of R-134a in a vertical channel of small diameter, *Journal of Heat Transfer*, vol.132, March 2010, pp. 1-8.
- [14] Choi, K.I., Pamitran, A.S., and Oh, J.T. (2007). Two-phase flow heat transfer of CO<sub>2</sub> vaporization in smooth horizontal minichannels, *International journal of Refrigeration*, vol.30(5), August 2007, pp. 767-777.
- [15] Kaew-On, J., and Wongwises, S. (2009). Experimental investigation of evaporation heat transfer coefficient and pressure drop of R-410A in a multiport mini-channel, *International journal of Refrigeration*, vol.32(1), January 2009, pp. 124-137.
- [16] Tran, T.N., Wambsganss, M.W., and France, D.M. (1996). Small circular- and rectangular- channel boiling with two refrigerants, *International journal of Multiphase Flow*, vol.22(3), June 1996, pp. 485-498.
- [17] Lazarek, G.M., and Black, S.H. (1982). Evaporative heat transfer, pressure drop and critical heat flux in a small diameter vertical tube with R-113, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.25(7), July 1982, pp. 945-960.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



**ASME 2016**  
**HT/FE/ICNMM**  
 Heat Transfer, Fluids Engineering, & Nanochannels,  
 Microchannels, and Minichannels Conferences

CONFERENCE  
 July 10–14, 2016  
 Hyatt Regency Washington  
 Capitol Hill, Washington, DC

# Program

ตราสัญลักษณ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

The American Society of Mechanical Engineers (ASME)

ASME  
 SETTING THE STANDARD

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Proceedings of the ASME 2016 Heat Transfer Summer Conference,  
the ASME 2016 Fluids Engineering Division Summer Meeting,  
and the ASME 2016 14th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels  
HTFEICNMM2016  
July 10-14, 2016, Washington, DC, USA

**HTFEICNMM2016-1004**

**TWO-PHASE HEAT TRANSFER BEHAVIORS OF R-134A REFRIGERANT AND  
AIR-WATER MIXTURE IN A 1 MM INTERNAL DIAMETER TUBE**

**Sira Saisorn**

Department of Mechanical Engineering  
King Mongkut's Institute of Technology  
Ladkrabang, Prince of Chumphon Campus  
Chumphon, Thailand

**Somchai Wongwises**

Department of Mechanical Engineering  
Faculty of Engineering  
King Mongkut's University of Technology Thonburi  
Bangkok, Thailand

**Pakorn Wongpromma**

Department of Mechanical Engineering  
Faculty of Engineering  
King Mongkut's Institute of Technology  
Ladkrabang  
Bangkok, Thailand

**Phakkhanan Benjawun**

King Mongkut's Institute of Technology  
Ladkrabang, Prince of Chumphon  
Campus  
Chumphon, Thailand

**Adirek Suriyawong**

Department of Mechanical Engineering  
King Mongkut's Institute of Technology  
Ladkrabang, Prince of Chumphon  
Campus  
Chumphon, Thailand

**ABSTRACT**

Flow boiling of R-134a refrigerant was experimentally conducted in a test section which is a stainless steel tube having internal diameter of 1 mm. The DC power supply was connected to the test section to provide constant surface heat flux conditions. Flow pattern and heat transfer data were obtained for a mass flux range of 252-820 kg/m<sup>2</sup>s, a heat flux range of 1-21 kW/m<sup>2</sup> and a saturation pressure of 8 bar. The flow visualization results showed four different flow patterns including slug flow, throat-annular flow, churn flow, and annular flow. The flow boiling heat transfer behaviors were also compared with those based on non-boiling two-phase air-water flow in the same test section under constant surface heat flux conditions. For non-boiling two-phase flow experiment, an air-water T-shaped mixer was served to introduce fluids smoothly along the test section. The results indicated that based on the same gas and liquid Reynolds numbers, flow boiling tends to have Nusselt number higher than that for non-boiling gas-liquid flow.

**INTRODUCTION**

Two-phase flow researches have been carried out extensively over the years. The microtechnology dealing with two-phase flow has been rapidly developed for many engineering applications, such as micro-channel heat sinks [1], microreactors [2], micro fuel-cells [3], micro heat-exchangers [4], and so on. The understanding of the trends and parameters

dominating two-phase flow behaviors in micro-channels is essential for optimum design and process control of miniature systems. In micro-channels, capillary force is likely to play an important role for two-phase flow mechanisms, resulting in a flow phenomenon that is significantly different from those observed in ordinary-sized channels. The discrepancies between micro-scale and macro-scale flows were reported in the literature [5-8]. Moreover, it seems that the two-phase micro-scale flow mechanisms existing in non-boiling flow and those in phase-change process may lead to the results which are different in various aspects.

The adiabatic two-phase gas-liquid flow in micro-channels has been studied by different researchers. The relevant works are discussed as follows. The flow distribution in parallel upward channels was studied by Marchitto et al. [9]. They reported that the phase distribution was improved by using a special fitting, acting as distributor, which was installed inside the header. Chai et al. [4] performed flow visualization study for micro-channels with variable cross-sections. The developments of different flow patterns along the flow direction were observed. For circular channel, Zeguai et al. [10] studied the flow pattern evolution along the flow direction. The flow pattern map near mixing zone and that near test section outlet were significantly different due to stress changes. The buoyancy effect due to channel orientation for adiabatic two-phase flow in a 0.53 mm diameter channel was addressed by Saisorn and Wongwises [11].

The heat transfer of an air-water flow in parallel micro-channels of 0.1 mm in hydraulic diameter was experimentally investigated by Hetsroni et al. [12]. Their results showed a decrease in the Nusselt number with an increasing gas flow rate, which was opposite to the results obtained by Bao et al. [13]. The improved heat transfer performance due to segmented flow was reported by Betz and Attinger [14]. They indicated that segmented flow resulted in the heat transfer enhancement up to 140% in a micro-channel heat sink when compared with single-phase liquid flow. Choo and Kim [15] investigated heat transfer characteristics of a non-boiling gas-liquid flow in micro-channels. They found that different diameters caused the discrepancy in heat transfer phenomena. Saisorn et al. [16] reported the effects of the mixing methods on heat transfer characteristics of air-water mixture in micro-channels.

The above discussions including fluid flow and heat transfer characteristics are based on two-phase gas-liquid flow induced by different mixing method.

For flow boiling studies, databases as well as the effects of important parameters on flow boiling phenomena were reviewed in Ribatski [17].

Arcanjo et al. [18] obtained flow visualization data for flow boiling of R-134a and R-245fa in a horizontal tube having a diameter of 2.32 mm. Slug flow, churn flow and annular flow were observed. According to their report, the flow pattern transitions were affected by working fluid and saturation temperature. Soupremanien et al. [19] conducted flow boiling in rectangular channels with different aspect ratios (the channels had the same hydraulic diameter of 1.4 mm). The Forane®365 HX was used as working fluid. They detected instabilities in the test sections. The heat transfer coefficient for the aspect ratio of 0.143 was higher than that for the aspect ratio of 0.43 under low heat flux conditions. The opposite trend was found at high heat flux conditions. Wang et al. [20] studied heat transfer performance for flow boiling of dielectric fluid HFE-7100 in a multiport micro-channel having a hydraulic diameter of 0.825 mm. They reported that the downward flow arrangement gave relatively low heat transfer performance when compared to the other flow directions. The effects of channel orientation on micro-scale heat transfer were also reported by Saisorn et al. [21]. Keepaiboon and Wongwises [22] presented a technique to avoid leakage of refrigerant during flow boiling in rectangular micro-channel. Flow patterns and the effects of parameters on heat transfer characteristics were discussed.

As seen in the literature, the experimental data for non-boiling two-phase flow condition and the results based on flow boiling condition were separately reported. Our review of micro-scale flow shows that there is no experimental work presenting the comparison of the flow and heat transfer phenomena between the two conditions. The aim of this work is therefore to study two-phase heat transfer during non-boiling and flow boiling conditions. Flow patterns and heat transfer

results obtained from a 1 mm diameter tube are presented in this paper.

## NOMENCLATURE

D	=	diameter (m)
G	=	mass flux (kg/m <sup>2</sup> s)
h	=	heat transfer coefficient (W/m <sup>2</sup> K)
L	=	channel length (m)
Nu <sub>loc</sub>	=	local Nusselt number
q	=	heat transfer rate (W)
q''	=	heat flux (W/m <sup>2</sup> )
Re <sub>G</sub>	=	superficial Reynolds number of gas, Re <sub>G</sub> = GDx/μ <sub>G</sub>
Re <sub>L</sub>	=	superficial Reynolds number of liquid, Re <sub>L</sub> = GD(1-x)/μ <sub>L</sub>
T <sub>fluid</sub>	=	fluid temperature (K)
T <sub>wall,in</sub>	=	inner wall temperature (K)
x	=	gas quality
z	=	axial length (m)

## Greek symbol

μ <sub>G</sub>	=	dynamic viscosity of gas (N s/m <sup>2</sup> )
μ <sub>L</sub>	=	dynamic viscosity of liquid (N s/m <sup>2</sup> )

## EXPERIMENTAL APPARATUS AND PROCEDURE

In this study, experimental works based on both flow boiling and non-boiling two-phase flow conditions were carried out to investigate heat transfer phenomena in mini-channel having a diameter of 1mm.

The flow boiling experiments associated with a saturation pressure of 8 bar were carried out using the apparatus and instruments shown in Fig. 1. For the refrigerant circulating loop, as seen in Fig. 1, liquid refrigerant is pumped by a variable speed gear pump. The refrigerant then passes in series through a filter/dryer, a refrigerant flow meter, pre-heater, sight glass tube, and enters the 1 mm diameter tube attached to a DC power supply (120 A, 15 V) providing the constant surface heat flux. The inlet quality before entering the test section is controlled by the pre-heater with a DC power supply used to apply heat. Leaving the test section, the refrigerant vapour subsequently condenses in condensing units and then is collected in a receiver and returns to the refrigerant pump to complete the cycle. T-type thermocouples are installed at the inlet and outlet of the test section as well as on the top and bottom sides along the tube to measure the wall temperature. A variable area type flow meter is specially calibrated in the range of 0.02–0.2 LPM for R-134a by the manufacturer. Instrumentation is installed at various positions to monitor the state of the refrigerant. All the signals from the thermocouples and pressure transducers are recorded by the data acquisition system.

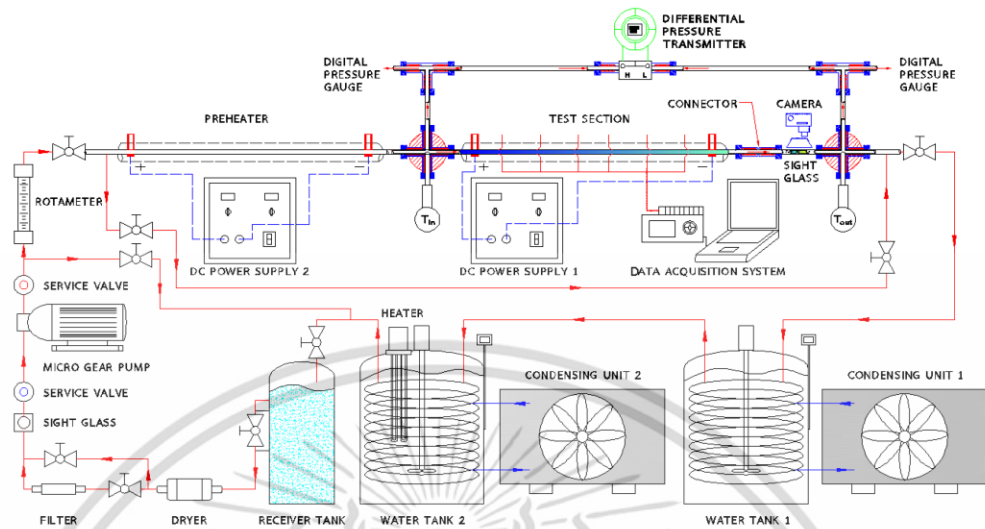


Fig. 1 Schematic diagram of flow boiling apparatus.

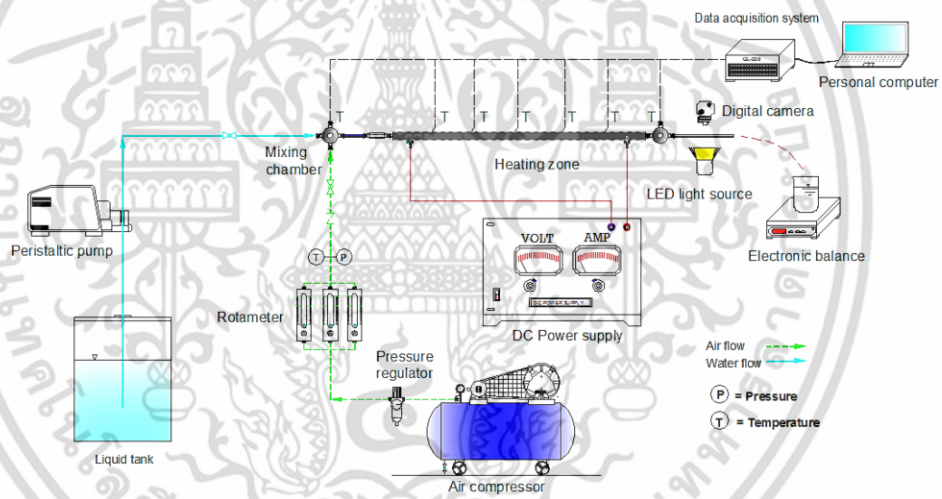


Fig. 2 Schematic diagram of non-boiling two-phase flow apparatus.

For non-boiling two-phase flow experiment, the apparatus includes the water flow loop, air-flow supply, and measuring instruments. Fig. 2 shows a schematic diagram of the experimental apparatus. A peristaltic pump with adjustable flow

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

rate is used to supply liquid flow through the test section. The liquid mass flow rates are obtained by using an electronic balance ( $320 \pm 0.001$  g) to measure weight of the liquid flowing from the test section outlet over a sufficient time, whereas the flow rates of gas are measured by four rotameters within the range of 5-50 sccm, 0.05-0.5, 0.2-2.0, and 1-10 SCFH, respectively. Cross-junction mixing chamber is used to allow the air-water mixture to flow along the tube. The mixture flows freely from the channel outlet. The test section employed in this work is a stainless steel tube with inner diameter of 1 mm. The gas-liquid flow in the test section was carried out under constant surface heat flux provided by DC power supply (120 A, 15 V). T-type thermocouples are used to measure tube surface and fluid temperatures, and the signals from the relevant instruments are recorded by the data acquisition system.

All relevant instruments including the thermocouples and pressure transducers were well calibrated.

The single-phase flow experiments were the first to be performed and the results were fairly agreed with the theory based on laminar fully developed flow with uniform surface heat flux condition. Following this, the two-phase flow experiments were conducted and the system was allowed to approach steady conditions before the temperatures and relevant data were recorded.

#### DATA REDUCTION

For all experiments, the local heat transfer coefficient,  $h_{loc}$ , at a given distance is determined as shown below.

$$h_{loc} = \frac{q''}{(T_{wall,in}(z) - T_{fluid}(z))} \quad (1)$$

Heat flux,  $q''$ , transferred to the test section can be calculated as seen in Eq.(2)

$$q'' = \frac{q - q_{loss}}{\pi DL} \quad (2)$$

where  $q$  is heat transfer rate provided by joule heating method (the regulated DC power supply generating 120 A at 15 V). The total thermal resistance can be estimated based on single-phase flow experiment. With the known thermal resistances in radial system, as a consequence, heat loss ( $q_{loss}$ ) can be obtained.

T-type thermocouples are installed at the inlet and outlet of the test section to measure the fluid temperatures. Regarding the assumption of a linear variation of the fluid temperature along the tube, the local temperatures,  $T_{fluid}(z)$ , can subsequently be obtained.

The local temperature on the inner wall at a given distance,  $T_{wall,in}(z)$ , corresponds to the average temperature of the inner wall at the top and bottom sides. It is noted that equations for

steady-state one-dimensional heat conduction through the tube wall with internal heat generation are needed for obtaining each inner wall temperature.

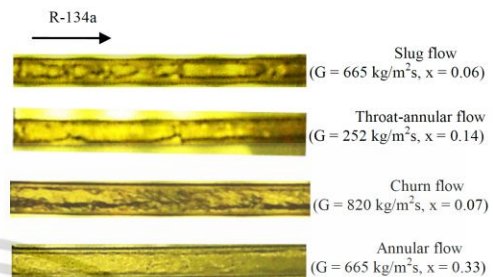


Fig. 3 Flow patterns during flow boiling.

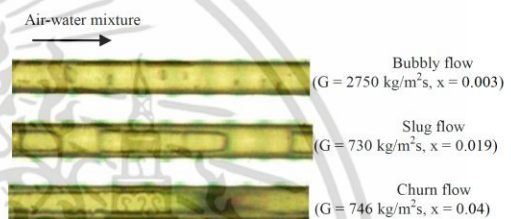


Fig. 4 Flow patterns during non-boiling air-water flow.

#### RESULTS AND DISCUSSION

During the experiments, gas-liquid system and flow boiling system correspond to Bond number values of around 0.15 and 1.32, respectively. Flow patterns and heat transfer results which are presented based on local Nusselt number are discussed in the following section.

##### Flow pattern

Flow visualization during two-phase flow in a single horizontal channel can provide a good understanding of the heat transfer mechanisms. Visual observation, as seen in Fig. 3, for flow boiling of R-134a in a 1 mm diameter channel shows different flow patterns including slug flow, throat-annular flow, churn flow, and annular flow. With the same channel size, bubbly flow, slug flow, and churn flow are presented in Fig. 4 for non-boiling air-water flow. It was also found from the result that the present flow pattern map established from two-phase air-water flow is not compatible with that from flow boiling. Such inconsistencies were also reported by Martin-Callizo et al. [23] who conducted the visualization of R-134a during flow boiling in a vertical tube with a diameter of 1.33 mm. Their test

section is made from a quartz glass tube coated externally by Indium Tin Oxide (ITO) which is served as the resistive coating over which a potential difference generated by a DC power supply is applied. Their flow pattern data were also compared with the transition lines of Triplett et al. [24], indicating that the agreement is not satisfactory. For flow boiling phenomena, the development of flow patterns in the channel corresponds to phase change process. However, flow patterns generated by an air-water flow system are strongly dependent on hydrodynamics of the upstream gas-liquid mixture.

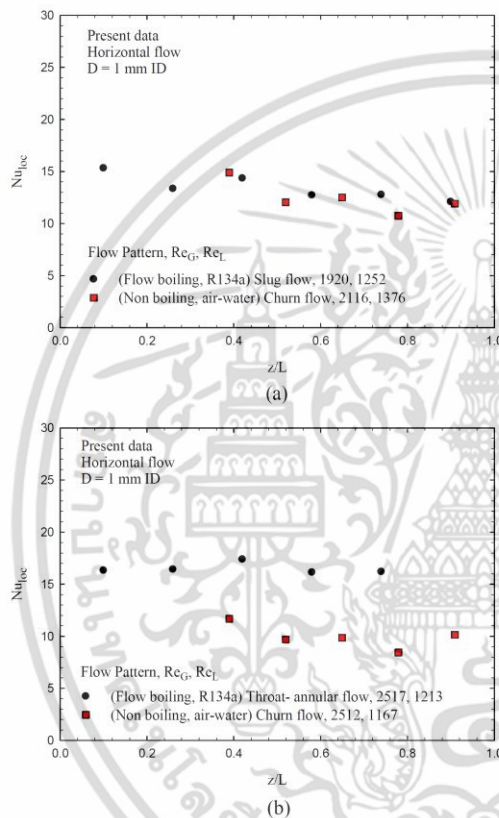


Fig. 5 Local Nusselt numbers for different flow conditions.

#### Heat transfer

For a given range of superficial Reynolds numbers, the comparisons of heat transfer results obtained from flow boiling of R-134a and those from non-boiling air-water flow are presented in Fig. 5. The heat transfer mechanism during non-

boiling air-water flow may be mainly due to agitation of the gas-liquid interface in small channel as discussed in Chung and Kawaji [25]. In the case of flow boiling in a 1 mm diameter tube, nevertheless, an additive concept for nucleate boiling and forced convective mechanisms may be used for explanation. For gas and liquid superficial Reynolds numbers ranging, respectively, from 1920 to 2116 and from 1252 to 1376, as illustrated in Fig. 5a, it was found that slug flow during the flow boiling process gives results similar to those for churn flow induced from air-water mixture. As gas superficial Reynolds number increases, Fig. 5b shows that the churn flow continues to exist in the air-water flow whereas slug flow undergoes a change to throat-annular flow during flow boiling. The distribution of phases corresponding to churn flow for air-water mixture tends to cause low Nusselt numbers when compared with the force convective contribution existing in the throat-annular flow generated by flow boiling process.

#### CONCLUSION

In this work, flow boiling of R-134a and non-boiling air-water flow experiments were carried out in a 1 mm diameter tube across which the DC power supply was connected to provide constant surface heat flux conditions. Both visualization and heat transfer studies were conducted to obtain flow patterns and corresponding Nusselts numbers. The results for flow boiling process were compared with the data obtained from air-water mixture. The comparisons, based on a given range of superficial Reynolds number, indicated that the Nusselts number tends to be higher for flow boiling phenomena than for non-boiling two-phase flow system.

#### ACKNOWLEDGMENTS

The authors would like to thank the Thailand Research Fund (TRG5780105), the "Research Chair Grant" National Science and Technology Development Agency (NSTDA) and KMITL Research Fund for providing financial support for this study.

#### REFERENCES

- [1] I. Mudawar, Two-phase microchannel heat sinks: theory, applications and limitations, *J. Electron. Packag.* 133 (2011), 1-31.
- [2] M. Kawaji, K. Mori, D. Bolintineanu, The effects of inlet geometry and gas-liquid mixing on two-phase flow in microchannels, *J. Fluids Eng.* 131 (2009) 1-7.
- [3] C. Choi, D.I. Yu, M. Kim, Surface wettability effect on flow pattern and pressure drop in adiabatic two-phase flows in rectangular microchannels with T-junction mixer, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 35 (2011) 1086-1096.
- [4] L. Chai, G. Xia, L. Wang, M. Zhou, Gas-liquid two-phase flow patterns in microchannels with reentrant cavities in sidewall, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 53 (2014) 86-92.

- [5] S.G. Kandlikar, Scale effects on flow boiling heat transfer in microchannels: A fundamental perspective, *Int. J. Therm. Sci.* 49 (2010), 1073-1085.
- [6] C.L. Ong, J.R. Thome, Macro-to-microchannel transition in two-phase flow: Part 1-Two-phase flow patterns and film thickness measurements, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 35 (2011), 37-47.
- [7] J.-T. Oh, A.S. Pamitran, K.-I. Choi, P. Hrnjak, Experimental investigation on two-phase flow boiling heat transfer of five refrigerants in horizontal small tubes of 0.5, 1.5 and 3.0 mm inner diameters, *Int. J. Heat Mass Transfer* 54 (2011), 2080-2088.
- [8] H. Ide, M. Kawaji, Effect of tube diameters on the flow phenomena of gas-liquid two-phase flow in microchannels, *ASME 2013 11<sup>th</sup> International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels (ICNMM2013)*, Sapporo, Japan, June 16-19, 2013.
- [9] A. Marchitto, M. Fossa, G. Guglielmini, The effect of the flow direction inside the header on two-phase flow distribution in parallel vertical channels, *App. Therm. Eng.* 36 (2012), 245-251.
- [10] S. Zeguai, S. Chikh, L. Tadrist, Experimental study of two-phase flow pattern evolution in a horizontal circular tube of small diameter in laminar flow conditions, *Int. J. Multiphase Flow* 55 (2013) 99-110.
- [11] S. Saisorn, S. Wongwises, Adiabatic two-phase gas-liquid flow behaviors during upward flow in a vertical circular micro-channel, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 69 (2015), 158-168.
- [12] G. Hetsroni, A. Mosyak, E. Pogrebnyak, Z. Segal, Heat transfer of gas-liquid mixture in micro-channel heat sink, *Int. J. Heat Mass Transfer* 52 (2009), 3963-3971.
- [13] Z.Y. Bao, D.F. Fletcher, B.S. Haynes, An experimental study of gas-liquid flow in a narrow conduit, *Int. J. Heat Mass Transfer* 43 (2000), 2313-2324.
- [14] A.R. Betz, D. Attinger, Can segmented flow enhance heat transfer in microchannel heat sinks?, *Int. J. Heat Mass Transfer* 53 (2010), 3683-3691.
- [15] K. Choo, S.J. Kim, Heat transfer and fluid flow characteristics of nonboiling two-phase flow in microchannels, *J. Heat Transfer* 133 (2011), 1-7.
- [16] S. Saisorn, P. Kuaseng, S. Wongwises, Heat transfer characteristics of gas-liquid flow in horizontal rectangular micro-channels, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 55 (2014) 54-61.
- [17] G. Ribatski, A critical overview on the recent literature concerning flow boiling and two-phase flows inside micro-scale channels, *Experimental Heat Transfer* 26 (2013), 198-246.
- [18] A.A. Arcanjo, C.B. Tibirica, G. Ribatski, Evaluation of flow patterns and elongated bubble characteristics during the flow boiling of halocarbon refrigerants in a micro-scale channel, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 34 (2010), 766-775.
- [19] U. Soupremanien, S.L. Person, M. Favre-Marinet, Y. Bultel, Influence of the aspect ratio on boiling flows in rectangular mini-channels, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 35 (2011), 797-809.
- [20] C.-C. Wang, W.-J. Chang, C.-H. Dai, Y.-T. Lin, K.-S. Yang, Effect of inclination on the convective boiling performance of a microchannel heat sink using HFE-7100, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 36 (2012), 143-148.
- [21] S. Saisorn, J. Kaew-On, S. Wongwises, An experimental investigation of flow boiling heat transfer of R-134a in horizontal and vertical mini-channels, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 46 (2013), 232-244.
- [22] C. Keepaiboon, S. Wongwises, Two-phase flow patterns and heat transfer characteristics of R134a refrigerant during flow boiling in a single rectangular micro-channel, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 66 (2015), 36-45.
- [23] C. Martin-Callizo, B. Palm, W. Owhaib, R. Ali, Flow boiling visualization of R-134a in a vertical channel of small diameter, *J. Heat Transfer* 132 (2010), 1-8.
- [24] K.A. Triplett, S.M. Ghiaasiaan, S.I. Abdel-Khalik, Sadowski, D.L. Sadowski, Gas-liquid two-phase flow in microchannels Part I: two-phase flow patterns, *Int. J. Multiphase Flow* 25 (1999) 377-394.
- [25] P.M.-Y. Chung, M. Kawaji, The effect of channel diameter on adiabatic two-phase flow characteristics in microchannels, *Int. J. Multiphase Flow* 30 (2004) 735-761.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



1<sup>st</sup> IAMBEST 2016  
 KMITL PRINCE OF CHUMPHON  
 MAY 19 - 21, 2016

**การประชุมวิชาการระดับชาติ**  
**ด้านสารสนเทศ การเกษตร การจัดการ บริหารธุรกิจ**  
**วิศวกรรมศาสตร์ วิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี ครั้งที่ 1**  
**Multi National Conference on**  
**Informatics, Agriculture, Management, Business administration,**  
**Engineering, Sciences and Technology (IAMBEST 2016)**  
**19 - 21 พฤษภาคม 2559**

จัดโดย สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง วิทยาเขตชุมพรเขตรอุดมศักดิ์ จังหวัดชุมพร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



การถ่ายเทความร้อนในขณะเกิดการเดือดของสารทำความเย็น R-134a ภายในท่อกลม  
ขนาด 1 มิลลิเมตรตามแนวนอน

Flow Boiling Heat Transfer of R-134a Refrigerant in A Horizontal 1 MM Circular Tube

ปกรณ์ วงษ์พรมมา<sup>1,\*</sup>, ศิระ สายศรี<sup>2</sup> และ สมชาย วงศ์วิเศษ<sup>3</sup>

Pakorn Wongpromma<sup>1,\*</sup>, Sira Saisorn<sup>2</sup> and Somchai Wongwiset<sup>3</sup>

บทคัดย่อ

การทดลองการไหลในขณะเกิดการเดือดของสารทำความเย็น R-134a ภายในท่อกลมตามแนวนอน เป็นการสังเกตภาพการไหลและข้อมูลการถ่ายเทความร้อน ชุดทดสอบเป็นท่อสแตนเลสขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1 mm และความยาว 500 mm รูปแบบการไหลและข้อมูลค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ได้รับอยู่ในช่วงของฟลักซ์มวล 252-820 kg/m<sup>2</sup>s ฟลักซ์ความร้อน 1-21 kW/m<sup>2</sup> และความดันอิ่มตัว 8 และ 9 bar สำหรับรูปแบบการไหลที่แตกต่างกัน 4 รูปแบบการไหลประกอบไปด้วย slug flow, throat-annular flow, churn flow และ annular flow ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มสูงขึ้นด้วยฟลักซ์ความร้อนที่เพิ่มขึ้นนั้นแสดงให้เห็นถึงกลไกการถ่ายเทความร้อนของ nucleate boiling ในมินิแชนเนล อย่างไรก็ตามค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนนั้นขึ้นอยู่กับรูปแบบการไหล นอกจากนี้ก็ยังมีการระบุรูปแบบการไหลที่เปลี่ยนแปลงของฟลักซ์ความร้อนและฟลักซ์มวล

คำสำคัญ : การไหลในขณะเกิดการเดือด, รูปแบบการไหล, การถ่ายเทความร้อน, ท่อขนาดเล็ก

Abstract

Flow boiling experiments of R-134a refrigerant in a horizontal circular tube is observed flow visualization and heat transfer data. The test section is a stainless steel tube, 1 mm diameter with a long of 500 mm. Flow pattern and heat transfer coefficient data are obtained for a mass flux range of 252-820 kg/m<sup>2</sup>s, a heat flux range of 1-21 kW/m<sup>2</sup> and saturation pressure range of 8 and 9 bar. Four different flow patterns including slug flow, throat-annular flow, churn flow and annular flow are presented. The heat transfer coefficient increases with increasing heat flux is indicated that nucleate boiling heat transfer mechanism in mini channel. However, the heat transfer coefficient depending on flow pattern. In addition, it also has identified flow patterns vary with heat flux and mass flux.

Keywords : Flow boiling, Flow pattern, Heat transfer, Mini-tube

<sup>1\*</sup> ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง กรุงเทพมหานคร 10250

ประเทศไทย อีเมล: pakorn.wongpromma@gmail.com

<sup>2</sup> ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง วิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง จังหวัดชุมพร ชุมพร 86160 ประเทศไทย

<sup>3</sup> ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี กรุงเทพมหานคร 10140 ประเทศไทย

<sup>1</sup> Department of Mechanical Engineering Faculty of Engineering King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok 10250, Thailand e-mail: pakorn.wongpromma@gmail.com

<sup>2</sup> Department of Mechanical Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Prince of Chumphon, Chumphon Province, Chumphon 86160, Thailand

<sup>3</sup> Department of Mechanical Engineering King Mongkut's University of Technology Thonburi Bangkok 10140, Thailand

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



## 1. บทนำ

งานวิจัยที่เกี่ยวกับการไหลในขณะเกิดการเดือดภายในท่อกลมขนาดเล็กนั้นมีการศึกษาอย่างแพร่หลายในระหว่างหลายปีที่ผ่านมาเนื่องจากสามารถประยุกต์ในด้านพลังงาน ซึ่งประกอบไปด้วยการระบายความร้อนในอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนขนาดเล็ก ซูเปอร์คอมพิวเตอร์ เครื่องปฏิกรณ์ขนาดเล็ก เป็นต้น รูปแบบการไหลและคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนในมินิ-ไมโครแชนเนลเป็นพารามิเตอร์ที่สำคัญของการไหลในขณะเกิดการเดือด สำหรับการไหลในขณะเกิดการเดือดในมินิไมโครแชนเนลและลักษณะการถ่ายเทความร้อนที่พบนั้นจะขึ้นอยู่กับแรงตึงผิว ซึ่งส่งผลให้ปรากฏการณ์การไหลของสารทำความเย็น R-134a ภายในมินิ-ไมโครแชนเนลเป็นที่น่าสังเกตอย่างมากถึงความแตกต่างกับท่อขนาดปกติ ความแตกต่างระหว่างการไหลในไมโครสเกลและแมโครสเกลจะเห็นได้ในรายงานของ [1,2]

Saisorn et al. [3] ได้ดำเนินการศึกษาภาพการไหลของสารทำความเย็น R-134a ระหว่างการไหลในขณะเกิดการเดือดในท่อกลมซึ่งมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1.75 mm. ซึ่งสังเกตเห็นภาพการไหลคือ Slug flow, throat-annular flow, churn flow, annular flow และ annular-rivulet flow ซึ่งพบว่ารูปแบบการไหลจะมีอิทธิพลต่อกระบวนการถ่ายเทความร้อน สำหรับ Slug flow จะพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าต่ำที่สุดเมื่อเทียบกับการไหลอื่น แต่ในขณะที่ Annular-rivulet flow แสดงให้เห็นถึงค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงแต่จะเป็นบริเวณ (local dry-out) ที่มีคุณภาพไอสูง สำหรับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่มีค่าปานกลางคือ throat-annular flow, churn flow และ annular flow ซึ่งอาจจะเป็นตัวเลือกที่ดีสำหรับพัฒนาอุปกรณ์ไมโครสเกล ข้อมูลรูปแบบการไหลเป็นการเปรียบเทียบกับ Triplet et al. [4] ของการไหลสองสถานะของน้ำกับอากาศผ่านท่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1.45 mm

Saisorn et al. [5] ได้มีการศึกษาเชิงทดลองซึ่งมีการเปรียบเทียบข้อมูลกับแบบจำลองการไหลในขณะเกิดการเดือด three-zone ของ Thome et al. [6] และ Dupont et al. [7] ในส่วนของผลกระทบของทิศทางการไหลของการถ่ายเทความร้อนในไมโครสเกลเป็นการนำเสนอในงานของ Saisorn et al. [8] สำหรับเทคนิคเพื่อจะหลีกเลี่ยงการรั่วไหลของสารทำความเย็น R-134a ในระหว่างเกิดการเดือดในท่อสี่เหลี่ยมขนาดเล็ก ซึ่งมีการอภิปรายรูปแบบการไหลและผลกระทบของลักษณะการถ่ายเทความร้อนได้ถูกนำเสนอใน Keepaiboon and Wongwises [9]

Xu et al. [10] ได้ศึกษาการถ่ายเทความร้อนในขณะเกิดการเดือดของสารทำความเย็น R-134a ในทิศทางแนวนอนของท่อทองแดงกลม ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1.002, 2.168 และ 4.065 mm ซึ่งผลกระทบของฟลักซ์ความร้อน ความดันอิ่มตัว คุณภาพไอ ฟลักซ์มวล และ ขนาดของท่อ ในการถ่ายเทความร้อนในขณะเกิดการเดือดซึ่งมีการตรวจสอบเพื่อให้เข้าใจถึงกลไกของการถ่ายเทความร้อนในขณะเกิดการเดือด ซึ่งค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของท่อขนาด 1.002 mm มีค่าสูงกว่า ท่อขนาด 2.168 mm



ซึ่งภายใต้เงื่อนไขการทดลองที่มีความคล้ายคลึงกัน เช่นรายงานของ Owhaib et al. [11] และBertsch et al. [12] ซึ่งพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะมีค่าสูงสำหรับท่อขนาดเล็ก

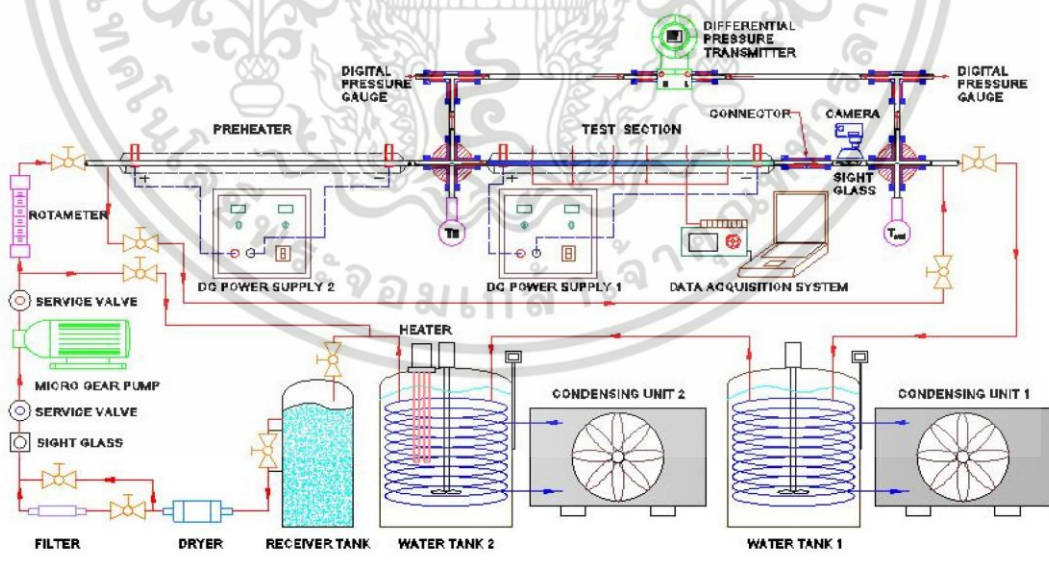
การศึกษาที่ผ่านมา งานวิจัยส่วนใหญ่มีการสำรวจกลไกการถ่ายเทความร้อนในท่อขนาดเล็กของขนาดท่อที่หลากหลาย ซึ่งผลกระทบของพารามิเตอร์อาทิ ฟลักซ์ความร้อน ความดันอิ่มตัว คุณภาพไอและฟลักซ์มวล ได้รับการตีพิมพ์มาแล้ว อย่างไรก็ตามผลกระทบของพารามิเตอร์ที่กล่าวมานั้น ยังเป็นที่ขาดแคลน โดยเฉพาะอย่างยิ่งในท่อกลมที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1 mm

ดังนั้นวัตถุประสงค์หลักของงานนี้คือการดำเนินการเปรียบเทียบผลของการถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็น R-134a ที่ได้รับการเปลี่ยนแปลงฟลักซ์ความร้อน ฟลักซ์มวลและคุณภาพไอกับท่อกลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1 mmตามแนวนอน ซึ่งการอภิปรายเป็นการนำเสนอข้อมูลของรูปแบบการไหลและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของการไหลในขณะเกิดการเดือด

**2. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องอุปกรณ์และวิธีการดำเนินงานวิจัย**

ชุดอุปกรณ์การทดลองการไหลในขณะเกิดการเดือดของสารทำความเย็น R-134a ภายในท่อกลมขนาดเล็กตามแนวนอนนี้มีส่วนประกอบหลักของระบบซึ่งประกอบไปด้วย วงจรทำงานของสารทำความเย็น R-134a วงจรการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ชุดทดสอบ และระบบรวบรวมข้อมูล

สำหรับวงจรการทำงานของสารทำความเย็น R-134a ดังแสดงในรูปที่ 1 สารทำความเย็น R-134a จาก Receiver tank ซึ่งเป็นของเหลวจะถูกดูดโดย Micro gear pump ซึ่งสามารถปรับความเร็วรอบได้จาก



รูปที่ 1 แผนภาพแสดงวงจรการทำงานของชุดอุปกรณ์การทดลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



Inverter ซึ่งผ่าน Filter/dryer จากนั้นจะไหล Rotameter ซึ่งจะสังเกตเห็นอัตราการไหลภายในระบบเมื่อสารทำความเย็นไหลมาที่ Pre-heater จะทำการป้อนกระแสไฟฟ้า DC จาก Power supply 2 ให้ได้อุณหภูมิที่เหมาะสมก่อนที่จะไหลไปยังชุดทดสอบ ซึ่งชุดทดสอบนั้นจะทำการป้อนกระแสไฟฟ้า DC จาก Power supply 1 จากนั้นจะเกิดการเดือดของสารทำความเย็นซึ่งสามารถสังเกตรูปแบบการไหลได้จากท่อโปร่งใสตรงทางออกของชุดทดสอบ สารทำความเย็นที่ไหลผ่านชุดทดสอบที่ซึ่งมีอุณหภูมิที่สูงขึ้นนั้นจะไหลต่อมาเข้าไปใน Water tank 1 เพื่อทำการแลกเปลี่ยนความร้อนให้สารทำความเย็นเกิดการควบแน่นเปลี่ยนแปลงสถานะเป็นของเหลวทั้งหมด ในส่วนของ Water tank ทั้ง 2 นี้จะมีทั้งคอยล์เย็นและคอยล์ร้อนโดยจะมีใบกวนทำหน้าที่กวนน้ำให้มีอุณหภูมิเท่ากันทั้งหมดภายในถังน้ำ ส่วนคอยล์เย็นจะทำงานเหมือนเครื่องทำน้ำเย็นโดยใช้เครื่องปรับอากาศ ระบบ Inverter สำหรับทั้ง 2 เครื่อง โดยจะมี Sensor เป็นตัวควบคุมอุณหภูมิน้ำในถังสำหรับในส่วนของ Water tank 2 จะทำการควบคุมอุณหภูมิให้เหมาะสมก่อนจะเข้าสู่ Receiver Tank เพื่อที่จะส่งไปยังปั๊มและเข้ากลับสู่ระบบต่อไป

ในส่วนของชุดทดสอบใช้ท่อสแตนเลสที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1 mm และมีความยาว 500 mm สำหรับเทอร์โมคัปเปิ้ลที่ติดตั้งทางเข้าและทางออกของชุดทดสอบเป็นการวัดอุณหภูมิของระบบ ส่วนเทอร์โมคัปเปิ้ลทั้ง 12 ตัวที่ติดตั้งอยู่ตามแนวยาวของท่อนั้นเป็นการวัดอุณหภูมิของผิวท่อซึ่งภายนอกของท่อมีการหุ้มฉนวนอย่างดี การเก็บข้อมูลนั้นเทอร์โมคัปเปิ้ลทุกตัวจะบันทึกโดยระบบรวบรวมข้อมูล และเช่นเดียวกันความดันที่ตกคร่อมภายในชุดทดสอบเป็นการวัดจาก Differential pressure transmitter สำหรับในส่วนของภาพการไหลนั้นจะใช้กล้องที่มีคุณภาพสูง (Fujifilm Fine pix S7000) และมีความเร็วชัตเตอร์ของกล้อง 1/15-1/10000s เป็นผลให้ทราบรายละเอียดของรูปแบบการไหลที่เกิดขึ้น

สำหรับการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยสำหรับทั้งความยาวท่อ 500 mm โดยที่ค่า  $q''_{T.S.}$  คือฟลักซ์ความร้อน,  $T_{s.in.avg}$  คืออุณหภูมิพื้นผิวภายในเฉลี่ยและ  $T_{f.avg}$  คืออุณหภูมิที่ทางเข้าและทางออกเฉลี่ยซึ่งถูกกำหนดให้ดังนี้

$$h_{avg} = \frac{q''_{T.S.}}{(T_{s.in.avg} - T_{f.avg})} \quad (1)$$

ในส่วนการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ตำแหน่งใดๆของท่อที่มีความยาว 500 mm ซึ่งถูกกำหนดให้ดังสมการที่ (2)

$$h_{loc} = \frac{q''_{T.S.}}{(T_{s.in}(z) - T_f(z))} \quad (2)$$

เมื่อ ค่า  $T_{s.in}(z)$  คืออุณหภูมิพื้นผิวภายในที่ตำแหน่งใดๆ และ  $T_f(z)$  คืออุณหภูมิของไหลที่ตำแหน่งใดๆ

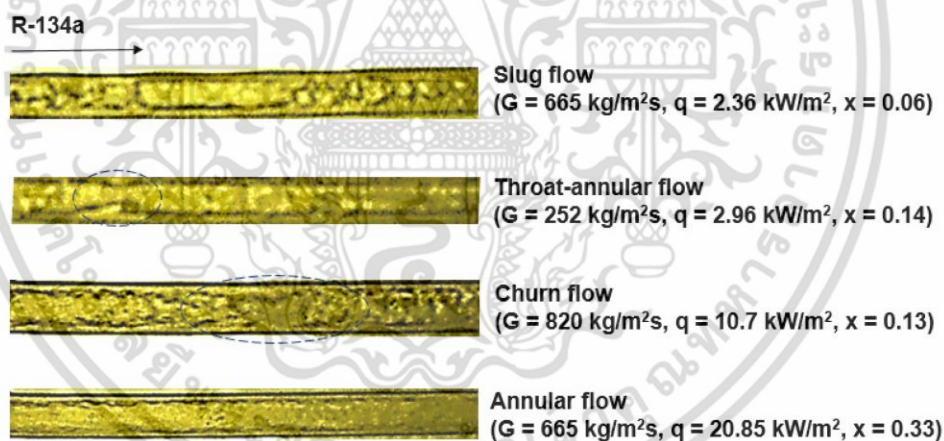


### 3.ผลการทดลองและวิจารณ์

#### 3.1 รูปแบบการไหล

การสังเกตรูปแบบการไหลในการศึกษานี้เป็นการดำเนินการภายใต้ความดัน 8 และ 9 bar และฟลักซ์มวล 252-820 kg/m<sup>2</sup>s ดังรูปที่ 10 ซึ่งสังเกตเห็นได้ถึงรูปแบบการไหลที่แตกต่างกัน 4 แบบ ซึ่งมีความคล้ายคลึงกันกับรายงานของ Saisorn et al. [3]ซึ่งสังเกตเห็นภาพการไหลคือ Slug flow, throat-annular flow, churn flow, annular flow สำหรับการศึกษานี้รูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นประกอบไปด้วย

1. Slug flow เกิดขึ้นจากการรวมตัวกันของฟองขนาดเล็กจะมีลักษณะเป็นฟองยาวซึ่งมีขนาดใหญ่กว่าความยาวของเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ
2. Throat-annular flow เกิดจากฟองยาวสองฟองเชื่อมต่อกันกลายเป็นฟองแก๊ส
3. Churn flow เป็นการไหลแบบปั่นป่วน อันเนื่องมาจากการไหลแบบฟองยาว
4. Annular flow เป็นการไหลที่เปลี่ยนแปลงมาจาก Churn flow เมื่อฟองแก๊สเกิดการรวมตัวกันมากๆ จะเริ่มเกิดฟิล์มของของเหลวเคลือบที่ผนังของท่อ

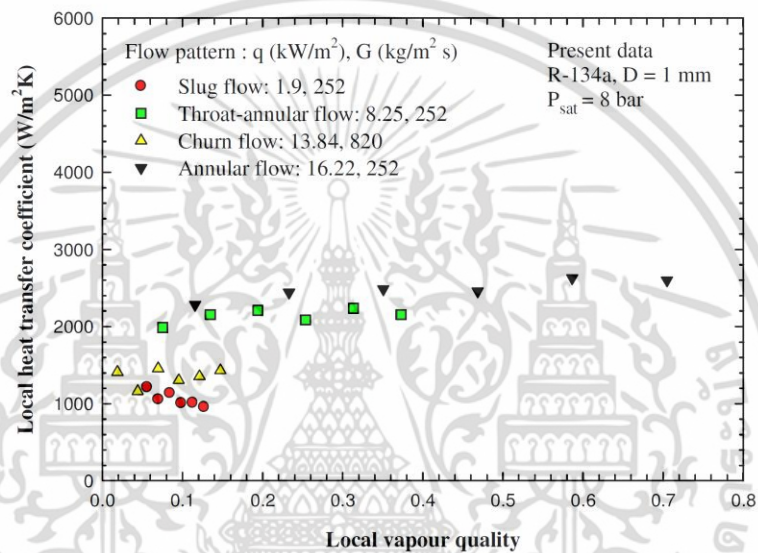


รูปที่ 2 รูปแบบการไหลในขณะเกิดการเดือดของสารทำความเย็น R-134a ภายในท่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1 mm ภายใต้ความดันอิ่มตัว 8 bar

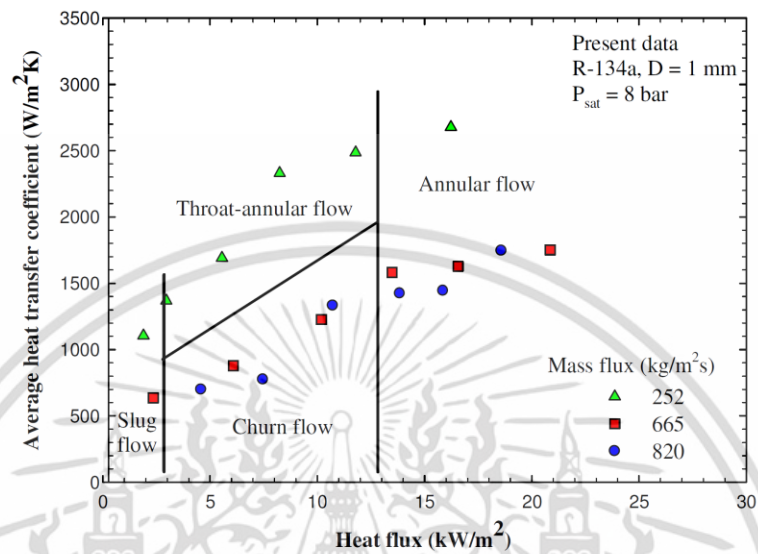


### 3.2 การถ่ายเทความร้อนของการไหลในขณะเกิดการเดือด

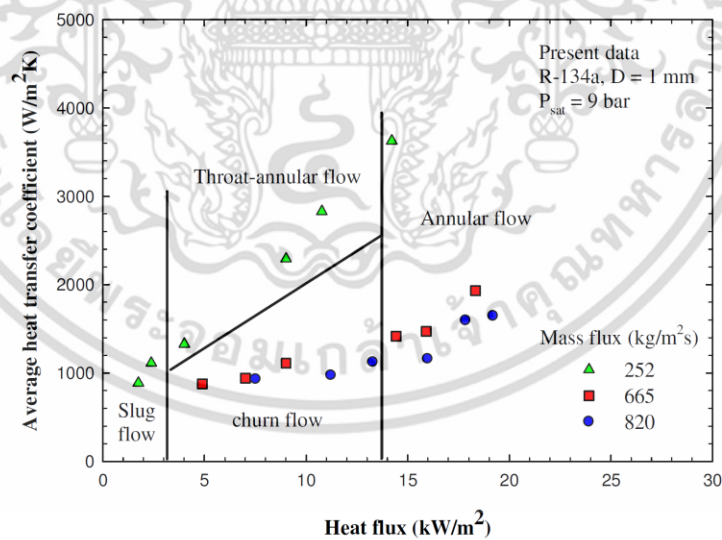
การวิเคราะห์ข้อมูลของผลการทดลองนี้เป็นการนำเสนอผลกระทบที่เกี่ยวข้องกับพารามิเตอร์อาทิเช่น ฟลักซ์ความร้อนและฟลักซ์มวล ภายใต้การถ่ายเทความร้อนในขณะเกิดการเดือดของสารทำความเย็น R-134a ภายในท่อกลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1 mm นอกจากนี้ยังได้มีการระบุรูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นจากที่พบในการทดลอง



รูปที่ 3 กราฟแสดงข้อมูลค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ตำแหน่งใดๆ สำหรับเทียบกับรูปแบบการไหลต่างๆ

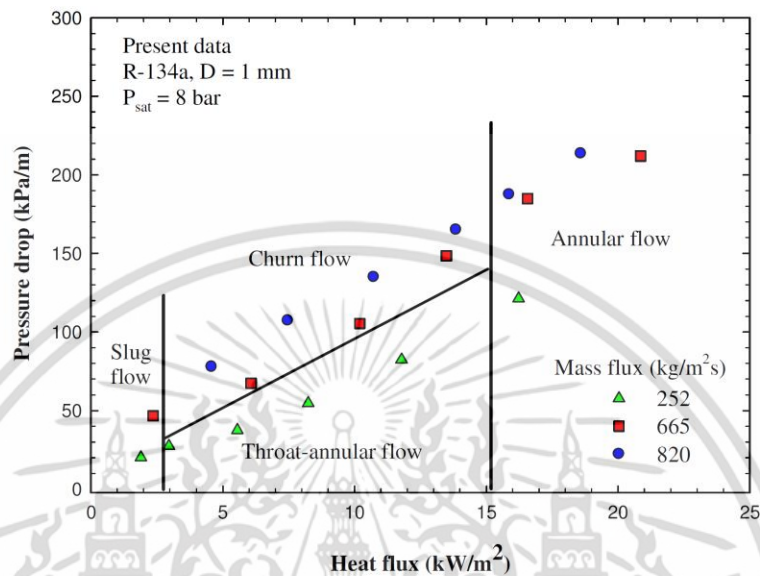


รูป 4 กราฟแสดงฟลักความร้อนเทียบกับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยสำหรับฟลักซ์มวลต่างๆ ที่ความดันอิ่มตัว 8 bar



รูป 5 กราฟแสดงฟลักความร้อนเทียบกับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยสำหรับฟลักซ์มวลต่างๆ ที่ความดันอิ่มตัว 9bar

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6 กราฟแสดงฟลักซ์ความร้อนเทียบกับค่าความดันลดต่อความยาวท่อสำหรับฟลักซ์มวลต่างๆ ที่ความดันอิ่มตัว 8 bar

จากรูปที่ 3 แสดงข้อมูลค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ตำแหน่งใดๆ สำหรับรูปแบบการไหลที่แตกต่างกันที่ความดันอิ่มตัว 8 bar จากกราฟจะเห็นว่ารูปแบบการไหลที่มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ต่ำเป็น Slug flow ในขณะที่ Annular flow มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่สูง สำหรับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่มีค่าปานกลางนั้นคือ Throat-annular flow และ Churn flow ซึ่งอาจจะเป็นไปได้ว่ารูปแบบการไหลเหล่านี้จะมีอิทธิพลต่อกระบวนการการถ่ายเทความร้อนในขณะเกิดการเดือด

ในรูปที่ 3 นั้นจะสังเกตเห็นฟลักซ์มวลที่คงที่ ( $G=252$  kg/m<sup>2</sup>s) กับการเพิ่มขึ้นของฟลักซ์ความร้อน  $q$  (kW/m<sup>2</sup>) กลไกการถ่ายเทความร้อนนั้นดูเหมือนจะเป็น nucleate boiling ซึ่งนั้นเป็นบทบาทสำคัญของ การไหลในขณะเกิดการเดือดของท่อขนาดเล็ก

สำหรับในรูปที่ 4 และ 5 เป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย และฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 8 และ 9 bar ตามลำดับ จากกราฟแสดงให้เห็นการเพิ่มขึ้นของฟลักซ์ความร้อนซึ่งส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยมีค่าสูงขึ้น

ในรูปที่ 4 และ 5 นั้นเป็นที่น่าสังเกตที่ฟลักซ์มวล 252 kg/m<sup>2</sup>s กับฟลักซ์มวล 665, 820 kg/m<sup>2</sup>s เมื่อเพิ่มฟลักซ์ความร้อน ที่ฟลักซ์มวล 252 kg/m<sup>2</sup>s จะมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่สูง เนื่องจากรูปแบบการไหลเกิดการพัฒนาตัวจาก Slug flow และเกิดการเชื่อมต่อของฟองยาวกลายเป็น Throat-annular flow ซึ่งนี่อาจจะเป็นความโดดเด่นของ nucleate boiling ซึ่งในขณะเดียวกัน การเพิ่มขึ้นของ



ฟลักซ์มวล 665, 820 kg/m<sup>2</sup>s ส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นไม่มากนักโดยมีค่าใกล้เคียงกัน ซึ่งปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นนี้อาจจะเป็น convective boiling ซึ่งรูปแบบการไหลจะเกิดการปั่นป่วนและพัฒนากลายเป็น Annular flow โดยส่วนมาก

จากรูปที่ 6 เป็นกราฟแสดงฟลักซ์ความร้อนเทียบกับค่าความดันลดต่อความยาวท่อสำหรับฟลักซ์มวลต่างๆ ที่ความดันอิ่มตัว 8 bar สังเกตได้ว่าเมื่อมีการเพิ่มขึ้นของฟลักซ์มวลจะส่งผลให้ค่าความดันลดต่อความยาวท่อมีค่าสูงมากขึ้น ซึ่งจะเห็นได้ว่าความดันลดต่อความยาวท่อนี้จะขึ้นอยู่กับพารามิเตอร์ของ ฟลักซ์ความร้อนและฟลักซ์มวล

สำหรับการสังเกตคุณลักษณะของการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นนั้น รูปแบบการไหลที่มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ต่ำเป็น Slug flow สำหรับรูปแบบการไหลที่เป็น Annular flow ซึ่งมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่สูง แต่จะมีความดันลด และคุณภาพไอที่ค่อนข้างจะสูง ในขณะที่รูปแบบการไหลที่เป็น Throat-annular flow และ Churn flow ซึ่งมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ค่าปานกลาง แต่จะมีความดันลด และคุณภาพไอ ไม่สูงมากนัก

ดังนั้นรูปแบบการไหล Throat-annular flow และ Churn flow ที่ซึ่งมีค่าปานกลางจึงน่าจะเป็นตัวเลือกที่ดีที่สุดต่อการพัฒนาของระบบ แต่อย่างไรก็ตามรูปแบบการไหลที่เป็น Annular flow ซึ่งมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่สูงนั้น ก็อาจจะเป็นที่น่าสนใจสำหรับฟลักซ์มวลที่ต่ำ

#### 4. สรุปอภิปรายผลและข้อเสนอแนะ

ในงานวิจัยนี้เป็นการนำเสนอข้อมูลคุณลักษณะของรูปแบบการไหลและการถ่ายเทความร้อนในขณะเกิดการเดือดของสารทำความเย็น R-134a ในท่อสแตนเลส โดยมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1 mm และ ความยาว 500 mm จากการสังเกตภาพการไหลนั้นจะประกอบไปด้วย Slug flow, throat-annular flow, churn flow, annular flow สำหรับการวิเคราะห์ผลกระทบที่เกี่ยวข้องกับพารามิเตอร์ อาทิเช่น ฟลักซ์ความร้อนและฟลักซ์มวล ซึ่งการเพิ่มขึ้นของฟลักซ์ความร้อนซึ่งส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยมีค่าสูงขึ้น ในขณะที่จะส่งผลให้ค่าความดันลดต่อความยาวท่อมีค่าสูงมากขึ้น ไปด้วย ดังนั้นความเหมาะสมสำหรับคุณลักษณะของรูปแบบการไหลและการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นนั้น รูปแบบการไหลที่เป็น Throat-annular flow และ Churn flow ซึ่งมีค่าปานกลางจึงน่าจะเป็นตัวเลือกที่ดีที่สุด แต่อย่างไรก็ตามรูปแบบการไหลที่เป็น Annular flow ซึ่งมีค่าสูง ก็อาจจะเป็นที่น่าสนใจสำหรับฟลักซ์มวลที่ต่ำ

#### 5. กิตติกรรมประกาศ

บทความนี้ได้รับการสนับสนุนทุนวิจัยจากสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง วิทยาเขตชุมพรเขตรอุดมศักดิ์และสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย (สกว.) ขอขอบคุณอาจารย์ที่ปรึกษา



ผศ.ดร.ศิริระ สายศร ที่ให้คำชี้แนะและแนวทางการแก้ไขปัญหารวมถึงเจ้าหน้าที่ที่เกี่ยวข้องทุกท่านที่ให้ความช่วยเหลือ

## 6. เอกสารอ้างอิง

- [1] S.G. Kandlikar, Scale effects on flow boiling heat transfer in microchannels: A fundamental perspective, *Int. J. Therm. Sci.* 49 (2010), 1073-1085.
- [2] C.L. Ong, J.R. Thome, Macro-to-microchannel transition in two-phase flow: Part 1- Two-phase flow patterns and film thickness measurements, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 35 (2011), 37-47.
- [3] S. Saisorn, J. Kaew-On, S. Wongwises, Flow pattern and heat transfer characteristics of R-134a refrigerant during flow boiling in a horizontal circular mini-channel, *Int. J. Heat Mass Transfer* 53 (2010) 4023-4038.
- [4] K.A. Triplett, S.M. Ghiaasiaan, S.I. Abdel-Khalik, D.L. Sadowski, Gas-liquid twophase flow in microchannels Part I: two-phase flow patterns, *Int. J. Multiphase Flow* 25 (1999) 377-394.
- [5] S. Saisorn, J. Kaew-On, S. Wongwises, Two-phase flow of R-134a refrigerant during flow boiling through a horizontal circular mini-channel, *Exp. Thermal Fluid Sci.* 35 (2011) 887-895.
- [6] J.R. Thome, V. Dupont, A.M. Jacobi, Heat transfer model for evaporation in microchannels. Part I: presentation of the model, *Int. J. Heat Mass Transfer* 47 (2004) 3375-3385.
- [7] V. Dupont, J.R. Thome, A.M. Jacobi, Heat transfer model for evaporation in microchannels. Part II: comparison with the database, *Int. J. Heat Mass Transfer* 47 (2004) 3387-3401.
- [8] S. Saisorn, J. Kaew-On, S. Wongwises, An experimental investigation of flow boiling heat transfer of R-134a in horizontal and vertical mini-channels, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 46 (2013), 232-244.
- [9] C. Keepaiboon, S. Wongwises, Two-phase flow patterns and heat transfer characteristics of R134a refrigerant during flow boiling in a single rectangular micro-channel, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 66 (2015), 36-45.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



- [10] Y. Xu, X. Fang, G. Li, D. Li, Y. Yuan, An experimental study of flow boiling heat transfer of R134a and evaluation of existing correlations, *Int. J. Heat and Mass Transfer* 92 (2016) 1143–1157.
- [11] W. Owhaib, C. Martín-Callizo, B. Palm, Evaporative heat transfer in vertical circular microchannels, *Appl. Therm. Eng.* 24 (2004) 1241–1253.
- [12] S.S. Bertsch, E.A. Groll, S.V. Garimella, Effects of heat flux, mass flux, vapor quality, and saturation temperature on flow boiling heat transfer in microchannels, *Int. J. Multiphase Flow* 35 (2009) 142–154.



## Author biography

Name-Surname	Mr. Pakorn Wongpromma
Date of birth	20 September 1991
Address	199/115 M.1 Soi.10, T.Nongmaidang, A.Muang, Chonburi, 20000
Email address	Pakorn.wongpromma@gmail.com
Contact number	085-389-9971
Education background	2014 Bachelor of Engineering (Mechanical Engineering) (1 <sup>st</sup> class) King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Prince of Chumphon Campus, Chumphon, Thailand 2016 Master of Engineering (Mechanical Engineering) King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok, Thailand
Publications	Saisorn, S., <b>Wongpromma, P.</b> , and Wongwises S. (submitted). The difference in flow pattern, heat transfer and pressure drop characteristics of mini-channel flow boiling in horizontal, vertical upward and vertical downward orientations, Submitted for International Journal of Multiphase Flow. <b>Wongpromma, P.</b> , Saisorn, S., and Wongwises S. (2016). Two-phase flow boiling of R-134a refrigerant in a vertical upward circular mini-channel, paper presented in <i>the 7<sup>th</sup> TSME International Conference on Mechanical Engineering (ICoME)</i> , December 13-16, 2016, Chiang Mai, Thailand. Saisorn, S., <b>Wongpromma, P.</b> , Benjawun, P., Suriyawong, A., and Wongwises S. (2016). Two-phase heat transfer behaviors of R-134a Refrigerant and air-water mixture in a 1 mm internal diameter tube, paper presented in <i>the ASME 2016 Summer Heat Transfer Conference, Fluids Engineering Division Summer Meeting, and International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels (HT/FEDSM/ICNMM 2016)</i> , July 10-14, 2016, Washington, DC, USA.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

**Wongpromma, P.**, Saisorn, S., and Wongwiset S. (2016) Flow boiling heat transfer of R-134a refrigerant in a horizontal 1 mm circular tube, paper presented in *the 1<sup>st</sup> National Conference on Informatics, Agriculture, Management, Business Administration, Engineering, Sciences and Technology (IAMBEST)*, May 19-21, 2016, KMITL Prince of Chumphon, Chumphon, Thailand.

Sukklum, C., Chiphiboon, C., Juknu, S., **Wongpromma, P.**, Teschareon, T., and Saisorn, S. (2017) Flow boiling characteristics in a 0.5 mm diameter channel, paper presented in *the 2<sup>nd</sup> National Conference on Informatics, Agriculture, Management, Business Administration, Engineering, Sciences and Technology (IAMBEST)*, 31 May - 1 June, 2017, KMITL Prince of Chumphon, Chumphon, Thailand.

