Experimental Investigation on Heat Transfer and Flow Characteristics of R-134a during Boiling inside a Multiport Microchannel Heat Sink

Mr. Phubate Thiangtham B.Eng. (Mechatronics Engineering)

A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements for
the Degree of Master of Engineering (Mechanical Engineering)
Faculty of Engineering
King Mongkut's University of Technology Thonburi
2013

Thesis Committee

…………………………………….......... Chairman of Thesis Committee
(Asst. Prof. Surachai Sanitjai, Ph.D.)

…………………………………….......... Member and Thesis Advisor
(Prof. Somchai Wongwises, Ph.D., Dr.-Ing.)

…………………………………….......... Member
(Asst. Prof. Wishsanuruk Wechsatol, Ph.D.)

…………………………………….......... Member
(Prof. Somchart Chantasiriwan, Ph.D.)

Copyright reserved

Thesis Title	Experimental Investigation on Heat Transfer and Flow Characteristics of R-134a during Boiling inside a Multiport Microchannel Heat Sink
Thesis Credits	12
Candidate	Mr. Phubate Thiangtham
Thesis Advisor	Prof. Dr. Somchai Wongwises
Program	Master of Engineering
Field of Study	Mechanical Engineering
Department	Mechanical Engineering
Faculty	Engineering
Academic Year	2013

Abstract

The heat transfer and flow characteristics during boiling of R134a refrigerant in a multiport microchannel heat sink are experimentally investigated. Test section which is a microchannel heat sink, is made of copper with 27 parallel rectangular channels with a depth of 470 µm, a width of 382 µm, a length of 40 mm, and a fin thickness of 416 µm. The experiments are performed at refrigerant mass fluxes of 400, 800 and 1200 kg/m^{2}s, the saturated temperatures of 13, 18 and 23 ^{o}C, heat fluxes ranging between 13.3 and 168.4 k W/m^2 and the inlet vapor quality ranging from 0.05 to 0.92. The results reveal that the heat transfer coefficient increases with increasing the heat flux, saturated temperature and inlet vapor quality. Moreover, mass flux has no significant effect on the heat transfer coefficient. However, it is interesting to note the different trends of heat transfer for low mass fluxes (i.e., 400 kg/m^{2}s). This is may be due to a partial wall dry out. The frictional pressure gradient increases with the increase of heat flux, mass flux and inlet vapor quality, but decreasing saturation temperature. Finally, new correlations are proposed for predicting the heat transfer coefficient and frictional pressure gradient during flow boiling inside the microchannel.

Keywords : Flow Boiling / Heat Transfer / Pressure Drop / Micro-Channels / Heat Sink

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การศึกษาเชิงทดลองการถ่ายเทความร้อนและคุณลักษณะการไหลของสารทำความเย็น R-134a ขณะเดือดภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีช่องทางการไหลขนาดเล็กมากหลายช่องทาง
หน่วยกิต	12
ผู้เขียน	นายภูเบศร์ เที่ยงธรรม
อาจารย์ที่ปรึกษา	ศ. ดร.สมชาย วงศ์วิเศษ
หลักสูตร	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
ภาควิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
คณะ	วิศวกรรมศาสตร์
ปีการศึกษา	2556

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาเชิงทดลองเพื่อหาลักษณะเฉพาะของการถ่ายเทความร้อนและการไหลของสารทำความเย็น R134a ขณะเกิดการเดือดระหว่างการไหลผ่านฮีตซิงค์ที่มีช่องทางการไหลขนาดเล็กมาก ชุดทดลองเป็นฮีตซิงค์ทำจากทองแดง ซึ่งถูกเซาะร่องให้เป็นช่องทางการไหลที่มีหน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมที่ขนานกันจำนวน 27 ช่อง แต่ละช่องมีขนาดความกว้าง 382 μm ความสูง 470 μm ความยาว 40 mm และครีบมีความหนา 416 μm การทดลองถูกกระทำที่สภาวะการทดลองที่ต่างกันคือ ฟลักซ์มวลที่ 400 800 และ 1200 kg/m^2s อุณหภูมิอิ่มตัวของสารความเย็นที่ 13 18 และ 23 ^oC ฟลักซ์ความร้อนอยู่ในช่วง 13.3 ถึง 168.4 kW/m^2 และ คุณภาพไอของสารทำความเย็นที่ทางเข้าชุดทดลองอยู่ในช่วง 0.05 ถึง 0.92 ผลการทดลองพบว่า ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้นเมื่อฟลักซ์ความร้อน อุณหภูมิอิ่มตัวและคุณภาพไอของสารทำความเย็นที่ทางเข้าชุดทดลองเพิ่มขึ้น โดยที่ฟลักซ์มวลไม่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน แต่อย่างไรก็ตามภายใต้สภาวะการทดลองที่ฟลักซ์มวลต่ำ (400 kg/m^2s) ในช่วงที่ฟลักซ์ความร้อนสูง มันถูกพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะลดลงเมื่อฟลักซ์ความร้อนสูงขึ้น ทั้งนี้เป็นผลมาจากการเกิด Dry-out ที่บริเวณผนังของช่องทางการไหล นอกจากนี้ยังพบว่าแรงเสียดทานเป็นปัจจัยหลักสำคัญที่มีผลต่อความดันลด โดยค่าเกรเดียนท์ของความดันลดเนื่องจากแรงเสียดทานจะเพิ่มขึ้นเมื่อฟลักซ์ความร้อน ฟลักซ์มวลและคุณภาพไอของสารทำความเย็นที่ทางเข้าชุดทดลองเพิ่มขึ้น ในขณะที่การเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิอิ่มตัวจะทำให้เกรเดียนท์ของความดันลดเนื่องจากแรงเสียดทานมีค่าลดลง นอกจากนี้ในงานวิจัยนี้ยังได้นำเสนอสหสัมพันธ์ที่ได้พัฒนาขึ้นสำหรับใช้ทำนายค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าเกรเดียนท์ของ

ความดันลดเนื่องจากแรงเสียดทานขณะเกิดการไหลเดือดผ่านช่องทางการไหลขนาดเล็กมาก โดยเฉพาะด้วย

คำสำคัญ : การไหลเดือด / การถ่ายเทความร้อน / ความดันลด / ช่องทางการไหลขนาดเล็กมาก / ฮีทซิ้งค์

ACKNOWLEDGEMENT

I would never have been able to finish my dissertation without the help and support of the kind people around me, to whom I acknowledge my indebtedness and sincere gratitude and appreciation.

Firstly, I would like to express my sincere gratitude to my advisor, Prof. Somchai Wongwises, for his excellent guidance, caring, patience, and providing me with an excellent atmosphere for doing research. Besides my advisor, Prof. Somchai Wongwises, I would like to thank the rest of my thesis committee: Asst. Prof. Surachai Sanitjai, Asst. Prof. Wissanuruk Wechsatol and Prof. Somchart Chantasiriwan for their valuable time, insightful comments and suggestions. I am very grateful to the Department of Mechanical Engineering, the National Research Council of Thailand (NRCT) for providing the scholarship and financial support for this thesis. Sincere thanks to the student in the FUTURE Lab. (Fluid Mechanics, Thermal Engineering and Multiphase Flow Research Laboratory) at the Department of Mechanical Engineering, King Mongkut's University of Technology Thonburi, for their help and guidance during my study. Finally, I wish to give thanks to my family, especially to my parents, i.e. Nattapong Thiangtham and Juthamas Thiangtham, for supporting me spiritually throughout my life. Without their faith and patience, this life would not have been completed.

CONTENTS

	PAGE
ENGLISH ABSTRACT	ii
THAI ABSTRACT	iii
ACKNOWLEDGEMENT	v
CONTENTS	vi
LIST OF TABLES	viii
LIST OF FIGURES	ix
LIST OF SYMBOLS	xiii
CHAPTER	
1. INTRODUCTION	**1**
1.1 Rationale	1
1.2 Literature reviews	2
1.3 Objectives	7
1.4 Scopes	7
1.5 Significance and Usefulness	7
2. FUNDAMENTAL DEFINITION OF THE FLOW PARAMETERS	**8**
2.1 Two-phase flow	8
3. EXPERIMENTAL APPARATUS	**13**
3.1 Flow loop	13
3.2 Test Section	15

		PAGE
	3.3 Data acquisition	20
4.	**DATA REDUCTION**	**21**
	4.1 Heat transfer data reduction	22
	4.1 Pressure drop data reduction	24
5.	**EXPERIMENTAL RESULTS AND DISCUSSION**	**26**
	5.1 Single phase heat transfer validation tests	26
	5.2 Heat transfer characteristic of R134a during flow boiling in micro-channel	28
	5.3 Pressure drop characteristics of R134a during flow boiling in micro-channel	41
6.	**CONCLUSION AND RECOMMENDATIONS FOR FUTURE WORK**	**62**
	6.1 Conclusion	62
	6.2 Recommendations for future work	63
REFERENCES		**64**
APPENDICES		**75**
	Appendix A. Construction drawings of the test section assembly	76
	Appendix B. Graphical programming for data acquisition	82
CURRICULUM VITAE		**85**

LIST OF TABLES

TABLE	PAGE
3.1 Dimensional details of the micro-channels test piece	18
3.2 An experimental operating conditions	20
3.3 Experimental uncertainties for measured parameters	20
5.1 Correlations for flow boiling heat transfer coefficient	37
5.2 Two-phase viscosity correlations employed in the homogeneous model	49
5.3 Assessment of the homogeneous model with different viscosity model	49
5.4 Two-phase frictional pressure gradient correlation based on the separated flow model	55
5.5 Assessment of the separated model with different correlations	55

LIST OF FIGURES

FIGURE		PAGE
3.1	Schematic diagrams of the flow boiling experimental apparatus	14
3.2	The exploded view of the test section	16
3.3	A photograph of the test piece	17
3.4	Schematic details of micro-channel	17
3.5	Thermocouple placement positions in the copper test piece	19
5.1	Energy balance between electrical heat supplied and heat absorbed during a single phase tested	27
5.2	Comparison between the data obtained by the experimental set up and single phase flow correlations from the literature	27
5.3	Boiling curves at saturation temperature of 18 ^{o}C for difference three mass fluxes from 400-1200 kg/m^{2} s	29
5.4	Boiling curves at saturation temperature of 23 ^{o}C for difference three mass fluxes from 400-1200 kg/m^{2} s	29
5.5	The effect of heat flux and mass flux on heat transfer coefficient having a saturation temperature of 18 ^{o}C	31
5.6	The effect of heat flux and mass flux on heat transfer coefficient having a saturation temperature of 23 ^{o}C	32
5.7	Effect of saturation temperature on average heat transfer coefficient having a mass flux of 800 kg/m^{2} s	33
5.8	Effect of saturation temperature on average heat transfer coefficient having a mass flux of 1200 kg/m^{2} s	34

FIGURE **PAGE**

5.9 Effect of varying inlet quality on average heat transfer coefficient for fixed heat flux of 27.1 kW/m^2 35

5.10 Effect of varying inlet quality on average heat transfer coefficient for fixed heat flux of 73.2 kW/m^2 36

5.11 The comparison of measured with predicted heat transfer coefficient using Lazarek and Black (1982) 38

5.12 The comparison of measured with predicted heat transfer coefficient using Kandlikar and Balasubramanian (2004) 38

5.13 The comparison of measured with predicted heat transfer coefficient using Kim and Mudawar (2013) 39

5.14 The comparison of measured with predicted heat transfer coefficient using Fang (2013) 39

5.15 Predicted heat transfer coefficient using the proposed correlation versus the experimental data. 41

5.16 Individual components of pressure drop as a function heat flux at the mass flux of 800 kg/m^2 s 42

5.17 Individual components of pressure drop as a function heat flux at the mass flux of 1200 kg/m^2 s 43

5.18 The effect of wall heat flux and mass flux on frictional pressure drop having a saturation temperature of 13 ^oC 44

5.19 The effect of wall heat flux and mass flux on frictional pressure drop having a saturation temperature of 23 ^oC 44

5.20 The effect of wall heat flux and mass flux on frictional pressure drop having a mass flux of 800 kg/m^2s 45

FIGURE **PAGE**

5.21 The effect of wall heat flux and mass flux on frictional pressure drop having a mass flux of 1200 kg/m^2s 46

5.22 The effect of inlet vapor quality on frictional pressure drop for a heat flux of 27.1 kW/m^2 and saturation temperature of 23 ^oC 47

5.23 The comparison of the experimental data with existing correlation proposed by McAdams et al. (1942) 50

5.24 The comparison of the experimental data with existing correlation proposed by Cicchitti et al. (1960) 50

5.25 The comparison of the experimental data with existing correlation proposed by Owens (1961) 51

5.26 The comparison of the experimental data with existing correlation proposed by Dukler et al. (1964) 51

5.27 The comparison of the experimental data with existing correlation proposed by Beattie and Whalley (1982) 52

5.28 The comparison of the experimental data with existing correlation proposed by Lin et al. (1991) 52

5.29 The comparison of the experimental data with existing correlation proposed by Awad and Myuztchka (2008) 53

5.30 The comparison of the experimental data with existing correlation proposed by Lockhart-Martinelli (1949) 56

5.31 The comparison of the experimental data with existing correlation proposed by Friedel (1979) 56

5.32 The comparison of the experimental data with existing correlation proposed by Mishima and Hibiki (1996) 57

FIGURE **PAGE**

5.33 The comparison of the experimental data with existing correlation proposed by Hwang and Kim (2006) 57

5.34 The comparison of the experimental data with existing correlation proposed by Qu and Muddawar (2003) 58

5.35 The comparison of the experimental data with existing correlation proposed by Lee and Garimella (2008) 58

5.36 The comparison of the experimental data with existing correlation proposed by Zhang et al. (2010) 59

5.37 Martinelli parameter versus the two-phase frictional multiplier 60

5.38 Predicted frictional pressure gradient using the proposed correlation versus the experimental data. 61

A.1 The dimension drawing of the top piece 77

A.2 The dimension drawing of the polycarbonate transparent plate 78

A.3 The dimension drawing of the housing piece 79

A.4 The dimension drawing of the test section 80

A.5 The dimension drawing of the bottom piece 81

B.1 LabVIEW front panel for monitoring and displaying the system 83

B.2 The structure of a graphical block diagram 84

LIST OF SYMBOLS

A	cross section area (m^2)
Bo	boiling number, $Bo = q''/Gi_{fg}$
C	constant
c_p	specific heat at constant pressure (kJ/kg K)
D_h	hydraulic diameter (mm)
dP	pressure drop (Pa)
dz	unit length (m)
f	friction factor
G	mass flux (kg/m^2 s)
h	heat transfer coefficient (W/m^2 K)
i	specific enthalpy (KJ/kg)
i_{fg}	specific enthalpy of vaporization, J/kg
k	thermal conductivity (W/m K)
L	length (m)
$\dot{m}$	total mass flow rate (kg/s)
MAE	mean absolute error (%)
N	Number of channels
Nu	Nusselt number
P	pressure (pa)
Pr	Prandtl number, $\Pr = \mu C_p / k$
$\dot{Q}$	heat transfer rate (kW)
q''	heat flux (kW/m^2)
Re	Reynolds number, $\mathrm{Re} = GD_h/\mu$
T	temperature (˚C)

W width (m)

We Webber number

x vapor quality

X Lockhart-Martinelli parameter

Greek letters

α void fraction

β aspect ratio

ϕ^2 two-phase frictional multiplier

μ dynamicvicoscosity (Ns/m^2)

ρ density (kg/m^3)

σ surface tension (N/m)

δ Distance from thermocouple to the channel base (mm)

ψ percentage predicted within ±30%

Subscripts

a accelerational

b base

c contraction

ch channel

F friction

h homogeneous

in inlet

l liquid phase

lo all-liquid

out outlet

PH preheater

ref	refrigerant
sat	saturation
TS	test section
tp	two-phase
v	vapor phase, gas phase
vo	all-vapor
w	wall