

การศึกษาและพัฒนาโครงสร้างวิกิสำหรับฮิตไปป์



นาย ธนศักดิ์ ชุมวิสูตร

สถาบันวิทยบริการ

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

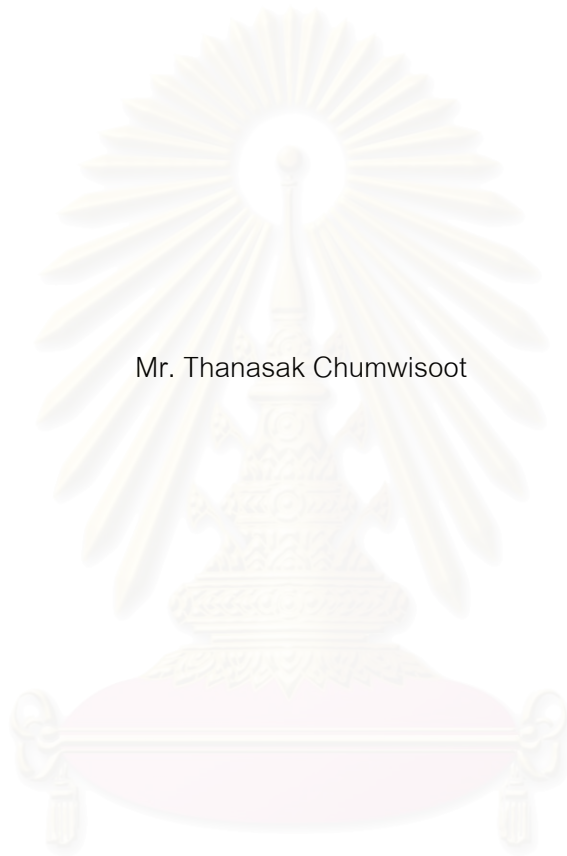
คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ปีการศึกษา 2546

ISBN 974-17-5385-3

ลิขสิทธิ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

A STUDY AND DEVELOPMENT OF WICK
STRUCTURE FOR HEAT PIPE



Mr. Thanasak Chumwisoot

A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirement
for the Degree of Master of Engineering in Mechanical Engineering

Department of Mechanical Engineering

Faculty of engineering

Chulalongkorn University

Academic Year 2003

ISBN 974-17-5385-3

หัวข้อวิทยานิพนธ์ การศึกษาและพัฒนาโครงสร้างวิกสำหรับฮิตไปป์
โดย นายชนศักดิ์ ชุมวิสูตร
สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล
อาจารย์ที่ปรึกษา รองศาสตราจารย์ ดร.พงษ์ธร จรรย์ญากรณ์

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย อนุมัติให้หัวข้อวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วน
หนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต

..... คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์
(ศาสตราจารย์ ดร.ดิเรก ลาวัณย์ศิริ)

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

..... ประธานกรรมการ
(รองศาสตราจารย์ ดร.มานิจ ทองประเสริฐ)

..... อาจารย์ที่ปรึกษา
(รองศาสตราจารย์ ดร.พงษ์ธร จรรย์ญากรณ์)

..... กรรมการ
(รองศาสตราจารย์ ดร.วิทยา ขงเจริญ)

..... กรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ มิ่งศักดิ์ ตั้งตระกูล)

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ธนศักดิ์ ชุมวิสูตร: การศึกษาและพัฒนาโครงสร้างวิกสำหรับฮีตไปป์.

(A STUDY AND DEVELOPMENT OF WICK STRUCTURE FOR HEAT PIPE) อ.ที่

ปรึกษา : รองศาสตราจารย์ ดร. พงษ์ธร จริญญาภรณ์, 115 หน้า. ISBN 974-17-5385-3

ฮีตไปป์เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดหนึ่ง ซึ่งมีจุดเด่นคือสามารถถ่ายเทความร้อนด้วย Heat Flux ที่สูงมาก ภายใต้ผลต่างของอุณหภูมิที่มีค่าน้อย ผลงานวิจัยนี้เป็นการสร้างและทดสอบสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของแท่งฮีตไปป์ที่สามารถสร้างได้โดยง่ายด้วยเทคนิคที่เป็นที่รู้จักทั่วไป ฮีตไปป์นี้ทำมาจากท่อทองแดง และมี วิกเป็นตาข่ายสแตนเลส เบอร์ 100 และ 120 ท่อมีเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกเท่ากับ 18.7 mm. และมีความยาวเท่ากับ 1.25 m บรรจุของไหลใช้งานคือ R-12 มีส่วนของการระเหย 0.5 m มีส่วนของการควบแน่น 0.5 m และมีส่วนที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อน (Adiabatic section) 0.25 m

การทดลองเพื่อหาสมรรถนะของแท่งฮีตไปป์ ทำโดยการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำเข้าและน้ำออก ทั้งทางด้านส่วนของการระเหยและส่วนของการควบแน่น โดยให้อุณหภูมิทางด้านส่วนของการระเหยเท่ากับ 60°C .ส่วนอุณหภูมิของส่วนของการควบแน่นเท่ากับ $30-35^{\circ}\text{C}$ ในการทดลองได้กระทำที่มุมฮีตไปป์หลายๆ ค่า

ผลการทดลองพบว่าฮีตไปป์ที่ใช้ในงานวิจัยนี้ทำงานได้ดีเมื่อมีแรงโน้มถ่วงช่วย (ส่วนของการควบแน่นสูงกว่าส่วนของการทำระเหย) โดยได้ค่า Heat Flux สูงสุดเท่ากับ 823.345 kW/m^2 และ 1,546.945 kW/m^2 สำหรับ ตาข่ายเบอร์ 100 และ 120 ตามลำดับ ค่าสูงสุดดังกล่าวเกิดขึ้นที่มุมฮีตไปป์ ψ ประมาณ -135 องศา สมรรถนะของฮีตไปป์ตามงานวิจัยนี้ดีกว่าฮีตไปป์แบบไม่มีวิกเล็กน้อย และ ดีกว่าฮีตไปป์แบบเดียวกันที่ใช้ของไหลใช้งานเป็น R-11 ของงานวิจัยก่อนหน้านี การปรับปรุงฮีตไปป์ให้สามารถทำงานต้านแรงโน้มถ่วงได้ ต้องใช้ mesh ที่ละเอียดขึ้นหรือเปลี่ยนชนิดของวิก หรือ การใช้ของไหลใช้งานอื่นที่มีค่าเมอริท สูงขึ้น

ภาควิชา.....วิศวกรรมเครื่องกล.....ลายมือชื่อนิสิต.....
 สาขาวิชา.....วิศวกรรมเครื่องกล.....ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษา.....
 ปีการศึกษา.....2546.....ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษาร่วม.....

4370325921 : MAJOR MECHANICAL ENGINEERING

KEY WORD: HEAT PIPE / WICK

THANASAK CHUMWISOOT. THESIS TITLE : A STUDY AND DEVELOPMENT OF WICK STRUCTURE FOR HEAT PIPE. THESIS ADVISOR :PONGTORN CHARUNYAKORN., 115 pp. ISBN 974-17-5385-3

Heat Pipe is a type of heat exchanger which operate to transfer very high heat flux under the condition of small temperature difference. The present thesis concerns an experimental study on the thermal performance of a heat pipe which can be constructed with simple and well know technique. The heat pipe is made from copper tube and the wick is made of stainless steel mesh (mesh number 100, 120). The copper tube has outside diameter of 18.7 mm and 1.25 m. long. The working fluid is R-12. The evaporator and condenser section are 0.50 m long and the adiabatic section is 0.25 m.long.

The experiment of this heat pipe was done by heat exchange between hot and cold water circulating around evaporator and condenser sections . The temperature at evaporator section is maintained at 60 °C and the temperature at condenser section is 30-35 °C. The test was done at various angles of inclination of heat pipe.

The experimental results show that this heat pipe operates quite well under the assistance of gravitational force (the condenser section is higher than the evaporator section). It was found that heat flux reached a maximum value of 823.345 kW/m² for heat pipe with mesh 100 and 1,546.945 kW/m² for heat pipe with mesh 120. This maximum value occurred at inclination angle ψ of about - 135 degree.It was also found that the present heat pipe offered a slightly higher heat flux in comparison with wickless heat pipe and heat pipe with 200 mesh that uses R-11 as working fluid, from previous reseach. The performance of the heat pipe can be improved by using finer mesh, using wick of other types, or using fluids with higher merit number.

Department.....Mechanical Engineering..... Student's signature.....
 Field of study...Mechanical Engineering..... Advisor's signature.....
 Academic year.....2003..... Co-advisor's signature.....

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์นี้สำเร็จลุล่วงได้ดีด้วยความช่วยเหลืออย่างดียิ่งของบุคคลหลายท่านดังนี้ นาง พูนศรี ชุมวิสูตร มารดาและ นายธนู ชุมวิสูตร บิดา โดยท่านทั้งสองได้ให้การสนับสนุนผู้วิจัยทั้งในด้านค่าใช้จ่ายและกำลังใจอย่างมากในการทำวิจัยมาโดยตลอด รองศาสตราจารย์ ดร.พงษ์ธร จรรย์ญากรณ์ อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ซึ่งได้ให้คำแนะนำและข้อคิดเห็นที่เป็นประโยชน์ต่องานวิจัยอย่างยิ่ง ผู้ช่วยศาสตราจารย์มิ่งศักดิ์ ตั้งตระกูลและ รองศาสตราจารย์ ดร.วิทยา ยงเจริญ ที่ให้การสนับสนุนด้านเครื่องมือวัด ต่างๆ และ คำปรึกษาทางด้านเทคนิคต่างๆ รองศาสตราจารย์ ดร. มานิจ ทองประเสริฐ ที่กรุณาให้คำแนะนำถ่ายทอดประสบการณ์ความรู้ต่างๆให้กับผู้วิจัย

ผู้วิจัยขอขอบคุณ ญาติพี่น้องทุกๆท่าน รวมทั้งพี่และน้องๆ ป.โท วิศวกรรมเครื่องกล เจ้าหน้าที่ห้องปฏิบัติการของภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล, เจ้าหน้าที่ห้องปฏิบัติการวิจัยพลังงาน , เจ้าหน้าที่ สถาบันวิจัยพลังงาน จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ที่ให้กำลังใจผู้วิจัยในการทำวิจัยมาโดยตลอด และสุดท้ายผู้วิจัยขอขอบคุณ คุณ เพียรฤดี ธีรพรสกุล, คุณ ศิรินุช ชุมวิสูตร และ คุณ ธนอม วงศ์ วายุเหือด ที่ให้การสนับสนุนด้านอาหาร เครื่องดื่ม และเป็นกำลังใจให้มาโดยตลอด

ธนศักดิ์ ชุมวิสูตร

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สารบัญ

บทคัดย่อภาษาไทย.....	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	จ
กิตติกรรมประกาศ.....	ฉ
สารบัญ.....	ช
สารบัญตาราง.....	ฅ
สารบัญภาพ.....	ญ
สารบัญกราฟ.....	ฎ
คำอธิบายสัญลักษณ์.....	ฏ

บทที่

1	บทนำ.....	1
	หลักการดำเนินงาน.....	2
	ลักษณะเด่น.....	4
	1.1 วัตถุประสงค์.....	6
	1.2 ขอบเขตวิทยานิพนธ์.....	6
	1.3 ขั้นตอนการทำงาน.....	6
	1.4 ผลที่คาดว่าจะได้รับ.....	6
2	ทฤษฎี.....	7
	การเลือกของไหลใช้งาน.....	7
	การเลือกวัสดุที่ใช้ทำท่อฮีตไปป์.....	13
	การเลือกวิก.....	18
	การสูญเสียความดัน.....	20
	ขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อน.....	23
	ความต้านทานรวมของท่อความร้อน.....	28
	ขั้นตอนในการออกแบบฮีตไปป์.....	31
	เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	32

3	การออกแบบและการสร้าง.....	35
	การออกแบบฮีตไปป์.....	35
	การสร้างฮีตไปป์.....	36
	การออกแบบและสร้างอุปกรณ์ที่ทดสอบฮีตไปป์.....	50
4	ผลการทดลองและวิจารณ์ผลการทดลอง.....	59
	4.1การดำเนินการทดลอง.....	59
	4.2 ผลการทดลอง.....	61
	4.3 วิจารณ์ผลการทดลอง.....	73
5	สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ.....	76
	5.1 สรุปผลการทดลอง.....	76
	5.2 ข้อเสนอแนะ.....	78
	รายการอ้างอิง.....	79
	ภาคผนวก.....	81
	ก. ผลการทดลอง.....	82
	ข. รายละเอียดของตาข่าย Stainless Steel.....	101
	ค. คุณสมบัติทางกายภาพของน้ำยาทำความเย็นหมายเลข R-12.....	102
	ง. คุณสมบัติทางกายภาพของ โครงสร้างวิก.....	103
	จ. ตัวอย่างการคำนวณ.....	104
	ฉ. การเทียบสอบเครื่องมือวัดอุณหภูมิ.....	110
	ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์.....	115

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
2-1 ตารางการเลือกของไหลใช้งาน.....	8
2-2 ตารางการเลือกของไหลใช้งาน.....	8
2-3 ตารางค่าของจุดเดือดของของไหลใช้งานในช่วงอุณหภูมิ -200 ถึง 1500 องศาเซลเซียส.....	13
2-4 ตารางการเข้ากันได้ระหว่างท่อกับของไหลใช้งาน.....	14
2-5 ตารางค่าของ K (Wick Permeability) ของโครงสร้างวิกแบบต่างๆ.....	20
2-6 ค่า Effective Thermal Conductivity for Liquid-Saturated Wick.....	29
4-1 ตารางแสดงค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ (Q) ที่มุมต่างๆ สำหรับวิกที่ทำด้วย Mesh 100.....	61
4-2 ตารางแสดงค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ (Q) ที่มุมต่างๆ สำหรับวิกที่ทำด้วย Mesh 120.....	61
4-3 ตารางแสดงผลการวิจัยของชม.หิธร เพ็ชฌุไพศิษฏ์ และ พิสุทธิ์ กลิ่นขจร (2537).....	67
4-4 ตารางที่ แสดงค่า Effective Thermal Conductivity และค่า Heat Flux ของฮีตไปป์ ที่มุมต่างๆ ที่ผลต่างอุณหภูมิ เข้า และ ออก Condenser 4-5 °C สำหรับวิกที่ทำด้วย Mesh 100.....	68
4-5 ตารางที่ แสดงค่า Effective Thermal Conductivity และค่า Heat Flux ของฮีตไปป์ ที่มุมต่างๆ ที่ผลต่างอุณหภูมิ เข้า และ ออก Condenser 3 °C สำหรับวิกที่ทำด้วย Mesh 100.....	68
4-6 ตารางที่ แสดงค่า Effective Thermal Conductivity และค่า Heat Flux ของฮีตไปป์ ที่มุมต่างๆ ที่ผลต่างอุณหภูมิ เข้า และ ออก Condenser 4-5 °C สำหรับวิกที่ทำด้วย Mesh 120.....	69
4-7 ตารางที่ แสดงค่า Effective Thermal Conductivity และค่า Heat Flux ของฮีตไปป์ ที่มุมต่างๆ ที่ผลต่างอุณหภูมิ เข้า และ ออก Condenser 3 °C สำหรับวิกที่ทำด้วย Mesh 120.....	69

สารบัญญภาพ

รูปที่		หน้า
1-1	แสดงส่วนประกอบของ ฮีตไปป์.....	1
1-2	แสดงลักษณะการทำงานของ ฮีตไปป์.....	2
2-1	แสดงค่าความดันไอกับอุณหภูมิของของไหลใช้งานในฮีตไปป์.....	10
2-2	แสดงค่าตัวเลขเมอริทในการเลือกของไหลใช้งาน.....	12
2-3	แสดงค่าเมอริทจุดเดือดของของไหลใช้งานต่างๆที่ความดันบรรยากาศ.....	12
2-4	แสดงความหนาแน่นของวัสดุที่ใช้ทำท่อชนิดต่างๆ.....	15
2-5	แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง (ρ / f_u) กับ อุณหภูมิ.....	16
2-6	แสดงค่า (kf_u) ที่อุณหภูมิใช้งานต่างๆของวัสดุ.....	17
2-7	แสดงภาพวิกที่ทำมาจากวัสดุชนิดเดียวกัน.....	18
2-8	แสดงภาพวิกที่ทำมาจากวัสดุต่างชนิดมาผสมกัน.....	19
2-9	แสดงภาพวิกที่มีการออกแบบอย่างซับซ้อน.....	19
2-10	แสดงขีดจำกัดของการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์.....	23
2-11	แสดงค่าของการสูญเสียความดันของวิกแบบต่างๆ.....	25
2-12	แสดงวงจรสมมูลทางความร้อนของท่อความร้อน.....	28
2-13	แสดงค่าสมมูลทางความร้อนของท่อความร้อน.....	30
2-14	แสดงแผนภูมิการไหลของการออกแบบฮีตไปป์.....	31
3-1	แสดงแบบของฮีตไปป์ที่ได้ทำการออกแบบ.....	35
3-2	แสดงแบบของฮีตไปป์ที่ทำการประกอบเสร็จแล้ว.....	37
3-3	แสดงภาพตราซังดิจิตอลที่ใช้ซังฮีตไปป์.....	38
3-4	แสดงภาพถ่ายที่ใช้สร้างฮีตไปป์.....	39
3-5	แสดงภาพปั๊มที่ใช้ทำสูญญากาศ.....	39
3-6	แสดงภาพสายเคเบิลของไหลใช้งาน.....	40
3-7	แสดงภาพถังที่บรรจุของไหลใช้งาน R-12.....	40
3-8	แสดงภาพอุปกรณ์ที่ใช้ตัดท่อทองแดงขนาดต่างๆ.....	41
3-9	แสดงภาพอุปกรณ์ที่ใช้วัดขนาดท่อและความหนาต่างๆ.....	41
3-10	แสดงวิธีการผลิตฮีตไปป์แบบให้ความร้อน โดยตรง.....	42
3-11	แสดงวิธีการผลิตฮีตไปป์แบบใช้อ้อยบาร.....	42

สารบัญญภาพ (ต่อ)

รูปที่		หน้า
3-12	แสดงขั้นตอนการสร้างฮีตไปป์โดยใช้ปั๊มสูญญากาศแบบที่ 1.....	43
3-13	แสดงระบบการผลิตฮีตไปป์โดยการใช้ปั๊มสูญญากาศแบบที่ 1.....	44
3-14	แสดงระบบการผลิตฮีตไปป์โดยการใช้ปั๊มสูญญากาศแบบที่ 2.....	45
3-15	แสดงภาพฮีตไปป์ที่มีวิกเบอร์ 100.....	48
3-16	แสดงภาพฮีตไปป์ที่มีวิกเบอร์ 120.....	48
3-17	แสดงภาพตัดขวางท่อฮีตไปป์ชุดที่ 2 คือมี Mesh 120.....	49
3-18	แสดงภาพแท่นทดสอบฮีตไปป์.....	51
3-19	แสดงภาพอุปกรณ์ที่ทำการจับยึดให้ฮีตไปป์ทดสอบได้ทุกมุมทดสอบ.....	51
3-20	แสดงภาพอุปกรณ์ที่ให้ความร้อนในส่วนของการทำระเหย.....	52
3-21	แสดงภาพวงจรการให้ความร้อนในส่วนของการทำระเหย.....	53
3-22	แสดงภาพปั๊มในส่วนของการทำระเหย.....	53
3-23	แสดงภาพเจ็ทเกิดของส่วนที่ทำระเหยและส่วนที่ควบแน่นที่ทำมาจาก แผ่นเหล็กอาบสังกะสี.....	54
3-24	แสดงภาพแผ่นเหล็กอาบสังกะสีที่นำมาทำเจ็ทเกิด.....	54
3-25	แสดงภาพส่วนที่ควบแน่นและอุปกรณ์ต่างๆ.....	55
3-26	แสดงภาพปั๊มในส่วนที่ควบแน่น.....	55
3-27	แสดงภาพเครื่องอ่านอุณหภูมิหือ DIGICON.....	56
3-28	แสดงภาพเทอร์โมคอปเปิ้ล Type K จำนวน 4 เส้น.....	56
3-29	แสดงภาพเครื่องมือวัดอัตราการไหล.....	57
3-30	แสดงภาพจุดที่ติดตั้งเครื่องวัดอุณหภูมิ.....	57

สารบัญกราฟ

กราฟที่		หน้า
4-1	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างมุมของฮีตไปป์กับค่าอัตรา การถ่ายเทความร้อน Mesh100.....	62
4-2	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างมุมของฮีตไปป์กับค่าอัตรา การถ่ายเทความร้อน Mesh 120.....	63
4-3	กราฟแสดงการเปรียบเทียบระหว่างฮีตไปป์กับค่าอัตราการ ถ่ายเทความร้อนที่มุมต่างๆ.....	64
4-4	กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของค่า Q ที่มุมทดสอบต่างๆ ของ ฮีตไปป์ชุดที่ 1 ซึ่งใช้ Mesh 100.....	65
4-5	กราฟแสดงการเปรียบเทียบระหว่างฮีตไปป์กับค่า k_{eff} ที่มุมฮีตไปป์ต่างๆ โดยที่ค่า k_{eff} นี้คิดมาจากผลต่างอุณหภูมิของน้ำที่ไหลผ่านส่วนของ Condenser กับน้ำที่ไหลผ่านส่วน Evaporator.....	70
4-6	กราฟแสดงการเปรียบเทียบระหว่างฮีตไปป์กับค่า k_{eff} ที่มุมฮีตไปป์ต่างๆ โดยที่ค่า k_{eff} นี้คิดมาจากผลต่างอุณหภูมิของผิวส่วนของ Condenser กับอุณหภูมิผิวส่วนของ Evaporator.....	71
4-7	กราฟแสดงค่า Heat Flux ที่มุมฮีตไปป์ต่างๆของงานวิจัยนี้เปรียบเทียบกับงานวิจัยอื่น....	72

คำอธิบายสัญลักษณ์

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
A	พื้นที่	m^2
A_v	พื้นที่ในส่วนของโพรงของฮีตไปป์	m^2
A_w	พื้นที่ของวิกของฮีตไปป์ (Wick Cross section area)	m^2
c_p	ค่าความดันจำเพาะที่ความดันคงที่	J/kg.K
d	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของลวดตาข่าย	m
d_i	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางข้างในของท่อทองแดง	m
d_o	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางข้างนอกของท่อทองแดง	m
d_v	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของโพรงข้างในฮีตไปป์	m
g	ค่าความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก	m/s^2
h_{fg}	ค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ	kJ/kg
k	ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน	W/m.K
K	Wick Permeability	
k_w	สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของวัสดุที่ใช้ทำวิก	W/m.K
k_e	ค่า Thermal conductivity of the saturated wick	W/m.K
k_{eff}	ค่า Effective thermal conductivity	W/m.K
L_a	ค่าความยาวของส่วน Adiabatic	m
L_c	ค่าความยาวของส่วนของการควบแน่น	m
L_E	ค่าความยาวของส่วนของการระเหย	m
L_{eff}	ค่าความยาว effective ของฮีตไปป์	m
\dot{m}	อัตราการไหล	kg/s
M	ค่าตัวเลข เมอริท นัมเบอร์	kW/cm^2
N	ค่าของ Mesh number	
ΔP_c	การสูญเสียความดันเนื่องจากแรง Capillary ภายในฮีตไปป์	N/m^2
ΔP_e	การสูญเสียความดันภายในของวิกภายในฮีตไปป์	N/m^2
ΔP_g	การสูญเสียความดันเนื่องจากแรงโน้มถ่วงภายในฮีตไปป์	N/m^2
ΔP_v	การสูญเสียความดันเนื่องจากไอของไหลใช้งานภายในฮีตไปป์	N/m^2

คำอธิบายสัญลักษณ์ (ต่อ)

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
P_{Pm}	Maximum effective pumping	N/m^2
Q	ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน	W
$Q_{b,max}$	ค่าความร้อนสูงสุดของขีดจำกัดการเดือด	W
$Q_{c,max}$	ค่าความร้อนสูงสุดของขีดจำกัดของแรงคาปิลลารี	W
$Q_{e,max}$	ค่าความร้อนสูงสุดของขีดจำกัดของ Entrainment	W
$Q_{e,max}$	ค่าความร้อนสูงสุดของขีดจำกัดของเสียง	W
r_c	ค่าของรัศมีของแรงคาปิลลารี	m
T	ค่าของอุณหภูมิ	$^{\circ}C, K$
T_w	ค่าอุณหภูมิผนังภายในฮีตไปป์	$^{\circ}C, K$
t_w	ค่าความหนาของวิก	m
ρ	ความหนาแน่นของของไหล	kg/m^3
μ	ค่าความหนืดของของไหล	kg/m.s
ψ	ค่าของมุม inclination เทียบกับแนวราบ	degree

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

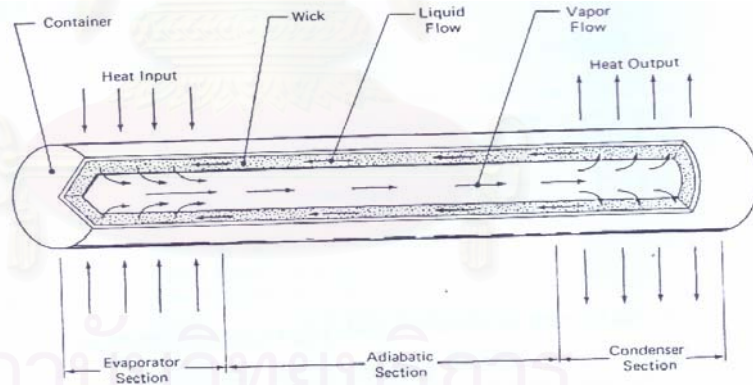
บทที่ 1

บทนำ

เนื่องด้วยในปัจจุบันของประเทศไทยมีการใช้พลังงานกันมากขึ้นทุกวันๆ และพลังงานที่ใช้ไปนั้นไม่สามารถใช้ประโยชน์ทั้งหมด ส่วนหนึ่งจะสูญเสียออกมาในรูปของความร้อนเหลือทิ้ง(waste heat) โดยประเทศไทยได้สูญเสียค่าใช้จ่ายไปจำนวนมาก ดังนั้นจึงควรจะได้มีการนำความร้อนเหลือทิ้งดังกล่าวมาใช้ให้เกิดประโยชน์มากที่สุดอุปกรณ์ชนิดหนึ่งที่สามารถนำพลังงานจากความร้อนเหลือทิ้ง(waste heat) กลับมาใช้ประโยชน์ซึ่งสามารถทำงานได้โดยไม่ต้องอาศัยพลังงานไฟฟ้าหรือเชื้อเพลิงใดๆ ในการทำงานคือฮีตไปป์ ฮีตไปป์ทำงานโดยอาศัยปรากฏการณ์ธรรมชาติที่เรียกว่า Capillary Effect

ฮีตไปป์เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดหนึ่งซึ่งสามารถทำงานที่ผลต่างอุณหภูมิมีน้อยมากและให้อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงมาก

ฮีตไปป์ประกอบด้วย 3 ส่วนสำคัญคือ ท่อ (tube) วิก (wick) และ ของไหลใช้งาน (working fluids) ซึ่งทั้ง 3 ส่วนนี้จะมาประกอบกันเป็น ฮีตไปป์ ซึ่งสามารถทำงานในช่วงอุณหภูมิที่แตกต่างกันแล้วตามสภาวะ ลักษณะงานที่จะนำไปใช้



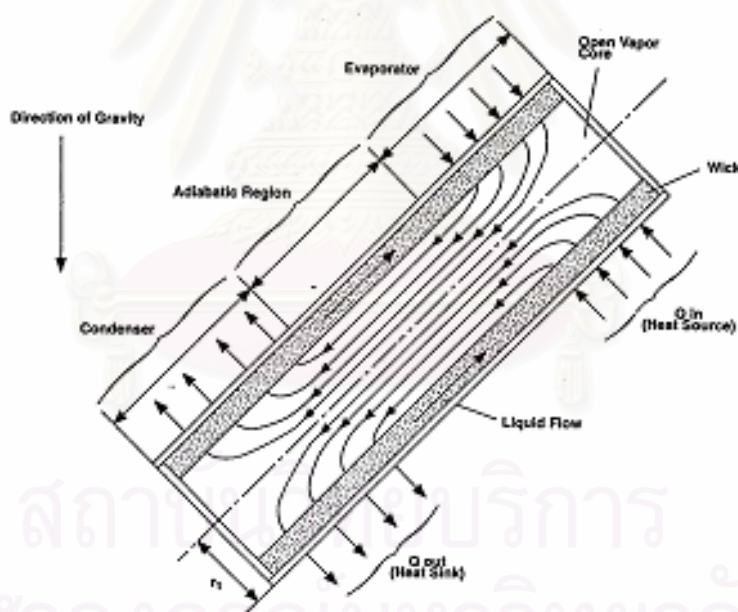
รูปที่ 1-1 ส่วนประกอบของ ฮีตไปป์

ฮีตไปป์ คือ อุปกรณ์ที่สามารถนำความร้อนจาก Heat Source ไปสู่ Heat Sink ได้อย่างมีประสิทธิภาพแบบ Passive ไม่มีชิ้นส่วนเคลื่อนที่และมีลักษณะเป็น Super Conductor ประเภทหนึ่งเนื่องจากคุณสมบัติเด่นดังกล่าวนี้ จึงทำให้ฮีตไปป์เป็นอีกทางเลือกหนึ่งที่จะถูกนำมาพัฒนา และออกแบบเพื่อสามารถนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ประโยชน์

หลักการทํางาน

ฮีตไปป์ เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งทํางานโดยอาศัย ทฤษฎีเกี่ยวกับ Capillary Effect ดังแสดงในรูปที่ 1-2 ฮีตไปป์ประกอบด้วยส่วนที่สำคัญๆ 3 อย่างคือ ตัวท่อ โครงสร้างวิก และ ของไหลใช้งาน ฮีตไปป์แบ่งส่วนทํางานออกได้เป็นเป็น 3 ส่วนคือ ส่วนคอนเดนเซอร์(Condenser section) , ส่วนอีแวพอเรเตอร์(Evaporator section) และ ส่วนที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อน (Adiabatic section)

การทํางานของ ฮีตไปป์ เมื่อส่วนอีแวพอเรเตอร์ของ ฮีตไปป์ ได้รับความร้อนทำให้ของไหลใช้งานเกิดการระเหยตัวกลายเป็นไอแล้วไหลไปสู่ส่วนคอนเดนเซอร์ จากนั้น ของไหลใช้งานจะทำการคายความร้อนแล้วเกิดการกลั่นตัวกลายเป็นของเหลวแล้วไหลไปตามวิก (Wick) กลับไปที่ส่วนอีแวพอเรเตอร์ใหม่ ของไหลใช้งานไหลจากส่วนคอนเดนเซอร์ มาสู่ส่วนอีแวพอเรเตอร์ได้โดยอาศัย แรงทางคาพิลลารี (Capillary action)



รูปที่ 1-2 แสดงลักษณะการทํางานของ ฮีตไปป์

เคล็ดลับของเทคโนโลยีนี้คือการออกแบบให้ภายในท่อสามารถแยกสารที่เป็นของเหลวออกจากสารที่เป็นไอ เนื่องจากการเคลื่อนตัวของสารทั้งสองสถานะนี้เคลื่อนที่ในทิศทางตรงข้ามกัน โดยวิธีการแยกสารที่เป็นของเหลวและไ้ออกจากกันนี้ โดยทั่วไป

อาศัยตะแกรงตาละเอียดม้วนเป็นท่อใส่ซ้อนเข้าไปภายในท่อ เพื่อแยกของเหลวที่เกาะอยู่ที่ผิวภายในของท่อออกจากไอ โดยแผ่นตะแกรงนี้เป็น วิก ชนิดหนึ่ง

เงื่อนไขที่ ฮีตไปป์ จะทำงานได้อย่างต่อเนื่องในสภาวะคงที่ คือ หัวน้ำ (Water Head) สูงสุด หรือ $(\Delta P_c)_{max}$ หรือ Maximum Capillary Pumping Head ที่สามารถดูดขึ้นได้โดยแรงคาพิลารีจะต้องมีขนาดมากกว่าค่าการสูญเสียความดันรวมของภายในท่อถ้าเงื่อนไขดังกล่าวนี้ไม่เป็นจริง วิกในช่วงการระเหยจะแห้งตัวหมด (เรียกว่า Dry Out) และจะไม่ทำงาน โดยการสูญเสียความดันที่ลดลงนี้ประกอบด้วย การสูญเสียของ 3 ส่วน

1. การสูญเสียของความดันที่เกิดจากการไหลของของไหลใช้งานย้อนกลับจาก ส่วนของคอนเดนเซอร์กลับมาสู่ส่วนของอีแวพอเรเตอร์ (ΔP_c)
2. การสูญเสียของความดันที่เกิดจากการไหลของไอ จากส่วนของอีแวพอเรเตอร์ ไปสู่ส่วนของคอนเดนเซอร์ (ΔP_v)
3. การสูญเสียของความดันเนื่องจากความแตกต่างกันของระดับระหว่างส่วนของ คอนเดนเซอร์ กับ อีแวพอเรเตอร์ (ΔP_g)

ดังแสดงในสมการคือ (Frank ,and Mark, 2001)

$$(\Delta P_c)_{max} \geq \Delta P_c + \Delta P_v + \Delta P_g$$

นอกจากนี้ การนำฮีตไปป์ไปใช้งานยังต้องให้ท่อมีความยาวเพิ่มขึ้น สามารถขดเป็นรูปคอยล์ได้หรือขดไปตามที่ต้องการได้

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ลักษณะเด่น

ฮีตไปป์ มีสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่ดีเลิศกว่าสมรรถนะที่เคยพบเห็นในการนำความร้อนผ่านของแข็ง ลักษณะเด่นของ ฮีตไปป์ มีดังต่อไปนี้

1. “สภาพการนำความร้อนประสิทธิผล (Effective Thermal Conductivity) มีค่าสูงมาก ”
2. “มีความสามารถถ่ายเทฟลักซ์ความร้อน (Heat Flux)สูง”
3. “มีความสม่ำเสมอ (เท่ากัน) ของอุณหภูมิผิว”ในระหว่างที่ทำงานอุณหภูมิของช่วงของการควบคุมของฮีตไปป์จะเท่ากัน ถ้าหากว่าที่จุดใดจุดหนึ่งเกิดมีอุณหภูมิต่ำลงที่บริเวณนั้นจะเกิดการควบคุมของไอเพิ่มขึ้น ทำให้คงอุณหภูมิให้เท่ากันตลอดได้
4. “มีคุณสมบัติเป็น Variable Conductance or Variable Heat Resistance” โดยการเติมก๊าซเฉื่อย แล้วอาศัยการเปลี่ยนแปลงปริมาณก๊าซ แม้ว่าความร้อนที่จะป้อนเข้าจะเปลี่ยนแปลงไปมาก ผิวสัมผัสระหว่างก๊าซเฉื่อยกับไอก็จะเคลื่อนที่ตาม ทำให้พื้นที่ถ่ายเทความร้อนของช่วงการควบคุมเปลี่ยนตามไปด้วย ผลก็คือ ความดันภายในจะถูกรักษาให้มีค่าคงที่ และสามารถควบคุมอุณหภูมิของไอให้คงที่ได้
5. “การตอบสนองเชิงความร้อน (Thermal Response) ดี ” เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นในรูปของความร้อนแฝง การตอบสนองเชิงความร้อนจึงดี และสามารถรับการเปลี่ยนแปลงของแหล่งความร้อนได้อย่างรวดเร็ว
6. “สามารถแยกช่วงการรับความร้อน และ ช่วงการคายความร้อนให้ออกห่างได้” เนื่องจาก ฮีตไปป์ สามารถถ่ายเทความร้อนปริมาณสูงไปไกลๆ ได้ ดังนั้นจึงได้เปรียบเทียบในการขนส่งความร้อนออกจากตำแหน่งที่ดึงความร้อนได้ยาก เช่น จากที่แคบมากๆ
7. “โครงสร้างง่ายๆ น้ำหนักเบา และ รูปร่างกระทัดรัด”
8. “ไม่ต้องทำการบำรุงรักษา (Maintenance Free)” เนื่องจากไม่ได้ใช้ปั๊มบี ในการส่งถ่ายความร้อน ดังนั้นความถี่ในการบำรุงรักษาจึงน้อย ความเชื่อถือได้ (Reliability) สูง และ ไม่มีเสียงดัง (Noise)

9. “สามารถทำงานได้ในที่ไร้แรงโน้มถ่วง” สามารถใช้งานในยานอวกาศ ดาวเทียม เป็นต้น

ในปัจจุบันประเทศไทยได้มีการนำฮีตไปป์มาใช้งานกันบ้างแล้วแต่ราคาของฮีตไปป์มีราคาค่อนข้างสูงข้อมูลทางการออกแบบฮีตไปป์ถือเป็นความลับทางการค้าดังนั้นจึงควรมีการศึกษาหาข้อมูลในการออกแบบและสร้างฮีตไปป์ที่ไม่ซับซ้อนเกินไปนักและมีความเหมาะสมสำหรับใช้งานในอุตสาหกรรมในประเทศไทยเพื่อช่วยในการประหยัดพลังงาน และ การใช้พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพ

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้งานโดยอาศัยปรากฏการณ์ capillary effect มีอยู่สองอย่างด้วยกันคือ Heat pipe และ Thermosiphon โดยทั้งสองอย่างนี้ต่างกันตรงที่ฮีตไปป์มีส่วนของวิกอยู่แต่เทอร์โมไซฟอนไม่มี ซึ่งอาจจะพอกกล่าวได้ว่าฮีตไปป์น่าจะมีประสิทธิภาพที่สูงกว่าเทอร์โมไซฟอน ในส่วนของวิกนี้มีด้วยกันหลายแบบแต่เนื่องด้วยวิกที่มีอยู่ปัจจุบันสามารถทำการสร้างได้ยากและมีความสลับซับซ้อน ดังนั้นจึงควรออกแบบและสร้างวิกที่สามารถสร้างได้ง่ายและสามารถทำงานได้ดีและมีประสิทธิภาพที่มากกว่าเทอร์โมไซฟอน

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้จึงทำการศึกษาและพัฒนาโครงสร้างของวิกให้สามารถสร้างฮีตไปป์มาใช้งานได้เองในระดับของอุตสาหกรรมโดยการสร้างวิกแบบง่ายๆและมีประสิทธิภาพการใช้งานที่ดีเพื่อช่วยในการใช้งานในอุตสาหกรรม โดยการนำความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้งานหรือนำไปใช้งานประกอบกับอุปกรณ์อื่น เช่น คอยล์เย็น เพื่อช่วยให้คอยล์เย็นสามารถกำจัดน้ำออกจากระบบได้เพิ่มขึ้นทำให้ความชื้นที่มีอยู่ในระบบลดลง การที่ในงานวิจัยนี้มุ่งเน้นที่จะให้อุตสาหกรรมสามารถนำไปสร้างและใช้งานก็เนื่องด้วย การที่เราสามารถลดการใช้พลังงานได้น้อยลงนำไปสู่การลดต้นทุน เพื่อสินค้าสามารถแข่งขันกับต่างประเทศและเพื่อพัฒนาประเทศต่อไป

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

1.1 วัตถุประสงค์ของวิทยานิพนธ์

เพื่อศึกษารูปแบบวิกและข้อมูลสมรรถนะของฮีตไปป์แบบมีวิกสำหรับใช้ในการออกแบบและสร้างฮีตไปป์

1.2 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์

1. ทำการออกแบบและสร้างฮีตไปป์ที่ใช้วิกที่มีโครงสร้างซึ่งสร้างได้สะดวก
2. ทำการออกแบบและสร้างชุดทดลองเพื่อหาค่าประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์และหาค่า k_{eff}
3. ประมวลผลและทดลองเพื่อนำเสนอในรูปแบบที่สามารถใช้ในการออกแบบ

1.3 ขั้นตอนในการดำเนินงาน

1. ศึกษาและรวบรวมข้อมูลและอุปกรณ์ฮีตไปป์โดยมุ่งเน้นด้านการออกแบบ
2. คำนวณและออกแบบส่วนประกอบต่างๆของฮีตไปป์ให้เหมาะสมกับสภาวะใช้งาน
3. ทำการสร้างฮีตไปป์และติดตั้งอุปกรณ์การวัดเพื่อทดสอบและเก็บข้อมูล
4. นำข้อมูลจากการทดลองไปวิเคราะห์และนำเสนอในรูปแบบที่เหมาะสม
5. สรุปผลการทดลองและจัดทำรายงานฉบับสมบูรณ์

1.4 ผลที่คาดว่าจะได้รับ

1. ได้ข้อมูลที่สามารถใช้ในการออกแบบและสร้างฮีตไปป์ซึ่งมีประสิทธิภาพและเหมาะสมกับช่วงอุณหภูมิใช้งาน

บทที่ 2

ทฤษฎีและการคำนวณฮีตไปป์

ทฤษฎี

ฮีตไปป์ เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งทำงานโดยอาศัย ทฤษฎีเกี่ยวกับ Capillary effect ฮีตไปป์ประกอบด้วยส่วนที่สำคัญๆ 3 อย่างคือ ตัวท่อ โครงสร้างวิก และ ของไหลใช้งาน ฮีตไปป์แบ่งออกได้เป็นเป็น 3 ส่วนคือ ส่วนคอนเดนเซอร์(Condenser section) , ส่วนอีแวพอเรเตอร์ (Evaporator section) และ ส่วนที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อน (Adiabatic section)

การทำงานของ ฮีตไปป์ เมื่อส่วนอีแวพอเรเตอร์ของ ฮีตไปป์ ได้รับความร้อนทำให้ของไหลใช้งานเกิดการระเหยตัวกลายเป็นไอแล้วไหลไปสู่ส่วนคอนเดนเซอร์ จากนั้น ของไหลใช้งาน จะทำการคายความร้อนแล้วเกิดการกลั่นตัวกลายเป็นของเหลวแล้วไหลไปตามวิก (Wick) กลับไปที่ ส่วนอีแวพอเรเตอร์ใหม่ ที่ของไหลใช้งานไหลจากส่วนคอนเดนเซอร์มาสู่ส่วนอีแวพอเรเตอร์ได้ โดยอาศัย แรงทางคาพิลารี (Capillary action)

ต่อไปนี้จะกล่าวถึงหลักการในการเลือกองค์ประกอบทั้งสามส่วนและหลักการในการวิเคราะห์การทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีตไปป์

2.1 การเลือกของไหลใช้งาน

ขั้นตอนแรกในการเลือกของไหลใช้งานที่เหมาะสม ต้องคำนึงถึงช่วงของอุณหภูมิที่ใช้งานว่าเหมาะสมกับของไหลใช้งานชนิดใด จากตารางที่ 2-1 และ 2-2 จะเห็นว่าที่ช่วงของอุณหภูมิหนึ่งสามารถเลือกของไหลใช้งานได้มากกว่า 1 ชนิด ดังนั้นต้องดูคุณสมบัติอื่นๆ มาพิจารณา เพื่อเลือกของไหลใช้งานที่เหมาะสมที่สุด

ตารางที่ 2-1 ตารางการเลือกของไหลใช้งาน (Dunn and Reay, 1978)

Medium	Melting point (°C)	Boiling point at atmos. Press. (°C)	Useful range (°C)
Helium	-272	-269	จาก -271 ถึง - 269
Nitrogen	-210	-196	จาก -203 ถึง - 160
Ammonia	-78	-33	จาก -60 ถึง 100
Freon 11	-111	24	จาก -40 ถึง 120
Pentane	-130	28	จาก -20 ถึง 120
Freon 113	-35	48	จาก -10 ถึง 100
Acetone	-95	5	จาก 0 ถึง 120
Methanol	-98	64	จาก 10 ถึง 130
Flutec PP2*	-50	76	จาก 10 ถึง 160
Ethanol	-112	78	จาก 0 ถึง 130
Heptane	-90	98	จาก 0 ถึง 150
Water	0	100	จาก 30 ถึง 200
Flutec PPg*	-70	160	จาก 0 ถึง 225
Thermex	12	257	จาก 150 ถึง 395
Mercury	-39	361	จาก 250 ถึง 650
Caesium	29	670	จาก 450 ถึง 900
Potassium	62	774	จาก 500 ถึง 1000
Sodium	98	892	จาก 600 ถึง 1,200
Lithium	179	1,340	จาก 1,000 ถึง 1,800
Silver	960	2,212	จาก 1,800 ถึง 2,300

* ในกรณีที่ต้องใช้ฉนวนทางไฟฟ้า

ตารางที่ 2-2 ตารางการเลือกของไหลใช้งาน (Frank and Mark, 2001)

Temperature Range (K)	Working Fluid	Vessel Material	Measured Axial Heat Flux ^a (W/cm ²)	Measured Surface Heat Flux ^a (W/cm ²)
230 - 400	Methanol ^b	Copper, nickel, Stainless steel	0.45 at 373 K	75.5 at 373 K
280 - 500	Water	Copper, nickel	0.67 at 473 K	146 at 443 K
360 - 850	Mercury ^c	Stainless steel	25.1 at 533 K	181 at 533 K
673 - 1,073	Potassium	Nickel, Stainless steel	5.6 at 1,023 K	181 at 1,023 K
773 - 1,173	Sodium	Nickel, Stainless steel	9.3 at 1,123 K	224 at 1,033 K

^a Varies with temperature

^b Using threaded artery wick

^c Based on sonic limit in heat pipe

ปัจจัยพื้นฐานที่จะต้องนำมาประกอบการพิจารณาเลือกของไหลใช้งานมีดังต่อไปนี้

1. ความเหมาะสมกับวัสดุที่ใช้ทำท่อ
2. เสถียรภาพเชิงความร้อน
3. ความสามารถในการเกาะเปืยกกับวัสดุที่ใช้ทำท่อและแรงดึงผิว
4. ความดันไอในช่วงอุณหภูมิใช้งาน
5. ค่าความร้อนแฝงในการกลายเป็นไอ
6. ค่าการนำความร้อน
7. ค่าความหนืดของของเหลวและไอ
8. จุดแข็งตัวและจุดไหลต่างจากอุณหภูมิใช้งานในช่วงที่ยอมรับได้

2.1.1 ความเหมาะสมกับวัสดุที่ใช้ทำท่อ

จะต้องพิจารณาถึงความเหมาะสมของของไหลใช้งานกับวัสดุที่ใช้ทำท่อ ว่าทำปฏิกิริยากันหรือไม่ส่วนรายละเอียดในการพิจารณาความเหมาะสมกับการเลือกวัสดุที่ใช้ทำท่อ จะกล่าวในหัวข้อต่อไป

2.1.2 เสถียรภาพเชิงความร้อน

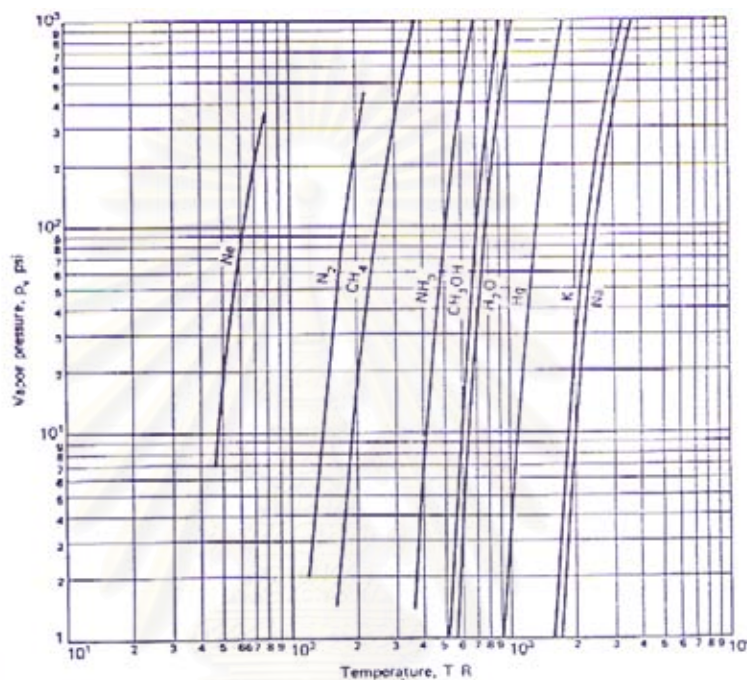
สิ่งหนึ่งที่ควรคำนึงถึง คือการสลายตัวของสารพวกอินทรีย์ ซึ่งอาจเกิดขึ้นเนื่องจากความร้อน ดังนั้นจึงควรเลือกของไหลใช้งานที่มีเสถียรภาพเชิงความร้อนสูงในช่วงอุณหภูมิใช้งานที่ต้องการ

2.1.3 ความสามารถในการเกาะเปืยกของวัสดุที่ใช้ทำท่อ

ความสามารถในการเปืยกของวัสดุที่ใช้ทำท่อ หมายถึง การที่ของไหลใช้งานจะต้องเกาะเปืยกผิวของวัสดุที่ใช้ทำท่อได้ดี นั่นคือ มุมสัมผัสระหว่างผิวของหยดของไหล กับวัสดุที่ใช้ทำท่อมีค่าสูง

2.1.4 ความดันไอในช่วงอุณหภูมิใช้งาน

ความดันไอของของไหลใช้งานตลอดช่วงอุณหภูมิที่ใช้งาน จะต้องมีค่าสูงเพียงพอ ต้องพยายามหลีกเลี่ยงไม่ให้ไอของของไหลใช้งานมีความเร็วน้อยเกินไป ซึ่งจะทำให้ความแตกต่างของอุณหภูมิตามแนวท่อฮีตไปป์สูง อย่างไรก็ตามความดันไอในท่อฮีตไปป์ก็ไม่ควรสูงมากนักเพราะจะทำให้ต้องใช้ผนังของฮีตไปป์หนาดังรูปที่ 2.-1



รูปที่ 2-1 ค่าความดันไอกับอุณหภูมิของของไหลใช้งานในฮีตไปป์ (Chi, 1976)

$$(1 \text{ psi} = 6.895 \times 10^3 \text{ N/m}^2, 1 \text{ R} = 0.5556 \text{ K})$$

2.1.5 ค่าความร้อนแฝงในการกลายเป็นไอ

ของไหลที่มีค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอสูง จะสามารถถ่ายเทความร้อนได้ในอัตราสูง และมีอัตราการไหลของของไหลใช้งานต่ำ นำไปสู่ การลดลงของการสูญเสียความดัน (pressure drop) ด้วย

2.1.6 การนำความร้อนสูง

ของไหลใช้งานควรมีค่าการนำความร้อนสูง ซึ่งจะนำไปสู่ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวรัศมีของท่อมืดต่ำ

2.1.7 ค่าความหนืดของของเหลวและไอ

ของไหลใช้งานทั้งในสถานะของเหลวและไอ ควรมีค่าความหนืดต่ำ เพื่อจะทำให้การไหลของของไหลใช้งาน เกิดการไหลเวียนได้เร็ว เนื่องจากความต้านทานของการไหลมีค่าน้อย

2.1.8 จุดแข็งตัว และจุดไหล

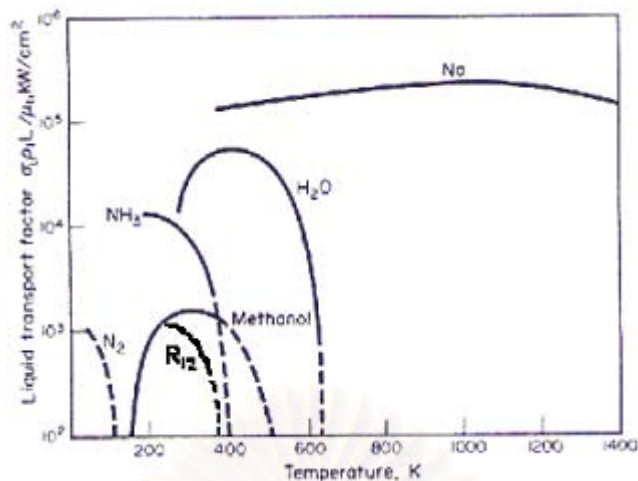
ของไหลใช้งานจะต้องมีสถานะเป็นของเหลว และมีจุดไหล (pour point) ห่างจากช่วงของอุณหภูมิใช้งานมากพอ เพื่อให้ของเหลวที่ควบแน่นในช่วงการควบแน่นสามารถไหลกลับสู่ช่วงการระเหยได้ทัน

ในกรณีที่มีของไหลใช้งานให้เลือกใช้งาน ได้มากกว่าหนึ่งชนิด เราอาจใช้ตัวเลขเมอริท (Merit Number, M) หรือ Liquid Transport Factor เป็นเกณฑ์ในการเลือกสารที่ทำให้การถ่ายเทความร้อนสูงคั้งนี้ (Dunn, and Reay, 1978)

$$M = \frac{\rho_l \sigma h_{fg}}{\mu_l} \quad (1)$$

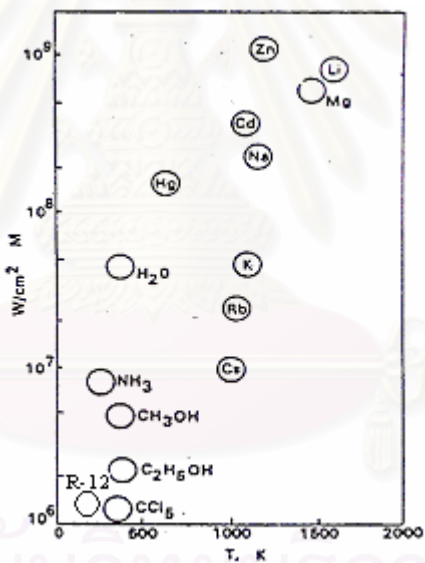
เมื่อ	ρ_l	=	ความหนาแน่นของของไหลใช้งานในรูปของของเหลว
	σ	=	ค่าแรงดึงผิวของของไหลใช้งาน
	h_{fg}	=	ค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอของของไหลใช้งาน
	μ_l	=	ค่าความหนืดของของไหลใช้งานในช่วงของของเหลว

นอกจากประเด็นต่างๆข้างต้น สิ่งที่ต้องคำนึงประการต่อมาคือ ราคา และความยากง่ายในการจัดหาเชิงพาณิชย์ในรูปที่ 2.2 จะแสดงถึงค่า เมอริท ของของไหลใช้งานต่างๆ ซึ่งค่าเหล่านี้สามารถคำนวณมาจากสมการที่ 1 และจากรูปที่ 2.3 จะแสดงค่าเมอริท ที่จุดเดือดของของไหลใช้งานต่างๆ ที่ความดันบรรยากาศ ส่วนในตารางที่ 2.3 แสดงถึงค่าการเปรียบเทียบกันระหว่าง จุดเดือด ช่วงอุณหภูมิการใช้งาน การเลือกวิกและตัวท่อของฮีตไปป์ กับค่าเมอริท เพื่อสะดวกในการพิจารณา



* R-12 ได้เพิ่มเข้าไปในรูป

รูปที่ 2-2 ค่าตัวเลขเมอริทในการเลือกของไหลใช้งาน (Dunn and Reay, 1978)



* R-12 ได้เพิ่มเข้าไปในรูป

รูปที่ 2-3 ค่าเมอริทจุดเดือดของของไหลใช้งานต่างๆ ที่ความดันบรรยากาศ (Dunn and Reay, 1978)

ตารางที่ 2-3 ค่าของจุดเดือดของของไหลใช้งานในช่วงอุณหภูมิ -200 ถึง 1500 °C

Normal Operating Temperature range °C	Working Fluid	Properties at atmospheric pressure		Suitable material for shell and wick
		Boiling point °C	Liquid transport factor kW/m ²	
-200 to -170	Nitrogen	-196	9x10 ⁶	Stainless steel
-70 to +50	Ammonia	-33	1x10 ⁸	Stainless steel, nickel, aluminum
-60 to +40	Freon 12	-30	1x10 ⁷	Stainless steel, copper
-30 to +100	Methanol	65	5x10 ⁷	Copper
+10 to +200	Water	100	5x10 ⁸	Copper, nickel
190 to 500	Mercury	356	2x10 ⁹	Stainless steel
400 to 800	Potassium	760	5x10 ⁸	Stainless steel
500 to 900	Sodium	883	2x10 ⁹	Stainless steel
900 to 1500	Lithium	1330	8x10 ⁹	Tantalum, TZM

ในการทดสอบนี้ได้ทำการเลือกของไหลใช้งานคือ R-12 ซึ่งเหตุผลที่ตัดสินใจเลือกเพราะ

1. สาร R-12 มีค่าเมอริทพอใช้ได้และอยู่ในช่วงการใช้งาน
2. สาร R-12 สามารถเติมได้ง่ายและหาซื้อง่ายราคาไม่สูงและไม่ทำปฏิกิริยากับท่อทองแดง
3. สาร R-12 มีความปลอดภัยสูงในการใช้งานคือมีความดันในท่อฮีตไปป์ไม่สูงเมื่อเทียบกับสารทำความเย็นชนิดอื่นๆ

2.2 การเลือกวัสดุที่ใช้ทำท่อฮีตไปป์

หน้าที่ของท่อฮีตไปป์คือ แยกของไหลใช้งานจากของไหลภายนอก ดังนั้นตัวท่อฮีตไปป์ต้องสามารถทนต่อความดันภายในท่อ และภายนอกท่อได้ และสามารถทำการถ่ายเทความร้อนจากภายนอกเข้าสู่ภายในได้ดี นั่นคือมีค่าสภาพนำความร้อนสูง

ในการเลือกวัสดุที่จะนำมาทำท่อ จะต้องพิจารณาปัจจัยต่อไปนี้

1. ความเหมาะสมกันระหว่างวัสดุที่ใช้ทำท่อกับของไหลใช้งานที่อยู่ภายใน และกับของไหลภายนอก
2. อัตราส่วนของความแข็งแรงต่อน้ำหนักของวัสดุที่จะใช้ทำตัวท่อ
3. การนำความร้อนของวัสดุที่ใช้ทำท่อ
4. ความยากง่ายในการขึ้นรูป การเชื่อม
5. ความสามารถในการเกาะเปื้อนของของไหลใช้งานที่อยู่ภายในและของไหลภายนอกกับวัสดุที่ใช้ทำท่อ

2.2.1 ความเหมาะสมกันระหว่างวัสดุที่ใช้ทำท่อของไหลใช้งานที่อยู่ภายในและกับของไหลภายนอก

การพิจารณาเลือกวัสดุที่ใช้ทำท่อนั้น จะต้องพิจารณาถึงความเหมาะสมของวัสดุและของไหลทั้ง 2 ด้าน โดยจะพิจารณาถึงการกัดกร่อนเป็นประเด็นสำคัญดังตารางที่ 2-4

ตารางที่ 2-4 การเข้ากันได้ระหว่างท่อของไหลใช้งาน (Chi, 1976)

FLUIDS	Solids					
	Al	Cu	Fe	Ni	Ss ^a 304	Ti
Nitrogen	C ^b	C	C	C	C	
Methane	C	C			C	
Ammonia	C		C		C	
Methanol	I	C	C	C	C	
Water	I	C		C	C ^c	C
Potassium				C		I
Sodium				C	C	I
Freon 12		C			C	

^aSS = Stainless Steel

^bC = Compatible; I = Incompatible; Blank = Data not available

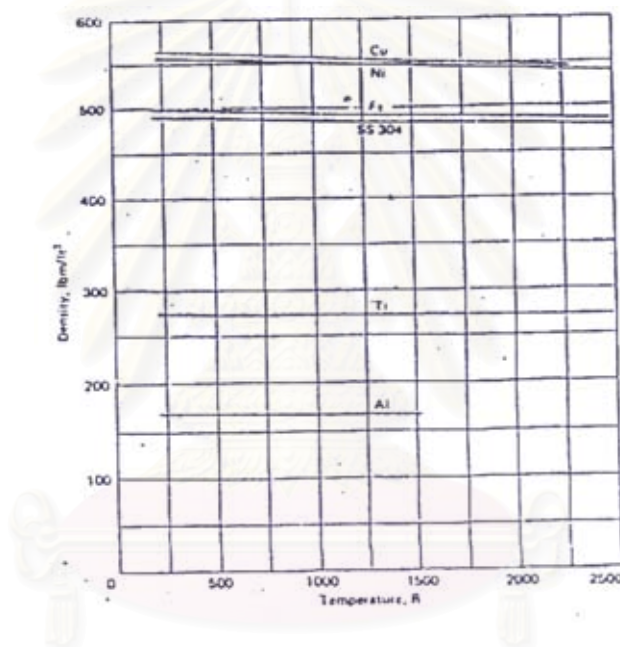
^cPossible hydrogen generation

ปัญหาเกี่ยวกับการเกิดการสร้างก๊าซซึ่งไม่ควบแน่น (non-condensable gas)

การผุกร่อนของวัสดุท่อเพียงเล็กน้อย ก็จะทำให้คุณสมบัติของผิวท่อภายในเปลี่ยนไป ผลก็คือมุมของการเปียกผิวระหว่างของไหลใช้งานกับผิวท่อจะเปลี่ยนไป อีกทั้งยังอาจจะเกิดเศษอนุภาคของของแข็งที่เกิดขึ้นจะกีดขวางการไหลกลับของของไหลใช้งาน หรืออาจเกิดก๊าซที่ไม่ควบแน่นขึ้น ผลก็คือทำให้สมรรถนะของฮีตไปป์ต่ำลง

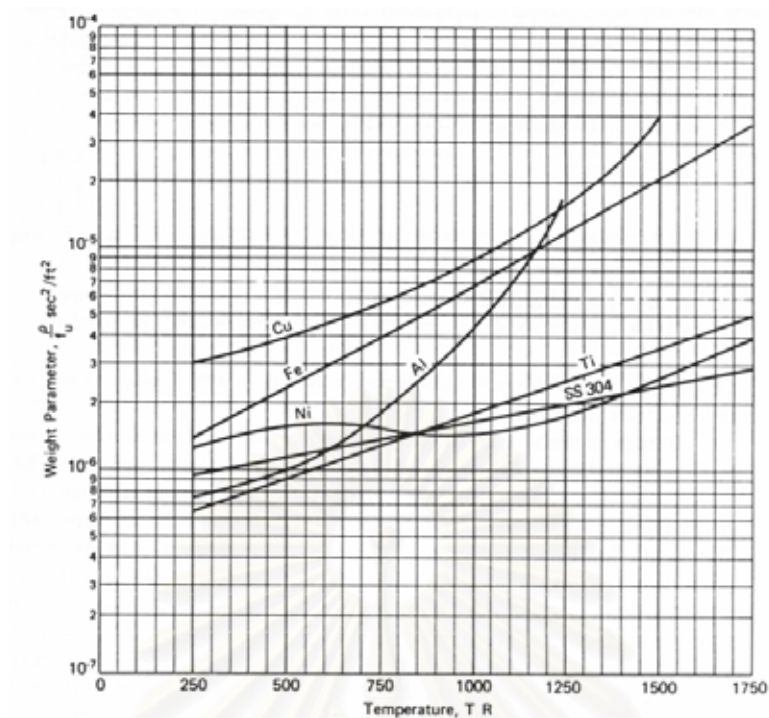
2.2.2 อัตราส่วนของความแข็งแรงต่อน้ำหนักของวัสดุที่ใช้ทำท่อฮีตไปป์

น้ำหนักของวัสดุที่ใช้ ก็เป็นปัจจัยหนึ่งที่ต้องนำมาคิดเพราะอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน จำเป็นต้องใช้ฮีตไปป์จำนวนหลายอัน จะมีกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความหนาแน่นกับ คุณสมบัติของวัสดุต่างๆ ถูกแสดงในรูปที่ 2-4 โดยน้ำหนักรวมของท่อนั้นจะแปรผันตามผลคูณของความหนาของผนังท่อกับความหนาแน่นของวัสดุ แต่ความหนาของท่อที่สามารถทนต่อความดันไอของของไหลใช้งานได้นั้น จะแปรผกผันกับค่าความเค้นแรงดึงสูงสุดของวัสดุ (Ultimate tensile strength, f_u) นั่นคือ น้ำหนักของท่อที่ใช้จะแปรผันตามพารามิเตอร์น้ำหนัก (Weight Parameter, C/f_u) รูปที่ 2-5 แสดงค่าความหนาแน่นและค่าพารามิเตอร์น้ำหนักของวัสดุชนิดต่างๆ



รูปที่ 2-4 ความหนาแน่นของวัสดุที่ใช้ทำท่อชนิดต่างๆ

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

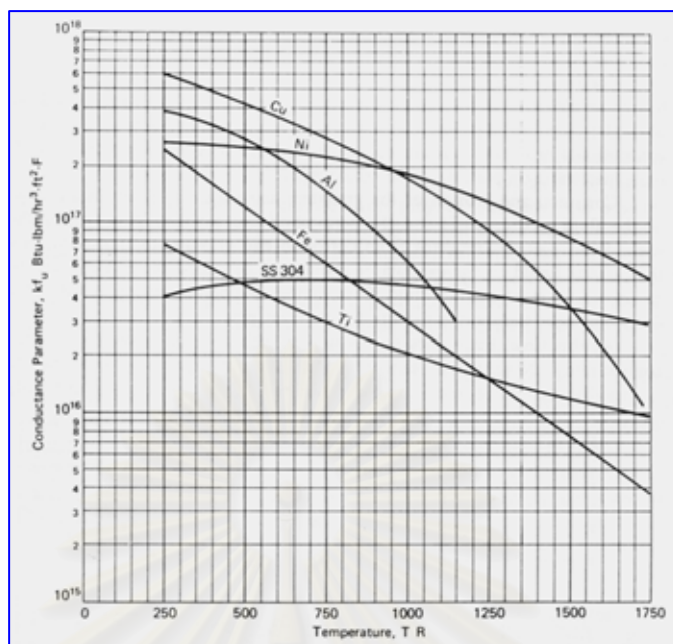


รูปที่ 2-5 ความสัมพันธ์ระหว่าง (ρ / f_u) กับ อุณหภูมิ (Chi, 1976)

2.2.3 การนำความร้อนของวัสดุที่ใช้ทำท่อ

เกรเดียนต์ของอุณหภูมิในแนวรัศมีผ่านวัสดุที่ใช้ทำท่อฮีตไปป์จะแปรผกผันกับค่าสภาพนำความร้อนของวัสดุ (Thermal Conductivity) และค่าความเค้นแรงดึงสูงสุดของวัสดุ (f_u) นั่นคือแปรผกผันกับพารามิเตอร์การนำความร้อน (conductance parameter, kf_u) ดังแสดงในรูปที่ 2-6

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 2-6 ค่า (k_f) ที่อุณหภูมิใช้งานต่างๆของวัสดุ (Chi, 1976)

จากรูปดังกล่าวจะเห็นได้ว่าทองแดงมีค่าพารามิเตอร์การนำความร้อน (k_f) สูงกว่าวัสดุชนิดอื่นๆ ในช่วงอุณหภูมิต่ำกว่า 1,000 R (555.6K) ซึ่งหมายความว่าในช่วงอุณหภูมินี้ทองแดงมีเกรดเดียนต์ของอุณหภูมิน้อยที่สุด

อนึ่งปัจจัยที่สำคัญที่ต้องไม่ลืมคือ ราคาของวัสดุ ปัญหาของความยากง่ายในการขึ้นรูป การเชื่อม และอุปกรณ์ต่างๆที่จะเกิดขึ้นในการสร้างและการนำไปใช้งาน

ในการทดสอบนี้ได้ทำการเลือกท่อทองแดงเนื่องมาจาก

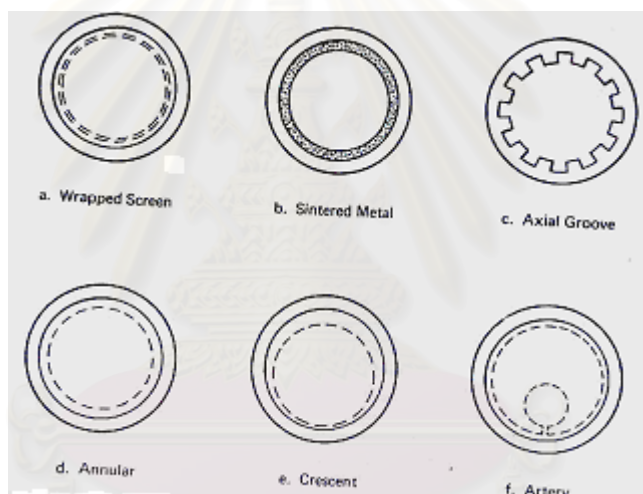
1. ทองแดงนำความร้อน, มีความหนาแน่นสูงและมีความแข็งแรงสูง
2. ทองแดงมีคุณลักษณะการเกาะเปือกที่ดี
3. ทองแดงไม่ทำปฏิกิริยากับของไหลใช้งานคือ R-12
4. ท่อทองแดงมีราคาไม่สูงและสามารถนำมาขึ้นรูปตัด งอ ได้ง่าย

2.3 การเลือกวิก (Wick)

วิกที่ดีควรมีคุณสมบัติการไหลย้อนกลับที่ดื่กล่าวคือ ของไหลใช้งานสามารถไหลจากส่วน
ของคอนเดนเซอร์กลับ ไปสู่ส่วนของอีแวพอเรเตอร์ได้เร็ว

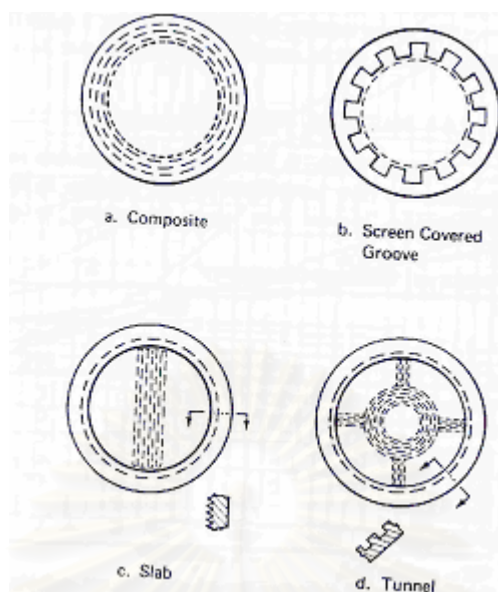
วิกกล้าวโดยกว้างๆ ประกอบด้วย 3 ประเภทใหญ่ๆ คือ

1. SIMPLE HOMO GENEIOUS WICK เป็นวิกที่ประกอบด้วยโลหะชนิดเดียว
 2. CURRENT COMPOSITE WICK เป็นวิกที่ประกอบด้วยโลหะ2ชนิดขึ้นไป
 3. ADVANCED DESIGNS WICK เป็นวิกที่องค์ประกอบที่ซับซ้อน
- โดยที่วิกแต่ละแบบจะมีค่า K (Wick Permeability) ที่แตกต่างกันดังตารางที่ 2-5

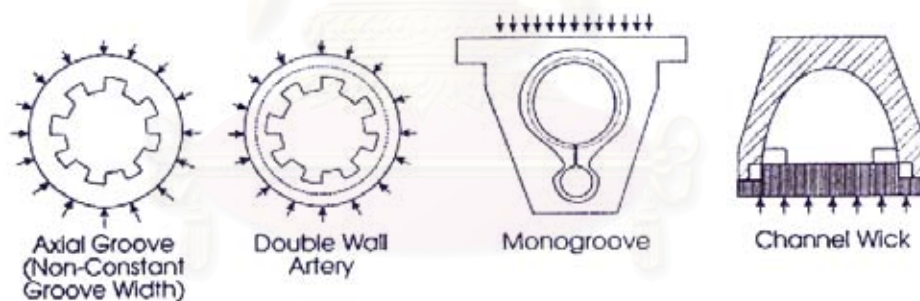


รูปที่ 2-7 ภาพแสดงวิกที่ทำมาจากวัสดุชนิดเดียวกัน

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 2-8 ภาพแสดงวิกที่ทำมาจากวัสดุต่างชนิดมาผสมกัน



รูปที่ 2-9 ภาพแสดงวิกที่มีการออกแบบอย่างซับซ้อน (Perterson, 1994)

ดังนั้นในการจะเลือกวิกแบบไหนมาใช้มักจะขึ้นอยู่กับความสามารถในการประดิษฐ์และลักษณะของการใช้งาน เช่นความสามารถในการตัดโค้งเป็นรูปตัวยูของท่อ

ตารางที่ 2-5 ค่าของ K (Wick Permeability) ของโครงสร้างวิกแบบต่างๆ. (Chi, 1976)

Wick structures	K Expressions
Circular artery	$K = \frac{r^2}{8}$
Open rectangular grooves	$K = \frac{2\epsilon r_{h,l}^2}{(f_l Re_l)} \quad r_{h,l} = \frac{2w\delta}{w + 2\delta}$ $\epsilon = \text{porosity} = \frac{w}{s}$ $s = \text{groove pitch}$ $w = \text{groove width}$ $\delta = \text{groove depth}$ $(f_l Re_l) \text{ from Fig. 2-4}$
Circular annular wick	$K = \frac{2r_{h,l}^2}{(f_l Re_l)} \quad r_{h,l} = r_1 - r_2$ $(f_l Re_l) \text{ from Fig. 2-5}$ $d = \text{wire diameter}$
Wrapped screen wick	$K = \frac{d^2 \epsilon^3}{122(1 - \epsilon)^2} \quad \epsilon = 1 - \frac{1.05\pi Nd}{4}$ $N = \text{mesh number}$
Packed sphere	$K = \frac{r_s^2 \epsilon^3}{37.5(1 - \epsilon)^2} \quad \epsilon = \text{porosity (value depends on packing mode)}$

ในการทดสอบนี้ทำการเลือกวิกคือแบบ Wrapped screen wick หรือ แบบ ตาข่าย โดยตาข่ายที่เลือกมาจาก สแตนเลส ซึ่ง ตาข่ายเบอร์ 100 และ 120 :ซึ่งตาข่ายที่เลือกนี้ สามารถหาซื้อได้ง่าย ไม่ทำปฏิกิริยากับของไหลใช้งานและท่อ และมีคุณลักษณะของแรง Capillary ได้ดี

2.4 การสูญเสียความดัน (Pressure Drop)

การที่ฮีตไปป์จะสามารถทำงานได้นั้นค่าของ Maximum capillary pumping head (ΔP_c) max จะต้องมีค่ามากกว่าค่าการสูญเสียความดันรวม โดยการสูญเสียความดันที่ลดลงนี้ประกอบด้วย การสูญเสียของ 3. ส่วน

1. การสูญเสียของความดันที่เกิดจากการไหลของของไหลใช้งานย้อนกลับจากส่วนของคอนเดนเซอร์กลับมาสู่ส่วนของอีแวพอเรเตอร์ (ΔP_c)

2. การสูญเสียของความดันที่เกิดจากการไหลของไอ จากส่วนของอีแวพอเรเตอร์ไปสู่ ส่วนของคอนเดนเซอร์ (ΔP_c)

3. การสูญเสียของความดันเนื่องจากความแตกต่างกันของระดับระหว่างส่วนของคอนเดนเซอร์ กับ อีแวพอเรเตอร์ (ΔP_g)

ซึ่งสามารถเขียนแสดงในรูปสมการดังต่อไปนี้ (Frank and Mark, 2001)

$$(\Delta P)_\text{max} \geq \Delta P_e + \Delta P_v + \Delta P_g + \Delta P_\perp \quad (2)$$

ΔP_\perp เป็นความดันลดเนื่องจากแรงโน้มถ่วงในทิศทางตั้งฉากกับแนวแกนฮีตไปป์ โดยทั่วไปมีค่าน้อยมาก

$$\Delta P_e = \frac{\mu_l L_{\text{eff}} \dot{m}}{\rho_l K_w A_w} \quad (3)$$

μ_l = ความหนืดของของเหลว

\dot{m} = อัตราการไหลของมวล

ρ_l = ความหนาแน่นของของเหลว

A_w = Wick Cross-sectional area

K_w = Wick permeability

L_{eff} = ความยาว effective ระหว่างส่วนของอีแวพอเรเตอร์และส่วนของ

คอนเดนเซอร์

$$L_{\text{eff}} = L + \frac{L_e + L_c}{2} \quad (4)$$

เมื่อ L_e = ความยาวของส่วนของอีแวพอเรเตอร์

L_c = ความยาวของส่วนของคอนเดนเซอร์

L = ความยาวของส่วนที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อน

$$\Delta P_v = f \frac{L_{\text{eff}} \overline{\rho u}^2}{d_v} = \frac{128 \mu_v \dot{m} L_{\text{eff}}}{\rho_v \pi d_v^4} \quad (5)$$

d_v = ความยาวของเส้นผ่านศูนย์กลางของผนังด้านในวิก

$$\Delta P_g = \rho_l g L \sin \psi \quad (6)$$

ψ = มุมระหว่างฮีตไปป์กับแนวระนาบ

$$\Delta P_c = \rho_l g h = \frac{2\sigma}{r_c} \cos\theta \quad (7)$$

θ = มุมสัมผัส (ผิวเปียกอยู่ระหว่าง 0 ถึง $\pi/2$ สำหรับของไหลที่มีความสามารถในการเปียก)
นำสมการที่ (3), (5), (6) และ (7) แทนลงในสมการที่ (2)

$$\frac{2\sigma \cos\theta}{r_c} = \frac{\mu_l L_{eff} \dot{m}}{\rho_l K_w A_w} + \frac{128\mu_v \dot{m} L_{eff}}{\rho_v \pi d_v^4} + \rho_l g L_{eff} \sin\psi$$

เงื่อนไข 1. $(128\mu_v/\rho_v \pi d_v^4) \ll (\mu_l/\rho_l K_w A_w)$

2. ไม่คิดความดันที่ลดลงจากไอ

3. $\cos\theta = 1$

$$q_{max} = \dot{m}_{MAX} \times h_{fg} \quad (8)$$

$$q_{max} = \left(\frac{\rho_l \sigma h_{fg}}{\mu_l} \right) \left(\frac{A_w K_w}{L_{eff}} \right) \left(\frac{2}{r_c} - \frac{\rho_l g L_{eff} \sin\psi}{\sigma} \right)$$

และจากสมการที่ (1) $M = \frac{\rho_l \sigma h_{fg}}{\mu_l}$

$$q_{max} = \frac{A_w h_{fg} g \rho_l^2}{\mu_l} \left(\frac{l_w K_w}{L_{eff}} \right) \quad (9)$$

g = ความเร่งโน้มถ่วง

h_{fg} = ความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ

ρ_l = ความหนาแน่นของของเหลว

μ_l = ความหนืดของของเหลว

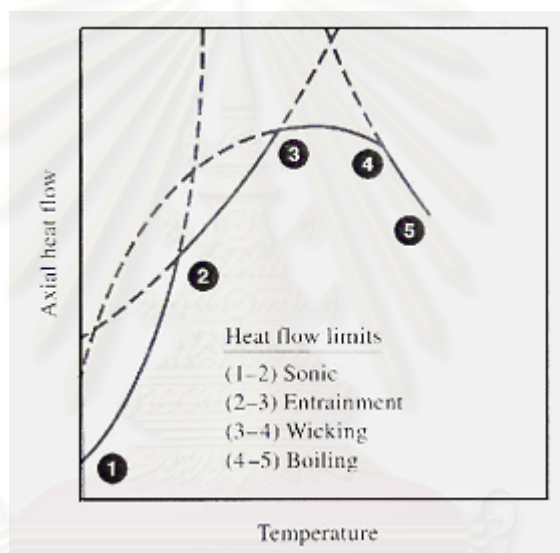
l_w = ความสูงของของเหลวภายในวิก

$$\text{โดย } l_w = \frac{2\sigma}{r_c \rho_{lg}} \quad (10)$$

r_c = effective pore radius
 σ = แรงตึงผิว

2.5 ขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อน (Limits to heat transport)

ปัจจัยที่กำหนดขีดจำกัดด้านบนของสมรรถนะ การส่งถ่ายความร้อนของฮีตไปป์ มีดังต่อไปนี้



รูปที่ 2-10 ขีดจำกัดของการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ (Frank ,and Mark, 2001)

(1). ขีดจำกัดของความเร็วเสียง (Sonic Limitation)

ในท่อฮีตไปป์ ความเร็วไอที่ปลายสุดของส่วนของอีแวพอเรเตอร์อาจมีค่าใกล้เคียงกับความเร็วเสียง ซึ่งจะทำให้เกิด Compressibility Effect ก่อให้เกิดขีดจำกัดของสมรรถนะการส่งถ่ายความร้อน(ค่าขีดจำกัดของความเร็วเสียง คำนวณได้จากสมการที่ 11)

$$Q_{s,max} = \frac{A_v \rho_v h_{fg} (r_v R_v T_v)^{\frac{1}{2}}}{2(r_v + 1)} \quad (11)$$

โดยที่ Vapor Specific heat ratio, $r_v = 4/3 = 1.33$ (Poly atomic)

Universal gas const, $R = 8.314 \times 10^3$ (J/kg.mol.K)

Gas Molecular weight, M

$$R_v = R/M$$

(2). ขีดจำกัดของการชักพา (Entrainment Limitation)

เมื่อไอมีความเร็วสูงขึ้น แรงเฉือนที่ไอกระทำต่อของเหลวใช้งานภายในวิกที่ผิวสัมผัสระหว่างไอกับผิววิกอาจมีขนาดโตกว่า แรงต้านที่เกิดจากแรงตึงผิวของของเหลวใช้งาน ทำให้หยดของเหลวหลุดลอยไปกับไอลงไปยังช่วงการควบแน่น ปรากฏการณ์ดังกล่าวนี้จะขัดขวางการทำงานของฮีตไปป์และเป็นขีดจำกัดอันหนึ่งของสมรรถนะของฮีตไปป์ซึ่งคำนวณได้จากสมการ (Chi, 1967)

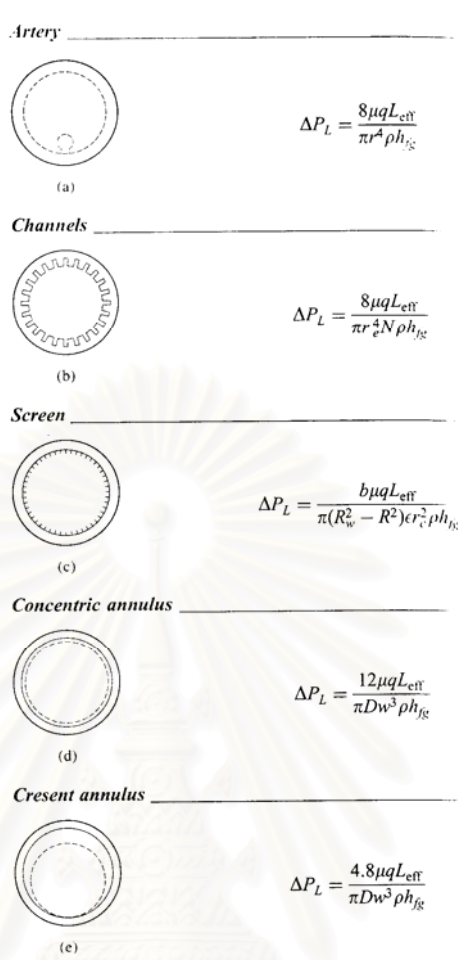
$$Q_{e,max} = A_v h_{fg} \left(\frac{\sigma \rho_v}{2r_{n,s}} \right) \quad (12)$$

$$\text{โดยที่ } r_{n,s} = \frac{1}{2N} - \frac{d}{2}$$

(3). ขีดจำกัดของวิก (Wicking Limitation)

ถ้าการสูญเสียความดันสูงสุดที่วิกดูดขึ้นได้โดยแรงคาพิลารี มีขนาดเล็กกว่าการสูญเสียความดันรวมที่เกิดจากการไหลเวียนของของเหลวใช้งานเมื่อไร ของเหลวใช้งานจะไม่สามารถไหลกลับถึงช่วงการระเหยได้ ผลก็คือ เกิดการแห้งตัว (Dry out) ของวิก และฮีตไปป์จะหยุดทำงาน โดยที่คาดการณ์การสูญเสียความดันสามารถหาได้จากความสัมพันธ์ที่แสดงในรูปที่ 2-11 ซึ่งหาจากสมการของ Poiseuille's

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 2-11 ค่าของการสูญเสียความดันของวิกแบบต่างๆ (Frank ,and Mark, 2001)

จาก Capillary limit on heat transfer rate, $Q_{c,\text{max}}$

$$Q_{c,\text{max}} = \frac{(QL)_{c,\text{max}}}{\frac{1}{2}L_c + L_a + \frac{1}{2}L_a} \quad (13)$$

โดยที่

$$(QL)_{c,\text{max}} = \frac{P_{pm}}{F_l + F_v} \quad (14)$$

และ **Maximum effective pumping, $(\Delta P_c)_{\text{max}} = P_{cm} - \Delta P_c - \rho_l g L_t \sin \psi$** (15)

Wick cross-section area, $A_w = \frac{\pi(d_i^2 - d_v^2)}{4}$ (16)

Wick crimping factor, $S = 1.05$

Wick porosity $\varepsilon = 1 - \frac{\pi S N d}{4}$ (17)

Wick permeability, $K = \frac{d^2 \varepsilon^3}{122(1 - \varepsilon)^2}$ (18)

$$\text{Liquid Friction coefficient, } F_l = \frac{\mu_l}{KA_w \rho_l h_{fg}} \quad (19)$$

ท1 Friction coefficient for vapor flow, F_v

Hydraulic radius for vapor flow, $r_{h,v} = d/2$

$$\text{Vapor core cross section area, } A_v = \frac{\pi}{4} d_v^2 \quad (20)$$

$$\text{จาก } f_v R_{ev} = 16$$

$$F_v = \frac{(f_v R_{ev}) \mu_v}{2A_v r_{h,v}^2 \times \rho_v \times h_{fg}} \quad (21)$$

จากสมการที่ 14 – 21 สามารถนำมาหาค่าขีดจำกัดของความร้อนในขีดจำกัดของวิกได้โดยนำค่าต่างๆไปแทนในสมการที่ 13

(4). ขีดจำกัดของการเดือด (Boiling Limitation)

เป็นการถ่ายเทความร้อนครั้งแรกในช่วงของการระเหยเมื่อของไหลได้รับความร้อนจนเกิดการอิมตัวและเดือดจนกลายเป็นไอไปในช่วงของการกลั่นตัวโดยการเดือดของของไหลใช้งานนี้จะทำให้เกิดขีดจำกัดของการเดือดขีดจำกัดการเดือดอาจจะคำนวณได้จากสมการ (Chi, 1967)

$$\text{เมื่อ } Q_{b,max} = \frac{2\pi L_e k_e T_v}{h_{fg} \rho_v \ln\left(\frac{r_i}{r_v}\right)} \times \left(\frac{2\sigma}{r_n}\right) \quad (22)$$

$$k_e = \frac{k_l [(k_l + k_w) - (1 - \varepsilon)(k_l - k_w)]}{(k_l + k_w) + (1 - \varepsilon)(k_l - k_w)} \quad (23)$$

Boiling nucleation radius, $r_n = 2.54 \times 10^{-7} \text{ m}$

$$\text{Critical pressure} = \frac{2\sigma}{r_n}$$

โดยที่ในสมการที่ 22 เป็นสมการที่หาขีดจำกัดทางความร้อนของขีดจำกัดของการเดือด

ข้อพิจารณาเกี่ยวกับ Boiling limitation

อย่างไรก็ตามการทำนายข้อจำกัดเนื่องจากการเดือดอย่างถูกต้องเชื่อถือได้เป็นสิ่งที่กระทำได้ยาก เนื่องจากโดยทั่วไปเราไม่รู้ขนาดของ Nucleation site สมการที่อาจจะใช้เป็นแนวทางคือ (Kreith, 2001)

$$p_i - p_1 = \frac{2\sigma}{r_n} \quad (10.53)$$

$$\frac{q}{A} = \frac{k(T_w - T_{hp})}{t} \quad (10.54)$$

A คือ Heat input area

T_{hp} คือ อุณหภูมิภายในฮีตไปป์

T_w คือ Temperature of the inside wall

t คือ Thickness of first layer of wick

อีกสาเหตุหนึ่งที่ทำให้การคำนวณหาขีดจำกัดการเดือดได้ยากเนื่องจากระดับของ superheat ของของเหลวด้าน Evaporator ในติดกับผนังท่อเป็นสิ่งที่ทำนายยาก(Tien ,1985) การทำนายการเกิดการเดือดจึงทำได้ยาก อย่างไรก็ตาม มีความเป็นไปได้ว่า ที่ระดับ superheat ต่ำ การเดือดจะช่วยเสริมการถ่ายเทความร้อนด้าน Evaporator

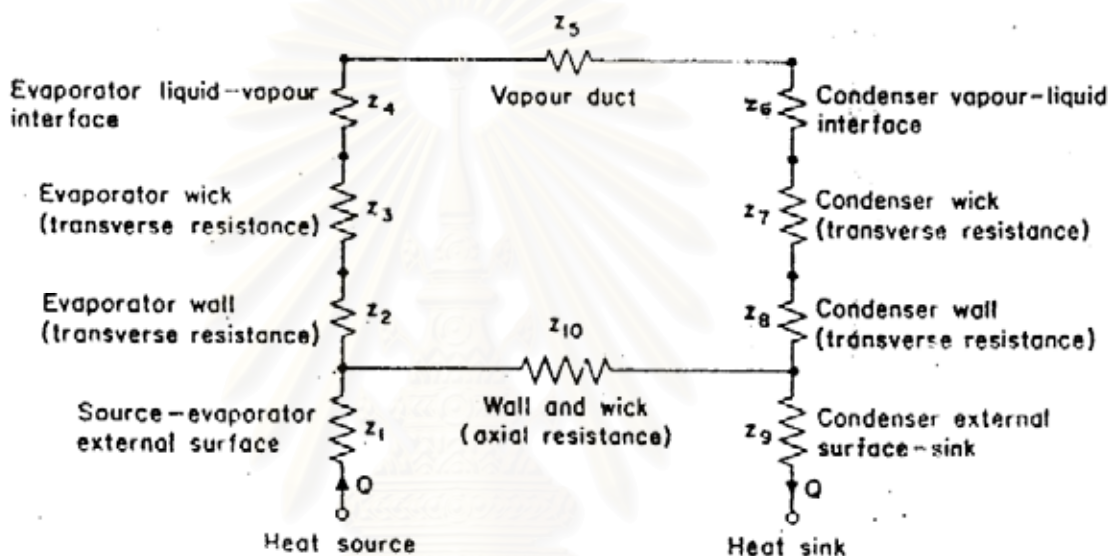
จากรูปที่ 2-10 เราจะต้องเลือกจุดใช้งาน ตามเงื่อนไขของการใช้งาน ให้อยู่ด้านล่างกลุ่มของเส้นขีดจำกัดเหล่านี้ 1-2-3-4-5 รูปร่างที่แท้จริงของเส้นขีดจำกัดจะเปลี่ยนแปลงได้ตามชนิดของไหลใช้งาน วัสดุของวิก และรูปร่างของฮีตไปป์และ อุณหภูมิที่ใช้ในการออกแบบ ในการเลือกจุดที่ใช้งานนั้นทำการคำนวณค่าขีดจำกัดต่างๆ โดยในการออกแบบจะต้องให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ออกแบบ ไม่ให้เกินค่าขีดจำกัดต่างๆ ในรูปที่ 2-10 เมื่อออกแบบแล้วค่าที่ได้ไม่อยู่ในขีดจำกัดจะต้องพยายามปรับเปลี่ยนค่าในการออกแบบเพื่อให้อยู่ในขีดจำกัดต่างๆ ไม่ว่าจะเป็น การเปลี่ยนของไหลใช้งาน การเปลี่ยนชนิดของวิก หรือ การเปลี่ยนขนาดและความยาวของฮีตไปป์ ในการปรับค่าที่ทำการออกแบบให้อยู่ในขีดจำกัดนั้น จำเป็นต้องคำนึงถึงยากง่าย ในการปรับเปลี่ยนด้วย

2.6 ความต้านทานรวมของท่อความร้อน (Overall Thermal Resistance)

เมื่อท่อความร้อนทำงานอยู่ภายใต้ขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนต่างๆ ที่ได้กล่าวมาแล้วนั้น ค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้จะมีความสัมพันธ์กับความต้านทานรวมของวงจรสมมูลทางความร้อน(Z) และผลต่างระหว่างอุณหภูมิเฉลี่ยภายนอกของส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่น ซึ่งมีความสัมพันธ์ ดังนี้คือ

$$Q = \Delta T / Z \tag{24}$$

วงจรสมมูลทางความร้อนสามารถเขียนได้ดังรูปที่ 2-12



รูปที่ 2-12 แสดงวงจรสมมูลทางความร้อนของท่อความร้อน

Z_1 และ Z_9 คือ ความต้านทานความร้อนระหว่างแหล่งความร้อนและผิวนอกของส่วนระเหย และส่วนควบแน่น ตามลำดับ

Z_2 และ Z_8 คือ ความต้านทานความร้อนที่เกิดขึ้นเนื่องจากความหนาของท่อบรรจุในส่วนทำระเหย และ ส่วนควบแน่น ตามลำดับ

Z_3 และ Z_7 คือ ความต้านทานทางความร้อนที่เกิดจากความหนาของวัสดุพรุนในส่วนทำระเหย และ ส่วนควบแน่น โดยพิจารณาการนำความร้อนเพียงอย่างเดียว ดังนั้น ความต้านทานความร้อนในส่วนนี้จึงเป็นค่าการนำความร้อนเทียบเท่า ซึ่งเกิดขึ้นระหว่างผิววัสดุพรุนกับค่าการนำความร้อนของสารทำงานที่อุณหภูมิทำงาน ค่าการนำความร้อนเทียบเท่านี้จะขึ้นอยู่กับลักษณะ โครงสร้างของวัสดุพรุน ซึ่งลักษณะของวัสดุพรุนนั้นสามารถดูได้จากตารางที่ 2-6..

Z_4 และ Z_6 คือ ความต้านทานทางความร้อนที่เกิดจากผิวสัมผัสของสารทำงานในสถานะที่เป็นไอ และของเหลวในส่วนทำระเหย และ ส่วนควบแน่น ตามลำดับ ในการที่จะรักษาอัตราการระเหยและการควบแน่นให้เกิดขึ้น จำเป็นจะต้องมีผลต่างของ

อุณหภูมิระหว่างของเหลว และไอในบริเวณที่ผิวสัมผัส โดยทั่วไปแล้วค่าทั้งสองนี้ มีค่าน้อยมาก

Z_5 คือ ความต้านทานความร้อนของไอของสารทำงานที่ไหลจากส่วนทำระเหยไปยัง ส่วนควบแน่น โดยทั่วไปแล้วค่านี้มีค่าน้อยมาก

Z_{10} คือ ความต้านทานความร้อนของท่อบรรจุและวัสดุพอรุนในแนวแกน ซึ่งเป็นความต้านทานระหว่างผนังท่อ และ วัสดุพอรุนในทิศทางตามแนวแกนของท่อความร้อน ในทางปฏิบัติโดยทั่วไปแล้ว ค่าการนำความร้อนในแนวแกน (Z_{10}) ของท่อบรรจุ และวัสดุพอรุน จะไม่นำมาคิดเพราะถือว่าน้อยมากเมื่อเปรียบเทียบกับค่าการนำความร้อนในส่วนอื่นๆ และค่าความต้านทานความร้อน Z_4, Z_5, Z_6 ก็มีค่าน้อยมาก เช่นกันจนสามารถตัดทิ้งไม่นำมาคิดได้

สำหรับท่อความร้อน โดยทั่วไป ค่าความต้านทานความร้อนต่างๆ ควรมีความสัมพันธ์สอดคล้องกับสมการ 2.

$$Z_{10} / (Z_2 + Z_3 + Z_7 + Z_8) > 20 \tag{25}$$

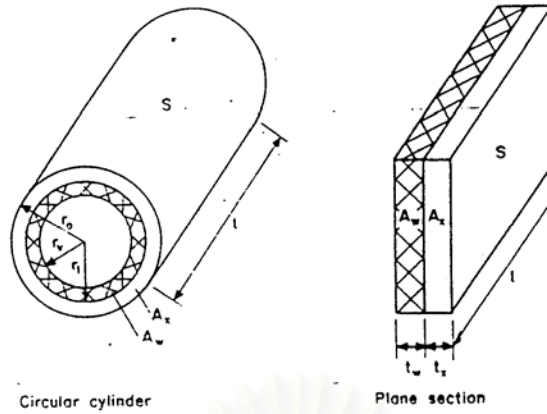
ถ้าความต้านทานความร้อน ของท่อความร้อนเป็นไปตามสมการ 24. แล้วการคำนวณหาค่าความต้านทานรวมของวงจรสมมูลทางความร้อน สามารถทำได้ดังนี้

$$Z = \Sigma(Z_n)$$

โดย Z_{10} สามารถตัดทิ้งได้ และกำหนดให้ Z_4, Z_5 และ Z_6 มีค่าเป็นศูนย์ แต่ถ้าความต้านทานรวมของท่อความร้อนไม่เป็นไปตามสมการ 25. แล้วท่อความร้อนนั้นจะถือว่าทำงานอยู่ภายใต้เงื่อนไขที่ไม่เหมาะสมและจะมีสมรรถนะต่ำ

ตารางที่ 2-6 ค่า Effective Thermal Conductivity for Liquid-Saturated Wick

Wick Structures	k_{eff}
Wick and liquid in series	$\frac{k_l k_w}{\epsilon k_w + k_l (1 - \epsilon)}$
Wick and liquid in parallel	$\epsilon k_l + k_w (1 - \epsilon)$
Wrapped screen	$\frac{k_l [(k_l + k_w) - (1 - \epsilon)(k_l - k_w)]}{(k_l + k_w)(1 - \epsilon)(k_l - k_w)}$
Packed spheres	$\frac{k_l [(2k_l + k_w) - 2(1 - \epsilon)(k_l - k_w)]}{(2k_l + k_w)(1 - \epsilon)(k_l - k_w)}$
Rectangular grooves	$\frac{\omega_l k_l k_w \delta + \omega k_l (0.185 \omega_l k_w + \delta k_l)}{(\omega + \omega_l)(0.185 \omega_l k_l + \delta k_l)}$



Location	Equation for Circular Cylinder	Equation for Plane Section
Source – Evaporator External Surface	$z_1 = \frac{l}{h_e S_e}$	
Evaporator Wall (transverse resistance)	$z_2 = \frac{\log_e (r_o/r_i)}{2\pi l_e \lambda_x}$	$z_2 = \frac{l_x}{S_e \lambda_x}$
Evaporator Wick (transverse resistance)	$z_3 = \frac{\log_e (r_i/r_w)}{2\pi l_e \lambda_w}$	$z_3 = \frac{l_w}{S_e \lambda_w}$
Evaporator Liquid – Vapour interface	$z_4 = \frac{\sqrt{RT_{eff}^3} l (2\pi)}{L^2 l_e r_i \rho_v}$	$z_4 = \frac{\sqrt{2\pi RT_{eff}^3}}{L^2 S_e \rho_v}$
Vapour Duct	$z_5 = \frac{T_{eff} \Delta p_v}{l Q \rho_v}$	
Condenser Vapour – Liquid Interface	$z_6 = \frac{\sqrt{RT_{eff}^3} l (2\pi)}{L^2 l_c r_i \rho_v}$	$z_6 = \frac{\sqrt{2\pi RT_{eff}^3}}{L^2 S_c \rho_v}$
Condenser Wick (transverse resistance)	$z_7 = \frac{\log_e (r_i/r_w)}{2\pi l_c \lambda_w}$	$z_7 = \frac{l_w}{S_c \lambda_w}$
Condenser Wall (transverse resistance)	$z_8 = \frac{\log_e (r_o/r_i)}{2\pi l_c \lambda_x}$	$z_8 = \frac{l_x}{S_c \lambda_x}$
Condenser External Surface – Sink	$z_9 = \frac{l}{h_c S_c}$	
Wall and Wick (axial resistance)	$z_{in} = \frac{l_e + l_a + l_c}{A_x \lambda_x + A_w \lambda_w}$	

รูปที่ 2-13 ค่าสมมูลทางความร้อนของท่อความร้อน

2.7..ขั้นตอนในการออกแบบฮีตไปป์ (Heat Pipe Design)

ขั้นตอนในการออกแบบฮีตไปป์ถูกแสดงเป็นแผนภูมิการไหลดังรูปที่ 2-14



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 2-14 แผนภูมิการไหลของการออกแบบฮีตไปป์

2.8 เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ฮีตไปป์ได้รับความสนใจและมีการศึกษาวิจัยเป็นจำนวนมาก ในที่นี้จึงขอสรุปมาผวนกันดังได้สรุปใจความสำคัญดังนี้

T.Ogushi, and Y. Sakurai (1982) ได้ทำการศึกษาเกี่ยวกับประสิทธิภาพของวิกแบบ composite ซึ่งประกอบด้วย circumferential grooves และ Stainless Metal felt โดยที่อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดจะขึ้นอยู่กับลักษณะของ grooves ความพรุนของแผ่นกรอง ความยาวของส่วนของช่วงของการระเหย และความเอียงของฮีตไปป์ ในการทดลองหาอัตราการการถ่ายเทความร้อนสูงสุดของวิกแบบ composite นี้จะใช้ Leverett effect โดยที่สามารถทำนายค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดได้ดีเทียบได้จากข้อมูลของการทดลอง

G.F. Smirnov, and B.A. afonasier (1982) ได้ทำการศึกษาการกลายเป็นไอของน้ำ เอ็ทานอล สารทำความเย็น 113 ที่วิกแบบ screen ของฮีตไปป์ซึ่งนำไปสู่การหาค่า Correlation on heat transfer และ Critical heat fluxes โดยทำการทดสอบที่ ความดันอิ่มตัว อัตราการนำความร้อน ขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลาง และ โครงสร้างที่ดี

K.A.R. Ismail, and N. Murcia (1982) ได้ทำการศึกษา 2 ส่วน ส่วนแรกเป็นการหาผลเฉลยของการรวมกันของการไหลของของไหลกับไอของของไหลในฮีตไปป์ที่มีวิกที่มีความพรุนโดยอยู่ในรูป Reynolds numbers โดยใช้วิธี Separation of variable กับ finite difference ส่วนที่ 2 เป็นการ optimization วิกของฮีตไปป์ สำหรับค่า maximum heat flux และผลลัพธ์ที่ได้นี้จะแสดงระหว่างค่าทางทฤษฎีและการทดลอง เพื่อนำไปปรับปรุงประสิทธิภาพฮีตไปป์ต่อไป

A.Acton (1982) ได้ทำการศึกษาสมการพื้นฐานที่ได้มาจากข้อมูลการทดลองเกี่ยวกับ effective thermal conductivity ค่าของ minimum capillary radius และค่า fluid permeability ของวิกแบบ metal-felt ที่ทำมาจาก ทองแดง นิกเกิล และ สแตนเลส โดยค่า effective thermal conductivity ขึ้นอยู่กับค่าความพรุนของวัสดุ ϵ จาก 0.2 ถึง 0.95 สมการสำหรับค่า minimum capillary radius ขึ้นอยู่กับช่วงของเส้นผ่านศูนย์กลางของไฟเบอร์จาก 8 μm และ 46 μm และช่วงความพรุน 0.6 ถึง 0.9 โดยที่ค่า K มาจาก Blake-Kozery Equation หาในช่วงเส้นผ่านศูนย์กลางของไฟเบอร์ 8 μm และ 55 μm และในช่วงความพรุน 0.6 ถึง 0.95 และขึ้นอยู่กับ ค่าความเร็วของการไหลในรูปของ low Reynolds numbers.

K.T. Feldman, Jr. and D. D. Kenney (1981) ได้ทำการศึกษาการเข้ากันได้ของโลหะคาร์บอนที่เบาและน้ำในการประยุกต์การใช้ฮีตไปป์และได้ศึกษาเป้าหมายในการทดลองเพื่อหาความเข้ากันได้ของ mild carbon steel และ น้ำ โดยการใช้ฮีตไปป์ 1015 CD steel และ 304 stainless steel มาทดลองในช่วง

ของอุณหภูมิ 150 °C ถึง 300 °C เป็นเวลา 6 เดือนพบว่าผลจากการทดลองที่ได้ค่า thermal resistance ของ mild steel มีค่าน้อยกว่า stainless steel แต่มีค่าของ recovery ที่มากกว่าดังพอสรุปได้ว่า mild steel และ น้ำที่มารวมกันในฮีตไปป์ในช่วงอุณหภูมิ 150 °C ถึง 300 °C เป็นที่น่าพอใจ

D.A. Littwin, and J. McCurley (1982) ได้ทำการศึกษาการใช้ฮีตไปป์เป็นอุปกรณ์ heat recovery ที่ได้รับการยอมรับโดยที่ฮีตไปป์เป็นอุปกรณ์ในการถ่ายเทความร้อนที่มีประสิทธิภาพสูง โดยที่คุณลักษณะนี้คือหลักการของ heat recovery ในอุดมคติ เทคโนโลยีฮีตไปป์นี้มีใช้กันมากในปัจจุบัน ได้นำฮีตไปป์มาใช้เป็นอุปกรณ์ heat recovery ในหม้อไอน้ำในส่วนของ ท่อน้ำ ถึง และ ท่อไฟ ใน หม้อไอน้ำ ในการประยุกต์ฮีตไปป์มาใช้ในหม้อไอน้ำนี้จะมีคลิบระบายความร้อนในส่วนของช่วงของการระเหยโดยต้องหมั่นทำความสะอาดในส่วนนี้บ่อยๆ

John K. McFarland ได้ทำการศึกษาประสิทธิภาพในการลดความชื้นโดยการใช้ฮีตไปป์และเพื่อศึกษาผลกระทบของการใช้ฮีตไปป์ในการลดความชื้นของระบบ HVAC และวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ในการใช้งานการลดความชื้นของ 3 ระบบคือ 1. ระบบฮีตไปป์ 2. ระบบ conventional 3. ระบบ damped ที่อุณหภูมิ 72°F(22°C) ความชื้น 50% ทำการทดลองเป็นเวลา 1,000 ชั่วโมง พบว่าจากการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์พบว่าระบบฮีตไปป์มีระยะการคุ้มทุน 4 ปี ระบบ conventional มีระยะการคุ้มทุน 5 ปีส่วนระบบ damped มีระยะการคุ้มทุนมากกว่า 5 ปีดังนั้นควรใช้ระบบฮีตไปป์มาใช้ในระบบ HVAC

Charles C., and Robert JR. (1981) ได้ทำการศึกษาการไหลย้อนกลับของของไหลใช้งานจากช่วงของการกลั่นตัวมายังช่วงของการระเหยที่มีขีดจำกัดขึ้นอยู่กับประสิทธิภาพของฮีตไปป์จากบทความนี้มีวิธีการไหลย้อนกลับอยู่มากมายหลายแบบ

K.C Toh, and S.K. Chan ได้ทำการศึกษาการนำความร้อนที่สูญเสียไปจากระบบปรับอากาศมาใช้ใหม่โดยใช้เทอร์โทไซฟอน โดยนำมาผลิตน้ำร้อนมาเก็บไว้ในถังโดยทำการเปรียบเทียบการทดลองจริงกลับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

S. Maezawa, Y. Suzuki, and A. Tsuchida (1982) ได้ทำการศึกษาฮีตไปป์ลักษณะเป็นแผ่น โดยที่ส่วนของการระเหยอยู่ตรงปลายของแผ่น ส่วนช่วงของการควบแน่นอยู่ตรงกึ่งกลางของแผ่นโดยให้แผ่นฮีตไปป์นี้หมุนด้วยความเร็วรอบต่างๆและใช้ของไหลใช้งานคือ น้ำ และ เอีททิล แอลกอฮอล์

W.D Munzel, and H. Krahling (1982) ได้ทำการศึกษาฮีตไปป์ที่มีน้ำเป็นของไหลใช้งาน โดยมีท่อเป็นโลหะ สแตนเลส ที่อุณหภูมิ 4 ระดับคือ 120, 160, 220 และ 320 °C โดยการทดลองในเวลา 20,000 ชั่วโมง เพื่อทดลองหาค่า maximum temperature different ที่โลหะสแตนเลสเบอร์ต่างๆ

กอบชัย แสงสว่าง(2002) ได้ทำการศึกษาฮีตไปป์เพื่อการประหยัดพลังงานในเครื่องปรับอากาศ โดยใช้ฮีตไปป์นี้ในการควบคุมความชื้นและอุณหภูมิในห้องปรับอากาศ แทนการใช้ฮีตเตอร์ไฟฟ้าหรือสารดูดความชื้น โดยทำการออกแบบฮีตไปป์ที่ใช้กับเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนขนาด 14 kW และฮีตไปป์ที่ได้ทำการออกแบบนั้นมีลักษณะคล้ายคอยล์เย็นของเครื่องปรับอากาศมีกริบบเป็นอะลูมิเนียม ใช้ของไหลใช้งานเป็น R-22 โดยฮีตไปป์มี 4 แบบด้วยกันคือ 1 แถว, 2 แถว, 3 แถวและ 4 แถว พบว่าชนิด 4 แถวให้ผลกาทดลองที่ดีที่สุดคือ สามารถถ่ายเทความร้อนได้ 5.6 kW คิดเป็นค่า Heat flux เท่ากับ $721,459 \text{ W/m}^2$

ปรีชา กอบเกื้อชัยพงศ์(1990) ได้ทำการศึกษาฮีตไปป์แบบไร้วิกที่เป็นแบบ close loop โดยได้นำหม้อไอน้ำรถยนต์มาดัดแปลง แล้วนำไปประยุกต์ใช้งานกับเตาเผาอุตสาหกรรมโดยเอาความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้ใหม่ได้โดยที่ของไหลใช้งานคือน้ำแล้วใช้ท่อทองแดง

วันชัย โกมลภมร(1987) ได้ทำการศึกษาและออกแบบฮีตไปป์แบบไร้วิกที่มีทิศการไหลของของไหลใช้งานไปในทางเดียวกันกล่าวคือการไหลของไอและของเหลวควบแน่นเป็นวงจรในทิศทางเดียวในการออกแบบฮีตไปป์แบบไร้วิกด้วยวิธีนี้ก็เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพในการทำงานของฮีตไปป์แบบไร้วิก

ชุตินา จารุศิริพงศ์(1990) ได้ทำการศึกษาฮีตไปป์ที่สร้างขึ้นโดยบริษัทยูนิแฟปอีควิปเมนต์ จำกัดโดยใช้ท่อทองแดงและของไหลใช้งานคือ ฟรีออน และนำค่าที่ได้มาเขียนโปรแกรมคอมพิวเตอร์เพื่อออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ช มหิธร เพ็ชฌุไพศิษฏ์ และ พิสุทธิ กลิ่นขจร (1994) ได้ทำการศึกษาเกี่ยวกับการออกแบบสร้างแท่นทดสอบฮีตไปป์ โดยได้ทำการสร้างแท่นทดสอบและติดตั้งอุปกรณ์การวัดต่างๆ โดยได้ทำการทดสอบฮีตไปป์ ที่ทำมาจากท่อทองแดง มีความยาว 1.5 m ใช้ของไหลใช้งานคือ R-11 และฮีตไปป์ใช้วิกเป็นตาข่ายความละเอียดขนาด 200 โดยได้ทดสอบที่มุมทดสอบ 0, 90 และ -90 องศาโดยมีค่า Heat Flux เฉลี่ยเท่ากับ 319.25 kW/m^2 ที่มุมทดสอบ 0 องศา

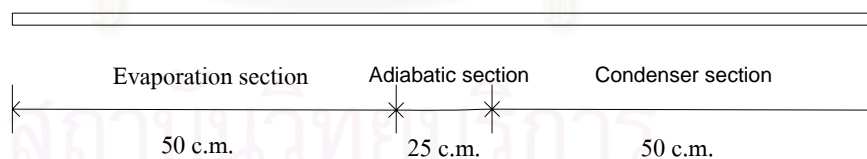
บทที่ 3

การออกแบบและการสร้าง

3.1 การออกแบบฮีตไปป์

ในการออกแบบฮีตไปป์สำหรับการวิจัยนี้เป็นการออกแบบโดยกำหนดให้เหมาะสมในการใช้งานกับคอยล์เย็นของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน โดยมีความยาวของฮีตไปป์เท่ากับ 1.25 เมตร และกำหนดให้ ในส่วนของฮีตไปป์เอง ประกอบด้วย ส่วนของส่วนอีแวพอเรเตอร์(Evaporator section) ที่มีความยาว 0.5 เมตร, ส่วนคอนเดนเซอร์(Condenser section) ที่มีความยาว 0.5 เมตร และ ส่วนที่ไม่มีมีการถ่ายเทความร้อน (Adiabatic section) ที่มีความยาว 0.25 เมตร รวมความยาวทั้งหมด 1.25 เมตร

ในการจะออกแบบฮีตไปป์นี้ต้องคำนึงถึงปัจจัยหลักๆดังได้กล่าวไว้ในบทที่ 2 ในการศึกษาและวิจัยนี้จะทำการสร้างฮีตไปป์ที่สามารถสร้างได้ง่ายและมีประสิทธิภาพที่พอใช้ได้สามารถนำไปประยุกต์ใช้ในโอกาสต่อไปได้ โดยได้ทำการเลือกท่อทองแดงโดยมีเหตุผลที่ว่าท่อทองแดงมีการนำความร้อนที่ดีหาซื้อได้ง่าย ทำการตัดและตัดต่อได้ง่าย ที่สำคัญ ไม่ทำปฏิกิริยากับของไหลใช้งาน ของไหลใช้งานเป็น **R-12** โดยมีเหตุผลที่ว่าเมื่อนำของไหลใช้งานบรรจุในท่อทองแดงแล้วทำให้ภายในท่อทองแดงมีความดันที่ไม่สูงมากประมาณ 70 psi และ วิกเป็นแบบ **Mesh** ที่ทำมาจาก Stainless Steel โดยมีเหตุผลที่ว่าสามารถซื้อได้ง่ายมีประสิทธิภาพดี และไม่ทำปฏิกิริยากับของไหลใช้งาน แต่มีข้อเสียตรงราคาแพงและเวลาสร้างต้องให้ตัวตาข่าย สัมผัสกับผิวท่อทองแดงมากที่สุด ซึ่งรายละเอียดต่างๆจะแสดงในรูป



รูปที่ 3-1 แสดงแบบของฮีตไปป์ที่ได้ทำการออกแบบ

3.2 การสร้างฮีตไปป์

ฮีตไปป์ที่ออกแบบประกอบด้วย

1. ท่อทองแดง ขนาด 3/4 นิ้ว ความยาว 1.25 เมตร
2. คาข่าย เบอร์ 100 หรือ ในเบอร์ที่จำหน่ายเบอร์ 42
(มี WIRE dia 0.101 mm และ มี OPENING 0.153 mm)
คาข่าย เบอร์ 120 หรือ ในเบอร์ที่จำหน่ายเบอร์ 44
(มี WIRE dia 0.081 mm และ มี OPENING 0.131 mm)
3. สารทำความเย็น R-12
4. ฝาปิดท่อทองแดง, วาล์วลูกศร, ข้อลดท่อทองแดง
5. ฉนวนกันความเย็น ของ AEROFLEX ของท่อขนาด 3/4 นิ้ว

จากนั้นได้ทำการประกอบฮีตไปป์โดยทำการม้วน Mesh ประมาณ 3 รอบให้มีเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อฮีตไปป์โดยให้ Mesh ที่ทำการม้วนเรียบร้อยแล้วมีความยาวเท่ากับท่อฮีตไปป์ จากนั้นได้ทำการนำ ฝาปิดท่อทองแดง ข้อลดทองแดง และวาล์วลูกศร มาประกอบ จากนั้นทำการเชื่อมท่อทองแดงฮีตไปป์กับอุปกรณ์เหล่านั้นโดยให้ทำส่วนในของวาล์วลูกศรก่อนทำการเชื่อม เมื่อเชื่อมทั้งหมดแล้วจึงให้เย็นลงและทำการประกอบส่วนในของวาล์วลูกศร จากนั้นจึงทำการประกอบที่ปิดวาล์วลูกศรและทำการขันน็อตโดยใช้ตราซึ่งฉีดยึดแล้วบันทึกค่าน้ำหนักเอาไว้ จากนั้นนำท่อฮีตไปป์ที่ได้มาเข้าสู่กระบวนการทำสุญญากาศเป็นเวลาประมาณ 30 นาที ทิ้งท่อฮีตไปป์ไว้ประมาณ 3 ชั่วโมงหรือมากกว่านั้นและสังเกตระดับของความดันภายในท่อว่ามีความดันเพิ่มขึ้นหรือไม่ เมื่อพบว่าความดันไม่เปลี่ยนจึงทำการเติมของไหลใช้งานโดยนำน้ำแข็งมาหุ้มท่อฮีตไปป์ไว้ให้มีความเย็นโดยทั่วและเปิดวาล์วที่ถังน้ำยา R-12 ให้ของไหลใช้งานผ่านเข้าไปยังตู้ฮีตไปป์จากนั้นนำสายเติมน้ำยาออกแล้วทำการปิดฝา วาล์วลูกศรแล้วนำไปตั้งที่ตราซึ่ง โดยให้มีน้ำหนักเท่ากับน้ำหนักของตู้ก่อนทำการทำสุญญากาศรวมกับน้ำหนักของน้ำยาที่ได้คำนวณไว้ ถ้าได้น้ำหนักที่ต้องการแล้วก็ได้ท่อฮีตไปป์ที่พร้อมจะทำการทดสอบ

เมื่อทำการประกอบและทำการเติมน้ำยาเสร็จเรียบร้อยแล้วจะได้ฮีตไปป์แสดงในรูป 3-2



สถาบันวิทยบริการ
รูปที่ 3-2 แสดงแบบของฮีตไปป์ที่ทำการประกอบเสร็จแล้ว
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

การคำนวณเกี่ยวกับปริมาณของไหลใช้งานคือ R-12 ที่เติมลงไปดังต่อไปนี้

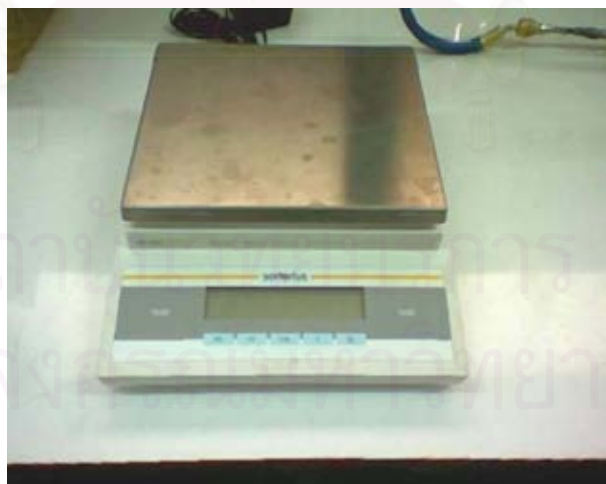
ของไหลใช้งาน R-12 (CCl_2F_2) หรือ Dichlorodifluoromethane ที่อุณหภูมิ 25°C ในสถานะอิมัลชัน มีคุณสมบัติดังนี้ ค่า ρ_1 มีค่าเท่ากับ 1320 kg/m^3

ในทางปฏิบัติของงานด้านปรับอากาศการเติมของไหลใช้งานต้องเติมให้มีปริมาตรเท่ากับ 80% ของส่วนอีแวพอเรเตอร์ โดยที่ฮีตไปป์ที่จะใช้ทำการทดสอบนี้มีส่วนของอีแวพอเรเตอร์ เท่ากับ 50 เซนติเมตร ท่อฮีตไปป์ขนาด 3/4 นิ้ว มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ d_v เท่ากับ 1.675×10^{-2} ตารางเมตร ดังนั้นที่ปริมาตร 80% คิดเป็นความยาว 40 เซนติเมตร

$$\begin{aligned} \text{จาก } V &= \pi r^2 \times h \\ &= \pi d^2 \times h / 4 \\ &= \pi \times (1.675 \times 10^{-2})^2 \times 40 \times 10^{-2} / 4 \\ &= 8.814 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{จาก } \rho &= M/V \\ M &= \rho \times V \\ &= 1320 \times 8.814 \times 10^{-5} \\ &= 116.3 \text{ g} \end{aligned}$$

น้ำหนักของฮีตไปป์ก่อนเติมของไหลใช้งานเท่ากับ 627.5 g ดังนั้นหลังเติมของไหลใช้งานจะมีน้ำหนักเท่ากับ $627.5 + 116.3 = 744 \text{ g}$



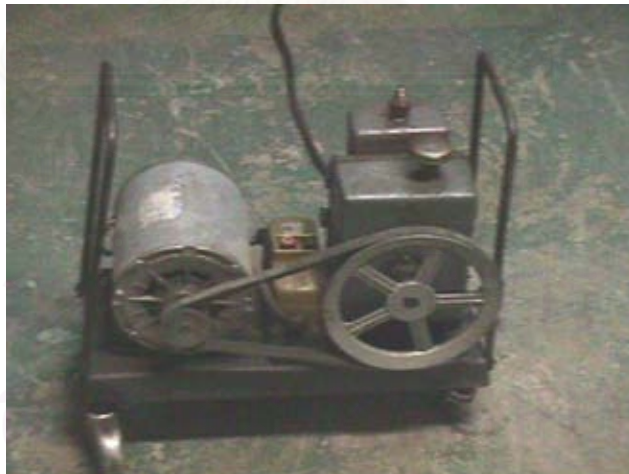
รูปที่ 3-3 แสดงภาพตราชั่งดิจิตอลที่ใช้ชั่งฮีตไปป์
ยี่ห้อ Sartorius Model BP2100 (Max. 2100 g, d=0.1 g)



รูปที่ 3-4 แสดงภาพถ่าย ที่ใช้สร้างฮีตไปป์

การเติมของไหลใช้งานและการทำสุญญากาศ

เมื่อประกอบชิ้นส่วนต่างๆเรียบร้อยแล้ว ลักษณะภายนอกจะเหมือนฮีตไปป์ทุกอย่าง ขั้นตอนต่อไปเป็นการทำสุญญากาศภายในท่อและการเติมของไหลใช้งาน



รูปที่ 3-5 แสดงภาพปั๊มที่ใช้ทำสุญญากาศ



รูปที่ 3-6 แสดงภาพสายเติมของไหลใช้งาน
ยี่ห้อ IMPERIAL Model 496-Cd (Refrigerant R-12, R-22, R-502)



รูปที่ 3-7 แสดงภาพถังที่บรรจุของไหลใช้งาน R-12

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 3-8 แสดงภาพอุปกรณ์ที่ใช้ตัดท่อทองแดงขนาดต่างๆ



รูปที่ 3-9 แสดงภาพอุปกรณ์ที่ใช้วัดขนาดท่อและความหนาต่างๆ

ยี่ห้อ KEIBA Resolution 0.01 mm

วิธีที่จะกล่าวในที่นี้เป็นวิธีสำหรับการสร้างฮีตไปป์ชนิดอุณหภูมิใช้งานต่ำ (Low Temperature Heat Pipe) ซึ่งมีอยู่ 4 วิธี จากง่ายไปหายากดังนี้

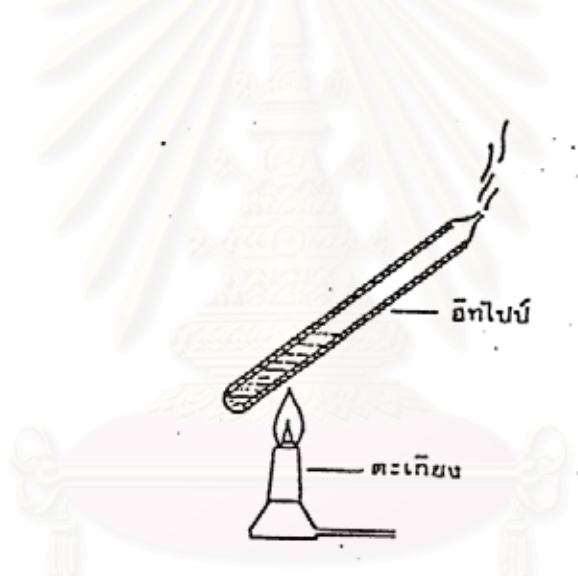
ก แบบให้ความร้อนโดยตรงต่อฮีตไปป์

กรรมวิธีนับว่าเป็นวิธีที่ง่ายที่สุด หลังจากประกอบชิ้นส่วนต่างๆ เป็นท่อฮีตไปป์เรียบร้อยแล้ว จะเติมของไหลใช้งานเข้าไปในท่อฮีตไปป์โดยตรงในปริมาณมากเกินพอ จากนั้นไล่อากาศและก๊าซไม่ควบแน่นที่ค้างอยู่ในท่อและที่ละลายอยู่ในของเหลว โดยการเอาเปลวไฟไปลนบริเวณด้านหลัง

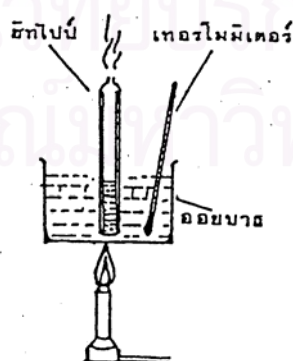
ของฮีตไปป์ ดังรูปที่ 3-10 เมื่อของไหลใช้งานเริ่มเดือดพล่าน ไอของไหลใช้งานที่พุ่งออกมาจะช่วยไล่
อากาศที่อยู่ภายในท่อฮีตไปป์ หลังจากปล่อยให้เดือดเป็นเวลาพอเหมาะและของไหลใช้งานในท่อมี
ปริมาณเหลือตามต้องการแล้ว ก็ทำการปิดผนึกปลายท่อด้านบนในขณะที่ของไหลใช้งานยังคงเดือด
พล่านอยู่

ข แบบให้ความร้อนต่อฮีตไปป์โดยใช้ช้อยบาร (Oil Bath)

กรรมวิธีนี้ต้องลงทุนมากกว่าวิธีที่ 1 เล็กน้อยแต่หลักการดำเนินงานยังคงเหมือนเดิม จะต่างกัน
ตรงที่วิธีที่สอง นี้ใช้รักษาอุณหภูมิของน้ำมันร้อนให้คงที่ (รูปที่ 3-11) เพื่อให้เกิดการเดือดอย่าง
สม่ำเสมอและสามารถควบคุมปริมาณของไหลใช้งานที่เหลือในท่อโดยการควบคุมระยะเวลาเดือด ดัง
นั้นจึงสามารถสร้างฮีตไปป์ที่มีสมรรถนะใกล้เคียงกับที่ออกแบบไว้และในเวลาอันสั้นด้วย (mass
production)



รูปที่ 3-10 วิธีการผลิตฮีตไปป์แบบให้ความร้อนโดยตรง



รูปที่ 3-11 วิธีการผลิตฮีตไปป์แบบใช้ช้อยบาร

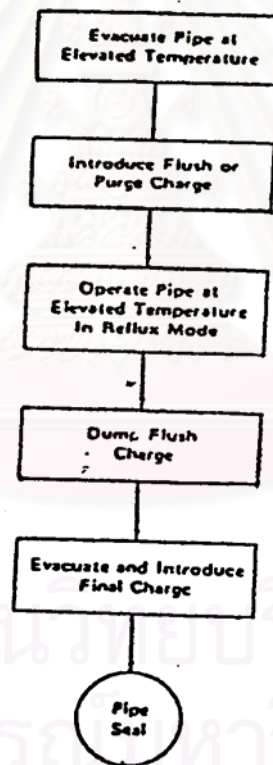
เนื่องจากกรรมวิธีทั้งสองแบบข้างต้นใช้ไอของของไหลไปไล่อากาศที่อยู่ภายในท่อ จึงมีชื่อเรียกว่า การสร้างแบบการระเหย

วิธีอีก 2 วิธีที่จะแนะนำต่อไปนี้เป็นวิธีที่สร้างระบบสุญญากาศภายในท่อโดยใช้ปั๊มสุญญากาศ (Vacuum pump) ปั๊มสุญญากาศที่ใช้ต้องสามารถสร้างสุญญากาศได้ถึง 10^{-4} torr เช่น diffusion pump หรือ sorption pump ที่มี molecular sieve

ค การใช้ปั๊มสุญญากาศแบบที่ 1

เป็นวิธีที่ใช้ปั๊มสุญญากาศแต่ไม่ยุ่งยากมาก ขั้นตอนการสร้างฮีตไปป์มีไว้ดังรูปที่ 3-12 ดังต่อไปนี้

นี้



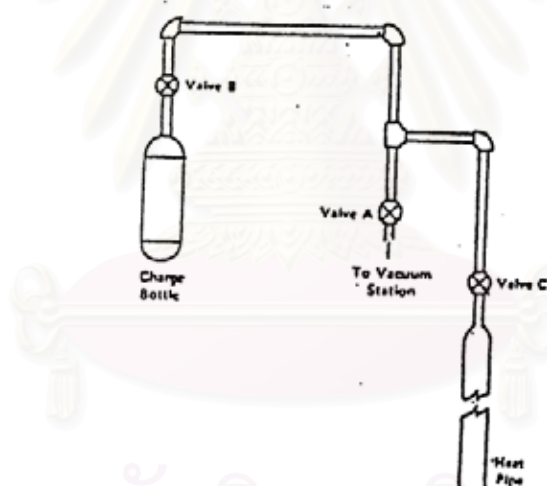
รูปที่ 3-12 ขั้นตอนการสร้างฮีตไปป์โดยใช้ปั๊มสุญญากาศแบบที่ 1

ค. 1 การไล่กาซออกจากของไหลใช้งานโดยวิธี freezing degassing

บรรจุของไหลใช้งานไว้ในขวดป้อน (charge bottle) แล้วปิดวาล์ว A, B และ C แช่ขวดป้อนไว้ในถังกาซไนโตรเจนเหลว ถ้าของไหลใช้งานเป็นแอมโมเนีย (ถ้าเป็นโซเดียมเหลว ให้ปล่อยทิ้งไว้ที่อุณหภูมิห้อง) เมื่อของไหลใช้งานแข็งตัวแล้ว นำเอาขวดป้อนออกและปล่อยให้ของไหลใช้งานหลอมตัวเพื่อไล่ฟองของกาซที่ติดค้างอยู่ในของไหลใช้งานที่แข็งตัว จากนั้นเปิดวาล์ว A และ B เพื่อดูดเอากาซออก (ของไหลใช้งานบางส่วนที่ระเหยเป็นไอจะถูกดูดออกมาด้วย) แล้วปิดวาล์ว และทำซ้ำประมาณ 2-4 ครั้ง จนแน่ใจว่าของไหลใช้งานไม่มีกาซละลายเหลืออยู่

ค. 2 การทำสุญญากาศภายในท่อและการเติมของไหลใช้งาน

เมื่อได้ของไหลใช้งานจากขั้นตอนก่อนแล้ว ต่อไปเป็นการทำสุญญากาศภายในท่อและการเติมของไหลใช้งานระบบการผลิตโดยสรุปแสดงไว้ในรูปที่ 3-13



รูปที่ 3-13 ระบบการผลิตสีตีโป๊โดยใช้สุญญากาศแบบที่ 1

รายละเอียดขั้นตอนการสร้าง

1. ดูดอากาศออกโดยปิดวาล์ว B และปิดวาล์ว A และ C ให้ความร้อนกับฮีตไปป์เพื่อให้ก๊าซที่เกาะอยู่บนเนื้อวัสดุและวิกหลุดออกมา ระยะเวลาที่ใช้ในการดูดอากาศและก๊าซออกนี้ จะขึ้นตรงกับอุณหภูมิของฮีตไปป์

2. ถั่วท่อด้วยของไหลใช้งาน โดยเปิดวาล์ว B และอุณหภูมิห้องให้ร้อนกว่าจุดเดือดของของไหลใช้งานที่ความดันในระบบนั้น ปล่อยให้ไอของของไหลใช้งานไหลเข้าไปในท่อเล็กน้อยเพื่อถั่วภายในท่อ แล้วปิดวาล์ว B เพื่อดูเอาของไหลใช้งานออก และปิดวาล์ว B ใหม่ ทำซ้ำกันประมาณ 2 ครั้ง

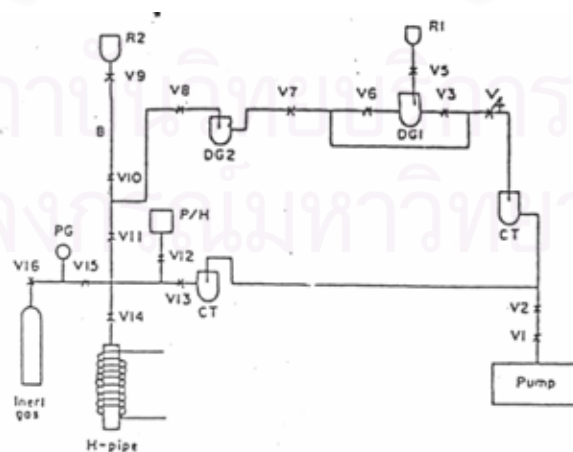
3. บรรจุของไหลใช้งาน ปริมาณที่บรรจุสามารถวัดและควบคุมได้โดยวิธีต่างๆ ขึ้นกับสถานะของของไหลใช้งานที่อุณหภูมิห้อง ดังต่อไปนี้

3.1 สถานะก๊าซ (กรณีของ Cryogenic heat pipe fluid) ปริมาณที่บรรจุสามารถวัดได้จากความดันภายในท่อที่อุณหภูมิห้องโดยการปิดวาล์ว A เปิดวาล์ว B และ C จนได้ปริมาณที่ต้องการ เมื่อเปิดวาล์ว B และ C ท่อฮีตไปป์ก็อยู่ในสภาพพร้อมที่จะปิดผนึก

3.2 สถานะของเหลวหรือของแข็ง ปริมาณที่บรรจุสามารถวัดได้จากผลต่างของปริมาณของของไหลใช้งานก่อนและหลังการบรรจุโดยการปิดวาล์ว A เปิดวาล์ว B และ C เมื่อให้ความร้อนกับขวดป้อน ในขณะที่ให้ความร้อนกับฮีตไปป์ เมื่อได้ปริมาณตามที่ต้องการแล้วก็ปิดวาล์ว B และ C ฮีตไปป์จะอยู่ในสภาพพร้อมที่จะปิดผนึก

ง. การใช้ปั๊มสุญญากาศแบบที่ 2

เป็นวิธีการสร้างฮีตไปป์ที่ซับซ้อนมากกว่าแบบที่ 3 ระบบการผลิตนี้แสดงไว้ในรูปที่ 3-14 ดังต่อไปนี้



รูปที่ 3-14 ระบบการผลิตฮีตไปป์โดยใช้ปั๊มสุญญากาศแบบที่ 2

1. ปิดวาล์วทั้งหมดที่เปิดสู่ภายนอก (V5, V9, V14, V15)
2. เดินปั๊มสุญญากาศโดยที่วาล์ว V1, V2 ยังคงปิดอยู่
3. หล่อเย็นด้วยปั๊มสุญญากาศและกับดักความเย็น (Cold Trap , CT) ด้วยก๊าซไนโตรเจนเหลว
4. ทิ้งไว้ประมาณ 30 นาทีเปิดวาล์ว V1, V2 ดูความดันในระบอบออกจนได้ความดันประมาณ 0.01 มม.ปรอท เวลาที่ใช้ในการนี้จะขึ้นอยู่กับความจุของปั๊ม ความสะอาดของระบบและปริมาตรภายในรวมของระบบ
5. ปิดวาล์ว V4, V5 และ V6 เดิมของไหลใช้งานลงไป R1
6. ค่อยๆ เปิดวาล์ว V5 ให้ของไหลใช้งานลงสู่ภาชนะ DG₁ เมื่อได้ปริมาณมากพอก็ปิดแล้วทำให้แข็งตัว โดยแช่ในก๊าซไนโตรเจน
7. เมื่อของไหลใช้งานแข็งตัว เปิดวาล์ว V4 เพื่อดูเอาอากาศที่หลุดออกแล้วปิด จากนั้นทำให้ของไหลใช้งานหลอมตัวและปล่อยให้ฟองก๊าซหลุดออก แล้วทำให้ของไหลใช้งานแข็งตัวใหม่
8. เปิดวาล์ว V4 เพื่อดูเอาอากาศที่หลุดออกจากของไหลใช้งานออก
9. ปิดวาล์ว V4, V3, V8 และเปิดวาล์ว V6, V7 แช่ DG₂ ในถังไนโตรเจนเหลว
10. หลอมเหลวของไหลใช้งานใน DG₁ ด้วยลมร้อน แล้วส่งของไหลใช้งานไปยัง DG₂ จากนั้นก็ทำการไล่ก๊าซที่ละลายอยู่ในของไหลใช้งานออกในลักษณะเดียวกับ DG₁

11. หลังจากของไหลใช้งานผ่านการไล่อากาศออกแล้ว ปิดวาล์ว V4, V6 เพื่อกั้นการไหลย้อนกลับของของไหลใช้งาน
12. ปิดวาล์ว V7, V11 และเปิดวาล์ว V8, V10 จากนั้นก็ใช้ความร้อนไล่ของไหลใช้งานให้เข้าไปอยู่ในบูเรต (Burette, B) แล้วเปิดวาล์ว V10, V8 แล้วเปิดวาล์ว V11 จากนั้นจึงสูญญากาศให้มากขึ้นถึงประมาณ 0.005 มม.ปรอท
13. ดัดท่อฮีตไปป์เข้ากับระบบ เปิดวาล์ว V14 เพื่อดูดเอาอากาศออกพร้อมกับให้ความร้อนต่อท่อฮีตไปป์ รอจนระดับสูญญากาศกลับคืนที่เดิม
14. จุ่มปลายด้านล่างของฮีตไปป์ลงในถังไนโตรเจนเหลว ค่อยๆเปิดวาล์ว V10 เพื่อส่งของไหลใช้งานไปควบแน่นในท่อฮีตไปป์ เมื่อได้ปริมาณมากพอก็เปิดวาล์ว V10 ใช้ความร้อนไล่ของไหลใช้งานที่ยังคงตกค้างอยู่ให้เข้าไปในท่อฮีตไปป์จนหมดแล้วปิดวาล์ว
15. ทำการไล่กาซออกจากของไหลใช้งานในท่อฮีตไปป์โดยวิธี freezing degassing อีกครั้ง โดยเปิด-ปิด วาล์ว V14 จากนั้นท่อฮีตไปป์ก็อยู่ในสภาพพร้อมที่จะปิดผนึก

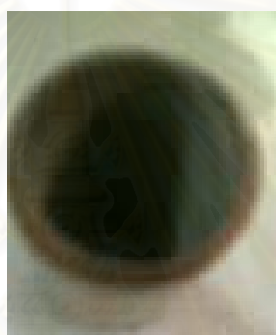
ในการศึกษานี้ทำการทดลองฮีตไปป์ด้วยกัน 2 ชุดทดลองโดยที่ฮีตไปป์สองท่อนี้ มีความยาวเท่ากันคือ 1.25 เมตร ใช้ท่อชนิดเดียวกันคือท่อทองแดง ใช้ของไหลใช้งานชนิดเดียวกันคือ R-12 แต่สิ่งที่แตกต่างกันคือ ท่ออันที่ 1 ประกอบด้วยวิกที่ทำจากตาข่ายเบอร์ 100 และ ท่ออันที่ 2 ประกอบด้วยวิกที่ทำจากตาข่ายเบอร์ 120



รูปที่ 3- 15 แสดงภาพฮีตไปป์ที่มีวิกเบอร์ 100



รูปที่ 3- 16 แสดงภาพฮีตไปป์ที่มีวิกเบอร์ 120



รูปที่ 3-17 ภาพภายในท่อฮีตไปป์ชุดที่ 2 ซึ่งใช้ Mesh 120

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

3.3 การออกแบบและสร้างอุปกรณ์ที่ทดสอบฮีตไปป์

ในการทดสอบฮีตไปป์ที่ได้สร้างขึ้นมานั้นต้องคำนึงถึงขนาดและสภาวะการที่จะนำฮีตไปป์ไปใช้งานซึ่งจุดมุ่งหมายที่จะนำเอาฮีตไปป์ไปใช้งาน ในการทดลองนี้ให้อุณหภูมิที่ส่วนของการระเหยมีอุณหภูมิประมาณ 60 องศาเซลเซียส ท่อฮีตไปป์ที่จะนำมาทดลองนี้มีความยาว 1.25 เมตร และ ในการทดสอบฮีตไปป์นี้ต้องสามารถหมุนได้เป็นวงกลมและสามารถทดลองได้ทุกๆ มุมทดสอบ

จากความคิดเหล่านี้นำมาออกแบบและจัดสร้างอุปกรณ์ทดสอบเป็นบางส่วนได้ดังนี้

1. ส่วนของแท่นทดสอบ โดยที่ตัวแท่นทดสอบนี้สามารถรับน้ำหนักฮีตไปป์กับแจ็กเก็ต และสามารถหมุนได้เป็นวงกลม และสามารถทดลองได้ทุกๆ มุมทดสอบดังรูปที่ 3-18 และ 3-19 ในส่วนของแท่นทดสอบประกอบไปด้วย

1. เหล็กฉากขนาด 40 x 40 4mm x 6mm ความยาว 1 เมตร จำนวน 4 เส้น
2. เหล็กฉากขนาด 40 x 40 4mm x 6mm ความยาว 0.42 เมตร จำนวน 2 เส้น
3. แบริ่งคู่กดาขนาด 20 mm 2 ตัว
4. เพลาขนาด 20 mm มีความยาว 0.72 เมตรจำนวน 1 เส้น
5. เหล็กฉากแบบมีรู ความยาว 1.6 เมตร จำนวน 2 เส้น และ ความยาว 0.2 เมตร จำนวน 2 เส้น
6. C-camp ขนาดเล็ก จำนวน 2 ชิ้น

จากนั้นทำการประกอบโดย

1. ใช้เหล็กฉากในข้อที่ 1 มาเชื่อมติดกันให้เป็นดังรูปที่ 3-18 และ ทำการเจาะรูตรงกลางเพื่อติด แบริ่งคู่กดา
2. เชื่อม C-camp กับเพลามีความยาว 0.1 เมตรแล้วนำชิ้นส่วนนี้ไปเชื่อมติดกับแท่นทดสอบดังรูปที่ 3-19 โดยให้ปากของ C-camp อยู่ตรงกันกับเพล
3. นำเหล็กฉากที่มีรูมาประกอบแล้วเชื่อมติดกับเพลาดังรูปที่ 3-17 แล้วนำชิ้นส่วนนี้ไปประกอบเข้ากับแบริ่งคู่กดาแล้วขันน็อตหกเหลี่ยมเพื่อทำการล็อกชุดเพลากับแบริ่ง



รูปที่ 3-18 แสดงภาพแทนทดสอบฮีตไปป์



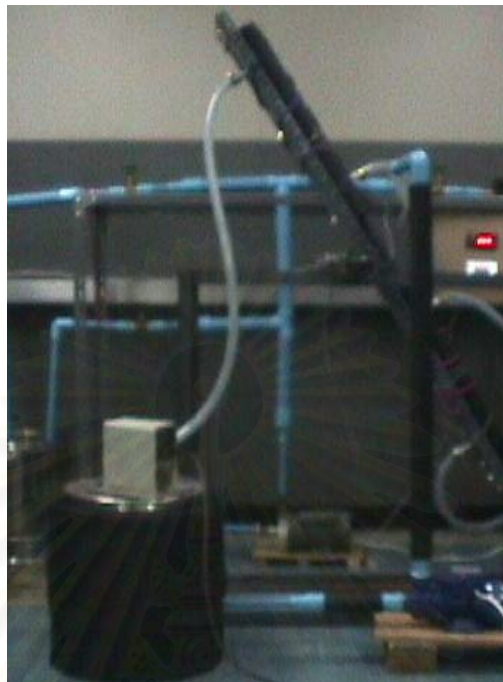
รูปที่ 3-19 แสดงภาพอุปกรณ์ที่ทำการจับยึดให้ฮีตไปป์ทดสอบได้ทุกมุมทดสอบ

2.ส่วนที่ทำความร้อนและป้อนให้ในส่วนของการทำระเหยโดยที่ในส่วนนี้จะประกอบ ถึงสแตนเลส, ฮีตเตอร์ที่ใช้ทำให้น้ำร้อนมีอุณหภูมิ60 องศาเซลเซียส, ปั้มน้ำ ในส่วนของการทำระเหยพร้อมติดตั้งจนวนความร้อนทั้ง ถึงสแตนเลส ท่อน้ำ และ เจ็ทเก็ต



รูปที่ 3-20 แสดงภาพอุปกรณ์ที่ให้ความร้อนในส่วนของการทำระเหย

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 3-21 แสดงภาพวงจรการให้ความร้อนในส่วนของการทำระเหย



รูปที่ 3-22 แสดงภาพปั๊มในส่วนของการทำระเหย



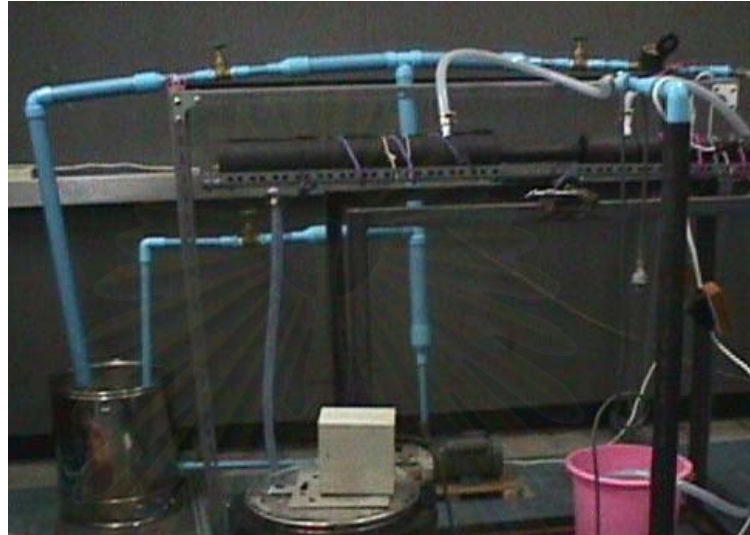
รูปที่ 3- 23 แสดงภาพเจ็ทเกิดของส่วนที่ทำระเหยและส่วนที่ควบแน่นที่ทำมาจากแผ่นเหล็กอบสังกะสี



รูปที่ 3- 24 แสดงภาพแผ่นเหล็กอบสังกะสีที่นำมาทำเจ็ทเกิด

3. ส่วนที่ควบแน่นและอุปกรณ์ที่ปรับอัตราการไหลของน้ำที่ผ่านส่วนควบแน่น โดยที่ในส่วนนี้จะประกอบ ถังสแตนเลส, ระบบของท่อพีวีซี วาล์ว ปุ่ม ซึ่งส่วนนี้จะเป็นส่วนที่จะทำการวัดอัตราการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ ในมุมมองสอบต่างๆ โดยในส่วนนี้อัตราการไหลของน้ำสามารถปรับได้ตามการควบคุมของ ท่อ และ วาล์วที่ได้ออกแบบ ในการวัดค่าอัตราการถ่ายเท

ความร้อนของฮีตไปป์นี้ต้องอาศัยอัตราการไหลของน้ำที่ น้อยๆ เพราะฮีตไปป์ที่ได้นำมาทดสอบนี้เป็นเพียงท่อฮีตไปป์ท่อเดียว



รูปที่ 3- 25 แสดงภาพส่วนที่ควบคุมและอุปกรณ์ต่างๆ



รูปที่ 3- 26 แสดงภาพปั๊มในส่วนที่ควบคุม

4. ส่วนที่วัดอุณหภูมิและอัตราการไหล โดยที่ในส่วนนี้จะประกอบด้วย

1. เครื่องอ่านอุณหภูมิซึ่งสามารถอ่านค่าได้ทั้งหมด 4 จุด ยี่ห้อ DIGICON
2. เทอร์โมคอปเปิ้ล Type K จำนวน 4 เส้น มีความเที่ยงตรง 0.1 องศา
3. บีกเกอร์ขนาด 500 ml
4. นาฬิกาจับเวลา



รูปที่ 3- 27 แสดงภาพเครื่องอ่านอุณหภูมียี่ห้อ DIGICON

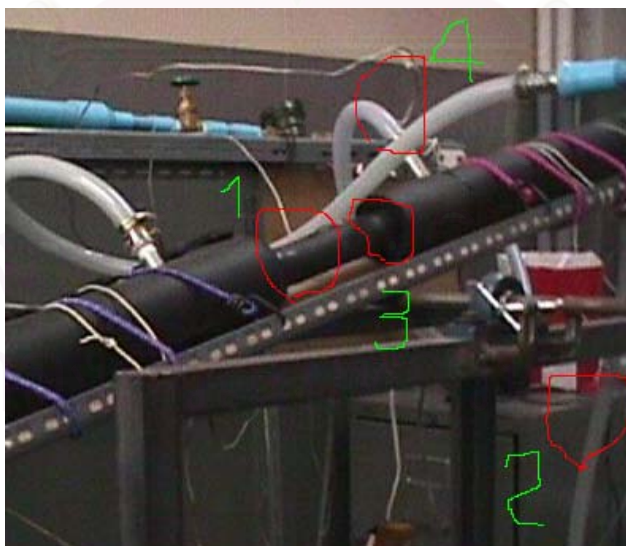


รูปที่ 3- 28 แสดงภาพเทอร์โมคอปเปิ้ล Type K จำนวน 4 เส้น



รูปที่ 3- 29 แสดงภาพเครื่องมือวัดอัตราการไหล
โดยจุดที่มีการตรวจวัดอุณหภูมิ ทั้ง 4 จุดมีดังต่อไปนี้คือ

- จุดที่ 1 บริเวณผิวท่อในส่วนอะเดียบติกที่ใกล้กับส่วนที่ทำการระเหย
- จุดที่ 2 ภายในท่อน้ำที่ออกจากเจ็ทน้ำในส่วนที่ควบแน่น
- จุดที่ 3. บริเวณผิวท่อในส่วนอะเดียบติกที่ใกล้กับส่วนที่ควบแน่น
- จุดที่ 4. ภายในท่อน้ำที่เข้าเจ็ทน้ำในส่วนที่ควบแน่น



รูปที่ 3- 30 แสดงภาพจุดที่ติดตั้งเครื่องวัดอุณหภูมิ

เมื่อได้ทำการสร้างและประกอบทั้ง 4 ส่วนที่ได้กล่าวมาในข้างต้นนี้แล้วก็จะได้ชุดที่ใช้ทดสอบ
 ีตไปปีที่ได้ทำการสร้างขึ้นและพร้อมทำการทดสอบเพื่อหาค่าอุณหภูมิ เพื่อนำไปคำนวณหาค่า อัตรา
 การถ่ายเทความร้อน

2. วิธีการอ่านค่าและวัดค่าต่างๆ

ส่วนแรกในส่วนของการอ่านอุณหภูมิ

จากที่ได้กล่าวมาจุดที่มีการตรวจวัดอุณหภูมิ ทั้ง 4 จุดมีดังต่อไปนี้คือ

จุดที่ 1 บริเวณผิวท่อในส่วนที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อนที่ใกล้กับส่วนที่ทำการระเหย

จุดที่ 2 ภายในท่อน้ำที่ออกจากเจ็ทเกิดน้ำในส่วนที่ควบแน่น

จุดที่ 3. บริเวณผิวท่อในส่วนที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อนที่ใกล้กับส่วนที่ควบแน่น

จุดที่ 4. ภายในท่อน้ำที่เข้าเจ็ทเกิดน้ำในส่วนที่ควบแน่น

โดยที่ค่าอุณหภูมิที่อ่านได้มีหน่วยเป็นองศาเซลเซียส ตัวอย่างเช่น

ค่าสายวัดอุณหภูมิสายวัดที่ 1 อ่านค่าได้ 51.2

ค่าที่อ่านได้คือ 51.2 องศาเซลเซียส จากนั้นนำค่านี้ไปแทนในสมการของการเทียบสอบคือ
 $y = 0.9966x + 0.1163$ ดังจะกล่าวในบทต่อไป โดยที่ค่าจริงที่อ่านได้คือ 51.142 องศาเซลเซียส

ส่วนที่สองส่วนของการหาอัตราการไหล

ค่าที่อ่านได้ในบีกเกอร์หน่วยเป็น ml และ ค่าที่อ่านได้จากนาฬิกาจับเวลาหน่วยเป็น วินาที
 เช่นค่าที่วัดได้ 400 ml ในเวลา 20 วินาที แปลงมาเป็นอัตราการไหลในหน่วยของ m^3/s

คือ $(400 / 10^3) / (20 \times 10^3) = 0.00002 m^3/s$ เป็นต้น

บทที่ 4

ผลการทดลองและวิจารณ์ผลการทดลอง

4.1 การดำเนินการทดลอง

1. ขั้นตอนการทดลอง

การทดลองที่มูมฮีตไปป์ -90 องศา (Evaporator อยู่ข้างล่างสุด)

1. ต่อท่อสายยางน้ำเข้าและออกส่วนที่ควบแน่น และ ส่วนของทำการระเหย ปรับแทนทดสอบให้อยู่ในแนวตั้งฉาก โดยให้ส่วนที่ทำการระเหยอยู่ด้านล่างของแทนทดสอบ จากนั้นทำการเปิดฮีตเตอร์ที่ถึงน้ำในส่วนของการระเหยโดยตั้งอุณหภูมิไว้ที่ 60 องศาเซลเซียส
2. จากนั้นเมื่อน้ำในถังในส่วนของการทำระเหยถึงอุณหภูมิที่ต้องการแล้วให้เปิดปั้มน้ำในส่วนที่ทำระเหยและปั้มน้ำในส่วนที่ควบแน่น หลังจากเปิดปั้มน้ำในส่วนที่ควบแน่นแล้วทำการปรับวาล์วน้ำให้มีอัตราการไหลค่าหนึ่งที่มีค่าน้อยๆ
3. จากนั้นปล่อยไว้สัก 5 นาทีแล้วมาดูผลต่างของอุณหภูมิที่อ่านได้จากสายวัดอุณหภูมิสายที่ 4 และ สายที่ 2 โดยสายที่ 4 จะเป็นสายที่วัดอุณหภูมิน้ำที่เข้ามาในส่วนที่ควบแน่น และ สายที่ 2 เป็นสายที่วัดอุณหภูมิของน้ำที่ออกจากส่วนที่ควบแน่น โดยในการทดสอบครั้งแรกนี้ให้ผลต่างของอุณหภูมิของ สายที่ 2 และ สายที่ 4 อยู่ที่ประมาณ 4-5 องศาเซลเซียส ถ้ายังไม่ได้ผลต่างอุณหภูมินี้ก็ทำการปรับวาล์วต่างๆให้ได้ผลต่างของอุณหภูมิที่กำหนด
4. เมื่อได้ผลต่างของอุณหภูมิแล้ว รอเวลาอีก ประมาณ 2 นาที รอให้ค่าก่อนข้างคงที่แล้วเริ่มจับบันทึกค่าอุณหภูมิทั้ง 4 ค่า จากนั้นก็ใช้ บีกเกอร์และนาฬิกาจับเวลา ทำการหาค่าอัตราการไหลของน้ำในส่วนนี้ พอจดค่าต่างๆเสร็จแล้วรอเวลาอีก 1 นาทีทำการบันทึกค่าต่างๆเหล่านี้ไปอีกต่อไป 4 ค่า รวมค่าทั้งหมดที่ทำการบันทึกจำนวน 5 ค่า
5. เมื่อได้ค่าทั้งหมดแล้วก็ ทำการปรับแทนทดลองจาก -90 องศามาเป็น -105 องศา -135 องศา และ -165 องศาตามลำดับ โดยที่แต่ละค่าของมูมฮีตไปป์ทำการทดลองและจดบันทึกค่าตามการทดลองข้อที่ 3-4
6. จากนั้นเริ่มทำการทดลองใหม่โดยครั้งที่สองนี้ให้ผลต่างของอุณหภูมิของ สายที่ 2 และ สายที่ 4 อยู่ที่ประมาณ 3 องศาจากนั้นก็ทำการทดลองตามขั้นตอนการทดลองข้อที่ 4-5

7. ในการทดสอบแต่ละครั้งน้ำที่ผ่านการทดสอบแล้วจะทิ้งแล้วนำน้ำใหม่ที่ได้จาก ก๊อกของท่อประปามาเติมแล้วทิ้งไว้สักครู่ให้อุณหภูมิน้ำที่มีอยู่ในถังของส่วนที่ควบแน่นเท่ากับน้ำประปาที่เติมเข้าไปใหม่เท่านั้น จึงทำการทดลองได้
8. ในการทดลองแต่ละครั้งต้องคอยจับตางานของฮีตเตอร์ไฟฟ้าถ้ามันหยุดการทำงาน (การหยุดทำงานเนื่องมาจากที่ตัวฮีตเตอร์นี้มีปั๊มน้ำและมีเซ็นเซอร์ระดับของน้ำจับอยู่ถ้าน้ำมีระดับต่ำกว่าที่เครื่องตั้งไว้ฮีตเตอร์และระบบปั๊มน้ำของฮีตเตอร์จะหยุดทำงาน) ซึ่งถ้าฮีตเตอร์ไม่ทำงานจะทำให้อุณหภูมิผิวท่อ สายวัดอุณหภูมิที่ 1 และ 3 ผิดไป แต่ค่าผลต่างของอุณหภูมิยังคง เท่าเดิม
9. เมื่อทำการทดลองในแต่ละองศาเสร็จเรียบร้อยแล้วให้ทำการปิดปั๊มน้ำและฮีตเตอร์เพื่อความสะดวกในการเติมน้ำใหม่เข้าระบบและตรวจสอบรอยรั่วและซ่อมแซมรอยรั่วของน้ำที่อยู่ในระบบโดยในการซ่อมแซมรอยรั่วจะใช้ไขควงและซิลิโคนในการซ่อมแซม

4.2 ผลการทดลอง

จากการทดลองหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน Q โดยที่พยายามควบคุมผลต่างของอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นของด้านส่วนที่ควบแน่นให้อยู่ในสองระดับด้วยกันคือ ระดับที่หนึ่งมีผลต่างของอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ $4-5^{\circ}\text{C}$ และ ระดับที่สองมีผลต่างของอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 3°C ดังแสดงผลการทดลองทั้งหมดแสดงอยู่ในภาคผนวก. ก ส่วนผลการคำนวณแสดงอยู่ในตารางที่ 4-1 และ ตาราง 4-2

รูปที่ 4-1 และ 4-2 เป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน กับ ค่ามุมของฮีตไปป์ ของฮีตไปป์แต่ละชุดทดลอง ที่ผลต่างของอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็น ของฮีตไปป์ทั้งสอง ส่วนรูปที่ 4-3 และ 4-4 เป็นกราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ทั้งสอง ชุดที่ ค่าที่ผลต่างของอุณหภูมิของน้ำที่เข้าและออกส่วนของ Condenser เดียวกัน

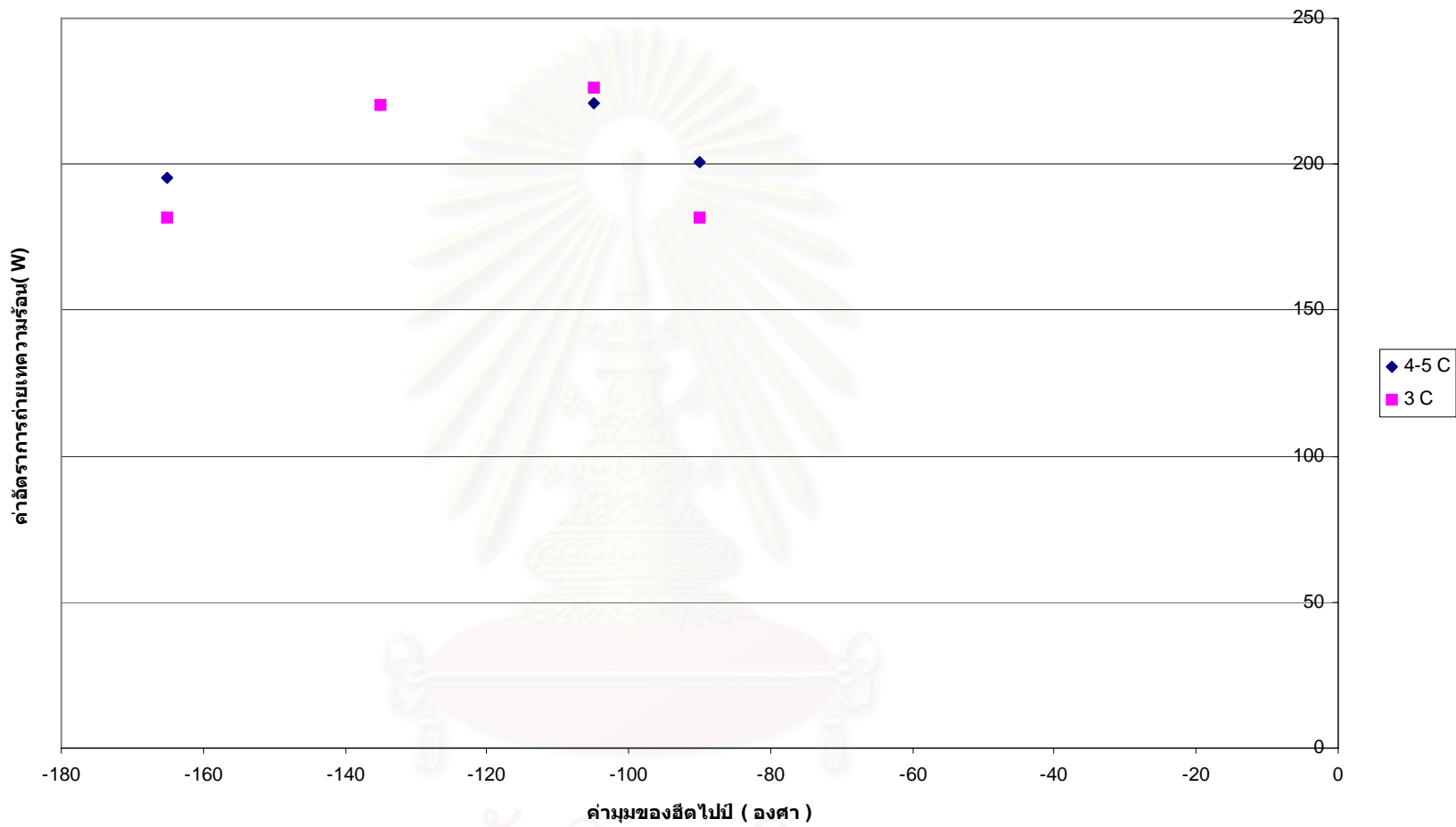
ตารางที่ 4-1 อัตราการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ (Q) ที่มุมต่างๆสำหรับวิกที่ทำด้วย Mesh 100

มุมของฮีตไปป์ ψ	ผลต่างอุณหภูมิ เข้า และ ออก Condenser	
	$4-5^{\circ}\text{C}$	3°C
-90	200.58	181.7
-105	221	226.42
-135	220.36	220.03
-165	195.61	181.7

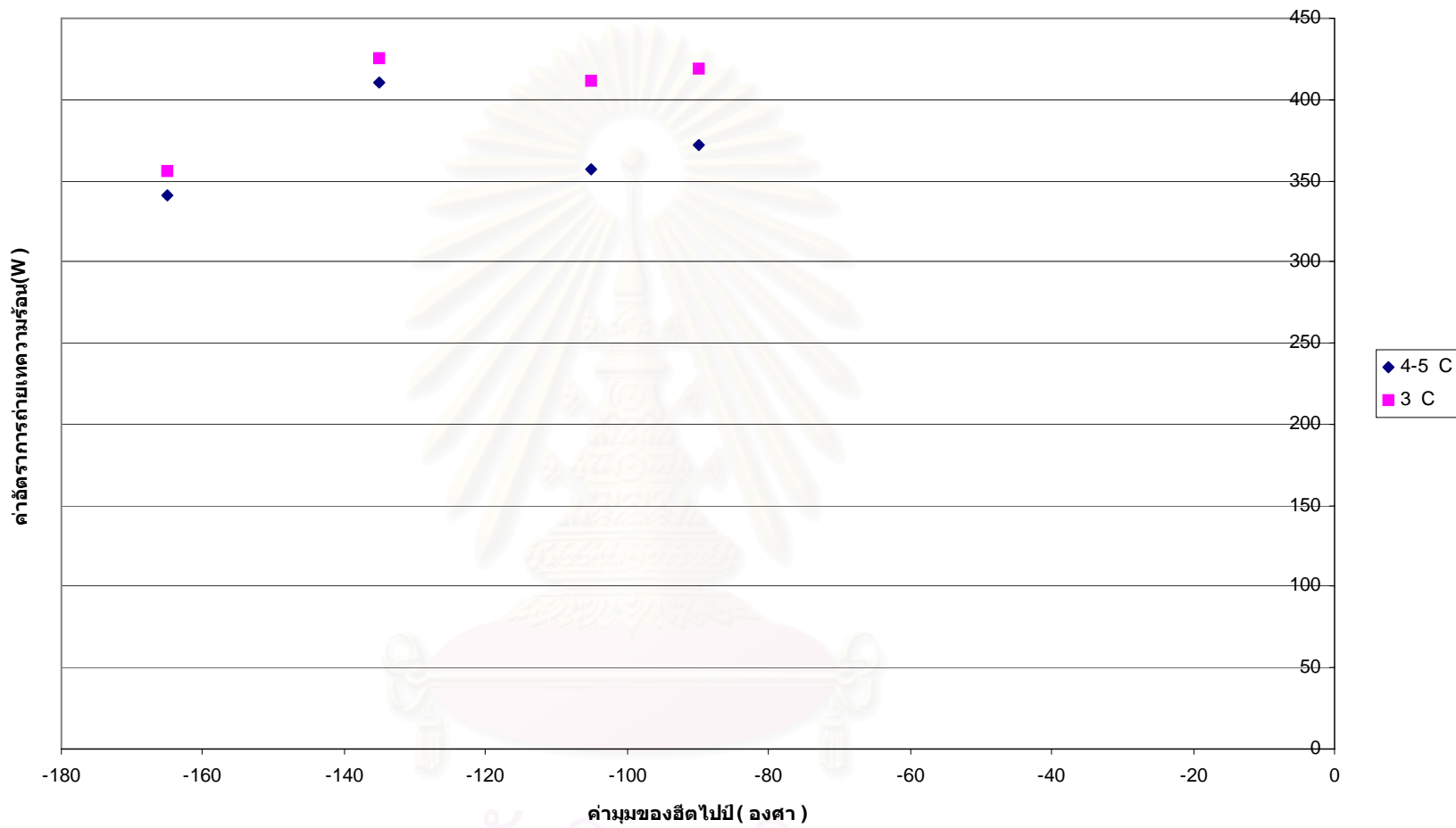
ตารางที่ 4-2 อัตราการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ (Q) ที่มุมต่างๆสำหรับวิกที่ทำด้วย Mesh 120

มุมของฮีตไปป์ ψ	ผลต่างอุณหภูมิ เข้า และ ออก Condenser	
	$4-5^{\circ}\text{C}$	3°C
-90	371.93	418.69
-105	357.17	411.83
-135	410.81	425.41
-165	341.36	355.49

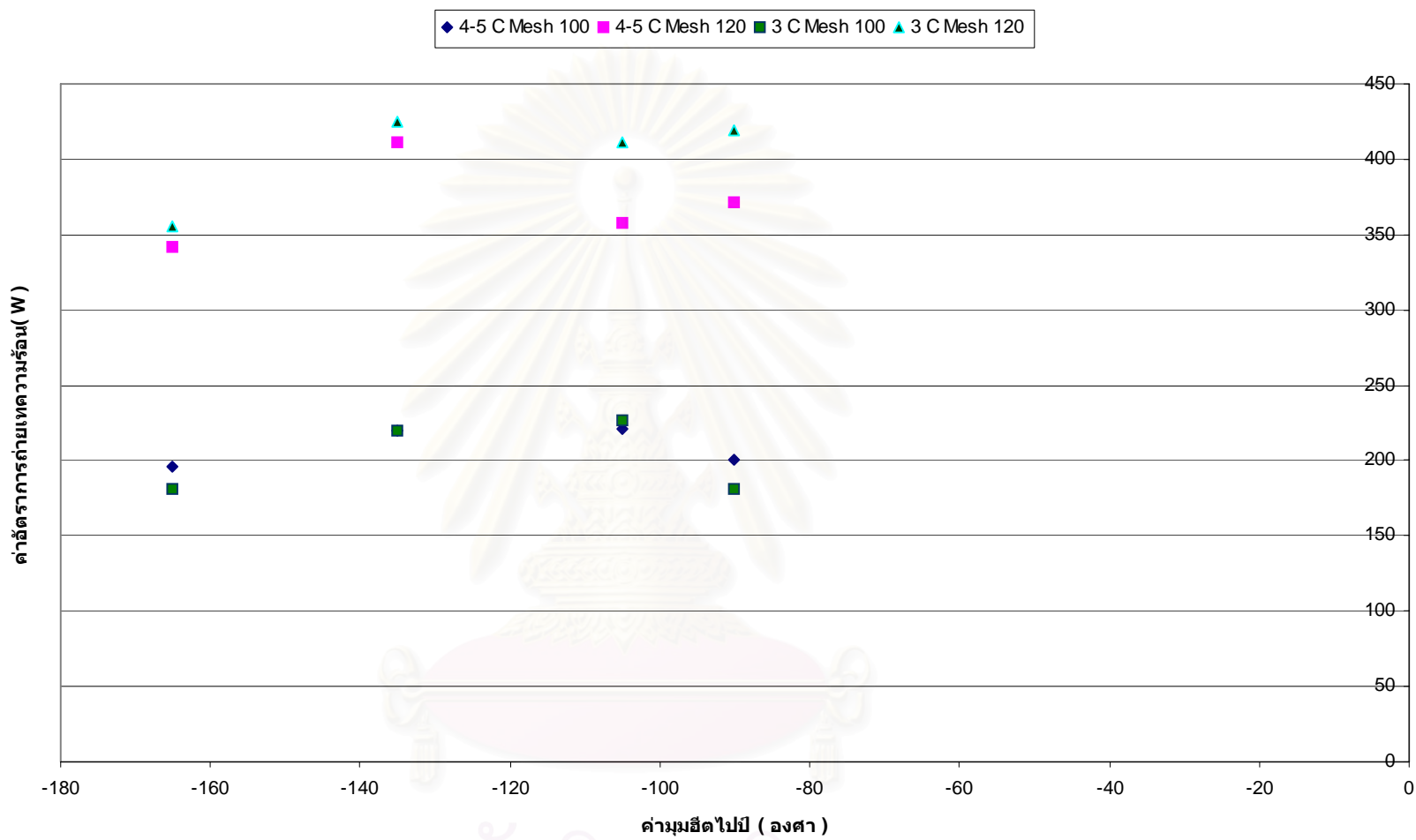
หมายเหตุ มุมของฮีตไปป์ ψ นั้นเป็นมุมที่ส่วนของ Evaporator ทำกับแนวราบโดยให้ทิศทางทวนเข็มนาฬิกาเป็นบวก



รูปที่ 4-1 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างมุมของสี่ดไปป์กับค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสำหรับสี่ดไปป์ที่ใช้ Mesh100

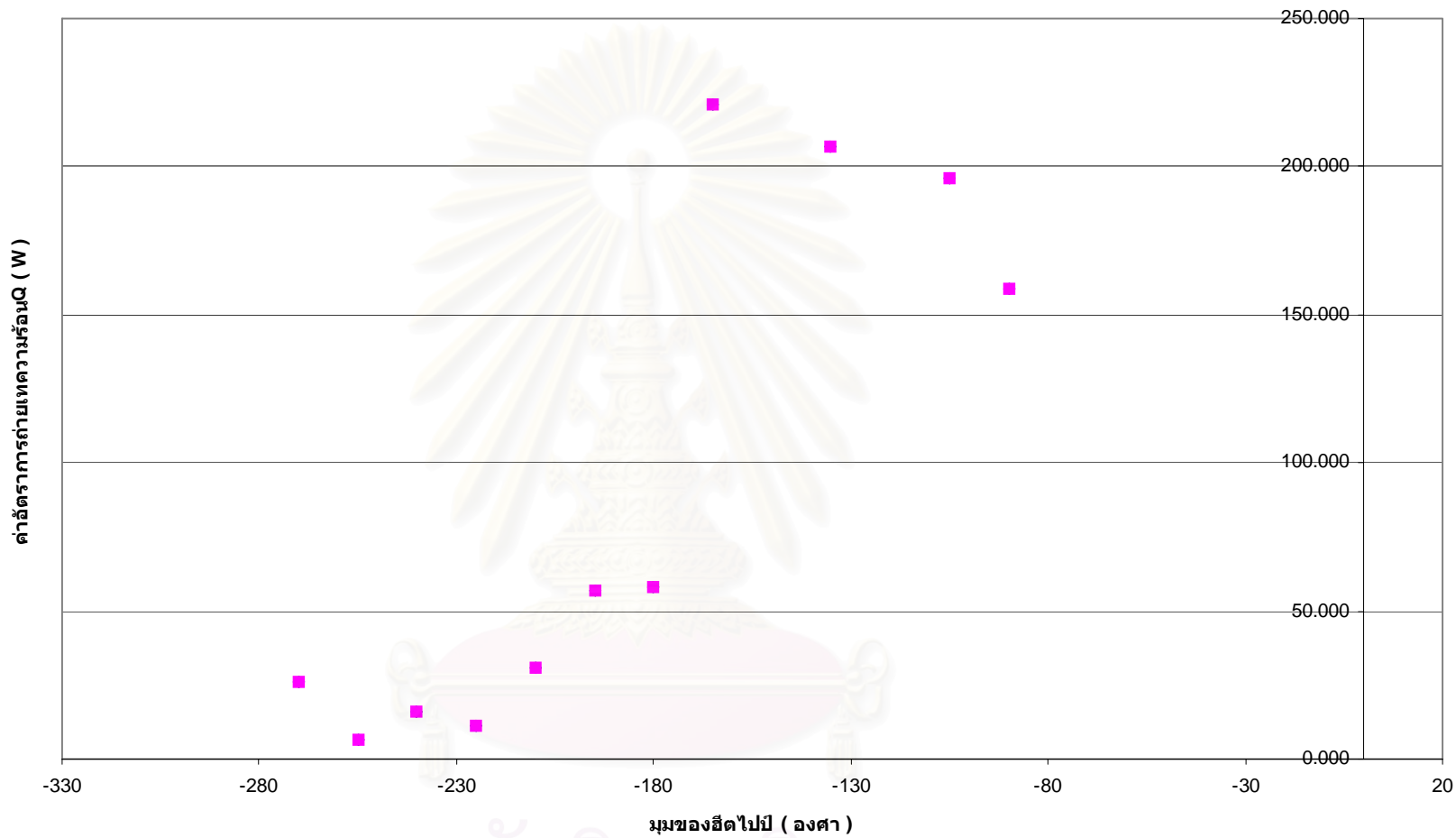


รูปที่ 4-2 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างมุมของฮีตไปป์กับค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสำหรับฮีตไปป์ที่ใช้ Mesh 120



รูปที่ 4-3 กราฟแสดงการเปรียบเทียบระหว่างESHดไปป์กับค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่มุมต่างๆ

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 4-4 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของค่า Q ที่มุมทดสอบต่างๆ ของฮีตไปป์ชุดที่ 1 ซึ่งใช้ Mesh 100

ลำดับต่อไปเป็นการนำข้อมูลของการทดลองของฮีตไปป์ที่แสดงในภาคผนวก ก ไปคำนวณหา ค่าสภาพนำความร้อนประสิทธิผล k_{eff} (Effective Thermal Conductivity) ซึ่งจะเป็นตัวที่บอกถึง ประสิทธิภาพการนำความร้อนของฮีตไปป์ และคำนวณหาค่า Heat Flux ของฮีตไปป์ที่นำมาทดลอง รายละเอียดวิธีการคำนวณแสดงอยู่ในภาคผนวก จ. ส่วนผลการคำนวณแสดงอยู่ในตารางที่ 4-3 ถึง ตารางที่ 4-6

โดยค่า k_{eff} ที่ได้ทำการคำนวณโดยใช้หลักการสองอย่างคือ สมมุติให้ฮีตไปป์เป็นเหมือนวัสดุใด วัสดุหนึ่งที่มีรูปร่างเหมือนฮีตไปป์และใช้ในการถ่ายเทความร้อน โดย ความคิดวิธีที่ 1 คิดค่า k_{eff} จาก อณุมิผิวของฮีตไปป์ในส่วนของการทำระเหยและอณุมิผิวของส่วนควบแน่นโดยความแตกต่าง ของอณุมิผิวทั้ง 2 ส่วนนี้ ความคิดวิธีที่ 2 คิดค่า k_{eff} จากอณุมิผิวของน้ำที่ไหลผ่านส่วนทำระเหยและ อณุมิผิวที่ไหลผ่านส่วนควบแน่น

นอกจากนี้ในตาราง 4-3 ถึง 4-6 ยังแสดงค่า Heat Flux ของฮีตไปป์ทั้ง 2 ชุดทดลองด้วย Heat Flux ดังกล่าวเป็นค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของท่อฮีตไปป์ในแต่ละท่อ ตัวอย่างการ คำนวณถูกแสดงอยู่ในภาคผนวก จ.

รูปที่ 4-5 และ 4-6 เป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า k_{eff} กับมุมของฮีตไปป์ทั้งในกรณีที่ คำนวณ โดยใช้ผลต่างของอณุมิผิวของน้ำที่ไหลผ่านส่วนทำระเหยและอณุมิผิวที่ไหลผ่านส่วน ควบแน่นและกำหนดโดยใช้ผลต่างอณุมิผิวของฮีตไปป์ในส่วนของการทำระเหยและอณุมิผิว ของส่วนควบแน่นตามลำดับ

รูปที่ 4-7 แสดงค่า Heat Flux ที่มุมฮีตไปป์ต่างๆเปรียบเทียบกับผลงานวิจัยก่อนหน้า

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 4-3 ผลการวิจัยของ ช.มหิธร เพ็ชฌุฬพิศษฎุ และ พิสุทธิ กลินขจร (2537)

เป็นฮีตไปป์ที่ทำมาจากท่อทองแดง และ มีตาข่ายสแตนเลส เบอร์ 200 มีของไหลใช้งานคือ R-11 และมีความยาว 150 เซนติเมตร

A	Q (W)	Heat Flux (kW/m ²)
0.000507	114.3	225.443
0.000507	171.5	338.264
0.000507	175.9	346.942
0.000507	185.75	366.370
ค่าเฉลี่ย	161.862	319.255

ผลงานการวิจัยของ กอบชัย แสงสว่าง(2545)

เป็นฮีตไปป์ที่ทำมาจากคอยล์ท่อทองแดงซึ่งเป็นแบบฮีตไปป์แบบครบวงจร ใช้ของไหลใช้งานเป็น R-22 มีค่า Heat Flux เท่ากับ 721.459 kW/m²

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่4-4 แสดงค่า Effective Thermal Conductivity และค่า Heat Flux ของฮีตไปป์ ที่มุมต่างๆ ที่ผลต่างอุณหภูมิ เข้า และ ออก Condenser 4-5 °C สำหรับวิกที่ทำด้วย Mesh 100

ค่ามุมของheat pipe	ค่า A ของฮีตไปป์	Q (W)	DT _{หน้า}	T _{หน้าE} - T _{หน้าC}	T _E -T _C	Dx	k _{eff} (1) (kW/m.K)	k _{eff} (2) (kW/m.K)	Heat Flux (kW/m ²)
-90	0.000275	200.58	3.74	27.528	4.01	0.25	6.624.	45.472	729.381
-105	0.000275	221	4.62	26.358	3.72	0.25	7.622	54.007	803.636
-135	0.000275	220.36	3.6	27.982	4.67	0.25	7.159	42.896	801.309
-165	0.000275	195.61	5.04	30.187	4.04	0.25	5.890	44.016	711.309
ค่าเฉลี่ย							6.824	46.598	761.409

ตารางที่4-5 แสดงค่า Effective Thermal Conductivity และค่า Heat Flux ของฮีตไปป์ ที่มุมต่างๆ ที่ผลต่างอุณหภูมิ เข้า และ ออก Condenser 3 °C สำหรับวิกที่ทำด้วย Mesh 100

ค่ามุมของheat pipe	ค่า A ของฮีตไปป์	Q (W)	DT _{หน้า}	T _{หน้าE} - T _{หน้าC}	T _E -T _C	Dx	k _{eff} (1) (kW/m.K)	k _{eff} (2) (kW/m.K)	Heat Flux (kW/m ²)
-90	0.000275	181.7	2.44	28.444	6.07	0.25	5.807	27.212	660.727
-105	0.000275	226.42	3.38	27.527	4.57	0.25	7.477	45.040	823.345
-135	0.000275	220.03	2.47	27.111	3.31	0.25	7.378	60.431	800.109
-165	0.000275	181.7	2.43	28.444	6.07	0.25	5.807	27.212	660.727
ค่าเฉลี่ย							6.617	39.974	736.227

- (1) คัดจากผลต่างอุณหภูมิของน้ำด้านEvaporator กับ Condenser
- (2) คัดจากผลต่างอุณหภูมิของผิวท่อของEvaporator กับ Condenser

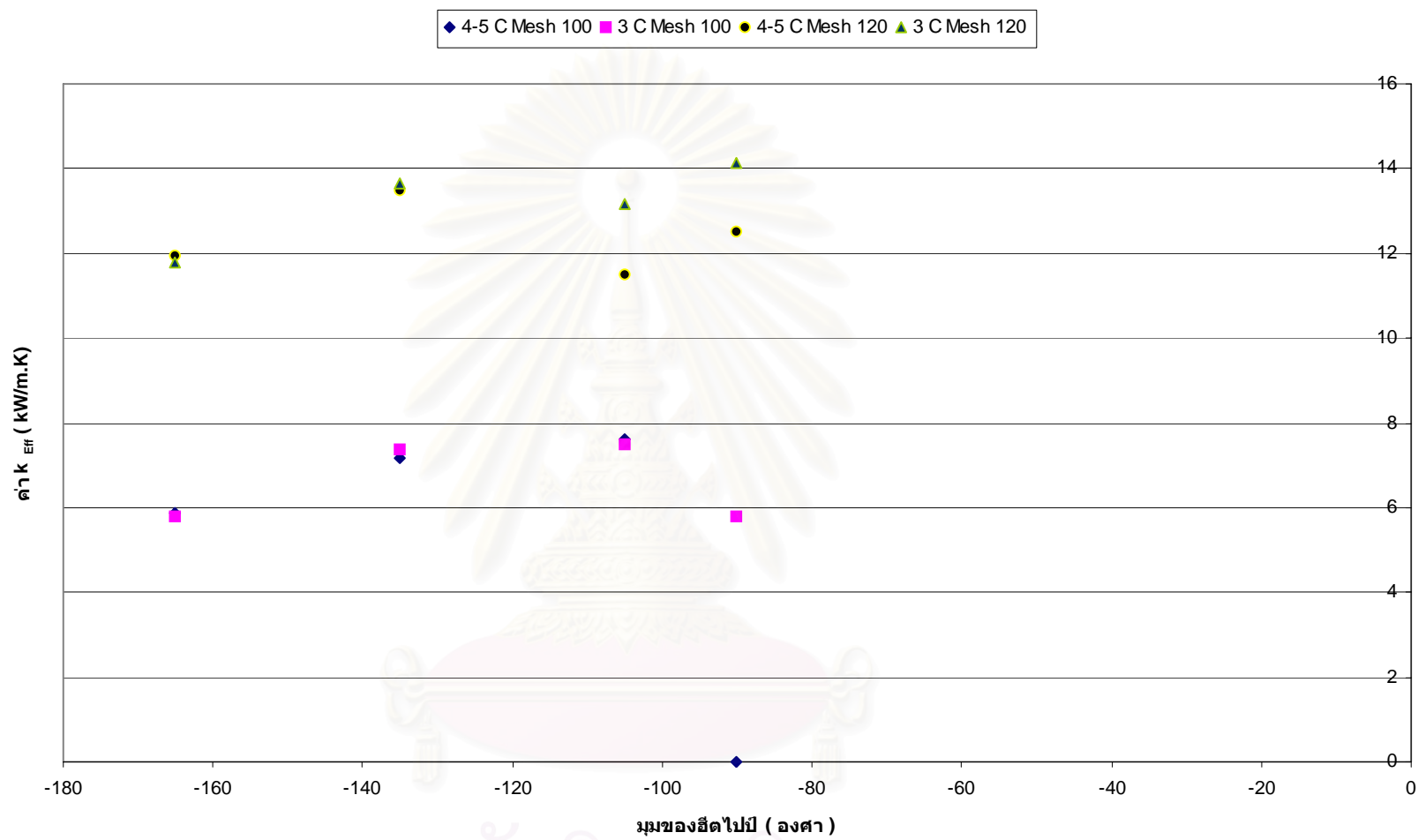
ตารางที่4-6 แสดงค่า Effective Thermal Conductivity และค่า Heat Flux ของฮีตไปป์ ที่มุมต่างๆ ที่ผลต่างอุณหภูมิ เข้า และ ออก Condenser 4-5 °C สำหรับวิกที่ทำด้วย Mesh 120

ค่ามุมของheat pipe	ค่า A ของฮีตไปป์	Q (W)	DT _{น้ำ}	T _{น้ำE} - T _{น้ำC}	T _E - T _C	Dx	k _{eff} (1) (kW/m.K)	k _{eff} (2) (kW/m.K)	Heat Flux (kW/m ²)
-90	0.000275	371.93	4.51	27.025	3.23	0.25	12.511	104.680	1,352.472
-105	0.000275	357.17	5.06	28.248	3.71	0.25	11.494	87.520	1,298.800
-135	0.000275	410.81	4.35	27.711	3.97	0.25	13.477	94.071	1,493.854
-165	0.000275	341.36	5.14	25.975	3.41	0.25	11.947	91.005	1,241.309
ค่าเฉลี่ย							12.357	94.319	1,346.609

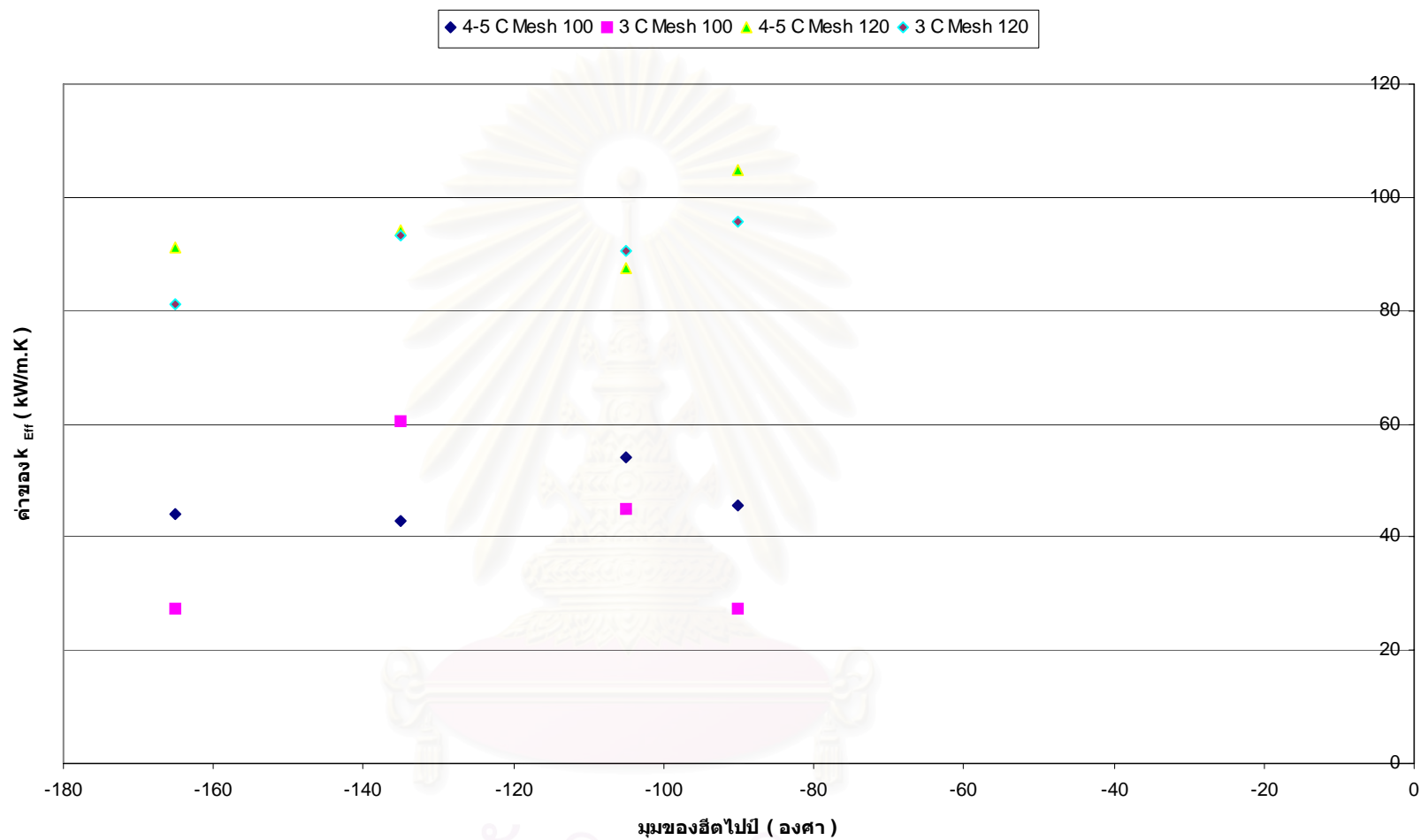
ตารางที่4-7 แสดงค่า Effective Thermal Conductivity และค่า Heat Flux ของฮีตไปป์ ที่มุมต่างๆ ที่ผลต่างอุณหภูมิ เข้า และ ออก Condenser 3 °C สำหรับวิกที่ทำด้วย Mesh 120

ค่ามุมของheat pipe	ค่า A ของฮีตไปป์	Q (W)	DT _{น้ำ}	T _{น้ำE} - T _{น้ำC}	T _E - T _C	Dx	k _{eff} (1) (kW/m.K)	k _{eff} (2) (kW/m.K)	Heat Flux (kW/m ²)
-90	0.000275	418.69	2.89	26.920	3.98	0.25	14.139	95.634	1,522.509
-105	0.000275	411.83	3.06	28.436	4.13	0.25	13.166	90.651	1,497.563
-135	0.000275	425.41	2.43	28.323	4.14	0.25	13.654	93.414	1,546.945
-165	0.000275	355.49	3.14	27.426	3.99	0.25	11.783	80.995	1,292.690
ค่าเฉลี่ย							13.185	90.174	1,464.927

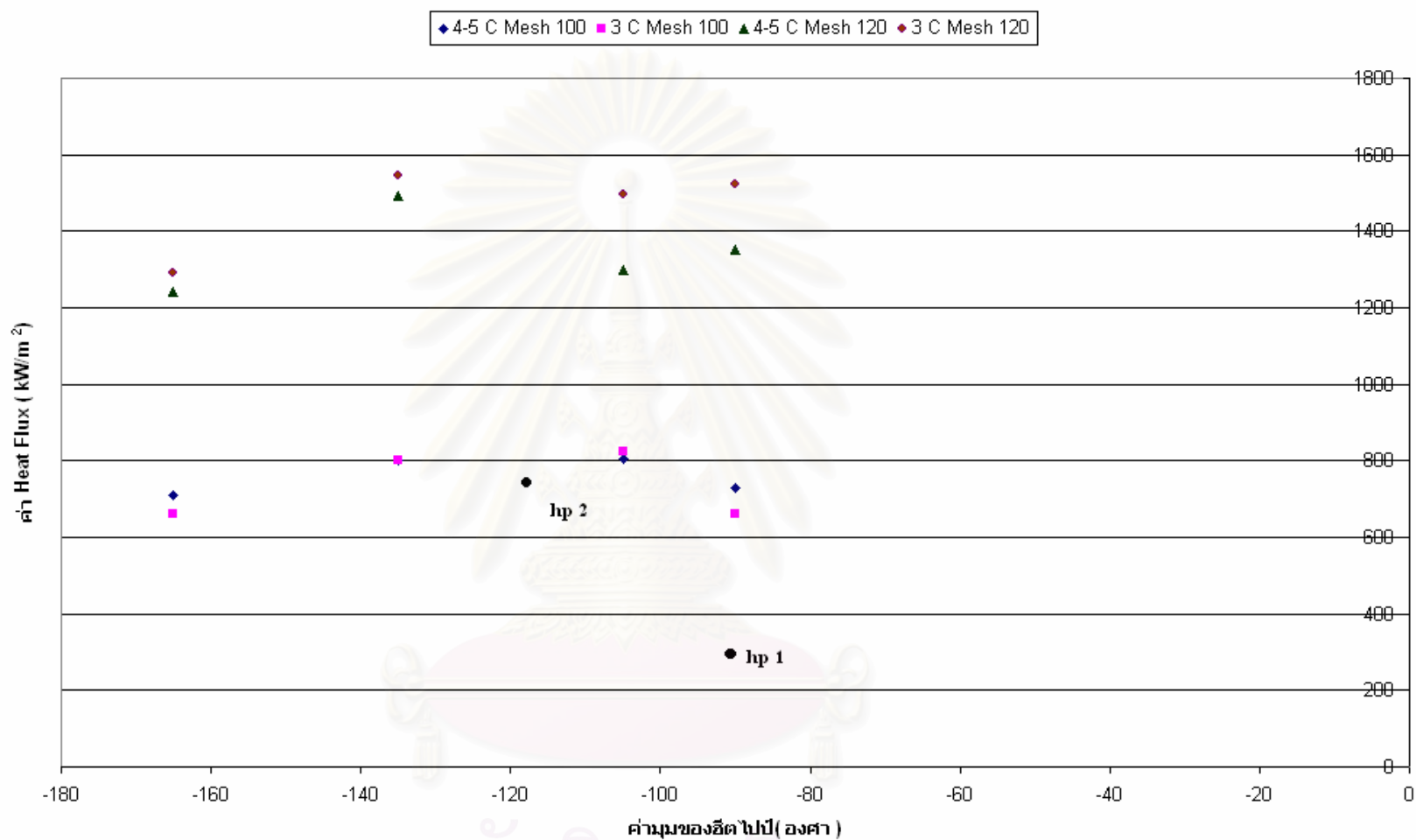
- (1) คัดจากผลต่างอุณหภูมิของน้ำด้านEvaporator กับ Condenser
- (2) คัดจากผลต่างอุณหภูมิของผิวท่อของEvaporator กับ Condenser



รูปที่ 4-5 กราฟแสดงการเปรียบเทียบระหว่างสตีไปป์กับค่า k_{eff} ที่มัสตีไปป์ต่างๆ โดยที่ค่า k_{eff} นี้คิดมาจากผลต่างอุณหภูมิของน้ำที่ไหลผ่านส่วนของ Condenser กับน้ำที่ไหลผ่านส่วน Evaporator



รูปที่ 4-6 กราฟแสดงการเปรียบเทียบระหว่างสื่อดูดซับกับค่า k_{eff} ที่มูดูดซับต่างๆ โดยที่ค่า k_{eff} นี้คิดมาจากผลต่างของอุณหภูมิผิวส่วนของ Condenser กับอุณหภูมิผิวส่วนของ Evaporator



รูปที่ 4-7 กราฟแสดงค่า Heat Flux ที่มุมฮีตไปป์ต่างๆของงานวิจัยนี้เปรียบเทียบกับงานวิจัยอื่น
 (hp 1 คือ งานวิจัยของ ช.มหิธร เพ็ชรญ โทศิษฐ์ และ พิสุทธิ์ กลิ่นขจร, 2537 และ hp 2 คือ งานวิจัยของ กอบชัย แสงสว่าง, 2545)

4.3 วิจารณ์ผลการทดลอง

4.3.1 ผลของมุมของฮีตไปป์ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์

เมื่อพิจารณาผลการทดลองที่แสดงในตารางที่ 4.1 และ 4.2 และรูปที่ 4.1 และ 4.2 จะเห็นได้ว่า อัตราการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ทั้งชุดที่มีวิกเป็นตาข่าย mesh 100 และ mesh 120 มีแนวโน้มลดลงเมื่อมุมของฮีตไปป์ ψ กว้างขึ้น (เป็นค่าลบเพิ่มขึ้น) และมีลักษณะการเปลี่ยนแปลงเป็นรูป sine ตามอิทธิพลของแรงโน้มถ่วง อย่างไรก็ตาม อัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงสุดที่ $\psi = -135$ องศา แทนที่จะเป็นที่ $\psi = -90$ ซึ่งอาจจะเนื่องจาก

1. ผลมาจากความคลาดเคลื่อนในการวัดค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน เนื่องด้วยค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อฮีตไปป์นั้นมีค่าน้อยมากในการวัดค่าจำเป็นต้องใช้ความละเอียดของเครื่องมือทดลอง และความละเอียดของผู้วัดมาก ดังนั้นในการวัดในแต่ละครั้งควรจะให้ฮีตไปป์ไหลที่เท่าๆกันเพื่อดูความแตกต่างของอุณหภูมิของน้ำที่เข้าและออกจากส่วนที่ควมแน่นได้โดยง่าย ในการวัดอัตราการไหลที่คือนั้นควรนำน้ำนั้นมาทำการชั่งเพื่อให้ได้อัตราการไหลที่เที่ยงตรง หรือ ใช้อุปกรณ์ที่ใช้ในการตวงปริมาตรของน้ำที่มีสเกลละเอียดมากๆ

2. ผลมาจาก Entrainment Limit เมื่อของไหลใช้งานได้รับความร้อนจากส่วนของการทำระเหยของไหลใช้งานนั้นจะทำการระเหยกลายเป็นไอแล้วนำเอาความร้อนไปคลายที่ส่วนของการควมแน่น หลังจากคลายความร้อนเสร็จแล้วของไหลใช้งานจะกลับตัวไหลกลับมายังส่วนของการระเหยมาทางวิกที่ทำด้วยตาข่ายในระหว่างไหลกลับของของไหลใช้งานนั้นของไหลใช้งานบางส่วนอาจหลุดรอดออกมาจากวิกเป็นหยดของของไหลจากนั้นจะถูกไอที่ไ้รับการระเหยพาหยดของไหลขึ้นไปในส่วนของการควมแน่นอีกทำให้ของไหลใช้งานที่จะกลับลงมาส่วนของการทำระเหยของฮีตไปป์น้อยลง โดยที่มุมทดสอบ -90 องศาฮีตไปป์ที่มีตาข่ายขนาด 100 จะถ่ายเทความร้อนได้ประมาณ 200 W ผลกระทบที่มาจาก Entrainment นี้เมื่อของไหลใช้งานกลายเป็นไอแล้วไปคลายความร้อนและกลับตัวมาทางวิกแต่แทนที่จะไหลลงสู่ส่วนของการทำระเหยได้ดีด้วยความดัน Capillary แต่เนื่องด้วยในเวลาผ่านไปตาข่ายที่ทำเป็นวิกนั้นที่ขอบของตาข่ายจะมีเส้นลวดเล็กๆ ยื่นออกมาเวลาผ่านไปแล้วลวดเล็กๆเหล่านี้จะไปขวางการไหลของของไหลใช้งานในวิกทำให้ของไหลใช้งานล้นออกมาทางช่องของตาข่ายของวิกเมื่อของไหลใช้งานออกมานอกวิกแล้วจะรวมตัวกันเป็นหยดและถูกไอของไหลใช้งานที่เพิ่งระเหยขึ้นมาพาขึ้นไปสู่ส่วนของการควมแน่นทำให้เกิดขีดจำกัดในส่วนนี้ แต่เมื่อเทียบกับเมื่อปรับมุมของฮีตไปป์ไปที่ -135 องศา หรือ 225 องศา นั้นที่อัตราการถ่ายเทความร้อนที่มากที่สุดนั้นอาจเนื่องมาจากของไหลใช้งานสามารถไหลในวิกได้ดีด้วยมุมเอียงทำให้ของไหลใช้งานไหลลงกลับมายังส่วนการระเหยเพื่อมารับความร้อนได้ดีกว่าจึงมีค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่มากกว่า ถ้าจะปรับปรุงไม่ให้เกิดความผิดพลาดใน

ส่วนนี้จำเป็นต้องใช้เครื่องมือวัดค่าที่ไม่หึ่งหรือมีเศษลวดเล็กๆ เพราะเศษลวดเล็กๆหรือตาข่ายที่งอไม่เป็นวงกลมจะขัดขวางการไหลของของไหลใช้งาน

ตารางที่ 4.4 และ 4.5 แสดงค่า Effective thermal conductivity และ ค่า heat flux ของฮีตไปป์ที่ใช้ mesh 100 และ ตารางที่ 4.6 และ 4.7 แสดงค่า Effective thermal conductivity และ ค่า heat flux ของฮีตไปป์ที่ใช้ mesh 120 ตามการวิจัยนี้ ซึ่งค่าทั้งสองมีการเปลี่ยนแปลงด้วยแนวโน้มทำนองเดียวกันกับการเปลี่ยนแปลงของอัตราการถ่ายเทความร้อน

ฮีตไปป์ที่ใช้ mesh 120 มีอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าฮีตไปป์ที่ใช้ mesh 100 ที่ทุกตำแหน่งการวางตัวของฮีตไปป์ ดังแสดงในรูปที่ 4.3 ทั้งนี้เนื่องจาก mesh 120 ให้ผลทางคาพิลารีมากกว่า mesh 100

ฮีตไปป์ที่สร้างขึ้นทั้งสองชุดไม่สามารถทำงานสวนทางกับแรงโน้มถ่วงได้ กล่าวคือ ไม่สามารถทำงานที่มุมของฮีตไปป์กว้างกว่า -180 องศาได้ ดังแสดงในรูปที่ 4.4 ทั้งนี้เนื่องจากปัจจัยหลายอย่างคือ แรงตึงผิวของของไหลใช้งานซึ่งค่อนข้างต่ำ และแรงคาพิลารีมีค่าน้อยเกินไป ซึ่งอาจจะแก้ไขได้โดยการใช้ตาข่ายที่ถี่กว่านี้หรือใช้วิกที่เป็น โครงสร้างแบบอื่น

4.3.2 ผลการเปรียบเทียบกับงานวิจัยอื่น

เมื่อพิจารณาค่า Heat Flux ของฮีตไปป์ต่างซึ่งมีค่าดังตารางที่ 4-3 ถึง 4-6 และรูปที่ 4-7 พบว่าค่า Heat Flux ของฮีตไปป์ที่ทำมาจากวิกที่ทำมาจากตาข่าย 120 มีค่ามากที่สุด และเมื่อมาพิจารณา Heat Flux ที่ได้จาก ฮีตไปป์ที่ใช้ตาข่าย 100, และตาข่าย 120 เปรียบเทียบกับฮีตไปป์ที่ทำมาจากตาข่าย 200 ของ ช.มหิธร เพ็ชฌุไพศิษฏ์ และ พิสุทธิ กลิ่นขจร (2537) และ ผลการวิจัยของ กอบชัย แสงสว่าง (2545) ได้นำเอาค่า Heat Flux ของฮีตไปป์ทั้ง 4 ดังแสดงในรูปที่ 4-7 พบว่าฮีตไปป์ที่ใช้ตาข่าย 120 ของงานวิจัยนี้มีค่ามากที่สุด รองลงมาคือ ฮีตไปป์ที่ใช้ตาข่าย 100 ของงานวิจัยนี้ และ งานวิจัยของ กอบชัย แสงสว่าง (2545) ซึ่งมีค่าใกล้เคียงกัน ส่วนฮีตไปป์ของงานวิจัยของ ช.มหิธร เพ็ชฌุไพศิษฏ์ และ พิสุทธิ กลิ่นขจร (2537) ให้ค่า Heat Flux ต่ำที่สุด นอกจากนั้นค่า Heat Flux ของงานวิจัยนี้มีค่าสูงสุดที่มุมของฮีตไปป์ -135 องศา ซึ่งแสดงจากรูปที่ 4-7 จากผลการทดลองนี้ยังไม่มีคำอธิบายที่ชัดเจน ส่วนค่า Heat Flux นี้้นำเอาไปใช้เป็นแนวทางในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

4.3.3 ขีดจำกัดของการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์

จากการคำนวณในภาคผนวก จ ได้คำนวณหาค่าขีดจำกัดของฮีตไปป์ซึ่งใช้ mesh 100 ท่อฮีตไปป์ ทำมาจากท่อทองแดง ใช้ของไหลใช้งานเป็น R-12 ได้ค่ามาดังต่อไปนี้

โดยสรุปค่า Q ของ Limit ทั้งหมด

Capillary Limit = 106.91 W Sonic Limit = 37,332.46 W

Entrainment Limit = 259.85 W Boiling Limit = 5.134 W

จากค่าขีดจำกัดทั้งสี่ที่ได้จะสามารถจำแนกได้เป็นสองส่วนใหญ่ๆในการพิจารณา คือ ส่วนแรกคือขีดจำกัดที่สอดคล้องกับค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้ และส่วนที่สองคือ ขีดจำกัดที่ไม่สอดคล้องกับอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้ โดยที่ฮีตไปป์ที่นำมาคำนวณในงานวิจัยนี้ สามารถวัดอัตราการถ่ายเทความร้อนได้ประมาณ 200 W

ขีดจำกัดที่สอดคล้องกับงานวิจัยนี้คือ Sonic Limit และ Entrainment Limit ซึ่งมีค่ามากกว่า 200 W โดยอาจจะกล่าวได้ดังต่อไปนี้ Sonic Limit เป็นขีดจำกัดอันเนื่องมาจากของไหลใช้งานระเหยกลายเป็นไอและพาความร้อนไปรวมถึงความดันภายในท่อทำให้ตัวของไหลใช้งานนั้นมีความเร็วเกือบหรือเทียบเท่าความเร็วเสียง Entrainment Limit เกิดขึ้นโดยของไหลใช้งานที่กลั่นตัวมาที่วิกไหลจากส่วนของการควบแน่นไปยังส่วนที่ทำการระเหยไหลกลับมาไม่หมดโดยส่วนหนึ่งกลับไปยังส่วนควบแน่นอีก การที่ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ในงานวิจัยนี้ไม่เกินขีดจำกัดทั้งสองอาจเนื่องมาจากปริมาณของไหลใช้งานที่มีอยู่ในวิก และอยู่ในฮีตไปป์นั้นมีค่ามากพอที่จะให้ฮีตไปป์สามารถทำงานได้ โดยไม่มีการแห้ง สามารถทำงานได้ตลอดเวลา

ขีดจำกัดที่ไม่สอดคล้องกับงานวิจัยนี้ ขีดจำกัดที่มีผลอันที่หนึ่งคือ Capillary Limit เนื่องด้วยค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่คำนวณได้มีค่าน้อยกว่าค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่วัดได้จริง เพราะค่าแรงตึงผิวของของไหลใช้งานคือ R-12 นั้นมีค่าน้อยมากจึงส่งผลโดยตรงกับแรงคาพิลารีที่จะมีค่าน้อย ทำให้เมื่อฮีตไปป์มีมุมทดลองที่มีส่วนของการทำระเหยอยู่ด้านบนและส่วนของการควบแน่นอยู่ด้านล่างนั้น ฮีตไปป์ของงานวิจัยนี้จะไม่สามารถทำงานได้ ขีดจำกัดอันที่สองที่ไม่สอดคล้องกับงานวิจัยนี้คือ Boiling Limit ที่คำนวณตามสมการของ Chi(1967) อย่างไรก็ตามการคำนวณตามสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนในบางประการ ในการจะประมาณค่าขีดจำกัดของการเดือดนั้นเราจะประมาณขนาดของอนุภาคของของไหลใช้งานได้ยาก คลาดเคลื่อนที่ได้ในส่วนนี้อาจมาจากการทดลองการประมาณค่าตามหนังสือซึ่งเหตุผลดังกล่าวได้มีกล่าวไว้ใน Kreith(2001) ว่าเราไม่รู้ขนาดของ Nucleation site และ Tien (1985) กล่าวไว้ว่าระดับของ superheat ของของเหลวด้าน Evaporator ในติดกับผนังท่อเป็นสิ่งที่ทำนายยาก

บทที่ 5

สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการทดลอง

1. จากการศึกษาและออกแบบสร้างแท่นทดลองท่อฮีตไปป์ ทั้ง 2 ชุดทดลองพบว่า ฮีตไปป์ชุดที่ 1 ประกอบด้วย ท่อความร้อนที่มีเส้นผ่านศูนย์กลาง 18.7 มม. ยาว 1.25 เมตร มีระยะช่วงทำระเหย 50 ซม. ระยะช่วงแอเดียบาติก 25 ซม. และ ช่วงการควบแน่น 50 ซม. ใช้ท่อทองแดงเป็นท่อบรรจุ ใช้ดาข่ายเบอร์ลวดสแตนเลส 100 เป็นวิก และใช้น้ำยาทำความเย็นหมายเลข R-12 เป็นของไหลใช้งาน พบว่าค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจะแสดงไว้ในตารางที่ 4-1 และ ตารางที่ 4-2 โดยทั้งสองตารางนี้จะแสดงค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่องศาของการทดลองต่างๆ เช่นเดียวกับ ฮีตไปป์ชุดที่ 2 ประกอบด้วย ท่อความร้อนที่มีเส้นผ่านศูนย์กลาง 18.7 มม. ยาว 1.25 เมตร มีระยะช่วงทำระเหย 50 ซม. ระยะช่วงแอเดียบาติก 25 ซม. และ มีระยะช่วงการควบแน่น 50 ซม. ใช้ท่อทองแดงเป็นท่อบรรจุ ใช้ดาข่ายเบอร์ลวดสแตนเลส 120 เป็นวิก และใช้น้ำยาทำความเย็นหมายเลข R-12 เป็นของไหลใช้งาน พบว่าค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจะแสดงไว้ในตารางที่ 4-3 และ ตารางที่ 4-4 โดยทั้งสองตารางนี้จะแสดงค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่องศาของการทดลองต่างๆซึ่งค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมากที่สุดอยู่ที่มุมของฮีตไปป์ -135 องศา

2. ฮีตไปป์ทั้งสองแบบนี้จะพบว่า ฮีตไปป์ชุดที่ 2 ที่มีวิกดาข่ายที่มีความละเอียดกว่าสามารถถ่ายเทความร้อนได้มากกว่าฮีตไปป์ชุดที่ 1

3. เมื่อมาพิจารณาถึงค่า k_{eff} หรือ Effective Thermal Conductivity โดย ฮีตไปป์ที่ทำการทดลองชุดที่ 1 มีค่า k_{eff} เฉลี่ยเท่ากับ 43.286 kW/m.K และ ฮีตไปป์ที่ทำการทดลองชุดที่ 2 มีค่า k_{eff} เฉลี่ยเท่ากับ 92.247 kW/m.K โดยคิดจากอุณหภูมิของผิวท่อในส่วนของการควบแน่นกับอุณหภูมิในส่วนของการทำระเหย ซึ่งเมื่อนำมาเปรียบเทียบกับท่อทองแดงเปล่าๆ ที่มีค่า k เท่ากับ 400.5 W/m.K ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของฮีตไปป์มีค่ามากกว่าค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของท่อทองแดงมาก

4. ทั้งฮีตไปป์ที่ใช้ดาข่าย 100 และ ฮีตไปป์ที่ใช้ดาข่าย 120 ของงานวิจัยนี้พบว่าสามารถทำงานได้ในช่วงมุมของฮีตไปป์ (φ) จาก -90 ถึงประมาณ -180 และ ไม่สามารถใช้งานในช่วงมุมของฮีตไปป์ (φ) ที่มีค่านอกเหนือจากนี้ในแนวทางแก้ไขให้ฮีตไปป์ของงานวิจัยนี้สามารถทำงานได้คือ ประการแรก ควรลดขนาดของดาข่ายซึ่งไม่ practical มากนัก ประการที่สอง ควรเปลี่ยนชนิดของของไหลใช้งานจาก R-12 เป็นแอม โมเนียม เนื่องจากค่าเมอริทของของไหลใช้งานแอม โมเนียมมีค่ามากกว่า R-12 มากทำให้มีแรงคาพิลารีมากขึ้น ทำให้สามารถทำงานในมุมของฮีตไปป์ได้มากขึ้น ประการที่สาม เปลี่ยนชนิดของ

วิกจากเดิมเป็นแบบตาข่ายมาเป็นแบบที่มีอยู่แล้วหรือแบบอื่นที่สร้างขึ้นใหม่เพื่อประโยชน์ในแรงกาพิ ลารี่

5. เมื่อนำผลการทดสอบมาทำการเปรียบเทียบกับงานวิจัยของผู้วิจัยท่านอื่นๆ ดังตารางที่ 5-1 เป็นงานวิจัยของช.มหิธร เพ็ชฌุไพศิษฐ์ และ พิสุทธิ์ กลิ่นขจร(2537) เมื่อดูที่ค่า Heat flux พบว่า ฮีต ไปได้ที่ผู้วิจัยกลุ่มนั้นได้ทำการทดลองพบว่ามีค่ามีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 319.255 kW/m^2 และ ค่า Heat flux ที่ ผู้วิจัยได้ศึกษามาพบว่า มีค่าดังตารางที่ 4-3 ถึง 4-6 สรุปได้คือ ที่ ฮีตไปป์ชุดที่ 1 มีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 748.818 kW/m^2 และ ฮีตไปป์ชุดที่ 2 มีค่าเฉลี่ยเท่ากับ $1,405.768 \text{ kW/m}^2$ และ เทอร์โมไซฟอลของกอบ ชัย แสงสว่าง (2545) มีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 721.459 kW/m^2 ดังค่าที่แสดงในตารางที่ 4.3

6. ค่า heat flux มีค่าสูงสุดที่มุมของฮีตไปป์ –135 องศา จากกราฟของผลการทดลอง ซึ่งยังไม่มี คำอธิบายที่ชัดเจน โดยค่า Heat Flux ของงานวิจัยนี้มีค่ามากกว่าฮีตไปป์แบบไม่มีวิกเล็กน้อย แต่มีค่า ตีกว่าฮีตไปป์ที่ใช้ของไหลใช้งานเป็น R-11 โดยค่า Heat Flux ที่ได้มานี้จะนำไปใช้ในงานออกแบบ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนต่อไป

7. ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้มีค่าสูงกว่าค่า Boiling limit ที่คำนวณตาม Chi ซึ่งสูตร คำนวณนี้ยังมีความไม่แน่นอนพอสมควร โดยเฉพาะอย่างยิ่งการประเมินระดับ Super heat ที่ผิวท่อหรือ Nucleation ดังนั้นจึงนำมาสู่การคำนวณที่ไม่แม่นยำ

5.2 ข้อเสนอแนะ

1. ในการสร้างฮีตไปป์บางครั้งเลือกของไหลใช้งานที่มีค่าแรงตึงผิวที่สูงและสามารถใช้งานในช่วงอุณหภูมินั้นได้ดี เช่น Methanol หรือ ammonia แต่ต้องเปลี่ยนวัสดุที่ใช้ทำท่อให้สามารถเข้ากันได้กับของไหลใช้งานนั้นๆ
2. ในการเลือกวิกที่เป็นตาข่ายสำหรับฮีตไปป์ควรเลือกตาข่ายที่มีความละเอียดสูง จะทำให้ค่า r_c ต่ำ นำไปสู่ค่า P_{pm} หรือ Maximum effective pumping จะมีค่าสูงขึ้นทำให้สามารถทำงานได้ในมุมที่มากขึ้นด้วยหรือ เปลี่ยนโครงสร้างวิกที่สามารถให้แรงคาพิลารีที่มากขึ้น
3. ในการสร้างท่อความร้อนควรให้มีขนาดไม่โตมากนักเพื่อลดค่า d_c เพื่อไปลดค่า Normal Hydrostatic pressure นำไปสู่การเพิ่มขึ้นของค่า Maximum effective pumping
4. ควรมีการทดลองเพื่อหาผลของความยาวท่อที่มีผลต่อค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน ท่อความร้อนที่มีความยาวมากๆจะไปลดค่า Capillary limit on heat transfer rate, $Q_{c,max}$

รายการอ้างอิง

ภาษาไทย

- กอบชัย แสงสว่าง, การศึกษาอิทธิพลของการประหยัดพลังงานในเครื่องปรับอากาศ, วิทยานิพนธ์ปริญญาโทบริหารธุรกิจ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล, บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2545
- ช มหิธร เพ็ชฌัญญู และ พิสุทธิ กลิ่นจรรยา, การศึกษาและออกแบบสร้างแท่นทดสอบท่อความร้อน, วิทยานิพนธ์ปริญญาโทบริหารธุรกิจ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล, วิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่, 2537.
- ชุตินา จารุศิริพจน์, การทดสอบสมรรถนะของฮีทไปป์แบบไร้วิกส์แบบทองแดงฟร็อนเพื่อการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, วิทยานิพนธ์ปริญญาโทบริหารธุรกิจ ภาควิชาวิศวกรรมเคมี, บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2533.
- ประดิษฐ์ เทอดทูล, ท่อความร้อน. เชียงใหม่: สำนักพิมพ์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่, 2536.
- ปรีชา กอบแก้วพงษ์, การสร้างและทดสอบสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์ที่อุณหภูมิต่ำ, วิทยานิพนธ์ปริญญาโทบริหารธุรกิจ ภาควิชาวิศวกรรมเคมี, บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2533.
- วันชัย โกมลภมร, สมรรถนะของฮีทไปป์แบบไหลครบวงจร, วิทยานิพนธ์ปริญญาโทบริหารธุรกิจ ภาควิชาวิศวกรรมเคมี, บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2530.

ภาษาอังกฤษ

- Acton, A., Correlating Equation for the Properties of Metal-Feat Wicks, London: Pergamon, 1982.
- Budaiwai, I.M., and Abdou, A.A., Energy and thermal performance of heat pipe/cooling coil systems in hot-humid climates, London: Pergamon Press, 1982.
- Charles, C., and Roberts, JR., A review of heat pipe liquid delivery concepts, Great Britain: Pergamon Press, 1981.
- Chi, S.W., Heat Pipe Theory and Practice A Source book, London: McGraw-Hill, 1976.
- Chisholm, D., The Heat Pipe, London: Mill&Boon, 1971.
- Dunn, P., and Reay, D.A., Heat Pipes, 2nd ed., Great Britain: Pergamon Press, 1978.
- Feldman, K.T., and Kenney, D.D., The Compatibility of Mild Carbon Steel and Water in A Heat

- Pipe Application, Great Britian: Pergamon Press, 1981.
- Ismail, K.A.R., and Murcai, N., Combined Liquid Vapor Flow in Cylindrical Heat Pipes with Modified Internal Geometry, London: Pergamon, 1982.
- Ivanovski, M.N., and others., The Physical Principales of Heat Pipes, OXFORD:Claredon Press,1982.
- Jebrail, F.F., and Andrews, M.J., Heat Transfer Characteristics of Disk-Shaped Rotating, Wickless Heat Pipe, London: Pergamon, 1982.
- Kreith, F. and Bohn, M. S., Principle of Heat Transfer, sixth edition, 2001
- Littwin, D.A., Heat Pipe Waste Heat Recovery Boilers, London: Pergamon, 1982.
- MaeZawa, S., and others., Heat Transfer Characteristics of Disk-Shaped Rotating, Wickless Heat Pipe, London: Pergamon, 1982.
- Mazet, N., and others., Energy and thermal performance of heat pipe/cooling coil systems in hot-humid climates, : Great Britian, Pergamon, 2001.
- 14.Farland, J.K., and others., Effect of a Heat Pipe on Dehumidification of a Controlled Air Space, ASHRAE Transaction
- unzel, W.D., and Krahling, H., Lifetest Investigations with Stainless Steel/Water Heat Pipes, London: Pergamon, 1982.
- Ogushi, T., and Sukurai, Y., Composite Wick Heat Pipes, London: Pergamon, 1982.
- Peterson, G.P., An Introduction to Heat Pipes, U.S.A.: John Wiley & Sons,1994.
- Smirnov, G.F., and Afanasier, B.A., Investigation of Vaporization in Screen Wick-Capillary Srructure, London: Pergamon, 1982.
- Tien, C. L., Heat Pipes in Handbook of Heat Transfer Applications, W. M. Rohsenow
- Toh, K.C., and Chan, S.K., Thermosiphon Heat Recovery From An Air-Conditioner For A Domestiv Hot Water System, London: Pergamon, 1982.



ภาคผนวก

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ภาคผนวก ก

ผลการทดลอง

การทดลองฮีตไปป์ชุดที่ 1 Mesh 100

การทดลองทั้งหมดควบคุมอุณหภูมิน้ำร้อนด้าน Evaporator

ให้อุณหภูมิน้ำเข้า = 60°C และอุณหภูมิน้ำออกวัดได้ = 59.8°C อัตราการไหลของน้ำเท่ากับ 0.42 kg/s

กำหนด ค่าความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิน้ำเข้าและน้ำที่ออกทางด้านคอนเดนเซอร์ประมาณ 4-5 องศา

T 1 คือ อุณหภูมิของผิวท่อทองแดงที่ส่วนด้านบนบนส่วนของ Condenser

T 2 คือ อุณหภูมิของน้ำที่ออกจากท่อ ฮีตไปป์

T 3 คือ อุณหภูมิของผิวท่อทองแดงที่ส่วนด้านล่างส่วนของ Evaporator

T 4 คือ อุณหภูมิของน้ำที่เข้าไปยังท่อ ฮีตไปป์

มุมของฮีตไปป์ -90 องศา

T 1	EXACT_T 1	T 2 (T _{OUT})	EXACT_T 2	T 3	EXACT_T 3	T 4 (T _{IN})	EXACT_T 4
53.1	53.036	34	34.183	48.5	48.928	30.3	30.539
53	52.936	34.1	34.283	48.6	49.029	30.3	30.539
53.1	53.036	34.2	34.384	48.6	49.029	30.4	30.641
53.1	53.036	34.2	34.384	48.6	49.029	30.4	30.641
53.1	53.036	34.3	34.485	48.6	49.029	30.4	30.641

T 2	T 4	T 2 - T 4	ปริมาตร (ml)	เวลา (s)	Flow (m ³ /s)	Heat (w)
34.183	30.539	3.643	260	20	0.000013	198.314
34.283	30.539	3.744	260	20	0.000013	203.790
34.384	30.641	3.743	250	20	0.0000125	195.908
34.384	30.641	3.743	260	20	0.000013	203.744
34.485	30.641	3.844	250	20	0.0000125	201.172
ค่าพลังงานความร้อนเฉลี่ย						200.586

มุมมองฮีตไปป์ -105 องศา

T 1	EXACT_T 1	T 2 (T _{OUT})	EXACT_T 2	T 3	EXACT_T 3	T 4 (T _{IN})	EXACT_T 4
53.4	53.335	35.3	35.491	49.3	49.737	31	31.250
53.4	53.335	35.8	35.994	49.3	49.737	31.1	31.351
53.6	53.534	35.9	36.094	49.3	49.737	31.1	31.351
53.6	53.534	35.9	36.094	49.3	49.737	31.1	31.351
53.6	53.534	35.9	36.094	49.3	49.737	31.1	31.351

T 2	T4	T 2 - T4	ปริมาตร (ml)	เวลา (s)	Flow (m ³ /s)	Heat (w)
35.491	31.250	4.241	340	30	1.13333E-05	201.250
35.994	31.351	4.643	230	20	0.0000115	223.543
36.094	31.351	4.743	235	20	0.00001175	233.351
36.094	31.351	4.743	220	20	0.000011	218.457
36.094	31.351	4.743	230	20	0.0000115	228.386
ค่าพลังงานความร้อนเฉลี่ย						220.998

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

มุมมองฮีตไปป์ -135 องศา

T 1	EXACT_T 1	T 2 (T _{OUT})	EXACT_T 2	T 3	EXACT_T 3	T 4 (T _{IN})	EXACT_T 4
53.1	53.036	33.4	33.579	48	48.422	29.9	30.134
53.2	53.135	33.7	33.881	48	48.422	30	30.235
53.2	53.135	33.7	33.881	48.1	48.523	30	30.235
53.3	53.235	33.7	33.881	48.1	48.523	30	30.235
53.3	53.235	33.7	33.881	48.1	48.523	30	30.235

T 2	T 4	T 2 - T 4	ปริมาตร (ml)	เวลา (s)	Flow (m ³ /s)	Heat (w)
33.579	30.134	3.446	300	20	0.000015	216.400
33.881	30.235	3.646	300	20	0.000015	228.983
33.881	30.235	3.646	280	20	0.000014	213.717
33.881	30.235	3.646	280	20	0.000014	213.717
33.881	30.235	3.646	300	20	0.000015	228.983
ค่าพลังงานความร้อนเฉลี่ย						220.360

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

มุมมองฮีตไปป์ -165 องศา

T 1	EXACT_T 1	T 2 (T _{OUT})	EXACT_T 2	T 3	EXACT_T 3	T 4 (T _{IN})	EXACT_T 4
52.7	52.637	31.7	31.869	48.2	48.624	27.1	27.294
53.2	53.135	31.7	31.869	48.7	49.130	27.1	27.294
53.4	53.335	32.1	32.272	48.8	49.231	27.1	27.294
53.5	53.434	32.3	32.473	48.9	49.332	27.1	27.294
53.5	53.434	33	33.177	49	49.434	27.1	27.294

T 2	T4	T 2 - T4	ปริมาตร (ml)	เวลา (s)	Flow (m ³ /s)	Heat (w)
31.869	27.294	4.576	270	30	0.000009	172.422
31.869	27.294	4.576	280	30	9.33333E-06	178.808
32.272	27.294	4.978	280	30	9.33333E-06	194.532
32.473	27.294	5.179	280	30	9.33333E-06	202.394
33.177	27.294	5.883	280	30	9.33333E-06	229.910
ค่าพลังงานความร้อนเฉลี่ย						195.613

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

การทดลองทั้งหมดควบคุมอุณหภูมิน้ำร้อนด้าน Evaporator

ให้อุณหภูมิน้ำเข้า = 60°C และอุณหภูมิน้ำออกวัดได้ = 59.8°C อัตราการไหลของน้ำเท่ากับ 0.42 kg/s

กำหนด ค่าความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิน้ำเข้าและน้ำที่ออกทางด้านคอนเดนเซอร์ประมาณ 3 องศา

T 1 คือ อุณหภูมิของผิวท่อทองแดงที่ส่วนด้านบนส่วนของ Condenser

T 2 คือ อุณหภูมิของน้ำที่ออกจากท่อ ฮีตไปป์

T 3 คือ อุณหภูมิของผิวท่อทองแดงที่ส่วนด้านล่างส่วนของ Evaporator

T 4 คือ อุณหภูมิของน้ำที่เข้าไปยังท่อ ฮีตไปป์

มุมของฮีตไปป์ -90 องศา

T 1	EXACT_T 1	T 2 (T _{OUT})	EXACT_T 2	T 3	EXACT_T 3	T 4 (T _{IN})	EXACT_T 4
53	52.936	32.6	32.775	46.4	46.803	30.1	30.337
52.9	52.836	32.6	32.775	46.3	46.702	30.1	30.337
52.8	52.737	32.6	32.775	46.3	46.702	30.1	30.337
52.8	52.737	32.6	32.775	46.3	46.702	30.1	30.337
52.8	52.737	32.6	32.775	46.3	46.702	30.1	30.337

T 2	T 4	T 2 - T 4	ปริมาตร (ml)	เวลา (s)	Flow (m ³ /s)	Heat (w)
32.775	30.337	2.438	360	20	0.000018	183.743
32.775	30.337	2.438	350	20	0.0000175	178.639
32.775	30.337	2.438	360	20	0.000018	183.743
32.775	30.337	2.438	360	20	0.000018	183.743
32.775	30.337	2.438	350	20	0.0000175	178.639
ค่าพลังงานความร้อนเฉลี่ย						181.701

มุมมองฮีตไปป์ -105 องศา

T 1	EXACT_T 1	T 2 (T _{OUT})	EXACT_T 2	T 3	EXACT_T 3	T 4 (T _{IN})	EXACT_T 4
52.9	52.836	33.9	34.082	48.1	48.523	30.5	30.742
53.4	53.335	33.9	34.082	48.5	48.928	30.5	30.742
53.6	53.534	34	34.183	48.5	48.928	30.5	30.742
53.7	53.634	34	34.183	48.5	48.928	30.5	30.742
53.8	53.733	34.1	34.283	48.5	48.928	30.7	30.945

T 2	T 4	T 2 - T 4	ปริมาตร (ml)	เวลา (s)	Flow (m ³ /s)	Heat (w)
34.082	30.742	3.340	320	20	0.000016	223.751
34.082	30.742	3.340	320	20	0.000016	223.751
34.183	30.742	3.441	320	20	0.000016	230.489
34.183	30.742	3.441	320	20	0.000016	230.489
34.283	30.945	3.338	320	20	0.000016	223.638
ค่าพลังงานความร้อนเฉลี่ย						226.424

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

มุมมองฮีตไปป์ -135 องศา

T 1	EXACT_T 1	T 2 (T _{OUT})	EXACT_T 2	T 3	EXACT_T 3	T 4 (T _{IN})	EXACT_T 4
50.100	50.046	34.000	34.183	46.100	46.500	31.400	31.655
49.800	49.747	34.000	34.183	46.100	46.500	31.400	31.655
49.800	49.747	33.900	34.082	46.100	46.500	31.400	31.655
49.800	49.747	33.900	34.082	46.100	46.500	31.400	31.655
49.800	49.747	33.900	34.082	46.100	46.500	31.400	31.655

T 2	T 4	T 2 - T 4	ปริมาตร (ml)	เวลา (s)	Flow (m ³ /s)	Heat (w)
34.183	31.655	2.528	430	20	0.0000215	227.543
34.183	31.655	2.528	420	20	0.000021	222.251
34.082	31.655	2.427	430	20	0.0000215	218.488
34.082	31.655	2.427	430	20	0.0000215	218.488
34.082	31.655	2.427	420	20	0.000021	213.407
ค่าพลังงานความร้อนเฉลี่ย						220.035

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

มุมมองฮีตไปป์ -165 องศา

T 1	EXACT_T 1	T 2 (T _{OUT})	EXACT_T 2	T 3	EXACT_T 3	T 4 (T _{IN})	EXACT_T 4
53	52.936	32.6	32.775	46.4	46.803	30.1	30.337
52.9	52.836	32.6	32.775	46.3	46.702	30.1	30.337
52.8	52.737	32.6	32.775	46.3	46.702	30.1	30.337
52.8	52.737	32.6	32.775	46.3	46.702	30.1	30.337
52.8	52.737	32.6	32.775	46.3	46.702	30.1	30.337

T 2	T4	T 2 - T4	ปริมาตร (ml)	เวลา (s)	Flow (m ³ /s)	Heat (w)
32.775	30.337	2.438	360	20	0.000018	183.743
32.775	30.337	2.438	350	20	0.0000175	178.639
32.775	30.337	2.438	360	20	0.000018	183.743
32.775	30.337	2.438	360	20	0.000018	183.743
32.775	30.337	2.438	350	20	0.0000175	178.639
ค่าพลังงานความร้อนเฉลี่ย						181.701

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ผลการทดลอง

การทดลองฮีตไปป์ชุดที่ 2 Mesh 120

การทดลองทั้งหมดควบคุมอุณหภูมิน้ำร้อนด้าน Evaporator

ให้อุณหภูมิน้ำเข้า = 60°C และอุณหภูมิน้ำออกวัดได้ = 59.7°C อัตราการไหลของน้ำเท่ากับ 0.42 kg/s

กำหนด ค่าความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิน้ำเข้าและน้ำที่ออกทางด้านคอนเดนเซอร์ประมาณ 4-5 องศา

T 1 คือ อุณหภูมิของผิวท่อทองแดงที่ส่วนด้านบนส่วนของ Condenser

T 2 คือ อุณหภูมิของน้ำที่ออกจากท่อ ฮีตไปป์

T 3 คือ อุณหภูมิของผิวท่อทองแดงที่ส่วนด้านล่างส่วนของ Evaporator

T 4 คือ อุณหภูมิของน้ำที่เข้าไปยังท่อ ฮีตไปป์

มุมของฮีตไปป์ -90 องศา

T 1	EXACT_T 1	T 2 (T _{OUT})	EXACT_T 2	T 3	EXACT_T 3	T 4 (T _{IN})	EXACT_T 4
50.6	50.544	34.8	34.988	46.8	47.208	30.5	30.742
50.4	50.345	35	35.189	46.7	47.107	30.7	30.945
50.6	50.544	35	35.189	47	47.410	30.6	30.844
51.2	51.142	35.2	35.390	47.5	47.916	30.8	31.047
51.4	51.342	35.2	35.390	47.7	48.119	31	31.250

T 2	T4	T 2 - T4	ปริมาตร (ml)	เวลา (s)	Flow (m ³ /s)	Heat (w)
34.988	30.500	4.488	390	20	0.0000195	366.398
35.189	30.700	4.489	395	20	0.00001975	371.193
35.189	30.600	4.589	395	20	0.00001975	379.463
35.390	30.800	4.590	395	20	0.00001975	379.560
35.390	31.000	4.390	395	20	0.00001975	363.022
ค่าพลังงานความร้อนเฉลี่ย						371.927

มุมมองฮีตไปป์ -105 องศา

T 1	EXACT_T 1	T 2 (T _{OUT})	EXACT_T 2	T 3	EXACT_T 3	T 4 (T _{IN})	EXACT_T 4
52.5	52.438	34.1	34.283	48.3	48.725	29	29.221
52.5	52.438	34.1	34.283	48.3	48.725	29	29.221
52.6	52.537	34.1	34.283	48.3	48.725	29	29.221
52.6	52.537	34.1	34.283	48.4	48.827	29	29.221
52.5	52.438	34.1	34.283	48.4	48.827	29	29.221

T 2	T 4	T 2 - T 4	ปริมาตร (ml)	เวลา (s)	Flow (m ³ /s)	Heat (w)
34.283	29.221	5.063	330	20	0.0000165	349.752
34.283	29.221	5.063	330	20	0.0000165	349.752
34.283	29.221	5.063	340	20	0.000017	360.350
34.283	29.221	5.063	345	20	0.00001725	365.649
34.283	29.221	5.063	340	20	0.000017	360.350
ค่าพลังงานความร้อนเฉลี่ย						357.170

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

มุมมองฮีตไปป์ -135 องศา

T 1	EXACT_T 1	T 2 (T _{OUT})	EXACT_T 2	T 3	EXACT_T 3	T 4 (T _{IN})	EXACT_T 4
52.4	52.338	34.3	34.485	48	48.422	29.8	30.032
52.4	52.338	34.3	34.485	48	48.422	29.9	30.134
52.5	52.438	34.2	34.384	48	48.422	29.9	30.134
52.5	52.438	34.3	34.485	48	48.422	29.9	30.134
52.5	52.438	34.3	34.485	48	48.422	29.9	30.134

T 2	T 4	T 2 - T 4	ปริมาตร (ml)	เวลา (s)	Flow (m ³ /s)	Heat (w)
34.485	30.032	4.452	450	20	0.0000225	419.443
34.485	30.134	4.351	455	20	0.00002275	414.442
34.384	30.134	4.250	450	20	0.0000225	400.411
34.485	30.134	4.351	450	20	0.0000225	409.887
34.485	30.134	4.351	450	20	0.0000225	409.887
ค่าพลังงานความร้อนเฉลี่ย						410.814

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

มุมมองฮีตไปป์ -165 องศา

T 1	EXACT_T 1	T 2 (T _{OUT})	EXACT_T 2	T 3	EXACT_T 3	T 4 (T _{IN})	EXACT_T 4
51.9	51.840	36.3	36.496	48	48.422	31.2	31.452
52	51.940	36.2	36.396	48.1	48.523	31.2	31.452
52.1	52.039	36.5	36.698	48.2	48.624	31.2	31.452
52.2	52.139	36.5	36.698	48.3	48.725	31.2	31.452
52.2	52.139	36.5	36.698	48.3	48.725	31.2	31.452

T 2	T4	T 2 - T4	ปริมาตร (ml)	เวลา (s)	Flow (m ³ /s)	Heat (w)
36.496	31.452	5.044	320	20	0.000016	337.915
36.396	31.452	4.944	320	20	0.000016	331.176
36.698	31.452	5.245	310	20	0.0000155	340.411
36.698	31.452	5.245	320	20	0.000016	351.392
36.698	31.452	5.245	315	20	0.00001575	345.902
ค่าพลังงานความร้อนเฉลี่ย						341.359

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

การทดลองทั้งหมดควบคุมอุณหภูมิน้ำร้อนด้าน Evaporator

ให้อุณหภูมิน้ำเข้า = 60°C และอุณหภูมิน้ำออกวัดได้ = 59.7°C อัตราการไหลของน้ำเท่ากับ 0.42 kg/s

กำหนด ค่าความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิน้ำเข้าและน้ำที่ออกทางด้านคอนเดนเซอร์ประมาณ 3 องศา

T 1 คือ อุณหภูมิของผิวท่อทองแดงที่ส่วนด้านบนส่วนของ Condenser

T 2 คือ อุณหภูมิของน้ำที่ออกจากท่อ ฮีตไปป์

T 3 คือ อุณหภูมิของผิวท่อทองแดงที่ส่วนด้านล่างส่วนของ Evaporator

T 4 คือ อุณหภูมิของน้ำที่เข้าไปยังท่อ ฮีตไปป์

มุมของฮีตไปป์ -90 องศา

T 1	EXACT_T 1	T 2 (T _{OUT})	EXACT_T 2	T 3	EXACT_T 3	T 4 (T _{IN})	EXACT_T 4
51.9	51.840	34.1	34.283	47.5	47.916	31.2	31.452
51.9	51.840	34.1	34.283	47.5	47.916	31.2	31.452
52.2	52.139	34.5	34.686	47.7	48.119	31.5	31.757
52.2	52.139	34.5	34.686	47.7	48.119	31.5	31.757
52.2	52.139	34.5	34.686	47.7	48.119	31.5	31.757

T 2	T 4	T 2 - T 4	ปริมาตร (ml)	เวลา (s)	Flow (m ³ /s)	Heat (w)
34.283	31.452	2.831	340	10	0.000034	403.034
34.283	31.452	2.831	350	10	0.000035	414.888
34.686	31.757	2.929	350	10	0.000035	429.260
34.686	31.757	2.929	340	10	0.000034	416.995
34.686	31.757	2.929	350	10	0.000035	429.260
ค่าพลังงานความร้อนเฉลี่ย						418.687

มุมมองฮีตไปป์ -105 องศา

T 1	EXACT_T 1	T 2 (T _{OUT})	EXACT_T 2	T 3	EXACT_T 3	T 4 (T _{IN})	EXACT_T 4
51.7	51.641	32.9	33.076	47.1	47.512	29.8	30.032
51.7	51.641	32.9	33.076	47.1	47.512	29.8	30.032
51.7	51.641	33	33.177	47.1	47.512	29.8	30.032
51.7	51.641	32.9	33.076	47.1	47.512	29.8	30.032
51.8	51.740	32.9	33.076	47.2	47.613	29.8	30.032

T 2	T 4	T 2 - T 4	ปริมาตร (ml)	เวลา (s)	Flow (m ³ /s)	Heat (w)
33.076	30.032	3.044	320	10	0.000032	407.857
33.076	30.032	3.044	325	10	0.0000325	414.229
33.177	30.032	3.145	320	10	0.000032	421.334
33.076	30.032	3.044	320	10	0.000032	407.857
33.076	30.032	3.044	320	10	0.000032	407.857
ค่าพลังงานความร้อนเฉลี่ย						411.827

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

มุมมองฮีตไปป์ -135 องศา

T 1	EXACT_T 1	T 2 (T _{OUT})	EXACT_T 2	T 3	EXACT_T 3	T 4 (T _{IN})	EXACT_T 4
52	51.940	32.7	32.875	47.5	47.916	30.3	30.539
52.1	52.039	32.7	32.875	47.4	47.815	30.2	30.438
52	51.940	32.7	32.875	47.4	47.815	30.2	30.438
52.1	52.039	32.7	32.875	47.4	47.815	30.2	30.438
52.1	52.039	32.8	32.976	47.5	47.916	30.2	30.438

T 2	T4	T 2 - T4	ปริมาตร (ml)	เวลา (s)	Flow (m ³ /s)	Heat (w)
32.875	30.539	2.336	420	10	0.000042	410.749
32.875	30.438	2.437	420	10	0.000042	428.586
32.875	30.438	2.437	420	10	0.000042	428.586
32.875	30.438	2.437	415	10	0.0000415	423.484
32.976	30.438	2.538	410	10	0.000041	435.650
ค่าพลังงานความร้อนเฉลี่ย						425.411

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

มุมมองฮีตไปป์ -165 องศา

T 1	EXACT_T 1	T 2 (T _{OUT})	EXACT_T 2	T 3	EXACT_T 3	T 4 (T _{IN})	EXACT_T 4
51.7	51.641	33.9	34.082	47.2	47.613	30.7	30.945
51.7	51.641	33.9	34.082	47.3	47.714	30.7	30.945
51.7	51.641	34	34.183	47.3	47.714	30.7	30.945
51.8	51.740	34	34.183	47.3	47.714	30.8	31.047
51.8	51.740	34	34.183	47.3	47.714	30.9	31.148

T 2	T 4	T 2 - T 4	ปริมาตร (ml)	เวลา (s)	Flow (m ³ /s)	Heat (w)
34.082	30.945	3.137	400	15	2.6667E-05	350.268
34.082	30.945	3.137	410	15	2.7333E-05	359.024
34.183	30.945	3.238	410	15	2.7333E-05	370.536
34.183	31.047	3.136	405	15	0.000027	354.551
34.183	31.148	3.035	405	15	0.000027	343.084
ค่าพลังงานความร้อนเฉลี่ย						355.493

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

มุมของฮีตไปป์ -180 องศา

ที่ฮีตไปป์ ซึ่งใช้ Mesh 100

T 1 คือ อุณหภูมิของผิวท่อทองแดงที่ส่วนด้านบนส่วนของ Condenser

T 2 คือ อุณหภูมิของน้ำที่ออกจากท่อ ฮีตไปป์

T 3 คือ อุณหภูมิของผิวท่อทองแดงที่ส่วนด้านล่างส่วนของ Evaporator

T 4 คือ อุณหภูมิของน้ำที่เข้าไปยังท่อ ฮีตไปป์

T 1	EXACT_T 1	T 2 (T _{OUT})	EXACT_T 2	T 3	EXACT_T 3	T 4 (T _{IN})	EXACT_T 4
54.7	54.630	32.5	32.674	51.1	51.558	31.6	31.858
54.9	54.830	32.4	32.573	51.4	51.861	31.6	31.858
55.1	55.029	32.5	32.674	51.6	52.064	31.6	31.858
55.1	55.029	32.5	32.674	51.6	52.064	31.6	31.858
55.2	55.129	32.5	32.674	51.7	52.165	31.6	31.858

T 2	T4	T 2 - T4	ปริมาตร (ml)	เวลา (s)	Flow (m ³ /s)	Heat (w)
32.674	31.858	0.816	370	20	0.0000185	63.205
32.573	31.858	0.715	300	16	0.00001875	56.162
32.674	31.858	0.816	350	20	0.0000175	59.788
32.674	31.858	0.816	350	21	1.66667E-05	56.941
32.674	31.858	0.816	350	22	1.59091E-05	54.353
ค่าพลังงานความร้อนเฉลี่ย						58.090

มุมของฮีตไปป์ -180 องศา

ที่ฮีตไปป์ซึ่งใช้ Mesh 120

T 1 คือ อุณหภูมิของผิวท่อทองแดงที่ส่วนด้านบนส่วนของ Condenser

T 2 คือ อุณหภูมิของน้ำที่ออกจากท่อ ฮีตไปป์

T 3 คือ อุณหภูมิของผิวท่อทองแดงที่ส่วนด้านล่างส่วนของ Evaporator

T 4 คือ อุณหภูมิของน้ำที่เข้าไปยังท่อ ฮีตไปป์

T 1	EXACT_T 1	T 2 (T _{OUT})	EXACT_T 2	T 3	EXACT_T 3	T 4 (T _{IN})	EXACT_T 4
55.5	55.428	33.4	33.579	51.9	52.367	31.1	31.351
55.5	55.428	33.3	33.479	52	52.468	31.1	31.351
55.6	55.527	33.2	33.378	51.9	52.367	31.1	31.351
55.6	55.527	33.2	33.378	51.9	52.367	31.1	31.351
55.6	55.527	33.2	33.378	51.9	52.367	31.2	31.452

T 2	T4	T 2 - T4	ปริมาตร (ml)	เวลา (s)	Flow (m ³ /s)	Heat (w)
33.579	31.351	2.228	450	30	0.000015	139.957
33.479	31.351	2.128	430	30	1.4333E-05	127.699
33.378	31.351	2.027	450	30	0.000015	127.321
33.378	31.351	2.027	450	30	0.000015	127.321
33.378	31.452	1.926	450	30	0.000015	120.951
ค่าพลังงานความร้อนเฉลี่ย						128.650

ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจากการทดลองฮีตไปป์ชุดที่ 1 ที่ใช้ Mesh 100

มุมของฮีตไปป์	ค่า Q (W)
-90	158.480
-105	195.813
-135	206.929
-165	220.711
-180	58.090
-195	56.603
-210	31.007
-225	11.340
-240	16.004
-255	6.737
-270	25.855

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ภาคผนวก ข

รายละเอียดของ STAINLESS STEEL WIRE NETTING

STAINLESS STEEL WIRE NETTING

MESH	WIRE NO.	WIRE DIA. (MM)	OPENING (MM)	MESH	WIRE NO.	WIRE DIA. (MM)	OPENING (MM)
1"		3	25	20	23	0.61	0.66
3/4"		2	18.8	20	25	0.51	0.76
5/8"		2	15.8	20	26	0.46	0.81
1/2"		2	12.7	20	27	0.42	0.85
				20	28	0.38	0.89
2	14	2.03	10.67	20	29	0.34	0.93
2	16	1.63	11.07	20	30	0.31	0.96
3	16	1.63	6.84	25	28	0.38	0.64
3	18	1.22	7.25	25	29	0.34	0.68
4	16	1.63	4.72	25	30	0.31	0.71
4	18	1.22	5.13	25	31	0.29	0.73
4	20	0.91	5.44	25	32	0.274	0.742
				25	33	0.253	0.763
5	18	1.22	3.86				
5	20	0.91	4.17	30	28	0.38	0.47
5	21	0.81	4.27	30	29	0.34	0.51
5	22	0.71	4.37	30	30	0.31	0.54
				30	31	0.29	0.56
6	18	1.22	3.01	30	32	0.274	0.573
6	20	0.91	3.32	30	33	0.253	0.594
6	21	0.81	3.42	30	34	0.233	0.614
6	22	0.71	3.52	30	35	0.213	0.634
6	23	0.61	3.62				
				32	30	0.31	0.48
7	22	0.71	2.92	32	37	0.172	0.622
7	23	0.61	3.02	35	35	0.213	0.51
				35	36	0.193	0.53
8	20	0.91	2.27	35	37	0.172	0.551
8	21	0.81	2.37				
8	22	0.71	2.47	40	33	0.253	0.382
8	22 1/2	0.66	2.52	40	34	0.233	0.402
8	23	0.61	2.57	40	35	0.213	0.422
8	24	0.56	2.62	40	36	0.193	0.442
				40	37	0.172	0.463
10	20	0.91	1.63	50	34	0.233	0.275
10	21	0.81	1.73	50	35	0.213	0.295
10	22	0.71	1.83	50	36	0.193	0.315
10	22 1/2	0.66	1.88	50	37	0.172	0.336
10	23	0.61	1.93	50	38	0.152	0.356
10	24	0.56	1.98				
10	25	0.51	2.03	60	35	0.213	0.21
10	26	0.46	2.08	60	36	0.193	0.23
				60	37	0.172	0.251
11	25	0.51	1.80	60	38	0.152	0.271
				70	38	0.152	0.211
12	21	0.81	1.31	70	40	0.121	0.242
12	22	0.71	1.41				
12	23	0.61	1.51	80	37	0.172	0.146
12	24	0.56	1.56	80	38	0.152	0.166
12	25	0.51	1.61	80	38 1/2	0.142	0.176
12	26	0.46	1.66	80	39	0.132	0.185
12	27	0.42	1.70	80	40	0.121	0.197
				100	38	0.152	0.102
14	22	0.71	1.10	100	41	0.111	0.143
14	23	0.61	1.20	100	42	0.101	0.153
14	24	0.56	1.25	120	43	0.091	0.121
14	25	0.51	1.30	120	44	0.081	0.131
14	26	0.46	1.35				
14	26 1/2	0.44	1.37	150	46	0.061	0.108
14	27	0.42	1.39	160	44	0.081	0.078
				160	46	0.061	0.097
16	22	0.71	0.88	165	46	0.061	0.093
16	23	0.61	0.98	180	47	0.051	0.090
16	24	0.56	1.03	180	48	0.041	0.100
16	25	0.51	1.08	200	46	0.061	0.066
16	26	0.46	1.13	200	47	0.051	0.076
16	27	0.42	1.17				
16	28	0.38	1.21	250	47	0.051	0.051
				250	48	0.041	0.061
18	24	0.56	0.85	270	48	0.041	0.053
18	25	0.51	0.90	300	48	0.041	0.044
18	26	0.46	0.95	325	48 1/2	0.035	0.043
18	27	0.42	0.99	400	49	0.030	0.034
18	28	0.38	1.03				

ภาคผนวก ค

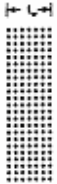

ตารางที่ ค.1 คุณสมบัติที่สถานะอิ่มตัวของน้ำยาทำความเย็นหมายเลข R-12

Refrigerant-12											
Chemical formula: CCl_2F_2		Critical temperature: 384.8 K									
Molecular weight: 120.92		Critical pressure: 4132 kPa									
		Critical density: 561.8 kg/m ³									
T_{sat} (K)	243.2	260	275	290	305	320	335	350	365	384.8	
P_{sat} (kPa)	101.3	200	333	528	793	1145	1602	2183	2907	4132	
ρ_l (kg/m ³)	1486	1436	1388	1338	1284	1225	1157	1075	969.7	561.8	
ρ_v (kg/m ³)	6.33	11.8	19.2	29.9	44.8	65.4	94.6	136.4	203.2	561.8	
h_{fg} (kJ/kg)	168.3	161.5	154.7	146.6	137.7	127.2	114.0	97.6	75.8	561.8	
$c_{p,l}$ (kJ/kg K)	0.896	0.911	0.932	0.957	0.990	1.03	1.08	1.13	1.22		
$c_{p,v}$ (kJ/kg K)	0.569	0.614	0.646	0.689	0.746	0.825	0.920	1.22	1.68		
μ_l ($\mu\text{N s/m}^2$)	373	303	262	231	208	187	167	144	119		
μ_v ($\mu\text{N s/m}^2$)	10.3	11.0	11.7	12.5	13.3	14.2	15.2	16.5	18.1		
k_l (mW/m K)	95.1	87.4	80.5	73.3	66.8	59.8	53.0	46.2	39.2	15.4	
k_v (mW/m K)	6.9	7.7	8.4	9.2	10.0	10.8	11.6	12.3	13.4	15.4	
Pr_l	3.51	3.16	3.03	3.02	3.14	3.22	3.40	3.52	3.70		
Pr_v	0.85	0.88	0.90	0.94	0.99	1.08	1.21	1.64	2.27		
σ (mN/m)	15.5	13.5	11.4	9.4	7.7	5.9	4.2	2.8	1.3		

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ภาคผนวก ง

ตารางที่ ง.1 คุณสมบัติทางกายภาพของโครงสร้างวิก

Physical Properties of Wick Structures:				
Wick Type*	Thermal Conductivity	Porosity	Minimum Capillary Radius	Permeability
	Unconsolidated packed spherical particles (d = average particle diameter)	Plain $k_{\text{eff}} = \frac{k_s [2k_r + k_s - 2(1-\epsilon)(k_r - k_s)]}{2k_r + k_s + (1-\epsilon)(k_r - k_s)}$	Estimated from (assuming cubic packing) $\epsilon = 0.48$	$r_c = 0.21d$ $k = \frac{d^2 \epsilon^2}{150(1-\epsilon)^2}$
	Sintered	$k_{\text{eff}} = \frac{k_s [2k_r + k_s - 2\epsilon(k_r - k_s)]}{2k_r + k_s + \epsilon(k_r - k_s)}$		
	Sintered metal fibers (d = fiber diameter)	$k_{\text{eff}} = \epsilon^2 k_s (1-\epsilon)^2 k_r + \frac{4\epsilon(1-\epsilon)k_r k_s}{k_r + k_s}$	Use manufacturers data	$r_c = \frac{d}{2(1-\epsilon)}$ $k = C_1 \frac{y^2 - 1}{y^2 + 1}$ where $y = 1 + \frac{C_2 d^2 \epsilon^3}{(1-\epsilon)^2}$ $C_1 = 6.0 \times 10^{-10} \text{ m}^2$ $C_2 = 3.3 \times 10^7 \text{ l/m}^2$

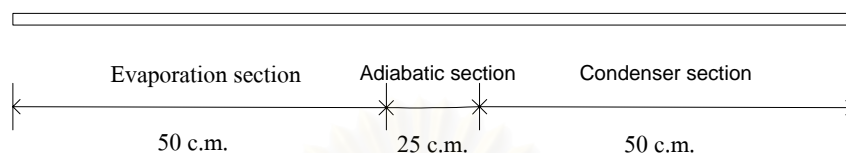
* The axis of the pipe and direction of fluid flow are normal to the paper.

* These wicks are positioned so that the layers follow the contours of the inner surface of the pipe wall.

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ภาคผนวก จ

ตัวอย่างการคำนวณ ค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้, Q และขีดจำกัดต่างๆ ของท่อความร้อน



สารทำความเย็น (Working Fluid) คือ R-12

ชนิดของวิก คือ Wrapped screen ($N = 100$) เบอร์ 42

ความยาวของฮีตไปป์ 1.25 เมตร

$$d_o = 1.87 \times 10^{-2} \text{ m}$$

$$\text{Screen wire diameter, } d = 0.101 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\text{Screen wick thickness, } t_w = 1.00 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\text{Copper tube, } d_i = 1.675 \times 10^{-2} \text{ m}$$

$$\text{Vapor core diameter, } d_v = 1.475 \times 10^{-2} \text{ m}$$

$$\text{Heat pipe inclination, } \psi = -90 \text{ rad}$$

$$\text{End Condenser Length, } L_c = 0.5 \text{ m}$$

$$\text{Adiabatic Length, } L_a = 0.25 \text{ m}$$

$$\text{End Evaporator Length, } L_e = 0.5 \text{ m}$$

$$\text{Liquid density, } \rho_l = 1,165.39 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Liquid viscosity, } \mu_l = 169.47 \times 10^{-6} \text{ kg/m.s}$$

$$\text{Liquid thermal conductivity, } k_l = 0.05384 \text{ W/m.K}$$

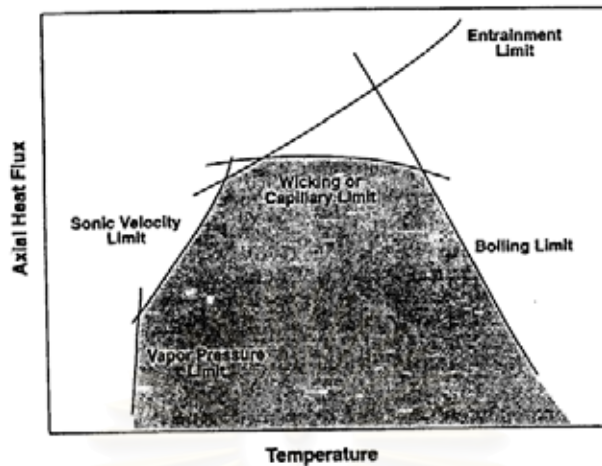
$$\text{Surface tension coefficient, } \sigma = 4.41 \times 10^{-3} \text{ N/m}$$

$$\text{Heat of vaporization, } h_{fg} = 115.63 \text{ KJ/kg}$$

$$\text{Vapor density, } \rho_v = 91.00 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Vapor viscosity, } \mu_v = 15.08 \times 10^{-6} \text{ kg/m.s}$$

$$\text{Evaporator Temperature} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$$



1. การคำนวณหาค่า Maximum effective pumping, P_{pm} ใน Capillary Limit

เลือกใช้ wick ที่เป็นตาข่าย เบอร์ 42 จากตารางในภาคผนวก. ข 1 ได้ค่าของ $w = 0.153 \text{ mm}$

และ ค่า $d = 0.101 \text{ mm}$ มุมทดสอบ -90 องศา

$$\text{จากค่า } r_c = \frac{w+d}{2} = 0.127 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\text{Capillary radius, } r_c = \frac{1}{2N} = 0.127 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$N = 3.937 \times 10^3 \text{ m}^{-1}$$

$$\text{Maximum Capillary pressure, } P_{cm} = \frac{2\sigma}{r_c} = \frac{2 \times 4.41 \times 10^{-3}}{0.127 \times 10^{-3}} = 69.45 \text{ N/m}^2$$

$$\text{Normal Hydrostatic pressure, } \Delta P_{\perp} = \rho_l g d_v \cos \psi = 1,165.39 \times 9.81 \times 1.475 \times 10^{-2} \times 0 \\ = 0 \text{ N/m}^2$$

$$\text{Axial Hydrostatic pressure, } = \rho_l g L_t \sin \psi = 1,165.39 \times 9.81 \times 0.75 \times 1 = -8,574.357 \text{ N/m}^2$$

$$\text{Maximum effective pumping, } P_{pm} = P_{cm} - \Delta P_{\perp} - \rho_l g L_t \sin \psi \quad (16)$$

$$= 69.45 - 0 + 8,574.357$$

$$= 8,643.807 \text{ N/m}^2$$

$$\text{Wick cross-section area, } A_w = \frac{\pi(d_i^2 - d_v^2)}{4} = \frac{\pi((1.675 \times 10^{-2})^2 - (1.475 \times 10^{-2})^2)}{4}$$

$$= 4.948 \times 10^{-5} \text{ m}$$

Wick crimping factor, $S = 1.05$

$$\text{Wick porosity } \varepsilon = 1 - \frac{\pi S N d}{4} = 1 - \frac{(\pi \times 1.05 \times 3.937 \times 10^3 \times 0.101 \times 10^{-3})}{4} = 0.672$$

$$\text{Wick permeability, } K = \frac{d^2 \varepsilon^3}{122(1-\varepsilon)^2} = \frac{(0.101 \times 10^{-3})^2 (0.672)^3}{122(1-0.672)^2} = 2.358 \times 10^{-10} \text{ m}^2$$

$$\begin{aligned} \text{Liquid Friction coefficient, } F_l &= \frac{\mu_l}{KA_w \rho_l h_{fg}} & (20) \\ &= \frac{169.47 \times 10^{-6}}{2.358 \times 10^{-10} \times 4.948 \times 10^{-5} \times 1,165.39 \times 115.63 \times 10^3} \\ &= 107.790 \text{ (N/m}^2\text{)/(W.m)} \end{aligned}$$

จาก Friction coefficient for vapor flow, F_v

$$\begin{aligned} \text{Hydraulic radius for vapor flow, } r_{h,v} &= d_v/2 \\ &= (1.475 \times 10^{-2})/2 = 7.375 \times 10^{-3} \text{ m} \end{aligned}$$

$$\text{Vapor core cross section area, } A_v = \frac{\pi}{4} d_v^2 = 4.388 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$\begin{aligned} \text{จาก } f_v R_{ev} &= 16 \\ F_v &= \frac{(f_v R_{ev}) \mu_v}{2 A_v r_{h,v}^2 \times \rho_v \times h_{fg}} & (22) \\ &= \frac{16 \times 15.08 \times 10^{-6}}{2 \times 4.338 \times 10^{-5} \times (7.375 \times 10^{-3})^2 \times 91 \times 115.63 \times 10^3} \\ &= 4.860 \times 10^{-3} \text{ (N/m}^2\text{)/(W.m)} \end{aligned}$$

จาก Capillary limit on heat transfer rate, $Q_{c,\max}$

$$Q_{c,\max} = \frac{(QL)_{c,\max}}{\frac{1}{2} L_c + L_a + \frac{1}{2} L_a} \quad (14)$$

$$(QL)_{c,\max} = \frac{P_{pm}}{F_l + F_v} \quad (15)$$

$$= \frac{8,643.807}{107.790 + 0.0048} = 80.188 \text{ W.m}$$

$$\begin{aligned} Q_{c,\max} &= \frac{80.188}{\left(\frac{1}{2} \times 0.5\right) + 0.25 + \left(\frac{1}{2} \times 0.5\right)} \\ &= 106.91 \text{ W} \end{aligned}$$

การคำนวณค่า Merit Number

$$\text{จาก } M = \frac{\rho_l \sigma h_{fg}}{\mu_l} \quad (1)$$

$$M = \frac{1,165.39 \times 4.41 \times 10^{-3} \times 115.63 \times 10^3}{169.47 \times 10^{-6}} = 3.51 \times 10^9 \text{ W/m}^2 = 3.51 \times 10^2 \text{ kW/cm}^2$$

2, การคำนวณหาค่า ใน Sonic Limit

Vapor Specific heat ratio, $r_v = 4/3 = 1.33$ (Poly atomic)

Universal gas const, $R = 8.314 \times 10^3$ (J/kg.mol.K)

Gas Molecular weigth, $M = 120.92$ [CCl_2F_2]

$R_v = R/M = 8.314 \times 10^3 / 120.92 = 68.756$ J/kg.K

$T_v = 333.15$ K

$$Q_{s,\max} = \frac{A_v \rho_v h_{fg} (r_v R_v T_v)^{\frac{1}{2}}}{2(r_v + 1)} \quad (12)$$

$$= 4.388 \times 10^{-5} \times 91 \times 115.63 \times 10^3 \times \left[\frac{(1.33 \times 68.756 \times 333.15)}{2(1.33 + 1)} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$= 37,332.46 \text{ W}$$

3, การคำนวณหาค่า ใน Entrainment Limit

$$r_{n,s} = \frac{1}{2N} - \frac{d}{2} = (0.127 \times 10^{-3}) - \left(\frac{0.101 \times 10^{-3}}{2} \right) = 7.65 \times 10^{-5} \text{ m}$$

$$Q_{e,\max} = A_v h_{fg} \left(\frac{\sigma \rho_v}{2r_{n,s}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (13)$$

$$= 4.388 \times 10^{-5} \times 115.63 \times 10^3 \left(\frac{4.41 \times 10^{-3} \times 91}{2 \times 7.65 \times 10^{-5}} \right)^{\frac{1}{2}} = 259.85 \text{ W}$$

4, การคำนวณหาค่า ใน Boiling Limit

$$k_e = \frac{k_l [(k_l + k_w) - (1 - \varepsilon)(k_l - k_w)]}{(k_l + k_w) + (1 - \varepsilon)(k_l - k_w)} \quad (23)$$

$k_l = 0.053$ W/m.K

$k_w = 15.25$ W/m.K

$\varepsilon = 0.672$

$$k_e = \frac{0.053 [(0.053 + 15.25) - (1 - 0.672)(0.053 - 15.25)]}{(0.053 + 15.25) + (1 - 0.672)(0.053 - 15.25)}$$

$$= 0.169$$

Boiling nucleation radius, $r_n = 2.54 \times 10^{-7}$ m

$$\text{Critical pressure} = \frac{2\sigma}{r_n} = \frac{2 \times 4.41 \times 10^{-3}}{2.54 \times 10^{-7}} = 34,724.41 \text{ N} / \text{m}^2$$

$$\begin{aligned}
 Q_{b,\max} &= \frac{2\pi L_e K_e T_v}{\lambda \rho_v \ln\left(\frac{r_i}{r_v}\right)} \times \left(\frac{2\sigma}{r_n}\right) & (24) \\
 &= \frac{2 \times \pi \times 50 \times 10^{-2} \times 0.169 \times 333.15 \times 34,724.41}{115.63 \times 10^3 \times 91 \times \ln\left(\frac{8.375 \times 10^{-3}}{7.475 \times 10^{-3}}\right)} \\
 &= 5.134 \text{ W}
 \end{aligned}$$

ในการทดลองได้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนในกรณีนี้มาเท่ากับ 200.58 W ซึ่งมีค่าเกินขีดจำกัดของการเดือดเพราะว่าในการจะประมาณค่าขีดจำกัดของการเดือดนั้นเราจะประมาณขนาดของอนุภาคของของไหลใช้งานได้ยาก โดยที่ในการคำนวณก่อนหน้านี้ใช้ค่าการประมาณมาจากหนังสือของ S.H.CHI ซึ่งเป็นหนังสือที่เกี่ยวกับฮีตไปป์ ความคลาดเคลื่อนที่ได้ในส่วนนี้อาจมาจากการทดลองการประมาณค่าตามหนังสือซึ่งเหตุผลดังกล่าวได้มีกล่าวไว้ในหนังสือของ Kreith

ดังนั้น ในความเป็นจริงการที่จะคำนวณค่า ขีดจำกัดของการเดือดนั้นจึงสามารถทำได้ยาก ในการคำนวณข้างต้นนี้สามารถสรุปขีดจำกัดต่างๆของฮีตไปป์มาจากท่อทองแดง มีวิกเป็นตาข่าย สแตนเลส เบอร์ 100 และมีของไหลใช้งานเป็น R-12 โดยทำการทดลองที่มุมทดลอง -90 องศา หรือ 270 องศาตามทิศของมุมของฮีตไปป์ (ψ) ในทฤษฎีในบทที่ 2

โดยสรุปค่า Q ของ Limit ทั้งหมด

Capillary	Limit	=	106.91	W
Sonic	Limit	=	37,332.46	W
Entrainment	Limit	=	259.85	W
Boiling	Limit	=	5.134	W

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตัวอย่างการคำนวณ หาค่า k_{eff} (Effective Thermal Conductivity)

ในการคำนวณตัวอย่างนี้เป็นการทดลองที่มุมฮีตไปป์ -90 องศา และ Mesh 100 มีผลต่างของอุณหภูมิเท่ากับ 4-5 องศาเซลเซียส

$$\text{จาก } Q = kA \frac{\Delta T}{\Delta x}$$

$$\text{ค่า } k = \frac{Q\Delta x}{A\Delta T}$$

ท่อทองแดงขนาด $\frac{3}{4}$ นิ้ว มีเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 1.87×10^{-2} เมตร

$$\text{ค่าของ } A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \times (1.87 \times 10^{-2})^2}{4} = 2.75 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$\Delta x = 0.25$ เมตร (ความยาวในส่วน Adiabatic)

ในการคำนวณตัวอย่างนี้คิดที่การทดสอบ -90 องศา และ Mesh 100 มีความห่างของอุณหภูมิเท่ากับ 4-5 องศาเซลเซียส

ค่า $\Delta T_{\text{water}} = 27.528$ องศาเซลเซียส

$$\Delta T_{\text{Heat..pipe}} = T_E - T_C = 53.01 - 49.00 = 4.01 \text{ องศาเซลเซียส}$$

เมื่อคิดที่อุณหภูมิของน้ำ

$$k_{\text{eff}} = \frac{200.58 \times 0.25}{2.75 \times 10^{-4} \times 27.528} = 6,624.022 \text{ W / m.K}$$

เมื่อคิดที่อุณหภูมิของผลต่างส่วนการระเหยและส่วนควบแน่น

$$k_{\text{eff}} = \frac{200.58 \times 0.25}{2.75 \times 10^{-4} \times 4.01} = 45,472.68 \text{ W / m.K}$$

ตัวอย่างการคำนวณหาค่า Heat Flux (W/m^2)

$$\text{Heat Flux} = Q / A$$

$$\text{Heat Flux} = (200.58 / 0.000275) = 729,381.8182 \text{ W/m}^2$$

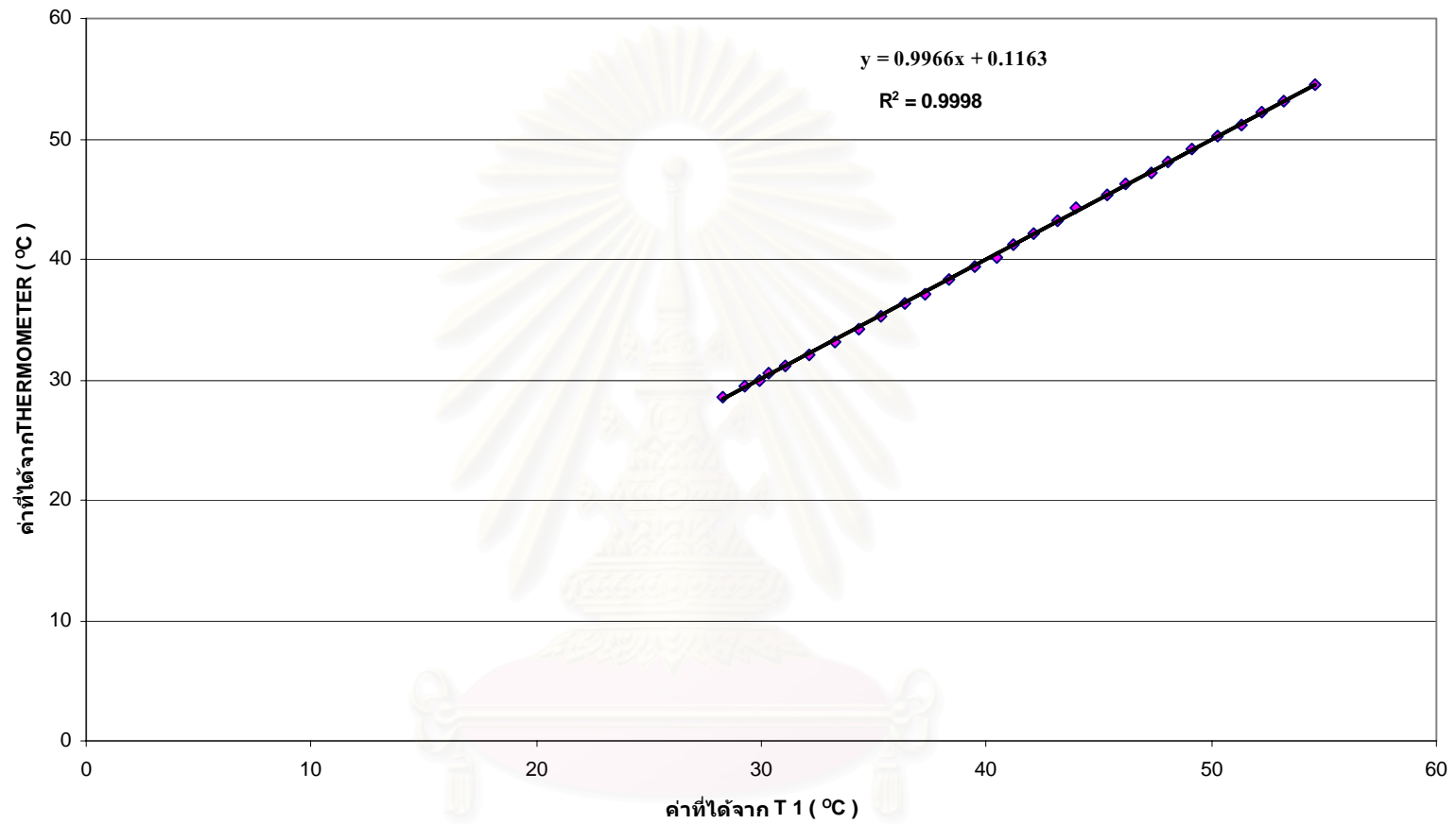
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ภาคผนวก ฉ

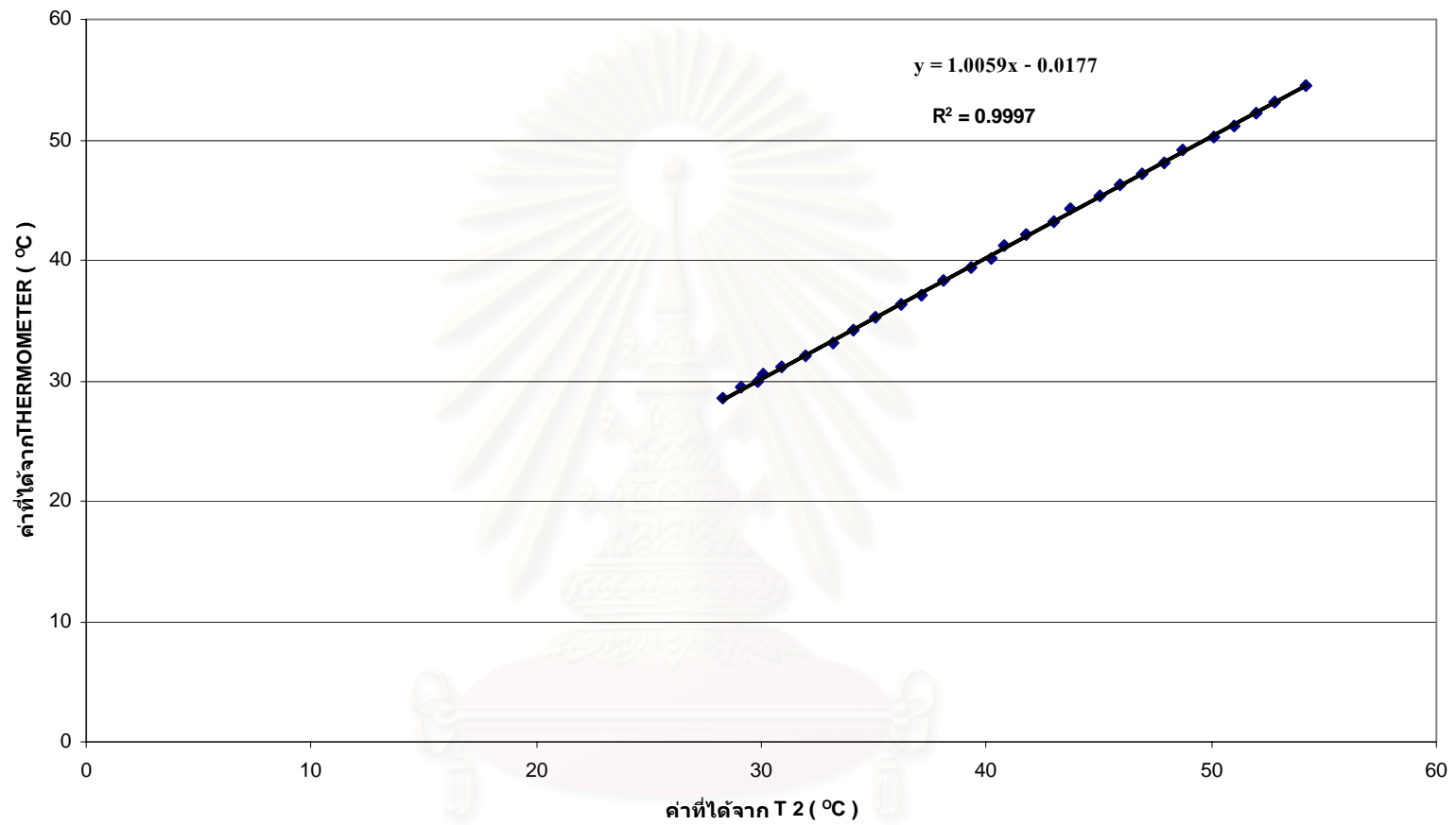
ตารางที่ ฉ-1 แสดงการเทียบสอบ อุปกรณ์วัดอุณหภูมิที่ใช้ในการทดลอง กับ เทอร์โมมิเตอร์อ้างอิงที่มีความละเอียดสูง จากผลการวัดที่ได้ในตาราง ฉ-1 นำไปหาความสัมพันธ์ เพื่อใช้ในการทดลองดัง รูปที่ ฉ-1 ถึง ฉ-4

ตารางที่ ฉ-1 แสดงผลการสอบเทียบอุณหภูมิของหัววัดทั้ง 4 กับเทอร์โมมิเตอร์อ้างอิงที่มีความละเอียดสูง

Thermometer	T1	T2	T3	T4
28.6	28.3	28.3	28.3	28.3
29.4	29.3	29.1	29	29
29.9	29.9	29.8	29.8	29.8
30.5	30.3	30.1	30.1	30.1
31.1	31.1	30.9	30.9	30.8
32	32.1	32	31.9	31.9
33.2	33.3	33.2	33.1	33
34.2	34.3	34.1	34	34
35.2	35.3	35.1	35	35
36.4	36.4	36.2	36.1	36
37.1	37.3	37.1	37	37
38.3	38.3	38.1	38	37.9
39.4	39.5	39.3	39.1	39.1
40.2	40.5	40.2	40.1	40
41.2	41.2	40.8	40.7	40.7
42.1	42.1	41.8	41.7	41.7
43.2	43.2	43	42.8	42.7
44.2	44	43.7	43.6	43.5
45.3	45.4	45	44.9	44.9
46.2	46.2	45.9	45.8	45.7
47.1	47.3	46.9	46.7	46.6
48.1	48.1	47.9	47.6	47.6
49.2	49.1	48.7	48.6	48.5
50.3	50.3	50.1	49.9	49.8
51.2	51.3	51	50.8	50.7
52.2	52.2	52	51.8	51.8
53.2	53.2	52.8	52.8	52.7
54.5	54.6	54.2	54	53.9

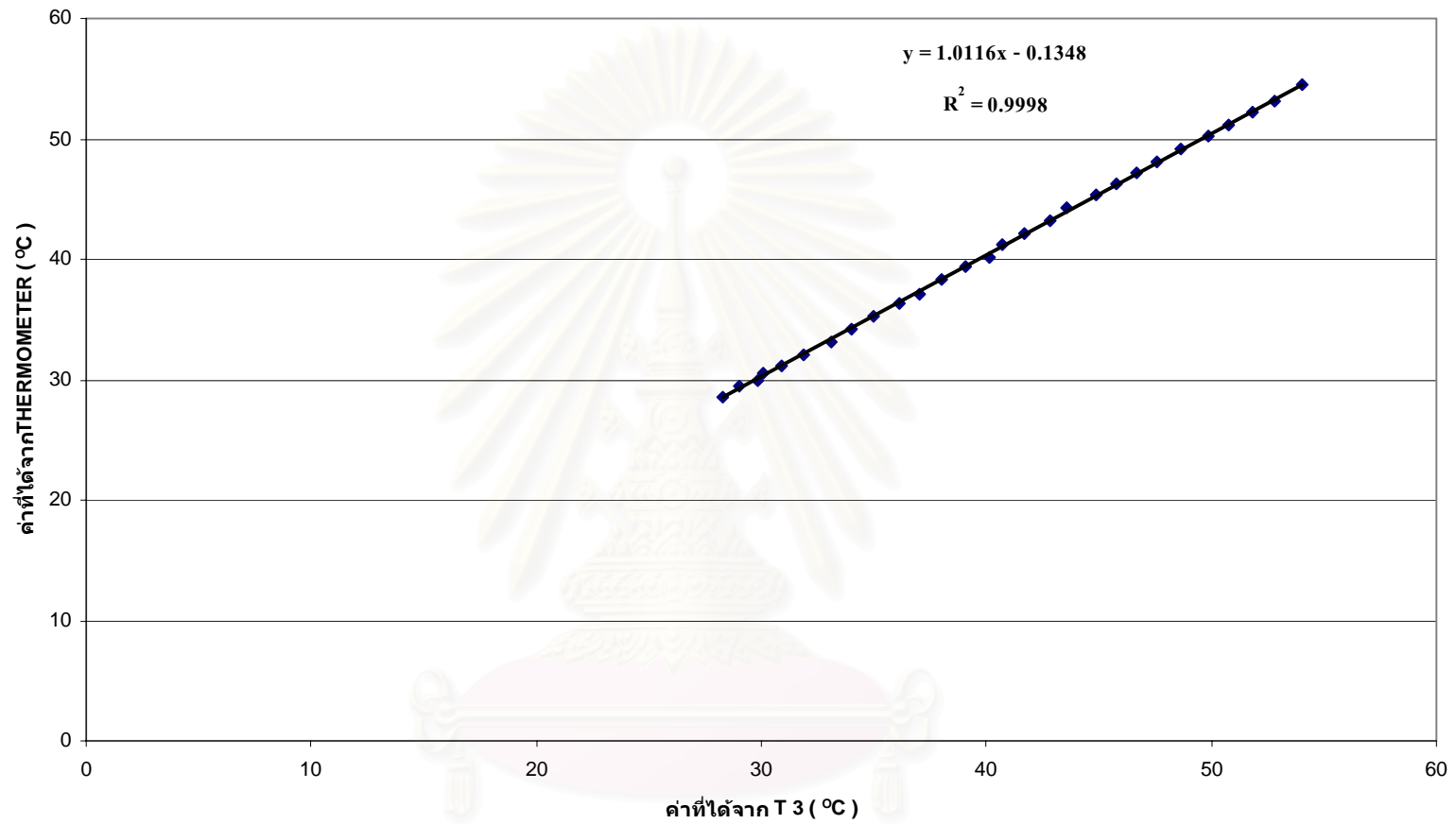


รูปที่ ๑-1 กราฟสอบเทียบของ Thermocouple ที่ 1



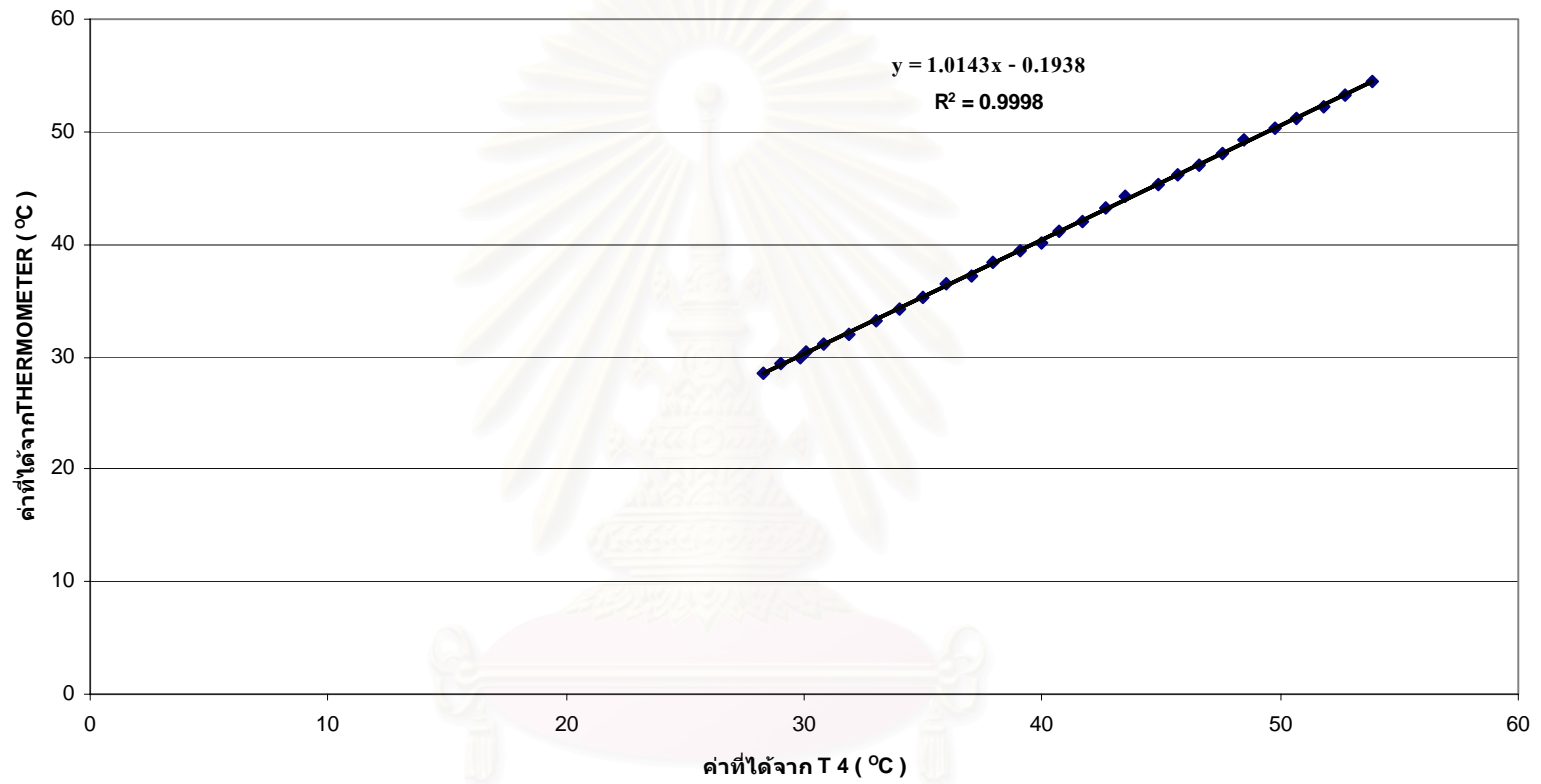
รูปที่ ๑-2 กราฟสอบเทียบของ Thermocouple ที่ 2

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ ๓-3 กราฟสอบเทียบของ Thermocouple ที่ 3

สภ. ใช้นวัตกรรม
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ ๓-4 กราฟสอบเทียบของ Thermocouple ที่ 4

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์

ชื่อ	นาย ธนศักดิ์ ชุมวิสูตร
วัน/เดือน/ปีเกิด	30 มกราคม 2519
การศึกษา	2540 วศ.บ.(เครื่องกล) มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย