

การศึกษาสมรรถนะของฮีตไปป์แบบมีวิกเป็นซินเทอร์แมทที่เรียล



นายมานิจ มานะศิลป์

## สถาบันวิทยบริการ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ปีการศึกษา 2550

ลิขสิทธิ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

A STUDY ON PERFORMANCE OF HEAT PIPE USING SINTERED-MATERIAL WICK



Mr. Manij Manasilp

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

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

Department of Mechanical Engineering

Faculty of Engineering

Chulalongkorn University

Academic Year 2007

Copyright of Chulalongkorn University

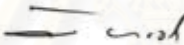
หัวข้อวิทยานิพนธ์      การศึกษาสมรรถนะของฮีตไปป์แบบมีวิกเป็นฉนวนที่เรียล  
โดย                              นายมานิจ มานะศิลป์  
สาขาวิชา                      วิศวกรรมเครื่องกล  
อาจารย์ที่ปรึกษา              รองศาสตราจารย์ ดร. พงษ์ธร จรรย์ญากรณ์

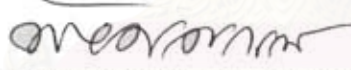
---

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย อนุมัติให้นับวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วน  
หนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาโทบัณฑิต

  
..... คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์  
(ศาสตราจารย์ ดร. ดิเรก ลาวันยศิริ)

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

  
..... ประธานกรรมการ  
(รองศาสตราจารย์ ดร. วิทยา ยิงเจริญ)

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

  
..... กรรมการ  
(รองศาสตราจารย์ ฤชากร จีรกาลวสาน)

  
..... กรรมการ  
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ มิ่งศักดิ์ ตั้งตระกูล)

มานิจ มานะศิลป์ : การศึกษาสมรรถนะของฮีตไปป์แบบมีวิกเป็นซินเทอร์เมทที่เรียล  
(A STUDY ON PERFORMANCE OF HEAT PIPE USING SINTERED-MATERIAL  
WICK)

อ. ที่ปรึกษา : รศ.ดร. พงษ์ธร จริญญากรณ์, 90 หน้า

วิทยานิพนธ์นี้ ศึกษาสมรรถนะของฮีตไปป์ที่ใช้ซินเทอร์เมทที่เรียลเป็นวิก เป็นที่ทราบกันว่าฮีตไปป์ที่ใช้ซินเทอร์เมทที่เรียลเป็นวิก มีศักยภาพทางทฤษฎีสูง แต่ยังคงขาดข้อมูลการทดลองจริง งานวิจัยนี้ใช้ผงทองแดงมาทำเป็นวัสดุซินเทอร์เมทที่เรียลเพื่อเป็นวิกของฮีตไปป์ โดยใช้ผงทองแดงขนาด 212 - 300 ไมโครเมตร อบในเตาภายใต้กาซไฮโดรเจน ที่อุณหภูมิ 900 °C นาน 9 ชั่วโมง นำออกมาปล่อยให้เย็น แล้วอบอีกครั้งที่สภาวะเดิม ซึ่งพบว่ากรรมวิธีดังกล่าวจะได้วัสดุซินเทอร์เมทที่เรียลที่แข็งแรงไม่แตกหักง่าย และการทดลองนี้ใช้น้ำเป็นของไหลใช้งาน

จากผลการทดลองพบว่า ฮีตไปป์ที่สร้างขึ้นสามารถทำงานในสภาวะด้านแรงโน้มถ่วงของโลกได้ โดยที่มุมติดตั้ง 90° ให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนดีกว่าที่เอียงลง สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์จะขึ้นอยู่กับมุมติดตั้ง ที่มุม 90° ฮีตไปป์ให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนน้อยที่สุด (อุณหภูมิแตกต่างระหว่างส่วนระเหยกับคอนเดนเซอร์ 8.28, 11.76 และ 14.88 K ให้อัตราการถ่ายเทความร้อน 1.0, 1.7 และ 3.1 W/cm<sup>2</sup> ตามลำดับ) ที่มุม 0° ฮีตไปป์ให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนดีที่สุดสำหรับการทำงานด้านแรงโน้มถ่วงของโลก (อุณหภูมิแตกต่างระหว่างส่วนระเหยกับคอนเดนเซอร์ 12.58, 16.88 และ 22.47 K ให้อัตราการถ่ายเทความร้อน 2.5, 3.6 และ 3.7 W/cm<sup>2</sup> ตามลำดับ) กราฟสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ที่มุม 30° และ 60° จะเกาะกลุ่มกันอยู่ระหว่างที่มุม 0° และ 90° สำหรับท่อทองแดงกลวง อุณหภูมิแตกต่างระหว่างส่วนร้อนกับส่วนเย็น 8.28, 11.76 และ 14.88 K ให้อัตราการถ่ายเทความร้อน 0.5, 0.7 และ 0.9 W/cm<sup>2</sup> ตามลำดับ

อย่างไรก็ตาม อัตราการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ที่วัดได้ ยังนับว่ามีค่าน้อยกว่าค่าขอบเขตความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ที่ได้จากการคำนวณค่อนข้างมาก จึงยังมีช่องทางปรับปรุงสมรรถนะของฮีตไปป์ แนวทางหนึ่งในการปรับปรุงในการสร้างฮีตไปป์ คือ การจำกัดช่วงและขนาดของผงโลหะที่นำมาทำเป็นซินเทอร์เมทที่เรียลให้เล็กและแคบลง โดยให้อยู่ในช่วง 100-150 ไมโครเมตร ซึ่งจะช่วยให้เพิ่มแรงคาปิลารีและความพรุนของซินเทอร์เมทที่เรียลให้มีความมากขึ้น

ภาควิชา.....วิศวกรรมเครื่องกล.....ลายมือชื่อนิสิต.....  
สาขาวิชา.....วิศวกรรมเครื่องกล.....ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษา.....  
ปีการศึกษา.....2550.....ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษาร่วม.....



# # 4670718121 : MAJOR MECHANICAL ENGINEERING

KEY WORD: HEAT PIPE / SINTERED-MATERIAL

MANIJ MANASILP : A STUDY ON PERFORMANCE OF HEAT PIPE USING SINTERED-MATERIAL WICK, THESIS ADVISOR : ASSOC. PROF. PONGTORN CHARUNYAKORN, 90 pp.

This thesis is to study the performance of heat pipe using sintered-material wick. Sintered-material wick is made from copper powder having a size range of 212 – 300 micrometers. Copper powder is pressed into shape and heated in an oven under hydrogen gas atmosphere at temperature of about 900 °C for 9 hours. It was found that, after cooling down naturally, it needed to be heated again under the same condition. This process yields sintered-material which is strong and not easily broken. Working fluid is water.

The results show that sintered-material wick heat pipe can work against gravity condition and gives heat transfer rate better than copper tube. For against gravity condition, heat pipe at 90 degree shows worst performance (temperature differences between evaporator and condenser are 8.28, 11.76, 14.88 K heat flux 1.0, 1.7 and 3.1 W/cm<sup>2</sup>, respectively) and at 0 degree shows best performance (temperature differences between evaporator and condenser are 12.58, 16.88, 22.47 K heat flux 2.5, 3.6 and 3.7 W/cm<sup>2</sup>, respectively). The Performance curves of heat pipe at 30 degree and 60 degree are between the performance curves of heat pipe at 0 degree and 90 degree. For copper tube, temperature differences between high temperature zone and low temperature zone are 8.28, 11.76, 14.88 K heat flux 0.5, 0.7 and 0.9 W/cm<sup>2</sup>, respectively.

However, the heat pipe performance is much lower than limitations i.e. capillary limit, entrainment limit etc. There are rooms for performance improvement, such as decreasing size and size range of sintered-material copper powder to 100 – 150 micrometers.

Department.....Mechanical Engineering..... Student's signature.....  
Field of study.....Mechanical Engineering..... Advisor's signature.....  
Academic year.....2007..... Co-advisor's signature.....

## กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงได้ด้วยความช่วยเหลืออย่างดียิ่งจาก รศ.ดร. พงษ์ธร จรรย์ญากรณ์ อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ซึ่งผู้วิจัยขอขอบพระคุณเป็นอย่างสูงที่ท่านคอยให้คำปรึกษาแนะนำแนวทาง ถ่ายทอดความรู้ และข้อคิดเห็นต่างๆ ในการทำวิทยานิพนธ์ ตลอดจนคำปรึกษาที่มีประโยชน์ในการนำไปประยุกต์ใช้ในงานวิจัยและในการทำงานในอนาคต ขอขอบพระคุณ รศ.ดร. วิทยา ยงเจริญ และ ผศ. มิ่งศักดิ์ ตั้งตระกูล ที่มีความกรุณาให้ใช้เครื่องมือตรวจวัดอุณหภูมิ ซึ่งเป็นเครื่องมือที่สำคัญที่ทำให้งานวิจัยนี้สามารถสำเร็จลุล่วงด้วยดีได้

ขอขอบพระคุณ ดร.เรืองเดช ธงศรี , นายภาณุ เวทยานุกุล และ นายรุ่งทิพย์ กระต่ายทอง จากศูนย์เทคโนโลยีโลหะและวัสดุแห่งชาติ ที่เสียสละเวลาให้ความช่วยเหลืออย่างดี ในการทำวัสดุซินเทอร์เมทที่เรียก ซึ่งถือเป็นหัวใจในงานวิจัย และงานวิจัยคงจะสำเร็จไปไม่ได้หากขาดความช่วยเหลือนี้

ขอขอบพระคุณ นายสุบิน ชันดี ที่ให้คำแนะนำ สอนการใช้เครื่องกลึง และ เครื่องจักรใน Work shop ทั้งคอยดูแลเอาใจใส่ให้คำแนะนำในเรื่องความปลอดภัยในการทำงาน ซึ่งเป็นประโยชน์อย่างมากต่องานวิจัย และ การนำไปใช้ในการทำงานในอนาคต รวมทั้ง นาย ธนพร เสาวรัตน์ชัย และ นายโกวิท โกพล ที่ช่วยอำนวยความสะดวกในด้านงานกลึงและสร้างชิ้นงานในงานวิจัยนี้

สุดท้ายนี้ผู้วิจัยขอขอบพระคุณ บิดา มารดา และคนในครอบครัว รวมถึง เพื่อนๆ ที่ได้สนับสนุน การศึกษาและให้กำลังใจเสมอ จนผู้วิจัยสำเร็จการศึกษา

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย.....	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	จ
กิตติกรรมประกาศ.....	ฉ
สารบัญ.....	ช
สารบัญตาราง.....	ฅ
สารบัญภาพ.....	ฉ
คำอธิบายสัญลักษณ์.....	ฐ
บทที่ 1 บทนำ.....	1
เหตุผลและความเป็นมาของงานวิจัย.....	1
วัตถุประสงค์ของงานวิจัย.....	1
ขอบเขตของงานวิจัย.....	1
ขั้นตอนและวิธีดำเนินการวิจัย.....	2
ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	2
บทที่ 2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	3
บทที่ 3 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....	8
การทำงานของฮีตไปป์.....	8
Capillary limitation.....	9
Entrainment limitation.....	18
Sonic limitation.....	19
Boiling limitation.....	22
การออกแบบฮีตไปป์.....	24

<b>บทที่ 4 วิธีดำเนินการวิจัย.....</b>	<b>30</b>
การออกแบบฮีตไปป์ที่ใช้ในการทดลอง.....	30
ขั้นตอนการสร้างฮีตไปป์.....	31
ส่วนประกอบของชุดทดลอง.....	35
วิธีการทดลอง.....	37
<b>บทที่ 5 ผลการทดลอง.....</b>	<b>41</b>
ผลบันทึกการทดลอง.....	41
ผลการทดลอง.....	57
<b>บทที่ 6 สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ.....</b>	<b>63</b>
สรุปผลการทดลอง.....	63
ข้อเสนอแนะ.....	68
<b>รายการอ้างอิง.....</b>	<b>70</b>
<b>ภาคผนวก.....</b>	<b>72</b>
ภาคผนวก ก การคำนวณขอบเขตการทำงานของฮีตไปป์ตามทฤษฎี.....	73
ตัวอย่างการคำนวณ.....	73
ค่าขอบเขตทางทฤษฎี.....	78
ภาคผนวก ข ตัวอย่างการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนในท่อกลม.....	80
ภาคผนวก ค คุณสมบัติทางกายภาพของสารที่ใช้เป็นของไหลใช้งาน.....	82
ภาคผนวก ง คุณสมบัติทางกายภาพของโลหะ.....	88
<b>ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์.....</b>	<b>90</b>



## สารบัญตาราง

### หน้า

ตารางที่3.1 แสดงค่า Effective capillary radius ของวิกแบบต่างๆ.....	11
ตารางที่3.2 แสดงค่า Permeability ของวิกแบบต่างๆ.....	13
ตารางที่3.3 แสดงค่า Vapor Frictional Coefficient $F_v$ และ Dynamic Coefficient $D_v$ .....	16
ตารางที่3.4 แสดงค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของวิกที่มีของเหลวอยู่.....	24
ตารางที่3.5 ตารางการเลือกของไหลใช้งาน.....	26
ตารางที่3.6 การเข้ากันได้ระหว่างท่อกับของไหลใช้งาน.....	27
ตารางที่5.1 ฮีตไปป์ทำมุม 0 องศา กับแนวระดับ ตั้งอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าส่วน เครื่องระเหย 40 องศาเซลเซียส.....	42
ตารางที่5.2 ฮีตไปป์ทำมุม 0 องศา กับแนวระดับ ตั้งอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าส่วน เครื่องระเหย 45 องศาเซลเซียส .....	43
ตารางที่5.3 ฮีตไปป์ทำมุม 0 องศา กับแนวระดับ ตั้งอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าส่วน เครื่องระเหย 50 องศาเซลเซียส .....	44
ตารางที่5.4 ฮีตไปป์ทำมุม 30 องศา กับแนวระดับ (ส่วนเครื่องระเหยอยู่ด้านบน) ตั้งอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าส่วนเครื่องระเหย 40 องศาเซลเซียส.....	45
ตารางที่5.5 ฮีตไปป์ทำมุม 30 องศา กับแนวระดับ (ส่วนเครื่องระเหยอยู่ด้านบน) ตั้งอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าส่วนเครื่องระเหย 45 องศาเซลเซียส.....	46
ตารางที่5.6 ฮีตไปป์ทำมุม 30 องศา กับแนวระดับ (ส่วนเครื่องระเหยอยู่ด้านบน) ตั้งอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าส่วนเครื่องระเหย 50 องศาเซลเซียส.....	47
ตารางที่5.7 ฮีตไปป์ทำมุม 60 องศา กับแนวระดับ (ส่วนเครื่องระเหยอยู่ด้านบน) ตั้งอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าส่วนเครื่องระเหย 40 องศาเซลเซียส.....	48
ตารางที่5.8 ฮีตไปป์ทำมุม 60 องศา กับแนวระดับ (ส่วนเครื่องระเหยอยู่ด้านบน) ตั้งอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าส่วนเครื่องระเหย 45 องศาเซลเซียส.....	49
ตารางที่5.9 ฮีตไปป์ทำมุม 60 องศา กับแนวระดับ (ส่วนเครื่องระเหยอยู่ด้านบน) ตั้งอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าส่วนเครื่องระเหย 50 องศาเซลเซียส.....	50
ตารางที่5.10 ฮีตไปป์ทำมุม 90 องศา กับแนวระดับ (ส่วนเครื่องระเหยอยู่ด้านบน) ตั้งอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าส่วนเครื่องระเหย 40 องศาเซลเซียส.....	51
ตารางที่5.11 ฮีตไปป์ทำมุม 90 องศา กับแนวระดับ (ส่วนเครื่องระเหยอยู่ด้านบน) ตั้งอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าส่วนเครื่องระเหย 45 องศาเซลเซียส.....	52

ตารางที่ 5.12 ฮีตไปป์ทำมุม 90 องศา กับแนวระดับ (ส่วนเครื่องระเหยอยู่ด้านบน) ตั้งอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าส่วนเครื่องระเหย 50 องศาเซลเซียส.....	53
ตารางที่ 5.13 ฮีตไปป์ทำมุม -90 องศา กับแนวระดับ (ส่วนเครื่องระเหยอยู่ด้านล่าง) ตั้งอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าส่วนเครื่องระเหย 40 องศาเซลเซียส.....	54
ตารางที่ 5.14 ฮีตไปป์ทำมุม -90 องศา กับแนวระดับ (ส่วนเครื่องระเหยอยู่ด้านล่าง) ตั้งอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าส่วนเครื่องระเหย 45 องศาเซลเซียส.....	55
ตารางที่ 5.15 ฮีตไปป์ทำมุม -90 องศา กับแนวระดับ (ส่วนเครื่องระเหยอยู่ด้านล่าง) ตั้งอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าส่วนเครื่องระเหย 50 องศาเซลเซียส.....	56
ตารางที่ 5.16 แสดงชุดข้อมูลมอดิตตั้งฮีตไปป์ 90 องศา ที่น้ำร้อนเข้าฮีตไปป์ 50 องศาเซลเซียส.....	57
ตารางที่ 5.17 อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำร้อนในส่วนเครื่องระเหย และ น้ำเย็นในส่วนของคอนเดนเซอร์.....	58
ตารางที่ 5.18 อัตราการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ ที่มุมติดตั้งต่างๆ.....	59
ตารางที่ 6.1 ค่า Heat flux ของฮีตไปป์ เทียบกับ ท่อกลวงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางนอก 19 มิลลิเมตร หน้า 1 มิลลิเมตร.....	66

## สารบัญภาพ

	หน้า
รูปที่ 3.1 แสดงการทำงานของฮีตปั๊ม.....	8
รูปที่ 3.2 แสดงขอบเขตความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของฮีตปั๊ม.....	9
รูปที่ 3.3 ภาพการแสดงผลการไหลเวียนของ ของไหลใช้งาน ภายในฮีตปั๊ม.....	9
รูปที่ 3.4 แสดงการกระจายความดันของไอและของเหลวภายในฮีตปั๊ม.....	10
รูปที่ 3.5 แสดงรูปร่างของรอยต่อผิวระหว่างส่วนที่เป็นของเหลวกับเป็นไอ.....	11
รูปที่ 3.6 แสดงค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานสำหรับการไหลแบบลามิน่าในท่อสี่เหลี่ยม.....	14
รูปที่ 3.7 แสดงค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานสำหรับการไหลแบบลามิน่าในท่อกกลม.....	15
รูปที่ 3.8 แสดงการกระจายค่า Q.....	18
รูปที่ 3.9 ภาพแสดง Static pressure ที่ตำแหน่งต่างๆบนฮีตปั๊ม.....	20
รูปที่ 3.10 ภาพแสดงการกระจายของอุณหภูมิบนฮีตปั๊มที่ตำแหน่งต่างๆ.....	21
รูปที่ 3.11 แสดงช่วงการทำงานของฮีตปั๊ม.....	25
รูปที่ 3.12 ช่วงอุณหภูมิการทำงานที่ยอมรับได้ของของไหลใช้งานของฮีตปั๊ม.....	26
รูปที่ 3.13 แสดงโครงสร้างของวิกแบบต่างๆ.....	28
รูปที่ 4.1 ภาพแสดงส่วนประกอบของการเตรียมฮีตปั๊มเพื่อเข้าเตาอบ.....	31
รูปที่ 4.2 ภาพแสดงเตาอบใช้สำหรับทำวัสดุซินเทอร์.....	32
รูปที่ 4.3 ภาพแสดงท่อทองแดงที่ฝังทองแดงภายในท่อผ่านการซินเทอร์แล้ว.....	32
รูปที่ 4.4 ภาพแสดงท่อทองแดงที่เชื่อมฝาเข้าที่ปลายทั้ง 2 แล้ว.....	32
รูปที่ 4.5 ภาพแสดงการทดสอบการรั่วของท่อทองแดงโดยใช้ลมและฟองสบู่.....	33
รูปที่ 4.6 ภาพแสดงการเติมน้ำใส่ท่อทองแดงเพื่อเป็นของไหลใช้งาน.....	33
รูปที่ 4.7 ภาพแสดงการไล่อากาศออกจากท่อทองแดงโดยการแซ่ท่อทองแดงในน้ำเดือด.....	34
รูปที่ 4.8 เครื่องทำความร้อน “Fisher Scientific”.....	35
รูปที่ 4.9 Data Logger.....	36
รูปที่ 4.10 ฮีตปั๊มพร้อมเปลือกสำหรับแลกเปลี่ยนความร้อน.....	36
รูปที่ 4.11 ภาพแสดงการติดตั้งอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง.....	37
รูปที่ 4.12 ภาพถังเก็บน้ำร้อนพร้อมเครื่องทำความร้อน.....	38
รูปที่ 4.13 การติดตั้งฮีตปั๊มที่มุม 0 องศา.....	39
รูปที่ 4.14 การติดตั้งฮีตปั๊มที่มุม 30 องศา.....	39
รูปที่ 4.15 การติดตั้งฮีตปั๊มที่มุม 60 องศา.....	39

รูปที่ 4.16 เครื่องวัดอุณหภูมิแสดงผลโดยคอมพิวเตอร์.....	40
รูปที่ 4.17 การติดตั้งอุปกรณ์ทดลอง.....	40
รูปที่ 5.1 แสดงกราฟระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ เทียบกับ ส่วนต่างอุณหภูมิตั้งระหว่างส่วน Evaporator กับ Condenser.....	60
รูปที่ 5.2 แสดงกราฟระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ เทียบกับ อุณหภูมิเฉลี่ยของฮีตไปป์.....	61
รูปที่ 5.3 แสดงกราฟระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ เทียบกับ องศาการติดตั้งของฮีตไปป์ สำหรับชุดข้อมูลน้ำร้อนเข้าส่วนเครื่องระเหย ที่ 40, 45 และ 50 องศาเซลเซียส.....	62
รูปที่ 6.1 กราฟแสดงอัตราการถ่ายเทความร้อนที่วัดได้เทียบกับขอบเขต การทำงานของฮีตไปป์ตามทฤษฎี ที่มุมติดตั้ง 0 องศา.....	63
รูปที่ 6.2 กราฟแสดงอัตราการถ่ายเทความร้อนที่วัดได้เทียบกับขอบเขตการทำงานของ ฮีตไปป์ตามทฤษฎี ที่มุมติดตั้ง 30 องศา.....	64
รูปที่ 6.3 กราฟแสดงอัตราการถ่ายเทความร้อนที่วัดได้เทียบกับขอบเขตการทำงานของ ฮีตไปป์ตามทฤษฎี ที่มุมติดตั้ง 60 องศา.....	64
รูปที่ 6.4 กราฟแสดงอัตราการถ่ายเทความร้อนที่วัดได้เทียบกับขอบเขตการทำงานของ ฮีตไปป์ตามทฤษฎี ที่มุมติดตั้ง 90 องศา.....	65
รูปที่ 6.5 กราฟแสดงอัตราการถ่ายเทความร้อนที่วัดได้เทียบกับขอบเขตการทำงานของ ฮีตไปป์ตามทฤษฎี ที่มุมติดตั้ง -90 องศา.....	65
รูปที่ 6.6 กราฟแสดงค่า Heat flux ของฮีตไปป์ เทียบกับ ท่อกลวงขนาด เส้นผ่านศูนย์กลางนอก 19 มิลลิเมตร หนา 1 มิลลิเมตร.....	67

## คำอธิบายสัญลักษณ์

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
$A_l$	พื้นที่หน้าตัดของของเหลว .....	$m^2$
$A_s$	ขนาดรูที่ผิวของวิก .....	$m^2$
$A_v$	พื้นที่หน้าตัดส่วนที่ไอไหลผ่าน .....	$m^2$
$A_w$	พื้นที่หน้าตัดของวิก .....	$m^2$
$C_l$	Wetted parameter	
$d_v$	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของส่วนที่เป็นไอ .....	m
$F_s$	แรงเฉือนที่ผิววิก จากการไหลของไอ .....	N
$F_t$	แรงเกาะของของเหลวที่ผิวของวิก .....	N
$g$	ค่าความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก .....	$m/s^2$
$k_e$	สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของวิกที่มีของเหลวอยู่.....	W/m-K
$k_f$	สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของของไหลใช้งาน.....	W/m-K
$k_w$	สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของวิก.....	W/m-K
$L_a$	ความยาวส่วนอเดียบาติก .....	m
$L_c$	ความยาวของส่วนคอนเดนเซอร์ .....	m
$L_e$	ความยาวส่วนเครื่องระเหย.....	m
$L_t$	ความยาวรวมของฮีตไปป์.....	m
$M_v$	Mach number ของไอที่ไหลในฮีตไปป์	
$P_c(x)$	ค่าความดันคาปิลารีที่ตำแหน่ง x .....	$N/m^2$
$P_c(x_{ref})$	ค่าความดันคาปิลารีที่ตำแหน่ง $x_{ref}$ .....	$N/m^2$
$P_{cm}$	ค่าความดันคาปิลารีที่มากที่สุด .....	$N/m^2$
$P_l(x)$	ค่าความดันของของเหลวที่ตำแหน่ง x .....	$N/m^2$
$P_l(x_{ref})$	ค่าความดันของของเหลวที่ตำแหน่ง $x_{ref}$ .....	$N/m^2$
$P_{pw}$	ความดันก่อให้เกิดอุณหภูมิมิผิวของวิกกับผนังท่อเป็นจุดเดือด .....	$N/m^2$
$P_v(x)$	ค่าความดันของไอที่ตำแหน่ง x .....	$N/m^2$



สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
$P_v(x_{ref})$	ค่าความดันของไอที่ตำแหน่ง $x_{ref}$ .....	$N/m^2$
$\Delta P_l(x_{ref} - x)$	ค่าความดันที่ลดลงของของเหลว ในการไหลจาก $x_{ref}$ ไปที่ $x$ .....	$N/m^2$
$\Delta P_v(x - x_{ref})$	ค่าความดันที่ลดลงของไอ ในการไหลจาก $x$ ไปที่ $x_{ref}$ .....	$N/m^2$
$\Delta P_{\perp}$	ความดันที่ลดลงเนื่องจากแรงโน้มถ่วงในทิศทางตั้งฉากกับแนวแกน.....	$N/m^2$
$Q$	อัตราการถ่ายเทความร้อน .....	$W$
$r_b$	รัศมีของฟอง .....	$m$
$r_c$	ค่า Effective capillary radius .....	$m$
$r_{h,l}$	Hydraulic radius ของของเหลว.....	$m$
$r_{h,v}$	Hydraulic radius ของไอ.....	$m$
$r_{h,s}$	Hydraulic radius ของวัสดุซินเทอร์เมทที่เรียล.....	$m$
$r_i$	ขนาดรัศมีในของผนังท่อ .....	$m$
$r_n$	Nucleation radius ของฟองไอ.....	$m$
$r_s$	ขนาดรัศมีของผงซินเทอร์เมทที่เรียล ที่ใช้มาเป็นวิก.....	$m$
$r_v$	ขนาดรัศมีของพื้นที่ที่ให้ไอไหลผ่านในแกนกลางของฮีตไปป์.....	$m$
$R_v$	Gas constant ของไอ.....	$J/kg-K$
$Re_l$	Reynolds number ของของเหลว	
$Re_v$	Reynolds number ของไอ	
$T_{pw}$	อุณหภูมิตำแหน่งที่ของเหลวติดกับผนังคอนเทนเนอร์ .....	$K$
$T_v$	อุณหภูมิไอของของไหลใช้งาน .....	$K$
$T_{ww}$	อุณหภูมิตำแหน่งที่วิกติดกับไอของของไหลใช้งาน .....	$K$
$V_l$	ค่าความเร็วของของเหลว .....	$m/s$
$\rho_l$	ค่าความหนาแน่นของของเหลว.....	$kg/m^3$
$\rho_v$	ค่าความหนาแน่นของไอ.....	$kg/m^3$
$f_l$	ค่า Drag coefficient ของของเหลว	
$f_v$	ค่า Drag coefficient ของไอ	
$\mu_l$	ค่าความหนืดของของเหลว.....	$kg/m-s$
$\mu_v$	ค่าความหนืดของไอ.....	$kg/m-s$

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
$\sigma$	เป็นค่าสัมประสิทธิ์ความตึงผิวของของเหลว .....	N/m
$\tau_f$	Frictional stress ที่ตำแหน่งระหว่างผิวของแข็งกับของเหลว.....	N/m
$\psi$	มุมของฮีตไปป์ที่วัดจากแนวนอน .....	องศา
$\lambda$	ค่าความร้อนจำเพาะของการกลายเป็นไอ.....	J/kg
$\epsilon$	ค่าความพรุนของวิก	
$\gamma_v$	Vapor specific heat ratio	



สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## บทที่ 1

### บทนำ

#### เหตุผลและความเป็นมาของงานวิจัย

ในปัจจุบันพบว่า ฮีตไปป์เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ที่ได้รับความสนใจมากขึ้น เนื่องจากเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่สามารถใช้แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างแหล่งอุณหภูมิ 2 แหล่งที่มีอุณหภูมิแตกต่างกันไม่มากได้ หรือทำหน้าที่เป็นฮีตทรานสเฟอร์เมอร์ก็ได้ นอกจากนี้ยังเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ต้องการการดูแลรักษาไม่มากนัก แต่ฮีตไปป์ที่มีใช้อยู่ทั่วไปจะสามารถทำงานได้ก็ต่อเมื่อ ต้องทำงานในสภาวะการทำงานตามแรงโน้มถ่วงเท่านั้น นั่นคือ ส่วนคอนเดนเซอร์ของฮีตไปป์ จะต้องอยู่สูงกว่าส่วนเครื่องระเหยของฮีตไปป์ ทำให้เกิดข้อจำกัดในแง่ของลักษณะการติดตั้งของ ฮีตไปป์ งานวิจัยนี้จึงมีขึ้นเพื่อออกแบบและสร้างฮีตไปป์ ที่สามารถทำงานได้ในสภาวะที่ต้านแรงโน้มถ่วง ซึ่งก็จะสามารถทำงานในสภาวะตามแรงโน้มถ่วงได้ด้วย เพื่อให้ข้อจำกัดในแง่ของลักษณะการติดตั้งฮีตไปป์ ที่ต้องให้ส่วนคอนเดนเซอร์อยู่ต่ำกว่าส่วนเครื่องระเหยหมดไป

#### วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

เพื่อศึกษาสมรรถนะของฮีตไปป์ ที่มีวิกทำด้วยซินเทอร์เมททีเรียล เพื่อให้ได้ข้อมูลสำหรับการออกแบบ

#### ขอบเขตของงานวิจัย

ทำการออกแบบและสร้างฮีตไปป์ที่สามารถทำงานในสภาวะต้านแรงโน้มถ่วงได้ โดยกำหนดให้วิกที่ใช้ในฮีตไปป์ ทำจากซินเทอร์เมททีเรียล พร้อมทั้งทำการทดลองหาประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ที่สร้างขึ้นที่มุมการติดตั้งต่างๆ โดยกำหนดช่วงอุณหภูมิใช้งานอยู่ระหว่าง 20-80 องศาเซลเซียส

## ขั้นตอนและวิธีดำเนินการวิจัย

การดำเนินการวิจัยนี้จะแบ่งเป็น 3 ขั้นตอนดังนี้

1. ออกแบบโครงสร้างและวัตถุที่จะนำมาทำฮีตไปป์
2. สร้างฮีตไปป์ตามที่ได้ออกแบบไว้
3. ทำการทดลองหาสมรรถนะของฮีตไปป์ ที่ได้สร้างขึ้น

## ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

ได้ข้อมูลสมรรถนะซึ่งจะสามารถนำไปช่วยในการออกแบบฮีตไปป์  
แมทที่เรียกเป็นวิก และใช้น้ำเป็นของไหลทำงานในฮีตไปป์

ชนิดที่ใช้วัสดุซินเทอร์



สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## บทที่ 2

### งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ในงานวิจัยเกี่ยวกับฮีตไปป์ ที่ผ่านมาจะแบบออกเป็น 2 แนวทาง คือ งานวิจัยที่ศึกษาการนำฮีตไปป์ ไปใช้ในงานในลักษณะต่างๆ และ งานวิจัยที่ศึกษาการออกแบบหรือการวัดประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ ในที่นี้จะกล่าวถึงงานวิจัยในกลุ่มหลัง ซึ่งจะเน้นไปที่ฮีตไปป์แบบปลายปิด

Pichai Tangsathapornphanich, 1986 ได้ทำการสังเกตวิธีการสร้างฮีตไปป์ แบบไม่มีวิกในห้องแล็บ โดยจะเน้นไปที่การผลิตฮีตไปป์ในปริมาณมากๆ ทำการสร้างฮีตไปป์ 500 ชิ้น โดยท่อทำจาก Pyrex glass ที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางนอกเท่ากับ 10 มิลลิเมตร ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางในเท่ากับ 8 มิลลิเมตร ยาว  $37 \pm 1$  เซนติเมตร ใช้น้ำเป็นของไหลใช้งาน โดยจะใช้อ่างน้ำมันเป็นตัวให้ความร้อนแก่ฮีตไปป์ คงที่ที่ 125 องศาเซลเซียส ในการทดลองพบว่า มี 70% ของจำนวนทั้งหมดที่สามารถยอมรับได้ ทำการผลิตฮีตไปป์ชุดใหม่ โดยให้ความร้อนคงที่ที่ 90 องศาเซลเซียส เพื่อทำการปรับปรุงประสิทธิภาพให้ดีขึ้น พบว่ามีการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น เมื่อปรับมุมไปที่ 70 องศาเซลเซียส ทำการพัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์ เพื่อใช้ในการคำนวณหาประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์

Santi Wangnipparnto, 1994 ได้ทำการสร้างฮีตไปป์แบบ เทอร์โมไซฟอน ที่ทำจากท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 2 เซนติเมตร ยาว 81 เซนติเมตร โดยมีน้ำเป็นของไหลใช้งาน ซึ่งในการทดลองจะใช้น้ำมันร้อนเป็นตัวให้ความร้อนในส่วนหนึ่งของเครื่องระเหย และใช้น้ำเป็นตัวให้ความเย็นในส่วนของคนเดนเซอร์ ในการศึกษาจะทำการทดลองเปลี่ยนตัวแปรมุมเอียงเมื่อเทียบกับแนวระดับ, สัดส่วนปริมาตรสารที่เติมต่อปริมาตรช่วงการระเหย, สัดส่วนความยาวช่วงการส่งถ่ายความร้อนต่อความยาวของท่อทั้งหมด และคุณสมบัติของน้ำมันร้อนที่ป้อนเข้าสู่ช่วงการระเหยเพื่อทำการหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนช่วงการระเหย และการกลั่นตัวของฮีตไปป์แบบ เทอร์โมไซฟอน จากการทดลองพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของช่วงเครื่องระเหย จะขึ้นอยู่กับสัดส่วนความยาวของช่วงเครื่องระเหยต่อความยาวทั้งหมด ส่วนค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของคนเดนเซอร์ จะขึ้นอยู่กับมุมเอียงและปริมาณสารที่เติม การเพิ่มคุณสมบัติของน้ำมันร้อนในช่วง 75 - 100 องศาเซลเซียส ไม่ทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของช่วงเครื่องระเหย และ



คอนเดนเซอร์เปลี่ยนแปลงไปมากนัก เมื่อเปรียบเทียบอิทธิพลของตัวแปรที่ทำการศึกษา พบว่า สัดส่วนความยาวของส่วนต่างๆต่อความยาวรวมของท่อ จะมีผลต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์อย่างมาก นอกจากนี้ยังได้เสนอสมการที่ใช้ในการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของช่วงเครื่องระเหยและคอนเดนเซอร์ที่สอดคล้องกับเงื่อนไขของการทดลอง เมื่อทำการเปรียบเทียบการหาค่าความต้านทานความร้อนรวมภายในแท่งฮีตไปป์ที่ได้จากการทดลอง และสมการที่ได้นำเสนอไว้ พบว่ามีค่าความผิดพลาดอยู่ที่  $\pm 15\%$

Thanasak Chumwisoot, 2003 ได้ทำการสร้างและทดสอบฮีตไปป์ เพื่อหาสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน โดยเป็น ฮีตไปป์ ที่สามารถสร้างได้ง่ายด้วยเทคนิคที่เป็นที่รู้จักกันทั่วไป โดยฮีตไปป์ จะทำมาจากท่อทองแดง และใช้ตาข่าย Stainless steel เบอร์ 100 และ 120 เป็นวิก ท่อมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 18.7 มิลลิเมตร มีความยาว 1,250 มิลลิเมตร โดยใช้ R-12 เป็น ของไหลใช้งาน โดยมีส่วนของ เครื่องระเหย ยาว 500 มิลลิเมตร ส่วน คอนเดนเซอร์ ยาว 500 มิลลิเมตร และ ส่วน อาเดียบาติก ยาว 250 มิลลิเมตร ในการทดลองหาสมรรถนะของฮีตไปป์จะให้คุณสมบัติทางด้าน เครื่องระเหย อยู่ที่ 60 องศาเซลเซียส และอุณหภูมิด้าน คอนเดนเซอร์ อยู่ระหว่าง 30-35 องศาเซลเซียส โดยได้ทำการทดลองที่มุมเอียงค่าต่างๆของฮีตไปป์ จากผลที่ได้พบว่าฮีตไปป์ ทำงานได้ดีเมื่อมีแรงโน้มถ่วงมาช่วย โดยได้ค่าการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่สูงสุดอยู่ที่  $823 \text{ kW/m}^2$  และ  $1,547 \text{ kW/m}^2$  สำหรับ วิก ที่เป็นตาข่ายเบอร์ 100 และ 120 ตามลำดับ โดยค่าที่ได้จะเป็นค่าที่ ฮีตไปป์มีมุมเอียงอยู่ที่  $-135^\circ$  และพบว่าสมรรถนะของฮีตไปป์ในการทดลองดีกว่าฮีตไปป์แบบไม่มี วิก เล็กน้อย และดีกว่าฮีตไปป์แบบเดียวกันแต่ใช้ R-11 เป็น ของไหลใช้งาน ซึ่งหากต้องการให้ฮีตไปป์สามารถทำงานต้านแรงโน้มถ่วงได้ จะต้องใช้ตาข่ายที่มีความละเอียดกว่านี้มาเป็น วิก หรือเปลี่ยนชนิดของ วิก หรือใช้ของไหลอื่นที่มีค่าเมอริทสูงขึ้นมาเป็น ของไหลใช้งาน

Atipoang Nuntaphan, 2000 ได้ทำการศึกษาประสิทธิภาพของฮีตไปป์แบบเทอร์โมไซฟอน ที่ใช้สาร 2 ตัวผสมกันเป็นของไหลใช้งาน ซึ่งในงานวิจัยจะสามารถแยกออกได้เป็น 2 ส่วนคือ พฤติกรรมทางด้านความร้อนของฮีตไปป์แบบเทอร์โมไซฟอน ที่มีของไหลใช้งานเป็นสาร 2 ตัวผสมกัน และ การปรับปรุงประสิทธิภาพทางด้านความร้อนของฮีตไปป์แบบเทอร์โมไซฟอน โดยการเปลี่ยนแปลงชนิดของ ของไหลใช้งานเป็นแบบต่างๆ ในส่วนแรกที่เป็นการศึกษาพฤติกรรมทางด้านความร้อนของฮีตไปป์แบบเทอร์โมไซฟอน จะเลือกใช้ของไหลใช้งานเป็น เอทานอล-น้ำ และ TEG-น้ำ โดยมีการเปลี่ยนแปลงพารามิเตอร์ที่มีผลต่างๆเช่น ปริมาณของการผสมของสารทั้งสอง, อัตราส่วนของท่อ, อุณหภูมิใช้งาน ซึ่งจากการทดลองพบว่า ถ้าแหล่งให้ความร้อนมีอุณหภูมิต่ำ ของไหลใช้งานที่เป็นส่วนผสมของ เอทานอล-น้ำ จะให้อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าน้ำ แต่ก็ยังให้ต่ำกว่า

เอธานอล ในกรณีของการใช้ ของไหลใช้งาน เป็น TEG-น้ำ พบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจะแปรเปลี่ยนไปตามปริมาณของ TEG ในส่วนผสมนั้น และยังพบอีกว่า TEG ในของผสมช่วยเพิ่มค่าสูงสุดของการถ่ายเทความร้อนเนื่องจาก Flooding limit ของ เทอร์โมไซฟอน ที่มีขนาดเล็กๆ สมการ Boiling equation ของ Rohsenow และ Condensation equation ของ Nusselt ถูกใช้เพื่อทำนายสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในส่วนของการ Boiling และ Condensation ภายใน เทอร์โมไซฟอน ในกรณีของของไหลใช้งานที่เป็นสาร 2 ตัวผสมกันพบว่า น้ำหนักเฉลี่ยของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของแต่ละส่วนประกอบ สามารถใช้ในการทำนายสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมได้ นอกจากนี้ยังพบว่าสมการ ESDUs equation ยังสามารถใช้ทำนายขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อน เนื่องจาก Flooding limit ของของไหลใช้งานที่เป็นสารตัวเดียวและที่เป็น 2 สารผสมกันได้ด้วย ในส่วนที่ 2 ของงานวิจัยจะมุ่งเน้นไปที่การสังเกตหลักการในการแนะนำฮีตไปป์แบบเทอร์โมไซฟอนที่มีของไหลใช้งาน เป็นสาร 2 อย่างผสมกัน โดยจะทำการคำนวณขอบเขตอุณหภูมิใช้งานต่ำสุดและสูงสุด โดยคิดแบบการไหลตามกันและแบบไหลสวนกัน

Taweesak Taweewithyakarn, 1998 ได้ทำกรณีศึกษาการออกแบบ, สร้าง และทดสอบ Heat pipe economizer ซึ่งถูกออกแบบเพื่อใช้กับหม้อไอน้ำขนาด 1,000 กิโลกรัมต่อชั่วโมง โดยทำการออกแบบ Heat pipe economizer ที่มีพื้นที่หน้าตัดขนาด กว้าง 600 มิลลิเมตร ยาว 1,400 มิลลิเมตร สูง 1,000 มิลลิเมตร โดย ฮีตไปป์ทำจากท่อ Stainless steel แบบผิวเรียบ โดยมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางนอก 25.4 มิลลิเมตร หนา 1 มิลลิเมตร โดยมีท่อทั้งหมด 78 ท่อ ใช้น้ำกลั่นเป็นของไหลใช้งาน โดยท่อจะถูกเรียงเป็น 5 แถว แถวละ 16 ท่อ โดยเรียงแบบเหลื่อมกัน ก๊าซไอเสียจะไหลผ่านพื้นที่หน้าตัดของส่วนเครื่องระเหย ที่มีขนาด 700X1,300 มิลลิเมตร และให้น้ำผ่านพื้นที่หน้าตัดของส่วนคอนเดนเซอร์ ที่มีขนาด 500X1,300 มิลลิเมตร ในการทดสอบประสิทธิภาพของ Heat pipe economizer จะควบคุมอัตราการไหลของน้ำที่ 10, 20, 30 และ 40 ลิตรต่อนาที โดยน้ำที่เข้าจะมีอุณหภูมิที่ 30 องศาเซลเซียส กำหนดให้อัตราการไหลเฉลี่ยของก๊าซไอเสียเป็น 0.372, 0.404 และ 0.429 เมตรต่อวินาที และกำหนดให้อุณหภูมิของก๊าซไอเสียเป็น 180, 230, 280 และ 330 องศาเซลเซียส จากผลการทดลองพบว่า การเพิ่มอุณหภูมิของก๊าซไอเสียทำให้ค่า Effectiveness เพิ่มขึ้นซึ่งทำให้ค่า NTU เพิ่มขึ้นด้วย โดยได้สมการ  $Q=A(NTU)+B$  โดยค่าคงที่ A และ B จะขึ้นอยู่กับสภาพของการทดลองที่ถูกตั้งไว้ จากการทำ Economic analysis พบว่าถ้าใช้ Heavy fuel oil (Grade C) จะสามารถประหยัดได้ประมาณ 4,748 ลิตรต่อปี หรือประมาณ 19,700 บาทต่อปี (เมื่อราคา Fuel อยู่ที่ 4.15 บาทต่อลิตร) มีค่า Internal rate of return (IRR) ได้ 12.8% มีค่า Payback period ที่ 7 ปี

Wasan Theansuwan, 1999 ทำการศึกษาฮีตไปป์แบบเทอร์โมไซฟอนที่มีครีบบอยู่ภายในท่อ โดยท่อมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางในที่ 37 มิลลิเมตร ยาว 1,230 มิลลิเมตร มีครีบบอยู่ภายใน 20 ใบ ความยาวของส่วนเครื่องระเหย 280 มิลลิเมตร ของส่วนอเดียบาติก 500 มิลลิเมตร และของส่วนคอนเดนเซอร์ 450 มิลลิเมตร ความร้อนที่ให้และดึงออกจากฮีตไปป์ จะถูกทำที่อุณหภูมิคงที่ โดยใช้เปลือกที่บรรจุน้ำมาหุ้มเครื่องระเหย และ คอนเดนเซอร์ อุณหภูมิของน้ำที่ใช้ในการทดลองของส่วนเครื่องระเหย จะอยู่ในช่วง 30-70 องศาเซลเซียส สำหรับส่วนของ คอนเดนเซอร์ จะอยู่ในช่วง 20-40 องศาเซลเซียส ในการทดลองจะมีการใช้ ของไหลใช้งาน 2 ตัวเปรียบเทียบกับกันคือ R-22 และ R-134a ซึ่งจากการทดลองจะได้ค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยอยู่ที่ 90% การใช้ R-134a เป็นของไหลใช้งานจะให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงกว่า R-22 เล็กน้อย และความดันที่เกิดขึ้นภายในฮีตไปป์ ก็มีค่าต่ำกว่า ในการทดลองจะตั้งให้ฮีตไปป์อยู่ในแนวตั้ง ( $90^\circ$  เมื่อวัดเทียบกับแนวนอน) จากนั้นทำการปรับตำแหน่งให้เอียง  $45^\circ$  และ  $65^\circ$  พบว่าค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่วัดได้จะวัดได้ที่มุมเอียง  $65^\circ$

Klyuev, N.I., 1989 ได้ทำการสังเกตการณ์ทำงานของ ฮีตไปป์ที่ทำงานในสภาวะต้านแรงโน้มถ่วง เนื่องจากมีการใช้ ฮีตไปป์เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในศาสตร์ทางด้านการบิน ซึ่งลักษณะการใช้งานมีความจำเป็นต้องแน่ใจได้ว่า ฮีตไปป์จะสามารถทำงานได้ไม่ว่า ฮีตไปป์จะอยู่ในทิศหรือเอียงเป็นมุมเท่าไรในอากาศ ซึ่งจากปัญหานี้เองจึงมีการพัฒนา ฮีตไปป์ที่สามารถทำงานได้ในสภาพที่ต้านแรงโน้มถ่วงของโลก

Said, Salem A., 1999 ได้ทำการเปรียบเทียบประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของ ฮีตไปป์ในรูปของ Overall heat transfer ระหว่าง ฮีตไปป์แบบมี วิก และไม่มี วิก โดยใช้น้ำเป็น ของไหลใช้งาน โดย วิก ที่ใช้จะทำมาจาก Cotton โดย ฮีตไปป์จะถูกตั้งเอียงทำมุม  $30^\circ$ ,  $60^\circ$  และ  $90^\circ$  กับแนวนอน ผลที่ได้จะพบว่าสำหรับช่วงอุณหภูมิที่ทำการทดสอบ ฮีตไปป์ที่มี วิก จะให้ประสิทธิภาพที่อยู่ในรูปของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่ดีกว่าแบบไม่มี วิก ซึ่งจะให้ผลที่เพิ่มขึ้น 55%, 25% และ 70% สำหรับมุมเอียงที่  $30^\circ$ ,  $60^\circ$  และ  $90^\circ$  ตามลำดับ

Pruzan, D.A.; Klingensmith, L.K.; Torrance, K.E.; Avedisian, C.T., 1991 ได้สร้างแบบจำลองการทำนายการเกิด Dry out ที่สภาวะ Steady state ใน ฮีตไปป์ที่ใช้วัสดุฉนวน เป็น วิก ในการคำนวณการเดือดจะสมมุติให้การไหลของของเหลวและไอเป็นแบบหนึ่งมิติ ทำการทดลองโดยวัดค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุดของ วิก ทรงกระบอกที่ทำจากวัสดุฉนวน 2 ชั้น และนำไป

เปรียบเทียบกับการทำงานที่ทำไว้ พบว่าค่าที่ได้จากการทดลองและค่าที่ได้จากทางทฤษฎีมีความคลาดเคลื่อนกันไม่เกิน 10% การจำลองประสิทธิภาพของ วิก แบบแผ่นเรียบและแบบทรงกระบอก จะถูกประเมินในรูปของฟังก์ชันโดยมีตัวแปรที่ใช้ในการออกแบบมาเกี่ยวข้อง ซึ่งได้กำหนดตัวแปรในงานวิจัย สำหรับ วิก แบบแผ่นเรียบและแบบทรงกระบอกจะได้ค่าการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่สูงสุดเป็น  $50 \text{ W/cm}^2$  และ  $100 \text{ W/cm}^2$  ตามลำดับ การทำนายจะทำที่ วิก ยาว 10 เซนติเมตรเมตร. และใช้น้ำเป็นตัว ของไหลใช้งาน

Chen, Y.M., 2001 ได้ทำการศึกษาประสิทธิภาพทางด้านความร้อนของ Miniature heat pipe ที่ใช้วัสดุซินเทอร์เป็น วิก โดยท่อมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางนอก 3 มิลลิเมตร จากการวิเคราะห์ทางด้านทฤษฎีจะหาตัวแปรทางด้านโครงสร้างของ วิก โดยใช้ทฤษฎีของ Capillary limitation ซึ่งพบว่าตัวแปรที่มีส่วนสำคัญคือ ค่าความพรุน, ขนาดของผงทองแดงที่มาทำซินเทอร์ และความหนาโครงสร้างของ วิก ทำการสร้างและทดสอบ ฮีตไปป์ที่มีวัสดุซินเทอร์เป็น วิก ตามที่ได้ออกแบบไว้ จะได้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุดอยู่ที่  $13 \text{ W}$  สำหรับ ฮีตไปป์ที่มีความยาว 20 เซนติเมตรเมตร. ทำการพัฒนาคูสูตรที่ใช้ในการคำนวณสำหรับผงทองแดงทรงกลมและเส้นใย เมื่อปรับแต่งข้อกำหนดบางประการ ก็จะได้ผลที่สอดคล้องกันระหว่างผลจากการทดลอง และผลจากการทำนายในช่วงอุณหภูมิทำงานที่กำหนด

### บทที่ 3

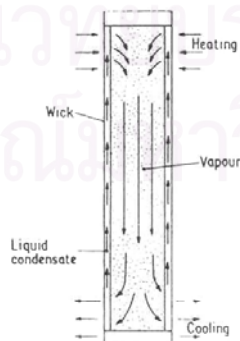
## ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

### การทำงานของฮีตไปป์

ฮีตไปป์จะประกอบด้วยส่วนต่างดังต่อไปนี้

1. เปลือกท่อหรือที่เรียกว่าคอนเทนเนอร์ ซึ่งมีลักษณะเป็นท่อปลายปิดทั้ง 2 ข้าง ทำหน้าที่เป็นเปลือกหุ้มส่วนต่างๆ ของฮีตไปป์ไว้ให้เป็นระบบปิด
2. ตัวนำพาของเหลวหรือที่เรียกว่าวิกจะมีลักษณะที่สามารถให้ของเหลวไหลผ่านได้ โดยจะทำหน้าที่สร้างแรงคาปิลารี เพื่อลำเลียงให้ของเหลวไหลผ่าน
3. ของไหลที่บรรจุอยู่ภายในท่อหรือที่เรียกว่า ของไหลใช้งาน ทำหน้าที่ไหลหมุนเวียนภายในเปลือกท่อและเป็นตัวนำพาความร้อนไปตามแนวท่อ

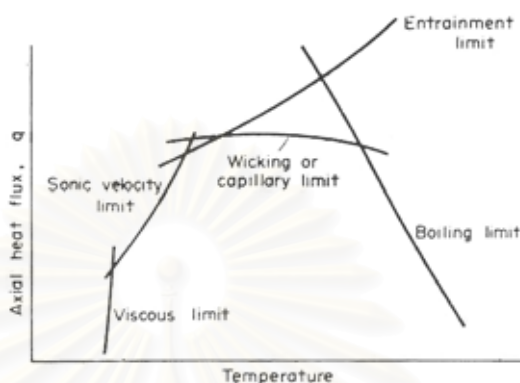
ในการทำงานของ ฮีตไปป์ เป็นไปตามรูปที่ 3.1 (Dunn, 1978) โดย ฮีตไปป์จะได้รับความร้อนในส่วนที่เรียกว่า แหล่งให้ความร้อน โดยความร้อนจะถูกถ่ายเทผ่านผนังท่อไปสัมผัสกับของเหลวในวิก ซึ่งมีสภาพเป็นของเหลว เมื่อของเหลวได้รับความร้อนจะเปลี่ยนสภาพจากของเหลวเป็นไอ ของเหลวในสภาพไอจะไหลไปที่ส่วนฮีตซิงค์ ไอที่ส่วนฮีตซิงค์จะถ่ายเทความร้อนไปที่ผนังท่อและถ่ายเทความร้อนออกจากฮีตไปป์ ไอที่ได้ถ่ายเทความร้อนออกไปจะเปลี่ยนสถานะเป็นของเหลวเกาะที่วิก ของเหลวในสถานะของเหลวนี้อะไหลไปตามวิกด้วยแรงคาปิลารี โดยจะไหลไปยังส่วนของแหล่งให้ความร้อน เพื่อไปรับความร้อนจากแหล่งให้ความร้อนมาถ่ายเทที่ฮีตซิงค์ เป็นวัฏจักรการถ่ายเทความร้อนต่อไป



รูปที่ 3.1 แสดงการทำงานของฮีตไปป์



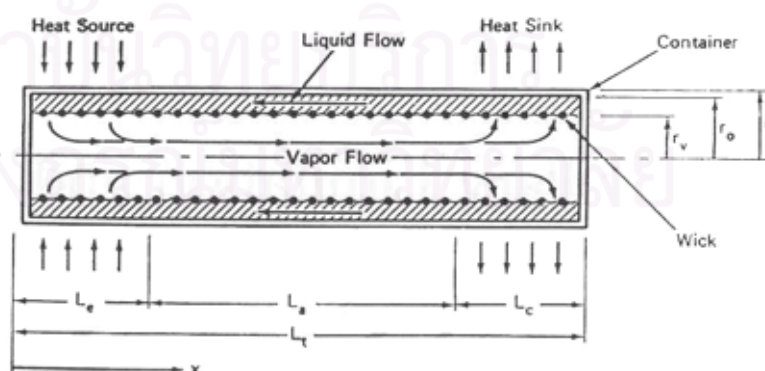
ขอบเขตความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ จะถูกจำกัดด้วยขอบเขต 4 อย่าง คือ คาปิลารีลิมิต, โซนิกลิมิต, เอนทรainmentลิมิต และ บอริง ลิมิต ดังรูป 3.2 (Dunn, 1978)



รูปที่ 3.2 แสดงขอบเขตความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์

### Capillary limitation

การไหลเวียนของของไหลในฮีตไปป์ ในสภาวะสมดุลจะเกิดขึ้นได้เมื่อเกิดสมดุลความดันดังสมการ (3.1) โดยความดันที่พยายามทำให้เกิดการไหลเวียนคือ ความดันคาปิลารีแต่ก็จะมีตัวมาต้านการไหลเวียนคือ pressure drop ต่างๆ และแรงโน้มถ่วง ซึ่ง คาปิลารีลิมิต จะเป็นขอบเขตความดันคาปิลารี ที่สามารถทำให้ของไหลในฮีตไปป์ สามารถไหลเวียนได้ ดังรูปที่ 3.3 (Chi, 1976)



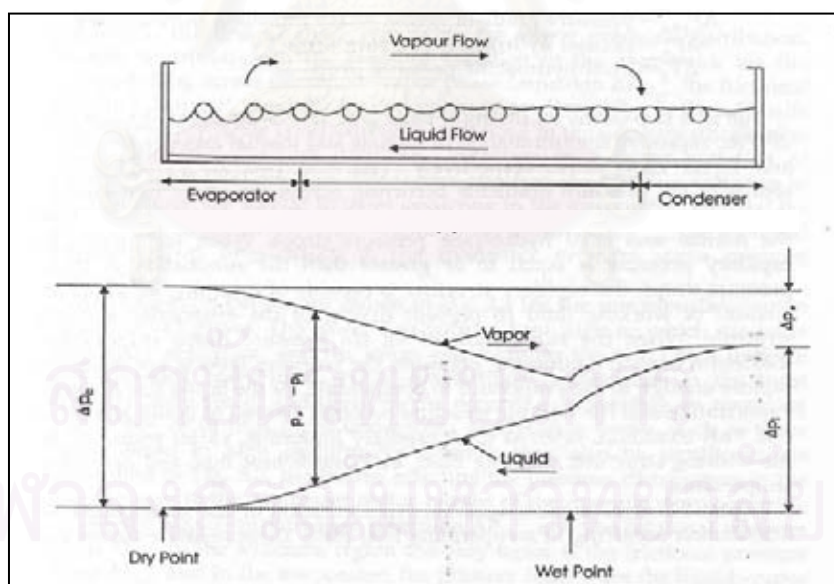
รูปที่ 3.3 ภาพการแสดงการไหลเวียนของ ของไหลใช้งาน ภายในฮีตไปป์

$$P_c(x) = P_c(x_{ref}) + \Delta P_v(x - x_{ref}) + \Delta P_l(x_{ref} - x) \quad (3.1)$$

เมื่อ  $P_c(x)$  = ค่า Capillary pressure ที่ตำแหน่ง  $x$   
 $= P_v(x) - P_l(x)$   
 $P_c(x_{ref})$  = ค่า Capillary pressure ที่ตำแหน่ง  $x_{ref}$   
 $= P_v(x_{ref}) - P_l(x_{ref})$   
 $\Delta P_v(x - x_{ref})$  = Vapor pressure drop ในการไหลจาก  $x$  ไปที่  $x_{ref}$   
 $= P_v(x) - P_v(x_{ref})$   
 $\Delta P_l(x_{ref} - x)$  = Liquid pressure drop ในการไหลจาก  $x_{ref}$  ไปที่  $x$

กำหนดให้  $x_{ref}$  เป็น  $x_{min}$  ซึ่งเป็นจุดที่มีความดันคาปิลารี มีค่าน้อยที่สุดซึ่งเท่ากับศูนย์ สมการที่ (3.1) จะสามารถเขียนใหม่ได้เป็น

$$P_c(x) = \Delta P_v(x - x_{min}) + \Delta P_l(x_{min} - x) \quad (3.2)$$



รูปที่ 3.4 แสดงการกระจายความดันของไอและของเหลวภายในฮีตไปป์

### 1. Maximum capillary pressure

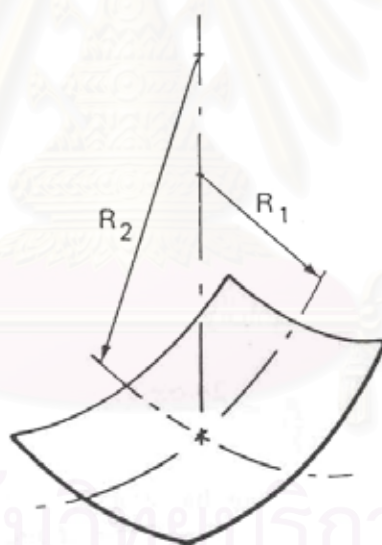
จากสมการของ Laplace and Young equation จะได้ว่า (Chi, 1976)

$$P_c = \sigma \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (3.3)$$

เมื่อค่า  $R_1$  และ  $R_2$  เป็นรัศมีมีความโค้งของของหลอดดังรูป 3.5 ค่าที่สนใจจะเป็นค่าความดันคาปิลารีที่มากที่สุด ( $P_{cm}$ ) ซึ่งจะมีค่าเท่ากับ

$$P_{cm} = \frac{2\sigma}{r_c} \quad (3.4)$$

เมื่อ  $r_c$  เป็นค่า Effective capillary radius ซึ่งค่า  $2/r_c$  เป็นค่าที่มากที่สุดที่เป็นไปได้ของ  $1/R_1 - 1/R_2$



รูปที่ 3.5 แสดงรูปร่างของรอยต่อผิวระหว่างส่วนที่เป็นของเหลวกับเป็นไอ

ตารางที่ 3.1 แสดงค่า Effective capillary radius ของวิกแบบต่างๆ

Wick structures	$r_c$ Expressions	
Circular cylinder	$r_c = r$	
Rectangular groove	$r_c = w$	$w = \text{groove width}$

Triangular groove	$r_c = w / \cos\beta$	$w =$ groove width $\beta =$ half included angle
Parallel wires	$r_c = w$	$w =$ wire spacing
Wire screens	$r_c = (w + d) / 2$	$w =$ wire spacing $d =$ wire diameter
Packed spheres	$r_c = 0.41 r_s$	$r_s =$ sphere radius

## 2. Liquid pressure drop

ค่า Pressure drop ของของเหลวในวิก สามารถหาได้จาก (Chi, 1976)

$$\Delta P_l(x_{\min} - x) = P_l(x_{\min}) - P_l(x) = - \int_{x_{\min}}^x \frac{dP_l}{dx} dx \quad (3.5)$$

$$\frac{dP_l}{dx} = - \frac{2\tau_l}{r_{h,l}} \pm \rho_l g \sin \Psi \quad (3.6)$$

เมื่อ  $\tau_l$  = Frictional stress ที่ตำแหน่งระหว่างผิวของแข็งกับของเหลว  
 $r_{h,l}$  = Hydraulic radius ซึ่งมีค่าเท่ากับสองเท่าของพื้นที่หน้าตัดหารด้วย ค่า Wetted parameter  
 $= 2A/C_l$   
 $\Psi$  = มุมของฮีตไปป์ที่วัดจากแนวนอน  
 $\rho_l$  = เป็นค่าความหนาแน่นของของเหลว

ค่า Reynolds number  $Re_l$  และค่า Drag coefficient  $f_l$  สามารถแสดงได้ในรูปของ

$$Re_l = \frac{2r_{h,l}\rho_l V_l}{\mu_l}, \quad f_l = \frac{2\tau_l}{\rho_l V_l^2} \quad (3.7)$$

เมื่อ  $\mu_l$  = เป็นค่าความหนืดของของเหลว

ค่าความเร็วของของเหลว  $V_l$  จะสัมพันธ์กับค่า Local axial heat  $Q$  ดังสมการ

$$V_l = \frac{Q}{\varepsilon A_w \rho_l \lambda} \quad (3.8)$$

เมื่อ  $\lambda$  = ค่าความร้อนจำเพาะของการกลายเป็นไอ

$A_w$  = พื้นที่หน้าตัดของวิก

$\varepsilon$  = ค่าความพรุนของวิก

จากสมการ (3.7) และ (3.8) สามารถเขียนสมการ (3.6) ได้เป็น

$$\frac{dP_l}{dx} = - \frac{(f_l Re_l) \mu_l}{2 \varepsilon A_w r_{h,l}^2 \lambda \rho_l} Q \pm \rho_l g \sin \psi \quad (3.9)$$

$$\frac{dP_l}{dx} = -F_l Q \pm \rho_l g \sin \psi \quad (3.10)$$

เมื่อ

$$F_l = \frac{\mu_l}{K A_w \lambda \rho_l} \quad \text{และ} \quad K = \frac{2 \varepsilon r_{h,l}^2}{(f_l Re_l)} \quad (3.11)$$

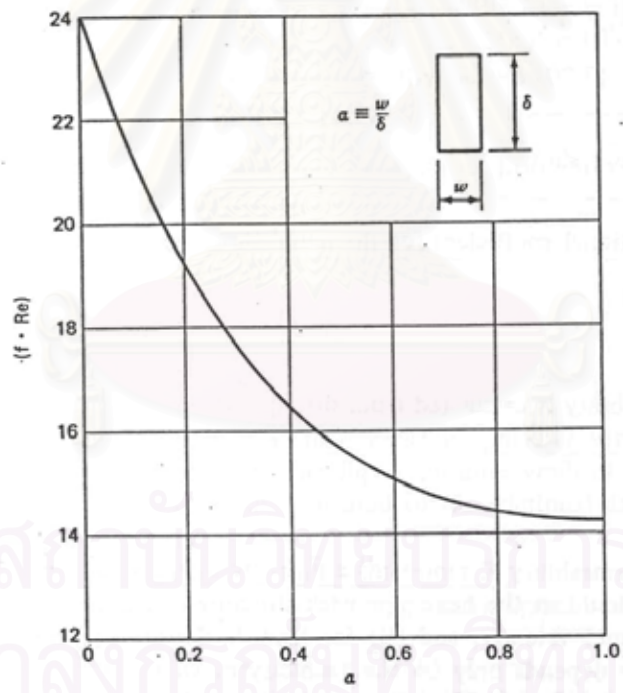
ค่า K เป็น ค่า Permeability ของวิก

ตารางที่ 3.2 แสดงค่า Permeability ของวิกแบบต่างๆ

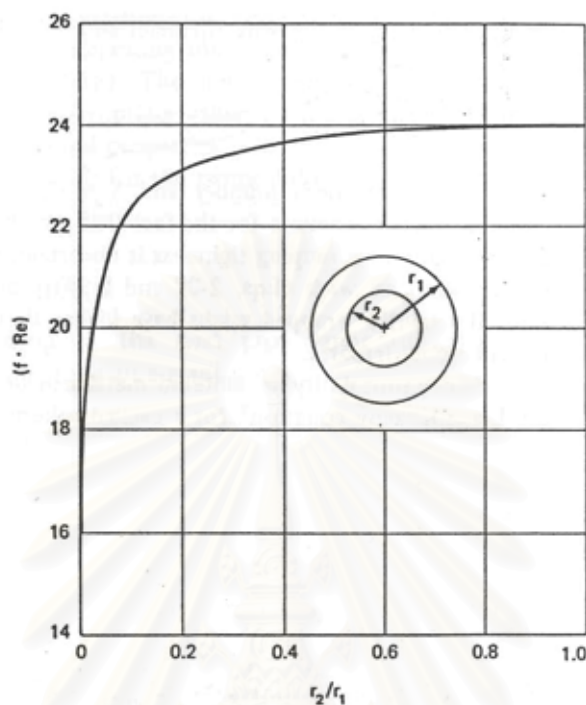
Wick structures	K Expressions
Circular artery	$K = \frac{r^2}{8}$ <p><math>\varepsilon</math> = porosity = <math>\frac{w}{s}</math>  <math>s</math> = groove pitch</p>
Open rectangular grooves	$K = \frac{2 \varepsilon r_{h,l}^2}{(f_l Re_l)} \quad r_{h,l} = \frac{2w\delta}{w + 2\delta}$ <p><math>w</math> = groove width  <math>\delta</math> = groove depth  <math>(f_l Re_l)</math> from Fig. 2-4</p>



Circular annular wick	$K = \frac{2r_{h,l}^3}{(f_l Re_l)}$	$r_{h,l} = r_1 - r_2$ ( $f_l Re_l$ ) from Fig. 2-5
		$d = \text{wire diameter}$
Wrapped screen wick	$K = \frac{d^3 \epsilon^3}{122(1 - \epsilon)^2}$	$\epsilon = 1 - \frac{1.05\pi Nd}{4}$
		$N = \text{mesh number}$
		$r_s = \text{sphere radius}$
Packed sphere	$K = \frac{r_s^3 \epsilon^3}{37.5(1 - \epsilon)^2}$	$\epsilon = \text{porosity (value depends on packing mode)}$



รูปที่ 3.6 แสดงค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานสำหรับการไหลแบบลามินาร์ในท่อสี่เหลี่ยม



รูปที่ 3.7 แสดงค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานสำหรับการไหลแบบลามิน่าในท่อกลม

### 3. Vapor pressure drop

ค่า Pressure drop ของไอในเส้นทางการไหลของไอในฮีตไปป์ สามารถหาได้จาก (Chi, 1976)

$$\Delta P_v(x-x_{\min}) = P_v(x) - P_v(x_{\min}) = \int_{x_{\min}}^x \frac{dP_v}{dx} dx \quad (3.12)$$

$$\frac{dP_v}{dx} = +F_v Q - D_v \frac{dQ^2}{dx} \quad (3.13)$$

เมื่อ

$$F_v = \frac{(f_v Re_v) \mu_v}{2r_{h,v}^2 A_v \rho_v \lambda} \quad \text{และ} \quad D_v = \frac{\beta}{A_v^2 \rho_v \lambda^2} \quad (3.14)$$

$$\text{Re}_v = \frac{2r_{h,v} Q}{A_v \mu_v \lambda} \quad \text{และ} \quad \beta = \frac{\rho_v^2 A_v}{\dot{m}_v^2} \int_{A_v} V_v^2 dA \quad (3.15)$$

เมื่อค่า  $\text{Re}_v \leq 2300$  และ  $M_v \leq 0.2$  จะถือว่าไอมีการไหลแบบลามิน่า และไม่อัดตัว จะได้ค่า  $f_v \text{Re}_v = 16$  และ  $C = 1$  สำหรับการไหลของไอในท่อกลม

$$\beta = 1.25 \text{ สำหรับการไหลผ่านท่อวงแหวนที่มีอัตราส่วนรัศมีเข้าใกล้ 1}$$

$$= 1.33 \text{ สำหรับการไหลในท่อกลม}$$

$$= 1.44 \text{ สำหรับการไหลในท่อสี่เหลี่ยม}$$

ตารางที่ 3.3 แสดงค่า Vapor Frictional Coefficient  $F_v$  และ Dynamic Coefficient  $D_v$

Flow conditions	$F_v^a$	$D_v^a$
$\text{Re}_v < 2300$ $M_v < 0.2$	$\frac{8\mu_v}{r_{h,v}^2 A_v \rho_v \lambda}$	$\frac{1.33}{A_v^2 \rho_v \lambda^2}$
$\text{Re}_v < 2300$ $M_v > 0.2$	$\left( \frac{8\mu_v}{r_{h,v}^2 A_v \rho_v \lambda} \right) \left( 1 + \frac{\gamma_v - 1}{2} M_v^2 \right)^{-1/2}$	$\frac{1.33}{A_v^2 \rho_v \lambda^2}$
$\text{Re}_v > 2300$ $M_v < 0.2$	$\left( \frac{0.019\mu_v}{A_v r_{h,v}^2 \rho_v \lambda} \right) \left( \frac{2r_{h,v} Q}{A_v \lambda \mu_v} \right)^{3/4}$	$\frac{1}{A_v^2 \rho_v \lambda^2}$
$\text{Re}_v > 2300$ $M_v > 0.2$	$\left( \frac{0.019\mu_v}{A_v r_{h,v}^2 \rho_v \lambda} \right) \left( \frac{2r_{h,v} Q}{A_v \lambda \mu_v} \right)^{3/4} \left( 1 + \frac{\gamma_v - 1}{2} M_v^2 \right)^{-3/4}$	$\frac{1}{A_v^2 \rho_v \lambda^2}$

<sup>a</sup>For circular vapor core cross section.

#### 4. Capillary limitation on heat transport capability

เมื่อพิจารณาความดันคาปิลารี ตามแนวความยาวของฮีตไปป์ จะเป็นไปตามสมการที่ (3.2)

$$P_c(x) = \Delta P_v(x - x_{\min}) + \Delta P(x_{\min} - x) \quad (3.2)$$

สามารถเขียนใหม่ได้เป็น (Chi, 1976)

$$P_c(x) = \int_{x_{\min}}^x \left( \frac{dP_v}{dx} - \frac{dP_l}{dx} \right) dx \quad (3.16)$$

ค่าความดันคาปิลารีมากที่สุดที่เป็นไปได้ จะเป็นไปตามสมการที่ (3.4) แต่เมื่อทำงานในที่ที่มีแรงโน้มถ่วงมาเกี่ยวข้องและของเหลวเชื่อมติดกันในแนวเส้นรอบวง ค่าความดันคาปิลารีมากที่สุดที่เป็นไปได้จะมีค่าน้อยลง ซึ่งค่าที่น้อยลงนี้เป็นผลมาจากแรงโน้มถ่วงในทิศทางตั้งฉากกับแนวแกนของฮีตไปป์

$$P_{cm} = \frac{2\sigma}{r_c} - \Delta P_{\perp} \quad \text{เมื่อ} \quad \Delta P_{\perp} = \rho_l g d_v \cos \psi \quad (3.17)$$

เมื่อนำสมการ (3.10), (3.13) และ (3.17) แทนในสมการ (3.16) จะได้

$$\frac{2\sigma}{r_c} - \Delta P_{\perp} = \int_0^{L_t} \left( F_v Q - D_v \frac{dQ^2}{dx} + F_l Q + \rho_l g \sin \psi \right) dx \quad (3.18)$$

พิจารณา

$$\int_0^{L_t} D_v \frac{dQ^2}{dx} dx = \int_0^{L_t} \frac{2\beta Q}{A_v^2 \rho_v \lambda^2} dQ = \frac{\beta}{A_v^2 \rho_v \lambda^2} Q^2 \Big|_0^{L_t} = 0$$

เนื่องจาก Q มีค่าเท่ากับศูนย์ที่ปลายของฮีตไปป์ (ที่  $x=0$  และ  $x=L_t$ ) สมการ (3.18) สามารถเขียนเป็น

$$\frac{2\sigma}{r_c} - \Delta P_{\perp} - \rho_l g L_t \sin \psi = \int_0^{L_t} (F_v + F_l) Q dx \quad (3.19)$$

จากรูป 3.8 เป็นการกระจายของค่า Q

กำหนดให้

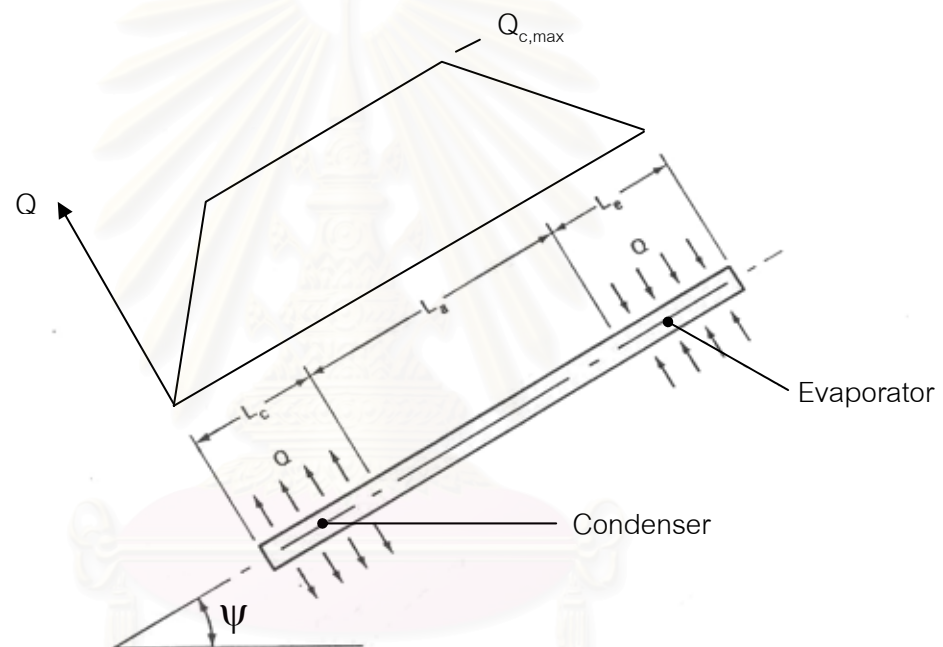
$$(QL)_{c,max} = \int_0^{L_t} Q dx = \frac{\frac{2\sigma}{r_c} - \Delta P_{\perp} - \rho_l g L_t \sin \psi}{F_l + F_v} \quad (3.20)$$

และ

$$(QL)_{c, \max} = \int_0^{L_t} Q dx = (0.5L_c + L_a + 0.5L_e)Q_{c, \max} \quad (3.21)$$

จะได้ว่า

$$Q_{c, \max} = \frac{(QL)_{c, \max}}{0.5L_c + L_a + 0.5L_e} \quad (3.22)$$



รูปที่ 3.8 แสดงการกระจายค่า Q

### Entrainment limitation

เมื่อไอและของเหลวเกิดการไหลแบบสวนทางกันในฮีตไปป์ จะเกิดแรงเฉือนที่ผิวสัมผัสของไอกับของเหลว ถ้าไอกมีความเร็วที่มากพอก็จะสามารถพาของเหลวให้หลุดออกจากวิกได้ ซึ่งเป็นสาเหตุทำให้วิกเกิดการแห้ง และทำให้การไหลเวียนของของไหลในฮีตไปป์เกิดการสะดุดและไม่

สามารถทำงานได้ ซึ่งขอบเขตที่จะเกิดไอพัดพาของเหลวหลุดจากวิก นี้จะเรียกว่า Entrainment limit จุด Entrainment limit คือจุดที่ แรงเฉือนที่ผิว ( $F_s$ ) มีค่าเท่ากับแรงเกาะที่ผิว ( $F_t$ ) นั่นคือ  $F_s/F_t = 1$  (Chi, 1976)

$$F_s = K_1 \frac{\rho_v V_v^2 A_s}{2} \quad (3.23)$$

$$F_t = K_2 C_s \sigma \quad (3.24)$$

เมื่อ

$C_s$  = Wetted parameter

$K_1, K_2$  = เป็นค่าคงที่

$A_s$  = ขนาดรูที่ผิวของ Wick

จะได้

$$\frac{K_1 \rho_v V_v^2 A_s}{2 K_2 C_s \sigma} = 1 \quad (3.25)$$

สมการที่ (3.25) สามารถเขียนใหม่ได้เป็น

$$Q_{e, \max} = A_v \lambda \left( \frac{\sigma \rho_v}{2 r_{h,s}} \right)^{1/2} \quad (3.26)$$

เมื่อ

$$K_1/K_2 = 8 \quad ; \quad r_{h,s} = 2A_s/C_s \quad ; \quad V_v = Q/(A_v \rho_v \lambda)$$

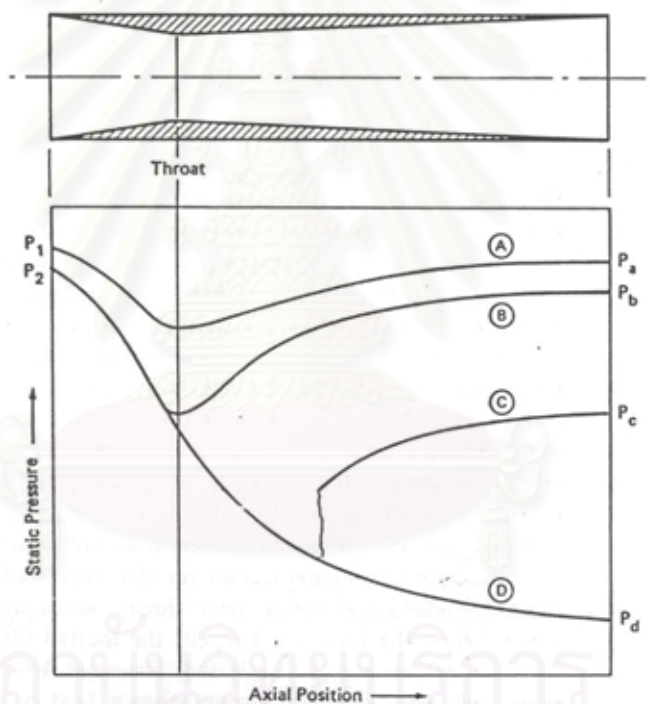
### Sonic limitation

เมื่อของไหลในสภาพไอไหลไปตามแนวแกนของฮีตไปป์ ซึ่งมีพื้นที่หน้าตัดในการไหล เปลี่ยนไปคล้าย Nozzle เนื่องจากความหนาของชั้นของเหลวที่อยู่ในวิก ส่วนที่มีพื้นที่หน้าตัดเล็ก จะทำให้ความเร็วของไอมีค่ามากขึ้นและ Static pressure มีค่าต่ำลง ดังรูป 3.9 (Chi, 1976)



จากรูปในกราฟ A ซึ่งเป็นเส้นกราฟที่ความเร็วของไอมีค่าน้อยกว่าความเร็วเสียง จะเห็นว่าเมื่อผ่านช่วงที่เป็นคอขวด Static pressure จะกลับมาใกล้เคียงกับความดันเดิมก่อนผ่านคอขวด เมื่อพิจารณากราฟ B, C และ D จะเห็นว่าเมื่อความเร็วของไอมีความเร็วเสียงหรือมากกว่าความเร็วเสียงแล้ว เมื่อผ่านช่วงคอขวดไปแล้ว Static pressure ที่ได้กลับมาจะมีค่าน้อยลงอย่างมาก

เมื่อพิจารณาที่อุณหภูมิของผิวท่อฮีตไปป์ ดังรูป 3.10 จะเห็นว่า อุณหภูมิที่ผิวท่อที่ไอมีความเร็วเสียงหรือมากกว่าเสียง จะมีค่าอุณหภูมิที่ต่ำกว่าจากอุณหภูมิที่ตั้งต้นในส่วนของเครื่องระเหยมาก ไอซึ่งไหลจากทางออกของเครื่องระเหยด้วยความเร็วเสียงหรือเหนือเสียงไปยังส่วนคอนเดนเซอร์และเปลี่ยนสถานะเป็นของเหลวแล้ว จะไม่สามารถไหลกลับไปยังส่วนเครื่องระเหยได้ ทำให้ฮีตไปป์ไม่ทำงาน ขอบเขตที่ทำให้ความเร็วของไอมีความเสียงนี้จะเรียกว่าโซนคลิมีต

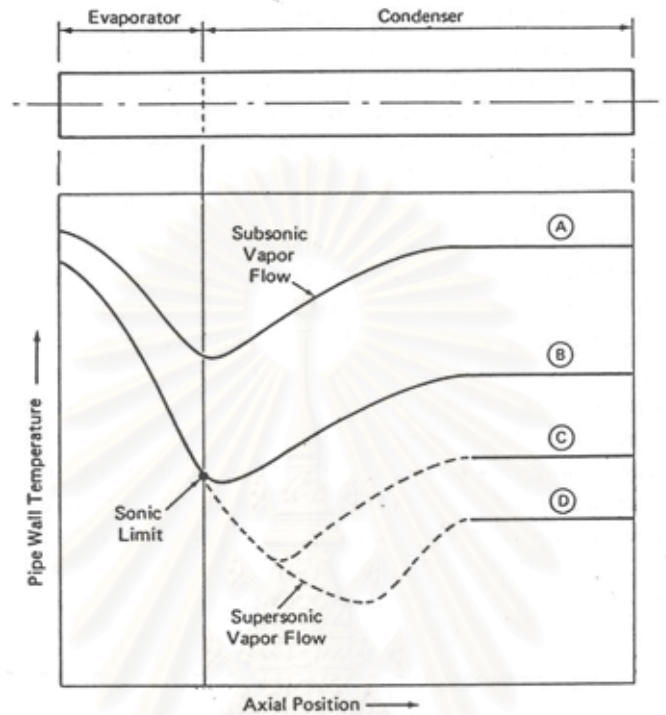


รูปที่ 3.9 ภาพแสดง Static pressure ที่ตำแหน่งต่างๆบนฮีตไปป์

ใช้ Ideal gas law มาหาโซนคลิมีต

$$\frac{P_o}{\rho_o T_o} = \frac{P_v}{\rho_v T_v} \quad (3.27)$$

เมื่อ ๐ แทน Stagnation states of vapor และ v แทน Static states of vapor จาก Conservation of energy and momentum โดยไม่คิดผลกระทบจากแรงเสียดทาน จะได้



รูปที่ 3.10 ภาพแสดงการกระจายของอุณหภูมิบนฮีตไปป์ที่ตำแหน่งต่างๆ

เมื่อ ๐ แทน Stagnation states of vapor และ v แทน Static states of vapor จาก Conservation of energy and momentum โดยไม่คิดผลกระทบจากแรงเสียดทาน จะได้

$$\frac{T_o}{T_v} = 1 + \frac{V_v^2}{2C_p T_v} = 1 + \frac{\gamma_v - 1}{2} M_v^2 \quad (3.28)$$

$$\frac{P_o}{P_v} = 1 + \frac{\rho_v V_v^2}{P_v} = 1 + \gamma_v M_v^2 \quad (3.29)$$

$$\dot{m}_v'' = \frac{Q_v}{\lambda A_v} = \rho_v M_v \sqrt{\gamma_v R_v T_v} \quad (3.30)$$

เมื่อ

$$\text{Mach number} = M_v = \frac{Q}{A_v \rho_v \lambda \sqrt{\gamma_v R_v T_v}} = \frac{V_v}{\sqrt{\gamma_v R_v T_v}} \quad (3.31)$$

$\gamma_v$  = Vapor specific heat ratio

$R_v$  = Gas constant ของไอ

แทนสมการ (3.28), (3.29) ลงในสมการ (3.27) จะได้

$$\frac{\rho_o}{\rho_v} = \frac{1 + \gamma_v M_v^2}{1 + \frac{\gamma_v - 1}{2} M_v^2} \quad (3.32)$$

แทนสมการ (3.28), (3.32) ลงในสมการ (3.30) โดยกำหนดให้  $M_v = 1$  จะได้

$$Q_{s, \max} = A_v \rho_o \lambda \left[ \frac{\gamma_v R_v T_o}{2(\gamma_v + 1)} \right]^{1/2} \quad (3.33)$$

### Boiling limitation

Limitation ที่กล่าวมาในหัวข้อข้างต้นจะเป็น Limitation ที่พูดถึงการถ่ายเทความร้อนในแนวแกนของ ฮีตไปป์แต่สำหรับ Boiling limitation จะเป็น Limitation ที่พูดถึงการถ่ายเทความร้อนในแนวรัศมีของ ฮีตไปป์ในส่วนของ เครื่องระเหย เมื่อพิจารณาที่ เครื่องระเหย จะพบว่าอุณหภูมิที่ผนังจะมีค่าสูงกว่าอุณหภูมิที่ วิก ความดันของของเหลวที่ เครื่องระเหย จะเท่ากับความดันที่ทำให้ อุณหภูมิที่ผิวสัมผัสระหว่างของเหลวกับไอเป็นจุดเดือด ลดด้วยความดันคาปิลารีที่ผิวสัมผัสระหว่าง ไอกับของเหลว นั่นคือความดันของของเหลวจะมีค่าต่ำกว่าความดันที่ผิวระหว่างไอกับของเหลว ทำให้มีโอกาสให้ของเหลวใน วิก ส่วนที่ติดกับผนังท่อเดือดและกลายเป็นไอ ซึ่งจุดที่ก่อให้เกิดการเดือดของของเหลวที่ผิวผนังท่อเรียกว่า Boiling limit ซึ่งฟองไอที่เกิดที่ผนังท่อกับ วิก นี้จะไปขัดขวาง การไหลของของเหลวใน วิก ได้

การเกิดฟองจะเกิดเมื่อเป็นไปตามสมการต่อไปนี้ (Chi, 1976)

$$\pi r_b^2 (P_{pw} - P_l) = 2\pi r_b \sigma \quad (3.34)$$

- เมื่อ  $r_b$  = รัศมีของฟอง  
 $\sigma$  = Coefficient of surface tension  
 $P_i$  = ความดันของของเหลว  
 $P_{pw}$  = ความดันก่อกำให้อุณหภูมิผิวของวิกกับผนังท่อเป็นจุดเดือด

$$\pi r_b^2 (P_{pw} - P_v + P_c) = 2\pi r_b \sigma, \quad P_i = P_v - P_c \quad (3.35)$$

$$\frac{dP}{dT} = \frac{\lambda \rho_v}{T_v} \quad (3.36)$$

$$P_{pw} - P_v \approx (T_{pw} - T_{ww}) dP/dT \quad (3.37)$$

- เมื่อ  $p_w$  = ตำแหน่งที่ของเหลวติดกับผนัง  
 $w_w$  = ตำแหน่งที่ วิก ติดกับไอ

แทนสมการ (3.36) ลงในสมการ (3.37) แล้วนำไปแทนในสมการ (3.35) จะได้

$$T_{pw} - T_{ww} = \frac{T_v}{\lambda \rho_v} \left( \frac{2\sigma}{r_b} - P_c \right) \quad (3.38)$$

ค่า  $T_{pw} - T_{ww}$  เป็นอุณหภูมิที่ลดลงเมื่อผ่าน วิก ที่ส่วนของ เครื่องระเหย ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการ

$$T_{pw} - T_{ww} = \frac{Q \ln(r_i/r_v)}{2\pi L_e k_e} \quad (3.39)$$

- เมื่อ  $r_i$  = รัศมีในของผนังท่อ  
 $r_v$  = รัศมีแกนที่ไอบรรจอยู่  
 $k_e$  = สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของวิกที่มีของเหลวอยู่

แทนสมการ (3.39) ลงในสมการ (3.38) จะได้

$$Q_{b, \max} = \frac{2\pi L_e k_e T_v}{\lambda \rho_v \ln(r_f/r_v)} \left( \frac{2\sigma}{r_n} - P_c \right) \quad (3.40)$$

เมื่อ  $r_n$  = Nucleation radius ของฟองไอ

ตารางที่ 3.4 แสดงค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของวิกที่มีของเหลวอยู่

Wick structures	$k_e$ Expressions <sup>a</sup>
Wick and liquid in series	$k_e = \frac{k_l k_w}{\epsilon k_w + k_l (1 - \epsilon)}$
Wick and liquid in parallel	$k_e = \epsilon k_l + (1 - \epsilon) k_w$
Wrapped screen	$k_e = \frac{k_l [(k_l + k_w) - (1 - \epsilon)(k_l - k_w)]}{[(k_l + k_w) + (1 - \epsilon)(k_l - k_w)]}$
Packed spheres	$k_e = \frac{k_l [(2k_l + k_w) - 2(1 - \epsilon)(k_l - k_w)]}{[2k_l + k_w + (1 - \epsilon)(k_l - k_w)]}$
Rectangular grooves	$k_e = \frac{(w_f k_l k_w \delta) + w k_l (0.185 w_f k_w + \delta k_l)}{(w + w_f)(0.185 w_f k_f + \delta k_l)}$

<sup>a</sup>Where  $k_e$  = effective thermal conductivity  
 $k_l$  = liquid thermal conductivity  
 $k_w$  = thermal conductivity of wick material  
 $\epsilon$  = wick porosity  
 $w_f$  = groove fin thickness  
 $w$  = groove thickness  
 $\delta$  = groove depth

เนื่องจากโดยทั่วไป  $P_c$  จะมีค่าน้อยกว่า  $P_{cm}$  อยู่แล้ว ซึ่ง  $P_{cm}$  ก็มีค่าน้อยกว่า  $2\sigma/r_n$  มาก ดังนั้นจึงสามารถตัดค่า  $P_c$  ในสมการ (3.40) ออกได้เนื่องจากมีผลน้อยมาก

### การออกแบบฮีตไปป์

ในการออกแบบฮีตไปป์มีขั้นตอนในการออกแบบดังนี้

1. กำหนดขอบเขตลักษณะการใช้งาน
2. เลือกของไหลใช้งานและโครงสร้างของวิก
3. ออกแบบโดยใช้ทฤษฎีพื้นฐานดังบทที่ 3
4. ปรับให้สามารถออกแบบ, สร้าง และทำงานได้

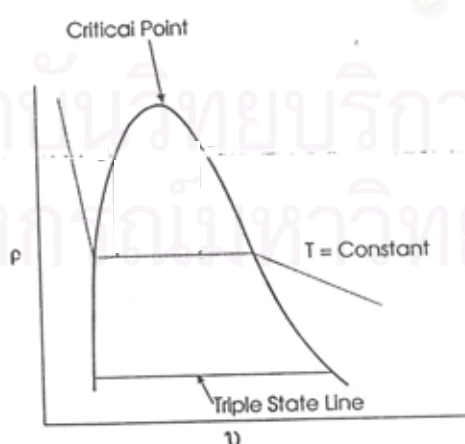
ซึ่งในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงชนิดและการเลือกของไหลใช้งานและโครงสร้างวิก รวมทั้งสิ่งที่ต้องคำนึงในการออกแบบและเลือกใช้วัสดุ

### 1. การเลือกของไหลใช้งาน

เนื่องจากพื้นฐานการทำงานของฮีตปั๊ม คือการเปลี่ยนสภาพระหว่งการเป็นของเหลวและเป็นไอของของไหลใช้งาน การเลือกใช้ของไหลใช้งานที่เหมาะสมจึงอาจเป็นส่วนที่สำคัญที่สุดในการออกแบบและสร้างฮีตปั๊ม สิ่งที่ต้องคำนึงถึงในการเลือกใช้ของไหลใช้งาน ประกอบด้วย ช่วงอุณหภูมิที่นำไปใช้งาน, ค่าความดันไอ, ค่าการนำความร้อน, การเข้ากันได้กับวัสดุของวิกและเปลือกท่อ และสภาพการไม่เป็นพิษ

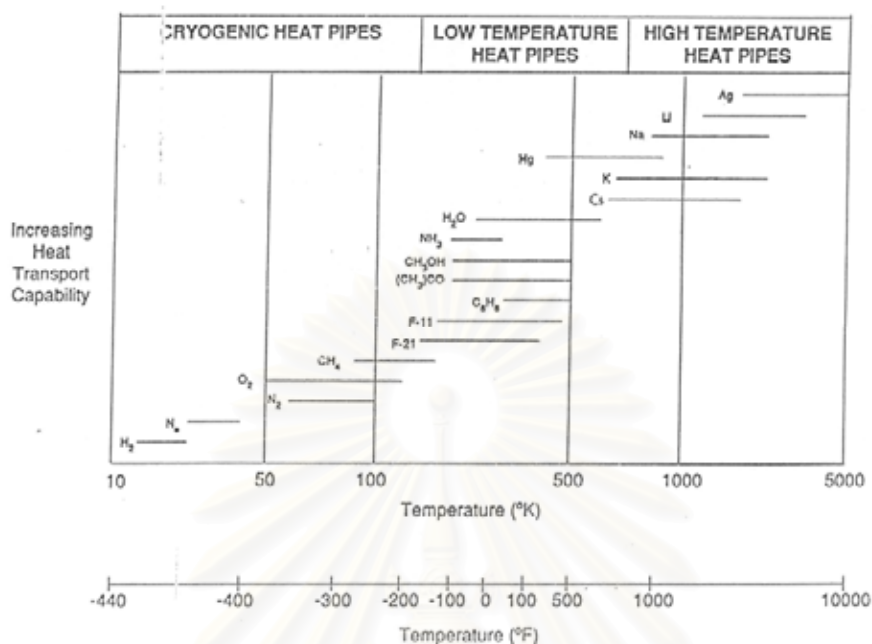
สำหรับช่วงอุณหภูมิที่นำไปใช้งาน ต้องอยู่ระหว่าง Critical temperature และ Triple state ของของไหลใช้งาน เพราะของไหลในส่วนที่อยู่เหนือจุด Critical temperature ขึ้นไปจะมีสถานะเป็นไอ ซึ่งเป็นอุณหภูมิที่ของไหลไม่สามารถเปลี่ยนสภาวะกลับมาเป็นของเหลวได้ ไม่ว่าจะเพิ่มความดันให้แก่ของไหลเท่าใดก็ตาม ซึ่งทำให้ฮีตปั๊มไม่สามารถทำงานได้ ในทำนองเดียวกันหากอุณหภูมิของของไหลอยู่ต่ำกว่า Triple state ของไหลก็จะอยู่ในสภาพของแข็งกับไอ ซึ่งฮีตปั๊มก็ไม่สามารถทำงานได้ ฉะนั้นการทำงานของฮีตปั๊มจึงต้องทำงานในช่วงอุณหภูมิระหว่าง Critical temperature และ Triple state เท่านั้น

สิ่งที่สำคัญว่าการหาค่าอุณหภูมิสูงสุดที่ใช้งานได้ของของไหลใช้งาน คือการหาช่วงอุณหภูมิการทำงานที่ยอมรับได้ ดังรูปที่ 3.11 จะแสดงช่วงอุณหภูมิการทำงานที่ยอมรับได้ ของของไหลใช้งานชนิดต่างๆ



รูปที่ 3.11 แสดงช่วงการทำงานของฮีตปั๊ม





รูปที่ 3.12 ช่วงอุณหภูมิการทำงานที่ยอมรับได้ของของไหลใช้งานของฮีตไปป์

นอกจากนั้น ของไหลใช้งานต้องเหมาะสมและเข้าได้กับ วัสดุที่มาทำเป็นวิกและเปลือกของฮีตไปป์ด้วย โดยต้องไม่ทำปฏิกิริยากัน โดยตารางที่ 3.5 และ 3.6 จะแสดง ช่วงอุณหภูมิที่เหมาะสมในการใช้งานของ ของไหลใช้งาน และ วัสดุที่เหมาะสมกับของไหลใช้งานแต่ละชนิด

ตารางที่ 3.5 ตารางการเลือกของไหลใช้งาน

Temperature Rang (K)	Working Fluid	Vessel Material	Measured Axial Heat Flux <sup>a</sup> (W/cm <sup>2</sup> )	Measured Surface Heat <sup>a</sup> Flux (W/cm <sup>2</sup> )
230-400	Methanal <sup>b</sup>	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 <sup>c</sup>	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

<sup>a</sup> Varies with temperature

<sup>b</sup> Using threaded artery wick

<sup>c</sup> Based on sonic limit in heat pipe

ตารางที่ 3.6 การเข้ากันได้ระหว่างท่อกับของไหลใช้งาน

Fluids	Solids					
	Al	Cu	Fe	Ni	SS <sup>a</sup> 304	Ti
Nitrogen	C <sup>b</sup>	C	C	C	C	
Methane	C	C			C	
Ammonia	C		C		C	
Methanol	I	C	C	C	C	
Water	I	C		C	C <sup>c</sup>	C
Potassium				C		I
Sodium				C	C	I
Freon 12		C			C	

SS<sup>a</sup> = Stainless steel; C<sup>b</sup> = Compatible; C<sup>c</sup> = Possible hydrogen generation

I = Incompatible; Blank = Data not available

## 2. โครงสร้างของวิก

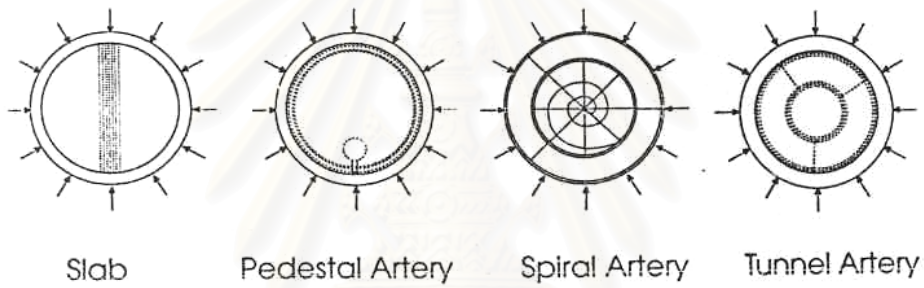
โครงสร้างของวิก ทำหน้าที่ 2 อย่างในการทำงานของฮีตไปป์ คือเป็นทั้ง ตัวลำเลียงของไหลใช้งานในสถานะของเหลวจาก ส่วนคอนเดนเซอร์ไปยังส่วนเครื่องระเหย และยังทำหน้าที่กระจายของไหลใช้งานให้ถูกรอบผนังด้านในของฮีตไปป์ส่วนเครื่องระเหยด้วย รูปที่ 3.13 แสดงโครงสร้างของวิกที่มีในปัจจุบัน โดยแบ่งออกเป็นแบบโครงสร้างวิกที่เป็นเนื้อเดียว (รูปที่ 3.13 a) , โครงสร้างแบบที่มีหลายวัสดุผสมกัน (รูปที่ 3.13 b) , โครงสร้างวิกที่ถูกออกแบบมาพิเศษ (รูปที่ 3.13 c)

สำหรับวิกที่เป็นเนื้อเดียว ในส่วนของช่องทางการไหลในวิก หากมีความต้านทานน้อยของเหลวก็สามารถไหลจากส่วนคอนเดนเซอร์กลับไปที่ส่วนเครื่องระเหยได้ง่าย แต่นั่นหมายความว่า โพลงช่องทางไหลในวิกต้องใหญ่ อย่างไรก็ตามหากต้องการความดันคาปิลารีที่มาก โพลงช่องทางไหลในวิกต้องมีขนาดเล็ก ซึ่งการออกแบบวิกแบบมีหลายวัสดุผสมกันก็เป็นอีกทางเลือกหนึ่งที่มีการศึกษากัน



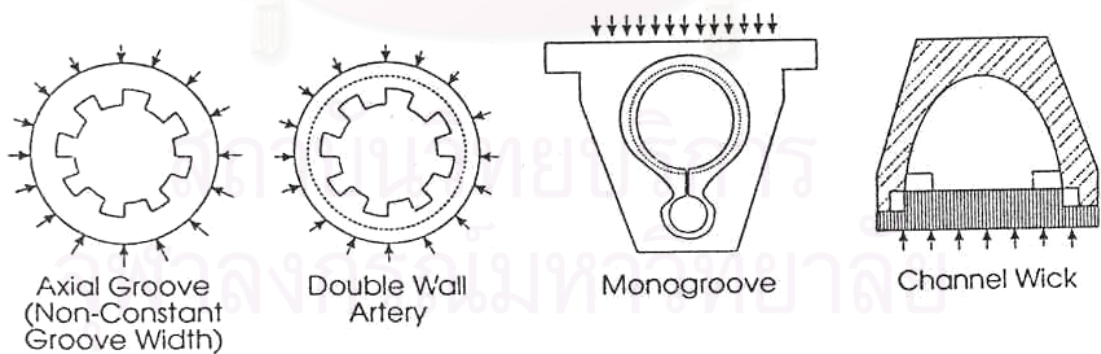
SIMPLE HOMOGENEOUS

(a)



CURRENT COMPOSITE

(b)



ADVANCED DESIGNS

(c)

รูปที่ 3.13 แสดงโครงสร้างของวิกแบบต่างๆ

### 3. วัสดุเปลือกของฮีตไปป์

ในการเลือกใช้วัสดุและออกแบบเปลือกของฮีตไปป์ มีตัวแปรที่ต้องให้ความสำคัญคือ

- 1 ช่วงอุณหภูมิใช้งานที่เหมาะสม
- 2 ต้องเหมาะสมกับโครงสร้างของวิก และเข้ากันได้กับของไหลใช้งาน
- 3 ความดันใช้งานภายในตัวฮีตไปป์
- 4 ขนาดและรูปร่างของส่วนคอนเดนเซอร์และส่วนเครื่องระเหย
- 5 โอกาสความเป็นไปได้ที่จะถูกกัดกร่อนจากสภาวะแวดล้อมภายนอก

ในบางกรณีเปลือกของฮีตไปป์อาจทำปฏิกิริยาเคมีกับของไหลใช้งาน ซึ่งอาจก่อให้เกิดปัญหาอย่างอื่นตามมา รวมถึงการสร้างฟิล์มที่เกิดจากการกัดกร่อน ซึ่งนำไปสู่ผลทำให้ค่าความต้านทานการนำความร้อนเพิ่มขึ้น ค่าการยึดตัวที่ผิวท่อลดลง รวมถึงอาจก่อให้เกิดการเป็นหลุมที่ผิวด้านในของเปลือกฮีตไปป์ซึ่งอาจส่งผลต่อการเดือดเป็นไอของของไหลใช้งานได้ นั้นหมายความว่า การทำปฏิกิริยาเคมีระหว่างเปลือกฮีตไปป์กับของไหลใช้งาน จะทำให้การถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ที่ทำได้ลดลง

## บทที่ 4

### วิธีดำเนินการวิจัย

#### การออกแบบฮีตไปป์ที่ใช้ในการทดลอง

คุณสมบัติของฮีตไปป์ ที่จะใช้ในการทดลองมีดังนี้

1. สามารถใช้งานได้ในช่วงอุณหภูมิ 20-80 องศาเซลเซียส
2. สามารถทำงานด้านแรงโน้มถ่วงได้
3. มีความปลอดภัยในการใช้งาน
4. สามารถนำและถ่ายเทความร้อนได้ดี

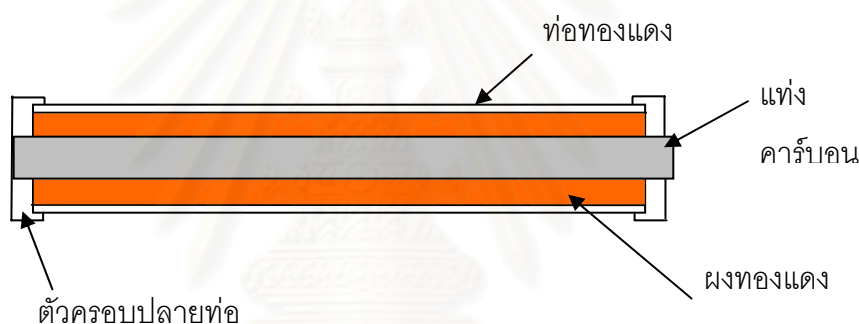
จากคุณสมบัติดังกล่าวจึงทำการเลือกวัสดุที่ใช้ทำเปลือกของฮีตไปป์, ของไหลใช้งาน และวิก ดังนี้คือ ใช้น้ำเป็นของไหลใช้งาน เนื่องจากน้ำมีค่าแรงตึงผิวที่สูง (Peterson, 1994) ซึ่งมีผลให้มีแรงคาปิลารีที่สูงด้วย นอกจากนี้ความดันที่น้ำจะกลายเป็นไอในช่วงอุณหภูมิที่ใช้งาน ยังมีค่าน้อยกว่าความดันบรรยากาศ ซึ่งทำให้แน่ใจได้ว่ามีความปลอดภัยในแง่ของความดันที่ใช้งาน และน้ำยังเป็นของไหลที่ไม่เป็นพิษต่อสิ่งแวดล้อมและบุคคลอีกด้วย ในฮีตไปป์ที่ออกแบบนี้จะเลือกใช้วิกที่ทำจากวัสดุซินเทอร์ริง เนื่องจากเป็นวิก แบบที่ให้แรงคาปิลารีที่สูงพอที่จะทำงานในสภาวะด้านแรงโน้มถ่วงได้ โดยแรงคาปิลารีจะขึ้นอยู่กับขนาดของผงวัสดุที่จะนำมาทำการซินเทอร์ โดยงานวิจัยนี้จะเลือกใช้ผงทองแดง เนื่องจากผงทองแดงสามารถหาได้ง่ายตามท้องตลาด และยังมีกานำความร้อนที่ดีและยังไม่ทำปฏิกิริยากับน้ำ ส่วนเปลือกของฮีตไปป์ ก็จะเลือกเป็นท่อทองแดงด้วยเหตุผลเดียวกับการเลือกผงทองแดงเป็นวัสดุซินเทอร์ โดยคุณสมบัติทางกายภาพของสารที่จะนำมาเป็นของไหลใช้งานสามารถดูได้จากภาคผนวก ค

ในการออกแบบฮีตไปป์จะทำการออกแบบในคอมพิวเตอร์ก่อน โดยใช้สูตรการคำนวณค่าขอบเขตลิมิตต่างๆ ที่ได้กล่าวไว้ในบทที่ 3 ซึ่งจากการคำนวณในคอมพิวเตอร์ได้ตัดสินใจใช้ท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางนอก 19 มิลลิเมตร หนา 1 มิลลิเมตร มาเป็นเปลือกเนื่องจากเป็นขนาดท่อที่สามารถหาได้ง่ายตามท้องตลาด โดยกำหนดให้ฮีตไปป์ยาว 240 มิลลิเมตร ซึ่งเป็นขนาดยาวที่สุดที่สามารถนำเข้าเตาอบเพื่อทำการซินเทอร์ได้ และเลือกใช้ผงทองแดงขนาด 212-300 ไมโครเมตร มาทำการซินเทอร์เป็นวิก โดยจะทำการซินเทอร์ ให้วิกมีความหนา 3.5 มิลลิเมตร โดยกำหนดให้ส่วนเครื่องระเหยยาว 110 มิลลิเมตร ส่วนคอนเดนเซอร์ยาว 110 มิลลิเมตร และส่วน

อาเตียบาติคยาว 20 มิลลิเมตร รายละเอียดการคำนวณหาค่าขอบเขตการใช้งานของฮีตไปป์แสดงใน ภาคผนวก ก

### ขั้นตอนการสร้างฮีตไปป์

1. เตรียมท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางนอก 19 มิลลิเมตร หนา 1 มิลลิเมตร ยาว 240 มิลลิเมตร ที่มีผงทองแดงขนาด 212 – 300 ไมโครเมตร อยู่ภายในและติดตั้งแกนกลางที่ทำจากแท่งคาร์บอนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 10 มิลลิเมตร ยาว 250 มิลลิเมตร ดังรูป พร้อมทั้งติดตั้ง ตัวครอบปลายท่อ ทั้ง 2 ด้าน เพื่อเป็นตัวตั้งตำแหน่งให้แท่งคาร์บอน อยู่ในแนวกลางท่อทองแดง



รูปที่ 4.1 ภาพแสดงส่วนประกอบของการเตรียมฮีตไปป์เพื่อเข้าเตาอบ

2. นำท่อทองแดงที่เตรียมไว้ในขั้นตอนที่ 1 ไปทำการอบในเตาภายใต้ก๊าซไฮโดรเจน ที่อุณหภูมิ 900 องศาเซลเซียส นาน 9 ชั่วโมง นำออกมาปล่อยให้เย็น แล้วนำไปอบอีกครั้งที่อุณหภูมิเดิมใช้เวลาเท่าเดิม เพื่อให้ผงทองแดงเกิดการซินเทอร์ และไม่หลุดแตกหักง่าย (ในการอบครั้งแรก ผงทองแดงเกิดการซินเทอร์แล้ว แต่การยึดเกาะกันยังไม่ดีพอ จึงทำให้หลุดแตกหักได้ง่าย)
3. ทำการถอดแท่งคาร์บอนออก ก็จะได้ท่อทองแดงที่มีผงทองแดง ซินเทอร์อยู่ภายใน
4. วัดความพรุนของผงซินเทอร์ โดยการใส่น้ำให้ไปแทนที่โพรงอากาศระหว่างผงทองแดงที่ถูกซินเทอร์ ภายในท่อทองแดงโดยวัดปริมาณน้ำและนำมาคำนวณเป็นค่าความพรุน ซึ่งวัดปริมาณน้ำได้ 12 ลูกบาศก์เซนติเมตร ซึ่งสามารถนำมาคำนวณเป็นค่าความพรุนได้ 33.7%





รูปที่ 4.2 ภาพแสดงเตาอบใช้สำหรับทำวัสดุซินเทอร์



รูปที่ 4.3 ภาพแสดงท่อทองแดงที่ผงทองแดงภายในท่อผ่านการซินเทอร์แล้ว

5. นำฝามาเชื่อมปิดที่ปลายท่อทั้ง 2 ด้าน ซึ่งฝาด้านหนึ่งเป็นฝาที่บด อีกด้านหนึ่งเป็นฝาที่มีรู สำหรับใช้เติมน้ำที่เป็นของไหลใช้งาน



รูปที่ 4.4 ภาพแสดงท่อทองแดงที่เชื่อมฝาเข้าที่ปลายทั้ง 2 แล้ว

6. ทดสอบรอยรั่วของท่อทองแดงและรอยเชื่อมของฝาที่ปิดปลายท่อ ด้วยการอัดลมเข้าท่อ แล้วให้น้ำสบู่ลูบที่รอยเชื่อมและตามผิวท่อ เพื่อดูการรั่ว ในขั้นตอนนี้ ก็จะได้ เปลือกท่อกับวีกที่ทำจากวัสดุ ซินเทอร์เมทที่เรียบล ในขั้นตอนต่อไปจะเป็นการใส่ของไหลใช้งาน



รูปที่ 4.5 ภาพแสดงการทดสอบการรั่วของท่อทองแดงโดยใช้ลมและฟองสบู่

7. เติมน้ำเข้าไปในท่อทองแดงโดยเต็มทั้งหมด 14 ลูกบาศก์เซนติเมตร เพื่อให้แน่ใจว่ามีปริมาณน้ำที่เพียงพอสำหรับเป็นของไหลใช้งาน โดยที่น้ำ 12 ลูกบาศก์เซนติเมตร จะเข้าไปอยู่ในรูพุนของวีก ส่วนอีก 2 ลูกบาศก์เซนติเมตร จะเป็นส่วนที่ทำให้แน่ใจว่า มีปริมาณน้ำที่เพียงพอสำหรับเป็นของไหลใช้งาน



รูปที่ 4.6 ภาพแสดงการเติมน้ำใส่ท่อทองแดงเพื่อเป็นของไหลใช้งาน

8. เนื่องจากการทำงานของฮีตปั๊มป์ ของไหลใช้งานจะมีอุณหภูมิที่จุดเดือดเสมอ (เป็นอุณหภูมิที่ของไหลใช้งาน มี 2 สถานะ คือ ของเหลว และไอ) นั้นหมายความว่า เมื่อฮีตปั๊มป์ถูกใช้งานที่อุณหภูมิต่ำกว่า 100 องศาเซลเซียส ความดันภายในฮีตปั๊มป์จะมีค่าน้อยกว่า ความดันบรรยากาศ ดังนั้นในขั้นตอนการสร้างฮีตปั๊มป์ จึงต้องทำการไล่อากาศภายในท่อทองแดงออก ซึ่งทำได้ด้วยการนำท่อทองแดงไปแช่ในน้ำเดือด โดยให้ปลายท่อด้านฝาที่มีรูอยู่ด้านบน เพื่อให้อากาศร้อนภายในท่อลอยตัวออกจากท่อ จากนั้นทำการอุดรูที่ฝาของท่อทองแดงด้วยการอัดปลั๊กแบบเร็วไว้แน่น แล้วหยอดด้วยกาวประสิทธิภาพสูง นำท่อทองแดงมาทิ้งให้เย็น แล้วสังเกตดูกาวที่รอยอุดในสภาพที่เป็นของเหลวว่ามีการถูกดูดเข้าไปในรอยต่อหรือไม่ เพื่อเป็นตรวจสอบรอยรั่วที่ปลั๊กอุด เนื่องจากเมื่อท่อทองแดงเย็นตัวลงภายในท่อทองแดงจะมีความดันต่ำกว่าความดันบรรยากาศ



รูปที่ 4.7 ภาพแสดงการไล่อากาศออกจากท่อทองแดงโดยการแช่ท่อทองแดงในน้ำเดือด

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## ส่วนประกอบของชุดทดลอง

ในการทดลองจะทำการติดตั้งอุปกรณ์สำหรับการทดลอง ดังรูปที่ 4.11 โดยมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

1. เครื่องทำความร้อน “Fisher Scientific” รุ่น ISOTEMP 2150 ขนาด 230 V, 7 Amps, 50-60 Hz, 1 Phase, ช่วงอุณหภูมิ 20-170°C
2. เครื่อง Data Logger อ่านอุณหภูมิ ยี่ห้อ “Fluke”
3. Thermocouple Type K
4. ถังน้ำสำหรับน้ำร้อนพร้อมฉนวนกันความร้อน 1 ถัง
5. ถังน้ำพลาสติกสำหรับน้ำเย็น 3 ถัง
6. ป้อน้ำ 2 ตัว
7. สายยาง
8. ฮีตไปป์พร้อมเปลือกสำหรับให้น้ำเข้าไปแลกเปลี่ยนความร้อน โดยเปลือกสำหรับให้น้ำเข้า จะเป็นเปลือก 2 ชั้น โดยคั่นกลางด้วยฉนวนใยแก้วกันความร้อนหนา 2 เซนติเมตร



รูปที่ 4.8 เครื่องทำความร้อน “Fisher Scientific”



รูปที่ 4.9 Data Logger



รูปที่ 4.10 ฮีตไปป์พร้อมเปลือกสำหรับแลกเปลี่ยนความร้อน

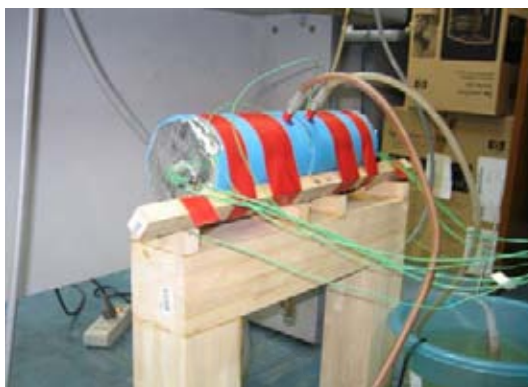




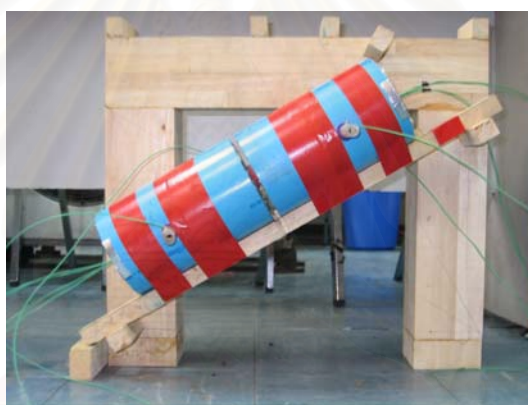
4. จัดให้ฮีตไปป์อยู่ในแนวนอน
5. เปิดเครื่องทำความร้อนเพื่อให้ความร้อนแก่ชุดถังน้ำร้อน และเปิดน้ำร้อนจากถังน้ำร้อน หมุนเวียนเข้าสู่ฮีตไปป์ส่วนเครื่องระเหย ให้น้ำร้อนไหลเวียนเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับฮีตไปป์ เปิดน้ำเย็นจากถังน้ำเย็นหมุนเวียนเข้าสู่ฮีตไปป์ส่วนคอนเดนเซอร์
6. วัดอุณหภูมิของฮีตไปป์, อุณหภูมิน้ำเข้าและน้ำออกของเปลือกฝั่งเครื่องระเหย และคอนเดนเซอร์ ของฮีตไปป์ วัดอัตราการไหลของน้ำร้อนฝั่งเครื่องระเหย และอัตราการไหลของน้ำเย็นฝั่งคอนเดนเซอร์ของฮีตไปป์แล้วบันทึกค่า
7. ทำการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของน้ำร้อนในส่วนเครื่องระเหย แล้วบันทึกค่า
8. ทำการทดลองขั้นตอนที่ 5 ถึง 7 ซ้ำโดยการเปลี่ยนแปลงมุมติดตั้งของฮีตไปป์ ทำมุม 30, 60 , 90 องศา กับแนวนอน ตามลำดับ (ที่มุม 90 องศา จะเป็นมุมที่ฮีตไปป์ อยู่ในแนวตั้ง โดยมีส่วนของ เครื่องระเหย อยู่ด้านบน ส่วนมุม -90 องศา จะเป็นมุมที่ฮีตไปป์ อยู่ในแนวตั้ง โดยมีส่วนของ เครื่องระเหย อยู่ด้านล่าง)
9. นำผลที่ได้จากการทดลองไปเขียนกราฟและสรุปผล



รูปที่ 4.12 ภาพถังเก็บน้ำร้อนพร้อมเครื่องทำความร้อน



รูปที่ 4.13 การติดตั้งฮีตไปป์ที่มุม 0 องศา



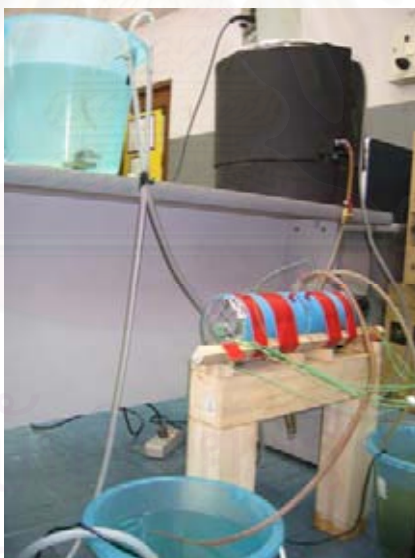
รูปที่ 4.14 การติดตั้งฮีตไปป์ที่มุม 30 องศา



รูปที่ 4.15 การติดตั้งฮีตไปป์ที่มุม 60 องศา



รูปที่ 4.16 เครื่องวัดอุณหภูมิแสดงผลโดยคอมพิวเตอร์



รูปที่ 4.17 การติดตั้งอุปกรณ์ทดลอง

## บทที่ 5

### ผลการทดลอง

สำหรับผลของการวิจัยจะทำการเปรียบเทียบผลที่ได้จากการตรวจวัด กับค่าทางทฤษฎีที่ได้จากการคำนวณตามสูตรในบทที่ 3 ซึ่งฮีตไปป์ที่ใช้ในการทดลองมีลักษณะดังต่อไปนี้

1. เปลือกของฮีตไปป์ทำจากทองแดงมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางนอกขนาด 19 มิลลิเมตร หนา 1 มิลลิเมตร ยาว 240 มิลลิเมตร
2. วิกของฮีตไปป์ทำจากผงทองแดงขนาด 200-300 ไมโครเมตร มาซินเทอร์ได้ค่าความพรุนอยู่ที่ 33.7% โดยวิกมีความหนา 3.5 มิลลิเมตร
3. ใช้น้ำเป็นของไหลใช้งาน
4. ส่วนเครื่องระเหยยาว 110 มิลลิเมตร ส่วนฮาเดียบาติคยาว 20 มิลลิเมตร ส่วนคอนเดนเซอร์ยาว 110 มิลลิเมตร

### ผลบันทึกการทดลอง

จากการทดลองหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ โดยเปลี่ยนแปลงมุมการติดตั้งของฮีตไปป์ 0, 30, 60, 90, และ -90 องศา ซึ่งในแต่ละมุมการติดตั้งของฮีตไปป์จะทำการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิน้ำร้อนที่เข้ามาถ่ายเทความร้อนในส่วนเครื่องระเหย 3 ค่าอุณหภูมิคือ 40, 45 และ 50 องศาเซลเซียส ส่วนอุณหภูมิน้ำเย็นเข้าถ่ายเทความร้อนในส่วนคอนเดนเซอร์จะใช้น้ำที่อุณหภูมิห้อง โดยค่าที่วัดได้จากการทดลองดังแสดงในหัวข้อต่อไปนี้ โดยแบ่งตามมุมการติดตั้งของฮีตไปป์

#### 1. ข้อมูลการทดลองที่มุม 0 องศา

ตารางที่ 5.1, 5.2 และ 5.3 แสดงค่าการตรวจวัด เมื่อกำหนดให้อุณหภูมิน้ำร้อนที่เข้าส่วนเครื่องระเหย เป็น 40, 45 และ 50 องศาเซลเซียส ตามลำดับ ทำการทดลองวันที่ 1 ส.ค. 2550

ตารางที่ 5.1 ฮีตไปป์ทำมุม 0 องศา กับแนวระดับ ตั้งอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าส่วนเครื่องระเหย 40 องศาเซลเซียส

วันที่: 1 ส.ค. 2550		เวลาการทดลอง: 14:45น.					
อัตราการไหลของน้ำ : น้ำร้อนที่ส่วนเครื่องระเหย 99.6 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อนาที น้ำเย็นที่ส่วนคอนเดนเซอร์ 172.8 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อนาที							
รายละเอียด / เวลา	15:15	15:22	15:30	15:38	15:45	ค่าเฉลี่ย	อุณหภูมิเฉลี่ย(K)
อุณหภูมิผิวท่อด้านร้อน ( $^{\circ}\text{C}$ )	39.2	40.0	40.1	39.9	40.0	39.8	312.48
อุณหภูมิผิวท่อด้านร้อน ( $^{\circ}\text{C}$ )	38.5	39.4	39.4	39.2	39.1	39.1	
อุณหภูมิผิวท่อด้านเย็น ( $^{\circ}\text{C}$ )	27.4	27.4	27.3	27.2	27.1	27.3	299.9
อุณหภูมิผิวท่อด้านเย็น ( $^{\circ}\text{C}$ )	26.6	26.6	26.6	26.5	26.3	26.5	
อุณหภูมิน้ำร้อนเข้า ( $^{\circ}\text{C}$ )	40.5	40.4	40.5	40.4	40.2	40.4	306.2
อุณหภูมิน้ำร้อนออก ( $^{\circ}\text{C}$ )	36.4	36.9	37.2	37.1	37.6	37.0	
อุณหภูมิน้ำเย็นออก ( $^{\circ}\text{C}$ )	26.4	26.3	26.4	26.3	26.4	26.4	
อุณหภูมิน้ำเย็นเข้า ( $^{\circ}\text{C}$ )	25.9	25.8	25.8	25.6	25.8	25.8	
อุณหภูมิห้อง ( $^{\circ}\text{C}$ )	24.6	24.8	24.7	23.0	23.0	24.0	
อุณหภูมิท่อเฉลี่ย ( $^{\circ}\text{C}$ )	32.9	33.4	33.4	33.2	33.1	33.2	
อุณหภูมิท่อเฉลี่ย ( $^{\circ}\text{C}$ )	32.9	33.4	33.4	33.2	33.1	33.2	

ตารางที่ 5.2 ฮีตไปป์ทำมุม 0 องศา กับแนวระดับ ตั้งอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าส่วนเครื่องระเหย 45 องศาเซลเซียส

วันที่: 1 ส.ค. 2550		เวลาการทดลอง: 15:55 น.					
อัตราการไหลของน้ำ : น้ำร้อนที่ส่วนเครื่องระเหย 99.6 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อนาที น้ำเย็นที่ส่วนคอนเดนเซอร์ 172.8 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อนาที							
รายละเอียด / เวลา	16:30	16:35	16:40	16:45	16:55	ค่าเฉลี่ย	อุณหภูมิเฉลี่ย(K)
อุณหภูมิผิวท่อด้านร้อน (°C)	44.1	43.9	43.4	43.5	44.8	43.9	316.45
อุณหภูมิผิวท่อด้านร้อน (°C)	43.2	42.8	42.3	42.6	43.9	43.0	
อุณหภูมิผิวท่อด้านเย็น (°C)	27.3	27.2	27.0	27.1	26.9	27.1	299.57
อุณหภูมิผิวท่อด้านเย็น (°C)	26.2	26.1	26.0	26.0	25.9	26.0	
อุณหภูมิน้ำร้อนเข้า (°C)	44.8	44.6	44.6	44.4	45.2	44.7	
อุณหภูมิน้ำร้อนออก (°C)	41.2	40.0	39.3	41.7	40.4	40.5	
อุณหภูมิน้ำเย็นออก (°C)	26.3	26.2	26.2	26.1	25.9	26.1	
อุณหภูมิน้ำเย็นเข้า (°C)	25.5	25.4	25.3	25.2	25.1	25.3	
อุณหภูมิห้อง (°C)	22.7	22.9	22.6	22.5	22.7	22.7	
อุณหภูมิท่อเฉลี่ย (°C)	35.2	35.0	34.7	34.8	35.4	35.0	



ตารางที่ 5.3 ฮีตไปป์ทำมุม 0 องศา กับแนวระดับ ตั้งอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าส่วนเครื่องระเหย 50 องศา เซลเซียส

วันที่: 1 ส.ค. 2550		เวลาการทดลอง: 17:15น.						
อัตราการไหลของน้ำ : น้ำร้อนที่ส่วนเครื่องระเหย 99.6 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อนาที น้ำเย็นที่ส่วนคอนเดนเซอร์ 172.8 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อนาที								
รายละเอียด / เวลา	17:45	17:50	17:55	18:02	18:12	ค่าเฉลี่ย	อุณหภูมิเฉลี่ย(K)	
อุณหภูมิผิวท่อด้านร้อน (°C)	49.4	49.6	49.7	49.6	49.6	49.6	322.07	
อุณหภูมิผิวท่อด้านร้อน (°C)	48.3	48.7	48.7	48.7	48.4	48.6		
อุณหภูมิผิวท่อด้านเย็น (°C)	27.1	27.2	27.4	27.3	27.1	27.2	299.6	
อุณหภูมิผิวท่อด้านเย็น (°C)	25.9	26.0	26.1	26.1	25.8	26.0		
อุณหภูมิน้ำร้อนเข้า (°C)	50.1	50.3	50.1	49.4	50.1	50.0		
อุณหภูมิน้ำร้อนออก (°C)	44.9	45.5	45.7	45.7	45.6	45.5		
อุณหภูมิน้ำเย็นออก (°C)	25.9	26.1	26.0	25.8	25.9	25.9		
อุณหภูมิน้ำเย็นเข้า (°C)	25.1	25.2	25.1	24.9	25.1	25.1		
อุณหภูมิห้อง (°C)	23.4	23.4	23.4	23.3	23.2	23.3		
อุณหภูมิท่อเฉลี่ย (°C)	37.7	37.9	38.0	37.9	37.7	37.8		310.8
อุณหภูมิท่อเฉลี่ย (°C)								

## 2. ข้อมูลการทดลองที่มุม 30 องศา

ตารางที่ 5.4, 5.5 และ 5.6 แสดงค่าการตรวจวัด เมื่อกำหนดให้อุณหภูมิน้ำร้อนที่เข้าส่วนเครื่องระเหย เป็น 40, 45 และ 50 องศาเซลเซียส ตามลำดับ ทำการทดลองวันที่ 18 ส.ค. 2550

ตารางที่ 5.4 สิตไปป์ทำมุม 30 องศา กับแนวระดับ (ส่วนเครื่องระเหยอยู่ด้านบน) ตั้งอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าส่วนเครื่องระเหย 40 องศาเซลเซียส

วันที่ : 18 ส.ค. 2550		เวลาเริ่มการทดลอง : 14:02น.						
อัตราการผลิตของน้ำ : น้ำร้อนที่ส่วนเครื่องระเหย 230.4 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อนาที น้ำเย็นที่ส่วนคอนเดนเซอร์ 213.6 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อนาที								
รายละเอียด / เวลา	14:43	14:55	15:00	15:05	15:15	ค่าเฉลี่ย	อุณหภูมิเฉลี่ย(K)	
อุณหภูมิผิวท่อด้านร้อน (°C)	39.3	39.2	39.3	39.2	39.5	39.3	312.33	
อุณหภูมิผิวท่อด้านร้อน (°C)	39.3	39.5	39.4	39.2	39.4	39.4		
อุณหภูมิผิวท่อด้านเย็น (°C)	26.3	26.3	26.4	26.2	26.2	26.3	298.77	
อุณหภูมิผิวท่อด้านเย็น (°C)	25.4	25.3	25.4	25.2	25.0	25.3		
อุณหภูมิน้ำร้อนเข้า (°C)	40.0	40.0	40.0	40.0	40.0	40.0		
อุณหภูมิน้ำร้อนออก (°C)	39.7	39.5	39.1	39.5	39.5	39.5		
อุณหภูมิน้ำเย็นออก (°C)	25.0	25.2	25.0	25.0	25.0	25.0		
อุณหภูมิน้ำเย็นเข้า (°C)	24.7	24.7	24.6	24.5	24.5	24.6		
อุณหภูมิห้อง (°C)	21.8	21.8	21.8	20.8	22.1	21.7		
อุณหภูมิท่อเฉลี่ย (°C)	32.6	32.6	32.6	32.5	32.5	32.6		305.6

ตารางที่ 5.5 ฮีตไปป์ทำมุม 30 องศา กับแนวระดับ (ส่วนเครื่องระเหยอยู่ด้านบน) ตั้งอุณหภูมิน้ำร้อน  
เข้าส่วนเครื่องระเหย 45 องศาเซลเซียส

วันที่ : 18 ส.ค. 2550		เวลาเริ่มการทดลอง : 15:28น.					
อัตราการไหลของน้ำ : น้ำร้อนที่ส่วนเครื่องระเหย 230.4 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อนาที น้ำเย็นที่ส่วนคอนเดนเซอร์ 213.6 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อนาที							
รายละเอียด / เวลา	16:00	16:07	16:15	16:22	16:30	ค่าเฉลี่ย	อุณหภูมิ เฉลี่ย(K)
อุณหภูมิผิวท่อด้านร้อน ( $^{\circ}\text{C}$ )	43.8	43.9	43.9	43.7	43.7	43.8	316.78
อุณหภูมิผิวท่อด้านร้อน ( $^{\circ}\text{C}$ )	43.9	43.9	43.8	43.7	43.5	43.8	
อุณหภูมิผิวท่อด้านเย็น ( $^{\circ}\text{C}$ )	26.5	26.6	26.6	26.5	26.4	26.5	298.79
อุณหภูมิผิวท่อด้านเย็น ( $^{\circ}\text{C}$ )	25.2	25.2	25.0	25.0	24.9	25.1	
อุณหภูมิน้ำร้อนเข้า ( $^{\circ}\text{C}$ )	45.0	45.0	45.0	45.0	45.0	45.0	
อุณหภูมิน้ำร้อนออก ( $^{\circ}\text{C}$ )	42.7	42.1	42.4	41.9	42.2	42.3	
อุณหภูมิน้ำเย็นออก ( $^{\circ}\text{C}$ )	24.8	24.8	24.8	24.4	24.6	24.7	
อุณหภูมิน้ำเย็นเข้า ( $^{\circ}\text{C}$ )	24.4	24.3	24.3	24.0	24.2	24.2	
อุณหภูมิห้อง ( $^{\circ}\text{C}$ )	21.9	21.9	22.1	21.8	22.1	22.0	
อุณหภูมิท่อเฉลี่ย ( $^{\circ}\text{C}$ )	34.9	34.9	34.8	34.7	34.6	34.8	
อุณหภูมิท่อเฉลี่ย ( $^{\circ}\text{C}$ )	34.9	34.9	34.8	34.7	34.6	34.8	

ตารางที่ 5.6 ฮีตไปป์ทำมุม 30 องศา กับแนวระดับ (ส่วนเครื่องระเหยอยู่ด้านบน) ตั้งอุณหภูมิน้ำร้อน  
เข้าส่วนเครื่องระเหย 50 องศาเซลเซียส

วันที่ : 18 ส.ค. 2550		เวลาเริ่มการทดลอง : 16:48น.						
อัตราการไหลของน้ำ : น้ำร้อนที่ส่วนเครื่องระเหย 230.4 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อนาที น้ำเย็นที่ส่วนคอนเดนเซอร์ 213.6 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อนาที								
รายละเอียด / เวลา	17:15	17:20	17:26	17:35	17:45	ค่าเฉลี่ย	อุณหภูมิ เฉลี่ย(K)	
อุณหภูมิผิวท่อด้านร้อน ( $^{\circ}\text{C}$ )	48.3	48.3	48.2	48.2	48.2	48.2	321.19	
อุณหภูมิผิวท่อด้านร้อน ( $^{\circ}\text{C}$ )	48.1	48.3	48.0	48.2	48.1	48.1		
อุณหภูมิผิวท่อด้านเย็น ( $^{\circ}\text{C}$ )	26.9	26.7	26.7	26.7	26.7	26.7	298.85	
อุณหภูมิผิวท่อด้านเย็น ( $^{\circ}\text{C}$ )	24.9	24.9	25.1	24.9	25.0	25.0		
อุณหภูมิน้ำร้อนเข้า ( $^{\circ}\text{C}$ )	50.0	50.0	50.0	50.0	50.0	50.0		
อุณหภูมิน้ำร้อนออก ( $^{\circ}\text{C}$ )	48.2	48.2	48.2	48.1	48.0	48.1		
อุณหภูมิน้ำเย็นออก ( $^{\circ}\text{C}$ )	24.6	24.8	24.6	24.6	24.6	24.6		
อุณหภูมิน้ำเย็นเข้า ( $^{\circ}\text{C}$ )	24.0	24.0	24.0	24.0	24.0	24.0		
อุณหภูมิห้อง ( $^{\circ}\text{C}$ )	21.9	21.5	22.3	21.9	22.7	22.1		
อุณหภูมิท่อเฉลี่ย ( $^{\circ}\text{C}$ )	37.1	37.1	37.0	37.0	37.0	37.0		310.0

### 3. ข้อมูลการทดลองที่มุม 60 องศา

ตารางที่ 5.7, 5.8 และ 5.9 แสดงค่าการตรวจวัด เมื่อกำหนดให้อุณหภูมิน้ำร้อนที่เข้าส่วนเครื่องระเหย เป็น 40, 45 และ 50 องศาเซลเซียส ตามลำดับ ทำการทดลองวันที่ 19 ส.ค. 2550

ตารางที่ 5.7 ฮีตไปป์ทำมุม 60 องศา กับแนวระดับ (ส่วนเครื่องระเหยอยู่ด้านบน) ตั้งอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าส่วนเครื่องระเหย 40 องศาเซลเซียส

วันที่ : 19 ส.ค. 2550		เวลาเริ่มการทดลอง : 9:00น.					
อัตราการไหลของน้ำ : น้ำร้อนที่ส่วนเครื่องระเหย 239.4 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อนาที น้ำเย็นที่ส่วนคอนเดนเซอร์ 180.0 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อนาที							
รายละเอียด / เวลา	9:30	9:38	9:45	9:55	10:05	ค่าเฉลี่ย	อุณหภูมิเฉลี่ย(K)
อุณหภูมิผิวท่อด้านร้อน (°C)	40.1	39.4	39.7	39.7	39.6	39.7	312.71
อุณหภูมิผิวท่อด้านร้อน (°C)	40.2	39.5	39.6	39.7	39.6	39.7	
อุณหภูมิผิวท่อด้านเย็น (°C)	28.4	28.2	28.1	28.0	27.6	28.1	300.54
อุณหภูมิผิวท่อด้านเย็น (°C)	27.3	27.3	27.0	27.0	26.5	27.0	
อุณหภูมิน้ำร้อนเข้า (°C)	40.3	39.8	40.0	39.7	39.5	39.9	306.6
อุณหภูมิน้ำร้อนออก (°C)	37.9	39.4	39.4	39.5	39.2	39.1	
อุณหภูมิน้ำเย็นออก (°C)	27.0	27.0	26.8	26.6	26.4	26.8	
อุณหภูมิน้ำเย็นเข้า (°C)	26.6	26.6	26.4	26.2	26.0	26.4	
อุณหภูมิห้อง (°C)	25.6	25.6	23.3	22.7	22.5	23.9	
อุณหภูมิท่อเฉลี่ย (°C)	34.0	33.6	33.6	33.6	33.3	33.6	
อุณหภูมิท่อเฉลี่ย (°C)	34.0	33.6	33.6	33.6	33.3	33.6	

ตารางที่ 5.8 ฮีตไปป์ทำมุม 60 องศา กับแนวระดับ (ส่วนเครื่องระเหยอยู่ด้านบน) ตั้งอุณหภูมิน้ำร้อน  
เข้าส่วนเครื่องระเหย 45 องศาเซลเซียส

วันที่ : 19 ส.ค. 2550		เวลาเริ่มการทดลอง : 10:15น.					
อัตราการไหลของน้ำ : น้ำร้อนที่ส่วนเครื่องระเหย 239.4 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อนาที น้ำเย็นที่ส่วนคอนเดนเซอร์ 180.0 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อนาที							
รายละเอียด / เวลา	10:45	10:55	11:05	11:15	11:25	ค่าเฉลี่ย	อุณหภูมิ เฉลี่ย(K)
อุณหภูมิผิวท่อด้านร้อน ( $^{\circ}\text{C}$ )	44.0	44.0	43.9	43.9	43.9	43.9	316.9
อุณหภูมิผิวท่อด้านร้อน ( $^{\circ}\text{C}$ )	43.9	44.0	43.8	43.8	43.8	43.9	
อุณหภูมิผิวท่อด้านเย็น ( $^{\circ}\text{C}$ )	27.6	27.6	27.4	27.3	27.1	27.4	299.69
อุณหภูมิผิวท่อด้านเย็น ( $^{\circ}\text{C}$ )	26.3	26.2	25.9	25.8	25.7	26.0	
อุณหภูมิน้ำร้อนเข้า ( $^{\circ}\text{C}$ )	45.1	45.0	45.1	45.1	45.0	45.1	
อุณหภูมิน้ำร้อนออก ( $^{\circ}\text{C}$ )	43.8	43.8	43.7	43.7	43.6	43.7	
อุณหภูมิน้ำเย็นออก ( $^{\circ}\text{C}$ )	26.0	25.9	25.6	25.6	25.5	25.7	
อุณหภูมิน้ำเย็นเข้า ( $^{\circ}\text{C}$ )	25.4	25.3	24.9	24.9	24.7	25.0	
อุณหภูมิห้อง ( $^{\circ}\text{C}$ )	22.3	22.4	22.2	22.4	22.2	22.3	
อุณหภูมิท่อเฉลี่ย ( $^{\circ}\text{C}$ )	35.5	35.5	35.3	35.2	35.1	35.3	



ตารางที่ 5.9 ฮีตไปป์ทำมุม 60 องศา กับแนวระดับ (ส่วนเครื่องระเหยอยู่ด้านบน) ตั้งอุณหภูมิน้ำร้อน  
เข้าส่วนเครื่องระเหย 50 องศาเซลเซียส

วันที่ : 19 ส.ค. 2550		เวลาเริ่มการทดลอง : 11:35น.					
อัตราการไหลของน้ำ : น้ำร้อนที่ส่วนเครื่องระเหย 239.4 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อนาที น้ำเย็นที่ส่วนคอนเดนเซอร์ 180.0 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อนาที							
รายละเอียด / เวลา	12:00	12:10	12:28	12:35	12:40	ค่าเฉลี่ย	อุณหภูมิ เฉลี่ย(K)
อุณหภูมิผิวท่อด้านร้อน (°C)	48.4	48.6	48.4	48.4	48.6	48.5	321.47
อุณหภูมิผิวท่อด้านร้อน (°C)	48.5	48.6	48.4	48.3	48.5	48.5	
อุณหภูมิผิวท่อด้านเย็น (°C)	27.3	27.1	27.2	27.2	27.2	27.2	299.3
อุณหภูมิผิวท่อด้านเย็น (°C)	25.5	25.5	25.5	25.3	25.2	25.4	
อุณหภูมิน้ำร้อนเข้า (°C)	49.7	49.9	49.9	49.6	49.5	49.7	
อุณหภูมิน้ำร้อนออก (°C)	48.2	48.2	48.2	48.1	48.0	48.1	
อุณหภูมิน้ำเย็นออก (°C)	25.1	25.1	25.2	25.1	25.0	25.1	
อุณหภูมิน้ำเย็นเข้า (°C)	24.5	24.3	24.3	24.3	24.2	24.3	
อุณหภูมิห้อง (°C)	22.3	22.3	22.2	22.2	22.1	22.2	
อุณหภูมิท่อเฉลี่ย (°C)	37.4	37.5	37.4	37.3	37.4	37.4	
อุณหภูมิท่อเฉลี่ย (°C)	37.4	37.5	37.4	37.3	37.4	37.4	

#### 4. ข้อมูลการทดลองที่มุม 90 องศา

ตารางที่ 5.10, 5.11 และ 5.12 แสดงค่าการตรวจวัด กำหนดให้อุณหภูมิน้ำร้อนที่เข้าส่วนเครื่องระเหย เป็น 40, 45 และ 50 องศาเซลเซียส ตามลำดับ ทำการทดลองวันที่ 27 ก.ค. 2550

ตารางที่ 5.10 สิตไปป์ทำมุม 90 องศา กับแนวระดับ (ส่วนเครื่องระเหยอยู่ด้านบน) ตั้งอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าส่วนเครื่องระเหย 40 องศาเซลเซียส

วันที่ : 27 ก.ค. 2550			เวลาเริ่มการทดลอง : 10:25น.				
<b>อัตราการไหลของน้ำ :</b> น้ำร้อนที่ส่วนเครื่องระเหย 207.6 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อนาที น้ำเย็นที่ส่วนคอนเดนเซอร์ 133.2 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อนาที							
รายละเอียด / เวลา	11:22	11:26	11:30	11:32	11:36	ค่าเฉลี่ย	อุณหภูมิเฉลี่ย(K)
อุณหภูมิผิวท่อด้านร้อน (°C)	40.0	39.9	39.9	39.8	39.8	39.9	312.91
อุณหภูมิผิวท่อด้านร้อน (°C)	40.0	39.9	39.9	39.9	40.0	39.9	
อุณหภูมิผิวท่อด้านเย็น (°C)	32.2	32.1	32.1	32.2	32.3	32.2	304.63
อุณหภูมิผิวท่อด้านเย็น (°C)	31.0	31.0	31.0	31.2	31.2	31.1	
อุณหภูมิน้ำร้อนเข้า (°C)	40.6	40.6	40.6	40.7	40.6	40.6	308.8
อุณหภูมิน้ำร้อนออก (°C)	37.1	36.9	36.8	37.2	37.1	37.0	
อุณหภูมิน้ำเย็นออก (°C)	30.7	30.8	30.7	30.8	30.8	30.8	
อุณหภูมิน้ำเย็นเข้า (°C)	30.4	30.5	30.4	30.5	30.5	30.5	
อุณหภูมิห้อง (°C)	32.5	32.5	32.6	32.5	32.7	32.6	
อุณหภูมิท่อเฉลี่ย (°C)	35.8	35.7	35.7	35.8	35.8	35.8	
อุณหภูมิท่อเฉลี่ย (°C)	35.8	35.7	35.7	35.8	35.8	35.8	

ตารางที่ 5.11 สีสไปป์ทำมุม 90 องศา กับแนวระดับ (ส่วนเครื่องระเหยอยู่ด้านบน) ตั้งอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าส่วนเครื่องระเหย 45 องศาเซลเซียส

วันที่ : 27 ก.ค. 2550		เวลาเริ่มการทดลอง : 11:43น.					
อัตราการไหลของน้ำ : น้ำร้อนที่ส่วนเครื่องระเหย 207.6 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อนาที น้ำเย็นที่ส่วนคอนเดนเซอร์ 133.2 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อนาที							
รายละเอียด / เวลา	12:13	12:21	12:26	12:32	12:43	ค่าเฉลี่ย	อุณหภูมิเฉลี่ย(K)
อุณหภูมิผิวท่อด้านร้อน (°C)	44.4	44.6	44.4	44.6	44.4	44.5	317.52
อุณหภูมิผิวท่อด้านร้อน (°C)	44.6	44.5	44.5	44.6	44.6	44.6	
อุณหภูมิผิวท่อด้านเย็น (°C)	33.3	33.4	33.6	33.6	33.7	33.5	305.76
อุณหภูมิผิวท่อด้านเย็น (°C)	31.8	31.9	32.0	32.1	32.2	32.0	
อุณหภูมิน้ำร้อนเข้า (°C)	45.3	45.4	45.2	45.2	45.3	45.3	311.6
อุณหภูมิน้ำร้อนออก (°C)	39.8	39.6	39.8	39.7	40.0	39.8	
อุณหภูมิน้ำเย็นออก (°C)	31.5	31.6	31.7	31.7	31.8	31.7	
อุณหภูมิน้ำเย็นเข้า (°C)	31.0	31.0	31.2	31.2	31.3	31.1	
อุณหภูมิห้อง (°C)	33.9	34.1	34.1	34.2	34.2	34.1	
อุณหภูมิท่อเฉลี่ย (°C)	38.5	38.6	38.6	38.7	38.7	38.6	

ตารางที่ 5.12 สีสไปป์ทำมุม 90 องศา กับแนวระดับ (ส่วนเครื่องระเหยอยู่ด้านบน) ตั้งอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าส่วนเครื่องระเหย 50 องศาเซลเซียส

วันที่ : 27 ก.ค. 2550		เวลาเริ่มการทดลอง : 12:55น.					
อัตราการไหลของน้ำ : น้ำร้อนที่ส่วนเครื่องระเหย 207.6 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อนาที น้ำเย็นที่ส่วนคอนเดนเซอร์ 133.2 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อนาที							
รายละเอียด / เวลา	13:26	13:34	13:44	13:50	13:56	ค่าเฉลี่ย	อุณหภูมิเฉลี่ย(K)
อุณหภูมิผิวท่อด้านร้อน (°C)	49.1	49.0	49.0	49.2	49.0	49.1	322.06
อุณหภูมิผิวท่อด้านร้อน (°C)	49.1	49.0	49.2	49.0	49.0	49.1	
อุณหภูมิผิวท่อด้านเย็น (°C)	34.9	35.1	35.2	35.2	35.2	35.1	307.18
อุณหภูมิผิวท่อด้านเย็น (°C)	33.0	33.2	33.2	33.4	33.4	33.2	
อุณหภูมิน้ำร้อนเข้า (°C)	50.0	49.9	49.8	49.9	50.1	49.9	314.6
อุณหภูมิน้ำร้อนออก (°C)	42.8	42.2	42.7	42.9	42.9	42.7	
อุณหภูมิน้ำเย็นออก (°C)	32.9	33.0	33.1	33.3	33.3	33.1	
อุณหภูมิน้ำเย็นเข้า (°C)	31.9	32.1	32.2	32.3	32.3	32.2	
อุณหภูมิห้อง (°C)	34.8	34.9	35.1	35.0	34.9	34.9	
อุณหภูมิท่อเฉลี่ย (°C)	41.5	41.6	41.7	41.7	41.7	41.6	
อุณหภูมิท่อเฉลี่ย (°C)	41.5	41.6	41.7	41.7	41.7	41.6	

5 ข้อมูลการทดลองที่มุม -90 องศา

ตารางที่ 5.13, 5.14 และ 5.15 แสดงค่าการตรวจวัด อุณหภูมิน้ำร้อนที่เข้าส่วนเครื่องระเหย เป็น 40, 45 และ 50 องศาเซลเซียส ตามลำดับ ทำการทดลองวันที่ 31 ก.ค. 2550

ตารางที่ 5.13 ฮีตไปป์ทำมุม -90 องศา กับแนวระดับ (ส่วนเครื่องระเหยอยู่ด้านล่าง) ตั้งอุณหภูมิ น้ำร้อนเข้าส่วนเครื่องระเหย 40 องศาเซลเซียส

วันที่ : 31 ก.ค. 2550		เวลาเริ่มการทดลอง : 10:00น.						
อัตราการไหลของน้ำ : น้ำร้อนที่ส่วนเครื่องระเหย 207.6 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อนาที น้ำเย็นที่ส่วนคอนเดนเซอร์ 195.0 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อนาที								
รายละเอียด / เวลา	10:30	10:38	10:45	10:52	11:00	ค่าเฉลี่ย	อุณหภูมิเฉลี่ย(K)	
อุณหภูมิผิวท่อด้านร้อน (°C)	38.7	38.7	39.6	39.3	39.4	39.1	311.53	
อุณหภูมิผิวท่อด้านร้อน (°C)	37.7	37.4	38.3	38.1	38.1	37.9		
อุณหภูมิผิวท่อด้านเย็น (°C)	29.1	28.4	28.7	28.3	28.3	28.6	301.54	
อุณหภูมิผิวท่อด้านเย็น (°C)	29.0	28.4	28.6	28.4	28.2	28.5		
อุณหภูมิน้ำร้อนเข้า (°C)	39.3	40.2	40.5	40.5	40.4	40.2		
อุณหภูมิน้ำร้อนออก (°C)	37.3	38.0	39.1	38.8	39.0	38.4		
อุณหภูมิน้ำเย็นออก (°C)	28.5	28.1	28.0	27.9	27.7	28.0		
อุณหภูมิน้ำเย็นเข้า (°C)	27.6	27.2	27.2	27.0	26.9	27.2		
อุณหภูมิห้อง (°C)	25.3	25.0	25.1	24.9	25.0	25.1		
อุณหภูมิที่ท่อเฉลี่ย (°C)	33.6	33.2	33.8	33.5	33.5	33.5		306.5

ตารางที่ 5.14 ฮีตไปป์ทำมุม -90 องศา กับแนวระดับ (ส่วนเครื่องระเหยอยู่ด้านล่าง) ตั้งอุณหภูมิ น้ำร้อนเข้าส่วนเครื่องระเหย 45 องศาเซลเซียส

วันที่ : 31 ก.ค. 2550		เวลาเริ่มการทดลอง : 11:28น.					
อัตราการไหลของน้ำ : น้ำร้อนที่ส่วนเครื่องระเหย 207.6 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อนาที น้ำเย็นที่ส่วนคอนเดนเซอร์ 195.0 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อนาที							
รายละเอียด / เวลา	11:51	11:58	12:08	12:16	12:28	ค่าเฉลี่ย	อุณหภูมิเฉลี่ย(K)
อุณหภูมิผิวท่อด้านร้อน (°C)	43.4	43.2	43.4	43.3	43.2	43.3	315.48
อุณหภูมิผิวท่อด้านร้อน (°C)	41.7	41.6	41.7	41.8	41.5	41.7	
อุณหภูมิผิวท่อด้านเย็น (°C)	27.7	28.2	27.9	27.8	27.8	27.9	300.76
อุณหภูมิผิวท่อด้านเย็น (°C)	27.6	27.9	27.6	27.5	27.6	27.6	
อุณหภูมิน้ำร้อนเข้า (°C)	44.5	44.4	44.4	44.4	44.5	44.4	308.1
อุณหภูมิน้ำร้อนออก (°C)	42.9	43.0	42.9	43.0	42.9	42.9	
อุณหภูมิน้ำเย็นออก (°C)	27.3	27.2	27.0	27.0	26.6	27.0	
อุณหภูมิน้ำเย็นเข้า (°C)	26.4	26.2	26.1	26.1	25.8	26.1	
อุณหภูมิห้อง (°C)	24.4	24.3	24.3	24.2	24.3	24.3	
อุณหภูมิท่อเฉลี่ย (°C)	35.1	35.2	35.2	35.1	35.0	35.1	
อุณหภูมิท่อเฉลี่ย (°C)	35.1	35.2	35.2	35.1	35.0	35.1	



ตารางที่ 5.15 ฮีตไปป์ทำมุม -90 องศา กับแนวระดับ (ส่วนเครื่องระเหยอยู่ด้านล่าง) ตั้งอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าส่วนเครื่องระเหย 50 องศาเซลเซียส

วันที่ : 31 ก.ค. 2550		เวลาเริ่มการทดลอง : 12:49น.					
อัตราการไหลของน้ำ : น้ำร้อนที่ส่วนเครื่องระเหย 207.6 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อนาที น้ำเย็นที่ส่วนคอนเดนเซอร์ 195.0 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อนาที							
รายละเอียด / เวลา	13:20	13:25	13:30	13:40	13:49	ค่าเฉลี่ย	อุณหภูมิเฉลี่ย(K)
อุณหภูมิผิวท่อด้านร้อน (°C)	47.8	48.2	48.2	48.3	48.2	48.1	320.04
อุณหภูมิผิวท่อด้านร้อน (°C)	45.6	46.0	46.1	46.0	46.0	45.9	
อุณหภูมิผิวท่อด้านเย็น (°C)	27.9	27.7	28.0	27.9	27.9	27.9	300.7
อุณหภูมิผิวท่อด้านเย็น (°C)	27.9	27.2	27.5	27.5	27.5	27.5	
อุณหภูมิน้ำร้อนเข้า (°C)	49.6	49.7	49.6	49.7	49.7	49.7	310.4
อุณหภูมิน้ำร้อนออก (°C)	47.7	48.0	47.9	48.2	48.2	48.0	
อุณหภูมิน้ำเย็นออก (°C)	26.7	26.7	26.7	26.7	26.6	26.7	
อุณหภูมิน้ำเย็นเข้า (°C)	25.8	25.7	25.7	25.7	25.7	25.7	
อุณหภูมิห้อง (°C)	24.3	24.5	24.6	24.3	24.2	24.4	
อุณหภูมิท่อเฉลี่ย (°C)	37.3	37.3	37.5	37.4	37.4	37.4	
อุณหภูมิท่อเฉลี่ย (°C)	37.3	37.3	37.5	37.4	37.4	37.4	

## ผลการทดลอง

ในการหาอัตราการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ จะหาจากอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำร้อนในส่วนเครื่องระเหย และ น้ำเย็นในส่วนของคนเดนเซอร์ โดยจะใช้การคำนวณจากข้อมูลการวัด อุณหภูมิน้ำเข้าและน้ำออกของ เครื่องระเหย และ ด้านคนเดนเซอร์ ซึ่งค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำร้อนในส่วนเครื่องระเหย และ น้ำเย็นในส่วนของคนเดนเซอร์ จะแสดงในตารางที่ 6.17

ในการคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำร้อนและน้ำเย็น จะคำนวณดังตัวอย่างต่อไปนี ซึ่งในตัวอย่างจะคำนวณสำหรับชุดข้อมูล มุมติดตั้งฮีตไปป์ 90 องศา โดยตั้งอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าส่วนเครื่องระเหยของฮีตไปป์ที่ 50 องศาเซลเซียส ได้ข้อมูลดังตารางที่ 6.16

ตารางที่ 5.16 แสดงชุดข้อมูลมุมติดตั้งฮีตไปป์ 90 องศา ที่น้ำร้อนเข้าฮีตไปป์ 50 องศาเซลเซียส

	อัตราการไหล (ลูกบาศก์เซนติเมตร/วินาที)	อุณหภูมิน้ำ (องศาเซลเซียส)		
		น้ำเข้า	น้ำออก	แตกต่าง
น้ำร้อนเข้าเครื่องระเหย	3.46	49.9	42.7	7.2
น้ำเย็นเข้าคนเดนเซอร์	2.22	32.2	33.1	0.9

### ตัวอย่างการคำนวณ

จากสูตร

$$Q = \dot{m}c\Delta T$$

เมื่อ

Q คือ อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อน (W)

$\dot{m}$  คือ อัตราการไหลโดยมวล (g/s)

c คือ ค่าความร้อนจำเพาะของน้ำ ( 4.19 j/g-K)

$$\begin{aligned} \text{อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำร้อน : } Q &= 3.46 \times 4.19 \times 7.2 \\ &= 104.38 \text{ W} \end{aligned}$$

$$\text{อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำเย็น : } Q = 2.22 \times 4.19 \times 0.9$$

$$= 8.37 \text{ W}$$

ตารางที่ 5.17 อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำร้อนในส่วนเครื่องระเหย และ น้ำเย็นในส่วนของคอนเดนเซอร์

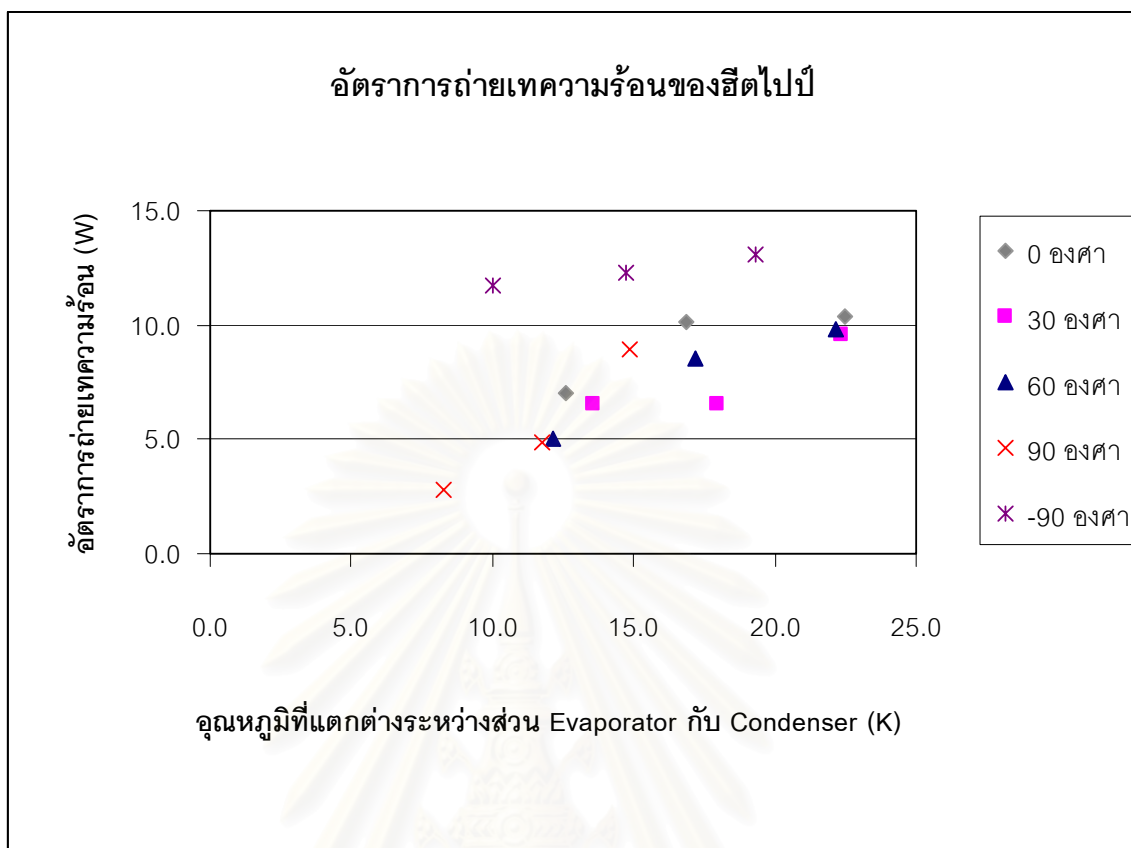
มุมติดตั้ง	อุณหภูมิน้ำ ร้อนเข้า (°C)	อุณหภูมิเฉลี่ย ฮีตไปป์ (K)	ผลต่างอุณหภูมิ ของฮีตไปป์ (K)	อัตราการถ่ายเทความร้อน (W)	
				น้ำร้อน	น้ำเย็น
0	40	306.2	12.6	23.4	7.0
	45	308.0	16.9	29.2	10.1
	50	310.8	22.5	31.4	10.4
30	40	305.6	13.6	8.7	6.6
	45	307.8	18.0	44.1	6.6
	50	310.0	22.3	30.0	9.5
60	40	306.6	12.2	13.0	5.0
	45	308.3	17.2	22.4	8.5
	50	310.4	22.2	26.4	9.8
90	40	308.8	8.3	52.2	2.8
	45	311.6	11.8	79.7	4.8
	50	314.6	14.9	105.0	8.9
-90	40	306.5	10.0	25.2	11.7
	45	308.1	14.7	28.0	12.3
	50	310.4	19.3	31.0	13.1

จากตารางที่ 5.17 จะพบว่า อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนของน้ำร้อนในส่วนเครื่องระเหย จะให้ค่าที่สูงกว่า อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนของน้ำเย็นในส่วนคอนเดนเซอร์ ซึ่งทางทฤษฎีแล้วควรมีค่าเท่ากัน ซึ่งจะเท่ากับอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนของฮีตไปป์ สาเหตุที่อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนของน้ำร้อน ในส่วนเครื่องระเหยที่คำนวณได้ มีค่าสูงกว่าอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนของน้ำเย็น ในส่วนคอนเดนเซอร์ อาจเกิดจากอุณหภูมิในส่วนเครื่องระเหยสูงกว่า อุณหภูมิห้องมาก ทำให้มีการสูญเสียความร้อนไปกับสิ่งแวดล้อม ค่าอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนที่คำนวณได้ เป็นค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์รวมกับ อัตราการสูญเสียความร้อนไปกับ

สิ่งแวดล้อมด้วย ดังนั้นค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่คำนวณได้จึงมากกว่าความเป็นจริง ดังนั้นในการทดลอง จึงพยายามควบคุม อุณหภูมิของน้ำระบายความร้อนส่วนคอนเดนเซอร์ให้ใกล้เคียงกับอุณหภูมิห้อง เพื่อลดการสูญเสียความร้อนไปกับสิ่งแวดล้อมให้น้อยที่สุด จึงอาจสมมุติได้ว่า อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนของน้ำเย็นในสวนคอนเดนเซอร์ มีค่าเท่ากับอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนของฮีตไปป์ ตารางที่ 5.18 จะแสดงค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์

ตารางที่ 5.18 อัตราการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ ที่มุมติดตั้งต่างๆ

มุมติดตั้งฮีตไปป์	อุณหภูมิเฉลี่ยฮีตไปป์ (K)	ผลต่างอุณหภูมิของฮีตไปป์ (K)	อัตราการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ (W)
0	306.2	12.6	7.0
	308.0	16.9	10.1
	310.8	22.5	10.4
30	305.6	13.6	6.6
	307.8	18.0	6.6
	310.0	22.3	9.5
60	306.6	12.2	5.0
	308.3	17.2	8.5
	310.4	22.2	9.8
90	308.8	8.3	2.8
	311.6	11.8	4.8
	314.6	14.9	8.9
-90	306.5	10.0	11.7
	308.1	14.7	12.3
	310.4	19.3	13.1



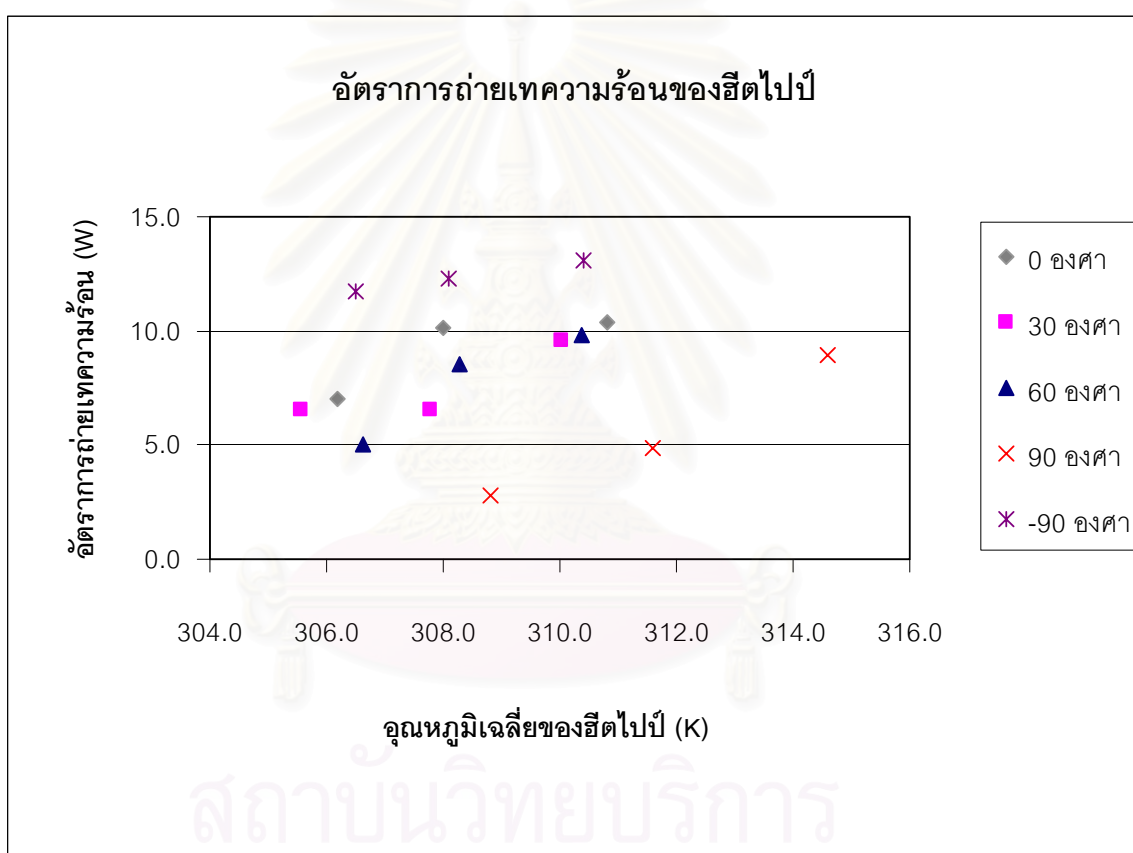
รูปที่ 5.1 แสดงกราฟระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ เทียบกับส่วนต่างอุณหภูมิระหว่างส่วน Evaporator กับ Condenser

รูปที่ 5.1 แสดงกราฟความสัมพันธ์ระหว่าง อัตราการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ เทียบกับส่วนต่างอุณหภูมิมิระหว่างส่วนเครื่องระเหยและคอนเดนเซอร์บนผิวฮีตไปป์ ที่มุมการติดตั้งฮีตไปป์ที่ องศาต่างๆ

จากกราฟจะพบว่า ที่มุมการติดตั้งฮีตไปป์ในแต่ละองศา จะให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นเมื่อ ส่วนต่างอุณหภูมิมิระหว่างส่วนเครื่องระเหยกับส่วนคอนเดนเซอร์มีค่าเพิ่มขึ้น โดยเมื่อเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ ในจุดที่ส่วนต่างอุณหภูมิมิระหว่างส่วนเครื่องระเหยกับส่วนคอนเดนเซอร์มีค่าใกล้เคียงกัน ที่มุมการติดตั้งฮีตไปป์ต่างๆ พบว่า ที่มุมติดตั้ง 0, 30, 60 และ 90 องศา ให้ค่าที่ค่อนข้างเกาะกลุ่มกัน โดยมีค่าน้อยกว่าที่มุมการติดตั้งฮีตไปป์ -90 องศา

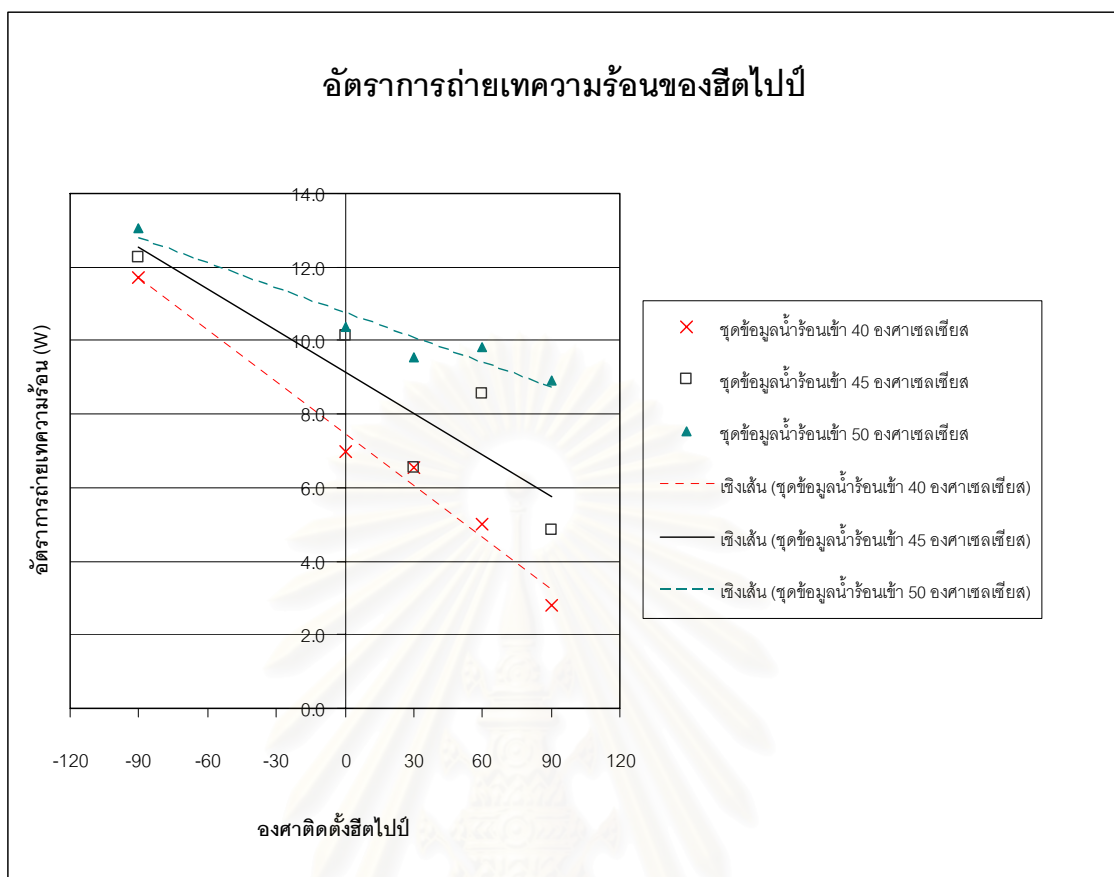
รูปที่ 5.2 เป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ ที่อุณหภูมิเฉลี่ยของฮีตไปป์ สำหรับมุมการติดตั้งฮีตไปป์ต่างๆ

จากกราฟจะพบว่า ที่มุมการติดตั้งแต่ละมุม ฮีตปั๊ปกว๊จะให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นเมื่ออุณหภูมิเฉลี่ยของฮีตปั๊ปกว๊มีค่าสูงขึ้น โดยที่มุมการติดตั้งฮีตปั๊ปกว๊ที่  $-90$  องศา จะให้อัตราการถ่ายเทความร้อนที่สูงที่สุด และที่มุมการติดตั้งที่  $90$  องศา จะให้อัตราการถ่ายเทความร้อนต่ำที่สุด สำหรับมุมติดตั้งที่  $0$ ,  $30$  และ  $60$  องศา จะให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเกาะกลุ่มและใกล้เคียงกัน โดยอยู่ระหว่างที่มุมติดตั้ง  $-90$  กับที่  $90$  องศา



รูปที่ 5.2 แสดงกราฟระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนของฮีตปั๊ปกว๊ เทียบกับอุณหภูมิเฉลี่ยของฮีตปั๊ปกว๊





รูปที่ 5.3 แสดงกราฟระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ เทียบกับองศาการติดตั้งของฮีตไปป์ สำหรับจุดข้อมูลน้ำร้อนเข้าส่วนเครื่องระเหย ที่ 40, 45 และ 50 องศาเซลเซียส

รูปที่ 5.3 เป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ กับมุมองศาติดตั้งของฮีตไปป์ต่างๆ โดยจะแบ่งออกเป็น 3 จุดข้อมูล คือ จุดข้อมูลที่น้ำร้อนเข้าส่วนเครื่องระเหย ของฮีตไปป์มีอุณหภูมิ 40, 45 และ 50 องศาเซลเซียส

ในแต่ละจุดข้อมูลน้ำร้อนเข้าส่วนเครื่องระเหยของฮีตไปป์ จากกราฟเมื่อพิจารณาเส้นแนวโน้ม จะพบว่าฮีตไปป์มีอัตราการถ่ายเทความร้อนมากขึ้น เมื่อมุมติดตั้งลดลง โดยให้อัตราการถ่ายเทความร้อนดีที่สุดที่มุมติดตั้ง -90 องศา และให้อัตราการถ่ายเทความร้อนที่แย่ที่สุดที่มุมติดตั้ง 90 องศา

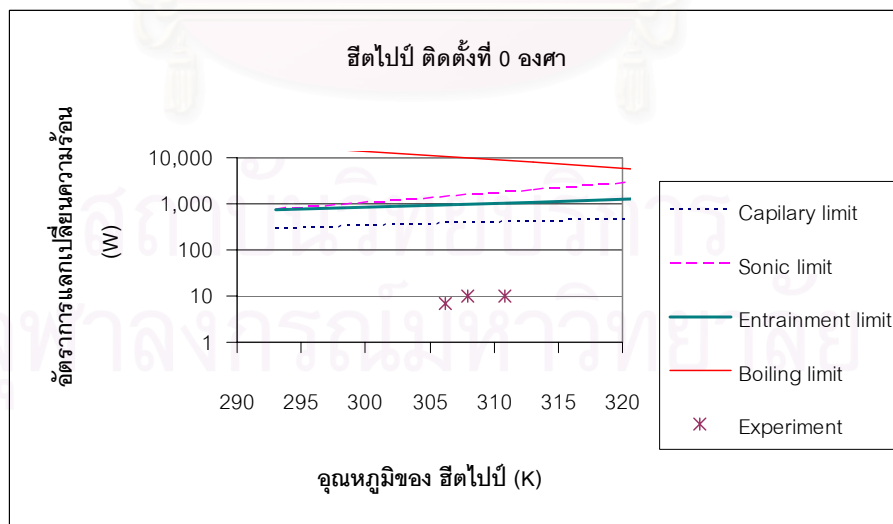
## บทที่ 6

### สรุปผลการทดลองและข้อเสนอนแนะ

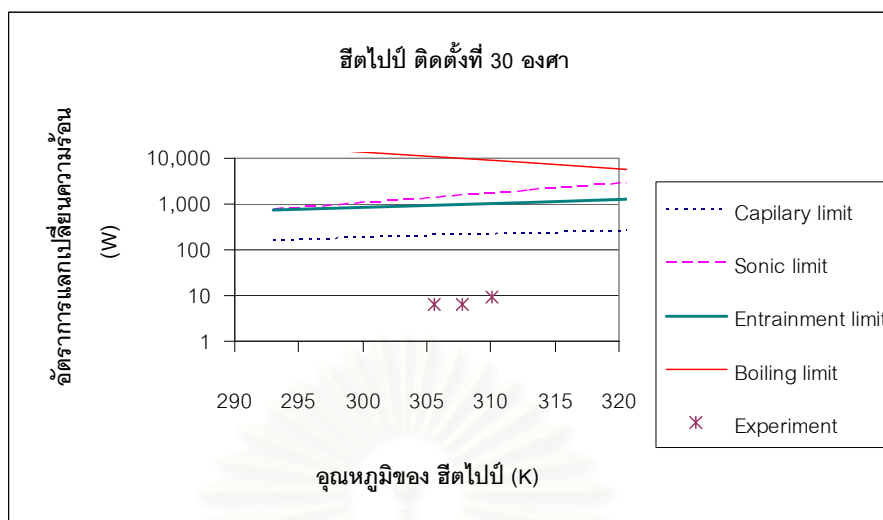
#### สรุปผลการทดลอง

##### 1. เปรียบเทียบการทดลองกับค่าลิมิตเทชั่น

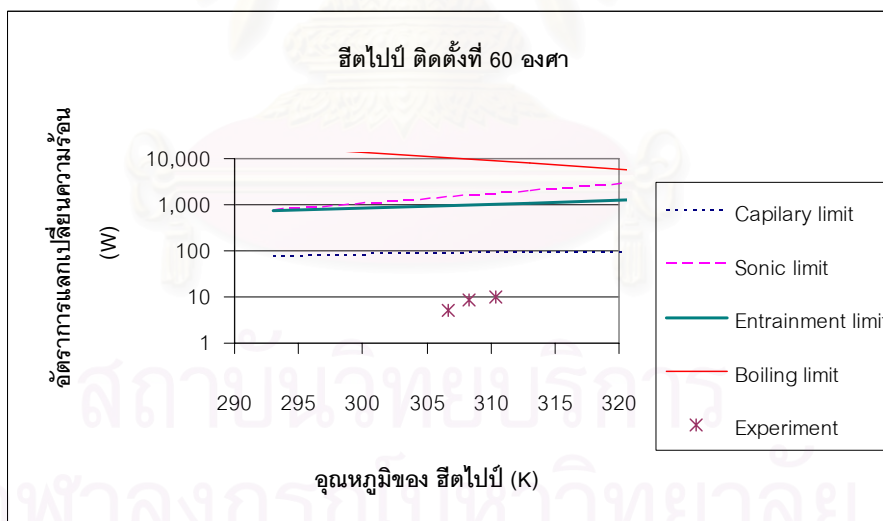
ผลจากการคำนวณค่าขอบเขตความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ เนื่องจากขอบเขตต่างๆ อันประกอบด้วย คาปิลารีลิมิต, โซนิกลิมิต, เอนทรainmentลิมิต และ บอริงลิมิต โดยจะเปรียบเทียบผลวัดอัตราการถ่ายเทความร้อนจากการทดลอง กับค่าขอบเขตความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ ที่การติดตั้งฮีตไปป์มุมต่างๆ โดยจะทำการแสดงผลในรูปแบบกราฟ รูปที่ 6.1, 6.2, 6.3, 6.4 และ 6.5 จะเป็นกราฟเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ ที่มุม 0, 30, 60, 90 และ -90 องศา ตามลำดับ ซึ่งรายละเอียดการคำนวณจะถูกแสดงในภาคผนวก ก โดยค่าขอบเขตต่างๆ จะคำนวณโดยใช้ขนาดผงของทองแดงที่นำมาทำการซินเทอร์ ขนาด 256 ไมโครเมตร ซึ่งเป็นขนาดเฉลี่ยของผงทองแดงที่ถูกใช้งานจริง (ผงทองแดงที่ใช้งานมีขนาดอยู่ระหว่าง 212 – 300 ไมโครเมตร)



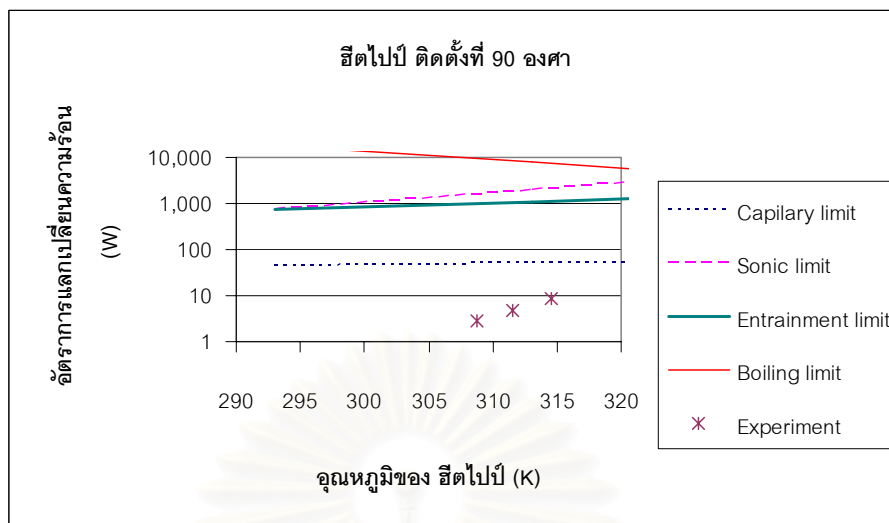
รูปที่ 6.1 กราฟแสดงอัตราการถ่ายเทความร้อนที่วัดได้เทียบกับขอบเขตการทำงานของฮีตไปป์ ที่มุมติดตั้ง 0 องศา



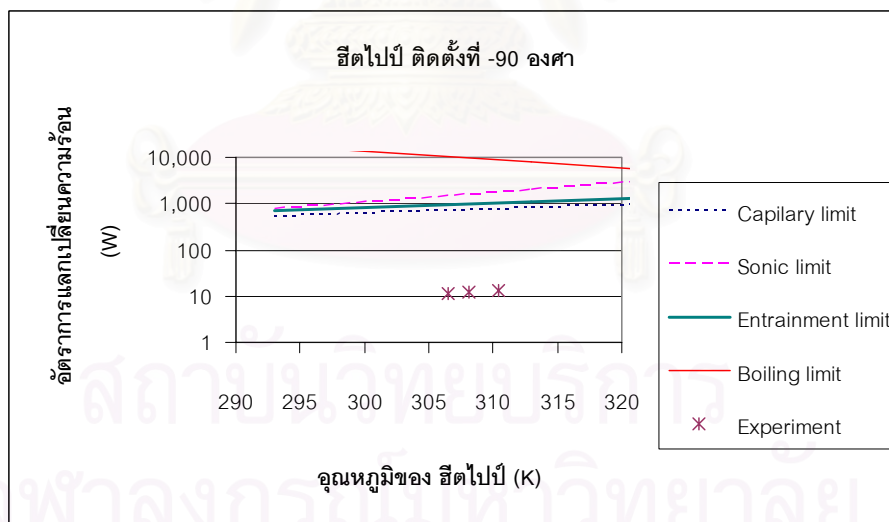
รูปที่ 6.2 กราฟแสดงอัตราการถ่ายเทความร้อนที่วัดได้เทียบกับขอบเขตการทำงานของฮีตไปป์ ที่มุมติดตั้ง 30 องศา



รูปที่ 6.3 กราฟแสดงอัตราการถ่ายเทความร้อนที่วัดได้เทียบกับขอบเขตการทำงานของฮีตไปป์ ที่มุมติดตั้ง 60 องศา



รูปที่ 6.4 กราฟแสดงอัตราการถ่ายเทความร้อนที่วัดได้เทียบกับขอบเขตการทำงานของฮีตไปป์ที่มุมติดตั้ง 90 องศา



รูปที่ 6.5 กราฟแสดงอัตราการถ่ายเทความร้อนที่วัดได้เทียบกับขอบเขตการทำงานของฮีตไปป์ที่มุมติดตั้ง -90 องศา

เมื่อดูจากกราฟจะพบว่า ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่วัดได้จากการทดลอง จะมีค่าน้อยกว่าค่าขอบเขตความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ที่ได้จากการคำนวณ ค่อนข้างมาก

## 2 เปรียบเทียบการทดลองกับผลคำนวณของท่อกลวง

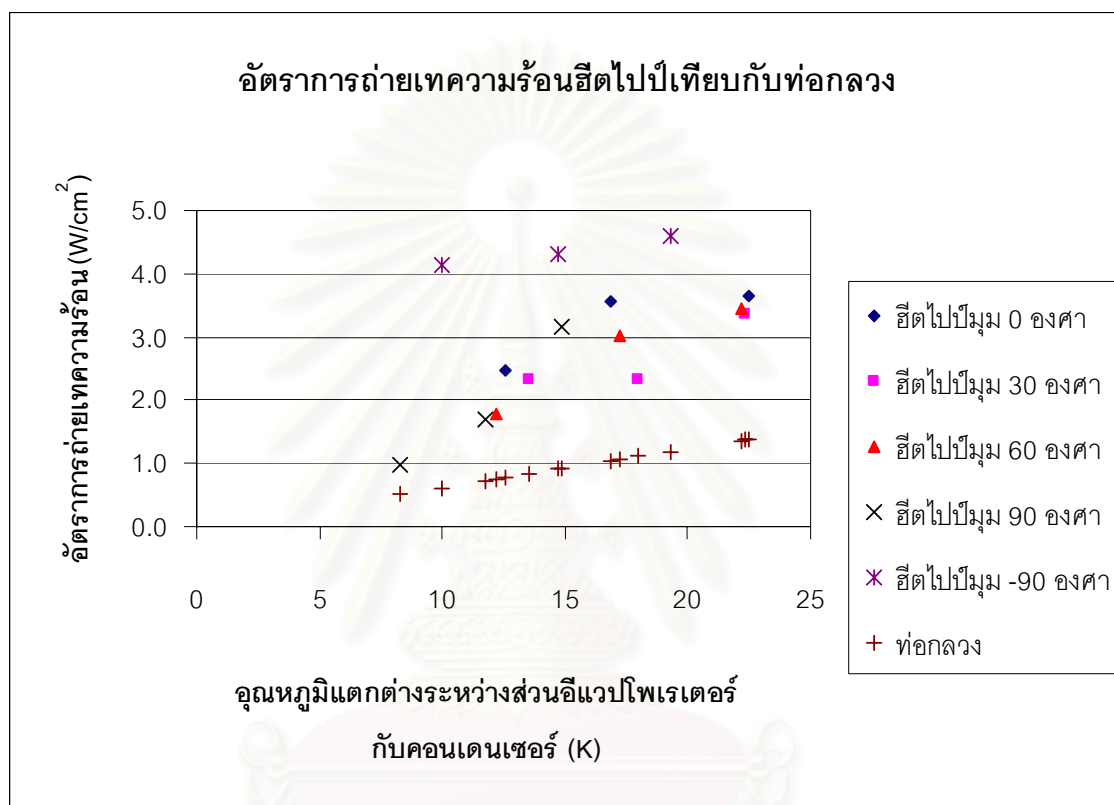
หัวข้อนี้จะทำการเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ กับอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อกลวง โดยอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อกลวงจะหาจากการคำนวณโดยคำนวณจากความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างอุณหภูมิเฉลี่ยที่ส่วนเครื่องระเหยที่วัดได้ของฮีตไปป์ กับอุณหภูมิเฉลี่ยที่ส่วนคอนเดนเซอร์ที่วัดได้ของฮีตไปป์ ตัวอย่างการคำนวณอยู่ที่ ภาคผนวก ข

ตารางที่ 6.1 จะแสดงข้อมูลเปรียบเทียบค่า Heat flux ของฮีตไปป์ กับ ท่อกลวงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางนอก 19 มิลลิเมตร หนา 1 มิลลิเมตร โดยพื้นที่ที่ใช้ในการคำนวณหาค่า Heat flux จะใช้พื้นที่หน้าตัดของท่อขนาดผ่านศูนย์กลาง 19 มิลลิเมตรซึ่งมีพื้นที่หน้าตัด 2.835 ตารางเซนติเมตร

ตารางที่ 6.1 ค่า Heat flux ของฮีตไปป์ เทียบกับ ท่อกลวงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางนอก 19 มิลลิเมตร หนา 1 มิลลิเมตร

มุมติดตั้งฮีตไปป์	ผลต่างอุณหภูมิจากส่วนเครื่องระเหยและ คอนเดนเซอร์ (K)	อัตราการถ่ายเทความร้อน ( $W/cm^2$ )	
		ฮีตไปป์	ท่อกลวงหนา 1 มม.
0	12.58	2.5	0.8
	16.88	3.6	1.0
	22.47	3.7	1.4
30	13.56	2.3	0.8
	17.99	2.3	1.1
	22.34	3.4	1.4
60	12.17	1.8	0.7
	17.21	3.0	1.1
	22.17	3.5	1.4
90	8.28	1.0	0.5
	11.76	1.7	0.7
	14.88	3.1	0.9
-90	9.99	4.1	0.6
	14.72	4.3	0.9
	19.34	4.6	1.2

จากข้อมูลในตารางที่ 6.1 จะแสดงในรูปแบบกราฟ ดังรูปที่ 6.6 ซึ่งจากกราฟในรูปที่ 6.6 จะเห็นได้ว่า ฮีตไปป์ที่มูมติดตั้ง 0, 30, 60, 90 และ -90 องศา ให้ค่า Heat flux มากกว่าท่ออลูมิเนียม จากข้อมูลสามารถสรุปได้ว่า ฮีตไปป์ที่ใช้ในการทดลองสามารถทำงานด้านแรงโน้มถ่วงของโลกได้



รูปที่ 6.6 กราฟแสดงค่า Heat flux ของฮีตไปป์ เทียบกับ ท่ออลูมิเนียมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางนอก 19 มิลลิเมตร หน้า 1 มิลลิเมตร

### 3. สรุปผลการทดลอง

เมื่อพิจารณาผลที่ได้จะพบว่า ฮีตไปป์ที่ถูกสร้างสามารถทำงานในสภาวะด้านแรงโน้มถ่วงของโลกได้ (ตำแหน่ง 90 องศา) เพราะสามารถให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่ดีกว่าท่ออลูมิเนียม อย่างไรก็ตาม ฮีตไปป์ที่ถูกสร้างในงานวิจัยนี้ให้อัตราการถ่ายเทความร้อนน้อยกว่า ค่าขอบเขตความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ที่ได้จากการคำนวณ นอกจากนี้ ยังพบว่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์จะขึ้นอยู่กับตำแหน่งของมูมติดตั้ง โดยที่มูมติดตั้ง 90



องศา จะให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนน้อยที่สุด ส่วนตำแหน่งที่ดีที่สุด คือที่มุม 0 องศา เมื่อเปรียบเทียบกับการติดตั้งฮีตปั๊มที่ติดตั้งทำงานด้านแรงโน้มถ่วงของโลก สำหรับสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของฮีตปั๊มที่มุมติดตั้ง 30 และ 60 องศา จะอยู่ระหว่างที่มุมติดตั้ง 0 และ 90 องศา ซึ่งค่อนข้างจะเกาะกลุ่มกัน สาเหตุที่ผลจากการทดลองได้ค่าน้อยกว่า ค่าขอบเขตความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของฮีตปั๊มจากการคำนวณ ค่อนข้างมาก อาจเกิดจากสาเหตุดังต่อไปนี้

1. ในการคำนวณค่าขอบเขตการทำงานของฮีตปั๊ม จะใช้ขนาดเฉลี่ยของผงทองแดงที่นำมาขึ้นเทอร์เป็นวิก (256 ไมโครเมตร) ในการคำนวณ ซึ่งผงทองแดงที่ใช้งานจริงเป็นผงทองแดงขนาด 212 ถึง 300 ไมโครเมตร ซึ่งในทางทฤษฎีพบว่า ขนาดของผงทองแดงมีผลค่อนข้างมากต่อขอบเขตการทำงานของฮีตปั๊มเนื่องจากแรงคาปิลารี ดังนั้นค่าขอบเขตการทำงานของฮีตปั๊มที่ได้จากการคำนวณจึงมีความคลาดเคลื่อน จากความเป็นจริง
2. ภายในฮีตปั๊มต้องไม่มีอากาศอยู่ ซึ่งในขั้นตอนการไล่อากาศออกจากฮีตปั๊ม หากไล่อากาศออกไม่หมดจะทำให้ฮีตปั๊มที่สร้างขึ้นมีสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนลดลง
3. ความคลาดเคลื่อนจากการวัด การวัดได้ควบคุมให้น้ำเข้าส่วนคอนเดนเซอร์ใกล้เคียงกับบรรยากาศ แต่เนื่องจากอัตราการการถ่ายเทความร้อนต่ำ ความคลาดเคลื่อนเพียงเล็กน้อย ก็ทำให้เกิดผลกระทบได้ ทางแก้หนึ่งคือ ใช้ฮีตปั๊มหลายแท่งเพื่อเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อน

ในงานวิจัยนี้พบว่า ฮีตปั๊มที่สร้างขึ้นสามารถให้อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่ มากกว่าท่อกลวงที่นำมาทำเป็นเปลือกของฮีตปั๊ม นั่นคือท่อกลวงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 19 มิลลิเมตรหนา 1 มิลลิเมตร ในทุกๆมุมติดตั้งของฮีตปั๊ม คือ ที่มุม 0, 30, 60, 90 และ -90 องศา นั้นแสดงให้เห็นว่าฮีตปั๊มที่มี วิกที่ทำจากวัสดุขึ้นเทอร์เมทที่เรียล และมีน้ำเป็นของไหลใช้งาน สามารถทำงานด้านแรงโน้มถ่วงของโลกได้

### ข้อเสนอแนะ

ในการทดลองพบว่า ฮีตปั๊มที่สร้างโดยใช้วัสดุขึ้นเทอร์เมทที่เรียลเป็นวิก สามารถทำงานด้านแรงโน้มถ่วงของโลกได้ อย่างไรก็ตามสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของฮีตปั๊มที่วัดได้ยังมีค่าน้อยกว่า ค่าขอบเขตการทำงานของฮีตปั๊มที่ได้จากการคำนวณค่อนข้างมาก ซึ่งสาเหตุเกิดจากดังที่กล่าวในหัวข้อข้างต้น สำหรับข้อเสนอแนะในงานวิจัยนี้คือ

1. การสร้างฮีตไปป์ที่มีซินเทอร์เมทที่เรียงเป็นวงนั้น ควรจำกัดช่วงและขนาดของผงโลหะที่นำมาทำเป็นซินเทอร์เมทที่เรียงให้เล็กและแคบลง จากเดิมผงโลหะอยู่ในช่วง 212 - 300 ไมโครเมตร ก็ควรลดลงให้อยู่ในช่วง 100 - 150 ไมโครเมตร เป็นต้น และเพื่อให้มีอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ดี ซึ่งกุญแจสำคัญอยู่ที่การเพิ่มแรงคาปิลารีและการเพิ่มความพรุนภายในวิก การลดขนาดของผงโลหะที่ใช้สร้างซินเทอร์เมทที่เรียง จึงเป็นทางเลือกที่ดีในการเพิ่มแรงคาปิลารี ส่วนการจำกัดช่วงของขนาดผงโลหะที่นำมาทำเป็นซินเทอร์เมทที่เรียงให้แคบลง ก็เป็นทางเลือกที่ดีที่ทำให้ความพรุนของซินเทอร์เมทที่เรียงมีค่ามากขึ้น
2. ในขั้นตอนการสร้างฮีตไปป์ ต้องทำให้แน่ใจว่าไล่อากาศภายในฮีตไปป์ออกจนหมด ซึ่งอาจใช้เครื่องดูดอากาศในการดูดอากาศออกจากฮีตไปป์ หรือ ใช้วิธีเหมือนงานวิจัยนี้คือการไล่อากาศด้วยความร้อน โดยการนำฮีตไปป์แช่ในน้ำเดือด เพื่อให้ให้น้ำในฮีตไปป์เดือดเป็นไอและเป็นตัวไล่อากาศออกจากฮีตไปป์ ก็ควรต้มน้ำในฮีตไปป์ให้เดือดนานพอจนแน่ใจได้ว่า ใอน้ำสามารถไล่อากาศออกจากฮีตไปป์จนหมด
3. เพิ่มช่วงการเก็บข้อมูล ของน้ำร้อนที่เข้าส่วนเครื่องระเหยของฮีตไปป์ ให้ใกล้กับลักษณะของการใช้งานจริงในงานระบายความร้อน
4. ใช้ฮีตไปป์หลายแท่งในการทดลอง เพื่อเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนและลดผลกระทบจากความคลาดเคลื่อนของการวัดค่าในการทดลอง

## รายการอ้างอิง

- Atipoang Nuntaphan. Performance Analysis of Heat Pipe Heat Exchanger Using Binary Working Fluids. Thesis (M.Eng.) Energy Technology Department King Mongkuts University of Technology Thonburi, 2000.
- Chen, Y.M.; Wu, S.C.; and Chu, C.I. Thermal Performance of Sintered Miniature Heat Pipes. Heat and Mass Transfer 37 (2001) : 611-616
- Chi, S.W. Heat Pipe Theory and Practice. United States of America : Hemisphere Publishing Corporation, 1976.
- Dunn, P.; and Reay, D.A. Heat Pipe. Second Edition. England : Pergamon Press Ltd., 1978.
- Klyuev, N.I. Antigravity heat pipe. Soviet Aeronautics (English translation of Izvestiya VUZ, Aviatsionnaya Tekhnika) 32, 1 (1989) : 152-154
- Leong, K.C.; Liu, C.Y.; and Lu, G.Q. Characterization of Sintered Copper Wicks Used in Heat Pipes. Journal of Porous Materials 4 (1997) : 303-308
- Peterson, G.P. An Introduction to Heat Pipes Modeling, Testing, and Applications. United States of America : John Wiley & Sons, Inc., 1994.
- Pichai Tangsathapornphanich. Fabrication & Performance Test of Heat Pipe Heat Exchanger and Development of Its Computer Design Program. Thesis (M.Eng.) Chemical Engineering Chulalongkorn University, 1986.
- Pruzan, D.A.; Klingensmith, L.K.; Torrance, K.E.; and Avedisian, C.T. Design of High-performance Sintered-wick Heat Pipes. Journal of Heat Mass Transfer 34, 6 (1991) : 1417-1427
- Said Salem, A. Experimental performance of a heat pipe. International Communications in Heat and Mass Transfer 26, 5 (1999) : 679-684
- Santi Wangnipparnto. Performance studies on evaporation & condensation of a thermosyphon heat pipe. Thesis (M.Eng.) Energy Technology Department King Mongkuts University of Technology Thonburi, 1994.
- Taweesak Taweewithyakarn. Design and Testing of A Heat Pipe Economizer. Thesis (M.Eng.) Mechanical Engineering Chiang Mai University, 1998.

Thanasak Chumwisoot. A study and development of wick structure for heat pipe. Thesis (M.Eng.) Mechanical Engineering Chulalongkorn University, 2003.

Wasan Theansuwan. The Study of An Internally Finned Thermosyphon Heat Pipe. Thesis (M.Eng.) Mechanical Engineering Khon Kaen University, 1999.



สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## ภาคผนวก ก

### การคำนวณขอบเขตการทำงานของฮีตไปป์ตามทฤษฎี

ขอบเขตความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ จะถูกจำกัดด้วยขอบเขต 4 อย่าง คือ คาปิลลารีลิมิต, โซนิกลิมิต, เอนเทรนเมนทลิมิต และ บอริง ลิมิต โดยในที่นี้จะกล่าวถึงการหาขอบเขตความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของฮีตไปป์ที่ใช้ในงานวิจัย ซึ่งมีลักษณะดังนี้

1. เปลือกฮีตไปป์ทำจากท่อทองแดงขนาด ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางนอก 19 มิลลิเมตร หนา 1 มิลลิเมตร ยาว 240 มิลลิเมตร
2. วิกเป็นแบบซินเทอร์เมทที่เรียล ความหนา 3.5 มิลลิเมตร ทำจากผงทองแดงขนาด 212 – 300 ไมโครเมตร ความพรุน 33.7%
3. ใช้น้ำเป็นของไหลใช้งาน
4. ให้ส่วนฮีตไปป์โพเรเตอร์ยาว 110 มิลลิเมตร ส่วนคอนเดนเซอร์ยาว 110 มิลลิเมตร ส่วน อาเดียบาติกยาว 20 มิลลิเมตร

#### ตัวอย่างการคำนวณ

ในตัวอย่างการคำนวณจะคำนวณที่อุณหภูมิของฮีตไปป์ 313 K ฮีตไปป์ทำมุม 90 องศา

##### 1. Capillary limit

ในการหา คาปิลลารีลิมิต จะใช้สมการในบทที่ 3 ดังต่อไปนี้

$$(QL)_{c, \max} = \int_0^{L_t} Q dx = \frac{2\sigma}{r_c} - \frac{\Delta P_{\perp} - \rho_l g L_t \sin \psi}{F_l + F_v} \quad (3.20)$$

$$Q_{c, \max} = \frac{(QL)_{c, \max}}{0.5L_c + L_a + 0.5L_e} \quad (3.22)$$

$$\Delta P_{\perp} = \rho_l g d_v \cos \psi \quad (3.17)$$



$$F_l = \frac{\mu_l}{K A_w \lambda \rho_l} \quad (3.11)$$

สำหรับการไหลของไอในฮีตไปป์ที่พื้นที่ช่องทางไหลเป็นวงกลม เป็นการไหลแบบลามินาและเป็นของไหลที่ไม่อัดตัว ( $Re_v$  มีค่าน้อยกว่า 2300 และ  $M_v$  มีค่าน้อยกว่า 0.2) จากตารางที่ 3.3 จะได้

$$F_v = \frac{8\mu_v}{r_{h,v}^2 A_v \rho_v \lambda}$$

เมื่อ

$$Re_v = \frac{2r_{h,v} Q}{A_v \mu_v \lambda} \quad \text{และ} \quad M_v = \frac{Q}{A_v \rho_v \lambda \sqrt{\gamma_v R_v T_v}}$$

สำหรับวิกที่ทำจากวัสดุซินเทอร์เมทที่เรียล จากตาราง 3.2 จะได้ว่า

$$K = \frac{r_s^2 \epsilon^3}{37.5(1 - \epsilon)^2}$$

โดยที่  $r_c = 0.41r_s$  ( $r_s$  เป็นขนาดรัศมีของผงทองแดงที่ใช้มาเป็นวิก)

$$A_w = \pi(r_i^2 - r_v^2)$$

$$A_v = \pi r_v^2$$

$$r_{h,v} = r_v$$

$$\gamma_v = 1.33 \text{ สำหรับไอที่เป็น Polyatomic vapor}$$

$$R_v = 8314/18 \text{ เมื่อ } 18 \text{ เป็นค่า Molecular weight ของของไหลใช้งาน (น้ำ)}$$

ค่าที่ใช้ในการคำนวณมีดังต่อไปนี้

$$L_c = 0.11 \text{ m}$$

$$L_a = 0.02 \text{ m}$$

$$L_e = 0.11 \text{ m}$$

$$L_t = 0.24 \text{ m}$$

$$r_s = 1.28 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$r_i = 0.0085 \text{ m}$$

$$r_v = 0.005 \text{ m}$$

$$\psi = 1.57 \text{ rad}$$

$$\mu_l = 6.5 \times 10^{-4} \text{ kg/m-s}$$

$$\mu_v = 1.04 \times 10^{-5} \text{ kg/m-s}$$

$$T_v = 313 \text{ K}$$

$$\rho_l = 992.1 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_v = 0.05 \text{ kg/m}^3$$

$$\sigma = 7 \times 10^{-2} \text{ N/m}$$

$$\gamma_v = 1.33$$

$$\lambda = 2.402 \times 10^6 \text{ J/kg}$$

$$\epsilon = 0.337$$

$$R_v = 462 \text{ J/kg-K}$$

$$A_w = \pi(r_i^2 - r_v^2) = \pi(0.0085^2 - 0.005^2) = 1.48 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$A_v = \pi r_v^2 = \pi(0.005)^2 = 7.85 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$\Delta P_{\perp} = \rho_l g d_v \cos \psi = 992.1 \times 9.81 \times (2 \times 0.005) \times \cos(1.57) = 0 \text{ N/m}^2$$

$$K = \frac{r_s^2 \epsilon^3}{37.5(1 - \epsilon)^2} = (1.28 \times 10^{-4})^2 \times 0.337^3 / [37.5(1 - 0.337)^2] = 3.8 \times 10^{-11} \text{ m}^2$$

$$F_l = \frac{\mu_l}{K A_w \lambda \rho_l} = 6.5 \times 10^{-4} / (3.8 \times 10^{-11} \times 1.48 \times 10^{-4} \times 2.402 \times 10^6 \times 992.1) = 48.50 \text{ (N/m}^2\text{)/W-m}$$

$$F_v = \frac{8\mu_v}{r_{h,v}^2 A_v \rho_v \lambda} = 8 \times 1.04 \times 10^{-5} / [0.005^2 \times 7.85 \times 10^{-5} \times 0.05 \times 2.402 \times 10^6] \\ = 0.353 \text{ (N/m}^2\text{)/W-m}$$

$$(QL)_{c,max} = \int_0^{L_t} Q dx = \frac{\frac{2\sigma}{r_c} - \Delta P_{\perp} - \rho_l g L_t \sin \psi}{F_l + F_v} \\ = \frac{[(2 \times 5.89 \times 10^{-2} / (0.41 \times 1.28 \times 10^{-4})) - 0 - (992.1 \times 9.81 \times 0.24 \sin(1.57))]}{[48.50 + 0.353]} \\ = 6.79 \text{ W-m}$$

$$Q_{c,max} = \frac{(QL)_{c,max}}{0.5L_c + L_a + 0.5L_e} \\ = 6.79 / (0.5 \times 0.11 + 0.02 + 0.5 \times 0.11) \\ = 52.23 \text{ W}$$

สูตรที่ใช้ในการคำนวณข้างต้นใช้สำหรับไอของของไหลใช้งาน ไหลแบบลามินาและเป็นของไหลที่ไม่อัดตัว ( $Re_v$  มีค่าน้อยกว่า 2300 และ  $M_v$  มีค่าน้อยกว่า 0.2) จึงต้องนำ  $Q_{c,max}$  ที่คำนวณได้มา ตรวจสอบหาค่า  $Re_v$  และ  $M_v$

$$Re_v = \frac{2r_{h,v} Q}{A_v \mu_v \lambda} = (2 \times 0.005 \times 52.23) / (7.85 \times 10^{-5} \times 1.04 \times 10^{-5} \times 2.402 \times 10^6)$$

$$= 266.34$$

$$M_v = \frac{Q}{A_v \rho_v \lambda \sqrt{\gamma_v R_v T_v}}$$

$$= 52.23 / [7.85 \times 10^{-5} \times 0.05 \times 2.402 \times 10^6 \times (1.33 \times 461.89 \times 313)^{1/2}]$$

$$= 0.0127$$

จากการตรวจสอบได้ไอของของไหลใช้งาน ไหลแบบลามินาและเป็นของไหลที่ไม่อัดตัว

## 2. Entrainment limit

ในการหา เอนเทรนเมนต์ลิมิต จะใช้สมการในบทที่ 3 ดังต่อไปนี้

$$Q_{e,max} = A_v \lambda \left( \frac{\sigma \rho_v}{2r_{h,s}} \right)^{1/2} \quad (3.26)$$

$$A_v = \pi r_v^2 = \pi (0.005)^2 = 7.85 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

สำหรับวัสดุซินเทอร์ ที่นำมาใช้เป็นวิก

กำหนดให้  $r_{h,s} = 0.41 r_s$

$$Q_{e,max} = 7.85 \times 10^{-5} \times 2.402 \times 10^6 [ (7 \times 10^{-2} \times 0.05) / (2 \times 0.41 \times 1.28 \times 10^{-4}) ]^{1/2}$$

$$= 1088.84 \text{ W}$$

## 3. Sonic limit

ในการหา โซนิกลิมิต จะใช้สมการในบทที่ 3 ดังต่อไปนี้

$$Q_{s,max} = A_v \rho_o \lambda \left[ \frac{\gamma_v R_v T_o}{2(\gamma_v + 1)} \right]^{1/2} \quad (3.33)$$

โดยที่

$$\rho_o = \rho_v$$

$$T_o = T_v$$

$$Q_{s,max} = 7.85 \times 10^{-5} \times 0.05 \times 2.402 \times 10^6 \left[ \frac{(1.33 \times 462 \times 313)}{2 \times (1.33 + 1)} \right]^{1/2}$$

$$= 1915.31 \text{ W}$$

#### 4. Boiling limit

ในการหา บอริ่งลิมิต จะใช้สมการในบทที่ 3 ดังต่อไปนี้

$$Q_{b,max} = \frac{2\pi L_e k_e T_v}{\lambda \rho_v \ln(r_i/r_v)} \left( \frac{2\sigma}{r_n} - P_c \right) \quad (3.40)$$

สำหรับวัสดุซินเทอร์ที่นำมาใช้เป็นฉนวน

จะได้

$$k_e = \frac{k_i [(2k_i + k_w) - 2(1 - \epsilon)(k_i - k_w)]}{[2k_i + k_w + (1 - \epsilon)(k_i - k_w)]}$$

สำหรับซินเทอร์เมทที่เรียงที่ทำจากทองแดง

$$k_w = 401 \text{ W/m-K}$$

น้ำเป็นของไหลใช้งาน

$$k_i = 0.63 \text{ W/m-K (ที่อุณหภูมิ 313 K)}$$

$$k_e = 0.63 \times \left[ \frac{(2 \times 0.63 + 401) - 2(1 - 0.337)(0.63 - 401)}{2 \times 0.63 + 401 + (1 - 0.337)(0.63 - 401)} \right]$$

$$= 4.3 \text{ W/m-K}$$

ค่า  $r_n = 2.54 \times 10^{-7} \text{ m}$

$$P_c = \frac{2\sigma}{r_c} - \Delta P_{\perp} - \rho_l g L_t \sin \psi$$

$$= \left[ \frac{2 \times 5.89 \times 10^{-2}}{(0.41 \times 1.28 \times 10^{-4})} - 0 - (992.1 \times 9.81 \times 0.24 \sin(1.57)) \right]$$

$$= 331.71 \text{ N/m}^2$$

$$\text{จะได้ } Q_{b,\max} = \frac{2\pi \times 0.11 \times 4.3 \times 313 \times [((2 \times 7 \times 10^{-2}) / (2.54 \times 10^{-7})) - 331.71]}{[2.402 \times 10^6 \times 0.05 \times \ln(0.0085/0.005)]}$$

$$= 8034.82 \text{ W}$$

### ค่าขอบเขตทางทฤษฎี

จากตัวอย่างการคำนวณข้างต้น สามารถคำนวณเพื่อหาขอบเขตการทำงานของฮีตไปป์ที่มุมติดตั้งต่างๆ ดังแสดงในตารางต่อไปนี้

ตารางที่ ก.1 แสดงตารางขอบเขตการทำงานของฮีตไปป์ที่มุม 0 องศา

อุณหภูมิฮีตไปป์ (K)	อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด (W)			
	Capillary limit	Entrainment limit	Sonic limit	Boiling limit
293	281.16	716.68	756.35	18,285.42
313	406.36	1,089.39	1,916.05	8,002.16
333	521.27	1,682.73	5,046.44	3,266.69
353	618.64	2,385.00	11,344.90	1,533.80

ตารางที่ ก.2 แสดงตารางขอบเขตการทำงานของฮีตไปป์ที่มุม 30 องศา

อุณหภูมิฮีตไปป์ (K)	อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด (W)			
	Capillary limit	Entrainment limit	Sonic limit	Boiling limit
293	159.13	716.68	756.35	18,322.65
313	223.78	1,089.39	1,916.05	8,019.01
333	276.90	1,682.73	5,046.44	3,273.85
353	313.02	2,385.00	11,344.90	1,537.34

ตารางที่ ก.3 แสดงตารางขอบเขตการทำงานของฮีตปั๊ม 60 องศา

อุณหภูมิฮีตปั๊ม (K)	อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด (W)			
	Capillary limit	Entrainment limit	Sonic limit	Boiling limit
293	72.54	716.68	756.35	18,349.07
313	94.25	1,089.39	1,916.05	8,030.96
333	103.53	1,682.73	5,046.44	3,278.94
353	96.19	2,385.00	11,344.90	1,539.85

ตารางที่ ก.4 แสดงตารางขอบเขตการทำงานของฮีตปั๊ม 90 องศา

อุณหภูมิฮีตปั๊ม (K)	อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด (W)			
	Capillary limit	Entrainment limit	Sonic limit	Boiling limit
293	44.61	716.68	756.35	18,357.59
313	52.46	1,089.39	1,916.05	8,034.82
333	47.60	1,682.73	5,046.44	3,280.58
353	26.23	2,385.00	11,344.90	1,540.66

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



## ภาคผนวก ข

## ตัวอย่างการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนในท่อกลวง

ตัวอย่างการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อทองแดงกลวงขนาด เส้นผ่านศูนย์กลางนอกขนาด 19 มิลลิเมตร ท่อหนา 1 มิลลิเมตร ยาว 24 เซนติเมตรเมตร มีส่วนรับความร้อนยาว 11 เซนติเมตรเมตร และส่วนรับความเย็น 11 เซนติเมตรเมตร โดยใช้ชุดข้อมูลอุณหภูมิส่วนรับความร้อนและส่วนรับความเย็น จาก ฮีตไปป์ที่มุดติดตั้ง 90 องศา มาใช้ในการคำนวณ

จากสมการ  $Q = kAdT/L$

สำหรับท่อทองแดง  $k = 4.01 \text{ W/cm-K}$   
 $A = \pi (1.9^2 - 1.7^2)/4$   
 $= 0.565 \text{ cm.}^2$

ระยะจากจุดกึ่งกลางส่วนรับความร้อนถึงจุดกึ่งกลางส่วนรับความเย็น  $L = 13 \text{ cm}$

จากข้อมูลชุดน้ำร้อน 40 องศาเซลเซียส

อุณหภูมิเฉลี่ยด้านร้อนของฮีตไปป์  $312.91 \text{ K}$

อุณหภูมิเฉลี่ยด้านเย็นของฮีตไปป์  $304.63 \text{ K}$

ค่า  $dT = 8.28 \text{ K}$  มีอุณหภูมิ

จากสมการ  $Q = kAdT/L$   
 $Q = 4.01 \times 0.565 \times 8.28 / 13$   
 $= 1.44 \text{ W}$

จากข้อมูลชุดน้ำร้อน 45 องศาเซลเซียส

อุณหภูมิเฉลี่ยด้านร้อนของฮีตไปป์  $317.52 \text{ K}$

อุณหภูมิเฉลี่ยด้านเย็นของฮีตไปป์  $305.76 \text{ K}$

ค่า  $dT = 11.76 \text{ K}$  มีอุณหภูมิ

จากสมการ  $Q = kAdT/L$

$$Q = 4.01 \times 0.565 \times 11.76 / 13$$

$$= 2.04 \text{ W}$$

จากข้อมูลชุดน้ำร้อน 50 องศาเซลเซียส

อุณหภูมิเฉลี่ยด้านร้อนของฮีตไปป์ 322.06 K

อุณหภูมิเฉลี่ยด้านเย็นของฮีตไปป์ 307.18 K

ค่า  $dT = 14.88 \text{ K}$  มีอุณหภูมิ

จากสมการ  $Q = kAdT/L$

$$Q = 4.01 \times 0.565 \times 14.88 / 13$$

$$= 2.59 \text{ W}$$



สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## ภาคผนวก ค

## คุณสมบัติทางกายภาพของสารที่ใช้เป็นของไหลใช้งาน

Temperature (°C)	Latent Heat (kJ/kg)	Liquid Density (kg/m <sup>3</sup> )	Vapor Density (kg/m <sup>3</sup> )	Liquid Thermal Conduc- tivity (W/m°C)	Liquid Viscosity (cP)	Vapor Viscosity (cP, ×10 <sup>2</sup> )	Vapor Pressure (bars)	Vapor Specific Heat (kJ/kg°C)	Liquid Surface Tension (N/m × 10 <sup>2</sup> )
<i>Freon-11</i>									
-60	211.9	1672	0.04	0.121	1.19	0.86	0.02	0.476	2.95
-40	204.0	1622	0.04	0.115	0.98	0.88	0.05	0.497	2.70
-20	19608	1578	1.04	0.111	0.70	0.95	0.16	0.516	2.40
0	190.0	1533	2.59	0.108	0.55	1.01	0.42	0.532	2.18
20	183.4	1487	5.38	0.100	0.44	1.08	0.93	0.546	1.92
40	175.6	1439	10.07	0.097	0.37	1.14	1.82	0.561	1.66
60	167.5	1389	16.85	0.094	0.32	1.20	3.14	0.576	1.40
80	159.0	1334	30.56	0.089	0.28	1.25	5.85	0.590	1.14
100	146.9	1265	49.04	0.076	0.25	1.31	9.53	0.607	0.90
120	134.4	1192	67.53	0.064	0.23	1.37	13.21	0.623	0.63
140	117.0	1105	110.66	0.055	0.22	1.49	18.92	0.646	0.37
<i>Pentane</i>									
-20	390.0	663.0	0.01	0.149	0.344	0.51	0.10	0.825	2.01
0	37803	644.0	0.75	0.143	0.283	0.53	0.24	0.874	1.79
20	366.9	625.5	2.20	0.138	0.242	0.58	0.76	0.922	1.58
40	355.5	607.0	4.35	0.133	0.200	0.63	1.52	0.971	1.37
60	342.3	585.0	6.51	0.128	0.174	0.69	2.28	1.021	1.17
80	329.1	563.0	10.61	0.127	0.147	0.74	3.89	1.050	0.97
100	295.7	537.6	16.54	0.124	0.128	0.81	7.19	1.088	0.83
120	269.7	509.4	25.20	0.122	0.120	0.90	13.81	1.164	0.68
<i>Acetone</i>									
-40	660.0	860.0	0.03	0.200	0.800	0.68	0.01	2.00	3.10
-20	615.6	843.0	0.10	0.189	0.500	0.73	0.03	2.06	2.76
0	564.0	812.0	0.26	0.183	0.395	0.78	0.10	2.11	2.62
20	552.0	790.0	0.64	0.181	0.323	0.82	0.27	2.16	2.37
40	536.0	768.0	1.05	0.175	0.269	0.86	0.60	2.22	2.12
60	517.0	747.0	2.37	0.168	0.226	0.90	1.15	2.28	1.86
80	495.0	719.0	4.30	0.160	0.192	0.95	2.15	2.34	1.62
100	472.0	689.6	6.94	0.148	0.170	0.98	4.43	2.39	1.34
120	426.1	660.3	11.02	0.135	0.148	0.09	6.70	2.45	1.07
140	394.4	631.8	18.61	0.126	0.132	1.03	10.49	2.50	0.81
<i>Freon-113</i>									
-50	173.0	172.0	0.15	0.120	2.300	0.85	0.01	0.600	2.86
-30	167.8	168.3	0.32	0.119	1.604	0.90	0.03	0.613	2.60
-20	165.4	166.4	0.46	0.118	1.323	0.92	0.05	0.619	2.47
-10	163.2	164.3	0.77	0.118	1.108	0.94	0.09	0.626	2.34
0	160.6	162.1	1.26	0.117	0.942	0.97	0.12	0.632	2.21
10	158.0	159.9	1.95	0.108	0.812	0.99	0.19	0.644	2.08
20	155.2	157.6	3.00	0.098	0.707	1.02	0.37	0.656	1.96
30	152.3	155.3	4.34	0.097	0.622	1.04	0.55	0.664	1.84
40	149.2	152.9	6.02	0.095	0.553	1.07	0.79	0.669	1.73
50	145.9	150.3	8.79	0.094	0.502	1.09	1.11	0.674	1.62
70	139.4	145.2	14.34	0.091	0.401	1.13	2.04	0.691	1.40

Temperature (°C)	Latent Heat (kJ/kg)	Liquid Density (kg/m <sup>3</sup> )	Vapor Density (kg/m <sup>3</sup> )	Liquid Thermal Conductivity (W/m°C)	Liquid Viscosity (cP)	Vapor Viscosity (cP, ×10 <sup>2</sup> )	Vapor Pressure (bars)	Vapor Specific Heat (kJ/kg°C)	Liquid Surface Tension (N/m × 10 <sup>2</sup> )
<i>Heptane</i>									
-20	384.0	715.5	0.01	0.143	0.69	0.57	0.01	0.83	2.42
0	372.6	699.0	0.17	0.141	0.53	0.60	0.02	0.87	2.21
20	362.2	683.0	0.49	0.140	0.43	0.63	0.08	0.92	2.01
40	351.8	667.0	0.97	0.139	0.34	0.66	0.20	0.97	1.81
60	341.5	649.0	1.45	0.137	0.29	0.70	0.32	1.02	0.62
80	331.2	631.0	2.31	0.135	0.24	0.74	0.62	1.05	1.43
100	319.6	612.0	3.71	0.133	0.21	0.77	1.10	1.09	1.28
120	305.0	592.0	6.08	0.132	0.18	0.82	1.85	1.16	1.10
<i>Ethanol</i>									
-30	939.4	825.0	0.02	0.177	3.40	0.75	0.01	1.25	2.76
-10	928.7	813.0	0.03	0.173	2.20	0.80	0.02	1.31	2.66
10	904.8	798.0	0.05	0.170	1.50	0.85	0.03	1.37	2.57
30	888.6	781.0	0.38	0.168	1.02	0.91	0.10	1.44	2.44
50	872.3	762.2	0.72	0.166	0.72	0.97	0.29	1.51	2.31
70	858.3	743.1	1.32	0.165	0.51	1.02	0.76	1.58	2.17
90	832.1	725.3	2.59	0.163	0.37	1.07	1.43	1.65	2.04
110	786.6	704.1	5.17	0.160	0.28	1.13	2.66	1.72	1.89
130	734.4	678.7	9.25	0.159	0.21	1.18	4.30	1.78	1.75
<i>Methanol</i>									
-50	1194	843.5	0.01	0.210	1.700	0.72	0.01	1.20	3.26
-30	1187	833.5	0.01	0.208	1.300	0.78	0.02	1.27	2.95
-10	1182	818.7	0.04	0.206	0.945	0.85	0.04	1.34	2.63
10	1175	800.5	0.12	0.204	0.701	0.91	0.10	1.40	2.36
30	1155	782.0	0.31	0.203	0.521	0.98	0.25	1.47	2.18
50	1125	764.1	0.77	0.202	0.399	1.04	0.55	1.54	2.01
70	1085	746.2	1.47	0.201	0.314	1.11	1.31	1.61	1.85
90	1035	724.4	3.01	0.199	0.259	1.19	2.69	1.79	1.66
110	980	703.6	5.64	0.197	0.211	1.26	4.98	1.92	1.46
130	920	685.2	9.81	0.195	0.166	1.31	7.86	1.92	1.25
150	850	653.2	15.90	0.193	0.138	1.38	8.94	1.92	1.04
<i>Flutec PP2</i>									
-30	106.2	1942	0.13	0.637	5.200	0.98	0.01	0.72	1.90
-10	103.1	1886	0.44	0.626	3.500	1.03	0.02	0.81	1.71
10	99.8	1829	1.39	0.613	2.140	1.07	0.09	0.92	1.52
30	96.3	1773	2.96	0.601	1.435	1.12	0.22	1.01	1.32
50	91.8	1716	6.43	0.588	1.005	1.17	0.39	1.07	1.13
70	87.0	1660	11.79	0.575	0.720	1.22	0.62	1.11	0.93
90	82.1	1599	21.99	0.563	0.543	1.26	1.43	1.17	0.73
110	76.5	1558	34.92	0.550	0.429	1.31	2.82	1.25	0.52
130	70.3	1515	57.21	0.537	0.314	1.36	4.83	1.33	0.32
160	59.1	1440	103.63	0.518	0.167	1.43	8.76	1.45	0.01

Temperature (°C)	Latent Heat (kJ/kg)	Liquid Density (kg/m <sup>3</sup> )	Vapor Density (kg/m <sup>3</sup> )	Liquid Thermal Conductivity (W/m°C)	Liquid Viscosity (cP)	Vapor Viscosity (cP, ×10 <sup>2</sup> )	Vapor Pressure (bars)	Vapor Specific Heat (kJ/kg°C)	Liquid Surface Tension (N/m × 10 <sup>2</sup> )
<i>Flutec PP9</i>									
-30	103.0	205.3	0.01	0.060	5.77	0.82	0.00	0.80	2.36
0	98.4	202.2	0.01	0.059	3.31	0.90	0.00	0.87	2.08
30	94.5	196.0	0.12	0.057	1.48	1.06	0.01	0.94	1.80
60	90.2	185.1	0.61	0.056	0.94	1.18	0.03	1.02	1.52
90	86.1	182.2	1.93	0.054	0.65	1.21	0.12	1.09	1.24
120	83.0	175.3	4.52	0.053	0.49	1.23	0.28	1.15	0.95
150	77.4	166.5	11.81	0.052	0.38	1.26	0.61	1.23	0.67
180	70.8	166.4	25.13	0.051	0.30	1.33	1.58	1.30	0.40
225	59.4	1455	63.27	0.049	0.21	1.44	4.21	1.41	0.01
<i>Water</i>									
20	2448	998.0	0.02	0.603	1.00	0.96	0.02	1.81	7.28
40	2402	992.1	0.05	0.630	0.65	1.04	0.07	1.89	7.00
60	2359	983.3	0.13	0.649	0.47	1.12	0.20	1.91	6.66
80	2309	972.0	0.29	0.668	0.36	1.19	0.47	1.95	6.26
100	2258	958.0	0.60	0.680	0.28	1.27	1.01	2.01	5.89
120	2200	945.0	1.12	0.682	0.23	1.34	2.02	2.09	5.50
140	2139	928.0	1.99	0.683	0.20	1.41	3.90	2.21	5.06
160	2074	909.0	3.27	0.679	0.17	1.49	6.44	2.38	4.66
180	2003	888.0	5.16	0.669	0.15	1.57	10.04	2.62	4.29
200	1967	865.0	7.87	0.659	0.14	1.65	16.19	2.91	3.89
<i>Thermex (Diphenyl-Diphenyloxide Eutectic)</i>									
100	354.0	992.0	0.03	0.131	0.97	0.67	0.01	1.34	3.50
150	338.0	951.0	0.22	0.125	0.57	0.78	0.05	1.51	3.00
200	321.0	905.0	0.94	0.119	0.39	0.89	0.25	1.67	2.50
250	301.0	858.0	3.60	0.113	0.27	1.00	0.88	1.81	2.00
300	278.0	809.0	8.74	0.106	0.20	1.12	2.43	1.95	1.50
350	251.0	755.0	19.37	0.099	0.15	1.23	5.55	2.03	1.00
400	219.0	691.0	41.89	0.093	0.12	1.34	10.90	2.11	0.50
450	185.0	625.0	81.00	0.086	0.10	1.45	19.00	2.19	0.03
<i>Mercury</i>									
150	308.8	13230	0.01	9.99	1.09	0.39	0.01	1.04	4.45
250	303.8	12995	0.60	11.23	0.96	0.48	0.18	1.04	4.15
300	301.8	12880	1.73	11.73	0.93	0.53	0.44	1.04	4.00
350	298.9	12763	4.45	12.18	0.89	0.61	1.16	1.04	3.82
400	296.3	12656	8.75	12.58	0.86	0.66	2.42	1.04	3.74
450	293.8	12508	16.80	12.96	0.83	0.70	4.92	1.04	3.61
500	291.3	12308	28.60	13.31	0.80	0.75	8.86	1.04	3.41
550	288.8	12154	44.92	13.62	0.79	0.81	15.03	1.04	3.25
600	286.3	12054	65.75	13.87	0.78	0.87	23.77	1.04	3.15
650	283.5	11962	94.39	14.15	0.78	0.95	34.95	1.04	3.03
750	277.0	11800	170.00	14.80	0.77	1.10	63.00	1.04	2.75



Temperature (°C)	Latent Heat (kJ/kg)	Liquid Density (kg/m <sup>3</sup> )	Vapor Density (kg/m <sup>3</sup> )	Liquid Thermal Conductivity (W/m°C)	Liquid Viscosity (cP)	Vapor Viscosity (cP, ×10 <sup>2</sup> )	Vapor Pressure (bars)	Vapor Specific Heat (kJ/kg°C)	Liquid Surface Tension (N/m × 10 <sup>2</sup> )
<i>Lithium</i>									
1030	20500	450	0.005	67	0.24	1.67	0.07	0.532	2.90
1130	20100	400	0.013	69	0.24	1.74	0.17	0.532	2.85
1230	20000	430	0.028	70	0.23	1.83	0.45	0.532	2.75
1330	19700	420	0.057	69	0.23	1.91	0.96	0.532	2.60
1430	19200	410	0.108	68	0.23	2.00	1.85	0.532	2.40
1530	18900	405	0.193	65	0.23	2.10	3.30	0.532	2.25
1630	18500	400	0.340	62	0.23	2.17	5.30	0.532	2.10
1730	18200	398	0.490	59	0.23	2.26	8.90	0.532	2.05
<i>Cesium</i>									
375	530.4	1740	0.01	20.76	0.25	2.20	0.02	1.56	5.81
425	520.4	1730	0.01	20.51	0.23	2.30	0.04	1.56	5.61
475	515.2	1720	0.02	20.02	0.22	2.40	0.09	1.56	5.36
525	510.2	1710	0.03	19.52	0.20	2.50	0.16	1.56	5.11
575	502.8	1700	0.07	18.83	0.19	2.55	0.36	1.56	4.81
625	495.3	1690	0.10	18.13	0.18	2.60	0.57	1.56	4.51
675	490.2	1680	0.18	17.48	0.17	2.67	1.04	1.56	4.21
725	485.2	1670	0.26	16.83	0.17	2.75	1.52	1.56	3.91
775	477.8	1655	0.40	16.18	0.16	2.28	2.46	1.56	3.66
825	470.3	1640	0.55	15.53	0.16	2.90	3.41	1.56	3.41
<i>Sodium</i>									
500	5370	828.1	0.003	70.08	0.24	0.18	0.01	9.04	1.51
600	4243	805.4	0.013	64.62	0.21	0.19	0.04	9.04	1.42
700	4090	763.5	0.050	60.81	0.19	0.20	0.15	9.04	1.33
800	3977	757.3	0.134	57.81	0.18	0.22	0.47	9.04	1.23
900	3913	745.4	0.306	53.35	0.17	0.23	1.25	9.04	1.13
1000	3827	725.4	0.667	49.08	0.16	0.24	2.81	9.04	1.04
1100	3690	690.8	1.306	45.08	0.16	0.25	5.49	9.04	0.95
1200	3577	669.0	2.303	41.08	0.15	0.26	9.59	9.04	0.86
1300	3477	654.0	3.622	37.08	0.15	0.27	15.91	9.04	0.77
<i>Potassium</i>									
350	2093	763.1	0.002	51.08	0.21	0.15	0.01	5.32	9.50
400	2078	748.1	0.006	49.08	0.19	0.16	0.01	5.32	9.04
450	2060	735.4	0.015	47.08	0.18	0.16	0.02	5.32	8.69
500	2040	725.4	0.031	45.08	0.17	0.17	0.05	5.32	8.44
550	2020	715.4	0.062	43.31	0.15	0.17	0.10	5.32	8.16
600	2000	705.4	0.111	41.81	0.14	0.18	0.19	5.32	7.86
650	1980	695.4	0.193	40.08	0.13	0.19	0.35	5.32	7.51
700	1960	685.4	0.314	38.08	0.12	0.19	0.61	5.32	7.12
750	1938	675.4	0.486	36.31	0.12	0.20	0.99	5.32	6.72
800	1913	665.4	0.716	34.81	0.11	0.20	1.55	5.32	6.32
850	1883	653.1	1.054	33.31	0.10	0.21	2.34	5.32	5.92



$T$ (°C)	$p$ (bars)	$L$ (kJ/kg)	$\sigma$ ( $10^{-3}$ N/m)	$\rho_v$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\rho_l$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\eta_v$ ( $10^{-5}$ N·s/m <sup>2</sup> )	$\eta_l$ ( $10^{-5}$ N·s/m <sup>2</sup> )	$\lambda_i$ (W/m·K)
<i>Diphenylmixture (Dowtherm) (<math>T_b = 258^\circ\text{C}</math>, <math>T_m = 12^\circ\text{C}</math>)</i>								
100	0.006	345	31.6	0.035	995	0.68	101.0	0.126
150	0.051	329	26.5	0.24	953	0.77	60.3	0.119
200	0.245	314	21.8	0.99	912	0.87	40.7	0.110
250	0.843	291	17.3	3.20	871	0.97	29.7	0.104
300	2.330	264	12.9	8.70	825	1.07	22.7	0.096
350	5.200	235	8.9	20.0	772	1.17	18.2	0.090
400	10.43	207	5.0	42.0	709	1.26	14.9	0.083

$T$ (K)	$p$ (bars)	$L$ (kJ/kg)	$\sigma$ ( $10^{-2}$ N/m)	$\rho_v$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\rho_l$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\eta_v$ ( $10^{-3}$ N·s/m <sup>2</sup> )	$\eta_l$ ( $10^{-3}$ N·s/m <sup>2</sup> )	$\lambda_i$ (W/m·K)
<i>Rubidium (<math>T_b = 685^\circ\text{C}</math>, <math>T_m = 39.66^\circ\text{C}</math>)</i>								
500	0.00015	898	81.6	0.32	1385.7	1.5	3.220	29.69
600	0.0033	877	75.7	5.94	1339.7	1.72	2.580	27.72
700	0.0294	859	69.8	45.5	1293.7	1.932	2.170	25.86
800	0.1513	837	63.9	208.4	1247.8	2.167	1.894	24.01
900	0.5378	816	58.0	671.1	1201.8	2.396	1.687	22.15
1000	1.4700	793	51.3	1684.0	1155.8	1.618	1.528	20.30
1100	3.3200	771	44.5	3500.0	1109.8	2.833	1.401	18.44
1200	6.4300	749	37.7	6289.3	1063.8	3.053	1.298	16.50
1300	10.6300	727	30.9	9861.9	1017.8	3.260	1.213	14.70
1400	17.1600	706	26.0	14927.0	971.9	3.457	1.140	13.00
1500	25.1400	683	19.0	20487.0	925.9	3.662	1.078	11.00

$T$ (°C)	$p$ (bars)	$L$ (kJ/kg)	$\sigma$ ( $10^{-3}$ N/m)	$\rho_v$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\rho_l$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\eta_v$ ( $10^{-5}$ N·s/m <sup>2</sup> )	$\eta_l$ ( $10^{-5}$ N·s/m <sup>2</sup> )	$\lambda_i$ (W/m·K)
<i>Freon-21 (<math>T_b = 8.90^\circ\text{C}</math>, <math>T_m = -135^\circ\text{C}</math>)</i>								
-60	0.0253	269	29.81	0.147	1.554	89	0.849	0.132
-40	0.0954	262	26.99	0.510	1.510	95	0.597	0.123
-20	0.2847	253	24.17	1.410	1.470	100	0.444	0.116
0	0.7085	243	21.35	3.310	1.420	106	0.345	0.109
20	1.5300	233	18.35	6.810	1.380	112	0.272	0.102
40	2.955	220	15.71	12.690	1.330	118	0.229	0.095
60	5.216	206	12.89	21.930	1.280	124	0.200	0.087
80	8.567	191	10.07	35.710	1.220	130	0.195	0.080
100	13.283	174	7.25	55.860	1.160	136	0.080	0.072
120	19.666	155	4.43	85.470	1.080	142	0.170	0.060
<i>Freon-22</i>								
-100	0.0199	269.29	28.1	0.1196	1.557	80.0	6.00	0.1487
-80	0.1034	257.43	24.8	0.561	1.514	87.5	5.00	0.1385
-60	0.3752	245.42	21.5	1.865	1.465	95.0	4.14	0.1283
-40	1.0540	232.92	18.5	4.885	1.412	101.7	3.49	0.1181
-20	2.4560	219.40	15.0	10.821	1.351	110.4	3.02	0.1079
0	4.9830	204.28	11.7	21.285	1.285	118.7	2.67	0.0977
20	9.0970	186.89	8.7	38.550	1.214	126.8	2.40	0.0875
40	15.3150	166.22	5.8	66.225	1.132	134.5	2.19	0.0772
60	24.2360	149.94	3.3	111.65	1.030	142.1	2.00	0.646

$T$ (°C)	$p$ (bars)	$L$ (kJ/kg)	$\sigma$ ( $10^{-3}$ N/m)	$\rho_v$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\rho_l$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\eta_v$ ( $10^{-5}$ N·s/m <sup>2</sup> )	$\eta_l$ ( $10^{-5}$ N·s/m <sup>2</sup> )	$\lambda$ (W/m·K)
<i>Ethane</i>								
-120	0.096	530	21.23	0.230	582	49.0	2580	0.149
-100	0.600	506	17.93	0.921	562	55.0	1800	0.137
-80	1.700	480	14.60	2.600	540	61.0	1360	0.125
-60	3.700	450	11.30	6.200	516	67.0	1100	0.113
-40	7.200	414	8.00	12.700	488	73.0	900	0.100
-20	14.000	368	4.60	25.500	454	79.0	760	0.088
0	25.000	304	1.20	46.000	414	85.5	660	0.077
20	38.000	200	0.08	85.000	360	91.0	600	0.066
<i>Silver</i>								
1500	0.01008	298	827.5	0.0076	8.782	61.69	2.88	
1600	0.02420	298	810.1	0.01698	8.683	64.69	2.47	
1700	0.05300	298	792.1	0.03548	8.585	67.69	2.08	
1800	0.10800	298	775.3	0.06823	8.485	70.69	1.75	
1900	0.20600	298	757.9	0.12300	8.385	73.69	1.44	
2000	0.38300	298	740.5	0.21880	8.289	76.69	1.17	
2100	0.63500	298	723.1	0.35480	8.190	79.69	0.90	
2200	0.86000	298	705.7	0.57540	8.092	82.69	0.67	
2300	1.36000	298	638.0	0.87100	8.000	85.69	0.44	
2400	2.53000	298	680.0	1.23000	7.894	88.69	0.24	
2500	3.84000	298	665.0	1.82000	7.796	91.69	0.05	
<i>Lead</i>								
1400	0.0986	920	347.28	0.147	9.27	7.46	0.9122	
1500	0.2108	920	335.88	0.296	9.14	7.90	0.8847	
1600	0.4200	920	324.48	0.559	9.01	8.34	0.8586	
1700	0.8010	920	313.08	1.011	8.89	8.78	0.8352	
1800	1.3620	920	301.68	1.635	8.76	9.21	0.8143	
1900	2.3100	920	290.28	2.648	8.63	9.66	0.7958	
2000	3.7410	920	278.88	4.106	8.51	10.10	0.7794	
2100	5.5500	920	260.00	5.817	8.37	10.54	0.7590	
2200	7.2000	920	248.00	8.256	8.25	10.98	0.7410	
2300	11.8500	920	237.00	11.480	8.12	11.42	0.7230	
2400	16.7500	920	225.00	15.600	7.99	11.86	0.7050	
2500	22.6000	920	214.00	20.280	7.86	12.30	0.6870	

$T$ (K)	$p$ (bars)	$L$ (kJ/kg)	$\sigma$ ( $10^{-3}$ N/m)	$\rho_v$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\rho_l$ ( $10^3$ kg/m <sup>3</sup> )	$\eta_v$ ( $10^{-5}$ N·s/m <sup>2</sup> )	$\eta_l$ ( $10^{-4}$ N·s/m <sup>2</sup> )
<i>Calcium</i>							
1000	0.00032	3885	372	$1.549 \times 10^{-4}$	1.392	1.35	16.75
1100	0.00174	3885	362	$7.674 \times 10^{-4}$	1.370	1.46	13.32
1200	0.00714	3885	352	$2.891 \times 10^{-3}$	1.348	1.57	11.02
1300	0.02360	3885	342	$8.8 \times 10^{-3}$	1.321	1.68	9.40
1400	0.06580	3885	332	$9.2 \times 10^{-2}$	1.293	1.79	8.10
1500	0.15980	3885	322	$5.8 \times 10^{-2}$	1.265	1.90	7.20
1600	0.34780	3885	312	$1.1 \times 10^{-1}$	1.248	2.01	6.50
1700	0.69050	3885	302	$2.1 \times 10^{-1}$	1.220	2.12	6.00
1800	1.27000	3885	292	$3.7 \times 10^{-1}$	1.196	2.23	5.60
1900	2.19100	3885	282	$5.8 \times 10^{-1}$	1.179	2.34	5.08
2000	3.58000	3885	272	$8.2 \times 10^{-1}$	1.165	2.45	4.67

ภาคผนวก ง

คุณสมบัติทางกายภาพของโลหะ

330

Composition	Melting Point (K)	Properties at 300 K				Properties at Various Temperatures k(W/m·K), ρ(kg/m <sup>3</sup> ), c <sub>p</sub> (J/kg·K)															
		ρ	c <sub>p</sub>	k	α, ×10 <sup>6</sup>	Temperature (K)															
						100 K	200 K	400 K	600 K	800 K	1000 K	1200 K	1500 K	200 K	250 K						
Aluminum	933	2702	903	237	97.1	302	237	240	231	218											
Pure																					
Alloy 2024-T6 (4.5% Cu, 1.5% Mg, 0.6% Mn)	755	2770	875	177	73.0	65	163	186	186												
						473	787	925	1042												
Alloy 195, cast (4.5% Cu)		2790	883	168	68.2			174	185												
Beryllium	1550	1850	1825	200	89.2	990	301	161	126	106	90.8	78.7									
						203	1114	2191	2604	2823	3018	3227	3519								
Cadmium	594	8550	231	96.8	48.4	203	99.3	94.7													
						196	222	242													
Chromium	2118	7160	449	93.7	29.1	159	111	90.9	80.7	71.3	65.4	61.9	57.2	49.4							
						192	384	484	542	581	616	682	779	937							
Copper																					
Pure	1358	8933	388	401	117	402	413	393	379	366	352	339									
						252	356	397	417	433	451	480									
Commercial bronze (90% Cu, 10% Al)	1293	8800	420	52	14			42	52	59											
								785	460	545											
Phosphor bronze (88% Cu, 11% Sn)	1104	8780	355	54	17	41	65	74													
Cartridge brass (70% Cu, 30% Zn)	1188	8530	380	110	33.9	75	95	137	149												
								360	395	425											
Constantan (55% Cu, 45% Ni)	1429	8920	384	23	6.71	17	19														
						237	362														
Germanium	1211	5360	322	59.9	34.7	232	96.8	43.2	27.3	19.8	17.4	17.4									
						190	290	337	348	357	375	395									
Gold	1336	19300	129	317	127	327	323	311	298	284	270	255									
						109	124	131	133	140	145	155									
Iron																					
Pure	1810	7870	447	80.2	23.1	134	94.0	69.5	54.7	43.3	32.8	28.3	22.1								
						216	384	490	574	660	975	609	654								
Armco (99.75% pure)		7870	447	72.7	20.7	95.6	80.6	65.7	53.1	42.2	32.3	28.7	21.4								
						215	384	490	574	660	975	609	654								
Carbon Steels																					
Plain carbon (Mn ≤ 1%, Si ≤ 0.1%)		7832	434	60.5	17.7			56.7	48.0	39.2	30.0										
								487	559	685	1169										
ASTM 1020		7832	434	63.9	18.8			58.7	48.8	39.2	31.3										
								487	559	685	1168										
Carbon-silicon (Mn ≤ 1%, 0.1% < Si ≤ 0.6%)		7817	446	51.9	14.9			49.8	44.0	37.4	29.3										
								501	582	699	971										
Carbon-manganese-silicon (1% < Mn ≤ 1.65%, 0.1% < Si ≤ 0.6%)		8131	434	41.0	11.6			42.2	39.7	35.0	27.6										
								487	559	685	1090										
Chromium (low) steels																					
½Cr-½Mo-Si (0.18% C, 0.65% Cr, 0.23% Mo, 0.6% Si)		7822	444	37.7	10.9			38.2	36.7	33.3	26.9										
								492	575	688	969										
1Cr-½Mo (0.16% C, 1% Cr, 0.54% Mo, 0.6% Si)		7858	442	42.3	12.2			42.0	39.1	34.5	27.4										
								492	575	688	969										
1Cr-V (0.2% C, 1.02% Cr, 0.15% V)		7836	443	48.9	14.1			66.8	42.1	36.3	28.2										
								492	575	688	969										
Stainless steels																					
AISI 302		8055	480	15.1	3.91			17.3	20.0	22.8	25.4										
								512	589	585	606										
AISI 304	1670	7900	477	14.9	3.95	9.2	12.6	14.6	19.8	22.6	23.4	28.0	31.7								
						272	402	515	557	582	611	640	682								
AISI 316		8228	468	13.4	3.48			15.2	18.3	21.3	24.2										
								504	550	576	602										
AISI 347		7978	480	14.2	3.71			15.8	18.9	21.9	24.7										
								513	589	585	606										
Lead	601	11340	129	35.3	24.1	39.7	36.7	34.0	31.4												
						118	125	132	142												
Molybdenum	2894	10240	251	138	53.7	179	143	134	126	118	112	105	98	90	86						
						141	224	261	275	285	295	308	330	380	459						
Nickel																					
Pure	1728	8900	444	90.7	23.0	164	107	80.2	65.6	67.6	71.8	76.2	82.6								
						232	383	495	592	530	562	594	616								
Niobrome (80% Ni, 20% Co)	1672	8400	420	12	3.4			14	16	21											
								480	525	545											
Inconel X-750 (73% Ni, 15% Cr, 6.7% Fe)	1665	8510	439	11.7	3.1	8.7	10.3	13.5	17.0	20.5	24.0	27.6	33.0								
								372	473	510	546	626									
Niobium	2741	8570	265	53.7	23.6	55.2	52.6	55.2	58.2	61.3	64.4	67.5	72.1	79.1							
						188	249	274	283	292	301	310	324	347							

Composition	Properties at 300 K					Properties at Various Temperatures (k(W/m·K), c <sub>p</sub> (J/kg·K))											
	Melting Point (K)	ρ (kg/m <sup>3</sup> )	c <sub>p</sub> (J/kg·K)	k (W/m·K)	α × 10 <sup>6</sup> (m <sup>2</sup> /s)												
						100 K	200 K	400 K	600 K	800 K	1000 K	1200 K	1500 K	200 K	2500 K		
Alloy 60Pt-40Rh (60% Pt, 40% Rh)	1800	16630	162	47	17.4			52	59	65	69	73	76				
Silicon	1685	2330	712	148	89.2	884	264	98.9	61.9	42.2	31.2	25.7	22.7				
Silver	1235	10500	235	429	174	444	430	425	412	396	379	361	992				
Tin	505	7310	227	66.6	40.1	85.2	73.3	62.2									
Titanium	1953	4500	522	21.9	9.32	30.5	24.5	20.4	19.4	19.7	20.7	22.0	24.5				
Tungsten	3660	19300	132	174	68.3	208	186	159	137	125	118	113	107	100	95		
						87	122	137	142	145	148	152	157	167	176		

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์

นายมานิจ มานะศิลป์ เกิดที่ อำเภอเมือง จังหวัดขอนแก่น เมื่อวันที่ 25 เมษายน 2518 สำเร็จการศึกษาระดับปริญญาบัณฑิต วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี จังหวัดกรุงเทพมหานคร ในปีการศึกษา 2537 ได้เข้าทำงานในหน่วยงานซ่อมบำรุงเครื่องจักรของบริษัท อุตสาหกรรมปิโตรเคมีกัลป์ไทย จำกัด (มหาชน) จังหวัดระยอง ในปี 2538 ถึงปี 2546 และเข้าศึกษาต่อในหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย จังหวัด กรุงเทพมหานคร ในปีการศึกษา 2546



สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย