



รายงานผลการ ประดิษฐ์
หุ่นขุดถนนโครงการตั้งประดิษฐ์

เรื่อง

ฮีทไปป์แบบไหลวงจรปิด

สถาบันวิจัยและพัฒนา

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

โดย

วิวัฒน์ ศันสະทาภิขกุล

บท
ที่ 15
003945



จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

โครงการสิ่งประดิษฐ์

รายงาน

ฮีทไปป์แบบไหลวงจรปิด

โดย

วิวัฒน์ ตันทะพานิชกุล

ภาควิชาวิศวกรรมเคมี

คณะวิศวกรรมศาสตร์

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

กันยายน 2529



กิตติกรรมประกาศ

โครงการสิ่งประดิษฐ์นี้ ได้รับเงินทุนสนับสนุนจากเงินทุนสิ่งประดิษฐ์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ประจำปี 2528 โครงการนี้สำเร็จลุล่วงได้ โดยความร่วมมืออย่างเข้มแข็งจาก นายวันชัย โกมลภมร , นายพิชัย ตั้งสถานพรพาณิชย์ และ นายวิโรจน์ มินะพันธ์

ผู้วิจัยขอแสดงความขอบพระคุณไว้ ณ ที่นี้ด้วย

นายวิวัฒน์ ตันทะพานิชกุล

กันยายน 2529

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ชื่อโครงการ
ชื่อผู้ดำเนินงาน
เดือนและปีที่ทำวิจัยเสร็จ

ฮีทไปป์แบบไหลวงจรปิด
รศ. ดร. วิวัฒน์ ตัดทะพานิชกุล
กันยายน 2529

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการออกแบบและสร้างฮีทไปป์ไร้วิกค์แนวใหม่ที่มีการไหลของไอและของเหลวควบแน่นเป็นวงจรในทิศทางเดียว ทั้งนี้เพื่อต้องการลดผลของการที่ของเหลวหลุดลอยตามไอและการแห้งเหือด ซึ่งจะเกิดขึ้นกับฮีทไปป์แบบทั่วไป ในกรณีที่ฟลักซ์ความร้อนมีค่าสูง ผลการทดสอบที่ฟลักซ์ความร้อนต่ำพบว่าฮีทไปป์แบบไหลวงจรปิดนี้ สามารถส่งผ่านความร้อนในแนวแกนจากช่วงการระเหยไปยังช่วงควบแน่นได้ดีกว่าฮีทไปป์แบบทั่วไป ซึ่งผนังท่อทำจากวัสดุชนิดเดียวกันประมาณ 100% โดยเฉพาะอย่างยิ่งการทดสอบฮีทไปป์แบบไหลวงจรปิดที่ผนังท่อทำด้วยทองแดง ที่ฟลักซ์ความร้อนสูง พบว่าสามารถส่งผ่านความร้อนในแนวแกนได้มากกว่า 464 วัตต์ เมื่อคิดเป็นค่าสภาพนำความร้อนเชิงประสิทธิผลแล้ว จะสูงกว่าค่าสภาพนำความร้อนของทองแดงประมาณ 157 เท่า นอกจากนี้ยังได้ศึกษาถึงอิทธิพลของตัวแปรต่างๆ ได้แก่ ปริมาตรของของไหลใช้งาน, มุมวางและอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่มีต่อสมรรถนะการทำงานของฮีทไปป์ที่สร้างขึ้นทั้งในแง่เวลาตอบสนองและอัตราการถ่ายเทความร้อนที่สภาวะคงที่

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



Project Title Closed-Loop Heat Pipe
Name of the Investigator Assoc. Prof. Dr. Wiwut
Tanthapanichakoon
Year September, 1986

Abstract

The present project involves the design and construction of a new type of heat pipe in which the vapor and the condensate circulates in the same direction. The objective is to reduce the entrainment and burn-out effect which may occur in the conventional heat pipe at high heat flux. The test results show that at low heat flux the constructed closed loop heat pipe can transfer heat from the evaporator section to the condenser section approximately 100% better than the conventional heat pipe of the same material. In particular, the copper closed loop heat pipe at high heat flux test shows that it can transport axial heat at a rate above 464 watts, which in terms of equivalent thermal conductivity is 157 times better than that of copper. In additions, the effects of such variables as the volume of working fluid, the angle of inclination and the flow rate of cooling water on the performance of the constructed heat pipes have also been investigated both in terms of the response time and the steady-state heat transfer rate.

สารบัญ



กิตติกรรมประกาศ
บทคัดย่อภาษาไทย
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ
สารบัญตาราง
สารบัญภาพ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

บทที่	1	บทนำ	
	1.1	ความสำคัญและที่มาของการวิจัย	1
	1.2	แนวคิดในการเพิ่มสมรรถนะของอีทไปป์	3
	1.3	วัตถุประสงค์ของโครงการ	5
	1.4	ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	5
	1.5	ขอบเขตของการวิจัย	5
	1.6	ขั้นตอนและวิธีดำเนินการวิจัย	6
	1.7	เอกสารและผลงานวิจัยในอดีต	7
บทที่	2	ทฤษฎีเกี่ยวกับอีทไปป์	
	2.1	การถ่ายเทความร้อนในช่วงการระเหย	16
	2.2	การเดือดแบบนิวคลีเอทและการเกิดฟอง	16
	2.3	สหสัมพันธ์ของข้อมูลการเดือดแบบนิวคลีเอท	20
	2.4	การเดือดแบบนิวคลีเอทในน้ำและของไหลอินทรีย์	20
	2.5	ผลลดความดันที่ผิวสัมผัสระหว่างของเหลวกับไอ	22
	2.6	การถ่ายเทความร้อนในช่วงการควบแน่น	24
	2.7	ขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อน	25

บทที่ 3 การประดิษฐ์

3.1	การเลือกส่วนประกอบต่างๆ ของอิทไปป์ไรรีวิกค์	28
3.1.1	การเลือกของไหลใช้งาน	29
3.1.2	การเลือกวัสดุท่อ	31
3.1.3	ขั้นตอนการเลือกส่วนประกอบทั้ง 2 ส่วน	34
3.2	การกำหนดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่ออิทไปป์	35
3.3	การเลือกและคำนวณออกแบบท่ออิทไปป์	36
3.4	การสร้างอิทไปป์ไรรีวิกค์	42
3.4.1	ส่วนประกอบของอิทไปป์ไรรีวิกค์	42
3.4.2	การทำความสะอาดส่วนประกอบต่างๆ	45
3.4.3	ขั้นตอนการประกอบอิทไปป์	47
3.4.4	การเติมของไหลใช้งานและการทำสุญญากาศ	48
3.5	เครื่องมือที่ใช้สร้างและทดสอบ Transient response ของ CLHP	55
3.5.1	ลักษณะของออยबाटที่ใช้สร้าง CLHP	56
3.5.2	อุปกรณ์ปรับมุมเอียง	59
3.6	โครงสร้างและรายละเอียดของอิทไปป์แบบไหลวงจรปิดที่ทดลองสร้างขึ้น	60
3.6.1	อิทไปป์แบบไหลวงจรปิดต้นแบบที่หนึ่ง	60
3.6.2	อิทไปป์แบบไหลวงจรปิดต้นแบบที่สอง	62
3.6.3	อิทไปป์แบบไหลวงจรปิดต้นแบบที่สาม	64
3.7	เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ช่วงการควบแน่น	65
3.8	เตาไฟฟ้าให้ความร้อนกับช่วงการระเหย	67
3.9	ขั้นตอนการประดิษฐ์	68

บทที่	4	การทดลองและวิเคราะห์ผล	
	4.1	การทดสอบ Transient response	70
	4.1.1	วิธีการทดสอบหาปริมาณของไหลใช้งานที่เหมาะสม	70
	4.1.2	วิธีการทดสอบหาอิทธิพลของมุมเอียงของช่วงการ ระเหย	71
	4.1.3	ข้อมูลและการวิเคราะห์ผลการทดสอบ Transient response	71
	4.2	การทดสอบสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่สภาวะคงที่	81
	4.2.1	วัตถุประสงค์	81
	4.2.2	อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบ	81
	4.2.3	ขั้นตอนการทดสอบ	83
	4.2.4	ข้อมูลของ CLHP ที่ใช้ทดสอบ	83
	4.2.5	ผลการทดสอบและวิเคราะห์ผล	84
บทที่	5	สรุปผลการวิจัย เปรียบเทียบ และแนวทางวิจัยในอนาคต	
	5.1	สรุปผลการวิจัย	94
	5.2	การเปรียบเทียบระหว่างฮีทไปป์แบบไหลวงจรปิดกับฮีทไปป์ แบบทั่วไป (Conventional HP) ที่ห้องปฏิบัติการวิจัยนี้ สร้างขึ้น	96
	5.3	แนวทางวิจัยในอนาคต	98

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

เลขหมู่	ดพ
	ดศ 15
เลขทะเบียน	003945
วัน เดือน ปี	๕ ก.ค. 30

รายการตารางประกอบ

- ตารางที่ 2.1 ผลต่างอุณหภูมิระหว่างของเหลวกับไอ ที่สอดคล้องกับจุดเดือด ณ ความดันบรรยากาศ ($\delta = 2.5 \times 10^{-3}$ ช.ม.) สำหรับของเหลวบางชนิด
- 2.2 ค่าคงที่สำหรับ ของเหลว-พื้นผิว ชนิดต่างๆ
- 2.3 ค่าของ $q/P_s - P_v$ สำหรับของเหลวบางชนิด
- 3.1 ชนิดของของไหลใช้งานที่ช่วงอุณหภูมิใช้งานต่างๆ
- 3.2 ความเข้ากันได้ระหว่างของไหลใช้งานกับวัสดุท่อ
- 4.1 ผลการทดสอบเวลาตอบสนองของ CLHP ต้นแบบที่สอง โดยที่ช่วงการระเหยวางอยู่ในแนวระดับ
- 4.2 ผลการทดสอบเวลาตอบสนองของ CLHP ต้นแบบที่สอง ที่มุมเอียงต่างๆ
- 5.1 การเปรียบเทียบผลการทดสอบ ฮีทไปป์ไรริคค์แบบทั่วไปที่มีโครงสร้างเป็นแก้ว ฮีทไปป์แบบไหลวงปิดที่มีโครงสร้างเป็นแก้ว และฮีทไปป์แบบไหลวงจรปิดที่มีโครงสร้างเป็นทองแดง

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รายการภาพประกอบ

- รูปที่
- 1.1 หลักการทำงานของฮีทไพพ์
 - 1.2 แนวคิดในการออกแบบฮีทไพพ์แบบไหลครบวงจร

 - 2.1 (ก) ผลของการเปียกผิว
(ข) การเกิดฟองบนร่องที่เป็น Nucleation site
 - 2.2 ความแปรเปลี่ยนของอุณหภูมิ กับระยะทางจากผิวของของเหลว ในสถานะที่กำลังเกิด Nucleate boiling
 - 2.3 การควมแน่นแบบฟิล์มบนผิว เรียบในแนวตั้ง
 - 2.4 ขีดจำกัดสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของฮีทไพพ์

 - 3.1 ขั้นตอนการออกแบบฮีทไพพ์ไร้วิกค์
 - 3.2 ค่าตัวเลขเมอริทของของไหลใช้งานที่อุณหภูมิจุดเดือด
 - 3.3 ความสัมพันธ์ระหว่าง (ρ/f_u) กับอุณหภูมิ
 - 3.4 ค่า $(K \cdot f_u)$ ที่อุณหภูมิการใช้งานต่างๆของวัสดุ
 - 3.5 การออกแบบเส้นผ่าศูนย์กลางของย่านไอน์ผ่าน
 - 3.6 ความดันไอที่อุณหภูมิต่างๆ ของของไหลใช้งาน
 - 3.7 การออกแบบขนาดของท่อ
 - 3.8 การออกแบบขนาดของหมวกปิดท่อ
 - 3.9 ส่วนประกอบต่างๆ ของฮีทไพพ์ทั่วไป
 - 3.10 วิธีเชื่อมต่อหมวกปิดท่อแบบต่างๆ
 - 3.11 แผนผังขั้นตอนการสร้างฮีทไพพ์
 - 3.12 วิธีการผลิตฮีทไพพ์แบบให้ความร้อนโดยตรง
 - 3.13 วิธีการผลิตฮีทไพพ์แบบใช้อออยบาร
 - 3.14 ขั้นตอนการสร้างฮีทไพพ์โดยใช้มีมส์สุญญากาศ แบบที่ 1
 - 3.15 ระบบการผลิตฮีทไพพ์ โดยใช้มีมส์สุญญากาศ แบบที่ 1
 - 3.16 ระบบการผลิตฮีทไพพ์ โดยใช้มีมส์สุญญากาศ แบบที่ 2
 - 3.17 (ก) ไดอะแกรมของอออยบารที่ออกแบบสร้าง
(ข) รายละเอียดของใบพัดกวน

- 3.18 ภาพถ่ายของขาตั้งที่ออกแบบสร้าง
 - 3.19 ไดอะแกรมของอุปกรณ์ปรับมุมเอียง
 - 3.20 ภาพถ่ายของอุปกรณ์ปรับมุมเอียง
 - 3.21 ไดอะแกรมของ CLHP Type A
 - 3.22 ภาพถ่ายของ CLHP Type A
 - 3.23 ไดอะแกรมของ CLHP Type B
 - 3.24 ภาพถ่ายของ CLHP Type B
 - 3.25 ไดอะแกรมของ CLHP Type C
 - 3.26 ภาพถ่ายของ CLHP Type C
 - 3.27 ไดอะแกรมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
 - 3.28 ภาพถ่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
 - 3.29 ไดอะแกรมของเตาไฟฟ้า
 - 3.30 ภาพถ่ายของเตาไฟฟ้า
-
- 4.1 ความสัมพันธ์ระหว่างเวลาเฉลี่ยที่ใช้ในการเพิ่มอุณหภูมิของช่วงการควบแน่นจนถึง 70 ซ (t_{ev}) กับ volume fraction (Volume of working fluid/total volume of evaporator section) ของของเหลวในช่วงการควบแน่น (ช่วงการระเหยอยู่ในแนวระดับ, CLHP Type B)
 - 4.2 ความสัมพันธ์ระหว่างเวลาเฉลี่ยที่ใช้ในการเพิ่มอุณหภูมิของช่วงการควบแน่นจนถึง 70 ซ (t_{ev}) กับพื้นที่ผิวการระเหยของของไหลที่ใช้งานในช่วงการระเหย (ช่วงการระเหยอยู่ในแนวระดับ, CLHP Type B)
 - 4.3 ความสัมพันธ์ระหว่างเวลาเฉลี่ยที่ใช้ในการเพิ่มอุณหภูมิของช่วงการควบแน่นจนถึง 70 ซ (t_{ev}) กับพื้นที่ผิวเปียกของช่วงการระเหย (ช่วงการระเหยอยู่ในแนวระดับ, CLHP Type B)
 - 4.4 ความสัมพันธ์ระหว่าง t_{ev} และ volume fraction ในสเกลของ natural logarithm ทั้งคู่ เมื่อวางช่วงการระเหยของฮีทไปป์แบบไหลวงจรปิดที่มุมเอียงต่างๆ (CLHP Type B)

- 4.5 ความสัมพันธ์ระหว่าง t_{ev} กับพื้นที่ผิวการระเหยของของไหลใช้งาน เมื่อวางช่วงการระเหยของฮีทไปป์แบบไหลวงจรปิดที่มุมเอียงต่างๆ (CLHP Type B)
- 4.6 รายละเอียดของอุปกรณ์ทดสอบสมรรถนะที่สภาวะคงที่ของ CLHP
- 4.7 ภาพถ่ายของอุปกรณ์ทดสอบสมรรถนะที่สภาวะคงที่ของ CLHP
- 4.8 ความสัมพันธ์ระหว่างกำลังไฟฟ้าที่ป้อน (P_{in}) กับกำลังที่ออกมา กับน้ำหล่อเย็นในรูปของความร้อน (P_{out}) ที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นค่าต่างๆ (CLHP Type B/Pyrex)
- 4.9 ความสัมพันธ์ระหว่างกำลังไฟฟ้าที่ป้อน (P_{in}) กับกำลังที่ออกมา กับน้ำหล่อเย็นในรูปของความร้อน (P_{out}) ที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นค่าต่างๆ (CLHP Type C/Cu)
- 4.10 ความสัมพันธ์ระหว่าง ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อน ($P_{\text{out}}/P_{\text{in}}$) x 100 กับมุมเอียงของ CLHP Type B/Pyrex
- 4.11 ความสัมพันธ์ระหว่าง สภาน้ำความร้อนเชิงประสิทธิผลของ CLHP Type C/Cu ต่อสภาน้ำความร้อนของทองแดง ($\lambda_{\text{eff}}/\lambda_{\text{Cu}}$) กับมุมเอียงของ CLHP Type C/Cu
- 4.12 ความสัมพันธ์ระหว่าง $\lambda_{\text{eff}}/\lambda_{\text{Cu}}$ กับกำลังที่ออกมากับน้ำหล่อเย็นในรูปของความร้อน (P_{out}) ที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นค่าต่างๆ (CLHP Type B&C/Pyrex)
- 4.13 ลักษณะการกระจายของอุณหภูมิบนผนังท่อของ CLHP Type B/Pyrex
- 4.14 ลักษณะการกระจายของอุณหภูมิบนผนังท่อของ CLHP Type C/Cu



รายการสัญลักษณ์

(ก) อักษรโรมัน

A_{cross}	พื้นที่หน้าตัดของท่อ (m^2)
C_p	ค่าความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ ($J/Kg \cdot ^\circ K$)
d, D	เส้นผ่าศูนย์กลางของท่อ (m)
g	ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก ($9.81 m/sec^2$)
h	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ($Watts/m^2 \cdot K$)
J	สมมูลย์กของความร้อน ($J = 1 N \cdot m$)
k	ค่าคงที่ของโบลท์มาน
K	สภาพนำความร้อน ($Watts/m \cdot ^\circ K$)
L_{eff}	ความยาวเชิงประสิทธิผลของท่ออีทไปป์ (m)
L	ความยาว (m), ความร้อนแฝงของการระเหยต่อหนึ่งหน่วยมวล (J/Kg)
m	น้ำหนัโมเลกุล
n	จำนวนโมเลกุลต่อหนึ่งหน่วยปริมาตร
Nu	ตัวเลขนัสเซลท์ (Nusselt number)
P	ความดัน (N/m^2)
Pr	ตัวเลขพรานด์ทัล (Prandtl number)
q, Q	อัตราการถ่ายเทความร้อน ($Watts$)
r, R	รัศมี (m), ค่าคงที่ของก๊าซ (Universal gas constant $8.314 \times 10^3 J/Kg \cdot mol \cdot ^\circ K$)
Re	ตัวเลขเรย์โนลด์ (Reynold number)
S	พื้นที่ผิว (m^2)
T	อุณหภูมิ (K)
U	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมขึ้นกับพื้นที่ ($Watts/m^2 \cdot ^\circ K$)
V	ความเร็ว (m/s), ปริมาตร (m^3)
x	ระยะทาง (m)

(ข) อักษรกรีก

Δ	ผลต่าง
μ	ความหนืด (Kg/m. sec)
ρ	ความหนาแน่น (Kg/m ³)
δ	ความหนา (m)
σ	สัมประสิทธิ์ความตึงผิว (N/m)
α	อัตราส่วนความร้อนจำเพาะของไอ
τ	ความเค้นเฉือน (N/m ²)
θ	มุม (องศา)
λ	สภาพนำความร้อน (Watts/m. K)

(ค) ตัวห้อยท้าย (Subscripts)

av	ค่าเฉลี่ย (average)
b	ฟอง (bubble)
eff	เชิงประสิทธิผล (effective)
f	ของไหล (fluid), อิสระ (free)
i	ภายใน (inner)
l	ของเหลว (liquid)
o	ภายนอก (outer)
s	พื้นผิว (surface)
v	ไอ (Vapor)
w	เปียก (Wet), ผนัง (Wall)

(ง) สัญญลักษณ์ที่กำหนดขึ้นใช้ในรายงานนี้

CLHP	ฮีทไปป์แบบไหลวงจรปิด (Closed-loop heat pipe)
CLHP Type A	ฮีทไปป์แบบไหลวงจรปิด ต้นแบบที่ 1
CLHP Type B	ฮีทไปป์แบบไหลวงจรปิด ต้นแบบที่ 2
CLHP Type C	ฮีทไปป์แบบไหลวงจรปิด ต้นแบบที่ 3



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



บทที่ 1

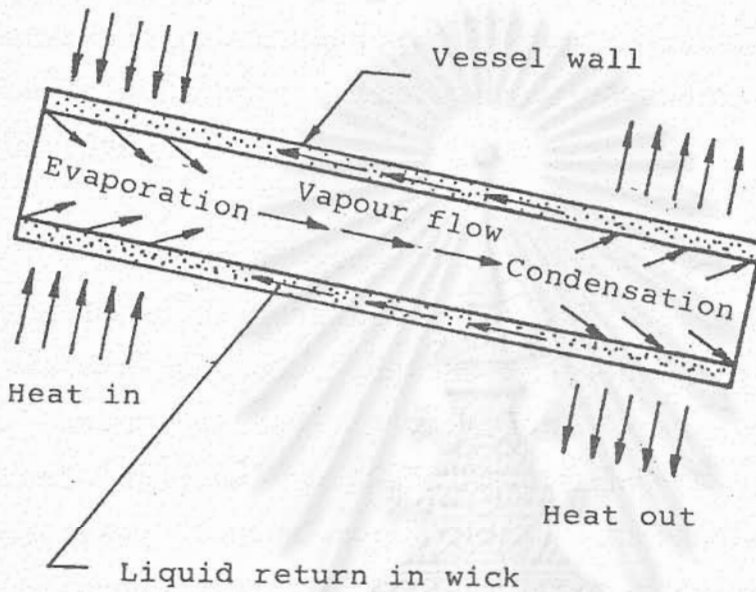
บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มาของการวิจัย

ถึงแม้ว่าแนวคิดในการประหยัดพลังงานความร้อนในอุตสาหกรรมจะมีมานานแล้ว แต่การตื่นตัวในการค้นคว้าวิจัยเกี่ยวกับการประหยัดพลังงานเพิ่งจะกระทำกันอย่างจริงจังในราว 2 ทศวรรษที่ผ่านมาเอง โดยเฉพาะอย่างยิ่ง เมื่อเกิดวิกฤตการณ์น้ำมันของโลกขึ้นในปี 2523 ประเทศในกลุ่มแนวหน้าทางอุตสาหกรรม ทั้งในยุโรป, ญี่ปุ่น และสหรัฐอเมริกา ต่างก็พยายามแข่งขันกันวิจัยและพัฒนา อุปกรณ์ หรือกระบวนการ เพื่อที่จะทำให้การใช้พลังงานมีประสิทธิภาพมากที่สุด รวมทั้งการเก็บกลับความร้อนทิ้งมาใช้ใหม่ (heat recovery) เพื่อเป็นการลดต้นทุนการผลิต และเพิ่มความสามารถในการผลิต (productivity)

ฮีทไปป์ (heat pipe) เป็นอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนแนวใหม่ที่มีสมรรถนะในการทำงานสูงมาก หลักการทำงานของฮีทไปป์นั้นไม่ใช่เป็นเรื่องที่เข้าใจยาก R.S. Gaugler (1) วิศวกรของบริษัท General Motor เป็นคนแรกที่ได้กล่าวถึงความเป็นไปได้ในการนำเอาหลักการของฮีทไปป์มาใช้ประโยชน์ในการถ่ายเทความร้อนในปี ค.ศ. 1942 หลังจากนั้นอีก 18 ปี คือในราวต้นปี ค.ศ. 1960 G.M. Grover (2) ก็ได้ประดิษฐ์ฮีทไปป์แห่งแรกขึ้นมาสำเร็จ ซึ่งอาจถือได้ว่า เป็นจุดเริ่มต้นของการปฏิวัติรูปแบบของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเก่า

ก่อนที่จะกล่าวถึง "ฮีทไปป์แบบไหลวงจรปิด" จะอธิบายหลักการทำงานของฮีทไปป์แบบทั่วไป (conventional heat pipe) รูปที่ 1 เป็นแผนภาพแสดงการทำงานของฮีทไปป์แบบทั่วไป



รูปที่ 1.1 หลักการทำงานของฮีทไปป์

ซึ่งประกอบด้วยภาชนะ (container) บิดฉีกที่บรรจุwick (Wicks) และของไหลใช้งาน (working fluid) ไว้ภายใน ที่ช่วงการระเหย (evaporator section) ของฮีทไปป์ ความร้อนจะถูกถ่ายเทจากแหล่งความร้อนผ่านwick เพื่อระเหยของไหลใช้งานภายใต้สภาวะปกติ ไอที่เกิดขึ้นจะเคลื่อนที่ไปตามท่อไปยังช่วงของการควบแน่น (condenser section) ช่วงคั่นกลางของการระเหยกับช่วงการควบแน่นของฮีทไปป์เป็นช่วงที่ไม่ได้รับหรือคายความร้อน (adiabatic section) ที่ช่วงการควบแน่นไอจะควบแน่น และความร้อนแฝงของการควบแน่นจะถ่ายเทออกจากท่อ ของเหลวจากการควบแน่นจะไหลกลับไปยังช่วงของการระเหยโดยแรงท่อรูเข็ม (Capillary action)

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์ มีการผลิตขายเพียงประมาณทศวรรษเดียวก็จริง แต่คุณสมบัติที่ดีเด่นของมัน ทำให้มีการประยุกต์ใช้งาน

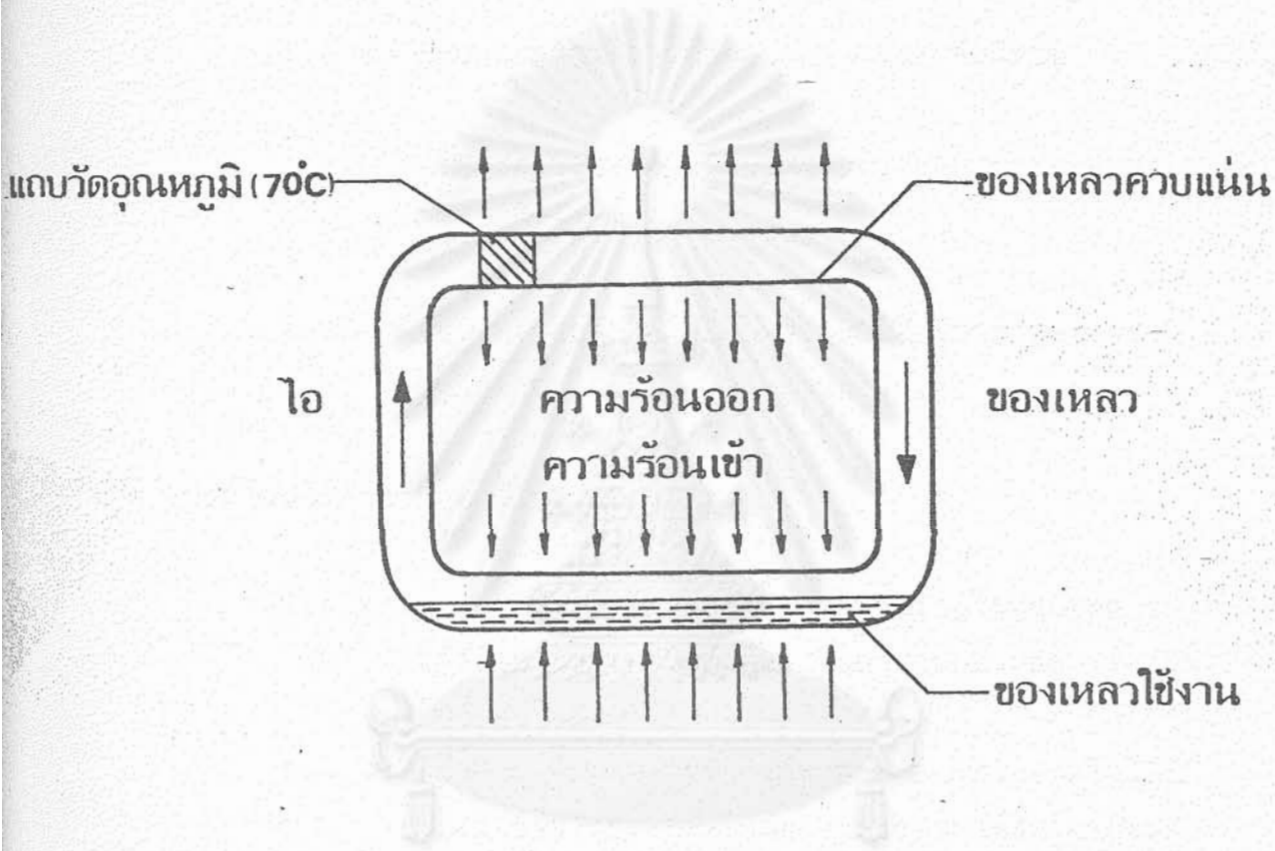
ในลักษณะต่างๆ ตั้งแต่ในยานอวกาศเพื่อรักษาอุณหภูมิภายในยานให้มีค่าเท่ากันทุกจุด, ในการระบายความร้อนออกจากกระบวนการแข็งตัวของโลหะผสมในการหล่อโลหะ, ในการระบายความร้อนออกจากชิ้นส่วนอิเล็กทรอนิกส์, ในการถ่ายเทความร้อนระหว่างก๊าซร้อนและก๊าซเย็นเพื่อประหยัดพลังงาน, ในการควบคุมอุณหภูมิในถังปฏิกรณ์ที่เกิดปฏิกิริยาดูดหรือคายความร้อน, ในการถ่ายเทความร้อนระหว่างของเหลวและก๊าซ, ในกระบวนการอบแห้ง, ในการเก็บความร้อนทั้งจากหม้อไอน้ำ และในการระบายความร้อนจากระบบเบรคของเครื่องบิน เป็นต้น

ขีดจำกัดของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของฮีทไปป์ทั่วไปมีหลายอย่าง ในการใช้งานภายในช่วงอุณหภูมิ จนถึงประมาณ 200 ซีซี ขีดจำกัดที่มักพบเห็นในฮีทไปป์ทั่วไปจะเป็นขีดจำกัด เนื่องจากแรงตอร์ชัน (capillary limit) และขีดจำกัดเนื่องจากการแห้งเหือด (burn-out limit) ส่วนในกรณีของฮีทไปป์ไร้วิกซ์ ขีดจำกัดที่สำคัญจะเป็นขีดจำกัดเนื่องจากการหลุดลอยของหยดของเหลว (entrainment limit) และขีดจำกัดเนื่องจากการแห้งเหือด (burn-out limit) ขีดจำกัดเนื่องจากการหลุดลอยของหยดของเหลวเกิดขึ้นได้ง่ายในฮีทไปป์ไร้วิกซ์เพราะการไหลของไอ (vapor) กับของเหลว (condensate) ที่เกิดจากการควบแน่นหลังจากคายความร้อนแล้ว เป็นการไหลสวนทางกัน ดังนั้น ในเงื่อนไขการทำงานที่อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงมาก (อัตราการไหลของไอในท่อมมีค่าสูงมาก) การไหลของไอจะรบกวนการไหลกลับของของเหลวจนในที่สุดเกิดการหลุดลอยของหยดของเหลวกลับไปยังช่วงการควบแน่นได้ ผลก็คือ สมรรถนะสูงสุดในการถ่ายเทความร้อนของฮีทไปป์จะถึงขีดจำกัดเมื่อเกิดปรากฏการณ์ดังกล่าวขึ้น

1.2 แนวคิดในการเพิ่มสมรรถนะของฮีทไปป์

เพื่อแก้ปัญหาการไหลสวนทาง (ปัญหาการ "จราจร" ของไอและของเหลว) ดังกล่าว และเพื่อเพิ่มความคล่องตัว (flexibility) ในการวางช่วงการควบแน่นและช่วงการระเหยของระบบ ในต่างประเทศจึงกำลังคิดค้นพัฒนาฮีทไปป์ที่มีการไหลของไอและของเหลวเป็นแบบครบวงจร (closed-loop)

เพื่อแก้ปัญหาขัดจำกัดเนื่องจากการหลุดลอยของหยดของเหลวและเพิ่มสมรรถนะการทำงานของฮีทไปป์ให้สูงขึ้น แต่ข้อมูลและผลการพัฒนาโดยเฉพาะเทคนิคการสร้างและการปรับปรุงโครงสร้างยังไม่มีเปิดเผยทั่วไป



รูปที่ 1.2 แนวคิดในการออกแบบฮีทไปป์แบบไหลครบวงจร

ห้องปฏิบัติการวิจัยฮีทไปป์ของภาควิชาวิศวกรรมเคมี คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ได้เริ่มทำการศึกษาวิจัยเกี่ยวกับฮีทไปป์ในด้านต่างๆ (การทดสอบสมรรถนะ, การสร้าง, การคำนวณออกแบบ) (3-5) ตั้งแต่ปี พ.ศ. 2523 รายงานนี้จะกล่าวถึงฮีทไปป์ไร้วิก์แนวใหม่ที่ห้องปฏิบัติการนี้กำลังดำเนินการอยู่ โดยความสนับสนุนจากเงินทุนวิจัยสิ่งประดิษฐ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย รูปที่ 1.2 อธิบายหลักการทำงานของฮีทไปป์แบบไหลครบวงจรที่ผู้วิจัย ได้มีแนวคิดในการออกแบบและสร้าง

1.3 วัตถุประสงค์ของโครงการ

- 1.3.1 เพื่อทดลองผลิต ฮีทไปป์แบบไหลวงจรปิด (Closed-Loop Heat Pipe) CLHP
- 1.3.2 ศึกษาสมรรถนะการทำงานของ CLHP ที่ผลิตขึ้น
- 1.3.3 ปรับปรุงรายละเอียดของโครงสร้างและสมรรถนะของ CLHP ที่สร้างขึ้น
- 1.3.4 เปรียบเทียบกับฮีทไปป์แบบทั่วไป ซึ่งมีการไหลของของไหลใช้งานไม่เป็นวงจร (สวนทางกัน)

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

- 1.4.1 จากการพัฒนาวิธีการสร้างฮีทไปป์ขึ้นเองในประเทศ จะได้รับปัญหาทางเทคนิคสำคัญๆ ในการออกแบบและสร้างฮีทไปป์แบบใหม่นี้
- 1.4.2 เป็นการเพิ่มพูนความรู้ทางวิชาการ และทางเทคโนโลยีของนักวิจัยในประเทศ ตลอดจนการสร้างนิสิตวิศวกรรมศาสตร์ในสาขานี้
- 1.4.3 เป็นการปูพื้นฐานเทคนิคในการประหยัดพลังงานแบบใหม่ ในอุตสาหกรรม โดยใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์ (Heat Pipe Heat Exchanger)

1.5 ขอบเขตของการวิจัย

เป้าหมายหลักของโครงการนี้ เป็นการทดลองสร้าง CLHP ที่มีโครงสร้างต่างๆ กัน แบ่งออกเป็น 3 แบบ คือ

CLHP Type A (ดูรูป 3.21)

CLHP Type B (ดูรูป 3.23)

CLHP Type C (ดูรูป 3.25)

โดยใช้แก้วและทองแดงเป็นตัวโครงสร้าง ส่วนของไหลใช้งานคือน้ำกลั่นบริสุทธิ์
เพื่อใช้ในการศึกษาลักษณะสมบัติและสมรรถนะในการถ่ายเทความร้อน

1.6 ขั้นตอนและวิธีดำเนินการวิจัย

- 1.6.1 ศึกษากรรมวิธีผลิตอีกต่อไปที่มีข้อมูลอยู่ และเลือกกรรมวิธี
ที่เหมาะสมที่สุดทั้งในแง่เทคนิค และการผลิตจำนวนมาก
(mass production)
- 1.6.2 ออกแบบอุปกรณ์ที่ใช้ในกรรมวิธีผลิต CLHP
- 1.6.3 สั่งซื้อชิ้นส่วนและประกอบอุปกรณ์ที่ใช้ในกรรมวิธีผลิต CLHP
- 1.6.4 ตรวจสอบการทำงานของอุปกรณ์ที่สร้างขึ้น
- 1.6.5 ทดลองสร้าง CLHP
- 1.6.6 ปรับปรุงข้อบกพร่องในกรรมวิธีการผลิต
- 1.6.7 ปรับปรุงข้อบกพร่องของโครงสร้าง CLHP
- 1.6.8 ทดสอบสมรรถนะของ CLHP ที่สร้างขึ้นภายใต้เงื่อนไข
การทำงานต่างๆ
- 1.6.9 เปรียบเทียบสมรรถนะของ CLHP ที่สร้างขึ้นกับของอีก
ไปป์แบบทั่วไปที่สร้างขึ้นเอง
- 1.6.10 เสนอแนะแนวทางปรับปรุงวิธีการสร้าง CLHP เพื่อให้มี
สมรรถนะสูงยิ่งขึ้น
- 1.6.11 ทำรายงานผลการวิจัย

1.7 เอกสารและผลงานวิจัยในอดีต

1.7.1 เอกสารบทความที่กล่าวถึงทฤษฎีและหลักการทั่วไปของฮีทไปป์ ไร้วิกค์

1. Andros, F.E. Florchuctz, L.W., "Heat Transfer Characteristics Of The Two-Phase Closed Thermosiphon (Wickless Heat Pipe)", Proc. of 7th Int. Heat Transfer Conf., 1982, 4, pp. 187-192.
2. Andros, F.E. "Heat Transfer Characteristics of The Two-Phase Closed Thermosyphon (Wickless Heat Pipe)", PhD dissertation, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Arizona, 1980.
3. Bezrodnyi, M.K., "Upper Boundary of The Maximum Heat Transfer Capacity of Evaporative Thermosyphons", Teploenergetika (Moscow) 1978, (8), 63-6 (Russ)
4. Bezrodnyi, M.K., Alabovskii, A.N., "Critical Heat Fluxes During Boiling of Liquids in Thermosiphons", Kipenie Kondens. 1979, 3, pp. 47-59, (Russ).
5. Bezrodnyi, M.K. , Alabovskii, A.N. , Volkov, S.S., "Study of Hydrodynamic Characteristics of A 2 Phase Steam Under Conditions of A Closed Heat Siphon", Izv Vyssh Uchcbrn Zaved, Energ 1980, 23(2), pp. 116-21, (Russ).

6. Bezrodnyi, M.K., Elekseyenko, D.V., "Boiling Heat Transfer in Closed Two-Phase Thermosyphons", Heat Transfer-Soviet, Res. 9, pp. 14-20, 1977.

7. Bezrodnyi, M.K., Faninzig, S.N., Kondrusik, E.A., "Investigation of The Maximum Heat Transfer Sov Rep. 1980, 12 (1), pp. 118-23.

8. Bezrodnyi, M.K., Moklyak V.F., "Heat Transfer During Co Condensation In A Dynamic Two-Phase Layer of Closed Tharmosiphons", Izv Vyssh U chebn. Energ, 1983, (4), pp. 99-105, (Russ)

9. Bezrodnyi, M.K., Volkov, S.S. (USSR) "Hydrodynamic Characteristics of 2-Phase Countercurrent Steam In Closed Thermosiphon", Gidrodinam i Teploobmen v kondensir Sredakh, Novoibersk 1981, pp. 121-7, (Russ), From Ref. Ah, Kilm 1982, Abstr. No. 15135.

10. Casarosa, C., Latrofa, E., Shelginski, A., "The Geyser effect In A 2-Phase Thermosyphon", Int. J. Heat Mass Transfer 1983, 26 (6), pp. 933-41.

11. Chinen, T., Noretani, T. (Sumitomo Light Metal), "90/10 Cupronickel Two-Phase Thermosyphons", 5 IHPC Program 1984.

12. Clements, B., Lee, Y., "Additional Parameters A-F In 2 Phase Closed Thermosyphons, Effects of Tube Diameter And Wall Thickness", Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 24, No. 9, pp. 1554-1555, 1981.

13. Dobran, F. (Stevens Inst), "Stability Threshold of a Closed Two-Phase Thermosyphon", 5 IHPC Program 1984.
14. Dunn, P., Reay, D.A., Heat Pipes, 2nd edition Pergamon Press, 1987.
15. Feldman, Jr, K.T. (EEI Albuquerque), Srinivasan, R. (UdPM Dhahran), "Investigation of Heat Transfer Limits In Two-Phase Closed Thermosyphons", 5 IHPC Program 1984.
16. Gross, Ulrich, Hohre, Erich, "Effect of Pressure On Heat Transfer In An Inclined Closed Thermosyphon", Chene-Ing-Teck. 1982, 54 (10), pp. 921, (Ger).
17. Honda, I., Imura, T., Shimoda, H. (Auzuki Metal Ind), "The Study Of Corrosion Phenomean In Water-Copper, Steel Heat Pipes And Others", 5 IHPC Program 1984.
18. Imura, H., Sasaguchi, K., Kozai, H., Numath, S., "Critical Heat Flux In A Closed Two-Phase Thermosyphon", Int. J. Heat Mass Transfer 1983, 26 (8), pp. 1181-88.
19. Imura, H., et al, "Heat Transfer In Two-Phase Closed Type Thermosyphons", Heat Transfer Japan Res. 8, pp. 41-53, 1979.

20. Imura, H., Kusudra, J., Ogata, T., Miyazaki, T., Sakamoto, N., "Heat Transfer In 2-Phase Closed Thermosyphons", Nippon Kikai Gakkai Ronbunshu, B Hen 1979, 45 (393), pp. 712-22 (Jap)

21. Kashorskii, V.G., Pechenegov, Yu. Ya., Scrov, Yo.I., "Experimental Study Of Heat Transfer During Water Boiling In A Small Thermosiphon With Heat Supply To The Side", Iav. Vyssh. Uchebn Zaved, Energ 1981, 24 (10), pp. 64-8, (Russ).

22. Kiselev, I.G., Isahecv, A.I., Filatov, V.V., Istomin, N.I., "Boiling and Condensation In Two-Phase Thermosiphon", Kipenie kondens. 1979, 3, pp. 74-83, (Russ).

23. Kobayashi, K. (Kawasaki Heavy Ind), Yamamoto, T., Kuroki, T., Nagata, K. (Waseda Univ), "Heat Transfer Performance Of A Two-Phase Closed Thermosiphon", 5 IHPC Program 1984.

24. Kornilitoyn, A.A., Snytin, S. Yu., Fedorov, M.V. (Ussr) "Experimental Study Of Heat Transfer In A Closed 2-Phase Cryothermosiphon Of Slot Type", Tr. Mosk. Energ. Inst. 1980, 491, pp. 22-30, (Russ).

25. Larkin, B.S., "An Experimental Study Of The Two-Phase Thermosiphon Tube", Csme Trans. Eic Vol. 14, No. b-6, I-VIII, (Aug/Sept. 1971.)

26. Lee, Y., Mital, U., "A Two-Phase Closed Thermosyphon", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 15, pp. 1695-1707, 1972.

27. Mirmov, N.I., Belyakova, I.G., "Heat Transfer in Condensation in Thermosiphon", Inzh.-Fiz. Zh 1982, 43(3), pp. 385-90 (Russ)

28. Mirmov, N.I., Bilyakova, I.G., (USSR), "Thermosiphons with Binary Heat-Transfer Agents", Inzh. Fiz. 1982, 38 (5), pp. 934, (Russ).

29. Mirmov, N.I., Portnov, V.D., Belyakova, I.G., "Study of the Heat Transfer Coefficient During Vapor Condensation in Thermosiphons", Izv. Vyssh Uchebn. Zaved, Energ. 1982, (7), pp. 100-3, (Russ).

30. Negishi, K., (Univ Osaka Pref), "Thermo-Fluidynamics of Two-Phase Thermosiphons", 5 IHPC Program 1984.

31. Negishi, Kangi, "Unstable Phenomena in a Two-Phase Closed Thermosiphon", Inst. Space Astronaut. Sci. 1983, S.P. 1, pp. 257-63.

32. Nguyen-Chi, H, Groll, M., "Entrainment or Flooding Limit in a Closed Two Phase Thermosiphon" J. Heat Recovery Syst. 1981, 1(4), pp. 275-86.

33. Nguyen-chi, H., Grqll, M., Dang-Van, "The Experimental Investigation of Closed Two-Phase Thermosyphons", presented at AIAA 14 th Thermophysics Conf. pp. 79-1106, Orland, Florida, June, 1979.

34. Pioro, I.L. "Limit Heat Transfer Characteristics of 2-Phase Thermosiphon", Tephotekh 1982,4(4),pp. 25-30, (Russ).

35. Prenger, F.C.(Los Alamos), "Perfomance Limits of Gravity-Assisted Heat Pipes", 5 IHPC Program 1984.

36. Semena, M.G.,Kisclev,Yu.F.,"Study of Heat Transfer in the Heat Supply Zone of Two-Phase Thermosiphons at Low Degrees of Filling", Inzh.-Fiz. Zh 1978, 35(4),pp. 60-5, (Russ).

37. Semena, M.G.,Kisclev, Yu.F.(USSR), "Study of Heat Transfer in the Condensation Part of 2-Phase Thermosiphon", Teploobmen Energ. Ustanovkakh 1987,pp. 68-74,(Russ).

38. Semena, M.G., "Maximum Heat-Transfer Capacity of Vertical 2-Phase Thermosyphon", Inzh-Fiz Zh 1978, 35(3),pp.397-403,(Russ).

39. Spendel, Th.,"Laminar Film Condensation Heat Transfer in Closed 2-Phase Thermosiphons", Adv Heat Pipe Technol., Proc. Int. Heat Pipe Conf., 4th 1981,pp. 163-73,Edit by Reay, D.A.,Pergamon, Oxford, UK.

40. Spendel, Th. (IKE Stuttgart), "Laminar Film Condensation in Vertical Two-Phase Thermosyphons", 5 IHPC Program 1984.

41. Spendel, Th., Groll, M., (IKE Stuttgart), "Thermal Behaviour of High-Performance Closed Two-Phase Thermosyphons", 5 IHPC Program 1984.

42. Takuma, Masao, Maczawa, Saburo, Tsuchida, Akira, "Studies on Condensation Heat Transfer in Two-Phase Closed Thermosiphons", Inst Space Astronaut Sci Pep., 1983, S.P. 1, pp. 247-55.

43. Tolubinskii, V.I., Pioro, I.L., "Study of the Thermostabilizing and Limiting Heat Transfer Characteristics of Two-Phase Thermosiphons", Khim Tekhnol. 1983, pp. 38-9, (Russ).

44. Utkin, V.B., Khoze, A.N., "Calculation of Critical Heat Flux in Two-Phase Thermosiphons", Dispersnyi Sist. Energokhim. Protessakh 1982, pp. 76-81, (Russ).

45. Wen Yaopu, Guo Shun (ISSE Beijing), "Experimental Heat Transfer Performance of Two-Phase Thermosyphons", 5 IHPC Program 1984.

1.7.2 เอกสารบทความที่กล่าวถึง เทอร์โมไซฟอนแบบวงจร

1. Damerell, P.S., Schoenhals, R.J., "Flow in a Toroidal Thermosyphon with Angular Displacement of Heated and Cooled Sections", J. of Heat Transfer, Trans A.S.M.E. Vol. 101, November 1979.
2. Davies, T.H. and Morris, W.d., "Heat Transfer Characteristics of a Closed Loop Rotating Thermosyphon", Proceeding of the International Heat Transfer Conference, 3rd, Chicago, Vol. 2, 1966, pp. 172-181.
3. Creveling, H.F., dePaz, J.F., Baladi, J.Y., and Schoenhals, R.J., "Stability Characteristics of a Single-Phase Free Convection Loop". Journal of Fluid Mechanics, Vol. 67, Part I, 1975, pp. 65-84.
4. Japikse, D., Advances in thermosyphon technology, Advances in Heat Transfer, Vol. 9, Academic Press, New York, 1973, pp. 1-111.
5. Hart, J.E., "A New Analysis of the Closed Loop Thermosyphon", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 27, No. 1, pp. 125-136, 1984.
6. Grief, R., Zvirin, Y., Mextol, A., "The Transient and Stability Behavior of a Natural Convection Loop", J. Heat Transfer, Vol. 101, pp. 684-688, 1979.



7. McDonald, T.W., Hwang, K.S., and Diccio, R., "Thermosyphon Loop Performance Characteristics : Part I. Experimental Study"., ASHRAE Transactions, Vol.83,1977,pp. 250-259.

8. Ali, A.F.M., and McDonald, T.W., "Thermosyphon Loop Performance Characteristics : Part 2. Simulation Program", ASHRAE Transactions, Vol. 83,1977,pp. 260-278.

9. McDonald, T.W., and Ali, A.F.M., "Thermosyphon Loop Performance Characteristics : Part 3. Simulated Results", ASHRAE Transactions, Vol. 83, 1977, pp.279-287.

10. Jeuck III, P.R., Sullivan, C.W., Duffey, R.B. and Zvirin, Y., "Experimental and Analytical Investigation of a Natural Circulation System with Parallel Loops", J. of Heat Transfer, Trans A.S.M.E., Vol. 103, November 1981.

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 2 ทฤษฎีเกี่ยวกับฮีทไปป์

2.1 การถ่ายเทความร้อนในช่วงการระเหย

ที่ฟลักซ์ความร้อนต่ำๆ ความร้อนที่ป้อนเข้าส่วนหนึ่งจะไหลผ่านผนังท่อไปยังผิวอิสระ (ผิวบน) ของของเหลวโดยการนำความร้อน และอีกส่วนหนึ่งไหลผ่านชั้นของเหลวไปยังผิวอิสระ โดยการพาอย่างอิสระ (free convection) การระเหยแทบทั้งหมดจะเกิดขึ้นที่ผิวของของเหลว เมื่อฟลักซ์ความร้อนสูงขึ้น ของเหลวที่สัมผัสอยู่กับผนังท่อจะมีอุณหภูมิสูงขึ้น และจะระเหยเป็นฟอง (Bubble) ขึ้นที่ Nucleation site ของผนังท่อ เมื่อฟองเหล่านี้ปูดขึ้น จะพาความร้อนส่วนหนึ่งไปยังผิวของของเหลวในรูปความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ ในขณะที่ผิวของการส่งผ่านความร้อนโดยการพา (convection) ก็จะเพิ่มมากขึ้นด้วย ถ้าเพิ่มฟลักซ์ความร้อนให้สูงขึ้นไปอีกจนถึงจุดวิกฤตก็จะเกิด "การแห้งเหือด" ใต้ (burn out) ในกรณีของฮีทไปป์ที่มีวิกค์ วิกค์จะแห้งทำให้ฮีทไปป์ไม่สามารถทำงานต่อไปได้

2.2 การเดือดแบบนิวเคลียเอทและการเกิดฟอง (Nucleate boiling and bubble formation)

ผลต่างความดันระหว่างผิวโค้งที่มีรัศมี R กำหนดโดย

$$\Delta P = \frac{2\sigma_f}{R} \quad (2.1)$$

การเกิดฟองจะต้องเริ่มที่ nucleation center ซึ่งจำต้องมีรัศมีที่จำกัดค่าหนึ่ง ของเหลวที่จะเกิดฟองจะต้องได้รับความร้อนอย่างยิ่งยวด (Superheat) ทั้งนี้เพื่อก่อให้เกิดผลต่างความดัน ΔP

ปริมาณความร้อนที่จะทำให้เกิดความร้อนยิ่งยวด สอดคล้องกับอุณหภูมิในสมการของ Clausius-Clapeyron

$$\frac{dP}{dT} = \frac{L}{T(V_v - V_l)} \quad (2.2)$$

V_l คือ ปริมาตรของของเหลวหนึ่งหน่วยมวล

ตามปกติแล้ว $v_l \ll v_v$

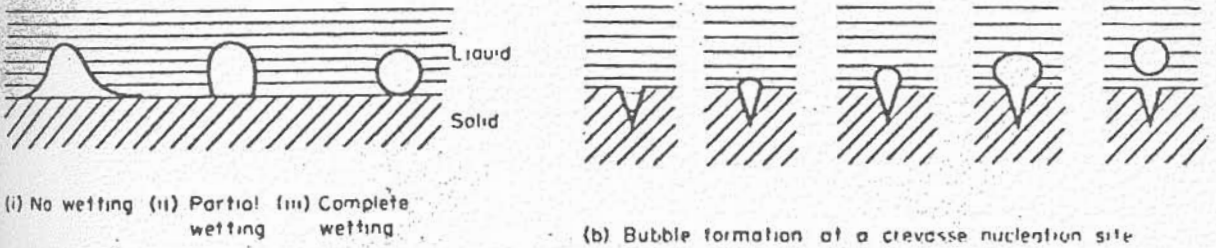
ดังนั้น
$$\frac{dP}{dT} = \frac{L}{TV_v}$$

เมื่อรวมสมการ (2.1) และ (2.2) เข้าด้วยกันจะได้

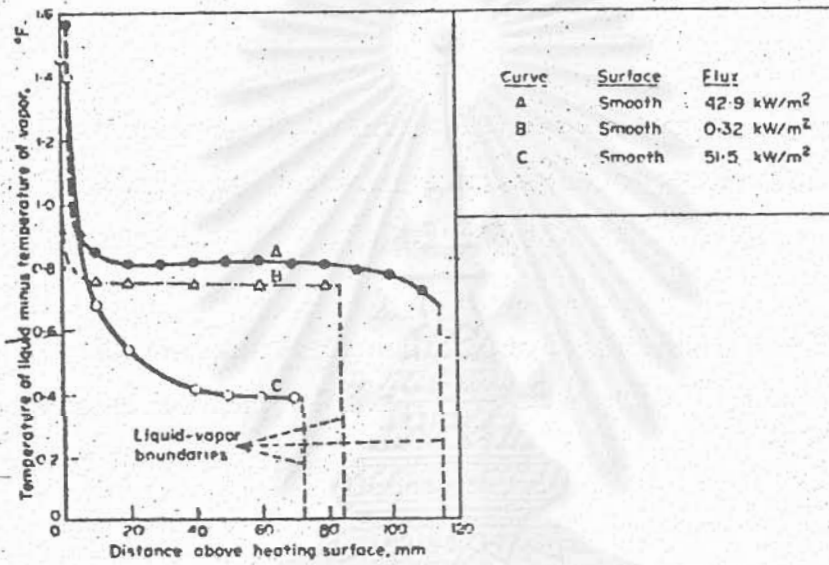
$$\Delta T = \frac{2\sigma_s TV_v}{LR} = \frac{2\sigma_s T}{\rho LR} \quad (2.3)$$

กลไกการเกิดฟองขึ้นอยู่กับลักษณะสมบัติการเปียกผิวของพื้นผิวรับความร้อนเป็นอย่างมาก รูปที่ 2.1 (ก) แสดงการสัมผัสแบบเปียก (wetting) และไม่เปียก (non-wetting) ของหยดของเหลวบนผนังผิวเรียบ ฟองจะเกิดขึ้นได้ง่ายถ้าผิวสัมผัสไม่เปียก ยิ่งไปกว่านั้นการเกิดฟองจำเป็นต้องมี Nucleation site ด้วย

การสร้าง Nucleation site อาจทำได้โดยการทำให้ผิวเรียบให้ขรุขระหรือโดยการปลดปล่อยแก๊สที่ผิวเรียบดูดซับไว้ รูปที่ 2.1 (ข) แสดงให้เห็นการเกิดฟองจากร่องที่เจาะไว้บนผิวเรียบ ในการทำให้เกิดฟองบนผิวที่เรียบสะอาดจำเป็นต้องใช้ความร้อนมากกว่ากรณีที่ผิวขรุขระรูปที่ 2.2 แสดงให้เห็นถึงความแปรเปลี่ยนของอุณหภูมิ กับระยะทางจากผิวอิสระของของเหลว (น้ำ) ไปยัง nucleation site ในสภาวะที่กำลังเกิด Nucleate boiling บนผิวของสแตนเลสที่ความดันบรรยากาศ



รูปที่ 2.1 (ก) ผลของการเปียกผิว (ข) การเกิดฟองบนร่องที่เป็น Nucleation site



รูปที่ 2.2 ความแปรเปลี่ยนของอุณหภูมิกับระยะทางจากผิวของของเหลวในสถานะที่กำลังเกิด Nucleate boiling

ชิน (Schins) (6) ได้รายงานผลการทดลองที่คล้ายคลึงกัน โดยศึกษาจากการเดือดของโซเดียมที่ 785-875 °C ในหม้อต้มสแตนเลส เขาพบว่า การเปียกผิวของสแตนเลสโดยโซเดียม ทำให้เกิด Nucleation ได้ยากมาก จำเป็นต้องให้ผลต่างอุณหภูมิของของเหลวและไอสูงถึง 100 °C แต่หลังจากเวลาผ่านไปช่วงหนึ่งผลต่างอุณหภูมิที่ทำให้เกิด Nucleation จะตกลงมาเหลือเพียง 20 °C เท่านั้น ปรากฏการณ์นี้เป็นเรื่องที่แปลกมากและยังอธิบายไม่ได้

ชู (Hsu) (7) ได้หาสมการสำหรับผลต่างอุณหภูมিরะหว่างของเหลวกับไอ โดยมีรูปแบบคล้ายคลึงกับสมการ (2.3) คือ

$$\Delta T = \frac{12.8 \delta_1 T_s}{\sqrt{\rho L \delta}}$$

$$= \frac{3.06 \delta_1 T_s}{\sqrt{\rho L \delta}} \quad [\text{SI Unit}] \quad (2.4)$$

โดยที่ δ เป็นความหนาของชั้นความร้อน (Thermal layer thickness) ซึ่งอาจประมาณได้ว่าเท่ากับเส้นผ่าศูนย์กลางเฉลี่ยของร่องบนผิวเรียบ สำหรับพื้นผิวทั่วไปจะมีค่าประมาณ 10^{-3} นิ้ว หรือ 2.5×10^{-3} ซม.

ตารางที่ 2.1 แสดงค่าผลต่างอุณหภูมิระหว่างของเหลวกับไอ (ΔT) ที่สอดคล้องกับจุดเดือด ณ ความดันบรรยากาศ ($\delta = 2.5 \times 10^{-3}$ ซม.) สำหรับของเหลวบางชนิดโดยใช้สูตรของ ซู

Fluid	Boiling point K	Vapour density kg/m ³	Latent heat kJ/kg	Surface tension N/m	ΔT °C
Ammonia (NH ₃)	239.7	0.3	1350	0.028	2.0
Ethyl alcohol (C ₂ H ₅ OH)	338	2.0	840	0.021	0.51
Water	373	0.60	2258	0.059	1.9
Potassium	1047	0.486	1938	0.067	8.9
Sodium	1156	0.306	3913	0.113	26.4
Lithium	1613	0.057	19700	0.26	44.8

2.3 สหสัมพันธ์ของข้อมูลการเดือดแบบนิวเคลียเอท (Correlation of nucleate boiling data)

การเดือดแบบนิวเคลียเอทขึ้นอยู่กับพื้นผิวรับความร้อนเป็นอย่างมาก (8) นอกจากนั้น องค์ประกอบอื่นๆ เช่น การปลดปล่อยแก๊สที่พื้นผิวดูดซับไว้, ความหยาบของพื้นผิว, การเกิดออกซิเดชันบนพื้นผิว, สภาพการเปียกของพื้นผิว ต่างก็มีความสำคัญต่อผลต่างอุณหภูมิที่จะทำให้เกิดฟองทั้งสิ้น ธรรมชาติของพื้นผิว รับความร้อนอาจเปลี่ยนแปลงไป เมื่อเวลาผ่านไป กระบวนการนี้รู้จักกันในชื่อ "Conditioning" จากเหตุผลต่างๆ ที่กล่าวมานี้ ทำให้การทดลองซ้ำเพื่อยืนยันผลการทดลองเป็นไปได้ยาก อย่างไรก็ตามมีนักวิจัยหลายคน ได้พยายาม เสนอสหสัมพันธ์ต่างๆ ซึ่งมีทั้งในแบบการทดลอง (empirical) และแบบที่มีพื้นฐานทางทฤษฎี (physical model) ดังต่อไปนี้

2.4 การเดือดแบบนิวเคลียเอทในน้ำและของไหลอินทรีย์ (Nucleate boiling in water and organic liquid)

Rosenhow (9) ได้เสนอสหสัมพันธ์ที่ใช้กับของเหลวประเภทนี้ โดยใช้แบบจำลองที่พิจารณาถึง การถ่ายเทความร้อนแบบการพา เนื่องจากฟอง ของไอ

$$Nu_b = f(Re_b, Pr_1)$$

โดยที่ Nu_b = ตัวเลขนัสเซิลท์ของฟอง = $q / K_f \Delta T$
 = ความร้อนที่ถ่ายเทโดยการพา / ความร้อนที่ถ่ายเทโดยการนำ

$$Pr_1 = \text{ตัวเลขพรันด์ทัลของของเหลว} = \frac{c_p \mu_1}{K_f}$$

$$Re_b = \text{ตัวเลขเรย์โนลด์ของฟอง} = \frac{\rho V_f D_f}{\mu_1}$$

$$D_f = \text{เส้นผ่าศูนย์กลางของฟอง}$$

Rosenhow ได้หาความสัมพันธ์ของตัวแปรข้างต้นนี้ในรูป

$$\frac{Re_b Pr_f}{Nu_b} = C Re_b^n Pr_f^m$$

และได้ทำการทดลองโดยการให้ความร้อนกับหลอดทองคำขาว (platinum) เส้นผ่าศูนย์กลาง 0.024 นิ้ว ในน้ำกลั่น ในที่สุดก็ได้ความสัมพันธ์

$$\frac{C_p \Delta T}{L} = 0.013 \left[\frac{q \sqrt{\frac{g b}{\mu_f h / g_c (\rho_f - \rho_v)}}}{\mu_f h / g_c (\rho_f - \rho_v)} \right]^{0.33} \left[\frac{C_p \mu_f}{K_f} \right]^{1.7} \quad (2.5)$$

สหสัมพันธ์ข้อมูลการเดือดของ Rosenhow ใช้ได้ดีกับของเหลวและพื้นผิวรับความร้อนอื่นๆ เมื่อเปลี่ยนค่าคงที่ 0.013 ให้เหมาะสมตามแต่ละคู่ของของเหลวและพื้นผิว ตาราง 2.2 แสดงค่าคงที่สำหรับคู่ของเหลวพื้นผิวชนิดต่างๆ

Surface fluid combination	C
Water-nickel	0.006
Water-platinum	0.013
Water-copper	0.013
Water-brass	0.006
Water-nickel and stainless steel	0.013
Water-stainless steel	0.014
Carbon tetrachloride-copper	0.013
Benzene-chromium	0.010
n-pentane-chromium	0.015
Ethyl alcohol-chromium	0.0027
Isopropyl alcohol-copper	0.0025
n-butyl alcohol-copper	0.0030

นักวิจัยหลายคนพยายามที่จะหาความสัมพันธ์ที่สามารถทำนายฟลักซ์ความร้อนวิกฤต (Critical heat flux) (q_c) Rosenhow และ Griffith (10) ได้เสนอความสัมพันธ์ในรูป

$$\frac{q_c}{L \rho} = 0.012 \left[\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho} \right]^{0.6} \quad (2.6)$$

Caswell และ Balzhieser (11) ได้เสนอความสัมพันธ์

$$\frac{q C_p^3 Pr^{-0.71}}{L^2 \rho_v K_f} = 1.02 \times 10^{-6} \left[\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho} \right]^{0.65} \quad (2.7)$$

อนึ่ง ผู้สนใจอาจหาอ่านเพิ่มเติมได้จากรายงานของ Subbotin (12) และ Dwyer (13)

2.5 ผลลดความดันที่ผิวสัมผัสระหว่างของเหลวกับไอ (Liquid-vapor interface pressure drop)

พิจารณาผิวนอกของของเหลว ซึ่งโมเลกุลของไอกำลังเคลื่อนที่ออกจากพื้นผิวอย่างสม่ำเสมอโดยการระเหย ถ้าของเหลวอยู่ในสภาวะสมดุลกับไอที่อยู่รอบๆ ฟลักซ์ของโมเลกุลของไอในจำนวนเท่ากันจะเคลื่อนกลับเข้าไปในของเหลว ดังนั้นจึงไม่มีมวลสุทธิที่หายไป แต่ในกรณีที่ผิวของของเหลวกำลังสูญเสียมวลโดยการระเหย ความดันและอุณหภูมิของไอเหนือผิวของเหลวจะมีค่าน้อยกว่าของสภาวะสมดุล ขนาดของผลลดความดันที่เกิดขึ้นสามารถประมาณได้ดังต่อไปนี้

จากทฤษฎีจลนศาสตร์ ความเร็วเฉลี่ย v_{mv} ของไอน้ำหนักโมเลกุล m ที่อุณหภูมิ T_v คือ

$$v_{mv} = \sqrt{\frac{8kT_v}{\pi m}}$$

โดยที่ k = ค่าคงที่ของโบลต์zman (Boltzman constant)

อัตราการไหลเฉลี่ยของโมเลกุลในทิศทางใดๆ คือ $\frac{n v_{mv}}{4}$ /หน่วยพื้นที่ และอัตราการไหลของความร้อนที่สมนัยกันต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่คือ

$$\frac{m \ln V_{2v}}{4}$$

โดยที่ n เป็นจำนวนโมเลกุลต่อหนึ่งหน่วยปริมาตร

และ L เป็นความร้อนแฝงของการระเหยต่อหน่วยมวล

สำหรับก๊าซอุดมคติ ความดันไอ $P_v = nKT_v$

$$\text{ดังนั้น พลักซ์ความร้อน} = P_v L \sqrt{\frac{m}{2\pi K T_v}}$$

พลักซ์ความร้อนนี้ไหลเข้าไปยังผิวของของเหลว ในทำนองเดียวกัน พลักซ์ความร้อนที่หนีออกจากผิวของของเหลว กำหนดโดย

$$P_s L \sqrt{\frac{m}{2\pi K T_s}}$$

ดังนั้น พลักซ์ความร้อนสุทธิที่ออกจากผิวหน้าของของเหลว

$$\begin{aligned} q &= (P_s - P_v) L \sqrt{\frac{m}{2\pi K T_s}} \\ &= \frac{P_s - P_v}{\sqrt{2\pi R T_s}} \end{aligned}$$

โดยที่ $T_s \simeq T_v \simeq T$

ค่าของ $q/(P_s - P_v)$ สำหรับของเหลวบางชนิดมีแสดงไว้ในตาราง 2.3

โดยการแทนค่าสมการ (2.2), สมการ (2.8ก) อาจเขียนได้ดังนี้

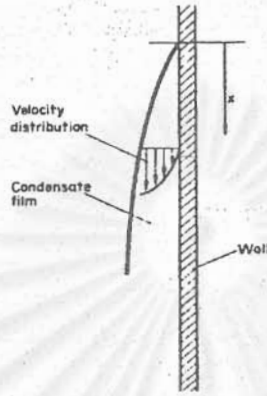
ตาราง 2.3 ค่า $q/(P_1 - P_v)$ ที่จุดเดือดปกติของของเหลว

Fluid	T_b (K)	$q/(P_1 - P_v)$ (kW/cm ² ·atm)
Lithium	1613	55
Zinc	1180	18
Sodium	1156	39
Water	373	21.5
Ethanol	351	13.5
Ammonia	238	15.2

2.6 การถ่ายเทความร้อนในช่วงการควบแน่น (Heat transfer in the condenser section)

การควบแน่นแบบฟิล์มทฤษฎีของนัสเซิลท์

ทฤษฎีที่จะกล่าวถึงนี้พิจารณาการควบแน่นบนพื้นผิวที่วางตัวในแนวตั้ง ผลของการควบแน่นก่อให้เกิดฟิล์มของของเหลวซึ่งไหลลงมาด้วยแรงโน้มถ่วง ในที่นี้จะสมมติว่าการไหลที่ผิวสัมผัสเป็นแบบชั้นๆ (laminar) และไม่คำนึงถึงแรงเค้นเฉือน (Viscous shear) ที่ผิวสัมผัสระหว่างไอและของเหลว อัตราการไหลเชิงมวลของของเหลวจะเพิ่มมากขึ้นเมื่อระยะห่างจากจุดบนสุดเพิ่มขึ้น โปรไฟล์ของการไหลเป็นดังแสดงในรูป 2.3



รูปที่ 2.3 การควบแน่นแบบฟิล์มบนผิวเรียบในแนวตั้ง

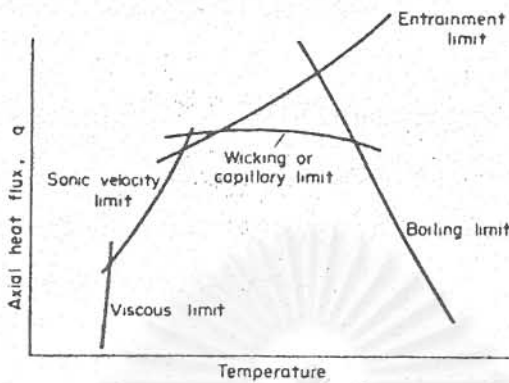
สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย h ที่ระยะห่าง x จากจุดบนสุดหาได้จาก

$$h = 0.943 \left[\frac{L \rho^2 g K_f^3}{x \mu_f (T_s - T_w)} \right]^{1/4} \quad (2.9)$$

โดยที่ $T_s - T_w$ เป็นผลต่างอุณหภูมิระหว่างฟิล์มของไอและของของเหลว

2.7 ขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อน (Limits to heat transport)

ปัจจัย (factors) ที่กำหนดขีดจำกัดด้านบนของสมรรถนะการส่งถ่ายความร้อนของฮีทไประ์ มีหลายอย่าง (ดูรูป 2.4)



รูปที่ 2.4 ขีดจำกัดสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของฮีทไปป์

1. ขีดจำกัดของความหนืด (Viscous Limit)

ในกรณีอุณหภูมิต่ำ ความหนืดของไออาจเป็นตัวหลักที่กำหนดอัตราการไหลของไอภายในฮีทไปป์

2. ขีดจำกัดของความเร็วเสียง (Sonic Limit)

ในตอนเริ่มใช้งาน หรือในกรณีที่ฮีทไปป์ที่มีของไหลใช้งานเป็นโลหะเหลวอุณหภูมิสูง ความเร็วไอที่ปลายสุดของช่วงของการระเหยอาจสูงเท่ากับความเร็วเสียง เนื่องจากความเร็วไวมักจะสูงกว่าเสียงได้ ดังนั้นจึงก่อให้เกิดขีดจำกัดของสมรรถนะการส่งถ่ายความร้อน

3. ขีดจำกัดของการหลุดลอย (Entrainment Limit)

เมื่อไอมีความเร็วสูงขึ้น แรงเฉือนที่ไอกระทำต่อของเหลวใช้งานภายในวิกต์ที่ผิวสัมผัสระหว่างไอกับผิววิกต์อาจมีขนาดโตกว่า แรงต้านที่เกิดจากแรงตึงผิวของของเหลวใช้งาน ทำให้หยดของเหลวหลุดลอยไปกับไอไปยังช่วงการควบแน่น ปรากฏการณ์ดังกล่าวนี้จะขัดขวางการทำงานของฮีทไปป์และเป็นขีดจำกัดอันหนึ่งของสมรรถนะของฮีทไปป์

4. ขีดจำกัดของท่อรูเข็ม (ขีดจำกัดของวิกค์)

ถ้าหัวน้ำสูงสุดที่วิกค์ดูดขึ้นได้โดยแรงท่อรูเข็ม มีขนาดเล็กกว่า ความดันลดรวมที่เกิดจากการไหลเวียนของของไหลใช้งานเมื่อไร ของไหลใช้งานจะไม่สามารถไหลกลับถึงช่วงการระเหยได้ ผลก็คือ เกิดการแห้งตัว (Dry out) ของวิกค์ และฮีทไปป์จะหยุดทำงาน

รูป 2.4 แสดงตัวอย่างหนึ่งของขีดจำกัดดังกล่าวข้างต้นที่มีต่อ อัตราการส่งถ่ายความร้อนสูงสุดในแนวแกนของฮีทไปป์ เราจำเป็นต้องเลือกจุดใช้งาน (เงื่อนไขใช้งาน) ที่อยู่ด้านล่างของกลุ่มเส้นขีดจำกัดเหล่านี้ รูปร่างที่แท้จริงของเส้นขีดจำกัดจะเปลี่ยนแปลงได้ตามชนิดของของไหลใช้งาน, วัสดุของวิกค์และรูปร่างของฮีทไปป์ เป็นต้น

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 3

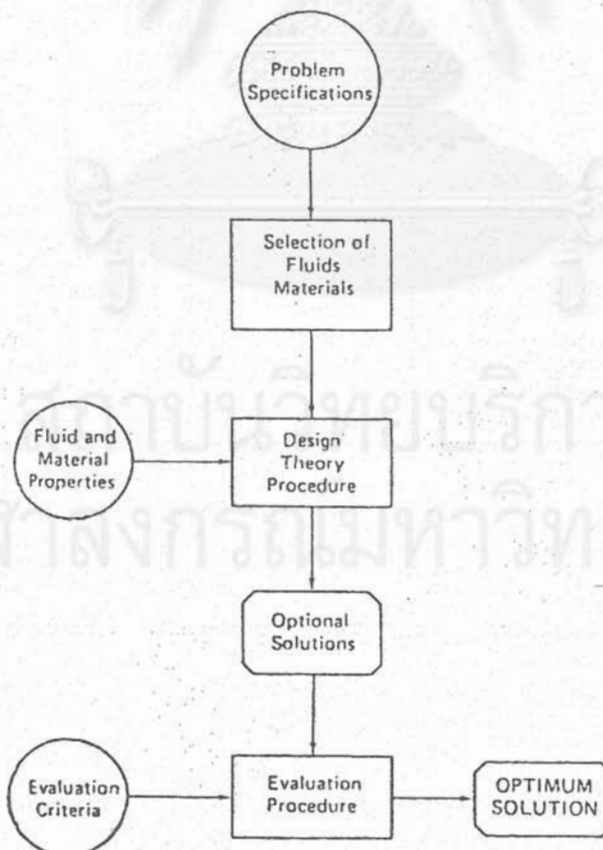
การประดิษฐ์ฮีทไปป์และการสร้างระบบทดสอบ

3.1 การเลือกส่วนประกอบต่างๆ ของฮีทไปป์ไร้วิกค์

ฮีทไปป์ไร้วิกค์ประกอบด้วยส่วนประกอบที่สำคัญ 2 ส่วนคือ

1. ของไหลใช้งาน
2. ท่อปิดผนึก

ก่อนที่จะทำการออกแบบและสร้างท่อฮีทไปป์ไร้วิกค์ จำเป็นจะต้องพิจารณาเลือกส่วนประกอบทั้งสองให้มีความเหมาะสมซึ่งกัน (compatibility) โดยอาศัยขั้นตอนที่แสดงไว้ในรูปที่ 3.1



รูปที่ 3.1 ขั้นตอนการออกแบบฮีทไปป์ไร้วิกค์

3.1.1 การเลือกของไหลใช้งาน

ก. คุณสมบัติของของไหลใช้งาน ก่อนอื่นเลือกของไหลใช้งานให้เหมาะสมกับอุณหภูมิใช้งานของฮีทไปป์ไรวิคค์ ตารางที่ 3.1 แสดงชนิดของของไหลใช้งานที่ใช้ได้ที่อุณหภูมิใดต่างๆถ้ามีของไหลใช้งานให้เลือกมากกว่า 1 ชนิด ควรเลือกของไหลใช้งานที่มีคุณสมบัติเฉพาะดังต่อไปนี้

ตารางที่ 3.1 ชนิดของไหลใช้งานที่ช่วงอุณหภูมิใช้งานต่างๆ

Medium	Melting point (°C)	Boiling point at atmos.press. (°C)	Useful range (°C)
Helium	-272	-269	-271 - -269
Nitrogen	-210	-196	-203 - -160
Ammonia	-78	-33	-60 - 100
Freon 11	-111	24	-40 - 120
Pentane	-130	28	-20 - 120
Freon 113	-35	48	-10 - 100
Acetone	-95	57	0 - 120
Methanol	-98	64	10 - 130
Flutec PP2 *	-50	76	10 - 160
Ethanol	-112	78	0 - 130
Heptane	-90	98	0 - 150
Water	0	100	30 - 200
Flutec PP9 *	-70	160	0 - 225
Thermex	12	257	150 - 395
Mercury	-39	361	250 - 650
Caesium	29	670	450 - 900
Potassium	62	774	500 - 1000
Sodium	99	892	600 - 1200
Lithium	179	1340	1000 - 1800
Silver	960	2212	1800 - 2300

*Included for cases where electrical insulation is a requirement

1. จะต้องเข้ากันได้ดีกับวัสดุ
2. ทนความร้อนได้ดี (เสถียรภาพเชิงความร้อนสูง)
3. เบิกผิววัสดุท่อได้ดี
4. ความดันไอไม่สูงหรือไม่น้อยเกินไปในช่วงอุณหภูมิใช้งาน
5. มีค่าความร้อนแฝงของการระเหยสูง
6. มีความหนืดต่ำทั้งในสภาพของเหลวและไอ
7. มีค่าความนำความร้อนสูง
8. มีจุดเยือกแข็งและจุดหลอมตัวที่ยอมรับได้

ข. ตัวเลขเมอริท (Merit number)

การเลือกชนิดของไหลใช้งานที่มีลักษณะสมบัติข้างต้นอย่างครบถ้วน เป็นเรื่องไม่่ง่ายนัก ดังนั้น ในบางครั้งจะใช้ตัวเลขเมอริท M เป็นตัวตัดสิน โดยที่

$$M = \frac{\delta_1 \rho_1 \lambda}{\mu_1} \quad g_{\text{cm}} \quad (\text{W/cm}^2)$$

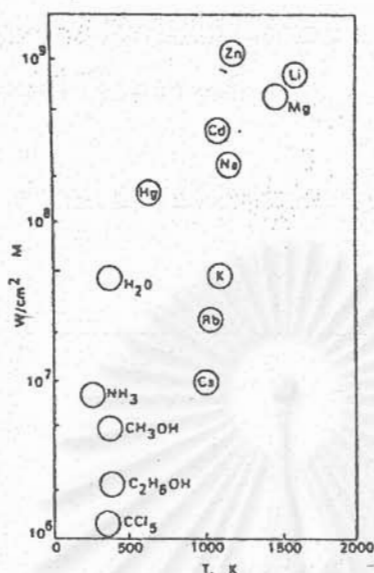
$$\rho_1 = \text{ความหนาแน่นของของเหลว} \quad (\text{gm/cm}^3)$$

$$\delta_1 = \text{แรงดึงผิวของของเหลว} \quad (\text{gm}_f/\text{cm})$$

$$\lambda = \text{ความร้อนแฝงของการระเหย} \quad (\text{J/gm})$$

$$g_{\text{cm}} = \text{ตัวแปรหน่วย} \quad (980.7 \text{ gm} \cdot \text{cm} / \text{gm}_f \cdot \text{sec}^2)$$

รูปที่ 3.2 แสดงค่าตัวเลขเมอริทของของไหลใช้งานตัวสำคัญที่ ช่วงอุณหภูมิการใช้งานต่างๆ ถ้าค่าตัวเลขเมอริทของของไหลใช้งานใดมีค่าสูง แสดงว่าของไหลใช้งานนั้นมีความเหมาะสมมาก แต่ยังคงจำเป็นต้องคำนึงถึงราคา ความปลอดภัยและฤทธิ์กัดกร่อนของของไหลใช้งานนั้นด้วย



รูปที่ 3.2 ค่าตัวเลขเมอริทของของไหลใช้งานที่อุณหภูมิจุดเดือด

3.1.2 การเลือกวัสดุท่อ

ก. ความเข้ากันได้ (compatibility)

การเลือกวัสดุที่ใช้ทำท่อต้องคำนึงถึงความเข้ากันได้กับของไหลใช้งานเป็นสิ่งสำคัญ เช่น พิจารณาว่าจะเกิดปฏิกิริยาเคมี การสลายตัวของของไหลใช้งานและการกัดกร่อนของท่อหรือไม่ ถ้ามีปรากฏการณ์ใดปรากฏการณ์หนึ่งเกิดขึ้น ก็แสดงว่าวัสดุท่อไม่เหมาะสม

ปฏิกิริยาเคมีหรือการสลายตัวของของไหลใช้งานจะทำให้เกิดก๊าซที่ไม่สามารถควบแน่นได้ขึ้นภายในท่อฮีทไปป์ ซึ่งจะทำให้สมรรถนะของฮีทไปป์ต่ำลงได้

การผุกร่อนของวัสดุท่อจะทำให้คุณสมบัติของผิววัสดุเปลี่ยนไป ผลก็คือมุมของการเปียกผิวระหว่างของเหลวกับวัสดุจะเปลี่ยนแปลงไป อีกทั้งยังอาจเกิดเศษอนุภาคของแข็งขึ้นกีดขวางการไหลกลับของของเหลวใช้งาน หรือเกิด

ก๊าซขึ้น ผลก็คือสมรรถนะของฮีทไปป์ก็จะต่ำลง ความเข้ากันได้ของวัสดุกับของไหลใช้งานต่างๆ มีแสดงไว้ในตารางที่ 3.2

ตารางที่ 3.2 ความเข้ากันได้ระหว่างของไหลใช้งานกับวัสดุท่อ

Fluids	^a ss					
	Al	Cu	Fe	Ni	304	Ti
Nitrogen	C ^b	C	C	C	C	
Methane	C	C			C	
Ammonia	C		C	C	C	
Methanol	1	C	C	C	C	
Water	1	C		C	C ^c	C
Potassium				C		1
sodium				C	C	1

^ass = stainless steel.

^bC = compatible; 1 = incompatible; blank = data not available.

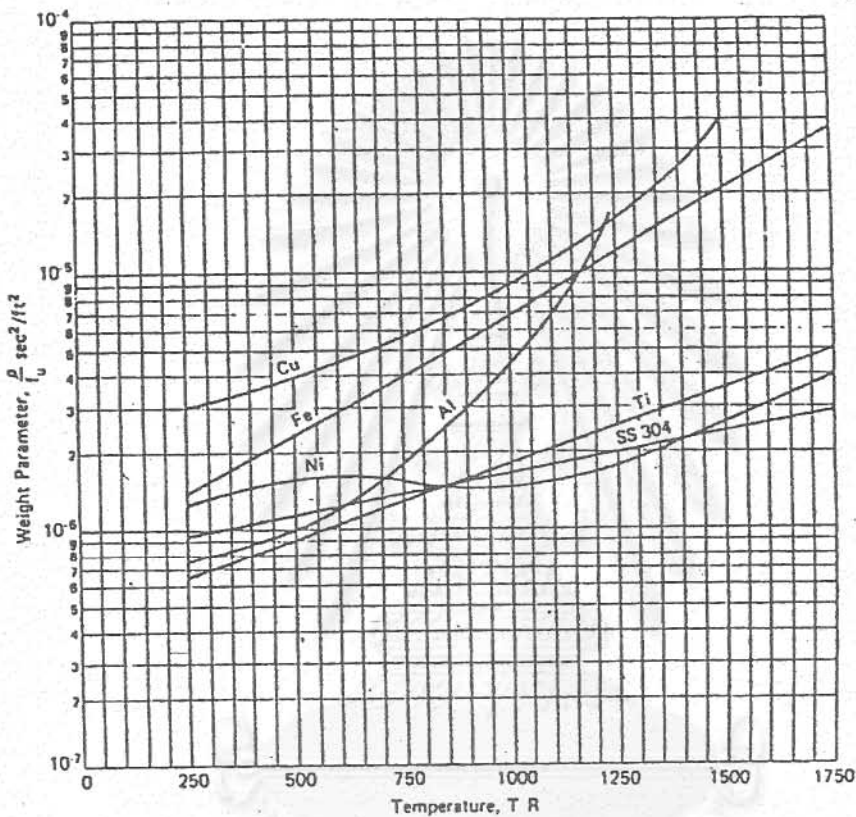
^cPossible hydrogen generation.

ข. น้ำหนักและผลลดอุณหภูมิของวัสดุ

นอกจากจะคำนึงถึงความเข้ากันได้แล้ว ยังต้องสนใจน้ำหนักของวัสดุและผลลดอุณหภูมิที่เกิดขึ้นอีกด้วย

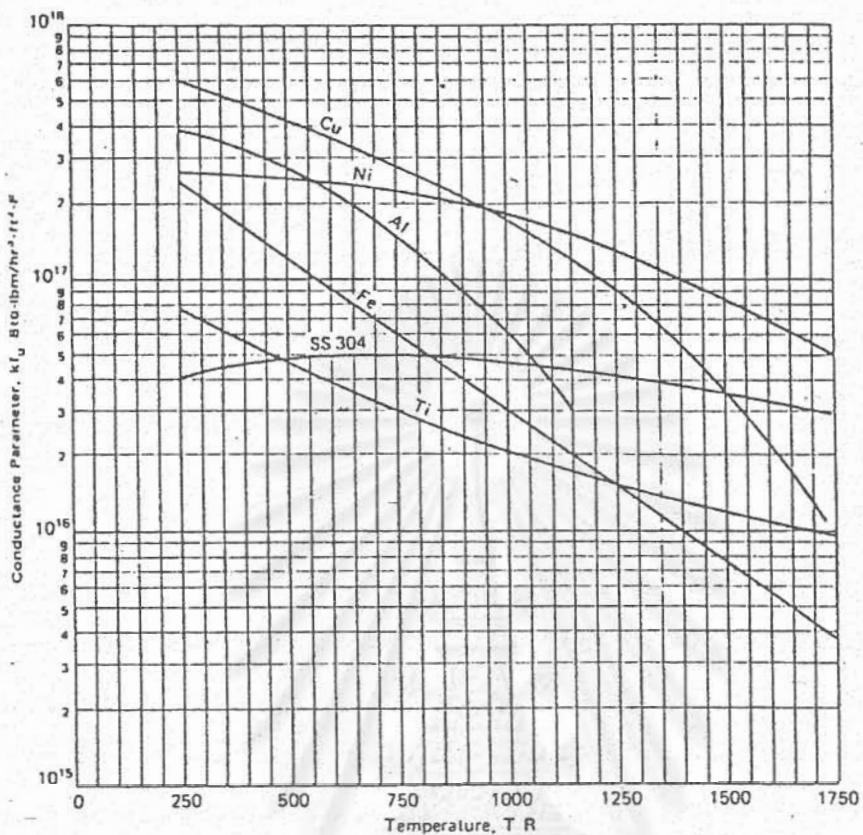
ข.1 น้ำหนักของวัสดุที่ขึ้นแปรผันตามผลคูณของความหนาของท่อกับความหนาแน่นของวัสดุ (ให้รูปทรงภายนอกคงที่) แต่ความหนาของท่อที่สามารถทนต่อแรงดันไอได้จะแปรผกผันกับความทนแรงดึงสูงสุดของวัสดุ (Ultimate tensile strength, UTS, f_u) นั่นคือน้ำหนักของวัสดุท่อที่ใช้

จะแปรผัน โดยตรงกับ (ρ/f_u) รูปที่ 3.3 แสดงค่า (ρ/f_u) ที่อุณหภูมิต่างๆ ของวัสดุแต่ละชนิด



รูปที่ 3.3 ความสัมพันธ์ระหว่าง (ρ/f_u) กับอุณหภูมิ

ข.2— ผลลตอุณหภูมิ ผลลตของอุณหภูมิจะแปรผันโดยตรงกับความหนาของผนังท่อและแปรผกผันกับค่าความนำความร้อน (K) ของวัสดุ นั่นคือผลลตของอุณหภูมินี้จะแปรผกผันกับ $(K \cdot f_u)$ ค่า $(K \cdot f_u)$ ที่อุณหภูมิใช้งานต่างๆ ของวัสดุมีแสดงไว้ในรูป 3.4



รูปที่ 3.4 ค่า (K.f_u) ที่อุณหภูมิการใช้งานต่างๆของวัสดุ

จากรูปที่ 3.4 จะเห็นได้ว่าวัสดุทองแดง (Cu) มีค่า (K.f_u) สูงกว่าวัสดุชนิดอื่นใด ในช่วงอุณหภูมิต่ำกว่า 1,000° R นี้หมายความว่า ในช่วงอุณหภูมินี้ทองแดงให้ผลลดอุณหภูมิที่น้อยที่สุด

ในการเลือกวัสดุนี้ ปัจจัยที่สำคัญที่ต้องไม่ลืมคือ ราคาของวัสดุ เครื่องมือที่ใช้ในการขึ้นรูป การเชื่อมและอุปสรรคต่างๆที่จะเกิดขึ้นในการสร้างและใช้งาน

3.1.3 ขั้นตอนการเลือกส่วนประกอบทั้ง 2 ส่วน

1. เลือกของไหลใช้งานหนึ่งชนิดโดยอาศัยตารางที่ 3.1 และรูปที่ 3.2 ของไหลใช้งานนั้นจะต้องให้ค่าการถ่ายเทของเหลวสูง และสภาพการนำความร้อนของของเหลวสูงพอ อีกทั้งต้องไม่เป็นพิษและไม่ติดไฟด้วย



2. เลือกชนิดของวัสดุท่อที่เข้ากันได้โดยอาศัยตารางที่ 3.2
นอกจากนี้ต้องคำนึงให้มีน้ำหนักเบาและผลลตของอุณหภูมิน้อย โดยใช้รูป 3.3
และ 3.4

การเลือกส่วนประกอบทั้ง 2 ส่วนนี้ เป็นสิ่งที่ขาดไม่ได้ในการออกแบบอีทไปป์ไร้วิกค์

3.2 การกำหนดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่ออีทไปป์

ท่ออีทไปป์สามารถทำได้ด้วยท่อชนิดต่างๆ ขึ้นอยู่กับรูปร่างพื้นที่หน้าตัดของท่อ ท่อที่นิยมใช้ทั่วไปเป็นท่อทรงกระบอก เพราะหาซื้อได้ง่ายและเป็นท่อที่สามารถทนความดันได้ดีกว่าท่อรูปร่างอื่นๆ ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อมีความสำคัญต่ออีทไปป์มาก เพราะเป็นตัวกำหนดความเร็วของไอ ถ้าตัวเลขแมคค์ของไอมีค่าสูง จะเกิดการอัดตัวของไอขึ้น และการกระจายของอุณหภูมิในแนวแกนของอีทไปป์มาก ค่าตัวเลขแมคค์ของไอ ควรยึดหลักว่ามีค่าไม่เกิน 0.2 เพราะที่ค่านี้การอัดตัวของไอ และผลต่างของอุณหภูมิในแนวแกนมีน้อยจนของเหลวสามารถระเหยได้ ถ้าต้องการออกแบบอีทไปป์ให้ส่งผ่านความร้อนสูงสุดในแนวแกนเป็น Q_{max} เส้นผ่าศูนย์กลางย่านไอผ่าน d_v ในกรณีตัวเลขแมคค์ ($M_v = 0.2$) คือ

$$d_v = \frac{1}{\pi \rho \lambda} \sqrt{\frac{20 Q_{max}}{\gamma_v R_v T_v}}$$

โดยที่ d_v = เส้นผ่าศูนย์กลางของย่านไอผ่าน

Q_{max} = พลังค์ความร้อนที่ส่งผ่านในแนวแกน

ρ = ความหนาแน่นของไอ

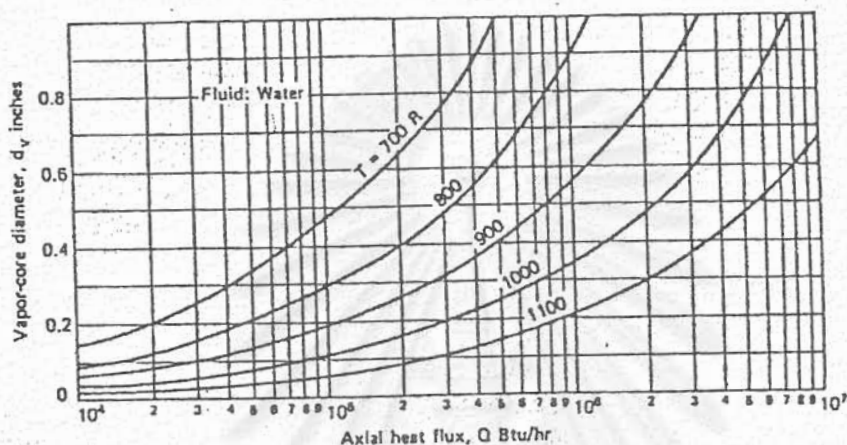
γ_v = อัตราส่วนความร้อนจำเพาะของไอ

λ = ความร้อนแฝงของการระเหย

R_v = ค่าคงที่ของแก๊ส

T_v = อุณหภูมิของไอ

สมการที่ (3.1) สามารถแสดงเป็นกราฟได้ดังรูปที่ 3.5



รูปที่ 3.5 การกำหนดเส้นผ่าศูนย์กลางกลางของย่านไอผ่าน

3.3 การเลือกและคำนวณออกแบบท่อฮีทไประบาย

การคำนวณออกแบบท่อฮีทไประบายต้องคำนึงถึงความทนทานต่อความดันไอที่เกิดขึ้นภายในท่อฮีทไประบาย โดยทั่วไปนิยมใช้มาตรฐาน ASME โดยยึดหลักว่าความเค้นสูงสุดของวัสดุที่ยอมได้ (maximum allowable stress) จะเป็น $1/4$ เท่า ของความทนต่อแรงดึงสูงสุดของวัสดุนั้น (Ultimate tensile strength, UTS, f_{tu}) อนึ่ง การออกแบบโครงสร้างของท่อแบ่งออกได้เป็นข้อๆ ดังนี้

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

1. สำหรับท่อทรงกระบอกที่มีความหนาของผนังท่อน้อยกว่า 10% ของเส้นผ่าศูนย์กลางท่อ ความเค้นสูงสุดที่ยอมได้สามารถคำนวณได้จากสมการที่ (3.2)

$$f_{max} = \frac{Pd_o}{2t}$$

$$f_{max} = \text{ความเค้นสูงสุดที่ผนังท่อรับได้}$$

$$P = \text{ผลต่างของความดันที่ 2 ด้านของผนังท่อ}$$

$$d_o = \text{เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกของท่อ}$$

$$t = \text{ความหนาของผนังท่อ}$$

2. สำหรับท่อทรงกระบอกที่มีผนังท่อหนา ความเค้นสูงสุดสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (3.3)

$$f_{max} = P(d_o^2 + d_i^2)/(d_o^2 - d_i^2) \quad (3.3)$$

$$f_{max} = \text{ความเค้นสูงสุดที่ยอมได้}$$

$$P = \text{ผลต่างของความดันทั้งสองด้านของผนัง}$$

$$d_o = \text{เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกของท่อ}$$

$$d_i = \text{เส้นผ่าศูนย์กลางภายในของท่อ}$$

หมวกปิดท่อฮีทไปป์ก็จัดอยู่ในประเภทวัสดุท่อเช่นกัน หมวกปิดท่อนี้มีรูปร่างหลายอย่าง เช่น เลี้ยวของวงกลม กรวยหรือแผ่นราบ การคำนวณออกแบบก็สามารถทำได้ดังนี้

1. สำหรับหมวกปิดท่อเนื้อหาแบบทรงกลมครึ่งเลี้ยว ความเค้นสูงสุดที่ยอมได้คำนวณได้จากสมการที่ (3.4)

$$f_{max} = P(d_o^3 + 2d_i^3)/2(d_o^3 - d_i^3)$$

2. สำหรับหมวกปิดท่อแบบทรงกลมครึ่งเลี้ยวเนื้อบางน้อยกว่า 10% ของเส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกท่อ ความเค้นสูงสุดคำนวณได้จากสมการที่ (3.5)

$$f_{max} = \frac{Pd_o}{4t} \quad (3.5)$$

3. สำหรับหมวกปิดท่อแบบแผ่นราบ ความเค้นสูงสุดคำนวณได้จากสมการที่ (3.6)

$$f_{max} = Pd_o^2/8t \quad (3.6)$$

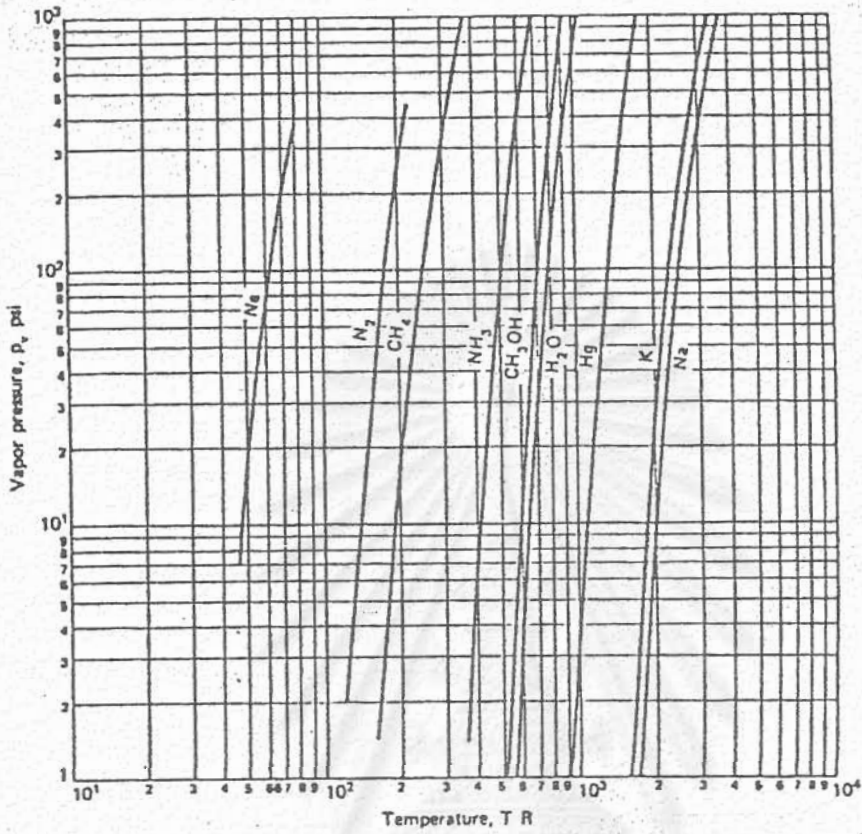
$$f_{max} = \text{ความเค้นสูงสุด}$$

$$P = \text{ผลต่างของความดันที่สองด้านของผนังหมวกปิดท่อ}$$

$$d_o = \text{เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกของหมวกปิดท่อ}$$

$$d_i = \text{เส้นผ่าศูนย์กลางภายในของหมวกปิดท่อ}$$

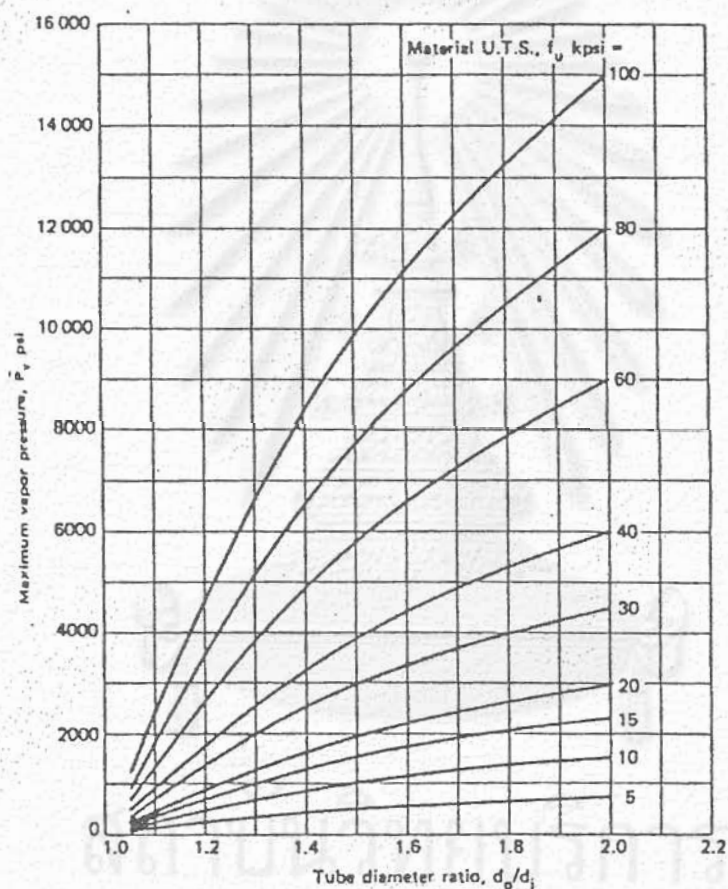
ผลต่างของความดันที่สองด้านของผนังท่อ/หมวกปิดท่อมักมีค่าเท่ากับความดันไอของของไหลใช้งานที่อุณหภูมิใช้งานสูงสุดหักลบด้วยความดันบรรยากาศภายนอก รูปที่ 3.6 แสดงค่าความดันไอของของไหลใช้งานบางประเภท



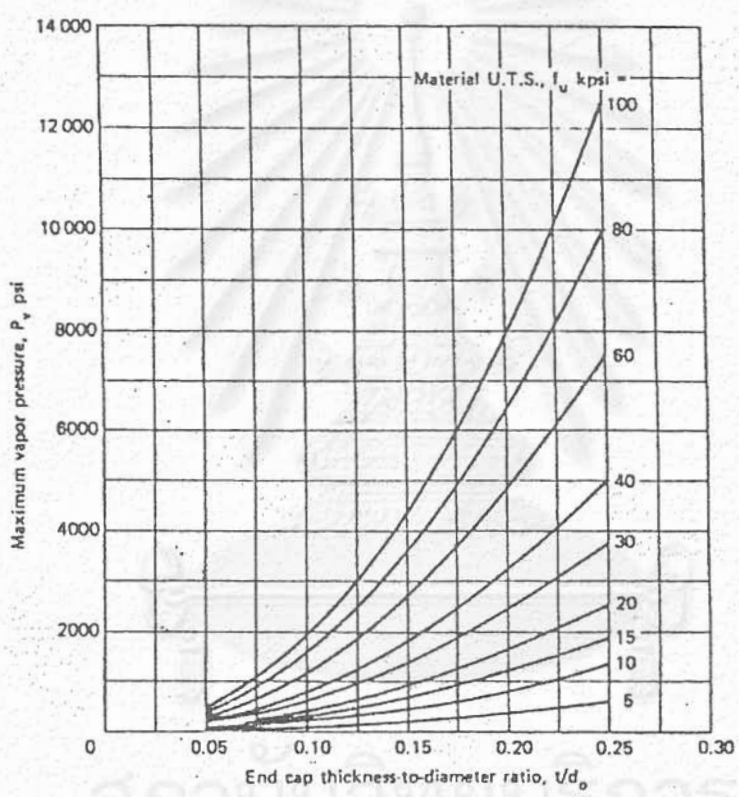
รูปที่ 3.6 ความดันไอที่อุณหภูมิต่างๆของของไหลใช้งาน

เพื่อความสะดวกในการออกแบบ เราสามารถนำเอาสมการที่ (3.2)-(3.6) ไปเขียนเป็นกราฟความสัมพันธ์ระหว่างขนาดท่อ (d_o/d_i) หรือขนาดหมวกปิดท่อ (t/d_o) กับความดันไอของของไหลใช้งาน (p_v) ดังรูปที่ 3.7 และ 3.8

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 3.7 การกำหนดขนาดของท่อ



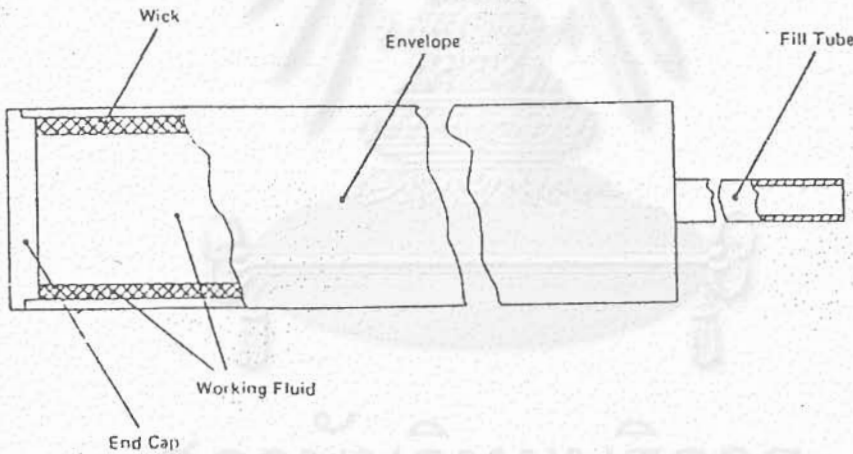
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 3.8 การกำหนดขนาดของหมวกปิดท่อ

3.4 การสร้างฮีทไปป์ไร้วิกต์

3.4.1 ส่วนประกอบของฮีทไปป์ไร้วิกต์

ฮีทไปป์ทั่วไปมีส่วนประกอบ 5 ชิ้น คือ ท่อ (Envelope), วิกต์ (Wick), หมวกปิดท่อ (End cap), ท่อเติม (Fill tube) และของไหลใช้งาน (Working fluid) (รูป 3.9) แต่ฮีทไปป์ไร้วิกต์จะมีส่วนประกอบเพียง 4 ส่วน คือ ไม่มีวิกต์ ในที่นี้จะอธิบายเฉพาะส่วนประกอบของฮีทไปป์ไร้วิกต์เท่านั้น

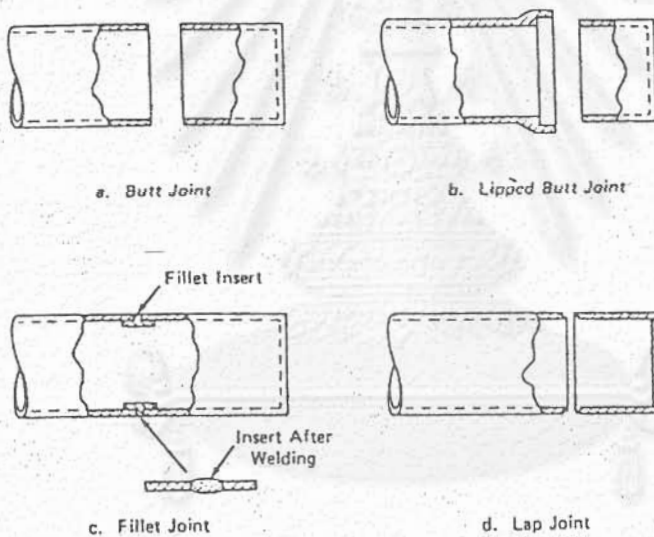


รูปที่ 3.9 ส่วนประกอบต่างๆของฮีทไปป์ทั่วไป

1. ท่อ ท่อที่ใช้ทำฮีทไปป์มีหลายประเภทและหลายขนาด การเลือกท่อในตอนออกแบบฮีทไปป์นั้นต้องคำนึงถึงราคาของท่อด้วย ท่อที่ใช้ทั่วไปมี 2 ประเภทคือ ท่อไรตะเข็บและท่อเชื่อมต้อ (Butt welding tubes)

สิ่งที่ควรระวังในการตัดท่อให้ได้ความยาวที่ต้องการคือ การเสียรูปของปลายท่อเพราะถ้าเกิดการเสียรูปแล้ว รอยเชื่อมหมวกปิดท่อจะไม่ทนทานและเกิดรูรั่วได้ง่าย

2. หมวกปิดท่อ หมวกปิดท่อที่ใช้ควรมีความหนาของผนังน้อยที่สุดที่จะทนต่อความเค้นที่เกิดขึ้นได้ หมวกปิดท่อจะถูกเชื่อมติดกับปลายท่อ รูปแบบของการเชื่อมติดนี้มีความสำคัญมากต่อการสร้างฮีทไปป์และแบ่งได้เป็น 4 แบบคือ แบบเชื่อมธรรมดา (Butt joint), แบบเชื่อมประกบ (Lipped butt joint), แบบเชื่อมเติมร่อง (Fillet joint) และแบบเชื่อมเหลื่อม (Lap joint) ดังแสดงไว้ในรูปที่ 3.10



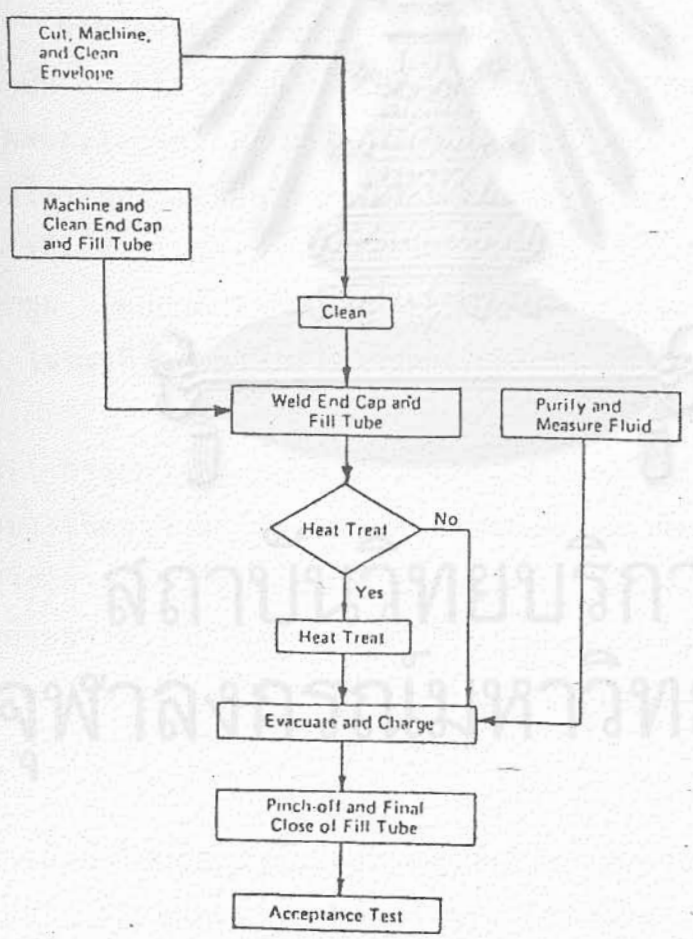
รูปที่ 3.10 วิธีเชื่อมต่อหมวกปิดท่อแบบต่างๆ

สิ่งที่ควรระวังในการเชื่อมหมวกคือ หมวกปิดท่อและตัวท่อต้องอยู่ในแนวตรง รอยเชื่อมต้องแข็งแรง ไม่มีรอยรั่วซึม ความหนาของรอยเชื่อมต้องมีขนาดใกล้เคียงกับความหนาของผนังท่อและรอยเชื่อมนั้นควรจะอยู่บนเนื้อของหมวกปิดท่อและบนตัวท่อเท่าๆกัน อีกทั้งต้องเป็นรอยที่สม่ำเสมอด้วย ในการเชื่อมต่อหมวกปิดท่อนี้ไม่ควรใช้การเชื่อมต่อแบบธรรมดา (Butt joint)

3. ท่อเติม เป็นท่อต่อขนาดเล็กบนหมวกปิดท่อด้านใดด้านหนึ่งของฮีทไประบ เพื่อใช้เป็นทางดึงหรือไล่อากาศออกจากฮีทไประบและเป็นทางเติมของไหลใช้งานเข้าท่อ ก่อนที่ใช้งานฮีทไประบจะต้องปิดท่อเติมให้สนิทเสียก่อน อาจจะมีการบีบให้แบนแล้ว เชื่อมปิดปลาย ท่อเติมนี้ควรมีเส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกไม่เกิน 1/4 นิ้ว และเส้นผ่าศูนย์กลางภายใน 1/6 นิ้ว

4. ของไหลใช้งาน ของไหลใช้งานที่ใส่ในท่อฮีทไประบต้องมีปริมาณที่พอเหมาะและต้องมีความบริสุทธิ์สูง

ขั้นตอนการสร้างฮีทไประบมีแสดงไว้ในรูป 3.11



รูปที่ 3.11 แผนผังขั้นตอนการสร้างฮีทไประบ



3.4.2 การทำความสะอาดส่วนประกอบต่างๆ

ความสะอาดของส่วนประกอบมีผลต่อสมรรถนะและอายุการใช้งานของอีทไปป์มาก

วิธีการทำความสะอาดมีดังต่อไปนี้

ก. การทำความสะอาดส่วนประกอบที่เป็นโลหะ

แบ่งได้เป็น 3 ขั้นตอนคือ

1. การกำจัดคราบไขมัน (Degreasing) คราบไขมันที่ติดมากับวัสดุอาจเป็น น้ำมัน ไข หรือจาระบี โดยทั่วไปจะใช้สารละลายจำพวกเมทิลีนไดโครเมท (Methylenedichromate) ไตรคลอโรอีเทน (Trichloroethane) และไตรคลอโรเอทิลีน (Trichloroethylene) แต่นิยมใช้สารละลายไตรคลอโรอีเทน เพราะมีราคาถูกกว่า สารละลายนี้สามารถใช้ทำความสะอาดได้ทุกซอกมุม โดยอาศัยเครื่องมือที่ทันสมัย (Ultrasonic cleaning equipments) ในขณะที่ชิ้นส่วนแช่อยู่ในสารละลายควรจะใช้แปรงแปรงเบาๆด้วย

2. การกำจัดอนุภาคของแข็ง (Solid particle removal) อนุภาคของแข็งบางชนิดอาจถูกกำจัดออกไปตั้งแต่ขั้นตอนการกำจัดคราบไขมันแล้ว แต่ยังมีอนุภาคบางอย่าง เช่น ไขมันสภาพกึ่งของแข็งหรือของแข็ง ซึ่งไม่สามารถล้างออกได้หมดด้วยสารละลาย จึงจำเป็นต้องใช้สารพวกอัลคาไลน์ (Alkaline) เช่น ใช้ Oakite ในกรณีของโลหะอลูมิเนียมและ Coppa-Kleen ในกรณีของทองแดง เป็นต้น

สารอัลคาไลน์ที่ยกมานี้เป็นชื่อทางการค้าและประกอบด้วยสารอินทรีย์ที่ทำให้เกิดฟอง (Synthetic organic surfactants) หรือสบู่ 2-10% และเกลือของด่างอย่างน้อย 2 ชนิด เช่น เกลือของโซเดียมไฮดรอกไซด์ (Caustic soda) โซเดียมออกซิไดเลท โซเดียมคาร์บอเนต (Soda ash) โซเดียมเตตราโบเรท (Borax) หรือโซเดียมโพลีฟอสเฟส เป็นต้น

อนึ่ง ยังมีอนุภาคของแข็งอีกชนิดหนึ่งที่เกิดขึ้นบนผิวโลหะเนื้อแข็ง เช่น พวงสแตนเลสในรูปของจุดตำหนิของเนื้อเหล็ก เนื่องจากอนุภาคเหล่านี้สามารถทำปฏิกิริยาเคมีกับของไหลใช้งานจึงต้องกำจัดออกโดยการใส่สารออกซิไดซิง ซึ่งไม่เกิดปฏิกิริยาเคมีกับตัวสแตนเลสเอง เช่น กรดไนตริก โซเดียมไดโครเมท โปแตสเซียมไดโครเมท หรือสารผสมของสารพวกนี้

3. การกำจัดออกไซด์ (Deoxydizing) โลหะทั่วไปจะเกิดออกไซด์ปกคลุมผิววนอกอยู่โดยรอบ ซึ่งทำให้คุณสมบัติเปียกผิวของโลหะนั้นถดถอยลง อีกทั้งออกไซด์ของโลหะบางชนิดก็สามารถทำปฏิกิริยาเคมีกับของไหลใช้งานและก่อให้เกิดสิ่งที่ไม่ต้องการด้วย เช่น ออกไซด์ของอลูมิเนียมจะทำปฏิกิริยาเคมีกับแอมโมเนียให้ก๊าซไนโตรเจน ไฮโดรเจนและโลหะอลูมิเนียม เป็นต้น ทำให้อิทธิพลไปมีสมรรถนะต่ำลงมาก วิธีการกำจัดออกไซด์ย่อมขึ้นอยู่กับชนิดของโลหะ

การกำจัดออกไซด์ของทองแดงและอลูมิเนียมทำได้โดยการจุ่มลงในสารละลายของ 15-30 กก./ม³ โซเดียมไดโครเมทและ 4-7% โดยปริมาตรกรดกำมะถันที่อุณหภูมิห้องเป็นเวลา 5-30 นาที

หลังจากกำจัดออกไซด์จากชิ้นส่วนต่างๆแล้วต้องล้างด้วยน้ำสะอาด 2 นาทีและกลั้วด้วยน้ำกลั่นทันที จากนั้น ทำให้แห้งด้วยอากาศสะอาด กลั้วด้วยไอโซโพรพิลแอลกอฮอล์ไร้น้ำแล้วทำให้แห้งด้วยก๊าซไนโตรเจนร้อน 160 ฟ ที่ผ่านการกรองแล้ว

ตัวอย่างของขั้นตอนการทำความสะอาดชิ้นส่วนที่เป็นทองแดงและอลูมิเนียมมีดังนี้

1. แช่ในไตรคลอโรอีเทนที่อุณหภูมิห้องและใช้แปรงถูเป็นระยะๆ
2. กลั้วด้วยไตรคลอโรอีเทนที่อุณหภูมิห้อง
3. จุ่มอลูมิเนียมลงใน Oakite No 164 (15-75 กก./ม³) ส่วนทองแดงใน Coppa Kleen (15-75 กก./ม³) ที่ 140-180 ฟ เป็นเวลานาน 5-30 นาที
4. ล้างด้วยน้ำสะอาด 2 นาที

5. จุ่มลงในสารละลายโซเดียมไดโครเมทและกรดกำมะถันที่อุณหภูมิห้อง 5-30 นาที
6. ล้างด้วยน้ำสะอาด 2 นาที แล้วล้างด้วยน้ำกลั่น
7. เป่าให้แห้งด้วยอากาศสะอาด
8. ล้างด้วยไอโซโพรพิลแอลกอฮอล์ไร้น้ำ
9. เป่าให้แห้งด้วยก๊าซไนโตรเจนสะอาดที่ 160° ฟ

ข. การทำความสะอาดของไหลใช้งาน

การทำของไหลใช้งานให้บริสุทธิ์มีขั้นตอนดังนี้

1. การกลั่น ของไหลใช้งานจำพวกน้ำและของเหลวอินทรีย์ เช่น อาซิโตน, เอทานอล เป็นต้น จำต้องผ่านการกลั่นเสียก่อน
2. การกำจัดน้ำจากของเหลว โดยใช้ซิลิกาเจล (Silica gel) หรืออลูมินา (Alumina)
3. การกำจัดก๊าซต่างๆที่ละลายอยู่ในของไหลใช้งาน ในกรณีที่ใช้งานอีทไปป์อุณหภูมิสูงกว่า 200 ซ (392 ฟ) จำเป็นต้องไล่ก๊าซที่ละลายอยู่ในของไหลออกโดยวิธี freezing degassing

3.4.3 ขั้นตอนการประกอบอีทไปป์

เมื่อทำความสะอาดชิ้นส่วนต่างๆเรียบร้อยแล้ว ควรรีบประกอบขึ้นโดยไม่ปล่อยทิ้งไว้เนิ่นนาน ขั้นตอนการประกอบที่สำคัญคือ การเชื่อมต่อหมวกปิดท่อและท่อเติม

ในกรณีที่หมวกปิดท่อไม่มีท่อเติมตั้งแต่แรก เราจะต้องเชื่อมต่อเติมกับหมวกเสียก่อนหลังจากนั้นจึงทำการเชื่อมหมวกปิดท่อทั้งด้านที่มีท่อเติมและด้านที่ไม่มีท่อเติมเข้ากับท่อ การเชื่อมต่อทั้งหมดจะต้องไม่มีรอยร้าวและรอยร้าวเพราะจะทำให้ระบบบรรยากาศของอีทไปป์เสียได้ การเชื่อมที่สามารถใช้ได้ในการสร้างอีทไปป์นี้ได้แก่ การเชื่อมแบบ TIG (Tungsten-Inert Gas Welding) และการเชื่อมแบบ EBW (Electron Beam Welding)

ก. การเชื่อมแบบ TIG เป็นการเชื่อมด้วยไฟฟ้า โดยมีแท่งเชื่อมถาวร (electrode) เป็น Tungsten และลวดเชื่อม (filler metals) เป็นโลหะชนิดอื่น การเชื่อมแบบนี้จะมีช่องพ่นก๊าซเฉื่อยรอบๆแท่งเชื่อมถาวรเพื่อปกคลุมรอยเชื่อมไม่ให้ถูกกับอากาศ ทำให้รอยเชื่อมสะอาดไม่เกิดรอยร้าว

ข. การเชื่อมแบบ EBW เป็นการเชื่อมที่มีการสร้างห้องสุญญากาศเพื่อปกป้องรอยเชื่อมจากอากาศ การเชื่อมแบบนี้ใช้ปริมาณความร้อนน้อยกว่าการเชื่อมทั่วไปและมีการกระจายของความร้อนบนผิวโลหะในบริเวณแคบๆ ทำให้ผิวโลหะและรอยเชื่อมไม่มีสารประกอบใดๆเกิดขึ้น

นอกจากการเชื่อมที่ถูกต้องแล้ว ควรมีอุปกรณ์ตรวจสอบรอยร้าวที่มีประสิทธิภาพสูง (เช่น mass spectrometer โดยลดความดันในห้องลง แล้วตรวจดูว่าก๊าซฮีเลียมที่อยู่ภายนอกท่อซึมผ่านเข้าในท่อหรือไม่)

การเชื่อมท่อฮีทไปป์จะไม่ใช้น้ำยาประสาน (flux) ในการเชื่อม เพราะทำให้เกิดรอยร้าวได้ง่าย

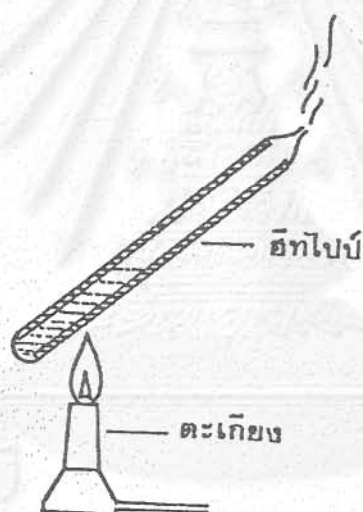
3.4.4 การเติมของไหลใช้งานและการทำสุญญากาศ

เมื่อประกอบชิ้นส่วนต่างๆเรียบร้อยแล้ว ลักษณะภายนอกจะเหมือนฮีทไปป์ทุกอย่าง ขั้นตอนต่อไปเป็นการเติมของไหลใช้งานและการทำสุญญากาศภายในท่อ

วิธีที่จะกล่าวในที่นี้เป็นวิธีสำหรับการสร้างฮีทไปป์ อุ่นหภูมิใช้งานต่ำ (Low temperature heat pipe) ซึ่งมีอยู่ 4 วิธี จากง่ายไปหายากดังนี้

ก. แบบให้ความร้อนโดยตรงต่ออีทไปป์

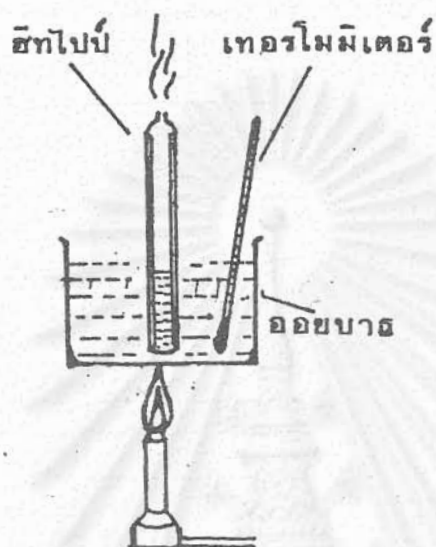
กรรมวิธีนี้นับว่าเป็นวิธีแบบง่ายที่สุด หลังจากประกอบชิ้นส่วนต่างๆ เป็นท่ออีทไปป์เรียบร้อยแล้ว จะเติมของไหลใช้งานเข้าไปในท่ออีทไปป์โดยตรง ในปริมาณมากเกินพอ จากนั้นไล่อากาศและก๊าซไม่ควมแน่นที่ค้างอยู่ในท่อและที่ละลายอยู่ในของเหลว โดยการเอาเปลวไฟไปลงบริเวณด้านล่างของอีทไปป์ ดังรูปที่ 3.12 เมื่อของไหลใช้งานเริ่มเดือดพล่าน ไอของไหลที่พุ่งออกมาจะช่วยไล่อากาศที่อยู่ภายในท่ออีทไปป์ หลังจากปล่อยให้เดือดเป็นเวลาพอเหมาะ และของไหลใช้งานในท่อมีปริมาณเหลือตามต้องการแล้ว ก็ทำการปิดฉีกปลายท่อด้านบนในขณะที่ของไหลใช้งานยังคงเดือดพล่านอยู่



รูปที่ 3.12 วิธีการผลิตอีทไปป์แบบให้ความร้อนโดยตรง

ข. แบบให้ความร้อนต่ออีทไปป์โดยใช้อ้อยบาซ (oil bath)

กรรมวิธีนี้ต้องลงทุนมากกว่าวิธีที่ 1 เล็กน้อย แต่หลักการดำเนินงานยังคงเหมือนกัน จะต่างกันตรงที่วิธีที่สองนี้ใช้อ้อยบาซที่รักษาอุณหภูมิของน้ำมันร้อนให้คงที่ (รูปที่ 3.13) เพื่อให้เกิดการเดือดอย่างสม่ำเสมอและสามารถควบคุมปริมาณของไหลใช้งานที่เหลือในท่อโดยการควบคุมระยะเวลาที่เดือด ดังนั้น จึงสามารถสร้างอีทไปป์ที่มีสมรรถนะใกล้เคียงกับที่ออกแบบไว้และในเวลาอันสั้นด้วย (mass production) วิธีนี้เป็นวิธีผลิตอีทไปป์ที่เลือกใช้ในงานวิจัยนี้



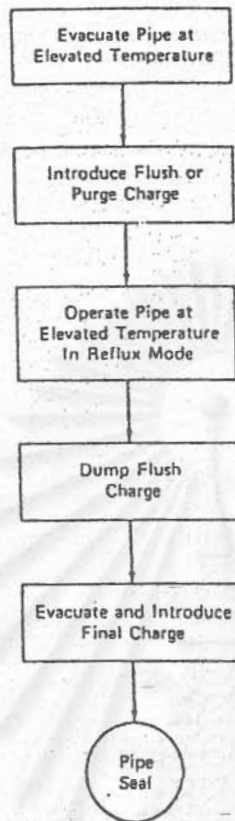
รูปที่ 3.13 วิธีการผลิตอีทไปป์แบบไข่ออยบาธ

เนื่องจากกรรมวิธีทั้งสองแบบข้างต้นใช้ไอของของไหลไปไล่ที่อากาศที่อยู่ภายในท่อ จึงมีชื่อเรียกว่า การสร้างแบบการระเหย

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

ค. การใช้ปั๊มสุญญากาศแบบที่ 1

เป็นวิธีที่ใช้ปั๊มสุญญากาศแต่ไม่ยุ่งยากมาก ขั้นตอนการสร้างอีทไปป์ มีไว้ในรูปที่ 3.14 ดังต่อไปนี้



รูปที่ 3.14 ขั้นตอนการสร้างฮีทไปป์โดยใช้ปั๊มสุญญากาศ แบบที่ 1

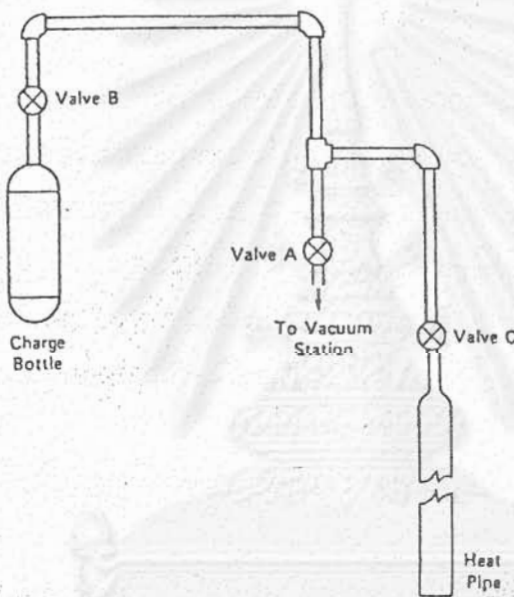
ค.1 การไล่ก๊าซออกจากของไหลใช้งานโดยวิธี freezing degassing

บรรจุของไหลใช้งานไว้ในขวดป้อน (charge bottle) แล้วปิดวาล์ว A, B และ C แห่งขวดป้อนไว้ในถังก๊าซไนโตรเจนเหลว ถ้าของไหลใช้งานเป็นแอมโมเนีย (ถ้าเป็นโซเดียมเหลว ให้ปล่อยทิ้งไว้ที่อุณหภูมิห้อง) เมื่อของไหลใช้งานแข็งตัวแล้ว นำเอาขวดป้อนออกและปล่อยให้ของไหลใช้งานหลอมตัวเพื่อไล่ฟองของก๊าซที่ติดค้างอยู่ในของไหลใช้งานที่แข็งตัว จากนั้นเปิดวาล์ว A และ B เพื่อดูดเอาก๊าซออก (ของไหลใช้งานบางส่วนที่ระเหยเป็นไอจะถูกดูดออกมาด้วย) แล้วปิดวาล์ว และทำซ้ำประมาณ 2-4 ครั้ง จนแน่ใจว่าของไหลใช้งานไม่มีก๊าซละลายเหลืออยู่

ค.2 การทำสุญญากาศภายในท่อและการเติมของไหลใช้งาน

เมื่อได้ของไหลใช้งานจากขั้นตอนก่อนแล้ว ต่อไปเป็นการทำสุญญากาศภายในท่อและการเติมของไหลใช้งาน

ระบบการผลิต โดยสรุปมีแสดงไว้ในรูปที่ 3.15



รูปที่ 3.15 ระบบการผลิตฮีทไปป์โดยใช้ปั๊มสุญญากาศแบบที่ 1

รายละเอียดขั้นตอนการสร้าง

1. ดูดอากาศออกโดยปิดวาล์ว B แล้วเปิดวาล์ว A และ C ให้ความร้อนกับฮีทไปป์เพื่อให้ก๊าซที่เกาะอยู่บนเนื้อวัสดุท่อและวิกค์หลุดออกมา ระยะเวลาที่ใช้ในการดูดอากาศและก๊าซออกนี้จะขึ้นโดยตรงกับอุณหภูมิของฮีทไปป์
2. กลั้วท่อด้วยของเหลวใช้งาน โดยเปิดวาล์ว B และอุ่นขวดบ่อนให้ร้อนกว่าจุดเดือดของของไหลใช้งานที่ความดันในระบบนั้น ปล่อยให้ของไหลใช้งานไหลเข้าไปในท่อเล็กน้อยเพื่อกลั้วภายในท่อ แล้วปิดวาล์ว B เพื่อดูดเอาของไหลใช้งานออก และเปิดวาล์ว B ใหม่ทำซ้ำกันประมาณ 2 ครั้ง

3. บรรจุของไหลใช้งาน ปริมาณที่บรรจุสามารถวัดและควบคุมได้โดยวิธีต่างๆขึ้นกับสถานะของของไหลใช้งานที่อุณหภูมิห้อง ดังต่อไปนี้

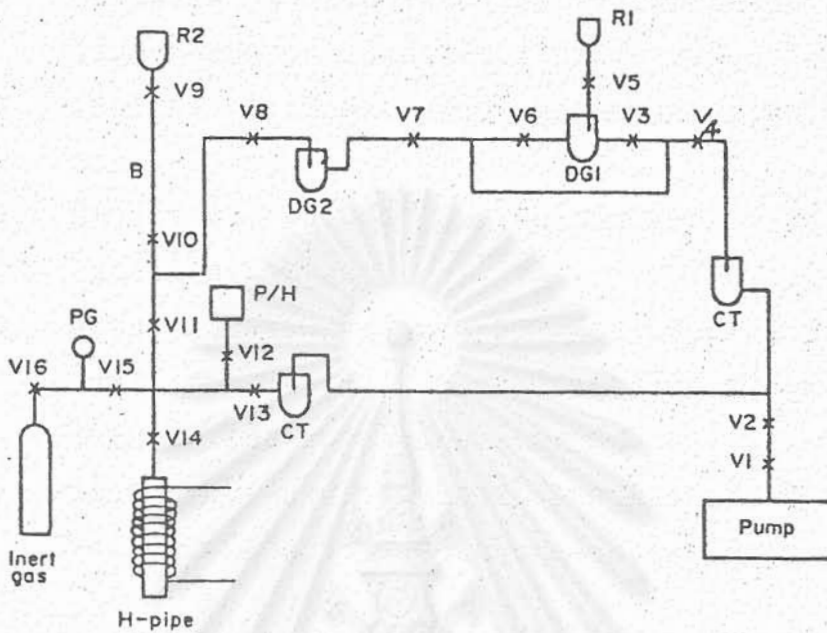
3.1 สถานะก๊าซ (กรณีของ Cryogenic heat pipe fluid) ปริมาณที่บรรจุสามารถวัดได้จากความดันภายในท่อที่อุณหภูมิห้อง โดยการปิดวาล์ว A เปิดวาล์ว B และ C จนได้ปริมาณที่ต้องการ เมื่อปิดวาล์ว B และ C จนได้ปริมาณที่ต้องการ เมื่อปิดวาล์ว B และ C ท่อฮีทไปป์ก็อยู่ในสภาพพร้อมที่จะปิดผนึก

3.2 สถานะของเหลวหรือของแข็ง ปริมาณที่บรรจุสามารถวัดได้จากผลต่างของปริมาณของของไหลใช้งานก่อน และหลังการบรรจุ โดยการปิดวาล์ว A เปิดวาล์ว B และ C เมื่อให้ความร้อนกับขวดบ็อน ในขณะที่ให้ความร้อนต่อฮีทไปป์ ของไหลใช้งานก็จะกลายเป็นไอและไหลจากขวดบรรจุและไปควบแน่นในท่อฮีทไปป์ เมื่อได้ปริมาณตามที่ต้องการแล้วก็ปิดวาล์ว B และ C ฮีทไปป์จะอยู่ในสภาพพร้อมที่จะปิดผนึก

ง. การใช้ปั๊มสุญญากาศแบบที่ 2

เป็นวิธีสร้างฮีทไปป์ที่ซับซ้อนมากกว่าวิธีแบบที่ 3 ระบบการผลิตนี้มีแสดงไว้ในรูปที่ 3.16 ดังต่อไปนี้

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 3.16 ระบบการผลิตฮีทไปป์โดยใช้ปั๊มสุญญากาศแบบที่ 2

1. ปิดวาล์วทั้งหมดที่เปิดสู่ภายนอก (V5, V9, V14, V15)
2. เดินปั๊มสุญญากาศโดยที่วาล์ว V1, V2 ยังคงปิดอยู่
3. หล่อเย็นตัวปั๊มสุญญากาศและกับดักเย็น (Cold Trap, CT) ด้วยก๊าซไนโตรเจนเหลว
4. ทิ้งไว้ประมาณ 30 นาที เปิดวาล์ว V1, V2 ดูดอากาศในระบบออกจนได้ความดันประมาณ 0.01 มม. ปรอท เวลาที่ใช้ในการนี้จะขึ้นกับความจุของปั๊ม ความสะอาดของระบบและปริมาตรภายในรวมของระบบ
5. ปิดวาล์ว V4, V5 และ V6 เต็มของไหลใช้งานลงไปใน R1
6. ค่อยๆเปิดวาล์ว V5 ให้ของไหลใช้งานลงสู่ภาชนะ DG₁ เมื่อได้ปริมาณมากพอก็ปิด แล้วทำให้แข็งตัว โดยแช่ในก๊าซไนโตรเจนเหลว

7. เมื่อของไหลใช้งานแข็งตัวเปิดวาล์ว V4 เพื่อดูดเอาอากาศออกแล้วปิด จากนั้นทำให้ของไหลใช้งานหลอมตัวและปล่อยให้ฟองก๊าซพุ่งออก แล้วทำให้ของไหลใช้งานแข็งตัวใหม่
8. เปิดวาล์ว V4 เพื่อดูดเอาก๊าซที่หลุดออกจากของไหลใช้งานออก
9. ปิดวาล์ว V4, V3, V8 และเปิดวาล์ว V6, V7 แล้ DG₂ ในถังไนโตรเจนเหลว
10. หลอมเหลวของไหลใช้งานใน DG₁ ด้วยลมร้อน แล้วส่งของไหลใช้งานไปยัง DG₂ จากนั้นก็ทำการไล่ก๊าซที่ละลายอยู่ในของไหลใช้งานออกในลักษณะเดียวกับ DG₁
11. หลังจากของไหลใช้งานผ่านการไล่อากาศออกแล้ว ปิดวาล์ว V4, V6 เพื่อกันการไหลย้อนกลับของของไหลใช้งาน

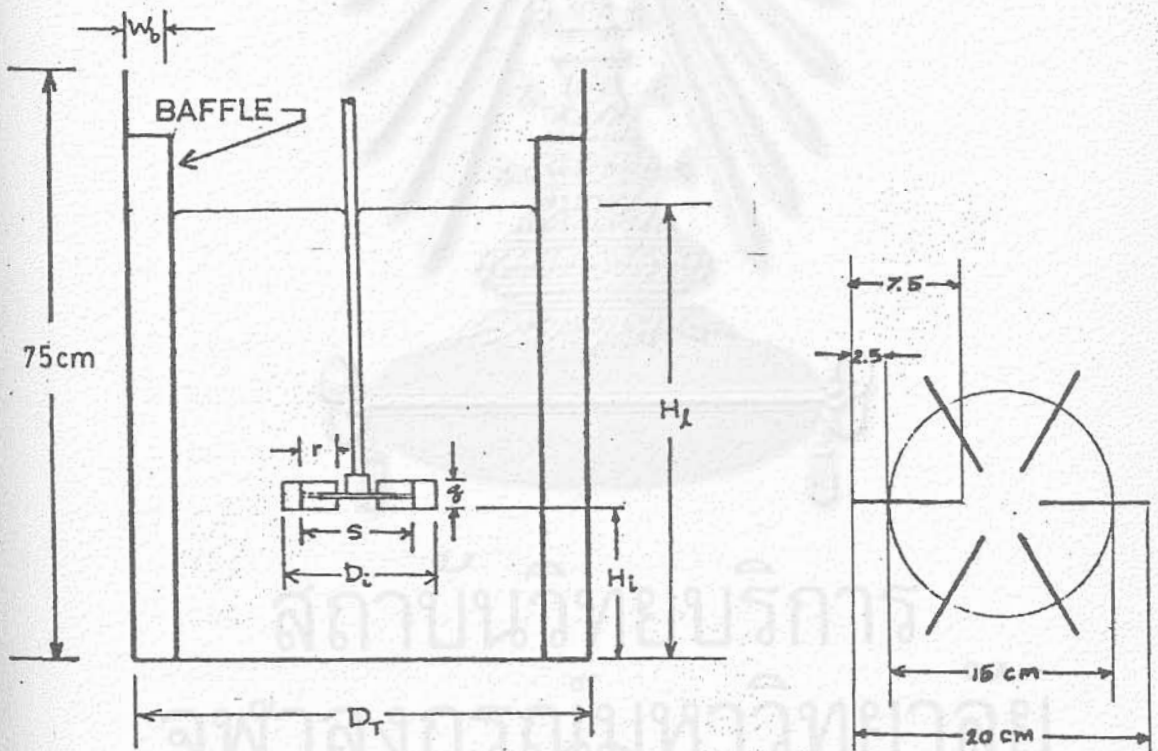
3.5 เครื่องมือที่ใช้สร้าง CLHP และทดสอบ Transient response

กรรมวิธีที่ใช้สร้าง CLHP ในงานวิจัยนี้เป็นกรรมวิธีที่ใช้อุณหภูมิ (Oil bath) ให้ความร้อนต่อ CLHP แก้ว ซึ่งบรรจุของไหลใช้งาน (น้ำกลั่น triple distillation ขององค์การเภสัชกรรม) โดยใช้ไอของน้ำเดือดไล่อากาศที่อยู่ในท่อออกไป การตัดสินใจเลือกกรรมวิธีนี้ มีเหตุผลที่สำคัญ 4 ประการคือ

1. สามารถควบคุมปริมาณของไหลใช้งานที่เหลืออยู่ภายในท่ออีกไปได้
2. สะดวกต่อการผลิตจำนวนมาก (Mass production)
3. เป็นระบบที่สามารถใช้ทดสอบ Transient response ได้ด้วย
4. ต้นทุนถูกเมื่อเทียบกับระบบอื่นๆ

3.5.1 ออยบาสที่ใช้สร้าง CLHP

ระบบการสร้าง CLHP ที่ออกแบบขึ้น ประกอบด้วย ถังกวนสำหรับใส่น้ำมันร้อนที่อุณหภูมิคงที่ เพื่อใช้ต้มของเหลวใช้งานภายใน CLHP ที่จุ่มลงในถังนี้ ถังที่สร้างขึ้นกำหนดขนาดให้สามารถผลิต CLHP ที่มีขนาดใหญ่ที่สุดประมาณ 50 ซม. (ความยาวในแนวระดับของส่วนที่รับความร้อน) แผนภาพของออยบาสแสดงไว้ในรูปที่ 3.17



รูปที่ 3.17 (ก) โดอะแกรมของออยบาส
ที่ออกแบบสร้าง

รูปที่ 3.17 (ข) รายละเอียดของ
ใบพัดกวน

ข้อกำหนดการออกแบบ $D_T = 60$ cm.

$D_1 = D_T = 20$ cm.

$H_1 = D_1 = 20$ cm.

$q = D_1 = 4$ cm.

$r = D_1 = 5$ cm.

$s = D_1 = 15$ cm.

$H_1 = D_T = 60$ cm.

$W_b = D_T = 6$ cm.

STIRRER: 6-BLADE FLAT BLADE TURBINE

NUMBER OF BAFFLE: 4

LIQUID: ESSOTHERM 500

VOLUME OF LIQUID: 169.6 LITRES.

OPERATING TEMPERATURE: 120-130 C

VISCOSITY RANGE: 3.0-3.3 CENTIPOISES

SPECIFIC HEAT: 0.55 Btu/lb/ F

POWER SUPPLY: 2 FIXED HEATER COILS (1 KW EACH)

2 EXTERNAL HEATERS (2 KW EACH)

TOTAL 6 KW



รูปที่ 3.18 ถานถ่ายออยซารที่ออกแบบสร้างขึ้น

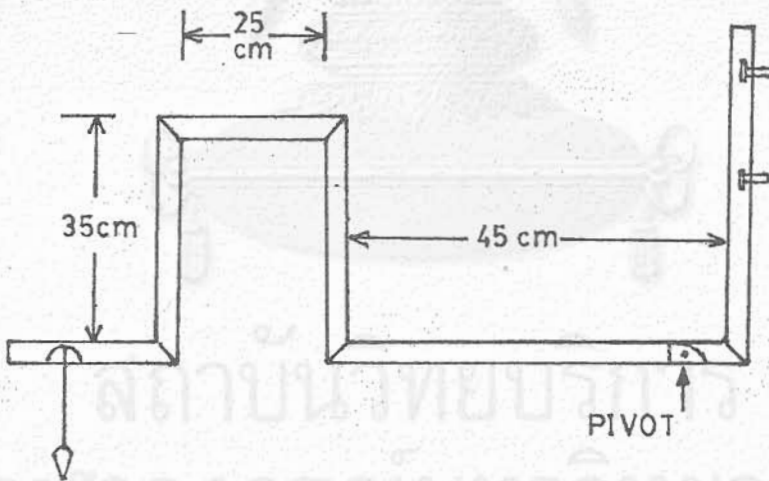
ออยซารที่สร้างขึ้นเป็นถังสองชั้น ตัวถังชั้นในเป็นเหล็กกล้า หนา 2 มม. ถังชั้นนอกทำด้วยสังกะสี กั้นถังระหว่างถังชั้นในกับถังชั้นนอกรองรับไว้ด้วยแผ่นใยหิน (Asbestos) หนา 1 นิ้ว ด้านข้างระหว่างถังชั้นในและถังชั้นนอกบุไว้ด้วยแผ่นฉนวนกันความร้อน (Microfiber) หนา 1 นิ้ว

การให้ความร้อนกับน้ำมันในถัง อาศัยหลอดความร้อนขนาด 1000 วัตต์ 2 เส้น ขดเป็นวงกลม โดยติดตั้งไว้ที่ความสูง 25 และ 50 ซม. จากกันถัง นอกจากนี้หากต้องการให้น้ำมันมีอุณหภูมิถึงจุดที่กำหนดเร็วยิ่งขึ้น จะใช้หลอดความร้อนจากภายนอกเสริมได้ด้วย

การกวนน้ำมันในถังเพื่อให้เกิดการกระจายของอุณหภูมิอย่างสม่ำเสมอ อาศัยมอเตอร์ (Gear motor) ที่มีอัตราทด 1:25 เพื่อลดรอบหมุนเนื่องจากน้ำมันมีความหนืดมาก

3.5.2 อุปกรณ์ปรับมุมเอียง

การทดสอบ Transient response ที่มุมเอียงต่างๆก็ยังสามารถทำได้ โดยอาศัยออยบาสที่สร้างขึ้น อุปกรณ์สำหรับปรับมุมเอียงของช่วงการระเหยของ CLHP ที่ออกแบบไว้มีแสดงในรูป 3.19 และ 3.20



รูปที่ 3.19 โดอะแกรมของอุปกรณ์สำหรับปรับมุมเอียง

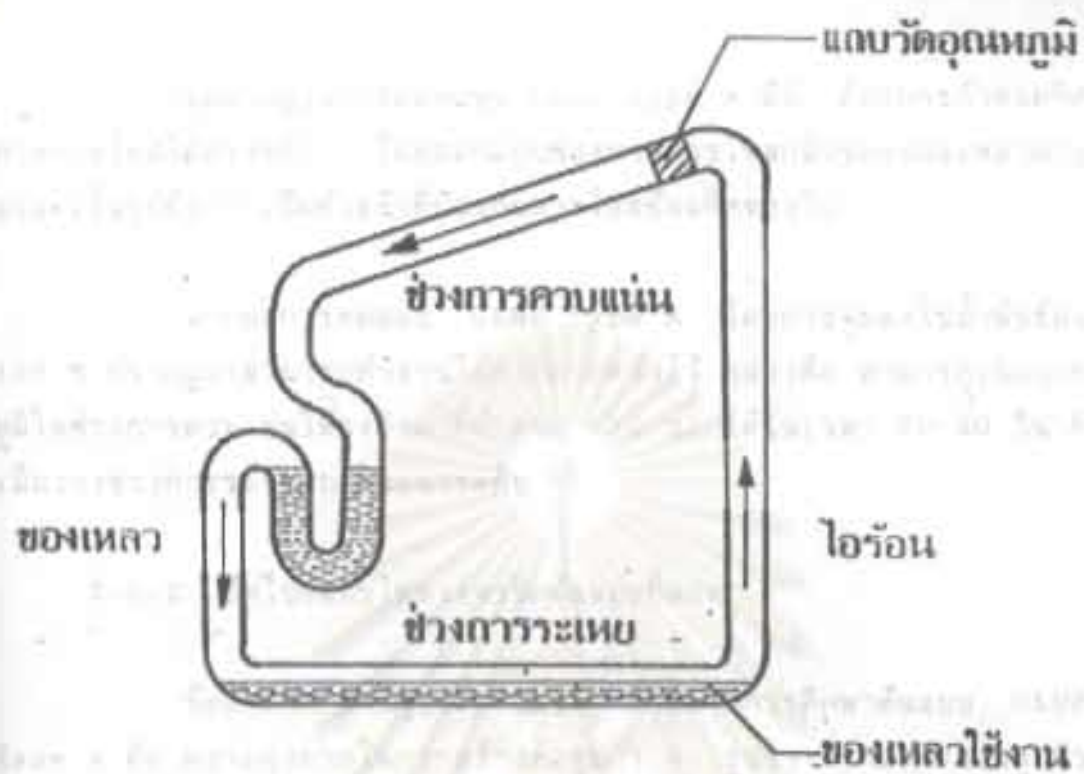


รูปที่ 3.20 ภาพถ่ายของอุปกรณ์สำหรับปริมาตรเชิง

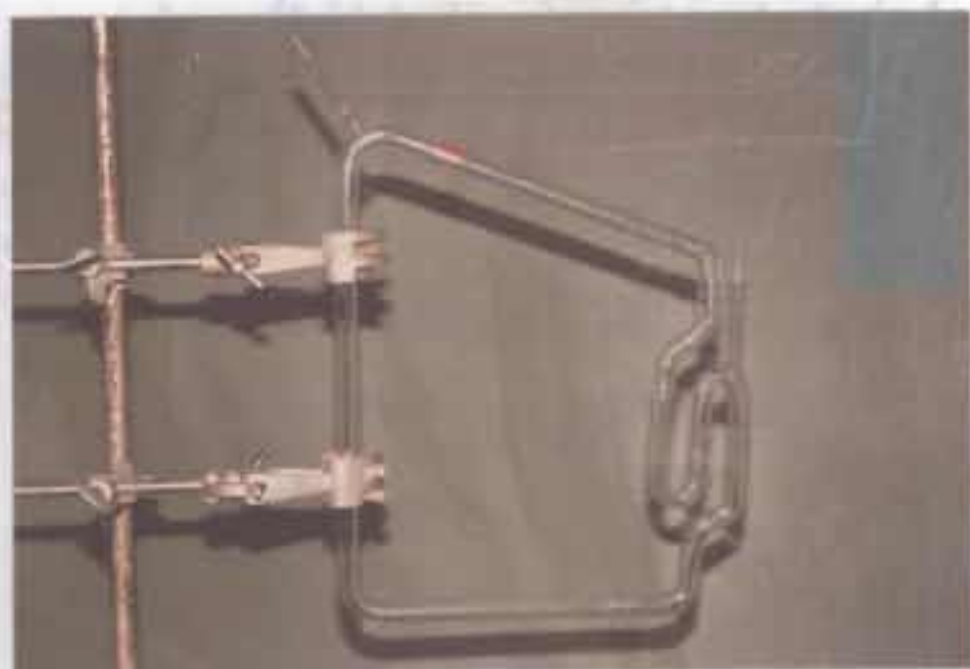
3.6 โครงสร้างและรายละเอียดของฮีทไปป์แบบไหลวงจรปิดที่ทดลองสร้างขึ้น

3.6.1 ฮีทไปป์แบบไหลวงจรปิดต้นแบบที่หนึ่ง

ฮีทไปป์แบบไหลวงจรปิดแบบแรกที่ทดลองสร้างขึ้น (กำหนดสัญลักษณ์เป็น CLHP Type A) มีตัวโครงสร้างเป็นแก้วทนความร้อน (Pyrex), ของเหลวใช้งานเป็นน้ำกลั่นบริสุทธิ์ รูปที่ 3.21 และ 3.22 เป็นไดอะแกรมและภาพถ่ายของ CLHP Type A ตามลำดับ



รูปที่ 3.21 โคออร์แกนของ CLHP Type A



รูปที่ 3.22 ภาพถ่ายของ CLHP Type A

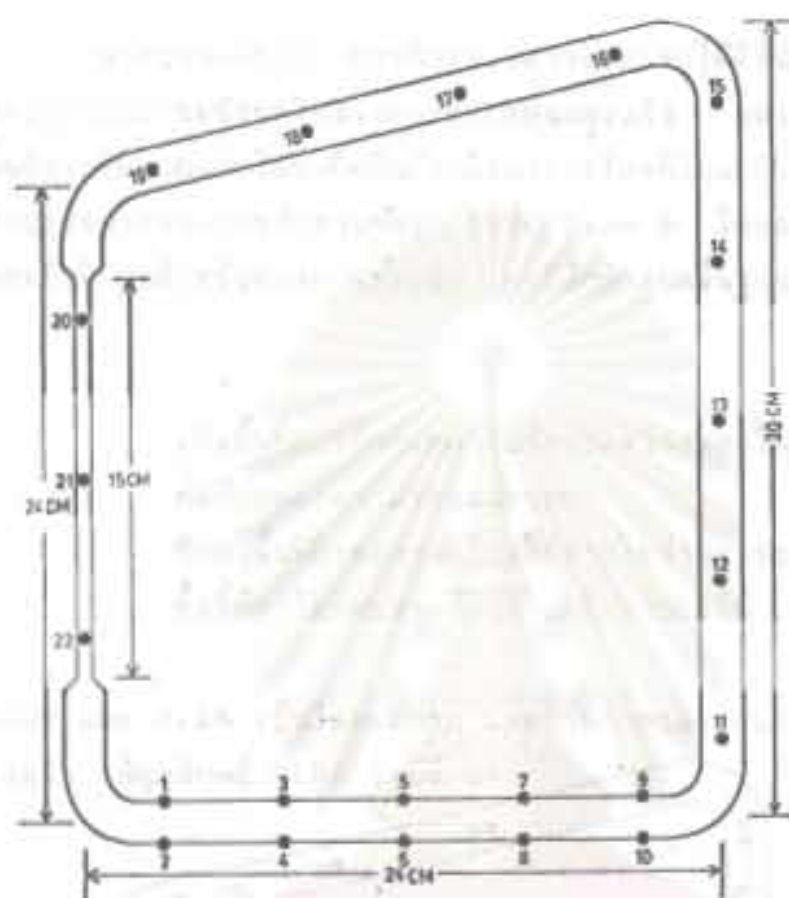
จุดสำคัญในการออกแบบ CLHP Type A คือ ต้องการกำหนดทิศทาง การไหลได้ล่วงหน้า โดยออกแบบช่องทางการไหลกลับของของเหลวควบแน่น เป็นรูปตัว U เพื่อทำหน้าที่ป้องกันการไหลย้อนทิศของไอ

จากผลการทดสอบ CLHP Type A โดยการจุ่มลงในน้ำมันร้อน 125 ซ. ปรากฏว่าสามารถทำงานได้ดังที่คาดหวังไว้ กล่าวคือ สามารถเพิ่มอุณหภูมิในช่วงการควบแน่นให้สูงถึงค่าที่กำหนด (70 ซ.) ได้ในเวลา 20-30 วินาที เมื่อวางช่วงการระเหยอยู่ในแนวระดับ

3.6.2 อีทไปป์แบบไหลวงจรมัดต้นแบบที่สอง

ข้อสังเกตที่สำคัญประการหนึ่ง ที่ได้จากการศึกษาต้นแบบ CLHP Type A คือ ความยุ่งยากในการสร้างท่อรูปตัว U, รูปร่างที่เทอะทะของรูปตัว U และความแปรเปลี่ยนของปริมาณของเหลวที่สะสมอยู่ในหลอดรูปตัว U เมื่อวางเอียงที่มุมต่างๆ

ด้วยเหตุนี้จึงได้สร้างต้นแบบที่สอง (กำหนดสัญลักษณ์ เป็น CLHP Type B) โดยการเปลี่ยนรูปตัว U เป็นหลอดแก้วตรงที่มีเส้นผ่าศูนย์กลาง เรียวกว่า เพื่อทำหน้าที่ชักนำไอร้อนให้ไหลขึ้นด้านที่เส้นผ่าศูนย์กลางโตกว่า ในขณะที่เดียวกับที่ของเหลวจากการควบแน่น สามารถไหลกลับลงไปยังช่วงการระเหยได้สะดวกขึ้น รูปที่ 3.23 และ 3.24 เป็นไดอะแกรมและภาพถ่ายของ CLHP Type B ตามลำดับ



รูปที่ 3.23 โคอขแทรนของ CLHP Type B



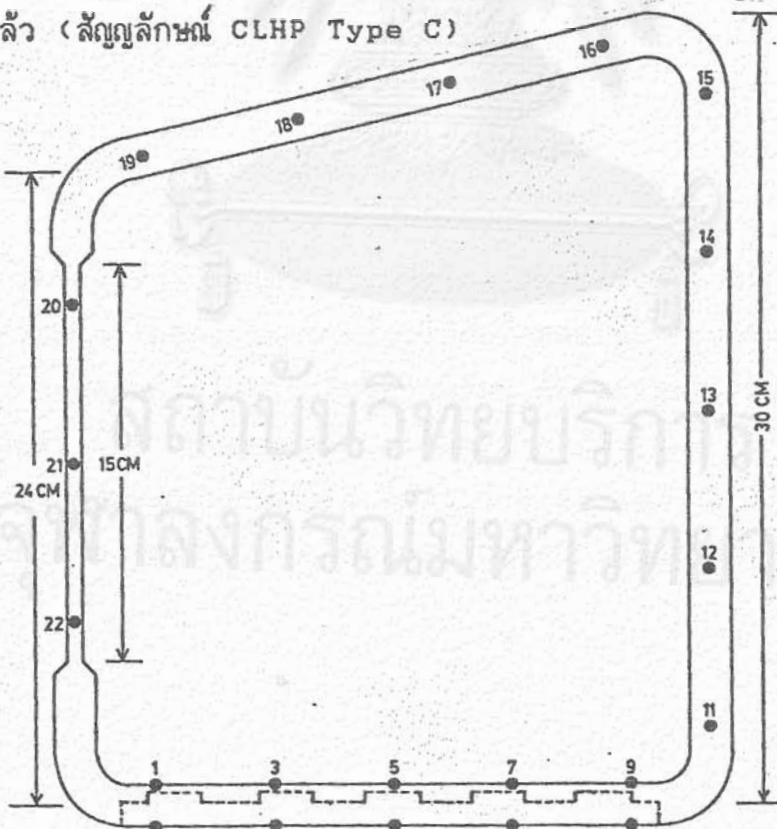
รูปที่ 3.24 ภาพถ่ายของ CLHP Type B

3.6.3 อีทไปป์แบบไหลวงจรปิดต้นแบบที่สาม

จากแนวคิดที่ว่า การที่ของเหลวจะระเหยได้ดีขึ้น นอกจากการถ่ายเทความร้อนผ่านผนังท่อในช่วงการระเหยจะสูงแล้ว ของเหลวใช้งานยังต้องมีพื้นที่ผิวอิสระมากและไอที่เกิดขึ้นต้องมีช่องการไหลที่โตพอด้วย ผู้วิจัยจึงได้ทดลองปรับปรุงสมรรถนะการทำงานของ CLHP Type B โดยการเพิ่มแพคกิ้งที่ออกแบบเป็นพิเศษสำหรับช่วงการระเหย โดยมีข้อกำหนดพื้นฐานที่สำคัญ 3 ข้อ คือ

1. เพิ่มพื้นที่การถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลใช้งานภายในท่อ กับแหล่งความร้อนภายนอก
2. รักษาพื้นที่ผิวของของไหลใช้งานในช่วงการระเหยให้มากที่สุด
3. ทั้งนี้ต้องไม่ขัดขวางต่อการเคลื่อนที่ของไอ

รูปที่ 3.25 และ 3.26 เป็นไดอะแกรม และภาพถ่ายของ CLHP Type B ที่ปรับปรุงแล้ว (สัญลักษณ์ CLHP Type C)



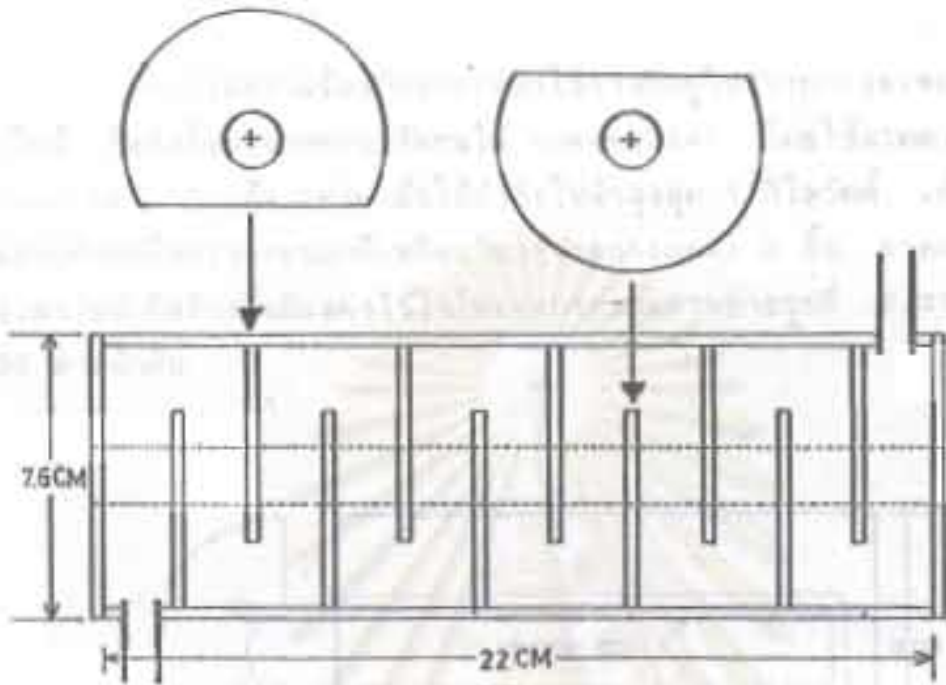
รูปที่ 3.25 ไดอะแกรมของ CLHP Type C



รูปที่ 3.26 ภาพถ่ายของ CLHT Type C

3.7 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ช่วงการควบแน่น

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ช่วงการควบแน่น ทำหน้าที่รับความร้อนจากไอที่ควบแน่น โดยส่งผ่านความร้อนให้กับน้ำหล่อเย็น (coolant) วัสดุที่เป็นองค์ประกอบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน คือ แผ่นพลาสติกหนา 3 มม. เป็นฝาปิดหัว-ท้าย และ segmental baffle ส่วนเชลล์ (shell) ทำด้วยท่อ PVC ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 3 นิ้ว รูปที่ 3.27 และ 3.28 เป็นโคออร์เดทและภาพถ่ายของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ออกแบบสร้างขึ้น



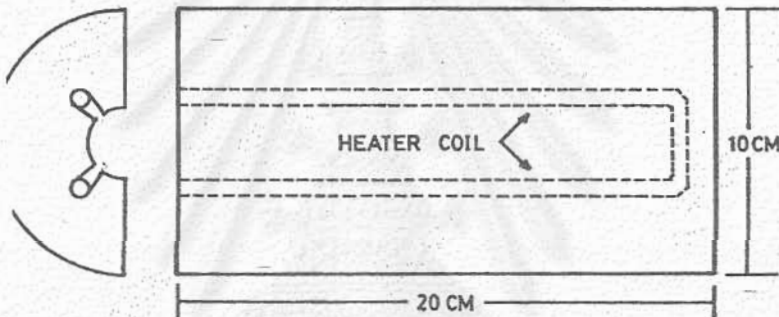
รูปที่ 3.27 โดอะแกรมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



รูปที่ 3.28 ภาพถ่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

3.8 เตาไฟฟ้า ให้ความร้อนกับช่วงการระเหย

การให้ความร้อนกับของเหลวซึ่งงานที่อยู่ในช่วงการระเหยอาศัย เตาไฟฟ้า ที่หล่อขึ้นมาจากคอนกรีตทนไฟ (castable) โดยใช้ลวดความร้อน (nichrome) 2 เส้น แต่ละเส้นให้กำลังไฟฟ้าสูงสุด 1 กิโลวัตต์ เตาไฟฟ้า ประกอบด้วยเครื่องทรงกระบอกที่เหมือนกัน (identical) 2 ชิ้น รายละเอียดของเตาไฟฟ้าที่สร้างขึ้นมีแสดงไว้ในไดอะแกรมและภาพถ่ายรูปที่ 3.29 และ 3.30 ตามลำดับ



รูปที่ 3.29 ไดอะแกรมของเตาไฟฟ้า

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 3.30 ภาพถ่ายของเตาไฟฟ้า

3.9 ขั้นตอนการประดิษฐ์ CLHP

กระบวนการผลิต CLHP นั้นจากการประกอบ CLHP เป็นรูปร่าง
เสร็จแล้วมีขั้นตอนต่อไปนี้

1. ให้ความร้อนกับน้ำมันในออยชาม จนกระทั่งอุณหภูมิของน้ำมันถึง 125 °C
2. นำ CLHP ที่ประกอบเป็นรูปร่างเสร็จแล้วไปล้างทำความสะอาด (กรรมวิธีการล้างดูจากหัวข้อ 3.4.2)
3. นำ CLHP ที่ล้างแล้วมาเติมของเหลวใช้งาน โดยวัดปริมาตรเติมด้วย burette

4. นำ CLHP ที่เติมของเหลวใช้งานแล้วไปจุ่มลงในออยบาธ โดยรักษาความลึกให้คงที่ เป็นเวลา 3 นาที (อีทไปป์แก้ว) แล้วปิดระบบให้มิดชิดอากาศโดยใช้คลิปกั้นปลายยางที่ท่อเติม จากนั้นจึงขันสกรูรัดสายยางให้แน่นอีกชั้นหนึ่ง
5. ในกรณีของ CLHP ที่มีโครงสร้างเป็นแก้ว อาจปิดผนึกระบบอย่างถาวร โดยใช้เปลวไฟจากแก๊ส (Oxy-butane) พ่นที่บริเวณรอบๆท่อเติมที่เป็นแก้ว เมื่อแก้วร้อนจะหลอมและยุบตัวลงปิดทางเข้าออก เนื่องจากความดันภายนอก CLHP มีค่าสูงกว่าความดันภายใน
6. ในกรณีของ CLHP ที่มีโครงสร้างเป็นทองแดง การปิดระบบอย่างถาวรทำได้โดยใช้คีมบีบท่อเติมทองแดงให้ติดกัน 2 จุด แล้วใช้กาว Epoxy ปิดผนึกที่ปลาย

บทที่ 4

การทดลองและวิเคราะห์ผล

4.1 การทดสอบ Transient response

วัตถุประสงค์ในการทดสอบ Transient response คือ

1. ยืนยันสมรรถนะการตอบสนองของ CLHP ที่ได้สร้างขึ้น
2. ศึกษาปริมาณของไหลใช้งานที่เหมาะสมกับ CLHP ที่สร้างขึ้น
3. ศึกษาลักษณะการจัดวางตำแหน่งที่เหมาะสมในการใช้งาน
อีทไปป์แบบไหลวงจรปิดที่ใช้ในการทดสอบอย่างละเอียด คือ
CLHP Type B ซึ่งทำด้วยแก้ว

4.1.1 วิธีการทดสอบหาปริมาณของไหลใช้งานที่เหมาะสม

หลังจากทำความสะอาดภายใน CLHP เสร็จแล้ว ก็จะดำเนินการทดสอบตามขั้นตอนต่อไปนี้

1. ในครั้งแรกสุดเติมของไหลใช้งานจากบิวเรต 1.0 ซม.³
2. นำ CLHP ที่เติมของไหลใช้งานแล้วไปใส่อากาศ และก๊าซที่ละลายอยู่ในของไหลใช้งานออก โดยจุ่มช่วงการระเหยลงในน้ำมันร้อน 125 ช. ที่ความลึก 8 ซม. เป็นเวลา 3 นาที
3. ปิดฉนวนที่ท่อเติมอย่างชั่วคราว โดยใช้อุปกรณ์บับสายยาง
4. ทำให้เย็นจนมีอุณหภูมิเท่ากับอุณหภูมิห้อง
5. นำไปทดสอบโดยการจุ่มช่วงการระเหยลงในน้ำมันร้อน 125 ช. ที่ความลึกคงที่ แล้วจับเวลา ตั้งแต่เริ่มจุ่มลงในน้ำมัน จนกระทั่งเวลาที่แถบวัดอุณหภูมิ (70 ช) เปลี่ยนสี. บันทึกปริมาตรของของเหลวใช้งานและเวลาที่จับได้ (ทดสอบการจับเวลา 3 ครั้ง เพื่อหาค่าเฉลี่ย)

6. เปิดท่อเติมเทของเหลวใช้งานทิ้ง แล้วปฏิบัติตามกรรมวิธีข้อ 2-5 ใหม่ โดยเพิ่มปริมาตรของของเหลวใช้งาน ขึ้นร้อยละ 0.5 ซม.³

4.1.2 วิธีการทดสอบประสิทธิภาพของมูมเอียงของช่วงการระเหย

การหาเวลาตอบสนอง (Response time) ที่เป็นฟังก์ชันของมูมเอียงจะกระทำพร้อมกันไปกับการหาปริมาตรของไหลใช้งานที่เหมาะสม โดยดำเนินการตามกรรมวิธี 1-6 ควบคู่ไปกับการปรับมูมเอียงของ CLHP

4.1.3 ข้อมูลและการวิเคราะห์ผลการทดสอบ Transient response

ตารางที่ 4.1 แสดงผลการทดสอบ CLHP Type B เมื่อวางช่วงการระเหยอยู่ในแนวระดับ (แกนวัดเปลี่ยนสีที่ 70 ซ.) ตารางนี้ชี้ให้เห็นผลที่ปริมาตรของเหลวใช้งาน ที่ใส่ไว้ตอนสร้างอีทไปป์มีต่อเวลาตอบสนองของอีทไปป์

ตารางที่ 4.2 แสดงผลการทดสอบ CLHP Type B เมื่อวางช่วงการระเหยที่มูมเอียง 5 , 10 , 15 , 20 และ 25 และผลที่ปริมาตรของเหลวใช้งานมีต่อเวลาตอบสนองของอีทไปป์ที่ได้เช่นกัน

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 4.1 ผลการทดสอบเวลาตอบสนองของ CLHP ต้นแบบที่ 2 โดยที่ช่วง
การระเหยวางอยู่ในแนวระดับ

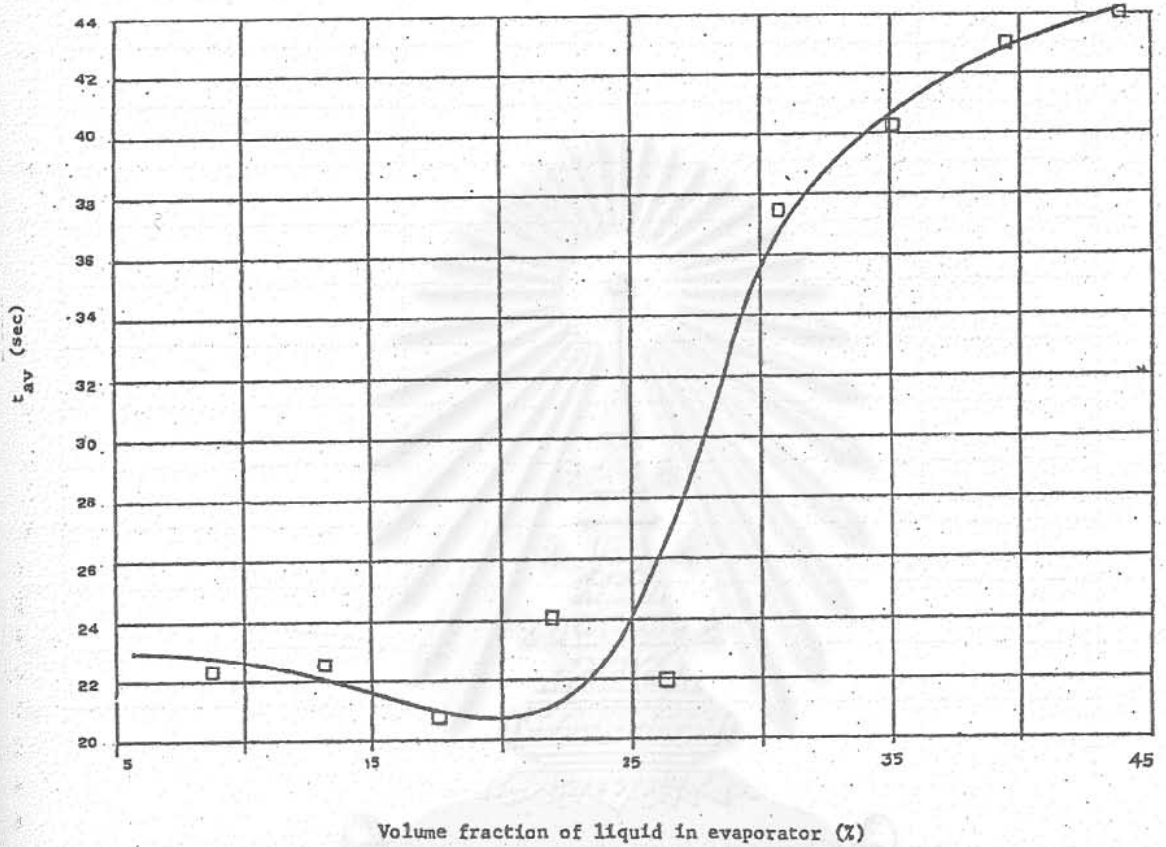
ปริมาตรของ ของเหลวใช้งาน (cm^3)	Fraction of Working Fluid in Evaporator (%)	พื้นที่ผิวอิสระ ของการระเหย* (cm^2)	พื้นที่ผิวเปียก ด้านข้างของ ช่วงการระเหย (cm^2)	เวลาที่แกว้จุดอุณหภูมิ เปลี่ยนสี (sec)				เวลา เฉลี่ย (sec)
				t_1	t_2	t_3	t_4	
1.0	8.97	11.64	12.97	22.5	22	22	23	22.4
1.5	13.45	13.04	15.00	23	22.4	23	22	22.6
2.0	17.94	13.95	16.71	20	22	20	21	20.8
2.5	22.42	14.78	18.23	25	24	23	24.5	24.1
3.0	26.91	15.27	19.67	22	21	22	23	22
3.5	31.39	15.77	20.96	40	35	40	35	37.5
4.0	35.87	16.09	22.20	41	42	38	40	40.3
4.5	40.36	16.35	23.41	43	43	43	43	43
5.0	44.84	16.43	24.68	35	42	45	44	44

*พื้นที่ผิวสูงสุดของช่วงการระเหยในกรณีนี้ คือ 16.51 cm^2

ตารางที่ 4.2 ผลการทดสอบเวลาตอบนองของ CLHP ต้นแบบที่ 2 ที่มุมเอียง
ต่าง ๆ

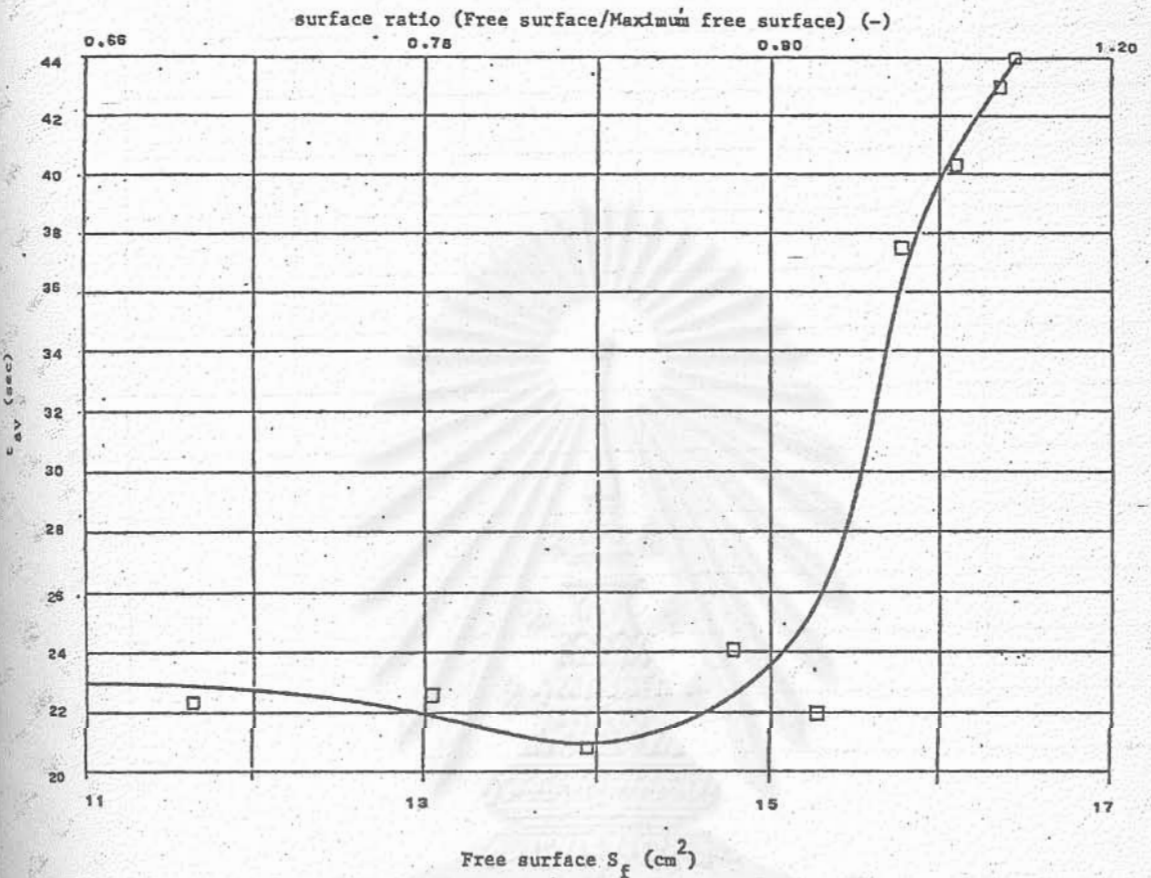
VOL. OF WORKING FLUID (cm ³)	EVA porator liquid (%)	$\theta=5^\circ$				$\theta=10^\circ$				$\theta=15^\circ$				$\theta=20^\circ$				$\theta=25^\circ$			
		TIME t_i (sec)				TIME t_i (sec)				TIME t_i (sec)				TIME t_i (sec)				TIME t_i (sec)			
		t_1	t_2	t_3	t_{av}	t_1	t_2	t_3	t_{av}	t_1	t_2	t_3	t_{av}	t_1	t_2	t_3	t_{av}	t_1	t_2	t_3	t_{av}
1.0	8.97	47	45	46	45.00	45	40	42	42.33	52	45	48	48.33	53	56	54	54.33	57	54	56	55.67
1.5	13.45	39	35	38	37.33	35	33	33	33.67	25	23	24	24.00	26	24	26	24.67	26	27	24	25.67
2.0	17.94	31	27	29	29.00	37	35	36	36.00												
2.5	22.42	33	31	32	32.00	41	40	39	40.00												
3.0	26.91	32	34	32	32.67																
3.5	31.39	48	40	42	43.33																
4.0	35.87																				
4.5	40.36																				
5.0	44.84																				

หมายเหตุ ไม่ทำงานหมายถึง แก้ววัดอุณหภูมิไม่เปลี่ยนสีภายในเวลา 120 วินาที นับตั้งแต่เริ่มให้ความร้อนกับช่วงการระเหย



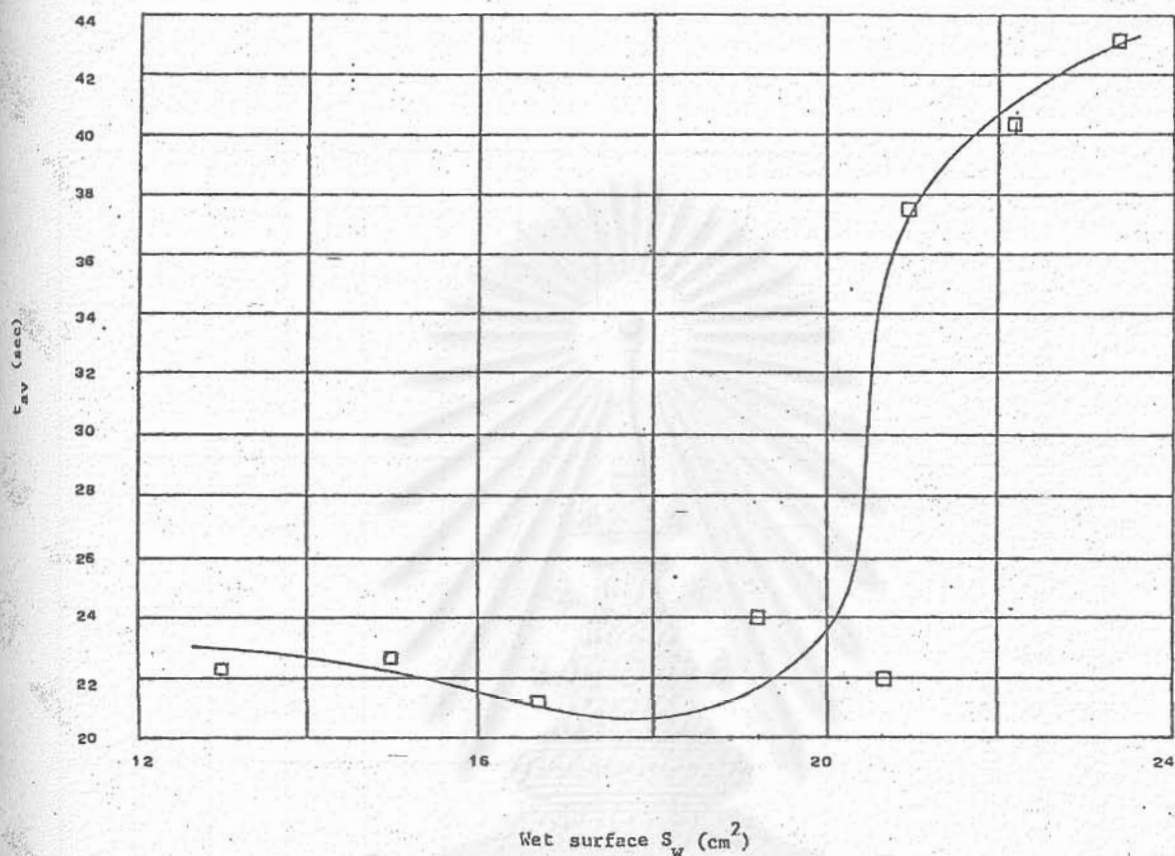
รูปที่ 4.1 ความสัมพันธ์ระหว่างเวลาเฉลี่ยที่ใช้ในการเพิ่มอุณหภูมิของช่วงการควบแน่นจนถึง 70 ซี (t_{av}) กับ volume fraction (Volume of working fluid/total volume of evaporator section) ของของเหลวในช่วงการควบแน่น (ช่วงการระเหยอยู่ในแนวระดับ, CLHP Type B)

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



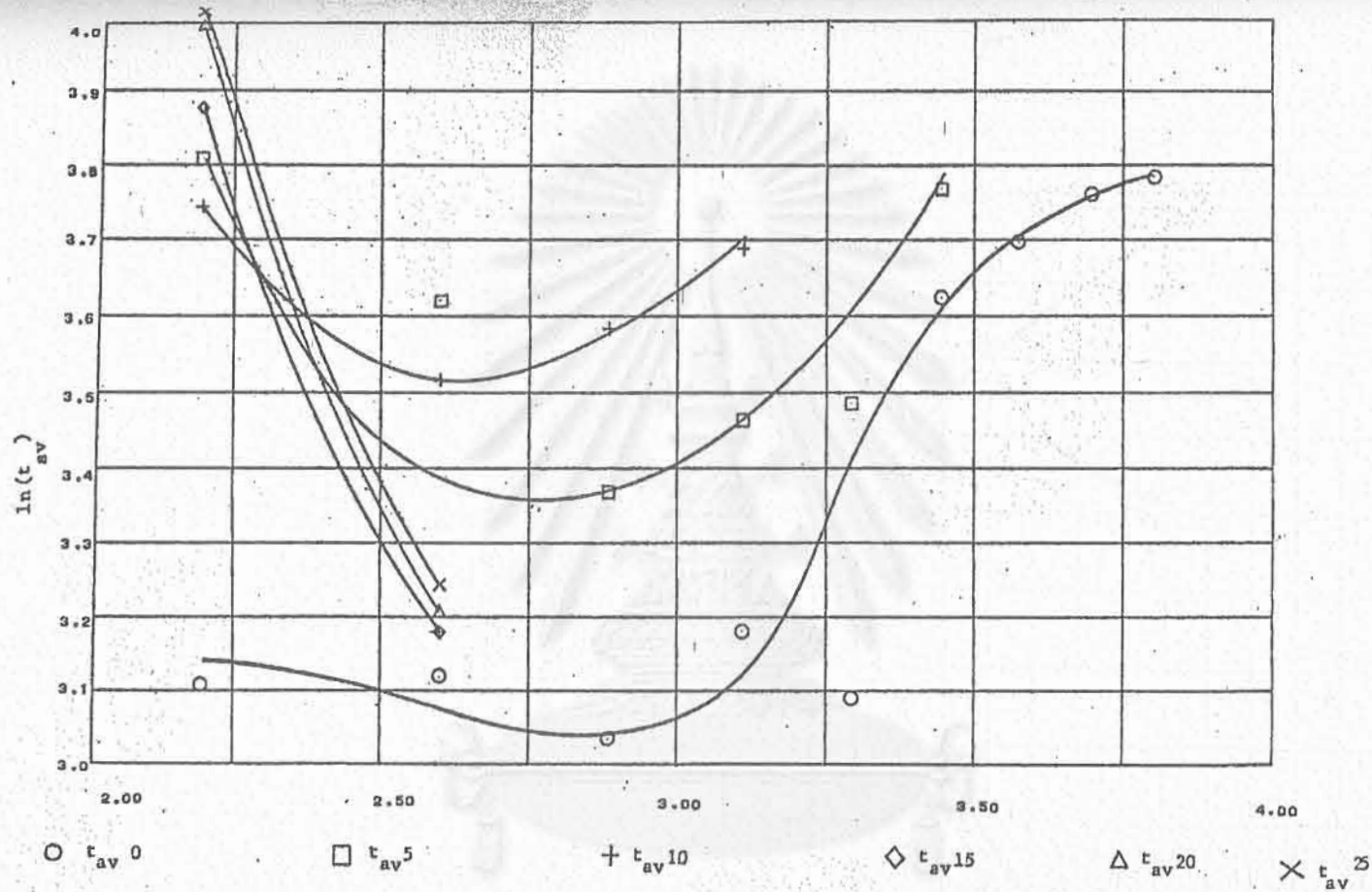
รูปที่ 4.2 ความสัมพันธ์ระหว่างเวลาเฉลี่ยที่ใช้ในการเพิ่มอุณหภูมิของช่วงการควบแน่นจนถึง 70 ซ (๓๖๖) กับพื้นที่ผิวการระเหยของของไหลใช้งานในช่วงการระเหย (ช่วงการระเหยอยู่ในแนวระดับ, CLHP Type B)

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

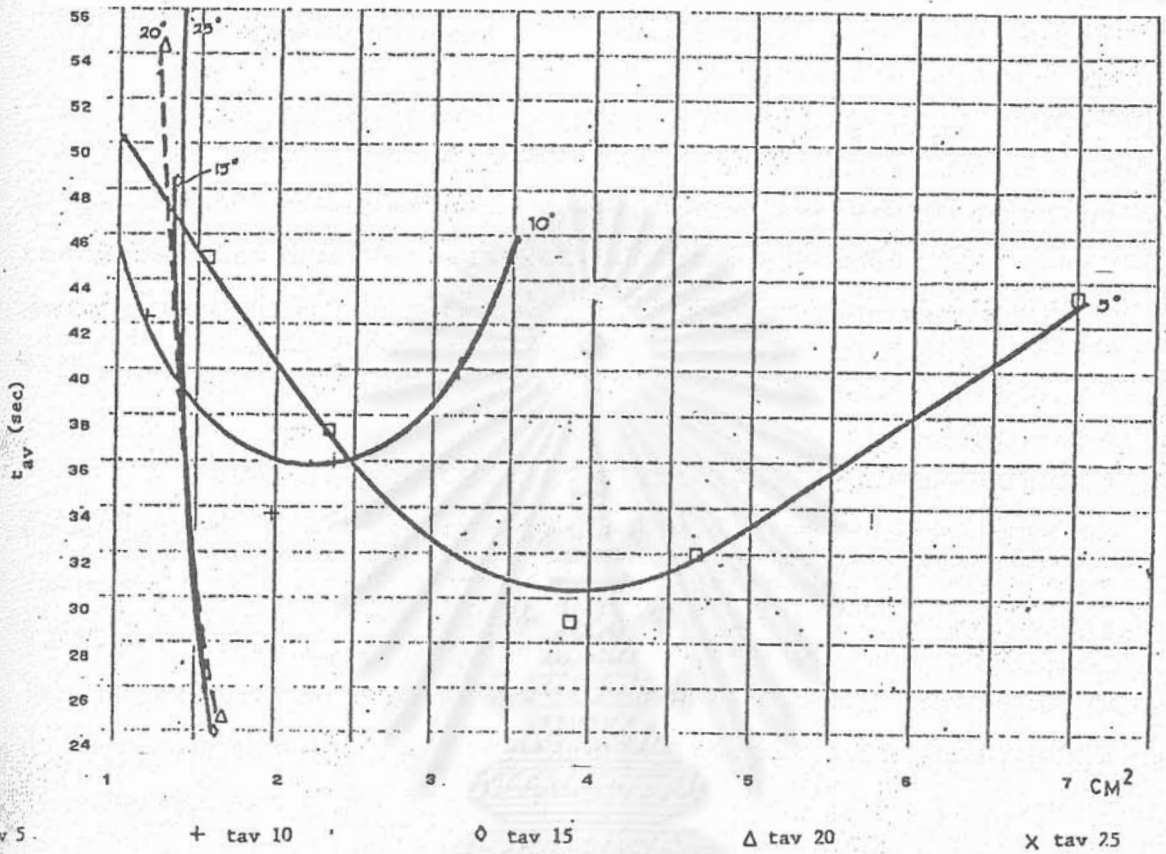


รูปที่ 4.3 ความสัมพันธ์ระหว่างเวลาเฉลี่ยที่ใช้ในการเพิ่มอุณหภูมิของช่วงการควบแน่นจนถึง 70 ซ (t_{av}) กับพื้นผิวเปียกของช่วงการระเหย (ช่วงการระเหยอยู่ในแนวระดับ, CLHP Type B)

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 4.4 ความสัมพันธ์ระหว่าง t_{gv} และ volume fraction ในสเกลของ natural logarithm ทั้งคู่ เมื่อวางช่วงการระเหยของฮีทไปป์แบบไหลวงจรปิดที่มุมเอียงต่างๆ (CLHP Type B)



รูปที่ 4.5 ความสัมพันธ์ระหว่าง t_{av} กับพื้นที่ผิวการระเหยของของไหลใช้งาน เมื่อวางช่วงการระเหยของฮีทไปป์แบบไหลวงจรปิดที่มุมเอียงต่างๆ (CLHP Type B)

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ก. การวิเคราะห์ผลการทดสอบ (CLHP Type B) เมื่อช่วงการระเหยอยู่ในแนวระดับ

รูปที่ 4.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเวลาเฉลี่ยที่ใช้ในการเพิ่มอุณหภูมิของช่วงการควบแน่นจนถึง 70 ซ. กับสัดส่วนเชิงปริมาตร (Volume fraction) ของของเหลวใช้งานในช่วงการระเหย ส่วนรูปที่ 4.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเวลาเฉลี่ยดังกล่าวกับพื้นที่ผิวอิสระของของเหลว ทั้งรูปที่ 4.1 และ 4.2 นี้เป็นกรณีที่วางช่วงการระเหยอยู่ในแนวระดับ

รูปที่ 4.1 ชี้ให้เห็นว่าปริมาตรของเหลวใช้งานที่เติมไว้ตอนสร้างฮีทไปป์ต้นแบบที่ 2 นี้มีผลน้อยต่อค่าของ t_{ev} ที่ได้จากการทดลอง トラบายใดที่ Volume fraction (a_v) มีค่าน้อยกว่า 30% แต่ถ้าค่าของ a_v สูงกว่า 30% ขึ้นไปแล้ว ค่าของ t_{ev} จะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว อนึ่ง รูปที่ 4.1 ยังแสดงด้วยว่าในกรณีนี้ (ช่วงการระเหยอยู่ในแนวระดับ) อาจจะมี Volume fraction ที่ทำให้ t_{ev} มีค่าต่ำสุดคือ $(a_v)_{opt}$ ประมาณ 17% ข้อสรุปเดียวกันนี้ก็สามารถได้มาจากรูปที่ 4.2 ด้วย

สาเหตุที่ t_{ev} เพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว เมื่อ a_v มีค่าสูงกว่า 30% ทั้งที่พื้นที่ผิวอิสระ s_f และพื้นที่ผิวเปียก s_w เพิ่มขึ้นนั้น บอกให้เราทราบว่า ตัวแปรที่สำคัญอีกตัวหนึ่งในการกำหนดเวลาที่ใช้เพิ่มอุณหภูมินั้น คือความสะดวกของไอที่เกิดขึ้นในการไหลไปถึงช่วงการควบแน่น เหตุที่เป็นเช่นนี้เพราะแถบวัดอุณหภูมิจะเปลี่ยนสีได้โดยไม่ต้องการใช้ความร้อนมากมายในการเพิ่มอุณหภูมิของผนังท่อบริเวณนั้น นั่นคือ ถ้าไอไหลมาถึงได้ยิ่งเร็วเท่าใด เวลา t_{ev} ก็จะสั้นลงเท่านั้น แต่เพื่อให้ไอที่เริ่มเกิดขึ้น สามารถไหลออกจากช่วงการระเหยได้อย่างสะดวกนั้น ช่องว่างเหนือผิวของเหลวในช่วงการระเหยจะต้องมีปริมาตรเพียงพอที่จะไม่กีดขวางการไหลของไอที่เริ่มเกิดขึ้นนั้น จากการทดลองปรากฏว่า ช่องว่างนี้จะต้องมีมากกว่า 70% ของปริมาตรของช่วงการระเหยทั้งหมด (นั่นคือ $a_v < 30\%$)

สิ่งสำคัญที่ต้องเข้าใจให้ถูกต้องคือ ค่า t_{ev} เป็นเพียงดัชนีชี้บอก transient response (transient behavior) ของฮีทไปป์เท่านั้น แต่

ไม่ได้บอกว่าฟลักซ์ความร้อน (heat flux) ที่สภาวะคงที่ (steady state) จะมีมากหรือน้อยเพียงไร เมื่อ a_v ค่าต่างกัน ด้วยเหตุนี้ ค่า $(a_v)_{opt}$ ที่ทำให้ t_{sv} ต่ำสุดนี้ อาจไม่ใช่ค่าเดียวกับที่ทำให้ฟลักซ์ความร้อนนี้มีค่าสูงสุดก็ได้ ผู้วิจัยคาดว่า ตัวแปร s_f และ s_w (หรืออัตราส่วน s_f/s_w) จะมีบทบาทสำคัญไม่น้อยกว่า a_v ในการกำหนดฟลักซ์ความร้อนสูงสุดในสภาวะคงที่นี้ ประเด็นดังกล่าวนี้ เป็นสิ่งที่จะต้องศึกษาเพิ่มเติมในโอกาสต่อไป

- ข. การวิเคราะห์ผลการทดสอบ เมื่อช่วงการระเหยทำมุม 5 , 10 , 15 , 20 , และ 25 กับแนวระดับ (CLHP Type B)

รูปที่ 4.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเวลาเฉลี่ยที่ใช้ในการเพิ่มอุณหภูมิของช่วงการควบแน่นจนถึง 70 ช. กับสัดส่วนเชิงปริมาตร (Volume fraction) ของของเหลวใช้งานในช่วงการระเหยเมื่อวางช่วงการระเหยที่มุมเอียงต่างๆ โดยพล็อตในสเกลของลอการิทึมธรรมชาติ (Natural-Logarithm) ทั้งคู่ ส่วนรูปที่ 4.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง t_{sv} กับพื้นที่ผิวการระเหยของของไหลใช้งาน โดยวางช่วงการระเหยที่มุมเอียงต่างๆ เช่นกัน

จากรูปที่ 4.4 และรูปที่ 4.5 จะเห็นได้ว่า เวลา t_{sv} น้อยสุดที่ต้องใช้ในการเพิ่มอุณหภูมิของช่วงการควบแน่นให้ถึงค่าที่กำหนด (70 ช.) สำหรับแต่ละค่าของมุมเอียงนั้น จะมากกว่าค่า $(t_{sv})_{opt}$ ของกรณีที่ว่าช่วงการระเหยอยู่ในแนวระดับเสมอ นอกจากนี้ เมื่อมุมเอียงของช่วงการระเหยมีค่าเพิ่มขึ้น ความรวดเร็วในการถ่ายเทความร้อนของอีทไปป์แบบไหลวงจรปิดจะเลวลงอย่างเห็นได้ชัด สาเหตุที่สำคัญเชื่อว่าเป็นเพราะช่องว่างเหนือผิวเกิดช่วงคอคอดขึ้น (ช่วงพื้นที่หน้าตัดของช่องว่างมีขนาดเล็กที่สุด) เมื่อเริ่มเพิ่มมุมเอียงจากแนวระดับ และเมื่อมุมเอียงสูงถึงค่าหนึ่งแล้ว ช่วงคอคอดนี้จะเล็กที่สุดนั้นคือ เกิดย่านที่ของไหลใช้งานอยู่เต็มพื้นที่หน้าตัดของช่วงการระเหย ผลก็คือการไหลของไอที่เกิดขึ้นไปยังช่วงการควบแน่นจะช้าลงอย่างมาก ผลกระทบของมุมเอียงดังกล่าวนี้ จะตรงข้ามกับอีทไปป์ไร้วิกค์แบบธรรมดา (14) สิ่งที่น่าสนใจได้ชัดในกรณีที่ว่ามุมเอียงก็คือ จะมี อัตราส่วนเชิงปริมาตร (Volume fraction) $(a_v)_{opt}$ สำหรับมุมเอียงน้อยๆ แต่ละมุม และค่า $(a_v)_{opt}$ นี้จะลดลง เมื่อมุมเอียงมีค่าสูงขึ้น

จากการทดสอบดังกล่าวข้างต้นนี้สามารถสรุปประเด็นที่สำคัญได้ดังนี้

1. ในแง่ของ t_{sub} แล้วปริมาณที่เต็มของเหลวใช้งานจะมีปริมาณที่เหมาะสมที่สุด คือ ประมาณ 17% ของปริมาตรท่อของช่วงการระเหย
2. ในแง่ของ t_{sub} เช่นกัน ฮีทไปป์ไรวิคค์แบบไหลวงจรปิด จะทำงานได้ดีที่สุดเมื่อวางช่วงการระเหยอยู่ในแนวระดับ (ข้อสรุปที่ 2 นี้ คาดว่าจะเป็นจริงในแง่ของฟลักซ์ความร้อนสำหรับ CLHP Type B ด้วย)

4.2 การทดสอบสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่สภาวะคงที่ (Steady-State Heat Flow Test)

4.2.1 วัตถุประสงค์

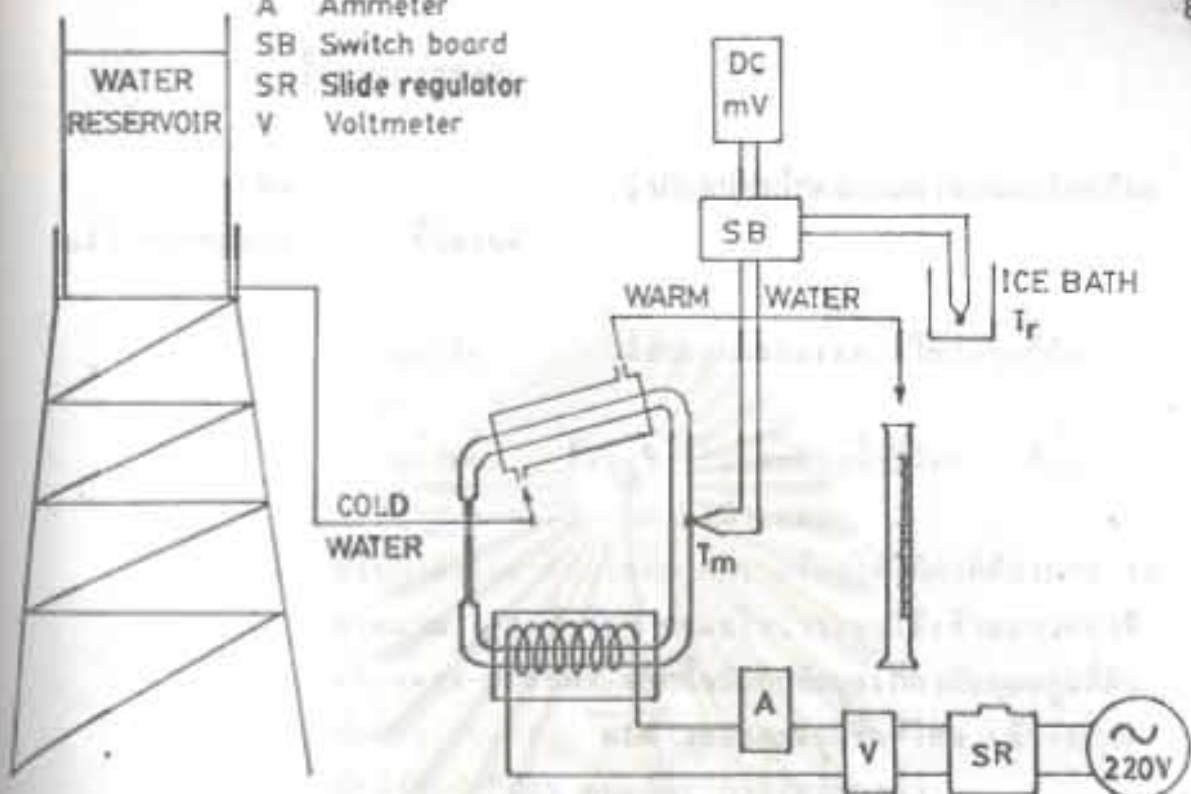
1. ศึกษาอิทธิพลของ อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น
2. ศึกษาอิทธิพลของมุมวาง
3. วัดสภาพการนำความร้อนเชิงประสิทธิผล (λ_{eff}) ของ CLHP ที่สร้างขึ้น
4. ศึกษาลักษณะการกระจายของอุณหภูมิที่ผนังท่อ
5. หาขีดจำกัดในการถ่ายเทความร้อน

4.2.2 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบ

1. อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ
2. เตาให้ความร้อน (หัวข้อ 3.8)
3. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (หัวข้อ 3.7)

รายละเอียดของอุปกรณ์ทดสอบ พร้อมทั้งข้อมูลที่จำเป็นเกี่ยวกับการทดสอบมีแสดงไว้ในรูป 4.6 และ 4.7

A Ammeter
 SB Switch board
 SR Slide regulator
 V Voltmeter



รูปที่ 4.6 รายละเอียดของอุปกรณ์ทดสอบสมรรถนะที่สภาวะคงที่ของ CLHP



รูปที่ 4.7 ภาพถ่ายของอุปกรณ์ทดสอบสมรรถนะที่สภาวะคงที่ CLHP

4.2.3 ขั้นตอนการทดสอบ

หลังจากติดตั้ง CLHP เข้ากับอุปกรณ์ทดสอบสมรรถนะเรียบร้อยแล้ว การทดสอบแบ่งเป็นขั้นตอนดังนี้

1. ปรับมุมเอียง () ของช่วงการระเหย ให้ได้มุมที่ต้องการ ศึกษา
2. ควบคุมอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำที่ไหล เข้า-ออก ช่วงควบแน่นให้มีอัตราคงที่สม่ำเสมอ
3. ปรับกำลังไฟฟ้าที่ป้อนขดลวดความร้อนให้ได้ค่าที่ต้องการ รอประมาณ 1-3 ชั่วโมง จนแน่ใจว่าระบบได้เข้าสู่ภาวะคงที่ (Steady-State) จากนั้นบันทึกข้อมูลเกี่ยวกับอุณหภูมิที่ผิวท่อของ CLHP, ผลต่างของอุณหภูมิที่น้ำที่ไหล เข้า-ออก, กำลังไฟฟ้าที่ป้อน และอัตราการไหลของน้ำ
4. ทำการทดสอบสมรรถนะที่ค่ากำลังไฟฟ้าใหม่ โดยลดกำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้ขดลวดความร้อน รอจนเข้าสู่ภาวะคงที่ แล้วบันทึกผลใหม่ตามข้อ 3

4.2.4 ข้อมูลของ CLHP ที่ใช้ทดสอบ

	CLHP Type B&C/Pyrex	CLHP Type C/Cu
วัสดุที่เป็นตัวท่อ	แก้วทนความร้อน	ทองแดง
ความยาวช่วงการระเหย	20 ซม.	20 ซม.
ความยาวช่วงส่งผ่าน (adiabatic)	30.5 ซม.	30.5 ซม.
ความยาวช่วงการควบแน่น	22 ซม.	22 ซม.
ความยาวช่วงของเหลว-		
ควบแน่นไหลกลับ (adiabatic)	21.5 ซม.	21.5 ซม.
ความยาวรวม	94 ซม.	94 ซม.
เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอก	16 มม.	15.875 มม.
เส้นผ่าศูนย์กลางภายใน	13 มม.	13.386 มม.
จุดที่วัดอุณหภูมิ	22 จุด (รูป 3.23)	22 จุด (รูป 3.25)
ชนิดของเทอร์โมคัปเปิล	โครเมล-อลูเมล	โครเมล-อลูเมล

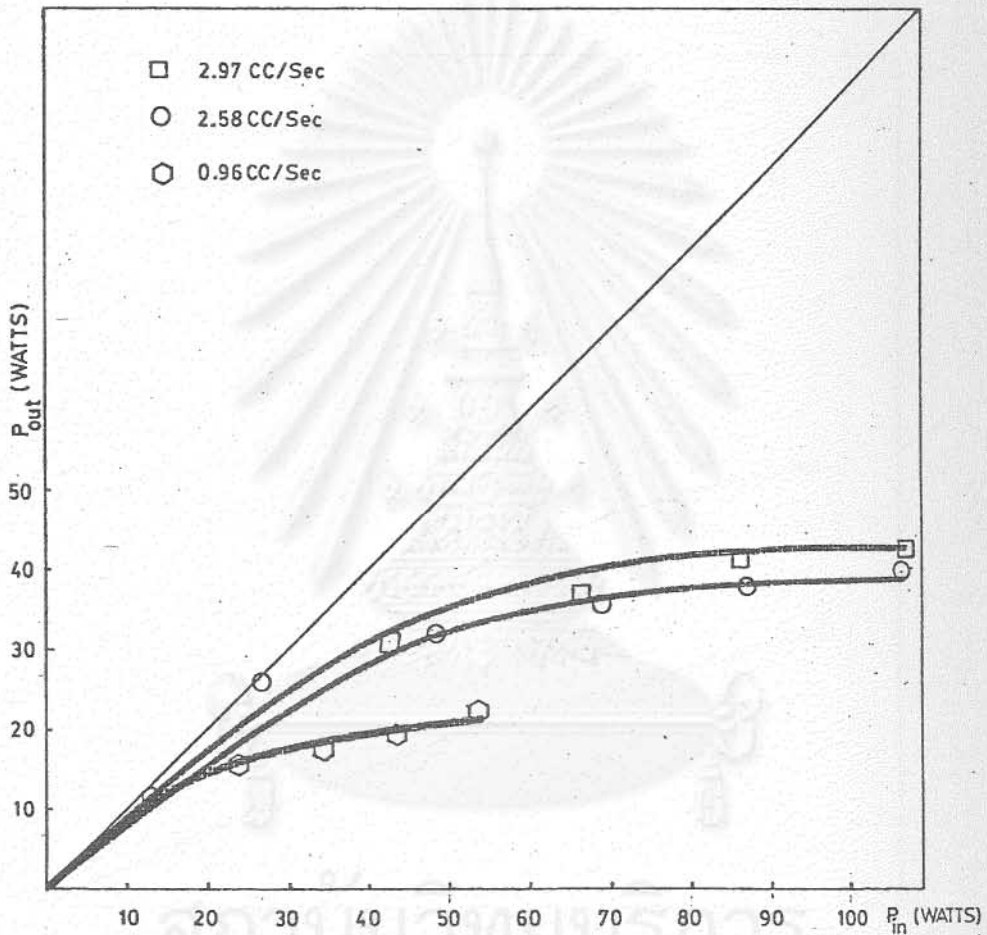
4.2.5 ผลการทดสอบและการวิเคราะห์ผล

ก. อิทธิพลของอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น

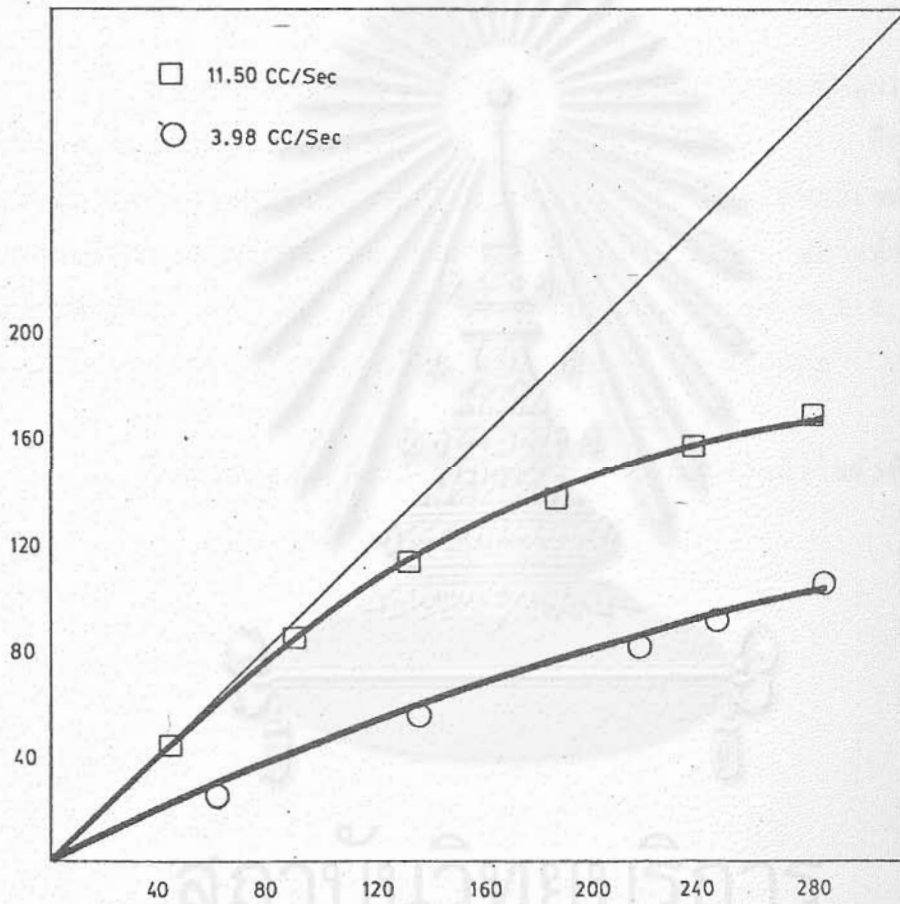
รูปที่ 4.8 และ 4.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังไฟฟ้าที่ป้อน (P_{in}) และกำลังที่ออกมาที่น้ำหล่อเย็นในรูปของความร้อน (P_{out}) ของ CLHP type B/Pyrex และ CLHP Type C/Cu ตามลำดับ จากรูปทั้งสองนี้ จะเห็นได้ว่า เมื่ออัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นมีค่าเพิ่มขึ้น สมรรถนะในการถ่ายเทความร้อนของ CLHP จะดีขึ้นตามไปด้วย ปรากฏการณ์นี้คาดว่าเนื่องมาจากความเร็วของน้ำหล่อเย็นที่มีค่าสูงจะไปลดความหนาของชั้นฟิล์มระหว่างผนังนอกของท่อที่น้ำหล่อเย็นทำให้ความต้านทานต่อการไหลของความร้อนเนื่องจากชั้นของฟิล์มนี้ลดน้อยลง

สถาบันวิทยบริการ

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 4.8 ความสัมพันธ์ระหว่างกำลังไฟฟ้าที่ป้อน (P_{in}) กับกำลังที่ออกมาที่น้ำหล่อเย็น ในรูปของความร้อน (P_{out}) ที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นค่าต่างๆ (CLHP Type B/Pyrex)



รูปที่ 4.9 ความสัมพันธ์ระหว่างกำลังไฟฟ้าที่ป้อน (P_{in}) กับกำลังที่ออกมาที่น้ำหล่อเย็น ในรูปของความร้อน (P_{out}) ที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นค่าต่างๆ (CLHP Type C/Cu)

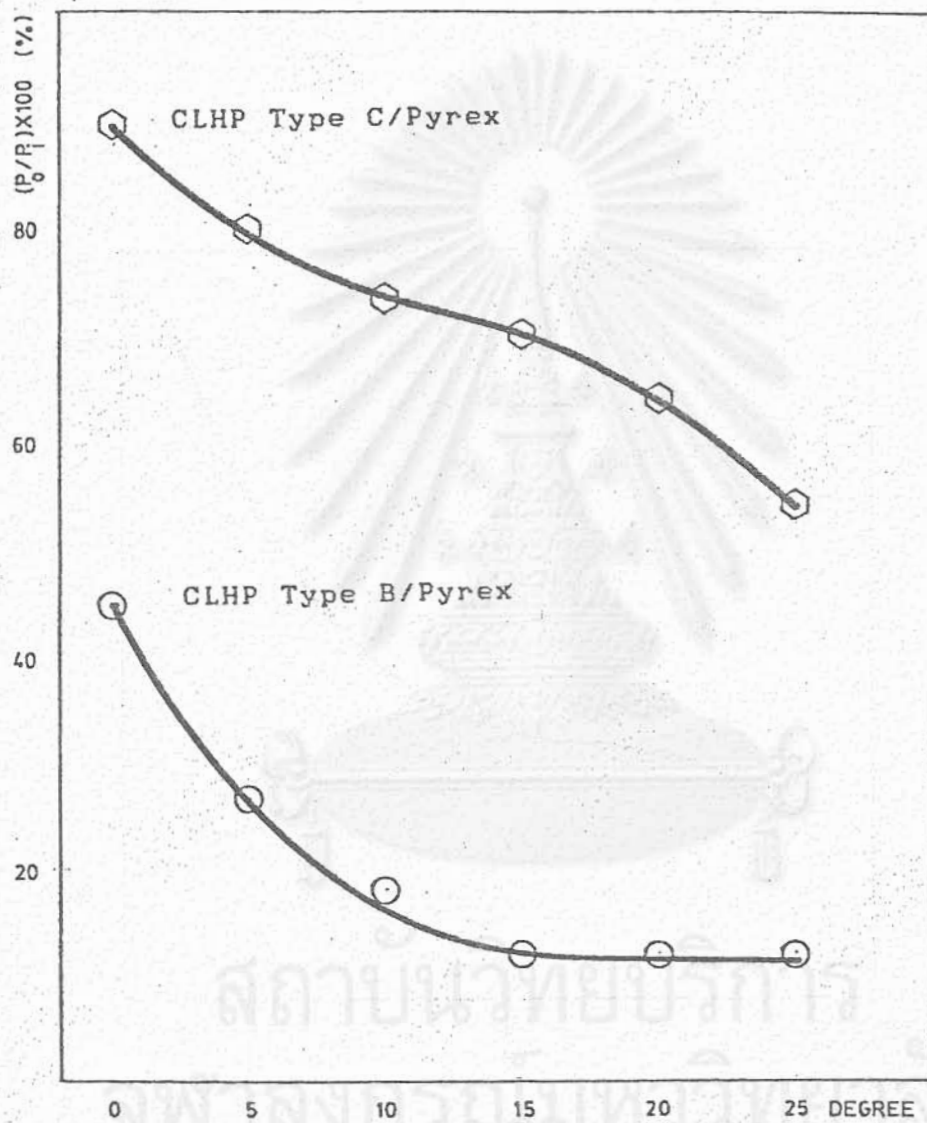
ข. อิทธิพลของมุมวาง

รูปที่ 4.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อน ($P_{out}/P_{in} \times 100$) กับมุมวางที่ค่าต่างๆ ของ CLHP Type B&C/Pyrex จะเห็นได้ว่าเมื่อมุมเอียงของช่วงการระเหยมีค่าเพิ่มมากขึ้น ประสิทธิภาพหรือสมรรถนะในการถ่ายเทความร้อนของ CLHP จะลดลงอย่างเห็นได้ชัด

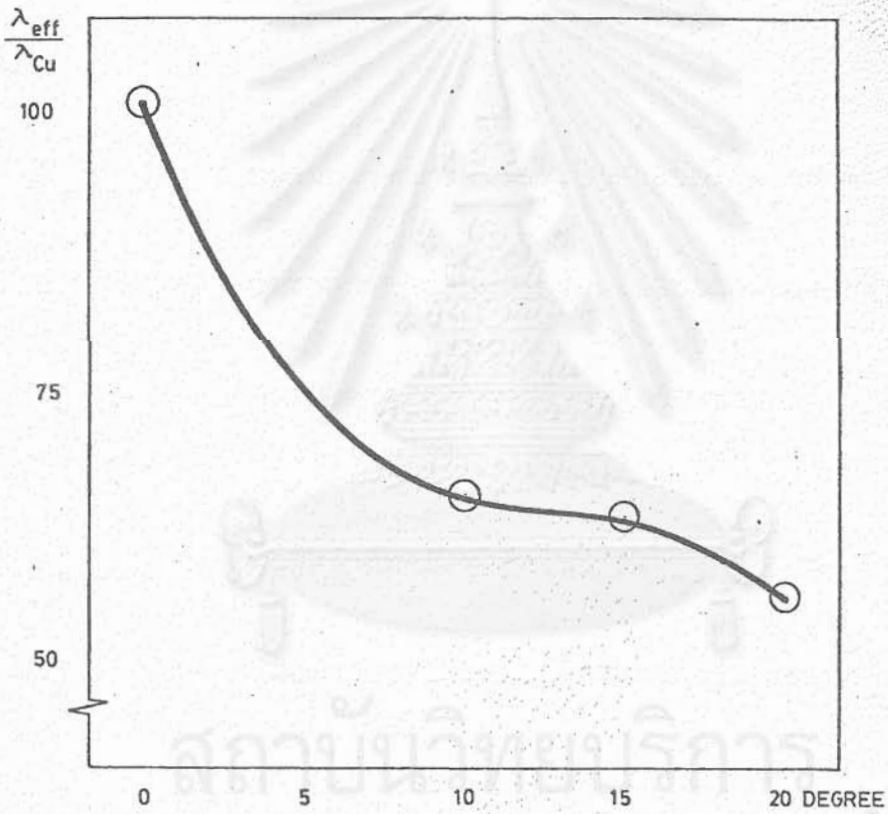
สำหรับ CLHP Type C/Cu ถึงแม้ว่าการทดสอบที่มุมเอียงต่างๆ จะไม่พบความแตกต่างระหว่างค่า P_{out} ที่เห็นได้ชัด (P_{out} ที่ทุกมุมเอียงรวมทั้งแนวระดับอาจกล่าวได้ว่ามีค่าประมาณเท่ากัน ภายใต้ขอบเขตของความผิดพลาดเนื่องจากเครื่องมือวัด) อย่างไรก็ตามเมื่อนำค่า สภานำความร้อนเชิงประสิทธิผล (λ_{eff}) ที่มุมเอียงต่างๆมาพิจารณา (รูป 4.11) จะพบว่าเมื่อมุมเอียงของช่วงการระเหยมีค่าเพิ่มมากขึ้น λ_{eff} จะลดลง

ข้อสันนิษฐานสำหรับปรากฏการณ์นี้ได้กล่าวไว้แล้วในหัวข้อ 4.1

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 4.10 ความสัมพันธ์ระหว่าง ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อน $(P_{out}/P_{in}) \times 100$ กับมุมเอียงของ CLHP Type B&C/Pyrex



รูปที่ 4.11 ความสัมพันธ์ระหว่าง สภาพนำความร้อนเชิงประสิทธิผลของ CLHP Type C/Cu ต่อสภาพนำความร้อนของทองแดง ($\lambda_{eff} / \lambda_{Cu}$) กับมุมเอียงของ CLHP Type C/Cu

ค. สภาพการนำความร้อนเชิงประสิทธิผล

Effective Thermal Conductivity (λ_{eff})

สภาพการนำความร้อนเชิงประสิทธิผล คำนวณโดยใช้ทฤษฎีการส่งผ่านความร้อนโดยการนำ (Heat conduction) ตามวิธีที่เสนอโดย E. Schmidt คือ

$$\lambda_{eff} = \frac{QL_{eff}}{A_{cross} \Delta T}$$

ในที่นี้

λ_{eff} = สภาพการนำความร้อนเชิงประสิทธิผล (W/m. °K)

Q = อัตราการถ่ายเทความร้อนในแนวแกนของฮีทไปป์ (W)

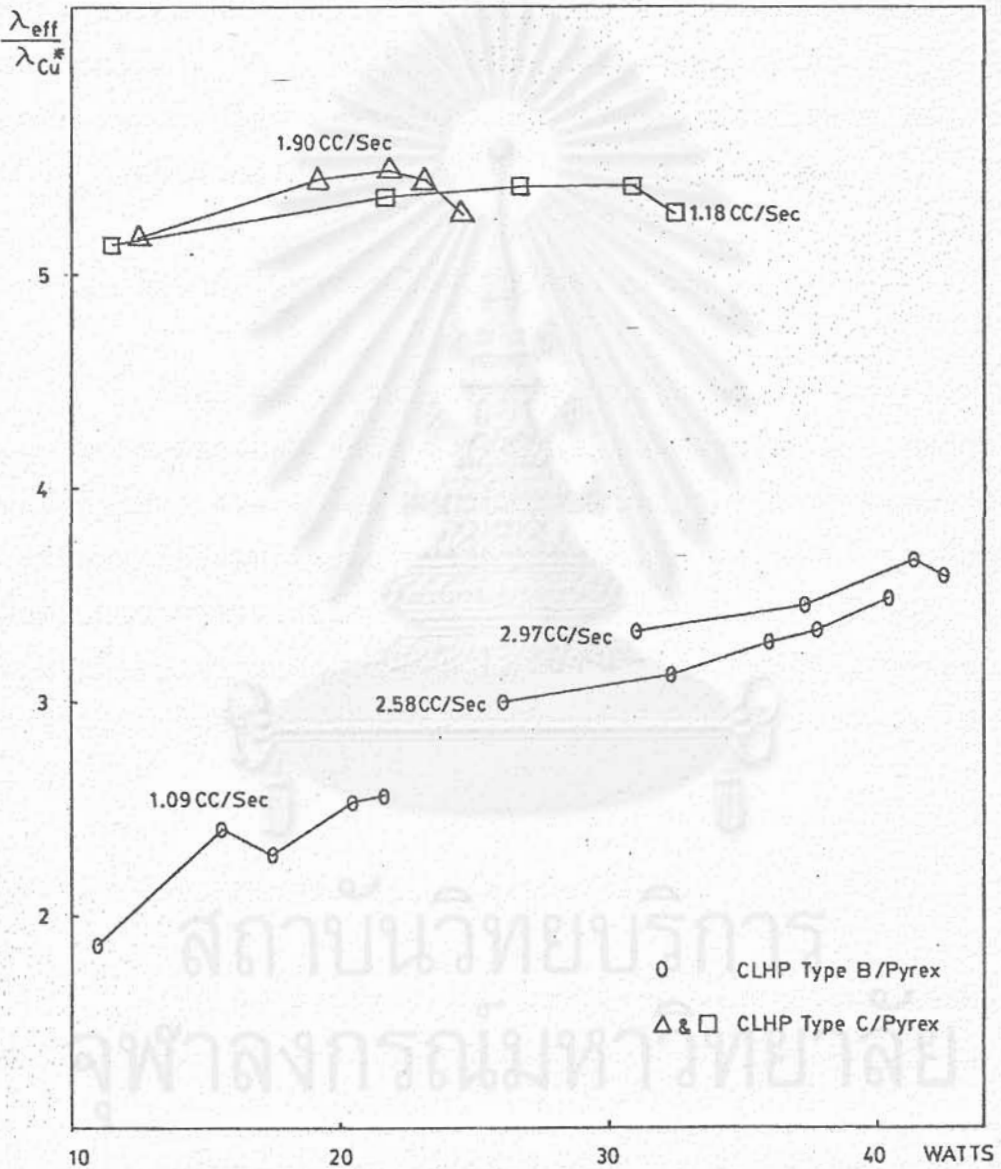
L_{eff} = ความยาวระหว่างจุดกึ่งกลางของช่วงควบแน่นและของช่วงระเหย (m)

A_{cross} = พื้นที่หน้าตัดของท่อฮีทไปป์ ($A_{cross} = d^2 \pi / 4$) (m²)

ΔT = ผลต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยระหว่างช่วงระเหยกับช่วงควบแน่น (°K)

ค.1 รูปที่ 4.12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนในแนวแกนกับอัตราส่วนระหว่างสภาพนำความร้อนเชิงประสิทธิผลของ CLHP ต่อสภาพนำความร้อนของทองแดง สำหรับ CLHP Type B/Pyrex, λ_{eff} มีค่าเฉลี่ย 2.8 เท่าของ λ_{Cu} ในช่วงการถ่ายเทความร้อนตามแนวแกน 10-40 watts สำหรับ CLHP Type C/Pyrex, λ_{eff} มีค่าเฉลี่ย 5.4 เท่าของ λ_{Cu} ในช่วงการถ่ายเทความร้อนเดียวกันกับ CLHP Type B/Pyrex

ค.2 สำหรับ CLHP Type C/Cu, λ_{eff} มีค่าเฉลี่ย 52 เท่าของ λ_{Cu} ในช่วงการถ่ายเทความร้อน 25-105 watts ที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น 3.98 cc/sec และมีค่าเฉลี่ย 91 เท่าของ λ_{Cu} ในช่วงการถ่ายเทความร้อน 45-170 watts ที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น 11.5 cc/sec



* $\lambda_{Cu} = 372 \frac{WATTS}{m \cdot K}$

รูปที่ 4.12 ความสัมพันธ์ระหว่าง $\lambda_{eff}/\lambda_{Cu}$ กับกำลังที่ออกมาที่น้ำหล่อเย็น ในรูปของความร้อน (P_{out}) ที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นค่าต่างๆ

อนึ่ง ในการทดสอบหาขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อน ที่อัตราการถ่ายเทความร้อนในแนวแกน 410-460 watts พบว่า CLHP Type C/Cu ให้ค่า λ_{eff} สูงถึง 157 เท่าของ λ_{cu} โดยที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นมีค่าเท่ากับ 7.83 cc/sec ในการทดสอบครั้งนี้ยังไม่พบขีดจำกัดในการถ่ายเทความร้อน จากการทดสอบนี้ทำให้เชื่อได้ว่าถ้าเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนในแนวแกน และอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นให้สูงขึ้นไปอีก CLHP Type C/Cu จะสามารถให้ค่า λ_{eff} สูงขึ้นไปได้อีก และอาจจะสูงกว่าค่า λ_{eff} ของ Thermosyphon ในรายงานของ Hahne (14) ซึ่งมีค่าประมาณ 230 เท่าของ λ_{cu} ที่อัตราการถ่ายเทความร้อนในแนวแกน 2850 วัตต์

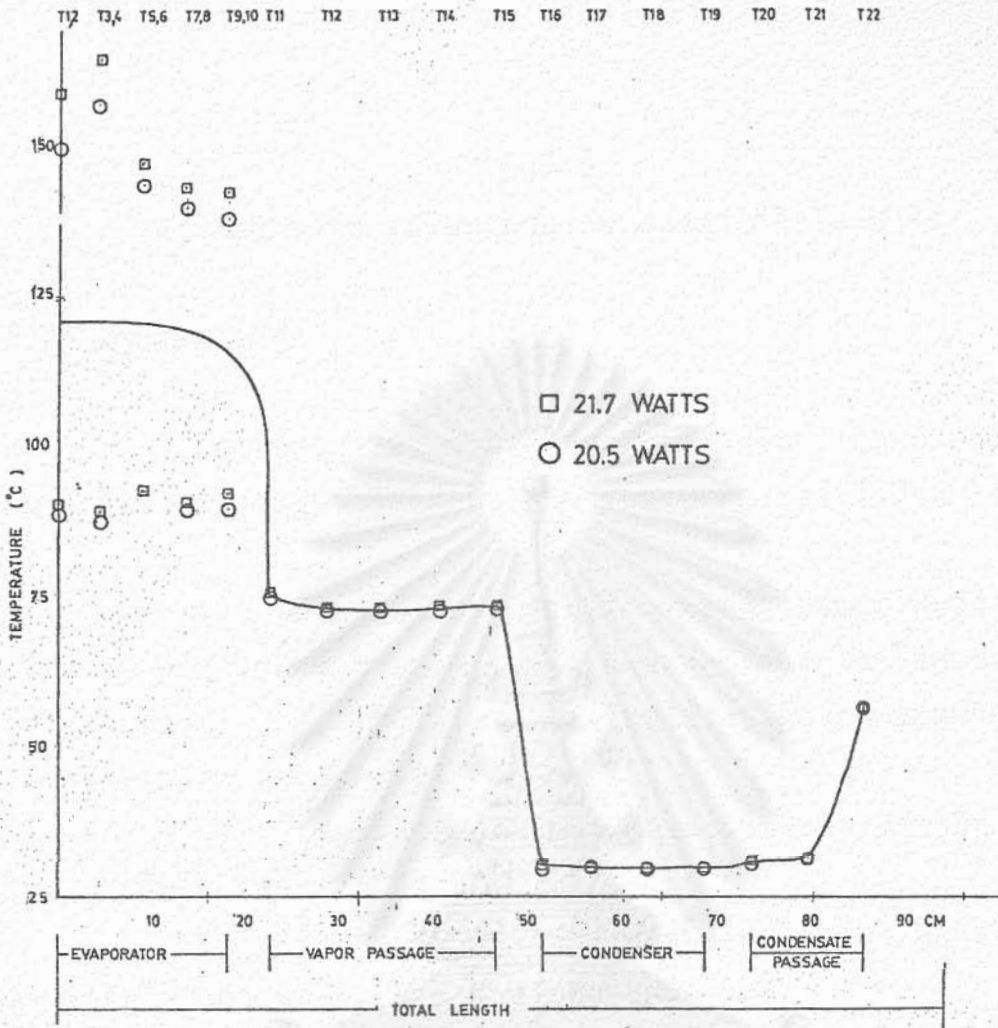
ง. ขีดจำกัดในการถ่ายเทความร้อน

กำลังไฟฟ้าสูงสุดที่ป้อนให้กับช่วงการระเหยของ CLHP Type C/Cu ในการทดลองมีค่าเท่ากับ 557.6 วัตต์ และความร้อนที่ถ่ายเทออกมากับน้ำหล่อเย็นมีค่า 464.3 วัตต์ คิดเป็น ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อน 83.3% อุณหภูมิสูงสุดบนผนังท่อในช่วงการระเหยมีค่า 92.5 C ในขณะที่อุณหภูมิเฉลี่ยตลอดช่วงการระเหยมีค่า 80 C ความแตกต่างของอุณหภูมิ 16% จากอุณหภูมิเฉลี่ยเป็นความแตกต่างที่มีค่าเดียวกันกับที่วัตต์ต่ำสุดที่ใช้ในการทดลอง จึงสรุปได้ว่า ขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนของ CLHP Type C/Cu สูงกว่า 464 วัตต์

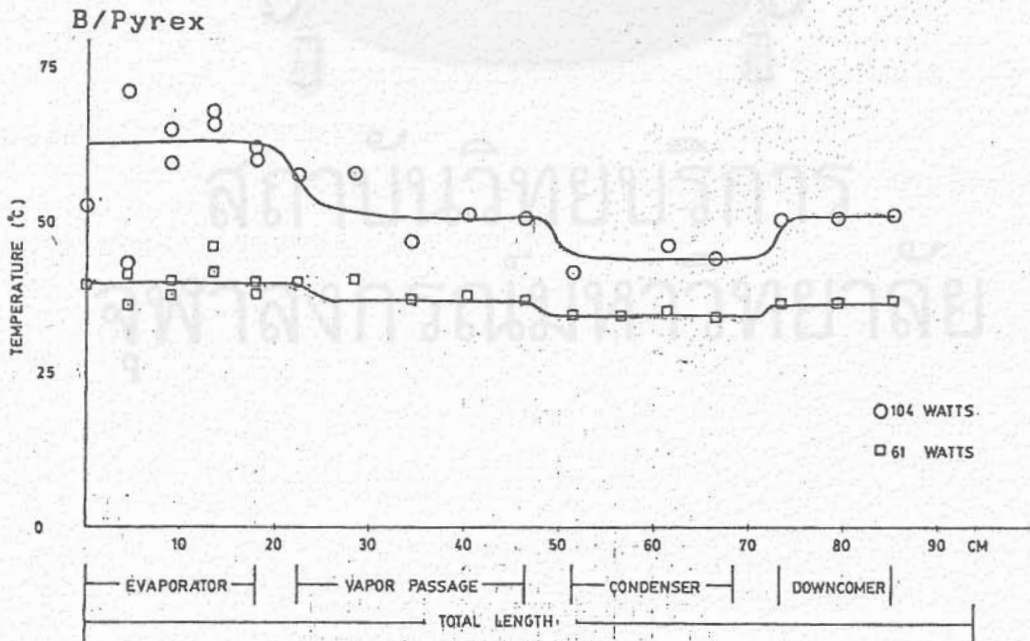
จ. ลักษณะการกระจายของอุณหภูมิบนผนังท่อ

รูปที่ 4.13 และ 4.14 แสดงการกระจายของอุณหภูมิบนผนังท่อของ CLHP Type B/Pyrex และ CLHP Type C/Cu ที่วัดได้ตามลำดับ

รูปที่ 4.13 แสดงให้เห็นว่า CLHP Type B/Pyrex มีการกระจายของอุณหภูมิก่อนข้างมาก ซึ่งมีผลทำให้ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนมีค่าต่ำ ส่วนรูป 4.14 นั้น เป็นการกระจายของอุณหภูมิบนผนังท่อของ CLHP Type C/Cu ซึ่งมีลักษณะของการกระจายไม่มากนัก โดยเฉพาะอย่างยิ่งผลต่างอุณหภูมิระหว่างช่วงการระเหยกับช่วงการควบแน่นมีค่าต่ำ แสดงให้เห็นว่าการถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นได้เป็นอย่างดี



รูปที่ 4.13 ลักษณะการกระจายของอุณหภูมิบนผนังท่อของ CLHP Type



รูปที่ 4.14 ลักษณะการกระจายของอุณหภูมิบนผนังท่อของ CLHP Type C/Cu

บทที่ 5

สรุปผลการวิจัย เปรียบเทียบ และแนวทางวิจัยในอนาคต

5.1 สรุปผลการวิจัย

อีทไปป์แบบไหลวงจรปิดที่ได้ทดลองสร้างขึ้น และทำการทดสอบสมรรถนะการทำงานลู่วงไปแล้วนั้น สามารถสรุปผลการวิจัยได้ดังนี้

1. ได้พัฒนาปรับปรุงกรรมวิธีการผลิตอีทไปป์แบบไหลวงจรปิด ที่เอื้ออำนวยต่อการผลิตจำนวนมาก (mass production) โดยใช้oczyบาช ต้มของไหลใช้งาน เพื่อให้ไอของของไหลใช้งานไล่อากาศออกจากอีทไปป์ (evaporation technique)
2. อุณหภูมิคงที่ของoczyบาชที่เหมาะสมในการสร้างอีทไปป์แบบไหลวงจรปิดคือ 124-125 ซ.
3. เวลาที่เหมาะสมในการต้มของไหลใช้งาน คือ 3 นาที สำหรับอีทไปป์แก้ว และ 2 นาที สำหรับอีทไปป์ทองแดง
4. ตำแหน่งที่เหมาะสมที่สุดในการทำงานคือ เมื่อช่วงการระเหยอยู่ในแนวระดับ
5. ปริมาณของเหลวใช้งานที่เหมาะสม คือประมาณ 15-30% ของปริมาตรช่วงการระเหย
6. เมื่อเพิ่มอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนของ CLHP จะดีขึ้น

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

7. สภาพนำความร้อนเชิงประสิทธิผล (Effective thermal conductivity, λ_{eff}) ของ CLHP Type B/Pyrex สูงกว่าสภาพนำความร้อนของทองแดงโดยเฉลี่ย 2.8 เท่าในช่วงการถ่ายเทความร้อน 10-40 วัตต์ หรือสูงกว่าสภาพนำความร้อนของแก้ว ประมาณ 900 เท่า ($\lambda_{Pyrex} = 1.15$ Watts/m. K) ส่วน λ_{eff} ของ CLHP Type C/Pyrex สูงกว่า λ_{Cu} โดยเฉลี่ย 5.4 เท่าในช่วงการถ่ายเทความร้อนเดียวกันกับ CLHP Type B/Pyrex หรือสูงกว่าสภาพนำความร้อนของแก้วประมาณ 1750 เท่า



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

8. สภาพนำความร้อนเชิงประสิทธิผลของ CLHP Type C/Cu สูงสุดที่ได้จากการทดสอบคือ 58,367 Watts/m. K ซึ่งสูงกว่าสภาพนำความร้อนของทองแดงประมาณ 157 เท่า

9. การทดสอบครั้งนี้ไม่พบขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการแห้งเหือด (Burn out Limit) และการที่ของเหลวหลุดลอยตามไอ (Entrainment limit) ซึ่งเป็นขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนที่คาดว่าจะเกิดขึ้นกับฮีทไปป์ประเภทนี้

10. CLHP Type C/Cu ที่สร้างขึ้นสามารถส่งผ่านความร้อนตามแนวแกนได้มากกว่า 464 วัตต์/แท่ง

5.2 การเปรียบเทียบระหว่างฮีทไปป์แบบไหลวงจรปิดกับฮีทไปป์แบบทั่วไป (Conventional HP) ที่ห้องปฏิบัติการวิจัยนี้สร้างขึ้น

ข้อมูลของฮีทไปป์แบบทั่วไปที่ใช้ในการเปรียบเทียบมาจาก

1. รายงานผลการวิจัยฉบับสมบูรณ์ เรื่อง "การสร้างฮีทไปป์และการทดสอบสมรรถนะของฮีทไปป์" โดยทุนอุดหนุนการวิจัยประเภทสาขาวิชาการ ประจำปี 2526 เสนอต่อ สำนักงานคณะกรรมการวิจัยแห่งชาติ โดย รศ.ดร.วิวัฒน์ ตันทะพานิชกุล

2. รายงานผลการวิจัยฉบับสมบูรณ์ เรื่อง "การพัฒนาและสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์ในอุตสาหกรรม" โดยทุนอุดหนุนการวิจัยประเภททั่วไป ประจำปี 2528 เสนอต่อ สำนักงานคณะกรรมการการวิจัยแห่งชาติ โดย รศ.ดร.วิวัฒน์ ตันทะพานิชกุล

ตารางที่ 5.1 แสดงการเปรียบเทียบผลการทดสอบฮีทไปป์ 3 ประเภท คือ ฮีทไปป์ไร้วิกค์แบบทั่วไปที่มีโครงสร้างเป็นแก้ว, ฮีทไปป์แบบไหลวงจรปิดที่มีโครงสร้างเป็นแก้ว และฮีทไปป์แบบไหลวงจรปิดที่มีโครงสร้างเป็นทองแดง จะเห็นได้ว่าฮีทไปป์แบบไหลวงจรปิดที่ได้ทดลองและปรับปรุงสร้างขึ้นนั้นมีสมรรถนะการทำงานเหนือกว่าฮีทไปป์ไร้วิกค์ที่ทำด้วยวัสดุชนิดเดียวกัน (แก้ว) นอกจากนี้ข้อดีของฮีทไปป์ที่ประดิษฐ์ขึ้นใหม่ คือ สามารถวางแยกส่วนของช่วงการระเหยและช่วงการควบแน่นออกจากกันได้ และวางในมุมที่แตกต่างกันได้ด้วย ข้อดีนี้เป็นสิ่งที่ฮีทไปป์ในอดีตไม่อาจมีได้เลย

ตารางที่ 5.1

ชนิดของฮีทไปป์	ลักษณะสมบัติ	Conventional wickless HP.	CLHP Type C/Pyrex	CLHP Type C/Cu
วัสดุผนังท่อ ของเหลวใช้งาน		แก้ว น้ำ	แก้ว น้ำ	ทองแดง น้ำ
ปริมาตรของเหลวใช้งาน (% ของปริมาตรช่วงการระเหย)		60	35	35
ความยาวช่วงการระเหย (ม.ม.)		100	200	200
ความยาวช่วงส่งผ่าน (ม.ม.)		100	300	300
ความยาวช่วงควบแน่น (ม.ม.)		100	220	220
ความยาวรวม (ม.ม.)		300	940	940
เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกของท่อ (ม.ม.)		10.0	16.0	15.875
เส้นผ่าศูนย์กลางภายในของท่อ (ม.ม.)		8.0	13.0	13.386
เวลาที่ใช้ในการเพิ่มอุณหภูมิของช่วงควบแน่น จนถึง 70° ซ. (วินาที)		120	30	15
การจัดวางตำแหน่งของช่วงการระเหย เพื่อการใช้งานที่ดีที่สุด		แนวตั้ง	แนวระดับ	แนวระดับ
ค่าเฉลี่ยของสภาพนำความร้อนเชิงประสิทธิผล (Watts/m. K)		1,042	2,000	58,400
โครงสร้างภายในช่วงการระเหย		ว่างเปล่า	มี Packing	มี Packing
ขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อน (วัตต์)		≈80	ไม่ได้ทำการทดสอบ	มากกว่า 464

5.3 แนวทางวิจัยในอนาคต

ด้วยระยะเวลาที่มีจำกัด การศึกษาวิจัยในรายละเอียดเพื่อที่จะปรับปรุงคุณภาพของอีทไปป์แบบไหลวงจรปิด ยังมีบางจุดที่ไม่สมบูรณ์ ผู้วิจัยใครที่จะเสนอแนวทางการวิจัยในหัวข้อต่อไปนี้ คือ

1. ปรับปรุงคุณภาพของ Packing โดยศึกษาความสัมพันธ์ระหว่าง O.D. ของ Packing กับ I.D. ของช่วงการระเหย, อัตราส่วนระหว่างช่องเปิดของ Packing กับ พ.ท.ผิวรับความร้อนของ Packing
2. ศึกษาความสัมพันธ์ระหว่าง I.D. ของช่องทางที่ของเหลวควบแน่นไหลกลับช่วงการระเหย กับ I.D. ของช่วงส่งผ่าน
3. ศึกษาความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นกับอัตราการถ่ายเทความร้อน
4. ศึกษาวิธีที่จะปรับปรุงให้ CLHP สามารถใช้งานได้ดี ในช่วงของมุมมองอื่นๆ นอกจากแนวระดับ

เอกสารอ้างอิง

1. Gaugler, R.S., "Heat transfer device", U.S. Patent, 2350348, Appl. 21 December, 1942. Published 6 June, 1944.
2. Grover, G.M., "Evaporation-condensation heat transfer device", U.S. Patent 3229759, Appl. 2 December 1963. Published 18 January, 1966.
3. วิวัฒน์ ตัณฑะพานิชกุล และคณะ ; "ฮีทไปป์ : เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแนวใหม่", วิศวกรรมสาร, มิถุนายน 2525
4. วิวัฒน์ ตัณฑะพานิชกุล และคณะ ; "การคำนวณออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์", วารสารวิศวกรรมเคมี, 5(1) P 44-48, 2526
5. วิวัฒน์ ตัณฑะพานิชกุล และคณะ; "ฮีทไปป์และวิธีการผลิต" วิศวกรรมสาร, สิงหาคม 2527
6. Schins, H.E.J., "Comparative study of wick and pool boiling sodium systems", International Heat Pipe Conference. Stuttgart, 1973.
7. HSu, Y.Y., "On the size range of active nucleation cavities on a heating surface", J. of Heat Transfer, Trans A.S.M.E. August 1962.
8. Griffith, P. and Wallis, J.D., "The role of surface conditions in nucleate boiling", Tech. Report No. 14, Contract N5-ORL-07894 M.I.T. Dkliv. of Ind. Coop December 1958.



9. Rosenhow, W.M., "A method of correlating heat transfer data for surface boiling of liquids", Trans. A.S.M.E., Vol 74, 1955.
10. Rosenhow, W.M., Griffith, P., "Correlation of maximum heat flux data for boiling of saturated liquids", A.S.M.E.-A.I.C.E. Heat Transfer Symposium, Louisville, Ky, 1955.
11. Caswell, B.F., Balzhieser, R.E., "The critical heat flux for boiling metal systems", Chem. Eng. Prog. Symp. Series on Heat Transfer-Los Angeles, No. 64, Vol 62, 1966.
12. Subbotin, V.I., "Heat transfer in boiling metals by natural convection", USAEC-Tr-7210, 1972.
13. Dwyer, O.E. "On incipient boiling wall superheats in liquid metals", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol 12, pp. 1403-1419, 1969.
14. Hahne, E., Gross, U., "The Influence of the Inclination Angle on the Performance of a Closed Two-Phase Thermosyphon", in "Advances in Heat Pipe Technology" Edited by D.A. Reay, Pergamon Press, pp. 125-136, 1982.

ชีวประวัติผู้วิจัย

1. ชื่อผู้ขอรับทุน

ภาษาไทย	นาย วิวัฒน์	ตันทะพานิชกุล
ภาษาอังกฤษ	Mr. Wiwut	Tanthapanichakoon

2. ตำแหน่ง รองศาสตราจารย์

3. สถานที่ทำงาน

ภาควิชาวิศวกรรมเคมี คณะวิศวกรรมศาสตร์
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย กรุงเทพฯ
โทรศัพท์ 2511510 ต่อ 54

4. ประวัติการศึกษา

มหาวิทยาลัย	ปริญญา	สาขาวิชา	ปีที่ได้รับ พ.ศ.
เกียวโต (ญี่ปุ่น)	ตรี	วิศวกรรมเคมี	2516
เทกซัส ณ ออสติน(สหรัฐฯ)	โท	วิศวกรรมเคมี	2518
เทกซัส ณ ออสติน(สหรัฐฯ)	เอก	วิศวกรรมเคมี	2521

5. ประสบการณ์ในการวิจัยที่เสร็จสมบูรณ์แล้ว

5.1 การสร้างโมเดล การทำซิมูเลชันและการวิเคราะห์เชิงสโตแคสติก ของบ้านพลังงานแสงอาทิตย์ โดยอาศัยคอมพิวเตอร์แบบดิจิทัล (เงินสนับสนุนจาก National Science Foundation ของสหรัฐฯ) ช่วงเวลาปี พ.ศ. 2520-2524

สถานที่ทำการวิจัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัยและมหาวิทยาลัยเทกซัส ณ ออสติน

5.2 โครงการวิจัยเกี่ยวกับการสร้างโมเดล การทำซิมูเลชันและการวิเคราะห์เชิงสโตแคสติกของโรงงานแก๊สน้ำเสีย (งานวิทยานิพนธ์ปริญญาเอก) ช่วงเวลา ปี พ.ศ. 2517-2521

สถานที่ทำการวิจัย มหาวิทยาลัยเทกซัส ณ ออสติน

5.3 โครงการวิจัยเกี่ยวกับการสร้างโมเดลเชิงสโตแคสติกสำหรับศึกษาประสิทธิภาพการทำงานของแผ่นกรองชนิดเส้นใยที่มีฝุ่นเกาะอยู่ (เงินทุนวิจัยรัชดาภิเษกสมโภช)

ช่วงเวลา ปี พ.ศ. 2523-2524

สถานที่ทำการวิจัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย และมหาวิทยาลัยคานาซาวา (ญี่ปุ่น)

5.4 โครงการศึกษาและทดสอบโมเดลคณิตศาสตร์ สำหรับการทำงานของฮีทไปป์

(เงินทุนวิจัยรัชดาภิเษกสมโภช)

ช่วงเวลา ปี พ.ศ. 2524-2525

6. ผลงานวิจัยที่ตีพิมพ์ออกเผยแพร่ในวารสารและสิ่งพิมพ์ต่างๆ

6.1 Wiwut Tanthapanichakoon and D.M. Himmelblau, "A Stochastic Analysis of a Solar House", J. Solar Energy Engineering, American Society of Mechanical Engineers (ASME), U.S.A. May, 1981.

6.2 Wiwut Tanthapanichakoon and D.M. Himmelblau, "Monte-Carlo Simulation of a Solar House and Its applications for Design", Proceedings of Asian Pacific Confederation of Chemical Engineering (APCCHE), Manila, Philippines, February, 1981.

6.3 Wiwut Tanthapanichakoon and D.M. Himmelblau, "A Sensitivity Study of a Solar Heated and Cooled House", Reg. J. of Energy. Heat, Mass Transfer, Vol. 2. No.1, pp. 155-172, 1980, India.

6.4 Wiwut Tanthapanichakoon, "Memory Retention Time of a Solar Heated and Cooled House", Proceedings of Chulalongkorn University Symposium on Energy, March 25-26, 1980.

6.5 Wiwut Tanthapanichakoon, "An Introduction to MOSTROSIT : A Modularized Solar Thermal Processes Simulator, "Proceedings of Symposium on Renewable Energy and Applieation, King Mongkut Institue of Technology and Technological Promotion Association, February 25-28, 1980.

6.6 Wiwut Tanthapanichakoon, "Stochastic Analysis of an Activated Sludge Waste Water Treatment Plant with Random Diurnal Inputs and Random Parameters via Monte Carlo Simulation", Ph.D.Dissatation, The University of Texas, Austin, Texas, 1978.

6.7 Wiwut Tanthapanichakoon and D.M. Himmelblau, "Simulation of a Time Dependent Activated Sludge Waste Water Treatment Plant", J. Water Research, U.S.A., 1981.

6.8 Wiwut Tanthapanichakoon and D.M. Himmelblau, "Stochastic Analysis of Process-Control Model", Simulation, pp. 181-193 California, U.S.A., 1980.

6.9 Wiwut Tanthapanichakoon, C. Kanaoka and H. Emi,
 "A Stochastic Model for Deposition of Aerosols by
 Convective Brownian Diffusion on a Dust Loaded Fiber",
 Proceeding of the International Symposium on Power
 Technology '81, September 27-28, Kyoto, Japan, 1981.

7. ประวัติการได้รับทุน

7.1 จากสำนักงานคณะกรรมการวิจัยแห่งชาติ

- ก. โครงการสร้างและทดสอบสมรรถนะของฮีทไปป์
 ช่วงเวลา พ.ศ. 2526-2527 (1 ปี)
 สถานที่ทำการวิจัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
- ข. การพัฒนาและสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์
 ในอุตสาหกรรม
 ช่วงเวลา พ.ศ. 2527-2527 (1 ปี)
 สถานที่ทำการวิจัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

7.2 จากเงินทุนวิจัยรัชดาภิเษกสมโภช จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

- ก. โครงการวิจัยเกี่ยวกับการสร้างโมเดลเชิงสโตแคสติกสำหรับศึกษาประสิทธิภาพการทำงานของแผ่นกรองชนิดเส้นใยที่มีฝุ่นเกาะอยู่
 ช่วงเวลา พ.ศ. 2523-2524
 สถานที่ทำการวิจัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัยและมหาวิทยาลัย Kanazawa ประเทศญี่ปุ่น
- ข. โครงการศึกษา ทดสอบและสร้างโมเดลคณิตศาสตร์ สำหรับการทำงานของฮีทไปป์
 ช่วงเวลา พ.ศ. 2524-2525
 สถานที่ทำการวิจัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

- 7.3 จากเงินมูลนิธิกระจกเงาชาฮี ประเทศญี่ปุ่น
- ก. โครงการวิจัยเกี่ยวกับปฏิกิริยาปิโตรเคมี ซึ่งเน้นปฏิกิริยาออกซิเดชันและปฏิกิริยาสังเคราะห์อัลกอฮอล์
ช่วงเวลา พ.ศ. 2525-2527 (2 ปี)
สถานที่ทำการวิจัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย