



รายงานผลการวิจัย

มหาวิทยาลัยรามคำแหง

เรื่อง

โครงการการศึกษา ทดสอบ และสร้างโมเดลคณิตศาสตร์
สำหรับการทำงานของฮาร์ดแวร์

โดย

วิวัฒน์ ตัดทะพานิชกุล

ที่
วท 15
002038

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ทุนวิจัยรียตารีเขกสมโภย

รายงานผลการวิจัย

โครงการการศึกษา ทดสอบ และสร้างโมเดลคณิตศาสตร์สำหรับการทำงานของอีทีพี

โดย

วิวัฒน์ ตั้กะทะพานิชกุล

สถาบันวิจัยบวการ

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

มิถุนายน 2526

สำหรับ: วิชาคณิตศาสตร์

กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณ คุณส่มใจ พิเชียรโลภณ ที่ได้ช่วยทำหน้าที่เป็นผู้ช่วยวิจัยอย่างขมักเขม้น
และมีประสิทธิผล ขอขอบคุณ Prof. Ryozo Toei, Prof. Morio Okazaki
ภาควิชาวิศวกรรมเคมี Kyoto University และ Prof. Shigemori Ohtani
ภาควิชาวิศวกรรมเคมี Tohoku University ประเทศญี่ปุ่น ที่ช่วยจัดหาแท่งฮีทปั๊
ตัวอย่างเพื่อใช้ในการทดลอง

อนึ่ง งานวิจัยนี้จะสำเร็จลุล่วงไม่ได้ ถ้าขาดการสนับสนุนทางการเงินจากทุนวิจัย
รัยตากริเชกส่มโรษ ๒ 2525

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ชื่อโครงการวิจัย

โครงการการศึกษา ทดสอบและสร้างโมเดลคณิตศาสตร์

สำหรับการทำงานของฮีทไพล์

ชื่อผู้วิจัย

วิวัฒน์ ตัณฑะพานิชกุล

เดือนและปีที่ทำวิจัยเสร็จ

มิถุนายน 2526

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นงานการทดสอบสมรรถนะการทำงานของฮีทไพล์และเป็นงานค้นหาแบบจำลองเชิงทฤษฎีที่สามารถอธิบายผลการวัดที่ได้จากการทดลองอย่างต้น งานทดสอบที่ทำขึ้นเน้นการแปรมุมเอียงที่วางฮีทไพล์จากแนวระดับ เพราะเป็นตัวแปรที่เปลี่ยนได้ง่ายในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไพล์ และมีผลมากต่อสมรรถนะการทำงานของฮีทไพล์ ผลของการทดสอบที่ได้ยืนยันข้อสรุปทางทฤษฎีที่ว่า สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงสุดของฮีทไพล์จะสูงขึ้น ถ้าวางฮีทไพล์ให้ทำมุมบวกมากกว่าศูนย์จากแนวระดับ (นั่นคือ ยี่วงการควบแน่นอยู่สูงกว่ายี่วงการระเหย) และสมรรถนะสูงสุดจะลดลงถ้าวางฮีทไพล์ให้ทำมุมลบ (ยี่วงการควบแน่นอยู่ต่ำกว่ายี่วงการระเหย)

นอกจากนี้งานวิจัยนี้ได้เลือกแบบจำลองเชิงทฤษฎีอย่างง่าย ๆ ที่สามารถใช้กำหนดอัตราการถ่ายเทความร้อนของฮีทไพล์ โดยให้ค่าผิดพลาดเชิงทฤษฎีเป็น $\pm 25\%$ และ เล่นอเนาะวิธีการใช้ตัวคูณชดเชย เพื่อลดค่าผิดพลาดเหลือเป็น $\pm 7.5\%$ อนึ่ง ยังได้เล่นอตัวอย่างการคำนวณเพื่อสำรวจการคำนวณออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไพล์ (Heat-pipe Heat-exchanger) สำหรับใช้งานในอุตสาหกรรมอีกด้วย

Project Title A Project to Study, Test and Construct
Mathematical Model for The Performance
of Heat Pipe

Name of The Investigator Wiwut Tanthapanichakoon

Year June 1983.

ABSTRACT

The current research consists of the testing(measurement)of the performance of the heat pipe and the search for a simple theoretical model that can describe the above testing results. The testing experiments put emphasis on the angle at which the heat pipe is placed against the horizontal line, because this variable is easy to change in the design of a heat-pipe heat-exchanger and it exerts significant effect on the heat pipe performance. The present testing results confirm the theoretical conclusion that the maximum heat transfer capacity of the heat pipe is higher if it is placed at a positive angle (i.e. the condensation section is higher than the evaporation section) and that the maximum capacity is reduced if the angle is negative (the condensation section is lower than the evaporation section)

Furthermore, the current work has found a simple theoretical model that can predict the heat transfer rate of the heat pipe, with $\pm 25\%$ accuracy, and has proposed the use of a correction factor to increase the accuracy to $\pm 7.5\%$. In addition, a design example has been given to illustrate the procedure to design a heat-pipe heat-exchanger for industrial usage.



สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย	ค
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	ง
รายการตารางประกอบ	ช
รายการรูปภาพประกอบ	ฉ
บทที่	
1. บทนำ	1
1.1 หลักการทำงานของอีทไปป์	2
1.2 วิธีการนำกลับของเหลวควบแน่น	3
1.3 ลักษณะเด่นของอีทไปป์	4
2. การรวบรวมเอกสารเกี่ยวกับผลงานวิจัยในอดีต	5
2.1 หนังสือ เอกสารที่กล่าวถึงทฤษฎี โครงสร้าง การออกแบบ หลักการทั่วไป	5
2.2 บทความ เอกสาร เกี่ยวกับการนำอีทไปป์ไปประยุกต์ใช้งาน	6
2.3 บทความ เอกสาร เฉพาะ เรื่อง เกี่ยวกับอีทไปป์	8
3. โครงสร้างของอีทไปป์	11
3.1 โครงสร้างที่สำคัญของอีทไปป์	11
3.2 ของเหลวใช้งาน	11
3.2.1 ตัวเลขเมอริต	13
3.3 วิกต์	14
3.3.1 หน้าทีของวิกต์	14
3.3.2 การเลือกวิกต์	14
3.3.3 ประเภทของวิกต์	15
3.3.4 รูปร่างของวิกต์	15

	หน้า
3.4 ตัวต่อ	18
3.4.1 การเลือกไข่ตัวต่อ	18
4. ทฤษฎีเกี่ยวกับฮีทไปป์	19
4.1 ความดัน	20
4.2 ความดันสูงสุดในท่อรูฮีมี	21
4.3 ผลลดความดันของของเหลว	22
4.4 ผลลดความดันของไอ	24
4.5 ความนำความร้อนของวิกค์	27
4.6 ผลของแรงโน้มถ่วงของโลก	28
4.7 ฮีตจำกัดการถ่ายเทความร้อนของฮีทไปป์	29
4.7.1 ฮีตจำกัดเนื่องจากความหนืด	30
4.7.2 ฮีตจำกัดเนื่องจากความเร็วเสียง	30
4.7.3 ฮีตจำกัดเนื่องจากของเหลวหลุดลอยตามไอ	32
4.7.4 ฮีตจำกัดเนื่องจากท่อรูฮีมีหรือวิกค์	33
4.7.5 ฮีตจำกัดเนื่องจากการเดือด	36
5. ตัวอย่างการประยุกต์ใช้งาน	37
5.1 ตัวอย่างการใช้งาน	37
5.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์	38
5.2.1 ลักษณะโครงสร้างทั่วไป	38
5.2.2 วิธีคำนวณขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์	39
5.2.3 ตัวอย่างการคำนวณ	43
6. วิธีการทดลองและผลการทดลอง	47
6.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง	47
6.2 ขั้นตอนการทดลอง	48
6.3 เงื่อนไขการทดลอง	48

6.4	การวิเคราะห์ข้อมูล	48
6.4.1	สมรรถนะของฮีทปั๊ม	48
6.4.2	ประสิทธิภาพเชิงความร้อน	49
6.5	ผลการทดลอง	49
7.	แบบจำลองเชิงทฤษฎีของฮีทปั๊ม	64
7.1	ลักษณะอุณหภูมิจากฮีทปั๊ม	64
7.2	กลไกการถ่ายเทความร้อน	64
7.3	กฎของฟูเรียร์	65
7.4	ความสัมพันธ์ของคลาស់-เคลวิน-เคลวิน	65
7.5	ขั้นตอนการคำนวณ	70
7.6	แบบจำลองเชิงทฤษฎีสำหรับทำนายการทำงานของฮีทปั๊ม	70
7.7	เงื่อนไขที่ใช้ในการทดลองเพื่อสร้างแบบจำลองเชิงทฤษฎี	71
7.8	เปรียบเทียบผลการทดลองที่ได้ในงานวิจัยนี้กับผลการคำนวณโดย อาศัยแบบจำลองเชิงทฤษฎี	72
7.8.1	ตัวอย่างการคำนวณ	72
8.	บทวิจารณ์และสรุปผล	81
8.1	สรุปผลการทดลอง	82
8.2	บทสรุป ข้อเสนอแนะและโครงการในอนาคต	82
	สัญลักษณ์	84
	ภาคผนวก	
Appendix 1	คุณสมบัติของของเหลวใช้งาน	89
Appendix 2	คุณสมบัติของวัสดุ	99
Appendix 3	มิติเทียบเท่าและค่าคงที่ทางฟิสิกส์	100
	เอกสารอ้างอิง	102

รายการตารางประกอบ

ตารางที่

1.1	วิธีการนำกลับของของเหลวควบแน่น	4
3.1	ความสัมพันธ์ระหว่างของเหลวใช้งานกับอุณหภูมิ	12
3.2	ความเข้ากันได้ระหว่างของเหลวกับวัสดุ	18
4.1	แสดงค่ารัศมีของท่อรูเข็ม, r_c ของวิกส์ชนิดต่างๆ	21
4.2	ค่า Permeability, K ของวิกส์ชนิดต่างๆ	24
4.3	แสดงค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน, F_v และสัมประสิทธิ์เชิงจลน์, D_v	27
4.4	ค่าความนำความร้อนของวิกส์ที่อิมตัวด้วยของเหลวเชิงประสิทธิผล	28
7.1	อุณหภูมิเฉลี่ยในช่วงการระเหยจากการทดลองแบบจำลองเชิงทฤษฎี	77
7.2	เปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อน	77
7.3	เปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ปรับค่าแล้ว	79

เลขที่ ^๗ ๑๕
 เลขทะเบียน ๐๐๒๐๓๘
 วัน, เดือน, ปี ๒๘ เม.ย.

รายการรูปภาพประกอบ

รูปที่		
1.1	ส่วนประกอบของอีทไปป์และลักษณะการทำงาน	2
1.2	เปรียบเทียบลักษณะของอีทไปป์กับเทอร์โมไซฟอน	3
8.1	ค่าตัวเลขเมอริตสำหรับการเลือกใช้ของเหลวใช้งานที่จุดเดือด	13
3.2	รูปร่างของวิกคัประเภทเนื้อเดี่ยว	17
3.3	รูปร่างของวิกคัประเภทเนื้อผสม	17
4.1	การหมุนเวียนของของเหลวใช้งานในท่อีทไปป์	20
4.2	ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานสำหรับการไหลแบบชั้นๆ ในท่สี่เหลี่ยม	25
4.3	ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานสำหรับการไหลแบบชั้นๆ ในท่กลม	25
4.4	แบบจำลองการถ่ายเทความร้อนโดย Gorrill และ Churchill ...	28
4.5	ขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนของอีทไปป์	29
4.6	แสดงลักษณะของความดันเมื่อของเหลวอัดตัวได้ไหลผ่านส่วนคอด	30
4.7	การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิในอีทไปป์	31
4.8	ลักษณะอีทไปป์แบบทั่วไป	34
5.1	โครงสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบอีทไปป์	38
6.1	โครงสร้างของอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบสมรรถนะของอีทไปป์	47
6.2	ผลของมุมต่อสมรรถนะการทำงานของอีทไปป์	50
6.3	ผลของมุมต่อสมรรถนะการทำงานของอีทไปป์	51
6.4	ผลของมุมต่อสมรรถนะการทำงานของอีทไปป์	52
6.5	ผลของมุมต่อสมรรถนะการทำงานของอีทไปป์	53
6.6	ผลของมุมต่อสมรรถนะการทำงานของอีทไปป์	54
6.7	ผลของมุมต่อสมรรถนะการทำงานของอีทไปป์	55
6.8	ลักษณะอุณหภูมิของอีทไปป์	56
6.9	ผลของมุมต่อสมรรถนะการทำงานของอีทไปป์	57

	หน้า
6.10 ผลของมุมมองต่อสมรรถนะการทำงานของอีทีไปป์	58
6.11 ผลของมุมมองต่อสมรรถนะการทำงานของอีทีไปป์	59
6.12 ท่ออีทีไปป์ขนาดต่างๆ	60
6.13 แสดงการติดตั้งอุปกรณ์การทดสอบอีทีไปป์	61
6.14 แสดงลักษณะการทำมุมของอีทีไปป์	62
6.15 แสดงการทำมุมของอีทีไปป์	63
7.1 ทิศทางการไหลของความร้อนในท่ออีทีไปป์	66
7.2 ลักษณะโครงสร้างอีทีไปป์ที่ใช้ในการทดลอง	70



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



บทที่ 1

บทนำ

พลังงานเป็นสิ่งที่มีคุณค่ามาก พลังงานไม่เพียงแต่ช่วยให้มนุษย์มีชีวิตอยู่ได้ แต่ยังเป็นสิ่งขาดไม่ได้สำหรับสังคมมนุษย์ในปัจจุบัน แต่ราคาพลังงานในระยะ 15 ปีที่ผ่านมาได้พุ่งขึ้นอย่างรวดเร็ว การใช้พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพเต็มที่จะมีความสำคัญยิ่ง ความร้อนเป็นพลังงานรูปหนึ่งที่ใช้กันมากในอุตสาหกรรม เป็นที่ทราบกันดีว่า ในการใช้ประโยชน์พลังงานความร้อน เช่นในการเปลี่ยนจากรูปพลังงานความร้อนเป็นพลังงานกล ความร้อนส่วนหนึ่งจะต้องถูกทิ้งไปเสมอ เพื่อที่จะใช้ความร้อนให้ได้ประสิทธิผลเต็มที่ เราต้องให้ความสนใจในการลดปริมาณความร้อนทิ้งให้เหลือน้อยที่สุด เช่น โดยการนำความร้อนปล่อยทิ้งไปจากระบบกลับมาใช้ใหม่ให้ได้มากที่สุด นั่นคือ เทคนิคการประหยัดพลังงานจึงเป็นสิ่งสำคัญ ที่จะช่วยลดปริมาณการใช้เชื้อเพลิงได้ โดยเฉพาะอย่างยิ่งสำหรับประเทศไทยซึ่งจำเป็นต้องสั่งซื้อเชื้อเพลิงมาจากต่างประเทศเกือบทั้งหมด และต้องสูญเสียเงินตราต่างประเทศปีละมากมาย (ประมาณหกหมื่นล้านบาทในปี 2525) ประเด็นที่กล่าวนี้ยังเป็นจริงเสมอไม่ว่าเราจะมีก๊าซธรรมชาติใช้เองมากน้อยเพียงไร

อุปกรณ์หรือระบบที่เก็บความร้อนกลับมาใช้ใหม่ในปัจจุบันมีหลายแบบ ฮีทโอบีเป็นอุปกรณ์ความร้อนแนวใหม่ที่มีอัตราการนำความร้อนสูง สามารถนำมาดัดแปลงใช้เป็นอุปกรณ์ในการแลกเปลี่ยนความร้อนได้ดี สามารถใช้งานได้แม้มลต่างของอุณหภูมิระหว่างแหล่งให้ความร้อนและแหล่งรับความร้อนมีค่าน้อย และการดูแลรักษาทำได้ง่าย ท่อฮีทโอบีได้เป็นที่สนใจในต่างประเทศมาตั้งแต่ปี ค.ศ. 1964 และถูกนำไปประยุกต์ใช้กันอย่างกว้างขวางในอุตสาหกรรมเกี่ยวกับการประหยัดพลังงาน ด้านอวกาศ ด้านอิเล็กทรอนิกส์และด้านการแพทย์ เป็นต้น แต่เป็นที่น่าเสียดายว่าการศึกษาเกี่ยวกับฮีทโอบีในบ้านเมืองเรายังมีน้อยมาก

วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

วัตถุประสงค์หลักของงานวิจัยนี้ มีดังนี้

1. ค้นคว้าติดตามข้อมูลใหม่ๆ เกี่ยวกับฮีทโอบีและการประยุกต์ใช้ฮีทโอบี
2. สร้างอุปกรณ์สำหรับทดสอบประสิทธิภาพการทำงานของฮีทโอบี

3. ทดสอบสมรรถนะการทำงานของฮีทไปป์ โดยเน้นการแปรมุมที่วางฮีทไปป์จากแนวระดับ เพราะเป็นตัวแปรที่เปลี่ยนได้ง่ายและมีผลมากต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสูงสุดของฮีทไปป์
4. สรรหาแบบจำลองเชิงทฤษฎีอย่างง่าย ๆ ที่สามารถทำนายลักษณะการทำงานของฮีทไปป์ได้ โดยเปรียบเทียบกับผลทดลองข้างต้น
5. เล่นอเนาะวิธีประยุกต์ใช้ฮีทไปป์ในอุตสาหกรรม โดยการแสดงตัวอย่างการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์ในงานอุตสาหกรรม

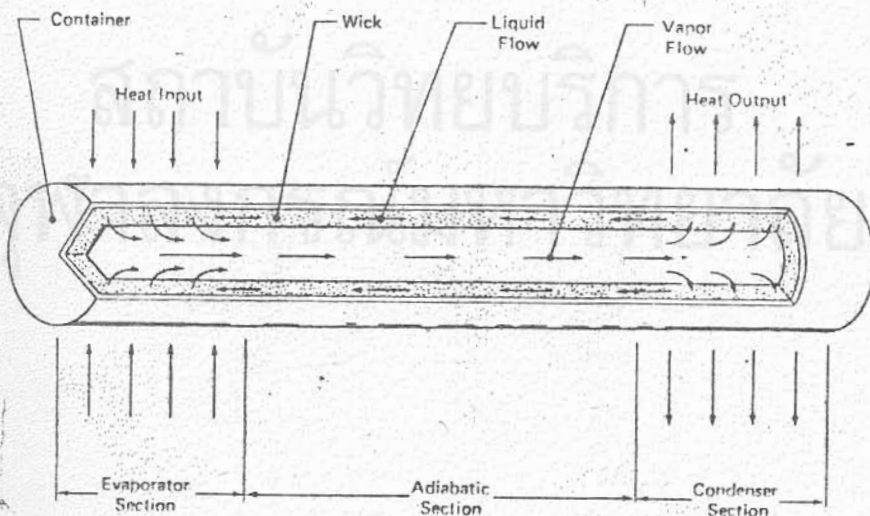
1.1 หลักการทำงานของฮีทไปป์^{(4), (5), (8), (16)}

ฮีทไปป์ ประกอบด้วยท่อปิดผนึก ภายในเป็นสูญญากาศ ในท่อนี้บรรจุของเหลวใช้งาน (working fluid) และวิกส์ (wick) บุผนังด้านในของท่อ

1.1.1 ลักษณะของฮีทไปป์และหลักการทำงาน

แนวความยาวของฮีทไปป์ แบ่งออกเป็น 3 ช่วง ดังนี้

1. ช่วงการระเหย (evaporator section)
2. ช่วงการควบแน่น (condenser section)
3. ช่วงคั่นกลางที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อน (adiabatic section)
ซึ่งจะมีหรือไม่มีก็ได้



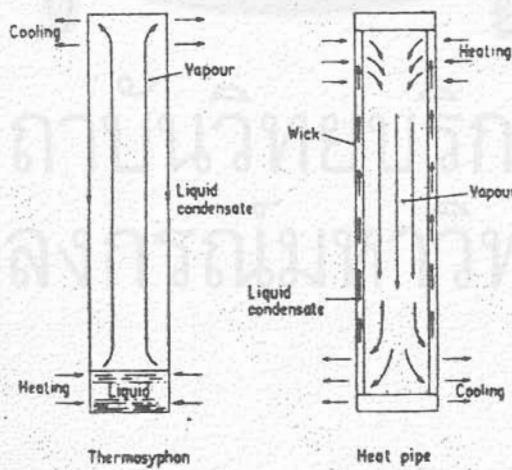
รูปที่ 1.1 ส่วนประกอบของฮีทไปป์และลักษณะการทำงาน

ที่ช่วงการระเหย ความร้อนจะถูกถ่ายเทจากแหล่งให้ความร้อน (heat source) ผ่านผนังท่อไปยังวีกต์ เพื่อระเหยของเหลวใช้งานที่อยู่ในวีกต์ ไอที่เกิดขึ้นจะเคลื่อนไปตามแนวกลางท่อไปยังช่วงการควบแน่นซึ่งมีความดันไอต่ำกว่า ที่ช่วงการควบแน่นไอร้อนจะควบแน่นและคายความร้อนแฝงของการควบแน่น ซึ่งจะถูกถ่ายเทออกจากฮีทไปป์ไปสู่แหล่งรับความร้อน (heat sink) ของเหลวควบแน่น (condensate) จะไหลกลับผ่านวีกต์ไปยังช่วงการระเหย เพื่อรับความร้อนใหม่โดยแรงที่อูเรียม (capillary action) ของวีกต์ ซึ่งมีรูพรุนเล็กๆ กระบวนการนี้จะเกิดเป็นวงจรอย่างต่อเนื่อง

โครงสร้างโดยทั่วไปของฮีทไปป์คล้ายคลึงกับ เทอร์โมไซฟอน (thermosyphon) แตกต่างกันตรงที่ฮีทไปป์ใช้วีกต์เป็นตัวดูดของเหลวควบแน่นกลับไปยังช่วงการระเหย ส่วนเทอร์โมไซฟอนไม่มีวีกต์ อาศัยเพียงแรงดึงดูดของโลก ด้วยเหตุนี้เทอร์โมไซฟอนจะทำงานได้ต่อเมื่อช่วงการควบแน่นอยู่เหนือช่วงการระเหยเท่านั้น

1.2 วิธีการนำกลับของของเหลวควบแน่น (8)

มีหลายวิธีดังแสดงในตารางที่ 1.1



รูปที่ 1.2 เปรียบเทียบลักษณะของฮีทไปป์กับเทอร์โมไซฟอน

ตารางที่ 1.1 วิธีการนำกลับของของเหลวควบแน่น

เทอร์โมไซฟอน (thermosyphon)	แรงดึงดูดของโลก (gravity)
ฮีทไพป์ (heat pipe)	แรงในท่อรูเข็ม (capillary force)
ฮีทไพป์แบบหมุน (rotating heat pipe)	แรงสู่ศูนย์กลาง (centripetal force)
ฮีทไพป์แบบอิเล็กโตรไฮโดรไดนามิก (electro hydrodynamic heat pipe)	แรงอิเล็กโตรสแตติกโวลูม (electrostatic volume force)
ฮีทไพป์แบบแมกเนโตไฮโดรไดนามิก (magneto hydrodynamic heat pipe)	แรงแมกเนติก โวลูม (magnetic volume force)
ฮีทไพป์แบบออสโมติก (osmotic heat pipe)	แรงออสโมติก (osmotic force)

1.3 ลักษณะเด่นของฮีทไพป์ มีดังนี้^{(1),(4),(16)}

1. ไม่จำเป็นต้องใช้แรงภายนอก ในการทำงานของฮีทไพป์ (ยกเว้นเครื่องเป่าก๊าซหรือเครื่องสูบลมของเหลวภายนอกฮีทไพป์)
2. มีอัตราการนำความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดหนึ่งหน่วยสูงกว่าอัตราการนำความร้อนของโลหะตัวนำ
3. อุณหภูมิใช้งานมีช่วงกว้าง และสามารถทำงานได้ แม้ความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างแหล่งให้ความร้อนกับแหล่งรับความร้อน มีค่าน้อย
4. บัญหาการบำรุงรักษามีน้อย เพราะไม่มีส่วนเคลื่อนไหว
5. นำไปประยุกต์ใช้งานในลักษณะต่างๆ ได้ เพราะมีความยืดหยุ่นในขนาดและรูปร่าง ตั้งแต่มีดผ่าตัดพิเศษ จนถึงประเภทที่ใช้ควบคุมอุณหภูมิในยานอวกาศให้มีค่าสม่ำเสมอหนึ่ง ไม่มีข้อจำกัดว่าด้านหนึ่งด้านใดของฮีทไพป์จะต้องเป็นช่วงการระเหยหรือช่วงการควบแน่น



บทที่ 2

การรวบรวมเอกสารเกี่ยวกับผลงานวิจัยในอดีต

ประวัติความเป็นมา (4), (5), (8), (17)

ฮีทไปป์ (heat pipe) เป็นอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนแบบใหม่ ที่มีอัตราการนำความร้อนสูง R.S. Gaugler⁽¹⁰⁾ เป็นคนแรกที่เสนอความคิดเกี่ยวกับฮีทไปป์ขึ้นในปี ค.ศ. 1942 แต่ G.M. Grover⁽¹³⁾ เป็นผู้ประดิษฐ์และตั้งชื่ออุปกรณ์ที่สร้างขึ้นนี้ว่า "ฮีทไปป์" ทั้งยังได้พิสูจน์ให้เห็นถึงคุณสมบัติอันน่าทึ่งของมัน ผลงานของ Cotter⁽¹⁶⁾ ซึ่งได้ตีพิมพ์ในปี ค.ศ. 1965 ได้ช่วยเพิ่มความเข้าใจทางด้านทฤษฎีของฮีทไปป์อย่างมาก ความก้าวหน้าในการศึกษาค้นคว้าเกี่ยวกับฮีทไปป์ เห็นได้จากเอกสาร รายงาน หนังสือและสิ่งตีพิมพ์ที่เพิ่มทวีขึ้นเรื่อยๆ นับจากปี ค.ศ. 1964 ที่ Grover ได้ตีพิมพ์เอกสารฉบับแรกออกมา จนกระทั่งสิ้นปี ค.ศ. 1976 มีการเผยแพร่เอกสารเกี่ยวกับฮีทไปป์มากกว่า 1000 เรื่อง

ปัจจุบันได้มีการนำฮีทไปป์ไปประยุกต์ใช้งานในด้านต่างๆ มากมาย ตั้งแต่ด้านอุตสาหกรรม ด้านการประหยัดพลังงาน ด้านการแพทย์ จนถึงด้านยานอวกาศ

บทความ เอกสาร และหนังสือต่างๆ ที่เกี่ยวกับฮีทไปป์ซึ่งรวบรวมได้มีจำนวนมาก ทั้งที่เกี่ยวข้องกับประเด็นที่กำลังศึกษา และที่ไม่เกี่ยวข้องกับประเด็น ใดๆ ก็ดี เพื่อความสะดวกพอจะแบ่งเอกสารต่างๆ ของผลงานในอดีตออกเป็นกลุ่มๆ ได้ดังนี้

2.1 หนังสือ เอกสารที่กล่าวถึงทฤษฎี โครงสร้าง การออกแบบ หลักการต่างๆ ไป

1. Chapman, Alan. J., "HEAT TRANSFER : THE HEAT PIPE"
Third Edition, pp.566-571, 1974.
2. Chi, S.W., "HEAT PIPE THEORY AND PRACTICE," Hemisphere Publishing Corporation, Washington, 1976.
3. Chisholm. D., "THE HEAT PIPE", Mill & Boon Ltd., London, 1971.

4. Dunn, P. and Reay, D.A., "HEAT PIPES", Second Edition, Pergamon Press Ltd., Oxford, 1978.
5. Grover, G.M., Cottor., T.P., and Erickson, G.F., "STRUCTURES OF VERY HIGH THERMAL CONDUCTANCE", J.Appl.Phys., 1964, 35(6), pp. 1990-1991.
6. Kadaner, Ya.S. and Rassadkin, Yu.P., "LAMINAR VAPOR FLOW IN A HEAT PIPE", J.Eng.Phys., 1975, 28(2), pp. 140-146.
7. Levy, E.K., "THEORETICAL INVESTIGATION OF HEAT PIPES OPERATING AT LOW VAPOR PRESSURE", J.Eng.Ind., Vol.90, pp.547-552, 1968.
8. Raju, K.S.N., and Virender kumar Rattan., "HEAT-PIPE CONSTRUCTION", Chem.Eng., (1979). Dec, 17, pp. 99-101.
9. Winter, E.R.F., and Barsch, W.U., "THE HEAT PIPE", in "Advances in Heat Transfer", Vol 7, T.F. Irvine and J.P. Hartnett, eds., Academic Press, New York, pp. 219-320 g, 1971.

2.2 บทความ เอกสาร เกี่ยวกับการนำฮีทไปป์ไปประยุกต์ใช้งาน

1. Bairamov, R. and Toiliev, K., "HEAT PIPES IN SOLAR COLLECTORS", in : Advances in Heat Pipe Technology, Edited by D.A. Reay, Pergamon Press, 1982.
2. Brost, O., Groll, M. and Nguyen-Chi, H., " NEW HEAT PIPE APPLICATIONS", in : Advances in Heat Pipe Technology. Edited by, D.A. Reay, Pergamon Press, 1982.

3. Dutcher, C.H. Jr. and Bruke, M.R., "HEAT PIPES-A COOL WAY TO COOL CIRCUITRY", Electronics, Feb.16 1970, pp. 94-100.
4. Furusawa, H., Iwrta, Z., Matsumura, Y. and Kinoshita, M., "A NEW METHOD FOR COOLING POWER CABLE ACCESSORIES USING HEAT-PIPE", The Furukawa Electric Review, no.71, March, 1981.
5. Furuya, S., Wake,A., Matsumoto, K. and Koizumi, T., "DEVELOPMENT OF HEAT PIPE SHAFT FOR MOTOR COOLING", The Furukawa Electric Review, no. 71, March 1981.
6. Groll.M., Krachling, H. and Muenzel, W.D., "HEAT PIPES FOR COOLING OF AN ELECTRIC MOTOR", Collect Tech Pap Int Heat Pipe Conf. 3rd, Palo Alto, Calif, May, 22-24, 1978, Publ by AIAA, Washington, D.C. 1978, pp.354-359.
7. Karasawa, k., Sotani,J., Matsumoto,K., Fuauoa,S., Koizumi, T. and Kadowaki, Y., "PROPERTIES AND APPLICATIONS OF HEAT EXCHANGER WITH HEAT PIPES-HEAT ECON", The Furukawa Electric Review, no.71, March, 1981.
8. Littwin D.A. and McCurley,J., "HEAT PIPE WATSE HEAT RECOVERY BOILERS" in :Advance in Heat Pipe Technology, Edited by, D.A. Reay, Pergamon Press, 1982.
9. Minning,C.P. and Basiulis, A., "APPLICATION OF OSMOTIC HEAT PIPES TO THERMAL ELECTRIC POWER GENERATION SYSTEMS", in : Advances in Heat Pipe Technology, Edited by D.A. Reay, Pergamon Press, 1982.

10. Murase, T., Yoshida, K., Fujikake, J., Koizumi, T., Nishijima, N. and Ishida, K., "HEAT PIPE HEAT SINK "HEAT KICKER" FOR COOLING OF SEMI-CONDUCTORS", The Furukawa Electric Review, No. 71, March 1981.
11. Reay, D.A. "HEAT-PIPE HEAT EXCHANGERS", The Chem. Engng., (1981), April, pp. 154-158
12. Sakuma, S., Oono, H. and Iwata, Z., "NEW INDIRECT COOLING METHODS FOR UNDERGROUND POWER CABLE LINES BY HEAT-PIPES", The Furukawa Electric Review, No. 71 March, 1981.
13. Tanaka, O., Yamakage, H., Ogushi, T., Murakami, M. and Tanaka, Y., "SNOW MELTING USING HEAT PIPES", in : Advances in Heat Pipe Technology, Edited by D.A. Reay, Pergamon Press, 1982.

2.3 บทความ เอกสารเฉพาะเรื่องเกี่ยวกับฮีทไพป์

1. Acton, A., "CORRELATING EQUATIONS FOR THE PROPERTIES OF METAL-FELT WICKS", in : Advances in Heat Pipe Technology Edited by D.A. Reay, Pergamon Press, 1982.
2. Barsukov, V.V., Demidyuk, V.I. and Smirnov, G.F., "MATHEMATICAL MODEL AND EXPERIMENTAL STUDY OF THE STARTUP REGIMES OF UNCONTROLLED AND GAS-CONTROLLED LOW-TEMPERATURE HEAT PIPES", J. Eng. Phys., V. 35, n. 3, Sep. 1978, pp. 1011-1017.
3. Busse, C.A., "THEORY OF THE AXIAL DRY-OUT HEAT FLUX OF GRAVITY-ASSIST HEAT PIPES WITH CAPILLARY FLOW.", in: Advances in Heat Pipe Technology, Edited by D.A. Reay, Pergamon Press, 1982.

4. Cosgrove, J.H., Ferrell, J.K. and Carnesale, A., "OPERATING CHARACTERISTICS OF CAPILLARITY LIMITED HEAT PIPES", Journal of Nuclear Energy, 1967, vol.21. pp. 547-558 Pergamon Press Ltd.
5. Coyne Prenger, Jr.F. and Kemme, J.E., "PERFORMANCE LIMITS OF GRAVITY-ASSIST HEAT PIPES WITH SIMPLE WICK STRUCTURES", in : Advances in Heat Pipe Technology, Edited by D.A. Reay, Pergamon Press, 1982.
6. Delil, A.A.M. and Van der Vooren, J., "UNIAXIAL MODEL FOR GAS-LOADED VARIABLE CONDUCTANCE HEAT PIPE PERFORMANCE IN THE INERTIAL FLOW REGIME", in: Advances in Heat Pipe Technology, Edited by D.A. Reay, Pergamon Press, 1982.
7. Krecb, H. and Molt, W., "EXPERIMENTAL EVALUATION OF CRYOGENIC HEAT PIPES WITH VARIOUS HEAT CARRIERS AND CAPILLARY STRUCTURES", Collect Tech Pap Int Heat Pipe Conf. 3rd, Palo Alto Calif, May 22-24 1978, Publ by AIAA, Washington D.C. 1978 p. 203-210.
8. Marto, P.J. and Wagenseil, L.L. "AUGMENTING THE CONDENSER HEAT-TRANSFER PERFORMANCE OF ROTATING HEAT PIPES", AIAA Journal vol.17, no.6, June 1979 article no.78-409, pp.647-652.
9. Murakami, M. "PERFORMANCE INVESTIGATION OF SUPERFLUID HEAT PIPES", AIAA Journal, Vol.20, no.4, April, 1982. pp. 570-573.
10. Semena, M.G., Kostornov, A.G., Gershuri, A.N. and Zaripov, V.K., "CONTACT ANGLES OF WICK FOR LOW-TEMPERATURE HEAT PIPES", J. Eng. Phys., V.28, n.2, Feb. 1975, pp.147-150.

11. Shukla, K.N., "TRANSIENT RESPONSE OF A GAS CONTROLLED HEAT PIPE", AIAA Journal, Vol.19, no.8, AUGUST 1981, pp. 1063-1070.
12. Smirnov, G.F., "PRINCIPLES FOR COMPUTING THE EFFICIENCY OF A SYSTEM WITH LOW-TEMPERATURE HEAT PIPES", J.Eng. Phys., V.28, n.2, Feb.1975, pp.131-139.
13. Sun, D.H. and Tien, C.L., "SIMPLE CONDUCTION MODEL FOR THEORETICAL STEADY-STATE HEAT PIPE PERFORMANCE", AIAA Journal, Vol.10, no.8, August 1972, pp.1051-1057.
14. Tien, C.L. and Chung, K.S., "ENTRAINMENT LIMITS IN HEAT PIPES", AIAA Journal, Vol.17, no.6, June 1979, article no.78-382, pp. 643-646.

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 3

โครงสร้างของฮีทไปป์

3.1 โครงสร้างที่สำคัญของฮีทไปป์⁽⁸⁾

แบ่งออกเป็น 3 ส่วน คือ

1. ของเหลวใช้งาน (working fluid)
2. วิกส์หรือท่อรูเข็ม (wick or capillary structure)
3. ตัวท่อ (container)

การเลือกใช้ฮีทไปป์อย่างมีประสิทธิภาพต้องคำนึงถึงองค์ประกอบทั้ง 3 อย่างข้างต้น หลักการเลือกคร่าวๆ มีดังต่อไปนี้ (รายละเอียดค้นคว้าเพิ่มเติมได้จากเอกสารอ้างอิง)

3.2 ของเหลวใช้งาน

การเลือกของเหลวใช้งาน ก่อนอื่นต้องคำนึงถึงช่วงอุณหภูมิการใช้งาน ดังแสดงในตารางที่ 3.1

นอกเหนือจากการเลือกของเหลวใช้งานโดยคำนึงถึงอุณหภูมิแล้ว ยังต้องคำนึงถึงคุณสมบัติ ที่สำคัญอื่นๆ ดังนี้

1. เข้ากันได้ของของเหลวกับวัสดุที่ใช้ทำวิกส์และตัวท่อ (compatibility with wick and wall material) เช่นไม่มีปัญหาการกัดกร่อน ฯลฯ
2. มีความเสถียรต่อความร้อนที่ดี (good thermal stability)
3. มีความสามารถทำให้วิกส์และตัวท่อเปียกได้ดี (good wettability of wick and wall material)
4. ค่าความดันไอไม่สูงหรือต่ำเกินไปในช่วงอุณหภูมิใช้งาน (vapour pressure not too high or low over the operating temperature)
5. มีค่าความร้อนแฝงสูง (high latent heat)

6. มีค่าความนำความร้อนสูง (high thermal conductivity)
7. มีค่าความหนืดของของเหลวและไอต่ำ (low liquid and vapour viscosity)
8. มีแรงตึงผิวสูง (high surface tension)
9. มีความหนาแน่นสูง (high density)
10. ราคาถูก (low cost)

ตารางที่ 3.1 ความสัมพันธ์ระหว่างของเหลวใช้งานกับอุณหภูมิ (8), (16)

ของเหลวใช้งาน	จุดหลอมเหลว (°C)	จุดเดือด (°C)	ช่วงอุณหภูมิ (°C)
ซีเลียม	-272	-269	-271--269
ไนโตรเจน	-210	-196	-203--160
แอมโมเนีย	-78	-33	-60-100
พรออน-11	-111	24	-40-120
อะซีโตน	-95	57	0-120
เมธานอล	-98	64	10-130
เอธานอล	-112	78	0-130
เอปเทน	-90	98	0-150
น้ำ	0	100	30-200
ปรอท	-39	361	250-650
ซีเซียม	29	670	450-900
โพแทสเซียม	62	774	500-1000
โซเดียม	98	892	600-1200
ลิเทียม	179	1340	1000-1800
เงิน	960	2212	1800-2300

3.2.1 ตัวเลขเมอริต (Merit number) (4), (8)

ตัวเลขเมอริต เป็นตัวแปรตัวหนึ่งที่ใช้ในการตัดสินความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของของเหลวใช้งาน โดยอาศัยคุณสมบัติที่สำคัญของของเหลวใช้งาน คำนิยามของตัวเลขเมอริต (M) คือ

$$M = \frac{\rho_L \cdot \sigma_L \cdot \lambda \cdot g_c}{\mu_L} \quad (W/cm^2)$$

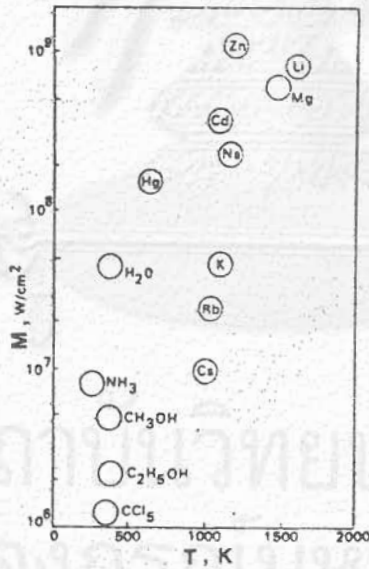
โดย ρ_L = ความหนาแน่น (gm/cm³)

σ_L = แรงตึงผิว (gm_F/cm)

λ = ค่าความร้อนแฝงการเป็นไอ (Joule/gm)

μ_L = ค่าความหนืด (gm/cm.sec)

g_c = ตัวเปลี่ยนหน่วย (980.7 gm.cm/gm_F.sec²)



รูปที่ 3.1 ค่าตัวเลขเมอริตสำหรับการเลือกใช้ของเหลวใช้งานที่จุดเดือด

ที่อุณหภูมิสูง ของเหลวใช้งานประเภทโลหะเหลวมีความเหมาะสมกับการใช้งาน อุณหภูมิปานกลาง น้ำและสารละลายอินทรีย์มีความเหมาะสมกับการใช้งาน ส่วนที่อุณหภูมิต่ำๆ ของเหลวประเภท cryogenic fluid มีความเหมาะสมกับการใช้งาน

ตัวอย่าง

ช่วงอุณหภูมิ	1200-1800 K	ไอ	ลิเธียม, โซเดียม
ช่วงอุณหภูมิ	350-500 K	ไอ	น้ำ, สารละลายอินทรีย์
ช่วงอุณหภูมิ	270-350 K	ไอ	แอมโมเนีย, อะซิโตน

3.3 วิกต์ (4), (5), (8)

วิกต์ เป็นองค์ประกอบสำคัญอย่างหนึ่งของฮีทไปป์ โดยปกติจะถูกบุไว้ที่ผนังด้านในของตัวท่อ การเลือกใช้ต้องคำนึงถึงองค์ประกอบหลายอย่าง โดยเฉพาะขนาดของรู (pore) ต้องเลือกพอที่จะทำให้เกิดแรงดันสูงมากพอที่จะนำของเหลวควบแน่น จากช่วงการควบแน่นกลับสู่ช่วงการระเหย และมีความสำคัญยิ่งในกรณีฮีทไปป์ทำงานต้านกับแรงดึงดูดของโลก

3.3.1 หน้าที่ของวิกต์

หน้าที่ที่สำคัญของวิกต์ มีดังต่อไปนี้

1. เป็นส่วนที่ทำให้เกิดแรงดันที่อูเอิม (capillary pressure) เพื่อส่งของเหลวควบแน่นจากช่วงการควบแน่นกลับสู่ช่วงการระเหย
2. เป็นทางไหลกลับของของเหลวควบแน่น
3. เป็นทางผ่านของความร้อน (heat flow) ระหว่างผนังด้านในของท่อที่ผิวร่วมของของเหลวและไอ (liquid-vapour interface)
4. ทำหน้าที่กระจายของเหลวในช่วงการระเหย

3.3.2 การเลือกวิกต์

คุณสมบัติที่ต้องคำนึงถึงในการเลือกวิกต์ มีดังนี้

1. รูที่มีขนาดเล็ก เพื่อให้มีแรงดันที่อูเอิมสูง
2. มีความหนาพอเหมาะ

3. มีเสถียรภาพและมีความแข็งแรงเพียงพอ เพื่อรักษาอัตราการไหล
4. เข้ากันได้กับของเหลวใช้งานและตัวท่อ
5. เปียกตัวได้ดี
6. มีความพรุน
7. การขึ้นรูปและการบดผนังท่อทำได้ง่าย
8. มีความหนาแน่นต่ำ
9. มีพื้นที่จำเพาะมาก
10. ราคาถูก



3.3.3 ประเภทของวrick

วrick อาจแบ่งเป็น 2 ประเภทใหญ่ ตามเนื้อวัสดุ ได้ดังนี้

1. วrickเนื้อเดียว (homogeneous wicks)

เป็นวrickที่ทำจากวัสดุเพียงชนิดเดียว ตัวอย่างเช่น

เหล็กไร้สนิม

นิกเกิล

ทองแดง

อลูมิเนียม

2. วrickเนื้อผสม (heterogeneous wicks)

ทำจากวัสดุผสมตั้งแต่ 2 ชนิดขึ้นไป

นอกจากข้างต้นแล้ว วัสดุที่ใช้ทำวrickมีอีกเช่น แก้ว (glass),

โฟมโลหะ (metal foam), เม็ดโมเนล (bead of monel), สักหลาด (felt),

ผงดินทรายที่เผาเชื่อมติด (sintered powder; Al_2O_3, SiC), สิ่งทอ (textile fabrics),

ทองสัมฤทธิ์ (bronz) และ เซรามิค (ceramics)

3.3.4 รูปร่างของวrick

รูปร่างลักษณะของวrickมีหลายแบบ ขึ้นกับลักษณะการใช้งาน ในที่นี้จะ

ยกตัวอย่างเพียงสังเขป (รายละเอียดเพิ่มเติมหาได้จากเอกสารท้ายเล่ม)

ก. วิกต์ตาข่าย (wrapped-screen wick)

เหมาะสำหรับการใช้งานที่ช่วงอุณหภูมิต่ำและอุณหภูมิปานกลาง (cryogenic and moderate temperature) ประกอบด้วย ตาข่ายละเอียด (fine-mesh screens), มีความยืดหยุ่นในโครงสร้าง, ผลลตของอุณหภูมิในวิกต์มีมากเนื่องจากการไหลของความร้อน ถ้ายองเหลวใช้งานมีค่าความนำความร้อนต่ำ

ข. วิกต์ผงโลหะ (sintered-metal)

ใช้ในกรณีที่ต้องการผลลตของอุณหภูมิในวิกต์น้อย เนื่องจากผงโลหะ ถูกหลอมติดกันเป็นอย่างดีทำให้การไหลของความร้อนผ่านวิกต์เป็นไปอย่างต่อเนื่อง รัชองวิกต์แบบนี้โดยทั่วไปมีขนาดเล็ก จึงทำให้แรงดันท่อรูเข็มมีค่าสูง

ค. วิกต์วงแหวน (annular)

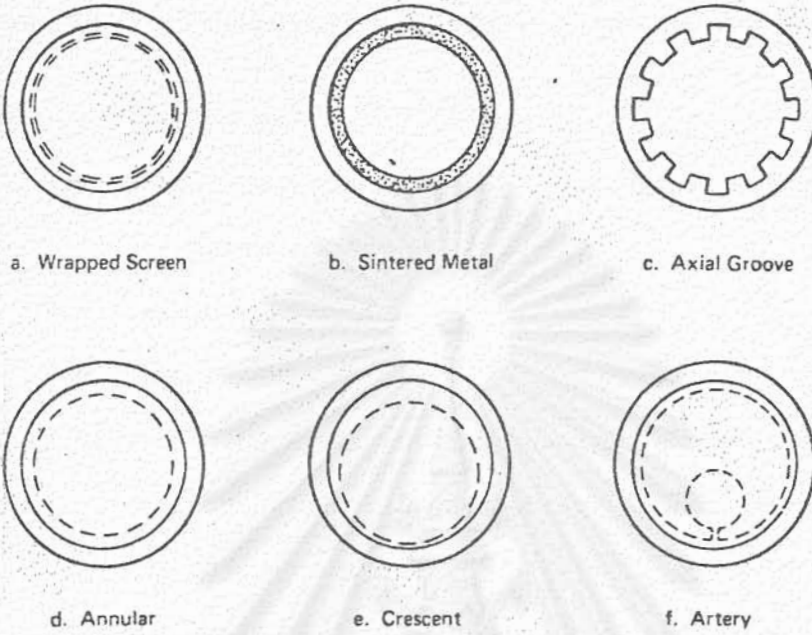
วิกต์แบบนี้ความต้านทานการไหลของของเหลวน้อย แต่ความต้านทานการไหลของความร้อนอาจมีค่ามาก ถ้าหากว่าของเหลวใช้งานมีค่าความนำความร้อนต่ำ

ง. วิกต์ตาข่ายเนื้อผสม (composite screen wick)

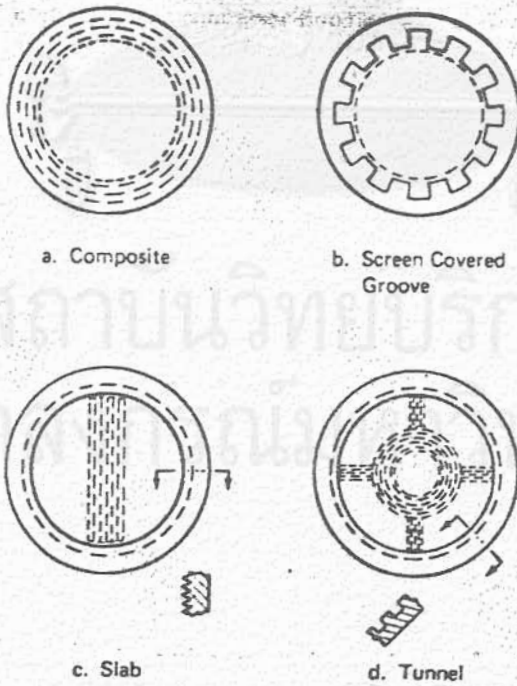
วิกต์แบบนี้ประกอบด้วยชั้นตาข่ายละเอียด เพื่อให้เกิดแรงดันท่อรูเข็มสูงและชั้นตาข่ายหยาบ (coarse screen) เพื่อลดความต้านทานการไหลของของเหลวในวิกต์

นอกจากนี้ยังมี วิกต์ตาข่ายคลุมร่อง (screen-covered groove wick)

วิกต์เส้นเลือด (artery wick)



รูปที่ 3.2 รูปร่างของวีกต์ประเภทเนื้อเตียว



รูปที่ 3.3 รูปร่างของวีกต์ประเภทเนื้อผสม

3.4 ตัวท่อ

หน้าที่หลักของตัวท่อคือ แยกของเหลวใช้งานออกจากสิ่งแวดล้อมภายนอก ดังนั้น

ตัวท่อต้องมีความแข็งแรง ทนทานต่อแรงดัน ไม่มีรอยร้าว สามารถนำความร้อนได้ดี

3.4.1 การเลือกใช้ตัวท่อ ⁽⁴⁾, (8), (21)

1. มีความแข็งแรงต่อน้ำหนักสูง (high strength-to-weight ratio)
2. ง่ายต่อการประกอบและการขึ้นรูป
3. ค่าความนำความร้อนสูง
4. เปียกตัวง่าย
5. เข้ากันได้กับทั้งของเหลวใช้งานและสภาพแวดล้อมภายนอก ไม่มีปัญหาการกัดกร่อนและการเกิดสลิมนิม (corrosion and erosion) ไม่ทำปฏิกิริยากับของเหลวใช้งาน
6. มีรูพรุน (porosity) น้อยมาก เพื่อป้องกันการแพร่ของก๊าซเข้าสู่ภายใน
7. ราคาถูก

วัสดุที่นิยมใช้ทำตัวท่อ มี ทองแดง, อลูมิเนียม, เหล็กไร้สนิม, นิกเกิล และ

ไทเทเนียม

ตารางที่ 3.2 ความเข้ากันได้ระหว่างของเหลวกับวัสดุ ⁽⁴⁾

ของเหลว	วัสดุ					
	Al	Cu	Fe	Ni	SS ^a 304	Ti
ไนโตรเจน	C ^b	C	C	C	C	
มีเทน	C	C			C	
แอมโมเนีย	C		C	C	C	
เมธานอล	I	C	C	C	C ^c	
น้ำ	I	C		C	C	C
โพแทสเซียม				C		I
ไฮโดรเจน				C	C	I

SS^a = stainless steel
 C^b = compatible
 I = incompatible
 blank = data not available
 C^c Possible hydrogen generation

บทที่ 4

ทฤษฎีเกี่ยวกับฮีทไปป์

ในบทนี้จะกล่าวถึงทฤษฎีเกี่ยวกับการทำงานของฮีทไปป์ การทำงานของฮีทไปป์จะเกิดขึ้นได้ก็ต่อเมื่อ ความดันสูงสุดของท่อรูเข็ม⁽⁸⁾ $(\Delta P_c)_{\max}$ มีค่ามากกว่าผลลดความดันทั้งหมดที่เกิดขึ้นในท่อฮีทไปป์ ผลลดความดันนี้ประกอบด้วย 3 ส่วนคือ

1. ผลลดความดันที่เกิดจากการไหลกลับของของเหลวควบแน่นจากช่วงการควบแน่นไปสู่ช่วงการระเหย, (ΔP_ℓ)
 2. ผลลดความดันที่เกิดจากการไหลของไอ จากช่วงการระเหยไปสู่ช่วงการควบแน่น (ΔP_v)
 3. ผลลดความดันที่เกิดจากแรงโน้มถ่วงของโลกต่อของเหลว (ΔP_g) ซึ่งอาจมีค่าเป็นศูนย์ บวกหรือลบ
- นั่นคือ แสดงได้ความสัมพันธ์ต่อไปนี้

$$(\Delta P_c)_{\max} > \Delta P_\ell + \Delta P_v + \Delta P_g \quad (4.1)$$

การหมุนเวียนของของเหลวใช้งานในฮีทไปป์เพื่อถ่ายเทความร้อนเป็นองค์ประกอบหนึ่ง

ที่สำคัญ นอกเหนือจากองค์ประกอบอื่นที่มีผลต่อสมรรถนะของฮีทไปป์ การถ่ายเทความร้อนของฮีทไปป์ก็ย่อมมีขีดจำกัด (limit) ในลักษณะต่างๆ ซึ่งมีอยู่ 5 ประการที่สำคัญดังนี้คือ⁽⁸⁾

1. ขีดจำกัดเนื่องจากความหนืด (viscous limit)
2. ขีดจำกัดเนื่องจากความเร็วเสียง (sonic limit)
3. ขีดจำกัดเนื่องจากท่อรูเข็มหรือวิกค์ (capillary limit or wick limit)
4. ขีดจำกัดเนื่องจากของเหลวหลุดลอยตามไอ (entrainment limit)
5. ขีดจำกัดเนื่องจากการเดือด (boiling limit)

การศึกษาปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นในท่อฮีทไปป์ และการคำนวณขีดจำกัดต่างๆ นั้น อาศัยกฎ

กลศาสตร์ของของไหล (law of fluid mechanics) และการถ่ายเทความร้อน (heat transfer) อธิบาย

4.1 ความดัน (4)

ที่สภาวะการทำงานคงที่ ไอของของเหลวใช้งานจะไหลอย่างต่อเนื่องจากช่วงการระเหยไปสู่ช่วงการควบแน่น และของเหลวควบแน่นก็จะไหลผ่านวิกกลับสู่ช่วงการระเหย ดังรูปที่ 4.1 ผลอันนี้ทำให้เกิดความต่าง ของความดันไอและความต่าง ของความดันของของเหลวชั้นที่ผิวสัมผัสร่วมระหว่างของเหลวและไอ (liquid-vapour inter-face) ตลอดความยาวของฮีทไพบ์ ยกเว้นจุดที่ผลต่างของทั้งสองมีค่าต่ำสุดและมีค่าเป็นศูนย์ เราเรียกความดันที่แตกต่างกันนี้ว่า ความดันท่อรูเข็ม (capillary pressure; P_c)

จากหลักความดันสมดุลย์ ได้ว่า

$$[P_v(x_{ref}) - P_v(x)] + [P_v(x) - P_l(x)] + [P_l(x) - P_l(x_{ref})] + [P_l(x_{ref}) - P_v(x_{ref})] = 0 \quad (4.2)$$

นิยาม

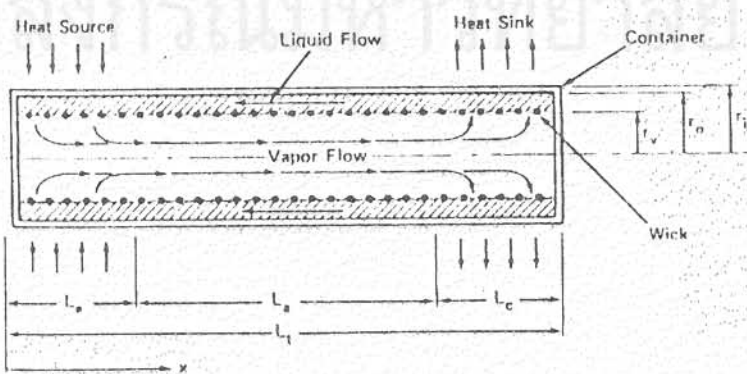
$$P_c(x) = P_c(x_{ref}) + \Delta P_v(x-x_{ref}) + \Delta P_l(x_{ref}-x) \quad (4.3)$$

โดยที่

$$P_c(x) = \text{ความดันท่อรูเข็มที่ตำแหน่ง } x \\ = P_v(x) - P_l(x)$$

$$P_c(x_{ref}) = \text{ความดันท่อรูเข็มที่ตำแหน่งอ้างอิง } x_{ref} \\ = P_v(x_{ref}) - P_l(x_{ref})$$

$$\Delta P_v(x-x_{ref}) = \text{ผลลดความดันของไอเนื่องจากการไหลจาก } x \text{ ถึง } x_{ref} \\ = P_v(x) - P_v(x_{ref})$$



รูปที่ 4.1 การหมุนเวียนของของเหลวใช้งานในท่อฮีทไพบ์

$$\Delta P_{\ell}(x_{\text{ref}} - x) = \text{ผลลดความดันของของเหลวเนื่องจากการไหลจาก } x_{\text{ref}} \text{ ถึง } x$$

$$\text{ถ้า } x_{\text{ref}} = x_{\text{min}} \text{ นั่นคือ } P_c(x_{\text{ref}}) = 0 \text{ เขียนสมการที่}$$

(4.3) ได้เป็น

$$P_c(x) = \Delta P_v(x - x_{\text{min}}) + \Delta P_{\ell}(x_{\text{min}} - x) \quad (4.4)$$

4.2 ความดันสูงสุดในตัวอูเข็ม (maximum capillary pressure, P_{cm})

จากสมการของ Laplace และ Young

$$P_c = \sigma \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (4.5)$$

โดยทั่วไปในทางปฏิบัติสมการที่ (4.5) เขียนได้เป็น

$$P_{\text{cm}} = \frac{2\sigma}{r_c} \quad (4.6)$$

โดยนิยามให้

$$2/r_c = (1/R_1 + 1/R_2)$$

$$R_1, R_2 = \text{รัศมีของส่วนโค้ง}$$

$$r_c = \text{รัศมีเชิงประสิทธิผลของตัวอูเข็ม}$$

ตารางที่ 4.1 แสดงค่ารัศมีของตัวอูเข็ม, r_c ของวิกซ์ชนิดต่างๆ

Wick structures	r_c Expressions
Circular cylinder	$r_c = r$
Rectangular groove	$r_c = w$ $w = \text{groove width}$
Triangular groove	$r_c = \frac{w}{\cos \beta}$ $w = \text{groove width}$ $\beta = \text{half included angle}$
Parallel wires	$r_c = w$ $w = \text{wire spacing}$
Wire screens	$r_c = \frac{w + d}{2}$ $w = \text{wire spacing}$ $d = \text{wire diameter}$
Packed spheres	$r_c = 0.41 r_s$ $r_s = \text{sphere radius}$

^aMaximum capillary pressure, $P_{\text{cm}} = 2\sigma/r_c$.

4.3 ผลของความดันของของเหลว ⁽⁴⁾

ผลของความดันของของเหลวในวิกต์ ได้จากการอินทิเกรตความต่างของความดันของของเหลว

$$\begin{aligned} \Delta P_{\ell}(x_{\min} - x) &= P_{\ell}(x_{\min}) - P_{\ell}(x) \\ &= - \int_{x_{\min}}^x \frac{dP_{\ell}}{dx} dx \end{aligned} \quad (4.7)$$

ในที่นี้ถือว่าความดันเชิงจลน์ (dynamic pressure) ในของเหลวมีค่าน้อยมาก เนื่องจากความเร็วของของเหลวในวิกต์มีค่าต่ำ และที่สภาวะการทำงานคงที่ เกรเดียนท์ของความดันของของเหลวในวิกต์ทางการไหลมีความสัมพันธ์กับแรงเสียดทาน (friction drag) และแรงโน้มถ่วงของโลก ตามสมการ

$$\frac{dP_{\ell}}{dx} = - \frac{2\tau_{\ell}}{r_{h,\ell}} + \rho_{\ell} g \sin \psi \quad (4.8)$$

โดย

τ_{ℓ} = ความเค้นเฉือน (shear stress) ที่ผิวสัมผัสระหว่างของเหลวและของแข็ง (liquid solid interface)
 รัศมีเชิงไฮดรอลิกซึ่งเท่ากับสองเท่าของพื้นที่หน้าตัดหารด้วยความยาวเส้นรอบรูป

นั่นคือ $r_{h,\ell} = \frac{2A_{\ell}}{C_{\ell}}$
 ψ = มุมเอียงของฮิปไปที่ทำกับแนวราบ
 ρ_{ℓ} = ความหนาแน่นของของเหลว
 g = ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก

ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ (Reynold number, Re) และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน (drag coefficient, f)

$$Re_l = \frac{2r_{h,l} \rho_l V_l}{\mu_l} \quad (4.9)$$

$$\text{และ } f_l = \frac{2\tau_l}{\rho_l V_l^2}$$

โดยที่ V_l = ความเร็วของของเหลวซึ่งสัมพันธ์กับฟลักซ์ความร้อน, Q ในแนวแกน

$$V_l = \frac{Q}{\epsilon A_w \rho_l \lambda} \quad (4.10)$$

เมื่อ λ = ความร้อนแฝงของการระเหย

A_w = พื้นที่หน้าตัดของวิกค์

ϵ = ความพรุนของวิกค์ (wick porosity)

เมื่อแทนสมการ (4.9) และสมการ (4.10) ลงในสมการ (4.8) จะได้

$$\frac{dP_l}{dx} = - \frac{(f_l Re_l) \mu_l}{2\epsilon A_w r_{h,l}^2 \lambda \rho_l} Q \pm \rho_l g \sin \psi \quad (4.11)$$

หรือ

$$\frac{dP_l}{dx} = - F_l Q \pm \rho_l g \sin \psi \quad (4.12)$$

โดยที่ F_l = สัมประสิทธิ์, ความเสียดทานเนื่องจากการไหลของของเหลว

$$\text{นิยาม } F_l = \frac{\mu_l}{K A_w \lambda \rho_l} \quad (4.13)$$

ค่า permeability, K ของวิกค์ คำนวณได้จากสมการ

$$K = \frac{2 r_{h,l}^2}{(f_l Re_l)} \quad (4.14)$$

ค่า permeability, K สามารถแทนคุณสมบัติของวิกค์ได้เนื่องจาก

1. การไหลของของเหลวในวิกค์เป็นแบบชั้นๆ (laminar)
2. สำหรับการไหลแบบชั้นๆ $(f_l Re_l)$ มีค่าคงที่

ตารางที่ 4.2 ค่า Permeability, K ของวิกชนิดต่างๆ⁽⁴⁾

Wick structures	K Expressions	
Circular artery	$K = \frac{r^2}{8}$	
Open rectangular grooves	$K = \frac{2\epsilon r_{h,l}^2}{(f_l Re_l)}$	$r_{h,l} = \frac{2w\delta}{w + 2\delta}$
		$(f_l Re_l)$ from Fig. 4.2
Circular annular wick	$K = \frac{2r_{h,l}^2}{(f_l Re_l)}$	$r_{h,l} = r_1 - r_2$ $(f_l Re_l)$ from Fig. 4.3 $d =$ wire diameter
Wrapped screen wick	$K = \frac{d^2 \epsilon^3}{122(1 - \epsilon)^2}$	$\epsilon = 1 - \frac{1.05\pi Nd}{4}$ $N =$ mesh number
Packed sphere	$K = \frac{r_s^3 \epsilon^3}{37.5(1 - \epsilon)^2}$	$r_s =$ sphere radius $\epsilon =$ porosity (value depends on packing mode)

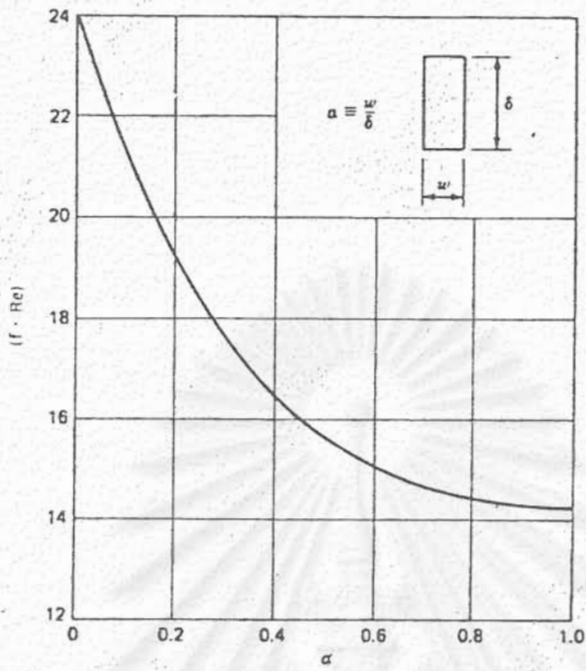
4.4 ผลของความดันของไอ⁽⁴⁾

ผลของความดันของไอหาได้จากกรณีกิเรกค่าความต่าง ของความดันไอ

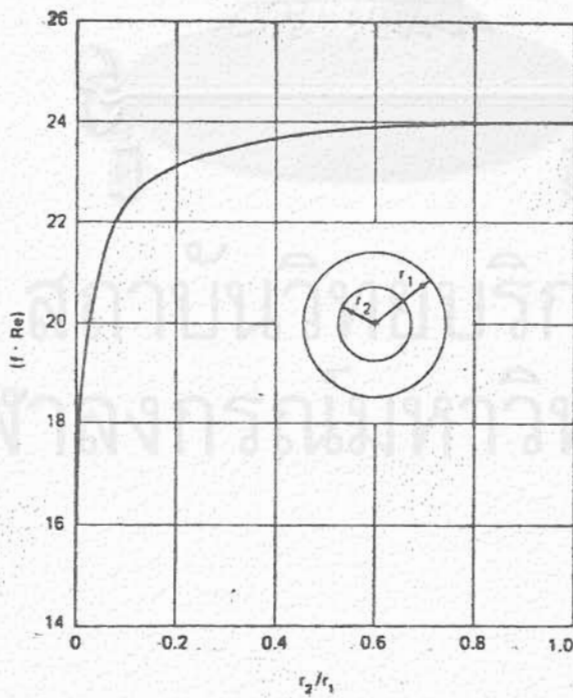
$$\begin{aligned} \Delta P_v(x - x_{\min}) &= P_v(x) - P_v(x_{\min}) \\ &= \int_{x_{\min}}^x \frac{dP_v}{dx} dx \end{aligned} \quad (4.15)$$

ที่สภาวะการทำงานคงที่ ณ ตำแหน่งเดียวกันในแนวแกน การไหลของมวลของไอ มีค่าเท่ากับการไหลของมวลของของเหลว อย่างไรก็ตามความหนาแน่นของไวมักน้อยกว่า เมื่อเทียบกับของเหลว แต่ความเร็วของไวมักมากกว่า ดังนั้นในกรณีนี้ต้องคำนึงถึงความดันเชิงจลน์และความอัดตัวได้ (compressibility) ด้วย จากหลักการอนุรักษ์ของโมเมนตัมและความสัมพันธ์ของฟลักซ์ความร้อนในแนวแกน จะได้ว่า

$$\frac{dP_v}{dx} = -F_v Q - D_v \frac{dQ}{dx} \quad (4.16)$$



รูปที่ 4.2 ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานสำหรับการไหลแบบชั้นๆ ในท่อสี่เหลี่ยม



รูปที่ 4.3 ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานสำหรับการไหลแบบชั้นๆ ในท่อกลม

โดยที่ $F_v =$ สัมประสิทธิ์ความเสียดทานของการไหลของไอ

$$F_v = \frac{f_v \cdot Re_v}{2r_{h,v}^2} \frac{\mu_v}{A_v \rho_v \lambda_v} \quad (4.17)$$

$D_v =$ สัมประสิทธิ์ความดันเชิงจลน์ของการไหลของไอ

$$D_v = \frac{\beta}{A_v^2 \rho_v \lambda_v^2} \quad (4.18)$$

$f_v, \beta =$ เป็นค่าคงที่ขึ้นกับการไหลของไอ

$$Re_v = \frac{2r_{h,v} Q}{A_v \mu_v \lambda_v} \quad (4.19)$$

$M_v =$ ตัวเลขแมคห์ของไอ (vapour Mach. number)

$$M_v = \frac{Q}{A_v \rho_v \lambda_v \sqrt{\gamma_v \frac{R T_v}{v}}} \quad (4.20)$$

$V =$ อัตราส่วนความร้อนจำเพาะของไอ มีค่าเป็น 1.67, 1.4, และ 1.33 สำหรับก๊าซอะตอมเดี่ยว, สองอะตอมและหลายอะตอมตามลำดับ

$R_v =$ ค่าคงที่ของก๊าซ

กรณีการไหลแบบชั้นๆ และไม่ยึดหดตัว, $Re_v \leq 2300$, $M \leq 0.2$

$\beta = 1.25$ สำหรับการไหลผ่านท่อวงแหวนที่มีอัตราส่วนรัศมีเข้าใกล้หนึ่ง

และ $\beta = 1.33$ สำหรับการไหลผ่านท่อกลม

และ $\beta = 1.44$ สำหรับการไหลในท่อสี่เหลี่ยม

ตารางที่ 4.3 แสดงค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน, F_V และสัมประสิทธิ์เชิงจลน์, D_V

Flow conditions	F_V^a	D_V^a
$Re_V < 2300$ $M_V < 0.2$	$\frac{8\mu_V}{r_{h,v}^2 A_V \rho_V \lambda}$	$\frac{1.33}{A_V^2 \rho_V \lambda^2}$
$Re_V < 2300$ $M_V > 0.2$	$\left(\frac{8\mu_V}{r_{h,v}^2 A_V \rho_V \lambda}\right) \left(1 + \frac{\gamma_V - 1}{2} M_V^2\right)^{-1/2}$	$\frac{1.33}{A_V^2 \rho_V \lambda^2}$
$Re_V > 2300$ $M_V < 0.2$	$\left(\frac{0.019\mu_V}{A_V r_{h,v}^2 \rho_V \lambda}\right) \left(\frac{2r_{h,v} Q}{A_V \lambda \mu_V}\right)^{3/4}$	$\frac{1}{A_V^2 \rho_V \lambda^2}$
$Re_V > 2300$ $M_V > 0.2$	$\left(\frac{0.019\mu_V}{A_V r_{h,v}^2 \rho_V \lambda}\right) \left(\frac{2r_{h,v} Q}{A_V \lambda \mu_V}\right)^{3/4} \left(1 + \frac{\gamma_V - 1}{2} M_V^2\right)^{-3/4}$	$\frac{1}{A_V^2 \rho_V \lambda^2}$

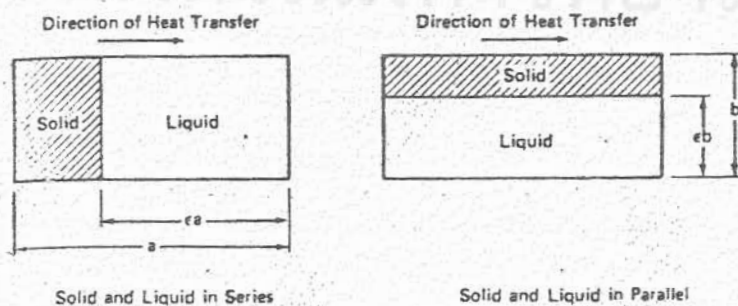
^aFor circular vapor core cross section.

4.5 ความนำความร้อนของวิกต์⁽⁴⁾ (wick thermal conductivity)

กลไกการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นในฮีทไปป์ มีดังนี้

- 4.5.1 การนำความร้อนผ่านผนังท่อและวิกต์ที่อ้อมตัวที่ช่วงการระเหย
- 4.5.2 การพาความร้อนแฝงของการระเหยโดยไอจากช่วงการระเหยไปยังช่วงการควบแน่น
- 4.5.3 การนำความร้อนผ่านวิกต์ที่อ้อมตัวและผนังท่อที่ช่วงการควบแน่น

Gorring และ Churchill⁽¹¹⁾ เสนอแบบจำลองการถ่ายเทความร้อน (heat transfer model) สำหรับวัสดุเนื้อลึ่ม ซึ่งสามารถนำไปประยุกต์ใช้ในการคำนวณได้ ดังรูป



รูปที่ 4.4 แบบจำลองการถ่ายเทความร้อนโดย Gorrill และ Churchill

ตารางที่ 4.4 ค่าความนำความร้อนของวิกต์ที่อิ่มตัวด้วยของเหลวเชิงประสิทธิผล

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

^aWhere k_e = effective thermal conductivity
 k_l = liquid thermal conductivity
 k_w = thermal conductivity of wick material
 ϵ = wick porosity
 w_f = groove fin thickness
 w = groove thickness

ตารางที่ 4.4 ค่าความนำความร้อนของวิกต์ที่อิ่มตัวด้วยของเหลวเชิงประสิทธิผล

4.6 ผลของแรงโน้มถ่วงของโลก (8)

ค่าความดันเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก จะมีค่าเป็นศูนย์, เป็นบวกหรือลบ
 ขึ้นอยู่กับตำแหน่งของช่วงการระเหยและช่วงการควบแน่นของฮีทไปป์ สัมการความ
 ดันเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลกคือ

$$\Delta p_g = \rho_l g l \sin \psi \quad (4.21)$$

โดยที่ ρ_l = ความหนาแน่นของของเหลว

g = ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก

l = ความยาวของฮีทไปป์

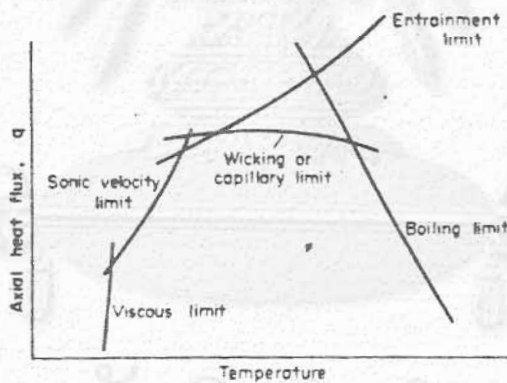
ψ = มุมที่ฮีทไปป์ ทำกับแนวนราบ

(มีค่าเป็นบวก เมื่อช่วงการควบแน่นอยู่ต่ำกว่าช่วงการระเหย)

กรณีที่ฮีทไปป์วางท่ามุมกับแนวราบ แรงโน้มถ่วงของโลกจะมีผลต่อสมรรถนะการทำงานของฮีทไปป์โดยจะเสริมหรือต้านการไหลกลับของของเหลวควบแน่นจากช่วงการควบแน่นสู่ช่วงการระเหย Bilegan และ Fetcu⁽¹⁴⁾ ได้ศึกษาถึงผลของมุมที่มีต่อสมรรถนะการทำงานของฮีทไปป์ สรุปได้ว่า การไหลสูงสุดของความร้อนในแนวแกนจะมีค่าเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว เมื่อค่ามุมเพิ่มขึ้น และจะถึงจุดหนึ่งที่จะทำให้ค่าการไหลสูงสุดของความร้อนค่อนข้างคงที่ แม้จะเพิ่มค่ามุมอีกก็ตาม

4.7 ขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนของฮีทไปป์^{(4), (8)}

ดังได้กล่าวมาแล้วข้างต้น การหมุนเวียนของของเหลวใช้งานเป็นกระบวนการที่สำคัญอย่างหนึ่งของการทำงานของฮีทไปป์เพื่อให้ได้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุด (maximum heat transport) แต่คุณสมบัติและขีดจำกัดต่างๆ ของการทำงานของฮีทไปป์ จะเป็นตัวแปรที่กำหนดขอบเขตของการใช้งาน



รูปที่ 4.5 ขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนของฮีทไปป์

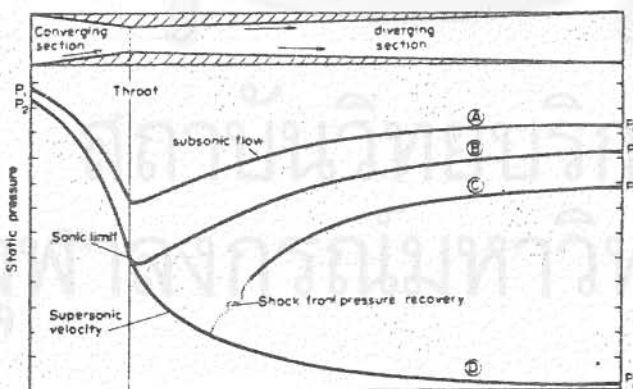
การทำงานของฮีทไปป์จะเกิดขึ้นได้ก็ต่อเมื่อ การใช้งานต้องอยู่ภายในขอบเขตพื้นที่ใต้ส่วนโค้งของขีดจำกัดต่างๆ ที่เกิดขึ้นสำหรับฮีทไปป์แต่ละแห่ง รูปร่างและลักษณะของพื้นที่ใต้ส่วนโค้ง ขึ้นกับคุณลักษณะของของเหลวใช้งานและวัสดุที่ใช้ห่อหุ้มเป็นสำคัญ

4.7.1 ขีดจำกัดเนื่องจากความหนืด

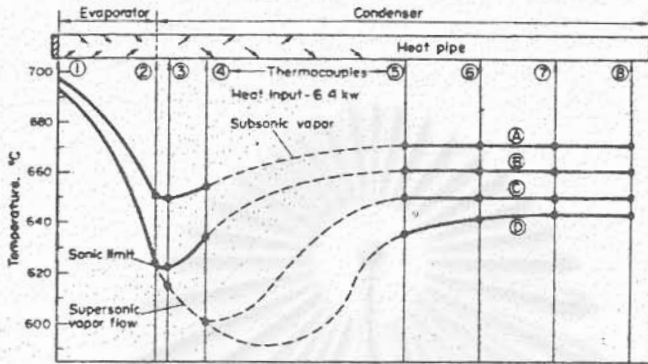
เกิดขึ้นเนื่องจากคุณสมบัติความหนืดของของไหลใช้งาน ซึ่งจะมีผลมากที่อุณหภูมิต่ำ ความหนืดนี้จะมีผลต่อการถ่ายเทความร้อนของไอ Busse (3) ได้ แสดงให้เห็นว่าฟลักซ์ความร้อนในแนวแกนจะมีค่าเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ขณะที่ความดันที่ช่วงการควบแน่นลดลง และจะให้ค่าสูงที่สุดเมื่อความดันลดลงเป็นศูนย์ และยังพบว่าความเร็วในแนวแกนมีผลสำคัญด้วย

4.7.2 ขีดจำกัดเนื่องจากความเร็วเสียง

เกิดขึ้นเมื่อใช้งานฮีทไพป์ที่ความหนาแน่นไอต่ำและความเร็วไอสูง โดยทั่วไปเราไม่คำนึงถึงผลการอัดตัวได้ (compressibility) ของไอในการทำงานของฮีทไพป์ แต่ความอัดตัวได้ของไอนี้จะมีความสำคัญอย่างยิ่งในระหว่างการเริ่มต้น (start-up) โดยเฉพาะกับฮีทไพป์อุณหภูมิสูง (high temperature heat pipe) ซึ่งใช้โลหะเหลว (liquid metal) เป็นของไหลใช้งาน เพราะเมื่อฮีทไพป์ใช้งานในสภาวะที่ความหนาแน่นไอต่ำและความเร็วไอสูง ขีดจำกัดเนื่องจากความเร็วเสียงจะมีผลให้สัมประสิทธิ์สูงที่สุดลดลง Levy, Kemme และ Deverall (7) ได้อธิบายและแสดงให้เห็นถึงผลการเกิดขีดจำกัดนี้ขึ้นเมื่อของไหลอัดตัวได้ไหลผ่าน converging-diverging nozzle ต่อมา Kemme ก็ได้ทำการทดสอบกับฮีทไพป์ ผลที่ได้เป็นไปตามที่ทำนายไว้ ดังรูปที่ 4.6 และ รูปที่ 4.7



รูปที่ 4.6 แสดงลักษณะของความดันเมื่อของไหลอัดตัวได้ไหลผ่านส่วนคอด



รูปที่ 4.7 การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิในฮีทไปป์

Deverall (7) และคณะ ได้เสนอสมการโดยใช้ทฤษฎีการไหลของไอในทิศทางเดียว

(one dimensional vapour flow) และตั้งสมมติฐาน ดังนี้

1. คุณสมบัติของไอเป็นแก๊สอุดมคติ (ideal gas)
2. ผลของความเฉื่อย (inertia) มีความสำคัญ
3. ผลของความเสียดทานมีค่าน้อยมาก

ขีดจำกัดความเร็วเสียง, $Q_{s,max}$ ของฮีทไปป์ หาได้จากสมการ

$$Q_{s,max} = \frac{A \rho \lambda}{v} \left[\frac{\gamma_v R_v T_v}{2(\gamma_v + 1)} \right]^{1/2} \quad (4.22)$$

เนื่องจากสมการนี้ Levy เป็นผู้เสนอคนแรก บางครั้งเรียกว่าสมการเลย์วี

(Levy's equation)

γ_v = อัตราส่วนความร้อนจำเพาะ มีค่า 5/3, 7/5 และ 4/3 สำหรับแก๊สอะตอมเดี่ยว, สองอะตอม, และหลายอะตอมตามลำดับ

R_v = ค่าคงที่ของไอ มีค่าเท่ากับค่าคงที่สากลของแก๊สหารด้วยน้ำหนักโมเลกุล

4.7.3 ขีดจำกัดเนื่องจากของเหลวหลุดลอยตามไอ

ของเหลวและไอมีทิศทางการไหลสวนกัน ทำให้เกิดแรงเสียดทานที่ผิวสัมผัสร่วมระหว่างของเหลวและไอ แรงเสียดทานนี้ขึ้นกับคุณสมบัติของไอและความเร็วและเป็นสาเหตุให้หยดของเหลวแยกออกจากผิวของวิกต์หลุดลอยปนไปกับไอสู่ช่วงการควบแน่น

4.7.3.1 ค่าของวีเบอร์⁽⁴⁾ (Weber number, We)

$$We = \frac{\text{แรงเสียดทาน}}{\text{แรงตึงผิวของของเหลว}} \quad (4.23)$$

ขีดจำกัดเนื่องจากของเหลวหลุดลอยตามไอ เกิดขึ้นเมื่อค่า We เข้าใกล้หนึ่ง

$$We = F_s / F_t \quad (4.24)$$

$$\begin{aligned} F_s &= \text{แรงเสียดทาน} \\ &= K_1 \frac{\rho v^2 A}{2} \end{aligned} \quad (4.25)$$

$$\begin{aligned} F_t &= \text{แรงตึงผิวของของเหลว} \\ &= K_2 C_s d \end{aligned} \quad (4.26)$$

นั่นคือ ได้ว่า ที่สภาวะการเกิดขีดจำกัดเนื่องจากของเหลวหลุดลอยตามไอ

$$We = \frac{2r_{h,s} \rho v^2}{\sigma} = 1 \quad (4.27)$$

โดยที่

$$r_{h,s} = \text{รัศมีเชิงไฮดรอลิกของผิววิกต์}$$

$$= \frac{2A_s}{C_s}$$

$$A_s = \text{พื้นที่ผิวของวิกต์}$$

$$K_1, K_2 = \text{ค่าสัดส่วนคงที่}$$

$$K_1 / K_2 = 8$$

ค่าความเร็วของไอสัมพันธ์กับฟลักซ์ความร้อนตามแนวแกน ดังนี้

$$\frac{v}{v} = \frac{Q}{A \rho v \lambda} \quad (4.28)$$

จากสมการ (4.27) เขียนได้เป็น

$$Q_{e,\max} = A_v \lambda \left[\frac{\rho_v}{2r_{h,s}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.29)$$

สมการ (4.29) ใช้คำนวณหาขีดจำกัดดังกล่าวข้างต้น

4.7.4 ขีดจำกัดเนื่องจากท่อรูเข็มหรือวิกต์

การทำงานของฮีทไปป์เกิดขึ้นได้ก็ต่อเมื่อเป็นไปตามสมการ

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

จากสมการ (4.4)

$$\begin{aligned} P_c(x) &= \Delta P_l(x_{\min} - x) + \Delta P_v(x - x_{\min}) \\ &= \int_{x_{\min}}^x \left(\frac{dP_v}{dx} - \frac{dP_l}{dx} \right) dx \quad (4.30) \end{aligned}$$

กรณีที่ฮีทไปป์ทำงานภายใต้แรงโน้มถ่วงของโลก ค่าความดันสูงสุดที่ท่อรูเข็มเชิงประสิทธิผล ($P_{cm,e}$) จะมีค่าต่ำกว่าความดันสูงสุดที่ท่อรูเข็มที่คำนวณได้ เนื่องจากผลของแรงโน้มถ่วงของโลกที่กระทำในแนวตั้งฉากกับแกนของฮีทไปป์ ฉะนั้น

$$P_{cm,e} = \frac{2\sigma}{r_c} - \Delta P_l \quad (4.31)$$

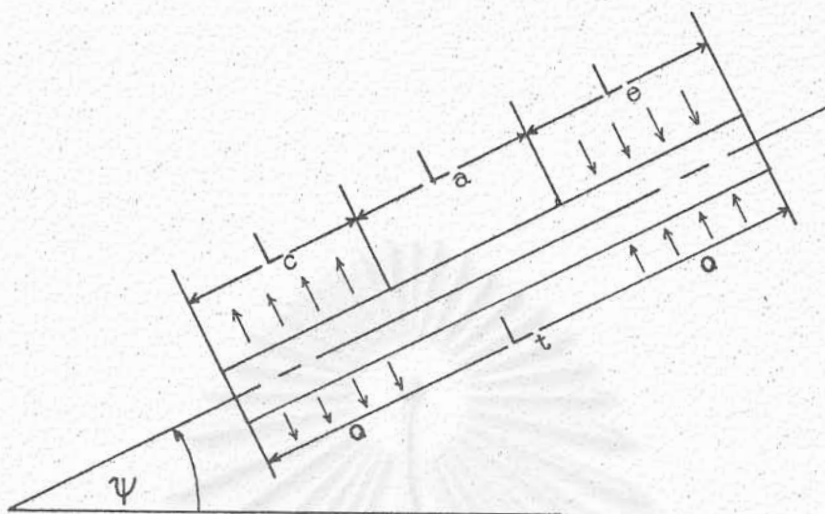
$$= \frac{2\sigma}{r_c} - \rho_l g d_v \cos \psi \quad (4.32)$$

ที่ $x = x_{\max}$ จะเกิดการแห้งของวิกต์ (dry out) นั่นคือ ค่าอินทิกรัลของสมการ (4.30)

จะมีค่าเท่ากับความดันสูงสุดที่ท่อรูเข็มเชิงประสิทธิผล นั่นคือ

$$\frac{2\sigma}{r_c} - \Delta P_l = \int_{x_{\min}}^{x_{\max}} \left(\frac{dP_v}{dx} - \frac{dP_l}{dx} \right) dx \quad (4.33)$$

4.7.4.1 การคำนวณในกรณีของฮีทไพป์แบบทั่วไป
(conventional heat pipe)



รูปที่ 4.8 ลักษณะฮีทไพป์แบบทั่วไป

เนื่องจากช่วงการระเหยอยู่เหนือช่วงการควบแน่นในรูป ค่าความดันที่ท่อฮีทไพป์ต่ำสุด
เกิดขึ้นที่ปลายช่วงการควบแน่น ($x=0$) และค่าความดันที่ท่อฮีทไพป์สูงที่สุด จะเกิดขึ้นที่ปลายช่วง
การระเหย ($x=L_t$) ฉะนั้นเมื่อแทนค่า $\frac{dP_l}{dx}$ และ $\frac{dP_v}{dx}$ ลงในสมการ (4.33)
เขียนใหม่ได้ว่า

$$\frac{2\sigma}{r_c} - \Delta P_l = \int_0^{L_t} (F_v Q - D \frac{dQ}{dx} + F_l Q + \rho_l g \sin \psi) dx \quad (4.34)$$

ที่ปลายทั้งสองข้างของฮีทไพป์ ค่า $Q = 0$ และเทอม $D \frac{dQ}{dx} = 0$ เขียนสมการ
(4.34) ได้เป็น

$$\frac{2\sigma}{r_c} - \Delta P_l - \rho_l g L_t \sin \psi = \int_0^{L_t} (F_l + F_v) Q dx \quad (4.35)$$

สมการ (4.35) เป็นรูปทั่วไปที่ใช้คำนวณหาขีดจำกัดของท่อฮีทไพป์ ดังนั้นขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อน
ของท่อฮีทไพป์สูงที่สุด สามารถได้จากสมการ

$$Q_{c,max} = \frac{(QL)_{c,max}}{L_{eff}} \quad (4.36)$$

$$L_{eff} = \text{ความยาวเชิงประสิทธิผล}$$

$$= 0.5L_c + L_a + 0.5L_e$$

$$(QL)_{c,max} = \int_0^{L_t} Q dx$$

$$= \frac{\frac{2\sigma}{r_c} - \Delta P_L - \rho g L_t \sin \psi}{F_v + F_\ell} \quad (4.37)$$

โดยที่

$$F_\ell = \frac{\mu_\ell}{KA \rho_\ell \lambda} \quad (4.38)$$

$$F_v = \frac{(f_v Re_v) \mu_v}{2 r_{h,v}^2 A_v \rho_v \lambda} \quad (4.39)$$

กรณีที่การกระจายของฟลักซ์ความร้อนมีค่าสม่ำเสมอตลอดแนวความยาวของฮีทไปป์

ดังรูปที่ 4.8 การกระจายของฟลักซ์ความร้อนในแนวแกน เป็นดังนี้

$$0 \leq x \leq L_c \quad Q = \frac{x}{L_c} Q_{c,max} \quad (4.40)$$

$$L_c \leq x \leq (L_c + L_a) \quad Q = Q_{c,max} \quad (4.41)$$

$$(L_c + L_a) \leq x \leq L_t \quad Q = \frac{L_t - x}{L_e} Q_{c,max} \quad (4.42)$$

นั่นคือ ฮีตค่ากีดเนื่องจากท่อรูเข็มหรือวิกส์ หาได้จาก

$$Q_{c,max} = \frac{(QL)_{c,max}}{0.5L_c + L_a + 0.5L_e} \quad (4.43)$$



4.7.5 ขีดจำกัดเนื่องจากการเดือด ^{(4), (5), (8)}

ขีดจำกัดเนื่องจากการเดือดจะเกิดขึ้นที่ฟลักซ์ความร้อนสูงๆ เพราะว่าที่ลภาวะนี้ฟลักซ์ความร้อนในแนวรัศมี (radial heat flux) มีค่ามาก และผลต่างความดันก็เพิ่มขึ้นที่ช่วงการระเหย ทำให้เกิดฟองของไอ (vapour bubble) ขึ้นที่บริเวณที่ช่วงการระเหย ซึ่งเป็นสาเหตุทำให้เกิดจุดร้อนจัด (hot spot) ขึ้นขวางการหมุนเวียนของของเหลว, ขีดจำกัดนี้เรียกว่าขีดจำกัดเนื่องจากการเดือด

การเกิดฟองย่อมขึ้นกับ พื้นที่ผิวที่ร้อน, ความหนายของผิว, ความเปียกตัวได้และการเกิดออกซิเตชันที่ผิว, ขีดจำกัดเนื่องจากการเดือดหาได้จากลุ่มการ

$$Q_{b,max} = \frac{2\pi L_e k_e T_e}{\lambda_v \ln(r_i/r_v)} \left(\frac{2\sigma}{r_n} - P_c \right) \quad (4.44)$$

$$= \frac{2\pi L_e k_e T_e}{\lambda_v \ln(r_i/r_v)} \left(\frac{2\sigma}{r_n} \right) \quad (4.45)$$

โดยที่ r_n = รัศมีของฟองการเดือด

Griffith และ Wallis ⁽¹²⁾ ได้ทดลองหาค่า r_n โดยใช้แผ่นทองแดงจุ่มในน้ำได้ว่า r_n มีค่าเป็น 10^{-3} นิ้ว (2.54×10^{-5} เมตร) สำหรับฮีทไพป์ที่บรรจุก๊าซ (gas load heat pipe) และ มีค่าเป็น 10^{-5} นิ้ว (2.54×10^{-7} เมตร) สำหรับฮีทไพป์แบบทั่วไป

ขีดจำกัดที่กล่าวมาทั้งหมดเป็นขีดจำกัดของฟลักซ์ความร้อนในแนวแกน ยกเว้นขีดจำกัดเนื่องจากการเดือด ซึ่งเป็นขีดจำกัดของฟลักซ์ความร้อนแนวรัศมี

บทที่ 5

ตัวอย่างการประยุกต์ใช้งาน

ได้มีการนำฮีทปั๊มไปประยุกต์ใช้งาน ตั้งแต่ปี ค.ศ. 1964⁽⁴⁾ เนื่องจากฮีทปั๊มมีค่าความนำความร้อนสูง มีช่วงอุณหภูมิการใช้งานกว้าง (อุณหภูมิสูงถึง 3000 °ซ)⁽¹⁶⁾ และยังสามารถเปรียบหลายประการเมื่อเปรียบเทียบกับอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนแบบอื่น ปัจจุบันฮีทปั๊มถูกนำมาใช้ประโยชน์มากมาย ในแทบทุกสาขาของงาน

5.1 ตัวอย่างการใช้งาน^{(4), (8), (16)}

ก. ฮีทปั๊มอุณหภูมิสูง ซึ่งใช้โลหะเหลว (เช่น โซเดียม, เงิน) เป็นของเหลวใช้งาน

- ใช้ในการเก็บความร้อนทิ้ง (waste heat) มาใช้ฮีก เช่น ในเตาเผาขยะ (incinerator), หม้อไอน้ำความร้อนทิ้ง (waste heat boiler) เตาเผาด้วยแก๊ส (gas-fired-funace) และในเตาถลุง

- ควบคุมอุณหภูมิในการหล่อแบบ (die-casting)

- ควบคุมอุณหภูมิในการทำแบบฉีด (injection moulding)

ข. ควบคุมอุณหภูมิภายในถังปฏิกรณ์เคมี

ค. ควบคุมอุณหภูมิภายในยานอวกาศให้มีค่าสม่ำเสมอทั่วทุกแห่ง

ฅ. ระบายความร้อนจากเบรคของล้อเครื่องบิน

ง. ระบายความร้อนออกจากเครื่องมือตัด (cutting-tool) และแบตเตอรี่

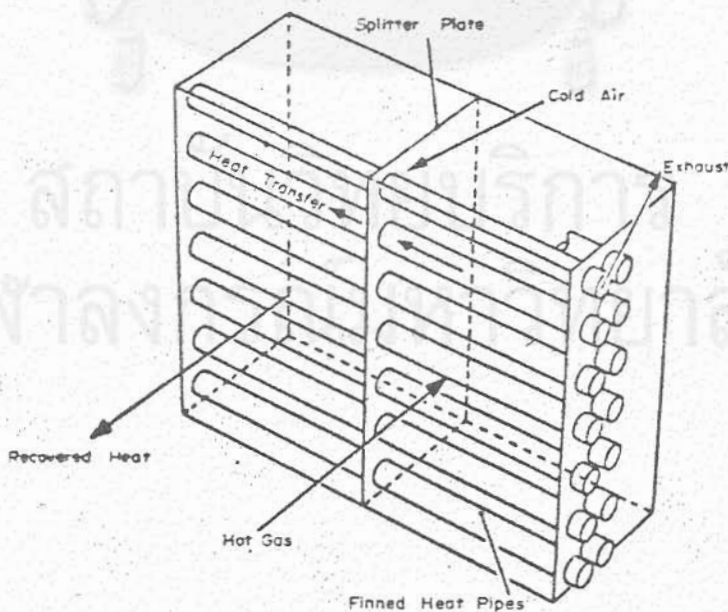
จ. ในการกระจายความร้อนในกล้องส่องดูดาว (OAO-C; Orbital Astronomical Observatory) เพื่อให้อุณหภูมิมีค่าสม่ำเสมอ

- จ. ระบายความร้อนออกจากชิ้นส่วนอิเล็กทรอนิกส์ประเภททรานซิสเตอร์, อุปกรณ์สารกึ่งตัวนำและวงจรรวม ไอ ซี
- ข. ป้องกันการสับเกาะของน้ำแข็งและหิมะบริเวณผิวท่อในเขตอากาศหนาวจัด
- ค. ฮีทไปป์แบบหมุนใช้ในการหล่อเย็นเพลา (shaft-cooling)
- ง. ใช้เป็นท่อรับรังสีแกมมาอาทิตย์ในแผงรับรังสี
- ฉ. ใช้ทำเป็นผิวดำตัดที่คมมีอุณหภูมิเย็นจัด เพื่อป้องกันความรู้สึกเจ็บปวดของคนใช้ในขณะที่ผิวดำตัด
- ช. เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เป็นต้น

5.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน(heat exchanger) เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลร้อน (hot fluid) กับของไหลเย็น (cold fluid) เนื่องจากฮีทไปป์มีประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนสูง จึงได้มีการนำมาประยุกต์สร้างเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เรียกว่า เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์ (heat pipe heat-exchanger) ซึ่งนิยมใช้กับการถ่ายเทความร้อนระหว่างก๊าซร้อนและเป็น

5.2.1 ลักษณะโครงสร้างทั่วไป ⁽¹⁷⁾



รูปที่ 5.1 โครงสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์

ประกอบด้วยท่อฮีทไปป์เรียงกันเป็นแถวอยู่ในตัวเครื่องซึ่งมีแผ่นกั้น (splitter plate) กั้นหน้าที่แยกช่วงการระเหยซึ่งเป็นส่วนที่ให้ของไหลร้อนไหลผ่านและช่วงการควบแน่นซึ่งเป็น ส่วนที่ของไหลเย็นไหลผ่าน ลักษณะการวางแถวของฮีทไปป์ จะให้ท่ออยู่ในแนวระดับหรืออยู่ในแนวเอียงทำมุมเล็กน้อย โดยที่ให้อายุการระเหยอยู่ต่ำกว่าช่วงการควบแน่น โดยทั่วไปจำนวน แถวของฮีทไปป์จะมีประมาณ 4 ถึง 8 แถว แต่อาจมีถึง 10 แถวก็ได้

5.2.2 วิธีคำนวณขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์

การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์ คือ การหาจำนวน ท่อของฮีทไปป์ที่ต้องใช้ทั้งหมดจากพื้นที่ถ่ายเทความร้อนรวมที่ต้องใช้ในการคำนวณต่อไปนี้จะถือว่า คุณสมบัติและขนาดของท่อฮีทไปป์แต่ละท่อได้ถูกกำหนดให้เรียบร้อยแล้ว สมการที่ใช้ในการคำนวณ เป็นดังนี้⁽²⁰⁾

$$Q = K_1 A_i \Delta T_{lm} \tag{5.2.1}$$

เมื่อ Q คือ ปริมาณความร้อนทั้งหมดที่ต้องการถ่ายเท(kcal/hr)

K_1 คือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (overall heat transfer coefficient) ระหว่างของไหลร้อนและของไหลเย็น (kcal/m²hr°C)

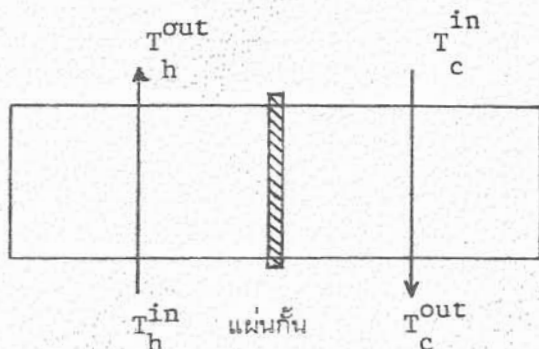
A_i คือ พื้นผิวด้านในรวมของฮีทไปป์ที่ต้องใช้ (m²)

ΔT_{lm} คือ ผลต่างของอุณหภูมิเชิงลอการิทึม (°C)

โดยที่

$$T_{lm} = \frac{(T_h^{in} - T_c^{out}) - (T_h^{out} - T_c^{in})}{\ln \frac{(T_h^{in} - T_c^{out})}{(T_h^{out} - T_c^{in})}} \tag{5.2.2}$$

กรณีของไหลไหลสวนทางกัน ดังรูปข้างล่าง



โดยที่

T_h^{in} คือ อุณหภูมิขาเข้าของของไหลร้อน

T_h^{out} คือ อุณหภูมิขาออกของของไหลร้อน

T_c^{in} คือ อุณหภูมิขาเข้าของของไหลเย็น

T_c^{out} คือ อุณหภูมิขาออกของของไหลเย็น

ดังนั้น ค่าของ Q ยังสามารถคำนวณได้จากสมการ

$$Q = W_h (T_h^{in} - T_h^{out}) = W_c (T_c^{out} - T_c^{in}) \quad (5.2.3)$$

เมื่อ $W = C_p \rho V \quad (\text{kcal/hr } ^\circ\text{C}) \quad (5.2.4)$

โดยที่ C_p คือ ค่าความร้อนจำเพาะเฉลี่ยที่ความดันคงที่ของของไหล
(kcal/kg. $^\circ\text{C}$)

ρ คือ ความหนาแน่นของของไหล (kg/m^3)

V คือ อัตราการไหลเชิงปริมาตรของของไหล (m^3/hr)

ถ้ากำหนดให้

θ_c คือ ประสิทธิภาพเชิงความร้อน (thermal efficiency)
ทางด้านอุณหภูมิต่ำ

จะได้ $\theta_c = \frac{T_c^{out} - T_c^{in}}{T_h^{in} - T_h^{in}} \quad (5.2.5)$

จากสมการ (5.2.1) ถึง (5.2.5) จะได้

$$\theta_c = \frac{1 - \exp \left[(R-1) K_1 A_1 / W_c \right]}{1 - R \cdot \exp \left[(R-1) K_1 A_1 / W_c \right]} \quad (5.2.6)$$

เมื่อ $R = \frac{K_1 A_1 / W_c}{1 + K_1 A_1 / W_c} \quad (5.2.7)$

ในการคำนวณหาค่า K_i ซึ่งใช้พื้นผิวด้านในรวมของท่อฮีทไปป์เป็นฐานอ้างอิง เรา

สามารถใส่สมการต่อไปนี้

$$\frac{1}{K_i A_i} = \frac{1}{h_g^c A_o^c} + \frac{1}{h_g^h A_o^h} + \frac{1}{h_{HP}^c A_i^c} + \frac{1}{h_{HP}^h A_i^h} + \frac{r_m}{A_i} + \frac{r_y}{A_i}$$

นั่นคือ

$$\frac{1}{K_i} = \frac{A_i}{h_g^c A_o^c} + \frac{A_i}{h_g^h A_o^h} + \frac{A_i}{h_{HP}^c A_i^c} + \frac{A_i}{h_{HP}^h A_i^h} + r_m + r_y \quad (5.2.8)$$

โดยที่

K_i คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของท่อฮีทไปป์ ($\text{kcal}/\text{m}^2 \text{hr}^\circ\text{C}$)

(ใช้พื้นผิวด้านในของท่อเป็นฐานอ้างอิง)

h_g คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของฟิล์มของของไหลนอกท่อฮีทไปป์ ($\text{kcal}/\text{m}^2 \text{hr}^\circ\text{C}$)

h_{HP} คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในตัวท่อฮีทไปป์ ($\text{kcal}/\text{m}^2 \text{hr}^\circ\text{C}$)

r_m คือ ความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของผนังท่อฮีทไปป์ ($\text{m}^2 \text{hr}^\circ\text{C}/\text{kcal}$)

r_y คือ เฟอร์ริงแฟคเตอร์ (fouling factor) ($\text{m}^2 \text{hr}^\circ\text{C}/\text{kcal}$)

A_i คือ พื้นผิวด้านในของท่อฮีทไปป์ (m^2)

A_o คือ พื้นผิวด้านนอกของท่อฮีทไปป์ (m^2)

ตัว superscript "c" และ "h" หมายถึงของของไหลเป็นและของของไหลร้อน

ตามลำดับ

ในกรณีที่ท่อฮีทไปป์ไม่มีฟิน (fin) ติดอยู่ภายนอก

$$A_o = N \pi d_o l \quad (5.2.9)$$

โดยที่

d_o คือ เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกของท่อฮีทไปป์ (m)

l คือ ความยาวของท่อฮีทไปป์ (m)

N คือ จำนวนท่อฮีทไปป์ที่ใช้

ส่วนในกรณีที่ท่อฮีทไอบีมีพื้นติดอยู่ภายนอก

$$A_o = N \pi d_o \ell (1+f)a \quad (5.2.10)$$

- โดยที่ f คือ พื้นผิวภายนอกของท่อที่เพิ่มขึ้นเนื่องจากการติดพื้น ($f=0$) ในกรณีของท่อไร้พื้น)
- a คือ สัมประสิทธิ์ในการถ่ายเทความร้อนของพื้นผิวภายนอกของท่อที่ติดพื้น ($a=1$) ในกรณีของท่อไร้พื้น (โดยทั่วไป $0 < a < 1$)

ค่าของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของก๊าซนอกท่อฮีทไอบี ย่อมขึ้นกับรูปร่างของพื้น, อุณหภูมิของก๊าซ, ความเร็วของก๊าซ เป็นต้น โดยทั่วไปจะมีค่าในช่วงหลายสิบลิบ ($\text{kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$) ในทางตรงข้าม ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของท่อฮีทไอบี ขึ้นกับประเภทของของไหล ไ้ใช้งานและอุณหภูมิสูง และมีค่าอยู่ในช่วงหลายพันถึงหนึ่งหมื่น ($\text{kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$) ซึ่งมีความมากกว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของก๊าซนอกท่อมาก ส่วนความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของผนังโลหะของท่อฮีทไอบี โดยทั่วไปจะมีค่าน้อยจนไม่ต้องคำนึงถึง อนึ่งค่าของ fouling factor ย่อมแตกต่างกันได้มาก ขึ้นกับสภาวะที่ใช้งาน ดังนั้นจึงไม่สามารถหาค่าที่แน่นอนได้ อย่างไรก็ตาม ค่านี้อาจมีไม่มากนักเป็นปัญหา ถ้าสภาวะการใช้นั้นค่อนข้างสะอาด

ในการคำนวณหาค่าพื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อนรวม (A_1) เราเริ่มโดย

1. หาค่า θ_c จากสมการที่ (5.2.5)
2. หาค่า W_c และ W_h จากสมการที่ (5.2.4) แล้วนำมาหาค่า R
3. หาค่า K_1 จากสมการที่ (5.2.8)
4. ตรวจสอบว่าค่า R มีค่าใกล้เคียง 1 มากเพียงไร ถ้าค่า R มีค่าใกล้เคียง 1 มาก ก็ใช้สมการที่ (5.2.7) ในการหาค่า A_1 แต่ถ้า R มีค่าไม่ใกล้เคียง 1 ก็ใช้สมการที่ (5.2.1) ถึง (5.2.3) ในการคำนวณหาค่า A_1
5. เมื่อได้ค่า A_1 มาแล้วเราก็สามารถคำนวณหาจำนวนท่อฮีทไอบีที่ต้องใช้ทั้งหมดได้ โดยใช้สมการที่ (5.2.11)

$$N = \frac{A_1}{\pi d_i \ell} \quad (5.2.11)$$

เมื่อ N คือ จำนวนท่อฮีทไอบีที่ต้องใช้ทั้งหมด

d_i คือ เส้นผ่าศูนย์กลางภายในของฮีทไอบี (m)

ℓ คือ ความยาวของท่อฮีทไอบี (m)

5.2.3 ตัวอย่างการคำนวณ

ต้องการคำนวณหาขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทโปป

ซึ่งจะใช้ในการเก็บความร้อนทิ้งจากก๊าซที่ปล่อยออกจากเตาเผาเพื่อไปใช้ในการอุ่นอากาศที่จะ
 ล่งเข้าไปสันดาปเชื้อเพลิงในเตาเผา ก๊าซร้อนที่ออกจากเตามีอุณหภูมิ 185 °ซ และถูกปล่อย
 ออกมาด้วยอัตรา 3600 ม³ (0°C, 1 atm) /ชม. ส่วนอากาศที่จะปล่อยเข้าเตาเผาจะถูก
 ป้อนด้วยอัตรา 3000 ม³ (0°C, 1 atm) /ชม. ที่อุณหภูมิ 25 °ซ .และต้องการให้อากาศนี้มี
 อุณหภูมิสูงขึ้นเป็น 85 °ซ ก่อนเข้าเตาเผา โดยกำหนดให้ก๊าซร้อนและอากาศมีคุณสมบัติดังนี้

	ก๊าซร้อน	อากาศ
ความหนาแน่น(กก/ม ³)(0°C, 1 atm)	1.35	1.29
ความจุความร้อน (kcal/kg°C)	0.28	0.25
สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน h _g (kcal/m ² hr°C)	70	25

สำหรับตัวท่อฮีทโปปที่จะใช้ไว้ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ตัวท่อ และวิกค์ ทำด้วย
 ทองแดง มีน้ำเป็นของเหลวใช้งาน ตัวท่อมีเส้นผ่าศูนย์กลางภายนอก 0.0191 ม. และมีเส้น
 ผ่าศูนย์กลางภายใน 0.0166 ม. ด้านนอกของท่อมีพินรูปจานกลมติดอยู่ โดยที่พินที่ผิวเฉพาะของ
 พินมีเป็น 5 เท่าของพินที่ผิว นอกของท่อไร้พินและมีประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนของพิน(a)
 มีค่าเท่ากับ 0.8 ท่อฮีทโปปยาว 4.0 ม. เวลาติดตั้งจะให้ส่วนที่อยู่ในช่วงที่ก๊าซร้อนไหลผ่าน
 ยาว 110 ซม. และตัวท่อมีคุณสมบัติดังนี้

$$\begin{aligned}
 \text{สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน} &= 8000 \text{ kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C} \text{ ที่ } 185^\circ\text{ซ} \\
 &= 6500 \text{ kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C} \text{ ที่ } 25^\circ\text{ซ} \\
 r_m &= 0.0001 \text{ m}^2\text{hr}^\circ\text{C/kcal} \\
 r_y &= 0.0001 \text{ m}^2\text{hr}^\circ\text{C/kcal}
 \end{aligned}$$

วิธีการคำนวณ

1. หาค่า θ_c จากสมการ (5.2.5)

$$\begin{aligned}
 \theta_c &= \frac{85-25}{185-25} \\
 &= 0.375
 \end{aligned}$$

2. หาค่า W_c และ W_h โดยใช้สมการ (5.2.4)

$$\begin{aligned} W_c &= (0.25)(1.29)(3000) \\ &= 967.5 \text{ kcal/hr}^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_h &= (0.28)(1.35)(3600) \\ &= 1360.8 \text{ kcal/hr}^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{ดังนั้น } R = W_c / W_h &= 967.5 / 1360.8 \\ &= 0.7109 \end{aligned}$$

3. หาค่า K_i จากสมการ (5.2.8) ดังต่อไปนี้

$$\begin{aligned} \frac{A_o^c}{A_i} &= \frac{N \eta d_o l_c (1+f)a}{N \eta d_i l} = \frac{d_o l_c (1+f)a}{d_i l} \\ &= \frac{(0.0191)(2.90)(1+5)(0.8)}{(0.0166)(4.0)} \\ &= 4.00 \end{aligned}$$

ในทำนองเดียวกัน

$$\begin{aligned} \frac{A_o^h}{A_i} &= \frac{d_o l_h (1+f)a}{d_i l} \\ &= \frac{(0.0191)(1.10)(1+5)(0.8)}{(0.0166)(4.0)} \\ &= 1.52 \end{aligned}$$

ดังนั้น

$$\frac{A_i^c}{A_i} = \frac{2.90}{4.0} = 0.725$$

และ

$$\frac{A_i^h}{A_i} = \frac{1.10}{4.0} = 0.275$$

จากสมการ (5.2.8)

$$\begin{aligned} \frac{1}{K_i} &= \frac{1}{(25)(4.00)} + \frac{1}{(70)(1.52)} + \frac{1}{(6500)(0.725)} + \frac{1}{(8000)(.275)} \\ &\quad + 0.0001 + 0.0001 \\ &= 0.0100 + 0.0094 + 0.0002 + 0.0005 + 0.0002 \\ &= 0.0203 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} K_i &= \frac{1}{0.0203} \\ &= 49.3 \text{ kcal/m}^2 \text{ hr}^\circ\text{C} \end{aligned}$$

4. จากสมการ (5.2.3)

$$Q = 1360.8(185 - T_h^{\text{out}}) = 967.5(85 - 25) = 58050 \text{ kcal/hr}$$

$$T_h^{\text{out}} = 142.3^\circ\text{C}$$

5. จากสมการ (5.2.1)

$$58050 = (49.3)A_i \frac{(185-85) - (142.3-25)}{\ln \frac{185-85}{142.3-25}}$$

$$A_i = 10.9 \text{ m}^2$$



6. จากสมการ (5.2.6)

$$\begin{aligned} \phi_c &= \frac{1 - \exp \left[\frac{(0.7109 - 1)(49.3)(10.9)}{967.5} \right]}{1 - 0.7109 \exp \left[\frac{(0.7109 - 1)(49.3)(10.9)}{967.5} \right]} \\ &= 0.375 \end{aligned}$$

จะเห็นว่าค่าของ ϕ_c ที่คำนวณได้นี้มีค่าเท่ากับของที่คำนวณได้ใน 1 นี้แสดงว่า ผลการคำนวณไม่ผิดอะไรผิดพลาด

7. จำนวนท่อน้ำที่หายไปทั้งหมดที่ต้องใช้สามารถคำนวณได้จากสมการ (5.2.11) ดังนี้

$$N = \frac{10.9}{\sqrt{(0.0166)(4.0)}} \\ = 52.3 \quad \text{ท่อ}$$

นั่นคือ ต้องใช้จำนวนท่อน้ำไปประมาณ 54 ท่อ (6 แถวๆ ละ 9 ท่อ)



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

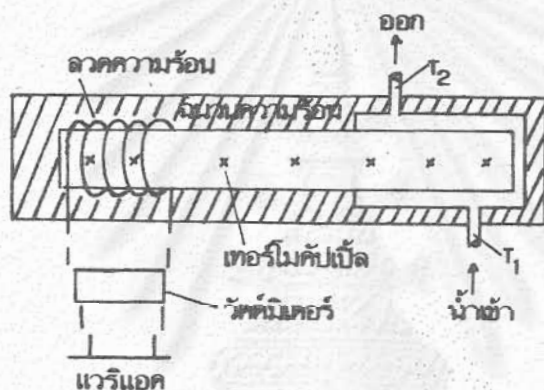
บทที่ 6

วิธีการทดลองและผลการทดลอง

6.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

ไดอะแกรมของอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบสมรรถนะของฮีทปั๊ม ดังแสดงไว้ใน

รูปที่ 6.1



รูปที่ 6.1 โครงสร้างของอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบสมรรถนะของฮีทปั๊ม

อุปกรณ์และเครื่องมือที่ใช้ประกอบด้วย

1. ลวดความร้อนสำหรับให้ความร้อนต่อขั้วการระเหย
2. วัดคัมมิเตอร์ (หรือโวลท์มิเตอร์และแอมมิเตอร์) สำหรับวัดกำลังไฟฟ้า
3. แวริแอก (variac) สำหรับควบคุมกำลังไฟฟ้า
4. เครื่องควบคุมแรงดัน สำหรับเป็นแหล่งรับความร้อน
5. เครื่องวัดอัตราการไหลของน้ำที่เข้า-ออก เครื่องควบคุมแรงดันแบบออริฟิซ (orificemeter)
6. เครื่องวัดอุณหภูมิฮีทปั๊มทำกับแนวระดับ
7. เทอร์โมคัปเปิลและเครื่องวัดมิลลิโวลท์
8. ฉนวนความร้อน

6.2 ขั้นตอนการทดลอง

เมื่อติดตั้งอุปกรณ์และตรวจสอบความเรียบร้อยแล้ว ขึ้นต่อไปก็คือการดำเนินการทดลอง ซึ่งมีดังนี้

1. ปรับมุมเอียงของฮีทไพล์ที่เท่ากับแนวระดับ โดยเริ่มแรกให้แนวของท่อฮีทไพล์วางอยู่ในแนวระดับ ($\psi = 0$)
2. ควบคุมอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำที่ไหลเข้า-ออก เครื่องควบคุมให้มีค่าคงที่และอยู่ในช่วงที่เหมาะสม ตลอดระยะเวลาของการทดลอง
3. ปรับกำลังไฟฟ้าไปยังแหล่งรับความร้อนตามที่ต้องการและรอจนกระทั่งถึงสภาวะที่คงที่ จากนั้นบันทึกอุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าและอุณหภูมิของน้ำที่ไหลออกจากเครื่องควบคุม อัตราการไหลเชิงปริมาตร
4. ทำการวัดชุดใหม่โดยเพิ่มกำลังไฟฟ้าที่ป้อนเข้า รอจนกระทั่งถึงสภาวะที่คงที่ แล้วบันทึกข้อมูลดังในข้อ 3
5. ทำข้อ 4 ซ้ำ จนกระทั่งได้จำนวนชุดที่ต้องการ
6. เปลี่ยนมุมเอียงของฮีทไพล์ แล้วทำตามข้อ 2-5 อีก จนกระทั่งได้ข้อมูลสำหรับมุมต่างๆ ที่ต้องการ

6.3 เงื่อนไขการทดลอง

ตัวแปรสำคัญที่ใช้ในการทดสอบสมรรถนะของฮีทไพล์ คือ มุมเอียงของฮีทไพล์ และพลังงานที่ป้อนเข้าสู่ระบบ

6.4 การวิเคราะห์ข้อมูล

6.4.1 สมรรถนะของฮีทไพล์ คำนวณได้จากสมการ

$$Q = GC_p(T_{out} - T_{in}) \quad (6.1)$$

- โดยที่
- Q คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนของฮีทไปป์
 - G คือ อัตราการไหลเชิงมวล
 - C_p คือ ค่าความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ของของไหล
 - T_{out} คือ อุณหภูมิของของไหลที่ทางออก เครื่องควบแน่น
 - T_{in} คือ อุณหภูมิของของไหลที่ทางเข้า เครื่องควบแน่น

6.4.2 ประสิทธิภาพเชิงความร้อน (thermal efficiency) ของระบบ

การทดลองหาได้จาก

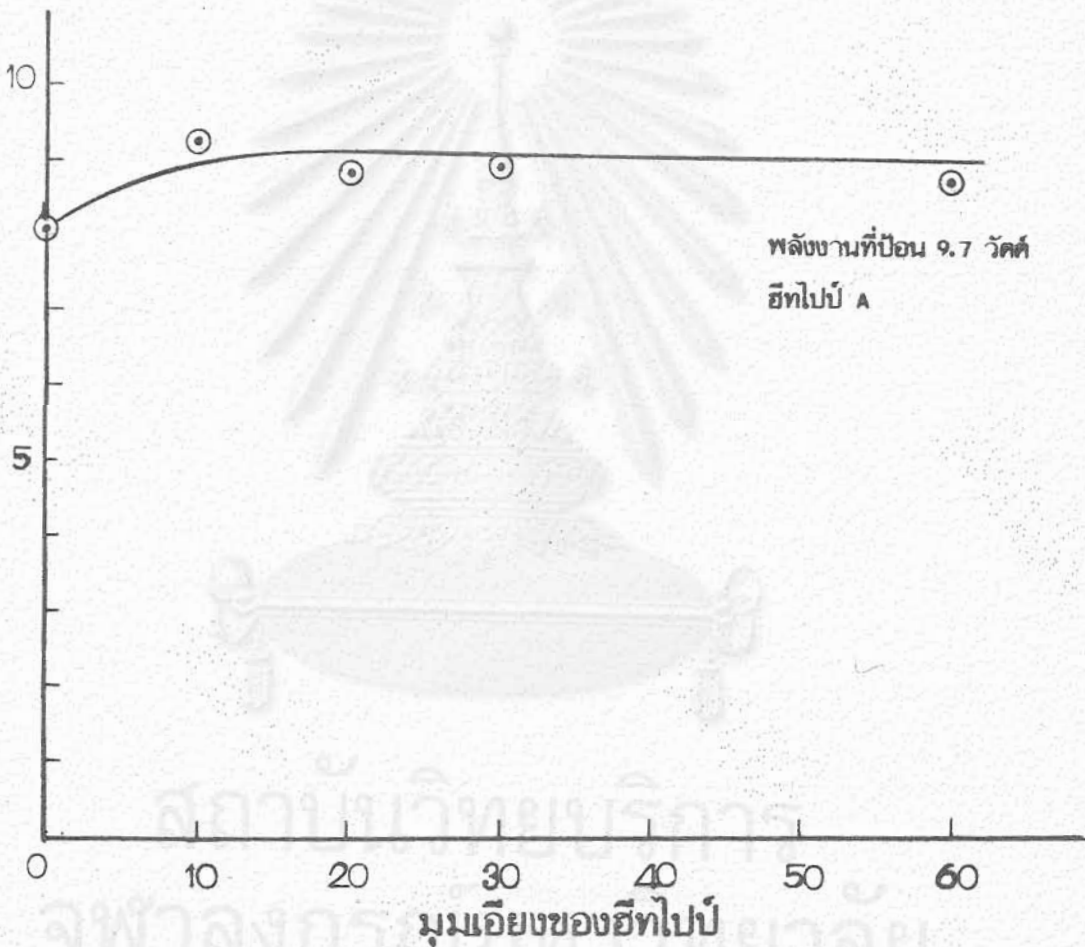
$$\text{ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของระบบ} = \frac{\text{พลังงานที่เครื่องควบแน่นได้รับ}}{\text{พลังงานที่ป้อนเข้าลวดให้ความร้อน}}$$

6.5 ผลการทดลอง

ผลการทดสอบสมรรถนะการทำงานของฮีทไปป์เป็นดังแสดงในรูปที่ 6.2, รูปที่ 6.3, รูปที่ 6.4, รูปที่ 6.5, รูปที่ 6.6, รูปที่ 6.7, รูปที่ 6.8, รูปที่ 6.9, รูปที่ 6.10 และ รูปที่ 6.11

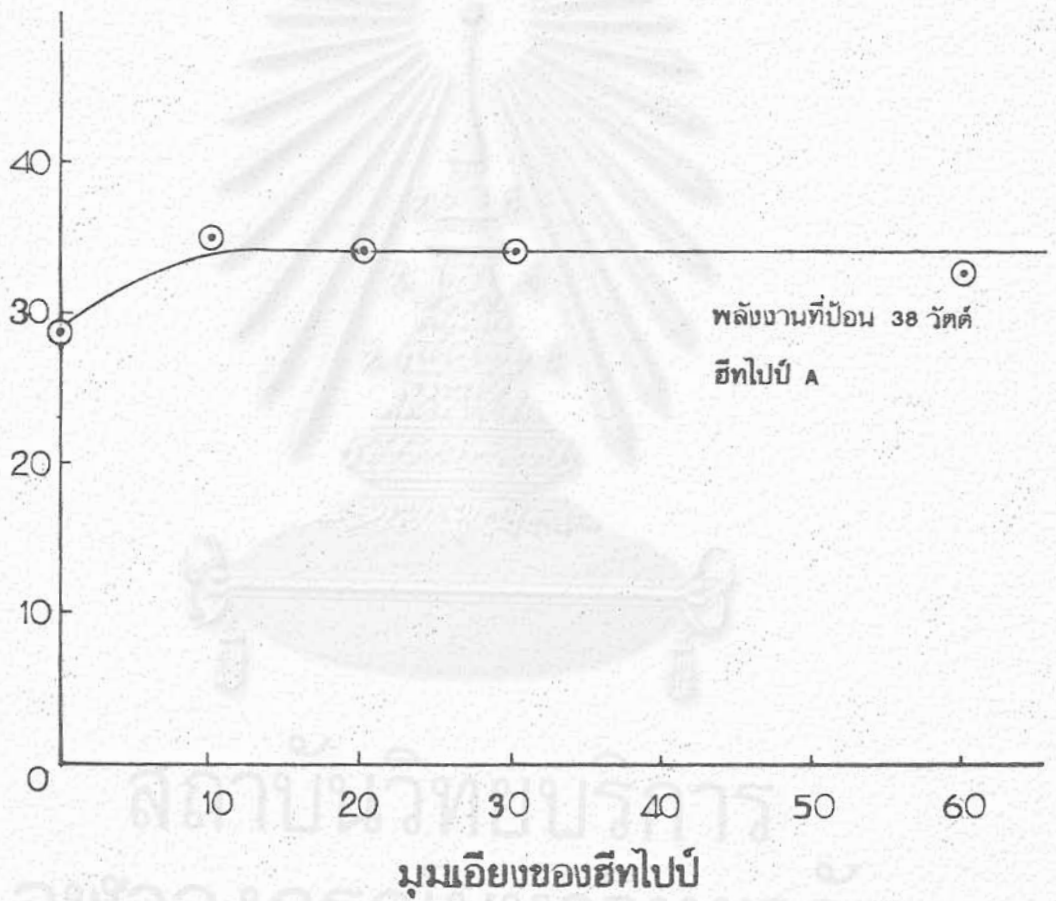
ข้อมูลเกี่ยวกับฮีทไปป์	ฮีทไปป์ A	ฮีทไปป์ B
ชนิด	ทองแดง/น้ำ	ทองแดง/น้ำ
เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกท่อ (มม)	8	8
ความหนาของผนังท่อ (มม)	0.8	0.8
ความยาว (มม)	300	300
รูปร่างของวิกค์	แบบตาข่าย	แบบตาข่าย
จำนวนชั้นของวิกค์	1	3
เมช (mesh) ของวิกค์	# 100	#150
วัสดุที่ใช้ทำวิกค์	ทองแดง	ทองเหลือง
ปริมาณของเหลวใช้งาน (กรัม)	1.36	1.47
ความยาวช่วงการระเหย (มม)	130	90
ความยาวช่วงคั่นกลาง (มม)	70	100
ความยาวช่วงการควบแน่น (มม)	100	110

อัตราการถ่ายเทความร้อนในแนวแกน (วัตต์)

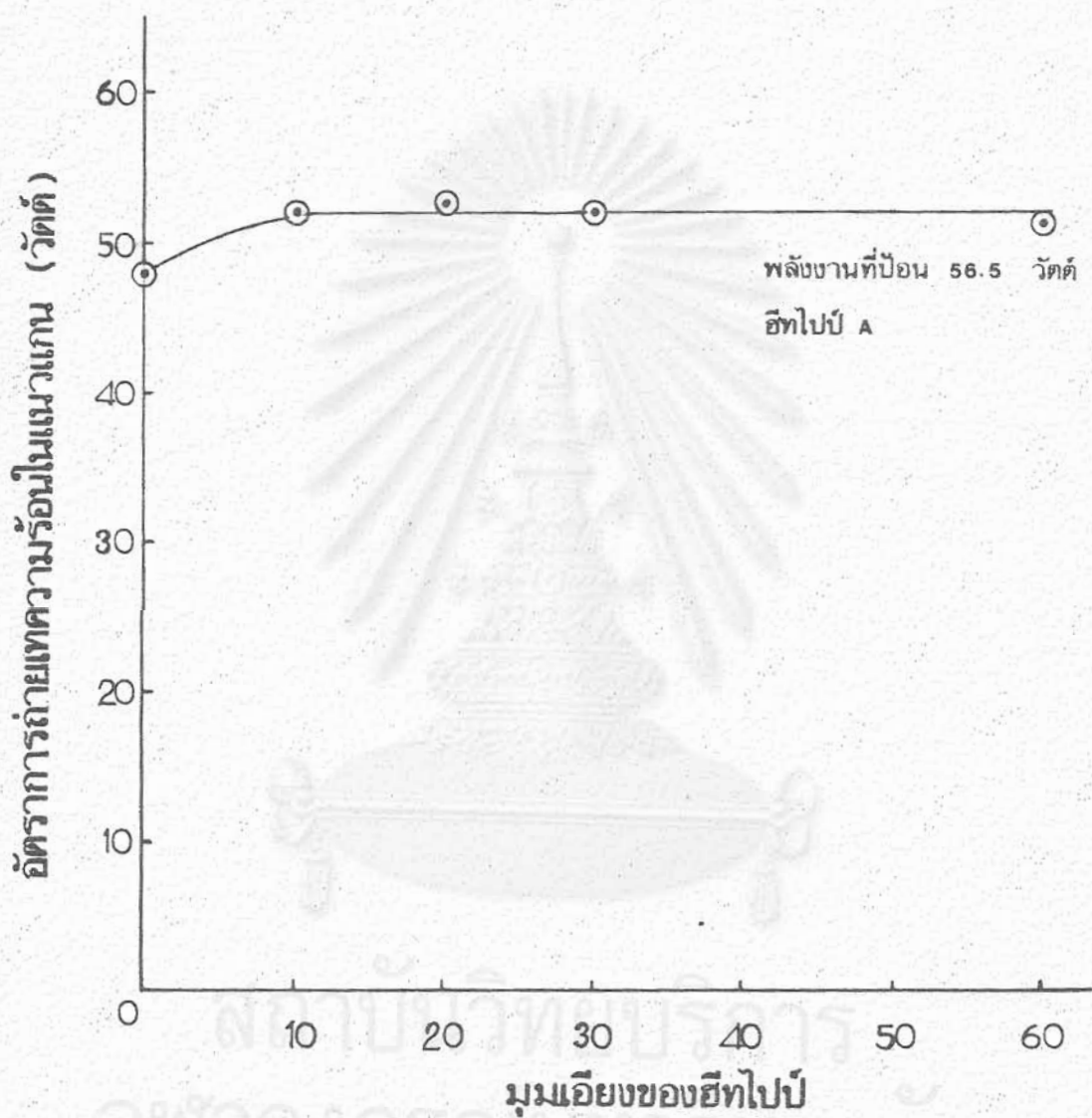


รูปที่ 6.2 ผลของมุมต่อสมรรถนะการทำงานของฮีทไปป์

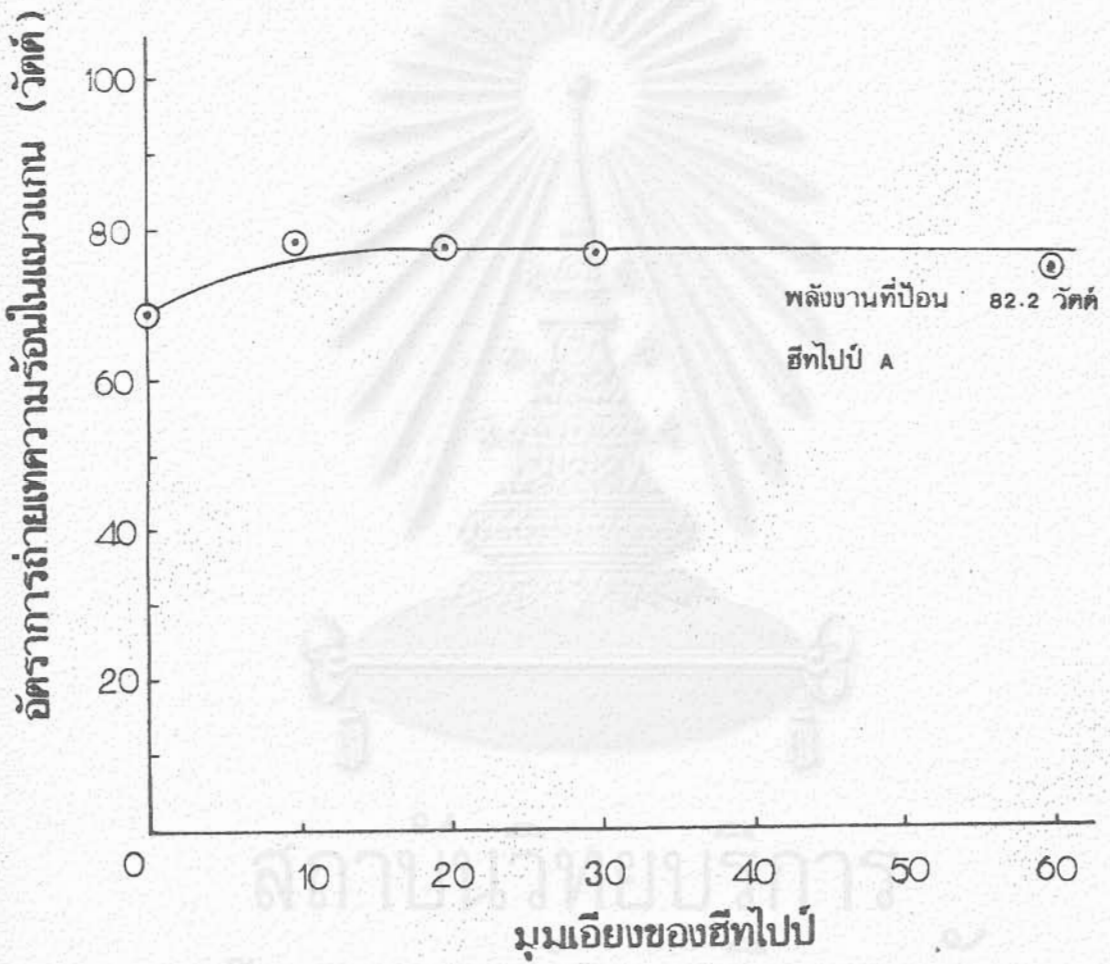
อัตราการถ่ายเทความร้อนในแนวแกน (วัตต์)



รูปที่ 6.3 ผลของมุมคือสมรรถนะการทำงานของฮีทไปป์

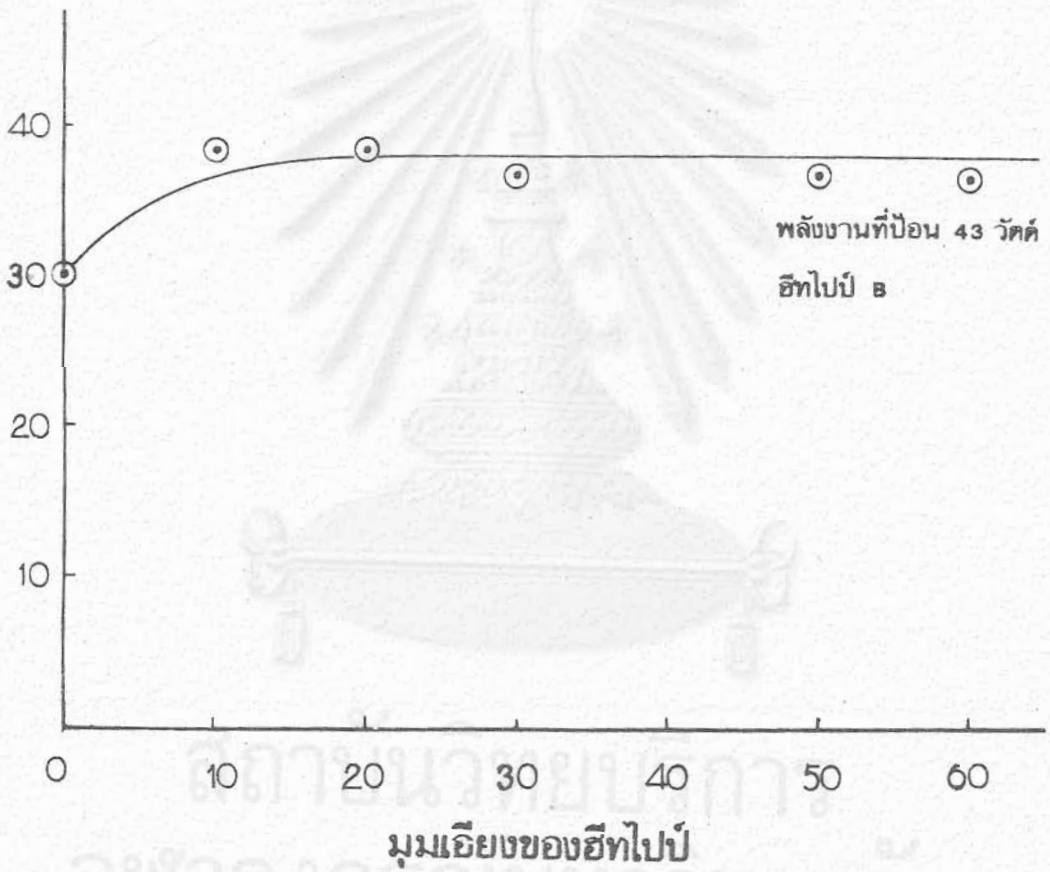


รูปที่ 6.4 ผลของมุมต่อสมรรถนะการทำงานของฮีทไปป์

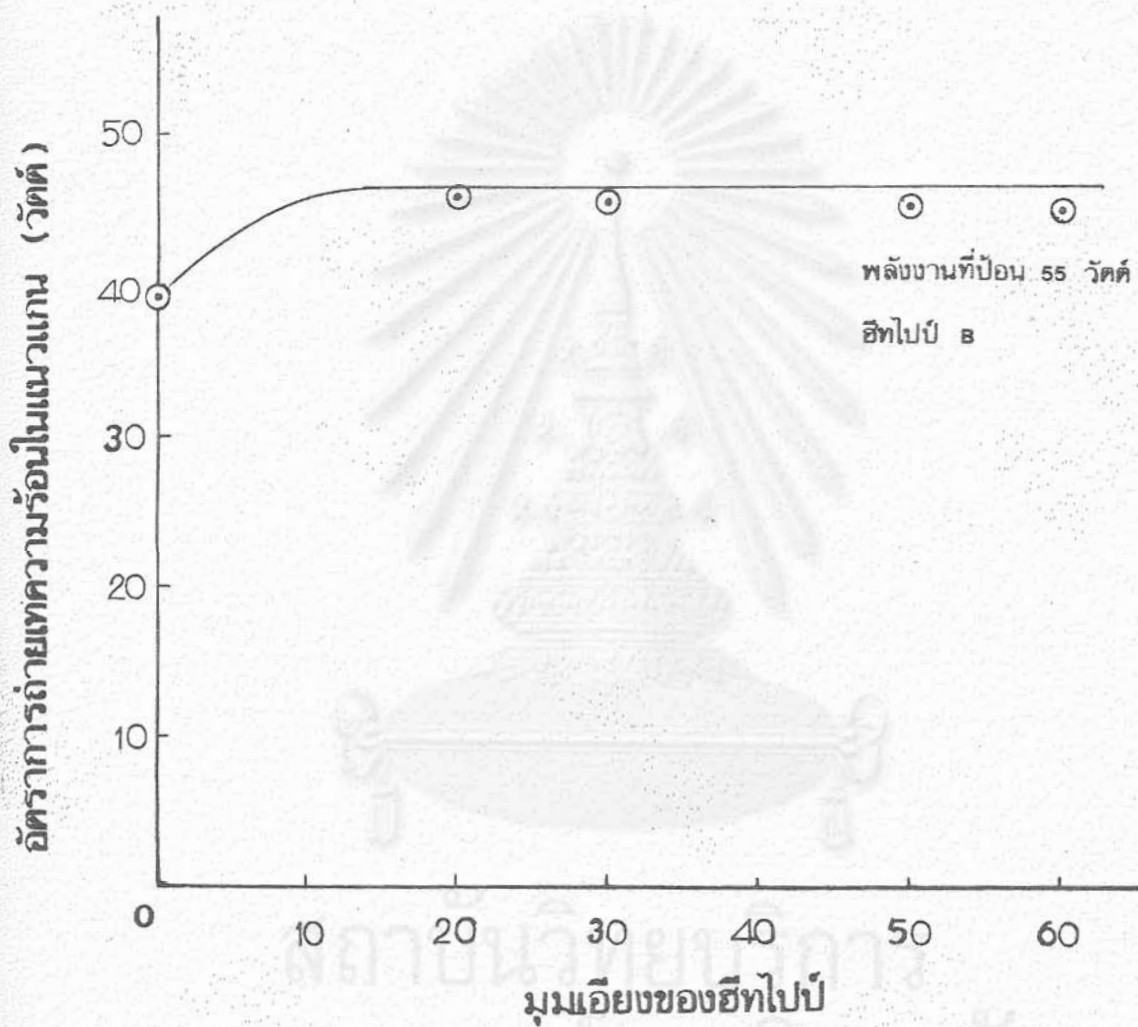


รูปที่ 6.5 ผลของมุมต่อสมรรถนะการทำงานของฮีทไปป์

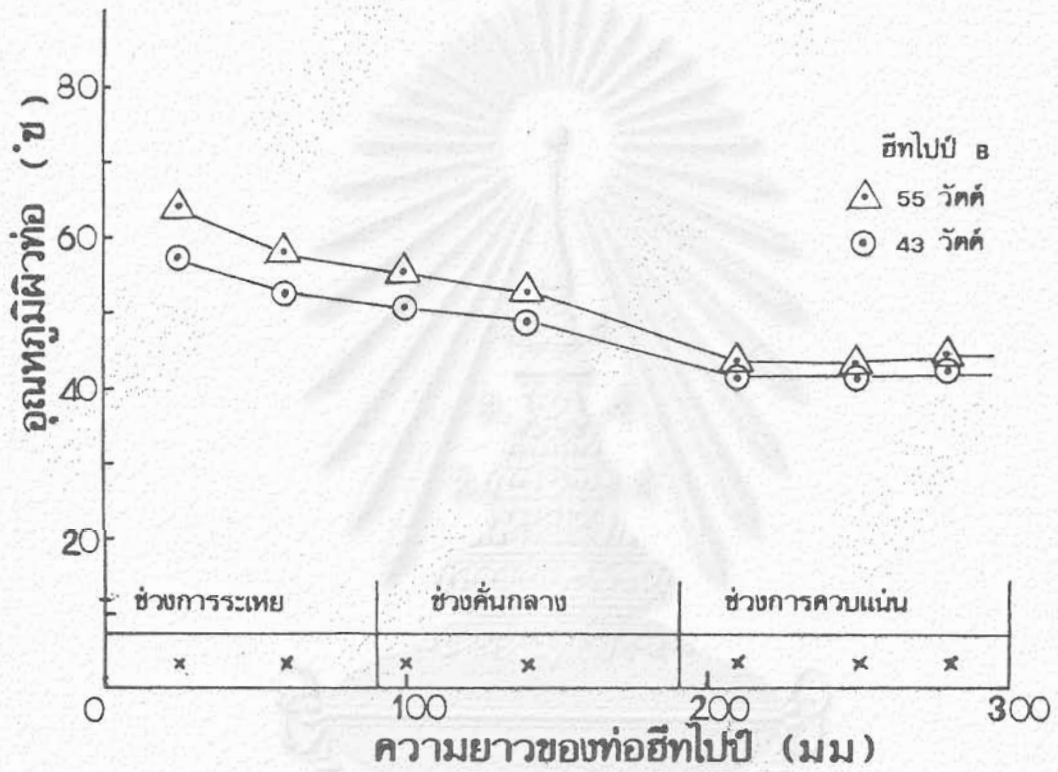
อัตราการถ่ายเทความร้อนในแนวนอน (วัตต์)



รูปที่ ๕.๖ ผลของมวลต่อสมรรถนะการทำงานของฮีทไปป์

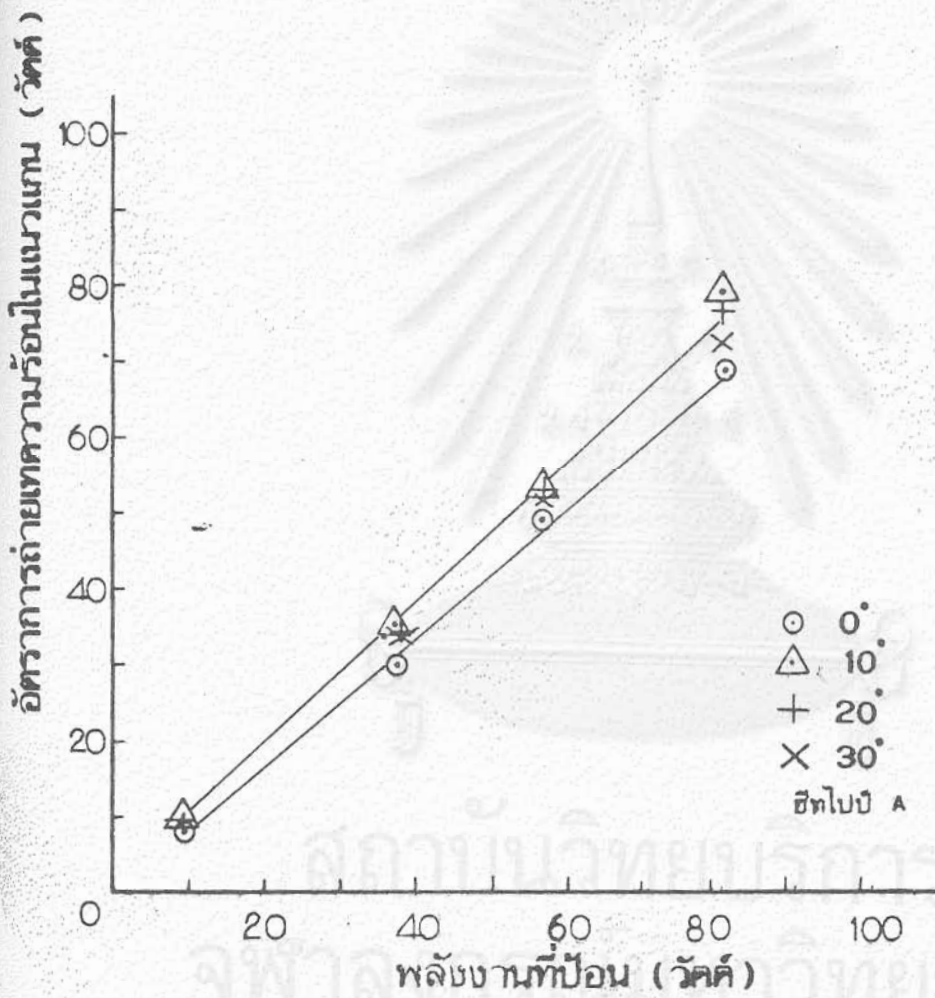


รูปที่ 6.7 ผลของมุมต่อสมรรถนะการทำงานของฮีทไปป์

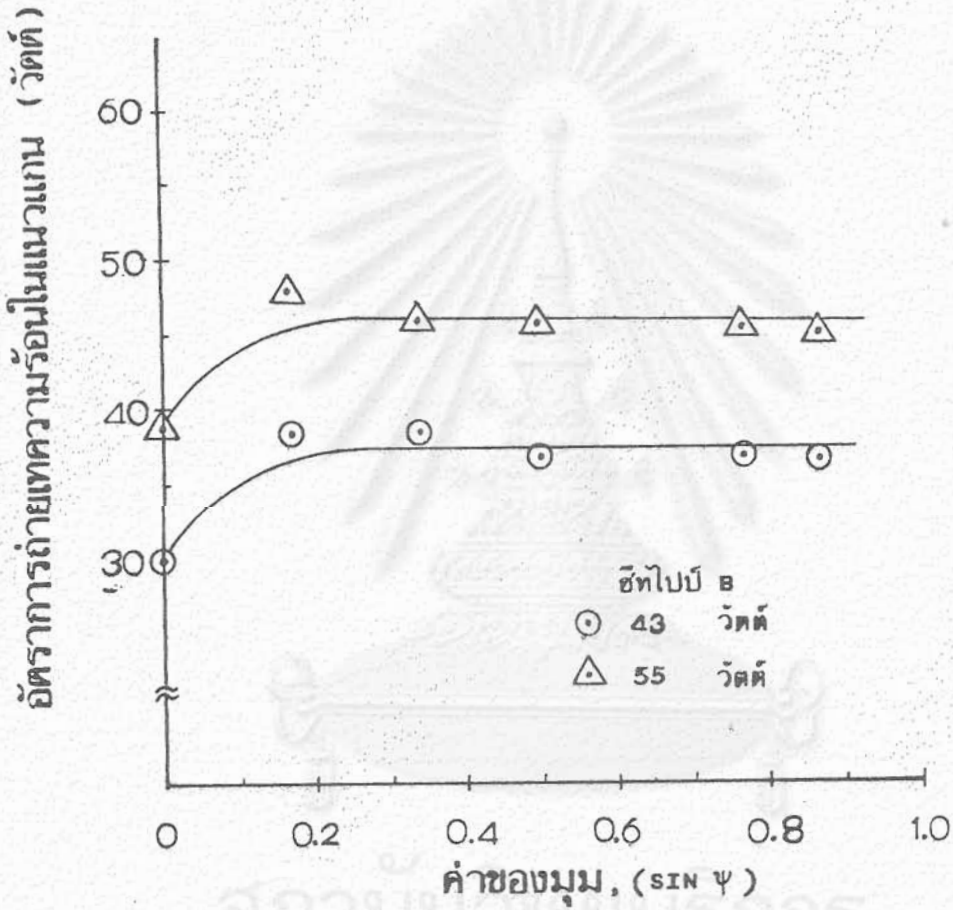


รูปที่ 6.8 ลักษณะอุณหภูมิของอีทไปป์

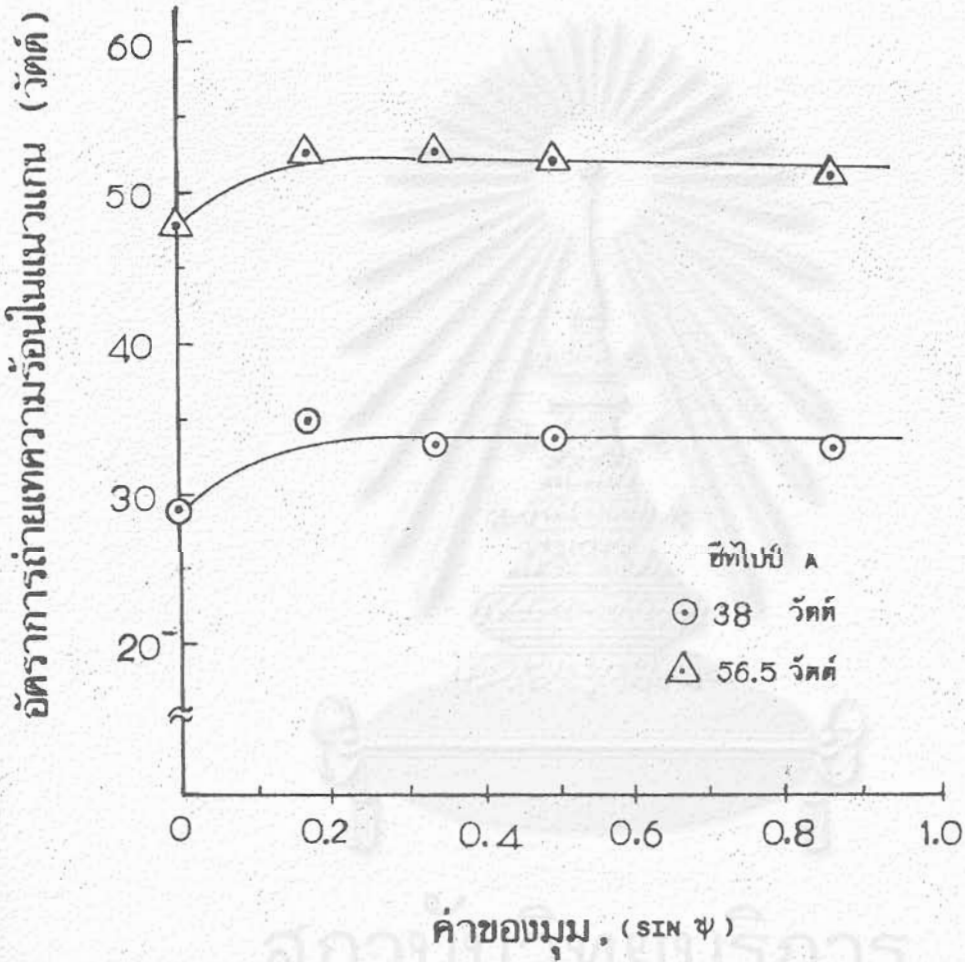
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



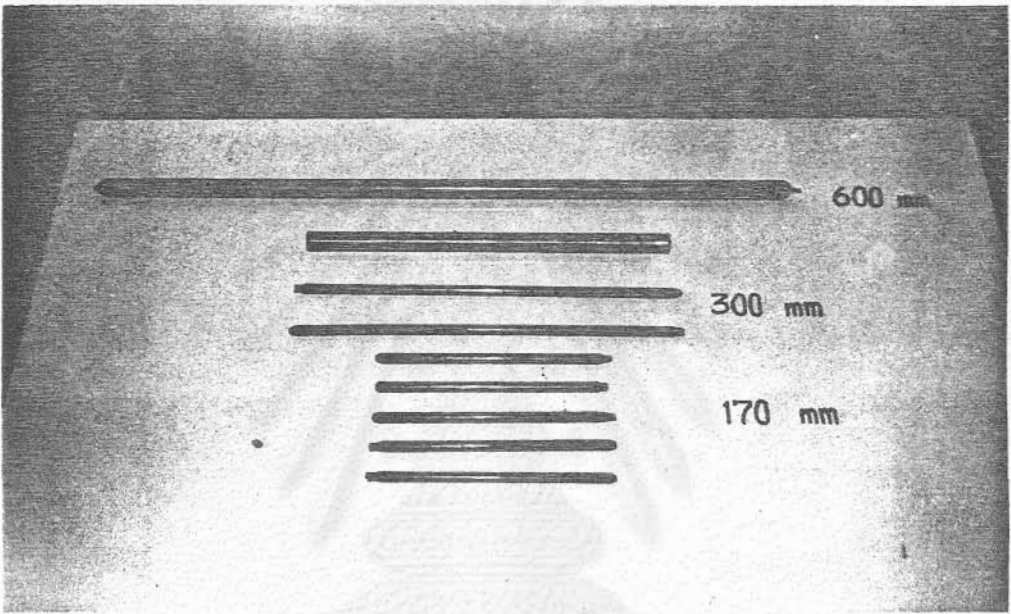
รูปที่ 6.9 ผลของมุมต่อสมรรถนะการทำงานของฮีทไบป์



รูปที่ 6.10 ผลของมุมคือสมรรถนะการทำงานของฮีทไพบี



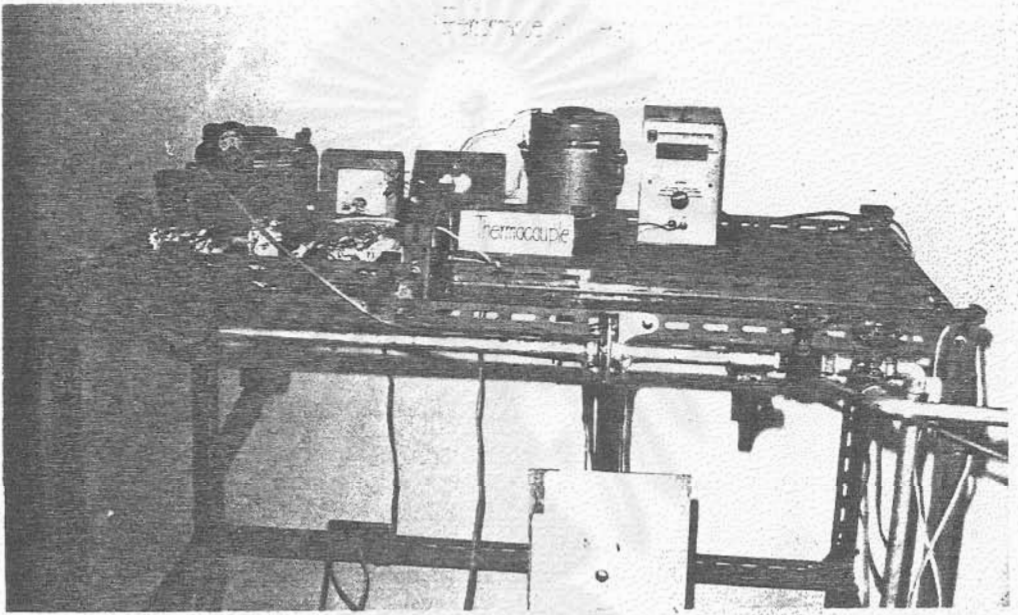
รูปที่ 6.11 ผลของมุมต่อสมรรถนะการทำงานของชีทโปบี



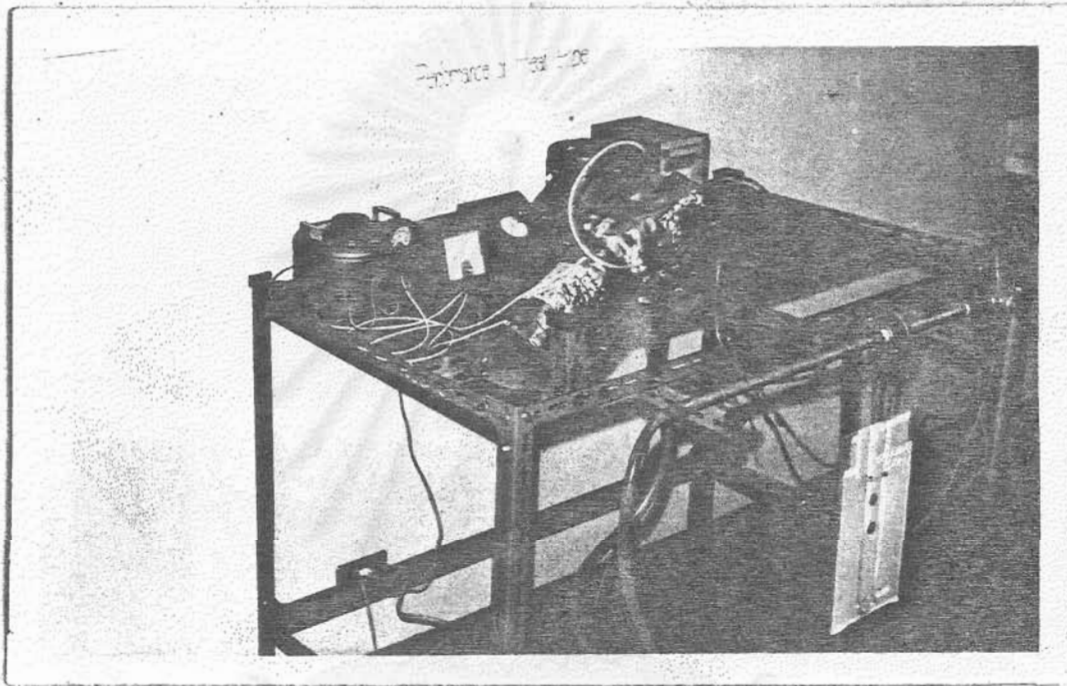
รูปที่ 6.12 ท่อฮักไปขนาดต่างๆ

สถาบันวิทยบริการ

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

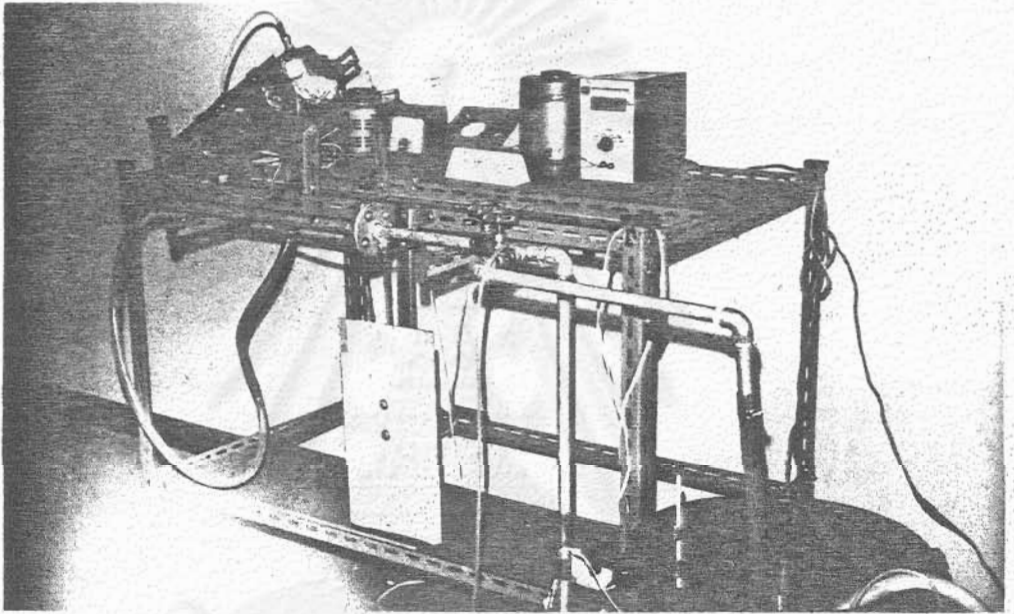


รูปที่ 6.13 แสดงการติดตั้งอุปกรณ์การทดสอบซีทีไป
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 6.14 แสดงลักษณะการทำมุมของฮีปป์

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 6.15 แสดงการทำมุมของฮีทไปป์

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 7

แบบจำลองเชิงทฤษฎีของฮีทปั๊ม

7.1 ลักษณะอุณหภูมิจากฮีทปั๊ม⁽⁴⁾

การทำงานของฮีทปั๊มที่สภาวะคงที่ (steady-state) ในขอบเขตของขีดจำกัด

ต่างๆ สามารถอธิบายได้ด้วยสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (heat transfer coefficient, U)

ดังสมการต่อไปนี้

$$Q = AU_{HP}(T_{p,e} - T_{p,c}) \quad (7.1)$$

โดยที่	Q	คือ อัตราการถ่ายเทความร้อน
	$T_{p,e}$	คือ อุณหภูมิผิวหน้าของท่อที่ช่วงการระเหย
	$T_{p,c}$	คือ อุณหภูมิผิวหน้าของท่อที่ช่วงการควบแน่น
	U_{HP}	คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนซึ่งขึ้นอยู่กับพื้นที่ (A)
	A	คือ พื้นที่ที่ใช้ในการกำหนดค่าของ U_{HP} เช่น พื้นที่ผิวหน้าตัดของท่อฮีทปั๊ม, A_p หรือ พื้นที่ผิวของช่วงการระเหย, A_e หรือ พื้นที่ผิวของช่วงการควบแน่น, A_c เป็นต้น

โดยนิยาม

$$AU_{HP} = A_p U_{HP,p} = A_e U_{HP,e} = A_c U_{HP,c} \quad (7.2)$$

7.2 กลไกการถ่ายเทความร้อน⁽⁴⁾

การถ่ายเทความร้อนของฮีทปั๊มมีทั้ง การนำความร้อน (heat conduction)

การพาความร้อน (heat convection) แต่กลไกที่สำคัญ คือ การนำความร้อนลักษณะการถ่ายเท

ความร้อนเป็นดังนี้

- 7.2.1 การนำความร้อนผ่านผนังท่อและวีกต์ที่อ้อมตัวด้วยของเหลว ที่ช่วงการระเหย
- 7.2.2 การพาความร้อนแฝงการระเหยโดยไอ จากช่วงการระเหยไปยังช่วงการควบแน่น
- 7.2.3 การนำความร้อนผ่านวีกต์ที่อ้อมตัวด้วยของเหลวและผนังท่อ ที่ช่วงการควบแน่น

7.3 กฎของฟูเรียร์ (Fourier's law)

ปรากฏการณ์นำความร้อนผ่านวีกต์ที่อ้อมตัวด้วยของเหลวและผนังท่อของฮีทไปป์

สามารถอธิบายได้ด้วยกฎการนำความร้อนของฟูเรียร์ ดังสมการ

$$Q = \frac{1}{R}(T_1 - T_2) \quad (7.3)$$

โดยที่ $T_1 - T_2$ คือ ผลต่างของอุณหภูมิที่ตำแหน่ง 1 และ 2
 R คือ ความต้านทานการถ่ายเทความร้อน

ในกรณีของแผ่นเรียบ (flat plate)

$$R = \frac{\delta}{kA} \quad (7.4)$$

ในกรณีของผนังรูปทรงกระบอก (cylindrical wall)

$$R = \frac{\ln(r_1/r_2)}{2\pi Lk} \quad (7.5)$$

โดยที่ δ คือ ความหนาของแผ่นเรียบ

k คือ ความนำความร้อน

A คือ พื้นที่ของแผ่นเรียบ

L คือ ความยาวของทรงกระบอก

r_1, r_2 คือ รัศมีภายในและภายนอกของทรงกระบอกตามลำดับ

7.4 ความสัมพันธ์ของคลาเซียส-คลาเปียร์อน (Clausius-Clapeyron relationships)

สมการของคลาเซียส-คลาเปียร์อน แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิของไอและ

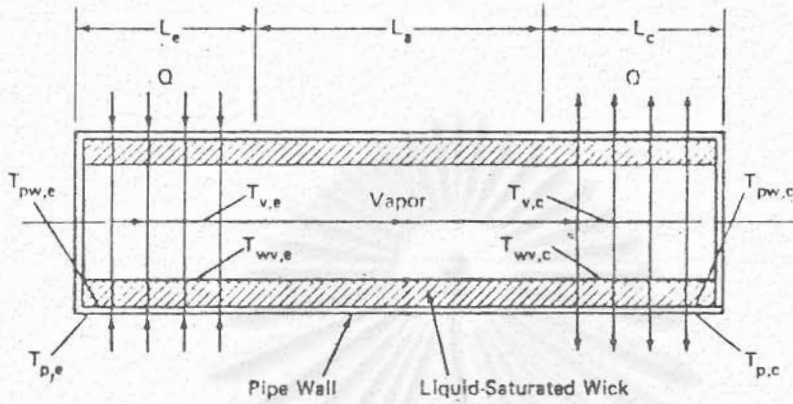
ความดัน ดังนี้

$$T_1 - T_2 = \frac{T_v(P_1 - P_2)}{\rho \lambda J} \quad (7.6)$$

โดยที่ J คือ สัมมูลย์กลความร้อน

สมการดังกล่าวข้างต้นใช้อธิบายลักษณะการถ่ายเทความร้อนในฮีทไพป์แบบทั่วๆ ไปได้

ดังแสดงในรูปที่ 7.1



รูปที่ 7.1 ทิศทางการไหลของความร้อนในท่อฮีทไพป์

ผลต่างของอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ เป็นดังนี้

ผนังท่อของฮีทไพป์ที่ช่วงการระเหย

$$T_{p,e} - T_{pw,e} = \frac{\ln(r_o/r_i) Q}{2\pi L_e k_p} \quad (7.7)$$

ริคค์ที่ช่วงการระเหย

$$T_{pw,e} - T_{wv,e} = \frac{\ln(r_i/r_v) Q}{2\pi L_e k_e} \quad (7.8)$$

บริเวณไอไหลผ่าน

$$T_{v,e} - T_{v,c} = \frac{T_v (P_{v,e} - P_{v,c})}{\rho_v \lambda J} Q \quad (7.9)$$

ริคค์ที่ช่วงการควบแน่น

$$T_{wv,c} - T_{pw,c} = \frac{\ln(r_i/r_v) Q}{2 L_c k_{e,c}} \quad (7.10)$$

ผนังท่อที่ช่วงการควบแน่น

$$T_{pw,c} - T_{p,c} = \frac{\ln(r_o/r_i) Q}{2 L_c k_p} \quad (7.11)$$

เมื่อรวมสมการ (7.7) ถึง (7.11) จะได้

$$T_{p,e} - T_{p,c} = Q \left[\frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi L_e k_p} + \frac{\ln(r_i/r_v)}{2\pi L_e k_{e,e}} + \frac{T_v(P_{v,e} - T_{v,c})}{\rho_v \lambda JQ} \right. \\ \left. + \frac{\ln(r_i/r_v)}{2L_c k_{e,c}} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2L_c k_p} \right] \quad (7.12)$$

ดังนั้น

$$Q = A_p (T_{p,e} - T_{p,c}) \left[\frac{\pi r_o^2 \ln(r_o/r_i)}{2\pi L_e k_p} + \frac{\pi r_o^2 \ln(r_i/r_v)}{2\pi L_e k_{e,e}} + \frac{\pi r_o^2 T_v (P_{v,e} - P_{v,c})}{\rho_v \lambda JQ} \right. \\ \left. + \frac{\pi r_o^2 \ln(r_i/r_v)}{2\pi L_c k_{e,c}} + \frac{\pi r_o^2 \ln(r_o/r_i)}{2\pi L_c k_p} \right]^{-1} \quad (7.13)$$

แต่ $Q = A_p U_{HP,P} (T_{p,e} - T_{p,c})$ ดังนั้น

$$U_{HP,P} = \left[\frac{r_o^2 \ln(r_o/r_i)}{2L_e k_p} + \frac{r_o^2 \ln(r_i/r_v)}{2L_e k_{e,e}} + \frac{\pi r_o^2 T_v (P_{v,e} - P_{v,c})}{\rho_v \lambda JQ} \right. \\ \left. + \frac{r_o^2 \ln(r_i/r_v)}{2L_c k_{e,c}} + \frac{r_o^2 \ln(r_o/r_i)}{2L_c k_p} \right]^{-1} \quad (7.14)$$

ซึ่ง สำหรับฮีทไปป์โดยทั่วไป ค่า (r_o/r_i) และ (r_i/r_v) มีค่ามากกว่า 0.6

ดังนั้นเขียนสมการ (7.14) ใหม่ เป็นดังนี้

$$U_{HP,P} = \left[\frac{r_o t_p}{2L_e k_p} + \frac{r_o t_w}{2L_e k_{e,e}} + \frac{\pi r_o T_v (P_{v,e} - P_{v,c})}{\rho_v \lambda JQ} + \frac{r_o t_w}{2L_c k_{e,c}} + \frac{r_o t_p}{2L_c k_p} \right]^{-1} \quad (7.15)$$

ค่า $P_{v,e} - P_{v,c}$ คือผลรวมของความดันไอ จากสมการข้างต้น ผลรวมของความดันไอ ประกอบด้วยผลลดเฉลี่ยของความดันไอที่ช่วงการระเหย ผลลดของความดันไอที่ช่วงคั่นกลาง และผลลดเฉลี่ยของความดันไอที่ช่วงการควบแน่น ซึ่งได้จากการอินทิเกรตสมการที่ (4.16) โดยถือว่าไอมีลักษณะดังนี้

1. การไหลของไอเป็นการไหลแบบชั้นๆ (laminar)
2. ไอมีคุณสมบัติไม่บีบอัดตัว (incompressible)
3. การกระจายของฟลักซ์ความร้อนมีค่าสม่ำเสมอตลอดแนวช่วงการระเหยและช่วงการควบแน่น

สรุปแล้ว ผลลดเฉลี่ยของความดันไอที่ช่วงการระเหย

$$\begin{aligned}\Delta P_v &= \frac{F_v \int_0^L \int_0^x Q_t dt dx}{6} \\ &= \frac{F_v L Q_e L_e}{6}\end{aligned}\quad (7.16)$$

ผลลดของความดันไอที่ช่วงคั่นกลาง

$$\Delta P_v = \frac{F_v L Q}{v a} \quad (7.17)$$

ผลลดเฉลี่ยของความดันไอที่ช่วงการควบแน่น

$$\Delta P_v = \frac{F_v L Q}{v c} \quad (7.18)$$

เมื่อรวมสมการ (7.16) ถึง (7.18) ได้เป็น

$$(P_{v,e} - P_{v,c}) = F_v Q \left[\frac{L_e}{6} + \frac{L_a}{a} + \frac{L_c}{6} \right] \quad (7.19)$$

โดยที่ F_v คือสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของการไหลของไอ

เมื่อแทนค่าสมการ (7.19) ลงในสมการ (7.15) ได้เป็น

$$U_{HP,P} = \frac{1}{R_{p,e} + R_{w,e} + R_v + R_{w,c} + R_{p,c}} \quad (7.20)$$

โดยที่	$R_{p,e}$	คือ ความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของผนังท่อฮีทไปป์ที่ช่วงการระเหย
	$R_{w,e}$	คือ ความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของวีกต์ที่อ้อมตัวที่ช่วงการระเหย
	R_v	คือ ความต้านทานการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการไหลของไอน้ำจากช่วงการระเหยไปยังช่วงการควบแน่น
	$R_{w,c}$	คือ ความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของวีกต์ที่อ้อมตัวที่ช่วงการควบแน่น
	$R_{p,c}$	คือ ความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของผนังท่อฮีทไปป์ที่ช่วงการควบแน่น

ในที่นี้

$$R_{p,e} = \frac{r_o t_p}{2L_e k_p} \quad (7.21)$$

$$R_{w,e} = \frac{r_o^2 t_w}{2L_e r_i k_{e,e}} \quad (7.22)$$

$$R_v = \frac{r_o^2 F_v \left[\frac{1}{6} L_e + L_a + \frac{1}{6} L_c \right] T_v}{\rho_v \lambda J} \quad (7.23)$$

$$R_{w,c} = \frac{r_o^2 t_w}{2L_c r_i k_{e,c}} \quad (7.24)$$

$$R_{p,c} = \frac{r_o t_p}{2L_c k_p} \quad (7.25)$$

7.5 ขั้นตอนการคำนวณ

วิธีการ

ก. หาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม $U_{HP,P}$ จากสมการ (7.20) ได้ดังนี้

1. คำนวณหาค่า $R_{p,e}$ จากสมการ (7.21)
2. คำนวณหาค่า $R_{w,e}$ จากสมการ (7.22)
3. คำนวณหาค่า R_v จากสมการ (7.23)
4. คำนวณหาค่า $R_{w,c}$ จากสมการ (7.24)
5. คำนวณหาค่า $R_{p,c}$ จากสมการ (7.25)

ข. หาค่าผลลตของอุณหภูมิ, $(T_{p,e} - T_{p,c})$ ตลอดความยาวของฮีทไพป์ ได้จากสมการ (7.1)

ค. หาอุณหภูมิผิวของท่อ ได้จากสมการ (7.26)

$$T_{p,e} = T_{p,c} + (T_{p,e} - T_{p,c}) \quad (7.26)$$

7.6 แบบจำลองเชิงทฤษฎีสำหรับทำนายการทำงานของฮีทไพป์

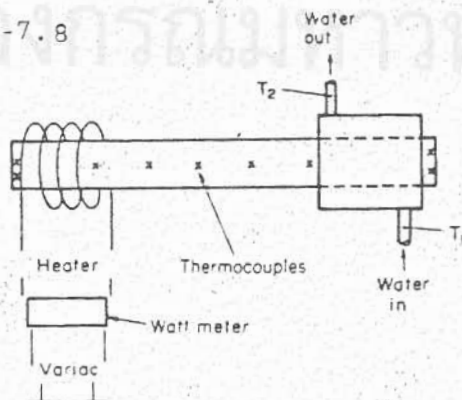
การสรุหาแบบจำลองเชิงทฤษฎีนี้ได้อาศัยข้อมูลจากการทดลองในหนังสือ

Heat Pipes โดย P.D. Dunn และ D.A. Reay⁽⁸⁾ (หัวข้อที่ 4.3 หน้า 189-195)

และผลการทดลองที่ได้กระทำในในงานวิจัยนี้ จากผลของการศึกษาพบว่าแบบจำลองเชิงทฤษฎี

ที่ S.W. Chi⁽⁴⁾ ได้เสนอไว้ สามารถใช้ทำนายผลการทดลองทั้ง 2 ชุดอย่างต้นได้ดี

ดังรายละเอียดในหัวข้อ 7.7-7.8



รูปที่ 7.2 ลักษณะโครงสร้างฮีทไพป์ที่ใช้ในการทดลอง⁽⁸⁾

7.7 เงื่อนไขที่ใช้ในการทดลองเพื่อสร้างแบบจำลองเชิงทฤษฎี

1. ท่อฮีทไปป์วางทาบมุมเล็กน้อยกับแนวราบ โดยให้ช่วงการระเหยอยู่เหนือช่วงการควบแน่น 10 มิลลิเมตร (มุม, \approx 18 องศา)
2. เพิ่มค่าพลังงานที่ป้อนให้ลดความร้อนโดยให้ 15.6 วัตต์เป็นค่าเริ่มต้น

ข้อมูลเกี่ยวกับฮีทไปป์ที่ใช้ในการทดลอง (P.D.Dunn และ D.A.Reay⁽⁸⁾)

วัสดุที่ใช้ทำท่อฮีทไปป์	ทองแดง	
ความยาวของท่อฮีทไปป์	320	มิลลิเมตร
เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกของท่อ	12.75	มิลลิเมตร
เส้นผ่าศูนย์กลางภายในของท่อ	10.75	มิลลิเมตร
จำนวนชั้นของวิกค์	4	ชั้น 400 นิ้ว ⁻¹
เส้นผ่าศูนย์กลางของลวด # 400	0.025	มิลลิเมตร
รัศมีของรูของวิกค์เชิงประสิทธิผล	0.031	มิลลิเมตร
ความพรุน (จากการคำนวณ)	0.686	
วัสดุที่ใช้ทำวิกค์	เหล็กไร้สนิม	
ความยาวของสปริง	320	มิลลิเมตร
พิทช์ (pitch)	7	มิลลิเมตร
เส้นผ่าศูนย์กลางของลวด	1	มิลลิเมตร
วัสดุที่ใช้ทำของเหลวใช้งาน	เหล็กไร้สนิม	
ปริมาณ	น้ำ	(10^6 resistivity)
วัสดุที่ปิดผนึกท่อ (end fitting)	ทองแดง	
ตำแหน่งเทอร์โมคอปเปิล	7	

7.8 เปรียบเทียบผลการทดลองที่ได้ในงานวิจัยนี้กับผลการคำนวณโดยอาศัยแบบจำลองเชิงทฤษฎี

ในที่นี้ถ้ารู้อุณหภูมิผิวตัวนำใดตัวนำหนึ่งของท่อฮีทไพบ์ ก็สามารถทำนายอุณหภูมิผิวของปลายอีกตัวนำหนึ่งได้ ดังตัวอย่างการคำนวณต่อไปนี้

7.8.1 ตัวอย่างการคำนวณ

ลองพิจารณาผลการทดลองรูปที่ 6.8 อ่านอุณหภูมิผิวท่อที่ช่วงการควบคุม

$T_{p,c} = 42^{\circ}\text{C}$ และ 44°C ตามลำดับ

คุณสมบัติของน้ำ	อุณหภูมิผิวท่อที่ช่วงการควบคุม ($^{\circ}\text{C}$)	
	42	44
ความร้อนแฝงการระเหย, λ (J/kg)	2.399×10^6	2.393×10^6
ความหนาแน่นของของเหลว, ρ_l (kg/m^3)	991.7	990.5
ความหนาแน่นของไอ, ρ_v (kg/m^3)	0.06	0.067
ความนำความร้อน, k_l (W/m-K)	0.632	0.633
ความหนืดของของเหลว, μ_l (kg/m-sec)	6.4×10^{-4}	6.2×10^{-4}
ความหนืดของไอ, μ_v (kg/m-sec)	1.05×10^{-5}	1.06×10^{-5}

ค่าความนำความร้อนของท่อ (ทองแดง), k_p (W/m-K) = 394 W/m-K

ค่าความนำความร้อนของวิกส์ (ทองเหลือง), k_w (W/m-K) = 113 W/m-K

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ข้อมูลเกี่ยวกับฮีทไปป์ B

วัสดุที่ใช้ทำท่อฮีทไปป์	ทองแดง	
ความยาวท่อฮีทไปป์	300	มิลลิเมตร
เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกของท่อ	8	มิลลิเมตร
เส้นผ่าศูนย์กลางภายในของท่อ	6.4	มิลลิเมตร
เส้นผ่าศูนย์กลางที่โอไหลผ่าน	5.6	มิลลิเมตร
ความหนาของท่อ	0.8	มิลลิเมตร
วัสดุที่ใช้ทำวีกส์	ทองเหลือง	
จำนวนชิ้นของวีกส์	3	ชิ้น
เมช (mesh) ของวีกส์	150	นิ้ว ⁻¹
รูปร่างของวีกส์	แบบตาข่าย	
เส้นผ่าศูนย์กลางของลวด # 150	0.066	มิลลิเมตร
ความหนาของวีกส์	0.396	มิลลิเมตร
ความพรุนของวีกส์ (การคำนวณ)	0.678	
ความยาวช่วงการระเหย	90	มิลลิเมตร
ความยาวช่วงคั่นกลาง	100	มิลลิเมตร
ความยาวช่วงการควบแน่น	110	มิลลิเมตร
ของไหลใช้งาน	น้ำ	
ปริมาณ	1.47	กรัม
ตำแหน่งเทอร์โมคัปเปิ้ล	7	
มุมเอียงของฮีทไปป์	0	องศา

การคำนวณโดยวิธี trial-error

ลំอมิต $Q = 39.9 \text{ W}$

ความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของผนังท่อที่ข่วงการควบแน่น

$$R_{p,c} = \frac{r_{o,p}}{2L_c k_p} = 3.69 \times 10^{-8} \text{ m}^2\text{-K/W}$$

ผลลตออุณหภูมิ $\Delta T_{p,c} = \frac{QR_{p,c}}{A_p} = \frac{QR_{p,c}}{\frac{\pi d_o^2}{4}} = 0.03 \text{ K}$

อุณหภูมิที่ผิวสัมผัสระหว่างวีกต์และท่อที่ข่วงการควบแน่น

$$\begin{aligned} T_{pw,c} &= T_{p,c} + \Delta T_{p,c} \\ &= 315.15 + 0.03 = 315.18 \text{ K} \\ &= 42.03^\circ\text{C} \end{aligned}$$

ความนำความร้อนของวีกต์ที่อิมตัวด้วยของเหลวเชิงประสิทธิผล, $k_{e,c}$

$$\begin{aligned} k_{e,c} &= \frac{k_l [(k_l + k_w) - (1-\epsilon)(k_l - k_w)]}{[(k_l + k_w) + (1-\epsilon)(k_l - k_w)]} \\ &= 1.22 \text{ W/m-K} \end{aligned}$$

ความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของวีกต์ที่ข่วงการควบแน่น

$$R_{w,c} = \frac{r_{o,w}^2}{2L_c r_i k_{e,c}} = 7.38 \times 10^{-6} \text{ m}^2\text{-K/W}$$

ผลลตออุณหภูมิ $\Delta T_{w,c} = 5.85 \text{ K}$

อุณหภูมิไอที่ข่วงการควบแน่น

$$\begin{aligned} T_{v,c} &= 315.18 + 5.85 = 321.03 \text{ K} \\ &= 47.88^\circ\text{C} \end{aligned}$$

พื้นที่หน้าตัดที่ไอไหลผ่าน, $A_v = \frac{\pi d_v^2}{4} = 2.46 \times 10^{-5} \text{ m}^2$

รัศมีเชิงไฮดรอลิกที่ไอไหลผ่าน, $r_{h,v} = \frac{d_v}{2} = 2.8 \times 10^{-3} \text{ m}$

ความร้อนแฝงการระเหยที่, 47.88°C , $\lambda = 2.385 \times 10^6 \text{ J/kg}$

ความหนาแน่นของไอที่, 47.88°C , $\rho_v = 0.086 \text{ kg/m}^3$

ความหนืดของไอที่, 47.88°C , $\mu_v = 1.07 \times 10^{-5} \text{ kg/m-sec}$

$$(f_v Re_v) = 16$$



สัมประสิทธิ์ความเสียดทานเนื่องจากการไหลของไอ

$$F_v = \frac{(f_v Re_v) \mu_v}{2A_v r_{h,v}^2 \rho_v \lambda} = 2.16 \text{ (N/m}^2\text{) / W-m}$$

ความต้านทานการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการไหลของไอ

$$R_v = \frac{\pi r_o^2 F_v (\frac{1}{6} L_e + L_a + \frac{1}{6} L_c) T_v}{\rho_v \lambda J}$$

$$= 2.27 \times 10^{-8} \text{ m}^2\text{-K/W}$$

ผลลดอุณหภูมิ

$$\Delta T_v = 0.02 \text{ K}$$

อุณหภูมิของไอที่ช่องการระเหย

$$T_{v,e} = 321.03 + 0.02 = 321.05 \text{ K}$$

$$= 47.90^\circ\text{C}$$

ความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของวิกส์ที่สัมผัสตัวด้วยของเหลวที่ช่องการระเหย

$$R_{w,e} = \frac{r_o^2}{2L_e r_i k_{e,e}}$$

$$k_{e,c} \approx k_{e,e}$$

$$R_{w,e} = R_{w,c} \left(\frac{L_c}{L_e} \right) = 9.02 \times 10^{-6} \text{ m}^2\text{-K/W}$$

ผลลดอุณหภูมิ

$$\Delta T_{w,e} = 7.16 \text{ K}$$

อุณหภูมิผิวสัมผัสระหว่างท่อและวีกค์ที่ช่วงการระเหย

$$\begin{aligned} T_{pw,e} &= 321.05 + 7.16 = 328.21 \text{ K} \\ &= 55.06^\circ\text{C} \end{aligned}$$

ความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของผนังท่อที่ช่วงการระเหย

$$R_{p,c} = \frac{r_o t_p}{2L_e k_p} = R_{p,c} \frac{L_c}{L_e} = 4.51 \times 10^{-8} \text{ m}^2\text{-K/W}$$

ผลลตอุณหภูมิ $\Delta T_{p,e} = .04 \text{ K}$

อุณหภูมิผิวท่อที่ช่วงการควบแน่น

$$\begin{aligned} T_{p,e} &= 328.21 + 0.04 = 328.25 \text{ K} \\ &= 55.1^\circ\text{C} \end{aligned}$$

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมขึ้นกับพื้นที่ผิวนอกท่อของฮีทโปก์

$$\begin{aligned} U_{HP,P} &= \frac{1}{R_{p,e} + R_{w,e} + R_v + R_{w,c} + R_{p,c}} \\ &= 6.06 \times 10^4 \text{ W/m}^2\text{-K} \end{aligned}$$

ในทำนองเดียวกับที่

$$T_{p,c} = 44^\circ\text{C}$$

$$Q = 52.2 \text{ W}$$

$$T_{p,e} = 61.2^\circ\text{C}$$

$$U_{HP,P} = 6.06 \times 10^4 \text{ W/m}^2\text{-K}$$

ผลการคำนวณ

ตารางที่ 7.1 เปรียบเทียบลักษณะอุณหภูมิผิวระหว่างผลการทดลองกับการคำนวณ จะเห็นว่าผลการคำนวณที่ได้โดยใช้แบบจำลองเชิงทฤษฎีที่ให้ไว้ในหนังสือ S.W. Chi สามารถใช้ทำนายอุณหภูมิผิวด้านใดด้านหนึ่งได้ค่อนข้างดี เมื่อเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากการทดลองนี้ และในตารางที่ 7.2 เปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อฮีทโปก์

ตารางที่ 7.1 อุณหภูมิผิวเฉลี่ยที่ช่วงการระเหยจากการทดลองและแบบจำลอง
เชิงทฤษฎี

อัตราการถ่ายเทความร้อนของลวดให้ความร้อน (วัตต์)		อุณหภูมิผิว (°C)	
การทดลอง	ทฤษฎี	การทดลอง	ทฤษฎี
32	32	55.1	52.5
39	39	61.2	56.8

ตารางที่ 7.2 เปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อน

อัตราการถ่ายเทความร้อนของลวดให้ความร้อน (วัตต์)		อุณหภูมิผิวที่ช่วงการระเหย (°C)	
การทดลอง	ทฤษฎี	การทดลอง	ทฤษฎี
32	39.9	55.1	55.1
39	52.2	61.2	61.2

จากตารางที่ 7.1 และ 7.2 จะเห็นว่าผลการทดลองกับผลการคำนวณมีค่าผิดกันประมาณ $\pm 25\%$ สาเหตุที่เป็นเช่นนั้นก็เพราะสมการ (4.22) และ (4.24) ซึ่งใช้คำนวณค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของวิกต์ จะให้ผลที่ถูกต้องก็ต่อเมื่อของเหลวใช้งานเป็นโลหะเหลว (liquid metal) เท่านั้น⁽⁸⁾ (Yoshio, Ikeda., et.al., Heat Pipe Application for Users, Gakkencha, Tokyo, 1981) ดังนั้นจึงเป็นสิ่งไม่แปลกใจที่ผลการทดลองกับผลการคำนวณไม่ตรงกันนัก เพราะของเหลวใช้งานในการวิจัยนี้ ไม่ใช่โลหะเหลวแต่เป็นน้ำ ด้วยเหตุนี้ผู้วิจัยจึงได้เสนอการใช้ตัวคูณชดเชย m เพื่อหาค่า $R_{w,e}^*$ และ $R_{w,c}^*$ ที่ถูกต้อง โดยอาศัยข้อมูลจากการทดลองเพียงเงื่อนไขเดียว

กลุ่มสูตรที่ใช้คือ

$$R_{w,e}^* = (R_{w,e})_{\text{สมการ (4.22)}} \times m \quad (7.27)$$

$$R_{w,c}^* = (R_{w,c})_{\text{สมการ (4.24)}} \times m \quad (7.28)$$

โดยที่ $R_{w,e}^*$ = ความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของวิกต์ที่ปรับค่าแล้วที่ช่วงการระเหย

$R_{w,c}^*$ = ความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของวิกต์ที่ปรับค่าแล้วที่ช่วงการควบแน่น

m = ตัวคูณชดเชยค่า; ซึ่งไม่ขึ้นกับเงื่อนไขการทำงานของฮีทไพป์แต่ขึ้นกับลักษณะเฉพาะของฮีทไพป์ที่ใช้เท่านั้น

ในการคำนวณหาค่า m ใช้วิธี trial-error เพื่อให้ได้ค่า $R_{w,e}^*$ และ $R_{w,c}^*$ ที่ทำให้ $Q_{\text{ทฤษฎี}}$ กับ $Q_{\text{การทดลอง}}$ เท่ากัน เพื่อพิจารณาความเป็นไปได้ของวิธีการที่เสนอมานี้ เราจะมาลองคำนวณหาค่า m จากตารางที่ 7.2 กรณี 32 วัดได้ แล้วใช้ค่าที่หาได้ ทำนายพลังค์ความร้อนกรณี 39 วัดได้

1. จากการคำนวณหาค่า m ของกรณีแรก เมื่อ $m = 1.25$

$$R_{w,c}^* = 9.23 \times 10^{-6} \text{ m}^2\text{-K/W} \text{ และ } R_{w,e}^* = 1.13 \times 10^{-5} \text{ m}^2\text{-K/W}$$

ค่า $Q_{\text{ทฤษฎี}} = 32$ วัดได้พอดี

2. ใช้ค่า $m = 1.25$ กับกรณี 39 วัดได้พบว่า

$$R_{w,c}^* = 9.23 \times 10^{-6} \text{ m}^2\text{-K/W} \text{ และ } R_{w,e}^* = 1.13 \times 10^{-5} \text{ m}^2\text{-K/W}$$

ให้ค่า $Q_{\text{ทฤษฎี}} = 39$ วัดได้ ซึ่งตรงกับค่า $Q_{\text{การทดลอง}}$

ตารางที่ 7.3 เปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ปรับค่าแล้ว

ตัวคูณ ชดเชยค่า	อัตราการถ่ายเทความร้อนของลวด ให้ความร้อน (วัตต์)		อุณหภูมิผิวที่ช่วงการระเหย (°ซ)	
	การทดลอง	ทฤษฎี	การทดลอง	ทฤษฎี
m				
1.25	32	32	55.1	55.1
1.25	39	39	61.2	60.0
1.25	39	41.9	61.2	61.2

จากตารางที่ 7.3 ซึ่งเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ปรับค่าแล้วว่า

เมื่อ $m = 1.25$ ความคลาดเคลื่อนระหว่างผลการทดลองและผลการคำนวณจะลดลงจาก $\pm 25\%$ เหลือ $\pm 7.5\%$ เมื่อคำนึงถึงความผิดพลาดประมาณ $\pm 3\%$ ซึ่งหลีกเลี่ยงไม่ได้ในการวัด จะเห็นว่าคลาดเคลื่อน $\pm 7.5\%$ เป็นค่าที่ไม่มาก

อนึ่ง ถ้าเรที่ตั้งสมมติฐาน ความนำความร้อนของวิกค์และของของเหลวใช้งานวางตัวอย่างอนุกรมหรืออย่างขนาน เราจะพบว่า

ก. ถ้าวิกค์และของเหลววางตัวอย่างอนุกรม (wick and liquid in series)

$$\text{ความนำความร้อนเชิงประสิทธิผล, } k_e = \frac{k_l k_w}{\epsilon k_w + k_l (1-\epsilon)} = 0.93 \text{ W/m-K}$$

ข. ถ้าวิกค์และของเหลววางตัวอย่างขนาน (wick and liquid in parallel)

$$\text{ความนำความร้อนเชิงประสิทธิผล, } k_e = \epsilon k_l + (1-\epsilon)k_w = 36.4 \text{ W/m-K}$$

มีค่าต่างกัน กว้างมาก อย่างไรก็ตามก็ตีความเป็นจริงแล้ว การวางตัวของวิกส์และของเหลวจะไม่ใช้แบบอนุกรม 100% หรือแบบขนาน 100% ดังนั้นจึงคาดได้ว่า ค่าที่ถูกต้องจะต้องอยู่ระหว่าง 2 ค่าข้างต้นนี้

ซึ่ง
$$k_e^* = (1.22)(1.25) = 1.53 \text{ W/m-K}$$

นั่นคือ

$$k_{e \text{ series}} < k_e^* < k_{e \text{ parallel}}$$

อยู่ภายในขอบเขต แสดงว่า k_e^* ที่ปรับค่าใช้ได้

ดังนั้น การใช้ตัวคูณชดเชย m ที่เล่นอย่างสันนิษฐานไว้ดี แน่แน่นอนทีเดียว วิธีการที่เล่นออกมานี้ ควรพิจารณาเปรียบเทียบ(ทดสอบ) กับข้อมูลมากกว่านี้ เพื่อยืนยันความเป็นไปได้

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 8

บทวิจารณ์และสรุปผล

ฮีทไปป์เป็นอุปกรณ์ความร้อนแนวใหม่ที่มีอัตราการนำความร้อนสูง สามารถนำไปประยุกต์ใช้งานในด้านต่างๆ มากมาย เช่น ด้านอุตสาหกรรม, ด้านอิเล็กทรอนิกส์, ด้านอวกาศ และด้านการแพทย์ เป็นต้น สามารถดัดแปลงรูปร่างและขนาดเพื่อความเหมาะสมในการใช้งาน อุณหภูมิใช้งานมีช่วงกว้างสามารถทำงานได้แม้อุณหภูมิระหว่างแหล่งให้ความร้อนกับแหล่งรับความร้อนมีค่าต่างกันไม่มาก ไม่ต้องการพลังงานเสริมจากภายนอกและง่ายต่อการบำรุงรักษา

R.S. Gaugler⁽¹⁰⁾ เป็นคนแรกที่ได้เสนอความคิดเกี่ยวกับฮีทไปป์ แต่ G.M. Grover⁽¹³⁾ เป็นผู้ประดิษฐ์ด้วยความคิดของตนเอง และได้พิสูจน์ให้เห็นถึงคุณสมบัติอันน่าทึ่งของมัน ทั้งยังได้ตั้งชื่อสิ่งประดิษฐ์นี้ว่า "ฮีทไปป์" หลังจากนั้นงานค้นคว้าและศึกษาพัฒนาเกี่ยวกับฮีทไปป์มีอย่างกว้างขวาง จะเห็นได้จาก การตีพิมพ์เอกสาร, บทความ หนังสือและสิ่งพิมพ์ต่างๆ มากมาย ทั้งในด้านทฤษฎีและการประยุกต์ใช้ โดยเฉพาะอย่างยิ่งในปัจจุบันได้มีการนำฮีทไปป์ไปประยุกต์ใช้ในทุกสาขา ด้านวิศวกรรมที่มีการใช้ฮีทไปป์เป็นโครงการใหญ่ ก็คือ งานวางท่อส่งน้ำมันสายทรานส์-อลาสก้า (trans-Alaska oil pipeline) โดยบริษัท McDonnell Douglas Astronautics Company ซึ่งผลิตฮีทไปป์ถึงเดือนละ 12000 ท่อ ความยาวแต่ละท่อตั้งแต่ 9 เมตร ถึง 23 เมตร อนึ่ง ในสหรัฐอเมริกาได้มีการประเมินไว้ว่า⁽¹⁷⁾ เตาเผาในโรงงานอุตสาหกรรมใช้พลังงานประมาณ 12% ของประเทศ หรือประมาณ 9×10^{18} จูลน์/ปี ประมาณ 20% ของพลังงานนี้สูญเสียไปในรูปพลังงานความร้อนกับแก๊สจากปล่อง (stack gases) โดยใช้ฮีทไปป์ ศักยภาพของพลังงานที่อาจประหยัดได้ในแต่ละปีมีมูลค่าถึง 4,000,000,000 ดอลลาร์สหรัฐฯ เป็นที่คาดคะเนได้ว่าศักยภาพการประหยัดพลังงานโดยอาศัยฮีทไปป์ในประเทศไทย น่าจะมีไม่น้อยทีเดียว

8.1 สรุปผลการทดลอง

ผลการทดลองสัมฤทธิ์ผลการทำงานของฮีทปั๊ม มีแสดงอยู่ในรูปที่ 6.2, รูปที่ 6.3, รูปที่ 6.4, รูปที่ 6.5, รูปที่ 6.6, รูปที่ 6.7, รูปที่ 6.9, รูปที่ 6.10 และรูปที่ 6.11 จะเห็นได้ว่า มุมที่กำกับแนวระดับมีผลต่อประสิทธิภาพการทำงานของฮีทปั๊ม อัตราการถ่ายเทความร้อนในแนวแกนมีค่าเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว เมื่อมุมเอียงของฮีทปั๊มมีค่าประมาณ 20 องศา และให้ค่าค่อนข้างคงที่ แม้จะเพิ่มมุมขึ้นอีกก็ตาม ผลการทดลองดังกล่าวนี้สอดคล้องกับผลสรุปของ Ruch (1976), Bilegan และ Fetcu (1982)

รูปที่ 6.8 แสดงลักษณะอุณหภูมิผิวว่อกของฮีทปั๊ม, ตารางที่ 7.1, 7.2 และตารางที่ 7.3 ซึ่งเปรียบเทียบผลการทดลองกับผลการคำนวณโดยใช้แบบจำลองเชิงทฤษฎี จะเห็นได้ว่า ค่าที่ได้จากผลการทดลองกับการคำนวณมีค่าใกล้เคียง แสดงว่าแบบจำลองเชิงทฤษฎีที่ได้ออกใช้เพื่ออธิบายการทำงานของฮีทปั๊มมีความเหมาะสมและใช้งานได้

เมื่อสรุปผลการทดลองที่ได้ จะเป็นดังต่อไปนี้

1. ประสิทธิภาพการทำงานของฮีทปั๊มเป็นฟังก์ชันกับมุมเอียงของฮีทปั๊ม นั่นคือ $Q = f(\psi)$ ดังแสดงในรูปที่ 6.2, รูปที่ 6.3, รูปที่ 6.4, รูปที่ 6.5, รูปที่ 6.6, รูปที่ 6.7, รูปที่ 6.9, รูปที่ 6.10 และรูปที่ 6.11 เหตุที่เป็นเช่นนี้เพราะเมื่อฮีทปั๊มอยู่ในแนวระดับ แรงโน้มถ่วงของโลกจะไม่มีผล แต่เมื่อฮีทปั๊มเอียงทำมุมกับแนวระดับ แรงโน้มถ่วงของโลกจะเสริมการไหลกลับของของเหลวควบแน่น (กรณีช่วงการควบแน่นอยู่เหนือช่วงการระเหย) จากช่วงการควบแน่นไปยังช่วงการระเหย นอกเหนือจากแรงที่รูเอิมในวิกต์
2. แบบจำลองเชิงทฤษฎีที่เลือกใช้อธิบายลักษณะการทำงานของฮีทปั๊มมีความเหมาะสมและสอดคล้อง

8.2 บทสรุป ข้อเสนอแนะและโครงการในอนาคต

งานวิจัยนี้เป็นเพียงก้าวแรกของการศึกษาเกี่ยวกับฮีทปั๊ม วัตถุประสงค์ของการวิจัยนี้ก็เพื่อหาข้อมูลพื้นฐานในทางทฤษฎีและทางปฏิบัติ ตลอดจนความรู้ความชำนาญและเทคนิคในการทดลองสัมฤทธิ์ผลของฮีทปั๊ม ผลการทดลองสัมฤทธิ์ผลของฮีทปั๊ม แสดงให้เห็นว่ามุมมีผลต่อประสิทธิภาพการทำงานของฮีทปั๊ม อย่างไรก็ตามควรมีการศึกษาเพิ่มเติมทั้งด้านทฤษฎีและด้าน

ปฏิบัติ โดยเฉพาะอย่างยิ่งด้านปฏิบัติเพื่อให้ได้ข้อมูลที่ละเอียดและสมบูรณ์ขึ้น นอกจากนี้งานก้าวต่อไป ก็คือ งานการสร้างฮีทไปป์ขึ้นเองในห้องปฏิบัติการ เพื่อทดสอบสมรรถนะและเปรียบเทียบกับฮีทไปป์ที่ทำขึ้นในต่างประเทศ

เป็นที่หวังว่าข้อมูลต่างๆ ที่ได้รับจากงานวิจัยนี้จะ เป็นประโยชน์ต่อการพัฒนาค้นคว้าเกี่ยวกับฮีทไปป์ในบ้านเมืองเราไม่มากนักน้อย.



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สัญลักษณ์

A	พื้นที่ (m)
A _c	พื้นที่ผิวที่ข่วงการควบแน่น (m ²)
A _e	พื้นที่ผิวที่ข่วงการระเหย (m ²)
A _p	พื้นที่หน้าตัดของท่อขึ้นกับเส้นผ่าศูนย์กลางภายนอก (m ²)
A _v	พื้นที่หน้าตัดที่ไอไหลผ่าน (m ²)
A _w	พื้นที่หน้าตัดของวิกต์ (m ²)
d	เส้นผ่าศูนย์กลางของลวด (m)
d _i	เส้นผ่าศูนย์กลางภายในของท่อ (m)
d _o	เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกของท่อ (m)
d _v	เส้นผ่าศูนย์กลางที่ไอไหลผ่าน (m)
D _v	สัมประสิทธิ์ความดันไดนามิค
F _l	สัมประสิทธิ์ความเสียดทานเนื่องจากการไหลของของเหลว (N/m ²)/W-m
F _s	แรงเค้นเสือนที่ผิวสัมผัสระหว่างของเหลว-ไอ
F _t	แรงดึงผิวที่ผิวสัมผัสระหว่างของเหลว-วิกต์
F _v	สัมประสิทธิ์ความเสียดทานเนื่องจากการไหลของไอ (N/m ²)/W-m
g	ความเร่งเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก (m/sec ²)
G	อัตราการไหลเชิงมวล (kg/sec)
J	สัมมูลย์กลความร้อน (J = 1 N-m/J)
k	ความนำความร้อน (W/m-K)
k _e	ความนำความร้อนเชิงประสิทธิผลของของเหลวที่อ้อมตัวในวิกต์ (W/m-K)
k _{e,c}	k _e ที่ข่วงการควบแน่น (W/m-K)
k _{e,e}	k _e ที่ข่วงการระเหย (W/m-K)
k _l	ความนำความร้อนของของเหลว (W/m-K)
k _p	ความนำความร้อนของวัสดุที่ใช้ทำท่อ (W/m-K)
k _w	ความนำความร้อนของวัสดุที่ใช้ทำวิกต์ (W/m-K)

K	ค่า permeability ของวิกค์	(m^2)
K_1, K_2	ค่าคงที่	
L	ความยาว (m)	
L	ความยาวเชิงประสิทธิผลของท่อฮีทไปป์	(m)
L_a	ความยาวของท่อฮีทไปป์ที่ช่วงคั่นกลาง	(m)
L_c	ความยาวของท่อฮีทไปป์ที่ช่วงการควบแน่น	(m)
L_e	ความยาวของท่อฮีทไปป์ที่ช่วงการระเหย	(m)
L_t	ความยาวของท่อฮีทไปป์ทั้งหมด	(m)
M	น้ำหนักโมเลกุล	
M	ตัวเลขเมอร์ติ	(W/cm^2)
n	จำนวนร่อง	
N	จำนวนเส้นลวด	(m^{-1})
P	ความดัน	(N/m^2)
P_c	ความดันท่อรูเข็ม	(N/m^2)
P_{cm}	ความดันสูงสุดในตัวรูเข็ม	(N/m^2)
P_g	ความดันเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก	(N/m^2)
P_l	ความดันของของเหลว	(N/m^2)
P_{max}	ความดันสูงสุดดีฟเฟอเรนเชียล	(N/m^2)
P_{min}	ความดันต่ำสุดดีฟเฟอเรนเชียล	(N/m^2)
P_{pm}	ความดันสูงสุดในท่อรูเข็มที่เป็นไปได้อ	(N/m^2)
P_v	ความดันไอ	(N/m^2)
$P_{v,a}$	ความดันไอที่เชิงคั่นกลาง	(N/m^2)
$P_{v,c}$	ความดันไอที่ช่วงการควบแน่น	(N/m^2)
$P_{v,e}$	ความดันไอที่ช่วงการระเหย	(N/m^2)
$\Delta P_{c,max}$	ความดันสูงสุดในท่อรูเข็ม	(N/m^2)
ΔP_g	ความดันลดเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก	(N/m^2)
ΔP_l	ความดันลดของของเหลว	(N/m^2)
ΔP_v	ความดันลดของไอ	(N/m^2)

Q	อัตราการถ่ายเทความร้อน (W)
$Q_{b,max}$	ขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการเดือด (W)
$Q_{c,max}$	ขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากท่อรูเข็ม (W)
$Q_{e,max}$	ขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากของเหลวหลุดลอยตามไอ (W)
$Q_{s,max}$	ขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากความเร็วเสียง (W)
$(QL)_{c,max}$	ขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากท่อรูเข็มต่อหน่วยความยาว (W-m)
r	รัศมี (m)
r_c	รัศมีท่อรูเข็มเชิงประสิทธิผล (m)
$r_{h,l}$	รัศมีเชิงไฮดรอลิกสำหรับการไหลของของเหลว (m)
$r_{h,v}$	รัศมีเชิงไฮดรอลิกที่ไอไหลผ่าน (m)
r_i	รัศมีภายในของท่อฮีทไปป์ (m)
r_n	รัศมีของฟองการเดือด (m)
r_o	รัศมีภายนอกของท่อฮีทไปป์ (m)
r_v	รัศมีของช่องที่ไอไหลผ่าน (m)
R	ความต้านทานการถ่ายเทความร้อน (m^2-K/W)
\bar{R}	ค่าคงที่ของก๊าซ
$R_{p,c}$	ความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของผนังท่อที่ช่วงการควบแน่น (m^2-K/W)
$R_{p,e}$	ความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของผนังท่อที่ช่วงการระเหย (m^2-K/W)
R_v	ความต้านทานการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการไหลของไอ (m^2-K/W)
$R_{w,c}$	ความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของวีกต์ที่อิมเมอร์ที่ช่วงการควบแน่น (m^2-K/W)
$R_{w,e}$	ความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของวีกต์ที่อิมเมอร์ที่ช่วงการระเหย (m^2-K/W)
Re_l	ตัวเลขเรย์โนลด์ส์สำหรับการไหลของของเหลว (-)
Re_v	ตัวเลขเรย์โนลด์ส์สำหรับการไหลของไอ (-)
t	ความหนา (m)
t_p	ความหนาของผนังท่อ (m)
t_w	ความหนาของวีกต์ (m)
T	อุณหภูมิ ($^{\circ}C$)
T_p	อุณหภูมิผนังท่อ ($^{\circ}C$)

$T_{p,c}$	T_p ที่ช่วงการควบแน่น ($^{\circ}\text{C}$)
$T_{p,e}$	T_p ที่ช่วงการระเหย ($^{\circ}\text{C}$)
T_{pw}	อุณหภูมิที่ผิวสัมผัสระหว่างท่อ-วิกค์ ($^{\circ}\text{C}$)
$T_{pw,c}$	T_{pw} ที่ช่วงการควบแน่น ($^{\circ}\text{C}$)
$T_{pw,e}$	T_{pw} ที่ช่วงการระเหย ($^{\circ}\text{C}$)
T_v	อุณหภูมิของไอ ($^{\circ}\text{C}$)
$T_{v,a}$	T_v ที่ช่วงคั่นกลาง ($^{\circ}\text{C}$)
$T_{v,c}$	T_v ที่ช่วงการควบแน่น ($^{\circ}\text{C}$)
$T_{v,e}$	T_v ที่ช่วงการระเหย ($^{\circ}\text{C}$)
T_{wv}	อุณหภูมิที่ผิวสัมผัสระหว่างวิกค์-ไอ ($^{\circ}\text{C}$)
$T_{wv,c}$	T_{wv} ที่ช่วงการควบแน่น ($^{\circ}\text{C}$)
$T_{wv,e}$	T_{wv} ที่ช่วงการระเหย ($^{\circ}\text{C}$)
T_1, T_2	อุณหภูมิ ณ. ตำแหน่ง "1" และ "2" ($^{\circ}\text{C}$)
ΔT	ผลลตของอุณหภูมิ ($^{\circ}\text{C}$)
ΔT_p	ผลลตของอุณหภูมิที่ผนังท่อ ($^{\circ}\text{C}$)
$\Delta T_{p,c}$	ΔT_p ที่ช่วงการควบแน่น ($^{\circ}\text{C}$)
$\Delta T_{p,e}$	ΔT_p ที่ช่วงการระเหย ($^{\circ}\text{C}$)
ΔT_v	ผลลตของอุณหภูมิที่ไอไหลผ่าน ($^{\circ}\text{C}$)
U	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมขึ้นกับพื้นที่ ($\text{W/m}^2\text{-K}$)
$U_{HP,P}$	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของฮีทไปป์ ($\text{W/m}^2\text{-K}$)
$U_{HP,c}$	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมขึ้นกับพื้นที่ผิวที่ช่วงการควบแน่น ($\text{W/m}^2\text{-K}$)
$U_{HP,e}$	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมขึ้นกับพื้นที่ผิวที่ช่วงการระเหย ($\text{W/m}^2\text{-K}$)
V_l	ความเร็วของของเหลว (m/sec)
V_v	ความเร็วของไอ (m/sec)
w	ความกว้างของร่อง (m)
w	ช่องว่างของลวดตาข่าย (m)
We	ค่าของวีเบอร์
x	ตำแหน่งในแนวแกน

x_{ref}	ตำแหน่งอ้างอิงในแนวแกน
x_{min}	ตำแหน่งในแนวแกนที่ซึ่งค่าความดันต่อรู เอ็มต่ำสุด
x_{max}	ตำแหน่งในแนวแกนที่ซึ่งค่าความดันต่อรู เอ็มสูงที่สุด
γ_v	อัตราส่วนความร้อนจำเพาะของไอ (-)
δ	ความลึกของร่อง (m)
δ	ความหนาของแผ่นเรียบ (m)
ϵ	ความพรุนของวิกส์
λ	ความร้อนแฝงการระเหย (J/kg)
μ_l	ความหนืดของของเหลว (kg/m-sec)
μ_v	ความหนืดของไอ (kg/m-sec)
ρ_l	ความหนาแน่นของของเหลว (kg/m ³)
ρ_v	ความหนาแน่นของไอ (kg/m ³)
σ	สัมประสิทธิ์ความตึงผิว (N/m)
τ_l	ความเค้นเฉือนของของเหลว
τ_v	ความเค้นเฉือนของไอ
ψ	มุมเอียงของฮีทไปป์วัดจากแนวระดับ (1 rad = 57.30 degrees)

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ภาคผนวก

Appendix 1
Working Fluid Properties

Fluids listed:
(in order of
appearance).

Helium
Nitrogen
Ammonia
Freon 11
Pentane
Freon 113
Acetone
Methanol
Flutec PP2
Ethanol

Heptane
Water
Flutec PP9
Thermex
Mercury
Caesium
Potassium
Sodium
Lithium

Properties listed:

Latent heat of evaporation
Liquid density
Vapour density
Liquid thermal conductivity
Liquid dynamic viscosity
Vapour dynamic viscosity
Vapour pressure
Vapour specific heat
Liquid surface tension

HELIUM

Temp. °C	Latent Heat kJ/kg	Liquid Density kg/m ³	Vapour Density kg/m ³	Liquid Thermal Conduc- tivity W/m°C	Liquid Viscos. cP×10 ²	Vapour Viscos. cP×10 ³	Vapour Press. Bar	Vapour Specific Heat kJ/kg°C	Liquid Surface Tension N/m×10 ³
-271	22.8	148.3	26.0	1.81	3.90	0.20	0.06	2.045	0.26
-270	23.6	140.7	17.0	2.24	3.70	0.30	0.32	2.699	0.19
-269	20.9	128.0	10.0	2.77	2.90	0.60	1.00	4.619	0.09
-268	4.0	113.8	8.5	3.50	1.34	0.90	2.29	6.642	0.01

NITROGEN

Temp. °C	Latent Heat kJ/kg	Liquid Density kg/m ³	Vapour Density kg/m ³	Liquid Thermal Conductivity W/m°C	Liquid Viscos. cP×10 ¹	Vapour Viscos. cP×10 ²	Vapour Press. Bar	Vapour Specific Heat kJ/kg°C	Liquid Surface Tension N/m×10 ²
-203	210.0	830.0	1.84	0.150	2.48	0.48	0.48	1.083	1.054
-200	205.5	818.0	3.81	0.146	1.94	0.51	0.74	1.082	0.985
-195	198.0	798.0	7.10	0.139	1.51	0.56	1.62	1.079	0.870
-190	190.5	778.0	10.39	0.132	1.26	0.60	3.31	1.077	0.766
-185	183.0	758.0	13.68	0.125	1.08	0.65	4.99	1.074	0.662
-180	173.7	732.0	22.05	0.117	0.95	0.71	6.69	1.072	0.561
-175	163.2	702.0	33.80	0.110	0.86	0.77	8.37	1.070	0.464
-170	152.7	672.0	45.55	0.103	0.80	0.83	10.07	1.068	0.367
-160	124.2	603.0	80.90	0.089	0.72	1.00	19.37	1.063	0.185
-150	66.8	474.0	194.00	0.075	0.65	1.50	28.80	1.059	0.110

AMMONIA

°C	kJ/kg	kg/m ³	kg/m ³	W/m°C	cP	cP×10 ²	Bar	kJ/kg°C	N/m×10 ²
-60	1434	714.4	0.03	0.294	0.36	0.72	0.27	2.050	4.062
-40	1384	690.4	0.05	0.303	0.29	0.79	0.76	2.075	3.574
-20	1338	665.5	1.62	0.304	0.26	0.85	1.93	2.100	3.090
0	1263	638.6	3.48	0.298	0.25	0.92	4.24	2.125	2.480
20	1187	610.3	6.69	0.286	0.22	1.01	8.46	2.150	2.133
40	1101	579.5	12.00	0.272	0.20	1.16	15.34	2.160	1.833
60	1026	545.2	20.49	0.255	0.17	1.27	29.80	2.180	1.367
80	891	505.7	34.13	0.235	0.15	1.40	40.90	2.210	0.767
100	699	455.1	54.92	0.212	0.11	1.60	63.12	2.260	0.500
120	428	374.4	113.16	0.184	0.07	1.89	90.44	2.292	0.150

FREON 11

Temp.	Latent Heat	Liquid Density	Vapour Density	Liquid Thermal Conductivity	Liquid Viscos.	Vapour Viscos.	Vapour Press.	Vapour Specific Heat	Liquid Surface Tension
°C	kJ/kg	kg/m ³	kg/m ³	W/m ^o C	cP	cP×10 ²	Bar	kJ/kg ^o C	N/m×10 ²
-60	211.9	1672	0.04	0.121	1.19	0.86	0.02	0.476	2.95
-40	204.0	1622	0.04	0.115	0.98	0.88	0.05	0.497	2.70
-20	196.8	1578	1.04	0.111	0.70	0.95	0.16	0.516	2.40
0	190.0	1533	2.59	0.108	0.55	1.01	0.42	0.532	2.18
20	183.4	1487	5.38	0.100	0.44	1.08	0.93	0.546	1.92
40	175.6	1439	10.07	0.097	0.37	1.14	1.82	0.561	1.66
60	167.5	1389	16.85	0.094	0.32	1.20	3.14	0.576	1.40
80	159.0	1334	30.56	0.089	0.28	1.25	5.85	0.590	1.14
100	146.9	1265	49.04	0.076	0.25	1.31	9.53	0.607	0.90
120	134.4	1194	67.53	0.064	0.23	1.37	13.21	0.623	0.63
140	117.0	1105	110.66	0.055	0.22	1.49	18.92	0.646	0.37

PENTANE

°C	kJ/kg	kg/m ³	kg/m ³	W/m ^o C	cP	cP×10 ²	Bar	kJ/kg ^o C	N/m×10 ²
-20	390.0	663.0	0.01	0.149	0.344	0.51	0.10	0.825	2.01
0	378.3	644.0	0.75	0.143	0.283	0.53	0.24	0.874	1.79
20	366.9	625.5	2.20	0.138	0.242	0.58	0.76	0.922	1.58
40	355.5	607.0	4.35	0.133	0.200	0.63	1.52	0.971	1.37
60	342.3	585.0	6.51	0.128	0.174	0.69	2.28	1.021	1.17
80	329.1	563.0	10.61	0.127	0.147	0.74	3.89	1.050	0.97
100	295.7	537.6	16.54	0.124	0.128	0.81	7.19	1.088	0.83
120	269.7	509.4	25.20	0.122	0.120	0.90	13.81	1.164	0.68

FREON 113

Temp. °C	Latent Heat kJ/kg	Liquid Density kg/m ³	Vapour Density kg/m ³	Liquid Thermal Conductivity W/m°C	Liquid Viscos. cP	Vapour Viscos. cP×10 ²	Vapour Press. Bar	Vapour Specific Heat kJ/kg°C	Liquid Surface Tension N/m×10 ²
-50	173.0	1720	0.15	0.120	2.300	0.85	0.01	0.600	2.86
-30	167.8	1683	0.32	0.119	1.604	0.90	0.03	0.613	2.60
-20	165.4	1664	0.46	0.118	1.323	0.92	0.05	0.619	2.47
-10	163.2	1643	0.77	0.118	1.108	0.94	0.09	0.626	2.34
0	160.6	1621	1.26	0.117	0.942	0.97	0.12	0.632	2.21
10	158.0	1599	1.95	0.108	0.812	0.99	0.19	0.644	2.08
20	155.2	1576	3.00	0.098	0.707	1.02	0.37	0.656	1.96
30	152.3	1553	4.34	0.097	0.622	1.04	0.55	0.664	1.84
40	149.2	1529	6.02	0.095	0.553	1.07	0.79	0.669	1.73
50	145.9	1503	8.79	0.094	0.502	1.09	1.11	0.674	1.62
70	139.4	1452	14.34	0.091	0.401	1.13	2.04	0.691	1.40

ACETONE

°C	kJ/kg	kg/m ³	kg/m ³	W/m°C	cP	cP×10 ²	Bar	kJ/kg°C	N/m×10 ²
-40	660.0	860.0	0.03	0.200	0.800	0.68	0.01	2.00	3.10
-20	615.6	845.0	0.10	0.189	0.500	0.73	0.03	2.06	2.76
0	564.0	812.0	0.26	0.183	0.395	0.78	0.10	2.11	2.62
20	552.0	790.0	0.64	0.181	0.323	0.82	0.27	2.16	2.37
40	536.0	768.0	1.05	0.175	0.269	0.86	0.60	2.22	2.12
60	517.0	744.0	2.37	0.168	0.226	0.90	1.15	2.28	1.86
80	495.0	719.0	4.30	0.160	0.192	0.95	2.15	2.34	1.62
100	472.0	689.6	6.94	0.148	0.170	0.98	4.43	2.39	1.34
120	426.1	660.3	11.02	0.135	0.148	0.99	6.70	2.45	1.07
140	394.4	631.8	18.61	0.126	0.132	1.03	10.49	2.50	0.81

METHANOL

Temp. °C	Latent Heat kJ/kg	Liquid Density kg/m ³	Vapour Density kg/m ³	Liquid Thermal Conductivity W/m°C	Liquid Viscos. cP	Vapour Viscos. cP×10 ²	Vapour Press. Bar	Vapour Specific Heat kJ/kg°C	Liquid Surface Tension N/m×10 ²
-50	1194	843.5	0.01	0.210	1.700	0.72	0.01	1.20	3.26
-30	1187	833.5	0.01	0.208	1.300	0.78	0.02	1.27	2.95
-10	1182	818.7	0.04	0.206	0.945	0.85	0.04	1.34	2.63
10	1175	800.5	0.12	0.204	0.701	0.91	0.10	1.40	2.36
30	1155	782.0	0.31	0.203	0.521	0.98	0.25	1.47	2.18
50	1125	764.1	0.77	0.202	0.399	1.04	0.55	1.54	2.01
70	1085	746.2	1.47	0.201	0.314	1.11	1.31	1.61	1.85
90	1035	724.4	3.01	0.199	0.259	1.19	2.69	1.79	1.66
110	980	703.6	5.64	0.197	0.211	1.26	4.98	1.92	1.46
130	920	685.2	9.81	0.195	0.166	1.31	7.86	1.92	1.25
150	850	653.2	15.90	0.193	0.138	1.38	8.94	1.92	1.04

FLUTEC PP2

°C	kJ/kg	kg/m ³	kg/m ³	W/m°C×10	cP	cP×10	Bar	kJ/kg°C	N/m×10 ²
-30	106.2	1942	0.13	0.637	5.200	0.98	0.01	0.72	1.90
-10	103.1	1886	0.44	0.626	3.500	1.03	0.02	0.81	1.71
10	99.8	1829	1.39	0.613	2.140	1.07	0.09	0.92	1.52
30	96.3	1773	2.96	0.601	1.435	1.12	0.22	1.01	1.32
50	91.8	1716	6.43	0.588	1.005	1.17	0.39	1.07	1.13
70	87.0	1660	11.79	0.575	0.720	1.22	0.62	1.11	0.93
90	82.1	1599	21.29	0.563	0.543	1.26	1.43	1.17	0.73
110	76.5	1558	34.92	0.550	0.429	1.31	2.82	1.25	0.52
130	70.3	1515	57.21	0.537	0.314	1.36	4.83	1.33	0.32
160	59.1	1440	103.63	0.518	0.167	1.43	8.76	1.45	0.01

ETHANOL

Temp.	Latent Heat	Liquid Density	Vapour Density	Liquid Thermal Conductivity	Liquid Viscos.	Vapour Viscos.	Vapour Press.	Vapour Specific Heat	Liquid Surface Tension
°C	kJ/kg	kg/m ³	kg/m ³	W/m°C	cP	cP×10 ²	Bar	kJ/kg°C	N/m×10 ²
-30	939.4	825.0	0.02	0.177	3.40	0.75	0.01	1.25	2.76
-10	928.7	813.0	0.03	0.173	2.20	0.80	0.02	1.31	2.66
10	904.8	798.0	0.05	0.170	1.50	0.85	0.03	1.37	2.57
30	888.6	781.0	0.38	0.168	1.02	0.91	0.10	1.44	2.44
50	872.3	762.2	0.72	0.166	0.72	0.97	0.29	1.51	2.31
70	858.3	743.1	1.32	0.165	0.51	1.02	0.76	1.58	2.17
90	832.1	725.3	2.59	0.163	0.37	1.07	1.43	1.65	2.04
110	786.6	704.1	5.17	0.160	0.28	1.13	2.66	1.72	1.89
130	734.4	678.7	9.25	0.159	0.21	1.18	4.30	1.78	1.75

HEPTANE

°C	kJ/kg	kg/m ³	kg/m ³	W/m°C	cP	cP×10 ²	Bar	kJ/kg°C	N/m×10 ²
-20	384.0	715.5	0.01	0.143	0.69	0.57	0.01	0.83	2.42
0	372.6	699.0	0.17	0.141	0.53	0.60	0.02	0.87	2.21
20	362.2	683.0	0.49	0.140	0.43	0.63	0.08	0.92	2.01
40	351.8	667.0	0.97	0.139	0.34	0.66	0.20	0.97	1.81
60	341.5	649.0	1.45	0.137	0.29	0.70	0.32	1.02	1.62
80	331.2	631.0	2.31	0.135	0.24	0.74	0.62	1.05	1.43
100	319.6	612.0	3.71	0.133	0.21	0.77	1.10	1.09	1.28
120	305.0	592.0	6.08	0.132	0.18	0.82	1.85	1.16	1.10

WATER

Temp. °C	Latent Heat kJ/kg	Liquid Density kg/m ³	Vapour Density kg/m ³	Liquid Thermal Conductivity W/m°C	Liquid Viscos. cP	Vapour Viscos. cP×10 ²	Vapour Press. Bar	Vapour Specific Heat kJ/kg°C	Liquid Surface Tension N/m×10 ²
20	2448	998.2	0.01	0.612	1.00	0.96	0.02	1.85	7.40
40	2402	992.3	0.05	0.630	0.65	1.04	0.07	1.86	6.96
60	2359	983.0	0.14	0.649	0.47	1.12	0.20	1.87	6.62
80	2309	972.0	0.29	0.668	0.36	1.19	0.47	1.88	6.26
100	2258	958.0	0.60	0.680	0.28	1.27	1.01	1.88	5.89
120	2200	945.0	1.12	0.682	0.23	1.34	2.02	1.89	5.50
140	2139	928.0	1.99	0.683	0.20	1.41	3.90	1.90	5.06
160	2074	909.0	3.27	0.679	0.17	1.49	6.44	1.91	4.66
180	2003	888.0	5.16	0.669	0.15	1.57	10.04	1.92	4.29
200	1957	865.0	7.87	0.659	0.14	1.65	16.19	1.93	3.89

FLUTEC PP9

°C	kJ/kg	kg/m ³	kg/m ³	W/m°C	cP	cP×10	Bar	kJ/kg°C	N/m×10 ²
-30	103.0	2098	0.01	0.060	5.77	0.82	0.00	0.80	2.36
0	98.4	2029	0.01	0.059	3.31	0.90	0.00	0.87	2.08
30	94.5	1960	0.12	0.057	1.48	1.06	0.01	0.94	1.80
60	90.2	1891	0.61	0.056	0.94	1.18	0.03	1.02	1.52
90	86.1	1822	1.93	0.054	0.65	1.21	0.12	1.09	1.24
120	83.0	1753	4.52	0.053	0.49	1.23	0.28	1.15	0.95
150	77.4	1685	11.81	0.052	0.38	1.26	0.61	1.23	0.67
180	70.8	1604	25.13	0.051	0.30	1.33	1.58	1.30	0.40
225	59.4	1455	63.27	0.049	0.21	1.44	4.21	1.41	0.01

THERMEX
(DIPHENYL - DIPHENYL OXIDE EUTECTIC)

Temp. °C	Latent Heat kJ/kg	Liquid Density kg/m ³	Vapour Density kg/m ³	Liquid Thermal Conductivity W/m°C	Liquid Viscos. cP	Vapour Viscos. cPx10	Vapour Press. Bar	Vapour Specific Heat kJ/kg°C	Liquid Surface Tension N/mx10 ²
100	354.0	992.0	0.03	0.131	0.97	0.67	0.01	1.34	3.50
150	338.0	951.0	0.22	0.125	0.57	0.78	0.05	1.51	3.00
200	321.0	905.0	0.94	0.119	0.39	0.89	0.25	1.67	2.50
250	301.0	858.0	3.60	0.113	0.27	1.00	0.88	1.81	2.00
300	278.0	809.0	8.74	0.106	0.20	1.12	2.43	1.95	1.50
350	251.0	755.0	19.37	0.099	0.15	1.23	5.55	2.03	1.00
400	219.0	691.0	41.89	0.093	0.12	1.34	10.90	2.11	0.50
450	185.0	625.0	81.00	0.086	0.10	1.45	19.00	2.19	0.03

MERCURY

°C	kJ/kg	kg/m ³	kg/m ³	W/m°C	cP	cPx10	Bar	kJ/kg°Cx10	N/mx10
150	308.8	13230	0.01	9.99	1.09	0.39	0.01	1.04	4.45
250	303.8	12995	0.60	11.23	0.96	0.48	0.18	1.04	4.15
300	301.3	12880	1.73	11.73	0.93	0.53	0.44	1.04	4.00
350	298.9	12763	4.45	12.18	0.89	0.61	1.15	1.04	3.82
400	296.3	12656	8.75	12.58	0.86	0.66	2.42	1.04	3.74
450	293.8	12508	16.80	12.96	0.83	0.70	4.92	1.04	3.61
500	291.3	12308	28.60	13.31	0.80	0.75	8.86	1.04	3.41
550	288.8	12154	44.92	13.62	0.79	0.81	15.03	1.04	3.25
600	286.3	12054	65.75	13.87	0.78	0.87	23.77	1.04	3.15
650	283.5	11962	94.39	14.15	0.78	0.95	34.95	1.04	3.03
750	277.0	11800	170.00	14.80	0.77	1.10	63.00	1.04	2.75

CAESIUM

Temp. °C	Latent Heat kJ/kg	Liquid Density kg/m ³	Vapour Density kg/m ³ × 10 ²	Liquid Thermal Conduc- tivity W/m°C	Liquid Viscos. cP	Vapour Viscos. cP × 10 ²	Vapour Press. Bar	Vapour Specific Heat kJ/kg°C × 10	Liquid Surface Tension N/m × 10 ²
375	530.4	1740	0.01	20.76	0.25	2.20	0.02	1.56	5.81
425	520.4	1730	0.01	20.51	0.23	2.30	0.04	1.56	5.61
475	515.2	1720	0.02	20.02	0.22	2.40	0.09	1.56	5.36
525	510.2	1710	0.03	19.52	0.20	2.50	0.16	1.56	5.11
575	502.8	1700	0.07	18.83	0.19	2.55	0.36	1.56	4.81
625	495.3	1690	0.10	18.13	0.18	2.60	0.57	1.56	4.51
675	490.2	1680	0.18	17.48	0.17	2.67	1.04	1.56	4.21
725	485.2	1670	0.26	16.83	0.17	2.75	1.52	1.56	3.91
775	477.8	1655	0.40	16.18	0.16	2.82	2.46	1.56	3.66
825	470.3	1640	0.55	15.53	0.16	2.90	3.41	1.56	3.41

POTASSIUM

°C	kJ/kg	kg/m ³	kg/m ³	W/m°C	cP	cP × 10	Bar	kJ/kg°C × 10	N/m × 10 ²
350	2093	763.1	0.002	51.08	0.21	0.15	0.01	5.32	9.50
400	2078	748.1	0.006	49.08	0.19	0.16	0.01	5.32	9.04
450	2060	735.4	0.015	47.08	0.18	0.16	0.02	5.32	8.69
500	2040	725.4	0.031	45.08	0.17	0.17	0.05	5.32	8.44
550	2020	715.4	0.062	43.31	0.15	0.17	0.10	5.32	8.16
600	2000	705.4	0.111	41.81	0.14	0.18	0.19	5.32	7.86
650	1980	695.4	0.193	40.08	0.13	0.19	0.35	5.32	7.51
700	1960	685.4	0.314	38.08	0.12	0.19	0.61	5.32	7.12
750	1938	675.4	0.486	36.31	0.12	0.20	0.99	5.32	6.72
800	1913	665.4	0.716	34.81	0.11	0.20	1.55	5.32	6.32
850	1883	653.1	1.054	33.31	0.10	0.21	2.34	5.32	5.92

SODIUM

Temp.	Latent Heat	Liquid Density	Vapour Density	Liquid Thermal Conductivity	Liquid Viscos.	Vapour Viscos.	Vapour Press.	Vapour Specific Heat	Liquid Surface Tension
$^{\circ}\text{C}$	kJ/kg	kg/m ³	kg/m ³	W/m ^o C	cP	cP $\times 10$	Bar	kJ/kg ^o C $\times 10$	N/m $\times 10$
500	4370	828.1	0.003	70.08	0.24	0.18	0.01	9.04	1.51
600	4243	805.4	0.013	64.62	0.21	0.19	0.04	9.04	1.42
700	4090	763.5	0.050	60.81	0.19	0.20	0.15	9.04	1.33
800	3977	757.3	0.134	57.81	0.18	0.22	0.47	9.04	1.23
900	3913	745.4	0.306	53.35	0.17	0.23	1.25	9.04	1.13
1000	3827	725.4	0.667	49.08	0.16	0.24	2.81	9.04	1.04
1100	3690	690.8	1.306	45.08	0.16	0.25	5.49	9.04	0.95
1200	3577	669.0	2.303	41.08	0.15	0.26	9.59	9.04	0.86
1300	3477	654.0	3.622	37.08	0.15	0.27	15.91	9.04	0.77

LITHIUM

$^{\circ}\text{C}$	kJ/kg	kg/m ³	kg/m ³	W/m ^o C	cP	cP $\times 10^2$	Bar	kJ/kg ^o C	N/m $\times 10$
1030	20500	450	0.005	67	0.24	1.67	0.07	0.532	2.90
1130	20100	440	0.013	69	0.24	1.74	0.17	0.532	2.85
1230	20000	430	0.028	70	0.23	1.83	0.45	0.532	2.75
1330	19700	420	0.057	69	0.23	1.91	0.96	0.532	2.60
1430	19200	410	0.108	68	0.23	2.00	1.85	0.532	2.40
1530	18900	405	0.193	65	0.23	2.10	3.30	0.532	2.25
1630	18500	400	0.340	62	0.23	2.17	5.30	0.532	2.10
1730	18200	398	0.490	59	0.23	2.26	8.90	0.532	2.05

Appendix 2

Thermal Conductivity of Heat Pipe Container and Wick Materials

Material	Thermal Conductivity (W/m ^o C)
Aluminium	205
Brass	113
Copper (0 - 100 ^o C)	394
Glass	0.75
Nickel (0 - 100 ^o C)	88
Mild Steel	45
Stainless Steel (Type 304)	17.3
Teflon	0.17

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

Appendix 3

Dimensional Equivalents and Physical Constants

DIMENSIONAL EQUIVALENTS

Length	1 ft = 12 in. = 30.48 cm = 0.3048 m 1 m = 100 cm = 39.37 in. = 3.28 ft
Mass	1 lbm = 0.03108 slug = 453.59 g = 0.45359 kg 1 kg = 1000 g = 0.06852 slug = 2.205 lbm
Time	1 hr = 3600 sec 1 sec = 2.778×10^{-4} hr
Force	1 lbf = 4.448×10^5 dyne = 4.448 N 1 N = 10^5 dyne = 0.2249 lbf
Angle	1 degree = 1.745×10^{-2} rad 1 rad = 57.30 degrees
Temperature	1 deg F = 1 deg R = 0.5556 deg C = 0.5556 deg K 1 deg K = 1 deg C = 1.8 deg R = 1.8 deg F deg F = 1.8 deg C + 32 deg C = 0.5556(deg F - 32) deg R = deg F + 459.69 deg K = deg C + 273.16 deg R = 1.8 deg K deg K = 0.5556 deg R
Energy	1 Btu = 777.66 ft-lbf = 252 cal = 1.054×10^{10} erg = 1054 J 1 J = 10^7 erg = 0.239 cal = 0.7375 ft-lbf = 9.485×10^{-4} Btu
Power	1 Btu/hr = 2.778×10^{-4} Btu/sec = 2.929×10^6 erg/sec = 0.2929 W 1 W = 10^7 erg/sec = 9.481×10^{-4} Btu/sec = 3.414 Btu/hr
Pressure	1 lbf/ft ² = 6.944×10^{-3} lbf/in. ² = 478.8 dyne/cm ² = 47.88 N/m ²

	$1 \text{ lbf/in.}^2 = 144 \text{ lbf/ft}^2 = 68,948 \text{ dyne/cm}^2 = 6894.8 \text{ N/m}^2$
	$1 \text{ N/m}^2 = 10 \text{ dyne/cm}^2 = 1.450 \times 10^{-4} \text{ lbf/in.}^2 = 2.089 \times 10^{-2} \text{ lbf/ft}^2$
Area	$1 \text{ ft}^2 = 144 \text{ in.}^2 = 929 \text{ cm}^2 = 0.0929 \text{ m}^2$
	$1 \text{ m}^2 = 10^4 \text{ cm}^2 = 1550 \text{ in.}^2 = 10.76 \text{ ft}^2$
Volume	$1 \text{ ft}^3 = 1728 \text{ in.}^3 = 2.832 \times 10^4 \text{ cm}^3 = 0.02832 \text{ m}^3$
	$1 \text{ m}^3 = 10^6 \text{ cm}^3 = 6.102 \times 10^4 \text{ in.}^3 = 35.31 \text{ ft}^3$
Density	$1 \text{ gal (U.S. liquid)} = 0.13368 \text{ ft}^3 = 0.003785 \text{ m}^3$
	$1 \text{ lbm/ft}^3 = 0.03108 \text{ slug/ft}^3 = 1.602 \times 10^{-2} \text{ g/cm}^3 = 16.02 \text{ kg/m}^3$
	$1 \text{ kg/m}^3 = 10^{-3} \text{ g/cm}^3 = 0.00194 \text{ slug/ft}^3 = 0.06242 \text{ lbm/ft}^3$
Viscosity (dynamic)	$1 \text{ lbm/ft-hr} = 8.634 \times 10^{-6} \text{ slug/ft-sec} = 4.134 \times 10^{-3} \text{ g/cm-sec} = 4.134 \times 10^{-4} \text{ kg/m-sec}$
	$1 \text{ kg/m-sec} = 10 \text{ g/cm-sec} = 2.089 \times 10^{-2} \text{ slug/ft-sec} = 2.419 \times 10^3 \text{ lbm/ft-hr}$
Thermal conductivity	$1 \text{ Btu/ft-hr-F} = 2.778 \times 10^{-4} \text{ Btu/ft-sec-F} = 1.730 \times 10^5 \text{ erg/cm-sec-K} = 1.730 \text{ W/m-K}$
	$1 \text{ W/m-K} = 10^5 \text{ erg/cm-sec-K} = 1.606 \times 10^{-4} \text{ Btu/ft-sec-F} = 0.578 \text{ Btu/ft-hr-F}$
Surface tension	$1 \text{ lbf/ft} = 1.459 \times 10^4 \text{ dyne/cm} = 14.59 \text{ N/m}$
	$1 \text{ N/m} = 10^3 \text{ dyne/cm} = 0.06854 \text{ lbf/ft}$
Latent heat of vaporization	$1 \text{ Btu/lbm} = 32.174 \text{ Btu/slug} = 2.32 \times 10^7 \text{ erg/g} = 2.324 \times 10^3 \text{ J/kg}$
	$1 \text{ J/kg} = 10^4 \text{ erg/g} = 1.384 \times 10^{-2} \text{ Btu/slug} = 4.303 \times 10^{-4} \text{ Btu/lbm}$
Heat transfer coefficient	$1 \text{ Btu/ft}^2\text{-hr-F} = 5.674 \times 10^3 \text{ erg/cm}^2\text{-sec-K} = 5.674 \text{ W/m}^2\text{-K}$
	$1 \text{ W/m}^2\text{-K} = 10^3 \text{ erg/cm}^2\text{-sec-K} = 0.1762 \text{ Btu/ft}^2\text{-hr-F}$

PHYSICAL CONSTANTS

- Gravitational acceleration (standard), $g = 32.174 \text{ ft/sec}^2 = 980.7 \text{ cm/sec}^2 = 9.807 \text{ m/sec}^2$
- Universal gas constant, $\bar{R} = 1545.2 \text{ ft-lbf/lbm-mol-R} = 1.987 \text{ Btu/lbm-mol-R} = 8.314 \times 10^7 \text{ erg/g-mol-K} = 8.314 \times 10^3 \text{ J/kg-mol-K}$
- Mechanical equivalent of heat, $J = 777.66 \text{ ft-lbf/Btu} = 4.184 \times 10^7 \text{ erg/cal} = 1 \text{ N-m/J}$
- Stefan-Boltzman constant, $\bar{\sigma} = 0.1713 \times 10^{-8} \text{ Btu/ft}^2\text{-hr-R}^4 = 5.670 \times 10^{-5} \text{ erg/cm}^2\text{-sec-K}^4 = 5.670 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{-K}^4$

เอกสารอ้างอิง

1. ดร. วิวัฒน์ ตัณฑะพานิชกุล และคณะ, ซีทีไปป์: เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแนวใหม่, วิศวกรรมสาร, มิถุนายน, หน้า 71-74, 2525.
2. Bairamov, R. and Toiliev, K., Heat Pipes in Solar Collectors, in "Advance in Heat Pipe Technology", Edited by D.A.Reay, Pergamon Press, 1982, pp. 47-54.
3. Busse, C.A. Pressure Drop in The Vapour Phase of Long Heat Pipes., Thermionic Conversion Specialists Conference, Palo Alto, Calif., October. 1967.
4. Chi, S.W., Heat Pipe Theory and Practice., Hemisphere Publishing Corporation, Washington, 1976.
5. Chisholm, D., The Heat Pipe., Mill & Boon Ltd., London, 1971.
6. Cotter, T.P. Theory of Heat Pipe., Los Alamos Sci. Lab. Report, No. LA-3246-MS, 1965.
7. Deverall, J.E., Kemme, F.E., and Florschuetz, L.W., Sonic Limitation and Startup Problems of Heat Pipes, Los Alamos Scientific Laboratory Rept., No. LA-4578, September, 1970.
8. Dunn, P.D. and Reay, D.A. Heat Pipes., 2nd.edi, Pergamon Press, Oxford, 1978.
9. Dutcher, C.H. Jr. and Bruke, M.R. Heat Pipes: A Cool Way to Cool Circuitry., Electronic, Feb, 16. 1970, pp. 94-100.
10. Gaugler, R.S., US Patent Application, Dec. 21, 1942.
11. Gorring, R.L., and Churchill, S.W., Thermal Conductivity of Heterogeneous Material, Chem. Eng. Progr., vol. 57, no. 7, pp. 53-59, 1961.

12. Griffith, P., and Wallis, J.D., The Role of Surface Conditions in Nucleate Boiling, ASME-AICHE Heat Transfer Conference, August, 1959.
13. Grover, G.M., US Patent 3229759 Filed 1963.
14. I.C. Bilegan and Fetcu, D., Performance Characteric of Gravity-Assisted Alumimum Extruded Heat Pipes, in "Advance in Heat Pipe Technology", Edited by D.A. Reay, Pergamon Press, Oxford, 1981.
15. Littwin, D.A. and McCurley, J., Heat Pipe Waste Heat Recovery Boilers., in "Advances in Heat Pipe Technology", Edited by D.A. Reay, Pergamon Press, 1982, pp. 213-224.
16. Raju, S.W.N. and Virender Kumar Rattan., Heat Pipe Construction., Chem.Eng., Dec, 17, 1979, pp 99-101.
17. Reay, D.A., Heat Pipe Heat Exchanger., The Chem.Eng., April, 1981, pp. 154-158.
18. Rohsenow, W.M. and Choi, M., Heat, Mass, and Momentum Transfer., Prentice-Hall Inc., Englewood Cliffs, N.J., 1961.
19. Tanaka, O., Yamakage, H., Ogushi, T., Murakami, M., and Tanaka, Y., Snow Smelting Using Heat Pipes., in "Advances in Heat Pipe Technology", Edited by D.A. Reay., Pergamon Press, 1982, pp. 11-23.
20. The Furukawa Electric Review, No. 71, The Furukawa Electric Co., Ltd., Japan, March, 1981.
21. Winter, E.R.F., and Barsch, W.U., The Heat Pipe., in "Advances in Heat Pipe Transfer", Vol.7, T.F. Irvine and J.P. Hartnett, eds., Academic Press, New York, 1971, pp. 219-320 g.
22. Yale Eastman, G.Y., The Heat Pipe., Sci.Am., 218, no. 5, 1968, pp. 38-46.

23. ศูนย์สถิติการพาณิชย์, กรมเศรษฐกิจการพาณิชย์, กระทรวงพาณิชย์ การนำสินค้าเข้า แยกตาม ชนิดสินค้า., มกราคม - ธันวาคม 2526, หน้า 64-70.



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย