

การควบแน่นการถ่ายเทความร้อนในท่อที่มีขนาดเล็ก

Condensation Heat Transfer in Small Diameter Tube



นาย วิรัตน์ เหมือนหนู
นาย เอกชัย นาควงศ์

โครงการวิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร

อุตสาหกรรมศาสตรบัณฑิต

สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

พ.ศ. 2542

หัวข้อโครงการวิศวกรรมศาสตร์
โดย

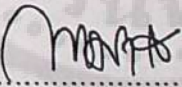
ภาควิชา
อาจารย์ที่ปรึกษา

การควบคุมและการถ่ายเทความร้อนในท่อที่มีขนาดเล็ก
นาย วิรัตน์ เหมือนหนู
นายเอกชัย นาควงศ์
วิศวกรรมเครื่องกล
อาจารย์ไพศาล นาคผล

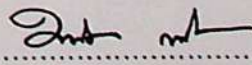
คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ อนุมัติให้รับโครงการ
วิศวกรรมศาสตร์เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา ตามหลักสูตรอุตสาหกรรมศาสตรบัณฑิต

..... คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์
(รองศาสตราจารย์ ดร.ศักดิ์ กองสุวรรณ)

คณะกรรมการสอบโครงการวิศวกรรมศาสตร์


..... ประธานกรรมการ
(อาจารย์ไพศาล นาคผล)

..... กรรมการ
(อาจารย์ กฤษณะ วัฒนสีลวัต)


..... กรรมการ
(อาจารย์มนต์ แป้งใส)

การควบแน่นและการถ่ายเทความร้อนในท่อที่มีขนาดเล็ก

ปีการศึกษา 2542

โดย

วิรัตน์ เหมือนหนู

เอกชัย นาควงศ์

อาจารย์ที่ปรึกษา

อาจารย์ไพศาล นาคผล

บทคัดย่อ

โครงการวิศวกรรมฉบับนี้เป็นการศึกษาการควบแน่น และการถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็น ในท่อที่มีขนาดเล็ก ซึ่งผู้ศึกษาได้ออกแบบระบบการควบแน่นและถ่ายเทความร้อน โดยใช้สารทำความเย็น R-12 เป็นสารทำงานและใช้น้ำเป็นสารหล่อเย็น โดยอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน แบบเปลือกและท่อ (Shell and Tube) มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของเปลือก 2.527 เซนติเมตร และขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อ 0.25 เซนติเมตร มีจำนวน 3 ท่อ ในส่วนของท่อที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อนมีความยาว 80 เซนติเมตร เพื่อศึกษาถึงการถ่ายเทความร้อน ระหว่างสารทำความเย็นและน้ำ

จากการทดลองพบว่า อัตราการไหลของน้ำมีผลต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม และสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนขณะที่ควบแน่นของสารทำความเย็น กล่าวคือ เมื่ออัตราการไหลของน้ำเพิ่มขึ้น ทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมและการถ่ายเทความร้อนภายในท่อดีขึ้น

Condensation heat transfer in small diameter tube

Academic year 1999

By

Mr. Wirat Mueannoo

Mr. Ekachai Nakwong

Project Report Advisor

Mr. Paisarn Naphon

ABSTRACT

The purpose of this engineering scheme was to study a condenser and heat transferring of the refrigerant in a small diameter pipe. Which the researcher designed the systems of condensing and heat transferring by using R-12 refrigerant as working fluid and used the water as a coolant. An equipment to be used for heat transferring was the type of shell and tube with small diameter of 2.527 centimeters and the pipe diameter of 0.25 centimeters comprising of three pipes. In part of a pipe for using in heat transferring , its length was 80 centimeters. The part of such a pipe was used for study the transferring of heat between the refrigerant and water

From an experiment, it was found that the rate of water flow resulted in coefficient of the total heat transferring and coefficient of heat transferring inside the pipe. Namely , when the rate of water flow was increased, it would make the total coefficient of heat transferring and heat transferring inside the pipe improved.

กิตติกรรมประกาศ

ผู้เขียนขอขอบพระคุณ อาจารย์ไพศาล นาคผล และอาจารย์ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกลทุกท่าน ที่ได้ให้คำปรึกษา แนะนำตรวจสอบ แก้ไข จนทำให้โครงการวิศวกรรมศาสตร์ ฉบับนี้มีความสมบูรณ์มากยิ่งขึ้น ขอขอบพระคุณ คุณพ่อ คุณแม่ และคณาจารย์ทุกท่าน ที่ได้อบรมสั่งสอนให้ความรู้แก่ผู้เขียนมาตั้งแต่ต้น รวมถึงเพื่อนๆ ที่ให้การสนับสนุนและเป็นกำลังใจให้ด้วยดีตลอดมา จนกระทั่งทำให้ผู้เขียน มีโอกาสเขียน โครงการวิศวกรรมศาสตร์ฉบับนี้ได้สำเร็จ

คณะผู้จัดทำ

กุมภาพันธ์ 2543

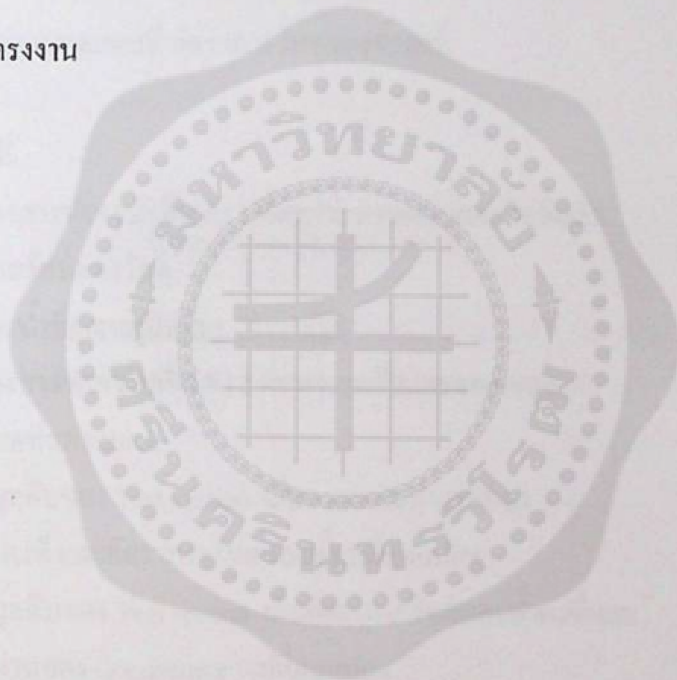


สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	ก
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	ง
กิตติกรรมประกาศ	จ
สารบัญ	ฉ
สารบัญตาราง	ช
สารบัญรูป	ฅ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ	ฎ
บทที่	
1. บทนำ	1
ความสำคัญและที่มาของโครงการวิศวกรรม	1
วัตถุประสงค์ของโครงการวิศวกรรม	1
ขอบเขตของโครงการวิศวกรรม	1
ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	2
2. ทฤษฎี	3
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	3
ชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	3
การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	6
คอนเดนเซอร์	9
กฎการถ่ายเทความร้อน	12
สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน	16
การถ่ายเทความร้อนขณะที่มีการควบแน่นในท่อ	18

สารบัญ (ต่อ)

บทที่	หน้า
3. การคำนวณออกแบบ	24
4. วิธีการทดลองและผลการทดลอง	43
5. สรุปและข้อเสนอแนะ	56
บรรณานุกรม	58
ภาคผนวก	59
ประวัติผู้จัดทำโครงการ	89



สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
2.1 ค่าโดยประมาณของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย	15
2.2 ค่าหนึ่งหน่วยการนำความร้อนที่ผิวหรือสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (ค่าโดยประมาณ) สำหรับการควบแน่นของไอบริสุทธิ	23
4.1 แสดงขนาดของ Test section	44
4.2 แสดงเงื่อนไขการทดสอบที่ภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์คงที่	46
4.3 แสดงเงื่อนไขการทดสอบที่ อัตราการไหลของน้ำคงที่	47
ตารางภาคผนวกที่	
1.1 คุณสมบัติของสารทำความเย็น R12 ที่สภาวะของเหลวและไออิ่มตัว	60
1.2 ค่าการนำความร้อนของวัสดุ	62
1.3 คุณสมบัติของน้ำที่อุณหภูมิต่างๆ	64
1.4 คุณสมบัติของสารทำความเย็น R12 ที่สภาวะแก๊สและของเหลว	65
1.5 การเลือกขนาดท่อทองแดง	66
3.1 แสดงผลข้อมูลดิบของ Test section เมื่อภาระการทำงานของ Compressor คงที่ และอัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง	70
3.2 แสดงผลข้อมูลดิบของ Test section เมื่ออัตราการไหลของน้ำคงที่และ ภาระการทำงานของ Compressor เปลี่ยนแปลง	72
5.1 แสดงผลที่ได้จากการคำนวณของ Test section เมื่อภาระการทำงานของ Compressor คงที่ และอัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง	80
5.2 แสดงผลที่ได้จากการคำนวณของ Test section เมื่ออัตราการไหลของน้ำคงที่ และภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์เปลี่ยนแปลง	82

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 แสดงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อสองชั้น แบบไหลสวนทางและแบบไหลขนาน	4
2.2 แสดงเครื่องแลกเปลี่ยนแบบที่ของไหลมีทิศทางการตั้งฉากกัน	5
2.3 แสดงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ	5
2.4 แสดงการควบแน่น	6
2.5 แสดงการระเหย	6
2.6 แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในเครื่องควบแน่นแบบของไหล ในท่อไหลผ่านเครื่องเทียวดียว	7
2.7 แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในอีวาपोเรเตอร์แบบของไหล ในท่อผ่านเครื่องเทียวดียว	7
2.8 แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ ของไหลในท่อ ไหลผ่านเครื่องเทียวดียวและของไหลไหลทางเดียว	8
2.9 แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ ของไหลในท่อ ไหลผ่านเครื่องเทียวดียวและของไหลไหลสวนทางกัน	8
2.10 แสดงลักษณะคอนเดนเซอร์ระบายความร้อนด้วยอากาศ	10
2.11 แสดงเครื่องควบแน่นใช้น้ำหล่อเย็นแบบท่อคู่	10
2.12 รูปตัดของ Dri-fan ของเครื่องควบแน่นแบบระเหย	11
2.13 การเรียงท่อในเครื่องควบแน่น (condenser) และของเหลว (condenser) ที่ไหลลงมาตามของท่อ	19
2.14 การเคลื่อนที่ของของไหลในท่อกลมในขณะที่ไอกำลังควบแน่นภายในท่อ	20
4.1 แสดงอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง	43
4.2 แสดงลักษณะของ Test section	44

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่คอมเพรสเซอร์คังที่	48
4.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อ ที่คอมเพรสเซอร์คังที่	49
4.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายนอกท่อ ที่คอมเพรสเซอร์คังที่	50
4.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อกที่คอมเพรสเซอร์คังที่	51
4.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่อัตราการไหลของน้ำคังที่	52
4.8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อที่อัตราการไหลของน้ำคังที่	53
4.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายนอกท่อที่อัตราการไหลของน้ำคังที่	54
4.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์กับอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อกที่อัตราการไหลของน้ำคังที่	55
รูปภาพภาคผนวกที่	
2.1 แสดงแผนภูมิคุณสมบัติของสารทำความเย็น R 12	68

คำอธิบายสัญลักษณ์ และคำย่อ

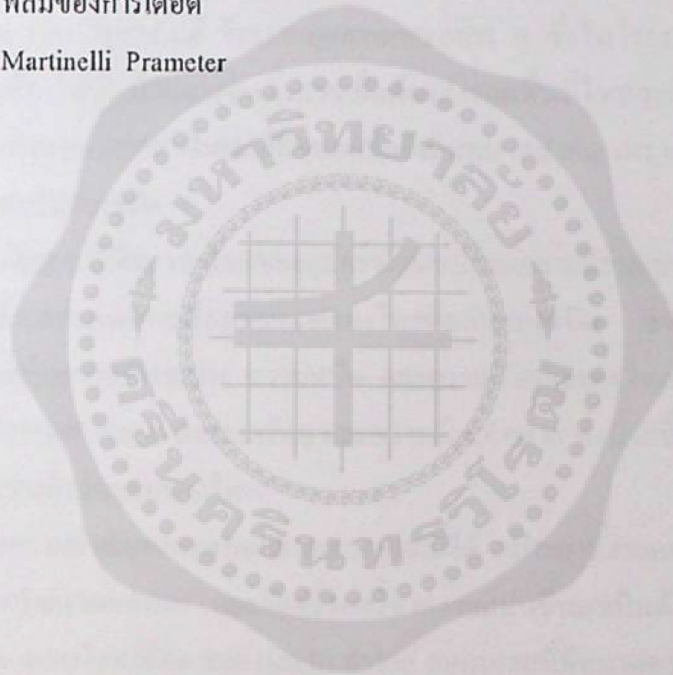
สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
A	พื้นที่ผิว	m^2
A_i	พื้นที่ผิวภายใน	m^2
A_m	พื้นที่ผิวเฉลี่ย	m^2
A_o	พื้นที่ผิวภายนอก	m^2
D	เส้นผ่าศูนย์กลาง	m
D_i	เส้นผ่าศูนย์กลางภายใน	m
D_o	เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอก	m
D_{is}	เส้นผ่าศูนย์กลางภายใน Shell	m
D_{os}	เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอก Shell	m
D_{it}	เส้นผ่าศูนย์กลางภายใน Tube	m
D_{ot}	เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอก Tube	m
D_h	เส้นผ่าศูนย์กลางไฮดรอลิกของท่อ	m
G	อัตราการเชิงมวล	kg/m^2s
G_i	อัตราการเชิงมวล ของของเหลว	kg/m^2s
G_v	อัตราการเชิงมวล ของไอ	kg/m^2s
h	เอนทาลปี	kJ/kg
h_f	การสูญเสียหลัก	M
h_{fg}	ความร้อนแฝงในการเปลี่ยนสถานะ	kJ/kg
h_i	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อ	$W/m^2.k$
h_o	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายนอกท่อ	$W/m^2.k$
I	กระแสไฟฟ้า	Ampere
K_{copper}	ค่าการนำความร้อนของทองแดง	$W/m.k$
k_i	ค่าการนำความร้อนของวัสดุ	$W/m.k$
k_w	ค่าการนำความร้อนของน้ำ	$W/m.k$
L_c	ความยาวสมมูล	m

คำอธิบายสัญลักษณ์ และคำย่อ

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
m	อัตราการไหล	kg/s
m_R	อัตราการไหลของสารทำความเย็น	kg/s
m_w	อัตราการไหลของน้ำ	kg/s
Nu	ค่าตัวเลขเชลล์นัมเบอร์	-
P	ความดัน	kp _a
Pr	ตัวเลขแพรนเดิล	-
Q	อัตราการถ่ายเทความร้อน	W
Q_w	อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำ	m ³ /s
Q_{Re}	อัตราการถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็น	kw
Re	ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์	-
Re_1	ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ของของไหล	-
Re_w	ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ของแก๊ส	-
T	อุณหภูมิ	°C
T_i	อุณหภูมิทางเข้า	°C
T_o	อุณหภูมิทางออก	°C
t	ความหนาของท่อ	m
U	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม	W/ m ² .k
U_i	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายใน	W/ m ² .k
U_o	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายนอก	W/ m ² .k
V	ความเร็ว	m/s
V_w	ความเร็วของน้ำ	m/s
X	คุณภาพของไอ	-
X_m	คุณภาพของไอเฉลี่ย	-
ΔT_{LMTD}	อุณหภูมิเฉลี่ยระหว่างภายนอกท่อและภายในท่อ	k
σ	ค่าคงที่ของสตีเฟนและ โบลซ์แมน	N/m
η	ประสิทธิภาพ	-

คำอธิบายสัญลักษณ์ และคำย่อ

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
ρ_l	ความหนาแน่นของของเหลว	kg/ m ³
ρ_v	ความหนาแน่นของแก๊ส	kg/ m ³
μ_l	ความหนืดสมบูรณ์ของของเหลว	kg/ m.s
μ_v	ความหนืดสมบูรณ์ของแก๊ส	kg/ m.s
ϕ	ฟิล์มของการเดือด	-
χ	Martinelli Prameter	-



บทที่ 1

บทนำ

ความสำคัญและที่มาของโครงการวิศวกรรมศาสตร์

ปัจจุบันนี้การควบแน่นและการถ่ายเทความร้อนในท่อที่มีขนาดเล็ก นิยมใช้กันมากในระบบทำความเย็น เช่น ในรถยนต์ โรงงานอุตสาหกรรมต่าง ๆ ซึ่งในโรงงานอุตสาหกรรมติดตั้งคอนเดนเซอร์จะต้องใช้พื้นที่ในการติดตั้งมากเพื่อต้องการลดพื้นที่ในส่วนนี้ เพราะฉะนั้นการควบแน่นและการถ่ายเทความร้อนในท่อที่มีขนาดเล็กจึงมีบทบาทสำคัญ เพราะจะได้ลดพื้นที่ในการติดตั้งและลดต้นทุนในการผลิต

การวิเคราะห์เชิงความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกับเชลล์ คือการหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลติดกันสองชนิด ซึ่งค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจะขึ้นอยู่กับความหนาแน่น ความหนืด และความเร็วของของไหล รวมทั้งขึ้นอยู่กับคุณสมบัติทางความร้อน เช่น ค่าการนำความร้อน และความร้อนจำเพาะ ทั้งนี้จะขึ้นอยู่กับความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างผิววัตถุกับของไหล

จากความสำคัญของชุดทดลองและเหตุผลที่ได้ กล่าวมาทั้งหมด จึงทำให้ผู้ที่ศึกษาได้คิดค้น หาวิธีการพัฒนาออกแบบ และจัดสร้างเครื่องความแน่นขึ้นมาเป็นต้นแบบ เพื่อใช้ในการศึกษา โดยการออกแบบโดยใช้ท่อเชลล์ (Shell) ทำจาก สแตนเลสที่มีขนาดความยาว 1 เมตร เส้นผ่าศูนย์กลาง 0.0254 เมตร และมี Test tubes มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 3 มิลลิเมตร ซึ่งท่อ Test tubes ทำจากทองแดง การศึกษาท่อ Test section เพื่อนำไปคำนวณ และออกแบบระบบการควบแน่นและการถ่ายเทความร้อนในท่อที่มีขนาดเล็ก

วัตถุประสงค์ของโครงการวิศวกรรมศาสตร์

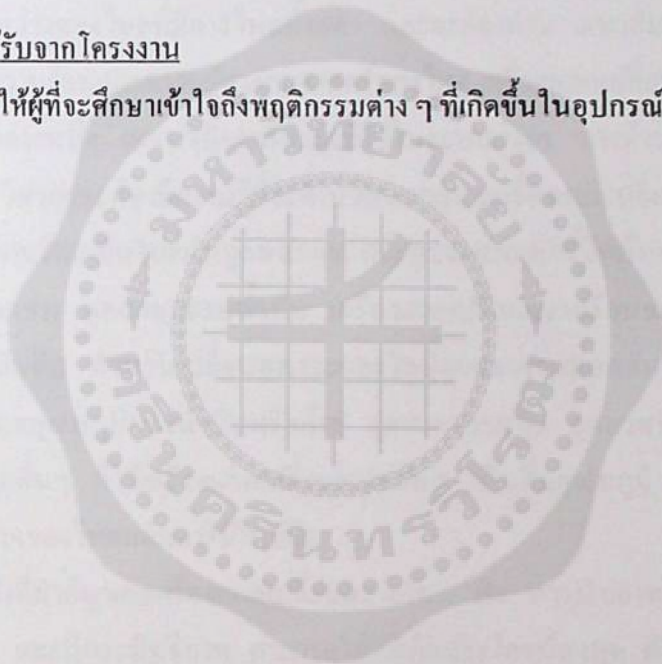
1. เพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในท่อที่มีขนาดเล็ก
2. เพื่อศึกษาผลของขนาดท่อที่มีต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

ขอบเขตของโครงการวิศวกรรมศาสตร์

1. ชุดทดลองโดยใช้น้ำเป็นสารหล่อเย็น
2. ใช้สารทำความเย็น R-12 เป็นสารทำงาน
3. ใช้ท่อทดสอบ (Test section) ขนาดความยาว 0.8 เมตร มีเส้นผ่าศูนย์กลางกลาง 0.0254 เมตร จำนวน 1 ท่อ ทำจากสแตนเลส (Stainless)
4. ใช้ท่อ Test tubes ความยาว 0.8 เมตร มีเส้นผ่าศูนย์กลางกลาง 3.0 มิลลิเมตร จำนวน 3 ท่อ ทำจากทองแดง

ประโยชน์ที่จะได้รับจากโครงการ

เพื่อให้ผู้ที่ศึกษาเข้าใจถึงพฤติกรรมต่าง ๆ ที่เกิดขึ้นในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน
ได้ดียิ่งขึ้น



บทที่ 2

ทฤษฎี

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger)

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนคือ เครื่องมือที่ให้สำหรับถ่ายเทความร้อนจากของไหลชนิดหนึ่งไปยังของไหลอีกชนิดหนึ่ง โดยที่ของไหลไม่จำเป็นต้องผสมกัน แต่ให้แยกกันโดยใช้ผนังเป็นตัวกั้นอยู่ระหว่างของไหลที่มีการไหลทั้งสอง และจะต้องคำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนส่งผ่านของความร้อนและความรู้ทางกลศาสตร์ของไหล เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นเครื่องมือที่สำคัญมากอย่างหนึ่ง เพราะเป็นเครื่องมือที่ใช้ในระบบต่างๆ ทางด้านวิศวกรรมศาสตร์เป็นอย่างกว้างขวาง วิศวกรจะต้องมีความรู้ที่จะคำนวณออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้เพื่อให้เกิดการใช้พลังงานความร้อนเป็นไปอย่างถูกหลักการ กระบวนการเหล่านี้มีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นองค์ประกอบเช่น อุตสาหกรรมน้ำมัน เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะถูกใช้สำหรับการเพิ่มอุณหภูมิของน้ำมันดิบ สำหรับเปลี่ยนสภาวะของไอที่ออกมาจากท่อกลับให้กลายเป็นของเหลว และสำหรับการลดอุณหภูมิของน้ำมันหรือก๊าซ อุตสาหกรรมปุ๋ย อุตสาหกรรมเส้นใยสังเคราะห์ และอุตสาหกรรมอื่นๆ ก็ใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อเพิ่มอุณหภูมิ ลดอุณหภูมิหรือหมุนเวียนความร้อนจากของไหลกลับมาใช้ใหม่อีก

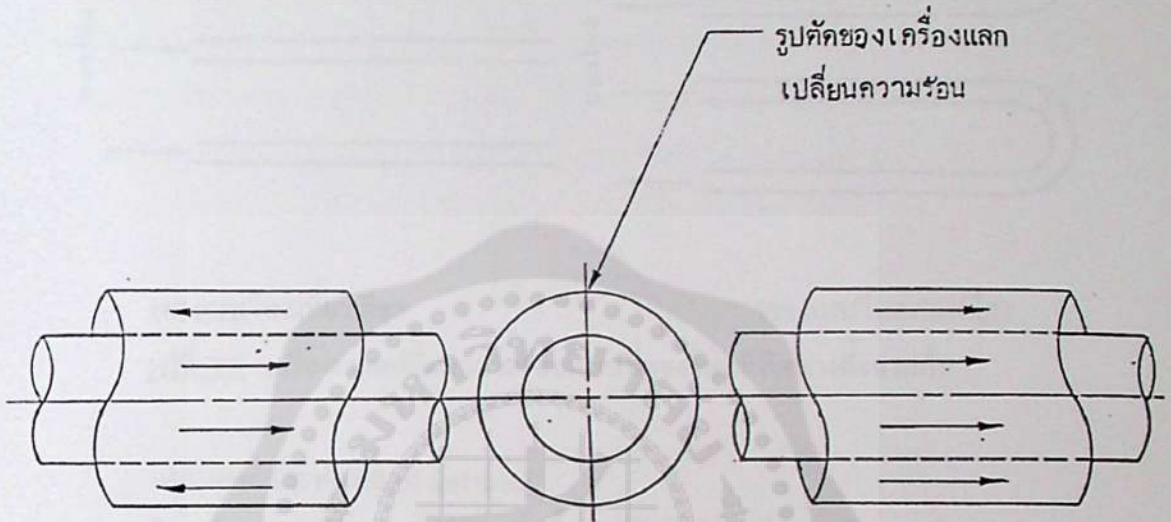
หน้าที่สำคัญของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน คือ การนำเอาพลังงานความร้อนมาใช้ อย่างถูกหลักการ และมีประสิทธิภาพ สามารถให้ใช้เกิดประโยชน์สูงสุด ดังนั้นวิธีใช้ และวิธีการเลือกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จะต้องทำอย่างระมัดระวังมาก เงื่อนไขที่สำคัญอย่างหนึ่งสำหรับการเลือกอุปกรณ์ที่ใช้ในอุตสาหกรรม ซึ่งรวมถึงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนก็คือ ความมีประสิทธิภาพในการทำงานสูงและราคาถูก

ชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Classification of heat exchanger)

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีหลายแบบ การจำแนกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอาจทำได้โดยอาศัยทิศทางการเคลื่อนที่ของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และลักษณะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นหลักโดยทั่วไป จำแนกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ออกเป็น 3 แบบ คือ

แบบท่อสองชั้น (Concentric tube)

ชนิดท่อสองชั้น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ อาจอยู่ในลักษณะของท่อ 2 ท่อ สวมเข้าด้วยกัน ดังแสดงในรูปที่ 2.1 ส่วนการไหลของของไหลทั้งสอง ไหลในทิศทางเดียวกันคือ เป็นการไหลแบบขนาน และถ้าการไหลมีทิศทางตรงกันข้าม เรียกว่า การไหลแบบสวนทางกัน



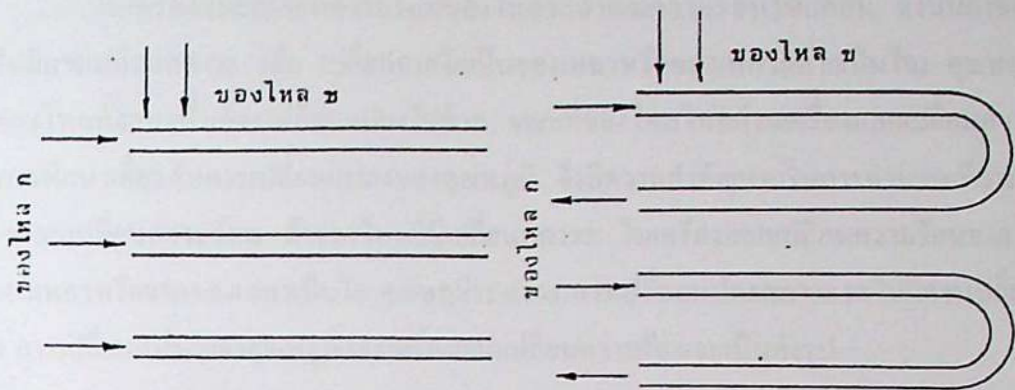
ก. แบบไหลสวนทาง

ข. แบบไหลขนาน

รูปที่ 2.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อสองชั้นแบบไหลสวนทางและแบบไหลขนาน

แบบที่ของไหลมีทิศทางตั้งฉากกัน (Cross flow)

ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ ของไหลจะไหลทิศทางตั้งฉากกัน คือ ลักษณะของการไหล อาจจะไหลเดี่ยวเดียว หรือ ไหลสองเที่ยวหรือมากกว่านี้ก็ได้ดังรูปที่ 2.2



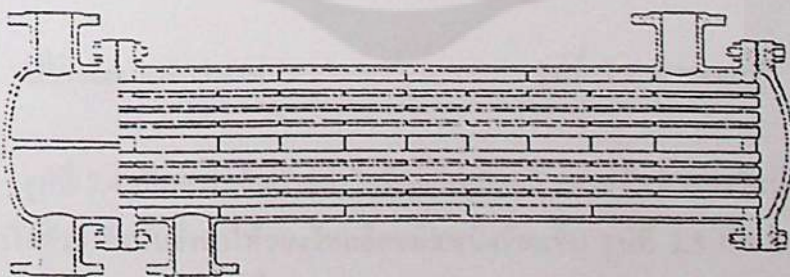
(ก) แบบไหลเดี่ยว

(ข) แบบไหลสองเที่ยว

รูปที่ 2.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ของไหลมีทิศทางตั้งฉากกัน

แบบเชลล์และท่อ (Shell and tube)

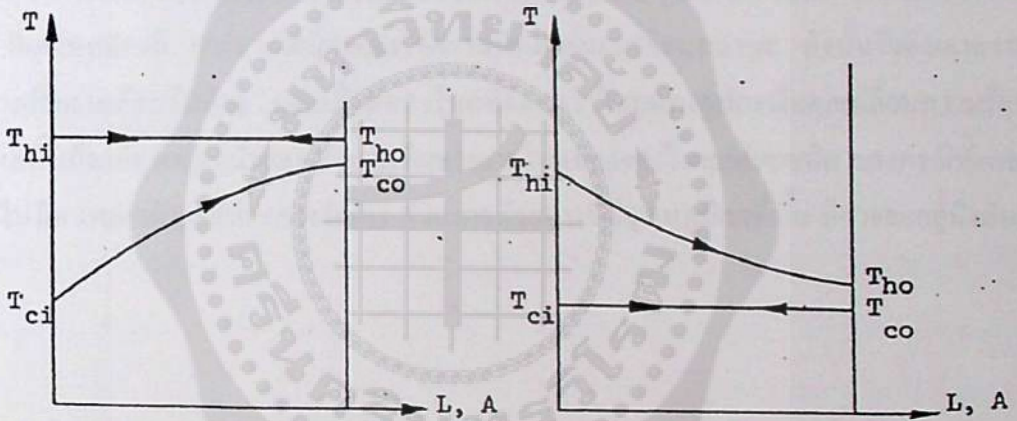
ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ ของไหลอย่างหนึ่งจะอยู่ในเชลล์ และอีกอย่างหนึ่งจะอยู่ในท่อ ส่วนการไหลอาจอยู่ในลักษณะการไหลสวนทาง หรือไหลแบบขนาน หรืออาจจะมีทั้ง 2 แบบ ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเดียวกันก็ได้ นอกจากนี้ของไหลอาจจะมีทิศทางตั้งฉากกับท่อด้วย ดังรูปที่ 2.3



รูปที่ 2.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์ และท่อ

การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Temperature variation)

ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของไหลจะถ่ายเทความร้อนให้แก่กัน ดังนั้นถ้าของไหลไม่มีการเปลี่ยนสภาวะ (คือ เปลี่ยนจากไอเป็นของเหลวหรือของเหลวกลายเป็นไอ) อุณหภูมิของของไหลทั้งสองนั้นก็จะเปลี่ยนแปลงไปด้วย ขณะที่ของไหลไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนการศึกษาเกี่ยวกับการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ จึงมีความสำคัญมากในการคำนวณเกี่ยวกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ถ้าของไหลที่มีเปลี่ยนสภาวะ ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจากไอเป็นของเหลวหรือจากของเหลวเป็นไอ อุณหภูมิระหว่าง การเปลี่ยนแปลงสภาวะจะไม่มี การเปลี่ยนแปลง การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิและเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะเป็นดังรูป



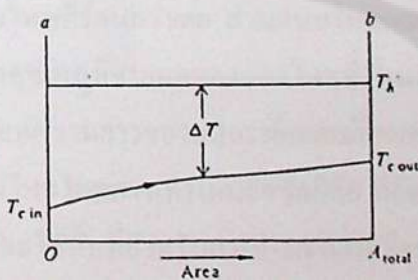
รูปที่ 2.4 การควบแน่น

รูปที่ 2.5 การระเหย

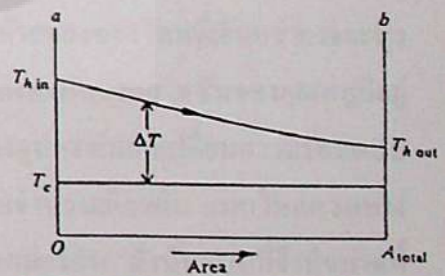
รูปที่ 2.4 เป็นการกลั่นตัวของไอที่อุณหภูมิคงที่ การกลั่นตัวของไอนี้จะคายความร้อนแฝงออกจากไอดีด้วย ดังนั้นจึงทำให้ของไหลอีกชนิดหนึ่งร้อนขึ้น รูปที่ 2.5 เป็นการระเหยของของเหลวที่อุณหภูมิคงที่ การระเหยนี้จะต้องใช้ความร้อนแฝงมาเปลี่ยนสถานะ ดังนั้นจึงดึงเอาความร้อนจากสิ่งแวดล้อมได้ด้วย และเมื่อของไหลที่ร้อนกว่าไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนของไหล นั้นจะมีอุณหภูมิลดน้อยลง สำหรับทิศทางการไหลของของไหลแต่ละชนิดของกรณีทั้งสองนั้น ก็ไม่มีความสำคัญแต่ประการใดเลย ส่วนสารตัวกลางที่มีอุณหภูมิคงที่นั้น ก็อาจจะอยู่ร่วมกับที่ก็ได้ มีอีกในกรณี ที่ไม่มีการเปลี่ยนสถานะของสารทำงานสองตัว

อุณหภูมิของของไหลต่างๆ ภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ปกติแล้วจะมีค่าไม่คงที่แต่จะแปรค่าจากจุดหนึ่ง ไปยังอีกจุดหนึ่ง เมื่อมีความร้อนไหลจากของไหลที่ร้อน ไปยังของไหลที่เย็นกว่า ดังนั้นถึงแม้ความต้านทานความร้อนตามเส้นทางการไหล จะมีค่าคงที่ก็ตาม อัตราการถ่ายเทความร้อนก็ยังคงแปรค่าตามเส้นทางของการไหลในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนั้น ทั้งนี้เพราะอัตราการถ่ายเทความร้อนนี้แปรค่าตามความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างของไหลร้อนกับของไหลเย็นที่แต่ละจุดรูป 2.7 , 2.8, 2.9 และ 2.10 แสดงให้เห็นการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิที่จะเกิดขึ้นกับของไหลทั้งสองที่อยู่ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกับเชลล์ (Shell and tube) ของรูป 2.3 จากรูปทั้งสี่นั้น ระยะห่างระหว่างเส้นกราฟทั้งสองเป็นความแตกต่างของอุณหภูมิ ΔT ระหว่างของไหลทั้งสอง

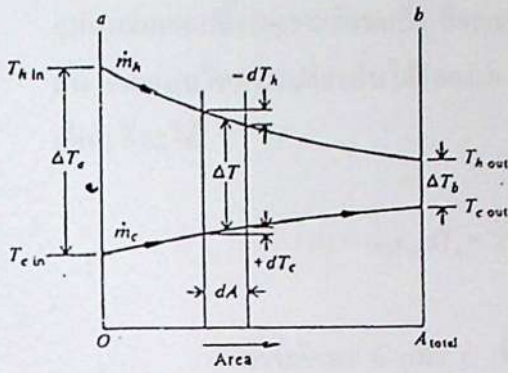
รูปที่ 2.4 เป็นการกลั่นตัวของไอที่อุณหภูมิคงที่ การกลั่นตัวของไอนี้จะคายความร้อนแฝงออกจากไอดีด้วย ดังนั้นจึงทำให้ของไหลอีกชนิดหนึ่งร้อนขึ้น, รูปที่ 2.5 เป็นการระเหยของของเหลว ที่อุณหภูมิคงที่ การระเหยนี้จะต้องใช้ความร้อนแฝงมาเปลี่ยนสถานะ ดังนั้นจึงดึงเอาความร้อนจากสิ่งแวดล้อมไปด้วย และเมื่อมีของไหลที่ร้อนกว่าไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนของไหลนั้นก็จะมีความร้อนน้อยลง สำหรับทิศทางการไหลของของไหลแต่ละชนิด ของกรณีทั้งสองนั้น ก็ไม่มีความสำคัญแต่ประการใดเลย ส่วนสารตัวกลางที่มีอุณหภูมิคงที่นั้น ก็อาจจะอยู่นิ่งกับที่ก็ได้



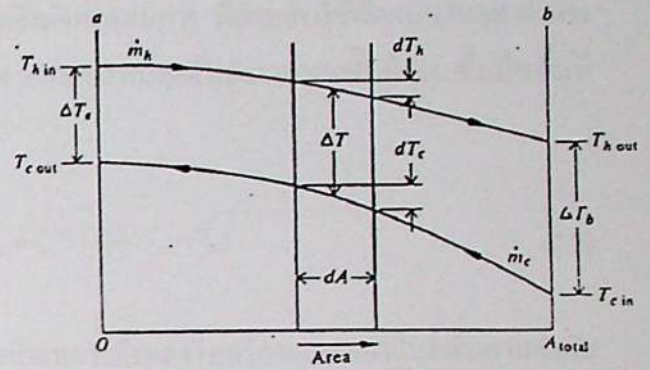
รูปที่ 2.6 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในเครื่องควบแน่นแบบของไหลในท่อไหลผ่านเครื่องเดียว



รูปที่ 2.7 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในอิวาเปอร์เรเตอร์แบบของไหลในท่อไหลผ่านเครื่องเดียว



รูปที่ 2.8 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายใน
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ
ของไหลในท่อไหลผ่านเครื่องเดียว
เดียวและของไหลไหลทางเดียวกัน



รูปที่ 2.9 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายใน
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ
ของไหลในท่อไหลผ่านเครื่องเดียว
เดียวและของไหลไหลสวนทางกัน

อุณหภูมิภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกัน เป็นแบบไหลสวนทางกัน สำหรับกรณีหลังนั้นของไหลจะไม่มี การเปลี่ยนแปลงสถานะ, ความยาวของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนั้นไม่เป็นเรื่องที่สำคัญเลย ในกรณีของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกันนั้น อุณหภูมิสุดท้ายของของไหลที่เย็นกว่า จะไม่มีโอกาสสูงเท่ากับอุณหภูมิของของไหลที่ร้อนกว่าเลย ส่วนแบบไหลสวนทางกัน อุณหภูมิสุดท้ายของของไหลที่เย็นกว่าอาจจะสูงกว่าอุณหภูมิขาออกของของไหลที่ร้อนกว่าก็ได้ ทั้งนี้เพราะยังคงมีความลาดชันของอุณหภูมิอยู่ตลอดความยาวของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนั้น ข้อดีของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบของไหลไหลสวนทางกันอีกข้อก็คือ ที่อัตราการถ่ายเทความร้อนจำนวนเดียวกัน แบบไหลสวนทางกันจะใช้พื้นที่สำหรับการถ่ายเทความร้อนน้อยกว่าแบบไหลสวนทางเดียวกัน ดังนั้นแบบนี้จึงมีขนาดที่เล็กกว่า

ในการหาอัตราการถ่ายเทความร้อนของกรณีต่างๆ ที่กล่าวมาแล้วนั้นล้วนแต่จะต้องอินทิเกรตให้ทั่วพื้นที่ A ที่ใช้ถ่ายเทความร้อนตลอดความยาวของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน จากสมการ

$$dq = U dA \Delta T \quad (2.1)$$

จากสมการดังกล่าว ถ้าหากสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม U มีค่าคงที่, 'ไม่มี' การเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์ และมีฉนวนหุ้ม (ไม่มี การถ่ายเทความร้อน) ให้แก่ตัวเรือนของ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแล้ว ก็จะสามารถอินทิเกรตสมการ ที่สำหรับใช้กับแบบไหลสวนทาง กัน และแบบไหลทางเดียวกันได้โดยง่าย และจากสมการสมดุลพลังงานบนพื้นที่ dA ซึ่งเป็นพื้นที่ เล็กๆ ก็จะได้

$$da = \dot{m}_h c_{ph} dT_h = \pm \dot{m}_c c_{pc} dT_c = U dA (T_h - T_c) \quad (2.2)$$

สำหรับอักษร h และ c ที่ห้อยท้ายหมายถึงของไหลร้อนและของไหลเย็นตามลำดับ ส่วนเครื่องหมายบวก ในเทอมที่สามนั้นสำหรับใช้กับกรณีของไหลไหลทางเดียวกัน

ชื่อ m คือ อัตราการไหลโดยมวล และ C คือความร้อนจำเพาะ ค่าอุณหภูมิที่แตกต่างกันหาได้จากสมการที่ 2.2

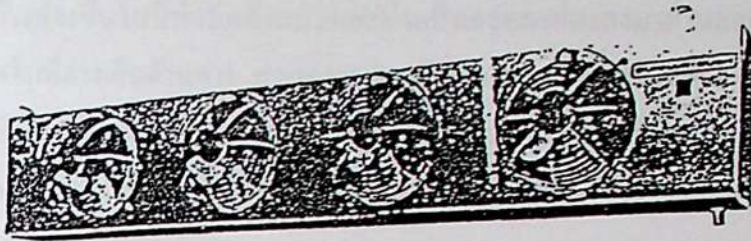
คอนเดนเซอร์ (Condensers)

คอนเดนเซอร์ หรือ "อุปกรณ์ควบแน่น" คือ อุปกรณ์ที่ทำให้สารความเย็นในสภาพที่เป็นไอเปลี่ยนสภาพเป็นของเหลวโดยการระบายความร้อนออกจากสารความเย็นน้ำยาหรือสารทำความเย็นในสถานะที่เป็นไอมีความดันสูง อุณหภูมิสูง ซึ่งถูกอัดส่งมาจากคอมเพรสเซอร์เมื่อถูก ระบายความร้อนออกจะกลั่นตัวเป็นน้ำยาในคอนเดนเซอร์ แต่ยังคงมีความดันและอุณหภูมิสูงอยู่

ชนิดของคอนเดนเซอร์หลักๆ ได้แก่คอนเดนเซอร์ที่ระบายความร้อนด้วยอากาศ (Air - cooled condensers) คอนเดนเซอร์ระบายความร้อนด้วยน้ำ (Water - cooled condensers) และ คอนเดนเซอร์ที่ใช้การระเหย (Evaporative condensers) ซึ่งจะใช้น้ำทั้งอากาศและน้ำ

1. เครื่องควบแน่นใช้อากาศหล่อเย็น (Air - cooled condensers)

การไหลเวียนของอากาศอาจจะเป็นแบบธรรมชาติ หรือ เกิดจากการไหลแบบบังคับ โดยการ ใช้พัดลม การไหลแบบธรรมชาติมีประสิทธิภาพต่ำกว่าแบบบังคับ จึงมักใช้กับตู้เย็นขนาดเล็กภายในบ้าน สำหรับบังคับ



รูปที่ 2.10 แสดงลักษณะคอมเดนเซอร์ระบายความร้อนด้วยอากาศ

2. เครื่องควบแน่นแบบใช้น้ำหล่อเย็น (Water - cooled condensers)

เครื่องควบแน่นแบบใช้น้ำหล่อเย็น แบ่งออกเป็น 3 แบบ

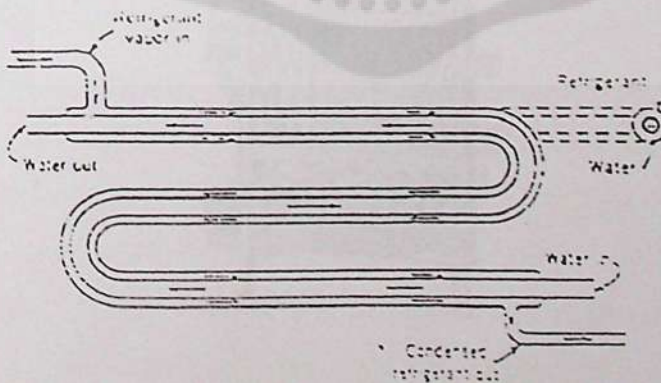
2.1 ท่อคู่ (Double tube)

2.2 เปลือกและคอยล์ (Shell and coil)

2.3 เปลือกและท่อ (Shell and tube)

เครื่องควบแน่นท่อคู่ประกอบด้วยท่อ 2 ท่อซ้อนกันอยู่ โดยท่อหนึ่งสอดอยู่ในอีกท่อ

หนึ่ง



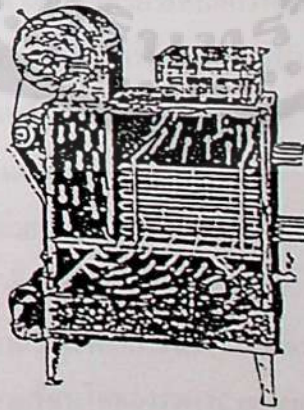
รูปที่ 2.11 เครื่องควบแน่นใช้น้ำหล่อเย็นแบบท่อคู่

3. เครื่องควบแน่นแบบระเหยตัว (Evaporative condensers)

เครื่องควบแน่นแบบนี้จะรวมเป็นหน่วยเดียวกับหอทำน้ำเย็นการทำงานปัม จะทำการปัมน้ำจากอ่างข้างล่างขึ้นไปที่หัวฉีดด้านบนและพ่นเป็นละอองฝอยลงมาผ่านคอลล์สารความเย็นและไหลกลับลงไปที่อ่างเก็บด้านล่าง ส่วนอากาศจะเข้าจากภายนอกทางด้านล่าง และถูกพัดลมซึ่งติดไว้ด้านบนเป่าออกไปอากาศที่ผ่านไปทางด้านล่างนี้จะพาเอาไอน้ำที่พ่นเป็นละอองไปด้วยจึงมีแผ่น Eliminator เป็นตัวกันละอองไอน้ำไว้ บางแบบอาจจะใช้ Blower ดูดอากาศจากด้านล่างและเป่าอากาศผ่านละอองน้ำไปออกด้านบน

ระบบของการใช้เครื่องควบแน่นแบบระเหยตัวนี้พลังงานความร้อนจะถูกพาออกไปประมาณ 2260 kJ/kg ของน้ำที่ระเหย และเนื่องจากอุณหภูมิและความชื้นของอากาศเพิ่มขึ้นเมื่อผ่านเครื่องควบแน่นดังนั้นจึงขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของ Wet bulb ของอากาศที่ไหลเข้าเข้าเครื่องควบแน่นถ้ายิ่งต่ำก็จะได้ผลดีขึ้นเพื่อที่จะให้ทำความสะอาดได้ง่ายชุดท่อของเครื่องควบแน่นจึงทำเป็นแบบเปลือยมากกว่าที่จะทำเป็นแบบครีป

สมรรถนะของเครื่องควบแน่นแบบนี้จะเพิ่มขึ้นเมื่อปริมาณอากาศที่ไหลผ่านเครื่องควบแน่นมากขึ้นแต่ในทางปฏิบัติการไหลของอากาศถูกจำกัดด้วยกำลังของพัดลมหรือ Blower และยัง ถูกจำกัดด้วยความเร็วอากาศ ซึ่งถ้ามากไปจะเกิดความดันสูง และผลสุดท้ายจะต้องใช้กำลังขับพัดลมมากขึ้น



รูปที่ 2.12 รูปตัดของ Dri - fan ของเครื่องควบแน่นแบบระเหย

ส่วนปริมาณของน้ำที่ไหลผ่านขดท่อสารควบแน่น จะต้องเพียงพอที่จะทำให้ผิวหน้าของเครื่องควบแน่นเปียกอยู่เสมอ แต่อย่างไรก็ตามอัตราการไหลของน้ำที่มากเกินไปจะทำให้ปั๊มต้องใช้กำลังมาก โดยที่สมรรถนะของเครื่องควบแน่นได้เพิ่มขึ้น

✓ กฎการถ่ายเทความร้อน (Principles of heat transfer)

เมื่อใดที่จุดสองจุดมีอุณหภูมิที่แตกต่างกันก็จะมีพลังงานถ่ายเทจาก จุดที่มีอุณหภูมิสูงไปยังจุดที่มีอุณหภูมิต่ำพลังงานที่กำลังเคลื่อนที่ด้วยอิทธิพลของอุณหภูมิที่แตกต่างกันนี้มีชื่อเรียกว่า ความร้อนถึงแม้ว่าวิชาเทอร์โมไดนามิกส์จะเป็นวิชาที่ศึกษาเกี่ยวกับการถ่ายเทของพลังงานก็ตาม แต่ก็เป็นการศึกษาเฉพาะในกรณีที่ระบบความร้อนอยู่ในสภาวะที่สมดุลแล้วเท่านั้นกฎเกณฑ์ต่างๆ ในวิชาเทอร์โมไดนามิกส์จึงใช้ได้เพียงแค่นำมาคำนวณพลังงานที่ใช้ในการเปลี่ยนแปลงสถานะของระบบความร้อนที่อยู่ในสภาวะสมดุลจากสถานะหนึ่งไปยังอีกสถานะหนึ่งเท่านั้นไม่สามารถบอกให้ทราบว่า การเปลี่ยนแปลงนั้นเกิดขึ้นได้รวดเร็วเพียงไรศาสตร์จากวิชาการถ่ายเทความร้อนนี้จะช่วยต่อเติมกฎข้อที่ 2 ของเทอร์โมไดนามิกส์ด้วยการวิเคราะห์ที่สามารถนำมาใช้อัตราการถ่ายเทความร้อนได้

รายละเอียดที่จะนำมาใช้ในการวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์ และการถ่ายเทความร้อนนั้นพิจารณาได้จากแหล่งที่ก่อกำเนิดร้อนขึ้นจากการแช่ทิ้งไว้ในน้ำร้อนจากกฎของเทอร์โมไดนามิกส์จะทำให้สามารถหาอุณหภูมิของแหล่งและของน้ำร้อนภายหลังจากที่แหล่งและน้ำร้อนอยู่ในสภาวะสมดุลได้แล้ว แต่ก็ไม่สามารถบอกให้ทราบว่า จะต้องใช้เวลาเท่าไรแหล่งและน้ำจึงจะมีอุณหภูมิตามที่ต้องการส่วนการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนจะสามารถทำนายอัตราการถ่ายเทความร้อนจากน้ำไปยังแหล่งได้ นอกจากนี้วิธีดังกล่าวยังสามารถคำนวณหาอุณหภูมิของแหล่งและของน้ำในฟังก์ชันของเวลาได้อีกด้วย

การวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนที่สมบูรณ์แบบนั้น จำเป็นจะต้องทราบถึงกลไกของการถ่ายเทความร้อนแบบต่างๆ ซึ่งมีอยู่ด้วยกัน 3 แบบ คือ

1. การถ่ายเทความร้อนโดยการนำ (Conduction heat transfer)
2. การถ่ายเทความร้อนโดยการพา (Convection heat transfer)
3. การถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสี (Radiation heat transfer)

ในการออกแบบและการวิเคราะห์การแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นจะต้องคุ้นเคยกับกลไกการถ่ายเทความร้อนของแต่ละแบบและความสัมพันธ์ระหว่างการถ่ายเทความร้อนแบบนั้นๆ สำหรับในบทนี้จะพิจารณาถึงกฎสำคัญของ การถ่ายเทความร้อนและการใช้งานง่าย ๆ บางอันส่วนรายละเอียดของการถ่ายเทความร้อนแต่ละแบบนั้น จะต้องได้กล่าวในบทถัดไป

1. การถ่ายเทความร้อนโดยการนำ (Conduction heat transfer)

การถ่ายเทความร้อนโดยการนำหรือการนำความร้อนเป็นการถ่ายเทความร้อนเพียงวิธีเดียวที่เกิดขึ้นในวัตถุที่เป็นตัวกลางทึบแสงเมื่อมีความลาดชันของอุณหภูมิเกิดขึ้นในวัตถุก้อนนั้น อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการนำซึ่งใช้สัญลักษณ์ว่า q_k นี้ จะเป็นสัดส่วนกับค่าความลาดชันของอุณหภูมิ dT/dx คูณกับพื้นที่ A ที่ความร้อนไหลผ่าน ถ้าหากจะเขียนเป็นสมการแล้วก็จะได้รูปสมการเป็น

$$q_k \propto A \frac{dT}{dx} \quad (2.3)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนจริงนั้นขึ้นอยู่กับค่าการนำความร้อน (Thermal conductivity) ซึ่งเป็นคุณสมบัติทางกายภาพของตัวกลางที่ความร้อนเคลื่อนที่ผ่านฉะนั้นอัตราการนำความร้อนจึงมีค่าเป็น

$$q_k = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2.4)$$

สมการนี้มีชื่อเรียกว่า กฎการนำความร้อนของฟูรีเยร์ (Fourier's law of conduction) เครื่องหมายลบที่อยู่ทางด้านขวามือของสมการเป็นผลที่เนื่องมาจากกฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์ซึ่งกำหนดไว้ว่าความร้อนจะต้องไหลจากจุดที่มีอุณหภูมิสูงไปยังจุดที่มีอุณหภูมิต่ำแต่เนื่องจากความลาดชันของอุณหภูมิจึงทำให้มีเครื่องหมายเป็นลบทั้งนี้เพราะอุณหภูมิจะลดน้อยลงเมื่อระยะทาง x เพิ่มมากขึ้น ดังนั้นถ้าหากต้องการให้อัตราการถ่ายเทความร้อนไหลในทิศทางที่เป็นบวกมีค่าเป็นบวกแล้วก็ต้องเติมเครื่องหมายของค่าการนำความร้อน k ในระบบเอสไอนั้น พื้นที่ A จะมีหน่วยเป็น m^2 , อัตราการถ่ายเทความร้อน q_k จะมีหน่วยเป็น Watt ส่วนค่าการนำความร้อน k จะมีหน่วยเป็น $W/m.K$

2. การถ่ายเทความร้อนโดยการพา (Convection heat transfer)

เมื่อของไหลสัมผัสกับผิววัตถุที่มีอุณหภูมิแตกต่างกันจะมีการแลกเปลี่ยนพลังงานความร้อนระหว่างของไหลกับวัตถุขบวนการการแลกเปลี่ยนความร้อนนี้เรียกว่าการถ่ายเทความร้อนโดยการพาหรือการพาความร้อนขบวนการการพาความร้อนดังกล่าวนี้เป็นปรากฏการณ์ที่เห็นๆ แต่กลไกการถ่ายเทความร้อนนั้นซับซ้อนมากในช่วงแรกนี้จะไม่กล่าวถึงวิธีการวิเคราะห์ที่แต่ละเสนอกฎและสมการหลักๆ ที่สามารถใช้คำนวณหาอัตราการพาความร้อน จากส่วนย่อยๆ ของระบบซึ่งเป็นส่วนสำคัญของระบบที่ใช้ให้ความร้อนและระบายความร้อน

การถ่ายเทความร้อน โดยการพา แบ่งออกได้เป็น 2 ลักษณะคือ

1. การพาความร้อนแบบอิสระ (Free convection)
2. การพาความร้อนแบบบังคับ (Force convection)

แรงที่ทำให้ของไหลเกิดการเคลื่อนไหวของการพาความร้อนแบบอิสระ นั้นเกิดจากความแตกต่างของอุณหภูมิในของไหลที่เนื่องมาจากการที่ของไหลสัมผัสกับผิวของวัตถุที่มีอุณหภูมิแตกต่างกันจนทำให้เกิดแรงลอยตัวขึ้นตัวอย่างของการพาความร้อนแบบอิสระนี้ได้แก่การถ่ายความร้อนระหว่างผนังหรือหลังคาบ้านในวันที่อากาศสงบเสียบการพาความร้อนภายในการต้มที่มีขดลวดให้ความร้อนหรือการถ่ายเทความร้อนจากผิวของตัวเก็บความร้อนจากดวงอาทิตย์ในช่วงที่ไม่มีลมพัดการพาความร้อนแบบบังคับจะเกิดขึ้นเมื่อมีแรงจากภายนอกมาบังคับให้ของไหลเคลื่อนที่ผ่านผิววัตถุที่ร้อนหรือเย็นกว่าเนื่องจากการไหลของการพาความร้อนแบบบังคับมีความเร็วที่สูงกว่าแบบอิสระดังนั้นถ้าหากมีความแตกต่างของอุณหภูมิขนาดเท่าๆ กัน แบบบังคับจะมีอัตราการพาความร้อนสูงกว่าแต่ไม่ว่าจะเป็นการพาความร้อนแบบไหนก็ตามต่างก็จะมีสมการสำหรับหาอัตราการพาความร้อนที่อยู่ในรูปของกฎการเย็นตัวของนิวตัน (Newton's law of cooling) ซึ่งมีรูปเป็น

$$q_c = h_c A (T_s - T_\infty) \quad (2.5)$$

ค่า h_c นี้หาได้ทั้งโดยวิธีวิเคราะห์ และ โดยวิธีทดลอง หน่วยของ h_c ในระบบเอสไอ นั้นเป็นวัตต์ต่อตารางเมตรต่อองศาเซลเซียส ตาราง 2.1 เป็นค่าโดยประมาณของ h_c รวมทั้งค่า h_c จากการเดือดและการกลั่นตัวของน้ำด้วย

ตารางที่ 2.1 ค่าโดยประมาณของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย

ประเภทการพาความร้อนและชนิดของของไหล	h_c ($W/m^2 \cdot K$)
การพาความร้อนแบบอิสระ, อากาศ	5 – 25
การพาความร้อนแบบอิสระ, น้ำ	20 – 100
การพาความร้อนแบบบังคับ, อากาศ	10 – 200
การพาความร้อนแบบบังคับ, น้ำ	20 – 10,000
น้ำกำลังเดือด	3,000 – 100,000
ไอของน้ำที่กำลังกลั่นตัว	5,000 – 100,000

3. การถ่ายเทความร้อน โดยการแผ่รังสี (Radiation heat transfer)

ความร้อนจากการนำ และจากการพาจะเคลื่อนที่ผ่านได้เฉพาะในกรณีที่มีวัตถุมาเป็นตัวกลาง (Medium) เท่านั้นแต่สำหรับความร้อนจากการแผ่รังสีนั้นจะสามารถเคลื่อนที่ผ่านได้โดยไม่ต้องมีตัวกลางเช่นในบริเวณที่เป็นสุญญากาศ พลังงานความร้อนจากการแผ่รังสีนั้นจะเคลื่อนที่ไปในรูปของคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้า ที่มีความเร็วเท่ากับความเร็วของแสง (3×10^{10} cm/s) พลังงานที่เคลื่อนที่ไปที่นี้จะพิจารณาแต่เพียงพลังงานความร้อนจากการแผ่รังสีเท่านั้นจำนวนพลังงานที่ส่งออกจากผิววัตถุในรูปรังสีความร้อน (Radiant heat) นั้นขึ้นอยู่กับอุณหภูมิสัมบูรณ์และลักษณะของผิววัตถุที่สามารถแผ่รังสีได้สูงสุด หรือที่เรียกว่า วัตถุดำ (Black body) จะมีอัตราการแผ่รังสีความร้อนเป็น

$$q_r = \sigma A_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad (2.7)$$

วัตถุดำจริงจะไม่สามารถแผ่รังสีความร้อนได้มากเท่ากับตัวแผ่รังสีในจินตนาการที่เรียกว่าวัตถุดำแต่จะแผ่ได้น้อยกว่าถ้าหากที่อุณหภูมิเท่าๆ กันวัตถุดำจริงสามารถแผ่รังสีความร้อนในอัตราส่วนที่คงที่กับวัตถุดำ ได้ทุกความยาวคลื่นแล้ววัตถุดำจริงนั้นก็จะมีชื่อเรียกว่า “วัตถุกเทา” วัตถุกเทาจะแผ่รังสีความร้อนในอัตรา

$$q_r = \sigma \epsilon AT^4 \quad (2.8)$$

ส่วนอัตราการถ่ายเทความร้อนสุทธิจากการแผ่รังสีของวัตถุที่อุณหภูมิ T_1 ไปยังวัตถุค่าที่อยู่รอบๆ และมีอุณหภูมิ T_2 จะมีค่าเป็น

$$q_r = \sigma A_1 \varepsilon_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad (2.9)$$

เมื่อ ε_1 = ค่าการแผ่รังสี (Emittance) ของวัตถุเทามีค่าเท่ากับอัตราส่วนของความร้อนจากการแผ่รังสีของวัตถุเท่ากับวัตถุค่าเมื่อมีอุณหภูมิเท่าๆ กัน

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Overall heat transfer coefficient)

ถ้าเราคูณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ซึ่งมักจะเป็นค่าคงที่เข้ากับพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนและความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยจะได้ค่าอัตราการความร้อนถ่ายเทถ้าความร้อนที่ไหลผ่านผนังท่อระหว่างสารทำความเย็นที่อยู่ภายนอกกับน้ำภายในอยู่ในสภาวะสม่ำเสมออัตราการถ่ายเทความร้อน q หน่วยเป็นวัตต์จากสารทำความเย็นออกไปยังผิวนอกของท่อจะเท่ากับจากผิวนอกของท่อไปยังผิวในท่อ และจะเท่ากับจากผิวในท่อไปยังน้ำ ซึ่งสมการของ q ในชั้นต่างๆ แสดงได้โดย

$$q = h_o A_o (T_o - T_i) \quad (2.10)$$

$$q = \frac{k}{x} A_m (T_{o_s} - T_{i_s}) \quad (2.11)$$

$$q = h_i A_i (T_o - T_i) \quad (2.12)$$

ถ้าแสดงในรูปของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ต้องระบุว่าอ้างอิงอยู่บนพื้นที่ตัวใด สมการที่ขอมารับกันในรูปของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ได้แก่

$$q = U_o A_o (T_o - T_i) \quad (2.13)$$

$$q = U_i A_i (T_o - T_i) \quad (2.14)$$

จากสมการข้างต้น จะเห็นได้ว่า $U_o A_o = U_i A_i$ ค่า U จะผูกพันกับพื้นที่เสมอ ถ้าทราบค่า U_o ก็จะสามารถคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนได้

ในการจะหาค่า U ทำได้โดยการหาสมการด้วย $h_o A_o$, $k A_m / x$ และหาสมการด้วย $h_i A_i$ แล้วบวกสมการที่ได้เข้าด้วยกัน จะได้

$$\frac{q}{h_o A_o} + \left[\frac{qx}{k A_m} \right] + \frac{q}{h_i A_i} = (T_o - T_{os}) + (T_{os} - T_{is}) + (T_{is} - T_i) = T_o - T_i \quad (2.15)$$

จากสมการข้างต้นจะได้

$$T_o - T_i = \left[\frac{q}{U_o A_o} \right] = \left[\frac{q}{U_i A_i} \right] \quad (2.16)$$

จากสมการ หา q ออกจะได้สมการที่ใช้ในการหาค่า U

$$\frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{h_o A_o} + \frac{t}{k A_m} + \frac{1}{h_i A_i} \quad (2.17)$$

ดังนั้นเทอม $\frac{1}{U_o A_o}$ และ $\frac{1}{U_i A_i}$ ก็คือ ความต้านทานการถ่ายเทความร้อนรวมระหว่างสารทำความเย็นและน้ำ ซึ่งจะเท่ากับค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนแต่ละตัวรวมกัน คือ

1. จากการทำความเย็นไปยังพื้นผิวภายนอกท่อ $\frac{1}{h_o A_o}$
2. ผ่านท่อ $\frac{A_o}{k A_m}$
3. จากพื้นผิวภายในของท่อไปยังน้ำ $\frac{1}{h_i A_i}$

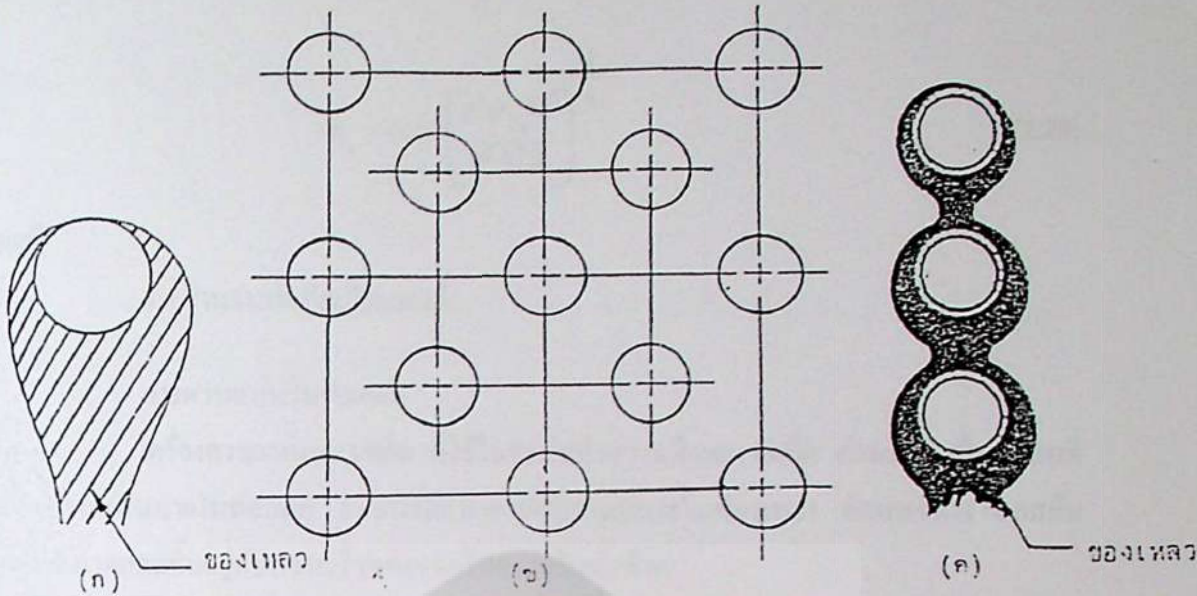
การถ่ายเทความร้อนในขณะที่มีการควบแน่นในท่อ

การควบแน่นหรือการกลั่นตัวนั้นจะเกิดขึ้นได้ก็ต่อเมื่อไออิ่มตัว (Saturated vapour) สัมผัสกับผิวของวัตถุที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า ในสภาวะดังกล่าวนี้จะมีหยดน้ำหรือหยดของเหลวที่เกิดจากการควบแน่น ไหลย้อนลงมาหรือหยดลงมาด้วยแรงดึงดูดของโลก ถึงแม้ว่าไอจะมีความเร็วสูงหรือฟิล์มของเหลวจะมีขนาดที่หนามากก็ตาม การไหลของหยดน้ำหรือหยดของเหลวที่เกิดจากการกลั่นตัวก็ยังคงเป็นการไหลแบบลามินาร์ และความร้อนที่ถ่ายเทผ่านผิวสัมผัส ระหว่างไอกับของเหลวก็จะเป็นการถ่ายเทความร้อนโดยการนำแต่เพียงอย่างเดียว ดังนั้นอัตราการถ่ายเทความร้อนก็จะขึ้นอยู่กับขนาดความหนาของชั้นของเหลวที่เกิดจากการกลั่นตัว ส่วนความหนานี้ก็จะขึ้นอยู่กับอัตราการกลั่นตัวและขึ้นกับการเคลื่อนที่ของของเหลวที่เกิดจากกลั่นตัวนั้น ในกรณีที่ผิวของวัตถุนั้นอยู่ในแนวตั้ง ความหนาของฟิล์มจะค่อยๆ เพิ่มจากด้านบนลงสู่ด้านล่าง แต่ถ้าหากผิววัตถุนั้นอยู่ในแนวเอียงอัตราการไหลของฟิล์มก็จะลดน้อยลง ส่วนความหนาของฟิล์มจะเพิ่มมากขึ้น ส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนนั้นลดน้อยลง

การควบแน่นเฉลี่ยของท่อกลมซึ่งอยู่ในแนวราบ (Condensation on a horizontal Tube)

การควบแน่นของไอบนท่อกลม เป็นกรณีที่สำคัญมาก เพราะเครื่องควบแน่น (Condenser) ส่วนมาก ทำด้วยท่อกลม โดยให้ไอควบแน่นภายนอกของท่อและระบายความร้อนโดยให้ของเหลวไหลอยู่ภายในท่อ การที่จะคำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนระหว่างการควบแน่นในกรณีนี้ยังสำคัญมาก

การที่จะหาสูตรโดยการวิเคราะห์ดังที่ทำกับพื้นลาดเอียงนั้นค่อนข้างจะยุ่งยาก ในกรณีนี้แม้ว่าท่อจะอยู่ในแนวราบ แต่ของไหลก็ไหลลงมาข้างท่อ ดังแสดงในรูปที่ 2.13ก นัสเซิลท์ ได้ตั้งข้อสังเกตว่า สมการที่ใช้ในการคำนวณสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในกรณีนี้ ก็น่าจะมีลักษณะคล้ายกับสมการในกรณีของพื้นลาดเอียง จะต่างไปก็คือ ค่าของสัมประสิทธิ์ในสมการ ซึ่งน่าจะหาได้จาก การทดลอง นัสเซิลท์ สมมุติว่า ตัวเลขนัสเซิลท์ ในกรณีนี้ เป็นฟังก์ชันของตัวแปร ในลักษณะเดียวกับพื้นลาดเอียง แต่เนื่องจากในกรณีนี้ ท่ออยู่ในแนวราบ แต่ก็มีกรไหล เราไม่คำนึงถึง $\sin \varphi$ เปลี่ยนความยาว (L) เป็นเส้นผ่านศูนย์กลาง (d) เพราะความยาวไม่มีผลต่อการไหลอีกต่อไป แต่เส้นผ่านศูนย์กลางซึ่งบ่งถึงขนาดของท่อจะมีผลมาก สมการจะเขียนได้ดังนี้คือ



- (ก) การควบแน่นบนท่อเดี่ยว
 (ข) กลุ่มท่อ
 (ค) การควบแน่นบนท่อหลายท่อในแนวตั้ง

รูปที่ 2.13 การเรียงท่อในเครื่องควบแน่น (Condenser) และของเหลว (Condensate) ที่ไหลลงมาตามขอบท่อ

$$\bar{N}_u = F \left[\frac{\rho^2 g h_{fg} D^3}{k \Delta T \mu} \right]^{1/4} \quad (2.18)$$

สำหรับท่อเดี่ยว (Single tube)

จากผลการทดลองสมการสำหรับท่อเดี่ยวเขียนได้ดังนี้ คือ

$$\bar{N}_u = 0.72 \left[\frac{\rho^2 g h_{fg} D^3}{k \Delta T \mu} \right]^{1/4} \quad (2.19)$$

สำหรับกลุ่มท่อ (Tube bank)

ในกรณีนี้ค่าเฉลี่ยของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจะต่ำกว่าในกรณีของท่อเดี่ยว เพราะของเหลวจากท่อบน จะตกลงบนท่อถัดมา ทำให้ปริมาณของของเหลวบนท่อถัดๆ มา มากขึ้น และทำให้ชั้นของของเหลวบนท่อหนาขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 2.13 ก ซึ่งทำให้การเคลื่อนที่ของความร้อนมีค่าลดลง ดังนั้น จำนวนท่อที่อยู่ในแนวตั้ง จึงมีผลต่อค่าของสัมประสิทธิ์การพาความร้อน จากผลการทดลองพบว่า สมการที่ใช้คำนวณสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเขียนได้ดังนี้คือ

$$N_u = 0.72 \left[\frac{\rho^2 g h_f D^3}{nk\Delta T\mu} \right]^{1/4} \quad (2.20)$$

โดยที่

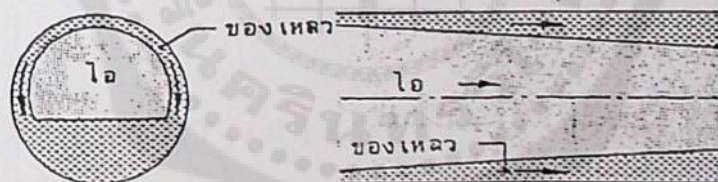
n = จำนวนท่อที่อยู่ในแนวดิ่ง

การควบแน่นในท่อกลม

เครื่องควบแน่นขนาดเล็ก ที่ใช้ในระบบทำความเย็นขนาดเล็ก ส่วนมาก เป็นระบบที่
ให้ไอควบแน่นภายในท่อกลม จากการศึกษาการควบแน่นภายในท่อพบว่า ลักษณะการไหลสลับ
ซับซ้อนมากและขึ้นอยู่กับความเร็วของของไหลภายในท่อด้วย

ท่อในแนวนอน

สำหรับท่อในแนวนอน (Horizontal tube) และความเร็วของไอกภายในท่อ มีค่าต่ำโดย
ที่ตัวเลขเรย์โนลด์ส์ของไอที่เข้าสู่ท่อก็มีค่าต่ำด้วย



(ก)

(ข)

รูปที่ 2.14 การเคลื่อนที่ของของไหลในท่อกลมในกรณีที่ไอกำลังควบแน่นภายในท่อ
(ก) เป็นหน้าตัดของการไหล เมื่อความเร็วของไอมี่ค่าต่ำ
(ข) เป็นลักษณะการไหลเมื่อความเร็วของไอมี่ค่าสูง

เมื่อความเร็วของไอในท่อต่ำหรือ

$$R_{ev,i} = \left[\frac{\rho_v u_{m,v} d}{\mu_v} \right]_i < 35000$$

Incroper and Dewitt [13] ได้เสนอสมการแบบเอมไพริกัลสำหรับคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนไว้ดังนี้

$$h = 0.555 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3 h'_{fg}}{\mu_l (T_{sat} - T_w)} \right] \quad (2.21)$$

โดยที่ i หมายถึงค่าขณะที่ของไหลกำลังเคลื่อนที่เข้าสู่ท่อ

การกลั่นตัวของไอร้อนยิ่งยวด (ร้อนจัด) (Condensation of superheated vapour)

ถึงแม้ว่าสมการที่ผ่านมานั้นจะจำกัดให้ใช้เฉพาะกับไออิ่มตัวแต่เพียงอย่างเดียวก็ตาม แต่ก็ยังคงสามารถนำมาใช้กับการกลั่นตัวของไอร้อนยิ่งยวดได้ โดยที่ยังคงมีความถูกต้องเพียงพอที่จะนำไปใช้งานได้ ดังนั้นอัตราการพาความร้อนที่ไอร้อนยิ่งยวดถ่ายเทให้แก่ผนังที่มีอุณหภูมิ T_s ก็จะมีค่าเป็น

$$q = h_c A (T_{sv} - T_s) \quad (2.22)$$

เมื่อ $h_c \equiv$ หนึ่งหน่วยการนำความร้อนเฉลี่ยที่ผิว หากจากสมการที่เหมาะสมกับรูปร่างของระบบความร้อนที่มีสภาวะของไออิ่มตัวเหมือนๆ กัน, $W / M^2.K$

$T_{sv} \equiv$ อุณหภูมิของไออิ่มตัว (Saturation temperature) ที่ความดันของระบบความร้อนดังกล่าว, K

$T_s \equiv$ อุณหภูมิของผิววัตถุ, K

การควบแน่นเป็นหยดของเหลว (Dropwise condensation)

เมื่อผิวของเหลวจากการควบแน่นปนเปื้อนสารที่ทำให้ผิวของเหลวนั้นไม่เปียกผิวของวัตถุแล้ว แทนที่ไอจะควบแน่นเป็นของเหลวชั้นบางๆ ที่เรียกว่า แผ่นฟิล์ม ก็จะกลับควบแน่นเป็นหยดของเหลว ในสภาพดังกล่าวนี้จะทำให้พื้นที่ส่วนใหญ่ของวัตถุ หรือของระบบความร้อนไม่ถูกปกคลุมด้วยฟิล์มของเหลวที่เป็นฉนวน ทำให้สัมประสิทธิ์การพาความร้อนมีค่าสูง เป็น 4 หรือ 8 เท่า ของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของของเหลวจากการควบแน่นเป็นแผ่นฟิล์ม สำหรับการกลั่นตัวเป็นหยดของเหลวที่สำคัญนั้นได้แก่การกลั่นตัวของไอน้ำ การหาตำแหน่งหน่วยการนำความร้อนที่ผิว หรือสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ที่ใช้ในทางปฏิบัตินั้นมักจะให้ถือว่า การควบแน่นนั้นเป็นการควบแน่นในลักษณะของแผ่นฟิล์ม ทั้งนี้เพราะการควบแน่นที่เป็นหยดของเหลว นั้น ถึงแม้ว่าไอน้ำเป็นไอน้ำก็ตาม ก็ยังยังคงเกิดขึ้นเฉพาะในกรณีที่อยู่ในสภาวะที่มีการควบคุมอย่างระมัดระวังเท่านั้น อย่างไรก็ตามการควบแน่นเป็นหยดของไอน้ำนี้ก็ยังคงมีประโยชน์ต่อการใช้งานในอุตสาหกรรมเป็นอย่างยิ่งตาราง 2-1 เป็นตัวอย่างของค่าหนึ่งหน่วยการนำความร้อนที่ผิวของไอที่ควบแน่นบนท่อที่อยู่ในแนวนอนและในแนวตั้ง

สารผสมของไอกับแก๊สที่ไม่สามารถควบแน่น (Mixtures of vapours and noncondensable)

การวิเคราะห์การควบแน่นของไอหลายๆ ชนิดที่ปะปนกันๆ หรือไอบริสุทธิ์ที่ปนเปื้อนแก๊สซึ่งไม่สามารถจะควบแน่นนั้นจะซับซ้อนกว่าวิเคราะห์การควบแน่นของไอที่มีแต่ไอบริสุทธิ์เพียงชนิดเดียว การมีไอที่ไม่สามารถควบแน่นเป็นจำนวนมากนั้น จะทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนนั้นลดน้อยลง ดังนั้นถ้าหากต้องการให้มีอัตราการถ่ายเทความร้อนที่สูงแล้ว ก็จะต้องแยกเอาแก๊สที่ไม่สามารถกลั่นตัวหรือควบแน่นนั้นทิ้งเสีย มิฉะนั้นแล้วแก๊สที่ไม่สามารถกลั่นตัวหรือควบแน่นนี้จะไปปิดบังพื้นที่ที่สำหรับการถ่ายเทความร้อน ทำให้ระบบความร้อนนั้นมีความต้านทานความร้อนเพิ่มสูงขึ้น

ตารางที่ 2.2 ค่าหนึ่งหน่วยการนำความร้อนที่ผิว หรือสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (ค่าโดยประมาณ) สำหรับการควบแน่นของไอบริสุทซ์

ชนิดของไอ	ลักษณะของระบบความร้อน	ช่วงของ $(T_{sv} - T_s)$ องศา K (โดยประมาณ)	หนึ่งหน่วยการนำ ความร้อนที่ผิว (ค่าเฉลี่ย) W/m^2K
ไอน้ำ	ท่อที่อยู่ในแนวนอนขนาดเส้นผ่า ศูนย์กลางภายนอก 25-27 mm.	3 - 20	11,000 - 23,000
ไอน้ำ	ผิววัตถุที่อยู่ในแนวตั้งสูง 3 m.	3 - 20	5,700 - 11,000
อีธานอล	ผิววัตถุที่อยู่ในแนวตั้งสูง 0.15 m.	10 - 55	1,100 - 1,900
เบนซิน	ท่อที่อยู่ในแนวตั้งขนาดเส้นผ่า ศูนย์กลางภายนอก 25 mm.	15 - 45	1,400 - 20,000
อีธานอล	ท่อที่อยู่ในแนวนอนขนาดเส้น ผ่าศูนย์กลางภายนอก 50 mm.	5 - 20	1,700 - 2,600
แอมโมเนีย	พื้นที่รูปวงแหวนที่อยู่ในแนว นอน ขนาด 50 - 70 mm.	1 - 4	1,400 - 2600 ^a

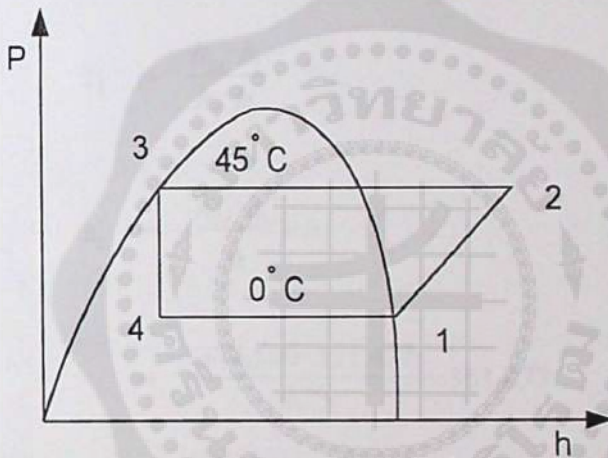
a : สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม U สำหรับน้ำที่มีความเร็วอยู่ในช่วง 1.2 - 2.4 m/s

บทที่ 3

การคำนวณออกแบบ

กำหนดให้

1. อุณหภูมิกลั่นตัวของคอนเดนเซอร์ มีค่าเท่ากับ 45°C
2. อุณหภูมิระเหยตัวของอีวาเปอเรเตอร์ มีค่าเท่ากับ 0°C
3. ใช้สารทำความเย็น R-12 เป็นสารทำงาน



4. อุณหภูมิของอากาศ มีค่าเท่ากับ 25°C
5. ภาระการทำความเย็น 1000 W

สภาวะที่ 1 ตำแหน่งทางเข้าคอมเพรสเซอร์ $T_e = 0^{\circ}\text{C}$ มีสภาวะเป็นไออิ่มตัว ได้ค่าความดัน

$$P_1 = P_4 = 808.61\text{ kPa}$$

จากตารางที่ 1.1 ในภาคผนวกที่ 1

ได้ค่าเอนทาลปี $h_1 = h_g \text{ at } 0^{\circ}\text{C} = 351.477\text{ kJ/kg}$

สภาวะที่ 2 ตำแหน่งทางเข้าคอนเดนเซอร์ $T_c = 45^{\circ}\text{C}$

ได้ค่าความดัน $P_2 = P_3 = 1084.30\text{ kPa}$

จาก Psychrometric chart รูปที่ 2.1 ในภาคผนวกที่ 2 การอัดเป็นแบบ Isentropic

ได้ค่าเอนทาลปี $h_2 = 374.500\text{ kJ/kg}$

$V_2 = 0.0225\text{ m}^3/\text{kg}$

สภาวะที่ 3 ตำแหน่งทางเข้าอุปกรณ์ขยายตัว $T_3 = T_c = 45^{\circ}\text{C}$

ได้ค่าเอนทาลปี $h_3 = h_f \text{ at } 45^{\circ}\text{C} = 243.659\text{ kJ/kg}$

สภาวะที่ 4 ตำแหน่งทางเข้าวาเปอร์เรเตอร์ $T_4 = T_E = 0^\circ\text{C}$

เนื่องจากขบวนการ 3-4 เป็นการขยายตัวแบบเอนทัลปีคงที่ ฉะนั้น $h_3 = h_4$

ได้ค่าเอนทัลปี $h_3 = 243.659 \quad \text{kJ/kg}$

การคำนวณขนาดคอมเพรสเซอร์

เนื่องจากประสิทธิภาพการทำงานของคอมเพรสเซอร์ ที่อุณหภูมิ 0°C ได้ค่าความดันสมบูรณ์ 3.086 bar และอุณหภูมิ 45°C ได้ค่าความดันสมบูรณ์ 10.90 bar ได้อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 3.532 ดังนั้น ประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์ ที่นำมาคำนวณมีค่าเท่ากับ 75%

$$\eta = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

$$h_2 = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta} + h_1$$

$$= \frac{374.500 - 351.477}{0.75} + 351.477$$

$$h_2 = 382.174 \quad \text{kJ/kg}$$

เนื่องจากค่าความสามารถในการทำความเย็น (Refrigerating Capacity) มีค่าเท่ากับ 1000 W นำไปหาอัตราการไหลของสารทำความเย็นในระบบ จากสูตร

$$RC = m_R (h_1 - h_2)$$

$$m_R = \frac{RC}{(h_1 - h_2)}$$

$$m_R = \frac{1000}{(351.477 - 243.659) \times 10^3}$$

$$m_R = 0.00927 \quad \text{kg/s}$$

คำนวณกำลังงานที่ต้องการของคอมเพรสเซอร์ (Power Compressor)

$$\begin{aligned} P_{\text{comp}} &= m_k (h_2 - h_1) \\ &= 0.00927 (382.174 - 351.477) \\ &= 0.284 \text{ kw} \end{aligned}$$

$$P_{\text{comp}} = 284 \text{ w}$$

จาก $1 \text{ HP} = 746 \text{ w}$

$$0.381 \text{ HP} = 284 \text{ w}$$

ดังนั้นเลือกใช้คอมเพรสเซอร์ขนาด $\frac{1}{2}$ HP ใช้ในการวัดสารทำความเย็นในระบบ

คำนวณหาขนาดอิวาปอเรเตอร์

เนื่องจากกำหนดให้การทำงานสูงสุด 1000 W ความร้อนที่ถ่ายเทออกไปผ่านอิวาปอเรเตอร์ย่อมเท่ากับ 1000 W จากกฎของการสมดุลความร้อน เพื่อนำไปหาพื้นที่รับความร้อน จึงต้องการความเย็นสูงสุด 10°C และความเร็วของอากาศผ่านอิวาปอเรเตอร์ เท่ากับ 2.5 m/s

การคำนวณขนาดของอิวาปอเรเตอร์โดยกำหนดขนาดท่อทองแดง

$$\text{เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอก } (D_o) = 9.53 \text{ mm}$$

$$\text{เส้นผ่าศูนย์กลางภายใน } (D_i) = 8.63 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} A_i &= \left[\frac{\pi}{4} \right] (D_i)^2 \\ &= \left[\frac{\pi}{4} \right] (0.00863)^2 \\ &= 0.0000585 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

การคำนวณหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อ
คำนวณอัตราการไหลเชิงมวลจากสมการ

$$G = \frac{m_R}{A_1}$$

$$= \frac{0.000927}{0.0000585}$$

$$G = 158.482 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

การคำนวณหา Velocity of Refrigerant จากสมการ

$$V = \frac{G}{\rho_1} \left[1 + x \left(\frac{\rho_1}{\rho_V} - 1 \right) \right]$$

คำนวณหาคุณภาพในเชิงมวลเฉลี่ย (X_m) โดยสมมูลเอนทาลปี จุดที่ 4 จากสมการ

$$h_4 = h_{f_4} + X h_{g_4}$$

$$X = \frac{h_4 - h_{f_4}}{h_{g_4} - h_{f_4}}$$

จากตารางที่ 1.1 ในภาคผนวกที่ 1 ของสารทำความเย็น R-12

$$h_f \text{ at } 45^\circ \text{C} = h_{f_4} = 243.659 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{f_g} \text{ at } 0^\circ \text{C} = h_{f_4} = 200.000 \text{ kJ/kg}$$

$$h_g \text{ at } 0^\circ \text{C} = h_{g_4} = 151.477 \text{ kJ/kg}$$

$$\therefore X = \frac{243.659 - 200.000}{151.477}$$

$$= 0.288$$

เนื่องจากในอีวาพอเรเตอร์มีการเปลี่ยนสถานะ ดังนั้น X จึงเป็นค่าเฉลี่ยคือ

$$\begin{aligned} X_m &= \frac{0.288 + 1}{2} \\ &= 0.644 \end{aligned}$$

จากตารางที่ 1.4 ภาคผนวกที่ 1 ค่าคุณสมบัติของสารทำความเย็น R-12 ที่อุณหภูมิ 0°C

$$\begin{aligned} \rho_v &= 18.054 && \text{kg/m}^3 \\ \rho_l &= 1396.843 && \text{kg/m}^3 \\ U_l &= 0.214 \times 10^{-6} && \text{m}^2/\text{s} \\ k_l &= 0.07266 && \text{w/m.k} \\ \sigma &= 11.88 \times 10^{-3} && \text{.N/m} \\ Pr_l &= 3.8 \end{aligned}$$

จากตารางที่ 1.2 ภาคผนวกที่ 1 ค่าการนำความร้อนของทองแดง ที่อุณหภูมิ 0°C

$$k_{\text{copper}} = 404.24 \text{ w/m.k}$$

แทนค่าในสมการ

$$\begin{aligned} V &= \frac{158.482}{1396.843} \left[1 + 0.644 \left(\frac{1396.843}{18.054} - 1 \right) \right] \\ &= 5.69 \text{ m/s} \end{aligned}$$

คำนวณหาค่า L_c จากสมการ

$$\begin{aligned} L_c &= \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right] \\ &= \left[\frac{11.88 \times 10^{-3}}{9.81(1396.843 - 18.054)} \right] \\ &= 9.372 \times 10^{-4} \text{ m} \end{aligned}$$

คำนวณหาค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ จากสมการ

$$\begin{aligned} \text{Re} &= \frac{VL_c}{\nu_i} \\ &= \frac{5.69 \times 9.372 \times 10^{-4}}{0.214 \times 10^{-6}} \\ &= 24919 \end{aligned}$$

คำนวณค่าตัวเลขนัมเบอร์ จากสมการ

$$\begin{aligned} \text{Nu} &= 0.087 \text{Re}^{0.6} \text{Pr}_i^{1/6} \left(\frac{\rho_i}{\rho_s}\right)^{0.2} \left(\frac{k}{k_s}\right)^{0.09} \\ &= 0.087 \times 24919^{0.6} \times 3.8^{1/6} \times \left(\frac{18.054}{1396.843}\right)^{0.2} \times \left(\frac{404.24}{0.0726}\right)^{0.09} \\ &= 43.00 \end{aligned}$$

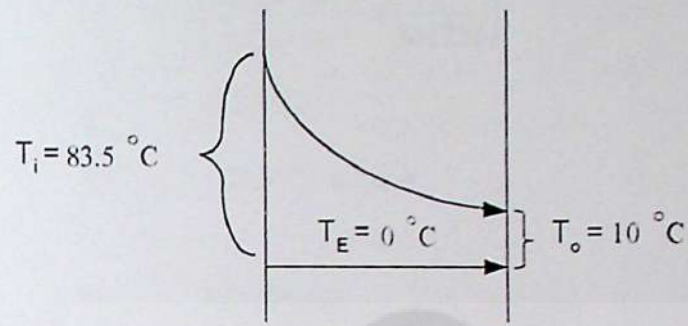
คำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อ จากสมการ

$$\begin{aligned} h_i &= \frac{k}{D_i} \text{Nu} \\ &= \frac{0.0726}{0.00863} \times 43.00 \\ &= 361.7366 \text{ w/m}^2\text{k} \end{aligned}$$

คำนวณหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายนอกท่อ ที่มีครีบบรรยากาศความร้อน จากสมการ

$$\begin{aligned} h_o &= 38 V^{0.5} \\ &= 28 (2.5)^{0.5} \\ h_o &= 60.083 \text{ w/m}^2\text{k.} \end{aligned}$$

โดยปกติอุณหภูมิของอากาศ ที่ผ่านฮีวปอเรเตอร์ให้มีความแตกต่าง 5 - 10 และ อุณหภูมิของฮีตเตอร์ มีกำลัง 1000 W ซึ่งได้จากการวัดเท่ากับ 83.5 °C ดังนั้น สามารถคำนวณผลต่างอุณหภูมิเชิงล็อก ซึ่งเลือกตามความแตกต่างที่ 10 °C จะได้



$$\begin{aligned} \Delta T_{LMTD} &= \frac{(T_i - T_E) - (T_o - T_E)}{\ln \left(\frac{T_i - T_E}{T_o - T_E} \right)} \\ &= \frac{(83.5 - 0) - (10 - 0)}{\ln \left(\frac{83.5 - 0}{10 - 0} \right)} \\ &= 34.634 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

การคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม จากสมการ

$$\begin{aligned} \frac{1}{U_o} &= \frac{1}{h_o} + \frac{tA_o}{kA_m} + \frac{A_o}{h_iA_i} \\ A_m &= \frac{A_o - A_i}{\ln \left(\frac{A_o}{A_i} \right)} \\ &= \frac{(7.133 \times 10^{-5}) - (5.850 \times 10^{-5})}{\ln \left(\frac{7.133 \times 10^{-5}}{5.850 \times 10^{-5}} \right)} \\ &= 6.490 \times 10^{-5} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \therefore \frac{1}{U_o} &= \left(\frac{1}{60.083} \right) + \left(\frac{((0.00953 - 0.00863)/2) \times 7.133 \times 10^{-5}}{404.24 \times 6.49 \times 10^{-5}} \right) - \\ &\quad \left(\frac{7.133 \times 10^{-5}}{5.85 \times 10^{-5}} \times \frac{1}{361736} \right) \\ \frac{1}{U_o} &= 0.020179 \\ U_o &= 49.557 \text{ w/m}^2\cdot\text{k} \end{aligned}$$

จากสมการ

$$Q = UA \Delta T_{LMTD}$$

คำนวณค่า A จากการย้ายข้างของสมการ

$$\begin{aligned} A &= \frac{Q}{U \Delta T_{LMTD}} \\ &= \frac{1000}{49.557 \times 34.634} \\ A &= 0.583 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

\therefore ต้องการพื้นที่รับความร้อนของฮีวเปอร์เรเตอร์เท่ากับ 0.583 m^2

การคำนวณหาขนาดท่อ Test section

กำหนดให้

1. ท่อ shell (stainless steel)

$$\text{เส้นผ่าศูนย์กลางกลางภายนอก (D}_{os}) = 28.58 \text{ mm}$$

$$\text{เส้นผ่าศูนย์กลางกลางภายใน (D}_{is}) = 25.27 \text{ mm}$$

$$\text{ความยาว (L) = 1000 mm}$$

2. ท่อ Tube (Copper Tube) มี 3 ท่อ

$$\text{เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอก } (D_{OT}) = 3.0 \text{ mm}$$

$$\text{เส้นผ่าศูนย์กลางภายใน } (D_{IT}) = 2.5 \text{ mm}$$

$$\text{ความยาว } (L) = 1000 \text{ mm}$$

คำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อ Test section

ความร้อนที่สารทำความเย็นถ่ายเทให้กับน้ำ เมื่อ L คือความร้อนแฝงของการ

ควบแน่น ของสารทำความเย็น $R - 12$

จากตารางที่ 1.1 ภาคผนวกที่ 1 $T = 45^\circ \text{C}$

$$L = h f_g = 125.158 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{aligned} Q_{Re} &= m_R h f_g \\ &= 0.00927 \times 125.158 \\ &= 1.160 \text{ kw} \end{aligned}$$

เนื่องจากประสิทธิภาพของเครื่องควบแน่นในการทดลอง กำหนดให้ $\eta = 100\%$

$$\begin{aligned} Q_{Re} &= Q_{\text{water}} = Q_{\text{Test}} \\ &= (1.00) (1.160) \\ Q_{\text{Test}} &= 1.160 \text{ kw} \end{aligned}$$

การคำนวณหาขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางไฮดรอลิก จากสมการ

$$D_h = \frac{4[(\pi/4)(D_2^2 - D_1^2)]}{\pi D_{or}} = \frac{D_{is}^2 - D_{or}^2}{D_{or}}$$

แทนค่าในสมการ

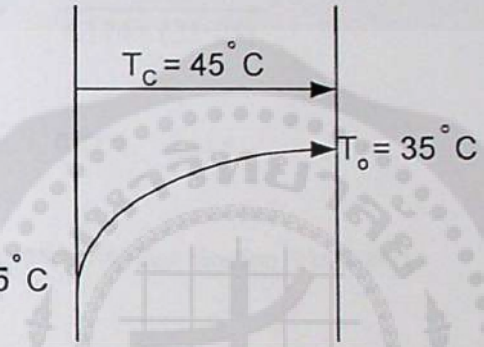
$$\begin{aligned} D_h &= \frac{0.02527^2 - 0.009^2}{0.009} \\ &= 0.0619 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

การคำนวณหาพื้นที่หน้าตัดการไหล จากสมการ

$$\begin{aligned} A_o &= \frac{\pi}{4} (D_{is}^2 - D_{ot}^2) \\ &= \frac{\pi}{4} (0.02527^2 - 0.009^2) \\ &= 0.000438 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

เนื่องจากไม่รู้อุณหภูมิทางออกของท่อ Test section แต่ทราบความแตกต่างของอุณหภูมิอยู่ในช่วง $5 - 10^\circ \text{C}$ จึงเลือกที่ 10°C มาคำนวณ

ผลต่างของอุณหภูมิจึง ΔT_{LMTD}



$$\begin{aligned} \Delta T_{LMTD} &= \frac{(T_c - T_i) - (T_c - T_o)}{\ln\left(\frac{T_c - T_i}{T_c - T_o}\right)} \\ &= \frac{(45 - 25) - (45 - 35)}{\ln\left(\frac{45 - 25}{45 - 35}\right)} \end{aligned}$$

$$\Delta T_{LMTD} = 14.427^\circ \text{C}$$

จากตารางที่ 1.3 ภาคผนวกที่ 1 ค่าคุณสมบัติของน้ำที่ระบายความร้อนในท่อ Test section คัดที่ อุณหภูมิทางออกของท่อ 35°C

$$\begin{aligned} \rho_w &= 993.950 \text{ kg/m}^3 \\ C_{p_w} &= 4.174 \text{ kJ/kg} \\ k_w &= 0.626 \text{ kg/m.s} \end{aligned}$$

$$\mu_w = 7.152 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s}$$

$$\text{Pr} = 4.825$$

คำนวณอัตราการไหลของน้ำระบายความร้อน จากสมการ

$$\begin{aligned} m_w &= \frac{Q_{\text{Test}}}{c p_w (T_o - T_i)} \\ &= \frac{1.160}{4.174 \times (35 - 25)} \\ &= 0.0278 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

คำนวณความเร็วของน้ำที่ไหลผ่านท่อ Test Section จากสมการ

$$\begin{aligned} V_m &= \frac{m_w}{\rho_w A_o} \\ &= \frac{0.0278}{995.950 \times 0.000438} \\ &= 0.0638 \text{ m/s} \end{aligned}$$

คำนวณค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ (Re) จากสมการ

$$\begin{aligned} Re &= \frac{D_h G_w}{\mu_w} \\ G_w &= \frac{m_w \times 4}{\pi (D_{is}^2 - D_{ot}^2)} \\ &= \frac{0.0278 \times 4}{\pi (0.02527^2 - 0.009^2)} \\ &= 63.482 \text{ kg/m}^2.\text{s} \end{aligned}$$

แทนค่าในสมการ

$$\begin{aligned} \text{Re} &= \frac{0.0619 \times 63.482}{7.152 \times 10^{-4}} \\ &= 5494.317 \end{aligned}$$

คำนวณค่าสัมประสิทธิ์นัมเบอร์ จากสมการ

$$\begin{aligned} \text{Nu} &= 0.036 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.33} \left(\frac{D_h}{L}\right)^{0.055} \\ &= 0.036 \times 5494.317^{0.8} \times 4.825^{0.33} \times \left(\frac{0.0619}{0.80}\right)^{0.055} \\ &= 51.601 \end{aligned}$$

คำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน จากสมการ

$$\begin{aligned} h_o &= \frac{k_w}{D_h} \times \text{Nu} \\ &= \frac{0.626}{0.0619} \times 51.601 \\ &= 521.848 \quad \text{W / m}^2\cdot\text{k} \end{aligned}$$

การคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อ
คำนวณหาอัตราการไหลเชิงมวล (G) จากสมการ

$$\begin{aligned} G &= \frac{m_r}{A_{iT}} \\ &= \frac{0.00927}{(3) \frac{\pi}{4} (0.0025)^2} \\ &= 629.490 \quad \text{kg / m}^2\cdot\text{s} \end{aligned}$$

เนื่องจากที่ คอนเดนเซอร์ มีการเปลี่ยนสถานะ ดังนั้น X จึงเป็นค่าเฉลี่ย (โดยประมาณ)

$$\begin{aligned} X_m &= \frac{1+0}{2} \\ &= 0.5 \end{aligned}$$

คำนวณอัตราการไหลเชิงมวลของไอ (G_v) จากสมการ

$$\begin{aligned} G_v &= XG \\ &= 0.5 \times 629.490 \\ &= 314.745 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s} \end{aligned}$$

คำนวณอัตราการไหลเชิงมวลของของเหลว (G_l) จากสมการ

$$\begin{aligned} G_l &= (1-X)G \\ &= (1-0.5) \times 629.490 \\ &= 314.745 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s} \end{aligned}$$

จากตารางที่ 1.4 ภาคผนวกที่ 1 คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-12 ที่ $T = 45^\circ\text{C}$ ได้

$$\begin{aligned} \rho_v &= 4.636 \text{ kg/m}^3 \\ \rho_l &= 1230.200 \text{ kg/m}^3 \\ \mu_v &= 13.31 \times 10^{-6} \text{ kg/m}\cdot\text{s} \\ \mu_l &= 2.344 \times 10^{-4} \text{ kg/m}\cdot\text{s} \\ V_l &= 0.190 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \\ k_l &= 0.0677 \text{ w/m}^2\cdot\text{k} \\ Pr &= 3.5 \end{aligned}$$

คำนวณค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ของแก๊ส จากสมการ

$$Re_v = \frac{G_v D_{it}}{\mu_v}$$

$$= \frac{314.745 \times 0.0075}{13.31 \times 10^{-6}}$$

$$= 177354.433$$

คำนวณค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ของของเหลว จากสมการ

$$\begin{aligned} \text{Re}_l &= \frac{G_l D_{IT}}{\rho_l V_l} \\ &= \frac{314.745 \times 0.0075}{1230.20 \times 0.190 \times 10^{-6}} \end{aligned}$$

$$= 10099.288$$

คำนวณค่าตัวเลขสแตน์เบอร์ โดยนำค่า Re_l มาคำนวณ จากสมการ

$$\text{Nu} = 0.15 \frac{\text{Pr} \text{Re}_l^{0.9}}{F} \left(\frac{1}{\chi} + \frac{2.85}{\chi^{0.476}} \right)$$

คำนวณหาค่า χ จากสมการ

$$\begin{aligned} \chi &= \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1} \left(\frac{1-X}{X} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \\ &= \left(\frac{2.344 \times 10^{-4}}{13.31 \times 10^{-6}} \right)^{0.1} \left(\frac{1-0.5}{0.5} \right)^{0.9} \left(\frac{4.636}{1230.200} \right)^{0.5} \end{aligned}$$

$$= 0.082$$

คำนวณค่า F เมื่อมีการไหลแบบ Tubulent Flow เมื่อ $\text{Re} > 1125$ จากสมการ

$$\begin{aligned} F &= 5\text{Pr}_l + 5 \ln(1+5\text{Pr}_l) + 2.5 \ln(0.0031 \text{Re}_l^{0.812}) \\ &= (5 \times 3.5) + 5 \ln[1+(5 \times 3.5)] + 2.5 \ln(0.0031 \times 10099.577^{0.812}) \\ F &= 36.365 \end{aligned}$$

แทนค่า Nu

$$\begin{aligned} Nu &= 0.15 \left(\frac{3.5 \times 10099.288^{0.9}}{36.365} \right) \left(\frac{1}{0.082} + \frac{2.85}{0.082^{0.476}} \right) \\ &= 1250.679 \end{aligned}$$

คำนวณค่าสัมประสิทธิ์ การถ่ายเทความร้อนภายในท่อ จากสมการ

$$\begin{aligned} h_i &= \frac{k_l}{D_{i7}} Nu \\ &= \frac{0.0677}{0.0075} \times 1250.679 \\ &= 111289.459 \text{ w/m}^2\cdot\text{k} \end{aligned}$$

คำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม จากสมการ

$$\begin{aligned} \frac{1}{U_o} &= \frac{1}{h_o} + \frac{tA_{OT}}{kA_m} + \frac{A_{OT}}{h_i A_{IT}} \\ \frac{1}{U_o} &= \left[\frac{1}{521.848} \right] + \left[\frac{((0.009-0.0075)/2) \times 2.121 \times 10^{-5}}{404.24 \times 1.796 \times 10^{-5}} \right] + \\ &\quad \left[\frac{2.121 \times 10^{-5}}{1.473 \times 10^{-5}} \times \frac{1}{111289.459} \right] \\ \frac{1}{U_o} &= 0.002046 \\ U_o &= 488.758 \text{ w/m}^2\cdot\text{k} \end{aligned}$$

คำนวณอัตราการไหลของน้ำที่แท้จริง จากสมการ

$$\begin{aligned} Q &= m_w C_{pw} \Delta T \\ m_w &= \frac{Q}{C_{pw} \Delta T} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{1160}{4176 \times (35 - 25)} \\
 &= 0.0278 \text{ kg/s}
 \end{aligned}$$

การคำนวณหาขนาดของปั๊มน้ำ

กำหนดให้

ท่อ PVC เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอก (D_o) = 19.050 mm

ท่อ PVC เส้นผ่าศูนย์กลางภายใน (D_i) = 17.050 mm

ข้อต่อ 90° จำนวน 6 ตัว = 17.050 mm

ความยาวของท่อ L = 3600 mm

ความสูงของ Test section กับปั๊มน้ำ (h) = 800 mm

จากตารางที่ 1.3 ภาคผนวกที่ 1 คุณสมบัติของน้ำที่อุณหภูมิ $T_w = 25^\circ \text{C}$

$$\rho_w = 996.12 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu_w = 8.96 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s}$$

$$\gamma_w = 9.77 \times 10^3 \text{ N/m}^3$$

คำนวณอัตราการไหล จากสมการ

$$\begin{aligned}
 Q_w &= \frac{m_w}{\rho_w} \\
 &= \frac{0.0278}{996.12} \\
 &= 2.791 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}
 \end{aligned}$$

คำนวณความเร็วของน้ำสูงสุด

$$V_w = \frac{Q_w}{A_i}$$

$$= \frac{2.791 \times 10^{-5}}{\frac{\pi}{4} (0.01705)^2}$$

$$= 0.122 \text{ m/s}$$

คำนวณค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ จากสมการ

$$\text{Re} = \frac{V_m D_i \rho_w}{\mu_w}$$

$$= \frac{0.122 \times 0.01705 \times 996.12}{8.96 \times 10^{-4}}$$

$$= 2317.124$$

$$\text{Re} > 2300$$

ค่าแสดงสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของระบบ

อุปกรณ์	K
โกลบวาล์ว (Globe Valve) 4 ตัว	4×10
ข้อต่อ 90° จำนวน 6 ตัว	6×2.0
การไหลเข้าระบบ	0.4
การไหลออกระบบ	1.0
Total	53.4

คำนวณค่าการสูญเสียหลักของท่อ จากสมการ

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

ให้ค่า $\frac{\epsilon}{D} = 0.00005$ (PVC Smooth Pipe)

จากรูปที่ 2 ภาคผนวก ที่ 2 Moody Diagram อ่านค่าได้จาก

$$\text{Re} = 2317.124$$

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0.00005$$

$$f = 0.042$$

แทนค่าในสมการ

$$\begin{aligned} h_f &= 0.042 \times \frac{3.600}{0.01705} \times \frac{(0.122)^2}{2 \times 9.81} \\ &= 0.00673 \text{ m} \end{aligned}$$

คำนวณการสูญเสียรองทั้งหมด ของระบบ จากสมการ

$$\begin{aligned} \sum h_m &= \sum K \frac{V^2}{2g} \\ &= 53.40 \times \frac{(0.122)^2}{2 \times 9.81} \\ &= 0.0405 \text{ m} \end{aligned}$$

ความสูญเสียทั้งหมด ของระบบ

$$\begin{aligned} \sum h_L &= \sum h_f + \sum h_m \\ &= 0.00673 + 0.0405 \\ &= 0.0472 \text{ m} \end{aligned}$$

คำนวณการสูญเสียที่เกิดจากปั๊ม จากสมการ

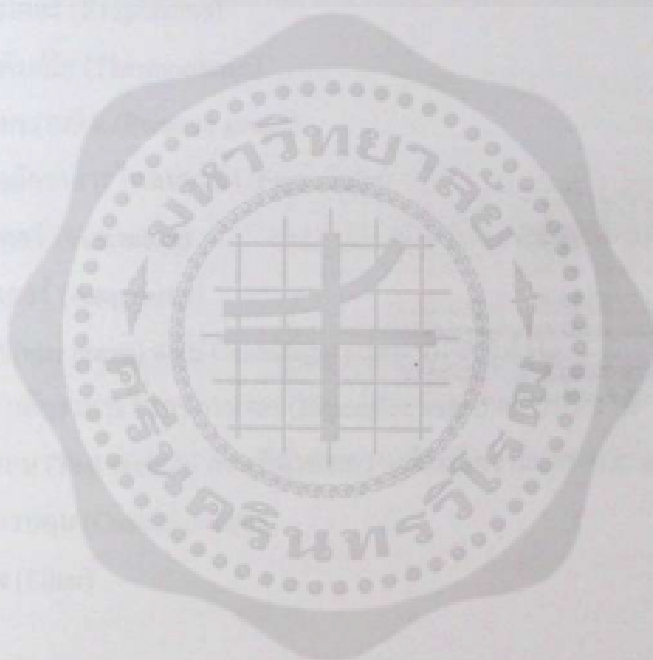
$$\begin{aligned} h_p &= h_{\text{est}} + \sum h_L \\ &= 0.800 + 0.0472 \\ &= 0.847 \text{ m} \end{aligned}$$

กำหนดให้ประสิทธิภาพของปั๊ม อยู่ในช่วง 85%

$$W_{hp} = \frac{Q \gamma h_p}{746 \eta}$$

$$\begin{aligned} &= \frac{1.405 \times 10^{-5} \times 9770 \times 0.847}{746 \times 0.85} \\ &= 3.643 \times 10^{-4} \quad \text{hp} \end{aligned}$$

∴ เลือกใช้ปั๊มมาใช้งานขนาด 0.5 hp

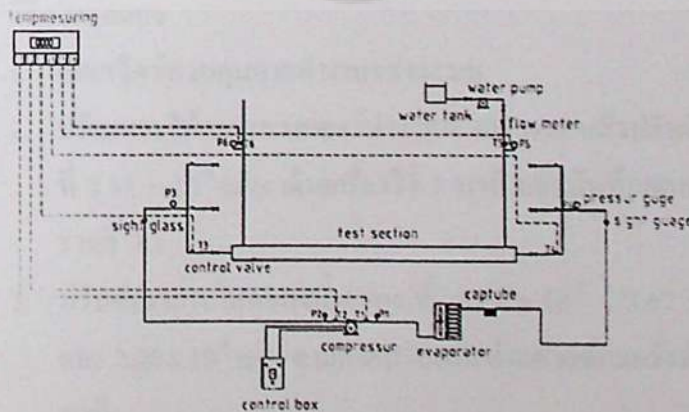


บทที่ 4

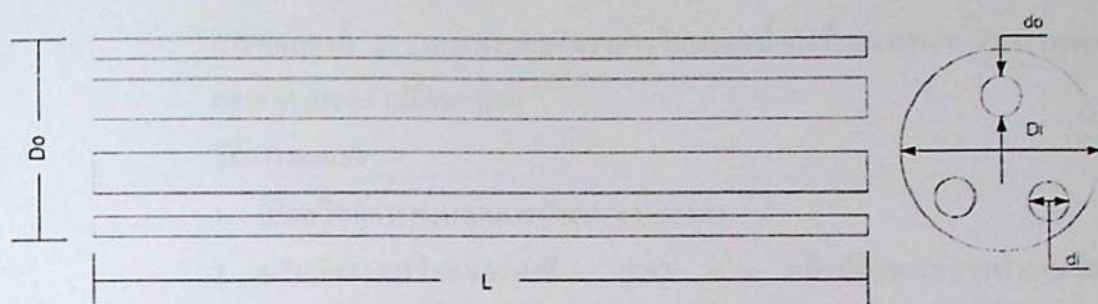
วิธีการทดลองและผลการทดสอบ

ส่วนประกอบของชุดทดลอง

- คอมเพรสเซอร์ (Compressor) ขนาด 0.5 Hp
- อีวาพอเรเตอร์ (Evaporators)
- เทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple)
- เครื่องวัดความดัน (Pressure gauge)
- เครื่องวัดอัตราการไหลของน้ำ (Flow meter)
- โวลต์มิเตอร์ (Volt meter)
- แอมป์มิเตอร์ (Amp meter)
- ปั๊มน้ำ (Water pump) แบบ Centrifugal pump ขนาด 0.6 Hp
- วาล์วปรับอัตราการไหลของน้ำยา (Expansion valve) แบบปรับได้
- ท่อทดสอบ (Test section) ส่วนที่ถ่ายเทความร้อนมีความยาว 0.8 m.
- สวิตช์ ควบคุม (Control switch)
- ตัวกรอง (Filter)



รูปที่ 4.1 แสดงอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง



รูปที่ 4.2 แสดงลักษณะท่อ Test section

ตารางที่ 4.1 แสดงขนาดท่อ Test section

No	Quantity	Notation	Dimension	Value
1.	ความยาวท่อ	L	mm	1000.00
2.	เส้นผ่าศูนย์กลางกลางภายนอก Tube	do	mm	3.00
3.	เส้นผ่าศูนย์กลางกลางภายใน Tube	di	mm	2.50
4.	เส้นผ่าศูนย์กลางกลางภายนอก Shell	Do	mm	28.58
5.	เส้นผ่าศูนย์กลางกลางภายใน Shell	Di	mm	25.27

วิธีการทดลอง

การทดลองที่ 1 : การควบคุมภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์ คงที่ และอัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง

วิธีการทดลอง

1. เปิดสวิตช์ควบคุมการทำงานของระบบ
2. ปรับภาระให้คอมเพรสเซอร์ทำงานที่ 400 watt แล้วปรับอัตราการไหลของน้ำที่ $3.33 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ เดินเครื่องไว้ 5 นาที แล้วบันทึกผลการทดลองลงใน ตารางที่ 3.1
3. ปรับอัตราการไหลของน้ำลดลง ที่ 3.00×10^{-4} , 2.67×10^{-4} , 2.33×10^{-4} และ $2.00 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ ตามลำดับ ในการอ่านค่าแต่ละครั้งต้องเดินเครื่องทิ้งไว้ 5 นาที
4. ปรับภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์ที่ 450, 500, 550, 600 watt ตามลำดับ จากนั้นทำการปรับเหมือนข้อ 3 แล้วบันทึกผลการทดลองลงในตารางที่ 3.1

การทดลองที่ 2 : การควบคุมอัตราการไหลของน้ำคงที่และภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์ เปลี่ยนแปลง

วิธีการทดลอง

1. เปิดสวิตช์การควบคุมการทำงานของระบบ
2. ปรับอัตราการไหลของน้ำที่ $3.33 \text{ m}^3/\text{s}$ แล้วปรับภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์ที่ 400 watt แล้วเดินเครื่องไว้ 5 นาที แล้วบันทึกผลการทดลองลงในตารางที่ 3.2
3. ปรับภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์ เพิ่มขึ้นที่ 450, 500, 550, 600 watt ตามลำดับ ในการอ่านค่าแต่ละครั้ง ต้องเดินเครื่องไว้ 5 นาที
4. ปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 3.00×10^{-4} , 2.67×10^{-4} , 2.33×10^{-4} , $2.00 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ ตามลำดับ จากนั้นทำการปรับเหมือนข้อ 3. แล้วบันทึกผลการทดลองลงในตารางที่ 3.2

ตัวแปรที่วัดการทดลอง

- อุณหภูมิและความดันของสารทำความเย็นทางเข้าคอมเพรสเซอร์ (T_1, P_1)
- อุณหภูมิและความดันของสารทำความเย็นทางออกคอมเพรสเซอร์ (T_2, P_2)
- อุณหภูมิและความดันของสารทำความเย็นทางเข้าท่อทดสอบ (T_3, P_3)
- อุณหภูมิและความดันของสารทำความเย็นทางออกท่อทดสอบ (T_4, P_4)
- อุณหภูมิและความดันของน้ำทางเข้าท่อทดสอบ (T_5, P_5)
- อุณหภูมิและความดันของน้ำทางออกท่อทดสอบ (T_6, P_6)

ข้อสังเกตและควรระวังในการทดสอบ

1. ก่อนทำการทดลองต้องตรวจเช็คควาล์วควบคุมไม่ให้อยู่ในลักษณะปิด
2. ก่อนเปิดสวิตช์ควบคุมต้องดูน้ำในแท็งก์น้ำ เพราะถ้าไม่มีน้ำในระบบทำให้เกิด Over heat ได้
3. เมื่อหยุดทำการทดลองต้องรอเวลา 5 นาทีก่อนที่จะเปิดสวิตช์ เพราะอาจทำให้คอมเพรสเซอร์น็อกได้

เงื่อนไขในการทดลอง

ตารางที่ 4.2 แสดงเงื่อนไขในการทดลองที่ภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์คงที่

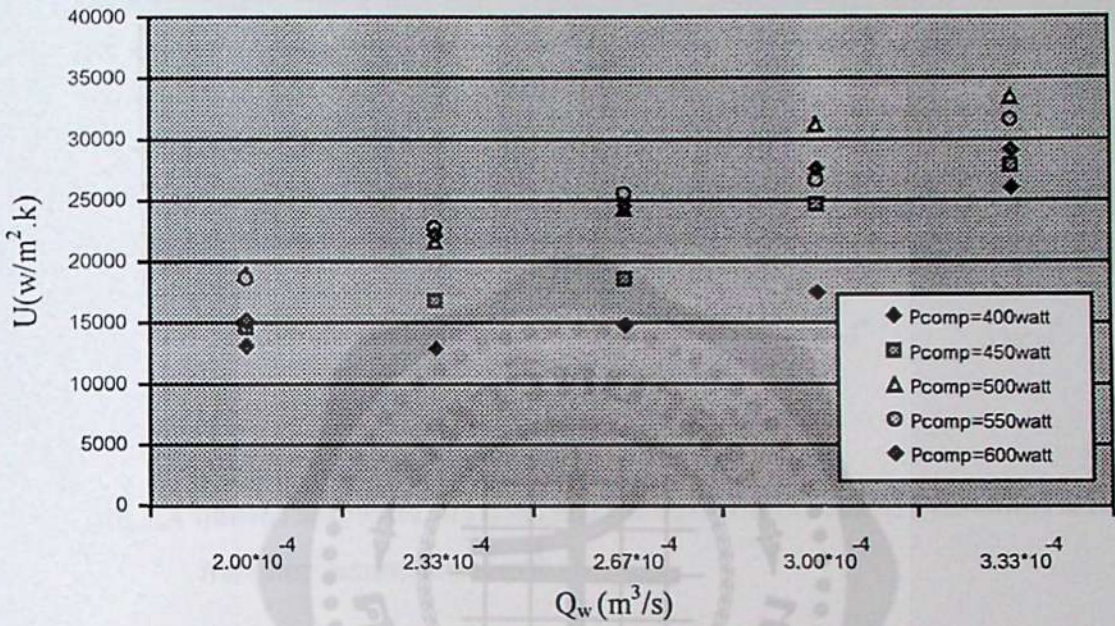
ภาระการทำงาน Compressor (watt)	อัตราการไหลของน้ำ (m ³ /s)
400	3.33 x 10 ⁻⁴
	3.00 x 10 ⁻⁴
	2.67 x 10 ⁻⁴
	2.33 x 10 ⁻⁴
	2.00 x 10 ⁻⁴
450	3.33 x 10 ⁻⁴
	3.00 x 10 ⁻⁴
	2.67 x 10 ⁻⁴
	2.33 x 10 ⁻⁴
	2.00 x 10 ⁻⁴
500	3.33 x 10 ⁻⁴
	3.00 x 10 ⁻⁴
	2.67 x 10 ⁻⁴
	2.33 x 10 ⁻⁴
	2.00 x 10 ⁻⁴
550	3.33 x 10 ⁻⁴
	3.00 x 10 ⁻⁴
	2.67 x 10 ⁻⁴
	2.33 x 10 ⁻⁴
	2.00 x 10 ⁻⁴
600	3.33 x 10 ⁻⁴
	3.00 x 10 ⁻⁴
	2.67 x 10 ⁻⁴
	2.33 x 10 ⁻⁴
	2.00 x 10 ⁻⁴

ตารางที่ 4.3 แสดงเงื่อนไขในการทดลองที่อัตราการไหลของน้ำคงที่

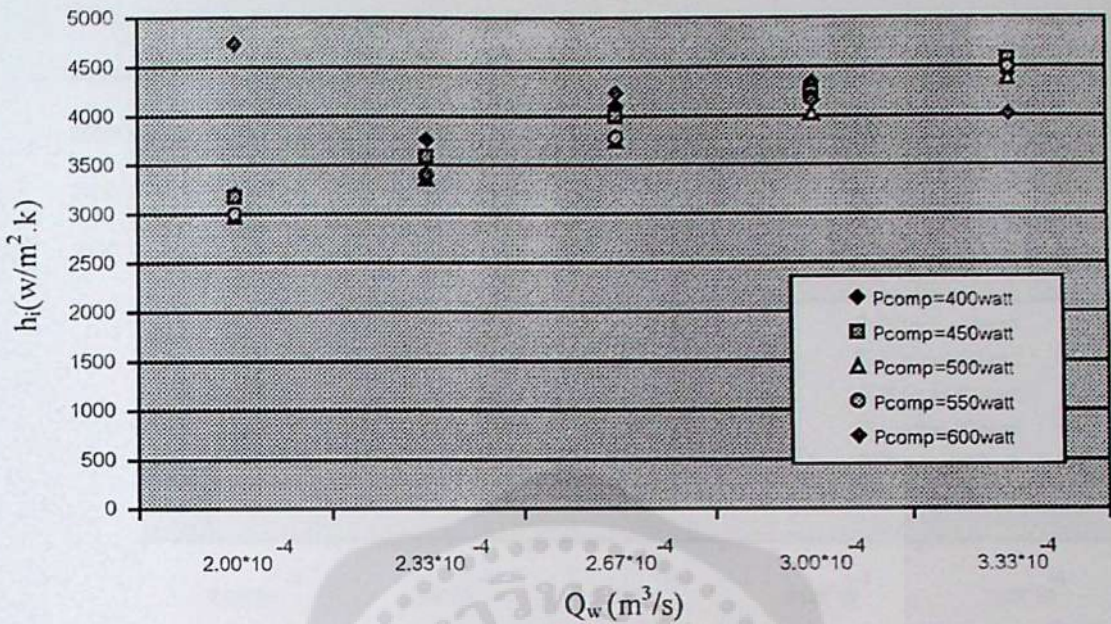
ภาระการทำงาน Compressor (watt)	อัตราการไหลของน้ำ (m ³ /s)
3.33×10^{-4}	400
	450
	500
	550
	600
3.00×10^{-4}	400
	450
	500
	550
	600
	400
2.67×10^{-4}	450
	500
	550
	600
	400
	450
2.33×10^{-4}	500
	550
	600
	400
	450
	500
2.00×10^{-4}	550
	600
	400
	450
	500

ผลการวิเคราะห์การทดลอง

จากการทดลองเมื่อนำค่าที่ได้จากการทดลองมาคำนวณเปรียบเทียบจะได้กราฟลักษณะต่างๆ ดังนี้

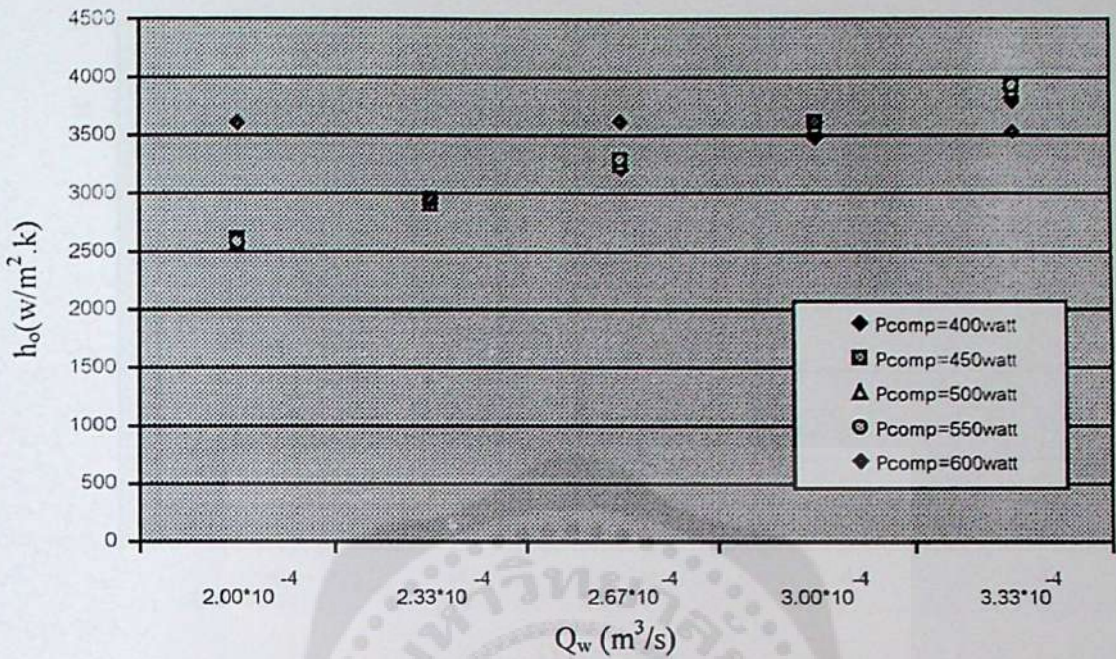


รูปที่ 4.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่คอมเพรสเซอร์คังที่



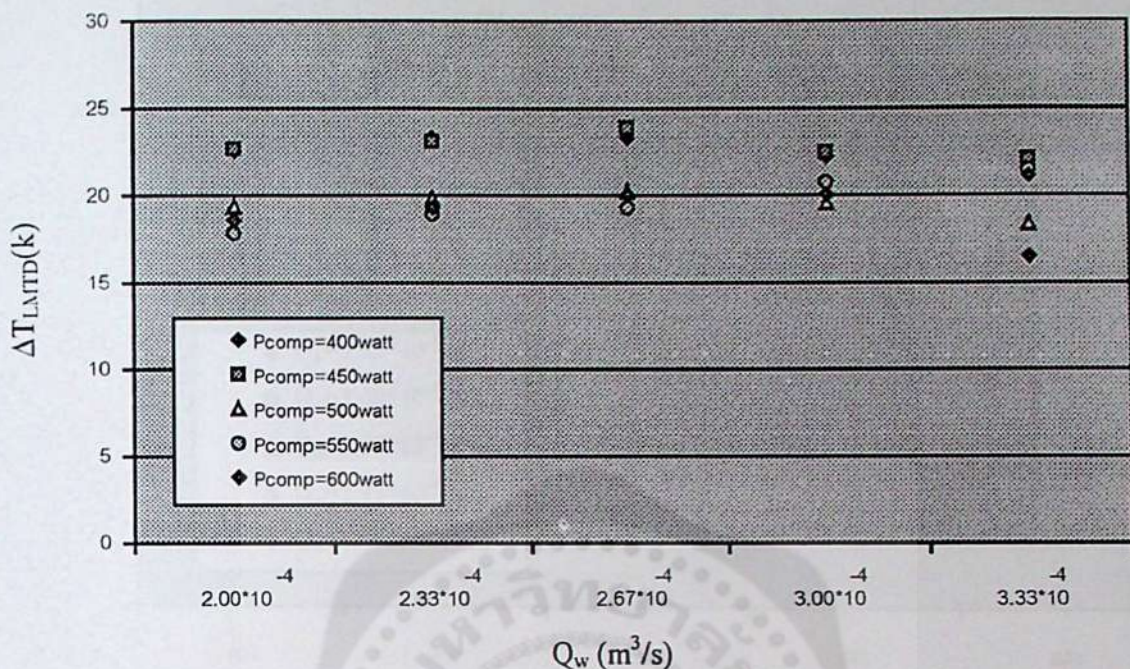
รูปที่ 4.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อที่คอมเพรสเซอร์คงที่

จากกราฟรูปที่ 4.3 และ 4.4 ผลการทดลองหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมและสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อที่อัตราการไหลต่างๆ ของน้ำ จากการทดลองจะเห็นได้ว่า อัตราการไหลของน้ำ มีผลต่อการเปลี่ยนแปลงสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมและสัมประสิทธิ์ความร้อนภายในท่อ คือ ที่อัตราการไหลของน้ำเพิ่มขึ้น สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมและสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อมียค่าเฉลี่ยสูงขึ้น เมื่อเปรียบเทียบอัตราการไหลของน้ำน้อย ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมและสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อมียค่าเฉลี่ยต่ำ เมื่อเปรียบเทียบระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมจะสูงกว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อ ที่ภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์คงที่ เมื่อเปรียบเทียบที่อัตราการไหลของน้ำสูงขึ้น สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมและสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อมียค่าเฉลี่ยสูงขึ้น ซึ่งความแตกต่างระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมจะมีค่าสูงกว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อ ซึ่งความแตกต่างที่เกิดขึ้นหาได้จากสมการ ($Q = mC_p\Delta T$) เมื่อเปรียบเทียบที่อัตราการไหลของน้ำ และภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์ที่สภาวะต่างๆ ซึ่งดูได้จากกราฟ



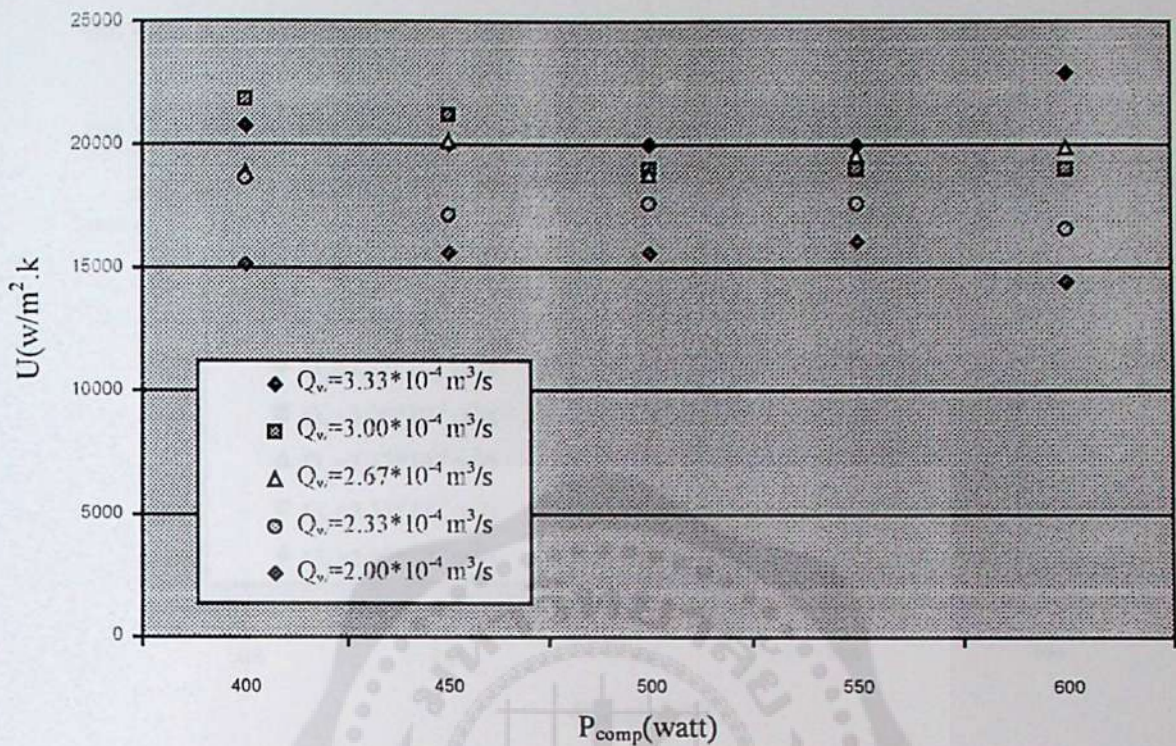
รูปที่ 4.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายนอกที่คอมเพรสเซอร์คงที่

จากกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับสัมประสิทธิ์ความร้อนภายนอกที่ที่ภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์ จะเห็นได้ว่าเมื่ออัตราการไหลของน้ำต่ำ และภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์ต่ำ การถ่ายเทความร้อนภายนอกจะถ่ายเทได้น้อย เมื่ออัตราการไหลของน้ำสูงขึ้น แต่เมื่อเปรียบเทียบที่น้ำคงที่ ที่ภาระการทำงานต่างๆ ของคอมเพรสเซอร์ จะเห็นว่าที่อัตราการไหลต่ำ การถ่ายเทความร้อนภายนอกที่ ความแตกต่างน้อยมาก ถึงแม้อัตราการไหลของน้ำสูงขึ้น ความแตกต่างของการถ่ายเทความร้อนภายนอกก็มีน้อย ซึ่งดูได้จากกราฟ



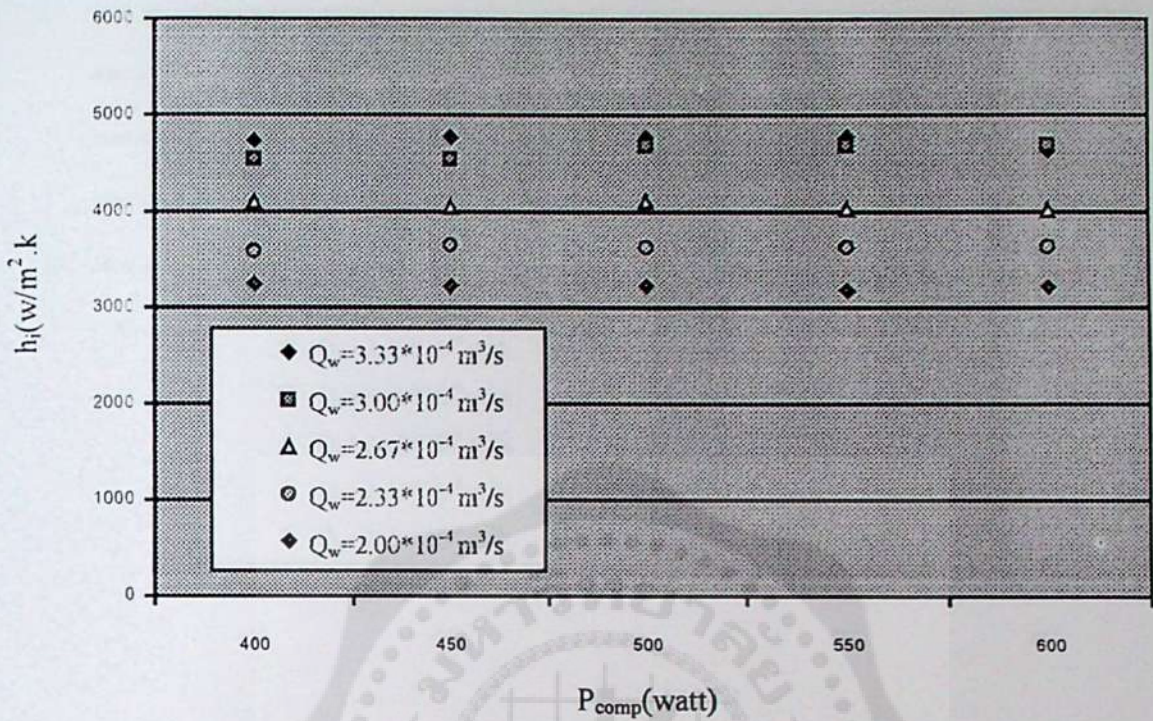
รูปที่ 4.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อกที่คอมเพรสเซอร์คงที่

จากกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำ กับอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อกที่ภาระการทำงานต่างๆ ของคอมเพรสเซอร์ จะเห็นว่า เมื่ออัตราการไหลของน้ำค่าภาระการทำงาน ของคอมเพรสเซอร์ต่างๆ อุณหภูมิเชิงล็อกจะมีค่าสูง เมื่อเปรียบเทียบกับอัตราการไหลของน้ำคงที่ ที่ภาระการทำงานต่างๆ ของคอมเพรสเซอร์จะเห็นได้ว่า ที่อัตราการไหลต่ำ ความแตกต่างจะเห็นได้ชัดเจน แต่เมื่ออัตราการไหลน้ำต่างๆ เพิ่มขึ้น ความแตกต่างยังคงเห็นได้ชัดเจน ถึงแม้ว่า อุณหภูมิเชิงล็อกโดยรวมมีค่าต่ำลงก็ตามซึ่งหาได้จากสมการ
$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_c - T_i) - (T_c - T_o)}{\ln\left(\frac{T_c - T_i}{T_c - T_o}\right)}$$
 ซึ่งผลที่ได้ดูได้จากกราฟ



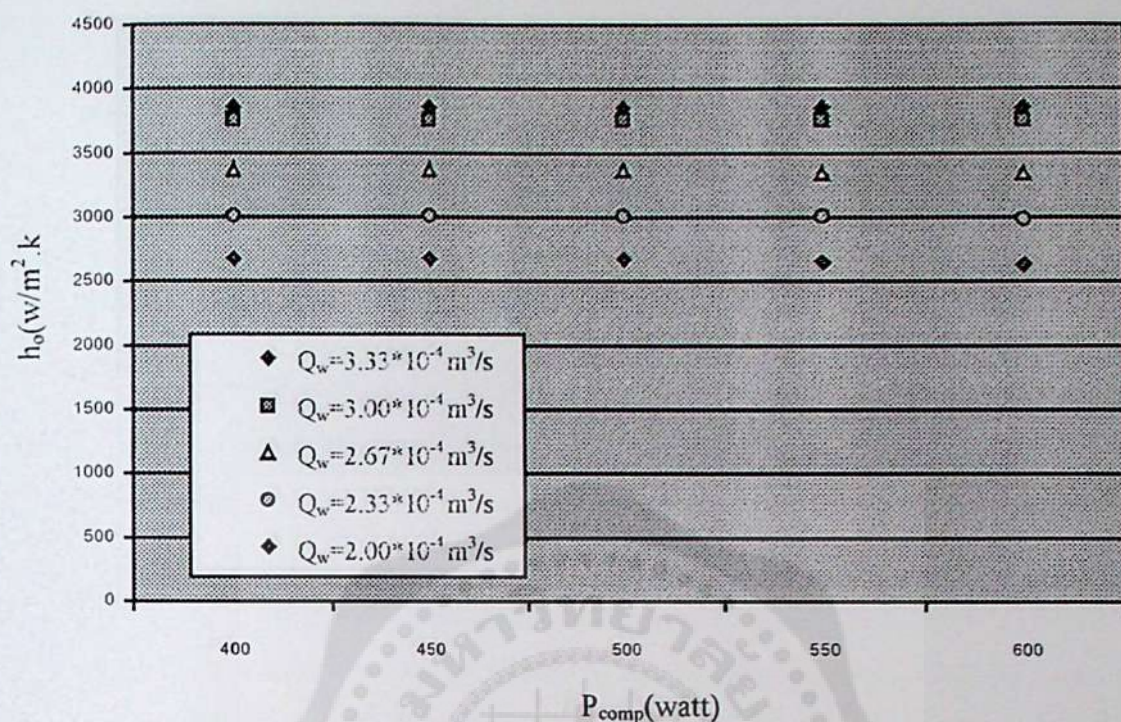
รูปที่ 4.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่อัตราการไหลของน้ำคงที่

จากกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ที่อัตราการไหลต่างๆ ของน้ำ จะเห็นได้ว่า ที่ภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์คงที่ ที่อัตราการไหลต่างๆ ของน้ำ จะเห็นความแตกต่างของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมได้ชัดเจน จะเห็นได้ว่า ที่อัตราการไหลของน้ำต่ำ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะต่ำ และที่อัตราการไหลของน้ำสูง สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมจะสูง เพราะฉะนั้น สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมจะขึ้นอยู่กับอัตราการไหลของน้ำมากกว่าภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์ จะเห็นได้จากกราฟ



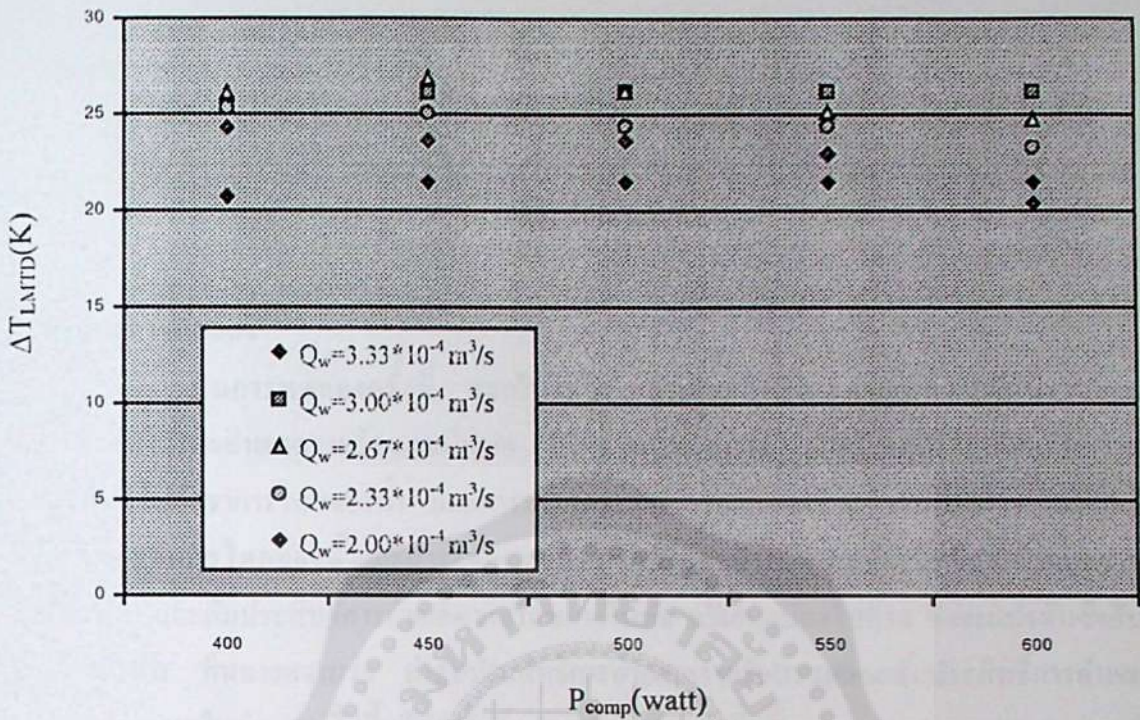
รูปที่ 4.8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อที่อัตราการไหลของน้ำคงที่

จากกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อที่อัตราการไหลต่างๆ ของน้ำ จะเห็นได้ว่าที่ภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์สูงขึ้น การเปลี่ยนแปลงของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อ มีการเปลี่ยนแปลงน้อยมาก เมื่อเปรียบเทียบภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์คงที่ ที่อัตราการไหลต่างๆ ของน้ำ จะเห็นได้ว่า ความแตกต่างของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อ จะเห็นความแตกต่างได้ แต่เมื่ออัตราการไหลของน้ำสูงขึ้น สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนก็จะสูงขึ้นด้วย ซึ่งการเปลี่ยนแปลงจะขึ้นอยู่กับอัตราการไหลของน้ำ ซึ่งจากสมการ $\left(\frac{1}{U_o} - \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \right)$; ซึ่งไม่คิดความหนาของท่อ) การเปลี่ยนแปลงดูได้จากกราฟ



รูปที่ 4.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายนอกท่อที่อัตราการไหลของน้ำคงที่

กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อที่อัตราการไหลต่างๆ ของน้ำ จะเห็นได้ว่าที่ภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์สูงขึ้น การเปลี่ยนแปลงของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อ มีการเปลี่ยนแปลงน้อยมาก เมื่อเปรียบเทียบภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์คงที่ ที่อัตราการไหลต่างๆ ของน้ำ จะเห็นได้ว่าความแตกต่างของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายนอกท่อ จะเห็นความแตกต่างได้ชัดเจน ซึ่งที่อัตราการไหลของน้ำต่ำ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนก็จะต่ำ แต่เมื่ออัตราการไหลของน้ำสูงขึ้น สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายนอกท่อก็จะสูงขึ้น ซึ่งการเปลี่ยนแปลงขึ้นอยู่กับอัตราการไหลของน้ำ ซึ่งการเปลี่ยนแปลงดูได้จากกราฟ



รูปที่ 4.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์กับอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อกที่อัตราการไหลของน้ำคงที่

จากกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์กับอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อกที่อัตราการไหลต่างๆ ของน้ำ จะเห็นได้ว่า ที่ภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์ต่างๆ อุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อกออกมา มีความแตกต่างกันอย่างมาก แต่เมื่อเปรียบเทียบที่ภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์คงที่ ที่อัตราการไหลต่างๆ ของน้ำจะเห็นได้ว่า อุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อกมีความแตกต่างกันอย่างเห็นได้ชัด คือ ที่อัตราการไหลของน้ำต่ำ อุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อกจะสูง แต่อัตราการไหลสูง อุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อกจะต่ำ จะเห็นได้ว่า ความแตกต่างของอัตราการไหลของน้ำจะมีผลต่อการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อกมากกว่าภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์ ดูได้จากกราฟ

บทที่ 5

สรุปและข้อเสนอแนะ

สรุปผลการทดลอง

ในการทดลองครั้งนี้ จะเห็นได้ว่า สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมและสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อ ที่ได้จากการคำนวณ เมื่อนำมาเปรียบเทียบกับความสัมพันธ์กับอัตราการไหลของน้ำ และการะของคอมเพรสเซอร์ที่ค่าต่างๆ จะเห็นได้ว่าการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของน้ำและการะของคอมเพรสเซอร์มีส่วนทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม และสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อ เปลี่ยนแปลงไปด้วย ซึ่งจะแปรผันซึ่งกันและกันนั้น ก็หมายความว่า ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมและสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อ จะเพิ่มขึ้นก็ต่อเมื่ออัตราการไหลของน้ำเพิ่มขึ้น และการะของคอมเพรสเซอร์มากขึ้น จะลดลงก็ต่อเมื่อการะของคอมเพรสเซอร์น้อยและอัตราการไหลของน้ำน้อย นอกจากนี้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมยังขึ้นอยู่กับ การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิทางเข้าท่อ Test section สำหรับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อนั้น จะมีความสัมพันธ์กับความแตกต่างของอุณหภูมิเชิงล็อก นั่นก็คือเมื่อความแตกต่างของอุณหภูมิเชิงล็อกมีค่าน้อย ค่าของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อมากขึ้นด้วย ซึ่งจะแปรผันตรงกันกับผลของตัวแปรต่างๆ ที่ได้กล่าวมาแล้วนั้น จะมีผลต่อการเปลี่ยนแปลงของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม และสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อทั้งสิ้น

จากผลการทดลองจะเห็นได้ว่า ในบางครั้งจะมีค่าบางค่ามีความคลาดเคลื่อนจากทฤษฎี ทั้งนี้เนื่องจากค่าที่วัดได้จากการทดลองบางค่า มีความผิดพลาด ซึ่งอาจเกิดจากการผิดพลาดของเครื่องมือวัดอุณหภูมิ

ข้อเสนอแนะ

1. การติดตั้งอุปกรณ์วัดอัตราการไหลของสารทำความเย็นในระบบ เพราะสามารถปรับการไหลของสารทำความเย็นในระบบ เพื่อที่จะทำการทดลองได้มากขึ้น และได้ค่าที่แน่นอน
2. การออกแบบท่อ Test section ให้มีขนาดใหญ่ และยาวกว่านี้ เพื่อจะเห็นความแตกต่างของอุณหภูมิ และการถ่ายเทความร้อนได้มากขึ้น

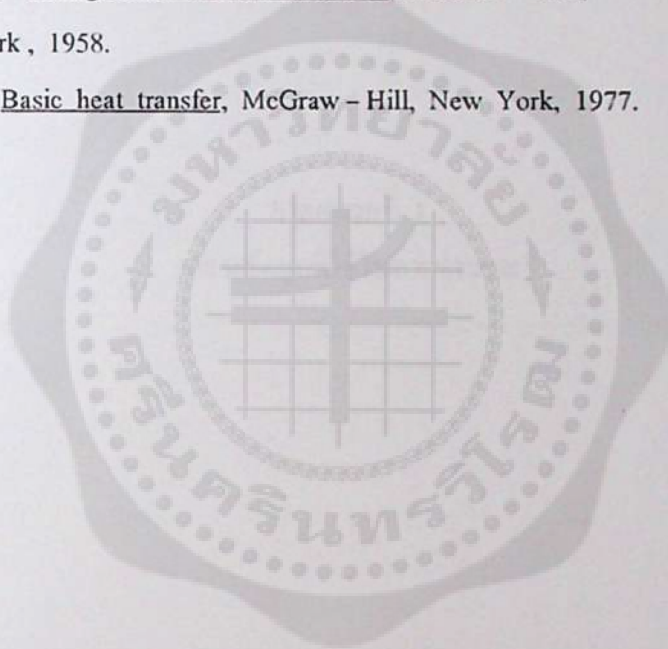
3. ควรออกแบบ Cooling Tower ติดตั้งในระบบเพื่อนำน้ำมาไหลเวียนในระบบโดยไม่ให้อุณหภูมิเกิดการเปลี่ยนแปลง

4. ควรติดตั้งเกจวัดอุณหภูมิให้ครบทุกจุด เพื่อสะดวกในการอ่านค่าเพื่อจะเกิดความผิดพลาดน้อยที่สุด



บรรณานุกรม

1. นักสิทธิ์ คูวัฒนาชัย, ดร. การถ่ายเทความร้อน : กรุงเทพมหานคร : สำนักพิมพ์ฟิสิกส์
เซ็นเตอร์ 2533.
2. สุนันท์ สรวัญนิคย์, รศ. การถ่ายเทความร้อน : กรุงเทพมหานคร : สถาบันเทคโนโลยี
พระจอมเกล้าธนบุรี 2538.
3. พิชิต กฤษนันทน , ดร. และ สะพรั่ง สุวภิรมย์โชติ, การทำความเย็น
กรุงเทพมหานคร : สถาบันพระจอมเกล้าธนบุรี
4. Stoeker . W.F Refrigeration and air condition, McGraw – Hill,
New York , 1958.
5. Qzisik M.N, Basic heat transfer, McGraw – Hill, New York, 1977.



ประเภท	ปี	ปีภาษี		ปีบัญชี		ปีภาษี		ปี
		เริ่ม	สิ้นสุด	เริ่ม	สิ้นสุด	เริ่ม	สิ้นสุด	
1	2558	2558	2558	2558	2558	2558	2558	2558
2	2559	2559	2559	2559	2559	2559	2559	2559
3	2560	2560	2560	2560	2560	2560	2560	2560
4	2561	2561	2561	2561	2561	2561	2561	2561
5	2562	2562	2562	2562	2562	2562	2562	2562
6	2563	2563	2563	2563	2563	2563	2563	2563
7	2564	2564	2564	2564	2564	2564	2564	2564
8	2565	2565	2565	2565	2565	2565	2565	2565
9	2566	2566	2566	2566	2566	2566	2566	2566
10	2567	2567	2567	2567	2567	2567	2567	2567
11	2568	2568	2568	2568	2568	2568	2568	2568
12	2569	2569	2569	2569	2569	2569	2569	2569
13	2570	2570	2570	2570	2570	2570	2570	2570
14	2571	2571	2571	2571	2571	2571	2571	2571
15	2572	2572	2572	2572	2572	2572	2572	2572
16	2573	2573	2573	2573	2573	2573	2573	2573
17	2574	2574	2574	2574	2574	2574	2574	2574
18	2575	2575	2575	2575	2575	2575	2575	2575
19	2576	2576	2576	2576	2576	2576	2576	2576
20	2577	2577	2577	2577	2577	2577	2577	2577
21	2578	2578	2578	2578	2578	2578	2578	2578
22	2579	2579	2579	2579	2579	2579	2579	2579



ภาคผนวกที่ 1
 ตารางข้อมูลที่ใช้ในการคำนวณ

ตารางภาคผนวกที่ 1.1 คุณสมบัติของสารทำความเย็น R 12 ที่สภาวะของเหลวและไออิ่มตัว

Temperature °C	Pressure KPa(abs)	Specific volume m ³ /kg		Density Kg / m ³		Enthalpy kJ / kg		
		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Latent	Vapor
		$V_l \cdot 10^{-3}$	$V_g \cdot 10^{-3}$	$1/v_l$	$1/v_g$	h_l	H_{fg}	H_g
-3	279.300	0.71099	60.9075	1406.489	16.418	197.233	152.954	350.187
-2	288.82	0.71061	58.9963	1403.292	16.959	198.154	152.456	350.619
-1	298.59	0.71425	57.1579	1400.070	17.495	199.076	151.973	351.049
0	308.61	0.71590	55.3892	1396.843	18.054	200.000	151.477	351.477
1	318.88	0.71756	53.6869	1393.612	18.627	200.925	150.980	351.905
2	329.40	0.71924	52.0481	1390.356	19.213	201.851	150.479	352.331
3	340.19	0.72094	50.4700	1387.078	19.814	202.780	149.975	352.775
4	351.24	0.72265	48.9499	1383.796	20.429	203.710	149.469	353.179
5	236.55	0.72438	47.4853	1380.491	21.059	204.642	148.958	353.600
6	347.14	0.72612	46.0737	1377.183	21.704	205.575	148.455	354.020
7	368.01	0.72788	44.7129	1373.853	22.365	206.509	147.930	354.439
8	398.15	0.72966	43.4006	1370.501	23.041	207.445	147.411	354.856
9	410.58	0.73146	42.1349	1367.129	23.733	208.383	146.889	355.272
10	423.30	0.73326	40.9137	1363.774	24.442	209.323	146.363	355.868
11	436.31	0.73510	39.7352	1360.359	25.167	210.264	145.834	356.098
12	449.62	0.73693	38.5975	1356.944	25.908	211.207	145.302	356.509
13	463.23	0.73882	37.4991	1353.510	26.667	212.152	144.766	356.918
14	477.14	0.74071	36.4382	1350.056	27.444	213.099	144.226	357.325
15	491.37	0.74262	35.4133	1346.584	28.238	214.048	143.682	357.730
16	505.91	0.74455	34.4230	1343.093	29.050	214.998	143.136	358.134
17	520.76	0.74649	33.4658	1339.603	29.881	215.951	142.587	358.538
18	535.94	0.74846	32.5405	1336.076	30.731	216.906	142.029	358.935
19	551.45	0.75045	31.6457	1332.354	31.600	217.863	141.470	359.333
20	567.29	0.75246	30.7802	1328.974	32.488	218.821	140.908	359.729
21	583.47	0.75449	29.9429	1325.399	33.397	219.783	140.339	360.122
22	599.98	0.75655	29.1327	1321.790	34.326	220.746	139.768	360.514

Temperature °C	Pressure KPa(abs)	Specific volume m ³ /kg		Density Kg/m ³		Enthalpy kJ/kg		
		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Latent	Vapor
		$V_l \cdot 10^{-3}$	$V_g \cdot 10^{-3}$	$1/v_l$	$1/v_g$	h_l	H_{fg}	H_g
23	616.84	0.75863	28.3485	1318.167	35.275	221.712	139.192	360.904
24	634.05	0.76073	27.5894	1314.527	36.246	222.680	138.611	361.291
25	651.62	0.76286	26.5842	1310.857	37.238	223.650	138.026	361.676
26	669.54	0.76501	26.1422	1307.178	38.252	234.623	137.436	362.059
27	687.82	0.76718	25.4524	1303.475	39.289	235.598	136.841	362.439
28	706.47	0.76938	24.7840	1299.748	40.349	226.576	136.241	362.817
29	725.50	0.77161	24.1362	1295.991	41.432	227.557	135.636	363.193
30	744.90	0.77386	23.5082	1292.223	42.538	228.540	135.026	363.566
31	764.68	0.77614	22.8993	1288.427	43.669	229.526	134.411	363.937
32	784.85	0.77845	22.3088	1284.604	44.825	230.551	133.790	364.305
33	805.41	0.78079	21.7359	1280.754	46.007	231.506	133.164	364.670
34	826.36	0.78316	21.1802	1276.878	47.214	232.505	132.532	365.033
35	847.72	0.78556	20.6408	1272.977	48.448	233.498	131.894	365.392
36	863.48	0.78799	20.1173	1269.052	49.708	234.499	131.250	365.749
37	891.64	0.79045	19.6091	1265.102	50.997	235.503	130.600	366.103
38	914.23	0.79294	19.1156	1261.129	52.313	236.510	129.944	366.454
39	937.23	0.79546	18.6362	1257.134	53.659	237.521	129.281	366.802
40	960.65	0.79802	18.1706	1253.101	55.034	238.535	128.611	367.146
41	984.51	0.80062	17.7182	1249.032	56.439	239.552	127.935	367.487
43	1000.80	0.80325	17.2785	1244.924	57.875	240.574	127.251	367.825
43	1033.50	0.80592	16.5811	1240.818	59.343	241.598	126.562	368.164
44	1058.70	0.80863	16.4356	1236.660	60.844	242.672	125.864	368.491
45	1084.30	0.81137	16.0316	1232.483	62.376	243.659	125.159	368.818
46	1110.40	0.81416	15.6386	1228.259	63.944	244.696	124.445	369.141

ตารางภาคผนวกที่ 1.2 แสดงค่าการนำความร้อนของวัสดุ

Metal	Temperature, K									
	200	300	400	500	600	800	1000	1200	1500	
Aluminum										
Pure	237	237	240	236	231	218				
Duralumin	138	174	187	188						
Alloy 195, cast		168	174	180	185					
Copper										
Pure	413	401	393	386	379	366	352	339		
Commercial bronze	42	52	52	55						
Brass	47	111	134	143	146	150				
German silver		116	135	145	147					
Gold	323	317	311	304	298	284	270	255		
Iron										
Armco	81	73	66	59	53	42	32	29	31	
Cast		51	44	39	36	27	23			
Carbon steel;										
AISI 1010		64	59	54	49	39	31			
AISI 1042		52	50	48	45	37	29	26	30	
AISI 4130		43	42	41	40	37	31	27	31	
Stainless steel										
AISI 302		15	17	19	20	23	25			
AISI 304	13	15	17	18	20	23	25			
AISI 316		13	15	17	18	21	24			
AISI 410	25	25	26	27	27	29				
Lead	37	35	34	33	31					
Magnesium										
Pure	199	156	153	151	149	14				
Alloy A8			84							

ตารางภาคผนวกที่ 1.2 (ต่อ) แสดงค่าการนำความร้อนของวัสดุ

Metal	Temperature, K									
	200	300	400	500	600	800	1000	1200	1500	
Inconel – X-750	10.3	11.7	13.5	15.1	17.0	20.5	24.0	27.6	30.0	
Nichrome		13	14	16	17	21				
Platinum	73	72	72	72	73	76	79	83	90	
Silver	420	429	425	419	412	396	379	361		
Tantalum	58	58	58	59	59	59	60	61	62	
Tin	73	67	62	60						
Titanium										
Pure	25	22	20	20	19	19	21	22	25	
Ti-6Al-4V		5.8								
Tungsten	185	174	159	146	137	125	118	112	106	
Zirconium										
Pure	25	23	22	21	21	21	23	26	29	
Zircaloy-4	13.3	14.2	15.2	16.2	19.2	21.2	23.2			

ตารางภาคผนวกที่ 1.3 คุณสมบัติของน้ำที่อุณหภูมิต่างๆ

$t, ^\circ\text{C}$	$\frac{\rho, \text{kg}}{\text{m}^3}$	$\frac{c_p, \text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$	$\frac{\nu, \text{m}}{\text{s}}$	$\frac{k, \text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$	$\frac{\alpha, \text{m}^2}{\text{s}} \times 10^7$	Pr	β, K^{-1}
Water, H ₂ O							
0	1,002.28	4.2178	$1,788 \times 10^{-6}$	0.552	1.308	13.6	
20	1,000.52	4.1818	1.006	0.597	1.430	7.02	0.18×10^{-3}
40	994.59	4.1784	0.658	0.628	1.512	4.34	
60	985.46	4.1843	0.478	0.651	1.554	3.02	
80	974.08	4.1964	0.364	0.668	1.636	2.22	
100	960.63	4.2161	0.294	0.680	1.680	1.74	
120	946.25	4.250	0.247	0.685	1.708	1.446	
140	928.27	4.283	0.214	0.684	1.724	1.241	
160	909.69	4.342	0.190	0.680	1.729	1.099	
180	889.03	4.417	0.173	0.675	1.724	1.004	
200	866.76	4.505	0.160	0.665	1.706	0.937	
220	842.41	4.610	0.150	0.652	1.680	0.891	
240	815.66	4.756	0.143	0.635	1.639	0.871	
260	785.87	4.949	0.137	0.611	1.577	0.874	
280.6	752.55	5.208	0.135	0.580	1.481	0.910	
300	714.26	5.728	0.135	0.540	1.324	1.019	

ตารางภาคผนวกที่ 1.4 คุณสมบัติของสารทำความเย็น R 12 ที่อุณหภูมิต่าง ๆ (ที่สภาวะแก๊สและของเหลว)

	T	k	ρ	Cp	$\mu \cdot 10^{-6}$	$\nu \cdot 10^{-6}$	Pr
	K	W/mK	kg/m ³	J/kgK	kg/m s	m ² /s	
Refrigeration-12	260	0.00769	5.668	560	10.98	1.938	0.80
234 K BP	280	0.00868	5.263	582	11.80	2.242	0.79
(Gas)	300	0.00970	4.912	602	12.60	2.566	0.78
	320	0.0107	4.605	621	13.39	2.908	0.77
	340	0.0118	4.334	639	14.16	3.268	0.77
	360	0.0129	4.093	655	14.92	3.644	0.76
	380	0.0140	3.878	671	15.66	4.038	0.75
	400	0.0151	3.684	685	16.39	4.449	0.74
	420	0.0162	3.509	698	17.10	4.875	0.74
	440	0.0173	3.349	710	17.80	5.314	0.73
	460	0.0184	3.203	721	18.84	5.770	0.72
Refrigeration-12(C)	220	0.0675	1552	880	4.94	0.318	6.4
(115 K MP)	230	0.0680	1528	885	4.39	0.287	5.7
(243 K BP)	240	0.0695	1502	890	3.94	0.262	5.0
(0.165*10 ⁶ J/kg)	250	0.0705	1473	905	3.55	0.241	4.6
(Liquid)	260	0.0715	1442	915	2.32	0.224	4.1
	270	0.0725	1407	930	3.04	0.216	3.9
	280	0.0730	1370	945	2.85	0.208	3.7
	290	0.0725	1332	960	2.68	0.201	3.6
	300	0.0710	1298	980	2.54	0.196	3.5
	310	0.0695	1263	995	2.44	0.193	3.5
	320	0.0675	1222	1015	2.32	0.190	3.5

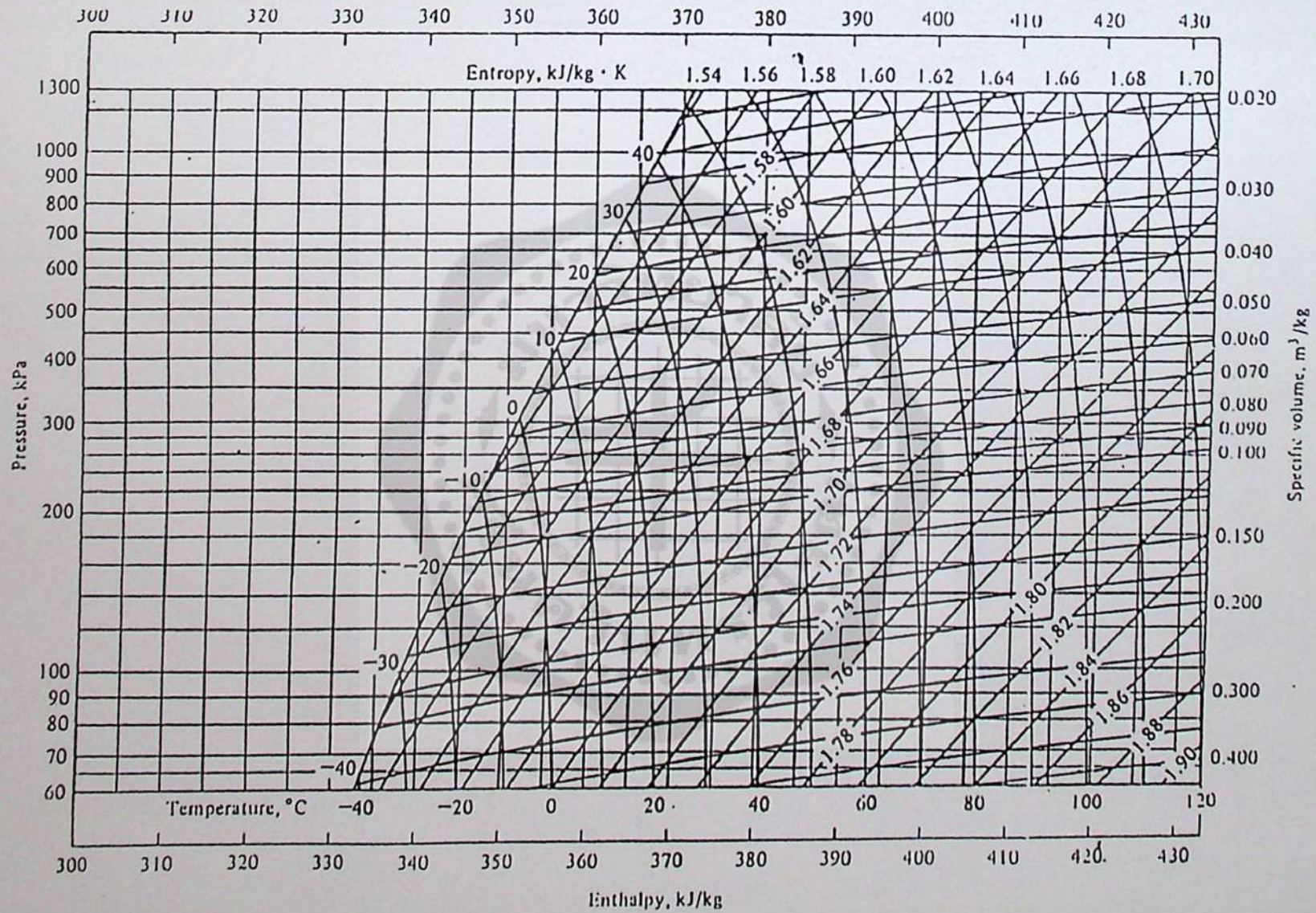
ตารางภาคผนวกที่ 1.5 การเลือกขนาดท่อทองแดง

OD. Mn	ID, mn		OD,mn	ID. mn	
	Type K	Type L		Type K	Type L
9.53	7.75	8.00	53.98	49.76	50.42
12.70	10.21	10.92	66.68	61.85	62.61
15.88	13.39	13.84	79.38	73.84	74.80
19.05	16.56	16.92	92.08	85.98	87.00
22.23	18.92	19.94	104.80	97.97	99.19
28.58	25.27	26.04	130.20	122.10	123.80
34.93	31.62	32.13	155.60	145.80	148.50
4.28	37.62	38.23	206.40	192.60	196.20
			257.20	240.00	244.50
			308.00	287.40	293.80

ภาคผนวกที่ 2

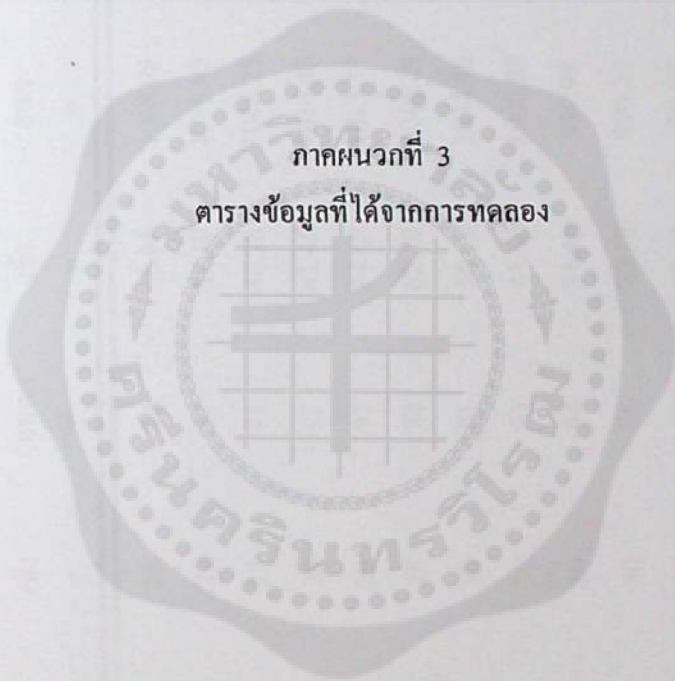
แสดงแผนภูมิคุณสมบัติของสารทำความเย็น R 12





รูปถ่ายเอกสารที่ 2.1 แสดงแผนภูมิคุณสมบัติของสารทำความเย็น R12

ภาคผนวกที่ 3
ตารางข้อมูลที่ได้อากการทดลอง



ตารางภาคผนวกที่ 3.1 แสดงผลการทดลอง Test section เมื่อภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์คงที่ และอัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง

ครั้งที่	ภาระการทำงานของ Compressor			อัตราการไหลของ Water (m ³ /s)	อุณหภูมิ - ความดัน Compressor				อุณหภูมิ Test Section		อุณหภูมิ Water	
	I	V	P		อุณหภูมิ (°C)		ความดัน (kPa)		อุณหภูมิ (°C)		อุณหภูมิ (°C)	
					เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก
	Amp	Volt	Watt		T ₁	T ₂	P ₁	P ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆
1	2.00	200	400	3.33 x 10 ⁻⁴	29	70	68.96	1068.95	54	37	25	32
				3.00 x 10 ⁻⁴	29	86	62.10	1068.95	67	38	25	32
				2.67 x 10 ⁻⁴	29	91	48.28	1048.25	68	39	25	32
				2.33 x 10 ⁻⁴	29	92	41.40	1034.46	68	39	25	32
				2.00 x 10 ⁻⁴	29	93	34.48	1013.77	67	39	25	33
				3.33 x 10 ⁻⁴	28	84	62.10	1048.25	66	40	25	35
2	2.25	200	450	3.00 x 10 ⁻⁴	29	91	55.17	1034.46	67	40	25	35
				2.67 x 10 ⁻⁴	30	93	41.40	1006.87	69	40	26	35
				2.33 x 10 ⁻⁴	30	94	34.48	999.98	67	40	26	35
				2.00 x 10 ⁻⁴	30	95	27.58	979.29	66	40	26	35
				3.33 x 10 ⁻⁴	29	79	55.17	999.98	61	39	26	36
				3.00 x 10 ⁻⁴	29	87	41.40	986.20	65	39	26	37
3	2.50	200	500	2.67 x 10 ⁻⁴	29	89	34.48	965.50	65	39	27	37
				2.33 x 10 ⁻⁴	29	90	27.58	951.70	64	39	27	37
				2.00 x 10 ⁻⁴	29	91	27.58	944.80	63	39	27	37

ครั้งที่	ภาระการทำงานของ Compressor			อัตราการไหล ของ Water (m ³ /s)	อุณหภูมิ - ความดัน Compressor				อุณหภูมิ Test Section		อุณหภูมิ Water	
	I	V	P		อุณหภูมิ (°C)		ความดัน (kPa)		อุณหภูมิ (°C)		อุณหภูมิ (°C)	
					เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก
	Amp	Volt	Watt		T ₁	T ₂	P ₁	P ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆
4	2.75	200	550	3.33 x 10 ⁻¹	29	81	51.72	999.98	68	40	26	37
				3.00 x 10 ⁻¹	30	92	41.40	972.39	68	40	27	37
				2.67 x 10 ⁻¹	30	92	34.48	965.50	67	40	28	38
				2.33 x 10 ⁻¹	30	93	27.58	951.70	66	40	28	38
				2.00 x 10 ⁻¹	30	93	20.20	937.91	64	39	28	37
5	3.00	200	600	3.33 x 10 ⁻¹	29	91	51.72	999.98	69	40	27	37
				3.00 x 10 ⁻¹	29	94	41.40	972.39	69	40	28	38
				2.67 x 10 ⁻¹	29	95	34.48	965.50	68	40	28	38
				2.33 x 10 ⁻¹	30	95	27.58	965.50	67	40	28	38
				2.00 x 10 ⁻¹	30	95	20.70	951.70	66	40	29	37

ตารางภาคผนวกที่ 3.2 แสดงผลการทดลอง Test section เมื่ออัตราการไหลของน้ำคงที่ และการะการทำงานของคอมเพรสเซอร์เปลี่ยนแปลง

ครั้งที่	อัตราการไหล ของ Water (m ³ /s)	การะการทำงานของ Compressor			อุณหภูมิ - ความดัน Compressor				อุณหภูมิ Test Section		อุณหภูมิ Water	
		I	V	P	อุณหภูมิ (°C)		ความดัน (kPa)		อุณหภูมิ (°C)		อุณหภูมิ (°C)	
					เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก
		Amp	Volt	Watt	T ₁	T ₂	P ₁	P ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆
1	3.33 x 10 ⁻¹	2.00	200	400	26	78	62.10	999.98	63	38	25	32
		2.25	200	450	27	83	55.17	999.98	65	38	25	32
		2.50	200	500	27	85	48.28	979.29	65	38	25	32
		2.75	200	550	28	87	41.40	972.40	65	38	25	32
		3.00	200	600	28	88	34.48	965.50	66	38	25	33
		2.00	200	400	29	83	62.10	1006.87	71	42	25	35
2	3.00 x 10 ⁻¹	2.25	200	450	29	87	55.17	999.98	73	42	25	35
		2.50	200	500	30	91	55.17	999.98	75	42	26	35
		2.75	200	550	30	93	55.17	1006.87	75	42	26	35
		3.00	200	600	29	94	44.48	999.98	75	42	26	35
		2.00	200	400	30	91	62.10	1034.46	74	43	26	36
3	2.67 x 10 ⁻¹	2.25	200	450	30	96	55.17	1034.46	77	43	26	37
		2.50	200	500	30	98	44.48	1020.67	77	43	27	37
		2.75	200	550	30	98	41.40	1013.77	76	42	27	37
		3.00	200	600	30	99	31.03	986.20	75	42	27	37
		2.00	200	400	30	91	62.10	1034.46	74	43	26	36

ครั้งที่	อัตราการไหล ของ Water (m ³ /s)	การกระทำของ Compressor			อุณหภูมิ - ความดัน Compressor				อุณหภูมิ Test Section		อุณหภูมิ Water	
		I	V	P	อุณหภูมิ (°C)		ความดัน (kPa)		อุณหภูมิ (°C)		อุณหภูมิ (°C)	
		Amp	Volt	Watt	เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก	เข้า	ออก
		T ₁	T ₂	P ₁	P ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆			
4	2.33 x 10 ⁻¹	2.00	200	400	30	90	55.17	1068.95	73	43	26	37
		2.25	200	450	30	93	41.40	1020.67	74	43	27	37
		2.50	200	500	30	96	37.93	999.98	75	43	28	38
		2.75	200	550	30	97	34.48	999.98	75	43	28	38
		3.00	200	600	30	97	27.58	979.29	73	42	28	37
		2.00	200	400	30	90	48.28	1068.95	72	43	27	37
5	2.00 x 10 ⁻¹	2.25	200	450	30	93	37.93	1013.77	73	43	28	38
		2.50	200	500	30	95	34.48	999.98	73	43	28	38
		2.75	200	550	30	96	27.58	979.29	73	42	28	38
		3.00	200	600	30	94	20.70	965.50	69	41	29	37

มหาวิทยาลัยราชภัฏ

วิทยาลัยการศึกษานอกเมือง

วิทยาลัยการศึกษานอกเมือง

วิทยาลัยการศึกษานอกเมือง

วิทยาลัยการศึกษานอกเมือง

วิทยาลัยการศึกษานอกเมือง

วิทยาลัยการศึกษานอกเมือง

วิทยาลัยการศึกษานอกเมือง

วิทยาลัยการศึกษานอกเมือง

วิทยาลัยการศึกษานอกเมือง

วิทยาลัยการศึกษานอกเมือง

วิทยาลัยการศึกษานอกเมือง

วิทยาลัยการศึกษานอกเมือง

วิทยาลัยการศึกษานอกเมือง

วิทยาลัยการศึกษานอกเมือง

วิทยาลัยการศึกษานอกเมือง

วิทยาลัยการศึกษานอกเมือง

วิทยาลัยการศึกษานอกเมือง

วิทยาลัยการศึกษานอกเมือง

วิทยาลัยการศึกษานอกเมือง

วิทยาลัยการศึกษานอกเมือง

วิทยาลัยการศึกษานอกเมือง

วิทยาลัยการศึกษานอกเมือง

วิทยาลัยการศึกษานอกเมือง

วิทยาลัยการศึกษานอกเมือง

วิทยาลัยการศึกษานอกเมือง

วิทยาลัยการศึกษานอกเมือง

วิทยาลัยการศึกษานอกเมือง

วิทยาลัยการศึกษานอกเมือง



ภาคผนวกที่ 4
ตัวอย่างการคำนวณ

ตัวอย่างการคำนวณ

ข้อมูลจากการทดลอง (ตารางผลการทดลองที่ 1)

อัตราการไหลของน้ำ (Q_w) = $3.33 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$

อุณหภูมิทางเข้าท่อ Test section (T_s) = 54°C

อุณหภูมิทางออกท่อ Test section (T_e) = 37°C

อุณหภูมิน้ำเข้า (T_i) = 25°C

อุณหภูมิน้ำออก (T_o) = 32°C

ข้อมูลจากอุปกรณ์

1. พื้นที่ของท่อ Test section (A_s)

เส้นผ่าศูนย์กลางภายใน Shell (D_s) = 0.02527 m

ความยาวท่อ 0.80 m

$$\begin{aligned} A_s &= \pi d_s L \\ &= \pi \times 0.02527 \times 0.80 \\ &= 0.0635 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

2. พื้นที่ผิวภายนอกของท่อ Tube (A_{OT})

เส้นผ่าศูนย์กลางของท่อ Tube มีขนาด 0.003 m จำนวน 3 ท่อ

ความยาวของท่อ 0.80 m

$$\begin{aligned} A_{OT} &= \pi d_{OT} L \\ &= 3 \times \pi \times 0.003 \times 0.80 \\ &= 0.0226 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

3. พื้นที่ผิวภายในของท่อ Tube (A_{IT})

เส้นผ่าศูนย์กลางท่อ Tube มีขนาด 0.0025 m จำนวน 3 ท่อ

ความยาวของท่อ 0.80 m

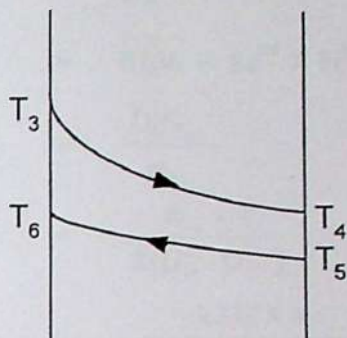
$$\begin{aligned} A_{IT} &= \pi d_{IT} L \\ &= 3 \times \pi \times 0.0025 \times 0.80 \\ &= 0.0188 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

4. พื้นที่ผิวเฉลี่ยของท่อ Test section (A_m)

$$\begin{aligned}
 A_m &= \frac{A_{or} - A_{ir}}{\ln\left(\frac{A_{or}}{A_{ir}}\right)} \\
 &= \frac{0.0226 - 0.0188}{\ln\left(\frac{0.0226}{0.0188}\right)} \\
 &= 0.0206 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

5. ภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์ (P_{comp}) = 400 W

$$\begin{aligned}
 P_{comp} &= m_R (h_2 - h_1) \\
 \text{จาก } T_1 &= 29 \text{ }^\circ\text{C} \\
 T_2 &= 70 \text{ }^\circ\text{C} \\
 P_1 &= 68.96 \text{ kPa} \\
 P_2 &= 1068.95 \text{ kPa} \\
 \text{จะได้ } h_1 &= 199.245 \text{ kJ/kg} \\
 h_2 &= 224.518 \text{ kJ/kg} \\
 m_R &= \frac{P_{comp}}{(h_2 - h_1)} \\
 &= \frac{0.400}{(224.518 - 199.245)} \\
 &= 0.0158 \text{ kg/s}
 \end{aligned}$$

6. อุณหภูมิเชิงลอการิทึม (ΔT_{LMTD})

$$\begin{aligned} \Delta T_{LMTD} &= \frac{(T_3 - T_6) - (T_4 - T_5)}{\ln\left(\frac{T_3 - T_6}{T_4 - T_5}\right)} \\ &= \frac{(54 - 32) - (37 - 25)}{\ln\left(\frac{54 - 32}{37 - 25}\right)} \\ &= 16.498 \text{ k} \end{aligned}$$

7. สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U)

ความร้อนที่น้ำได้รับ

$$\begin{aligned} Q &= m_w C_p (T_6 - T_5) \\ &= 0.332 \times 4.180 \times (32 - 25) \\ &= 9.714 \text{ kw} \end{aligned}$$

จาก ความร้อนที่น้ำได้รับ = ความร้อนที่สารทำความเย็นสูญเสีย

$$\begin{aligned} Q_w = Q_R &= UA \Delta T_{LMTD} \\ U &= \frac{Q_R}{A \Delta T_{LMTD}} \\ &= \frac{9714}{0.0226 \times 16.498} \\ &= 26053.037 \text{ w / m}^2 \cdot \text{k} \end{aligned}$$

8. สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายนอกท่อ (h_o)

$$h_o = \frac{K_w}{D_h} Nu$$

$$Nu = 0.036 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.33} \times \left(\frac{D_h}{L}\right)^{0.055}$$

$$Re = \frac{D_h G_w}{\mu_w}$$

$$G_w = \frac{m_w \times 4}{\pi(D_{is}^2 - D_{OT}^2)}$$

$$= \frac{0.332 \times 4}{\pi(0.02527^2 - 0.009^2)}$$

$$= 758.146$$

$$\therefore Re = \frac{0.0619 \times 758.146}{7.083 \times 10^{-4}}$$

$$= 66256.159$$

$$\therefore Nu = 0.036 \times 66256.159^{0.8} \times 4.742^{0.33} \times \left(\frac{0.0619}{0.8}\right)^{0.055}$$

$$= 376.031$$

$$\therefore h_o = \frac{0.623}{0.0619} \times 376.013$$

$$= 3784.611 \text{ w/m}^2 \cdot \text{K}$$

9. สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อ (h_i)

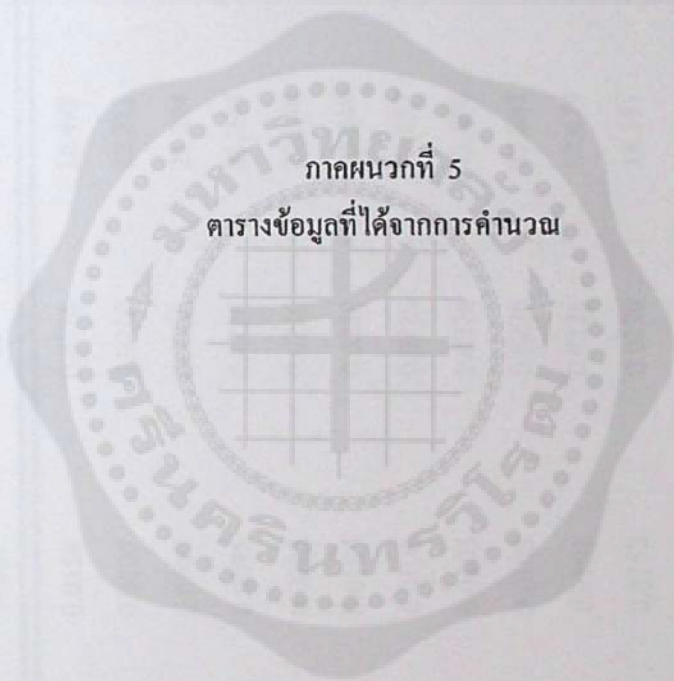
เนื่องจากความหนาของท่อน้อย เลยไม่นำมาคิด

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}$$

$$h_i = \frac{1}{(1/h_o) - (1/U_o)}$$

$$h_i = \frac{1}{\left(\frac{1}{3784.611}\right) - \left(\frac{1}{26053.037}\right)}$$

$$= 4427.821 \text{ w/m}^2 \cdot \text{K}$$



ภาคผนวกที่ 5
ตารางข้อมูลที่ได้จากการคำนวณ

ตารางภาคผนวกที่ 5.1 แสดงค่าต่างๆ ที่ได้จากการคำนวณของ Test section เมื่อภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์คงที่ และอัตราการไหลของน้ำเปลี่ยนแปลง

ครั้งที่	ภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์ (watt)	อัตราการไหลของน้ำ (m ³ /s)	อัตราการไหลของสารทำความเย็น (kg/s)	พื้นที่ของท่อทดสอบ (m ²)	ΔT_{LMTD} (k)	U (W/m ² ,k)	h_o (W/m ² ,k)	h_i (W/m ² ,k)
1	400	3.33 x 10 ⁻⁴	0.0158	0.0226	16.498	26053.037	3784.611	4427.821
		3.00 x 10 ⁻⁴	0.0107	0.0226	22.213	17427.808	3480.557	4349.135
		2.67 x 10 ⁻⁴	0.0097	0.0226	23.294	14784.087	3210.996	4104.896
		2.33 x 10 ⁻⁴	0.0095	0.0226	23.294	12894.049	2911.628	3760.878
		2.00 x 10 ⁻⁴	0.0093	0.0226	22.540	13062.323	2575.297	3207.712
		3.33 x 10 ⁻⁴	0.0124	0.0226	22.040	27861.651	3929.981	4575.349
2	450	3.00 x 10 ⁻⁴	0.0108	0.0226	22.437	24647.183	3614.236	4235.295
		2.67 x 10 ⁻⁴	0.0105	0.0226	23.880	18542.195	3291.440	4001.803
		2.33 x 10 ⁻⁴	0.0103	0.0226	23.083	16724.947	2950.332	3582.252
		2.00 x 10 ⁻⁴	0.0101	0.0226	22.679	14605.535	2609.528	3177.186
		3.33 x 10 ⁻⁴	0.0152	0.0226	18.351	33452.880	3878.419	4387.038
		3.00 x 10 ⁻⁴	0.0106	0.0226	19.550	31174.886	3566.825	4027.641
3	500	2.67 x 10 ⁻⁴	0.0123	0.0226	20.198	24351.837	3248.252	3748.221
		2.33 x 10 ⁻⁴	0.0120	0.0226	19.794	21672.340	2911.628	3363.507
		2.00 x 10 ⁻⁴	0.0118	0.0226	19.385	18981.984	2575.297	2979.533

ครั้งที่	ภาระการทำงาน ของคอมเพรสเซอร์ (watt)	อัตราการไหล ของน้ำ (m ³ /s)	อัตราการไหลของ สารทำความเย็น (kg/s)	พื้นที่ของท่อ ทดสอบ m ²	ΔT_{LMTD} (k)	U (W/m ² ,k)	h_o (W/m ² ,k)	h_i (W/m ² ,k)
4	550	3.33 x 10 ⁻⁴	0.0137	0.0226	21.386	31577.188	3929.981	4488.618
		3.00 x 10 ⁻⁴	0.0129	0.0226	20.713	26692.227	3614.236	4180.260
		2.67 x 10 ⁻⁴	0.0129	0.0226	19.266	25529.866	3291.440	3778.595
		2.33 x 10 ⁻⁴	0.0127	0.0226	18.884	22716.707	2950.332	3390.698
		2.00 x 10 ⁻⁴	0.0126	0.0226	17.819	18589.604	2583.525	3000.607
		3.33 x 10 ⁻⁴	0.0144	0.0226	21.093	29104.148	3529.981	4017.221
5	600	3.00 x 10 ⁻⁴	0.0136	0.0226	20.019	27617.568	3614.236	4158.439
		2.67 x 10 ⁻⁴	0.0133	0.0226	20.019	24569.579	3614.236	4237.595
		2.33 x 10 ⁻⁴	0.0134	0.0226	19.266	22183.607	2950.332	3402.904
		2.00 x 10 ⁻⁴	0.0134	0.0226	18.568	15168.484	3609.528	4736.679

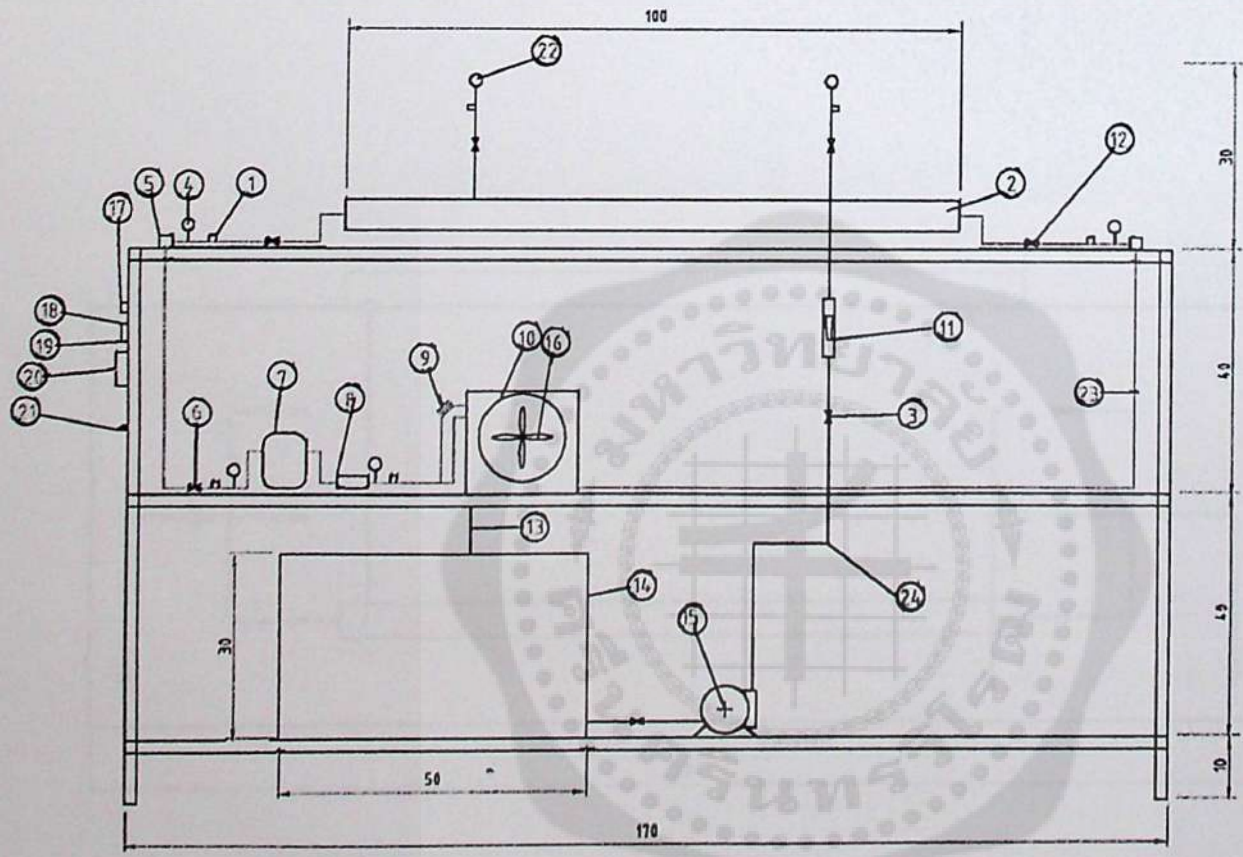
ตารางภาคผนวกที่ 5.2 แสดงค่าต่างๆ ที่ได้จากการคำนวณของ Test section เมื่ออัตราการไหลของน้ำคงที่ และ ภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์เปลี่ยนแปลง

ครั้งที่	อัตราการไหล ของน้ำ (m ³ /s)	ภาระการทำงานของ คอมเพรสเซอร์ (watt)	อัตราการไหลของ สารทำความเย็น (kg/s)	พื้นที่ของท่อ ทดสอบ m ²	ΔT_{LMTD} (k)	U (W/m ² ,k)	h_o (W/m ² ,k)	h_i (W/m ² ,k)
1	3.33 x 10 ⁻⁴	400	0.0120	0.0226	20.713	20751.364	3852.678	4731.037
		450	0.0123	0.0226	21.469	19995.487	3852.678	4772.166
		500	0.0114	0.0226	21.469	19995.487	3852.678	4772.166
		550	0.0118	0.0226	21.469	19995.487	3852.678	4772.166
		600	0.0149	0.0226	21.469	22881.314	3852.678	4632.719
		400	0.0102	0.0226	25.323	21838.204	3762.320	4545.410
2	3.00 x 10 ⁻⁴	450	0.0093	0.0226	26.107	21182.397	3762.320	4547.891
		500	0.0121	0.0226	26.193	19001.226	3762.320	4691.196
		550	0.0129	0.0226	26.193	19001.226	3762.320	4691.196
		600	0.0136	0.0226	26.193	19001.226	3762.320	4691.196
		400	0.0096	0.0226	26.107	18840.097	3371.507	4106.355
		450	0.0100	0.0226	26.879	20129.542	3371.507	4049.812
3	2.67 x 10 ⁻⁴	500	0.0107	0.0226	26.193	18778.238	3371.507	4109.305
		550	0.0118	0.0226	25.117	19582.689	3344.343	4033.122
		600	0.0127	0.0226	24.744	19887.886	3344.343	4020.824

ครั้งที่	อัตราการไหล ของน้ำ (m ³ /s)	ภาระการทำงาน ของคอมเพรสเซอร์ (watt)	อัตราการไหลของ สารทำความเย็น (kg/s)	พื้นที่ของท่อ ทดสอบ m ²	ΔT_{LMTD} (k)	U (W/m ² ,k)	h_o (W/m ² ,k)	h_i (W/m ² ,k)
4	2.33 x 10 ⁻⁴	400	0.0100	0.0226	25.323	18633.590	3008.412	3587.640
		450	0.0106	0.0226	25.050	17125.042	3008.412	3649.538
		500	0.0111	0.0226	24.367	17605.052	3008.412	3628.455
		550	0.0120	0.0226	24.367	17605.052	3008.412	3628.455
		600	0.0130	0.0226	23.294	16575.349	2984.205	3639.446
5	2.00 x 10 ⁻⁴	400	0.0100	0.0226	24.273	151.59.420	2673.014	3245.237
		450	0.0105	0.0226	23.604	15589.078	2673.014	3226.201
		500	0.0113	0.0226	23.604	15589.078	2673.014	3226.201
		550	0.0122	0.0226	22.918	16055.703	2651.476	3175.961
		600	0.0137	0.0226	20.391	14436.787	2630.338	3216.346

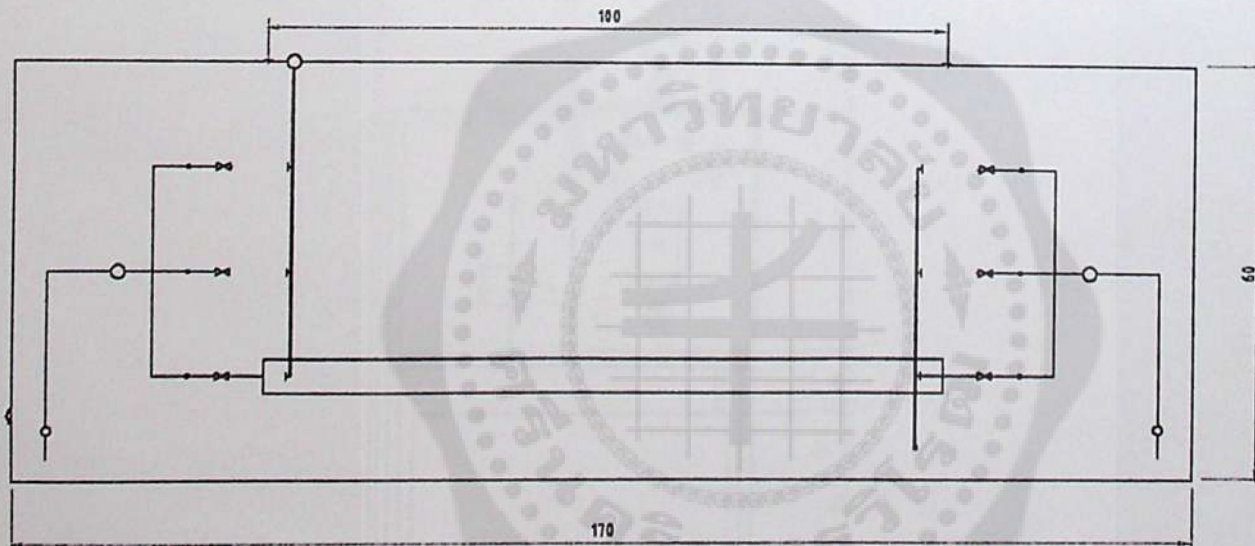
ภาคผนวกที่ 6
แบบโครงสร้างของชุดทดลอง



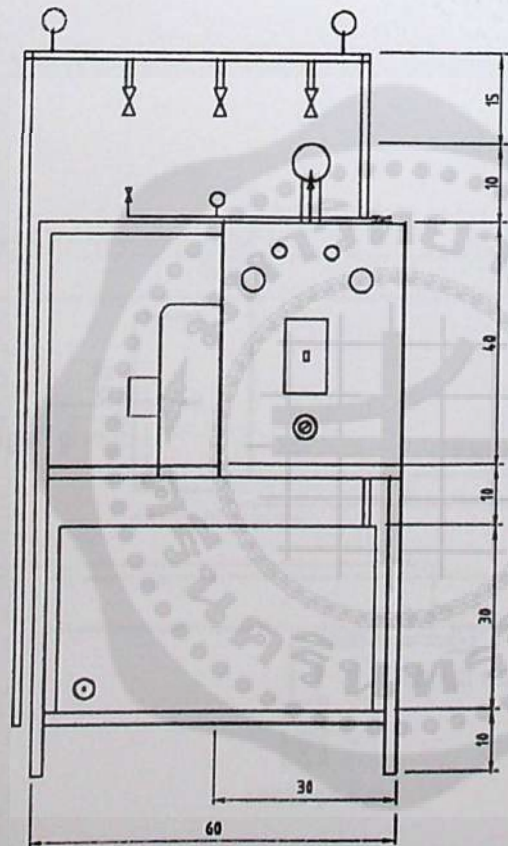


24	ท่อ พีวีซี 6 หุน	1
23	ท่อทองแดง	1
22	เกจวัดความดัน	2
21	คัตวรับกระแสไฟ	1
20	ถวืทขควบคุม	1
19	โวลทมิเตอร์	1
18	แอมป์มิเตอร์	1
17	ไฟแสดงการทำงาน	2
16	ฟิล์ม	1
15	ปั้มน้ำ	1
14	แท่งค้ำ	1
13	ท่อน้ำทิ้ง	1
12	วาล์วควบคุม	4
11	มิเตอร์วัดอัตราการไหล	1
10	ซีวาล์วเปอร์เตอร์	1
9	แคปทีว	1
8	กรองน้ำยา	1
7	คอมเพรสเซอร์	1
6	วาล์วถูกศร	1
5	ชาชนกถาส	2
4	เกจวัดความดัน	4
3	วาล์วควบคุม	2
2	ทอทศสอบ	1
1	จุดวัดอุณหภูมิ	6
NO	รายการ	จำนวน

ลำดับที่1	จำนวน1	ชื่อ คำนหน้า	ขนาดเซ็นติเมตร	
ผู้เขียน วิรัตน์ เหมือนหนู	ผู้ตรวจ เอกชัย นาควงศ์	ผู้อนุมัติ - วันที่ ไพศาล นาค	วันที่ 31/1/43	อัตราส่วน 1:10
มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ			จุดทดลองการควบคุมและการไหลของน้ำในห้องปฏิบัติการ	
			1	แก้ไขครั้งที่ 1

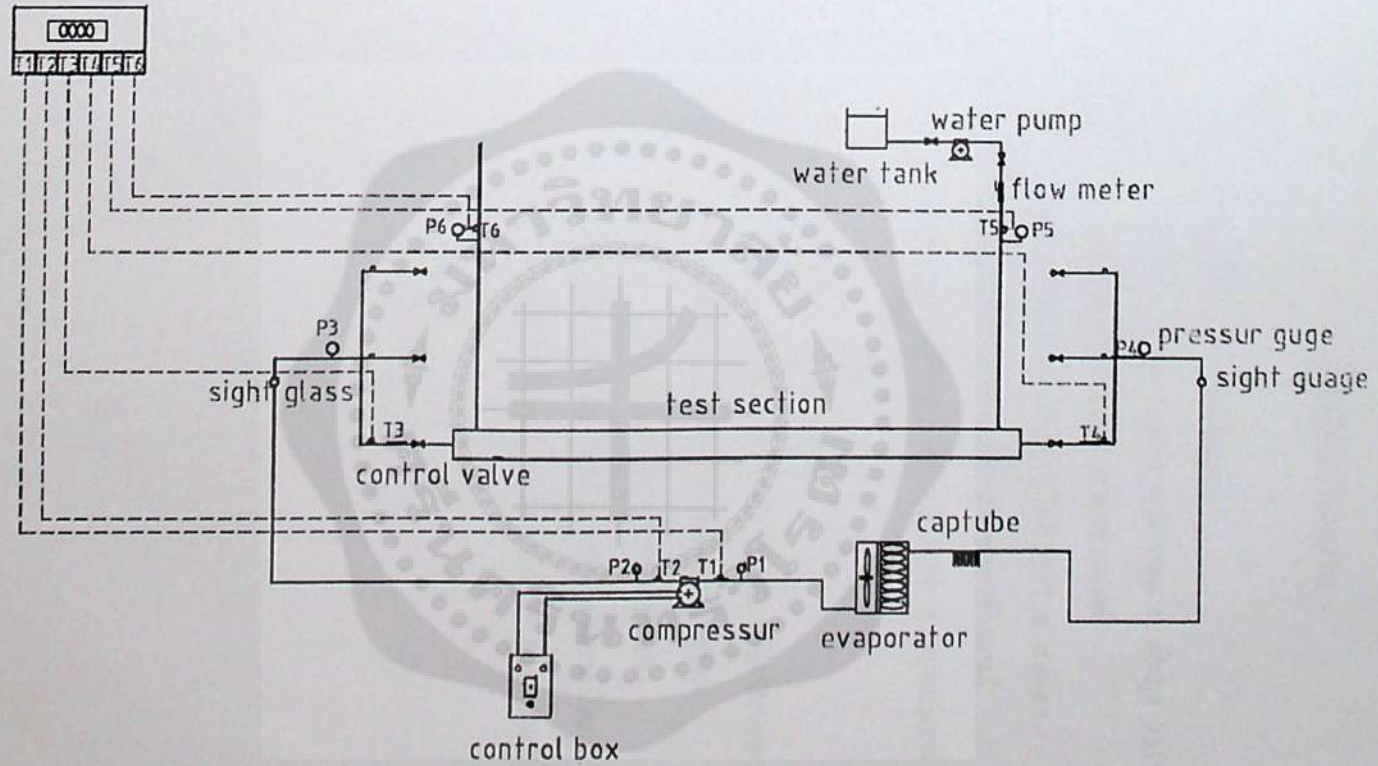


ลำดับที่	จำนวน	ชื่อ คำนวน	ขนาดเซ็นติเมตร	—	
ผู้เขียน	ผู้ตรวจ	ชื่อนุมัติ - วันที่	วันที่	อัตราส่วน	
วิรัตน์ เหมือนหนู	เอกวิธ นาควงศ์	ไพศาล นาคผล	31/1/43	1:10	
มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ			จุดประสงค์การควบคุมและตรวจวัดความร้อนในท้องถิ่นขนาดเล็ก		
			1	แก้ไขครั้งที่	แผ่นที่ 2



ลำดับที่ 3	จำนวน 1	ชื่อ คำนวณ	ขนาดเซ็นติเมตร	—	
ผู้เขียน วิรัตน์ เหมือนหนู	ผู้ตรวจ เอกชัย นาควงศ์	ผู้อนุมัติ - วันที่ ไพศาล นาคผล		วันที่ 31/1/43	อัตราส่วน 1:10
มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ			จุดประสงค์ของการควบคุมและการดำเนินงานวิศวกรรมในท้องถิ่นที่ขนาดนี้		
			1	แก้ไขครั้งที่	แผ่นที่ 3

tempmesuring



ลำดับที่ 1	จำนวน 1	—	—	—
ผู้เขียน วิรัตน์ เหมือนหนู	ผู้ตรวจ เอกชัย นาควงศ์	ผู้อนุมัติ - วันที่ ไพศาล นาคท	วันที่ 31/1/43	อัตราส่วน 1:10
มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ			จุดประสงค์ของการควบคุมและการทำงานของระบบในข้อนี้ มีดังนี้	
			1	แก้ไขครั้งที่ 2

ประวัติผู้จัดทำโครงการ

1. ชื่อ นายวิรัตน์ เหมือนหนู
ที่อยู่ปัจจุบัน 17/1 ม. 6 ต. พนางตุง อ. ควนขนุน จ. พัทลุง 93150
ประวัติการศึกษา ประกาศนียบัตรวิชาชีพ สาขาช่างยนต์
จากโรงเรียนสงขลาเทคโนโลยี 2537 จ. สงขลา
ประกาศนียบัตรวิชาชีพชั้นสูง สาขาช่างยนต์
จากโรงเรียนเทคโนโลยีสยาม 2539 จ. กรุงเทพมหานคร
2. ชื่อ นายเอกชัย นาควงศ์
ที่อยู่ปัจจุบัน 102 ม. 1 ต. ไม้เรียง อ. ฉวาง จ. นครศรีธรรมราช 80260
ประวัติการศึกษา ประกาศนียบัตรวิชาชีพ สาขาช่างกลโรงงาน
จากวิทยาลัยเทคนิคระนอง 2537 จ. ระนอง
ประกาศนียบัตรวิชาชีพชั้นสูง สาขาช่างเทคนิคการผลิต
จากวิทยาลัยเทคนิคสุราษฎร์ธานี 2539 จ. สุราษฎร์ธานี