



การเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็นระบบปิด
ด้วยวิธีสเปรย์น้ำ

Heat Transfer Enhancement of Closed Loop Cooling Tower
by Using Water Spray

พรชัย เศรษฐพงษ์

PORNCHAI SATTHAPONG

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร

ปีการศึกษา 2563

ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร

ชื่อวิทยานิพนธ์ การเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของท่อทำความเย็นระบบปิด
 ด้วยวิธีสเปรย์น้ำ

ชื่อ นามสกุล พรชัย เศรษฐพงษ์

ชื่อปริญญา วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล)

สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล

คณะ วิศวกรรมศาสตร์

อาจารย์ที่ปรึกษา ดร.จันทิมา รวีลายเงิน

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ได้ให้ความเห็นชอบวิทยานิพนธ์ฉบับนี้แล้ว



..... ประธานกรรมการ

(ดร.อดิพงษ์ นันทพันธุ์)



..... กรรมการ

(ดร.ประกอบ ชาติภักต์)



..... กรรมการ

(ดร.จันทิมา รวีลายเงิน)

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร อนุมัติให้รับวิทยานิพนธ์ฉบับนี้
เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร



..... คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์

(ดร.ณัฐวรพล รัชสิริวัชรบุล)

วันที่ 18 เดือน ธันวาคม พ.ศ. 2563

ชื่อวิทยานิพนธ์	การเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็นระบบปิด ด้วยวิธีสเปรย์น้ำ
ชื่อ สกุล	พรชัย เศรษฐพงษ์
ชื่อปริญญา	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล)
สาขาวิชา และคณะ	วิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์
ปีการศึกษา	2563

บทคัดย่อ

หอทำความเย็นระบบปิด นิยมนำมาใช้สำหรับการถ่ายเทความร้อน แต่เนื่องจากระบบที่ออกแบบไว้ไม่เพียงพอต่อการถ่ายเทความร้อนสำหรับสายการผลิต งานวิจัยนี้ได้ศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็นระบบปิดขนาด 200 ตันความเย็น โดยการติดตั้งชุดสเปรย์พ่นละอองน้ำระยะห่างจากแผงคอนเดนเซอร์ 20, 30, 40, 50 และ 60 เซนติเมตร อัตราการไหลของน้ำเชิงมวล 8, 10, 12, และ 14 ลิตรต่อนาที โดยมีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของน้ำหล่อเย็นและประเมินมูลค่าทางเศรษฐศาสตร์ของต้นทุนการลงทุนของตัวเลือกการปรับปรุงนี้ งานวิจัยนี้ กำหนดอุณหภูมิน้ำขาออกจากหอทำความเย็นต่ำกว่า 37 องศาเซลเซียส ความแตกต่างของอุณหภูมิน้ำขาเข้า-น้ำขาออก 2.9 องศาเซลเซียส และอัตราการถ่ายเทความร้อนระบบ 360 กิโลวัตต์ ผลการศึกษาพบว่าที่ระยะห่างหัวฉีดพ่นละอองน้ำกับแผงคอนเดนเซอร์ 30 เซนติเมตร และอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำพ่นละออง 12 ลิตรต่อนาที ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน 362 กิโลวัตต์ ประสิทธิภาพการทำความเย็น 0.80 เพียงพอเหมาะสมต่อการใช้งานจริงได้ ความคุ้มค่าในการลงทุนพบว่า มีระยะเวลาการคืนทุน 0.47 ปี มูลค่าปัจจุบันสุทธิ 1,693,801 บาท และอัตราผลตอบแทนที่ได้รับจากโครงการเท่ากับร้อยละ 207 จะเห็นได้ว่ามีความคุ้มค่าในการลงทุน

คำสำคัญ : หอทำความเย็นระบบปิด, วิธีการสเปรย์พ่นละอองน้ำ, การถ่ายเทความร้อน

Thesis title Heat Transfer Enhancement of Closed Loop Cooling Tower
by Using Water Spray

Author Pornchai Satthapong

Degree Master of Engineering (Mechanical Engineering)

Major program Mechanical Engineering Faculty of Engineering

Academic Year 2020

ABSTRACT

A closed wet cooling tower became popular for heat transfer process, but the existing system was not sufficient for the heat transfer of the manufacturing line. This research aimed at investigating the heat transfer enhancement of the 200-ton closed cooling tower by installing spray nozzles to spray water to the condenser. The distance between the spray nozzles and the condenser were 20, 30, 40, 50, and 60 centimeters. The mass flow rates of water spray were 8, 10, 12, and 14 liters per minute. The objectives of the study, therefore, were to study the heat transfer coefficient of cooling water and to evaluate the economic value of this improvement option's investment costs. In this study, the outlet temperature of the cooling tower was set to be less than 37°C, the difference of inlet and outlet water temperature was 2.9°C, and the overall heat transfer rate approximated 360 kW. The results of the study reported that the distance of the spray nozzles and the condenser was at 30 centimeters, and the mass flow rate of water spray was 12 liters per minute. The rate of heat transfer was 362 kW. The efficiency of the cooling system was 0.8, which became suitable for real use. In addition to considering value investing, the results showed that the payback period was 0.47 years, and the net present value was 1,693,801 baht. The rate of return received from the project was 207%, which was worth investing.

Keywords : closed wet cooling tower, water spray method, heat transfer

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยการสนับสนุนเป็นอย่างดีของ ดร.จันทิมา ธีวาลัยเงิน อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์และนายศิริพล ทองอ่อน ที่กรุณาให้คำแนะนำปรึกษาตลอดจนให้ความช่วยเหลือ และแนวทางในการปรับปรุงแก้ไข เพื่อให้วิทยานิพนธ์ฉบับนี้มีความสมบูรณ์ รวมถึงคณะผู้บริหารและเจ้าหน้าที่ทุกท่านของสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร ที่ให้การสนับสนุนจนสำเร็จลุล่วงด้วยดี ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูงไว้ ณ โอกาสนี้ด้วย

สุดท้ายนี้ ขอขอบพระคุณบิดามารดา และครูอาจารย์ทุกท่านที่ให้ความช่วยเหลืออบรมสั่งสอนจนประสบความสำเร็จในการศึกษา นอกจากนี้ขอขอบคุณทุก ๆ ท่านที่มีส่วนเกี่ยวข้องกับงานวิจัยนี้ที่ไม่ได้เอ่ยนามถึง ขอขอบคุณสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร ที่ให้การอนุเคราะห์สถานที่ในการทำวิจัยครั้งนี้

พรชัย เศรษฐพงษ์

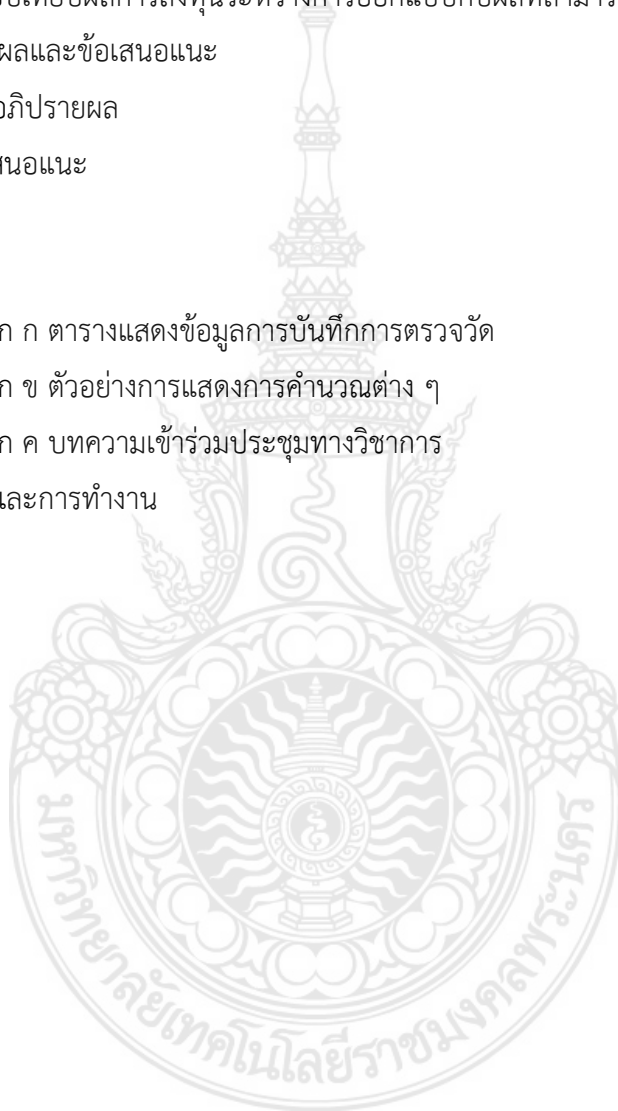


สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อ	ก
Abstract	ข
กิตติกรรมประกาศ	ค
สารบัญ	ง
สารบัญตาราง	ฉ
สารบัญรูป	ช
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ	ฌ
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการศึกษา	2
1.3 ขอบเขตการศึกษา	2
1.4 ประโยชน์ที่ได้รับ	2
บทที่ 2 ทฤษฎีและการทบทวนวรรณกรรม	3
2.1 หอทำความเย็น (Cooling tower)	3
2.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchangers)	11
2.3 การทบทวนวรรณกรรม	28
บทที่ 3 การดำเนินงานวิจัย	35
3.1 วิธีดำเนินการวิจัย	35
3.2 การศึกษาการลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นของหอทำความเย็น	35
3.3 คำนวณปริมาณการถ่ายเทความร้อนของระบบก่อนทำการปรับปรุง	36
3.4 การออกแบบการถ่ายเทความร้อนและดำเนินการติดตั้งอุปกรณ์ชุดพ่นละอองน้ำ	37
3.5 อุปกรณ์ที่ใช้ในการศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพของหอทำความเย็นระบบปิด	39
3.6 การวิเคราะห์ทางด้านการถ่ายเทความร้อน	44
3.7 ความคุ้มค่าในการลงทุน	47
บทที่ 4 ผลการดำเนินงานและวิเคราะห์	50
4.1 คำนวณหาปริมาณการถ่ายเทความร้อนของระบบก่อนปรับปรุง	50
4.2 เปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนระยะห่างของหัวพ่นละอองกับแผง คอนเดนเซอร์หอทำความเย็น	50
4.3 เปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนกับอัตราการไหลเชิงมวลพ่นละอองน้ำ	51

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
4.4 เปรียบเทียบอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำฝนละอองกับอัตราการถ่ายเทความร้อน และประสิทธิภาพของหอทำความเย็น	53
4.5 เปรียบเทียบผลการลงทุนระหว่างการออกแบบกับผลที่สามารถประหยัดได้จริง	54
บทที่ 5 อภิปรายผลและข้อเสนอแนะ	55
5.1 การอภิปรายผล	55
5.2 ข้อเสนอแนะ	55
บรรณานุกรม	56
ภาคผนวก	59
ภาคผนวก ก ตารางแสดงข้อมูลการบันทึกการตรวจวัด	60
ภาคผนวก ข ตัวอย่างการแสดงผลการคำนวณต่าง ๆ	70
ภาคผนวก ค บทความเข้าร่วมประชุมทางวิชาการ	76
ประวัติการศึกษาและการทำงาน	98



สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
3.1 เปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็นตามระยะห่างพ่นละอองน้ำต่างๆ	44
4.1 เปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็นที่อัตราการไหลเชิงมวลต่างๆ	52
4.2 ผลเปรียบเทียบความคุ้มค่าในการลงทุน	54



สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
1.1 แผนผังการทำงานของหอทำความเย็นระบบปิด	2
2.1 หลักการทำงานของหอทำความเย็นระบบเปิดแบบไหลขวางกัน	3
2.2 หลักการทำงานของหอทำความเย็นเปิดแบบไหลสวนทาง	4
2.3 หลักการทำงานของหอทำความเย็นระบบปิดแบบไหลขวางกัน	4
2.4 แผนผังการทำงานของหอทำความเย็น	5
2.5 หอทำความเย็นแบบอากาศไหลตามธรรมชาติ	5
2.6 หอทำความเย็นแบบพัดลมดูด	6
2.7 หอทำความเย็นแบบพัดลมเป่า	6
2.8 หอทำความเย็นแบบน้ำและอากาศสัมผัสโดยตรง (ระบบเปิด)	7
2.9 หอทำความเย็นแบบน้ำและอากาศไม่ได้สัมผัสโดยตรง (ระบบปิด)	7
2.10 ตัวถังและรูปตัวเกล็ดช่องลม	8
2.11 แผงกระจายละอองน้ำ	8
2.12 ถังรับน้ำ	9
2.13 ใบพัดและมอเตอร์	10
2.14 แผงกันละอองน้ำ	10
2.15 ลักษณะการไหลที่แตกต่างกัน และการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น (Double-pipe heat exchanger)	12
2.16 การไหลที่แตกต่างกันใน Cross flow heat exchangers	12
2.17 Shell and tube heat exchangers 1 shall pass and 1 tube pass (1-1 exchanger)	13
2.18 Plate heat exchangers	13
2.19 Thermal resistance network associated with heat transfer in a double-pipe heat exchange	16
2.20 The two heat transfer surface areas associated with a double-pipe Heat exchanger (for thin tubes, and thus)	18
2.21 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ของไหลไหลสวนทางกัน	20
2.22 แผนภูมิแสดงการไหลของเงิน	25
2.23 แสดงความยาวของลูกศรที่สัมพันธ์กับค่าของเงินในช่วงเวลา	25

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.1 หอทำความเย็นระบบปิดก่อนทำการปรับปรุง	36
3.2 การออกแบบการถ่ายเทความร้อนหอทำความเย็น	38
3.3 แผนผังหอทำความเย็นหลังทำการปรับปรุง	38
3.4 หอทำความเย็นระบบปิดแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ	39
3.5 คอยล์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในการทดสอบ	39
3.6 มอเตอร์ในหอทำความเย็นระบบปิด	40
3.7 เครื่องสูบน้ำ	40
3.8 เครื่องวัดอัตราการไหลของน้ำ	40
3.9 เครื่อง Data locker	41
3.10 เครื่องวัดความชื้นของอากาศ	41
3.11 เครื่องวัดอุณหภูมิของน้ำชนิดสายเทอร์โมคัปเปิล	41
3.12 เครื่องวัดอุณหภูมิของน้ำ Pt-100 DiGICON DP-77	42
3.13 เครื่องสูบน้ำฟลลอะองน้ำ	42
3.14 ลักษณะของหัวฉีดฟลลอะองน้ำ	42
3.15 ลักษณะการติดตั้งระยะห่างหัวฟลลอะองน้ำกับแผงคอนเดนเซอร์หอทำความเย็น	43
3.16 การดำเนินการติดตั้งอุปกรณ์ชุดฟลลอะองน้ำ (ภาพจริง)	43
3.17 การทดลองชุดฟลลอะองน้ำ (ภาพจริง)	43
4.1 อัตราการถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็นก่อนปรับปรุง	50
4.2 ความสัมพันธ์ของระยะห่างฟลลอะองน้ำกับความแตกต่างของอุณหภูมิ และอัตราการถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็น	51
4.3 ความสัมพันธ์ของอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำสเปรย์กับความแตกต่างของอุณหภูมิ	52
4.4 อัตราการไหลเชิงมวลกับอัตราการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพหอทำความเย็น	53

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

สัญลักษณ์/คำย่อ	คำเต็ม/คำจำกัดความ
A	พื้นที่/พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน (m^2)
B	ผลตอบแทนในปีใดๆ (บาท)
B_t	ผลตอบแทนของโครงการที่เกิดขึ้นในปีที่ t (บาท)
C	ค่าใช้จ่ายในปีใดๆ (บาท)
C_0	เงินลงทุนในโครงการ (บาท)
C_t	ต้นทุนในการดำเนินงานของโครงการที่เกิดขึ้นในปีที่ t (บาท)
C_p	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำ ณ อุณหภูมิที่ตรวจวัด ($kJ/kg\cdot K$)
C_p	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำ ณ อุณหภูมิที่ตรวจวัด ($kJ/kg\cdot K$)
$C_{p,hot}$	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำที่อุณหภูมิเฉลี่ยด้านอุณหภูมิสูง ($kJ/kg\cdot K$)
F_t	ค่าตัวแก้
h	สัมประสิทธิ์การพาความร้อน (W/m^2K)
k	สัมประสิทธิ์การนำความร้อน (W/m^2K)
$LMTD$	ความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อก (K)
m	มวลของน้ำ (kg)
\dot{m}	อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)
\dot{m}_{hot}	อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำด้านอุณหภูมิสูง (kg/s)
\dot{m}_{cold}	อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำด้านอุณหภูมิต่ำ (kg/s)
n	อายุของโครงการ/จำนวนปีที่ดำเนินโครงการ (ปี)
NPV	มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (บาท)
Q	อัตราการถ่ายเทความร้อน (kW)
Q_n	อัตราการถ่ายเทความร้อนในทิศทาง n (kW)
Q_b	รังสีความร้อนที่เปล่งออกโดยวัตถุที่ b (kW)
Q_{hot}	อัตราการถ่ายเทความร้อนด้านอุณหภูมิสูง (kW)
Q_{cold}	อัตราการถ่ายเทความร้อนด้านอุณหภูมิต่ำ (kW)
Q_{actual}	อัตราการถ่ายเทความร้อนที่วัดได้ (kW)
Q_{max}	อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (kW)

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

สัญลักษณ์/คำย่อ	คำเต็ม/คำจำกัดความ
r	อัตราดอกเบี้ย/ค่าเสียโอกาสของเงินทุน (%)
T	อุณหภูมิที่ผิววัตถุ (K)
T_∞	อุณหภูมิกระแสการไหลอิสระของของไหล (K)
T_w	อุณหภูมิที่ผิววัตถุ (K)
T_1	อุณหภูมิน้ำทางเข้าเครื่องลดอุณหภูมิของผลิตภัณฑ์ (K)
T_2	อุณหภูมิน้ำทางออกเครื่องลดอุณหภูมิของผลิตภัณฑ์ (K)
t	ระยะเวลา (ปี)
t_1	อุณหภูมิน้ำทางเข้าเครื่องลดอุณหภูมิของผลิตภัณฑ์ (K)
t_2	อุณหภูมิน้ำทางออกเครื่องลดอุณหภูมิของผลิตภัณฑ์ (K)
U	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (W/m^2K)
V	ปริมาตรของน้ำ (ml)
σ	ค่าคงที่ของ Stefan – Boltzmann ซึ่งมีค่า 5.67×10^{-8} (W/m^2K^4)
ρ	ความหนาแน่นของน้ำที่อุณหภูมิที่ตรวจวัด (kg/m^3)
ΔT	ความแตกต่างอุณหภูมิน้ำทางเข้าออกเครื่องลดอุณหภูมิของผลิตภัณฑ์ (K)

บทที่ 1

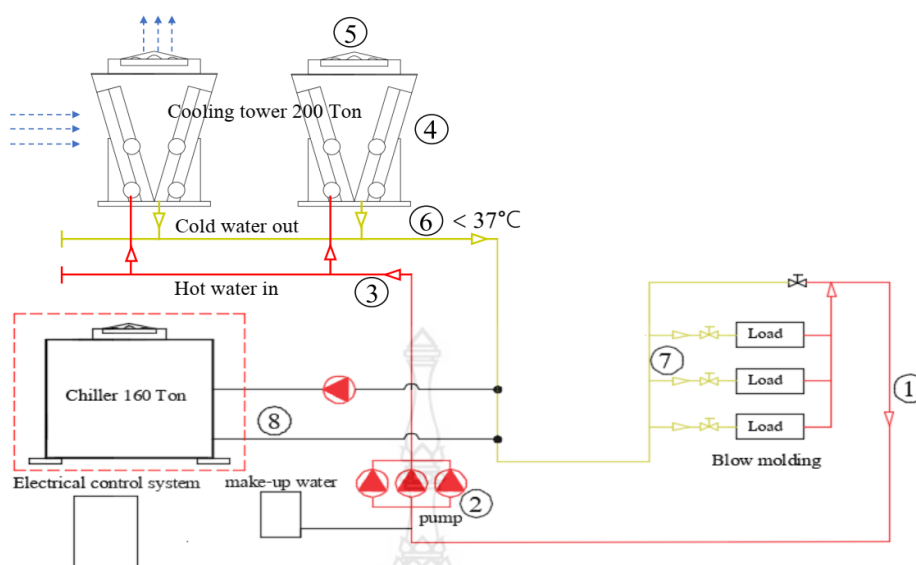
บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

กระบวนการผลิตของอุตสาหกรรมต่าง ๆ ส่วนหนึ่งของกระบวนการจะเกิดความร้อน โดยความร้อนส่วนเกินนี้ต้องถูกระบายทิ้งบรรยากาศเป็น แหล่งรับความร้อนที่ถูกระบายทิ้งที่นิยมใช้กันอย่างแพร่หลาย ได้แก่ บรรยากาศ อุปกรณ์แลกเปลี่ยน ความร้อนที่ระบายความร้อนสู่บรรยากาศ แบ่งออกเป็น 2 ลักษณะตามรูปแบบการถ่ายเทความร้อน ได้แก่ การส่งอากาศเข้าไปรับความร้อน โดยอาศัยหลักการการถ่ายโอนความร้อนสัมผัส (Sensible heat) อากาศที่เข้าไปรับความร้อนจะมีความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของอากาศและสารที่เป็นตัวกลางในการระบายความร้อน และรูปแบบที่สองคือเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้หลักการถ่ายโอนความร้อนแบบสัมผัส และความร้อนแฝง (Latent heat) ร่วมกัน หอทำความเย็น (Cooling tower) มีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสูง โรงงานอุตสาหกรรมจึงนิยมนำหอทำความเย็นมาใช้เป็นตัวกลางรับความร้อน หลักการทำงานของหอทำความเย็นใช้น้ำเป็นตัวกลางในการรับความร้อนจากกระบวนการผลิต โดยอาศัยอากาศไหลผ่านสัมผัสกับน้ำที่ถูกปล่อยให้ตกลงสู่ด้านล่างของหอทำความเย็น อุณหภูมิของน้ำลดลงได้ส่วนหนึ่งเนื่องจากผลของการถ่ายเทความร้อนสัมผัสระหว่างน้ำและอากาศที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า แต่ส่วนที่ทำให้อุณหภูมิน้ำเป็นหลัก เกิดจากการกลายเป็นไอน้ำส่วนหนึ่งจากการระเหยของน้ำเกิดจากความร้อนแฝง

การผลิตอุตสาหกรรมน้ำมันหล่อลื่น จำเป็นต้องใช้เครื่องจักรที่ต้องใช้น้ำระบายความร้อนจากหอทำความเย็นที่สะอาดไม่มีตะกอน ดังนั้นการระบายความร้อนด้วยหอทำความเย็นจะต้องเป็นระบบปิด (Closed cooling tower) เพื่อป้องกันไม่ให้น้ำสัมผัสกับอากาศโดยตรงเนื่องจากการสัมผัสโดยตรงจะทำให้เกิดความสกปรกและมีสิ่งปนเปื้อน เช่น ฝุ่นละออง โรงงานอุตสาหกรรมหลายแห่งนิยมนำเข้าหอทำความเย็นจากต่างประเทศโดยมีซิลเลอร์ที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนให้กับหอทำความเย็นด้วยรวมมากับซิลเลอร์ การนำซิลเลอร์มาใช้มักประสบปัญหาด้านค่าใช้จ่ายทางด้านพลังงาน [1] จึงไม่ต้องการนำซิลเลอร์มาใช้ในระบบแต่กลับพบปัญหาเรื่องประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็นไม่เพียงพอ จากรูปที่ 1.1 แสดงกระบวนการผลิตในอุตสาหกรรมน้ำมันหล่อลื่น อุณหภูมิของน้ำก่อนเข้าเครื่องเป่าพลาสติกจะต้องน้อยกว่า $37\text{ }^{\circ}\text{C}$ ปัจจุบันอุณหภูมิเฉลี่ยโดยเฉพาะช่วงฤดูร้อนของจังหวัดปทุมธานี ตั้งแต่เดือนมีนาคม – พฤษภาคม ประมาณ $39\text{ }^{\circ}\text{C}$ [2] ทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็นในกระบวนการผลิตไม่เพียงพอต่อระบบ

ดังนั้นจึงควรเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยมีหลายรูปแบบเช่น การฉีดพ่นสเปรย์ละอองน้ำ เป็นต้น วิธีการนี้มีข้อดีคือประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราการไหลเชิงมวลเพิ่มขึ้น [3]



รูปที่ 1.1 แผนผังการทำงานของหอทำความเย็นระบบปิด

1.2 วัตถุประสงค์ของการศึกษา

- 1.2.1 เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็นระบบปิดด้วยวิธีสเปรย์น้ำ
- 1.2.2 เพื่อวิเคราะห์ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของหอทำความเย็นระบบปิดด้วยวิธีสเปรย์น้ำ

1.3 ขอบเขตการศึกษา

- 1.3.1 หอทำความเย็นขนาด 200 ตันความเย็น
- 1.3.2 ทดสอบช่วงเดือนมีนาคม-พฤษภาคม 2563 เวลา 13.00-16.00 น.
- 1.3.3 อัตราดอกเบี้ยนโยบาย 6.345% ต่อปี จากอัตราดอกเบี้ยธนาคารกรุงไทย 2563
- 1.3.4 อุณหภูมิของน้ำที่ออกจากหอทำความเย็นต่ำกว่า 37°C
- 1.3.5 ขนาดหัวฉีดพ่นละอองน้ำ 0.5 mm
- 1.3.6 ระยะห่างที่จะใช้ทดลอง 20, 30, 40, 50 และ 60 cm
- 1.3.7 อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำพ่นละอองน้ำ 8, 10, 12 และ 14 L/min

1.4 ประโยชน์ที่ได้รับ

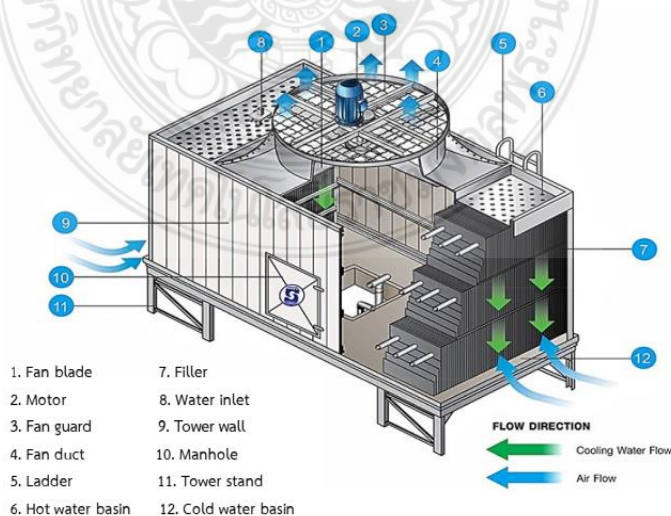
- 1.4.1 ทราบตัวอัตราการไหลของน้ำเชิงมวลที่ฉีดพ่นละอองน้ำที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนที่ใช้ในหอทำความเย็น
- 1.4.2 ทราบความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์จากการติดตั้งชุดฉีดพ่นละอองน้ำ

บทที่ 2

ทฤษฎีและการทบทวนวรรณกรรม

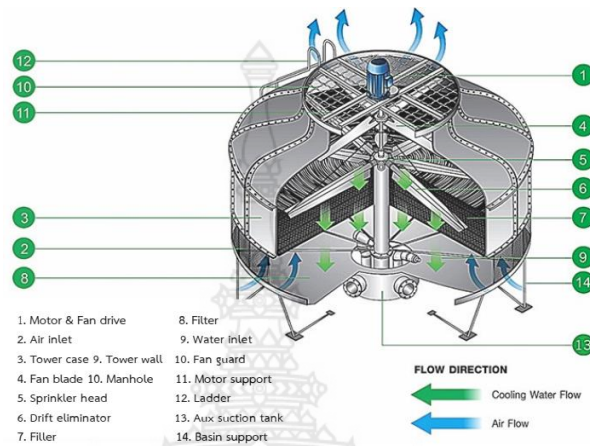
2.1 หอทำความเย็น (Cooling tower)

หอทำความเย็น เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เป็นตัวกลางในการระบายความร้อนที่เกิดขึ้นจากกระบวนการผลิตที่สูบลู่บรรยากาศโดยใช้น้ำเป็นตัวกลางในการรับความร้อน หลักการคือน้ำร้อนที่ผ่านหอทำความเย็นจะถูกทำให้เป็นละอองเล็กๆ และตกผ่านแผงกระจายละอองน้ำ (Filler) ละอองน้ำเล็กๆ เหล่านี้จะสัมผัสกับอากาศที่ถูกดูดผ่านแผงกระจายละอองน้ำ ซึ่งความแตกต่าง ระหว่างอุณหภูมิระหว่างน้ำและอากาศทำให้เกิดกระบวนการถ่ายเทความร้อนสัมผัส (Sensible heat) ขณะเดียวกันจะมีการระเหยของหยดน้ำ สู่อากาศอันเนื่องมาจากในอากาศยังมีปริมาณไอน้ำแฝงที่ยังไม่อิ่มตัว ทำให้เกิดกระบวนการถ่ายเทความร้อนแฝง (Latent heat) ผลดังกล่าวจึงทำให้น้ำร้อนที่ผ่านหอทำความเย็นมีอุณหภูมิต่ำลงและสามารถนำน้ำร้อนกลับมาใช้ในกระบวนการผลิตต่อไป โดยหลักการทำงานของหอทำความเย็น โดยแบ่งเป็น 3 ประเภท คือ คูลิ่งทาวเวอร์หรือหอทำน้ำเย็นแบบอากาศและน้ำเคลื่อนที่ไหลตัดขวางกัน (Cross flow) โดยน้ำจะเคลื่อนที่ผ่านแผงกระจายละอองน้ำ (Filler) ในแนวตั้งและอากาศจะเคลื่อนที่ผ่านในแนวนอน ข้อดีคือเกิดความต้านทานการเคลื่อนที่ของอากาศน้อยกว่า และใช้แรงม้าของพัดลมน้อยกว่า แต่ประสิทธิภาพในการระบายความร้อนไม่สูงนัก จึงนิยมใช้ระบายความร้อนปริมาณปานกลาง ดังแสดงในรูปที่ 2.1



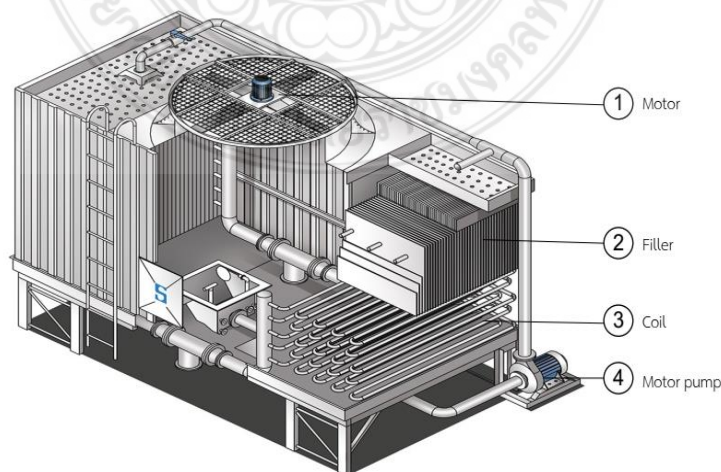
รูปที่ 2.1 หลักการทำงานของหอทำความเย็นระบบเปิดแบบไหลขวางกัน [4]

หอทำน้ำเย็นแบบอากาศเคลื่อนที่สวนกับน้ำ (Counter flow) โดยน้ำจะเคลื่อนที่ผ่านแผงกระจายน้ำละอองน้ำ (Filler) ในแนวตั้ง และอากาศจะเคลื่อนที่สวนขึ้นกับการเคลื่อนที่ของน้ำ จึงก่อให้เกิดความต้านทานต่อการเคลื่อนที่ของอากาศมากกว่า แต่ประสิทธิภาพในการระบายความร้อนของน้ำและอากาศเป็นไปได้ดีกว่า ดังแสดงในรูปที่ 2.2



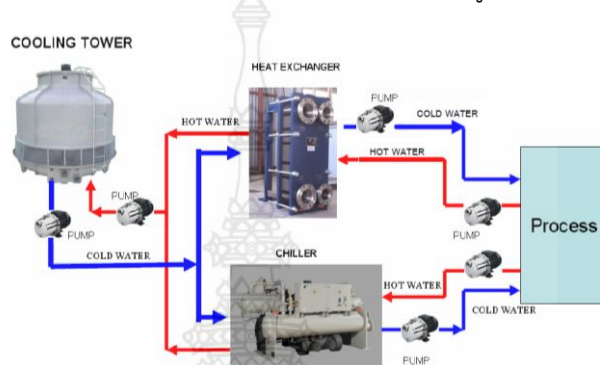
รูปที่ 2.2 หลักการทำงานของหอทำความเย็นเปิดแบบไหลสวนทาง [4]

หอทำความเย็นระบบดูดลมเข้าแบบไหลตัดขวาง ที่ติดตั้งคอยล์สแตนเลสเพิ่มภายในตัวคูลิ่งทาวเวอร์ ระบบนี้จะแยกน้ำที่ไหลวนออกเป็นสองส่วน ส่วนแรกจะเป็นน้ำระบบเปิดซึ่งจะไหลวนอยู่ในตัวคูลิ่งทาวเวอร์และใช้ระบายความร้อนให้กับ น้ำระบบปิดที่ไหลวนภายในท่อคอยล์สแตนเลส น้ำระบบปิดจะถูกระบายความร้อนและทำให้เย็น โดยที่ไม่ได้สัมผัสกับอากาศโดยตรง ความร้อนจะถูกพาออกไปโดยน้ำหล่อเย็น (ระบบเปิด) ที่ตกผ่านคอยล์สแตนเลส คูลิ่งทาวเวอร์ชนิดนี้จึงเหมาะกับระบบที่ต้องการน้ำหล่อเย็นที่สะอาดไม่ปนเปื้อน ดังแสดงในรูปที่ 2.3



รูปที่ 2.3 หลักการทำงานของหอทำความเย็นระบบปิดแบบไหลขวางกัน [4]

ในกระบวนการผลิตการทิ้งความร้อนที่เกิดขึ้นจากกระบวนการผลิต สู่บรรยากาศจะใช้หอทำความเย็นเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้น้ำเป็นตัวกลางในการรับความร้อนผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เช่น แผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน (Plate heat exchanger) หรืออุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (Shell and tube exchanger) น้ำที่ผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะมีอุณหภูมิที่สูงขึ้นและไหลผ่านหอทำความเย็นเกิดกระบวนการถ่ายเทความร้อนสู่บรรยากาศและน้ำที่ออกจาก หอทำความเย็นจะมีอุณหภูมิเย็นและวนกลับเข้าไปใช้งานต่อไป ดังแสดงในรูปที่ 2.4

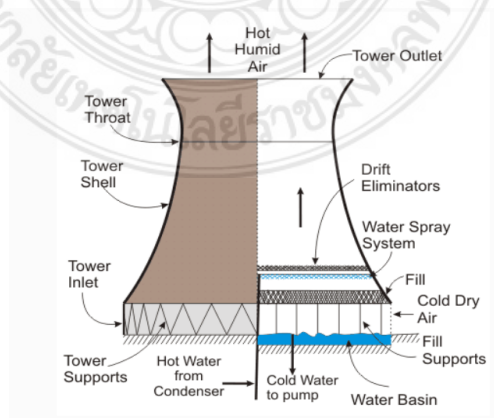


รูปที่ 2.4 แผนผังการทำงานของหอทำความเย็น [5]

2.1.1 ประเภทของหอทำความเย็น

หอทำความเย็น แบ่งตามวิธีการหมุนเวียนของอากาศ แบ่งออกได้เป็น 2 แบบคือ

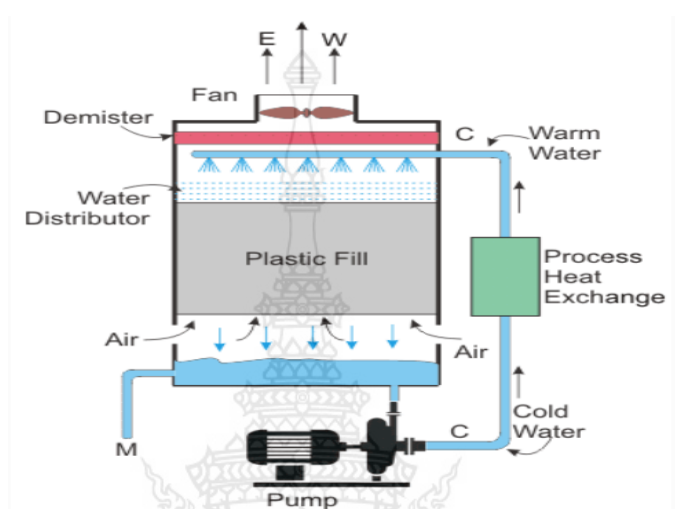
2.1.1.1 ชนิดการไหลอากาศตามธรรมชาติ (Natural draft) มีลักษณะอากาศจะให้อากาศเคลื่อนไหวตามธรรมชาติ เมื่อได้รับความร้อนจะทำให้เกิดการหมุนเวียนของอากาศ ดังแสดงในรูปที่ 2.5 เป็นการดูดตามธรรมชาติ หัวฉีดน้ำจะอยู่ด้านบน ถ้าละอองน้ำเป็นฝอยมากก็จะถ่ายเทความร้อนได้ดี การออกแบบหัวฉีดยังขึ้นกับความเร็วของอากาศด้วย คือ ความเร็วลมที่พัด เป็นตัวกำหนดสมรรถนะของหอทำความเย็น



รูปที่ 2.5 หอทำความเย็นแบบอากาศไหลตามธรรมชาติ [6]

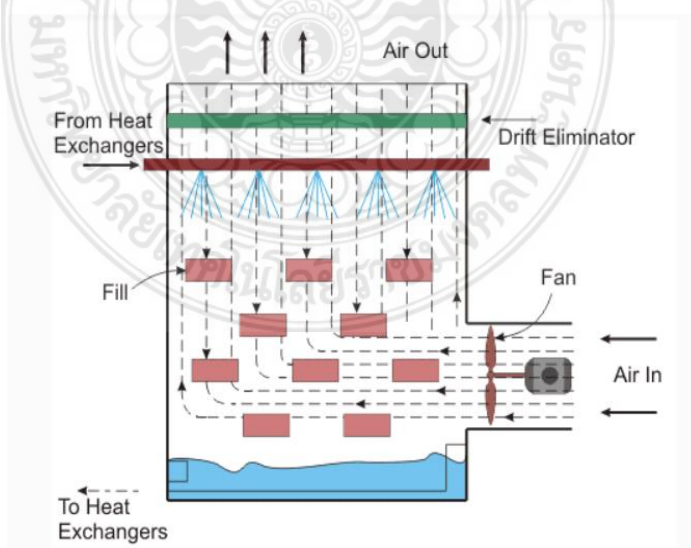
2.1.1.2 ชนิดการไหลอากาศทางกล (Mechanical draft) ใช้พัดลมเป็นตัวทำให้อากาศหมุนเวียนแบ่งออกได้ 2 ชนิด คือ

ก) ชนิดพัดลมดูด (Induced draft) ตัวพัดลมจะอยู่ด้านบนของหอทำความเย็น อากาศจะถูกดูดเข้าด้านข้างของหอ และผ่านกระจายละอองน้ำ ดังแสดงในรูป 2.6



รูปที่ 2.6 หอทำความเย็นแบบพัดลมดูด [6]

ข) ชนิดพัดลมเป่า (Forced draft) จะติดตั้งใบพัดด้านล่างของหอทำความเย็น อากาศจะถูกดูดผ่านใบพัดและใบพัดจะอัดอากาศให้ไหลผ่านแผงกระจายละอองน้ำ หอทำความเย็นแบบพัดลมเป่าเหมาะกับหอทำความเย็นที่มีค่าการสูญเสียความดันมาก ดังแสดงในรูปที่ 2.7



รูปที่ 2.7 หอทำความเย็นแบบพัดลมเป่า [6]

นอกจากนี้ยังสามารถจำแนกประเภทของหอทำความเย็นตามลักษณะการสัมผัสของอากาศและน้ำได้เป็น 2 แบบ คือ ระบบเปิด (Direct contact cooling tower) น้ำที่ระบายความร้อนจากระบบ จะสัมผัสโดยตรงกับอากาศ ดังแสดงในรูปที่ 2.8 และระบบปิด (Closed wet cooling tower on indirect contact cooling tower) น้ำและอากาศไม่ได้สัมผัสกันโดยตรง แต่จะมีผนังของท่อกั้น ระหว่างน้ำที่ระบายความร้อนออกจากระบบ ดังแสดงในรูปที่ 2.9



รูปที่ 2.8 หอทำความเย็นแบบน้ำและอากาศสัมผัสโดยตรง (ระบบเปิด) [6]



รูปที่ 2.9 หอทำความเย็นแบบน้ำและอากาศไม่ได้สัมผัสโดยตรงระบบปิด [6]

2.1.2 ส่วนประกอบหอทำความเย็น สามารถแบ่งออกได้ดังต่อไปนี้

2.1.2.1 ตัวถังและเกล็ดช่องลม (Casing & louver) ตัวถังเป็นส่วนประกอบที่เป็นโครงร่างของหอหล่อเย็น และนอกจากนี้ตัวถังจะมีส่วนประกอบที่สัมพันธ์กับแผงกระจายละอองน้ำ นั่นคือตัวถังและแผงกระจายละอองน้ำจะต้องอยู่ชิดกัน มิฉะนั้นอากาศจะพัดผ่านบริเวณช่องว่างนี้ไปโดยไม่สัมผัสกับละอองน้ำส่งผลให้ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนของหอหล่อเย็นลดลง ส่วนตัวเกล็ดช่องลมก็มีความสำคัญเช่นเดียวกันคือจะช่วยป้องกันการกระจายหรือหกของน้ำออกมาจากตัวหอหล่อเย็น นอกจากนี้เกล็ดช่องลมยังมีความสำคัญในการที่เป็นตัวต้านทานของการเคลื่อนที่ดูหรือเป่าเข้าไปในตัว

หล่อเย็นเกล็ดช่องลมจึงทำให้มีรูปแบบการกระจายของอากาศที่ดี ดังแสดงในรูปที่ 2.10

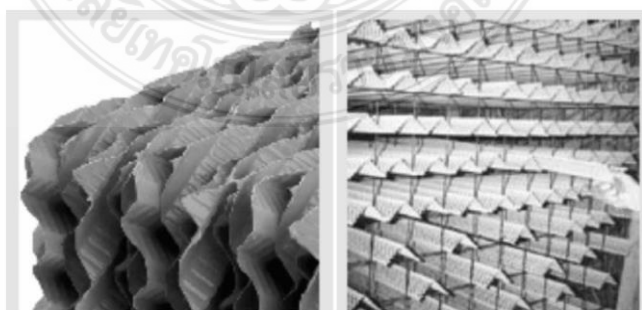


ตัวถัง (Casing)

ตัวเกล็ดช่องลม (Louver)

รูปที่ 2.10 ตัวถังและรูปตัวเกล็ดช่องลม [6]

2.1.2.2 แผงกระจายละอองน้ำเป็นส่วนที่น้ำที่ถูกฉีดเป็นละอองเล็กตกลงมากระทบและสัมผัสกับอากาศที่ดูดหรือเป่าเข้ามาพบกับหยดน้ำเกิดเป็นที่เกิดกระบวนการถ่ายเทความร้อนขึ้น ตัวแผงกระจายละอองน้ำมีส่วนเกี่ยวข้องกับตัวระบบกระจายน้ำ เพราะระบบกระจายน้ำจะต้องฉีดน้ำลงมาเป็นละอองที่สม่ำเสมอจึงจะทำให้แผงกระจายละอองน้ำนี้ทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพด้วย ตัวแผงกระจายละอองน้ำมีส่วนสำคัญอย่างยิ่งในการกำหนดตัวความดันลด (Static pressure loss) เกี่ยวข้องกับการทำงานและขนาดของพัดลมที่ใช้ดูดหรือเป่าอากาศ และยังมีความสัมพันธ์กับตัวแผงกันละอองน้ำ (Drift eliminator) ซึ่งจะก่อให้เกิดผลในด้านอัตราการหมุนเวียนของอากาศด้วย ส่วนใหญ่แล้วสารชนิด Poly Vinyl Chloride (PVC) ซึ่งสามารถทนอุณหภูมิได้ถึง 55 °C ตัว PVC เป็นวัสดุที่มีความคงทนต่อการกัดกร่อน แม้ว่าหอหล่อเย็นทั้งจากของใต้หวั่นและของอเมริกาจะใช้ตัวถังกระจายน้ำที่เป็น PVC เหมือนกัน แต่คุณภาพของแผงกระจายละอองน้ำจะแตกต่างกัน นั่นคือของใต้หวั่นมักจะทำมาเป็นวงซึ่งจะต้องมาทำการวางอีกครั้งหนึ่งซึ่งแนบแน่นของแผงเหล่านี้และขึ้นกับฝีมือการทำงานช่างที่ประกอบตัวหอหล่อเย็นด้วย ดังรูป 2.11(ก) ส่วนของยุโรปและอเมริกาแผงกระจายละอองน้ำนี้จะอัดมาแน่นสนิทและตัดมาเข้ารูปเพื่อใช้กับหอหล่อเย็นได้ ดังแสดงในรูปที่ 2.11(ข)



แผงกระจายละอองน้ำ ชนิดเป็น PVC (ก) แผงกระจายละอองน้ำ ชนิดเป็นไม้ (ข)

รูปที่ 2.11 แผงกระจายละอองน้ำ [6]

2.1.2.3 ถังรับน้ำ (Collection basin) น้ำที่ถูกฉีดออกมาจากส่วนกระจายน้ำและตกผ่านแผงกระจายละอองน้ำ หลังจากถ่ายเทความร้อนให้กับอากาศแล้วจะตกลงสู่บริเวณถังรับน้ำซึ่งจะกักเก็บน้ำไว้เพื่อถ่ายเทความร้อนแล้วส่งกลับไปเข้าระบบปรับอากาศอีกครั้งหนึ่ง ความจุของถังรับน้ำก็นับว่าเป็นสิ่งสำคัญเพราะจะต้องมีปริมาณมากเพียงพอที่จะทำให้การถ่ายเทของน้ำเป็นไปตามอัตราที่ถูกต้องโดยไม่เกิดการไหลล้นออกนอกตัวหอทำความเย็น ส่วนใหญ่วัสดุที่ใช้ทำตัวถังรับน้ำจะเป็นวัสดุชนิดเดียวกับที่ตัวถังนั่นเอง ดังแสดงในรูปที่ 2.12



รูปที่ 2.12 ถังรับน้ำ [6]

2.1.2.4 ส่วนทำให้อากาศเคลื่อนไหว (Air movement system) ส่วนนี้ทำให้เกิดความเคลื่อนไหวของอากาศเข้ามาสัมผัสกับน้ำเพื่อเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อน การทำระบบการเคลื่อนไหวของอากาศนี้แบ่งออกได้เป็น 2 ประเภทคือ ระบบเป่าอากาศเข้าและระบบดูดอากาศออก ระบบสร้างความเคลื่อนไหวของอากาศจะต้องประกอบด้วยตัวพัดลมและตัวมอเตอร์ขับเคลื่อน ดังแสดงในรูปที่ 2.13 (ก) ใบพัดมักจะเป็น Propeller fan พบเห็นทั่วไปและCentrifugal fan สำหรับตัว Propeller fan มีข้อดีคือที่สามารถดูดหรือเป่าอากาศ ได้เป็นปริมาณมากกว่าแต่มี Static pressure ต่ำ ส่วน Centrifuge fan มีข้อดีตรงที่มีความดันสถิตสูงกว่าจึงสามารถที่จะต่อท่อลมออกจากส่วนบนของหอหล่อเย็นและนำไปปล่อยไกลๆได้ ซึ่งจะมีประโยชน์อย่างมากสำหรับหอหล่อเย็นชนิดติดตั้งในอาคาร สำหรับพัดลมแบบ Propeller fan ที่ใช้อยู่กับหอหล่อเย็นของไต้หวันหรืออเมริกาเป็นชนิดดูดอากาศออก ส่วนพัดลมชนิด Centrifuge fan นั้นใช้กับหอหล่อเย็นของยุโรปมีลักษณะ เป็นแบบเป่าอากาศเข้า

ระบบส่งกำลังระหว่างมอเตอร์กับพัดลม มีการขับเคลื่อนโดยตรง หมายความว่ามีการต่อแกนเพลลาของมอเตอร์ไปยังแกนพัดลมโดยตรง มีข้อดีคือจะไม่มีการสูญเสียการถ่ายทอดกำลังจากมอเตอร์ไปยังพัดลมส่วนข้อเสียคือมอเตอร์จะต้องเข้ามาอยู่ในกระแสอากาศ (Air stream) และโดยเฉพาะหอหล่อเย็นชนิดดูดอากาศออกแล้วจะมีกระแสลมที่ร้อนและชื้นพัดผ่านตัว ใบพัดลม ดังนั้นการที่ใช้มอเตอร์เป็นแบบขับเคลื่อนโดยตรงจะก่อให้เกิดการกักความร้อนขึ้นกับตัวมอเตอร์และพวกแบร์ริงต่างๆ ส่วนระบบส่งกำลังแบ่ง

ได้เป็นสองประเภท คือใช้ขับเคลื่อนด้วยสายพาน และขับเคลื่อนด้วยเกียร์ ซึ่งระบบขับเคลื่อนด้วยเกียร์ จะมีความแน่นอน และมีความสิ้นเปลืองพลังงานน้อยกว่าแต่ก็จะมีราคาสูง ส่วนระบบขับเคลื่อนด้วยสายพานนั้น จะสิ้นเปลืองพลังงานสูงกว่าและมีโอกาสที่สายพานจะหลุดออกง่าย

2.1.2.5 แผงกันละอองน้ำ (Drift eliminator) เมื่อมีการฉีดน้ำและมีการใช้พัดลมทำให้อากาศเคลื่อนไหวแล้วมีละอองน้ำกระเซ็นไปกับกระแสลม แผงกันละอองน้ำนี้ช่วยดักละอองน้ำที่ถูกพัดพาไปกับกระแสลมให้เหลือออกไปน้อยที่สุด ลดการสูญเสียน้ำของหอหล่อเย็น ตัวแผงกันละอองน้ำนี้อาจจะใช้สารจำพวก PVC เช่นเดียวกับแผงกระจายละอองน้ำ ซึ่งจะมีการติดตั้งไว้ที่ส่วนหลังจากที่ลมได้ผ่านตัวแผงกระจายละอองน้ำ และทำการแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำมาเรียบร้อยแล้วตัวแผงกันละอองน้ำนี้จะ เป็นตัวหนึ่งที่เพิ่มความดันลดและเกี่ยวข้องกับแรงม้าของพัดลมที่ใช้งานด้วย ดังแสดงในรูปที่ 2.14



(ก) ใบพัด

(ข) มอเตอร์

รูปที่ 2.13 ใบพัดและมอเตอร์ [6]



รูปที่ 2.14 แผงกันละอองน้ำ [6]

2.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchangers) [7]

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน คืออุปกรณ์ที่ใช้สำหรับถ่ายเทความร้อนจากของไหลชนิดหนึ่งไปยังของไหลอีกชนิดหนึ่ง โดยที่ของไหลทั้งสองชนิดไม่ต้องผสมกัน เพื่อให้ของไหลนั้น ๆ มีอุณหภูมิสูง หรือต่ำลง ตามลักษณะของงานที่ต้องการใช้ เช่น ต้องการให้มีการแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อที่จะนำผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนความร้อน ไปใช้ในงานทำความเย็นก็จะต้องใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำให้ของไหลที่จะนำไปใช้นั้นมีอุณหภูมิลดลง เช่น การลดอุณหภูมิของสารทำความเย็นด้วยน้ำจากหอระบายความร้อน แต่ถ้าต้องการให้ผลที่ได้จากการเปลี่ยนความร้อนเพื่อให้ของไหลมีอุณหภูมิสูงขึ้นก็ใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ช่วยในการทำความร้อนให้กับของไหล เช่น การอุ่นน้ำป้อนที่ใช้ในหม้อไอน้ำ ก็ต้องใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเข้ามาช่วย แทนที่จะต้องเอาน้ำเย็นมาต้ม ซึ่งต้องใช้พลังงานและเวลามากกว่าที่จะได้ไอน้ำที่มีอุณหภูมิตามที่ต้องการไปใช้งาน ประหยัดเวลาและพลังงานได้ หลักการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นจะขึ้นอยู่กับทิศทางการไหลของของไหล และชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ปัจจุบันกระบวนการอุตสาหกรรมที่เกี่ยวข้องกับพลังงานความร้อนส่วนใหญ่มีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นองค์ประกอบ เช่น อุตสาหกรรมน้ำมัน เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะถูกใช้สำหรับการเพิ่มอุณหภูมิของน้ำมันดิบ สำหรับเปลี่ยนสถานะของไอที่ออกมาจากหอกลับให้เป็นของเหลว และสำหรับการลดอุณหภูมิของน้ำมันหรือก๊าซ ในทำนองเดียวกันกับในอุตสาหกรรมอื่น ๆ ก็มีการใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับเพิ่มอุณหภูมิ ลดอุณหภูมิ หรือหมุนเวียนความร้อนจากของไหลกลับมาใช้ใหม่

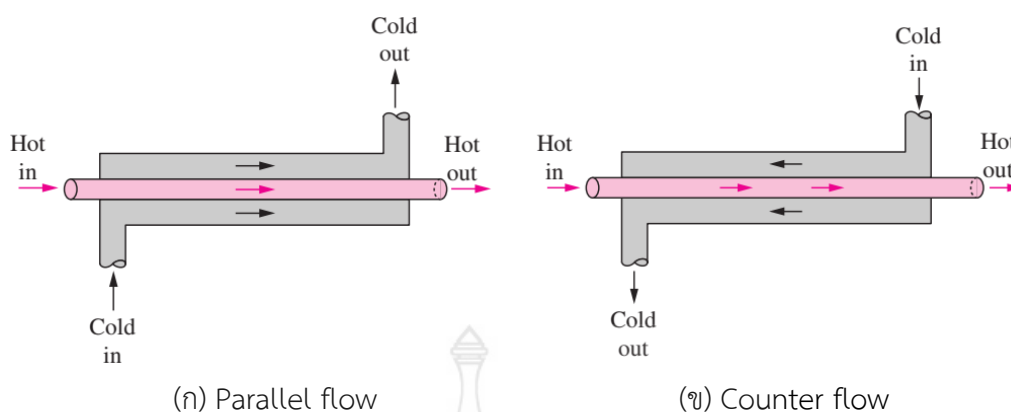
หน้าที่หลักของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนคือ การนำเอาพลังงานความร้อนมาใช้อย่างมีประสิทธิภาพ วิธีการใช้และเลือกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจึงมีความสัมพันธ์กับต้นทุนของกระบวนการและอาจส่งผลกระทบต่อราคาของผลิตภัณฑ์ การเลือกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะต้องทำอย่างระมัดระวังเงื่อนไขที่สำคัญอย่างหนึ่งในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในอุตสาหกรรมก็คือ ความมีประสิทธิภาพในการทำงานที่สูงและเหมาะสมกับลักษณะการใช้งาน

2.2.1 ชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Classification of heat exchangers) [8]

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีหลายแบบ การจำแนกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอาจทำได้โดยอาศัยทิศทางการเคลื่อนที่ของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยลักษณะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจำแนกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนออกได้หลายแบบ ดังต่อไปนี้

2.2.1.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น (Concentric tube or double pipe)

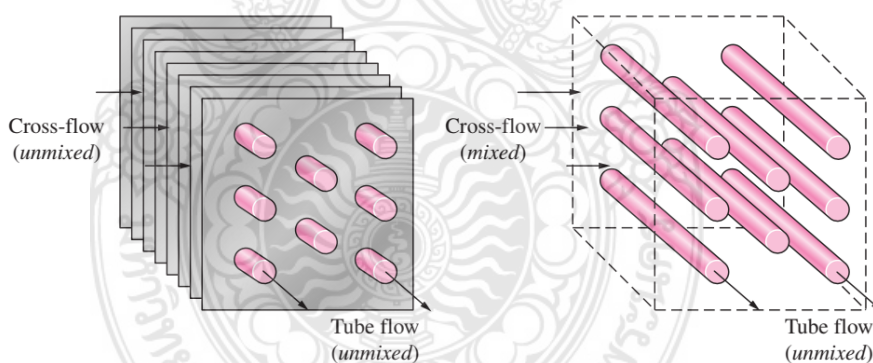
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ประกอบด้วยท่อสองขนาดสวมเข้าซ้อนรวมแกนเดียวกันดังรูปที่ 2.15 การใช้งานเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนลักษณะนี้สามารถใช้ได้ทั้งลักษณะของไหลในท่อไหลสวนทางกัน เรียกว่า Counter flow หรือไหลไปในทางเดียวกัน เรียกว่า Parallel flow



รูปที่ 2.15 ลักษณะการไหลที่แตกต่างกัน และการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น (Double-pipe heat exchanger) [9]

2.2.1.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ของไหลมีทิศทางตั้งฉากกัน (Cross flow)

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ ของไหลจะไหลในทิศทางตั้งฉากกัน ดังแสดงในรูปที่ 2.16 การสร้างนั้นอาจให้อยู่ในลักษณะของไหลเที่ยวเดียว (Single pass) หรือ ไหลสองเที่ยว (Double pass) หรือมากกว่าก็ได้

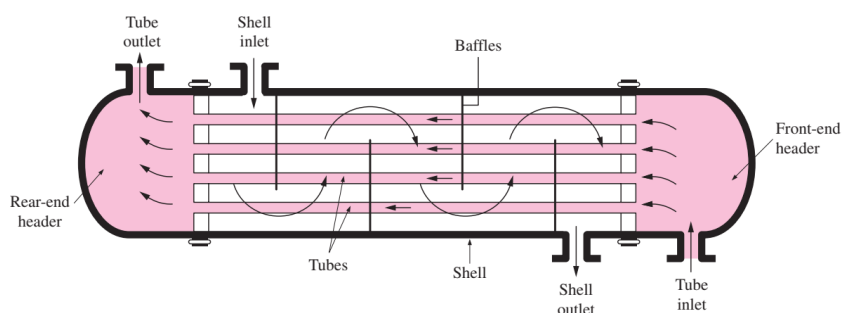


(ก) Both fluids unmixed (ข) One fluid mixed, one fluid unmixed

รูปที่ 2.16 การไหลที่แตกต่างกันใน Cross flow heat exchangers [9]

2.2.1.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ (Shell and tube) [7]

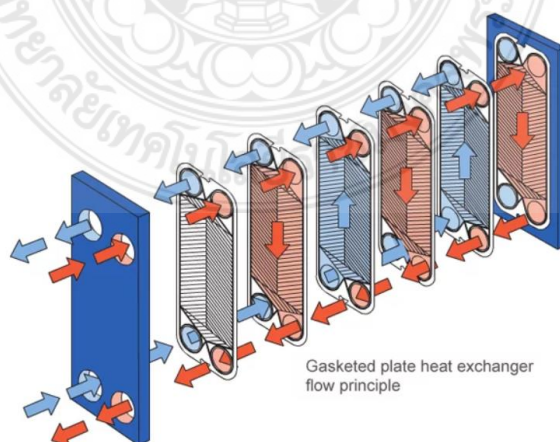
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ของไหลอย่างหนึ่งจะอยู่ในเชลล์ และอีกอย่างหนึ่งจะอยู่ในท่อ สำหรับการไหลนั้นจะอยู่ในลักษณะไหลสวนทาง หรือไหลขนานก็ได้ หรือทั้งสองอย่างในเครื่องเดียวกันก็ได้ นอกจากนี้อาจออกแบบให้ของไหลมีทิศทางตั้งฉากกับท่อก็ได้ ดังที่แสดงในรูปที่ 2.17



รูปที่ 2.17 Shell and tube heat exchangers 1 shall pass and 1 tube pass
(1-1 exchanger) [9]

2.2.1.4 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น (Plate heat exchanger) [11]

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น คือเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดหนึ่งที่มีการใช้งานอย่างกว้างขวางในอุตสาหกรรมอาหาร คือการเอาแผ่นการถ่ายเทความร้อนหลายๆ แผ่นมาวางเรียงกันในระยะห่างคงที่ แล้วให้ของเหลวที่ต้องการนำมาแลกเปลี่ยนความร้อนกันไหลผ่านช่องว่างระหว่างแผ่นในลักษณะที่สลับช่องกันเพื่อเพิ่มหรือลดอุณหภูมิในระบบตามที่ต้องการ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น ประกอบด้วยแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนหลายแผ่น วางเรียงกันต่อขนานกันเป็นชุด ชุดแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนจะถูกประกอบระหว่างเฟรมหน้าและเฟรมอัด โดยมีท่อเข้า-ออกอยู่บนเฟรมยึดกันให้แน่นด้วยชุดสลักแขวนอยู่บนคานแขวนบนและตั้งอยู่บนคานรับล่าง โดยมีแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นแผ่นโลหะบางมีพื้นผิวเป็นคลื่น หรือเป็นรอนบนแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนและมีปะเก็นอยู่รอบแผ่น เพื่อป้องกันของเหลวภายในรั่วออกและบังคับทิศทางการไหลของของไหลที่กั้นระหว่างของเหลวสองชนิดที่มีอุณหภูมิแตกต่างกัน ทำให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนโดยตัวกลางและอาหารที่แลกเปลี่ยนความร้อนจนไม่มีการสัมผัสกันโดยตรง ดังรูปที่ 2.18



รูปที่ 2.18 Plate heat exchangers [11]

2.2.2 การถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน [12]

การถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนคือ กระบวนการถ่ายเทความร้อนอาจแบ่งได้เป็น 3 วิธี คือ การนำความร้อน การพาความร้อน และการแผ่รังสีความร้อน โดยทั้ง 3 วิธีนี้จะเกิดขึ้นได้ต่อเมื่อมีความแตกต่างของอุณหภูมิในทิศทางการไหลของความร้อนนั้น

การนำความร้อน (Conduction heat transfer) การนำความร้อนเป็นกลไกการแลกเปลี่ยนพลังงานภายในจากวัตถุหนึ่งไปยังอีกวัตถุหนึ่ง หรือจากส่วนหนึ่งของวัตถุไปยังส่วนอื่น ๆ ของวัตถุ โดยการแลกเปลี่ยนพลังงานเกิดจากการสั่นของโมเลกุลที่อยู่ติดกัน หรือเกิดจากการเคลื่อนที่ของอิเล็กตรอนอิสระจากบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงไปยังบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า การนำความร้อนนั้นความร้อนจะไหลจากโมเลกุลของวัตถุที่มีอุณหภูมิสูงไปยังโมเลกุลที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าโดยที่วัตถุนั้นไม่มีการเคลื่อนที่ การนำความร้อนจะเกิดขึ้นได้ดีในวัตถุที่เป็นของแข็ง ส่วนวัตถุที่เป็นของเหลวหรือก๊าซจะมีการนำความร้อนเกิดขึ้นพร้อมกันกับการพาความร้อน ซึ่งการแก้ปัญหาชนิดนี้จะมีความยุ่งยากมากกว่าการแก้ปัญหาที่มีการนำความร้อนเพียงอย่างเดียว การนำความร้อนภายในวัตถุจะเป็นไปตามกฎของ Fourier ซึ่งกล่าวว่า อัตราการไหล ของความร้อนโดยการนำในทิศทางที่กำหนด จะเป็นสัดส่วนกับอัตราการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิกับระยะทาง $\frac{dT}{dX}$ และพื้นที่ที่ตั้งฉากกับทิศทางการไหลของความร้อน A โดยอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการนำในทิศทาง X สามารถเขียนได้ดังนี้

$$Q_n = -kA \frac{dT}{dX} \quad (2.1)$$

เมื่อ

Q_n คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนในทิศทาง X (W)

k คือ สัมประสิทธิ์การนำความร้อน (Thermal conductivity) (W/m·K)

A คือ พื้นที่ที่ตั้งฉากกับทิศทาง X (m²)

T คือ อุณหภูมิ (K)

X คือ ระยะทางการเคลื่อนที่ของความร้อน (m)

การพาความร้อน (Convection heat transfer) การพาความร้อนเกิดขึ้นในของไหล โดยการผสมกันระหว่างส่วนหนึ่งของของไหลกับส่วน อื่น ๆ อันเนื่องมาจากการเคลื่อนที่ของมวลของของไหลนั้น กระบวนการที่แท้จริงของการถ่ายเทพลังงานจากโมเลกุลของของไหลหนึ่งไปยังโมเลกุลหนึ่ง ยังคงเป็นการพาความร้อน พลังงานอาจเคลื่อนที่จากจุดหนึ่งไปยังจุดอื่น ๆ ได้โดยการเคลื่อนที่ของของไหลเอง การเคลื่อนที่ของของไหลอาจเกิดจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนภายนอก เช่น พัดลม ซึ่งกระบวนการพาความร้อนแบบนี้เรียกว่า การพาความร้อนแบบบังคับ (Forced convection) หรือถ้าการเคลื่อนที่ของของไหลเกิดขึ้นเนื่องจากความแตกต่างระหว่างความหนาแน่นของของไหลอันเนื่องมาจาก

ความแตกต่างของอุณหภูมิที่มีอยู่ในมวลของของไหล กระบวนการพาความร้อนนั้นจะถูกเรียกว่า การพาความร้อนอิสระ หรือการพาความร้อนโดยธรรมชาติ (Natural convection) ซึ่งสามารถคำนวณหาอัตราการพาความร้อนได้จากสมการการพาความร้อน ดังนี้

$$Q = hA\Delta T \quad (2.2)$$

เมื่อ

h คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อน ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)

T_∞ คือ อุณหภูมิกระแสการไหลอิสระของของไหล (K)

T_w คือ อุณหภูมิที่ผิววัตถุ (K)

สมการนี้มีชื่อเรียกว่า กฎการเย็นตัวของ Newton โดยค่า h มีชื่อเรียกต่าง ๆ กัน เช่น สัมประสิทธิ์ การถ่ายเทความร้อน (Heat transfer coefficient) หรือ สัมประสิทธิ์ฟิล์ม (Film coefficient) ซึ่งค่าของ h จะขึ้นกับรูปแบบของการไหล (ไหลแบบราบเรียบ เปลี่ยนแปลงหรือปั่นป่วน) รูปทรงเรขาคณิตของวัตถุ ความแตกต่างของอุณหภูมิ ตำแหน่งบนผิวของวัตถุ กลไกการพาความร้อน (การพาแบบอิสระ หรือ การพาแบบบังคับ) ขนาดความเร็วของของไหลและคุณสมบัติทางกายภาพของระบบ

การแผ่รังสีความร้อน (Thermal radiation heat transfer) วัตถุที่มีอุณหภูมิสูงกว่า 0 K จะเปล่งพลังงาน (Energy emissive) ออกมา เนื่องจากอุณหภูมิของวัตถุหรือพลังงานที่เปล่งออกมาเนื่องจากอุณหภูมิของวัตถุหรือสารเรียกว่า รังสีความร้อน (Thermal radiation) พลังงานรังสีที่ปล่อยออกจากวัตถุไปสู่ผิวภายนอกที่แท้จริงมาจาก บริเวณภายในของวัตถุ พลังงานรังสีที่ตกลงบนผิวของวัตถุหนึ่งๆ จะแทรกซึมเข้าไปในเนื้อของวัตถุซึ่ง จะถูกดูดกลืนเอาไว้ ถ้าพลังงานรังสีที่เปล่งออกมาจากระยะทางสั้นๆ ผิว หรือรังสีถูกดูดกลืนไว้ที่ระยะของทางสั้นๆ จากผิวกระบวนการแผ่รังสีแบบนี้เรียกว่าการแผ่รังสีความร้อนที่ผิว (Surface radiation) และวัตถุหรือสารชนิดนี้เรียกว่า ทึบแสงต่อรังสีความร้อน ตัวอย่างเช่น โลหะ อิฐ กระจกใส ไม้ เป็นวัตถุทึบแสงต่อรังสีที่ตกลงบนผิว ในขณะที่แก้วเป็นวัตถุโปร่งแสง รังสีความร้อนเป็นคลื่น แม่เหล็กไฟฟ้าที่ปล่อยออกจากสาร กลไกการแผ่รังสีจึงแตกต่างจากกลไกของการถ่ายเทความร้อน โดยการพาและการนำ คือ ความร้อนอาจเคลื่อนที่จากวัตถุหนึ่งไปสู่อีกวัตถุหนึ่งได้โดยไม่ต้องมีตัวกลางระหว่างวัตถุนั้นทั้งสองเลย รังสีความร้อนเคลื่อนที่โดยอาศัยกลไกของคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้า จากวัตถุหนึ่งมาตกลงบนอีกวัตถุหนึ่ง รังสีความร้อนสูงสุดที่เปล่งออกมาจากวัตถุที่มีอุณหภูมิ T จะถูกกำหนดโดยกฎของ Stefan – Boltzmann ดังนี้

$$Q_b = \sigma AT^4 \quad (2.3)$$

เมื่อ

σ คือ ค่าคงที่ของ Stefan – Boltzmann ซึ่งมีค่า $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$

A คือ พื้นที่ (m^2)

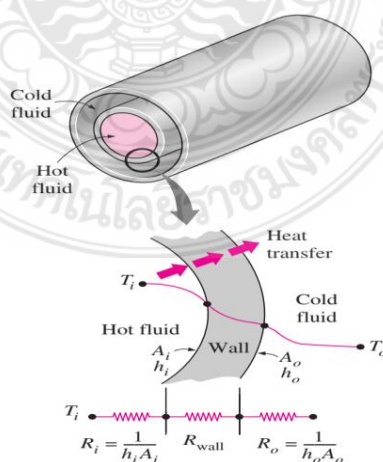
T คือ อุณหภูมิที่ผิววัตถุ (K)

2.2.3 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (The overall heat transfer coefficient) [9]

การวิเคราะห์เชิงความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในเชิงความร้อนก็คือ การหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมระหว่างของไหลสองชนิด นิยามของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมระหว่างของไหลที่มีอุณหภูมิสูง (T_h) กับของไหลเย็นที่มีอุณหภูมิต่ำ (T_c) ถูกกำหนดโดยผนังที่บสามารถเขียนได้ดังสมการ (2.4)

$$Q = UA(T_h - T_c) \quad (2.4)$$

การหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม สามารถเขียนได้ในรูปของความต้านทานความร้อนทั้งหมดสำหรับการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลสองชนิดซึ่งแยกออกจากกันโดยผนังราบ (อาจมีหลายชั้น) หรือทรงกระบอก อย่างไรก็ตามดังกล่าวยังใช้ได้เฉพาะพื้นผิวสะอาดและเรียบปกติในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นอาจมีการเกิดตะกรันหรือสนิมขึ้น ซึ่งมีผลทำให้พื้นผิวขรุขระและไม่สะอาด ผลดังกล่าวสามารถพิจารณาได้โดยการเพิ่มความต้านทานความร้อนซึ่งมีชื่อเรียกว่าค่า “Fouling factor” ค่าของ Fouling factor ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิ ความเร็วของของไหล รวมทั้งอายุการใช้งานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสามารถคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้



รูปที่ 2.19 Thermal resistance network associated with heat transfer in a double-pipe heat exchange [9]

$$Q = \frac{\Delta T}{R} = UA\Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T \quad (2.5)$$

$$R = R_{total} = R_i + R_{wall} + R_o \quad (2.6)$$

เมื่อ U คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม จากสมการที่ (2.5) สามารถเขียนได้ว่า

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i A_i} + R_{wall} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (2.7)$$

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad (2.8)$$

$$A_s = A_{total} = A_{fin} + A_{unfinned} \quad (2.9)$$

$$A_s = A_{unfinned} + \eta_{fin} A_{fin} \quad (2.10)$$

สำหรับในกรณีของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบด้วยท่อสองขนาดซ้อนรวมเดียวกันนั้น

(Double-pipe) ดังรูปที่ 2.20 มี $A_i = \pi D_i L$ และ $A_o = \pi D_o L$ ดังนั้น สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ผิวท่อกรณีนี้จะสามารถหาได้จากสมการที่ (2.11)

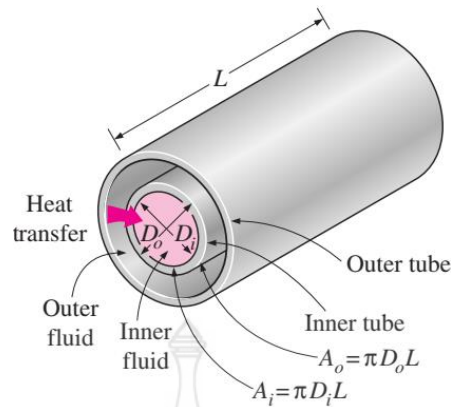
$$R_{wall} = \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi kL} \quad (2.11)$$

เมื่อ

k คือ สัมประสิทธิ์การนำความร้อน (W/m·K)

L คือ ความยาวท่อ (m)

จะได้ ผลรวมของความต้านทาน ดังสมการที่ (2.12)



รูปที่ 2.20 The two heat transfer surface areas associated with a double-pipe heat exchanger (for thin tubes, $D_i \approx D_o$ and thus $A_i = A_o$) [9]

$$R = R_{\text{total}} = R_i + R_{\text{wall}} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o / D_i)}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (2.12)$$

2.2.4 การวิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Analysis of heat exchangers) [9]

ในการออกแบบหรือเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมาใช้งานทางวิศวกรรม จะต้องมีความสามารถประมาณอุณหภูมิตรงทางออกของของไหลร้อนและเย็น ได้โดยสามารถหาอัตราการถ่ายเทความร้อนทั้งหมดระหว่างของไหลร้อนและเย็นได้ เมื่อทราบอัตราการไหลของมวลของของไหล โดยวิธีการหาความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อก (Log Mean Temperature Difference, or LMTD) และวิธีประสิทธิภาพ NTU (Effectiveness-NTU) ดังนั้นจากกฎการอนุรักษ์พลังงานจะได้ว่า อัตราการถ่ายโอนความร้อนจากของไหลที่ร้อน เท่ากับอัตราการถ่ายโอนความร้อนของไหลเย็น ดังสมการที่ (2.13)

$$Q = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (2.13)$$

$$Q = \dot{m}_h C_{p,h} (T_{h,out} - T_{h,in}) \quad (2.14)$$

เมื่อ ตัวห้อย h และ c สำหรับของไหลร้อนและของไหลเย็น ตามลำดับ

\dot{m} คือ อัตราการไหลของมวล (kg/s)

C คือ ความร้อนจำเพาะ (kJ/kg·K)

T_{out} คือ อุณหภูมิเฉลี่ยที่ทางออกจากท่อ (K)

T_{in} คือ อุณหภูมิเฉลี่ยที่ทางเข้าท่อ (K)

ในการวิเคราะห์เมื่อ h , c คืออุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อความสะดวกได้รวมอัตราการไหลของมวลและความร้อนจำเพาะของของไหลเข้าด้วยกันเป็นจำนวนหนึ่งๆที่เรียกว่า “อัตราความจุความร้อน (Heat capacity rate) จากสมการที่ (2.15)

$$C = \dot{m}C_p \quad (2.15)$$

สำหรับของไหลร้อน

$$C_h = \dot{m}_h C_{p,h} \quad (2.16)$$

สำหรับของไหลเย็น

$$C_c = \dot{m}_c C_{p,c} \quad (2.17)$$

นำสมการที่ (2.16) และ (2.17) ไปแทนค่าในสมการ (2.13) และ (2.14) จะได้ว่า

$$Q = C_c (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (2.18)$$

$$Q = C_h (T_{h,out} - T_{h,in}) \quad (2.19)$$

ดังนั้นอัตราการถ่ายเทความร้อนในอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนจะมีค่าเท่ากับอัตราความจุความร้อนของของไหลคูณกับการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิของของไหล สามารถเขียนได้ในรูปของความแตกต่างของอุณหภูมิ ΔT ระหว่างของไหลที่ร้อนและเย็นโดยดั่งสมการที่ (2.20)

$$\Delta T_m = T_h - T_c \quad (2.20)$$

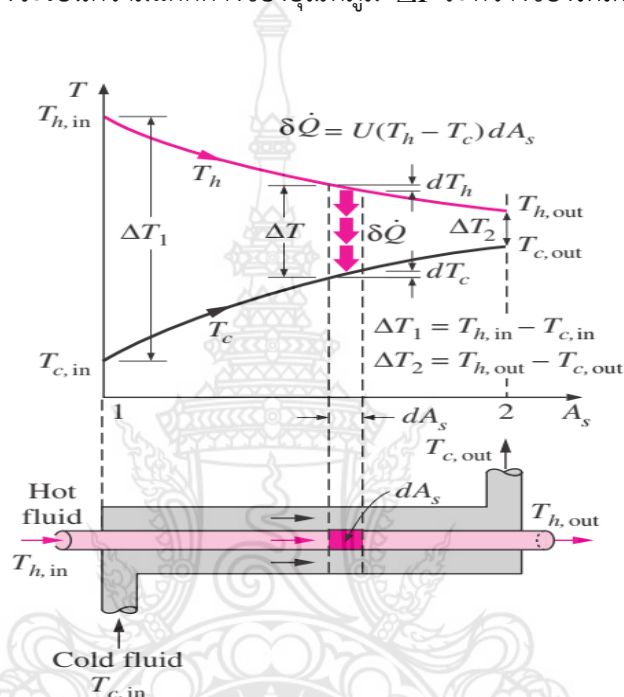
อัตราการถ่ายเทความร้อนนี้หาจากกฎการเย็นตัวของนิวตันโดยใช้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม U แทนสัมประสิทธิ์การพาความร้อน h แต่เนื่องจาก ΔT_m อาจเปลี่ยนแปลงได้ตามตำแหน่งต่างๆ ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ดังนั้นจากสมการที่ (2.5) จะได้ว่า

$$Q = UA\Delta T_m \quad (2.21)$$

เมื่อ A พื้นที่ของการถ่ายเทความร้อน (m^2) และ ΔT คือความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ย (K)เหมาะสมระหว่างของไหล 2 ชนิด

2.2.5 วิธีหาความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อก (The log mean temperature difference (LMTD) method) [9]

อุณหภูมิของของไหลต่าง ๆ ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนั้นปกติแล้วจะมีค่าไม่คงที่ แต่จะแปรค่าจากจุดหนึ่งไปจุดหนึ่งเมื่อมีความร้อนไหลจากของไหลที่ร้อนไปของไหลที่เย็นกว่า ดังนั้น ถึงแม้ว่าความต้านทานความร้อนตามทางของไหลจะมีค่าคงที่ก็ตาม อัตราการถ่ายเทความร้อน จะแปรตามเส้นการไหลในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ทั้งนี้เพราะอัตราการถ่ายเทความร้อนจะแปรค่าตามความแตกต่างของอุณหภูมิของไหลร้อนและของไหลเย็นที่แต่ละหน้าตัด ดังรูปที่ 2.21 ระยะห่างระหว่างเส้นกราฟทั้งสองจะเป็นความแตกต่างของอุณหภูมิ ΔT ระหว่างของไหลทั้งสอง



รูปที่ 2.21 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ของไหลไหลสวนทางกัน [9]

รูปที่ 2.21 แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ของไหลไหลสวนทางกัน เมื่อความแตกต่างของอุณหภูมิ ΔT ระหว่างของไหลร้อนกับของไหลเย็นมีค่าสูงที่ทางเข้า อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแต่จะลดลงแบบเอ็กโปเนนเชียล (Exponential) กับทางออกและอุณหภูมิของของเหลวร้อนจะลดลงขณะที่อุณหภูมิของของเหลวเย็นเพิ่มขึ้น แต่อุณหภูมิของของเหลวเย็นไม่สามารถเพิ่มสูงเกินอุณหภูมิของของเหลวที่ร้อนได้ไม่ว่าจะอยู่ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนานแค่ไหนก็ตาม

ในการหาอัตราการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่าง ๆ ที่กล่าวมานั้นต้องหาโดยการอินทิเกรตจากอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ไหลผ่านพื้นที่ dA ซึ่งเป็นพื้นที่เล็กๆให้ทั่วพื้นที่ A ที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อนตลอดความยาวของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน จากสมการที่ (2.22)

$$Q = UA_s \Delta T_m \quad (2.22)$$

เมื่อ

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (2.23)$$

2.2.6 การวิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยวิธีประสิทธิภาพ-หน่วยการส่งผ่านความร้อน (Effectiveness and NTU) [9]

การคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยวิธีประสิทธิภาพ-หน่วยการส่งผ่านความร้อนหากอุณหภูมิที่ทางออก ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน หรือ ค่าอัตราการไหลเชิงมวลไม่ได้ถูกกำหนดมาให้หรือ ไม่สามารถคำนวณหาได้ จากการทำสมดุลพลังงานการใช้วิธี LMTD อาจไม่สามารถทำได้หรือถ้าหากคำนวณได้ จะยุ่งยากมาก ในที่นี้จะได้นำเสนอวิธีการของค่าประสิทธิภาพ-หน่วยการส่งผ่านความร้อน ค่าประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน คือค่าที่ใช้แสดงประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนั้นซึ่งถูกกำหนด ให้มีค่าเท่ากับตามสมการที่ (2.24)

$$\varepsilon = \frac{Q_{actual}}{Q_{max}} \quad (2.24)$$

เมื่อ ε คือ ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (%) Q_{actual} คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนที่วัดได้ (kW) Q_{max} คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (kW) การถ่ายเทความร้อนที่ได้จริงอาจคำนวณได้ทั้งการคำนวณพลังงานที่สูญเสียโดยออกจากของไหลร้อนหรือค่าของพลังงานโดยของไหลเย็นที่รับความร้อนเพิ่ม พิจารณาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขนานกัน และแบบไหลตัดกัน สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ไหลขนานกันคำนวณได้สมการที่ (2.25)

$$Q = C_c (T_{c,out} - T_{c,in}) = C_h (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (2.25)$$

$$Q_{max} = C_{min} (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (2.26)$$

$$Q = \varepsilon Q_{max} = \varepsilon C_{min} (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (2.27)$$

สำหรับ Double-pipe parallel flow heat exchanger

$$\ln \frac{T_{h,out} - T_{c,out}}{T_{h,in} - T_{c,in}} = -\frac{UA_s}{C_c} \left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right) \quad (2.28)$$

จากสมการที่

$$T_{h,out} = T_{h,in} - \frac{C_c}{C_h} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (2.29)$$

แทนสมการที่ (2.28) ลงใน (2.29)

$$\ln \frac{T_{h,in} - T_{c,in} + T_{c,in} - T_{c,out} \frac{C_c}{C_h} (T_{c,out} - T_{c,in})}{T_{h,in} - T_{c,in}} = -\frac{UA_s}{C_c} \left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right) \quad (2.30)$$

จัดรูปแบบสมการใหม่ จะได้ว่า

$$\ln \left[1 - \left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right) \frac{C_c (T_{c,out} - T_{c,in})}{C_h (T_{h,in} - T_{c,in})} \right] = -\frac{UA_s}{C_c} \left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right) \quad (2.31)$$

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{C_c (T_{c,out} - T_{c,in})}{C_{\min} (T_{h,in} - T_{c,in})} \rightarrow \rightarrow \rightarrow \frac{(T_{c,out} - T_{c,in})}{(T_{h,in} - T_{c,in})} = \varepsilon \frac{C_{\min}}{C_c} \quad (2.32)$$

แทนสมการที่ (2.31) ลงในสมการที่ (2.32) แก้สมการหาค่า ประสิทธิภาพ (ε) สำหรับ Parallel flow heat exchanger ดังสมการที่ (2.33)

$$\varepsilon_{\text{pallel-flow}} = \frac{1 - \exp \left[\frac{-UA_s}{C_c} \left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right) \right]}{\left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right) \frac{C_{\min}}{C_c}} \quad (2.33)$$

$$\varepsilon_{\text{pallel-flow}} = \frac{1 - \exp \left[\frac{-UA_s}{C_{\min}} \left(1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \right]}{1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}} \quad (2.34)$$

นิยาม NTU

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{\min}} = \frac{UA_s}{\dot{m}C_{p,\min}} \quad (2.35)$$

$$\varepsilon = \text{function}\left(\frac{UA_s}{C_{\min}}, \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) = \text{function}(NTU, C) \quad (2.36)$$

กลุ่มของเทอม UA/C_{\min} เรียกว่าจำนวนของหน่วยการถ่ายเทซึ่งบ่งชี้ถึงขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

2.2.7 เศรษฐศาสตร์วิศวกรรมเบื้องต้น [13]

2.2.7.1 ความหมายของเศรษฐศาสตร์วิศวกรรม

เศรษฐศาสตร์ (Economy) เป็นการศึกษาถึงการเลือกวิธีการของมนุษย์และสังคม การใช้จ่ายเงินหรือไม่ใช้เงินที่มีอยู่อย่างจำกัด มาใช้ประโยชน์ได้หลายๆ รูปแบบ และใช้อย่างมีประสิทธิภาพสูงสุด เพื่อตอบสนองต่อความต้องการของมนุษย์ในสังคม

เศรษฐศาสตร์วิศวกรรม (Engineering economy) หมายถึง การนำเอาวิชาการทางด้านเศรษฐศาสตร์มาประยุกต์ใช้ในงานวิศวกรรม เพื่อให้สามารถใช้ทรัพยากรที่อยู่อย่างประหยัดและมีประสิทธิภาพสูงสุดโดยเป้าหมายของเศรษฐศาสตร์วิศวกรรม คือช่วยให้การวิเคราะห์โครงการเป็นไปอย่างถูกต้อง ตัดสินใจเลือกทางเลือกที่มีผลตอบแทนมากที่สุด เป็นไปอย่างถูกต้อง ตัดสินใจใช้เงินลงทุนหรือทรัพยากรที่มีอยู่อย่างจำกัดให้เกิดประสิทธิภาพสูงสุด

2.2.7.2 หลักการวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์

ก) เงินมีความสัมพันธ์กับเวลา เงินจำนวนเท่ากันที่เวลาต่างกันมูลค่าของเงินนั้นจะไม่เท่ากัน

ข) การเปลี่ยนแปลงในอนาคตไม่มากนัก การวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์เป็นการวิเคราะห์เพื่อการตัดสินใจและเพื่อวางแผนในอนาคต ดังนั้นจึงต้องมีการคาดการณ์ในอนาคตภายใต้สมมติฐานว่าในอนาคตที่เราคาดการณ์ไว้มีการเปลี่ยนแปลงไม่มากนัก

ค) การคาดการณ์ในอนาคตมีความแม่นยำพอสมควร การคาดการณ์สิ่งที่เกิดขึ้นในอนาคตอาจเกิดความผิดพลาดไม่มากนักน้อย การคาดการณ์นี้ต้องอาศัยข้อมูลที่มีอยู่ปัจจุบันเพื่อประมาณการณ์ในอนาคต หรือที่เรียกว่าการพยากรณ์ อาจจำเป็นต้องใช้เทคนิคต่าง ๆ ในการพยากรณ์ เมื่อได้ค่าพยากรณ์ออกมาแล้วจะดำเนินการวางแผนหรือวิเคราะห์ต่อไป

2.2.7.3 ขั้นตอนการวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์

โครงการใดที่จะนำมาตัดสินใจว่าจะลงทุนหรือไม่นั้น ต้องทราบขั้นตอนการวิเคราะห์รูปแบบของปัญหา ค่าที่เป็นเครื่องมือวัดในการตัดสินใจและแหล่งข้อมูลที่นำมาใช้ในการวิเคราะห์ ดังนี้

- ก) กำหนดรูปแบบของปัญหา
- ข) สร้างบรรทัดฐานในการประมาณค่าที่วัด
- ค) สร้างทางเลือกหลายๆ ทางเลือก
- ง) สร้างความเข้าใจกับเทคนิคที่ในการวิเคราะห์ของทางเลือกนั้น ๆ
- จ) ทำการประมาณผลลัพธ์ของแต่ละทางเลือก
- ฉ) เลือกทางเลือกที่ชอบมากกว่าทางเลือกอื่น
- ช) วิเคราะห์ความไวเพื่อดูผลกระทบของโครงการ
- ซ) ตัดสินใจลงทุนโดยมีการแสดงเหตุผลสนับสนุนการลงทุนด้วย

2.2.8 การคำนวณมูลค่าปัจจุบัน

2.2.8.1 สัญลักษณ์ที่ใช้คำนวณดอกเบี้ย (Symbols)

การคำนวณดอกเบี้ยต้องมีสัญลักษณ์ต่าง ๆ เข้ามาเกี่ยวข้องดังนี้คือ กำหนดให้ n หมายถึง ระยะเวลาหรือช่วงเวลา เช่น วัน เดือน ปี

i เป็นอักษรตัวแรกของ Interest หมายถึงอัตราดอกเบี้ยต่อระยะเวลา เช่น วัน เดือน ปี

P เป็นอักษรตัวแรกของ Present worth หมายถึงจำนวนเงินหรือมูลค่าเริ่มต้นหรือปัจจุบัน ส่วนใหญ่จะเป็นเงินต้น

F เป็นอักษรตัวแรกของ Future worth หรือ Future sum หมายถึงจำนวนเงินหรือมูลค่าสุดท้ายหรืออนาคต ส่วนใหญ่จะเป็นเงินต้นรวม ดอกเบี้ยและผลประโยชน์อย่างอื่นเมื่อเวลาครบช่วงเวลา

A เป็นอักษรตัวแรกของ Annual worth หมายถึงจำนวนเงินที่รับหรือจ่ายเท่าๆกันทุกๆ ช่วงเวลา

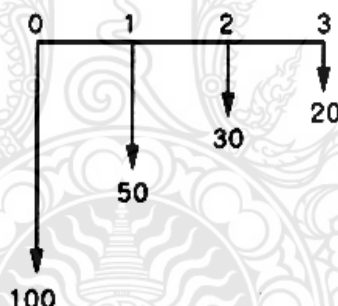
2.2.8.2 แผนภูมิแสดงการไหลของเงิน (Cash - Flow Diagram)

แผนภูมิแสดงการไหลของเงินเป็นแผนภูมิที่ใช้แสดงรายการรับ (Receipts) ลูกศรชี้ขึ้นบนเป็นเครื่องหมายบวกและรายการจ่าย (Disbursements) ลูกศรชี้ลงล่างเป็นเครื่องหมายลบ ในช่วงเวลาต่าง ๆ ที่แบ่งเป็นช่อง ๆ ดังแสดงในรูปที่ 2.15



รูปที่ 2.22 แผนภูมิแสดงการไหลของเงิน [14]

เวลาที่ 0 เป็นเวลาปัจจุบัน เวลาที่ 1, 2, n เป็นเวลาอนาคต ส่วนเวลาที่ -1, -2, -n เป็นเวลาในอดีต ส่วนขนาดความยาวของลูกศรที่มีความหมาย คือถ้าลูกศรยาวกว่าอันอื่นแสดงว่า มูลค่าเงินสูงกว่า ดังแสดงในรูปที่ 2.16 ซึ่งแสดงค่าใช้จ่ายในปีแรกลงทุนมากและค่อย ๆ ลดลง (ลูกศร ปีที่ 6 จะยาวและสั้นลงในช่วงเวลาต่อมา)



รูปที่ 2.23 แสดงความยาวของลูกศรที่สัมพันธ์กับค่าของเงินในช่วงเวลา [14]

2.2.9 ศึกษาความคุ้มค่าในการลงทุน

การลงทุนทำโครงการต้องมีการศึกษาความเป็นไปได้ในการลงทุนว่ามีความคุ้มค่าในการลงทุนหรือไม่ โดยในการวิเคราะห์โครงการทางเศรษฐกิจนั้นจะให้ความสำคัญกับมูลค่าของผลประโยชน์สุทธิภายใต้การใช้ทรัพยากรที่มีอยู่อย่างมีประสิทธิภาพ และเน้นมูลค่าผลประโยชน์สุทธิที่ได้รับเนื่องจากการทำโครงการซึ่งผลการวิเคราะห์เป็นการพิจารณาว่า ผลประโยชน์มากกว่าหรือน้อยกว่าค่าใช้จ่าย โดยที่ผู้วิเคราะห์โครงการจะเปรียบเทียบค่าของผลประโยชน์กับค่าใช้จ่ายเพื่อพิจารณาว่าโครงการใดเป็นโครงการที่ดีคุ้มค่าแก่การลงทุนหรือไม่นั้น จำเป็นต้องอาศัยเกณฑ์การตัดสินใจเพื่อการลงทุนมีเกณฑ์การตัดสินใจเพื่อการลงทุน 2 ประเภท เกณฑ์แบบไม่ปรับค่าเวลาและเกณฑ์แบบปรับค่าเวลา โดยในงานวิจัยนี้มีการศึกษาความคุ้มค่าในการลงทุน 3 วิธีการ ดังที่จะกล่าวต่อไปนี้

2.2.9.1 ระยะเวลาคืนทุน (Payback period : PB)

เกณฑ์ระยะคืนทุนเป็นเกณฑ์ที่คำนึงระยะเวลาที่ผลประโยชน์สุทธิจากการดำเนินงาน (ผลกำไรที่ได้รับแต่ละปีรวมกัน โดยเป็นกำไรสุทธิหลังหักภาษี ดอกเบี้ย และค่าเสื่อมราคาของทรัพย์สิน) เท่ากับค่าใช้จ่ายในการลงทุนเริ่มแรกของโครงการ นั่นคือทำการพิจารณาจำนวนปีที่ได้รับผลประโยชน์คุ้มกับค่าใช้จ่ายในการลงทุน ดังนั้น หากดำเนินงานแล้วผลประโยชน์คุ้มกับจำนวนเงินที่ลงทุนได้รวดเร็วก็จะดี เพราะความเสี่ยงน้อยและผู้ลงทุนสามารถนำเงินที่ถอนทุนได้ไปลงทุนเพื่อหาประโยชน์ในกิจการอื่น ๆ ต่อไป

เกณฑ์การตัดสินใจในแบบระยะคืนทุนนี้เป็นที่นิยมใช้กันมากในวงการธุรกิจหรือกรณีที่มีความเสี่ยงสูง อาทิ กรณีผู้ประกอบการคิดค้นสิ่งประดิษฐ์ใหม่ โดยยังไม่ขอลิขสิทธิ์ การนำผลิตภัณฑ์ดังกล่าวออกสู่ตลาดอาจถูกคู่แข่งชันเสียนแบบ นอกจากนั้น อาจเผชิญกับความเสี่ยง ซึ่งเกี่ยวกับสถานการณ์การเมืองในประเทศที่จะลงทุนหรือในอุตสาหกรรมซึ่งมีเทคโนโลยีใหม่ ๆ เกิดขึ้นเร็วมาก ดังนั้น นักลงทุนต้องเลือกโครงการที่ให้ผลประโยชน์คืนเร็วในระยะเวลาอันสั้น

$$\text{ระยะเวลาคืนทุน} = \frac{\text{เงินลงทุน (บาท)}}{\text{ผลตอบแทน (บาท/ปี)}} \quad (2.37)$$

2.2.9.2 มูลค่าปัจจุบันของผลประโยชน์สุทธิ (Net Present Value : NPV)

มูลค่าปัจจุบันของผลประโยชน์สุทธิ หมายถึง ผลรวมของผลประโยชน์สุทธิ ซึ่งได้มีการปรับค่าของเวลาแล้ว โดย NPV มีค่าเท่ากับ 0 คือเท่าทุน NPV มีค่ามากกว่า 0 คุ้มค่าแก่การลงทุนและถ้า NPV มีค่าต่ำกว่า 0 ไม่สมควรลงทุน

$$NPV = -C_0 + \sum_{t=1}^n \frac{B_t - C_t}{(1+r)^t} \quad (2.38)$$

เมื่อ

C_0 คือ เงินลงทุนในโครงการ (บาท)

C_t คือ ต้นทุนในการดำเนินงานของโครงการที่เกิดขึ้นในปีที่ t (บาท)

B_t คือ ผลตอบแทนของโครงการที่เกิดขึ้นในปีที่ t (บาท)

t คือ ปีที่ 1 ถึงปีที่ N (ปี)

r คือ อัตราดอกเบี้ย (%)

n คือ จำนวนปีที่ดำเนินโครงการ (ปี)

2.2.9.3 อัตราผลตอบแทนภายใน (Internal Rate of Return : IRR)

เป็นการคำนวณหาอัตราผลตอบแทนที่จะได้รับจากการลงทุนในโครงการอัตราผลตอบแทนนี้จะเป็นอัตราที่ทำให้มูลค่าปัจจุบันสุทธิเท่ากับ 0 หรือผลตอบแทนที่ได้รับเท่ากับเงินลงทุน

$$I - \sum_{t=1}^n \frac{B_t - C_t}{(1 + IRR)^t} = 0 \quad (2.39)$$

เมื่อ

I คือ เงินลงทุนในโครงการ (บาท)

C_t คือ ต้นทุนในการดำเนินงานของโครงการที่เกิดขึ้นในปีที่ t (บาท)

B_t คือ ผลตอบแทนของโครงการที่เกิดขึ้นในปีที่ t (บาท)

t คือ ปีที่ 1 ถึงปีที่ N (ปี)

r คือ อัตราดอกเบี้ย (%)

n คือ จำนวนปีที่ดำเนินโครงการ (ปี)

2.2.9.4 ผลตอบแทนที่ได้รับจากโครงการปรับอัตราคิดลด (Modified Internal Rate of Return : MIRR)

โครงการสร้างให้เมื่อลงทุน โดยพิจารณาจากกระแสเงินสดสุทธิทั้งหมดของโครงการ คล้ายกับการคำนวณผลตอบแทนที่ได้รับจากโครงการ (Internal Rate of Return) ที่ผ่านมา แสดงให้เห็นว่า การคำนวณ IRR นั้นมีข้อสมมุติฐานในการลงทุนซ้ำที่ต่างจากเทคนิค NPV ฉะนั้นเทคนิค (MIRR) จึงปรับข้อสมมุติฐานในการลงทุนซ้ำในการคำนวณ IRR เพื่อให้สอดคล้องกับการคำนวณ NPV ผลตอบแทนที่ได้รับจาก (MIRR) คือ ผลตอบแทนที่ทำมูลค่าปัจจุบันของ FV โดยที่ (MIRR) ข้อเสนอการลงทุนได้รับการยอมรับถ้า (MIRR) มากกว่าอัตราผลตอบแทน

$$\sum_{t=0}^n \frac{COF_t}{(1+i)^t} = \frac{\sum_{t=0}^n CIF_t (1+i)^{n-t}}{(1+MIRR)^n} \quad (2.40)$$

เมื่อ

COF_t คือ เงินจ่ายออกจากโครงการในช่วงเวลา (บาท)

CIF_t คือ ผลตอบแทนของโครงการที่เกิดขึ้นในปีที่ t (บาท)

t คือ ปีที่ 1 ถึงปีที่ N (ปี)

r คือ อัตราดอกเบี้ย (%)

n คือ จำนวนปีที่ดำเนินโครงการ (ปี)

2.3 การทบทวนวรรณกรรม

จากการศึกษาเอกสารงานวิจัยที่เกี่ยวข้องพบว่า มีนักวิจัยได้ทำการศึกษางานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับหอทำความเย็นและอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับงานวิจัยนี้จะเน้นใช้งานอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบระบายความร้อนด้วยอากาศเพื่อแก้ไขปัญหามันในงานอุตสาหกรรมที่ต้องการแก้ไขในกรณีที่มีการถ่ายเทความร้อนไม่ดีพอ โดยหลักจะเป็นการทดสอบหาสมรรถนะในการแลกเปลี่ยนความร้อนของอากาศและน้ำและความสัมพันธ์อัตราการไหลของน้ำในระบบแลกเปลี่ยนความร้อนกับอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำสเปร์ย์ ซึ่งจากผลการวิจัยต่าง ๆ พบว่า มีการศึกษาตัวแปรที่แตกต่างกันออกไปเช่น

ปิยดนัย ภาชนะพรรณ [1] ศึกษาการลดค่าไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศแบบซิลเลอร์:กรณีศึกษากระบวนการลดอุณหภูมิคอนเดนเซอร์ งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาการลดพลังงานไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศ โดยวิธีการลดอุณหภูมิคอนเดนเซอร์ด้วยการลดอุณหภูมิอากาศรอบๆบริเวณที่คอนเดนเซอร์ทำการติดตั้ง ซึ่งใช้วิธีการพ่นละอองน้ำเป็นฝอยซึ่งมีอนุภาคเล็กมากเพื่อทำให้อุณหภูมิอากาศเย็นลงกว่าปกติ โดยทำการทดสอบ 2 กรณี คือ พ่นละอองน้ำตลอดช่วงเวลาที่เครื่องปรับอากาศทำงานและพ่นละอองน้ำตามอุณหภูมิของคอนเดนเซอร์ จากการศึกษาพบว่า การพ่นละอองน้ำตลอดช่วงเวลาที่เครื่องปรับอากาศทำงาน จะทำให้อุณหภูมิที่คอนเดนเซอร์ลดลง 1.6 °C ส่งผลให้มีการใช้พลังงานไฟฟ้าน้อยลงมากที่สุด คือ 13% (รวมพลังงานไฟฟ้าของระบบพ่นน้ำ) แต่จะมีอัตราการสิ้นเปลืองน้ำเพื่อการพ่นมากที่สุดคือ 6.67 L/min

ดวงฤดี ชูตระกูล และคณะ [3] ศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของหอทำน้ำเย็นระบบปิดแบบไหลขวางกัน งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพถ่ายเทความร้อนในหอทำน้ำเย็นแบบระบบปิดขนาด 5 ตันความเย็น โดยการปรับปรุงรูปแบบการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำเปรียบเทียบกับการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำรูปแบบเดิม เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน โดยทดสอบหาค่าพารามิเตอร์ที่ผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน ประกอบด้วย การทดสอบหาความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของอากาศกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล และอัตราการไหลของน้ำสเปร์ย์กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรูปแบบการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำรูปแบบเดิมจะให้แผงกระจายละอองน้ำวางอยู่เหนือคอยล์ทองแดงทั้งหมด และน้ำสเปร์ย์จะไหลผ่านแผงกระจายละอองน้ำด้วยแรงโน้มถ่วงของโลก ส่วนรูปแบบใหม่ที่ปรับปรุงได้มีการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำโดยแบ่งให้มีปริมาตรเล็กลงและนำไปแทรกระหว่างชั้นคอยล์ทองแดงเพื่อเพิ่มขั้นตอนการแลกเปลี่ยนความร้อน ผลการวิจัยพบว่า การจัดวางแผงกระจายละอองน้ำที่แทรกระหว่างชั้นคอยล์แลกเปลี่ยนความร้อนจะมีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนและมวลสูงกว่าการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำในรูปแบบเดิม ผลการทดสอบอัตราการถ่ายเทมวลจะเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วของอากาศเพิ่มขึ้นและสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราการไหลของน้ำสเปร์ย์เพิ่มขึ้น

ธนวรา ทองล้วน [15] ศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพในระบบปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศโดยการพ่นน้ำ งานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาและเปรียบเทียบสมรรถนะและประสิทธิภาพของ

เครื่องปรับอากาศและระบายความร้อนด้วยอากาศกับแบบระบายความร้อนด้วยการพ่นน้ำ การทดสอบกระทำที่สภาวะอากาศเดียวกัน และยังศึกษาความคุ้มค่าในการติดตั้งระบบพ่นน้ำกับเครื่องปรับอากาศขนาดทำความเย็น 15,000 และ 48,000 Btu/h เครื่องปรับอากาศขนาดทำความเย็น 15,000 Btu/h ติดตั้งเครื่องปรับอากาศ 6 เครื่องต่อชุดพ่นน้ำ 1 ชุด สามารถลดพลังงานไฟฟ้าที่ป้อนให้กับระบบกว่า 15% และค่า COP เพิ่มขึ้น 18% เครื่องปรับอากาศขนาดทำความเย็น 48,000 Btu/h สามารถลดพลังงานไฟฟ้าที่ป้อนให้กับระบบกว่า 16% และค่า COP เพิ่มขึ้น 20% เมื่อพิจารณาความคุ้มค่าเชิงเศรษฐศาสตร์ จากการติดตั้งระบบพ่นน้ำเครื่องปรับอากาศขนาดทำความเย็น 15,000 Btu/h โดยมีผลประหยัดพลังงานไฟฟ้าคิดเป็นสามารถประหยัดเงินได้ 5,165.55 บาท/ปี มูลค่าการลงทุน 10,400 บาท จะสามารถคืนทุนในระยะเวลา 2 ปี โดยมูลค่าปัจจุบันผลสุทธิ (NPV) เท่ากับ 1,9411.2 บาท และให้อัตราผลตอบแทนการลงทุน (IRR) เท่ากับ 49% ส่วน 48,000 Btu/h พบว่าทำการติดตั้งชุดพ่นละอองน้ำติดตั้งเครื่องปรับอากาศ 2 เครื่องต่อชุดพ่นน้ำ 1 ชุด อัตราผลตอบแทนการลงทุน (IRR) เท่ากับ 77%

เกรียงไกร อัสวมาศบันลือ และคณะ [16] ศึกษาการประยุกต์ใช้หอทำน้ำเย็นในเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนเพื่อลดปริมาณการใช้พลังงานงาน วิจัยนี้มีวัตถุประสงค์ในการปรับปรุงระบบระบายความร้อนของเครื่องอากาศซึ่งเดิมเป็นแบบระบายความร้อนด้วยอากาศให้กลายเป็นระบบระบายความร้อนด้วยน้ำโดยการประยุกต์ใช้หลักการของหอกลั่นน้ำเย็นในการระบายความร้อนจากน้ำ หล่อเย็นให้กับสิ่งแวดล้อมภายนอกเพื่อลดปริมาณการใช้น้ำ นอกจากนี้แล้วเพื่อเป็นการประหยัดค่าใช้จ่ายในการปรับปรุงและดัดแปลงเครื่องเดิม อุปกรณ์ที่ใช้จะเป็นอุปกรณ์เดิมที่มีอยู่ในเครื่องยกเว้น บัมพ์น้ำ ระบบท่อและโครซึ่งจะต้องทำการดัดแปลงให้สามารถรองรับน้ำได้ บัมพ์น้ำจะเป็นแบบธรรมดาที่ความดันสูงไม่สูงมากเพื่อลดค่าใช้จ่าย ในการออกแบบได้คำนึงถึงความสะดวกในการติดตั้งและการใช้งานจริงอุปกรณ์จะถูกบรรจุอยู่ในโครงเดียวกันกับหอกลั่นน้ำเย็น ในการตรวจวัดปริมาณการใช้พลังงานก่อนและหลังปรับปรุงอาศัยหลักการตามข้อตกลงนานาชาติ ในการตรวจวัดและพิสูจน์ทราบผลประหยัดพลังงาน (IPMVP) จากการทดสอบในสภาพการใช้งานจริงพบว่าเมื่อปรับปรุงแล้วเครื่องปรับอากาศจะสามารถลดปริมาณการใช้พลังงานลง 10.62% สามารถคืนทุนได้ภายในระยะเวลาครึ่งปี อย่างไรก็ตาม พบว่าขนาดของชุดระบายความร้อนจะใหญ่ขึ้นประมาณ 3-4 เท่าของขนาดเดิมทำให้ต้องการพื้นที่ในการติดตั้งมากขึ้น

เจษฎา วิเศษมณี [17] ศึกษาเพื่อหารูปแบบการระบายความร้อนด้วยน้ำที่ผลต่อสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (Coefficient of Performance; COP) และประสิทธิภาพทางพลังงาน (Energy Efficiency Ratio; EER) ของระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด 12,000 Btu/h การศึกษาใช้รูปแบบการระบายความร้อนด้วยน้ำ 3 รูปแบบ คือ แบบพ่นฉีด แบบหยด และแบบใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน การทดลองควบคุมอุณหภูมิแวดล้อมให้อยู่ที่ 35, 40, 43 และ 45 °C จากการศึกษพบว่า รูปแบบการระบายความร้อนด้วยน้ำโดยการใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะและประสิทธิภาพทางพลังงานสูงสุด อยู่ที่ 4.94 และ 9.15 Btu/h ทำให้สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบปรับอากาศเพิ่มขึ้น

20.1% และประสิทธิภาพทางพลังงานระบบปรับอากาศเพิ่มขึ้น 8.47% เมื่อเทียบกับกรณีที่ทำงานตามปกติ

ชูชาติ ผาระนัต [18] ศึกษาการประหยัดพลังงานโดยใช้การทำความเย็นแบบระเหยที่คอนเดนเซอร์ของเครื่องปรับอากาศงาน วิจัยนี้ศึกษาการใช้พลังงานไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศที่ติดตั้งชุดทำความเย็นแบบระเหย โดยแผงทำระเหยทำหน้าที่ลดอุณหภูมิอากาศก่อนระบายความร้อนคอนเดนเซอร์ในการทดลองใช้เครื่องปรับอากาศขนาด 24,000 Btu/h โดยปรับเปลี่ยนอัตราการไหลของน้ำผ่านแผงทำระเหย ผลการทดลองพบว่า การใช้ชุดทำความเย็นแบบระเหยสามารถลดการใช้พลังงานไฟฟ้าเมื่อเปรียบเทียบกับการระบายความร้อนด้วยอากาศ พบว่า การระบายความร้อนด้วยชุดทำความเย็นแบบระเหยที่อัตราการไหลของน้ำผ่านแผงทำระเหย 0.2 และ 3 L/min ลดการใช้พลังงานไฟฟ้า 13.2 และ 20.1% ตามลำดับ สภาพการทำงานที่เหมาะสม คือ อัตราการไหลของน้ำผ่านแผงทำระเหย 3 LPM สามารถลดอุณหภูมิอากาศได้ 6.4 °C และใช้พลังงานไฟฟ้า 15 kW/h ต่อวัน ผลการวิเคราะห์ด้านเศรษฐศาสตร์ พบว่า มีระยะเวลาคืนทุน 1 ปี

เขาวลีตร ตีฉ่ำ และ กิติพงษ์ เจาจารีก [19] ศึกษาการออกแบบและพัฒนาชุดสำเร็จพร้อมติดตั้งของอุปกรณ์เพิ่มขีดความสามารถระบายความร้อนเพื่อลดค่าใช้จ่ายในส่วนเครื่องปรับอากาศชนิดระบายความร้อน โดยวิธีการพ่นละอองน้ำไปยังคอนเดนเซอร์ด้วยหัวฉีด สามารถลดพลังงานของเครื่องปรับอากาศขนาด 36,000 Btu/h ได้ประมาณ 15% โดยคิดเป็นเวลาจุดคุ้มทุนอยู่ที่ 7 เดือน และคิดเป็นค่าไฟฟ้าที่ประหยัดได้ประมาณ 540 ต่อเดือน

ดวงฤดี ชูตระกูล และคณะ [20] ศึกษาอิทธิพลของค่าการนำความร้อนของวัสดุต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนในหอทำความเย็นระบบปิด โดยหลักการระบายความร้อนจะให้น้ำร้อนไหลภายในท่อและถ่ายเทความร้อนสู่ผิวท่อภายนอกผิวท่อถูกน้ำสเปรย์ที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าน้ำภายในท่อและพาความร้อนสู่อากาศที่ไหลผ่านน้ำสเปรย์ ซึ่งการถ่ายเทความร้อนมีความซับซ้อนเนื่องจากการระเหยเข้ามาช่วยด้วย ในงานวิจัยที่ผ่านมาเพื่อลดปัญหาความซับซ้อนของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนร่วมในส่วนค่าการนำความร้อนถือว่ามีค่าน้อยมาก จึงไม่นำมาคำนวณ ส่งผลให้วัสดุที่ใช้ เช่น ทองแดง สแตนเลส ท่อเหล็ก มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนไม่แตกต่างกัน งานวิจัยนี้จึงมีวัตถุประสงค์เพื่อทดสอบเปรียบเทียบประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนร่วมระหว่างท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำจากท่อทองแดงและท่อสแตนเลส โดยควบคุมตัวแปรต้นที่อุณหภูมิน้ำสเปรย์ 32 °C พื้นที่ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนร่วม 0.26 m² อัตราการไหลของน้ำสเปรย์ต่ออากาศ 1.5 - 2.5 kg/kg อุณหภูมิน้ำร้อนในท่อ 42 °C และอัตราการไหลน้ำร้อน 2.5 m³/h ผลการทดสอบ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของท่อทองแดง และสแตนเลส ณ จุดวัดพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนเท่ากับ 0.034 m² มีค่า 0.61 และ 0.55 kJ/kg.m² ตามลำดับ และจุดวัดที่สองพื้นที่ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้นเป็น 0.08 m² ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนร่วมมีค่าเท่ากันคือ 0.47 kJ/kg.m² และเมื่อพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้น สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของท่อที่ทำจากวัสดุทั้งสองมีค่าเท่ากันตลอดจนถึงท่อทางน้ำร้อนออก จากผลการทดสอบจึงสรุปได้

ว่าวัสดุที่ใช้ทำคอยล์แลกเปลี่ยนความร้อนจะไม่มีอิทธิพลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนเมื่อพื้นที่ถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นมากกว่า 30% ของพื้นที่ทั้งหมด

ธีรพงศ์ บริรักษ์ และ พงษ์สวัสดิ์ คชภูมิ [21] ศึกษาการลดอุณหภูมิก่อนเข้าคอนเดนเซอร์เพื่อเพิ่มสมรรถนะระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนด้วยการใช้ PVC filling งานวิจัยนี้ทำการศึกษาสมรรถนะและการใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนที่การติดตั้ง อุปกรณ์ลดอุณหภูมิอากาศที่ใช้ในการระบายความร้อนของคอนเดนเซอร์ ซึ่งทำจากกระดาษเซลลูโลสเปรียบเทียบกับการใช้ PVC filling โดยใช้ น้ำจากอีแวพอเรเตอร์ในการหล่อเย็น พารามิเตอร์ที่ใช้ในการศึกษาได้แก่ ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ COP ค่าประสิทธิภาพการทำความเย็น (EER) กำลังงานที่ใช้ของระบบ และพลังงานไฟฟ้าจากการทดลองใช้เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนยี่ห้อ FUJIBISHI แบบตั้งแขวน ขนาดเครื่องทำความเย็น 12,000 Btu/h ใช้สารทำความเย็น R 22 เป็นสารทำงานในระบบการทำความเย็น เครื่องปรับอากาศติดตั้งในห้องขนาด 13.4 m² สูง 3 m เปิดใช้งาน 8 h ผลการทดลองพบว่า การติดตั้งชุดลดอุณหภูมิก่อนเข้าคอนเดนเซอร์โดยใช้กระดาษเซลลูโลส เครื่องปรับอากาศสามารถระบายความร้อนได้ดี COP ของระบบปรับอากาศเท่ากับ 5.28 และมีค่าประสิทธิภาพการทำความเย็น EER 14.59 กำลังงานที่ใช้ของระบบ 6.00 kW/h การใช้พลังงานไฟฟ้าลดลงจากเครื่องปรับอากาศปกติ 28.39% ส่วนการใช้ PVC filling สัมประสิทธิ์สมรรถนะ COP ของระบบปรับอากาศเท่ากับ 5.13 และ EER 18.01 กำลังงานที่ใช้ของระบบ 6.60 kW/h การใช้พลังงานไฟฟ้าลดลงจากเครื่องปรับอากาศปกติ 21.18% การใช้ PVC filling ทดแทนการใช้กระดาษเซลลูโลสจะมีข้อดีคือสามารถล้างทำความสะอาดได้มากกว่าและมีอายุการใช้งานได้นานกว่าแผ่นเซลลูโลส

ธีรพงศ์ บริรักษ์ และ พงษ์สวัสดิ์ คชภูมิ [22] ศึกษาเปรียบเทียบสมรรถนะและการใช้พลังงานไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนและเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ทำการติดตั้งอุปกรณ์ลดอุณหภูมิอากาศที่ใช้ในการระบายความร้อนของคอนเดนเซอร์ซึ่งทำจากกระดาษเซลลูโลสและใช้น้ำจากอีแวพอเรเตอร์ในการหล่อเย็น พารามิเตอร์ที่ใช้เป็นเกณฑ์ในการศึกษาได้แก่ ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ ค่าประสิทธิภาพการทำความเย็นกำลังงานที่ใช้ของระบบและพลังงานไฟฟ้าจากการทดลองกับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนยี่ห้อ FUJIBISHI แบบตั้งแขวน ขนาดการทำความเย็น 12,000 Btu/h ติดตั้งในห้องขนาด 13.4 m² เปิดใช้งาน 8 h (08 :00 - 16 :00 น.) พบว่าการติดตั้งชุดลดอุณหภูมิก่อนเข้าคอนเดนเซอร์ เครื่องปรับอากาศสามารถระบายความร้อนได้ดี COP ของระบบปรับอากาศได้เท่ากับ 5.42 และมีค่าประสิทธิภาพการทำความเย็น 14.78 กำลังงานที่ใช้ของระบบ 5.45 kW/h เปอร์เซ็นต์การใช้พลังงานไฟฟ้าลดลงจากเดิม 20.92% การทำนายนอุณหภูมิ น้ำเย็นที่ภาวะนอกเหนือการออกแบบ (อุณหภูมิกระเปาะเปียกบรรยากาศ และพิสัยระบายความร้อนที่ไม่ใช่ภาวะการออกแบบ) นำไปสู่การหาแอปโปรชที่สัมพันธ์กับค่าของพารามิเตอร์ ตามลักษณะเฉพาะของคูลิ่งทาวเวอร์ที่ภาวะการออกแบบได้แก่วิธีแรงม้าเบรก พัฒลมคทที่วิธีระยะพิตซ์ของพัฒลมคทที่และวิธีอัตราการใช้มวลของอากาศคงที่เพื่อใช้คำนวณหา (L/G) ภายใต้ค่ากำหนดของอุณหภูมิกระเปาะเปียก และความชื้นสัมพัทธ์ของ

บรรยากาศ ระเบียบวิธีทั้งสามนำมาใช้โดยการสมมุติค่าอุณหภูมิของอากาศอิมตัวทางออก (หรือค่าอัตราส่วนการไหลของน้ำต่ออากาศ) และการคำนวณซ้ำจะดำเนินต่อไปจนกว่ากำลังม้าเบรก ของพัดลมที่ภาวะนอกเหนือการออกแบบนั้นเท่ากับกำลังม้าเบรกของพัดลมที่ภาวะการออกแบบ สำหรับวิธีแรงม้าเบรกพัดลมคงที่อัตราการไหลโดยปริมาตรของอากาศที่ภาวะนอกเหนือการออกแบบนั้นเท่ากับอัตราการไหลโดยปริมาตรของอากาศที่ภาวะการออกแบบ สำหรับวิธีระยะพิตซ์ของพัดลมคงที่และอัตราการไหลโดยมวลของอากาศที่ภาวะนอกเหนือการออกแบบนั้นเท่ากับอัตราการไหลโดยมวลของอากาศที่ภาวะการออกแบบสำหรับวิธีอัตราการไหลโดยมวลของอากาศคงที่

นพรัตน์ อมัตริรัตน์ และ สาธิต พูลไธสง [23] ศึกษาการลดอุณหภูมิอากาศก่อนเข้าเครื่องควบแน่นของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนชนิดระบายความร้อนด้วยแผ่นระเหย ที่ทำจากกระดาษเซลลูโลส ไยบวบ และถ่าน ทำการทดลองก่อนและหลังติดตั้งแผ่นระเหยที่ทางดูดอากาศเข้าเครื่องควบแน่นของเครื่องปรับอากาศขนาด 11.723 kW ใช้สารทำความเย็น R-22 เป็นสารทำงานและควบคุมอุณหภูมิอากาศที่เครื่องควบแน่น 37 °C เพื่อศึกษาประสิทธิภาพของแผ่นระเหยแต่ละชนิดและหาการใช้พลังงานไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน จากการทดลองพบว่า เครื่องปรับอากาศที่ติดตั้งแผ่นระเหย ทำจากกระดาษเซลลูโลส ไยบวบ และถ่าน มีค่า COP เฉลี่ยที่ 3.59, 3.52 และ 3.37 ตามลำดับ แผ่นระเหยที่ทำจากกระดาษเซลลูโลส และไยบวบทำให้เครื่องปรับอากาศมีค่า COP เพิ่มขึ้นจากเดิม 4.66 และ 2.62% ส่วนแผ่นระเหยที่ทำจากถ่านลดลง 1.75% EER เฉลี่ยที่ 9.67, 9.46 และ 8.74 Btu/h/W ตามลำดับ แผ่นระเหยที่ทำจากกระดาษเซลลูโลสและไยบวบ ทำให้เครื่องปรับอากาศมีค่า EER เพิ่มขึ้นจากเดิม 9.64 และ 7.26% ส่วนแผ่นระเหยที่ทำจากถ่านลดลง 0.91% ค่าไฟฟ้าเฉลี่ย 30,133.4, 31,443.8 และ 33,310.4 บาท/ปี ตามลำดับแผ่นระเหยที่ทำจากกระดาษเซลลูโลสและไยบวบมีพลังงานไฟฟ้าลดลง จากเดิม 7.78 และ 3.76% ส่วนแผ่นระเหยที่ทำจากถ่านลดลง 1.91% สรุปได้ว่าหลังการติดตั้งแผ่นระเหยที่ทำจากกระดาษเซลลูโลส และไยบวบช่วยในการลดอุณหภูมิอากาศให้ต่ำลงก่อนเข้าเครื่องควบแน่น ส่งผลให้สารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องควบแน่นอยู่ในสถานะของเหลวเย็นยิ่งมากขึ้น ค่า COP และ EER ของเครื่องปรับอากาศเพิ่มขึ้นตามไปด้วย ส่วนแผ่นระเหยที่ทำจากถ่านลดอุณหภูมิอากาศก่อนเข้าสู่เครื่องควบแน่นได้น้อย การระบายความร้อนออกจากสารทำความเย็นได้น้อยลง ค่า COP และ EER ของเครื่องปรับอากาศน้อยลงไปด้วย

พิพัฒน์ กัลยารัตน์ และคณะ [24] ศึกษาาระบบหัวฉีดสเปรย์น้ำในอุปกรณ์ควบแน่นและการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสัมผัสตรง (Jet Condenser) เพื่อลดปริมาณน้ำหล่อเย็นที่ใช้กับปริมาณไอน้ำที่ระเหย จากหม้อเคียวน้ำตาลในโรงงานน้ำตาล แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ถูกประยุกต์ใช้ เพื่ออธิบายพฤติกรรมควบแน่นและการแลกเปลี่ยนความร้อน โดยแบ่งการจำลองออกเป็น 2 ช่วง ตามลักษณะทางกายภาพของการสเปรย์น้ำแบบทรงกรวยกลม (Hollow-cone spray) ช่วงแรกเป็นช่วงที่มีความต่อเนื่องของน้ำ (Continuous liquid sheet portion) พิจารณาการจำลองค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของการไหลแบบปั่นป่วน โดยไม่คำนึงถึงผลของการควบแน่นของไอน้ำช่วงสุดท้ายคือช่วงที่น้ำ

กระจายตัวออกเป็นหยดน้ำ (Droplet portion) พิจารณาการจำลองหยดน้ำเป็นทรงกลม โดยที่อุณหภูมิที่ผิวของหยดน้ำเท่ากับอุณหภูมิของไอน้ำ และพิจารณาแบบจำลองการนำความร้อนจากผิวถึงจุดศูนย์กลาง ของหยดน้ำผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณ คือค่าอุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย ณ ตำแหน่งที่ห่างจากหัวฉีดสเปรย์ออกไป จากการศึกษพบว่าผิวสัมผัสระหว่างน้ำกับไอน้ำเพิ่มมากขึ้น ซึ่งทำให้การควบแน่นและการแลกเปลี่ยนความร้อนมีประสิทธิภาพสูงขึ้น ตามตัวแปรที่ปรากฏในงานวิจัย ดังนี้คืออัตราส่วนระหว่างปริมาณการควบแน่นของไอน้ำกับปริมาณน้ำหล่อเย็นที่ใช้ และค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยต่อหนึ่งหน่วย พ.ท. ณ ตำแหน่งต่าง ๆ

มนตรี พิรุณเกษตร [25] ศึกษาการทำนายอุณหภูมิไอน้ำเย็นที่ภาวะนอกเหนือการออกแบบ (อุณหภูมิกระเปาะเปียกบรรยากาศ และพิสัยระบายความร้อนที่ไม่ใช่ภาวะการออกแบบ) นำไปสู่การหาแอปโพรชที่สัมพันธ์กับค่าของพารามิเตอร์ตามลักษณะเฉพาะของคูลลิ่งทาวเวอร์ที่ภาวะการออกแบบ วิธีทั่วไปได้แก่วิธีแรงม้าเบรกพัดลมคงที่วิธีระยะพิชต์ของพัดลมคงที่และวิธีอัตราการไหลโดยมวลของอากาศคงที่เพื่อใช้คำนวณหา (L/G) ภายใต้ค่ากำหนดของอุณหภูมิกระเปาะเปียก และความชื้นสัมพัทธ์ของบรรยากาศ ระเบียบวิธีทั้งสามนำมาใช้โดยการสมมุติค่าอุณหภูมิของอากาศอิมตัวทางออก (หรือค่าอัตราส่วนการไหลของน้ำต่ออากาศ) และการคำนวณซ้ำจะดำเนินต่อไปจนกว่ากำลังม้าเบรกของพัดลมที่ภาวะนอกเหนือการออกแบบนั้นเท่ากับกำลังม้าเบรกของพัดลมที่ภาวะการออกแบบ สำหรับวิธีแรงม้าเบรกพัดลมคงที่อัตราการไหลโดยปริมาตรของอากาศที่ภาวะนอกเหนือการออกแบบนั้นเท่ากับอัตราการไหลโดยปริมาตรของอากาศที่ภาวะการออกแบบ สำหรับวิธีระยะพิชต์ของพัดลมคงที่และอัตราการไหลโดยมวลของอากาศที่ภาวะนอกเหนือการออกแบบนั้นเท่ากับอัตราการไหลโดยมวลของอากาศที่ภาวะการออกแบบ สำหรับการศึกษานี้พิจารณากราฟสมรรถนะการทำงานของคูลลิ่งทาวเวอร์ที่ได้มาจากการคำนวณตามวิธีระยะพิชต์ ของพัดลมคงที่ผลการวิเคราะห์ตามเทคนิคการคำนวณซ้ำดังกล่าวจะได้พิสัยระบายความร้อนจริง และอัตราส่วนการไหลของน้ำต่ออากาศจริงภายใต้ค่ากำหนดของอุณหภูมิกระเปาะเปียกบรรยากาศ ค่ากำหนดของลักษณะเฉพาะของคูลลิ่งทาวเวอร์ (ลักษณะเฉพาะของแผงขยายฟิล์มน้ำ) พิสัยระบายความร้อนจริง และอัตราส่วนการไหลของน้ำต่ออากาศจริง จากพารามิเตอร์เหล่านี้สามารถนำไปใช้หาค่าของแอปโพรชจริง และอุณหภูมิไอน้ำเย็นที่ทำได้ที่ภาวะนอกเหนือการออกแบบ ในที่สุดจึงสามารถพล็อตกราฟสมรรถนะของคูลลิ่งทาวเวอร์ที่ภาวะการออกแบบและภาวะนอกเหนือการออกแบบได้ กราฟสมรรถนะนี้นำเสนอด้วยอุณหภูมิไอน้ำเย็นที่ทำได้กับอุณหภูมิกระเปาะเปียกบรรยากาศ ซึ่งพล็อตที่ 80, 100 และ 120% ของพิสัยระบายความร้อนค่าออกแบบ สำหรับ 90, 100 และ 110% ของอัตราการไหลค่าออกแบบของน้ำหมุนเวียน ตามมาตรฐานของ CTI

ยงยุทธ เครือวงษา [26] ศึกษาออกแบบสร้างและทดสอบหาคูณลักษณะทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด เพื่อนำความร้อนทิ้งจากก๊าซไอเสียในระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบอ็อกไซด์ของแข็งกลับมาใช้ใหม่ก่อนที่จะปล่อยออกสู่บรรยากาศภายนอก โดยกำหนดให้ความร้อน

ที่อุณหภูมิประมาณ 200-340 °C ซึ่งถูกใช้แลกเปลี่ยนกับน้ำเย็นเพื่อผลิตน้ำอุ่น ในการออกแบบกำหนดให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้เป็นแบบกะทัดรัด มีรูปร่างเป็นเหลี่ยมผืนผ้ามีขนาดความกว้าง 0.20 m ความยาว 0.22 m และสูง 0.22 m แกนกลางของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใช้ท่อทองแดง ครีบอลูมิเนียมแผ่นแบบรอยหยักชนิดไหลขวางโดยอากาศร้อนจะไหลอยู่ภายนอกในขณะที่น้ำไหลอยู่ภายในท่อทิศทางการไหลของน้ำและอากาศร้อนเป็นแบบไหลสวนทางกัน โดยการศึกษาจะทำการแปรผันค่าพารามิเตอร์ต่างๆ ที่มีผลกระทบต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนผลการทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดที่อุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้า 340 °C อุณหภูมิน้ำขาเข้า 30 °C อัตราการไหลของอากาศร้อน 0.00404 kg/s และอัตราการไหลของน้ำ 0.0094 kg/s พบว่าสามารถดึงความร้อนทิ้งของระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบอ็อกไซด์ของแข็งให้กับน้ำได้มากที่สุด โดยมีค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยเฉลี่ย 1.243 kW ค่าประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 97.10% และค่า NTU เท่ากับ 5.6 อีกทั้งสามารถลดอุณหภูมิอากาศร้อนขาออกให้เหลือต่ำเพียง 35 °C และเพิ่มอุณหภูมิของน้ำได้เป็น 62 °C โดยเกิดความดันอากาศร้อนตกคร่อมเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสูงสุดประมาณ 5.128 Pa

สิทธิพัฒน์ ภูทอง และคณะ [27] ศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพโดยใช้ละอองน้ำลดอุณหภูมิเซลล์แสงอาทิตย์ โดยใช้เซลล์แสงอาทิตย์ Monocrystalline ขนาด 50 W จำนวน 2 แผง แบ่งเป็น 2 ชุด คือ ชุดเปรียบเทียบกับ (Control) และชุดทดลอง ติดตั้งที่มุมองศา 15 °C โดยชุดทดลองจะมีการพ่นละอองน้ำที่ด้านหลังของแผงเซลล์แสงอาทิตย์เพื่อลดอุณหภูมิซึ่งทั้ง 2 ชุด ทำการทดลองอยู่ในสถานที่และเวลาทดสอบเดียวกันวัดกระแสไฟฟ้า และแรงดันไฟฟ้า ความเข้มแสงอาทิตย์ ความชื้นสัมพัทธ์ อุณหภูมิของสภาพแวดล้อม อุณหภูมิของแผงเซลล์แสงอาทิตย์ทั้งด้านหน้าและด้านหลัง นำข้อมูลที่ได้มาวิเคราะห์เปรียบเทียบผลการทดลองพบว่า เมื่อเปรียบเทียบกับแผงเซลล์แสงอาทิตย์ที่ไม่ได้พ่นละอองน้ำในช่วงที่แสงอาทิตย์มีความเข้มสูง (มากกว่า 1,000 W/m²) และต่อเนื่องการพ่นละอองน้ำเฉพาะที่ด้านหลังของแผงเซลล์แสงอาทิตย์สามารถลดอุณหภูมิเฉลี่ยด้านหน้าแผงของแผงได้ 19.9 °C และลดอุณหภูมิเฉลี่ยด้านหลังได้ 24.9 °C และสามารถเพิ่มประสิทธิภาพในการผลิตพลังงานไฟฟ้าได้ 13.78% โดยใช้ปริมาณน้ำเพียง 11.914 L/min

Eidan et al [28] ศึกษาการเพิ่มสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศด้วยเทคนิคการทำความเย็นแบบระเหยในประเทศอิหร่าน ที่อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม 45 °C ความชื้นสัมพัทธ์ (Relative humidity: RH) 10% พบว่าเมื่อนำอากาศร้อนไปลดอุณหภูมิด้วยการทำความเย็นแบบระเหย ก่อนนำไประบายความร้อนที่คอยล์ร้อน พบว่าค่า COP เพิ่มขึ้น

Oliverira and Facao [29] ศึกษาหาความสัมพันธ์การถ่ายเทมวลและความร้อนสำหรับการออกแบบหอทำความเย็นขนาดเล็กแบบระบบปิด ในการทดลองใช้หอทำความเย็นขนาด 10 kW ได้หาความสัมพันธ์ระหว่าง สัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล และสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน เปรียบเทียบกับงานวิจัยในอดีต ที่รูปแบบคอยล์แลกเปลี่ยนความร้อนแตกต่างกัน และได้ทำนายประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนที่อัตราการไหลของอากาศ ซึ่งแบบจำลองดังกล่าว จะใช้ได้กับหอทำความเย็นขนาดเล็ก

บทที่ 3

การดำเนินงานวิจัย

ในบทนี้จะกล่าวถึงกระบวนการดำเนินงานวิจัยที่ประกอบไปด้วยวิธีการดำเนินงานวิจัย การตรวจวัดเพื่อหาปริมาณการลดอุณหภูมิของหอทำความเย็น การตรวจวัดเพื่อหาปริมาณการถ่ายเทความร้อนของระบบเพื่อเปรียบเทียบหาระยะห่างของหัวพ่นละอองน้ำกับแผงคอนเดนเซอร์และอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำพ่นละอองโดยการตรวจวัดเพื่อหาอัตราการไหลที่เหมาะสมกับระบบที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำในการลดอุณหภูมิของหอทำความเย็น โดยมีรายละเอียดในแต่ละส่วนดังนี้

3.1 วิธีดำเนินการวิจัย

3.1.1 ศึกษาปัญหา คำนวณทฤษฎี ข้อมูล และงานวิจัยที่เกี่ยวข้องเกี่ยวกับการลดอุณหภูมิหอทำความเย็นและการหาจุดคุ้มทุนของโครงการ

3.1.2 ตรวจวัดอัตราการไหล อุณหภูมิของน้ำที่เข้า-ออกของของหอทำความเย็นเพื่อหาปริมาณการถ่ายเทความร้อนของระบบ

3.1.3 วิเคราะห์ค่าตัวแปร เพื่อเลือกวิธีการลดอุณหภูมิและจัดหาอุปกรณ์ที่เหมาะสมนำมาติดตั้งเพื่อแก้ไขปัญหาการถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็น

3.1.4 ติดตั้งชุดพ่นละอองน้ำที่ตำแหน่งชุดหอทำความเย็น

3.1.5 ตรวจวัดค่าตัวแปร เพื่อหาประสิทธิภาพของหอทำความเย็นหลังการติดตั้งชุดระบบพ่นละอองน้ำ

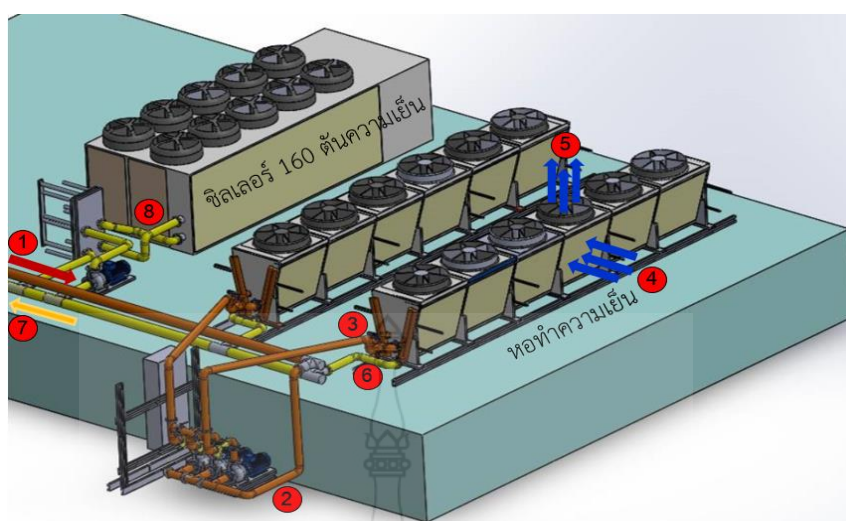
3.1.6 วิเคราะห์ค่าตัวแปรของการลดอุณหภูมิที่หอทำความเย็นหลังการติดตั้งระบบชุดพ่นละอองน้ำ

3.1.7 สรุปผลการดำเนินงานวิจัย

3.2 การศึกษาการลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นของหอทำความเย็น

3.2.1 ความเป็นมาและลักษณะการใช้งาน

บริษัทพีเอ็มเอลูบริแคันท์ จำกัด เป็นบริษัทที่ผลิตน้ำมันหล่อลื่นและทำการบรรจุภัณฑ์ โดยมีขั้นตอนในการผลิตกลั่นน้ำมันด้วยเครื่องเป่าพลาสติกโดยที่มีการใช้งานหอทำความเย็นขนาด 200 ตันทำความเย็น เพื่อระบายความร้อนให้กับน้ำมันไฮดรอลิกส์และชิ้นส่วนของเครื่องจักรด้วยส่วนหอทำความเย็นที่ติดตั้งจะระบายความร้อนให้กับเครื่องจักรโดยในช่วงเดือนมีนาคม-พฤษภาคม อุณหภูมิภายนอกค่อนข้างสูง ทำให้ซิลเลอร์ของระบบทำงานเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพ ดังรูปที่ 3.1



รูปที่ 3.1 หอทำความเย็นระบบปิดก่อนทำการปรับปรุง

3.2.2 ปัญหาของอุปกรณ์/ระบบก่อนปรับปรุง

ระบบทำความเย็นดังรูปที่ 3.1 เป็นระบบที่ถูกออกแบบให้เหมาะสมกับสภาวะอุณหภูมิของต่างประเทศ ดังนั้นเมื่อนำมาใช้งานในประเทศไทยปัญหาที่พบคือเมื่ออุณหภูมิภายนอกเพิ่มสูงขึ้น โดยเฉพาะในช่วงเดือนมีนาคม-พฤษภาคมอุณหภูมิเฉลี่ยสูงสุด 3 ปี ย้อนหลังประมาณ 39 °C ส่งผลให้ซิลเลอร์ในระบบหอทำความเย็นทำให้เกิดค่าใช้จ่ายทางด้านพลังงานสูงดังนั้นหากมีการหยุดเดินซิลเลอร์พบว่าหอทำความเย็นไม่สามารถถ่ายเทความร้อนได้เพียงพอ ดังนั้นจึงจำเป็นต้องลดอุณหภูมิของหอทำความเย็นด้วยวิธีอื่นเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพให้กับหอทำความเย็นแทนการหยุดซิลเลอร์ จากการศึกษาหลายๆงานวิจัยพบว่าการลดอุณหภูมิมียหลายวิธีแต่มีค่าการถ่ายเทความร้อนและต้นทุนที่ต่างกัน แต่เลือกวิธีลดอุณหภูมิได้โดยการพ่นละอองน้ำเพราะมีค่าอัตราการถ่ายความร้อนและต้นทุนที่เหมาะสมกับระบบ แต่ทั้งนี้สิ่งที่ควรศึกษาคือระยะที่เหมาะสมในการฉีดพ่นละอองน้ำและอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำพ่นละอองด้วย

3.3 คำนวณปริมาณการถ่ายเทความร้อนของระบบก่อนทำการปรับปรุง

ตรวจวัดอัตราการไหลของน้ำในระบบและอุณหภูมิของน้ำเข้า-น้ำออกหอทำความเย็นระบบปิด เพื่อคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อน โดยวัดอัตราการไหลของน้ำในระบบและอุณหภูมิ โดยวัดอัตราการไหลและอุณหภูมิในช่วงเวลา 13.00-16.00 น.ขณะทำการผลิตแกลลอนบรรจุภัณฑ์ และคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนจากสมการที่ (3.1)

$$Q = \dot{m}C_p(T_2 - T_1) \quad (3.1)$$

เมื่อ

- Q คือ ปริมาณการถ่ายเทความร้อน (kW)
 \dot{m} คือ อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ (kg/s)
 C_p คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำ (kJ/kg·K)
 T_1 คือ อุณหภูมิน้ำทางเข้าหอทำความเย็นระบบปิด (K)
 T_2 คือ อุณหภูมิน้ำทางออกหอทำความเย็นระบบปิด (K)

การคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็นก่อนปรับปรุงระบบโดยกำหนด อัตราการไหลของน้ำในระบบและอุณหภูมิน้ำเข้าออกหอทำความเย็น นำมาคำนวณจากสมการที่ (3.1)

$$\begin{aligned} \text{อัตราการไหลของน้ำในระบบ} &= 106.8 \text{ m}^3/\text{h} \\ \text{อุณหภูมิน้ำเข้า} &= 38.48 \text{ K} \\ \text{อุณหภูมิน้ำออก} &= 39.64 \text{ K} \end{aligned}$$

คำนวณหาอัตราการไหลเชิงมวล

เมื่อ

$$\dot{m} = \frac{106.8 \times 1000}{3600}$$

$$\dot{m} = 29.66 \text{ kg / s}$$

และ

$$C_p = 4.18 \text{ kJ / kg}\cdot\text{K}$$

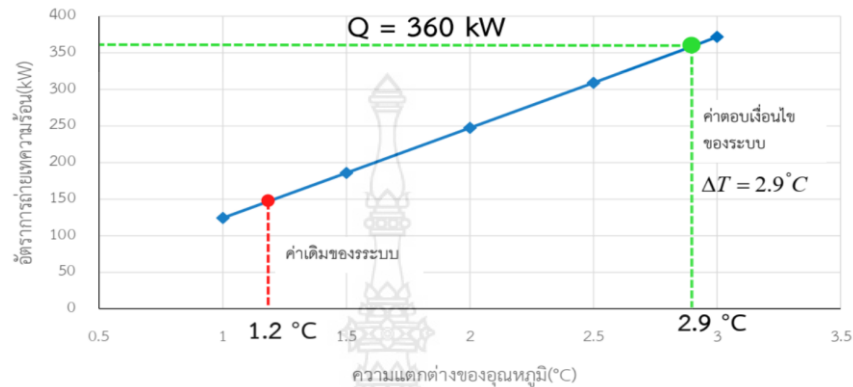
แทนค่าในสมการที่ (3.1)

$$\begin{aligned} Q &= \dot{m}C_p(T_2 - T_1) \\ &= 29.66 \times 4.18 \times (39.64 - 38.48) \\ &= 145.05 \text{ kW} \end{aligned}$$

3.4 การออกแบบการถ่ายเทความร้อนและดำเนินการติดตั้งอุปกรณ์ชุดฟั่นละอองน้ำ

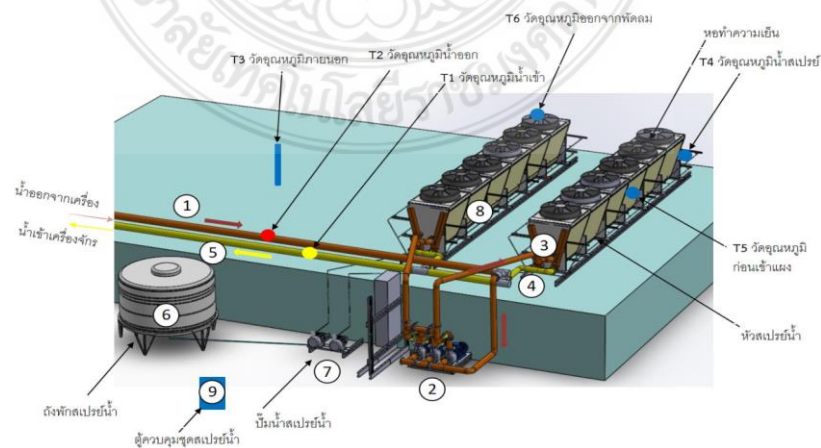
การออกแบบการถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็น ในเวลา 13.00-16.00 น. โดยไม่เดินซิลเลอร์ พบว่าการอัตราถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็นไม่เพียงพอต่อระบบ มีการออกแบบเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพหอทำความเย็นดังรูปที่ 3.2 คือมีความแตกต่างของอุณหภูมิ 2.9 °C และอัตราการถ่ายเท

ความร้อน 360 kW โดยการหาระยะห่างของหัวฉีดกับแผงคอนเดนเซอร์และอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ ฟันละอองที่มีผลต่อความแตกต่างของอุณหภูมิของน้ำเข้า-น้ำออกห่อทำความเย็นเพื่อให้ได้อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เพียงพอต่อระบบ



รูปที่ 3.2 การออกแบบการถ่ายเทความร้อนห่อทำความเย็น

ส่วนรายละเอียดการติดตั้งการต่อชุดฟันละอองน้ำในระบบของห่อทำความเย็นแบบระบบปิดแบบไหลตั้งฉาก ดังรูปที่ 3.3 เส้นทางการไหลของน้ำที่ต้องการระบายความร้อน โดยที่น้ำร้อนออกจากเครื่องจักรหมายเลข ① เข้าไปหาปั๊มน้ำห่อทำความเย็นหมายเลข ② หลังจากนั้นน้ำในระบบจะเข้าสู่ห่อทำความเย็นหมายเลข ③ หลังจากมีการแลกเปลี่ยนความร้อนแล้วน้ำจะไหลออกไปหมายเลข ④ และจะไปเข้าเครื่องหมายเลข ⑤ ในกรณีที่อุณหภูมิน้ำ T_1 สูงมากกว่า 37°C ระบบสเปรย์จะทำงานโดยชุดควบคุมที่ระบบคอนโทรลเลอร์ในการวัดค่าหมายเลข ⑥ จะสั่งให้ปั๊มน้ำฟันละอองหมายเลข ⑦ ทำงาน น้ำจะฟันละอองน้ำไปในคอนเดนเซอร์หมายเลข ⑧ ทั้ง 2 ด้าน หลังจากอุณหภูมิน้ำเข้า T_1 ในระบบต่ำกว่า 35°C ระบบชุดฟันละอองน้ำจะหยุดทำงาน



รูปที่ 3.3 แผนผังห่อทำความเย็นหลังทำการปรับปรุง

จุดที่ทำการการตรวจวัดหลังติดตั้งอุปกรณ์ชุดฟั่นละอองน้ำแฉงคอนเดนเซอร์หอทำความเย็น

จุดที่ T1 ตรวจวัดอุณหภูมิน้ำออกจากหอบะบายความเย็นระบบปิด

จุดที่ T2 ตรวจวัดอุณหภูมิน้ำเข้าจากหอบะบายความเย็นระบบปิด

จุดที่ T3 ตรวจวัดอุณหภูมิภายนอก

จุดที่ T4 ตรวจวัดอุณหภูมิน้ำทางเข้าชุดฟั่นละอองน้ำ

จุดที่ T5 ตรวจวัดอุณหภูมิอากาศเข้าหอบะบายความเย็นระบบปิด

จุดที่ T6 ตรวจวัดอุณหภูมิอากาศออกหอบะบายความเย็นระบบปิด

3.5 อุปกรณ์ที่ใช้ในการศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพของหอทำความเย็นระบบปิด

3.5.1 หอทำความเย็นระบบปิดแบบระบายความร้อนด้วยอากาศซึ่งจะทดสอบด้วยการติดตั้งชุดฟั่นละอองน้ำที่แฉงคอนเดนเซอร์ ดังแสดงในรูปที่ 3.4



รูปที่ 3.4 หอทำความเย็นระบบปิดแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ

3.5.2 คอยล์แลกเปลี่ยนความร้อนวัสดุของท่อเป็นทองแดงขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 4/8" พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมด 44.02 m² ดังแสดงในรูปที่ 3.5



รูปที่ 3.5 คอยล์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในการทดสอบ

3.5.3 มอเตอร์ขับใบพัดเป็นชนิดแบบขับตรงขนาด 5.5 HP ลักษณะของมอเตอร์ ดังแสดงในรูปที่ 3.6



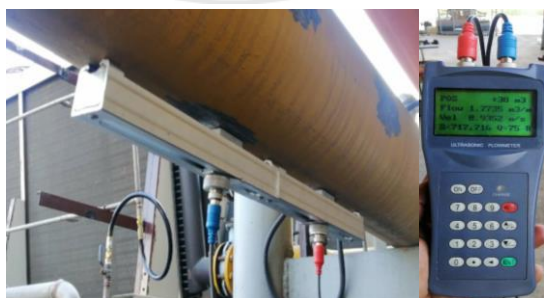
รูปที่ 3.6 มอเตอร์ในหอทำความเย็นระบบปิด

3.5.4 เครื่องสูบน้ำจะประกอบไปด้วย 3 ชุดโดยจะสลับกันเดินจะทำหน้าสูบน้ำในระบบปิด โดยอัตราการไหลของน้ำ 700-2,200 L/min ที่แรงดัน 5.1-3.0 bar ดังแสดงในรูปที่ 3.7



รูปที่ 3.7 เครื่องสูบน้ำ

3.5.5 เครื่องวัดอัตราการไหล ใช้เครื่องวัดอัตราการไหลของน้ำ Ultrasonic flow meter ยี่ห้อ ACCUSONIC 500 SERIES ดังแสดงในรูปที่ 3.8



รูปที่ 3.8 เครื่องวัดอัตราการไหลของน้ำ

3.5.6 Data locker จุดวัดอุณหภูมิประกอบด้วยกันหลายส่วน ดังนั้น Data locker จะเป็นเครื่องมือที่ช่วยบันทึกผลในการนำผลข้อมูลไปวิเคราะห์ได้อย่างถูกต้องและแม่นยำดังแสดงในรูปที่ 3.9



รูปที่ 3.9 เครื่อง Data locker

3.5.7 เครื่องวัดความชื้นของอากาศและอุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศเพื่อวิเคราะห์เอนทัลปีของอากาศก่อนเข้าหอทำความเย็น ยี่ห้อ testo 608-H2 ดังแสดงในรูปที่ 3.10



รูปที่ 3.10 เครื่องวัดความชื้นของอากาศ

3.5.8 เครื่องวัดอุณหภูมิของน้ำชนิดสายเทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple) ชนิด Type K ช่วงการวัดอุณหภูมิจาก $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ถึง $1300\text{ }^{\circ}\text{C}$ ดังแสดงในรูปที่ 3.11



รูปที่ 3.11 เครื่องวัดอุณหภูมิของน้ำชนิดสายเทอร์โมคัปเปิล

3.5.9 เครื่องวัดอุณหภูมิของน้ำ Pt-100 DiGICON DP-77 ชนิดสายเทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple) ชนิด Type K/J/T/E/R ความแม่นยำ 0.01 °C ดังแสดงในรูปที่ 3.12



รูปที่ 3.12 เครื่องวัดอุณหภูมิของน้ำ Pt-100 DiGICON DP-77

3.5.10 เครื่องสูบลมฟั่นละอองน้ำทำหน้าที่สูบน้ำจากถังพักเพื่อฟั่นละอองน้ำเข้าแผงคอนเดนเซอร์ ปั๊มน้ำสเปรย์ยี่ห้อ Interpump W98 3 HP 2 Set ดังแสดงในรูปที่ 3.13

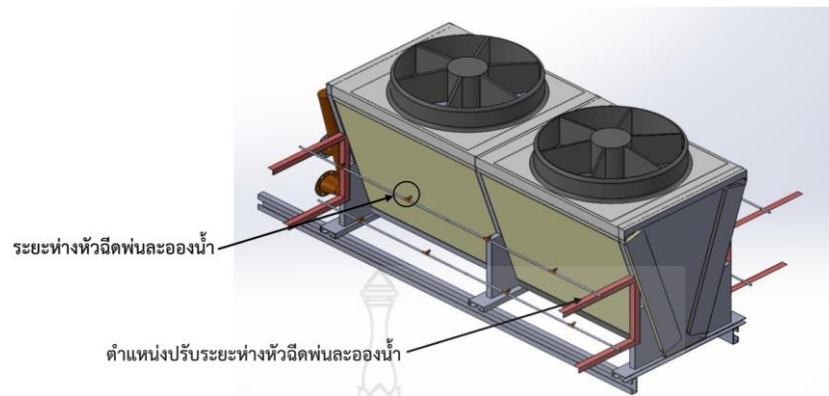


รูปที่ 3.13 เครื่องสูบน้ำฟั่นละอองน้ำ

3.5.11 หัวฉีดฟั่นละอองน้ำทำหน้าที่ ฟั่นละอองน้ำเข้าแผงคอนเดนเซอร์มีขนาด 0.5 mm ดังแสดงในรูปที่ 3.14



รูปที่ 3.14 ลักษณะของหัวฉีดฟั่นละอองน้ำ



รูปที่ 3.15 ลักษณะการติดตั้งระยห่ห้งหัวพ่นละอองน้ำกับแผงคอนเดนเซอร์หอทำความเย็น



รูปที่ 3.16 การดำเนินการติดตั้งอุปกรณ์ชุดพ่นละอองน้ำ (ภาพจริง)



รูปที่ 3.17 การทดลองชุดพ่นละอองน้ำ (ภาพจริง)

3.6 การวิเคราะห์ทางด้านการถ่ายเทความร้อน

3.6.1 การหาระยะห่างของหัวฉีดพ่นละอองน้ำ กับแผงคอนเดนเซอร์หอทำความเย็นระบบปิด หลังจากมีการติดตั้งหัวฉีดสำหรับพ่นละอองน้ำในหอทำความเย็นที่ระยะ 20, 30, 40, 50 และ 60 cm การคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนคำนวณได้จากสมการที่ (3.1)

ตารางที่ 3.1 เปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็นตามระยะห่างพ่นละอองน้ำต่างๆ

ระยะห่างพ่นละอองน้ำ	อุณหภูมิน้ำเข้าหอทำความเย็นเฉลี่ย	อุณหภูมิน้ำออกหอทำความเย็นเฉลี่ย	ความแตกต่างของอุณหภูมิ	อัตราการถ่ายเทความร้อน
หน่วย (cm)	(K)	(K)	(K)	(kW)
20	36.82	34.75	2.06	255.89
30	38.02	35.34	2.68	332.26
40	37.33	35.10	2.23	276.47
50	34.83	33.15	1.68	208.28
60	38.02	36.68	1.34	166.93

การคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็นที่พ่นละอองน้ำที่ระยะห่าง 30 cm โดยกำหนดอัตราการไหลของน้ำในระบบและอุณหภูมิน้ำเข้าออกหอทำความเย็น นำมาคำนวณจากสมการที่ (3.1)

$$\text{อัตราการไหลของน้ำในระบบ} = 106.8 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{อุณหภูมิน้ำเข้า} = 35.34 \text{ K}$$

$$\text{อุณหภูมิน้ำออก} = 38.02 \text{ K}$$

เมื่อ

$$\dot{m} = 29.66 \text{ kg / s}$$

$$C_p = 4.18 \text{ kJ / kg} \cdot \text{K}$$

แทนค่าในสมการที่ (3.1)

$$Q = \dot{m}C_p(T_2 - T_1)$$

$$= 29.66 \times 4.18 \times (38.02 - 35.34)$$

$$= 332.26 \text{ kW}$$

3.6.2 การหาอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำฟั่นละอองที่มีผลต่อความแตกต่างของอุณหภูมิแลกเปลี่ยนความร้อน ที่อัตราการไหลที่ 8, 10, 12 และ 14 L/min

การคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยที่อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำฟั่นละออง 12 L/min คำนวณได้จากสมการที่ (3.1)

$$\begin{aligned} \text{อัตราการไหลของน้ำ} &= 106.8 \text{ m}^3/\text{h} \\ \text{อุณหภูมิน้ำเข้า} &= 34.59 \text{ K} \\ \text{อุณหภูมิน้ำออก} &= 37.51 \text{ K} \end{aligned}$$

แทนค่าในสมการที่ (3.1)

$$Q = \dot{m}C_p(T_2 - T_1)$$

$$= 29.66 \times 4.18 \times (37.51 - 34.59)$$

$$= 362.02 \text{ kW}$$

3.6.3 เปรียบเทียบอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำฟั่นละอองกับอัตราการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพหอทำความเย็นที่สามารถลดอุณหภูมิของน้ำที่เข้าหอทำความเย็นจากสมการที่ (3.2)

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{actual}}}{Q_{\text{max}}} \quad (3.2)$$

เมื่อ

ε คือ ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (%)

Q_{actual} คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนที่วัดได้ (kW)

Q_{max} คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (kW)

การหาประสิทธิภาพของหอทำความเย็นโดยหาค่า จากสมการที่ (3.2)

โดยมีข้อมูลที่ใช้ในการคำนวณดังนี้ ค่าที่ได้จากการตรวจวัด

$$\text{อุณหภูมิของน้ำขาเข้า (} T_{h,in} \text{)} = 34.59 \text{ K}$$

$$\text{อุณหภูมิของน้ำออก } (T_{h,out}) = 37.51 \text{ K}$$

$$\text{อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำในระบบ } (\dot{m}_w) = 29.66 \text{ Kg/s}$$

$$\text{ค่าความร้อนจำเพาะของน้ำ } (C_{p,w}) = 4.18 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

$$\text{อุณหภูมิน้ำพ่นละอองเข้า } (T_{c,in}) = 30.10 \text{ K}$$

$$\text{อุณหภูมิน้ำพ่นละอองออก } (T_{c,out}) = 31.33 \text{ K}$$

$$\text{อัตราการไหลของอากาศ } (\dot{m}_{air}) = 60 \text{ kg/s}$$

$$\text{ความร้อนจำเพาะของอากาศ } (C_{p,air}) = 1.014 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

หาอัตราการถ่ายเทความร้อน (Q_{actual})

$$\begin{aligned} Q_{actual} &= \dot{m}C_p(T_{h,in} - T_{h,out}) \\ &= 29.66 \times 4.18 \times (37.51 - 34.59) \\ &= 362.02 \text{ kW} \end{aligned}$$

หาอัตราการถ่ายเทความร้อน (Q_{max})

$$\begin{aligned} Q_{max} &= \dot{m}C_p(T_{h,in} - T_{c,in}) \\ &= 60 \times 1.014 \times (37.25 - 30.05) \\ &= 438 \text{ kW} \end{aligned}$$

แทนค่าในสมการที่ (3.2)

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{Q_{actual}}{Q_{max}} \\ &= \frac{362.02}{454} \frac{\text{kW}}{\text{kW}} \\ &= 0.80 \end{aligned}$$

3.7 ความคุ้มค่าในการลงทุน

3.7.1 การคำนวณระยะเวลาคืนทุน โดยคิดค่าอุปกรณ์ชุดพ่นละอองน้ำ ราคา 180,000 บาท ค่าติดตั้งอุปกรณ์ 45,000 บาท ระยะเวลาผลิตวันละ 24 ชั่วโมงและทำการผลิตเดือนละ 26 วัน โดยคิดอัตราค่าไฟฟ้าจากค่าเฉลี่ยค่าไฟฟ้าของโรงงานที่ 3.7 บาทต่อหน่วย ตามสมการที่ (3.3)

$$\text{ระยะเวลาคืนทุน} = \frac{\text{เงินลงทุน (บาท)}}{\text{ผลตอบแทน (บาท/ปี)}} \quad (3.3)$$

เงินลงทุนของโครงการ

ค่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน 180,000 บาท

ค่าแรงติดตั้ง 45,000 บาท

รวม 222,500 บาท

ผลประโยชน์สุทธิเฉลี่ยต่อปี

ค่าไฟฟ้าที่สามารถประหยัดได้ = 474,930 บาท/ปี

หาระยะเวลาคืนทุน

แทนค่าในสมการที่ (3.5)

$$\begin{aligned} \text{ระยะเวลาคืนทุน} &= \frac{222,500}{474,930} \\ &= 0.47 \text{ ปี} \end{aligned}$$

3.7.2 คำนวณหามูลค่าปัจจุบันของผลประโยชน์สุทธิ ค่าอุปกรณ์ชุดพ่นละอองน้ำ ราคา 180,000 บาท ค่าติดตั้งอุปกรณ์ 45,000 บาท และระยะเวลาผลิตวันละ 24 ชั่วโมง และทำการผลิตเดือนละ 26 วัน คำนวณอายุของโครงการ 5 ปี โดยในปีที่ 2, 4 มีค่าเปลี่ยนหัวฉีดพ่นละอองน้ำปีละ 25,000 บาท ค่าไฟฟ้าชุดพ่นละอองน้ำ 2,154 บาท ค่าน้ำ 3,594 บาท โดยคิดอัตราดอกเบี้ย MRR (Minimum Retail Rate) เท่ากับ 6.345% ต่อปี [14] คำนวณจากสมการที่ (3.4)

$$NPV = -C_0 + \sum_{t=1}^n \frac{B_t - C_t}{(1+r)^t} \quad (3.4)$$

C_0 = 222,500 บาท

C_t = 30,748 บาท

B_t = 474,930 บาท

$$i = 6.345 \%$$

$$n = 5$$

แทนค่าในสมการที่ (3.4)

$$NPV = -222,500 + \frac{474,930 - 5,748}{(1+0.06345)^1} + \frac{474,930 - 30,748}{(1+0.06345)^2} + \frac{474,930 - 5,748}{(1+0.06345)^3} + \frac{474,930 - 30,748}{(1+0.06345)^4} + \frac{474,930 - 5,748}{(1+0.06345)^5}$$

$$NPV = 1,693,801 \text{ บาท}$$

3.7.3 คำนวณหา IRR อัตราผลตอบแทนที่จะได้รับ โดยคิดค่าอุปกรณ์ชุดพ่นละอองน้ำ ราคา 180,000 บาท ค่าติดตั้งอุปกรณ์ 45,000 บาท และระยะเวลาผลิตวันละ 24 ชั่วโมง และทำการผลิตเดือนละ 26 วัน จำนวนอายุของโครงการ 5 ปี โดยในปีที่ 2, 4 มีค่าเปลี่ยนหัวฉีดพ่นละอองน้ำปีละ 25,000 บาท ค่าไฟฟ้าชุดสเปรย์น้ำ 2,154 บาท ค่าน้ำ 3,594 บาท โดยคิดอัตราดอกเบี้ย MRR (Minimum Retail Rate) เท่ากับ 6.345% ต่อปี คำนวณจากสมการที่ (3.5)

$$I - \sum_{t=1}^n \frac{B_t - C_t}{(1+IRR)^t} = 0 \quad (3.5)$$

$$I = 222,516 \text{ บาท}$$

$$C_t = 30,748 \text{ บาท}$$

$$B_t = 474,930 \text{ บาท}$$

$$i = 6.345 \%$$

$$n = 5$$

แทนค่าในสมการที่ (3.5)

$$222,500 = \frac{474,930 - 5,748}{(1+IRR)^1} + \frac{474,930 - 30,748}{(1+IRR)^2} + \frac{474,930 - 5,748}{(1+IRR)^3} + \frac{474,930 - 30,748}{(1+IRR)^4} + \frac{474,930 - 5,748}{(1+IRR)^5}$$

$$IRR = 207\%$$

3.7.4 คำนวณหา MIRR ผลตอบแทนที่ได้รับจากโครงการปรับอัตราคิดลด โดยคิดค่าอุปกรณ์ชุดพ่นละอองน้ำ ราคา 180,000 บาท ค่าติดตั้งอุปกรณ์ 45,000 บาท และระยะเวลาผลิตวันละ 24 ชั่วโมง และทำการผลิตเดือนละ 26 วัน คำนวณอายุของโครงการ 5 ปี โดยในปีที่ 2, 4 มีค่าเปลี่ยนหัวฉีดพ่นละอองน้ำปีละ 25,000 บาท ค่าไฟฟ้าชุดพ่นละอองน้ำ 2,154 บาท ค่าน้ำ 3,594 บาท โดยคิดอัตราดอกเบี้ย MRR (Minimum Retail Rate) เท่ากับ 6.345% ต่อปี คำนวณจากสมการที่ (3.6)

$$\sum_{t=0}^n \frac{COF_t}{(1+i)^t} = \frac{\sum_{t=0}^n CIF_t (1+i)^{n-t}}{(1+MIRR)^n} \quad (3.6)$$

$$COF = 30,748 \quad \text{บาท}$$

$$CIF = 474,930 \quad \text{บาท}$$

$$i = 6.345 \quad \%$$

$$n = 5$$

แทนค่าในสมการที่ (3.6)

$$222,500 = \frac{474,930}{(1+0.06345)^1} + \frac{474,930 - 30,748}{(1+0.06345)^2} + \frac{474,930}{(1+0.06345)^3} + \frac{474,930 - 30,748}{(1+0.06345)^4} + \frac{474,930}{(1+0.06345)^5}$$

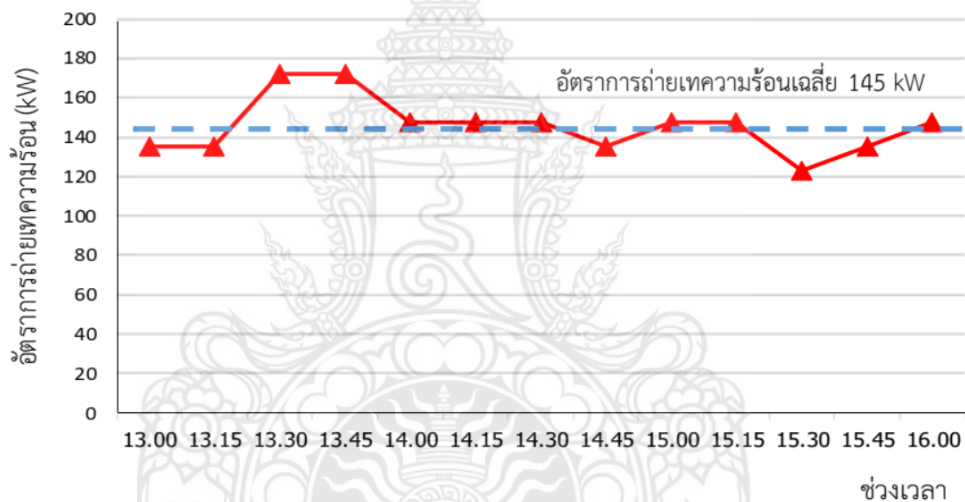
$$MIRR = 17\%$$

บทที่ 4

ผลการดำเนินงานและวิเคราะห์

4.1 จำนวนหาปริมาณการถ่ายเทความร้อนของระบบก่อนปรับปรุง

ตรวจวัดอัตราการไหลและอุณหภูมิของน้ำเข้า-ออกของหอทำความเย็นเพื่อคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อน โดยวัดอัตราการไหลและอุณหภูมิของน้ำ 13.00-16.00น. ขณะทำการผลิตเกลลอนบรรจุภัณฑ์ และคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนจากสมการที่ (3.1)



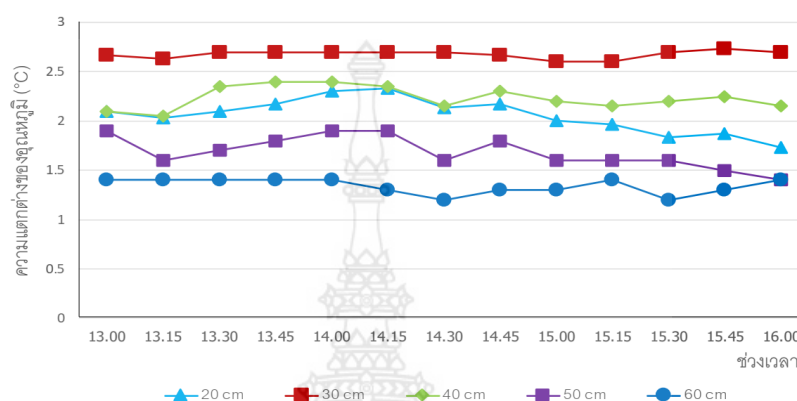
รูปที่ 4.1 อัตราการถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็นก่อนปรับปรุง

จากรูปที่ 4.1 แสดงผลอัตราการถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็นอุณหภูมิในช่วงเวลา 13.00-16.00 น. ขณะทำการผลิตเกลลอนบรรจุภัณฑ์ มีค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุด 173.57 kW ต่ำสุด 123.98 kW และคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย 145.05 kW คำนวณจากอัตราการไหลและอุณหภูมิเข้าออกของหอทำความเย็นก่อนทำการปรับปรุง

4.2 เปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนระยะห่างของหัวพ่นละอองกับแผงคอนเดนเซอร์หอทำความเย็น

4.2.1 ค่าความสัมพันธ์ของระยะห่างพ่นละอองน้ำกับความแตกต่างของอุณหภูมิและอัตราการ

ถ่ายเทความร้อน โดยกำหนดอัตราการไหลเชิงมวลน้ำในระบบ 29.66 kg/s ระยะห่างการพ่นละอองน้ำ 20, 30, 40, 50 และ 60 cm ตามลำดับ ตรวจสอบอัตราการไหลและอุณหภูมิของน้ำเข้าออกของหอทำความเย็นเพื่อคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อน โดยวัดอัตราการไหลและอุณหภูมิในช่วงเวลา 13.00-16.00 น. ขณะทำการผลิตแกลลอน และคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนจากสมการที่ (3.1)



รูปที่ 4.2 ความสัมพันธ์ของระยะห่างพ่นละอองน้ำกับความแตกต่างของอุณหภูมิและอัตราการถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็น

จากรูปที่ 4.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความแตกต่างอุณหภูมิ (T_2-T_1 : ΔT) กับระยะที่พ่นละอองน้ำและอัตราการถ่ายเทความร้อนในช่วงเวลา 13.00-16.00น. หากมีการพ่นละอองน้ำที่อัตราการไหลเริ่มต้นที่ 10 L/min พบว่าที่ระยะ 60 cm สามารถลดอุณหภูมิได้ ประมาณ 1.34 °C เท่ากับ 166.93 kW เนื่องจากน้ำที่พ่นละอองเข้าไปไม่ถึงแผงคอนเดนเซอร์ และที่ระยะ 20 และ 40 cm สามารถลดอุณหภูมิได้ไม่แตกต่างกัน ประมาณ 2.06 °C และ 2.23 °C หรือเท่ากับ 255.89 kW และ 276.47 kW ตามลำดับ ที่ระยะ 50 cm เซนติเมตร ยังสามารถลดได้แต่ไม่มากพอประมาณ 1.68 เท่ากับ 208.28 kW ส่วนระยะ ที่ 30 cm เป็นระยะที่สามารถลดอุณหภูมิได้ดีที่สุดคือประมาณ 2.68 °C เท่ากับ 332.26 kW เนื่องจากสามารถฉีดละอองน้ำได้เต็มหน้าสัมผัสของแผงคอนเดนเซอร์มากกว่าทุกระยะที่ทำการทดลอง

4.3 เปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนกับอัตราการไหลเชิงมวลพ่นละอองน้ำ

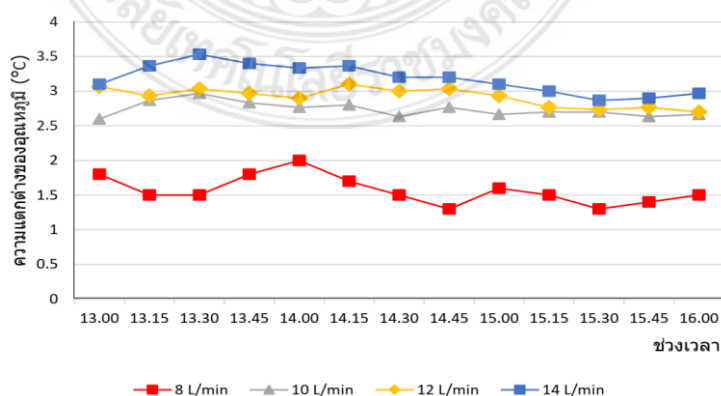
โดยกำหนดระยะห่างพ่นละอองน้ำ 30 cm อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำสเปรย์ที่ 8, 10, 12, และ 14 L/min เปรียบเทียบอัตราการไหลของน้ำพ่นละอองที่มีผลต่อค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็น โดยวัดอัตราการไหลและอุณหภูมิในช่วงเวลา 13.00-16.00 น. ขณะทำการผลิตแกลลอน บรรจุภัณฑ์ โดยวัดอุณหภูมิเข้าออกและอัตราการไหลของน้ำเข้าออกของหอทำความเย็น เพื่อคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนจากสมการที่ (3.1)

ตารางที่ 4.1 เปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็นที่อัตราการไหลเชิงมวลต่าง ๆ

ระยะห่าง พ่น ละอองน้ำ	อัตราการ ไหล น้ำพ่นละออง	อุณหภูมิน้ำ เข้าหอทำ ความเย็น เฉลี่ย	อุณหภูมิน้ำ ออกหอทำ ความเย็น เฉลี่ย	ความ แตกต่าง ของ อุณหภูมิ	อัตราการ ถ่ายเทความร้อน
หน่วย (cm)	(L/min)	(°C)	(°C)	(°C)	(kW)
30	8	36.22	34.65	1.66	205.80
30	10	37.25	34.52	2.73	338.46
30	12	37.51	34.59	2.92	362.02
30	14	38.35	35.17	3.18	394.25

จากตารางที่ 4.1 คืออัตราการถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็นที่ระยะห่าง 30 cm (เป็นค่าคงที่) อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำพ่นละอองที่ 8, 10, 12 และ 14 L/min โดยใช้ในการคำนวณความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อน จากการทดลอง พบว่าอัตราการไหลเชิงมวลที่ 8 L/min มีอัตราการถ่ายเทความร้อนน้อยที่สุด 205.80 kW และอัตราการไหลเชิงมวลที่ 14 L/min อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด 394.25 kW ส่วนอัตราการไหลเชิงมวลที่ 10 L/min และ 12 L/min มีอัตราการถ่ายเทความร้อน 338.46 kW และ 362.02 kW ตามลำดับ

4.3.1 ค่าความสัมพันธ์ความแตกต่างของอุณหภูมิน้ำเข้าออกและอัตราการถ่ายเทความร้อนหอทำความเย็น โดยจากการวัดความแตกต่างของอุณหภูมิน้ำที่อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำพ่นละอองที่ 8, 10, 12 และ 14 L/min ตามลำดับ ตรวจสอบอัตราการไหลและอุณหภูมิของน้ำเข้าออกของหอทำความเย็นเพื่อคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อน และคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนจากสมการที่ (3.1)

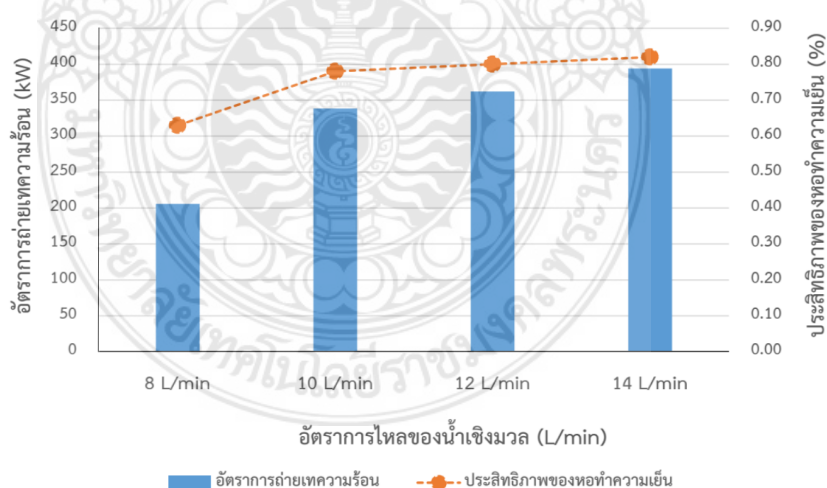


รูปที่ 4.3 ความสัมพันธ์ของอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำพ่นละอองกับความแตกต่างของอุณหภูมิ

จากรูปที่ 4.3 ความสัมพันธ์ความแตกต่างของอุณหภูมิน้ำเข้า-ออกและอัตราการถ่ายเทความร้อนห่อทำความเย็น โดยจากการวัดความแตกต่างของอุณหภูมิที่อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำฟั่นละอองน้ำที่ 8, 10, 12 และ 14 L/min พบว่ามีค่าความแตกต่างอุณหภูมิน้ำเข้า - ออกเฉลี่ย 1.66, 2.73, 2.92 และ 3.18 °C ตามลำดับ และอัตราการถ่ายเทความร้อน 205.80, 338.46, 362.02 และ 394.25 kW ตามลำดับ ซึ่งสอดคล้องกับงานวิจัยของดวงฤดี [3] ผลการทดสอบอัตราการถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วของอากาศเพิ่มขึ้นและการถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราการไหลของน้ำสเปรย์เพิ่มขึ้นด้วย โดยอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำสเปรย์ฟั่นละอองน้ำ 8 L/min และ 10 L/min ระบบจะไม่สามารถทำงานได้เนื่องจากการฉีดฟั่นละอองน้ำไม่สามารถสร้างความแตกต่างของอุณหภูมิตามเงื่อนไขคือในการออกแบบต้องมีค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน 360 kW ส่วนกรณีของอัตราการไหลที่ 12 และ 14 L/min เป็นไปตามเงื่อนไข อย่างไรก็ตามอัตราการไหลที่ 14 L/min เป็นค่าที่เกินความจำเป็นต่อการใช้งานประกอบกับส่งผลต่ออัตราการสิ้นเปลืองพลังงานอีกด้วย ดังนั้นอัตราการไหลที่ 12 L/min มีค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน 362.02 kW ถือเป็นค่าที่มีความเหมาะสมมากที่สุดตามลำดับ (ตัวอย่างการคำนวณภาคผนวก ข หน้า 72)

4.4 เปรียบเทียบอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำฟั่นละอองกับอัตราการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพของห่อทำความเย็น

เพื่อคำนวณหาประสิทธิภาพของห่อทำความเย็นจากสมการที่ (3.2)



รูปที่ 4.4 อัตราการไหลของน้ำเชิงมวลกับอัตราการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพของห่อทำความเย็น

จากรูปที่ 4.4 อัตราถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพของห่อทำความเย็น โดยเงื่อนไขอัตราการถ่ายเทความร้อน 360 kW พบว่าในการฉีดฟั่นน้ำละอองน้ำเพื่อลดอุณหภูมิบรรยากาศ และอุณหภูมิของน้ำ แสดงให้เห็นว่าค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพของห่อทำความเย็นที่ 12 L/min อัตราการ

ถ่ายเทความร้อน ได้เท่ากับ 362.02 kW ประสิทธิภาพการทำความร้อน 0.80 และที่ 14 L/min สามารถลดภาระการทำความร้อนเท่ากับ 394.25 kW ประสิทธิภาพ 0.82 ซึ่งมีความสอดคล้องกับเกณฑ์ปริมาณการถ่ายเทความร้อนที่ไม่ต่ำกว่า 360 kW ในขณะที่อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำฝนละอองที่อื่น ๆ มีปริมาณการถ่ายเทความร้อนต่ำกว่าเกณฑ์ที่กำหนด (ตัวอย่างการคำนวณ ภาคผนวก ข หน้า 73)

4.5 เปรียบเทียบผลการลงทุนระหว่างการออกแบบกับผลที่สามารถประหยัดได้จริง

ตารางที่ 4.2 ผลเปรียบเทียบความคุ้มค่าในการลงทุน

	หน่วย	การออกแบบ	ผลข้อมูลจริง	งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง
PB	เดือน	5.40	5.64	[19]
NPV	บาท	1,807,414	1,693,801	[15]
IRR	%	218	207	[15]

โดยคิดค่าอุปกรณ์ชุดพ่นละอองน้ำ ราคา 180,000 บาท ค่าติดตั้งอุปกรณ์ 45,000 บาท ระยะเวลาผลิตวันละ 24 ชั่วโมงและทำการผลิตเดือนละ 26 วัน โดยคิดอัตราค่าไฟฟ้าจากค่าเฉลี่ยค่าไฟฟ้าของโรงงานที่ 3.7 บาทต่อหน่วย จากตารางที่ 4.2 แสดงถึงผลเปรียบเทียบความคุ้มค่าในการลงทุนระหว่างการคำนวณและผลเฉลี่ยที่ได้จากการวัด จะเห็นว่าระยะเวลาการคืนทุนจากการคำนวณคือ 5.40 เดือน แต่ผลที่ได้จากการวัดเท่ากับ 5.64 เดือน และมูลค่าปัจจุบันจากการคำนวณคือ 1,807,414 บาท แต่ผลที่ได้จากการวัดเท่ากับ 1,693,801 บาท และอัตราผลตอบแทนที่จะได้รับจากการคำนวณเท่ากับ 218% แต่ผลที่ได้จากการวัดเท่ากับ 207% ผลมีความแตกต่างกันเนื่องจากการเปลี่ยนอุปกรณ์หัวฉีดพ่นละอองน้ำทำให้เกิดผลความแตกต่างจากผลที่คำนวณได้ (ตัวอย่างการคำนวณ ภาคผนวก ข หน้า 74)

บทที่ 5

อภิปรายผลและข้อเสนอแนะ

5.1 การอภิปรายผล

งานวิจัยกรณีศึกษานี้เป็นการศึกษาแนวทางการลดอุณหภูมิน้ำของหอทำความเย็นเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพและความคุ้มค่าทางด้านเศรษฐศาสตร์

ผลเปรียบเทียบการระเหยห่างพ่นละอองน้ำที่ 30 cm และอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำพ่นละออง 12 L/min สามารถสร้างความแตกต่างของอุณหภูมิและอัตราการถ่ายเทความร้อนเพียงพอเหมาะสมต่อการใช้งานจริงในระบบได้

ผลการเปรียบเทียบประสิทธิภาพของหอทำความเย็นของอัตราการไหลของน้ำสเปรย์ที่สามารถลดอุณหภูมิของน้ำที่เข้าหอทำความเย็น เมื่อพิจารณาด้านประสิทธิภาพพบว่าที่การพ่นละอองน้ำที่ 8, 10, 12 และ 14 L/min เท่ากับ 0.63, 0.78, 0.80 และ 0.82 ตามลำดับ

ผลการเปรียบเทียบการคำนวณกับผลการติดตั้งชุดพ่นละอองน้ำ ระยะเวลาคืนทุนเท่ากับ 0.47 ปี และมีมูลค่าปัจจุบันของผลประโยชน์สุทธิ 1,693,801 บาท ซึ่งสอดคล้องงานวิจัย เชาวสิทธิ์ [19] โดยวิธีการพ่นละอองน้ำไปยังคอนเดนเซอร์ด้วยหัวฉีดสามารถลดพลังงานของเครื่องปรับอากาศขนาด 36,000 Btu/h ได้ประมาณ 15% โดยคิดเป็นเวลาจุดคุ้มทุนอยู่ที่ 7 เดือน และคิดเป็นค่าไฟฟ้าที่ประหยัดได้ประมาณ 540 ต่อเดือน

ผลงานวิจัยกรณีศึกษานี้เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็นระบบปิดทางบริษัทพีเอ็มแอลบีแอนด์ จำกัด สามารถประหยัดค่าไฟฟ้าได้ 474,930 ต่อปี และมีอัตราการถ่ายเทความร้อน 362 kW ซึ่งเพียงพอต่อระบบที่เครื่องจักรสามารถทำงานได้

5.2 ข้อเสนอแนะ

ในกระบวนการวิจัยศึกษาการออกแบบอุปกรณ์ชุดพ่นละอองน้ำเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของหอทำความเย็นเพื่อช่วยระบบในการทำงานในกระบวนการผลิต ได้มีการศึกษาค่าตัวแปรเป็นบางส่วนและบางช่วงเวลาเท่านั้น ในอนาคตควรมีการศึกษาเพิ่มเติม

5.2.1 ควรศึกษาผลกระทบจากปัจจัยอื่น ๆ ที่มีผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน เช่น ขนาดของหัวพ่นละอองน้ำ พื้นที่การถ่ายเทความร้อนและประเภทของวัสดุ

5.2.2 ควรศึกษาผลกระทบจากการพ่นละอองน้ำที่ไปกระทำต่อวัสดุโครงสร้างและชิ้นส่วนหอทำความเย็นซึ่งทำให้เกิดการเป็นสนิมและผุกร่อนได้

บรรณานุกรม

- [1] ปิยดน้อย ภาชนะพรรณ, “การลดค่าไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศแบบซิลเลอร์: กรณีศึกษากระบวนการลดอุณหภูมิคอนเดนเซอร์,” *วารสารวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์*, หน้า 152 – 154, 2559.
- [2] กรมอุตุนิยมวิทยา. (2020, Jan 10). สถิติอุณหภูมิสูงที่สุดในช่วงฤดูร้อนของประเทศไทย. ระหว่าง พ.ศ.2560 – 2562. [Online]. Available: https://www.tmd.go.th/programs/uploads/tempstat_max_stat_latest.pdf
- [3] ดวงฤดี ชูตระกูล, พิชัย อัมภมมงคล และ โอนทัย สุขแสงพนม, “การศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของหอทำน้ำเย็นระบบปิดแบบไหลขวางกัน,” *วารสารมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒครีโนครีโนทรวิโรฒ (สาขาวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี)*, ปีที่ 2, ฉบับพิเศษที่ 1, หน้า 47-58, 2553.
- [4] สิทธิชัย วงศ์ชนสุภรณ์. (2020, Sep 16). หอทำน้ำเย็น. จากสมาคมเครื่องทำความเย็น. [Online]. Available: https://www.thairefrig.or.th/download/thairefrig_or/cooling%20tower.pdf
- [5] ทฤษฎีและหลักการหอทำความเย็น. (2020, Apr 3). [Online]. Available: <https://www.riverglennapts.com/th.draught-and-chimney/314-types-and-working-of-cooling-tower.html>
- [6] อนันต์ ฟองลมุล, “การออกแบบหอทำความเย็นชนิดลมดูดแบบไหลสวนทางสำหรับอุตสาหกรรม,” *วิทยานิพนธ์ วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต, วิศวกรรมเครื่องกล., มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์., กรุงเทพมหานคร, 2549.*
- [7] นักสิทธิ์ คุ้มณาชัย, *การถ่ายเทความร้อน (Heat Transfer)*, พิมพ์ครั้งที่ 3. กรุงเทพมหานคร: สำนักพิมพ์ฟิสิกส์เซ็นเตอร์, 2533.
- [8] สุนันท์ ศรีณนิตย์, *การถ่ายเทความร้อน (Heat Transfer)*, พิมพ์ครั้งที่ 4. กรุงเทพมหานคร: สำนักพิมพ์ ส.ส.ท, 2545.
- [9] Y. A. Cengel, *Heat transfer: a practical approach*, 2nd ed. New York: McGraw-Hill, 2003.
- [10] เฉลิมพร จินดาเพ็ง, “การวิเคราะห์ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนและความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของระบบผลิตน้ำร้อนร่วมกับระบบปรับอากาศแบบรวม,” *วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต, สาขาเทคโนโลยีการจัดการพลังงานและสิ่งแวดล้อม, คณะวิศวกรรมศาสตร์., มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์., กรุงเทพมหานคร, 2559.*

- [11] Alfa Laval. (2020, Jun 10). Types of gasketed plate heat exchangers. [Online]. Available: <https://www.alfalaval.com/microsites/gphe/types/>
- [12] สมชาย วงศ์วิเศษ, *การออกแบบและการหาสภาพที่เหมาะสมที่สุดทางความร้อน*, พิมพ์ครั้งที่ 2. กรุงเทพมหานคร: มหาวิทยาลัยพระจอมเกล้าธนบุรี, 2541.
- [13] ไพบูลย์ แยมเพื่อน, *เศรษฐศาสตร์วิศวกรรม Engineering Economy*, กรุงเทพมหานคร: บริษัท ซีเอ็ดดูเคชั่น จำกัด (มหาชน), 2556.
- [14] ธนาคารกรุงไทย. อัตราดอกเบี้ยเงินกู้. (2020, Apr 6). [Online]. Available: <https://krungthai.com/th/rates>
- [15] ธนวรา ทองลั่น, “การศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพในระบบปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศโดยการพ่นน้ำ,” วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต, สาขาวิศวกรรมเครื่องกล., มหาวิทยาลัยจุฬาลงกรณ์., กรุงเทพมหานคร, 2547.
- [16] เกรียงไกร อัครมาศบันลือ, นิติรัฐ สีลอ, ปิยะชัย มั่งคั่ง และ พีรदनย์ ชูช่วยสุวรรณ, “การประยุกต์ใช้ท่อทำความเย็นในเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนเพื่อลดปริมาณการใช้พลังงาน,” *การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย*, ชลบุรี, 2561.
- [17] เจษฎา วิเศษมณี, “รูปแบบการระบายความร้อนด้วยน้ำที่ส่งผลต่อสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน,” *วารสารวิชาการและวิจัย มทร.พระนคร*, ปีที่ 10, ฉบับที่ 2, 2559.
- [18] ชูชาติ ฝาระนัด, “การประหยัดพลังงานโดยใช้การทำความเย็นแบบระเหยที่คอนเดนเซอร์,” *วารสารเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยอุบลราชธานี*, ปีที่ 8, ฉบับที่ 2, กรกฎาคม-ธันวาคม. 2561.
- [19] เขวลลิตร ดีน้ำ และ กิติพงษ์ เจาจารีก, “การเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ,” *การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 28* ขอนแก่น, 2557, หน้า 1278-1285.
- [20] ดวงฤดี ชูตระกูล, ปวีณ สุขบันเทิง, ขวัญชัย หนาแน่น และ อุทัย ผ่องรัศมี, “การศึกษาอิทธิพลค่าการนำความร้อนของวัสดุต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนในหอทำความเย็นระบบปิด,” *การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 33*, อุตรธานี, 2562, 2-5 กรกฎาคม.
- [21] อีรพงศ์ บริรักษ์ และ พงษ์สวัสดิ์ คชภูมิ, “การลดอุณหภูมิก่อนเข้าคอนเดนเซอร์เพื่อเพิ่มสมรรถนะระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนด้วยการใช้ PVC Filling,” *วารสารวิชาการมหาวิทยาลัยอีสเทิร์นเอเซีย*, คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยอีสเทิร์นเอเซีย, ปีที่ 6, ฉบับที่ 2, หน้า 147 – 155, กรกฎาคม – ธันวาคม. 2555.

- [22] อีรพงศ์ บริรักษ์ และ พงษ์สวัสดิ์ คชภูมิ, “การเพิ่มสมรรถนะเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน โดยการลดอุณหภูมิคอนเดนเซอร์,” *วารสารวิชาการมหาวิทยาลัยอีสเทิร์นเอเชีย*, ปีที่ 7, ฉบับที่ 2, กรกฎาคม – ธันวาคม. 2556.
- [23] นพรัตน์ อมัตริรัตน์ และ สาธิต ทูลไธสง, “ศึกษาการลดอุณหภูมิอากาศก่อนเข้าเครื่องควบแน่นของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนชนิดระบายความร้อนด้วยแผ่นระเหย,” *การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 33*, อุตรดิตถ์, 2562, 2-5 กรกฎาคม.
- [24] พิพัฒน์ กัลยารัตน์, จุฬารัตน์ เบญจปิยะพร, ฉัตรชัย เบญจปิยะพร และ เด่นพงษ์ สุดภักดี, “การศึกษาพฤติกรรมการควบแน่นและการแลกเปลี่ยนความร้อนของหัวฉีดสเปรย์น้ำแบบกรวยกลม,” *การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 19*, สงขลา, 2548, 19-21 ตุลาคม.
- [25] มนตรี พิรุณเกษตร, “การทำนายอุณหภูมิน้ำเย็นที่ทำได้ของคูลลิ่งทาวเวอร์แบบไหลสวนทางมาตรฐาน,” *วารสารวิศวกรรมศาสตร์และเทคโนโลยี*, คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์, ปีที่ 29, ฉบับที่ 96, หน้า 13-22, เมษายน – มิถุนายน. 2559.
- [26] ยงยุทธ เครือวงษา, “การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดเพื่อนำความร้อนที่กลับมาใช้ใหม่ในระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบอ็อกไซด์ของแข็ง,” *วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต*, สาขาวิศวกรรมเครื่องกล., มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ., กรุงเทพมหานคร, 2551.
- [27] สิทธิพัฒน์ ภูทอง, วิชาญ วิมานจันทร์ และ ปรีดา จันทรวงษ์, “การเพิ่มประสิทธิภาพเซลล์แสงอาทิตย์โดยใช้ละอองน้ำลดอุณหภูมิเซลล์แสงอาทิตย์,” *การประชุมวิชาการและนำเสนอผลงานวิจัยระดับชาติ ครั้งที่ 2*, 2560 หน้า 867-875.
- [28] A. Eidan, J. Alwan, A. Alsahlani and M. Alfahham, “Enhancement of the performance characteristics for air-conditioning system by using direct evaporative cooling in hot climates,” in *Proceeding of the 9th International Conference Applied Energy*, Cardiff, UK, 2017, pp. 3938 – 4003.
- [29] A. Oliverira and J. Facao, “Heat and mass transfer correlation for the design of small indirect contact cooling towers,” in *Applied thermal engineering*, vol. 24, pp. 1969-1978, Oct. 2004.

ภาคผนวก



ภาคผนวก ก
ตารางแสดงข้อมูลการบันทึกการตรวจวัด



ตารางผลการตรวจวัดอุณหภูมิน้ำเข้า-ออกหอทำความเย็นในแต่ละระยะห่างฟนละองต่าง ๆ (หน่วย: °C)

เวลา	0 cm		20 cm		30 cm		40 cm		50 cm		60 cm	
	น้ำเข้า	น้ำออก	น้ำเข้า	น้ำออก	น้ำเข้า	น้ำออก	น้ำเข้า	น้ำออก	น้ำเข้า	น้ำออก	น้ำเข้า	น้ำออก
13.00	39.6	38.5	37.4	35.4	38.8	36.1	38	35.9	35.7	33.8	36.7	38.1
13.15	39.6	38.5	37.4	35.4	38.4	35.8	37.9	35.8	35.4	33.8	36.7	38.1
13.30	39.5	38.3	37.3	35.2	38.4	35.7	37.8	35.6	35.4	33.7	36.6	38
13.45	39.7	38.3	37.3	35.1	38.4	35.7	37.8	35.5	35.3	33.6	36.6	38
14.00	39.7	38.5	37.4	35.1	38.4	35.7	37.5	35.2	35	33.4	36.7	38.1
14.15	39.7	38.5	37.3	34.9	38.2	35.5	37.2	34.9	35	33.3	36.8	38.1
14.30	39.7	38.5	37	34.8	37.9	35.2	37.2	35	34.9	33.2	36.7	37.9
14.45	39.7	38.6	36.8	34.6	37.8	35.2	37.3	35	34.8	33.1	36.6	37.9
15.00	39.8	38.6	36.6	34.6	37.8	35.2	37.3	35	34.7	33	36.7	38
15.15	39.7	38.5	36.5	34.5	37.7	35.1	37	35.1	34.6	33	36.7	38.1
15.30	39.5	38.5	36.3	34.4	37.5	34.8	36.9	34.6	34.7	32.9	36.8	38
15.45	39.6	38.5	36.1	34.3	37.4	34.7	36.8	34.4	34.4	32.8	36.7	38
16.00	39.6	38.4	35.9	34.2	37.3	34.6	36.6	34.3	34.4	32.8	36.6	38
เฉลี่ย	39.65	38.48	36.87	34.81	38	35.33	37.33	35.1	34.95	33.26	36.7	38.1

ตารางผลเก็บข้อมูลของหอทำความเย็นระบบปิดที่อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำพ่นละออง 8 L/min

วันที่	เวลาทดลอง	ระยะห่าง	อัตราการไหล	อัตราการไหลเชิงมวล	อุณหภูมิน้ำเข้า	อุณหภูมิน้ำออก	สภาพอากาศ
		พ่นละอองน้ำ (cm)	เชิงมวลน้ำในระบบ (m ³ /h)	ของน้ำพ่นละออง (L/min)	หอทำความเย็น (°C)	หอทำความเย็น (°C)	ภายนอก (°C)
4/30/2020	13.00	30	106.8	8	36.9	35.1	38.4
4/30/2020	13.15				36.4	34.9	38.3
4/30/2020	13.30				36.1	34.6	38.1
4/30/2020	13.45				36.3	34.5	37.6
4/30/2020	14.00				36.6	34.6	37.4
4/30/2020	14.15				36.5	34.8	37.7
4/30/2020	14.30				36.2	34.7	37.7
4/30/2020	14.45				36	34.7	38.3
4/30/2020	15.00				36.2	34.6	38.5
4/30/2020	15.15				36.2	34.7	38.4
4/30/2020	15.30				35.9	34.6	38.7
4/30/2020	15.45				35.8	34.4	38.7
4/30/2020	16.00				35.8	34.3	38.6
5/5/2020	13.00				30	106.8	8
5/5/2020	13.15	38.2	36	38.1			
5/5/2020	13.30	38.4	36.2	38.4			
5/5/2020	13.45	38.4	36.2	38.2			
5/5/2020	14.00	38	36.1	38.3			
5/5/2020	14.15	37.7	35.8	38.4			
5/5/2020	14.30	37.4	35.6	38.6			
5/5/2020	14.45	37.2	35.5	38.5			
5/5/2020	15.00	37.2	35.4	38.6			
5/5/2020	15.15	37.3	35.4	38.7			
5/5/2020	15.30	37.3	35.5	38.6			
5/5/2020	15.45	37	35.5	38.6			
5/5/2020	16.00	36.8	35.3	38.6			

ตารางผลเก็บข้อมูลของหอทำความเย็นระบบปิดที่อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำพ่นละออง 8 L/min (ต่อ)

วันที่	เวลาทดลอง	ระยะห่าง	อัตราการไหล	อัตราการไหลเชิงมวล	อุณหภูมิน้ำเข้า	อุณหภูมิน้ำออก	สภาพอากาศ
		พ่นละอองน้ำ (cm)	เชิงมวลน้ำในระบบ (m ³ /h)	ของน้ำพ่นละออง (L/min)	หอทำความเย็น (°C)	หอทำความเย็น (°C)	ภายนอก (°C)
5/6/2020	13.00	30	106.8	8	37.1	35.4	38
5/6/2020	13.15				37.1	35.3	38.5
5/6/2020	13.30				37	35.4	39.1
5/6/2020	13.45				36.8	35.4	39.4
5/6/2020	14.00				36.6	35.2	39.5
5/6/2020	14.15				36.6	35	39.5
5/6/2020	14.30				36.5	35.1	39.4
5/6/2020	14.45				36.7	35.1	39.8
5/6/2020	15.00				36.8	35.1	39.9
5/6/2020	15.15				36.7	35.3	39.8
5/6/2020	15.30				36.3	35	39.1
5/6/2020	15.45				36.3	34.6	38.4
5/6/2020	16.00				36.5	35	38.9



ตารางผลเก็บข้อมูลของหอทำความเย็นระบบปิดที่อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำพ่นละออง 10 L/min

วันที่	เวลาทดลอง	ระยะห่าง	อัตราการไหล	อัตราการไหลเชิงมวล	อุณหภูมิน้ำเข้า	อุณหภูมิน้ำออก	สภาพอากาศ
		พ่นละอองน้ำ (cm)	เชิงมวลน้ำในระบบ (m ³ /h)	ของน้ำพ่นละออง (L/min)	หอทำความเย็น (°C)	หอทำความเย็น (°C)	ภายนอก (°C)
5/7/2020	13.00	30	106.8	10	38.1	35.5	38.1
5/7/2020	13.15				37.7	35	37.7
5/7/2020	13.30				37.7	34.8	37.3
5/7/2020	13.45				37.6	34.9	37.8
5/7/2020	14.00				37.5	34.7	37.9
5/7/2020	14.15				37.5	34.7	38.4
5/7/2020	14.30				37.3	34.5	38.6
5/7/2020	14.45				37.3	34.4	38.1
5/7/2020	15.00				37	34.1	38
5/7/2020	15.15				37	34.1	38.3
5/7/2020	15.30				36.8	33.9	38.4
5/7/2020	15.45				36.2	33.8	38.4
5/7/2020	16.00				36.2	33.6	37.8
5/8/2020	13.00				30	106.8	10
5/8/2020	13.15	38.2	35.2	38.8			
5/8/2020	13.30	38.3	35.2	38.9			
5/8/2020	13.45	38.3	35.2	38.8			
5/8/2020	14.00	38.1	35.3	38.4			
5/8/2020	14.15	37.7	34.9	38.6			
5/8/2020	14.30	37.4	34.9	39.1			
5/8/2020	14.45	37.4	34.9	39.4			
5/8/2020	15.00	37.2	34.9	39.6			
5/8/2020	15.15	37.3	35.4	38.7			
5/8/2020	15.30	37.3	35.5	38.6			
5/8/2020	15.45	37	35.5	38.6			
5/8/2020	16.00	36.8	35.3	38.6			

ตารางผลเก็บข้อมูลของหอทำความเย็นระบบปิดที่อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำพ่นละออง 10 L/min (ต่อ)

วันที่	เวลาทดลอง	ระยะห่าง	อัตราการไหล	อัตราการไหลเชิงมวล	อุณหภูมิน้ำเข้า	อุณหภูมิน้ำออก	สภาพอากาศ
		พ่นละอองน้ำ (cm)	เชิงมวลน้ำในระบบ (m ³ /h)	ของน้ำพ่นละออง (L/min)	หอทำความเย็น (°C)	หอทำความเย็น (°C)	ภายนอก (°C)
5/9/2020	13.00	30	106.8	10	37.8	35	38
5/9/2020	13.15				37.9	35	38.2
5/9/2020	13.30				37.8	34.9	38.4
5/9/2020	13.45				37.5	34.8	38.4
5/9/2020	14.00				37.4	34.7	38
5/9/2020	14.15				37.4	34.6	37.7
5/9/2020	14.30				37	34.4	37.5
5/9/2020	14.45				36.9	34	36.9
5/9/2020	15.00				36.6	33.8	37.4
5/9/2020	15.15				36.6	33.7	36
5/9/2020	15.30				36.4	33.4	36.6
5/9/2020	15.45				36.3	33.3	37.2
5/9/2020	16.00				36	33.2	37.6



ตารางผลเก็บข้อมูลของหอทำความเย็นระบบปิดที่อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำพ่นละออง 12 L/min

วันที่	เวลาทดลอง	ระยะห่าง	อัตราการไหล	อัตราการไหลเชิงมวล	อุณหภูมิน้ำเข้า	อุณหภูมิน้ำออก	สภาพอากาศ
		พ่นละอองน้ำ (cm)	เชิงมวลน้ำในระบบ (m ³ /h)	ของน้ำพ่นละออง (L/min)	หอทำความเย็น (°C)	หอทำความเย็น (°C)	ภายนอก (°C)
5/15/2020	13.00	30	106.8	12	39.9	36.6	38.4
5/15/2020	13.15				39.5	36.3	40.2
5/15/2020	13.30				39	35.8	40.2
5/15/2020	13.45				38.9	35.6	40
5/15/2020	14.00				39	35.8	40.3
5/15/2020	14.15				38.8	35.6	39.5
5/15/2020	14.30				38.8	35.3	38.3
5/15/2020	14.45				38	34.8	39
5/15/2020	15.00				37.6	34.7	39.1
5/15/2020	15.15				37.3	34.7	39.1
5/15/2020	15.30				37.2	34.5	38.9
5/15/2020	15.45				37	34.4	38.6
5/15/2020	16.00				37	34.4	38.5
5/16/2020	13.00				30	106.8	12
5/16/2020	13.15	38.4	35.4	38.2			
5/16/2020	13.30	38.5	35.5	38.3			
5/16/2020	13.45	37.7	35	38.4			
5/16/2020	14.00	37.4	34.9	38.6			
5/16/2020	14.15	37.2	34	38.5			
5/16/2020	14.30	37.2	34.7	38.6			
5/16/2020	14.45	37.3	34.5	38.7			
5/16/2020	15.00	37.3	34.3	38.6			
5/16/2020	15.15	37	34.1	38.6			
5/16/2020	15.30	36.8	34	38.6			
5/16/2020	15.45	36.8	33.8	38.8			
5/16/2020	16.00	36.7	33.8	38.8			

ตารางผลเก็บข้อมูลของหอทำความเย็นระบบปิดที่อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำพ่นละออง 12 L/min (ต่อ)

วันที่	เวลาทดลอง	ระยะห่าง	อัตราการไหล	อัตราการไหลเชิงมวล	อุณหภูมิน้ำเข้า	อุณหภูมิน้ำออก	สภาพอากาศ
		พ่นละอองน้ำ (cm)	เชิงมวลน้ำในระบบ (m ³ /h)	ของน้ำพ่นละออง (L/min)	หอทำความเย็น (°C)	หอทำความเย็น (°C)	ภายนอก (°C)
5/15/2020	13.00	30	106.8	12	39.9	36.6	38.4
5/15/2020	13.15				39.5	36.3	40.2
5/15/2020	13.30				39	35.8	40.2
5/15/2020	13.45				38.9	35.6	40
5/15/2020	14.00				39	35.8	40.3
5/15/2020	14.15				38.8	35.6	39.5
5/15/2020	14.30				38.8	35.3	38.3
5/15/2020	14.45				38	34.8	39
5/15/2020	15.00				37.6	34.7	39.1
5/15/2020	15.15				37.3	34.7	39.1
5/15/2020	15.30				37.2	34.5	38.9
5/15/2020	15.45				37	34.4	38.6
5/15/2020	16.00				37	34.4	38.5



ตารางผลเก็บข้อมูลของหอทำความเย็นระบบปิดที่อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำพ่นละออง 14 L/min

วันที่	เวลาทดลอง	ระยะห่าง	อัตราการไหล	อัตราการไหลเชิงมวล	อุณหภูมิน้ำเข้า	อุณหภูมิน้ำออก	สภาพอากาศ
		พ่นละอองน้ำ (cm)	เชิงมวลน้ำในระบบ (m ³ /h)	ของน้ำพ่นละออง (L/min)	หอทำความเย็น (°C)	หอทำความเย็น (°C)	ภายนอก (°C)
5/20/2020	13.00	30	106.8	14	39.9	36.6	39.9
5/20/2020	13.15				39.5	36	39.8
5/20/2020	13.30				39.4	35.8	39.6
5/20/2020	13.45				39.2	35.5	39.2
5/20/2020	14.00				38.9	35.3	39.1
5/20/2020	14.15				38.8	35.3	38.8
5/20/2020	14.30				38.4	35.1	38.4
5/20/2020	14.45				38.2	34.8	38.6
5/20/2020	15.00				38.3	34.8	38.6
5/20/2020	15.15				38	34.7	38.5
5/20/2020	15.30				37.8	34.9	38.5
5/20/2020	15.45				37.8	34.7	37.8
5/20/2020	16.00				37.6	34.4	37.6
5/21/2020	13.00				30	106.8	14
5/21/2020	13.15	39.2	35.9	38.8			
5/21/2020	13.30	39.2	35.8	39			
5/21/2020	13.45	38.9	35.9	39.4			
5/21/2020	14.00	38.4	35.4	38.8			
5/21/2020	14.15	38.2	35	38.2			
5/21/2020	14.30	38.2	35	38.1			
5/21/2020	14.45	38	35	38.4			
5/21/2020	15.00	38	35	38.7			
5/21/2020	15.15	37.8	35	38.4			
5/21/2020	15.30	37.6	34.7	38.6			
5/21/2020	15.45	37.4	34.5	38.4			
5/21/2020	16.00	37.6	34.5	38.2			

ตารางผลเก็บข้อมูลของหอทำความเย็นระบบปิดที่อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำพ่นละออง 14 LPM (ต่อ)

วันที่	เวลาทดลอง	ระยะห่าง	อัตราการไหล	อัตราการไหลเชิงมวล	อุณหภูมิน้ำเข้า	อุณหภูมิน้ำออก	สภาพอากาศ
		พ่นละอองน้ำ (cm)	เชิงมวลน้ำในระบบ (m ³ /h)	ของน้ำพ่นละออง (L/min)	หอทำความเย็น (°C)	หอทำความเย็น (°C)	ภายนอก (°C)
5/22/2020	13.00	30	106.8	14	38.8	36.1	36.3
5/22/2020	13.15				39	35.7	36.4
5/22/2020	13.30				39.1	35.5	36.4
5/22/2020	13.45				39	35.5	36.4
5/22/2020	14.00				38.7	35.3	36.4
5/22/2020	14.15				38.6	35.2	36.4
5/22/2020	14.30				38.2	35.1	36.7
5/22/2020	14.45				38.1	34.9	37
5/22/2020	15.00				37.7	34.9	36.9
5/22/2020	15.15				37.6	34.7	37
5/22/2020	15.30				37.4	34.6	37.1
5/22/2020	15.45				37.1	34.4	37
5/22/2020	16.00				37	34.4	36.9





ภาคผนวก ข

ตัวอย่างการแสดงการคำนวณต่าง ๆ

ตัวอย่างการคำนวณ

Table B.1 Thermophysical properties of pure water at atmospheric pressure

T (°C)	ρ (kg/m ³)	μ (Pa s)	C_p (J/kg K)	k (W/m K)	Pr	β (K ⁻¹)	c (m/s)	σ (N/m)
5	1000	0.001519	4200	0.5576	11.44	0.00001135	1426	0.07494
10	999.7	0.001307	4188	0.5674	9.642	0.00008743	1448	0.07422
15	999.1	0.001138	4184	0.5769	8.253	0.0001523	1467	0.07348
20	998.2	0.001002	4183	0.5861	7.152	0.000209	1483	0.07273
25	997.1	0.0008905	4183	0.5948	6.263	0.0002594	1497	0.07197
30	995.7	0.0007977	4183	0.603	5.534	0.0003051	1509	0.07119
35	994	0.0007196	4183	0.6107	4.929	0.000347	1520	0.0704
40	992.2	0.0006533	4182	0.6178	4.422	0.0003859	1528	0.06959
45	990.2	0.0005963	4182	0.6244	3.994	0.0004225	1534	0.06877
50	988	0.0005471	4181	0.6305	3.628	0.0004572	1537	0.06794
55	985.7	0.0005042	4182	0.636	3.315	0.0004903	1538	0.0671
60	983.2	0.0004666	4183	0.641	3.045	0.0005221	1537	0.06624
65	980.6	0.0004334	4184	0.6455	2.81	0.0005528	1534	0.06536
70	977.8	0.000404	4187	0.6495	2.605	0.0005827	1529	0.06448
75	974.9	0.0003779	4190	0.653	2.425	0.0006118	1523	0.06358
80	971.8	0.0003545	4194	0.6562	2.266	0.0006402	1514	0.06267
85	968.6	0.0003335	4199	0.6589	2.125	0.0006682	1504	0.06175
90	965.3	0.0003145	4204	0.6613	2	0.0006958	1491	0.06081
95	961.9	0.0002974	4210	0.6634	1.888	0.000723	1475	0.05987
100	0.5896	0.00001227	2042	0.02506	0.9996	0.002881	472.8	0.05891

การคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็น โดยตรวจวัดอัตราการไหลอุณหภูมิ
น้ำเข้า-ออกที่อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำฝนละออง 12 L/min นำมาคำนวณจากสมการที่ (3.1)

$$\text{อัตราการไหลของน้ำในระบบ} = 106.8 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{อุณหภูมิน้ำเข้า} = 37.51 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{อุณหภูมิน้ำออก} = 34.59 \text{ }^\circ\text{C}$$

คำนวณหาอัตราการไหลเชิงมวล

เมื่อ

$$\dot{m} = \frac{1.78 \times 1000}{3600}$$

$$\dot{m} = 29.66 \text{ kg / s}$$

และ

$$C_p = 4.18 \text{ kJ / kgK}$$

แทนค่าในสมการที่ (3.1)

$$\begin{aligned} Q &= \dot{m}C_p(T_2 - T_1) \\ &= 29.66 \times 4.18 \times (37.51 - 34.59) \\ &= 362.02 \text{ kW} \end{aligned}$$

การคำนวณหาประสิทธิภาพของหอทำความเย็น โดยตรวจวัดอัตราการไหลในระบบอุณหภูมิน้ำเข้า-ออกที่อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำพ่นละออง 12 L/min นำมาคำนวณจากสมการที่ (3.2)

$$\varepsilon = \frac{Q_{actual}}{Q_{max}}$$

โดยมีข้อมูลที่ใช้ในการคำนวณดังนี้ ค่าที่ได้จากการตรวจวัด

$$\text{อุณหภูมิของน้ำขาเข้า } (T_{h,in}) = 34.59 \text{ K}$$

$$\text{อุณหภูมิของน้ำออก } (T_{h,out}) = 37.51 \text{ K}$$

$$\text{อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำในระบบ } (\dot{m}_w) = 29.66 \text{ Kg/s}$$

$$\text{ค่าความร้อนจำเพาะของน้ำ } (C_{p,w}) = 4.18 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

$$\text{อุณหภูมิน้ำพ่นละอองเข้า } (T_{c,in}) = 30.10 \text{ K}$$

$$\text{อุณหภูมิน้ำพ่นละอองออก } (T_{c,out}) = 31.33 \text{ K}$$

$$\text{อัตราการไหลของอากาศ } (\dot{m}_{air}) = 60 \text{ kg/s}$$

$$\text{ความร้อนจำเพาะของอากาศ } (C_{p,air}) = 1.014 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

หาอัตราการถ่ายเทความร้อน (Q_{actual})

$$\begin{aligned} Q_{actual} &= \dot{m}C_p(T_{h,in} - T_{h,out}) \\ &= 29.66 \times 4.18 \times (37.51 - 34.59) \\ &= 362.02 \text{ kW} \end{aligned}$$

หาอัตราการถ่ายเทความร้อน (Q_{max})

$$\begin{aligned}
 Q_{\max} &= \dot{m}C_p(T_{h,in} - T_{c,in}) \\
 &= 60 \times 1.014 \times (37.25 - 30.05) \\
 &= 438 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

แทนค่าในสมการที่ (3.2)

$$\begin{aligned}
 \varepsilon &= \frac{Q_{\text{actual}}}{Q_{\max}} \\
 &= \frac{362.02 \text{ kW}}{454 \text{ kW}} \\
 &= 0.80
 \end{aligned}$$

การคำนวณระยะเวลาคืนทุน โดยคิดค่าอุปกรณ์ชุดสเปร์ยน้ำ ราคา 180,000 บาท ค่าติดตั้งอุปกรณ์ 45,000 บาท ระยะเวลาผลิตวันละ 24 ชั่วโมงและทำการผลิตเดือนละ 26 วัน โดยคิดอัตราค่าไฟฟ้าจากค่าเฉลี่ยค่าไฟฟ้าของโรงงานที่ 3.7 บาทต่อหน่วย ตามสมการที่ (3.3)

ระยะเวลาคืนทุน	=	$\frac{\text{เงินลงทุน (บาท)}}{\text{ผลตอบแทน (บาท/ปี)}}$
เงินลงทุนของโครงการ		
ค่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	180,000	บาท
ค่าแรงติดตั้ง	45,000	บาท
รวม	222,500	บาท
ผลประโยชน์สุทธิเฉลี่ยต่อปี		
ค่าไฟฟ้าที่สามารถประหยัดได้	= 474,930	บาท/ปี
หารระยะเวลาคืนทุน		
แทนค่าในสมการที่ (3.5)		
ระยะเวลาคืนทุน	=	$\frac{222,500}{474,930}$
	=	0.47 ปี

คำนวณหามูลค่าปัจจุบันของผลประโยชน์สุทธิ ค่าอุปกรณ์ชุดพ่นละอองน้ำ ราคา 180,000 บาท ค่าติดตั้งอุปกรณ์ 45,000 บาท และระยะเวลาผลิตวันละ 24 ชั่วโมง และทำการผลิตเดือนละ 26 วัน จำนวนอายุของโครงการ 5 ปี โดยในปีที่ 2, 4 มีค่าเปลี่ยนหัวฉีดพ่นละอองน้ำปีละ 25,000 บาท ค่าไฟฟ้าชุดพ่นละอองน้ำ 2,154 บาท ค่าน้ำ 3,594 บาท โดยคิดอัตราดอกเบี้ย MRR (Minimum Retail Rate) เท่ากับ 6.345% ต่อปี คำนวณจากสมการที่ (3.4)

$$NPV = -C_0 + \sum_{t=1}^n \frac{B_t - C_t}{(1+r)^t}$$

$$C_0 = 222,500 \quad \text{บาท}$$

$$C_t = 30,748 \quad \text{บาท}$$

$$B_t = 474,930 \quad \text{บาท}$$

$$i = 6.345 \quad \%$$

$$n = 5$$

แทนค่าในสมการที่ (3.4)

$$NPV = -222,500 + \frac{474,930 - 5,748}{(1+0.06345)^1} + \frac{474,930 - 30,748}{(1+0.06345)^2} + \frac{474,930 - 5,748}{(1+0.06345)^3} + \frac{474,930 - 30,748}{(1+0.06345)^4} + \frac{474,930 - 5,748}{(1+0.06345)^5}$$

$$NPV = 1,693,801 \quad \text{บาท}$$

คำนวณหา IRR อัตราผลตอบแทนที่จะได้รับ โดยคิดค่าอุปกรณ์ชุดพ่นละอองน้ำ ราคา 180,000 บาท ค่าติดตั้งอุปกรณ์ 45,000 บาท และระยะเวลาผลิตวันละ 24 ชั่วโมง และทำการผลิตเดือนละ 26 วัน จำนวนอายุของโครงการ 5 ปี โดยในปีที่ 2, 4 มีค่าเปลี่ยนหัวฉีดพ่นละอองน้ำปีละ 25,000 บาท ค่าไฟฟ้าชุดพ่นละอองน้ำ 2,154 บาท ค่าน้ำ 3,594 บาท โดยคิดอัตราดอกเบี้ย MRR (Minimum Retail Rate) เท่ากับ 6.345% ต่อปี คำนวณจากสมการที่ (3.5)

$$I - \sum_{t=1}^n \frac{B_t - C_t}{(1+IRR)^t} = 0$$

I	=	222,516	บาท
C_t	=	30,748	บาท
B_t	=	474,930	บาท
i	=	6.345	%
n	=	5	

แทนค่าในสมการที่ (3.5)

$$222,500 = \frac{474,930 - 5,748}{(1 + IRR)^1} + \frac{474,930 - 30,748}{(1 + IRR)^2} + \frac{474,930 - 5,748}{(1 + IRR)^3} + \frac{474,930 - 30,748}{(1 + IRR)^4} + \frac{474,930 - 5,748}{(1 + IRR)^5}$$

$$IRR = 207\%$$

คำนวณหา MIRR ผลตอบแทนที่ได้รับจากโครงการปรับอัตราคิดลด โดยคิดค่าอุปกรณ์ชุดสเปรย์น้ำ ราคา 180,000 บาท ค่าติดตั้งอุปกรณ์ 45,000 บาท และระยะเวลาผลิตวันละ 24 ชั่วโมง และทำการผลิตเดือนละ 26 วัน คำนวณอายุของโครงการ 5 ปี โดยในปีที่ 2, 4 มีค่าเปลี่ยนชุดสเปรย์ปีละ 25,000 บาท ค่าไฟฟ้าชุดสเปรย์น้ำ 2,154 บาท ค่าน้ำ 3,594 บาท โดยคิดอัตราดอกเบี้ย MRR (Minimum Retail Rate) เท่ากับ 6.345% ต่อปี คำนวณจากสมการที่ (3.6)

$$\sum_{t=0}^n \frac{COF_t}{(1+i)^t} = \frac{\sum_{t=0}^n CIF_t (1+i)^{n-t}}{(1+MIRR)^n}$$

COF	=	30,748	บาท
CIF	=	474,930	บาท
i	=	6.345	%
n	=	5	

แทนค่าในสมการที่ (3.6)

$$222,500 = \frac{474,930}{(1+0.06345)^1} + \frac{474,930 - 30,748}{(1+0.06345)^2} + \frac{474,930}{(1+0.06345)^3} + \frac{474,930 - 30,748}{(1+0.06345)^4} + \frac{474,930}{(1+0.06345)^5}$$

$$(1 + MIRR)^5$$

$$MIRR = 17\%$$



ภาคผนวก ค
บทความเข้าร่วมประชุมทางวิชาการ

PROCEEDINGS

การประชุมวิชาการ **10** บัณฑิตศึกษาระดับชาติ ครั้งที่

เรื่อง “การยกระดับคุณภาพการศึกษาและ
 พัฒนามนุษย์ในศตวรรษที่ 21”

25-26 มิถุนายน 2563
 บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศิลปากร



นายทวีศักดิ์ ถานะ	สมบัติการเป็นพรีไบโอติกของเพคติกโอลิโกแซคคาไรด์จากเปลือกของเสาวรสที่ได้จากกาารสกัดด้วยน้ำกึ่งวิกฤต	S237-S244
นายพรชัย เศรษฐพงษ์	การศึกษาและออกแบบการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็นแบบปิด	S245-S253
นางสาววารภรณ์ แก้วเมฆ	ผลของการฝึกพลัยโอเมตริกที่มีต่อพลังกล้ามเนื้อขาในนักกีฬามวยปล้ำของโรงเรียนกีฬาจังหวัดสุพรรณบุรี	S254-S261
นางสาวภาณุชนารถ นนท์เทศา	ฤทธิ์ต้านอนุมูลอิสระและความสามารถในการป้องกันความเสียหายของดีเอ็นเอจากส่วนสกัดย่อยเอทิลอะซิเตทของหม้อข้าวหม้อแกงลิงสายพันธุ์ลูกผสมในจังหวัดระยอง	S262-S270
นางสาวนภัสวรรณ ปัญญา	การพัฒนาวิธีแยกโปรตีนหรือเปปไทด์ขนาดเล็กจากพืชแมงกะพรุน	S271-S279
นายเทวัญ ศรีदारานนท์	การสำรวจเรื่องการใช้เทคโนโลยีกับอุตสาหกรรมก่อสร้างไทยในยุคประเทศไทย 4.0	S280-S288
นางสาวมธุลดา อยู่ไพชณา	สนามแม่เหล็กของไฟฟ้ากระแสตรงจากพื้นดินเอกพันธ์ 2 ชั้นที่มีแร่ธาตุรูปจานฝังอยู่	S289-S296
นางสาวสุธีรา ธรรมจง	การใช้วิธีATR-FTIR spectrophotometry ในการวิเคราะห์ผ้าและตัวอย่างผ้าที่ผ่านการให้ความร้อนเพื่อการตรวจพิสูจน์ทางนิติวิทยาศาสตร์	S297-S305
นางสาวกฤตยา เกตุสุวรรณ	การวิเคราะห์สเปกตรัมด้วยวิธี FTIR spectrometry และการตรวจวัดสเปกตรัมสำหรับการประยุกต์ทางนิติวิทยาศาสตร์	S306-S314
นางสาวพัชรี เกตุเฉลียว	การรับประทานอาหารของผู้ติดเชื้อเอชไอวี/เอดส์ที่มีภาวะกลุ่มอาการเมแทบอลิกที่ได้รับ	S315-S323

การศึกษาและออกแบบการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็นแบบปิด

The Study and Design of Heat Transfer Enhancement of Close Wet Cooling Tower

พรชัย เศรษฐพงษ์¹, ศิริพล ทองอ่อน² และ จันทิมา รวีฉายเงิน³
Pornchai Sathapong¹, Siripol Tongorn² and Chantima Rewlay-ngoeng³

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนในหอทำความเย็นระบบปิด (Closed Wet Cooling Tower) ขนาด 200 ตันความเย็น จากการศึกษาพบว่าหนึ่งในปัจจัยที่ส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนคืออุณหภูมิบรรยากาศ ช่วงเวลา 13.00-16.00 น. อุณหภูมิบรรยากาศของประเทศไทย โดยเฉพาะช่วงฤดูร้อนสูงกว่า 36°C ส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนประสิทธิภาพลดลง ดังนั้นจึงทำการเพิ่มประสิทธิภาพดังกล่าวโดยการลดอุณหภูมิรอบแผงทำความเย็น โดยการพ่นละอองน้ำขนาด 20-70 ไมครอน ด้วยอัตราการไหลของน้ำ 10 ลิตรต่ออนาที และเปลี่ยนระยะห่างการพ่นละอองน้ำ 20, 30, 40, 50 และ 60 เซนติเมตร ผลการศึกษาพบว่าที่ระยะห่างการพ่นละอองน้ำที่ 30 เซนติเมตร สามารถลดอุณหภูมิได้สูงสุดประมาณ 2.68°C รองลงมาคือที่ 40 เซนติเมตร สามารถลดอุณหภูมิได้ประมาณ 2.23°C และที่ระยะห่าง 20 และ 50 เซนติเมตร สามารถลดอุณหภูมิได้ประมาณ 2.06°C และ 1.68°C ตามลำดับ ขณะที่ 60 เซนติเมตร ไม่สามารถลดอุณหภูมิของการแลกเปลี่ยนความร้อนลงได้ และเมื่อทำการวิเคราะห์จุดคุ้มทุนพบว่า จะมีระยะเวลาคืนทุนประมาณ 7 เดือน ซึ่งผลการศึกษาสามารถนำไปเป็นแนวทางการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนในโรงงานอุตสาหกรรมได้ แต่ควรมีการศึกษาเพิ่มเติมเรื่องอัตราการไหลของน้ำที่ใช้ในการฉีดพ่นสเปรย์

คำสำคัญ : การระบายความร้อนด้วยน้ำ วิธีการสเปรย์น้ำ หอทำความเย็น

Abstract

The objective of this research is to increase heat transfer efficiency in a 200-ton closed wet cooling tower. According to the study, it was found that one of the factors affecting heat transfer is the atmospheric temperatures from 13.00 - 16.00 hrs. The atmosphere temperatures in Thailand, especially in the summer season are usually higher than 36°C , resulting in the reduction of heat transfer efficiency. Therefore, to increase the efficiency of the heat transfer, it could be done by reducing the temperature around the cooling panel with the methods of spraying 20-70 microns of water with a flow rate of 10 liters per minute and changing the spraying distance of 20, 30, 40, 50 and 60 centimeters. The results showed that at the spray distance at 30 centimeters can decrease the temperature to a maximum of 2.68°C , followed by at 40

¹ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร แขวงวงศ์สว่าง บางเขน กรุงเทพฯ 10800

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Rajamangala University of Technology Phra Nakhon, Bangkok, 10800, Thailand

centimeters being able to decrease the temperature to about 2.23 °C, and at a distance of 20 and 50 centimeters being able to decrease the temperature about 2.06 °C and 1.68 °C respectively, while at 60 centimeters cannot decrease the temperature of the heat transfer. Moreover, when analyzing the breakeven point, it was found that there will be a payback period of approximately 7 months. The results of this study could be used as a way to increase heat transfer efficiency in industrial plants. However, there should be some additional studies on the water flow rate used for spraying.

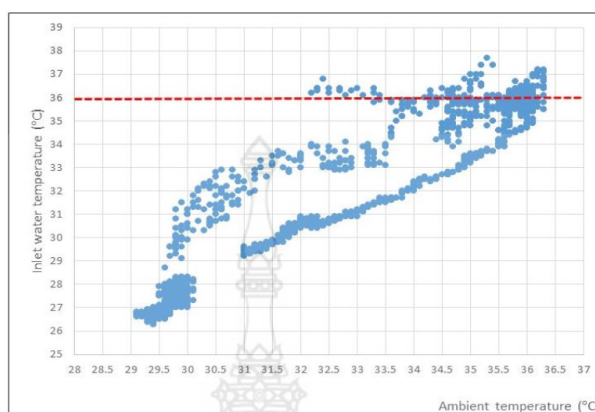
Keywords: Water cooling, Water spray method, Closed wet cooling tower

บทนำ

ในกระบวนการการผลิตของอุตสาหกรรมต่างๆส่วนหนึ่งของกระบวนการจะเกิดความร้อน โดยความร้อนส่วนที่เกินต้องถูกระบายทิ้ง ได้แก่บรรยากาศ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ระบายความร้อนสู่บรรยากาศ แบ่งออกเป็น 2 ลักษณะตามรูปแบบการถ่ายเทความร้อนได้แก่ การส่งอากาศเข้าไปปรับความร้อน โดยอาศัยหลักการการถ่ายโอนความร้อนสัมผัส (Sensible heat) อากาศที่เข้าไปปรับความร้อนจะมีความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของอากาศและสารที่เป็นตัวกลางในการระบายความร้อนและรูปแบบที่สองคืออุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้หลักการถ่ายโอนความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝง (Latent heat) ร่วมด้วย อุปกรณ์ที่เรียกว่าหอทำความเย็น (Cooling tower) มีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสูง โรงงานอุตสาหกรรมนิยมทำหอทำความเย็นมาใช้เป็นตัวกลางรับความร้อน โดยหลักการทำงานของหอทำความเย็นจะใช้น้ำเป็นตัวกลางรับความร้อนและวนเข้าในหอทำความเย็นผ่านหัวฉีดน้ำให้เป็นละอองฝอยและไหลผ่านแผงกระจายละอองน้ำและไหลผ่านแผงกระจายละอองน้ำ ขณะเดียวอากาศจะถูกดูดให้สัมผัสกับน้ำ เกิดการถ่ายโอนความร้อนสัมผัสจากน้ำสู่บรรยากาศ เนื่องจากอุณหภูมิของน้ำสูงกว่าอุณหภูมิของกระเปาะเปียกของอากาศ (Wet temperature) และเกิดการระเหยของน้ำบางส่วนออกจากน้ำไหลเวียน ทำให้เกิดการถ่ายโอนความร้อนแฝง ในงานอุตสาหกรรมน้ำมันหล่อลื่น จำเป็นต้องใช้เครื่องจักรที่ต้องนำระบายความร้อนจากหอทำความเย็นที่สะอาดไม่มีตะกรันและตะไคร่น้ำ ดังนั้นการระบายความร้อนด้วยหอทำความเย็นจะต้องเป็นระบบปิด (Closed cooling tower) เพื่อป้องกันไม่ให้น้ำสัมผัสกับอากาศโดยตรง เนื่องจากการสัมผัสโดยตรงจะทำให้เกิดความสกปรกและมีสิ่งปนเปื้อนเช่น ฝุ่นละออง จากรูปที่ 1 แสดงกระบวนการผลิตในอุตสาหกรรมน้ำมันหล่อลื่น อุณหภูมิของน้ำก่อนเข้าเครื่องเป่าพลาสติกจะต้องน้อยกว่า 37 °C ปัจจุบันอุณหภูมิเฉลี่ยโดยเฉพาะช่วงฤดูร้อนของประเทศไทย ตั้งแต่มีนาคม – พฤษภาคม ค่อนข้างสูง ส่งผลต่อระบบกับงานที่ออกแบบไว้ดังนั้นจึงจำเป็นต้องมีการระบายความร้อนของหอทำความเย็น ระบบการฉีดพ่นสเปรย์น้ำจะทำงานเมื่ออุณหภูมิของน้ำก่อนเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมากกว่า 36 °C โดยหนึ่งในปัจจัยที่ส่งผลต่ออุณหภูมิของน้ำคืออุณหภูมิภายนอก พบว่าช่วงเวลาที่อุณหภูมิของน้ำที่เข้าสูงกว่า 36 °C คือตั้งแต่ 13.00-16.00 น.

การระบายความร้อนในหอทำความเย็นนิยมใช้ 3 รูปแบบ คือแบบพ่นฉีด เขาวลิตและคณณะ (2557) แบบหยด และแบบใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งแต่ละแบบต่างก็มีข้อจำกัด เช่น แบบใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจำมีต้นทุนที่สูง ส่วนแบบหยดการระบายความร้อนเหมาะสมเฉพาะตำแหน่งเท่านั้น เป็นต้น

งานวิจัยนี้สนใจการระบายความร้อนแบบพ่นฉีดเนื่องจากการทำงานของซิลเลอร์นั้นทำให้สิ้นเปลืองพลังงานไฟฟ้ามากและทั้งนี้จะพิจารณาความคุ้มค่ากับเงินลงทุนเมื่อทำการติดตั้งหัวฉีดสำหรับพ่นละอองน้ำ



รูปที่ 1 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิภายนอกและอุณหภูมิของน้ำก่อนเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

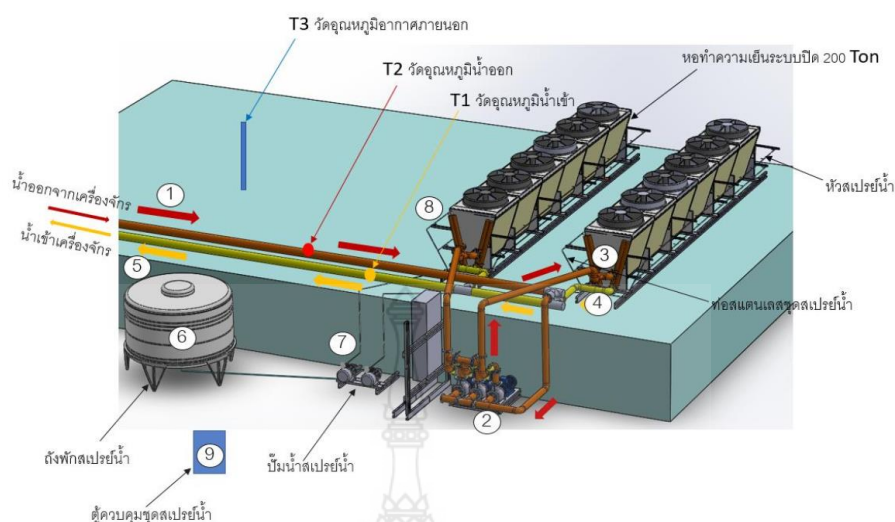
วัตถุประสงค์

1. เพิ่มศึกษาแนวทางการเพิ่มประสิทธิภาพของหอทำความเย็นด้วยวิธีพ่นละอองน้ำ
2. เพื่อวิเคราะห์จุดคุ้มทุนของการเพิ่มประสิทธิภาพของหอทำความเย็นด้วยวิธีพ่นละอองน้ำ

อุปกรณ์และวิธีการ

1. ทำการรวบรวมข้อมูลเบื้องต้นสำหรับการออกแบบการทดลอง เช่น อุณหภูมิบรรยากาศ ปริมาณความร้อนที่เข้าและออกระบบ สำหรับหอทำความเย็นที่ใช้ในการทดลองคือหอทำความเย็นยี่ห้อ Green Box รุ่น Fc 61/91 AC ของประเทศอิตาลี มีขนาด 200 ตันความเย็นระบายความร้อนด้วยอากาศด้วยการใช้พัดลมด้านบนดูดอากาศภายนอกผ่านท่อคอนเดนเซอร์ที่อยู่ด้านในแต่ละด้านของชุดของชุดตัวเครื่องโดยหอทำความเย็นมีด้วยกัน 2 ชุด ใน 1 ชุดจะมีพัดลมระบายความร้อน 6 ตัว ทำงานตามภาระ (Load) โดยจะมีการควบคุมการทำงานด้วยไมโครคอนโทรล โดยระบบทำความเย็นดังกล่าวใช้ในอุตสาหกรรมน้ำมันหล่อลื่น จ.ปทุมธานี

2. การออกแบบระบบพ่นละอองน้ำ จากรูปที่ 2 เส้นทางการไหลของน้ำที่ต้องการระบายความร้อนซึ่งอยู่ใน โดยที่ออกจากเครื่องจักรหมายเลข ① เข้าไปหาปั๊มน้ำหอทำความเย็นหมายเลข ② หลังจากนั้นน้ำในระบบจะเข้าส่งหอทำความเย็นหมายเลข ③ ทั้ง 1 ชุดหลังจากมีการแลกเปลี่ยนความร้อนแล้วน้ำจะไหลออกไปหมายเลข ④ และจะไปเข้าเครื่องหมายเลข ⑤ ในกรณีที่อุณหภูมิน้ำ T_1 สูงเกิน 37 °C ระบบสเปร์ย์จะทำงานโดยชุดควบคุมที่ระบบคอนโทรลเลอร์ในการวัดค่าหมายเลข ⑨ จะสั่งให้ปั๊มน้ำสเปร์ย์หมายเลข ⑦ ทำงาน น้ำสเปร์ย์จะพ่นไปในคอนเดนเซอร์หมายเลข ③ ทั้ง 2 ด้าน หลังจากอุณหภูมิน้ำเข้า T_1 ในระบบต่ำกว่า 35 °C ระบบสเปร์ย์จะหยุดทำงาน ทั้งนี้ น้ำที่ใช้ในการพ่นละอองน้ำจะใช้น้ำที่ผ่านการกรองในระบบ Reverse Osmosis (R.O.) ซึ่งจะอยู่ในถังพักน้ำหมายเลข ⑥



รูปที่ 2 แผงผังการทำงานของหอทำความเย็นหลังปรับปรุง

3. หัวฉีดละอองน้ำ

หัวฉีดละอองน้ำที่เลือกใช้เป็นชนิดพ่นละอองน้ำแบบกระจายตัวแบบ Atomizing hydraulic fine mist หัวฉีดทำโดยสแตนเลสขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 0.5 มิลลิเมตร น้ำละอองที่พ่นออกมามีลักษณะดังรูปที่ 3 โดยที่มีการพ่นน้ำที่มุม 20-70 องศา



รูปที่ 3 ชุดพ่นละอองน้ำ(PP Systems Co.,Ltd. 2012)

4. งานวิจัยนี้กำหนดอัตราการไหลของน้ำ 10 ลิตรต่อวินาที ความดัน 50 บาร์ และระยะห่างที่พ่นละอองน้ำจากแผงคอนเดนเซอร์ 0, 20, 30, 40, 50 และ 60 เซนติเมตร ตามลำดับ และช่วงเวลาที่ทำการศึกษาคือ 13.00-16.00 น.

5. อัตราดอกเบี้ยที่ใช้ในการคำนวณ ร้อยละ 6.345 ต่อปี (ธ.กรุงเทพ, 2563)

6. ค่าพิกัดการถ่ายเทความร้อน ประสิทธิภาพในการทำความเย็น (Coefficient of Performance: COP) ผู้ตรวจสอบและรับรองการจัดการพลังงาน, (2563) และระยะเวลาการคืนทุนข้อมูลที่ได้นำมาวิเคราะห์หาค่าต่างๆ

ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำในท่อ/น้ำสเปรย์ สามารถคำนวณได้จากสมการที่ (1)

$$Q = \dot{m}C_p(T_2 - T_1) \quad (1)$$

เมื่อ Q คือปริมาณการถ่ายเทความร้อน (kW); m คืออัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ (kg/s); C_p คือค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำ, อุณหภูมิที่ตรวจวัด (kJ/kg°C); T_1 คืออุณหภูมิน้ำทางเข้าเครื่องลดอุณหภูมิของผลิตภัณฑ์ (°C); T_2 คืออุณหภูมิน้ำทางออกเครื่องลดอุณหภูมิของผลิตภัณฑ์ (°C)

สำหรับการศึกษานี้ใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตั้งฉากกัน (Cross flow) การคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนคำนวณได้จากสมการที่ (2)

$$Q = UAF_t(LMTD) \quad (2)$$

เมื่อ U คือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม $W/(m^2K)$; A พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน (m^2); $LMTD$ คือค่าความแตกต่างอุณหภูมิแบบลอการิทึม (Logarithmic Mean Temperature Difference: $LMTD$); F_t คือแฟคเตอร์แก้ไข (Correction factor) ของ $LMTD$ โดยมีค่าไม่เกิน 1

การคำนวณหาสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (Coefficient of Performance: COP) คือปริมาณความเย็นที่ได้ (Q) เทียบกับพลังงานที่ใช้ (W) สามารถคำนวณได้ดังสมการที่ (3)

$$COP = \frac{Q}{W} \quad (3)$$

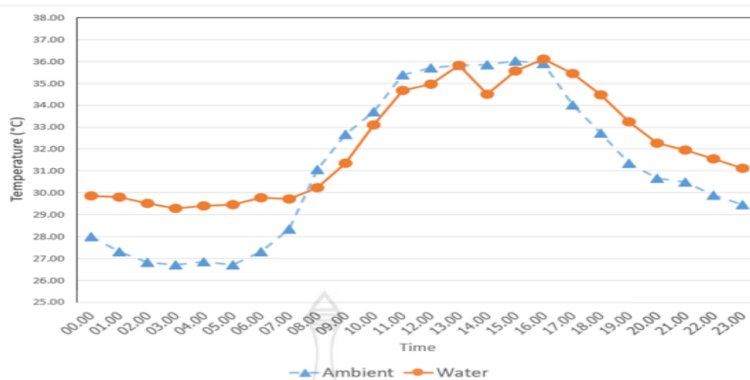
การคำนวณหามูลค่าปัจจุบันสุทธิสามารถคำนวณได้ดังสมการที่ (4)

$$NPV = -C_0 + \sum_{t=1}^n \frac{B_t - C_t}{(1+r)^t} \quad (4)$$

เมื่อ NPV คือมูลค่าปัจจุบันสุทธิ (บาท); C_0 คือเงินลงทุนในโครงการ (บาท); C_t คือต้นทุนในการดำเนินงานของโครงการที่เกิดขึ้นในปีที่ t (บาท); B_t คือผลตอบแทนของโครงการที่เกิดขึ้นในปีที่ t (บาท) t คือระยะเวลา (ปี); r คือดอกเบี้ย (%) ; n คือจำนวนปีที่ดำเนินโครงการ (ปี)

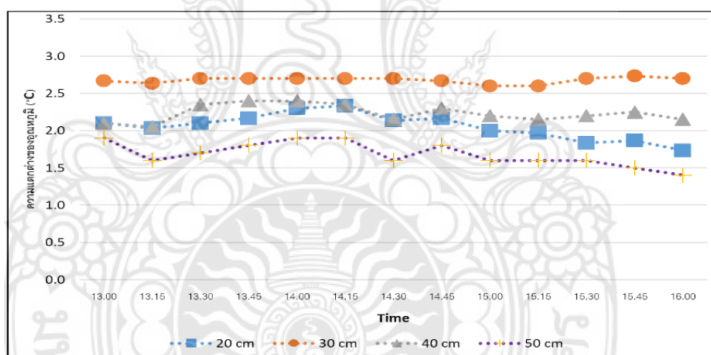
ผลและวิจารณ์

1. ความสัมพันธ์อุณหภูมิน้ำ (T_1) และอุณหภูมิมรรยาอากาศในแต่ละช่วงเวลา ดังรูปที่ 4 พบว่า เมื่ออุณหภูมิของน้ำก่อนเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมากกว่า $36^\circ C$ ปัจจัยที่ส่งผลกระทบต่ออุณหภูมิของน้ำคืออุณหภูมิภายนอกพบว่าช่วงเวลาที่มีอุณหภูมิของน้ำสูงกว่า $36^\circ C$ คือโดยเฉลี่ยพบว่าตั้งแต่ 13.00-16.00 พบว่าช่วงเวลาที่มีน้ำสูงกว่า $36^\circ C$ ดังนั้นการศึกษานี้จึงพิจารณาเฉพาะนี้เท่านั้น ทั้งนี้จากรูปอาจจะมีความคลาดเคลื่อนอุณหภูมิ เนื่องจากในช่วงที่ทำการทดลองส่วนใหญ่อุณหภูมิ T_1 ในช่วงเวลาตั้งแต่ 12.00 น. จะสูงกว่า $36^\circ C$ ดังนั้นจำเป็นต้องลดอุณหภูมิเพื่อให้สามารถทำงานได้ตามปกติ



รูปที่ 4 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิภายนอกและอุณหภูมิของน้ำ (T_1) ก่อนเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

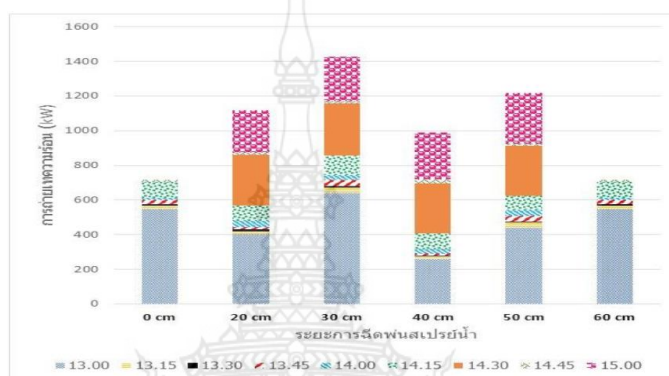
2. ความสัมพันธ์ระหว่างความแตกต่างอุณหภูมิ ($T_2 - T_1; \Delta T$) กับระยะที่สเปรย์น้ำในช่วงการทดลองตามข้อมูลดังรูปที่ 5 หากมีการสเปรย์น้ำที่อัตราการไหล 10 ลิตรต่อนาที ความดัน 50 บาร์ พบว่าที่ระยะ 60 cm ไม่สามารถลดอุณหภูมิของน้ำลงได้ เนื่องจากน้ำที่สเปรย์เข้าไปไม่ถึงแผงคอนเดนเซอร์และที่ระยะ 20 และ 30 cm สามารถลดอุณหภูมิได้ไม่แตกต่างกัน ประมาณ 2.15°C ที่ระยะ 30 cm เซนติเมตร ยังสามารถลดได้แต่ไม่มากพอประมาณ 1.68°C ส่วนระยะ ที่ 30 cm เป็นระยะที่สามารถลดอุณหภูมิของน้ำได้ดีที่สุด คือประมาณ 2.68°C เนื่องจากสามารถฉีดละอองน้ำได้เต็มหน้าสัมผัสของแผงคอนเดนเซอร์มากกว่าทุกระยะที่ทำการศึกษา



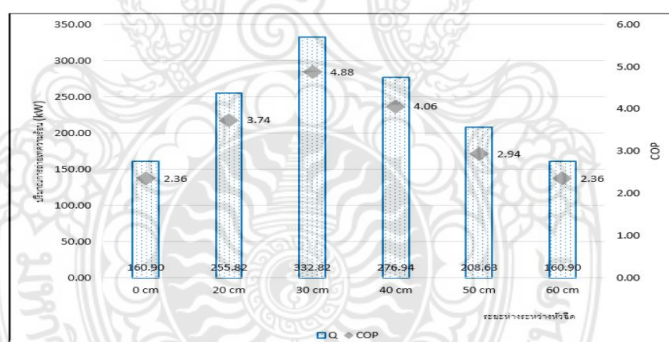
รูปที่ 5 การลดลงของอุณหภูมิจากการระบายความร้อนจากการสเปรย์น้ำ

3. การคำนวณทางด้านถ่ายเทความร้อน จากรูปที่ 6 และรูปที่ 7 แสดงการถ่ายเทความร้อนในแต่ละช่วงเวลา เนื่องจากเป็นการรวบรวมข้อมูลจริงของโรงงานอุตสาหกรรม ที่ระยะ 0 บางช่วงเวลาไม่มีการถ่ายเทความร้อนหมายความว่า ช่วงเวลาดังกล่าวไม่สามารถรวบรวมข้อมูลได้ ต้องมีการฉีดพ่นสเปรย์น้ำเพื่อลดอุณหภูมิของน้ำขาเข้า และที่ระยะการฉีดพ่นสเปรย์น้ำที่ 60 เซนติเมตร ก็เช่นเดียวกัน จำเป็นต้องลดอุณหภูมิเพื่อให้ระบบสามารถทำงานได้ปกติ ในการศึกษานี้ได้กำหนดเวลาฉีดสเปรย์น้ำ เวลา 14.30 และ 15.30 และช่วงประมาณ 12.30 มีการฉีดพ่นสเปรย์น้ำทุกวัน เนื่องจากน้ำที่เข้าสูงเกินกว่า 36°C ซึ่งระบบการทำงานไม่สามารถทำงานได้ จึงจำเป็นต้องลดอุณหภูมิของน้ำขาเข้า ซึ่งเป็นหนึ่งในสาเหตุที่ทำให้การถ่ายเทความร้อนระยะเริ่มต้นไม่เท่ากัน จากนั้นระบบจะมีการถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็น จะเห็นได้ว่าค่าการถ่ายเทความร้อนแต่ละช่วงเวลา และแต่ละระยะใกล้เคียงกัน และเมื่อมีการฉีดสเปรย์น้ำสเปรย์น้ำพบว่า ที่ระยะ 30 cm มีค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุด

เนื่องจากน้ำที่ระยะดังกล่าวสามารถพ่นได้ทั้งแผง และเมื่อพิจารณาค่าการถ่ายเทความร้อนรวม พบว่าที่ระยะ 20 เซนติเมตร มีอัตราการถ่ายเทพลังงานความร้อน 255.82 kW ที่ระยะ 30 เซนติเมตร มีอัตราการถ่ายเทพลังงานความร้อน 332.82 kW ที่ระยะ 40 เซนติเมตร มีอัตราการถ่ายเทพลังงานความร้อน 276.82 kW ที่ระยะ 50 เซนติเมตร มีอัตราการถ่ายเทพลังงานความร้อน 208.63 kW ที่ระยะ 60 เซนติเมตร มีอัตราการถ่ายเทพลังงานความร้อน 160.96 kW (เพราะไม่สามารถลดอุณหภูมิ) และเมื่อเปรียบเทียบค่า COP เฉลี่ยในแต่ละระยะพบว่าห่อทำความเย็นที่ติดตั้งชุดสเปรย์ที่ระยะ 30 cm มีสมรรถนะสูงที่สุดคือ 4.88 และระยะห่างที่ 40 คือ 4.06 ระยะห่างที่ 20 คือ 3.74 ระยะห่างที่ 50 คือ 2.94 ตามลำดับ

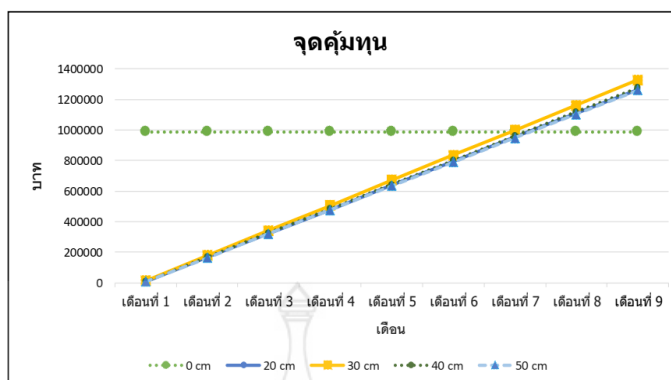


รูปที่ 6 การถ่ายเทความร้อนในห่อทำความเย็นในแต่ละช่วงเวลา



รูปที่ 7 ปริมาณการถ่ายเทความร้อน (Q) และ COP

4. การแสดงจุดคุ้มทุนหลังการติดตั้งสเปรย์น้ำและระยะเวลาคืนทุน ดังรูปที่ 8 จะเห็นได้ว่าหากไม่มีการติดตั้งเครื่องฉีดสเปรย์น้ำจะมีค่าใช้จ่ายประมาณเดือนละ 988,788 บาท/เดือน โดยต้นทุนการติดตั้งหัวฉีดประมาณ 150,000 บาท ถ้าอัตราดอกเบี้ย 6.345% ต่อปี ค่าไฟฟ้าเฉลี่ย 3.70 บาท/เดือน พบว่าทุกระยะมีระยะเวลาการคืนทุนประมาณ 7-8 เดือน แต่ที่ระยะ 30 เซนติเมตร คืนทุนเร็วที่สุด ประมาณ 7 เดือน



รูปที่ 8 จุดคุ้มทุนของการฉีดพ่นสเปรย์น้ำ

สรุปผลการศึกษา

งานวิจัยกรณีศึกษาเป็นการศึกษาแนวทางการลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นของหอทำความเย็น เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพและความคุ้มค่าทางด้านเศรษฐศาสตร์ แนวทางการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนมีหลายวิธีงานกรณีศึกษาทำการลดอุณหภูมิรอบแฉงทำความเย็น โดยการพ่นละอองน้ำขนาด 20-70 ไมครอน ด้วยอัตราการไหลของน้ำ 10 ลิตรต่อนาที และเปลี่ยนระยะห่างการพ่นละอองน้ำ 20, 30, 40, 50 และ 60 เซนติเมตร ผลการศึกษาพบว่าที่ระยะห่างการพ่นละอองน้ำที่ 30 เซนติเมตร สามารถลดอุณหภูมิได้สูงสุดประมาณ 2.68°C รองลงมาคือที่ 40 เซนติเมตร สามารถลดอุณหภูมิได้ประมาณ 2.23°C และที่ระยะห่าง 20 และ 50 เซนติเมตร สามารถลดอุณหภูมิได้ประมาณ 2.06 และ 1.68°C ตามลำดับ ขณะที่ 60 เซนติเมตร ไม่สามารถลดอุณหภูมิของการแลกเปลี่ยนความร้อนลงได้

เมื่อเปรียบเทียบค่าการแลกเปลี่ยนความร้อนต่อตันของหอทำความเย็นพบว่า ที่ระยะ 30 cm ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนประมาณ 1.66 kW/ton รองลงมาคือที่ระยะ 40 และ 20 cm ประมาณ 1.33 kW/ton และที่ระยะ 50 cm ประมาณ 1.04 kW/ton และหากไม่มีการฉีดพ่นสเปรย์น้ำหอทำความเย็นดังกล่าวมีค่าการถ่ายเทความร้อน 0.80 kW/ton เมื่อเปรียบเทียบค่า COP เฉลี่ยในแต่ละระยะพบว่าหอทำความเย็นที่ติดตั้งชุดสเปรย์ที่ระยะ 30 cm มีสมรรถนะสูงที่สุดคือ 4.88 และระยะห่างที่ 40 cm ค่า COP เท่ากับ 4.06 ระยะห่างที่ 20 cm ค่า COP เท่ากับ 3.74 ส่วนระยะห่างที่ 50 cm ค่า COP เท่ากับ 2.94

เมื่อพิจารณาความคุ้มค่ากับการลงทุนพบว่าหากมีการติดตั้งเครื่องฉีดสเปรย์น้ำจะมีค่าใช้จ่ายที่ลดลงและระยะเวลาคืนทุนประมาณ 7 เดือน

ทั้งนี้ในการศึกษาครั้งนี้ควรพิจารณาปริมาณความร้อนที่เปลี่ยนแปลงจากความร้อนแฝง (Latent heat) และความร้อนสัมผัส (Sensible heat) เนื่องจากระบบดังกล่าวมีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำและอากาศ คือช่วงน้ำที่สเปรย์ไปยังคอนยเดนเซอร์ และความร้อนแฝงจากการที่น้ำสเปรย์ไปยังแฉงคอนเดนเซอร์ ที่ใช้อากาศในการระบายความร้อน รวมทั้งพิจารณาอัตราการไหลของน้ำเพิ่มเติม ซึ่งถือเป็นหนึ่งปัจจัยในการระบายความร้อนดวงฤติ และคณะ (2552) ได้สรุปข้อมูลไว้ว่าอัตราการไหลของน้ำส่งผลต่อประสิทธิภาพต่อการระบายความร้อนเช่นเดียวกับ Mahdi and Jaffal (2016) ได้สรุปเช่นเดียวกันคืออัตราการไหลของน้ำและอากาศส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อน และ ปิยดน้อย (2559) ได้สรุปว่าความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่อาจส่งผลต่อการระบายความร้อนร่วมด้วย ซึ่งควรพิจารณาในการศึกษาร่วมด้วย

กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้สำเร็จลุล่วงได้ต้องขอขอบพระคุณ คณาจารย์ เจ้าหน้าที่ สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร ที่ได้อำนวยความสะดวกด้านเครื่องมือและอุปกรณ์ต่าง ๆ และขอบคุณ บริษัท พรีเมียมลูบริแคนท์ ที่ให้ใช้สถานที่ในการทดลอง

เอกสารอ้างอิง

- เชาวลิตร์ ดีฉ่ำ กิติพงษ์ เจาจารึก.(2557). การเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ โดยการพ่นละอองน้ำที่คอยล์ร้อน. การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 28 15/17 ตุลาคม 2557 จ. ขอนแก่น.
- ดวงฤดี ชูตระกูล, พิชัย อภิษฎามงคล และอโณทัย สุขแสงพนม. (2553). การศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของหอทำน้ำเย็นระบบปิดแบบไหลขวางกัน. วารสารมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ (สาขาวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี) ปีที่ 2 ฉบับพิเศษที่ 1 หน้า 47-58.
- ธนาคารกรุงไทย (2563). อัตราดอกเบี้ยเงินกู้, [ออนไลน์], แหล่งที่มา: <https://krungthai.com/th/rates> [25/4/2563]
- ปิยดนัย ภาชนะพรรณณ์. (2559). การลดค่าไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศแบบซิลเลอร์: กรณีศึกษากระบวนการลดอุณหภูมิคอนเดนเซอร์ วารสารวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์. หน้า 152 – 154.
- ผู้ตรวจฯ สอบ และรับรองการจ้างงาน. (2563). [สืบค้นวันที่ 2 เมษายน 2563] www.Energyauditorthai.com/wp-content/uploads/2017/01/09-บทที่8-หอผึ่งน้ำ-.pdf
- Mahdi, Q.S. and Jaffal, H.M. (2016). Thermal Characteristics of Closed Wet Cooling Tower Using Different Heat Exchanger Tubes Arrangement. Journal of Engineering (1) Volume 22, 140 – 158.

 **KU SRC** การประชุมวิชาการ ประจำปี 2563 

ANNUAL CONFERENCE

28 สิงหาคม 2563

    **KASETSART UNIVERSITY**



หัวข้อที่ 4 วิศวกรรมศาสตร์ (Engineering)		หน้า
ID020	Performance-Based Analysis for Life Safety using ALOHA Software; Case Study Assembly Auto Parts Manufacturing Plant	329
ID028	An Experimental Study of Piloted Ignition and Burning Behavior of Firefighter Suit	341
ID031	Expiration platelet count: Blood Bank and Transfusion Medicine, Songklanagarind Hospital	349
ID038	A study of the SRG control method using dSPACE controller	357
ID041	Statistical Downscaling method for monthly Rainfall under Climate Change In the Eastern Economic Corridor	364
ID051	Modeling for Liquefied Petroleum Gas Leaks in Three Dimensions by Computational Fluid Dynamics Software to Determine the Safety Distance	372
ID055	Modeling Aromatics Production from Mixtures of Butanes and Butenes with Chemical Equilibria	379
ID059	The Effect of Water Flow Rate on Heat Transfer Efficiency for Closed Cooling Tower	389
ID062	A Study of Rail Weld Inspection Using Acoustic Emission	397
ID064	An Autonomous Vehicle Controlled using Vision-Based Approach	404
ID070	Defects Reduction in Engine Bracket Steering Parts Production Process: A Case Study of Metal Casting Company	410
ID071	Fire Evacuation Simulation of Ball Joint Part Factory	417
ID072	Long Pepper Drying Using a Combined Hot Air and Infrared Radiation	424
ID076	A Study of Water Footprint of Rice in Nakhon Si Thammarat Operation and Maintenance Project	430
ID078	Simulation of Fire Evacuation using Pathfinder Program: A Case Study of Child Development Center	437
ID084	Fuzzy Supervisory Control and Implementation of a Flexible-Joint SCARA Robot	444
ID086	The development of telerounding robot	452



การประชุมวิชาการ ครั้งที่ 3 มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตศรีราชา
วันที่ 28 สิงหาคม พ.ศ. 2563 ณ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตศรีราชา จังหวัดชลบุรี

ID059

อัตราการไหลของน้ำเชิงมวลที่ฉีดพ่นสเปรย์ส่งผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของ หอทำความเย็นระบบปิด

The Effect of the Water Flow Rate Spraying on Heat Transfer Efficiency for Closed Cooling Tower

พรชัย เศรษฐพงษ์¹, ศิริพล ทองอ่อน¹ และ จันทิมา รวีฉายเงิน¹

¹ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยมหาวิทยาลักษณ์เทคโนโลยีราชมงคลพระนคร

*E-mail: chantima.r@rmutp.ac.th

Pornchai Satthapong¹, Siripol Tongorn¹ and Chantima Rewlay-ngoen¹

¹Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Rajamangala University of Technology Phra Nakhon

*E-mail: chantima.r@rmutp.ac.th

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาอัตราการไหลของน้ำเชิงมวลที่มีผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนในหอทำความเย็นระบบปิดขนาด 200 ตัน ซึ่งประสิทธิภาพของระบบไม่เพียงพอต่อการแลกเปลี่ยนความร้อน ดังนั้นจึงออกแบบระบบโดยการฉีดพ่นสเปรย์น้ำไปยังแผงคอนเดนเซอร์ เพื่อลดอุณหภูมิของบรรยากาศ โดยติดตั้งชุดสเปรย์น้ำห่างจากแผงคอนเดนเซอร์ 30 เซนติเมตร ขนาดหัวฉีด 0.5 มิลลิเมตร โดยเปลี่ยนอัตราการไหลที่น้ำสเปรย์ ทำการทดสอบคือ 8, 10, 12 และ 14 ลิตรต่อนาที ทดสอบช่วงเดือน เมษายน-พฤษภาคม 2563 เวลาประมาณ 13.00 – 16.00 น. สถานที่ทำการทดสอบตั้งอยู่ระหว่างละติจูด 14° เหนือ ลองจิจูด 100° ตะวันออก อุณหภูมิบรรยากาศเฉลี่ย 38.30 °C หากพิจารณาการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ประสิทธิภาพ 80% หอทำความเย็นจะสามารถแลกเปลี่ยนความร้อนได้ประมาณ 360 kW พบว่าการถ่ายเทความร้อนที่ 0 ลิตรต่อนาที (ไม่มีการฉีดพ่นสเปรย์น้ำ) และ 8 ลิตรต่อนาที มีค่าการถ่ายเทความร้อนเท่ากับ 143 และ 192 กิโลวัตต์ ตามลำดับ ซึ่งไม่เพียงพอต่อการถ่ายเทความร้อนของระบบ ส่วนการฉีดพ่นสเปรย์น้ำที่ 10, 12 และ 14 ลิตรต่อนาที มีค่าการถ่ายเทความร้อนรวมเท่ากับ 497, 501 และ 533 กิโลวัตต์ ตามลำดับ นอกจากนี้ยังพบว่าประสิทธิภาพการฉีดพ่นสเปรย์น้ำที่ 10, 12 และ 14 ลิตรต่อนาที สามารถลดภาระการทำความเย็นได้ประมาณ 121, 143 และ 175 กิโลวัตต์ ตามลำดับ และเมื่อพิจารณาด้านประสิทธิภาพพบว่าที่การฉีดพ่นสเปรย์น้ำที่ 8, 10, 12 และ 14 ลิตรต่อนาที เท่ากับ 0.59, 0.77, 0.79 และ 0.81 ตามลำดับ จากผลการศึกษาจะเห็นได้ว่าการฉีดพ่นสเปรย์น้ำที่ 10 ลิตรต่อนาที สามารถเพิ่มประสิทธิภาพของระบบได้ แต่ทั้งนี้ควรพิจารณาเรื่องต้นทุนและระยะเวลาต้นทุนเพิ่มเติม

คำหลัก: หอทำความเย็นแบบระบบปิด การเพิ่มประสิทธิภาพ การถ่ายเทความร้อน

Abstract

The objective of this research is to study the water mass flow rate that affects the heat transfer efficiency in a 200-ton closed cooling tower, which the efficiency of the system is not sufficient for the heat exchange. In addition, the system was designed by spraying water to condenser panels in order to reduce the temperature of the atmosphere. The procedure was done by installing a water spray set with the distance 30 cm away from the condenser panel with the nozzle size 0.5 mm by changing the flow rates at the water spray testings which were at 8, 10, 12, and 14 liters per minute. The tests were conducted during April - May 2020, approximately 13.00 - 16.00 hrs. The test place is located between the latitude 14° north and longitude 100° east. Average atmospheric temperature was 38.30 °C. If considering the heat transfer of the machine, the heat exchanger was at 80% efficiency. The cooling tower could exchange heat about 360 kW



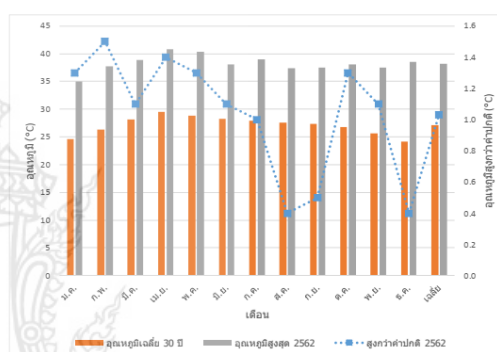
การประชุมวิชาการ ครั้งที่ 3 มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตศรีราชา
วันที่ 28 สิงหาคม พ.ศ. 2563 ณ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตศรีราชา จังหวัดชลบุรี

which was found that the heat transfer at 0 liters per minute (no spray of water spray) and at 8 liters per minute, there was the heat transfer value which is equal to 143 and 192 kilowatts respectively. However, the values were not enough to heat the system, with cooling by spraying water at 10, 12 and 14 liters per minute with a total heat transfer value of 497, 501, and 533 kilowatts respectively. Spraying water at 10, 12 and 14 liters per minute could reduce the cooling load by approximately 121, 143, and 175 kilowatts respectively. Also, when considering the efficiency, it was found that spraying water at 8, 10, 12, and 14 liters per minute are equal to 0.59, 0.77, 0.79, and 0.81, respectively. From the results, it can be seen that spraying water at 10 liters per minute can increase the efficiency of the system. However, the cost and the payback period should be considered.

Keywords: Closed cooling tower, Increase in efficiency, Heat transfer

1. บทนำ

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์ที่สำคัญในกระบวนการผลิต ซึ่งความร้อนที่เกิดขึ้นในกระบวนการผลิตจะถูกทิ้งสู่บรรยากาศ โดยมีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นตัวกลางในการรับความร้อนและระบายทิ้ง ซึ่งหลักการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้มีด้วยกัน 2 แบบ การถ่ายเทความร้อนแบบสัมผัส (Sensible heat) คือการถ่ายเทความร้อนจากอุณหภูมิสูงสู่อุณหภูมิต่ำ โดยไม่มีการเปลี่ยนแปลงสถานะ ส่วนการถ่ายเทความร้อนแบบที่สองคือ การถ่ายเทความร้อนแฝง (Latent heat) คือปริมาณความร้อนที่ทำให้วัตถุเปลี่ยนแปลงโดยอุณหภูมิคงที่ การทำงานหอทำความเย็นระบบปิดถูกพัฒนาขึ้นจากหอทำความเย็นเดิมที่นำน้ำสัมผัสกับอากาศโดยตรง เพื่อป้องกันไม่ให้น้ำสัมผัสกับอากาศโดยตรงและป้องกันฝุ่นละอองที่จะเข้าไปในน้ำได้ เทคโนโลยีการผลิตหลายอุตสาหกรรมในประเทศไทย นิยมนำเข้าระบบหอทำความเย็นจากต่างประเทศ เมื่อนำมาใช้ในประเทศไทยจะมีข้อจำกัดเรื่องประสิทธิภาพของทำความเย็น กล่าวคือหอทำความเย็นไม่สามารถลดอุณหภูมิได้ตามวิศวกรที่ออกแบบระบบไว้ สาเหตุส่วนหนึ่งมาจากอุณหภูมิภายนอก [1,2] จากข้อมูลของกรมอุตุนิยมวิทยา [3] ดังแสดงในรูปที่ 1 พบว่าอุณหภูมิเฉลี่ยในคาบ 30 ปี ประมาณน้อยกว่า 30 °C และพบว่าอุณหภูมิสูงสุดปี 2562 ของประเทศไทยต่ำสุดประมาณ 35 °C ซึ่งสูงกว่าอุณหภูมิคาบเฉลี่ยของประเทศไทย 30 ปี



รูปที่ 1 แสดงอุณหภูมิเฉลี่ยคาบ 30 ปี อุณหภูมิสูงสุดปี 2562 และอุณหภูมิสูงกว่าค่าปกติปี 2562

ดวงฤดีและคณะ [1] ได้ศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนหอทำความเย็นระบบปิดแบบไหลตัดผ่านโดยการแทรกแผงกระจายระหว่างชั้นคอยล์แลกเปลี่ยนความร้อน เมื่อเปรียบเทียบกับคอยล์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไม่มีแผงกระจายพบว่าการแทรกแผงกระจายละอองน้ำสามารถเพิ่มประสิทธิภาพของหอทำความเย็นระบบปิดได้ Eidan *et al* [4] ศึกษาการเพิ่มสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศด้วยเทคนิคการทำความเย็นแบบระเหยในประเทศอิหร่าน ที่อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม 45 °C ความชื้นสัมพัทธ์ (Relative humidity: RH) 10% พบว่าเมื่อนำอากาศร้อนไปลดอุณหภูมิด้วยการทำความเย็นแบบระเหย ก่อนนำไประบายความร้อนที่คอยล์ร้อน พบว่าค่า COP เพิ่มขึ้น ซีรีฟงค์ และพวงษ์สวัสดิ์ [5] ใช้แผ่น PVC filling ลดอุณหภูมิอากาศก่อนเข้าคอยล์ร้อน พบว่า COP เพิ่มขึ้นและการใช้พลังงานไฟฟ้าลดลง พรชัยและคณะ [6] ศึกษาและออกแบบการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็นแบบปิดโดยลดอุณหภูมิของบรรยากาศ โดยการพ่นละอองน้ำขนาด 20-70 ไมครอน ด้วยอัตราการไหลของน้ำ 10 ลิตรต่อนาที ระยะห่างระหว่างท่อที่ฉีดพ่นกันแมงคองเดนเซอร์ที่ 20, 30, 40,

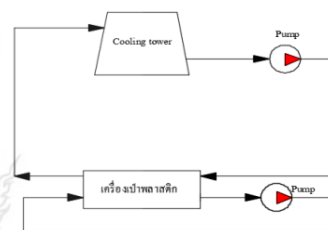


การประชุมวิชาการ ครั้งที่ 3 มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตศรีราชา
วันที่ 28 สิงหาคม พ.ศ. 2563 ณ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตศรีราชา จังหวัดชลบุรี

50 และ 60 เซนติเมตรตามลำดับ ผลการศึกษาพบว่าที่ระยะห่าง การพ่นละอองน้ำที่ 30 เซนติเมตร สามารถลดอุณหภูมิได้สูงสุด ที่ประมาณ 2.68 °C Oliverira and Facao [7] ได้ศึกษาหา ความสัมพันธ์การถ่ายเทมวลและความร้อนสำหรับการ ออกแบบหอทำความเย็นขนาดเล็กแบบระบบปิด (Closed wet cooling tower) ในการทดลองใช้หอทำความเย็นขนาด 10 kW ได้หาความสัมพันธ์ระหว่าง สัมประสิทธิ์การถ่ายเท มวล และสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน เปรียบเทียบกับ งานวิจัยในอดีต ที่รูปแบบคอยล์แลกเปลี่ยนความร้อน แตกต่างกัน และได้ทำนายประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน ที่อัตราการไหลของอากาศ ซึ่งแบบจำลองดังกล่าวจะใช้ได้กับ หอทำความเย็นขนาดเล็ก เซวาลิตรและกิตพิงซ์ [8] การเพิ่ม ประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วย อากาศโดยการพ่นละอองน้ำที่ คอยล์ร้อน ศึกษา ความสามารถระบายความร้อนเพื่อลดค่าใช้จ่ายในส่วนของ เครื่องปรับอากาศชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศโดย วิธีพ่นละอองน้ำ สามารถลดการใช้พลังงานได้ 0.5 kW เท่ากับ 14.37% ค่า ERR เพิ่มขึ้น 26.7% จากเดิม ค่าไฟฟ้า ที่ประหยัดได้ 540 บาท สามารถคืนทุน ได้ภายใน 7 เดือน ปีนิตย์ ภาชนะพรรณม [9] ศึกษาการลดค่าไฟฟ้าของ เครื่องปรับอากาศแบบซีลเลอร์:กรณีศึกษากระบวนการลด อุณหภูมิคอนเดนเซอร์ศึกษาการลดพลังงานไฟฟ้าโดย ทดสอบ 2 กรณี คือพ่นละอองน้ำตลอดเวลาช่วงที่ เครื่องปรับอากาศทำงานและพ่นละอองน้ำตามอุณหภูมิของ คอนเดนเซอร์พ่นละอองน้ำตลอดสามารถสามารถลด อุณหภูมิที่คอนเดนเซอร์ 1.6 °C พลังงานไฟฟ้าลดลง 13% ส่วนพ่นละอองน้ำตามอุณหภูมิของคอนเดนเซอร์สามารถลด อุณหภูมิได้น้อยกว่าพ่นละอองน้ำตลอดเวลา เจษฎา วิเศษ มณี [10] รูปแบบการระบายความร้อนด้วยน้ำที่ส่งผลต่อ สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน ศึกษารูปแบบการระบายความร้อนด้วยน้ำ 3 รูปแบบ คือ แบบพ่นฉีด แบบหยด และแบบใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความ ร้อนการระบายความร้อนโดยใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความ ร้อนสามารถเพิ่มสัมประสิทธิ์เชิงสมรรถนะ (COP) และ อัตราส่วนประสิทธิภาพเชิงพลังงาน (EER) ได้สูงสุด รองลงมา คือแบบพ่นฉีดและแบบหยดน้ำ ตามลำดับ ธนศและคณะ [11] แผงลดอุณหภูมิในการระบายความร้อนสำหรับ เครื่องปรับอากาศรวมศูนย์ชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศ ในอุตสาหกรรมอิเล็กทรอนิกส์ ในประเทศไทยศึกษาการ เพิ่มประสิทธิภาพด้านพลังงานของเครื่องปรับอากาศรวม ศูนย์ชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศศูนย์ชนิดระบายความ ร้อนด้วยอากาศรวมศูนย์ชนิดระบายความร้อนด้วย อากาศ

Cooling Pad สามารถลดอุณหภูมิต่ำสุด 1.98 °C – สูงสุด 9.63 °C ระยะเวลาคืนทุน 1.63 ปี

จะเห็นได้ว่าหลายงานวิจัยลดอุณหภูมิของ บรรยากาศเพื่อเป็นการเพิ่มประสิทธิภาพของหอทำความเย็น มีการเปลี่ยนระยะการฉีดพ่นสเปรย์น้ำ ระบายความร้อนของ หอทำความเย็น ซึ่งงานวิจัยครั้งนี้จึงได้ทำการศึกษาลดอุณหภูมิ ของน้ำในระบบเพื่อแก้ไขการถ่ายเทความร้อนของหอทำ ความเย็นโดยเปลี่ยนอัตราการไหลของน้ำของหอทำความ เย็นแบบปิดดังรูปที่ 2 โดยการทำงานของหอทำความเย็นคือ หอทำความเย็นจะจ่ายน้ำเย็นเข้าไประบายความร้อน ให้กับน้ำมันไฮดรอลิกของเครื่องเป่าพลาสติกให้อุณหภูมิ น้ำมันลดลงส่วนน้ำร้อนขาออกจะส่งไปยังหอทำความ เย็นเพื่อระบายความร้อนต่อไป



รูปที่ 2 แผงผังการทำงานของหอทำความเย็น

วัตถุประสงค์

ศึกษาอัตราการไหลของน้ำเชิงมวลที่มี ผลต่อ ประสิทธิภาพการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของ หอทำความเย็นแบบปิด

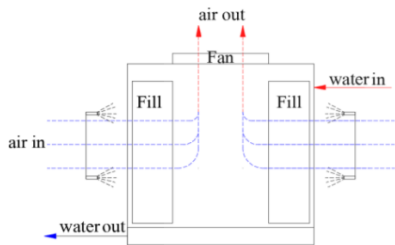
2. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

เครื่องแลกเปลี่ยนหากจำแนกตาม ประเภท ประกอบด้วย 3 ประเภทได้แก่ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แบบท่อสองชั้น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ของไหลมี ทิศทางตั้งฉากกัน และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์ และท่อ ซึ่งแต่ละแบบจะมีลักษณะการไหลของของไหลในท่อ จำแนกได้ 2 ประเภทหลักคือ ไหลแบบขนานกันหรือสวนทาง กัน และไหลแบบตั้งฉากกัน ซึ่งข้อดีของการไหลแบบตั้งฉาก กันคือเกิดความต้านทานการเคลื่อนที่ของอากาศน้อยกว่า และใช้แรงม้าของพัดลมน้อยกว่า โดยงานวิจัยนี้จะศึกษา อัตราการไหลของน้ำเชิงมวลที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพของหอ ทำความเย็นแบบปิด โดยใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ ที่ของไหลมีทิศทางตั้งฉากกันเป็นการทำงานโดยมีน้ำเข้าที่ อุณหภูมิสูงผ่านแผงคอนเดนเซอร์ (Fill) โดยมีพัดลมดูด



การประชุมวิชาการ ครั้งที่ 3 มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตศรีราชา
วันที่ 28 สิงหาคม พ.ศ. 2563 ณ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตศรีราชา จังหวัดชลบุรี

อากาศเข้าจากด้านข้างทำให้น้ำและอากาศไหลตั้งฉากกัน เพื่อระบายความร้อนให้กับน้ำโดยน้ำทางออกจะลดอุณหภูมิลงเพื่อจ่ายน้ำเข้าระบบ ดังแสดงในรูปที่ 3



รูปที่ 3 การถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็นที่ไหลมีทิศทางตั้งฉากกัน

การคำนวณหาประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำในหอ/น้ำสเปรย์ ดังรายละเอียดต่อไปนี้

2.1 การคำนวณประสิทธิภาพของหอทำความเย็น

การคำนวณประสิทธิภาพของหอทำความเย็น

สามารถคำนวณได้จากสมการที่ (1)

$$\eta = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{a,wet}} \quad (1)$$

เมื่อ

t_1 คืออุณหภูมิน้ำร้อนเข้า ($^{\circ}\text{C}$); t_2 คืออุณหภูมิน้ำเย็นออก ($^{\circ}\text{C}$); $t_{a,wet}$ คืออุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศที่เข้า ($^{\circ}\text{C}$)

2.2 การคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลระหว่างผิวสัมผัสระหว่างน้ำสเปรย์และอากาศสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (2)

$$\alpha_m = \frac{m_{air} (h_{air,out} - h_{air,in})}{A \Delta h_{LM}} \quad (2)$$

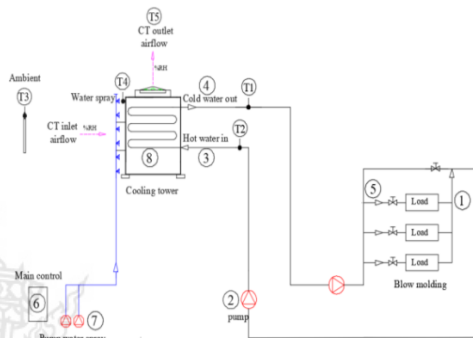
เมื่อ m_{air} คืออัตราการถ่ายเทมวล (kg/s); $h_{air,out}$ คือเอนทาลปีจำเพาะของอากาศทางออก (J/kg); $h_{air,in}$ คือเอนทาลปีจำเพาะของอากาศทางเข้า (J/kg); A คือพื้นที่ (m^2); Δh_{LM} คือความแตกต่างของเอนทาลปี (J/kg)

2.3 การคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างผิวน้ำในหอระหว่างน้ำสเปรย์และผิวสัมผัสของอากาศสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (3)

$$K = \frac{m_w c_{pw} (T_{w,in} - T_{w,out})}{A \Delta T_{LM}} \quad (3)$$

เมื่อ m_w คืออัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำ (kg/s); c_{pw} คือความร้อนจำเพาะของน้ำ (J/kg.K); $T_{w,in}$ คืออุณหภูมิน้ำทางเข้า ($^{\circ}\text{C}$); $T_{w,out}$ คืออุณหภูมิน้ำทางออก ($^{\circ}\text{C}$); A คือพื้นที่ (m^2); ΔT_{LM} คือความแตกต่างของอุณหภูมิ ($^{\circ}\text{C}$)

3. อุปกรณ์และวิธีดำเนินการทดลอง



รูปที่ 4 ตำแหน่งของอุปกรณ์และเครื่องมือวัดอุณหภูมิ

การออกแบบระบบพ่นละอองน้ำ จากรูปที่ 4 เส้นทางการไหลของน้ำที่ต้องการระบายความร้อน โดยที่น้ำร้อนออกจากเครื่องจักรหมายเลข ① เข้าไปหาบิ๊มน้ำหอทำความเย็นหมายเลข ② หลังจากนั้นน้ำในระบบจะเข้าสู่หอทำความเย็นหมายเลข ③ น้ำหลังจากมีการแลกเปลี่ยนความร้อนแล้วน้ำจะไหลออกไปหมายเลข ④ และจะไปเข้าเครื่องหมายเลข ⑤ ในกรณีที่อุณหภูมิ T_1 สูงมากกว่า 37°C ระบบสเปรย์จะทำงานโดยชุดควบคุมที่ระบบคอนโทรลเลอร์ในการวัดค่าหมายเลข ⑥ จะสั่งให้บิ๊มน้ำสเปรย์หมายเลข ⑦ ทำงาน น้ำสเปรย์จะพ่นไปในคอนเดนเซอร์หมายเลข ⑧ ทั้ง 2 ด้าน หลังจากอุณหภูมิ T_1 ในระบบต่ำกว่า 35°C ระบบสเปรย์จะหยุดทำงาน

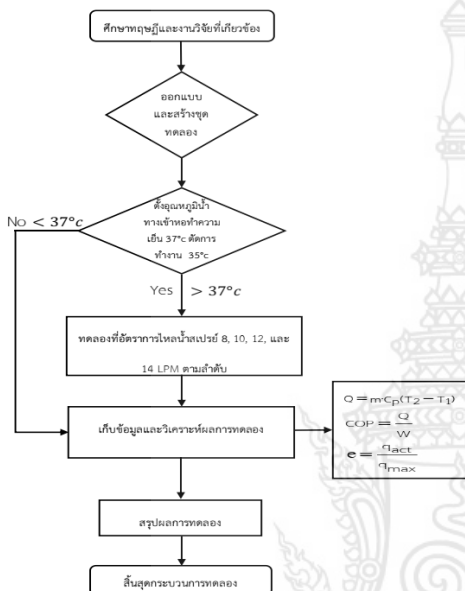
3.2 เงื่อนไขการทดสอบ

จากการจำลองการทำงานและติดตั้งอุปกรณ์ดังรูปที่ 5 มีการกำหนดขอบเขตและเงื่อนไขการทดสอบดังนี้ คือหอทำความเย็นที่มีขนาด 200 ตันความเย็น อัตราการไหลของอากาศเท่ากับ $54 \text{ m}^3/\text{s}$ และช่วงเวลาที่ทำการศึกษาคือ 13.00-16.00 น. ในช่วงประมาณเดือนเมษายน-พฤษภาคม โดยอุณหภูมิบรรยากาศของ สถานที่ที่ทำการทดลองเฉลี่ย 38.30°C โดยเปลี่ยนอัตราการไหลที่น้ำสเปรย์ ทำการทดสอบคือ 8, 10, 12 และ 14 ลิตรต่ออนาที และระยะห่างที่พ่นละอองน้ำจากแผงคอนเดนเซอร์ 30 เซนติเมตร ขนาดของหัวฉีดที่สเปรย์น้ำ 0.5 มิลลิเมตร จากขอบเขตและ



การประชุมวิชาการ ครั้งที่ 3 มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตศรีราชา
วันที่ 28 สิงหาคม พ.ศ. 2563 ณ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตศรีราชา จังหวัดชลบุรี

เงื่อนไขที่กำหนด สามารถคำนวณหาการเพิ่มประสิทธิภาพ COP และประสิทธิภาพของหอทำความเย็น ดังแสดงในรูปที่ 5 ซึ่งแสดงขั้นตอนการศึกษาการทดลอง

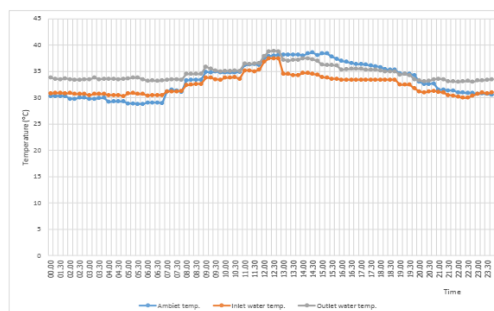


รูปที่ 5 วิธีการศึกษาและขั้นตอนการศึกษาการทดลอง

4. การวิเคราะห์ผลการทดลอง

4.1 อุณหภูมิเฉลี่ยของประเทศไทยในเดือนกุมภาพันธ์ถึงเดือนเมษายน 2563

จากรูปที่ 6 แสดงความสัมพันธ์ของอุณหภูมิของน้ำขาเข้า - ขาออก และอุณหภูมิภายนอกก่อนเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จะพบว่าช่วงเวลาก่อน 08.00 น. ต่ำกว่าอุณหภูมิของน้ำขาเข้าและขาออก ส่งผลให้อุณหภูมิของน้ำขาเข้าและน้ำขาออกมีค่าแตกต่างกันค่อนข้างสูง หลังจากนั้นจะพบว่าอุณหภูมิบรรยากาศมีค่าเพิ่มสูงขึ้นจนถึงเวลาประมาณ 13.00 น. อุณหภูมิบรรยากาศสูงกว่าอุณหภูมิของน้ำขาเข้า - ขาออก และอุณหภูมิเริ่มลดลงจนกระทั่งเวลา 17.00 น. อุณหภูมิของน้ำขาออกเริ่มสูงกว่าอุณหภูมิบรรยากาศ แสดงว่าระบบมีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนได้ดี ซึ่งจะเห็นได้ว่าช่วงเวลาที่หอทำความเย็นถ่ายเทความร้อนไม่เพียงพอคือเวลา 13.00 - 16.00 น. ดังนั้นจึงจำเป็นต้องเพิ่มการระบายความร้อน โดยการลดอุณหภูมิของบรรยากาศลดลง



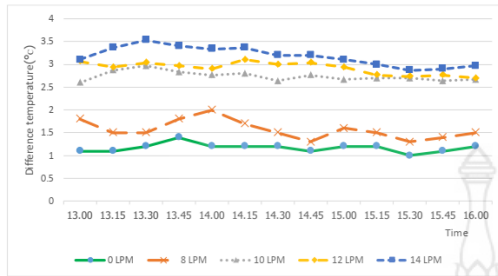
รูปที่ 6 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิของน้ำขาเข้า-ขาออกและอุณหภูมิภายนอกก่อนเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

4.2 การถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็น

เครื่องทำความเย็นขนาด 200 ตันทำความเย็นสามารถถ่ายเทความร้อนได้ประมาณ 450 kW ผ่านน้ำและอากาศ โดยอากาศสามารถถ่ายเทความร้อนจากพัดลมระบายอากาศที่มีความเร็ว 3.2 m/s ดังนั้นจะสามารถระบายความร้อนได้ประมาณ 145 kW

4.3 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำและความแตกต่างของอุณหภูมิ

ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลที่ 8 LPM, 10 LPM, 12 LPM และ 14 LPM จากรูปที่ 7 พบว่าที่ 0 LPM มีค่าความแตกต่างอุณหภูมิของน้ำขาเข้าและขาออกประมาณ 1.2 °C และเมื่อมีการประมาณการฉีดพ่นน้ำที่ 8 LPM พบว่าค่าความแตกต่างของอุณหภูมิของน้ำขาเข้า - ขาออก เพิ่มสูงขึ้นประมาณ 1.57 °C เวลาประมาณ 14.00 น. มีค่าความแตกต่างอุณหภูมิสูงสุดประมาณ 1.9 °C และที่ 10 LPM, 12 LPM และ 14 LPM ค่าความแตกต่างอุณหภูมิมักมากกว่า 2.5 °C ที่ 10 LPM เวลา 13.30 น. มีค่าความแตกต่างอุณหภูมิสูงสุดเท่ากับ 2.97 °C และที่เวลา 14.30 น. มีค่าความแตกต่างอุณหภูมิน้อยที่สุดประมาณ 2.63 °C โดยค่าเฉลี่ยความแตกต่างอุณหภูมิเท่ากับ 2.73 °C ที่ 12 LPM เวลา 13.00 น. น. มีค่าความแตกต่างอุณหภูมิสูงสุดเท่ากับ 3.10 °C และที่เวลา 13.00 น. มีค่าความแตกต่างอุณหภูมิน้อยที่สุดประมาณ 2.7 °C โดยค่าเฉลี่ยความแตกต่างอุณหภูมิเท่ากับ 2.92 °C ส่วนที่ 14 LPM เวลา 13.30 น. มีค่าความแตกต่างอุณหภูมิสูงสุดเท่ากับ 3.53 °C และที่เวลา 15.30 น. มีค่าความแตกต่างอุณหภูมิน้อยที่สุดประมาณ 2.87 °C โดยค่าเฉลี่ยความแตกต่างอุณหภูมิเท่ากับ 3.18 °C

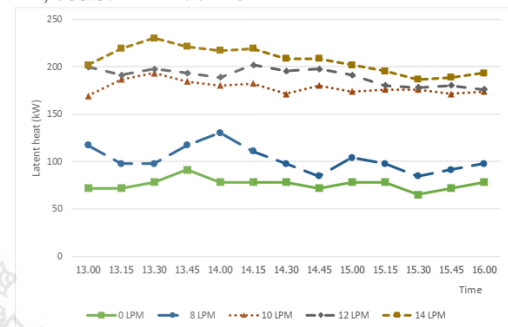


รูปที่ 7 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำและความแตกต่างของอุณหภูมิ

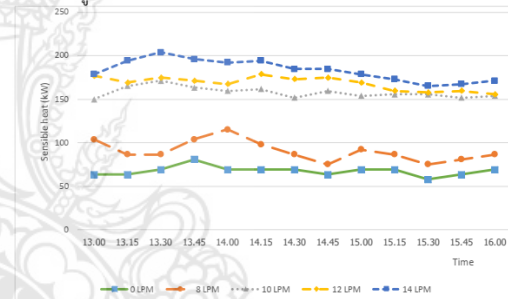
4.4 การถ่ายเทความร้อน

ปริมาณความร้อนที่สามารถถ่ายเทความร้อนได้มี 2 รูปแบบ คือความร้อนแฝง และความร้อนสัมผัส จากรูปที่ 8 เป็นการถ่ายเทความร้อนแฝงพบว่าหากไม่มีการฉีดพ่นน้ำ (0 LPM) ค่าความร้อนแฝงสูงสุดอยู่ที่เวลา 13.45 น. เท่ากับ 91.19 kW และต่ำสุดเวลา 15.30 น. ซึ่งมีค่าเท่ากับ 65.14 kW โดยค่าเฉลี่ยความร้อนแฝงอยู่ที่ 76.16 kW ที่การฉีดพ่น 8 LPM ค่าความร้อนแฝงสูงสุดอยู่ที่เวลา 14.00 น. เท่ากับ 130.27 kW และต่ำสุดเวลา 14.45 น. ซึ่งมีค่าเท่ากับ 84.14 kW โดยค่าเฉลี่ยความร้อนแฝงอยู่ที่ 102.21 kW โดยที่ 10 LPM และ 12 LPM มีค่าความร้อนแฝงใกล้เคียง โดยค่าเฉลี่ยความร้อนแฝงของ 8 LPM และ 10 LPM เท่ากับ 178.37 kW, 190.06 kW ตามลำดับ และที่ 14 LPM ค่าความร้อนแฝงสูงสุดอยู่ที่เวลา 13.30 น. เท่ากับ 230.15 kW และต่ำสุดเวลา 15.30 น. ซึ่งมีค่าเท่ากับ 186.72 kW รูปที่ 9 และรูปที่ 10 แสดงการถ่ายเทความร้อนสัมผัสจะเห็นได้ว่ากราฟมีลักษณะแนวโน้มคล้ายกับความร้อนแฝง และเมื่อพิจารณาค่าการถ่ายเทความร้อนรวมของน้ำและอากาศพบว่าค่าเฉลี่ยการถ่ายเทความร้อนรวมที่ 0 LPM, 8 LPM, 10 LPM, 12 LPM และ 14 LPM มีค่าเท่ากับ 286.56 kW, 335.68 kW, 497.24 kW, 501.28 kW, 533.39 kW ตามลำดับ หากพิจารณาการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ประสิทธิภาพ 80% พบว่าหอทำความเย็นจะสามารถแลกเปลี่ยนความร้อนได้ประมาณ 360 kW ดังนั้นหากพิจารณาค่าการถ่ายเทความร้อน (ผลรวมความร้อนแฝงและความร้อนสัมผัส) รวมกับการถ่ายเทความร้อนของอากาศ (145 kW) จะพบว่า ที่ 0 LPM ไม่สามารถถ่ายเทความร้อนได้เพียงพอ จำเป็นต้องใช้น้ำเพื่อช่วยในการระบายความร้อนของบรรยากาศ ที่ 8 LPM เวลา 13.45 น. ถึงเวลาประมาณ 14.30 น. สามารถถ่ายเทความร้อนได้เพียงพอ 14.45 น. และ 15.30 น. การถ่ายเทความร้อนไม่เพียงพอ ส่วนที่การฉีดพ่นน้ำที่อัตราการไหล 10 LPM, 12 LPM และ 14 LPM

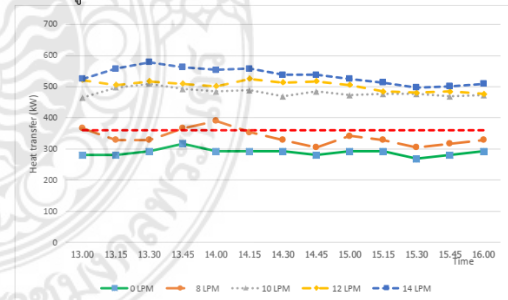
สามารถถ่ายเทความร้อนมากกว่าประมาณ 320 kW ขึ้นไป เมื่อรวมกับการถ่ายเทความร้อนของอากาศพบว่าเครื่องทำความเย็นสามารถทำงานในระบบได้ตามปกติ โดยค่าการถ่ายเทความร้อนรวมที่ 10 LPM, 12 LPM และ 14 LPM มีค่าการถ่ายเทความร้อนรวมเท่ากับ 497.24 kW, 501.28 kW, 533.39 kW ตามลำดับ



รูปที่ 8 การถ่ายเทความร้อนแฝงของหอทำความเย็น



รูปที่ 9 การถ่ายเทความร้อนสัมผัสของหอทำความเย็น



รูปที่ 10 การถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็น

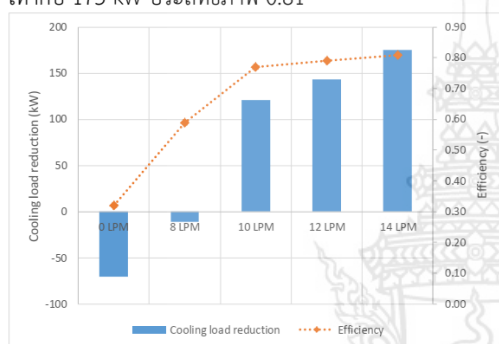
4.5 การลดภาระความเย็นและค่าประสิทธิภาพของหอทำความเย็น

จากการศึกษาการถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็น โดยอ้างอิงประสิทธิภาพของระบบทำความเย็น 80% หรือสามารถแลกเปลี่ยนความร้อนได้ประมาณ 360 kW จากการศึกษาพบว่าหากไม่มีการฉีดพ่นสเปรย์น้ำ (0 LPM) ระบบจะไม่สามารถทำงานได้ เนื่องจากอุณหภูมิบรรยากาศมีค่าเพิ่มสูงขึ้นจึงจำเป็นต้องมีการฉีดพ่นน้ำเพื่อลดอุณหภูมิ



การประชุมวิชาการ ครั้งที่ 3 มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตศรีราชา
วันที่ 28 สิงหาคม พ.ศ. 2563 ณ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตศรีราชา จังหวัดชลบุรี

บรรยากาศ และอุณหภูมิของน้ำจากการศึกษาพบว่า ดังรูปที่ 11 ที่ 8 LPM ระบบจะไม่สามารถทำงานได้เนื่องจากการฉีดพ่นน้ำเพื่อลดอุณหภูมิบรรยากาศ และอุณหภูมิของน้ำยังไม่เพียงพอต่อการทำงานได้ ขณะที่ 10 LPM สามารถลดภาระการทำความเย็นได้ประมาณ 121 kW ประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นเป็น 0.77 และขณะที่ 12 LPM สามารถลดภาระการทำความเย็นได้เท่ากับ 143 kW ประสิทธิภาพการทำความเย็น 0.79 และที่ 14 LPM สามารถลดภาระการทำความเย็นเท่ากับ 175 kW ประสิทธิภาพ 0.81



รูปที่ 11 การลดภาระความเย็นและค่าประสิทธิภาพของหอทำความเย็น

5. สรุปผลการศึกษา

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาอัตราการไหลของน้ำเชิงมวลที่มีผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนในหอทำความเย็นแบบปิดโดยแลกเปลี่ยนความร้อนแบบฉีดพ่นละอองน้ำผลทดสอบพบว่า หากพิจารณาการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ประสิทธิภาพ 80% พบว่าหอทำความเย็นจะสามารถแลกเปลี่ยนความร้อนได้ประมาณ 360 kW การถ่ายเทความร้อนที่ 0 LPM ไม่สามารถถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็นได้ จำเป็นต้องใช้ น้ำเพื่อช่วยในการระบายความร้อนของบรรยากาศ ที่ 8 LPM สามารถถ่ายเทความร้อนประมาณ 192.77 kW ส่วนที่การฉีดพ่นน้ำที่อัตราการไหล 10 LPM, 12 LPM และ 14 LPM สามารถถ่ายเทความร้อนประมาณ 320 kW ขึ้นไป เมื่อรวมกับการถ่ายเทความร้อนของอากาศพบว่าเครื่องทำความเย็นสามารถทำงานในระบบได้ตามปกติ โดยค่าการถ่ายเทความร้อนรวมทั้ง 10 LPM, 12 LPM และ 14 LPM มีค่าการถ่ายเทความร้อนรวมทั้ง 497.24 kW, 501.28 kW และ 533.39 kW ตามลำดับ

ทั้งนี้ในการศึกษาครั้งนี้ควรพิจารณาความเร็วของอากาศและเพิ่มเติม ซึ่งถือเป็นหนึ่งปัจจัยในการระบายความ

ร้อน เนื่องจากระบบดังกล่าวมีการแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยอากาศ [1] ได้สรุปข้อมูลไว้ว่าที่ความเร็วของอากาศส่งผลต่อประสิทธิภาพต่อการระบายความร้อนด้วย

กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้สำเร็จลุล่วงได้ต้องขอขอบพระคุณสาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร ที่ได้อำนวยความสะดวกด้านเครื่องมือและอุปกรณ์ต่าง ๆ และขอบคุณบริษัท พรีเมียมลูบริ แคนท์ ที่ให้ใช้สถานที่ในการทดลอง

เอกสารอ้างอิง

- [1] ดวงฤดี ชูตระกูล, พิชัย อัษฎมงคล และอโณทัย สุขแสงพนม. (2553). การศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของหอทำน้ำเย็นระบบปิดแบบไหลขวางกัน. วารสารมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ (สาขาวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี), ปีที่ 2 ฉบับพิเศษที่ 1, หน้า 47-58.
- [2] วิชาการ เกตุวงษ์ และธนิศวรรี ดีทายาท. (2563). การลดอุณหภูมิอากาศโดยเทคนิคการทำความเย็นแบบระเหยและศักยภาพในการเพิ่มสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ. ประชุมวิชาการการถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการ ครั้งที่ 19, วันที่ 12-13 มีนาคม 2563 ณ หาดเจ้าหลาว คาบาน่า รีสอร์ท จ.จันทบุรี, หน้า 369-377.
- [3] กรมอุตุนิยมวิทยา (2560). แผนภูมิข้อมูลภูมิอากาศ ข้อมูลจาก <https://www.tmd.go.th/climate/climate.php?FileID=7>, (วันที่สืบค้นข้อมูล 15 มิถุนายน 2563).
- [4] Eidan, A.A., Alwan, J., Alsahlani, A., Alfahham, M., (2017). Enhancement of the performance characteristics for air-conditioning system by using direct evaporative cooling in hot climates. Energy Procedia, 142, 3938 – 4003.
- [5] อีรพงศ์ บริรักษ์ และพงษ์สวัสดิ์ คชภูมิ. (2555). การลดอุณหภูมิก่อนเข้าคอนเดนเซอร์เพื่อเพิ่มสมรรถนะ ระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนด้วยการใช้ PVC Filling. วารสาร EAU HERITAGE, 6, number 14-12, pp.147 – 155.
- [6] พรชัย เศรษฐพงษ์ ศิริพล ทองอ่อน และ จันทิมา รี้ว ไลยเงิน. (2563)การศึกษาและออกแบบการเพิ่ม



การประชุมวิชาการ ครั้งที่ 3 มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตศรีราชา
วันที่ 28 สิงหาคม พ.ศ. 2563 ณ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตศรีราชา จังหวัดชลบุรี

ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของหอทำความเย็นแบบปิด. การประชุมวิชาการบัณฑิตศึกษาระดับชาติ, ครั้งที่ 10 วันที่ 25-26 มิถุนายน 2563 บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศิลปากร, หน้า 243-253.

- [7] Armando Oliverira and Jorge Facao, Heat and mass transfer correlation for the design of small indirect contact cooling tower s, Applied thermal engineering, Vol 24. issues 14-15,2004, p1969-1978.
- [8] เขวลลิตร ดีฉ่ำ กิติพงษ์ เจาจารีก.(2557). การเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศโดยการพ่นละอองน้ำที่คอยล์ร้อน. การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย, ครั้งที่ 28 15/17 ตุลาคม 2557 จ. ขอนแก่น.
- [9] ปิยดนัย ภาชนะพรธน์. (2559). การลดค่าไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศแบบчилเลอร์: กรณีศึกษาระบบการลดอุณหภูมิคอนเดนเซอร์ วารสารวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์, หน้า 152 – 154.
- [10] เจษฎา วิเศษมณี. (2559). รูปแบบการระบายความร้อนด้วยน้ำที่ส่งผลต่อสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน. วารสารวิชาการและวิจัย มทร.พระนคร, ปีที่10 ฉบับที่2 กันยายน 2559.
- [11] ธเนศ เดชโหมด วรรัตน์ ปัตตประกร พระพิพัฒน์ ภาสบุตร. (2551). แผงลดอุณหภูมิในการระบายความร้อนสำหรับเครื่องปรับอากาศรวมศูนย์ชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศในอุตสาหกรรมอิเล็กทรอนิกส์ในประเทศไทย. การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลประเทศไทย ครั้งที่ 22, 15-17 ตุลาคม 2551 มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ ศูนย์รังสิต.

ประวัติการศึกษาและการทำงาน



ชื่อ นามสกุล พรชัย เศรษฐพงษ์
 วัน เดือน ปีเกิด 27 กรกฎาคม 2522
 ภูมิลำเนา 115/708 หมู่ 10 ต.บางคูวัด อ.เมือง จ.ปทุมธานี

ประวัติการศึกษา

วุฒิการศึกษา	ชื่อสถาบัน	ปีที่สำเร็จการศึกษา
ประกาศนียบัตรวิชาชีพ	วิทยาลัยเทคนิคนครศรีธรรมราช	2538
ประกาศนียบัตรวิชาชีพชั้นสูง	วิทยาลัยเทคนิคนครศรีธรรมราช	2541
ปริญญาตรี	สถาบันเทคโนโลยีราชมงคล วิทยาเขตพระนครเหนือ	2546
ปริญญาโท	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร	2564

ประวัติการทำงาน

ตำแหน่ง	บริษัท	ปีที่ทำงาน
ผู้ช่วยผู้จัดการฝ่ายวิศวกรรม และซ่อมบำรุง	บริษัท พรีเมียมลูบริแค้นท์ จำกัด	2547 – ปัจจุบัน