

การศึกษาสมรรถนะทางความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็น  
ในรูปแบบน้ำแข็ง กรณีศึกษา : องค์การส่งเสริมกิจการโคนมแห่งประเทศไทย

The study of the refrigeration performance of an ice bank  
system : A case study in the Dairy Farming Promotion  
of Thailand

นางสาวฐานันชฌา พิมงาม รหัสนิต 59361232

นางสาวณัฐนรี ลักษณะกิจ รหัสนิต 59361485

นายทวีรัฐ จุ้ยสกุล รหัสนิต 59361829

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาลักสูตรวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร

ปีการศึกษา 2562



## ใบรับรองโครงการงาน

หัวข้อโครงการงาน : การศึกษาสมรรถนะทางความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็น  
ในรูปน้ำแข็ง กรณีศึกษา : องค์การส่งเสริมกิจการโคนมแห่งประเทศไทย  
The study of the refrigeration performance of an ice bank  
system : A case study the Dairy Farming Promotion of  
Thailand


ผู้ดำเนินโครงการงาน : นางสาวฐานันชฌา พิมงาม รหัสบัณฑิต 59361232  
นางสาวณัฐนรี ลักษณะกิจ รหัสบัณฑิต 59361485  
นายทวิรัฐ จุ้ยสกุล รหัสบัณฑิต 59361829

อาจารย์ที่ปรึกษา : ผศ.ดร.อาวุธ ลภีรัตน์ากุล  
ภาควิชา : วิศวกรรมเครื่องกล  
ปีการศึกษา : 2562

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยราชภัฏมหาสารคาม อนุมัติให้โครงการงานวิจัยฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะกรรมการสอบโครงการงาน

  
.....ประธานกรรมการ  
(ผศ.ดร.อาวุธ ลภีรัตน์ากุล)

  
.....กรรมการ  
(ผศ.ดร.ชัยชัย ไกรทอง)

  
.....กรรมการ  
(ผศ.ศิษย์ภักดิ์ แคนลา)

หัวข้อโครงการ : การศึกษาสมรรถนะทางความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็น  
ในรูปน้ำแข็ง กรณีศึกษา : องค์การส่งเสริมกิจการโคนมแห่งประเทศไทย

ผู้ดำเนินโครงการ : นางสาวฐานันชฌา พิมงาม รหัสบัณฑิต 59361232  
นางสาวณัฐนรี ลักษณะกิจ รหัสบัณฑิต 59361485  
นายทวิรัฐ จุ้ยสกุล รหัสบัณฑิต 59361829

อาจารย์ที่ปรึกษา : ผศ.ดร.อาวุธ ลภีรัตนากุล

ภาควิชา : วิศวกรรมเครื่องกล

ปีการศึกษา : 2562

### บทคัดย่อ

ปริญญานิพนธ์นี้มีวัตถุประสงค์เพื่อวิเคราะห์สมรรถนะทางความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง ในด้านสัดส่วนพลังงานที่น้ำเย็นได้รับต่อพลังงานที่สารทำความเย็นผลิตได้ ( $\text{kW}_{\text{น้ำ}}/\text{kW}_{\text{สารทำความเย็น}}$ ) รวมถึงการประเมินความสูญเสียพลังงานความเย็นของท่อส่งน้ำเย็นและผนังระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง การทดสอบทำการตรวจวัดตัวแปรที่เกี่ยวข้องและบันทึกผลทุก ๆ 15 นาที 1 ชั่วโมง และ 2 ชั่วโมง โครงการนี้ได้ทำการเลือกองค์การส่งเสริมกิจการโคนมแห่งประเทศไทย ภาคเหนือตอนล่าง จังหวัดสุโขทัย เป็นกรณีศึกษา ซึ่งมีการใช้ระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็งบนคอยล์แบบละลายภายนอกในการจ่ายน้ำเย็นเข้าสู่กระบวนการผลิตนม จากการศึกษาสัดส่วนพลังงานที่น้ำเย็นได้รับต่อพลังงานที่สารทำความเย็นผลิตได้พบว่า ผลต่างอุณหภูมิของน้ำเย็นขาเข้าและออกของถังสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง มีความสอดคล้องกับพฤติกรรมการเปิดใช้งานเครื่องสูบน้ำและคอมเพรสเซอร์ โดยพฤติกรรมการเปิดใช้งานเครื่องสูบน้ำและคอมเพรสเซอร์ที่เหมาะสมของโรงงาน คือการเปิดใช้งานคอมเพรสเซอร์ 2 เครื่อง พร้อมเครื่องสูบน้ำ 2 เครื่อง พฤติกรรมดังกล่าวมีค่าสัดส่วนพลังงานที่น้ำเย็นได้รับต่อพลังงานที่สารทำความเย็นผลิตได้ใกล้เคียง  $1 \text{ kW}_{\text{น้ำ}}/\text{kW}_{\text{สารทำความเย็น}}$  แสดงให้เห็นว่าพลังงานที่สารทำความเย็นผลิตได้มีปริมาณมากเพียงพอในการทำความเย็นให้แก่ น้ำเย็นที่ไปใช้งานในกระบวนการ แต่หากกระบวนการผลิตนมมีความต้องการเพิ่มปริมาณน้ำเย็นในการผลิต ด้วยการเปิดใช้งานคอมเพรสเซอร์ 2 เครื่อง พร้อมเครื่องสูบน้ำ 3 เครื่อง จะทำให้สัดส่วนของพลังงานมีค่าเพิ่มขึ้นเป็น 1.1 ถึง  $2.3 \text{ kW}_{\text{น้ำ}}/\text{kW}_{\text{สารทำความเย็น}}$  ซึ่งหมายความว่าระบบมีการทำงานมากกว่าปกติ พลังงานที่สารทำความเย็นผลิตได้มีปริมาณไม่เพียงพอในการทำน้ำเย็นให้แก่กระบวนการผลิตนม คาดว่าเป็นกระบวนการละลายน้ำแข็งที่เกาะบนคอยล์ในถังสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง หรือมีการนำไปใช้งานในกระบวนการมากเกินไปเกินความสามารถ

ของระบบสะสมพลังงานความเย็น ทั้งนี้ในโครงการสามารถคาดคะเน ค่าสัดส่วนพลังงานที่น้ำเย็นได้รับต่อพลังงานที่สารทำความเย็นผลิตได้ ( $kW_{น้ำ}/kW_{สารทำความเย็น}$ ) ด้วยสมการเอกซ์โพเนนเชียล โดยเปรียบเทียบผลการตรวจวัดหน้างานและผลจากการคาดคะเนด้วยสมการของโครงการ พบว่าสัดส่วนของพลังงานมีค่าใกล้เคียงกัน และมีความคลาดเคลื่อน 0.02 ถึง 15.67 เปอร์เซ็นต์ โดยมีเงื่อนไขการใช้งานสมการเมื่อระบบมีการทำงานของเครื่องสูบน้ำทั้ง 3 เครื่อง พร้อมกับคอมเพรสเซอร์ 2 เครื่อง และมีผลรวมกระแสไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ทั้ง 2 เครื่องอยู่ในช่วง 120 ถึง 145 แอมแปร์ ส่วนการประเมินการสูญเสียความเย็นผ่านผิวท่อและผนังของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง พบว่ามีอัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผิวท่อในส่วนที่ไม่หุ้มฉนวนรวม 0.187 กิโลวัตต์ คิดเป็นค่าการใช้ไฟฟ้า คิดเป็นเงิน 5,996 บาทต่อปี ในขณะที่เดียวกันอัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผนังที่หมดสภาพความเป็นฉนวน มีอัตราการสูญเสียเท่ากับ 0.97 กิโลวัตต์ คิดเป็นค่าการใช้ไฟฟ้า คิดเป็นเงิน 31,122 บาทต่อปี



Project Title : The study of the refrigeration performance of an ice bank system : A case study the Dairy Farming Promotion of Thailand

Name : Ms. Thanatcha Pimngam  
Ms. Natnaree Laksanakit  
Mr. Thaweerat chusakun

Project Advisor : Asst.Prof.Dr. Arwut Lapidattanakun

Academic Year : 2562

---

### Abstract

This thesis aims to analyze a refrigeration performance of an ice bank. In terms the ratio of cold-water energy to the refrigerant energy of an ice bank ( $kW_{\text{water}}/kW_{\text{refrigerant}}$ ). Including a cooling surface loss in cold water pipe and ice bank wall were estimated. The experimental data was recorded every 15 minutes, 1 hour and 2 hours. This project selected the Dairy Farming Promotion Organization of Thailand, Lower Northern, Sukhothai is a case study. Which uses the ice bank on the external melt coil to distribute cold water into the milk production process. From the study of the ratio of cold-water energy to the refrigerant energy of an ice bank, it was found that temperature difference of inlet and outlet cold water of ice storage tank correspond to the behavior of the pump and compressor operation. The appropriate condition for operating a pumps and compressors for this factory is an operating with 2 compressors and 2 pumps. This condition has an energy ratio equal to  $1 kW_{\text{energy}} / kW_{\text{refrigerant}}$ , meaning that the refrigerant energy is enough to produce a cold water to supporting milk production process. When increasing in the milk production process, activating 2 compressors and 3 pumps, the energy ratio increases to 1.1 - 2.3  $kW_{\text{energy}}/kW_{\text{refrigerant}}$ , which means the system has working more than usual. The refrigerant energy isn't enough to produce a cold water. Expected to melting ice process on the coils in ice storage tank, or has been used in the process far more than the capacity of the cold energy storage system. In this project can predict a ratio of cold-water energy to the refrigerant energy ( $kW_{\text{water}}/kW_{\text{refrigerant}}$ ) with the exponential

equation. By comparing the measurement results and the predictions with the project equations, it was found that the energy ratio is similar. It has an error of 0.02 to 15.67 %, operating with 3 pumps and 2 compressors. The total electric consumption of both compressors is in the range of 120 to 145 Amperes. Moreover, the surface cold loss in cold water pipe and ice bank wall were estimated. it was found that the cooling surface loss in cold water pipe and wall of ice bank were 0.187 and 0.97 kW, when comparing the electricity usage 5,996 and 31,122 Baht per year, respectively.



## กิตติกรรมประกาศ

ปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงได้ด้วยความกรุณาจาก ผศ.ดร.อาวุธ ลภีรัตนากุล อาจารย์ที่ปรึกษาปริญญาานิพนธ์ ผู้ที่ให้คำแนะนำ คำปรึกษา ตรวจสอบแก้ไขปริญญาานิพนธ์ และสนับสนุนอุปกรณ์ในการทำงานตลอดระยะเวลาในการทำปริญญาานิพนธ์จนเสร็จสมบูรณ์ ทางคณะผู้จัดทำขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง

ขอขอบพระคุณ ผศ.ดร.ขวัญชัย ไกรทอง และ ผศ.ศิษฐ์ภัณฑ์ แคนลา อาจารย์ประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยนเรศวร ที่กรุณามาเป็นคณะกรรมการตรวจสอบและสอบปริญญาานิพนธ์ตลอดจนให้คำแนะนำอย่างดียิ่งตลอดมา

ขอขอบพระคุณ ทางองค์การส่งเสริมกิจการโคนมแห่งประเทศไทย (อ.ส.ค.) ภาคเหนือตอนล่าง จังหวัดสุโขทัย ที่ให้ความอนุเคราะห์สถานที่ เครื่องมือ ข้อมูลต่าง ๆ รวมทั้งคำแนะนำที่เป็นประโยชน์แก่ปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้

ขอขอบพระคุณ ท่านผู้ที่ให้การช่วยเหลือทุกท่านที่มีได้เอ่ยนาม ที่ได้ให้การสนับสนุนและให้กำลังใจ ซึ่งเป็นส่วนช่วยในการทำปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้จนสำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี

คณะผู้จัดทำ

# สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อ	ก
Abstract	ค
กิตติกรรมประกาศ	จ
สารบัญตาราง	ฎ
สารบัญภาพ	ท
สัญลักษณ์และอักษรย่อ	ถ
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ที่มาและความสำคัญของโครงการ	1
1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ	2
1.3 ขอบเขตของโครงการ	2
1.4 ขั้นตอนการดำเนินงาน	3
1.5 แผนการดำเนินงาน	3
1.6 ผลที่คาดว่าจะได้รับ	4
1.7 รายละเอียดงบประมาณตลอดโครงการ	4
บทที่ 2 หลักการและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง	5
2.1 เครื่องกักเก็บความเย็น	5
2.1.1 ระบบกักเก็บน้ำเย็น	5
2.1.2 ชนิดของเครื่องกักเก็บความเย็น	6
2.2 ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ	8
2.2.1 อุปกรณ์ในระบบทำความเย็นแบบอัดไอ	8



## สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
2.2.2 การคำนวณของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ	11
2.2.3 สารทำความเย็น	13
2.3 กระบวนการผลิตนม	14
2.3.1 กระบวนการพลาสเจอร์ไรส์	14
2.3.2 กระบวนการ UHT	15
2.4 การถ่ายเทความร้อน	16
2.4.1 ความร้อน	16
2.4.2 การนำความร้อน	17
2.4.3 การพาความร้อน	17
2.4.4 การแผ่รังสีความร้อน	18
2.5 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	20
2.6 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	21
บทที่ 3 วิธีการดำเนินงาน	25
3.1 การสำรวจข้อมูล	25
3.1.1 ข้อมูลทั่วไป	25
3.1.2 อุปกรณ์ในระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง	26
3.1.3 แผนผังระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง	27
3.1.4 แผนผังกระบวนการฆ่าเชื้อนม	28
3.2 การเก็บรวบรวมข้อมูลและการวิเคราะห์ข้อมูล	29
3.2.1 ข้อมูลที่ต้องการบันทึกในระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง	29

## สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
3.2.2 เครื่องมือและอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้อง	30
3.2.3 โปรแกรมที่ใช้ในการวิเคราะห์	33
3.3 การนิยามสมรรถนะทางความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง	36
3.4 วิธีการดำเนินงาน	37
3.4.1 แผนผังการเก็บข้อมูลของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง	37
3.4.2 แผนผังการคำนวณสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง	38
3.4.3 แผนผังการเก็บข้อมูลและการคำนวณการสูญเสียพลังงานความเย็น	39
บทที่ 4 วิเคราะห์ผลการทดลอง	40
4.1 ผลการวิเคราะห์การกระจายอุณหภูมิของกระบวนการสร้างและละลายน้ำแข็งของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง ทุก ๆ 15 นาที	40
4.2 ผลการวิเคราะห์สัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็งและสัมประสิทธิ์สมรรถนะคอมเพรสเซอร์ทุก ๆ 15 นาที	41
4.3 ผลการวิเคราะห์สัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็งและผลต่างอุณหภูมิของน้ำ ทุก ๆ 15 นาที 1 ชั่วโมง และ 2 ชั่วโมง	42
4.4 ผลการวิเคราะห์สัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็งและผลต่างสารทำความเย็น ทุก ๆ 15 นาที 1 ชั่วโมง และ 2 ชั่วโมง	44
4.5 ผลการวิเคราะห์สัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็งและอุณหภูมิภายในถังสะสมความเย็นในรูปน้ำแข็ง ทุก ๆ 15 นาที 1 ชั่วโมง และ 2 ชั่วโมง	46
4.6 การคาดคะเนสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง	50

## สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
4.7 การวิเคราะห์อัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผิวท่อ	53
4.7.1 การคำนวณอัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผิวท่อ	53
4.7.2 การคำนวณอัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผิวท่อโดยใช้โปรแกรม 3E Plus	54
4.7.3 การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ของอัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผิวท่อ	56
4.8 การวิเคราะห์อัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผนังถังสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง	57
4.8.1 การคำนวณอัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผนังถังสะสมพลังงานความเย็น	57
4.8.2 การคำนวณอัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผนังถังสะสมพลังงานความเย็นโดยใช้โปรแกรม 3E Plus	58
4.8.3 การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ของอัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผนังถังสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง	59
4.9 ดัชนีการใช้พลังงานต่อหน่วยการผลิตของโรงงาน	60
4.10 การเสนอแนวทางในการลดความสูญเสียความเย็นผ่านระบบท่อและผนังของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง	61
บทที่ 5 สรุปผลการวิจัย	62
5.1 การศึกษาตัวแปรที่มีผลต่อสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง	62
5.2 การประเมินสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง	62
5.3 การวิเคราะห์และประเมินความสูญเสียที่เกิดขึ้นในระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง	64
บรรณานุกรม	65

## สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
ภาคผนวก	69
ภาคผนวก ก Table of emissivity of various surfaces	70
ภาคผนวก ข โปรแกรมที่ใช้ในการคำนวณ	74
ภาคผนวก ค ข้อมูลจากการตรวจวัด	81
ภาคผนวก ง ผลการคาดคะเนสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็น ของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง	113
ภาคผนวก จ การคำนวณหาสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็น ของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง	116



## สารบัญตาราง

	หน้า
ตารางที่ 1.1 ตารางแสดงขั้นตอนการดำเนินงาน	3
ตารางที่ 2.1 สมการสำหรับการพาความร้อนแบบอิสระ	18
ตารางที่ 3.1 รายการอุปกรณ์ในระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง	26
ตารางที่ 3.2 ข้อมูลที่ต้องการบันทึก	29
ตารางที่ 4.1 การเปรียบเทียบการคำนวณอัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผิวท่อ จากการคำนวณและโปรแกรม 3E Plus	55
ตารางที่ 4.2 ข้อมูลการคำนวณอัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผิวท่อ	56
ตารางที่ 4.3 การเปรียบเทียบการคำนวณอัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผนังถังสะสมพลังงาน ความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง จากการคำนวณและโปรแกรม 3E Plus	59
ตารางที่ 4.4 ค่าดัชนีการใช้พลังงานต่อหน่วยการผลิตนมของโรงงาน	60
ตารางที่ ค.1 ข้อมูลจากการตรวจวัดระบบสะสมความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง ในช่วงเวลา 08.30 – 12.30 น. ทุก ๆ 15 นาที วันที่ 10 มกราคม 2563	82
ตารางที่ ค.2 ข้อมูลจากการตรวจวัดระบบสะสมความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง ในช่วงเวลา 03.30 – 02.30 น. ทุก ๆ 1 ชั่วโมง วันที่ 28 มกราคม 2563	86
ตารางที่ ค.3 ข้อมูลจากการตรวจวัดระบบสะสมความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง ในช่วงเวลา 03.30 – 02.30 น. ทุก ๆ 1 ชั่วโมง วันที่ 29 มกราคม 2563	88
ตารางที่ ค.4 ข้อมูลจากการตรวจวัดระบบสะสมความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง ในช่วงเวลา 03.30 – 02.30 น. ทุก ๆ 1 ชั่วโมง วันที่ 31 มกราคม 2563	90

## สารบัญตาราง (ต่อ)

	หน้า
ตารางที่ ค.5 ข้อมูลจากการตรวจวัดระบบสะสมความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง ในช่วงเวลา 03.30 – 02.30 น. ทุก ๆ 1 ชั่วโมง วันที่ 1 กุมภาพันธ์ 2563	94
ตารางที่ ค.6 ข้อมูลจากการตรวจวัดระบบสะสมความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง ในช่วงเวลา 03.30 – 02.30 น. ทุก ๆ 1 ชั่วโมง วันที่ 2 กุมภาพันธ์ 2563	98
ตารางที่ ค.7 ข้อมูลจากการตรวจวัดระบบสะสมความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง ในช่วงเวลา 03.30 – 02.30 น. ทุก ๆ 1 ชั่วโมง วันที่ 3 กุมภาพันธ์ 2563	100
ตารางที่ ค.8 ข้อมูลจากการตรวจวัดระบบสะสมความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง ในช่วงเวลา 03.30 – 01.30 น. ทุก ๆ 2 ชั่วโมง วันที่ 17 กุมภาพันธ์ 2563	104
ตารางที่ ค.9 ข้อมูลจากการตรวจวัดระบบสะสมความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง ในช่วงเวลา 03.30 – 01.30 น. ทุก ๆ 2 ชั่วโมง วันที่ 18 กุมภาพันธ์ 2563	106
ตารางที่ ค.10 ข้อมูลจากการตรวจวัดระบบสะสมความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง ในช่วงเวลา 03.30 – 01.30 น. ทุก ๆ 2 ชั่วโมง วันที่ 19 กุมภาพันธ์ 2563	108
ตารางที่ ค.11 ข้อมูลจากการตรวจวัดระบบสะสมความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง ในช่วงเวลา 03.30 – 01.30 น. ทุก ๆ 2 ชั่วโมง วันที่ 21 กุมภาพันธ์ 2563	110
ตารางที่ ค.12 ข้อมูลจากการตรวจวัดระบบสะสมความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง ในช่วงเวลา 03.30 – 01.30 น. ทุก ๆ 2 ชั่วโมง วันที่ 22 กุมภาพันธ์ 2563	111
ตารางที่ ค.13 ข้อมูลจากการตรวจวัดระบบสะสมความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง ในช่วงเวลา 03.30 – 01.30 น. ทุก ๆ 2 ชั่วโมง วันที่ 23 กุมภาพันธ์ 2563	112

## สารบัญตาราง (ต่อ)

	หน้า
ตารางที่ ง.1 ผลการคาดคะเนสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็น ของระบบสะสมพลังงานความร้อนในรูปน้ำแข็ง วันที่ 31 มกราคม พ.ศ.2563	114
ตารางที่ ง.2 ผลการคาดคะเนสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็น ของระบบสะสมพลังงานความร้อนในรูปน้ำแข็ง วันที่ 1 กุมภาพันธ์ พ.ศ.2563	114
ตารางที่ ง.3 ผลการคาดคะเนสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็น ของระบบสะสมพลังงานความร้อนในรูปน้ำแข็ง วันที่ 3 กุมภาพันธ์ พ.ศ.2563	115
ตารางที่ จ.1 ข้อมูลวันที่ 10 มกราคม 2563 เวลา 08:30 น.	117
ตารางที่ จ.2 ผลการหาเอนทาลปีจาก P-h Diagram R717	121

## สารบัญญภาพ

	หน้า
รูปที่ 2.1 ถังเก็บน้ำแข็งบนคอยล์แบบละลายภายนอก	6
รูปที่ 2.2 การบรรจุและจ่ายความเย็นของระบบน้ำแข็งบนคอยล์แบบละลายภายนอก	6
รูปที่ 2.3 ถังเก็บน้ำแข็งของระบบน้ำแข็งบนคอยล์แบบละลายภายใน	7
รูปที่ 2.4 การบรรจุและจ่ายความเย็นของระบบน้ำแข็งบนคอยล์แบบละลายภายใน	7
รูปที่ 2.5 ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ	8
รูปที่ 2.6 คอมเพรสเซอร์แบบลูกสูบ	9
รูปที่ 2.7 เครื่องระเหยชนิดท่อและครีป	10
รูปที่ 2.8 เครื่องระเหยชนิดเปลือกและท่อ	10
รูปที่ 2.9 คอยล์ร้อน	10
รูปที่ 2.10 วัฏจักรเครื่องทำความเย็นแบบอัดไอ	11
รูปที่ 2.11 แผนภาพความดัน-เอนทัลปีของวัฏจักรการอัดไอหนึ่งขั้นตอน	11
รูปที่ 2.12 กระบวนการพลาสเจอร์ไรส์ ขององค์การส่งเสริมกิจการโคนมแห่งประเทศไทย	14
รูปที่ 2.13 กระบวนการผลิตนม UHT ขององค์การส่งเสริมกิจการโคนมแห่งประเทศไทย	15
รูปที่ 2.14 (a) การแผ่รังสีที่ผิว (b) การแผ่รังสีระหว่างที่ผิวและสิ่งแวดล้อม	18
รูปที่ 2.15 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น	20
รูปที่ 2.16 อุณหภูมิของน้ำและมวลของน้ำแข็ง ในกระบวนการผลิตน้ำแข็ง	22



## สารบัญภาพ (ต่อ)

	หน้า
รูปที่ 2.17 อัตราการสร้างน้ำแข็งระหว่างการคำนวณและการวัด	23
รูปที่ 2.18 อุณหภูมิขาเข้าและขาออก Ice bank ขณะสร้างน้ำแข็ง	23
รูปที่ 2.19 อัตราการละลายน้ำแข็งระหว่างการคำนวณและการวัด	24
รูปที่ 2.20 อัตราการถ่ายเทความร้อนเทียบกับระยะเวลาของกระบวนการละลายน้ำแข็ง	24
รูปที่ 3.1 ตราสัญลักษณ์ประจำองค์การ	25
รูปที่ 3.2 แผนผังระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง	27
รูปที่ 3.3 แผนผังกระบวนการฆ่าเชื้อนม	28
รูปที่ 3.4 กล้องถ่ายภาพความร้อน	31
รูปที่ 3.5 แคลมป์มิเตอร์	31
รูปที่ 3.6 กราฟเครื่องสูบน้ำ (Performance Curve) MD50 200/9.2	32
รูปที่ 3.7 โปรแกรม CoolPack	33
รูปที่ 3.8 โปรแกรม Testo IR Software	34
รูปที่ 3.9 ลักษณะของโปรแกรม Testo IR Software	34
รูปที่ 3.10 โปรแกรม 3E Plus	35
รูปที่ 3.11 แผนผังการเก็บข้อมูล	37
รูปที่ 3.12 แผนผังการคำนวณ	38

## สารบัญภาพ (ต่อ)

หน้า

รูปที่ 3.13	แผนผังการเก็บข้อมูลและการคำนวณการสูญเสียพลังงานความเย็นผ่านผิวท่อและผนัง	39
รูปที่ 4.1	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำเข้าขาออก และอุณหภูมิน้ำในถังสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง เทียบกับเวลาทุก ๆ 15 นาที วันที่ 10 ม.ค. 2563	40
รูปที่ 4.2	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์สมรรถนะคอมเพรสเซอร์และสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง เทียบกับเวลาทุก ๆ 15 นาที วันที่ 10 ม.ค. 2563	41
รูปที่ 4.3	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างผลต่างอุณหภูมิน้ำและสัดส่วนพลังงานของน้ำต่อพลังงานของสารทำความเย็น เทียบกับเวลาทุก ๆ 15 นาที วันที่ 10 ม.ค. 2563	42
รูปที่ 4.4	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างผลต่างอุณหภูมิน้ำและสัดส่วนพลังงานของน้ำต่อพลังงานของสารทำความเย็น เทียบกับเวลาทุก ๆ 1 ชั่วโมง วันที่ 28 ม.ค. ถึง 3 ก.พ. 2563	42
รูปที่ 4.5	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างผลต่างอุณหภูมิน้ำและสัดส่วนพลังงานของน้ำต่อพลังงานของสารทำความเย็น เทียบกับเวลาทุก ๆ 2 ชั่วโมง วันที่ 17 ก.พ. ถึง 23 ก.พ. 2563	43
รูปที่ 4.6	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างผลต่างอุณหภูมิสารทำความเย็นและสัดส่วนพลังงานของน้ำต่อพลังงานของสารทำความเย็น เทียบกับเวลา ทุก ๆ 15 นาที วันที่ 10 ม.ค. 2563	44
รูปที่ 4.7	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างผลต่างอุณหภูมิสารทำความเย็นและสัดส่วนพลังงานของน้ำต่อพลังงานของสารทำความเย็น ทุก ๆ 1 ชั่วโมง วันที่ 28 ม.ค. ถึง 3 ก.พ. 2563	44
รูปที่ 4.8	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างผลต่างอุณหภูมิสารทำความเย็นและสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็น เทียบกับเวลา ทุก ๆ 2 ชั่วโมง วันที่ 17 ก.พ. ถึง 23 ก.พ. 2563	45

## สารบัญญภาพ (ต่อ)

หน้า

รูปที่ 4.9 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิภายในถังสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง และสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็น ในรูปน้ำแข็ง เทียบกับเวลา ทุก ๆ 15 นาที วันที่ 10 ม.ค. 2563 เวลา 8.30 น. ถึง 16.30 น.	46
รูปที่ 4.10 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิในถังสะสมพลังงานความเย็น (A) กับ สัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง (B) เทียบกับเวลาทุก 1 ชั่วโมง (C) ในระหว่างวันที่ 28 ม.ค. ถึง 3 ก.พ. 2563 และปิดปรับปรุงระบบ ในวันที่ 30 ม.ค. 2563	47
รูปที่ 4.11 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิในถังสะสมพลังงานความเย็น (A) กับ สัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง (B) เทียบกับเวลาทุก 2 ชั่วโมง (C) ในระหว่างวันที่ 17 ก.พ. ถึง 23 ก.พ. 2563 และปิดปรับปรุงระบบ ในวันที่ 20 ก.พ. 2563	48
รูปที่ 4.12 กราฟแสดงเส้นแนวโน้มของสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของ ระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็งเทียบกับผลต่างของอุณหภูมิน้ำเย็น	50
รูปที่ 4.13 กราฟแสดงผลการเปรียบเทียบค่าสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็น ของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง วันที่ 31 มกราคม 2563	51
รูปที่ 4.14 กราฟแสดงผลการเปรียบเทียบค่าสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็น ของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง วันที่ 1 กุมภาพันธ์ 2563	51
รูปที่ 4.15 กราฟแสดงผลการเปรียบเทียบค่าสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็น ของ ระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง วันที่ 3 กุมภาพันธ์ 2563	52

## สารบัญภาพ (ต่อ)

	หน้า
รูปที่ 4.16 ผลการวิเคราะห์การกระจายอุณหภูมิ ด้วยโปรแกรม Testo IR Software	53
รูปที่ 4.17 การคำนวณอัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผิวท่อโดยใช้โปรแกรม 3E Plus	54
รูปที่ 4.18 ผลการวิเคราะห์การกระจายอุณหภูมิ ด้วยโปรแกรม Testo IR Software	57
รูปที่ 4.19 การคำนวณอัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผนัง โดยใช้โปรแกรม 3E Plus	58
รูปที่ ข.1 การใช้งานโปรแกรม CoolPack	75
รูปที่ ข.2 การเลือกสารทำความเย็นที่ใช้ในการคำนวณ	75
รูปที่ ข.3 การใส่ค่าเพื่อใช้ในการคำนวณ	76
รูปที่ ข.4 การใช้งานโปรแกรม Testo IR Software	77
รูปที่ ข.5 การใช้งานโปรแกรม Testo IR Software	77
รูปที่ ข.6 เลือกคำสั่งสำหรับวิเคราะห์อุณหภูมิจากภาพ	78
รูปที่ ข.7 แสดงอุณหภูมิของพื้นที่ล้อมรอบที่ต้องการ	78
รูปที่ ข.8 การใช้งานโปรแกรม 3E Plus V4.1	79
รูปที่ ข.9 การป้อนข้อมูลในโปรแกรม 3E Plus V4.1	79
รูปที่ ข.10 การป้อนข้อมูลในโปรแกรม 3E Plus V4.1	80
รูปที่ ข.11 ผลจากการคำนวณค่าความร้อนโดยเปลี่ยนแปลงขนาดความหนาของท่อ	80
รูปที่ จ.1 P-h Diagram R717 ของคอมเพรสเซอร์เครื่องที่ 1	119
รูปที่ จ.2 P-h Diagram R717 ของคอมเพรสเซอร์เครื่องที่ 2	120

## สัญลักษณ์และอักษรย่อ

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
A	พื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อน	$m^2$
$C_p$	ค่าความร้อนจำเพาะของวัตถุนั้น ๆ	$kJ/kg\ K$
$C_{pR}$	ความร้อนจำเพาะของสารทำความเย็นแอมโมเนีย เท่ากับ 2.2	$kJ/kg\ K$
$C_{p_{water}}$	ความร้อนจำเพาะของน้ำ เท่ากับ 4.18	$kJ/kg\ K$
COP	สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบอัดไอ	-
D	เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ	m
$E_b$	พลังงานการแผ่รังสีความร้อนที่ผิว	$W / m^2$
EER	อัตราส่วนสมรรถนะพลังงาน	-
$G_{abs}$	การฉายรังสีความร้อน	-
h	สัมประสิทธิ์การพาเทความร้อน	$W / m^2$
$h_i$	เอนทัลปีตำแหน่งที่ i	$kJ/kg$
$I_{com}$	กระแสไฟฟ้าของคอยร้อน	A
$I_{pump}$	กระแสไฟฟ้าของเครื่องสูบน้ำ	A
k	ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของวัสดุ	$W/m-K$
L	ความยาวท่อ	m
l	ค่าความร้อนแฝงจำเพาะ	$kJ/kg$
m	มวลของสารหรือวัตถุ	kg
$\dot{m}_R$	อัตราการไหลของสารทำความเย็น	$kg/s$
$\dot{m}_{water}$	อัตราการไหลของน้ำ	$kg/s$
$P_H$	ความดันสูงของคอมเพรสเซอร์	Bar
$P_L$	ความดันต่ำของคอมเพรสเซอร์	Bar
$Power_{pump}$	กำลังของเครื่องสูบน้ำ	kW

## สัญลักษณ์และอักษรย่อ (ต่อ)

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
$Q_e$	อัตราการทำความเย็นที่ระบบทำได้	kW
$Q_H$	อัตราการถ่ายโอนความร้อนที่ถูกระบายออกจากคอยล์ร้อน	kW
$Q_L$	ปริมาณความร้อนแฝง	kJ
$Q_s$	ปริมาณความร้อนสัมผัส	kJ
$q_{cond}$	อัตราการการนำความร้อน	W / m <sup>2</sup>
$q_{conv}$	อัตราการพาความร้อน	W / m <sup>2</sup>
$q_e$	ความเย็นที่ระบบสามารถทำได้	kJ/kg
$q_H$	ความร้อนที่ถูกระบายออกจากคอยล์ร้อน	kJ/kg
$q'$	อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อหน่วยความยาว	W/m
$q'_{conv}$	อัตราการถ่ายเทความร้อนของการพาต่อหน่วยความยาว	W/m
$q'_{rad}$	อัตราการแผ่รังสีความร้อนต่อหน่วยความยาว	W/m
$q''$	อัตราการถ่ายเทความร้อนของการพาต่อหน่วยพื้นที่	W / m <sup>2</sup>
$q''_{conv}$	อัตราการถ่ายเทความร้อนของการพาต่อหน่วยพื้นที่	W / m <sup>2</sup>
$q''_{rad}$	อัตราการแผ่รังสีความร้อนต่อหน่วยพื้นที่	W / m <sup>2</sup>
$T_{icebank}$	อุณหภูมิถึงสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง	°C
$T_{\infty}$	อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม	K
$T_{R, in}$	อุณหภูมิสารทำความเย็นขาเข้า	°C
$T_{R, out}$	อุณหภูมิสารทำความเย็นขาออก	°C
$T_{receiver}$	อุณหภูมิสารทำความเย็น	°C
$T_s$	อุณหภูมิผิว	K
$T_{subcool}$	อุณหภูมิฝั่ง Subcooled	°C
$T_{superheat}$	อุณหภูมิฝั่ง Superheat	°C
$T_{water, in}$	อุณหภูมิน้ำขาเข้า	°C

## สัญลักษณ์และอักษรย่อ (ต่อ)

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
$T_{\text{water,out}}$	อุณหภูมิน้ำขาออก	$^{\circ}\text{C}$
$\Delta T$	ผลต่างระหว่างอุณหภูมิเริ่มต้นและสุดท้ายของวัตถุ	K
$\Delta T_R$	ผลต่างระหว่างอุณหภูมิเริ่มต้นและสุดท้ายของสารทำความเย็น	K
$\Delta T_{\text{water}}$	ผลต่างระหว่างอุณหภูมิเริ่มต้นและสุดท้ายของน้ำ	K
$v$	ปริมาตรจำเพาะของไอสารทำความเย็น	$\text{m}^3 / \text{kg}$
$W$	งานที่ป้อนให้กับระบบ	kW
$\epsilon$	Emissivity เป็นสมบัติของพื้นผิว	-
$\sigma$	ค่าคงที่ Stefan-Boltzmann เท่ากับ $5.67 \times 10^{-8}$	$\text{W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}^4$

# บทที่ 1

## บทนำ

### 1.1 ที่มาและความสำคัญของโครงการ

ในอดีตถึงปัจจุบัน ผลิตภัณฑ์นมวัวเป็นที่นิยมแก่ทุกเพศทุกวัย เนื่องจากมีคุณค่าทางโภชนาการที่สูง เป็นแหล่งของแคลเซียมและวิตามินหลายชนิดที่มีประโยชน์ต่อร่างกาย ดังนั้นขั้นตอนการผลิตของผลิตภัณฑ์นม จึงจำเป็นต้องให้ความสำคัญแก่การผลิตอย่างมี ในทุกขั้นตอน

องค์การส่งเสริมกิจการโคนมแห่งประเทศไทย สำนักงานภาคเหนือตอนล่าง จังหวัดสุโขทัย เป็นโรงงานรัฐวิสาหกิจในสังกัดกระทรวงเกษตรและสหกรณ์ด้านอุตสาหกรรมโคนมมาอย่างยาวนาน โดยสิ่งสำคัญที่ทางโรงงานให้ความสำคัญในขั้นตอนการผลิตนมวัวนั้นเป็นเรื่องของการรักษาอุณหภูมิในการคงสภาพของนมวัวที่ผ่านการฆ่าเชื้อด้วยความร้อน ตลอดจนการเก็บรักษาก่อนการขนส่งผลิตภัณฑ์ โดยทางโรงงานมีการดำเนินงานโดยใช้ระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง (Ice Thermal Storage System) หรือไอซ์แบงก์ (Ice Bank) ในกระบวนการผลิตผลิตภัณฑ์นมวัวของโรงงาน ซึ่งมีการใช้งานตลอด 24 ชั่วโมง สำหรับการสร้างน้ำแข็งและการใช้พลังงานความเย็นในเวลาเดียวกัน ซึ่งแตกต่างจากหลักการทำงานของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปแบบน้ำแข็งตามทฤษฎี โดยภาระการทำความเย็นของทางโรงงานมีอยู่ 2 ส่วนหลักด้วยกัน คือ กระบวนการยูเอชที (UHT) และกระบวนการพาสเจอร์ไรส์ (Pasteurization) ซึ่งมีความจำเป็นต้องใช้ความเย็นอย่างเหมาะสมเป็นจำนวนมากสำหรับกระบวนการดังกล่าว ทำให้การเก็บสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็งในช่วงเวลากลางคืน และนำมาใช้งานในเวลากลางวัน ตามทฤษฎีนั้นไม่เพียงพอต่อความต้องการของโรงงาน จึงเป็นเหตุผลให้ต้องเปิดใช้งานระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็งตลอด 24 ชั่วโมง ตลอดการใช้งานกว่า 20 ปี จนถึงปัจจุบัน

ในโครงการนี้จะทำการตรวจวัด และวิเคราะห์สัดส่วนพลังงานน้ำต่อสารทำความเย็นของระบบ ตลอดจนเสนอแนวความคิดการปรับปรุง และแนวทางการลดความสูญเสียความเย็นผ่านระบบท่อ และผนังของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็งของโรงงานอย่างเหมาะสม



## 1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ

1.2.1 เพื่อศึกษาตัวแปรที่มีผลต่อสมรรถนะทางความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง ขององค์การส่งเสริมกิจการโคนมแห่งประเทศไทย ภาคเหนือตอนล่าง จังหวัดสุโขทัย

1.2.2 เพื่อประเมินสมรรถนะทางความเย็นระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง

1.2.3 เพื่อวิเคราะห์และประเมินความสูญเสียที่เกิดขึ้นในระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง

1.2.4 เพื่อเสนอแนวทางในการลดความสูญเสียความเย็นผ่านระบบท่อและผนังของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง

## 1.3 ขอบเขตของโครงการ

1.3.1 ศึกษาการกระจายอุณหภูมิของกระบวนการสร้างและละลายน้ำแข็งของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง

1.3.2 วิเคราะห์อุณหภูมิทางออกของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง

1.3.3 วิเคราะห์สมรรถนะทางความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง

1.3.4 วิเคราะห์ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะทางความเย็นของระบบทำความเย็นต้นกำลัง (Coefficient of Performance: COP)

1.3.5 วิเคราะห์การสูญเสียความเย็นผ่านระบบท่อและผนังของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง

## 1.4 ขั้นตอนการดำเนินงาน

- 1.4.1 ศึกษาทฤษฎีรวมถึงข้อมูลรายละเอียดต่าง ๆ ของงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง
- 1.4.2 เก็บข้อมูลและวางแผนการแก้ปัญหาการจัดการพลังงานของโรงงาน
- 1.4.3 รวบรวมข้อมูลจากการตรวจวัดเพื่อวิเคราะห์สมรรถนะการทำงานของระบบ
- 1.4.4 นำผลจากการวิเคราะห์มาเสนอแนวทางในการลดความสูญเสียความเย็นผ่านระบบท่อและผนังของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง
- 1.4.5 สรุปผลและจัดทำรูปเล่มปริญญาานิพนธ์

## 1.5 แผนการดำเนินงาน

ตารางที่ 1.1 ตารางแสดงขั้นตอนการดำเนินงาน

กิจกรรม	2562						2563		
	ก.ค.	ส.ค.	ก.ย.	ต.ค.	พ.ย.	ธ.ค.	ม.ค.	ก.พ.	มี.ค.
1. ศึกษาทฤษฎีรวมถึงข้อมูลรายละเอียดต่าง ๆ ของงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง									
2. เก็บข้อมูลและวางแผนการแก้ปัญหา									
3. วิเคราะห์ผลข้อมูล									
4. เสนอแนวทางการในการลดความสูญเสียความเย็น									
5. สรุปผลและจัดทำรูปเล่มปริญญาานิพนธ์									

## 1.6 ผลที่คาดว่าจะได้รับ

1.6.1 ได้เข้าใจถึงหลักการทำงานของระบบทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง

1.6.2 สามารถวิเคราะห์สมรรถนะทางความเย็นระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง

1.6.3 สามารถเสนอแนวทางการลดความสูญเสียความเย็นผ่านระบบท่อและผนังของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง

## 1.7 รายละเอียดงบประมาณตลอดโครงการ

1.7.1 กระดาษ 500 บาท

1.7.2 ค่าเดินทาง 2,000 บาท



## บทที่ 2

### หลักการและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

#### 2.1 เครื่องกักเก็บความเย็น [1]

##### 2.1.1 ระบบกักเก็บน้ำเย็น (Chilled Water Storage System)

ระบบกักเก็บน้ำเย็นใช้ความร้อนสัมผัสของน้ำในการเก็บความเย็นน้ำจะถูกทำให้เย็น โดยเครื่องทำน้ำเย็นแล้วนำไปเก็บไว้ในถังเพื่อนำออกมาใช้ในภายหลัง ระบบน้ำเย็นสามารถเพิ่มความจุในการเก็บความเย็นได้โดยการรักษาความแตกต่างของอุณหภูมิให้สูงที่สุด โดยทั่วไปจะบรรจุความเย็นของน้ำที่อุณหภูมิประมาณ 4 ถึง 7 °C

2.1.1.1 การรักษาสถานะในเชิงความร้อนระหว่างน้ำเย็นที่เก็บเข้าไปและน้ำกลับที่มีอุณหภูมิสูงกว่า โดยวิธี Stratification จะทำงานโดยอาศัยหลักการที่น้ำจะแข็งตัวเป็นชั้น ๆ ตามอุณหภูมิ โดยขึ้นอยู่กับความหนาแน่นของน้ำที่อุณหภูมินั้น ๆ ซึ่งเป็นสัดส่วนขึ้นอยู่กับอุณหภูมิ โดยการเลือกโหมดระหว่างการทำน้ำเย็นกับทำน้ำแข็ง จะเป็นไปโดยอัตโนมัติขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของน้ำที่ผ่านคอยล์เย็น ถ้าน้ำมีอุณหภูมิใกล้จุดเยือกแข็งจะเป็นโหมดการทำน้ำแข็ง และในสถานการณ์ทำละลาย จะถูกสั่งให้ทำงานเป็นช่วง ๆ เพื่อละลายปล่อยให้ น้ำแข็งตกลงถึงด้านล่าง

##### 2.1.1.2 โหมดการทำน้ำเย็น

ในโหมดการทำน้ำเย็น ส่วนการทำละลายจะไม่ถูกสั่งให้ทำงาน ความสามารถในการทำความเย็นและประสิทธิภาพจะเพิ่มขึ้น เมื่ออุณหภูมิของน้ำที่เข้าสู่คอยล์เย็นเพิ่มขึ้นขณะกระจายความเย็น น้ำเย็นจะถูกสูบออกจากทางด้านล่างของถังและถูกส่งไปทำความเย็นในอาคาร โดยอุณหภูมิน้ำจ่ายจะค่อนข้างคงที่ตลอดช่วงการจ่ายความเย็น โดยอุณหภูมิจะสูงขึ้นเล็กน้อยในช่วงสุดท้ายของการละลาย

## 2.1.2 ชนิดของเครื่องกักเก็บความเย็น

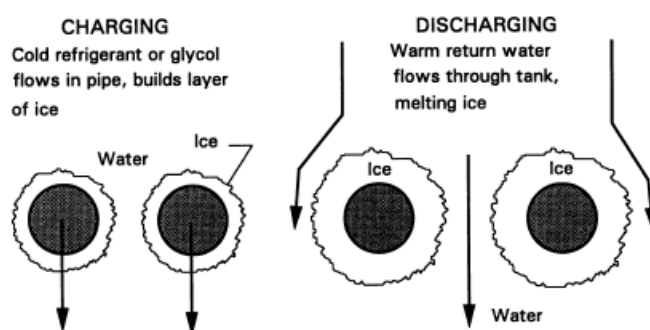
2.1.2.1 ระบบกักเก็บน้ำแข็งบนคอยล์แบบละลายภายนอก (External Melt Ice on Coil Storage System)

ระบบกักเก็บน้ำแข็งบนคอยล์แบบละลายภายนอก หลักการทำงานคือสร้างและเก็บน้ำแข็งบนผิวนอกของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งวางอยู่ในถังที่มีน้ำบรรจุอยู่ดังรูปที่ 2.1

การผลิตน้ำแข็ง สารทำความเย็นจะถูกส่งผ่านเข้าไปในท่อ ทำให้เกิดน้ำแข็งบนผิวนอกท่อ และจะเกิดการแลกเปลี่ยนอุณหภูมิระหว่างสารทำความเย็นที่อยู่ในท่อกับน้ำที่อยู่ในถัง ดังรูปที่ 2.2 ซึ่งจะทำให้น้ำในถังเย็นและสามารถนำไปใช้งานในระบบปรับอากาศต่อไป



รูปที่ 2.1 ถังเก็บน้ำแข็งบนคอยล์แบบละลายภายนอก [2]



รูปที่ 2.2 การบรรจุและจ่ายความเย็นของระบบน้ำแข็งบนคอยล์แบบละลายภายนอก [1]

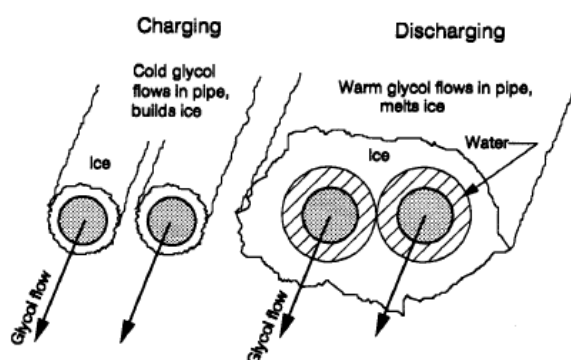
### 2.1.2.2 ระบบกักเก็บน้ำแข็งบนคอยล์แบบละลายภายใน (Internal Melt Ice on Coil Storage System)

ระบบกักเก็บน้ำแข็งบนคอยล์แบบละลายภายใน หลักการทำงานคือสร้างและกักเก็บน้ำแข็งไว้รอบ ๆ ท่อ โดยที่ท่อจมอยู่ในถังที่มีน้ำบรรจุอยู่ดังรูปที่ 2.3 แสดงถึงเก็บน้ำแข็งและขดท่อภายใน

การผลิตน้ำแข็ง สารทำความเย็นจะถูกส่งผ่านเข้าไปในขดท่อทำให้เกิดน้ำแข็งบนบริเวณรอบ ๆ ขดท่อ เมื่อสารทำความเย็นอุณหภูมิสูงขึ้นจะทำให้เกิดการแลกเปลี่ยนอุณหภูมิโดยที่น้ำแข็งจะเป็นตัวทำความเย็นให้แก่สารทำความเย็นและสารทำความเย็นจะไหลเวียนอยู่ภายในขดท่อดังรูปที่ 2.4 แสดงการผลิตและแลกเปลี่ยนอุณหภูมิ



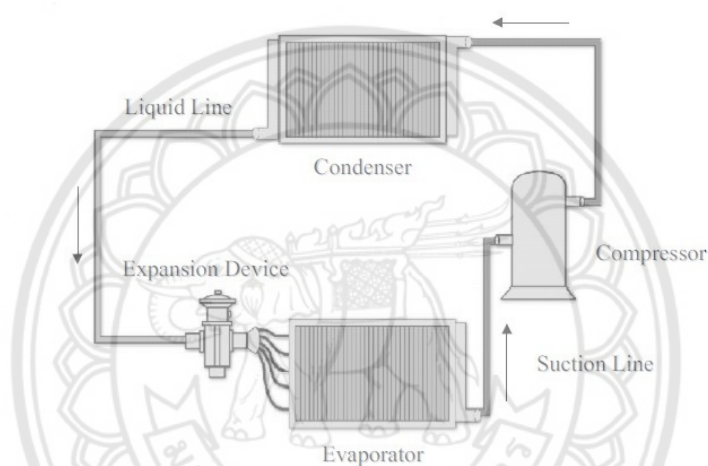
รูปที่ 2.3 ถังเก็บน้ำแข็งของระบบน้ำแข็งบนคอยล์แบบละลายภายใน [1]



รูปที่ 2.4 การบรรจุและจ่ายความเย็นของระบบน้ำแข็งบนคอยล์แบบละลายภายใน [1]

## 2.2 ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor Compression System) [3]

การทำความเย็น (Refrigeration) คือกระบวนการถ่ายเทความร้อนออกจากพื้นที่หรือวัตถุที่ต้องการทำความเย็นหรือลดอุณหภูมิ และรักษาอุณหภูมิของพื้นที่หรือวัตถุที่ต้องการทำความเย็นให้ต่ำกว่าอุณหภูมিরอบ ๆ หลักการทำความเย็นเป็นกระบวนการถ่ายเทความร้อนออกจากพื้นที่หนึ่ง ซึ่งต้องการทำความเย็นโดยความร้อนจะถูกส่งผ่านน้ำยา จากนั้นน้ำยาจะถ่ายเทความร้อนให้กับอากาศภายนอกน้ำยาจะเป็นตัวกลางในการถ่ายเทความร้อน โดยอาศัยกระบวนการอัดน้ำยาให้เป็นไอ กระบวนการควบแน่น กระบวนการขยายตัวและกระบวนการระเหย ดังรูปที่ 2.5



รูปที่ 2.5 ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ [3]

### 2.2.1 อุปกรณ์ในระบบทำความเย็นแบบอัดไอ

#### 2.2.1.1 คอมเพรสเซอร์ (Compressor) [4]

คอมเพรสเซอร์ ทำหน้าที่ดูดสารทำความเย็นให้ไหลเวียนภายในระบบพร้อมกับอัดไอสารทำความเย็นที่มีความดันต่ำให้มีความดันสูงและอุณหภูมิสูง ซึ่งสามารถจำแนกตามวิธีการอัดได้ดังนี้ คอมเพรสเซอร์แบบลูกสูบ, คอมเพรสเซอร์แบบโรตารี, คอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง, คอมเพรสเซอร์แบบสกรู และคอมเพรสเซอร์แบบสโครล์หรือแบบก้นหอย

คอมเพรสเซอร์แบบลูกสูบ (Reciprocating Compressor) ดังรูปที่ 2.6 หลักการทำงานคือ ใช้การทำงานของเพลาค้อเหวี่ยง (Crank Shaft) ขับให้ลูกสูบให้เกิดการดูดและการอัด โดยลูกสูบที่เคลื่อนที่ไปมาในกระบอกสูบใช้กำลังจากเครื่องยนต์หรือมอเตอร์ เมื่อลูกสูบเคลื่อนที่ลงเป็นจังหวะการดูดไอสารทำความเย็นจะผ่านลิ้นดูด จากนั้นสารทำความเย็นจะถูกกักไว้ในกระบอกสูบ เมื่อกระบอกสูบเลื่อนขึ้นจะทำให้เกิดความดันสูงขึ้นดันให้ลิ้นเปิดทำให้สารทำความเย็นไหลออก

ข้อดีของคอมเพรสเซอร์แบบลูกสูบคือ มีการใช้งานอย่างแพร่หลายมานานทำให้ช่างผู้ติดตั้งสามารถเดินระบบได้อย่างชำนาญ มีขนาดให้เลือกใช้กว้างตั้งแต่ 1/20 แรงม้าถึง 50 แรงม้า และมีความคงทนสูง

ข้อเสียของคอมเพรสเซอร์แบบลูกสูบคือ ประสิทธิภาพต่ำ ทำให้ไม่ประหยัดพลังงาน มีเสียงดัง และต้องใช้อุปกรณ์ในการช่วยสตาร์ท



รูปที่ 2.6 คอมเพรสเซอร์แบบลูกสูบ  
(Reciprocating Compressor) [5]

#### 2.2.1.2 คอยล์เย็น (Evaporator) [6]

คอยล์เย็นหรือเครื่องระเหย ทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนจากบริเวณที่ต้องการทำความเย็น โดยทำให้สารทำความเย็นเดือดจนมีสถานะกลายเป็นไอและสามารถดูดซับความร้อนจากพื้นผิวของคอยล์เย็นได้ ซึ่งจะมีระบบท่อลมหรือพัดลมมีหน้าที่เป่าลมหรือดูดลม เพื่อช่วยในการระบายความร้อนของคอยล์เย็นและอากาศที่ไหลผ่านคอยล์เย็นนี้จะถูกดูดเอาความร้อนออกเพื่อเปลี่ยนเป็นความเย็น ซึ่งสามารถแบ่งออกเป็น 2 ชนิดคือ เครื่องระเหยชนิดท่อและครีป (Finned-Tube Evaporator) ดังรูปที่ 2.7 และเครื่องระเหยชนิดเปลือกและท่อ(Shell and Tube Evaporator) ดังรูปที่ 2.8





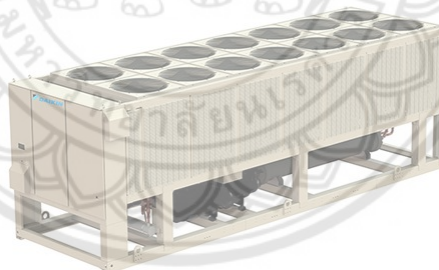
รูปที่ 2.7 เครื่องระเหยชนิดท่อและครีบ  
(Finned-Tube Evaporator) [7]



รูปที่ 2.8 เครื่องระเหยชนิดเปลือกและท่อ  
(Shell and Tube Evaporator) [7]

### 2.2.1.3 คอยล์ร้อน (Condenser) [8]

คอยล์ร้อน ดังรูปที่ 2.9 ทำหน้าที่ให้สารทำความเย็นในสถานะก๊าซที่มีความดันสูงและอุณหภูมิสูงที่ถูกอัดตัวมาจากคอมเพรสเซอร์ระบายความร้อน และกลั่นตัวเป็นน้ำเหลวในคอยล์ร้อน แต่ยังคงมีความดันและอุณหภูมิสูง

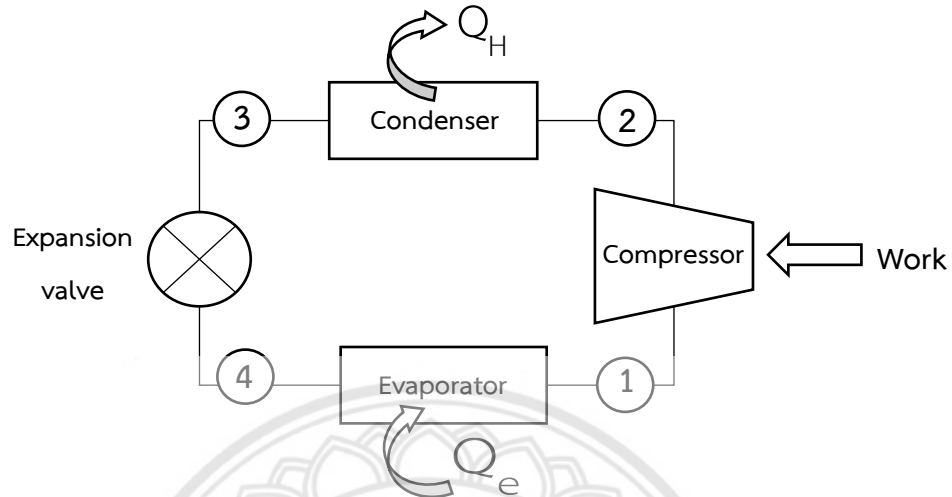


รูปที่ 2.9 คอยล์ร้อน (Condenser) [9]

### 2.2.1.4 วาล์วลดความดัน (Expansion Valve) [6]

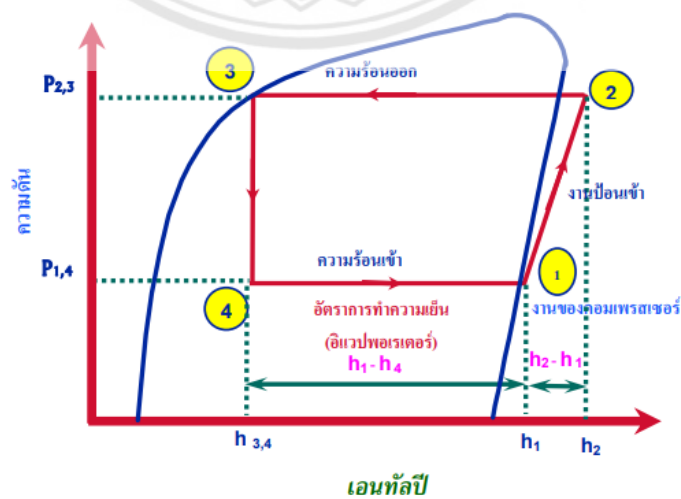
วาล์วลดความดัน ทำหน้าที่ควบคุมการไหลของสารทำความเย็น ที่ส่งมาจากคอยล์ร้อน (Condenser) ซึ่งจะไหลผ่านวาล์วลดความดัน และจะถูกลดความดันของสารทำความเย็นให้ต่ำลงจนสามารถระเหยเปลี่ยนสถานะเป็นไอได้ที่อุณหภูมิต่ำ

## 2.2.2 การคำนวณของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ [10]



รูปที่ 2.10 วัฏจักรเครื่องทำความเย็นแบบอัดไอ

กระบวนการจาก 1-2 เป็นกระบวนการอัดไอแบบไอเซนโทรปิก (Isentropic)  
 กระบวนการจาก 2-3 เป็นกระบวนการคายความร้อนโดยความดันคงที่ที่คอยล์ร้อน (Condenser)  
 กระบวนการจาก 3-4 เป็นกระบวนการขยายตัวในอุปกรณ์วาล์วลดความดัน (Expansion Valve)  
 กระบวนการจาก 4-1 เป็นกระบวนการดูดความร้อนโดยความดันคงที่ในคอยล์เย็น (Evaporator)



รูปที่ 2.11 แผนภาพความดัน-เอนทัลปีของวัฏจักรการอัดไอหนึ่งขั้นตอน [10]

จากรูปที่ 2.11 สามารถคำนวณค่าอัตราการถ่ายโอนความร้อน ( $\dot{Q}_H$ ) จากสมการ

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_R (h_2 - h_3) \quad (2.1)$$

หรือ 
$$q_H = (h_2 - h_3) \quad (2.2)$$

เมื่อ  $\dot{Q}_H$  = อัตราการถ่ายโอนความร้อนที่ถูกระบายออกจากคอยล์ร้อน (kW)

$q_H$  = ความร้อนที่ถูกระบายออกจากคอยล์ร้อน (kJ/kg)

$\dot{m}_R$  = อัตราการไหลของสารทำความเย็น (kg/s)

อัตราการทำความเย็น ( $\dot{Q}_e$ ) สามารถคำนวณได้จาก

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_R (h_1 - h_4) \quad (2.3)$$

หรือ 
$$q_e = (h_1 - h_4) \quad (2.4)$$

เมื่อ  $\dot{Q}_e$  = อัตราการทำความเย็นที่ระบบทำได้ (kW)

$q_e$  = ความเย็นที่ระบบสามารถทำได้ (kJ/kg)

$\dot{m}_R$  = อัตราการไหลของสารทำความเย็น (kg/s)

งานที่ป้อนให้กับระบบ สามารถคำนวณได้จาก

$$W = \dot{m}_R (h_2 - h_1) \quad (2.5)$$

เมื่อ  $W$  = งานที่ป้อนให้กับระบบ (kW)

ปริมาตรการไหลของสารทำความเย็นที่ไหลเข้าสู่คอมเพรสเซอร์ สามารถคำนวณได้จาก

$$V = \dot{m}_R v \quad (2.6)$$

เมื่อ  $\dot{m}_R$  = อัตราการไหลของสารทำความเย็น (kg/s)

$v$  = ปริมาตรจำเพาะของไอสารทำความเย็นที่จุด 1 ( $\text{m}^3 / \text{kg}$ )

สัมประสิทธิ์สมรรถนะ (Coefficient of Performance; COP)

$$\text{COP} = \frac{\text{ปริมาณการทำความเย็น}}{\text{ปริมาณงานที่ใช้สุทธิ}} \quad (2.7)$$

$$\text{COP} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.8)$$

อัตราส่วนสมรรถนะพลังงาน (Energy Efficiency Ratio; EER)

$$\text{EER} = 3.412 \text{ COP} \quad (2.9)$$

### 2.2.3 สารทำความเย็น (Refrigerant) [11]

สารทำความเย็น (Refrigerants) เป็นตัวกลางในการทำให้เกิดความเย็น มีคุณสมบัติของสารทำความเย็นทางเทอร์โมไดนามิกส์ที่ดีคือ มีความร้อนแฝงในการกลายเป็นไอสูง, อุณหภูมิจุดเดือดต่ำ, อุณหภูมิวิกฤตสูง, ความดันในการกลายเป็นไอสูงกว่าความดันบรรยากาศ และมีปริมาตรจำเพาะในสถานะแก๊สต่ำ

(Ammonia - NH<sub>3</sub>) R717 [12] แอมโมเนีย เป็นสารทำความเย็นชนิดเดียวที่ไม่อยู่ในกลุ่มฟลูออโรคาร์บอน มีอุณหภูมิจุดเดือด -28 °F (-33.3 °C) ที่ความดันบรรยากาศ เมื่อรวมตัวกับน้ำหรือความชื้นจะกัดกร่อนโลหะที่ไม่ใช่เหล็กเช่น ทองเหลือง ทองแดง แต่ไม่สามารถรวมตัวกับน้ำมันหล่อลื่น ซึ่งทำให้ในกรณีที่เกิดการรั่วจึงไม่มีผลต่อน้ำมันหล่อลื่นในคอมเพรสเซอร์

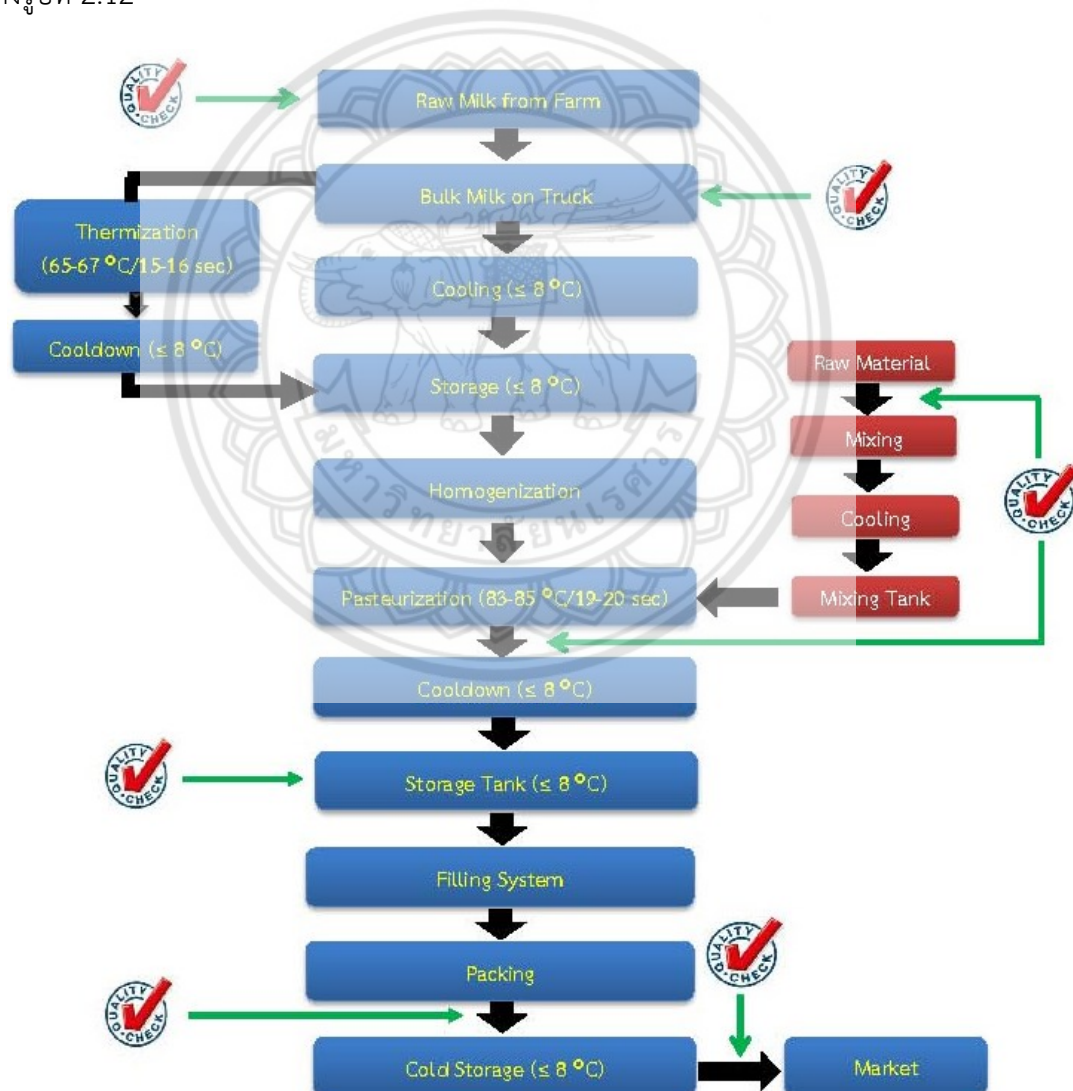
มีคุณสมบัติคือ สามารถติดไฟได้เล็กน้อย เป็นก๊าซไม่มีสี มีกลิ่นฉุนเป็นพิษทำลายระบบประสาท และหากสัมผัสผิวหนังจะทำให้เกิดแผลไหม้

## 2.3 กระบวนการผลิตนม [13]

### 2.3.1 กระบวนการพาสเจอร์ไรส์ (Pasteurization)

HTST (High Temperature Short Time) เป็นกระบวนการฆ่าเชื้อ ด้วยอุณหภูมิไม่ต่ำกว่า  $72^{\circ}\text{C}$  ใช้เวลาไม่ต่ำกว่า 15 วินาที และทำให้เย็นลงทันทีที่อุณหภูมิ  $5^{\circ}\text{C}$  ภายใน 15-30 วินาที

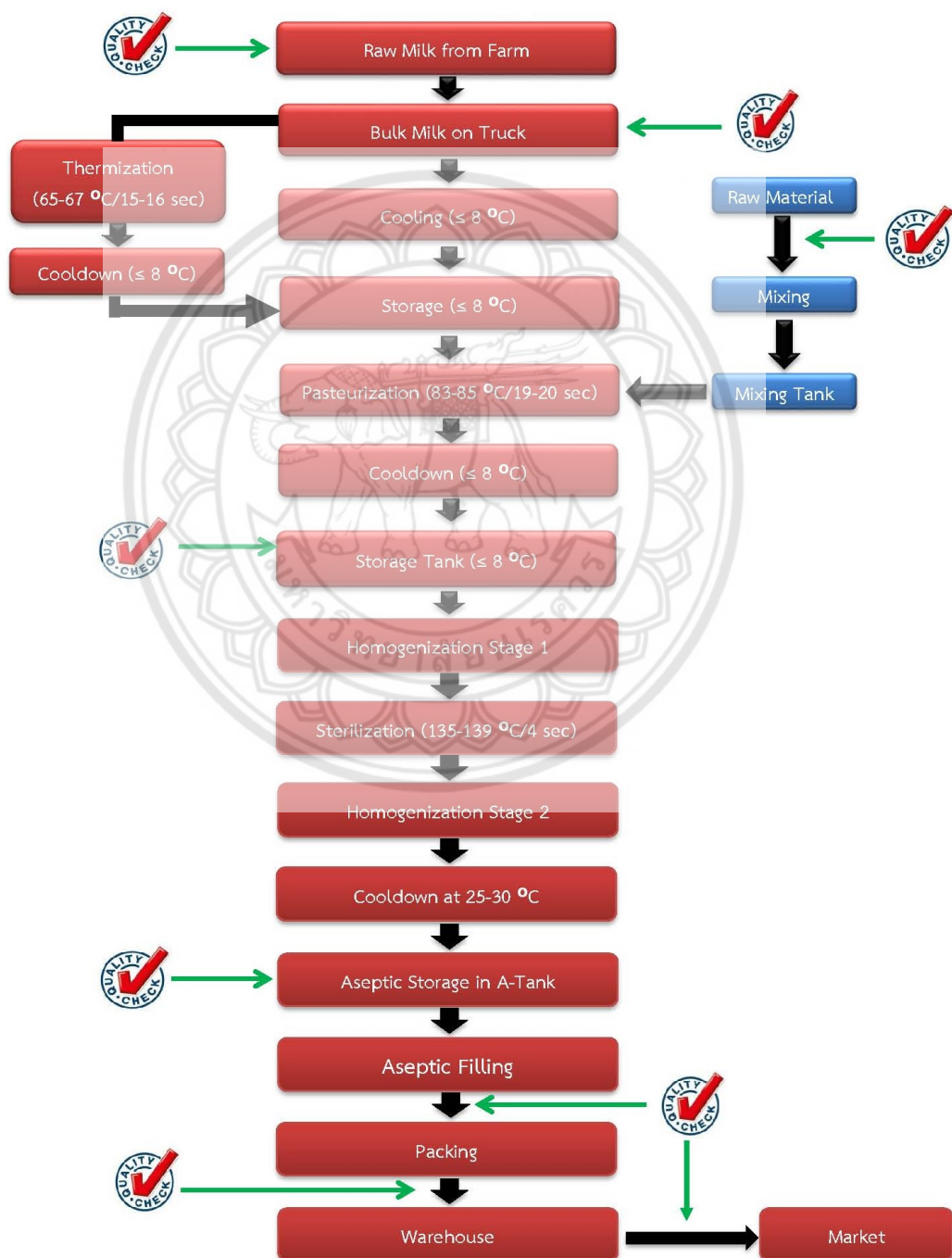
LTLT (Low Temperature Long Time) เป็นกระบวนการฆ่าเชื้อ ด้วยอุณหภูมิไม่ต่ำกว่า  $60^{\circ}\text{C}$  ใช้เวลาไม่ต่ำกว่า 30 นาที และทำให้เย็นลงทันทีที่อุณหภูมิ  $5^{\circ}\text{C}$  ภายใน 15 - 30 วินาที  
 ดังรูปที่ 2.12



รูปที่ 2.12 กระบวนการพาสเจอร์ไรส์ (Pasteurization)  
 ขององค์การส่งเสริมกิจการโคนมแห่งประเทศไทย [13]

### 2.3.2 กระบวนการ UHT (Ultra High Temperature)

เป็นกระบวนการฆ่าเชื้อจุลินทรีย์ด้วยอุณหภูมิสูงกว่า  $130^{\circ}\text{C}$  ใช้เวลา 1-5 วินาที ดังรูปที่ 2.13 เป็นกระบวนการฆ่าเชื้อที่ยังคงคุณค่าของสารอาหารไว้ ซึ่งไม่ทำให้สีและกลิ่นเปลี่ยน และสามารถเก็บไว้ที่อุณหภูมิห้องนาน 4-5 เดือน



รูปที่ 2.13 กระบวนการผลิตนม UHT ขององค์การส่งเสริมกิจการโคนมแห่งประเทศไทย [14]

## 2.4 การถ่ายเทความร้อน (Heat Transfer)

### 2.4.1 ความร้อน (Heat) [15]

#### 2.4.1.1 ความร้อนสัมผัส (Sensible heat)

ความร้อนสัมผัส คือปริมาณความร้อนที่ทำให้วัตถุใด ๆ เปลี่ยนอุณหภูมิโดยไม่มีการเปลี่ยนแปลงสถานะ ซึ่งความร้อนสัมผัสสามารถคำนวณได้จากสมการดังนี้

$$Q = m \times c_p \times \Delta T \quad (2.10)$$

เมื่อ  $Q$  = ปริมาณความร้อน (kJ)  
 $m$  = มวลของสสารหรือวัตถุ (kg)  
 $c_p$  = ค่าความร้อนจำเพาะของวัตถุนั้น ๆ (kJ/kg K)  
 $\Delta T$  = ผลต่างระหว่างอุณหภูมิเริ่มต้นและสุดท้ายของวัตถุเมื่อมีการถ่ายเทความร้อน (K)

#### 2.4.1.2 ความร้อนแฝง (Latent heat)

ความร้อนแฝง คือ ปริมาณความร้อนที่ทำให้วัตถุเปลี่ยนสถานะจากของแข็งเป็นของเหลว หรือของเหลวเป็นไอ โดยไม่มีการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ ซึ่งความร้อนแฝงสามารถคำนวณได้จากสมการดังนี้

$$Q_L = ml \quad (2.11)$$

เมื่อ  $Q_L$  = ปริมาณความร้อนแฝง (kJ)  
 $m$  = มวลของสสารหรือวัตถุ (kg)  
 $l$  = ค่าความร้อนแฝงจำเพาะ (kJ/kg)

### 2.4.2 การนำความร้อน (Conduction) [16]

การนำความร้อน คือการถ่ายเทพลังงานความร้อนจากอนุภาคที่มีพลังงานสูงกว่าไปยังอนุภาคที่มีพลังงานต่ำกว่า โดยเป็นการถ่ายเทพลังงานความร้อนผ่านตัวกลางที่เป็นของแข็งหรือของไหลที่หยุดนิ่ง อัตราการถ่ายเทความร้อนแบบการนำความร้อนคำนวณจากกฎฟูเรียร์ (Fourier's law)

$$q_{\text{cond}} = -kA \frac{\Delta T}{L} \quad (2.12)$$

เมื่อ  $q_{\text{cond}}$  = อัตราการการนำความร้อน ( $\text{W} / \text{m}^2$ )  
 $k$  = ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของวัสดุ ( $\text{W/m K}$ )  
 (เครื่องหมายลบ — หมายถึงการถ่ายเทความร้อนในทิศทางที่ลดลงของอุณหภูมิ)  
 $A$  = พื้นที่ผิวที่มีการถ่ายเทความร้อน ( $\text{m}^2$ )  
 $\Delta T$  = ผลต่างของอุณหภูมิ (K)  
 $L$  = ความหนาของผนังที่มีการถ่ายเทความร้อน (m)

### 2.4.3 การพาความร้อน (Convection) [16]

การพาความร้อน คือการถ่ายเทพลังงานความร้อนระหว่างพื้นผิวและของไหลที่กำลังเคลื่อนที่ที่มีอุณหภูมิต่างกัน การพาความร้อนแบ่งเป็นการพาความร้อนแบบอิสระ และการพาความร้อนแบบบังคับ ซึ่งอัตราการถ่ายเทความร้อนของการพาที่จุดใด ๆ คำนวณได้จาก Newton's law of cooling

$$q_{\text{conv}} = hA(T_s - T_\infty) \quad (2.13)$$

เมื่อ  $q_{\text{conv}}$  = อัตราการพาความร้อน ( $\text{W/m}^2$ )  
 $h$  = สัมประสิทธิ์การพาความร้อน, ( $\text{W/m}^2$ ) ขึ้นอยู่กับรูปทรงของพื้นผิว  
 $A$  = พื้นที่ผิวที่มีการถ่ายเทความร้อน ( $\text{m}^2$ )  
 $T_s$  = อุณหภูมิผิว (K)  
 $T_\infty$  = อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม (K)



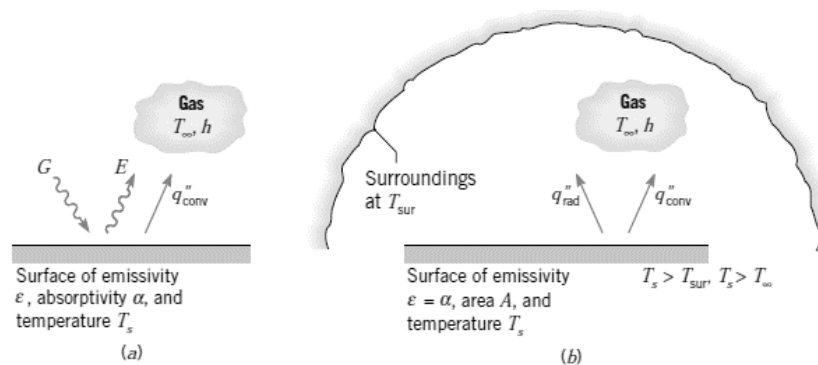
การพาความร้อนแบบอิสระ (Free Convection) เป็นการถ่ายเทพลังงานความร้อนระหว่างผิวของของแข็งและของไหลโดยไม่มีกลไกภายนอกมากระทำ เป็นการเคลื่อนที่ของของไหลโดยอาศัยแรงลอยตัว ซึ่งแรงลอยตัวเกิดจากการเปลี่ยนแปลงความหนาแน่นที่มีอุณหภูมิของของไหลต่างกัน

ตารางที่ 2.1 สมการสำหรับการพาความร้อนแบบอิสระ [17]

Geometry	Laminar	Turbulent
1. Vertical plate or cylinder	$\bar{h} = 1.42(\Delta T / L)^{1/4}$ $10^4 < Ra < 10^9$	$\bar{h} = 1.32(\Delta T / L)^{1/3}$ $10^9 < Ra < 10^{12}$
2. Horizontal cylinder	$\bar{h} = 1.32(\Delta T / D)^{1/4}$	$\bar{h} = 1.25(\Delta T / D)^{1/3}$
3. Horizontal plate (a) Heating surface facing up	$\bar{h} = 1.32(\Delta T / L)^{1/4}$ $10^5 < Ra < 2 \times 10^7$	$\bar{h} = 1.67(\Delta T)^{1/3}$ $2 \times 10^7 < Ra < 3 \times 10^{10}$
(b) Heated surface facing down	$\bar{h} = 0.59(\Delta T / L)^{1/4}$ $3 \times 10^5 < Ra < 3 \times 10^{10}$	$\bar{h} = 0.59(\Delta T / L)^{1/4}$
4. Sphere	$\bar{h} = [2 + 0.392Gr_d^{1/4}]$	$\frac{k}{D}$ for $1 < Gr_d < 10^5$

#### 2.4.4 การแผ่รังสีความร้อน (Radiation) [18]

คือ การถ่ายเทพลังงานความร้อนโดยไม่อาศัยตัวกลางในการถ่ายเทพลังงาน แต่เป็นการแผ่พลังงานออกมาในรูปของรังสีความร้อนซึ่งเคลื่อนที่ได้โดยคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้า หรือ โฟตอน โดยพิจารณาการแลกเปลี่ยนรังสีบนพื้นผิวในรูป 2.14



รูปที่ 2.14 (a) การแผ่รังสีที่ผิว (b) การแผ่รังสีระหว่างที่ผิวและสิ่งแวดล้อม [16]

การแผ่รังสีที่ผิวของวัตถุดำ จาก Stefan-Boltzmann law

$$E_b = \epsilon \sigma T_s^4 \quad (2.14)$$

- เมื่อ  $E_b$  = พลังงานการแผ่รังสีความร้อนที่ผิว  
 $T_s$  = อุณหภูมิของพื้นผิว (K)  
 $A$  = พื้นที่ผิวที่มีการถ่ายเทความร้อน ( $m^2$ )  
 $\sigma$  = ค่าคงที่ Stefan-Boltzmann เท่ากับ  $5.67 \times 10^{-8} (W / m^2 - K^4)$   
 $\epsilon$  = Emissivity เป็นสมบัติของพื้นผิว,  $0 \leq \epsilon \leq 1$

พิจารณากรณีการแผ่รังสีระหว่างพื้นผิวขนาดเล็กและสิ่งแวดล้อมของ จาก Kirchoff's Law ให้รังสีที่ตกกระทบบนวัตถุขนาดเล็ก เท่ากับการแผ่รังสีของวัตถุดำ

$$G = E_b(T) = \epsilon \sigma T_\infty^4 \quad (2.15)$$

จะได้

$$q_{rad} = E_b - G$$

$$q_{rad} = (\epsilon \sigma T_s^4) - (\epsilon \sigma T_\infty^4)$$

$$q_{rad} = \epsilon \sigma A (T_s^4 - T_\infty^4) \quad (2.16)$$

- เมื่อ  $E_b$  = พลังงานการแผ่รังสีความร้อนที่ผิว  
 $G_{abs}$  = การฉายรังสีความร้อน (Irradiation)  
 $T_s$  = อุณหภูมิของพื้นผิว (K)  
 $T_\infty$  = อุณหภูมิของสิ่งแวดล้อม (K)  
 $\sigma$  = ค่าคงที่ Stefan-Boltzmann เท่ากับ  $5.67 \times 10^{-8} (W / m^2 - K^4)$   
 $\epsilon$  = Emissivity เป็นสมบัติของพื้นผิว,  $0 \leq \epsilon \leq 1$   
 $A$  = พื้นที่ผิวที่มีการถ่ายเทความร้อน ( $m^2$ )

การถ่ายเทความร้อนจากพื้นผิวอาจเป็นทั้งการพาความร้อนไปยังอากาศด้วย ดังนั้นอัตราการถ่ายเทความร้อนรวมจากพื้นผิวคือ

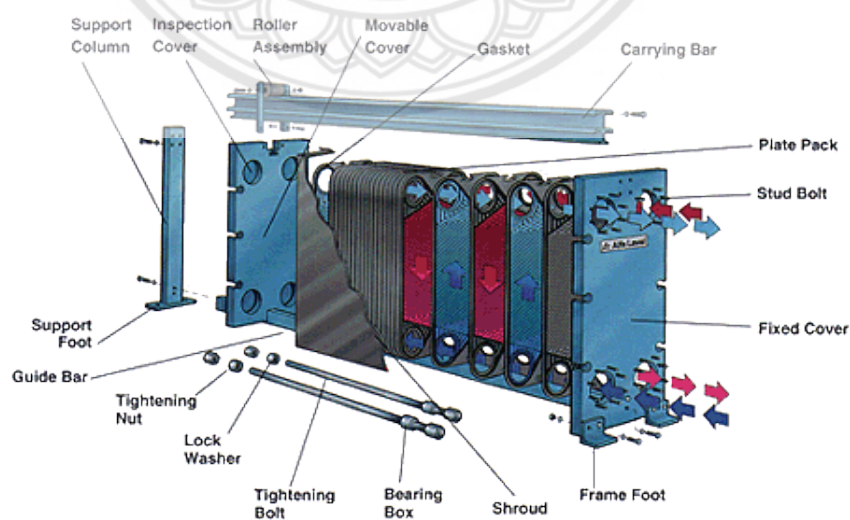
$$q = q_{\text{conv}} + q_{\text{rad}} \quad (2.17)$$

$$q = hA(T_s - T_\infty) + \epsilon\sigma A(T_s^4 - T_\infty^4) \quad (2.18)$$

## 2.5 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchangers) [19]

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน คือเครื่องที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนของของไหลชนิดหนึ่งไปยังของไหลอีกชนิดหนึ่งโดยที่ของไหลไม่ผสมกัน สามารถแบ่งได้ดังนี้ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น, เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อ และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น

ส่วนประกอบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น (Plate heat exchangers) ดังรูปที่ 2.15 ประกอบด้วยแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนหลายแผ่นวางเรียงกันต่อขนานกัน ชุดแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนจะถูกประกอบอยู่ระหว่าง เฟรมหน้า (fixed cover) และเฟรมอัด (movable cover) มีท่อเข้าและออกอยู่บนเฟรมหน้า ชุดแผ่นและเฟรมยึดกันให้แน่นด้วยชุดสลักยึด (tightening bolt and nut) แขนงอยู่บนคานแขวน (carrying bar) และตั้งอยู่บนคานรับล่าง



รูปที่ 2.15 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น [19]

## 2.6 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ประกอบ สุรวัฒนาวรรณ และคณะ [20] ได้ศึกษาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์และการออกแบบระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็งสำหรับการวิเคราะห์เวลาที่ใช้ในการสร้างน้ำแข็งของระบบกักเก็บน้ำแข็งบนขดลวด (Ice on coil storage system) ผลการวิเคราะห์แสดงให้เห็นว่าสิ่งที่มีผลกระทบต่อเวลาที่ใช้ในการสร้างน้ำแข็งเป็นอย่างมากคือ ค่า Fouling factor และค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในและภายนอกท่อ เมื่อค่า Fouling factor เพิ่มขึ้นเป็น 2 เท่าของค่าอ้างอิง ทำให้ความต้านทานโดยรวมของการสร้างน้ำแข็งลดลง 49.70% เมื่อค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนระหว่างน้ำยาทำความเย็นและผิวท่อทองแดงด้านใน ลดลงเป็น 0.01 เท่าของค่าอ้างอิง ทำให้ความต้านทานโดยรวมของการสร้างน้ำแข็งเพิ่มขึ้น และการเกิดปริมาตรน้ำแข็งลดลง 22.16%

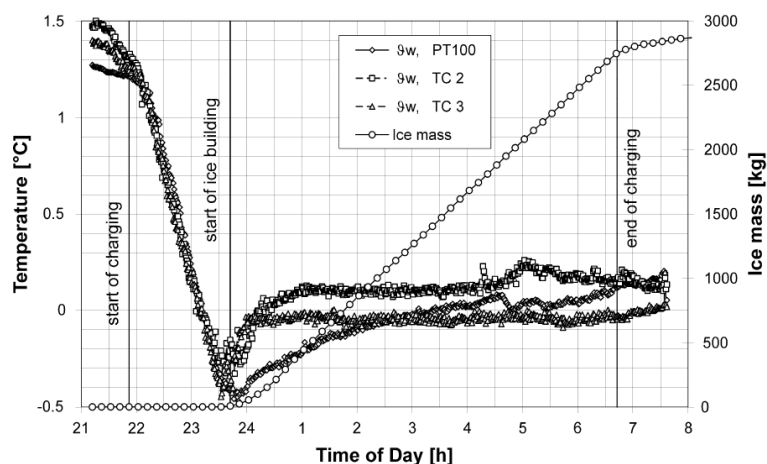
วิชญ์ ดาวขุนทด และคณะ [21] ได้ทำการศึกษาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบสะสมพลังงานในรูปน้ำแข็งสำหรับโรงงานนม เพื่อประเมินสมรรถนะในการทำความเย็นโดยอาศัยโปรแกรม Engineering Equation Solve (EES) ซึ่งมีข้อมูลนำเข้าได้แก่ ข้อมูลทางเทคนิคของอุปกรณ์ ข้อมูลสภาพอากาศรายชั่วโมง และข้อมูลภาระการทำความเย็นรายชั่วโมง ได้ทำการเลือกโรงงานนมองค์การส่งเสริมกิจการโคนมแห่งประเทศไทย (อ.ส.ค.) ภาคตะวันออกเฉียงเหนือ จังหวัดขอนแก่น เป็นกรณีศึกษา พบว่า ค่าความจุสะสมของน้ำแข็งในระหว่างกระบวนการสร้างน้ำแข็งมีค่าเพิ่มขึ้นเป็นความสัมพันธ์เชิงเส้นกับเวลา อัตราการทำความเย็นในระหว่างกระบวนการสร้างน้ำแข็งมีค่าลดลงเนื่องจากการเพิ่มขึ้นของค่าความจุสะสมของน้ำแข็ง ในขณะที่ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องอัดไอจะขึ้นอยู่กับอิทธิพลของค่าความจุสะสมของน้ำแข็ง และอุณหภูมิของกระเปาะเปียกของอากาศ กล่าวได้ว่าเมื่อทำการเดินเครื่องทำความเย็นเพื่อการสร้างน้ำแข็งในขณะที่มีปริมาณน้ำแข็งน้อย และอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศภายนอกต่ำกว่า จะส่งผลให้การเดินระบบทำความเย็นมีสมรรถนะสูงขึ้น

Rodrigo A. Jordan และคณะ [22] ได้ทำการศึกษาแบบจำลองของถังสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็งสำหรับเก็บพลังงานที่อุณหภูมิต่ำเพื่อใช้ในการทำความเย็นนม ข้อมูลที่ได้จากการจัดสมการที่ใช้ในการออกแบบและติดตั้งระบบจริงซึ่งทดสอบเพื่อรวบรวมข้อมูล และเปรียบเทียบกับค่าที่ประมาณไว้ข้อมูลที่ได้จากการคลาดการณ์การก่อตัวของน้ำแข็งอุณหภูมิของน้ำแข็ง และความจุของระบบทำความเย็นที่เลือกได้พิสูจน์ ซึ่งแสดงให้เห็นว่าสามารถใช้เป็นเครื่องมือในการปรับขนาดของถังสะสมพลังงานความเย็นในท่อเรียบ

Boris Halasz และคณะ[23] ได้เสนอการพัฒนาแอปพลิเคชันคอมพิวเตอร์สำหรับคาดการณ์การทำงานระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง โดยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ได้รับการพัฒนาโดยใช้พลังงานและความสัมพันธ์สมดุลของมวลสำหรับส่วนประกอบเป็นสองส่วน คือแบบจำลองของระบบเก็บน้ำแข็งและแบบจำลองของหน่วยทำความเย็น กระบวนการถ่ายโอนความร้อนในไซโล (Silo) น้ำแข็งจะถูกสร้างเป็นแบบจำลองจากความสัมพันธ์ของปัจจัยที่เกี่ยวข้อง ในขณะที่สมรรถนะของส่วนประกอบหน่วยทำความเย็นขึ้นอยู่กับข้อมูลของผู้ผลิต การเขียนโปรแกรมและการออกแบบแอปพลิเคชันสร้างขึ้นในมาตรฐานภาษา Fortran 95 โดยผลลัพธ์จะแสดงผ่านไฟล์ตัวเลข แผนภาพ และข้อมูล (ASCII) ผลการจำลองบ่งชี้เป็นอย่างดีว่าไม่มีวิธีการทางวิศวกรรมหรือหลักการของกฎอย่างง่าย ๆ ที่จะสามารถนำมาใช้ในการตรวจสอบสมรรถนะทางความเย็นของระบบสะสมพลังงานในรูปน้ำแข็งได้อย่างเหมาะสม

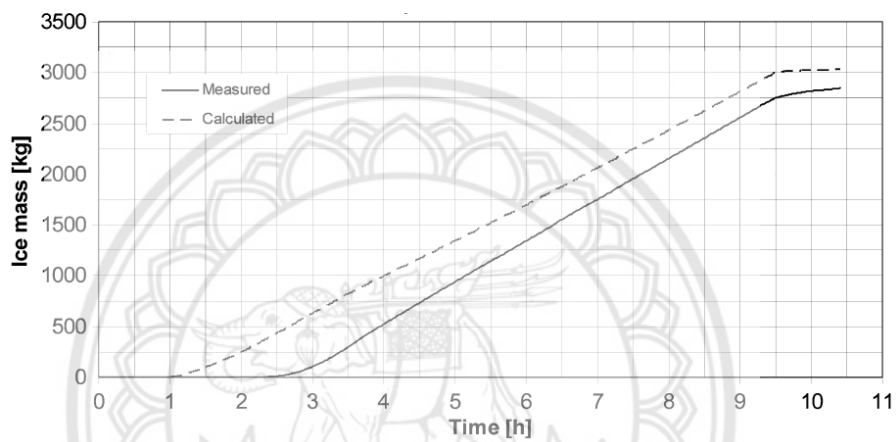
Marino Grozdek และคณะ[24] ได้ทำการศึกษาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง เพื่อวัตถุประสงค์สำหรับคาดการณ์สมรรถนะทางความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง โดยทำการทดลองและการวัดสมรรถนะทางความเย็นของระบบทั้งทางตรงและทางอ้อม พิจารณาจากระบบการสร้างและละลายน้ำแข็งแบบการไหลภายนอกบนขดลวด (external ice-on-coil) สำหรับทำความเย็นเพื่อใช้ในกระบวนการฆ่าเชื้อ (pasteurization) โดยทำการทดสอบการเพิ่มภาระการทำงานให้กับน้ำโดยการเพิ่มอุณหภูมิเพื่อค้นหาคุณสมบัติการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำกับน้ำแข็งที่เก็บไว้ ผลลัพธ์ที่ได้จากการทดลองถูกนำไปเปรียบเทียบกับผลการคำนวณ พบว่าผลการคำนวณเป็นค่าที่ยอมรับได้จากการทดลองในกรณีที่มีน้ำแข็งอยู่ในไซโล (Silo)

กระบวนการสร้างน้ำแข็ง (Charging process)

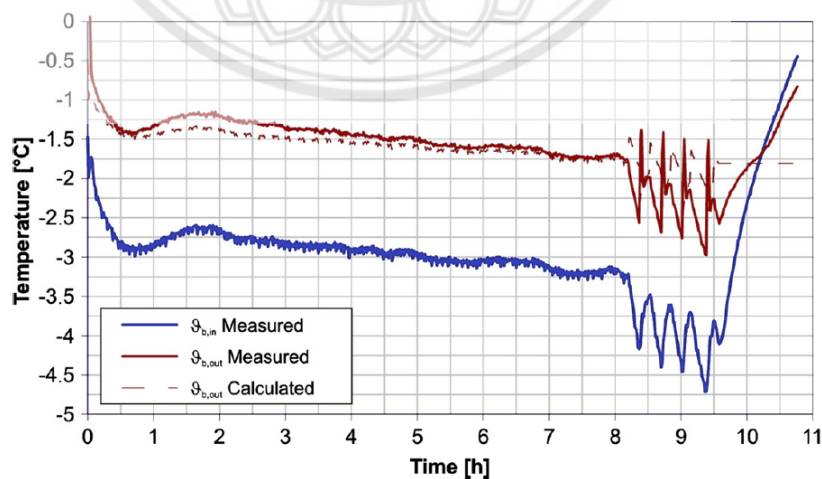


รูปที่ 2.16 อุณหภูมิของน้ำและมวลของน้ำแข็ง ในกระบวนการผลิตน้ำแข็ง [24]

จากรูปที่ 2.16 บันทึกผลที่ทำให้เห็นถึงกระบวนการสร้างน้ำแข็งตั้งแต่เริ่มเดินเครื่อง (start of charging) โดยที่อุณหภูมิของถังเก็บคอยล์เย็นทั้งสองจะเริ่มลดลงเรื่อย ๆ จนถึงจุดหนึ่งเป็นจุดที่น้ำแข็งเริ่มก่อตัว (start of ice building) ที่จุดนี้น้ำจะกลายเป็นน้ำแข็งและเพิ่มมวลมากขึ้นเรื่อย ๆ อุณหภูมิในถังเก็บจะเพิ่มขึ้นเล็กน้อยเพื่อคงสถานะการสร้างน้ำแข็งเอาไว้ มาจนถึงจุดสุดท้ายจุดที่เลิกกระบวนการผลิตน้ำแข็ง (end of charging) หลังจากจุดนี้มวลของน้ำแข็งจะลดลงเรื่อย ๆ อุณหภูมิภายในถังเก็บจะค่อยๆ เพิ่มขึ้นและวนมาที่จุดเริ่มผลิตน้ำแข็งอีกครั้ง

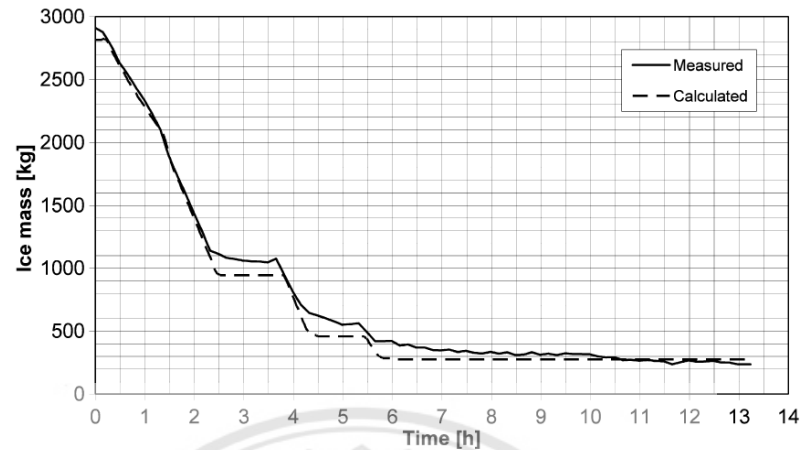


รูปที่ 2.17 อัตราการสร้างน้ำแข็งระหว่างการคำนวณและการวัด  
(มวลน้ำแข็งที่สร้างต่อหน่วยเวลา) [24]

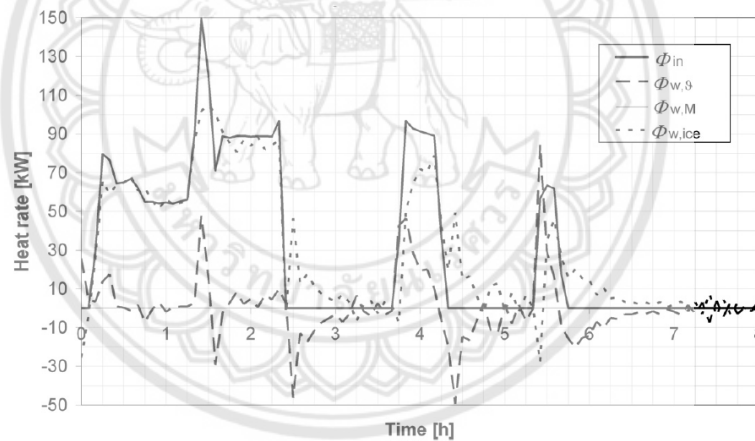


รูปที่ 2.18 อุณหภูมิขาเข้าและขาออก Ice bank ขณะสร้างน้ำแข็ง [24]

กระบวนการละลายน้ำแข็ง (Discharging process)



รูปที่ 2.19 อัตราการละลายน้ำแข็งระหว่างการคำนวณและการวัด  
(มวลน้ำแข็งที่ละลายต่อหน่วยเวลา) [24]



รูปที่ 2.20 อัตราการถ่ายเทความร้อนเทียบกับระยะเวลาของกระบวนการละลายน้ำแข็ง [24]

- เมื่อ  $\phi_{in}$  = อัตราการถ่ายเทความร้อนรวม
- $\phi_{w,g}$  = อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เหมาะสมที่เกี่ยวข้องกับการเปลี่ยนแปลงของปริมาณและอุณหภูมิของน้ำ
- $\phi_{w,M}$  = อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เหมาะสมที่เกี่ยวข้องกับการเปลี่ยนแปลงของมวลของน้ำในถัง
- $\phi_{w,ice}$  = อัตราการถ่ายเทความร้อนจากน้ำในถังไปยังน้ำ

## บทที่ 3

### วิธีการดำเนินงาน

#### 3.1 การสำรวจข้อมูล

##### 3.1.1 ข้อมูลทั่วไป

ชื่อโรงงาน            องค์การส่งเสริมกิจการโคนมแห่งประเทศไทย (อ.ส.ค.)  
ตราสัญลักษณ์ประจำองค์การ



รูปที่ 3.1 ตราสัญลักษณ์ประจำองค์การ [25]

ที่ตั้งโรงงาน        198 หมู่ 3 ต.คลองมะพลับ อ.ศรีนคร จ.สุโขทัย 64180

โรงงานเริ่มดำเนินงาน    เดือนกรกฎาคม พ.ศ. 2542

ประเภทโรงงาน    ขนาดกลาง

ผลิตผลิตภัณฑ์    นมยูเอชที, นมพาสเจอร์ไรส์, เปรี้ยว, โยเกิร์ต

เวลาการผลิต        3.00 – 0.00 น.

อัตราการผลิต        24,000 กiloกรัม/วัน (120 ตัน/วัน)





ผู้ประสานงาน        คุณพิริยะ พูลรักษ์



### 3.1.2 อุปกรณ์ในระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง

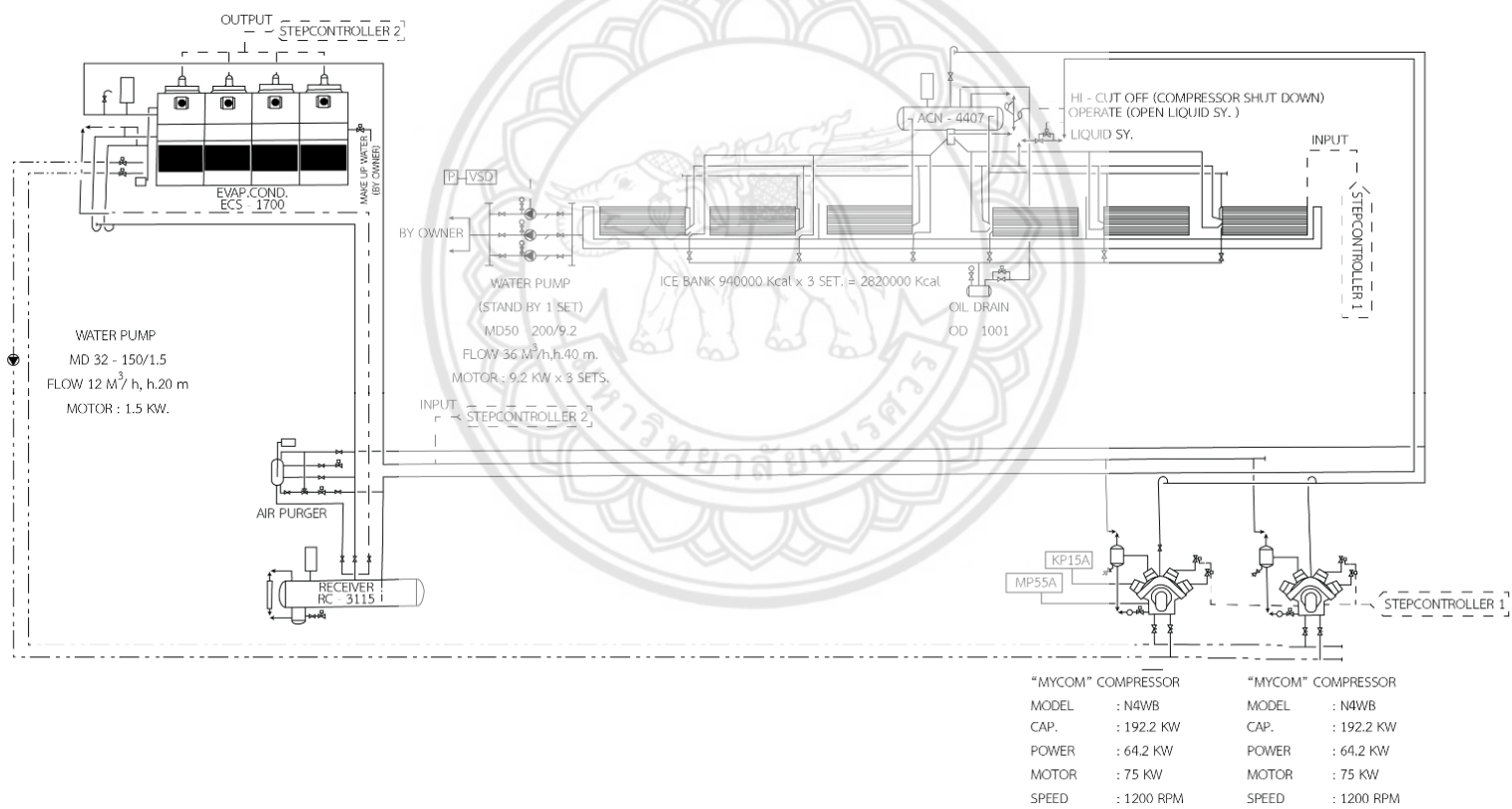
จากการศึกษาและสำรวจโรงงาน อ. ส. ค. ภาคเหนือตอนล่าง จังหวัดสุโขทัย ที่มีการนำระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็งมาใช้ในกระบวนการฆ่าเชื้อนม ซึ่งมีอุปกรณ์ในระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง ดังตารางที่ 3.1

ตารางที่ 3.1 รายการอุปกรณ์ในระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง

ลำดับ	รูปภาพ	ชื่ออุปกรณ์	รุ่น	ขนาด	จำนวน
1		ถังสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง	-	940,000 kcal	3
2		คอมเพรสเซอร์	N4WB	75 kW	2
3		เครื่องสูบน้ำ	MD50 200/9.2	9.2 kW	3
4		ถังพักสารทำความเย็น	RC-3115	-	1
5	-	คอยล์เย็น	ECS-1700	5.5 kW	1

### 3.1.3 แผนผังระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง

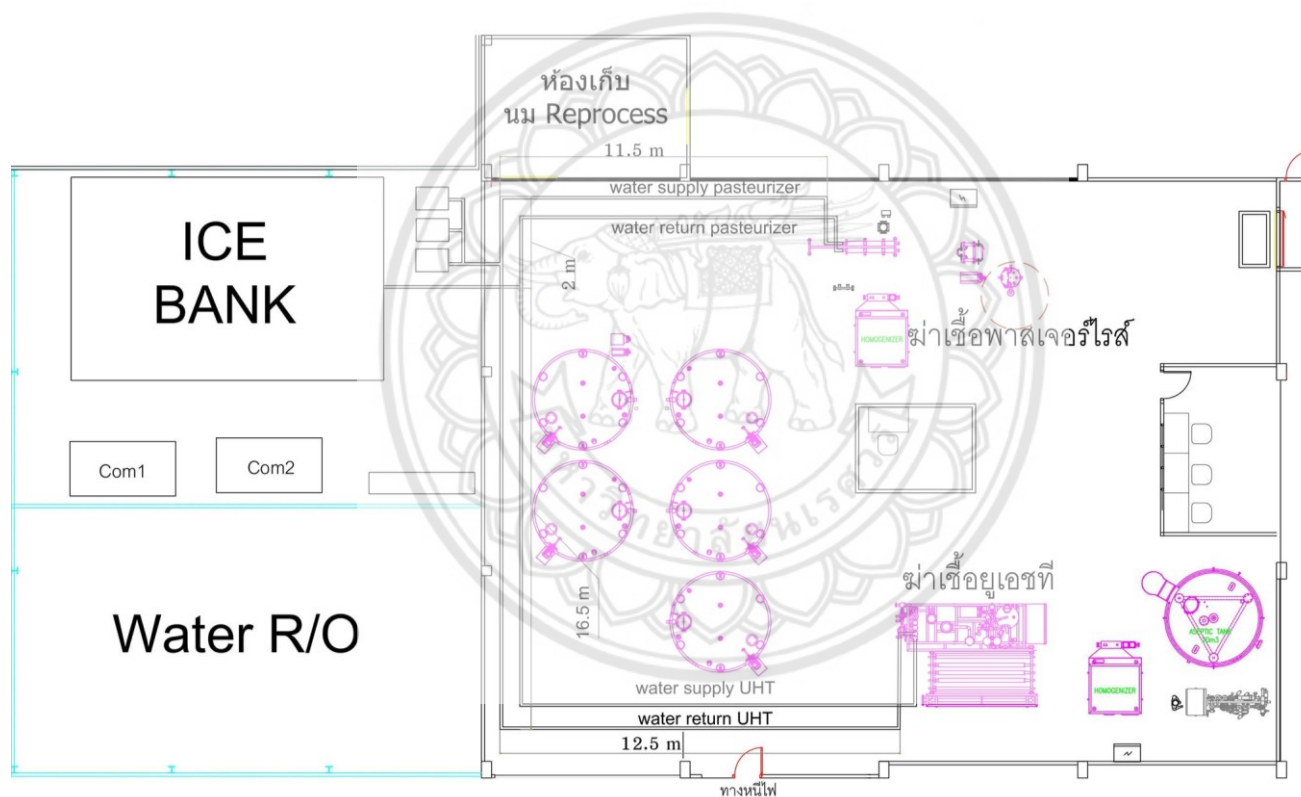
แผนผังแสดงข้อมูลเกี่ยวกับตำแหน่งที่ตั้งของอุปกรณ์และเส้นทางการไหลของน้ำ ในระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็งของโรงงาน อ. ส. ค. ภาคเหนือตอนล่าง จังหวัดสุโขทัย ดังรูปที่ 3.2



รูปที่ 3.2 แผนผังระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง

### 3.1.4 แผนผังกระบวนการฆ่าเชื้อนม

แผนผังการใช้งานน้ำเย็นจากระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง ซึ่งแยกเป็นกระบวนการฆ่าเชื้อแบบพาสเจอร์ไรส์และยูเอชที ดังรูปที่ 3.3



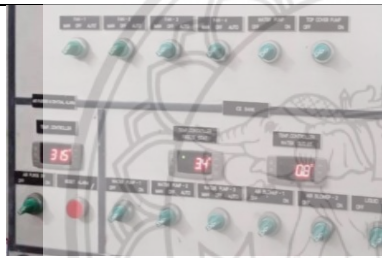


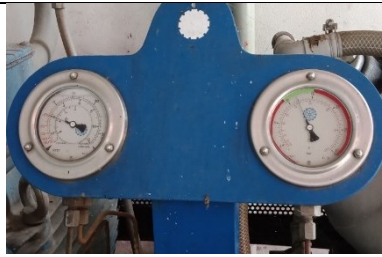
รูปที่ 3.3 แผนผังกระบวนการฆ่าเชื้อนม

## 3.2 การเก็บรวบรวมข้อมูลและการวิเคราะห์ข้อมูล

### 3.2.1 ข้อมูลที่ต้องการบันทึกในระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง

การเก็บข้อมูลที่โรงงาน อ. ส. ค. ภาคเหนือตอนล่าง จังหวัดสุโขทัย เพื่อคำนวณวิเคราะห์หาสมรรถนะการทำความเย็นแบบอัดไอ และสมรรถนะทางความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง ซึ่งมีข้อมูลที่ต้องการในการเก็บข้อมูลดังตารางที่ 3.2

ตารางที่ 3.2 ข้อมูลที่ต้องการบันทึก

ลำดับ	รูป	ข้อมูลที่ต้องการบันทึก	ตัวแปร	หน่วย
1		อุณหภูมิของน้ำขาเข้าและขาออก ถึงสะสมพลังงานในรูปน้ำแข็ง	$T_{\text{water,in}}$ และ $T_{\text{water,out}}$	$^{\circ}\text{C}$
2		กระแสไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์	$I_{\text{com}}$	A
3		อุณหภูมิในถังสะสมพลังงานในรูปน้ำแข็ง	$T_{\text{icebank}}$	$^{\circ}\text{C}$
4		ความดันและอุณหภูมิของสารทำความเย็นก่อนและหลังการอัดไอสารทำความเย็น	$P_L, P_H$ และ $T_{R,in}, T_{R,out}$	bar และ $^{\circ}\text{C}$

ลำดับ	รูป	รายการ	ตัวแปร	หน่วย
5		อุณหภูมิของสาร ทำความเย็นขาเข้าและ ขาออกคอมเพรสเซอร์	$T_{\text{suction}}$ และ $T_{\text{discharge}}$	$^{\circ}\text{C}$
6		อุณหภูมิของแอมโมเนีย ที่ถึงพักสารทำความเย็น	$T_{\text{receiver}}$	$^{\circ}\text{C}$
7		ความดันของน้ำ ที่นำไปใช้งาน	$P_{\text{pump}}$	bar

### 3.2.2 เครื่องมือและอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้อง

#### 3.2.2.1 กล้องถ่ายภาพความร้อน (Thermal Imaging Camera)

กล้องถ่ายภาพความร้อน (Thermal Imaging Camera) ดังรูปที่ 3.4 หรือกล้องถ่ายภาพความร้อน หลักการทำงานคือตรวจจับพลังงานอินฟราเรดหรือพลังงานความร้อน และแปลงเป็นสัญญาณ DC เพื่อแสดงภาพความร้อนและอุณหภูมิบนจอภาพ โดยสามารถนำไปตรวจสอบความผิดปกติของท่อหรือชิ้นส่วนต่าง ๆ เช่นการเสื่อมของฉนวนหุ้มท่อ การรั่วไหลของของไหลในท่อ เพื่อที่จะนำไปปรับปรุงแก้ไข



รูปที่ 3.4 กล้องถ่ายภาพความร้อน (Thermal Imaging Camera) [26]

### 3.2.2.2 แคลมป์มิเตอร์ (Clamp Meter)

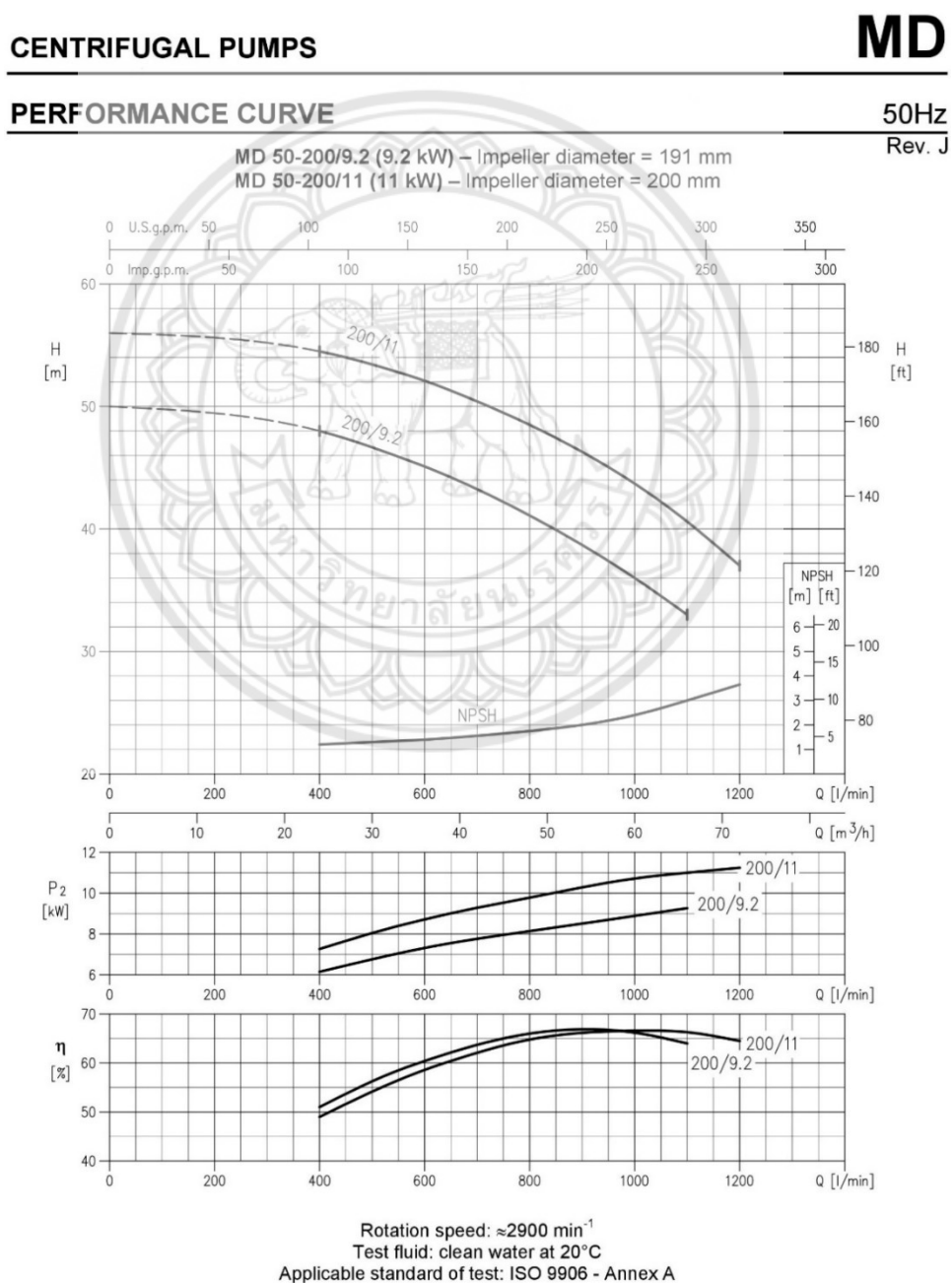
แคลมป์มิเตอร์ (Clamp Meter) ดังรูปที่ 3.5 เป็นเครื่องมือที่ใช้วัดทางไฟฟ้า มีลักษณะคล้าย ก้ามปู โดยในก้ามปูจะมีแผ่นเหล็กและขดลวดทองแดงพันอยู่ซึ่งทำงานเป็นเซ็นเซอร์ เมื่อมี กระแสไฟฟ้าไหลผ่านจะเกิดสนามแม่เหล็กขึ้น ทำให้เกิดแรงดันไฟฟ้าเหนี่ยวนำ และกระแสไฟฟ้าเหนี่ยวนำ จากนั้นจะถูกนำไปแปลงเป็นสัญญาณเพื่อนำไปแสดงผลบนจอ ซึ่งสามารถวัดกระแสภาระ โหลด กระแสไฟรั่ว หรือแรงดันไฟฟ้าทั้งกระแสตรงและกระแสสลับ



รูปที่ 3.5 แคลมป์มิเตอร์ (Clamp Meter)

### 3.2.2.3 กราฟเครื่องสูบน้ำ (Performance Curve) MD50 200/9.2

กราฟเครื่องสูบน้ำ แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับเฮดน้ำหรือความดัน (เมตร) ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับกำลังของเครื่องสูบน้ำ (กิโลวัตต์) และแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำ ซึ่งกรณีที่ไม่สามารถใช้เครื่องมือวัดอัตราการไหลในการวัดอัตราการไหลได้ สามารถหาอัตราการไหลจากกำลังของเครื่องสูบน้ำ โดยใช้กราฟเครื่องสูบน้ำดังรูปที่ 3.6



รูปที่ 3.6 กราฟเครื่องสูบน้ำ (Performance Curve) MD50 200/9.2 [27]

### 3.2.3 โปรแกรมที่ใช้ในการวิเคราะห์

#### 3.2.3.1 โปรแกรม CoolPack

โปรแกรมจำลองที่ถูกพัฒนาขึ้นโดยภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลมหาวิทยาลัยเดนมาร์ก (Department of Mechanical Engineering Technical University of Denmark) เป็นโปรแกรมจำลองวัฏจักรทำความเย็น สามารถคำนวณคุณสมบัติของสารทำความเย็นได้หลายชนิด และการพล็อต (Plot) กราฟคุณสมบัติของสารทำความเย็น สามารถวิเคราะห์วัฏจักรของสารทำความเย็น รวมไปถึงความสามารถในการแสดงข้อมูลทางอุณหพลศาสตร์และข้อมูลทางกายภาพ ซึ่งในโครงการนี้จะใช้โปรแกรม Cool Pack ในการคำนวณหาค่าสมรรถนะการทำความเย็น หรือค่า Coefficient of Performance: COP ของโรงงาน อ. ส. ค. ภาคเหนือตอนล่าง จังหวัด สุโขทัย เพื่อนำไปในการคำนวณหาอัตราการไหลของสารทำความเย็น และอัตราการไหลของของไหลที่ใช้ในระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง

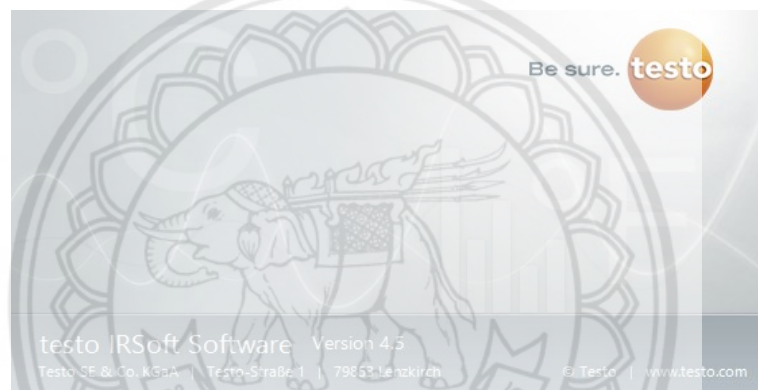


รูปที่ 3.7 โปรแกรม CoolPack

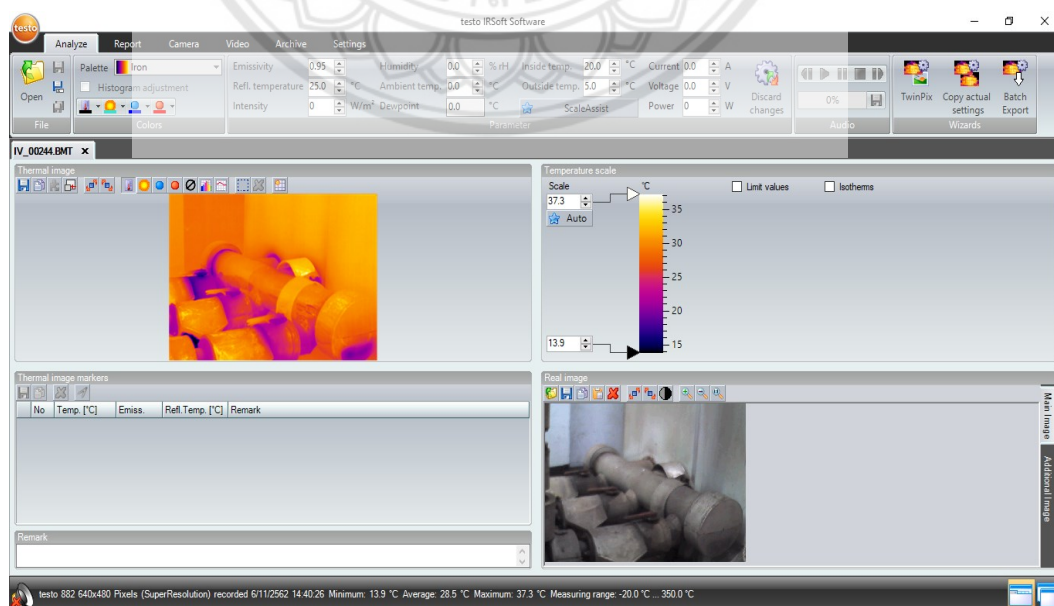


### 3.2.3.2 โปรแกรม Testo IR Software

เป็นโปรแกรมที่ถูกคิดค้นโดยบริษัท Testo SE & Co.KGaA เพื่อใช้ในการวิเคราะห์ค่าอุณหภูมิของวัตถุต่าง ๆ จากกล้องถ่ายภาพความร้อน (Thermal Imaging Camera) โดยสามารถวิเคราะห์ค่าอุณหภูมิได้ในรูปแบบของปริมาณการสูงต่ำของอุณหภูมิ และกราฟแสดงการแจกแจงความถี่ของอุณหภูมิ ทำให้ทราบถึงอุณหภูมิเฉลี่ยของวัตถุต่าง ๆ ซึ่งในโครงการนี้จะใช้โปรแกรม Testo IR Software เพื่อใช้ในการวิเคราะห์ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยของท่อในกระบวนการยูเอชที และพาสเจอร์ไรส์ของนม ในส่วนของบริเวณที่ไม่มีการหุ้มฉนวน และส่วนของอุณหภูมิเฉลี่ยบริเวณผนังถังสะสมพลังงานความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง



รูปที่ 3.8 โปรแกรม Testo IR Software



รูปที่ 3.9 ลักษณะของโปรแกรม Testo IR Software

### 3.2.3.3 โปรแกรม 3E Plus

เป็นโปรแกรมวิเคราะห์ค่าความร้อนที่สูญเสีย ถูกผลิตโดยบริษัท ไนมา (North American Insulation Manufacturers Association: NAIMA) สามารถวิเคราะห์ค่าความร้อนภายใต้เงื่อนไขที่หลากหลาย และการคำนวณค่าทางเศรษฐศาสตร์ นอกจากนี้ยังสามารถวิเคราะห์ค่าปริมาณคาร์บอนและสารประกอบไนโตรเจนออกไซด์ที่มีผลกับสิ่งแวดล้อม ซึ่งในโครงการนี้จะใช้โปรแกรม 3E Plus V4.1 เพื่อใช้ในการวิเคราะห์ค่าการสูญเสียความเย็นของท่อในกระบวนการยูเอชที และพาสเจอร์ไรส์ของนม บริเวณที่ไม่มีการหุ้มฉนวน และในส่วนของบริเวณผนังถังสะสมพลังงานความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง



รูปที่ 3.10 โปรแกรม 3E Plus

### 3.3 การนิยามสมรรถนะทางความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง

สมรรถนะทางความเย็นที่นิยามขึ้นในโครงการนี้ เป็น สัดส่วนพลังงานที่น้ำเย็นได้รับต่อพลังงานที่สารทำความเย็นผลิตได้ ( $\text{kW}_{\text{น้ำ}}/\text{kW}_{\text{สารทำความเย็น}}$ ) ของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง โดยสัดส่วนพลังงานที่น้ำเย็นได้รับ คือพลังงานที่น้ำเย็นได้รับจากระบบถึงสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง หาได้จากค่าความร้อนสัมผัสจากสมการที่ 2.10 ส่วนพลังงานที่สารทำความเย็นผลิตได้ คือพลังงานความเย็นของสารทำความเย็นที่ป้อนให้แก่ น้ำ จากสมการที่ 2.3 ดังนั้นสามารถคำนวณหาสัดส่วนพลังงานที่น้ำเย็นได้รับต่อพลังงานที่สารทำความเย็นผลิตได้ ( $\text{kW}_{\text{น้ำ}}/\text{kW}_{\text{สารทำความเย็น}}$ ) ภายใต้อุปกรณ์การตรวจวัดที่ทางโรงงานมี ดังสมการ

$$\text{Efficiency} = \frac{\text{Output}}{\text{Input}} \quad (3.1)$$

$$\text{สัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานของสารทำความเย็น} = \frac{\dot{Q}_{\text{water}}}{\dot{Q}_e}$$

$$\text{สัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานของสารทำความเย็น} = \frac{\dot{m}_{\text{water}} \times c_{p_{\text{water}}} \times \Delta T_{\text{water}}}{\dot{m}_R \times (h_1 - h_4)} \quad (3.2)$$

เมื่อ  $\dot{m}_{\text{water}}$  = อัตราการไหลของน้ำ (kg/s)

$c_{p_{\text{water}}}$  = ความร้อนจำเพาะของน้ำ 4.18 kJ/kg K [28]

$\Delta T_{\text{water}}$  = ผลต่างระหว่างอุณหภูมิเริ่มต้นและสุดท้ายของน้ำ (K)

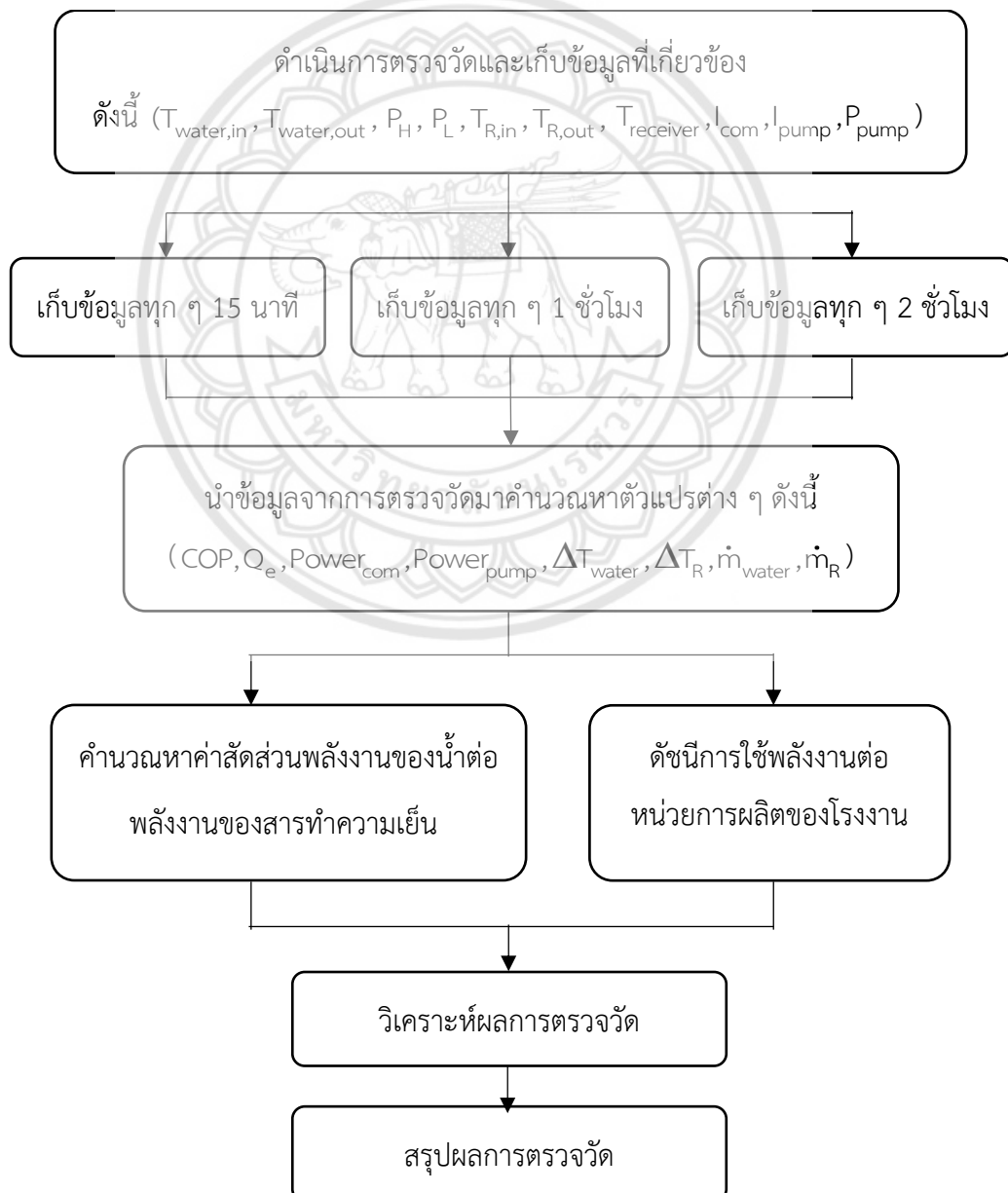
$\dot{m}_R$  = อัตราการไหลของสารทำความเย็น (kg/s)

$\Delta T_R$  = ผลต่างระหว่างอุณหภูมิเริ่มต้นและสุดท้ายของสารทำความเย็น (K)

### 3.4 วิธีการดำเนินงาน

#### 3.4.1 แผนผังการเก็บข้อมูลของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง

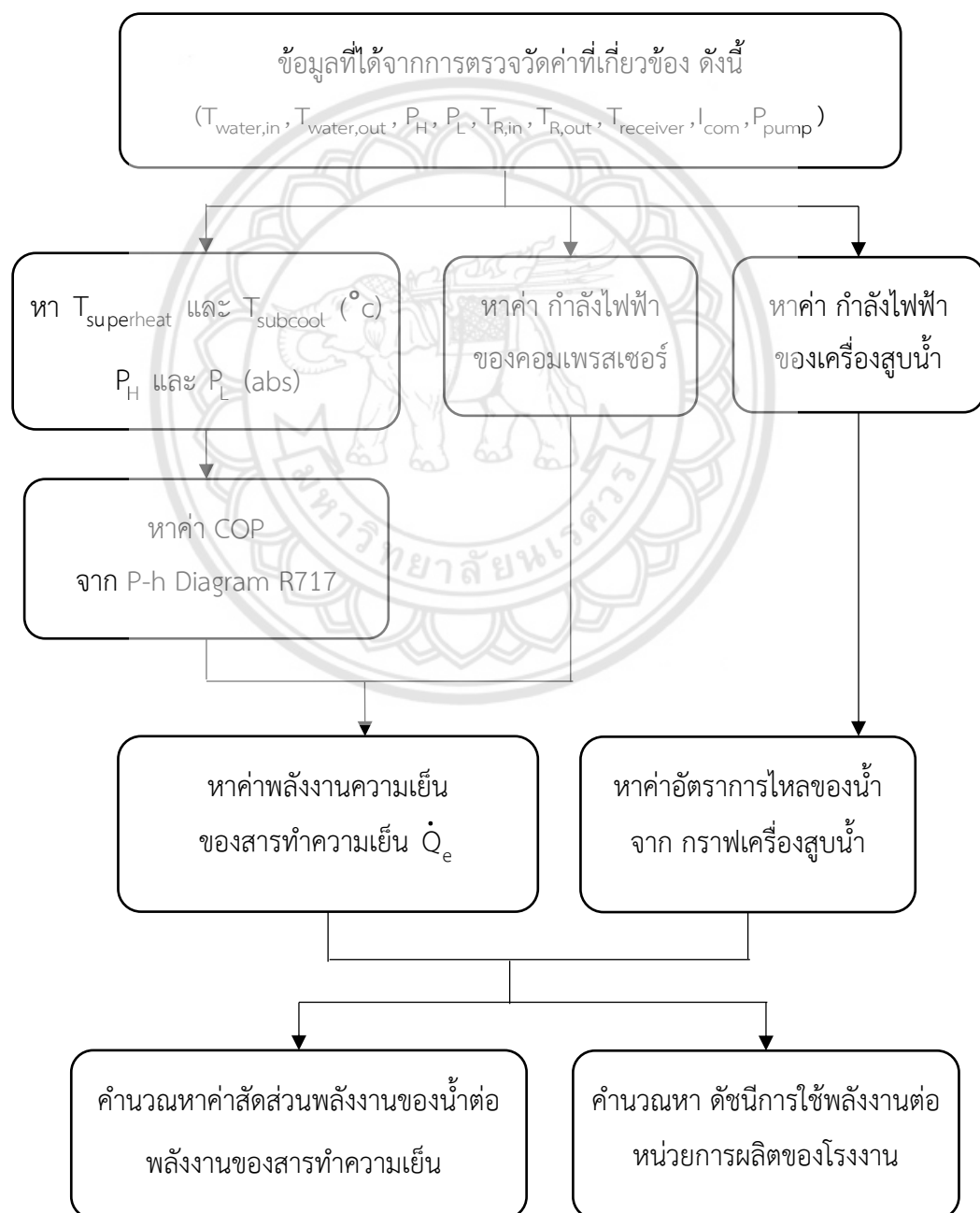
การเก็บข้อมูลที่โรงงาน อ. ส. ค. จะแบ่งความถี่ในการเก็บข้อมูลเป็น 3 แบบ คือ 15 นาที (เพื่อหาความสัมพันธ์ของแต่ละตัวแปรอย่างละเอียด) 1 ชั่วโมง (เพื่อหาความสัมพันธ์ของแต่ละตัวแปร) และ 2 ชั่วโมง (เป็นช่วงเวลาปกติที่ทางโรงงานมีการตรวจวัด) ซึ่งนำข้อมูลที่ได้จากการเก็บข้อมูลมาคำนวณวิเคราะห์หาสัดส่วนพลังงานของน้ำต่อพลังงานของสารทำความเย็นและดัชนีการใช้พลังงานต่อหน่วยการผลิตของโรงงาน โดยมีขั้นตอนการเก็บข้อมูลดังแผนผังดังรูปที่ 3.11



รูปที่ 3.11 แผนผังการเก็บข้อมูล

### 3.4.2 แผนผังการคำนวณสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง

ข้อมูลที่ได้จากการเก็บข้อมูลที่โรงงาน อ. ส. ค. ภาคเหนือตอนล่าง จังหวัดสุโขทัย ซึ่งนำมาคำนวณวิเคราะห์หาสมรรถนะการทำความเย็นแบบอัดไอ เพื่อหาสัดส่วนพลังงานของน้ำต่อพลังงานของสารทำความเย็นและดัชนีการใช้พลังงานต่อหน่วยการผลิตของโรงงาน โดยมีขั้นตอนการคำนวณที่เป็นลำดับขั้นตอนดังแผนผังรูปที่ 3.12



รูปที่ 3.12 แผนผังการคำนวณ

### 3.4.3 แผนผังการเก็บข้อมูลและการคำนวณการสูญเสียพลังงานความเย็น

จากการสำรวจที่โรงงาน อ. ส. ค. ภาคเหนือตอนล่าง จังหวัดสุโขทัย พบว่ามีท่อส่งน้ำเย็นที่บริเวณกระบวนการฆ่าเชื้อนมไม่ได้มีการหุ้มฉนวน และฉนวนของผนังถึงสะสมความเย็นในรูปน้ำแข็งเสื่อมสภาพ จึงทำการเก็บข้อมูลมาคำนวณวิเคราะห์หาอัตราสูญเสียพลังงานความเย็นผ่านผิวท่อและผนัง โดยมีขั้นตอนการเก็บข้อมูลและการคำนวณ ดังแผนผังรูปที่ 3.13

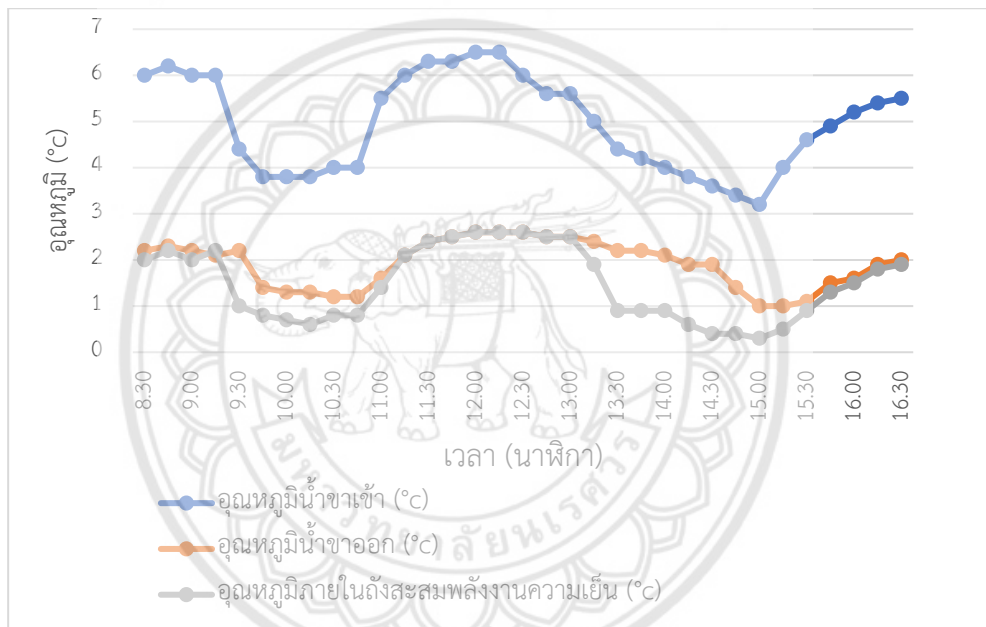


รูปที่ 3.13 แผนผังการเก็บข้อมูลและการคำนวณ การสูญเสียพลังงานความเย็นผ่านผิวท่อและผนัง

## บทที่ 4

### วิเคราะห์ผลการทดลอง

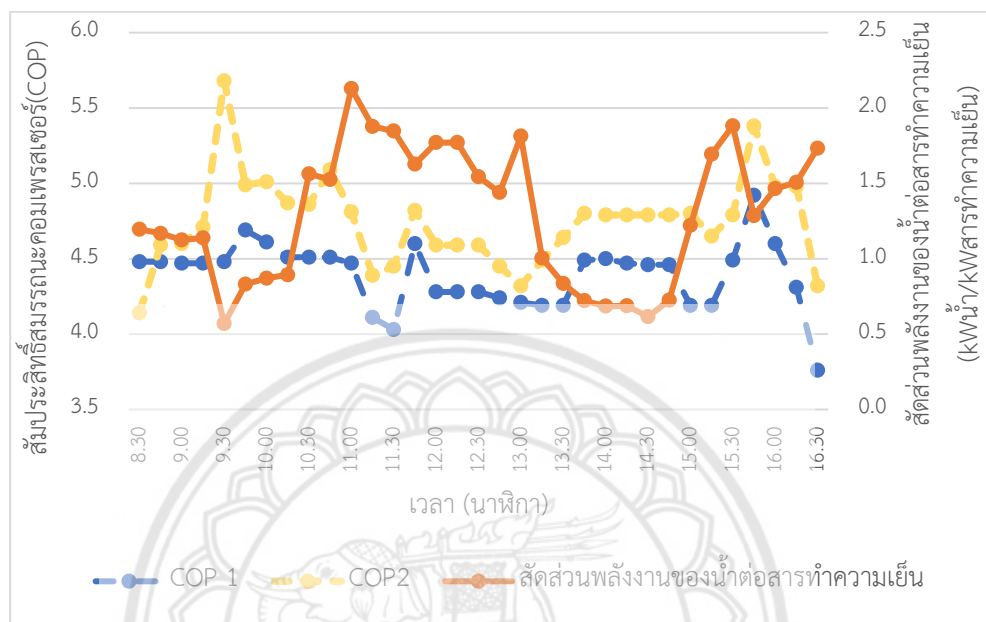
#### 4.1 ผลการวิเคราะห์การกระจายอุณหภูมิของกระบวนการสร้างและละลายน้ำแข็งของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง ทุก ๆ 15 นาที



รูปที่ 4.1 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำขาเข้า อุณหภูมิน้ำขาออก และอุณหภูมิน้ำในถังสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง เทียบกับเวลาทุก ๆ 15 นาที วันที่ 10 ม.ค. 2563

จากรูปที่ 4.1 จะเห็นว่าอุณหภูมิน้ำขาเข้ามีอุณหภูมิอยู่ระหว่าง 3.2 ถึง 6.5 องศาเซลเซียส อุณหภูมิน้ำในถังสะสมพลังงานความเย็นมีอุณหภูมิระหว่าง 0.3 ถึง 2.6 องศาเซลเซียส และอุณหภูมิ น้ำขาออกที่มีอุณหภูมิระหว่าง 1 ถึง 2.6 องศาเซลเซียส มีความสัมพันธ์แบบแปรผันตรงกัน โดย ในช่วงเวลา 9.30 น. ถึง 10.45 น. และ 13.00 น. ถึง 15.30 น. จะเห็นว่าช่วงเวลาดังกล่าวอุณหภูมิ น้ำขาออกจะมีอุณหภูมิสูงกว่าอุณหภูมิถังสะสมพลังงานความเย็นเล็กน้อย เนื่องจากการสูญเสีย พลังงานความเย็นผ่านท่อส่งผ่าน

#### 4.2 ผลการวิเคราะห์สัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็งและสัมประสิทธิ์สมรรถนะคอมเพรสเซอร์ทุก ๆ 15 นาที

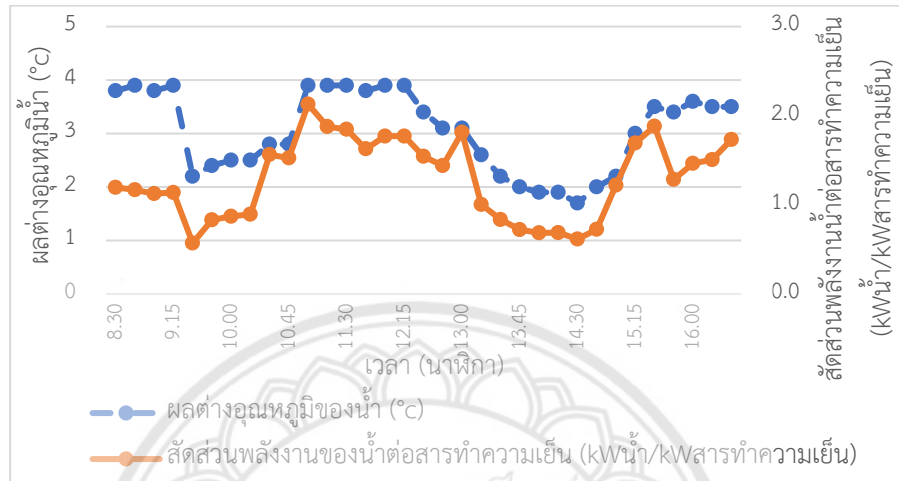


รูปที่ 4.2 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์สมรรถนะคอมเพรสเซอร์และสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็งเทียบกับเวลาทุก ๆ 15 นาที วันที่ 10 ม.ค. 2563

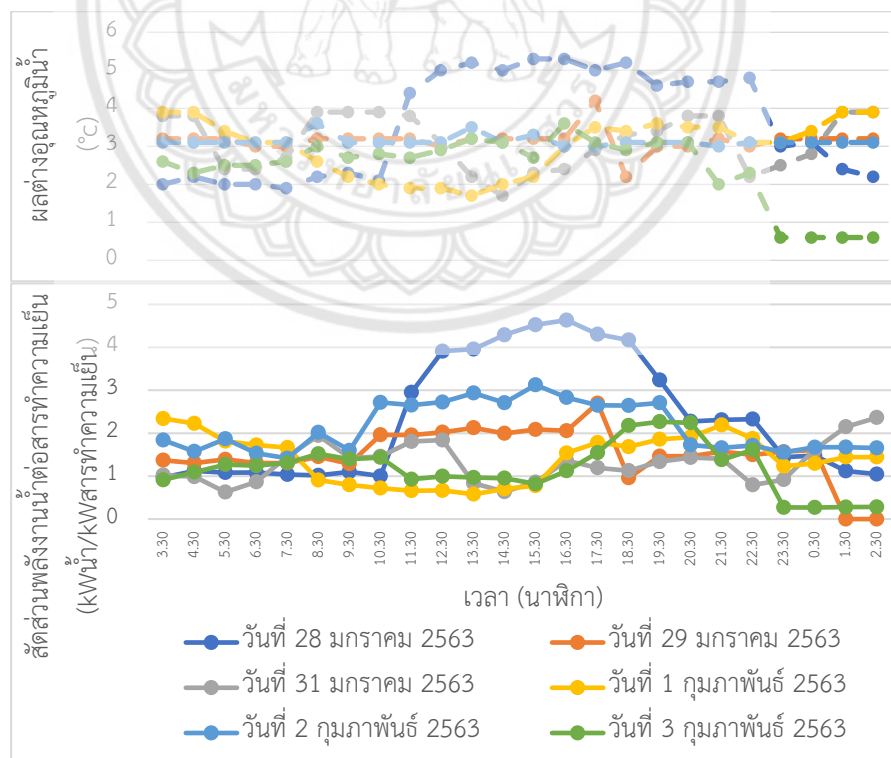
จากรูปที่ 4.2 จะเห็นว่าค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะคอมเพรสเซอร์มีความสัมพันธ์แบบแปรผกผันกับสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง โดยสัมประสิทธิ์สมรรถนะคอมเพรสเซอร์เครื่องที่หนึ่งมีค่าสูงสุด 4.92 ต่ำสุด 3.76 และสัมประสิทธิ์สมรรถนะคอมเพรสเซอร์เครื่องที่สองมีค่าสูงสุด 5.68 ต่ำสุด 4.14 ซึ่งค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะคอมเพรสเซอร์ขึ้นอยู่กับความดันที่คอมเพรสเซอร์สามารถทำได้ และค่าสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปแบบน้ำแข็งมีค่าสูงสุดที่ 34.50 kWน้ำ/kWสารทำความเย็น และมีค่าต่ำสุดอยู่ที่ 9.21 kWน้ำ/kWสารทำความเย็น



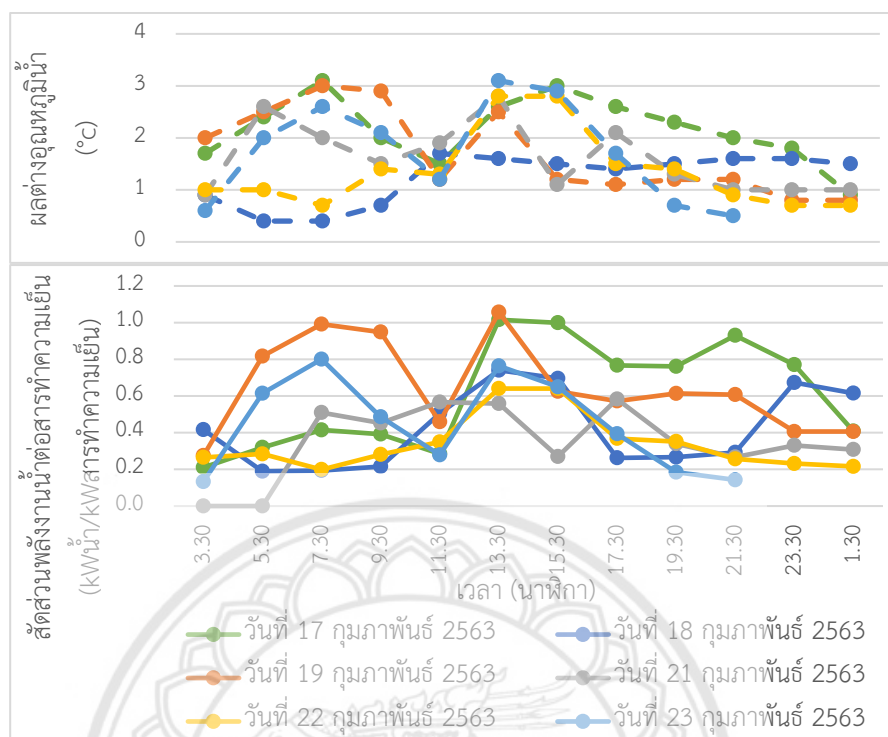
4.3 ผลการวิเคราะห์สัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็งและผลต่างอุณหภูมิของน้ำ ทุก ๆ 15 นาที 1 ชั่วโมง และ 2 ชั่วโมง



รูปที่ 4.3 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างผลต่างอุณหภูมิน้ำและสัดส่วนพลังงานของน้ำต่อพลังงานของสารทำความเย็น เทียบกับเวลาทุก ๆ 15 นาที วันที่ 10 ม.ค. 2563



รูปที่ 4.4 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างผลต่างอุณหภูมิน้ำและสัดส่วนพลังงานของน้ำต่อพลังงานของสารทำความเย็น เทียบกับเวลาทุก ๆ 1 ชั่วโมง วันที่ 28 ม.ค. ถึง 3 ก.พ. 2563

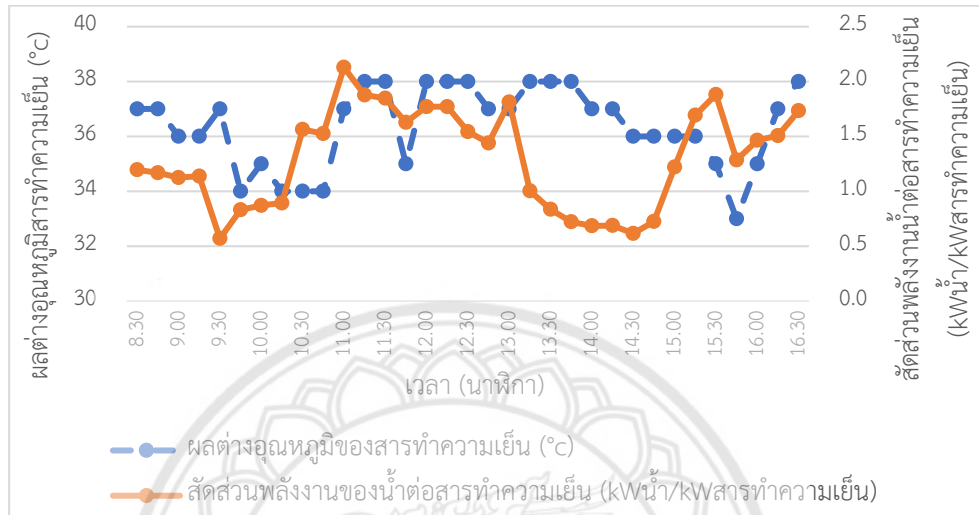


รูปที่ 4.5 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างผลต่างอุณหภูมิน้ำและสัดส่วนพลังงานของน้ำต่อพลังงานของสารทำความเย็น เทียบกับเวลาทุก ๆ 2 ชั่วโมง วันที่ 17 ก.พ. ถึง 23 ก.พ. 2563

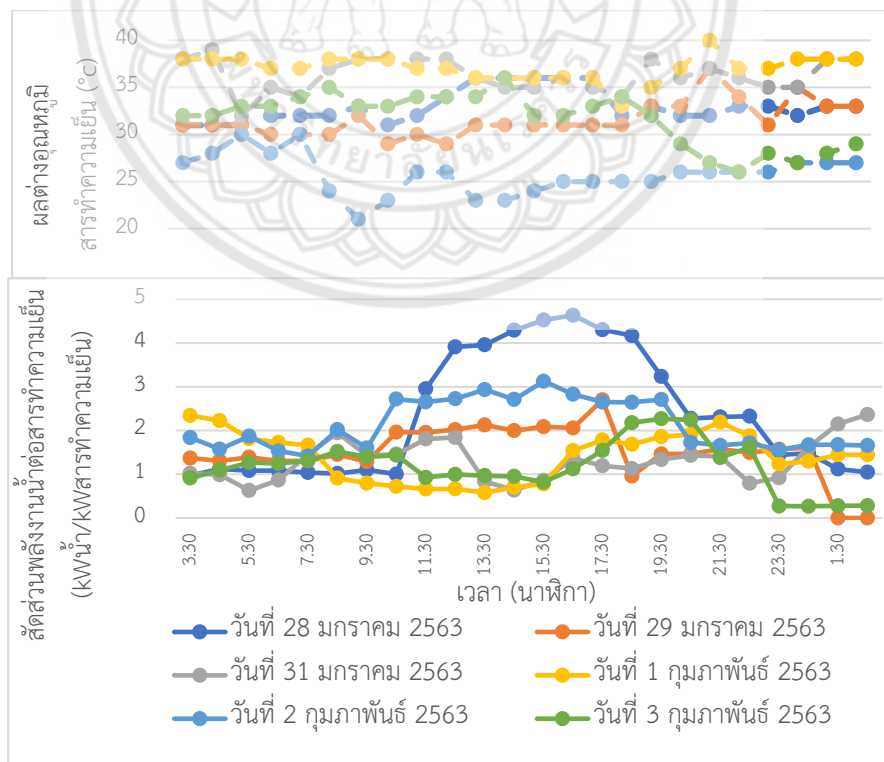
จากรูปที่ 4.3, 4.4 และ 4.5 จะเห็นว่าสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความร้อนในรูปน้ำแข็งแปรผันตรงกับผลต่างอุณหภูมิของน้ำขาเข้าและขาออกของถังสะสมพลังงานความร้อนในรูปน้ำแข็ง โดยสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความร้อนในรูปน้ำแข็งที่มีค่ามาก หมายถึงระบบสามารถทำความเย็นให้แก่น้ำมากหรือมีความสามารถในการดึงพลังงานความร้อนออกจากน้ำได้มาก ทำให้ผลต่างอุณหภูมิของน้ำขาเข้าและขาออกถังสะสมพลังงานความร้อนในรูปน้ำแข็งมีค่ามากเช่นกัน

จากรูปที่ 4.4 วันที่ 28 มกราคม 2563 อุณหภูมิน้ำขาเข้าถังสะสมพลังงานความร้อนในรูปน้ำแข็งที่ผ่านการใช้งานในกระบวนการฆ่าเชื้อนมมีอุณหภูมิสูง จึงทำให้ระบบมีการทำความเย็นในแก่น้ำมาก ส่งผลทำให้มีผลต่างอุณหภูมิของน้ำขาเข้าออกถังสะสมพลังงานความร้อนในรูปน้ำแข็งและสัดส่วนพลังงานของน้ำเย็นต่อพลังงานสารทำความเย็นมีค่าสูง ส่วนในวันที่ 2 กุมภาพันธ์ 2563 มีผลต่างอุณหภูมิของน้ำขาเข้าที่ ในขณะที่สัดส่วนพลังงานของน้ำต่อพลังงานของสารทำความเย็นมีค่าสูงเนื่องจากมียอดการผลิตที่สูง ระบบจึงต้องมีการทำความเย็นให้แก่น้ำมากขึ้น ทำให้สัดส่วนพลังงานของน้ำเย็นต่อพลังงานของสารทำความเย็นมีค่าสูง

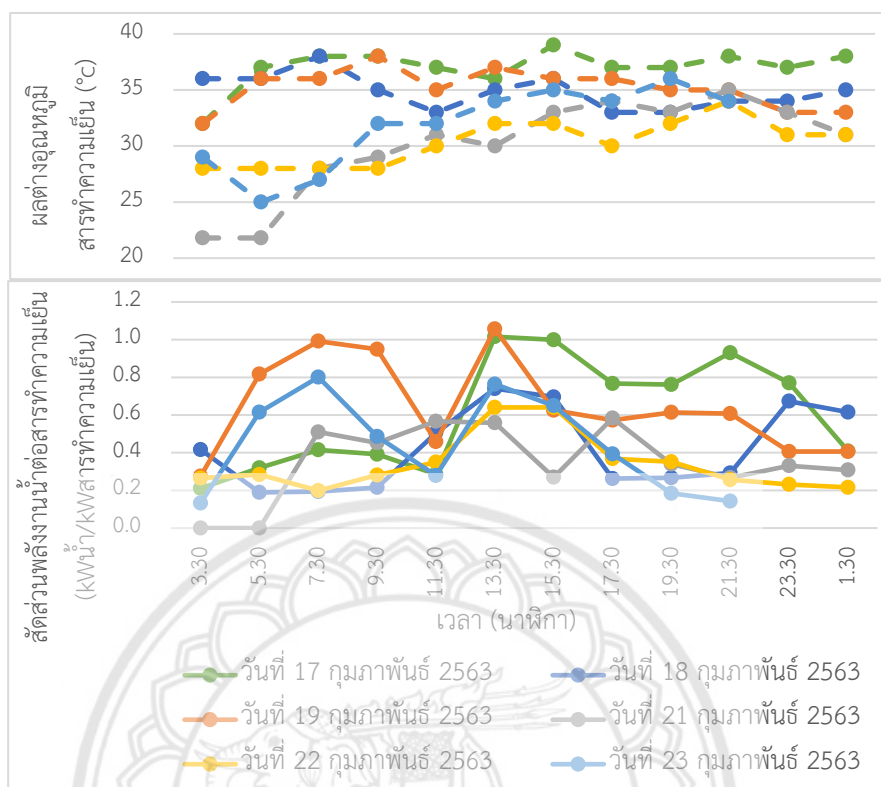
4.4 ผลการวิเคราะห์สัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็งและผลต่างสารทำความเย็น ทุก ๆ 15 นาที 1 ชั่วโมง และ 2 ชั่วโมง



รูปที่ 4.6 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างผลต่างอุณหภูมิสารทำความเย็นและสัดส่วนพลังงานของน้ำต่อพลังงานของสารทำความเย็น เทียบกับเวลา ทุก ๆ 15 นาที วันที่ 10 ม.ค. 2563



รูปที่ 4.7 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างผลต่างอุณหภูมิสารทำความเย็นและสัดส่วนพลังงานของน้ำต่อพลังงานของสารทำความเย็น ทุก ๆ 1 ชั่วโมง วันที่ 28 ม.ค. ถึง 3 ก.พ. 2563

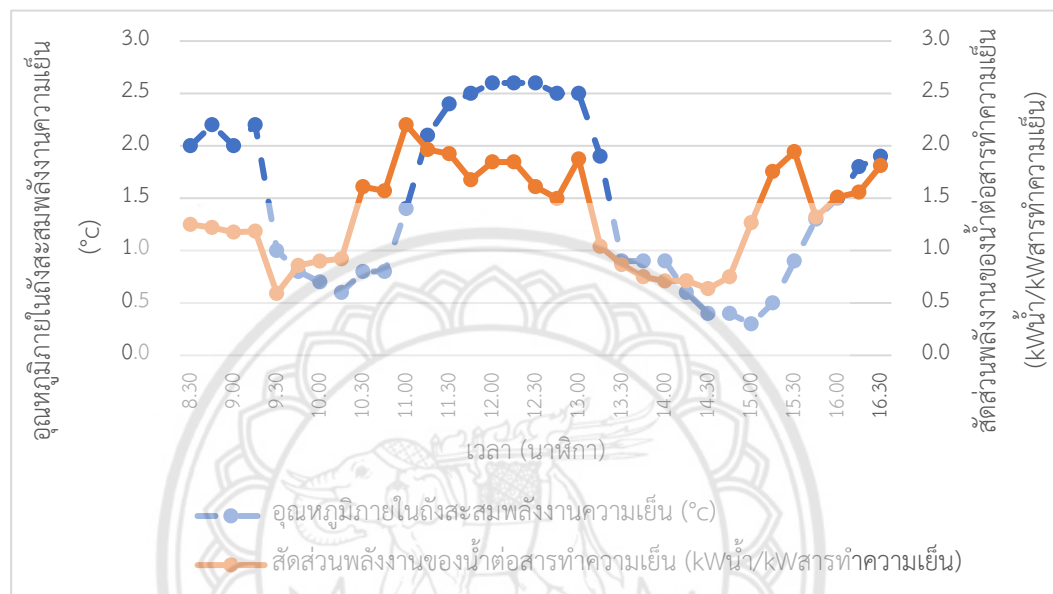


รูปที่ 4.8 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างผลต่างอุณหภูมิสารทำความเย็นและสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็น เทียบกับเวลา ทุก ๆ 2 ชั่วโมง วันที่ 17 ก.พ. ถึง 23 ก.พ. 2563

จากรูปที่ 4.6, 4.7 และ 4.8 จะเห็นว่าสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานในรูปน้ำแข็งแปรผกผันกับผลต่างอุณหภูมิสารทำความเย็นขาเข้าและขาออกคอมเพรสเซอร์ โดยสัดส่วนพลังงานของน้ำต่อพลังงานของสารทำความเย็นที่มีค่าน้อย หมายถึงระบบมีความสามารถในการทำความเย็นให้แก่ น้ำต่ำ จึงดึงพลังงานความเย็นจากสารทำความเย็นมาทำความเย็นแก่น้ำในถังสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง จึงทำให้ผลต่างของสารทำความเย็นขาเข้าและขาออกคอมเพรสเซอร์มีค่ามาก

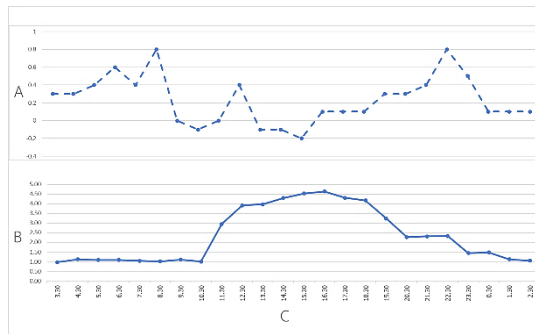
จากรูปที่ 4.7 วันที่ 28 มกราคม 2563 อุณหภูมิ น้ำขาเข้าถังสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็งที่ผ่านการใช้งานในกระบวนการฆ่าเชื้อนมมีอุณหภูมิสูง จึงทำให้ระบบต้องมีการทำความเย็นในแก่น้ำมาก ทำให้มีผลต่างอุณหภูมิสารทำความเย็นมีค่ามาก เนื่องจากถูกดึงพลังงานความเย็นไปให้แก่ น้ำมาก และส่งผลให้สัดส่วนพลังงานของน้ำต่อพลังงานของสารทำความเย็นมีค่าสูง ส่วนในวันที่ 2 กุมภาพันธ์ ผลต่างอุณหภูมิสารทำความเย็นมีค่าสูงที่ ในขณะที่สัดส่วนพลังงานของน้ำต่อพลังงานของสารทำความเย็นมีค่าสูงเนื่องจากมียอดการผลิตที่สูง ระบบจึงต้องมีการทำความเย็นสูงขึ้นทำให้สัดส่วนพลังงานของน้ำต่อพลังงานของสารทำความเย็นมีค่าสูง

#### 4.5 ผลการวิเคราะห์สัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็งและอุณหภูมิภายในถังสะสมความเย็นในรูปน้ำแข็ง ทุก ๆ 15 นาที 1 ชั่วโมง และ 2 ชั่วโมง

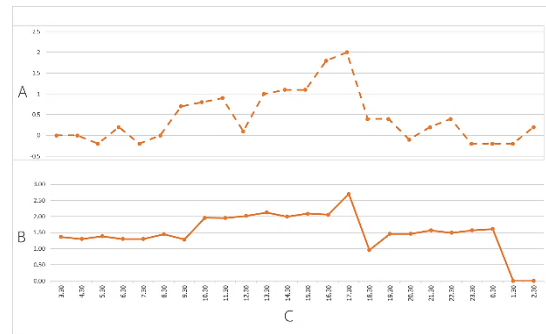


รูปที่ 4.9 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิภายในถังสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง และสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง เทียบกับเวลา ทุก ๆ 15 นาที วันที่ 10 ม.ค. 2563 เวลา 8.30 น. ถึง 16.30 น.

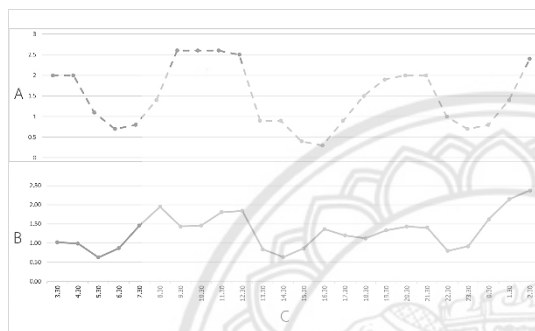
จากรูปที่ 4.9 จะเห็นว่าสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็งแปรผันตรงกับอุณหภูมิของน้ำภายในถังสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง เนื่องจากน้ำขาเข้าถังสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็งมีอุณหภูมิที่สูง จึงมีการแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำที่ผ่านการใช้งานได้มากทำให้อุณหภูมิของน้ำภายในถังสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็งสูงขึ้น ระบบจึงต้องมีการทำความเย็นให้แก่ น้ำที่จะนำไปใช้งานให้มีอุณหภูมิลดลง ซึ่งส่งผลให้สัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานในรูปน้ำแข็งมีค่าสูงขึ้น



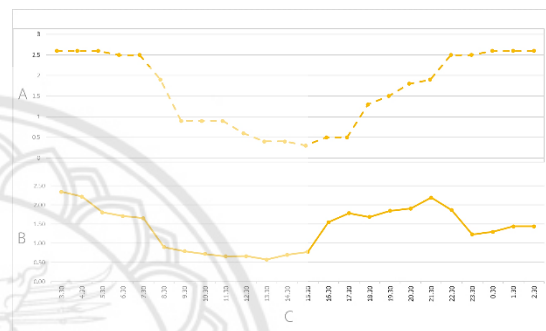
(28 ม.ค. 2563)



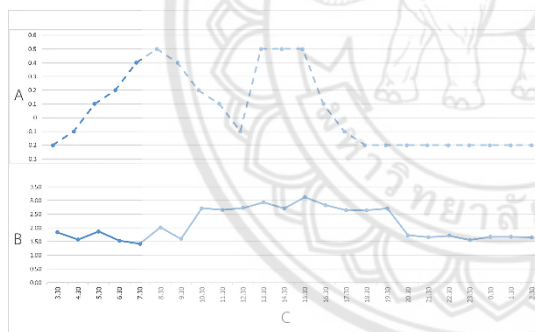
(29 ม.ค. 2563)



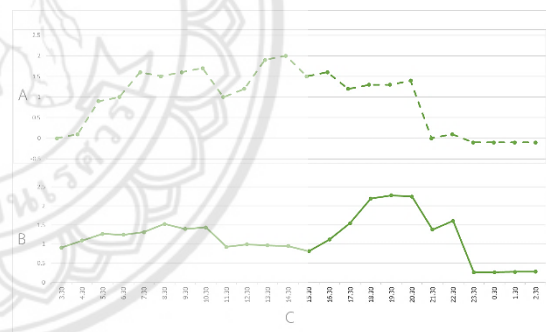
(31 ม.ค. 2563)



(1 ก.พ. 2563)

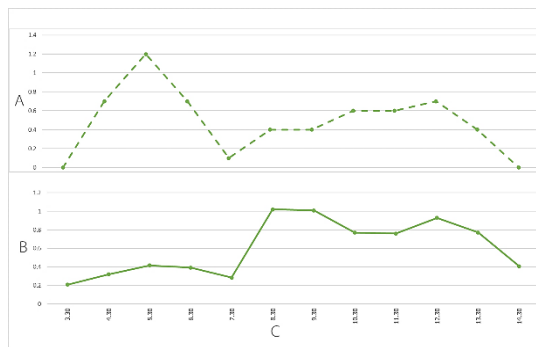


(2 ก.พ. 2563)

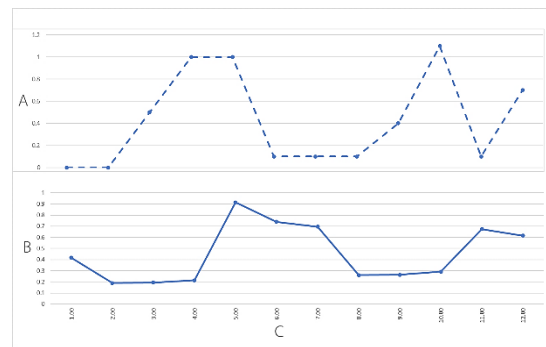


(3 ก.พ. 2563)

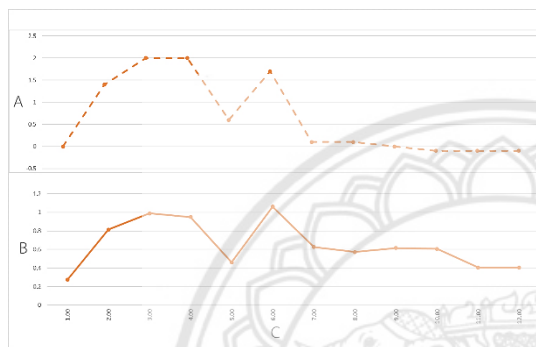
รูปที่ 4.10 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำภายในถังสะสมพลังงานความเย็น (A) กับ สัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง (B) เทียบกับเวลาทุก 1 ชั่วโมง (C) ในระหว่างวันที่ 28 ม.ค. ถึง 3 ก.พ. 2563 และปิดปรับปรุงระบบในวันที่ 30 ม.ค. 2563



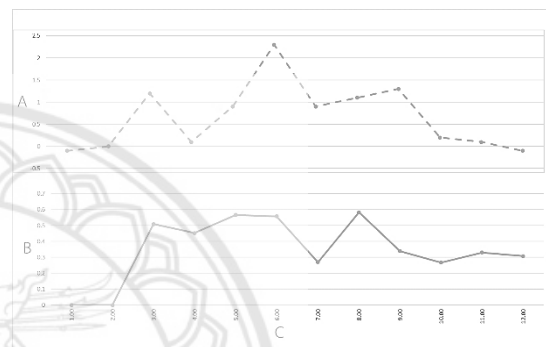
(17 ก.พ. 2563)



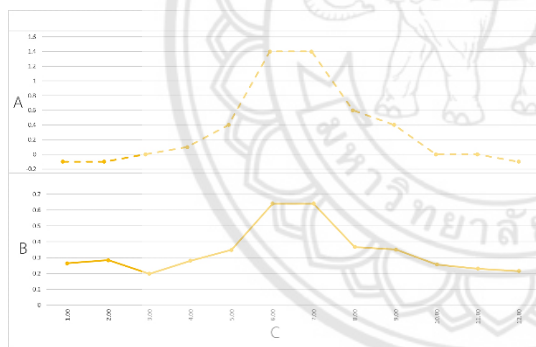
(18 ก.พ. 2563)



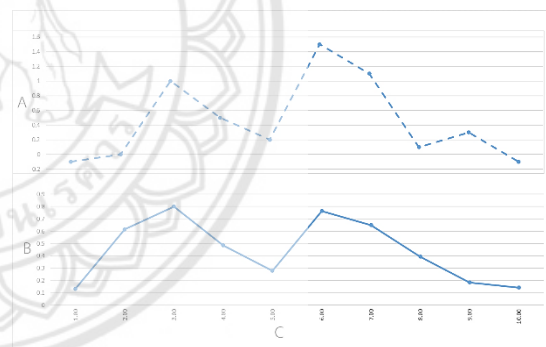
(19 ก.พ. 2563)



(21 ก.พ. 2563)



(22 ก.พ. 2563)



(23 ก.พ. 2563)

รูปที่ 4.11 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำในถังสะสมพลังงานความเย็น (A) กับ สัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง (B) เทียบกับเวลาทุก 2 ชั่วโมง (C) ในระหว่างวันที่ 17 ก.พ. ถึง 23 ก.พ. 2563 และปิดปรับปรุงระบบในวันที่ 20 ก.พ. 2563

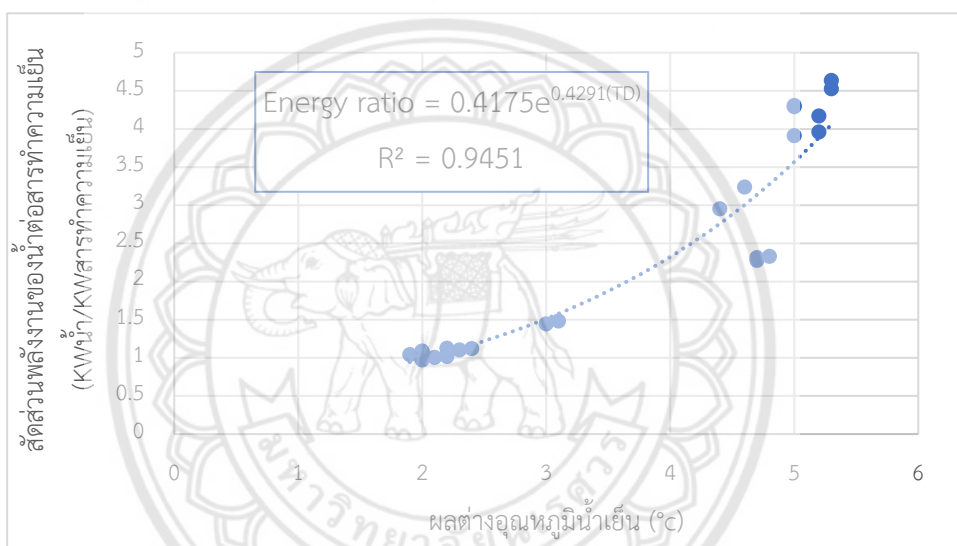
จากรูปที่ 4.10 แสดงสัดส่วนพลังงานของน้ำต่อสารทำความเย็นกับอุณหภูมิน้ำภายในถังสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง จะเห็นได้ว่าอุณหภูมิของน้ำภายในถังจะแปรผันตรงกับสัดส่วนพลังงานของน้ำต่อพลังงานของสารทำความเย็น โดยที่อุณหภูมิของบ่อน้ำเย็นจะอยู่ในช่วง  $-0.5^{\circ}\text{C}$  ถึง  $3^{\circ}\text{C}$  ในวันที่ 29 และ 31 ม.ค. 2563 ซึ่งกราฟมีลักษณะขึ้นลงตามกันอย่างเห็นได้ชัด และในวันที่ 28 ม.ค. 2563 สัดส่วนพลังงานของน้ำต่อพลังงานของสารทำความเย็นมีค่าเกิน  $3 \text{ kW}_{\text{น้ำ}}/\text{kW}_{\text{สารทำความเย็น}}$  เนื่องจากการเปิดคอมเพรสเซอร์เพียงหนึ่งตัวแต่เปิดเครื่องสูบน้ำเย็นถึงสามตัว หมายความว่าระบบสะสมพลังงานในรูปน้ำแข็งสามารถผลิตพลังงานความเย็นน้อยแต่ต้องเสียพลังงานความเย็นให้กับระบบมากขึ้น ส่งผลให้เกิดการทำงานเกินสัดส่วนของพลังงาน เช่นเดียวกันกับการทำงานในวันที่ 29 ม.ค. 2563 ซึ่งสัดส่วนพลังงานของน้ำต่อพลังงานของสารทำความเย็นจะมีสัดส่วนพลังงานสูงสุด  $2.7 \text{ kW}_{\text{น้ำ}}/\text{kW}_{\text{สารทำความเย็น}}$  และในช่วงเวลา 1.30 น. ถึง 2.30 น. จะเห็นว่าสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานในรูปน้ำแข็งเป็น  $0 \text{ kW}_{\text{น้ำ}}/\text{kW}_{\text{สารทำความเย็น}}$  เนื่องจากการปิดการทำงานของคอมเพรสเซอร์ทั้ง 2 เครื่อง

จากรูปที่ 4.11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนพลังงานของน้ำต่อพลังงานของสารทำความเย็นกับอุณหภูมิของน้ำภายในถังสะสมพลังงานความเย็น จะเห็นได้ว่าอุณหภูมิของน้ำภายในถังแปรผันตรงกับสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง โดยที่อุณหภูมิของน้ำภายในถังจะอยู่ในช่วง  $-0.5^{\circ}\text{C}$  ถึง  $3^{\circ}\text{C}$  ซึ่งวันที่ 21 ก.พ. 2563 ในช่วง 1.00 ถึง 2.00 น. สัดส่วนพลังงานของน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นเป็น  $0 \text{ kW}_{\text{น้ำ}}/\text{kW}_{\text{สารทำความเย็น}}$  เนื่องจากการปิดคอมเพรสเซอร์ทั้ง 2 เครื่อง



#### 4.6 การคาดคะเนสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง

การคาดคะเนสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็งโดยใช้สมการเส้นแนวโน้มการทำงานของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็งของวันที่ 28 ม.ค. พ.ศ. 2563 ซึ่งเป็นวันที่นำมาสร้างเส้นแนวโน้มแล้วมีค่าความคลาดเคลื่อนน้อย โดยเงื่อนไขในการใช้สมการคือกรณีมีการเปิดทำงานของเครื่องสูบน้ำ 3 เครื่อง คอมเพรสเซอร์ 2 เครื่อง และมีผลรวมกระแสไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ทั้ง 2 เครื่องอยู่ในช่วง 120-145 แอมแปร์



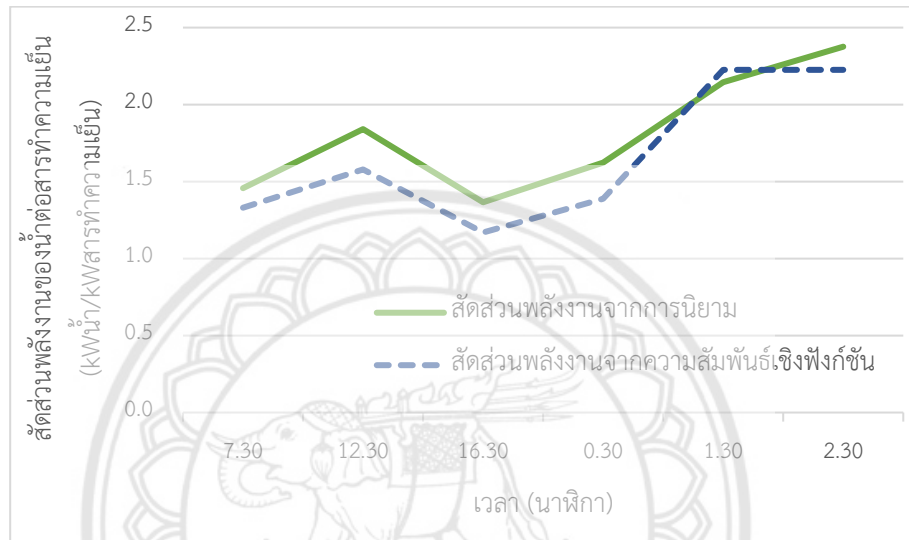
รูปที่ 4.12 กราฟแสดงเส้นแนวโน้มของสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็งเทียบกับผลต่างของอุณหภูมิน้ำเย็น

จากรูปที่ 4.12 จะได้สมการเส้นแนวโน้มของสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็งเทียบกับผลต่างของอุณหภูมิน้ำ จากความสัมพันธ์เชิงฟังก์ชันเอกซ์โพเนนเชียล โดยมีค่าความผันแปรของสมการ  $R^2 = 0.9451$

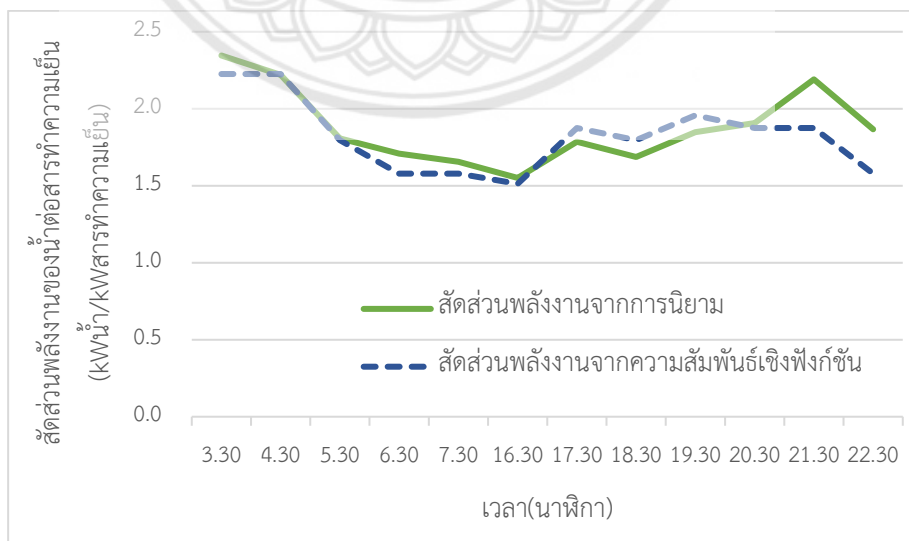
$$\text{สัดส่วนพลังงานของน้ำต่อพลังงานของสารทำความเย็น} = 0.4175e^{0.4291(\Delta T_{\text{water}})} \quad (4.1)$$

เมื่อ  $\Delta T_{\text{water}}$  = ค่าผลต่างอุณหภูมิของน้ำ (°C)

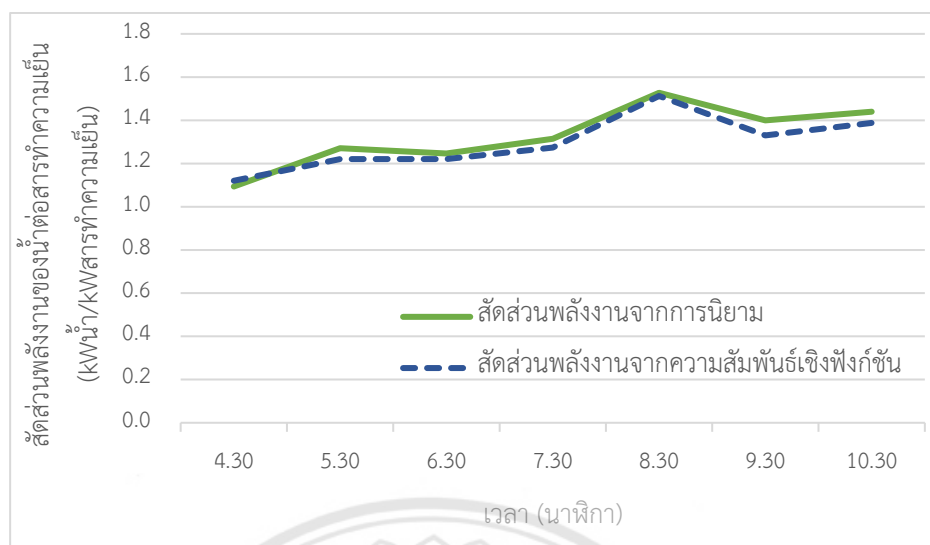
จากการตรวจวัดและเก็บข้อมูลเพื่อนำค่าผลต่างอุณหภูมิของน้ำ ไปคำนวณในสมการที่ 4.1 เพื่อหาสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง ซึ่งเป็นความสัมพันธ์เชิงฟังก์ชันเอกซ์โพเนนเชียล เปรียบเทียบกับค่าสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็งจากการนิยาม สมการที่ 3.2



รูปที่ 4.13 กราฟแสดงผลการเปรียบเทียบค่าสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง วันที่ 31 มกราคม 2563



รูปที่ 4.14 กราฟแสดงผลการเปรียบเทียบค่าสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง วันที่ 1 กุมภาพันธ์ 2563



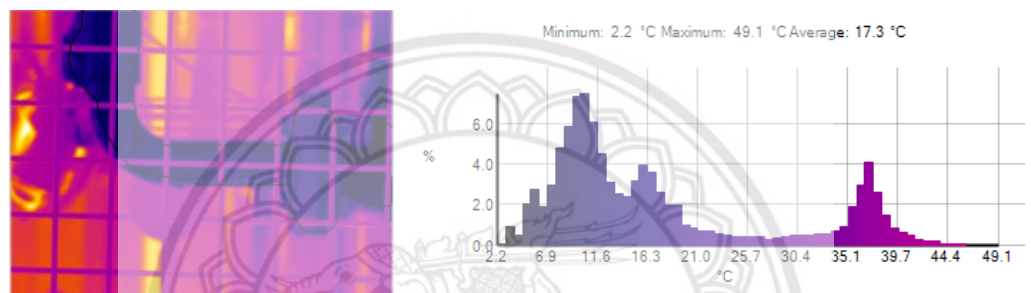
รูปที่ 4.15 กราฟแสดงผลการเปรียบเทียบค่าสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง วันที่ 3 กุมภาพันธ์ 2563

การคำนวณสัดส่วนพลังงานของน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นจากความสัมพันธ์เชิงฟังก์ชัน โดยเลือกวันที่ 31 มกราคม 2563, 1 กุมภาพันธ์ 2563 และ 3 กุมภาพันธ์ 2563 ดังรูปที่ 4.13, 4.14 และ 4.15 ตามลำดับ ซึ่งเป็นช่วงเวลาที่มียุติกรรมการทำงานของเครื่องสูบน้ำ 3 เครื่อง คอมเพรสเซอร์ 2 เครื่อง และมีกระแสไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ทั้ง 2 เครื่องรวมกันอยู่ในช่วง 120-145 แอมแปร์ โดยเมื่อนำค่าสัดส่วนของพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบ เปรียบเทียบกันระหว่างการตรวจวัดหน้างานด้วยสมการจากนิยามและผลการคำนวณจากสมการของโครงการด้วยสมการความสัมพันธ์เชิงฟังก์ชัน จะเห็นว่าเส้นแนวโน้มจากการคำนวณทั้งสองแบบมีความใกล้เคียงกัน โดยรูปที่ 4.13 มีค่าความคลาดเคลื่อน 3.61 ถึง 14.4 เปอร์เซ็นต์ รูปที่ 4.14 มีความคลาดเคลื่อน 0.02 ถึง 15.67 เปอร์เซ็นต์ และรูปที่ 4.15 มีความคลาดเคลื่อน 0.48 ถึง 4.63 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งแสดงถึงผลต่างระหว่างค่าสัดส่วนของพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นที่ได้จากการนิยามและสัดส่วนของพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นจากความสัมพันธ์เชิงฟังก์ชันที่มีความใกล้เคียงกัน

## 4.7 การวิเคราะห์อัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผิวท่อ

### 4.7.1 การคำนวณอัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผิวท่อ

จากการสำรวจและเก็บข้อมูลท่อส่งน้ำเย็นบริเวณกระบวนการฆ่าเชื้อนมที่ไม่ได้มีการหุ้มฉนวน และนำภาพจากกล้องถ่ายภาพความร้อนมาวิเคราะห์การกระจายอุณหภูมิด้วยโปรแกรม Testo IR Software ดังรูปที่ 4.13 เพื่อนำมาคำนวณหาอัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผิวท่อ



รูปที่ 4.16 ผลการวิเคราะห์การกระจายอุณหภูมิ ด้วยโปรแกรม Testo IR Software

จากสมการที่ 2.15 อัตราการสูญเสียความเย็นที่พื้นผิว  $q = q_{\text{conv}} + q_{\text{rad}}$

จากสมการที่ 2.11 การพาความร้อน  $q_{\text{conv}} = hA(T_{\infty} - T_s)$

หรือ  $q'_{\text{conv}} = h \times (\pi D) \times (T_{\infty} - T_s) \quad \text{W/m}$

จากการสำรวจท่อเป็นลักษณะท่อแนวนอนและการไหลภายในท่อเป็นการไหลแบบราบเรียบ

จากตารางที่ 2.1 สมการสำหรับการพาความร้อนแบบอิสระ จะได้ว่า  $h = 1.32 \times \left( \frac{T_{\infty} - T_s}{D} \right)^{1/4}$

$$q'_{\text{conv}} = \left[ 1.32 \times \left( \frac{T_{\infty} - T_s}{D} \right)^{1/4} \right] \times (\pi D) \times (T_{\infty} - T_s)$$

$$q'_{\text{conv}} = \left[ 1.32 \times \left( \frac{308.15 - 290.45}{0.0504} \right)^{1/4} \right] \times (\pi \times 0.0504) \times (308.15 - 290.45)$$

$$q'_{\text{conv}} = 16 \quad \text{W/m}$$

จากสมการที่ 2.14 การแผ่รังสีความร้อน  $q_{\text{rad}} = \sigma \epsilon A (T_{\infty}^4 - T_S^4)$

หรือ  $q'_{\text{rad}} = \sigma \times \epsilon \times (\pi D) \times (T_{\infty}^4 - T_S^4) \quad \text{W/m}$

จากภาคผนวก ก. Emissivity of Various Surfaces  $\epsilon = 0.78$

$$q'_{\text{rad}} = (5.67 \times 10^{-8}) \times 0.78 \times (\pi \times 0.0504) \times (308.15^4 - 290.45^4)$$

$$q'_{\text{rad}} = 13.3 \quad \text{W/m}$$

จะได้อัตราการสูญเสียความเย็นที่พื้นผิวของท่อ  $q' = q'_{\text{conv}} + q'_{\text{rad}}$

$$q' = 16 + 13.3$$

$$q' = 29.3 \quad \text{W/m}$$

#### 4.7.2 การคำนวณอัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผิวท่อโดยใช้โปรแกรม 3E Plus

จากการเก็บข้อมูลและนำภาพจากกล้องถ่ายภาพความร้อนมาวิเคราะห์การกระจายอุณหภูมิด้วยโปรแกรม Testo IR Software จากนั้นนำมาคำนวณหาอัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผิวท่อโดยใช้โปรแกรม 3E Plus ดังรูปที่ 4.14

3E Plus v4.1

File Edit Units Help

< Back Calculate ENERGY ENVIRONMENT ECONOMICS OPTIONS

Heat Loss Per Hour Report


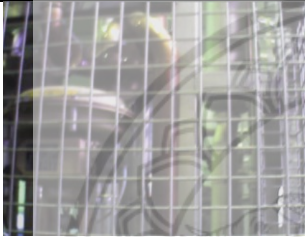
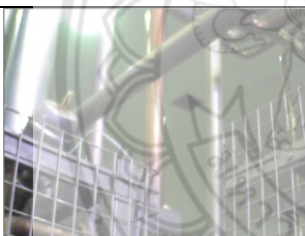

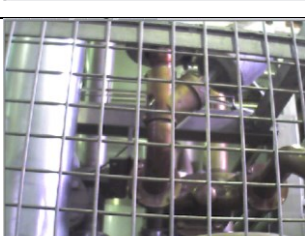
System Application: Pipe - Horizontal  
 Dimensional Standard: ASTM C 585 Rigid  
 Calculation Type: Heat Loss Per Hour  
 Process Temp: 17.3 °C  
 Ambient Temp: 35 °C  
 Wind Speed: 0.0 m/s  
 NPS Pipe Size: 50 mm  
 Jacket Material: All Service Jacket  
 Jacket Emittance: 0.9

Open Audit File... Append To Audit

Variable Insulation Thickness	Surface Temp (°C)	Heat Gain (W/m)	Efficiency (%)
Bare	17.3	28.32	

รูปที่ 4.17 การคำนวณอัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผิวท่อโดยใช้โปรแกรม 3E Plus

ตารางที่ 4.1 การเปรียบเทียบการคำนวณอัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผิวท่อจากการคำนวณและโปรแกรม 3E Plus

ลำดับ	รูป	คำนวณจากโปรแกรม (W/m)	คำนวณจากสูตร (W/m)	% ความคลาดเคลื่อน
1		28.32	29.30	3.34 %
2		28.14	29.12	3.37 %
3		18.83	19.64	4.13 %
4		10.99	11.56	4.93 %
5		24.40	25.51	4.35 %

#### 4.7.3 การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ของอัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผิวท่อ

จากการคำนวณหาอัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผิวท่อบริเวณกระบวนการฆ่าเชื้อนมที่ไม่ได้มีการหุ้มฉนวน จะได้อัตราการสูญเสียความร้อนรวมและการสูญเสียความเย็นของท่อแต่ละจุดของกระบวนการฆ่าเชื้อนมที่ไม่ได้มีการหุ้มฉนวน ดังตารางที่ 4.2

ตารางที่ 4.2 ข้อมูลการคำนวณอัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผิวท่อ

ลำดับ	อุณหภูมิเฉลี่ยที่ผิวท่อ (°C)	อัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผิวท่อต่อความยาว (W/m)	ความยาวท่อ (m)	อัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผิวท่อ (W)
1	17.3	28.32	1	28.32
2	17.4	28.14	1	28.14
3	22.7	18.83	2	37.66
4	27.4	10.99	4	43.96
5	19.4	24.40	2	48.8
รวม				186.88

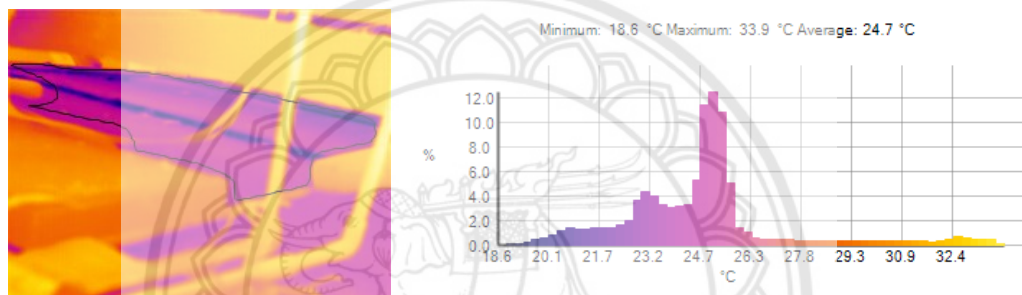
จากการคำนวณหาอัตราการสูญเสียความร้อนรวมที่บริเวณกระบวนการฆ่าเชื้อนม พิจารณาปริมาณอัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผิวท่อจากค่าพลังงานไฟฟ้า ซึ่งค่าพลังงานไฟฟ้าของโรงงาน อ.ส.ค. เท่ากับ 4.5 บาท/หน่วย โดยเวลาในการเปิดการใช้งานคือ 3.30 น. ถึง 2.30 น. รวม 23 ชั่วโมง จะได้ปริมาณการสูญเสียความเย็นเมื่อคิดเป็นค่าใช้จ่ายดังนี้

$$\begin{aligned} \text{Cost} &= (0.18688 \text{ kW}) \times (23 \text{ hr. / day}) \times (310 \text{ day/ year}) \times (4.5 \text{ Baht / kWh}) \\ &= 5,996.0448 \text{ บาท/ปี} \end{aligned}$$

## 4.8 การวิเคราะห์อัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผนังถึงสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง

### 4.8.1 การคำนวณอัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผนังถึงสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง

จากการสำรวจระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็งพบว่าฉนวนด้านบนถึงสะสมความเย็นในรูปน้ำแข็งของระบบที่ 1 มีการเสื่อมสภาพ จึงได้ทำการตรวจวัดและเก็บข้อมูลภาพจากกล้องถ่ายภาพความร้อนมาวิเคราะห์การกระจายอุณหภูมิด้วยโปรแกรม Testo IR Software ดังรูปที่ 4.15 เพื่อนำมาคำนวณหาอัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผนังถึงสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง



รูปที่ 4.18 ผลการวิเคราะห์การกระจายอุณหภูมิ ด้วยโปรแกรม Testo IR Software

จากสมการที่ 2.15 อัตราการสูญเสียความเย็นที่พื้นผิว  $q = q_{\text{conv}} + q_{\text{rad}}$

จากสมการที่ 2.11 การพาความร้อน  $q_{\text{conv}} = hA(T_{\infty} - T_s)$

หรือ  $q''_{\text{conv}} = h \times (T_{\infty} - T_s) \quad \text{W / m}^2$

จากการสำรวจบริเวณด้านบนถึงสะสมความเย็นในรูปน้ำแข็ง ลักษณะเป็นแบบ Heated surface facing down จากตารางที่ 2.1 การพาความร้อนแบบอิสระ  $h = 0.59 \times \left( \frac{T_{\infty} - T_s}{L} \right)^{1/4}$

$$q''_{\text{conv}} = \left[ 0.59 \times \left( \frac{T_{\infty} - T_s}{L} \right)^{1/4} \right] \times (T_{\infty} - T_s)$$

$$q''_{\text{conv}} = \left[ 0.59 \times \left( \frac{308.15 - 297.85}{6.30} \right)^{1/4} \right] \times (308.15 - 297.85)$$

$$q''_{\text{conv}} = 6.87 \quad \text{W / m}^2$$



จากสมการที่ 2.14 การแผ่รังสีความร้อน  $q_{\text{rad}} = \sigma \epsilon A (T_{\infty}^4 - T_S^4)$

หรือ  $q''_{\text{rad}} = \sigma \times \epsilon \times (T_{\infty}^4 - T_S^4)$   $W / m^2$

จากภาคผนวก ก. Emissivity of Various Surfaces  $\epsilon = 0.8$

$$q''_{\text{rad}} = (5.67 \times 10^{-8}) \times 0.8 \times (308.15^4 - 297.85^4) = 52 \text{ W / m}^2$$

จะได้อัตราการสูญเสียความเย็นที่ผนังถังสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง

$$q'' = q''_{\text{conv}} + q''_{\text{rad}}$$

$$q'' = 6.87 + 52 = 58.87 \text{ W / m}^2$$

#### 4.8.2 การคำนวณอัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผนังถังสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็งโดยใช้โปรแกรม 3E Plus

จากการเก็บข้อมูลและนำภาพจากกล้องถ่ายภาพความร้อนมาวิเคราะห์การกระจายอุณหภูมิด้วยโปรแกรม Testo IR Software จากนั้นนำมาคำนวณหาอัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผนังถังสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง โดยใช้โปรแกรม 3E Plus ดังรูปที่ 4.16

3E Plus v4.1

File Edit Units Help

< Back Calculate ENERGY ENVIRONMENT ECONOMICS OPTIONS

ENERGY

INSULATION THICKNESS  
Surface Temperatures  
Condensation Control  
Personnel Protection

Heat Loss Per Hour Report


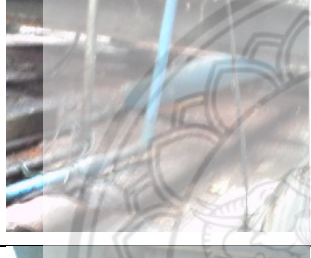

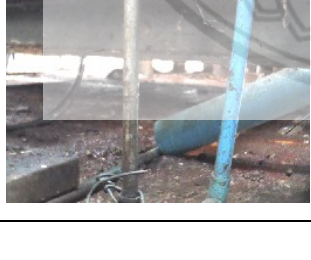
System Application: Duct/Tank - Flat Top  
Dimensional Standard: ASTM C 585 Rigid  
Calculation Type: Heat Loss Per Hour  
Process Temp: 24.7 °C  
Ambient Temp: 35 °C  
Wind Speed: 0.0 m/s  
Jacket Material: All Service Jacket  
Jacket Emissance: 0.9  
Insulation Layer 1: MF Insulating CEMENT, C195-07 Varied

Open Audit File... Append To Audit

Variable Insulation Thickness	Surface Temp (°C)	Heat Gain (W/m²)	Efficiency (%)
Bare	24.7	61.74	

รูปที่ 4.19 การคำนวณอัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผนัง โดยใช้โปรแกรม 3E Plus

ตารางที่ 4.3 การเปรียบเทียบการคำนวณอัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผนังถึงสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง จากการคำนวณและโปรแกรม 3E Plus

ลำดับ	รูป	คำนวณจากสูตร (W / m <sup>2</sup> )	คำนวณจากโปรแกรม (W / m <sup>2</sup> )	% ความคลาดเคลื่อน
1		58.87	61.74	4.87 %
2		54.89	56.95	3.76 %
3		50.83	52.75	3.78 %
4		54.89	56.95	3.76 %

#### 4.8.3 การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ของอัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผนังถึงสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง

จากการคำนวณหาอัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผนังถึงสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง บริเวณด้านบนถึงสะสมความเย็นในรูปน้ำแข็งที่มีการเชื่อมสภาพ ซึ่งมีพื้นที่ของผนังด้านบนถึงเท่ากับ 17 m<sup>2</sup> และอัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผนังเฉลี่ยเท่ากับ 57.10 W / m<sup>2</sup> ซึ่งจะได้อัตราการสูญเสียความเย็นเฉลี่ยเท่ากับ 0.97 kW

พิจารณาปริมาณอัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผนังจากค่าพลังงานไฟฟ้า ซึ่งค่าพลังงานไฟฟ้าของโรงงานอ.ส.ค. เท่ากับ 4.5 บาท/หน่วย โดยเวลาในการเปิดการใช้งานคือ 3.30น. ถึง 2.30น. รวม 23 ชั่วโมง จะได้ปริมาณการสูญเสียความเย็นเมื่อคิดเป็นค่าใช้จ่ายดังนี้

$$\begin{aligned} \text{Cost} &= (0.97 \text{ kW}) \times (23 \text{ hr. / day}) \times (310 \text{ day/ year}) \times (4.5 \text{ Baht / kWh}) \\ &= 31,122.45 \text{ บาท/ปี} \end{aligned}$$

#### 4.9 ดัชนีการใช้พลังงานต่อหน่วยการผลิตของโรงงาน

นำค่าจากการตรวจวัดโรงงาน อ. ส. ค. ภาคเหนือตอนล่าง จังหวัดสุโขทัย มาหาค่าดัชนีการใช้พลังงานต่อหน่วยการผลิตของโรงงาน หรือ Specific Energy Consumption (SEC) โดยการนำค่า ปริมาณของนมที่ผลิตได้ในแต่ละวัน ทหารด้วย กำลังไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์(ที่คำนวณจากกระแสไฟของคอมเพรสเซอร์และชั่วโมงการทำงาน) ซึ่งจะได้ผลดังตารางที่ 4.4

ตารางที่ 4.4 ค่าดัชนีการใช้พลังงานต่อหน่วยการผลิตนมของโรงงาน

วันที่	ค่ากระแสไฟเฉลี่ย ของคอมเพรสเซอร์ (A)	ชั่วโมงการ ทำงาน (hr.)	กำลังไฟฟ้าของ คอมเพรสเซอร์ (kWh)	ปริมาณนมที่ ผลิตได้ (liter)	SEC (liter/kWh)
28/1/63	72.42	23	931.88	180,757.80	193.97
29/1/63	96.50	23	1,241.67	119,211.60	96.01
31/1/63	97.68	23	1,256.87	139,002.00	110.59
1/2/63	75.21	23	967.71	139,684.80	144.35
2/2/63	65.00	23	836.36	140,077.35	167.49
3/2/63	100.00	23	1,286.70	159,678.00	124.10
17/2/63	61.48	23	791.05	139,348.80	176.16
18/2/63	76.88	23	989.15	139,639.20	141.17
19/2/63	66.88	23	860.48	119,787.75	139.21
21/2/63	67.92	23	873.89	159,504.00	182.52
22/2/63	77.00	23	990.76	159,360.00	160.85
23/2/63	77.92	23	1,002.56	119,480.55	119.18

#### 4.10 การเสนอแนวทางในการลดความสูญเสียความเย็นผ่านระบบท่อและผนังของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง

จากผลการตรวจวัดอัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผิวท่อความเย็นและผนังของถังสะสมพลังงานในระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง ควรทำการหุ้มฉนวนท่อที่ไม่ได้มีการหุ้มฉนวนบริเวณกระบวนการฆ่าเชื้อนม และทำการเปลี่ยนฉนวนผนังของถังสะสมพลังงานในรูปแบบน้ำแข็ง เพื่อลดอัตราการสูญเสียทำความเย็นผ่านท่อและผนัง

ควรติดตั้งอุปกรณ์ในการตรวจวัดอุณหภูมิของสารทำความเย็นเพิ่มเติม ที่บริเวณขาเข้าและขาออกถังสะสมพลังงานความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง เพื่อให้ได้ค่าการคำนวณสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปแบบน้ำแข็งที่แม่นยำมากยิ่งขึ้น



## บทที่ 5

### สรุปผลการวิจัย

#### 5.1 การศึกษาตัวแปรที่มีผลต่อสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง

เมื่อทำการตรวจวัดตัวแปรที่เกี่ยวข้องในระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง พบว่าตัวแปรที่มีผลต่อสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็น ได้แก่ อัตราการไหลของน้ำเย็น อัตราการไหลของสารทำความเย็น ผลต่างของอุณหภูมิน้ำเย็นและผลต่างอุณหภูมิของสารทำความเย็น

#### 5.2 การประเมินสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง

จากการตรวจวัดตัวแปรที่มีผลต่อสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็น ซึ่งสามารถคำนวณหาสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง ภายใต้อุปกรณ์การตรวจวัดที่ทางโรงงานมี ดังสมการ

$$\text{สัดส่วนพลังงานของน้ำต่อพลังงานของสารทำความเย็น} = \frac{\dot{m}_{\text{water}} \times c_{p_{\text{water}}} \times \Delta T_{\text{water}}}{\sum \dot{Q}_e}$$

หรือสามารถคำนวณหาสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง จากความสัมพันธ์เชิงฟังก์ชันเอกซ์โพเนนเชียล ภายใต้เงื่อนไขการใช้งานเมื่อเปิดการทำงานของเครื่องสูบน้ำ 3 เครื่อง คอมเพรสเซอร์ 2 เครื่อง และกระแสไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ทั้ง 2 เครื่องรวมกันอยู่ในช่วง 120-145 แอมแปร์ ซึ่งมีค่าความผันแปรประมาณ 0.9497 และมีค่าความคาดเคลื่อน 0.02 ถึง 15.67 เปอร์เซ็นต์ จากสมการดังนี้

$$\text{สัดส่วนพลังงานของน้ำต่อพลังงานของสารทำความเย็น} = 0.4175e^{0.4291(\Delta T_{\text{water}})}$$

จากการศึกษา สัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง พบว่าความเหมาะสมของพฤติกรรมการเปิดใช้งานคอมเพรสเซอร์และเครื่องสูบน้ำ คือต้องมีการเปิดใช้งานของคอมเพรสเซอร์ 2 เครื่อง และเครื่องสูบน้ำ 2 เครื่อง ซึ่งพฤติกรรมดังกล่าว มีค่าสัดส่วนพลังงานของน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นใกล้เคียง  $1 \text{ kW}_{\text{น้ำ}}/\text{kW}_{\text{สารทำความเย็น}}$  หรือกล่าวได้ว่า พลังงานความเย็นที่น้ำได้รับและพลังงานที่สารทำความเย็นให้แก่ น้ำมีสัดส่วนของพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นอย่างเพียงพอต่อการใช้งาน

โดยถ้าค่าสัดส่วนของพลังงานมีค่าน้อยกว่า  $1 \text{ kW}_{\text{น้ำ}}/\text{kW}_{\text{สารทำความเย็น}}$  หมายความว่าพลังงานความเย็นที่สารทำความเย็นป้อนให้แก่ น้ำมากกว่าพลังงานความเย็นของน้ำที่ต้องได้รับ ซึ่งหมายความว่าพลังงานความเย็นของสารทำความเย็นเพียงพอต่อการทำความเย็นให้แก่ น้ำหรือมีมากเกินไปจนอาจเป็น ถ้าค่าสัดส่วนของพลังงานมีค่าน้อยกว่า  $1 \text{ kW}_{\text{น้ำ}}/\text{kW}_{\text{สารทำความเย็น}}$  มาก ๆ ควรจะมีการลดการทำงานของคอมเพรสเซอร์หรือเพิ่มการทำงานของเครื่องสูบน้ำเพื่อให้สัดส่วนของพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นพอดีกัน

ถ้าค่าสัดส่วนของพลังงานมีค่ามากกว่า  $1 \text{ kW}_{\text{น้ำ}}/\text{kW}_{\text{สารทำความเย็น}}$  หมายความว่าความต้องการพลังงานความเย็นของน้ำมีมากกว่าพลังงานความเย็นที่สารทำความเย็นทำความเย็นป้อนให้แก่ น้ำ ซึ่งอาจหมายความว่าช่วงเวลานั้นมีความต้องการใช้น้ำเย็นมากทำให้พลังงานความเย็นของสารทำความเย็นที่ป้อนให้แก่ น้ำไม่เพียงพอต่อการทำความเย็นให้ น้ำ ควรจะมีการเพิ่มการทำงานของคอมเพรสเซอร์หรือลดการทำงานของเครื่องสูบน้ำเพื่อให้สัดส่วนของพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นพอดีกัน

ซึ่งพฤติกรรมการเปิดใช้งานคอมเพรสเซอร์และเครื่องสูบน้ำมีผลต่อการเปลี่ยนแปลงของสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง โดยถ้ามีการเปิดการใช้งานเครื่องสูบน้ำมากขึ้น ส่งผลทำให้ค่าสัดส่วนของพลังงานมีค่าที่เพิ่มขึ้น หรือถ้ามีการเปิดการใช้งานคอมเพรสเซอร์มากขึ้น เนื่องจากการทำความเย็นไม่เพียงพอต่อการใช้งานตลอดการผลิตของผลิตภัณฑ์จะส่งผลทำให้ค่าสัดส่วนของพลังงานมีค่าที่ลดลง

จากการศึกษาพฤติกรรมการเปิดใช้งานคอมเพรสเซอร์ 2 เครื่อง และเครื่องสูบน้ำ 3 เครื่อง พบว่าสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของโรงงานที่ทำงานอยู่ในสภาวะปกติคือ ช่วง  $1.1 - 2.3 \text{ kW}_{\text{น้ำ}}/\text{kW}_{\text{สารทำความเย็น}}$  โดยค่าสัดส่วนของพลังงานมากกว่า  $2.3 \text{ kW}_{\text{น้ำ}}/\text{kW}_{\text{สารทำความเย็น}}$  หมายความว่าระบบมีการทำงานมากกว่าปกติหรือมีอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนสูง ทำให้เกิดการละลายของน้ำแข็งที่เกาะบริเวณรอบคอยล์ในถังสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง ในขณะเดียวกัน ถ้าค่าสัดส่วนของพลังงานน้อยกว่า  $1.1 \text{ kW}_{\text{น้ำ}}/\text{kW}_{\text{สารทำความเย็น}}$  หมายความว่า ระบบมีอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนต่ำ ซึ่งจะทำให้เกิดกระบวนการสร้างน้ำแข็งภายในถังเก็บสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง

### 5.1.3 การวิเคราะห์และประเมินความสูญเสียที่เกิดขึ้นในระบบสะสมพลังงานความเย็น ในรูปน้ำแข็ง

การวิเคราะห์และประเมินความสูญเสียที่เกิดจากท่อที่ไม่ได้หุ้มฉนวน พบว่าตัวแปรที่มีผลต่อการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของน้ำในท่อได้แก่ ขนาดของพื้นที่ผิวท่อ อุณหภูมิภายนอกท่อและอุณหภูมิภายในท่อ จากการคำนวณอัตราการสูญเสียความเย็นจากโปรแกรม 3E Plus ซึ่งมีความคลาดเคลื่อนจากการคำนวณตามทฤษฎีการถ่ายเทความร้อน 3.34 ถึง 4.95 เปอร์เซ็นต์ โดยจุดที่พบการสูญเสียความเย็นมากที่สุดคือบริเวณกระบวนการฆ่าเชื้อนมที่ไม่ได้มีการหุ้มฉนวน จากการคำนวณอัตราการสูญเสียความเย็นผ่านผิวท่อ โดยวิเคราะห์ผ่านกระบวนการทางเศรษฐศาสตร์เมื่อเทียบกับปริมาณการใช้ไฟฟ้า โดยคิดเป็นราคาค่าไฟฟ้า 4.5 บาทต่อหน่วย จะได้เป็นจำนวนเงินประมาณ 5,996 บาทต่อปี

การวิเคราะห์และประเมินความสูญเสียที่เกิดจากการรั่วซึมอุณหภูมิผ่านผนังของถังสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง จากการตรวจวัด พบว่าตัวแปรที่เกี่ยวข้องได้แก่ พื้นที่ผิวของถังสะสมพลังงานในรูปน้ำแข็ง อุณหภูมิภายในและอุณหภูมิภายนอก จากการคำนวณอัตราการสูญเสียความเย็นจากโปรแกรม 3E Plus ซึ่งมีความคลาดเคลื่อนจากการคำนวณตามทฤษฎีการถ่ายเทความร้อน 3.76 ถึง 4.87 เปอร์เซ็นต์ เมื่อทำการคำนวณอัตราการสูญเสียความเย็นออกมาในรูปแบบการคำนวณทางด้านเศรษฐศาสตร์เทียบกับปริมาณการใช้ไฟฟ้า โดยคิดเป็นราคาค่าไฟฟ้า 4.5 บาทต่อหน่วย จะได้เป็นจำนวนเงินประมาณ 31,122 บาทต่อปี

## บรรณานุกรม

1. สมาคมวิศวกรปรับอากาศแห่งประเทศไทย. (ม.ป.ป.). *เครื่องกักเก็บความเย็น*. เข้าถึงได้จาก <http://www.acat.or.th/index.php?tpid=0077&fbclid=IwAR1Zimxe0mYcUl61Ls2v1z8O2hGqCv6DLiLfNfn973DiWj1kC8jgiaEB1wU>
2. Araner. (ม.ป.ป.). *THERMAL ENERGY STORAGE TECHNOLOGIES COMPARISON*. เข้าถึงได้จาก <https://www.araner.com/blog/thermal-energy-storage-technologies/>
3. Aemarine. (28 กุมภาพันธ์ 2555). *ระบบทำความเย็น (Refrigeration System)*. เข้าถึงได้จาก <http://refrigerations.blogspot.com/2012/01/vapor-compression-system.html>
4. บริษัท หาญ เอ็นจิเนียริง โซลูชั่นส์ จำกัด (มหาชน). (2562). *คอมเพรสเซอร์ ทำงานอย่างไรในระบบทำความเย็น*. เข้าถึงได้จาก <https://www.harn.co.th/th/articles/how-compressor-works-in-a-cooling-system/>
5. Clark Johnson Co. (2562). *Reciprocating Compressors*. เข้าถึงได้จาก <http://w3.clarkjohnsonco.com/2019/05/25/reciprocating-compressors/>
6. บริษัทกรุนด์ฟอส (ประเทศไทย) จำกัด. (ม.ป.ป.). *Evaporator*. เข้าถึงได้จาก <https://th.grundfos.com/service-support/encyclopedia-search/evaporator.html>
7. Acparts Auto. (2555). *Evaporator*. เข้าถึงได้จาก <https://www.acparts.com/product/evaporator-78/>
8. หจก.เชียงใหม่แอร์แคร์ เอ็นจิเนียริง. (ม.ป.ป.). *คอนเดนเซอร์ (Condenser)*. เข้าถึงได้จาก <http://www.chiangmaiaircare.com/%E0%B8%84%E0%B8%AD%E0%B8%99%E0%B9%80%E0%B8%94%E0%B8%99%E0%B9%80%E0%B8%8B%E0%B8%AD%E0%B8%A3%E0%B9%8C-condenser/>



9. HTS. (ม.ป.ป.). *Air Cooled Screw Chiller* . เข้าถึงได้จาก <https://www.hts.com/product/pathfinder-air-cooled-screw-chiller-165-550-tons/>
10. หลักการ/การอนุรักษ์พลังงานในระบบทำความเย็นและปรับอากาศ. (ม.ป.ป.). ใน *ตำราฝึกอบรมผู้รับผิดชอบด้านพลังงาน(ผชพ)ด้านความร้อน* (หน้า 10-17).
11. บริษัท หาญ เอ็นจิเนียริง โซลูชั่นส์ จำกัด (มหาชน). (ม.ป.ป.). *ทำความรู้จักกับสารทำความเย็นในระบบทำความเย็น*. เข้าถึงได้จาก [https://www.harn.co.th/th/articles/refrigerant-in-refrigeration-system/?fbclid=IwAR011pCYmt\\_1F6xXQB4jACAcLPHMqHM1THzdo42STjL2MJRfRpA7p-Gs-VQ](https://www.harn.co.th/th/articles/refrigerant-in-refrigeration-system/?fbclid=IwAR011pCYmt_1F6xXQB4jACAcLPHMqHM1THzdo42STjL2MJRfRpA7p-Gs-VQ)
12. LTD. SHANDONG EVERLAST AC CHEMICAL CO. (ม.ป.ป.). *R717 สารทำความเย็นเกรดของเหลวแอมโมเนียแก๊สไฮโดรเจน*. เข้าถึงได้จาก <http://m.thai.industrial-ammonia.com/quality-10335624d-r717-refrigerant-grade-liquid-anhydrous-ammoniagas?fbclid=IwAR1HyymqHStfHO6okdc0CUKQ5abYnuukf3UzAdNzh3mKpDRbDe2qg-rX4z8>
13. องค์การส่งเสริมกิจการโคนมแห่งประเทศไทย. (ม.ป.ป.). *กระบวนการผลิตผลิตภัณฑ์นมพาสเจอร์ไรส์*. เข้าถึงได้จาก <http://www.dpo.go.th/สารน่ารู้-2/กระบวนการผลิต/การผลิตแบบพาสเจอร์ไรส์/>
14. องค์การส่งเสริมกิจการโคนมแห่งประเทศไทย. (ม.ป.ป.). *กระบวนการผลิตผลิตภัณฑ์ นม ยู.เอช.ที*. เข้าถึงได้จาก <http://www.dpo.go.th/สารน่ารู้-2/กระบวนการผลิต/การผลิตแบบ-ยู-เอช-ที/>
15. สำนักพัฒนาทรัพยากรบุคคลด้านพลังงาน. (2547). *ความร้อนเบื้องต้น*. เข้าถึงได้จาก [http://www2.dede.go.th/bhrd/old/file\\_handbook.html](http://www2.dede.go.th/bhrd/old/file_handbook.html)
16. FRANK P. INCROPERA, DAVID P. DEWITT, THEODORE L. BERGMAN, และ ADRIENNE S. LAVINE. (2548). ใน *Fundamentals of heat and mass transfer* (หน้า 96-120). United States of America: R.R. Donnelley.

17. P K Nag. (2550). Empirical Correlations for Various Shapes. ใน P K Nag, *HEAT AND MASS TRANSFER* (หน้า 444). New Delhi: the Tata McGraw-Hill Publishing Company Limited.
18. รศ.ดร. กุลยา กนกจาร์วิจิตร. (2561). การพาความร้อน. ใน *การถ่ายเทความร้อน by อ.กุลยา*.
19. ศาสตราจารย์เกียรติคุณ, ดร.นิธิยา รัตนานนท์ ผศ.ดร.พิมพ์เพ็ญ พรเฉลิมพงศ์. (ม.ป.ป.). *เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น / Plate heat exchanger*. เข้าถึงได้จาก Food Network Solution ศูนย์เครือข่ายข้อมูลอาหารครบวงจร:  
<http://www.foodnetworksolution.com/wiki/word/0929/%E0%B9%80%E0%B8%84%E0%B8%A3%E0%B8%B7%E0%B9%88%E0%B8%AD%E0%B8%87%E0%B9%81%E0%B8%A5%E0%B8%81%E0%B9%80%E0%B8%9B%E0%B8%A5%E0%B8%B5%E0%B9%88%E0%B8%A2%E0%B8%99%E0%B8%84%E0%B8%A7%E0%B8%B2%E0%B8%A1%E0%B8%A3%E0%B9%>
20. ประกอบ สุรวัฒนาวรรณ และ อธิการ เรืองเจริญ. (19-21 ตุลาคม 2554). แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ และการออกแบบ Ice thermal storage. เข้าถึงได้จาก KUforest:  
<http://www.tsme.org/home/phocadownload/MENETT25/25TSF/mathematical%20modeling%20and%20the%20design%20of%20ice%20thermal%20storage.%20tsf88.pdf>
21. วิษณุ ดาวขุนทด. (10 เมษายน 2552-2553). แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบสะสมพลังงานในรูปน้ำแข็งสำหรับโรงงานนม. เข้าถึงได้จาก Thai Digital Collection:  
<http://newtdc.thailis.or.th/docview.aspx?tdcid=236605>
22. Luís A.B. Cortez, Vivaldo Silveira Jr., Mário E.R.M. Cavalcanti- Mata, Fellipe D. de Oliveira Rodrigo A. Jordan. (สิงหาคม 2561). *Modeling and testing of an ice bank for milk cooling after milking*. เข้าถึงได้จาก researchgate:  
[https://www.researchgate.net/publication/327266189\\_Modeling\\_and\\_testing\\_of\\_an\\_ice\\_bank\\_for\\_milk\\_cooling\\_after\\_milking](https://www.researchgate.net/publication/327266189_Modeling_and_testing_of_an_ice_bank_for_milk_cooling_after_milking)

23. Marino Grozdek, Vladimir Soldo Boris Halasz. (กันยายน 2552). *Development of computer program for simulation of an ice bank system operation, Part I: Mathematical modelling*. เข้าถึงได้จาก sciencedirect:  
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700709000152>
24. BorisHalasz, TonkoĆurko MarinoGrozdek. (ธันวาคม 2553). *Development of a computer program for the simulation of ice-bank system operation, part II: Verification*. เข้าถึงได้จาก sciencedirect:  
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700710000885>
25. องค์การส่งเสริมกิจการโคนมแห่งประเทศไทย. (ม.ป.ป.). *ตราสัญลักษณ์ประจำองค์การ*. เข้าถึงได้จาก <http://www.dpo.go.th/เกี่ยวกับองค์กร/ตราสัญลักษณ์ประจำองค์การ/>
26. บริษัท นิโอนิกส์. (3 ธันวาคม 2561). *กล้องถ่ายภาพความร้อน เทอร์โมสแกน Infrared Thermal Camera*. เข้าถึงได้จาก <http://www.versatile-group.com/กล้องถ่ายภาพความร้อน/กล้องถ่ายภาพความร้อน-เทอร์โมสแกน-infrared-thermal-camera-รุ่น-ht-02/>
27. EBARA. (ม.ป.ป.). PERFORMANCE CHART MD50-200.



ภาคผนวก



ภาคผนวก ก

Table of emissivity of various surfaces

มหาวิทยาลัยพระนคร

## TABLE OF EMISSIVITY OF VARIOUS SURFACES

### Introduction:

Emissivity is a modifying factor used in single color thermometry to achieve a correct temperature reading. Emissivity, or radiating efficiency, of most materials is function of surface condition, temperature and wavelength of measurement.

In the following table, values for the total emissivity of various surfaces, as well as spectral emissivity at a given temperature, have been tabulated. Total emissivity is defined as the resultant value when the individual emissivity factors are averaged over the total radiation spectrum being utilized.

The user may find that for the application a different emissivity setting is required than the one tabulated. This table, however, will provide the best initial setting. A more refined value should be determined experimentally.

### References:

- 1) *Handbook of Chemistry and Physics*, Chemical Rubber Publishing Co., Cleveland, Ohio
- 2) *DMIC Report 177*, Battelle Memorial Institute
- 3) *Thermal Radiation Properties Survey*, Honeywell Research Center

### TOTAL EMISSIVITY OF VARIOUS SURFACES

MATERIAL	TEMPERATURE °C	*EMISSIVITY
Plate, heated long time, covered with thick oxide layer .....	25 .....	0.78
Plate, heated at 600°C .....	200-600 .....	0.570
Cuprous Oxide .....	800-1100 .....	0.66-0.54
Polished .....	50-100 .....	0.02-.05
Oxidized .....	50 .....	0.6-0.7
.....	200 .....	0.60
.....	500 .....	0.88
Unoxidized .....	100 .....	0.02
..... Liquid .....		0.15
Dow Metal .....	232-400 .....	0.24-0.20
Enamel, White, fused on Iron .....	19 .....	0.900
Glass		
Smooth .....	0-200 .....	0.95
.....	250-1000 .....	0.87-0.72
.....	1100-1500 .....	0.70-0.67
Fused Quartz .....	320 .....	0.75
Covex D Glass .....	320 .....	0.76
Nonex Glass .....	320 .....	0.82
Pyrex .....	0-300 .....	0.90
Gold		
Pure, highly polished .....	100 .....	0.02
Carefully Polished .....	200-600 .....	0.02-0.03
Unoxidized .....	100 .....	0.02
.....	500 .....	0.03
Enamel .....	100 .....	0.37
Graphite .....	0-3600 .....	0.70-0.80
Gypsum 0.02" thick on smooth or blackened plate .....	20 .....	0.93
Human Skin .....	36-7-37.2 .....	0.985
Inconel		
Type X .....		0.550-0.780
Type B .....	450-1620 .....	0.350-0.550
Iron		
Cast		
Oxidized .....	200-600 .....	0.64-0.78
Strongly Oxidized .....	40 .....	0.95
.....	250 .....	0.95
Unoxidized .....	100 .....	0.21
Polished .....	200 .....	0.210
Newly Turned .....	22 .....	0.440
Turned and Heated .....	882-990 .....	0.600-0.700

\*When range of values for temperature and emissivity are given, end points correspond and linear interpolation of emissivity is acceptable.

### TOTAL EMISSIVITY OF VARIOUS SURFACES

MATERIAL	TEMPERATURE °C	*EMISSIVITY
Dull Nickel Plated .....	20 .....	0.11
Flat, Rough Surface .....	50 .....	0.95-0.98
Cast, Polished .....	750-1050 .....	0.52-0.56
Calorized, Oxidized .....	200 .....	0.52
.....	600 .....	0.57
Sheet Steel, Ground .....	938-1100 .....	0.550-0.610
Sheet Steel, Rolled .....	21 .....	0.660
Sheet Steel, Strong, Rough Oxide Layer .....	24 .....	0.800
Sheet with Shiny layer of oxide .....	20 .....	0.82
Oxidized .....	25 .....	0.80
.....	200 .....	0.79
.....	600 .....	0.79
Unoxidized .....	100 .....	0.08
Molten Steel .....	1500-1650 .....	0.420-0.530
.....	1520-1650 .....	0.430-0.40
Molten Mild Steel .....	1600-1800 .....	0.280
Molten Steel, various with 0.25-1.2% (slightly oxidized surfaces.) .....	1560-1710 .....	0.270-0.390
Molten Steel, unoxidized .....	Liquid .....	0.280
Steel Plate, Rough .....	40 .....	0.94
.....	400 .....	0.97
.....	600 .....	0.57
Tantalum		
Unoxidized .....	1500 .....	0.21
.....	2000 .....	0.26
Filament .....	1327-3000 .....	0.190-0.310
Thorium Oxide .....	277-500 .....	0.580-0.360
Tin		
Unoxidized .....	25 .....	0.05
Commercial tin-plated sheet iron .....	100 .....	0.070-0.080
Tungsten		
Filament, aged .....	27-3316 .....	0.320-0.350
Filament .....	3316 .....	0.390
Unoxidized .....	25 .....	0.024
.....	100 .....	0.032
.....	500 .....	0.071
.....	1000 .....	0.15
.....	1500 .....	0.23
.....	2000 .....	0.28
Turbojet Engine Operating .....	350-600 .....	0.900
Water .....	Ambient .....	0.96
Wood		
Spruce, sanded .....	93 .....	0.82
Oak, planed .....	0-200 .....	0.89

\*When range of values for temperature and emissivity are given, end points correspond and linear interpolation of emissivity is acceptable.





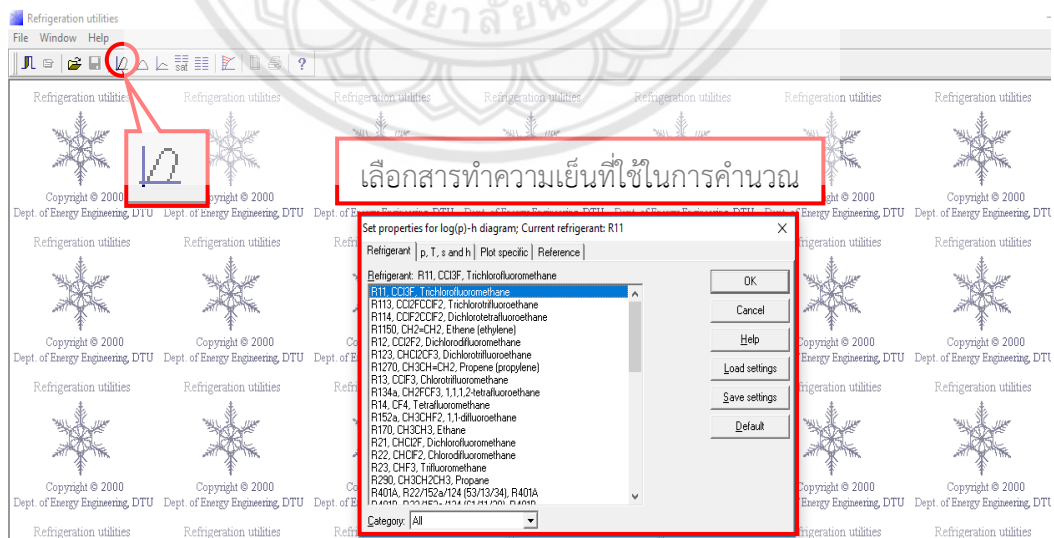
ภาคผนวก ข  
โปรแกรมที่ใช้ในการคำนวณ

## ข.1 โปรแกรม CoolPack

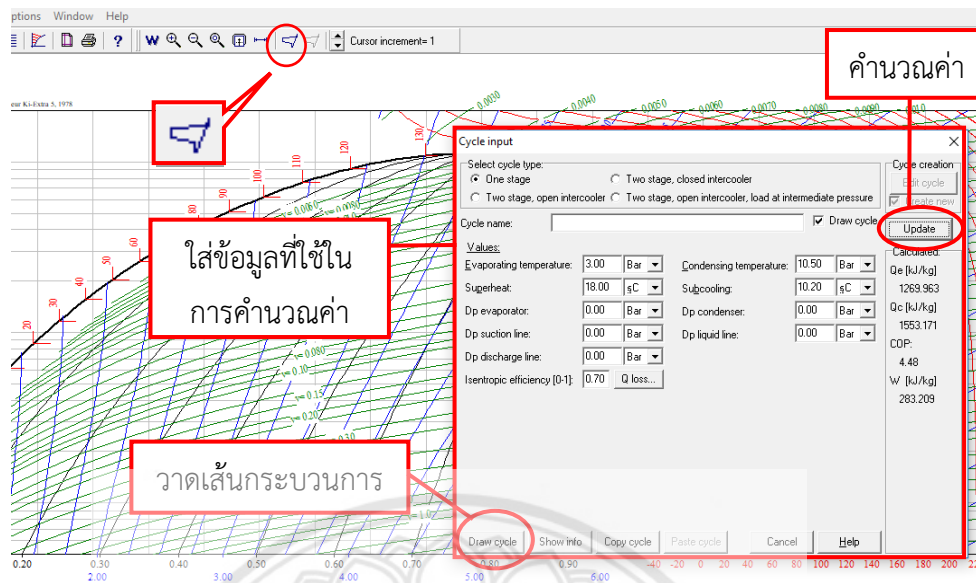
โปรแกรม CoolPack เป็นโปรแกรมจำลองวัฏจักรทำความเย็น โดยสามารถวิเคราะห์ประสิทธิภาพของระบบ วิเคราะห์พลังงานในการใช้งาน และจำลองวัฏจักรการทำงานบน P-H diagram โดยวิธีการใช้งานโปรแกรมดังนี้



รูปที่ ข.1 การใช้งานโปรแกรม CoolPack



รูปที่ ข.2 การเลือกสารทำความเย็นที่ใช้ในการคำนวณ



รูปที่ ข.3 การใส่ค่าเพื่อใช้ในการคำนวณ

ข้อมูลที่ป้อนเข้ามีดังนี้

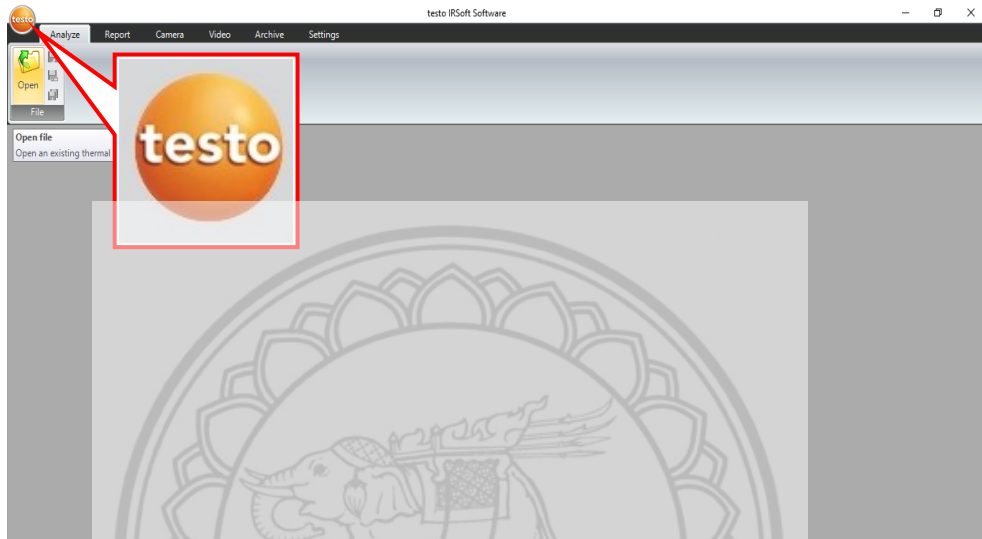
1. ความดันสูงสุดสัมบูรณ์ของคอมเพรสเซอร์ (Bar)
2. ความดันต่ำสุดสัมบูรณ์ของคอมเพรสเซอร์ (Bar)
3. อุณหภูมิความร้อนยวดยิ่ง (°C)
4. อุณหภูมิของเหลวอัดตัว (°C)

ผลการคำนวณมีดังนี้

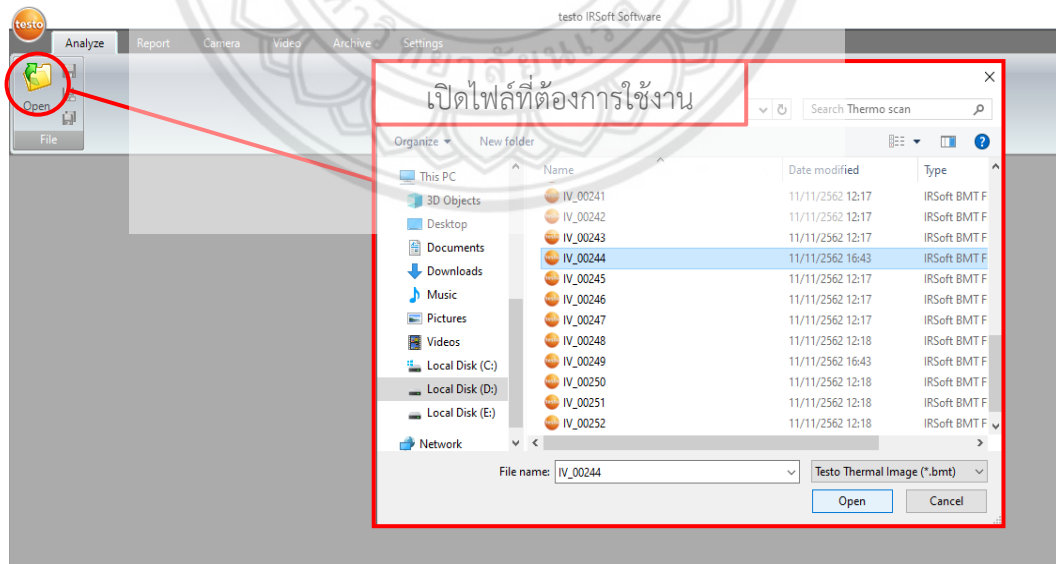
1. ความเย็นที่ระบบสามารถทำได้ (kJ/kg)
2. ความร้อนที่ถูกระบายออกจากคอยล์ร้อน (kJ/kg)
3. สัมประสิทธิ์สมรรถนะเครื่องอัดไอ
4. งานที่ระบบใช้ (kJ/kg)

## ข.2 โปรแกรม Testo IR Software

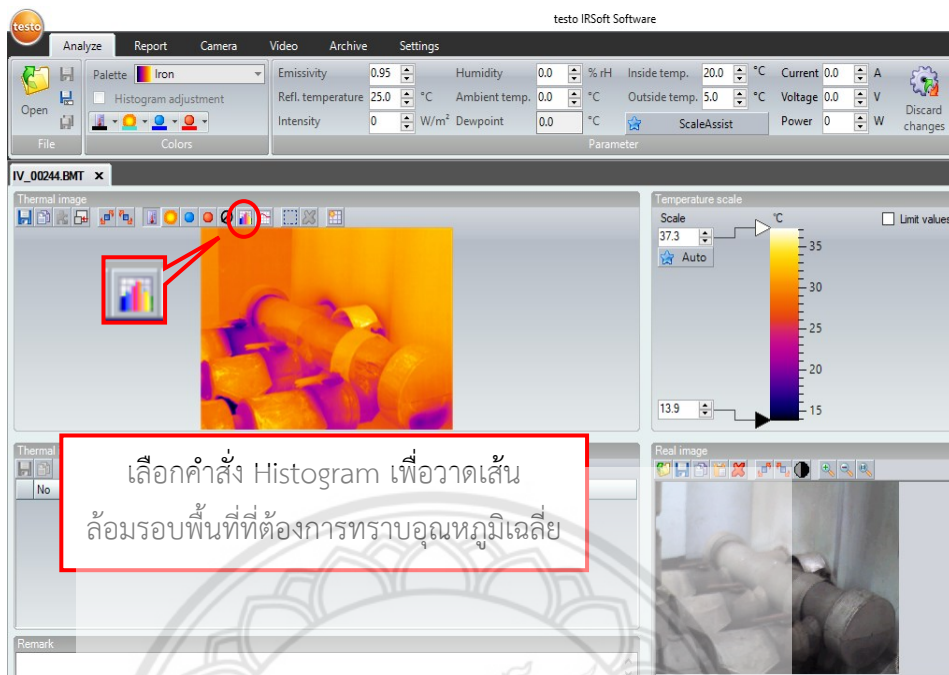
โปรแกรม Testo IR Software เป็นโปรแกรมที่ช่วยในการวิเคราะห์ไฟล์ที่ได้จากเทอร์โมสแกน โดยสามารถวิเคราะห์การกระจายอุณหภูมิในภาพอินฟราเรด โดยมีวิธีการใช้งานโปรแกรมดังนี้



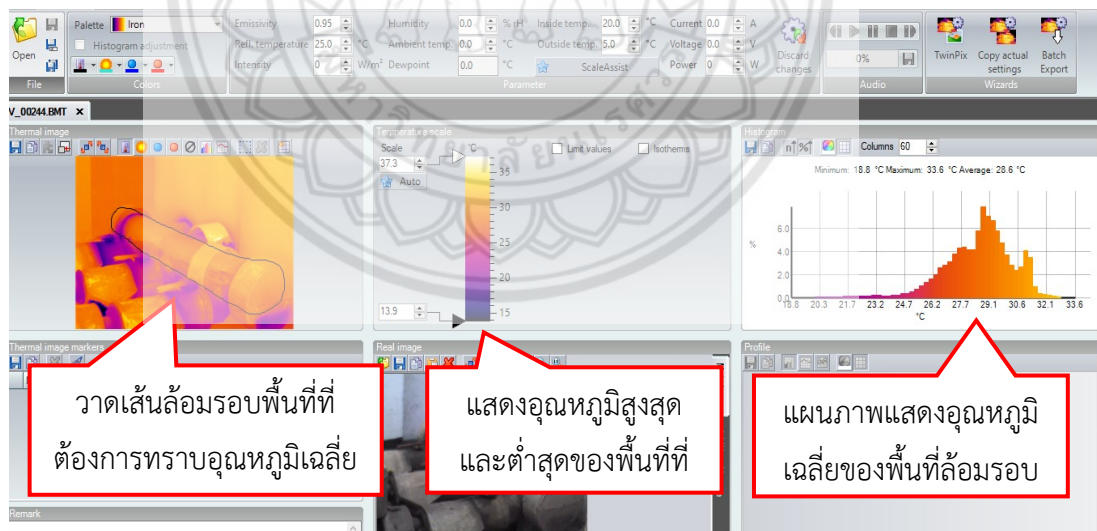
รูปที่ ข.4 การใช้งานโปรแกรม Testo IR Software



รูปที่ ข.5 การใช้งานโปรแกรม Testo IR Software



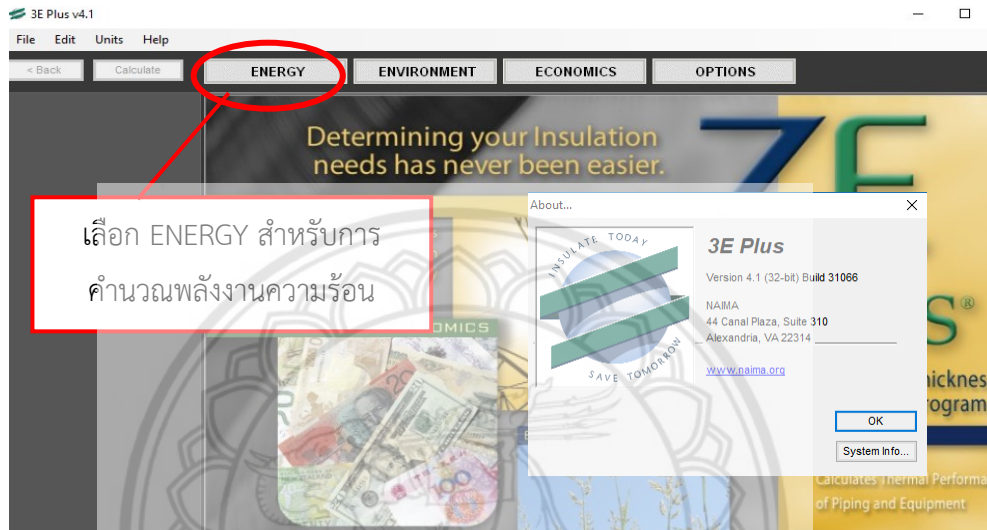
รูปที่ ข.6 เลือกคำสั่งสำหรับวิเคราะห์อุณหภูมิจากภาพ



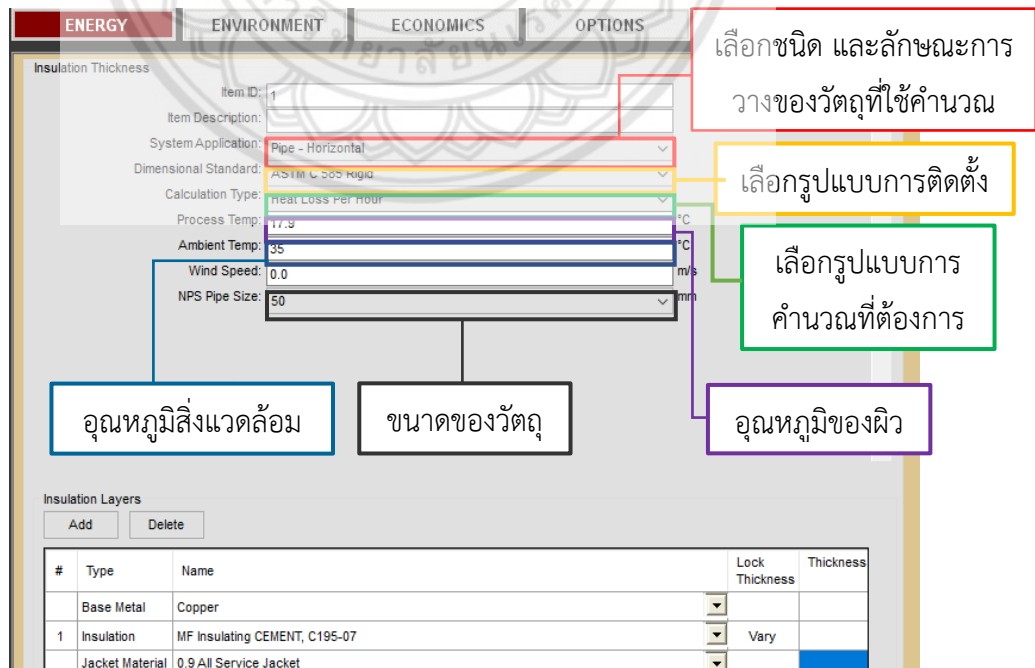
รูปที่ ข.7 แสดงอุณหภูมิของพื้นที่ล้อมรอบที่ต้องการ

### ข.3 โปรแกรม 3E Plus V4.1

โปรแกรม 3E Plus เป็นโปรแกรมที่สามารถคำนวณการสูญเสียความร้อนที่ผิวของท่อและอุปกรณ์ต่าง ผลจากการคำนวณโดยการใช้โปรแกรมคือ อุณหภูมิที่ผิวของท่อ การสูญเสียความร้อนที่ผิวของท่อ ซึ่งผลที่ได้จากการคำนวณจะขึ้นอยู่กับความหนาของท่อ โดยมีวิธีการใช้งานโปรแกรมดังนี้



รูปที่ ข.8 การใช้งานโปรแกรม 3E-Plus V4.1



รูปที่ ข.9 การป้อนข้อมูลในโปรแกรม 3E Plus V4.1

Insulation Thickness

Item ID: 1

Item Description:

System Application: Pipe - Horizontal

Dimensional Standard: ASTM C 585 Rigid

Calculation Type: Heat Loss Per Hour

Process Temp: 17.9 °C

Ambient Temp: 35 °C

Wind Speed: 0.0 m/s

NPS Pipe Size: 50 mm

Insulation Layers

Add Delete

#	Type	Name	Lock Thickness	Thickness
	Base Metal	Copper		
1	Insulation	MF Insulating CEMENT, C195-07	Vary	
	Jacket Material	0.9 All Service Jacket		

ใส่ชนิดวัสดุของท่อ

ใส่ชนิดของฉนวน

รูปที่ ข.10 การป้อนข้อมูลในโปรแกรม 3E Plus V4.1

< Back Calculate ENERGY ENVIRONMENT ECONOMICS OPTIONS

Heat Loss Per Hour Report

Item Description: Copper Pipe - Horizontal System Units: ASTM C585

Geometry Description: Bare Surface Emittance: 0.6 Nominal Pipe Size: 50 mm

Process Temp: 17.9 °C Ave. Ambient Temp: 35.0 °C Ave. Wind Speed: 0.0 m/s

Relative Humidity: N/A Dew Point: N/A

Condensation Control Thickness: 15.0

Outer Jacket Material: All Service Jacket Outer Surface Emittance: 0.9

Insulation Layer 1: MF Insulating CEMENT, C195-07 Thickness: Varied

INSULATION THICKNESS  
Surface Temperatures  
Condensation Control  
Personnel Protection

COST OF ENERGY  
Bare and Insulated Surfaces

Append To Audit Browse...

Variable Insulation Thickness	Surface Temp (°C)	Heat Gain (W/m)	Efficiency (%)
Bare	17.9	27.25	
15.0	28.2	17.38	36.22
25.0	30.8	12.99	52.31
40.0	32.1	10.66	60.86
50.0	32.8	9.26	66.00
65.0	33.3	8.36	69.31
80.0	33.6	7.70	71.74
90.0	33.8	7.19	73.63
100.0	34.0	6.73	75.30
115.0	34.1	6.40	76.51

ทำการคำนวณค่า

รูปที่ ข.11 ผลจากการคำนวณค่าความร้อนโดยเปลี่ยนแปลงขนาดความหนาของท่อ





ตารางที่ ค.1 ข้อมูลจากการตรวจวัดระบบสะสมความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง ในช่วงเวลา 08.30 – 12.30 น. ทุก ๆ 15 นาที วันที่ 10 มกราคม 2563

ตารางการตรวจสอบสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง (Ice Bank)															วันที่ตรวจสอบ 10 / 01 / 63			
COMPRESSOR # 1		เวลา (นาฬิกา)																
ค่าที่ตรวจสอบ		8:30	8:45	9:00	9:15	9:30	9:45	10:00	10:15	10:30	10:45	11:00	11:15	11:30	11:45	12:00	12:15	12:30
อุณหภูมิน้ำขาเข้า (°C)		6	6.2	6	6	4.4	3.8	3.8	3.8	4	4	5.5	6	6.3	6.3	6.5	6.5	6
อุณหภูมิน้ำขาออก (°C)		2.2	2.3	2.2	2.1	2.2	1.4	1.3	1.3	1.2	1.2	1.6	2.1	2.4	2.5	2.6	2.6	2.6
อุณหภูมิ Ice Bank (°C)		2	2.2	2	2.2	1	0.8	0.7	0.6	0.8	0.8	1.4	2.1	2.4	2.5	2.6	2.6	2.6
High pressure compressor (Barg)		9.5	9.5	9.5	9.5	9.5	9	9.2	9.5	9.5	9.5	9.5	9.7	10	10	10	10	10
Low pressure compressor (Barg)		2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	1.8	1.8	2.2	2	2	2
อุณหภูมิสารทำความเย็นขาเข้า (°C)		-10	-10	-10	-10	-10	-9	-9	-8	-8	-8	-10	-11	-10	-7	-10	-10	-10
อุณหภูมิสารทำความเย็นขาออก (°C)		27	27	26	26	27	25	26	26	26	26	27	27	28	28	28	28	28
T suction (°C)		0.2	0.2	0.3	0.3	0.2	0.4	0.2	0.2	0.2	0.2	0	-0.1	-0.1	0.2	0.2	0.2	0.2
T discharge (°C)		45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	47	48	48	48	48	48	48
T receiver tank (°C)		25	25	25	25	25	25	25	25	24	24	25	26	26	26	26	26	26
กระแสไฟฟ้าที่ compressor (A)		65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65
Pump	PUMP 1 (Barg)	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.1	4.1	4.2	4.2	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3
	PUMP 2 (Barg)	4.4	4.3	4.4	4.4	4.4	4.3	4.3	4.3	4.1	4.1	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3
	PUMP 3 (Barg)	0	0	0	0	0	0	0	0	4.2	4.2	4.3	4.3	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4

ตารางการตรวจสอบสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง (Ice Bank) ต่อ														วันที่ตรวจสอบ 10 / 01 / 63			
COMPRESSOR # 1		เวลา (นาฬิกา)															
ค่าที่ตรวจสอบ		12:45	13:00	13:15	13:30	13:45	14:00	14:15	14:30	14:45	15:00	15:15	15:30	15:45	16:00	16:15	16:30
อุณหภูมิน้ำขาเข้า (°C)		5.6	5.6	5	4.4	4.2	4	3.8	3.6	3.4	3.2	4	4.6	4.9	5.2	5.4	5.5
อุณหภูมิน้ำขาออก (°C)		2.5	2.5	2.4	2.2	2.2	2.1	1.9	1.9	1.4	1	1	1.1	1.5	1.6	1.9	2
อุณหภูมิ Ice Bank (°C)		2.5	2.5	1.9	0.9	0.9	0.9	0.6	0.4	0.4	0.3	0.5	0.9	1.3	1.5	1.8	1.9
High pressure compressor (Barg)		9.8	9.5	9.5	9.5	9.5	9.5	9.5	9.5	9.5	9.5	9.5	9.5	10	10	10	10
Low pressure compressor (Barg)		1.9	1.8	1.8	1.8	2	2	2	2	2	1.8	1.8	2	2.4	2.2	2	1.6
อุณหภูมิสารทำความเย็นขาเข้า (°C)		-9	-9	-10	-10	-10	-9	-10	-10	-10	-10	-10	-9	-6	-8	-9	-11
อุณหภูมิสารทำความเย็นขาออก (°C)		28	28	28	28	28	28	27	26	26	26	26	26	27	27	28	27
T suction (°C)		0.2	0.2	0.2	0.2	0.4	0.5	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.2	0	0	-0.3
T discharge (°C)		48	48	48	48	45	45	46	46	46	46	46	45	44	45	47	49
T receiver tank (°C)		26	26	25	25	25	24	24	25	25	25	25	24	24	26	26	26
กระแสไฟฟ้าที่ compressor (A)		65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65
Pump	PUMP 1 (Barg)	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3
	PUMP 2 (Barg)	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3
	PUMP 3 (Barg)	4.4	4.4	0	0	0	0	0	0	0	0	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4



ตารางการตรวจสอบสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง (Ice Bank) ต่อ														วันที่ตรวจสอบ 10 / 01 / 63			
COMPRESSOR # 2		เวลา (นาฬิกา)															
ค่าที่ตรวจสอบ		12:45	13:00	13:15	13:30	13:45	14:00	14:15	14:30	14:45	15:00	15:15	15:30	15:45	16:00	16:15	16:30
อุณหภูมิน้ำขาเข้า (°C)		6	5.6	5	4.4	4.2	4	3.8	3.6	3.5	3.2	4	4.6	4.9	5.2	5.4	5.5
อุณหภูมิน้ำขาออก (°C)		2.5	2.5	2.4	2.2	2.2	2.1	1.9	1.9	1.4	1	1	1.1	1.5	1.6	1.9	2
อุณหภูมิ Ice Bank (°C)		2.5	2.5	1.9	0.9	0.9	0.9	0.6	0.4	0.4	0.3	0.5	0.9	1.3	1.5	1.8	1.9
High pressure compressor (Barg)		10	10	9.5	9.5	9.5	9.5	9.5	9.5	9.5	9.5	9.5	9.5	9.5	10	10	10
Low pressure compressor (Barg)		1.9	1.8	1.8	1.9	2	2	2	2	2	2	1.9	2	2.4	2.3	2.3	1.8
อุณหภูมิสารทำความเย็นขาเข้า (°C)		-10	-10	-10	-10	-10	-9	-9	-9	-9	-10	-10	-9	-6	-6	-7	-11
อุณหภูมิสารทำความเย็นขาออก (°C)		28	28	28	26	26	26	26	26	26	26	26	26	27	28	28	28
T suction (°C)		-0.2	-0.2	-0.1	-0.1	0	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.1	0	-0.1	-0.3
T discharge (°C)		48	48	48	46	45	45	45	45	45	45	45	45	44	46	47	49
T receiver tank (°C)		26	25	25	25	25	24	24	25	25	25	25	24	24	2	26	26
กระแสไฟฟ้าที่ compressor (A)		95	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	100	100	95	95
Pump	PUMP 1 (Barg)	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3
	PUMP 2 (Barg)	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3
	PUMP 3 (Barg)	4.4	4.4	0	0	0	0	0	0	0	0	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4

ตารางที่ ค.2 ข้อมูลจากการตรวจวัดระบบสะสมความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง ในช่วงเวลา 03.30 – 02.30 น. ทุก ๆ 1 ชั่วโมง วันที่ 28 มกราคม 2563

ตารางการตรวจสอบสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง (Ice Bank)													
COMPRESSOR		# 1						วันที่ตรวจสอบ 28 / 01 / 63					
ค่าที่ตรวจสอบ		เวลา (นาฬิกา)											
		3:30	4:30	5:30	6:30	7:30	8:30	9:30	10:30	11:30	12:30	13:30	14:30
อุณหภูมิน้ำขาเข้า (°C)		3	3.6	3.2	3.4	3.4	3.8	3.8	3.7	5.5	6.2	6.3	6.2
อุณหภูมิน้ำขาออก (°C)		1	1.4	1.2	1.4	1.5	1.6	1.5	1.6	1.1	1.2	1.1	1.2
อุณหภูมิ Ice Bank (c°)		0.3	0.3	0.4	0.6	0.4	0.8	0	-0.1	0	0.4	-0.1	-0.1
High pressure compressor (Barg)		10	10.6	10.6	10.6	11.2	9.6	9.6	9.7	9.7	9.8	9.8	10.1
Low pressure compressor (Barg)		2.2	2.2	2	2	2.1	2.3	2.2	2.3	2.4	2	2.1	1.8
อุณหภูมิสารทำความเย็นขาเข้า (°C)		-5	-5	-5	-6	-6	-6	-7	-5	-5	-8	-9	-9
อุณหภูมิสารทำความเย็นขาออก (°C)		26	26	26	26	26	26	26	26	27	26	27	27
T suction (°C)		-0.2	-0.2	-0.2	-0.2	-0.2	-0.2	-0.2	-0.2	0	-0.1	-0.2	-0.2
T discharge (°C)		43	44	44	43	43	43	44	44	43	45	46	48
T receiver tank (°C)		24	24	24	24	25	25	25	25	25	25	25	25
กระแสไฟฟ้าที่ compressor (A)		95	95	95	95	98	95	95	95	98	98	98	98
Pump	PUMP 1 (Barg)	4.3	4.3	4.3	4.3	4.1	4.3	4.3	4.1	4.1	4.1	4.1	4.1
	PUMP 2 (Barg)	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	4.3	4.3	4.3	4.3	4.2	4.2	4.2
	PUMP 3 (Barg)	0	0	0	0	0	0	0	0	4.2	4.2	4.2	4.2

ตารางการตรวจสอบสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง (Ice Bank) ต่อ													
COMPRESSOR		# 1						วันที่ตรวจสอบ 28 / 01 / 63					
ค่าที่ตรวจสอบ		เวลา (นาฬิกา)											
		15:30	16:30	17:30	18:30	19:30	20:30	21:30	22:30	23:30	0:30	1:30	2:30
อุณหภูมิน้ำขาเข้า (°C)		6.1	6	6	6.2	5.8	5.9	5.8	5.9	4.2	4.1	3.1	3
อุณหภูมิน้ำขาออก (°C)		0.8	0.7	1	1	1.2	1.2	1.1	1.1	1.2	1	0.7	0.8
อุณหภูมิ Ice Bank (c°)		-0.2	0.1	-0.1	0.1	0.3	0.3	0.4	0.8	0.5	0.1	0.1	0.1
High pressure compressor (Barg)		10.1	10	10	10.1	10.1	10.1	10	10	10.1	10	10.1	10
Low pressure compressor (Barg)		1.8	1.8	1.8	2	2.3	2.2	2.2	2.2	2.3	2.2	2.3	2.2
อุณหภูมิสารทำความเย็นขาเข้า (°C)		-9	-9	-9	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5
อุณหภูมิสารทำความเย็นขาออก (°C)		27	27	27	27	28	27	27	28	28	27	28	28
T suction (°C)		-0.2	-0.1	-0.2	-0.1	0	0	0	0	0	0	0	0
T discharge (°C)		46	46	46	44	43	43	43	43	44	44	44	44
T receiver tank (°C)		25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
กระแสไฟฟ้าที่ compressor (A)		98	95	95	95	98	95	98	98	95	98	98	98
Pump	PUMP 1 (Barg)	4.1	4.1	4.1	4.1	4.1	4.4	4.2	4.2	4.2	4.2	4.2	4.2
	PUMP 2 (Barg)	4.2	4.2	4.3	4.3	4.3	4.4	4.2	4.3	4.4	4.4	4.4	4.4
	PUMP 3 (Barg)	4.2	4.2	4.3	4.3	4.4	0	0	0	0	0	0	0

ตารางที่ ค.3 ข้อมูลจากการตรวจวัดระบบสะสมความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง ในช่วงเวลา 03.30 – 02.30 น. ทุก ๆ 1 ชั่วโมง วันที่ 29 มกราคม 2563

ตารางการตรวจสอบสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง (Ice Bank)													
COMPRESSOR		# 1						วันที่ตรวจสอบ 29 / 01 / 63					
ค่าที่ตรวจสอบ		เวลา (นาฬิกา)											
		3:30	4:30	5:30	6:30	7:30	8:30	9:30	10:30	11:30	12:30	13:30	14:30
อุณหภูมิน้ำขาเข้า (°C)		4.4	4.2	4.3	3.8	3.7	3.8	4.2	4.3	4.8	3.9	4.6	4.8
อุณหภูมิน้ำขาออก (°C)		1.2	1	1.1	0.8	0.7	0.6	1	1.1	1.6	0.9	1.4	1.6
อุณหภูมิ Ice Bank (c°)		0	0	-0.2	0.2	-0.2	0	0.7	0.8	0.9	0.1	1	1.1
High pressure compressor (Barg)		9.5	9	9	9	9	9	8.8	9	9	9	9.5	9.5
Low pressure compressor (Barg)		2.3	2.3	2.1	2.1	2.1	2.1	2.5	2.5	2.5	2.1	2.3	2.3
อุณหภูมิสารทำความเย็นขาเข้า (°C)		-6	-6	-6	-6	-6	-6	-7	-5	-5	-4	-6	-4
อุณหภูมิสารทำความเย็นขาออก (°C)		25	25	25	24	24	24	25	24	25	25	25	27
T suction (°C)		-0.1	-0.2	-0.3	-0.2	-0.2	-0.2	-0.1	0	0	0	0.1	0.2
T discharge (°C)		40	40	40	40	40	40	42	41	41	40	40	40
T receiver tank (°C)		24	24	24	24	24	24	24	24	25	25	26	26
กระแสไฟฟ้าที่ compressor (A)		100	100	100	100	100	97	95	95	95	95	95	100
Pump	PUMP 1 (Barg)	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.4	4.4	4.5	4.5	4.5
	PUMP 2 (Barg)	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.4	4.4
	PUMP 3 (Barg)	0	0	0	0	0	0	0	4.2	4.2	4.4	4.4	4.4







ตารางการตรวจสอบสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง (Ice Bank) ต่อ													
COMPRESSOR		# 1						วันที่ตรวจสอบ 31 / 01 / 63					
ค่าที่ตรวจสอบ		เวลา (นาฬิกา)											
		15:30	16:30	17:30	18:30	19:30	20:30	21:30	22:30	23:30	0:30	1:30	2:30
อุณหภูมิน้ำขาเข้า (°C)		4.2	3.4	4	4.9	5.4	6	6	4.4	3.8	4	5.5	6.3
อุณหภูมิน้ำขาออก (°C)		1.9	1	1.1	1.6	2	2.2	2.2	2.2	1.3	1.2	1.6	2.4
อุณหภูมิ Ice Bank (c°)		0.4	0.3	0.9	1.5	1.9	2	2	1	0.7	0.8	1.4	2.4
High pressure compressor (Barg)		9.5	9.5	9.5	10	10	9.5	9.5	9.5	9.2	9.5	9.5	10
Low pressure compressor (Barg)		2	1.9	2.4	2.3	1.8	2	2	2	2	2	2	1.9
อุณหภูมิสารทำความเย็นขาเข้า (°C)		-9	-10	-9	-6	-11	-10	-10	-10	-9	-8	-10	-10
อุณหภูมิสารทำความเย็นขาออก (°C)		26	26	26	28	27	26	27	26	26	27	28	28
T suction (°C)		0.2	0.2	0.2	0	-0.3	0.2	0.3	0.2	0.2	0.2	0	-0.1
T discharge (°C)		45	45	45	47	49	45	45	45	45	45	47	48
T receiver tank (°C)		25	25	24	26	26	29	25	25	25	24	25	26
กระแสไฟฟ้าที่ compressor (A)		65	65	65	100	95	65	65	65	65	65	65	65
Pump	PUMP 1 (Barg)	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.4	4.3	4.3	4.3	4.1	4.2	4.3
	PUMP 2 (Barg)	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.4	4.4	4.4	4.3	4.1	4.3	4.3
	PUMP 3 (Barg)	0	4.4	4.4	4.4	4.4	0	0	0	0	4.2	4.4	4.4



ตารางการตรวจสอบสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง (Ice Bank) ต่อ													
COMPRESSOR		# 2						วันที่ตรวจสอบ 31 / 01 / 63					
ค่าที่ตรวจสอบ		เวลา (นาฬิกา)											
		15:30	16:30	17:30	18:30	19:30	20:30	21:30	22:30	23:30	0:30	1:30	2:30
อุณหภูมิน้ำขาเข้า (°C)		4.2	3.4	4	4.9	5.4	6	6	4.4	3.8	4	5.5	6.3
อุณหภูมิน้ำขาออก (°C)		1.9	1	1.1	1.6	2	2.2	2.2	2.2	1.3	1.2	1.6	2.4
อุณหภูมิ Ice Bank (c°)		0.4	0.3	0.9	1.5	1.9	2	2	1	0.7	0.8	1.4	2.4
High pressure compressor (Barg)		9.5	9.5	9.5	10	10	9.5	9.5	9	9.5	9.5	9.7	10
Low pressure compressor (Barg)		2	2	2	2.3	2.3	1.8	2	2	2	2	2.2	1.8
อุณหภูมิสารทำความเย็นขาเข้า (°C)		-9	-10	-6	-7	-11	-10	-10	-9	-8	-8	-11	-7
อุณหภูมิสารทำความเย็นขาออก (°C)		26	26	28	28	28	27	26	25	26	26	27	28
T suction (°C)		0.2	0.2	0.1	-0.1	-0.3	0.2	0.3	0.4	0.2	0.2	-0.1	0.2
T discharge (°C)		48	48	44	47	49	45	45	45	45	45	47	48
T receiver tank (°C)		25	25	24	26	26	29	25	25	25	24	25	26
กระแสไฟฟ้าที่ compressor (A)		65	65	100	95	95	65	65	65	65	65	65	65
Pump	PUMP 1 (Barg)	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.4	4.3	4.3	4.3	4.1	4.2	4.3
	PUMP 2 (Barg)	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.4	4.4	4.4	4.3	4.1	4.3	4.3
	PUMP 3 (Barg)	0	4.4	4.4	4.4	4.4	0	0	0	0	4.2	4.4	4.4

ตารางที่ ค.5 ข้อมูลจากการตรวจวัดระบบสะสมความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง ในช่วงเวลา 03.30 – 02.30 น. ทุก ๆ 1 ชั่วโมง วันที่ 1 กุมภาพันธ์ 2563

ตารางการตรวจสอบสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง (Ice Bank)													
COMPRESSOR		# 1						วันที่ตรวจสอบ 01 / 02 / 63					
ค่าที่ตรวจสอบ		เวลา (นาฬิกา)											
		3:30	4:30	5:30	6:30	7:30	8:30	9:30	10:30	11:30	12:30	13:30	14:30
อุณหภูมิน้ำขาเข้า (°C)		6.5	6.5	6	5.6	5.6	5	4.4	4.2	4	3.8	3.6	3.4
อุณหภูมิน้ำขาออก (°C)		2.6	2.6	2.6	2.5	2.5	2.4	2.2	2.2	2.1	1.9	1.9	1.4
อุณหภูมิ Ice Bank (c°)		2.6	2.6	2.6	2.5	2.5	1.9	0.9	0.9	0.9	0.6	0.4	0.4
High pressure compressor (Barg)		10	10	10	9.8	9.5	9.5	9.5	9.5	9.5	9.5	9.5	9.5
Low pressure compressor (Barg)		2	2	2	1.9	1.8	1.8	1.8	2	2	2	2	2
อุณหภูมิสารทำความเย็นขาเข้า (°C)		-10	-10	-10	-9	-9	-10	-10	-10	-9	-10	-10	-10
อุณหภูมิสารทำความเย็นขาออก (°C)		28	28	28	28	28	28	28	28	28	27	26	26
T suction (°C)		0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.4	0.5	0.3	0.3	0.3
T discharge (°C)		48	48	48	48	48	48	48	45	45	46	46	46
T receiver tank (°C)		26	26	26	26	25	25	25	25	24	24	25	25
กระแสไฟที่ compressor (A)		65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65
Pump	PUMP 1 (Barg)	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3
	PUMP 2 (Barg)	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3
	PUMP 3 (Barg)	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	0	0	0	0	0	0	0

ตารางการตรวจสอบสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง (Ice Bank) ต่อ													
COMPRESSOR		# 1						วันที่ตรวจสอบ 01 / 02 / 63					
ค่าที่ตรวจสอบ		เวลา (นาฬิกา)											
		15:30	16:30	17:30	18:30	19:30	20:30	21:30	22:30	23:30	0:30	1:30	2:30
อุณหภูมิน้ำขาเข้า (°C)		3.2	4	4.6	4.9	5.2	5.4	5.5	5.6	5.6	6	6.5	6.5
อุณหภูมิน้ำขาออก (°C)		1	1	1.1	1.5	1.6	1.9	2	2.5	2.5	2.6	2.6	2.6
อุณหภูมิ Ice Bank (c°)		0.3	0.5	0.5	1.3	1.5	1.8	1.9	2.5	2.5	2.6	2.6	2.6
High pressure compressor (Barg)		9.5	9.5	9.5	10	10	10	10	9.5	9.8	10	10	10
Low pressure compressor (Barg)		1.8	1.8	2	2.4	2.2	2	1.6	1.8	1.8	2	2	2
อุณหภูมิสารทำความเย็นขาเข้า (°C)		-10	-10	-9	-6	-8	-9	-11	-9	-9	-10	-10	-10
อุณหภูมิสารทำความเย็นขาออก (°C)		26	26	27	27	27	28	29	28	28	28	28	28
T suction (°C)		0.3	0.3	0.3	0.2	0	0	-0.1	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2
T discharge (°C)		46	45	44	45	47	47	48	48	48	48	48	48
T receiver tank (°C)		25	25	24	24	26	26	26	25	26	26	25	25
กระแสไฟฟ้าที่ compressor (A)		65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65
Pump	PUMP 1 (Barg)	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3
	PUMP 2 (Barg)	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3
	PUMP 3 (Barg)	0	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	0	0	0

ตารางการตรวจสอบสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง (Ice Bank) ต่อ													
COMPRESSOR		# 2					วันที่ตรวจสอบ 01 / 02 / 63						
ค่าที่ตรวจสอบ		เวลา (นาฬิกา)											
		3:30	4:30	5:30	6:30	7:30	8:30	9:30	10:30	11:30	12:30	13:30	14:30
อุณหภูมิน้ำขาเข้า (°C)		6.5	6.5	6	5.6	5.6	5	4.4	4.2	4	3.8	3.6	3.4
อุณหภูมิน้ำขาออก (°C)		2.6	2.6	2.6	2.5	2.5	2.4	2.2	2.2	2.1	1.9	1.9	1.4
อุณหภูมิ Ice Bank (c°)		2.6	2.6	2.6	2.5	2.5	1.9	0.9	0.9	0.9	0.6	0.4	0.4
High pressure compressor (Barg)		10	9.5	9	9	9	9	9	9.5	9.5	9	9	9
Low pressure compressor (Barg)		1.8	2	2.2	2	2.2	2.4	2.2	2.2	2.4	2.4	2.4	2.2
อุณหภูมิสารทำความเย็นขาเข้า (°C)		-10	-11	-8	-11	-8	-9	-8	-8	-9	-9	-9	-8
อุณหภูมิสารทำความเย็นขาออก (°C)		27	26	26	26	26	26	26	27	27	26	26	26
T suction (°C)		-0.1	0.1	0.2	0.1	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2
T discharge (°C)		48	45	40	40	40	40	40	45	45	40	40	40
T receiver tank (°C)		26	26	26	26	25	25	25	25	24	24	25	25
กระแสไฟฟ้าที่ compressor (A)		65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65
Pump	PUMP 1 (Barg)	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3
	PUMP 2 (Barg)	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3
	PUMP 3 (Barg)	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	0	0	0	0	0	0	0

ตารางการตรวจสอบสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง (Ice Bank) ต่อ													
COMPRESSOR		# 2					วันที่ตรวจสอบ 01 / 02 / 63						
ค่าที่ตรวจสอบ		เวลา (นาฬิกา)											
		15:30	16:30	17:30	18:30	19:30	20:30	21:30	22:30	23:30	0:30	1:30	2:30
อุณหภูมิน้ำขาเข้า (°C)		3.2	4	4.6	4.9	5.2	5.4	5.5	5.6	5.6	6	6.5	6.5
อุณหภูมิน้ำขาออก (°C)		1	1	1.1	1.5	1.6	1.9	2	2.5	2.5	2.6	2.6	2.6
อุณหภูมิ Ice Bank (c°)		0.3	0.5	0.5	1.3	1.5	1.8	1.9	2.5	2.5	2.6	2.6	2.6
High pressure compressor (Barg)		9	8.5	9	9.5	9.5	10	10.5	11	10	9.5	9	9
Low pressure compressor (Barg)		2.3	2.3	2.3	2.4	2.4	2.4	2	2	2	2	2	2
อุณหภูมิสารทำความเย็นขาเข้า (°C)		-6	-6	-6	-5	-9	-9	-8	-8	-8	-8	-8	-8
อุณหภูมิสารทำความเย็นขาออก (°C)		26	25	26	27	27	28	29	29	28	27	26	26
T suction (°C)		0	0	0	0.3	0.2	0.2	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1
T discharge (°C)		40	44	40	45	45	48	44	44	48	45	40	40
T receiver tank (°C)		25	25	24	24	26	26	26	25	26	26	25	25
กระแสไฟฟ้าที่ compressor (A)		65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65
Pump	PUMP 1 (Barg)	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3
	PUMP 2 (Barg)	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3
	PUMP 3 (Barg)	0	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	0	0	0



ตารางที่ ค.6 ข้อมูลจากการตรวจวัดระบบสะสมความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง ในช่วงเวลา 03.30 – 02.30 น. ทุก ๆ 1 ชั่วโมง วันที่ 2 กุมภาพันธ์ 2563

ตารางการตรวจสอบสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง (Ice Bank)													
COMPRESSOR		# 1						วันที่ตรวจสอบ 02 / 02 / 63					
ค่าที่ตรวจสอบ		เวลา (นาฬิกา)											
		3:30	4:30	5:30	6:30	7:30	8:30	9:30	10:30	11:30	12:30	13:30	14:30
อุณหภูมิน้ำขาเข้า (°C)		6.6	3.9	3.9	3.8	3.9	4	4.2	4.2	4.2	4.1	4	4
อุณหภูมิน้ำขาออก (°C)		3.5	0.8	0.8	0.7	0.8	0.4	1.1	1.1	1.1	1	0.5	0.9
อุณหภูมิ Ice Bank (c°)		-0.2	-0.1	0.1	0.2	0.4	0.5	0.4	0.2	0.1	-0.1	0.5	0.5
High pressure compressor (Barg)		10.5	8.5	8.4	8.4	8.4	8.4	8.4	8.4	8.4	8.4	8.4	8.8
Low pressure compressor (Barg)		1.5	1.5	1	1.6	1.8	1.2	1.4	1.1	1.1	1.1	1.2	1.2
อุณหภูมิสารทำความเย็นขาเข้า (°C)		-5	-5	-6	-6	-8	-2	-1	-1	-2	-4	-1	-1
อุณหภูมิสารทำความเย็นขาออก (°C)		22	23	24	22	22	22	20	22	24	22	22	22
T suction (°C)		-0.8	-0.9	-0.7	0.5	0.5	0.6	0.7	0.6	0.8	0.7	0.6	0.7
T discharge (°C)		46	48	44	44	42	42	43	44	40	40	45	45
T receiver tank (°C)		22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	21
กระแสไฟฟ้าที่ compressor (A)		100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Pump	PUMP 1 (Barg)	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	4.5	4.4
	PUMP 2 (Barg)	4.4	4.4	4.4	4.3	4.4	4.3	4.4	4.3	4.4	4.2	4.2	4.2
	PUMP 3 (Barg)	0	0	0	0	0	0	0	4.3	4.4	4.4	4.4	4.4

ตารางการตรวจสอบสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง (Ice Bank) ต่อ													
COMPRESSOR		# 1						วันที่ตรวจสอบ 02 / 02 / 63					
ค่าที่ตรวจสอบ		เวลา (นาฬิกา)											
		15:30	16:30	17:30	18:30	19:30	20:30	21:30	22:30	23:30	0:30	1:30	2:30
อุณหภูมิน้ำขาเข้า (°C)		4	3.5	3.8	3.9	3.9	3.9	3.8	3.9	3.8	3.8	3.6	3.6
อุณหภูมิน้ำขาออก (°C)		0.7	0.5	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.7	0.7	0.5	0.5
อุณหภูมิ Ice Bank (c°)		0.5	0.1	-0.1	-0.2	-0.2	-0.2	-0.2	-0.2	-0.2	-0.2	-0.2	-0.2
High pressure compressor (Barg)		9	9	9	9	9	9	8.8	8.8	8	8.6	8.5	8.5
Low pressure compressor (Barg)		1	1	1.2	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.4	1.4	1.4	1.4
อุณหภูมิสารทำความเย็นขาเข้า (°C)		-1	-2	-2	-2	-2	-3	-3	-3	-3	-4	-4	-4
อุณหภูมิสารทำความเย็นขาออก (°C)		23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23
T suction (°C)		-0.9	-0.7	-0.7	-0.7	-0.7	-0.7	-0.7	-0.7	-0.7	-0.7	-0.7	-0.7
T discharge (°C)		40	40	40	40	44	40	45	44	44	45	44	44
T receiver tank (°C)		21	22	23	24	24	24	24	24	24	24	24	23
กระแสไฟฟ้าที่ compressor (A)		100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Pump	PUMP 1 (Barg)	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	4.3	4.4
	PUMP 2 (Barg)	4.2	4.2	4.2	4.3	4.2	4.4	4.4	4.4	4.3	4.2	4.2	4.2
	PUMP 3 (Barg)	4.4	4.5	4.4	4.3	4.2	0	0	0	0	0	0	0

ตารางที่ ค.7 ข้อมูลจากการตรวจวัดระบบสะสมความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง ในช่วงเวลา 03.30 – 02.30 น. ทุก ๆ 1 ชั่วโมง วันที่ 3 กุมภาพันธ์ 2563

ตารางการตรวจสอบสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง (Ice Bank)													
COMPRESSOR		# 1						วันที่ตรวจสอบ 03 / 02 / 63					
ค่าที่ตรวจสอบ		เวลา (นาฬิกา)											
		3:30	4:30	5:30	6:30	7:30	8:30	9:30	10:30	11:30	12:30	13:30	14:30
อุณหภูมิน้ำขาเข้า (°C)		4.1	4.2	4.3	4.4	4.5	4.6	4.5	4.6	4.5	4.6	5	5.1
อุณหภูมิน้ำขาออก (°C)		1.5	1.9	1.8	1.9	1.9	1.6	1.8	1.8	1.8	1.7	1.8	2
อุณหภูมิ Ice Bank (c°)		0	0.1	0.9	1	1.6	1.5	1.6	1.7	1	1.2	1.9	2
High pressure compressor (Barg)		9.5	9.5	9.5	9.5	9.5	9.5	9.5	9.5	9.5	9.5	10	10
Low pressure compressor (Barg)		2.4	2.4	2.2	2.2	2.2	2.2	2	2	2	2	2.6	2.6
อุณหภูมิสารทำความเย็นขาเข้า (°C)		-5	-5	-7	-7	-7	-7	-6	-6	-6	-6	-6	-7
อุณหภูมิสารทำความเย็นขาออก (°C)		27	27	26	26	27	28	27	27	28	28	28	29
T suction (°C)		0	0	-0.2	-0.2	-0.2	-0.2	-0.2	-0.2	-0.2	-0.2	-0.1	-0.1
T discharge (°C)		45	45	45	46	45	46	45	46	48	48	48	48
T receiver tank (°C)		25	25	25	25	24	24	25	25	26	26	26	26
กระแสไฟฟ้าที่ compressor (A)		90	90	90	90	90	90	90	90	90	90	95	95
Pump	PUMP 1 (Barg)	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.4	4.4	4.4	4.4	4.3
	PUMP 2 (Barg)	4.3	4.3	4.2	4.2	4.2	4.3	4.3	4.3	4.3	4.4	4.4	4.4
	PUMP 3 (Barg)	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.4	4.4	0	0	0	0

ตารางการตรวจสอบสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง (Ice Bank) ต่อ													
COMPRESSOR		# 1						วันที่ตรวจสอบ 03 / 02 / 63					
ค่าที่ตรวจสอบ		เวลา (นาฬิกา)											
		15:30	16:30	17:30	18:30	19:30	20:30	21:30	22:30	23:30	0:30	1:30	2:30
อุณหภูมิน้ำขาเข้า (°C)		4.7	4.8	4.4	4.3	4.6	4.6	3.6	3.7	2.1	2	2.1	2
อุณหภูมิน้ำขาออก (°C)		2	1.2	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.4	1.5	1.4	1.5	1.4
อุณหภูมิ Ice Bank (c°)		1.5	1.6	1.2	1.3	1.3	1.4	0	0.1	-0.1	-0.1	-0.1	-0.1
High pressure compressor (Barg)		10	10	10	10	10	10	9	9	8.5	8.5	8.5	8.5
Low pressure compressor (Barg)		2.8	2.8	2	2	2.2	2.2	2	2	2	2	2	2
อุณหภูมิสารทำความเย็นขาเข้า (°C)		-4	-3	-5	-6	-4	-3	-4	-3	-4	-4	-4	-5
อุณหภูมิสารทำความเย็นขาออก (°C)		28	29	28	28	28	26	23	23	24	23	24	24
T suction (°C)		0.1	0.2	0.1	0	-0.1	-0.1	-0.1	-0.2	-0.2	-0.3	-0.3	-0.4
T discharge (°C)		46	48	48	46	46	44	40	40	42	42	44	44
T receiver tank (°C)		26	26	26	26	25	25	25	25	25	25	25	26
กระแสไฟฟ้าที่ compressor (A)		90	90	55	55	55	55	55	55	55	55	55	55
Pump	PUMP 1 (Barg)	4.3	4.4	4.4	4.3	4.3	4.3	4.4	4.4	4.3	4.4	4.4	4.3
	PUMP 2 (Barg)	4.4	4.3	4.2	4.2	4.2	4.2	4.2	4.2	4.2	4.2	4.2	4.2
	PUMP 3 (Barg)	0	0	0	4.3	4.4	4.4	4.2	4.2	0	0	0	0

ตารางการตรวจสอบสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง (Ice Bank) ต่อ													
COMPRESSOR		# 2					วันที่ตรวจสอบ 03 / 02 / 63						
ค่าที่ตรวจสอบ		เวลา (นาฬิกา)											
		3:30	4:30	5:30	6:30	7:30	8:30	9:30	10:30	11:30	12:30	13:30	14:30
อุณหภูมิน้ำขาเข้า (°C)		4.1	4.2	4.3	4.4	4.5	4.6	4.5	4.6	4.5	4.6	5	5.1
อุณหภูมิน้ำขาออก (°C)		1.5	1.9	1.8	1.9	1.9	1.6	1.8	1.8	1.8	1.7	1.8	2
อุณหภูมิ Ice Bank (c°)		0	0.1	0.9	1	1.6	1.5	1.6	1.7	1	1.2	1.9	2
High pressure compressor (Barg)		9.5	9	9	9	9	9.5	9.5	9.5	9.5	9.2	9.2	9.2
Low pressure compressor (Barg)		2.4	2.1	2	2.2	2	2	2	2	2	1.8	1.8	1.8
อุณหภูมิสารทำความเย็นขาเข้า (°C)		-5	-5	-5	-5	-4	-4	-5	-5	-4	-4	-6	-6
อุณหภูมิสารทำความเย็นขาออก (°C)		27	27	27	26	26	26	26	27	27	28	28	28
T suction (°C)		0	0	0.2	0.2	0	-0.1	-0.1	-0.2	0	0	-0.1	0
T discharge (°C)		45	45	45	45	46	46	48	48	48	48	48	48
T receiver tank (°C)		25	25	25	25	24	24	25	25	26	26	26	26
กระแสไฟฟ้าที่ compressor (A)		90	45	45	45	46	46	48	48	48	48	48	48
Pump	PUMP 1 (Barg)	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.3	4.4	4.4	4.4	4.4	4.3
	PUMP 2 (Barg)	4.3	4.3	4.2	4.2	4.2	4.3	4.3	4.3	4.3	4.4	4.4	4.4
	PUMP 3 (Barg)	4.3	4.3	4.2	4.2	4.2	4.3	4.3	4.3	4.3	4.4	4.4	4.4

























ภาคผนวก ง

ผลการคาดคะเนสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็น  
ของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง



นำค่าผลต่างของอุณหภูมิน้ำจากการตรวจวัดและเก็บข้อมูล ไปคำนวณในสมการที่ 4.1 ซึ่งเป็นความสัมพันธ์เชิงฟังก์ชันเอกซ์โพเนนเชียล โดยเงื่อนไขในการใช้สมการคือมีการเปิดทำงานของเครื่องสูบน้ำ 3 เครื่อง คอมเพรสเซอร์ 2 เครื่อง และมีกระแสไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ทั้ง 2 เครื่องรวมกันอยู่ในช่วง 120-145 แอมแปร์ เพื่อเปรียบเทียบกับสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็งจากการนิยามสมการที่ 3.2 ซึ่งแสดงผลดังตารางต่อไปนี้

ตารางที่ ง.1 ผลการคาดคะเนสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง วันที่ 31 มกราคม พ.ศ.2563


เวลา (นาฬิกา)	7:30	12:30	16:30	0:30	1:30	2:30
ผลรวมกระแสไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ (A)	130	130	130	130	130	130
ผลต่างของอุณหภูมิน้ำ (°C)	2.7	3.1	2.4	2.8	3.9	3.9
สัดส่วนพลังงานจากการนิยาม	1.46	1.84	1.37	1.62	2.15	2.36
สัดส่วนพลังงานจากความสัมพันธ์เชิงฟังก์ชัน	1.33	1.58	1.17	1.39	2.23	2.23
% ความคลาดเคลื่อน	8.75%	14.24%	14.37%	14.40%	3.61%	5.85%

ตารางที่ ง.2 ผลการคาดคะเนสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง วันที่ 1 กุมภาพันธ์ พ.ศ.2563

เวลา (นาฬิกา)	3:30	4:30	5:30	6:30	7:30	16:30	17:30	18:30	19:30	20:30	21:30	22:30
ผลรวมกระแสไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ (A)	130	130	130	130	130	130	130	130	130	130	130	130
ผลต่างของอุณหภูมิน้ำ (°C)	3.9	3.9	3.4	3.1	3.1	3	3.5	3.4	3.6	3.5	3.5	3.1
สัดส่วนพลังงานจากการนิยาม	2.34	2.23	1.81	1.73	1.66	1.54	1.78	1.68	1.86	1.91	2.19	1.87
สัดส่วนพลังงานจากความสัมพันธ์เชิงฟังก์ชัน	2.23	2.23	1.80	1.58	1.58	1.51	1.87	1.80	1.96	1.87	1.87	1.58
% ความคลาดเคลื่อน	4.94%	0.02%	0.90%	8.52%	5.15%	1.76%	5.22%	6.62%	5.36%	1.76%	14.43%	15.67%

ตารางที่ 3 ผลการคาดคะเนสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง วันที่ 3 กุมภาพันธ์ พ.ศ.2563

เวลา (นาฬิกา)	4:30	5:30	6:30	7:30	8:30	9:30	10:30
ผลรวมกระแสไฟฟ้าของ คอมเพรสเซอร์ (A)	135	135	135	136	136	138	138
ผลต่างของอุณหภูมิน้ำ (°C)	2.3	2.5	2.5	2.6	3	2.7	2.8
สัดส่วนพลังงานจากการนิยาม	1.09	1.27	1.24	1.31	1.52	1.39	1.44
สัดส่วนพลังงานจากความสัมพันธ์เชิงฟังก์ชัน	1.12	1.22	1.22	1.27	1.51	1.33	1.39
% ความคลาดเคลื่อน	2.49%	3.80%	1.94%	2.60%	0.48%	4.63%	3.33%



ภาคผนวก จ  
การคำนวณหาสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็น  
ของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง

จากข้อมูลการตรวจวัดที่โรงงาน อ. ส. ค. ภาคเหนือตอนล่าง จังหวัดสุโขทัย นำข้อมูลจากการตรวจวัดวันที่ 10 มกราคม 2563 เวลา 08:30 น. มาเป็นตัวอย่างในการคำนวณวิเคราะห์หาสัมประสิทธิ์สมรรถนะเครื่องอัดไอ และหาสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็งอย่างละเอียด ดังนี้

ตารางที่ จ.1 ข้อมูลวันที่ 10 มกราคม 2563 เวลา 08:30 น.

ค่าที่ตรวจสอบ	คอมเพรสเซอร์เครื่องที่ 1	คอมเพรสเซอร์เครื่องที่ 2
อุณหภูมิน้ำขาเข้า (°C)	6	6
อุณหภูมิน้ำขาออก (°C)	2.2	2.2
อุณหภูมิในถังสะสมพลังงาน (°C)	2	2
ความดันสูงสุด ของคอมเพรสเซอร์ (Bar <sub>g</sub> )	9.5	10
ความดันต่ำสุด ของคอมเพรสเซอร์ (Bar <sub>g</sub> )	2	1.9
อุณหภูมิสารทำความเย็นขาเข้า (°C)	-10	-11
อุณหภูมิสารทำความเย็นขาออก (°C)	27	27
อุณหภูมิที่ดูด (°C)	0.2	-0.3
อุณหภูมิที่จ่าย (°C)	45	48
อุณหภูมิดังเก็บสารทำความเย็น (°C)	25	26
กระแสไฟที่คอมเพรสเซอร์ (A)	65	95
เครื่องสูบน้ำตัวที่ 1 (Bar <sub>g</sub> )	4.3	4.3
เครื่องสูบน้ำตัวที่ 2 (Bar <sub>g</sub> )	4.4	4.4
เครื่องสูบน้ำตัวที่ 3 (Bar <sub>g</sub> )	0	0
กำลังไฟของเครื่องสูบน้ำ (kW)	8.954	

นำข้อมูลการตรวจวัดจากตารางที่ จ.1 มาคำนวณหาสัมประสิทธิ์สมรรถนะเครื่องอัดไอ และหาสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปน้ำแข็ง โดยมีขั้นตอนดังนี้

ความดันสัมบูรณ์ของคอมเพรสเซอร์ (abs) เท่ากับผลรวมของความดันของคอมเพรสเซอร์กับความดันบรรยากาศ (1 Bar)

$$\text{ความดันสูงสุดสัมบูรณ์ของคอมเพรสเซอร์เครื่องที่ 1 (abs)} \quad P_{H,Com1} = 9.5+1 = 10.5 \text{ Bar}$$

$$\text{ความดันสูงสุดสัมบูรณ์ของคอมเพรสเซอร์เครื่องที่ 2 (abs)} \quad P_{H,Com2} = 10+1 = 11 \text{ Bar}$$

$$\text{ความดันต่ำสุดสัมบูรณ์ของคอมเพรสเซอร์เครื่องที่ 1 (abs)} \quad P_{L,Com1} = 2+1 = 3 \text{ Bar}$$

$$\text{ความดันต่ำสุดสัมบูรณ์ของคอมเพรสเซอร์เครื่องที่ 2 (abs)} \quad P_{L,Com2} = 1.9+1 = 2.9 \text{ Bar}$$

อุณหภูมิความร้อนยิ่งยวด (Superheat vaper) คือ ผลต่างระหว่างอุณหภูมิที่ถ่าย และอุณหภูมิสารทำความเย็นขาออก

$$\text{คอมเพรสเซอร์เครื่องที่ 1} \quad \text{superheat}_1 = 45 - 27 = 18 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

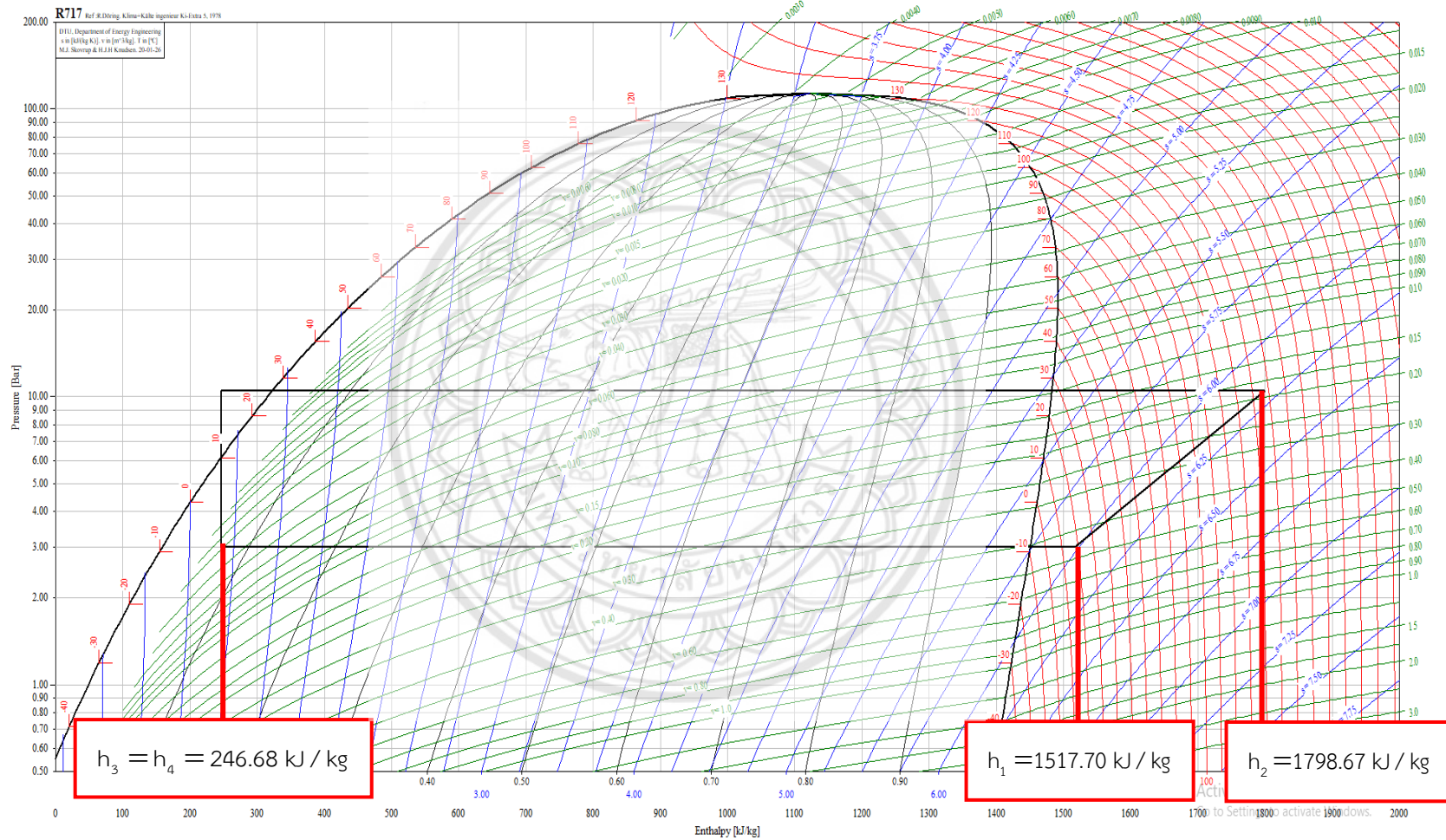
$$\text{คอมเพรสเซอร์เครื่องที่ 2} \quad \text{superheat}_2 = 48 - 27 = 21 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

อุณหภูมิของเหลวอัดตัว (Subcooled liquid) คือผลต่างระหว่างอุณหภูมิที่ดูด และอุณหภูมิสารทำความเย็นขาเข้า

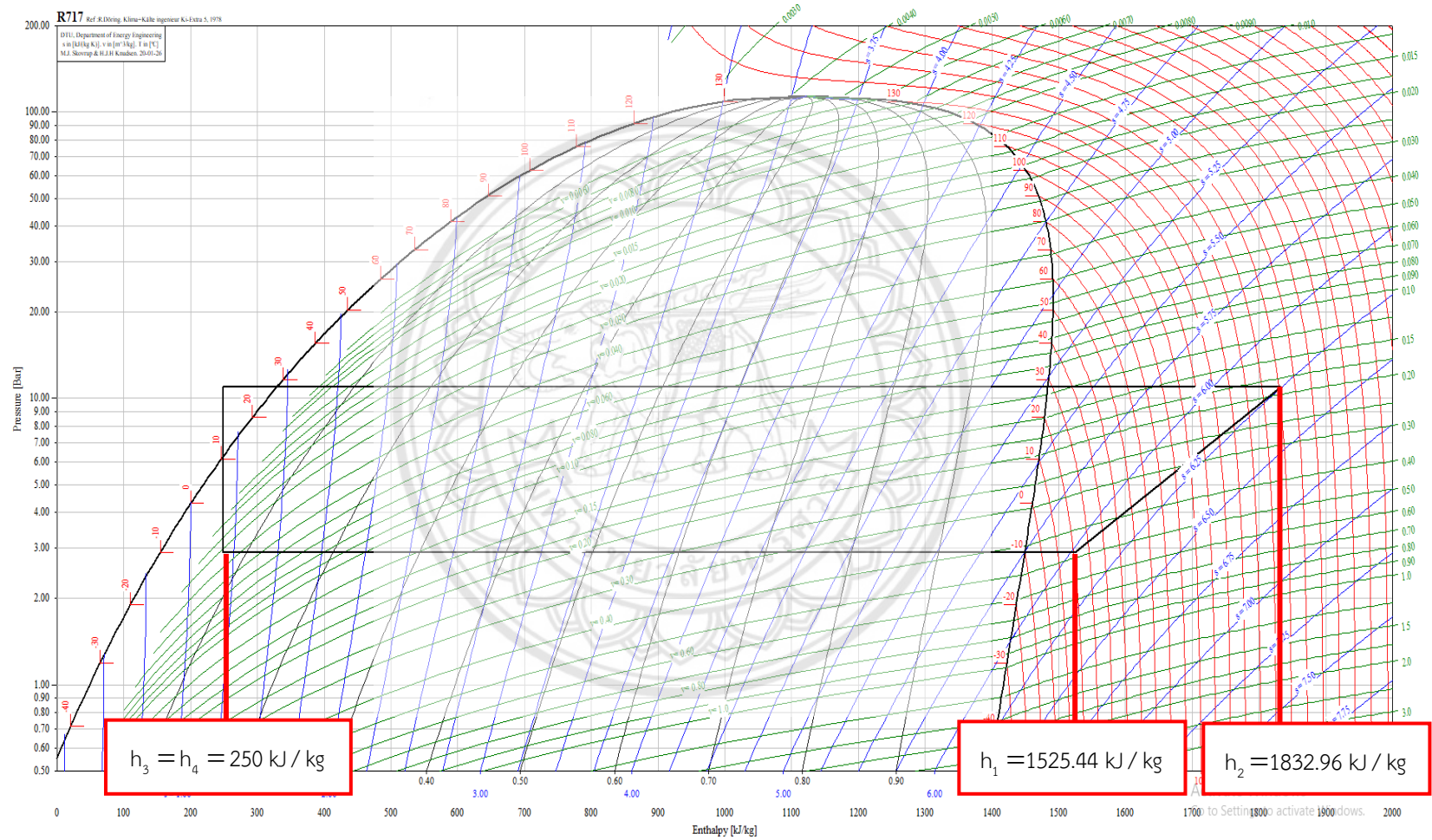
$$\text{คอมเพรสเซอร์เครื่องที่ 1} \quad \text{subcooled}_1 = 0.2 - (-10) = 10.2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{คอมเพรสเซอร์เครื่องที่ 2} \quad \text{subcooled}_2 = -0.3 - (-11) = 10.7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

จากนั้นนำตัวแปรข้างต้น ไปพล็อตบนกราฟ P-h Diagram R717 AMONIA NH3 ซึ่งแบ่งเป็นข้อมูลของคอมเพรสเซอร์เครื่องที่ 1 และคอมเพรสเซอร์เครื่องที่ 2 โดยกำหนดประสิทธิภาพไอเซนทรอปิกของคอมเพรสเซอร์เท่ากับ 0.7 (70%)



รูปที่ จ.1 P-h Diagram R717 ของคอมเพรสเซอร์เครื่องที่ 1



รูปที่ จ.2 P-h Diagram R717 ของคอมเพรสเซอร์เครื่องที่ 2

จาก P-h Diagram R717 AMONIA NH<sub>3</sub> รูปที่ จ.1 และ จ.2 ได้ผลดังตารางที่ จ.2

ตารางที่ จ.2 ผลการหาเอนทาลปีจาก P-h Diagram R717

เอนทาลปี (enthalpy) (kJ/kg)	คอมเพรสเซอร์ เครื่องที่ 1	คอมเพรสเซอร์เครื่องที่ 2
$h_1$	1517.70	1525.44
$h_2$	1798.67	1832.96
$h_3$	246.68	250
$h_4$	246.68	250

จากสมการที่ 2.2  $q_e = (h_1 - h_4)$

ที่คอมเพรสเซอร์เครื่องที่ 1  $q_e = 1517.70 - 246.68 = 1271.02 \text{ kJ / kg}$

ที่คอมเพรสเซอร์เครื่องที่ 2  $q_e = 1525.44 - 250 = 1275.44 \text{ kJ / kg}$

คำนวณสัมประสิทธิ์ที่สมรรถนะคอมเพรสเซอร์ จากสมการที่ 2.6  $COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$

ที่คอมเพรสเซอร์เครื่องที่ 1  $COP_1 = \frac{1517.70 - 246.68}{1798.67 - 1517.70} = 4.52$

ที่คอมเพรสเซอร์เครื่องที่ 2  $COP_2 = \frac{1525.44 - 250}{1832.46 - 1525.44} = 4.15$

คำนวณกำลังไฟฟ้า  $Power_{com} = \sqrt{3} \times I_{com} \times V \times \cos \theta$

ที่คอมเพรสเซอร์เครื่องที่ 1  $Power_{com,1} = \sqrt{3} \times 380 \times 65 \times 0.85 = 36,364.41 \text{ W} = 36.364 \text{ kW}$

ที่คอมเพรสเซอร์เครื่องที่ 2  $Power_{com,2} = \sqrt{3} \times 380 \times 95 \times 0.85 = 53,147.98 \text{ W} = 53.148 \text{ kW}$



คำนวณอัตราการไหลของน้ำเย็น จากสมการที่ 3.1

$$\text{Efficiency} = \frac{\text{Output}}{\text{Input}}$$

$$\eta_{\text{pump}} = \frac{\dot{m}_w P_{\text{pump}}}{\text{Power}_{\text{pump}}} \times 100$$

$$\dot{m}_{\text{water}} = \frac{\text{Power}_{\text{pump}} \times \eta_{\text{pump}}}{P_{\text{pump}} \times 100} \times 1000$$

เครื่องสูบน้ำเครื่องที่ 1  $\dot{m}_{\text{water},1} = \frac{8.954 \times 0.7}{4.3 \times 100} \times 1000 = 14.576 \text{ kg / s}$

เครื่องสูบน้ำเครื่องที่ 2  $\dot{m}_{\text{water},2} = \frac{8.954 \times 0.7}{4.4 \times 100} \times 1000 = 14.245 \text{ kg / s}$

เครื่องสูบน้ำเครื่องที่ 3  $\dot{m}_{\text{water},3} = \frac{8.954 \times 0.7}{0 \times 100} \times 1000 = 0 \text{ kg / s}$

หาอัตราการไหลของน้ำ จากผลรวมจากเครื่องสูบน้ำทั้ง 3 เครื่อง

$$\sum \dot{m}_{\text{water}} = 14.576 + 14.245 + 0 = 28.821 \text{ kg / s}$$

คำนวณอัตราการทำความเย็นของสารทำความเย็น จากสมการที่ 3.1

$$\text{Efficiency} = \frac{\text{Output}}{\text{Input}}$$

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_e}{\text{Power}}$$

$$\dot{Q}_e = \text{COP} \times \text{Power}_{\text{com}}$$

คอมเพรสเซอร์เครื่องที่ 1  $\dot{Q}_e = 4.52 \times 36.364 = 164.37 \text{ kW}$

คอมเพรสเซอร์เครื่องที่ 2  $\dot{Q}_e = 4.15 \times 53.148 = 220.56$

ผลรวมอัตราการทำความเย็นของสารทำความเย็น

$$\sum \dot{Q}_e = 164.37 + 220.56 = 384.93 \text{ kW}$$

คำนวณสัดส่วนพลังงานน้ำต่อพลังงานสารทำความเย็นของระบบสะสมพลังงานความเย็นในรูปแบบน้ำแข็ง

$$\text{สัดส่วนพลังงานของน้ำต่อพลังงานของสารทำความเย็น} = \frac{\dot{m}_{\text{water}} \times c_{p_{\text{water}}} \times \Delta T_{\text{water}}}{\sum \dot{Q}_e}$$

เมื่อ  $c_{p_{\text{water}}} = 4.18 \text{ kJ/kg K}$

$$\text{สัดส่วนพลังงานของน้ำต่อพลังงานของสารทำความเย็น} = \frac{28.821 \times 4.18 \times (6 - 2.2)}{384.93} = 1.19$$