

การวิเคราะห์สมรรถนะเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อน

PERFORMANCE ANALYSIS OF HEAT PUMP DRYER

ฉัทกร ทูริสุทธี

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร  
ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล  
คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

ปีการศึกษา 2554

ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

# การวิเคราะห์สมรรถนะเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อน

ณัทกร ทูริสุทธิ

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร  
ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

ปีการศึกษา 2554

ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

หัวข้อวิทยานิพนธ์	สายอากาศแพทช์ย่านความถี่แถบคู่ที่ป้อนด้วยสายนำสัญญาณแบบ ระนาบร่วม
ชื่อ - นามสกุล	นายสุภณ พลสิงห์
สาขาวิชา	วิศวกรรมไฟฟ้า
อาจารย์ที่ปรึกษา	ดร. ไพฑูรย์ รักเหลือ
ปีการศึกษา	2554

### บทคัดย่อ

วิทยานิพนธ์นี้นำเสนอสายอากาศแพทช์ย่านความถี่แถบคู่ที่ป้อนด้วยสายนำสัญญาณแบบระนาบร่วม ซึ่งมีข้อดี คือ มีขนาดเล็ก น้ำหนักเบา ราคาถูก และมีโครงสร้างที่ง่ายเหมาะกับการนำไปประยุกต์ใช้ในระบบการสื่อสารไร้สายยุคใหม่

สายอากาศถูกออกแบบให้ได้ความถี่แถบคู่ที่ความถี่ 2.4 GHz และ 5.2 GHz ตามมาตรฐาน IEEE 802.11 a/b/g/n โดยมีโครงสร้างของแพทช์ 2 รูปร่างคือแพทช์รูปสี่เหลี่ยมและแพทช์รูปสามเหลี่ยม ซึ่งสายอากาศถูกสร้างอยู่บนวัสดุฐานรอง FR4 ที่มีค่าคงตัวไดอิเล็กตริก 4.4 และมีความหนาของวัสดุฐานรอง 1.6 มิลลิเมตร ซึ่งจะจำลองและวิเคราะห์โดยใช้โปรแกรม IE3D โดยทฤษฎีพื้นฐานของระเบียบวิธีโมเมนต์

ผลการทดสอบสายอากาศทั้ง 2 รูปร่าง จะได้ความถี่แถบคู่ที่ 2.4 GHz และ 5.2 GHz โดยสายอากาศมีรูปแบบการแผ่พลังงานสองทิศทาง ทั้งนี้แพทช์รูปสี่เหลี่ยมจะมีแบนด์วิดท์กว้างกว่าแพทช์รูปสามเหลี่ยม

**คำสำคัญ:** สายอากาศแพทช์ ย่านความถี่แถบคู่ แพทช์รูปสี่เหลี่ยม แพทช์รูปสามเหลี่ยม

<b>Thesis Title</b>	CPW- Fed Patch Antenna for Dual Band
<b>Name - Surname</b>	Mr. Supon Posing
<b>Program</b>	Electrical Engineering
<b>Thesis Advisor</b>	Dr. Paitoon Raklua
<b>Academic Year</b>	2011

## ABSTRACT

This thesis proposes the CPW-Fed patch antenna for dual-band. An advantage of the patch antenna is small size, light weight, and simple structure which are suitable for modern wireless communication systems.

The antenna is designed for dual-band of 2.4 GHz, and 5.2 GHz with IEEE standards, namely 802.11 a, b, g, and n. Two shapes of patch antenna are introduced with rectangle, and triangle. The antennas are fabricated on FR4 substrate with dielectric constant 4.4, and thickness 1.6 mm. The simulation and analysis use software IE3D based on Method of Moment (MOM).

The measurement results of both shapes operated dual-band at 2.4 GHz and 5.2 GHz. The radiation patterns of these antennas are bi-directional. The rectangle patch shape has wider bandwidth than the triangle patch shape.

**Keywords:** patch antenna, dual-band, rectangle patch shape, triangle patch shape

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การวิเคราะห์สมรรถนะเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อน
ชื่อ-นามสกุล	นายณัทกร ทูริสุทธิ
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
อาจารย์ที่ปรึกษา	ดร.สถาพร ทองวิก
ปีการศึกษา	2554

## บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้ศึกษาวิเคราะห์สมรรถนะของเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อน โดยใช้ข้าวเปลือกเป็นวัสดุอบแห้ง ตัวแปรการศึกษาได้แก่ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของปั๊มความร้อน ( $COP_h$ ) อัตราการอบแห้ง (DR) อัตราการระเหยน้ำจำเพาะ (SMER) การสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะ (SEC) และค่าความชื้นข้าวเปลือกสุดท้าย ( $M_f$ ) โดยมีวัตถุประสงค์เพื่อ วิเคราะห์เปรียบเทียบสมรรถนะเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนระหว่างการทดลองกับการจำลองแบบทางคณิตศาสตร์ และวิเคราะห์เปรียบเทียบระหว่างการใช้สารทำความเย็น R-410A กับ R-22

งานวิจัยมี 2 ขั้นตอนคือ 1. ศึกษาเปรียบเทียบค่าตัวแปรการศึกษาของเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนใช้สารทำความเย็น R-22 ระหว่างการทดลองกับการจำลองแบบทางคณิตศาสตร์รวมถึงการวิเคราะห์หาค่าความคลาดเคลื่อนของ  $COP_h$  ขั้นตอนที่ 2. ศึกษาเปรียบเทียบค่าตัวแปรการศึกษาด้วยการจำลองแบบเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนที่ใช้สารทำความเย็นระหว่าง R-410A และ R-22 โดยกำหนดเงื่อนไขคือ ขนาดเครื่องอบแห้งเท่ากันทั้ง 2 ขั้นตอน

จากการศึกษาพบว่าค่า  $COP_h$  เปรียบเทียบระหว่างการทดลองกับการจำลองแบบ เท่ากับ 4.27 และ 4.43 ค่า DR เท่ากับ 0.24 และ 0.23 kg vapor/hr ค่า  $M_f$  เท่ากับ 15.70 และ 15.75%(d.b.) ค่า SEC เท่ากับ 5.88 และ 6.18 kWh/kg water ค่า SMER เท่ากับ 0.17 และ 0.16 kg water/kWh ตามลำดับ จากการศึกษาเปรียบเทียบระหว่างการใช้สารทำความเย็น R-410A กับ R-22 พบว่าค่า  $COP_h$  สูงกว่าร้อยละ 62 ค่า DR น้อยกว่าร้อยละ 5.5 ค่า  $M_f$  มากกว่าร้อยละ 3 ค่า SEC มากกว่าร้อยละ 5.9 และค่า SMER มากกว่าร้อยละ 11.8 จากการศึกษาสรุปได้ว่า การจำลองแบบสามารถทำนายค่าสมรรถนะเครื่องอบแห้งได้ดีใกล้เคียงกับการทดลอง โดยมีค่าความคลาดเคลื่อนของ  $COP_h$  ประมาณร้อยละ 3.6 และผลการจำลองแบบพบว่าเครื่องอบแห้งที่ใช้สารทำความเย็น R-410A ให้สมรรถนะอบแห้งที่ดีใกล้เคียงกับการใช้ R-22

**คำสำคัญ:** การอบแห้ง ปั๊มความร้อน สัมประสิทธิ์สมรรถนะปั๊มความร้อน R-410A

<b>Thesis Title</b>	Performance Analysis of Heat Pump Dryer
<b>Name-Surname</b>	Mr. Nattakorn Thurisuth
<b>Program</b>	Mechanical Engineering
<b>Thesis Advisor</b>	Dr. Sathaporn Thongwic
<b>Academic Year</b>	2011

## ABSTRACT

This research was conducted to study a performance of heat pump dryer using paddy as a test material. The compared variables were the coefficient of performance ( $COP_h$ ), the drying rate (DR), final moisture content ( $M_f$ ), specific energy consumption (SEC), specific moisture extraction rate (SMER), this aims to made drying performance comparison between experiment and modeling and aims to made drying performance comparison between using a refrigerant of R-410A and R-22.

This study consist of two parts, the first was studied a compared variables in heat pump dryer using R-22 between the experiment and the mathematical modeling, the study also was found to have error values of  $COP_h$ . The second was studied a compared variables of the heat pump dryer models between using R-410A and R-22 as refrigerant. The conditions were equivalent in the heat pump dryer system.

The study was found the  $COP_h$  comparison between the experimental and the modeling to be 4.27 and 4.43, the SMER to be 0.17 and 0.16 kg water/ kWh, the DR to be 0.24 and 0.23 kg vapor/hr, the SEC to be 5.88 and 6.18 kWh/kg water, the  $M_f$  to be 15.70 and 15.75%(d.b.) respectively. It was found  $COP_h$  comparison between using R-410A and R-22 higher than 62%, the DR less than 5.5%, the  $M_f$  higher than 3%, the SEC higher than 5.9% and the SMER higher than 11.8%. Therefore, this research can be concluded that the modeling can be used to simulate instead the experiment. It was found to have error of  $COP_h$  to be 3.6%, the simulation was found the heat pump dryer using R-410A as good drying performance and closed to using R-22.

**Keywords:** coefficient of performance of heat pump, drying, heat pump, R-410A

## กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอขอบคุณ ดร.สถาพร ทองวิก และ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ฉัตรชัย นิยมมล เป็นอย่างสูงซึ่งได้ให้ความรู้ คำปรึกษา คำแนะนำ และตลอดจนหาแนวทางแก้ปัญหาที่เกิดขึ้นในระหว่างการทำงานวิจัยมาโดยตลอด จนงานวิจัยสำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี

ขอขอบคุณ อาจารย์ เจ้าหน้าที่ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี และ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลอีสานอย่างสูง และขอขอบคุณเจ้าหน้าที่และนักศึกษาปริญญาตรีที่ช่วยเหลือในด้านข้อมูล สถานที่และการทดลอง

ขอขอบคุณ บัณฑิตวิทยาลัย คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรีที่ได้ให้ข้อมูล และคำแนะนำในการจัดทำวิทยานิพนธ์

ขอขอบคุณ ญาติ พี่ น้อง และบุคคลในครอบครัว ที่สนับสนุนและเป็นกำลังใจเสมอมา

ท้ายสุดนี้ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณ พระอาจารย์สมักร กุมภวัณโณ พระอาจารย์สวรรณทร์ เขมปญโญ พระอาจารย์ วิชัย ปโมทิตโต หลวงปู่เลิศ ถาวโร และพระคุณบิดา มารดา ที่เมตตาสนับสนุนและ เป็นกำลังใจเสมอมา ทำให้สามารถทำงานวิจัยนี้สำเร็จได้ด้วยดี

ฉัตรกร ทูริสุทธี



## สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	ก
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	ง
กิตติกรรมประกาศ.....	จ
สารบัญ.....	ฉ
สารบัญตาราง.....	ช
สารบัญภาพ.....	ฌ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ.....	ฎ
บทที่	
1 บทนำ.....	1
1.1 ความนำ.....	1
1.2 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	3
1.3 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์.....	4
1.4 สมมุติฐานของการศึกษา.....	4
1.5 ขอบเขตของการศึกษา.....	5
1.6 ขั้นตอนการศึกษา.....	5
1.7 ข้อจำกัดของการศึกษา.....	5
1.8 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	6
2 ทฤษฎีและเอกสารที่เกี่ยวข้อง.....	7
2.1 หลักการและความรู้การอบแห้ง.....	7
2.2 ทฤษฎีการอบแห้ง.....	7
2.3 เครื่องอบแห้งแบบป้อนความร้อน.....	13
2.4 ระบบป้อนความร้อน.....	15
2.5 แบบจำลองของเครื่องอบแห้งแบบป้อนความร้อน.....	20
2.6 สารทำความเย็น.....	27
2.7 สารหล่อลื่นของปั๊มอัดไอ.....	33
2.8 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	33



## สารบัญ (ต่อ)

บทที่	หน้า
3 วิธีการศึกษาและการวิจัย.....	35
3.1 บทนำ.....	35
3.2 วัสดุ อุปกรณ์และวิธีการทดลอง .....	36
3.3 วิธีการจำลองแบบเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อน .....	41
3.4 วิธีการวิเคราะห์ข้อมูล .....	49
4 ผลการศึกษาและวิเคราะห์.....	50
4.1 บทนำ.....	50
4.2 ผลการทดลองด้วยเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อน .....	50
4.3 ผลการเปรียบเทียบระหว่างการทดลองและการจำลองแบบ .....	52
4.4 สรุปผลการวิเคราะห์การทดลองและการจำลองแบบ.....	55
4.5 ผลการจำลองแบบเครื่องอบแห้งใช้ R-410A และ R-22.....	56
4.6 สรุปผลการวิเคราะห์ R-410A และ R-22 .....	63
5 สรุปผลการศึกษาวิจัยและข้อเสนอแนะ .....	64
5.1 สรุปผลการศึกษาวิจัย.....	64
5.2 ข้อเสนอแนะ .....	65
รายการอ้างอิง.....	66
ภาคผนวก.....	68
ก รูปแสดงการทดลองด้วยเครื่องอบแห้งใช้ R-22 .....	69
ข คุณสมบัติสารทำความเย็น R-410A และ R-22 .....	75
ค ตัวอย่างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อน .....	80
ง ผลงานตีพิมพ์เผยแพร่ .....	94
ประวัติผู้เขียน.....	114

## สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
2.1	มาตรฐานค่า ODP และ GWP ของสารทำความเย็น ..... 29
2.2	คุณสมบัติของสารทำความเย็นที่มีส่วนประกอบของ CFCs และอื่นๆ ..... 30
2.3	คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของสารทำความเย็น HCFC และ HFCs ..... 31
3.1	รายการอุปกรณ์ของเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนของงานวิจัย..... 36
3.2	ค่าคงที่ในแบบจำลองเครื่องอบแห้งปั๊มความร้อน ..... 42
3.3	ตัวแปรและสมการในแบบจำลองเครื่องอบแห้งปั๊มความร้อน ..... 43
3.4	สมการในแบบจำลองเครื่องอบแห้งปั๊มความร้อน ..... 44
3.5	สมการสมรรถนะในแบบจำลองเครื่องอบแห้งปั๊มความร้อน ..... 45
4.1	ผลการทดลองด้วยเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนใช้สารทำความเย็น R-22 ..... 51
4.2	เปรียบเทียบผลการวิจัยระหว่างการทดลองและการจำลองแบบ ..... 52
4.3	เปรียบเทียบผลการจำลองแบบสารทำความเย็น R-22 และ R-410A ..... 62



## สารบัญภาพ

ภาพที่	หน้า
2.1 ความสัมพันธ์ระหว่างความชื้นและอุณหภูมิของวัสดุอบแห้ง.....	8
2.2 วัฏจักรการอัดไอ .....	17
2.3 แผนภูมิความดันและเอนทาลปี ของวัฏจักรปั๊มความร้อนแบบอัดไอ .....	18
2.4 แบบจำลองการทำงานของเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อน .....	20
2.5 แบบจำลองการทำงานของห้องอบแห้ง .....	20
2.6 แบบจำลองการทำงานของเครื่องระเหย.....	23
2.7 แบบจำลองการทำงานของเครื่องควบแน่นตัวในกับพัดลม .....	25
2.8 แบบจำลองการทำงานของเครื่องควบแน่น.....	26
3.1 วงจรระบบปั๊มความร้อนของงานวิจัย.....	35
3.2 วงจรการทำงานเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อน .....	36
3.3 ขั้นตอนการทดลอง .....	40
3.4 ขั้นตอนการศึกษาเปรียบเทียบระหว่าง R-410A และ R-22.....	46
3.5 วิธีการจำลองแบบเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อน.....	47
3.6 ความสัมพันธ์ระหว่างแบบจำลองและสมการคำนวณ .....	48
4.1 ค่า COP <sub>h</sub> ระหว่างการทดลองกับการจำลองแบบ.....	53
4.2 ความชื้นขาวเปลือกสุดท้ายระหว่างการทดลองกับการจำลองแบบ .....	53
4.3 อุณหภูมิอบแห้งระหว่างการทดลองกับการจำลองแบบ.....	54
4.4 อัตราการอบแห้งระหว่างการทดลองกับการจำลองแบบ .....	55
4.5 ค่าความชื้นขาวเปลือกสุดท้ายระหว่าง R-22 และ R-410A .....	56
4.6 อุณหภูมิสารทำความเย็นก่อนปั๊มอัดไอรหว่าง R-22 และ R-410A.....	57
4.7 อุณหภูมิสารทำความเย็นหลังปั๊มอัดไอรหว่าง R-22 และ R-410A .....	57
4.8 แรงดันสารทำความเย็นก่อนปั๊มอัดไอรหว่าง R-22 และ R-410A.....	58
4.9 ค่าเอนทาลปีสารทำความเย็นก่อนเข้าปั๊มอัดไอรหว่าง R-22 และ R-410A .....	58
4.10 ค่าเอนทาลปีสารทำความเย็นออกจากปั๊มอัดไอรหว่าง R-22 และ R-410A.....	58
4.11 พลังงานความร้อนในอากาศอบแห้งของระหว่าง R-22 และ R-410A.....	59
4.12 อัตราการอบแห้งระหว่าง R-22 และ R-410A .....	59
4.13 อัตราการระเหยน้ำจำเพาะระหว่าง R-22 และ R-410A .....	60

## สารบัญญภาพ (ต่อ)

ภาพที่	หน้า
4.14 อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะระหว่าง R-22 และ R-410A .....	60
4.15 ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะปั๊มความร้อนระหว่าง R-22 และ R-410A .....	61



## คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

### 1 สัญลักษณ์หลัก

A	พื้นที่หน้าตัดของการถ่ายเทความร้อน ( $m^2$ )
C	ความร้อนจำเพาะ ( $kJ/kg \text{ } ^\circ C$ )
$C_p$	ความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ ( $kJ/kg \text{ } ^\circ C$ )
$C_v$	ความร้อนจำเพาะที่ปริมาตรคงที่ ( $kJ/kg \text{ } ^\circ C$ )
D	เครื่องอบแห้ง
d	ค่าความแตกต่างหรือส่วนย่อย
h	เอนทาลปีจำเพาะ ( $kJ/kg$ )
m	อัตราไหลเชิงมวล ( $kg/h$ )
M	ความชื้น (% (d.b.))
kr	ดัชนีโพลีโทรปิกสารทำความเย็น
P	ความดัน (Pa)
Q	พลังงานความร้อน ( $kJ/kg, kW$ )
R	อัตราส่วนของมวลแห้งผลิตภัณฑ์ต่อมวลอากาศแห้ง ( $kg \text{ product}/kg \text{ dry air}$ )
t	เวลา (hr, s)
T	อุณหภูมิ ( $^\circ C$ )
U	พลังงานภายใน ( $kJ/kg$ )
V	ความเร็ว ( $m/s$ )
v	ปริมาตรจำเพาะ ( $m^3/kg$ )
W	กำลังงาน ( $kJ/kg \text{ refrigerant}, kW$ )
w	อัตราส่วนความชื้น ( $kg \text{ water}/kg \text{ dry air}$ )

### 2. สัญลักษณ์กำกับต่าง

a	อากาศหรือระบบอากาศ
abs	สมบูรณ์
c	เครื่องควบแน่น

## คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

com	บีมอัดไอ
con	จุดอิมตัวของไอน้ำ
D, d	เครื่องอบแห้ง
db	กระเปาะแห้ง
E, e	เครื่องระเหย
ext	ภายนอก/ตัวนอก
f	หลังอบแห้ง
fg	ความร้อนแฝงการกลายเป็นไอ
h	บีมความร้อน
i	ทางเข้าหรือเริ่มต้น
Int	ภายใน/ตัวใน
o	ทางออก หรือ ด้านออก
out	ภายนอก หรือ ตัวนอก
p	วัสดุอบแห้ง
r	ระบบสารทำความเย็น
v	ไอ
w	น้ำ
wb	กระเปาะเปียก

### 3. สัญลักษณ์ภาษากรีก

$\rho$	ความหนาแน่น
$\eta_f$	ประสิทธิภาพของพัดลม (เศษส่วน)
D	ความแตกต่างหรือค่าแตกต่าง

### 4. ความหมายคำย่อและหน่วยวัด

BF	ค่าตัวประกอบอากาศที่ไม่สัมผัสต่อ
----	----------------------------------

## คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

BP	อัตราส่วนข้ามเครื่องระเหย
COP	สัมประสิทธิ์สมรรถนะปั๊มความร้อน
DR	อัตราการอบแห้ง (kg vapor/hr)
%(d.b.)	เปอร์เซ็นต์มาตรฐานแห้ง
E	เครื่องระเหย
hr	ชั่วโมง
HPD	เครื่องอบแห้งปั๊มความร้อน
m	มวล (kg)
MER	ปริมาณน้ำที่เครื่องทำระเหย (kg water /hr)
PD	ปริมาตรจำเพาะปั๊มอัดไอ (m <sup>3</sup> /hr)
PR	อัตราส่วนความดัน
RH	ความชื้นสัมพัทธ์ (เศษส่วน)
SMER	อัตราการระเหยน้ำจำเพาะ (kg water/ kWh)
SEC	ความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะ (kWh/kg water)

# บทที่ 1

## บทนำ

### 1.1 ความนำ

สภาวะโลกร้อนทำให้เกิดวิกฤตการณ์ต่อโลกมนุษย์และความเป็นอยู่ของมนุษย์ เนื่องจากสภาพอากาศที่เปลี่ยนแปลงทำให้เกิดภัยพิบัติทางธรรมชาติ แห้งแล้ง ฝนตกน้อยลง ฝนตกไม่ถูกต้องตามฤดูกาล น้ำท่วม ไฟป่า ความอดอยาก และการแปรเปลี่ยนพืชพันธุ์ธัญญาหาร ทั่วโลกกำลังตระหนักถึงปัญหาดังกล่าวด้วยการลดการเผาไหม้เชื้อเพลิงและลดการใช้สารเคมีต่างๆที่มีผลกระทบต่อโอโซนของชั้นบรรยากาศ ซึ่งเป็นปัญหาหลักที่ทำให้เกิดภาวะโลกร้อน สารทำความเย็นเป็นสารเคมีที่มีการวิจัยพบว่าเป็นส่วนหนึ่งที่ก่อให้เกิดการทำลายโอโซนในชั้นบรรยากาศ ที่ป้องกันพลังงานแสงอาทิตย์และพลังงานความร้อนผ่านมายังโลกมนุษย์ ให้น้อยลงเมื่อโอโซนชั้นบรรยากาศถูกทำลายทำให้โลกได้รับแสงอาทิตย์และความร้อนจากดวงอาทิตย์มากเกินไปทำให้เกิดภาวะโลกร้อน ซึ่งมีผลทำให้ต้องมีการทำข้อตกลงการใช้สารทำความเย็นที่มีส่วนประกอบ CFC<sub>s</sub> ตามพิธีสารมอนทรีออล โดยมีข้อตกลงให้ใช้น้อยลง เลิกการผลิตในปี ค.ศ. 1995 สำหรับประเทศพัฒนาแล้วให้เลิกใช้ภายในปี ค.ศ. 2030 ประเทศกำลังพัฒนาให้เลิกใช้ภายในปี ค.ศ. 2040 [1] ประเทศไทยมีปริมาณเชื้อเพลิงธรรมชาติจำนวนจำกัดอาจหมดไปในเวลาอันใกล้นี้หากคนไทยยังใช้เชื้อเพลิงเพื่อตอบสนองต่อการผลิตสินค้า โดยเฉพาะด้านการเกษตรมีการใช้พลังงานในปริมาณมากเช่นเดียวกับอุตสาหกรรมอื่นๆ และปัญหาสิ่งแวดล้อมจากมลพิษก็เกิดขึ้นมากเช่นเดียวกันเป็นเวลาหลายปีที่ผ่านมามีการศึกษาวิจัย การใช้ระบบปั๊มความร้อน กับเครื่องอบแห้งปั๊มความร้อน (Heat pump dryer) [2-5] ด้วยการใช้อบแห้งวัสดุ พืชผลทางการเกษตร เช่น อบกล้วยน้ำว้า ลำไย ถั่วเหลือง ถั่วเขียว ข้าวเปลือก ใบยาสูบ พริก หอม กระเทียม มะขาม ผลจากการวิจัยให้ผลคุ้มค่ากับการลงทุน [6,7] ลดการใช้พลังงาน ไม่ทำลายสิ่งแวดล้อม และโดยเฉพาะ ไม่ทำให้คุณค่าของวัสดุ พืชผลการเกษตรเสียหายเมื่อเทียบกับขดลวดไฟฟ้า เพราะใช้อุณหภูมิต่ำ แต่อาศัยหลักการดึงความชื้นออกจากวัสดุ และ พืชผลทางการเกษตรที่ใช้อบแห้ง ด้วยการส่งถ่ายความชื้นไปควบแน่นที่เครื่องระเหยของปั๊มความร้อน จึงทำให้ระยะเวลาอบแห้งรวดเร็ว ใช้พื้นที่น้อย เมื่อเทียบกับการตากแดด ไม่มีไอระเหย และของเสียออกสู่สิ่งแวดล้อม เมื่อเปรียบเทียบกับการเผาไหม้เชื้อเพลิงจาก ก๊าซ และน้ำมัน ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบสมรรถนะของระบบปั๊มความร้อนกับระบบที่ใช้ไฟฟ้าและเชื้อเพลิงแล้วมีสมรรถนะสูงมาก [8,9]



ระบบปั๊มความร้อน (Heat pump) เป็นระบบที่กำลังได้รับความนิยม เนื่องจากมีสมรรถนะสูงเนื่องจากใช้พลังงานได้คุ้มค่า ในการนำมาใช้เพื่อการดำรงชีวิตของมนุษย์ในปัจจุบัน คือ ใช้ทำน้ำร้อน หรือ ลมร้อนเพื่อใช้ในครัวเรือนและอุตสาหกรรม ทั้งนี้ก็เพราะว่าเป็นระบบที่มีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) สูงมาก คือ มีค่าอยู่ระหว่าง 3-5 [9, 10] หรือกล่าวได้ว่า ให้งานเพิ่มจากพลังงานที่ป้อนเข้าระบบ 3 ถึง 5 เท่า ก็เพราะว่าระบบไม่มีการทิ้งพลังงานความร้อนออกสู่ภายนอกและนำพลังงานหลังการใช้งานกลับเข้าสู่ระบบปั๊มความร้อนตลอดเวลาการทำงาน ปัจจุบันเครื่องอบแห้งเป็นที่รู้จักกันอย่างแพร่หลาย และได้มีการพัฒนาเทคโนโลยีเครื่องอบแห้งมาใช้กัน เช่น การใช้ปั๊มความร้อนในเครื่องอบแห้ง เครื่องอบแห้งจากพลังงานแสงอาทิตย์ [11] เครื่องอบแห้งจากเชื้อเพลิง เช่น ก๊าซ น้ำมัน ไฟฟ้า หรือเศษวัสดุทางการเกษตร เป็นต้น เนื่องจากการอบแห้งเป็นกรรมวิธีการลดความชื้นของวัสดุที่ใช้พลังงานสูง ดังนั้นการใช้เครื่องอบแห้งที่มีประสิทธิภาพสูงจะช่วยลดต้นทุนด้านการใช้พลังงานลงได้ [12] แต่เมื่อใช้อุณหภูมิของการอบแห้งสูงๆ จะทำให้คุณภาพของผลผลิตเสียไป การใช้เครื่องอบแห้งปั๊มความร้อนซึ่งอบแห้งด้วยอุณหภูมิต่ำ เพื่อรักษาคุณภาพของผลผลิต ให้เป็นไปตามที่ต้องการของผู้บริโภคจะใช้เวลาก่อนข้างรวดเร็ว โดยการลดความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ใช้ออบแห้ง [13] โดยผ่านเข้าเครื่องระเหยเพื่อกลั่นและดึงน้ำจากความชื้นออกมา จากนั้นลมที่ออกไปจะผ่านเข้าเครื่องควบแน่นอีกครั้งเพื่อรับความร้อนส่งผลให้ความชื้นลดลงยิ่งขึ้นเมื่อผ่านเข้าห้องอบจึงทำให้สามารถดึงความชื้นออกจากข้าวเปลือกที่มีความชื้นสูงกว่าหมุนเวียนจนกว่าจะได้ความชื้นตามที่ต้องการ ดังนั้นการอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนจึงมีความน่าสนใจในการนำมาใช้เพื่อการอบแห้งทดแทนการอบแห้งจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงชีวมวลและเชื้อเพลิงธรรมชาติเช่น ก๊าซ น้ำมัน และถ่านหิน ซึ่งจะช่วยลดและป้องกันปัญหาจากสภาวะโลกร้อน [12-14]

ในแต่ละปีมีผลผลิตที่ได้จากการปลูกข้าวเป็นจำนวนมาก ซึ่งเป็นผลผลิตที่สามารถทำรายได้ให้กับเกษตรกร และเป็นสินค้าส่งออกที่สำคัญของประเทศ แต่เนื่องจากผลผลิตที่ได้นั้นภายหลังจากการเก็บเกี่ยวแล้วมีความชื้นสูงทำให้เกิดเชื้อรา จึงมีความจำเป็นอย่างยั้งที่ต้องมีการเก็บรักษาด้วยวิธีที่เหมาะสม [15] เพื่อที่จะใช้ประโยชน์จากผลผลิตให้คุ้มค่าที่สุด ทั้งทางด้านการบริโภคและการส่งออกสินค้าเกษตรกรรม การทำแห้งก็เป็นวิธีการหนึ่งที่สามารถลดการสูญเสียคุณภาพของผลผลิตได้ การทำแห้งผลผลิตทางการเกษตรนั้นสามารถทำได้หลายวิธี เช่น การอบ การตาก โดยใช้แสงอาทิตย์ ซึ่งต้องใช้ระยะเวลาค่อนข้างมาก ใช้พื้นที่ในการตากแห้งมากและยังมีปัญหาด้านคุณภาพของผลผลิตเนื่องจากมีฝุ่นละออง เชื้อโรค สิ่งสกปรกและแมลง ดังนั้นการทำให้แห้งโดยการใช้เครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนก็เป็นอีกวิธี ซึ่งสามารถอบแห้งได้อย่างรวดเร็ว ได้วัสดุอบแห้งปริมาณมาก และไม่ทำให้คุณภาพวัสดุเสียหายจากความร้อนเพราะใช้อุณหภูมิอบแห้งต่ำ [16, 17]

## 1.2 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

สารทำความเย็น R-410A ชื่อทางเคมีคือ  $\text{CH}_2\text{F}_2 / \text{CHF}_2\text{CF}_3$  (50/50% โดยน้ำหนัก) เป็นสารทำความเย็นที่ถูกผลิตขึ้นมาใช้แทนสารทำความเย็น R-22 ซึ่งในอนาคตอันใกล้จะเป็นสารทำความเย็นที่ถูกนำมาใช้มากขึ้น เพราะไม่มีสารทำลายชั้น โอโซน เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม จึงเป็นสารทำความเย็นที่ได้รับความสนใจและมีการศึกษาวิจัยเป็นอย่างมากและการนำมาวิจัยกับเครื่องอบแห้งปั๊มความร้อน เป็นวิธีการทดลองวิจัยสารทำความเย็นตัวใหม่ที่ได้มีการนำมาให้แทน R-22 ซึ่งจากการวิจัยที่ผ่านมาพบว่าสารทำความเย็น R-22 เป็นสารทำความเย็นที่ให้สมรรถนะสูงที่สุดในระบบปั๊มความร้อน [5] การนำสารทำความเย็น R-410A มาเพื่อวิจัยก็เพื่อการศึกษาวิเคราะห์สมรรถนะของปั๊มความร้อนในระบบอบแห้งเพื่อเป็นแนวทางและเป็นข้อมูลสำหรับการนำมาใช้ทดแทน R-22 ในอนาคต และส่งเสริมการยกเลิกการใช้สารทำความเย็น R-22 ถ้ามีข้อมูลสนับสนุนการวิจัยในอนาคต และให้ข้อมูลด้านสมรรถนะเครื่องอบแห้งในระดับที่น่าพอใจแก่ผู้ประกอบการอุตสาหกรรม และเกษตรกรได้หันมาใช้การอบแห้งที่ไม่ทำลายสิ่งแวดล้อมและป้องกันภาวะโลกร้อน โดยเลือกใช้ระบบอบแห้งแบบปั๊มความร้อนที่สารทำความเย็นที่ไม่มีสาร CFC ปัจจุบันแหล่งพลังงานหลักที่มนุษย์นำมาใช้เพื่อการดำรงชีพและเพื่อการอุตสาหกรรมล้วนได้มาจากซากดึกดำบรรพ์ (Fossil) ซึ่งต้องใช้เวลานาน ๆ ปี ในการแปรสภาพมาเป็นแหล่งเชื้อเพลิงธรรมชาติและเป็นแหล่งพลังงานหลักของมนุษย์ในปัจจุบัน ซึ่งจะต้องหมดไปในเวลาไม่นานในอนาคตข้างหน้า ดังนั้น มนุษย์กำลังตระหนักถึงการอนุรักษ์แหล่งพลังงานดังกล่าว หรือแม้แต่การหาแหล่งพลังงานอื่น เช่น จากพลังงานลม แสงอาทิตย์ คลื่นน้ำทะเล พลังน้ำและอื่น ๆ แต่พลังงานจากแหล่งนี้ก็ยังมีข้อจำกัดในการนำมาใช้ ทั้งการลงทุนสูง ระยะเวลาคืนทุนนาน และไม่ได้รับความนิยมมากนัก เมื่อเป็นเช่นนี้ การที่จะช่วยไม่ให้แหล่งพลังงานที่กล่าวมาข้างต้นไม่หมดเร็วเกินไป ก็คือการลดการใช้ การใช้อย่างประหยัด หรือใช้พลังงานให้คุ้มค่า จากการศึกษาและวิจัยที่ผ่านมา พบว่า เครื่องอบแห้งปั๊มความร้อน จัดว่าเป็นเครื่องอบแห้งที่มีประสิทธิภาพสูง ในด้านการใช้พลังงานและด้านเศรษฐศาสตร์[18] เมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องอบแห้งโดยทั่วไป เนื่องจากสามารถนำความร้อนทั้งจากระบบการอบแห้งกลับมาใช้งานได้ทั้งหมด และยังสามารถส่งผลให้ อุณหภูมิของสภาวะแวดล้อมไม่สูงขึ้นซึ่งที่ผ่านมานั้นมีองค์กรและหน่วยงานต่างๆ ให้ความสนใจ และทำการศึกษาค้นคว้า วิจัย และพัฒนาการอบแห้งด้วยวิธีการต่างๆ ซึ่งการอบแห้งด้วยเครื่องอบแห้งปั๊มความร้อนเป็นวิธีหนึ่งที่มีการวิจัยอย่างมาก [5]

จากการศึกษาเปรียบเทียบการใช้พลังงานเพื่อการอบแห้งระหว่างการอบแห้งโดยใช้ปั๊มความร้อนกับการอบแห้งโดยใช้ขดลวดความร้อน เมื่อกำหนดให้ระบบทั้งสองทำงานที่สภาวะเดียวกัน โดยมีวัตถุประสงค์เพื่อ ศึกษาวิธีการการอบแห้งแบบใดเป็นทางเลือกที่ดีกว่าเมื่อทำงานในสภาวะเดียวกัน ซึ่งผลการวิเคราะห์การอบแห้งทั้งสองแบบนี้ได้ถูกแสดงอยู่ในรูป มวลของน้ำที่ระเหยต่อหน่วยของพลังงานที่ใช้ในการอบแห้ง (Specific Moisture Extraction หรือ SMER) และผลของการวิเคราะห์ได้ชี้ให้เห็นว่าการอบแห้งโดยใช้ปั๊มความร้อนใช้พลังงานน้อยกว่าการอบแห้งแบบใช้ขดลวดความร้อน [2] จากการจำลองแบบทางคณิตศาสตร์ของปั๊มความร้อนเพื่อที่จะทำนายสมรรถนะโดยรวมของระบบหนึ่ง ๆ โดยใช้สมการพื้นฐานของแต่ละอุปกรณ์ในวัฏจักรปั๊มความร้อน ซึ่งประกอบไปด้วยปั๊มอัดไอ (Compressor) เครื่องควบแน่น (Condenser) และเครื่องระเหย (Evaporator) ซึ่งมีสภาวะการทำงานของปั๊มความร้อน เช่น ความเร็วรอบของปั๊มอัดไอ อุณหภูมิของแหล่งรับความร้อนและแหล่งจ่ายความร้อน อัตราการไหลสารทำความเย็นที่มารับความร้อนและให้ความร้อน ผลของการจำลองแบบสามารถทำนายผลเป็นที่น่าพึงพอใจ [8] จากเหตุผลดังกล่าวข้างต้น งานวิจัยนี้ ได้ทำการศึกษาวิจัยโดยนำปั๊มความร้อน มาใช้เพื่อการอบแห้ง ด้วยการสร้างเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนขึ้นมา เพื่อศึกษาเปรียบเทียบสมรรถนะของเครื่องอบแห้งกับการจำลองแบบทางคณิตศาสตร์ รวมถึงการวิเคราะห์ด้านสมรรถนะของเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนที่ใช้สารทำความเย็นต่างชนิดกัน เพื่อแสดงให้เห็นว่าสารทำความเย็นอะไรเป็นทางเลือกที่ดีกว่าและมีความแตกต่างอย่างไรเมื่อนำมาใช้กับการอบแห้ง จึงได้มีงานวิจัยนี้

### 1.3 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์

1.3.1 เพื่อวิเคราะห์เปรียบเทียบสมรรถนะเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนระหว่างการทดลองกับการจำลองแบบทางคณิตศาสตร์

1.3.2 เพื่อวิเคราะห์เปรียบเทียบสมรรถนะเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนที่ใช้สารทำความเย็นระหว่าง R-410A กับ R-22

### 1.4 สมมุติฐานของการศึกษา

1.4.1 การไหลของอากาศร้อนในเครื่องอบแห้งเป็นแบบราบเรียบ (Steady Flow)

1.4.2 สภาวะอากาศภายนอก (Ambient) สมบูรณ์ตลอดการทดลอง

1.4.3 ปั๊มอัดไอทำงานด้วยวัฏจักรอะเดียแบติก (Adiabatic)

1.4.4 ไม่มีการสูญเสียพลังงานออกนอกระบบ

## 1.5 ขอบเขตของการศึกษา

1.5.1 ศึกษาด้วยเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนระบบปิด ขนาด  $8 \text{ m}^3$  กำลังปั๊มอัดไอ 1.15 kW

1.5.2 สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อน 2 แบบจำลอง คือแบบจำลองใช้กับ R-22 และแบบจำลองใช้กับ R-410A

1.5.3 เปรียบเทียบ หาค่าคลาดเคลื่อนของ สมรรถนะปั๊มความร้อน และประสิทธิภาพการอบแห้งระหว่างการทดลองกับการจำลองแบบทางคณิตศาสตร์

1.5.4 ตัวแปรในการศึกษา คือ สมรรถนะปั๊มความร้อน ( $COP_p$ ) อัตราการระเหยน้ำจำเพาะ (SMER) อัตราการอบแห้ง (DR) อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะ (SEC) ความชื้นวัสดุอบแห้ง ( $M_p$ )

## 1.6 ขั้นตอนการศึกษา

1.6.1 รวบรวมและศึกษาข้อมูลงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อน

1.6.2 จัดเตรียมเครื่องอบแห้งปั๊มความร้อนและวัสดุอบแห้ง

1.6.3 ทำการศึกษาทดลองเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนที่ใช้สารทำความเย็น R-22

1.6.4 บันทึกผลการทดลองและข้อมูล เป็นเวลา 10 hr

1.6.5 จัดทำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อน

1.6.6 จำลองแบบและบันทึกผลสมรรถนะเครื่องอบแห้งที่ใช้ R-22 เป็นเวลา 10 hr

1.6.7 วิเคราะห์ผลเปรียบเทียบเพื่อหาความคลาดเคลื่อนของสัมประสิทธิ์สมรรถนะและอัตราการอบแห้งระหว่างการทดลองและการจำลองแบบทางคณิตศาสตร์

1.6.8 พัฒนาแบบจำลองให้เหมาะสมและคลาดเคลื่อนน้อยที่สุด

1.6.9 นำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องอบแห้งปั๊มความร้อนจำลองกับ R-410 และ R-22 จนความชื้นข้าวเปลือกลดลงเหลือน้อยกว่า 14 % (d.b.)

1.6.10 วิเคราะห์ผลและเปรียบเทียบสมรรถนะเครื่องอบแห้ง

1.6.11 สรุปผลการศึกษาวิจัย

## 1.7 ข้อจำกัดของการศึกษา

1.7.1 ต้องกำหนดคุณสมบัติการอบแห้งเริ่มต้นในแบบจำลอง

1.7.2 ใช้ข้อมูลหุ้มนอบแห้งสูงสุดที่ปั๊มอัดไอทำงานตลอดการทดลอง

1.7.3 ไม่จำกัดอุณหภูมิที่เครื่องควบแน่นตัวใน

## 1.8 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.8.1 ได้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับวิเคราะห์สารทำความเย็นอื่นๆ และใช้ในการประเมินและวิเคราะห์การอบแห้งกับวัสดุอื่นๆ ได้อย่างเหมาะสม

1.8.2 ได้ผลการเปรียบเทียบสมรรถนะเครื่องอบแห้งปั๊มความร้อนที่ทำงานโดยใช้สารทำความเย็น R-22 จากการทดลองและการจำลองแบบทางคณิตศาสตร์

1.8.3 ได้ผลวิเคราะห์สภาวะของเครื่องอบแห้งปั๊มความร้อนใช้สารทำความเย็น R-410A เพื่อใช้แทน R-22 ในอนาคต

1.8.4 ได้ผลการเปรียบเทียบสมรรถนะของปั๊มความร้อนใช้สารทำความเย็น R-410A เปรียบเทียบกับระบบปั๊มความร้อนที่ใช้สารทำความเย็น R-22

1.8.5 ผู้วิจัยและผู้เกี่ยวข้องได้พัฒนาและเพิ่มขีดความสามารถด้านการมีทักษะการวิจัยมากขึ้น

1.8.6 ส่งเสริมการอนุรักษ์พลังงานเพื่อการมีเชื้อเพลิงใช้ยาวนานขึ้นและรักษาสິงแวดล้อม



## บทที่ 2

### ทฤษฎีและเอกสารที่เกี่ยวข้อง

#### 2.1 หลักการและความรู้การอบแห้ง

การอบแห้งเป็นกระบวนการที่มีการถ่ายเทความร้อนและมวลเกิดขึ้นพร้อมกันซึ่งอยู่ในรูปของความชื้น การถ่ายเทความร้อนจากอากาศร้อนไปที่วัสดุที่ต้องการอบแห้งเพื่อทำการระเหยน้ำที่อยู่ผิวด้านนอกจนกลายเป็นไอน้ำ ออกมารวมกับบรรยากาศ เป็นความชื้น เมื่อวัสดุมีอุณหภูมิสูงขึ้น ก็จะถ่ายเทความร้อนไปสู่ น้ำที่มีอยู่ในวัสดุ จากคุณสมบัติของน้ำเมื่อร้อนขึ้นจะมีสภาวะการกลายเป็นไอ ระเหยออกจากวัสดุ ทำให้เกิดกระบวนการอบแห้งขึ้น [1]

การอบแห้งข้าวเปลือกและพืชผลการเกษตร เป็นการเก็บรักษาพืชผลการเกษตรให้ยาวนาน โดยการลดปริมาณความชื้นให้อยู่ในช่วงที่เหมาะสม ที่จะรักษาทั้งในด้านกายภาพ และคุณภาพของผลิตภัณฑ์ให้นานมากที่สุดและคุณภาพยังคงอยู่ได้ไม่เปลี่ยนแปลง ดังนั้นจึงควรที่จะต้องศึกษาทฤษฎีการอบแห้ง ทั้งในด้าน ความชื้น อุณหภูมิ และกระบวนการอบแห้ง [5]

#### 2.2 ทฤษฎีการอบแห้ง [19,20]

##### 2.2.1 กระบวนการอบแห้ง

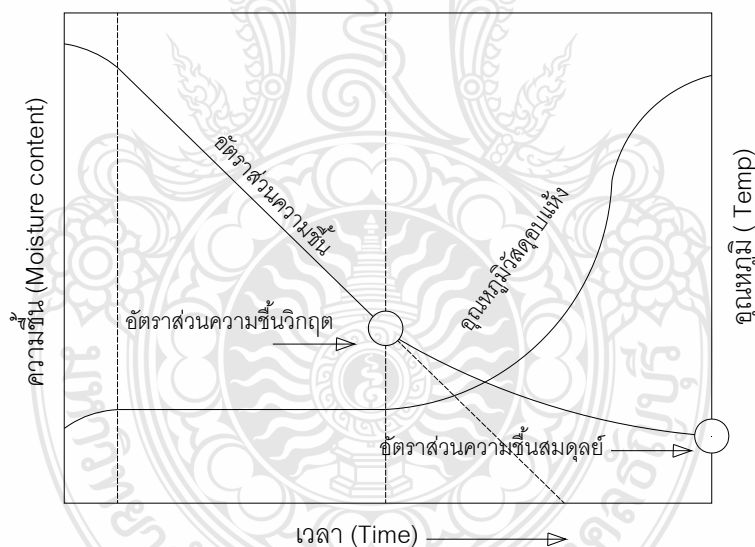
กระบวนการอบแห้ง คือกระบวนการลดความชื้นซึ่งจะมีการถ่ายเทความร้อนและการถ่ายเทมวลสารเกิดขึ้นพร้อมๆกัน ความร้อนที่ทำให้ น้ำระเหยออกจากวัสดุส่วนมากแล้วได้รับความร้อนมาจากความร้อนสัมผัสของอากาศ และการถ่ายเทความร้อนจะมีทั้งการนำความร้อน การพาความร้อนและการแผ่รังสี แต่โดยทั่วไปแล้วมักจะเป็นการถ่ายเทความร้อน ด้วยการพาความร้อนเป็นหลัก ซึ่งในการอบแห้งโดยทั่วไปมักใช้ความร้อนในการอบแห้ง ความร้อนจะถ่ายเทอากาศร้อนไปยังวัสดุซึ่งความร้อนส่วนใหญ่จะถูกนำไปใช้ในการระเหยของน้ำ โดยของเหลวที่อยู่ภายในวัสดุจะเคลื่อนที่ออกมายังผิววัสดุโดยการไหลย้อนขึ้น (Capillary Flow) ซึ่งเป็นผลมาจากแรงตึงผิว (Surface Force) ส่วนการแพร่กระจายไอน้ำในวัสดุ (Vapor Diffusion) จะเกิดขึ้นเนื่องจากความแตกต่างของความชื้นในวัสดุ (Moisture Content) และความดันไอ (Vapor Pressure) ที่ความแตกต่างระหว่างไอน้ำในวัสดุกับความชื้น ถ้าผิวของวัสดุมีน้ำอยู่จำนวนมาก การลดลงของความเข้มข้นของไอน้ำที่ผิวก็จะคงที่ส่งผลให้การอบแห้งคงที่ด้วยและเมื่อปริมาณน้ำที่ผิวของวัสดุลดลงมากอุณหภูมิและความเข้มข้นของไอน้ำที่ผิวยอมเปลี่ยนไป กล่าวคืออุณหภูมิของวัสดุเพิ่มขึ้นทำให้ความเข้มข้นของไอน้ำในวัสดุลดลงส่งผลให้ อัตราการอบแห้งลดลงความชื้นที่อยู่ระหว่าง อัตราการอบแห้งคงที่และ อัตราการ

อบแห้งลดลงเรียกว่าความชื้นวิกฤต และอัตราการอบแห้งจะลดลงตลอดระยะเวลาการอบแห้ง จนกระทั่งความชื้นในของของเหลวในวัสดุมีค่าไม่แตกต่างกับความชื้นในอากาศแวดล้อมในการอบแห้ง ความชื้นที่จุดสุดท้ายเรียกว่า ความชื้นสมดุล (Equilibrium Moisture Content :  $M_{eq}$ ) เป็นจุดที่ไม่มีการถ่ายเทความชื้นอีกต่อไป

### 2.2.2 ช่วงการอบแห้ง

ช่วงการอบแห้งคือ ค่าความชื้นเทียบกับช่วงเวลาใดๆแบ่งได้เป็น 2 ช่วง

ก. ช่วงการอบแห้งคงที่ คือช่วงที่อุณหภูมิของวัสดุอบแห้งมีค่าคงที่ ทรายที่ยังมีปริมาณความชื้นในวัสดุในรูปของไอน้ำที่บริเวณผิวของวัสดุ พลังงานความร้อนที่ถ่ายเทจากอากาศอบแห้งไปยังวัสดุอบแห้งจะถูกนำไปใช้ในการระเหยไอน้ำออกจากวัสดุเท่านั้น โดยที่ปริมาณความชื้นที่ลดลงจะเป็นสัดส่วนกับเวลา ดังแสดงในภาพที่ 2.1 จะเห็นว่าเส้นกราฟค่าความชื้นจะเป็นเส้นตรงโดยลดลงเป็นสัดส่วนกับเวลา เมื่อพิจารณาที่เส้นกราฟอุณหภูมิอบแห้ง จะเห็นว่าเป็นเส้นตรงเกือบขนานแนวนอนจนถึงจุดความชื้นวิกฤต (Critical Moisture Content) ซึ่งแสดงถึงอุณหภูมิไม่มีการเปลี่ยนแปลงซึ่งช่วงเวลาดังกล่าวนี้เรียกว่าช่วงความเร็วการอบแห้งคงที่



ภาพที่ 2.1 ความสัมพันธ์ระหว่างความชื้นและอุณหภูมิของวัสดุอบแห้ง [7]

ข. ช่วงการอบแห้งลดลงคือ ช่วงเวลาที่ความชื้นในรูปของน้ำที่ผิวของวัสดุอบแห้งจะถูกระเหยออกไปจนหมด การถ่ายเทไอน้ำจากส่วนในของวัสดุเกิดขึ้นช้ากว่าการระเหยที่ผิววัสดุ ดังนั้นที่ผิววัสดุจะเกิดการแห้งทำให้อุณหภูมิที่ผิวเริ่มสูงขึ้น ดังแสดงในภาพที่ 2.1 เมื่อผ่านจุดความชื้นวิกฤต เส้นกราฟอัตราส่วนความชื้นจะเปลี่ยนเป็นรูปโค้งแสดงถึงปริมาณความชื้นลดลงไม่คงที่จนถึงจุด

อัตราส่วนความชื้นสมมูล ที่ไม่มีการเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนความชื้นเรียกช่วงเวลานี้ว่า ช่วงความเร็วการอบแห้งลดลง

### 2.2.3 คุณสมบัติของอากาศชื้น [10]

#### ก. คำจำกัดความของศัพท์ไซโครเมตริก (Psychometric Term)

1) ความดันไอ (Vapor Pressure) คือ ส่วนของความดันย่อย (Partial Pressure) ที่กระทำโดยโมเลกุลของไอน้ำที่มีอยู่ในอากาศชื้น ถ้าอากาศอิ่มตัวด้วยไอน้ำ จะเรียกความดันไอของอากาศอิ่มตัวนี้ว่า ความดันไออิ่มตัว (Saturated Vapor Pressure :  $P_{vs}$ ) ซึ่งค่าความดันไออิ่มตัวนี้จะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิ

2) ความชื้นสัมพัทธ์ (Relative Humidity) คือ อัตราส่วนของเศษส่วนโมลของไอน้ำในอากาศชื้น (Mole Fraction) ต่อเศษส่วนโมลของไอน้ำในอากาศอิ่มตัวที่อุณหภูมิและความดันบรรยากาศเดียวกัน โดยที่ความชื้นสัมพัทธ์มีค่าอยู่ระหว่าง 0 -100 %

3) อัตราความชื้น (Humidity Ratio) คือ อัตราส่วนของมวลไอน้ำต่อมวลอากาศแห้ง

4) อุณหภูมิกระเปาะแห้ง (Dry Bulb Temperature) คือ อุณหภูมิของอากาศที่อ่านได้จากเทอร์โมมิเตอร์ธรรมดา

5) อุณหภูมิกระเปาะเปียกไซโครเมตริก (Psychometric Wet Bulb Temperature) คือ อุณหภูมิที่น้ำระเหย เข้าไปในอากาศชื้นที่อ่านได้จากเทอร์โมมิเตอร์ ซึ่งกระเปาะเปียกถูกหุ้มไว้ด้วยผ้าสำลีเปียกปกติจะเรียกอุปกรณ์ที่ใช้วัดอุณหภูมิกระเปาะเปียกไซโครเมตริกนี้ว่าไซโครมิเตอร์

6) อุณหภูมิกระเปาะเปียกเทอร์โมไดนามิกส์ (Thermodynamic Wet bulb Temperature) หรือ อาจเรียกสั้น ๆ ว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียก คือ อุณหภูมิที่น้ำระเหยเข้าไปในอากาศชื้นที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งหนึ่ง และทำให้อากาศชื้นนั้นอิ่มตัวที่อุณหภูมิเดียวกัน โดยที่ความดันมีค่าคงที่

7) อุณหภูมิจุดน้ำค้าง (Dew Point Temperature) คือ อุณหภูมิที่ไอน้ำในอากาศกลั่นตัว เมื่อทำให้อากาศเย็นลงที่อัตราส่วนความชื้น และความดันคงที่ ดังนั้นไอน้ำในอากาศที่อุณหภูมิจุดน้ำค้างคือไอน้ำอิ่มตัว

8) เอนทาลปี (Enthalpy) ของอากาศชื้นคือ ค่าพลังงานความร้อนของอากาศชื้นต่อหน่วยมวลอากาศแห้งเหนือระดับอุณหภูมิอ้างอิงและกำหนดให้เอนทาลปีของอากาศแห้งมีค่าเท่ากับ 0 kJ/kg ที่อุณหภูมิ  $-17.78^{\circ}\text{C}$  ( $0^{\circ}\text{F}$ ) อุณหภูมิอ้างอิงที่ใช้กันอย่างแพร่หลายในทางปฏิบัติมีค่าเท่ากับ  $0^{\circ}\text{C}$  ในระบบเมตริกและระบบสากล



9) ปริมาตรจำเพาะของอากาศ (Specific Volume) คือปริมาตรอากาศขึ้นต่อหนึ่งหน่วยมวลของอากาศแห้ง

ข. ความสัมพันธ์ทางเทอร์โมไดนามิกส์ของคุณสมบัติของอากาศขึ้น

1) กฎของก๊าซสมบูรณ์ (Perfect Gas Law) ที่ความดันบรรยากาศสามารถพิจารณาได้ว่าส่วนผสมของก๊าซต่าง ๆ และไอน้ำในอากาศขึ้นเป็นส่วนผสมของก๊าซอุดมคติจะได้

$$P = P_a + P_v \quad (2.1)$$

เมื่อ  $P$  คือ ความดันรวมของอากาศขึ้น (kPa)

$P_a$  คือ ความดันของอากาศแห้ง (kPa)

$P_v$  คือ ความดันของไอน้ำ (kPa)

2) ความดันไอน้ำอิ่มตัว ( $P_{vs}$ ) สามารถหาได้จากสมการของ โดยค่าความดันไอน้ำอิ่มตัวของอากาศขึ้นสำหรับช่วงอุณหภูมิ  $0^\circ\text{C}$  ถึง  $200^\circ\text{C}$  สามารถหาได้จาก

$$\ln(P_{vs}) = (C_8/T) + C_9 + C_{10}T + C_{11}T^2 + C_{12}T^3 + C_{13}\ln(T) \quad (2.2)$$

เมื่อ  $C_8 = -5.802206 \times 10^3$

$C_9 = 1.3914993$

$C_{10} = -4.8640239 \times 10^{-2}$

$C_{11} = 4.1764768 \times 10^{-5}$

$C_{12} = -1.4452093 \times 10^{-8}$

$C_{13} = 6.5459673$

$T =$  อุณหภูมิกระเปาะแห้ง (K)

3) ความชื้นสัมพัทธ์ ( $v$ ) จากค่าจำกัดความของความชื้นสัมพัทธ์ สามารถเขียนสมการความชื้นสัมพัทธ์ได้ดังต่อไปนี้

$$v = P_v/P_{vs} \quad (2.3)$$

เมื่อ  $v$  คือ ความชื้นสัมพัทธ์ (%)

$P_v$  คือ ความดันไอน้ำ (kPa)

$P_{vs}$  คือ ความดันไอน้ำอิ่มตัว (kPa)

4) อัตราส่วนความชื้น ( $w$ ) จากกฎของก๊าซสมบูรณ์ จะได้ว่าอัตราส่วนความชื้น ดังนี้

$$w = m_v/m_a = (P_v V_v m_v/RT)/(P_a V_a m_a/RT) \quad (2.4)$$

$$w = 0.62189 (P_v / (P_v - P_v)) \quad (2.5)$$

หรือ 
$$w = 0.62189 v P_{vs} / [P - (v P_{vs})] \quad (2.6)$$

เมื่อ  $w$  คือ อัตราส่วนความชื้น (kg water/kg air)

$V_a$  คือ ปริมาตรของอากาศจำเพาะ ( $m^3/kg$ )

$V_v$  คือ ปริมาตรของไอน้ำจำเพาะ ( $m^3/kg$ )

5) เอนทาลปีของอากาศชื้น ( $h_{wa}$ ) มีค่าเท่ากับผลบวกของเอนทาลปีของอากาศแห้ง ( $h_a$ ) และ เอนทาลปีของไอน้ำในอากาศ ( $h_v$ )

$$h_{wa} = h_a + w h_v \quad (2.7)$$

ถ้าให้อุณหภูมิอ้างอิงเท่ากับ  $0^\circ\text{C}$  จะสามารถเขียนสมการของ  $h_a$  และ  $h_v$  ได้ดังต่อไปนี้

$$h_{wa} = C_a T \quad (2.8)$$

$$C_a T = h_a + w h_v \quad (2.9)$$

และ

$$h_v = C_v (T - T_{dp}) + h_{fg} T_{dp} + C_w T_{dp} \quad (2.10)$$

หรือ 
$$h_v = h_{fg^0} + C_v T \quad (2.11)$$

$$h_{wa} = 1.006T + w(2501 + 1.775T) \quad (2.12)$$

สมการนี้สามารถใช้ได้ในช่วงอุณหภูมิตั้งแต่  $-50^\circ\text{C}$  ถึง  $110^\circ\text{C}$  [15]

เมื่อ  $T$  คือ อุณหภูมิกระเปาะแห้ง ( $^\circ\text{C}$ )

$T_{dp}$  คือ อุณหภูมิจุดน้ำค้าง ( $^\circ\text{C}$ )

- $w$  คือ อัตราส่วนของมวลไอน้ำต่อมวลอากาศแห้ง (kg vapor/kg dry air)  
 $C_a$  คือ ค่าความร้อนจำเพาะของอากาศแห้ง = 1.006 kJ/kg °C  
 $C_v$  คือ ค่าความร้อนจำเพาะของไอน้ำในอากาศ = 1.775 kJ/kg °C  
 $C_w$  คือ ค่าความร้อนจำเพาะของน้ำ = 4.168 kJ/kg °C  
 $h_{fg}$  คือ ค่าความร้อนแฝงของการระเหยน้ำ (kJ/kg)  
 $h_{fg^0}$  คือ ค่าความร้อนแฝงของการระเหยน้ำที่ 0°C = 2501 kJ/kg  
 $h_{wa}$  คือ ค่าเอนทาลปีของอากาศชื้น (kJ/kg)  
 $h_a$  คือ ค่าเอนทาลปีของอากาศแห้ง (kJ/kg)  
 $h_v$  คือ ค่าเอนทาลปีของไอน้ำในอากาศ (kJ/kg)

#### 6) กฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์

กฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์กล่าวไว้ว่า ถ้ามีงานและหรือ ความร้อนข้ามขอบเขตของระบบจะทำให้สภาวะของระบบนั้นเปลี่ยนแปลงซึ่งการเปลี่ยนแปลงของพลังงานในระบบหนึ่งโดยสุทธิมีค่าเท่ากับพลังงานสุทธิซึ่งข้ามขอบเขตของระบบนั้น จะสามารถเขียนได้เป็นสมการดังต่อไปนี้

$$Q - W = \Delta U_c + \Delta h + \Delta K_E + \Delta P_E \quad (2.13)$$

- เมื่อ
- $\Delta U_c$  คือ การเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในปริมาตรควบคุม (kW)
  - $\Delta h$  คือ การเปลี่ยนแปลงเอนทาลปีของกระแสการไหลของของไหล (kW)
  - $\Delta K_E$  คือ การเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์ (kW)
  - $\Delta P_E$  คือ การเปลี่ยนแปลงพลังงานศักย์ (kW)
  - $Q$  คือ ความร้อนที่แลกเปลี่ยนระหว่างปริมาตรควบคุมและสิ่งแวดล้อมผ่านผิวควบคุม (Control Surface) (kW)
  - $W$  คือ งานทั้งหมดที่ข้ามขอบเขตของปริมาตรควบคุม (kW)

#### 2.2.4 ความชื้นในวัสดุ [9]

ความชื้นเป็นตัวบอกปริมาณของน้ำที่มีอยู่ในวัสดุเมื่อเทียบกับมวลของวัสดุขึ้นหรือแห้ง ความชื้นในวัสดุสามารถแสดงได้เป็น 2 แบบดังต่อไปนี้

### ก. ความชื้นมาตรฐานเปียก

$$M_w = (m_w - m_d) / m_w \quad (2.14)$$

เมื่อ  $M_w$  คือ ความชื้นมาตรฐานเปียก (%(d.w.))

$m_w$  คือ มวลเปียกของวัสดุ (kg)

$m_d$  คือ มวลของวัสดุแห้งไม่มีความชื้น (kg)

ความชื้นแบบนี้นิยมใช้กันในวงการค้าโดยจะอ้างถึงในรูปของเปอร์เซ็นต์

### ข. ความชื้นมาตรฐานแห้ง

$$M_d = (m_w - m_d) / m_d \quad (2.15)$$

เมื่อ  $M_d$  คือ ความชื้นมาตรฐานแห้ง (% (d.b.))

$m_w$  คือ มวลเปียกของวัสดุ (kg)

$m_d$  คือ มวลของวัสดุแห้งไม่มีความชื้น (kg)

ความชื้นแบบนี้นิยมใช้กันในการวิเคราะห์กระบวนการอบแห้งทางทฤษฎี เพราะช่วยให้การคำนวณสะดวกขึ้น ซึ่งเป็นเพราะมวลของวัสดุแห้งจะมีค่าคงที่หรือเกือบคงที่ระหว่างการอบแห้งที่ว่าเกือบคงที่นี้ เพราะผลผลิตทางการเกษตรเป็นสิ่งที่มีชีวิต มีการหายใจ ดังนั้นจึงมีการเผาผลาญสารอาหาร ทำให้มวลของวัสดุแห้งลดลง ซึ่งส่วนใหญ่จะลดลงเพียงเล็กน้อย

## 2.3 เครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อน (Heat Pump Dryer) [9, 20]

สมรรถนะของเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนสามารถบอกได้ทั้งในด้านความสามารถในการอบแห้งและประสิทธิภาพการใช้พลังงานของปั๊มความร้อนซึ่งอยู่ในรูปของการใช้พลังงานและปริมาณการระเหยน้ำออกจากวัสดุอบแห้งดังนี้

### 2.3.1 ความสามารถในการอบแห้ง (Capacity of Drying)

ความสามารถในการอบแห้งของเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนสามารถแสดงได้ด้วยอัตราการอบแห้ง (Drying Rate : DR) และอัตราการควบแน่นจากเครื่องระเหย (Moisture Extraction Rate : MER) ซึ่งในทางทฤษฎีแล้ว DR และ MER จะเท่ากันในเครื่องอบแห้งระบบปิด (ถ้าไม่เท่ากันแสดงว่ามีการรั่วซึมของลมออกจากเครื่องอบแห้ง) ดังนั้นในทางปฏิบัติหากไม่สะดวกในการหา DR

ได้โดยตรงก็สามารถใช้ค่า MER แทนได้ แต่ในเครื่องอบแห้งระบบเปิดหรือระบบปิดบางส่วน ค่า MER ไม่อาจใช้เป็นตัวแทนที่ดีได้สำหรับอัตราการอบแห้ง เพราะปริมาณความชื้นในอากาศไม่ใช่ความชื้นที่ระเหยออกจากผลิตภัณฑ์เพียงอย่างเดียวเหมือนเครื่องอบแห้งระบบปิดค่า DR และ MER กำหนดดังนี้

$$DR = m_{wp}/t_d \quad (2.16)$$

เมื่อ DR คือ อัตราการอบแห้ง (kg vapor/hr)  
 $m_{wp}$  คือ มวลของน้ำที่ระเหยจากวัสดุอบแห้ง (kg)  
 $t_d$  คือ เวลาในการอบแห้ง (hr)

$$MER = m_{we}/t_d \quad (2.17)$$

เมื่อ MER คือ อัตราการควบแน่นน้ำที่เครื่องระเหย (kg water /hr)  
 $m_{we}$  คือ มวลของน้ำที่กลั่นตัวที่เครื่องระเหย (kg)  
 $t_d$  คือ เวลาในการอบแห้ง (hr)

### 2.3.2 ประสิทธิภาพในการใช้พลังงานของเครื่องอบแห้ง (Energy Efficiency)

ประสิทธิภาพในการใช้พลังงานของเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อน สามารถแสดงได้ด้วยความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะ (Specific Energy Consumption : SEC) และอัตราการระเหยน้ำจำเพาะ (Specific Moisture Extraction Rate : SMER) ซึ่งสามารถกำหนดได้ดังต่อไปนี้

$$SEC = Q_D/m_{wp} \quad (2.18)$$

เมื่อ SEC คือ ความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะ (kWh/kg water)  
 $Q_D$  คือ พลังงานความร้อนที่ใช้ออบแห้ง (kWh)  
 $m_{wp}$  คือ มวลของน้ำระเหยจากวัสดุ (kg)

$$SMER = m_{wp}/Q_D \quad (2.19)$$

เมื่อ SMER คือ อัตราการระเหยน้ำจำเพาะ (kg water /kWh)

### 2.3.3 ประสิทธิภาพของการอบแห้ง (Performance of drying)

ประสิทธิภาพของการอบแห้งแสดงได้ด้วยค่า สัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องอบแห้งปั๊มความร้อน (Coefficient of Performance of Heat pump Drying : COP<sub>d</sub>) ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพของการอบแห้ง (Energy Efficiency Ratio of Drying System : EER<sub>d</sub>) และค่าอัตราการใช้ประโยชน์ของความร้อน (Useful Heat : Q<sub>use</sub>) ดังต่อไปนี้

$$\text{COP}_d = Q_{ca}/W_d \quad (2.20)$$

เมื่อ COP<sub>d</sub> คือ สัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องอบแห้งปั๊มความร้อน  
 Q<sub>ca</sub> คือ ความร้อนที่ระบายจากเครื่องควบแน่นให้อากาศ (kW)  
 W<sub>d</sub> คือ กำลังงานทั้งหมดที่ให้กับเครื่องอบแห้ง (kW)

กำลังงานที่ให้กับเครื่องอบแห้ง (W<sub>d</sub>) คือ กำลังงานที่เครื่องอบแห้งได้รับทั้งหมด

$$\text{EER}_d = Q_{ca}/W_d \quad (2.21)$$

EER<sub>d</sub> คือ อัตราส่วนประสิทธิภาพของการอบแห้ง (Btu/kW)  
 Q<sub>ca</sub> คือ ความร้อนที่ระบายจากเครื่องควบแน่น (Btu)  
 W<sub>d</sub> คือ กำลังงานของเครื่องอบแห้งทั้งหมด (kW)

$$Q_{use} = Q_{ca}/Q_D \quad (2.22)$$

เมื่อ Q<sub>use</sub> คือ อัตราการใช้ประโยชน์ของความร้อน [9]

## 2.4 ระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump System) [9, 19]

ระบบปั๊มความร้อน เป็นระบบที่มีลักษณะการทำงานเช่นเดียวกับเครื่องทำความเย็นแต่แตกต่างกันคือ ส่วนที่ต้องการทำความเย็นแทนที่จะเป็นช่องเย็นสำหรับแช่เย็นอาหารกลับเป็นห้องหรืออาคารต่าง ๆ ที่ต้องการความเย็น เครื่องปรับอากาศจะทำให้ห้องเย็นลงโดยการดูดความร้อนจากอากาศภายในห้องและปล่อยความร้อนนั้นออกสู่ภายนอก ปั๊มความร้อนสามารถทำการพิจารณาอย่างง่ายเช่นเดียวกันกับเครื่องจักรความร้อน โดยเครื่องจักรความร้อนรับความร้อนจากแหล่งที่มีอุณหภูมิสูงและให้ความร้อนที่อุณหภูมิต่ำแล้วให้งานออกมา ส่วนปั๊มความร้อนต้องการงานเข้าไปเพื่อทำการเพิ่มพลังงานจากที่อุณหภูมิต่ำให้มีอุณหภูมิสูงขึ้น

#### 2.4.1 สัมประสิทธิ์สมรรถนะของปั๊มความร้อน

สมรรถนะของปั๊มความร้อนสามารถหาได้จากค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของปั๊มความร้อน (Coefficient of Performance of Heat pump :  $COP_h$ ) คือ อัตราส่วนของความร้อนที่เครื่องควบแน่นต่อ งานที่ให้แก่ปั๊มอัดไอ ( $W_c$ )

$$COP_h = Q_{cr}/W_c \quad (2.23)$$

$$\text{สมดุลพลังงานได้ } Q_{cr} = W_c + Q_{cr} \quad (2.24)$$

$W_c$  ทหาร (2.24) แทนลงใน (2.23)

$$COP_h = Q_{cr}/W_c = (W_c + Q_{cr})/W_c \quad (2.25)$$

ดังนั้นสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำงานของปั๊มความร้อน ( $COP_h$ )

$$COP_h = Q_{cr}/W_c = (h_2 - h_3)/(h_2 - h_1) \quad (2.26)$$

#### 2.4.2 ประสิทธิภาพการทำงานของปั๊มความร้อน (Energy Efficiency Rating : $EER_h$ )

ประสิทธิภาพในการทำงานของปั๊มความร้อน อาจถูกแสดงในเทอม  $EER_h$  ซึ่งหมายถึง ปริมาณความร้อนในหน่วย Btu ที่ถูกกำจัดออกจากเครื่องระเหยเมื่อมีการใช้พลังงานไฟฟ้า 1 Wh ความสัมพันธ์ระหว่าง  $EER_h$  และ  $COP_h$  แสดงได้ดังนี้

$$\text{จาก } COP_h = Q_{cr}/W_c = EER_h/1Wh$$

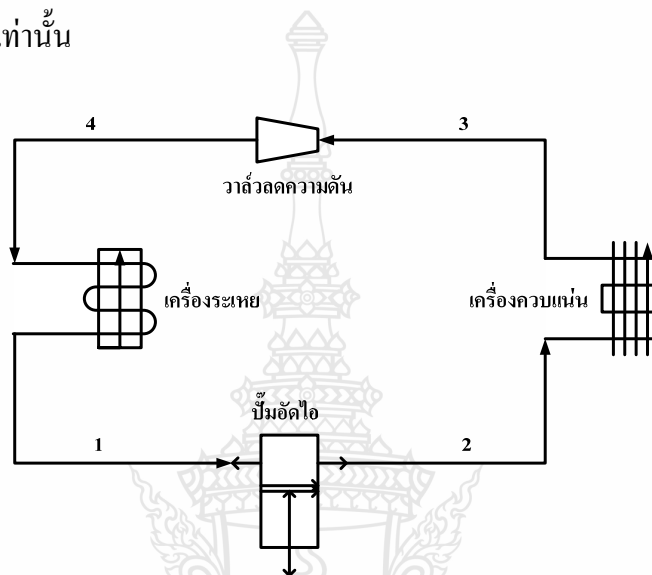
$$\text{เนื่องจาก } 1 Wh = 3.412 (Btu)$$

$$EER_h = 3.412 COP_h (Btu) \quad (2.27)$$

ปั๊มความร้อนจะมีค่า  $EER_h$  อยู่ระหว่าง 8 และ 12 ( $COP_h = 2.3-3.5$ ) มีการวิจัยพบว่า ปั๊มความร้อนที่มีประสิทธิภาพสูงและใช้ปั๊มอัดไอแบบลูกสูบแบบปรับความเร็วได้ (Reciprocating Variable Speed) โดยจะมีค่า  $COP_h$  เท่ากับ 3-5 [9]

### 2.4.3 หลักการทำงานปั๊มความร้อน (Heat Pump Principle) [9]

ปั๊มความร้อนนี้นิยมนำมาใช้เพื่อเป็นการทำความร้อนในฤดูหนาว และการทำความเย็นในฤดูร้อน โดยจะอาศัยวัฏจักรต่างๆ วัฏจักรที่นิยมมี 2 วัฏจักร คือ วัฏจักรดูดกลืน(Absorption Cycle) และวัฏจักรการอัดไอ (Vapor Compression Cycle) ในการวิจัยนี้จะศึกษาปั๊มความร้อนในการอบแห้ง โดยวัฏจักรการอัดไอเท่านั้น



ภาพที่ 2.2 วัฏจักรการอัดไอ (Vapor Compression Cycle)

วัฏจักรการอัดไอแบบอุดมคติแสดงด้วยภาพที่ 2.2 ไอของสารทำความเย็นออกจากเครื่องระเหยหลังจากรับความร้อนที่ความดันต่ำและอุณหภูมิต่ำจาก 4 ไปยัง 1 ผ่านปั๊มอัดไอเชิงกลแบบเอนโทรปีคงที่ไปยังความดันสูงและอุณหภูมิสูงจาก 1 ไปยัง 2 ความร้อนถูกจำกัดโดยการกลั่นตัวของไอในเครื่องควบแน่นจาก 2 ไปยัง 3 หลังจากนั้นไอขยายตัวแบบเอนโทรปีคงที่ไปยังความดันต่ำและอุณหภูมิต่ำผ่านวาล์วลดความดัน 3 ไป 4 เพื่อให้วัฏจักรสมบูรณ์โดยมีหลักการคือ

ก. เครื่องระเหย สารทำความเย็นถูกส่งเข้าเครื่องระเหยและรับความร้อนจากแหล่งความร้อน สารทำความเย็นจะกลายเป็นไอโดยค่าความร้อนแฝงของการเป็นไอทำให้เกิดเป็น 2 วัฏภาคขึ้นในเครื่องระเหยคือส่วนของของเหลวและส่วนที่เป็นไอ กระบวนการนี้ดำเนินไปภายใต้สภาวะความดันคงที่

ข. ปั๊มอัดไอ ทำงานแบบอะเดียแบติก จะดูดไอของสารทำความเย็นจากเครื่องระเหยเป็นการปรับค่าความดันและอุณหภูมิในเครื่องระเหยให้คงที่ ขณะเดียวกันปั๊มอัดไอจะเพิ่มความดันไอของสารทำความเย็น หมายถึงอัดให้ไอของสารทำความเย็นมีสภาวะไออิ่มตัวอีกครั้ง อุณหภูมิของสารทำความเย็นจะเพิ่มขึ้นเมื่อผ่านปั๊มอัดไอ

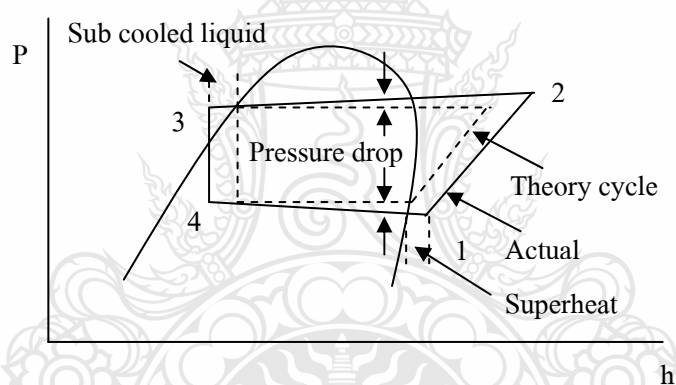


ค. เครื่องควบแน่น ไอของสารทำความเย็นที่มีความดันสูง และอุณหภูมิสูงในปั๊มอัด ไอถูกเปลี่ยนให้เป็นสารทำความเย็นเหลวได้ โดยการทำให้เย็นลงโดยใช้อากาศไหลผ่าน อากาศมีอุณหภูมิสูงขึ้นและถูกระบายออกจากเครื่องควบแน่น

ง. วาล์วลดความดัน เป็นอุปกรณ์ที่ใช้สำหรับลดความดันของสารทำความเย็น โดยการขยายตัวเป็นแบบอะเดียแบติก สารทำความเย็นเหลวที่มีความดันต่ำจะไหลเข้าไปในเครื่องระเหยรับเอาความร้อนจากอากาศร้อนแล้วระเหยกลายเป็นไอไหลวนเป็นวัฏจักรต่อไป

#### 2.4.3 ทฤษฎีและการคำนวณในวัฏจักรย้อนกลับของคาร์โนต์ (Reversed Carnot Cycle)

วัฏจักรที่นิยมใช้ในการวิเคราะห์การทำงานของระบบปั๊มความร้อนในภาพที่ 2.3 คือ วัฏจักรย้อนกลับของคาร์โนต์ เนื่องจากเป็นวัฏจักรที่ให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด ประกอบด้วย กระบวนการอะเดียแบติก 2 กระบวนการ และกระบวนการความดันคงที่ 2 กระบวนการ



ภาพที่ 2.3 แผนภูมิความดันและเอนทาลปีของวัฏจักรปั๊มความร้อนแบบอัดไอ [9]

ค. สภาวะที่ 4 ถึงสภาวะที่ 1 คือ เครื่องระเหย เป็นกระบวนการที่สารทำความเย็นรับความร้อน และสารทำความเย็นจะเปลี่ยนสถานะจากสารผสมเป็นไออิ่มตัว หรือในทางปฏิบัติมักจะ เป็นไอร้อนยิ่งยวด ก่อนเข้าปั๊มอัดไอ เช่นเดียวกับสภาวะ 2-3 ความดันและอุณหภูมิของสารทำความเย็นจะลดลงไปตามระยะทางและสารทำความเย็นอยู่ในสภาวะสองสถานะ

$$Q_{er} = h_3 - h_4 \quad (2.28)$$

- เมื่อ  $Q_{er}$  คือ ความร้อนที่สารทำความเย็นดูดกลืนเอาไว้ในเครื่องระเหย (kJ/kg refrigerant)  
 $h_1$  คือ เอนทาลปีของสารทำความเย็นก่อนเข้าปั๊มอัดไอ (kJ/kg)  
 $h_4$  คือ เอนทาลปีของสารทำความเย็นก่อนเข้าเครื่องระเหย (kJ/kg)

ข. สภาวะที่ 1 ถึง สภาวะที่ 2 คือ บีบอัดไอ เป็นกระบวนการที่มอเตอร์ป้อนพลังงานให้กับ บีบอัดไอ จะทำให้เอนทาลปีเอนทาลปี และความดันสารทำความเย็นเพิ่มสูงขึ้น ซึ่งในทางทฤษฎี กระบวนการอัดไอจะเป็นกระบวนการเอนโทรปีคงที่แต่ในทางปฏิบัติกระบวนการอัดไอเป็น กระบวนการโพลีโทรปิก และเป็นกระบวนการที่ย้อนกลับไม่ได้ สาเหตุหลักมาจากเกิดการสูญเสีย เนื่องมาจากการเสียดทานของอุปกรณ์ในบีบอัดไอซึ่งในความเป็นจริงสภาวะของสารทำความเย็นที่ เข้าสู่บีบอัดไอจะอยู่ในสถานะไอร้อนยิ่งยวดมากกว่าสถานะไออิ่มตัว

$$W_c = h_2 - h_1 \quad (2.29)$$

- เมื่อ  $W$  คือ พลังงานที่ให้แก่บีบอัดไอ (kJ/kg refrigerant)  
 $h_1$  คือ เอนทาลปีของสารทำความเย็นก่อนเข้าบีบอัดไอ (kJ/kg)  
 $h_2$  คือ เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ออกจากบีบอัดไอ (kJ/kg)

ค. สภาวะที่ 2 ถึง สภาวะที่ 3 คือ เครื่องควบแน่น เป็นกระบวนการควบแน่นซึ่ง สารทำความเย็นจะคายความร้อนให้กับอากาศอบแห้งเป็นการเพิ่มเอนทาลปีให้กับอากาศก่อนการอบแห้ง ในทางปฏิบัติความดันและเอนทาลปีของสารทำความเย็นจะไม่คงที่ตลอดทั้งเครื่องควบแน่น แต่จะลดลงไปตามระยะทางของท่อสารทำความเย็น และสารทำความเย็นที่ไหลภายในท่อจะมีลักษณะเป็นสองสถานะ สารทำความเย็นก่อนเข้าสู่วาล์วลดความดัน อาจอยู่ในสภาวะที่สารทำความเย็นลดลงต่ำกว่าเอนทาลปีของของเหลวอิ่มตัวที่เรียกว่า Sub Cooled liquid หรืออยู่ในสภาวะของเหลวอิ่มตัวก็ได้

$$Q_{cr} = h_2 - h_3 \quad (2.30)$$

- เมื่อ  $Q_{cr}$  คือ ความร้อนที่สารทำความเย็นถ่ายเทออกจากเครื่องควบแน่น (kJ/kg refrigerant)  
 $h_2$  คือ เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ออกจากบีบอัดไอ (kJ/kg)  
 $h_3$  คือ เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องควบแน่น (kJ/kg)

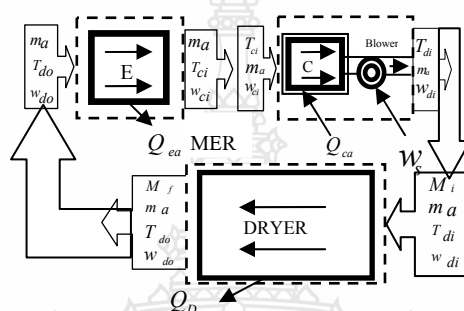
ง. สภาวะที่ 3 ถึง สภาวะที่ 4 คือ วาล์วลดความดัน เป็นกระบวนการที่สารทำความเย็นที่มีสถานะเป็นของเหลวจะถูกลดความดันลงโดยผ่านวาล์วลดความดัน ทำให้สารทำความเย็นมีเอนทาลปีลดลง และอยู่ในสภาวะของผสมระหว่างของเหลวและไอ ซึ่งพร้อมที่จะรับความร้อนจากอากาศ สภาวะ 3 ถึง 4 เป็นกระบวนการเอนทาลปีคงที่ไม่มีถ่ายเทความร้อน

$$Q_v = h_3 = h_4 \quad (2.31)$$

เมื่อ  $h_3$  คือ เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องควบแน่น (kJ/kg)

$h_4$  คือ เอนทาลปีของสารทำความเย็นก่อนเข้าเครื่องระเหย (kJ/kg)

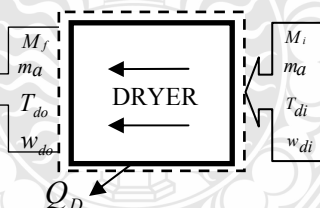
## 2.5 แบบจำลองของเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อน (Mathematical Model of Heat Pump Dryer)



ภาพที่ 2.4 แบบจำลองการทำงานของเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อน [5]

แบบจำลองการทำงานของเครื่องอบแห้งปั๊มความร้อนถูกแสดงด้วยภาพที่ 2.4 โดยมีขบวนการต่างๆ ที่สำคัญอยู่ 2 ส่วนหลักคือห้องอบแห้งและปั๊มความร้อน โดยมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

### 2.5.1 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของห้องอบแห้ง (Mathematical Model of Dryer)



ภาพที่ 2.5 แบบจำลองการทำงานของห้องอบแห้ง [5]

เมื่อสมดุลพลังงานของห้องอบแห้งจะได้ว่า

$$Q_D - W = \begin{aligned} & \text{อัตราการเปลี่ยนแปลงเอนทาลปีของอากาศชื้นที่เข้าและออกจากห้องอบแห้ง} \\ & + \text{อัตราการเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในของวัสดุอบแห้ง} \\ & + \text{อัตราการเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในของห้องอบแห้ง} \end{aligned} \quad (2.32)$$

เนื่องจากไม่มีงานเข้าและออกจากระบบดังนั้นสามารถเขียนแทนเทอมต่างๆ ได้ดังนี้

$$-Q_D = m_a C_a T_{do} + m_a w_{do} (h_{fg,0} + C_v T_{do}) - m_a C_a T_{di} - m_a w_{di} (h_{fg,0} + C_v T_{di}) + m_p dU_{pw}/dt + m_d dU_d/dt \quad (2.33)$$

$$-Q_D/m_a = C_a T_{do} + w_{do} C_v T_{do} + w_{do} h_{fg,0} - C_a T_{di} - w_{di} (h_{fg,0} + C_v T_{di}) + R_p dU_{pw} + R_d dU_d \quad (2.34)$$

เทอมของ  $dU_{pw}$  และ  $dU_d$  โดยทั่วไปมีค่าไม่มากนัก ดังนั้นจึงสามารถตัดทิ้งได้ ทำการจัดรูปสมการใหม่ จะได้ว่า

$$T_{do} = [-Q_D/m_a + C_a T_{di} + w_{di} (h_{fg,0} + C_v T_{di}) - w_{do} h_{fg,0}] / [C_a + w_{do} C_v] \quad (2.35)$$

- เมื่อ
- $R_p$  คือ อัตราส่วนของมวลแห้งวัสดุอบแห้งต่อมวลอากาศแห้ง (kg product/kg dry air)
  - $R_d$  คือ อัตราส่วนของมวลเครื่องอบแห้งต่อมวลอากาศแห้ง (kg dryer/kg dry air)
  - $m_a$  คือ อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศแห้ง (kg dry air/hr)
  - $t$  คือ ช่วงเวลาอบแห้งที่ใช้คำนวณ (hr)
  - $Q_D$  คือ อัตราความร้อนที่เครื่องอบแห้ง (kJ/hr)
  - $dU_d$  คือ การเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในจำเพาะของตู้อบแห้ง (kJ/kg)
  - $dU_p$  คือ การเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในต่อมวลแห้งของวัสดุอบแห้ง (kJ/kg)
  - $T_{di}$  คือ อุณหภูมิอากาศก่อนอบแห้ง (°C)
  - $T_{do}$  คือ อุณหภูมิอากาศหลังอบแห้ง (°C)
  - $w_{di}$  คือ อัตราส่วนความชื้นของอากาศก่อนการอบแห้ง (kg water/kg dry air)
  - $w_{do}$  คือ อัตราส่วนความชื้นของอากาศหลังอบแห้ง (kg water/kg dry air)
  - $m_p$  คือ มวลแห้งของวัสดุอบแห้ง (kg)
  - $m_d$  คือ มวลของเครื่องอบแห้ง (kg)
  - $h_{fg,0}$  คือ ความร้อนแฝงของการระเหยน้ำที่ 0°C (2502 kJ/kg)
  - $C_a$  คือ ความร้อนจำเพาะของอากาศ (kJ/kg °C)
  - $C_v$  คือ ความร้อนจำเพาะของไอน้ำที่ปริมาตรคงที่ (kJ/kg °C)

สมดุลมวลที่ห้องอบแห้ง

อัตราการระเหยน้ำจากวัสดุในห้องอบแห้ง = อัตราการเปลี่ยนแปลงไอน้ำของอากาศที่เข้าและออกจากห้องอบแห้งแต่ละส่วน

$$(M_i - M_f)(m_p/t) = m_a(w_{do} - w_{di}) \quad (2.36)$$

หรือ

$$w_{do} = w_{di} + (M_i - M_f)R_p \quad (2.37)$$

เมื่อ  $M_i$  คือ ความชื้นเริ่มต้นของวัสดุอบแห้ง (%(d.b.))

$M_f$  คือ ความชื้นสุดท้ายของวัสดุอบแห้ง (%(d.b.))

$$T_{db} = 6.983 + 14.38a + 1.079a^2 \quad (2.38)$$

$$273 \text{ K} \leq T_{abs} \leq 323 \text{ K}$$

โดย

$$a = \ln(P_v)$$

เมื่อ  $P_v$  คือ ความดันไอของไอน้ำในอากาศ (kPa)

$T_{abs}$  คือ อุณหภูมิสมบูรณ์ของอากาศ ( $K = ^\circ C + 273$ )

$T_{db}$  คือ อุณหภูมิจุดน้ำค้าง ( $^\circ C$ )

เพื่อเป็นการหาค่าความชื้นวัสดุอบแห้งหลังการอบ ( $M_f$ ) ในแต่ละช่วงเวลากการอบแห้งต้องคำนวณจากสมการดังต่อไปนี้ [17]

$$M_f = M_i + 1/6(K_1 + 4K_2 + K_3) \quad (2.39)$$

โดย

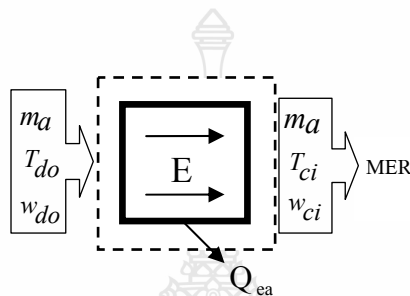
$$K_n = AA_n(-\pi \times \pi \times D)((8/(\pi \times \pi))^3) (M_i - M_{eq})dt : n = 1, 2, 3$$

$$\begin{aligned} AA_n = & \sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^3 \sum_{k=0}^3 (1/((2i+1)^2))(1/((2j+1)^2))(1/((2k+1)^2))(((2i+1)/lx)^2) \\ & + (((2j+1)/ly)^2) + (((2k+1)/lz)^2) \exp(-(((2i+1)/lx)^2 + ((2j+1)/ly)^2 + ((2k+1)/lz)^2)) \\ & tt(n)\pi \times \pi \times D \end{aligned}$$

เมื่อ  $tt(1) = dtf(t) : tt(2) = dtf(t+0.5dt), tt(3) = dtf(t+dt), (n=1,2,3 : i, j, k = 0-3)$

$lx, ly, lz$  คือ ขนาดของวัสดุอบแห้งตามแนวแกนแต่ละแกน (m)

### 2.5.2 แบบจำลองเครื่องทำระเหย (Mathematical Model of Evaporator)



ภาพที่ 2.6 แบบจำลองการทำงานของเครื่องระเหย [5]

เนื่องจากขณะที่เกิดการควบแน่นของไอน้ำในอากาศที่ผ่านเครื่องระเหย โดยผิวท่อของสารทำความเย็นเป็นผิวของแข็ง และกระแสน้ำเป็นของไหล จากทฤษฎีการถ่ายเทมวลพบว่า ปริมาณน้ำควบแน่น (MER) จะแปรผันโดยตรงกับความแตกต่างของความเข้มข้นระหว่างไอน้ำในอากาศ และไอน้ำอิ่มตัวที่ผิวท่อสารทำความเย็น ความเข้มข้นของไอน้ำในที่นี้ก็คือ อัตราส่วนความชื้นของอากาศ และเนื่องจากอัตราส่วนความชื้นที่สภาวะอิ่มตัว เท่ากับ 1 ดังนั้นอาจกล่าวได้ว่า

$w_e \propto$  ปริมาณน้ำที่ระเหยจากวัสดุอบแห้ง

$MER \propto$  อัตราการระเหยน้ำจากวัสดุ

$MER \propto$  อัตราการเปลี่ยนแปลงของความชื้นในอากาศที่เข้าและออกห้องอบแห้ง

สมมติให้ความร้อนซึ่งส่วนใหญ่ใช้ไปกับการระเหยน้ำในวัสดุถูกถ่ายเทความร้อนกลับคืนได้ทั้งหมดที่เครื่องระเหย จากความสัมพันธ์ข้างต้นสามารถเขียนได้ว่า

$$MER = (m_a/R_p)(M_i - M_f) \quad (2.40)$$

เมื่อสมมูลมวลของไอน้ำที่เครื่องระเหย

อัตราการควบแน่นน้ำที่เครื่องระเหย = อัตราการเปลี่ยนแปลงปริมาณไอน้ำในอากาศที่เข้าและออก  
จากเครื่องระเหย

สามารถเขียนเป็นความสัมพันธ์ได้ดังนี้

$$w_{e0} = w_{ci} = w_{do} - (\text{MER}/m_a) \quad (2.41)$$

- เมื่อ  $dt$  คือ ช่วงเวลาอบแห้งที่เก็บข้อมูล (hr)  
 $\text{MER}$  คือ อัตราน้ำควบแน่น (kg water/hr)  
 $m_a$  คือ อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศแห้งทั้งหมดที่ใช้ออบแห้ง (kg dry air/ hr)  
 $w_{ci}$  คือ อัตราส่วนความชื้นของอากาศที่ออกจากเครื่องระเหย (kg water/kg dry air)  
 $w_{do}$  คือ อัตราส่วนความชื้นของอากาศก่อนเข้าเครื่องระเหย (kg water/kg dry air)  
 $w_{ei}$  คือ อัตราส่วนความชื้นของอากาศที่ก่อนเข้าเครื่องระเหย (kg water/kg dry air)  
 $w_{eo}$  คือ อัตราส่วนความชื้นของอากาศที่ออกจากเครื่องระเหย (kg water/kg dry air)

การคำนวณอุณหภูมิของอากาศออกจากเครื่องระเหย ( $T_{co}$ ) จากกระบวนการให้ความชื้นและลดความชื้นที่เครื่องระเหย สภาวะอากาศควรจะอยู่ในสภาวะอิ่มตัว แต่เนื่องจากมีอากาศบางส่วนที่ไม่ได้สัมผัสกับผิวท่อสารทำความเย็นขณะผ่านเครื่องระเหย ทำให้สภาวะที่ออกจากเครื่องระเหยคลาดเคลื่อนไปจากสภาวะอิ่มตัว

จากสมมูลไอน้ำ จะสามารถแสดง  $w_{ci}$  ในเทอมของ BF ได้ ซึ่งเป็นผลมาจากอากาศบางส่วนไม่ได้สัมผัสท่อโดยตรง

$$w_{ci} = (w_{do} \text{BF}) + (1-\text{BF}) w_{con} \quad (2.42)$$

หรือ

$$w_{con} = (w_{eo} - w_{do} \text{BF}) / (1 - \text{BF}) \quad (2.43)$$

สมมูลพลังงาน

$$T_{co} = (T_{ci} \text{BF}) + (1 - \text{BF}) T_{con} \quad (2.44)$$

- เมื่อ  $\text{BF}$  คือ ค่าตัวประกอบอากาศที่ไม่สัมผัสท่อ (Bypass Factor) มีค่าเท่ากับอัตราส่วน  
 $T_{con}$  คือ อุณหภูมิอิ่มตัวของไอน้ำในอากาศ  
 $w_{con}$  คือ อัตราส่วนความชื้นของอากาศที่สภาวะอิ่มตัว (kg water/kg dry air)  
 $P_{vs}$  คือ ความดันไอน้ำที่สภาวะอิ่มตัว (kPa)

สมดุลพลังงานที่เครื่องระเหย

$$Q_{Ea} - W = \text{อัตราการเปลี่ยนแปลงเอนทาลปีของอากาศแห้งที่เข้าและออกจากเครื่องระเหย} \\ + \text{อัตราการเปลี่ยนแปลงเอนทาลปีของไอน้ำในอากาศที่เข้าและออกจากเครื่องระเหย} \\ + \text{อัตราการเปลี่ยนแปลงเอนทาลปีของน้ำควบแน่นที่เครื่องระเหยที่สภาวะอิ่มตัว}$$

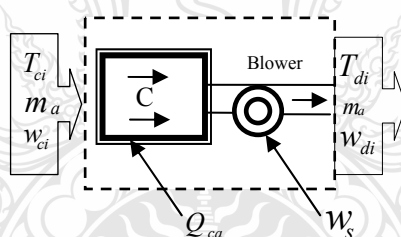
เนื่องจากไม่มีงานที่ให้หรือได้รับจากระบบ ดังนั้น สามารถเขียนสมการ ได้ใหม่เป็น

$$-Q_{ea} = m_a C_a (T_{do} - T_{ci}) + m_a w_{do} (h_{fg,o} + C_v T_{do}) - m_a w_{do} (h_{fg,o} + C_v T_{do}) + C_w T_{con} \text{MER}/3600 \quad (2.45)$$

$$-Q_{ea} = -(m_a/3600)C_a(T_{do} - T_{ci}) - w_{do}(h_{fg,o} + C_v T_{do}) \quad (2.46)$$

เมื่อ  $Q_{ca}$  คือ พลังงานความร้อนในอากาศถ่ายเทให้เครื่องระเหย (kW)

### 2.5.3 แบบจำลองเครื่องควบแน่นและพัดลม (Mathematical Model of Condenser and Blower)



ภาพที่ 2.7 แบบจำลองการทำงานของเครื่องควบแน่นตัวในกับพัดลม [5]

เพื่อที่จะหาพลังงานที่เครื่องควบแน่นจะใช้ก็ทำการสมดุลพลังงานกับระบบปริมาตรควบคุมดังนี้

$$Q_{ca} + W_s = \text{อัตราการเปลี่ยนแปลงเอนทาลปีของอากาศแห้งที่เข้าและออกจากระบบ} \\ + \text{อัตราการเปลี่ยนแปลงเอนทาลปีของไอน้ำในอากาศที่เข้าและออกจากระบบ}$$

$$Q_{ca} + W_s = ((m_a C_a (T_{di} - T_{ci}) + m_a w_{di} (h_{fg,o} + C_v T_{di}) - m_a w_{di} (h_{fg,o} + C_v T_{ci}))/3600 \quad (2.47)$$

หรือจากสมการสามารถหาค่า  $Q_{ca}$  ได้ดังนี้

$$Q_{ca} = (m_a/3600)(C_a + w_{di} C_v)(T_{di} - T_{ci}) - W_s \quad (2.48)$$



โดย

$$W_s = \Delta P(m_a/\rho_a\eta_f)/(3.6 \times 10^6) \quad (2.49)$$

เมื่อ  $Q_{ca}$  คือ พลังงานภายนอกที่เครื่องควบแน่นดูดกลืน (kW)

$W_s$  คือ กำลังงานพัดลม (kW)

$\Delta P$  คือ ความดันตกของระบบ (Pa)

$\rho_a$  คือ ความหนาแน่นของอากาศ เท่ากับ  $(1.077 \text{ kg/m}^3)$

$\eta_f$  คือ ประสิทธิภาพของพัดลม (เศษส่วน)

$m_a$  คือ อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศแห้ง (kg/h)

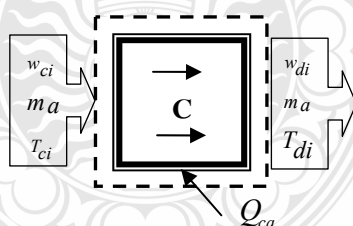
การคำนวณหาพลังงานความร้อนที่เครื่องควบแน่นดูดกลืน ( $Q_{ca}$ )

$$Q_{ca} = Q_{ca} + W_s \quad (2.50)$$

จากคำจำกัดความของค่า  $COP_h$  จะได้ว่า

$$Q_{ca} = (Q_{ca} + W_s)/COP_h \quad (2.51)$$

#### 2.5.4 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องควบแน่น (Mathematical Model of Condenser)



ภาพที่ 2.8 แบบจำลองการทำงานของเครื่องควบแน่น [5]

เมื่อทำการสมดุลพลังงานที่เครื่องควบแน่นตัวในจะได้ว่า

$$Q_{ca} - W_s = \text{อัตราการเปลี่ยนแปลงเอนทัลปีของอากาศแห้งที่เข้าและออกเครื่องควบแน่น} \\ + \text{อัตราการเปลี่ยนแปลงเอนทัลปีของไอน้ำในอากาศที่เข้าและออกเครื่องควบแน่น}$$

$$Q_{ca} = (m_a C_a (T_{di} - T_{ci}) + m_a w_{di} C_v (T_{di} - T_{ci}))/3600 \quad (2.52)$$

ค่า  $T_{co}$  สามารถหาได้ดังนี้

$$T_{co} = T_{ci} + Q_{ca}/(m_a/3600)(C_a + w_{ci} C_v) \quad (2.53)$$

เมื่อ  $T_{co}$  คือ อุณหภูมิอากาศที่ออกจากเครื่องควบแน่น ( $^{\circ}C$ )

$Q_{ca}$  คือ ภาระความร้อนที่ระบายออกจากเครื่องควบแน่นตัวใน (kW)

## 2.6 สารทำความเย็น (Refrigerant) [7]

การเลือกสารทำความเย็นจำเป็นต้องศึกษาผลกระทบของสารทำความเย็นที่มีผลต่อสิ่งแวดล้อมและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) ในการทำงานของสารทำความเย็นให้เข้าใจ มีข้อดีข้อเสียเป็นอย่างไร เพื่อพิจารณาเลือกใช้กับระบบปรับอากาศโดยมีรายละเอียดดังนี้

### 2.6.1 ข้อกำหนดเกี่ยวกับการใช้สารคลอโรฟลูออโรคาร์บอน (CFCs)

นักวิจัยทั่วโลกได้ตระหนักถึงผลกระทบของการใช้สาร CFCs มีผลกระทบต่อชั้นบรรยากาศโดยมีการประชุมของประเทศต่างๆทั่วโลก และได้จัดสนธิสัญญาป้องกันการทำลายชั้นโอโซนเพื่อร่วมลงนามในพิธีสารมอนทรีออล ซึ่งเป็นพิธีสารที่การควบคุมการใช้และการผลิตสาร CFCs และ Halogen โดยมีมติให้เลิกผลิตสาร CFCs ภายในสิ้นสุดปี 1995 ตามพิธีสารมอนทรีออลโดยมีข้อตกลงให้ใช้น้อยลงและให้เลิกใช้ภายในปี 2040 [1]

### 2.6.2 สารทำความเย็นตามข้อกำหนดพิธีสารมอนทรีออล

คุณสมบัติของสาร CFCs ที่กำหนดให้ยกเลิกใช้ตามข้อกำหนดตกลงร่วมกันของการประชุมสมาชิก พิธีสารมอนทรีออล ครั้งที่ 2 ดังตารางที่ 2.1 และ 2.2

ก. ODP (Ozone Depletion Potential) หมายถึงค่าแสดงถึงศักยภาพในการทำลายชั้นโอโซนของบรรยากาศโลก

ข. GWP (Global Warming Potential) หมายถึงค่าแสดงถึงศักยภาพที่ทำให้โลกร้อนขึ้น

ค. Atm. Life (Atmosphere Life) หมายถึงอายุในการสลายตัวของสาร CFCs

### 2.6.3 สัญลักษณ์สารทำความเย็น (Refrigerant of Heat Pump)

อนุพันธ์แฮโลคาร์บอน (Halocarbon derivative) เป็นสารประกอบสายโซ่ตรงที่ใช้ทั่วไปในระบบทำความร้อนโดยอนุพันธ์แฮโลคาร์บอนได้มาจากการแทนที่ไฮโดรเจนภายในโมเลกุลของสารไฮโดรคาร์บอน (มีเทน ( $\text{CH}_4$ ) อีเทน ( $\text{C}_2\text{H}_6$ )) ด้วยคลอรีน (Cl) และฟลูออรีน (F) สารประกอบเหล่านี้จะถูกกำหนดตัวเลขตามรหัสเฉพาะจากสูตรโมเลกุล  $\text{C}_x\text{H}_y\text{Cl}_z\text{F}_g$

เมื่อ A คือ จำนวนอะตอมคาร์บอนภายในโมเลกุล

B คือ จำนวนอะตอมไฮโดรเจนภายในโมเลกุล

Y คือ จำนวนอะตอมคลอรีนภายในโมเลกุล

G คือ จำนวนอะตอมฟลูออรีนภายในโมเลกุล

โดยสัญลักษณ์ตัวเลขได้มาจากตัวเลข 3 ตำแหน่ง ดังสูตร (A - 1) (B + 1) G ถ้าสัญลักษณ์ตัวเลขตำแหน่งแรก (A-1) เท่ากับ 0 จะไม่แสดงตัวเลข 0 ในตำแหน่งแรกจะเหลือสัญลักษณ์ตัวเลขเพียง 2 ตำแหน่งเท่านั้น ดังนั้นอนุพันธ์ของมีเทนจะมีตัวเลขสัญลักษณ์ 2 ตำแหน่ง เพราะค่า A เท่ากับ 1 และอนุพันธ์ของอีเทนมีสัญลักษณ์ตัวเลข 3 ตำแหน่งดังต่อไปนี้

$\text{CHCl}_3$  (1-1) (1+1) 0 สัญลักษณ์ตัวเลข คือ 20

$\text{CHClF}_2$  (1-1) (1+1) 2 สัญลักษณ์ตัวเลข คือ 22

$\text{C}_2\text{Cl}_2\text{F}_4$  (2-1) (0+1) 4 สัญลักษณ์ตัวเลข คือ 114

ผู้ใช้สารทำความเย็นในการทำความเย็นจะเติมตัวอักษร R หน้าสัญลักษณ์ตัวเลขเป็น R-20, R-22, R-114 นอกจากนั้นมีการเติมตัวอักษร C ต่อท้ายตัวอักษร R แทนวงจรมอเลกุล (Molecular Cyclic) และอักษร A, B ตามหลังสัญลักษณ์ตัวเลขแทนความเกี่ยวข้องกันทางน้ำหนักโมเลกุล (Consecutive isomers) การเลือกใช้สารทำความเย็นให้เหมาะสมกับงานจะต้องพิจารณาเรื่องสิ่งแวดล้อมมากขึ้น ดังนั้นจึงต้องพิจารณาค่า ODP (Ozone Depletion Potential) และ GWP (Global Warming Potential) ดังแสดงในตารางที่ 2.1 [7]

ตารางที่ 2.1 มาตรฐานค่า ODP และ GWP ของสารทำความเย็น [7]

ชนิดของไหล		ลักษณะเฉพาะ	
สัญลักษณ์	ชื่อและสูตรโมเลกุล	ODP	GWP
R-22	Chlorodifluoromethane, CHClF <sub>2</sub>	0.05	0.34
R-134a	1,1,1,2-Tetrafluoroethane, CHF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	0.0	0.26
R-134	1,1,2,2-Tetrafluoroethane, CH <sub>2</sub> FCF <sub>2</sub>	0.0	n.d
R-124	2-Chloro-1,1,1,2-Tetrafluoroethane, CHF <sub>2</sub> CClF <sub>2</sub>	0.02	0.1
R-124A	1-Chloro-1,1,2,2-Tetrafluoroethane, CHF <sub>2</sub> CClF <sub>2</sub>	<0.1	n.d
R-141B	1,1-Dichloro-1-Fluoroethane, CH <sub>3</sub> CCl <sub>2</sub> F	0.09	0.1
R-410A	CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub> /CHF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	<0.01	0.00

#### 2.6.4 ประเภทของสารทำความเย็น (Refrigerant Type) [7]

สารทำความเย็นแบ่งตามระดับการทำลายโอโซนในบรรยากาศได้ 3 กลุ่ม

ก. สาร CFC (Chlorofluorocarbon) คือสารทำความเย็นที่มีคลอรีน ซึ่งมีค่าระดับการทำลายโอโซน (Ozone –O<sub>3</sub>) ในบรรยากาศชั้นสตราโตสเฟียร์ (Stratospheric) เช่น R-11 และ R-12 ซึ่งมีค่าระดับการทำลายโอโซนคือค่า ODP เท่ากับหรือมากกว่า 1 ดังแสดงในตารางที่ 2.1 และ 2.2

ข สาร HCFC (Hydrochlorofluorocarbon) คือสารทำความเย็นที่มีคลอรีนเป็นส่วนประกอบเช่นเดียวกับกลุ่ม CFC แต่มีไฮโดรเจนเป็นส่วนประกอบเพิ่มเติม ทำให้ HCFC สลายตัวได้รวดเร็วกว่าสาร CFC ยังคงมีส่วนในการทำลายโอโซนในบรรยากาศบ้าง เช่น R-22 มีค่า ODP เท่ากับ 0.055 ดังแสดงในตารางที่ 2.1 และ 2.3

ค. สาร HFC (Hydrofluorocarbon) คือสารทำความเย็นที่ไม่มีส่วนประกอบของคลอรีน จึงไม่ทำลายโอโซน ในบรรยากาศเลย เช่น R-134a และ R-410A ดังแสดงในตารางที่ 2.1 และ 2.3

ตารางที่ 2.2 คุณสมบัติของสารทำความเย็นที่มีส่วนประกอบของ CFCs และอื่นๆ [7]

ชนิดของไหล		จุดเดือด มาตรฐาน	ตัวแปรเสริม	
สัญลักษณ์	ชื่อและสูตรโมเลกุล		$T_{cr}$	$P_{cr}$
R-12	Dichlorodifluoromethane, $CCl_2F_2$	243.4	385.2	4.11
R-11	Trichlorofluoromethane, $CCl_3F$	297.0	471.2	4.40
R-113	Trichlorotrifluoroethane, $CCl_2FCClF_2$	320.8	487.3	3.37
R-114	1,2-Dichlorotetrafluoroethane, $CClF_2CClF_2$	276.8	418.9	3.26
R-717	Ammonia, $NH_3$	239.9	406.2	11.62
R-718	Water, $H_2O$	373.2	647.6	22.86
R-630	Methylamine, $CH_3OH_2$	266.5	430.1	7.46

#### 2.6.5 คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของของสารทำความเย็น

สารทำความเย็นควรระเหยที่ความดันสูงกว่าความดันของบรรยากาศ เพื่อป้องกันการรั่วไหลของอากาศเข้าในระบบ ในขณะที่เดียวกันก็จะช่วยให้ประสิทธิภาพเชิงปริมาตรของปั๊มอัดไอสูงขึ้นเพราะอัตราส่วนการอัดต่ำลง จุดเดือดของสารทำความเย็นมีความสำคัญมาก โดยทั่วไปแล้วสารทำความเย็นที่มีจุดเดือดต่ำ ถูกใช้ในการทำความเย็นที่อุณหภูมิต่ำ และสารทำความเย็นที่มีจุดเดือดสูง จะถูกใช้ในการทำความเย็นที่อุณหภูมิสูงเช่น การปรับอากาศ จุดเดือดของสารทำความเย็นจึงเป็นตัวเลขที่แสดงว่าสารทำความเย็นสามารถระเหยที่อุณหภูมิต่ำพอเหมาะที่ความดันที่ต้องการหรือไม่ พิจารณาสสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของ R-410A และ R-22 เป็นสารทำความเย็นที่เหมาะสมสำหรับใช้งานที่ช่วงอุณหภูมิที่กว้างจากการปรับอากาศถึงระบบปั๊มความร้อนโดยสารทำความเย็น R-22 ใช้กันแพร่หลายในการทำความเย็น และระบบปั๊มความร้อนดังแสดงในตารางที่ 2.3 [7]

ตารางที่ 2.3 คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกของสารทำความเย็น HCFC และ HFCs [7]

ชนิดของไหล		จุดเดือด มาตรฐาน (K)	ลักษณะเฉพาะ	
สัญลักษณ์	ชื่อและสูตรโมเลกุล		T <sub>cr</sub>	P <sub>cr</sub>
R-22	Chlorodifluoromethane, CHClF <sub>2</sub>	232.4	369.2	4.97
R-134a	1,1,1,2-Tetrafluoroethane, CHF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	246.7	374.3	4.06
R-152A	1,1-Difluoroethane	248.2	386.7	4.49
R-134	1,1,2,2-Tetrafluoroethane, CH <sub>2</sub> FCF <sub>2</sub>	253.5	387.2	3.43
R-124	2-Chloro-1,1,1,2-Tetrafluoroethane,	261.2	418.9	3.34
R-124A	1-Chloro-1,1,2,2-Tetrafluoroethane,	263.0	399.9	3.71
R-142B	Chlorodifluoroethane, CH <sub>3</sub> CClF <sub>2</sub>	263.4	410.3	4.12
RC-318	Octafluorocyclobutane, C <sub>4</sub> F <sub>8</sub>	267.4	388.5	2.78
R-160	Ethyl chloride, CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> Cl	285.6	460.4	5.27
R-123	Dichlorotrifluoroethane, CHCl <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	300.8	458.2	3.73
R-141B	1,1-Dichloro-1-Fluoroethane, CH <sub>3</sub> CCl <sub>2</sub> F	305.2	482.6	4.38
R-150A	1,1-Dichloroethane	330.2	523.1	4.59
R-410A	CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub> /CHF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	221.57	354.30	4.92

### 2.6.6 คุณสมบัติทางเคมีของสารทำความเย็นจำพวกฟรอน

สารทำความเย็นจำพวกฟรอน ลักษณะจะไม่มีสีและเกือบไม่แสดงกลิ่น มีจุดเดือดต่างกันตามปริมาณความกว้างของอุณหภูมิ สารฟรอนประเภทนี้มีพิษน้อย ไม่เป็นอันตรายต่อโลหะ ไม่มีกลิ่นก่อความรำคาญ และไม่ไวไฟจึงใช้ได้ในทุกสภาพดังนี้

ก. สารทำความเย็น R-22 สูตรโมเลกุล CHClF<sub>2</sub> (Chlorodifluoromethane) จุดเดือดที่ 232.4 K นิยมใช้มากในการใช้เป็นสารทำความเย็น ส่วนมากใช้กับเครื่องปรับอากาศหรือเครื่องทำความเย็นทั้งทางอุตสาหกรรมและการพาณิชย์ เป็นแก๊สที่มีพิษน้อย มีอัตราส่วนของความดันต่ำ มีค่า

เอนทัลปีของการระเหยต่อหน่วยปริมาตรสูง ค่าการทำลายโอโซนในบรรยากาศมาก เกิดปฏิกิริยาเรือนกระจกมาก จึงไม่เหมาะสำหรับใช้เป็นสารทำความเย็นในอนาคต

ข. สารทำความเย็น R-12 สูตรโมเลกุล  $\text{CCl}_2\text{F}_2$  (Dichlorodifluoromethane) จุดเดือดที่ 243.4 K เป็นแก๊สที่มีพิษน้อย ไม่มีกลิ่นรบกวน แต่เป็นสารทำลายโอโซนในบรรยากาศ เกิดปฏิกิริยาเรือนกระจกสูง ปัจจุบันใช้ R-134A หรือ R-152A แทน

ค. สารทำความเย็น R-11 สูตรโมเลกุล  $\text{CCl}_3\text{F}$  (Trichlorofluoromethane) จุดเดือดที่ 297 K ใช้ความดันต่ำแต่มีอัตราส่วนของค่าความดันสูงต่อความดันต่ำมีค่าสูง เอนทัลปีของการระเหยต่อหน่วยปริมาตรต่ำ มีค่าการถ่ายโอนความร้อนดีมาก เป็นแก๊สที่มีพิษน้อยและไวไฟ แต่เป็นสารทำลายโอโซนในบรรยากาศ เกิดปฏิกิริยาเรือนกระจกสูง

ง. สารทำความเย็น R-410A สูตรทางเคมีสารทำความเย็น R-410A คือ  $\text{CH}_2\text{F}_2 / \text{CHF}_2\text{CF}_3$  (50/50% by weight) เป็นสารทำความเย็นที่ประกอบไปด้วยการผสมสารทำความเย็นหลายชนิดเข้าด้วยกัน ซึ่งมีคุณสมบัติที่ไม่ทำลายชั้นโอโซน ไม่สร้างปัญหาภาวะโลกร้อน เพื่อนำมาใช้แทน R-22 ส่วนข้อดีของ R-410A ก็คือมีโอกาสเกิดการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติสารประกอบ (Composition Shift) น้อย R-410A ถูกผลิตขึ้นมาเพื่อใช้ทดแทน R-22 มีความสามารถในการทำความเย็นมากกว่า R-22 ถึง 40% ใช้ได้กับระบบของ R-22 สารทำความเย็น R-410A ให้ประสิทธิภาพการทำความเย็นที่สูง ประหยัดพลังงาน บำรุงรักษาง่าย ไม่ทำลายชั้นบรรยากาศ ใช้งานได้นาน จัดเป็นสารทดแทน R-22 ที่ดีที่สุดในปัจจุบัน R-410A ยังเป็นการประยุกต์ข้อดีของสารทำความเย็น ในระบบเครื่องทำความเย็นมาใช้กับเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนโดยอาศัยหลักการนำความร้อนได้เร็ว [1]

การเลือกสารทำความเย็นให้เหมาะสมกับชนิดของปั๊มอัดไอ และสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ การเปรียบเทียบคุณสมบัติของสารทำความเย็นต่าง ๆ ดังตารางที่ 2.1 ถึง 2.3 การเลือกสารทำความเย็นนั้นควรพิจารณาถึงผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมโลกตามสนธิสัญญาป้องกันการทำลายชั้นโอโซนในบรรยากาศของโลกซึ่งลงนามในพิธีสารมอนทรีออล ที่กล่าวมาแล้วตั้งแต่ต้นนั้น การเลือกใช้สารทำความเย็นในเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนต้องพิจารณาเลือกใช้สารทำความเย็นที่มีประสิทธิภาพ และป้องกันภาวะโลกร้อนที่คนทั่วโลกกำลังให้ความสนใจและกำลังเฝ้าติดตามการเปลี่ยนแปลงต่างๆ ซึ่งมีผลจากการใช้สาร CFCs ในสารทำความเย็นด้วยส่วนหนึ่ง

## 2.7 สารหล่อลื่นของปั๊มอัดไอ (Compressor Lubricants) [5]

สารหล่อลื่นที่ใช้ในระบบทำความเย็นเพื่อการหล่อลื่นคอมเพรสเซอร์มีคุณสมบัติพื้นฐานที่ต้องการคือ ไม่มีส่วนผสมของไข (Wax Free) เพื่อป้องกันการแข็งตัวอุดตันในระบบเมื่อสัมผัสกับช่วงอุณหภูมิต่ำ ไม่เป็นสื่อไฟฟ้า และสามารถรวมตัวกับสารทำความเย็นได้ดีในทุกสภาวะ เพื่อป้องกันการแยกตัวออกจากสารทำความเย็นและตกค้างอยู่ในอุปกรณ์ต่าง ๆ แบ่งออกตามกรรมวิธีการผลิตเป็น 2 กลุ่มดังนี้

### 2.7.1 ประเภทน้ำมันดิบ (Naphthenic or Paraffinic Based)

สารนี้ได้จากการกลั่นของน้ำมันดิบหรือเรียกอีกอย่างว่า Mineral Oil (MO) ซึ่งใช้กับสารทำความเย็นที่ใช้ในปัจจุบันทั่วไป CFCs แต่ไม่สามารถใช้ได้กับสารทำความเย็นกลุ่ม HFC เช่น R-410A, R-134a เนื่องจาก MO ไม่สามารถรวมตัวกับสาร HFC ได้

### 2.7.2 ประเภทสารสังเคราะห์ (Synthetic Based)

สารหล่อลื่นประเภทสังเคราะห์ได้แก่ สารหล่อลื่นชนิด Alkyl Benzene (AB), Polyol Ester (POE), Poly Alkylene Glycol (PAG) ซึ่ง AB หรือ POE นั้นอาจจะใช้งานโดยอิสระ เช่น POE ซึ่งนำไปใช้หล่อลื่นระบบสารทำความเย็น HFC เช่น R-134a, R-410A, R-404A, R-407A หรืออาจนำไปผสมกับ MO เพื่อใช้กับสาร HCFC เช่น R-22, R-401A, R-401B, R-402A เป็นต้น การใช้สารหล่อลื่นชนิด POE มีข้อควรระวังเนื่องจาก POE มีความสามารถในการดูดความชื้น (Hygroscopic) สูงมาก จึงต้องระวังไม่ให้มีโอกาสสัมผัสกับอากาศหรือความชื้นได้

## 2.8 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

การศึกษาวิจัยที่เกี่ยวข้องกับเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนนั้น ได้มีการวิจัยพัฒนามานานกว่า 20 ปี ตั้งแต่การจำลองแบบทางคณิตศาสตร์ การสร้างเครื่องอบแห้งเพื่อทำการวิจัย โดยอาศัยหลักการของระบบปั๊มความร้อน คือ ปั๊มอัดไอ เครื่องควบแน่น วาล์วลดความดัน และเครื่องระเหย [1] และอาศัยหลักการทางวัฏจักรการอัดไอ เช่น ความเร็วรอบของปั๊มอัดไอ อุณหภูมิของแหล่งรับความร้อน และให้ความร้อน การเลือกสารทำความเย็น ก็มีความจำเป็นทั้งเรื่องคุณสมบัติการถ่ายเทความร้อน การนำความร้อนมีส่วนทำให้สมรรถนะสูงหรือต่ำได้

การถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์ปั๊มความร้อนมีส่วนทำให้สมรรถนะของเครื่องอบแห้งสูงหรือต่ำด้วยเช่นกัน ผลที่ได้จากการทำนายในแบบจำลองเมื่อนำมาเทียบกับผลการทดลองแล้วปรากฏว่า มีเปอร์เซ็นต์ความผิดพลาดโดยรวมเกิดขึ้นไม่ถึง 10% [6] โดยความผิดพลาดที่เกิดขึ้นนี้ มาจากการที่ไม่ได้คำนึงถึงการสูญเสียความร้อนสู่สิ่งแวดล้อม การอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนมีประสิทธิภาพดีกว่า



การอบแห้งด้วยขดลวดไฟฟ้าและการเผาไหม้เชื้อเพลิงโดยมีค่า  $COP_h$  ระหว่าง 3 -5 [7-8] พบว่าเวลาที่ใช้ในการอบแห้งข้าวเปลือกของการอบแห้งด้วย ขดลวดไฟฟ้าคือ 6 ถึง 7 hr บั้มความร้อน 12 ถึง 16 hr พัดลมธรรมชาติ 36 hr และการตากแดด 60 hr [15] สารทำความเย็น R-22 เมื่อนำมาใช้กับบั้มความร้อนแล้วทำให้มีสมรรถนะสูงสุดและใช้ในระบอบอบแห้งมากที่สุด [1]

การใช้เครื่องอบแห้งแบบบั้มความร้อนเพื่ออบแห้งข้าวเปลือกและ พืชผลการเกษตรอื่น ๆ ที่ผ่านมามีพบว่าอัตราอากาศข้ามเครื่องระเหย ที่เหมาะสมสำหรับการอบแห้งแบบระบบเปิดคือ 0% ระบบปิดอยู่ที่ 60-70% ซึ่งจะทำให้ความสิ้นเปลืองพลังงานมีค่าต่ำสุด ค่า  $COP_h$  และ SMER มีค่าสูงสุด ส่วน MER มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อปรับอัตราลมข้ามเครื่องระเหย เป็น 0 % [5] และจากการศึกษาพบว่า การอบแห้งที่ใช้อัตราการไหลเฉพาะของอากาศทำให้คุณภาพของข้าวเปลือกภายหลังจากการอบแห้งที่ดี และมีความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะต่ำกว่าการอบแห้งที่ใช้อัตราการไหลเฉพาะของอากาศสูง [3] การจำลองทางคณิตศาสตร์พบว่าอัตราอบแห้งขึ้นอยู่กับอัตราการไหลเฉพาะของอากาศและอุณหภูมิของอากาศอบแห้ง ส่วนระบบอบแห้งระบบปิดจะมีประสิทธิภาพดีกว่าและประหยัดพลังงานมากกว่าระบบเปิด โดยมีค่า  $COP_h$  และ SMER สูงสุด [8]

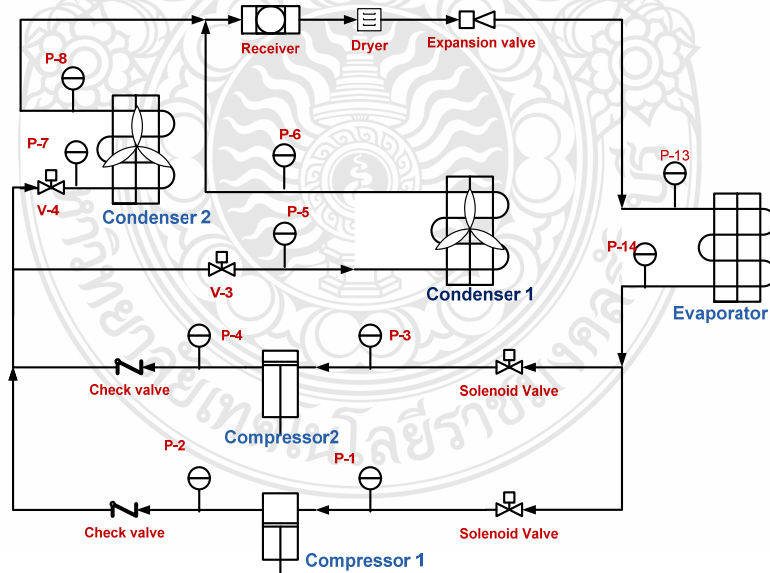
จากงานวิจัยที่ผ่านมาสามารถสรุปใจความสำคัญได้ดังนี้คือ การอบแห้งด้วยบั้มความร้อนมีประสิทธิภาพดี โดยมีค่า COP ระหว่าง 3-5 เวลาที่ใช้ในการอบแห้งของการอบแห้งด้วยระบบบั้มความร้อน คือ 16 hr สารทำความเย็น R-22 เมื่อนำมาใช้กับบั้มความร้อนแล้วทำให้มีสมรรถนะสูงสุด [1,5] อัตราการไหลเฉพาะของอากาศทำให้คุณภาพของข้าวเปลือกภายหลังจากการอบแห้งที่ดี การทำนายผลการอบแห้งในแบบจำลองเมื่อนำมาเปรียบเทียบกับผลการทดลองแล้วปรากฏว่ามีเปอร์เซ็นต์ความผิดพลาดโดยรวมประมาณ 10% [6]

# บทที่ 3

## วิธีการศึกษาและวิจัย

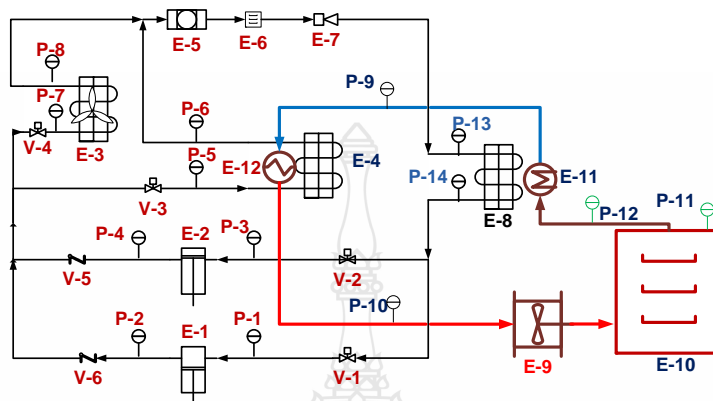
### 3.1 บทนำ

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาจากการทดลองและการจำลองแบบทางคณิตศาสตร์ของระบบปั๊มความร้อน เพื่อที่จะทำนายสมรรถนะโดยรวมของ เครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อน โดยใช้สมการพื้นฐานของแต่ละอุปกรณ์ในวัฏจักรซึ่งประกอบไปด้วย ปั๊มอัดไอ เครื่องควบแน่น วาล์วลดแรงดัน และเครื่องระเหย ซึ่งต้องการข้อมูลสภาวะการทำงานของเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนเช่น กำลังงานของปั๊มอัดไอ อุณหภูมิของอากาศอบแห้งที่แหล่งรับความร้อนและแหล่งจ่ายความร้อน อัตราการไหลของอากาศอบแห้ง ความชื้นวัสดุอบแห้ง และอัตราการไหล อุณหภูมิ ความดันของสารทำความเย็น การทดลองและการวิจัยนี้แบ่งขั้นตอนได้ 2 ขั้นตอนใหญ่ๆ คือขั้นตอนที่ 1 ศึกษาเปรียบเทียบตัวแปรการศึกษาจากการทดลองเปรียบเทียบกับจำลองแบบเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนขนาด 1.15 kW และขั้นตอนที่ 2 การจำลองแบบเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อน เพื่อศึกษาเปรียบเทียบตัวแปรการศึกษาเพื่อการวิเคราะห์สมรรถนะเครื่องอบแห้งระหว่างการใช้ R-410A กับ R-22 เครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อน มีรายการอุปกรณ์ และวงจรการทำงานตามภาพที่ 3.1 และ 3.2 ดังต่อไปนี้



ภาพที่ 3.1 วงจรระบบปั๊มความร้อนของงานวิจัย

### 3.2 วัสดุอุปกรณ์และวิธีการทดลอง



ภาพที่ 3.2 วงจรการทำงานเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อน

ตารางที่ 3.1 รายการอุปกรณ์ของเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนของงานวิจัย

สัญลักษณ์	ชื่อ	ขนาด	จำนวน
E-1	ปั๊มอัดไอ 1	1.15 kW	1
E-2	ปั๊มอัดไอ 2	1.15 kW	1
E-3	เครื่องควบแน่นตัวนอก	3.4 MPa (500 psi)	1
E-4	เครื่องควบแน่นตัวใน	3.4 MPa (500 psi)	1
E-5	กรองสารทำความเย็น (Receiver)	-	1
E-6	กรองความชื้น (Dryer)	-	1
E-7	วาล์วลดแรงดัน	-	1
E-8	เครื่องระเหย	3.4 MPa (500 psi)	1
E-9	พัดลม	0.024 kW	1
E-10	ตู้อบแห้ง	8 m <sup>3</sup>	1
E-11	ห้องถ่ายเทความร้อน	650 x 1000 x 450 mm	1
E-12	ห้องแลกเปลี่ยนความร้อน	650 x 1000 x 450 mm	1
V-1 ถึง V-4	วาล์วควบคุมด้วยไฟฟ้า	24 VDC / 1.5 mA	4
V-5 และ V-6	วาล์วกันกลับ	1/8 inch	2
P-1 ถึง P-14	หัววัดอุณหภูมิและแรงดัน	-	14

### 3.2.1 เครื่องจักรและอุปกรณ์ในการทดลอง

- ก. บีบอัดไอ (Compressor) ยี่ห้อ Mitsubishi รุ่น RH287VHET กำลัง 1.15 kW
- ข. เครื่องควบแน่น (Condenser) แรงดัน 3.4 MPa
- ค. เครื่องระเหย (Evaporator) ขนาด แรงดัน 3.4 MPa
- ง. วาล์วลดแรงดัน (Expansion Valve) ขนาด  $1.0 \text{ m}^3/\text{s}$
- จ. เกจวัดแรงดัน (Pressure Gauge) ขนาด 2.5 นิ้ว แรงดันสูงสุด 3.4 MPa
- ฉ. กรองสารทำความเย็น (Receiver Filter)
- ช. วาล์วกันกลับน้ำยา (Check Valve) ขนาด 3/8 นิ้ว
- ซ. กรองความชื้น (Dryer)
- ณ. หลอดแก้วมองน้ำยา (Sight Glass)

### 3.2.2 เครื่องมือวัดในการทดลอง

- ก. เครื่องมือวัดความเร็วลม เครื่องมือวัดความชื้นสัมพัทธ์
- ข. เครื่องมือวัดอุณหภูมิ
- ค. เครื่องมือวัดความชื้นข้าวเปลือก
- ง. เครื่องมือวัดกระแสไฟฟ้า

### 3.2.3 ส่วนประกอบของเครื่องอบแห้งในการทดลอง

- ก. ระบบปั๊มความร้อนที่มีวงจรตามภาพที่ 3.1
- ข. ตู้อบแห้งสำหรับบรรจุวัสดุอบแห้งขนาด กว้าง 2 m x ยาว 2 m x สูง 2 m ทำด้วยโครงสร้างเหล็กกล่องขนาด 25 mm x 25 mm หนา 3 mm หุ้มผนังด้วยเหล็กเคลือบสังกะสีหนา 0.7 mm หุ้มใยแก้วหนา 150 mm ปิดด้วยสังกะสีอีกชั้น
  - ค. ชุดถาดหมุนบรรจุถาด ข้าวเปลือกขนาดบรรจุ 100 kg โดยทำเป็นช่องเสียบ จำนวน 10 ชั้นสามารถหมุนในแนวแกนรอบทิศทางซึ่งติดตั้งไว้ในตู้อบหมუნด้วยความเร็วรอบ 50 rpm ถูกป็นหน้าแปลนทำหน้าที่ยึดชุดถาดหมุนให้สามารถหมุนได้หลายทิศทาง ชุดพูลเลย์ รับกำลังจากมอเตอร์เกียร์เพื่อหมุนถาดบรรจุข้าว
  - ง. ชุดพูลเลย์ขนาดอัตราทด 1:10
  - จ. มอเตอร์เกียร์ 3 เฟส 380 V ขนาด 0.1 kW
  - ฉ. พัดลมระบายความร้อนขนาด 0.024 kW 220 V จำนวน 1 ตัว

### 3.2.4 วัสดุที่ใช้ในทดลอง

- ก. ข้าวเปลือกความชื้น 18 %(d.b.) จำนวน 100 kg
- ข. สารทำความเย็น R-22 จำนวน 4 kg
- ค. น้ำมันหล่อลื่นบีเอ็มอัดไอชนิดใช้กับ R-22

### 3.2.5 การใช้เครื่องมือวัดและการจัดเก็บข้อมูลในการทดลอง

ก. การวัดอุณหภูมิและความดัน จะบันทึกค่าที่ตำแหน่งเข้าและออกจากแต่ละอุปกรณ์ โดยใช้อุณหภูมิกระเปาะแห้งใช้เทอร์โมคัปเปิ้ล ใช้วิธีเจาะท่อสารทำความเย็นและสอดสายเทอร์โมคัปเปิ้ลเข้าไปในท่อทองแดงปลายปิดขนาดเล็กฝังอยู่ในท่อสารทำความเย็น การวัดความดัน ของสารทำความเย็นจะใช้บิวส์ดองเกจในการวัดความดันที่ตำแหน่งทางเข้าและทางออกของแต่ละอุปกรณ์

ข. การวัดความเร็วลมของอากาศใช้เครื่องวัดความเร็วลมชนิดขดลวดร้อน (Hot Wire Anemometer) มีความละเอียด  $\pm 0.1$  m/s

ค. การวัดปริมาณการใช้ไฟฟ้าปริมาณไฟฟ้ารวมซึ่งจ่ายให้กับบีเอ็มอัดไอและพัดลม วัดกำลังงานไฟฟ้าด้วยกิโลวัตต์มิเตอร์และกระแสไฟฟ้าใช้แอมป์มิเตอร์

ง. น้ำหนักก่อนและหลังการอบแห้งของวัสดุอบแห้งใช้วิธีชั่งน้ำหนักโดยใช้เครื่องชั่งแบบดิจิตอล มีความละเอียด  $\pm 0.01$  g ทำการชั่งน้ำหนักข้าวเปลือกเพื่อหาน้ำหนักก่อน หลังการอบแห้งเพื่อคำนวณหาค่าความชื้น

จ. การหาความชื้นของข้าวเปลือก ความชื้นเป็นตัวบอกปริมาณ-ของน้ำที่มีอยู่ในข้าวเปลือกเมื่อเทียบกับมวลของข้าวเปลือกแห้ง คือค่าความชื้นมาตรฐานแห้งซึ่งใช้สำหรับการวิจัยนี้ โดยการหาค่าความชื้นใช้เครื่องวัดความชื้นแบบตัวเลขและการคำนวณจากน้ำหนักข้าวเปลือกที่เหลือหารด้วยน้ำหนักข้าวเปลือกแห้งไม่มีความชื้นซึ่งหาได้จากการคำนวณด้วยค่าความชื้นที่วัดค่าไว้ในตอนต้น

### 3.2.6 ข้อมูลที่ต้องการจากการทดลอง

- ก. อุณหภูมิสารทำความเย็น (Refrigerant Temperature) ( $^{\circ}\text{C}$ )
  - 1) อุณหภูมิทางเข้าและทางออก บีเอ็มอัดไอ ( $^{\circ}\text{C}$ )
  - 2) อุณหภูมิทางเข้าและทางออก เครื่องควบแน่นตัวใน ( $^{\circ}\text{C}$ )
  - 3) อุณหภูมิทางเข้าและทางออก เครื่องควบแน่นตัวนอก ( $^{\circ}\text{C}$ )
  - 4) อุณหภูมิทางเข้าและทางออก วาล์วลดความดัน ( $^{\circ}\text{C}$ )
  - 5) อุณหภูมิทางเข้าและทางออก เครื่องระเหย ( $^{\circ}\text{C}$ )

ข. ความดันสารทำความเย็น (Refrigerant Pressure) (MPa)

- 1) ความดันทางเข้าและทางออก บีเอ็มไอ (MPa)
- 2) ความดันทางเข้าและทางออก เครื่องควบแน่นตัวใน (MPa)
- 3) ความดันทางเข้าและทางออก เครื่องควบแน่นตัวนอก (MPa)
- 4) ความดันทางเข้าและทางออก วาล์วลดความดัน (MPa)
- 5) ความดันทางเข้าและทางออก เครื่องระเหย (MPa)

ค. ความเร็วของอากาศหมุนเวียนในห้องอบแห้ง (m/s)

ง. อุณหภูมิกระเปาะแห้งในห้องอบ (°C)

จ. กระแสไฟฟ้า โดยใช้แอมป์มิเตอร์ (Amp Meter)

- 1) กระแสไฟฟ้าของพัดลมดูด (A)
- 2) กระแสไฟฟ้าของบีเอ็มไอ (A)
- 3) กระแสไฟฟ้าของมอเตอร์ถาดหมุน (A)

ฉ. พลังงานไฟฟ้าของระบบทั้งหมด (kWh)

ช. ความชื้นของข้าวเปลือก (% d.b.)

ซ. ความชื้นสัมพัทธ์ในตู้อบ (% RH)

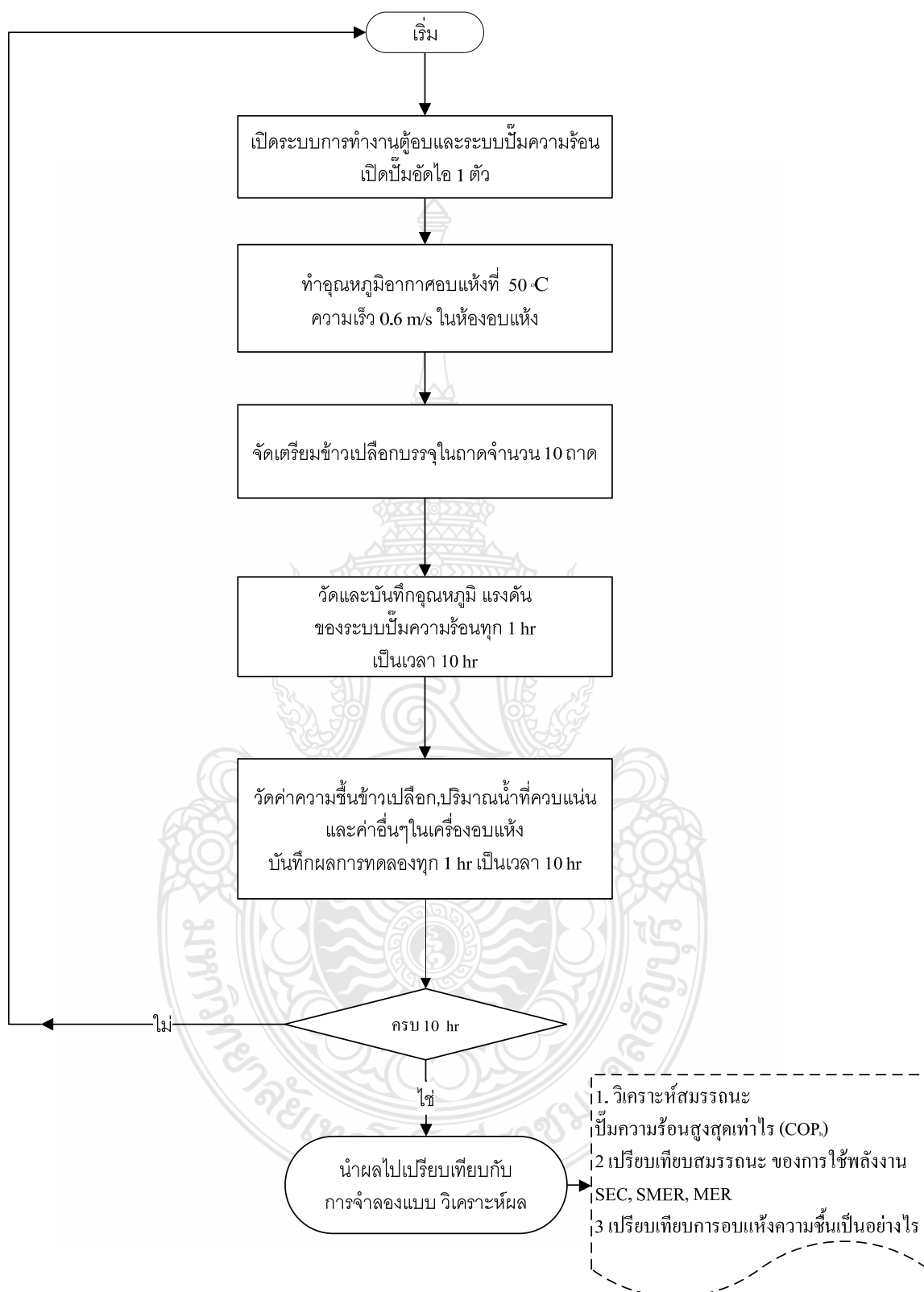
ณ. น้ำหนักของข้าวเปลือก

- 1) น้ำหนักก่อนอบ (kg)
- 2) น้ำหนักหลังอบ (kg)

ญ. ปริมาณน้ำที่เครื่องระเหยโดยการชั่งน้ำหนัก (kg)

### 3.2.7 ขั้นตอนการทดลองด้วยเครื่องอบแห้ง (Experimental Method)

ก. เงื่อนไขและวิธีการทดลอง วิจัยด้วยข้าวเปลือกโดยมีความชื้น 18 % (d.b.) และการอบแห้งใช้อุณหภูมิสูงสุดไม่เกิน 60 °C โดยมีวัตถุประสงค์ การศึกษาเปรียบเทียบสมรรถนะของเครื่องอบแห้งในกรณีที่ใช้สารทำความเย็นด้วย สารทำความเย็น R-22 เปิดบีเอ็มไอ 1 ตัว สภาพที่ใช้ในการอบแห้งข้าวเปลือกอุณหภูมิอากาศอบแห้ง 50-60 °C ความเร็วลมเข้าห้องอบแห้งสูงสุดตามขนาดพัดลมหรือประมาณ 0.6 m/s เป้าหมายการอบแห้งกำหนดเวลาสำหรับการอบที่ 10 hr โดยมีรายละเอียดขั้นตอนการทดลองตามภาพที่ 3.3 ดังต่อไปนี้



ภาพที่ 3.3 ขั้นตอนการทดลอง

ข. ขั้นตอนการทดลอง มีรายละเอียดตามภาพที่ 3.3 อธิบายโดยสังเขปได้ดังนี้

- 1) เตรียมเครื่องอบแห้งและระบบปั๊มความร้อนเต็มสารทำความเย็น R-22 และน้ำมันหล่อลื่นปั๊มอัดไอ
- 2) จ่ายระบบไฟฟ้าเข้าเครื่องตรวจสอบแรงดันไฟฟ้า และกระแสไฟฟ้า
- 3) เดินระบบอบแห้ง จนกระทั่งอุณหภูมิอากาศอบแห้งได้อุณหภูมิ 50 °C
- 4) บรรจุข้าวเปลือกในถาด 10 ถาดรวม 100 kg ที่ความชื้น 18%(d.b.)
- 5) เปิดระบบปั๊มอัดไอ 1 ตัว จนกว่าระบบความร้อนอยู่ในสภาวะคงที่ อุณหภูมิ ความดันไม่เปลี่ยนแปลงและอุณหภูมิได้ตามที่ต้องการ
- 6) บันทึกข้อมูลทุก 1 hr เป็นเวลา 10 hr
- 7) นำผลไปเปรียบเทียบและวิเคราะห์ผลกับการจำลองแบบที่ 1

### 3.3 วิธีการจำลองแบบเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อน (Heat Pump Dryer Simulation)

#### 3.3.1 เงื่อนไขการจำลองแบบทางคณิตศาสตร์

ก. การจำลองแบบมีทั้งหมด 3 การจำลองโดยการจำลองที่ 1 และ 2 ใช้เพื่อศึกษาวิจัย R-22 รวม 2 การจำลองแบบและการจำลองที่ 3 สำหรับศึกษา R-410A

ข. การจำลองที่ 1 ใช้เปรียบเทียบผลกับการทดลองจึงต้องมีสภาวะอบแห้งเดียวกันโดยใช้ อุณหภูมิการอบแห้งสูงสุด (50 – 55 °C) ความเร็วอากาศอบแห้งที่ห้องอบแห้งเท่ากับ 0.6 m/s ขนาดปั๊มอัดไอ 1.15 kW

ค. การจำลองที่ 2 และ 3 เพื่อการศึกษาเปรียบเทียบตัวแปรสมรรถนะระบบปั๊มความร้อนของเครื่องอบแห้งในกรณีที่ใช้สารทำความเย็นด้วย R-22 และ R-410A กำหนดขนาดอุปกรณ์และระบบปั๊มความร้อนที่มีขนาดเท่ากัน

ง. การศึกษาตัวแปรทั้ง 3 การจำลองของเครื่องอบแห้งปั๊มความร้อนเพื่อเปรียบเทียบผลการจำลองกับการทดลองด้วยเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อน มีข้อมูลที่ต้องการศึกษาคือ อุณหภูมิการอบแห้ง กำลังไฟฟ้า อุณหภูมิและความดันสารทำความเย็น ปริมาณน้ำที่กลั่นออกมาจากเครื่องระเหย และอุณหภูมิความชื้นของอากาศอบแห้ง โดยปรับค่าตัวแปรและเงื่อนไขต่างๆ เพื่อหาค่า COP<sub>h</sub>, DR, MER, M<sub>p</sub>, SEC และ SMER

จ. ใช้เวลาอบแห้งในแบบจำลองที่ 1 เท่ากับ 10 hr ส่วนในแบบจำลองที่ 2 และ 3 ใช้เวลาของการอบแห้งจนกระทั่งความชื้นของข้าวเปลือกเหลือไม่เกิน 14 %(d.b.)



### 3.3.2 สมมุติฐานการจำลองแบบทางคณิตศาสตร์

การจำลองแบบทางคณิตศาสตร์สามารถแสดงได้ 2 ส่วนหลัก ๆ คือ ห้องอบแห้ง และ ระบบปั๊มความร้อน ซึ่งสามารถจัดทำโดยอาศัยหลักการพื้นฐานของกฎอนุรักษ์มวลและการอนุรักษ์พลังงานด้วยหลักสมมุติฐานดังนี้

- ก. ความสมดุลทางความร้อนของการอบแห้งและวัสดุอบแห้งมีค่าเท่ากัน
- ข. การไหลของอากาศสม่ำเสมอ
- ค. สารทำความเย็นมีสถานะไอสมบูรณ์ที่เครื่องระเหย
- ง. สารทำความเย็นมีสถานะของเหลวอิ่มตัวที่เครื่องควบแน่น
- จ. ปั๊มอัดไอทำงานด้วยวัฏจักรโพลีโทรปิก (Polytropic)
- ฉ. วาล์วลดแรงดันทำงานด้วยวัฏจักรไอเซนทาลปิก (Isenthalpic)
- ซ. การสูญเสียความดันมีค่าเป็นศูนย์

### 3.3.3 สมการคำนวณในแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อน

รายละเอียดและสมการคำนวณในการจำลองแบบทางคณิตศาสตร์เครื่องอบแห้งปั๊มความร้อนที่ต้องดำเนินการใช้ในการทดลองวิจัยถูกแสดงในตารางที่ 3.2 ถึง 3.5 ดังต่อไปนี้

ตารางที่ 3.2 ค่าคงที่ในแบบจำลองเครื่องอบแห้งปั๊มความร้อน [17]

ตัวแปร	ความหมายหรือสมการคำนวณ	ค่า / หน่วย
$C_a$	ค่าความร้อนจำเพาะของอากาศ	1.006 kJ/kg °C
$C_v$	ค่าความร้อนจำเพาะของไอน้ำ	1.88 kJ/kg °C
$A_d$	พื้นที่หน้าตัดท่อลม	0.29 m <sup>2</sup>
$C_w$	ค่าความร้อนจำเพาะของน้ำ	4.184 kJ/kg °C
$K_a$	ค่าการพาความร้อนในอากาศ	$2.816 \times 10^{-5}$ W/m <sup>2</sup> K
$T_{di}$	กำหนดค่าเริ่มต้น	50 °C
$V_a$	ความเร็วอากาศอบแห้ง	0.6 m/s
BP	ปริมาณอากาศที่ข้ามเครื่องระเหย	0 %
RC	สัดส่วนอากาศนำกลับมาอบแห้ง	100 %

ตารางที่ 3.3 ตัวแปรและสมการในแบบจำลองเครื่องอบแห้งป้อนความร้อน [17]

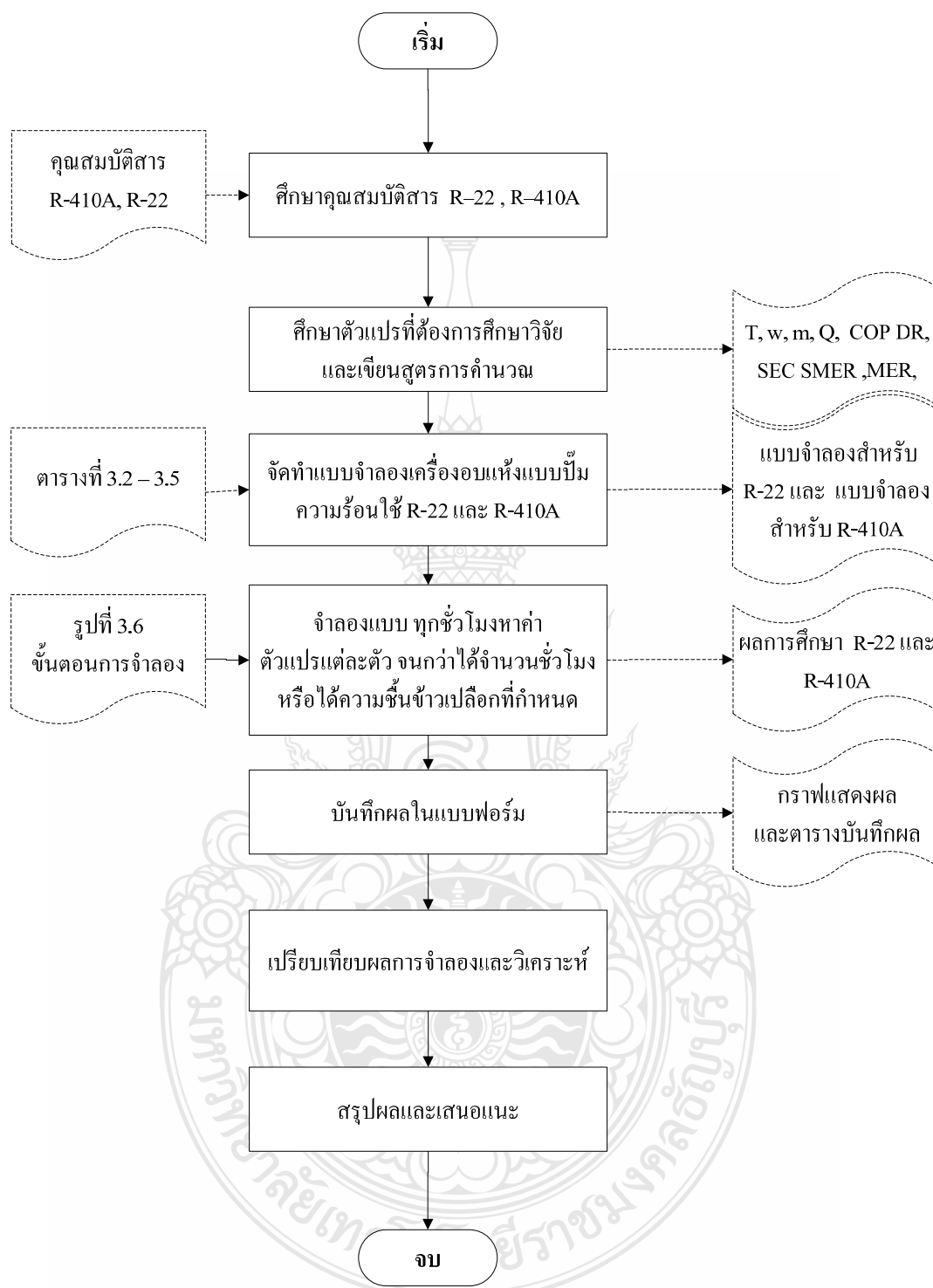
ตัวแปร	ความหมายหรือสมการคำนวณ	ค่า / หน่วย
$M_i$	ค่าความชื้นวัสดุเริ่มต้น	20 – 24 %
$M_f$	ค่าความชื้นสุดท้ายของวัสดุอบแห้ง	$\leq 14\%$
$T_{amb}$	อุณหภูมิอากาศรอบนอก	25 °C
$T_{ci}$	อุณหภูมิอากาศก่อนเครื่องควบแน่น	$\leq 60$ °C
$T_{pi}$	อุณหภูมิวัสดุเริ่มต้นมีค่าเท่ากับ $T_{amp}$	25 °C
$w_{amb}$	ที่ 25 °C 80 %RH	0.018 kg vapor/kg air
$w_{di}$	อัตราส่วนความชื้นเริ่มต้นเท่ากับ $w_{amb}$	0.018 kg vapor/kg air
$m_p$	น้ำหนักข้าวเปลือกทดลอง	100 kg
$m_a$	$3600\rho V_a A_d$	Kg/hr
$R_p$	$= m_p / (m_a t)$	kg product/ kg air
$D$	$= 0.9 \times 10^{-3} \exp(-2325.5 / (T_{di} + 273))$	-
$C_p$	$= 1.59432 + (2.3716 M_i)$	kJ/kg. °C
$M_{eq}$	$= 0.01((0.93609 + 45.1964Rh_{di}) / (1 + (3.31388Rh_{di}) - (4.3203657(Rh_{di}^2))))$	% (d.b.)
$M_f$	$= M_i + 1/6 (K_1 + 2K_2 + 2K_3 + K_4)$	% (d.b.)
$w_{do}$	$= w_{di} + R_p(M_i - M_f)$	kg vapor / kg air
$T_{do}$	$= (C_a T_{di} + w_{di} (h_{fg} + C_v T_{di}) + 0.5 R_p C_p T_{pi} - (0.5 V_w A_d T_{di} / m_a) - W_{do} h_{fg}) / (C_a + C_v w_{do} + 0.5 R_p C_p + (0.5 U_w A_d / m_a))$	°C
$RH_{do}$	$= P_{vdo} / P_{vsdo}$	%
$w_{pd}$	$= (M_i - M_f) (m_p / t)$ หรือ $m_a (w_{do} - w_{di})$	kg of water

ตารางที่ 3.4 สมการในแบบจำลองเครื่องอบแห้งป้อนความร้อน [17]

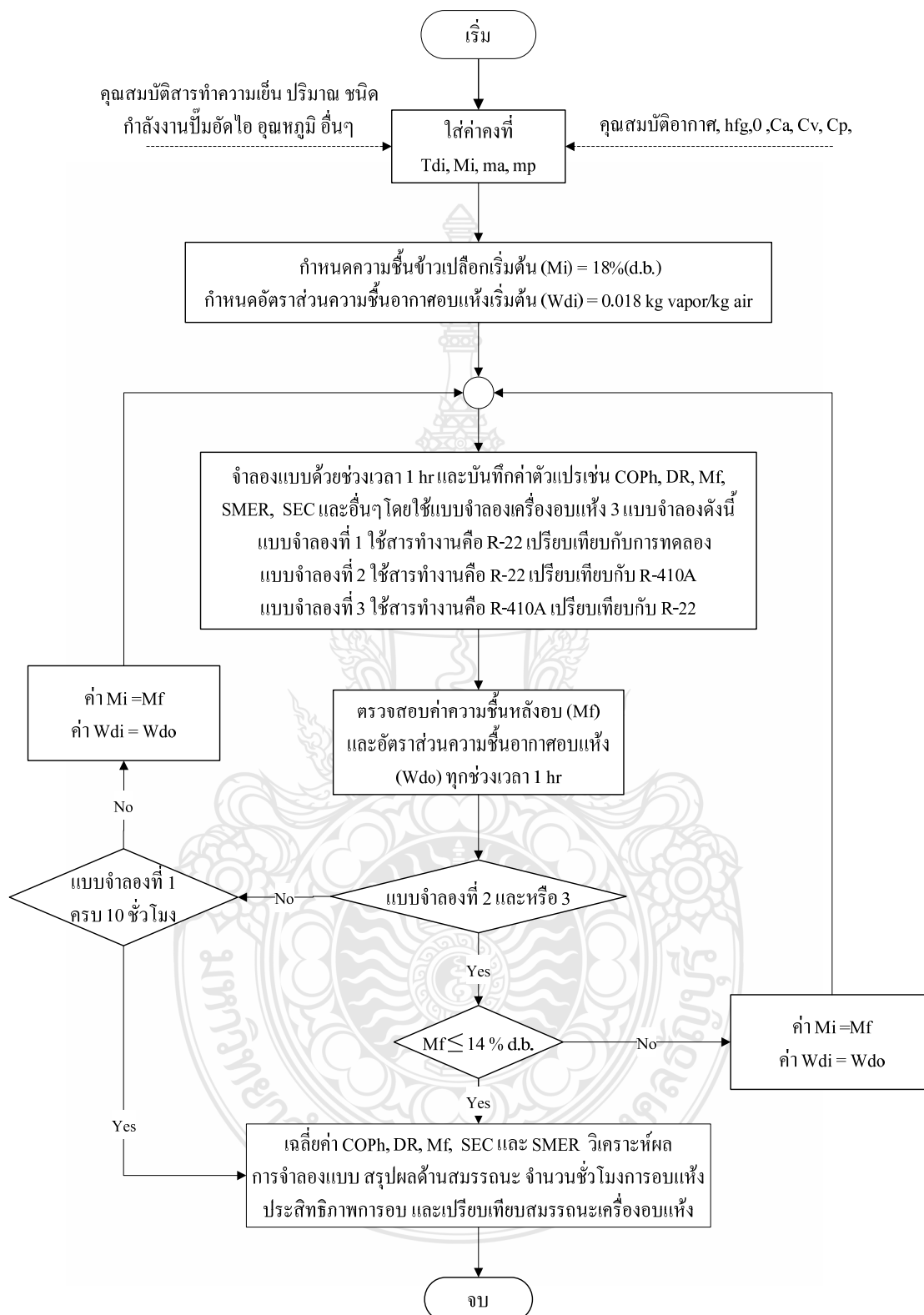
ตัวแปร	สมการคำนวณ	ค่า/หน่วย
$w_{eo}$	$= w_{di} / (1 - BP)$	$\text{kg}_{\text{vapor}} / \text{kg}_{\text{air}}$
$w_{co}$	$= w_{eo} / (1 - BF)$	$\text{kg}_{\text{vapor}} / \text{kg}_{\text{air}}$
$T_{co}$	$= (\log (w_{co} / 0.00393761) / 0.065505)$	$^{\circ}\text{C}$
$T_{co}$	$= BF.(C_a + (1 - BF)(C_a T_{co} + w_{ci}(h_{fg} + C_V T_{co})) - w_{eo} h_{fg}) / C_a + w_{eo} C_V$	$^{\circ}\text{C}$
PD	$= 60 p d n l = 7.37$	$\text{m}^3/\text{h}$
$m_r$	$= 1 + C - C (P_2 / P_1) (1/K_r) PD/V_s$	$\text{kg}/\text{h}$
$h_3$	$= h_f (T_3)$	$\text{kJ}/\text{kg}$
$T_2$	$= -273 + (T_1 + 273) (P_2 / P_1)$	$^{\circ}\text{C}$
$T_{cs}$	$= (k_r - 1) / k_r$	$^{\circ}\text{C}$
$T_{cs}$	$= T_2 - T_3$	$^{\circ}\text{C}$
$h_2$	$= h_s (T_3, T_{cs})$	$\text{kJ}/\text{kg}$
$hs(T_3, T_{cs})$	$= 0.001 (h_{s1} h_{s2} + 155482)$	$\text{kJ}/\text{kg}$
$r$	$= (1.28 c - 5 T_{di}^2) - (4.9192e - 3 T_{di}) + 1.3008872$	$\text{kg}/\text{m}^3$
$Q_r$	$= m_a / 3600 r$	$\text{m}^3/\text{s}$
$P_{\text{dryer}}$	$= 0.96 r V^2$	Pa
$V_a$	$= m_a / (3600 A_d r)$	$\text{m}/\text{s}$
$V_{of}$	$= m_a / (3600 A_f r)$	$\text{m}/\text{s}$
delP	$= P_{\text{ev}} + P_{\text{co}} + P_{\text{dryer}} + P_{\text{ch}} + 2P_{\text{fa}}$	Pa
$W_{\text{fan}}$	$= m_a \text{delP} / (1000 r h_f)$	kW
$T_{co}$	$= (C_a T_{di} + w_{di} (h_{fg} + C_V T_{di})) - w_{di} h_{fg} + (w_{fo} / m_a) / (C_a + w_{di} C_V)$	$^{\circ}\text{C}$

ตารางที่ 3.5 สมการสมรรถนะในแบบจำลองเครื่องอบแห้งป้อนความร้อน[17]

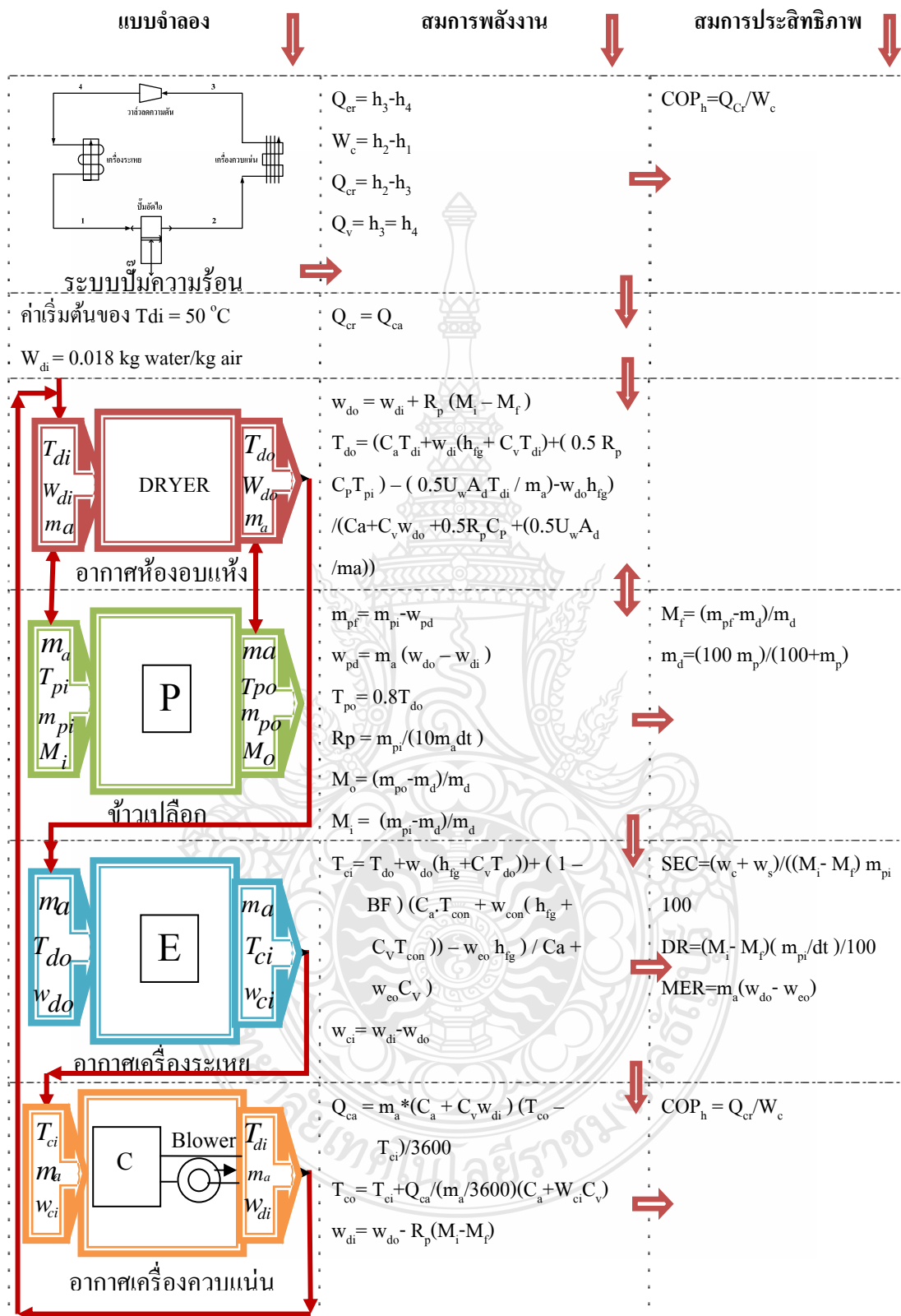
ตัวแปร	สูตร/วิธีการ	ค่า/หน่วย
$T_{ci}$	$= (1 - BP)(C_a T_{co} + w_{co} (h_{fg} + C_v T_{co})) + (BP h_{fg}) - w_{di}$ $h_{fg} + (U_w T_{amb} / m_a) / (C_a + w_{di} C_v + (0.5 U_w A_m / m_a))$	$^{\circ}C$
$T_3$	$= T_{di} + 3$	$^{\circ}C$
$h_4$	$= h_3$	kJ/kg
$P_{Com}$	$= m_r (h_2 - h_1) / 3600$	kW
$Q_{evr}$	$= m_r (h_1 - h_4) / 3600$	kW
$Q_{cor}$	$= m_r (h_2 - h_3) / 3600$	kW
$Q_{coa}$	$= m_a (C_a + C_v w_{di})(T_{co} - T_{di}) / 3600$	kW
$Q_{eva}$	$= (m_a (1 - BP) C_a (h_{fg}) - C_a T_{co} - w_{co} (h_{fg} + C_v T_{co}) +$ $E_{co} (4.184) T_{co} ) / 3600$	kW
DR	$= m_a (1 - BP) (w_{ci} - w_{co})$	kg vapor/hr
SMER	$= w_{pd} / (W_C + W_S)$	kg water/kWh
SEC	$= 1 / SMER$	kWh/kg water
COP	$= Q_{cor} / P_{Com}$	



ภาพที่ 3.4 ขั้นตอนการศึกษาเปรียบเทียบระหว่าง R-410A และ R-22



ภาพที่ 3.5 วิธีการจำลองแบบเครื่องอบแห้งแบบป้อนความร้อน



ภาพที่ 3.6 ความสัมพันธ์ระหว่างแบบจำลองและสมการคำนวณ

### 3.3.4 วิธีการจำลองแบบทางคณิตศาสตร์เครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อน

การจำลองแบบเริ่มต้นที่ห้องอบแห้งอากาศร้อนที่ใช้อบแห้งข้าวเปลือกไหลผ่านห้องอบแห้งและดึงความชื้นจากข้าวเปลือก หลังจากนั้นอากาศไหลผ่านเครื่องระเหยซึ่งความชื้นจะถูกดึงออกจากอากาศโดยการกลั่นเป็นหยดน้ำที่เครื่องระเหย โดยพลังงานความร้อนถูกถ่ายเทให้สารทำความเย็นปริมาณที่กลั่นออกต่อชั่วโมงจะถูกนำมาวิเคราะห์ห้อัตรการอบแห้ง จากนั้นอากาศจะไหลผ่านเครื่องควบแน่นเพื่อถ่ายเทพลังงานความร้อนจากสารทำความเย็นไปสู่ห้องอบแห้งจากนั้นอากาศร้อนไหลกลับเข้าสู่ห้องอบแห้งอีกครั้งเพื่ออบแห้งข้าวเปลือก การอบแห้งจะดำเนินการตามกระบวนการนี้ จนกระทั่งครบชั่วโมงอบแห้งที่กำหนดไว้หรือได้ค่าความชื้นข้าวเปลือกน้อยกว่า 14 % (d.b.) วิธีการวิจัยและการจำลองแบบแสดงได้ตามภาพที่ 3.4 ถึง 3.6 ใช้สมการและค่าคงที่แสดงตามตารางที่ 3.2 ถึง 3.5 โดยอาศัยกฎอนุรักษ์มวลและกฎอนุรักษ์พลังงาน ซึ่งมีสมมุติฐานคือ ความสมดุลทางความร้อนของการอบแห้งและผลิตภัณฑ์ มีค่าเท่ากัน การไหลของอากาศอบแห้งสม่ำเสมอ สารทำความเย็นมีสถานะไอสมบูรณ์ของเหลวอิ่มตัว ปั๊มอัดไอทำงานด้วยวัฏจักรโพลีโทรปิก และวาล์วลดแรงดันทำงานด้วยวัฏจักรไอเซนทาลปิก ไม่มีการสูญเสียความดัน วิธีการจำลองแบบได้ถูกแสดงตามภาพที่ 3.5 ซึ่งต้องจัดทำขึ้น 3 การจำลองแบบดังนี้

ก. การจำลองแบบโดยใช้ R-22 เพื่อเปรียบเทียบกับกรณีทดลองใช้เวลาจำลองแบบ 10 hr

ข. การจำลองโดยใช้ R-22 เพื่อเปรียบเทียบกับกรณีจำลองด้วย R-410A ใช้เวลาจำลองการอบแห้งจนกระทั่งความชื้นน้อยกว่า 14 % (d.b.)

ค. การจำลองโดยใช้ R-410A เพื่อเปรียบเทียบกับกรณีใช้ R-22 โดยใช้เวลาจำลองเท่ากับการจำลองที่ 2

### 3.4 วิธีการวิเคราะห์ข้อมูล

3.4.1 วิเคราะห์ผลการทดลองกับการจำลองแบบใช้ R-22 ด้วยการเปรียบเทียบค่า DR, SMER, SEC และ  $M_f$  และวิเคราะห์ค่าคลาดเคลื่อนของ  $COP_h$

3.4.2 วิเคราะห์สมรรถนะระบบปั๊มความร้อนระหว่างใช้ R-22 และ R-410A ด้วยการเปรียบเทียบค่า  $COP_h$

3.4.3 วิเคราะห์สมรรถนะของการอบแห้งระหว่างใช้ R-22 และ R-410A ด้วยการเปรียบเทียบค่า DR, SMER, SEC และ  $M_f$

3.4.4 วิเคราะห์สารทำความเย็น R-410A สามารถทดแทน R-22 ในเครื่องอบแห้งได้หรือไม่ด้วยผลการจำลองแบบและผลเปรียบเทียบของค่า  $COP_h$  และ ค่า DR



## บทที่ 4

### ผลการศึกษาและวิเคราะห์

#### 4.1 บทนำ

ผลการศึกษาเปรียบเทียบตัวแปรศึกษาของ การอบแห้งข้าวเปลือกด้วย เครื่องอบแห้งแบบ ป้อนความร้อนนั้น ประกอบด้วยข้อมูล 2 ส่วนคือ 1) ผลจากการทดลองด้วยเครื่องอบแห้งแบบป้อนความร้อนขนาด 1.15 kW ที่ใช้ R-22 เป็นสารทำความเย็น และ 2) ผลการศึกษาจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ที่ได้จัดทำในโปรแกรมคอมพิวเตอร์ โดยการใช้ข้อมูลพื้นฐานจากการทดลอง เช่น อุณหภูมิภายนอก ความชื้นของอากาศ น้ำหนักข้าวเปลือกทดลอง ความชื้นของข้าวเปลือกทดลอง อุณหภูมิการอบแห้งเริ่มต้น ทำให้ผลการเปรียบเทียบตัวแปรศึกษาระหว่างการทดลองและการจำลองแบบมีความใกล้เคียง และมีความผิดพลาดน้อยที่สุด สำหรับการจำลองแบบทางคณิตศาสตร์นั้น ประกอบด้วย 3 การจำลองคือ การจำลองที่ทำงานด้วย R-410A จำนวน 1 การจำลอง และทำงานด้วย R-22 จำนวน 2 การจำลอง

การวิเคราะห์ผลและการประเมินผลสารทำความเย็นที่เหมาะสมกับการใช้งาน ด้วยการ ศึกษาเปรียบเทียบตัวแปรศึกษาคือ ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องอบแห้งแบบป้อนความร้อน ( $COP_p$ ) ความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะ (SEC) อัตราการอบแห้ง (PR) อัตราการระเหยน้ำจำเพาะ (SMER) อัตราการควบแน่นน้ำ (MER) ซึ่งเปรียบเทียบระหว่างสารทำความเย็น R-22 และ R-410A โดยทำการอบแห้งเป็นเวลา 10 hr เก็บข้อมูลทุกๆ 1 hr (Drying time) แล้วนำค่าที่ได้มาวิเคราะห์ ประเมินผลและสรุปผลการทดลอง ข้อมูลและผลการทดลองที่ใช้คำนวณและประเมินค่าดังกล่าวข้างต้นนั้นถูกบันทึกค่าและรวบรวมผลดังกล่าวไว้ เช่น อุณหภูมิและความดันสารทำความเย็น อุณหภูมิอากาศอบแห้ง น้ำหนักข้าวเปลือก ความชื้นข้าวเปลือก ปริมาณน้ำที่กลั่นตัวจากเครื่องระเหย ซึ่งข้อมูลดังกล่าวถูกบันทึกค่าไว้ทุก 1 hr และนำค่าที่ได้มาคำนวณและประเมินผลเมื่อการทดลองเสร็จสิ้นลง

#### 4.2 ผลการทดลองด้วยเครื่องอบแห้งแบบป้อนความร้อน (Experiment result)

ผลการทดลองมีค่าไม่แตกต่างกันมากนัก เมื่อเปรียบเทียบกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ แต่ถ้าพิจารณา ระบบป้อนความร้อนแล้ว อุณหภูมิ และความดันแตกต่างกันพอสมควร ทั้งนี้และทั้งนั้น ด้วยเงื่อนไขการจำลองแบบที่ได้สมมุติขึ้นเช่น การไหลของอากาศราบเรียบแต่ในความเป็นจริงแล้ว

เป็นการไหลปั่นป่วน รวมถึงคุณสมบัติของสารทำความเย็นจากการทดลองนั้นเป็นที่เข้าใจว่าสถานะภายในเครื่องระเหยหรือเครื่องควบแน่นที่ไม่ได้มีสภาพเป็นไอหรือของเหลวสมบูรณ์ แต่การจำลองแบบได้สมมุติให้มีสภาพเป็นไอหรือของเหลวสมบูรณ์ เพื่อความสะดวกต่อการคำนวณ รวมทั้งการไม่พิจารณาในเรื่องการสูญเสียพลังงานความร้อนออกนอกระบบ แต่การทดลองมีพลังงานความร้อนสูญเสีย เช่น เมื่อมีการเปิดประตูเพื่อทำการเก็บข้อมูลภายในตู้อบแห้งรวมถึง การนำตัวอย่างข้าวเปลือกออกมาทำการวัดค่า การรั่วไหลของอากาศร้อนตามผนัง และรูรั่ว ทำให้ผลการทดลองและการจำลองแบบมีความคลาดเคลื่อนประมาณ 5.5% แต่ถ้าเปรียบเทียบกับการวิจัยที่ผ่านมาซึ่งมีค่าคลาดเคลื่อนประมาณ 10% [6] แสดงให้เห็นว่าแบบจำลองมีความเหมาะสมและสามารถทำนายผลได้ดีใกล้เคียงกับการทดลอง โดยผลการทดลองได้แสดงตาม ตารางที่ 4.1 ดังต่อไปนี้

ตารางที่ 4.1 ผลการทดลองด้วยเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนใช้สารทำความเย็น R-22

Drying time (hr)	Experiment result				
	$M_f$ (d.b.)	DR (kg vapor /hr)	SMER (kg water/kWh)	SEC (kWh/Kg water)	$COP_h$
0	18	0	0	0	0
1	17.76	0.20	0.17	5.88	5.24
2	17.57	0.24	0.20	5.00	4.43
3	17.30	0.28	0.23	4.34	4.19
4	17.08	0.20	0.17	5.88	4.05
5	16.83	0.18	0.16	6.25	4.14
6	16.68	0.22	0.18	5.55	4.14
7	16.46	0.18	0.16	6.25	4.00
8	16.27	0.24	0.20	5.00	4.78
9	15.97	0.24	0.20	5.00	3.83
10	15.70	0.25	0.21	4.76	3.96

จากการพิจารณาผลการศึกษาและผลทดลองที่ได้ตามตารางที่ 4.1 พบว่า ค่าความชื้นข้าวเปลือกจาก 18 % (d.b.) เหลือ 15.70 % (d.b.) โดยลดลงเฉลี่ย 1 ชั่วโมงประมาณ 0.23 % (d.b.) และลักษณะการลดลงค่อนข้างเป็นสัดส่วน โดยตรงกับเวลาในการอบแห้ง เมื่อพิจารณาอัตราการอบแห้งหรือการที่ไอน้ำของข้าวเปลือกที่ระเหยออกในเวลา 1 hr ซึ่งพบว่ามีค่าเฉลี่ยประมาณ 0.22 kg vapor/hr

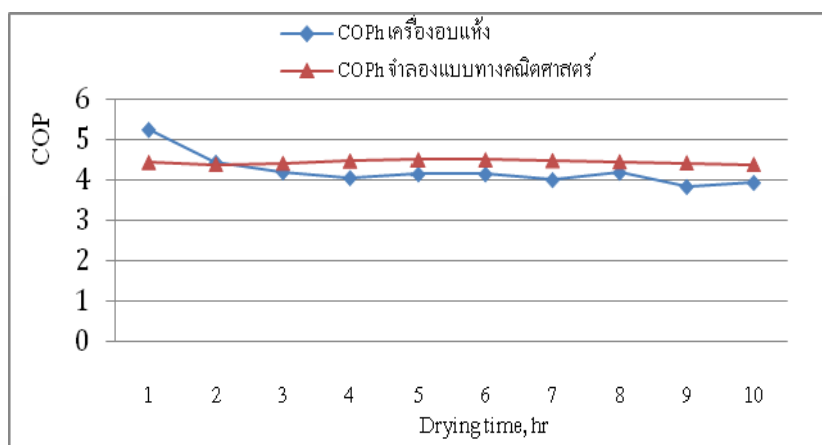
ผลการทดลองค่าต่อไปคือ อัตราการระเหยน้ำจำเพาะ เป็นผลของการใช้พลังงานไฟฟ้าไป 1 kWh จะสามารถทำให้อไอน้ำมีการระเหยออกจากข้าวเปลือกเท่าไร ซึ่งจากการทดลอง พบว่ามีค่าประมาณ 2.0 kg water/kWh และ ค่าที่แสดงถึงสมรรถนะของระบบปั๊มความร้อนคือ COP<sub>h</sub> มีค่าเฉลี่ยประมาณ 4.27 ซึ่งอยู่ในเกณฑ์ค่อนข้างดีมากเมื่อเปรียบเทียบกับผลการทดลองที่ผ่านมาซึ่งมีค่าระหว่าง 3 ถึง 5 [7,8]

#### 4.3 ผลการเปรียบเทียบระหว่างการทดลองและการจำลองแบบ

ผลการเปรียบเทียบ ระหว่างการทดลองและการจำลองแบบทางคณิตศาสตร์ของเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนที่ใช้สารทำความเย็น R-22 โดยใช้เวลาอบแห้งเท่ากันคือ 10 hr เพื่อทำการเปรียบเทียบตัวแปรการศึกษา และทำการวิเคราะห์แบบจำลอง เพื่อใช้ทำนายผลแทนการทดลอง โดยผลการศึกษาเปรียบเทียบได้แสดงตามตารางที่ 4.2 ดังนี้

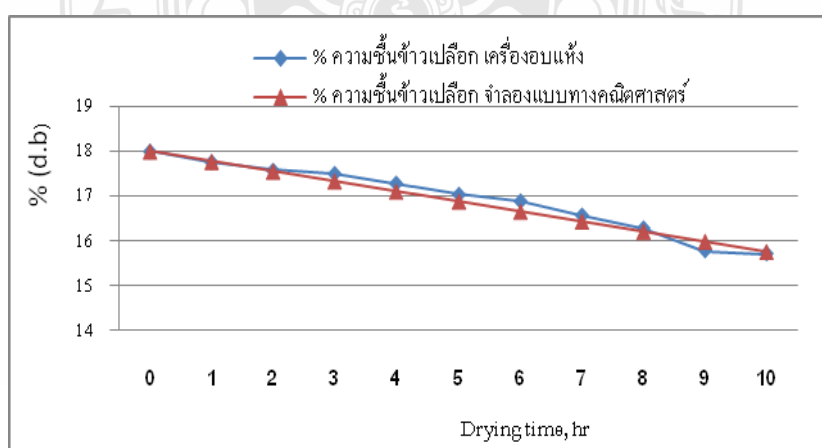
ตารางที่ 4.2 เปรียบเทียบผลการศึกษาระหว่างการทดลองและการจำลองแบบ

รายละเอียด (Description)	ผลการเปรียบเทียบ (ค่าเฉลี่ย)	
	Experiment	Modeling
เวลาในการอบแห้ง (hr)	10	10
ความชื้นข้าวเปลือกเริ่มต้น (% (d.b.))	18	18
ความชื้นข้าวเปลือกสุดท้าย (% (d.b.))	15.70	15.75
อุณหภูมิข้าวเปลือกในตู้อบแห้ง (°C)	47	45
อุณหภูมิอากาศอบแห้งก่อนเข้าห้องอบแห้ง (°C)	54.20	53.33
น้ำหนักข้าวเปลือกเริ่มต้น (kg)	100	100
น้ำหนักข้าวเปลือกที่เหลือ (kg)	98.05	98.09
ความดันสารทำความเย็นก่อนเข้าปั๊มอัดไอ (Psi)	74	99
ความดันสารทำความเย็นหลังปั๊มอัดไอ (Psi)	321	357
กำลังงานที่ป้อนให้แก่เครื่องอัดไอ (kW)	1.15	1.15
ความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะ (kWh/kg water)	5.88	6.18
อัตราการระเหยน้ำจำเพาะ (kg vapor/ kWh)	0.17	0.16
อัตราการอบแห้ง (kg vapor/hr)	0.22	0.23
สัมประสิทธิ์สมรรถนะของปั๊มความร้อน	4.27	4.43



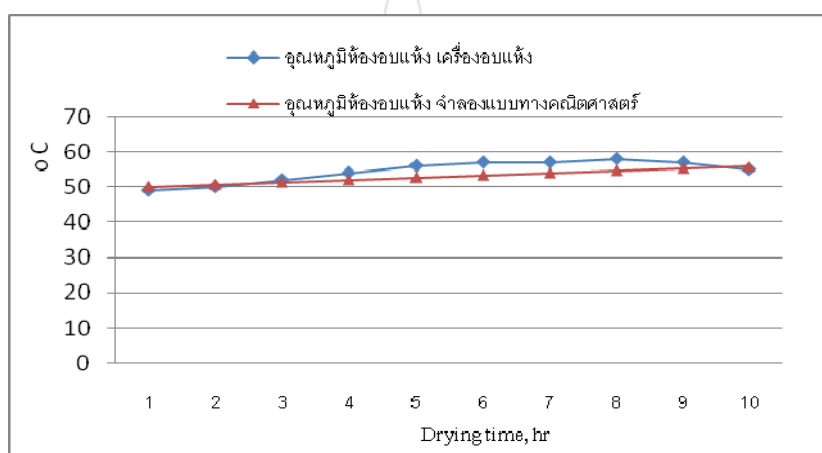
ภาพที่ 4.1 ค่า  $COP_h$  ระหว่างการทดลองกับการจำลองแบบ

การเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของปั๊มความร้อนในเครื่องอบแห้งจากการทดลองและการจำลองแบบจากตารางที่ 4.1 และภาพที่ 4.1 แสดงให้เห็นถึงความแตกต่างกันน้อยมาก ถ้าพิจารณาในช่วงแรกผลของเครื่องอบแห้งมีค่าสูงกว่าแต่หลังจากชั่วโมงที่ 3 ค่า  $COP_h$  ของการทดลองต่ำกว่าการจำลองแบบสุดท้ายเมื่อเปรียบเทียบค่าเฉลี่ยของการทดลองมีค่า  $COP_h$  ประมาณ 4.27 และ จากการจำลองแบบมีค่าประมาณ 4.43 ซึ่งมีความแตกต่างกัน 3.6% เหตุผลที่ค่าของการทดลองสูงกว่านั้นเนื่องจากการจำลองแบบนั้นสมมุติให้ไม่มีการสูญเสียพลังงานความร้อนในระบบ แต่การทดลองมีความร้อนที่สูญเสียพลังงานความร้อนหลายจุด เช่น จากความเสียดทานภายในปั๊มอัดไอ รวมถึงการสูญเสียพลังงานความร้อนออกสู่ภายนอกผ่านผนังและรั่วไหลออกตามรูต่างๆ ได้บางส่วน



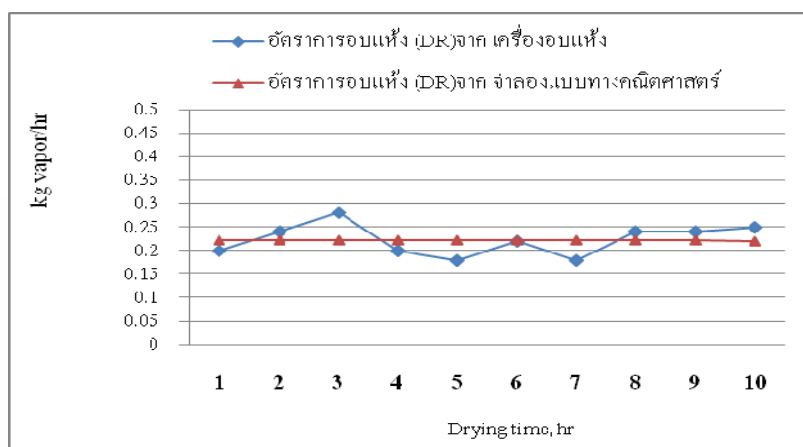
ภาพที่ 4.2 ความชื้นข้าวเปลือกสุดท้ายระหว่างการทดลองกับการจำลองแบบ

การพิจารณาผลการเปรียบเทียบตามภาพที่ 4.2 ค่าความชื้นข้าวเปลือกหลังอบแต่ละชั่วโมง จะเห็นว่าการลดลงของความชื้นค่อนข้างคงที่ ซึ่งจะเห็นว่ากราฟค่อนข้างเป็นเส้นตรง ทั้งจากการทดลองและการจำลองแบบแสดงให้เห็นถึงความแม่นยำของการจำลองแบบ มีความใกล้เคียงกับการทดลอง โดยที่จุดที่มีความแตกต่างกันมากคือ ตั้งแต่ชั่วโมงที่ 3 ถึงชั่วโมงที่ 7 มีความแตกต่างกันแต่ไม่มากนัก โดยค่าจากการทดลองมีค่ามากกว่าการจำลองแบบประมาณ 1% ถึง 2% เท่านั้น



ภาพที่ 4.3 อุณหภูมิอบแห้งระหว่างการทดลองกับการจำลองแบบ

อุณหภูมิอากาศอบแห้งจากการทดลอง และการจำลองแบบเมื่อพิจารณาตามภาพที่ 4.3 จะพบว่าผลการทดลองมีค่ามากกว่าการจำลองแบบตั้งแต่ชั่วโมงที่ 4 เป็นต้น ไปและลดลงช่วงชั่วโมงที่ 9 เหตุผลจากการเพิ่มขึ้นและลดลงเนื่องจากในการทดลองนั้นการระบายความร้อนในระบบเป็นไปตามหลักการอบแห้ง เมื่อข้าวเปลือกมีความชื้นน้อยลง การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศและข้าวเปลือกน้อยลง ทำให้พลังงานความร้อนสะสมมากขึ้น ส่งผลให้การแลกเปลี่ยนความร้อนที่เครื่องควบแน่นน้อยลงตามไปด้วย ค่าเฉลี่ยอุณหภูมิอากาศอบแห้งจากการทดลองอยู่ที่ 54.2 °C และจากการจำลองแบบมีค่าประมาณ 53.33 °C หรือมีความคลาดเคลื่อนประมาณ 1.6 % อุณหภูมิของข้าวเปลือกอบแห้งมีค่าใกล้เคียงกันแตกต่างกันประมาณ 4.4% ความแตกต่างของอุณหภูมิอากาศอบแห้งและอุณหภูมิภายในห้องอบแห้งระหว่างการจำลองและการทดลองเมื่อคิดเป็นเปอร์เซ็นต์พบว่ามีค่าแตกต่างประมาณ 2% และ 4% ตามลำดับ



ภาพที่ 4.4 อัตราการอบแห้งระหว่างการทดลองกับการจำลองแบบ

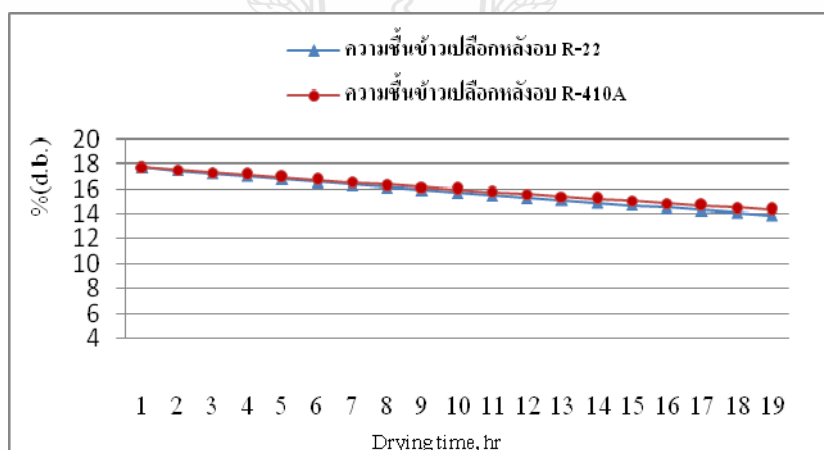
จากภาพที่ 4.4 จะเห็นว่าอัตราการอบแห้งของการทดลองจากเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนเปรียบเทียบกับการจำลองแบบนั้นมีค่าที่ใกล้เคียงกัน ถึงแม้ว่าจะมีบางชั่วโมงที่มีค่ามากกว่าการจำลองแบบค่อนข้างมาก เช่น ชั่วโมงที่ 3 อัตราการอบแห้งของการทดลองเพิ่มมากขึ้นกว่าการจำลองแบบคือมีค่า 0.28 kg vapor/hr ส่วนการจำลองแบบมีค่า 0.23 kg vapor/hr อย่างไรก็ตามในชั่วโมงที่ 4 ถึง 7 ได้ลดลงต่ำกว่าการจำลองแบบมีค่าประมาณ 0.18 ถึง 0.22 kg vapor/hr และมีค่ามากกว่าที่ ชั่วโมงที่ 8 ถึง ชั่วโมงที่ 10 มีค่าประมาณ 0.24 ถึง 0.25 kg vapor/hr เมื่อทำการวิเคราะห์พบว่าค่าความคลาดเคลื่อนระหว่างการทดลอง และการจำลองแบบเฉลี่ยคิดเป็นเปอร์เซ็นต์ประมาณ 4.2 % ซึ่งน้อยกว่าการวิจัยที่ผ่านมาคือ 10% [6] แสดงให้เห็นว่าผลการจำลองแบบสามารถทำนายผลอัตราการอบแห้งได้ดีและใกล้เคียงกับการทดลอง

#### 4.4 สรุปผลการวิเคราะห์การทดลองและการจำลองแบบ

ผลการทดลองและการจำลองแบบโดยใช้สารทำความเย็น R-22 จากภาพที่ 4.1 ถึง 4.4 จะเห็นว่าค่าที่ได้มีความใกล้เคียงกันในแต่ละชั่วโมงโดยมีค่า COP<sub>h</sub> ของการทดลองและแบบจำลองที่ 4.27 และ 4.43 ตามลำดับซึ่งมีความใกล้เคียงกัน โดยถ้าพิจารณาความคลาดเคลื่อนของ COP<sub>h</sub> เมื่อเทียบกับการจำลองแบบพบว่ามีค่า ประมาณ 3.6% ส่วนค่า DR ระหว่างการทดลองและแบบจำลองพบว่ามีค่าใกล้เคียงมาก และค่าความชื้นขั้วเปลือกสุดท้ายมีความคลาดเคลื่อนไม่ถึง 1% แสดงให้เห็นว่าการทดลองจริงและการจำลองแบบ มีความเหมาะสมและสามารถใช้แบบจำลองวิเคราะห์สมรรถนะเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนที่ใช้ สารทำความเย็นอื่นๆ ได้

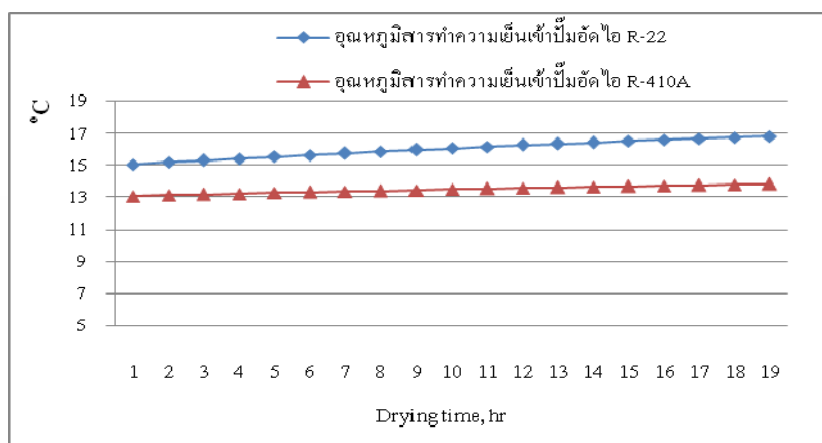
#### 4.5 ผลการจำลองแบบเครื่องอบแห้งใช้ R-410A และ R-22

ผลการจำลองแบบทางคณิตศาสตร์ของเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนนั้นประกอบด้วย 2 ส่วนคือส่วนที่ 1 ได้จากการใช้สารทำความเย็น R-22 และ ส่วนที่ 2 ได้จากการใช้ R-410A จากการวิจัยใช้เวลาในการศึกษา 19 hr ซึ่งเป็นเวลาในการอบแห้งที่ทำให้ ข้าวเปลือกมีความชื้น น้อยกว่า 14%(d.b.) ในการจำลองแบบนี้จำเป็นต้องกำหนด อุณหภูมิก่อนเข้าห้องอบแห้งให้อยู่ในขีดจำกัดของสารทำความเย็นแต่ละตัวและกำลังงานของปั๊มอัดไอสามารถทำได้ กล่าวคือ ในระบบที่ใช้สารทำความเย็น R-22 นั้น มีอุณหภูมิอบแห้งอยู่ที่ประมาณ 55 °C และแบบจำลองที่ใช้สารทำความเย็น R-410A นั้นมีอุณหภูมิอบแห้งอยู่ที่ประมาณ 44.1 °C ซึ่งเป็นค่าที่คุณสมบัติสารทำความเย็นทำได้ จากกำลังงานของปั๊มอัดไอ 1.15 kW โดยกำหนดขนาดเท่ากันทั้ง 2 การจำลองแบบคือ การจำลองแบบเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนใช้ R-410A และใช้ R-22 ซึ่งอุณหภูมิจะแปรผันตามแรงดันสารทำความเย็นของปั๊มอัดไอ ดังนั้นจึงกำหนดให้แบบจำลองมีขนาดกำลังงานของปั๊มอัดไอให้เท่ากัน โดยผลการจำลองแบบ ถูกแสดงด้วยภาพที่ 4.5 ถึง 4.16

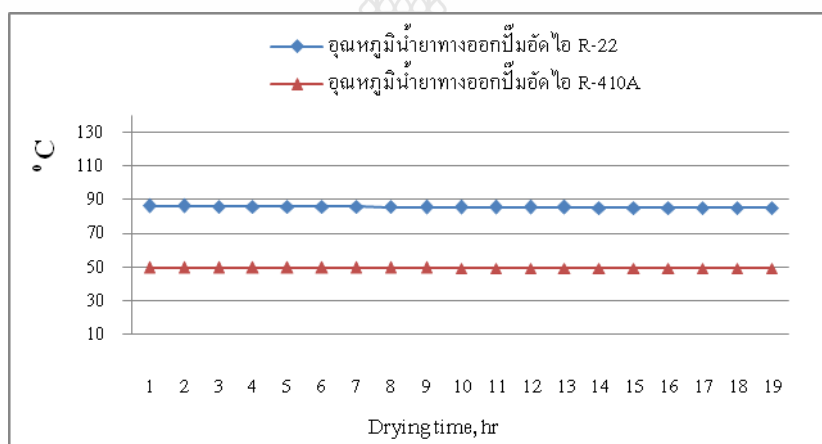


ภาพที่ 4.5 ค่าความชื้นข้าวเปลือกสุดท้ายระหว่าง R-22 และ R-410A

จากภาพที่ 4.5 แสดงผลการเปรียบเทียบค่าความชื้นข้าวเปลือกหลังอบแห้ง ( $M_f$ ) แต่ละชั่วโมงจากเครื่องอบแห้งที่ใช้ R-410A และ R-22 จะเห็นว่าอัตราการอบแห้งค่อนข้างคงที่ กราฟเป็นเส้นตรง โดยที่ค่า  $M_f$  ของ R-22 มีค่าต่ำกว่า R-410A เมื่อคิดเป็นเปอร์เซ็นต์แล้วประมาณ 3% แสดงให้เห็นว่าประสิทธิภาพการอบแห้งของ R-22 และ R-410A มีค่าใกล้เคียงกันมาก



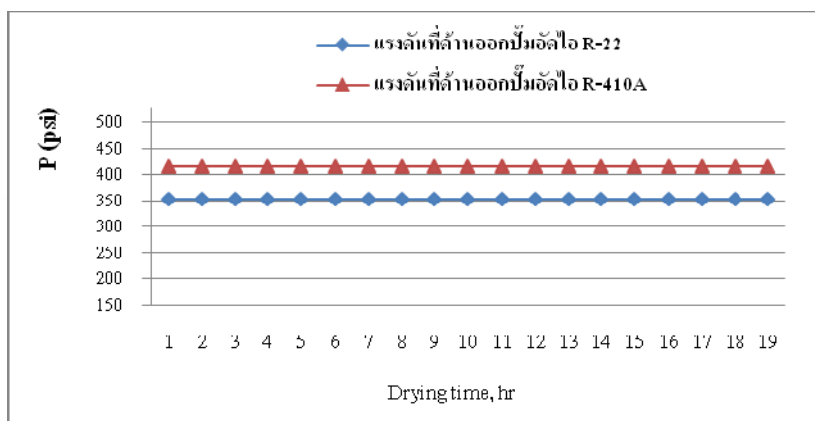
ภาพที่ 4.6 อุณหภูมิสารทำความเย็นก่อนปั๊มอัดไอระหว่าง R-22 และ R-410A



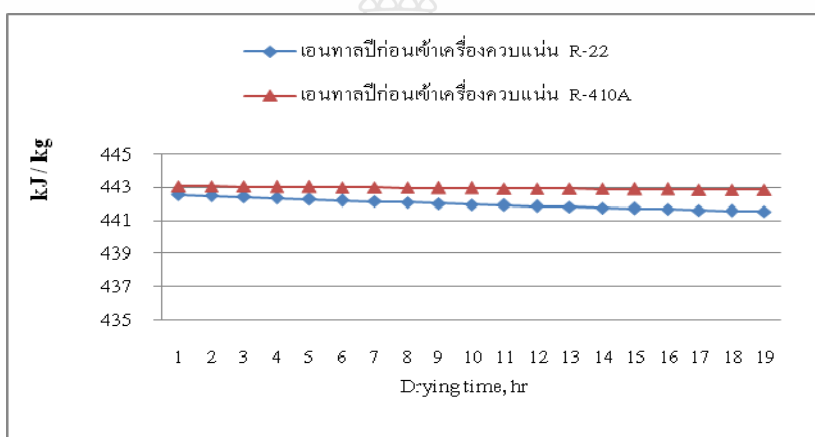
ภาพที่ 4.7 อุณหภูมิสารทำความเย็นหลังปั๊มอัดไอระหว่าง R-22 และ R-410A

เมื่อพิจารณาภาพที่ 4.6 และ 4.7 คุณสมบัติด้านอุณหภูมิของสารทำความเย็นจะเห็นว่า สารทำความเย็น R-22 มีอุณหภูมิสารทำความเย็นก่อนและหลังปั๊มอัดไอมากกว่า R-410A ซึ่งเมื่อพิจารณาในด้านคุณสมบัติ R-22 ควรใช้อัตราการอบแห้งที่ดีที่สุดจากภาพที่ 4.5 แสดงให้เห็นว่าสารทำความเย็น R-22 และ R-410A มีประสิทธิภาพทางความร้อนที่ไม่แตกต่างกันมาก ถึงแม้ว่าอุณหภูมิสารทำความเย็นที่เครื่องควบแน่น จะแตกต่างกันมากกว่า  $35^{\circ}\text{C}$  แต่อุณหภูมิสารทำความเย็นที่ต่ำของเครื่องระเหยตามภาพที่ 4.6 มีส่วนทำให้การอบแห้งทำได้ดีสามารถลดอัตราส่วนความชื้นออกจากอากาศอบแห้งได้ดี ส่งผลให้อัตราการอบแห้งเมื่อใช้ R-410A น้อยกว่าใช้ R-22 ประมาณ 5.5 %

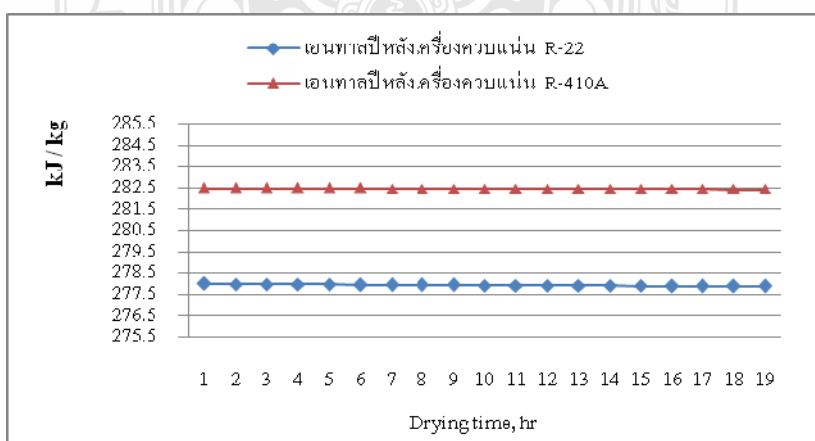




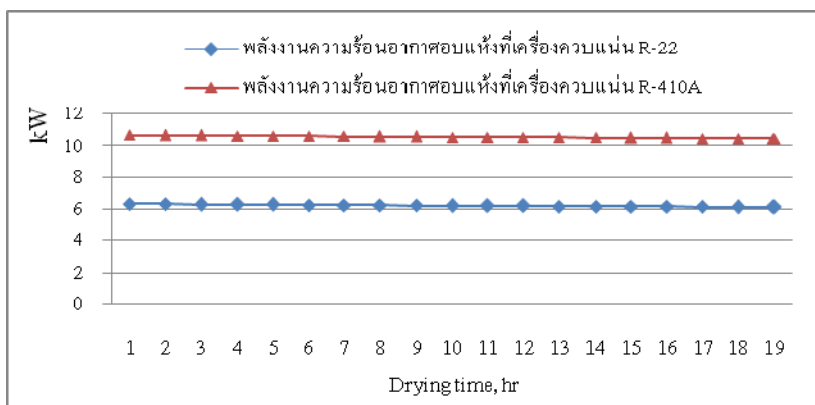
ภาพที่ 4.8 แรงดันสารทำความเย็นก่อนบีมอัดไอระหว่าง R-22 และ R-410A



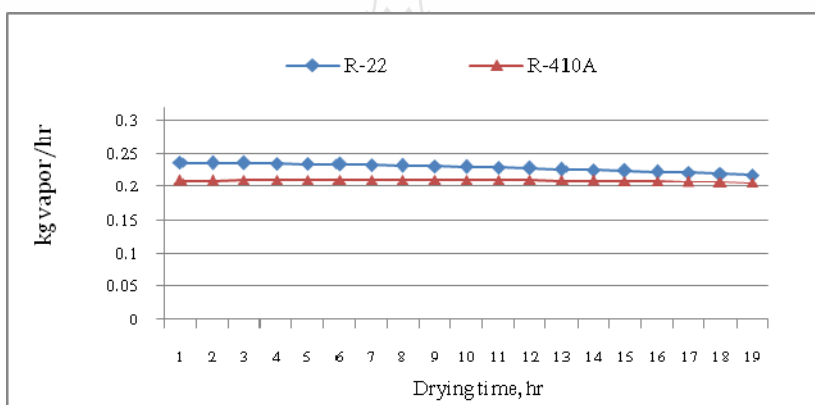
ภาพที่ 4.9 ค่าเอนทาลปีสารทำความเย็นก่อนเข้าบีมอัดไอระหว่าง R-22 และ R-410A



ภาพที่ 4.10 ค่าเอนทาลปีสารทำความเย็นออกจากบีมอัดไอระหว่าง R-22 และ R-410A

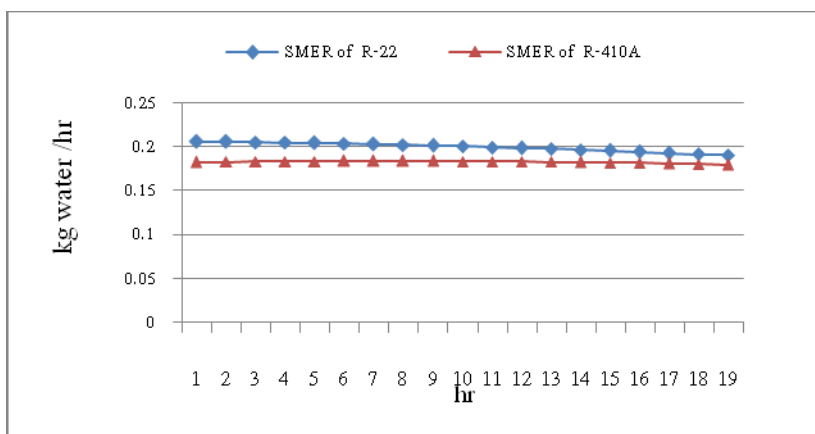


ภาพที่ 4.11 พลังงานความร้อนในอากาศอบแห้งของระหว่าง R-22 และ R-410A

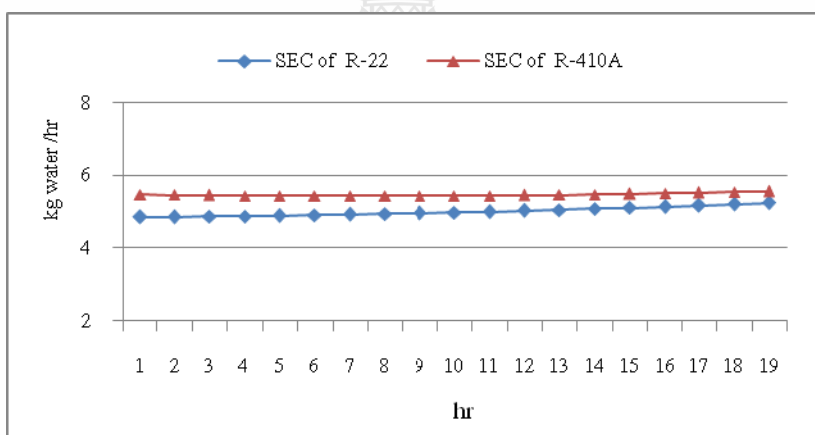


ภาพที่ 4.12 อัตราการอบแห้งระหว่าง R-22 และ R-410A

จากภาพที่ 4.8 ถึง 4.12 แสดงการเปรียบเทียบคุณสมบัติสารทำความเย็นคือ แรงดันสารทำความเย็น ค่าเอนทาลปีก่อนเข้าปั๊มอัดไอ เอนทาลปีหลังปั๊มอัดไอ พลังงานความร้อนอากาศอบแห้ง และอัตราการอบแห้ง ระหว่าง R-410A และ R-22 จะเห็นว่าความแตกต่างอัตราการอบแห้งและความดันระหว่างสารทำความเย็นทั้ง 2 ในเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนเมื่อพิจารณาแรงดันของสารทำความเย็น ตามภาพที่ 4.8 จะพบว่าแรงดันของ R-410A มีค่ามากกว่า R-22 ในภาพที่ 4.9 และ 4.10 จะเห็นความแตกต่างของค่าเอนทาลปีของ R-410A มีค่ามากกว่าแสดงถึงการถ่ายเทความร้อนได้ดีของ R-410A แสดงในภาพที่ 4.11 ทำให้อัตราการอบแห้งเฉลี่ยน้อยกว่า R-22 ประมาณ 5.5% แม้ว่าอุณหภูมิที่ เครื่องควบแน่นจะสูงกว่า ดังนั้นจะพบว่า R-410A ให้อัตราการอบแห้งที่ดี และมีคุณสมบัติทางความร้อนที่ดีใกล้เคียงกับ R-22 สอดคล้องกับงานวิจัยที่ผ่านมาคือเหมาะสมในการทดแทนกัน [1]

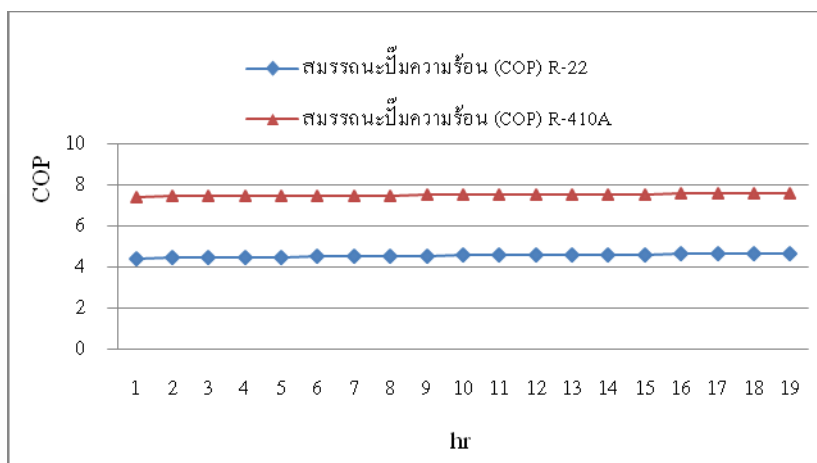


ภาพที่ 4.13 อัตราการระเหยน้ำจำเพาะระหว่าง R-22 และ R-410A



ภาพที่ 4.14 อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะระหว่าง R-22 และ R-410A

การวิเคราะห์เปรียบเทียบอัตราการระเหยน้ำจำเพาะ ตามภาพที่ 4.13 เมื่อใช้ R-410A จะมีค่าต่ำกว่าใช้ R-22 คิดเป็นเปอร์เซ็นต์ได้ประมาณ 11.8 % อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะ แสดงตามภาพที่ 4.14 แสดงให้เห็นว่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะของเครื่องอบแห้งที่ใช้ R-410A มีค่ามากกว่า R-22 เมื่อคิดเป็นเปอร์เซ็นต์เฉลี่ยแล้วประมาณ 5.9 % จากรูปจะเห็นว่าแนวโน้มการสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะของ R-22 มีการเพิ่มสูงขึ้นถ้าพิจารณาภาพที่ 4.12 ประกอบด้วยจะเห็นว่าเมื่ออัตราการอบแห้งลดลงการสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะก็จะเพิ่มสูงขึ้นตาม ซึ่งเป็นไปตามหลักการและทฤษฎีการอบแห้ง หากพิจารณากราฟมีแนวโน้มที่จะเพิ่มขึ้นในช่วงชั่วโมงหลังๆ ที่เป็นเช่นนั้นเนื่องจาก อัตราการอบแห้งเริ่มลดลงตามปริมาณความชื้นของข้าวเปลือกที่น้อยลง



ภาพที่ 4.15 ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะปั๊มความร้อนระหว่าง R-22 และ R-410A

การวิเคราะห์เปรียบเทียบสมรรถนะเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนแสดงตาม ภาพที่ 4.5 ถึง 4.15 แสดงผลการเปรียบเทียบสารทำความเย็น พบว่า R-410A มีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะเฉลี่ยสูงกว่า R-22 ประมาณ 62% ถึงแม้ว่าจะมีอุณหภูมิอบแห้งต่ำกว่า  $10^{\circ}\text{C}$  สาเหตุที่ R-410A ไม่สามารถทำอุณหภูมิที่สูงขึ้นเนื่องจากคุณสมบัติของสารทำความเย็นที่มีขีดจำกัดด้านแรงดันทำให้ไม่สามารถทำอุณหภูมิที่สูงกว่า ซึ่งจะทำให้ระบบปั๊มความร้อนเสียหาย เหตุผลที่สารทำความเย็น R-410A มีค่า COP<sub>n</sub> สูงกว่าเนื่องจาก คุณสมบัติทางการแลกเปลี่ยน และการถ่ายเทพลังงานความร้อนได้ดีมาก [1] ส่วนอัตราการอบแห้งมีผลใกล้เคียงกัน โดยเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนที่ใช้ R-410A มีค่าน้อยกว่า R-22 ประมาณ 5.5% เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนได้ดีของ R-410A ทำให้การควบแน่นน้ำที่เครื่องระเหยทำได้ดี รวมถึงปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทออกมามีมากกว่าการใช้ R-22 ตามภาพที่ 4.11 ถึงแม้ว่าเมื่อใช้ R-410A จะมีอุณหภูมิอากาศอบแห้งต่ำกว่าการใช้ R-22 อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะเมื่อใช้ R-410A สูงกว่าการใช้ R-22 ประมาณ 5.9 % เนื่องจากปริมาณน้ำที่ควบแน่นมีค่าน้อยกว่าการใช้ R-22 และค่าอัตราการระเหยน้ำจำเพาะเมื่อใช้ R-410A มีค่าน้อยกว่า R-22 ประมาณ 11.8% แสดงให้เห็นว่าเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนใช้ R-410A มีประสิทธิภาพใกล้เคียงกับการใช้ R-22 เหมาะสมที่จะนำมาใช้ทดแทนกันได้สอดคล้องกับงานวิจัยที่ผ่านมา [1] ผลการเปรียบเทียบการจำลองแบบทางคณิตศาสตร์เครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนเมื่อใช้ R-22 และแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนเมื่อใช้ R-410A จะเห็นว่าค่าต่างๆ อยู่ในเกณฑ์ที่ไม่ต่างกันมาก ถึงแม้ว่าอุณหภูมิจากการอบแห้งมีค่าแตกต่างกันมากก็ตาม ผลการวิเคราะห์ค่าอื่นๆ แสดงในตาราง 4.3 ดังต่อไปนี้

ตารางที่ 4.3 เปรียบเทียบผลการจำลองแบบสารทำความเย็น R-22 และ R-410A

รายละเอียด (Description)	เปรียบเทียบผลการจำลอง (ค่าเฉลี่ย)		
	R-22	R-410A	ค่าแตกต่าง
เวลาในการอบแห้ง (t), h	19	19	0
ความชื้นเริ่มต้น (% d.b.)	18.00	18.00	0
ความชื้นสุดท้าย (% d.b.)	13.89	14.32	<0.43
อุณหภูมิอากาศอบแห้ง (°C)	55.0	44.1	>10.9
อุณหภูมิสารทำความเย็นที่เครื่องควบแน่น (T2), °C	88.02	49.54	>38.48
อุณหภูมิสารทำความเย็นที่เครื่องระเหย (T4), °C	11.04	10.48	>0.66
น้ำหนักข้าวเปลือกเริ่มต้น ( $m_{p1}$ ), kg	100	100	0
น้ำหนักข้าวเปลือกที่เหลือ ( $m_{p2}$ ), kg	95.96	96.39	<0.43
ความดันสารทำความเย็นด้านต่ำ ( $P_1$ ), Psig	101.95	183.86	<81.91
ความดันสารทำความเย็นด้านสูง ( $P_2$ ), Psig	350.51	415.56	<65.05
กำลังงานที่ป้อนให้แก่เครื่องอัดไอ (HP), kW	1.15	1.15	0
ความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะ (SEC), kWh/kg water	6.99	7.88	0.89
อัตราการระเหยน้ำจำเพาะ (SMER), kg vapor/ kWh	0.144	0.127	>0.017
อัตราการควบแน่นน้ำ (MER), kg water/ kWh	0.21	0.19	>0.03
อัตราการอบแห้ง (DR), kg vapor/hr	0.218	0.206	>0.03
สัมประสิทธิ์สมรรถนะระบบปั๊มความร้อน ( $COP_p$ )	4.53	7.50	<2.97

#### 4.6 สรุปผลการวิเคราะห์ R-410A และ R-22

จากการจำลองแบบทางคณิตศาสตร์ของเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนสรุปได้ว่า ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะปั๊มความร้อน (COP<sub>p</sub>) ที่ใช้ R-410A สูงกว่าใช้ R-22 คิดเป็นเปอร์เซ็นต์ประมาณ 62% อัตราการอบแห้งของเครื่องอบแห้งที่ใช้ R-410A มีค่าน้อยกว่า R-22 ประมาณ 5.5% อุณหภูมิอากาศอบแห้งต่ำกว่าประมาณ 10 °C การสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะของเครื่องอบแห้งที่ใช้ R-410A มีค่ามากกว่า R-22 เมื่อคิดเป็นเปอร์เซ็นต์เฉลี่ยแล้วประมาณ 5.9% ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทออกระหว่างเครื่องควบแน่นกับอากาศอบแห้งใช้ R-410A มีมากกว่า R-22 เฉลี่ยเกือบ 1 เท่า ถึงแม้ว่าอุณหภูมิอากาศอบแห้งต่ำกว่า ประมาณ 10 °C ค่าความชื้นข้างเปลือกสุดท้าย (M<sub>p</sub>) เมื่อใช้ R-410A มีค่าน้อยกว่าใช้ R-22 ประมาณ 3% ค่าแรงดันของ R-410A มีค่ามากกว่า R-22 ซึ่งมีค่าสูงกว่ามาก หากว่าต้องการนำมาใช้ทดแทน R-22 ต้องพิจารณาในเรื่องแรงดันสูงสุดที่ปั๊มอัดไอ อุปกรณ์ในระบบต้องสามารถทนแรงดันได้ เพื่อป้องกันความเสียหายต่อระบบปั๊มความร้อน แสดงให้เห็นว่าสารทำความเย็น R-410A ให้ประสิทธิภาพและสมรรถนะของเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนได้ใกล้เคียงกับ R-22 ดังนั้น เครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนที่ใช้สารทำความเย็น R-410A ให้สมรรถนะการอบแห้งใกล้เคียงกับการใช้สารทำความเย็น R-22 ซึ่งมีความแตกต่างกันโดยรวมทั้งระบบประมาณ 7% ซึ่งสอดคล้องกับงานวิจัยที่ผ่านมา [1] และมีความเป็นไปได้หากจะนำ R-22 ทดแทนการใช้ R-410A ในเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนในอนาคต



## บทที่ 5

### สรุปผลการศึกษาวิจัยและข้อเสนอแนะ

#### 5.1 สรุปผลการศึกษาวิจัย

งานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาวิจัยการทดลองด้วยเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนและการจำลองแบบทางคณิตศาสตร์ โดยพิจารณาในด้านการใช้พลังงานและประสิทธิภาพของระบบปั๊มความร้อน โดยคำนึงถึงการเลือกใช้สารทำความเย็นในอนาคตที่ไม่มีผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม ไม่ทำให้บรรยากาศของโลกร้อนขึ้น ซึ่งกำลังเป็นปัญหาที่คนทั่วโลกกำลังตระหนักถึง โดยการศึกษาได้เลือกสารทำความเย็นมาทำการศึกษาวิจัย 2 ชนิดนั้นคือ R-22 ซึ่งเป็นสาร HCFC และ R-410A ซึ่งเป็นสาร HFC ในการศึกษาได้แยกการศึกษาเป็น 2 ขั้นตอน คือขั้นตอนแรกศึกษาด้วยการทดลองเปรียบเทียบกับ การจำลองแบบซึ่งในส่วนนี้เลือกใช้สารทำความเย็น R-22 ด้วยเหตุผลในด้านค่าใช้จ่ายที่ถูกกว่า โดยมีจุดประสงค์ในการวิเคราะห์สมรรถนะเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนเปรียบเทียบระหว่างการทดลองและการจำลองแบบ การวิเคราะห์ทำให้ทราบค่าความคลาดเคลื่อน เพื่อการวิเคราะห์แบบจำลองมาใช้ในขั้นตอนที่ 2 ซึ่งเป็นการศึกษาวิเคราะห์สมรรถนะเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนเปรียบเทียบระหว่างใช้สารทำความเย็น R-22 และ R-410A โดยการจำลองแบบทางคณิตศาสตร์ ผลการศึกษาวิจัยสามารถสรุปได้ดังนี้

5.1.1 การจำลองแบบทางคณิตศาสตร์และการอบแห้งจริงด้วยเครื่องอบแห้งในขนาดและปริมาณที่เท่ากันสามารถให้ผลการอบแห้งที่ใกล้เคียงกันมากโดยมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยไม่เกิน 7 %

5.1.2 การอบแห้งด้วยเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนระบบปิดสภาพอากาศแวดล้อมไม่มีผลต่อการอบแห้งนั้นแสดงว่าการอบแห้งนี้สามารถทำงานได้ตลอดเวลาแม้ในสภาพที่มีฝนตกความชื้นสูง

5.1.3 ผลของความชื้นข้าวเปลือกสุดท้ายระหว่างการอบแห้งด้วยเครื่องอบแห้งและการจำลองแบบมีความแตกต่างกันน้อยมากไม่ถึง 1 %

5.1.4 การเปรียบเทียบประสิทธิภาพสมรรถนะของระบบปั๊มความร้อน ( $COP_p$ ) ระหว่างการจำลองแบบและการอบแห้งด้วยเครื่องอบแห้งให้ผลใกล้เคียงกันโดยมีความแตกต่างกัน 3.6 %

5.1.5 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของการวิจัยนี้สามารถแสดงผลได้ใกล้เคียงกับการทดลองจึงสามารถนำไปใช้ศึกษาวิจัยแทนการทดลอง

5.1.6 การจำลองแบบเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนเพื่อการวิเคราะห์สมรรถนะระหว่างใช้สารทำความเย็น R-410A และ R-22 เพื่อเปรียบเทียบผล พบว่าสารทำความเย็น R-410A จะให้ค่าความร้อนมากกว่าประมาณ 1 เท่า

5.1.7 จากการจำลองแบบจะเห็นว่าความชื้นสุดท้ายของข้าวเปลือกจากแบบจำลองใช้ R-410A มีค่าสูงกว่าใช้ R-22 ประมาณ 3 %

5.1.8 อัตราการอบแห้งของเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนที่ใช้ R-410A มีค่าน้อยกว่าใช้ R-22 ประมาณ 5.5%

5.1.9 สัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพสมรรถนะของระบบ ( $COP_p$ ) ของสารทำความเย็น R-410A มีค่ามากกว่าใช้ R-22 ประมาณ 62%

5.1.10 จากการวิเคราะห์ผลการศึกษจะเห็นว่าสารทำความเย็น R-410A มีความเหมาะสมและเป็นไปได้ที่จะนำมาทดแทน R-22

5.1.11 สมรรถนะเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนที่ใช้สารทำงานด้วย R-410A ให้สมรรถนะเครื่องอบแห้งใกล้เคียงกับการใช้สารทำงานด้วย R-22

## 5.2 ข้อเสนอแนะ

5.2.1 ในอนาคตหากค่าใช้จ่ายในการสร้าง เครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนใช้สารทำความเย็น R-410A ไม่สูงเกินไปควรที่จะสร้างขึ้นมาเพื่อการเปรียบเทียบและวิเคราะห์ผลอีกครั้ง

5.2.2 อุณหภูมิที่เครื่องควบแน่นของระบบปั๊มความร้อนที่ใช้สารทำความเย็น R-410A มีค่าไม่สูงมากนักเนื่องจากคุณสมบัติของสารทำความเย็น R-410A โดยอุณหภูมิจะมีค่าสูงเมื่อความดันสูง ดังนั้นหากต้องการอุณหภูมิสูงต้องเพิ่มขนาดของปั๊มอัดไอให้สูงขึ้น ดังนั้นถ้ามีสารทำความเย็นที่ดีกว่า R-410A ที่มีการพัฒนาขึ้นมาใหม่ต้องนำมาวิจัยอีกครั้ง



## รายการอ้างอิง

- [1] อำไพศักดิ์ ทีบุญญา, การศึกษาเปรียบเทียบสมรรถนะของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนและการออกแบบที่เหมาะสมที่สุด, วิทยานิพนธ์ปริญญาโท สาขาวิชาเทคโนโลยีพลังงาน คณะพลังงานและวัสดุ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี 2545.
- [2] Aceves-Saborio, S. **Analysis of energy consumption in heat pump and conventional driers.** J. Heat Recovery Systems & CHP 13(5), 1993. pp. 419-428
- [3] Chou, S.K., Hawlader, M.N.A., Ho, J.C., Wijesundera, N.E., and Rajasedar, S. , **Performance of a heat-pump assisted dryer.** Int.J. Energy Research 18, 1994. pp. 605-622
- [4] ประทาน รักปรารถ, การอบแห้งผลไม้โดยใช้ปั๊มความร้อน, วิทยานิพนธ์ปริญญาโท สาขาวิชาเทคโนโลยีพลังงาน คณะพลังงานและวัสดุ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, 2539.
- [5] ชานินทร์ การภักดี, การอบแห้งเมล็ดพันธุ์ด้วยปั๊มความร้อน, วิทยานิพนธ์ปริญญาโท สาขาวิชาเทคโนโลยีพลังงาน คณะพลังงานและวัสดุ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, 2540.
- [6] Parise, Jose' A.R.P, **Simulation of Vapour compression heat pump.** Simulation, Vol. 46 No. 2, 1986, pp. 71-76
- [7] ฐานิตย์ เมธิยานนท์, การอบแห้งโดยใช้ปั๊มความร้อนในระดับอุตสาหกรรม, วิทยานิพนธ์ปริญญาโท สาขาวิชาเทคโนโลยีพลังงาน คณะพลังงานและวัสดุ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, 2541.
- [8] Prasertsan, S. and P. Saen-saby "Heat Pump Drying of Agricultural Materials," **Drying Technology**, 1998. pp. 251-270
- [9] Cengel, Y.A., and Boles, M.A., **Thermodynamics: An engineering approach.** 3<sup>rd</sup>ed. Singapore: WCB/McGraw-Hill., 1998.
- [10] ประพจน์ ชัยวรวิทย์กุล , การศึกษาการใช้ความร้อนในการบ่มใบยาสูบ วิทยานิพนธ์ปริญญาโท สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์, จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2543.
- [11] Meyer, P.J., and Gideon, P.G., **The drying of grain with heat pumps in South Africa: A techno-economic analysis.** Int.J.Energy Research 16, 1992. pp.13-26

- [12] นิรุบล กาญจนางกูรพันธ์และคณะ, การศึกษาสมรรถนะของเครื่องอบแห้งใช้ฮีตปั๊มร่วมกันต่อ แลกเปลี่ยนความร้อน, วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2545.
- [13] ทนุ โตทรายมุล, การเพิ่มสมรรถนะเชิงความร้อนของเครื่องอบแห้งระบบปั๊มความร้อนสำหรับ ใช้ในการอบแห้งมะม่วงแผ่นโดยวิธีการลดอุณหภูมิอากาศก่อนเข้าฮีวเปอเรเตอร์, วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต, สาขาวิชาวิศวกรรมพลังงาน, คณะ วิศวกรรมศาสตร์, มหาวิทยาลัยเชียงใหม่, 2549.
- [14] Jolly, P., Jia, X., and Clements, S., **Heat pump assisted continuous drying – Part 1: Simulation model.** Int.J.Energy Research 14, 1990. pp. 757-770
- [15] วัชรพล หอมมาน และคณะ, เครื่องอบแห้งเมล็ดข้าวเปลือก, วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรม ศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่, 2529.
- [16] สมชาย นินสกถนกร และสมชาติ โสภณรณฤทธิ์, “การศึกษาการอบแห้งข้าวเปลือกแบบในถัง เก็บและแบบเป็นงวด: ความสิ้นเปลืองพลังงาน,” วิทยาสารเกษตรศาสตร์ สาขาวิทยาศาสตร์, ปีที่ 24, ปีที่พิมพ์ 2533. หน้า 92-101.
- [17] Kiranoudis, C.T., Maroulis, Z.B., and Marinos-Kouris, D.. Mass transfer modeling for Virginia tobacco curing. **Drying Technology** Vol 8, No. 2, 1990. pp. 351-366.
- [18] ปัญญา พลพิพัฒน์, การออกแบบและการจำลองปั๊มความร้อนพลังงานแสงอาทิตย์, วิทยานิพนธ์ ปริญญามหาบัณฑิต ภาควิชาเคมีเทคนิค คณะวิทยาศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2541.
- [19] Arun. S. Mujumdar., **Industrial Drying**, Montreal, Canada : Mc Gill University, 1995, pp. 589-642
- [20] Arun S. Mujumdar., Tadeusz K., **Advance Drying Technologies**, New York : Marcel Dekker, 2002, pp. 239-263

**ภาคผนวก**



ภาคผนวก ก

ภาพแสดงการทดลองเครื่องอบแห้งแบบป้อนความร้อน





ภาพที่ ก.1 เครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อน



ภาพที่ ก.2 ถังสารทำความเย็น R-410A



ภาพที่ ก.3 ถังสารทำความเย็น R-22



ภาพที่ ก.4 อุปกรณ์และท่อสารทำความเย็นของระบบปรับอากาศ



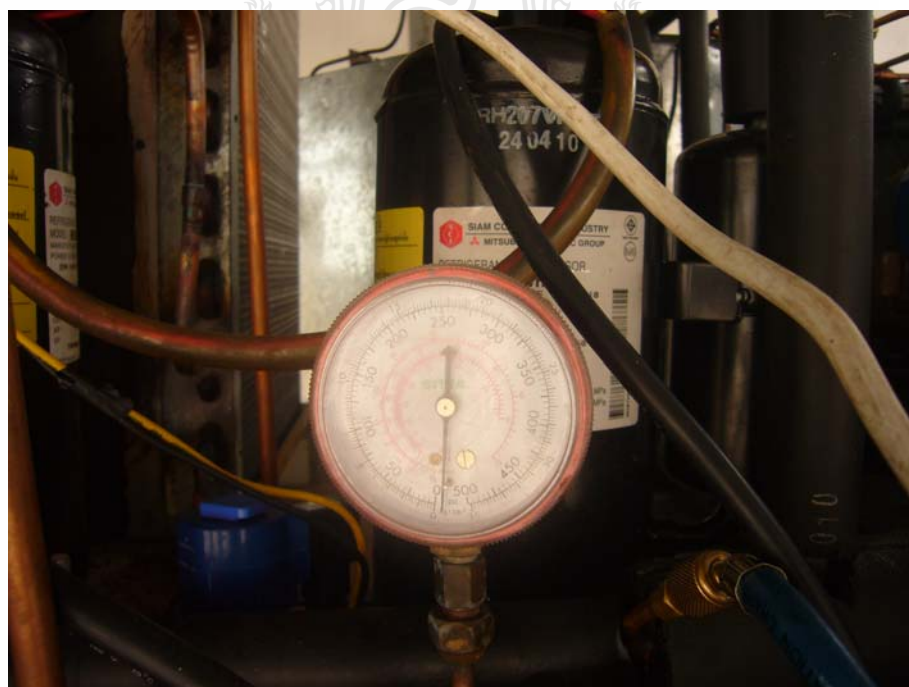
ภาพที่ ก.5 การเติม R-22 เข้าระบบปั๊มความร้อน



ภาพที่ ก.6 การวัดและเก็บข้อมูลอุณหภูมิความชื้นภายในห้องอบแห้ง



ภาพที่ ก.7 การรวบรวมน้ำควบแน่นจากเครื่องระเหย



ภาพที่ ก.8 การวัดอุณหภูมิและความดันสารทำความเย็น

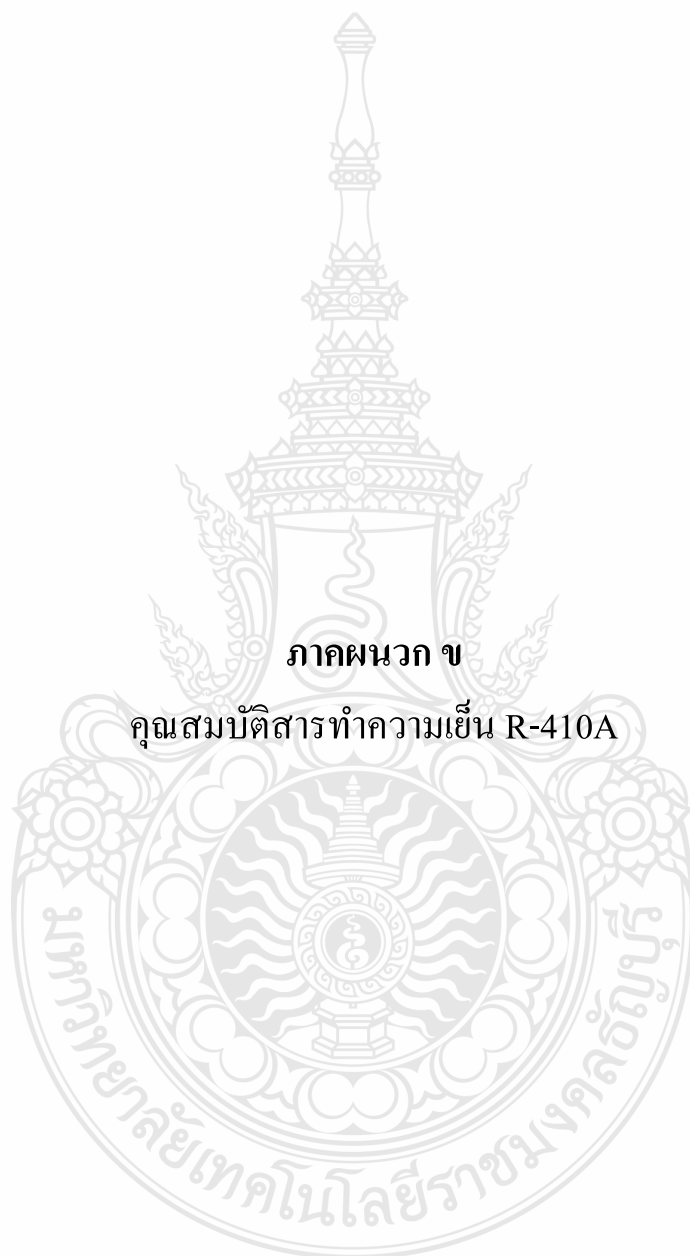




ภาพที่ ก.9 การวัดกระแสและกำลังไฟฟ้าของบิ่มอัดไอ



ภาพที่ ก.10 การชั่งน้ำหนักข้าวและหาค่าความชื้นข้าวเปลือกหลังอบแห้ง



ภาคผนวก ข

คุณสมบัติสารทำความเย็น R-410A

## คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของ R-410A

### Thermodynamic Properties of Suva® 410A Refrigerant

สารทำความเย็น R-410A คือสารทำความเย็น ที่ถูกประดิษฐ์ขึ้นมาเพื่อใช้ทดแทน R22 เป็นหนึ่งในหลายสารทดแทน R-22 ซึ่งมีความโดดเด่นมากที่สุด ถูกออกแบบเพื่อใช้กับระบบของ R-410A โดยเฉพาะ และให้ความสามารถในการทำความเย็นมากกว่า R-22 ถึง 40% ดังนั้นสารทำความเย็น R-410A ให้ประสิทธิภาพการทำความเย็นที่สูง ประหยัดพลังงานบำรุงรักษาง่าย ไม่ทำลายชั้นบรรยากาศ, ใช้งานได้นาน R-410A เป็นสารทำความเย็นที่เหมาะสมมาก และเป็นสารทดแทน R-22 ในอันดับต้น ๆ R-410A ยังเป็นการประยุกต์ข้อดีของสารทำความเย็น ในระบบเครื่องทำความเย็นมาใช้กับเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อน ด้วยอาศัยหลักการนำความร้อนได้เร็ว ดังนั้น R-410A จะทำความเย็นได้เร็วกว่า R-22 ทั้งหมดก็คืออาศัยเทคนิคของ R-404A

#### 1 คุณสมบัติทางกายภาพ

สูตรเคมี CH<sub>2</sub>F<sub>2</sub>/CHF<sub>2</sub>CF<sub>3</sub> (50/50% (โดยน้ำหนัก))

น้ำหนักโมเลกุล 72.58

จุดเดือดที่ -51.58°C (-60.84°F)

อุณหภูมิวิกฤต 72.13°C (161.83°F) 345.28 K (621.50°R)

แรงดันวิกฤต 4926.1 kPa (abs) (714.50 psia)

ความหนาแน่นวิกฤต 488.90 kg/m<sup>3</sup> (30.52 lb/ft<sup>3</sup>)

ปริมาตรวิกฤต 0.00205 m<sup>3</sup>/kg (0.0328 ft<sup>3</sup>/lb)

#### 2 หน่วยวัด และ ตัวแปร (Units and Factors)

t = อุณหภูมิ °C

T = อุณหภูมิ K = °C + 273.15

P = แรงดัน [kPa (abs)]

vf = ปริมาตรสถานะเหลว m<sup>3</sup>/kg

vg = ปริมาตรสถานะไออิ่มตัว in m<sup>3</sup>/kg

V = ปริมาตรสถานะไอคง m<sup>3</sup>/kg

df = 1/vf = ความหนาแน่นสถานะเหลว kg/m<sup>3</sup>

dg = 1/vg = ความหนาแน่นสถานะไออิ่มตัว kg/m<sup>3</sup>

$h_f$  = เอนทาลปีที่สถานะเหลว kJ/kg

$h_{fg}$  = เอนทาลปีแฝงการกลายเป็นไอ kJ/kg

$h_g$  = เอนทาลปีที่สถานะไออิ่มตัว kJ/kg

$H$  = เอนทาลปีที่สถานะไอคง kJ/kg

$sf$  = เอนโทรปีสถานะเหลว kJ/(kg) (K)

$sg$  = เอนโทรปีสถานะไออิ่มตัว kJ/(kg) (K)

$S$  = เอนโทรปีสถานะไอคง kJ/(kg) (K)

$C_p$  = ความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ kJ/(kg) (°C)

$C_v$  = ความร้อนจำเพาะที่ปริมาตรคงที่ kJ/(kg) (°C)

$v_s$  = ความเร็วเสียง m/sec

ค่าคงที่ของแก๊ส ( $R$ ) = 8.314 J/(mole) (K)

ค่าคงที่ของแก๊ส ( $R$ ) ของ Suva® 410A = 0.11455 kJ/kg • K

ความดันบรรยากาศ = 101.325 kPa

คำอ้างอิง :

ค่า  $h_f$  = 200 kJ/kg ที่ 0°C

ค่า  $sf$  = 1 kJ/kg • K ที่ 0°C

### 3 สูตรคำนวณ (Equations)

#### 3.1. การแปลงค่า

$H = 200$  and  $S = 1$  at 0°C for SI units to  $H = 0$  and  $S = 0$  at -40°F for I/P units).

For Suva® 410A,  $H$

(ref) = 141.1 kJ/kg and  $S$  (ref) = 0.7666 kJ/kg•K.

$P$  (psia) =  $P$  (kPa [abs])•0.14504

$T$  (°F) = ( $T$ [°C]•1.8) + 32

$D$  (lb/ft<sup>3</sup>) =  $D$  (kg/m<sup>3</sup>)•0.062428

$V$  (ft<sup>3</sup>/lb) =  $V$  (m<sup>3</sup>/kg)•16.018

$H$  (Btu/lb) = [ $H$  (kJ/kg) –  $H$  (ref)]•0.43021

$$S \text{ (Btu/lb}\cdot\text{°R)} = [S \text{ (kJ/kg}\cdot\text{K)} - S \text{ (ref)}] \cdot 0.23901$$

$$C_p \text{ (Btu/lb}\cdot\text{°F)} = C_p \text{ (kJ/kg}\cdot\text{K)} \cdot 0.23901$$

$$C_v \text{ (Btu/lb}\cdot\text{°F)} = C_v \text{ (kJ/kg}\cdot\text{K)} \cdot 0.23901$$

$$v_s \text{ (ft/sec)} = v_s \text{ (m/sec)} \cdot 3.2808$$

### 3.2 เอนทาลปีในสถานะเหลว (Liquid Enthalpy, Latent Enthalpy and Liquid Entropy)

#### Equations Saturated Liquid Enthalpy:

$$h_f = A + B \cdot X + C \cdot (X)^2 + D \cdot (X)^3 + E \cdot (X)^4 + F \cdot (X)^5$$

where  $X = (1 - T_r)^{1/3} - X_0$ , and  $T_r = T/T_c$

#### Latent Enthalpy:

$$h_{fg} = h_g - h_f$$

#### Saturated Liquid Entropy:

$$s_f = s_g - (h_g - h_f)/T$$

หน่วยสากล (SI units)

$h_f$ ,  $h_g$ , and  $h_{fg}$  are in kJ/kg

$s_f$  and  $s_g$  are in kJ/(kg) (K)

$T$  and  $T_c$  are in K = °C + 273.15

$A$ ,  $B$ ,  $C$ ,  $D$ ,  $E$ ,  $F$ , and  $X_0$  are constants:

$$A = 2.211749 \text{ E}+02 \quad D = -2.622749 \text{ E}+02$$

$$B = -5.149668 \text{ E}+02 \quad E = 1.052000 \text{ E}+03$$

$$C = -6.316250 \text{ E}+02 \quad F = 1.596000 \text{ E}+03$$

$$X_0 = 5.541498 \text{ E}-01$$

### 3.3 ความดันไอ (Vapor Pressure)

$$\ln(P_{\text{sat}}/P_c) = 1/T_r (A + B \cdot X + C \cdot X^2 + D \cdot X^3 + E \cdot X^4 + F \cdot X^5)$$

where  $X = (1 - T_r) - X_0$ , and  $T_r = T/T_c$

$A$ ,  $B$ ,  $C$ ,  $D$ ,  $E$ ,  $F$ , and  $X_0$  are constants:

**Constants for vapor pressure of saturated liquid**

**(bubble point),  $p_f$ :**

$$A = -1.437600 \text{ E}+00 \quad D = -3.826420 \text{ E}+00$$

$$B = -6.871500 \text{ E}+00 \quad E = -4.068750 \text{ E}+00$$

$$C = -5.362300 \text{ E}-01 \quad F = -1.233300 \text{ E}+00$$

$$X_o = 2.086902 \text{ E}-01$$

#### **Constants for vapor pressure of saturated vapor**

**(dew point), pg:**

$$A = -1.440004 \text{ E}+00 \quad D = -3.749023 \text{ E}+00$$

$$B = -6.865265 \text{ E}+00 \quad E = -3.521484 \text{ E}+00$$

$$C = -5.354309 \text{ E}-01 \quad F = -7.750000 \text{ E}+00$$

$$X_o = 2.086902 \text{ E}-01$$

**หน่วยสากล (SI units)**

T and Tc are in K = °C + 273.15

P and Pc are in kPa (abs)

#### **3.4 ความหนาแน่นของสารทำความเย็นสถานะเหลว (Density of the Saturated Liquid)**

$$df/Dc = Af + Bf (1-Tr) (1/3) + Cf (1-Tr) (2/3) +$$

$$Df (1-Tr) + Ef (1-Tr) (4/3)$$

Af, Bf, Cf, Df, Ef are constants:

$$Af = 1.000000 \text{ E}+00 \quad Df = 1.819972 \text{ E}+00$$

$$Bf = 1.984734 \text{ E}+00 \quad Ef = -7.171684 \text{ E}-01$$

$$Cf = -1.767593 \text{ E}-01$$



ภาคผนวก ค

ตัวอย่างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนใช้สาร  
ทำความเย็น R-410A

ตารางที่ ค.1 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์เครื่องอบแห้งแบบป้อนความร้อนใช้ R-410A

ตัวแปร	ความหมาย	สูตร/วิธีการ	ค่าที่ได้/ หน่วย	ผลการจำลอง
				แบบทาง คณิตศาสตร์
ชั่วโมงที่ 1				
1. สภาวะแวดล้อม อากาศและ ค่าคงที่ต่างๆที่จำเป็นในการจำลองแบบทางคณิตศาสตร์				
$T_{di (ref)}$	อุณหภูมิก่อนเข้าห้องอบ	กำหนดค่า จากนั้น $T_{co}$	40-70 °C	46.1
$T_{di}$	อุณหภูมิก่อนเข้าห้องอบ	กำหนดค่า ( กรณีไม่ควบคุม อุณหภูมิ = $T_{di (ref)}$ )	40-70 °C	44.15
BP	สัดส่วนอากาศข้ามเครื่องระเหย	กำหนดค่า	0-1	0.00
BF	สัดส่วนอากาศข้ามผิวเครื่อง ควบแน่น	ค่ามาตรฐาน	-	0.30
$C_a$	ความร้อนจำเพาะอากาศ	ค่ามาตรฐาน	1.006 kJ/kg °C	1.006
$C_v$	ความร้อนจำเพาะไอน้ำ	ค่ามาตรฐาน	1.88 kJ/kg °C	1.88
$C_w$	ความร้อนจำเพาะน้ำ	ค่ามาตรฐาน	4.184 kJ/kg °C	4.184
hfg	ความร้อนแฝงการระเหยเป็นไอน้ำที่ 0 °C	ค่ามาตรฐาน	kJ/kg	2501
$K_a$	การนำความร้อนในอากาศ	ค่ามาตรฐานการนำความร้อนในอากาศ	$2.816 \times 10^{-5}$ w/m k	2.8E-05
$M_{final}$	ความชื้นข้าวเปลือกที่ต้องการ	ค่ามาตรฐาน	13-14%	13-14
RC	สัดส่วนอากาศนำกลับมา อบแห้ง	ระบบปิด	100%	100
$T_{amb}$	อุณหภูมิอากาศรอบนอก	วัดจริงในขณะทดลองหรือ ค่ามาตรฐานสมมุติขึ้น	°C	25



% RH	ความชื้นอากาศรอบนอก	วัดจริงในขณะที่ทดลองหรือ ค่ามาตรฐานสัมมุติขึ้น	%	80
U <sub>w</sub>	ค่าการนำความร้อนน้ำ	ค่ามาตรฐาน	.0085 kW/ cm <sup>2</sup>	0.0085
W <sub>amb</sub>	อัตราส่วนความชื้นรอบนอก	ค่ามาตรฐาน ที่ RH 80 % และ 25 °C	kg <sub>vapor</sub> /kg <sub>air</sub>	0.018
<b>2. ตู้อบแห้ง ( Dryer oven)</b>				
A <sub>d</sub>	พื้นที่หน้าตัดท่อลมอบแห้ง	ขนาดของท่อลมอบแห้ง 450 * 650 mm.	m <sup>2</sup>	0.293
dt	step time ช่วงเวลาในการ อบแห้ง	กำหนดเวลาในการเก็บ ข้อมูลและตรวจวัด	1 h	1
M <sub>a</sub>	ความเร็วอากาศจำเพาะ	density*Va*Ad*3600	kg/h	1551
P <sub>v<sub>di</sub></sub>	ความดันอากาศก่อนอบ	$101.325 * W_{di} / (0.62189 + W_{di})$	Pa	2.85
P <sub>v<sub>sdi</sub></sub>	ความดันอากาศก่อนอบ	$\exp(-7511.25 / (T_{di} + 273) + 89.63121 + 0.0239989 * (T_{di} + 273) - 1.165455e-5 * (T_{di} + 273)^2 - 1.2810336e-8 * (T_{di} + 273)^3 + 2.09984e-11 * (T_{di} + 273)^4 - 12.15078 * \ln(T_{di} + 273))$	Pa	9.11
Rh <sub>di</sub>	ความชื้นอากาศก่อนเข้าห้องอบ	P <sub>v<sub>di</sub></sub> /P <sub>v<sub>sdi</sub></sub>	0 - 1	0.31
R	สัดส่วนการอบแห้ง	M <sub>p</sub> / ( m <sub>a</sub> * dt * 10 )	kg of product/kg of air	0.00064
t	เวลาในการอบ	กำหนด	ชั่วโมง	10

$T_{do}$	อุณหภูมิลมออกห้องอบ	$(C_a T_{di} + W_{di} (h_{fg} + C_v \cdot T_{di})) + (0.5 R C_p T_{pi}) - (0.5 U_w A_d T_{di} / m_a) - W_{do} h_{fg} / (C_a + C_v W_{do} + 0.5 R C_p + (0.5 U_w A_d / m_a))$	°C	43.80
$V_a$	(h2 รั่วอากาศในตู้อบแห้ง	กำหนด	m/s	1.32
$W_{di}$	อัตราส่วนความชื้นอากาศก่อนเข้าห้องอบ	เริ่มค่ามาตรฐานที่ RH 80 % 25 °C จากนั้นเท่ากับ $W_{do}$ (n)	kg vapor / kg air	0.01800
$W_{do}$	อัตราส่วนความชื้นอากาศออกจากห้องอบ	$W_{di} + R (M_i - M_f)$	kg vapor / kg air	0.01814
<b>3. วัสดุอบแห้ง (Products)</b>				
$C_p$	ความร้อนจำเพาะข้าวเปลือก	$1.59432 + (2.3716 * M_i / 100)$	kJ/kg.°C	2.02121
$D$	ดัชนีการระเหยน้ำข้าวเปลือก	$0.9 * 10^{-3} * \exp(-2325.5 / (T_{di} + 273.0))$		5.9E-07
$Meq$	ความชื้นสมดุล	$0.01 * ((0.93609285 + 45.196492 * Rh_{di}) / (1 + (3.3138857 * Rh_{di}) - (4.3203657 * (Rh_{di}^2))))$	% d.b	0.09341
$M_i$	ความชื้นข้าวเปลือกก่อนอบ	มาตรฐานข้าวเปลือก	18 – 24 %d.b	18
$l_x$	ขนาดชั้นข้าวเปลือกแกน X	กำหนด	m	0.5
$l_y$	ขนาดชั้นข้าวเปลือกแกน Y	กำหนด	m	0.02
$l_z$	ขนาดชั้นข้าวเปลือกแกน Z	กำหนด	m	1
$i$	Order		0-3	0

j	Order		0-3	0
k	Order		0-3	0
tt(1)	ตัวแปร 1 สำหรับหา AA (1)	$dt*f(t)$		10
tt(2)	ตัวแปร 2 สำหรับหา AA (2)	$dt*f(t+0.5dt)$		10.5
tt(3)	ตัวแปร 3 สำหรับหา AA (3)	$dt*f(t+dt)$		11
AA(1)	ใช้ Runge-Kutta order4' หา	$\left(\frac{1}{(2*i+1)^2}\right)*\left(\frac{1}{(2*j+1)^2}\right)*\left(\frac{1}{(2*k+1)^2}\right)*\left(\frac{(2*i+1)}{lx}\right)^2+\left(\frac{(2*j+1)}{ly}\right)^2+\left(\frac{(2*k+1)}{lz}\right)^2\right)*e^{xp(-\left(\frac{(2*i+1)}{lx}\right)^2+\left(\frac{(2*j+1)}{ly}\right)^2+\left(\frac{(2*k+1)}{lz}\right)^2)}*tt(1)*\pi*\pi*D$	3969.546032	2166.1
AA(2)	ใช้ Runge-Kutta order4' หา	$\left(\frac{1}{(2*i+1)^2}\right)*\left(\frac{1}{(2*j+1)^2}\right)*\left(\frac{1}{(2*k+1)^2}\right)*\left(\frac{(2*i+1)}{lx}\right)^2+\left(\frac{(2*j+1)}{ly}\right)^2+\left(\frac{(2*k+1)}{lz}\right)^2\right)*e^{xp(-\left(\frac{(2*i+1)}{lx}\right)^2+\left(\frac{(2*j+1)}{ly}\right)^2+\left(\frac{(2*k+1)}{lz}\right)^2)}*tt(2)*\pi*\pi*D$	3871.06027	2150.41
AA(3)	ใช้ Runge-Kutta order4' หา	$\left(\frac{1}{(2*i+1)^2}\right)*\left(\frac{1}{(2*j+1)^2}\right)*\left(\frac{1}{(2*k+1)^2}\right)*\left(\frac{(2*i+1)}{lx}\right)^2+\left(\frac{(2*j+1)}{ly}\right)^2+\left(\frac{(2*k+1)}{lz}\right)^2\right)*e^{xp(-\left(\frac{(2*i+1)}{lx}\right)^2+\left(\frac{(2*j+1)}{ly}\right)^2+\left(\frac{(2*k+1)}{lz}\right)^2)}$	3779.429548	2134.84

		$\pi^3 \pi^3 D$		
K(1)	ค่าคงที่ความชื้น 1	$AA(1) * (-\pi^3 \pi^3 D) * ((8/(\pi^3 \pi^3))^3) * dt * (Mi - Meq)$		-0.22034
K(2)	ค่าคงที่ความชื้น 2	$AA(2) * (-\pi^3 \pi^3 D) * ((8/(\pi^3 \pi^3))^3) * dt * (Mi - Meq)$		-0.21487
K(3)	ค่าคงที่ความชื้น 3	$AA(3) * (-\pi^3 \pi^3 D) * ((8/(\pi^3 \pi^3))^3) * dt * (Mi - Meq)$		-0.20978
$M_r$	ความชื้นข้าวเปลือกหลังอบ	$M_i + 1/6 (K_1 + 4K_2 + K_3)$	% d.b	17.7851
$m_{pi}$	น้ำหนักข้าวเปลือกเริ่มต้น	น้ำหนักข้าวเปลือกทดลอง และต่อไป $m_{pr}$ (ชั่วโมงที่แล้ว)	kg	100
$m_{pr}$	น้ำหนักข้าวเปลือกที่เหลือ	$m_{pi} - W_{pd}$	kg	99.7851
$T_p$	อุณหภูมิข้าวเปลือก	$0.8 * T_{do}$	°C	35.32
$W_{pd}$	อัตราส่วนความชื้นข้าวเปลือกลดลง	$(M_i - M_r) * (m_{pi} / t) / 100$ หรือ $m_a (W_{do} - W_{di})$	Kg of water/h	0.21493
<b>4. เครื่องระเหย (Evaporator)</b>				
$T_{con}$	อุณหภูมิกลั่นตัวที่เครื่องระเหย	$(\log (W_{con} / 0.00393761) / 0.065505)$	°C	10.08
$T_{er}$	อุณหภูมิสารทำความเย็นเครื่องระเหย	$T_{con}$	°C	10.08
$T_{es}$	ผลต่างอุณหภูมิสารเข้า-ออกที่เครื่องระเหย	ค่ามาตรฐาน	°C	3.00
$T_1$	อุณหภูมิสารทำความเย็นเข้าปัมพ์อัดไอ	$T_{er} + T_{es}$	°C	13.08

$T_{ei}$	อุณหภูมิลมที่ทางเข้าเครื่องระเหย (Evaporator)	$(C_a * T_{do} + W_{do} * (h_{fg} + C_v * T_{do}) - W_{do} * h_{fg}) / (C_a + W_{do} * C_v)$	°C	43.80
$T_{eo}$	อุณหภูมิลมที่ทางออกเครื่องระเหย	$BF * (C_a * T_{do} + W_{do} * (h_{fg} + C_v * T_{do})) + (1 - BF) * (C_a * T_{con} + W_{con} * (h_{fg} + C_v * T_{con})) - W_{eo} * h_{fg} / (C_a + W_{eo} * C_v)$	°C	20.20
$W_{con}$	อัตราส่วนความชื้นที่กลั่นตัว	$(W_{eo} - W_{do} * BF) / (1 - BF)$	kg <sub>water</sub> / kg <sub>air</sub>	0.017941
$W_{eo}$	อัตราส่วนความชื้นทางออกเครื่องระเหย	$(W_{di} - BP * W_{do}) / (1 - BP)$	kg <sub>vapor</sub> / kg <sub>air</sub>	0.018000
<b>5. ปั๊มอัดไอ (Compressor)</b>				
$h_1$	เอนทาลปีไอสมบูรณ์ที่ทางเข้าปั๊มอัดไอ	$-0.001 * (T_1/5+1)^4 + 0.029 * (T_1/5+1)^3 - 0.336 * (T_1/5+1)^2 + 2.425 * (T_1/5+1) + 420.2$	kJ/kg	425.77
$h_2$	เอนทาลปีไอคงที่ทางออกปั๊มอัดไอ	$0.214 * (T_2/25-1)^3 - 2.927 * (T_2/25-1)^2 + 40.23 * (T_2/25-1) + 406.1$	kJ/kg	443.09
$P_{sat}(T_{er})$	แรงดันไอน้ำยาทางเข้าปั๊มอัดไอ	$0.001 * \text{EXP}(21.25384 + (-2025.4518 / (248.94 + T_{er})))$	kPa	682.86
$P_1$	แรงดันที่ทางเข้าปั๊มอัดไอ	$0.003 * (T/5+2)^4 + 0.161 * (T/5+2)^3 + 7.293 * (T/5+2)^2 + 111.2 * (T/5+2) + 677.8$	kPa	1253.07
$P_1$	แรงดันที่ทางเข้าปั๊มอัดไอ		psi	181.74
$T_1$	อุณหภูมิที่ทางเข้าปั๊มอัดไอ	$T_{er} + T_{es}$	°C	13.08

V1	ปริมาตรจำเพาะสารทำความเย็น	$0.038 \cdot \text{EXP}((-0.15 \cdot E77/5) - 0.165)$	m <sup>3</sup> /kg	0.02176
T <sub>2</sub>	อุณหภูมิไอน้ำทางออกปั๊มอัดไอ	$-273.15 + (T_1 + 273.15) \cdot (P_2 / P_1)^{((kr-1)/kr)}$	°C	49.62
P3	แรงดันไอน้ำที่ T3	$0.001 \cdot (T3/5+1)^4 + 0.222 \cdot (T3/5+1)^3 + 6.84 \cdot (T3/5+1)^2 + 113 \cdot (T3/5+1) + 678.8$	kPa	2865.20
			psi	415.56
P2	แรงดันที่ด้านออกปั๊มอัดไอ	P3	kPa	2865.20
VD	ปริมาตรอัดปั๊มอัดไอ	$(2860 \cdot (22/7) \cdot (0.0195^2) \cdot 60 \cdot 0.107) / 4$	M <sup>3</sup> /h	5.4857
kr	ค่าดัชนีโพลีโทรปิกของสารทำความเย็น	มาตรฐาน R-410A	-	1.17
C	Clearance factor	มาตรฐาน	-	0.05
m <sub>r</sub>	อัตราไหลสารทำความเย็น	$(1 + C - C \cdot (P_2 / P_1)^{1/kr}) \cdot VD / V_1$	Kg/h	239.09
<b>6. เครื่องควบแน่น (Condenser)</b>				
Am	พื้นที่ผิวเครื่องควบแน่น	มาตรฐาน	m <sup>2</sup>	1
h3	เอนทาลปีทางออกเครื่องควบแน่น	$9.86 \cdot (T3/5+0.5) + 183.6$	kJ/kg	282.46
h4	เอนทาลปีทางเข้าเครื่องระเหย	$9.86 \cdot (T3/5+0.5) + 183.7$	kJ/kg	282.46
T2	อุณหภูมิ R-410A ทางเข้าเครื่องควบแน่น	$-273.15 + (T_1 + 273.15) \cdot (P_2 / P_1)^{((kr-1)/kr)}$	°C	49.62
T3	อุณหภูมิ R-410A ทางออกเครื่องควบแน่น	ให้สมมุติด้วย T3.0 และสุดท้ายมีค่าเท่ากับ T3.1	°C	47.63
T3.0	อุณหภูมิ R-410A ทางออกเครื่องควบแน่น	Tdi+3	°C	47.15

T3.1	อุณหภูมิเฉลี่ย R-410A ทางออก เครื่องควบแน่น	$(T3.0+T3.2) / 2$	°C	47.6300
dd	ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางท่อ	กำหนด	m	0.009
ka	การนำความร้อนในอากาศ	กำหนด	w/m °C	0.000029
me	ตัวแปร	กำหนด	-	0.000011
pr	ตัวแปร	$me * Ca / Ka$	-	0.369
crcon	ความหนาแน่นเครื่องควบแน่น	กำหนด	m	0.026
trcon	ความหนาแน่นครีป	กำหนด	m	0.008
rea	ตัวแปร	$Ga * trcon / me$	-	11835
Ga	ตัวแปร	$(ma / (3600 * crcon))$	kg/m <sup>2</sup> . s	16.569
uu	ค่าคงที่ R-410A	มาตรฐาน	-	0.000074
kk	ค่าคงที่ R-410A	มาตรฐาน	-	0.045
Ac	พื้นที่ผิวครีปเครื่องควบแน่น	มาตรฐาน	m <sup>2</sup>	4.000
tu	การนำความร้อนในเครื่อง ควบแน่น	$1 / (1 / (0.195 * Ga * Ca * (Pr^{(-2/3)} * rea^{-0.35})) + (0.5 * 0.0087 * \log(8.7/7.9)) / 0.386 + (8.7/7.9) / (.026 * (kk/dd) * ((cp1 * uu/kk)^{(1/3)} * (dd * (mr / (3.14 * (dd^2) * 19) * 3600)) / uu)^{0.8})))$	kW/m <sup>2</sup> .°C	0.24
T3.2	อุณหภูมิ R-22 ทางออกเครื่อง	$(Tci - Tco * \exp(3600 * tu * Ac$	°C	48.11

	ควบแน่น	$\frac{1}{(ma*(Ca+wdi*Cv))} / (1 - \exp(3600*U*Ac/(ma*(Ca+Wdi*Cv))))$		
$T_{ci}$	อุณหภูมิอากาศก่อนเครื่องควบแน่น	$\frac{((1 - BP) * (C_a + T_{eo} + W_{eo} * (h_{fg} + C_v * T_{eo}))) + BP * (Ca * Tdo + Wdo * (h_{fg} + C_v * Tdo)) - W_{di} * h_{fg} + (Uw * Am * T_{amb} / m_a) - (0.5 * Uw * Am * Tdo / ma)}{(C_a + Wdi * C_v + (0.5 * Uw * Am / ma))}$	$^{\circ}C$	21.05
$T_{co}$	อุณหภูมิอากาศหลังเครื่องควบแน่น	$\frac{((C_a + T_{di} + W_{di} * (h_{fg} + C_v * T_{di}))) - W_{di} * h_{fg} + (w_{fan} / m_a)}{(C_a + W_{di} * C_v)}$	$^{\circ}C$	44.86
$T_{cs}$	ผลต่างอุณหภูมิเครื่องควบแน่น	$T_2 - T_3$	$^{\circ}C$	2.47
$W_{ci}$	อัตราส่วนความชื้นก่อนเครื่องควบแน่น	$(W_{eo} - Wdo * BF) / (1 - BF)$	$kg \text{ v}_{apor} / kg_{air}$	0.01800
$W_{co}$	อัตราส่วนความชื้นหลังเครื่องควบแน่น	$(Wdi - BP * Wdo) / (1 - BP)$	$kg \text{ v}_{apor} / kg_{air}$	0.01800
<b>7. พัดลม (Blower)</b>				
$r$	ความหนาแน่นอากาศอบแห้ง	$1.28 \text{ c} - 5 * T_{di}^2 - (4.9192 \text{ E} - 3 * T_{di}) + 1.3008872$	$kg/m^3$	1.12
$Q_f$	อัตราไหลพัดลม	$M_a / 3600.r$	$m^3/s$	0.39
P-dryer	แรงดันห้องอบ	$2.4 * r * 1/2 * V^2$	Pa	1.12
$V$	ความเร็วลม	$M_a / (3600 * r * (Ad))$	m/s	0.91



vis	ความหนืดอากาศสอบแห้ง	$((1.2e-5 * T_{di}^2) + (0.100352 * T_{di}) + 12.961748)$	m <sup>2</sup> /s	17.42
Dh	ขนาดห้องอบ	$4 * (.65 * .03) / (2 * (.65 + .03))$	m	0.0574
Re	เรย์โนลด์นัมเบอร์	$Dh * V / (vis)$		0.0030
ff	ความเสียดทานพัลลม	$.11 * ((3/Dh) + (68/Re))^{.25}$		1.35
f	ความดันเสียดทาน	$.85 * ff + .0028$	Pa	1.15
V <sub>of</sub>	ความเร็วทางออกพัลลม	$M_u / (3600 * r^{.25} * 0.25)$	m/s	4.03
P-fa	ความดันที่พัลลม	$0.67 * (density * 0.5 * V_{of}^2)$	Pa	6.08
P <sub>ev</sub>	ความดันที่เครื่องระเหย	กำหนด	Pa	70.00
P <sub>co</sub>	ความดันที่เครื่องควบแน่น	กำหนด	Pa	25.00
P-ch	ความดันที่ห้องอบ	$f * (1/8/Dh) * Density * 0.5 * V^2$	Pa	1.17
delP	ความดันรวมทั้งหมด	$P_{ev} + P_{co} + P_{dryer} + P_{ch} + 2 * P_{fa}$	Pa	109.44
efm	ประสิทธิภาพทางกลพัลลม	ค่ามาตรฐาน	0.75	0.75
<b>8. อุณหภูมิ ( Temperature)</b>				
T <sub>di</sub>	อุณหภูมิก่อนเข้าห้องอบ	กำหนดค่า จากนั้น T <sub>co</sub> ( กรณีไม่ควบคุมอุณหภูมิ)	40-70 °C	44.15
T <sub>di</sub>	อุณหภูมิก่อนเข้าห้องอบ	กำหนดค่า ( กรณีควบคุมอุณหภูมิ)	40-70 °C	44.15
T <sub>do</sub>	อุณหภูมิลมออกห้องอบ	$( C_a T_{di} + W_{di} * (h_{fg} + C_v * T_{di}) ) + ( 0.5 * R * C_p * T_{pi} ) -$	°C	43.80

		$(0.5 \cdot U_w \cdot A_d \cdot T_{di} / m_a) - W_{do} \cdot h_{fg} / (C_a + C_v \cdot W_{do} + 0.5 R \cdot C_p + (0.5 U_w \cdot A_d / m_a))$		
$T_p$	อุณหภูมิขั้วเปลือก	$0.8 \cdot T_{do}$	$^{\circ}C$	35.04
$T_{ei}$	อุณหภูมิอากาศที่ทางเข้าเครื่องระเหย (Evap)	$(C_a \cdot T_{do} + W_{do} \cdot (h_{fg} + C_v \cdot T_{do}) - W_{do} \cdot h_{fg}) / (C_a + W_{do} \cdot C_v)$	$^{\circ}C$	43.80
$T_{eo}$	อุณหภูมิอากาศที่ทางออกเครื่องระเหย	$BF \cdot (C_a \cdot T_{do} + W_{do} \cdot (h_{fg} + C_v \cdot T_{do})) + (1 - BF) \cdot (C_a \cdot T_{con} + W_{con} \cdot (h_{fg} + C_v \cdot T_{con})) - W_{eo} \cdot h_{fg} / (C_a + W_{eo} \cdot C_v)$	$^{\circ}C$	20.20
$T_{ci}$	อุณหภูมิอากาศทางเข้าเครื่องควบแน่น	$((1 - BP) \cdot (C_a + T_{eo} + W_{eo} \cdot (h_{fg} + C_v \cdot T_{eo})) + BP \cdot (C_a \cdot T_{do} + W_{do} \cdot (h_{fg} + C_v \cdot T_{do})) - W_{di} \cdot h_{fg} + (U_w \cdot A_m \cdot T_{amb} / m_a) - (0.5 \cdot U_w \cdot A_m \cdot T_{do} / m_a)) / (C_a + W_{di} \cdot C_v + (0.5 \cdot U_w \cdot A_m / m_a))$	$^{\circ}C$	21.05
$T_{co}$	อุณหภูมิอากาศทางออกเครื่องควบแน่น	$((C_a + T_{di} + W_{di} \cdot (h_{fg} + C_v \cdot T_{di})) - W_{di} \cdot h_{fg} + (w_{fan} / m_a)) / (C_a + W_{di} \cdot C_v)$	$^{\circ}C$	44.863
$T_1$	อุณหภูมิที่ทางเข้าปั๊มอัดไอ	$T_{er} + T_{es}$	$^{\circ}C$	13.08
$T_2$	อุณหภูมิ R-410A ทางเข้าเครื่องควบแน่น	$-273.15 + (T_1 + 273.15) \cdot (P_2 / P_1)^{((kr-1)/kr)}$	$^{\circ}C$	49.62
$T_3$	อุณหภูมิ R-410A ทางออกเครื่องควบแน่น	ให้สมมุติด้วย $T_{3.0}$ และสุดท้ายมีค่าเท่ากับ $T_{3.1}$	$^{\circ}C$	47.15
$T_4$	อุณหภูมิ R-410A ทางเข้าเครื่องระเหย	$(\log(W_{con} / 0.00393761) / 0.065505)$	$^{\circ}C$	10.08

9. สัดส่วนความชื้นต่างๆ (Humidity)				
$M_i$	ความชื้นข้าวเปลือกก่อนอบ	มาตรฐานข้าวเปลือก	18 – 24 %d.b	18.0000
$M_f$	ความชื้นข้าวเปลือกหลังอบ	$M_i + 1/6 (K_1 + 4k_2 + K_3)$	% d.b	17.7851
$W_{pd}$	อัตราส่วนความชื้นข้าวเปลือก ลดลง	$(M_i - M_f) \cdot (m_{pi} / t) / 100$ หรือ $m_a (W_{do} - W_{di})$	Kg of water/h	0.2149
$W_{con}$	อัตราส่วนความชื้นที่กลั่นตัว	$(W_{co} - W_{do} * BF) / (1 - BF)$	kg <sub>water</sub> / kg <sub>air</sub>	0.0179
$W_{eo}$	อัตราส่วนความชื้นทางออก เครื่องระเหย	$(W_{di} - BP * W_{do}) / (1 - BP)$	kg <sub>vapor</sub> / kg <sub>air</sub>	0.0180
$W_{ci}$	อัตราส่วนความชื้นก่อนเครื่อง ควบแน่น	$(W_{di} - BP * W_{do}) / (1 - BP)$	kg <sub>vapor</sub> / kg <sub>air</sub>	0.0180
$W_{co}$	อัตราส่วนความชื้นหลังเครื่อง ควบแน่น	$W_{di}$	kg <sub>vapor</sub> / kg <sub>air</sub>	0.0180
$W_{di}$	อัตราส่วนความชื้นอากาศก่อน เข้าห้องอบ	เริ่มค่ามาตรฐาน ที่ RH 80 % 25 °C จากนั้นเท่ากับ $W_{do}(n)$	kg <sub>vapor</sub> / kg <sub>air</sub>	0.0180
$W_{do}$	อัตราส่วนความชื้นอากาศออก จากห้องอบ	$W_{di} + R \cdot (M_i - M_f)$	kg <sub>vapor</sub> / kg <sub>air</sub>	0.0181
10. พลังงาน (Energy)				
$W_c$	กำลังงานปั๊มอัดไอ	$m_r * (h_2 - h_1) / 3600$	kW	1.15
$P_c$	พลังงานปั๊มอัดไอ	$W_c * dt / 0.8$	kWh	1.44
$W_s$	กำลังงานพัดลม	$M_a * \Delta P / (1000 \cdot r \cdot \text{efm})$ /3600	kW	0.06
$P_s$	พลังงานพัดลม	$W_{fan} * dt / 0.7$	kWh	0.08
$Q_{er}$	พลังงานความร้อนที่ถูกถ่ายเท ให้สารทำความเย็นขณะไหลใน	$m_r * (h_1 - h_4) / 3600$	kW	9.52

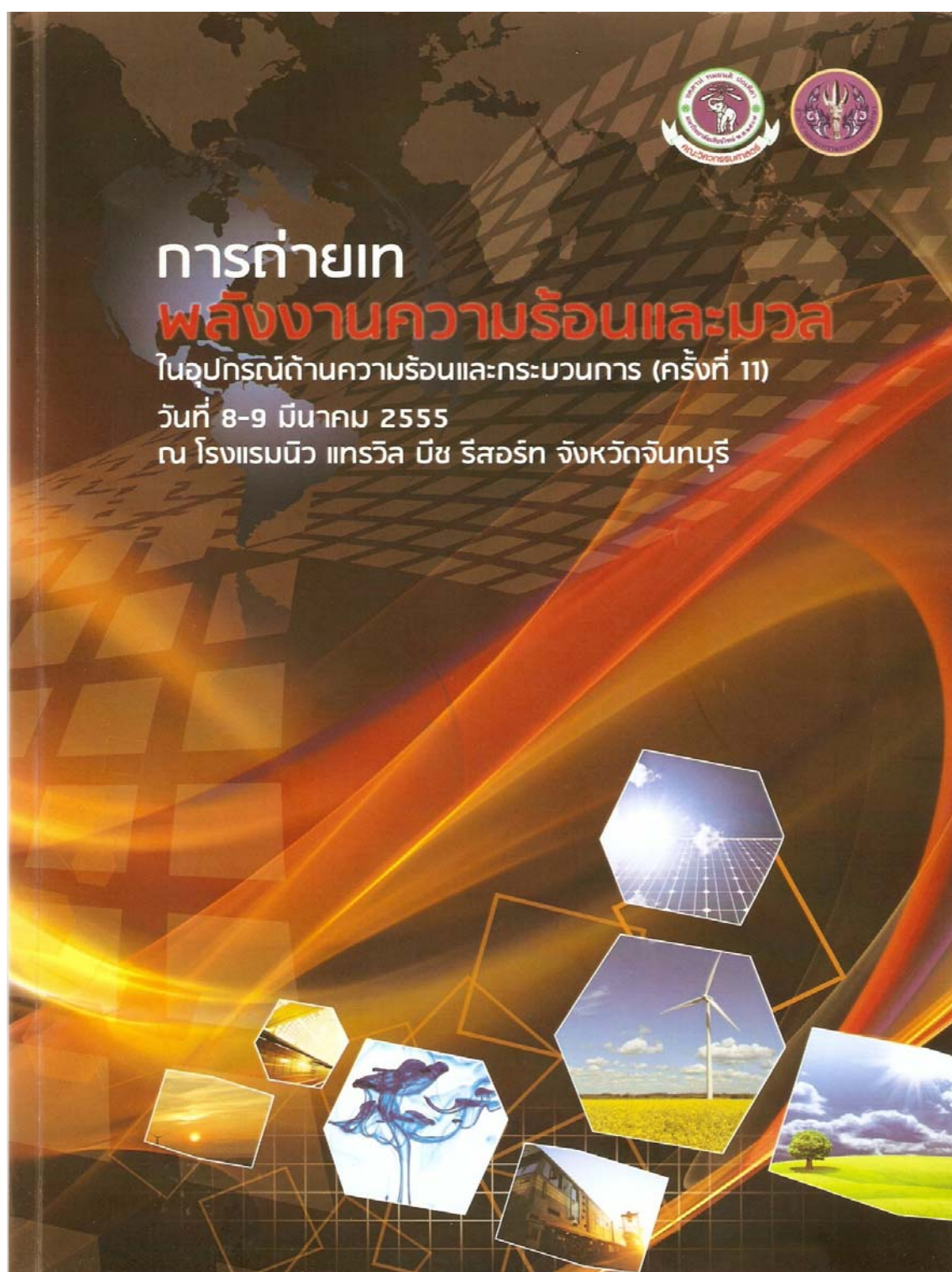
	เครื่องระเหย			
$Q_{ca}$	พลังงานความร้อนที่อากาศอบแห้งขณะไหลผ่านเครื่องระเหย	$m_a*(1-BP)*(C_a*T_{do} + W_{do}*(h_{fg} + C_v*T_{do}) - Ca*Teo - Weo*(h_{fg} + C_v*Teo) - (W_{do} - Weo)*4.184*T_{con})/3600$	kW	10.73
$Q_{cr}$	พลังงานความร้อนในสารทำความเย็นที่ถ่ายเทออกขณะไหลในเครื่องควบแน่น	$m_r*(h_2 - h_3)/3600$	kW	10.67
$Q_{ca}$	พลังงานความร้อนที่ถ่ายเทให้อากาศอบแห้งขณะไหลผ่านเครื่องควบแน่น	$m_a*(C_a + C_v*W_{di})*(T_{co} - T_{ci})/3600$	kW	10.67
<b>11. สมรรถนะประสิทธิภาพของระบบ ( Coefficient of Performance)</b>				
<b>DR</b>	อัตราการอบแห้ง	$(M_i - M_f)*(m_{pi}/dt) / 100$	kg moisture/h	0.215
<b>MER</b>	อัตราการควบแน่นน้ำ	$m_a(1 - BP)*(W_{do} - W_{eo})$	kg water evap./ h	0.215
<b>SEC</b>	อัตราการใช้พลังงานจำเพาะ	$(P_{comp} + P_{blower}) / ((M_i - M_f)*(m_{pi})*100$	kWh/kg of water evaporated	7.06
<b>SMER</b>	อัตราการระเหยน้ำจำเพาะ	1/SEC	kg water / kWh	0.14
<b>COP<sub>h</sub></b>	สมรรถนะปั๊มความร้อน	$Q_{cr}*dt/W_c$	-	7.42



## ภาคผนวก ง

### ผลงานตีพิมพ์เผยแพร่

- [1] นัทกรและคณะ “การเปรียบเทียบสมรรถนะเครื่องอบแห้งป้อนความร้อนระหว่างแบบจำลองกับการทดลอง” การประชุมวิชาการเรื่องการถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการ, ครั้งที่ 11, 8-9 มีนาคม, โรงแรม นิว แทรวิล บีช รีสอร์ท, จันทบุรี, 2555, หน้า 70-75
- [2] นัทกรและคณะ “การวิเคราะห์สมรรถนะป้อนความร้อนใช้ R-410A เพื่อการอบแห้ง” วารสารวิศวกรรมศาสตร์ ราชมงคัลญบุรี, ปีที่ 10, ฉบับที่ 1, 2555



**การถ่ายทอด**  
**พลังงานความร้อนและมวล**  
ในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการ (ครั้งที่ 11)  
วันที่ 8-9 มีนาคม 2555  
ณ โรงแรมนิว แครวิล มีช รีสอร์ท จังหวัดจันทบุรี

**คณะกรรมการและคณะอนุกรรมการจัดการประชุมวิชาการ**  
**เรื่องการถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการ (ครั้งที่ ๑๑)**  
**วันที่ ๘-๙ มีนาคม ๒๕๕๕ ณ โรงแรมนิว แทรเวล บีช รีสอร์ทท จังหวัดจันทบุรี**

---

**คณะกรรมการจัดการประชุม**

1.ศาสตราจารย์ ดร.ทงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์	ประธานคณะกรรมการ
2.รองศาสตราจารย์ ดร.อิทธิชัย ปรีชาวุฒิมงคล	กรรมการ
3.รองศาสตราจารย์ ดร.นคร ทิพย์วงศ์	กรรมการ
4.ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ยศธนา คุณาทร	กรรมการ
5.ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.เศรษฐ์ สัมภัตตะกุล	กรรมการ

**คณะอนุกรรมการฝ่ายพิจารณาบทความ**

1.ศาสตราจารย์ ดร.ทงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์	ประธานคณะกรรมการ
2.รองศาสตราจารย์ ดร.นคร ทิพย์วงศ์	กรรมการ
3.ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ศิวะ อัจฉริยวิริยะ	กรรมการ
4.ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อารีย์ อัจฉริยวิริยะ	กรรมการ
5.ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ยศธนา คุณาทร	กรรมการ
6.ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.เศรษฐ์ สัมภัตตะกุล	กรรมการ

**คณะอนุกรรมการฝ่ายติดต่อประสานงาน/ต้อนรับ**

1.อาจารย์ ดร.ณัฐณี วรรณยศ	ประธานคณะอนุกรรมการ
2.นายวันรบ กิติน่าน	อนุกรรมการ
3.นางสาววาสนา คำโสภาส	อนุกรรมการ

**คณะอนุกรรมการฝ่ายลงทะเบียน/การเงิน**

1.อาจารย์ ดร.ณัฐณี วรรณยศ	ประธานคณะอนุกรรมการ
2.นายวันรบ กิติน่าน	อนุกรรมการ
3.นางสาววาสนา คำโสภาส	อนุกรรมการ

**คณะอนุกรรมการฝ่ายเอกสาร**

1.ศาสตราจารย์ ดร.ทงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์	ประธานคณะอนุกรรมการ
2.อาจารย์ ดร.ณัฐณี วรรณยศ	อนุกรรมการ
3.นายวันรบ กิติน่าน	อนุกรรมการ

## สารบัญ(ต่อ)

	หน้า
10. การศึกษาสมรรถนะเครื่องแช่แข็งขนาดเล็กที่ใช้สารทำความเย็น R-22 กับ COOL.....	65
PERFORMANCE STUDY ON A SMALL FROZEN REFRIGERANT R-22 WITH COLD สมคิด ยงหอม และสถาพร ทองวิต	
11. การเปรียบเทียบสมรรถนะเครื่องอบแห้งปั๊มความร้อนระหว่างแบบจำลองกับการทดลอง .....	70
THE COMPARISON OF HEAT PUMP DRYER PERFORMANCE BETWEEN MATHEMATICAL MODELING AND EXPERIMENTAL ณัฏกร ทูริสุทธิ์, สถาพร ทองวิต, สุเทพ วัชรารุ่งวิทย์ และวินัย จันทรเพ็ญ	
12. ผลของความยาวส่วนทำระเหย และสารทำงานที่มีต่อการถ่ายเทความร้อน ของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่ติดตั้งวาล์วกันกลับที่สภาวะวิกฤติ .....	76
EFFECT OF EVAPORATOR LENGTH AND WORKING FLUID TO HEAT TRANSFER OF CLOSED-LOOPED OSCILLATING HEAT PIPE WITH CHECK VALVES (CLOHP/CV) AT CRITICAL STATE วสันต์ ปิยะเต	
13. การผลิตเชื้อเพลิง RDF-5 จากขยะชุมชน กรณีศึกษาเทศบาลตำบลฟ้าฮ่าม จังหวัดเชียงใหม่ .....	81
RDF-5 PRODUCTION FROM MUNICIPAL SOLID WASTE: A CASE STUDY OF FAH HAM DISTRICT MUNICIPAL, CHIANG MAI PROVINCE เหมือนจิต แจ่มศิลป์, ณัฐวุฒิ ดุษฎี, ปราศรัย แซ่ย่าง และสุนทร คงพิมาย	
14. การพัฒนาซอฟต์แวร์สำหรับการตรวจสอบความเสียหายของระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ .....	90
A DEVELOP DAMAGE MONITORING SOFTWARE FOR SOLAR HOT WATER SYSTEM สุริยะ สุกรินทร์, พงศ์พิชญ์ ต่วนภูษา และสถาพร ทองวิต	
15. Heat Conduction Using Peridynamics.....	95
Monchai Duangpanya	
16. ผลจากอัตราส่วนการอัด อัตราส่วนผสม และความเร็วยวรอบต่อสมรรถนะและปริมาณ NOx สำหรับเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กที่ใช้เชื้อเพลิงผสมของดีเซล-เอทานอล-ไบโอดีเซล .....	102
Effect of compression ratio, equivalence ratio and engine speed on the performance and NOx of a small size diesel engine using Diesel-Ethanol-Biodiesel Fuel Blends ปรมัตต์ จันทรโคตร และธนาคม สุนทรชัยนาคแสง	
17. การเปรียบเทียบ และตรวจสอบ และแบบจำลองเชิงตัวเลขสำหรับการทำนาย เครื่องยนต์แก๊สโซลีนขนาดเล็กแบบ 4 จังหวะที่ใช้เชื้อเพลิงเบนซิน 91 .....	110
Comparison and Verification of Experimental and Numerical Models for the Prediction of a 4 Stroke Gasoline Small Engine using benzene 91 Fuelled ปรมัตต์ จันทรโคตร และธนาคม สุนทรชัยนาคแสง	
18. การลดอุณหภูมิภายในอาคารภายใต้ขอบเขตสบายโดยใช้หลักการระบบทำความเย็นแบบระเหย .....	117
Reduction of Temperature Inside Building under Comfort Zone By Evaporative Cooling มงคล ฟูงณะกุล และทองเกียรติ เกียรติศิริโรจน์	



## การเปรียบเทียบสมรรถนะเครื่องอบแห้งที่มีความร้อน ระหว่างแบบจำลองกับการทดลอง

### THE COMPARISON OF HEAT PUMP DRYER PERFORMANCE BETWEEN MATHEMATICAL MODELING AND EXPERIMENTAL

ณัทกร ทูริสุทธิ์  
สลาพร ทองวิต  
สุเทพ วิชาเรืองวิทย์  
วินัย จันทรเพ็ง  
คณะวิศวกรรมศาสตร์  
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี  
ธัญบุรี ปทุมธานี 12110  
โทร 0-2549-3430  
โทรสาร 0-2549-3432  
Email :rmult\_thermallab@yahoo.com  
Email : nattakom07@hotmail.com

**บทคัดย่อ** งานวิจัยนี้ได้เปรียบเทียบสมรรถนะเครื่องอบแห้งที่มีความร้อนระหว่างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ และการทดลองโดยมีความร้อนขนาด 1,200 Btu/hr คอมเพรสเซอร์แบบลูกสูบ กับห้องอบแห้งขนาด 8 m<sup>3</sup> โดยใช้ข้าวเปลือกเป็นวัสดุอบแห้ง ตัวแปรการศึกษาได้แก่ ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของมีความร้อน (COP<sub>h</sub>) อัตราการอบแห้ง (DR) อัตราการระเหยน้ำจำเพาะ (SMER) การสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะ (SEC) และค่าความชื้นข้าวเปลือกสุดท้าย (M<sub>f</sub>) จากผลการทดลองพบว่าได้ COP<sub>h</sub> เท่ากับ 4.27, 4.43 ได้ SMER เท่ากับ 0.17, 0.16 kg moisture / kWh ได้ DR เท่ากับ 0.24, 0.23 kg moisture / hr ได้ค่า SEC เท่ากับ 5.88, 5.81 kWh/ kg water และได้ค่า M<sub>f</sub> เท่ากับ 15.70, 15.75 % d.b. ตามลำดับ เมื่อเปรียบเทียบกับผลการคำนวณจากแบบจำลองพบว่า มีความคลาดเคลื่อนประมาณ 3.6 % แสดงให้เห็นว่าแบบจำลองทางคณิตศาสตร์นี้ สามารถนำไปจำลองการทำงานของมีความร้อนได้

**ABSTRACT** This research was studied a comparison of performance of heat pump between mathematical modeling and experimental using 1200 Btu/hr of heat pump capacity operated with reciprocating compressor into 8 m<sup>3</sup> dryer cabinet, selected product was a paddy. The compared valuables were the coefficient of performance (COP<sub>h</sub>), the drying rate (DR), specific extraction rate(SMER), specific energy consumption (SEC), final moisture content (M<sub>f</sub>). The studied found that the COP<sub>h</sub> were 4.27, 4.43, the SMER were 0.17, 0.16 kg moisture / kWh, the DR were 0.24, 0.23 kg moisture / hr, the SEC were 5.88, 5.81 kWh/ kg water and the M<sub>f</sub> were 15.70, 15.75 % d.b respectively, if comparison to mathematical modeling found 3.6 % error, then mathematical modeling can be simulated to the heat pump dryer

#### 1. บทนำ (Introduction)

##### 1.1 ความเป็นมาและปัญหา (Development Significant)

เป็นเวลหลายปีที่ผ่านมา มีการศึกษาวิจัย การใช้ระบบมีความร้อน กับเครื่องอบแห้งมีความร้อน (Heat pump dryer) ด้วยการใช้ออบแห้งวัสดุ พืชผลทางการเกษตร เช่น กล้ายน้ำว่า, ลำไย, ถั่วเหลือง, ถั่วเขียว, ข้าวเปลือก, ใบยาสูบ, พริก, หอม, กระเทียม, มะขาม และอื่น ๆ ผลจากการวิจัยให้ผลคุ้มค่ากับการลงทุน มีสมรรถนะที่สูง ลดการใช้พลังงาน และไม่ทำลายสิ่งแวดล้อม ไม่มีของเสียออกสู่สิ่งแวดล้อม และโดยเฉพาะ ไม่ทำให้คุณค่าของวัสดุ, พืชผล

การเกษตรเสียหายเมื่อเทียบกับขดลวดไฟฟ้า เพราะใช้อุณหภูมิต่ำ แต่อาศัยหลักการดึงความชื้นออกจากวัสดุ [3,4]

จากการศึกษาและวิจัยที่ผ่านมาพบว่าเครื่องอบแห้งมีความร้อน จัดว่าเป็นเครื่องอบแห้งที่มีประสิทธิภาพสูงในด้านการใช้พลังงานและด้านเศรษฐศาสตร์เมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องอบแห้งโดยทั่วไป เนื่องจากสามารถนำความร้อนทั้งจากระบบการอบแห้งกลับมาใช้งานได้ทั้งหมด และยังส่งผลให้อุณหภูมิของสภาวะแวดล้อมไม่สูงขึ้น ซึ่งที่ผ่านมานั้นมีองค์กรและหน่วยงานต่างๆให้ความสนใจ และทำการศึกษาค้นคว้า วิจัย และพัฒนาการอบแห้งด้วยวิธีการต่างๆ ซึ่งการอบแห้งด้วยเครื่องอบแห้งมีความร้อนเป็นวิธีหนึ่งที่มีการวิจัยอย่างมาก

ระบบมีความร้อน (Heat pump) เป็นระบบที่กำลังได้รับความนิยม เนื่องจากมีสมรรถนะสูงในการนำมาใช้เพื่อการดำรงชีวิตของมนุษย์



ในปัจจุบัน คือ ใช้ทำน้ำร้อน หรือ ลมร้อน เพื่อใช้ในครัวเรือน และอุตสาหกรรม ทั้งนี้ก็เพราะว่าเป็นระบบที่มีสมรรถนะ (COP) สูงมาก คือ มีค่าอยู่ระหว่าง 3-5 [1-6]

1.2 วัตถุประสงค์ (Objective and Target)

1.2.1 เพื่อศึกษาวิเคราะห์สมรรถนะในเครื่องอบแห้งบีบความร้อนด้วย การจำลองแบบทางคณิตศาสตร์ และการทดลองจริง โดยศึกษาเปรียบเทียบค่า COP<sub>h</sub>, SMER, MER, SEC, DR และ M<sub>1</sub> ด้วยสารทำความเย็น R-22

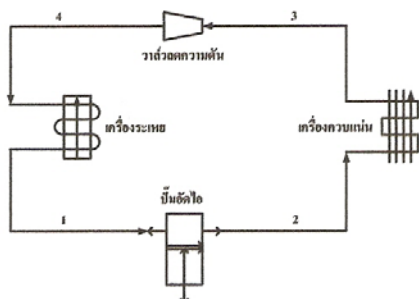
1.3 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ (Profit and Benefit)

1.3.1 ได้ผลวิเคราะห์การใช้เครื่องอบแห้งบีบความร้อนส่งเสริมการอนุรักษ์พลังงานและรักษาสิ่งแวดล้อม

1.3.2 ได้แบบจำลองเครื่องอบแห้งบีบความร้อนเพื่อการศึกษาวิเคราะห์กับสารทำความเย็นอื่นๆ

2. แบบจำลองบีบความร้อน (Heat Pump Simulations)

บีบความร้อนจะทำงานโดยอาศัยวัฏจักรต่างๆ วัฏจักรที่นิยมมี 2 วัฏจักร คือ วัฏจักรดูดกลืน(Absorption cycle) และ วัฏจักรการอัดไอ (Vapor compression cycle) ในการวิจัยนี้วิจัยโดยวัฏจักรการอัดไอเท่านั้น โดยมีหลักการตามรูปที่ 1 ดังนี้ [1-6]



รูปที่ 1 วงจรบีบความร้อน (Heat pump working cycle)

2.1 เครื่องระเหย (Evaporator)

เป็นการทำงานจากสภาวะที่ 4 ถึง 1 คือกระบวนการที่สารทำความเย็นรับความร้อน (Q<sub>E</sub>) และสารทำความเย็นจะเปลี่ยนสถานะจากสภาวะเป็นไออิ่มตัว หรือในทางปฏิบัติมักจะเป็นไอร้อนยิ่งยวด ก่อนเข้าสู่เครื่องอัดไอ

$$Q_E = Q_{in} = h_1 - h_4 \tag{1}$$

2.2 เครื่องอัดไอ (Compressor)

เป็นการทำงานจากสภาวะที่ 1 ถึง 2 คือกระบวนการอัดไอที่ป้อนงาน (W<sub>c</sub>) ให้กับเครื่องอัดไอ จะทำให้อุณหภูมิ เอนทัลปี และ ความดันสารทำความเย็นเพิ่มสูงขึ้น

$$W_c = h_2 - h_1 \tag{2}$$

2.3 เครื่องควบแน่น (Condenser)

เป็นการทำงานจากสภาวะที่ 2 ถึง 3 คือกระบวนการควบแน่นซึ่งสารทำความเย็นจะคายความร้อน (Q<sub>C</sub>)ให้กับอากาศอบแห้งเป็นการเพิ่มอุณหภูมิให้กับอากาศก่อนการอบแห้งในทางปฏิบัติความดันและอุณหภูมิของสารทำความเย็นจะไม่คงที่ตลอดทั้งเครื่องควบแน่น แต่จะลดลงไปตามระยะทางของท่อสารทำความเย็น และสารทำความเย็นที่ไหลภายในท่อจะมีลักษณะเป็นสองสถานะ สารทำความเย็นก่อนเข้าสู่วาล์วลดความดันอาจอยู่ในสภาวะที่สารทำความเย็นลดลงต่ำกว่าอุณหภูมิของของเหลวอิ่มตัวที่เรียกว่า sub cooling หรืออาจอยู่ในสภาวะของเหลวอิ่มตัว

$$Q_C = Q_{out} = h_2 - h_3 \tag{3}$$

2.4 วาล์วลดความดัน (Expansion Valve)

เป็นการทำงานจากสภาวะที่ 3 ถึง 4 คือกระบวนการที่สารทำความเย็นที่มีสถานะเป็นของเหลวจะถูกลดความดันลงโดยผ่านวาล์วลดความดัน ทำให้สารทำความเย็นมีอุณหภูมิต่ำลง และอยู่ในสภาวะของผสมระหว่างของเหลวและไอ ซึ่งพร้อมที่จะรับความร้อนกระบวนการนี้ไม่มีการถ่ายเทความร้อน

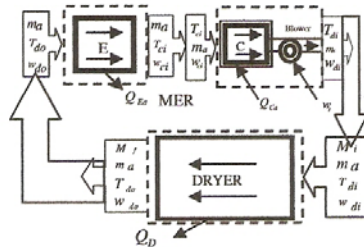
$$h_3 = h_4 \tag{4}$$

2.5 สัมประสิทธิ์สมรรถนะของบีบความร้อน

(Coefficient of Performance, COP<sub>h</sub>)

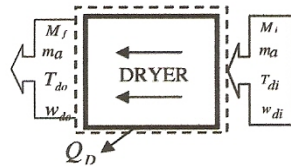
$$COP_h = Q_C / W_c = (h_2 - h_3) / (h_2 - h_1) \tag{5}$$

3. การจำลองแบบคณิตศาสตร์เครื่องอบแห้งบีบความร้อน (Mathematical Simulation of Dryer) [3,5]



รูป 2 แบบจำลองการทำงานเครื่องอบแห้ง

3.1 แบบจำลองของห้องอบแห้ง (Dryer simulation)



รูปที่ 3 แบบจำลองของห้องอบแห้ง

$Q_D - W_C$  = การเปลี่ยนแปลงเอนทาลปีของอากาศชื้นที่เข้าและออกจากห้องอบแห้ง + การเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในของผลิตภัณฑ์ + การเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในของห้องอบแห้ง

$$-Q_D = m_a C_a T_{do} + m_a w_{do} (h_{fg,0} + T_{do}) - m_a C_a T_{di} - m_a w_{di} (h_{fg,0} + T_{di}) + m_p \cdot dU_{pw}/dt + m_a \cdot dU_d/dt \quad (6)$$

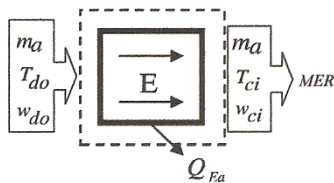
$$T_{do} = [-Q_D/m_a + C_a T_{di} + w_{di} (h_{fg,0} + C_v T_{di}) - W_{do} h_{fg,0}] / C_a + W_{do} C_v \quad (7)$$

อัตราการระเหยน้ำจากวัสดุในห้องอบแห้ง เท่ากับ อัตราการเปลี่ยนแปลงไอน้ำของอากาศที่เข้าและออกจากห้องอบแห้ง

$$(M_i - M_f) (m_p/t) = m_a (w_{do} - w_{di}) \quad (8)$$

$$w_{do} = w_{di} + (M_i + M_f) R_p \quad (9)$$

3.2 แบบจำลองของเครื่องระเหย (Evaporator simulation, (E))



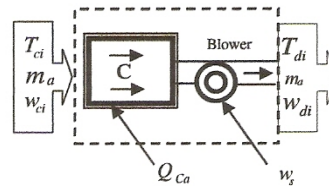
รูปที่ 4 แบบจำลองของเครื่องระเหย

$$MER = (m_p / R_p \cdot dt) \cdot (M_i - M_f) \quad (10)$$

$$w_{ci} = w_{do} - MER / m_a \quad (11)$$

$$-Q_{Ea} = -(m_a/3600) \cdot C_a (T_{do} - T_{ci}) - w_{do} (h_{fg,0} + C_v T_{do}) \quad (12)$$

3.3 แบบจำลองการทำงานที่เครื่องควบแน่นและพัสดม (Evaporator and Blower Simulation)



รูปที่ 5 แบบจำลองของเครื่องควบแน่นกับพัสดม

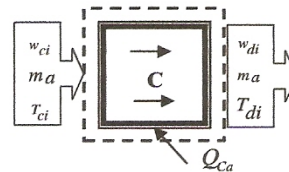
$Q_{Ca} + W_s$  = อัตราการเปลี่ยนแปลงเอนทาลปีของอากาศแห้งที่เข้าและออกจากระบบ+อัตราการเปลี่ยนแปลงเอนทาลปีของไอน้ำในอากาศที่เข้าและออกจากระบบ

$$Q_{Ca} + W_s = ((m_a C_a (T_{di} - T_{ci}) + m_a w_{di} (h_{fg,0} + C_v T_{di}) - m_a w_{ci} (h_{fg,0} + C_v T_{ci})) / 3600) \quad (13)$$

$$Q_{Ca} = (m_a/3600) (C_a + w_{di} C_v) (T_{di} - T_{ci}) - W_s \quad (14)$$

$$W_s = \Delta P (m_a / \rho_a \eta_f) / (3.6 \times 10^6) \quad (15)$$

3.4 แบบจำลองการทำงานที่เครื่องควบแน่น (Condenser Simulation)



รูปที่ 6 แบบจำลองของเครื่องควบแน่น

$Q_{Ca} - W_s =$  อัตราการเปลี่ยนแปลงเอนทาลปีของอากาศแห้งที่  
เข้าและออกเครื่องควบแน่น + อัตราการเปลี่ยนแปลงเอนทาลปีของไอน้ำ  
ในอากาศที่เข้าออกเครื่องควบแน่น

$$Q_{Ca} = (m_a C_a (T_{di} - T_{ci}) + m_a w_{di} C_v (T_{di} - T_{ci})) / 3600 \quad (16)$$

#### 4. วิธีการศึกษาและการทดลอง (Study and Experiment Methodology)

##### 4.1 เงื่อนไขการทดลอง (Experimental Condition)

4.1.1 ศึกษาสมรรถนะบีบมีความร้อนของเครื่องอบแห้ง  
ข้าวเปลือก 100 kg โดยใช้สารทำความเย็น R-22 ด้วยบีบมีความร้อน  
ขนาด 1200 Btu/hr ใช้เวลาอบต่อเนื่อง 10 ชั่วโมง

4.1.2 สภาวะอบแห้งในการทดลองวิจัยการอบแห้ง  
ข้าวเปลือก ใช้อุณหภูมิการอบแห้งเริ่มต้น 50 °C ความเร็วลมห้อง  
อบแห้งประมาณ 0.6 m/s

4.1.3 การศึกษาตัวแปร เพื่อเปรียบเทียบผลจากการอบแห้ง  
มีตัวแปรที่ต้องการศึกษาคือ อุณหภูมิการอบแห้ง, กระแสไฟฟ้า,  
ความดันสารทำความเย็น, ปริมาณน้ำที่กลั่นออกมาจากเครื่องระเหย

4.1.4 วงจรอากาศอบแห้ง สำหรับวงจรอากาศข้อมูลคือ  
ความเร็วของอากาศหมุนเวียนในระบบทั้งหมดไม่เกิน 1.5 m/s

4.1.5 การเก็บข้อมูล เพื่อการประเมินสมรรถนะเครื่อง  
อบแห้งแบบบีบมีความร้อน (COP<sub>n</sub>) อัตราการระเหย น้ำจำเพาะ  
(SMER) อัตราการอบแห้ง (DR) ความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะ  
(SEC) จึงต้องมีการทดลองและเก็บข้อมูลกำลังไฟฟ้าให้กับบีบอัด  
ไอและพัดลม น้ำหนักก่อนและหลังอบแห้งของผลิตภัณฑ์ เพื่อใช้หา  
น้ำหนักน้ำที่ระเหย

4.1.6 บันทึกผลทุก 1 ชั่วโมง เป็นเวลา 10 ชั่วโมง และ  
คำนวณค่าต่างๆเช่นความชื้นข้าวเปลือก (M<sub>f</sub>) MER, DR, SEC,  
SMER และ COP ในแต่ละชั่วโมง

##### 4.2 วัสดุที่ใช้ในการทดลอง (Material)

4.2.1 ข้าวเปลือกจำนวน 100 kg

4.2.2 สารทำความเย็น R-22 จำนวน 4 kg

4.2.3 น้ำมันหล่อลื่นบีบอัดไอ ชนิดใช้กับ R-22

##### 4.3 การทดลองด้วยเครื่องอบแห้งจริง (Experimental)

ทดลองด้วยบีบมีความร้อนขนาดบีบมีความร้อน 1200 Btu/hr  
ขนาดตู้อบแห้ง 8 m<sup>3</sup> เติมน้ำบีบอัดไอ 1 ตัว อบแห้งข้าวเปลือกที่มี  
ความชื้นไม่เกิน 20 % มาตรฐานแห้งและการอบแห้งใช้อุณหภูมิ  
เริ่มต้น 50 °C ความเร็วลม 0.6 m/s ใช้สารทำความเย็นด้วย R-22  
โดยมีกำลังบีบอัดไอ 1.15 kW ขนาดพัดลม 0.024 kW และบันทึก  
ข้อมูลค่าตัวแปรทุกๆ 1 ชั่วโมง

#### 4.4 การจำลองแบบ (Simulation)

การจำลองแบบทางคณิตศาสตร์สามารถแสดงได้ 2 ส่วน  
หลัก ๆ คือ ห้องอบแห้ง และ ระบบบีบมีความร้อน ซึ่งสามารถจัดทำ  
โดยอาศัยหลักการพื้นฐานของกฎอนุรักษ์มวลและการอนุรักษ์  
พลังงานโดยการใช้สมมุติฐานคือ

4.4.1 ความสมดุลทางความร้อนของการอบแห้งและ  
ผลิตภัณฑ์ มีค่าเท่ากัน

4.4.2 การไหลของอากาศอบแห้งสม่ำเสมอ

4.4.3 สารทำความเย็นมีสถานะไอสมบูรณ์

4.4.4 สารทำความเย็นมีสถานะของเหลวอิ่มตัว

4.4.5 บีบอัดไอทำงานด้วยวัฏจักรโพลีโทรปิก

4.4.6 วาล์วลดแรงดันทำงานด้วยวัฏจักรไอเซนทาลปิก  
(Isenthalpic) การสูญเสียความดันมีค่าเป็นศูนย์

#### 5. ผลการทดลองและวิจารณ์ (Result and Critical)

##### 5.1 ผลการศึกษาเปรียบเทียบความชื้นข้าวเปลือกและค่า COP<sub>n</sub> ในแต่ละชั่วโมง ( Comparison of COP<sub>n</sub> and M<sub>f</sub> of each hour)

จากตารางที่ 1 จะเห็นว่าความชื้นข้าวเปลือกมีการลดลงแปร  
ผันกับเวลาในการอบแห้งโดยลดลงเฉลี่ยประมาณ 0.23 % d.b และ  
ลักษณะการลดลงเป็นสัดส่วนโดยตรงกับเวลาในการอบแห้ง อัตรา  
การอบแห้ง (DR) มีค่า 0.25 kg moisture/hr ซึ่งแสดงถึงคุณภาพ  
การอบแห้ง อัตราการระเหยน้ำจำเพาะ (SMER) เป็นการชี้วัดว่าใน  
การใช้พลังงานไฟฟ้าไป 1 หน่วย (kWh) จะสามารถทำให้น้ำมีการ  
ระเหยน้ำออกจากวัสดุอบแห้งเท่าไร ซึ่งจากการทดลองจะเห็นว่าวัสดุ  
มีการระเหยน้ำออกมีค่าเฉลี่ย ประมาณ 0.17 kg water/kWh และค่า  
สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบบีบมีความร้อน(COP<sub>n</sub>) มีค่าเฉลี่ย  
ประมาณเท่ากับ 4.21 โดยผลการทดลองจากการทดลองกับห้อง  
อบแห้งจริง (Experimental result) โดยค่าอื่นๆ ในเวลาอบแห้ง 10  
ชั่วโมง รวมทั้งค่าเฉลี่ยต่อชั่วโมงถูกแสดงไว้ในรูปภาพกราฟที่ 7 ถึง  
10

ตารางที่ 1 ค่า M<sub>f</sub> และ COP<sub>n</sub> จากการทดลองและการ  
จำลองแบบในแต่ละชั่วโมง

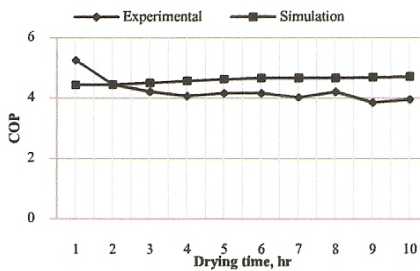
Time (hr)	M <sub>f</sub> , % d.b		COP <sub>n</sub>	
	Experime nt	Simulatio n	Experim ent	Simulati on
0	18	18	0	0
1	17.76	17.76	5.24	4.42
2	17.57	17.52	4.43	4.37
3	17.50	17.28	4.19	4.40
4	17.28	17.05	4.05	4.46



5	17.03	16.81	4.14	4.49
6	16.88	16.57	4.14	4.49
7	16.56	16.33	4.00	4.47
8	16.27	16.09	4.78	4.44
9	15.77	15.86	3.83	4.41
10	15.70	15.62	3.96	4.37
เฉลี่ย	0.230	0.238	4.21	4.43

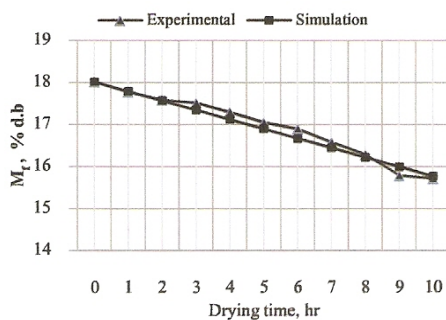
**5.2 ผลการเปรียบเทียบระหว่างการทดลองจริง และการจำลองแบบ (Experimental and Simulation Comparison result)**

ผลการเปรียบเทียบการทดลองจริงและการจำลองแบบทางคณิตศาสตร์เครื่องอบแห้งบีบความร้อน โดยการอบแห้งใช้เวลาเท่ากันคือ 10 ชั่วโมง ผลการเปรียบเทียบ ได้ความชื้นข้าวเปลือกสุดท้ายมีค่าเท่ากับ 15.70 และ 15.75 อุณหภูมิข้าวเปลือกในการอบแห้งคือ 47 °C และ 45 °C อุณหภูมิอบแห้งมีค่าเฉลี่ยอยู่ที่ 54.2 °C และ 53.3°C ตามลำดับ และสุดท้ายเมื่อเปรียบเทียบค่า COP<sub>n</sub> จะมีค่า 4.21 และ 4.43

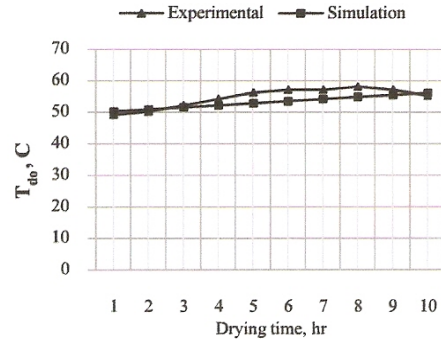


รูปที่ 7

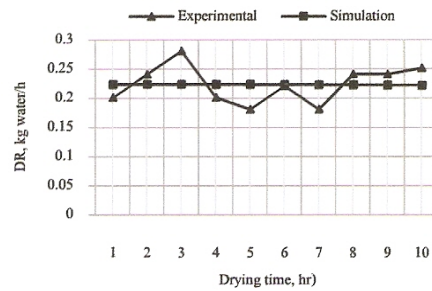
สมรรถนะบีบความร้อน (COP<sub>n</sub>) ทดลองจริงกับการจำลองแบบ



รูปที่ 8 ความชื้นข้าวเปลือกหลังอบ (M<sub>r</sub>) ระหว่างการทดลองกับการจำลองแบบ



รูปที่ 9 อุณหภูมิอบแห้ง (T<sub>db</sub>) ระหว่างการทดลองกับการจำลองแบบ



รูปที่ 10 เปรียบเทียบอัตราการอบแห้ง (DR) ระหว่างการทดลองและการจำลองแบบ

**5.3 การวิเคราะห์ผลการทดลองและแบบจำลอง (Experimental and Simulation Analysis)**

ผลการทดลองและการจำลองแบบโดยใช้สารทำความเย็น R-22 จากรูปที่ 7 จะเห็นว่าค่าที่ได้มีความใกล้เคียงกันในแต่ละชั่วโมง โดยมีค่าเฉลี่ย COP<sub>n</sub> ของการทดลองและแบบจำลองที่ 4.27 และ 4.43 ตามลำดับ ซึ่งมีความใกล้เคียงกัน ถ้าพิจารณาโดยรวมแล้ว ความผิดพลาดระหว่างการทดลองและการจำลองแบบนั้นมีความผิดพลาดมีประมาณ 3.6 % โดยพิจารณาจากค่า COP<sub>n</sub> จาก รูปที่ 10 จะเห็นว่าอัตราการอบแห้งของเครื่องอบแห้งเปรียบเทียบกับ การจำลองแบบนั้นมีค่าเท่ากับ 0.23 และ 0.24

**6. สรุปผลการวิจัย**

6.1 การจำลองแบบทางคณิตศาสตร์และการอบแห้งจริงด้วยเครื่องอบแห้งในขนาดและปริมาณที่เท่ากันมีความคลาดเคลื่อนโดยรวมประมาณ 3.6 %

6.2 ผลของความชื้นข้าวเปลือกสุดท้ายแตกต่างกัน 0.3 % แสดงให้เห็นว่าแบบจำลองสามารถทำนายผลเครื่องอบแห้งแทนการทดลองได้



## 7. กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอขอบคุณ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี และขอขอบคุณเจ้าหน้าที่และนักศึกษาปริญญาตรีแผนกวิชาเครื่องทำความเย็นและปรับอากาศ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี นครราชสีมา ที่ช่วยเหลือในด้านข้อมูล สถานที่และการทดลอง

## 8. เอกสารอ้างอิง

- [1] ฐานิตย์ เมธิยานนท์. 2541. การอบแห้งโดยใช้บีมความร้อนในระดับอุตสาหกรรม. วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.
- [2] ประพจน์ ชัยวรวิทย์กุล, 2543 การศึกษาการใช้ความร้อนในการหมักใบยาสูบ วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต, ภาควิชาวิศวกรรม เครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
- [3] ศิวะ อัจฉริยวิริยะ และ เมธาภุช โชติสวัสดิ์, 2550. การเปรียบเทียบสมรรถนะเครื่องอบแห้งระบบบีมความร้อนที่มีเครื่องอัดไอชนิดความเร็วย้อนเปลี่ยนแปลงกับชนิดความเร็วรอบคงที่. การประชุมเชิงวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทยครั้งที่ 3 23-25 พฤษภาคม 2550 โรงแรมโมหยก จังหวัดกรุงเทพฯ.
- [4] ไพโรจน์ จันทร์แก้ว, 2553. การออกแบบเครื่องอบแห้งบีมความร้อนแบบ 2 วัฏจักรสำหรับอบกล้วยน้ำว้า. งานประชุมวิชาการการถ่ายเทความร้อนและมวลในอุปกรณ์ทำความร้อนครั้งที่ 9 11-12 มีนาคม 2553 จังหวัดประจวบคีรีขันธ์
- [5] Kiatsiriroat T. Vorayos N. and Nuntaphan A., 2001. Feasibility of Using Ice Thermal Energy Storage with Direct Contact Evaporator in an Office Building. Asian journal of energy and Environment, Volume 2 September – December 2001
- [6] Teebooma,U. Soponronnarit,S. and Tainsuwan,J., 2002. Optimization of fruit dryer. The 13<sup>th</sup> International Drying Symposium. 27-30 August 2002. Beijing, China,

## 9. สัญลักษณ์ อักษรย่อและหน่วยวัด

### 9.1 สัญลักษณ์หลัก

- C ความร้อนจำเพาะที่ kJ/kg °C  
m อัตราไหลเชิงมวล kg/h  
M ความชื้นวัสดุอบแห้ง % d.b.  
kr ดัชนีโพลีโทรปีค

- Q พลังงานความร้อน kW  
t เวลา hr, s  
T อุณหภูมิ °C  
U พลังงานภายใน kJ/kg  
v ปริมาตรจำเพาะ m<sup>3</sup>/kg  
w อัตราส่วนความชื้น kg water/kg dry air

### 9.2 สัญลักษณ์กำกับล่าง

- a อากาศหรือระบบอากาศ  
c เครื่องควบแน่น  
D, d เครื่องอบแห้ง  
E, e เครื่องระเหย  
f หลังอบแห้ง หรือ สูดท้าย  
i ก่อนเข้า หรือ เริ่มต้น  
o ทางออก หรือ ด้านออก  
p วัสดุอบแห้ง  
r ระบบสารทำความเย็น

### 9.3 สัญลักษณ์ภาษากรีก

- $\rho$  ความหนาแน่น, kg/m<sup>3</sup>  
 $\eta_f$  ประสิทธิภาพของพัดลม, เศษส่วน  
D ความแตกต่าง

### 9.4 ความหมายอักษรย่อและหน่วยวัด

- COP สัมประสิทธิ์สมรรถนะบีมความร้อน  
DR อัตราการอบแห้ง  
% d.b มาตรฐานแห้ง  
E เครื่องระเหย  
h เอนทาลปี kJ/kg  
m มวล kg  
MER น้ำควบแน่นที่เครื่องระเหย, kg water / h  
SMER อัตราการระเหยน้ำจำเพาะ kg water / kWh  
SEC ความสิ้นเปลืองพลังงานความร้อน kWh/kg water





## วารสารวิศวกรรมศาสตร์ ราชมงคลชัยบุรี >>>>>

ที่ วร 11 / 2555

19 มีนาคม 2555

เรื่อง ตอบรับตีพิมพ์บทความลงในวารสาร

เขียน นายฉัตร ทวีสุทธิ

ตามที่ท่านได้ส่งบทความเรื่อง “การวิเคราะห์สมรรถนะปั๊มความร้อนใช้ R-410A เพื่อการอบแห้ง” เพื่อขอตีพิมพ์ลงในวารสารวิศวกรรมศาสตร์ ราชมงคลชัยบุรี ทางกองบรรณาธิการ ได้พิจารณาแล้วเห็นควรให้ตีพิมพ์ลงในวารสารวิศวกรรมศาสตร์ ราชมงคลชัยบุรี ปีที่ 10 ฉบับที่ 1 (มกราคม – มิถุนายน) 2555 ต่อไป

จึงเรียนมาเพื่อโปรดทราบ

ขอแสดงความนับถือ



(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ชวลิต แสงสว่าง)

หัวหน้ากองบรรณาธิการ

วารสารวิศวกรรมศาสตร์ ราชมงคลชัยบุรี

## การวิเคราะห์สมรรถนะปั๊มความร้อนใช้ R-410A เพื่อการอบแห้ง

### The Analysis of Heat Pump Performance Using R-410A for Drying

ฉัทธร ทูริสุทธิ์<sup>1</sup> เทอดเกียรติ ลิ้มปีทีปการ<sup>2</sup> ฉัตรชัย นิยมล<sup>3</sup> สดาวร ทองวิก<sup>2</sup>

#### บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้ศึกษาเปรียบเทียบสมรรถนะของระบบปั๊มความร้อนในเครื่องอบแห้งโดยใช้ข้าวเปลือกเป็นวัสดุอบแห้ง ทำการวิเคราะห์หาค่าความคลาดเคลื่อนของการทดลองจริงกับการจำลองแบบทางคณิตศาสตร์ รวมทั้งการวิเคราะห์หาข้อมูลและข้อบกพร่องในระบบปั๊มความร้อน จุดประสงค์เพื่อเลือกใช้สารทำความเย็นที่มีประสิทธิภาพและรักษาสิ่งแวดล้อม โดยมีตัวแปรของการศึกษาเปรียบเทียบครั้งนี้คือ ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของปั๊มความร้อน ( $COP_h$ ) และอัตราการอบแห้ง (DR) ในเครื่องอบแห้ง ซึ่งแบ่งการวิจัยเป็น 2 ขั้นตอนคือ ขั้นตอนแรกศึกษาด้วยการทดลองจริงจากห้องอบแห้งขนาด  $8 \text{ m}^3$  เปรียบเทียบกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์โดยใช้สารทำความเย็น R-22 ผลการเปรียบเทียบค่า  $COP_h$  พบว่าความคลาดเคลื่อนประมาณ 3.6 % แสดงให้เห็นว่าแบบจำลองทางคณิตศาสตร์นี้สามารถนำไปใช้ทำนายค่า  $COP_h$  ในการทดลองได้ จึงได้นำแบบจำลองนี้ไปใช้ในขั้นตอนที่สอง คือศึกษาเปรียบเทียบเครื่องอบแห้งปั๊มความร้อนระหว่างใช้สารทำความเย็น R-410A และ R-22 โดยมีเงื่อนไขใช้ระบบปั๊มความร้อนที่มีขนาดเท่ากันพบว่าค่า  $COP_h$  ของ R-410A สูงกว่า R-22 ประมาณ 62 % และค่า DR โดยเฉลี่ยน้อยกว่าประมาณ 5.5 % ดังนั้น R-410A จึงมีความเหมาะสมในการนำมาใช้ในเครื่องอบแห้งปั๊มความร้อนทดแทน R-22 ในอนาคต

**คำสำคัญ :** ปั๊มความร้อน, การอบแห้ง, สัมประสิทธิ์สมรรถนะ, สารทำความเย็น R-410A

#### Abstract

This research was conducted to study a performance of heat pump dryer system with selected products of a paddy. The comparison between the experimental drying and the mathematical modeling of heat pump dryer was found to have an error value. Data analysis and the system defect were made. The studies aims to selected the refrigerant that can be use in safety and friendly for global warming protection. The compared valuables were the coefficient of performance of heat pump ( $COP_h$ ), and drying rate (DR). This study has two part, the first part was made by comparing between the  $8 \text{ m}^3$  heat pump dryer and the mathematical modeling with R-22. The study was found to have error of  $COP_h$  as 3.6 %. Therefore can be used this modeling simulate to the  $COP_h$  in the second part, this modeling used to compare between R-410A and R-22 with equivalent heat pump capacity. It was found that the  $COP_h$  of R-410A was higher than R-22 about 62 % but the average DR of R-410A lower than R-22 about 5.5 %. Therefore, the R-410A is suitable to replace the R-22 for a heat pump dryer in the future.

**Keywords :** Heat pump, Drying, Coefficient of performance, Refrigerant R-410A

<sup>1</sup>นักศึกษาระดับปริญญาโท ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

<sup>2</sup>อาจารย์ประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

<sup>3</sup>อาจารย์ประจำภาควิชาขนถ่ายวัสดุ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ



## 1. บทนำ

เครื่องอบแห้งปั๊มความร้อน จัดว่าเป็นเครื่องอบแห้งที่มีประสิทธิภาพสูง [1-6] สารทำความเย็นที่ใช้งานในเครื่องอบแห้งปั๊มความร้อนมากที่สุดในปัจจุบันคือสารทำความเย็น R-22 แต่ด้วยเหตุผลด้านการทำลายสภาพแวดล้อม สารทำความเย็น R-22 จึงถูกกำหนดให้เลิกใช้โดยประเทศที่พัฒนาแล้วในปี ค.ศ. 2030 ประเทศกำลังพัฒนาในปี ค.ศ. 2040 [6] ดังนั้น งานวิจัยนี้จึงทำการศึกษาเครื่องอบแห้งปั๊มความร้อน (Heat pump dryer) ที่ใช้สารทำความเย็น R-410A ซึ่งเป็นสารทำความเย็นที่ไม่ทำลายชั้นโอโซน เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม จึงเป็นสารทำความเย็นที่น่าศึกษาวิจัยเป็นอย่างมาก

สารทำความเย็น R-410A ถูกศึกษาวิจัยพบว่ามีความเป็นไปได้และเหมาะสมที่จะนำมาเปลี่ยนใช้แทน R-22 [6] แต่ยังไม่มีการทดลองหรือจำลองแบบเพื่อดูค่าต่างๆ หรือเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะระบบปั๊มความร้อน และการอบแห้งว่าแตกต่างอย่างไร และการวิจัยที่ผ่านมายังพบว่าสำหรับเครื่องอบแห้งปั๊มความร้อนที่ใช้สารทำความเย็น R-22 เป็นสารทำงานให้สมรรถนะสูงที่สุด [2,6] ดังนั้นเมื่อต้องเปลี่ยนมาใช้สารทำความเย็น R-410A แล้วสมรรถนะของระบบจะเปลี่ยนแปลงไปอย่างไร จากเหตุผลดังกล่าวข้างต้น คณะวิจัยจึงทำการทดสอบเครื่องอบแห้งปั๊มความร้อนที่ใช้สารทำความเย็น R-22 เพื่อสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ เพื่อใช้จำลองเปรียบเทียบสมรรถนะของการอบแห้งแบบปั๊มความร้อนด้วยสารทำความเย็น R-22 และ R-410A โดยใช้ข้าวเปลือกเป็นวัสดุในการอบแห้ง ผลการศึกษาที่ได้จะถูกใช้เป็นแนวทางและสนับสนุนการเปลี่ยนสารทำความเย็นในอนาคต

## 2 วัตถุประสงค์

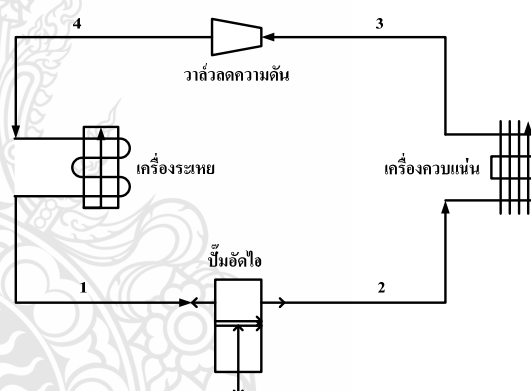
2.1 ศึกษาและสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อใช้ทำนายผลและวิเคราะห์ผล เครื่องอบแห้งปั๊มความร้อนแทนการทดลองจริง

2.2 ศึกษาและวิเคราะห์ความเหมาะสมในการนำสารทำความเย็น R-410A ใช้ทดแทน R-22 ในเครื่องอบแห้งปั๊มความร้อนในอนาคต

## 3. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

### 3.1 ปั๊มความร้อน

ปั๊มความร้อนจะทำงานโดยอาศัยวัฏจักรต่างๆ ในการวิจัยนี้วิจัยโดยวัฏจักรการอัดไอ โดยมีหลักการตามรูปที่ 1



รูปที่ 1 วงจรทำงานปั๊มความร้อน (Heat pump cycle)

#### 3.1.1 ปั๊มอัดไอ (Compressor)

ทำงานจากสภาวะที่ 1 ถึง 2 คือ กระบวนการอัดไอที่ป้อนงาน ( $W_c$ ) ให้กับเครื่องอัดไอ จะทำให้อุณหภูมิ เอนทาลปี และความดันสารทำความเย็นเพิ่มสูงขึ้น

$$W_c = h_2 - h_1 \quad (1)$$

เมื่อ

$W_c$  คือ งานที่ให้แก่เครื่องอัด,  $kJ/kg$

$h_1$  คือ เอนทาลปีของสารทำความเย็นก่อนเข้าเครื่องอัดไอ,  $kJ/kg$

$h_2$  คือ เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องอัดไอ,  $kJ/kg$

### 3.1.3 เครื่องควบแน่น (Condenser)

ทำงานจากสถานะที่ 2 ถึง 3 คือ กระบวนการควบแน่นซึ่งสารทำความเย็นจะคายความร้อน ( $Q_c$ ) ให้กับอากาศอบแห้งเป็นการเพิ่มอุณหภูมิให้กับอากาศก่อนการอบแห้ง

$$Q_c = Q_{out} = h_2 - h_3 \quad (2)$$

เมื่อ  $Q_c$  คือ ความร้อนที่สารทำความเย็นถ่ายเทออกจากเครื่องควบแน่น,  $kJ/kg$

$h_3$  คือ เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องควบแน่น,  $kJ/kg$

### 3.1.4 วาล์วลดความดัน (Expansion Valve)

ทำงานจากสถานะที่ 3 ถึง 4 คือ กระบวนการที่สารทำความเย็นไม่มีการถ่ายเทความร้อน

$$h_3 = h_4 \quad (3)$$

เมื่อ

$h_4$  คือ เอนทาลปีของสารทำความเย็นก่อนเข้าเครื่องระเหย,  $kJ/kg$

### 3.1.2 เครื่องระเหย (Evaporator)

ทำงานจากสถานะที่ 4 ถึง 1 คือ กระบวนการที่สารทำความเย็นรับความร้อน ( $Q_{Er}$ ) ก่อนเข้าสู่เครื่องอัดไอ

$$Q_{Er} = Q_{in} = h_1 - h_4 \quad (4)$$

เมื่อ  $Q_{Er}$  คือ ความร้อนที่สารทำความเย็นดูดกลืนเอาไว้ในอุปกรณ์ระเหย,  $kJ/kg$

### 3.2 สัมประสิทธิ์สมรรถนะของปั๊มความร้อน (Coefficient of Performance, COP<sub>p</sub>)

$$COP_p = Q_{Er} / W_c = (h_2 - h_3) / (h_2 - h_1) \quad (5)$$

เมื่อ  $Q_c$  คือ ความร้อนที่สารทำความเย็นถ่ายเทออกจากเครื่องควบแน่น,  $kJ/kg$

### 3.3 ความชื้นในวัสดุ

ความชื้นเป็นตัวบอกปริมาณของน้ำที่มีอยู่ในวัสดุ เมื่อเทียบกับมวลของวัสดุชิ้นหรือแห้งโดยจะอ้างถึงในรูปของเปอร์เซ็นต์ ความชื้นในวัสดุสามารถแสดงได้เป็น 2 แบบคือ ความชื้นมาตรฐานเปียก (% w.b.) และ ความชื้นมาตรฐานแห้ง (% d.b.) ซึ่งนิยมใช้กันในการวิเคราะห์กระบวนการอบแห้งทางทฤษฎี

$$M = (m_w - m_d) / m_d \quad (6)$$

เมื่อ

$M$  คือ ความชื้นวัสดุ, % (d.b.)

$m_w$  คือ มวลของวัสดุ,  $kg$

$m_d$  คือ มวลของวัสดุแห้ง (ไม่มีความชื้น),  $kg$

### 3.4 เครื่องอบแห้ง

เครื่องอบแห้งบีบความร้อนมีหลักการทำงานและส่วนประกอบ คือ ห้องอบแห้งบีบความร้อนซึ่งเป็นส่วนที่ต้องการอบแห้งวัสดุและวัสดุอบแห้งได้ถูกบรรจุอยู่ภายในนั้น เมื่อวัสดุได้รับความร้อนจะระเหยน้ำออกมารวมกับลมอบแห้งแล้วจะเคลื่อนที่ผ่านเครื่องระเหยเพื่อควบแน่นน้ำพร้อมกับถ่ายเทความร้อนออก จากนั้นลมร้อนจะไหลไปยังเครื่องควบแน่นซึ่งลมร้อนจะได้รับพลังงานความร้อนสูงขึ้นและส่งไปที่ห้องอบหมุนวนกระทั่งได้ความชื้นวัสดุตามที่ต้องการ ซึ่งในทางทฤษฎีจะสามารถทำนายค่าต่างๆ ด้วยการจำลองแบบทางคณิตศาสตร์ด้วยสมการหลัก 7 ถึง 11 ดังนี้

$$-Q_D/m_a = C_a T_{do} + w_{do} C_v T_{do} + W_{do} h_{fg,0} - C_a T_{ai} - w_{ai} (h_{fg,0} + C_v T_{ai}) + R_p \cdot dU_{pw} + R_d \cdot dU_d \quad (7)$$

เมื่อ  $C_a$  คือ ความร้อนจำเพาะของอากาศ,  $kJ/kg$   
 $^{\circ}C$

$C_v$  คือ ความร้อนจำเพาะของไอน้ำที่ปริมาตรคงที่,  $kJ/kg$  $^{\circ}C$

$dU_d$  คือ การเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในจำเพาะของตู้อบแห้ง,  $kJ/kg$

$dU_{pw}$  คือ การเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในต่อมวลแห้งของผลิตภัณฑ์,  $kJ/kg$

$h_{fg,0}$  คือ ความร้อนแฝงของการระเหยน้ำที่  $0^{\circ}C$   
 (2502  $kJ/kg$ )

$m_a$  คือ อัตราการไหลเชิงมวลอากาศแห้ง,  
 $kg_{air}/h$

$Q_D$  คือ อัตราความร้อนที่เครื่องอบแห้ง,  $kJ/h$

$R_p$  คือ อัตราส่วนของมวลแห้งผลิตภัณฑ์ต่อมวลอากาศแห้ง,  $kg_{products}/kg_{dry\ air}$

$R_d$  คือ อัตราส่วนของมวลเครื่องอบแห้งต่อมวลอากาศแห้ง,  $kg_{dryer}/kg_{dry\ air}$

$T_{di}$  คือ อุณหภูมิอากาศก่อนอบแห้ง,  $^{\circ}C$

$T_{do}$  คือ อุณหภูมิอากาศหลังอบแห้ง,  $^{\circ}C$

$w_{di}$  คือ อัตราส่วนความชื้นของอากาศก่อนการอบแห้ง,  $kg_{water}/kg_{dry\ air}$

$w_{do}$  คือ อัตราส่วนความชื้นของอากาศหลังอบแห้ง,  $kg_{water}/kg_{dry\ air}$

$$-Q_{Ed} = -(m_a/3600) \cdot C_a (T_{do} - T_{ci}) - w_{do} (h_{fg,0} + C_v T_{do}) \quad (8)$$

เมื่อ  $Q_{Ed}$  คือ พลังงานความร้อนในอากาศถ่ายเทให้เครื่องระเหย,  $kW$

$T_{ci}$  คือ อุณหภูมิอากาศก่อนเครื่องควบแน่น,  $^{\circ}C$

$$Q_{ca} = (m_a/3600)(C_a + w_{ai} C_v)(T_{ai} - T_{ai}) - W_a \quad (9)$$

เมื่อ  $Q_{ca}$  คือ พลังงานภายนอกที่เครื่องควบแน่นดูดกลืน,  $kW$

$$W_s = \Delta P (m_a/P_a \eta_f) / (3.6 \times 10^6) \quad (10)$$

เมื่อ  $\Delta P$  คือ ความดันลดของระบบ,  $Pa$

$P_a$  คือ ความหนาแน่นของอากาศ,  $kg/m^3$

$\eta_f$  คือ ประสิทธิภาพของพัดลม, เศษส่วน

$W_s$  คือ งานเพลลาที่พัดลม,  $kW$

$$DR = MER = (m_p / R_p \cdot dt) \cdot (M_i - M_f) \quad (11)$$

เมื่อ

$dt$  คือ ช่วงเวลาอบแห้งที่ใช้คำนวณ, hr

$DR$  คือ อัตราการอบแห้ง, kg vapor/hr

$M_i$  คือ ความชื้นของผลิตภัณฑ์ก่อนอบ, % d.b

$M_f$  คือ ความชื้นผลิตภัณฑ์หลังอบ, % d.b

$MER$  คือ อัตราการควบแน่นน้ำที่เครื่องระเหย,  
kg water cond./hr

$m_p$  คือ มวลแห้งของผลิตภัณฑ์, kg

#### 4. วัสดุ อุปกรณ์ และวิธีการ

##### 4.1 วัสดุ และอุปกรณ์

การศึกษาประกอบด้วย 2 ขั้นตอนคือขั้นตอนแรกทำการทดลองจริงด้วยเครื่องอบแห้งปั๊มความร้อนใช้ R-22 เพื่อนำข้อมูลมาวิเคราะห์และเปรียบเทียบกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อหาค่าคลาดเคลื่อนและนำแบบจำลองมาใช้ในการศึกษาขั้นตอนที่ 2 เพื่อใช้จำลองแบบกับสารทำความเย็น R-410 A และ R-22 โดยมีวัสดุและอุปกรณ์การทดลองดังนี้

4.1.1 ข้าวเปลือกจำนวน 100 kg เป็นวัสดุอบแห้งความชื้นไม่เกิน 20 % (d.b.)

4.1.2 สารทำความเย็น R-22 จำนวน 4 kg

4.1.3 ตู้อบแห้งขนาด 8 m<sup>3</sup> ระบบปั๊มความร้อนขนาด 1200 Btu/hr แสดงตามรูปที่ 2

4.1.4 เครื่องมือวัดความเร็วลม

4.1.5 เครื่องมือวัดอุณหภูมิ ความดัน

4.1.6 อุปกรณ์วัดปริมาณน้ำ

4.1.7 เครื่องมือวัดความชื้นข้าวเปลือก

4.1.8 เครื่องวัดปริมาณกระแสไฟฟ้า

##### 4.2 วิธีการทดลอง

เพื่อการประเมินค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อน ( $COP_h$ ) ต้องรวบรวมค่าต่างๆ ทุก 1 ชั่วโมง เช่น ความชื้นข้าวเปลือก ( $M_p$ ), อุณหภูมิการอบแห้ง, กระแสไฟฟ้า, ความดัน อุณหภูมิสารทำความเย็น และปริมาณน้ำที่กลั่นออกมา ในแต่ละชั่วโมงโดยมีขั้นตอนคือ

4.2.1 เดินเครื่องอบแห้งปั๊มความร้อนใช้ R-22 ตามรูปที่ 2 จนกว่าอุณหภูมิอบแห้งได้ประมาณ 50 °C

4.2.2 นำข้าวเปลือก 100 kg ความชื้น 18 % (d.b.) บรรจุในถาดในเครื่องอบแห้ง

4.2.3 ทำการอบแห้งข้าวเปลือกด้วยตู้อบแห้งเป็นเวลา 10 ชั่วโมง ควบคุมและตรวจสอบสถานะที่ใช้ในการอบแห้งข้าวเปลือก คือ ควบคุมอุณหภูมิอบแห้ง 50 - 60 °C ความเร็วลมอบแห้ง 0.6 m/s

4.2.4 ตรวจสอบค่าต่างๆ และบันทึกข้อมูลค่าตัวแปรทุกๆ ชั่วโมงเป็นเวลา 10 ชั่วโมง

4.2.5 นำข้อมูลไปหาความสัมพันธ์กับเวลาพลังงานไฟฟ้า พลังงานความร้อน และคำนวณค่า  $COP_h$  เปรียบเทียบผลกับแบบจำลองหาค่าคลาดเคลื่อน



รูปที่ 2. เครื่องอบแห้งปั๊มความร้อน

#### 4.3 วิธีการจำลองแบบทางคณิตศาสตร์

หลักการจำลองแบบ อาศัยสมการหลักที่ 1-11 ด้วยกฎอนุรักษ์มวลและกฎอนุรักษ์พลังงานและมีสมการย่อยอีกมากไม่สามารถแสดงได้หมดในบทความนี้ โดยสมมุติฐานคือ มีสมดุลทางความร้อนระหว่างอากาศและผลิตภัณฑ์ การไหลของอากาศอบแห้งสม่ำเสมอ สารทำความเย็นมีสถานะไอสมบูรณ์ ของเหลวอิ่มตัว บีบอัดไอทำงานด้วยวัฏจักรโพลีโทรปิก วาล์วลดแรงดันทำงานด้วยวัฏจักรไอเซนทาลปีค (Isenthalpic ) และไม่มีการสูญเสียความดัน แบบจำลองประกอบด้วย 2 ส่วนหลัก ๆ คือระบบอบแห้ง และระบบบีบความร้อน โดยมีขนาดระบบเท่ากันคือ กำลังมอเตอร์บีบอัดไอ 1.15 kW อุปกรณ์ระบบบีบความร้อนทั้งขนาดท่อ และห้องอบแห้งเท่ากันทั้ง 3 แบบจำลองคือ

4.3.1 แบบจำลองด้วย R-22 เปรียบเทียบกับการทดลองใช้เวลาจำลองการอบแห้ง 10 ชั่วโมง

4.3.2 แบบจำลองด้วย R-22 เปรียบเทียบกับการจำลองด้วย R-410A ใช้เวลาจำลองการอบแห้งจนกระทั่งความชื้นน้อยกว่า 14 %

4.3.3 แบบจำลองด้วย R-410A เปรียบเทียบกับ R-22 ในแบบจำลองที่ 2 โดยใช้เวลาจำลองเท่ากัน เพื่อวิเคราะห์การใช้สารทำความเย็น R-410A

#### 5. ผลและวิจารณ์

##### 5.1 ผลการทดลอง ( Experimental )

จากการทดลองด้วยเครื่องอบแห้งจะเห็นว่าการลดลงของความชื้นข้าวเปลือกมีการลดลงแปรผันกับเวลาในการอบแห้งเมื่อดูที่อัตราการอบแห้ง (DR) หรือปริมาณความชื้นของข้าวเปลือกที่ระเหยออกระหว่างการอบแห้งจะเห็นว่า มีค่า DR ประมาณ 0.24 kg water/hr ซึ่งแสดงถึงอัตราการอบแห้ง ผลการทดลองค่าอื่นๆ คือ ค่า MER มีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 0.24 kg

water/hr และค่าเฉลี่ย  $COP_h$  เท่ากับ 4.21 ผลการทดลองเฉลี่ยอื่นๆ ในเวลาอบแห้ง 10 ชั่วโมงแสดงในตารางที่ 1. และรูปที่ 3-7

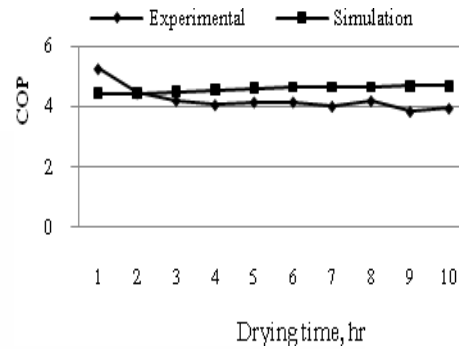
ตารางที่ 1. เปรียบเทียบการทดลองและการจำลอง

รายละเอียด	ผลการศึกษา (ค่าเฉลี่ย)	
	ทดลองจริง	จำลองแบบ
เวลาในการอบแห้ง (t), h	10	10
ความชื้นเริ่มต้น (% d.b.)	18	18
ความชื้นสุดท้าย (% d.b.)	15.70	15.75
อุณหภูมิอากาศอบแห้งก่อนเข้าห้องอบแห้ง (°C)	54.20	53.33
น้ำหนักข้าวเปลือกเริ่มต้น (Mpi), kg	100	100
น้ำหนักข้าวเปลือกที่เหลือ (Mpf), kg	98.05	98.09
กำลังงานที่ป้อนให้แก่เครื่องอัดไอ ( $W_c$ ), kW	1.15	1.15
MER, kg water cond./hr	0.2400	0.2392
DR, kg moisture/hr	0.2400	0.2392
$COP_h$	4.27	4.43

##### 5.2 ผลการเปรียบเทียบ

ผลการจำลองแบบโดยใช้ R-22 ในการอบแห้ง เปรียบเทียบกับการทดลอง โดยใช้เวลา 10

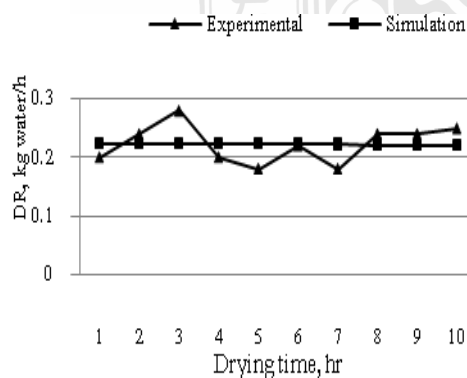
ชั่วโมง เท่ากันและขนาดปั๊มความร้อนคือ 1,200 Btu/hr กำลังงานมอเตอร์ 1.15 kW เท่ากันทั้งแบบจำลองและการทดลองรวมถึงอุปกรณ์ต่างๆ ก็มีขนาดเท่ากัน จะเห็นว่าจากการศึกษาเปรียบเทียบได้ผล แสดงตามตารางที่ 1. และรูปที่ 4-7 กล่าวคือ ค่าความชื้นข้าวเปลือกสุดท้าย มีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 15.75 และ 15.70 %(d.b.) โดยได้อุณหภูมิอบแห้งใกล้เคียงกันคือ 54.20 °C และ 53.33 °C อัตราการอบแห้งเท่ากับ 0.23 และ 0.24 kg water/hr ค่า  $COP_h$  มีค่า 4.43 และ 4.27 ตามลำดับ



รูปที่ 4. สมรรถนะปั๊มความร้อน ( $COP_h$ )

### 5.3 วิเคราะห์แบบจำลอง

การเปรียบเทียบการจำลองแบบกับการทดลอง จะเห็นว่าค่า  $COP_h$  ที่ได้มีความใกล้เคียงกันในแต่ละชั่วโมงโดยมีค่าความคลาดเคลื่อนประมาณ 3.6 % มีค่าน้อยมากเมื่อเปรียบเทียบกับการวิจัยที่ผ่านมาซึ่งอยู่ที่ 10 % [4] หากพิจารณาความคลาดเคลื่อนเกิดจากการไม่ได้พิจารณาความสูญเสียความดันและการรั่วไหลในระบบแสดงว่าแบบจำลอง มีความเหมาะสมในการทำนายผลแทนการทดลองจริงได้



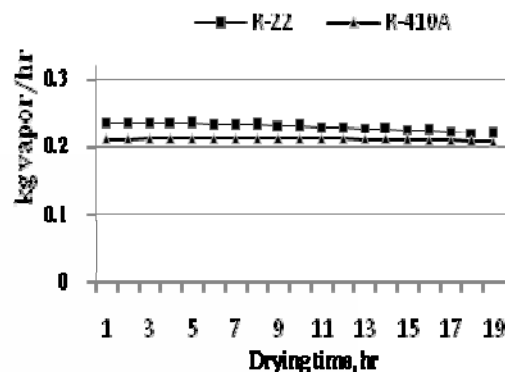
รูปที่ 3. อัตราการอบแห้ง (DR)

### 5.4 วิเคราะห์สารทำความเย็น

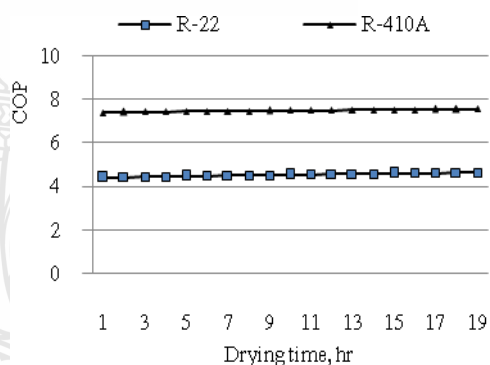
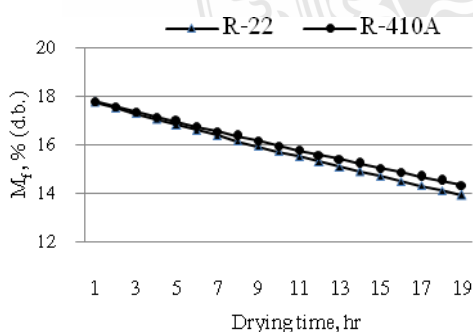
ผลการเปรียบเทียบสารทำความเย็น R-410A กับ R-22 ตามตารางที่ 2. และรูปที่ 5-7 จะเห็นว่า R-410A มีอุณหภูมิอบแห้งต่ำกว่า R-22 เนื่องจากคุณสมบัติของสารทำความเย็นที่มีขีดจำกัดด้านแรงดันทำให้ไม่สามารถทำอุณหภูมิที่สูงกว่าซึ่งจะทำให้ระบบปั๊มความร้อนเสียหาย ส่วนค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะสูงกว่า R-22 ประมาณ 62 % เหตุผลเพราะสารทำความเย็น R-410A มีคุณสมบัติทาง การถ่ายเท และดูดกลืนพลังงานความร้อนได้ดีมาก ซึ่งจากข้อมูลของผู้ผลิตในระบบทำความเย็นสามารถทำได้สูงประมาณ 48 % ส่วนอัตราการอบแห้งมีผลใกล้เคียงกันโดยมีค่าแตกต่างกัน 5.5 % เนื่องจากการดูดกลืนความร้อนได้ดี ทำให้การควบแน่นน้ำที่เครื่องระเหยทำได้ดี รวมถึงปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทออกมามีมากกว่า R-22 แม้ว่า มีอุณหภูมิอบแห้งต่ำกว่า ประมาณ 10 °C ส่วนด้านการใช้พลังงาน สูงกว่าประมาณ 5.9 % แสดงให้เห็นว่า R-410A มีประสิทธิภาพใกล้เคียงกับ R-22 เหมาะสมที่จะนำมาใช้ทดแทนได้

ตารางที่ 2 เปรียบเทียบระหว่าง R-410A และ R-22

รายละเอียด	ผลการศึกษา (เฉลี่ย)	
	R-22	R-410A
เวลาในการอบแห้ง, h	19	19
ความชื้นเริ่มต้น, %(d.b.)	18.00	18.00
ความชื้นสุดท้าย, %(d.b.)	13.89	14.32
อุณหภูมิอบแห้ง, °C	55.0	44.1
น้ำหนักข้าวเปลือกเริ่มต้น(Mpi), kg	100	100
น้ำหนักข้าวเปลือกที่เหลือ (Mpf), kg	95.96	96.39
อัตราการระเหยน้ำ (MER), kg water/ hr	0.2010	0.1898
อัตราการอบแห้ง, (DR), kg vapor/hr	0.218	0.206
สมรรถนะปั๊มความร้อน (COP <sub>h</sub> )	4.53	7.50



รูปที่ 6. อัตราการอบแห้ง (DR)

รูปที่ 7. สมรรถนะปั๊มความร้อน (COP<sub>h</sub>)รูปที่ 5. ค่าความชื้นข้าวเปลือกหลังอบแห้ง (M<sub>f</sub>)

## 6. สรุปผลการวิจัย

การจำลองแบบทางคณิตศาสตร์สามารถทำนายผลแทนการทดลองจริงได้โดยมีค่าความคลาดเคลื่อนประมาณ 3.6 % ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบที่ใช้สารทำความเย็น R-410A มีค่ามากกว่าสารทำความเย็น R-22 ประมาณ 62 % และค่าอัตราการอบแห้งน้อยกว่าประมาณ 5.5% ดังนั้น R-410A มีความเหมาะสมและเป็นไปได้ที่จะนำมาทดแทน R-22 ในเครื่องอบแห้งปั๊มความร้อนในอนาคต

## 7. กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอขอบคุณ อาจารย์ เจ้าหน้าที่ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี และแผนกวิชาเครื่องทำความเย็นและปรับอากาศ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลอีสาน นครราชสีมา ที่อำนวยความสะดวกด้าน ข้อมูล สถานที่ และอุปกรณ์ในการทดลอง

journal of energy and Environment, Volume 2 September – December 2001

- [6] Teebooma,U. Soponronnarit,S. and Tainsuwan,J., 2002. **Optimization of fruit dryer.** The 13<sup>th</sup> International Drying Symposium. 27-30 August 2002. Beijing, China,

## 8. เอกสารอ้างอิง

- [1] ฐานิตย์ เมธิยานนท์. 2541. การอบแห้งโดยใช้ปั๊มความร้อนในระดับอุตสาหกรรม. วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.
- [2] ประพนธ์ ชัยวรวิทย์กุล,2543 การศึกษาการใช้ความร้อนในการบ่มใบยาสูบ วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
- [3] ไพโรจน์ จันทร์แก้ว, 2553. การออกแบบเครื่องอบแห้งปั๊มความร้อนแบบ 2 วัฏจักรสำหรับอบกล้วยน้ำว้า. งานประชุมวิชาการการถ่ายเทความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อน ครั้งที่ 9 11-12 มีนาคม 2553 จังหวัดประจวบคีรีขันธ์
- [4] Jose' A.R.P, 1986, **Simulation of Vapour comp. compression heat pump.** Simulation 46 (2)
- [5] Kiatsiriroat T. V orayos N. and Nuntaphan A., 2001.**Feasibility of Using Ice Thermal Energy Storage with Direct Contact Evaporator in an Office Building.** Asian



## ประวัติผู้เขียน

ชื่อ - นามสกุล	นายฉัตรกร ทุริสุทธิ
วัน เดือน ปีเกิด	11 พฤศจิกายน 2511
ที่อยู่	16 หมู่ 4 ตำบลพระธาตุบังพวน อำเภอเมือง จังหวัดหนองคาย 43100
การศึกษา	สำเร็จการศึกษาระดับวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี ปี พ.ศ. 2539
ประสบการณ์การทำงาน	
พ.ศ. 2539 – 2541	ตำแหน่ง วิศวกรเครื่องกล บริษัท อีซูซุ มอเตอร์ (ประเทศไทย) จำกัด จังหวัดสมุทรปราการ
พ.ศ. 2541 – 2542	ตำแหน่ง วิศวกรเครื่องกลอาวุโส บริษัท ไทยเซลลูโลส โปรดักส์ จำกัด จังหวัดระยอง
พ.ศ. 2542 - 2544	ตำแหน่ง วิศวกรโรงงาน บริษัท ชันโค โกเซ เทคโนโลยี (ประเทศไทย) จำกัด นิคมอุตสาหกรรมอีสเทิร์น ซีบอร์ด ระยอง
พ.ศ. 2545 – 2547	ตำแหน่ง หัวหน้าฝ่ายวิศวกรรม บริษัท ไทยซีทีวูด อินดัสทรี จำกัด จังหวัดสมุทรสาคร
พ.ศ. 2547 - 2548	ตำแหน่ง หัวหน้าแผนกวิศวกรรม บริษัท โพรเฟ็น จำกัด นิคมอุตสาหกรรมแหลมฉบัง ชลบุรี
พ.ศ. 2548 – 2551	ตำแหน่ง หัวหน้าฝ่ายวิศวกรรม บริษัท บางชันเขนเนอเรลเอเชมบลี จำกัด นิคมอุตสาหกรรมบางชัน กรุงเทพมหานคร
พ.ศ. 2552 – 2553	ตำแหน่ง ผู้จัดการฝ่ายวิศวกรรม บริษัท วัจนสุรัตน์ จำกัด ฉะเชิงเทรา
พ.ศ. 2554 – 2554	ตำแหน่ง ผู้จัดการโรงงาน บริษัทอุ๋ทองไบโอแมส จำกัด สุพรรณบุรี