

การศึกษาสมรรถนะของระบบดูความชื้นแบบแผ่นเยื่อที่ใช้สารดูความชื้น
สำหรับประเทศไทย



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลและระบบกระบวนการ
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี
ปีการศึกษา 2562

**PERFORMANCE INVESTIGATION OF A MEMBRANE-
BASED LIQUID DESICCANT DEHUMIDIFICATION
SYSTEM IN THAILAND**

Ritthirong Somsanuk



**A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements for the
Degree of Master of Engineering Program in Mechanical and Process
System Engineering**

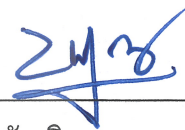
Suranaree University of Technology

Academic Year 2019

การศึกษาสมรรถนะของระบบดูความชื้นแบบแผ่นเยื่อที่ใช้สารดูความชื้นสำหรับ
ประเทศไทย

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี อนุมัติให้นำวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์



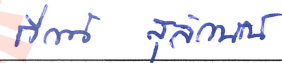
(รศ. ดร. บัณฑิต กฤดาคม)

ประธานกรรมการ



(ผศ. ดร. อาทิตย์ คุณศรีสุข)

กรรมการ (อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์)



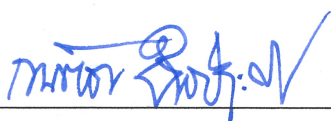
(ผศ. ดร. กิรติ สุลักษณ์)

กรรมการ



(ผศ. ดร. กระวี ตรีอำรรค)

กรรมการ



(รศ. ร.อ. ดร. กนต์ธร ชำนิประศาสน์)

รองอธิการบดีฝ่ายวิชาการและพัฒนาความเป็นสากล



(รศ. ดร. พรศิริ จงกล)

คณบดีสำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์

ฤทธิรงค์ สมสนุก : การศึกษาสมรรถนะของระบบดูดความชื้นแบบแผ่นเยื่อที่ใช้สารดูดความชื้นสำหรับประเทศไทย (PERFORMANCE INVESTIGATION OF A MEMBRANE-BASED LIQUID DESICCANT DEHUMIDIFICATION SYSTEM IN THAILAND) อาจารย์ที่ปรึกษา : ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. อาทิตย์ คุณศรีสุข, 88 หน้า.

งานวิจัยนี้ศึกษา ระบบลดความชื้นแบบแผ่นเยื่อ เพื่อลดความชื้นอากาศก่อนจ่ายไปยังห้องปรับอากาศให้อยู่ในช่วงที่มนุษย์สบาย คือ 10 – 12 g/kg ซึ่งระบบประกอบด้วย dehumidifier และ regenerator ใน dehumidifier สารดูดความชื้นที่ความเข้มข้นและอุณหภูมิที่กำหนดใช้สำหรับดูดซับความชื้นจากอากาศ ดังนั้น ปริมาณน้ำในสารดูดความชื้นจะเพิ่มขึ้นกลายเป็นสารดูดความชื้นที่เจือจางลงทำให้ความสามารถในการดูดความชื้นลดลงด้วย เพื่อให้การทำงานเป็นไปอย่างต่อเนื่องจึงให้ความร้อนแก่สารดูดความชื้นที่เจือจางและส่งไปที่ regenerator ซึ่งเป็นที่สำหรับคายความชื้นที่ regenerator core สารดูดความชื้นที่เข้มข้นถูกทำให้เย็นลงที่อุณหภูมิที่กำหนดและส่งกลับไปให้ dehumidifier เพื่อที่จะทำงานเป็นวัฏจักรอีกครั้ง ในการศึกษาี้เลือกโพแทสเซียมฟอร์มเมท ($KCHO_2$) เป็นสารดูดความชื้นเนื่องจากเป็นสารที่ไม่เป็นพิษ ความหนาแน่นต่ำ ย่อยสลายได้ และมีเสถียรภาพทางเคมี ในการทดลองได้ต่อแบบ two – stage dehumidifier เพื่อเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัสในการดูดความชื้น นอกจากนั้นยังใช้โปรแกรม TRNSYS 17 จำลองระบบ liquid desiccant air – conditioning (LDAC) ที่ใช้ dehumidifier และ dew – point evaporative cooler (DPEC) ทำงานร่วมกัน เพื่อควบคุมอุณหภูมิและความชื้นให้อยู่ในช่วงที่มนุษย์สบายและเปรียบเทียบผลที่ได้กับการทดลองจริง พบว่า single – stage indirect dehumidifier และ two – stage direct dehumidifier ไม่สามารถควบคุมความชื้นให้อยู่ในช่วงที่กำหนดได้ โดยมีค่า dehumidifier effectiveness สูงสุดเท่ากับ 0.7 และลดความชื้นได้ 7 g/kg และยังพบว่า ระบบ LDAC สามารถควบคุมอุณหภูมิและความชื้นอากาศได้ที่ 24 °C ที่ความชื้น 12 g/kg ถึงแม้ว่า สภาวะอากาศภายนอกห้องจะมีอุณหภูมิและความชื้นประมาณ 30 °C ที่ความชื้น 16 g/kg นอกจากนั้นผลการจำลองระบบ LDAC ยังแสดงให้เห็นว่า cooling capacity สูงสุดเท่ากับ 1,900 W และมี wet – bulb effectiveness เท่ากับ 1.11 เมื่อใช้อุณหภูมิ regeneration 60 °C

สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล
ปีการศึกษา 2562

ลายมือชื่อนักศึกษา ฤทธิรงค์
ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษา อาทิตย์ คุณศรีสุข

PERFORMANCE INVESTIGATION OF A MEMBRANE-BASED LIQUID
DESICCANT DEHUMIDIFICATION SYSTEM IN THAILAND.

THESIS ADVISOR : ASST. PROF. ATIT KOONSRIK, Ph.D. 88 PP.

DEHUMIDIFIER MACHINE/DESICCANT/ DEHUMIDIFIED AIR/TRNSYS

In this study, a liquid desiccant dehumidification system is applied for air dehumidification in an air conditioning system. The system consists of a dehumidifier and a regenerator. In the dehumidifier, liquid desiccant absorbs moisture from the ambient air. Consequently, the water content of the desiccant increases, the desiccant dilutes and its absorption capacity decreases. To operate continuously, the diluted desiccant is heated to a specific temperature and pumped to the regenerator where the desiccant exudes moisture at a regenerator core. Finally, the concentrated desiccant is cooled to a specific temperature and pumped back to the dehumidifier for the next cycle. This study investigated application of different types of dehumidifier core. They are direct dehumidifier core that the air and desiccant can directly contact and indirect dehumidifier core that the air and desiccant are separated by polyethylene sheet but desiccant can permeate to another side. Potassium formate ($KCHO_2$) is selected as the liquid desiccant in this study as it is nontoxic, low viscosity, biodegradable and chemically stable. Simulation investigation of a liquid desiccant air – conditioning (LDAC) is presented in this study. The LDAC consists of a liquid desiccant dehumidification system and dew – point evaporative cooler (DPEC). The results with experiment condition Nakhon Ratchasima in Thailand are compared. It shows that humidity difference of a single – stage indirect dehumidifier is 2 g/kg and dehumidifier effectiveness is 0.25

The humidity difference of a two – stage direct dehumidifier is 7 g/kg with 0.6 dehumidifier effectiveness. The simulation also shows that the maximum cooling capacity is 1,900 W with 1.11 wet – bulb effectiveness when regeneration temperature is 60 °C



School of Mechanical Engineering

Academic Year 2019

Student's Signature ชวาทิรงค์

Advisor's Signature อานันท์ คุณศรีสุข

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์นี้สำเร็จลงได้ด้วยดี เนื่องจากรับความช่วยเหลืออย่างดียิ่งทั้งด้านวิชาการและด้านการดำเนินงานวิจัย จากบุคคลและกลุ่มบุคคลต่างๆ ได้แก่

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อาทิตย์ คุณศรีสุข อาจารย์สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลและระบบกระบวนการมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ที่ให้โอกาสทางการศึกษา ให้คำแนะนำปรึกษาช่วยแก้ปัญหาและให้กำลังใจแก่ผู้วิจัยมาโดยตลอด รวมทั้งช่วยตรวจทานและแก้ไขวิทยานิพนธ์เล่มนี้จนเสร็จสมบูรณ์

สำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย (สกว.) และการไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย (กฟผ.) ที่ให้ทุนอุดหนุนภายใต้ “โครงการร่วมสนับสนุนทุนวิจัยและพัฒนา กฟผ. – สกว.” ผู้วิจัยขอขอบคุณมา ณ ที่นี้

สำหรับคุณงามความดีอันใดที่เกิดจากวิทยานิพนธ์เล่มนี้ผู้วิจัยขอมอบให้กับบิดา มารดา ซึ่งเป็นที่รักและเคารพยิ่งตลอดจนครูอาจารย์ที่เคารพทุกท่านที่ได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้และถ่ายทอดประสบการณ์ที่ดีให้แก่ผู้วิจัยตลอดมาจนทำให้ประสบความสำเร็จในชีวิต

ฤทธิรงค์ สมสนุก

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

สารบัญ

หน้า

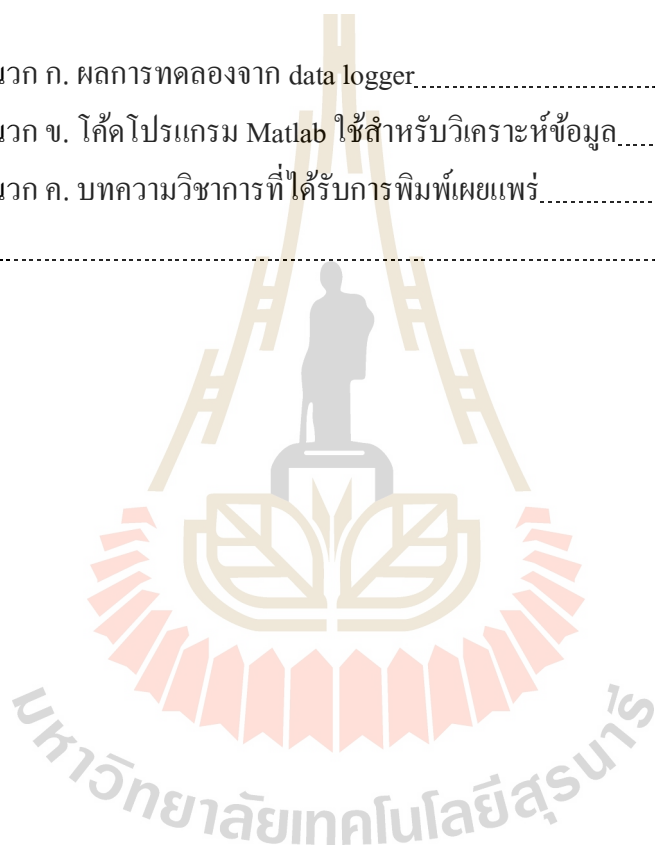
บทคัดย่อ (ภาษาไทย).....	ก
บทคัดย่อ (ภาษาอังกฤษ).....	ข
กิตติกรรมประกาศ.....	ง
สารบัญ.....	จ
สารบัญตาราง.....	ช
สารบัญรูป.....	ฉ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ.....	ฎ
บทที่	
1 บทนำ.....	1
1.1 ความสำคัญและที่มาของปัญหาการวิจัย.....	1
1.2 วัตถุประสงค์การวิจัย.....	2
1.3 ขอบเขตของงานวิจัย.....	2
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	2
2 ปรัชญาบรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	3
2.1 กล่าวนำ.....	3
2.2 สารคัดความชื้น.....	3
2.3 Direct dehumidifier for LDAC.....	4
2.4 Indirect dehumidifier for LDAC.....	11
3 วิธีการดำเนินการวิจัย.....	14
3.1 ขั้นตอนการทำงานของชุดต้นแบบระบบดูดความชื้น.....	14
3.2 สภาพอากาศที่ใช้ในการทดสอบ.....	16
3.3 การสร้างและพัฒนาชุดต้นแบบระบบดูดความชื้น.....	17
3.3.1 Single – stage indirect dehumidifier.....	17
3.3.1.1 Dehumidification unit.....	17
3.3.1.2 Solution tank.....	20

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
3.3.1.3 สารดูดความชื้น.....	22
3.3.2 Two – stage dehumidifier แบบใช้ direct และ indirect core.....	24
3.3.3 Two – stage direct dehumidifier.....	25
3.3.4 การปรับปรุงการกระจายสารดูดความชื้นและทิศทางการไหลอากาศ เพื่อลดความดันสูญเสีย (Pressure drop).....	27
3.4 Hot water bath.....	29
3.5 ระบบควบคุม.....	30
3.6 Dew – point evaporative cooling (DPEC).....	31
3.7 เครื่องมือวัด.....	33
3.7.1 Thermocouple.....	33
3.7.2 Data logger.....	34
3.7.3 Humidity transmitter.....	35
3.7.4 Vane anemometer.....	35
3.7.5 Rotameter.....	36
3.8 การจำลอง.....	38
3.9 แบบจำลองคณิตศาสตร์.....	41
4 ผลการทดลองและการวิเคราะห์ผล.....	44
4.1 การทดลองแบบ single – stage indirect dehumidifier.....	45
4.2 การทดลองแบบ two – stage dehumidifier แบบใช้ direct และ indirect dehumidifier core.....	48
4.3 การทดลองแบบ two – stage direct dehumidifier.....	50
4.4 การใช้ cooling tower ช่วยลดอุณหภูมิสารดูดความชื้น.....	52
4.5 การทดสอบเมื่อ dehumidifier ทำงานร่วมกับระบบ DPEC.....	55
4.6 การจำลองระบบ LDAC.....	57
4.6.1 การหา time-step ที่เหมาะสม.....	57
4.6.2 การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง.....	58

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
4.6.3 การศึกษาอิทธิพลของการเปลี่ยนอุณหภูมิ regeneration.....	60
5 บทสรุป	65
รายการอ้างอิง.....	67
ภาคผนวก	
ภาคผนวก ก. ผลการทดลองจาก data logger.....	70
ภาคผนวก ข. โค้ดโปรแกรม Matlab ใช้สำหรับวิเคราะห์ข้อมูล.....	72
ภาคผนวก ค. บทความวิชาการที่ได้รับการพิมพ์เผยแพร่.....	74
ประวัติผู้เขียน.....	88



สารบัญตาราง

ตารางที่		หน้า
3.1	Specifications ของเครื่องมือวัด.....	37
3.2	อุปกรณ์ในโปรแกรม TRNSYS.....	40
3.3	อุปกรณ์ในชุดทดลอง LDAC.....	41
4.1	เงื่อนไขการทำงานเริ่มต้น.....	44
4.2	เงื่อนไขการจำลอง โปรแกรม TRNSYS 17.....	60



สารบัญรูป

รูปที่		หน้า
2.1	Liquid desiccant system แบบ packed column.....	5
2.2	Counter flow liquid desiccant dehumidifier.....	6
2.3	Internally-cooled dehumidifier.....	7
2.4	แผนภาพระบบลดความชื้นอย่างง่าย.....	8
2.5	แผนภาพการทำงานของ liquid desiccant-evaporative HMX.....	10
2.6	แผนภาพการทำงานของระบบ HPLD-SR.....	11
2.7	โครงสร้างระดับไมโครของ cellulose membrane.....	12
2.8	Indirect air-liquid membrane contactors สำหรับ liquid desiccant cooling system.....	13
3.1	แผนภาพการทำงานของ dehumidification unit.....	14
3.2	Recirculating air – conditioning unit (RACU) ที่ใช้จำลองสภาวะอากาศ.....	16
3.3	การติดตั้งของ dehumidification unit.....	17
3.4	ชุดต้นแบบ dehumidification unit ในภาพ top view.....	18
3.5	Direct และ indirect core.....	19
3.6	การกักกรองของสารดูดความชื้น.....	20
3.7	Solution tank.....	21
3.8	Heat exchanger ของ strong tank, water tank และ weak tank.....	21
3.9	ปั๊มของ strong tank, water tank และ weak tank.....	22
3.10	การจัดเก็บสารดูดความชื้น.....	23
3.11	Hydrometer สำหรับวัดค่า SG ของสารละลาย.....	24
3.12	การติดตั้ง two – stage dehumidifier.....	25
3.13	Second – stage direct dehumidifier.....	26
3.14	Cooling pad.....	26
3.15	ผ้าฝ้ายที่ใช้ทำ distributor.....	27
3.16	การปรับปรุงทิศทางการไหลของอากาศใน cooling pad.....	28

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.17 Dehumidifier หลังการปรับปรุงการเรียงตัวของ cooling pad และเปลี่ยนตัวกระจายสารดูดความชื้นเป็น mini – springer.....	28
3.18 Hot water bath.....	29
3.19 การปรับปรุง Hot water bath เพื่อป้องกันสนิม.....	30
3.20 ระบบควบคุมของอุปกรณ์ในกระบวนการ regeneration.....	31
3.21 อุปกรณ์ภายในระบบ DPEC.....	32
3.22 แผนภาพของ cooling core.....	32
3.23 Thermocouple type T.....	34
3.24 Data logger ที่ใช้บันทึกการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ.....	34
3.25 Humidity transmitter และ thermocouple.....	35
3.26 Vane anemometer รุ่น testo 410-2.....	36
3.27 Rotameter ใช้วัดอัตราการไหลสารดูดความชื้น.....	37
3.28 แผนภาพการจำลองระบบ LDAC ด้วยโปรแกรม TRNSYS.....	38
3.29 ชุดทดลอง LDAC.....	39
4.1 แผนภาพของ single – stage dehumidifier.....	45
4.2 อุณหภูมิสารทำงานในระบบ single – stage dehumidifier.....	46
4.3 ความชื้นสัมบูรณ์อากาศและ dehumidifier effectiveness ของระบบ single – stage dehumidifier.....	47
4.4 แผนภาพการทำงานของ two – stage dehumidifier.....	48
4.5 อุณหภูมิสารทำงานในระบบ two – stage dehumidifier.....	49
4.6 ความชื้นสัมบูรณ์อากาศและ dehumidifier effectiveness ของระบบ two – stage dehumidifier.....	49
4.7 แผนภาพการทำงานของ two - stage direct dehumidifier.....	50
4.8 อุณหภูมิสารทำงานในระบบ multi – stage direct dehumidifier.....	51
4.9 ความชื้นสัมบูรณ์อากาศและ dehumidifier effectiveness ของ two – stage direct dehumidifier.....	51

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.10	แผนภาพการทำงาน single - stage direct dehumidifier แบบใช้ cooling tower.....52
4.11	การติดตั้ง cooling tower เพื่อลดอุณหภูมิสารดูดความชื้น.....53
4.12	อุณหภูมิสารทำงานในระบบ single – stage direct dehumidifier แบบใช้ cooling tower.....53
4.13	ความชื้นสัมบูรณ์อากาศและ dehumidifier effectiveness ของ single – stage direct dehumidifier แบบใช้ cooling tower.....54
4.14	แผนภาพการทำงานของ dehumidifier ทำงานร่วมกับ DPEC55
4.15	อุณหภูมิอากาศเมื่อใช้ dehumidifier ทำงานร่วมกับ DPEC.....56
4.16	ความชื้นสัมบูรณ์และ dehumidifier effectiveness ของระบบ DPAC.....57
4.17	การเปรียบเทียบอุณหภูมิ supply air เมื่อเปลี่ยน time-step การจำลอง.....58
4.18	การเปรียบเทียบอุณหภูมิ supply air ระหว่างการทดลองและการจำลอง.....60
4.19	แผนภาพการจำลองระบบ LDAC.....60
4.20	Cooling capacity เฉลี่ยเมื่อเปลี่ยนอุณหภูมิ regeneration.....61
4.21	การเปรียบเทียบ wet-bulb effectiveness เมื่อเปลี่ยนอุณหภูมิ regeneration.....62
4.22	Dehumidifier effectiveness เฉลี่ยเมื่อเปลี่ยนอุณหภูมิ regeneration.....63
4.23	ความเข้มข้นของสารดูดความชื้นเมื่อเปลี่ยนอุณหภูมิ regeneration.....63
4.24	การใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยเมื่อเปลี่ยนอุณหภูมิ regeneration.....64

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

C_p	=	Specific heat capacity (J/kg K)
H	=	ความสูง
h_C	=	Convective heat transfer coefficient (W/m ² K)
h_D	=	Convective mass transfer coefficient (kg/m ² s)
L	=	ความยาว (m)
Le	=	Lewis number
m	=	Mass flow rate (kg/s)
m_{float}	=	น้ำหนักของลูกลอย (kg)
NTU	=	Number of transfer unit
Nu	=	Nusselt number
Q	=	Heat transfer rate (W)
SG	=	Specific gravity
T	=	อุณหภูมิ (°C)
V'_{float}	=	ปริมาตรของลูกลอย rotameter (m ³)
W	=	ความกว้าง
X	=	ความเข้มข้น (%)

Subscripts

a	=	อากาศ
db	=	dry – bulb
eq	=	equilibrium
in	=	inlet
out	=	outlet
sol	=	สารดูดความชื้น
v	=	อัตราการไหล (L/min)
wb	=	wet – bulb

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

Subscripts

w = water

m = mean

Greek symbols

ε = Effectiveness

ω = ความชื้นสัมบูรณ์ (g/kg)

ρ = ความหนาแน่น (kg/m³)

Abbreviations

DPEC = Dew-point evaporative cooler

DU = Dehumidification unit

EEC = Electrical energy consumption

LDAC = Liquid desiccant air-conditioning

RCAU = Recirculating air-conditioning unit

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มาของปัญหา

ประเทศไทยมีสภาพภูมิอากาศที่ร้อนชื้น โดยมีค่าความชื้นสัมพัทธ์ประมาณ 45-95% ซึ่งค่าความชื้นสัมพัทธ์ที่สูงนี้จะส่งผลต่อความสบายของมนุษย์ ช่วงอุณหภูมิและความชื้นที่เหมาะสมสำหรับมนุษย์ทั่วไป เรียกว่า “thermal comfort” ในช่วงฤดูร้อน thermal comfort ที่เหมาะสมสำหรับคนไทย คือ 26 องศาเซลเซียส และ 50-60% ความชื้นสัมพัทธ์ (Yamtraipat, 2005) ซึ่งสอดคล้องกับ thermal comfort ที่แนะนำของ ASHRAE standard เท่ากับ 25 องศาเซลเซียส และ ความชื้นสัมพัทธ์ในช่วง 50-60% หรือคิดเป็นความชื้นสัมบูรณ์ประมาณ 10-12 g/kg ดังนั้นจะเห็นว่าสภาพภูมิอากาศของประเทศไทยจะสูงกว่า thermal comfort ที่แนะนำ

อากาศที่มีความชื้นสูงกว่าค่าที่แนะนำนั้นนอกจากจะส่งผลกระทบต่อความสบายของมนุษย์แล้ว ในกรณีที่พักอาศัยหากภายในห้องนั้นอากาศมีความชื้นสูงจะส่งผลกระทบต่อปัญหาเกี่ยวกับระบบทางเดินหายใจอีกด้วย เนื่องจากอากาศที่มีความชื้นสูงอาจจะเป็นแหล่งเจริญเติบโตของเชื้อราได้ง่าย นอกจากนี้อากาศชื้นยังทำให้อุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์มีอายุการใช้งานสั้นลงเมื่ออยู่ในบริเวณที่มีอากาศชื้น เพราะเกิดการควบแน่นของไอน้ำในอากาศซึ่งจะทำให้อุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์เสียหาย โดยทั่วไปจะใช้ระบบปรับอากาศแบบอัดไอเพื่อควบคุมอุณหภูมิและความชื้น ถึงแม้ว่าเป็นทางเลือกที่ไม่ประหยัดพลังงานและมีสารทำความเย็นที่ไม่เป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อมก็ตาม โดยระบบปรับอากาศแบบอัดไอจะลดอุณหภูมิให้ต่ำลงจนถึงจุดน้ำค้าง (dew-point) เพื่อให้ไอน้ำในอากาศกลั่นตัวจึงสามารถควบคุมความชื้นให้อยู่ในช่วง thermal comfort ไปได้ ซึ่งอุณหภูมิที่จุดน้ำค้างเป็นค่าที่ต่ำกว่าอุณหภูมิที่แนะนำ ทำให้ระบบปรับอากาศใช้พลังงานมากเกินความจำเป็นในการควบคุมความชื้น อีกทางเลือกหนึ่งคือการใช้สารดูดความชื้นในการลดความชื้นของอากาศก่อนที่จะนำไปเข้ากระบวนการทำความเย็นซึ่งสามารถประหยัดพลังงานได้ เมื่อเทียบกับระบบปรับอากาศแบบอัดไอ ดังนั้น จึงนำไปสู่แนวคิดของระบบปรับอากาศแบบใหม่เพื่อลดการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศ

จากปัญหาที่กล่าวมาข้างต้น เพื่อลดการใช้พลังงานของกระบวนการปรับอากาศ งานวิจัยนี้ จึงเป็นการพัฒนาและทดสอบศักยภาพของระบบดูดความชื้นแบบใช้แผ่นเยื่อที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดของเหลว เพื่อควบคุมความชื้นของอากาศโดยมีเงื่อนไขการทำงานภายใต้สภาวะอากาศ จังหวัด นครราชสีมา ประเทศไทย

1.2 วัตถุประสงค์การวิจัย

- 1.2.1 เพื่อทดสอบศักยภาพของระบบดูดความชื้นแบบแผ่นเยื่อที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดของเหลวสำหรับประเทศไทย
- 1.2.2 เพื่อพัฒนาระบบดูดความชื้นแบบแผ่นเยื่อที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดของเหลว

1.3 ขอบเขตของงานวิจัย

การศึกษานี้เป็นการทดลองของระบบดูดความชื้นที่ใช้สารดูดความชื้นแบบแผ่นเยื่อสำหรับประเทศไทย เพื่อศึกษาปัจจัยที่มีอิทธิพลต่อการทำงานของระบบภายใต้สภาวะอากาศในจังหวัด นครราชสีมาโดยมีเงื่อนไขดังนี้

- 1.3.1 เป็นการทดลองระบบดูดความชื้นแบบแผ่นเยื่อที่ใช้สารดูดความชื้นเป็นของเหลว
- 1.3.2 การศึกษานี้เป็นการวิเคราะห์ผลที่ได้จากการทดลองในด้านพลังงาน

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

- 1.4.1 ได้ชุดต้นแบบระบบดูดความชื้นแบบแผ่นเยื่อที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดของเหลว
- 1.4.2 ได้ค่า dehumidifier effective ของ dehumidifier เมื่อทำการทดลองภายใต้สภาวะอากาศจังหวัดนครราชสีมา ประเทศไทย
- 1.4.3 ได้แนวทางการปรับปรุงระบบดูดความชื้นแบบแผ่นเยื่อที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดของเหลว

บทที่ 2

ปรีทัศน์วรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 กล่าวนำ

สารดูดความชื้นถูกนำมาใช้ในการอบแห้งและการลดความชื้นของอากาศอย่างกว้างขวาง เนื่องจากเป็นกระบวนการที่ใช้พลังงานต่ำและสามารถทำให้อากาศแห้ง ซึ่งจะเป็นประโยชน์ต่อกระบวนการอบแห้งอย่างมาก และยังทำให้การอบแห้งมีความต่อเนื่องถึงแม้ว่าในระหว่างนั้นจะไม่มีแสงอาทิตย์ก็ตาม นอกจากนี้ยังสามารถอบแห้งได้เร็วขึ้นอีกด้วย ดังนั้น กระบวนการอบแห้งแบบใช้สารดูดความชื้นจึงสามารถเพิ่มคุณภาพให้กับผลิตภัณฑ์ได้ ถึงแม้ว่าสารดูดความชื้นจะมีประโยชน์หลายด้าน แต่ในการใช้งานก็ข้อจำกัดหลายอย่าง เช่น ปัญหาการสูญเสียความดันเมื่ออากาศไหลผ่านสารดูดความชื้นที่เป็นของแข็ง หรือ ปัญหาสารดูดความชื้นที่เป็นของเหลวหลุดออกมากับอากาศ (carry over) เป็นต้น

2.2 สารดูดความชื้น

สารดูดความชื้นมี 2 ประเภท คือ แบบของแข็ง (solid desiccant) และ ของเหลว (liquid desiccant) ซึ่งแต่ละประเภทจะมีคุณสมบัติที่แตกต่างกัน สำหรับระบบดูดความชื้นที่ใช้สารดูดความชื้นที่เป็น solid desiccant เมื่ออากาศไหลผ่านสารดูดความชื้นจะทำให้เกิดความดันสูญเสียโดยทั่วไปมีค่าประมาณ 100 Pa. ขึ้นอยู่กับขนาดและ โครงสร้างของระบบ (Angrisani *et al*, 2012) และยังพบว่า ระบบที่ใช้ solid desiccant ต้องการอุณหภูมิที่สูงในการไล่ความชื้นออก (regeneration) ประมาณ 80 - 120°C ซึ่งจะทำให้มีค่าใช้จ่ายทางด้านพลังงานสูงขึ้นในการ regeneration (O'connor, Calautit and Hughes, 2016) ในขณะที่สารดูดความชื้นแบบของเหลวต้องการอุณหภูมิต่ำประมาณ 40 - 50°C ในการ regeneration ซึ่งสามารถใช้ความร้อนทิ้งจากอุตสาหกรรมหรือพลังงานแสงอาทิตย์ได้ในกระบวนการ regeneration ได้ จึงสามารถลดการใช้พลังงานลงได้ (Longo and Gasparella, 2005)

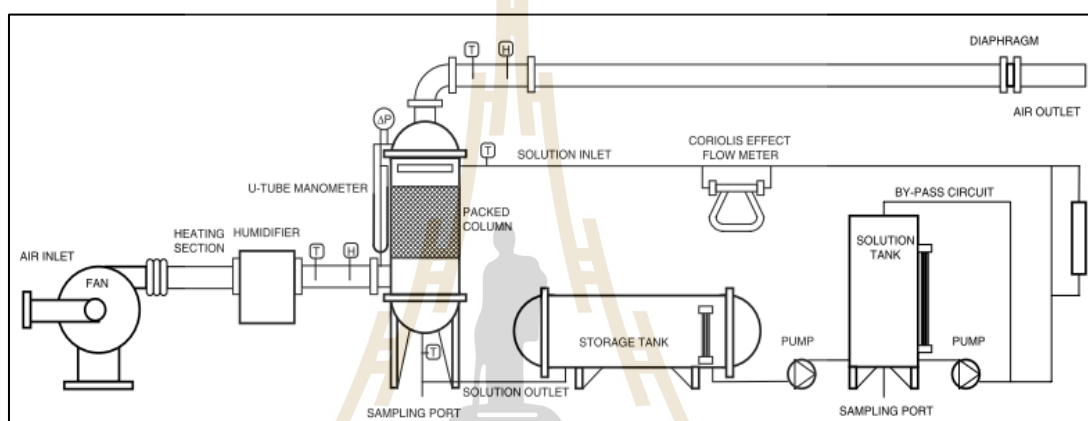
ระบบปรับอากาศแบบ liquid desiccant air - conditioning system (LDAC) เป็นอีกทางเลือกหนึ่งที่น่าสนใจ โดยระบบนี้มีส่วนประกอบหลักอยู่ 3 ส่วน คือ dehumidifier, regenerator และ cooling device ภายในระบบใช้สารดูดความชื้นเป็นสารทำงานเพื่อลดความชื้นของอากาศ สารดูดความชื้นที่ใช้โดยทั่วไปคือสารประเภท halide salts เช่น Lithium Chloride (LiCl), Lithium Bromide (LiBr) และ Calcium Chloride (CaCl₂) แต่อย่างไรก็ตามสารเหล่านี้มีฤทธิ์กัดกร่อนอุปกรณ์ในระบบปรับอากาศได้ (เช่น heat exchangers และ pump เป็นต้น) จึงต้องใช้วัสดุที่ทนต่อการกัดกร่อน เช่น Titanium แต่วัสดุเหล่านี้จะมีราคาค่อนข้างสูง อีกทางเลือกหนึ่งคือ ใช้สารเกลือประเภท organic acids เช่น potassium formate (CHKO₂) หรือ sodium formate (HCOONa) ซึ่งมีฤทธิ์การกัดกร่อนที่น้อยกว่าและเป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม (Longo and Gasparella, 2005)

2.3 Direct dehumidifier for LDAC

Jain et al. (2011) ทำการทดลองเพื่อหาสมรรถนะของระบบดูดความชื้นแบบใช้สารดูดความชื้นเป็นของเหลวภายใต้สภาวะอากาศของประเทศอินเดียโดยใช้ calcium chloride (CaCl) และ lithium chloride (LiCl) เป็นสารดูดความชื้น ภายในระบบดูดความชื้นประกอบด้วย dehumidifier, regenerator, และ cooling tower จากการทดลอง พบว่า สำหรับระบบที่ใช้ CaCl สามารถลด specific humidity ลงประมาณ 0.6 - 1.77 g/kg. และ dehumidifier effectiveness มีค่าอยู่ในช่วง 0.25 - 0.44 ส่วนระบบที่ใช้ LiCl พบว่า มีค่า dehumidifier effectiveness ที่ดีกว่า ซึ่งมีค่าอยู่ในช่วง 0.36-0.45 และสามารถลด specific humidity ลงประมาณ 3.67 - 5.86 g/kg Gao et al. (2012) นำเสนอผลการทดลองของ cross-flow dehumidifier ที่ใช้ LiCl เป็นสารดูดความชื้นและใช้ Celdek structured packing เป็นหน้าสัมผัสระหว่างอากาศและสารดูดความชื้น เพื่อศึกษาปัจจัยของอากาศและสารดูดความชื้นทางเข้าที่มีอิทธิพลต่อ dehumidifier efficiency ในการทดลองมีเงื่อนไขการทำงานเริ่มต้นที่ อุณหภูมิอากาศ 33°C ความชื้นสัมบูรณ์ 18 g/kg อัตราการไหล 0.1 kg/s อุณหภูมิสารดูดความชื้นทางเข้า 25°C อัตราการไหลสารดูดความชื้น 0.2 kg/s และความเข้มข้นสารดูดความชื้น 38% เมื่อระบบทำงานจนเข้าสู่สภาวะสมดุล (steady state) พบว่า อุณหภูมิและความชื้นของอากาศและอัตราการไหลของสารดูดความชื้นมีค่าเพิ่มขึ้นจะทำให้ dehumidifier effectiveness มีค่าเพิ่มขึ้นด้วย

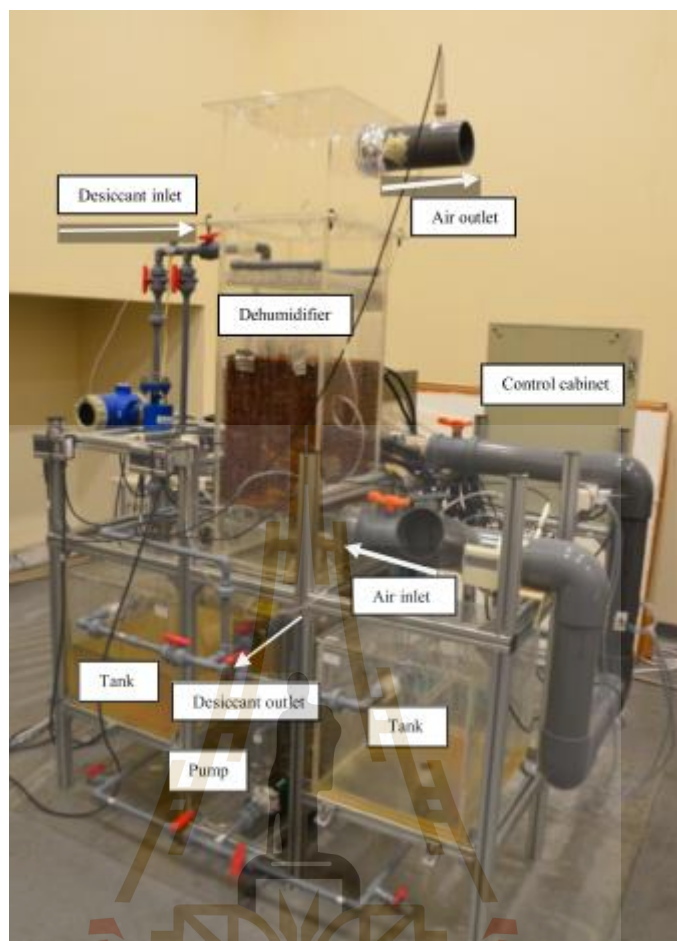
Longo & Gasparella (2005) ทำการทดลองและวิเคราะห์ทางด้าน heat and mass transfer ของระบบ packed column dehumidifier/regenerator โดยใช้สารดูดความชื้นเป็นของเหลวสารดูดความชื้นที่ใช้คือ H₂O/LiCl, H₂O/LiBr และสารตัวใหม่ H₂O/KCHO₂ ดังแสดงในรูปที่ 2.1 ในการทดลองและการจำลองได้ปรับเปลี่ยนตัวแปรที่สำคัญเพื่อศึกษาปัจจัยที่มีอิทธิพลต่อการทำงานของระบบและหาค่าความชื้นของอากาศที่เหมาะสมในการนำไปใช้งานสำหรับระบบปรับอากาศ หรือ drying processes ในกรณี H₂O/KCHO₂ ที่อุณหภูมิอากาศและอุณหภูมิสารดูดความชื้นทางเข้าเท่ากับ

24.8°C สารดูดความชื้นความเข้มข้น 74% อากาศทางเข้ามีความชื้น 11.6 g/kg เมื่อผ่านกระบวนการลดความชื้น พบว่า อากาศทางออกมีความชื้นลดลง 5 g/kg นอกจากนี้ยังพบว่า กระบวนการ regeneration ของสารดูดความชื้นต้องการอุณหภูมิประมาณ 40 - 50°C ซึ่งสามารถทำได้ง่ายโดยการใช้พลังงานแสงอาทิตย์หรือความร้อนทิ้งจากอุตสาหกรรม และยังพบว่าระบบที่ใช้ $H_2O/LiCl$ และ $H_2O/LiBr$ พบว่า มีประสิทธิภาพในการดูดความชื้นดีกว่า H_2O/K_2CO_3 แต่อย่างไรก็ตาม สารดูดความชื้นใหม่ H_2O/K_2CO_3 มีฤทธิ์กัดกร่อนน้อยกว่าและเป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อมแต่มีราคาแพงกว่าสารดูดความชื้นทั่วไป



รูปที่ 2.1 Liquid desiccant system แบบ packed column

Wang et al. (2016) ทำการทดลองเพื่อทดสอบประสิทธิภาพของ counter flow liquid desiccant dehumidifier โดยใช้ $LiCl_2$ เป็นสารดูดความชื้นและภายใน dehumidifier ใช้โครงสร้างแบบ CELdek structured packing ที่มีพื้นที่ผิวสัมผัสสูงมีค่าประมาณ $650 \text{ m}^2/\text{m}^3$ เพื่อให้อากาศและสารดูดความชื้นถ่ายเทมวลและความร้อน ได้ดีดังแสดงในรูปที่ 2.2 สารดูดความชื้นถูกฉีดลงมาจากทางด้านบนของ dehumidifier ไหลผ่านอากาศที่ถูกดูดเข้ามาแบบ counter flow จากนั้นสารดูดความชื้นจะไหลกลับมายังถังเก็บที่อยู่ด้านล่างซึ่งมีอยู่ 2 ถัง คือ strong solution tank และ weak solution tank จากนั้นใช้ปั๊มดูดสารกลับไปที่ dehumidifier อีกครั้ง

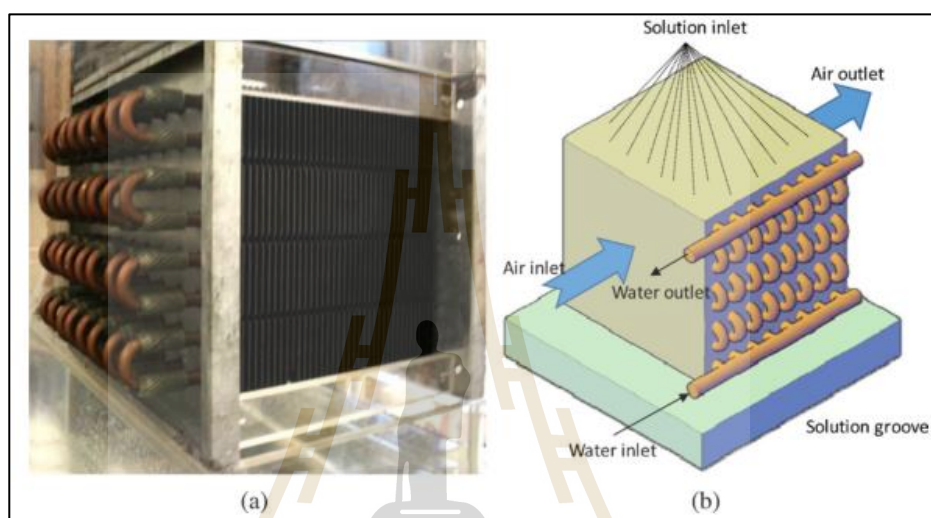


รูปที่ 2.2 Counter flow liquid desiccant dehumidifier

ในการทดลองใช้ฮีตเตอร์ไฟฟ้า และ humidifier ในการควบคุมอุณหภูมิและความชื้นทางเข้าสำหรับเงื่อนไขการทำงานเริ่มต้น และ ศึกษาผลกระทบของตัวแปรที่สำคัญได้แก่ อัตราการไหล อุณหภูมิและความชื้นของอากาศทางเข้า อัตราการไหล อุณหภูมิและความเข้มข้นของสารดูดความชื้นทางเข้า ที่ส่งผลต่อ ค่า MRR เมื่ออุณหภูมิและความชื้นอากาศทางเข้า 30°C และ 15.4 g/kg อุณหภูมิและความเข้มข้นของสารดูดความชื้นทางเข้า 20.8°C และ 36.2% ตามลำดับ พบว่า อุณหภูมิและความชื้นของอากาศทางออกมีค่าเท่ากับ 24.4°C และ 8.8 g/kg และ อุณหภูมิของสารดูดความชื้นมีค่าเท่ากับ 26.3°C

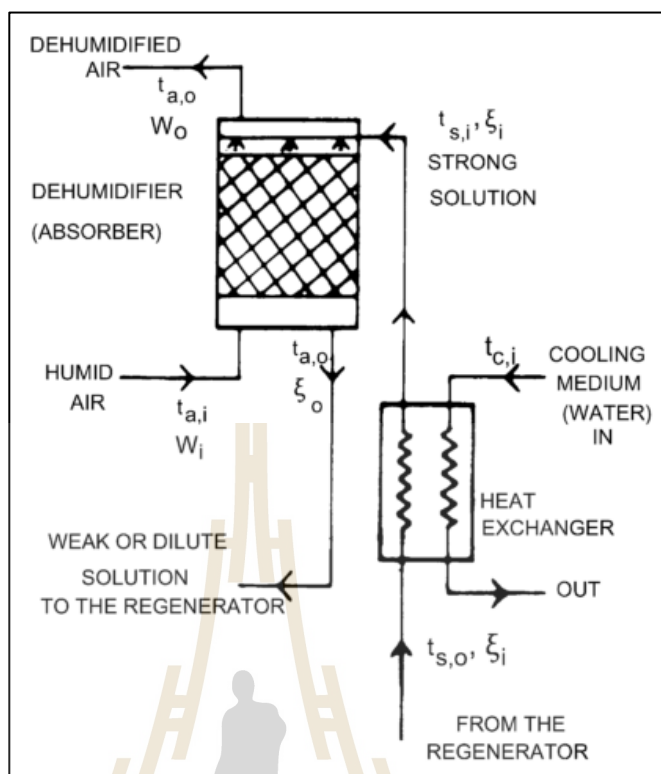
Liu et al. (2015) ศึกษา ระบบ internally-cooled/heated liquid desiccant dehumidifier/regenerator ที่ใช้ lithium bromide (LiBr) เป็นสารดูดความชื้นดังแสดงในรูปที่ 2.3 โดยทำการทดลองภายใต้อิทธิพลของอากาศและสารดูดความชื้นทางเข้าเพื่อหา dehumidification performance ของระบบ โดยมีเงื่อนไขการทำงาน คือ อัตราการไหลและอุณหภูมิของอากาศอยู่ในช่วง

0.118 - 0.18 kg/s และ 33.5 - 36.3°C ตามลำดับ อัตราการไหลและอุณหภูมิของสารดูดความชื้นทางเข้าอยู่ในช่วง 0.017 - 0.059 kg/s และ 28.6 - 31.5°C ตามลำดับ อัตราการไหลและอุณหภูมิของน้ำทางเข้า 0.126 - 0.292 kg/s และ 11.1 - 17.0°C ตามลำดับ ความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศทางเข้าอยู่ในช่วง 14.2 - 24.6 g/kg และ ความเข้มข้นของ LiBr อยู่ในช่วง 38.8 - 42.4% จากการทดลอง พบว่า ความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศทางออก อยู่ในช่วง 12.9 - 15.0 g/kg



รูปที่ 2.3 Internally-cooled dehumidifier: (a) photo; and (b) schematic.

Gandhidasan (2004) นำเสนอระบบดูดความชื้นอย่างง่าย “simplified model for air dehumidification” ที่มีโครงสร้างแบบ packed bed ภายใน dehumidifier อากาศและสารดูดความชื้นจะไหลแบบ counter flow สารดูดความชื้นถูกฉีดลงจากด้านบนของ dehumidifier จากนั้นสารดูดความชื้นจะไหลกลับไปยัง regenerator ก่อนที่จะกลับมารับความชื้นจากอากาศอีกครั้ง สารดูดความชื้นจะถูกลดอุณหภูมิลงด้วย cooling medium ดังแสดงในรูปที่ 2.4 ในการศึกษานี้ได้ปรับเปลี่ยนเงื่อนไขการทำงานเพื่อดูผลกระทบต่อ dehumidifier effectiveness จากนั้นนำผลที่ได้เปรียบเทียบกับผลการทดลอง โดยที่มีเงื่อนไขทางเข้า ได้แก่ ความเข้มข้นและอุณหภูมิของสารดูดความชื้นเท่ากับ 35% และ 30°C อัตราการไหลของอากาศเท่ากับ 1.5 kg/m²s อุณหภูมิและความชื้นของอากาศทางเข้าเท่ากับ 35°C และ 18 g/kg และมีอุณหภูมิน้ำเย็นเท่ากับ 29°C พบว่า ผลที่ได้มีค่าสอดคล้องกับผลการทดลองโดยมีค่าความแตกต่างมากที่สุดประมาณ 10.5%



รูปที่ 2.4 แผนภาพระบบลดความชื้นอย่างง่าย

Bassuoni (2014) นำเสนอ analytical model ของระบบ adiabatic cross-flow liquid desiccant air dehumidifier ที่ใช้ CaCl_2 เป็นสารดูดความชื้น และปรับเปลี่ยนค่าตัวแปรที่สำคัญ ได้แก่ air to solution mass ratio, ความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศทางเข้า อุณหภูมิอากาศทางเข้า และอุณหภูมิของสารดูดความชื้นทางเข้า ในกรณีที่กำหนดให้ air to solution mass ratio เท่ากับ 1 ($\text{m}_\text{a}/\text{m}_\text{s}$) ความชื้นของอากาศทางเข้า $0.018 \text{ (kg/kg}_{\text{da}})$ อุณหภูมิอากาศทางเข้า 40°C และอุณหภูมิของสารดูดความชื้นทางเข้าเท่ากับ 20°C เมื่อปรับเปลี่ยนความเข้มข้นของสารดูดความชื้นในช่วง 33–43% พบว่า ค่า moisture removal rate (MRR), อุณหภูมิสารดูดความชื้นทางออกและความเข้มข้นของสารดูดความชื้น มีการเปลี่ยนแปลงคิดเป็นร้อยละเท่ากับ 39.13%, 10.33%, และ 30% ตามลำดับ

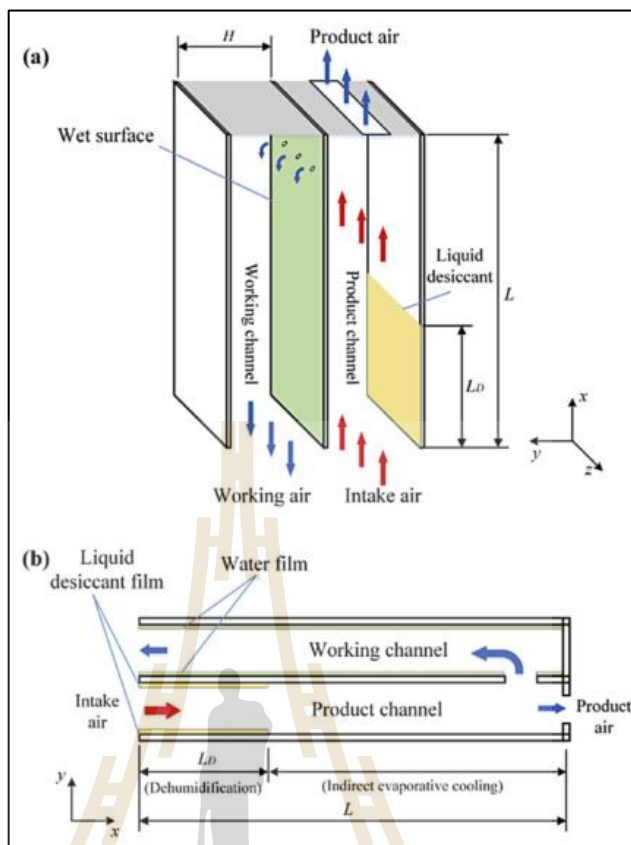
Park et al. (2016) นำเสนอผลการทดลองของ liquid desiccant system (LD) ที่ใช้ LiCl_2 เป็นสารดูดความชื้น ภายในระบบนี้ประกอบด้วย 2 ส่วนหลัก คือ regenerator และ absorber โดยการติดตั้ง LD unit นี้เข้ากับอาคารที่ใช้งานจริงเพื่อศึกษาผลกระทบจากเงื่อนไขการทำงานที่แตกต่างกัน 6 ตัวแปรสำคัญ คือ อัตราการไหลของอากาศ อัตราการไหลสารดูดความชื้น อุณหภูมิและความชื้นของอากาศทางเข้า อุณหภูมิและความเข้มข้นของสารดูดความชื้น สำหรับ generator จะใช้น้ำร้อนอุณหภูมิ $40 - 80^\circ\text{C}$ จากหม้อต้มน้ำ gas boiler ที่มีกำลัง 56 kW ส่วน absorber จะใช้น้ำเย็นจาก air-

cooled chiller ขนาด 35 kW. ในการลดอุณหภูมิของสารดูดความชื้น ในการวัดจุดต่างๆ ข้อมูลจะถูกบันทึกลงใน data logger โดยการบันทึกค่าทุกๆ 1 นาที จากการทดลอง ที่อุณหภูมิและความชื้นของอากาศทางเข้า 34.18°C และ 22.37 g/kg ตามลำดับ อุณหภูมิและความชื้นของสารดูดความชื้นทางเข้า 27.69°C และ 38.9% ตามลำดับ พบว่า อุณหภูมิและความชื้นของอากาศทางออก เท่ากับ 28.32°C และ 9.96 g/kg ตามลำดับ dehumidifier effectiveness ของระบบมีค่าเท่ากับ 0.71

Luo et al. (2015) นำเสนอผลการทดลองของ internally cooled liquid desiccant dehumidification ภายใต้สภาพอากาศในประเทศฮ่องกง โดยระบบนี้ใช้ LiCl เป็นสารดูดความชื้น ที่ไหลผ่าน single channel dehumidifier โดยที่สารดูดความชื้นไหลลงมาจากด้านบนของ dehumidifier ทำให้เกิดฟิล์มสารดูดความชื้นสัมผัสกับอากาศที่ถูกดูดเข้ามา จากนั้นสารดูดความชื้นก็จะไหลกลับไปยังถังเก็บ ในการทดลองจะควบคุมอุณหภูมิและความชื้นของอากาศทางเข้าด้วยฮีตเตอร์ไฟฟ้า และ humidifier เพื่อให้เป็นไปตามเงื่อนไขการทำงานเริ่มต้น เมื่ออุณหภูมิและความชื้นของอากาศทางเข้า 25.15°C และ 18 g/kg อุณหภูมิและความชื้นของสารดูดความชื้นทางเข้า 20.05°C และ 38.3% อุณหภูมิของน้ำ 14.95°C พบว่า อุณหภูมิและความชื้นอากาศทางออกเท่ากับ 23.75°C และ 14.5 g/kg อุณหภูมิและความชื้นของสารดูดความชื้นทางออกเท่ากับ 19.65°C และ 38.1% อุณหภูมิของน้ำทางออกเท่ากับ 16.95°C

Jain & Bansal (2007) ใช้โปรแกรม Engineering Equation Solver (EES) ในการวิเคราะห์ประสิทธิภาพของ liquid desiccant dehumidification systems ที่มีโครงสร้างแบบ packed bed ระบบประกอบด้วย 2 ส่วนคือ absorber และ regenerator สารดูดความชื้นจะถูกฉีดลงจากด้านบนของ absorber สัมผัสกับอากาศที่ถูกดูดเข้ามา จากนั้นสารดูดความชื้นที่มีความเข้มข้นลดลงถูกส่งไปที่ regenerator โดยมีฮีตเตอร์ไฟฟ้าให้ความร้อนเพื่อให้สารดูดความชื้นคายความชื้นสู่อากาศที่ถูกดูดเข้ามา รับความชื้นที่ จากนั้นสารดูดความชื้นที่มีความเข้มข้นมากขึ้นถูกดูดกลับไปที่ absorber เพื่อมาดูดความชื้นจากอากาศอีกครั้ง จากการจำลองระบบด้วยโปรแกรม EES พบว่า ค่า effectiveness มีค่าอยู่ระหว่าง 10-50%

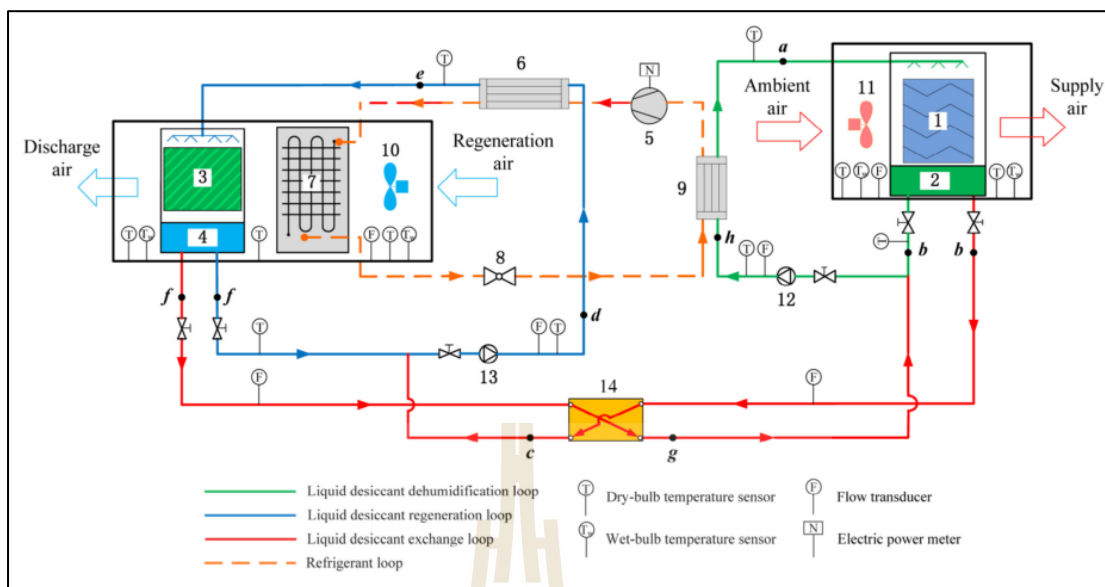
Cui et al. (2016) นำเสนอการจำลองระบบ liquid desiccant based indirect evaporative cooling system ดังแสดงในรูปที่ 2.5 และทำการเปรียบเทียบกับผลการทดลอง พบว่า ผลที่ได้มีความสอดคล้องกันโดยมีค่าความคลาดเคลื่อนมากที่สุดที่ 8% ในการจำลองระบบได้ปรับเทียบค่าตัวแปรที่สำคัญเพื่อศึกษาประสิทธิภาพของ heat and mass exchanger (HMX) จากการจำลองแสดงให้เห็นว่า ที่อุณหภูมิอากาศทางเข้า $27.5\text{-}37.5^{\circ}\text{C}$ และ ความชื้นสัมบูรณ์ $12\text{-}20\text{ g/kg}$ จะได้อุณหภูมิอากาศทางออก $13.5\text{-}32.4^{\circ}\text{C}$ และ ความชื้นสัมบูรณ์ทางออก $6.1\text{-}13.3\text{ g/kg}$



รูปที่ 2.5 แผนภาพการทำงานของ liquid desiccant- evaporative HMX.

(a) One-unit channel pair (b) Plan view

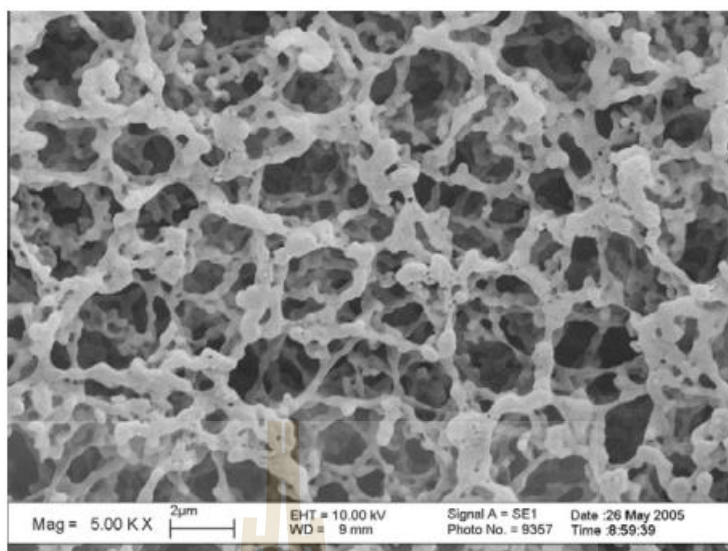
Chen et al. (2016) นำเสนอผลการทดลอง liquid desiccant dehumidification process based of an advanced hybrid air-conditioning ที่ใช้ LiCl_2 เป็นสารดูดความชื้น ที่มีโครงสร้างภายใน dehumidifier และ regenerator เป็นแบบ Celdek structured packing ระบบนี้จะทำงานร่วมกับระบบทำความเย็นแบบอัดไอที่มีกำลัง 50kW และใช้ R134a เป็นสารทำความเย็น โดยใช้ evaporator ลดอุณหภูมิให้กับสารดูดความชื้นที่ dehumidifier และให้ condenser เพื่ออุณหภูมิให้กับสารดูดความชื้นใน regenerator ดังแสดงในรูปที่ 2.6 จากการทดลอง พบว่า เมื่ออุณหภูมิของอากาศภายนอกลดลง $5.2^{\circ}\text{C} - 7.4^{\circ}\text{C}$ และ dehumidification capacity อยู่ในช่วง 47.9 - 63.6 kg/h จะได้ว่า COP เฉลี่ยของระบบมีค่าเท่ากับ 4.0



รูปที่ 2.6 แผนภาพการทำงานของระบบ HPLD-SR

2.4 Indirect dehumidifier for LDAC

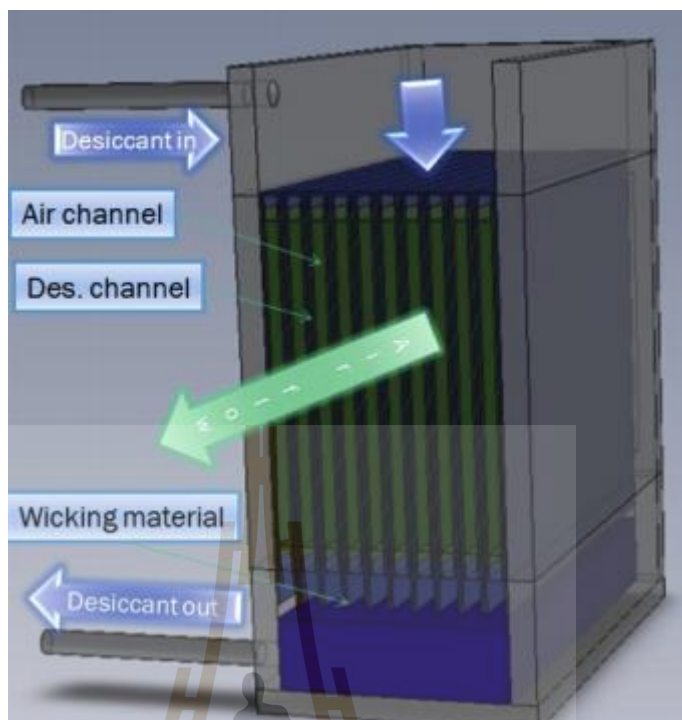
ในระบบ liquid desiccant air conditioning system ที่มีโครงสร้างแบบ packed bed ซึ่งเคยเป็นอุปกรณ์ที่นิยมใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนและมวลในระบบดูดความชื้น โดยที่สารดูดความชื้นและอากาศจะสัมผัสกันโดยตรง ซึ่งอาจจะทำให้หยดของสารดูดความชื้นที่มีขนาดเล็กหลุดออกมาที่อากาศได้ (carry over) ที่จะต้องจ่ายให้กับห้องปรับอากาศ ซึ่งสารเหล่านี้เป็นอันตรายต่อสุขภาพของผู้อยู่อาศัยและอุปกรณ์ภายในห้องได้ ดังนั้นปัญหาการ carry over และการกัดกร่อนจึงเป็นอุปสรรคของระบบ liquid desiccant air dehumidification ที่มีโครงสร้างแบบ packed bed (Huang and Zhang, 2013) เพื่อป้องกันปัญหาการ carried over ของสารดูดความชื้น ระบบดูดความชื้นแบบใช้กระดาษเยื่อที่เป็นรูพรุนจึงได้รับความสนใจ กระดาษเยื่อที่เป็นรูพรุนสามารถให้สารดูดความชื้นซึมผ่านไปได้ดังแสดงในรูปที่ 2.7 ที่แสดงโครงสร้างของ membrane (Zhang, 2012) เรียกระบบที่ว่า membrane-based liquid desiccant air dehumidification system ในระบบนี้สารดูดความชื้นและอากาศจะไม่สัมผัสกันโดยตรง ดังนั้นจึงสามารถป้องกันปัญหาการ carried over ได้ และทำให้ผู้อยู่อาศัยและอุปกรณ์ภายในห้องปรับอากาศมีความปลอดภัย



รูปที่ 2.7 โครงสร้างระดับไมโครของ Cellulose membrane.

Elmer et al. (2016) ได้นำเสนอผลการทดลองของ novel integrated desiccant air conditioning system (IDCS) ที่ใช้ Potassium formate (CHKO_2) เป็นสารดูดความชื้น จากการทดลองเมื่ออุณหภูมิและความชื้นอากาศเข้าเท่ากับ 30.19°C และ 51.37% ตามลำดับ อุณหภูมิและความชื้นของสารดูดความชื้นเท่ากับ 25.25°C และ 66% พบว่า MRR มีค่าเท่ากับ 0.15 g/s อากาศมีความชื้นลดลง 1.9 g/kg อุณหภูมิอากาศทางออก 27.77°C และยังพบว่า กำลังการทำความเย็นประมาณ $570 - 1362 \text{ W}$. โดยค่า dehumidifier effectiveness อยู่ในช่วง $0.30 - 0.47$

Das & Jain (2013) นำเสนอผลการทดลองของ indirect air-liquid membrane contactors for liquid desiccant cooling system โดยใช้ LiCl_2 เป็นสารดูดความชื้น อุปกรณ์หลักภายในระบบประกอบด้วย dehumidifier, cooling tower, และ regenerator ดังแสดงในรูปที่ 2.8 โดยที่ regenerator ใช้ความร้อนจากถังเก็บน้ำ 200 ลิตร ที่มีฮีตเตอร์ 3 kW อยู่ภายใน และใช้ humidifier ในการควบคุมความชื้นทางเข้าตามเงื่อนไขทางเข้าที่ต้องการทดลอง ในการทดลองได้เปรียบเทียบโครงสร้างของ membrane contactors หลายแบบที่แตกต่างกัน พบว่า dehumidifier effectiveness มีค่าสูงสุดอยู่ในช่วง $52.8 - 69.4\%$



รูปที่ 2.8 Indirect air-liquid membrane contactors สำหรับ liquid desiccant cooling system

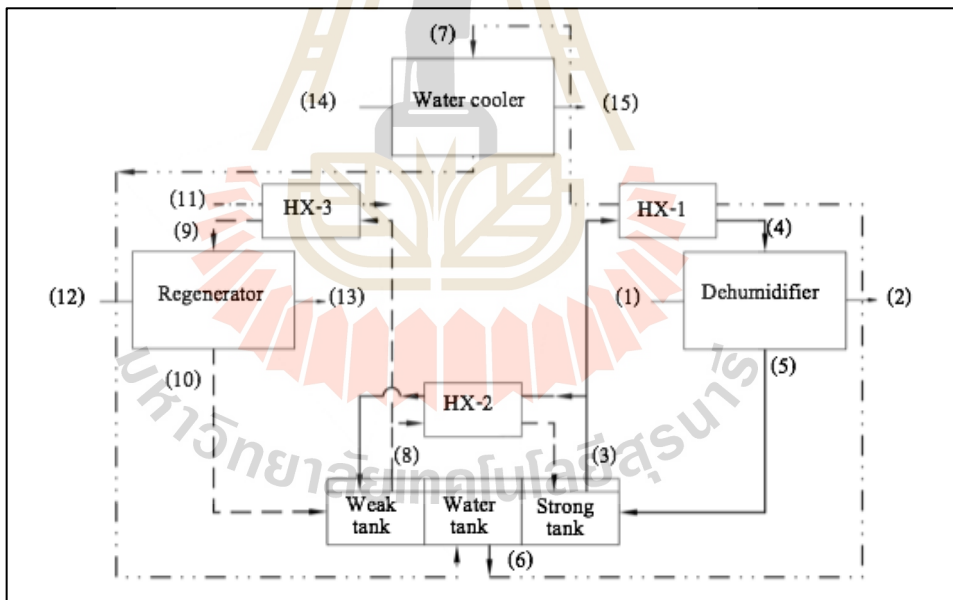
บทที่ 3

วิธีการดำเนินการวิจัย

การศึกษาวิจัยนี้มุ่งเน้นการสร้างชุดต้นแบบระบบดูดความชื้นแบบแผ่นเยื่อที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดของเหลว และทดสอบสมรรถนะของระบบภายใต้สภาวะอากาศจังหวัดนครราชสีมา โดยระบบดูดความชื้นมีขั้นตอนการทำงานดังนี้

3.1 ขั้นตอนการทำงานของชุดต้นแบบระบบดูดความชื้น

ชุดต้นแบบระบบดูดความชื้น (dehumidification unit) มีส่วนประกอบที่สำคัญอยู่ 3 ส่วน คือ 1. dehumidifier 2. regenerator และ 3. water cooler ซึ่งมีลักษณะดังรูปที่ 3.1



รูปที่ 3.1 แผนภาพการทำงานของ dehumidification unit

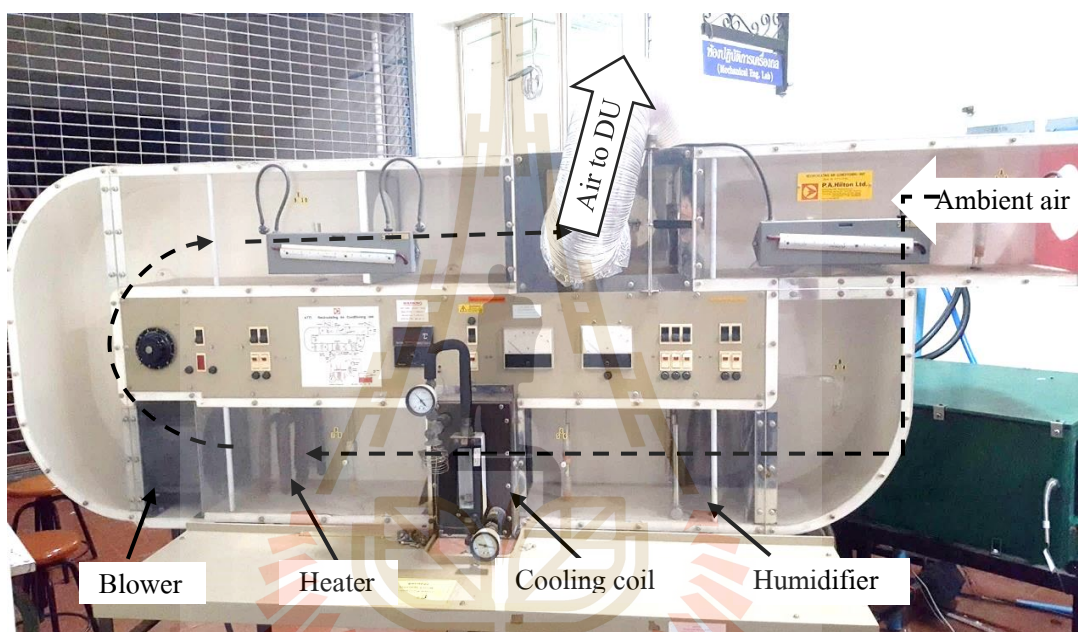
3.1.1 อากาศ inlet air (1) ที่ผ่านการควบคุมอุณหภูมิและความชื้นให้เป็นไปตามเงื่อนไข เริ่มต้นการทดลอง (อธิบายในหัวข้อ 3.2) ถูกดูดเข้าไปยัง dehumidifier เพื่อลดความชื้นได้เป็น product air (2) ที่มีความชื้นลดลง เนื่องจากอากาศได้ทิ้งไอน้ำให้กับสารดูดความชื้นที่เข้าทางด้าน บนของ dehumidifier ซึ่งในงานวิจัยนี้จะเรียกว่า strong solution (4) ซึ่งเป็นสารดูดความชื้นที่ถูกปั๊ม มาจาก strong tank (3) และผ่านการลดอุณหภูมิที่ heat exchanger ตัวที่ 1 (HX-1) ที่ใช้ cooling water (6) จาก water tank มาดึงความร้อนออกจากสารดูดความชื้น เมื่อ strong solution ได้รับความชื้นจาก อากาศทำให้ความเข้มข้นลดลงเป็น weak solution (5) และไหลกลับไปยัง strong tank

3.1.2 สารดูดความชื้นจาก strong tank (3) บางส่วนจะถูกแบ่งไปรับความร้อนที่ HX-2 ก่อนที่จะไหลไปยัง weak tank เพื่อเตรียมเข้าสู่กระบวนการเพิ่มความเข้มข้นให้สารดูดความชื้น อุปกรณ์ที่ใช้ในการเพิ่มความเข้มข้นสารดูดความชื้นในงานวิจัยนี้จะเรียกว่า regenerator โดยสารดูด ความชื้นที่ถูกดูดจาก weak tank (8) จะไหลเข้าสู่ HX-3 เพื่อรับความร้อนจาก supply heat (11) ที่มา จากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำ เช่น ความร้อนทิ้งจากอุตสาหกรรม หรือ ความร้อนจากพลังงาน แสงอาทิตย์ เป็นต้น ทำให้สารดูดความชื้นอุณหภูมิต่ำสูงขึ้นได้เป็น regenerating solution (9) เมื่อสาร ดูดความชื้นมีอุณหภูมิสูงขึ้นทำให้ความดันไอที่ผิวสูงขึ้นด้วย ดังนั้น ไอน้ำที่ผสมในสารดูดความชื้น จะถ่ายเทไปยังที่ที่มีความดันไอต่ำกว่าคือ ambient air (12) ที่ดูดเข้ามารับไอน้ำจาก regenerating solution ทำให้อากาศ exhaust air (13) มีความชื้นสูงขึ้นและปล่อยทิ้งออกจากระบบ ดังนั้น สารดูด ความชื้นที่ออกจาก regenerator (10) จะมีความเข้มข้นเพิ่มขึ้นและไหลกลับไปยัง weak tank

3.1.3 สารดูดความชื้นใน weak tank (8) ที่ความเข้มข้นสูงขึ้นเมื่อกลับมาจาก regenerator บางส่วนจะถูกแบ่งออกไปยัง HX-2 เพื่อทิ้งความร้อนให้กับสารดูดความชื้นที่มาจาก strong tank ที่ มีอุณหภูมิต่ำกว่า ทำให้สารดูดความชื้นใน strong tank มีความเข้มข้นสูงขึ้นก่อนจะถูกดูดไปยัง HX- 1 อีกครั้งเพื่อลดอุณหภูมิ เนื่องจากสารดูดความชื้นที่มีอุณหภูมิต่ำจะมีความดันไอที่ผิวต่ำด้วย ดังนั้น ทำให้ inlet air (1) ที่มีความดันไอสูงกว่าถ่ายเทไอน้ำให้กับ strong solution (4) ที่มีความดันไอที่ผิว ต่ำกว่า ส่วน cooling water (6) เมื่อได้รับความร้อนจากสารดูดความชื้นที่ HX-1 จะมีอุณหภูมิสูงขึ้น เป็น cooling water (7) จะไหลไปยัง water cooler ที่มีหลักการทำงานคล้ายกับ cooling tower ทำหน้าที่ ทิ้งความร้อนให้กับ ambient air (14) ที่ถูกดูดเข้าและปล่อยทิ้งออกจากระบบเป็น exhaust air (15) ที่ มีอุณหภูมิและความชื้นสูงขึ้นจากการระเหยของน้ำใน water cooler ทำให้ cooling water มีอุณหภูมิต่ำลงอีกครั้งและไหลกลับไปยัง water tank เพื่อใช้ในการลดอุณหภูมิให้กลับสารดูดความชื้นอีกครั้ง

3.2 สภาพอากาศที่ใช้ในการทดสอบ

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาการทำงานของ dehumidification unit (DU) ภายใต้สภาพอากาศของประเทศไทยที่มีอุณหภูมิและความชื้นสูงในช่วงฤดูร้อน แต่ช่วงเวลาที่ทำการทดลองเป็นช่วงฤดูหนาวซึ่งมีอุณหภูมิและความชื้นต่ำ เพื่อให้ผลการทดลองครอบคลุมสภาพอากาศของประเทศไทย ในงานวิจัยนี้จึงใช้ recirculating air – conditioning unit (RACU) ในการจำลองสภาพอากาศฤดูร้อน ซึ่งมีลักษณะดังรูปที่ 3.2



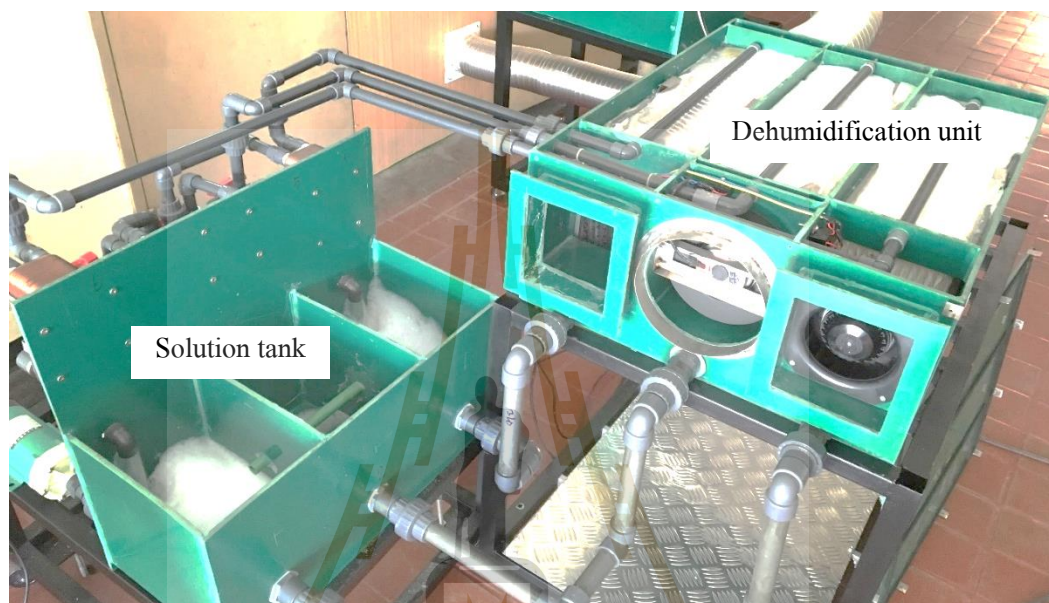
รูปที่ 3.2 Recirculating air – conditioning unit (RACU) ที่ใช้จำลองสภาพอากาศ

Ambient air ถูกดูดเข้ามาใน RACU ที่สามารถปรับอุณหภูมิและความชื้นของอากาศได้โดยใช้ humidifier ในการเพิ่มความชื้น จากนั้นใช้ cooling coil และ heater ในการเพิ่มลดอุณหภูมิ โดยที่ ambient air ที่ถูกดูดเข้ามาโดย blower จะมีเส้นทางการไหลตามลูกศร อากาศที่ได้จาก RACU จะไหลไปยัง DU ใช้เป็น inlet air (1) ในรูปที่ 3.1

3.3 การสร้างและพัฒนาชุดต้นแบบระบบดูดความชื้น

3.3.1 Single – stage indirect dehumidifier

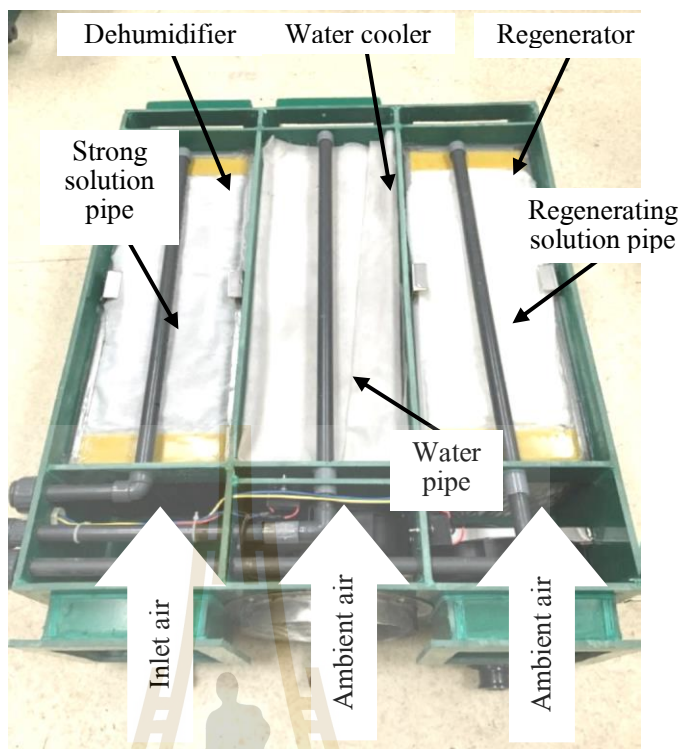
ชุดต้นแบบระบบดูดความชื้นชุดแรกที่ใช้ในงานวิจัยนี้เป็นชุดต้นแบบที่นำเข้ามาจากประเทศจีน ซึ่งประกอบด้วย dehumidification unit และ solution tank มีลักษณะดังรูปที่ 3.3



รูปที่ 3.3 การติดตั้งของ dehumidification unit

3.3.1.1 Dehumidification unit

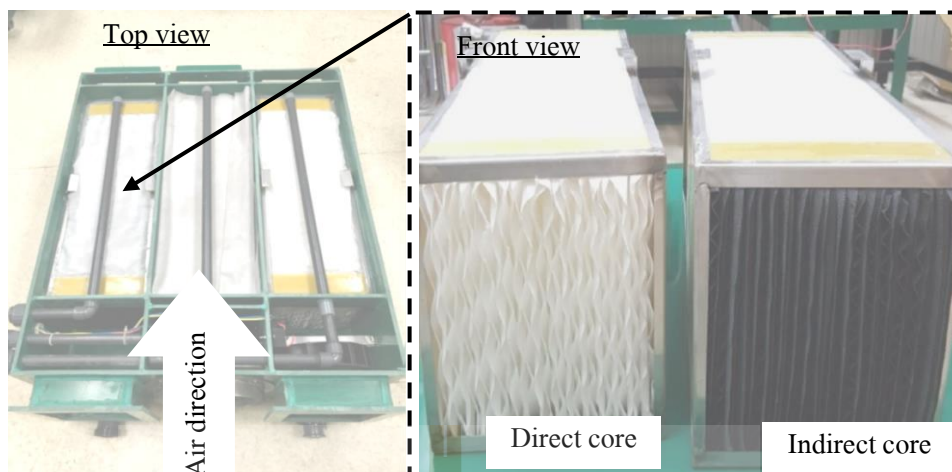
Dehumidification มีส่วนประกอบสำคัญอยู่ 3 ส่วน ได้แก่ dehumidifier, regenerator, และ water cooler มีลักษณะดังรูปที่ 3.4



รูปที่ 3.4 ชุดต้นแบบ dehumidification unit ในภาพ top view

- Inlet air ที่ถูกควบคุมอุณหภูมิและความชื้นตามเงื่อนไขการทดลองเริ่มต้นจะมีทิศทางการไหลตามแนวยาวของ dehumidifier เมื่อสัมผัสกับสารดูดความชื้นที่ฉีดลงไปโดย strong solution pipe จะได้อากาศที่มีความชื้นลดลงเป็น product air
- Water cooler ทำหน้าที่นำความร้อนจากน้ำให้กับ ambient air เพื่อนำน้ำเย็นที่ไปใช้ในการลดอุณหภูมิให้กับ strong solution ดังนั้น อากาศทางออกจะมีอุณหภูมิและความชื้นสูงขึ้นไปปล่อยทิ้งออกจากระบบเป็น exhaust air
- Regenerator ทำหน้าที่เพิ่มความเข้มข้นให้กับสารดูดความชื้นโดยนำ regenerating solution ที่มีอุณหภูมิประมาณ 40 – 60 °C ฉีดพ่นลงบน regenerator ผ่านทาง regenerating solution pipe ทำให้สารดูดความชื้นคายไอน้ำให้กับอากาศจึงมีอุณหภูมิและความชื้นสูงขึ้นไปปล่อยทิ้งออกจากระบบเป็น exhaust air

ภายใน dehumidification unit จะประกอบด้วย dehumidifier core, water core, และ regenerator core ทำหน้าที่กระจาย solution และเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัส ซึ่งสามารถแบ่งออกเป็น 2 ชนิด คือ direct และ indirect core ซึ่งมีลักษณะดังรูปที่ 3.5



รูปที่ 3.5 direct และ indirect core

- Direct core ทำมาจากวัสดุเป็นกระดาษเยื่อที่ยอมให้สารดูดความชื้นซึมผ่านได้ซึ่งสารดูดความชื้นถูกฉีดลงด้านบนของ direct core โดยที่ช่องทางการไหลของอากาศและสารดูดความชื้นอยู่ในช่องเดียวกันทำให้สามารถสัมผัสกันโดยตรง
- Indirect core ทำมาจากแผ่น polyethylene ที่ยอมให้สารดูดความชื้นซึมผ่านได้ สารดูดความชื้นถูกฉีดพื้นจากด้านบน indirect core ส่วนอากาศจะไหลเข้าทางด้านหน้าซึ่งช่องทางการไหลของอากาศและสารดูดความชื้นจะถูกกั้นด้วยแผ่น polyethylene ทำให้ไม่สามารถสัมผัสกันโดยตรง แต่จะอาศัยการซึมของสารดูดความชื้นมายังช่องทางการไหลของอากาศ

ปัญหาของการใช้ direct dehumidifier core คือ ละอองสารดูดความชื้นขนาดเล็กอาจจะหลุดออกไปกับอากาศ product air เรียกปัญหานี้ว่า carry over แต่การใช้ indirect dehumidifier core จะไม่เกิดปัญหาดังกล่าวเนื่องจากสารดูดความชื้นและอากาศไม่ได้สัมผัสกันโดยตรง สำหรับ water core และ regenerator core จะใช้แบบ direct เนื่องจากอากาศทางออกปล่อยทิ้งนอกระบบจึงไม่พบปัญหา carry over



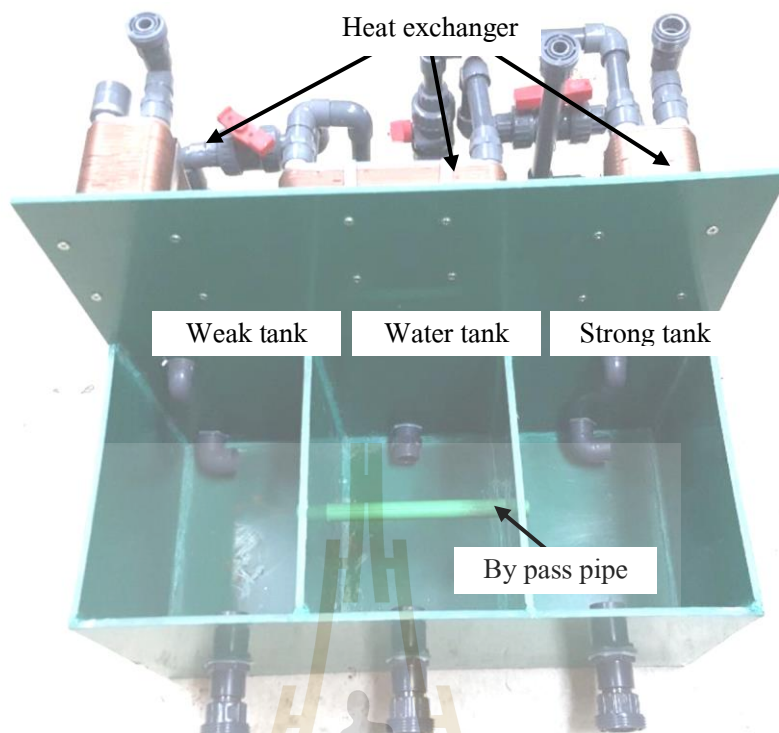
รูปที่ 3.6 การกัดกร่อนของสารดูดความชื้น

สารดูดความชื้นมีฤทธิ์กัดกร่อนโลหะ ดังนั้น หากเกิดการรั่วซึมทำให้อุปกรณ์ที่เป็นโลหะ ถูกกัดกร่อนเสียหายได้ ดังนั้น อุปกรณ์ที่ใช้ภายในระบบดูดความชื้นควรใช้ชนิดที่เป็น พลาสติก หรือ สแตนเลส เพื่อป้องกันการกัดกร่อน

3.3.1.2 Solution tank

สารดูดความชื้นและ cooling water จาก dehumidification unit จะไหล กลับมายัง solution tank ที่แบ่งออกเป็น 3 ช่อง คือ strong tank, water tank, และ weak tank ซึ่งมี ลักษณะดังรูปที่ 3.7

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ 3.7 solution tank

ระหว่าง weak และ strong tank จะมีท่อ by pass pipe ทำหน้าที่ปรับสมดุลระดับสารดูดความชื้นที่อยู่ในถังทั้งสองกรณีที่ระดับสารดูดความชื้นใน weak และ strong tank มีความแตกต่างกันมากเกินไป โดย by pass pipe จะติดตั้งไว้ตรงกลางของความสูงของถัง



รูปที่ 3.8 Heat exchanger ของ strong tank, water tank และ weak tank



รูปที่ 3.9 ปัมของ strong tank, water tank และ weak tank

3.3.1.3 สารดูดความชื้น

ในงานวิจัยนี้ใช้โพแทสเซียมฟอร์เมต ($KCHO_2$) แบบผงความเข้มข้น 99% เป็นสารดูดความชื้น ซึ่งถูกจัดเก็บไว้โดยไม่ให้สัมผัสกับอากาศ เนื่องจากสารดูดความชื้นจะละลายหากสัมผัสกับอากาศ ดังนั้น จึงต้องจัดเก็บไว้ในกระสอบที่ด้านในหุ้มด้วยถุงพลาสติกอีกหนึ่งจัดเรียงไว้ในห้อง ดังแสดงในรูปที่ 3.10



รูปที่ 3.10 การจัดเก็บสารดูดความชื้น

ในการทดลองจะต้องนำผงโพแทสเซียมฟอร์มเมตผสมกับน้ำให้ได้ความเข้มข้นของสารละลายตามที่กำหนด เมื่อความเข้มข้นสารละลายสามารถคำนวณจากสมการที่ (1) (Elmer, Worall, Wu, & Riffat, 2016)

$$X_{sol} = -253.147703 + 0.0443853996 \cdot T_{sol} + 0.000163666247 \cdot T_{sol}^2 + 0.331709855 \cdot \rho_{sol} - 0.000079370267 \cdot \rho_{sol}^2 \quad (1)$$

เมื่อ X_{sol} = ความเข้มข้นของสารดูดความชื้น
 T_{sol} = อุณหภูมิของสารดูดความชื้น
 ρ_{sol} = ความหนาแน่นของสารดูดความชื้น

เพื่อคำนวณความเข้มข้นของสารดูดความชื้นจึงต้องวัดความหนาแน่นของสารดูดความชื้นโดยใช้ hydrometer ดังแสดงในรูปที่ 3.11 ซึ่งจะแสดงผลเป็นค่า specific gravity (SG) และสามารถคำนวณหาความหนาแน่นของสารละลายได้จากสมการที่ (2)

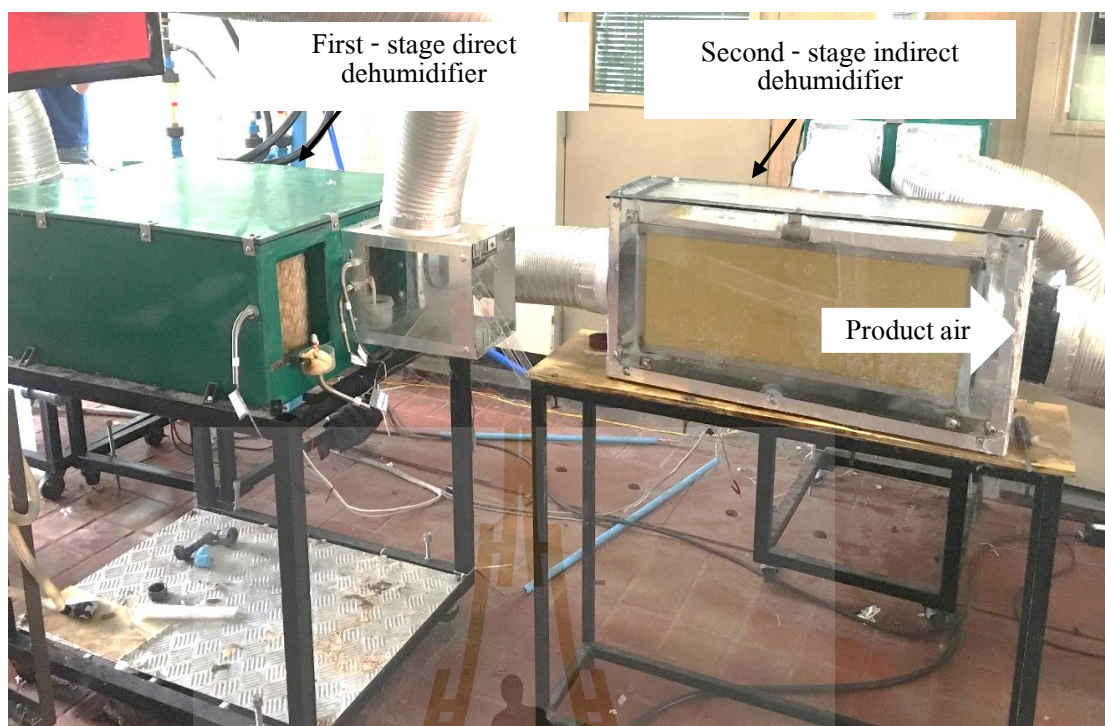
$$SG = \frac{\rho_{sol}}{\rho_{water}} \quad (2)$$

เมื่อ ρ_{water} คือความหนาแน่นของน้ำ จากสมการที่ (1) จะได้ความเข้มข้นของสารดูดความชื้นซึ่งจะบันทึกก่อนและหลังการทดลอง

รูปที่ 3.11 Hydrometer สำหรับวัดค่า SG ของสารละลาย

3.3.2 Two – stage dehumidifier แบบใช้ direct และ indirect core

ในหัวข้อนี้เป็นการสร้าง dehumidifier ใหม่โดยใช้ dehumidifier core จากผลิต เพื่อเพิ่มความสามารถในการดูดความชื้นของ dehumidifier เมื่อนำมาต่อเข้าด้วยกันจะได้ two – stage dehumidifier ดังแสดงในรูปที่ 3.12

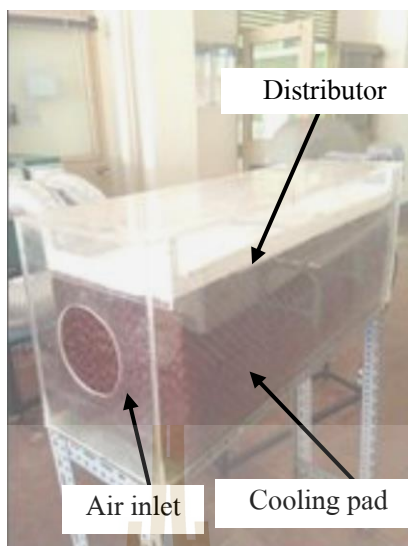


รูปที่ 3.12 การติดตั้ง two – stage dehumidifier

ในการติดตั้ง two - stage dehumidifier ได้ติดตั้ง first – stage dehumidifier เป็นแบบ direct core และ ติดตั้ง second – stage dehumidifier เป็นแบบ indirect core เพื่อป้องกันปัญหาละอองสาร ความชื้นหลุดออกไปกับ product air หรือปัญหา carry over

3.3.3 Two – stage direct dehumidifier

เพื่อลดต้นทุนในการสร้าง dehumidifier ในหัวข้อนี้จึงสร้าง direct dehumidifier โดยใช้วัสดุที่หาได้ทั่วไปในประเทศไทย ซึ่งมีลักษณะดังรูปที่ 3.13



รูปที่ 3.13 Second – stage direct dehumidifier

จากรูปที่ 3.13 direct dehumidifier ประกอบด้วย cooling pad และ distributor บรรจุภายในตัวกล่องที่ทำจากแผ่นอะคริลิกหนา 6 mm โดยมีหน้าที่การทำงานดังนี้

- Cooling pad ทำหน้าที่จะลดการไหลของสารดูดความชื้นและเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัสระหว่างสารดูดความชื้นและอากาศใน dehumidifier ซึ่งทำมาจากวัสดุที่เป็นกระดาษเยื่อ (cellulose) โดยปกติมักนำไปใช้กับระบบทำความเย็นแบบ evaporative cooler ในโรงเรือนเลี้ยงไก่ซึ่งมีลักษณะดังรูปที่ 3.14



รูปที่ 3.14 Cooling pad

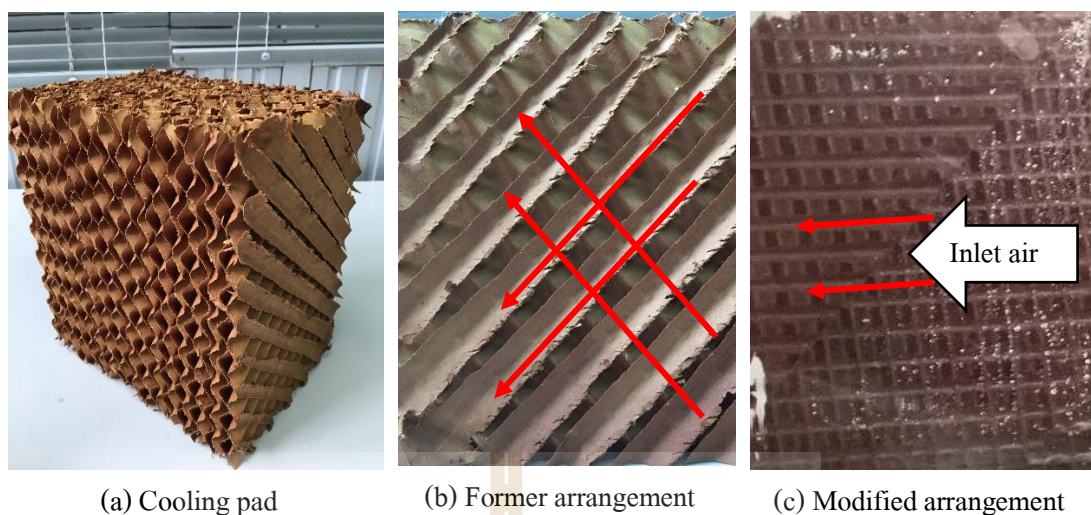
- Distributor ทำหน้าที่กระจายสารดูดความชื้น โดยการชะลอการไหลของสารดูดความชื้นให้กระจายทั่ว cooling pad เพราะหากสารดูดความชื้นซึมลงจุดใดจุดหนึ่งเร็วเกินไปทำให้สารดูดความชื้นกระจายไม่ทั่ว cooling pad นอกจากนี้ distributor ยังช่วยกรองฝุ่นที่มาพร้อมกับสารดูดอีกด้วย โดยที่ distributor นั้นทำมาจากวัสดุที่เป็นผ้าชนิดบาง (ผ้าฝ้าย) ดังแสดงในรูปที่ 3.15



รูปที่ 3.15 ผ้าฝ้ายที่ใช้ทำ distributor

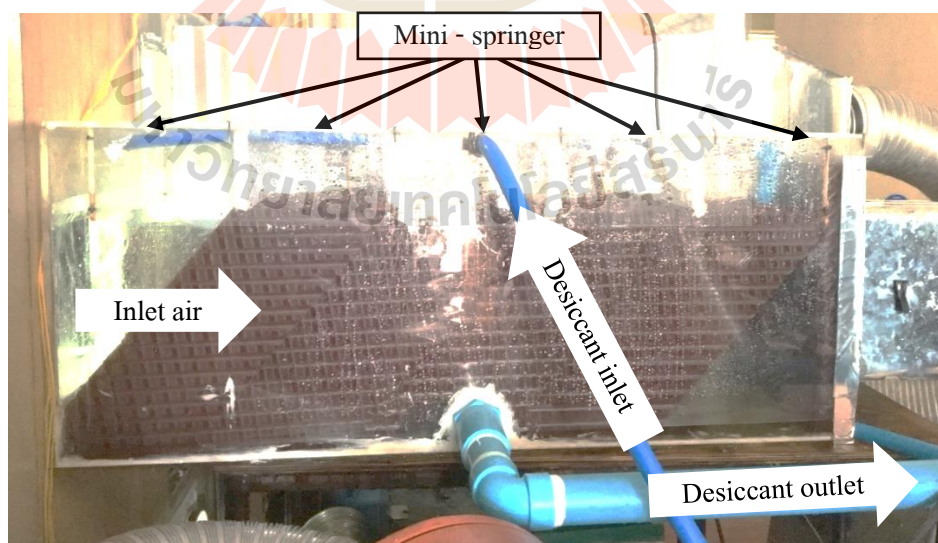
3.3.4 การปรับปรุงการกระจายสารดูดความชื้นและทิศทางการไหลอากาศเพื่อลดความดันสูญเสีย (Pressure drop)

เนื่องจาก cooling pad ที่ใช้เป็นวัสดุที่ทำมาจากกระดาษเยื่อลูกฟูกวางซ้อนทับกันจึงทำให้อากาศไหลผ่านได้ลำบากซึ่งจะทำให้เกิดความดันสูญเสียสูง ส่งผลให้พัดลมที่ใช้ในการดูดอากาศใช้พลังงานมากขึ้น ดังนั้นจึงได้ปรับปรุงเพื่อให้อากาศไหลได้สะดวกขึ้นดังแสดงในรูปที่ 3.16



รูปที่ 3.16 การปรับปรุงทิศทางการไหลของอากาศใน cooling pad

จากรูปที่ 3.16 (a) คือ cooling pad ที่ใช้ทำ dehumidifier core เห็นได้ว่า ในรูป 3.16 (b) ทิศทางการไหลของอากาศจะมีทิศทางทะแยงมุมซึ่งจะทำให้เกิดความดันสูญเสียสูงเมื่ออากาศไหลผ่าน cooling pad จึงจัดเรียงให้มีลักษณะดังรูปที่ 3.16 (c) เพื่อให้อากาศไหลได้สะดวกขึ้นทำให้อัตราการไหลของอากาศใน dehumidifier เพิ่มขึ้นประมาณ 35% หลังจากการปรับปรุงจะได้ dehumidifier ดังรูปที่ 3.17

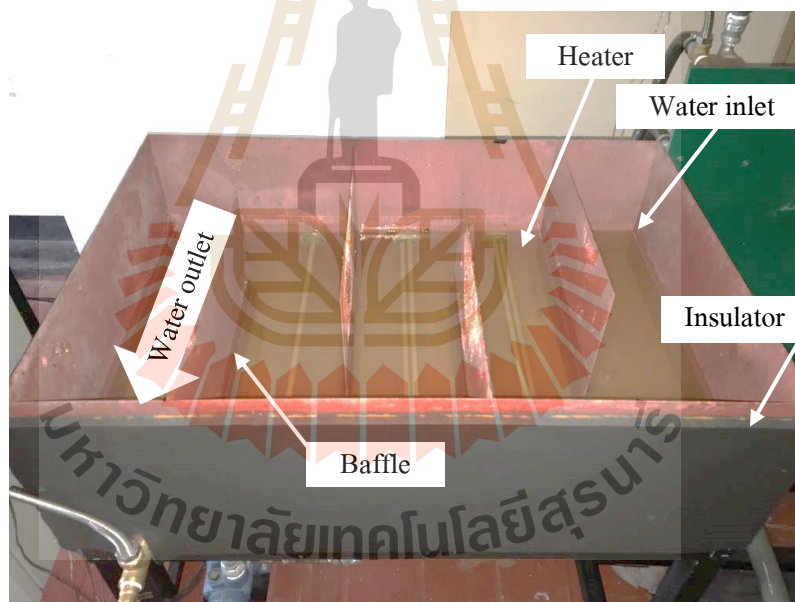


รูปที่ 3.17 Dehumidifier หลังการปรับปรุงการเรียงตัวของ cooling pad และเปลี่ยนตัวกระจายสารดูดความชื้นเป็น mini - springer

จากรูปที่ 3.17 เป็นการปรับปรุงการจัดเรียง cooling pad เพื่อลดความดันสูญเสียจากการไหล นอกจากนั้นยังได้เปลี่ยน distributor จากผ้าชนิดบางซึ่งมักเกิดปัญหาอุดตันจากฝุ่น เมื่อเปลี่ยนมาเป็น mini – springer ทำให้สามารถกระจายสารดูดความชื้นได้เร็วขึ้นและไม่เกิดปัญหาฝุ่นอุดตันบนผ้าที่ใช้ทำ distributor

3.4 Hot water bath

เพื่อควบคุมความเข้มข้นของสารดูดความชื้น regenerator ต้องใช้ความร้อนในการทำให้สารดูดความชื้นร้อนขึ้นเพื่อให้น้ำที่ผสมอยู่ระเหยออกไปซึ่งจะทำให้ความเข้มข้นสูงขึ้น สำหรับโพแทสเซียมฟอร์มเมตที่ใช้เป็นสารดูดความชื้นในงานวิจัยนี้ต้องการอุณหภูมิในกระบวนการ regeneration ประมาณ 40 – 60 °C จึงได้สร้าง hot water bath เพื่อใช้เป็นแหล่งความร้อนมีลักษณะดังรูปที่ 3.18



รูปที่ 3.18 Hot water bath

Hot water bath ประกอบด้วยฮีตเตอร์ทั้งหมด 4 ตัว โดยมีฮีตเตอร์ขนาด 2 kW จำนวน 3 ตัว และฮีตเตอร์ 1 kW จำนวน 1 ตัว นอกจากนั้น ภายในถังจะมีแผ่น baffle จำนวน 4 แผ่นคอยกั้นเพื่อเพิ่มระยะทางในการรับความร้อนของน้ำในถัง เมื่อเริ่มทำการทดลอง hot water bath จะถูกปิดสนิท และมีฉนวนหุ้มตัวถังทั้งหมดเพื่อป้องกันความร้อนสูญเสียสู่ภายนอก จากนั้นน้ำร้อนที่ได้จาก hot

water bath จะถูกนำไปแลกเปลี่ยนความร้อนให้กับสารดูดความชื้นผ่าน heat exchanger และไหลกลับมาเพื่อเพิ่มอุณหภูมิแล้วนำกลับไปใช้อีกครั้งตลอดการทดลอง

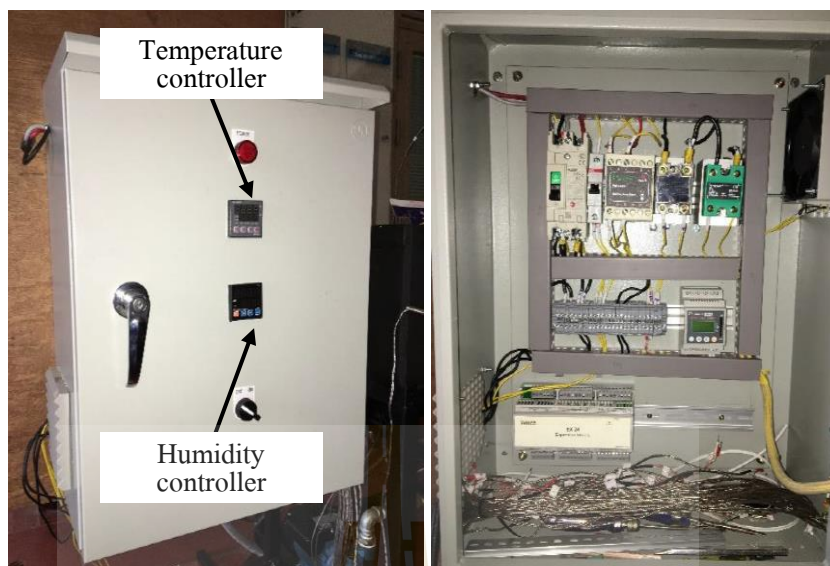
จะเห็นว่า hot water bath มีอุณหภูมิสูงตลอดการทดลองทำให้เกิดปัญหาสนิมภายในถัง สนิมเหล่านี้จะไปเกาะตาม heater และ heat exchanger ส่งผลให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนลดลงด้วย จึงได้ปรับปรุงโดยการขัดสนิมออกและใช้สีที่ป้องกันสนิมและทนความร้อนดังแสดงในรูปที่ 3.19



รูปที่ 3.19 การปรับปรุง Hot water bath เพื่อป้องกันสนิม

3.5 ระบบควบคุม

จากการทดสอบ พบว่า regenerator ไม่จำเป็นต้องทำงานตลอดเวลา เนื่องจากในการทดลอง บางช่วงเวลาอากาศมีความชื้นต่ำทำให้ dehumidifier ดูดซับความชื้นในอากาศได้น้อยส่งผลให้ความเข้มข้นของสารดูดความชื้นเปลี่ยนแปลงเพียงเล็กน้อย เพื่อลดการใช้พลังงานไฟฟ้าของ hot water bath และอุปกรณ์ในกระบวนการ regeneration ซึ่งเป็นส่วนที่ใช้พลังงานไฟฟ้าสูง ดังนั้น จะต้องมีระบบควบคุมเพื่อใช้ในการเปิด-ปิด การทำงานของอุปกรณ์ในกระบวนการ regeneration ดังแสดงในรูปที่ 3.20



รูปที่ 3.20 ระบบควบคุมของอุปกรณ์ในกระบวนการ regeneration

อุปกรณ์ในกระบวนการ regeneration ที่ไม่จำเป็นต้องทำงานตลอดเวลา คือ ฮีตเตอร์ไฟฟ้าของ hot water bath พัดลมและปั๊มสารดูดความชื้นของ regenerator โดยใช้ temperature controller และ humidity controller ควบคุมให้เปิด-ปิดการทำงาน ซึ่งมีเงื่อนไขการทำงานดังนี้

3.5.1 เงื่อนไขการทำงานของฮีตเตอร์ไฟฟ้าใน hot water bath

- เปิดทำงาน เมื่อความชื้น product air ที่ได้จาก dehumidifier สูงกว่า 55 %RH และ อุณหภูมิของน้ำร้อนใน hot water bath ต่ำกว่า 41°C แต่ไม่เกิน 43°C

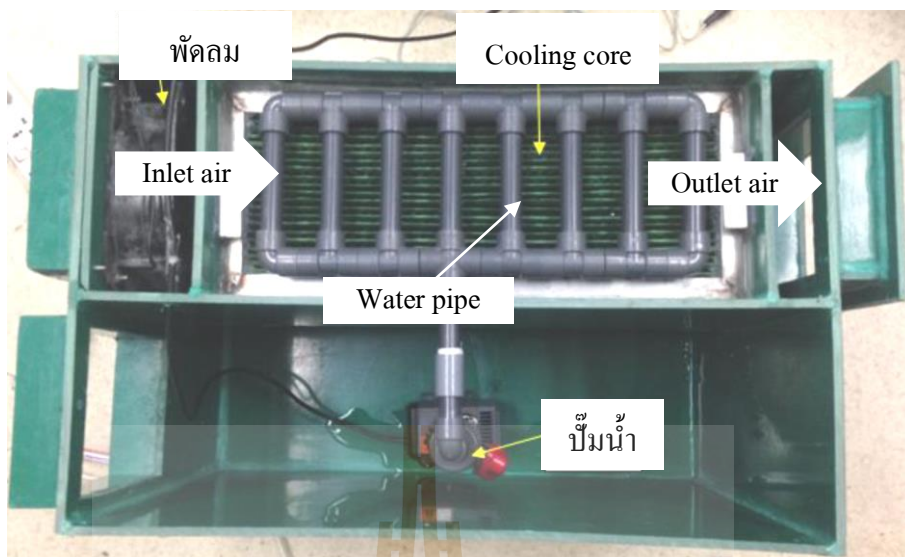
- ปิดทำงาน เมื่อความชื้น product air ที่ได้จาก dehumidifier ต่ำกว่า 55 %RH หรือ อุณหภูมิของน้ำร้อนใน hot water bath สูงกว่า 41°C

3.5.2 เงื่อนไขการทำงานของพัดลมและปั๊มสารดูดความชื้นใน regenerator core

- เปิดทำงาน เมื่อความชื้น product air ที่ได้จาก dehumidifier สูงกว่า 60 %RH และ ทำงานต่อไปจนกว่าความชื้นจะต่ำกว่า 55 %RH

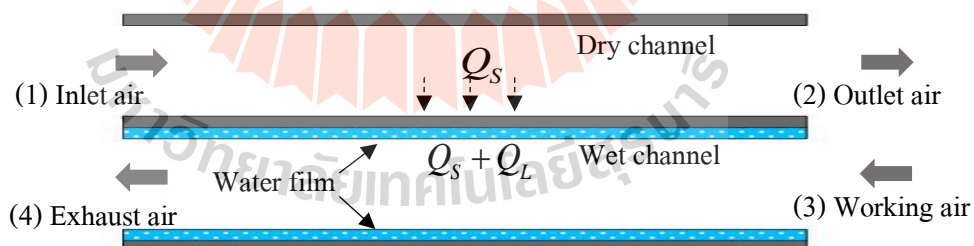
3.6 Dew-point evaporative cooling (DPEC)

ระบบ DPEC เป็นระบบทำความเย็นที่ใช้หลักการระเหยของน้ำ โดยมีอุปกรณ์หลักอยู่ 3 อย่าง คือ cooling core, ปั๊ม และ พัดลม ดังแสดงในรูปที่ 3.21



รูปที่ 3.21 อุปกรณ์ภายในระบบ DPEC

พัดลมดูด inlet air เข้ามายัง dry channel ของ cooling core เพื่อทำความเย็นจะได้ outlet air ที่มีอุณหภูมิต่ำลงจ่ายให้กับห้องปรับอากาศ ปั๊มน้ำทำหน้าที่ดูดน้ำจากถังเก็บด้านล่างของ DPEC ส่งไปตามท่อและพ่นกระจายลงใน wet channel ของ cooling core โดยที่ dry และ wet channel ถูกแบ่งกั้นด้วยแผ่นพลาสติกที่น้ำไม่สามารถซึมผ่านได้ ซึ่ง cooling core มีลักษณะดังรูปที่ 3.22



รูปที่ 3.22 แผนภาพของ cooling core

DPEC มีขั้นตอนการทำงานดังนี้

3.3.1 อากาศ (1) inlet air ถูกดูดเข้ามาใน dry channel เพื่อลดอุณหภูมิโดยทิ้งความร้อนให้กับ wet channel ที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าได้เป็น (2) outlet air ที่มีอุณหภูมิต่ำลงจ่ายให้กับห้องปรับอากาศ

3.3.2 Working air เป็นอากาศที่ผ่านการลดความชื้นซึ่งมีความชื้นต่ำกว่า (1) inlet air ดังนั้นเมื่อไหลเข้าสู่ wet channel ทำให้ฟิล์มน้ำบริเวณผนังเกิดการระเหยและดึงความร้อนจากอากาศใน dry channel ดังนั้น อากาศในช่อง wet channel จะมีความชื้นสูงขึ้นเพราะการระเหยของน้ำได้เป็น (4) exhaust air ปล่อยทิ้งสู่บรรยากาศภายนอก

โดยทั่วไปค่าที่ใช้วัดสมรรถนะของ DPEC คือ wet – bulb effectiveness (\mathcal{E}_w) ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (3)

$$\mathcal{E}_w = \frac{T_{db,in} - T_{db,out}}{T_{db,in} - T_{wb,in}} \quad (3)$$

เมื่อ $T_{db,in}$ = อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศทางเข้า DPEC ตำแหน่งที่ (1) inlet air
 $T_{db,out}$ = อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศทางออก DPEC ตำแหน่งที่ (2) outlet air
 $T_{wb,in}$ = อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศทางเข้า DPEC ตำแหน่งที่ (1) inlet air

ระบบทำความเย็นแบบ evaporative cooling โดยทั่วไปจะมีค่า wet – bulb effectiveness ไม่เกิน 1 แต่ในงานวิจัยนี้ได้ลดความชื้นให้กับอากาศที่ใช้เป็น working air ทำให้ wet – bulb effectiveness สามารถมีค่ามากกว่า 1 ได้

3.7 เครื่องมือวัด

ในการทดลองจะต้องติดตั้งเครื่องมือวัดเข้ากับชุดต้นแบบ เพื่อบันทึกข้อมูลพื้นฐานและใช้ในการวิเคราะห์ผลโดยใช้อุปกรณ์ดังต่อไปนี้

3.7.1 Thermocouple

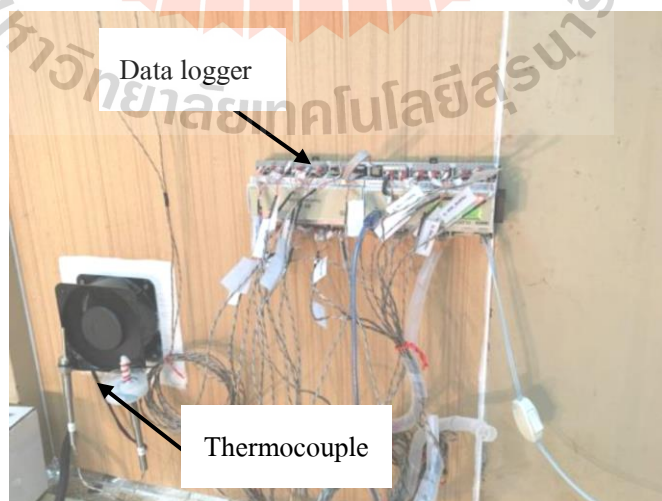
การวัดอุณหภูมิและความชื้นอากาศรวมถึงอุณหภูมิของสารดูดความชื้นและ cooling water ได้ใช้ thermocouple type T ดังรูปที่ 3.23 ที่ผ่านการเปรียบวัดก่อนนำมาใช้งาน อุณหภูมิที่ได้จาก thermocouple จะถูกส่งไปยังอุปกรณ์บันทึกข้อมูลที่เรียกว่า Data logger



รูปที่ 3.23 Thermocouple type T

3.7.2 Data logger

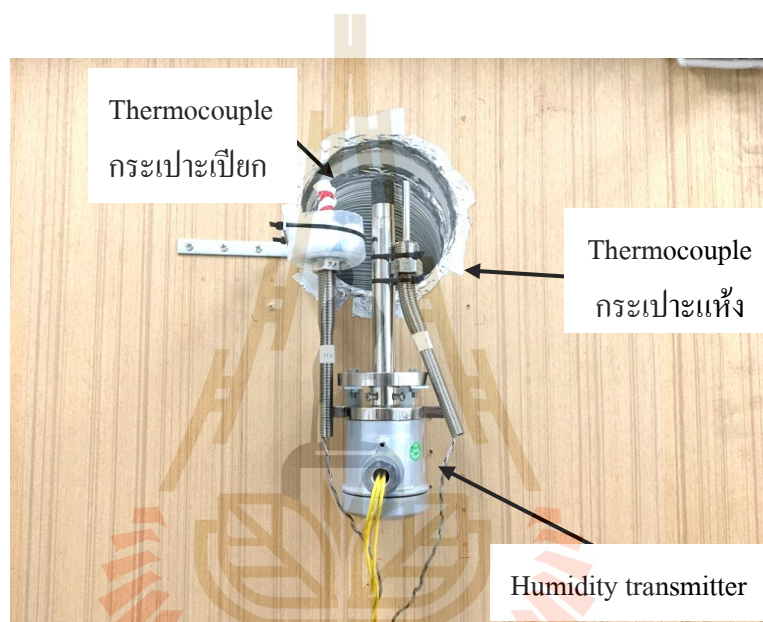
Data logger ทำหน้าที่บันทึกข้อมูลที่ได้จาก thermocouple ซึ่งสามารถบันทึกพร้อมกันได้สูงสุด 24 ช่องและยังสามารถกำหนดระยะเวลาในการบันทึกข้อมูล โดยในการทดลองนี้ได้กำหนดให้ data logger บันทึกค่าอุณหภูมิที่ได้จาก thermocouple ทุก 1 นาที เมื่อติดตั้ง data logger และ thermocouple เข้าด้วยกันจะได้ดังรูปที่ 3.24



รูปที่ 3.24 Data logger ที่ใช้บันทึกการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ

3.7.3 Humidity transmitter

เพื่อวัดการเปลี่ยนแปลงความชื้นของอากาศในการทดลอง humidity transmitter ดังแสดงในรูปที่ 3.25 เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศและส่งค่าไปยัง humidity controller ที่ใช้ควบคุมให้เปิด-ปิดการทำงานของอุปกรณ์ในกระบวนการ regeneration ตามที่ได้อธิบายในหัวข้อ 3.5 เนื่องจากการทดลองจะต้องวัดความชื้นของอากาศหลายตำแหน่งจึงใช้ thermocouple แบบกระเปาะแห้งและกระเปาะเปียกช่วยวัดความชื้น เพราะ humidity transmitter มีจำนวนไม่เพียงพอและเป็นอุปกรณ์ที่มีราคาสูง



รูปที่ 3.25 Humidity transmitter และ thermocouple

3.7.4 Vane anemometer

Vane anemometer ดังแสดงในรูปที่ 3.26 เป็นอุปกรณ์ที่สามารถวัดความเร็วลม อุณหภูมิ และ ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ โดยในการทดลองนี้ใช้ vane anemometer วัดความเร็วลมของ product air (ตำแหน่งที่ (2) ในรูปที่ 3.1)



รูปที่ 3.26 Vane anemometer รุ่น testo 410-2

3.7.5 Rotameter

ในการทดลองนี้ใช้ rotameter ดังแสดงในรูปที่ 3.27 วัดอัตราการไหลของ cooling water และยังใช้ในการวัดอัตราการไหลของสารดูดความชื้น แต่ rotameter ชนิดนี้ถูกออกแบบมาเพื่อใช้วัดอัตราการไหลของน้ำเท่านั้นจึงไม่สามารถวัดอัตราการไหลของสารดูดความชื้นได้โดยตรง จึงต้องทำการแปลงค่าโดยใช้สมการที่ (4)

$$v_{sol} = v_w \sqrt{\frac{(m_{float} - V'_{float} \rho_{sol}) \rho_w}{(m_{float} - V'_{float} \rho_w) \rho_{sol}}} \quad (4)$$

เมื่อ v_{sol} = อัตราการไหลของสารดูดความชื้น (L/min)

v_w = อัตราการไหลของน้ำ (L/min)

V'_{float} = ปริมาตรของลูกลอย (m^3)

m_{float} = น้ำหนักของลูกลอย (kg)



รูปที่ 3.27 Rotameter ใช้วัดอัตราการไหลสารคัดความชื้น

ข้อมูล specification ของเครื่องมือวัดทั้งหมดในหัวข้อ 3.7 ถูกแสดงในตารางที่ 3.1

ตารางที่ 3.1 specifications ของเครื่องมือวัด

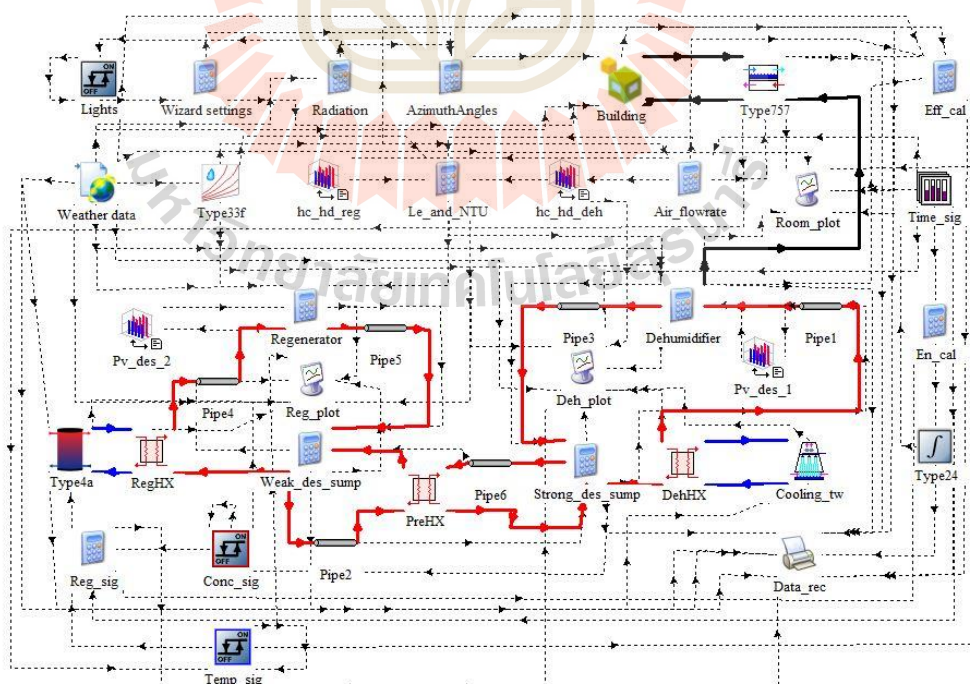
เครื่องมือวัด	Specification
Thermocouple type T	<ul style="list-style-type: none"> - ช่วงในการวัดอุณหภูมิ -200 ถึง 350 °C - ความคลาดเคลื่อน ± 0.8 °C - มีค่า sensitivity 43 $\mu\text{V}/^{\circ}\text{C}$
Humidity transmitter ยี่ห้อ Primus	<ul style="list-style-type: none"> - ช่วงการวัดความชื้นสัมพัทธ์ 0-100%RH, สามารถทนอุณหภูมิได้สูง ถึง 0-100°C - ความเที่ยงตรงที่ 23°C $\leq \pm 3\text{RH}$ (30 ถึง 80% RH) - อุณหภูมิในการทำงาน -40 ถึง 85°C - น้ำหนัก 750 กรัม
Vane anemometer รุ่น Testo 410-2	<ul style="list-style-type: none"> - ช่วงการวัด ความเร็วลม 0.5 ถึง 20 m/s อุณหภูมิ -10 ถึง +50 °C ความชื้นสัมพัทธ์ 0 ถึง +100 %RH - ความคลาดเคลื่อน ความเร็วลม $\pm(0.2 \text{ m/s } 2\% \text{ ของค่าที่วัดได้})$ อุณหภูมิ ± 0.5 °C ความชื้นสัมพัทธ์ ± 2.5 %RH (ช่วงการวัด 5 ถึง 95%RH)

ตารางที่ 3.1 specifications ของเครื่องมือวัด (ต่อ)

Vane anemometer รุ่น Testo 410-2	- ค่าความละเอียด ความเร็วลม 0.1 m/s อุณหภูมิ 0.1 °C ความชื้นสัมพัทธ์ 0.1 %RH
Rotameter ยี่ห้อ Dwyer LFMD-11- C2 Series LFM Polycarbonate flowmeter	- ช่วงการวัด 4-40 LPM or 1-10 GPM (water) - ทาจาก Polycarbonate - Pressure Limit: 6 bar ที่อุณหภูมิ 20°C - ความคลาดเคลื่อน ±5% - Weight 283.5 g

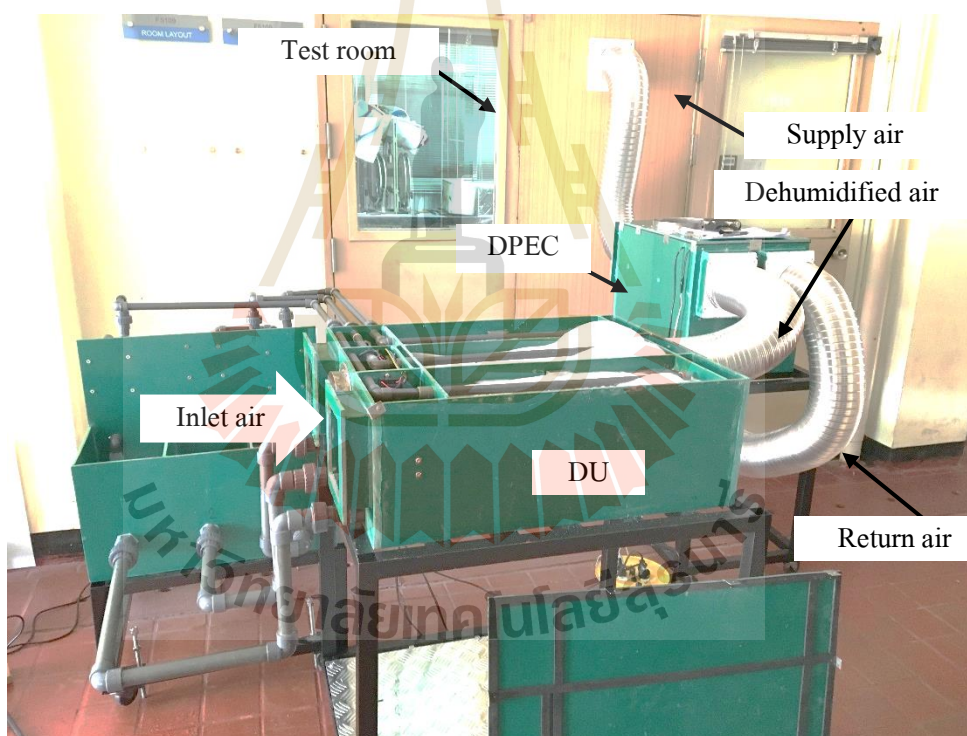
3.8 การจำลอง

ในงานวิจัยนี้ได้ทำการจำลอง LDAC เพื่อเปรียบเทียบกับผลการทดลอง โดยใช้โปรแกรม TRNSYS 17 ซึ่งเป็นโปรแกรมที่มีความสามารถในการจำลอง thermal and electrical energy systems นอกจากนี้ โปรแกรมยังสามารถจำลองการทำงานตลอดทั้งปีและสามารถเลือกสภาพอากาศในการจำลองได้ โดยที่โปรแกรมจะมีอุปกรณ์พื้นฐานใน thermal and electrical energy systems ที่สามารถเลือกใช้งานได้ เมื่อนำอุปกรณ์ในระบบ LDAC มาต่อเข้าด้วยกันจะได้ดังรูปที่ 3.28



รูปที่ 3.28 แผนภาพการจำลองระบบ LDAC ด้วยโปรแกรม TRNSYS

ในรูปที่ 3.28 เส้นหนา คือ เส้นทางการไหลของสารดูดความชื้น น้ำ และ อากาศ อุปกรณ์พื้นฐานในของโปรแกรม TRNSYS 17 ถูกแสดงในตารางที่ 3.2 แต่อุปกรณ์บางชนิดที่ไม่มีในโปรแกรม เช่น Strong/Weak tank, regenerator และ dehumidifier ที่สามารถกำหนดคุณสมบัติสารดูดความชื้นได้ ดังนั้นในการจำลองนี้จึงสร้างอุปกรณ์เหล่านี้จากอุปกรณ์ที่ชื่อว่า equation ที่สามารถกำหนดลำดับการทำงานให้กับอุปกรณ์ได้และใช้ data interpolation (type 581) กำหนดค่าตัวแปรของอุปกรณ์ เช่น heat/mass transfer coefficient และ ความดันไอของสารดูดความชื้น เป็นต้น โดยค่าสัมประสิทธิ์เหล่านี้ได้มาจากการทดลอง จากนั้นระบบ LDAC ถูกต่อเข้ากับห้องปรับอากาศประเภทอาคารสำนักงานทั่วไปที่มีพื้นที่ขนาด 16 m² และมีภาระการทำความร้อนเท่ากับ 619.2 W. ผลที่ได้จากการจำลองจะถูกนำมาเปรียบเทียบกับผลการทดลอง LDAC ที่มีการติดตั้งดังรูปที่ 3.29



รูปที่ 3.29 ชุดทดลอง LDAC

ตารางที่ 3.2 อุปกรณ์ในโปรแกรม TRNSYS

ชื่อ	รูป	Type	หน้าที่การทำงาน
1. Multi-zone building		56	จำลองห้องทดลอง
2. DPEC		757	ทำความเย็น
3. Equation		-	1. Dehumidifier 2. Regenerator 3. Strong/Weak desiccant sump 4. Calculator
4. Pipe		31	กำหนดค่าเริ่มต้นให้อุปกรณ์
5. Heat exchanger		5	แลกเปลี่ยนความร้อน
6. Cooling tower		51	ลดอุณหภูมิให้สารดูดความชื้น
7. Data interpolation		581	ให้ข้อมูลจากการทดลอง
8. Controller		2	ควบคุมความเข้มข้นสารดูดความชื้น
9. Psychrometrics		33	หาคุณสมบัติของอากาศ
10. Printer		25	บันทึกผล
11. Hourly function		516	กำหนดวันและเวลาการทำงานของ LDAC
12. Integrator		24	รวมการใช้ไฟฟ้าของระบบ
13. Online graphical plotter		65	แสดงผลการจำลอง

จากรูปที่ 3.29 พัดลมจะดูด inlet air เข้ามายัง DU เพื่อลดความชื้น โดยใช้โพแทสเซียมฟอร์มเมตเป็นสารดูดความชื้นจะได้เป็น dehumidified air ก่อนจะเข้าสู่กระบวนการทำความเย็นใน DPEC ทำให้ dehumidified air มีอุณหภูมิต่ำลงจ่ายให้กับห้องทดสอบเป็น supply air ส่วนอากาศ return air

จากห้องทดสอบถูกควบคุมมายัง wet channel ของ cooling core ใน DPEC ตามที่ได้อธิบายในหัวข้อ 3.6 ทำให้อากาศ return air มีความชื้นสูงขึ้นเนื่องจากการระเหยใน wet channel และถูกปล่อยทิ้งสู่บรรยากาศนอกห้อง สำหรับอุปกรณ์ในชุดทดลอง LDAC แสดงในตารางที่ 3.3

ตารางที่ 3.3 อุปกรณ์ในชุดทดลอง LDAC

อุปกรณ์	ค่า
1. ขนาดห้องทดลอง	16 m ² สูง 4 m.
2. ขนาดของ IEC	48.2x41.5x65.8 cm.
3. ขนาดของ dehumidifier/ regenerator/water core	20x20x80 m ³
4. อัตราไหล supply cooled air	210 m ³ /h
5. ความเข้มข้นสารดูดความชื้น	60.48 – 61.72 %
6. กำลังของปั๊มสารดูดความชื้น	60 W.

3.9 แบบจำลองคณิตศาสตร์

การจำลองในโปรแกรม TRNSYS ผู้ใช้สามารถกำหนดเงื่อนไขเริ่มต้นการทำงานสำหรับอุปกรณ์พื้นฐานและยังสามารถสร้างเงื่อนไขการทำงานในส่วนที่ไม่ใช่อุปกรณ์พื้นฐานโดยใช้ equation ในการกำหนดเงื่อนไขการทำงานและการคำนวณ ซึ่งมีสมการควบคุมดังต่อไปนี้

การคำนวณการถ่ายเทความร้อนและมวลของอากาศใน dehumidifier และ regenerator (Chen, Zhang, & Yin, 2016) สามารถคำนวณจากสมการ (5) และ (6)

$$d\omega_a = NTU (\omega_{eq} - \omega_a) \frac{dx}{L} \quad (5)$$

เมื่อ ω_{eq} คือ ความชื้นสัมบูรณ์จุดที่อากาศและสารดูดความชื้นสมดุลกัน

$$dT_a = NTU \cdot Le(T_{sol} - T_a) \frac{dx}{L} \quad (6)$$

จาก NTU-Le model สามารถหาค่า Le และ NTU ได้จากสมการ (7) และ (8)

$$Le = \frac{h_c}{h_D Cp_a} \quad (7)$$

$$NTU = \frac{h_D \alpha_w HLW}{Ma} \quad (8)$$

โดยที่ h_c และ h_D คือ heat transfer coefficient และ mass transfer coefficient ตามลำดับ ที่สามารถคำนวณได้จากผลการทดลองตามสมการ (9) และ (10)

$$h_c = \frac{\Delta Q_s}{\int_0^L \Delta T(x) dx} = \frac{Q_s}{S \Delta T_m} \quad (9)$$

$$h_D = \frac{\Delta M}{\int_0^L \Delta \omega(x) dx} = \frac{M_v}{S \Delta \omega_m} \quad (10)$$

สำหรับการถ่ายเทความร้อนของสารดูดความชื้นใน dehumidifier และ regenerator (Abdel-Salam & Simonson, 2014) สามารถหาได้จากสมการ (11)

$$\frac{dT_{sol}^*}{dx^*} = \frac{NTU}{Cr^*} (T_{sol}^* - T_a^*) + \frac{H^*}{Cr^* Cp_a} \cdot \frac{d\omega_a^*}{dx^*} \quad (11)$$

เมื่อกำหนดให้ T^* , ω^* , x^* , H^* และ Cr^* กำหนดจากสมการที่ (12) - (16)

$$T^* = \frac{T - T_{a,in}}{T_{sol,in} - T_{a,in}} \quad (12)$$

$$\omega^* = \frac{\omega - \omega_{a,in}}{\omega_{sol,in} - \omega_{a,in}} \quad (13)$$

$$x^* = \frac{x}{L} \quad (14)$$

$$H^* = 2500 \cdot \frac{\omega_{sol,in} - \omega_{a,in}}{T_{sol,in} - T_{a,in}} \quad (15)$$

$$Cr^* = \frac{C_{sol}}{C_a} = \frac{\dot{m}_{sol} Cp_{sol}}{\dot{m} Cp_a} \quad (16)$$

จาก conservation of mass เมื่อพิจารณาการไหลของสารคู่ความชื้นใน dehumidifier จะได้สมการ (17) และ (18)

$$\dot{m}_{sol,in} X_{in} = \dot{m}_{sol,out} X_{out} \quad (17)$$

$$\dot{m}_{sol,in} X_{in} = (\dot{m}_{sol,in} + \dot{m}_a (\omega_{a,in} - \omega_{a,out})) X_{out} \quad (18)$$

ดังนั้นเมื่อจัดรูปสมการแล้วจึงสามารถหาความเข้มข้นของสารคู่ความชื้นทางออก dehumidifier ได้ดังนี้

$$X_{out} = \frac{1}{\left(1 + \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{sol,in}} \Delta\omega_a\right)} \quad (19)$$

โดยทั่วไประบบ LDAC จะใช้ค่า dehumidifier effectiveness (ε) ในการวัดศักยภาพของ dehumidifier สามารถคำนวณได้จากสมการที่ (20)

$$\varepsilon_{deh} = \frac{\omega_{in} - \omega_{out}}{\omega_{in} - \omega_{eq}} \quad (20)$$

เมื่อ ω_{in} = ความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศทางเข้า dehumidifier
 ω_{out} = ความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศทางออก dehumidifier
 ω_{eq} = ความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศและสารคู่ความชื้นที่จุดสมดุลกัน

บทที่ 4

ผลการทดลอง และวิเคราะห์ผล

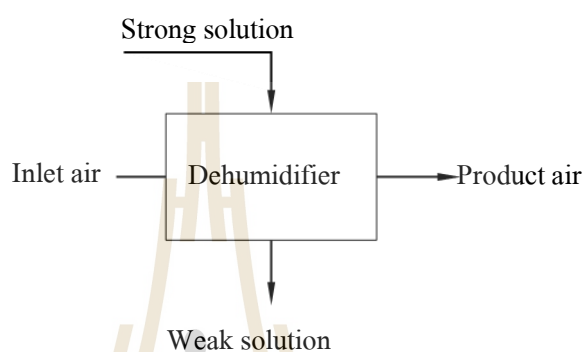
บทนี้ได้แสดงผลทดสอบสมรรถนะของระบบ dehumidifier เมื่อทำงานภายใต้สภาวะอากาศของจังหวัดนครราชสีมาโดยแบ่งออกเป็น 6 หัวข้อ โดยมีเงื่อนไขการทำงานเริ่มต้นดังต่อไปนี้

ตารางที่ 4.1 เงื่อนไขการทำงานเริ่มต้น

หัวข้อ	เรื่อง	อัตราการไหล (m ³ /h)	ความเข้มข้นสารดูด ความชื้นก่อนทดลอง
4.1	การทดลองแบบ single – stage indirect dehumidifier	208	65.97%
4.2	การทดลอง two – stage dehumidifier แบบใช้ direct และ indirect dehumidifier core	208	65.36%
4.3	การทดลองแบบ two – stage direct dehumidifier	240	64.00%
4.4	การใช้ cooling tower ช่วยลดอุณหภูมิสารดูดความชื้น	400	62.23%
4.5	การทดสอบเมื่อ dehumidifier ทำงานร่วมกับระบบ DPEC	612	66.32%
4.6	การจำลองระบบ LDAC	210	75.00%

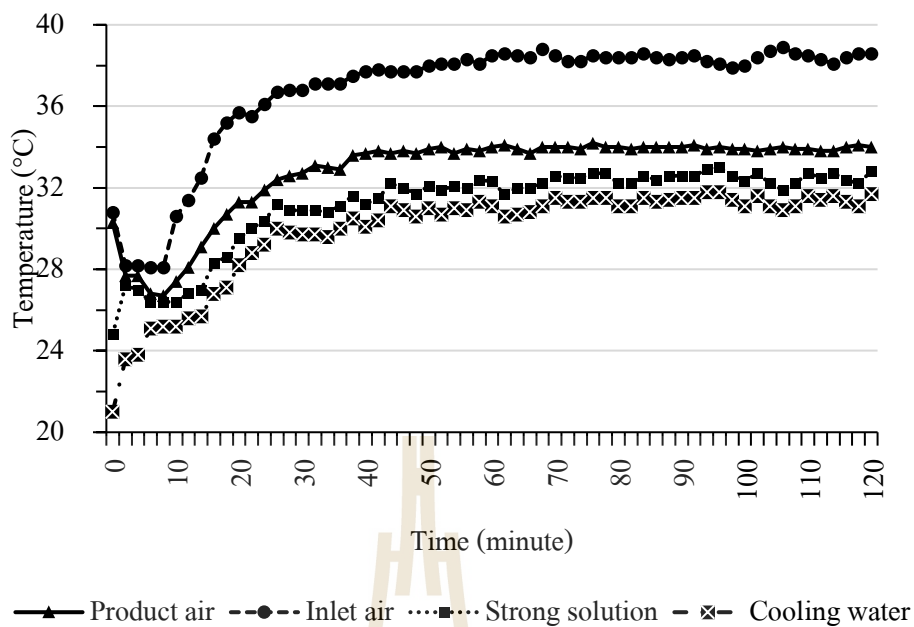
4.1 การทดลองแบบ single-stage indirect dehumidifier

ในหัวข้อนี้เป็นการทดลอง dehumidifier แบบ single-stage เพื่อลดความชื้นของอากาศให้ในช่วงที่มนุษย์รู้สึกสบาย (thermal comfort) คือ ความชื้นสัมบูรณ์ประมาณ 10 - 12 g/kg ที่อุณหภูมิ 25 °C (Yamtraipat, Khedari and Hirunlabh, 2005) เมื่อ single-stage dehumidifier มีส่วนประกอบดังแสดงในรูปที่ 4.1



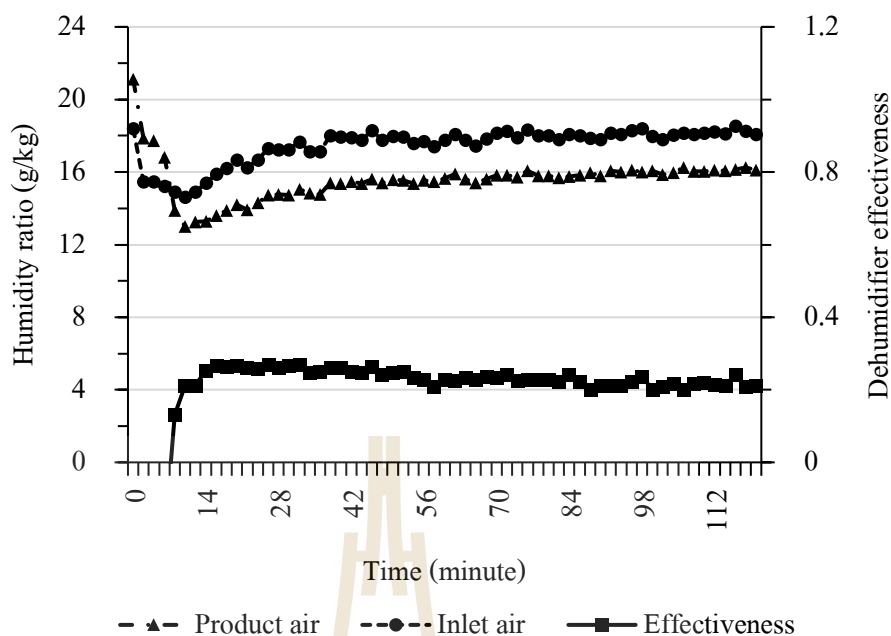
รูปที่ 4.1 แผนภาพของ single – stage dehumidifier

ในรูปที่ 4.1 inlet air ที่ถูกดูดเข้าไปยัง single – stage indirect dehumidifier เมื่อสัมผัสกับสารดูดความชื้นภายใน dehumidifier ทำให้อากาศมีความชื้นลดลงได้เป็น product air ส่วนสารดูดความชื้นที่มีความเข้มข้นสูง (strong solution) ที่ดูดซับความชื้นจากอากาศแล้วทำให้ความเข้มข้นลดลง (weak solution) จะถูกส่งไปยังกระบวนการ regeneration เพื่อเพิ่มความเข้มข้นและนำกลับมาใช้ใหม่อีกครั้งจากการทดลองได้ผลดังนี้



รูปที่ 4.2 อุณหภูมิสารทำงานในระบบ single – stage dehumidifier

รูปที่ 4.2 จะเห็นได้ว่า เมื่อเริ่มทำการทดลองผ่านไปประมาณ 30 นาทีทำให้อุณหภูมิของอากาศและสารดูดความชื้นเริ่มมีค่าคงที่โดย inlet air อุณหภูมิ 38 °C ไหลผ่าน dehumidifier ได้เป็น product air ที่มีอุณหภูมิลดลงเหลือ 34 °C เนื่องจากได้ทิ้งความร้อนให้กับ strong solution ที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าส่วน cooling water ทำหน้าที่ลดอุณหภูมิให้กับ strong solution เนื่องจากความสามารถในการดูดความชื้นของ strong solution สูงขึ้นเมื่อมีอุณหภูมิลดลง



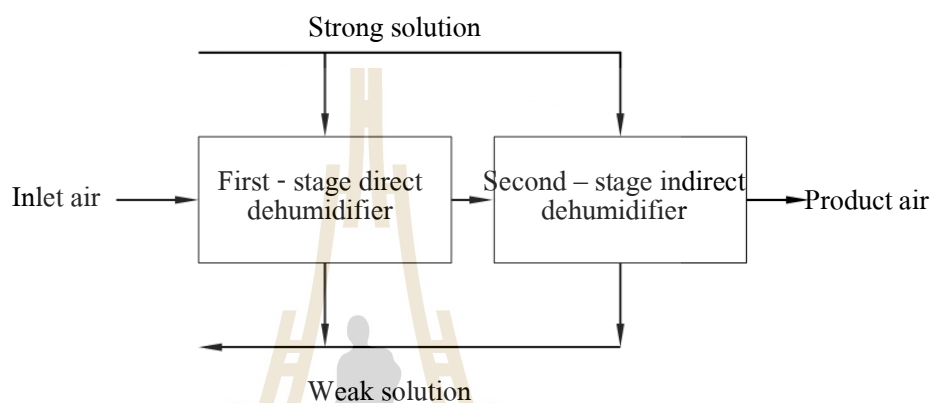
รูปที่ 4.3 ความชื้นสัมบูรณ์อากาศและ dehumidifier effectiveness ของระบบ single – stage dehumidifier

จากรูปที่ 4.3 เมื่อระบบทำงานเข้าสู่ภาวะคงตัว พบว่า single – stage dehumidifier สามารถลดความชื้น inlet air ลงได้ประมาณ 2 g/kg และมี dehumidifier effectiveness ประมาณ 0.25 และยังพบว่า dehumidifier effectiveness มีค่าลดลงเมื่อทำการทดลองเป็นเวลา 120 นาที เนื่องจากสารดูดความชื้นที่แทรกซึมอยู่ใน dehumidifier core ได้รับความร้อนสะสมจาก inlet air ที่มีอุณหภูมิสูงทำให้อุณหภูมิของสารดูดความชื้นใน dehumidifier core สูงขึ้นจึงทำให้ความสามารถในการดูดความชื้นลดลง

นอกจากนั้นยังพบว่า การใช้อุณหภูมิ regeneration เท่ากับ 40 °C ไม่สามารถรักษาความเข้มข้นของสารดูดความชื้นในให้คงที่ เมื่อสารดูดความชื้นมีความเข้มข้นลดลงจาก 65.97% เหลือ 63.59% โดยทำการทดลอง 3 ชั่วโมง ซึ่งทำให้ความสามารถในการดูดความชื้นลดลงด้วย ดังนั้นแนวทางการแก้ไข คือ เพิ่มอุณหภูมิ regeneration จาก 40 °C เป็น 43 °C เนื่องจากเป็นค่าที่สามารถรักษาความเข้มข้นของสารดูดความชื้นในให้คงที่ได้

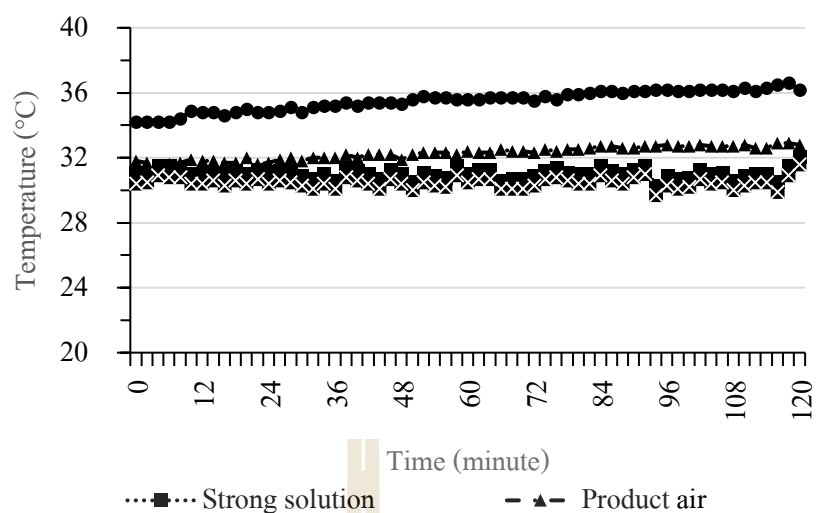
4.2 การทดลอง two - stage dehumidifier แบบใช้ direct และ indirect dehumidifier core

จากผลการทดลองจะเห็นว่า single – stage dehumidifier ในหัวข้อ 4.1 ไม่สามารถลดความชื้นสัมบูรณ์ของ product air ให้อยู่ในช่วง 10 – 12 g/kg ตามที่ต้องการได้ ดังนั้น จึงได้พัฒนาระบบลดความชื้นให้เป็นแบบ multi – stage dehumidifier ซึ่งมีแผนภาพการทำงานดังรูปที่ 4.4



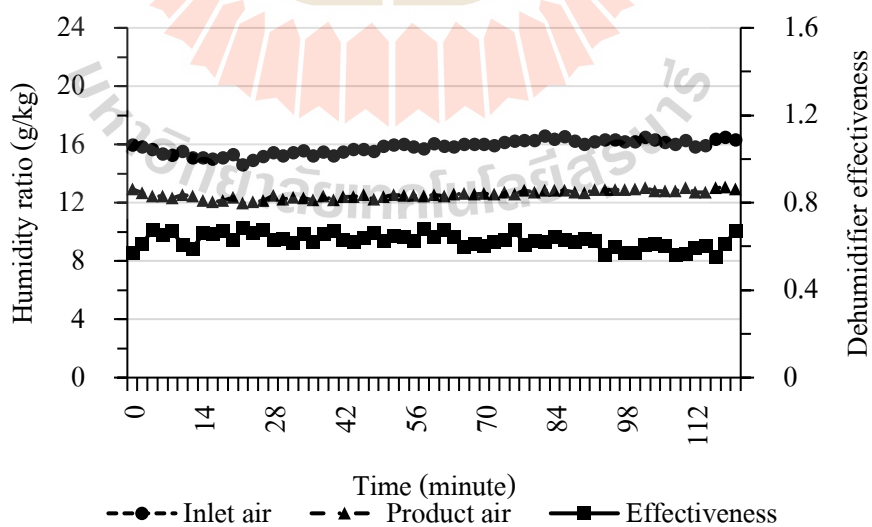
รูปที่ 4.4 แผนภาพการทำงานของ two – stage dehumidifier

ในรูปที่ 4.4 ประกอบด้วย dehumidifier อยู่ 2 stage ทำหน้าที่ลดความชื้นของ inlet air โดย strong solution ถูกแบ่งออกเป็นสองเส้นทางเพื่อส่งไปยัง dehumidifier ทั้งสอง โดย weak solution จะไหลกลับมารวมกันอีกครั้งเพื่อส่งไปยัง strong tank และเข้าสู่กระบวนการ regeneration จากการทดลองจะได้ผลดังนี้



รูปที่ 4.5 อุณหภูมิสารทำงานในระบบ two – stage dehumidifier

จากรูปที่ 4.5 inlet air ที่มีอุณหภูมิอยู่ในช่วง 34 – 36 °C จากนั้นไหลผ่าน dehumidifier ทำให้อุณหภูมิลดลงได้เป็น product air จากการทดลอง ถึงแม้ว่า inlet air จะมีอุณหภูมิสูง แต่ cooling water และ strong solution ยังมีอุณหภูมิต่ำ เพราะ water core มีศักยภาพเพียงพอในการทำความเย็นให้กับสารดูดความชื้นซึ่งทำให้ภาระการทำความเย็นลดลงเมื่อนำ dehumidifier ไปใช้งานกับระบบทำความเย็น

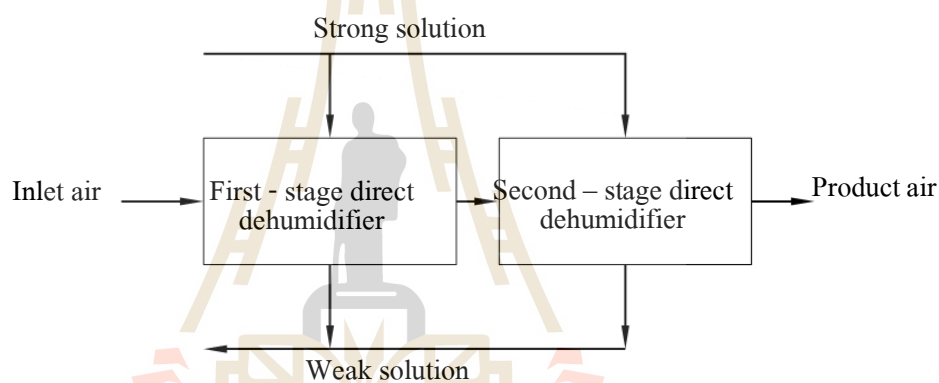


รูปที่ 4.6 ความชื้นสัมบูรณ์อากาศและ dehumidifier effectiveness ของระบบ two – stage dehumidifier

ในรูปที่ 4.6 พบว่า two – stage dehumidifier สามารถลดความชื้นลงได้ 3.5 g/kg และ dehumidifier effectiveness อยู่ในช่วง 0.5 – 0.7 ซึ่งมากกว่า single – stage dehumidifier ที่มีค่าประมาณ 0.2 เนื่องจาก dehumidifier มีพื้นที่ผิวสัมผัสมากขึ้นทำให้ลดความชื้นได้มากขึ้น และ การใช้ direct dehumidifier ช่วยในการลดความชื้นทำให้อากาศและสารดูดความชื้นสัมผัสกันได้โดยตรง ทำให้ลดความชื้นได้มากขึ้น

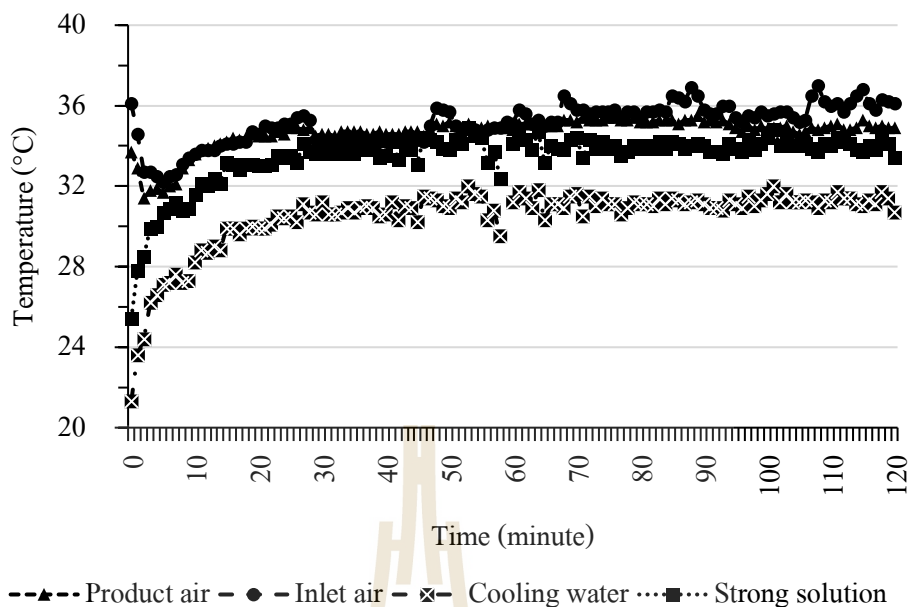
4.3 การทดลองแบบ two - stage direct dehumidifier

ในหัวข้อนี้ได้สร้าง direct dehumidifier เพื่อใช้แทน indirect dehumidifier เครื่องเดิมในหัวข้อ 4.2 โดยใช้วัสดุที่หาซื้อได้ทั่วไปในประเทศไทย ซึ่งมีแผนภาพการทำงานดังแสดงในรูป 4.7



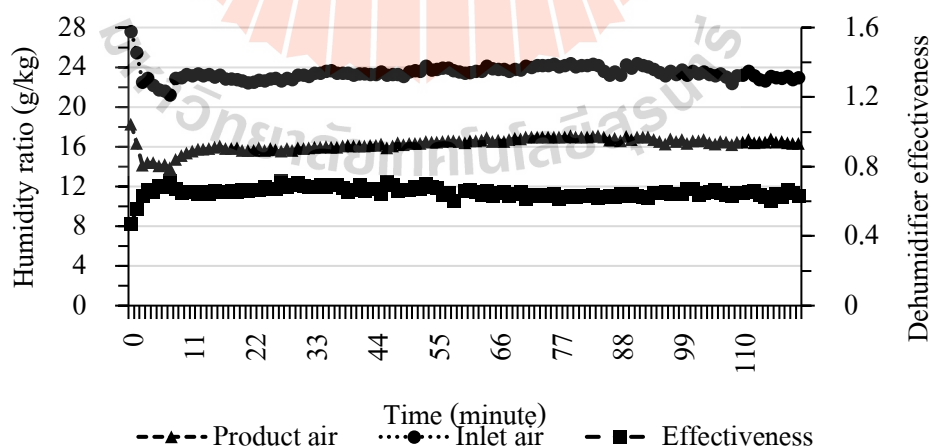
รูปที่ 4.7 แผนภาพการทำงานของ two - stage direct dehumidifier

รูปที่ 4.7 strong solution ถูกแบ่งออกเป็น 2 เส้นทางเพื่อจ่ายให้กับ two - stage direct dehumidifier และไหลกลับมารวมกันอีกครั้งเป็น weak solution เนื่องจากได้รับไอน้ำจาก inlet air ที่ใช้พัดลุดูดเข้ามายัง dehumidifier ทำให้ความชื้นลดลงเป็น product air จากการทดลองจะได้ผลดังนี้



รูปที่ 4.8 อุณหภูมิสารทำงานในระบบ multi – stage direct dehumidifier

จากรูปที่ 4.8 อุณหภูมิ inlet air มีค่าใกล้เคียงกับอุณหภูมิของ strong solution ทำให้ product air ที่ได้มีอุณหภูมิไม่เปลี่ยนแปลงเมื่อเทียบกับ inlet air ส่วน cooling water เพิ่มขึ้นเมื่อเริ่มทำการทดลอง เนื่องจากได้รับความร้อนจากสารดูดความชื้นใน regenerator จะเห็นได้ว่า อุณหภูมิ strong solution และ product air จะเปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิของ cooling water



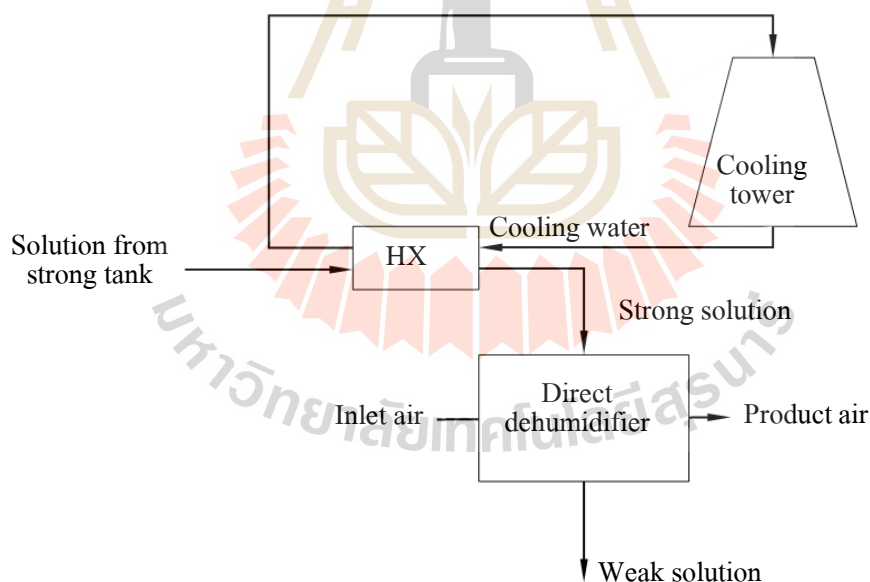
รูปที่ 4.9 ความชื้นสัมบูรณ์อากาศและ dehumidifier effectiveness ของ two – stage direct dehumidifier

ในรูปที่ 4.9 พบว่า two – stage direct dehumidifier สามารถลดความชื้นได้ประมาณ 7 g/kg และมีค่า dehumidifier effectiveness ประมาณ 0.6 จะเห็นได้ว่าการใช้ direct dehumidifier เครื่องใหม่ทำให้ความสามารถในการดูดความชื้นเพิ่มขึ้นเมื่อเทียบกับ indirect dehumidifier เนื่องจากมีขนาดใหญ่ขึ้นและสารดูดความชื้นสามารถสัมผัสกับอากาศโดยตรงเมื่อใช้ direct dehumidifier

อย่างไรก็ตาม product air ยังมีความชื้นสูงกว่าค่าที่กำหนด คือ 10 – 12 g/kg เพื่อเพิ่มศักยภาพ dehumidifier จึงใช้ cooling tower มาช่วยในการลดอุณหภูมิให้กับ strong solution

4.4 การใช้ cooling tower ช่วยลดอุณหภูมิสารดูดความชื้น

จากการทดลองในหัวข้อ 4.3 จะเห็นได้ว่า อุณหภูมิของ strong solution และ product air แปรผันตรงกับอุณหภูมิ cooling water ดังนั้น จึงต้องการปรับปรุง water cooler ให้สามารถลดอุณหภูมิ strong solution ได้ต่ำลง เนื่องจาก strong solution ที่มีอุณหภูมิต่ำจะมีความสามารถในการดูดความชื้นมากขึ้น เพื่อยืนยันสมมติฐานข้างต้น ในหัวข้อนี้จึงใช้ cooling tower ที่มีอยู่ทำความเย็นแทน water cooler โดยมีแผนภาพการทำงานดังรูปที่ 4.10 และมีลักษณะการติดตั้งจริงดังรูปที่ 4.11

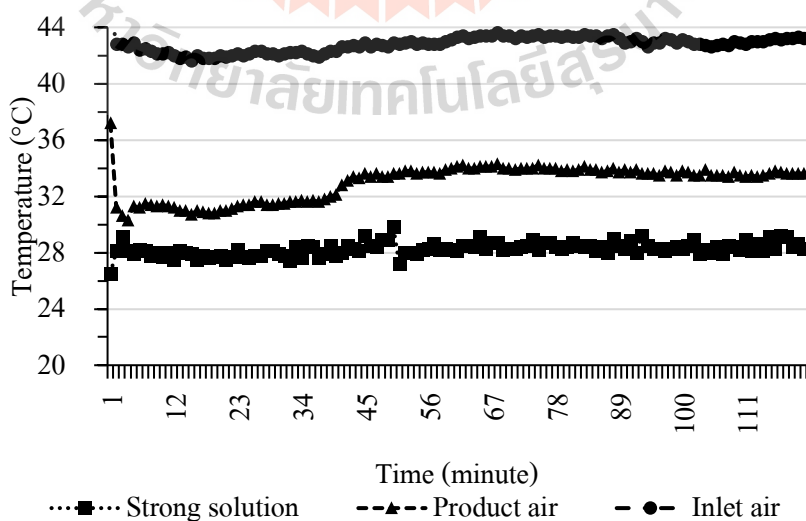


รูปที่ 4.10 แผนภาพการทำงาน single - stage direct dehumidifier แบบใช้ cooling tower



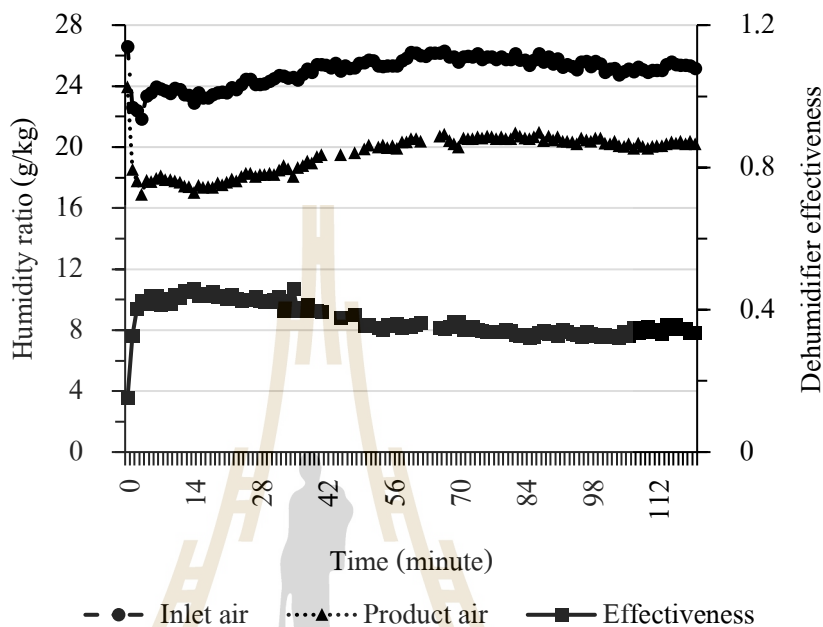
รูปที่ 4.11 การติดตั้ง cooling tower เพื่อลดอุณหภูมิสารดูดความชื้น

จากรูปที่ 4.10 สารดูดความชื้นจาก strong tank ที่มีความร้อนให้กับ cooling water ผ่าน heat exchanger (HX) ได้เป็น strong solution ที่มีอุณหภูมิต่ำลงก่อนเข้าสู่ direct dehumidifier เพื่อลดความชื้นให้กับ inlet air ทำให้ product air ที่มีความชื้นลดลง จากการทดลองได้ผลดังนี้



รูปที่ 4.12 อุณหภูมิสารทำงานในระบบ single – stage direct dehumidifier แบบใช้ cooling tower

จากรูปที่ 4.12 พบว่า cooling tower สามารถลดอุณหภูมิ strong solution ให้มีค่าประมาณ 28 °C ซึ่งต่ำกว่าหัวข้อ 4.3 ที่ไม่ได้ใช้ cooling tower ทำให้อุณหภูมิ inlet air ที่มีค่าประมาณ 42 – 44 °C ลดลงเมื่อผ่าน dehumidifier ได้เป็น product air ที่มีอุณหภูมิลดลงประมาณ 10 °C

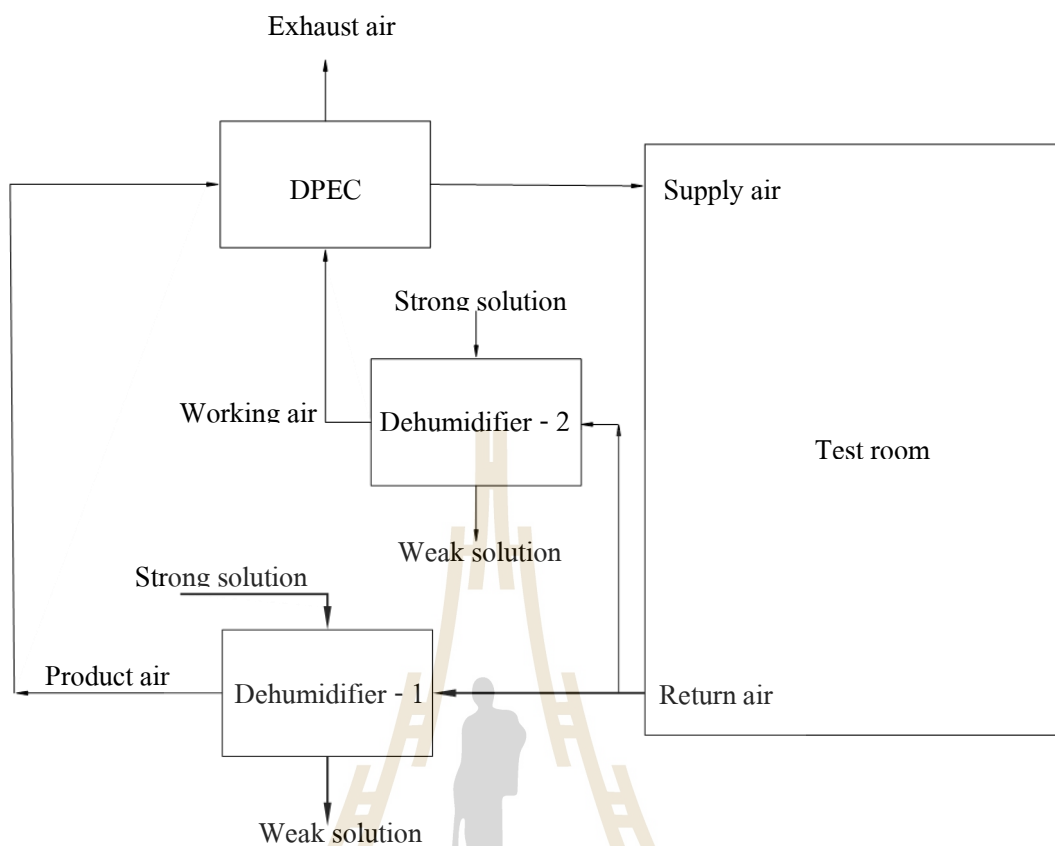


รูปที่ 4.13 ความชื้นสัมบูรณ์อากาศและ dehumidifier effectiveness ของ single stage direct dehumidifier แบบใช้ cooling tower

ในรูปที่ 4.13 แสดงให้เห็นว่า single – stage direct dehumidifier แบบใช้ cooling tower สามารถลดความชื้นลงได้ประมาณ 6 g/kg และมี dehumidifier effectiveness ประมาณ 0.4 และยังพบว่า การทดลอง single – stage direct dehumidifier แบบใช้ cooling tower ในหัวข้อ 4.4 มีศักยภาพในการลดความชื้นใกล้เคียงกับ two – stage direct dehumidifier ในหัวข้อ 4.3 เนื่องจาก strong solution มีอุณหภูมิต่ำจึงมีความสามารถในการลดความชื้นได้สูงขึ้น

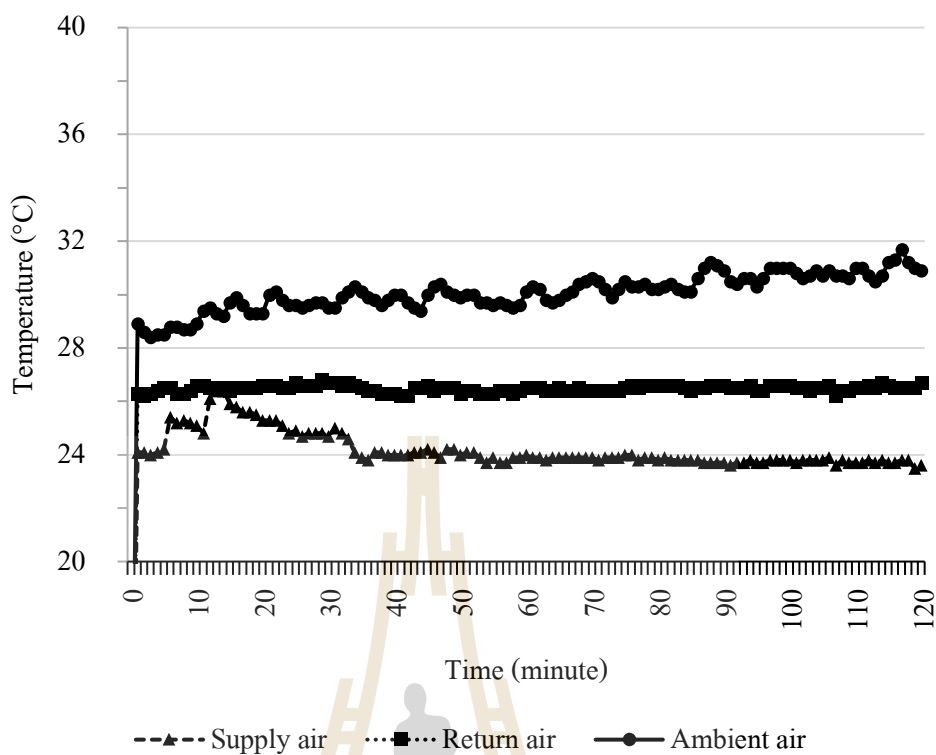
4.5 การทดสอบเมื่อ dehumidifier ทำงานร่วมกับระบบ DPEC

ในหัวข้อนี้ได้ทำการปรับปรุง dehumidifier โดยการปรับเปลี่ยนการจัดเรียง cooling pad เพื่อลดความดันสูญเสียและปรับปรุง distributor ให้กระจายสารลดความชื้นได้ดีขึ้น โดยใช้ mini – springer เป็นตัวกระจายตามที่ได้อธิบายในหัวข้อ 3.3.4 เมื่อให้ dehumidifier ทำงานร่วมกับระบบ DPEC จะได้แผนภาพการทำงานดังรูปที่ 4.14



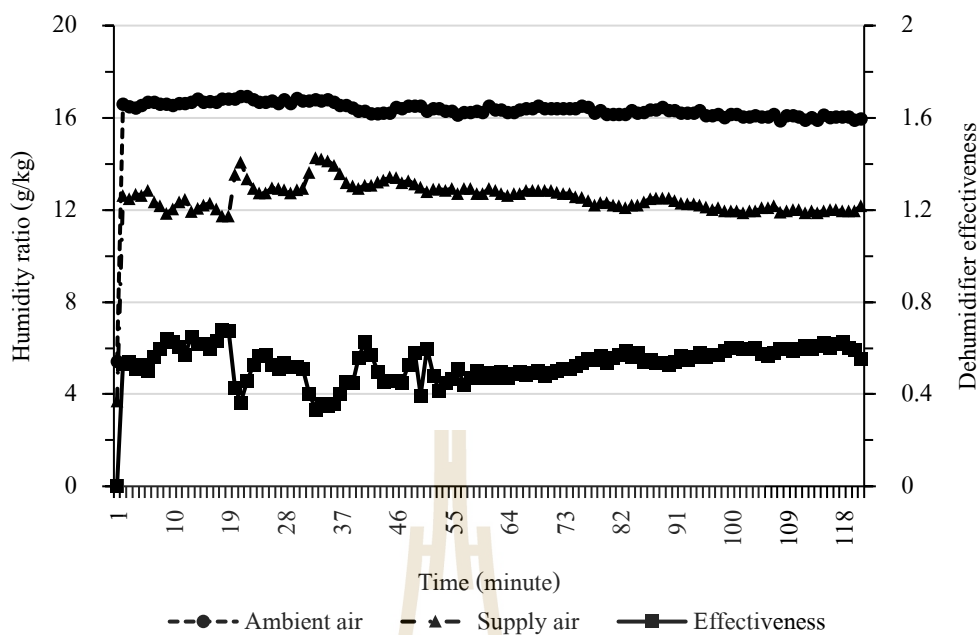
รูปที่ 4.14 แผนภาพการทำงานของ dehumidifier ทำงานร่วมกับ DPEC

ในรูปที่ 4.14 dehumidifier - 1 ทำหน้าที่ลดความชื้นให้กลับห้องทดลองโดยดูดอากาศจากห้อง (return air) เข้ามาลดความชื้นได้เป็น product air และเข้าสู่กระบวนการทำความเย็นที่ DPEC จะได้อากาศที่มีความชื้นและอุณหภูมิต่ำลงจ่ายให้กลับห้องทดลอง (supply air) ส่วน dehumidifier - 2 ทำหน้าที่ลดความชื้น return air เพื่อใช้เป็น working air เนื่องจาก DPEC จะมีศักยภาพในการทำความเย็นมากขึ้นเมื่อ working air มีความชื้นต่ำลง จากการทดลองจะได้ผลดังนี้



รูปที่ 4.15 อุณหภูมิอากาศเมื่อใช้ dehumidifier ทำงานร่วมกับ DPEC

จากรูปที่ 4.15 ในขณะที่อุณหภูมิอากาศภายนอกห้อง (ambient air) เพิ่มขึ้นอยู่ในช่วง 28 – 32 °C พบว่า DPEC ยังสามารถรักษาอุณหภูมิ supply air ให้คงที่ประมาณ 24 °C เนื่องจากศักยภาพในการทำความเย็นของ DPEC จะสูงขึ้นเมื่อความชื้นของ working air ต่ำลง ดังนั้น การใช้ dehumidifier – 2 ช่วยลดความชื้น working air ทำให้ DPEC สามารถรักษาอุณหภูมิ supply air ให้คงที่ได้ ถึงแม้ ambient air จะมีอุณหภูมิและความชื้นไม่คงที่



รูปที่ 4.16 ความชื้นสัมบูรณ์และ dehumidifier effectiveness ของระบบ DPAC

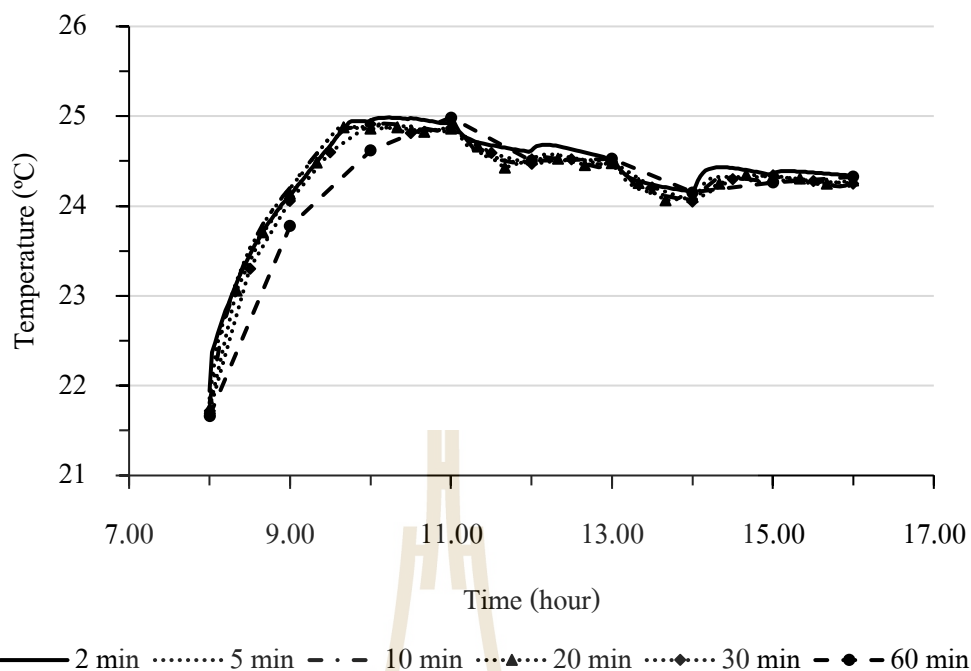
จากรูปที่ 4.16 จะเห็นได้ว่า dehumidifier - 2 สามารถรักษาความชื้น supply air ที่จ่ายให้กับห้องทดสอบให้ต่ำกว่า 12 g/kg โดยที่ ambient air มีค่าประมาณ 16 g/kg และยังพบว่า dehumidifier effectiveness มีค่าประมาณ 0.4–0.6 จากผลการทดลองนี้จึงสามารถสรุปได้ว่าการใช้ dehumidifier ทำงานร่วมกับ DPEC สามารถควบคุมความชื้นของอากาศให้อยู่ในช่วง 10–12 g/kg และ supply air อุณหภูมิ 24 °C

4.6 การจำลองระบบ LDAC

ในหัวข้อนี้เป็นการจำลองระบบ LDAC ด้วยโปรแกรม TRNSYS 17 ซึ่งสามารถแบ่งการศึกษาออกเป็น 3 หัวข้อดังนี้

4.6.1 การหา time-step ที่เหมาะสม

ในหัวข้อนี้เป็นการศึกษาอิทธิพลของระยะเวลาในการบันทึกข้อมูลของโปรแกรม (time-step) ที่แตกต่างกันเพื่อหา time-step ที่เหมาะสมในการจำลองจะได้ผลดังรูปที่ 4.17

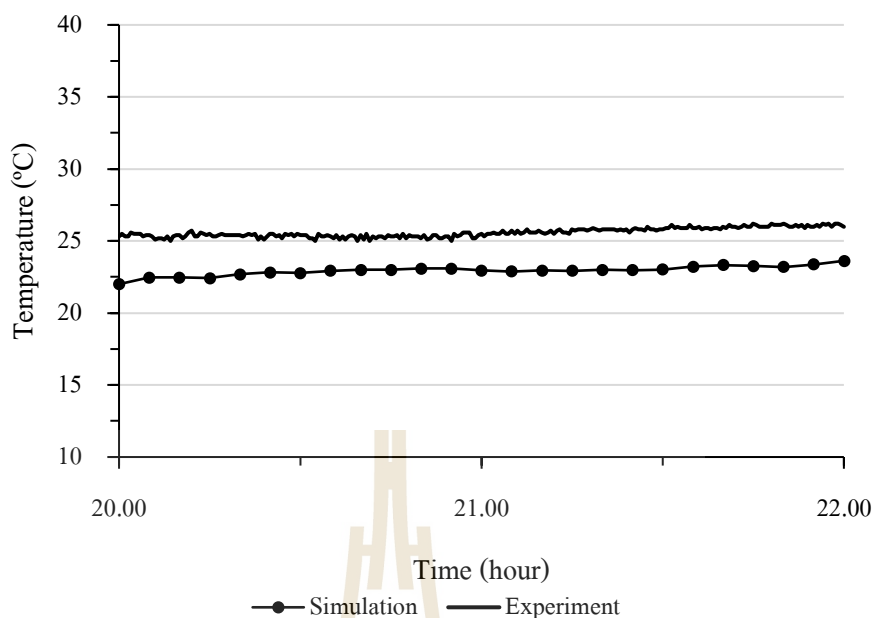


รูปที่ 4.17 การเปรียบเทียบอุณหภูมิ supply air เมื่อเปลี่ยน time-step การจำลอง

จากรูปที่ 4.17 ได้จำลองการทำงานในช่วงเดือนเมษายน เวลา 8.00-16.00 น. เมื่อใช้ time-step มีค่าเท่ากับ 2 ถึง 60 นาที พบว่า supply air มีค่าใกล้เคียงกันอยู่ในช่วง 21.66-24.98 °C แต่จะเห็นว่าหากใช้ time-step 60 นาที supply cooled air จะมีค่าคลาดเคลื่อนเล็กน้อยในช่วงเริ่มต้นการทำงาน (8.00-11.00 น.) เนื่องจากการจำลองจะมีความแม่นยำน้อยลง เมื่อใช้ time-step สูงขึ้นและการจำลองจะใช้เวลานาน เมื่อใช้ time-step เล็กกลง เพื่อให้การจำลองมีความแม่นยำสูงและใช้เวลา น้อย ดังนั้น ในงานวิจัยนี้จึงใช้ time-step เท่ากับ 30 นาที ในการจำลอง

4.6.2 การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง

ในงานวิจัยนี้เป็นการสร้างแบบจำลองด้วยโปรแกรม TRNSYS เพื่อทำนายประสิทธิภาพการทำความเย็นของชุดต้นแบบระบบ LDAC ดังแสดงในรูปที่ 37 ที่ใช้ $KCHO_2$ เป็นสารดูดความชื้น เมื่อนำผลการทดลองที่ได้มาเปรียบเทียบกับผลการจำลองได้ดังนี้



รูปที่ 4.18 การเปรียบเทียบอุณหภูมิ supply air ระหว่างการทดลองและการจำลอง

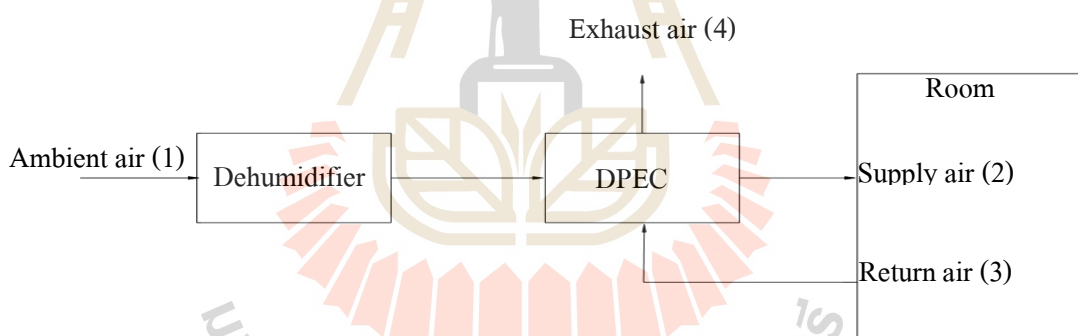
รูปที่ 4.18 เป็นการเปรียบเทียบผลการจำลองจากโปรแกรม TRNSYS กับการทดลองจริง ณ เวลาเดียวกัน คือ 20.00-22.00 น. วันที่ 29 เดือนมีนาคม พบว่า ผลที่ได้มีความสอดคล้องกัน โดยผลการจำลองมีความคลาดเคลื่อนประมาณ 10.38% หรือประมาณ 2.66 °C ความคลาดเคลื่อนดังกล่าวเกิดจากท่อลมที่ใช้ในชุดทดลองเป็นท่ออลูมิเนียมที่ไม่มีการหุ้มฉนวน (รูปที่ 3.29) ทำให้อากาศเย็นภายในท่อได้รับความร้อนจากสิ่งแวดล้อม (heat loss) แต่ในการจำลองท่อลมดังกล่าวไม่คิด heat loss จากสิ่งแวดล้อมจึงทำให้ผลที่ได้จากการทดลองมีค่าสูงกว่าการจำลอง

4.6.3 การศึกษาอิทธิพลของการเปลี่ยนอุณหภูมิ regeneration

จากการจำลองระบบ LDAC ด้วยโปรแกรม TRNSYS v.17 โดยกำหนดให้เงื่อนไขการจำลองดังตารางที่ 4.2 และมีแผนภาพการจำลองดังรูปที่ 4.19

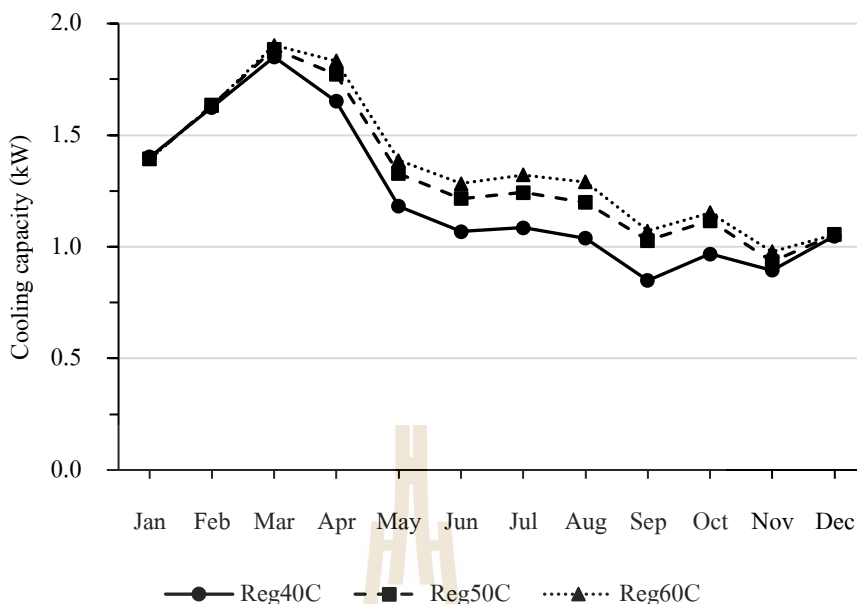
ตารางที่ 4.2 เงื่อนไขการจำลองโปรแกรม TRNSYS 17

รายการ	ค่า
1. อุณหภูมิ regeneration	40-60 °C
2. ความเข้มข้นเริ่มต้นของสารดูดความชื้น	75 %
3. อัตราการไหล supply cooled air	210 m ³ /h
4. อัตราการไหลอากาศใน regenerator	151 m ³ /h
5. ระยะเวลาการจำลอง	1 ปี
6. ช่วงเวลาการจำลอง (จันทร์-ศุกร์)	8.00-16.00 น.



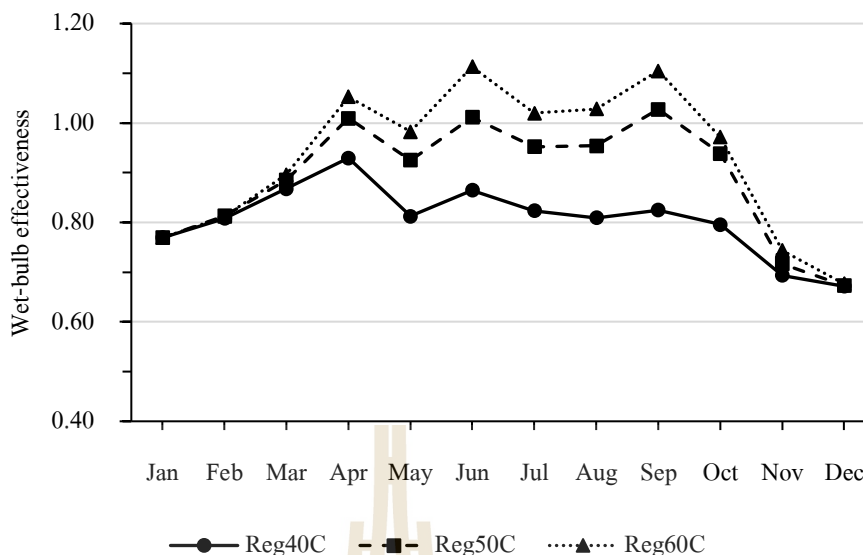
รูปที่ 4.19 แผนภาพการจำลองระบบ LDAC

รูปที่ 4.19 คือแผนภาพการทำงานของระบบ LDAC ซึ่งประกอบด้วย dehumidifier และ DPEC ทำหน้าที่ควบคุมอุณหภูมิและความชื้นของห้องปรับอากาศ โดยใช้พัดลมดูด ambient air (1) เข้ามาที่ dehumidifier เพื่อลดความชื้นก่อนเข้าสู่กระบวนการทำความเย็นใน DPEC จะได้ supply air (2) ที่มีอุณหภูมิและความชื้นต่ำจ่ายให้กลับห้องปรับอากาศ จากนั้น return air (3) ถูกดูดไปใช้เป็น working air ของ DPEC (อธิบายในหัวข้อ 3.6) และปล่อยทิ้งออกนอกห้องเป็น exhaust air (4) จากการจำลองด้วยโปรแกรม TRNSYS 17 ได้ผลดังนี้



รูปที่ 4.20 Cooling capacity เฉลี่ยเมื่อเปลี่ยนอุณหภูมิ regeneration

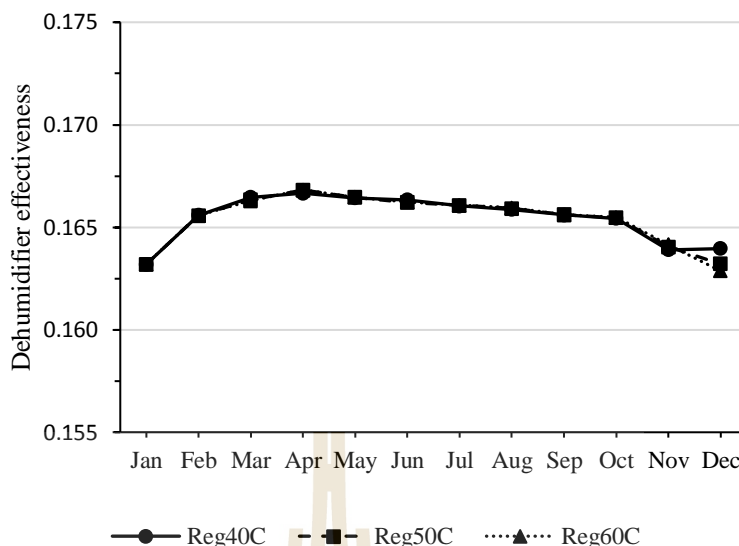
จากรูปที่ 4.20 จะเห็นได้ว่า ในช่วงเดือน พฤษภาคม-ตุลาคม ระบบจะมี cooling capacity น้อยเพราะเป็นช่วงฤดูฝนทำให้อากาศมีความชื้นจึงทำให้การระเหยของน้ำใน DPEC น้อยลง ดังนั้น cooling capacity ของระบบจะมีค่าต่ำในช่วงดังกล่าว ส่วนช่วงฤดูร้อนเดือน กุมภาพันธ์-เมษายน ระบบจะมี cooling capacity สูง เพราะมีสภาพอากาศที่ร้อนและความชื้นต่ำกว่าฤดูฝน เมื่ออุณหภูมิของอากาศและน้ำใน DPEC มีความแตกต่างกันมากทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนได้มากขึ้น ดังนั้น ช่วงฤดูร้อนจึงมี cooling capacity สูงสุด สำหรับช่วงฤดูหนาวเดือน ตุลาคม-กุมภาพันธ์ อากาศและน้ำใน DPEC มีอุณหภูมิต่างกันน้อยกว่าฤดูร้อน ทำให้ระบบจึงมีความสามารถในการทำความเย็น น้อยกว่าฤดูร้อน นอกจากนี้ยังพบว่า cooling capacity มีค่าสูงขึ้นเมื่อใช้อุณหภูมิ regeneration สูงขึ้น เนื่องจากค่า wet-bulb effectiveness มีค่าสูงขึ้นดังแสดงในรูปที่ 4.21



รูปที่ 4.21 การเปรียบเทียบ wet-bulb effectiveness เมื่อเปลี่ยนอุณหภูมิ regeneration

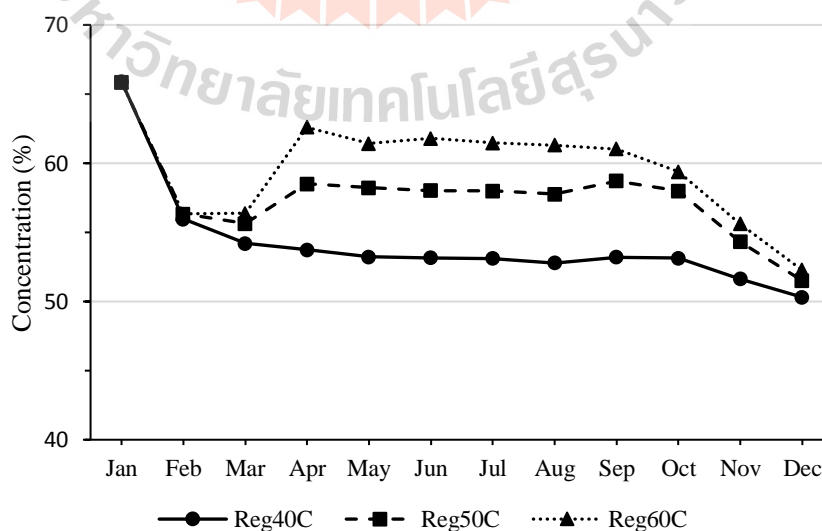
รูปที่ 4.21 แสดงค่า wet-bulb effectiveness เฉลี่ยของแต่ละเดือน ซึ่งจะมีค่ามากในช่วงเดือน เมษายน-กันยายน เนื่องจากฤดูร้อนเป็นช่วงที่มีอุณหภูมิสูงทำให้เกิดการถ่ายความร้อนใน DPEC ได้มากกว่าความแตกต่างอุณหภูมิ ทำให้ wet-bulb effectiveness มีค่าสูงประมาณ 1.00 - 1.11 สำหรับฤดูฝนเป็นช่วงที่ ambient air (รูปที่ 4.19) มีความชื้นสูง แต่ return air ที่นำไปใช้เป็น working air ของ DPEC เป็นอากาศที่มีความชื้นต่ำเนื่องจากการลดความชื้นใน dehumidifier จากสมการที่ (3) ทำให้ wet-bulb effectiveness มีค่าสูงในช่วงฤดูฝน

นอกจากนั้นยังพบว่า wet-bulb effectiveness ที่ใช้อุณหภูมิ regeneration 40 °C มีค่าลดลงอย่างเห็นได้ชัดในช่วง มิถุนายน-กันยายน เมื่อเปรียบเทียบกับอุณหภูมิ regeneration 50 °C และ 60 °C เนื่องจากเป็นช่วงฤดูฝนและอากาศมีความชื้นสูงทำให้ความเข้มข้นของสารดูดความชื้นลดลงเร็วขึ้น ซึ่งการใช้อุณหภูมิ regeneration 40 °C จึงไม่สามารถรักษาความเข้มข้นสารดูดความชื้นได้และทำให้ห้องมีความชื้นสูงขึ้นเพราะลดความชื้นได้น้อยลง ดังนั้น จึงทำให้ wet-bulb effectiveness ลดลง เมื่อใช้อุณหภูมิ regeneration ต่ำลง



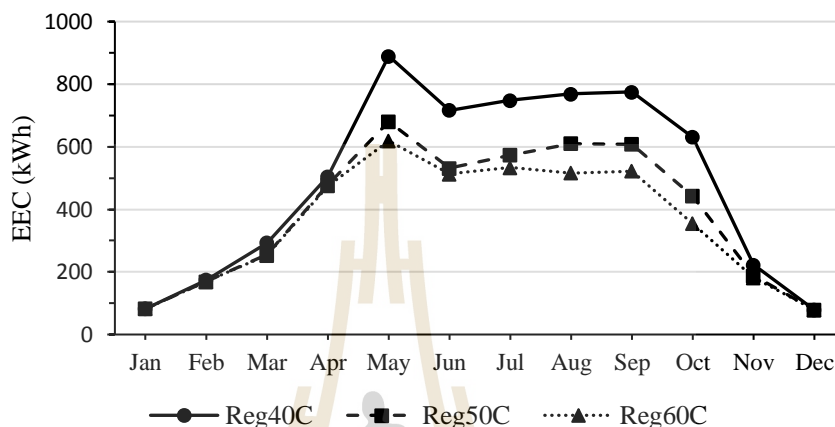
รูปที่ 4.22 Dehumidifier effectiveness เมื่อเปลี่ยนอุณหภูมิ regeneration

จากรูปที่ 4.22 จะเห็นได้ว่า dehumidifier effectiveness มีค่าค่อนข้างคงที่ตลอดปี และยังพบว่า การใช้อุณหภูมิ regeneration ต่างกันไม่ส่งผลต่อค่า dehumidifier effectiveness เนื่องจากการใช้อุณหภูมิ regeneration สูงทำให้สารดูดความชื้นที่ได้จาก regenerator มีความเข้มข้นสูงขึ้นดังแสดงในรูปที่ 4.23 ซึ่งจะทำให้ความสามารถในการดูดความชื้นสูงขึ้นด้วยและค่า ω_{eq} จะมีค่าต่ำลง ดังนั้น เมื่อคำนวณจากสมการที่ (20) ทำให้ dehumidifier effectiveness มีค่าคงที่เมื่อความเข้มข้นสารดูดความชื้นเปลี่ยนไป



รูปที่ 4.23 ความเข้มข้นของสารดูดความชื้นเมื่อเปลี่ยนอุณหภูมิ regeneration

รูปที่ 4.23 จะเห็นได้ว่า การใช้อุณหภูมิ regeneration สูงจะทำให้ความเข้มข้นของสารดูดความชื้นสูงขึ้นด้วย เนื่องจากสารดูดความชื้นที่มีอุณหภูมิสูงขึ้นจะมีความดันไอที่ผิวของสารดูดความชื้นสูงขึ้นจึงทำให้น้ำที่ผสมในสารดูดความชื้นระเหยออกไปได้มากขึ้น ดังนั้น การใช้อุณหภูมิ regeneration สูงจึงทำให้ความเข้มข้นของสารดูดความชื้นสูงขึ้น



รูปที่ 4.24 การใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยเมื่อเปลี่ยนอุณหภูมิ regeneration

จากรูปที่ 4.24 เห็นได้ว่าการใช้พลังงานไฟฟ้าหรือ electrical energy consumption (EEC) ในเดือน เมษายน-ตุลาคม มีค่ามาก (ช่วงฤดูร้อนและฤดูฝน) เนื่องจาก การใช้พลังงานส่วนใหญ่มาจาก regenerator ซึ่งประกอบด้วยฮีตเตอร์ไฟฟ้า 5 kW โดย regenerator ทำงานมีสองกรณีดังนี้ กรณีที่หนึ่งคือ เมื่ออุณหภูมิ supply air สูงกว่า 25 °C ดังนั้น regenerator ทำงานหนักในฤดูร้อน อีกกรณีหนึ่ง คือ เมื่อความเข้มข้นของสารดูดความชื้นต่ำกว่า 70% regenerator เริ่มทำงานเพื่อรักษาความเข้มข้นให้คงที่ และในช่วงฤดูฝนมีความชื้นในอากาศสูงจึงทำให้สารดูดความชื้นดูดซับเอาไอน้ำในอากาศไว้มากและทำให้ความเข้มข้นของสารดูดความชื้นลดลงเร็วขึ้น ดังนั้น regenerator ทำงานหนักในช่วงฤดูฝนเพื่อรักษาความเข้มข้น จึงทำให้เดือน เมษายน-ตุลาคม มีค่า EEC สูง และยังพบอีกว่า การใช้อุณหภูมิ regeneration สูง ทำให้ค่า EEC มีค่าลดลง เนื่องจากอุณหภูมิที่สูงขึ้นทำให้ค่า wet-bulb effectiveness มีค่าสูงขึ้น (ดังแสดงในรูปที่ 56) จึงทำให้ DPEC สามารถควบคุมอุณหภูมิ supply cooled air ให้ต่ำกว่า 25 °C ส่งผลให้ regenerator ทำงานน้อยลงและทำให้ค่า EEC ลดลงด้วย

อย่างไรก็ตาม การใช้อุณหภูมิ regeneration สูงทำให้อุณหภูมิอากาศก่อนเข้า DPEC สูงขึ้นด้วยและทำให้ DPEC ไม่สามารถควบคุมอุณหภูมิ supply air ให้มีค่าต่ำกว่า 25 °C ได้ ซึ่งส่งผลให้ค่า EEC สูงขึ้น จากการจำลองพบว่า อุณหภูมิ regeneration ในการจำลองนี้ไม่ควรสูงกว่า 60 °C เพื่อควบคุมอุณหภูมิ supply air ให้ต่ำกว่า 25 °C

บทที่ 5

บทสรุป

5.1 สรุปผลงานวิจัย

การศึกษานี้มีจุดประสงค์ ดังนี้ 1) เพื่อทดสอบศักยภาพของระบบดูดความชื้นแบบแผ่นเยื่อที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดของเหลวสำหรับประเทศไทย 2) เพื่อพัฒนาชุดต้นแบบระบบดูดความชื้นแบบแผ่นเยื่อที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดของเหลว จากผลการทดสอบ dehumidifier ภายใต้สภาวะอากาศจังหวัดนครราชสีมา สามารถสรุปผลการทดสอบได้ดังนี้

5.1.1 อากาศ product air ที่ได้จากการทดลองแบบ single – stage indirect dehumidifier มีอุณหภูมิและความชื้นลดลง 4 °C และ 2 g/kg ตามลำดับ และยังพบว่า dehumidifier effectiveness มีค่าประมาณ 0.25 และมีค่าลดลงเล็กน้อยเมื่อทดลองเป็นเวลา 120 นาที เนื่องจากระหว่างทำการทดลองสารดูดความชื้นที่แทรกซึมอยู่ใน dehumidifier core ได้รับความร้อนจาก inlet air ทำให้มีอุณหภูมิสูงขึ้นและส่งผลให้ความสามารถในการดูดความชื้นลดลง

5.1.2 การกำหนดอุณหภูมิ regeneration มีผลต่อความเข้มข้นของสารดูดความชื้นระหว่างทำการทดลอง เนื่องจากการกำหนดให้อุณหภูมิ regeneration สูงทำให้น้ำที่ผสมในสารดูดความชื้นระเหยออกได้มากขึ้นในกระบวนการ regeneration ทำให้ความเข้มข้นของสารดูดความชื้นเพิ่มขึ้นด้วย จากการทดลอง พบว่า เมื่อ dehumidifier ดูดความชื้นได้มากขึ้นควรเพิ่มอุณหภูมิ regeneration ให้สูงขึ้นด้วยเพื่อให้ไอน้ำที่รับเข้ามาที่ dehumidifier และไอน้ำที่ระบายออกไปที่ regenerator สมดุลกัน ซึ่งจะทำความเข้มข้นของสารดูดความชื้นคงที่ตลอดการทดลอง

5.1.3 การใช้ two – stage dehumidifier ในหัวข้อ 4.2 สามารถลดความชื้นอากาศได้มากกว่า single – stage dehumidifier ในหัวข้อ 4.1 เนื่องจากอากาศและสารดูดความชื้นมีพื้นที่ผิวสัมผัสมากขึ้น อย่างไรก็ตาม การใช้ two – stage dehumidifier ทำให้ความดันสูญเสียในระบบสูงขึ้นด้วย ส่งผลให้พัดลมดูดอากาศในระบบใช้พลังงานสูงขึ้นด้วย

5.1.4 Direct dehumidifier มีศักยภาพในการดูดความชื้นได้ดีกว่า indirect dehumidifier เนื่องจากสารดูดความชื้นและอากาศสามารถสัมผัสกัน โดยตรง อย่างไรก็ตาม การใช้ direct dehumidifier อาจเกิดปัญหาละอองสารดูดความชื้นที่มีขนาดเล็กหลุดออกไปกับอากาศ (carry over) ซึ่งสารดูดความชื้นมีฤทธิ์กัดกร่อนโลหะทำให้เกิดปัญหาเมื่อใช้งานกับระบบที่มีวัสดุเป็นโลหะ

5.1.5 จากการทดลองเมื่อใช้ dehumidifier ทำงานร่วมกับระบบทำความเย็นแบบ DPEC พบว่า ระบบสามารถรักษาอุณหภูมิและความชื้นของอากาศที่จ่ายเข้าห้องปรับอากาศ (supply air) ให้คงที่ประมาณ 24 °C และ 12 g/kg ตามลำดับ ซึ่งอยู่ในช่วงที่มนุษย์รู้สึกสบาย (thermal comfort)

5.1.6 จากการจำลอง พบว่า โปรแกรม TRNSYS 17 มีศักยภาพในการจำลองระบบ LDAC โดยมีความคลาดเคลื่อนประมาณ 10.38% ซึ่งเกิดจาก ในการจำลองไม่ได้คิดความร้อนสูญเสียจากสิ่งแวดล้อม จึงทำให้อุณหภูมิ supply air ที่ได้จากการทดลองมีค่าสูงกว่าการจำลอง

5.2 ข้อเสนอแนะ

เพื่อเพิ่มศักยภาพของระบบและโอกาสในการนำไปประยุกต์ใช้งานของระบบดูดความชื้นแบบแผ่นเยื่อที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดของเหลว ผู้วิจัยจึงมีข้อเสนอแนะดังนี้

5.2.1 ลักษณะของ dehumidifier ควรสร้างให้อากาศไหลได้สะดวกโดยการเพิ่มพื้นที่หน้าตัดการไหลของอากาศให้กว้าง เพื่อลดความดันสูญเสียจากการไหลของอากาศ เนื่องจากการใช้พลังงานไฟฟ้าส่วนใหญ่ของระบบดูดความชื้นมาจากพัดลมดูดอากาศ เมื่อไม่คิดความร้อนในกระบวนการ regeneration ที่ได้มาจาก ความร้อนทิ้งจากอุตสาหกรรม หรือ พลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์ เป็นต้น ดังนั้น การลดความดันสูญเสียจะช่วยให้พัดลมดูดอากาศใช้พลังงานไฟฟ้าลดลง

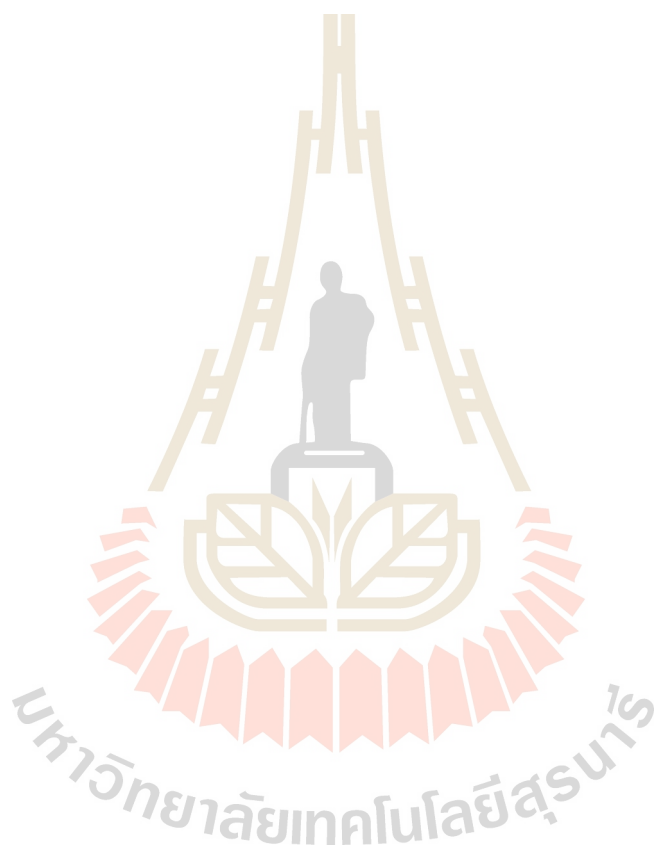
5.2.2 อุปกรณ์ภายในระบบดูดความชื้นไม่ควรใช้วัสดุที่เป็นโลหะ เพื่อหลีกเลี่ยงการกัดกร่อนของสารดูดความชื้นและยืดอายุการใช้งานของระบบ

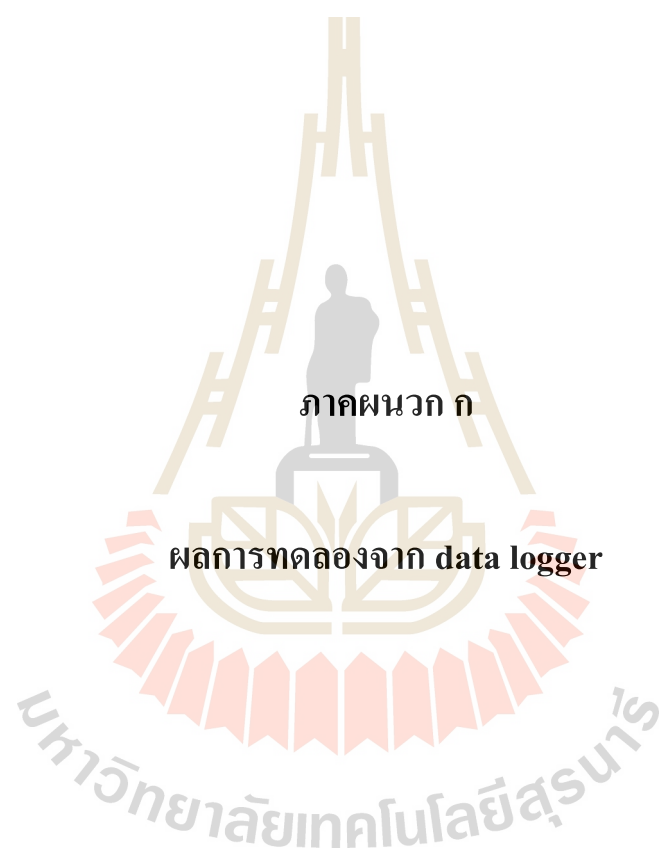
รายการอ้างอิง

- Abdel-Salam, A. H., & Simonson, C. J. (2014). Annual evaluation of energy, environmental and economic performances of a membrane liquid desiccant air conditioning system with/without ERV. *Applied Energy*, 116, 134–148. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.11.047>
- Angrisani, G. *et al.* (2012) 'Experimental analysis on the dehumidification and thermal performance of a desiccant wheel', *Applied Energy*, 92, pp. 563–572. doi: 10.1016/j.apenergy.2011.11.071.
- Bassuoni, M. M. (2014) 'A simple analytical method to estimate all exit parameters of a cross-flow air dehumidifier using liquid desiccant', *Journal of Advanced Research. Cairo University*, 5(2), pp. 175–182. doi: 10.1016/j.jare.2013.02.002.
- Chen, Y., Zhang, X. and Yin, Y. (2016) 'Experimental and theoretical analysis of liquid desiccant dehumidification process based on an advanced hybrid air-conditioning system', *Applied Thermal Engineering*. Elsevier Ltd, 98, pp. 387–399. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.12.066.
- Cui, X. *et al.* (2016) 'Theoretical analysis of a liquid desiccant based indirect evaporative cooling system', *Energy*, 95, pp. 303–312. doi: 10.1016/j.energy.2015.12.032.
- Das, R. S. and Jain, S. (2013) 'Experimental performance of indirect air-liquid membrane contactors for liquid desiccant cooling systems', *Energy*. Elsevier Ltd, 57, pp. 319–325. doi: 10.1016/j.energy.2013.05.013.
- Elmer, T. *et al.* (2016) 'An experimental study of a novel integrated desiccant air conditioning system for building applications', *Energy and Buildings*, 111, pp. 434–445. doi: 10.1016/j.enbuild.2015.11.065.
- Gandhidasan, P. (2004) 'A simplified model for air dehumidification with liquid desiccant', *Solar Energy*, 76(4), pp. 409–416. doi: 10.1016/j.solener.2003.10.001.
- Gao, W. Z. *et al.* (2012) 'Experimental investigation on the heat and mass transfer between air and liquid desiccant in a cross-flow dehumidifier', *Renewable Energy*, 37(1), pp. 117–123. doi: 10.1016/j.renene.2011.06.006.

- Huang, S. M. and Zhang, L. Z. (2013) 'Researches and trends in membrane-based liquid desiccant air dehumidification', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Elsevier, 28, pp. 425–440. doi: 10.1016/j.rser.2013.08.005.
- Jain, S. and Bansal, P. K. (2007) 'Performance analysis of liquid desiccant dehumidification systems', *International Journal of Refrigeration*, 30(5), pp. 861–872. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2006.11.013.
- Jain, S., Tripathi, S. and Das, R. S. (2011) 'Experimental performance of a liquid desiccant dehumidification system under tropical climates', *Energy Conversion and Management*, 52(6), pp. 2461–2466. doi: 10.1016/j.enconman.2010.12.052.
- Liu, J. *et al.* (2015) 'Experimental analysis of an internally-cooled/heated liquid desiccant dehumidifier/regenerator made of thermally conductive plastic', *Energy and Buildings*, 99, pp. 75–86. doi: 10.1016/j.enbuild.2015.04.023.
- Longo, G. A. and Gasparella, A. (2005) 'Experimental and theoretical analysis of heat and mass transfer in a packed column dehumidifier/regenerator with liquid desiccant', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48(25), pp. 5240–5254. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.07.011.
- Luo, Y. *et al.* (2015) 'Experimental study of internally cooled liquid desiccant dehumidification: **Application in Hong Kong and intensive analysis of influencing factors**', *Building and Environment*. Elsevier Ltd, 93(P2), pp. 210–220. doi: 10.1016/j.buildenv.2015.05.022.
- O'connor, D., Calautit, J. K. S. and Hughes, B. R. (2016) 'A review of heat recovery technology for passive ventilation applications', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Elsevier Ltd, 54, pp. 1481–1493. doi: 10.1016/j.rser.2015.10.039.
- Park, J.-Y. *et al.* (2016) 'Empirical model for predicting the dehumidification effectiveness of a liquid desiccant system', *Energy and Buildings*, 126, pp. 447–454. doi: 10.1016/j.enbuild.2016.05.050.
- Wang, L. *et al.* (2016) 'An experimental study on the dehumidification performance of a counter flow liquid desiccant dehumidifier', *International Journal of Refrigeration*, 70, pp. 289–301. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2016.06.005.

- Yamtraipat, N., Khedari, J., & Hirunlabh, J. (2005). Thermal comfort standards for air conditioned buildings in hot and humid Thailand considering additional factors of acclimatization and education level. *Solar Energy*, 78(4), 504–517.
- Zhang, L.-Z. (2012) ‘Progress on heat and moisture recovery with membranes: From fundamentals to engineering applications’, *Energy Conversion and Management*, 63, pp. 173–195. doi: 10.1016/j.enconman.2011.11.033.





ไฟล์ excel จาก Data logger แสดงข้อมูลอุณหภูมิการทดลอง เมื่อกำหนดให้บันทึกทุก 1 นาที

Analog Nar Unit		Max	Max Count	Min	Min Count							
HW_ReHXc	C	45.2	2	8.7	1							
Des_ReHXi	C	38.9	1	8.1	1							
Wa_DeHh	C	31.8	2	7.1	1							
Des_DeHh	C	35.6	1	7.7	1							
Des_ReHXc	C	43.3	3	8.2	1							
HW_ReHXi	C	45.2	2	8.2	1							
Tdb_room	C	26.4	1	6.6	1							
Des_DeHh	C	30.2	1	7.1	1							
Tdb_Dry_a	C	33.1	2	7.9	1							
Twb_Dry_a	C	25.2	2	6.2	1							
Twb_Suppl	C	22.3	1	5.6	1							
NA	C	OVR	148	2499975	1							
Tdb_supply	C	24.8	2	6.2	1							
Tdb_ExReC	C	37.9	1	9.2	1							
Twb_room	C	23.1	4	5.7	1							
Twb_IECdr	C	25.6	6	6.2	1							
Wa_Cooler	C	27.2	7	6.4	1							
Tdb_Return	C	26.5	1	6.6	1							
Twb_Return	C	23.2	2	5.8	1							
Tdb_amb	C	28.4	2	6.3	1							
Twb_amb	C	22.3	5	5.2	1							
Tdb_inlet	C	42.1	3	9.2	1							
Twb_inlet	C	29.4	1	6.8	1							
Tdb_IECdry	C	35.4	2	8.4	1							
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
No.	Date	Time	HW_ReHXc	Des_ReHXi	Wa_DeHh	Des_DeHh	Des_ReHXc	HW_ReHXi	Tdb_room	Des_DeHh		
1	28-06-60	12:51:06	8.7	8.1	7.1	7.7	8.2	8.2	6.6	7.1		
2	28-06-60	12:52:06	35.1	32.7	28.4	31	33.3	34.3	26.3	28.2		
3	28-06-60	12:53:06	36.4	33.6	28.4	31.5	34.4	35.3	26.3	28.2		
4	28-06-60	12:54:06	37.4	34.4	28.7	32	35.4	36.6	26.4	28.4		
5	28-06-60	12:55:06	37.7	34.6	28.3	31.8	35.7	37	25.8	27.8		
6	28-06-60	12:56:06	39	35.3	28.7	32.2	36.7	38.3	25.9	28.1		
7	28-06-60	12:57:06	39.2	35.4	28.4	32.1	37.1	38.6	25.5	27.9		
8	28-06-60	12:58:06	40.2	36.4	29	32.7	38	39.6	25.8	28.6		
9	28-06-60	12:59:06	40.5	36.5	28.8	32.8	38.4	40.1	25.4	28.4		
10	28-06-60	13:00:06	41.4	37.2	29.2	33.5	39.1	41.1	25.5	29		
11	28-06-60	13:01:06	41.8	37.5	29.3	33.9	39.6	41.6	25.5	29.1		
12	28-06-60	13:02:06	42.2	37.6	29.3	34	40	42.1	25.4	30		
13	28-06-60	13:03:06	43	38	29.5	34.4	40.5	42.8	25.6	30.2		
14	28-06-60	13:04:06	43.3	38.2	29.7	34.8	41	43.5	25.7	30		
15	28-06-60	13:05:06	43.4	38.2	29.5	34.7	41.1	43.6	25.5	29.4		
16	28-06-60	13:06:06	43.4	38.5	29.6	34.9	41.1	43.3	25.5	29.4		
17	28-06-60	13:07:06	43.6	38.9	30	35.3	41.3	43.7	25.7	29.5		
18	28-06-60	13:08:06	43.8	38.8	30	35.2	41.5	43.8	25.5	29.3		



ภาคผนวก ข

โค้ดโปรแกรม Matlab ที่ใช้สำหรับวิเคราะห์ข้อมูล

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ตัวอย่างโค้ดของโปรแกรม Matlab ที่ใช้เพื่อกำหนดความชื้นอากาศและ dehumidifier effectiveness

```

Cal_01

clc;
time_step=1;
% Vdot=400; % m^3/h
[row,col]=size(unnamed);
% row=row-N;
time=[0:time_step:(row)*time_step-time_step];
Temp_sol=[15 25 35 45 55];
Conc_sol=[60 75];
p_sol=[700 1300 2400 4200 6800;400 800 1500 2600 4500];
Conc1=input('Concentration before: ');
Conc2=input('Concentration after: ');
Conc=(Conc1+Conc2)/2;
count=row;
for i=1:row
    %Ambient

    RH(i,1)=(CoolProp.HAPropsSI('RH','T_db',unnamed(i,1)+273-3,'T_wb',unnamed(i,2)+273,'P',98604.67))*100;

    W(i,1)=CoolProp.HAPropsSI('W','T_db',unnamed(i,1)+273-3,'T_wb',unnamed(i,2)+273,'P',98604.67)*1000;
    %Supply

    RH(i,2)=(CoolProp.HAPropsSI('RH','T_db',unnamed(i,3)+273-1.3,'T_wb',unnamed(i,4)+273,'P',98604.67))*100;

    W(i,2)=CoolProp.HAPropsSI('W','T_db',unnamed(i,3)+273-1.3,'T_wb',unnamed(i,4)+273,'P',98604.67)*1000;

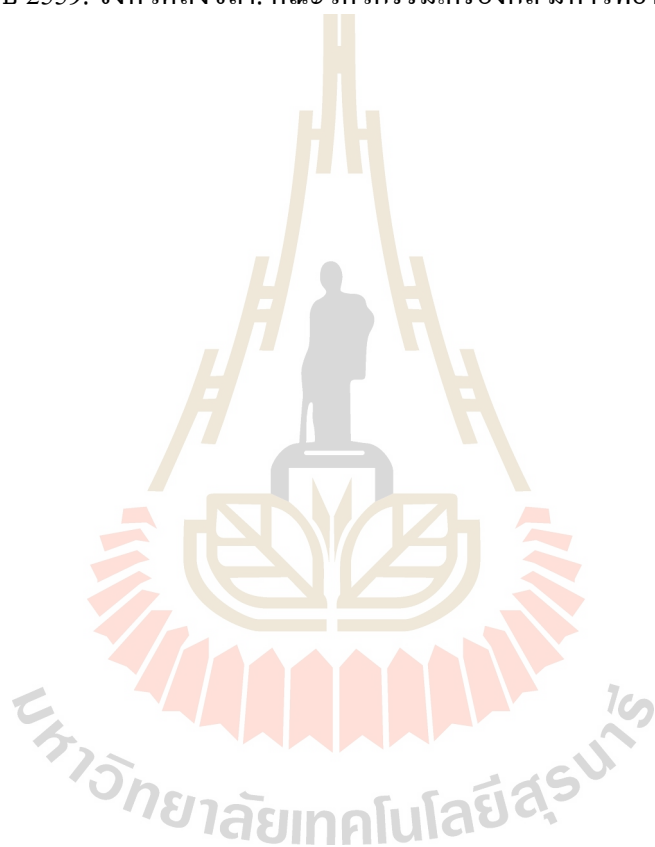
    % %humidity ratio eq
    P_sol = interp2(Temp_sol,Conc_sol,p_sol,unnamed(i,5),Conc);
    W(i,3)=0.622*P_sol*1000/(101325-P_sol);
    %dehumidifier effectiveness
    eff(i,1)=(W(i,1)-W(i,2))/(W(i,1)-W(i,3));
    count=count-1;
    fprintf('\n%.1f',count)
end
disp('Finished')
plot(time,unnamed(:,1),':+r',time,unnamed(:,3),':+b')
grid on
xlabel('Time (min)')
ylabel('Temperature(C)')
legend('Ambient','Supply')
figure
plot(time,W(:,1),':+r',time,W(:,2),':+b')
grid on
xlabel('Time (min)')
ylabel('Humidity ratio(g/kg)')

```



รายชื่อบทความที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่

ฤทธิรงค์ สมสนุก, ทวีพรพรยงศ์ ศรีอ่อน, และอาทิตย์ คุณศรีสุข. (2559). การประเมินสมรรถนะของระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนที่ใช้ฮีตเตอร์ไฟฟ้าเป็นแหล่งความร้อนสำหรับร้าน 7-Eleven ในประเทศไทย. การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 30 ประจำปี 2559. จังหวัดสงขลา. คณะวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์.



ETM0007

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 30
5-8 กรกฎาคม 2559 จังหวัดสงขลา

การประเมินสมรรถนะของระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนที่ใช้ฮีตเตอร์ไฟฟ้าเป็นแหล่งความร้อนสำหรับร้าน 7-Eleven ในประเทศไทย

Performance assessment of an absorption air-conditioning system driven by an electrical heater for 7-Eleven stores in Thailand

ฉัตรรงค์ สมนุก*, ศีรพรชญ์ ศรีอ่อนและ อาทิตย์ คุณศรีสุข

สาขาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี
111 ถนนพหลโยธิน ต.สุรนารี อ.เมือง นครราชสีมา 30000
E-mail: somnuk_@hotmail.co.th*, เบอร์โทรศัพท์:0-4422-4410,เบอร์โทรสาร:0-4422-4411

บทคัดย่อ

ร้านสะดวกซื้อ 7-Eleven มีหลายพันสาขาในประเทศไทยและพื้นที่ความสบายของผู้อาศัยการปรับอากาศจึงเป็นสิ่งสำคัญ โดยทั่วไปจะใช้ระบบปรับอากาศแบบอัดไอในการทำความเย็นถึงแม้ว่าจะไม่ใช่ทางเลือกที่ประหยัดและเป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อม ซึ่งในทางตรงกันข้ามระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนใช้พลังงานน้อยกว่าระบบปรับอากาศแบบอัดไวดังนั้นเทคโนโลยีนี้จึงมีความน่าสนใจ เพื่อให้ระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนเป็นอีกหนึ่งทางเลือกในการทำความเย็นของร้าน 7-Eleven ระบบนี้จึงต้องการแหล่งความร้อนที่มีความสะดวกและราคาถูก ในการศึกษาที่ใช้โปรแกรม TRNSYS ในการจำลองการทำงานของระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนที่ใช้ฮีตเตอร์ไฟฟ้าเป็นแหล่งความร้อนสำหรับร้าน 7-Eleven ทั่วไทยในประเทศไทยขนาด 100 m² ระยะเวลาในการจำลองคือ 1 ปี และใช้ time-step 2 นาที พบว่า ขนาดถังเก็บน้ำเย็นที่เหมาะสมคือ 400 ลิตร และกำลังฮีตเตอร์ไฟฟ้าที่เหมาะสมคือ 180 kW นอกจากนี้ผลการจำลองการทำงานแสดงให้เห็นว่า ค่า COPเฉลี่ยของระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนและระบบปรับอากาศแบบอัดไอคือ 0.7 และ 3.65 ตามลำดับ และยังพบว่า การใช้พลังงานของระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนในหนึ่งปีคือ 196,596 kW-hr ซึ่งมากกว่าระบบปรับอากาศแบบอัดไอ

คำหลัก:ระบบปรับอากาศแบบดูดกลืน, 7-Eleven, TRNSYS,การใช้พลังงานไฟฟ้า, COP.

Abstract

7-Eleven is a convenience store chain with several thousand stores in Thailand. Space cooling is essential for maintaining thermal comfort in the stores. The conventional vapor-compression air-conditioning system is commonly used in the stores, although it is not the energy-saving and eco-friendly option. On the other hand, the absorption cooling technology needs less electrical power and is eco-friendly relatively. However, this technology is thermally activated. To make the absorption cooling be a viable cooling option for 7-Eleven stores, it is needed to find a convenient-and-economic heat source. In this study, TRNSYS program is used to model the

ETM0007

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 30
5-8 กรกฎาคม 2559 จังหวัดสงขลา



operation of an absorption air-conditioning system driven by an electrical heater for a typical 100-m² 7-Eleven store in Thailand. The simulation period is one whole year with time-step of 2 minutes. It was observed that the optimal size of the cold-water tank is 400 Litres and the optimal power of the heater is 180 kW. Additionally, the simulations show that the annual average COP of the absorption cooling and vapor-compression cooling are 0.7 and 3.65, respectively. It was also found that the yearly energy consumption of the absorption cooling is 196,596 kW-hr higher than that of the vapor-compression cooling.

Keywords: absorption air-conditioning system; 7-Eleven; TRNSYS; electrical power consumption; COP.

1. บทนำ

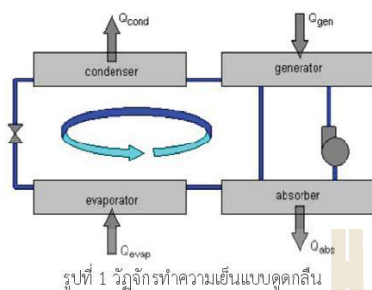
เนื่องจากร้าน 7-Eleven ได้มีการเจริญเติบโต และได้ขยายสาขาในหลายพื้นที่ ภายใน 7-Eleven จะต้องมีการทำความเย็นภายในอาคารเพราะว่าประเทศไทยเป็นประเทศที่มีภูมิอากาศร้อนและชื้น เช่นเดียวกับอาคารหลายๆแห่งจะต้องมีระบบปรับอากาศเพื่อให้ผู้อาศัยมีความสุขสบายโดยทั่วไปแล้ว 7-Eleven จะใช้ระบบปรับอากาศแบบอัดไอ (Vapor compression cycle) วงจรนี้ประกอบด้วยเครื่องควบแน่น (Condenser) เครื่องทำระเหย (evaporator) วาล์วลดความดัน (expansion valve) และเครื่องอัดไอ (compressor) ซึ่งอุปกรณ์ที่เปลี่ยนจากพลังงานไฟฟ้าเป็นพลังงานกลซึ่งเป็นวิธีที่ใช้ไฟฟ้าค่อนข้างมากในการทำงานต่อมาจึงเกิดแนวคิดเรื่องวงจรทำความเย็นแบบดูดกลืนที่ใช้ความร้อนในการทำงาน

ระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนประกอบด้วย 4 ส่วนหลักๆ คือ เครื่องควบแน่น (condenser) เครื่องทำระเหย (evaporator) เครื่องดูดซึมความร้อน (absorber) และอุปกรณ์ให้ความร้อน (generator) ดังแสดงในรูปที่ 1 ภายในระบบประกอบด้วย สารทำความเย็น (น้ำ) และสารละลาย (เช่น ลิเทียมโบรไมด์) ที่ทำหน้าที่ดูดซึมไอระเหยของสารทำความเย็น หลักการทำงานของวงจรทำความเย็นแบบดูดกลืนคือ สารละลายที่มีความเข้มข้น

ขึ้นสูงจาก generator จะถูกส่งไปยัง absorber เพื่อผสมกับไอระเหยของสารทำความเย็น (น้ำ) ที่มาจาก evaporator เมื่อผสมกันแล้วสารละลายจะมีความเข้มข้นลดลง จากนั้นสารละลายจะถูกส่งไปที่ generator เพื่อแยกสารทำความเย็นออกจากสารละลายโดยการให้ความร้อน เมื่อได้รับความร้อนสารทำความเย็นจะระเหยและแยกไปที่ condenser เพื่อทำการควบแน่นต่อไป ส่วนสารละลายใน generator จะมีความเข้มข้นมากขึ้นและถูกส่งไปที่ absorber อีกครั้งเพื่อดูดซึมไอระเหยของสารทำความเย็นส่วนสารทำความเย็นที่อยู่ใน condenser จะเกิดการควบแน่นจากไอระเหยกลายเป็นของเหลว เนื่องจากได้ทิ้งความร้อนให้กับน้ำหล่อเย็นที่มาจากหอระบายความร้อน (cooling tower) จากนั้นสารทำความเย็นที่เป็นของเหลวจะถูกลดความดันลงเพื่อให้เป็นไออิ่มตัว (saturated vapor) พร้อมกับจะระเหยสำหรับ evaporator ทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำเย็นที่ไหลกลับมาจากคอยล์เย็น (chilled water return) ทิ้งความร้อนให้กับสารทำความเย็นทำให้สารทำความเย็นระเหยและแยกไปยัง absorber เพื่อผสมกับสารดูดซึมอีกครั้งเป็นวงจร น้ำที่ออกจาก evaporator เมื่อผ่านกระบวนการนี้จะได้น้ำเย็นเพื่อส่งไปยังคอยล์เย็นในการทำความเย็นต่อไป [1].

ETM0007

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 30
5-8 กรกฎาคม 2559 จังหวัดสงขลา



A. Korkmaz and N. Egriçan [2] ใช้โปรแกรม TRNSYS ในการจำลองระบบ Radiant space heating and cooling เพื่อลดพลังงานไฟฟ้าที่ใช้และปรับปรุงความสบายของผู้อาศัยในอาคาร. Safwan Kanan et al. [3] ศึกษาประสิทธิภาพของบ่อความร้อนพลังงานแสงอาทิตย์สำหรับระบบปรับอากาศโดยใช้โปรแกรม TRNSYS และ MATLAB ในการจำลองระบบ. Ali ShiraZi et al. [4] ศึกษาความเป็นไปได้ของระบบ Solar heating and cooling (SHC) absorption systems โดยใช้ LiBr-H₂O absorption chillers สามแบบ (single-, double-, and triple-effect) Jung-in Yoon et al. [5] ศึกษา double-effect LiBr-water absorption cycle ที่ใช้ความร้อนที่จากหัวเผาก๊าซของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าให้ความร้อนกับสาร absorbent solution. M. Edera และ H. Kojima. [6] นำเสนอผลการปรับปรุงระบบ gas absorption chiller heater โดยการจำลองระบบด้วยวิธีการเชิงตัวเลขและทำการทดลองของการทำงานและความเย็นภายในอาคาร. Jung-in Yoon et al. [7] ได้ศึกษาวิธีการเชิงตัวเลขสำหรับกระบวนการ heat and mass transfer process ใน LiBr-water absorption chiller แบบ vertical plate absorber โดยศึกษาในเรื่อง total heat and mass transfer rates และ the heat and mass transfer coefficients. P.J. Martinez et al. [8] ใช้

โปรแกรม TRNSYS จำลองระบบ double-effect water-lithium bromide absorption chiller เพื่อหาประสิทธิภาพของระบบขณะทำงานและเปรียบเทียบข้อมูลการทำความเย็นและพลังงานที่ใช้จากผลการจำลอง. A. Al-Ali et al. [9] นำเสนอระบบ solar powered NH₃/H₂O absorption cycle โดยการใช้โปรแกรม TRNSYS ในการจำลองระบบเพื่อศึกษาอิทธิพลของตัวแปรต่างๆที่เกี่ยวข้องและได้วิเคราะห์ทางด้านเศรษฐศาสตร์. Pedro J. Martinez et al. [10] ใช้โปรแกรม TRNSYS จำลองการทำงานระบบ absorption chiller ขนาด 17.6 kW ที่ใช้ flat-plate collector ขนาด 38.4 m² เป็นแหล่งความร้อน Yin Hang et al. [11] ศึกษาประสิทธิภาพของระบบ solar absorption cooling and heating (SACH) system และทำ multi-objective optimization ของระบบ SACH ใน 4 ที่ตั้งที่แตกต่างกัน (Phoenix, Los Angeles, Atlanta, และ Chicago). Andres Macia et al. [12] ศึกษาอิทธิพลของตัวแปรที่เกี่ยวข้องของระบบ solar-assisted absorption ground coupled heat pump (GCHP) โดยใช้โปรแกรม TRNSYS ในการจำลองระบบและนำผลที่ได้จากการจำลองมาเปรียบเทียบกับผลการทดลอง. Pando Martinez GE et al. [13] นำเสนอผลการเปรียบเทียบระหว่าง absorption chiller แบบ direct fire activated และ hybrid solar-gas absorption chiller ที่มีขนาด 17.6 kW สำหรับติดตั้งในหอพักในประเทศเม็กซิโก. A. Al-Ali et al. [14] ใช้โปรแกรม TRNSYS และ โปรแกรม MATLAB ในการจำลองระบบ ammonia-water absorption chiller ขนาด 10 kW ที่ใช้ evacuated tube collectors เป็นแหล่งความร้อน Jean Philippe Praene et al. [15] นำเสนอผลการทดลองของระบบ solar-driven 30 kW LiBr/H₂O single-effect absorption cooling system ซึ่งถูกติดตั้งไว้ที่ University of Reunion Island และนำผลการ

ETM0007

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 30
5-8 กรกฎาคม 2559 จังหวัดสงขลา



ทดลองที่ได้มาเปรียบเทียบกับผลจากการจำลองด้วย

โปรแกรม TRNSYS

ตารางที่ 1 อุปกรณ์ที่ใช้ในโปรแกรม TRNSYS 17

รายการ	ประเภท	หน้าที่
1. Absorption chiller	Type107	ผลิตน้ำเย็นให้กลับคอยล์เย็นเพื่อทำความเย็น
2. Cooling tower	Type51a	ส่งน้ำหล่อเย็นให้กลับ Absorption chiller เพื่อใช้ในการควบแน่นสารทำความเย็นใน Condenser
3. Fan coil unit (FCU)	Type928	แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศในห้องกับน้ำเย็น
4. Thermal storage tank (CHW_Tank, HW_Tank)	Type4a	ใช้ในการเก็บน้ำร้อนและน้ำเย็นจาก Absorption chiller
5. Pump, (CHW_Pump, CHW_Pump-2, HW_Pump)	Type114	ใช้ในการส่งน้ำไปยังจุดต่างๆในระบบ

ในบทความนี้เป็นการศึกษาระบบปรับอากาศทางเลือกโดยเลือกศึกษาระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนที่ใช้ฮีตเตอร์ไฟฟ้าเป็นแหล่งความร้อนโดยใช้โปรแกรม TRNSYS 17 ในการจำลอง สำหรับการใช้งานกับ 7-Eleven ในประเทศไทย

2. โปรแกรมและการจำลองระบบ

ในบทความนี้เป็นการจำลองระบบปรับอากาศโดยใช้โปรแกรม TRNSYS 17 ซึ่งเป็นโปรแกรมที่ใช้ในการจำลองปัญหาทางด้านความร้อนด้านพลังงานไฟฟ้าและยังสามารถจำลองปัญหาทางด้านพลศาสตร์ได้เช่นกัน ในการจำลองระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนด้วยโปรแกรม TRNSYS จะใช้อุปกรณ์ดังตารางที่ 1

การจำลองระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนสำหรับร้าน 7-Eleven ในเขตกรุงเทพมหานครโดยมีเงื่อนไขการทำงานของ Absorption chiller ดังนี้

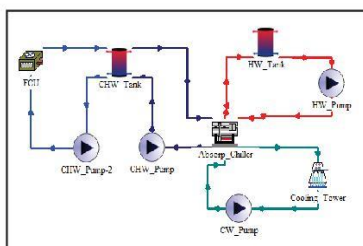
ตารางที่ 2 เงื่อนไขการทำงาน

รายการ	ค่า
1. อุณหภูมิน้ำเย็น (°C)	9-12
2. อุณหภูมิน้ำร้อน (°C)	86-88
3. อุณหภูมิอากาศภายในห้อง (°C)	23-27
4. อัตราการไหลอากาศที่คอยล์เย็น(CFM)	4,000
5. อัตราการไหลน้ำเย็นใน Chiller (kg/hr)	5467
6. อัตราการไหลน้ำเย็นในคอยล์เย็น (kg/hr)	3960
7. อัตราการไหลน้ำร้อนใน Chiller (kg/hr)	8640

หลังจากที่กำหนดค่าตัวแปรต่างๆดังตารางที่ 2 แล้ว ซึ่งเป็นข้อมูลจากผู้จำหน่ายอุปกรณ์ในส่วนถัดมาจะเป็นการออกแบบระบบโดยใช้โปรแกรม TRNSYS 17 จะได้วงจรของระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนดังรูปที่ 2

ETM0007

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 30
5-8 กรกฎาคม 2559 จังหวัดสงขลา



รูปที่ 2 วงจรระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนโดย TRNSYS

รูปที่แสดงเป็นเพียงบางส่วนของระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนที่ยังไม่รวมระบบควบคุมของวงจรเพื่อให้ง่ายต่อการเข้าใจซึ่งประกอบด้วยอุปกรณ์ดังที่แสดงในตารางที่ 1 จากรูป absorption chiller จะทำหน้าที่ผลิตน้ำเย็นและถูกส่งไปเก็บไว้ในถังเก็บน้ำเย็นโดยใช้น้ำเย็นตัวที่ 1 จากนั้นน้ำเย็นตัวที่ 2 จะจ่ายน้ำเย็นไปที่คอยล์เย็นเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศภายในห้อง น้ำเย็นที่ผ่านคอยล์เย็นแล้วจะถูกส่งไปผสมกับน้ำเย็นในถังเก็บน้ำเย็น เมื่อน้ำเย็นมีอุณหภูมิสูงขึ้นเกินค่าที่กำหนด absorption chiller จะทำงานอีกครั้งและจะหยุดทำงานเมื่ออุณหภูมิภายในถังน้ำเย็นต่ำลงจนถึงค่าที่กำหนดไว้ ส่วนถังเก็บน้ำร้อนจะมีฮีตเตอร์อยู่ภายในถังทำหน้าที่ผลิตน้ำร้อนแล้วส่งให้กับ generator ของ absorption chiller เพื่อแยกสารทำความเย็นออกจากสารละลาย ส่วนหอระเหยความร้อนทำหน้าที่ส่งน้ำหล่อเย็นให้กับ condenser ของ absorption chiller เพื่อควบแน่นสารทำความเย็นและส่งไปที่เครื่องทำระเหยเพื่อใช้ในการผลิตน้ำเย็นต่อไป

3. แบบจำลองคณิตศาสตร์

ในการคำนวณครั้งนี้เป็นการประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนแบบ single effect hot water fired absorption chiller อันดับแรกจะเป็นการคำนวณพลังงานที่นำออกจากน้ำเย็นที่กลับเข้า absorption chiller [1].

$$\dot{Q}_{remove} = \dot{m}_{chw} C_{pchw} (T_{chw,in} - T_{chw,set}) \quad (1)$$

พลังงานจากน้ำร้อนที่ส่งถ่ายให้กับ chiller สามารถคำนวณจากสมการที่ (2)

$$\dot{Q}_{hw} = \frac{Capacity_{Rated}}{COP_{Rated}} f_{DesignEnergyOutput} \quad (2)$$

อุณหภูมิน้ำร้อนทางออกสามารถหาได้ดังนี้

$$T_{hw,out} = T_{hw,in} - \frac{\dot{Q}_{hw}}{\dot{m}_{hw} C_{p_{hw}}} \quad (3)$$

อุณหภูมิของน้ำเย็นทางออกซึ่งควรจะเท่ากับค่าที่กำหนดไว้แต่บางครั้งอาจจะสูงกว่า ถ้าความสามารถของเครื่องถูกจำกัด ดังนั้นสามารถคำนวณจาก

$$T_{chw,out} = T_{chw,in} - \frac{MIN(\dot{Q}_{remove}, Capacity)}{\dot{m}_{chw} C_{p_{chw}}} \quad (4)$$

การถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำหล่อเย็นเป็นไปตามกฎอนุรักษ์พลังงาน สามารถคำนวณจากสมการที่ (5)

$$\dot{Q}_{cw} = \dot{Q}_{chw} + \dot{Q}_{hw} + \dot{Q}_{ax} \quad (5)$$

อุณหภูมิทางออกของน้ำหล่อเย็นสามารถคำนวณโดย

$$T_{cw,out} = T_{cw,in} + \frac{\dot{Q}_{cw}}{\dot{m}_{cw} C_{p_{cw}}} \quad (6)$$

กำหนดให้ค่า COP สามารถหาได้ดังนี้

$$COP = \frac{\dot{Q}_{chw}}{\dot{Q}_{ax} + \dot{Q}_{hw}} \quad (7)$$

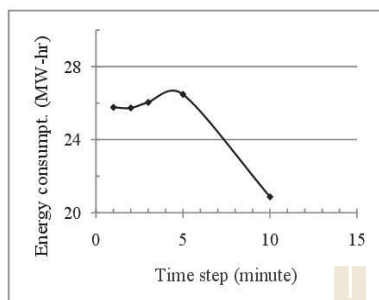
เนื่องจาก COP เป็นค่าในการชี้วัดประสิทธิภาพการทำงานของระบบ ดังนั้นค่า COP จะเป็นค่าที่ใช้ในการเปรียบเทียบระหว่างระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนและระบบปรับอากาศแบบอัดไอของบทความนี้

4. การทำ time-step ที่เหมาะสม

ในการศึกษานี้เป็นการจำลองระบบปรับอากาศที่เก็บข้อมูลการทำงานของระบบเป็นช่วงๆของการจำลอง เวลาในการเก็บข้อมูลแต่ละครั้งเรียกว่า "time-step" การเก็บข้อมูลการจำลองโดยใช้ time-step ของโปรแกรม TRNSYS ระหว่าง 1 นาที ถึง 10 นาที แล้วเปรียบเทียบค่าตอบจากแต่ละ time-step ได้ผลดังรูปที่ 3

ETM0007

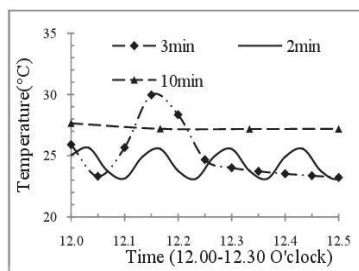
การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 30
5-8 กรกฎาคม 2559 จังหวัดสงขลา



รูปที่3 กราฟความสัมพันธ์ของพลังงานที่ใช้เทียบกับ
Time-step

ค่าenergy consumptionคือค่าพลังงานไฟฟ้าทั้งหมดของอุปกรณ์ภายในระบบใช้ไปได้แก่ fan coil unit บั๊มดูดน้ำ absorption chiller cooling tower และ ฮีตเตอร์ของถังน้ำร้อน เป็นต้น โดยการกำหนดกำลังของอุปกรณ์ไฟฟ้าเหล่านี้ให้กับโปรแกรม TRNSYS จากนั้นโปรแกรมสามารถคำนวณพลังงานไฟฟ้าที่ใช้ในหนึ่งปีออกมา จากรูปจะเห็นว่าtime-stepในช่วง 1 -2 นาที มีค่าไม่แตกต่างอย่างมีนัยสำคัญ แต่เมื่อ time-step ใหญ่กว่า 2 นาที ค่า energy consumption มีค่าแตกต่างจากค่า energy consumption ในช่วง 1 - 2 นาที มากกว่า 5% ในการศึกษาจึงเลือกใช้ time-step เท่ากับ 2 นาที และเรียกคำตอบที่ได้ว่า time-step independent solution

นอกจากนี้ยังพบอีกว่าเมื่อใช้ time-step ใหญ่กว่า 2 นาที คำตอบที่ได้บางครั้งขาดความสมจริง เช่น อุณหภูมิในห้องปรับอากาศมีค่ามากกว่าหรือน้อยกว่าค่าควบคุมในบางเวลาดังแสดงในรูปที่4



รูปที่4 กราฟความสัมพันธ์ของอุณหภูมิในห้องปรับอากาศ
และเวลา

รูปที่ 4 แสดงอุณหภูมิในห้องปรับอากาศเมื่อใช้ time-step เท่ากับ 2 นาทีที่ 3 นาที และ 10 นาที โดยตั้งค่าทุกอย่างเหมือนกันทุกประการ และควบคุมอุณหภูมิห้องให้มีค่าระหว่าง 23 - 27°C จะเห็นว่าเมื่อ time-step เท่ากับ 2 นาที ระบบสามารถควบคุมอุณหภูมิห้องให้เป็นไปตามต้องการได้ แต่เมื่อใช้ time-step มากกว่า 2 นาที อุณหภูมิห้องมีค่ามากกว่า 27°C ในบางช่วงเวลา และน้อยกว่า 23°C ในบางช่วงเวลา ทั้งนี้ น่าจะเกิดจากอัตราการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิภายในห้องมีความไวมากขึ้น การกระทำที่ใช้ time-step มากกว่า 2 นาที ไม่สามารถจับการเปลี่ยนแปลงดังกล่าวได้ทัน จึงต้องการทำ interpolation ระหว่าง time-step ทำให้เกิด numerical errors ขึ้น

5. ผล และการอภิปรายผล

เมื่อนำผลที่ได้จากการจำลองระบบปรับอากาศแบบดูดซึมโดยใช้โปรแกรม TRNSYS 17 สามารถแบ่งออกเป็น 5 หัวข้อดังนี้

5.1 อธิทิลของขนาดถังเก็บน้ำเย็น

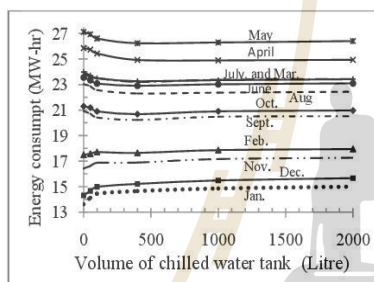
ในหัวข้อนี้จะเป็นการศึกษาคือทิลของขนาดถังเก็บน้ำเย็นที่ต่างกันแล้วเปรียบเทียบกับพลังงานไฟฟ้าที่ใช้ของระบบและหาระบบที่ประหยัดไฟฟ้าระหว่างการทำน้ำเย็นไปเก็บไว้ในถังก่อนที่จะส่งน้ำเย็นไปที่คอยล์เย็นกับระบบ

ETM0007

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 30
5-8 กรกฎาคม 2559 จังหวัดสงขลา



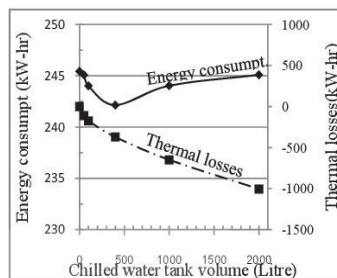
ที่ส่งน้ำเย็นไปที่คอยล์เย็นโดยตรงโดยไม่มีถังเก็บน้ำเย็น การเปรียบเทียบจะจำลองการทำงานตลอดทั้งปีของระบบปรับอากาศแบบดูดซึมโดยกำหนดให้ขนาดถังน้ำร้อนมีขนาดคงที่เท่ากับ 600 ลิตร และกำหนดให้กำลังของฮีตเตอร์มีขนาดคงที่เท่ากับ 180 kW พบว่าระบบที่มีถังเก็บน้ำเย็นประหยัดพลังงานไฟฟ้ามากกว่า จากนั้นจึงลองเปลี่ยนขนาดถังน้ำเย็นเป็น เพื่อหาขนาดถังน้ำเย็นที่เหมาะสม เมื่อนำผลจากการจำลองด้วยโปรแกรม TRNSYS 17 มาพล็อตกราฟความสัมพันธ์ระหว่างพลังงานที่ใช้ในแต่ละเดือนและขนาดถังเก็บน้ำเย็น จะได้ดังนี้



รูปที่ 5 ความสัมพันธ์ของพลังงานที่ใช้และขนาดถังเก็บน้ำเย็น

รูปที่ 5 แสดงพลังงานรวมของระบบที่ใช้ในแต่ละเดือนเมื่อถังน้ำเย็นมีขนาดต่างกันได้แก่ 0 50 100 400 1,000 และ 2,000 ลิตรโดยกำหนดให้อุณหภูมิในห้องปรับอากาศของแต่ละเดือนเท่ากับ 25 °C พบว่า ถึงแม้ขนาดถังน้ำเย็นจะเพิ่มขึ้นพลังไฟฟ้าที่ใช้ในแต่ละเดือนค่อนข้างคงที่ และในฤดูร้อนเช่นเดือนพฤษภาคมเป็นเดือนที่มีอุณหภูมิสูงทำให้ระบบปรับอากาศต้องทำงานมากกว่าเดือนมกราคมซึ่งเป็นฤดูหนาวจึงทำให้พลังงานที่ใช้ในเดือนพฤษภาคมมากกว่าเดือนมกราคม

จากนั้นเมื่อนำพลังงานไฟฟ้าที่ระบบใช้งานตลอดทั้งปี พลังงานที่เกิดการสูญเสีย และ ขนาดถังน้ำเย็นมาเขียนกราฟความสัมพันธ์จะได้ดังนี้



รูปที่ 6 ความสัมพันธ์ของพลังงานที่ใช้ พลังงานความร้อนสูญเสียและขนาดถังเก็บน้ำเย็น

จากกราฟจะเห็นว่าพลังงานความร้อนสูญเสีย (Thermal losses) มีค่าติดลบเนื่องจากโปรแกรม TRNSYS กำหนดให้ความร้อนที่ถ่ายเทจากรบบเป็นค่าบวก ส่วนความร้อนที่ถ่ายเทเข้ามาในระบบเป็นค่าลบ เนื่องจากพลังงานความร้อนที่เกิดการถ่ายเทระหว่างอากาศรอบๆ ถังน้ำเย็นเข้าสู่ถังน้ำเย็น จึงทำให้อุณหภูมิของน้ำเย็นในถังสูงขึ้นและมีค่าติดลบ ทำให้ chiller ที่ทำหน้าที่ผลิตน้ำเย็นทำงานมากขึ้น จากรูปที่ 6 พบว่า เมื่อถังน้ำเย็นมีขนาดใหญ่ขึ้น จะทำให้ค่าพลังงานความร้อนสูญเสียมีค่าติดลบมากขึ้น หมายความว่า มีการถ่ายเทความร้อนเข้าสู่ถังเก็บน้ำเย็นมากขึ้น เนื่องจาก เมื่อ ถังมีขนาดใหญ่ขึ้นจะทำให้ถึงพื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อนมากขึ้น จึงทำให้การถ่ายเทความร้อนมากขึ้นเมื่อขนาดถังใหญ่ขึ้น เมื่อพิจารณาพลังงานไฟฟ้าที่ใช้ในแต่ละปีกับขนาดถัง พบว่า ระบบที่มีถังน้ำเย็นจะใช้พลังงานน้อยกว่าระบบที่ไม่มีถังน้ำเย็น (ปริมาณคงที่เท่ากับ 0) จากนั้นเมื่อขนาดถังน้ำเย็นมีขนาดใหญ่ขึ้นจะทำให้ระบบใช้พลังงานไฟฟ้าน้อยลง เนื่องจากน้ำเย็นที่กลับมาจากคอยล์เย็นไหลกลับมายอมรับกับน้ำเย็นภายในถังหากถังเก็บน้ำเย็นมีขนาดใหญ่กว่าจะทำให้อุณหภูมิน้ำเย็นภายในถังเพิ่มสูงขึ้นต่ำกว่าถังเก็บน้ำเย็นที่มีขนาดเล็กกว่า จะทำให้ absorption chiller ไม่ทำงานบ่อยครั้งในการรักษาอุณหภูมิภายในถังน้ำเย็น แต่ก็ใช้เวลามากขึ้นในการ

ETM0007

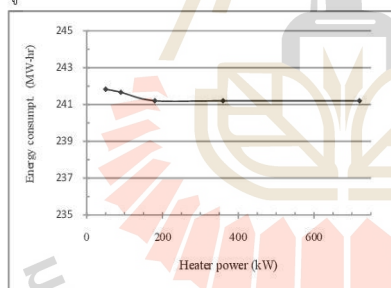
การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 30
5-8 กรกฎาคม 2559 จังหวัดสงขลา



ผลิตน้ำเย็น เมื่อเพิ่มขนาดถังน้ำเย็นจนมีปริมาณมากกว่า 400 ลิตร พบว่า ระบบใช้พลังงานไฟฟ้ามากขึ้น เพราะว่า เมื่อถังน้ำเย็นใหญ่ขึ้นทำให้พลังงานความร้อนสูญเสีย (Thermal losses) ถ่ายเทเข้าสู่ถังน้ำเย็นมากขึ้น จากกราฟในรูปที่ 6 ดึงเน้นขนาดถังน้ำเย็นที่เหมาะสม มีขนาดเท่ากับ 400 ลิตร ซึ่งจะทำให้ลดการใช้พลังงานของระบบได้ ประมาณ 1.34% ต่อปี เมื่อเทียบกับระบบที่ไม่มีถังน้ำเย็น

5.2 อิทธิพลของกำลังฮีตเตอร์ไฟฟ้า

ในหัวข้อนี้เป็นการศึกษาอิทธิพลขนาดกำลังของฮีตเตอร์ หลังจากที่ได้ขนาดถังน้ำเย็นที่เหมาะสมแล้วโดยกำหนดให้ขนาดถังน้ำร้อน และ ถังน้ำเย็นมีขนาดคงที่เท่ากับ 400 ลิตร จากนั้นทำการเปลี่ยนกำลังฮีตเตอร์ จาก 50 90 180 360 และ 720kW เพื่อหาค่ากำลังที่ทำให้ระบบใช้พลังงานไฟฟ้าที่น้อยที่สุดจากการจำลองระบบ โดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ TRNSYS 17 จะได้กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง พลังงานที่ระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนใช้ในหนึ่งปีและขนาดของกำลังฮีตเตอร์ไฟฟ้า ดังนี้



รูปที่ 7 ความสัมพันธ์ของพลังงานที่ใช้และกำลังฮีตเตอร์

รูปที่แสดง พบว่า พลังงานที่ใช้ไม่มีความแตกต่างกันมากเมื่อเพิ่มขนาดกำลังของฮีตเตอร์มากขึ้นและพลังงานไฟฟ้าที่ใช้เป็นค่าคงที่เมื่อฮีตเตอร์ใหญ่กว่า 180 kW เนื่องจาก ระบบนี้ต้องการให้น้ำในถังน้ำร้อนมีอุณหภูมิ 88 °C หากน้ำร้อนมีอุณหภูมิลดลงจะทำให้ COP ของ

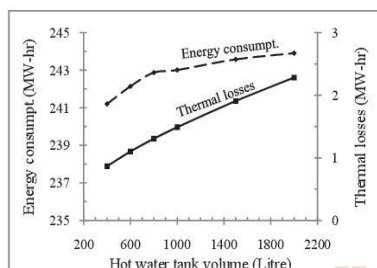
absorption chiller ต่ำลงด้วยจึงทำให้ระบบใช้ไฟฟ้ามากขึ้นเมื่อกำลังฮีตเตอร์ต่ำกว่า 180 kW แต่เมื่อเพิ่มกำลังของฮีตเตอร์มากกว่า 180 kW ซึ่งเป็นกำลังฮีตเตอร์ที่สามารถรักษาอุณหภูมิน้ำร้อนในถังไว้ได้ที่ 88 °C อย่างรวดเร็ว ดังนั้น พลังงานไฟฟ้าของระบบจึงเป็นค่าคงที่เมื่อกำลังของฮีตเตอร์มากกว่า 180 kW แต่ถ้าใช้ฮีตเตอร์ที่มีกำลังต่ำกว่า 50 kW พบว่า chiller ไม่สามารถทำน้ำเย็นได้ตามต้องการ ทำให้อุณหภูมิในห้องปรับอากาศไม่เป็นไปตามค่าที่กำหนด จากรูปที่ 7 ระบบที่ใช้ฮีตเตอร์ไฟฟ้า 50 kW จะใช้พลังงานไฟฟ้ามากกว่าระบบที่ใช้กำลังฮีตเตอร์ 180 kW คิดเป็น 0.26% ถือว่าเป็นค่าที่น้อยมาก ดังนั้นจึงสามารถสรุปได้ว่า กำลังของฮีตเตอร์มีอิทธิพลน้อยมากต่อพลังงานที่ใช้ของระบบ

5.3 อิทธิพลขนาดถังเก็บน้ำร้อน

ในหัวข้อนี้จะเป็นการศึกษาอิทธิพลของขนาดถังน้ำร้อนของระบบปรับอากาศแบบดูดกลืน โดยที่ระบบปรับอากาศนี้จะใช้ absorption chiller ในการผลิตน้ำเย็น เนื่องจาก absorption chiller จะต้องใช้ น้ำร้อนในการทำงาน ดังนั้นต้องมีการเก็บน้ำร้อนและขนาดถังน้ำร้อนที่เหมาะสมซึ่งเป็นค่าพารามิเตอร์ที่ต้องการทราบโดยกำหนดให้ขนาดถังน้ำร้อนเท่ากับ 400 600 800 1,000 1,500 และ 2,000 ลิตร ดังนั้นในหัวข้อนี้จะเป็นการปรับเปลี่ยนขนาดถังน้ำร้อนและเปรียบเทียบพลังงานไฟฟ้าที่ระบบใช้เพื่อหขนาดถังที่เหมาะสมที่ทำให้ระบบใช้พลังงานน้อยลง โดยกำหนดให้ถังน้ำเย็นและกำลังฮีตเตอร์ไฟฟ้าเป็นค่าคงที่เท่ากับ 400 ลิตร และ 180 kW ตามลำดับ ผลจากการจำลองระบบด้วยโปรแกรม TRNSYS 17 จะได้กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ พลังงานความร้อนสูญเสีย (Thermal losses) และขนาดของถังน้ำร้อน ดังแสดงในรูปที่ 8

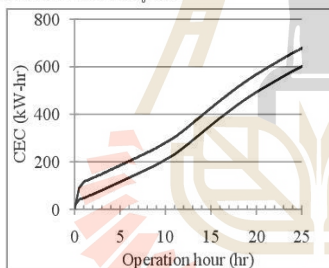
ETM0007

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 30
5-8 กรกฎาคม 2559 จังหวัดสงขลา



รูปที่ 8 ความสัมพันธ์ของพลังงานที่ใช้ พลังงานความร้อนสูญเสีย และขนาดถังน้ำร้อน

จากรูปที่แสดง พบว่า เมื่อถังน้ำร้อนมีขนาดใหญ่ขึ้นระบบจะใช้พลังงานไฟฟ้ามากขึ้นและมีพลังงานความร้อนสูญเสียเพิ่มขึ้นเมื่อถังใหญ่ขึ้น เนื่องจากถังมีขนาดใหญ่ขึ้นจะมีพื้นที่ผิวสัมผัสในการถ่ายเทความร้อนมากขึ้น จึงทำให้เกิดพลังงานความร้อนสูญเสียมากกว่าถังที่มีขนาดเล็ก เมื่อนำถังน้ำร้อนขนาด 400 ลิตรและ 2,000 ลิตรมาเปรียบเทียบกันจะได้ดังรูปที่ 9



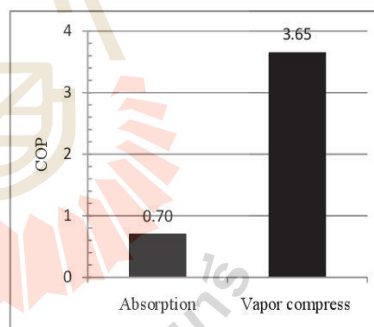
รูปที่ 9 Cumulative Energy Consumption(CEC) และเวลาในการทำงานหนึ่งวัน

จากรูปจะเห็นว่า ถังที่มีขนาดใหญ่กว่าจะใช้พลังงานไฟฟ้ามากกว่าในการทำน้ำร้อนอุณหภูมิ 88 °C ในช่วงเริ่มต้น หลังจากผ่านช่วงเริ่มต้นไปแล้วทั้งสองระบบจะมีลักษณะการใช้พลังงานไฟฟ้าที่เหมือนกัน ดังนั้นเมื่อจำลองการทำงานของระบบเป็นเวลาหนึ่งปีจึงทำให้ระบบที่มีถังน้ำร้อนขนาดใหญ่กว่าใช้พลังงานไฟฟ้ามากกว่าระบบที่มีถังขนาดเล็กเท่ากับ 1.12% (2,700.45 kW-hr)

เมื่อเปรียบเทียบระหว่างถังขนาด 400 ลิตรกับ 2,000 ลิตรจากการจำลองนี้จึงสามารถสรุปได้ว่าขนาดถังน้ำร้อนมีอิทธิพลกับพลังงานไฟฟ้าค่อนข้างมาก โดยมี 2 ปัจจัยที่ทำให้ระบบใช้พลังงานไฟฟ้ามากขึ้นคือ 1. เมื่อถังน้ำร้อนมีขนาดใหญ่ขึ้นทำให้พลังงานความร้อนสูญเสียมากขึ้น 2. ถังน้ำร้อนขนาดใหญ่จะต้องใช้พลังงานไฟฟ้าในตอนเริ่มต้นทำงานมากกว่าถังที่มีขนาดเล็กกว่าเพื่อทำให้น้ำในถังมีอุณหภูมิสูงขึ้น

5.4 การเปรียบเทียบระหว่าง ระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนและระบบปรับอากาศแบบอัดไอ

ในหัวข้อนี้จะเป็นการเปรียบเทียบในด้านพลังงานของระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนและระบบปรับอากาศแบบอัดไอโดยทั้งสองระบบใช้โปรแกรม TRNSYS ในการจำลองจากผลการจำลองที่ได้จากโปรแกรม TRNSYS เมื่อนำค่า COP ผลลัพธ์ตลอดทั้งปีของระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนและระบบปรับอากาศแบบอัดไอมาเปรียบเทียบกัน จะได้ดังรูปที่ 10



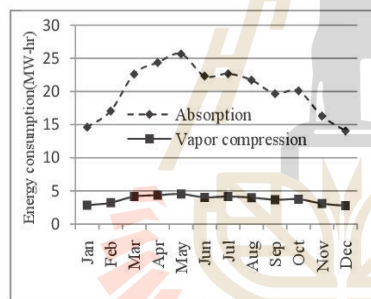
รูปที่ 10 การเปรียบเทียบค่า COP ของระบบปรับอากาศจากรูปที่แสดงจะเห็นได้ว่า ระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนมีค่า COP ต่ำกว่าระบบปรับอากาศแบบอัดไอประมาณ 5.12 เท่า เพราะว่าการปรับอากาศแบบอัดไอใช้พลังงานจากเครื่องอัดไอ(Compressor) ในการขับเคลื่อนสารทำ

ETM0007

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 30
5-8 กรกฎาคม 2559 จังหวัดสงขลา



ความจำเป็นให้ทำงานตามวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอ ซึ่ง Compressor เป็นอุปกรณ์ที่ใช้พลังงานไฟฟ้าค่อนข้างมากในการทำงานส่วนแนวคิดระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนจะใช้พลังงานความร้อนในการทำงาน เช่น ความร้อนทิ้งจากการผลิตไฟฟ้า ความร้อนทิ้งจากโรงงานอุตสาหกรรม หรือ Solar collector เป็นต้น ซึ่งจะเป็นการนำความร้อนที่กลับมาใช้ใหม่จึงเป็นระบบที่ประหยัดพลังงาน แต่ในบทความที่กำลังศึกษานี้เป็นการใช้ความร้อนจากฮีตเตอร์ไฟฟ้าซึ่งเป็นการเปลี่ยนพลังงานไฟฟ้าเป็นพลังงานความร้อน เนื่องจากพลังงานไฟฟ้ามีราคาสูงกว่าพลังงานความร้อน (ในปริมาณเท่ากัน) ดังนั้นจึงทำให้ระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนมีค่า COP ที่ต่ำกว่าระบบปรับอากาศแบบอัดไอ จากนั้นเมื่อเปรียบเทียบการใช้พลังงานไฟฟ้าทั้งสองระบบโดยใช้โปรแกรมจำลองในระยะเวลาหนึ่งปีจะได้ดังนี้



รูปที่ 11 การเปรียบเทียบการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศ

จากรูปจะเห็นได้ว่า เมื่อระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนมีค่า COP น้อยกว่าระบบปรับอากาศแบบอัดไอหมายความว่า ระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนใช้พลังงานได้ไม่คุ้มค่า เมื่อเปรียบเทียบกับระบบปรับอากาศแบบอัดไอ จึงทำให้ระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนใช้พลังงานไฟฟ้ามากกว่าระบบแบบอัดไอดังแสดงในรูปที่ 11 จากกราฟจุดสูงสุดคือเดือนพฤษภาคม เนื่องจากเดือน

พฤษภาคมเป็นช่วงที่มีอากาศร้อนที่สุดของประเทศไทยจึงทำให้เดือนนี้ระบบปรับอากาศทำงานมากขึ้น จึงทำให้เดือนพฤษภาคมใช้พลังงานมากที่สุด

6. สรุปผล

บทความนี้เป็นการศึกษาอิทธิพลของตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับการทำงานของระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนที่ใช้ฮีตเตอร์ไฟฟ้าเป็นแหล่งความร้อน สำหรับ 7-Eleven ในประเทศไทยโดยใช้โปรแกรม TRNSYS 17 ในการจำลองจากผลการทดลองข้างต้นจะสามารถสรุปได้ดังนี้

ระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนที่มีถังเก็บน้ำเย็นจะใช้พลังงานฟ้าน้อยกว่าระบบที่ไม่มีถังเก็บน้ำเย็นในการศึกษานี้ซึ่งใช้ถังเก็บน้ำเย็นขนาด 400 ลิตร ทำให้สามารถประหยัดพลังงานไฟฟ้าได้ประมาณ 1.34% (3,297.22 kW-hr) ต่อปีเมื่อเทียบกับระบบที่ไม่มีถังเก็บน้ำเย็น

กำลังของฮีตเตอร์ไฟฟ้าในถังน้ำร้อนมีอิทธิพลเพียงเล็กน้อยต่อการใช้พลังงานไฟฟ้าโดยรวมของระบบ โดยการเปลี่ยนแปลงของพลังงานไฟฟ้าที่ใช้มีค่ามากที่สุดเพียง 0.26% (625.67 kW-hr)

ถังเก็บน้ำร้อนที่มีขนาดใหญ่ขึ้นจะใช้ไฟฟ้ามากขึ้นเนื่องจากตอนเริ่มต้นทำงานฮีตเตอร์ไฟฟ้าจะต้องทำงานมากกว่าถังเก็บน้ำขนาดเล็กเพื่อให้น้ำภายในถังมีอุณหภูมิสูงขึ้นตามที่กำหนด (86-88°C) ดังนั้นเมื่อใช้ถังขนาด 400 ลิตร จะทำให้ประหยัดไฟฟ้าได้ประมาณ 1.12% (2,700.45 kW-hr) ต่อปี เมื่อเปรียบเทียบกับถังเก็บน้ำร้อนขนาด 2,000 ลิตร

ระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนมีค่า COP ประมาณ 0.70 และใช้พลังงานไฟฟ้ามากกว่าระบบปรับอากาศแบบอัดประมาณ 5.41 เท่า ดังนั้นถ้าเปรียบเทียบในด้านการใช้พลังงานจึงควรเลือกระบบปรับอากาศแบบอัดไอสำหรับ 7-Eleven ในประเทศไทย แต่ระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนจะมีความน่าสนใจมากขึ้นในกรณีที่มีแหล่ง

ETM0007

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 30
5-8 กรกฎาคม 2559 จังหวัดสงขลา



ความร้อนที่ให้กับ absorption chiller ซึ่งจะทำให้การใช้ไฟฟ้าของระบบลดลง

รายการสัญลักษณ์	
Capacity	อัตราการไหลของอากาศทางเข้าอุปกรณ์ (kJ/hr)
Capacity _{Rated}	อัตราการทำความเย็นของอุปกรณ์ (kJ/hr)
$f_{DesignEnergyInput}$	ตัวประกอบของพลังงานที่จ่ายให้กับ อุปกรณ์ในขณะเริ่ม(0..1)
\dot{Q}_{remove}	พลังงานที่จะต้องนำออกจากรุ่นเย็นเพื่อให้รุ่นเย็นมีอุณหภูมิความที่กำหนด(kJ/hr)
\dot{Q}_{hr}	พลังงานที่เอาออกจากรุ่นร้อน (kJ/hr)
\dot{Q}_{chv}	พลังงานที่เอาออกจากรุ่นเย็น (kJ/hr)
\dot{Q}_{cv}	พลังงานที่เพิ่มให้รุ่นหล่อเย็น (kJ/hr)
\dot{Q}_{aux}	พลังงานที่เกิดจากอุปกรณ์ ฐานปั๊ม (kJ/hr)
chw	Chilled water
hw	Hot water
cw	Cooling water

7. เอกสารอ้างอิง

[1] Shan K. Wang. (2000). Handbook of air conditioning and refrigeration, 2nd edition, ISBN:0-07-068167-8, McGraw-Hill, New York.
[2] A. Korkmaz, และ N. Egrican. (2015). Simulation of Solar Air-Conditioning System with Salinity Gradient Solar Pond. International Journal of Thermodynamics (IJOT),18(4), 235-244.

[3] Safwann Kanan, Jonathan Dewsbury, และ Gregory F. Lane-Serff. (2015). Simulation of Solar Air-Conditioning System with Salinity Gradient Solar Pond. Energy Procedia, 79(2015), 746-751.

[4]Ali Shirazi, Robert A. Taylor, Stephen D. White, และ Graham L. Morrison. (2016). A systematic parametric study and feasibility assessment of solar-assisted single-effect, double-effect, and triple-effect absorption chillers for heating and cooling applications. Energy Conversion and Management, 144(2016), 258-277.

[5]Jung-in Yoon, Kwang-Hwan Choi, Young Jin Kim, และ Oh-Kyung Kwon. (2002). A study on the advanced performance of an absorption heater/chiller with a solution preheater using waste gas. Applied Thermal Engineering, 23(2003), 757-767.

[6]M. Edera และ H. Kojima. (2002). Development of a new gas absorption chiller heater-advanced utilization of waste heat from gas-driver co-generation systems for air-conditioning. Energy Conversion and Management, 43(2002), 1493-1501.

[7]Jung-In Yoon, Thanh-Tong Phan, Choon-Geun, และ Pradeep Bansal. (2005). Numerical study on heat and mass transfer Characteristic of plate absorber. Applied Thermal Engineering, 25(2005), 2219-2235.

[8]P.J. Martinez, A. Garcia, และ J.M. Pinazo. (2002). Performance analysis of an air conditioning system driven by natural gas. Energy and Buildings, 35(2003), 669-674.

ETM0007

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 30
5-8 กรกฎาคม 2559 จังหวัดสงขลา



- [9] A. Al-Alili, M.D. Islam, I. Kubo, Y. Hwang, และ R. Radermacher. (2010). Modeling of a solar powered absorption cycle for Abu Dhabi. *Applied Energy*, 93(2012), 160-167.
- [10] Pedro J. Martinez, Jose C. Martinez, และ Manuel Lucas. (2012). Design and test results of a low-capacity solar cooling system in Alicante(Spain). *Solar Energy*, 86(2012), 2950-2960.
- [11] Yin Hang, Lili Du, Ming Qu, และ Peeta. (2012). Multi-objective optimization of integrated solar absorption cooling and heating systems for medium-sized office buildings. *Renewable Energy*, 52(2013), 67-78.
- [12] Andres Macia, Luis A. Bujedo, Teresa Magraner, และ Cesar R. Chamorro. (2013). Influence parameters on the performance of an experimental solar-assisted ground-coupled absorption heat pump in cooling operation. *Energy and Buildings*, 66(2013), 282-288.
- [13] Pando Martinez GE, Saucedo Carvajal D, Velazquez Limon N, Luna Leon A, และ Moreno Hernandez C. (2014). Simulation and Comparative Study of a Hybrid Cooling Solar-Gas with Heat Storage. *Energy Procedia*, 57(2014), 2646-2655.
- [14] A. Al-Alili, Y. Hwang R. Radermacher, และ I. Kubo. (2010). Optimiaztion of a solar powered absorption cycle under Abu Dhabi's weather conditions. *Solar Energy*, 84(2010), 2034-2040.
- [15] Jean Philippe Praene, Olivier Marc, Franck Lucas, และ Frederic Miranville. (2010). Simulation and experimental investigation of solar absorption cooling system in Reunion Island. *Applied Energy*, 88(2011), 831-839.

ประวัติผู้เขียน

นายอุทิศรงค์ สมสนุก เกิดเมื่อ 24 ตุลาคม พ.ศ. 2535 เริ่มศึกษาชั้นประถมศึกษาที่โรงเรียนบ้านนาแสง ชั้นมัธยมศึกษาที่โรงเรียนศรีวิไลวิทยา จังหวัดบึงกาฬ และสำเร็จการศึกษาระดับปริญญาตรี สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี จังหวัดนครราชสีมา เมื่อปี พ.ศ. 2558

ปี พ.ศ. 2558 เข้าศึกษาต่อในระดับปริญญาโท สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลและระบบกระบวนการ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี โดยขณะศึกษาได้รับทุนผู้ช่วยสอนและวิจัยสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลและระบบกระบวนการ และเป็นผู้ช่วยวิจัย เรื่อง การศึกษาสมรรถนะของระบบดูดความชื้นแบบแผ่นเยื่อที่ใช้สารดูดความชื้นสำหรับประเทศไทย โดยได้รับทุนสนับสนุนจากสำนักงานกองทุนสนับสนุนทุนวิจัย (สกว.) และ การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย (กฟผ.)

ผลงานวิจัย : ได้เสนอบทความเข้าร่วมในการประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 30 ประจำปี พ.ศ. 2559 เรื่อง การประเมินสมรรถนะของระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนที่ใช้ฮีตเตอร์ไฟฟ้าเป็นแหล่งความร้อนสำหรับร้าน 7-Eleven ในประเทศไทย และยังได้เสนอบทความเข้าร่วมในการประชุมวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 13 ประจำปี พ.ศ. 2560 เรื่อง การสร้างแบบจำลองและการจำลองระบบปรับอากาศแบบใช้สารดูดความชื้นชนิดของเหลวสำหรับประเทศไทย