

การประเมินสมรรถนะของระบบปรับอากาศที่ใช้อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่
เคลือบด้วยสารดูดความชื้นสำหรับร้านสะดวกซื้อ



นางสาวจุฬาลักษณ์ อินชนะ

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลและระบบกระบวนการ
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี
ปีการศึกษา 2566

PERFORMANCE EVALUATION OF A DESICCANT COATED HEAT
EXCHANGER AIR CONDITIONING SYSTEM IN CONVENIENCE STORES



A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of
Master of Engineering in Mechanical and Process System Engineering
Suranaree University of Technology
Academic Year 2023

การประเมินสมรรถนะของระบบปรับอากาศที่ใช้อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่เคลือบด้วย
สารดูดความชื้นสำหรับร้านสะดวกซื้อ

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี อนุมัติให้นักวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรปริญญาโทบริหารธุรกิจ

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์



(ศ. ดร.ธนากร วงศ์วัฒนะเสถียร)
ประธานกรรมการ



(ผศ. ดร.อาทิตย์ คุณศรีสุข)
กรรมการ (อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์)



(ผศ. ดร.กระวี ตรีอำนรรค)
กรรมการ



(ผศ. ดร.พรรษา ลิบลับ)
กรรมการ



(รศ. ดร.ยุพาพร รักสกุลพิวัฒน์)
รองอธิการบดีฝ่ายวิชาการและประกันคุณภาพ



(รศ. ดร.พรศิริ จงกล)
คณบดีสำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์

จุฬาลักษณ์ อินชนะ: การประเมินสมรรถนะของระบบปรับอากาศที่ใช้อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่เคลือบด้วยสารดูดความชื้นสำหรับร้านสะดวกซื้อ (PERFORMANCE EVALUATION OF A DESICCANT COATED HEAT EXCHANGER AIR CONDITIONING SYSTEM IN CONVENIENCE STORES) อาจารย์ที่ปรึกษา : ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อาทิตย์ คุณศรีสุข, 154 หน้า

คำสำคัญ: สารดูดความชื้น/ อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่เคลือบด้วยสารดูดความชื้น/ ระบบปรับอากาศ/ การประหยัดพลังงาน/ ความสามารถในการลดความชื้น

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้ได้ศึกษาศักยภาพของระบบปรับอากาศที่ใช้อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่เคลือบด้วยสารดูดความชื้น (Desiccant coated heat exchanger air conditioning, DCAC) ในการลดพลังงานของระบบปรับอากาศแบบอัดไอ (Vapor compression air conditioning, VCAC) โดยเฉพาะอย่างยิ่งในร้านสะดวกซื้อที่มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี จังหวัดนครราชสีมา ระบบ DCAC สามารถควบคุมความชื้นได้อย่างมีประสิทธิภาพ โดยใช้สารดูดความชื้นมาลดปริมาณความชื้นในอากาศด้วยการนำมาเคลือบที่ผิวของคอนเดนเซอร์และอีวาโปเรเตอร์ ในการศึกษาครั้งนี้ จึงได้เปรียบเทียบระบบ DCAC กับระบบ VCAC ซึ่งดั้งเดิมได้ใช้วิธีการลดอุณหภูมิของผิวอีวาโปเรเตอร์ให้ต่ำกว่าจุดน้ำค้างของอากาศเพื่อควบแน่นความชื้น ในการศึกษาได้พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ด้วยโปรแกรม MATLAB กับ REFPROP เพื่อประเมินสมรรถนะของระบบ DCAC สำหรับร้านสะดวกซื้อขนาด 95 ตารางเมตร ผลการศึกษาพบว่า การกระทำความเย็นที่ใช้สำหรับจำลองร้านสะดวกซื้อ มีค่าเท่ากับ 24.27 kW ภายใต้สภาวะอากาศแวดล้อมของจังหวัดนครราชสีมา โดยระบบ DCAC สามารถเพิ่มอุณหภูมิการระเหย (evaporation temperature) ได้เป็น 15 °C และมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) สูงสุด เท่ากับ 7.25 ซึ่งสูงกว่าระบบ VCAC ถึง 38.1% นอกจากนี้ ระบบ DCAC ยังมี COP ที่สูงกว่าระบบเดิมในทุกช่วงสภาวะอากาศและสามารถควบคุมให้อยู่ในสภาวะสบายเชิงความร้อนได้ อีกทั้งในการศึกษาระยะเวลาสลับโหมด พบว่า ภายใต้ความชื้นอากาศแวดล้อมต่ำ (11.9 g/kg) ระยะเวลาที่เหมาะสม คือ 10 นาที ในขณะที่ภายใต้ความชื้นอากาศแวดล้อมสูง (21.2 g/kg) ระยะเวลาที่เหมาะสม คือ 3 นาที ซึ่งในการศึกษายังได้ประเมินการใช้พลังงานตลอดทั้งปี และพบว่าระบบ DCAC สามารถลดการใช้พลังงานได้สูงสุดถึง 29.2% ในเดือนธันวาคม และน้อยที่สุด 21.5% ในเดือนเมษายน โดยเฉลี่ยแล้วสามารถประหยัดพลังงานได้ 25% ต่อปี อย่างไรก็ตาม ข้อจำกัดของการศึกษานี้ คือ ไม่ได้ประเมินความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ ซึ่งจำเป็นสำหรับการประเมินความคุ้มค่าในระยะยาวและมูลค่าการลงทุนของระบบ DCAC

สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล
ปีการศึกษา 2566

ลายมือชื่อนักศึกษา จุฬาลักษณ์
ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษา อาทิตย์

CHULALUK INCHANA : PERFORMANCE EVALUATION OF A DESICCANT COATED
HEAT EXCHANGER AIR CONDITIONING SYSTEM IN CONVENIENCE STORES.

THESIS ADVISOR : ASST. PROF. ATIT KOONSRIK, Ph.D., 154 PP.

Keywords: Desiccant/ Desiccant coated heat exchanger/ Air conditioning system/
Energy saving/ Moisture removal capacity

This thesis investigates the potential of a Desiccant Coated Heat Exchanger Air Conditioning (DCAC) system to reduce energy consumption in Vapor Compression Air Conditioning (VCAC) systems, specifically in a convenience store at Suranaree University of Technology, Nakhon Ratchasima. The DCAC system employs desiccant materials to coat both the condenser and evaporator coils, enabling effective humidity control by reducing air moisture content. This study compares the DCAC system with a traditional VCAC system, which lowers the evaporator coil surface temperature below the air's dew point to condense moisture. A mathematical model was developed using MATLAB and REFPROP to evaluate the performance of the DCAC system in a 95-square-meter convenience store. The study determined that the cooling load required for the simulated store was 24.27 kW. Under the ambient conditions of Nakhon Ratchasima Province, the DCAC system achieved an evaporation temperature of up to 15 °C, resulting in a maximum coefficient of performance (COP) of 7.25, which is 38.1% higher than that of the VCAC system. Additionally, the DCAC system consistently exhibited a higher COP across all ambient conditions while maintaining thermal comfort. An analysis of mode switching times revealed that under low ambient humidity (11.9 g/kg), the optimal switching time was 10 minutes, whereas under high humidity conditions (21.2 g/kg), the optimal switching time was reduced to 3 minutes. The annual energy consumption analysis indicated that the DCAC system could reduce energy usage by up to 29.2% in December and by a minimum of 21.5% in April, with an average annual energy savings of 25%. A limitation of this study is that it did not include an economic feasibility assessment, which is necessary to fully assess the long-term cost-effectiveness and investment value of the DCAC system.

School of Mechanical Engineering
Academic year 2023

Student's Signature.....Chulaluk Inchana
Advisor's Signature.....Atit Koonsrik

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงด้วยดี จากความเมตตาของบุคคลดังต่อไปนี้ ที่ให้ความกรุณาให้คำปรึกษาคำแนะนำ ทั้งในด้านวิชาการและการดำเนินการวิจัย

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อาทิตย์ คุณศรีสุข อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ที่กรุณาให้ความช่วยเหลือ ให้คำปรึกษาคำแนะนำ การปรับปรุงแก้ไขข้อบกพร่อง ตลอดจนการอบรมสั่งสอนด้วยความเอาใจใส่อย่างดียิ่ง ผู้วิจัยตระหนักถึงความตั้งใจจริง ความทุ่มเทของอาจารย์ และขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูงไว้ ณ ที่นี้

ขอขอบพระคุณคณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ประกอบด้วย ศาสตราจารย์ ดร.ธนากร วงศ์วัฒนา เสถียร (ประธานกรรมการ) ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.กระวี ตรีอำนรรค และผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.พรรษา ลิบลับ (กรรมการ) ที่ได้ตรวจทาน แก้ไข ชี้แนะ และให้คำแนะนำอันเป็นประโยชน์ต่อวิทยานิพนธ์ฉบับนี้จนเสร็จสมบูรณ์

ขอขอบคุณบัณฑิตศึกษาในกลุ่มวิจัยของผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อาทิตย์ คุณศรีสุข และพี่ ๆ น้อง ๆ ทุกคนที่ให้คำปรึกษา คำแนะนำ และให้กำลังใจในการดำเนินงานวิจัย

สุดท้ายนี้ ขอกราบขอบพระคุณบิดา มารดา และสมาชิกในครอบครัวทุกท่าน ที่คอยสนับสนุน และเป็นแรงผลักดันที่สำคัญให้แก่ผู้วิจัย จนทำให้วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงไปด้วยดี

จุฬาลักษณ์ อินชนะ

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อ (ภาษาไทย).....	ก
บทคัดย่อ (ภาษาอังกฤษ).....	ข
กิตติกรรมประกาศ.....	ค
สารบัญ.....	ง
สารบัญตาราง.....	ช
สารบัญรูป.....	ฉ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ	ฐ
บทที่	
1 บทนำ	1
1.1 ความสำคัญและที่มาของปัญหา	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย	3
1.3 ขอบเขตของการวิจัย	3
1.4 ผลที่คาดว่าจะได้รับ	4
2 ทัศนวิสัยการพัฒนาระบบและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	5
2.1 ระบบปรับอากาศแบบอัดไอ (Vapor Compression Air Conditioning System, VCACs).....	5
2.2 การนำสารดูดความชื้นเคลื่อนที่ผิวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	8
2.2.1 สารดูดความชื้น (Desiccant).....	8
2.2.2 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เคลือบด้วยสารดูดความชื้น (Desiccant Coated Heat Exchanger, DCHE)	10
2.3 ระบบปรับอากาศที่ใช้อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนเคลื่อนที่ด้วยสารดูดความชื้น (Desiccant Coated Heat Exchanger Air Conditioner System, DCACs).....	14
2.4 การปรับปรุงสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศที่ใช้อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน เคลือบด้วยสารดูดความชื้น	19
3 วิธีดำเนินการวิจัย	22
3.1 แผนภาพระบบปรับอากาศที่ใช้อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนเคลือบด้วยสารดูดความชื้น	22

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

3.2	การจำลองระบบปรับอากาศที่ใช้อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน ที่เคลื่อนด้วยสารดูดความชื้น.....	24
3.2.1	สมการควบคุมสำหรับจำลองอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน ที่เคลื่อนด้วยสารดูดความชื้น.....	25
3.2.2	สมการควบคุมสำหรับจำลองอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน ที่ไม่ได้เคลื่อนด้วยสารดูดความชื้น.....	26
3.2.3	สมการช่วย	27
3.2.3.1	สมการช่วยสำหรับการคำนวณด้านอากาศ	27
3.2.3.2	สมการช่วยสำหรับการคำนวณด้านสารทำความเย็น.....	30
3.2.3.3	สมการช่วยสำหรับการคำนวณเกี่ยวกับรูปทรง และคุณสมบัติทางเรขาคณิต.....	32
3.2.4	แผนภาพการไหลของข้อมูลในจำลองระบบ DCAC	34
3.3	สมการจำลองระบบปรับอากาศแบบอัดไอ	38
3.4	สมการสำหรับประเมินสมรรถนะของระบบ DCAC และระบบ VCAC	38
3.5	ห้องปรับอากาศและภาระทำความเย็น.....	39
3.5.1	ความสามารถในการทำความเย็นของระบบปรับอากาศ	41
3.5.1.1	ความสามารถในการลดอุณหภูมิ.....	41
3.5.1.2	ความสามารถในการลดความชื้นสัมบูรณ์.....	42
3.5.1.3	ความร้อนจากการรังสีความร้อนผ่านตัวอาคารที่โปร่งแสง.....	42
3.5.1.4	ความร้อนที่เกิดจากมนุษย์.....	42
3.5.1.5	ความร้อนสัมผัสที่เกิดจากระบบแสงสว่าง.....	43
3.5.1.6	เครื่องใช้ไฟฟ้าภายในร้านสะดวกซื้อ	43
3.5.1.7	การนำความร้อนผ่านกรอบและผนังของอาคาร.....	43
3.5.1.8	ความร้อนจากการระบายอากาศ	44
3.6	การประเมินภาระทำความเย็นและอัตราการไหลของสารทำความเย็นสำหรับร้าน สะดวกซื้ออากาศ.....	45
3.6.1	ระบบ VCAC สำหรับร้านสะดวกซื้อ	45
3.6.2	ระบบ DCAC สำหรับร้านสะดวกซื้อ.....	46

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

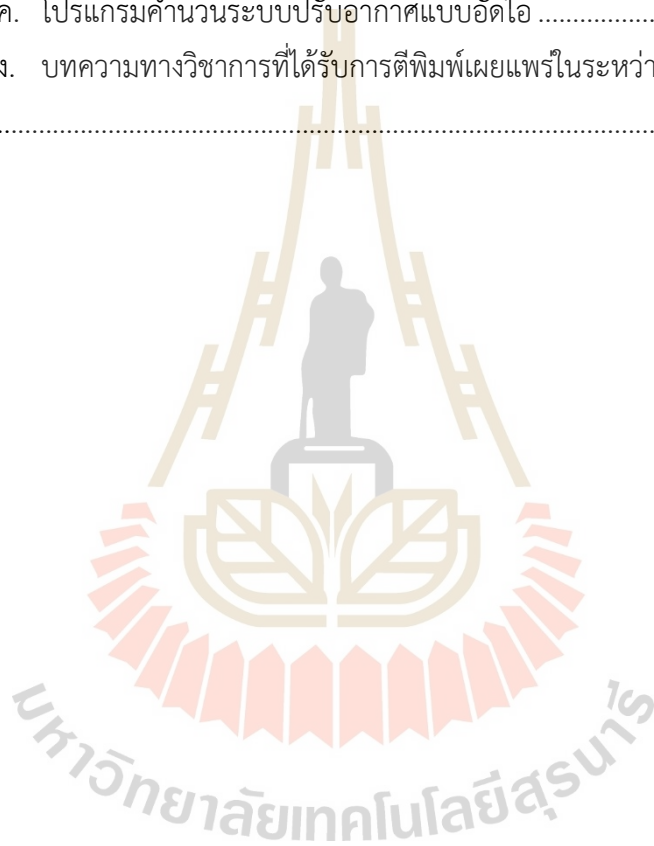
3.7	สภาวะอากาศในการจำลองระบบปรับอากาศ.....	48
3.8	แผนภาพการจำลองระบบปรับอากาศสำหรับร้านสะดวกซื้อ และเงื่อนไขในการจำลอง	49
3.9	การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง.....	56
3.9.1	ความถูกต้องของแบบจำลองระบบ DCAC	56
3.9.2	ความถูกต้องของแบบจำลองระบบ VCAC.....	57
3.10	ขั้นตอนการทำวิจัย	58
4	ผลการดำเนินการวิจัย	63
4.1	อิทธิพลของอุณหภูมิการระเหยของสารทำความเย็น.....	63
4.2	อิทธิพลของอุณหภูมิอากาศแวดล้อม.....	66
4.3	อิทธิพลของความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อม	72
4.4	อิทธิพลของระยะเวลาการสลับโหมด	76
4.4.1	วันที่มีความชื้นต่ำ	76
4.4.2	วันที่มีความชื้นสูง	78
4.5	การเปรียบเทียบการใช้พลังงานของระบบ DCAC กับ VCAC สำหรับร้านสะดวกซื้อ ภายใต้อากาศสภาพแวดล้อมจังหวัดนครราชสีมาตลอดระยะเวลา 1 ปี.....	80
5	สรุปผลการวิจัย.....	82
5.1	สรุปผลการวิจัย	82
5.1.1	อิทธิพลของอุณหภูมิการระเหยของสารทำความเย็น	82
5.1.2	อิทธิพลของอุณหภูมิอากาศแวดล้อม.....	82
5.1.3	อิทธิพลของความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อม	83
5.1.4	อิทธิพลของระยะเวลาการสลับโหมด.....	83
5.1.5	การเปรียบเทียบการใช้พลังงานของระบบ DCAC กับ VCAC สำหรับร้านสะดวกซื้อภายใต้อากาศสภาพแวดล้อมจังหวัดนครราชสีมา ตลอดระยะเวลา 1 ปี.....	83
5.2	ข้อเสนอแนะ.....	84
	รายการอ้างอิง	85

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

ภาคผนวก

ภาคผนวก ก. ข้อมูลการคำนวณภาระความร้อนของห้องปรับอากาศ	89
ภาคผนวก ข. โปรแกรมคำนวณระบบปรับอากาศที่อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน เคลื่อนด้วยสารดูดความชื้น	106
ภาคผนวก ค. โปรแกรมคำนวณระบบปรับอากาศแบบอัดไอ	130
ภาคผนวก ง. บทความทางวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในระหว่างศึกษา	150
ประวัติผู้เขียน	154



สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
3.1	อัตราการใช้ของสารทำความเย็นจากการประเมินภาระการทำความเย็น 48
3.2	เงื่อนไขในการคำนวณเพื่อหาภาระการทำความเย็นของร้านสะดวกซื้อ..... 52
3.3	ขนาดและพารามิเตอร์ที่ใช้จำลองเครื่อง DCAC 53
3.4	ขนาดและพารามิเตอร์ที่ใช้จำลองเครื่อง VCAC 54
3.5	คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิก 55
3.6	เงื่อนไขการจำลองอิทธิพลของอุณหภูมิระเหย 60
3.7	เงื่อนไขการจำลองอิทธิพลของอุณหภูมิสภาพแวดล้อม 60
3.8	เงื่อนไขการจำลองอิทธิพลของความชื้นสัมพัทธ์สภาพแวดล้อม..... 61
3.9	เงื่อนไขการจำลองอิทธิพลของระยะเวลาการสลับโหมด 61

สารบัญรูป

รูปที่

หน้า

1.1	แผนภาพระบบ (ก) DCHE และ (ข) DCAC.....	2
2.1	วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ (คู่มือผู้รับผิดชอบด้านพลังงาน (อาคาร), 2553).....	6
2.2	แผนภาพ T-s ของระบบปรับอากาศแบบอัดไอ.....	7
2.3	แผนภาพ P-h ของระบบปรับอากาศแบบอัดไอ	7
2.4	วัฏจักรการทำงานของสารดูดความชื้น (ASHRAE Handbook, 2005)	9
2.5	งานวิจัยเกี่ยวกับเทคโนโลยีของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เคลือบสารดูดความชื้น.....	11
2.6	ลักษณะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เคลือบสารดูดความชื้น	12
2.7	ระบบของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เคลือบสารดูดความชื้น.....	12
2.8	แผนภาพวงจรระบบ DCHE ที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนต่อกัน (Zhao et al., 2014)..	13
2.9	กระบวนการทำงานของระบบ DCAC (Zhao et al., 2021).....	15
2.10	กระบวนการลดความชื้นและกระบวนการไล่ความชื้นของระบบ DCAC	16
2.11	แนวโน้มของอุณหภูมิและความชื้นเมื่ออากาศผ่าน DCAC (Zheng et al., 2015).....	17
2.12	อิทธิพลของผลต่างของอุณหภูมิระเหยและอุณหภูมิกลั่นตัวต่อสภาวะอากาศที่ผ่าน DCAC	18
2.13	การวางอุปกรณ์ของระบบ DCAC ที่ติดตั้ง CE ร่วมด้วย	20
2.14	อุณหภูมิอากาศที่เปลี่ยนแปลงต่อเวลาเมื่อผ่านระบบ DCAC	20
3.1	แผนภาพการทำงานของระบบ DCAC ที่ใช้ในการจำลอง.....	23
3.2	ปริมาตรควบคุมสำหรับการพิจารณาสมการควบคุมของระบบ DCAC (Yang et al., 2020)..	24
3.3	แผนผังการจำลองหาความชื้นสัมบูรณ์อากาศลมจ่ายเมื่อไหลผ่าน CE	27
3.4	การบอกขนาดของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน (ดัดแปลงจาก Hua et al., 2019).....	33
3.5	แผนภาพการไหลของอากาศและสารทำความเย็นที่ผ่านอุปกรณ์ต่าง ๆ ของระบบ DCAC (ดัดแปลงมาจาก Yang et al., 2020).....	35
3.6	แผนภาพการไหลของอากาศและสารทำความเย็นที่ผ่านอุปกรณ์ต่าง ๆ ของระบบ DCAC (ดัดแปลงมาจาก Yang et al., 2020).....	36

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.7 แผนภาพการหาเอนทาลปีทางเข้า DCE (ดัดแปลงมาจาก Yang et al., 2020).....	36
3.8 แผนภาพการจำลอง DCHE.....	37
3.9 แผนภาพการใส่อินพุตของการจำลองระบบ DCAC.....	38
3.10 การถ่ายเทพลังงานของห้องปรับอากาศ.....	40
3.11 แผนผังการไหลของอากาศของระบบปรับอากาศ.....	41
3.12 แผนภาพพื้นที่การนำความร้อนผ่านผนังสู่ภายในอาคาร (ASHREA Handbook, 2001).....	44
3.13 ภาระการปรับอากาศของร้านสะดวกซื้อขนาด 95 ตารางเมตร เมื่อสภาพอากาศเปลี่ยนแปลง.....	46
3.14 ภาระความร้อนสัมผัสของร้านสะดวกซื้อขนาด 95 ตารางเมตร เมื่อสภาพอากาศเปลี่ยนแปลง.....	47
3.15 อัตราการไหลของสารทำความเย็นสำหรับระบบปรับอากาศ DCAC ขนาด 42,000 BTU/h เมื่อสภาพอากาศเปลี่ยนแปลง.....	48
3.16 การเปลี่ยนสภาวะอากาศที่ใช้จำลองร้านสะดวกซื้อ.....	49
3.17 แผนภาพ P-h ของระบบ VCAC และระบบ DCAC ที่ใช้ในการจำลอง.....	50
3.18 แผนภาพรวมของการจำลองร้านสะดวกซื้อ.....	51
3.19 การเปรียบเทียบอุณหภูมิและความชื้นสัมบูรณ์ที่ออกจาก CE ระหว่างการจำลอง ด้วยระบบ DCAC กับการทดลอง เมื่ออุณหภูมิอากาศสภาพแวดล้อมเปลี่ยนแปลง.....	56
3.20 การเปรียบเทียบอุณหภูมิอากาศในห้องและการใช้พลังงานไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ ระหว่างการจำลองด้วยระบบ VCAC กับการทดลอง.....	57
3.21 การเปรียบเทียบความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศในห้องปรับอากาศ ระหว่างการจำลองด้วยระบบ VCAC กับการทดลอง.....	58
3.22 แผนผังขั้นตอนการทำวิจัย.....	62
4.1 อุณหภูมิและความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศลมจ่ายของระบบ DCAC เมื่ออุณหภูมิการระเหยมีค่าตั้งแต่ 11 – 17 °C.....	64
4.2 ความสามารถของลดความชื้นและลดอุณหภูมิของห้อง เมื่ออุณหภูมิการระเหยของระบบ DCAC มีค่าตั้งแต่ 11 – 17 °C.....	65

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.3	อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของห้อง เมื่ออุณหภูมิการระเหยของระบบ DCAC มีค่าตั้งแต่ 11 – 17 °C..... 65
4.4	พลังงานไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์และสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ DCAC เมื่ออุณหภูมิการระเหยมีค่าตั้งแต่ 11 – 17 °C..... 66
4.5	อุณหภูมิห้องเฉลี่ยของระบบ VCAC และระบบ DCAC ที่อุณหภูมิอากาศแวดล้อม 28 – 36 °C และความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อม 70% 67
4.6	ความชื้นสัมพัทธ์ห้องเฉลี่ยของระบบ VCAC และระบบ DCAC ที่อุณหภูมิอากาศแวดล้อม 28 – 36 °C และความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อม 70% 68
4.7	ความสามารถในการลดความชื้นของระบบ DCAC และระบบ VCAC ที่ อุณหภูมิอากาศแวดล้อม 28 – 36 °C และความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อม 70% 69
4.8	ปริมาณความชื้นในสารดูดความชื้นในกระบวนการไล่ความชื้นและกระบวนการลดความชื้น ที่อุณหภูมิอากาศแวดล้อม 28 – 36 °C และความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อม 70%..... 70
4.9	ผลการเปรียบเทียบปริมาณการใช้ไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ของระบบ VCAC และ DCAC ที่อุณหภูมิอากาศแวดล้อม 28 – 36 °C และความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อม 70%..... 70
4.10	ความสามารถในการลดความชื้นของระบบ DCAC และระบบ VCAC ที่ อุณหภูมิอากาศแวดล้อม 28 – 36 °C และความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อม 70% 70
4.11	สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ DCAC และระบบ VCAC ที่อุณหภูมิอากาศแวดล้อม 28 – 36 °C และความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อม 70% 71
4.12	อุณหภูมิห้องเฉลี่ยของระบบ VCAC และระบบ DCAC ความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อม 40 - 80% อุณหภูมิอากาศแวดล้อม 32 °C..... 72
4.13	ความชื้นสัมพัทธ์ห้องเฉลี่ยของระบบ VCAC และระบบ DCAC ความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อม 40 - 80% อุณหภูมิอากาศแวดล้อม 32 °C..... 73
4.14	ความสามารถในการลดความชื้นของระบบ DCAC และระบบ VCAC ที่ความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อม 40 - 80% อุณหภูมิอากาศแวดล้อม 32 °C..... 74
4.15	ผลการเปรียบเทียบปริมาณการใช้ไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ของระบบ VCAC และระบบ DCAC ที่ความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อม 40 - 80% อุณหภูมิอากาศแวดล้อม 32 °C..... 75

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่

หน้า

4.16	สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ DCAC และระบบ VCAC ที่ความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อม 40 - 80% อุณหภูมิอากาศแวดล้อม 32 °C.....	75
4.17	ผลของสภาวะอากาศในห้องของระบบ DCAC ที่เปลี่ยนแปลงตามระยะเวลาสลับโหมด ในวันที่ความชื้นต่ำ.....	76
4.18	อิทธิพลการเปลี่ยนแปลงระยะเวลาสลับโหมดที่ส่งผลต่อสมรรถนะของระบบ DCAC	78
4.19	ผลของสภาวะอากาศในห้องของระบบ DCAC ที่เปลี่ยนแปลงตามระยะเวลาสลับโหมด ในวันที่ความชื้นสูง.....	79
4.20	อิทธิพลการเปลี่ยนแปลงระยะเวลาสลับโหมดที่ส่งผลต่อสมรรถนะของระบบ DCAC ในวันที่ความชื้นสูง.....	79
4.21	การใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบ DCAC เปรียบเทียบกับระบบ VCAC ในแต่ละเดือนตลอดปี พ.ศ. 2567	81
4.22	ความสามารถในการประหยัดพลังงานไฟฟ้าของระบบ DCAC เมื่อเปรียบเทียบกับระบบ VCAC ในแต่ละเดือนตลอดปี พ.ศ. 2567	81

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

อักษรย่อ

A	=	พื้นที่หน้าตัด (section area, m^2)
C_p	=	ความร้อนจำเพาะ (specific heat, $J/kg\ K$)
d	=	เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อทองแดง (copper tube diameter, m)
e	=	พลังงานภายในจำเพาะ (specific internal energy (J/kg))
h	=	สัมประสิทธิ์การพาความร้อน (convective heat transfer coefficient, W/m^2k)
i	=	เอนทัลปี (specific enthalpy, J/kg)
j	=	Colburn's factor หรือ สัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนของอากาศ
$\dot{m}$	=	อัตราการไหลเชิงมวล (mass flow rate, kg/s)
MRC	=	ความสามารถในการลดความชื้นสัมบูรณ์ (g/kg)
Nu	=	ตัวเลขนัสเซล (Nusselt number)
p	=	ความดัน (pressure, Pa)
Pr	=	ตัวเลขพรันด์เทิล (Prandtl number)
Re	=	ตัวเลขเรย์โนลด์ (Reynolds number)
t	=	ความหนา (Thickness, m)
T	=	อุณหภูมิ (temperature, $^{\circ}C$)
W	=	ความชื้นของวัสดุ (moisture content of the material, g/g)
x	=	คุณภาพไอน้ำ (steam quality)
Y	=	ความชื้นสัมบูรณ์ (air humidity ratio, g/kg)
λ	=	ค่าการนำความร้อน (conductivity, W/mK)
μ	=	ความหนืดไดนามิกส์ (dynamic viscosity, $Pa\ s$)
ρ	=	ความหนาแน่น (density, kg/m^3)
σ	=	แรงตึงผิว (surface tension, N/m)

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

ตัวห้อย

0	=	ค่าเริ่มต้น/ค่าอ้างอิง (Initial value/reference value)
a	=	อากาศ (air)
al	=	อลูมิเนียม (Aluminum)
amb	=	แวดล้อม (ambient)
c/C	=	condenser
cm	=	compressor
cooling	=	การทำความเย็น (cooling)
cu	=	ทองแดง (Copper)
d	=	การเคลือบสารดูดความชื้นที่มีรูพรุน (porous desiccant coating (including pores))
e/E	=	evaporator
f	=	ครีป (Fin)
HX	=	DCHE (including the tubes, fins, and desiccant)
i	=	ภายใน (inside)
in	=	ทางเข้า (inlet)
l	=	ของเหลว (liquid)
mix	=	ส่วนผสมของอากาศอิสระรวมทั้งไอน้ำ (the free air mixture including water vapor)
o	=	ภายนอก (outside)
out	=	ทางออก (outlet)
r	=	สารทำความเย็น (Refrigerant)
tpe	=	สารทำความเย็นแบบสองเฟสที่คอยล์เย็น (the two-phase refrigerant at evaporator)
tpc	=	สารทำความเย็นแบบสองเฟสที่คอยล์ร้อน (the two-phase refrigerant at condenser)
rg	=	ไออิ่มตัวของสารทำความเย็นสองเฟส (saturated gas of the two-phase refrigerant)

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

rl	=	ของเหลวอิ่มตัวของสารทำความเย็นสองเฟส (saturated liquid of the two-phase refrigerant)
$room$	=	ห้อง (room)
t	=	ท่อ (Tube)
v	=	ไอน้ำในอากาศและสารดูดความชื้น (water vapor (inside air & desiccant pores))
w	=	ไอน้ำที่ไหลตามอากาศอิสระ (water vapor flowing along the free air)

อักษรย่อที่มีคำจำกัดความเฉพาะ Nomenclature (with specific definition)

D_a	=	ค่าสัมประสิทธิ์การแพร่กระจายของน้ำในอากาศ (diffusion coefficient of water in air, m^2/s)
K_y	=	อัตราการถ่ายโอนมวลของการพาความร้อน (convective mass transfer rate, $kg/m^2 s$)
$\dot{q}_{st}$	=	ความร้อนดูดซับจำเพาะของสารดูดความชื้น (specific sorption heat of the desiccant, J/kg)

อักษรย่อทางเรขาคณิต Geometric Nomenclature

A_a	=	$A_a = A_{a,t} + A_{a,f}$
$A_{a,f}$	=	$A_{a,f} = 2\delta_x \delta_z - \pi(d_o 2t_d)^2 / 4$ area of the heat/mass transfer interface between the air and the desiccant coated on fins of one repeating unit (m^2)
$A_{a,t}$	=	$A_{a,t} = \pi(d_o 2t_d)(P_f - t_f 2t_d)$ area of the heat/mass transfer interface between the air and the desiccant coated on tubes of one repeating unit (m^2)
A_{fr}	=	$A_{fr} = L_y L_z$ พื้นที่ด้านหน้า (frontal area, m^2)

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มาของปัญหา

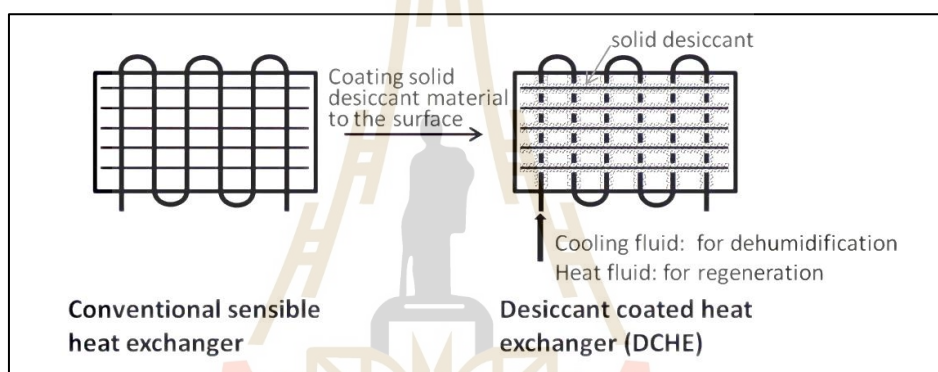
ร้านสะดวกซื้อในประเทศไทย มีจำนวนเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่อง ทั้งในเขตเมืองและในเขตชนบท ภายในร้านค้ามีอุปกรณ์ไฟฟ้าติดตั้งมากมายและมีอัตราการใช้พลังงานที่สูง โดยจากงานวิจัยของ Wongsuwan et al. (2019) ได้ประเมินการใช้พลังงานสำหรับร้านสะดวกซื้อในประเทศไทย จำนวน 10 ร้าน พบว่า มีการใช้ไฟฟ้าสูงถึง 823 kWh/m².year โดยแบ่งเป็น การใช้ไฟฟ้าในระบบอุปกรณ์แช่เย็นร้อยละ 59 - 64 การใช้ไฟฟ้าในระบบปรับอากาศร้อยละ 26-28 และใช้ในระบบไฟฟ้าส่องแสงสว่างร้อยละ 5 ซึ่งอากาศภายในร้านสะดวกซื้อจะได้รับความชื้นที่ถูกปล่อยมาจากอุปกรณ์ไฟฟ้าตลอดเวลา เช่น อุปกรณ์แช่เย็น หม้อต้มน้ำร้อน ไมโครเวฟ เป็นต้น นอกจากนี้ ยังมีความชื้นจากการพูด การหายใจของลูกค้าที่เดินเข้ามาซื้อสินค้า ดังนั้น จึงเป็นสิ่งที่น่าสนใจในการนำเทคโนโลยีของสารดูดความชื้น (Desiccant) มาใช้กับร้านสะดวกซื้อ

ปัจจุบันระบบปรับอากาศแบบอัดไอ (Vapor compression system, VC) นำมาใช้เพื่อรักษาสภาวะสุขสบายเชิงความร้อน (Thermal comfort) ภายในห้องปรับอากาศ โดยมีอุณหภูมิและความชื้นของอากาศ เป็นพารามิเตอร์หลักที่ใช้รักษาสภาวะสุขสบายเชิงความร้อน (American Society of Heating, 2013) ซึ่งในการทำงานของระบบปรับอากาศแบบอัดไอ มีภาระทางความร้อน 2 แบบ ประกอบไปด้วย ภาระจากความร้อนสัมผัส (Sensible heat load) หรือภาระความร้อนจากการจัดการอุณหภูมิ และภาระจากความร้อนแฝง (Latent heat load) หรือภาระความร้อนจากการจัดการความชื้น โดยมากกว่า 40% ของภาระทางความร้อนทั้งหมดมาจากภาระจากความร้อนแฝง (Tu et al., 2017)

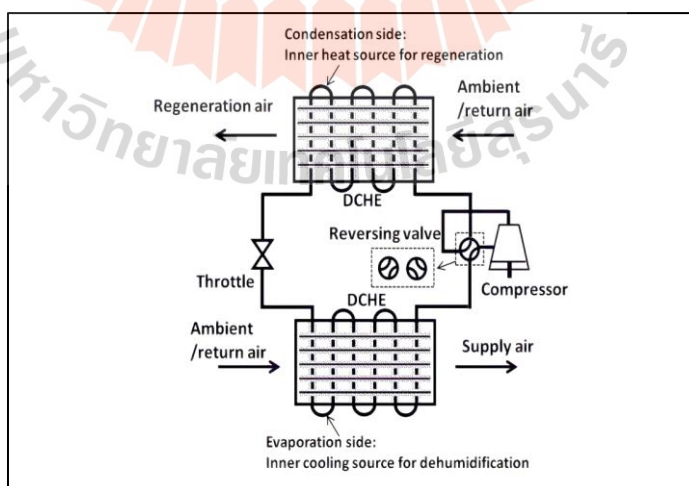
การลดความชื้นจากการควบแน่น (Condensation dehumidification) ในระบบปรับอากาศแบบอัดไอ เป็นวิธีการจัดการกับภาระจากความร้อนแฝงไปพร้อมกับภาระจากความร้อนสัมผัส (Mazzei et al., 2005) โดยการลดความชื้นจากการควบแน่นนี้ ต้องทำให้อุณหภูมิระเหยของสารทำความเย็น (Evaporating temperature) ที่ต่ำ โดยทั่วไปมีค่าประมาณ 5 - 7 °C เพื่อทำให้บริเวณผิวคอยล์เย็น (Evaporator) มีอุณหภูมิผิวต่ำกว่าอุณหภูมิจุดน้ำค้างของอากาศในห้องปรับอากาศ เพื่อให้เกิดการควบแน่นและกลั่นตัวเป็นหยดน้ำที่ผิวคอยล์ ดังนั้น วิธีการจัดการกับภาระจากความร้อนแฝงนี้ จึงส่งผลให้ระบบมีค่า COP ต่ำ ประมาณ 2.8 - 3.8 (Jani et al., 2017) เนื่องจากการทำให้อุณหภูมิระเหยของสารทำความเย็นต่ำเกินไป ส่งผลให้การทำงานของคอมเพรสเซอร์มีการใช้พลังงานสูง และ

ทำให้ต้องใช้พลังงานในการระบายความร้อนเพิ่มขึ้น จึงส่งผลให้มีการสิ้นเปลืองพลังงานอย่างมหาศาล (Zhang et al., 2010)

เมื่อไม่นานมานี้ ได้มีการนำเสนอระบบปรับอากาศที่ใช้อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่เคลือบด้วยสารดูดความชื้น (Desiccant Coated heat exchanger Air Conditioning, DCAC) โดยเป็นระบบปรับอากาศแบบอัดไอที่ใช้สารดูดความชื้น (Desiccant) มาเคลือบที่อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนในระบบปรับอากาศ ซึ่งประกอบไปด้วย คอยล์เย็น (Evaporator) และคอยล์ร้อน (Condenser) ดังแสดงในรูปที่ 1.1 ซึ่งพบว่า ระบบ DCAC สามารถแยกจัดการควบคุมอุณหภูมิและความชื้น เนื่องจากความร้อนสัมผัสถูกดูดซับด้วยสารทำความเย็นภายในท่อ ขณะที่ความร้อนแฝงจะถูกจัดการด้วยสารดูดความชื้นที่เคลือบ



(ก)



(ข)

รูปที่ 1.1 แผนภาพระบบ (ก) DCHE และ (ข) DCAC (Ge et al., 2018)

โดยจากงานวิจัยของ Tu et al. (2017) ที่ทำการทดลองระบบ DCAC พบว่า การใช้สารดูดความชื้นมาลดความชื้นในระบบปรับอากาศแทนที่การลดความชื้นแบบการกลั่นตัว สามารถทำให้อุณหภูมิระเหยของสารทำความเย็นมีค่าเพิ่มขึ้นเป็น 13°C สามารถลดความชื้นของอากาศได้ 13.03 g/kg และมีค่า COP ภายใต้สภาพอากาศในช่วงฤดูร้อนและช่วงฤดูหนาว เท่ากับ 6.2 และ 5.9 ตามลำดับ สอดคล้องกับการประเมินประสิทธิภาพของระบบ DCAC ของ Hua et al. (2019) พบว่าระบบมีค่า COP อยู่ในช่วง 4.41 – 7.14 ภายใต้สภาพอากาศฤดูร้อนของเชียงใหม่ ในขณะที่ระบบปรับอากาศแบบอัดไอธรรมดามีค่า COP น้อยกว่า 5 เมื่อทำงานภายใต้สภาวะเดียวกัน

จากที่กล่าวมาข้างต้น แสดงให้เห็นว่า ระบบปรับอากาศที่ใช้อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่เคลือบด้วยสารดูดความชื้น มีประสิทธิภาพที่สูงกว่าระบบปรับอากาศอัดไอแบบดั้งเดิม เนื่องจากมีความสามารถในการจัดการความร้อนแฝงอย่างมีประสิทธิภาพ อย่างไรก็ตาม พบว่า งานวิจัยส่วนใหญ่ยังไม่มีการศึกษาของระบบ DCAC สำหรับร้านสะดวกซื้อ ดังนั้นวิทยานิพนธ์นี้จึงสนใจที่จะประเมินความเป็นไปได้ในการใช้เทคโนโลยีของระบบ DCAC สำหรับร้านสะดวกซื้อ ภายใต้สภาพอากาศของตำบลสุรนารี จังหวัดนครราชสีมา โดยพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ด้วยโปรแกรม MATLAB ร่วมกับโปรแกรม REFPROP และศึกษาอิทธิพลของการเปลี่ยนสารทำความเย็น เพื่อที่จะสามารถนำระบบ DCAC ไปใช้งานแทนที่ระบบปรับอากาศอัดไอ โดยคาดหวังว่าระบบ DCAC จะสามารถลดการใช้พลังงานไฟฟ้าในระบบปรับอากาศได้

1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

1.2.1 เพื่อพัฒนาโปรแกรมของระบบปรับอากาศที่ใช้อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่เคลือบด้วยสารดูดความชื้น

1.2.2 เพื่อประเมินสมรรถนะของระบบปรับอากาศที่ใช้อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่เคลือบด้วยสารดูดความชื้นกับระบบปรับอากาศแบบอัดไอ สำหรับร้านสะดวกซื้อขนาด 95 ตารางเมตร

1.3 ขอบเขตของการวิจัย

1.3.1 ใช้การจำลองทางคณิตศาสตร์โดยใช้โปรแกรม MATLAB และโปรแกรม REFPROP

1.3.2 ใช้สภาพอากาศของจังหวัดนครราชสีมา

1.3.3 การคำนวณหาภาระทางความเย็นใช้ขนาดร้านสะดวกซื้อในมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารีที่มีพื้นที่ 95 ตารางเมตร

1.3.4 ตัวแปรที่ใช้ในการจำลอง ได้แก่ ขนาดของอุปกรณ์ถ่ายความร้อนที่เคลือบด้วยสารดูดความชื้น และระยะเวลาในการสลับโหมด

1.3.5 ใช้สารทำความเย็นชนิด R32

1.3.6 ใช้สารดูดความชื้นชนิดซิลิกาเจล

1.3.7 ตัวแปรที่ใช้สำหรับประเมินสมรรถนะของระบบ ได้แก่ พลังงานสุทธิ (Energy consumption) ปริมาณความชื้นสัมบูรณ์ที่ลดลงได้ (Moisture removal capacity, MRC) และสัมประสิทธิ์สมรรถนะทางไฟฟ้า (COP)

1.4 ผลที่คาดว่าจะได้รับ

1.4.1 สามารถพัฒนาโปรแกรมการจำลองที่ประเมินสมรรถนะของระบบปรับอากาศที่ใช้อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่เคลือบด้วยสารดูดความชื้น เพื่อหาแนวทางลดการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศแบบอัดไอสำหรับร้านสะดวกซื้อ



บทที่ 2

ปรีทัศน์วรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ในบทนี้จะกล่าวถึงทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้องเพื่อนำมาสู่การวิจัยในวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ โดยแบ่งออกเป็น 4 ส่วน ได้แก่ ระบบปรับอากาศแบบอัดไอ การนำสารดูดความชื้นเคลือบที่ผิวอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เครื่องปรับอากาศที่ใช้อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนเคลือบด้วยสารดูดความชื้น การปรับปรุงสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศที่ใช้อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนเคลือบด้วยสารดูดความชื้น ซึ่งจะถูกรวบรวมตามลำดับหัวข้อดังนี้

2.1 ระบบปรับอากาศแบบอัดไอ (Vapor Compression Air Conditioning System, VCACs)

การปรับอากาศ หมายถึง การปรับสถานะอากาศให้ได้ตามเงื่อนไขที่ต้องการ อาจมีความหมายรวมถึงการควบคุมอุณหภูมิและความชื้น การควบคุมคุณภาพและความสะอาดของอากาศ การควบคุมการไหลเวียนของอากาศ ระดับเสียงในพื้นที่ปรับอากาศ เพื่อจุดประสงค์เฉพาะอย่าง ได้แก่ เพื่อความสบายต่อผู้อยู่อาศัยหรือปฏิบัติงานในบริเวณนั้น ๆ เพื่อประโยชน์ทางอุตสาหกรรมการผลิตและการเก็บรักษา

หลักการทำงานของระบบปรับอากาศ คือ การนำเอาความร้อนจากบริเวณที่ต้องการทำความเย็นหรือภายในอาคารไปถ่ายเทสู่บริเวณที่ไม่ต้องการทำความเย็นหรือภายนอกอาคาร โดยผ่านตัวกลางคือ สารทำความเย็น ซึ่งประกอบด้วย 4 อุปกรณ์หลัก ดังนี้

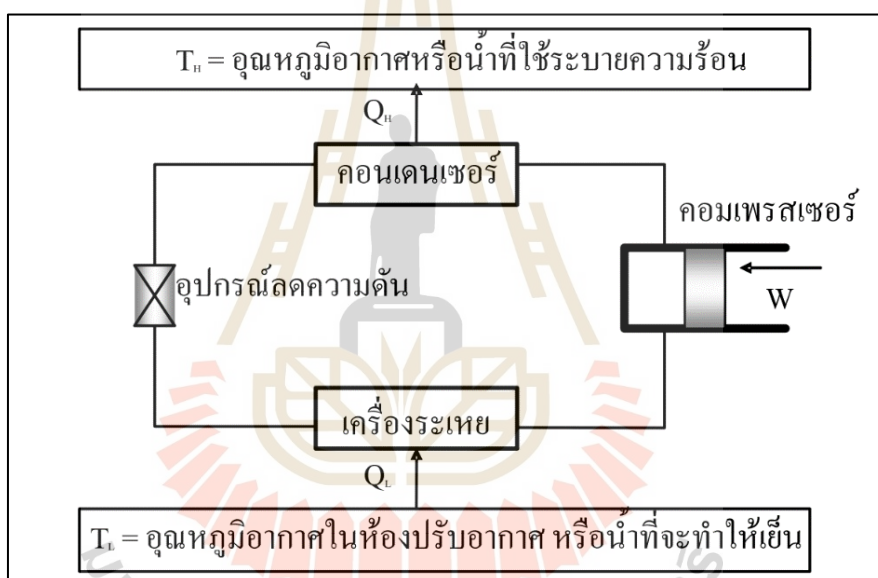
อีวาโปเรเตอร์ (evaporator) หรือคอยล์เย็น ทำหน้าที่รับความร้อนจากบริเวณที่ต้องการปรับอากาศระหว่างสารทำความเย็นเหลวซึ่งมีความดันต่ำและอุณหภูมิต่ำกว่าอากาศภายในห้องปรับอากาศ ซึ่งต้องการทิ้งความร้อนทำให้สารทำความเย็นรับความร้อนที่อากาศทิ้งเข้ามาจนเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอ

คอมเพรสเซอร์ (compressor) ทำหน้าที่เพิ่มความดันของสารทำความเย็น โดยดูดสารทำความเย็นที่ไหลออกจากอีวาโปเรเตอร์และอัดทำให้ความดันและอุณหภูมิสูงขึ้น อีกทั้งยังทำหน้าที่ทำให้สารทำความเย็นไหลเวียนไปในระบบ โดยสถานะสารทำความเย็นที่ไหลเข้าทางด้านดูดของคอมเพรสเซอร์จะต้องมีสถานะเป็นไอเท่านั้น เพื่อไม่ให้เกิดผลเสียต่อคอมเพรสเซอร์

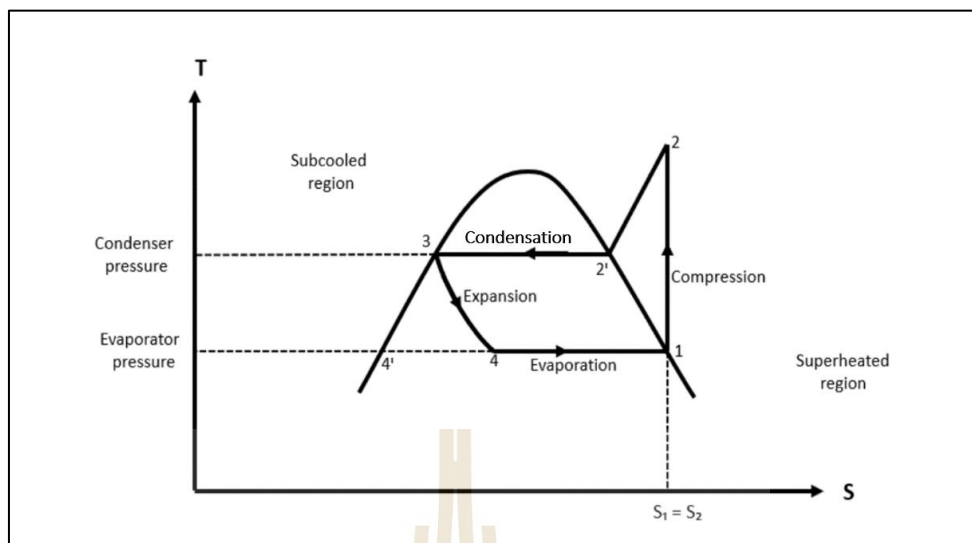
คอนเดนเซอร์ (condenser) หรือคอยล์ร้อน ทำหน้าที่ระบายความร้อนออกจากสารทำความเย็นที่เป็นไอควบแน่นกลับมาเป็นสถานะของเหลว โดยสารทำความเย็นจะทิ้งความร้อนให้กับตัวกลางที่เป็นน้ำหรือเป็นน้ำหรืออากาศแล้วถ่ายเทออกไปภายนอกอาคาร

อุปกรณ์ลดความดัน (expansion Valve) ทำหน้าที่ลดความดันของสารทำความเย็นและควบคุมปริมาณ การไหลของสารทำความเย็นก่อนเข้าอีวาโปเรเตอร์

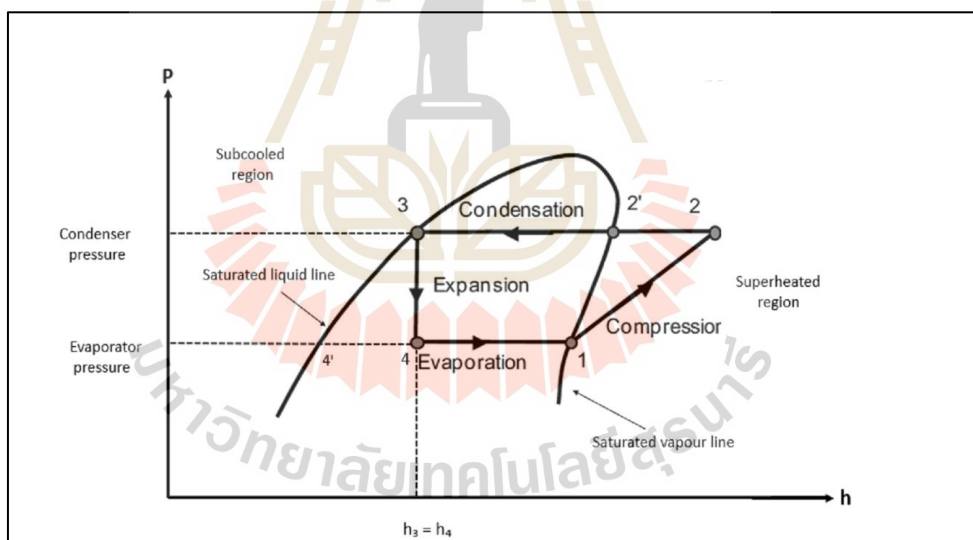
จะเห็นว่าระบบทำความเย็นเกิดขึ้นจากการเปลี่ยนสถานะของสารทำความเย็น คือความดันสูงก็จะกลายเป็นของเหลวอุณหภูมิสูง สำหรับความดันต่ำก็จะกลายเป็นไอได้แม้อุณหภูมิต่ำในวัฏจักรทำความเย็นจะมีส่วนความดันต่ำและส่วนความดันสูง ซึ่งคอมเพรสเซอร์คือหัวใจในการดูดสารทำความเย็นจากความดันต่ำอัดให้เป็นความดันสูง และเป็นอุปกรณ์ที่ใช้พลังงานส่วนใหญ่ของระบบปรับอากาศแบบอัดไอ ถ้าต้องการอัดมวลจำนวนเดียวกัน ความดันด้านสูงยิ่งสูงก็จะใช้พลังงานในการอัดยิ่งมากหรือความดันระเหยยิ่งต่ำก็จะใช้พลังงานในการอัดยิ่งมากตามไปด้วย แสดงวัฏจักรการทำงานดังรูปที่ 2.1 แผนภาพ T-s ของระบบดังรูปที่ 2.2 และแผนภาพ P-h ของระบบดังรูปที่ 2.3 ตามลำดับ



รูปที่ 2.1 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ (คู่มือผู้รับผิดชอบด้านพลังงาน (อาคาร), 2553)



รูปที่ 2.2 แผนภาพ T-s ของระบบปรับอากาศอัดไอแบบ



รูปที่ 2.3 แผนภาพ P-h ของระบบปรับอากาศแบบอัดไอ

อย่างไรก็ตาม ในการลดความชื้นของระบบปรับอากาศแบบอัดไอจะใช้กระบวนการลดความชื้นจากการควบแน่น (condensation dehumidification) ซึ่งเป็นวิธีการจัดการกับภาระจากความร้อนแฝงไปพร้อมกับภาระจากความร้อนสัมผัส (Mazzei et al., 2005) โดยการลดความชื้นจากการควบแน่นนี้ ต้องทำให้อุณหภูมิระเหยของสารทำความเย็น (evaporating temperature) มีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิจุดน้ำค้าง (dewpoint temperature) ของอากาศในห้องปรับอากาศ ส่งผลให้อุณหภูมิ

ระเหยของสารทำความเย็นเปลี่ยนแปลงไปตามภาระจากความร้อนแฝง ประมาณ 5 - 7 °C ดังนั้นวิธีการจัดการกับภาระจากความร้อนแฝงนี้ จึงส่งผลให้ระบบมีค่า COP ประมาณ 2.8 - 3.8 (Jani et al., 2017) เนื่องจากการทำให้อุณหภูมิระเหยของสารทำความเย็นต่ำ การทำงานของคอมเพรสเซอร์จึงมีการใช้พลังงานสูง ส่งผลให้มีการสิ้นเปลืองพลังงาน (Zhang et al., 2010)

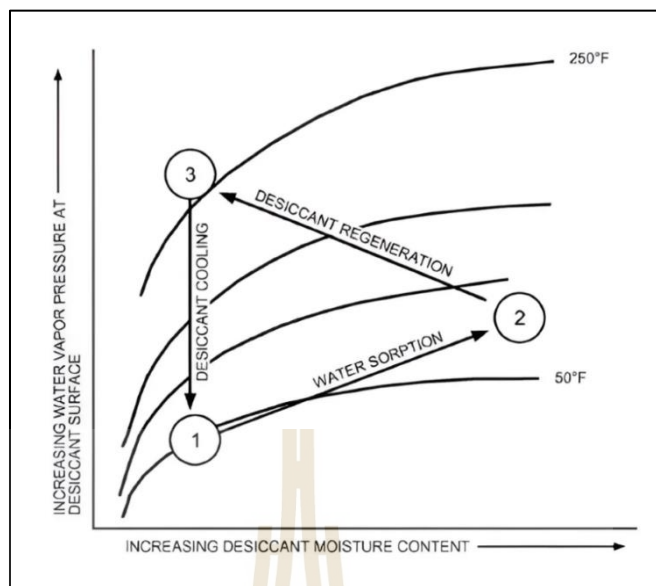
2.2 การนำสารดูดความชื้นเคลือบที่ผิวอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

จากปัญหาการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศทำให้เกิดเทคโนโลยีของการนำสารดูดความชื้นเข้ามาช่วยลดภาระความร้อนแฝงของการปรับอากาศ เรียกว่า อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เคลือบด้วยสารดูดความชื้น (Desiccant Coated Heat Exchanger, DCHE) ก่อนเข้าสู่การอธิบายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เคลือบด้วยสารดูดความชื้น ผู้วิจัยจะอธิบายเกี่ยวกับสารดูดความชื้นดังนี้

2.2.1 สารดูดความชื้น (Desiccant)

จากที่กล่าวมาให้หัวข้อก่อนหน้านี้เกี่ยวกับปัญหาการใช้พลังงานไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศ จึงได้ศึกษาเพื่อหาวิธีการจัดการความร้อนแฝงโดยใช้สารดูดความชื้น (desiccant) ซึ่งสารดูดความชื้นเป็นสารดูดซับ (sorbent) ชนิดหนึ่ง ซึ่งสารที่สามารถดูดซับก๊าซหรือของเหลวต่าง ๆ ได้ แต่สำหรับสารดูดความชื้นมีคุณสมบัติในการสกัดความชื้นและอุ้มน้ำเท่านั้น วัสดุต่างๆ ที่อยู่โดยรอบตัวเรา เช่น กระดาษ ไม้ หนังสัตว์ หรือวัสดุสังเคราะห์ มีคุณสมบัติเหล่านี้เช่นกัน แตกต่างกันในข้อมูลของ ASHRAE ระบุว่าสารดูดความชื้นในเชิงการค้ามีความสามารถในการดูดซับความชื้นได้มากกว่า ซึ่งอยู่ระหว่าง 10% ถึง 1,000% ของน้ำหนักแห้งของสารนั้น แม้ในสถานะที่มีความชื้นสัมพัทธ์ต่ำ ๆ โดยสารดูดความชื้นสามารถใช้ดูดซับและคลายความชื้นที่สะสมอยู่ภายในได้โดยไม่เสื่อมสภาพในระยะเวลานาน (La et al., 2010)

การทำงานของสารดูดความชื้นเกิดจากความแตกต่างระหว่างความดันไอน้ำที่ผิวของสารดูดความชื้นกับอากาศโดยรอบ หากความดันไอบริเวณผิวของสารดูดความชื้นต่ำกว่าอากาศโดยรอบ สารดูดความชื้นจะดูดซับความชื้นจากอากาศเข้ามาสะสมในสารดูดความชื้น แต่ถ้าหากความดันไอบริเวณผิวของสารดูดความชื้นสูงกว่าอากาศ สารดูดความชื้นจะปล่อยความชื้นภายในออกสู่อากาศ ความดันไอน้ำที่ผิวของสารดูดความชื้นสามารถทำให้เพิ่มขึ้นได้โดยการเพิ่มอุณหภูมิหรือการเพิ่มปริมาณความชื้นของสารดูดความชื้น หรือการเพิ่มทั้งสองปัจจัยพร้อมกัน ในทางตรงกันข้าม หากต้องการให้ความดันไอน้ำที่ผิวของสารดูดความชื้นมีค่าลดลง ต้องทำโดยลดอุณหภูมิของสารดูดความชื้น แสดงวัฏจักรการทำงานของสารดูดความชื้นดังรูปที่ 2.4



รูปที่ 2.4 วัฏจักรการทำงานของสารดูดความชื้น (ASHRAE Handbook, 2005)

จากรูปที่ 2.4 แสดงวัฏจักรการทำงานของสารดูดความชื้น อธิบายกระบวนการได้ดังนี้

จุดที่ 1 เป็นจุดเริ่มต้นของกระบวนการดูดซับความชื้น โดยสารดูดความชื้นจะมีสถานะที่ความชื้นในตัวมีค่าน้อยและมีอุณหภูมิต่ำ ซึ่งทำให้ความดันไอที่ผิวของสารดูดความชื้นมีค่าต่ำ ส่งผลให้สามารถดูดซับเอาความชื้นจากอากาศเข้ามาได้ เมื่อมีการรับความชื้นจากอากาศปริมาณความชื้นในตัวจะเพิ่มขึ้นและความดันไอที่ผิวของสารดูดความชื้นจะเพิ่มขึ้นเช่นกัน กระบวนการดูดซับความชื้นดำเนินไปจนกระทั่งสารดูดความชื้นเข้าสู่สภาวะสมดุลกับอากาศ ณ จุดที่ 2

จุดที่ 2 เป็นจุดที่สารดูดความชื้นจะไม่ดูดซับความชื้นอีกต่อไป เนื่องจาก ความชื้นในสารดูดความชื้นเท่ากับความชื้นในอากาศโดยรอบ ระหว่างจุด 1 และจุด 2 เป็นกระบวนการดูดซับความชื้น ซึ่งอุณหภูมิของสารดูดความชื้นและอากาศโดยรอบจะสูงขึ้น เนื่องจาก การดูดซับความชื้นจะทำให้เกิดความร้อนสัมผัสขึ้นเท่ากับความร้อนแฝงของไอน้ำที่ถูกดูดจากสารดูดความชื้น ซึ่งมีค่าอยู่ระหว่าง 5% ถึง 25% ของความร้อนแฝงของไอน้ำ ความร้อนที่เกิดขึ้นนี้จะถ่ายเทให้สารดูดความชื้นและสิ่งแวดล้อม (ASHRAE Standard, 2010) การจะทำให้สารดูดความชื้นสามารถดูดซับความชื้นได้อีกต้องทำให้ความชื้นในสารดูดความชื้นลดลงโดยใช้กระบวนการให้ความร้อน เพื่อให้สารดูดความชื้นคายความชื้นออกมา แสดงจากจุดที่ 2 เป็น จุดที่ 3

จุด 3 นี้เป็นจุดที่สารดูดความชื้นจะมีอุณหภูมิสูงและความดันไอที่ผิวสูงแต่ความชื้นในสารดูดความชื้นต่ำ การนำสารดูดความชื้นกลับมาใช้ต้องทำให้ความดันไอที่ผิวของสารดูดความชื้นที่จุด 3 ลดลง โดยใช้กระบวนการให้ความเย็นจากภายนอก ทำให้อุณหภูมิของสารดูดความชื้นลดลงจนกระทั่งอยู่ในสภาวะที่จุดที่ 1 (เริ่มต้น) ส่งผลให้สารดูดความชื้นพร้อมดูดความชื้นอีกครั้ง

2.2.2 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เคลือบด้วยสารดูดความชื้น (Desiccant Coated Heat Exchanger, DCHE)

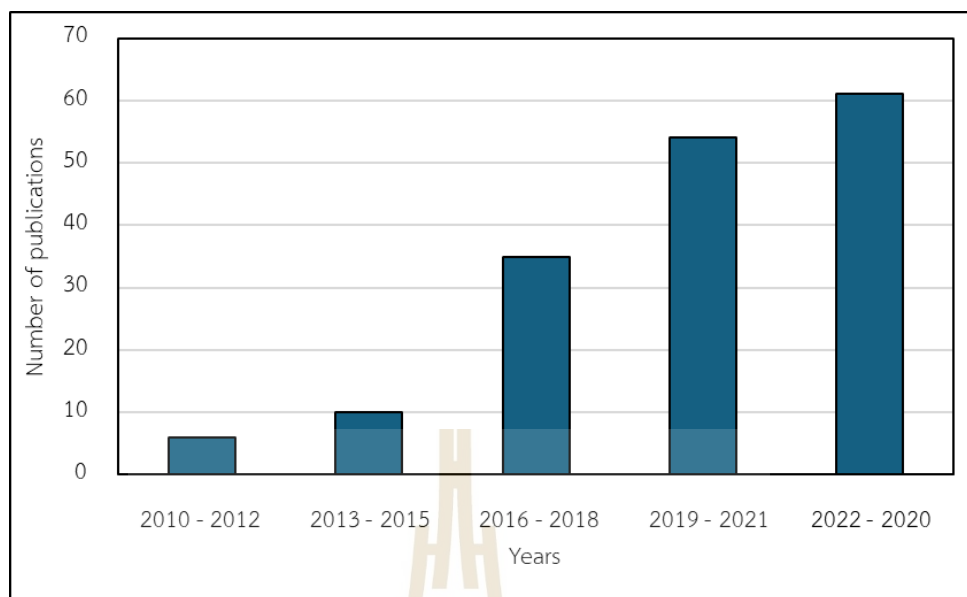
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เคลือบด้วยสารดูดความชื้น (Desiccant Coated Heat Exchanger, DCHE) เป็นเทคโนโลยีที่ใช้สารดูดความชื้นเคลือบที่ผิวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้รับความนิยม เพื่อกำจัดความร้อนแฝงของอากาศ และแก้ไขข้อเสียของระบบสารดูดความชื้นแบบล้อหมุน (rotary desiccant systems) ใน DCHE สารดูดความชื้นจะถูกเคลือบไว้บนครีบบนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และอากาศที่ต้องการนำไปใช้งานจะไหลผ่านด้านครีบบนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อเพิ่มความสามารถในการดูดซับความชื้นพร้อมกับการระบายความร้อนจากการดูดซับที่เกิดจากปฏิกิริยาคายความร้อนของสารดูดความชื้น

Zheng et al. (2016) ระบุว่า การเคลือบสารดูดความชื้นไว้ที่ผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะทำให้ DCHE ดูดซับความชื้นจากอากาศได้มากกว่าการไม่เคลือบความชื้นที่ผิว DCHE

Ge et al. (2010) ได้ออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีสารดูดความชื้นเคลือบอยู่บริเวณผิวด้านนอก และเปรียบเทียบ DCHE สองแบบที่เคลือบด้วยสารดูดความชื้นต่างกัน คือ ซิลิกาเจลและโพลีเมอร์ พบว่า DCHE ที่เคลือบด้วยซิลิกาเจลแสดงประสิทธิภาพดีกว่า โดยมีการกำจัดความชื้นทั้งช่วงเวลาและค่าเฉลี่ยมากกว่าโพลีเมอร์และมีระยะเวลาการลดความชื้นที่มีประสิทธิภาพนานขึ้น เพื่อให้เกิดการดูดซับความชื้นจากอากาศที่มาแลกเปลี่ยน

ในงานเดียวกัน Ge et al. (2010) ได้ทำการทดสอบความสามารถในการลดความชื้นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เคลือบด้วยสารดูดความชื้น (ซิลิกาเจล) โดยเปรียบเทียบแบบที่มีและไม่มีการจ่ายน้ำเย็น ผลลัพธ์แสดงให้เห็นว่าการจ่ายน้ำเย็นเข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในระหว่างการดูดความชื้นมีข้อดีทั้งในด้านการลดอุณหภูมิของอากาศในขณะเดียวกัน การจ่ายน้ำเย็นจะทำให้ DCHE ลดความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศได้มากขึ้น 2.5 g/kg ที่อุณหภูมิอากาศแวดล้อมใกล้เคียงกัน โดยเขาทดสอบภายใต้เงื่อนไขอุณหภูมิอากาศแวดล้อม 30 °C ความชื้นสัมบูรณ์ 14.3 g/kg และระยะเวลาทดสอบ 10 นาที

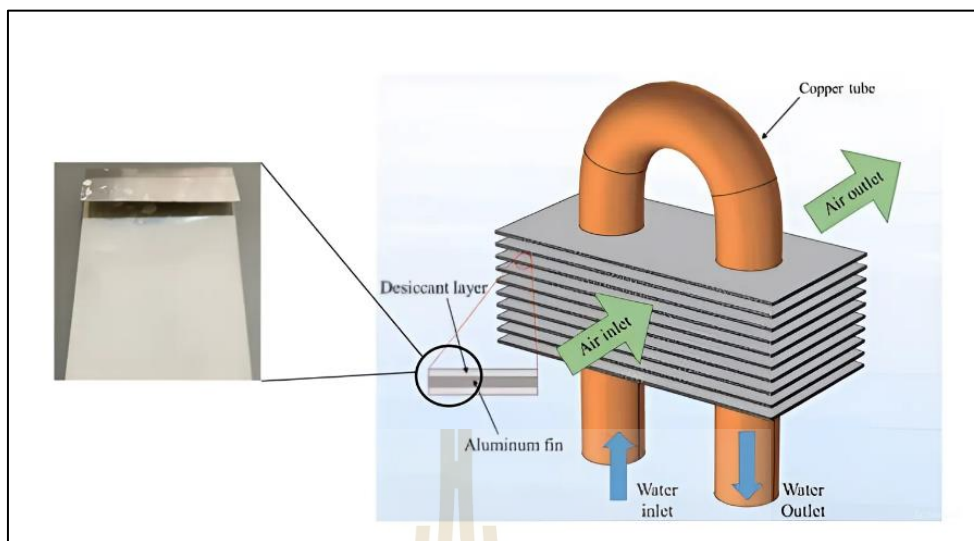
นอกจากนี้ DCHE มีงบประมาณที่ต่ำกว่าสารดูดความชื้นล้อหมุน (rotary desiccant systems) มีขนาดรวมของระบบกะทัดรัด และประหยัดพลังงานในการปรับอากาศ โดยจากข้อมูลที่แสดงจำนวนบทความที่มีเนื้อหาเกี่ยวกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เคลือบด้วยสารดูดความชื้นตามข้อมูลที่อยู่ในฐานข้อมูล Scopus อ้างอิงจากข้อมูลเดือนเมษายน ปี ค.ศ. 2024 แสดงดังรูปที่ 2.5 พบว่า แนวโน้มของการตีพิมพ์บทความที่เกี่ยวข้องมีค่าเพิ่มขึ้นตามลำดับทั้งด้านการศึกษาแบบจำลองและการทดลอง



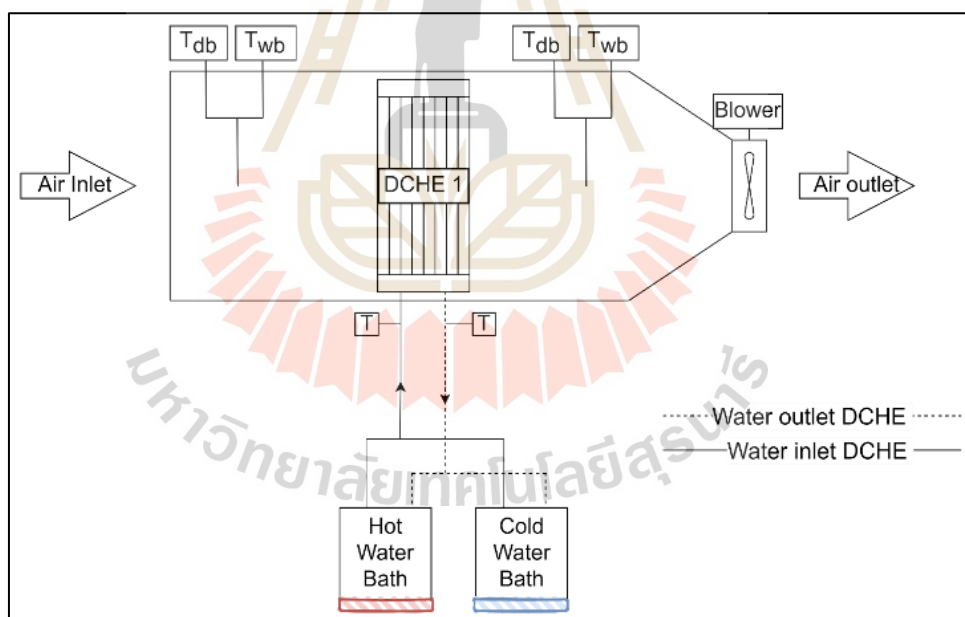
รูปที่ 2.5 งานวิจัยเกี่ยวกับเทคโนโลยีของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เคลือบสารดูดความชื้น

ส่วนประกอบของ DCHE มีดังนี้ 1. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่ประกอบด้วย ท่อทองและครีบอลูมิเนียม 2. สารดูดความชื้นที่เคลือบอยู่บนผิวของครีบอลูมิเนียม แสดงลักษณะของ DCHE ดังรูปที่ 2.6

หลักการทำงานของระบบ DCHE ประกอบด้วยกระบวนการลดความชื้น (dehumidification) และกระบวนการไล่ความชื้น (regeneration) อธิบายผ่านรูปที่ 2.7 เริ่มจากการที่สารดูดความชื้นดูดซับความชื้นจากอากาศ ในขณะเดียวกันจะมีน้ำหล่อเย็นจาก cool water bath ไหลอยู่ภายในท่อของระบบ DCHE เพื่อขจัดความร้อนดูดซับ (adsorption heat) ของสารดูดความชื้นที่เกิดจากกระบวนการลดความชื้นของอากาศ และสำหรับกระบวนการไล่ความชื้น น้ำร้อนจาก hot water bath จะถูกจ่ายเข้าสู่ท่อระบบ DCHE เพื่อทำให้สารดูดความชื้นคายความชื้นที่สะสมอยู่ออกมา ในขณะเดียวกันอากาศจะถูกดูดให้เคลื่อนที่ผ่านสารดูดความชื้นเพื่อไล่ความชื้นออกจากสารดูดความชื้นไปทิ้งสู่บรรยากาศตามเส้นทางการไหล (Ge et al., 2013)



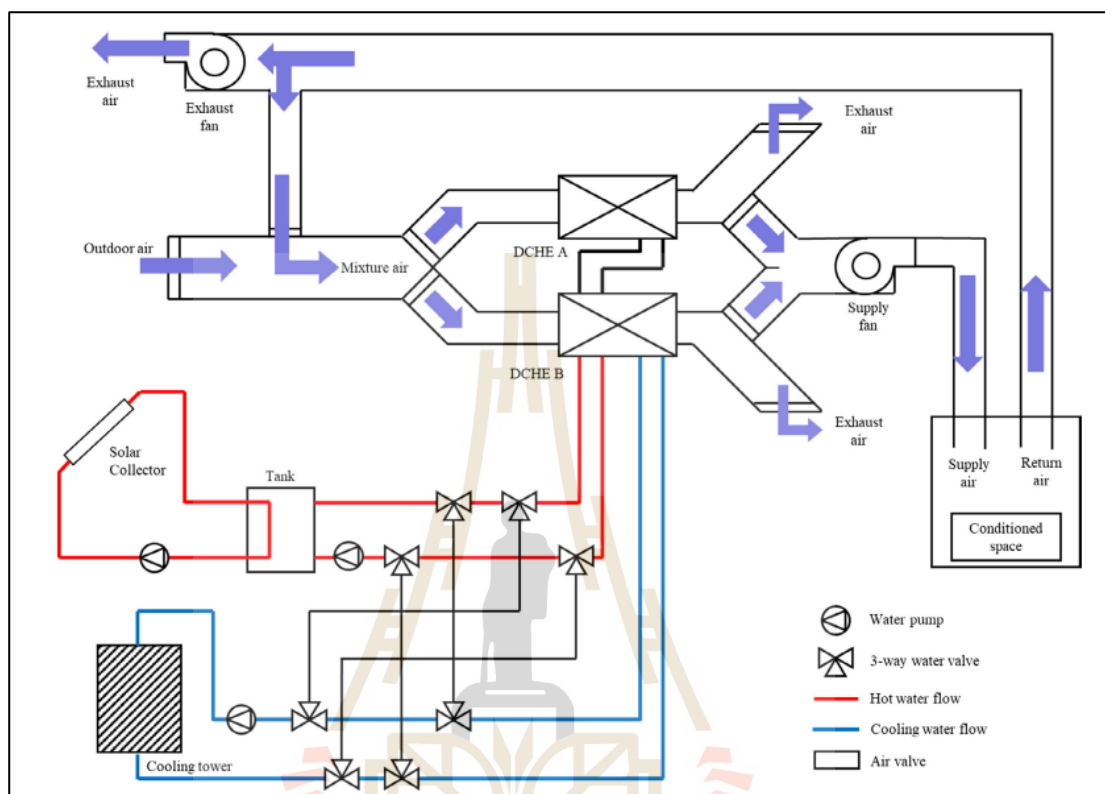
รูปที่ 2.6 ลักษณะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เคลือบสารดูดความชื้น



รูปที่ 2.7 ระบบของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เคลือบสารดูดความชื้น

อย่างไรก็ตาม ในรูปที่ 2.7 จะพบข้อเสียที่สำคัญของ DCHE คือ ในกระบวนการลดความชื้นด้วย DCHE 1 ชุด นั้นไม่สามารถลดความชื้นได้ตลอดเวลา เนื่องจากสารดูดความชื้นมีการอิ่มตัวเพื่อให้ระบบสามารถดูดความชื้นของอากาศได้อย่างต่อเนื่อง จึงมีแนวคิดที่นำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมาต่อขนานกัน เพื่อให้ในระหว่างดูดความชื้น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอีกชุดก็จะอยู่ในโหมด

ไล่ความชื้น อากาศที่จ่ายเข้าสู่ห้องปรับอากาศจึงเป็นอากาศที่ถูกลดความชื้นแบบต่อเนื่อง แสดงดังรูปที่ 2.8



รูปที่ 2.8 แผนภาพวงจรระบบ DCHE ที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนต่อกัน (Zhao et al., 2014)

Jiang et al. (2015) ได้นำเสนอการศึกษาเชิงทดลองระบบ DCHE ที่สภาวะการทำงานที่แตกต่างกัน พบว่า พารามิเตอร์ที่ให้ผลที่ต่อสมรรถนะของระบบค่อนข้างมากคือ อุณหภูมิอากาศแวดล้อมโดยการเพิ่มอุณหภูมิอากาศแวดล้อมจาก 25 – 35 °C ส่งผลให้สามารถลดความชื้นได้เพิ่มขึ้น 2 g/kg และ COP เพิ่มขึ้นจาก 0.5 เป็น 1.5 ตามลำดับ อีกพารามิเตอร์หนึ่งที่น่าสนใจคือน้ำหล่อเย็นที่เปลี่ยนแปลงจาก 15 – 25 °C พบว่าน้ำหล่อเย็นที่อุณหภูมิต่ำทำให้ DCHE ดูดซับความชื้นได้มากขึ้น

อย่างไรก็ตามระบบ DCHE ยังมีข้อเสียหลัก คือ ต้องมีระบบทำน้ำร้อนและน้ำเย็นเพื่อส่งเข้าสู่ DCHE ซึ่งทำให้ระบบนี้มีอุปกรณ์จำนวนมากและมีความซับซ้อน จึงมีนักวิจัยจำนวนหนึ่งได้มีแนวคิดนำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของระบบปรับอากาศแบบอัดไอให้เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เคลือบด้วยสารดูดความชื้น หรือเรียกอีกชื่อหนึ่งว่า “ระบบปรับอากาศที่ใช้อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนเคลือบด้วยสารดูดความชื้น (Desiccant Coated Heat Exchanger Air Conditioning system, DCACs)

2.3 ระบบปรับอากาศที่ใช้อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนเคลือบด้วยสารดูดความชื้น (Desiccant Coated Heat Exchanger Air Conditioning system, DCACs)

ระบบปรับอากาศที่ใช้อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนเคลือบด้วยสารดูดความชื้น (DCAC) เป็นการนำระบบปรับอากาศแบบอัดไอ (Vapor compression system) ที่ใช้สารดูดความชื้น (desiccant) มาเคลือบที่อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนในระบบปรับอากาศ ซึ่งประกอบไปด้วย อีวาโปเรเตอร์ (evaporator) และคอนเดนเซอร์ (condenser) หรือเรียกโดยรวมว่า อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่เคลือบด้วยสารดูดความชื้น (DCHE) เพื่อให้สารดูดความชื้นไปจัดการกับภาระจากความร้อนแฝง (latent heat load) หรือ ภาระจากการลดความชื้น แทนที่การลดความชื้นด้วยการกลั่นตัว (condensation dehumidification) ในระบบปรับอากาศแบบอัดไอ และระบบนี้จะใช้สารทำความเย็นเป็นสารทำงานแทนการใช้น้ำร้อนและน้ำเย็นในระบบ DCAC ตามหัวข้อ 2.2.2

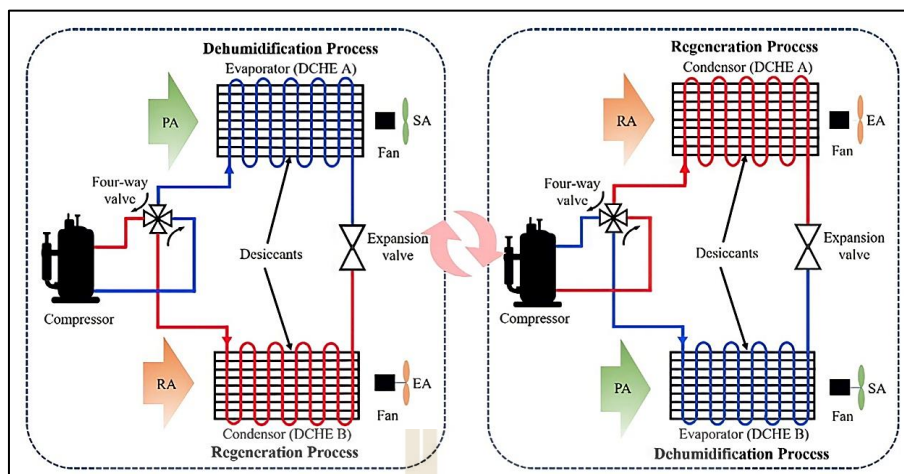
องค์ประกอบของระบบ DCAC แสดงดังรูปที่ 2.10 ประกอบไปด้วย

1. คอยล์เย็นที่เคลือบผิวด้วยสารดูดความชื้น (Desiccant Coated Evaporator, DCE) ทำหน้าที่ในกระบวนการลดความชื้น (dehumidification process) เพื่อลดความชื้นออกจากอากาศก่อนจะส่งเข้าไปในห้องปรับอากาศ

2. คอยล์ร้อนที่เคลือบผิวด้วยสารดูดความชื้น (Desiccant Coated Condenser, DCC) ทำหน้าที่ในกระบวนการไล่ความชื้น (regeneration process) เพื่อให้สารดูดความชื้นที่เปียกกลับมาดูดความชื้นของอากาศได้ใหม่อีกครั้ง เพราะสารดูดความชื้นมีความสามารถในการลดความชื้นอย่างจำกัด เมื่อผ่านไประยะเวลาหนึ่งจะมีความสามารถในการดูดความชื้นลดลง ดังนั้นกระบวนการไล่ความชื้นจะทำให้ DCAC สามารถใช้งานได้อย่างต่อเนื่อง

3. วาล์ว 4 ทิศทาง (four way valve) หรือ วาล์วสำหรับใช้เปลี่ยนทิศทางการทำงานของระบบ เพื่อสลับการทำงานระหว่างกระบวนการลดความชื้น และกระบวนการไล่ความชื้น นอกจากนี้ หากต้องการทำให้การลดความชื้นทำงานอย่างต่อเนื่อง จะต้องกำหนดระยะเวลาในการสลับกระบวนการจากการลดความชื้นไปเป็นการไล่ความชื้น หรือเรียกว่า ระยะเวลาในการสลับโหมด (Switch time) ให้มีค่าเท่ากัน

4. compressor ทำหน้าที่อัดสารไอของสารทำความเย็น มีหน้าที่เพิ่มความดันและอุณหภูมิของสารทำความเย็น เพื่อส่งไปยังคอยล์ร้อนหรือคอนเดนเซอร์เพื่อทิ้งความร้อนสู่อากาศ



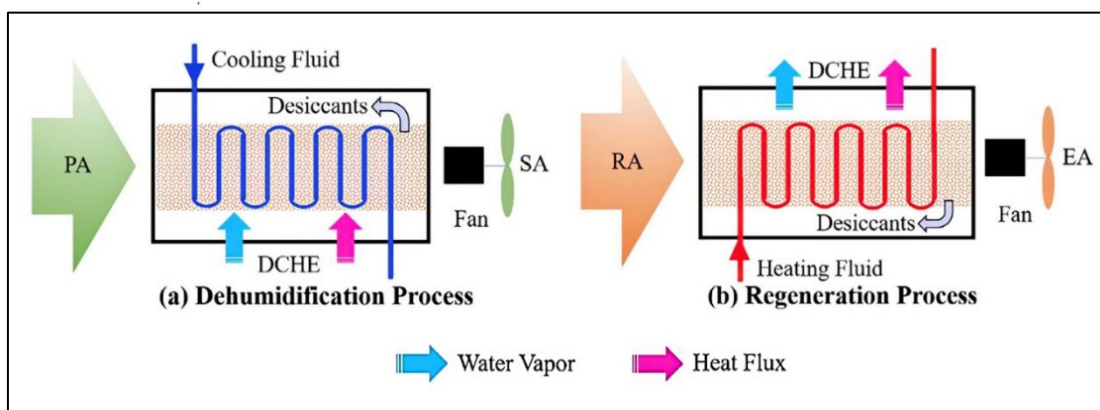
รูปที่ 2.9 กระบวนการทำงานของระบบ DCAC (Zhao et al., 2021)

หลักการทำงานของระบบปรับอากาศที่ใช้อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนเคลือบด้วยสารดูดความชื้นจะต้องมีวิธีการควบคุมอุณหภูมิและความชื้นของอากาศที่ออกจากระบบ DCAC ซึ่งประกอบไปด้วย กระบวนการลดความชื้น (dehumidification process) และกระบวนการไล่ความชื้น (regeneration process) โดยมีวิธีการทำงานในแต่ละกระบวนการดังนี้

กระบวนการลดความชื้น (dehumidification process)

กระบวนการลดความชื้นให้กับอากาศ เพื่อจัดการกับภาระความร้อนแฝงในระบบปรับอากาศ จะใช้สารดูดความชื้นเคลือบที่ผิวของคอยเย็น ซึ่งในระหว่างที่สารดูดความชื้นดูดซับไอน้ำจากอากาศ สารดูดความชื้นจะปล่อยความร้อนดูดซับ (adsorption heat) ที่ออกมาจากปฏิกิริยาคายความร้อน (exothermic reaction) ทำให้อากาศที่ไหลผ่าน DCHE มีอุณหภูมิสูงขึ้น (Hastürk et al., 2019) ดังนั้น จึงต้องวิธีการควบคุมอุณหภูมิของอากาศที่ออกจาก DCHE ด้วยการใช้ น้ำหล่อเย็น (cooling fluid) มาใช้ในการกำจัดความร้อนดูดซับออกตามที่กล่าวไว้ในหัวข้อ 2.2 ซึ่งในระบบ DCAC จะใช้สารทำความเย็น (refrigerant) ของระบบปรับอากาศ ในการจัดการกับความร้อนดูดซับนี้ เนื่องจาก สารทำความเย็นที่ไหลผ่านคอยล์เย็นไหลมาจากวาล์วลดความดัน (expansion valve) ซึ่งมีอุณหภูมิต่ำ

กระบวนการทำงานของระบบลดความชื้น แสดงดังรูปที่ 2.10 (a) กระบวนการเริ่มต้นที่อากาศ PA (Process air) ไหลผ่านระบบ DCHE และความชื้นในอากาศ PA จะถูกสารดูดความชื้นดูดซับ ในขณะที่สารทำความเย็นจะถูกบีบจากแรงอัดของคอมเพรสเซอร์เข้าไปภายในท่อทองแดงของระบบ เพื่อทำให้อากาศ PA เย็นตัวลง และไล่ความร้อนดูดซับในเวลาเดียวกัน เมื่ออากาศ PA ไหลออกจากระบบ DCHE จะได้อากาศที่แห้งและเย็น หรือเรียกว่าอากาศ SA (supply air) ที่จะส่งเข้าไปในห้องปรับอากาศ



รูปที่ 2.10 กระบวนการลดความชื้นและกระบวนการไล่ความชื้นของระบบ DCAC
(Zhao et al., 2021)

กระบวนการไล่ความชื้น (regeneration process)

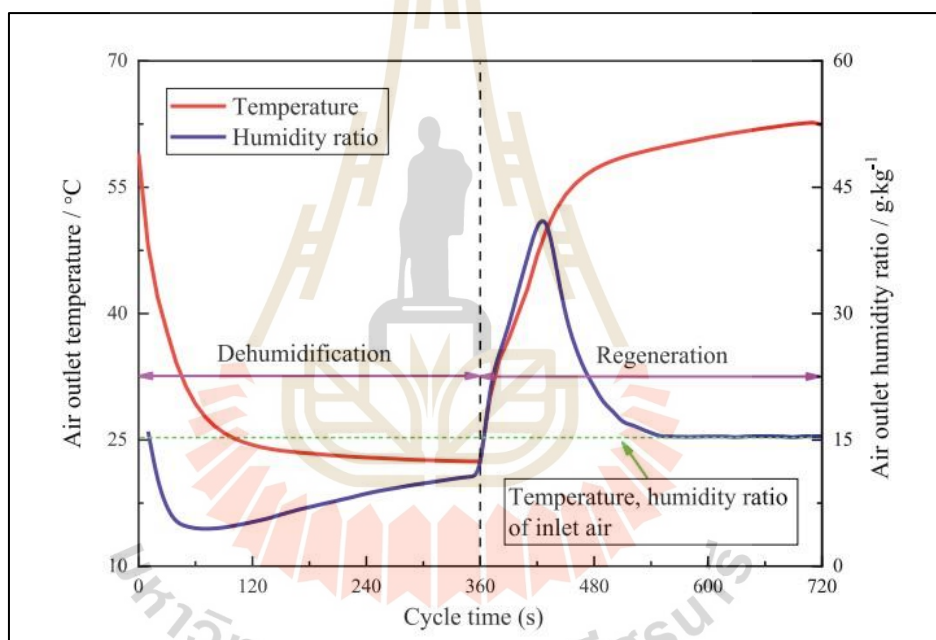
การไล่ความชื้นออกจากสารดูดความชื้น เพื่อให้สารดูดความชื้นสามารถนำกลับไปใช้งานใหม่ จะใช้สารทำความเย็นที่ไหลผ่านคอยล์ร้อน หรือสารทำความเย็นที่ออกมาจากคอมเพรสเซอร์ เพราะมีอุณหภูมิสูงจากการเพิ่มแรงดัน ซึ่งกระบวนการทำงานของระบบไล่ความชื้นแสดงในรูปที่ 2.10 (b) เริ่มต้นที่สารทำความเย็นที่ออกจากคอมเพรสเซอร์ (อุณหภูมิสูง) จะไหลเข้ามาแทนที่สารทำความเย็นมาจากวาล์วลดความดัน (อุณหภูมิต่ำ) จากการใช้เวลา 4 ทิศทางโดยสารทำความเย็นที่ร้อนทำให้สารดูดความชื้นคายไอน้ำออกไปสู่อากาศ RA (regeneration air) ที่ไหลผ่านระบบ DCHE เพื่อพาไอน้ำออกไปจากระบบ จนกลายเป็นอากาศ EA (exhaust air) และทิ้งให้กับสิ่งแวดล้อม

โดยแสดงพฤติกรรมของอุณหภูมิอากาศที่เปลี่ยนแปลงต่อเวลาดังรูปที่ 2.11 จากรูปดังกล่าวอธิบายได้ดังนี้ แกน x จะเป็นระยะเวลาที่ใช้งานระบบ DCAC แกน y ซ้ายมือเป็นอุณหภูมิ อุณหภูมิอากาศที่ออกจาก DCAC และแกน y ขวามือเป็นความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศทางออกจาก DCAC ส่วนเส้นแบ่งตรงกลางของรูปหมายถึงจุดที่สลับโหมดการทำงานจากการดูดความชื้นเป็นไล่ความชื้นจะสลับโหมดเมื่อระยะเวลาผ่านไป 360 วินาที

ในส่วนที่ 1 กระบวนการลดความชื้น (dehumidification process) เริ่มต้นวินาทีที่ 0 – 120 เห็นได้ว่าอุณหภูมิของอากาศที่ออกจาก DCE (คอยล์เย็น) ในตอนแรกจะมีค่าสูง เนื่องจาก ความร้อนที่สะสมก่อนสลับโหมดการทำงาน และค่อยๆ ลดลง เนื่องจาก สารทำความเย็นภายในท่อมมีอุณหภูมิต่ำลง นอกจากนี้ ในส่วนของความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศที่ออกจาก DCE (คอยล์เย็น) มีแนวโน้มลดลงในช่วงแรก เพราะสารดูดความชื้นรับความชื้นจากอากาศ แต่เมื่อระยะเวลาผ่านไป เห็นได้ว่าความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศจะมีค่าเพิ่มขึ้นเล็กน้อย เนื่องจากความสามารถของการดูด

ความชื้นของสารดูดความชื้นลดลง เมื่อถึงจุดหนึ่งจึงจำเป็นต้องมีการสลับโหมดการทำงานเพื่อให้ DCAC สามารถลดความชื้นของอากาศได้อย่างต่อเนื่อง

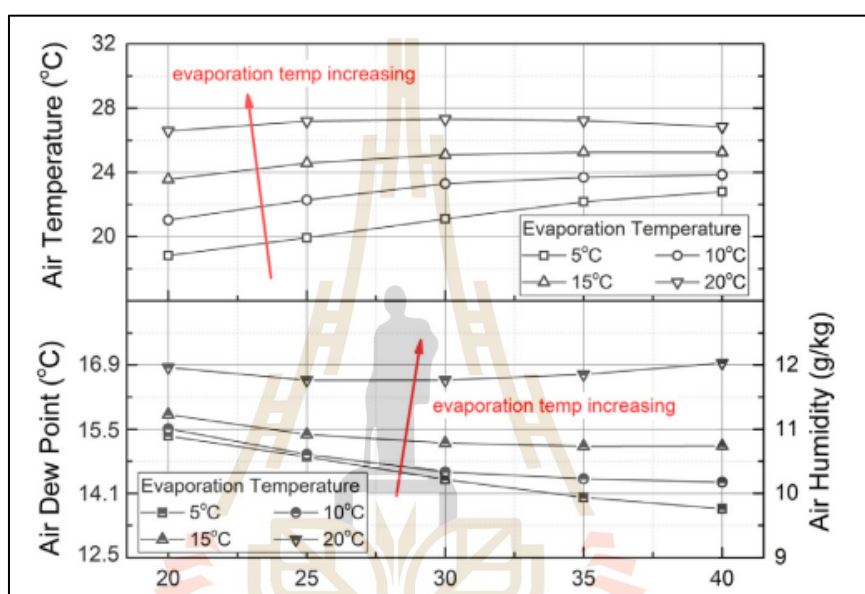
ในส่วนที่ 2 กระบวนการไล่ความชื้น (regeneration process) เริ่มต้นวินาทีที่ 360 – 720 เห็นได้ว่าอุณหภูมิของอากาศที่ออกจาก DCC (คอยล์ร้อน) มีค่าเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่อง เนื่องจากช่วงแรกสารทำความเย็นยังมีอุณหภูมิต่ำและค่อยๆ เพิ่มขึ้นจากการทำงานของ compressor ส่วนความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศที่ออกจาก DCC มีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้นในช่วงแรก 360 – 420 วินาที เนื่องจาก DCC จะคายความชื้นทำให้อากาศที่ไหลผ่านมีความชื้นเพิ่มขึ้น ดังที่อธิบายในกระบวนการไล่ความชื้น หลังจากนั้น ความชื้นที่ DCC ออกจากสารดูดความชื้นจะลดลงตามปริมาณความชื้นที่สารดูดความชื้นดูดซับ



รูปที่ 2.11 แนวโน้มของอุณหภูมิและความชื้นเมื่ออากาศผ่าน DCAC (Zheng et al., 2015)

เพื่อแสดงให้เห็นถึงศักยภาพการใช้งานระบบ DCAC จึงนำเสนองานวิจัยที่เกี่ยวข้องดังนี้ Hua et al. (2019) ได้ทำการจำลองระบบ DCAC พบว่า ระบบสามารถเพิ่มอุณหภูมิระเหยของสารทำความเย็น (evaporating temperature) ได้ โดยอุณหภูมิระเหยมีค่าประมาณ 16 °C ส่งผลให้มีอุณหภูมิและความชื้นของอากาศที่จ่ายเข้าห้อง เท่ากับ 23 °C และ 9 g/kg ตามลำดับ มีค่า COP เฉลี่ย 7.19 เช่นเดียวกับการศึกษาเชิงทดลองของ Tu et al. (2018) ที่พบว่าระบบ DCAC สามารถทำอุณหภูมิระเหยของสารทำความเย็นได้เท่ากับ 13 °C และมีอุณหภูมิและความชื้นที่จ่ายเข้าห้อง เท่ากับ 20 °C และ 8.5 g/kg มีค่า COP เฉลี่ย 6.2

จากทั้งสองงานวิจัย จะเห็นได้ว่าการนำ DCHE มาใช้ลดความชื้นในระบบปรับอากาศ ทำให้สามารถเพิ่มอุณหภูมิระเหยของสารทำความเย็น (จากเดิมประมาณ 5 – 7 °C) เนื่องจากไม่จำเป็นต้องลดอุณหภูมิระเหยของสารทำความเย็นให้ต่ำกว่าจุดน้ำค้างของอากาศ เพื่อลดความชื้นจากการกลั่นตัว ตามกระบวนการลดความชื้นของระบบปรับอากาศแบบอัดไอ ส่งผลให้ COP ของการใช้ระบบ DCAC มีค่ามากกว่าระบบปรับอากาศแบบทั่วไปที่มีค่า COP น้อยกว่า 5 เมื่อทำงานภายใต้สภาวะเดียวกัน



รูปที่ 2.12 อิทธิพลของผลต่างของอุณหภูมิระเหยและอุณหภูมิกลั่นตัวต่อสภาวะอากาศที่ผ่าน DCAC

Hua et al., (2020) นำเสนอผลการศึกษาด้วยการจำลองของระบบ DCAC โดยผลการจำลองนำเสนอในรูปที่ 2.13 พบว่า เมื่ออุณหภูมิระเหยเปลี่ยนแปลงจาก 5 °C เป็น 20 °C ที่อุณหภูมิควบแน่นคงที่ ทำให้อุณหภูมิอากาศที่ออกจาก DCHE เพิ่มขึ้นประมาณ 8 °C อย่างไรก็ตาม หากพิจารณาที่อุณหภูมิระเหยคงที่แต่อุณหภูมิควบแน่นเปลี่ยนแปลงตามแกนนอน จะเห็นได้ว่า ที่อุณหภูมิระเหย เท่ากับ 5 °C อุณหภูมิอากาศที่ออกจาก DCHE และความชื้นของอากาศที่ออกจาก DCHE มีการเปลี่ยนแปลงอย่างเห็นได้ชัดโดยเพิ่มขึ้นมากกว่า 10% แต่ถ้าหากอุณหภูมิระเหยมีค่าสูงขึ้นจาก 5 °C เป็น 15 หรือ 20 °C จะพบว่า อุณหภูมิอากาศที่ออกจาก DCHE และความชื้นของอากาศที่ออกจาก DCHE มีการเปลี่ยนแปลงน้อยมากอย่างไม่น่าสนใจ ซึ่ง Hua ได้ให้ข้อสังเกตว่าไม่มีความจำเป็นต้องใช้อุณหภูมิการระเหยใน DCHE ต่ำจนเกินไป ดังนั้น จากผลการจำลองพบว่า อุณหภูมิควบแน่นมีผลน้อยมากต่อสภาวะอากาศที่ผ่าน DCHE เมื่ออุณหภูมิระเหยมีค่าสูงกว่า 10 °C

นอกจากนี้ Ge et al. (2018) ได้ทำการศึกษาระบบ DCAC ภายใต้สภาพอากาศของเซี่ยงไฮ้ ประเทศจีน พบว่า ในช่วงหน้าร้อนการทำงานของระบบ DCAC ไม่สามารถควบคุมอุณหภูมิของอากาศให้เป็นไปตามต้องการได้ จึงได้แก้ปัญหานี้ ด้วยการนำอากาศที่ออกจากห้องปรับอากาศ (return air) มาผสมกับอากาศสภาพแวดล้อม (outdoor air) เพื่อทำให้อุณหภูมิของอากาศที่นำไปลดความชื้นก่อนเข้าห้องปรับอากาศมีอุณหภูมิเย็นลง

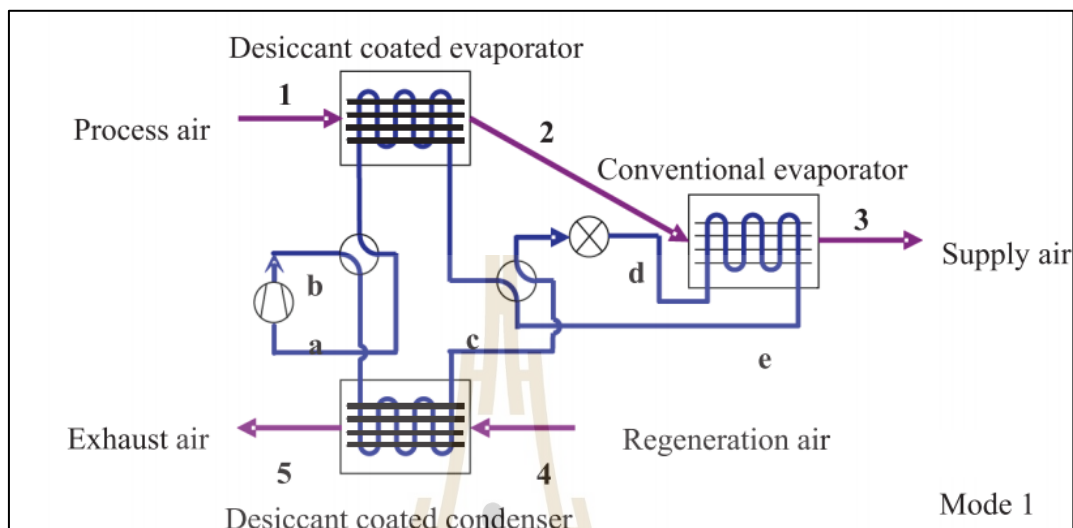
จากการศึกษาเพิ่มเติมเพื่อหาวิธีปรับปรุงข้อเสียของ DCAC พบว่า ในระหว่างกระบวนการลดความชื้น (dehumidification) ของสารดูดความชื้น จะเกิดปฏิกิริยา exothermic ที่ทำให้สารดูดความชื้นปล่อยความร้อนดูดซับ (adsorption heat) ออกมาทำให้อากาศที่เคลื่อนที่ผ่านสารดูดความชื้นมีอุณหภูมิสูงขึ้น (Ge et al., 2013) และในผลการทดลองของ Hua et al. (2018) พบว่า ระบบ DCAC จะมีอุณหภูมิเฉลี่ยประมาณ 23 - 26 °C อีกทั้ง อุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้เป็นอุณหภูมิร้อนสลับเย็น ซึ่งสอดคล้องกับแนวโน้มของอุณหภูมิอากาศในรูปที่ 2.11 จะเห็นได้ว่าอากาศที่ออกจาก DCAC มีลักษณะเป็นอากาศร้อนสลับเย็น เนื่องจากความร้อนสะสมของกระบวนการไล่ความชื้น ซึ่งส่งผลต่อความสบายของผู้อาศัย

2.4 การปรับปรุงสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศที่ใช้อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนเคลื่อนด้วยสารดูดความชื้น

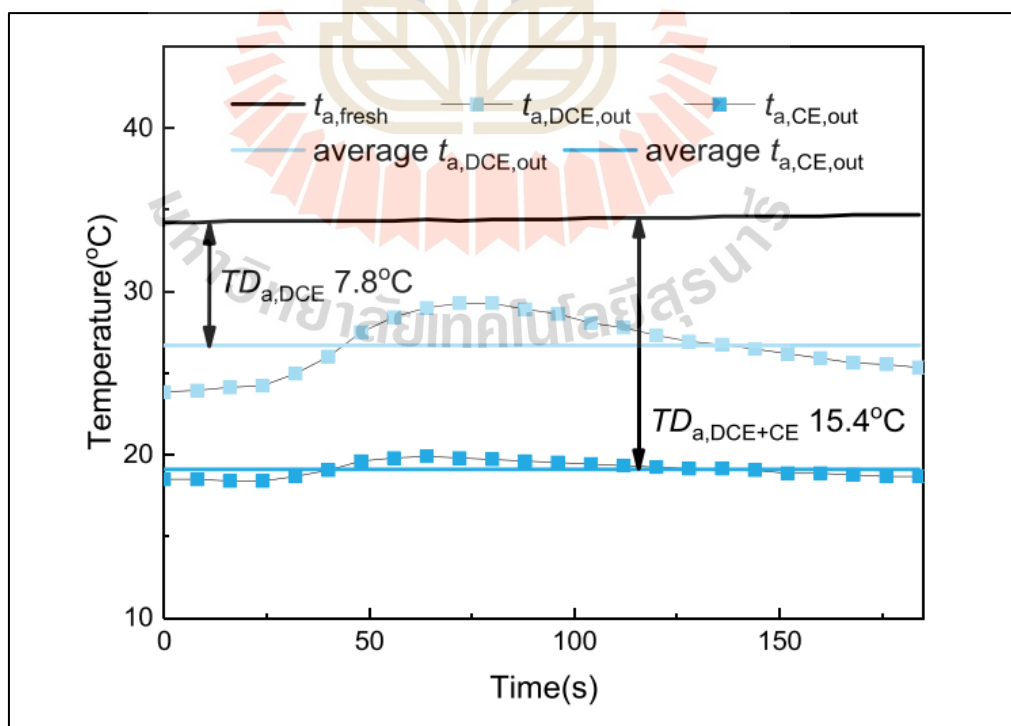
จากปัญหาในหัวข้อที่ 2.3 จึงต้องหาวิธีการลดอุณหภูมิที่เกิดจากความร้อนดูดซับและความร้อนสะสมในช่วงเริ่มต้นของการสลับโหมด จึงต้องการทำให้อัตราการทำความเย็นของระบบสูงขึ้นและทำให้สภาวะอากาศของอากาศลมจ่ายอุณหภูมิต่ำมากขึ้น จากการศึกษาของ Yang et al. (2020) ได้มีศึกษาแบบจำลองเชิงตัวเลข โดยเพิ่มอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ไม่มีการเคลื่อนย้ายสารดูดความชื้นบนผิว (conventional evaporator, CE) จำนวน 1 ตัว มาไว้ทำหน้าที่ลดอุณหภูมิอากาศทางออก แสดงวงจรของระบบดังรูปที่ 2.13 จากผลลัพธ์พบว่า ระบบที่มี DCHE + CE มีความสามารถลดอุณหภูมิของอากาศเฉลี่ย 14.1 °C สามารถลดความชื้นที่ลงได้เฉลี่ย 4.7 g/kg และลมจ่ายที่จะส่งเข้าห้องปรับอากาศได้อุณหภูมิประมาณ 20 °C จึงส่งผลให้อากาศที่ออกมาจากระบบมีความชื้นและอุณหภูมิต่ำเสมอ

Ge et al. (2021) ทำการศึกษาเชิงทดลองระบบปรับอากาศที่มี DCHE และ CE ร่วมด้วย เพื่อดูพฤติกรรมของอากาศที่ออกจากระบบภายใต้อุณหภูมิอากาศแวดล้อมเท่ากับ 35 °C และความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศแวดล้อมเท่ากับ 40% แสดงดังรูปที่ 2.14 โดยมีเงื่อนไขการสลับโหมดการทดลองคือ 180 วินาที ผลพบว่า อุณหภูมิอากาศที่ออกจาก CE ($T_{a,CEout}$) มีค่าเปลี่ยนแปลงค่อนข้างน้อยในระยะเวลาที่ทดสอบ 180 วินาที ซึ่งหากเทียบกับอุณหภูมิอากาศที่ออกจาก DCE ($T_{a,DCEout}$) เห็นได้ชัดว่า DCE ไม่สามารถควบคุมอุณหภูมิอากาศได้ ทำให้อากาศที่ผ่าน DCE มีอุณหภูมิร้อนสลับ

เย็น หากพิจารณาความแตกต่างของอุณหภูมิอากาศที่ผ่านคอยล์ทั้งสองชุด พบว่า DCE มีความแตกต่างของอุณหภูมิเท่ากับ 6°C แต่ใน CE มีความแตกต่างของอุณหภูมิ $< 2^{\circ}\text{C}$



รูปที่ 2.13 การวางอุปกรณ์ของระบบ DCAC ที่ติดตั้ง CE ร่วมด้วย



รูปที่ 2.14 อุณหภูมิอากาศที่เปลี่ยนแปลงต่อเวลาเมื่อผ่านระบบ DCAC

จากที่กล่าวมาข้างต้น พบว่า การเพิ่ม CE เข้าไปในระบบสามารถลดข้อจำกัดด้านการควบคุมอุณหภูมิของอากาศได้ และยังไม่พบการศึกษาที่เกี่ยวกับการประยุกต์ใช้ DCAC กับห้องปรับอากาศเพื่อควบคุมสภาวะอากาศภายใน

ดังนั้น ในวิทยานิพนธ์ฉบับนี้จึงสนใจที่จะพัฒนาแบบจำลองของเครื่องปรับอากาศที่ใช้อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนเคลือบด้วยสารดูดความชื้น ที่มีการติดตั้ง conventional evaporator เข้าไปในระบบ โดยจะเปรียบเทียบผลการจำลองระบบปรับอากาศที่ใช้อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนเคลือบด้วยสารดูดความชื้นกับระบบปรับอากาศแบบอัดไอที่ใช้งานกับร้านสะดวกซื้อขนาด 95 ตารางเมตร ภายใต้อุณหภูมิอากาศจังหวัดนครราชสีมา และหาร้อยละการประหยัดพลังงานของเครื่องปรับอากาศที่ใช้อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนเคลือบด้วยสารดูดความชื้น เทียบกับการใช้งานเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอ



บทที่ 3

วิธีดำเนินการวิจัย

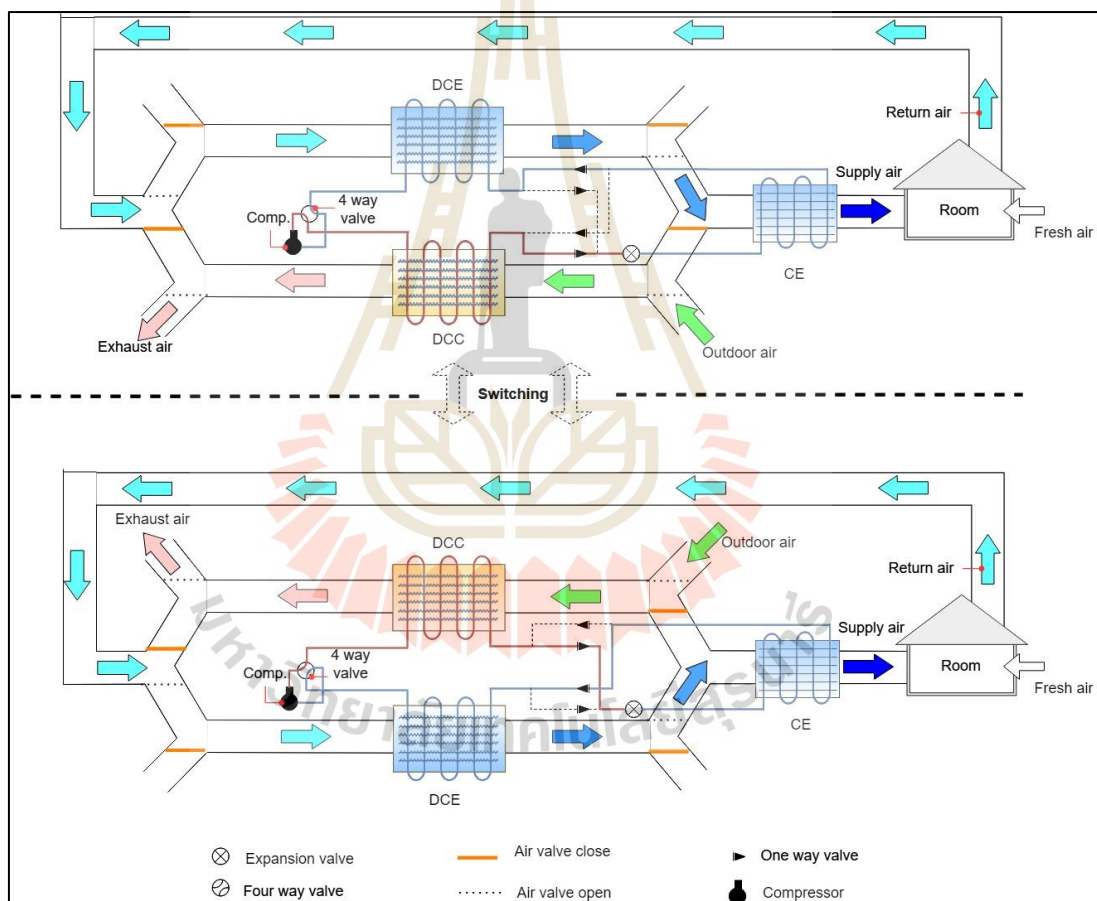
ในบทนี้อธิบายถึงวิธีการจำลองระบบปรับอากาศสำหรับร้านสะดวกซื้อ เพื่อศึกษาอิทธิพลที่ส่งผลกระทบต่อสมรรถนะของระบบ ซึ่งได้แก่ อิทธิพลของอุณหภูมิและความชื้นอากาศแวดล้อม ระยะเวลาการสลับโหมด และศึกษาภายใต้สภาพอากาศของจังหวัดนครราชสีมา โดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ร่วมกับการใช้ระบบสมการในการจำลองระบบ DCAC และระบบ VCAC โปรแกรมในการจำลองใช้โปรแกรม MATLAB ร่วมกับโปรแกรม NIST REFPROP Version 10 เพื่อหาคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของอากาศและสารทำความเย็น โดยการดำเนินการวิจัยมีข้อมูลที่ได้จากการศึกษา ดังนี้

3.1 แผนภาพระบบปรับอากาศที่ใช้อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนเคลือบด้วยสารดูดความชื้น

ระบบปรับอากาศที่ใช้อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนเคลือบด้วยสารดูดความชื้น (Desiccant Coated Heat Exchanger Air Conditioning System, DCACs) เป็นระบบที่ทำหน้าที่จ่ายอากาศอุณหภูมิต่ำและความชื้นต่ำเข้าสู่พื้นที่ปรับอากาศ โดยอุปกรณ์และส่วนประกอบของแบบจำลอง DCAC แสดงดังรูปที่ 3.1 ประกอบด้วย 1.คอยล์เย็นที่เคลือบด้วยสารดูดความชื้น (Desiccant Coated Evaporator, DCE) ถูกใช้ในกระบวนการลดความชื้น (dehumidification process) ให้กับอากาศที่ไหลผ่าน และ 2.คอยล์ร้อนเคลือบด้วยสารดูดความชื้น (Desiccant Coated Condenser, DCC) ถูกใช้ในกระบวนการไล่ความชื้นให้กับสารดูดความชื้น (regeneration process) ซึ่งลักษณะของสารดูดความชื้นที่เคลือบบนผิวของ DCE และ DCC จะอยู่ที่ครีบบริเวณพื้นผิวภายนอกของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน และ 3.คอยล์เย็นดั้งเดิม (Conventional Evaporator, CE) ที่ไม่มีการเคลือบสารดูดความชื้นจะถูกใช้ในการลดอุณหภูมิให้กับอากาศหลังจากผ่าน DCE โดยอธิบายหลักการทำงานของระบบดังนี้

เริ่มต้นในกระบวนการลดความชื้นอากาศจะไหลเข้าสู่ระบบตามลูกศรสีฟ้า ซึ่งเป็นอากาศ return air เพื่อนำมาลดความชื้น โดยอากาศจะไหลผ่าน DCE ทำให้อุณหภูมิลดลงจากการที่อากาศแลกเปลี่ยนความร้อนกับสารทำความเย็นอุณหภูมิต่ำและจะมีความชื้นต่ำ เนื่องจากถูกดูดซับความชื้นจากสารดูดความชื้น หลังจากนั้น อากาศดังกล่าวจะถูกส่งไปผ่าน CE เพื่อลดอุณหภูมิลงอีกรอบเนื่องจากอากาศที่ไหลผ่าน DCE จะได้รับอิทธิพลของความร้อนจากสารดูดความชื้นที่คลายความร้อนออกมาจากปฏิกิริยา exothermic ดังนั้น CE จะถูกนำมาใช้ลดอุณหภูมิอากาศอีกรอบ เพื่อให้

อากาศที่ออกจากเครื่อง DCAC มีอุณหภูมิที่ต่ำตลอดเวลา ในขณะที่ตัว DCC จะใช้ในระบบการไล่ความชื้น ซึ่งใช้ประโยชน์จากสารทำความเย็นที่ร้อนในการทำให้น้ำในสารดูดความชื้นระเหยออกและใช้อากาศในเส้นสีเขียวที่เปลี่ยนไปตามสภาวะอากาศภายนอกมาไหลผ่าน DCC เพื่อระบายความร้อนและนำน้ำในสารดูดความชื้นที่เคยดูดความชื้นออกไปทิ้งทำให้สามารถนำสารดูดความชื้นกลับมาใช้ดูดความชื้นได้อีกครั้ง เมื่อระบบที่จำลองถึงระยะเวลาที่ต้องการสลับโหมด (switching time) จะสลับโหมดเพื่อทำให้คอยล์เย็น DCE และคอยล์ร้อน DCC สลับหน้าที่การทำงานตลอดระยะเวลาการทำงานเพื่อให้เครื่อง DCAC สามารถลดอุณหภูมิและความชื้นได้อย่างต่อเนื่อง โดยแสดงแผนภาพที่ใช้ในการจำลองแสดงดังรูปที่ 3.1



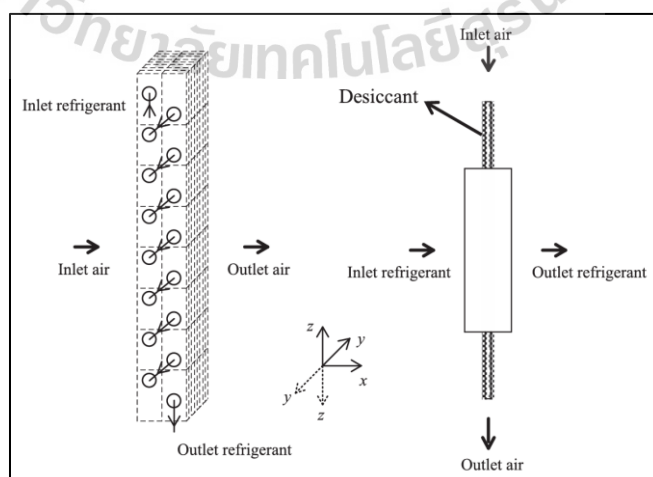
รูปที่ 3.1 แผนภาพการทำงานของระบบ DCHEAC ที่ใช้ในการจำลอง

3.2 การจำลองระบบปรับอากาศที่ใช้อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่เคลือบด้วยสารดูดความชื้น

สมการที่ใช้ในการจำลองระบบ DCAC อ้างอิงมาจากการวิจัยของ Yang et al. (2020) โดยเป็นสมการเชิงอนุพันธ์สามัญ (Ordinary Differential Equation: ODE) ที่พิจารณาจากกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์ โดยได้สมการควบคุม (governing equation) ที่ใช้ในการคำนวณ DCHE ที่ทำหน้าที่เป็น DCE และ DCC ของระบบ และสมการควบคุมที่ใช้ในการจำลอง CE ซึ่งจะกล่าวถึงในหัวข้อที่ 3.2.1 และ 3.2.2 ตามลำดับ และในการจำลองได้พิจารณาภายใต้สมมติฐานดังต่อไปนี้

- 1) ไม่คิดการสูญเสียความดันทั้งในการไหลของอากาศและการไหลของสารทำความเย็น
- 2) ไม่คิดการสูญเสียความร้อนโดยรอบ
- 3) กำหนดให้กระบวนการเมื่อผ่าน expansion valve เป็นกระบวนการ Isenthalpic
- 4) Isentropic efficiency ของ compressor เป็นค่าคงที่ตลอดกระบวนการ
- 5) ไม่คิดการกลั่นตัวของอากาศที่ผ่าน DCE
- 6) ใช้สารดูดความชื้นชนิดซิลิกาเจล
- 7) ใช้สารทำความเย็นชนิด R32

นอกจากนี้ การคำนวณจะใช้สมการช่วย (auxiliary equation) เพื่อประกอบการคำนวณกับชุดสมการควบคุมให้สมบูรณ์ ซึ่งได้อธิบายในหัวข้อที่ 3.2.3 โดยปริมาตรควบคุมที่ใช้พิจารณาสมการควบคุมสำหรับระบบ DCAC แสดงดังรูปที่ 3.2



รูปที่ 3.2 ปริมาตรควบคุมสำหรับการพิจารณาสมการควบคุมของระบบ DCAC (Yang et al., 2020)

3.2.1 สมการควบคุมสำหรับจำลองอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่เคลือบด้วยสารดูดความชื้น

สมการที่ใช้ในการคำนวณเอนทัลปีของสารทำความเย็นที่ไหลอยู่ภายใน DCHE (DCE และ DCC) แสดงดังสมการที่ (1) มาจากการหาพลังงานสุทธิของการไหลผ่านปริมาตรควบคุม และการพาความร้อน (convection heat transfer) ระหว่างผิวของ DCHE และสารทำความเย็นที่ไหลภายในท่อ

$$M_r \frac{di_r}{dt} = \dot{m}_r (i_{r,in} - i_{r,out}) + A_r h_r (T_{DCHE} - T_r) \quad (1)$$

เมื่อ i_r คือ เอนทัลปีของสารทำความเย็น

h_r คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของสารทำความเย็น

สมการคำนวณอุณหภูมิอากาศที่ไหลผ่าน DCHE พิจารณาได้ตามสมการที่ (2) โดยคำนวณพลังงานสุทธิของอากาศที่ไหลผ่านปริมาตรควบคุม และการพาความร้อนระหว่างผิวของ DCHE และอากาศ

$$M_a C_{pa} \frac{dT_a}{dt} = \dot{m}_a C_{pa} (T_{a,in} - T_{a,out}) + A_a h_a (T_{DCHE} - T_a) \quad (2)$$

สมการคำนวณอุณหภูมิผิวของ DCHE พิจารณาได้ตามสมการที่ (3) โดยสมการด้านซ้ายมือคือการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิผิวของสารดูดความชื้นที่ขึ้นกับวัสดุของผิวท่อสารทำความเย็นที่ทำจาก copper วัสดุของผิวครีป ที่ทำจาก aluminum และมวลของสารดูดความชื้นที่ใช้เป็นชนิดซิลิกาเจล (silica gel) โดยในเทอมที่สามของชุดสมการด้านขวามือเป็นความร้อนที่เกิดจากการถ่ายเทมวล (convection moisture transfer) ระหว่างความชื้นสัมบูรณ์ในอากาศกับความชื้นสัมบูรณ์ในสารดูดความชื้น ซึ่งได้คายความร้อนดูดซับ ($\dot{q}_{st}$) ออกมา และในเทอมสุดท้ายเป็นการถ่ายเทระหว่างอุณหภูมิอากาศกับอุณหภูมิผิวของ DCHE ที่เกิดจากการถ่ายเทมวล นอกจากนี้ ในเทอมอื่น ๆ ก็ได้กล่าวไปแล้วในคำอธิบายสมการที่ (1) และ (2)

$$\begin{aligned} & (M_{cu} C_{pcu} + M_{al} C_{al} + M_d C_{pd}) \frac{dT_{DCHE}}{dt} \\ & = A_a h_a (T_a - T_{DCHE}) + A_r h_r (T_r - T_{DCHE}) + K_y A_a (Y_a - Y_d) \dot{q}_{st} \\ & + C_{pv} K_y A_a (Y_a - Y_d) (T_a - T_{DCHE}) \end{aligned} \quad (3)$$

สมการคำนวณความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศ พิจารณาได้ตามสมการที่ (4) โดยหาได้จากการไหลของความชื้นสัมบูรณ์ที่ผ่านปริมาตรควบคุม และการถ่ายเทมวลระหว่างความชื้นสัมบูรณ์ในอากาศกับความชื้นสัมบูรณ์ในสารดูดความชื้น

$$M_a \frac{dY_a}{dt} = \dot{m}_a (Y_{a,in} - Y_{a,out}) + K_y A_a (Y_a - Y_d) \quad (4)$$

สมการคำนวณความชื้นสารดูดความชื้น พิจารณาได้ตามสมการที่ (5) โดยสามารถระบุถึงเปอร์เซ็นต์ของปริมาณความชื้นที่สะสมอยู่ในตัวสารดูดความชื้น

$$M_d \frac{dW_d}{dt} = K_y A_a (Y_a - Y_d) \quad (5)$$

3.2.2 สมการควบคุมสำหรับจำลองอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่ไม่ได้เคลือบสารดูดความชื้น

ในการจำลองระบบ DCAC มีอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนจำนวน 1 ตัว ที่ผิวไม่มีการเคลือบสารดูดความชื้น เรียกว่า conventional evaporator (CE) โดยทำหน้าที่ในการลดอุณหภูมิอากาศลมจ่ายหลังจากผ่าน DCE เพื่อลดอิทธิพลของความร้อนที่เกิดจาก adsorption heat และอิทธิพลของความร้อนที่สะสมอยู่ใน DCHE ระหว่างการสลับโหมดทำงานจาก DCC เป็น DCE ดังนั้นจึงต้องมีสมการที่ใช้ในการคำนวณอุณหภูมิลมจ่าย ซึ่งคล้ายกับสมการในหัวข้อที่ 3.4.1 แต่ไม่พิจารณาเทอมที่เกี่ยวกับสารดูดความชื้น ดังนี้

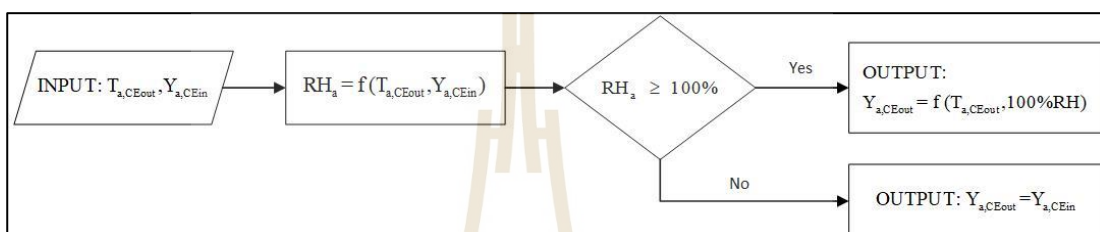
สมการที่ใช้ในการคำนวณเอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ไหลอยู่ภายใน CE แสดงดังสมการที่ (6) ซึ่งขึ้นอยู่กับการพาความร้อนระหว่างอุณหภูมิผิวของ CE ที่คำนวณได้จากสมการที่ (8) กับอุณหภูมิสารทำความเย็น ท้ายที่สุดแล้วจะสามารถคำนวณอุณหภูมิของอากาศที่ไหลผ่าน CE ดังสมการที่ (7) โดยเป็นอุณหภูมิลมจ่าย (T_{supply}) ที่ใช้ในการทำความเย็นให้กับห้องปรับอากาศ

$$M_r \frac{di_r}{dt} = \dot{m}_r (i_{r,in} - i_{r,out}) + A_r h_r (T_{CE} - T_r) \quad (6)$$

$$M_a C_{pa} \frac{dT_a}{dt} = \dot{m}_a C_{pa} (T_{a,in} - T_{a,out}) + A_a h_a (T_{CE} - T_a) \quad (7)$$

$$(M_{cu} C_{pcu} + M_{al} C_{al}) \frac{dT_{CE}}{dt} = A_a h_a (T_a - T_{CE}) + A_r h_r (T_r - T_{CE}) \quad (8)$$

นอกจากนี้ การหาความชื้นสัมบูรณ์ลมจ่าย (Y_{supply}) ได้พิจารณาให้มีกระบวนการควบแน่น (condensation process) ที่ผิว CE โดยหากคำนวณแล้วพบว่าอากาศทางออก CE มีความชื้นสัมพัทธ์มากกว่า 100% ซึ่งความชื้นสัมพัทธ์นี้คำนวณความชื้นอากาศที่ไหลผ่าน DCE ในสมการที่ (2) กับอุณหภูมิลมจ่ายในสมการ (4) แสดงว่าเกิดการกลั่นตัวที่ผิว CE ดังนั้น จึงคำนวณความชื้นสัมบูรณ์ความชื้นสัมบูรณ์ลมจ่ายได้จากอุณหภูมิลมจ่ายในสมการ (7) และให้ความชื้นสัมพัทธ์เท่ากับ 100% โดยมีแผนผังเงื่อนไขในการจำลอง แสดงดังรูปที่ 3.3



รูปที่ 3.3 แผนผังการจำลองหาความชื้นสัมบูรณ์อากาศลมจ่ายเมื่อไหลผ่าน CE

3.2.3 สมการช่วย

สมการช่วย (Auxiliary equations) นำมาใช้ประกอบการคำนวณร่วมกับสมการควบคุม การคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและมวล (Heat and mass transfer coefficient) เพื่อช่วยในการประมาณค่าและกำหนดค่าพารามิเตอร์ที่ไม่สามารถหาค่าได้โดยตรง เพิ่มความแม่นยำและความสอดคล้องกับสภาพจริง ทำให้การคำนวณสามารถดำเนินไปได้ โดยในหัวข้อนี้ได้แบ่งสมการช่วยด้านอากาศและด้านสารทำความเย็น ดังนี้

3.2.3.1 สมการช่วยสำหรับการคำนวณด้านอากาศ

สมการความสัมพันธ์ระหว่างความชื้นสัมบูรณ์และความชื้นสัมพัทธ์เพื่อหาความชื้นสัมบูรณ์ของสารดูดความชื้น อ้างอิงมาจากบทความของ Ge et al. (2011) โดยพิจารณาได้ตามสมการที่ (9) - (11)

$$Y_d = \frac{0.62188RH_d}{\frac{P_{atm}}{P_{vs}} - RH_d} \quad (9)$$

เมื่อ P_{vs} คือ ความดันไออิ่มตัวบริเวณผิวของสารดูดความชื้น

$$P_{vs} = \exp\left(\frac{23.196 - 3816.44}{T_d - 46.13}\right) \quad (10)$$

ความชื้นสัมพัทธ์บนผิวของสารดูดความชื้น พิจารณาจากสมการที่ (11) ซึ่งอ้างอิงมาจากบทความของ Pesaran et al. (1987) โดยเป็นสารดูดความชื้นชนิด silica gel

$$RH_d = 0.0078 - 0.005759W_d + 24.16554W_d^2 - 124.78W_d^3 + 204.226W_d^4 \quad (11)$$

ความร้อนดูดซับ (adsorption heat) ที่สารดูดความชื้นปล่อยออกมาระหว่างดูดซับความชื้นจากอากาศ จากบทความของ Ge et al. (2011) โดยหาได้จากสมการที่ (12)

$$\dot{q}_{st} = h_{fg} (1.0 + 0.2843e^{-10.28W_d}) \quad (12)$$

เมื่อ h_{fg} คือ latent heat of water vaporization

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายโอนมวลแบบพาความร้อนของอากาศ (convective mass transfer coefficient of air) โดยใช้สมการ (13) (J. Mrinal and Poh, 2018)

$$K_y = \frac{h_a D_a}{\lambda_a} \quad (13)$$

เมื่อ h_a คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายพาความร้อนของอากาศ

λ_a คือ ค่าการนำความร้อนของอากาศ

D_a คือ สัมประสิทธิ์การแพร่ของมวลในอากาศชื้น ซึ่งวัดความสามารถของอนุภาคน้ำในการแพร่กระจายผ่านอากาศ หาได้จากสมการที่ (14)

$$D_a = 2.302 \times 10^{-5} \frac{0.98 \times 10^5}{p} \left(\frac{T}{256}\right)^{1.81} \quad (14)$$

ในส่วนถัดไปเป็นการหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศ (convective heat transfer coefficient of air) โดยใช้สมการ (15)

$$h_a = j \frac{C_{pa} \rho_a U_{\max}}{Pr_a^{2/3}} \quad (15)$$

เมื่อ j คือ Colburn's factor หรือ สัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนของอากาศ
 $U_{\max}$ คือ ความเร็วสูงสุดของอากาศ

โดยการคำนวณ Colburn's factor แตกต่างกันไปขึ้นอยู่กับจำนวนแถวของท่อสารทำความเย็น (N_r) (Shah et al., 2003)

$$\begin{aligned} j &= 0.108 Re_{dc}^{-0.29} \left(\frac{X_t}{X_l} \right)^{C_1} \left(\frac{P_f}{d_c} \right)^{-1.084} \left(\frac{P_f}{d_h} \right)^{-0.786} \left(\frac{P_f}{X_t} \right)^{C_2} \quad \text{for } N_r = 1 \\ &= 0.086 Re_{dc}^{C_3} N_r^{C_4} \left(\frac{P_f}{d_c} \right)^{C_5} \left(\frac{P_f}{d_h} \right)^{C_6} \left(\frac{P_f}{X_t} \right)^{-0.93} \quad \text{for } N_r \geq 2 \end{aligned} \quad (16)$$

เมื่อ Re_{dc} คือ จำนวนเรย์โนลด์ของที่เส้นผ่านศูนย์กลางกลางภายนอกของท่อทองแดง
 คำนวณได้จากสมการที่ (17)
 N_r คือ จำนวนแถวของท่อในทิศทางการไหลของอากาศ
 P_f คือ ระยะห่างระหว่างครีป
 d_c คือ เส้นผ่านศูนย์กลางกลางภายนอกของท่อทองแดง
 d_h คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของช่องอากาศ
 X_t คือ ระยะห่างตามขวางของท่อ

และ ค่า C_1 ถึง C_6 หาได้จากสมการที่ (18) – (23) ดังนี้

$$Re_{dc} = \frac{\rho U_{\max} d_c}{\mu} \quad (17)$$

$$C_1 = 1.9 - 0.23 \ln Re_{dc} \quad (18)$$

$$C_2 = -0.236 + 0.126 \ln Re_{dc} \quad (19)$$

$$C_3 = -0.361 - \frac{0.042 N_r}{\ln Re_{dc}} + 0.158 \ln \left[N_r \left(\frac{P_f}{d_c} \right)^{0.41} \right] \quad (20)$$

$$C_4 = -1.224 - \frac{0.076 \left(\frac{X_l}{D_h} \right)^{1.42}}{\ln Re_{dc}} \quad (21)$$

$$C_5 = -0.083 - \frac{0.058 N_r}{\ln Re_{dc}} \quad (22)$$

$$C_6 = -5.735 + 1.21 \ln \left(\frac{Re_{dc}}{N_r} \right) \quad (23)$$

3.2.3.2 สมการช่วยสำหรับการคำนวณด้านสารทำความเย็น

สมการสำหรับการคำนวณสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (convective heat transfer coefficient) ของสารทำความเย็น คำนวณได้จากสมการที่ (24)

$$h_r = \frac{Nu_r \lambda_r}{d_i} \quad (24)$$

เมื่อ λ_r คือ ค่าการนำความร้อน (thermal conductivity) ของสารทำความเย็น
 d_i คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ (internal diameter of the tube)
 Nu_r คือ ค่า Nusselt number ของสารทำความเย็น คำนวณได้จากสมการที่ (25) โดยที่ค่า n มีค่าเท่ากับ 0.4 เมื่อสารทำความเย็นถูกทำให้ร้อน และมีค่าเท่ากับ 0.3 เมื่อสารทำความเย็นถูกทำให้เย็น

$$Nu_r = 0.023 Re_r^{0.8} Pr_r^n, \quad n = 0.4 \text{ when refrigerant is heated} \quad (25)$$

$n = 0.3 \text{ when refrigerant is cooled}$

สำหรับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของการระเหย (evaporation heat transfer coefficient) หรือ h_{tpe} จะใช้คำนวณในกรณีที่สารทำความเย็นอยู่ในสถานะ two-phase ซึ่งสถานะ two-phase นี้ การถ่ายเทความร้อนจะมีการรวมกันของการถ่ายเทความร้อนแบบพาความร้อน (convective heat transfer) และการถ่ายเทความร้อนจากการเดือด (boiling heat transfer) โดยสารทำความเย็นที่ใช้ คือ R32 ซึ่งจะใช้สมการจากบทความของ Takamatsu et al (1993) แสดงดังชุดสมการที่ (26)

$$h_{tpe} = h_{cv} + h_{nb} \quad (26)$$

$$h_{nb} = SK^{0.745} h_{pb} \quad (27)$$

$$h_{cv} = F h_{rl} \quad (28)$$

$$h_{rl} = 0.0116 Re_l^{0.89} Pr_l^{0.4} \lambda_l / d_l \quad (29)$$

$$F_r = (1 + 2X_{tt}^{0.88})^{0.89/0.8} \quad (30)$$

$$h_{pb} = 1.35 h_{SA} \quad (31)$$

$$S = (1 - e^{-\xi}) / \xi \quad (32)$$

$$\xi = 3.3 \times 10^{-5} Ja^{*1.25} La h_{cv} / \lambda_l \quad (33)$$

$$Ja^* = (\rho_l / \rho_v) (C_{pl} / h_{fg}) T_{sat} \quad (34)$$

$$La = (2\sigma / (g(\rho_l - \rho_v)))^{0.5} \quad (35)$$

$$h_{SA} = 207 \lambda_l \{g(\rho_l - \rho_v) / 2\sigma\}^{0.5} (q'' La / (\lambda_l T_{sat}))^{0.745} (\rho_v / \rho_l)^{0.581} Pr_l^{0.533} \quad (36)$$

$$K^{0.745} = (1 + 0.875\eta + 0.518\eta^2 - 0.159\eta^3 + 0.7907\eta^4)^{-1} \quad (37)$$

$$\eta = h_{cv} / (S h_{pb}) \quad (38)$$

ค่า Martinelli parameter (X_{tt}) จะช่วยบ่งบอกลักษณะของการไหล two-phase ในระบบที่จะมีลักษณะการไหลอย่างไร เช่น การไหลแบบ bubble, การไหลแบบ slug, การไหลแบบ annular หรือ การไหลแบบ stratified เป็นต้น ซึ่งคำนวณได้จากสมการที่ (39)

$$X_{tt} = \left(\frac{(1 - X_r)}{X_r} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_{rg}}{\rho_{rl}} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_{rl}}{\mu_{rg}} \right)^{0.1} \quad (39)$$

สำหรับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของการควบแน่น (condensation heat transfer coefficient) หรือ h_{tpc} สามารถคำนวณได้จากชุดสมการที่ (40) ซึ่งมาจากบทความของ Dobson et al. (1998)

$$\begin{aligned} h_{tpc} &= h_{rl} \left[1 + 2.22/X_{tt}^{0.89} \right] \\ h_{rl} &= 0.023 Re_1^{0.8} Pr_1^{0.4} (\lambda_1/d_i) \end{aligned} \quad (40)$$

การคำนวณอัตราการไหลของสารทำความเย็น ($\dot{m}_r$) คำนวณได้จากสมการที่ (41) ในขณะที่เอนทาลปีทางเข้า condenser หาได้จากสมการที่ (42) และการใช้พลังงานไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ (P_{cm}) ใช้สมการที่ (43) ส่วนในเอ็กซ์แพนชันวาล์ว (expansion valve) ใช้กระบวนการ Isenthalpic พิจารณาจากสมการที่ (44)

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_e}{i_{r,Eout} - i_{r,Ein}} \quad (41)$$

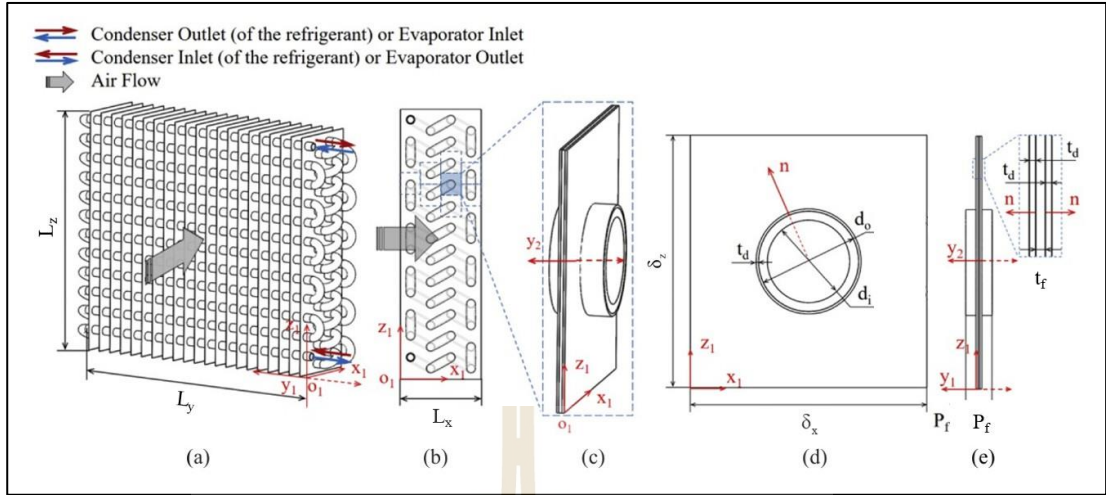
$$i_{r,Cin} = \frac{i_{r,iso-entropy} - i_{r,Eout}}{\eta_s} + i_{r,Eout}, \quad \eta_s = 0.85 \quad (42)$$

$$P_{cm} = \eta_e \dot{m}_r (i_{r,Cin} - i_{r,Eout}), \quad \eta_e = 0.9 \quad (43)$$

$$i_{r,Ein} = i_{r,Cout} \quad (44)$$

3.2.3.3 สมการช่วยสำหรับการคำนวณเกี่ยวกับรูปทรงและคุณสมบัติทางเรขาคณิต

ในส่วนของการคำนวณเกี่ยวกับรูปทรงและคุณสมบัติทางเรขาคณิต เช่น ความกว้าง จำนวนท่อ จำนวนครีบ พื้นผิวของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน เพื่อใช้ประกอบการคำนวณสัมประสิทธิ์ในการถ่ายเทความร้อนของอากาศและสารทำความเย็น โดยรูปที่ 3.4 ใช้บอกขนาดของรูปทรงซึ่งคำนวณได้จากสมการที่ (45) - (50)



รูปที่ 3.4 การบอกขนาดของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน (ดัดแปลงจาก Hua et al., 2019)

$$\alpha = \frac{A_{wet}}{V}, \quad \sigma = \frac{A_o}{A_{fr}}, \quad V = L_x L_y L_z, \quad A_{fr} = L_y L_z \quad (45)$$

$$A_{wet} = \pi d_{1,o} (L_z - N_f (2H_d + H_f)) N_t + 2N_f (L_x L_y - (N_t \pi d_{1,o}^2)/4) + 2L_y N_f (2H_d + H_f) \quad (46)$$

$$N_r = \frac{L_x}{X_l}, \quad N_t = \frac{L_x L_y}{X_l X_t}, \quad N_f = \frac{L_z}{P_f} \quad (47)$$

$$A_o = L_z \left(\left(\frac{L_y}{X_t} - 1 \right) c'' + (X_t - d_{t,o}) - (X_t - d_{t,o}) \frac{N_f (H_f + 2H_d)}{L_z} \right) \quad (48)$$

$$\left. \begin{aligned} c'' &= \min(2a'', 2b'') \\ 2a'' &= (X_t - d_{t,o}) - (X_t - d_{t,o}) \frac{N_f (H_f + 2H_d)}{L_z} \\ 2b'' &= 2 \left(\sqrt{\left(\frac{X_t}{2} \right)^2 + X_l^2} - d_{t,o} - (X_t - d_{t,o}) \left(\frac{N_f (H_f + 2H_d)}{L_z} \right) \right) \end{aligned} \right\} \quad (49)$$

$$d_c = d_{t,o} + 2H_f, \quad D_h = \frac{4\sigma}{\alpha} \quad (50)$$

โดยขอบเขตช่วงขนาดที่สามารถใช้กับสมการข้างต้นคำนวณได้ แสดงดังนี้

$$300 \leq Re_{dc} \leq 20,000; 6.9 \leq d_c \leq 13.6 \text{ mm};$$

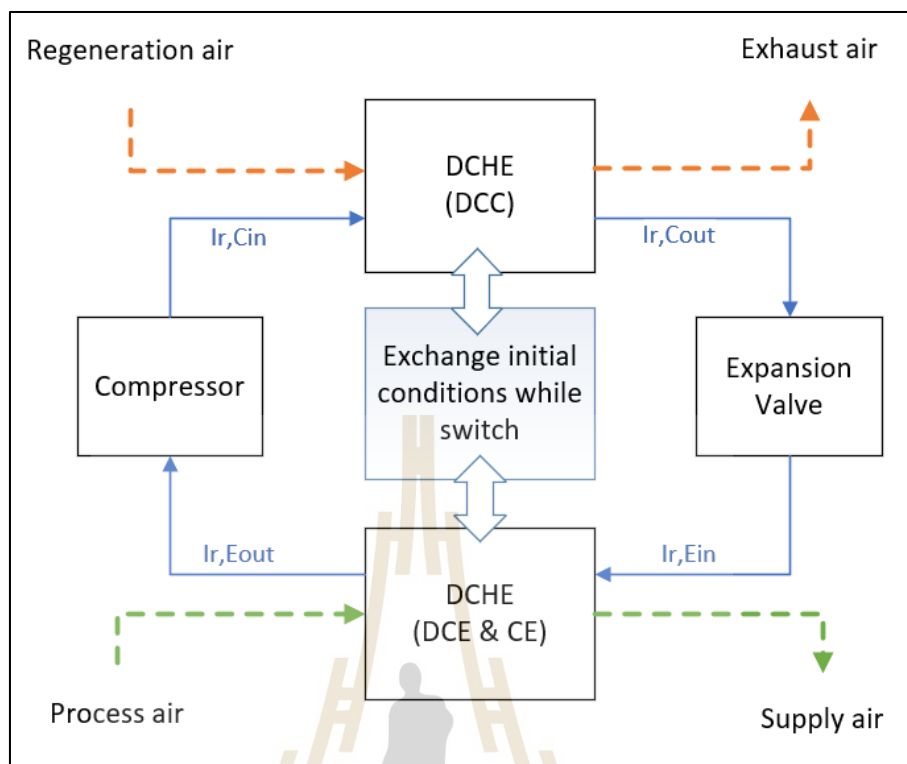
$$1.3 \leq D_h \leq 9.37 \text{ mm}; 20.4 \leq X_t \leq 31.8 \text{ mm};$$

$$12.7 \leq X_l \leq 32 \text{ mm}; 1.0 \leq P_f \leq 8.7 \text{ mm}; 1 \leq N_r \leq 6$$

3.2.4 แผนภาพการไหลของข้อมูลในจำลองระบบ DCAC

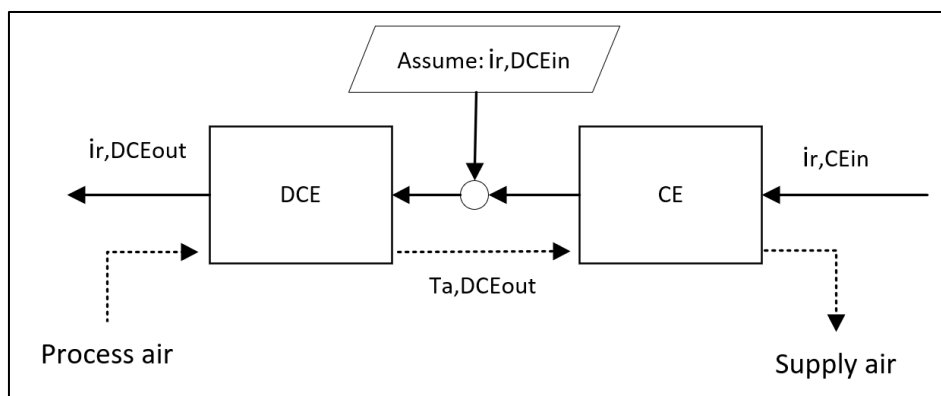
จากรูปที่ 3.5 แสดงถึงกระบวนการจำลองระบบปรับอากาศที่ประกอบด้วย ส่วนประกอบหลัก ๆ ได้แก่ DCHE (Desiccant Coated Heat Exchanger) คอมเพรสเซอร์ (Compressor) เอ็กซ์แพนชันวาล์ว (Expansion Valve) โดย regeneration air คือ อากาศที่ใช้ใน กระบวนการฟื้นฟูหรือไล่ความชื้นให้กับสารดูดความชื้นระหว่างที่ DCHE ทำหน้าที่เป็น DCC ส่วน อากาศ exhaust air คือ อากาศทิ้งที่ไหลผ่าน DCC นอกจากนี้ในส่วน of process air คือ อากาศ ที่ใช้ในกระบวนการลดความชื้นอากาศระหว่างที่ DCHE ทำหน้าที่เป็น DCE และไหลผ่าน CE โดย อากาศที่ถูกลดความชื้น คือ supply air ที่จะจ่ายเข้าสู่ห้องปรับอากาศต่อไป

สำหรับการไหลของข้อมูลในวงจรสารทำความเย็น กระบวนการจำลองเริ่มต้นที่ DCC ซึ่งใช้สมการควบคุมสมการที่ (1) – (5) ในการคำนวณเพื่อหาค่าเอนทัลปีบริเวณทางออก ($i_{r,Cout}$) และเป็นเอนทัลปีทางเข้า expansion valve ซึ่งเข้าสู่กระบวนการ Isenthalpic โดย คำนวณได้จากสมการที่ (44) ซึ่งจะกลายเป็นเอนทัลปีทางเข้า ($i_{r,Ein}$) ไหลเข้าสู่ CE และ DCE โดยใช้สมการควบคุมคำนวณเพื่อหาเอนทัลปีบริเวณทางออก ($i_{r,Eout}$) หลังจากนั้นสารทำความเย็น ไหลเข้าสู่คอมเพรสเซอร์จะใช้สมการที่ (42) เพื่อคำนวณหาเอนทัลปีทางเข้า condenser ($i_{r,Cin}$) และวนเข้าสู่ DCC ต่อไป

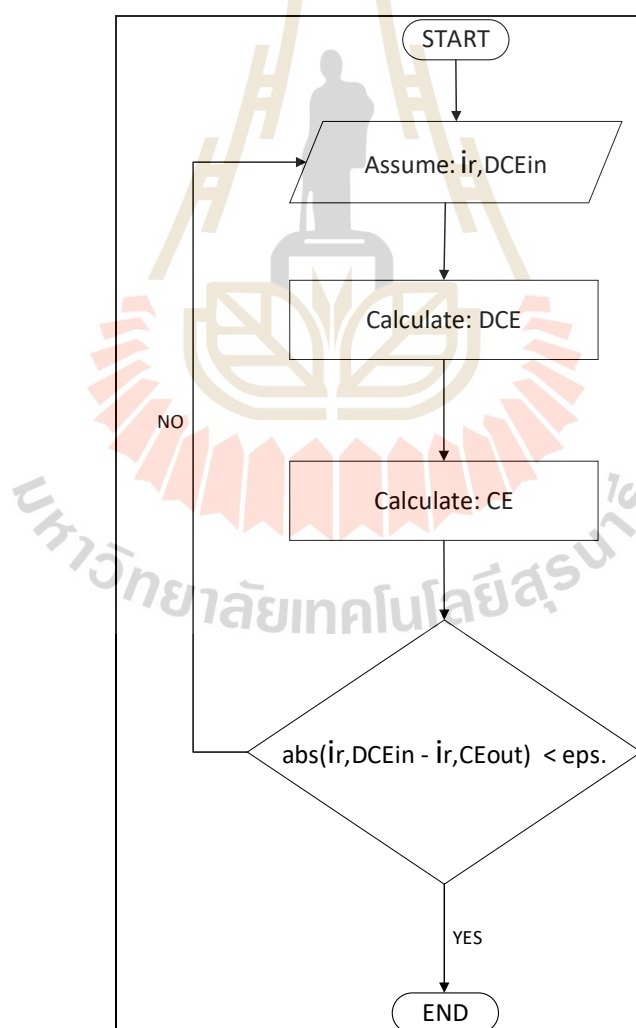


รูปที่ 3.5 แผนภาพการไหลของอากาศและสารทำความเย็นที่ผ่านอุปกรณ์ต่าง ๆ ของระบบ DCAC (ดัดแปลงมาจาก Yang et al., 2020)

ในการเชื่อมต่อ DCE กับ CE ซึ่งทำหน้าที่เป็น evaporator ซึ่งให้กับระบบปรับอากาศเป็นส่วนประกอบหลักในการทำความเย็นและลดความชื้นของอากาศ โดยอากาศและสารทำความเย็นจะไหลในทิศทางตรงกันข้าม ในส่วนประกอบนี้ สารทำความเย็นที่มีอุณหภูมิและความชื้นต่ำจะไหลผ่าน CE ก่อนแล้วจึงเข้าสู่ DCE ในทางตรงกันข้าม อากาศจะถูกกลดอุณหภูมิเมื่อผ่าน DCE แล้วจึงถูกทำให้เย็นลงอีกเมื่อผ่าน CE ขณะเดียวกันสารทำความเย็นที่เข้า DCE จะเป็นสารทำความเย็นที่ออกจาก CE และอากาศที่เข้า CE จะเป็นอากาศที่ออกจาก DCE ซึ่ง DCE มีเพียงค่า input ของอากาศ และ CE มีเพียงค่า input ของสารทำความเย็น ดังนั้น แบบจำลองของการรวมกันนี้จะต้องคำนวณด้วยวิธีการวนซ้ำ (iteration method) จนกระทั่งเอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ทางออก DCE จะใกล้เคียงกับทางเข้าของ CE ขั้นตอนการคำนวณอย่างละเอียด แสดงในรูปที่ 3.6 และ 3.7

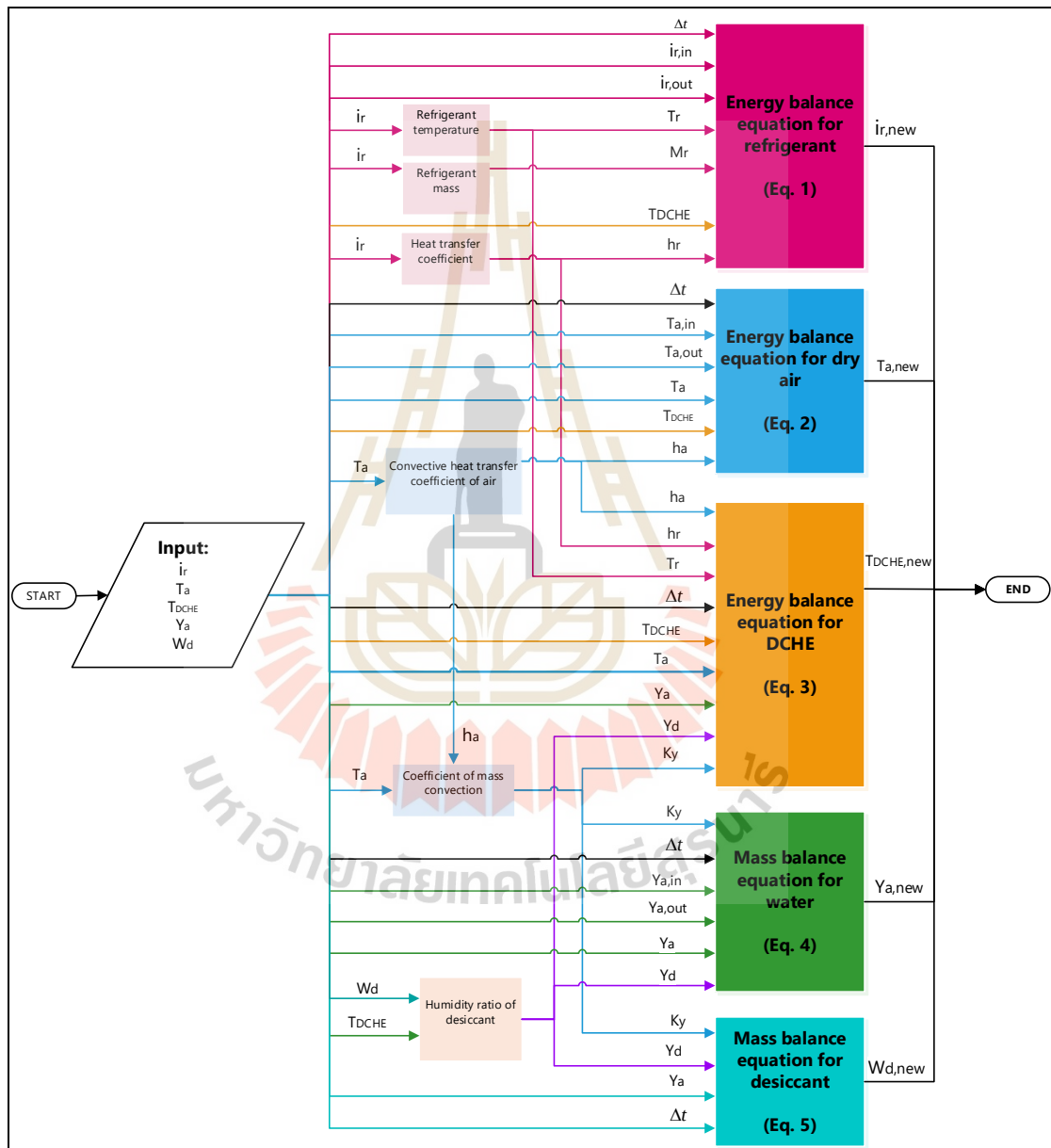


รูปที่ 3.6 แผนภาพการไหลของสารทำความเย็นและอากาศที่ไหลผ่าน DCE และ CE

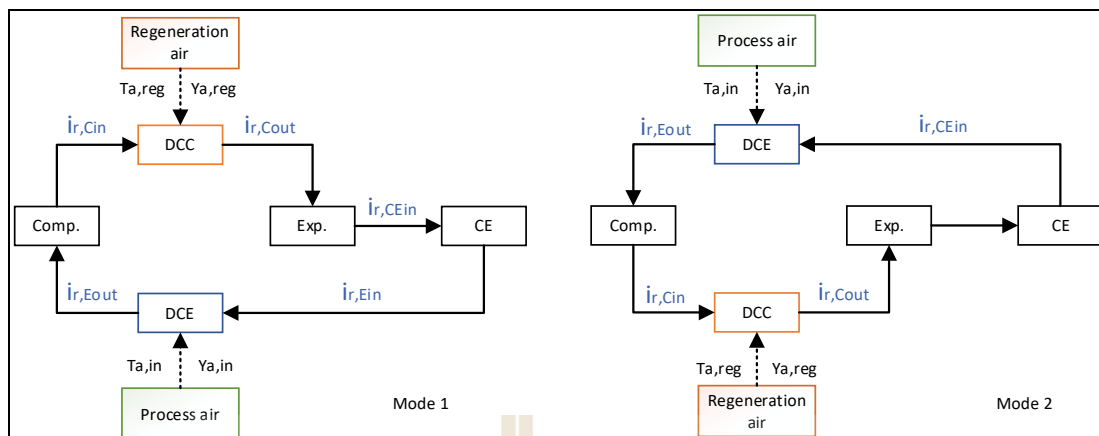


รูปที่ 3.7 แผนภาพการหาเอนทาลปีทางเข้า DCE (ดัดแปลงมาจาก Yang et al., 2020)

นอกจากนี้ ในการจำลองเพื่อแก้สมการควบคุมจะมีกระบวนการคำนวณพารามิเตอร์ต่าง ๆ จากสมการช่วยเพื่อประกอบการคำนวณให้สมบูรณ์ โดยแผนภาพกระบวนการจำลองของระบบปรับอากาศแบบ DCAC ตามสมการควบคุมและสมการช่วย แสดงดังรูปที่ 3.8 และตัวแปรอินพุตของการคำนวณสำหรับการจำลองในแต่ละโหมด แสดงดังรูปที่ 3.9



รูปที่ 3.8 แผนภาพการจำลอง DCHE



รูปที่ 3.9 แผนภาพการใส่อินพุตของการจำลองระบบ DCAC

3.3 สมการจำลองระบบปรับอากาศแบบอัดไอ

สมการควบคุมของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนในระบบปรับอากาศแบบอัดไอ (VCAC) หรือสมการที่ใช้กับ evaporator และ condenser จะใช้เหมือนกับการจำลองของ CE ในหัวข้อที่ 3.2.2 และใช้สมการช่วยเดียวกันกับหัวข้อที่ 3.2.3 ซึ่งการกำหนดอุณหภูมิการระเหย (evaporation temperature) และอุณหภูมิการควบแน่น (condensation temperature) คำนวณได้จากสมการที่ (51) และ (52) ตามลำดับ โดยอ้างอิงมาจากวิทยานิพนธ์ของ ธงชัย เทียมทัด (2562) และ วิชาการ เกตุวงศ์ (2563)

$$T_e = T_{\text{room}} - 15 \quad (51)$$

$$T_c = T_{\text{amb}} + 10 \quad (52)$$

3.4 สมการสำหรับประเมินสมรรถนะของระบบ DCAC และระบบ VCAC

สมการที่ใช้ในการประเมินสมรรถนะของระบบ DCAC ซึ่งประกอบไปด้วย ความสามารถในการลดความชื้นสัมบูรณ์ อัตราการทำความเย็น และสัมประสิทธิ์สมรรถนะ แสดงดังสมการที่ (53) – (55)

$$\text{MRC} = \frac{1}{t_{\text{total}}} \int_0^{t_{\text{total}}} \Delta Y_a \Delta t \quad (53)$$

$$\Delta Y_a = Y_{a,\text{Ein}} - Y_{a,\text{Eout}}$$

เมื่อ	MRC	คือ ความสามารถในการลดความชื้นสัมบูรณ์ (g/kg)
	$Y_{a,Ein}$	คือ ความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศบริเวณทางเข้า DCAC (g/kg)
	$Y_{a,Eout}$	คือ ความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศบริเวณทางออก DCAC (g/kg)
	t_{total}	คือ ระยะเวลารวมของการทำงานในกระบวนการลดความชื้น (sec)

สัมประสิทธิ์สมรรถนะทางไฟฟ้าของระบบ DCAC หาได้จากอัตราส่วนระหว่างอัตราการทำ ความเย็นทั้งหมด ดังสมการที่ (54) ต่อพลังงานไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์ใช้ ดังสมการที่ (41)

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cooling}}{P_{cm}} \quad (54)$$

เมื่อ	$\dot{Q}_{cooling}$	คือ อัตราการทำความเย็นของระบบปรับอากาศ (kW)
	P_{cm}	คือ พลังงานไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์ใช้ (kW)

ภาระการทำความเย็นของระบบ DCAC สามารถคำนวณได้จากอัตราการไหลของอากาศและ ผลต่างเอนทัลปีระหว่างอากาศทางเข้าและอากาศทางออก evaporator แสดงดังสมการที่ (54)

$$\dot{Q}_{cooling} = \dot{m}_a (i_{a,Ein} - i_{a,Eout}) \quad (55)$$

เมื่อ	$\dot{Q}_{cooling}$	คือ อัตราการทำความเย็นของระบบปรับอากาศ (kW)
	$i_{a,Ein}$	คือ เอนทัลปีของอากาศทางเข้า evaporator (kJ/kg)
	$i_{a,Eout}$	คือ เอนทัลปีของอากาศทางออก evaporator (kJ/kg)
	$\dot{m}_a$	คือ อัตราการไหลของอากาศ (kg/s)

3.5 ห้องปรับอากาศและภาระทำความเย็น

ร้านสะดวกซื้อจำเป็นต้องเปิดระบบปรับอากาศเพื่อสร้างอากาศที่เหมาะสมกับการทำงานและ รักษาสินค้า โดยการจำลองสภาวะอากาศภายในร้านสะดวกซื้อ แบ่งออกเป็นสมการสมดุลความร้อนที่ ใช้ในการหาอุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศภายในห้องและใช้สมการสมดุลมวลเพื่อหาความชื้น สัมบูรณ์ของอากาศภายในห้อง ซึ่งหาได้จากสมการที่ (56) – (59) และสามารถดูการแก้ระบบสมการ ด้วยการใช้เมทริกซ์ในภาคผนวก ก

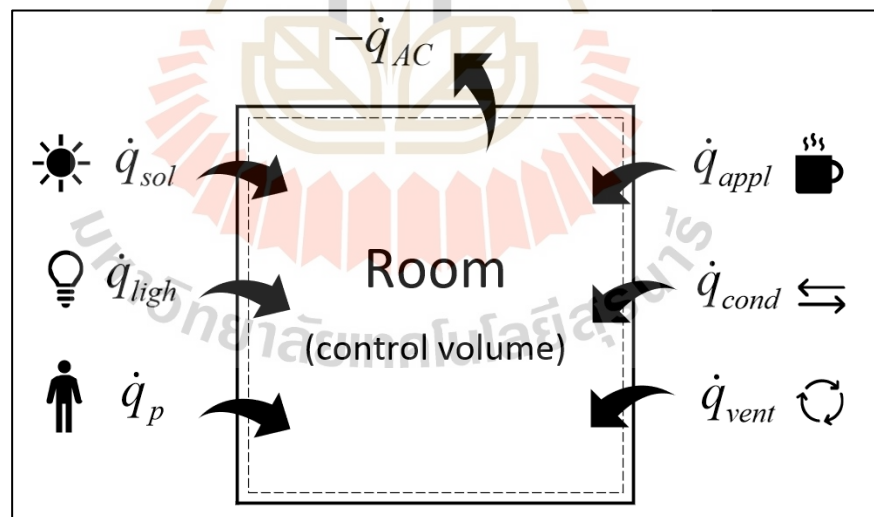
$$M_{\text{room}} C_{p,\text{room}} \frac{dT_{\text{room}}}{dt} = -\dot{q}_{AC,s} + \dot{q}_{\text{sol}} + \dot{q}_{p,s} + \dot{q}_{\text{ligh}} + \dot{q}_{\text{appl},s} + \dot{q}_{\text{cond}} + \dot{q}_{\text{vent},s} \quad (56)$$

$$\dot{m}_{\text{iv}} C_{p,\text{amb}} T_{\text{amb}} + (\dot{m}_{\text{supply}} - \dot{m}_{\text{iv}}) C_{p,\text{room}} T_{\text{room}} = \dot{m}_{\text{supply}} C_{p,\text{mix}} T_{\text{mix}} \quad (57)$$

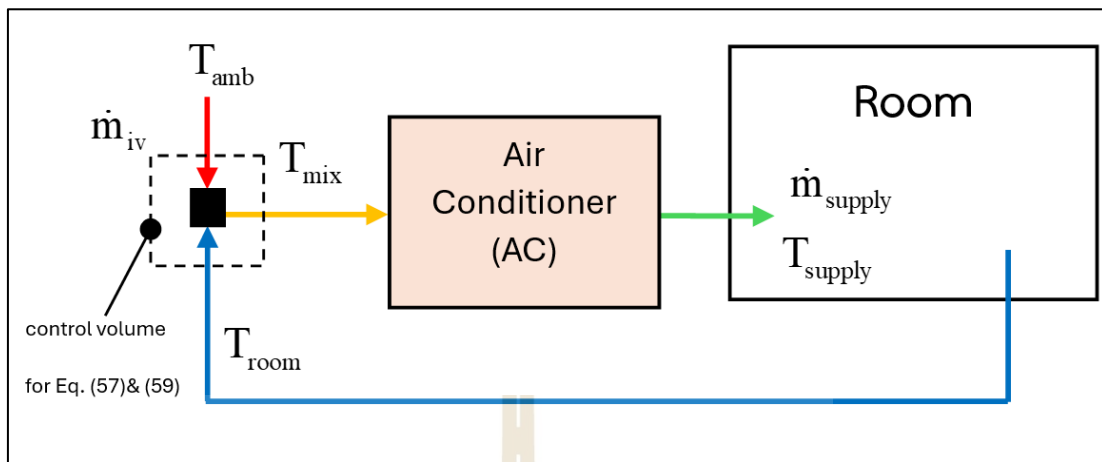
$$M_{\text{room}} h_{\text{fg}} \frac{dY_{\text{room}}}{dt} = -\dot{q}_{AC,l} + \dot{q}_{\text{vent},l} + \dot{q}_{p,l} + \dot{q}_{\text{appl},l} \quad (58)$$

$$(\dot{m}_{\text{supply}} - \dot{m}_{\text{iv}}) Y_{\text{room}} + \dot{m}_{\text{iv}} Y_{\text{amb}} = \dot{m}_{\text{supply}} Y_{\text{mix}} \quad (59)$$

ในสมการที่ (56) เป็นสมการสมดุลความร้อนเพื่อหาอุณหภูมิอากาศภายในห้อง และสมการที่ (58) เป็นสมการสมดุลมวลเพื่อหาความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศภายในห้อง โดยพิจารณาการถ่ายเทความร้อนผ่านปริมาตรควบคุม (control volume) ได้ตามรูปที่ 3.10 ในส่วนของการพิจารณาการผสมอากาศในสมการที่ (57) เป็นสมการสมดุลความร้อนเพื่อหาอุณหภูมิอากาศผสมระหว่างอากาศในห้องกับอากาศแวดล้อมภายนอก และสมการที่ (59) เป็นสมการสมดุลมวลเพื่อหาความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศผสม โดยพิจารณาการถ่ายเทความร้อนผ่านปริมาตรควบคุมได้ตามรูปที่ 3.11



รูปที่ 3.10 การถ่ายเทพลังงานของห้องปรับอากาศ



รูปที่ 3.11 แผนผังการไหลของอากาศของระบบปรับอากาศ

3.5.1 ความสามารถในการทำความเย็นของระบบปรับอากาศ

การคำนวณความสามารถทำความเย็นของระบบปรับอากาศ ($\dot{q}_{AC}$) ที่ใช้ในการคำนวณหาอุณหภูมิและความชื้นในห้องปรับอากาศ ในสมการที่ (56) และ (58) อธิบายได้ดังนี้

3.5.1.1 ความสามารถในการลดอุณหภูมิ

สมการที่ใช้ในการคำนวณความร้อนที่ระบบปรับอากาศดึงความร้อนออกจากอาคารแสดงดังสมการที่ (60) โดยระบบปรับอากาศที่จำลองเพื่อหาอุณหภูมิอากาศจ่าย (T_{supply}) อธิบายไว้ในหัวข้อที่ 3.2 สำหรับระบบ VCAC และหัวข้อที่ 3.3 สำหรับระบบ DCAC และสมการที่ใช้ในการหาอุณหภูมิอากาศผสม (T_{mix}) หาได้จากสมการที่ (57) ซึ่งเป็นการผสมอากาศตามอัตราการระบายอากาศตามคุณภาพอากาศภายใน (Indoor air quality, IAQ) เพื่อกำจัดกลิ่นและควบคุมคุณภาพอากาศ เช่น ก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ ก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ ฝุ่น คิวบิก เชื้อรา แบคทีเรียต่าง ๆ เป็นต้น โดยอัตราการระบายอากาศในกรณีที่มีระบบปรับอากาศ ใช้ตามอัตราการระบายอากาศของห้องสรรพสินค้า เท่ากับ 2 CMH/m^2 ตามตารางที่ ก.9 เมื่อนำมาคำนวณอัตราการระบายอากาศของร้านสะดวกซื้อที่มีขนาด 95 m^2 มีอัตราการไหลของอากาศ ($\dot{m}_{iv}$) เท่ากับ 0.06 kg/s

$$\dot{q}_{AC,s} = \dot{m}_{supply} C_{p,supply} (T_{mix} - T_{supply}) \quad (60)$$

3.5.1.2 ความสามารถในการลดความชื้นสัมบูรณ์

ในส่วนความสามารถในการลดความชื้นสัมบูรณ์อากาศในห้องปรับอากาศสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (61) โดยระบบปรับอากาศที่จำลองเพื่อหาสัมบูรณ์อากาศจ่าย (Y_{supply}) อธิบายไว้ในหัวข้อที่ 3.2 สำหรับระบบ DCAC และหัวข้อที่ 3.3 สำหรับระบบ VCAC และสมการที่ใช้ในการหาความชื้นสัมบูรณ์อากาศผสม (Y_{mix}) หาได้จากสมการที่ (59)

$$\dot{q}_{AC,l} = \dot{m}_{supply} h_{fg} (Y_{mix} - Y_{supply}) \quad (61)$$

3.5.1.3 ความร้อนจากการรังสีความร้อนผ่านตัวอาคารที่โปร่งแสง

การถ่ายเทความร้อนด้วยการแผ่รังสีความร้อนผ่านกระจกหรือวัสดุโปร่งแสงเข้ามาในอาคารสามารถหาได้จากสมการที่ (62)

$$\dot{q}_{sol} = A_{wall} \times SC \times SHGF \times CLF \quad (62)$$

เมื่อ SC คือ ค่า shading coefficient หาได้จากตารางที่ ก.1
SHGF คือ ค่า solar heat gain factor หาได้จากตารางที่ ก.2
CLF คือ ค่า cooling load factor หาได้จากตารางที่ ก.3.1 (มีม่านภายใน) และตาราง ก.3.2 (ไม่มีม่านภายใน)

3.5.1.4 ความร้อนที่เกิดจากมนุษย์

มนุษย์เป็นแหล่งกำเนิดความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝง ซึ่งเกิดจากการถ่ายเทความร้อนของอุณหภูมิร่างกายสู่อากาศและการหายใจที่เกิดการถ่ายเทมวลสู่อากาศ โดยอัตราการปล่อยความร้อนของแต่ละบุคคลจะแตกต่างกันไปตามกิจกรรมภายในห้องปรับอากาศ สามารถหาได้จากสมการที่ (63)

$$\dot{q}_p = N \times \text{Sensible Heat Gain} \times CLF \quad (63)$$

เมื่อ N คือ จำนวนคนในห้อง ซึ่งหาได้จากตาราง ก.4
Sensible Heat Gain คือ ความร้อนสัมผัสที่ออกจากคนหาได้จากตาราง ก.11
CLF คือ ค่า cooling load factor ที่เกี่ยวกับระยะเวลาการอยู่ในห้องปรับอากาศของคน โดยมีค่าเท่ากับ 1 ในกรณีที่ไม่ได้เปิดระบบปรับอากาศ 24 ชม. หรือจากตารางที่ ก.10 หากมีการเปิดระบบปรับอากาศ 24 ชม.

3.5.1.5 ความร้อนสัมผัสที่เกิดจากระบบแสงสว่าง

ระบบแสงสว่างให้กำเนิดความร้อนสัมผัส โดยกำลังไฟฟ้าที่ใช้ของหลอดไฟจะเปลี่ยนเป็นความร้อน 78% ถึง 90% สามารถหาได้จากสมการที่ (64)

$$\dot{q}_{\text{ligh}} = \text{Watt of lighting} \times \text{CLF} \quad (64)$$

เมื่อ **Watt of lighting** คือ กำลังไฟฟ้าของหลอดไฟฟ้าทั้งหมด (Watt) คำนวณได้จาก รูปที่ ก.1

CLF คือ ค่า cooling load factor ที่เกี่ยวกับระยะเวลาการเปิดไฟ โดยมีค่าเท่ากับ 1 ในกรณีที่ไม่ได้เปิดระบบปรับอากาศ 24 ชม.

3.5.1.6 เครื่องใช้ไฟฟ้าภายในร้านสะดวกซื้อ

เครื่องใช้ไฟฟ้า (appliances) ให้ทั้งความร้อนแฝงและความร้อนสัมผัส ขึ้นอยู่กับชนิดของอุปกรณ์ที่ใช้ในร้านสะดวกซื้อ เช่น หม้อหุงต้ม ตู้เย็น ตู้แช่ ไมโครเวฟ กาต้มน้ำ โตรกทัศน์ คอมพิวเตอร์ เป็นต้น สามารถหาได้จากสมการที่ (65)

$$\dot{q}_{\text{appl}} = \text{Heat Gain} \times \text{CLF} \quad (65)$$

เมื่อ **Heat Gain** คือ ค่าความร้อนของเครื่องใช้ไฟฟ้าที่ปล่อยออกมา สามารถหาได้จาก ตาราง ก.5

3.5.1.7 การนำความร้อนผ่านกรอบและผนังของอาคาร

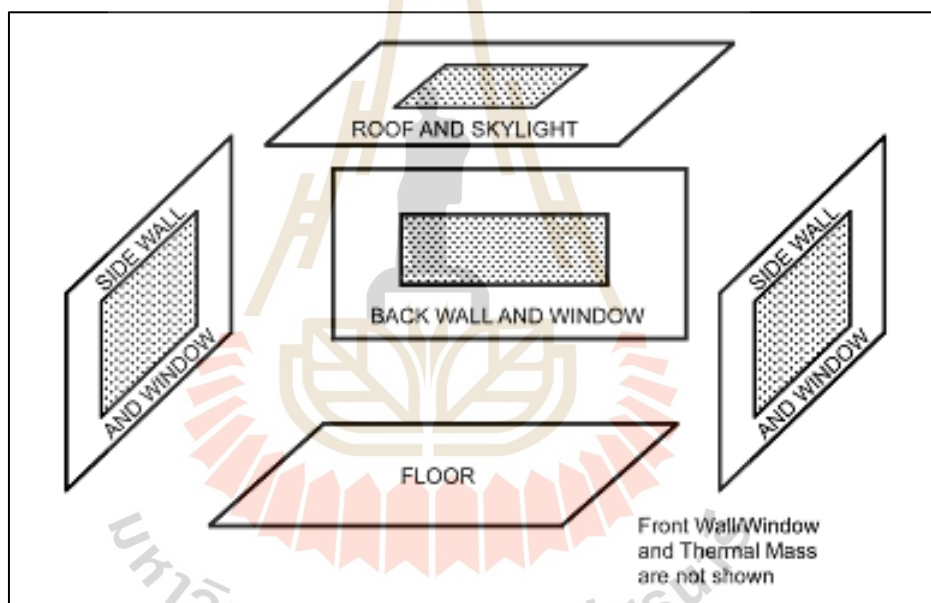
กรอบและผนังของอาคารสามารถส่งผ่านความร้อนสัมผัสที่เกิดจากการนำความร้อนผ่านผนังสู่ภายในอาคาร ซึ่งความร้อนดังกล่าวขึ้นอยู่กับวัสดุที่เลือกใช้ในการประกอบ ผนัง หลังคา และพื้นอาคาร เป็นต้น โดยแบ่งการถ่ายเทความร้อนออกเป็น 6 ทิศ ดังรูปที่ 3.11 และคำนวณได้ตามสมการที่ (66) ในส่วนของการคำนวณภาระทำความเย็นของอาคารเพื่อหาขนาดของเครื่องปรับอากาศใช้สมการที่ (67) ในการคำนวณ

$$\dot{q}_c = \sum_{i=1}^6 U_i \times A_i \times (T_{\text{amb}} - T_r) \quad (66)$$

- เมื่อ U คือ ค่า Overall coefficient of heat transmission of various material สามารถหาได้จากตาราง ก.6 และ ก.7
- A คือ พื้นที่ของผนัง พื้น หรือหลังคา ในหน่วย ตารางเมตร

$$\dot{q}_c = \sum_{i=1}^6 U_i \times A_i \times CLTD \quad (67)$$

- เมื่อ $CLTD$ คือ ค่า Cooling load temperature difference ซึ่งแตกต่างกันไปตามช่วงเวลาของวัน สามารถหาได้จากตาราง ก.8



รูปที่ 3.12 แผนภาพพื้นที่การนำความร้อนผ่านผนังสู่ภายในอาคาร (ASHREA Handbook, 2001)

3.5.1.8 ความร้อนจากการระบายอากาศ

ในระบบปรับอากาศทั่วไปมีการนำอากาศจากภายนอกเข้ามาผลิตเปลี่ยนกับอากาศภายในเพื่อกำจัดอากาศเสียที่ผ่านการใช้งานมาแล้วไปทิ้งสู่บรรยากาศภายนอก และจะนำอากาศจากภายนอกเข้ามาแทนที่อากาศที่ทิ้งออกไป โดยอากาศระบายจะผ่านตัวกรองฝุ่นละอองของระบบปรับอากาศ ซึ่งอัตราการไหลของอากาศระบาย ($\dot{m}_{iv}$) ได้กล่าวไปแล้วในหัวข้อ 3.5.1.1 โดยการคำนวณภาระความร้อนสัมผัสของการระบายใช้สมการที่ (68) ส่วนการคำนวณภาระความร้อนแฝงของการระบายใช้สมการที่ (69)

$$\dot{q}_{\text{vent},s} = \dot{m}_{iv} C_{p,\text{amb}} (T_{\text{amb}} - T_{\text{room}}) \quad (68)$$

$$\dot{q}_{\text{vent},l} = \dot{m}_{iv} h_{fg} (Y_{\text{amb}} - Y_{\text{room}}) \quad (69)$$

3.6 การประเมินภาระทำความเย็นและอัตราการไหลของสารทำความเย็นสำหรับร้านสะดวกซื้อ

การประเมินภาระทำความเย็นของร้านสะดวกซื้อภายในมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ขนาด 95 ตารางเมตร โดยใช้วิธี CLTD/CLF ตามมาตรฐานใน ASHRAE Handbook of Fundamentals (ASHRAE Handbook, 2001) ซึ่งคำนวณตามหัวข้อที่ 3.5 โดยภาระการทำความเย็นที่ได้จะถูกนำไปเลือกขนาดของเครื่องปรับอากาศและอัตราการไหลของสารทำความเย็นที่ใช้ในการจำลองระบบ VCAC และระบบ DCAC ดังหัวข้อต่อไปนี้

3.6.1 ระบบ VCAC สำหรับร้านสะดวกซื้อ

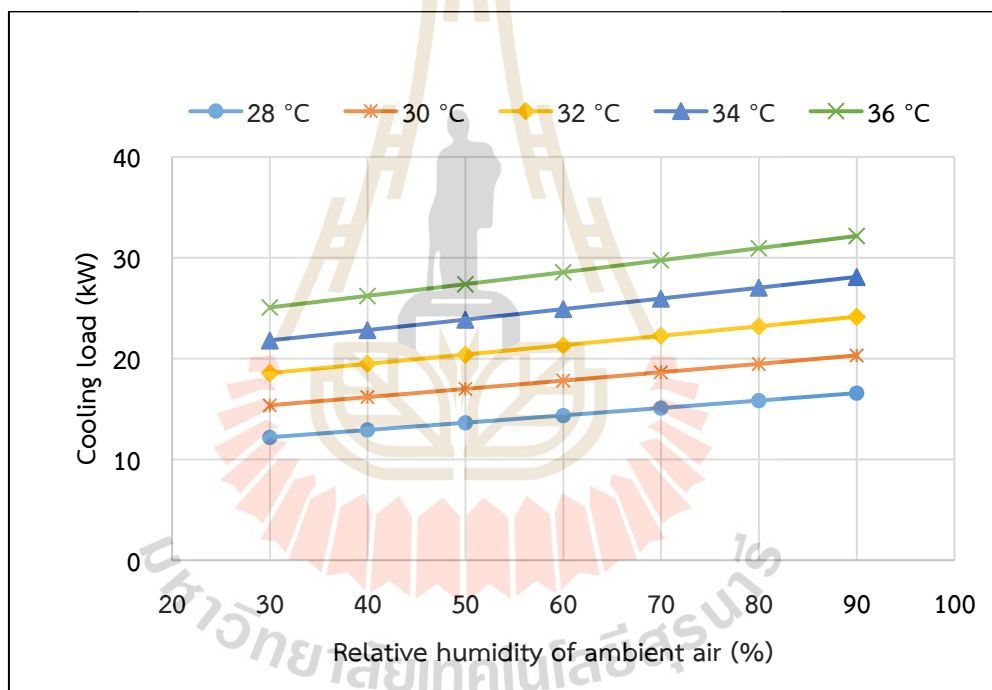
ในการประเมินภาระทำความเย็นใช้ค่าสภาวะอากาศภายนอกที่อุณหภูมิกระเปาะแห้ง 35 °C และความชื้นสัมพัทธ์ 59% ซึ่งเป็นสภาวะอากาศสำหรับประเทศไทยที่นิยมใช้คำนวณภาระทำความเย็นของระบบปรับอากาศทั่วไป (นพรัตน์ เกตุขาว, 2558) ผลจากการประเมิน พบว่าภาระทำความเย็นของร้านสะดวกซื้อมีค่าเท่ากับ 24.27 kW หรือ 82,825 BTU/h โดยผลการคำนวณสอดคล้องกับการใช้งานจริงของร้านสะดวกซื้อในมหาวิทยาลัยที่มีการติดตั้งเครื่องปรับอากาศ 42,000 BTU/h จำนวน 3 เครื่อง แต่ในการใช้งานได้สลับการเปิดครั้งละ 2 เครื่อง หรือใช้ทั้งหมด 84,000 BTU/h ดังนั้น ในการจำลองสภาวะอากาศภายในร้านสะดวกซื้อผู้วิจัยจึงได้เลือกใช้เครื่องปรับอากาศขนาด 42,000 BTU/h จำนวน 2 เครื่อง

โดยในการจำลองได้คำนวณอัตราการไหลของสารทำความเย็นจากสมการที่ (41) เมื่อ Q_e คือ ภาระความร้อนที่ evaporator ได้รับ โดยมีค่าเท่ากับขนาดการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ 42,000 BTU/h ทำให้คำนวณอัตราการไหลของสารทำความเย็นได้เท่ากับ 180

kg/h ซึ่งในการจำลองของระบบ VCAC ใช้อัตราการไหลนี้คงที่ในทุกสภาวะอากาศแวดล้อม

3.6.2 ระบบ DCAC สำหรับร้านสะดวกซื้อ

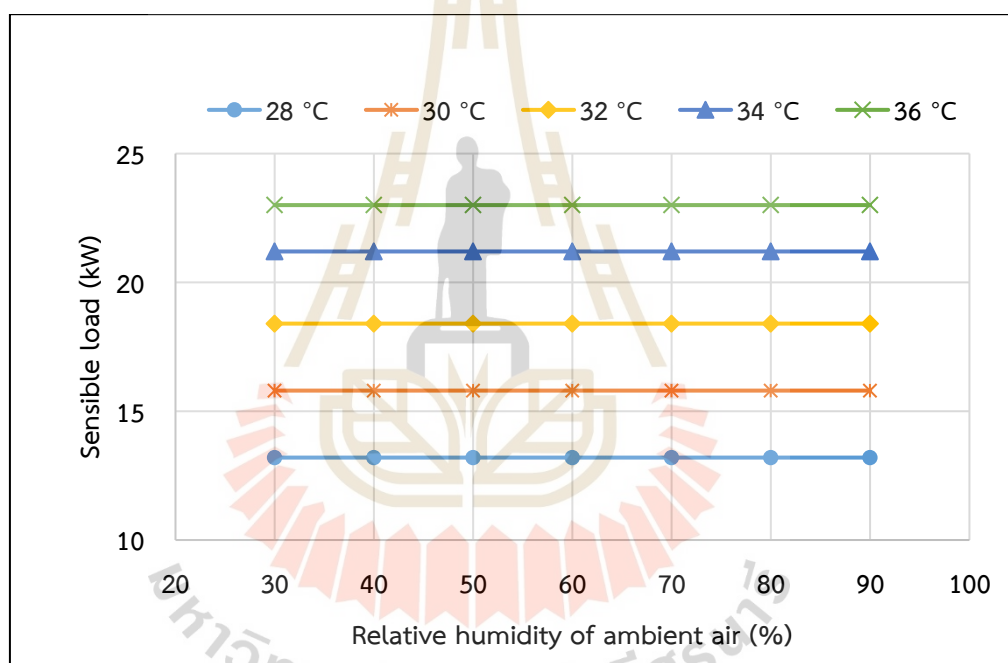
สำหรับระบบ DCAC ได้คำนวณภาระทำความเย็นที่เปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิอากาศแวดล้อม เพื่อให้ระบบ DCAC สามารถลดความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์และลดพลังงานไฟฟ้าของระบบลงได้ โดยการประเมินใช้สภาวะอากาศแวดล้อมของอุณหภูมิ ตั้งแต่ 28 – 36 °C และความชื้นสัมพัทธ์ ตั้งแต่ 30 – 90% ข้อมูลนี้อ้างอิงมาจากกรมอุตุนิยมวิทยา (2565) โดยเป็นสภาวะอากาศราย 3 ชั่วโมงของจังหวัดนครราชสีมาตลอดทั้งปี พ.ศ. 2565 จากผลการคำนวณ พบว่า ภาระทำความเย็นเพิ่มขึ้นตามอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศสภาพแวดล้อมที่เพิ่มขึ้น ดังแสดงรูปที่ 3.13



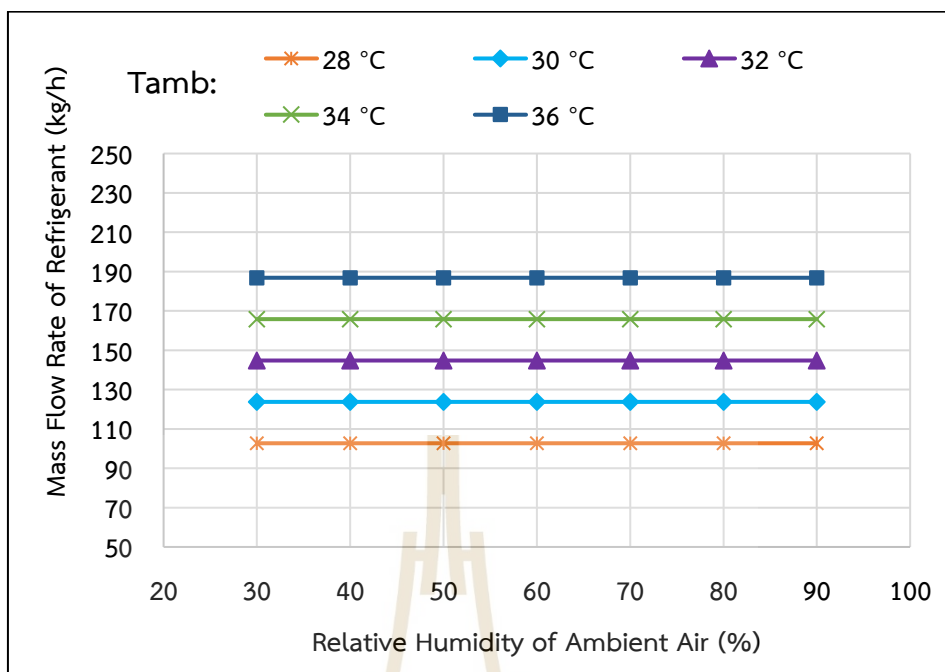
รูปที่ 3.13 ภาระการปรับอากาศของร้านสะดวกซื้อขนาด 95 ตารางเมตร
เมื่อสภาพอากาศเปลี่ยนแปลง

ในการประเมินอัตราการไหลของสารทำความเย็นสำหรับระบบ DCAC ใช้สมการที่ (41) โดยการจัดการภาระทำความเย็นของระบบ DCAC ถูกแบ่งออกเป็น 2 ภาระทำความเย็น ได้แก่ 1. ภาระทำความเย็นสำหรับการจัดการความร้อนสัมผัส (Sensible cooling load) ที่มาจากการแผ่รังสีแสงอาทิตย์ผ่านผนังและกระจก ความร้อนจากการระบายอากาศ ความร้อนจากมนุษย์ และความร้อนจากอุปกรณ์ไฟฟ้า ซึ่งภาระนี้ถูกทิ้งให้กับสารทำความเย็นเพื่อลดอุณหภูมิกระเปาะแห้งภายในร้าน

สะดวกซื้อ และ 2. ภาระทำความเย็นสำหรับการจัดการความชื้น (Latent cooling load) ที่มาจากความชื้นจากระบบระบายอากาศ ความชื้นจากมนุษย์ และความชื้นจากอุปกรณ์ไฟฟ้า ซึ่งการกำจัดภาระความชื้นของระบบ DCAC เป็นหน้าที่ของสารดูดความชื้นที่เคลือบอยู่บนผิว evaporator โดยอาศัยความเย็นของสารทำความเย็นมาช่วยในกระบวนการลดความชื้นอากาศ ดังนั้น ในการคำนวณอัตราการไหลของสารทำความเย็นจึงประเมินมาจากภาระในการจัดการความร้อนสัมผัสเพียงภาระเดียว ดังแสดงในรูปที่ 3.14 โดยพบว่า อัตราการไหลของสารทำความเย็นแปรผันตามอุณหภูมิสภาพแวดล้อมไม่แปรผันตามความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศสภาพแวดล้อม โดยมีค่าตั้งแต่ 105 – 185 kg/h ดังแสดงในรูปที่ 3.15



รูปที่ 3.14 ภาระความร้อนสัมผัสของร้านสะดวกซื้อขนาด 95 ตารางเมตร
เมื่อสภาพอากาศเปลี่ยนแปลง



รูปที่ 3.15 อัตราการไหลของสารทำความเย็นสำหรับระบบปรับอากาศ DCAC ขนาด 42,000 BTU/h เมื่อสภาพอากาศเปลี่ยนแปลง

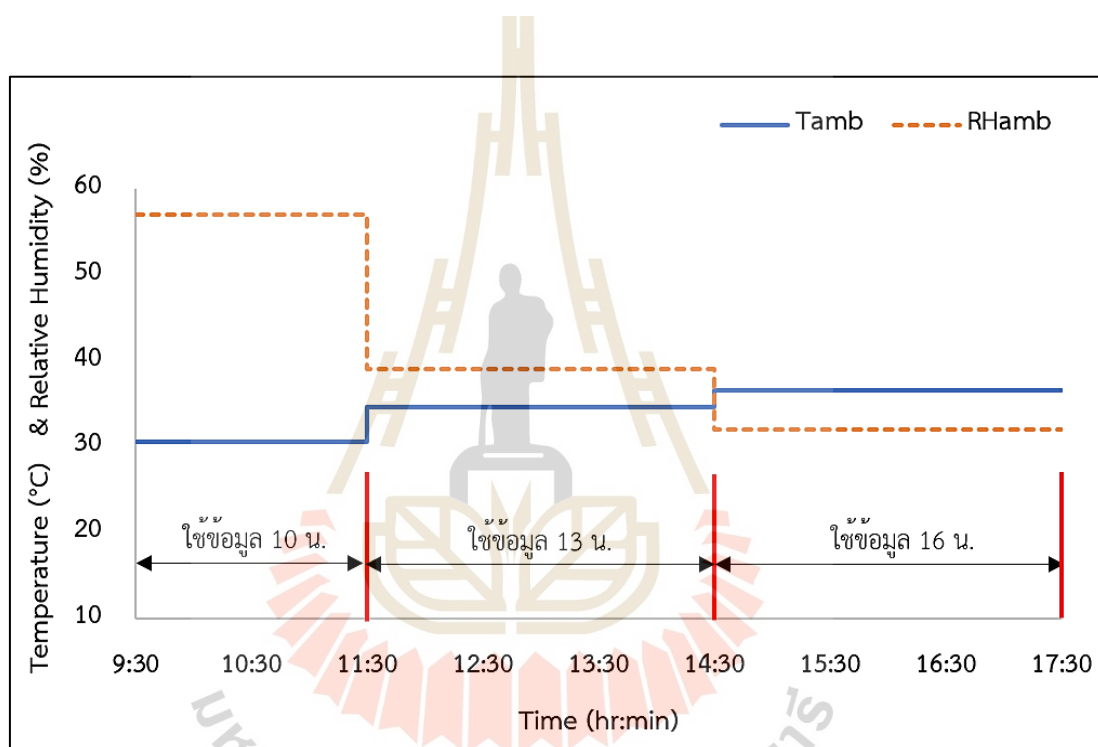
ตารางที่ 3.1 อัตราการไหลของสารทำความเย็นจากการประเมินภาระการทำความเย็น

Ambient temperature (°C)	Ambient relative humidity (%)	Mass flow rate of refrigerant (kg/h)	
		DCAC	VCAC
28	All	103	180
30		124	180
32		145	180
34		166	180
36		180	180

3.7 สภาพอากาศในการจำลองระบบปรับอากาศ

ข้อจำกัดในการจำลองคือไม่มีข้อมูลสภาพอากาศที่เปลี่ยนแปลงตามเวลา ซึ่งต้องใช้การเก็บวัดข้อมูลตามจริง ในงานวิจัยนี้ จึงใช้ข้อมูลจากรายงานของกรมอุตุนิยมวิทยา (2565) ซึ่งเป็นรายงานสภาพอากาศราย 3 ชั่วโมงของจังหวัดนครราชสีมาตลอดทั้งปี พ.ศ. 2565 ดังแสดงในภาคผนวก ก. 12 และ ก.13 เพื่อให้การจำลองสมจริงมากที่สุดตามข้อมูลสภาพอากาศที่มี ผู้วิจัยจึงใช้การเปลี่ยนสภาพอากาศที่มีการรายงานทุก 3 ชั่วโมง โดยช่วงเวลาที่ร้านสะดวกซื้อเปิดระบบปรับอากาศคือเวลา

9.30 น. -17.30 น. จึงมีช่วงเวลาที่สอดคล้องกับเวลาเปิดระบบปรับอากาศของร้านสะดวกซื้อจำนวน 3 ค่า ได้แก่ข้อมูลเวลา 10.00 น. 13.00 น. และ 16.00 น. ซึ่งสามารถแบ่งช่วงเวลาในการจำลองออกเป็น 3 ช่วง โดยช่วงแรกตั้งแต่วันที่ 9.30 น. - 11.30 น. จะใช้ข้อมูลสภาวะอากาศที่เวลา 10.00 น. คงที่เป็นเวลาทั้งหมด 2 ชั่วโมง ช่วงที่สองตั้งแต่วันที่ 11.30 น. - 14.30 น. จะใช้ข้อมูลสภาวะอากาศที่เวลา 13.00 น. คงที่เป็นเวลาทั้งหมด 3 ชั่วโมง และช่วงที่สามตั้งแต่วันที่ 14.30 น. - 17.30 น. จะใช้ข้อมูลสภาวะอากาศที่เวลา 16.00 น. คงที่เป็นเวลาทั้งหมด 3 ชั่วโมง โดยในรูปที่ 3.16 แสดงตัวอย่างข้อมูลสภาวะอากาศที่ใช้ในการจำลองแต่ละช่วง



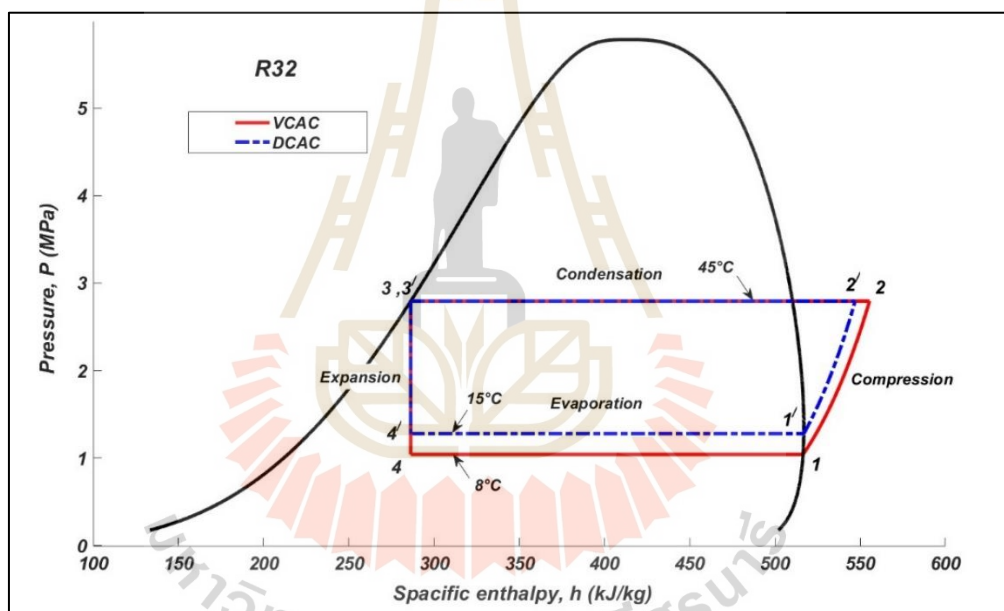
รูปที่ 3.16 การเปลี่ยนสภาวะอากาศที่ใช้จำลองร้านสะดวกซื้อ

3.8 แผนภาพการจำลองระบบปรับอากาศสำหรับร้านสะดวกซื้อและเงื่อนไขในการจำลอง

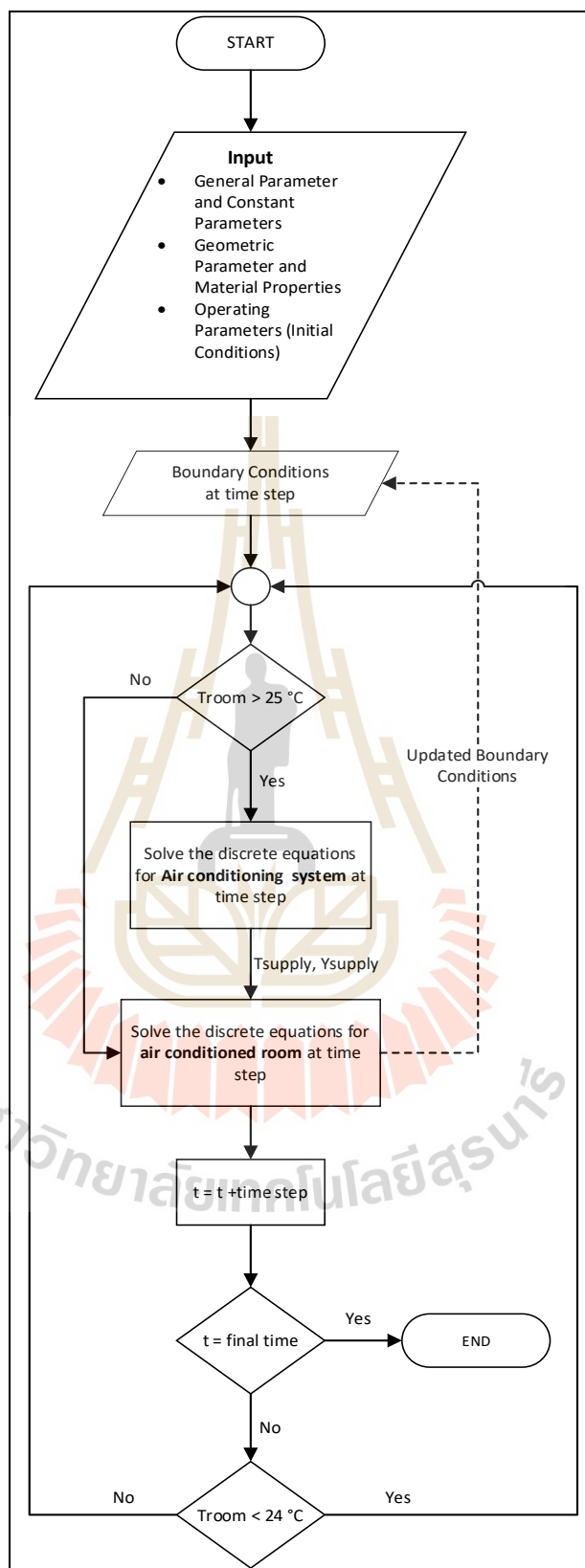
สำหรับแผนภาพการจำลองเพื่อหาอุณหภูมิและความชื้นภายในร้านสะดวกซื้อ แสดงดังรูปที่ 3.17 โดยระบบจะควบคุมสภาวะการทำงานของคอมเพรสเซอร์ทำงาน เมื่ออุณหภูมิภายในห้องปรับอากาศมีค่าสูงกว่า 26 °C และหยุดทำงานเมื่ออุณหภูมิในห้่งน้อยกว่า 24 °C (set point temperature) ซึ่งกำหนดตามขอบเขตในช่วงความสบายเชิงความร้อนของมนุษย์ โดยที่ไม่ได้มีการควบคุมความชื้นในห้องปรับอากาศ ซึ่งขึ้นอยู่กับความสามารถในการลดความชื้นของระบบ นอกจากนี้

ขนาดของห้องปรับอากาศ ค่าคุณสมบัติของวัสดุต่าง ๆ และขนาดรูปทรงของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน แสดงได้ในตารางที่ 3.2 – 3.5

นอกจากนี้ ในเงื่อนไขการจำลองได้ใช้อุณหภูมิการควบแน่น (Condensation temperature) และอุณหภูมิการระเหย (Evaporation temperature) ตามการออกแบบดังนี้ สำหรับอุณหภูมิการควบแน่นคำนวณจากสมการที่ (52) โดยใช้อุณหภูมิอากาศแวดล้อม (T_{amb}) ในการออกแบบเท่ากับ 35°C ซึ่งกำหนดให้ทั้ง 2 ระบบ มีค่าเท่ากับ 45°C ส่วนการออกแบบอุณหภูมิการระเหยของระบบ VCAC มีค่าเท่ากับ 8°C ซึ่งคำนวณมาจากสมการที่ (51) โดยใช้อุณหภูมิห้อง (T_{room}) เท่ากับ 23°C ในการออกแบบ ในขณะที่อุณหภูมิการระเหยของระบบ DCAC ใช้เท่ากับ 15°C ซึ่งได้มาจากการจำลองในหัวข้อที่ 4.1 โดยแผนภาพ P-h ที่ใช้ในการจำลองทั้ง 2 ระบบแสดงดังรูปที่ 3.17



รูปที่ 3.17 แผนภาพ P-h ของระบบ VCAC และระบบ DCAC ที่ใช้ในการจำลอง



รูปที่ 3.18 แผนภาพรวมของการจำลองร้านสะดวกซื้อ

ตารางที่ 3.2 เงื่อนไขในการคำนวณเพื่อหาภาระการทำความเย็นของร้านสะดวกซื้อ

ลำดับ	รายการ	ค่า	หน่วย
1. รายละเอียดของร้านสะดวกซื้อ	พื้นที่		
	กว้าง x ยาว x สูง	10 x 9.5 x 2.5	m
	พื้น	95	m ²
	เพดาน	95	m ²
	ผนังทิศ NE	95	m ²
	ผนังทิศ NW	21.7	m ²
	ผนังทิศ SE	25	m ²
	ผนังทิศ SW	23.75	m ²
	กระจกทิศ NW	3.3	m ²
	ลักษณะการนำความร้อนผ่านตัวอาคาร		
	ชนิดผนัง (ตารางก.6)	คอนกรีต 150 mm + ฉาบปูน	
	ชนิดกระจก (ตารางก.7)	Glass	
	ชนิดหลังคา (ตารางก.8)	คอนกรีตหนา 150 mm + ฉนวน 25 mm	
2. สภาพอากาศ	ภายในห้อง		
	อุณหภูมิภายในห้อง	25	°C
	ความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้อง	50	%
	ภายนอกห้อง		
	อุณหภูมิภายนอกห้อง	35	°C
	ความชื้นสัมพัทธ์ภายนอกห้อง	59	%
3. แหล่งกำเนิดความร้อนภายใน	คน (ตาราง ก.11)	กิจกรรมคือ ยืน ทำงานเบา ๆ	
	หลอดไฟ (รูป ก.1)		
	อุปกรณ์ในร้านสะดวกซื้อ (ตาราง ก.5)	หม้อนึ่งไฟฟ้า 1 เครื่อง, กาต้มน้ำร้อน 1 เครื่อง, ตู้แช่ขนาดใหญ่ 2 ตู้, ตู้แช่ไอศกรีม 2 ตู้, พัดลมติดผนัง 2 ตัว	

หมายเหตุ ตัวแปรที่ใช้ในการคำนวณ ส่วนค่าที่ใช้และวิธีการผู้วิจัยระบุไว้ในภาคผนวก ก

ตารางที่ 3.3 ขนาดและพารามิเตอร์ที่ใช้จำลองเครื่อง DCAC

Parameter	Value	Unit
Dimensions of the heat exchanger		
Inner diameter of copper tube	8.82	mm
Outer diameter of copper tube	9.92	mm
Transverse tube pitch	25	mm
Longitudinal tube pitch	22	mm
Fins thickness	0.115	mm
Fins spacing of DCHE	2	mm
Fins spacing of CE	2	mm
Size of DCHE	450 × 450 × 75	mm ³
Size of CE	330 × 330 × 70	mm ³
Mass of desiccant	3.5	kg
Refrigerant operating conditions		
Evaporation temperature	15	°C
Condensation temperature	45	°C
Superheated degree	5	°C
Subcooled degree	5	°C
Isentropic efficiency of compressor	85	%
Refrigerant	R32	-
Air operating conditions		
Air flow rate in evaporation side	1859	m ³ /h
Air flow rate in condensation side	3718	m ³ /h

ตารางที่ 3.4 ขนาดและพารามิเตอร์ที่ใช้จำลองเครื่อง VCAC

Parameter	Value	Unit
Dimensions of the heat exchanger		
Inner diameter of copper tube	8.82	mm
Outer diameter of copper tube	9.92	mm
Transverse tube pitch evaporator	19.05	mm
Transverse tube pitch condenser	19.05	mm
Longitudinal tube pitch evaporator	22	mm
Longitudinal tube pitch condenser	20.5	mm
Fins thickness	0.115	mm
Fins spacing of evaporator	1.6	mm
Fins spacing of condenser	1.4	mm
Size of evaporator	1300 × 242 × 57.15	mm ³
Size of condenser	759 × 1503 × 38.1	mm ³
Refrigerant operating conditions		
Evaporation temperature	$T_{\text{room}} - 15$	°C
Condensation temperature	$T_{\text{amb}} + 10$	°C
Superheated degree	5	°C
Subcooled degree	5	°C
Isentropic efficiency of compressor	85	%
Refrigerant	R32	-
Air operating conditions		
Air flow rate in evaporation side	1859	m ³ /h
Air flow rate in condensation side	4200	m ³ /h

ตารางที่ 3.5 คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิก

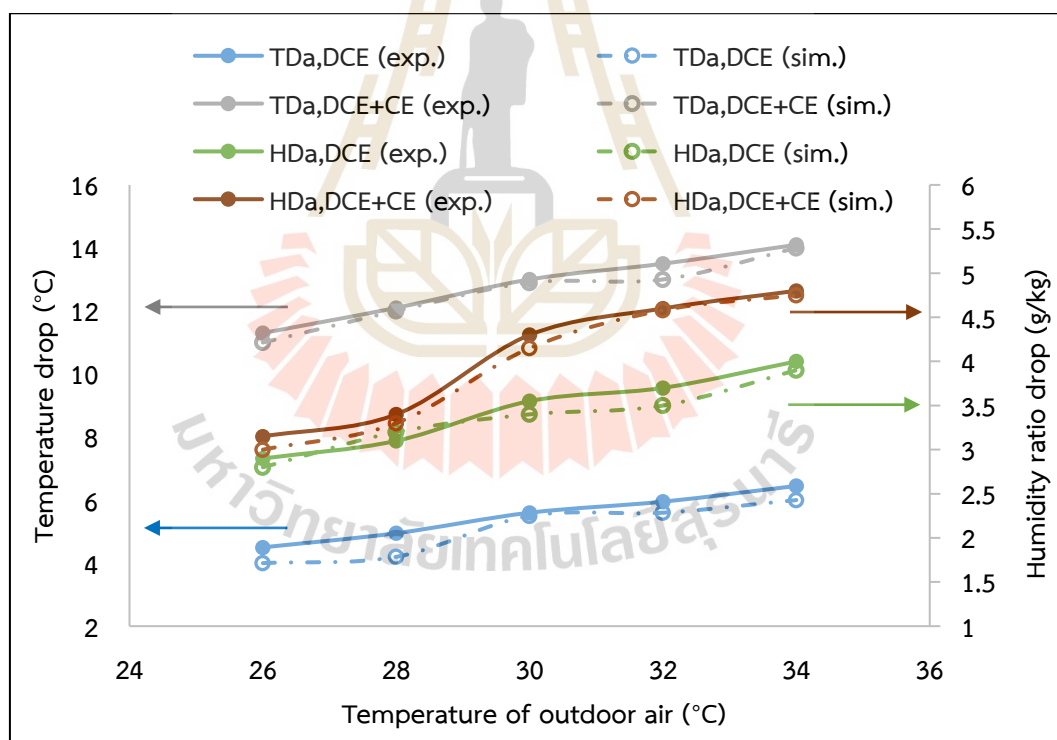
Parameter	Value	Unit
General Parameters		
Atmospheric pressure	101,325	Pa
Acceleration of gravity	9.8	m/s ²
Material Parameters		
Critical pressure of R32	5,782	kPa
Relative molecular mass of R32	52.024	
Inlet quality of the refrigerant	0.05	
Aluminum fin density	2700	kg/m ³
Aluminum fin specific heat capacity	880	J/(kg.K)
Copper tube density	8900	kg/m ³
Copper tube conductivity	407	W/(m.K)
Copper tube specific heat capacity	390	J/(kg.K)
Desiccant (including pores) density of Silica gel	1000	kg/m ³
Air density	1.2	kg/m ³
Air conductivity	0.0321	W/(m.K)
Air (dry) specific heat capacity	1035	J/(kg.K)
Air (dry) dynamic viscosity	1.845e ⁻⁴	Pa.s
Water (vapor) specific heat capacity	1.864	kJ/(kg.K)
Latent heat of water vaporization	2,260	kJ/(kg.K)
Specific sorption heat of water	2,700	kJ/(kg.K)

3.9 การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง

ในการตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองของระบบ DCAC และระบบ VCAC เป็นการเทียบผลการจำลองกับผลการทดลอง ซึ่งมีผลความคลาดเคลื่อนดังนี้

3.9.1 ความถูกต้องของแบบจำลองระบบ DCAC

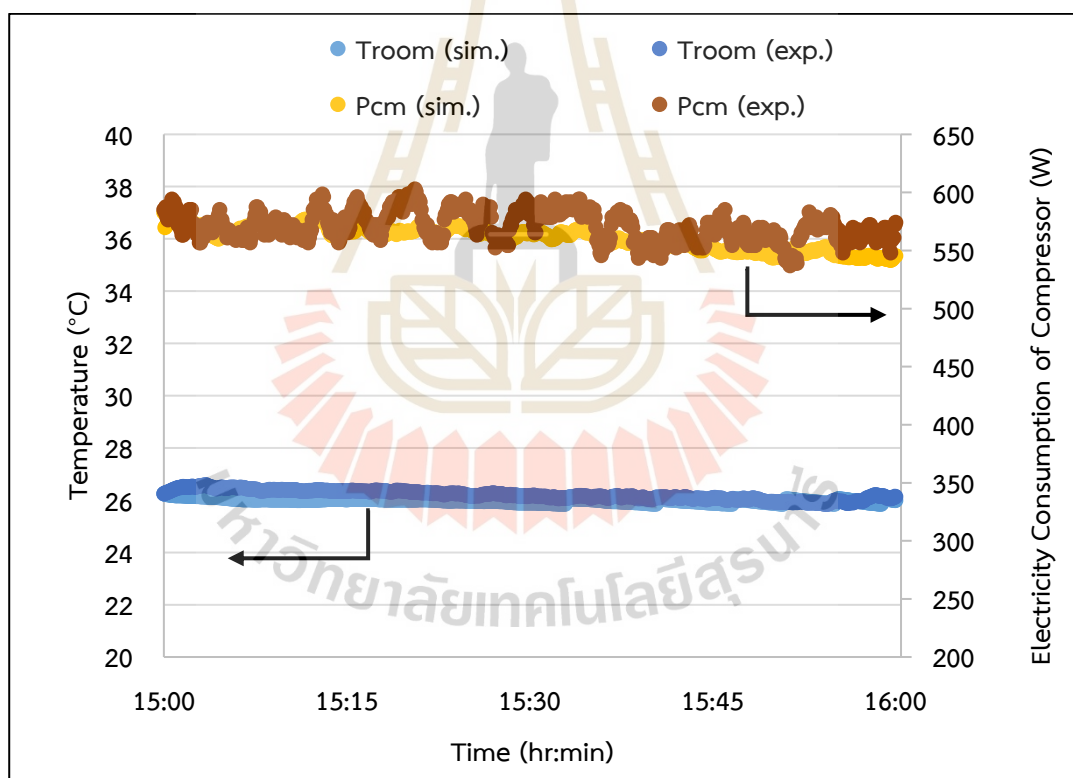
การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองของระบบ DCAC เป็นการเปรียบเทียบผลการทดลองจากบทความของ Ge et al., (2021) ซึ่งใช้เงื่อนไขการจำลองเดียวกัน ดังแสดงในรูปที่ 3.18 โดยเปรียบเทียบผลต่างของอุณหภูมิ (Temperature drop, TD) และผลต่างของความชื้นสัมบูรณ์ (Humidity ratio drop, HD) ที่ระบบสามารถลดได้เมื่อผ่านคอยล์เย็น เพื่อพิสูจน์ว่าแบบจำลองสามารถจำลองได้ครอบคลุมช่วงการใช้งาน จึงจำลองการเปลี่ยนอุณหภูมิอากาศแวดล้อมตามการทดลอง โดยพบว่าแบบจำลอง DCAC ที่ถูกพัฒนาขึ้นมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง 3 – 12% เมื่อเทียบผลการจำลองกับการทดลอง



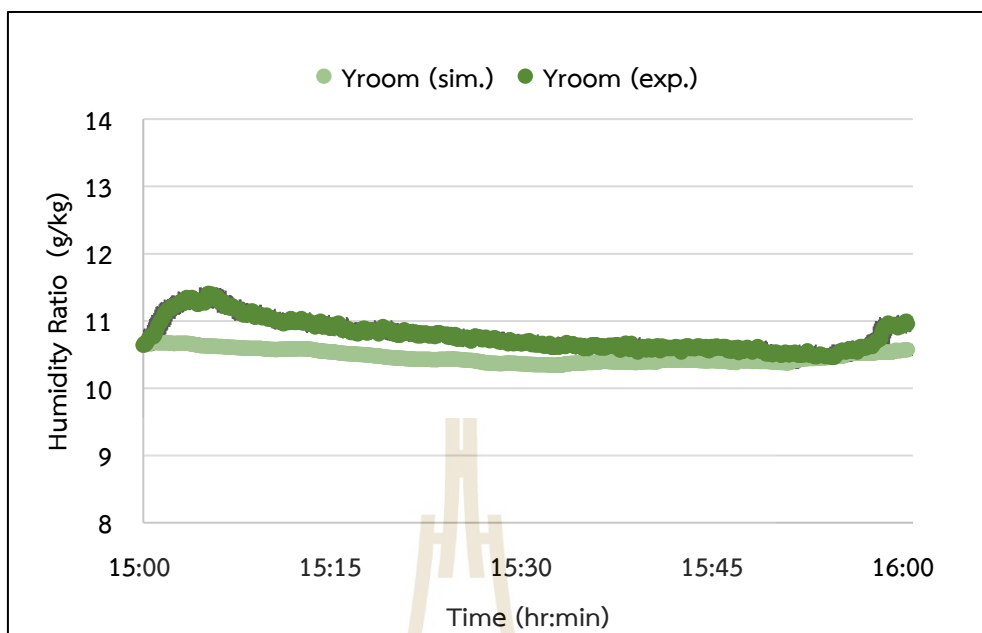
รูปที่ 3.19 การเปรียบเทียบอุณหภูมิและความชื้นสัมบูรณ์ที่ออกจาก CE ระหว่างการจำลองด้วยระบบ DCAC กับการทดลอง เมื่ออุณหภูมิอากาศสภาพแวดล้อมเปลี่ยนแปลง

3.9.2 ความถูกต้องของแบบจำลองระบบ VCAC

การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองของระบบ VCAC เป็นการนำผลการทดลองที่ผู้วิจัยได้เก็บข้อมูลจริงมาเปรียบเทียบ ซึ่งเป็นห้องปรับอากาศขนาดเท่ากับ 18 ตารางเมตร และติดตั้งเครื่องปรับอากาศแบบ fixed speed ขนาด 9200 BTU/h โดยในรูปที่ 3.19 แสดงผลอุณหภูมิของอากาศในห้องกับผลการใช้พลังงานไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ และในรูปที่ 3.20 แสดงผลของความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศในห้อง จากผลการเปรียบเทียบข้อมูลจากการวัดจริงกับแบบจำลอง VCAC ที่ถูกพัฒนาขึ้น พบว่า ผลการจำลองอุณหภูมิห้องมีความคลาดเคลื่อนอยู่ไม่เกิน 2% ในขณะที่ผลการจำลองพลังงานไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์มีความคลาดเคลื่อนตั้งแต่ 2.2 – 5.8% และผลการจำลองความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศในห้องมีความคลาดเคลื่อนตั้งแต่ 2.5 – 6.8% ซึ่งอยู่ในช่วงที่ยอมรับได้



รูปที่ 3.20 การเปรียบเทียบอุณหภูมิอากาศในห้องและการใช้พลังงานไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ ระหว่างการจำลองด้วยระบบ VCAC กับการทดลอง



รูปที่ 3.21 การเปรียบเทียบความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศในห้องปรับอากาศระหว่างการจำลองด้วยระบบ VCAC กับการทดลอง

3.10 ขั้นตอนการทำวิจัย

ในการศึกษาระบบ DCAC เพื่อประเมินสมรรถนะและเปรียบเทียบผลการใช้พลังงานไฟฟ้ากับระบบ VCAC โดยคาดหวังว่าระบบ DCAC จะสามารถลดการใช้พลังงานลงได้จากการเพิ่มอุณหภูมิการระเหย (evaporation temperature) ให้สูงขึ้นและสามารถควบคุมอุณหภูมิ ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศในห้องปรับอากาศได้อย่างเหมาะสม ซึ่งผู้วิจัยมีความต้องการศึกษากับร้านสะดวกซื้อภายในมหาวิทยาลัย เนื่องจากมีการใช้ระบบปรับอากาศเพื่อสร้างอากาศที่เหมาะสมกับการทำงานและรักษาสินค้า โดยหากศึกษาแล้วพบว่าระบบ DCAC สามารถลดพลังงานไฟฟ้าได้จริงก็จะสามารถนำไปต่อยอดกับร้านสะดวกซื้ออื่น ๆ ได้

ขั้นตอนการออกแบบระบบปรับอากาศ มีวิธีการดังต่อไปนี้ ขั้นตอนแรกเป็นการคำนวณภาระทำความเย็นของอาคารร้านสะดวกซื้อ ซึ่งมีวิธีการคำนวณตามหัวข้อที่ 3.5 เพื่อหาขนาดของระบบ VCAC และนำไปสู่การออกแบบขนาดของระบบ DCAC โดยกำหนดให้มีขนาดของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน อัตราการไหลของอากาศ ชนิดของสารทำความเย็น ให้มีค่าเท่ากัน เพื่อให้สามารถเปรียบเทียบการใช้พลังงานได้ เนื่องจากขอบเขตของวิทยานิพนธ์ไม่ได้มีการประเมินความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ โดยขนาดของอุปกรณ์ภายในอาจมีการเปลี่ยนแปลงเล็กน้อยตามการศึกษาค้นคว้าของงานวิจัยอื่น ๆ ที่พบว่าส่งผลดีต่อระบบ DCAC ตามการศึกษาในบทที่ 2 ซึ่งผลการประเมินและเลือกขนาดของเครื่องปรับอากาศแสดงดังหัวข้อที่ 3.6

เมื่อสามารถออกแบบขนาดของระบบปรับอากาศสำหรับร้านสะดวกซื้อได้แล้ว ผู้วิจัยจึงได้ศึกษาสมมติฐานแรก ได้แก่ การเพิ่มอุณหภูมิการระเหยให้กับระบบ DCAC ที่ส่งผลต่อการประหยัดพลังงาน โดยกำหนดให้อุณหภูมิการควบแน่น (condensation temperature) มีค่าคงที่ ตามการค้นคว้าวิจัยในบทที่ 2 ซึ่งในการศึกษานี้จะใช้สภาวะอากาศที่มีอุณหภูมิสูงและความชื้นสัมพัทธ์สูงของจังหวัดนครราชสีมา จากกรมอุตุนิยมวิทยาใช้ในการประเมิน โดยเงื่อนไขการจำลองแสดงดังตารางที่ 3.6 และผลการจำลองแสดงในหัวข้อที่ 4.1

หลังจากที่ผู้วิจัยได้อุณหภูมิการระเหยที่เหมาะสมในการนำมาใช้ปรับอากาศให้กับร้านสะดวกซื้อ ในการศึกษาถัดไปจะเป็นการประเมินอิทธิพลของอุณหภูมิอากาศแวดล้อม และอิทธิพลของความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อมที่ส่งผลต่อสมรรถนะของระบบ DCAC และ VCAC เพื่อนำมาเปรียบเทียบกัน โดยเงื่อนไขการจำลองแสดงดังตารางที่ 3.7 และตารางที่ 3.8 ตามลำดับ โดยผลการจำลองแสดงในหัวข้อที่ 4.2 และ 4.3 ตามลำดับ

จากผลการศึกษาอิทธิพลของเปลี่ยนแปลงความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อม (หัวข้อที่ 4.3) พบว่า ความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อมส่งผลต่อโดยตรงต่อความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศในห้องปรับอากาศทำให้สภาวะในห้องมีช่วงของความชื้นที่อาจจะสูงหรือต่ำเกินไป ซึ่งขึ้นอยู่กับความสามารถในการลดความชื้นของระบบ DCAC ดังนั้น ผู้วิจัยจึงได้เพิ่มผลการศึกษาอิทธิพลของระยะเวลาการสลับโหมดที่ส่งผลโดยตรงต่อการลดความชื้น เพื่อหาระยะเวลาสลับโหมดที่เหมาะสม โดยมีเงื่อนไขการจำลองแสดงดังตารางที่ 3.9 และผลการจำลองแสดงในหัวข้อที่ 4.4

ในหัวข้อสุดท้ายของขอบเขตการศึกษาคือการเปรียบเทียบการใช้พลังงานไฟฟ้าระหว่างระบบ DCAC และระบบ VCAC ภายใต้สภาวะอากาศที่เปลี่ยนแปลงในแต่ละวันทำการที่ร้านสะดวกซื้อเปิดบริการ ตั้งแต่ 9.30 – 17.30 น. รวมทั้งหมด 8 ชม. ต่อวัน โดยข้อมูลสภาวะอากาศที่ใช้มีรายงานทุก 3 ชม. จะตรงกับระยะเวลาเปิดบริการในช่วงเวลา 10.00 น. 13.00 น. และ 16.00 น. ดังที่ได้กล่าวไปแล้วในหัวข้อที่ 3.7 ซึ่งการรายงานผลได้เปรียบเทียบการใช้พลังงานของทั้ง 2 ระบบในทุกเดือนตลอดทั้งปี ผลการจำลองแสดงในหัวข้อที่ 4.5 ดังนั้น โดยขั้นตอนการศึกษาวิจัยทั้งหมดสามารถอธิบายเป็นแผนผังได้ตามรูปที่ 3.21

ตารางที่ 3.6 เงื่อนไขการจำลองอิทธิพลของอุณหภูมิระเหย

Parameter	Baseline	Parametric	Unit
	value	variations	
Evaporation temperature	-	11, 13, 15, 17	°C
Condensation temperature	45	-	°C
Ambient temperature	36	-	°C
Ambient relative humidity	50	-	%
Mass flow rate of refrigerant (DCAC)	180	-	kg/h
Switching time	-	6	min

ตารางที่ 3.7 เงื่อนไขการจำลองอิทธิพลของอุณหภูมิอากาศแวดล้อม

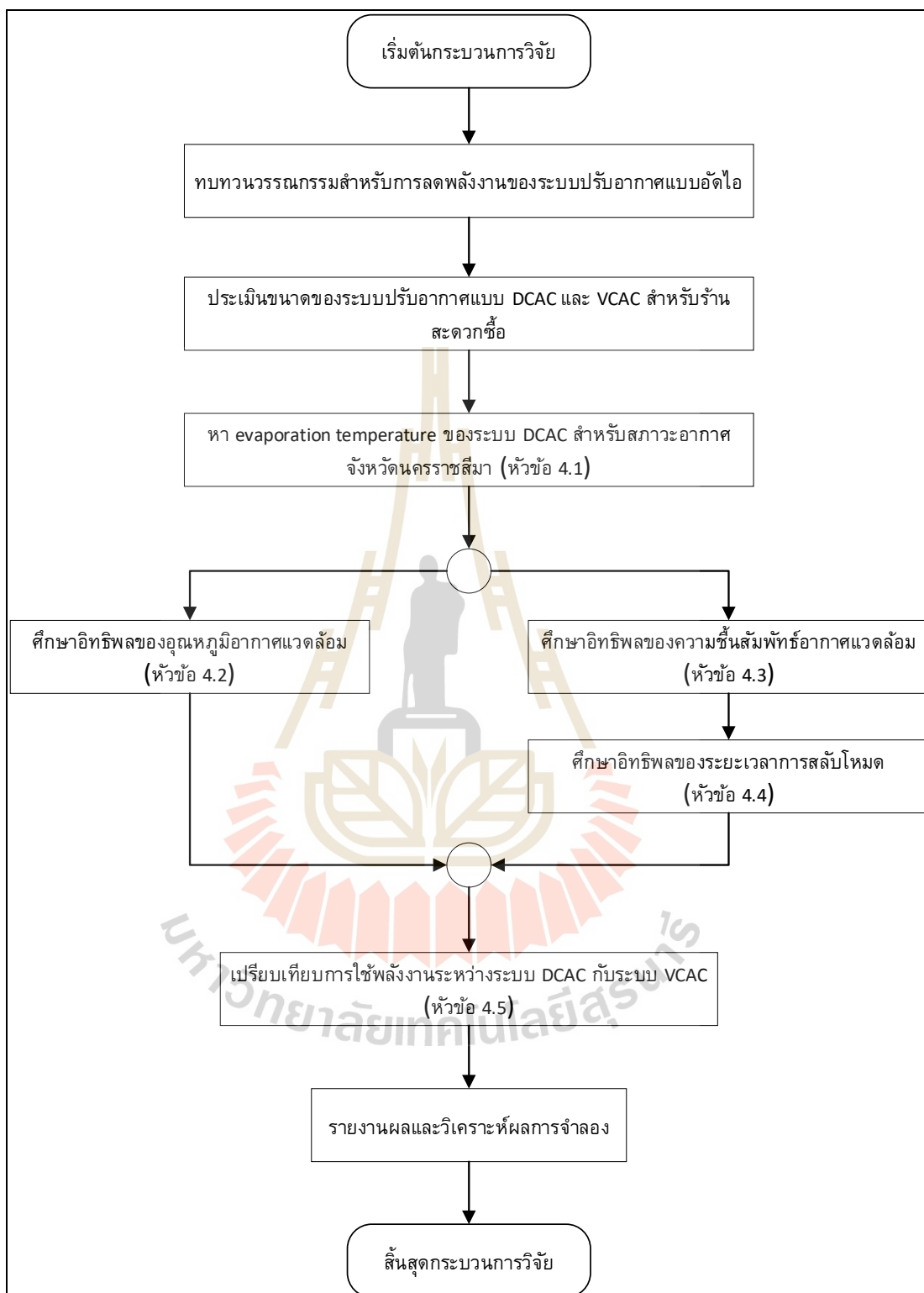
Parameter	Baseline	Parametric	Unit
	value	variations	
Evaporation temperature	15	-	°C
Condensation temperature	45	-	°C
Ambient temperature	-	28 - 36	°C
Ambient relative humidity	70	-	%
Mass flow rate of refrigerant (DCAC)	-	103 - 180	kg/h
Switching time	-	3	min

ตารางที่ 3.8 เงื่อนไขการจำลองอิทธิพลของความชื้นสัมพัทธ์สภาพแวดล้อม

Parameter	Baseline value	Parametric variations	Unit
Evaporation temperature	15	-	°C
Condensation temperature	45	-	°C
Ambient temperature	32	-	°C
Ambient relative humidity	-	40 - 80	%
Mass flow rate of refrigerant (DCAC)	145	-	kg/h
Switching time	-	3	min

ตารางที่ 3.9 เงื่อนไขการจำลองอิทธิพลของระยะเวลาการสลับโหมด

Parameter	Baseline value	Parametric variations	Unit
Switching time	-	1.5, 3, 6, 10, 20	min
Evaporation temperature	15	-	°C
Condensation temperature	45	-	°C
Ambient temperature	32	-	°C
Ambient relative humidity	-	50, 70	%
Mass flow rate of refrigerant (DCAC)	145	-	kg/h



รูปที่ 3.22 แผนผังขั้นตอนการทำวิจัย

บทที่ 4

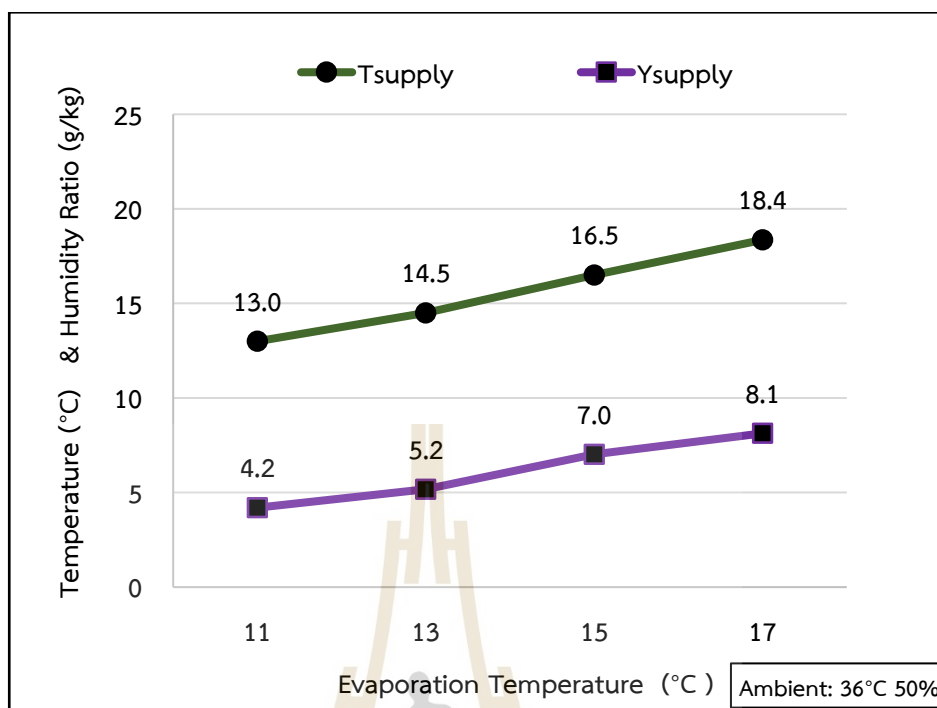
ผลการดำเนินการวิจัย

ในบทนี้จะกล่าวถึงผลการจำลองที่ได้จากการพัฒนาโปรแกรมของระบบปรับอากาศที่ใช้อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่เคลือบด้วยสารดูดความชื้น (DCACs) กับระบบปรับอากาศแบบอัดไอ (VCACs) สำหรับร้านสะดวกซื้อขนาด 95 ตารางเมตร โดยผลประเมินสมรรถนะประกอบไปด้วย 5 หัวข้อ ได้แก่ 4.1 อิทธิพลของอุณหภูมิการระเหยของสารทำความเย็น 4.2 อิทธิพลของอุณหภูมิอากาศแวดล้อม 4.3 อิทธิพลของความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อม 4.4 อิทธิพลของระยะเวลาสลับโหมด และ 4.5 การเปรียบเทียบการใช้พลังงานของระบบ DCAC กับระบบ VCAC สำหรับร้านสะดวกซื้อภายใต้สภาพอากาศแวดล้อมจังหวัดนครราชสีมาตลอดระยะเวลา 1 ปี โดยมีผลและการวิเคราะห์ ดังนี้

4.1 อิทธิพลของอุณหภูมิการระเหยของสารทำความเย็น

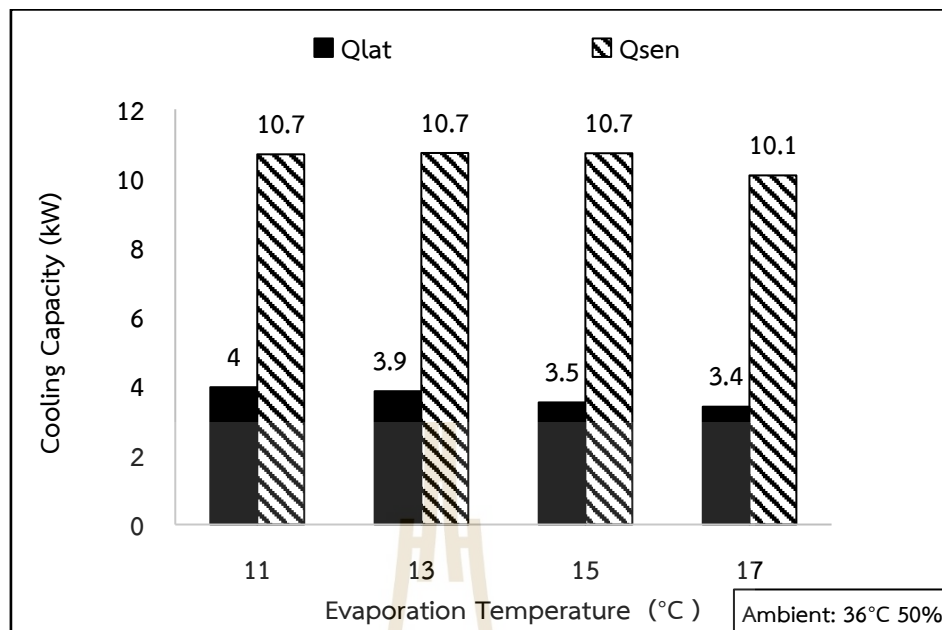
การลดความชื้นอากาศของระบบปรับอากาศแบบอัดไอ ใช้วิธีการทำให้ผิวของคอยล์เย็นมีอุณหภูมิต่ำกว่าจุดน้ำค้าง (dew point) ของอากาศ จึงต้องใช้อุณหภูมิการระเหย (evaporation temperature) ที่ต่ำ ส่งผลให้ใช้พลังงานสูง ในขณะที่ระบบ DCAC มีวิธีการลดความชื้นด้วยการใช้สารดูดความชื้นที่เคลือบอยู่บนผิวคอยล์เย็นมาดูดซับเอาความชื้นในอากาศ ดังนั้น การใช้ระบบ DCAC จึงสามารถเพิ่มอุณหภูมิการระเหยขึ้นได้ส่งผลให้ใช้พลังงานลดลง โดยในการศึกษาได้เปลี่ยนแปลงอุณหภูมิการระเหยที่ 11 °C, 13 °C, 15 °C และ 17 °C ซึ่งเงื่อนไขการจำลองแสดงในตารางที่ 3.6 และสภาวะอากาศแวดล้อมที่ใช้ศึกษาเป็นอุณหภูมิ 36 °C ความชื้นสัมพัทธ์ 50% และความชื้นสมบูรณ์ เท่ากับ 18.8 g/kg โดยเป็นสภาวะอากาศของจังหวัดนครราชสีมาที่มีอุณหภูมิและความชื้นสูง

จากรูปที่ 4.1 พบว่า เมื่ออุณหภูมิการระเหยสูงขึ้นจะส่งผลให้อุณหภูมิลมจ่ายมีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากอุณหภูมิที่ผิวคอยล์เย็นที่จะนำมาแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศลมจ่ายขึ้นอยู่กับอุณหภูมิการระเหย ในขณะที่เมื่ออุณหภูมิการระเหยสูงขึ้นส่งผลให้ความชื้นลมจ่ายมีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากความชื้นที่ผิวสารดูดความชื้น (Y_d) มีค่าสูงขึ้นเป็นผลมาจากการเพิ่มอุณหภูมิการระเหยทำให้อุณหภูมิและความดันไอที่ผิวของสารดูดความชื้นสูงขึ้น สารดูดความชื้นจึงดูดซับไอน้ำในอากาศได้น้อยลง ดังแสดงความสัมพันธ์ในสมการที่ 4 และเพื่อให้ระบบประหยัดพลังงานมากที่สุดจึงต้องการหาอุณหภูมิการระเหยที่มากที่สุดที่ระบบ DCAC สามารถใช้ในการปรับอากาศให้ร้านสะดวกซื้อได้ โดยเกณฑ์ในการตัดสินใจเลือกจะใช้สภาวะอากาศในห้องเป็นตัวตัดสิน

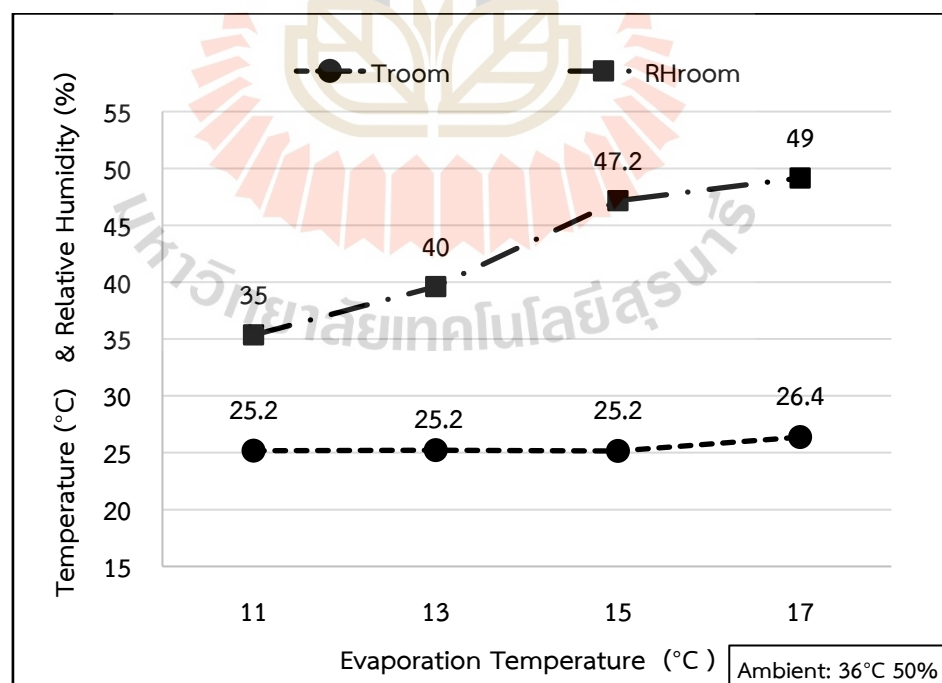


รูปที่ 4.1 อุณหภูมิและความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศลมจ่ายของระบบ DCAC
เมื่อมีอุณหภูมิการระเหยตั้งแต่ 11 – 17 °C

ในรูปที่ 4.2 แสดงความสามารถของการลดความชื้น (Q_{lat}) และความสามารถของการลดอุณหภูมิ (Q_{sen}) พบว่า เมื่อเพิ่มอุณหภูมิการระเหยตั้งแต่ 11 - 17 °C ส่งผลให้ความสามารถในการลดความชื้นมีค่าลดลงจากที่ความชื้นลมจ่ายสูงขึ้น ในขณะที่ความสามารถในการลดอุณหภูมิของการใช้อุณหภูมิการระเหยตั้งแต่ 11 - 15 °C มีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 10.7 kW เนื่องจากระบบได้มีการควบคุมอุณหภูมิในห้องให้อยู่ในช่วง 24 - 26 °C ทำให้การทำความเย็นของระบบหยุดเมื่ออุณหภูมิห้องต่ำกว่า set point temperature (< 24 °C) และกลับมาทำงานอีกครั้งเมื่ออุณหภูมิห้องสูงกว่า 26 °C ซึ่งการใช้อุณหภูมิการระเหย 11 - 15 °C สามารถลดอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ในห้องปรับอากาศให้อยู่ในช่วงที่ต้องการได้ ในขณะที่การใช้อุณหภูมิการระเหย 17 °C ที่มีอุณหภูมิลมจ่าย เท่ากับ 18.4 °C ทำให้ความสามารถในการลดอุณหภูมิลดลงเหลือ 10.1 kW ซึ่งอุณหภูมิห้องที่ได้มีค่าสูงกว่าเป้าหมาย (26.4 °C) ดังแสดงในรูปที่ 4.3

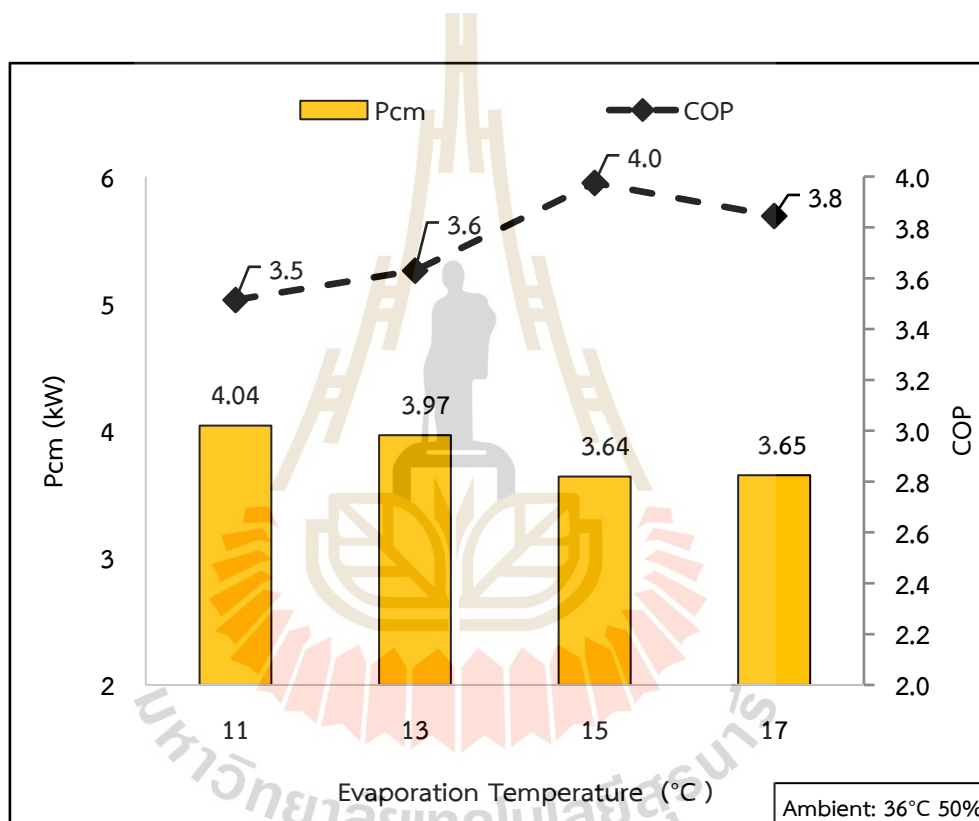


รูปที่ 4.2 ความสามารถของลดความชื้นและลดอุณหภูมิของห้อง เมื่ออุณหภูมิการระเหยของระบบ DCAC มีค่าตั้งแต่ 11 – 17 °C



รูปที่ 4.3 อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของห้อง เมื่ออุณหภูมิการระเหยของระบบ DCAC มีค่าตั้งแต่ 11 – 17 °C

นอกจากนี้ ผลการเปรียบเทียบการใช้พลังงานไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ ดังรูปที่ 4.4 พบว่า การเพิ่มอุณหภูมิการระเหยจาก 11 °C เป็น 15 °C สามารถประหยัดพลังงานได้ 12.5% และทำให้ COP เพิ่มขึ้น 14.3% ในขณะที่การใช้พลังงานของคอมเพรสเซอร์ที่อุณหภูมิการระเหย 17 °C มีค่าสูงกว่าอุณหภูมิการระเหย 15 °C ประมาณ 5% เนื่องจาก ไม่สามารถทำให้อุณหภูมิห้องต่ำกว่า set point temperature ($< 24\text{ }^{\circ}\text{C}$) ได้ จึงส่งผลให้คอมเพรสเซอร์ทำงานตลอดเวลา โดยจะเห็นได้ว่าการใช้อุณหภูมิการระเหย เท่ากับ 15 °C จึงมี COP ที่สูงที่สุด เท่ากับ 4.04 ซึ่งในการจำลองในลำดับถัดไปจะใช้ อุณหภูมิการระเหย เท่ากับ 15 °C ในการประเมินสมรรถนะของระบบ DCAC

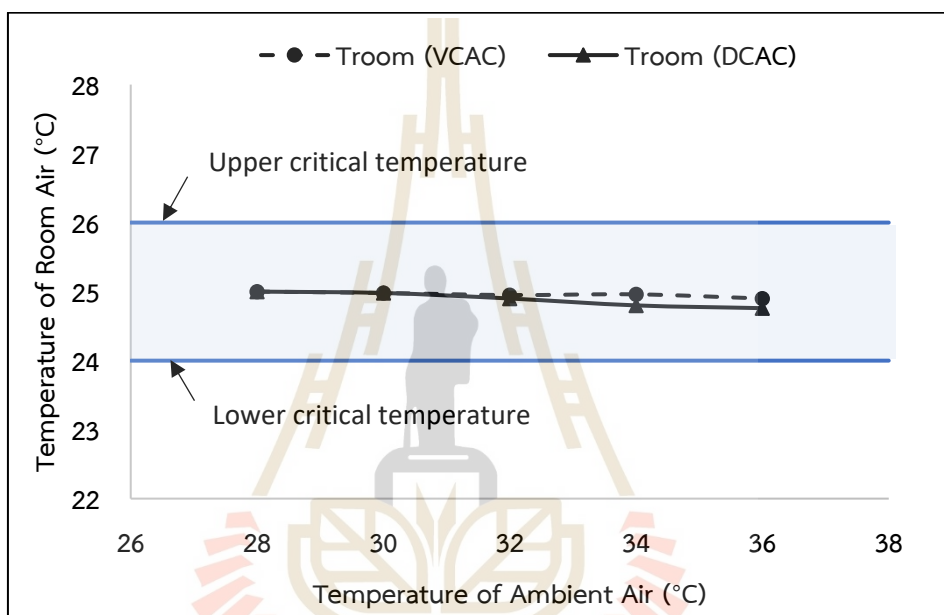


รูปที่ 4.4 พลังงานไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์และสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ DCAC เมื่ออุณหภูมิการระเหยมีค่าตั้งแต่ 11 – 17 °C

4.2 อิทธิพลของอุณหภูมิอากาศแวดล้อม

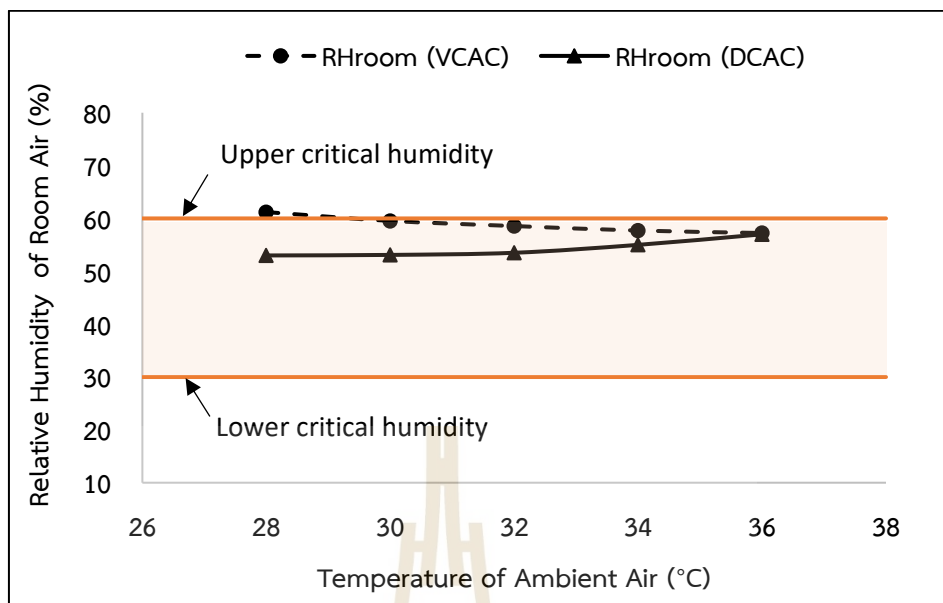
การศึกษาอิทธิพลของอุณหภูมิอากาศแวดล้อมที่ส่งผลต่อสมรรถนะของระบบปรับอากาศ ได้ศึกษาการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ ตั้งแต่ 28 – 36 °C ที่ความชื้นสัมพัทธ์ เท่ากับ 70% โดยเงื่อนไขการจำลองแสดงตามตารางที่ 3.7 ซึ่งผลในหัวข้อนี้ได้เปรียบเทียบสมรรถนะระหว่างระบบ DCAC และระบบ VCAC โดยเป็นผลจากค่าเฉลี่ยของสมรรถนะภายในระยะเวลาทำงาน 1 ชั่วโมง

จากการเปรียบเทียบอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศภายในห้อง ดังรูปที่ 4.5 และรูปที่ 4.6 ตามลำดับ พบว่า ระบบ VCAC และระบบ DCAC สามารถควบคุมอุณหภูมิและความชื้นอากาศในห้องให้อยู่ในสภาวะสุขสบายเชิงความร้อนได้ ยกเว้นที่อุณหภูมิอากาศแวดล้อม 28 °C ของระบบ VCAC ที่มีความชื้นสัมพัทธ์สูงกว่า 60% เล็กน้อย เนื่องจากสามารถลดอุณหภูมิให้ต่ำกว่า set point temperature (< 24 °C) ได้อย่างรวดเร็วทำให้มีช่วงเวลาที่คอมเพรสเซอร์หยุดพักการทำงาน จึงไม่เกิดกระบวนการลดความชื้นด้วยวิธีการกลั่นตัวส่งผลให้ความชื้นในห้องลดลงได้น้อย



รูปที่ 4.5 อุณหภูมิห้องเฉลี่ยของระบบ VCAC และระบบ DCAC ที่อุณหภูมิอากาศแวดล้อม 28 – 36 °C และความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อม 70%

ในส่วนความสามารถในการลดความชื้น (Moisture Removal Capacity, MRC) แสดงในรูปที่ 4.7 โดยประกอบไปด้วยผลของ MRC จากการกลั่นตัว (condensation) ของระบบ VCAC ผลของ MRC ของระบบ DCAC ซึ่งเป็นผลรวมของ MRC จากการดูดซับของสารดูดความชื้น และ MRC จากการกลั่นตัวที่ conventional evaporator (CE) จากผลจะเห็นได้ว่า เมื่ออุณหภูมิอากาศแวดล้อมสูงขึ้นทำให้ MRC ของระบบ VCAC มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากปริมาณไอน้ำในอากาศมีค่าเพิ่มขึ้น ทำให้สามารถควบแน่นเป็นหยดน้ำได้มาก

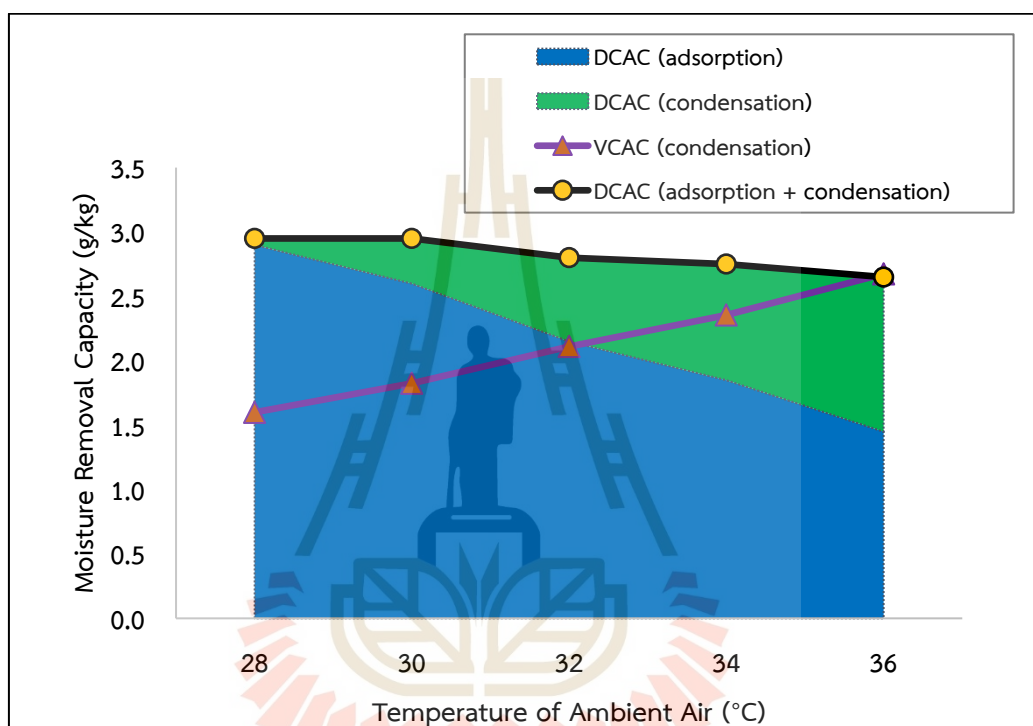


รูปที่ 4.6 ความชื้นสัมพัทธ์ห้องเฉลี่ยของระบบ VCAC และระบบ DCAC ที่อุณหภูมิอากาศแวดล้อม 28 – 36 °C และความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อม 70%

อย่างไรก็ตาม MRC ของระบบ DCAC มีแนวโน้มที่ตรงข้าม โดยเมื่ออุณหภูมิอากาศสูงขึ้นทำให้ MRC มีค่าลดลง เนื่องจากในกระบวนการไล่ความชื้นออกสารจากดูดความชื้น (regeneration process) จะต้องทำให้ความดันไอที่ผิวสารดูดความชื้นมีค่าสูงกว่าความดันไอของอากาศที่จะรับเอาไอน้ำจากสารดูดความชื้นออกไปทิ้ง ซึ่งอากาศที่ใช้ไล่ความชื้นได้ใช้อากาศแวดล้อม โดยถ้าอุณหภูมิอากาศสูงจะทำให้ความดันไอของอากาศมีค่าสูงขึ้นและส่งผลให้เกิดความแตกต่างระหว่างความดันไอที่ผิวสารดูดความชื้นกับอากาศน้อยลง ซึ่งทำให้ปริมาณความชื้นในสารดูดความชื้นตกค้างอยู่ปริมาณมากหลังสิ้นสุดกระบวนการไล่ความชื้น ดังแสดงในรูปที่ 4.8 โดยปริมาณความชื้นในสารดูดความชื้นของกระบวนการไล่ความชื้น ($W_{d,regen}$) กับปริมาณความชื้นในสารดูดความชื้นในกระบวนการลดความชื้น ($W_{d,dehum}$) โดยคำนวณได้จากสมการที่ 5 ซึ่งผลต่างของปริมาณความชื้นในสารดูดความชื้นของทั้งสองกระบวนการจะส่งผลต่อค่า MRC โดยจะเห็นได้ว่าเมื่ออุณหภูมิอากาศแวดล้อมสูงขึ้นทำให้ผลต่างมีค่าลดลง อย่างไรก็ตาม เนื่องจากระบบ DCAC สามารถลดความชื้นด้วยมีการกลั่นตัวที่ conventional evaporator ด้วย จึงทำให้โดยรวมแล้ว MRC ของระบบ DCAC มีค่ามากกว่าระบบ VCAC ในทุกช่วงอุณหภูมิ ยกเว้นที่อุณหภูมิ 36 °C ที่มี MRC เท่า ๆ กัน

นอกจากนี้ มีข้อสังเกตว่าแนวโน้มของความสามารถในการลดความชื้นของระบบ DCAC มีค่าลดลงเรื่อย ๆ ซึ่งหากอุณหภูมิอากาศแวดล้อมมีค่าสูงกว่า 36 °C อาจทำให้ไม่สามารถควบคุมความชื้นสัมพัทธ์ให้ต่ำกว่า 60% ซึ่งปัญหานี้สามารถแก้ไขได้ด้วยการเปลี่ยนระยะเวลาการสลับโหมดให้สั้นลง

เพื่อให้ระบบสามารถลดความชื้นได้มากขึ้น โดยถ้ามีระบบควบคุมระยะเวลาสลับโหมดแบบเรียลไทม์ตามสภาวะอากาศที่เปลี่ยนแปลงจะทำให้ระบบ DCAC สามารถควบคุมความชื้นอากาศในห้องได้ตามต้องการ นอกจากนี้ หากมีการผสมอากาศที่มีอุณหภูมิต่ำและความชื้นต่ำ (return air) เพื่อช่วยในการไล่ความชื้น ก็เป็นอีกหนึ่งวิธีที่ทำให้สามารถลดความชื้นอากาศได้มากขึ้น โดยทั้งสองวิธีดังกล่าวสามารถศึกษาเพิ่มเติมได้ในอนาคต

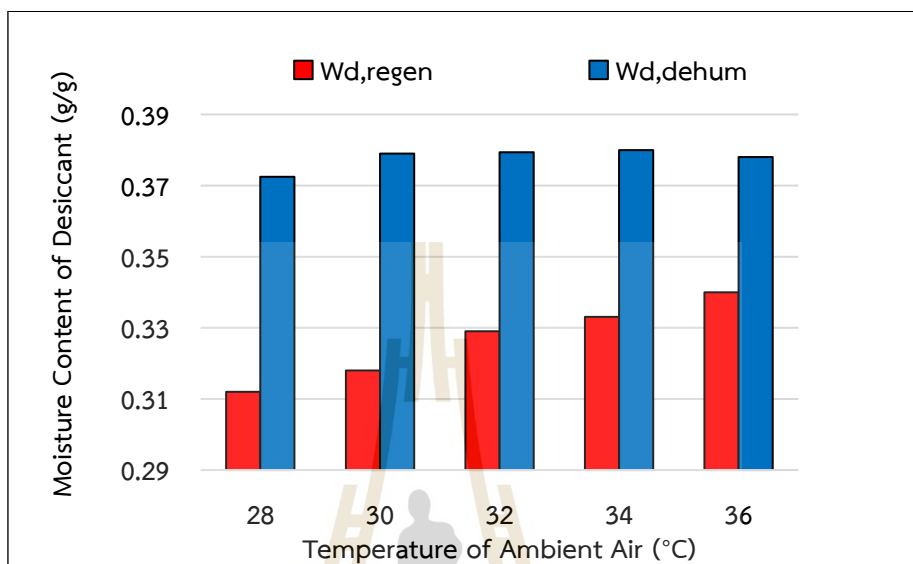


รูปที่ 4.7 ความสามารถในการลดความชื้นของระบบ DCAC และระบบ VCAC ที่อุณหภูมิอากาศแวดล้อม 28 – 36 °C และความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อม 70%

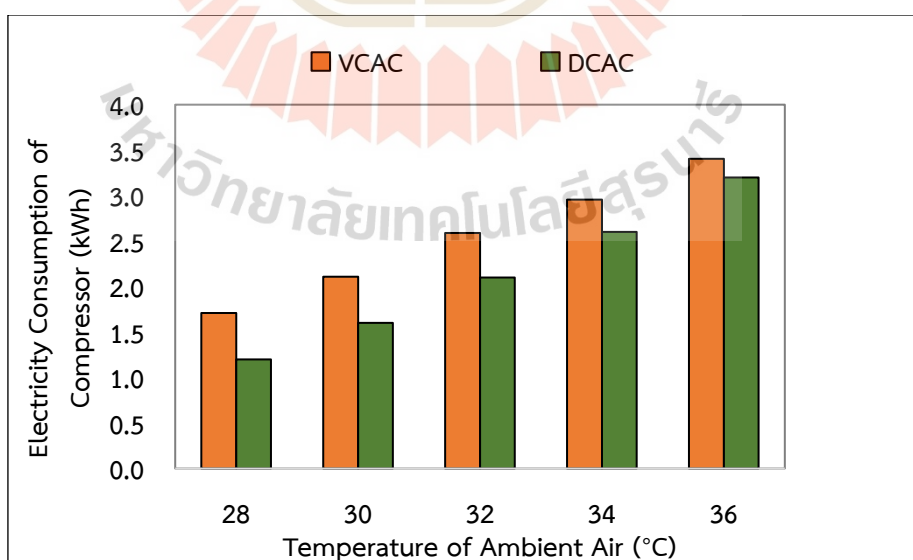
ในส่วนถัดมา เป็นผลการเปรียบเทียบการใช้พลังงานไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ ดังแสดงในรูปที่ 4.9 โดยพบว่า การใช้พลังงานของระบบ VCAC จะเพิ่มขึ้นเมื่ออุณหภูมิของอากาศแวดล้อมเพิ่มขึ้น เนื่องจากต้องใช้พลังงานมากขึ้นในการดึงความร้อนออกจากห้องปรับอากาศ เพื่อควบคุมอุณหภูมิในห้องให้ได้ตามต้องการ ซึ่งผลการใช้พลังงานสอดคล้องกับความสามารถการทำความเย็นดังแสดงในรูปที่ 4.10

ในขณะที่การใช้พลังงานของระบบ DCAC ก็เพิ่มขึ้นตามอุณหภูมิอากาศแวดล้อม แต่ยังคงใช้พลังงานน้อยกว่าระบบ VCAC เนื่องจากระบบ DCAC ใช้สารดูดความชื้นที่เคลือบในการกำจัดภาระความร้อนแฝง รวมทั้งมีการใช้อุณหภูมิการระเหย (15 °C) ที่สูงกว่าระบบ VCAC (8 °C) จึงส่งผลให้ผล

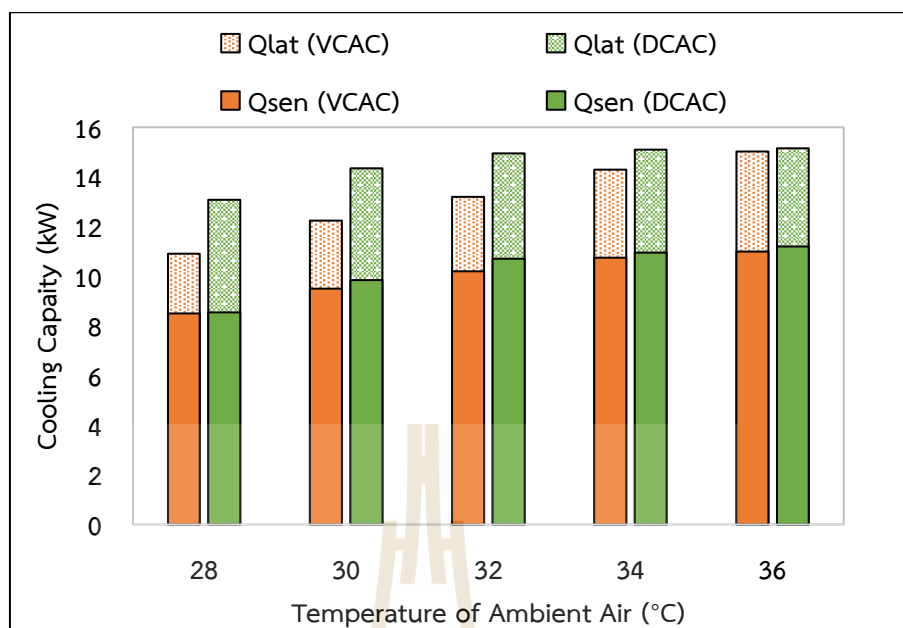
ต่างเอลทาลปีระหว่างทางเข้าและทางออกของคอมเพรสเซอร์ลดลง ดังแสดงความสัมพันธ์ในสมการที่ 43



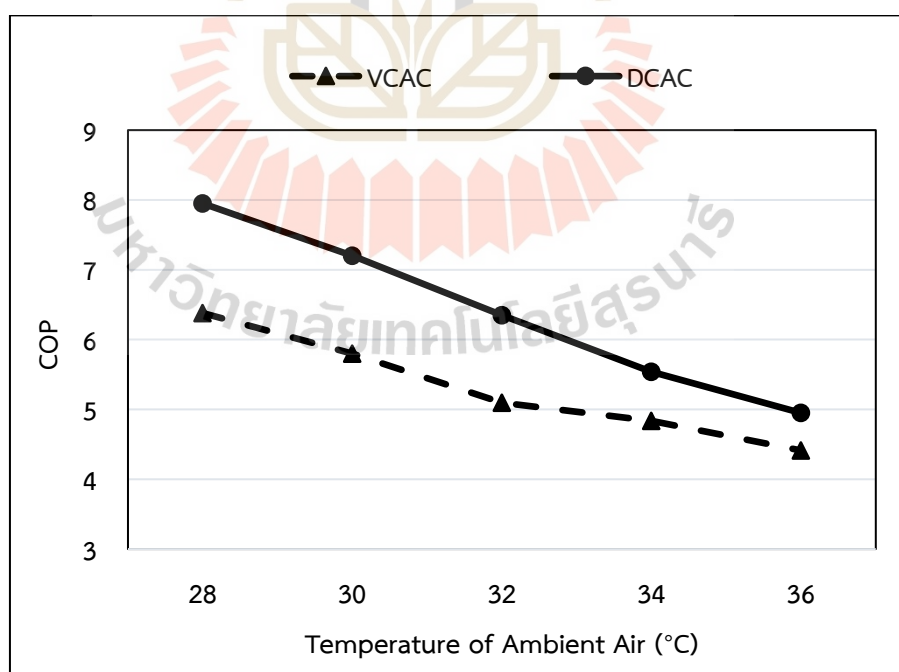
รูปที่ 4.8 ปริมาณความชื้นในสารดูดความชื้นในกระบวนการไล่ความชื้นและกระบวนการลดความชื้น ที่อุณหภูมิอากาศแวดล้อม 28 – 36 °C และความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อม 70%



รูปที่ 4.9 ผลการเปรียบเทียบปริมาณการใช้ไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ของระบบ VCAC และ DCAC ที่อุณหภูมิอากาศแวดล้อม 28 – 36 °C และความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อม 70%



รูปที่ 4.10 ความสามารถในการทำความเย็นของระบบ DCAC และระบบ VCAC ที่อุณหภูมิอากาศแวดล้อม 28 – 36 °C และความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อม 70%

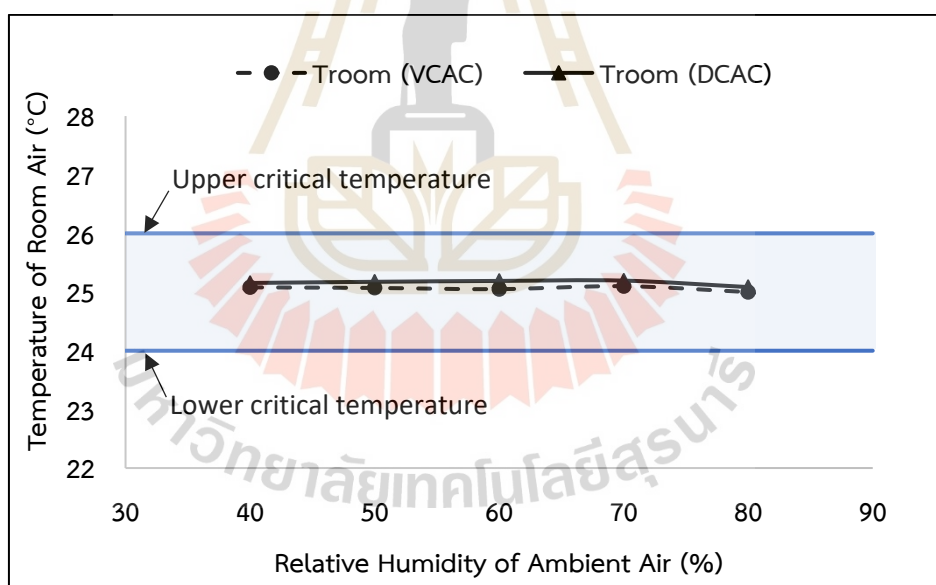


รูปที่ 4.11 สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ DCAC และระบบ VCAC ที่อุณหภูมิอากาศแวดล้อม 28 – 36 °C และความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อม 70%

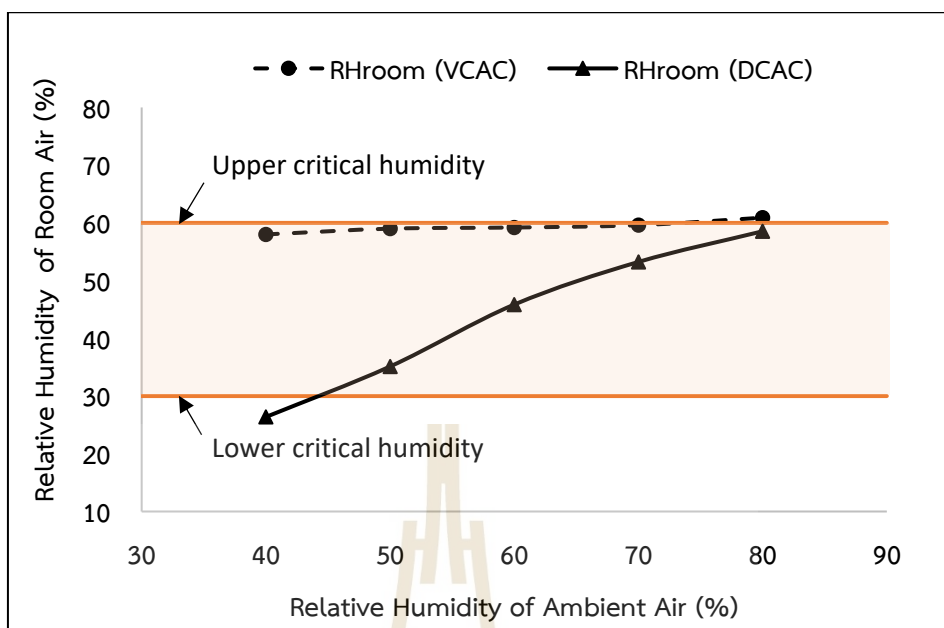
ผลการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) แสดงดังรูปที่ 4.11 ซึ่งคำนวณได้จากสมการที่ 3.4 โดยจะเห็นได้ว่า COP จะลดลงเมื่ออุณหภูมิอากาศแวดล้อมสูงขึ้น ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบกัน พบว่าระบบ DCAC มี COP สูงกว่าระบบ VCAC ในทุกช่วงอุณหภูมิ โดยมีค่าสูงสุดที่อุณหภูมิอากาศแวดล้อม 28 °C เท่ากับ 7.95 หรือมากกว่าระบบ VCAC 24.5% ในขณะที่ COP มีค่าน้อยสุด ที่อุณหภูมิอากาศแวดล้อม 36 °C เท่ากับ 4.41 หรือมากกว่าระบบ VCAC 12.2%

4.3 อิทธิพลของความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อม

การศึกษาอิทธิพลของความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อมที่ส่งผลต่อสมรรถนะของระบบปรับอากาศ ได้ศึกษาการเปลี่ยนแปลงความชื้นสัมพัทธ์ ตั้งแต่ 40 – 80% ที่อุณหภูมิอากาศแวดล้อมเท่ากับ 32 °C โดยเงื่อนไขการจำลองอธิบายตามตารางที่ 3.8 ซึ่งผลในหัวข้อนี้ได้เปรียบเทียบสมรรถนะระหว่างระบบ DCAC และระบบ VCAC โดยเป็นผลจากค่าเฉลี่ยของสมรรถนะภายในระยะเวลาทำงาน 1 ชั่วโมง

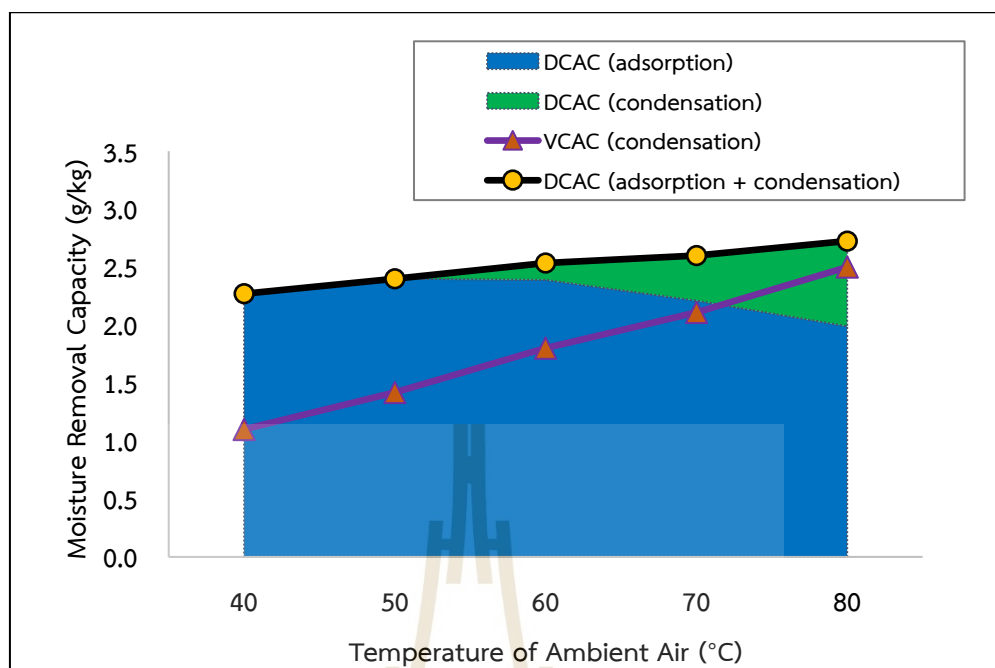


รูปที่ 4.12 อุณหภูมิห้องเฉลี่ยของระบบ VCAC และระบบ DCAC ความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อม 40 - 80% อุณหภูมิอากาศแวดล้อม 32 °C



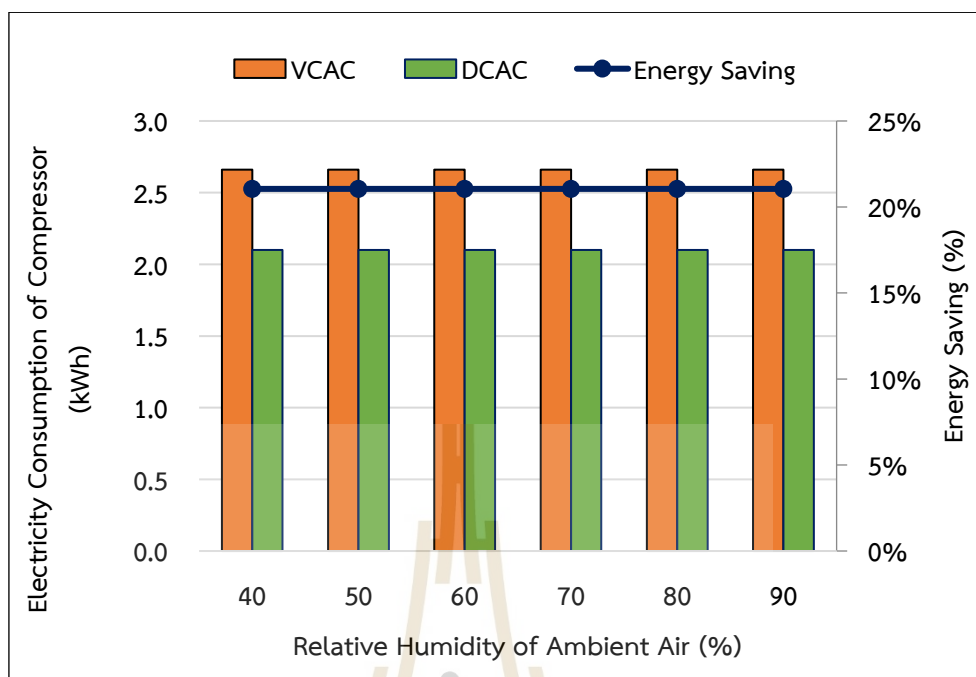
รูปที่ 4.13 ความชื้นสัมพัทธ์ห้องเฉลี่ยของระบบ VCAC และระบบ DCAC ที่ความชื้นสัมพัทธ์
อากาศแวดล้อม 40 - 80% อุณหภูมิอากาศแวดล้อม 32 °C

จากรูปที่ 4.12 และ 4.13 พบว่า เมื่อความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อมเพิ่มขึ้น ส่งผลให้อุณหภูมิห้องค่อนข้างคงที่ เนื่องจากระบบปรับอากาศได้มีการควบคุมอุณหภูมิห้องให้อยู่ในช่วง 24 - 26 °C จึงส่งผลให้อุณหภูมิห้องโดยเฉลี่ยมีค่าเท่ากัน ในขณะที่ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศในห้องมีค่าเพิ่มขึ้นเรื่อย ๆ เนื่องจากมีการระเหยความร้อนแฝงจากความชื้นอากาศแวดล้อมเพิ่มขึ้น สอดคล้องกับผลของความสามารถในการลดความชื้น (MRC) ในรูปที่ 4.14 ที่พบว่า ยิ่งความชื้นอากาศแวดล้อมสูงยิ่งทำให้ระบบสามารถลดความชื้นได้มาก นอกจากนี้ เมื่อเปรียบเทียบความชื้นในห้องระหว่างทั้งสองระบบ พบว่า การใช้ระบบ DCAC ทำให้ความชื้นสัมพัทธ์ในห้องมีค่าต่ำกว่าการใช้ระบบ VCAC เนื่องจากมีค่า MRC ค่าสูงกว่าในทุกช่วงความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อม โดยเมื่อเปรียบเทียบผลต่างของ MRC ที่ความชื้นสัมพัทธ์ต่ำ (40%) ระบบ DCAC มี MRC สูงกว่าระบบ VCAC ประมาณ 52% ซึ่งความแตกต่างจะลดลงเรื่อย ๆ จนที่ความชื้นสัมพัทธ์สูง (80%) ระบบ DCAC มี MRC สูงกว่าระบบ VCAC ประมาณ 5% เนื่องจากความสามารถในการลดความชื้นของสารดูดความชื้น (พื้นที่สีน้ำเงิน) มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อความชื้นสัมพัทธ์เพิ่มขึ้นและค่อย ๆ ลดลงเมื่อสารดูดความชื้นเริ่มอิ่มตัว อย่างไรก็ตาม ข้อดีของระบบ DCAC นี้คือสามารถลดความชื้นด้วยการกลั่นตัวเมื่อผ่าน CE ได้ทำให้โดยรวมแล้วระบบ DCAC สามารถควบคุมความชื้นให้อยู่ในช่วงที่ต้องการได้ ยกเว้นที่ความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อมเท่ากับ 40% ที่ความชื้นในห้องต่ำเกินไป ซึ่งสามารถแก้ปัญหาด้วยการปรับระยะเวลาการสลับโหมดในนานขึ้น เพื่อไม่ให้เกิดกระบวนการลดความชื้นอากาศที่มากเกินไป

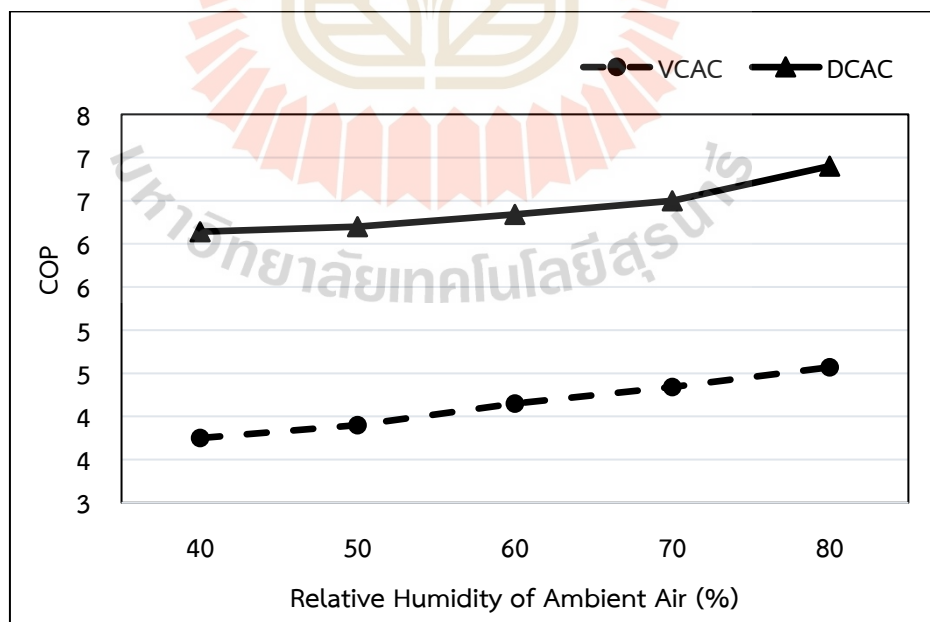


รูปที่ 4.14 ความสามารถในการลดความชื้นของระบบ DCAC และระบบ VCAC ที่ความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อม 40 - 80% อุณหภูมิอากาศแวดล้อม 32 °C

ในส่วนการใช้พลังงานไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ในรูปที่ 4.15 พบว่า ความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อมที่เปลี่ยนแปลงไปไม่ส่งผลต่อการใช้พลังงานไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ทั้งระบบ VCAC และระบบ DCAC เนื่องจากระบบควบคุมการทำงานใช้อุณหภูมิห้องในการควบคุมเพียงอย่างเดียวไม่ขึ้นอยู่กับความชื้น ตามหลักการควบคุมเครื่องปรับอากาศทั่วไป (Park et al., 2014) ดังนั้น การจำลองในสภาวะอากาศที่มีการเปลี่ยนแปลงความชื้นสัมพัทธ์อากาศในขณะที่อุณหภูมิอากาศแวดล้อมคงที่จึงส่งผลให้การใช้พลังงานไฟฟ้ามีค่าเท่าเดิม โดยผลของ COP ในรูปที่ 4.16 พบว่า ยิ่งความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อมสูงขึ้น ส่งผลให้ COP มีค่าสูงขึ้น เนื่องจากอัตราการทำความเย็นมีค่าเพิ่มขึ้น ซึ่งเป็นผลมาจากความสามารถในการลดความชื้น (MRC) ที่เพิ่มขึ้น ในขณะที่การใช้พลังงานไฟฟ้าคงที่ อย่างไรก็ตาม ในการศึกษาการเปลี่ยนอิทธิพลของความชื้นสัมพัทธ์สภาพแวดล้อมของระบบ DCAC ทำให้ความชื้นสัมพัทธ์ในห้องปรับอากาศมีการเปลี่ยนแปลงอย่างมากตั้งแต่ 22% จนถึง 59% ดังนั้น ในการศึกษาลำดับถัดไปจึงได้ศึกษาอิทธิพลของระยะเวลาสลับโหมด ซึ่งส่งผลโดยตรงต่อความสามารถในการลดความชื้นและความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้องปรับอากาศ



รูปที่ 4.15 ผลการเปรียบเทียบปริมาณการใช้ไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ของระบบ VCAC และ DCAC ที่ความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อม 40 - 80% อุณหภูมิอากาศแวดล้อม 32 °C



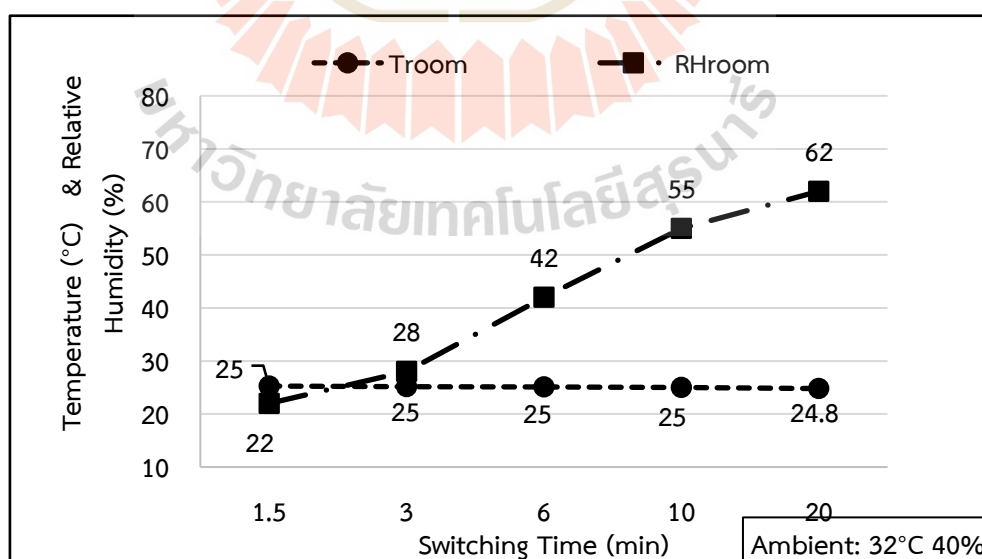
รูปที่ 4.16 สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ DCAC และระบบ VCAC ที่ความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อม 40 - 80% อุณหภูมิอากาศแวดล้อม 32 °C

4.4 อิทธิพลของระยะเวลาการสลับโหมด

การศึกษาอิทธิพลของระยะเวลาสลับโหมด โดยศึกษาที่ระยะเวลา 1.5, 3, 6, 10 และ 20 นาที เพื่อศึกษาการเปลี่ยนแปลงความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศในห้องปรับอากาศ โดยมีความต้องการให้การลดความชื้นอากาศอยู่ในช่วงความชื้นของสภาวะสุขสบายเชิงความร้อน (30 – 60%) ซึ่งในหัวข้อนี้จะขอยกตัวอย่างของอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อมมาในวันที่มีความชื้นต่ำและความชื้นสูง โดยตัวแทนของวันที่ความชื้นต่ำจะเลือกใช้ที่อุณหภูมิ 32 °C และความชื้นสัมพัทธ์ 40% (11.9 g/kg) และตัวแทนของวันที่ความชื้นสูงจะเลือกใช้ที่อุณหภูมิ 32 °C และความชื้นสัมพัทธ์ 70% (21.2 g/kg) โดยแบ่งการพิจารณาเป็นดังนี้

4.4.1 วันที่มีความชื้นต่ำ

การวิเคราะห์ข้อมูลจากรูปที่ 4.17 แสดงให้เห็นถึงผลกระทบของระยะเวลาการสลับโหมดที่มีต่ออุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ในห้อง รวมถึงค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ และการใช้พลังงานของคอมเพรสเซอร์ ผลการวิเคราะห์ระบุว่าอุณหภูมิในห้อง (T_{room}) ที่ระยะเวลาสลับโหมดต่าง ๆ ตั้งแต่ 1.5 นาที จนถึง 20 นาที อยู่ในช่วง 24.8°C - 25 °C ซึ่งอยู่ในช่วงความสบายเชิงความร้อนที่กำหนดไว้ (24 - 26°C) อย่างไรก็ตาม ความชื้นสัมพัทธ์ในห้อง (RH_{room}) เพิ่มขึ้นตามระยะเวลาสลับโหมด โดยเริ่มจาก 22% ที่ 1.5 นาที จนถึง 62% ที่ 20 นาที ซึ่งค่า 62% นั้นสูงเกินช่วงความชื้นสัมพัทธ์ที่ยอมรับได้ (30 - 60%) ดังนั้น การควบคุมความชื้นเป็นปัจจัยสำคัญที่ต้องพิจารณาเพื่อให้ผู้ใช้งานรู้สึกสบายมากที่สุด



รูปที่ 4.17 ผลของสภาวะอากาศในห้องของระบบ DCAC ที่เปลี่ยนแปลงตามระยะเวลาสลับโหมดในวันที่ความชื้นต่ำ

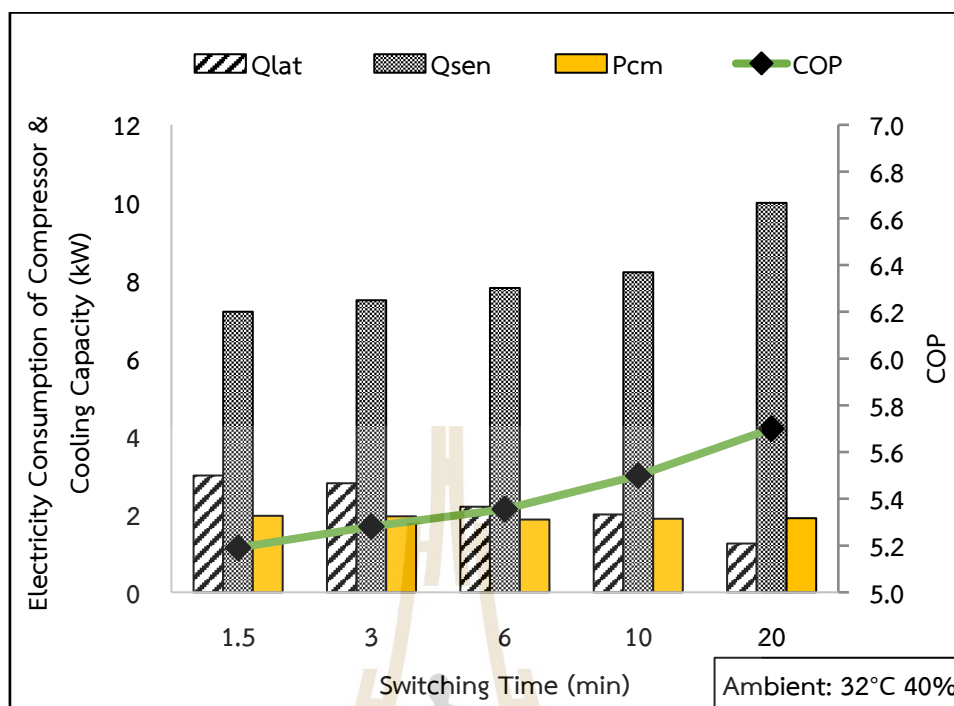
จากรูปที่ 4.18 แสดงผลของความสามารถในการลดความชื้น (Q_{lat}) ความสามารถในการลดอุณหภูมิ (Q_{sen}) พลังงานไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์ใช้ (P_{cm}) และสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) เมื่อมีระยะเวลาการสลับโหมดที่เปลี่ยนไป ซึ่งในแต่ละสมรรถนะ มีแนวโน้มดังนี้

เริ่มต้นที่แนวโน้มของความสามารถในการลดความชื้น (Q_{lat}) พบว่า เมื่อระยะเวลาในการสลับโหมดเพิ่มขึ้นส่งผลให้ Q_{lat} มีค่าลดลง เนื่องจากการดูดซับความชื้นของสารดูดความชื้นมีความสามารถที่จำกัด ซึ่งถ้าระยะเวลาในกระบวนการลดความชื้นอากาศยาวนานจนทำให้สารดูดความชื้นอิ่มตัวและรับเอาไอน้ำจากอากาศไม่ได้อีกจะทำให้ระยะเวลาที่เหลือ (หลังจากสารดูดความชื้นอิ่มตัว) ไม่เกิดกระบวนการลดความชื้น ในขณะที่ถ้าระบบใช้ระยะเวลาการสลับโหมดที่สั้นก็จะทำให้มีสารดูดความชื้นที่ไม่อิ่มตัวและพร้อมที่จะรับเอาไอน้ำในอากาศเพื่อลดความชื้นในอากาศได้มากขึ้น

ต่อมาเป็นผลของความสามารถในการลดอุณหภูมิ (Q_{sen}) ซึ่งมีแนวโน้มที่ตรงข้ามกับ Q_{lat} โดยพบว่า เมื่อระยะเวลาในการสลับโหมดเพิ่มขึ้นส่งผลให้ Q_{sen} มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากในช่วงแรกของการสลับโหมดจากกระบวนการไล่ความชื้นมาเป็นกระบวนการลดความชื้น อุณหภูมิที่ผิวคอยล์เริ่มต้นในกระบวนการลดความชื้นจะมีอุณหภูมิที่สูง ซึ่งเป็นความร้อนสะสมที่เกิดจากกระบวนการไล่ความชื้น ทำให้อุณหภูมิอากาศในช่วงแรกมีอุณหภูมิสูงและค่อย ๆ ลดลงตามระยะเวลาที่ดำเนินไป โดยหากระยะเวลาในการสลับโหมดที่ยาวนานยิ่งทำให้อุณหภูมิลมจ่ายลดลงมาเรื่อย ๆ ทำให้ Q_{sen} มีค่าสูง ในขณะที่การใช้ระยะเวลาการสลับโหมดที่สั้นจะได้รับอิทธิพลของความร้อนสะสมทุกครั้งที่สลับโหมดซึ่งทำให้อุณหภูมิอากาศลมจ่ายมีค่าสูงกว่าส่งผลให้ Q_{sen} มีค่าน้อย

ในส่วนของพลังงานไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์ใช้ (P_{cm}) พบว่า เมื่อระยะเวลาการสลับโหมดเพิ่มขึ้นส่งผลให้ P_{cm} ลดลงเล็กน้อย เป็นผลมาจาก Q_{sen} มีค่าเพิ่มขึ้นทำให้อุณหภูมิในห้องปรับอากาศลดลงจนถึง set point ได้เร็วขึ้นทำให้ได้คอมเพรสเซอร์หยุดทำงานบ่อยครั้งกว่าระยะเวลาการสลับโหมดที่สั้น

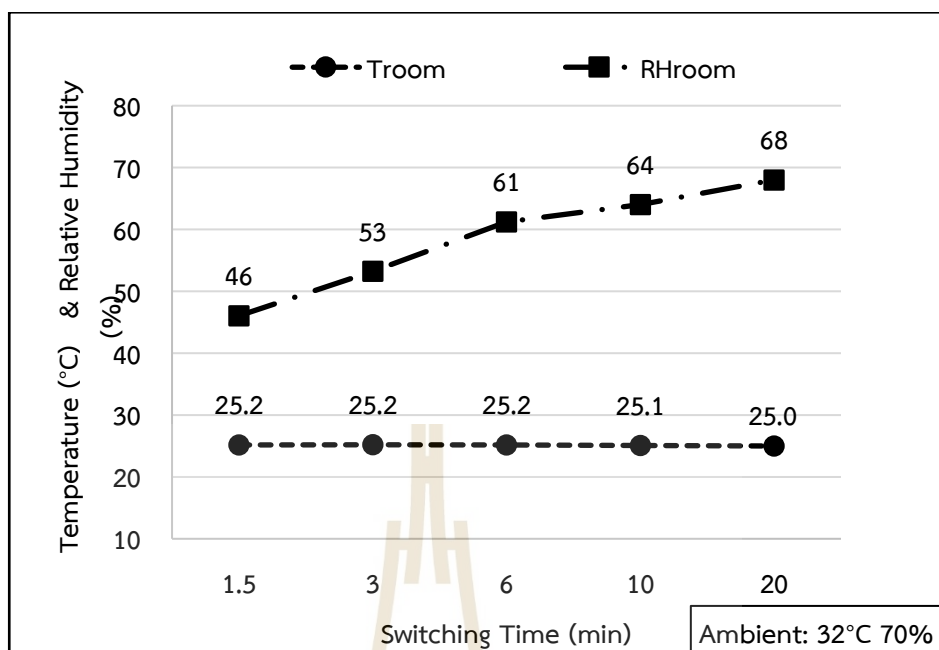
เมื่อพิจารณาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ ซึ่งเป็นตัวบ่งชี้ถึงประสิทธิภาพการใช้พลังงานที่ดีของระบบ พบว่า COP เพิ่มขึ้นเมื่อระยะเวลาสลับโหมดเพิ่มขึ้น โดยมี COP สูงสุดอยู่ที่ประมาณ 5.7 ที่ระยะเวลาสลับโหมด 20 นาที แต่ทำให้ความชื้นสัมพัทธ์ในห้องมีค่าสูงกว่าช่วงที่ต้องการ (62%) ดังนั้นเมื่อพิจารณาทั้งอุณหภูมิ ความชื้นสัมพัทธ์ และค่า COP พบว่า การใช้ระยะเวลาการสลับโหมดทุก ๆ 10 นาที เป็นระยะเวลาที่เหมาะสมที่สุด เนื่องจากสามารถคงอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ในช่วงที่ยอมรับได้ และยังคงค่า COP ที่สูง



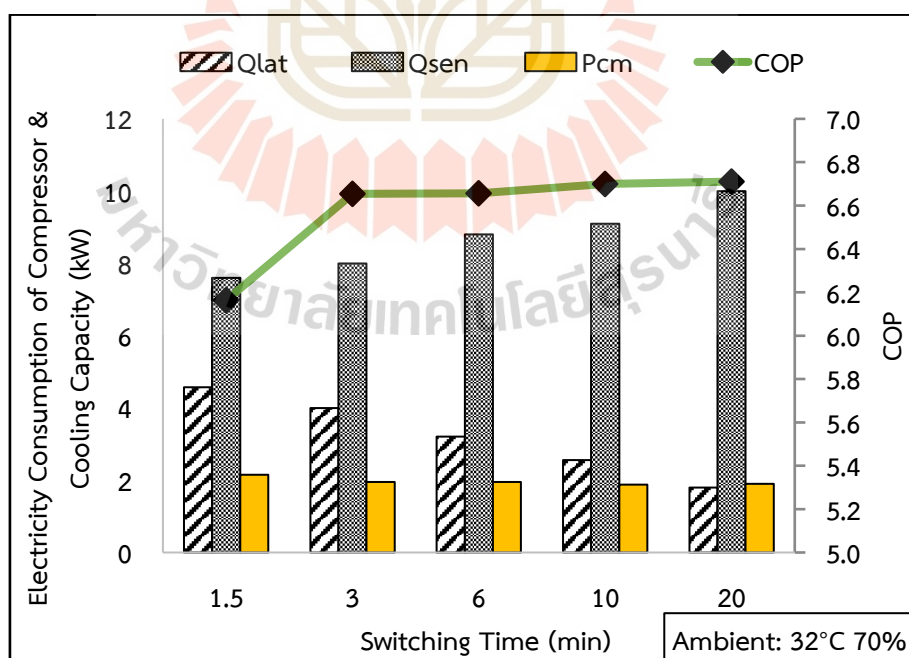
รูปที่ 4.18 อิทธิพลการเปลี่ยนแปลงระยะเวลาสลับโหมดที่ส่งผลต่อสมรรถนะของระบบ DCAC ในวันที่ความชื้นต่ำ

4.4.2 วันที่มีความชื้นสูง

จากรูปที่ 4.19 แสดงถึงอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ในห้องในระยะเวลาสลับโหมดต่าง ๆ ตั้งแต่ 1.5 นาที ถึง 20 นาที พบว่า อุณหภูมิในห้องคงที่ในช่วง 25 °C - 25.2 °C และอยู่ในช่วงที่ต้องการ (24 - 26°C) อย่างไรก็ตาม ความชื้นสัมพัทธ์ในห้องเพิ่มขึ้นตามระยะเวลาสลับโหมด โดยมีค่าสูงสุดที่ 68% ที่ระยะเวลา 20 นาที ซึ่งเกินกว่าขอบเขตของความชื้นสัมพัทธ์ที่ยอมรับได้ (30 - 60%) หากต้องการให้ความชื้นสัมพัทธ์ในห้องไม่เกิน 60% จะต้องเลือกช่วงเวลาสลับโหมดที่ต่ำลงมา



รูปที่ 4.19 ผลของสภาวะอากาศในห้องของระบบ DCAC ที่เปลี่ยนแปลงตามระยะเวลาสลับโหมดในวันที่ความชื้นสูง



รูปที่ 4.20 อิทธิพลการเปลี่ยนแปลงระยะเวลาสลับโหมดที่ส่งผลต่อสมรรถนะของระบบ DCAC ในวันที่ความชื้นสูง

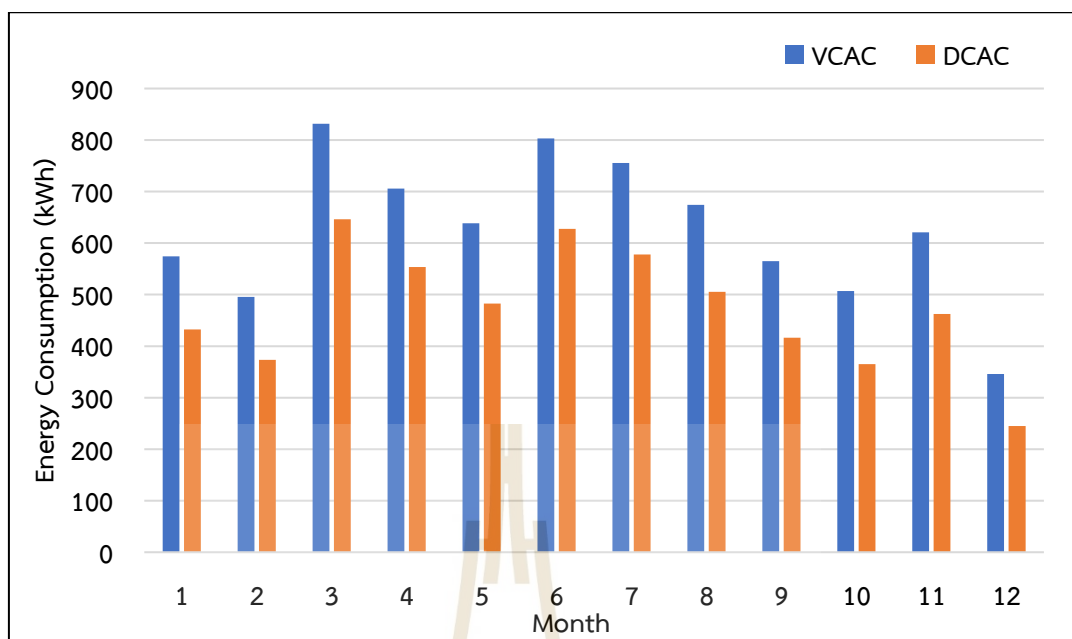
เมื่อพิจารณาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) ในรูปที่ 4.20 และการใช้พลังงานของคอมเพรสเซอร์ (P_{cm}) พบว่า COP มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อระยะเวลาสลับโหมดเพิ่มขึ้น โดย COP สูงสุดอยู่ที่ประมาณ 6.71 ที่ระยะเวลา 20 นาที อย่างไรก็ตาม ผลของ COP ในการใช้ระยะเวลาสลับโหมดตั้งแต่ 3 – 20 นาที มี COP ต่างกันไม่เกิน 1% นอกจากนี้ เมื่อพิจารณาเงื่อนไขที่ต้องการให้ความชื้นสัมพัทธ์ไม่เกิน 60% ระยะเวลาสลับโหมดที่เหมาะสมคือ 3 นาที โดยมีความชื้นสัมพัทธ์อยู่ที่ 53% ซึ่งเป็นทางเลือกที่ดีที่สุดเพื่อให้ได้อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ที่อยู่ในช่วงที่ยอมรับได้

เมื่อพิจารณาสภาวะอากาศที่แตกต่างกัน อาจพบว่าระยะเวลาสลับโหมดที่เหมาะสมสำหรับระบบ DCAC อาจเปลี่ยนแปลงได้ การปรับระยะเวลาสลับโหมดที่เหมาะสมในสภาพอากาศต่างๆ เป็นสิ่งสำคัญ ควรมีการพัฒนากระบวนการควบคุมอัจฉริยะ (smart control systems) สามารถช่วยปรับระยะเวลาสลับโหมดอัตโนมัติตามสภาพอากาศที่เปลี่ยนแปลง และสามารถนำไปใช้งานได้จริงตามสภาวะอากาศที่เปลี่ยนแปลงตลอดเวลา

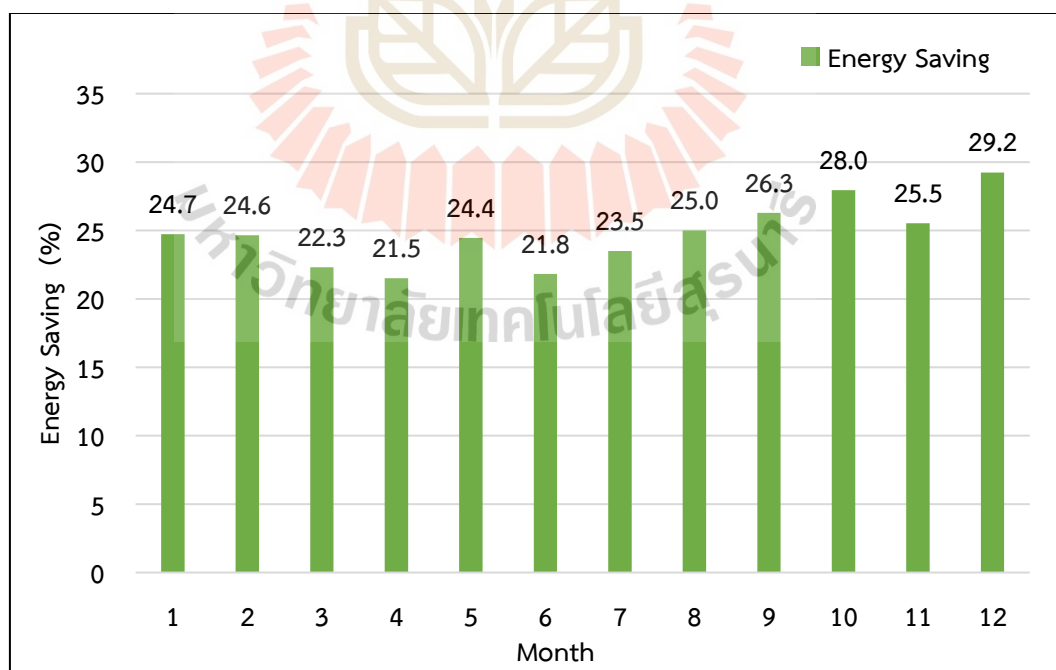
4.5 การเปรียบเทียบการใช้พลังงานของระบบ DCAC กับ VCAC สำหรับร้านสะดวกซื้อภายใต้สภาพสภาพแวดล้อมจังหวัดนครราชสีมาตลอดระยะเวลา 1 ปี

ในหัวข้อนี้ได้เปรียบเทียบสมรรถนะของระบบ DCAC กับระบบ VCAC โดยจำลองตามเวลาเปิดระบบปรับอากาศของร้านสะดวกซื้อตั้งแต่เวลา 9.30 น. – 17.30 น. และจำลองโดยใช้ข้อมูลสภาวะอากาศของจังหวัดนครราชสีมาตลอดทั้งปี พ.ศ. 2565 จากกรมอุตุนิยมวิทยา (2565) โดยมีเงื่อนไขในการจำลองตามหัวข้อที่ 3.9

ในรูปที่ 4.21 และรูปที่ 4.22 เป็นผลการเปรียบเทียบการใช้พลังงานไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ระหว่างระบบ DCAC กับระบบ VCAC โดยเป็นการสะสมพลังงานที่ใช้ตลอดทั้งเดือน จากผลพบว่าการใช้ระบบ DCAC ประหยัดพลังงานกว่าการใช้ระบบ VCAC สูงสุด เท่ากับ 29.2% ในเดือนธันวาคม และประหยัดพลังงานน้อยที่สุด เท่ากับ 21.5% ในเดือนเมษายน ซึ่งโดยเฉลี่ยการประหยัดพลังงานตลอดทั้งปี พบว่า ระบบ DCAC ประหยัดกว่าระบบ VCAC ประมาณ 25%



รูปที่ 4.21 การใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบ DCAC เปรียบเทียบกับระบบ VCAC ในแต่ละเดือน
ตลอดปี พ.ศ. 2567



รูปที่ 4.22 ความสามารถในการประหยัดพลังงานไฟฟ้าของระบบ DCAC เมื่อเปรียบเทียบกับระบบ
VCAC ในแต่ละเดือนตลอดปี พ.ศ. 2567

บทที่ 5

สรุปผลการวิจัย

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้ได้นำเสนอการประเมินสมรรถนะของระบบปรับอากาศที่ใช้อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่เคลือบด้วยสารดูดความชื้นสำหรับร้านสะดวกซื้อ โดยได้ศึกษาอิทธิพลของสภาวะอากาศและอิทธิพลของระยะเวลาสลับโหมด รวมทั้งได้ประเมินการประหยัดพลังงานเมื่อเปรียบเทียบกับระบบปรับอากาศอัดไอดั้งเดิม ซึ่งในหัวข้อนี้ได้แสดงบทสรุปของวิทยานิพนธ์และข้อเสนอแนะ ซึ่งมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

5.1 สรุปผลการวิจัย

ในการพัฒนาโปรแกรมจำลองระบบปรับอากาศที่อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนเคลือบด้วยสารดูดความชื้น (DCAC) ที่ใช้ปรับอากาศให้กับร้านสะดวกซื้อขนาด 95 ตารางเมตร การจำลองใช้สมการเชิงอนุพันธ์สามมิติที่พิจารณาจากกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์ เพื่อประเมินสมรรถนะของระบบ DCAC ซึ่งตัวแปรที่ใช้ประเมินสมรรถนะได้แก่ ความสามารถในการลดความชื้น (MRC) การใช้พลังงานไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ (P_{cm}) และสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) นอกจากนี้ได้มีการเปรียบเทียบกับระบบปรับอากาศแบบอัดไอ (VCAC) เพื่อประเมินความสามารถในการประหยัดพลังงาน (energy saving) โดยผลการศึกษา สรุปได้ดังนี้

5.1.1 อิทธิพลของอุณหภูมิการระเหยของสารทำความเย็น

การศึกษานี้ได้ทดลองเปลี่ยนอุณหภูมิการระเหยของสารทำความเย็นที่ 11 °C, 13 °C, 15 °C และ 17 °C เพื่อหาอุณหภูมิการระเหยที่เหมาะสมสำหรับระบบ DCAC ในร้านสะดวกซื้อ โดยใช้สภาวะอากาศที่อุณหภูมิ 36 °C และความชื้นสัมพัทธ์ 50% จากผลพบว่า อุณหภูมิการระเหยที่ 11 - 15 °C สามารถลดอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ในห้องได้ตามที่ต้องการ ในขณะที่อุณหภูมิการระเหยที่ 17 °C ไม่สามารถทำให้อุณหภูมิห้องต่ำกว่าที่ต้องการได้ ทำให้อุณหภูมิการระเหยที่เหมาะสมที่สุดสำหรับระบบ DCAC ในร้านสะดวกซื้อคือ 15 °C เนื่องจากสามารถประหยัดพลังงานไฟฟ้าและมีสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) สูงที่สุด

5.1.2 อิทธิพลของอุณหภูมิอากาศแวดล้อม

การศึกษาคืออิทธิพลของอุณหภูมิสภาพแวดล้อมที่ส่งผลต่อสมรรถนะของระบบปรับอากาศ ได้จำลองเปลี่ยนอุณหภูมิสภาพแวดล้อมตั้งแต่ 28 - 36 °C ที่ความชื้นสัมพัทธ์ 70% ผลการศึกษพบว่า ระบบ VCAC และระบบ DCAC สามารถควบคุมอุณหภูมิและความชื้นในห้องให้อยู่ในสภาวะสบายเชิงความร้อนได้ ยกเว้นที่อุณหภูมิ 28 °C ของระบบ VCAC ที่ความชื้นสัมพัทธ์สูง

กว่า 60% เล็กน้อย ในขณะที่ระบบ DCAC มีความสามารถในการลดความชื้นมากกว่าในทุกช่วง อุณหภูมิยกเว้นที่ 36 °C การเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) พบว่าระบบ DCAC มี COP สูงกว่าระบบ VCAC โดยมีค่าสูงสุดที่อุณหภูมิ 28 °C เท่ากับ 7.25 หรือมากกว่าระบบ VCAC 38.1% และมีค่าน้อยสุดที่อุณหภูมิ 36 °C เท่ากับ 4.90 หรือมากกว่าระบบ VCAC 12.2%

5.1.3 อิทธิพลของความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อม

จากการศึกษาอิทธิพลของความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อมที่มีต่อสมรรถนะของระบบปรับอากาศ พบว่า เมื่อความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศแวดล้อมเพิ่มขึ้นจาก 40 - 80% ที่อุณหภูมิ 32 °C ส่งผลให้อุณหภูมิในห้องเฉลี่ยค่อนข้างคงที่ แต่ความชื้นสัมพัทธ์ในห้องเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มความชื้นในอากาศ ฉะนั้น ความสามารถในการลดความชื้น (MRC) จึงเป็นตัวแปรสำคัญที่ส่งผลต่อความชื้นในห้อง โดย MRC ของระบบ DCAC ขึ้นอยู่กับระยะเวลาการสลับโหมด โดย COP สูงสุด มีค่าเท่ากับ 6.9 ที่ความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อม 80%

5.1.4 อิทธิพลของระยะเวลาการสลับโหมด

สำหรับการเปลี่ยนระยะเวลาสลับโหมด เพื่อศึกษาความสามารถในการลดความชื้น (MRC) ของระบบ DCAC ในการควบคุมความชื้นอากาศให้กับห้องปรับอากาศ โดยเปรียบเทียบระยะเวลาสลับโหมดที่ 1.5, 3, 10 และ 20 นาที ผลการจำลอง พบว่า การจำลองที่สภาวะความชื้นอากาศแวดล้อมต่ำ (11.9 g/kg) ระยะเวลาการสลับโหมดที่เหมาะสมใช้ 10 นาที และการจำลองที่สภาวะความชื้นอากาศแวดล้อมสูง (21.2 g/kg) ระยะเวลาการสลับโหมดที่เหมาะสมใช้ 3 นาที ซึ่งจะเห็นได้ว่า มีระยะเวลาในการสลับโหมดที่เหมาะสมต่างกัน ดังนั้น ควรมีการพัฒนาระบบควบคุมอัจฉริยะ (smart control systems) เพื่อช่วยปรับระยะเวลาสลับโหมดอัตโนมัติตามสภาพอากาศที่เปลี่ยนแปลง

5.1.5 การเปรียบเทียบการใช้พลังงานของระบบ DCAC กับ VCAC สำหรับร้านสะดวกซื้อภายใต้อากาศสภาพแวดล้อมจังหวัดนครราชสีมาตลอดระยะเวลา 1 ปี

ผลการเปรียบเทียบการใช้พลังงานไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ระหว่างระบบ DCAC กับระบบ VCAC โดยเป็นการสะสมพลังงานที่ใช้ตลอดทั้งเดือนในช่วงเวลา 9.30 - 17.30 น. จากผลพบว่า การใช้ระบบ DCAC ประหยัดพลังงานกว่าการใช้ระบบ VCAC สูงสุด เท่ากับ 29.2% ในเดือนธันวาคม และประหยัดพลังงานน้อยที่สุด เท่ากับ 21.5% ในเดือนเมษายน และเมื่อเปรียบเทียบค่าเฉลี่ยการประหยัดพลังงานตลอดทั้งปี พบว่า ระบบ DCAC ประหยัดกว่าระบบ VCAC ประมาณ 25%

5.2 ข้อเสนอแนะ

1. การวิเคราะห์ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ในการใช้ระบบนี้ในสภาพแวดล้อมจริง โดยเปรียบเทียบกับระบบปรับอากาศอัดไอทั่วไป เพื่อแสดงถึงความคุ้มค่าในการลงทุนและการประหยัดพลังงานในระยะยาว

2. การพัฒนาระบบการควบคุมที่สามารถปรับการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและคอมเพรสเซอร์ให้เหมาะสมกับสภาวะแวดล้อมและความต้องการใช้งานแบบเรียลไทม์ เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานและประหยัดพลังงาน

3. ในการออกแบบระบบ DCAC ที่มีการเพิ่ม CE เข้ามาช่วยปรับปรุงสภาวะอากาศลมจ่าย ทำให้ระบบมีความซับซ้อนมากขึ้น ซึ่งการสร้างจริงอาจต้องใช้งบประมาณในการลงทุนสูงและการดูแลระบบต้องใช้ผู้เชี่ยวชาญ

4. ระบบ DCAC สามารถนำไปประยุกต์ใช้สำหรับการอบแห้งด้วยการใช้อุณหภูมิต่ำได้ เนื่องจากระบบมีความสามารถในการลดความชื้น (MRC) และ COP ที่สูง ซึ่งเหมาะกับกระบวนการที่ต้องการรักษาคุณภาพของผลิตภัณฑ์ไวต่อความร้อน (อาจเป็นผลิตภัณฑ์ที่สามารถรักษาด้วยอุณหภูมิไม่ต่ำมาก เช่น 30 – 40 °C) ทำให้เป็นวิธีการที่มีประสิทธิภาพและยั่งยืนสำหรับการอบแห้งในหลากหลายอุตสาหกรรม เช่น การอบแห้งสมุนไพรเพื่อรักษากลิ่นหอมและสารสำคัญทางยา การอบแห้งดอกไม้เพื่อรักษาสีให้สด การอบแห้งผักผลไม้เพื่อรักษาสี รสชาติ และคุณค่าทางโภชนาการ เป็นต้น





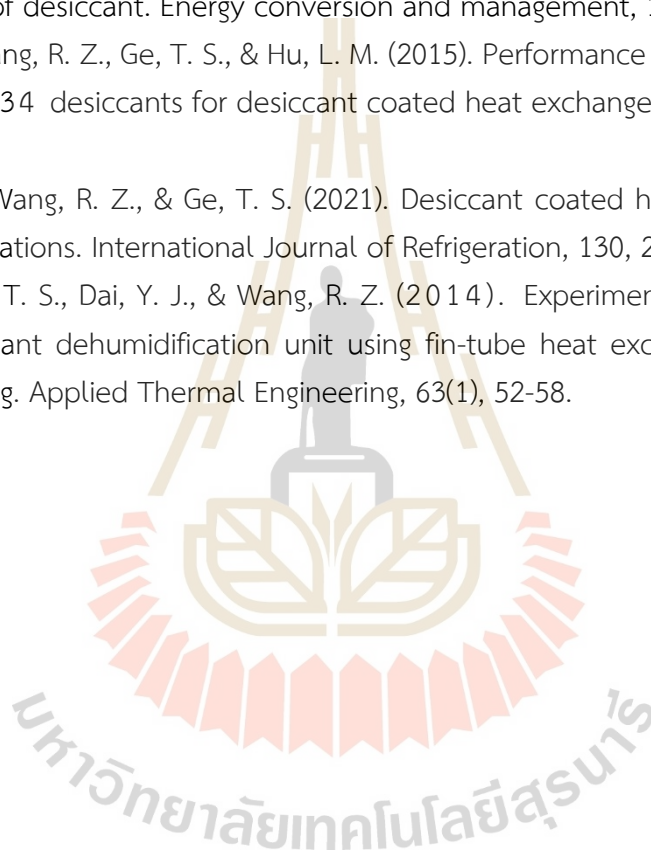
รายการอ้างอิง

รายการอ้างอิง

- กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน, (2553), คู่มือผู้รับผิดชอบด้านพลังงาน (อาคาร) “บทที่ 4 ระบบปรับอากาศ”.
- กรมอุตุนิยมวิทยา. (2565). ภูมิอากาศของประเทศไทย. กรมอุตุนิยมวิทยา, กรุงเทพฯ. (ระบบออนไลน์). แหล่งที่มา: <https://www.tmd.go.th/> (12 ตุลาคม 2566).
- วิชาการ เกตุวงษ์ และธรรณิศจ์ ดีทายาท. (2563). การลดอุณหภูมิอากาศโดยเทคนิคการทำความเย็นแบบระเหยศักยภาพในการเพิ่มสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ. งานประชุมวิชาการการถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุณหภูมิต้นความชื้นและกระบวนการ, 19, หน้า 369-377.
- นพรัตน์ เกตุขาว. (2558). หลักการออกแบบระบบปรับอากาศและระบายอากาศ โดยวิธี Cooling Load Temperature Difference / Solar Cooling Load / Cooling Load Factor (CLTD / SCL / CLF), p.1.1-2.1
- American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE). (2005). ASHRAE Handbook: Fundamentals (SI Edition). Atlanta, GA: ASHRAE.
- Dobson, M. K., & Chato, J. C. (1998). Condensation in smooth horizontal tubes.
- Ge, T. S., Dai, Y. J., & Wang, R. Z. (2011). Performance study of silica gel coated fin-tube heat exchanger cooling system based on a developed mathematical model. Energy Conversion and Management, 52(6), 2329-2338.
- Ge, T. S., Dai, Y. J., & Wang, R. Z. (2018). Analysis on integrated low grade condensation heat powered desiccant coated vapor compression system. Applied Thermal Engineering, 138, 307-318.
- Ge, T. S., Dai, Y. J., Wang, R. Z., & Li, Y. (2013). Feasible study of a self-cooled solid desiccant cooling system based on desiccant coated heat exchanger. Applied Thermal Engineering, 58(1-2), 281-290.
- Ge, T. S., Dai, Y. J., Wang, R. Z., & Peng, Z. Z. (2010). Experimental comparison and analysis on silica gel and polymer coated fin-tube heat exchangers. Energy, 35(7), 2893-2900.
- Ge, T. S., Yang, T. Y., Lu, F. L., Dai, Y. J., & Wang, R. Z. (2021). A novel semi-coupled solid desiccant heat pump system Part 2 : Experimental investigation. International Journal of Refrigeration, 121, 86-94.
- Hastürk, E., Ernst, S.-J., & Janiak, C. (2019). Recent advances in adsorption heat transformation focusing on the development of adsorbent materials. Current Opinion in Chemical Engineering, 24, 26-36.

- Hua, L. J., Ge, T. S., & Wang, R. Z. (2019). Extremely high efficient heat pump with desiccant coated evaporator and condenser. *Energy*, 170, 569–579.
- Hua, L. J., Ge, T. S., & Wang, R. Z. (2020). A mathematical model to predict the performance of desiccant coated evaporators and condensers. *International Journal of Refrigeration*, 109, 188-207.
- Jagirdar, M., & Lee, P. S. (2018). Mathematical modeling and performance evaluation of a desiccant coated fin-tube heat exchanger. *Applied energy*, 212, 401-415.
- Jani, D. B., Mishra, M., & Sahoo, P. K. (2017). A critical review on solid desiccant-based hybrid cooling systems. *International Journal of Air-conditioning and Refrigeration*, 25(03), 1730002.
- La, D., Dai, Y., Li, Y., Ge, T., & Wang, R. (2010). Study on a novel thermally driven air conditioning system with desiccant dehumidification and regenerative evaporative cooling. *Building and Environment*, 45(11), 2473-2484.
- Mazzei, P., Minichiello, F., & Palma, D. (2005). HVAC dehumidification systems for thermal comfort: a critical review. *Applied Thermal Engineering*, 25(5-6), 677–707.
- Park, Y. S., Jeong, J. H., & Ahn, B. H. (2014). Heat pump control method based on direct measurement of evaporation pressure to improve energy efficiency and indoor air temperature stability at a low cooling load condition. *Applied energy*, 132, 99-107.
- Pesaran, A. A., & Mills, A. F. (1987). Moisture transport in silica gel packed beds—I. Theoretical study. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 30(6), 1037-1049.
- Shah, R. K., & Sekulic, D. P. (2003). *Fundamentals of heat exchanger design*. John Wiley & Sons.
- Tu, Y. D., Wang, R. Z., & Ge, T. S. (2018). New concept of desiccant-enhanced heat pump. *Energy Conversion and Management*, 156, 568–574.
- Tu, Y. D., Wang, R. Z., Ge, T. S., & Zheng, X. (2017). Comfortable, high-efficiency heat pump with desiccant-coated, water-sorbing heat exchangers. *Scientific reports*, 7(1), 1-10.
- Wongsuwan, W., Bangviwat, A., Chaiwiwatworakul, P., & Puapattanakul, A. (2019). Investigation of Energy Conservation Potential for Convenience Stores in Thailand. *TNI Journal of Engineering and Technology*, 7(2), 88.
- Yang, T. Y., Ge, T. S., Lu, F. L., Dai, Y. J., & Wang, R. Z. (2020). A novel semi-coupled solid desiccant heat pump system-Part 1: Simulation study. *International Journal of Refrigeration*, 120, 150-160.

- Zhang, L., Dang, C., & Hihara, E. (2010). Performance analysis of a no-frost hybrid air conditioning system with integrated liquid desiccant dehumidification. *International journal of refrigeration*, 33(1), 116-124.
- Zheng, X., Wang, R. Z., & Ge, T. S. (2016). Experimental study and performance predication of carbon based composite desiccants for desiccant coated heat exchangers. *International journal of refrigeration*, 72, 124-131.
- Zheng, X., Wang, R. Z., & Tu, Y. D. (2019). Investigation on energy consumption of desiccant coated heat exchanger based heat pump: Limitation of adsorption heat of desiccant. *Energy conversion and management*, 188, 473-479.
- Zheng, X., Wang, R. Z., Ge, T. S., & Hu, L. M. (2015). Performance study of SAPO-34 and FAPO-34 desiccants for desiccant coated heat exchanger systems. *Energy*, 93, 88-94.
- Zhao, L. H., Wang, R. Z., & Ge, T. S. (2021). Desiccant coated heat exchanger and its applications. *International Journal of Refrigeration*, 130, 217-232.
- Zhao, Y., Ge, T. S., Dai, Y. J., & Wang, R. Z. (2014). Experimental investigation on a desiccant dehumidification unit using fin-tube heat exchanger with silica gel coating. *Applied Thermal Engineering*, 63(1), 52-58.





วิทยานิพนธ์นี้ได้จำลองเครื่องปรับอากาศที่เคลือบด้วยสารดูดความชื้นและเปรียบเทียบการใช้งานระบบดังกล่าวกับเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอทั่วไปที่มีขนาดเท่ากัน เพื่อศึกษาการนำระบบดังกล่าวไปใช้งานในร้านสะดวกซื้อแทนระบบอัดไอ เพื่อให้สอดคล้องกับการคำนวณภาระความร้อนของห้องปรับอากาศในหัวข้อที่ 3.5 ในภาคผนวก ก นี้จะได้ให้ข้อมูลการจัดรูปแบบสมการให้อยู่ในรูปแบบเมตริกเพื่อให้่ายต่อการแก้สมการ นอกจากนี้แสดงรายละเอียดที่เกี่ยวข้องกับการคำนวณตามตารางต่อไป

Eq. (56)

$$\begin{aligned}
 M_{\text{room}} C_{p,\text{room}} \frac{dT_{\text{room}}}{dt} &= -\dot{q}_{\text{AC},s} + \dot{q}_{\text{sol}} + \dot{q}_{p,s} + \dot{q}_{\text{ligh}} + \dot{q}_{\text{appl},s} + \dot{q}_{\text{cond}} + \dot{q}_{\text{vent},s} \\
 M_{\text{room}} C_{p,\text{room}} \frac{dT_{\text{room}}}{dt} &= -\dot{m}_{\text{supply}} C_{p,\text{mix}} (T_m - T_s) + \dot{q}_{\text{sol}} + \dot{q}_{p,s} + \dot{q}_{\text{ligh}} + \dot{q}_{\text{appl},s} \\
 &+ \sum_{i=1}^6 U_i A_i (T_{\text{amb}} - T_{\text{room}}) + \dot{m}_{\text{iv}} C_{p,\text{amb}} (T_{\text{amb}} - T_{\text{room}}) \\
 M_{\text{room}} C_{p,\text{room}} \frac{(T_{\text{room},i} - T_{\text{room},p})}{dt} &= -\dot{m}_{\text{supply}} C_{p,\text{mix}} (T_{\text{mix},i} - T_s) + \dot{q}_{\text{sol}} + \dot{q}_{p,s} \\
 &+ \dot{q}_{\text{ligh}} + \dot{q}_{\text{appl},s} + \sum_{i=1}^6 U_i A_i (T_{\text{amb}} - T_{\text{room},i}) + \dot{m}_{\text{iv}} C_{p,\text{amb}} (T_{\text{amb}} - T_{\text{room},i}) \\
 M_{\text{room}} C_{p,\text{room}} \frac{(T_{\text{room},i} - T_{\text{room},p})}{dt} &= -\dot{m}_{\text{supply}} C_{p,\text{mix}} (T_{\text{mix},i} - T_s) + \dot{q}_{\text{sol}} + \dot{q}_{p,s} + \dot{q}_{\text{ligh}} + \dot{q}_{\text{appl},s} \\
 &+ U_{\text{floor}} A_{\text{floor}} (T_{\text{amb}} - T_{\text{room},i}) + U_{\text{roof}} A_{\text{roof}} (T_{\text{amb}} - T_{\text{room},i}) \\
 &+ U_{\text{NE}} A_{\text{NE}} (T_{\text{amb}} - T_{\text{room},i}) + U_{\text{NW}} A_{\text{NW}} (T_{\text{amb}} - T_{\text{room},i}) \\
 &+ U_{\text{SE}} A_{\text{SE}} (T_{\text{amb}} - T_{\text{room},i}) + U_{\text{SW}} A_{\text{SW}} (T_{\text{amb}} - T_{\text{room},i}) \\
 &+ \dot{m}_{\text{iv}} C_{p,\text{amb}} (T_{\text{amb}} - T_{\text{room},i}) \\
 \frac{M_{\text{room}} C_{p,\text{room}}}{dt} T_{\text{room},i} - \frac{M_{\text{room}} C_{p,\text{room}}}{dt} T_{\text{room},p} &= -\dot{m}_{\text{supply}} C_{p,\text{mix}} T_{\text{mix},i} + \dot{m}_{\text{e}} C_{p,\text{mix}} T_s + \dot{q}_{\text{sol}} + \dot{q}_{p,s} + \dot{q}_{\text{ligh}} + \dot{q}_{\text{appl},s} \\
 &+ U_{\text{floor}} A_{\text{floor}} T_{\text{amb}} - U_{\text{floor}} A_{\text{floor}} T_{\text{room},i} + U_{\text{roof}} A_{\text{roof}} T_{\text{amb}} - U_{\text{roof}} A_{\text{roof}} T_{\text{room},i} \\
 &+ U_{\text{NE}} A_{\text{NE}} T_{\text{amb}} - U_{\text{NE}} A_{\text{NE}} T_{\text{room},i} + U_{\text{NW}} A_{\text{NW}} T_{\text{amb}} - U_{\text{NE}} A_{\text{NE}} T_{\text{room},i} \\
 &+ U_{\text{SE}} A_{\text{SE}} T_{\text{amb}} - U_{\text{SE}} A_{\text{SE}} T_{\text{room},i} + U_{\text{SW}} A_{\text{SW}} T_{\text{amb}} - U_{\text{SW}} A_{\text{SW}} T_{\text{room},i} \\
 &+ \dot{m}_{\text{iv}} C_{p,\text{amb}} T_{\text{amb}} - \dot{m}_{\text{iv}} C_{p,\text{amb}} T_{\text{room},i} \\
 \frac{M_{\text{room}} C_{p,\text{room}}}{dt} T_{\text{room},i} + \dot{m}_{\text{supply}} C_{p,\text{mix}} T_{\text{mix},i} &+ U_{\text{floor}} A_{\text{floor}} T_{\text{room},i} + U_{\text{roof}} A_{\text{roof}} T_{\text{room},i} \\
 &+ U_{\text{NE}} A_{\text{NE}} T_{\text{room},i} + U_{\text{NE}} A_{\text{NE}} T_{\text{room},i} + U_{\text{SE}} A_{\text{SE}} T_{\text{room},i} + U_{\text{SW}} A_{\text{SW}} T_{\text{room},i} + \dot{m}_{\text{iv}} C_{p,\text{amb}} T_{\text{room},i} \\
 &= \frac{M_{\text{room}} C_{p,\text{room}}}{dt} T_{\text{room},p} + \dot{m}_{\text{supply}} C_{p,\text{mix}} T_s + \dot{q}_{\text{sol}} + \dot{q}_{p,s} + \dot{q}_{\text{ligh}} + \dot{q}_{\text{appl},s} + U_{\text{floor}} A_{\text{floor}} T_{\text{amb}} \\
 &+ U_{\text{roof}} A_{\text{roof}} T_{\text{amb}} + U_{\text{NE}} A_{\text{NE}} T_{\text{amb}} + U_{\text{NW}} A_{\text{NW}} T_{\text{amb}} + U_{\text{SE}} A_{\text{SE}} T_{\text{amb}} + U_{\text{SW}} A_{\text{SW}} T_{\text{amb}} + \dot{m}_{\text{iv}} C_{p,\text{amb}} T_{\text{amb}}
 \end{aligned}$$

$$\left(\frac{M_{\text{room}} C_{p,\text{room}}}{dt} + U_{\text{floor}} A_{\text{floor}} + U_{\text{roof}} A_{\text{roof}} + U_{\text{NE}} A_{\text{NE}} + U_{\text{NW}} A_{\text{NW}} + U_{\text{SE}} A_{\text{SE}} + U_{\text{SW}} A_{\text{SW}} + \dot{m}_{\text{iv}} C_{p,\text{amb}} \right) T_{\text{room},i} \\ + \dot{m}_{\text{supply}} C_{p,\text{mix}} T_{\text{mix},i} = \frac{M_{\text{room}} C_{p,\text{room}}}{dt} T_{\text{room},p} + \dot{m}_{\text{supply}} C_{p,\text{mix}} T_s + \dot{q}_{\text{sol}} + \dot{q}_{p,s} + \dot{q}_{\text{ligh}} + \dot{q}_{\text{appl},s} \\ + \left(U_{\text{floor}} A_{\text{floor}} + U_{\text{roof}} A_{\text{roof}} + U_{\text{NE}} A_{\text{NE}} + U_{\text{NW}} A_{\text{NW}} + U_{\text{SE}} A_{\text{SE}} + U_{\text{SW}} A_{\text{SW}} + \dot{m}_{\text{iv}} C_{p,\text{amb}} \right) T_{\text{amb}}$$

$$C_1 T_{\text{room},i} + C_2 T_{\text{mix},i} = b_1$$

$$C_1 = \frac{M_{\text{room}} C_{p,\text{room}}}{dt} + U_{\text{floor}} A_{\text{floor}} + U_{\text{roof}} A_{\text{roof}} + U_{\text{NE}} A_{\text{NE}} + U_{\text{NW}} A_{\text{NW}} + U_{\text{SE}} A_{\text{SE}} + U_{\text{SW}} A_{\text{SW}} + \dot{m}_{\text{iv}} C_{p,\text{amb}}$$

$$C_2 = \dot{m}_{\text{supply}} C_{p,\text{mix}}$$

$$b_1 = \frac{M_{\text{room}} C_{p,\text{room}}}{dt} T_{\text{room},p} + \dot{m}_{\text{supply}} C_{p,\text{supply}} T_s + \dot{q}_{\text{sol}} + \dot{q}_{p,s} + \dot{q}_{\text{ligh}} + \dot{q}_{\text{appl},s} \\ + \left(U_{\text{floor}} A_{\text{floor}} + U_{\text{roof}} A_{\text{roof}} + U_{\text{NE}} A_{\text{NE}} + U_{\text{NW}} A_{\text{NW}} + U_{\text{SE}} A_{\text{SE}} + U_{\text{SW}} A_{\text{SW}} + \dot{m}_{\text{iv}} C_{p,\text{amb}} \right) T_{\text{amb}}$$

Eq. (57)

$$\dot{m}_{\text{iv}} C_{p,\text{amb}} T_{\text{amb}} + (\dot{m}_{\text{supply}} - \dot{m}_{\text{iv}}) C_{p,\text{room}} T_{\text{room}} = \dot{m}_{\text{supply}} C_{p,\text{mix}} T_{\text{mix}}$$

$$\dot{m}_{\text{iv}} C_{p,\text{amb}} T_{\text{amb}} + (\dot{m}_{\text{supply}} - \dot{m}_{\text{iv}}) C_{p,\text{room}} T_{\text{room},i} = \dot{m}_{\text{supply}} C_{p,\text{mix}} T_{\text{mix},i}$$

$$(\dot{m}_{\text{supply}} - \dot{m}_{\text{iv}}) C_{p,\text{room}} T_{\text{room},i} - \dot{m}_{\text{supply}} C_{p,\text{mix}} T_{\text{mix},i} = -\dot{m}_{\text{iv}} C_{p,\text{amb}} T_{\text{amb}}$$

$$C_3 T_{\text{room},i} + C_4 T_{\text{mix},i} = b_2$$

$$C_3 = (\dot{m}_{\text{supply}} - \dot{m}_{\text{iv}}) C_{p,\text{room}}$$

$$C_4 = -\dot{m}_{\text{supply}} C_{p,\text{mix}}$$

$$b_2 = -\dot{m}_{\text{iv}} C_{p,\text{amb}} T_{\text{amb}}$$

Eq. (58)

$$M_{\text{room}} h_{\text{fg}} \frac{dY_{\text{room}}}{dt} = -\dot{m}_{\text{supply}} h_{\text{fg}} (Y_{\text{mix}} - Y_s) + \dot{m}_{\text{iv}} h_{\text{fg}} (Y_{\text{amb}} - Y_{\text{room}}) + \dot{q}_{p,l} + \dot{q}_{\text{appl},l}$$

$$M_{\text{room}} h_{\text{fg}} \frac{(Y_{\text{room},i} - Y_{\text{room},p})}{dt} = -\dot{m}_{\text{supply}} h_{\text{fg}} (Y_{\text{mix},i} - Y_s) + \dot{m}_{\text{iv}} h_{\text{fg}} (Y_{\text{amb}} - Y_{\text{room},i}) + \dot{q}_{p,l} + \dot{q}_{\text{appl},l}$$

$$\frac{M_{\text{room}} h_{\text{fg}}}{dt} Y_{\text{room},i} - \frac{M_{\text{room}} h_{\text{fg}}}{dt} Y_{\text{room},p} = -\dot{m}_{\text{supply}} h_{\text{fg}} Y_{\text{mix},i} + \dot{m}_{\text{supply}} h_{\text{fg}} Y_s + \dot{m}_{\text{iv}} h_{\text{fg}} Y_{\text{amb}} - \dot{m}_{\text{iv}} h_{\text{fg}} Y_{\text{room},i} + \dot{q}_{p,l} + \dot{q}_{\text{appl},l}$$

$$\frac{M_{\text{room}} h_{\text{fg}}}{dt} Y_{\text{room},i} + \dot{m}_{\text{supply}} h_{\text{fg}} Y_{\text{mix},i} + \dot{m}_{\text{iv}} h_{\text{fg}} Y_{\text{room},i} = \frac{M_{\text{room}} h_{\text{fg}}}{dt} Y_{\text{room},p} + \dot{m}_{\text{supply}} h_{\text{fg}} Y_s + \dot{m}_{\text{iv}} h_{\text{fg}} Y_{\text{amb}} + \dot{q}_{p,l} + \dot{q}_{\text{appl},l}$$

$$\left(\frac{M_{\text{room}} h_{fg}}{dt} + \dot{m}_{iv} h_{fg} \right) Y_{\text{room},i} + \dot{m}_{\text{supply}} h_{fg} Y_{\text{mix},i} = \frac{M_{\text{room}} h_{fg}}{dt} Y_{\text{room},p} + \dot{m}_{\text{supply}} h_{fg} Y_s + \dot{m}_{iv} h_{fg} Y_{\text{amb}} + \dot{q}_{p,l} + \dot{q}_{\text{appl},l}$$

$$C_5 Y_{\text{room},i} + C_6 Y_{\text{mix},i} = b_3$$

$$C_5 = \left(\frac{M_{\text{room}} h_{fg}}{dt} + \dot{m}_{iv} h_{fg} \right)$$

$$C_6 = \dot{m}_{\text{supply}} h_{fg}$$

$$b_3 = \frac{M_{\text{room}} h_{fg}}{dt} Y_{\text{room},p} + \dot{m}_{\text{supply}} h_{fg} Y_s + \dot{m}_{iv} h_{fg} Y_{\text{amb}} + \dot{q}_{p,l} + \dot{q}_{\text{appl},l}$$

Eq. (59)

$$(\dot{m}_{\text{supply}} - \dot{m}_{iv}) Y_{\text{room}} + \dot{m}_{iv} Y_{\text{amb}} = \dot{m}_{\text{supply}} Y_{\text{mix}}$$

$$(\dot{m}_{\text{supply}} - \dot{m}_{iv}) Y_{\text{room},i} + \dot{m}_{iv} Y_{\text{amb}} = \dot{m}_{\text{supply}} Y_{\text{mix},i}$$

$$(\dot{m}_{\text{supply}} - \dot{m}_{iv}) Y_{\text{room},i} - \dot{m}_{\text{supply}} Y_{\text{mix},i} = - \dot{m}_{iv} Y_{\text{amb}}$$

$$C_7 Y_{\text{room},i} + C_8 Y_{\text{mix},i} = b_4$$

$$C_7 = (\dot{m}_{\text{supply}} - \dot{m}_{iv})$$

$$C_8 = - \dot{m}_{\text{supply}}$$

$$b_4 = - \dot{m}_{iv} Y_{\text{amb}}$$

$$A_{11} T_{\text{room},i} + A_{12} T_{\text{mix},i} + A_{13} Y_{\text{room},i} + A_{14} Y_{\text{mix},i} = b_1$$

$$A_{21} T_{\text{room},i} + A_{22} T_{\text{mix},i} + A_{23} Y_{\text{room},i} + A_{24} Y_{\text{mix},i} = b_2$$

$$A_{31} T_{\text{room},i} + A_{32} T_{\text{mix},i} + A_{33} Y_{\text{room},i} + A_{34} Y_{\text{mix},i} = b_3$$

$$A_{41} T_{\text{room},i} + A_{42} T_{\text{mix},i} + A_{43} Y_{\text{room},i} + A_{44} Y_{\text{mix},i} = b_4$$

$$C_1 T_{\text{room},i} + C_2 T_{\text{mix},i} = b_1$$

$$C_3 T_{\text{room},i} + C_4 T_{\text{mix},i} = b_2$$

$$C_5 Y_{\text{room},i} + C_6 Y_{\text{mix},i} = b_3$$

$$C_7 Y_{\text{room},i} + C_8 Y_{\text{mix},i} = b_4$$

$$\begin{bmatrix} C_1 & C_2 & 0 & 0 \\ C_3 & C_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_5 & C_6 \\ 0 & 0 & C_7 & C_8 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \\ b_4 \end{bmatrix}$$

ตาราง ก.1 ค่าสัมประสิทธิ์การบังแสงสำหรับกระจกชั้นเดียวและกระจกฉนวนชั้นเดียว

A. Single Glass				
Type of Glass	Nominal Thickness	Solar Trans.	Shading Coefficient	
			h0-22.7	h0-7.0
Clear	3 mm	0.86	1.00	1.00
	6 mm	0.78	0.94	0.95
	10 mm	0.72	0.90	0.92
	13 mm	0.67	0.87	0.88
Heat Absorbing	3 mm	0.64	0.83	0.85
	6 mm	0.46	0.69	0.73
	10 mm	0.33	0.60	0.64
	13 mm	0.24	0.53	0.58
B. Insulating Glass				
Clear Out, Clear In	3 mm	0.71	0.88	0.88
Clear Out, Clear In	6 mm	0.61	0.81	0.82
Heat Absorbing Out, Clear In	6 mm	0.36	0.55	0.58
a Refers to factory-fabricated units with 5-, 6-, or 13-mm airspace or to prime windows plus storm sash. b Refers to manufacturer's literature for values. c Thickness of each pane of glass, not thickness of assembled unit. d Refers of gray, bronze, and green tinted heat absorbing float glass e Combined transmittance for assembled unit				

ตาราง ก.2 ค่าความร้อนสูงสุดจากแสงอาทิตย์ (SHGF) ที่ผ่านกระจกใส ที่ภายนอกมีกันสาดกว้างมาก ,W/m² (สมมติให้พื้นดินมีค่าสะท้อนแสง 0.2)

ทิศเดือน	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
8 Deg (หาดใหญ่)												
N	101	107	117	139	233	284	243	148	120	110	104	98
NE/NW	224	360	492	581	625	631	615	565	470	353	224	174
E/W	707	754	760	710	659	631	644	681	726	729	694	678
SE/SW	764	691	581	423	306	259	294	404	555	666	735	779
S	511	347	174	123	120	123	123	129	177	341	505	565
HOR	868	928	947	912	874	849	858	890	915	909	861	836
12 Deg												
N	98	107	114	126	189	237	199	133	117	107	101	95
NE/NW	199	331	467	562	612	625	603	549	448	325	199	148
E/W	685	741	757	716	669	644	653	588	722	716	675	653
SE/SW	779	713	599	448	334	284	322	426	574	691	767	792
S	574	420	230	126	126	126	129	448	230	410	565	622
HOR	827	902	937	915	883	864	868	890	905	883	820	789
14 Deg (กรุงเทพฯ)												
N	97	106	112	125	177	223	187	131	116	106	98	93
NE/NW	187	317	454	553	604	619	597	540	436	313	187	139
E/W	674	735	751	716	674	649	658	690	719	710	663	639
SE/SW	786	724	611	461	349	298	336	439	589	701	773	797
S	601	453	262	134	128	128	131	297	262	442	592	646
HOR	805	885	928	914	887	869	871	890	898	868	798	764
16 Deg												
ทิศเดือน	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
N	98	107	114	126	137	142	142	133	117	107	101	95
NE/NW	96	107	117	130	142	148	145	136	120	107	101	95
E/W	107	114	123	133	142	145	148	145	129	120	107	101
SE/SW	117	120	126	129	129	129	133	136	133	126	120	114
S	129	123	123	126	126	126	129	133	129	126	123	117
HOR	50	50	60	76	88	98	98	88	73	60	54	47

ตาราง ก.3.1 ตัวคูณลด ค่าความร้อนจากแสงอาทิตย์ ผ่านกระจกใสที่มีม่าน/มู่ลี่ Cooling Load Factors (CLF) for Glass with Interior Shading

ทิศทางเวลา	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
N	0.08	0.07	0.06	0.06	0.07	0.73	0.66	0.65	0.73	0.8	0.86	0.89	0.89	0.86	0.82	0.75	0.78	0.91	0.24	0.18	0.15	0.13	0.11	0.1
NE	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.56	0.76	0.74	0.58	0.37	0.29	0.27	0.26	0.24	0.22	0.2	0.16	0.12	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03
E	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.47	0.72	0.8	0.76	0.62	0.41	0.27	0.24	0.22	0.2	0.17	0.14	0.11	0.06	0.05	0.05	0.04	0.03	0.03
SE	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.3	0.57	0.74	0.81	0.79	0.68	0.49	0.33	0.28	0.25	0.22	0.18	0.13	0.08	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04
S	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.09	0.16	0.23	0.38	0.58	0.75	0.83	0.8	0.68	0.5	0.35	0.27	0.19	0.11	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05
SW	0.05	0.05	0.04	0.04	0.03	0.07	0.11	0.14	0.16	0.19	0.22	0.38	0.59	0.75	0.83	0.81	0.69	0.45	0.16	0.12	0.1	0.09	0.07	0.06
W	0.05	0.05	0.04	0.04	0.03	0.06	0.09	0.11	0.13	0.15	0.16	0.17	0.31	0.53	0.72	0.82	0.81	0.61	0.16	0.12	0.1	0.08	0.07	0.06
NW	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.07	0.11	0.14	0.17	0.19	0.2	0.21	0.22	0.3	0.52	0.73	0.82	0.69	0.16	0.12	0.1	0.08	0.07	0.06
HOR	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.12	0.27	0.44	0.59	0.72	0.81	0.85	0.85	0.81	0.71	0.58	0.42	0.25	0.14	0.12	0.1	0.08	0.07	0.06

ตาราง ก.3.2 ตัวคูณลด ค่าความร้อนจากแสงอาทิตย์ ผ่านกระจกใสที่ไม่มีม่าน/มู่ลี่ Cooling Load Factors (CLF) for Glass with Interior Shading

ทิศทางเวลา	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
N	0.23	0.20	0.18	0.16	0.14	0.34	0.41	0.46	0.53	0.59	0.65	0.70	0.73	0.75	0.76	0.74	0.75	0.79	0.61	0.50	0.42	0.36	0.31	0.27
NE	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.21	0.36	0.44	0.45	0.40	0.36	0.33	0.31	0.3	0.28	0.26	0.23	0.21	0.17	0.15	0.13	0.11	0.09	0.08
E	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.18	0.33	0.44	0.50	0.51	0.46	0.39	0.35	0.31	0.29	0.26	0.23	0.21	0.17	0.15	0.13	0.11	0.10	0.08
SE	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.14	0.26	0.38	0.48	0.54	0.56	0.51	0.45	0.4	0.36	0.33	0.29	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14	0.12	0.10
S	0.12	0.11	0.09	0.08	0.07	0.08	0.11	0.14	0.21	0.31	0.42	0.52	0.57	0.58	0.53	0.47	0.41	0.36	0.29	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14
SW	0.15	0.14	0.12	0.10	0.09	0.09	0.10	0.12	0.13	0.15	0.17	0.23	0.33	0.44	0.53	0.58	0.59	0.53	0.41	0.33	0.28	0.24	0.21	0.12
W	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.09	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.19	0.29	0.40	0.50	0.56	0.55	0.41	0.33	0.27	0.23	0.20	
NW	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08	0.09	0.10	0.11	0.13	0.14	0.16	0.17	0.18	0.21	0.30	0.42	0.51	0.54	0.39	0.32	0.26	0.22	0.19	
HOR	0.16	0.14	0.12	0.11	0.09	0.11	0.16	0.24	0.33	0.43	0.52	0.59	0.64	0.67	0.66	0.62	0.56	0.47	0.38	0.32	0.28	0.24	0.21	

ค่าในตารางนี้เป็นค่าเฉลี่ย หรือสำหรับอาคารที่ใช้วัสดุหนาปานกลาง (Medium Construction)



ตาราง ก.4 ข้อกำหนดการระบายอากาศสำหรับผู้อยู่อาศัย (ASHRAE Handbook, 2001)

	Estimated		Required ventilation air per human occupant			
	persons/1000 ft ²	persons/1 m ²	Minimum		Recommended	
	floor area [†]	floor area [†]	cfm	CMH	cfm	CMH
RESIDENTIAL						
Single Unit Dwellings						
- General Living Areas, Bedrooms, Utility Rooms	5	0.054	5	8	7 • 10	11.9 • 17
- Kitchens, Baths, Toilet Rooms ^a			20	34	30 • 50	51 • 85
Multiple Unit Dwellings and Mobile Homes						
- General Living Areas, Bedrooms, Utility Rooms	7	0.075	5	8.5	7 • 10	11.9 • 17
- Kitchens, Baths, Toilet Rooms ^a			20	34	30 • 50	51 • 85
- Garages ^b			1.5	2.5	2 • 3	3.4 • 5.1
COMMERCIAL						
Public Rest Rooms	100	1.076	15	25.5	20 • 25	34 • 42.5
General Requirement - Merchandising (Apply to all terms unless specially noted)						
- Sales Floors (Basement and Ground Floor)	30	0.323	7	11.9	10 • 15	17 • 25.5
- Sales Floors (Upper Floors)	20	0.215	7	11.9	10 • 15	17 • 25.5
- Storage Areas (Serving Sales Areas and Storerooms)	5	0.054	5	8.5	7 • 10	11.9 • 17
- Dressing Rooms			7	11.9	10 • 15	17 • 25.5
- Malls and Arcades	40	0.431	7	11.9	10 • 15	17 • 25.5
- Shipping and Receiving Areas	10	0.108	15	25.5	15 • 20	25.5 • 34
- Warehouses	5	0.054	7	11.9	10 • 15	17 • 25.5
- Elevators			7	11.9	10 • 15	17 • 25.5
- Meal Processing Rooms ^c	10	0.108	5	8.5	5	8.5
Pharmacists Workrooms	10	0.108	20	34	25 • 30	42.5 • 51
Pet Shops ^b			1	1.7	1.5 • 2	2.5 • 3.4
Florists ^d	10	0.108	5	8.5	7	11.9
Greenhouses ^{de}	1	0.011	5	8.5	7 • 10	11.9 • 17
Bank Vaults			5	8.5	5	8.5
Dining Rooms	70	0.753	10	17	15 • 20	25.5 • 34
Kitchens ^f	20	0.215	30	51	35	59.5
Cafeterias, Short Order						
Drive-Ins, Seating Areas	100	1.076	30	51	35	59.5
Bars (predominantly Stand - up)	150	1.615	30	51	40 • 50	68 • 85
Cocktail Lounges	100	1.076	30	51	35 • 40	59.5 • 68
Offices						
- General Office Space	10	0.108	15	25.5	15 • 25	25.5 • 42.5
- Conference Rooms	60	0.646	25	42.5	30 • 40	51 • 68
- Drafting Rooms, Art Rooms	20	0.215	7	11.9	10 • 15	17 • 25.5
- Doctors Consultation Rooms			10	17	10 • 15	17 • 25.5
- Waiting Rooms	30	0.323	10	17	15 • 20	25.5 • 34
- Lithographing Rooms ^g	20	0.215	7	11.9	10 • 15	17 • 25.5
- Diazo Printing Rooms ^g	20	0.215	7	11.9	10 • 15	17 • 25.5
- Computer Rooms	20	0.215	5	8.5	7 • 10	11.9 • 17
- Key punching Rooms	30	0.323	7	11.9	10 • 15	17 • 25.5

ค่ากำลังไฟฟ้าส่องสว่าง (lighting) แสดงดังรูป ก.1

ส่วนที่ ๒ ระบบไฟฟ้าแสงสว่าง	
ข้อ ๔ การใช้ไฟฟ้าส่องสว่างภายในอาคาร โดยไม่รวมพื้นที่จอดรถ	
(๑) การใช้ไฟฟ้าส่องสว่างภายในอาคาร ต้องให้ระดับความส่องสว่างสำหรับงานแต่ละประเภทอย่างเพียงพอ และเป็นไปตามกฎหมายว่าด้วยการควบคุมอาคารหรือกฎหมายเฉพาะว่าด้วยการนั้นกำหนด	
(๒) อุปกรณ์ไฟฟ้าสำหรับใช้ส่องสว่างภายในอาคารต้องใช้กำลังไฟฟ้าในแต่ละประเภทของอาคารมีค่าไม่เกินดังต่อไปนี้	
ประเภทอาคาร	ค่ากำลังไฟฟ้าส่องสว่างสูงสุด (วัตต์ต่อตารางเมตรของพื้นที่ใช้งาน)
(ก) สถานศึกษา สำนักงาน	๑๔
(ข) โรงแรม หอพัก ศูนย์การค้า สถานบริการ ห้างสรรพสินค้า อาคารชุมนุมคน	๑๘
(ค) โรงแรม สถานพยาบาล อาคารชุด	๑๒

รูป ก.1 กำลังไฟฟ้าส่องสว่าง

ตาราง ก.5 อัตราความร้อนที่ได้รับจากอุปกรณ์ทำอาหารเชิงพาณิชย์ทั่วไป

Appliance	Size	Energy Rate, W		Recommended Rate of Heat Gain, ^a W			
		Rated	Standby	Sensible	Latent	Total	With Hood Sensible
Griddle/grill (large), per square metre of cooking surface	0.43 to 1.1 m ²	29000	—	1940	1080	3020	1080
Griddle/grill (small), per square metre of cooking surface	0.20 to 0.42 m ²	26200	—	1720	970	2690	940
Hot dog broiler	48 to 56 hot dogs	1160	—	100	50	150	48
Hot plate (double burner, high speed)		4900	—	2290	1590	3880	1830
Hot plate (double burner stockpot)		4000	—	1870	1300	3170	1490
Hot plate (single burner, high speed)		2800	—	1310	910	2220	1040
Hot water urn (large), per litre of capacity	53 L	130	—	50	16	66	21
Hot water urn (small), per litre of capacity	7.6 L	230	—	87	30	117	37
Ice maker (large)	100 kg/day	1090	—	2730	—	2730	0
Ice maker (small)	50 kg/day	750	—	1880	—	1880	0
Microwave oven (heavy duty, commercial)	20 L	2630	—	2630	—	2630	0
Microwave oven (residential type)	30 L	600 to 1400	—	600 to 1400	—	600 to 1400	0
Mixer (large), per litre of capacity	77 L	29	—	29	—	29	0
Mixer (small), per litre of capacity	11 to 72 L	15	—	15	—	15	0
Press cooker (hamburger)	300 patties/h	2200	—	1450	750	2200	700
Refrigerator (large), per cubic metre of interior space	0.71 to 2.1 m ³	780	—	310	—	310	0
Refrigerator (small) per cubic metre of interior space	0.17 to 0.71 m ³	1730	—	690	—	690	0
Rotisserie	300 hamburgers/h	3200	—	2110	1090	3200	1020
Serving cart (hot), per cubic metre of well	50 to 90 L	21200	—	7060	3530	10590	3390
Serving drawer (large)	252 to 336 dinner rolls	1100	—	140	10	150	45
Serving drawer (small)	84 to 168 dinner rolls	800	—	100	10	110	33
Skillet (tilting), per litre of capacity	45 to 125 L	180	—	90	50	140	66
Slicer, per square metre of slicing carriage	0.06 to 0.09 m ²	2150	—	2150	—	2150	680
Soup cooker, per litre of well	7 to 11 L	130	—	45	24	69	21
Steam cooker, per cubic metre of compartment	30 to 60 L	214000	—	17000	10900	27900	8120
Steam kettle (large), per litre of capacity	76 to 300 L	95	—	7	5	12	4
Steam kettle (small), per litre of capacity	23 to 45 L	260	—	21	14	35	10
Syrup warmer, per litre of capacity	11 L	87	—	29	16	45	14

ข้อมูลสำหรับการคำนวณการนำความร้อนผ่านตัวอาคาร

ตาราง ก.6 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวมของกำแพงต่างๆ

วัสดุที่ใช้สร้างผนัง	Group	U	U	WT	WT
		W/(m ² .C)	Btu/(h.ft ²)	Kg/m ²	lb/ft ²
คอนกรีตบล็อก 2 ชั้น 2*100 mm+อากาศ+ฉนวนปูน	D	1.59	0.28	239.3	48.9
คอนกรีตบล็อก 2 ชั้น 2*100 mm+อากาศ+ฉนวนปูน+พอยล์	D	1.02	0.18	239.3	48.9
คอนกรีตบล็อก 2 ชั้น 2*100 mm+ฉนวนปูน+ฉนวน 25 mm	D	0.97	0.17	240.1	49.1
ก่ออิฐ 2 ชั้น (2*100 mm) ฉนวนปูน	D	2.35	0.41	440.0	90.0
ก่ออิฐ 2 ชั้น (2*100 mm) + อากาศ ฉนวนปูน	D	1.69	0.30	440.0	90.0
ก่ออิฐ 2 ชั้น (2*100 mm) + ฉนวน 25 mm ฉนวนปูน	D	0.85	0.15	449.0	92.0
คอนกรีต 100 mm + ฉนวน 25 mm + ยิปซัมบอร์ด	D	1.14	0.20	306.6	62.7
คอนกรีต 100 mm + ฉนวน 50 mm + ยิปซัมบอร์ด	D	0.68	0.12	307.3	62.8
คอนกรีต 150 mm + ฉนวนปูน	D	3.29	0.58	383.1	78.3
ก่ออิฐ 100 mm ฉนวนปูน	E	2.84	0.50	236.4	48.3
คอนกรีตบล็อก 150 mm +ฉนวนปูน	E	2.67	0.47	189.9	38.8
คอนกรีต 100 mm +ฉนวนปูน	E	3.69	0.65	268.7	54.9
คอนกรีตบล็อก 100 mm +ฉนวนปูน	F	2.90	0.51	140.0	28.6
ไม้อัด 2 ชั้น 2*6 mm	G	2.16	0.38	8.8	1.8
คอนกรีต 400 mm +ฉนวนปูน	A	2.27	0.40	1076.0	220.0

การบวกฉนวนเพิ่มจากตารางทุกๆ 50 mm (R-7) ให้ใช้ค่าการแบ่งกลุ่ม (Group) ในตาราง โดยเลื่อนขึ้นดชั้น 1 ชั้น เช่น D ในตารางก็เปลี่ยนเป็น C แทน เป็นต้น

ตาราง ก.7 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวมของกระจกแบบต่าง ๆ

Glazing Type	Glass Only		Aluminum Frame no thermal break		Aluminum Frame thermal break (U=5.7)		Wood or Vinyl Frame (U=2.3)	
			Product Type		Product Type		Product Type	
	Center of Glass	Edge of Glass	R	C	R	C	R	C
Single glazing								
Glass	6.3	0	7.44	6.98	6.19	6.25	5.11	5.56
3 mm acrylic	5.85	0	7.15	6.59	7.79	5.85	4.77	5.22
Double glass								
6 mm airspace	3.24	3.75	5.22	4.43	3.97	3.69	3.07	3.12
9 mm airspace	2.95	3.52	5	4.2	3.75	3.41	2.84	2.9
13 mm and greater airspace	2.78	3.35	4.94	4.09	3.63	3.35	2.78	2.78
Double glass, e= 0.4 on surface 2 or 3								
6 mm airspace	2.84	3.41	4.94	4.15	3.69	3.35	2.78	2.84
9 mm airspace	2.44	3.12	4.71	3.8	3.41	3.07	2.56	2.56
13 mm and greater airspace	2.33	3.07	4.6	3.6	3.29	2.95	2.44	2.38
Double glass, e= 0.15 on surface 2 or 3								
6 mm airspace	2.56	3.18	4.77	3.86	3.46	3.12	2.61	2.61
9 mm airspace	2.04	2.9	4.43	3.52	3.18	2.73	2.33	2.21
13 mm airspace	1.93	2.84	4.32	3.41	3.07	2.61	2.21	2.1
Double glass								
6 mm argon space	2.95	3.52	5	4.2	3.75	3.46	2.84	2.9
9 mm argon space	2.73	3.35	4.88	4.03	3.58	3.24	2.73	2.73
13 mm and greater argon space	2.61	3.24	4.66	3.92	3.52	3.18	2.67	2.67
Double glass, e=0.4 on surface 2 or 3								
6 mm argon space	2.44	3.12	4.71	3.8	3.41	3.07	2.56	2.56
9 mm argon space	2.16	2.95	4.49	3.58	3.24	2.78	2.38	2.27
13 mm and greater argon space	2.04	2.9	4.43	3.52	3.18	2.73	2.33	2.21
Double glass, e= 0.15 on surface 2 or 3								
6 mm argon space	2.04	2.9	4.43	3.52	3.18	2.73	2.33	2.21
9 mm argon space	1.7	2.73	4.2	3.24	2.9	2.44	2.1	1.93
13 mm and greater argon space	1.59	2.67	4.15	3.12	2.84	2.38	2.04	1.87

ตาราง ก.8 อุณหภูมิที่แตกต่างใช้คำนวณภาระการทำความเย็น สำหรับหลังคา Cooling Load Temperature Differences (CLTD) from Flat Roofs, °C สำหรับหลังคาที่มีฝ้าเพดาน

หลังคาแบบ	U W/m ² °C	มีฝ้าเพดาน With Suspended Ceiling																							
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
1 โลหะ บุนวหนา 25 มม	0.761	1	0	-1	-2	-3	-3	0	5	13	20	28	35	40	43	43	41	37	31	23	15	10	7	5	3
2 ไม้หนา 25 มม ฉนวนหนา 25 มม	0.653	11	8	6	5	3	2	1	2	4	7	12	17	22	27	31	33	35	34	32	28	24	20	17	1
3 คอนกรีตมวลเบาหนา 100 มม	0.761	10	8	6	4	2	1	0	0	2	6	10	16	21	27	31	34	36	36	34	30	26	21	17	15
4 คอนกรีตหนา 50 มม ฉนวนหนา 25 มม	0.744	16	14	13	11	10	8	7	7	8	9	11	14	17	19	22	24	25	26	26	25	23	21	20	18
5 ไม้หนา 25 มม ฉนวนหนา 50 มม	0.471	14	11	9	7	5	4	3	3	4	6	10	14	18	23	27	30	31	32	31	29	26	22	19	18
6 คอนกรีตมวลเบาหนา 150 มม	0.619	18	15	13	11	9	7	6	4	4	6	9	12	16	20	24	27	29	30	30	28	26	23	20	
7 ไม้หนา 64 มม ฉนวนหนา 25 มม	0.545	19	18	16	14	13	12	10	9	8	8	9	10	12	14	17	19	21	23	24	25	24	23	22	23
8 คอนกรีตมวลเบาหนา 200 มม	0.528	22	20	18	16	15	13	11	10	9	8	8	8	9	11	14	16	19	21	23	25	25	25	24	23
9 คอนกรีตหนา 100 มม ฉนวนหนา 25 มม	0.727	17	16	15	14	13	13	12	11	11	11	12	13	15	16	18	19	20	21	21	21	23	20	19	18
10 ไม้หนา 64 มม ฉนวนหนา 50 มม	0.409	19	18	17	16	14	13	12	11	10	10	10	11	12	14	16	18	19	21	22	23	23	22	22	23
11 คอนกรีตหนา 150 มม ฉนวนหนา 25 มม	0.710	16	16	15	15	14	13	13	12	12	12	12	13	14	15	16	17	18	18	19	19	19	18	18	18
12 ไม้หนา 100 มม ฉนวนหนา 25 มม	0.465	20	19	19	18	17	16	15	14	14	13	12	12	12	13	14	15	16	18	19	20	20	20	20	20

ตาราง ก.9 อัตราการระบายอากาศในกรณีที่มีระบบปรับอากาศตามกฎหมาย
(กฎกระทรวง ฉบับที่ 39)

ลำดับ	สถานที่ (ประเภทการใช้)	CMH/m ²
1	ห้างสรรพสินค้า (ทางเดินชมสินค้า)	2
2	โรงงาน	2
3	สำนักงาน	2
4	สถานอาบ อบ นวด	2
5	สถานที่สำหรับติดต่อกิจการในธนาคาร	2
6	ห้องพักในโรงแรมหรืออาคารชุด	2
7	ห้องปฏิบัติการ	2
8	ร้านค้าดื่ม	3
9	สถานกีฬาในร่ม	4
10	โรงแรมที่พัก (บริเวณที่นั่งสำหรับคนดู)	4
11	ห้องเรียน	4
12	สถานบริหารร่างกาย	5
13	ร้านเสริมสวย	5
14	ห้องประชุม	6
15	ห้องน้ำ ห้องส้วม	10
16	สถานที่จำหน่ายอาหารและเครื่องดื่ม (ห้องรับประทานอาหาร)	10
17	ไนท์คลับ บาร์ หรือสถานสันทนาการ	10
18	ห้องครัว	30
19	สถานพยาบาล	
	- ห้องคนไข้	2
	- ห้องผ่าตัดและห้องคลอด	8
	- ห้องช่วยชีวิตฉุกเฉิน	5
	- ห้อง ไอ.ซี.ยู. และห้อง ซี.ซี.ยู.	5

กฎกระทรวง ฉบับที่ 39 (พ.ศ. 2537) ออกตามความในพระราชบัญญัติควบคุมอาคาร พ.ศ. 2522

ตาราง ก.10 Sensible Heat Cooling Load Factors for People

Total hours in space	Hours After Each Entry Into Space																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
2	0.49	0.58	0.17	0.13	0.1	0.08	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
4	0.49	0.59	0.66	0.71	0.27	0.21	0.16	0.14	0.11	0.10	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.01
6	0.50	0.60	0.67	0.72	0.76	0.79	0.34	0.26	0.21	0.18	0.15	0.13	0.11	0.10	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03
8	0.51	0.61	0.67	0.72	0.76	0.80	0.82	0.84	0.38	0.30	0.25	0.21	0.18	0.15	0.13	0.12	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.05	0.04
10	0.53	0.62	0.69	0.74	0.77	0.80	0.83	0.85	0.87	0.89	0.42	0.34	0.28	0.23	0.20	0.17	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06
12	0.55	0.64	0.70	0.75	0.79	0.81	0.84	0.86	0.88	0.89	0.91	0.92	0.45	0.36	0.30	0.25	0.21	0.19	0.16	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08
14	0.58	0.66	0.72	0.77	0.80	0.83	0.85	0.87	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.47	0.38	0.31	0.26	0.23	0.20	0.17	0.15	0.13	0.11
16	0.62	0.70	0.75	0.79	0.82	0.85	0.87	0.88	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.95	0.96	0.49	0.39	0.33	0.28	0.24	0.20	0.18	0.16
18	0.66	0.74	0.79	0.82	0.85	0.87	0.89	0.90	0.92	0.93	0.94	0.94	0.95	0.96	0.96	0.97	0.97	0.97	0.50	0.40	0.33	0.28	0.24	0.21

ตาราง ก.11 อัตราความร้อนจากตัวคนในกิจกรรมต่างๆ โดยเฉลี่ยรวมทั้งชาย หญิงและเด็ก

ลักษณะของกิจกรรม	ความร้อนรวม, W	ความร้อนสัมผัส, W	ความร้อนแผ่, W	%ความร้อนแบบแผ่รังสี	
				ความเร็วลมต่ำ	ความเร็วลมสูง
นั่งเฉยในโรงภาพยนตร์	95	65	30	60	27
นั่งเฉยในโรงภาพยนตร์เวลากลางคืน	105	70	35		
นั่งทำงานเบาๆ เช่นในสำนักงาน	115	70	45		
นั่งอื่นๆทำงานในสำนักงาน	130	75	55	58	38
ยืน ทำงานเบาๆ ; เดิน เช่นพนักงานห้าง	130	75	55		
เดินบ้างยืนบ้าง เช่นพนักงานขายยาและธนาคาร	145	75	70		
นั่งรับประทานอาหาร เช่นในภัตตาคาร	160	80	80	49	35
งานโรงงานแบบเบา	220	80	140		
เดินรำเพลงเบาๆ	250	90	160		
เดินด้วยความเร็ว 4 กม/ชม. ใช้แรงงานเบา	295	110	185	54	19
เล่นโบว์ลิ่ง	425	170	255		
ใช้แรงงานหนัก เช่นในโรงงานหนัก	425	170	255		
ใช้แรงงานหนักมาก เช่นในโรงงานหนัก	470	185	285		
เล่นกีฬา	525	210	315		
1) นั่งรับประทานอาหาร ความร้อนนั้นรวมที่เกิดจากอาหารด้วยแล้ว คือ ความร้อนสัมผัส 9 W ความร้อนแผ่ 9 W					
2) ในการเล่นโบว์ลิ่ง ใน 1 เล่นจะมี 1 คนเท่านั้นที่โยน ส่วนคนอื่นๆ จะนั่ง(115 W) หรือนั่งอื่นๆ(145 W)					

รูป ก.2 การคำนวณภาระการทำความเย็นเพื่อนำมาใช้ในการประเมินขนาดของเครื่องปรับอากาศ

ข้อ 11.2 การกำหนดเงื่อนไขการให้บริการ ไม่สอดคล้อง ไม่เหมาะสมกับลักษณะของงานบริการที่กำหนด

ตาราง ก.12 ข้อมูลอุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศ (°C) จังหวัดนครราชสีมาตลอดปี พ.ศ.2565

วันที่	เวลาทำการตรวจ			วันที่	เวลาทำการตรวจ			วันที่	เวลาทำการตรวจ			วันที่	เวลาทำการตรวจ		
	10.00	13.00	16.00		10.00	13.00	16.00		10.00	13.00	16.00		10.00	13.00	16.00
1 ม.ค. 65	24	28	29	16 ก.พ. 65	25	27	28	3 เม.ย. 65	18	23	24	19 พ.ค. 65	30	32	30
2 ม.ค. 65	24	27	29	17 ก.พ. 65	26	29	31	4 เม.ย. 65	24	27	29	20 พ.ค. 65	31	31	28
3 ม.ค. 65	20	27	29	18 ก.พ. 65	29	32	34	5 เม.ย. 65	26	31	32	21 พ.ค. 65	30	32	28
4 ม.ค. 65	22	26	28	19 ก.พ. 65	32	35	35	6 เม.ย. 65	27	31	33	22 พ.ค. 65	30	33	32
5 ม.ค. 65	26	30	31	20 ก.พ. 65	31	34	34	7 เม.ย. 65	27	30	31	23 พ.ค. 65	30	34	34
6 ม.ค. 65	27	31	32	21 ก.พ. 65	17	19	21	8 เม.ย. 65	27	30	31	24 พ.ค. 65	31	32	27
7 ม.ค. 65	26	30	31	22 ก.พ. 65	21	25	28	9 เม.ย. 65	28	32	32	25 พ.ค. 65	32	34	34
8 ม.ค. 65	26	30	32	23 ก.พ. 65	22	27	29	10 เม.ย. 65	30	34	35	26 พ.ค. 65	33	34	35
9 ม.ค. 65	26	30	32	24 ก.พ. 65	21	26	29	11 เม.ย. 65	31	35	36	27 พ.ค. 65	32	34	35
10 ม.ค. 65	27	32	34	25 ก.พ. 65	22	27	30	12 เม.ย. 65	32	36	29	28 พ.ค. 65	31	34	35
11 ม.ค. 65	30	33	33	26 ก.พ. 65	24	29	32	13 เม.ย. 65	32	37	38	29 พ.ค. 65	31	35	35
12 ม.ค. 65	25	30	31	27 ก.พ. 65	24	29	32	14 เม.ย. 65	32	37	38	30 พ.ค. 65	32	34	35
13 ม.ค. 65	27	31	32	28 ก.พ. 65	29	33	34	15 เม.ย. 65	33	36	36	31 พ.ค. 65	33	29	33
14 ม.ค. 65	25	30	31	1 มี.ค. 65	31	35	35	16 เม.ย. 65	33	37	38	1 มิ.ย. 65	32	34	29
15 ม.ค. 65	27	32	33	2 มี.ค. 65	28	33	35	17 เม.ย. 65	32	35	27	2 มิ.ย. 65	32	35	35
16 ม.ค. 65	27	31	32	3 มี.ค. 65	30	34	35	18 เม.ย. 65	31	33	33	3 มิ.ย. 65	33	34	32
17 ม.ค. 65	27	30	32	4 มี.ค. 65	32	36	37	19 เม.ย. 65	27	29	30	4 มิ.ย. 65	30	32	29
18 ม.ค. 65	25	29	30	5 มี.ค. 65	33	37	37	20 เม.ย. 65	28	32	33	5 มิ.ย. 65	31	33	34
19 ม.ค. 65	23	27	29	6 มี.ค. 65	32	36	37	21 เม.ย. 65	31	34	31	6 มิ.ย. 65	30	33	34
20 ม.ค. 65	24	29	31	7 มี.ค. 65	30	36	36	22 เม.ย. 65	32	35	32	7 มิ.ย. 65	30	34	34
21 ม.ค. 65	23	25	29	8 มี.ค. 65	26	28	30	23 เม.ย. 65	32	34	36	8 มิ.ย. 65	32	32	33
22 ม.ค. 65	26	31	28	9 มี.ค. 65	29	33	35	24 เม.ย. 65	33	35	37	9 มิ.ย. 65	30	34	35
23 ม.ค. 65	27	30	31	10 มี.ค. 65	31	34	36	25 เม.ย. 65	34	35	38	10 มิ.ย. 65	33	35	36
24 ม.ค. 65	28	30	33	11 มี.ค. 65	30	34	36	26 เม.ย. 65	34	37	37	11 มิ.ย. 65	32	35	36
25 ม.ค. 65	28	32	34	12 มี.ค. 65	31	35	36	27 เม.ย. 65	34	38	38	12 มิ.ย. 65	33	35	33
26 ม.ค. 65	30	34	35	13 มี.ค. 65	32	36	38	28 เม.ย. 65	36	37	31	13 มิ.ย. 65	33	35	28
27 ม.ค. 65	28	33	34	14 มี.ค. 65	33	37	38	29 เม.ย. 65	28	33	29	14 มิ.ย. 65	33	35	32
28 ม.ค. 65	29	33	34	15 มี.ค. 65	33	37	38	30 เม.ย. 65	31	35	35	15 มิ.ย. 65	33	34	34
29 ม.ค. 65	30	34	34	16 มี.ค. 65	31	34	27	1 พ.ค. 65	30	32	34	16 มิ.ย. 65	31	34	36
30 ม.ค. 65	31	35	37	17 มี.ค. 65	31	34	31	2 พ.ค. 65	23	24	23	17 มิ.ย. 65	33	35	36
31 ม.ค. 65	30	35	35	18 มี.ค. 65	30	32	24	3 พ.ค. 65	21	22	21	18 มิ.ย. 65	29	32	34
1 ก.พ. 65	29	33	34	19 มี.ค. 65	27	30	33	4 พ.ค. 65	21	24	25	19 มิ.ย. 65	33	35	35
2 ก.พ. 65	28	31	32	20 มี.ค. 65	30	28	34	5 พ.ค. 65	28	31	32	20 มิ.ย. 65	32	35	36
3 ก.พ. 65	28	31	32	21 มี.ค. 65	32	34	32	6 พ.ค. 65	29	32	33	21 มิ.ย. 65	33	35	36
4 ก.พ. 65	25	28	27	22 มี.ค. 65	32	34	35	7 พ.ค. 65	25	28	27	22 มิ.ย. 65	32	35	34
5 ก.พ. 65	21	27	29	23 มี.ค. 65	31	33	34	8 พ.ค. 65	29	31	31	23 มิ.ย. 65	31	34	31
6 ก.พ. 65	27	27	30	24 มี.ค. 65	31	34	31	9 พ.ค. 65	29	33	32	24 มิ.ย. 65	32	34	30
7 ก.พ. 65	28	32	34	25 มี.ค. 65	33	36	32	10 พ.ค. 65	31	31	29	25 มิ.ย. 65	29	32	34
8 ก.พ. 65	30	34	35	26 มี.ค. 65	32	36	37	11 พ.ค. 65	30	33	30	26 มิ.ย. 65	32	33	32
9 ก.พ. 65	30	35	35	27 มี.ค. 65	33	35	37	12 พ.ค. 65	31	31	26	27 มิ.ย. 65	32	33	30
10 ก.พ. 65	27	32	32	28 มี.ค. 65	27	34	34	13 พ.ค. 65	32	35	36	28 มิ.ย. 65	32	35	35
11 ก.พ. 65	29	34	33	29 มี.ค. 65	28	32	33	14 พ.ค. 65	32	35	31	29 มิ.ย. 65	32	36	36
12 ก.พ. 65	30	32	30	30 มี.ค. 65	30	32	35	15 พ.ค. 65	33	32	28	30 มิ.ย. 65	33	34	36
13 ก.พ. 65	28	33	34	31 มี.ค. 65	31	34	36	16 พ.ค. 65	32	35	25	1 ก.ค. 65	33	35	35
14 ก.พ. 65	28	30	30	1 เม.ย. 65	30	30	25	17 พ.ค. 65	27	30	31	2 ก.ค. 65	31	35	36
15 ก.พ. 65	23	26	29	2 เม.ย. 65	19	19	19	18 พ.ค. 65	27	30	30	3 ก.ค. 65	31	35	35

ตาราง ก.12 (ต่อ)

วันที่	เวลาทำการตรวจ			วันที่	เวลาทำการตรวจ			วันที่	เวลาทำการตรวจ			วันที่	เวลาทำการตรวจ		
	10.00	13.00	16.00		10.00	13.00	16.00		10.00	13.00	16.00		10.00	13.00	16.00
4 ก.ค. 65	33	34	36	19 ส.ค. 65	32	34	34	4 ต.ค. 65	26	30	30	19 พ.ย. 65	29	31	31
5 ก.ค. 65	31	35	35	20 ส.ค. 65	27	28	29	5 ต.ค. 65	27	30	29	20 พ.ย. 65	29	30	29
6 ก.ค. 65	32	35	34	21 ส.ค. 65	30	31	33	6 ต.ค. 65	24	30	31	21 พ.ย. 65	29	32	31
7 ก.ค. 65	31	35	34	22 ส.ค. 65	32	33	34	7 ต.ค. 65	29	31	25	22 พ.ย. 65	30	32	33
8 ก.ค. 65	33	35	31	23 ส.ค. 65	31	34	35	8 ต.ค. 65	25	30	30	23 พ.ย. 65	29	31	30
9 ก.ค. 65	28	33	33	24 ส.ค. 65	31	34	36	9 ต.ค. 65	30	31	31	24 พ.ย. 65	27	28	28
10 ก.ค. 65	29	31	32	25 ส.ค. 65	30	30	30	10 ต.ค. 65	27	31	30	25 พ.ย. 65	29	32	30
11 ก.ค. 65	28	30	32	26 ส.ค. 65	27	27	29	11 ต.ค. 65	26	27	28	26 พ.ย. 65	30	32	27
12 ก.ค. 65	27	28	30	27 ส.ค. 65	31	32	34	12 ต.ค. 65	28	30	31	27 พ.ย. 65	28	31	30
13 ก.ค. 65	25	27	29	28 ส.ค. 65	32	33	33	13 ต.ค. 65	28	30	29	28 พ.ย. 65	29	32	34
14 ก.ค. 65	29	30	33	29 ส.ค. 65	26	31	32	14 ต.ค. 65	28	30	29	29 พ.ย. 65	31	33	34
15 ก.ค. 65	30	32	34	30 ส.ค. 65	31	33	33	15 ต.ค. 65	22	19	18	30 พ.ย. 65	31	34	34
16 ก.ค. 65	32	33	30	31 ส.ค. 65	31	33	27	16 ต.ค. 65	22	25	25	1 ธ.ค. 65	27	30	31
17 ก.ค. 65	31	32	28	1 ก.ย. 65	30	33	34	17 ต.ค. 65	28	31	30	2 ธ.ค. 65	27	29	30
18 ก.ค. 65	32	34	34	2 ก.ย. 65	32	35	30	18 ต.ค. 65	28	30	30	3 ธ.ค. 65	25	28	30
19 ก.ค. 65	33	36	36	3 ก.ย. 65	30	33	35	19 ต.ค. 65	27	29	29	4 ธ.ค. 65	28	31	31
20 ก.ค. 65	31	33	34	4 ก.ย. 65	31	34	30	20 ต.ค. 65	26	29	29	5 ธ.ค. 65	27	29	30
21 ก.ค. 65	30	27	27	5 ก.ย. 65	30	31	32	21 ต.ค. 65	27	30	30	6 ธ.ค. 65	25	28	29
22 ก.ค. 65	30	32	30	6 ก.ย. 65	30	31	29	22 ต.ค. 65	29	29	29	7 ธ.ค. 65	25	28	30
23 ก.ค. 65	30	31	28	7 ก.ย. 65	31	32	31	23 ต.ค. 65	29	31	31	8 ธ.ค. 65	27	29	31
24 ก.ค. 65	31	32	33	8 ก.ย. 65	25	29	27	24 ต.ค. 65	30	32	32	9 ธ.ค. 65	26	29	30
25 ก.ค. 65	31	34	35	9 ก.ย. 65	27	31	31	25 ต.ค. 65	30	32	32	10 ธ.ค. 65	27	30	30
26 ก.ค. 65	32	33	30	10 ก.ย. 65	28	29	31	26 ต.ค. 65	28	31	32	11 ธ.ค. 65	26	30	30
27 ก.ค. 65	31	33	34	11 ก.ย. 65	28	31	32	27 ต.ค. 65	28	30	31	12 ธ.ค. 65	24	28	28
28 ก.ค. 65	32	29	35	12 ก.ย. 65	29	31	31	28 ต.ค. 65	29	29	31	13 ธ.ค. 65	22	25	26
29 ก.ค. 65	31	33	33	13 ก.ย. 65	29	31	32	29 ต.ค. 65	28	30	30	14 ธ.ค. 65	22	25	26
30 ก.ค. 65	32	34	33	14 ก.ย. 65	31	33	29	30 ต.ค. 65	28	31	30	15 ธ.ค. 65	22	25	27
31 ก.ค. 65	30	32	29	15 ก.ย. 65	30	33	28	31 ต.ค. 65	28	31	31	16 ธ.ค. 65	25	29	29
1 ส.ค. 65	27	30	32	16 ก.ย. 65	31	33	33	1 พ.ย. 65	27	30	30	17 ธ.ค. 65	24	26	27
2 ส.ค. 65	29	32	26	17 ก.ย. 65	30	33	32	2 พ.ย. 65	27	30	30	18 ธ.ค. 65	20	23	24
3 ส.ค. 65	30	32	27	18 ก.ย. 65	29	31	32	3 พ.ย. 65	28	31	31	19 ธ.ค. 65	19	23	24
4 ส.ค. 65	31	33	33	19 ก.ย. 65	30	31	32	4 พ.ย. 65	27	30	31	20 ธ.ค. 65	21	26	28
5 ส.ค. 65	30	32	32	20 ก.ย. 65	28	32	27	5 พ.ย. 65	26	31	30	21 ธ.ค. 65	24	28	29
6 ส.ค. 65	31	33	34	21 ก.ย. 65	28	32	32	6 พ.ย. 65	27	31	30	22 ธ.ค. 65	22	27	28
7 ส.ค. 65	31	33	31	22 ก.ย. 65	27	30	27	7 พ.ย. 65	27	30	31	23 ธ.ค. 65	23	27	29
8 ส.ค. 65	27	28	27	23 ก.ย. 65	28	31	27	8 พ.ย. 65	27	30	31	24 ธ.ค. 65	23	27	28
9 ส.ค. 65	28	30	30	24 ก.ย. 65	27	29	25	9 พ.ย. 65	27	30	31	25 ธ.ค. 65	22	27	27
10 ส.ค. 65	30	33	32	25 ก.ย. 65	28	31	27	10 พ.ย. 65	29	32	32	26 ธ.ค. 65	23	27	28
11 ส.ค. 65	30	32	32	26 ก.ย. 65	27	30	24	11 พ.ย. 65	30	32	32	27 ธ.ค. 65	23	26	28
12 ส.ค. 65	30	33	27	27 ก.ย. 65	27	30	31	12 พ.ย. 65	29	33	33	28 ธ.ค. 65	24	28	30
13 ส.ค. 65	31	32	27	28 ก.ย. 65	26	26	25	13 พ.ย. 65	28	32	33	29 ธ.ค. 65	24	29	29
14 ส.ค. 65	31	33	34	29 ก.ย. 65	24	25	26	14 พ.ย. 65	27	30	32	30 ธ.ค. 65	22	25	27
15 ส.ค. 65	31	33	26	30 ก.ย. 65	28	29	30	15 พ.ย. 65	27	29	32	31 ธ.ค. 65	21	25	27
16 ส.ค. 65	27	31	31	1 ต.ค. 65	30	32	31	16 พ.ย. 65	29	32	33				
17 ส.ค. 65	30	30	30	2 ต.ค. 65	29	30	28	17 พ.ย. 65	31	34	34				
18 ส.ค. 65	30	33	34	3 ต.ค. 65	26	25	26	18 พ.ย. 65	30	32	33				

ตาราง ก.13 ข้อมูลความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ (%) จังหวัดนครราชสีมาตลอดปี พ.ศ.2565

วันที่	เวลาทำการตรวจ			วันที่	เวลาทำการตรวจ			วันที่	เวลาทำการตรวจ			วันที่	เวลาทำการตรวจ		
	10.00	13.00	16.00		10.00	13.00	16.00		10.00	13.00	16.00		10.00	13.00	16.00
1 ม.ค. 65	66	47	45	16 ก.พ. 65	76	67	70	3 เม.ย. 65	86	62	57	19 พ.ค. 65	70	64	82
2 ม.ค. 65	64	55	53	17 ก.พ. 65	81	68	67	4 เม.ย. 65	47	42	43	20 พ.ค. 65	65	67	82
3 ม.ค. 65	91	57	54	18 ก.พ. 65	73	57	54	5 เม.ย. 65	60	47	43	21 พ.ค. 65	71	63	81
4 ม.ค. 65	77	65	54	19 ก.พ. 65	60	44	45	6 เม.ย. 65	62	49	46	22 พ.ค. 65	65	59	64
5 ม.ค. 65	68	49	42	20 ก.พ. 65	55	49	46	7 เม.ย. 65	46	41	40	23 พ.ค. 65	64	49	48
6 ม.ค. 65	59	44	39	21 ก.พ. 65	89	75	73	8 เม.ย. 65	46	36	37	24 พ.ค. 65	68	70	87
7 ม.ค. 65	66	53	47	22 ก.พ. 65	65	57	51	9 เม.ย. 65	80	35	39	25 พ.ค. 65	55	54	52
8 ม.ค. 65	62	50	40	23 ก.พ. 65	61	48	43	10 เม.ย. 65	43	35	37	26 พ.ค. 65	55	50	49
9 ม.ค. 65	61	49	42	24 ก.พ. 65	51	38	65	11 เม.ย. 65	52	42	39	27 พ.ค. 65	58	49	49
10 ม.ค. 65	58	44	38	25 ก.พ. 65	57	40	33	12 เม.ย. 65	60	46	73	28 พ.ค. 65	58	50	47
11 ม.ค. 65	50	39	38	26 ก.พ. 65	55	38	28	13 เม.ย. 65	59	39	33	29 พ.ค. 65	60	46	48
12 ม.ค. 65	67	53	47	27 ก.พ. 65	65	48	36	14 เม.ย. 65	57	39	34	30 พ.ค. 65	57	49	45
13 ม.ค. 65	56	40	33	28 ก.พ. 65	50	41	38	15 เม.ย. 65	52	42	41	31 พ.ค. 65	60	83	66
14 ม.ค. 65	68	52	48	1 มี.ค. 65	47	37	35	16 เม.ย. 65	53	39	37	1 มิ.ย. 65	61	53	81
15 ม.ค. 65	62	44	41	2 มี.ค. 65	59	44	36	17 เม.ย. 65	63	48	83	2 มิ.ย. 65	66	55	51
16 ม.ค. 65	63	48	43	3 มี.ค. 65	56	45	39	18 เม.ย. 65	68	54	53	3 มิ.ย. 65	60	53	61
17 ม.ค. 65	59	49	41	4 มี.ค. 65	47	36	35	19 เม.ย. 65	62	62	59	4 มิ.ย. 65	68	64	74
18 ม.ค. 65	69	56	47	5 มี.ค. 65	56	37	36	20 เม.ย. 65	61	53	49	5 มิ.ย. 65	66	62	55
19 ม.ค. 65	66	58	51	6 มี.ค. 65	58	42	38	21 เม.ย. 65	58	48	60	6 มิ.ย. 65	59	52	51
20 ม.ค. 65	67	52	47	7 มี.ค. 65	63	40	40	22 เม.ย. 65	61	44	64	7 มิ.ย. 65	59	47	48
21 ม.ค. 65	92	77	61	8 มี.ค. 65	60	59	55	23 เม.ย. 65	60	51	44	8 มิ.ย. 65	54	51	53
22 ม.ค. 65	72	56	70	9 มี.ค. 65	57	48	41	24 เม.ย. 65	54	48	41	9 มิ.ย. 65	65	51	49
23 ม.ค. 65	70	57	50	10 มี.ค. 65	58	40	41	25 เม.ย. 65	52	47	41	10 มิ.ย. 65	55	46	44
24 ม.ค. 65	70	53	37	11 มี.ค. 65	53	44	42	26 เม.ย. 65	52	40	39	11 มิ.ย. 65	54	44	44
25 ม.ค. 65	57	39	34	12 มี.ค. 65	55	43	41	27 เม.ย. 65	55	46	42	12 มิ.ย. 65	57	51	56
26 ม.ค. 65	52	34	31	13 มี.ค. 65	60	46	36	28 เม.ย. 65	48	46	62	13 มิ.ย. 65	57	49	84
27 ม.ค. 65	61	47	41	14 มี.ค. 65	57	40	37	29 เม.ย. 65	73	52	75	14 มิ.ย. 65	62	46	59
28 ม.ค. 65	65	45	44	15 มี.ค. 65	61	44	32	30 เม.ย. 65	63	50	50	15 มิ.ย. 65	58	52	53
29 ม.ค. 65	65	42	39	16 มี.ค. 65	67	51	73	1 พ.ค. 65	75	59	55	16 มิ.ย. 65	64	54	48
30 ม.ค. 65	57	39	32	17 มี.ค. 65	65	52	56	2 พ.ค. 65	79	73	80	17 มิ.ย. 65	58	51	43
31 ม.ค. 65	60	40	40	18 มี.ค. 65	68	60	92	3 พ.ค. 65	72	77	91	18 มิ.ย. 65	71	57	54
1 ก.พ. 65	66	52	47	19 มี.ค. 65	79	68	57	4 พ.ค. 65	84	65	67	19 มิ.ย. 65	62	50	48
2 ก.พ. 65	68	57	53	20 มี.ค. 65	64	75	50	5 พ.ค. 65	62	50	52	20 มิ.ย. 65	53	46	41
3 ก.พ. 65	67	62	54	21 มี.ค. 65	62	52	63	6 พ.ค. 65	70	60	54	21 มิ.ย. 65	53	45	42
4 ก.พ. 65	74	61	62	22 มี.ค. 65	56	48	47	7 พ.ค. 65	93	80	87	22 มิ.ย. 65	57	47	51
5 ก.พ. 65	68	55	49	23 มี.ค. 65	62	54	47	8 พ.ค. 65	74	65	61	23 มิ.ย. 65	69	55	67
6 ก.พ. 65	70	52	49	24 มี.ค. 65	62	49	63	9 พ.ค. 65	76	60	63	24 มิ.ย. 65	62	52	71
7 ก.พ. 65	57	46	42	25 มี.ค. 65	54	42	61	10 พ.ค. 65	70	69	73	25 มิ.ย. 65	74	60	52
8 ก.พ. 65	58	43	37	26 มี.ค. 65	53	42	32	11 พ.ค. 65	69	53	74	26 มิ.ย. 65	61	57	64
9 ก.พ. 65	59	43	42	27 มี.ค. 65	60	49	39	12 พ.ค. 65	64	70	75	27 มิ.ย. 65	62	61	79
10 ก.พ. 65	75	61	57	28 มี.ค. 65	76	47	52	13 พ.ค. 65	63	47	48	28 มิ.ย. 65	65	51	52
11 ก.พ. 65	71	55	51	29 มี.ค. 65	73	58	54	14 พ.ค. 65	63	52	68	29 มิ.ย. 65	61	50	48
12 ก.พ. 65	66	56	69	30 มี.ค. 65	61	56	48	15 พ.ค. 65	64	68	85	30 มิ.ย. 65	56	50	47
13 ก.พ. 65	74	55	47	31 มี.ค. 65	56	46	40	16 พ.ค. 65	66	50	93	1 ก.ค. 65	58	49	48
14 ก.พ. 65	74	66	62	1 เม.ย. 65	61	57	83	17 พ.ค. 65	84	67	65	2 ก.ค. 65	63	48	45
15 ก.พ. 65	74	68	61	2 เม.ย. 65	94	95	93	18 พ.ค. 65	86	72	69	3 ก.ค. 65	59	47	47

ตาราง ก.13 (ต่อ)

วันที่	เวลาทำการตรวจ			วันที่	เวลาทำการตรวจ			วันที่	เวลาทำการตรวจ			วันที่	เวลาทำการตรวจ		
	10.00	13.00	16.00		10.00	13.00	16.00		10.00	13.00	16.00		10.00	13.00	16.00
4 ก.ค. 65	54	50	47	19 ส.ค. 65	60	52	53	4 ต.ค. 65	86	69	77	19 พ.ย. 65	66	55	85
5 ก.ค. 65	65	49	48	20 ส.ค. 65	84	85	70	5 ต.ค. 65	88	74	79	20 พ.ย. 65	64	57	59
6 ก.ค. 65	63	48	50	21 ส.ค. 65	68	63	57	6 ต.ค. 65	98	71	65	21 พ.ย. 65	63	51	53
7 ก.ค. 65	62	50	50	22 ส.ค. 65	64	60	55	7 ต.ค. 65	80	62	93	22 พ.ย. 65	62	53	49
8 ก.ค. 65	59	50	66	23 ส.ค. 65	63	55	49	8 ต.ค. 65	91	72	66	23 พ.ย. 65	68	64	70
9 ก.ค. 65	79	56	55	24 ส.ค. 65	66	58	52	9 ต.ค. 65	74	68	64	24 พ.ย. 65	87	80	86
10 ก.ค. 65	74	63	58	25 ส.ค. 65	77	68	66	10 ต.ค. 65	87	66	65	25 พ.ย. 65	76	60	66
11 ก.ค. 65	77	68	59	26 ส.ค. 65	89	87	69	11 ต.ค. 65	67	68	68	26 พ.ย. 65	68	59	87
12 ก.ค. 65	84	81	74	27 ส.ค. 65	67	62	52	12 ต.ค. 65	55	45	50	27 พ.ย. 65	79	62	68
13 ก.ค. 65	92	85	74	28 ส.ค. 65	66	58	58	13 ต.ค. 65	47	44	57	28 พ.ย. 65	74	57	53
14 ก.ค. 65	72	66	59	29 ส.ค. 65	90	66	64	14 ต.ค. 65	55	38	48	29 พ.ย. 65	69	58	57
15 ก.ค. 65	65	57	53	30 ส.ค. 65	70	61	63	15 ต.ค. 65	86	93	96	30 พ.ย. 65	68	51	52
16 ก.ค. 65	66	62	71	31 ส.ค. 65	70	60	90	16 ต.ค. 65	88	73	72	1 ธ.ค. 65	83	68	64
17 ก.ค. 65	68	70	87	1 ก.ย. 65	73	63	55	17 ต.ค. 65	56	41	43	2 ธ.ค. 65	67	63	57
18 ก.ค. 65	65	55	54	2 ก.ย. 65	65	57	77	18 ต.ค. 65	55	43	45	3 ธ.ค. 65	66	58	55
19 ก.ค. 65	58	53	49	3 ก.ย. 65	85	63	53	19 ต.ค. 65	57	49	50	4 ธ.ค. 65	68	60	57
20 ก.ค. 65	73	62	58	4 ก.ย. 65	69	56	75	20 ต.ค. 65	64	57	59	5 ธ.ค. 65	69	61	59
21 ก.ค. 65	71	92	84	5 ก.ย. 65	69	67	61	21 ต.ค. 65	69	62	60	6 ธ.ค. 65	66	56	57
22 ก.ค. 65	71	68	69	6 ก.ย. 65	72	68	88	22 ต.ค. 65	68	66	69	7 ธ.ค. 65	66	58	58
23 ก.ค. 65	72	69	82	7 ก.ย. 65	65	60	65	23 ต.ค. 65	56	56	58	8 ธ.ค. 65	63	57	54
24 ก.ค. 65	72	63	58	8 ก.ย. 65	92	74	88	24 ต.ค. 65	53	50	52	9 ธ.ค. 65	74	59	58
25 ก.ค. 65	69	55	53	9 ก.ย. 65	88	66	64	25 ต.ค. 65	61	49	55	10 ธ.ค. 65	67	53	53
26 ก.ค. 65	66	69	68	10 ก.ย. 65	83	79	70	26 ต.ค. 65	74	64	58	11 ธ.ค. 65	65	50	48
27 ก.ค. 65	69	61	59	11 ก.ย. 65	87	69	63	27 ต.ค. 65	73	68	63	12 ธ.ค. 65	67	56	57
28 ก.ค. 65	67	88	55	12 ก.ย. 65	79	70	71	28 ต.ค. 65	64	61	57	13 ธ.ค. 65	58	52	50
29 ก.ค. 65	67	62	60	13 ก.ย. 65	75	65	61	29 ต.ค. 65	59	58	55	14 ธ.ค. 65	52	42	42
30 ก.ค. 65	70	57	63	14 ก.ย. 65	67	59	78	30 ต.ค. 65	61	52	51	15 ธ.ค. 65	55	49	48
31 ก.ค. 65	79	70	84	15 ก.ย. 65	73	60	82	31 ต.ค. 65	60	50	50	16 ธ.ค. 65	61	49	47
1 ส.ค. 65	86	73	67	16 ก.ย. 65	65	54	56	1 พ.ย. 65	60	46	51	17 ธ.ค. 65	68	56	54
2 ส.ค. 65	81	68	92	17 ก.ย. 65	70	55	65	2 พ.ย. 65	57	49	45	18 ธ.ค. 65	51	43	43
3 ส.ค. 65	71	65	84	18 ก.ย. 65	78	65	60	3 พ.ย. 65	46	38	35	19 ธ.ค. 65	50	46	45
4 ส.ค. 65	65	58	57	19 ก.ย. 65	68	65	63	4 พ.ย. 65	55	36	39	20 ธ.ค. 65	61	47	45
5 ส.ค. 65	65	56	56	20 ก.ย. 65	72	63	80	5 พ.ย. 65	65	46	46	21 ธ.ค. 65	64	54	50
6 ส.ค. 65	66	52	57	21 ก.ย. 65	85	63	60	6 พ.ย. 65	66	48	54	22 ธ.ค. 65	64	50	49
7 ส.ค. 65	66	60	65	22 ก.ย. 65	86	70	84	7 พ.ย. 65	63	49	46	23 ธ.ค. 65	61	46	43
8 ส.ค. 65	91	78	83	23 ก.ย. 65	83	66	88	8 พ.ย. 65	59	44	42	24 ธ.ค. 65	63	50	46
9 ส.ค. 65	74	63	63	24 ก.ย. 65	84	76	95	9 พ.ย. 65	59	49	46	25 ธ.ค. 65	62	46	43
10 ส.ค. 65	68	54	60	25 ก.ย. 65	83	75	88	10 พ.ย. 65	60	51	51	26 ธ.ค. 65	60	46	44
11 ส.ค. 65	66	60	61	26 ก.ย. 65	82	72	92	11 พ.ย. 65	61	53	51	27 ธ.ค. 65	66	54	44
12 ส.ค. 65	68	55	85	27 ก.ย. 65	80	69	60	12 พ.ย. 65	61	49	45	28 ธ.ค. 65	63	48	39
13 ส.ค. 65	65	59	89	28 ก.ย. 65	92	93	96	13 พ.ย. 65	69	54	47	29 ธ.ค. 65	64	50	47
14 ส.ค. 65	68	60	55	29 ก.ย. 65	99	97	95	14 พ.ย. 65	78	69	62	30 ธ.ค. 65	61	54	48
15 ส.ค. 65	72	63	91	30 ก.ย. 65	84	83	69	15 พ.ย. 65	78	70	58	31 ธ.ค. 65	63	53	48
16 ส.ค. 65	81	67	67	1 ต.ค. 65	70	63	57	16 พ.ย. 65	68	59	55				
17 ส.ค. 65	67	71	69	2 ต.ค. 65	79	80	90	17 พ.ย. 65	67	53	52				
18 ส.ค. 65	60	54	54	3 ต.ค. 65	90	92	88	18 พ.ย. 65	69	61	55				

ภาคผนวก ข
โปรแกรมคำนวณระบบปรับอากาศที่อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนเคลือบด้วยสาร
ดูดความชื้น

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

วิทยานิพนธ์นี้ได้สร้างแบบจำลองระบบปรับอากาศที่อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนเคลือบด้วยสาร
ดูดความชื้นสำหรับร้านสะดวกซื้อ โดยโปรแกรมจำลองแสดงดังต่อไปนี้

```
clear
clc
tic

global ir_Ein ts X_r_Cin X_r_Ein X_r_CEin Ir_Eout RP z fluid✓
fluidf fluidfr P_cond P_evap Pcri M_w p_atm d_o d_i p_L p_T✓
Hf Lx Ly Lz p_F Lx_CE Ly_CE Lz_CE p_F_CE massdesiccant✓
mdot_r cpcu cpal cpd cpa cpv rho_rl_c rho_rg_c hf_rc hg_rc✓
hfg_rc mu_rlc mu_rgc Pr_rlc lamda_rlc rho_rl_e rho_rg_e✓
mu_rle mu_rge Cpl Pr_rle lamda_rle hf_re hg_re hfg_re C8 C9✓
C10 C11 C12 C13 Ta_Cin Ta_Ein Ya_Cin Ya_Ein qst rho_a Ac AcCE✓
Nr NrCE Dh DhCE dc Ao AoCE Hd mdot_aC mdot_aECE Ma Mcu Mal✓
Md Ma_CE Mcu_CE Mal_CE At_in At_inCE At G g Vol_refrig_CE✓
Vol_refrig_E mdot_ra mdot_ea
RP = py.ctREFPROP.ctREFPROP.REFPROPFunctionLibrary('C:\
\Program Files (x86)\REFPROP');
z = {1 0};

tlag = 0.005;
lags = [tlag tlag tlag tlag tlag tlag tlag tlag tlag tlag tlag✓
tlag tlag tlag];
ts = 0.1;
switch_time = 180;
n = 10;
n_dchp = 2;

Tamb = 32; %C
RHamb = 70/100; %ร้อยละ
Wamb = fun det abs_humidity_RH(Tamb ,RHamb); %kg/kg
mdot_r = 0.04;
Ta_Cin = Tamb + 273.15;
Ta_Ein = Tamb + 273.15;
Ya_Cin = Wamb;
Ya_Ein = Wamb;
W_Cin = 0.30;
W_Ein = 0.125;

% Energy_initial
hsupply(1) = 1.006*Tamb+(Wamb*(2501+(1.805*Tamb))); %kJ/kg
Wsupply(1) = Wamb;
hr(1) = 1.006*Tamb+(Wamb*(2501+(1.805*Tamb))); %kJ/kg
Troom(1) = Tamb;
```

```

Wr(1)          = Wamb;
RHr(1)         = func_find_RH_humidity_percent_unit(Wr(1),Troom
(1)); %percent
mrc(1)         = 0;
Tmix(1)        = Tamb;
Wmix(1)        = Wamb;

cpair = 1;
setTr_up       = 26;
setTr_low      = 24;

%% Volume flow rate of air
return_air     = 0.90;
exhuast_air    = 1 - return_air;
vdot_sa        = 1859; %supply air
vdot_ea        = exhuast_air*vdot_sa; %exhaust air
vdot_ra        = return_air*vdot_sa; %return air
vdot_oa        = 1859*2;
Tevap          = 15;
Tcond          = 45;

fluid          = 'air';
fluidf         = 'R32';
fluidfr        = 'R32';
Pcri           = refp(fluidf,'TQ',Tevap + 273.15,0,'PC',RP,z); %
Critical pressure
M_w            = refp(fluidf,'TQ',Tevap + 273.15,0,'M',RP,z)*1000; %
Molecular weight x1000 change to (g/mol)
p_atm          = 101325; %pa
P_cond         = PropsSI('P','T',Tcond+273.15,'Q',0,fluidfr);
P_evap         = PropsSI('P','T',Tevap+273.15,'Q',1,fluidfr);
Ir_Eout        = PropsSI('H','T',Tevap+5+273.15,'P',P_evap,
fluidfr);
Tr_E           = refp(fluidf,'HP',Ir_Eout,P_evap,'T',RP,z)-273.15;
S_Eout         = refp(fluidf,'HP',Ir_Eout,P_evap,'S',RP,z);
Ir_iso         = refp(fluidf,'SP',S_Eout,P_cond,'H',RP,z); %J/kg
eff_isen       = 0.85;
ir_Cin         = ((Ir_iso - Ir_Eout) / eff_isen ) + Ir_Eout;
X_r_Cin        = (ir_Cin - hf_rc)/hfg_rc;

ir_CEin        = PropsSI('H','P',P_cond,'T',Tcond-5+273.15,
fluidfr);

```

```

X_r_Cout    = (ir_CEin    - hf_rc)/hfg_rc;
X_r_CEin    = (ir_CEin    - hf_re)/hfg_re;
ir_Ein      = PropsSI('H', 'P',P_evap,'Q',0.5,fluidfr);
X_r_Ein     = (ir_Ein    - hf_re)/hfg_re;

%% ใช้ร่วมกันทั้ง DCHE และ CE
d_o = 9.52e-3;
d_i = 8.82e-3; p_L = 22e-3;
p_T = 25e-3;
Hf   = 0.115e-3;

%% geo_DCHE
Lx   = 75e-3;
Ly   = 450e-3;
Lz   = 450e-3;
p_F  = 2e-3;

% geo_CE
Lx_CE = 70e-3;
Ly_CE = 330e-3;
Lz_CE = 330e-3;
p_F_CE = 2e-3;
massdesiccant = 3.5; %kg for calculate desiccant thickness in✓
func_geo

%%
C8   = -5.8002206e3;
C9   = 1.3914993e0;
C10  = -4.8640239e-2;
C11  = 4.1764768e-5;
C12  = -1.4452093e-8;
C13  = 6.5459673e0;

cpcu      = 390; % J/kgK
cpd       = 921; % in J/kgK taken from Performance of an✓
internally cooled and heated desiccant-coated heat and mass✓
exchanger: Effectiveness criteria and design methodology
cpal      = 880;
cpa       = 1035; %
cpv       = 1864; %
params.al.density      = 2713; % taken from Analytical✓
model for melting in a semi-infinite PCM storage with an✓

```

```

internal fin
params.cu.density      = 8941; % taken from https://www.
metalalloyscorporation.com/heat-exchanger-copper-tubes.html
params.desiccant.density = 800; % taken from Evaluation of a
dehumidifier with adsorbent coated heat exchangers for
tropical climate operations
params.mdot_aC          = (rho_a*(vdot_oa))/3600; %kg/s
params.mdot_aECE        = (rho_a*vdot_sa)/3600; %kg/s
params.mdot_ra          = (rho_a*vdot_ra)/3600; %kg/s
params.mdot_ea          = (rho_a*vdot_ea)/3600; %kg/s

[out] = func_geo_mathematical(params);

% condenser
rho_rl_c = PropsSI('D', 'P', P_cond, 'Q', 0, fluidfr);
rho_rg_c = PropsSI('D', 'P', P_cond, 'Q', 1, fluidfr);
mu_rlc   = PropsSI('viscosity', 'P', P_cond, 'Q', 0,
fluidfr);
mu_rgc   = PropsSI('viscosity', 'P', P_cond, 'Q', 1,
fluidfr);
Pr_rlc   = PropsSI('Prandtl', 'P', P_cond, 'Q', 0, fluidfr);
lamda_rlc = PropsSI('conductivity', 'P', P_cond, 'Q', 0,
fluidfr) ;
hf_rc    = PropsSI('H', 'P', P_cond, 'Q', 0, fluidfr);
hg_rc    = PropsSI('H', 'P', P_cond, 'Q', 1, fluidfr);
hfg_rc   = hg_rc - hf_rc;

% evaporater
rho_rl_e = PropsSI('D', 'P', P_evap, 'Q', 0, fluidfr);
rho_rg_e = PropsSI('D', 'P', P_evap, 'Q', 1, fluidfr);
mu_rle   = PropsSI('viscosity', 'P', P_evap, 'Q', 0,
fluidfr);
mu_rge   = PropsSI('viscosity', 'P', P_evap, 'Q', 1,
fluidfr);
Cpl      = PropsSI('C', 'P', P_evap, 'Q', 0, fluidfr);
Pr_rle   = PropsSI('Prandtl', 'P', P_evap, 'Q', 0,
fluidfr);
lamda_rle = PropsSI('conductivity', 'P', P_evap, 'Q', 0,
fluidfr) ;
hf_re    = PropsSI('H', 'P', P_evap, 'Q', 0, fluidfr);
hg_re    = PropsSI('H', 'P', P_evap, 'Q', 1, fluidfr);
hfg_re   = hg_re - hf_re;

```

```

y8 = Ta_Ein;
y9 = Ir_Eout;
y10 = Ta_Ein;
y11 = Ta_Ein;
y12 = Ya_Ein;
y13 = W_Ein;

mdot_evap = mdot_aECE; %kg/s
mdot_if = mdot_ea;
hf_Tamb = refp('water','TQ',Tamb+273.15,0,'H',RP,z);
hg_Tamb = refp('water','TQ',Tamb+273.15,1,'H',RP,z);
hfg = (hg_Tamb - hf_Tamb)*1e-3; %kJ/kg
Cpambient = refp(fluid,'TP',Tamb+273.15,p_atm,'CP',RP,z);
Cpamb = Cpambient*1e-3; %kJ/kg K
Cpr = Cpamb;
Cpm = Cpamb;
Cpe = Cpamb;
rho_amb = refp(fluid,'TP',Tamb+273.15,p_atm,'D',RP,z);

%การะโหลดอาคาร
q_pl = 55e-3*27;
q_ps = 75e-3*27;
q_light = 1.62e-3;
q_appl_s = (690+87+100)*1e-3;
q_appl_l = (30+50)*1e-3 ;

A = 3.3; %m^2
SC= 1;
SHGF= 117*1e-3;
CLF = 0.19;%-213 ตามเวลา
q_sol = A*SC*SHGF*CLF;%kW

w = 9; %width [m]
h = 2.5; %height [m]
l = 8.5; %lenght [m]
Vol_r = w*h*l;
Mr = rho_amb*Vol_r;

U_floor = 3.29*1e-3 ;%kW
A_floor = w*l ;%m^2
U_roof = 0.744*1e-3 ;%kW
A_roof = w*l ;%m^2

```

```

U_NE = 2.9*1e-3 ;%kW
A_NE = w*h ;%m^2
U_NW = 2.9*1e-3;%kW
A_NW = 1*h ;%m^2
U_SE = 2.9*1e-3 ;%kW
A_SE = 1*h ;%m^2
U_SW = 6.3*1e-3 ;%kW
A_SW = w*h ;%m^2
UA = U_floor*A_floor + U_roof*A_roof + U_NE*A_NE + U_NW*A_NW✓
+ U_SE*A_SE + U_SW*A_SW ;

while (i <= n)

tf1 = tf2 + switch_time;
t_span1 = linspace(x+ts,tf1,(switch_time+ts)/ts);

for m = 2:length(t_span1)

    if Troom(m-1) > setTr_up
        check = 1;
    elseif Troom(m-1) <=setTr_low
        check = 0;
    end

if check == 1

    tf = t_span1(m);
    %% Golden section search
    v_LB=ir_CEin;
    v_UB=Ir_Eout;
    Tol = 0.05; %percent
    Num_iter = 100;
    count=0;
    while(1)

        params.mode.DCHE = true;

        sol1 = dde23(@(t,y,yL) func_ODE_Governing13(t,y,yL,✓
        params,out), lags, Y_init ,[x tf]);

        irc = sol1.y(1,length(sol1.x));

```

```

    Tac = sol1.y(2,length(sol1.x));
    Tdc = sol1.y(3,length(sol1.x));
    Yac = sol1.y(4,length(sol1.x));
    Wdc = sol1.y(5,length(sol1.x));
    irce = sol1.y(6,length(sol1.x));
    Tace = sol1.y(7,length(sol1.x));
    Tce = sol1.y(8,length(sol1.x));
    ire = sol1.y(9,length(sol1.x));
    Tae = sol1.y(10,length(sol1.x));
    Tde = sol1.y(11,length(sol1.x));
    Yae = sol1.y(12,length(sol1.x));
    Wde = sol1.y(13,length(sol1.x));

    count=count+1;
    d=((sqrt(5)-1)/2)*(v_UB-v_LB));
    v1=v_LB+d;
    v2=v_UB-d;
    f1 = abs(v1- irce);
    f2 = abs(v2- irce);
    ea = abs(v1-v2)/v1;
    if(ea <= Tol) || count >= Num_iter
        ir_Ein = v1;
        X_r_Ein = (ir_Ein - hf_re)/hfg_re;
        break;
    else
        if(f1 > f2)
            v_UB=v1;
        elseif(f1 < f2)
            v_LB=v2;
        end
    end
    Y_init = [irc_up Tac Tdc Yac Wdc irce Tace Tce Ir_Eout ✓
    Tae Tde Yae Wde];
end

x = t_span1(m);
y1(m) = irc;
y2(m) = Tac;
y3(m) = Tdc;

```

```

Wm(m) = Wr(m);

Ta_Ein = Tm(m)+273.15;
Ya_Ein = Wm(m);
TD_De(m) = 0;
TD_DCE(m) = 0;
TD_DCC(m) = 0;
HD_De(m) = 0;
HD_DCE(m) = 0;
HD_DCC(m) = 0;
X_r_C(m) = (irc - hf_rc)/hfg_rc;
X_r_CE(m) = (irce - hf_re)/hfg_re ;
X_r_E(m) = (ire - hf_re)/hfg_re;
Pcm(m) = 0;% [kW]
Qr_deh(m)= 0;
Qr_dce(m)= 0;
Qr_dcc(m)= 0;
mrc(m) = 0;
QDEH(m) = 0;
Qlat(m) = 0;
Qsen(m) = 0;
Q_DCE(m) = 0;
Q_DCC(m) = 0;

    if Troom(m-1) > setTr_up
        check = 1;
        break
    end
end

end

end
Troom(1) = Troom(m);
Tm(1) = Tm(m);
Wr(1) = Wr(m);
Wm(1) = Wm(m);
y1(1) = ire;
y2(1) = Tae;
y3(1) = Tde;
y4(1) = Yae;
y5(1) = Wde;
y6(1) = irce;

```

```

y7(1) = Tace;
y8(1) = Tce;
y9(1) = irc;
y10(1) = Tac;
y11(1) = Tdc;
y12(1) = Yac;
y13(1) = Wdc;

    AT_room(j) = mean(T_room);
    AW_room(j) = mean(W_room);
    ARH_room(j) = mean(RH_room);
    AP_cm(j) = mean(P_cm);
    ACOP_a(j) = mean(COP_a);
    ACOP_air(j) = mean(COP_air);
    AMRC(j) = mean(MRC);
    AQlatp(j) = mean(Qlatp);
    AQsenp(j) = mean(Qsenp);
    AQallp(j) = mean(Qallp);
    AT_mix(j) = mean(T_mix);
    AW_mix(j) = mean(W_mix);
    AW_dce(j) = mean(W_dce);
    AW_supply(j) = mean(W_supply);
    Ah_supply(j) = mean(h_supply);
    ATD_deh(j) = mean(TD_deh);
    ATD_dce(j) = mean(TD_dce);
    AHD_dce(j) = mean(HD_dce);
    AHD_deh(j) = mean(HD_deh);
    ATa_DCE(j) = mean(Ta_DCE);
    ATa_DCC(j) = mean(Ta_DCC);
    AQdce(j) = mean(Qdce);
    AQdcc(j) = mean(Qdcc);
    AQr_dccp(j) = mean(Qr_dccp);
    AQr_dcep(j) = mean(Qr_dcep);
    AQr_dehp(j) = mean(Qr_dehp);

    i = j+1

    Y_init = [ire Tae Tde Yae Wde ir_Ein Tace Tce irc Tac Tdc✓
Yac Wdc];

end
toc

```

ภายในโปรแกรมหลักมีฟังก์ชันเพิ่มเติมที่ใช้ในการคำนวณ ดังนี้

1. ฟังก์ชันคำนวณหาความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศ

```
function omega = fun_det_abs_humidity_RH(tdb,RH)
% This function provides an absolute humidity of moist air.
% It needs 2 input arguments which are a dry-bulb and wet-✓
bulb temperature, respectively.
% The ambient pressure is 101.325 kPa. If yours is different,✓
adjust the
% value on Line 9.
% tdb = 26;
% twb = 21;
T = tdb + 273.15;
p = 101.325e3;
% psat
C8 = -5.8002206E3;
C9 = 1.3914993;
C10 = -4.8640239E-2;
C11 = 4.1764768E-5;
C12 = -1.4452093E-8;
C13 = 6.5459673;
aa = C8/T + C9 + C10*T + C11*(T^2) + C12*(T^3) + C13*log(T);
pvapor = exp(aa);
pw = pvapor*RH;
omega = 0.62198*(pw/(p - pw));
end
```

2. ฟังก์ชันคำนวณหาความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ

```
function [RH] = func_find_RH_humidity_percent_unit(W,Tdb)
%W (kg/kg)
%Tdb (degree celcius)

RH = 100*101325*(W)/(0.62198*exp(-5800.22/(Tdb+273.15))+1.✓
3915+(-0.04864)*(Tdb+273.15)+0.000041765*((Tdb+273.15)^2)+✓
(-0.000000014452)*((Tdb+273.15)^3)+6.54597*log((Tdb+273.15)))✓
+ (W)*exp(-5800.22/(Tdb+273.15))+1.3915+(-0.04864)*(Tdb+273.15)✓
+0.000041765*((Tdb+273.15)^2)+(-0.000000014452)*((Tdb+273.15)✓
^3)+6.54597*log((Tdb+273.15)))));
end
```

3. ฟังก์ชันคำนวณข้อมูลเชิงเรขาคณิตของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เคลือบด้วยสารดูดความชื้น

```

function [out] = func_geo_mathematical(params)
global d_o d_i p_L p_T Hf Lx Ly Lz p_F Lx_CE Ly_CE Lz_CE✓
p_F_CE massdesiccant
% Mathematical modeling and performance evaluation of a✓
desiccant coated fin-tube heat exchanger
% รูปอ้างอิงตาม Extremely
% Ac = minimum free flow area หรือ Ao ใน paper Mathematical
% Afr = frontal area = Ly*Lz
% Ao = wetted area of DCHE
% d_c = tube collar diameter
% d_T_o = outter diameter of tube
% d_L_o = diameter of dessicant coated tube
% Dh = hydraulic diameter (m)
% Hd = desiccant layer thickness (m)
% Hf = fin thickness (m)
% Lx = length of the fin along direction of air flow (m) = Lx✓
in
% Heat transfer and friction characteristics of plain fin-✓
and-tube heat exchangers, part II Correlation
% Ly = width of the fin (m)
% Lz = tube length (height of HX) (m)
% Nf = number of fins
% Nr = number of tube rows
% Nt = total number of tubes
% p_F = fin pitch (m)
% p_L = longitudinal tube pitch (m)
% p_T = transverse tube pitch (m)
% Re = Reynolds number based on collar diameter and maximum✓
velocity
% Vol = effective volume of DCHE
% sigma = ratio of minimum free flow are to frontal area
% alpha = ratio of heat transfer area on air side to volume✓
of a HX
% Formula taken from Section 8.2 pp. 569 - 572 of
% Ramesh K. Shah, Dusan P. Sekulic - Fundamentals of Heat✓
Exchanger Design-John Wiley & Sons (2003)
% Ab = Area of deciccant coated

mass = massdesiccant;
rho_des = params.desiccant.density;

Nf = floor(Ly/p_F); %number of fin

```

```

Nt = floor(Lx*Lz/(p_L*p_T)); % number of tube
Ab = pi*d_o*(Ly - Nf*Hf)*Nt + 2*Nf*(Lx*Lz - Nt*.25*pi*
(d_o^2)) + 2*Lz*Nf*Hf + 2*Nf*Lx*Hf;
Hd = mass/(Ab*rho_des);
a2p2 = (p_T - d_o) - (p_T - d_o)*Nf*(Hf + 2*Hd)/Lz;
b2p2 = 2*(sqrt((0.5*p_T)^2 + p_L^2) - d_o - (p_T - d_o)*Nf*
(Hf + 2*Hd)/Lz);
c2p = min(a2p2,b2p2);
d_oHd = d_o + (2*Hd); % desiccant diameter (m)
Ac = Lz*((Ly/p_T - 1)*c2p + (p_T - d_o) - (p_T - d_o)*Nf*(Hf
+ 2*Hd)/Lz); % Ac = minimum free flow area
Ao = pi*d_oHd*(Ly - Nf*(2*Hd + Hf))*Nt + 2*Nf*(Lx*Lz - Nt*.
25*pi*(d_oHd^2)) + 2*Lz*Nf*(2*Hd + Hf); % Ao = wetted area of
DCHE
At_in = pi*d_i*Ly*Nt; % area in pipe
Nr = floor(Lx/p_L); % number of tube row
Afr = Ly*Lz;
Vol = Lx*Ly*Lz;
alpha = Ao/Vol;
sigma = Ac/Afr;
Dh = 4*sigma/alpha;
Vol_cu = Nt*.25*pi*(d_o^2 - d_i^2)*Ly;
Vol_fin = Nf*Lz*Hf*Lx - Nt*.25*pi*(d_o^2)*Hf;
Vol_refrig = Nt*.25*pi*(d_i^2)*Ly;
Vol_des = Ao*Hd;
Vol_air = Vol - Nf*Lz*(Hf + 2*Hd)*Lx - Nt*.25*pi*(d_oHd^2)*
(Ly-Nf*(Hf + 2*Hd));
dc = d_o + 2*(Hf+Hd);
out.geo.dc = dc;
out.geo.Hd = Hd;
out.geo.Ac = Ac;
out.geo.Ao = Ao;
out.geo.At_in = At_in;
out.geo.Nr = Nr;
out.geo.Afr = Afr;
out.geo.Dh = Dh;
out.geo.Vol_cu = Vol_cu;
out.geo.Vol_fin = Vol_fin;
out.geo.Vol_refrig = Vol_refrig;
out.geo.Vol_des = Vol_des;
out.geo.Vol_air = Vol_air;

```

```

%-----CE-----

Nf = floor(Ly_CE/p_F_CE); %number of fin
Nt = floor(Lx_CE*Lz_CE/(p_L*p_T)); % number of tube
a2p2 = (p_T - d_o) - (p_T - d_o)*Nf*(Hf)/Lz_CE;
b2p2 = 2*(sqrt((0.5*p_T)^2 + p_L^2) - d_o - (p_T - d_o)*Nf*(Hf)/Lz_CE);
c2p = min(a2p2,b2p2);
Ac = Lz_CE*((Ly_CE/p_T - 1)*c2p + (p_T - d_o) - (p_T - d_o)*Nf*(Hf)/Lz_CE); % Ac = minimum free flow area
Ao = pi*d_o*(Ly_CE - Nf*(Hf))*Nt + 2*Nf*(Lx_CE*Lz_CE - Nt*.25*pi*(d_o^2)) + 2*Lz_CE*Nf*(Hf); % Ao = wetted area of DCHE
At_in = pi*d_i*Ly_CE*Nt; % area in pipe
Nr = floor(Lx_CE/p_L); % number of tube row
Afr = Ly_CE*Lz_CE;
Vol = Lx_CE*Ly_CE*Lz_CE;
alpha = Ao/Vol;
sigma = Ac/Afr;
Dh = 4*sigma/alpha;
Vol_cu = Nt*.25*pi*(d_o^2 - d_i^2)*Ly_CE;
Vol_fin = Nf*Lz*Hf*Lx_CE - Nt*.25*pi*(d_o^2)*Hf;
Vol_refrig = Nt*.25*pi*(d_i^2)*Ly_CE;
Vol_air = Vol - Nf*Lz_CE*(Hf)*Lx_CE - Nt*.25*pi*(d_o^2)*Ly_CE - Nf*(Hf)*Lz_CE;
out.geoCE.Ac = Ac;

out.geoCE.Ao = Ao;
out.geoCE.At_in = At_in;
out.geoCE.Nr = Nr;
out.geoCE.Afr = Afr;
out.geoCE.Dh = Dh;
out.geoCE.Vol_cu = Vol_cu;
out.geoCE.Vol_fin = Vol_fin;
out.geoCE.Vol_refrig = Vol_refrig;
out.geoCE.Vol_air = Vol_air;

end

```

4. ฟังก์ชันคำนวณระบบสมการควบคุม (Governing equation) และสมการช่วย (Auxillary equation)

```
function [dy] = func_ODE_Governing13(t, y, yL, params, out)

global hr_E_o hr_C_o hr_CE_o ir_Ein X_r_Cin X_r_Ein X_r_CEin
Ir_Eout RP z fluid fluidf fluidfr P_cond P_evap Pcri M_w
p_atm d_o d_i p_L p_T Hf Lx Ly Lz p_F Lx_CE Ly_CE Lz_CE
p_F_CE massdesiccant mdot_r cpcu cpal cpd cpa cpv rho_rl_c
rho_rg_c hf_rc hg_rc hfg_rc mu_rlc mu_rgc Pr_rlc lamda_rlc
rho_rl_e rho_rg_e mu_rle mu_rge Cpl Pr_rle lamda_rle hf_re
hg_re hfg_re C8 C9 C10 C11 C12 C13 Ta_Cin Ta_Ein Ya_Cin
Ya_Ein qst rho_a Ac AcCE Nr NrCE Dh DhCE dc Ao AoCE Hd
mdot_aC mdot_aECE Ma Mcu Mal Md Ma_CE Mcu_CE Mal_CE At_in
At_inCE At G g Vol_refrig_CE Vol_refrig_E mdot_ra mdot_ea

y1 = y(1); %Ir_C
y2 = y(2); %Ta_C
y3 = y(3); %Td_C
y4 = y(4); %Ya_C
y5 = y(5); %Wc
y6 = y(6); %Ir_CE
y7 = y(7); %Ta_CE
y8 = y(8); %T_CE
y9 = y(9); %Ir_E
y10 = y(10); %Ta_E
y11 = y(11); %Td_E (K)
y12 = y(12); %Ya_E (g/kg)
y13 = y(13); %We
yL = yL(:,1);

mdot_rexp = mdot_r;

mode = params.mode.DCHE;
if mode == true
X_r_C = (y1 - hf_rc)/hfg_rc;
X_r_E = (y9 - hf_re)/hfg_re;
X_r_CE = (y6 - hf_re)/hfg_re;

% DCHE A cond
[hr_C, Tr_C, Mr_C, Ir_Cin] = func_refrig_cond(y(1), X_r_C, y9, RP, z,
mdot_r, y1, y3, G, At_in, out, d_i, fluidf, P_cond, P_evap, rho_rl_c,
rho_rg_c, hf_rc, hg_rc, hfg_rc, mu_rlc, mu_rgc, Pr_rlc, lamda_rlc,
hr_C_o);
```

```

[KyC,haC] = func_air(Ta_Cin,y2,p_atm,fluid,Nr,mdot_aC,rho_a,✓
Ac,Dh,p_F,p_L,p_T,dc,cpa,Lx,Lz,Ao);

%Yd cond
Pvs_C = exp(C8/y3 + C9 + C10*y3 + C11*y3^2 + C12*y3^3 +✓
C13*log(y3));
RH_C = 0.0078-(0.05759*y5)+(24.1655*y5^2)-(124.78*y5^3)+✓
(204.226*y5^4);
Yd_C = (0.62188*RH_C)/((p_atm/Pvs_C)-RH_C);
hr_C_o = hr_C;
dy(1) = (mdot_r*(Ir_Cin- y(1)) + At_in *hr_C*(y3-Tr_C))✓
/Mr_C;

dy(2) = ((mdot_aC*cpa)*(Ta_Cin-y(2)) + (Ao*haC)*(y3-y2))/✓
(Ma*cpa);

dy(3) = ((Ao*haC*(y2-y3))+(At_in*hr_C*(Tr_C-y3))+(KyC*Ao*✓
(y4-Yd_C)*qst)+(cpv*KyC*Ao*(y4-Yd_C)*(y2-y3)))/✓
(Mcu*cpcu+Mal*cpal+Md*cpd);

dy(4) = (mdot_aC*(Ya_Cin-y(4))-KyC*Ao*(y4-Yd_C))/Ma;

dy(5) = (KyC*Ao*(y4 - Yd_C))/Md; %W

% CE
[hr_CE,Tr_CE,Mr_CE] = func_refrig_CE(y6,P_evap,d_i,G,RP,z,g,✓
Pcri,mdot_rexp,y6,y1,y8,At_inCE,M_w,Vol_refrig_CE,X_r_CE,✓
fluidf,fluidfr,rho_rl_e,rho_rg_e,mu_rle,mu_rge,Cpl,Pr_rle,✓
lamda_rle,hf_re,hg_re,hfg_re,hr_CE_o);
[KyCE,haCE] = func_air(y(10),y7,p_atm,fluid,NrCE,mdot_aECE,✓
rho_a,AoCE,DhCE,p_F_CE,p_L,p_T,dc,cpa,Lx_CE,Lz_CE,AoCE);
hr_CE_o = hr_CE;
dy(6) = (mdot_rexp*(y1- y6) + At_inCE *hr_CE*(y8-Tr_CE))✓
/Mr_CE;

dy(7) = ((mdot_aECE*cpa)*(y(10)-y(7)) + (AoCE*haCE)*(y8-✓
y7))/(Ma_CE*cpa);

dy(8) = ((AoCE*haCE*(y7-y8))+(At_inCE*hr_CE*(Tr_CE-y8)))/✓
(Mcu_CE*cpcu+Mal_CE*cpal);

```

```

% DCHE B   evap
[hr_E,Tr_E,Mr_E] = func_refrig_Evap(y(9),P_evap,d_i,G,RP,z,g,✓
Pcri,mdot_rexp,y9,y6,y11,At_in,M_w,Vol_refrig_E,X_r_E,fluidf,✓
fluidfr,rho_rl_e,rho_rg_e,mu_rle,mu_rge,Cpl,Pr_rle,lamda_rle,✓
hf_re,hg_re,hfg_re,hr_E_o);
[KyE,haE] = func_air(Ta_Ein,y10,p_atm,fluid,Nr,mdot_aECE,✓
rho_a,Ac,Dh,p_F,p_L,p_T,dc,cpa,Lx,Lz,Ao);

Pvs_E = exp(C8/y11 + C9 + C10*y11 + C11*y11^2 + C12*y11^3 +✓
C13*log(y11));
RH_E = 0.0078-(0.05759*y13)+(24.1655*y13^2)-(124.78*y13^3)+✓
(204.226*y13^4);
Yd_E = (0.62188*RH_E)/((p_atm/Pvs_E)-RH_E);
hr_E_o = hr_E;
dy(9) = (mdot_rexp*(ir_Ein-y(9)) + At_in *hr_E*(y11-✓
Tr_E))/Mr_E;

dy(10) = ((mdot_aECE*cpa)*(Ta_Ein-y(10)) + (Ao*haE)*(y11-✓
y10))/(Ma*cpa);

dy(11) = ((Ao*haE*(y10-y11))+(At_in*hr_E*(Tr_E-y11))+✓
(KyE*Ao*(y12-Yd_E)*qst)+(cpv*KyE*Ao*(y12-Yd_E)*(y10-y11)))/✓
(Mcu*cpcu+Mal*cpal+Md*cpd);

dy(12) = (mdot_aECE*(Ya_Ein-y(12))-KyE*Ao*(y12-Yd_E))/Ma;

dy(13) = (KyE*Ao*(y12 - Yd_E))/Md; %W

else
X_r_C = (y9 - hf_rc)/hfg_rc;
X_r_E = (y1 - hf_re)/hfg_re;
X_r_CE = (y6 - hf_re)/hfg_re;
% DCHE A   evap
[hr_E,Tr_E,Mr_E] = func_refrig_Evap(y(1),P_evap,d_i,G,RP,z,g,✓
Pcri,mdot_r,y1,ir_Ein,y3,At_in,M_w,Vol_refrig_E,X_r_E,fluidf,✓
fluidfr,rho_rl_e,rho_rg_e,mu_rle,mu_rge,Cpl,Pr_rle,lamda_rle,✓
hf_re,hg_re,hfg_re,hr_E_o);
[KyE,haE] = func_air(Ta_Ein,y2,p_atm,fluid,Nr,mdot_aECE,✓
rho_a,Ac,Dh,p_F,p_L,p_T,dc,cpa,Lx,Lz,Ao);

%Yd evap ASHRAE eq.6
Pvs_E = exp(C8/y3 + C9 + C10*y3 + C11*y3^2 + C12*y3^3 +✓

```

```

Ac,Dh,p_F,p_L,p_T,dc,cpa,Lx,Lz,Ao);

Pvs_C = exp(C8/y11 + C9 + C10*y11 + C11*y11^2 + C12*y11^3 +
C13*log(y11));
RH_C = 0.0078-(0.05759*y13)+(24.1655*y13^2)-(124.78*y13^3)+
(204.226*y13^4);
Yd_C = (0.62188*RH_C)/((p_atm/Pvs_C)-RH_C);

dy(9) = (mdot_r*(Ir_Cin-y(9)) + At_in*hr_C*(y11-Tr_C))/
/Mr_C;

dy(10) = ((mdot_aC*cpa)*(Ta_Cin-y(10)) + (Ao*haC)*(y11-
y10))/(Ma*cpa);

dy(11) = ((Ao*haC*(y10-y11))+(At_in*hr_C*(Tr_C-y11))+
(KyC*Ao*(y12-Yd_C)*qst)+(cpv*KyC*Ao*(y12-Yd_C)*(y10-y11)))/
(Mcu*cpcu+Mal*cpal+Md*cpd);

dy(12) = (mdot_aC*(Ya_Cin-y(12))-KyC*Ao*(y12-Yd_C))/Ma;

dy(13) = (KyC*Ao*(y12 - Yd_C))/Md; %W

end
dy = dy';
t
end

function [Ky,ha] = func_air(yin,y,p_atm,fluid,Nr,mdot_a,
rho_a,Ac,Dh,p_F,p_L,p_T,dc,cpa,Lx,Lz,Ao)
% y = (yin + y)/2;
mu_a = PropsSI('viscosity','P',p_atm,'T',y,fluid);
Pr_a = PropsSI('Prandtl','P',p_atm,'T',y,fluid);
lamda_a = PropsSI('conductivity','P',p_atm,'T',y,fluid);
;
V = Lx*Lz*p_F;
Vmax = mdot_a/(rho_a*Ac);
Re = rho_a*Vmax*dc/mu_a;

if Nr == 1
c1 = 1.9-0.23*log(Re);
c2 = -0.236+0.126*log(Re);

```

```

j = 0.108*((Re^-0.29)*((p_T/p_L)^c1)*((p_F/dc)^-1.084)*
((p_F/Dh)^-0.786)*((p_F/p_T)^c2));

else
    % Nr >= 2
    c3 = -0.361 - (0.042*Nr/log(Re)) + 0.158*log(Nr*((p_F/dc)^0.41));
    c4 = -1.224 - ((0.076*((p_L/Dh)^1.42))/log(Re));
    c5 = -0.083 + (0.058*Nr/log(Re));
    c6 = -5.735 + 1.21*log(Re/Nr);

    j = 0.086*((Re^c3)*(Nr^c4)*((p_F/dc)^c5)*((p_F/Dh)^c6)*
    ((p_F/p_T)^-0.93));
end

Da = (2.302e-5)*(0.98e5/p_atm)*((y/256)^1.81);
Sc = mu_a/(rho_a*Da);
ha = j*(cpa)*rho_a*Vmax/(Pr_a^(2/3));
Nu = (ha*V)/(Ao*lamda_a);
Sh = (Nu*Sc^0.33)/(Pr_a^0.33);
Ky = (Ao/V)*rho_a*Da*Sh;

end

%% Evap
function [hr,Tr,Mr] = func_refrig_Evap(yL,P_evap,d_i,G,RP,z,
g,Pcri,mdot_r,y,yin,Tdche,At_in,M_w,Vol_refrig,X_r_in,fluidf,
fluidfr,rho_rl_e,rho_rg_e,mu_rle,mu_rge,Cpl,Pr_rle,lamda_rle,
hf_re,hg_re,hfg_re,hr_E_o)

X_r = (y - hf_re)/hfg_re;
Tr = refp(fluidf,'HP',y,P_evap,'T',RP,z);
rho_r = rho_rg_e*rho_rl_e/(rho_rg_e + X_r*(rho_rl_e -
rho_rg_e));
Mr = rho_r*Vol_refrig;

if X_r >= 1
    mu_r = PropsSI('viscosity','T',Tr,'P',P_evap,
fluidfr);
    Pr_r = PropsSI('Prandtl','T',Tr,'P',P_evap,fluidfr);
    lamda_r = PropsSI('conductivity','T',Tr,'P',P_evap,
fluidfr);
    At = (pi*(d_i^2))/4;

```

```

V_r      = mdot_r/(rho_r*At);
Re_r     = (rho_r*V_r*d_i)/mu_r;

    if Tdche > Tr
        n = 0.4;
    else
        n = 0.3;
    end
Nu_r     = 0.023*(Re_r^0.8)*(Pr_r^n);
hr       = (Nu_r*lamda_r)/d_i;
else
    if X_r > 0.95
        X_r = 0.95;
    end

Re_rl    = (G*(1 - X_r)*d_i/mu_rle);
sigma    = PropsSI('surface_tension', 'P', P_evap, 'Q', 0,
fluidfr);

    if Tdche > Tr
        n = 0.4;
    else
        n = 0.3;
    end

q        = mdot_r*abs(y-yin)/At_in ;
hlo      = 0.0116*Re_rl^0.89*Pr_rle^n*(lamda_rle/d_i);
Xtt      = ((1-X_r)/X_r)^0.9 * (rho_rg_e/rho_rl_e)^0.5 *
(mu_rle/mu_rge)^0.1;
F        = (1+2*Xtt^-0.88)^(0.89/0.8);
hcv      = F*hlo;
g        = 9.81;
La       = ((2*sigma)/(g*(rho_rl_e-rho_rg_e)))^0.5;
Ja       = (rho_rl_e/rho_rg_e)*(Cpl/hfg_re)*Tr;
eel      = 3.3e-5*Ja^1.25*La*hcv/lamda_rle;
S        = (1-exp(-eel))/eel;
hsa      = 405*lamda_rle*(g*(rho_rl_e-rho_rg_e)/(2*sigma))^0.5*
(q*La/(lamda_rle*Tr))^0.745*(rho_rg_e/rho_rl_e)^0.581*
(Pr_rle)^0.533;
hpb      = 1.35*hsa;
ne       = hcv/(S*hpb);

```

```

K    = (1+0.875*ne+0.518*ne^2-0.159*ne^3+0.7907*ne^4)^-1;
hnb  = S*K*hpb;
hr   = hcv + hnb;
end
end

%% CE
function [hr,Tr,Mr] = func_refrig_CE(yL,P_evap,d_i,G,RP,z,g,✓
Pcri,mdot_r,y,yin,Tdche,At_in,M_w,Vol_refrig,X_r_in,fluidf,✓
fluidfr,rho_rl_e,rho_rg_e,mu_rle,mu_rge,Cpl,Pr_rle,lamda_rle,✓
hf_re,hg_re,hfg_re,hr_CE_o)

X_r    = (y - hf_re)/hfg_re;
Tr     = refp(fluidf,'HP',y,P_evap,'T',RP,z);
rho_r  = rho_rg_e*rho_rl_e/(rho_rg_e + X_r*(rho_rl_e -✓
rho_rg_e));
Mr     = rho_r*Vol_refrig;

if X_r >= 1
mu_r    = PropsSI('viscosity', 'T', Tr, 'P', P_evap,✓
fluidfr);
Pr_r    = PropsSI('Prandtl', 'T', Tr, 'P', P_evap, fluidfr);
lamda_r = PropsSI('conductivity', 'T', Tr, 'P', P_evap,✓
fluidfr);
At      = (pi*(d_i^2))/4;
V_r     = mdot_r/(rho_r*At);
Re_r    = (rho_r*V_r*d_i)/mu_r;

    if Tdche > Tr
        n = 0.4;
    else
        n = 0.3;
    end
Nu_r    = 0.023*(Re_r^0.8)*(Pr_r^n);
hr      = (Nu_r*lamda_r)/d_i;
else

    if X_r > 0.95
        X_r = 0.95;
    end

Re_rl   = (G*(1 - X_r)*d_i/mu_rle);

```

```

sigma    = PropsSI('surface_tension', 'P', P_evap, 'Q', 0, fluidfr);

        if Tdche > Tr
            n = 0.4;
        else
            n = 0.3;
        end

q    = mdot_r*abs(y-yin)/At_in ;
hlo = 0.0116*Re_rl^0.89*Pr_rle^n*(lamda_rle/d_i);
Xtt = ((1-X_r)/X_r)^0.9 * (rho_rg_e/rho_rl_e)^0.5 * (mu_rle/mu_rge)^0.1;
F    = (1+2*Xtt^-0.88)^(0.89/0.8);
hcv = F*hlo;
g    = 9.81;
La  = ((2*sigma)/(g*(rho_rl_e-rho_rg_e)))^0.5;
Ja  = (rho_rl_e/rho_rg_e)*(Cpl/hfg_re)*Tr;
eel = 3.3e-5*Ja^1.25*La*hcv/lamda_rle;
S    = (1-exp(-eel))/eel;
hsa = 405*lamda_rle*(g*(rho_rl_e-rho_rg_e)/(2*sigma))^0.5*(q*La/(lamda_rle*Tr))^0.745*(rho_rg_e/rho_rl_e)^0.581*(Pr_rle)^0.533;
hpb = 1.35*hsa;
ne  = hcv/(S*hpb);
K    = (1+0.875*ne+0.518*ne^2-0.159*ne^3+0.7907*ne^4)^-1;
hnb = S*K*hpb;
hr   = hcv + hnb;

end
end

%% cond
function [hr,Tr,Mr,Ir_Cin]=func_refrig_cond(yL,X_r_C, yevap_out,RP,z,mdot_r,ycond,Tdche,G,At_in,out,d_i,fluidf, P_cond,P_evap,rho_rl_c,rho_rg_c,hf_rc,hg_rc,hfg_rc,mu_rlc,mu_rgc,Pr_rlc,lamda_rlc,hr_C_o)
% ycond = yL;
S_Eout = refp(fluidf,'HP',yevap_out,P_evap,'S',RP,z);
Ir_iso = refp(fluidf,'SP',S_Eout,P_cond,'H',RP,z); %J/kg
eff_isen = 0.85;
Ir_Cin = ((Ir_iso - yevap_out) / eff_isen ) + yevap_out;

```

```

X_r      = (ycond - hf_rc)/hfg_rc;
Tr       = refp(fluidf,'HP',ycond,P_cond,'T',RP,z);
rho_r = rho_rg_c*rho_rl_c/(rho_rg_c + X_r*(rho_rl_c -
rho_rg_c)) ;
Mr       = rho_r*out.geo.Vol_refrig;

if X_r >= 1
mu_r     = PropsSI('viscosity', 'T', Tr, 'P', P_cond,
fluidf);
Pr_r     = PropsSI('Prandtl', 'T', Tr, 'P', P_cond, fluidf);
lamda_r  = PropsSI('conductivity', 'T', Tr, 'P', P_cond,
fluidf);
At       = (pi*(d_i^2))/4;
V_r      = mdot_r/(rho_r*At);
Re_r     = (rho_r*V_r*d_i)/mu_r;

        if Tdche > Tr
            n = 0.4;
        else
            n = 0.3;
        end

Nu_r     = 0.023*(Re_r^0.8)*(Pr_r^n);
hr       = (Nu_r*lamda_r)/d_i;
Mr       = rho_r*out.geo.Vol_refrig;

elseif X_r <= 0
Tr       = refp(fluidf,'QP',0,P_cond,'T',RP,z);
mu_r     = PropsSI('viscosity', 'T', Tr, 'P', P_cond,
fluidf);
Pr_r     = PropsSI('Prandtl', 'T', Tr, 'P', P_cond, fluidf);
lamda_r  = PropsSI('conductivity', 'T', Tr, 'P', P_cond,
fluidf);
At       = (pi*(d_i^2))/4;
V_r      = mdot_r/(rho_r*At);
Re_r     = (rho_r*V_r*d_i)/mu_r;

        if Tdche > Tr
            n = 0.4;
        else
            n = 0.3;

```

```

end

Nu_r      = 0.023*(Re_r^0.8)*(Pr_r^n);
hr        = (Nu_r*lamda_r)/d_i;
Mr        = rho_r*out.geo.Vol_refrig;

else

    if X_r > 0.95
        X_r = 0.95;
    end

Xtt      = ((1-X_r)/X_r)^0.9 * (rho_rg_c/rho_rl_c)^0.5 *
(mu_rlc/mu_rgc)^0.1;
Re_rl    = (G*(1-X_r)*d_i/mu_rlc);

    if Tdche > Tr
        n = 0.4;
    else
        n = 0.3;
    end

hrl      = 0.023*(Re_rl^0.8)*(Pr_rlc^n)*(lamda_rlc/d_i);
hr       = hrl*(1 + 2.22/Xtt^0.89);

end
end

```



เพื่อเปรียบเทียบสมรรถนะและการใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศที่เคลือบด้วยสารดูดความชื้น จึงได้จำลองระบบปรับอากาศแบบอัดไอ ซึ่งเป็นระบบที่ถูกยอมรับและใช้งานทั่วไป โดยโปรแกรมจำลองแสดงดังต่อไปนี้

```
clear
clc
tic

global p_TC p_LC d_oC d_iC hr_E_o hr_C_o hr_C_o ir_Ein ts✓
X_r_Cin X_r_Ein X_r_Cin Ir_Eout RP z fluid fluidf fluidfr✓
P_cond P_evap Pcri M_w p_atm d_o d_i p_L p_T Hf Lx Ly Lz p_F✓
Lx_C Ly_C Lz_C p_F_C massdesiccant mdot_r cpcu cpal cpd cpa✓
cpv rho_rl_c rho_rg_c hf_rc hg_rc hfg_rc mu_rlc mu_rgc Pr_rlc✓
lamda_rlc rho_rl_e rho_rg_e mu_rle mu_rge Cpl Pr_rle✓
lamda_rle hf_re hg_re hfg_re C8 C9 C10 C11 C12 C13 Ta_Cin✓
Ta_Ein Ya_Cin Ya_Ein qst rho_a Ac AcC Nr NrC Dh DhC dc Ao AoC✓
Hd mdot_aC mdot_aEC Ma Mcu Mal Md Ma_C Mcu_C Mal_C At_in✓
At_inC At G g Vol_refrig_C Vol_refrig_E mdot_ra mdot_ea
RP = py.ctREFPROP.ctREFPROP.REFPROPFunctionLibrary('C:✓
\Program Files (x86)\REFPROP');
z = {1 0};

tlag = 0.5;
lags = [tlag tlag tlag tlag tlag tlag tlag tlag tlag tlag✓
tlag tlag tlag];
ts = 0.05;%0.05
n_dchp = 2;
time_fanal = 1; %sec
time_step = ts; %sec
N = time_fanal / time_step ;
t_span1 = linspace(0,time_fanal,N);
x = 0;

Tamb = 30;
RHamb = 30/100;
Wamb =fun_det_abs_humidity_RH(Tamb,RHamb);

Ta_Cin = Tamb +273.15;
Ta_Ein = Tamb +273.15;
Ya_Cin = Wamb;
Ya_Ein = Wamb;
W_Cin = 0.30;
W_Ein = 0.125;

% Energy_initial
Troom(1) = Tamb;
```

```

RHr(1)      = RHamb;
Wr(1)       = fun_det_abs_humidity_RH(Troom(1),RHr(1));
hsupply(1)  = 1.006*Tamb+(Wamb*(2501+(1.805*Tamb))); %kJ/kg
Wsupply(1)  = Wamb;
hr(1)       = 1.006*Tamb+(Wamb*(2501+(1.805*Tamb))); %kJ/kg
mrc(1)      = 0;
Tmix(1)     = Troom(1);
Wmix(1)     = Wr(1) ;

cpair = 1;
setTr_up    = 26;
setTr_low   = 24;

% Volume flow rate of air
return_air  = 0.99; % 0.5 = 50%
exhuast_air = 1 - return_air;
vdot_sa     = 1859; %m^3/h      %supply air
vdot_ea     = exhuast_air*vdot_sa; %m^3/h      %exhaust air
vdot_ra     = return_air*vdot_sa; %m^3/h      %return air
vdot_oa     = 4200; %m^3/h      %outdoor air use condenser

Tcond = Tamb + 10;
Tevap = 23 - 15;

fluid      = 'air';
fluidf     = 'R32';
fluidfr    = 'R32';
% fluid_rc = 'HEOS::R32[0.6977]&R125[0.3023]';
Pcri       = refp(fluidf,'TQ',Tevap + 273.15,0,'PC',RP,z); %✓
Critical pressure
M_w        = refp(fluidf,'TQ',Tevap + 273.15,0,'M',RP,z)*1000; %✓
Molecular weight x1000 change to (g/mol)
p_atm      = 101325; %pa
P_cond     = PropsSI('P','T',Tcond+273.15, 'Q', 0, fluidfr);
P_evap     = PropsSI('P','T',Tevap+273.15, 'Q', 1, fluidfr);

%% For dde23
% rho_r    = PropsSI('D','P', P_evap, 'H', Ir_Eout,✓
fluidf);
% CC       = 13.2;
% mdot_r   = CC*1e-6*50*rho_r ;

```

```

Ir_Eout = PropsSI('H', 'T',Tevap+5+273.15, 'P',P_evap,↵
fluidfr);
Tr_E = refp(fluidf,'HP',Ir_Eout,P_evap,'T',RP,z)-273.15;
S_Eout = refp(fluidf,'HP',Ir_Eout,P_evap,'S',RP,z);
Ir_iso = refp(fluidf,'SP',S_Eout,P_cond,'H',RP,z); %J/kg
eff_isen = 0.85;
ir_Cin = ((Ir_iso - Ir_Eout) / eff_isen ) + Ir_Eout;
X_r_Cout = (ir_Cin - hf_rc)/hfg_rc;
X_r_Cin = (ir_Cin - hf_re)/hfg_re;
X_r_Ein = (ir_Ein - hf_re)/hfg_re;

% ใช้ร่วมกันทั้ง evap
d_o = (7.97+0.35)*1e-3;
d_i = 7.97e-3; %wall thickness 0.35 mm
p_L = 22e-3; %longitudinal tube pitch (m,cc)
p_T = 19.05e-3;
Hf = 0.115e-3;

% geo_evap
Lx = 57.15e-3;
Ly = 1300e-3;
Lz = 242e-3;
p_F = 1.6e-3;

% geo_cond
d_oC = (7)*1e-3;
d_iC = 6.35e-3; %wall thickness 0.35 mm
p_LC = 20.5e-3; %longitudinal tube pitch (m,cc)
p_TC = 19.05e-3;
Hf = 0.115e-3;
Lx_C = 38.1e-3;
Lz_C = 759e-3;
Ly_C = 1503e-3;
p_F_C = 1.4e-3;

%
C8 = -5.8002206e3;
C9 = 1.3914993e0;
C10 = -4.8640239e-2;
C11 = 4.1764768e-5;
C12 = -1.4452093e-8;
C13 = 6.5459673e0;

```

```

cpcu          = 390; % J/kgK
cpd           = 921; % in J/kgK taken from Performance of an
internally cooled and heated desiccant-coated heat and mass
exchanger: Effectiveness criteria and design methodology
cpal          = 880;
cpa           = 1035; %
cpv           = 1864; %
params.al.density      = 2713; % taken from Analytical
model for melting in a semi-infinite PCM storage with an
internal fin
params.cu.density      = 8941; % taken from https://www.
metalalloyscorporation.com/heat-exchanger-copper-tubes.html
params.mdot_aC         = (rho_a*(vdot_ra + vdot_oa))/3600;
%kg/s
params.mdot_aC         = (rho_a*(vdot_oa))/3600; %kg/s
params.mdot_aEC        = (rho_a*vdot_sa)/3600; %kg/s
params.mdot_ra         = (rho_a*vdot_ra)/3600; %kg/s
params.mdot_ea         = (rho_a*vdot_ea)/3600; %kg/s

[out] = func_geo_mathematical(params);

% condenser
rho_rl_c = PropsSI('D', 'P', P_cond, 'Q', 0, fluidfr);
rho_rg_c = PropsSI('D', 'P', P_cond, 'Q', 1, fluidfr);
mu_rlc   = PropsSI('viscosity', 'P', P_cond, 'Q', 0,
fluidfr);
mu_rgc   = PropsSI('viscosity', 'P', P_cond, 'Q', 1,
fluidfr);
Pr_rlc   = PropsSI('Prandtl', 'P', P_cond, 'Q', 0, fluidfr);
lamda_rlc = PropsSI('conductivity', 'P', P_cond, 'Q', 0,
fluidfr);
hf_rc    = PropsSI('H', 'P', P_cond, 'Q', 0, fluidfr);
hg_rc    = PropsSI('H', 'P', P_cond, 'Q', 1, fluidfr);
hfg_rc   = hg_rc - hf_rc;

% evaporater
rho_rl_e = PropsSI('D', 'P', P_evap, 'Q', 0, fluidfr);
rho_rg_e = PropsSI('D', 'P', P_evap, 'Q', 1, fluidfr);
mu_rle   = PropsSI('viscosity', 'P', P_evap, 'Q', 0,
fluidfr);
mu_rge   = PropsSI('viscosity', 'P', P_evap, 'Q', 1,

```

```

cpcu          = 390; % J/kgK
cpd           = 921; % in J/kgK taken from Performance of an
internally cooled and heated desiccant-coated heat and mass
exchanger: Effectiveness criteria and design methodology
cpal          = 880;
cpa           = 1035; %
cpv           = 1864; %
params.al.density      = 2713; % taken from Analytical
model for melting in a semi-infinite PCM storage with an
internal fin
params.cu.density      = 8941; % taken from https://www.
metalalloyscorporation.com/heat-exchanger-copper-tubes.html
params.mdot_aC         = (rho_a*(vdot_ra + vdot_oa))/3600;
%kg/s
params.mdot_aC         = (rho_a*(vdot_oa))/3600; %kg/s
params.mdot_aEC        = (rho_a*vdot_sa)/3600; %kg/s
params.mdot_ra         = (rho_a*vdot_ra)/3600; %kg/s
params.mdot_ea         = (rho_a*vdot_ea)/3600; %kg/s

[out] = func_geo_mathematical(params);

% condenser
rho_rl_c = PropsSI('D', 'P', P_cond, 'Q', 0, fluidfr);
rho_rg_c = PropsSI('D', 'P', P_cond, 'Q', 1, fluidfr);
mu_rlc   = PropsSI('viscosity', 'P', P_cond, 'Q', 0,
fluidfr);
mu_rgc   = PropsSI('viscosity', 'P', P_cond, 'Q', 1,
fluidfr);
Pr_rlc   = PropsSI('Prandtl', 'P', P_cond, 'Q', 0, fluidfr);
lamda_rlc = PropsSI('conductivity', 'P', P_cond, 'Q', 0,
fluidfr);
hf_rc    = PropsSI('H', 'P', P_cond, 'Q', 0, fluidfr);
hg_rc    = PropsSI('H', 'P', P_cond, 'Q', 1, fluidfr);
hfg_rc   = hg_rc - hf_rc;

% evaporater
rho_rl_e = PropsSI('D', 'P', P_evap, 'Q', 0, fluidfr);
rho_rg_e = PropsSI('D', 'P', P_evap, 'Q', 1, fluidfr);
mu_rle   = PropsSI('viscosity', 'P', P_evap, 'Q', 0,
fluidfr);
mu_rge   = PropsSI('viscosity', 'P', P_evap, 'Q', 1,

```

```

fluidfr);
Cpl      = PropsSI('C', 'P', P_evap, 'Q', 0, fluidfr);
Pr_rle   = PropsSI('Prandtl', 'P', P_evap, 'Q', 0,
fluidfr);
lamda_rle = PropsSI('conductivity', 'P', P_evap, 'Q', 0,
fluidfr) ;
hf_re     = PropsSI('H', 'P', P_evap, 'Q', 0, fluidfr);
hg_re     = PropsSI('H', 'P', P_evap, 'Q', 1, fluidfr);
hfg_re    = hg_re - hf_re;

qst      = 2700000;
rho_a    = 1.2;
Ac       = out.geo.Ac;
AcC      = out.geoC.Ac;
Nr       = out.geo.Nr;
NrC      = out.geoC.Nr;
Dh       = out.geo.Dh;
DhC      = out.geoC.Dh;
dc       = out.geo.dc;
Ao       = out.geo.Ao;
AoC      = out.geoC.Ao;
Hd       = out.geo.Hd;
mdot_aC  = params.mdot_aC;
mdot_aEC = params.mdot_aEC;
mdot_ra  = params.mdot_ra;
mdot_ea  = params.mdot_ea;
Ma       = rho_a*out.geo.Vol_air;
Mcu      = params.cu.density*out.geo.Vol_cu;
Mal      = params.al.density*out.geo.Vol_fin;
Md       = Ao*Hd*params.desiccant.density ;
Ma_C     = rho_a*out.geoC.Vol_air;
Mcu_C    = params.cu.density*out.geoC.Vol_cu;%
Mal_C    = params.al.density*out.geoC.Vol_fin;%

%refrigerant
At_in    = out.geo.At_in;
At_inC   = out.geoC.At_in;
At       = (pi*(d_i^2))/4;
G        = mdot_r/At ;
g        = 9.81 ; %m/s^2
Vol_refrig_C = out.geoC.Vol_refrig;
Vol_refrig_E = out.geo.Vol_refrig;

```

```

% initial
y1 = ir_Cin;
y2 = Ta_Cin;
y3 = Ta_Cin;
y4 = Ir_Eout;
y5 = Ta_Ein;
y6 = Ta_Ein;

hamb = 1.006*(Ta_Ein-273.15)+((Ya_Ein)*(2501+(1.805*(Ta_Ein-273.15)))) ; %Tdb (Celsius) ,ที่แทนค่าแล้วต้องหน่วย W (kg/kg) =
h_amb (kJ/kg)
i = 1;
xs = -1*ts;
x = -1*ts;
tf2 = 0;

time = [0];
Xr_C = [X_r_Cin];
Xr_E = [X_r_Ein];

mdot_evap = mdot_aEC; %kg/s
mdot_if = mdot_ea;
hf_Tamb = refp('water','TQ',Tamb+273.15,0,'H',RP,z);
hg_Tamb = refp('water','TQ',Tamb+273.15,1,'H',RP,z);
hfg = (hg_Tamb - hf_Tamb)*1e-3; %kJ/kg
Cpambient = refp(fluid,'TP',Tamb+273.15,p_atm,'CP',RP,z);
Cpamb = Cpambient*1e-3; %kJ/kg K
Cpr = Cpamb;
Cpm = Cpamb;
Cpe = Cpamb;
rho_amb = refp(fluid,'TP',Tamb+273.15,p_atm,'D',RP,z);

% การไหลลดอาคาร
q_pl = 55e-3*27;
q_ps = 75e-3*27;
q_light = 1.62e-3;
q_appl_s = (690+87+100)*1e-3;
q_appl_l = (30+50)*1e-3 ;

```

```

A = 3.3; %m^2
SC= 1;
SHGF= 117*1e-3;
CLF = 0.19;%-๒13 ตามเวลา
q_sol = A*SC*SHGF*CLF;%kW

w = 9; %width [m]
h = 2.5; %height [m]
l = 8.5; %lenght [m] 8.5
Vol_r = w*h*l;
Mr = rho_amb*Vol_r;

U_floor = 3.29*1e-3 ;%kW
A_floor = w*l ;%m^2
U_roof = 0.744*1e-3 ;%kW
A_roof = w*l ;%m^2
U_NE = 2.9*1e-3 ;%kW
A_NE = w*h ;%m^2
U_NW = 2.9*1e-3;%kW
A_NW = l*h ;%m^2
U_SE = 2.9*1e-3 ;%kW
A_SE = l*h ;%m^2
U_SW = 6.3*1e-3 ;%kW
A_SW = w*h ;%m^2
UA = U_floor*A_floor + U_roof*A_roof + U_NE*A_NE + U_NW*A_NW✓
+ U_SE*A_SE + U_SW*A_SW ;

for cc = 1:length(RHa)

Tamb = Tamb(cc);
mdot_r = 0.05;
RHamb = RHa(cc);
Wamb =fun_det_abs_humidity_RH(Tamb,RHamb);

Troom(1,cc) = Tamb;
Tm(1,cc) = Tamb;
Wr(1,cc) = Wamb;
Wm(1,cc) = Wamb;
RHr(1,cc) = RHamb*100;

Tac = Tamb+273.15;
Tdc = Tamb+273.15;

```

```

Tae = Tamb+273.15;
Tde = Tamb+273.15;

Ta_Cin = Tamb +273.15;
Ta_Ein = Tamb +273.15;
Ya_Cin = Wamb;
Ya_Ein = Wamb;
W_Cin = 0.30;
W_Ein = 0.125;

time_fanal = 1800; %sec
time_step = ts; %sec
N = time_fanal / time_step;
t_span1 = linspace(0,time_fanal,N);
x = 0;
for m = 2:N

    if Troom(m-1,cc) > setTr_up
        check = 1;
    elseif Troom(m-1,cc) <=setTr_low
        check = 0;
    end
    tf = x + time_step;
    if check == 1

        Y_init = [ir_Cin Tac Tdc Ir_Eout Tae Tde];
        soll = ode23(@(t,y) func_ODE_Governing13(t,y,
params,out),[x tf] ,Y_init );

        irc = soll.y(1,length(soll.x));
        Tac = soll.y(2,length(soll.x));
        Tdc = soll.y(3,length(soll.x));
        ire = soll.y(4,length(soll.x));
        Tae = soll.y(5,length(soll.x));
        Tde = soll.y(6,length(soll.x));

    end

    x = t_span1(m); %time
    y1(m,cc) = irc;
    y2(m,cc) = Tac;
    y3(m,cc) = Tdc;

```

```

y4(m,cc) = ire;
y5(m,cc) = Tae;
y6(m,cc) = Tde;
mdot_ref(m,cc) = mdot_r;
    %% cal Room
    Ts(m,cc) = Tae-273.15;
    Ws(m,cc) = Ya_Ein;
    RHs(m,cc) = func_find_RH_humidity_percent_unit(Ws(m,cc),✓
Ts(m,cc));

    if RHs(m,cc) >= 100
        Ws(m,cc) =fun_det_abs_humidity_RH(Ts(m,cc),1);

    end

mdot_e = mdot_evap*n_dchp;
c1 = (Mr*Cpr/ts) + UA + mdot_if*Cpamb;
c2 = mdot_e*Cpe;
c3 = (mdot_e - mdot_if)*Cpr;
c4 = -mdot_e*Cpm;
c5 = (Mr*hfg/ts) + mdot_if*hfg;
c6 = mdot_e*hfg;
c7 = mdot_e - mdot_if;
c8 = -mdot_e;

b1 = (Mr*Cpr/ts)*Troom(m-1,cc) + mdot_e*Cpe*Ts(m,cc) +✓
q_sol + q_ps + q_light + q_appl_s + UA*Tamb +✓
mdot_if*Cpamb*Tamb;
b2 = -mdot_if*Cpamb*Tamb;
b3 = (Mr*hfg/ts)*Wr(m-1,cc) + mdot_e*hfg*Ws(m,cc) +✓
mdot_if*hfg*Wamb + q_pl+ q_appl_l;
b4 = -mdot_if*Wamb;

A11 = c1;
A12 = c2;
A21 = c3;
A22 = c4;
A33 = c5;
A34 = c6;
A43 = c7;
A44 = c8;

```

```

A = [A11 A12 A13 A14; A21 A22 A23 A24; A31 A32 A33 A34;
A41 A42 A43 A44];
b = [b1; b2; b3; b4];

X = A\b;
Troom(m,cc) = X(1);
Tm(m,cc) = X(2);
Wr(m,cc) = X(3);
Wm(m,cc) = X(4);
RHr(m,cc) = func_find_RH_humidity_percent_unit(Wr(m,cc),
Troom(m,cc));

%% cal output performance
hmix(m-1,cc) = 1.006*(Tm(m-1,cc)) + ((Wm(m-1,cc))*(2501+
(1.805*(Tm(m-1,cc))))); %Tdb (Celsius) , W (kg/kg)
hsupply(m,cc) = 1.006*(Ts(m,cc)) + ((Ws(m,cc))*(2501+
(1.805*(Ts(m,cc))))); %Tdb (Celsius) , W (kg/kg)
h_dce(m,cc) = 1.006*(Tae-273.15) + ((Ws(m,cc))*(2501+
(1.805*(Tae-273.15))))); %Tdb (Celsius) , W (kg/kg)
hs_dcc(m,cc) = 1.006*(Ta_Cin -273.15) + ((Ya_Cin)*(2501+
(1.805*(Ta_Cin -273.15))))); %Tdb (Celsius) , W (kg/kg)
h_dcc(m,cc) = 1.006*(Tac-273.15) + ((Ya_Cin)*(2501+
(1.805*(Tac-273.15))))); %Tdb (Celsius) , W (kg/kg)

TD_De(m,cc) = Tm(m-1,cc) - Ts(m,cc);
TD_DC(m,cc) = Tm(m-1,cc) - (Tae-273.15);
TD_DCC(m,cc) = (Tac-273.15) - (Ta_Cin-273.15);
HD_De(m,cc) = (Wm(m-1,cc) - Ws(m,cc))*1e3;
X_r_C(m,cc) = (irc - hf_rc)/hfg_rc;
X_r_E(m,cc) = (ire - hf_re)/hfg_re;
S_Eout = reff(fluidf,'HP',ire,P_evap,'S',RP,z);
Ir_iso = reff(fluidf,'SP',S_Eout,P_cond,'H',RP,z); %
J/kg
eff_isen = 0.85;
Ir_Cin = ((Ir_iso - ire) / eff_isen) + ire;
Pcm(m,cc) = (0.9*mdot_r*(Ir_Cin - ire)*n_dchp)*1e-3 ;%
[kW]
Pfan = (0.4+0.8); %kw ของ fan ทั้ง dehum. และ regen.
คำนวณจาก volumn flow rate
Qr_deh(m,cc) = mdot_r*abs(irc -ire)*n_dchp;
Qr_dcc(m,cc) = mdot_r*abs(Ir_Cin -irc)*n_dchp;

```

```

COPr(m,cc) = Qr_deh(m,cc)/Pcm(m,cc) ;
COPref(m,cc)= Qr_deh(m,cc)/(Pcm(m,cc)+Pfan) ;
mrc(m,cc)   = (Wm(m-1,cc) - Ws(m,cc))*n_dchp*1e3; %kg/kg
QDEH(m,cc)  = mdot_evap*(hmix(m-1,cc)-hsupply(m,cc))*
*n_dchp; % [kW]
Qlat(m,cc)  = mdot_evap*hfg*(Wm(m-1,cc)-Ws(m,cc))*n_dchp;✓
%DCHP 2 เครื่อง [kW]
Qsen(m,cc)  = QDEH(m,cc) - Qlat(m,cc);
COPa(m,cc)  = QDEH(m,cc)/(Pcm(m,cc));
COPair(m,cc)= QDEH(m,cc)/(Pcm(m,cc)+Pfan) ;
Q_DC(m,cc)  = mdot_evap*(hmix(m-1,cc)-h_dce(m,cc))*n_dchp;✓
% [kW]
Q_DCC(m,cc) = mdot_evap*abs(hs_dcc(m,cc)-h_dcc(m,cc))*
*n_dchp; % [kW]

Ta_Ein = Tm(m,cc)+273.15;
Ya_Ein = Wm(m,cc);
Ir_Eout = PropsSI('H','T',Tevap+5+273.15,'P',P_evap,✓
fluidfr);
ir_Cin  = PropsSI('H','P',P_cond,'T',Tcond-5+273.15,✓
fluidfr);

time= [time;x];

if Troom(m-1,cc) <= setTr_low
    check = 0;
    break
end

end

if check == 0
tm = time(length(time),1);
x = tm+ts
y1(m,cc) = irc;
y2(m,cc) = Tac;
y3(m,cc) = Tdc;
y4(m,cc) = ire;
y5(m,cc) = Tae;

```

```

y6(m,cc) = Tde;

%% cal Room while DCAC not working
c9 = (Mr*Cpr/ts) + UA + mdot_if*Cpamb;
c10 = (Mr*hfg/ts)+ mdot_if*hfg;

b5 = (Mr*Cpr/ts)*Troom(m-1,cc) + q_sol + q_ps + q_light +✓
q_appl_s + UA*Tamb + mdot_if*Cpamb*Tamb;
b6 = (Mr*hfg/ts)*Wr(m-1,cc) + q_pl+ q_appl_l +✓
mdot_if*hfg*Wamb ;

D11 = c9;
D21 = c10;

A = [D11 0 ;0 D21];
b = [b5;b6];

X = A\b;
Troom(m,cc) = X(1);
Wr(m,cc) = X(2);
RHr(m,cc) = func_find_RH_humidity_percent_unit(Wr(m,cc),✓
Troom(m,cc));

Tm(m,cc) = Troom(m,cc);
Wm(m,cc) = Wr(m,cc);

Ta_Ein = Tm(m,cc)+273.15;
Ya_Ein = Wm(m,cc);
TD_DeH(m,cc) = 0;
TD_DC(m,cc) = 0;
TD_DCC(m,cc) = 0;
HD_DeH(m,cc) = 0;
HD_DC(m,cc) = 0;
HD_DCC(m,cc) = 0;
X_r_C(m,cc) = (irc - hf_rc)/hfg_rc;
X_r_E(m,cc) = (ire - hf_re)/hfg_re;
% Amount n_dchp = 2
Pcm(m,cc) = 0;% [kW]
Pfan = 0; %kw ของ fan ทั้ง dehum. และ regen.คำนวณจาก✓
volumn flow rate
Qr_deh(m,cc) = 0;
Qr_dce(m,cc) = 0;

```

```

Qr_dcc(m,cc) = 0;
mrc(m,cc) = 0; %kg/kg
QDEH(m,cc) = 0; % [kW]
Qlat(m,cc) = 0; %DCHP 2 เครื่อง [kW]
Qsen(m,cc) = 0;
Q_DC(m,cc) = 0; % [kW]
Q_DCC(m,cc) = 0; % [kW]
time= [time;x];

if Troom(m-1,cc) > setTr_up
    check = 1;
    break
end
end
ttime(m,cc) = x;
end

%% plot graph

A0T_room(cc) = mean(Troom(:,cc))
A0RH_room(cc) = mean(RHr(:,cc))
A0Tsupply(cc) = mean(Ts(:,cc))
A0Wsupply(cc) = mean(Ws(:,cc))
A0MRC(cc) = mean(mrc(:,cc))
A0COP_a(cc) = mean(COPa(:,cc))
A0Pcm(cc) = mean(Pcm(:,cc))
A0COP_r(cc) = mean(COPr(:,cc))
A0Qlatp(cc) = mean(Qlat(:,cc))
A0Qsenp(cc) = mean(Qsen(:,cc))
A0QDEH(cc) = mean(QDEH(:,cc))
cc = cc +1 ;
end
toc

```

ภายในโปรแกรมหลักของระบบปรับอากาศแบบอัดไอมีฟังก์ชันเพิ่มเติมที่ใช้ในการคำนวณ ดังนี้

1. ฟังก์ชันคำนวณหาความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศ (รูปแบบของฟังก์ชันจะเหมือนกับเครื่องปรับอากาศที่เคลือบสารดูดความชื้น)
2. ฟังก์ชันคำนวณหาความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ (รูปแบบของฟังก์ชันจะเหมือนกับเครื่องปรับอากาศที่เคลือบสารดูดความชื้น)



3. ฟังก์ชันคำนวณข้อมูลเชิงเรขาคณิตของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เคลือบด้วยสารดูดความชื้น

```
function [out] = func_geoVC_mathematical(params)
global p_TC p_LC d_oC d_iC d_o d_i p_L p_T Hf Lx Ly Lz p_F
Lx_HX Ly_HX Lz_HX p_F_HX

% Ac = minimum free flow area หรือ Ao ใน paper Mathematical
% Afr = frontal area = Ly*Lz
% Ao = wetted area of DCHE
% d_c = tube collar diameter
% d_T_o = outter diameter of tube
% Dh = hydraulic diameter (m)
% Hd = desiccant layer thickness (m)
% Hf = fin thickness (m)
% Lx = length of the fin along direction of air flow (m) = L
in
% Heat transfer and friction characteristics of plain fin-
and-tube heat exchangers, part II Correlation
% Ly = width of the fin (m)
% Lz = tube length (height of HX) (m)
% Nf = number of fins
% Nr = number of tube rows
% Nt = total number of tubes
% p_F = fin pitch (m)
% p_L = longitudinal tube pitch (m)
% p_T = transverse tube pitch (m)
% Re = Reynolds number based on collar diameter and maximum
velocity
% Vol = effective volume of DCHE
% sigma = ratio of minimum free flow are to frontal area
% alpha = ratio of heat transfer area on air side to volume
of a HX
% Formula taken from Section 8.2 pp. 569 - 572 of
% Ramesh K. Shah, Dusan P. Sekulic - Fundamentals of Heat
Exchanger Design-John Wiley & Sons (2003)

Nf = floor(Ly_HX/p_F_HX); %number of fin
Nt = floor(Lx_HX*Lz_HX/(p_LC*p_TC)); % number of tube
a2p2 = (p_TC - d_oC) - (p_TC - d_oC)*Nf*(Hf)/Lz_HX;
b2p2 = 2*(sqrt((0.5*p_TC)^2 + p_LC^2) - d_oC - (p_TC - d_oC)
*Nf*(Hf)/Lz_HX);
c2p = min(a2p2,b2p2);
Ac = Lz_HX*((Ly_HX/p_TC - 1)*c2p + (p_TC - d_oC) - (p_TC -
d_oC)*Nf*(Hf)/Lz_HX); % Ac = minimum free flow area
```

```

Ao = pi*d_oC*(Ly_HX - Nf*( Hf))*Nt + 2*Nf*(Lx_HX*Lz_HX - Nt*✓
25*pi*(d_oC^2)) + 2*Lz_HX*Nf*(Hf); % Ao = wetted area of DCHE
At_in = pi*d_iC*Ly_HX*Nt; % area in pipe
Nr = floor(Lx_HX/p_LC); % number of tube row
Afr = Ly_HX*Lz_HX;
Vol = Lx_HX*Ly_HX*Lz_HX;
alpha = Ao/Vol;
sigma = Ac/Afr;
Dh = 4*sigma/alpha;
Vol_cu = Nt*.25*pi*(d_oC^2 - d_iC^2)*Ly_HX;
Vol_fin = Nf*Lz*Hf*Lx_HX - Nt*.25*pi*(d_oC^2)*Hf;
Vol_refrig = Nt*.25*pi*(d_iC^2)*Ly_HX;
Vol_air = Vol - Nf*Lz_HX*(Hf)*Lx_HX - Nt*.25*pi*(d_oC^2)*✓
(Ly_HX-Nf*(Hf));
out.geoHX.Ac = Ac;

out.geoHX.Ao = Ao;
out.geoHX.At_in = At_in;
out.geoHX.Nr = Nr;
out.geoHX.Afr = Afr;
out.geoHX.Dh = Dh;
out.geoHX.Vol_cu = Vol_cu;
out.geoHX.Vol_fin = Vol_fin;
out.geoHX.Vol_refrig = Vol_refrig;
out.geoHX.Vol_air = Vol_air;

end

```

4. ฟังก์ชันคำนวณระบบสมการควบคุม

```
function [dy] = func_ODE_GoverningVC(t, y,params,out)

global p_TC p_LC d_oC d_iC hr_E_o hr_C_o hr_C_o ir_Ein ts✓
X_r_Cin X_r_Ein X_r_Cin Ir_Eout RP z fluid fluidf fluidfr✓
P_cond P_evap Pcri M_w p_atm d_o d_i p_L p_T Hf Lx Ly Lz p_F✓
Lx_C Ly_C Lz_C p_F_C massdesiccant mdot_r cpcu cpal cpd cpa✓
cpv rho_rl_c rho_rg_c hf_rc hg_rc hfg_rc mu_rlc mu_rgc Pr_rlc✓
lamda_rlc rho_rl_e rho_rg_e mu_rle mu_rge Cpl Pr_rle✓
lamda_rle hf_re hg_re hfg_re C8 C9 C10 C11 C12 C13 Ta_Cin✓
Ta_Ein Ya_Cin Ya_Ein qst rho_a Ac AcC Nr NrC Dh DhC dc Ao AoC✓
Hd mdot_aC mdot_aEC Ma Mcu Mal Md Ma_C Mcu_C Mal_C At_in✓
At_inC At G g Vol_refrig_C Vol_refrig_E mdot_ra mdot_ea

y1 = y(1);%Ir_C
y2 = y(2);%Ta_C
y3 = y(3);%Tce_C
y4 = y(4);%Ir_E
y5 = y(5);%Ta_E
y6 = y(6);%Tce_E

% cond
[hr_C,Tr_C,Mr_C,Ir_Cin]=func_refrig_cond(y1,X_r_C,y4,RP,z,✓
mdot_r,y1,y3,G,At_inC,out,d_iC,fluidf,P_cond,P_evap,rho_rl_c,✓
rho_rg_c,hf_rc,hg_rc,hfg_rc,mu_rlc,mu_rgc,Pr_rlc,lamda_rlc,✓
hr_C_o);
[KyC,haC] = func_air(Ta_Cin,y2,p_atm,fluid,NrC,mdot_aC,rho_a,✓
AcC,DhC,p_F_C,p_L,p_T,dc,cpa,Lx_C,Lz_C,AoC);

hr_C_o = hr_C;

dy(1) = (mdot_r*(Ir_Cin- y1) + At_inC*hr_C*(y3-Tr_C))/Mr_C;

dy(2) = ((mdot_aC*cpa)*(Ta_Cin-y2) + (AoC*haC)*(y3-y2))/✓
(Ma_C*cpa);

dy(3) = (AoC*haC*(y2-y3)+ At_inC*hr_C*(Tr_C-y3))/✓
(Mcu_C*cpcu+Mal_C*cpal);

% Evap
[hr_E,Tr_E,Mr_E] = func_refrig_Evap(y4,P_evap,d_i,G,RP,z,g,✓
Pcri,mdot_r,y4,y1,y6,At_in,M_w,Vol_refrig_E,X_r_E,fluidf,✓
fluidfr,rho_rl_e,rho_rg_e,mu_rle,mu_rge,Cpl,Pr_rle,lamda_rle,✓
```

```

hf_re,hg_re,hfg_re,hr_E_o);
[KyE,haE] = func_air(Ta_Ein,y5,p_atm,fluid,Nr,mdot_aEC,✓
rho_a,Ac,Dh,p_F,p_L,p_T,dc,cpa,Lx,Lz,Ao);
hr_E_o = hr_E;

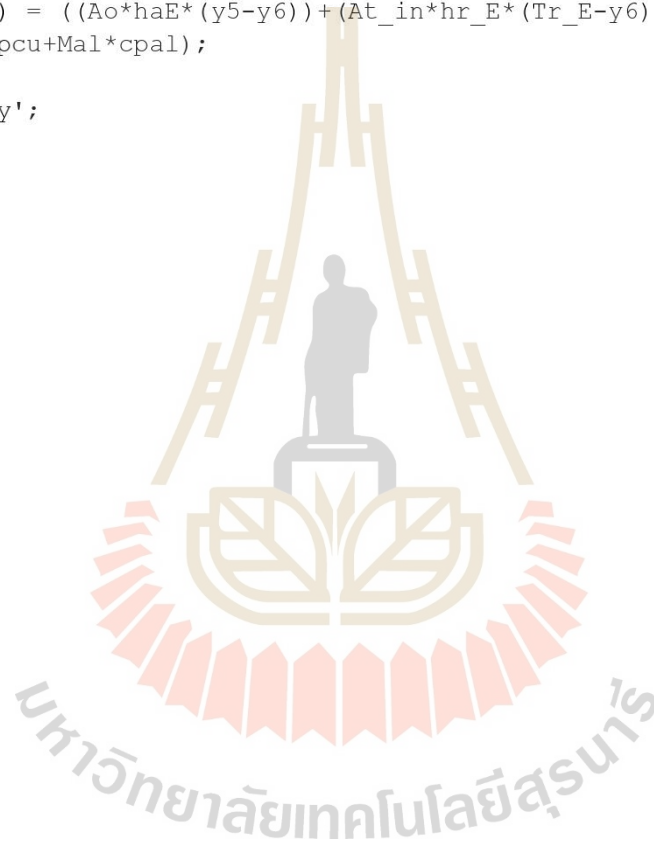
dy(4) = (mdot_r*(y1- y4) + At_in*hr_E*(y6-Tr_E))/Mr_E;

dy(5) = ((mdot_aEC*cpa)*(Ta_Ein-y5) + (Ao*haE)*(y6-y5))/✓
(Ma*cpa);

dy(6) = ((Ao*haE*(y5-y6))+(At_in*hr_E*(Tr_E-y6)))/✓
(Mcu*cpcu+Mal*cpal);

dy = dy';
t
end

```



ภาคผนวก ง
บทความทางวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในระหว่างศึกษา



บทความทางวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในระหว่างศึกษา

จุฬาลักษณ์ อินชนะและอาทิตย์คุณศรีสุข. (2565). การวิเคราะห์ปัจจัยที่ส่งผลกระทบต่อวัฏจักรคาร์บอนสำหรับแหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิ 210 และ 230 องศาเซลเซียส. การประชุมวิชาการการถ่ายทอดผลงานความรู้และมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อน และกระบวนการ ครั้งที่ 21, โรงแรม วินทรี ซิตี้ รีสอร์ท จังหวัดเชียงใหม่, 10-11 มีนาคม 2565

จุฬาลักษณ์ อินชนะและอาทิตย์คุณศรีสุข. (2566). สมรรถนะการลดความชื้นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ผิวเคลือบด้วยสารดูดความชื้นที่ต่อกัน. การประชุมวิชาการการถ่ายทอดผลงานความรู้และมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อน และกระบวนการ ครั้งที่ 22, โรงแรม เดอะ มันทรี จังหวัดเชียงราย, 9-10 มีนาคม 2566

ก้องนที วัฒนานุกูลิทธิ, จุฬาลักษณ์ อินชนะ และอาทิตย์คุณศรีสุข. (2567). การศึกษาผลกระทบของกาว 5 ชนิดต่อการดูดซับ อัตราการแพร่ และการระเหยในผ้าที่ติดบนแผ่นอะลูมิเนียม. *Journal of Science & Technology MSU*, 43(4).

จุฬาลักษณ์ อินชนะและอาทิตย์คุณศรีสุข. (2567). การประเมินสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศที่มีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เคลือบสารดูดความชื้นภายใต้สภาพอากาศที่เปลี่ยนแปลง. การประชุมวิชาการการถ่ายทอดผลงานความรู้และมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อน และกระบวนการ ครั้งที่ 23, โรงแรม อีโค โคซี่ บีชฟรอนท์ รีสอร์ท จังหวัดเพชรบุรี, 14-15 มีนาคม 2567

การศึกษาผลกระทบของกาว 5 ชนิดต่อการดูดซับ อัตราการแพร่ และการระเหยในผ้าที่ติดบนแผ่นอะลูมิเนียม

Investigation of the impact of five adhesives on the absorption, diffusion rate, and evaporation in fabric attached to aluminum plate

ก้องนที วัฒนานุสิทธิ์¹, จุฬาลักษณ์ อินชนะ¹, อาทิตย์ คุณศรีสุข²

Kongnatee Wattananusit¹, Chulaluk Inchana¹, Atit Koonsrisuk²

บทคัดย่อ

การศึกษานี้เป็นการศึกษาเชิงทดลองที่มีวัตถุประสงค์เพื่อหาชนิดของกาวที่เหมาะสมสำหรับการปรับปรุงการดูดซับ อัตราการแพร่และความสามารถในการระเหยน้ำของผ้าซึ่งช่วยยกระดับความสามารถในการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย วิธีการศึกษาจะเปรียบเทียบกาว 5 ชนิด ที่ใช้ติดผ้าเข้ากับแผ่นอลูมิเนียม ประเมินการดูดซับและอัตราการแพร่ของน้ำในผ้าโดยการสังเกตพฤติกรรมของน้ำที่หยดลงบนผ้า ขณะที่ความสามารถในการระเหยประเมินจากความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศที่ไหลผ่านผ้าเปียกที่ติดตั้งในชุดทดสอบ เมื่อเปรียบเทียบอัตราการแพร่ของน้ำ การระเหยของน้ำ และราคาต่อหน่วยมวลของกาว พบว่า กาว Draga เหมาะที่สุดที่จะใช้ติดผ้าเข้ากับอลูมิเนียม โดยชิ้นงานที่ใช้กาว Draga มีอัตราการแพร่ของน้ำมากกว่ากาว SikaFlex 740, Hot glue, และ SA เท่ากับ 5.64 เท่า, 7.36 เท่า, และ 11.52 เท่า ตามลำดับ ขณะที่ความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศที่ทางออกของชุดทดสอบเมื่อใช้กาว Draga เท่ากับ 16.91 g/kg ซึ่งมากกว่ากาว SikaFlex 740, Hot glue, และ SA เท่ากับ 22.17%, 22.46%, และ 26.70% ตามลำดับ นอกจากนี้ กาว Draga มีราคาถูกกว่ากาวชนิดอื่นประมาณ 2 เท่า ผลการศึกษานี้แสดงให้เห็นว่า การใช้กาว Draga สามารถเพิ่มอัตราการแพร่ของน้ำ การระเหยน้ำ และความสามารถในการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยได้อย่างมีนัยสำคัญ

คำสำคัญ: การทำความเย็นแบบน้ำระเหย, กาว, การดูดซับ, อัตราการแพร่ของน้ำ, การระเหย

Abstract

The objective of this experimental study is to identify a suitable type of adhesive that can effectively enhance the absorbency rate and water evaporation capacity of fabrics, consequently improving the cooling capacity of evaporative coolers. Five distinct adhesives, utilized as binders between fabric and aluminum, were compared. The water absorption and diffusion rate through the adhered fabric onto the aluminum workpiece was evaluated by observing the behavior of water droplets. The evaporation capacity was measured by assessing the outlet humidity ratio of air after flowing over the wetted sample in a test rig. Among the tested adhesives, Draga glue demonstrated superior performance in terms of water diffusion rate, evaporation, and cost per unit mass. With Draga glue, water diffusion rates were 5.64, 7.36, and 11.52 times higher than those of

¹ นักศึกษาปริญญาโท, ² ผู้ช่วยศาสตราจารย์, สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี อำเภอเมือง จังหวัดนครราชสีมา 30000

¹ Master student, ² Assistant professor, School of Mechanical Engineering, Institute of Engineering, Suranaree University of Technology, Mueang District, Nakhon Ratchasima 30000, Thailand

Corresponding author: atit@sut.ac.th

การประเมินสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศที่มีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเคลือบสารดูด
ความชื้นภายใต้สภาพอากาศที่เปลี่ยนแปลง
PERFORMANCE ASSESSMENT OF DESICCANT COATED AIR CONDITIONERS UNDER
DYNAMIC CLIMATIC CONDITIONS

จุฬาลักษณ์ อินชนะ

อาทิตย์ คุณศรีสุข

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

111 ถนนมหาวิทยาลัย ตำบลสุรนารี

อำเภอเมือง จังหวัดนครราชสีมา 30000

E-mail: atit@sut.ac.th

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้ศึกษาสมรรถนะการทำงานของเครื่องปรับอากาศที่ใช้อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่เคลือบด้วยสารดูดความชื้น (Desiccant coated heat exchanger air conditioner, DCAC) ซึ่งใช้สารดูดความชื้นมาเคลือบที่คอยล์ร้อนและคอยล์เย็นของระบบปรับอากาศ ในการศึกษาได้พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ด้วยโปรแกรม MATLAB ร่วมกับโปรแกรม REFPROP และศึกษาสมรรถนะภายใต้สภาพภูมิอากาศของประเทศไทย ตั้งแต่อุณหภูมิ 25 – 40°C ความชื้น 8 – 16 g/kg และศึกษาอิทธิพลของระยะเวลาการสลับโหมดระหว่างกระบวนการดูดความชื้นกับไล่ความชื้นตั้งแต่ 3 – 11 นาที ผลวิจัยพบว่า เครื่อง DCAC ให้กำลังการทำความเย็นสูงสุด เท่ากับ 13.1 kW ที่ 32.5 °C, 16 g/kg ปริมาณการลดความชื้นสูงสุด เท่ากับ 4.15 g/kg ที่ 30 °C, 16 g/kg และระยะเวลาสลับโหมดในสภาวะที่ทดสอบที่ทำให้ได้กำลังการทำความเย็นและปริมาณการลดความชื้นสูงสุด เท่ากับ 3 นาที

คำสำคัญ: เครื่องปรับอากาศ, อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนเคลือบสารดูดความชื้น, สภาพภูมิอากาศ, การประเมินสมรรถนะ, กำลังการทำความเย็น, ปริมาณการลดความชื้น

Abstract

This study investigates the performance characteristics of a Desiccant Coated Heat Exchanger Air Conditioner (DCAC), which integrates a moisture-absorbing substance on its evaporator and condenser. Utilizing MATLAB and REFPROP software, a mathematical model was developed to simulate the performance of the DCAC under the climatic conditions of Thailand. These conditions include temperatures from 25 to 40 °C and humidity ratios of 8 to 16 g/kg. The study also explores the optimal switching time for the DCAC's dehumidification and regeneration modes, testing intervals between 3 to 11 minutes. Results show that the DCAC system attains its peak cooling power of 13.1 kW at 32.5 °C and a humidity ratio of 16 g/kg. The most significant moisture removal observed is 4.15 g/kg at 30 °C and a humidity ratio of 16 g/kg. An optimal switching time of 3 minutes was found to be most beneficial for maximizing the DCAC's cooling power and moisture removal capabilities in the tested conditions.

Keywords: Air Conditioner, Heat Exchanger with Desiccant Coating, Climatic Conditions, Performance Assessment, Cooling Capacity, Moisture Removal

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ประวัติผู้เขียน

นางสาวจุฬาลักษณ์ อินชนะ เกิดเมื่อวันที่ 8 พฤศจิกายน พ.ศ. 2540 ภูมิลำเนาอยู่ที่ ต.ด่านใน อ.ด่านขุนทด จ.นครราชสีมา เริ่มเข้าศึกษาระดับประถมศึกษา ณ โรงเรียนบ้านพระมะขามสามัคคี ในระดับมัธยมศึกษาตอนต้น ณ โรงเรียนพงษ์ศิริวิทยา และระดับมัธยมศึกษาตอนปลาย ณ โรงเรียนวิทยาศาสตร์จุฬาภรณราชวิทยาลัย บุรีรัมย์ โดยได้ศึกษาสำเร็จการศึกษาระดับปริญญาตรีสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล (หลักสูตรวิศวกรรมเครื่องกล) สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี พ.ศ. 2563 ในปีเดียวกัน ได้เข้าศึกษาต่อระดับปริญญาโท ที่มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ในสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลและระบบกระบวนการ (หลักสูตรวิศวกรรมเครื่องกล) ในระหว่างการศึกษา ระดับปริญญาโท ได้รับมอบหมายเป็นผู้ช่วยสอนในวิชาปฏิบัติการ 5 วิชา ได้แก่ เขียนแบบวิศวกรรม1 เขียนแบบวิศวกรรม2 ปฏิบัติการวิศวกรรมเครื่องกล ปฏิบัติการวิศวกรรมเครื่องกล2 ปฏิบัติการความร้อนและของไหล นอกจากนี้ ในระหว่างการศึกษาได้มีโอกาสร่วมกับวิจัยกับคณาจารย์ผู้ทรงคุณวุฒิ จนได้รับได้รับทุนสนับสนุนการวิจัยด้านนวัตกรรมเกษตรโครงการสนับสนุนทุนวิจัยแก่เครือข่ายภายนอก ประจำปีบัญชี 2565 ภายใต้ชื่อโครงการ “การพัฒนาระบบอบแห้งกัญชงที่ใช้พลังงานได้อย่างมีประสิทธิภาพและสมารถ” ได้เข้าร่วมการนำเสนอผลงานทางวิชาการ 3 งานประชุม และได้รับการเผยแพร่ผลงานผ่านการตีพิมพ์วารสารทางวิชาการจำนวน 1 ฉบับ ได้แก่

1. จุฬาลักษณ์ อินชนะ และอาทิตย์คุณศรีสุข. (2565). การวิเคราะห์ปัจจัยที่ส่งผลกระทบต่อวัฏจักรคาลินาสำหรับแหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิ 210 และ 230 องศาเซลเซียส. การประชุมวิชาการ การถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อน และกระบวนการ ครั้งที่ 21, โรงแรม วินทรี ซิตี้ รีสอร์ท จังหวัดเชียงใหม่, 10-11 มีนาคม 2565.
2. จุฬาลักษณ์ อินชนะ และอาทิตย์คุณศรีสุข. (2566). สมรรถนะการลดความชื้นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ผิวเคลือบด้วยสารดูดความชื้นที่ต่อกัน. การประชุมวิชาการการถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อน และกระบวนการ ครั้งที่ 22, โรงแรม เดอะ มัณฑินี จังหวัดเชียงราย, 9-10 มีนาคม 2566.
3. จุฬาลักษณ์ อินชนะ และอาทิตย์คุณศรีสุข. (2567). การประเมินสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศที่อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนเคลือบด้วยสารดูดความชื้นภายใต้สภาพอากาศที่เปลี่ยนแปลง. การประชุมวิชาการการถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อน และกระบวนการ ครั้งที่ 23, โรงแรม อีโค โคซี่ บีชฟรอนท์ รีสอร์ท จังหวัดเพชรบุรี, 14-15 มีนาคม 2567.
4. ก้องนที วัฒนานุกูลิธี, จุฬาลักษณ์ อินชนะ และอาทิตย์คุณศรีสุข. (2567). การศึกษาผลกระทบของกาว 5 ชนิดต่อการดูดซับ อัตราการแพร่ และการระเหยในผ้าที่ติดบนแผ่นอะลูมิเนียม. Journal of Science & Technology MSU, 43(4).