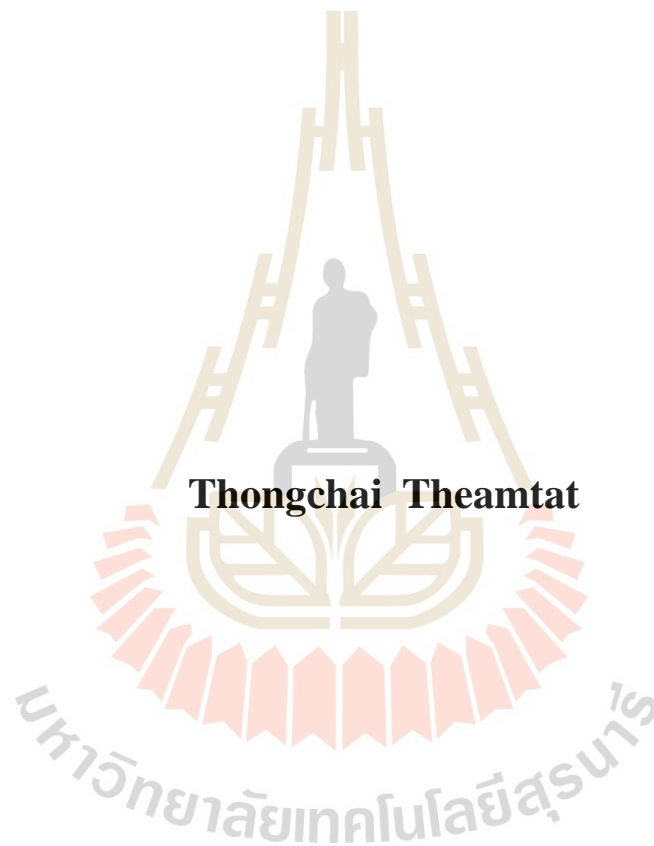


การจำลองและวิเคราะห์ระบบปรับอากาศแบบไฮบริดระหว่าง
ระบบทำความเย็นแบบน้ำระเหยกับระบบอัดไอ



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลและระบบกระบวนการ
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี
ปีการศึกษา 2562

**MODELING AND ANALYSIS OF A HYBRID EVAPORATIVE
COOLING VAPOR COMPRESSION AIR-CONDITIONING**



**A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirement for the
Degree of Doctor of Engineering in Mechanical and
Process System Engineering
Suranaree University of Technology
Academic Year 2019**

การจำลองและวิเคราะห์ระบบปรับอากาศแบบไฮบริดระหว่างระบบทำความเย็น
แบบน้ำระเหยกับระบบอัดไอ

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี อนุมัติให้นักวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์



(ผศ. ดร.กระวี ศรีอำรรค)

ประธานกรรมการ



(ผศ. ดร.อาทิตย์ คุณศรีสุข)

กรรมการ (อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์)



(รศ. ดร.บัณฑิต กฤดาคม)

กรรมการ



(ผศ. ดร.พรรษา ลิปลับ)

กรรมการ



(รศ. ร.อ. ดร.กนต์ธร ชานีประศาสน์)

รองอธิการบดีฝ่ายวิชาการและพัฒนาความเป็นสากล



(รศ. ดร.พรศิริ จงกล)

คณบดีสำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์

ธงชัย เทียมทัด : การจำลองและวิเคราะห์ระบบปรับอากาศแบบไฮบริดระหว่างระบบ
ทำความเย็นแบบน้ำระเหยกับระบบอัดไอ (MODELING AND ANALYSIS OF A HYBRID
EVAPORATIVE COOLING VAPOR COMPRESSION AIR-CONDITIONING)
อาจารย์ที่ปรึกษา : ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อาทิตย์ คุณศรีสุข, 159 หน้า.

ระบบปรับอากาศแบบไฮบริดนั้นเป็นการทำงานร่วมกันระหว่างเครื่องปรับอากาศอากาศ
แบบอัดไอ และเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย โดยผลของการประหยัดพลังงานสำหรับพื้นที่
ปรับอากาศจะได้ถูกนำเสนอ ในการศึกษาที่มีวัตถุประสงค์เพื่อเลือกกำหนดค่าที่เหมาะสมของ
ระบบ และทำการศึกษามรรถนะสำหรับสภาพแวดล้อมของจังหวัดนครราชสีมา กระบวนการ
แรกเริ่มจากการพัฒนาแบบจำลองเชิงตัวเลขสำหรับระบบปรับอากาศแบบไฮบริด โดยใช้
โปรแกรม MATLAB และทำงานร่วมกับโปรแกรม NIST REFPROP ซึ่งจะเป็พื้นฐานข้อมูล
สำหรับคำนวณคุณสมบัติของของไหลในระบบ ลำดับที่สองเป็นการตรวจสอบความถูกต้อง
ของแบบจำลองเชิงตัวเลขได้ทำการตรวจสอบกับการทดลองจริง โดยจะเป็นการเทียบกันระหว่าง
ผลจำลองเชิงตัวเลขเปรียบเทียบกับผลการทดลอง ลำดับที่สามศึกษาอิทธิพลของอากาศที่เข้าแกน
ทำความเย็น ขนาดของแกนทำความเย็น จำนวนแผ่นกัน และอัตราส่วนอัตราการไหลเชิงมวล
ของอากาศที่ไหลในช่องแห้งและช่องเปียก ที่มีผลต่อสมรรถนะต่อเครื่องทำความเย็นแบบ
น้ำระเหยได้ถูกศึกษาลำดับที่สี่ ระบบปรับอากาศที่ได้ทำการศึกษานั้นมีจำนวนสามลักษณะ
โดยมีดังต่อไปนี้ 1) ระบบที่นำอากาศจากบรรยากาศภายนอกไหลเข้าสู่ช่องแห้ง ในขณะที่อากาศเย็น
จากห้องปรับอากาศไหลเข้าสู่ช่องเปียกของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย 2) ระบบที่นำอากาศเย็น
จากห้องปรับอากาศไหลเข้าสู่ช่องแห้งขณะที่อากาศที่จ่ายเข้าสู่ห้องปรับอากาศจะถูกแบ่งออก
บางส่วนเพื่อจ่ายเข้าสู่ช่องเปียกสำหรับเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย หรือนำอากาศเย็นจาก
ห้องปรับใใส่เข้าสู่ช่องเปียกโดยตรง 3) ระบบที่นำอากาศจากบรรยากาศภายนอกไหลเข้าสู่ช่องแห้ง
ขณะที่อากาศที่จ่ายเข้าสู่ห้องปรับอากาศจะถูกแบ่งออกบางส่วนเพื่อจ่ายเข้าสู่ช่องเปียกสำหรับ
เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยหรืออากาศจากบรรยากาศภายนอกปรับใใส่เข้าสู่ช่องเปียกโดยตรง
โดยจากผลการจำลองพบว่าขนาดของช่องนั้นมีผลต่อประสิทธิภาพของอุณหภูมิกระเปาะเปียก
มากกว่าคุณสมบัติของอากาศทางเข้า สำหรับการทำความเย็นจากผลการจำลองพบว่ารูปแบบที่ 1
เป็นรูปแบบที่ใช้พลังงานในการปรับอากาศน้อยที่สุด และจากอาคาร 2 ขนาด โดยมีปริมาตร
เท่ากับ 36 ลูกบาศก์เมตร และ 241 ลูกบาศก์เมตร โดยพลังงานสุทธิที่ใช้ในระบบที่ 1 สำหรับห้อง
ปรับอากาศที่มีขนาดเท่ากับ 36 ลูกบาศก์เมตร และ 241 ลูกบาศก์เมตร พบว่าสามารถลดพลังงาน
สำหรับปรับอากาศลงได้ 17 เปอร์เซ็นต์ และ 18 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ เมื่อเปรียบเทียบกับพลังงาน
สำหรับการปรับอากาศที่ใช้เพียงเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอเพียงอย่างเดียว และสำหรับระบบ

ระบายนํ้าอากาศที่ปล่อยออกมาจากห้องและจ่ายเข้าสู่ห้องปรับอากาศจะมีอัตราการไหลเชิงมวลที่เท่ากันพบว่า เมื่อเพิ่มอัตราการไหลของอากาศที่ทำการระบายพลังงานสำหรับการปรับอากาศจะสามารถลดลงได้เมื่อใช้ระบบที่ 1 และระบบที่ 3 ในขณะที่จะเพิ่มขึ้นเมื่อใช้ระบบที่ 2

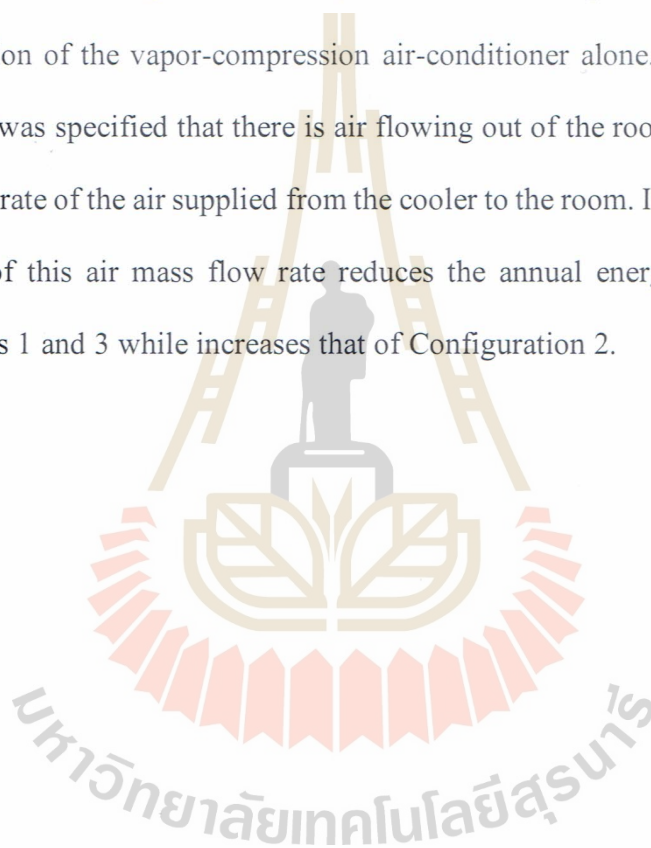


THONGCHAI THEAMTAT : MODELING AND ANALYSIS OF A
HYBRID EVAPORATIVE COOLING VAPOR COMPRESSION
AIR-CONDITIONING. THESIS ADVISOR : ASST. PROF.
ATIT KOONSRSISUK, Ph.D., 159 PP.

EVAPORATIVE COOLING/HYBRID COOLING SYSTEM/AIR-CONDITIONING/
ENERGY

A hybrid air conditioning system that incorporates a vapor-compression air-conditioner and indirect evaporative cooler has been proposed as an energy efficient option for space cooling. This study aims to select a proper system configuration and evaluate its performance for Nakhon Ratchasima Province. First, a numerical modeling of the hybrid air conditioning system was developed in MATLAB. The NIST REFPROP libraries were linked to determine the flow thermodynamic properties. Second, the accuracy of the model was validated by comparing numerical solutions to experimental data. Third, the effects of the air inlet condition, dimensions of channels, number of baffles, and ratio of air mass flow rate in the dry channels to one in the wet channels on the performance of an evaporative cooler were examined. Fourth, three system configurations were investigated, namely: 1) directing atmospheric air to the dry channel of the evaporative cooler while directing cool air from the room to the wet channel of the evaporative cooler, 2) directing cool air from the room to the dry channel while A. directing some part of the supply air from the dry channel to the wet channel or B. directing cool air from the room to the wet channel, 3) directing atmospheric air to the dry channel of the evaporative cooler while A. directing some part of the supply air from the dry channel to the wet channel or B. directing atmospheric air to the wet

channel. The results show that the channel dimensions have more impact on the wet bulb effectiveness of the cooler than the air inlet conditions. It was found that Configuration 1 has the lowest annual energy consumption. Two buildings with volume of 36 m^3 and 241 m^3 were simulated. The annual consumptions of Configuration 1 for 36-m^3 and 241-m^3 building are reduced by 17% and 18%, respectively, as compared to the consumption of the vapor-compression air-conditioner alone. For the sake of air ventilation, it was specified that there is air flowing out of the room and this equals to the mass flow rate of the air supplied from the cooler to the room. It was also found that the increase of this air mass flow rate reduces the annual energy consumptions of Configurations 1 and 3 while increases that of Configuration 2.



School of Mechanical Engineering

Academic year 2019

Student's Signature ธวัช เพ็ชรรัตน์

Advisor's Signature อ. น. น.

กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณ บุคคล และกลุ่มบุคคลดังต่อไปนี้ที่มีส่วนช่วยให้วิทยานิพนธ์นี้สำเร็จไปได้ด้วยดี เนื่องจากได้รับความช่วยเหลือจากบุคคลและกลุ่มบุคคลที่คอยให้คำแนะนำ และให้คำปรึกษาในการทำวิทยานิพนธ์ในการดำเนินงานและความรู้ทางด้านวิชาการ

อันดับแรกผู้วิจัยขอขอบพระคุณบิดา นายเล็ก เทียมทัต และมารดา นางสาวเขาวภา คชวงค์ รวมถึงครอบครัวที่สนับสนุน เป็นกำลังใจในการดำเนินงาน และสนับสนุนการศึกษาของผู้วิจัยได้ดี เป็นอย่างยิ่ง

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อาทิตย์ คุณศรีสุข อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ที่ให้คำปรึกษาอบรมสั่งสอน ผลักดันการทำงานวิจัย และแนวทางในการทำวิจัยรวมถึงแนะนำการเขียนวิทยานิพนธ์นี้จนเสร็จสมบูรณ์

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.กระวี ตรีอำนาจ (ประธานกรรมการ) รองศาสตราจารย์ ดร.บัณฑิต กฤตาคม (กรรมการ) และผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.พรรษา ลิบลับ (กรรมการ) ที่ให้คำแนะนำในการทำงานวิจัย และแนวทางในการเขียนวิทยานิพนธ์จนเสร็จสมบูรณ์

ทุนกิตติบัณฑิตมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารีที่ให้ความอนุเคราะห์ทุนในการทำงานวิจัย สำเร็จลุล่วงไปด้วยดี และสนับสนุนทุนการศึกษาของผู้วิจัย ทำให้วิทยานิพนธ์นี้เสร็จสมบูรณ์

สุดท้ายนี้ ผู้วิจัยขอขอบคุณ เพื่อน ๆ พี่ ๆ น้อง ๆ ภายในกลุ่มวิจัยทุกท่าน โดยเฉพาะอย่างยิ่ง คุณณัฐพล อำไพ ที่เป็นผู้สร้างเครื่องทำความเย็นแบบระเหยน้ำจึงทำให้ผู้วิจัยสามารถเทียบวัดผลการจำลองได้

ธงชัย เทียมทัต

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อ (ภาษาไทย).....	ก
บทคัดย่อ (ภาษาอังกฤษ).....	ค
กิตติกรรมประกาศ.....	จ
สารบัญ.....	ฉ
สารบัญตาราง.....	ฉ
สารบัญรูป.....	๓
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ.....	ภ
บทที่	
1 บทนำ.....	1
1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหาการวิจัย.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย.....	3
1.3 ขอบเขตของการวิจัย.....	3
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	3
2 ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	4
2.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหา.....	4
2.2 ระบบทำความเย็นแบบน้ำระเหย (Evaporative cooling system).....	4
2.3 ระบบทำความเย็นแบบไฮบริด (Hybrid cooling system).....	15
2.4 การจำลองระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำ (Simulation of evaporative cooling system).....	15
2.5 การปรับปรุงอัตราการถ่ายเทความร้อน (heat transfer enhancement).....	17
3 วิธีดำเนินการวิจัย.....	19
3.1 การจำลองเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย และระบบปรับอากาศแบบไฮบริด.....	19
3.1.1 ลักษณะแกนทำความเย็นแบบไหลขนานแบบส่วนทาง.....	19

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า	
3.1.2	ลักษณะแกนทำความเย็นแบบไหลตั้งฉาก.....	20
3.1.3	องค์ประกอบของแกนทำความเย็น.....	20
3.1.4	ผังระบบปรับอากาศแบบไฮบริดชนิดใช้ระบบทำความเย็น แบบน้ำระเหยโดยอ้อมโดยใช้อากาศจากห้องปรับอากาศ ผสมกับอากาศภายนอก.....	21
3.1.5	ผังระบบปรับอากาศแบบไฮบริดชนิดใช้ระบบทำความเย็น แบบน้ำระเหยโดยอ้อมโดยใช้อากาศภายนอก หรืออากาศจากห้องปรับอากาศเพียงอย่างเดียว.....	22
3.2	ระบบสมการสำหรับการจำลองเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย.....	23
3.2.1	ระบบสมการ Modified NTU method.....	23
3.2.2	การจัดรูปสมการเพื่อใช้ในการหาคำตอบโดยใช้ Newton-Raphson iteration method.....	24
3.2.3	สมการสำหรับคิดค่าความคลาดเคลื่อนจากการจำลอง สำหรับ Newton-Raphson iteration method.....	26
3.2.4	การหาคุณสมบัติของอากาศชื้น.....	27
3.2.4.1	โปรแกรมหาความชื้นสัมบูรณ์จาก อุณหภูมิกระเปาะแห้ง อุณหภูมิกระเปาะเปียก และความดันบรรยากาศ.....	27
3.2.4.2	โปรแกรมหาความชื้นสัมบูรณ์จาก อุณหภูมิกระเปาะแห้ง ความชื้นสัมพัทธ์ และความดันบรรยากาศ.....	28
3.2.5	การทำตัวแปรแสดงสมรรถนะของเครื่องทำความเย็น แบบน้ำระเหยโดยอ้อม.....	28
3.3	การพัฒนาโปรแกรม MATLAB สำหรับการจำลองเครื่องทำความเย็น แบบน้ำระเหยโดยอ้อมและการปรับปรุงอัตราการถ่ายเทความร้อน.....	29

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

3.3.1	การพัฒนาโปรแกรม MATLAB สำหรับการจำลอง เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อม.....	29
3.3.2	การปรับปรุงอัตราการถ่ายเทความร้อน.....	31
3.4	ขั้นตอนการตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองเครื่องทำความเย็น แบบน้ำระเหยโดยอ้อมที่ได้ทำการพัฒนาขึ้น.....	32
3.4.1	ชุดเก็บผลการทดลองและชุดทดสอบสำหรับตรวจสอบ ความถูกต้องของการจำลอง.....	32
3.4.1.1	อุปกรณ์เก็บข้อมูล.....	32
3.4.1.2	ชุดทดสอบระบบความเย็นชนิดน้ำระเหย.....	39
3.4.2	การเปรียบเทียบการจำลองกับการทดลองของ เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย.....	44
3.4.2.1	การเปรียบเทียบการจำลองโดยเปรียบเทียบกับ ผลการทดลองของผู้วิจัยของการจำลองระบบความเย็น ชนิดน้ำระเหยโดยอ้อมลักษณะไหลตั้งฉาก.....	44
3.4.2.2	การเปรียบเทียบการจำลองโดยเปรียบเทียบกับ ผลการทดลองของผู้วิจัยของการจำลองระบบความเย็น ชนิดน้ำระเหยโดยอ้อมลักษณะไหลขนานแบบส่วนทาง.....	45
3.4.2.3	การเปรียบเทียบการจำลองโดยเปรียบเทียบกับ ผลการทดลองของผู้วิจัยของการจำลองระบบความเย็น ชนิดน้ำระเหยโดยอ้อมลักษณะไหลขนานแบบส่วนทาง และมีแผ่นกั้น.....	47
3.4.2.4	การเปรียบเทียบการจำลองโดยเปรียบเทียบกับ ผลการทดลองของผู้วิจัยของการจำลองระบบทำความเย็น แบบน้ำระเหยโดยอ้อมแบบมีรีเจนเนอรัเรชั่นลักษณะ ไหลตั้งฉาก.....	48
3.5	ระบบสมการสำหรับการจำลองระบบทำความเย็นชนิดอัดไอ.....	49

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

3.6	แนวคิดการจำลองเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย รวมถึงการจำลองระบบปรับอากาศแบบไฮบริดในสภาพแวดล้อมของประเทศไทย.....	52
3.6.1	แนวคิดการจำลองเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมเพื่อทำการเปรียบเทียบหาอัตราการทำความเย็นที่เหมาะสม.....	52
3.6.2	แนวคิดการจำลองสภาพแวดล้อมสำหรับจำลองของจังหวัดนครราชสีมาในวันที่มีอุณหภูมิเฉลี่ยในแต่ละเดือน.....	54
3.6.3	ศึกษาอิทธิพลที่ส่งผลต่อสมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบไฮบริด.....	58
4	ผลการดำเนินการวิจัย.....	62
4.1	ผลการจำลองเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย.....	62
4.1.1	ผลการศึกษาอิทธิพลของอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเป็ยกและช่องแห้ง.....	62
4.1.2	ผลการศึกษาอิทธิพลของความเร็วของอากาศที่ไหลเข้าสู่แกนทำความเย็นชนิดน้ำระเหย.....	68
4.1.3	ผลการศึกษาอิทธิพลขนาดช่องแห้งและช่องเป็ยก.....	73
4.1.4	ผลการศึกษาจำนวนแผ่นกั้นสำหรับแกนทำความเย็นที่ติดตั้งแผ่นกั้นเพื่อเพิ่มความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนในช่องแห้ง.....	80
4.1.5	ผลการศึกษาอัตราส่วนของอัตราการไหลระหว่างช่องเป็ยกและช่องแห้งสำหรับแกนทำความเย็นชนิดแบบมีรีเจนเนอเรชั่นเพื่อหาอัตราการทำความเย็นสูงสุด.....	83
4.2	ผลการการจำลองระบบไฮบริดที่สภาพแวดล้อมของจังหวัดนครราชสีมาตลอด 1 ปี.....	85
4.2.1	ผลการศึกษาเปรียบเทียบอัตราการทำความเย็นของแกนทำความเย็นแต่ละชนิดเพื่อเลือกนำไปใช้สำหรับจำลองระบบทำความเย็นแบบไฮบริด.....	86

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

4.2.2	ผลการจำลองเพื่อหาขนาดของเครื่องทำความเย็นแบบระเหยน้ำ ที่เหมาะสมสำหรับระบบปรับอากาศแบบไฮบริด.....	88
4.2.3	ผลการจำลองระบบปรับอากาศแบบไฮบริดที่สภาพแวดล้อม ของจังหวัดนครราชสีมาของปี พ.ศ. 2562.....	88
4.2.4	จำลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของอัตราการระบายน้ำของ ระบบปรับอากาศแบบไฮบริด.....	94
4.2.5	ผลการศึกษาอิทธิพลของการเปลี่ยนแปลงขนาดของ เครื่องปรับอากาศที่ส่งผลต่อสมรรถนะการทำงานของ ของระบบไฮบริด.....	102
4.2.6	ผลการจำลองระบบปรับอากาศแบบไฮบริดสำหรับร้านค้า สะดวกซื้อภายในมหาวิทยาลัยที่สภาพแวดล้อมของจังหวัด นครราชสีมาเวลา 1 ปี.....	109
5	บทสรุปและข้อเสนอแนะ.....	115
5.1	อิทธิพลของตัวแปรที่ส่งผลต่อสมรรถนะการทำงานของ ของเครื่องทำความเย็นชนิดระเหยน้ำ.....	115
5.2	ผลสรุปการจำลองระบบปรับอากาศแบบไฮบริดที่ใช้เครื่องทำความเย็น แบบระเหยน้ำทำงานร่วมกับเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอ ที่จำลองตามสภาพแวดล้อมของจังหวัดนครราชสีมา.....	115
5.2.1	ผลสรุปการศึกษาเปรียบเทียบอัตราการทำความเย็น ของแกนทำความเย็นแต่ละชนิดเพื่อเลือกนำไปใช้ สำหรับจำลองระบบทำความเย็นแบบไฮบริด.....	115
5.2.2	ผลสรุปการจำลองเพื่อหาขนาดของเครื่องทำความเย็น แบบระเหยน้ำที่เหมาะสมสำหรับระบบปรับอากาศแบบไฮบริด.....	116
5.2.3	ผลสรุปการจำลองระบบปรับอากาศแบบไฮบริด ที่สภาพแวดล้อมของจังหวัดนครราชสีมาของปี พ.ศ. 2562.....	116
5.2.4	ผลสรุปอิทธิพลของอัตราการระบายน้ำของ ของระบบปรับอากาศแบบไฮบริด.....	116

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

5.2.5	ผลสรุปอิทธิพลของการเปลี่ยนแปลงขนาดของการทำงาน เครื่องปรับอากาศที่ส่งผลกระทบต่อสมรรถนะของระบบไฮบริด.....	116
5.2.6	ผลสรุปการจำลองระบบปรับอากาศแบบไฮบริดสำหรับ ร้านค้าสะดวกซื้อภายในมหาวิทยาลัยที่ภาพแวดล้อม ของจังหวัดนครราชสีมาเวลา 1 ปี.....	117
5.3	ข้อเสนอแนะ.....	117
	รายการอ้างอิง.....	118
	ภาคผนวก	
	ภาคผนวก ก. โปรแกรมสำหรับการหาค่าคุณสมบัติของอากาศชื้น.....	120
	ภาคผนวก ข โปรแกรมที่การพัฒนาโดยโปรแกรม MATLAB สำหรับการจำลอง ระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำโดยอ้อม.....	123
	ภาคผนวก ค โปรแกรมและรายละเอียดการสอบเทียบอุปกรณ์เก็บข้อมูล.....	132
	ภาคผนวก ง ข้อมูลสำหรับตรวจสอบความถูกต้องของการจำลอง ระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหย.....	146
	ภาคผนวก จ โปรแกรมและข้อมูลสำหรับตรวจสอบความถูกต้องของการจำลอง ระบบทำความเย็นชนิดอัดไอ.....	155
	ประวัติผู้เขียน.....	159

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
2.1 ผลของการจำลองของเครื่องทำความเย็นชนิดระเหยน้ำ Tinlet = 30 °C และ %RH = 45%.....	10
3.1 ข้อมูลของเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอสำหรับเทียบกับจำลอง.....	50
3.2 รายละเอียดของแกนทำความเย็นสำหรับการจำลอง.....	53
3.3 คุณสมบัติของทางเทอร์โมไดนามิกส์ของแกนทำความเย็น.....	53
3.4 รายละเอียดขนาดของอาคารของอาคารที่ใช้สำหรับการจำลอง.....	54
3.5 รายละเอียดขนาดของอาคารของอาคารร้านสะดวกซื้อภายในมหาวิทยาลัย ที่ใช้สำหรับการจำลอง.....	59
4.1 ผลศึกษาอิทธิพลของตัวแปรที่เปลี่ยนแปลงไปต่อ Wet blub effectiveness และอัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบระเหยน้ำแบบไม่มี รีเจนเนอเรชั่น.....	85
4.2 ผลศึกษาอิทธิพลของตัวแปรที่เปลี่ยนแปลงไปต่อ Wet blub effectiveness และอัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบระเหยน้ำแบบมี รีเจนเนอเรชั่น.....	85
4.3 อัตราการไหลของอากาศภายในระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำ.....	90
4.4 อัตราการไหลของอากาศภายในระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำ สำหรับร้านสะดวกซื้อ.....	111
ง.1 เงื่อนไขเริ่มต้นของการจำลองและการจำลองเพื่อเปรียบเทียบความถูกต้อง ของโปรแกรมจำลองแบบระบบความเย็นชนิดระเหยน้ำลักษณะไหลตั้งฉาก.....	147
ง.2 เงื่อนไขเริ่มต้นของการจำลองและการจำลองเพื่อเปรียบเทียบความถูกต้อง ของโปรแกรมจำลองแบบระบบความเย็นชนิดระเหยน้ำลักษณะไหลขนาน.....	149
ง.3 เงื่อนไขเริ่มต้นของการจำลองและการจำลองเพื่อเปรียบเทียบความถูกต้อง ของโปรแกรมจำลองแบบระบบความเย็นชนิดระเหยน้ำลักษณะไหลขนาน และมีแผ่นกั้น.....	151

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
ง.4	เงื่อนไขเริ่มต้นของการจำลองและการจำลองเพื่อเปรียบเทียบความถูกต้อง ของโปรแกรมจำลองแบบระบบความเย็นชนิดระเหยน้ำลักษณะไหลตั้งฉาก 151
จ.1	ข้อมูลสำหรับการตรวจสอบความถูกต้องของระบบทำความเย็นชนิดอัดไอ ตามสภาพอากาศในวันที่ใช้ในการออกแบบ 157
จ.2	ข้อมูลสำหรับการตรวจสอบความถูกต้องของระบบทำความเย็นชนิดอัดไอ ตามสภาพอากาศในวันที่อากาศร้อน 157
จ.3	ข้อมูลสำหรับการตรวจสอบความถูกต้องของระบบทำความเย็นชนิดอัดไอ ตามสภาพอากาศในวันที่อากาศเย็น 158

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
1.1	Evaporative and psychometric process (a) Direct and (b) Indirect 1
1.2	ระบบการทำงานของ Hybrid cooling system 2
2.1	ลักษณะการทำงานของระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำโดยตรง..... 5
2.2	ลักษณะการทำงานของระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำโดยอ้อม..... 5
2.3	แบบจำลองการศึกษาการวางสเปรย์น้ำและแกนทำความเย็น 6
2.4	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง ประสิทธิภาพของอุณหภูมิกระเปาะเปียก และอัตราการไหลของน้ำที่ในการสเปรย์..... 7
2.5	การสเปรย์น้ำลงแกนทำความเย็น 7
2.6	ระบบการจำลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของการสเปรย์น้ำ..... 8
2.7	ประสิทธิภาพของอุณหภูมิกระเปาะเปียกความเร็วลมของ Secondary air inlet 8
2.8	ระบบทำงานแบบ Sub wet blub ระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำโดยอ้อม (a) Modify counter-flow (b) Regenerative (c) Regenerative with perforation (d) Cross-flow (e) Modify cross-flow..... 9
2.9	ระบบการทำงานของ Hybrid cooling system 11
2.10	ลักษณะของแกนทำความเย็นของระบบ pre-cooling unit (a) C-IEC (b) R-IEC 11
2.11	ความสามารถในการลดอุณหภูมิของระบบที่สภาวะต่าง ๆ 12
2.12	ระบบทำปรับอากาศที่ใช้ในการทดลองสำหรับอาคาร 12
2.13	สภาพอากาศในแต่ละภูมิภาคของประเทศอินเดีย 13
2.14	ลักษณะการไหลของอากาศในแกนทำความเย็นสำหรับเครื่องทำความเย็น แบบระเหยน้ำ M-cycle..... 14
2.15	ผลค่า Wet bulb effectiveness สำหรับเครื่องทำความเย็นแบบระเหยน้ำ M-cycle 14
2.16	ผลค่าอัตราการทำความเย็นสำหรับเครื่องทำความเย็นแบบระเหยน้ำ M-cycle..... 15
2.17	ผลการจำลองระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำโดยอ้อมที่ใช้ Modify effectiveness NTU method กับการทดลองเปลี่ยนความเร็วอากาศ 16

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
2.18 ผลการจำลองระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำโดยอ้อมที่ใช้ Modify effectiveness NTU method กักการทดลองของเมื่อเปลี่ยนอุณหภูมิทางเข้า	16
2.19 ลักษณะการติดตั้งแผ่นกั้นในช่องแห้งเพื่อเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อน	17
2.20 ผลการเปรียบเทียบการจำลองและการทดลองของการติดตั้งแผ่นกั้นในช่องเปียก	18
3.1 ลักษณะของแกนทำความเย็นแบบไหลขนานแบบส่วนทาง	19
3.2 ลักษณะของแกนทำความเย็นแบบไหลตั้งฉาก	20
3.3 ลักษณะของแกนทำความเย็นแบบไหลตั้งฉากและความต้านทานความร้อน	20
3.4 ผังระบบการทำงานของระบบปรับอากาศชนิดไฮบริดโดยใช้เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อม	21
3.5 ผังระบบการทำงานของระบบปรับอากาศชนิดไฮบริดโดยใช้เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมรีเจนเนอเรชั่นโดยใช้อากาศเย็นภายในห้อง	22
3.6 ผังระบบการทำงานของระบบปรับอากาศชนิดไฮบริดโดยใช้เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมรีเจนเนอเรชั่นโดยใช้อากาศภายนอกห้อง	23
3.7 ผังการทำงานโปรแกรมของโปรแกรมสำหรับการจำลองเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยที่พัฒนาขึ้นโดย MATLAB	29
3.8 หน้าต่างโปรแกรมของโปรแกรมสำหรับการจำลองเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยที่พัฒนาขึ้นโดย MATLAB	30
3.9 การไหลของกระแสอากาศและองค์ประกอบของช่องแห้งที่มีแผ่นกั้น	32
3.10 อุปกรณ์บอร์ดควบคุมขนาดเล็ก Arduino MEGA	33
3.11 บอร์ดชุดเก็บผล (SD card data logger module)	33
3.12 บอร์ดนาฬิกา (Real Time Clock module)	34
3.13 เซนเซอร์วัดอุณหภูมิชนิดดิจิตอล DS18B20.....	34
3.14 วงจรตั้งสัญญาณเซนเซอร์วัดอุณหภูมิชนิดดิจิตอล DS18B20.....	35
3.15 เซนเซอร์วัดกระแสไฟฟ้า (CT sensors).....	35
3.16 วงจรตั้งสัญญาณเซนเซอร์วัดกระแสไฟฟ้า.....	36
3.17 จอเอลซีดีขนาด 20 ตัวอักษร 4 แถว.....	36

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.18 หม้อแปลงกระแสไฟฟ้าขนาด 10 แอมป์แปร์ 12 โวลต์.....	37
3.19 เซอร์คิตเบรกเกอร์ขนาด 5 แอมแปร์.....	37
3.20 ลักษณะเซ็นเซอร์วัดอุณหภูมิกระแสเป่าและกระแสเป่า38	38
3.21 ภาพโดยรวมของอุปกรณ์เก็บมูล	38
3.22 ผังการทำงานของโปรแกรมอุปกรณ์เก็บข้อมูล	39
3.23 ลักษณะแกนทำความเย็นชนิดน้ำระเหยลักษณะไหลตั้งฉาก	40
3.24 ลักษณะการติดตั้งเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยลักษณะไหลตั้งฉาก.....	40
3.25 ผังทิศทางการไหลของอากาศสำหรับแกนทำความเย็นชนิดขนานไหลสวนทาง.....	41
3.26 ผังทิศทางการไหลของอากาศสำหรับแกนทำความเย็นชนิดไหลตั้งฉาก แบบมีรีเจนเนอเรชั่น	41
3.27 ลักษณะแกนทำความเย็นชนิดน้ำระเหยโดยอ้อมลักษณะไหลขนานแบบสวนทาง	42
3.28 ลักษณะการติดตั้งเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมลักษณะไหลขนาน แบบสวนทางและตำแหน่งติดตั้งเซนเซอร์	42
3.29 ผังทิศทางการไหลของอากาศสำหรับแกนทำความเย็น ชนิดขนานไหลสวนทางแบบมีแผ่นกั้น	43
3.30 ลักษณะแกนทำความเย็นชนิดน้ำระเหยโดยอ้อมแบบการไหลขนาน แบบสวนทางและมีแผ่นกั้น.....	43
3.31 ลักษณะการติดตั้งเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมแบบการไหลขนาน แบบสวนทางและมีแผ่นกั้น.....	44
3.32 ผังทิศทางการไหลของอากาศสำหรับแกนทำความเย็น ชนิดขนานไหลสวนทางแบบมีแผ่นกั้น.....	44
3.33 ผลการเปรียบเทียบการจำลองและการทดลองของอุณหภูมิกระแสเป่าแห่งทางออก ของช่องแห้งในเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมแบบไหลตั้งฉาก.....	45
3.34 ผลการเปรียบเทียบการจำลองและการทดลองของอุณหภูมิกระแสเป่าเปียกทางออก ของช่องเปียกในเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมแบบไหลตั้งฉาก.....	45

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.35 ผลการเปรียบเทียบการจำลองและการทดลองของอุณหภูมิกระเปาะแห้ง ทางออกของช่องแห้งในเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมแบบไหล ขนานแบบส่วนทาง	46
3.36 ผลการเปรียบเทียบการจำลองและการทดลองของอุณหภูมิกระเปาะเปียก ทางออกของช่องเปียกในเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมแบบไหล ขนานแบบส่วนทาง	46
3.37 ผลการเปรียบเทียบการจำลองและการทดลองของอุณหภูมิกระเปาะแห้ง ทางออกของช่องแห้งในเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมแบบไหล ขนานแบบส่วนทางและมีแผ่นกั้น	47
3.38 ผลการเปรียบเทียบการจำลองและการทดลองของอุณหภูมิกระเปาะเปียก ทางออกของช่องเปียกในเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมแบบไหล ขนานแบบส่วนทางและมีแผ่นกั้น	47
3.39 ผลการเปรียบเทียบการจำลองและการทดลองของอุณหภูมิกระเปาะ แห้งทางออกของช่องแห้งในเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมแบบ มีรีเจนเนอเรชั่นลักษณะไหลตั้งฉาก	48
3.40 ผลการเปรียบเทียบการจำลองและการทดลองของอุณหภูมิกระเปาะแห้ง ทางออกของช่องแห้งในเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมแบบ มีรีเจนเนอเรชั่นลักษณะไหลตั้งฉาก	48
3.41 ผังการทำงานของระบบทำความเย็นชนิดอัดไอ	50
3.42 ผลจำลองการใช้กำลังไฟฟ้าของอุปกรณ์อัดไอของระบบทำความเย็นชนิดอัดไอ	51
3.43 ผังการจำลองของระบบทำความเย็นชนิดอัดไอ	51
3.44 อุณหภูมิเฉลี่ยในแต่ละเดือนของจังหวัดนครราชสีมา พ.ศ. 2562	55
3.45 ความชื้นสัมพัทธ์เฉลี่ยในแต่ละเดือนของจังหวัดนครราชสีมา พ.ศ. 2562	55
3.46 ภาระทำความเย็นของอาคารจำลองตลอดปีของอาคารทดลอง	56
3.47 ผังการทำงานสำหรับการจำลองระบบทำความเย็น	57
3.48 ผังการทำงานสำหรับการจำลองระบบทำความเย็น (ก) แบบไฮบริด (ข) แบบทั่วไป	58

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า	
3.49		
การทำความเย็นของอาคารจำลองตลอดปีของอาคารร้านสะดวกซื้อ ภายในมหาวิทยาลัย	60	
3.50	อุณหภูมิกะเปาะแห้งและกระเปาะเปียกของสภาพอากาศตัวอย่าง.....60	
3.51	การทำความเย็นตัวอย่าง	61
3.52	พลังงานสำหรับปรับอากาศเปรียบเทียบการจำลองแบบอุณหภูมิ การทำความเย็นเฉลี่ย และกระจายตัวตามเวลา.....	61
4.1	อิทธิพลของอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเปียก และช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดไหลขนานแบบส่วนทางต่อ Wet blub effectiveness.....	63
4.2	อิทธิพลของอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเปียก และช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดไหลขนานแบบส่วนทางต่ออุณหภูมิ ของอากาศที่ออกจากช่องแห้ง	63
4.3	อิทธิพลของอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเปียก และช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดไหลขนานแบบส่วนทางต่ออัตรา การทำความเย็น	64
4.4	อิทธิพลของอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเปียก และช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดไหลตั้งฉากต่อ Wet blub effectiveness	64
4.5	อิทธิพลของอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเปียก และช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดไหลตั้งฉากต่ออุณหภูมิของอากาศ ที่ออกจากช่องแห้ง	65
4.6	อิทธิพลของอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเปียก และช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดไหลตั้งฉากต่ออัตราการทำความเย็น.....	65
4.7	อิทธิพลของอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเปียก และช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดรีเจนเนอเรชั่นต่อ Wet blub effectiveness.....	66

สารบัญญรูป (ต่อ)

รูปที่		หน้า
4.8	อิทธิพลของอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเปียก และช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดรีเจนเนอรัวเรชั่นต่ออุณหภูมิของอากาศที่ออกจากช่องแห้ง	66
4.9	อิทธิพลของอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเปียก และช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดรีเจนเนอรัวเรชั่นต่ออัตราการทำความเย็น	67
4.10	อิทธิพลของความเร็วของอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเปียกและช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดไหลขนานแบบส่วนทางต่อ Wet blub effectiveness	68
4.11	อิทธิพลของความเร็วของอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเปียกและช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดไหลขนานแบบส่วนทางต่ออุณหภูมิของอากาศที่ออกจากช่องแห้ง.....	69
4.12	อิทธิพลของความเร็วของอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเปียกและช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดไหลขนานแบบส่วนทางต่ออัตราการทำความเย็น	69
4.13	อิทธิพลของความเร็วของอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเปียกและช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดไหลตั้งฉากต่อ Wet blub effectiveness.....	70
4.14	อิทธิพลของความเร็วของอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเปียกและช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดไหลฉากต่ออุณหภูมิของอากาศที่ออกจากช่องแห้ง	70
4.15	อิทธิพลของความเร็วของอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเปียกและช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดไหลฉากต่ออัตราการทำความเย็น.....	71
4.16	อิทธิพลของความเร็วของอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเปียกและช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดรีเจนเนอรัวเรชั่นต่อ Wet blub effectiveness	71
4.17	อิทธิพลของความเร็วของอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเปียกและช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดรีเจนเนอรัวเรชั่นต่ออุณหภูมิของอากาศที่ออกจากช่องแห้ง	72
4.18	อิทธิพลของความเร็วของอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเปียกและช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดรีเจนเนอรัวเรชั่นต่ออัตราการทำความเย็น.....	72
4.19	อิทธิพลของความกว้างของช่องเปียกและช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดไหลขนานแบบส่วนทางต่อ Wet blub effectiveness.....	74

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.20 อิทธิพลของความกว้างของช่องเปิดและช่องแห้งของแกนทำความเย็น ชนิดไหลขนานแบบส่วนทางต่ออุณหภูมิของอากาศที่ออกจากช่องแห้ง	74
4.21 อิทธิพลของความกว้างของช่องเปิดและช่องแห้งของแกนทำความเย็น ชนิดไหลขนานแบบส่วนทางต่ออัตราการทำความเย็น	75
4.22 อิทธิพลของความกว้างของช่องเปิดและช่องแห้งของแกนทำความเย็น ชนิดไหลขนานแบบส่วนทางต่อ Pressure loss	75
4.23 อิทธิพลของความกว้างของช่องเปิดและช่องแห้งของแกนทำความเย็น ชนิดไหลตั้งฉากต่อ Wet blub effectiveness	76
4.24 อิทธิพลของความกว้างของช่องเปิดและช่องแห้งของแกนทำความเย็น ชนิดไหลตั้งฉากต่ออุณหภูมิของอากาศที่ออกช่องแห้ง	76
4.25 อิทธิพลของความกว้างของช่องเปิดและช่องแห้งของแกนทำความเย็น ชนิดไหลตั้งฉากต่ออัตราการทำความเย็น	77
4.26 อิทธิพลของความกว้างของช่องเปิดและช่องแห้งของแกนทำความเย็น ชนิดไหลตั้งฉากต่อ Pressure loss	77
4.27 อิทธิพลของความกว้างของช่องเปิดและช่องแห้งของแกนทำความเย็น ชนิดรีเจนเนอเรชั่นต่อ Wet blub effectiveness	78
4.28 อิทธิพลของความกว้างของช่องเปิดและช่องแห้งของแกนทำความเย็น ชนิดรีเจนเนอเรชั่นต่ออุณหภูมิของอากาศที่ออกช่องแห้ง	78
4.29 อิทธิพลของความกว้างของช่องเปิดและช่องแห้งของแกนทำความเย็น ชนิดรีเจนเนอเรชั่นต่ออัตราการทำความเย็น	79
4.30 อิทธิพลของความกว้างของช่องเปิดและช่องแห้งของแกนทำความเย็น ชนิดรีเจนเนอเรชั่นต่อ Pressure loss	79
4.31 อิทธิพลของจำนวนแผ่นกั้นในช่องแห้งต่อค่า Wet blub effectiveness	80
4.32 อิทธิพลของจำนวนแผ่นกั้นในช่องแห้งต่ออุณหภูมิอากาศทางออกของช่องเปิด	81
4.33 อิทธิพลของจำนวนแผ่นกั้นในช่องแห้งต่ออัตราการทำความเย็น	81
4.34 อิทธิพลของจำนวนแผ่นกั้นในช่องแห้งต่อ Convection heat transfer coefficient	82

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.35 อิทธิพลของจำนวนแผ่นกั้นในช่องแห้งต่อ Pressure loss.....	82
4.36 อิทธิพลของอัตราส่วนการรีเจนเนอร์เรชันต่อ Wet blub effectiveness.....	83
4.37 อิทธิพลของอัตราส่วนการรีเจนเนอร์เรชันต่ออุณหภูมิอากาศทางออกของช่องเปียก.....	84
4.38 อิทธิพลของอัตราส่วนการรีเจนเนอร์เรชันต่ออัตราการทำความเย็น	84
4.39 สภาพแวดล้อมสำหรับการจำลองเปรียบเทียบระบบทำความเย็น ชนิดระน้ำโดยอ้อม	86
4.40 อัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย แต่ละรูปแบบที่ติดตั้งลักษณะต่างกันออกไป.....	87
4.41 อัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย โดยติดตั้งรูปแบบที่ 1 (Type 1).....	88
4.42 อัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย โดยติดตั้งรูปแบบที่ 2 (Type 2).....	88
4.43 อัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย โดยติดตั้งรูปแบบที่ 3 (Type 3).....	89
4.44 ขนาดของแกนทำความเย็นสำหรับระบบทำความปรับอากาศแบบไฮบริด	89
4.45 ผลการจำลองพลังงานที่ใช้ปรับอากาศสำหรับระบบทำความเย็นแบบไฮบริด และระบบปรับอากาศแบบอัดไอที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมีอัตรา การทำความเย็นเท่ากับ 18,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30%	91
4.46 ผลการจำลองอุณหภูมิในห้องปรับอากาศสำหรับระบบทำความเย็นแบบไฮบริด และระบบปรับอากาศแบบอัดไอ ที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมีอัตรา การทำความเย็นเท่ากับ 18,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30%	91
4.47 ผลการจำลองความชื้นสัมพัทธ์ในห้องและนอกห้องปรับอากาศสำหรับ ระบบทำความเย็นแบบไฮบริดและระบบปรับอากาศแบบอัดไอ ที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 18,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30%.....	92

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.48 ผลจำลองปริมาณการใช้น้ำของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอน้ำมีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 18,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30%.....	92
4.49 ผลจำลองอัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยต่อปริมาณความเย็นที่ผลิตได้ ที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอน้ำมีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 18,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30%.....	93
4.50 ผลจำลองปริมาณการใช้น้ำของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยต่อปริมาณความเย็นที่ผลิตได้ ที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอน้ำมีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 18,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30%.....	93
4.51 ผลการจำลองพลังงานที่ใช้ปรับอากาศสำหรับระบบทำความเย็นแบบไฮบริดและระบบปรับอากาศแบบอัดไอ ที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอน้ำมีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 18,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 45%	95
4.52 ผลการจำลองอุณหภูมิในห้องปรับอากาศสำหรับระบบทำความเย็นแบบไฮบริดและระบบปรับอากาศแบบอัดไอที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอน้ำมีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 18,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 45%	95
4.53 ผลจำลองปริมาณการใช้น้ำของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอน้ำมีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 18,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 45%.....	96
4.54 ผลจำลองอัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยต่อปริมาณความเย็นที่ผลิตได้ที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอน้ำมีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 18,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 45%	96
4.55 ผลจำลองปริมาณการใช้น้ำของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยต่อปริมาณความเย็นที่ผลิตได้ที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอน้ำมีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 18,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 45%	97

สารบัญญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.56 ผลการจำลองพลังงานที่ใช้ปรับอากาศสำหรับระบบทำความเย็นแบบไฮบริด และระบบปรับอากาศแบบอัดไอที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมืออัตรากำหนดการทำงานเท่ากับ 18,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 90%	97
4.57 ผลการจำลองอุณหภูมิในห้องปรับอากาศสำหรับระบบทำความเย็นแบบไฮบริด และระบบปรับอากาศแบบอัดไอ ที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมืออัตรากำหนดการทำงานเท่ากับ 18,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 90%	98
4.58 ผลจำลองปริมาณการใช้น้ำของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหย ที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมืออัตรากำหนดการทำงานเท่ากับ 18,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 90%.....	98
4.59 ผลจำลองอัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยต่อปริมาณความเย็นที่ผลิตได้ ที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมืออัตรากำหนดการทำงานเท่ากับ 18,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 90%.....	99
4.60 ผลจำลองปริมาณการใช้น้ำของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยต่อปริมาณความเย็นที่ผลิตได้ที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมืออัตรากำหนดการทำงานเท่ากับ 18,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 90%	99
4.61 อิทธิพลของอัตราการไหลของการระบายอากาศต่อสัดส่วนการลดการใช้พลังงานสำหรับระบบปรับอากาศแบบไฮบริดเปรียบเทียบกับระบบปรับอากาศที่ใช้เฉพาะเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอเฉลี่ยตลอดทั้งปี	100
4.62 อิทธิพลของอัตราการไหลของการระบายอากาศต่อปริมาณการใช้น้ำสำหรับระบบปรับอากาศชนิดไฮบริดต่อหน่วยพลังงานความเย็นที่สามารถผลิตได้เฉลี่ยตลอดทั้งปี.....	101
4.63 อิทธิพลของอัตราการไหลของการระบายอากาศต่อปริมาณการใช้น้ำสำหรับระบบปรับอากาศชนิดไฮบริดต่อ อัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยได้เฉลี่ยตลอดทั้งปี	101

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.64 ผลการจำลองพลังงานที่ใช้ปรับอากาศสำหรับระบบทำความเย็นแบบไฮบริด และระบบปรับอากาศแบบอัดไอ ที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมี้อัตรา การทำความเย็นเท่ากับ 12,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30%	103
4.65 ผลการจำลองอุณหภูมิในห้องปรับอากาศสำหรับระบบทำความเย็นแบบไฮบริด และระบบปรับอากาศแบบอัดไอที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมี้อัตรา การทำความเย็นเท่ากับ 12,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30%	103
4.66 ผลจำลองปริมาณการใช้น้ำของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหย ที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมี้อัตราการทำความเย็นเท่ากับ 12,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30%.....	104
4.67 ผลจำลองอัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหย ที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมี้อัตราการทำความเย็นเท่ากับ 12,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30%.....	104
4.68 ผลจำลองปริมาณการใช้น้ำของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยต่อปริมาณ ความเย็นที่ผลิตได้ที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมี้อัตราการทำความเย็นเท่ากับ 12,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30%	105
4.69 ผลการจำลองพลังงานที่ใช้ปรับอากาศสำหรับระบบทำความเย็นแบบไฮบริด และระบบปรับอากาศแบบอัดไอที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมี้อัตรา การทำความเย็นเท่ากับ 24,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30%	105
4.70 ผลการจำลองอุณหภูมิในห้องปรับอากาศสำหรับระบบทำความเย็นแบบไฮบริด และระบบปรับอากาศแบบอัดไอที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมี้อัตรา การทำความเย็นเท่ากับ 24,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30%	106
4.71 ผลจำลองปริมาณการใช้น้ำของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหย ที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมี้อัตราการทำความเย็นเท่ากับ 24,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30%.....	106

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.72 ผลจำลองอัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหย ที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอน้ำมีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 24,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30%.....	107
4.73 ผลจำลองปริมาณการใช้ น้ำของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยต่อปริมาณ ความเย็นที่ผลิตได้ที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอน้ำมีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 24,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30%	107
4.74 อิทธิพลของขนาดของเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอสำหรับระบบปรับอากาศ แบบไฮบริดเปรียบเทียบกับพลังงานไฟฟ้าที่ใช้สำหรับปรับอากาศตลอดทั้งปี	108
4.75 อิทธิพลของขนาดของเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอสำหรับระบบปรับอากาศ แบบไฮบริดเปรียบเทียบกับอัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็น ชนิดน้ำระเหยได้เฉลี่ยตลอดทั้งปี	108
4.76 อัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย โดยติดตั้งรูปแบบที่ 1 (Type 1) สำหรับร้านสะดวกซื้อ	109
4.77 อัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย โดยติดตั้งรูปแบบที่ 2 (Type 2) สำหรับร้านสะดวกซื้อ	110
4.78 อัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย โดยติดตั้งรูปแบบที่ 3 (Type 3) สำหรับร้านสะดวกซื้อ	110
4.79 ขนาดของแกนทำความเย็นสำหรับระบบทำความปรับอากาศ แบบไฮบริดสำหรับร้านสะดวกซื้อ.....	111
4.80 ผลการจำลองพลังงานที่ใช้ปรับอากาศสำหรับระบบทำความเย็นแบบไฮบริด และระบบปรับอากาศแบบอัดไอ ที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอน้ำมีอัตรา การทำความเย็นเท่ากับ 72,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30% สำหรับร้านสะดวกซื้อ	112

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.81 ผลการจำลองอุณหภูมิในห้องปรับอากาศสำหรับระบบทำความเย็นแบบไฮบริด และระบบปรับอากาศแบบอัดไอ ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมี้อัตรา การทำความเย็นเท่ากับ 72,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30% สำหรับร้านสะดวกซื้อ	112
4.82 ผลจำลองปริมาณการใช้น้ำของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหย ที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมี้อัตราการทำความเย็นเท่ากับ 72,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30% สำหรับร้านสะดวกซื้อ	113
4.83 ผลจำลองอัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหย ที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมี้อัตราการทำความเย็นเท่ากับ 72,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30% สำหรับร้านสะดวกซื้อ	113
4.84 ผลจำลองปริมาณการใช้น้ำของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยต่อปริมาณ ความเย็นที่ผลิตได้ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมี้อัตราการทำความเย็นเท่ากับ 72,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30% สำหรับร้านสะดวกซื้อ	114
ค.1 กราฟเทียบวัดอุปกรณ์วัดอุณหภูมิตัวที่ 1	138
ค.2 กราฟเทียบวัดอุปกรณ์วัดอุณหภูมิตัวที่ 2	138
ค.3 กราฟเทียบวัดอุปกรณ์วัดอุณหภูมิตัวที่ 3	139
ค.4 กราฟเทียบวัดอุปกรณ์วัดอุณหภูมิตัวที่ 4	139
ค.5 กราฟเทียบวัดอุปกรณ์วัดอุณหภูมิตัวที่ 5	140
ค.6 กราฟเทียบวัดอุปกรณ์วัดอุณหภูมิตัวที่ 6	140
ค.7 กราฟเทียบวัดอุปกรณ์วัดอุณหภูมิตัวที่ 7	141
ค.8 กราฟเทียบวัดอุปกรณ์วัดอุณหภูมิตัวที่ 8	141
ค.9 กราฟเทียบวัดอุปกรณ์วัดอุณหภูมิตัวที่ 9	142
ค.10 กราฟเทียบวัดอุปกรณ์วัดอุณหภูมิตัวที่ 10	142
ค.11 กราฟเทียบวัดอุปกรณ์วัดอุณหภูมิตัวที่ 11	143
ค.12 กราฟเทียบวัดอุปกรณ์วัดอุณหภูมิตัวที่ 12	143
ค.13 กราฟเทียบวัดอุปกรณ์วัดกระแสไฟฟ้าตัวที่ 1	144

สารบัญญรูป (ต่อ)

รูปที่		หน้า
ค.14	กราฟเทียบวัดอุปกรณ์วัดกระแสไฟฟ้าตัวที่ 2.....	144
ค.15	กราฟเทียบวัดอุปกรณ์วัดกระแสไฟฟ้าตัวที่ 3.....	143
ง.1	อุณหภูมิกระเปาะเปียกและกระเปาะแห้งของทางเข้าช่องแห้งสำหรับการ การจำลองระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำแบบไหลตั้งฉาก	148
ง.2	อุณหภูมิกระเปาะเปียกและกระเปาะเปียกของทางเข้าช่องแห้งสำหรับการ การจำลองระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำแบบไหลตั้งฉาก	148
ง.3	อุณหภูมิกระเปาะเปียกและกระเปาะแห้งของทางเข้าช่องแห้งสำหรับการ การจำลองระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำแบบไหลขนาน.....	150
ง.4	อุณหภูมิกระเปาะเปียกและกระเปาะเปียกของทางเข้าช่องแห้งสำหรับการ การจำลองระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำแบบไหลขนาน.....	150
ง.5	อุณหภูมิกระเปาะเปียกและกระเปาะแห้งของทางเข้าช่องแห้งสำหรับการจำลอง ระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำแบบไหลขนานและมีแผ่นกั้น	152
ง.6	อุณหภูมิกระเปาะเปียกและกระเปาะเปียกของทางเข้าช่องแห้งสำหรับการจำลอง ระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำแบบไหลขนานและมีแผ่นกั้น	152
ง.7	อุณหภูมิกระเปาะเปียกและกระเปาะแห้งของทางเข้าช่องแห้ง สำหรับการจำลองระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำโดยอ้อมแบบมีรีเจนเนอเรชั่น ลักษณะไหลตั้งฉาก.....	154

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

h	=	เอนทาลปีจำเพาะ (kJ/kg)
ε	=	Heat exchanger effectiveness
C	=	Heat capacity rate (W/°C)
q	=	Heat transfer rate (W)
d_h	=	เส้นรอบรูปเปียก (m)
T	=	Dry bulb temperature (°C)
h	=	Heat transfer coefficient (W/m ² k)
ϑ	=	Thickness (m)
T^{wb}	=	Wet bulb temperature (°C)
ρ	=	เส้นรอบรูป (m)
A	=	พื้นที่ (m ²)
k	=	Thermal conductivity (W/m)
U	=	Overall heat transfer coefficient (W/m ² k)
NTU	=	Number of heat transfer unit
K	=	Slope of air enthalpy change with wet bulb temperature
\bar{K}	=	Ratio of K change with wet bulb temperature in wet channel
del	=	Difference ratio between old and last result
X	=	Ratio of energy conservation
ε_s	=	Acceptance error of iteration method (5×10^{-5})
\dot{m}	=	Mass flow rate (kg/s)
COP_R	=	สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น
S	=	ระยะ (m)
L	=	ความยาวตามการไหลของแกนทำความเย็น (m)
W	=	ความกว้างตามการไหลของแกนทำความเย็น (m)
P	=	ความดัน (kPa)

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

ตัวห้อย

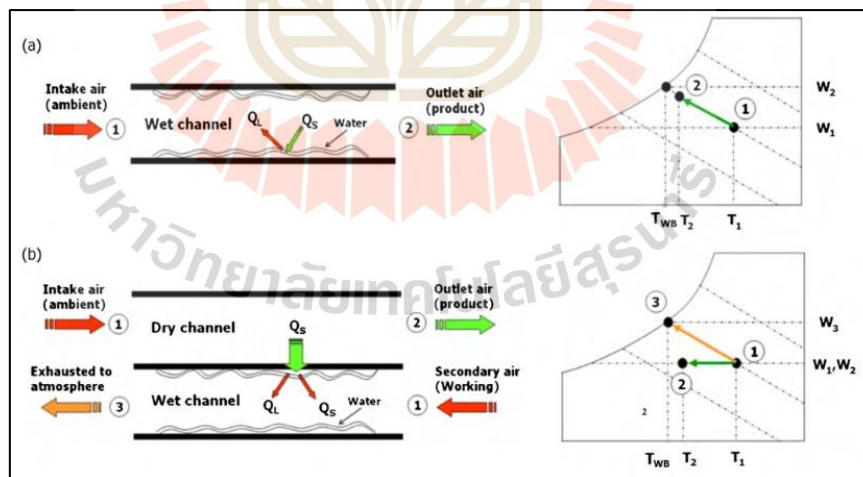
<i>i</i>	=	Inlet
<i>o</i>	=	Outlet
<i>s, wet</i>	=	Wet channel
<i>p, dry</i>	=	Dry channel
<i>h</i>	=	Hot side
<i>c</i>	=	Cold side
<i>max</i>	=	Maximum value
<i>min</i>	=	Minimum value
<i>new</i>	=	ผลคำตอบใหม่
<i>r</i>	=	จุดวิกฤติ
<i>ven</i>	=	กระแสน้ำอากาศการระบาย
<i>sup</i>	=	กระแสน้ำอากาศที่เติมเข้าสู่ห้องปรับอากาศ
<i>IEC</i>	=	Indirect evaporative cooling
<i>RIEC</i>	=	Regenerative indirect evaporative cooling
<i>c</i>	=	ที่คอยร์เย็นของระบบปรับอากาศ
<i>h</i>	=	ที่คอยร์ร้อนของระบบปรับอากาศ
<i>carnot</i>	=	คาร์โน
<i>amb</i>	=	สภาพอากาศ
<i>room</i>	=	ห้องปรับอากาศ
<i>g</i>	=	ระยะห่างระหว่างผนังในช่อง
<i>t</i>	=	ความสูงของแผ่นกั้น
<i>P</i>	=	ระยะห่างระหว่างแผ่นกั้น
<i>sat.</i>	=	จุดอิ่มตัว

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหาการวิจัย

ปัจจุบันภายในอาคารมักจะมีเครื่องปรับอากาศไม่ว่าจะเป็นขนาดเล็กสำหรับครัวเรือน อาทิ เครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนหรือขนาดใหญ่ในระบบอาคารและอุตสาหกรรม เช่น ระบบปรับอากาศแบบ Package ระบบปรับอากาศเป็นตู้ต้องการ เนื่องจากสภาพอากาศที่มีอุณหภูมิสูงขึ้นในปัจจุบันเพื่อที่จะให้เกิดความสะดวกสบายแก่ผู้อยู่อาศัย ดังนั้น การปรับอากาศจึงมีความสำคัญ อย่างไรก็ตาม ระบบปรับอากาศจะเป็นระบบที่ใช้พลังงานมากเมื่อเทียบกับพลังงานที่ใช้ในอาคารทั้งหมด จากการสำรวจปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้าพบว่า พลังงานที่ใช้ในการปรับอากาศสูงถึง 50% จากการใช้ไฟฟ้าทั้งหมด (Hangx in Li et al., 2019) ซึ่งจะเป็นระบบปรับอากาศแบบอัดไอรวมถึงในประเทศไทย จากการศึกษาของ Sreewirote (2019) พบว่า พลังงานที่ใช้ในการปรับอากาศมีปริมาณ 60% จากการใช้ไฟฟ้าทั้งหมด



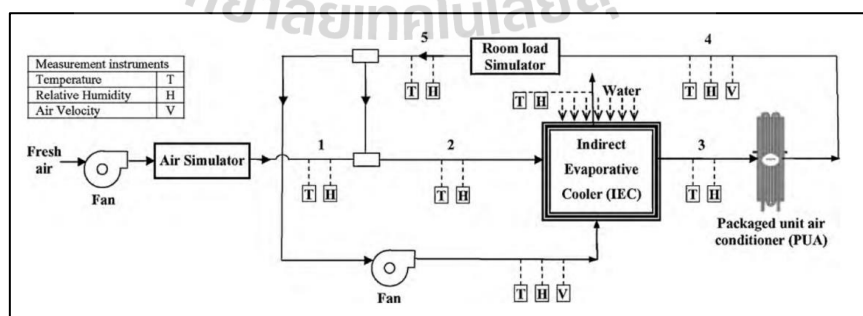
รูปที่ 1.1 Evaporative and psychrometric process (a) Direct and (b) Indirect
(Riangvilaikul and Kumar, 2010)

นอกจากนี้ Riangvilaikul และ Kumar (2010) ได้ทำการศึกษาระบบปรับอากาศรูปแบบที่แตกต่างกันออกไป คือ ระบบทำความเย็นแบบน้ำระเหย (Evaporative cooling, EC) โดยมีแนวคิดที่นำอากาศไปทำการรับความชื้น โดยสเปรย์น้ำเพื่อให้อุณหภูมิลดลงเรียกว่า “ระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำโดยตรง” ดังรูปที่ 1.1 (a) โดยทำให้อากาศนั้นอุณหภูมิลดลงและมีความชื้นสัมบูรณ์เพิ่มมากขึ้น แต่เมื่อนำอากาศที่ออกจากระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำโดยตรง เพื่อไปทำการปรับอากาศอาจจะทำให้ไม่เกิดความสบายตัวของผู้อาศัยเนื่องด้วยความชื้นที่เพิ่มสูงขึ้น

โดยได้มีการปรับปรุงระบบปรับอากาศแบบ ระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำโดยตรง เพื่อแก้ปัญหาความชื้นของอากาศที่ออกมา เรียกว่า ระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำโดยอ้อม ดังรูปที่ 1.1 (b) ระบบนี้จะเป็นการแบ่งอากาศออกเป็น 2 ส่วน ได้แก่ ส่วนแรก คือ ส่วนที่ทำงานเหมือนกับระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำโดยตรงที่ Wet channel และส่วนสอง คือ ส่วนที่ส่งเข้าทำการปรับอากาศนั้นจะไม่สัมผัสกับน้ำโดยตรงทำให้ความชื้นสัมบูรณ์ไม่เพิ่ม โดยส่วนนี้ถูกดึงพลังงานความร้อนผ่านผนังส่งผลให้อุณหภูมิลดลงที่ช่องแห้ง

อย่างไรก็ตาม ระบบการทำความเย็นแบบน้ำระเหยไม่เหมาะสมที่จะใช้เป็นระบบเดี่ยว เนื่องจากจะให้อัตราการทำความเย็นที่น้อยเมื่อเทียบกับระบบทำความเย็นแบบอัดไอ ทำให้เกิดการศึกษาระบบปรับอากาศแบบผสม เรียกว่า “ระบบปรับอากาศแบบไฮบริด (Hybrid system air conditioner)”

จากการศึกษาของระบบปรับอากาศแบบไฮบริดของ Delfani et al. (2010) โดยศึกษาที่ประเทศอิหร่าน ซึ่งเป็นระบบปรับอากาศแบบผสม โดยจะทำงานร่วมกันระหว่างระบบการทำความเย็นแบบน้ำระเหย ระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำโดยอ้อม และระบบปรับอากาศอัดไอ (Vapor-compression cooling) แสดงดังรูปที่ 1.2



รูปที่ 1.2 ระบบการทำงานของ Hybrid cooling system (Delfani et al., 2010)

จากรูปที่ 1.2 ระบบจะทำงานโดยที่นำอากาศที่จะต้องทิ้งออกจากระบบมาทำการสเปรย์น้ำ เพื่อให้อุณหภูมิลดลง แล้วนำอากาศส่วนดังกล่าวไปทำการลดอุณหภูมิของอากาศที่ทำการเติมเข้าสู่ห้องปรับอากาศ เพื่อลดภาระทางความเย็นของระบบ

จากการวิจัยพบว่า ระบบดังกล่าวสามารถลดการใช้พลังงานในการปรับอากาศลงได้ เนื่องจากระบบทำความเย็นแบบนี้ระเหยสามารถช่วยลดภาระการทำความเย็น (Cooling load) ในส่วนของอากาศที่จะเติมเข้าสู่ห้องปรับอากาศ

ดังนั้น งานวิจัยนี้จะศึกษาครั้งนี้จึงมีแนวคิด เพื่อออกแบบ ปรับปรุงระบบปรับอากาศแบบไฮบริดที่ทำงานร่วมกับระบบปรับอากาศแบบชนิดแยกส่วน และให้สามารถทำงานภายใต้สภาพอากาศของจังหวัดนครราชสีมา โดยทำการจำลอง วิเคราะห์ และหาแนวทางช่วยในการลดปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้าสุทธิในการปรับอากาศ

1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

1.2.1 เพื่อพัฒนาโปรแกรมสำหรับทำการประเมินสมรรถนะของระบบปรับอากาศแบบไฮบริดระหว่างระบบทำความเย็นแบบน้ำระเหยกับระบบอัดไอ

1.2.2 เพื่อนำโปรแกรมนำมาประเมินชนิดของแกนทำความเย็นสำหรับระบบปรับอากาศแบบไฮบริด

1.3 ขอบเขตของการวิจัย

1.3.1 ใช้สภาพอากาศของจังหวัดนครราชสีมาเวลา 1 ปีในการศึกษา

1.3.2 ใช้การจำลองทางคณิตศาสตร์โดยใช้โปรแกรม MATLAB

1.3.3 ใช้พลังงานสุทธิในการปรับอากาศเป็นเกณฑ์ในการประเมินสมรรถนะของระบบ

1.3.4 ในการคำนวณพลังงานไฟฟ้าไม่ได้คำนึงถึงพลังงานสำหรับพัดลมและปั๊มสำหรับเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย

1.3.5 ตัวแปรที่ใช้สำหรับการประเมินสมรรถนะของแกนทำความเย็น ได้แก่ อัตราการทำความเย็น อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากแกนทำความเย็น

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

สามารถพัฒนาโปรแกรมสำหรับจำลองเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย สำหรับระบบปรับอากาศแบบไฮบริด เพื่อหาแนวทางลดการใช้พลังงานในการปรับอากาศ

บทที่ 2

ปริทัศน์วรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหา

ปัจจุบันภายในอาคารส่วนใหญ่จะมีเครื่องปรับอากาศไม่ว่าจะเป็นขนาดเล็กสำหรับครัวเรือน อาทิ เครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน หรือขนาดใหญ่ในระบบอาคารและอุตสาหกรรม ซึ่งระบบปรับอากาศเป็นที่ต้องการ เนื่องจากสภาพอากาศที่มีอุณหภูมิสูงมากขึ้นในปัจจุบัน เพื่อที่จะให้เกิดความสะดวกสบายแก่ผู้อยู่อาศัย

อย่างไรก็ตาม ระบบปรับอากาศจะเป็นระบบที่ใช้พลังงานมากเมื่อเทียบกับพลังงานที่ใช้ในอาคารทั้งหมด จากการสำรวจปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้าภายในอาคารที่ประเทศฮ่องกง พบว่าพลังงานที่ใช้ในการปรับอากาศสูงถึง 50% จากการใช้ไฟฟ้าทั้งหมด ซึ่งจะเป็นระบบดังกล่าวเป็นระบบปรับอากาศแบบอัดไอพบว่า เป็น 20-30% ของพลังงานไฟฟ้าที่ใช้ในการปรับอากาศมาจากการระบายอากาศของระบบ (Lia et al., 2019) เนื่องจากเป็นการนำอากาศที่มีอุณหภูมิสูงกว่าห้องปรับอากาศเข้าสู่พื้นที่ปรับอากาศทำให้เกิดภาระทางความเย็นที่สูงขึ้น จึงจะหาแนวทางการลดปริมาณพลังงานไฟฟ้าที่ใช้ในการปรับอากาศ

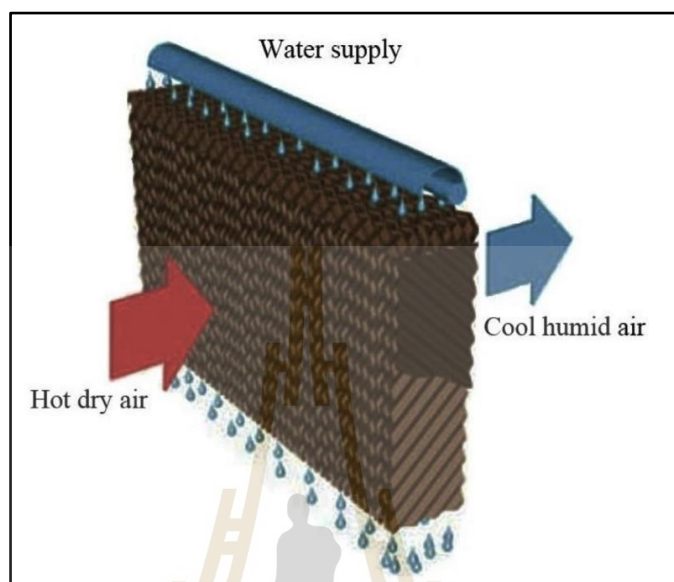
จากการศึกษาของ Sreewirote และ Ngaopitakkul (2019) โดยศึกษาพลังงานที่ใช้ภายในอาคารปรับอากาศสำหรับอากาศภายในประเทศไทย พบว่า การใช้พลังงานไฟฟ้าเพื่อการปรับอากาศคิดเป็น 60% จากพลังงานทั้งหมดที่ใช้ในอาคาร ซึ่งจะเห็นได้ว่ามีปริมาณที่มากกว่าพลังงานอื่น ๆ ที่ใช้ในอาคาร

2.2 ระบบทำความเย็นแบบน้ำระเหย (Evaporative cooling system)

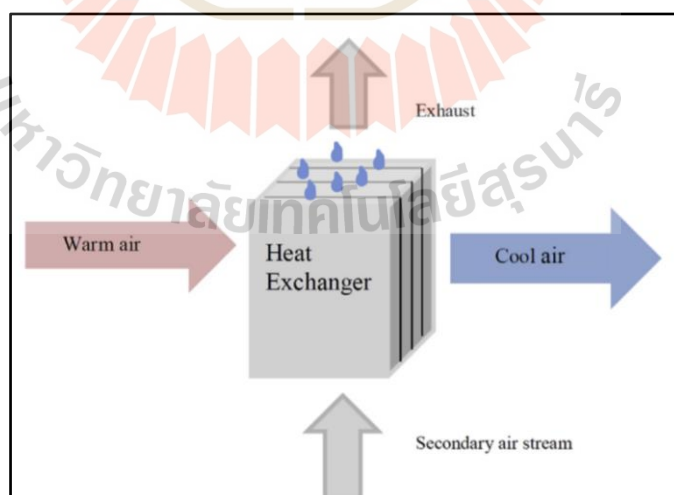
นอกจากนี้ Riangvilaikul และ Kumar (2010) ได้ทำการศึกษาระบบปรับอากาศรูปแบบ Evaporative cooling สามารถแบ่งออกได้เป็น 2 ชนิด ได้แก่ ระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำโดยตรงและระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำโดยอ้อม

การทำงานของระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำโดยตรงแสดงดังรูปที่ 2.1 โดยจะเป็นการให้อากาศผ่านแกนทำความเย็น เพื่อให้น้ำที่สเปรย์ระเหยเข้าสู่อากาศ แกนทำความเย็นจะทำให้มีหน้าที่เพิ่มพื้นที่สัมผัสระหว่างน้ำและอากาศทำให้น้ำระเหยได้มากขึ้น เมื่อน้ำระเหยจะทำให้อุณหภูมิของอากาศลดลง ดังรูปที่ 1.1 (a) อย่างไรก็ตาม การใช้ระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำโดยตรงจะทำให้

ปริมาณความชื้นสัมพัทธ์ในอากาศเพิ่มมากขึ้น เนื่องจากอากาศและน้ำสัมผัสกัน โดยตรง ทำให้มีการศึกษาของระบบ โดยระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำโดยอ้อมแสดงดังรูปที่ 2.2



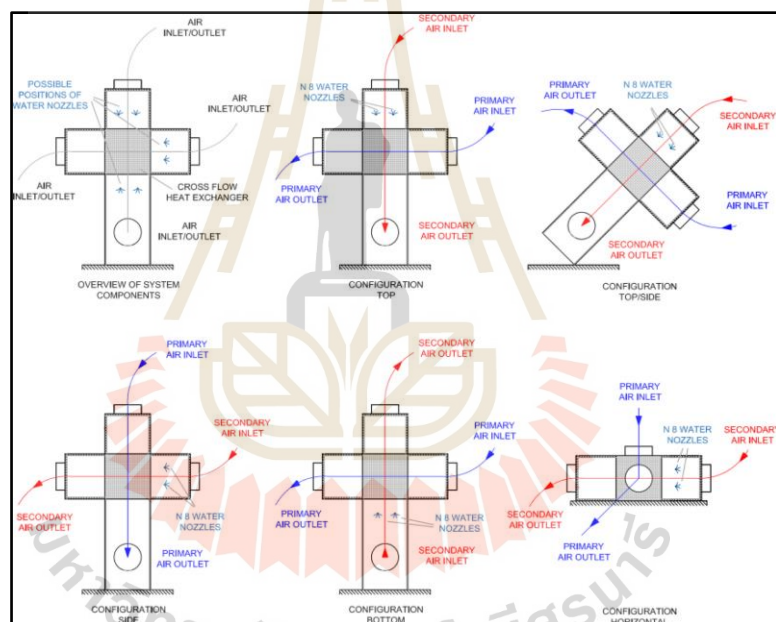
รูปที่ 2.1 ลักษณะการทำงานของระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำโดยตรง
(Harby and Al-Amri, 2019)



รูปที่ 2.2 ลักษณะการทำงานของระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำโดยอ้อม
(Y. Yang et al., 2019)

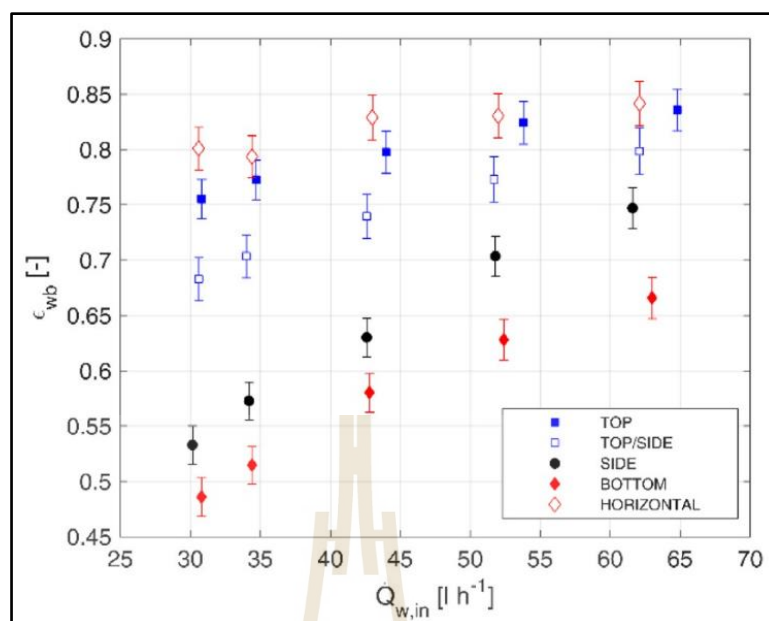
การทำงานของระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำโดยอ้อมจะแยกอากาศภายในแกนทำความเย็นออกเป็น 2 กระแส คือ Primary air และ Secondary air โดย Secondary air จะมีหลักการเหมือนระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำโดยตรง แต่แตกต่างกันที่ส่วน Primary air จะทำการถ่ายเทพลังงานสู่ Secondary air ภายในแกนทำความเย็น ดังรูปที่ 1.1 (b) ซึ่งระหว่างอากาศสองกระแสจะไม่สัมผัสกันโดยตรงส่งผลให้ปริมาณความชื้นสัมบูรณ์คงที่ และอุณหภูมิของอากาศจะลดลง

การศึกษาของ Antonellis et al. (2019) ซึ่งได้ทำการศึกษาลักษณะการสเปรย์น้ำและการวางตัวของแกนทำความเย็นสำหรับระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำโดยอ้อม ซึ่งได้ศึกษาทั้งหมด 5 ลักษณะ ดังรูปที่ 2.3 โดยจะทำการศึกษาผลของประสิทธิภาพของอุณหภูมิกระเปาะเปียก โดยผลแสดงดังรูปที่ 2.4



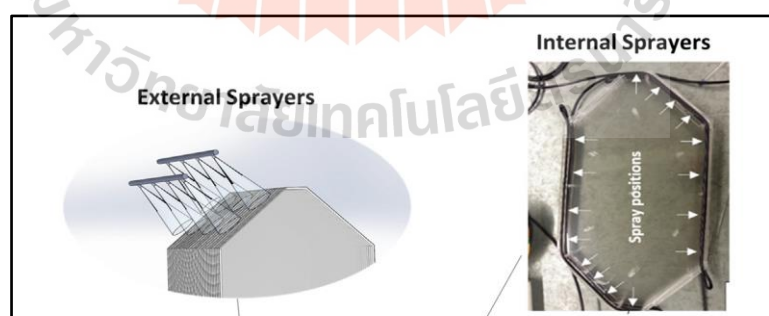
รูปที่ 2.3 แบบจำลองการศึกษารางสเปรย์น้ำและแกนทำความเย็น (Antonellis, 2019)

ผลของการศึกษาดังรูปที่ 2.3 พบว่า ได้ประสิทธิภาพของอุณหภูมิกระเปาะเปียกระหว่าง 82-84% จากการจำลอง Configuration horizontal เนื่องจากการสเปรย์น้ำด้านบนจะส่งผลให้น้ำกระจายทั่ว แกนทำความเย็นส่งผลให้น้ำและอากาศสัมผัสกันมากเมื่อเทียบกับ Configuration

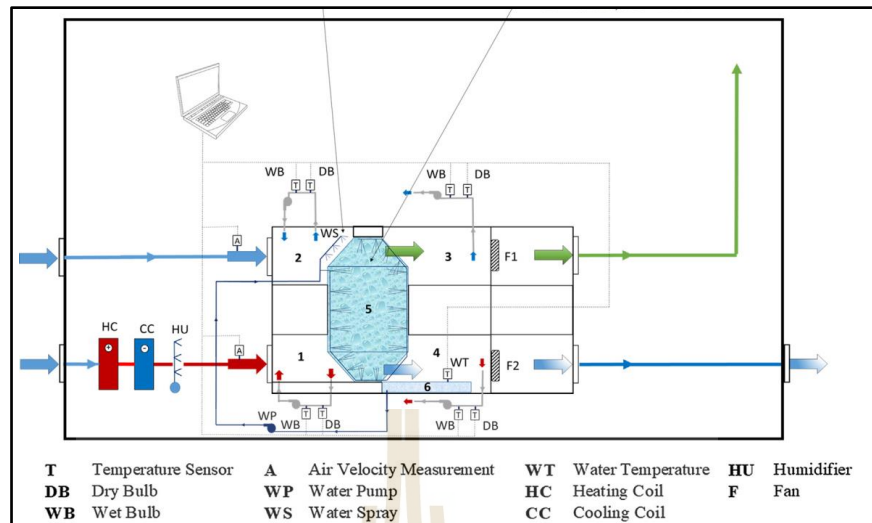


รูปที่ 2.4 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง ประสิทธิภาพของอุณหภูมิกะเปาะเปียกและอัตราการไหลของน้ำที่ในการสเปรย์ (Antonellis, 2019)

นอกจากนี้แล้วยังมีการทดลองของ Zubaydi et al. (2010) เพื่อศึกษาการสเปรย์ น้ำสำหรับระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำโดยอ้อม โดยมีทั้งหมด 3 กรณี คือ Internal external และ Mixed mode โดยระบบแสดงดังรูปที่ 2.5 และรูปที่ 2.6

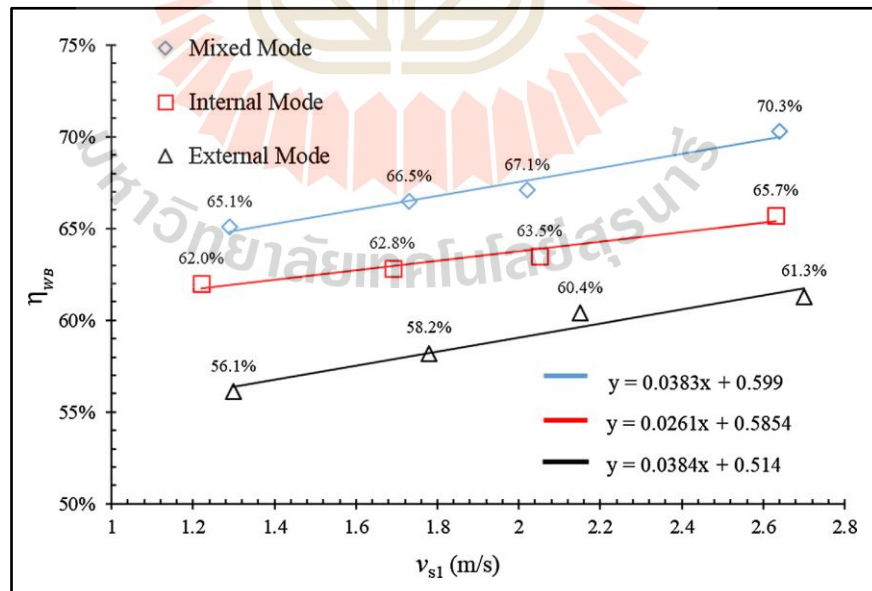


รูปที่ 2.5 การสเปรย์น้ำลงแกนทำความเย็น (Zubaydi et al., 2010)



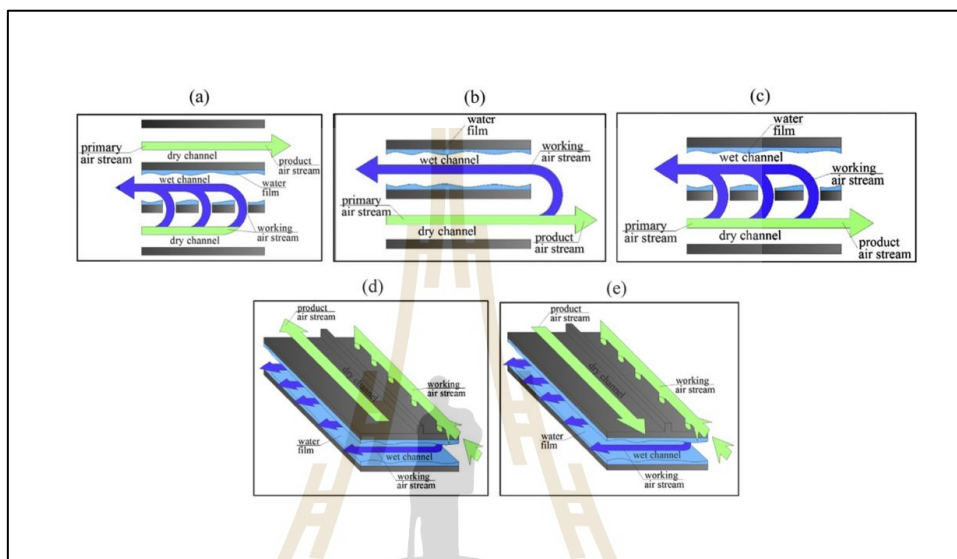
รูปที่ 2.6 ระบบการจำลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของการสเปรย์น้ำ
(Zubaydi et al., 2010)

โดยจากการทดลองพบว่า การสเปรย์น้ำแบบ Mixed mode ได้ประสิทธิภาพของอุณหภูมิ
กระเปาะเปียกสูงที่สุดจากทั้ง 3 รูปแบบ แสดงผลการทดลองดังรูปที่ 2.7



รูปที่ 2.7 ประสิทธิภาพของอุณหภูมิกระเปาะเปียกความเร็วมของ Secondary air inlet
(Zubaydi et al., 2010)

จากรูปที่ 2.7 จะเป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วของลมที่ทางเข้าช่องเป็ยกได้ว่าเมื่อความเร็วของอากาศในช่องดังกล่าวเพิ่มมากขึ้นจะทำให้ได้ประสิทธิภาพของอุณหภูมิกระเปาะเปียกมากขึ้นด้วย นอกจากนี้ยังพบอีกว่าการสเปรย์แบบผสมจะได้ประสิทธิภาพของอุณหภูมิกระเปาะเปียกมากที่สุด



รูปที่ 2.8 ระบบทำงานแบบ Sub wet blub ระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำโดยอ้อม

(a) Modify counter-flow (b) Regenerative (c) Regenerative with perforation

(d) Cross-flow (e) Modify cross-flow (S. Anisimov et al., 2014)

จากการศึกษาของ S. Anisimov et al. (2014) ได้ศึกษาระบบทำความเย็นแบบน้ำระเหยในรูปแบบที่เรียกว่า “Sub wet blub” ระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำโดยอ้อม กล่าวคือ เป็นระบบน้ำระเหยที่สามารถทำให้อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากระบบสามารถลดลงต่ำกว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียกโดย ผู้วิจัยดังกล่าวได้ศึกษาระบบไว้ทั้งหมด 5 กรณี ดังรูปที่ 2.8 โดยผลของการจำลองเป็นดังตารางที่ 1.1 ซึ่งจากผลของการจำลองพบว่า ชนิดของแกนทำความเย็นแบบ e จะสามารถดึงความร้อนได้สูงที่สุดเท่ากับ 18.1 kW/m^2 เมื่อเทียบสภาวะการทำงานเดียวกันกับแบบอื่น ๆ

ตารางที่ 2.1 ผลของการจำลองของเครื่องทำความเย็นชนิดระเหยน้ำ $T_{inlet} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ และ $\%RH = 45\%$

(S. Anisimov et al., 2014)

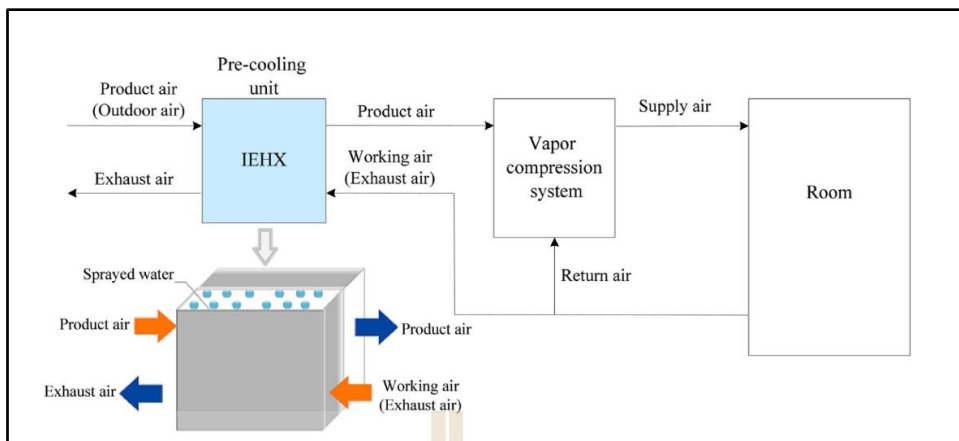
แกนทำความเย็นชนิด	สัมประสิทธิ์การแลกเปลี่ยนความร้อน (kW/m^2)
a	10.9
b	13.8
c	13
d	19.5
e	18.1

2.3 ระบบทำความเย็นแบบไฮบริด (Hybrid cooling system)

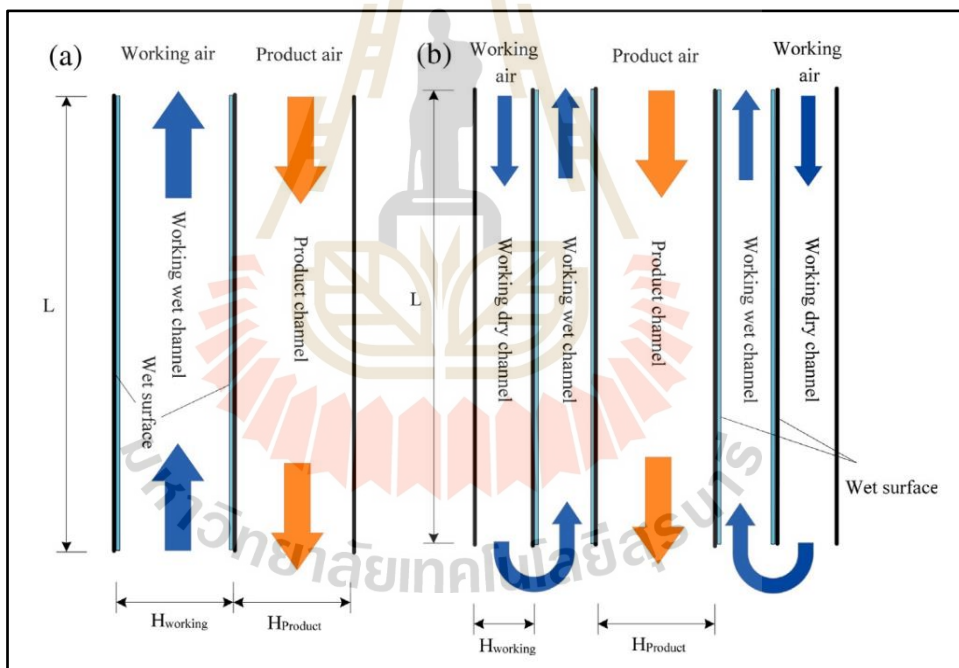
การศึกษาระบบปรับอากาศที่เรียกว่า “Hybrid cooling system” เป็นการนำอากาศภายนอกที่มีอุณหภูมิสูงเมื่อเทียบกับอุณหภูมิภายในห้องปรับอากาศมาผ่าน Evaporative cooling โดยมีอากาศที่ความชื้นต่ำและอุณหภูมิต่ำจากห้องปรับอากาศจากการ Ventilation มาช่วยลดอุณหภูมิที่แกนทำความเย็นก่อนจะเข้าสู่ห้องปรับอากาศชนิดแยกส่วนวิธีนี้จะทำให้เครื่องปรับอากาศใช้พลังงานลดลง

Delfani et al. (2010) ได้มีการศึกษาระบบปรับอากาศแบบไฮบริดที่ประเทศอิหร่านโดยระบบการทำงานแสดงดังรูปที่ 1.2 โดยนำอากาศที่ต้องระบายออกจากห้องปรับอากาศที่ต้องทิ้งสู่ภายนอก ซึ่งมีอุณหภูมิต่ำมาทำการ Pre-cooling อากาศที่จะเข้ามาเติมในในห้องปรับอากาศ พบว่าสามารถลดภาระทางความเย็นลงได้สูงสุด 75% โดยความสามารถในการลดภาระทางความเย็นจะขึ้นอยู่กับหลายปัจจัย อาทิเช่น อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม ความชื้นของสภาพแวดล้อม รวมถึงขนาดของระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำอีกด้วย

Cui et al. (2015) ได้ทำการศึกษาศึกษาสมรรถนะของแกนทำความเย็นของระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำโดยอ้อม สำหรับระบบปรับอากาศแบบไฮบริด สำหรับสภาพอากาศร้อนและชื้น โดยระบบเป็นดังรูปที่ 2.10 โดยทำการศึกษาแกนทำความเย็น 2 ลักษณะ คือ ระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำโดยอ้อมแบบไหลขนาน, CIEC และ ระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำโดยอ้อมแบบมีรีเจนเนอเรชั่น, RIEC โดยระบบแสดงดังรูปที่ 2.9

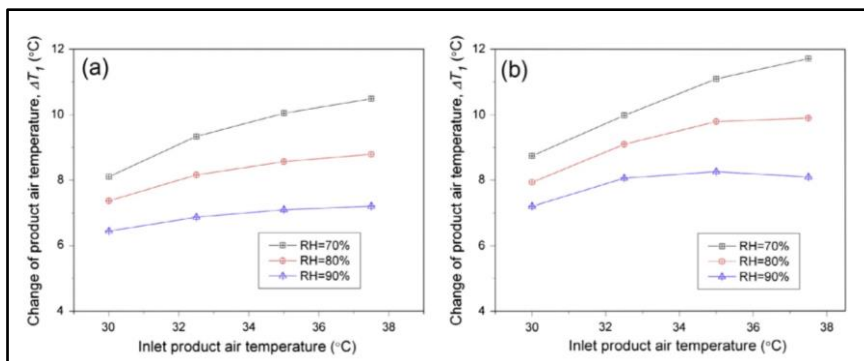


รูปที่ 2.9 ระบบการทำงานของ Hybrid cooling system (Cui et al., 2015)



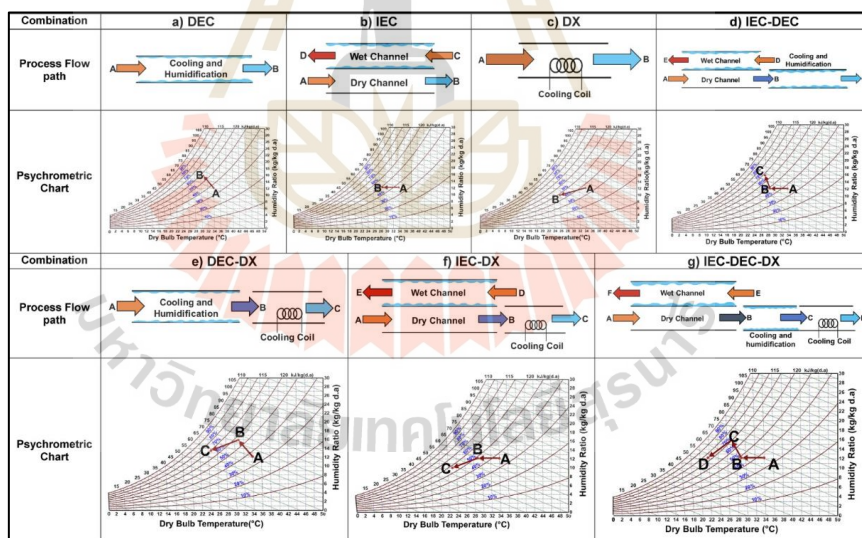
รูปที่ 2.10 ลักษณะของแกนทำความเย็นของระบบ pre-cooling unit (a) C-IEC (b) R-IEC (Cui et al., 2015)

โดยผลของการจำลองที่อุณหภูมิที่ใช้ในการจำลองเท่ากับ 30-38 °C และความชื้นสัมพัทธ์เท่ากับ 70-90% โดยผลการจำลองแสดงดังรูปที่ 2.11



รูปที่ 2.11 ความสามารถในการลดอุณหภูมิของระบบที่สภาวะต่าง ๆ (Cui et al., 2015)

โดยผลของการจำลองพบว่า กรณีแบบ (b) สามารถลดอุณหภูมิของอากาศได้สูงสุดประมาณ 12 °C ซึ่งมากกว่าแบบ (a) และจากผลของการจำลองพบว่า ระบบดังกล่าวสามารถช่วยลดภาระทางความเย็นได้สูงถึง 47%



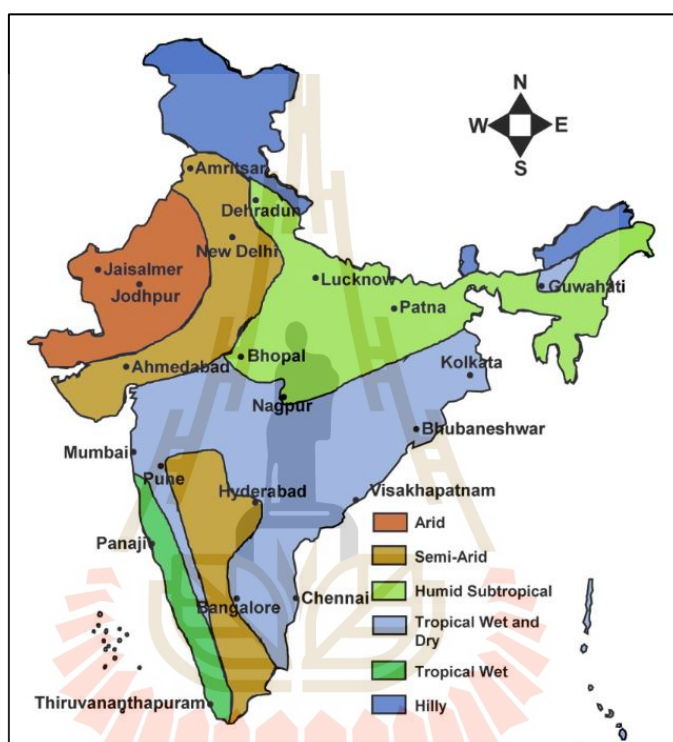
รูปที่ 2.12 ระบบทำปรับอากาศที่ใช้ในการทดลองสำหรับอาคาร

(Rao and Datta, 2020)

จากการศึกษาของ Rao และ Datta (2020) ได้ศึกษาระบบทำความเย็นสำหรับระบบปรับอากาศทั้งหมด 7 รูปแบบ ได้แก่ (a) แบบ Direct evaporative cooling, (b) แบบ Indirect evaporative cooling, (c) แบบ Vapor compression cooling, (d) แบบ Indirect and direct evaporative cooling, (e)

แบบ Vapor compression and Direct evaporative cooling, (f) แบบ Vapor compression and Indirect evaporative cooling, และ (g) แบบ Vapor compression indirect and Direct evaporative cooling ดังรูปที่ 2.12

โดยประเทศอินเดียนั้นประกอบไปด้วยหลากหลายสภาพแวดล้อม ซึ่งประกอบไปด้วย แห้งแล้ง กึ่งแห้งแล้ง ชื้น ร้อนชื้น และเปียก โดยผลการจำลองเป็นดังรูปที่ 2.13

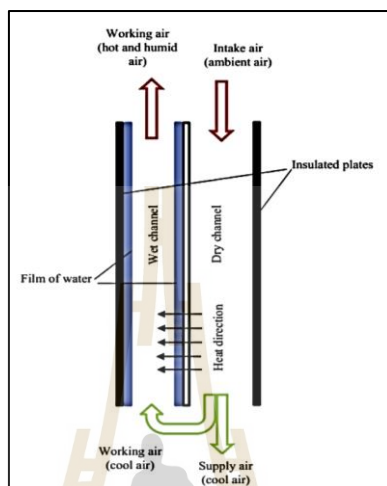


รูปที่ 2.13 สภาพอากาศในแต่ละภูมิภาคของประเทศอินเดีย
(Rao and Datta, 2020)

โดยจากผลการจำลองพบว่า ระบบปรับอากาศแบบผสมชนิด (g) และ (f) มีค่า COP สูงที่สุดในทุกสภาพแวดล้อม แต่เนื่องจากระบบแบบ (f) มีความซับซ้อนของระบบมากกว่าแบบ (g) ดังนั้นระบบแบบ (g) จึงมีความเหมาะสมมากกว่า อีกทั้งพบว่า ระบบ (g) นั้นมีความสามารถในการทำความเย็นในสภาวะร้อนและชื้น ซึ่งเป็นสภาพอากาศดังกล่าวมีความใกล้เคียงกับประเทศไทยอีกด้วย

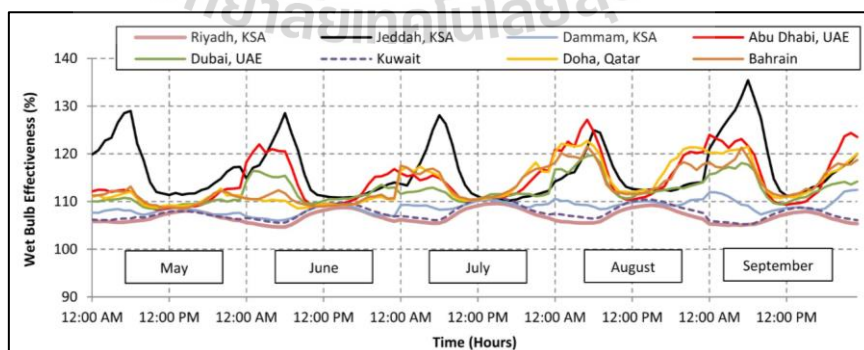
นอกจากนี้ได้มีการทดลองของ Baakeem et al. (2019) ได้ศึกษาความเป็นไปได้สำหรับการนำเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหมาไปใช้ร่วมกับเครื่องปรับอากาศชนิดอัดไอสำหรับระบบปรับอากาศในอาคาร ซึ่งมีความใกล้เคียงกับงานในวิทยานิพนธ์นี้ โดยเป็นการศึกษาระบบปรับอากาศแบบ

ไซบริด โดยสำหรับการศึกษาของนักวิจัยท่านนี้ได้ทำการศึกษาที่สภาพแวดล้อมของประเทศแถบอ่าวอาหรับโดยใช้เครื่องทำความเย็นแบบระเหยน้ำเป็นรูปแบบ M-cycle (Maisotsenko cycle) โดยลักษณะการทำงานของเครื่องทำความเย็นดังกล่าวแสดงดังรูปที่ 2.14

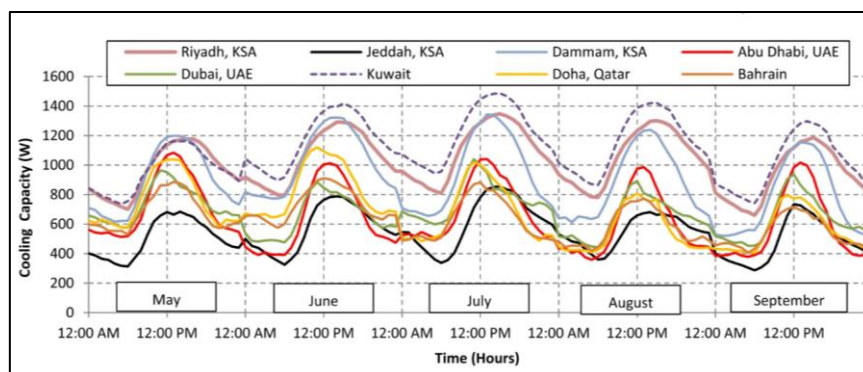


รูปที่ 2.14 ลักษณะการไหลของอากาศในแกนทำความเย็นสำหรับเครื่องทำความเย็นแบบระเหยน้ำ M-cycle (Baakeem et al., 2019)

งานวิจัยดังกล่าวนี้ได้ศึกษาที่สภาพแวดล้อมที่แตกต่างกันโดยผลของค่า Wet bulb effectiveness และอัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยได้ผลดังรูปที่ 2.15 และรูปที่ 2.16



รูปที่ 2.15 ผลค่า Wet bulb effectiveness สำหรับเครื่องทำความเย็นแบบระเหยน้ำ M-cycle (Baakeem et al., 2019)



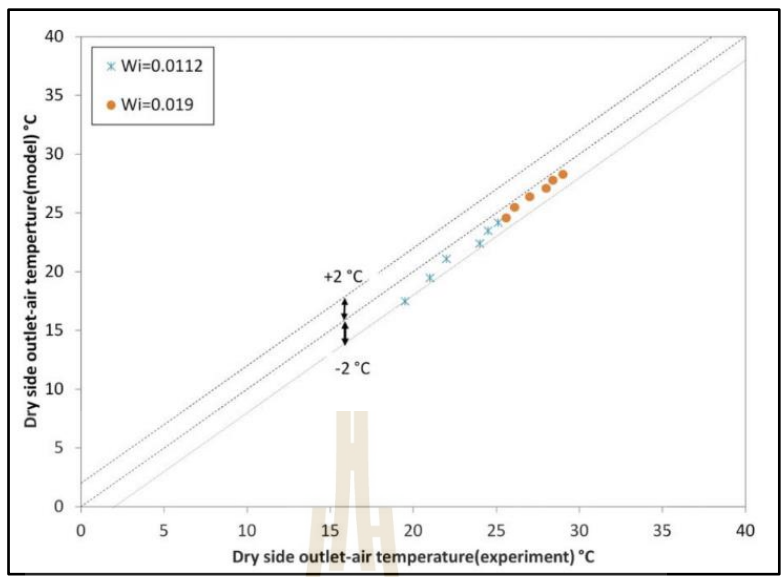
รูปที่ 2.16 ผลค่าอัตราการทำความเย็นสำหรับเครื่องทำความเย็นแบบระเหยน้ำ M-cycle

(Baakeem et al., 2019)

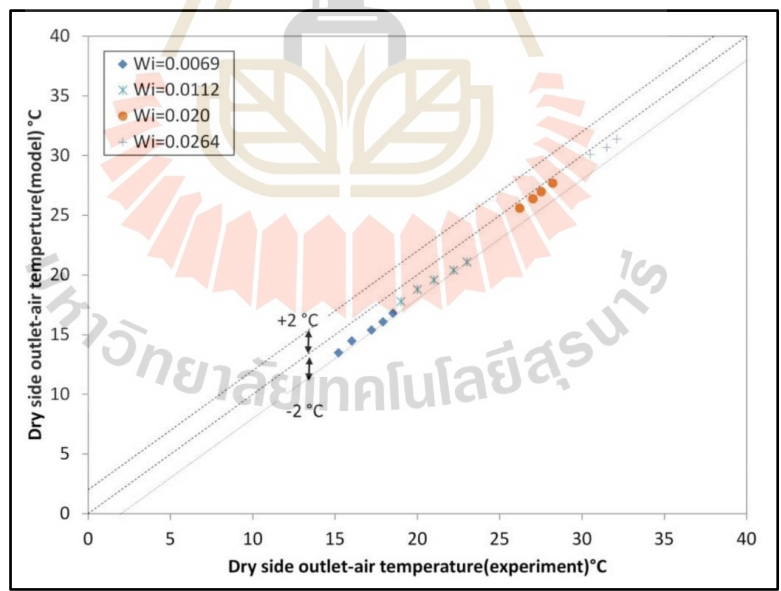
จากผลการวิจัยพบว่าที่สภาพอากาศอากาศที่มีความชื้นสูงจะทำให้ Wet bulb effectiveness มีค่าสูง เนื่องจากเมื่ออากาศมีความชื้นสูงจะทำให้เมื่ออากาศอุณหภูมิลดลงทำให้สามารถเข้าใกล้ค่า Wet bulb ได้ง่ายกว่าที่สภาพอากาศที่แห้งและจะทำให้อัตราการทำความเย็นต่ำ เนื่องจากความสามารถในการระเหยของน้ำในช่องเปียกมีน้อยลงทำให้รับความร้อนจากช่องแห้งให้น้อยลงตามไปด้วย ดังรูปที่ 2.15 และรูปที่ 2.16

2.4 การจำลองระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำ (Simulation of evaporative cooling system)

ในการศึกษานี้ได้มีการจำลองระบบทำความเย็นระเหยน้ำ ซึ่งเป็นองค์ประกอบสำคัญของระบบปรับอากาศแบบไฮบริด โดยทางผู้วิจัยได้มีการศึกษาระบบสมการสำหรับจำลองระบบทำความเย็นชนิดไฮบริด โดยมีรายละเอียดจากการศึกษาของ Liu และคณะ (2013) ได้มีการสร้างแบบจำลองเชิงตัวเลขในการจำลองระบบทำความเย็นชนิดไฮบริด โดยเป็นพัฒนากระบวนการ Effectiveness NTU method ซึ่งเป็นกระบวนการสำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยมีเพียงความร้อนเท่านั้นในถ่ายเท ในกระบวนการที่ได้พัฒนาขึ้นมานั้นคือ Modify effectiveness NTU method ซึ่งช่วยให้คิดอัตราการระเหยของน้ำได้อีกด้วย โดยผลของการพัฒนาสมการเมื่อเปรียบเทียบกับผลของการทดลองแล้วแสดงดังรูปที่ 2.17 และรูปที่ 2.18



รูปที่ 2.17 ผลการจำลองระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำ โดยอ้อมที่ใช้ Modify effectiveness NTU method กับ การทดลองเปลี่ยนความเร็วอากาศ (Liu. et al., 2013)



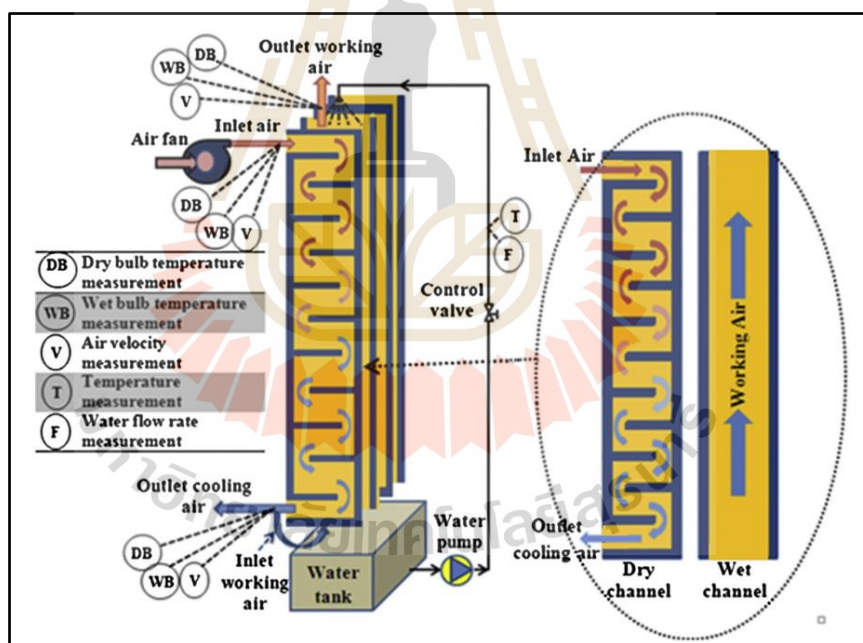
รูปที่ 2.18 ผลการจำลองระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำ โดยอ้อมที่ใช้ Modify effectiveness NTU method กับ การทดลองของเมื่อเปลี่ยนอุณหภูมิทางเข้า (Liu. et al., 2013)

จากรูปที่ 2.17 ซึ่งเป็นการเปรียบเทียบผลการจำลองและผลการทดลอง โดยผลที่นำมาเปรียบเทียบคือ อุณหภูมิกระเปาะแห้งของทางออกของช่องแห้งของการทดลองเปลี่ยนความเร็วของอากาศทางเข้าและความชื้น

จากผลการเปรียบเทียบผลของการจำลองดังกล่าวพบว่า ความคลาดเคลื่อนของอุณหภูมิเมื่อเทียบกับผลของการทดลองแล้วมีค่าอยู่ในช่วง $\pm 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ซึ่งเป็นค่าที่สามารถยอมรับได้

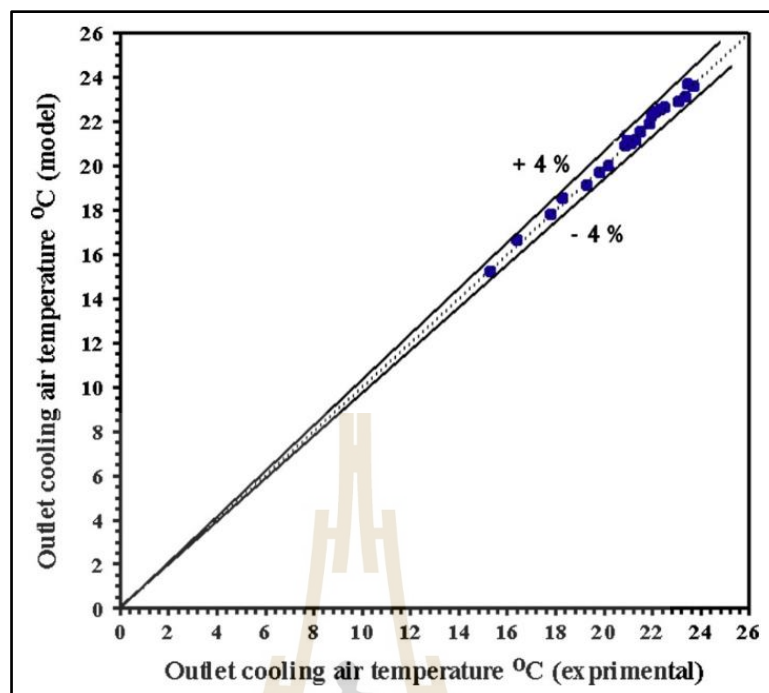
2.5 การปรับปรุงอัตราการถ่ายเทความร้อน (heat transfer enhancement)

ในการศึกษานี้ ได้มีการปรับปรุงอัตราการถ่ายเทความร้อน เพื่อต้องการให้อัตราการถ่ายเทความร้อนมากขึ้น โดยการศึกษาของ Kabeel และ Abdelgaied (2016) เป็นการจำลองระบบทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยมีการใส่แผ่นกั้นในช่องแห้ง โดยทำการจำลองและทำการทดลองเปรียบเทียบ ดังรูปที่ 2.19



รูปที่ 2.19 ลักษณะการติดตั้งแผ่นกั้นในช่องแห้งเพื่อเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อน

(Kabeel and Abdelgaied, 2016)



รูปที่ 2.20 ผลการเปรียบเทียบการจำลองและการทดลองของการติดตั้งแผ่นกั้นในช่องเป็ยก

จากรูปที่ 2.20 เป็นผลการเปรียบเทียบการจำลองและการทดลองของการติดตั้งแผ่นกั้นในช่องเป็ยกพบว่า ผลของการเปรียบเทียบในการจำลอง เมื่อเทียบกับการทดลองมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 2^{\circ}\text{C}$ ซึ่งเป็นค่าที่สามารถยอมรับได้สำหรับการจำลอง

บทที่ 3

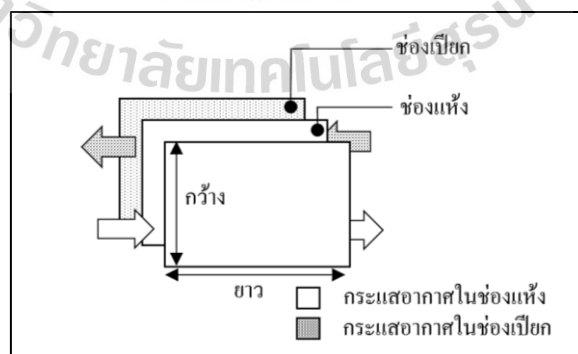
วิธีดำเนินการวิจัย

ในหัวข้อวิธีการดำเนินการวิจัยของวิทยานิพนธ์นี้ได้นำเสนอหัวข้อวิธีดำเนินงาน โดยมีรายละเอียด ได้แก่ รูปแบบการจำลองเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยและระบบปรับอากาศแบบไฮบริดและการตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมที่ได้พัฒนาขึ้น ซึ่งจะประกอบไปด้วยลักษณะการทำงานของเครื่องทำความเย็นชนิดระเหยน้ำและฝังการทำงานรูปแบบต่าง ๆ ของระบบไฮบริด รวมถึงสมการที่ใช้สำหรับการจำลองเครื่องทำความเย็นชนิดระเหยน้ำและเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอ อีกทั้งได้นำเสนอแนวทางการศึกษาอิทธิพลต่าง ๆ ที่ส่งผลต่อสมรรถนะการทำความเย็นและสุดท้ายจะเป็นวิธีการจำลองและการศึกษาระบบปรับอากาศแบบไฮบริด

3.1 การจำลองเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย และระบบปรับอากาศแบบไฮบริด

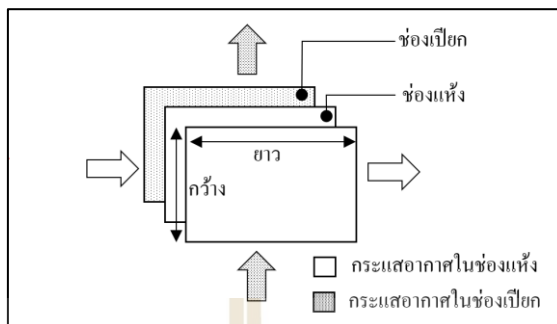
ส่วนสำคัญของระบบปรับอากาศแบบไฮบริดที่ผู้วิจัยศึกษา คือ เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย โดยที่อุปกรณ์สำคัญสำหรับเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยนั้น คือ แขนทำความเย็น ซึ่งสำหรับศึกษานี้ศึกษาแกนทำความเย็น 2 ลักษณะ ได้แก่ แขนทำความเย็นแบบไหลขนานแบบส่วนทาง และแกนทำความเย็นไหลแบบตั้งฉาก

3.1.1 ลักษณะแกนทำความเย็นแบบไหลขนานแบบส่วนทาง



รูปที่ 3.1 ลักษณะของแกนทำความเย็นแบบไหลขนานแบบส่วนทาง

3.1.2 ลักษณะแกนทำความเย็นแบบไหลตั้งฉาก

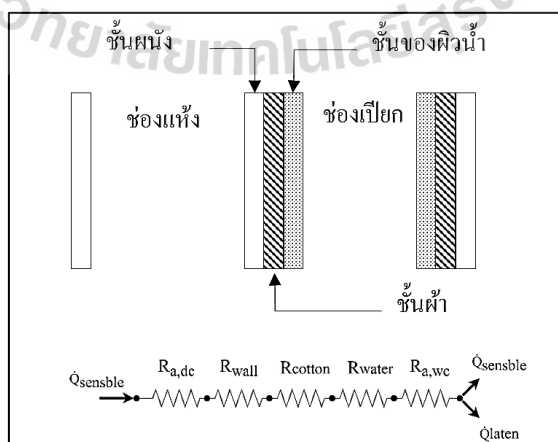


รูปที่ 3.2 ลักษณะของแกนทำความเย็นแบบไหลตั้งฉาก

จากรูปที่ 3.1 และรูปที่ 3.2 เป็นการทำงานของแกนทำความเย็นแบบไหลขนานแบบส่วนทางและแบบไหลตั้งฉาก ซึ่งเป็นลักษณะแกนทำความเย็นสำหรับการจำลองในการศึกษานี้ เห็นได้ว่า อากาศที่ไหลในช่องแห้งและช่องเป็ยอกนั้นจะไม่สัมผัสกันโดยตรง โดยจะทำการถ่ายเทความร้อนผ่านผนังที่กั้นระหว่างช่องเป็ยอกและช่องแห้งออกจากกัน ซึ่งส่งผลให้อากาศที่ไหลผ่านช่องแห้งนั้นปริมาณไอน้ำในอากาศคงที่และอุณหภูมิลดลง

โดยแกนทำความเย็นที่ผู้วิจัยได้ทำการศึกษานั้น เพื่อที่จะทำการจำลองจึงทำให้ต้องกำหนดประเภทขององค์ประกอบของแกนทำความเย็น โดยองค์ประกอบของแกนเป็นดังนี้

3.1.3 องค์ประกอบของแกนทำความเย็น

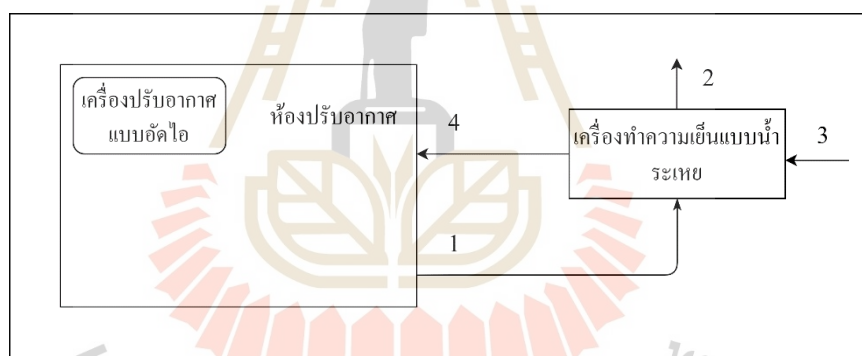


รูปที่ 3.3 ลักษณะของแกนทำความเย็นแบบไหลตั้งฉากและความต้านทานความร้อน

จากรูปที่ 3.3 เป็นองค์ประกอบของแกนทำความเย็น ซึ่งประกอบไปด้วยช่องเป็ยก และช่องแห้งซึ่งถูกกั้นด้วยผนังของช่อง โดยชั้นผนังในการจำลองนี้จะทำจากแผ่นโพลีคาร์บอเนต และในช่องเป็ยกจะประกอบไปด้วยการบุผนังด้วยผ้า ในการจำลองนี้จะใช้เป็นผ้าสำลีเพื่อให้เกิดการกระจายตัวให้ครอบคลุมพื้นที่มากที่สุดภายในช่องเป็ยกและชั้นของผิวหนัง โดยในการจำลองนั้นไม่ได้คำนึงผลจากความต้านทานความร้อนของผนังและชั้นน้ำเนื่องจากมีความบางมาก

ลำดับต่อมาจะเป็นการกล่าวถึงลักษณะระบบปรับอากาศแบบไฮบริดที่เป็นการทำงานร่วมกันระหว่างระบบปรับอากาศแบบอัดไอและระบบปรับอากาศชนิดน้ำระเหยโดยอ้อม โดยมีแนวคิดนำอากาศอุณหภูมิต่ำที่มาจากห้องปรับอากาศใช้งานและกำหนดให้ภายในห้องปรับอากาศสภาพควบคุมมีอุณหภูมิเท่ากับ 25°C และความชื้นสัมพัทธ์เท่ากับ 50% (วิศวกรรมสถานแห่งประเทศไทยในพระบรมราชูปถัมภ์, 2551) โดยลักษณะการทำงานเป็น 2 ลักษณะ ดังนี้

3.1.4 ผังระบบปรับอากาศแบบไฮบริดชนิดใช้ระบบทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อม โดยใช้อากาศจากห้องปรับอากาศผสมกับอากาศภายนอก



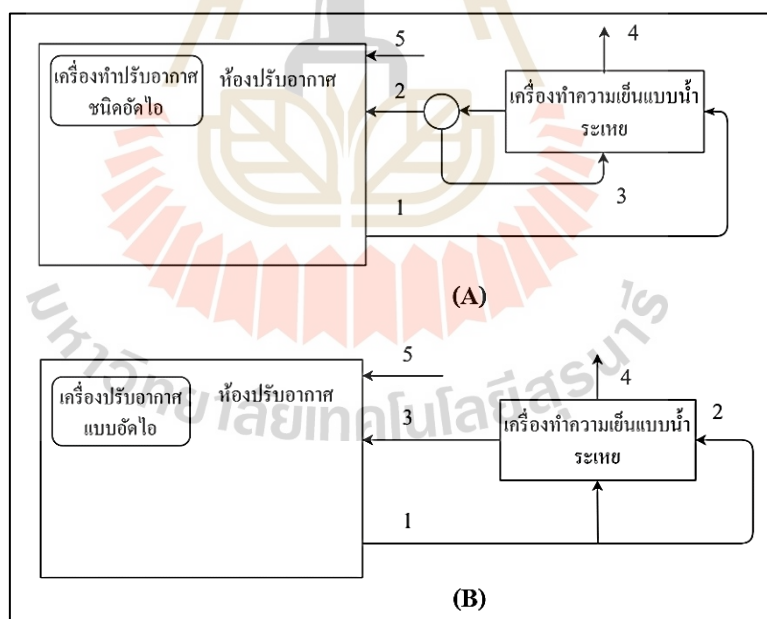
รูปที่ 3.4 ผังระบบการทำงานของระบบปรับอากาศชนิดไฮบริด โดยใช้เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อม

จากรูปที่ 3.4 เป็นผังระบบการทำงานของระบบปรับอากาศชนิดไฮบริด โดยใช้ทำความเย็นชนิดน้ำระเหยโดยอ้อม โดยหลักการทำงาน คือ นำอากาศในห้องปรับอากาศที่ต้องระบายออก (ตำแหน่งที่ 1) นำมาผ่านแกนทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยในช่องเป็ยก แล้วจะทำความเย็นให้กับอากาศที่เดิมเข้าสู่ห้องปรับอากาศ (ตำแหน่งที่ 3) เพื่อให้อุณหภูมิลดลงก่อนจ่ายเข้าสู่ห้องปรับอากาศ (ตำแหน่งที่ 4) โดยอากาศในช่องเป็ยกจะถูกให้น้ำระเหยใส่เพื่อลดอุณหภูมิในช่องเป็ยกเพื่อให้ลดอุณหภูมิได้มากขึ้นจึงดึงอากาศชื้นที่ทำความเย็นให้กับอากาศในห้องแห้งแล้วออกจากทางออกของช่องเป็ยก (ตำแหน่งที่ 2)

3.1.5 ผังระบบปรับอากาศแบบไฮบริดชนิดใช้ระบบทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อม โดยใช้อากาศภายนอก หรืออากาศจากห้องปรับอากาศเพียงอย่างเดียว

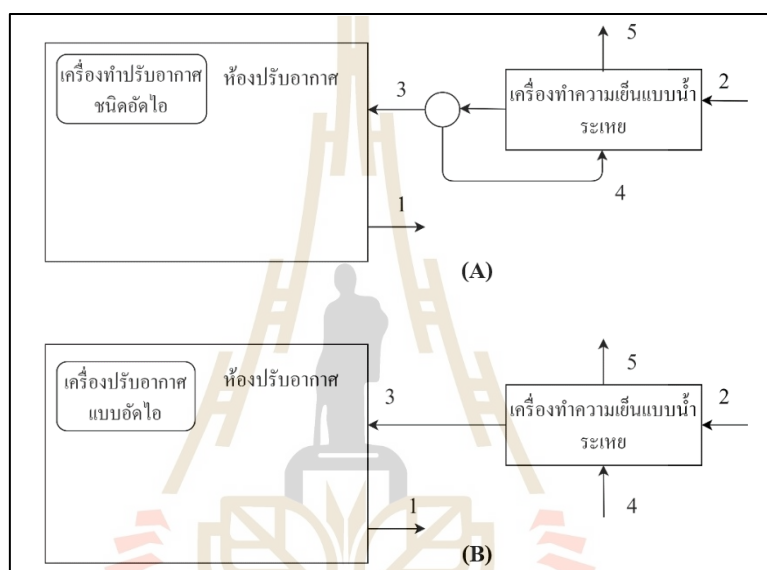
จากรูปที่ 3.5 (A) เป็นผังการทำงานของระบบปรับอากาศชนิดไฮบริด โดยใช้ทำความเย็นชนิดน้ำระเหยโดยอ้อมรีเจนเนอเรชั่น โดยหลักการทำงานคือการนำอากาศในห้องปรับอากาศที่ต้องระบายออก (ตำแหน่งที่ 1) นำมาผ่านแกนทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยในช่องแห้ง โดยอากาศกระแสนี้เป็นจะถูกทำความเย็นจากอากาศในช่องเปียก โดยหลังจากทำความเย็นแล้วจะถูกแบ่งออกเป็น 2 กระแส โดยแบ่งสู่ห้องปรับอากาศ (ตำแหน่งที่ 2) และส่วนหนึ่งแบ่งเข้าสู่ช่องเปียกเพื่อนำไปลดอุณหภูมิโดยให้น้ำระเหยใส่ (ตำแหน่งที่ 3) จึงทิ้งอากาศชื้นที่ทำความเย็นให้กับอากาศในช่องแห้งแล้วออกจากทางออกของช่องเปียก (ตำแหน่งที่ 4)

จากรูปที่ 3.5 (B) เป็นผังการทำงานของระบบปรับอากาศชนิดไฮบริด โดยใช้ทำความเย็นชนิดน้ำระเหยโดยอ้อม โดยหลักการทำงานคือการนำอากาศในห้องปรับอากาศที่ต้องระบายออก (ตำแหน่งที่ 1) นำมาผ่านแกนทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยในช่องแห้ง และช่องเปียก และนำอากาศที่ทำความเย็นแล้วง่ายเข้าสู่ห้องปรับอากาศ (ตำแหน่งที่ 3)



รูปที่ 3.5 ผังระบบการทำงานของระบบปรับอากาศชนิดไฮบริดโดยใช้เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมรีเจนเนอเรชั่น โดยใช้อากาศเย็นภายในห้อง

จากรูปที่ 3.6 (A) เป็นผังระบบการทำงานของระบบปรับอากาศชนิดไฮบริด โดยใช้ทำความเย็นชนิดน้ำระเหยโดยอ้อมรีเจนเนอเรชั่น โดยหลักการทำงานคือการนำอากาศจากภายนอกที่ต้องการเติมเข้าสู่ระบบปรับอากาศ (ตำแหน่งที่ 2) มาทำความเย็นโดยลักษณะการทำความเย็นจะลักษณะเดียวกันกับเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมรีเจนเนอเรชั่น โดยใช้อากาศเย็นภายในห้อง แสดงผังรูปที่ 3.6 (B) เป็นระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยแบบไม่มีรีเจนเนอเรชั่น



รูปที่ 3.6 ผังระบบการทำงานของระบบปรับอากาศชนิดไฮบริด โดยใช้เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมรีเจนเนอเรชั่น โดยใช้อากาศภายนอกห้อง

3.2 ระบบสมการสำหรับการจำลองเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย

ในระบบปรับแบบไฮบริดจะเป็นการนำเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยเข้ามาทำงานร่วม ซึ่งสมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบน้ำระเหยเป็นปัจจัยสำคัญในงานวิจัยนี้บรรลุดูวัตถุประสงค์ และเพื่อให้บรรลุดูประสงค์ดังกล่าว จึงต้องทำการจำลองเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย เพื่อหาสมรรถนะของระบบทำความเย็นดังกล่าวมีรายละเอียดดังนี้

3.2.1 ระบบสมการ Modified NTU method

การจำลองครั้งนี้ได้ใช้แบบจำลองเชิงคณิตศาสตร์ Modified NTU method ที่ได้รับการพัฒนาโดย Liu (2013) ซึ่งพัฒนามาจากสมการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน NTU method โดยสมการสำหรับการจำลองเป็นดังสมการที่ 3.1 ถึงสมการที่ 3.17

$$h = 0.002T^{wb^3} - 0.0588T^{wb^2} + 3.2447T^{wb} \quad (3.1)$$

$$\bar{K} = \frac{H_{s,o} - H_{s,i}}{T_{s,o}^{wb} - T_{s,i}^{wb}} \quad (3.2)$$

$$K = 0.006T^{wb} - 0.1176T^{wb} + 3.2447 \quad (3.3)$$

$$C_c = \dot{m}_s \bar{K} \quad (3.4)$$

$$C_h = \dot{m}_h C_{p,air} \quad (3.5)$$

$$C_h = \max(C_c, C_h) \quad (3.6)$$

$$C_{\min} = \min(C_c, C_h) \quad (3.7)$$

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (3.8)$$

$$d_h = \frac{4A}{\rho} \quad (3.9)$$

$$h = \frac{Nuk}{d_h} \quad (3.10)$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_p} + \frac{C_{p,air}}{Kh_s} + \frac{g_{wall}}{k_{wall}} + \frac{g_{water}}{k_{water}} + \frac{g_{cotton}}{k_{cotton}} \quad (3.11)$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (3.12)$$

$$\varepsilon_{crossflow} = \frac{1 - e^{(NTU(1-C_r))}}{1 - C_r e^{(-NTU(1-C_r))}} \quad (3.13.1)$$

$$\varepsilon_{counterflow} = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{C_r}\right)\right] (NTU)^{0.22} \left\{ \exp[-C_r (NTU)^{0.78}] - 1 \right\} \quad (3.13.2)$$

$$q_{max} = C_{min} (T_{p,i} - T_{s,i}^{wb}) \quad (3.14)$$

$$q = \varepsilon q_{max} \quad (3.15)$$

$$T_{p,o} = T_{p,i} - \frac{q}{C_h} \quad (3.16)$$

$$T_{s,o}^{wb} = T_{s,i}^{wb} - \frac{q}{C_c} \quad (3.17)$$

3.2.2 การจัดรูปสมการเพื่อใช้ในการหาคำตอบโดยใช้ Newton-Raphson iteration method

ในการศึกษานี้ใช้กระบวนการ Newton-Raphson iteration method ในการแก้สมการ เนื่องจากปัญหาที่ดังกล่าวมีลักษณะไม่เป็นสมการเชิงเส้น ซึ่งกระบวนการ Newton-Raphson iteration เหมาะในการแก้ปัญหานี้ โดยคำตอบของสมการที่ต้องการหาค่าคือ ค่า $T_{p,o}$ และ $T_{s,o}^{wb}$ โดยมีรายละเอียดดังนี้

- จัดรูปสมการที่ 3.16 และสมการที่ 3.17 มาจัดรูปสมการให้อยู่ในรูปของ

$$f_1 = 0 = T_{p,i} - T_{p,o} - \frac{q}{C_h} \quad (3.18)$$

$$f_2 = 0 = T_{s,i}^{wb} - T_{s,o}^{wb} - \frac{q}{C_c} \quad (3.19)$$

- ทำการ Partial derivative สมการที่ 3.18 และสมการที่ 3.19 ด้วยคำตอบของระบบจำลอง

$$\frac{\partial f_1}{\partial T_{p,o}} = f_{11} = 1 \quad (3.20)$$

$$\frac{\partial f_1}{\partial T_{s,o}^{wb}} = f_{12} = 0 \quad (3.21)$$

$$\frac{\partial f_2}{\partial T_{p,o}} = f_{21} = 0 \quad (3.22)$$

$$\frac{\partial f_2}{\partial T_{s,o}^{wb}} = f_{22} = 1 \quad (3.23)$$

- จัดให้อยู่ในรูปของ Matrix เพื่อใช้ในการแก้สมการหาคำตอบ

$$\begin{bmatrix} f_{11} & f_{12} \\ f_{21} & f_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_{T_{p,o}} \\ X_{T_{s,o}^{wb}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{bmatrix} \quad (3.24)$$

$$T_{p,o,new} = T_{p,o} - X_{T_{p,o}} \quad (3.25)$$

$$T_{p,o,new} = T_{p,o} - X_{T_{p,o}} \quad (3.25)$$

$$T_{s,o,new}^{wb} = T_{s,o}^{wb} - X_{T_{s,o}^{wb}} \quad (3.26)$$

3.2.3 สมการสำหรับคิดค่าความคลาดเคลื่อนจากการจำลองสำหรับ Newton-Raphson iteration method

ในส่วนนี้เป็นสมการที่ใช้สำหรับกำหนดค่าที่ยอมรับได้ในการจบการหาคำตอบ ด้วย Newton-Raphson iteration method โดยค่าการเปลี่ยนแปลงของคำตอบเมื่อเทียบกับผลของคำตอบรอบก่อนหน้าแล้วที่ยอมรับได้มีค่าคือ $del_{max} \leq 5 \times 10^{-3}$ คิดค่าความคลาดเคลื่อนเป็นดังสมการที่ 3.27 ถึงสมการที่ 3.30

$$del_{\bar{K}} = \frac{|\bar{K} - \bar{K}_{new}|}{\bar{K}_{new}} \quad (3.27)$$

$$del_{T_{s,o}^{wb}} = \frac{|T_{s,o}^{wb} - T_{s,o_{new}}^{wb}|}{T_{s,o_{new}}^{wb}} \quad (3.28)$$

$$del_{T_{p,o}} = \frac{|T_{p,o} - T_{p,o_{new}}|}{T_{p,o_{new}}} \quad (3.29)$$

$$del_{max} = \max\left(del_{\bar{k}}, del_{T_{s,o}^{wb}}, del_{T_{p,o}}\right) \quad (3.30)$$

3.2.4 การหาคุณสมบัติของอากาศชื้น

ในการจำลองนั้นจำเป็นต้องหาคุณสมบัติของอากาศชื้น ผู้วิจัยได้มีการนำสมการที่ได้จาก ASHARE (2001) มาทำการพัฒนาร่วมกันกับโปรแกรม MATLAB รายละเอียดจะประกอบไปด้วยสมการและฟังก์ชันการทำงานของโปรแกรมที่ได้พัฒนาขึ้น โดยมีรายละเอียดของโปรแกรมเป็นดังภาคผนวก ก และรายละเอียดสมการการทำงานเป็นดังนี้

3.2.4.1 โปรแกรมหาความชื้นสัมบูรณ์จากอุณหภูมิกระเปาะแห้ง อุณหภูมิกระเปาะเปียก และความดันบรรยากาศ

จากอุณหภูมิกระเปาะเปียกและกระเปาะแห้งสามารถนำมาหาค่าความชื้นสัมบูรณ์เพื่อนำไปหาคุณสมบัติของอากาศของทางออกของช่องแห้ง ได้โดยใช้อุณหภูมิกระเปาะแห้ง อุณหภูมิกระเปาะเปียก และความดันบรรยากาศ จากสมการจากสมการที่ 3.31 ถึงสมการที่ 3.33

$$P_{sat.} = e^{\left(\left(\frac{C_8}{T^{wb}}\right) + C_9 + (T^{wb} \times C_{10}) + ((T^{wb})^2 \times C_{11}) + ((T^{wb})^3 \times C_{12}) + (C_{13} \times \log(T^{wb}))\right)} \quad (3.31)$$

เมื่อ $C_8 = -5.8002206 \times 10^{-3}$

$$C_9 = 1.3914993$$

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

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

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

$$C_{13} = 6.5459673$$

$$\omega_{sat} = \frac{0.62198 \times P_{sat.}}{P - P_{sat.}} \quad (3.32)$$

$$\omega = \frac{\left[\left((2501 - 2.381 \times T^{wb}) \times \omega_{sat.} \right) - 1.006 \times (T - T^{wb}) \right]}{2501 - 1.805 \times T - 4.186 \times T^{wb}} \quad (3.33)$$

3.2.4.2 โปรแกรมหาความชื้นสัมบูรณ์จากอุณหภูมิกระเปาะแห้ง ความชื้นสัมพัทธ์ และความดันบรรยากาศ

จากกระเปาะแห้งและความชื้นสัมพัทธ์สามารถนำมาหาค่าความชื้นสัมบูรณ์เพื่อนำไปหาคุณสมบัติของอากาศของทางออกของช่องจากสมการจากสมการที่ 3.35 ถึงสมการที่ 3.36

$$P_{vapor} = e^{\left(\left(\frac{C_8}{T} \right) + C_9 + (T \times C_{10}) + (T^2 \times C_{12}) + (C_{13} \times \log(T)) \right)} \quad (3.34)$$

$$\omega = \frac{0.62198 \times P_{vapor}}{(P - P_{vapor})} \times \frac{\%RH}{100} \quad (3.35)$$

3.2.5 การหาตัวแปรแสดงสมรรถนะของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อม

สำหรับการการจำลองนั้นได้มีการศึกษาสมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบน้ำระเหยอ้อม โดยได้ทำการศึกษาตัวแปรที่บ่งบอกถึงสมรรถนะสองตัวแปร ได้แก่ อัตราการทำความเย็น และประสิทธิภาพกระเปาะเปียก โดยมีรายละเอียดดังสมการที่ 3.35 และสมการที่ 3.36

- อัตราการทำความเย็นของแกนทำความเย็นชนิดน้ำระเหยโดยอ้อม

$$\dot{Q}_{cap,IEC} = \dot{m}_{supply} (h_{dry,in} - h_{dry,out}) \quad (3.36)$$

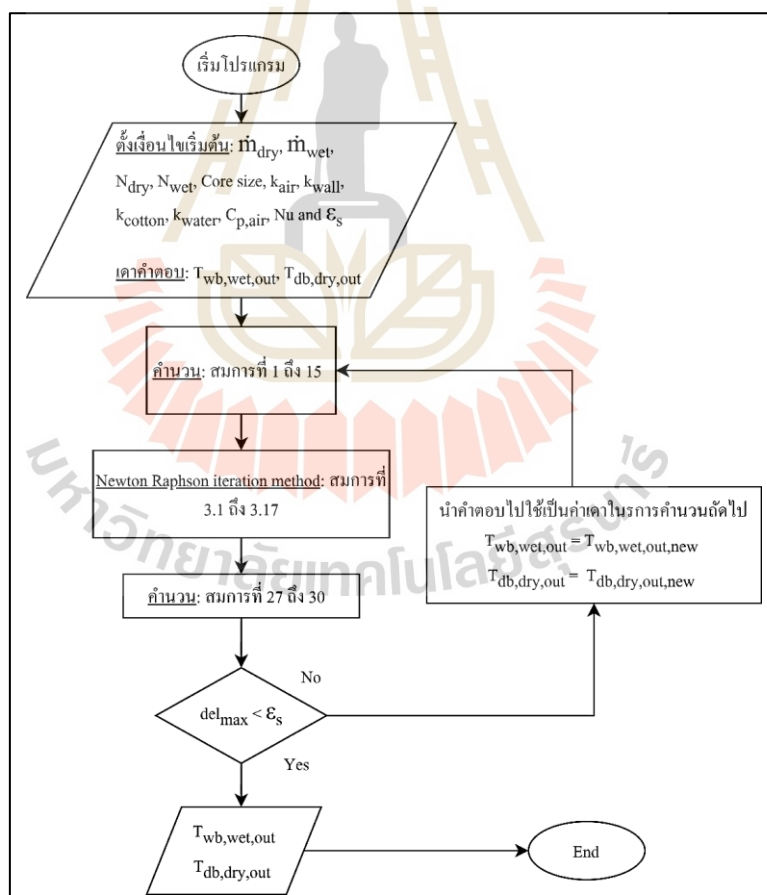
- ประสิทธิภาพกระเปาะเปียกของแกนทำความเย็นชนิดน้ำระเหยโดยอ้อม

$$\varepsilon^{wb} = \frac{T_{dry,in} - T_{dry,out}}{T_{dry,in} - T_{wet,in}^{wb}} \quad (3.37)$$

3.3 การพัฒนาโปรแกรม MATLAB สำหรับการจำลองเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมและการปรับปรุงอัตราการถ่ายเทความร้อน

ในการพัฒนาโปรแกรมเป็นการพัฒนาโปรแกรม MATLAB เพื่อทำการทำนายอุณหภูมิกระเปาะแห้งของทางออกของช่องแห้งและอุณหภูมิกระเปาะเปียกของทางออกของช่องเปียกเพื่อหาอัตราการทำความเย็นของระบบทำความเย็นของระบบทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมทั้งมีการจำลอง เพื่อปรับปรุงสมรรถนะของระบบทำความเย็นของแกนทำความเย็นด้วยการติดแผ่นกันเพื่อให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนมากขึ้นด้วย โดยรายละเอียดของโปรแกรมเป็นดังภาคผนวก ข และการทำงานเป็นดังรายละเอียดต่อไปนี้

3.3.1 การพัฒนาโปรแกรม MATLAB สำหรับการจำลองเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อม



รูปที่ 3.7 ผังการทำงาน โปรแกรมของโปรแกรมสำหรับการจำลองเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยที่พัฒนาขึ้น โดย MATLAB

จากรูปที่ 3.7 หลักการทำงานของโปรแกรมจำลองเริ่มต้นด้วยการกำหนดเงื่อนไขเริ่มต้นโดยจะแบ่งออกเป็น 3 ส่วน คือ ส่วนแรก คือ คุณสมบัติของแกนทำความเย็น ส่วนที่สองเป็นส่วนของคุณสมบัติของอากาศ และส่วนสุดท้ายจะเป็นการแสดงผลคำตอบของการแก้สมการสำหรับกระบวนการ Newton Raphson

ในส่วนแรกนั้นเป็นองค์ประกอบของแกนทำความเย็นประกอบไปด้วย ขนาดของแกนทำความเย็น จำนวนช่องเป็ยกและช่องแห้งของแกนทำความเย็น ค่าการนำความร้อนของวัสดุที่นำมาสร้างผนังแกนทำความเย็น (Thermal conductivity, k)

```

1 Validationon ( cooling_A_C_m = fun_det_abs_humidity_ITWB.m | IEC_NewWAs_method_CN_flow_wb_3F.m | fun_det_abs_humidity.m
24 t_s_in_db(1) = t_s_in_db_A(1,1);
25 t_s_in_wb(1) = t_s_in_wb_A(1,1);
26 t_s_in_db(1) = t_s_in_db_A(1,1);
27 t_s_in_wb(1) = t_s_in_wb_A(1,1);
28 Time(1) = Time_A(1,1);
29
30 end
31 channel_w=5;
32 channel_w=255;
33
34 for i=1:N_data
35 w_amb(i)=fun_det_abs_humidity(t_s_in_db(i),t_s_in_wb(i));
36 w_room(i)=fun_det_abs_humidity(t_s_in_db(i),t_s_in_wb(i));
37 ho(i) = 0.002*(t_s_in_wb(i)+3)-(0.058*(t_s_in_wb(i)+2)+(3.2447*(t_s_in_wb(i)))));
38 hi(i) = 0.002*(t_s_in_wb(i)+3)-(0.058*(t_s_in_wb(i)+2)+(3.2447*(t_s_in_wb(i)))));
39 wb_eff_exp(i)=(t_s_in_db(i)-t_s_out_db(i))/(t_s_in_db(i)-t_s_in_wb(i));
40
41 count = 0;
42 for i=1:N_data
43 [Result_tp_o_db(i),Result_ts_o_wb(i),wet_bub_eff(i),Qcap(i)]
44

```

รูปที่ 3.8 หน้าต่างโปรแกรมของโปรแกรมสำหรับการจำลองเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยที่พัฒนาขึ้นโดย MATLAB

ส่วนที่สองเป็นการกำหนดคุณสมบัติของอากาศโดยจะกำหนดให้ทราบอุณหภูมิ กระเปาะเปียก รวมถึงอุณหภูมิกระเปาะแห้งของทางเข้าช่องเปียกและช่องแห้ง อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศทั้งสองกระแส และความจุความร้อนจำเพาะ (Specific heat capacity, C_p)

ลำดับถัดไปเป็นการกำหนดคุณสมบัติของการไหลในช่องแห้งและช่องเปียก โดยจะทำการกำหนดให้ไหลในการจำลองเป็นชนิดการไหลในช่องสี่เหลี่ยมและเป็นการไหลชนิดการไหลแบบราบเรียบ (Laminar flow) เป็นเหตุให้ค่า Nussle number, Nu มีค่าเท่ากับ 8.24 (Cengel, 2004)

สุดท้ายสำหรับการกำหนดเงื่อนไขเริ่มต้นเป็นการเดาค่าของคำตอบของระบบสมการคือ อุณหภูมิกระเปาะแห้งของทางออกของช่องแห้ง และอุณหภูมิกระเปาะเปียกของทางออกของช่องเปียก กำหนดความเปลี่ยนแปลงคำตอบที่มากที่สุดที่ยอมรับได้เท่ากับ 5×10^{-3}

ลำดับต่อมาจะเป็นการคำนวณหาค่าคุณสมบัติของอากาศทางเข้าและการคำนวณระบบสมการ Modified effective NTU method ดังสมการที่ 3.1 ถึงสมการที่ 3.15 แล้วจึงทำการแก้ระบบสมการด้วย Newton Raphson method ดังสมการที่ 3.18 ถึงสมการที่ 3.26 เพื่อให้ได้คำตอบของระบบสมการแล้วจึงคำนวณหาการเปลี่ยนแปลงของคำตอบเทียบกับคำตอบของค่าคำนวณรอก่อนหน้า ดังสมการที่ 3.27 ถึงสมการที่ 3.30 แล้วจึงตรวจสอบการเปลี่ยนแปลงของคำตอบสูงสุดเทียบกับความเปลี่ยนแปลงคำตอบที่มากที่สุดที่ยอมรับได้ ถ้ามีค่ามากกว่าให้นำผลของคำตอบไปแทนเป็นค่าเดาในการคำนวณถัดไป จนกระทั่งการเปลี่ยนแปลงของคำตอบสูงสุดได้น้อยกว่าการเปลี่ยนแปลงคำตอบที่มากที่สุดที่ยอมรับได้ แล้วจะทำการคำนวณหาค่าคุณสมบัติของอากาศและหาสมรรถนะของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมดังสมการที่ 3.34 และสมการที่ 3.35 จึงจบโปรแกรม

3.3.2 การปรับปรุงอัตราการถ่ายเทความร้อน

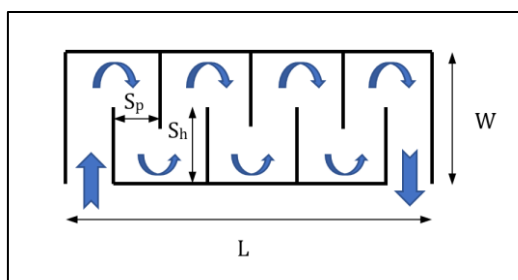
ในหัวข้อนี้จะเป็นการปรับปรุงค่าสัมประสิทธิ์อัตราการถ่ายเทความร้อนของแกนทำความเย็น โดยการติดแผ่นกั้นภายในช่องแห้งเพื่อให้เกิดการเคลื่อนตัวของกระแสของอากาศ ซึ่งจะทำให้เกิดความปั่นป่วนซึ่งส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น

จากการศึกษาของ Kabeel และ Abdelgaied (2016) ได้ทำการทดลองและทำการพัฒนาระบบสมการเพื่อจำลองเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย โดยมีแผ่นกั้นดังสมการที่ 3.33 ซึ่งเป็นการปรับปรุงค่า Nusselt number (Nu) ให้มีค่าสูงมากขึ้น และค่า Reynold number (Re) หาได้จากสมการที่ 3.38 และสมการที่ 3.40

$$Nu_{withbaffle} = 0.103 \times Re^{0.759} \times \left(\frac{L}{S_g} \right)^{0.167} \times Pr^{0.4} \times \left(\frac{S_t}{S_p} \right) \quad (3.38)$$

$$Re = \frac{\rho_{air} \times V_{air,dry} \times D_{h,dry}}{\mu_{air}} \quad (3.39)$$

$$D_{h,dry} = \frac{4(W \times S_g)}{2W + 2S_g} \quad (3.40)$$



รูปที่ 3.9 การไหลของกระแสอากาศและองค์ประกอบของช่องแห้งที่มีแผ่นกั้น

3.4 ขั้นตอนการตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมที่ได้ทำการพัฒนาขึ้น

ในส่วนนี้จะเป็นการตรวจสอบความถูกต้องโปรแกรมสำหรับการจำลอง โดยทำการจำลองเปรียบเทียบกันระหว่างผลการจำลองของผู้วิจัย และผลการทดลองของนักวิจัยท่านอื่น รวมถึงผลการทดลองของผู้วิจัยเองซึ่งได้ทำการทดลอง โดยรายละเอียดของหัวข้อนี้จะประกอบไปด้วย 2 ส่วนคือ ชุดเก็บผลการทดลองและชุดทดสอบสำหรับตรวจสอบความถูกต้องของการจำลอง และชุดข้อมูลของการทดลอง สำหรับการเปรียบเทียบผลการจำลอง ทั้งนี้ของข้อมูลที่ได้นำมาเปรียบเทียบเป็นการทดลองของผู้วิจัยเอง และผู้วิจัยท่านอื่น ๆ โดยมีรายละเอียดดังนี้

3.4.1 ชุดเก็บผลการทดลองและชุดทดสอบสำหรับตรวจสอบความถูกต้องของการจำลอง

ในส่วนนี้จะประกอบไปด้วย ชุดเก็บผลการทดลองซึ่งเป็นการประยุกต์ใช้ตัวควบคุมขนาดเล็ก Arduino สำหรับเก็บและวิเคราะห์ข้อมูล และชุดทดสอบในเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมรูปแบบต่าง ๆ กันออกไปโดยจะกล่าวถึงลักษณะและองค์ประกอบ ขนาดและอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศที่ใช้ในการทดลองเพื่อจะนำไปใช้สำหรับการเปรียบเทียบผลการจำลอง โดยมีรายละเอียดดังนี้

3.4.1.1 อุปกรณ์เก็บข้อมูล

- อุปกรณ์ที่ใช้สำหรับวัดค่า และการเชื่อมต่อ

อุปกรณ์สำคัญสำหรับการวัดค่าสำหรับการทดลองแสดงดังรูปที่ 3.10 ถึงรูปที่ 3.21 และรายละเอียดการทำงานของโปรแกรมแสดงดังรูปที่ 3.21



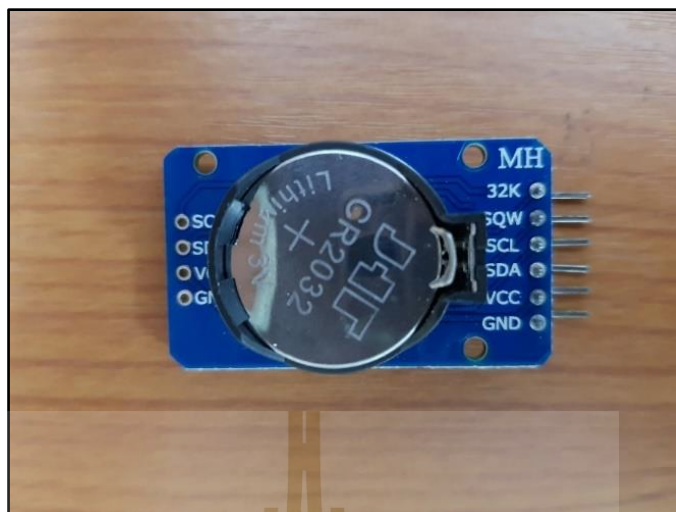
รูปที่ 3.10 อุปกรณ์บอร์ดควบคุมขนาดเล็ก Arduino MEGA

บอร์ดควบคุมขนาดเล็ก Arduino MEGA เป็นอุปกรณ์ใช้สำหรับควบคุม
จำนวน มีรับค่าจากเซนเซอร์และส่งค่าไปยังแหล่งเก็บข้อมูล ดังรูปที่ 3.9



รูปที่ 3.11 บอร์ดชุดเก็บผล (SD card data logger module)

บอร์ดชุดเก็บผลมีหน้าที่เก็บค่าลงใน SD card เพื่อบันทึกข้อมูลจากการ
ทดลอง เพื่อให้สามารถนำข้อมูลไปใช้ได้ ดังรูปที่ 3.11

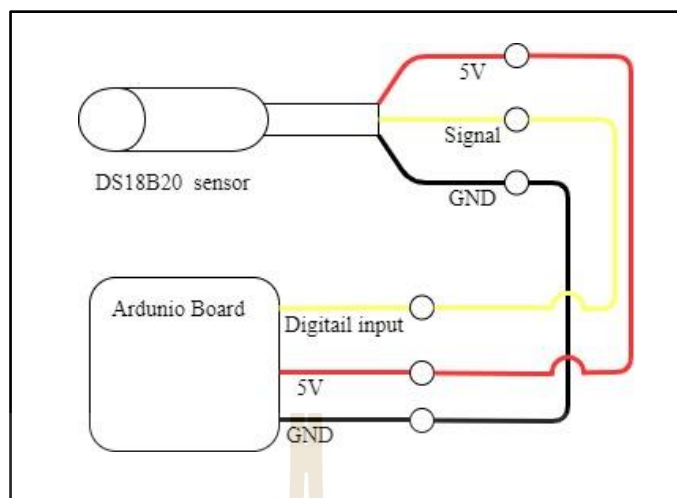


รูปที่ 3.12 บอร์ดนาฬิกา (Real Time Clock module)

บอร์ดนาฬิกาดังรูปที่ 3.12 มีหน้าที่สำหรับเรียกค่าเวลาสำหรับการเก็บข้อมูลจะได้ทราบถึงเวลาของข้อมูล ณ เวลาที่เก็บผล



รูปที่ 3.13 เซนเซอร์วัดอุณหภูมิชนิดดิจิทัล DS18B20

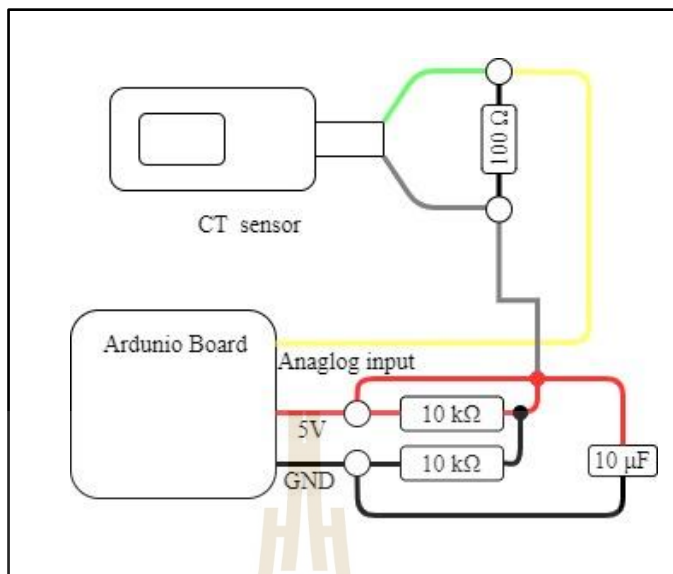


รูปที่ 3.14 วงจรตั้งสัญญาณเซนเซอร์วัดอุณหภูมิชนิดดิจิทัล DS18B20

จากรูปที่ 3.13 เป็นอุปกรณ์สำหรับวัดค่าอุณหภูมิแบบดิจิทัลสำหรับวัดค่าอุณหภูมิ ณ จุดต่าง ๆ ในการทดลองโดย ลักษณะการต่อกับ Arduino board เป็นดังรูปที่ 3.14



รูปที่ 3.15 เซนเซอร์วัดกระแสไฟฟ้า (CT sensors)



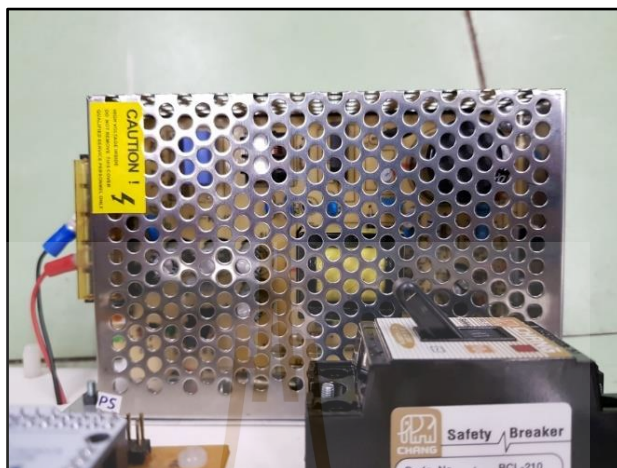
รูปที่ 3.16 วงจรดึงสัญญาณเซนเซอร์วัดกระแสไฟฟ้า

จากรูปที่ 3.15 เซนเซอร์วัดกระแสไฟฟ้า (CT sensors) เป็นอุปกรณ์สำหรับวัดกระแสไฟฟ้าสำหรับวัดค่ากระแสไฟฟ้า ณ จุดต่าง ๆ ในการทดลองโดยลักษณะการติดกับ Arduino board แสดงดังรูปที่ 3.16



รูปที่ 3.17 จอแอลซีดีขนาด 20 ตัวอักษร 4 แถว

จากรูปที่ 3.17 เป็นอุปกรณ์สำหรับแสดงผลและสถานการณ์ทำงานของระบบเก็บข้อมูล



รูปที่ 3.18 หม้อแปลงกระแสไฟฟ้าขนาด 10 แอมป์แอมป์ 12 โวลต์



รูปที่ 3.19 เซอร์กิตเบรกเกอร์ขนาด 5 แอมป์แอมป์

บอร์ดควบคุมขนาดเล็ก Arduino MEGA จำเป็นต้องใช้ไฟฟ้าแรงดันไฟฟ้าเท่ากับ 9-12 โวลต์ ซึ่งทำให้ผู้เขียนเลือกใช้ตัวแปลงแรงดันไฟฟ้าขนาด 12 โวลต์ 5 แอมป์มาใช้กับระบบและมีอุปกรณ์ป้องกันไฟฟ้ลัดวงจรสำหรับแรงดันไฟฟ้าเท่ากับ 220 โวลต์ โดยกระแสไฟฟ้าไม่เกิน 10 แอมป์ โดยอุปกรณ์เป็นดังรูปที่ 3.18 และรูปที่ 3.19 ตามลำดับ



รูปที่ 3.20 ลักษณะเซ็นเซอร์วัดอุณหภูมิกระเปาะแห้งและกระเปาะเปียก

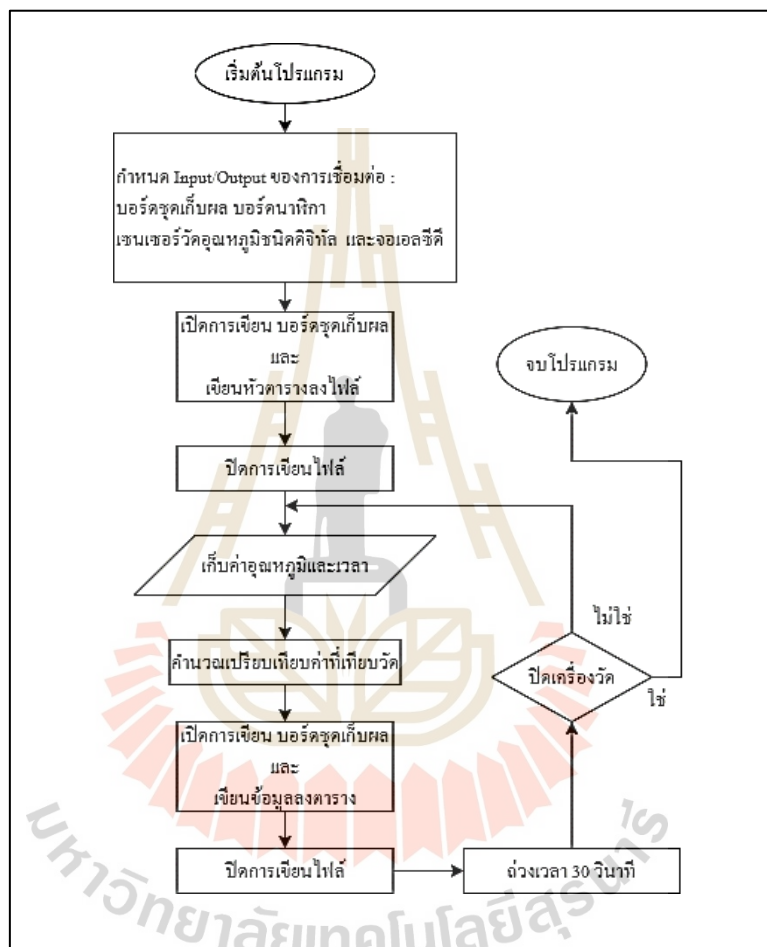


รูปที่ 3.21 ภาพโดยรวมของอุปกรณ์เก็บมูล

จากรูปที่ 3.21 เป็นอุปกรณ์เก็บข้อมูลโดยรวมของอุปกรณ์เก็บมูลและรูปที่ 3.20 เป็นลักษณะการวัดอุณหภูมิกระเปาะเปียกและอุณหภูมิกระเปาะแห้งในการทดลองเพื่อนำค่าที่ได้มาใช้สำหรับเปรียบเทียบกับผลการจำลองเป็นลำดับถัดไป

- โปรแกรมการทำงานของระบบวัดค่า

ในส่วนของโปรแกรมการทำงานของระบบวัดค่าจะใช้ Arduino ในการพัฒนาโปรแกรมขึ้นมาเพื่อสำหรับเก็บข้อมูลโดยรายละเอียดของโปรแกรม โดยรายละเอียดเป็นดังภาคผนวก ก

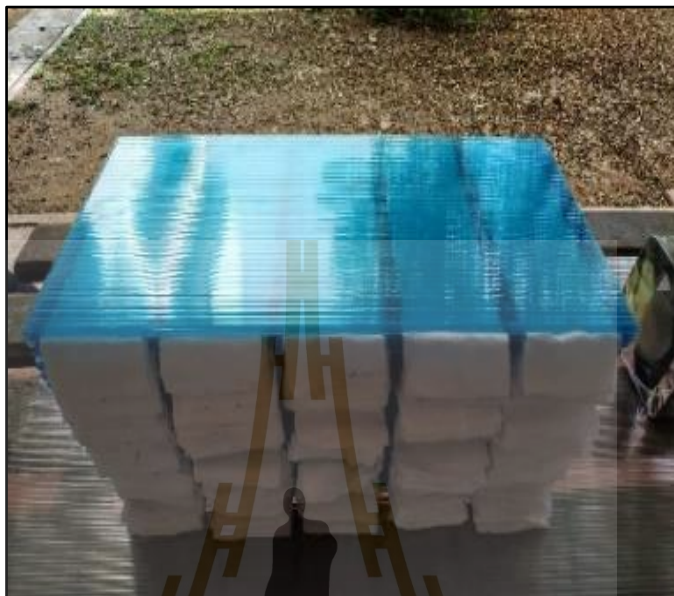


รูปที่ 3.22 ผังการทำงานของโปรแกรมอุปกรณ์เก็บข้อมูล

3.4.1.2 ชุดทดสอบระบบความเย็นชนิดน้ำระเหย

ในวิทยานิพนธ์นี้ได้ทำการสร้างแบบจำลองเชิงตัวเลข ซึ่งทำให้ผู้วิจัยได้ทำการสร้างแบบทดลองขนาดเล็กสำหรับการทดลองเพื่อนำผลที่ได้มาทำการตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมที่ได้สร้างขึ้น

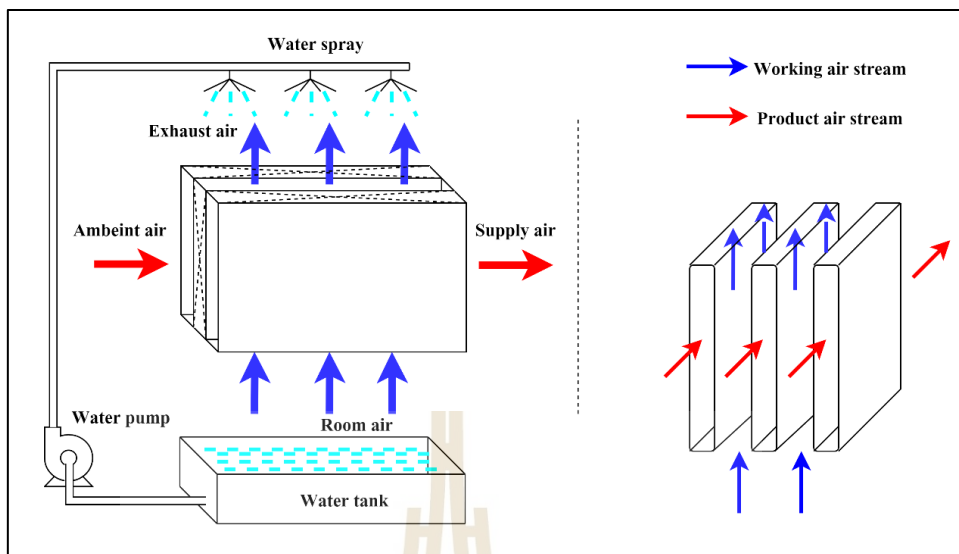
- ชุดทดสอบระบบความเย็นชนิดน้ำระเหยลักษณะไหลตั้งฉากแบบรีเจนเนอร์เรชั่น และไม่มีรีเจนเนอร์เรชั่น



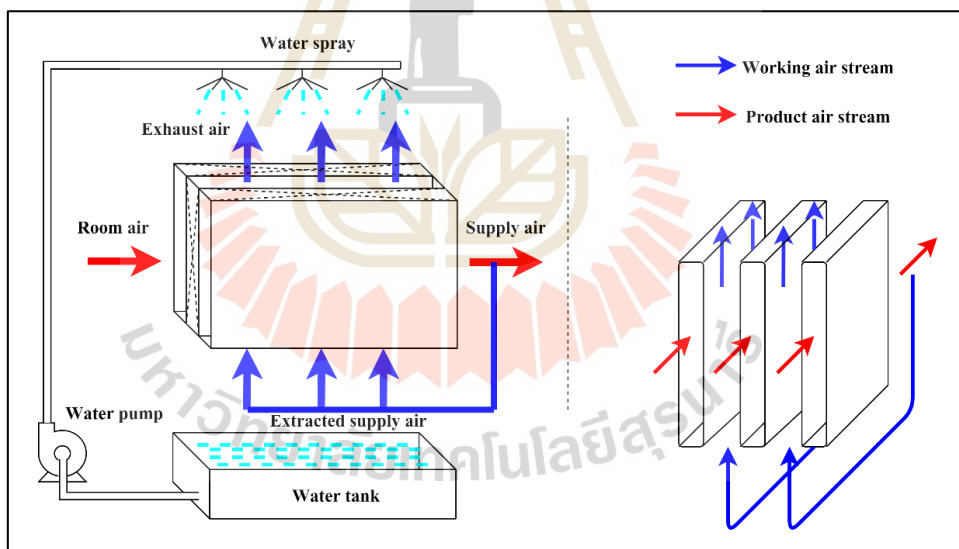
รูปที่ 3.23 ลักษณะแกนทำความเย็นชนิดน้ำระเหยลักษณะไหลตั้งฉาก



รูปที่ 3.24 ลักษณะการติดตั้งเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยลักษณะไหลตั้งฉาก



รูปที่ 3.25 ฟังทิศทางการไหลของอากาศสำหรับแกนทำความเย็นชนิดขนานไหลสวนทาง

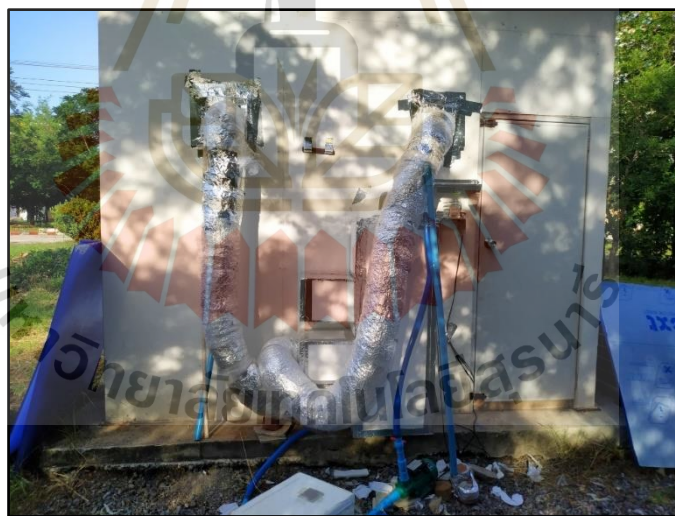


รูปที่ 3.26 ฟังทิศทางการไหลของอากาศสำหรับแกนทำความเย็นชนิดไหลตั้งฉากแบบมีรีเจนเนอร์เรชั่น

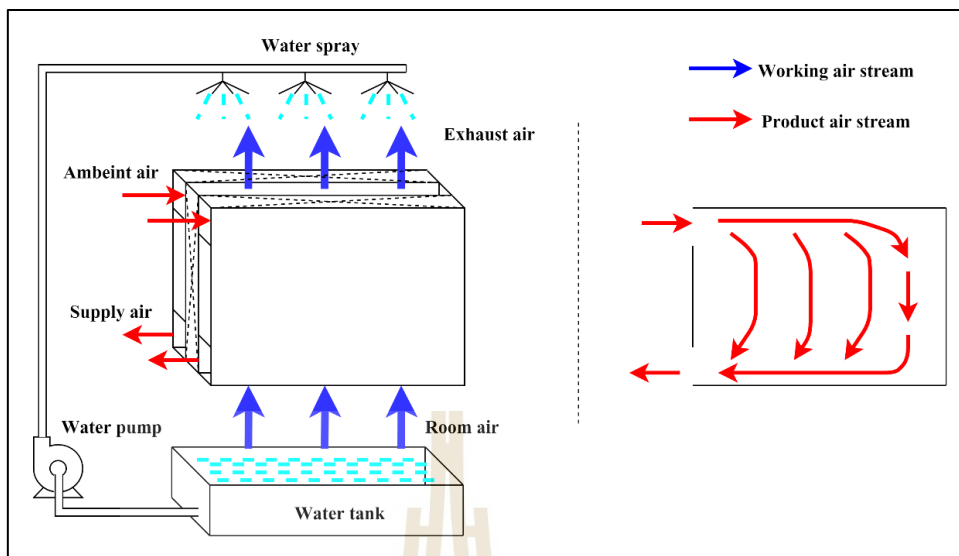
- ชุดทดสอบระบบความเย็นชนิดน้ำระเหยลักษณะไหลขนานแบบส่วนทาง



รูปที่ 3.27 ลักษณะแกนทำความเย็นชนิดน้ำระเหยโดยอ้อมลักษณะไหลขนานแบบส่วนทาง



รูปที่ 3.28 ลักษณะการติดตั้งเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมลักษณะไหลขนานแบบส่วนทางและตำแหน่งติดตั้งเซนเซอร์



รูปที่ 3.29 ผังทิศทางการไหลของอากาศสำหรับแกนทำความเย็น
ชนิดขนานไหลสวนทางแบบมีแผ่นกั้น

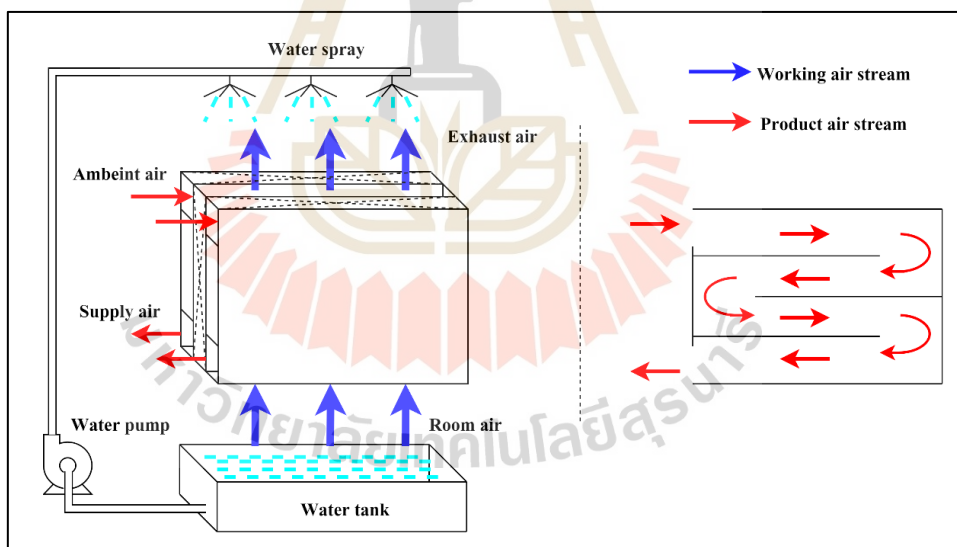
- จุดทดสอบระบบความเย็นชนิดน้ำระเหยโดยอ้อมแบบการไหลขนานแบบสวนทางและมีแผ่นกั้น



รูปที่ 3.30 ลักษณะแกนทำความเย็นชนิดน้ำระเหยโดยอ้อมแบบการไหลขนานแบบสวนทางและมีแผ่นกั้น



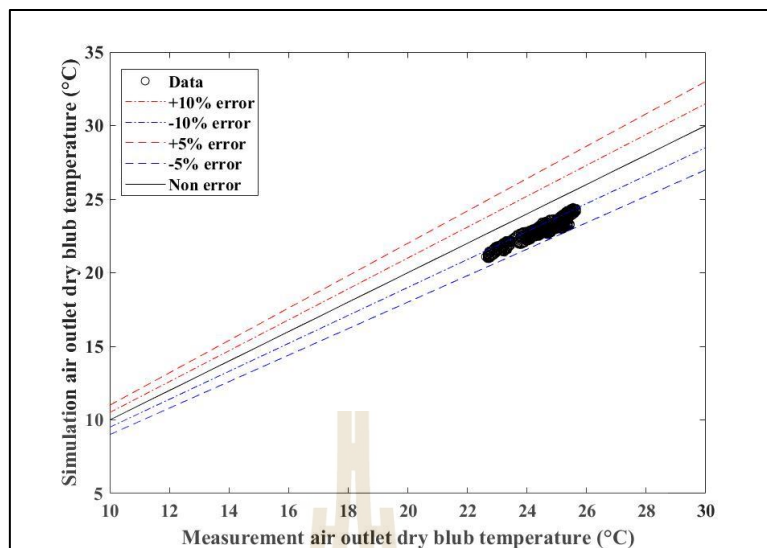
รูปที่ 3.31 ลักษณะการติดตั้งเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมแบบการไหลขนานแบบสวนทางและมีแผ่นกั้น



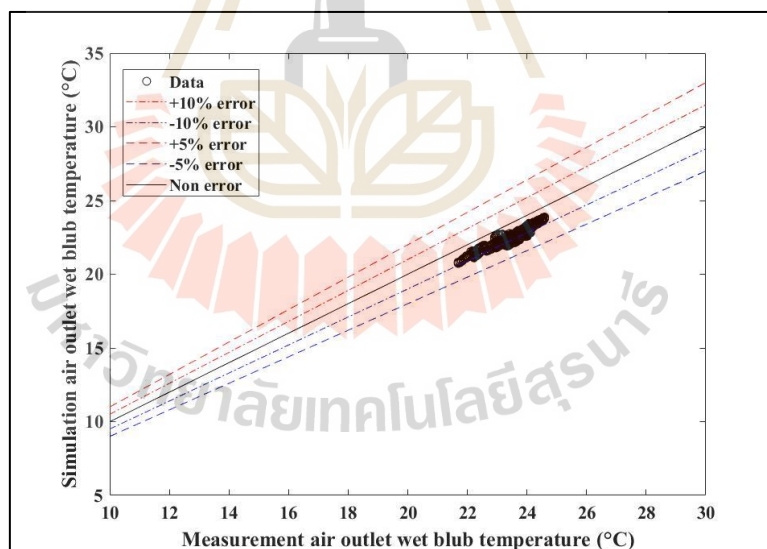
รูปที่ 3.32 ผังทิศทางการไหลของอากาศสำหรับแกนทำความเย็นชนิดขนานไหลสวนทางแบบมีแผ่นกั้น

3.4.2 การเปรียบเทียบการจำลองกับการทดลองของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย

3.4.2.1 การเปรียบเทียบการจำลองโดยเปรียบเทียบกับผลการทดลองของผู้วิจัยของการจำลองระบบความเย็นชนิดน้ำระเหยโดยอ้อมลักษณะไหลตั้งฉาก

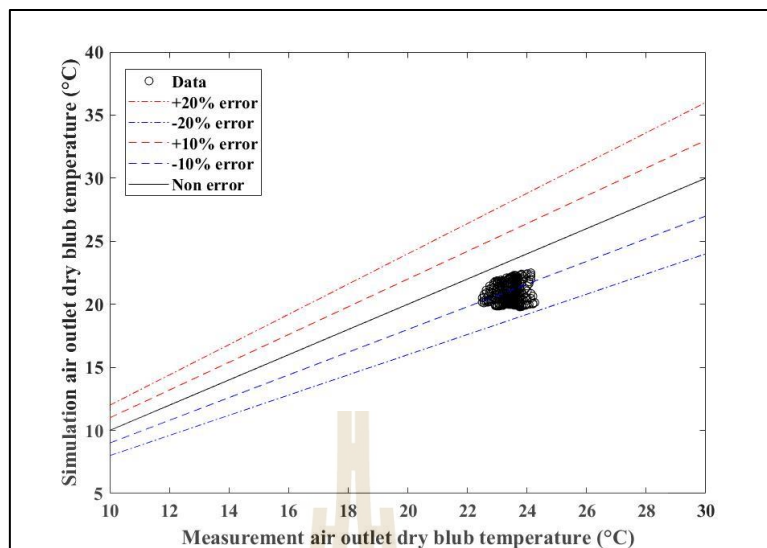


รูปที่ 3.33 ผลการเปรียบเทียบการจำลองและการทดลองของอุณหภูมิกระเปาะแห้งทางออกของช่องแห้งในเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมแบบไหลตั้งฉาก

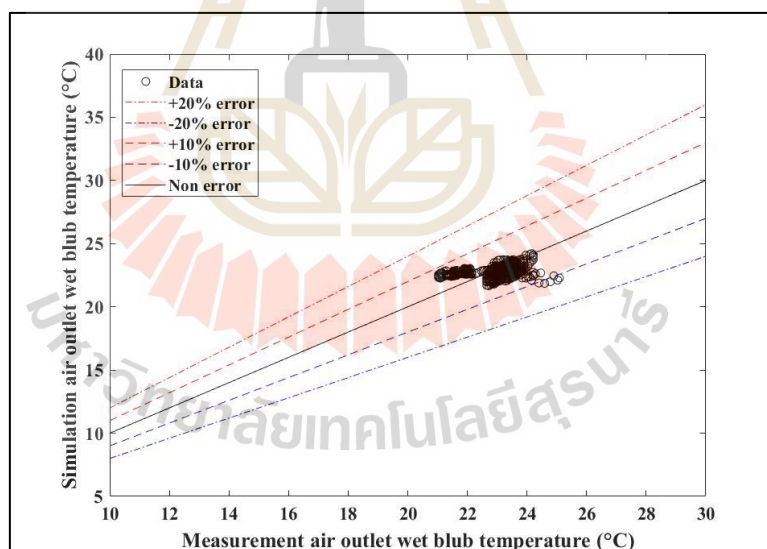


รูปที่ 3.34 ผลการเปรียบเทียบการจำลองและการทดลองของอุณหภูมิกระเปาะเปียกทางออกของช่องเปียกในเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมแบบไหลตั้งฉาก

3.4.2.2 การเปรียบเทียบการจำลอง โดยเปรียบเทียบกับผลการทดลองของผู้วิจัยของการจำลองระบบความเย็นชนิดน้ำระเหยโดยอ้อมลักษณะไหลขนานแบบส่วนทาง

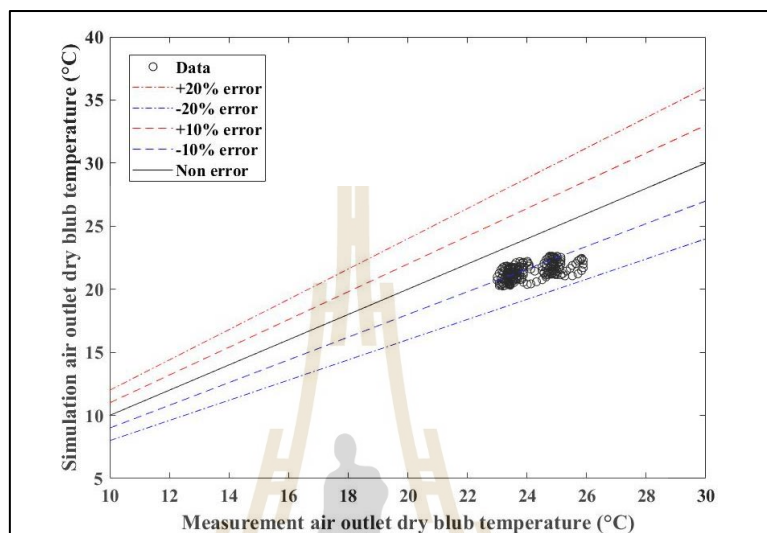


รูปที่ 3.35 ผลการเปรียบเทียบการจำลองและการทดลองของอุณหภูมิกระเปาะแห้งทางออกของช่องแห้งในเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมแบบไหลขนานแบบส่วนทาง

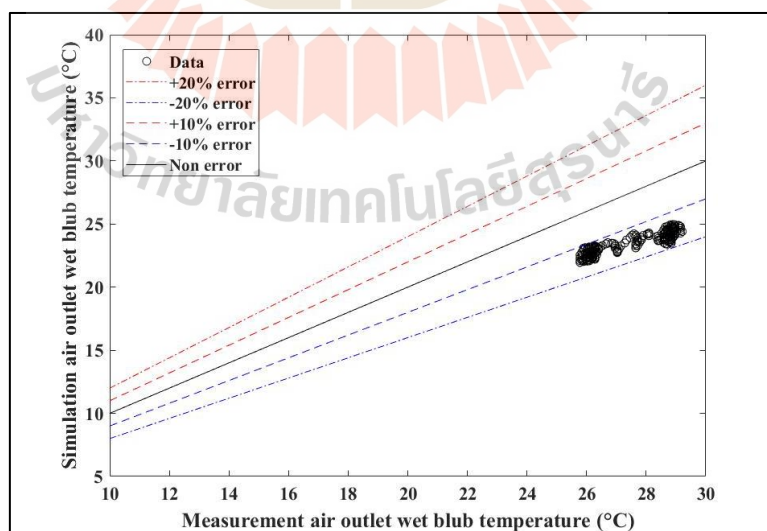


รูปที่ 3.36 ผลการเปรียบเทียบการจำลองและการทดลองของอุณหภูมิกระเปาะเปียกทางออกของช่องเปียกในเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมแบบไหลขนานแบบส่วนทาง

3.4.2.3 การเปรียบเทียบการจำลอง โดยเปรียบเทียบกับผลการทดลองของผู้วิจัย
ของการจำลองระบบความเย็นชนิดน้ำระเหยโดยอ้อมลักษณะไหลขนาน
แบบส่วนทางและมีแผ่นกั้น

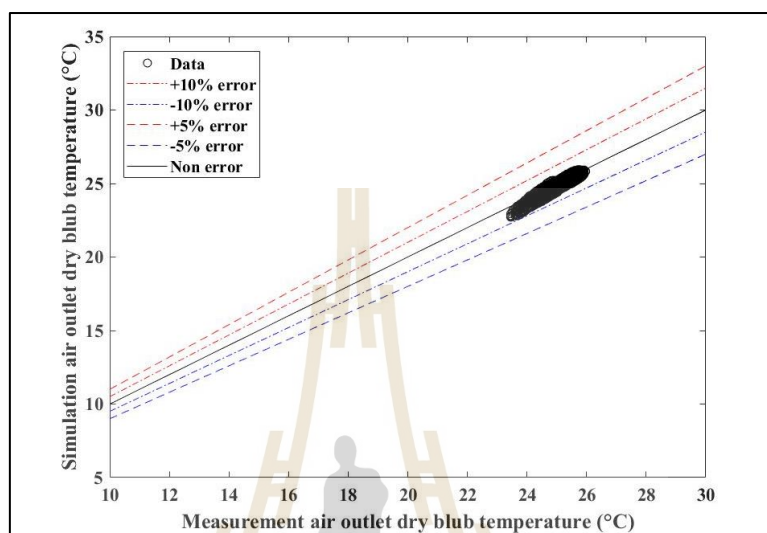


รูปที่ 3.37 ผลการเปรียบเทียบการจำลองและการทดลองของอุณหภูมิกระเปาะแห้งทางออกของช่อง
แห้งในเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย โดยอ้อมแบบไหลขนานแบบส่วนทางและมีแผ่นกั้น

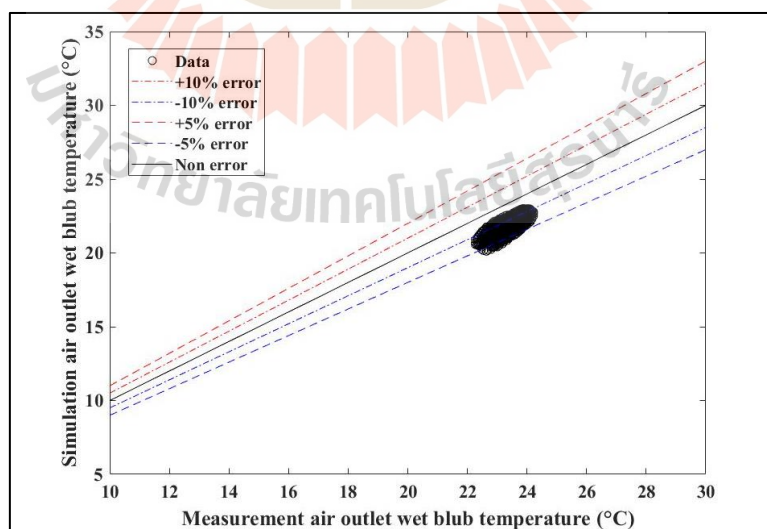


รูปที่ 3.38 ผลการเปรียบเทียบการจำลองและการทดลองของอุณหภูมิกระเปาะเปียกทางออกของช่อง
เปียกในเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย โดยอ้อมแบบไหลขนานแบบส่วนทางและมีแผ่นกั้น

3.4.2.4 การเปรียบเทียบการจำลองโดยเปรียบเทียบกับผลการทดลองของผู้วิจัยของ
การจำลองระบบทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมแบบมีรีเจนเนอเรชั่น
ลักษณะไหลตั้งฉาก



รูปที่ 3.39 ผลการเปรียบเทียบการจำลองและการทดลองของอุณหภูมิกระเปาะแห้งทางออกของช่อง
แห้งในเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมแบบมีรีเจนเนอเรชั่นลักษณะไหลตั้งฉาก



รูปที่ 3.40 ผลการเปรียบเทียบการจำลองและการทดลองของอุณหภูมิกระเปาะแห้งทางออกของช่อง
แห้งในเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมแบบมีรีเจนเนอเรชั่นลักษณะไหลตั้งฉาก

โดยจากผลการจำลองเปรียบเทียบกับผลการทดลองพบว่ามีความใกล้เคียงกันอยู่ในช่วง $\pm 15\%$ ซึ่งเป็นช่วงที่สามารถยอมรับได้

3.5 ระบบสมการสำหรับการจำลองระบบทำความเย็นชนิดอัดไอ

ทั้งนี้วิทยานิพนธ์นี้ทำการจำลองระบบปรับอากาศแบบไฮบริด จึงต้องทำการจำลองระบบทำความเย็นแบบอัดไอร่วมด้วย โดยการพัฒนาโปรแกรม MATLAB และ โปรแกรม NIST REFPROP จากการศึกษาพบว่าการศึกษาของ วิชากร เกตุวงษ์ และ ธรณิศวรรค์ ดิทยาพ (2563) ได้ทำการจำลองระบบทำความเย็นแบบอัดไอ โดยรายละเอียดของการจำลองเป็นดังสมการที่ 3.41 ถึง สมการที่ 3.49

$$T_{ref,3} = T_{a,amb} + 10 \quad (3.41)$$

$$T_{ref,1} = T_{a,room} + 15 \quad (3.42)$$

$$h_{ref,2} = h_{ref,1} + \frac{(h_{ref,2,s} - h_{ref,1})}{\eta_{isen,compressor}} \quad (3.43)$$

$$\dot{Q}_{absorb} = \dot{m}_{ref} (h_{ref,4} - h_{ref,1}) \quad (3.44)$$

$$\dot{Q}_{reject} = \dot{m}_{ref} (h_{ref,3} - h_{ref,2}) \quad (3.45)$$

$$\dot{W}_{in} = \dot{m}_{ref} (h_{ref,2} - h_{ref,1}) \quad (3.46)$$

$$h_{a,evap,out} = h_{a,evap,in} - \frac{\dot{Q}_{absorb}}{\dot{m}_{evaporator\ fan}} \quad (3.47)$$

$$T_{a,cond,out} = T_{a,cond,in} - \frac{\dot{Q}_{reject}}{\dot{m}_{condenser\ fan} C_{p,a}} \quad (3.48)$$

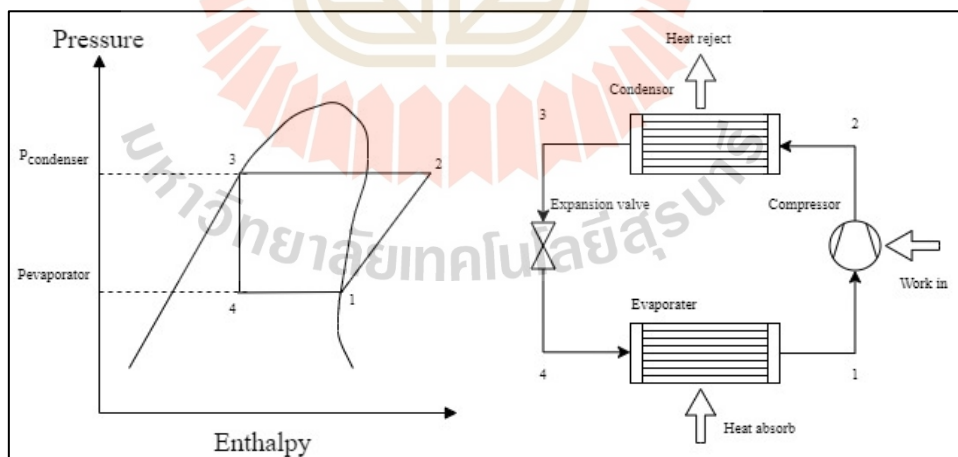
$$\dot{m}_{condensate} = \dot{m}_{evaporator\ fan} (\omega_{a,amb,in} - \omega_{a,amb,out}) \quad (3.49)$$

โดยระบบทำความเย็นชนิดแยกส่วนนั้นทำโดยใช้ข้อมูลของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน พิสัยการทำงานเย็นเท่ากับ 9,000 btu/h รายละเอียดเป็นดังตารางที่ 3.1

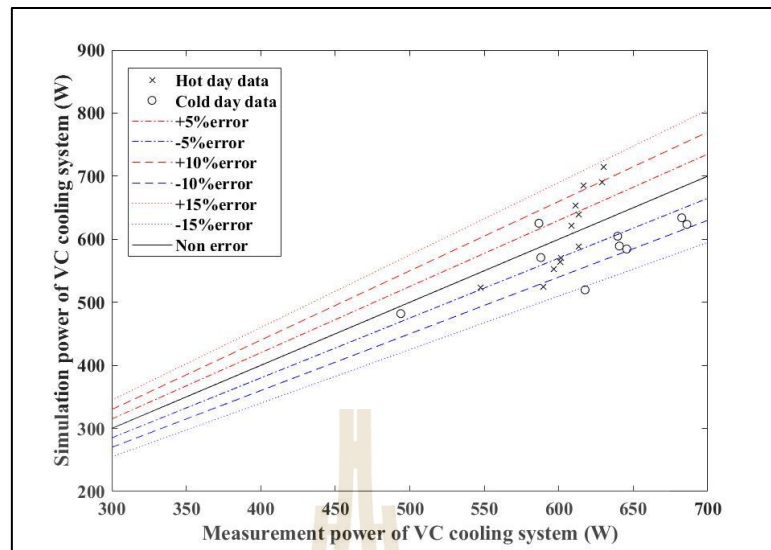
ตารางที่ 3.1 ข้อมูลของเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอสำหรับเทียบกับจำลอง

ตัวแปร	ค่า	หน่วย
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกอุปกรณ์อัดไอ	0.65	-
อัตราการไหลของสารทำงาน	0.0172	kg/s
อัตราการไหลของอากาศที่คอล์ยเย็น	0.13	kg/s
อัตราการไหลของอากาศที่คอล์ยร้อน	0.35	kg/s
ชนิดสารทำงาน	R22	-

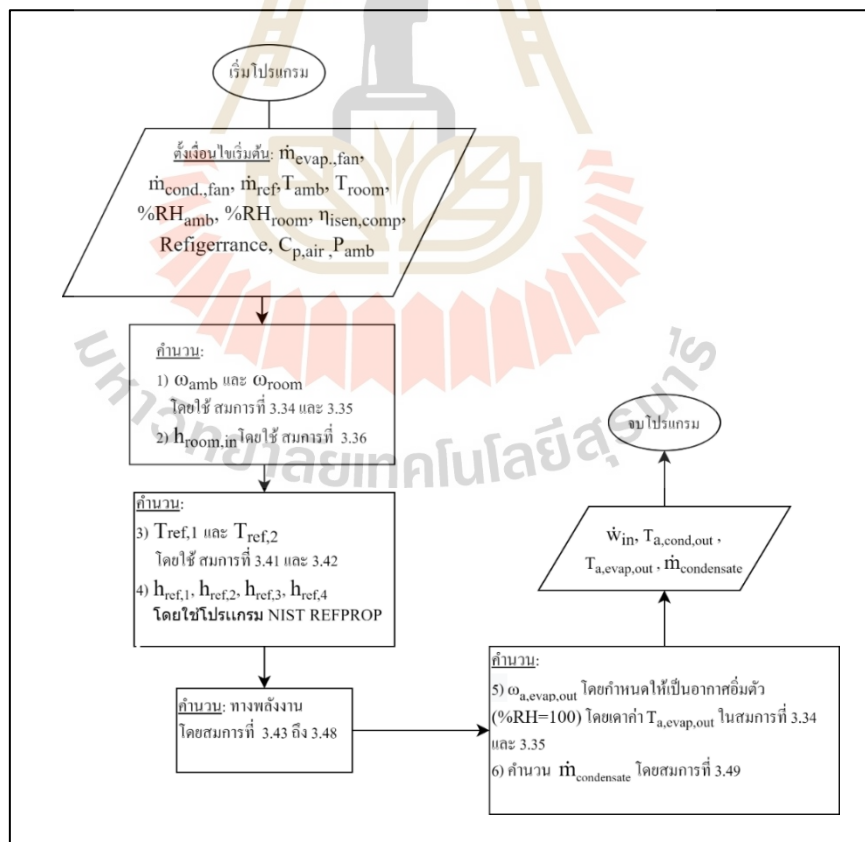
สำหรับการจำลองนั้นจะทำการหาคุณสมบัติของสารทำงานโดยใช้โปรแกรม NIST REFPROP เพื่อหาความดันที่และเอนทัลปีของสารทำงานภายในระบบทำความเย็นชนิดอัดไอ โดยฝั่งความดันและเอนทัลปีของสารทำงาน ณ สถานะต่าง ๆ โดยการทำงานแสดงดังรูปที่ 3.36 และฝั่งการจำลอง ดังรูปที่ 3.39



รูปที่ 3.41 ฝั่งการทำงานของระบบทำความเย็นชนิดอัดไอ



รูปที่ 3.42 ผลจำลองการใช้กำลังไฟฟ้าของอุปกรณ์อัดไอของระบบทำความเย็นชนิดอัดไอ



รูปที่ 3.43 ผังการจำลองของระบบทำความเย็นชนิดอัดไอ

ผลเปรียบเทียบการจำลองและผลการทดลองของการทำงานของอุปกรณ์อัดไอของระบบปรับอากาศชนิดอัดไอ (Compressor) ได้ดังรูปที่ 3.37 ซึ่งเป็นการเปรียบเทียบผลการทำนายของพลังงานที่อุปกรณ์อัดไอใช้ในสภาวะการทำงานที่แตกต่างกันออกไป โดยนำมาเปรียบเทียบกับผลของการทดลองวัดค่าที่เก็บรวบรวมโดยผู้วิจัย โดยรายละเอียดของเป็นดังภาคผนวก ง

3.6 แนวคิดการจำลองเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย รวมถึงการจำลองระบบปรับอากาศแบบไฮบริดในสภาพแวดล้อมของประเทศไทย

แนวคิดในการจำลองจะประกอบไปด้วยสองส่วน ส่วนแรก คือ การจำลองเพื่อทำการเปรียบเทียบเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย ทำเปรียบเทียบกันในรูปแบบที่แตกต่างกันออกไป เพื่อหารูปแบบของระบบทำความเย็นแบบน้ำระเหยที่สามารถให้อัตราทำความเย็นสูงที่สุดจากการทำการจำลองเพื่อเลือกไปสำหรับระบบปรับอากาศแบบไฮบริด

อีกทั้งมีการทำการจำลองระบบทำความเย็นแบบไฮบริดที่สามารถลดภาระทำความเย็นได้เท่าใดในสภาพแวดล้อมของประเทศไทยตลอด 1 ปี ในวันที่อุณหภูมิและความชื้นเฉลี่ยแต่ละเดือน โดยมีรายละเอียดดังนี้

3.6.1 แนวคิดการจำลองเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมเพื่อทำการเปรียบเทียบหาอัตราการทำความเย็นที่เหมาะสม

ในการจำลองนี้เป็นการทำการจำลองเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย เพื่อหาระบบที่สามารถให้อัตราการทำความเย็นสูงที่สุดเพื่อเป็นแนวทางเลือกใช้สำหรับการเลือกใช้ชนิดของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยสำหรับระบบปรับอากาศชนิดไฮบริด และเงื่อนไขการจำลองเป็นดังตารางที่ 3.2 โดยคุณสมบัติของทางเทอร์โมไดนามิกส์ของแกนทำความเย็นเป็นดังตารางที่ 3.3

ตารางที่ 3.2 รายละเอียดของแกนทำความเย็นสำหรับการจำลอง

ตัวแปร	ค่า	หน่วย
จำนวนช่องเป็ยก	20	ช่อง
จำนวนช่องแห้ง	19	ช่อง
ความยาว	0.6	m
ความกว้างแกน	0.4	m
ความกว้างช่องเป็ยกและแห้ง	2 - 15	mm
อัตราการไหลของอากาศ	0.025 - 0.10	kg/s
อุณหภูมิอากาศทางเข้า	20 - 40	°C
ความชื้นสัมพัทธ์	40 - 70	%
อัตราส่วนการไหลของอากาศสำหรับระบบวีเจเนเตอร์เรชั่น	0.10 - 0.90	
จำนวนแผ่นกั้น	3.0 - 15.0	แผ่น

ตารางที่ 3.3 คุณสมบัติของทางเทอร์โมไดนามิกส์ของแกนทำความเย็น

ตัวแปร	ค่า	หน่วย
Cotton sheet thermal conductivity	0.04	W/m ² -K
Cotton sheet thickness	0.5	mm
Air thermal capacity	1.005	kJ/kg-K
Air thermal conductivity	0.025	W/m ² -K
Nusselt number (laminar)	8.235	

- ศึกษาอิทธิพลของสภาพอากาศที่ไหลเข้าสู่แกนทำความเย็นชนิดน้ำระเหยแต่ละรูปแบบต่ออัตราการทำความเย็น โดยจะทำการศึกษาอุณหภูมิ และความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเป็ยกและช่องแห้ง
- ศึกษาอิทธิพลของความเร็วของอากาศที่ไหลเข้าสู่แกนทำความเย็นชนิดน้ำระเหยแต่ละรูปแบบต่ออัตราการทำความเย็น โดยจะทำการศึกษาความเร็วของอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเป็ยกและช่องแห้ง
- ศึกษาอัตราส่วนของอัตราการไหลระหว่างช่องเป็ยกและช่องแห้งสำหรับแกนทำความเย็นชนิดแบบวีเจเนเตอร์เรชั่นเพื่อหาอัตราการทำความเย็นสูงที่สุด

- ศึกษาอิทธิพลขนาดช่องแห้งและช่องเปียกต่ออัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อม
- ศึกษาจำนวนแผ่นกั้นสำหรับแกนทำความเย็นที่ติดตั้งแผ่นกั้น เพื่อเพิ่มความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนในช่องแห้ง

3.6.2 แนวคิดการจำลองสภาพแวดล้อมสำหรับจำลองของจังหวัดนครราชสีมาในวันที่มีอุณหภูมิเฉลี่ยในแต่ละเดือน

โดยในการจำลองให้หัวข้อนี้มีแนวทางโดยดูการทำงานของระบบแบบไฮบริด โดยศึกษาตามอิทธิพลของอุณหภูมิสภาพอากาศของจังหวัดนครราชสีมา โดยอุณหภูมิสูงสุดภายในจังหวัดนครราชสีมาในปี พ.ศ.2562 (งานบริการข้อมูลกลุ่มภูมิอากาศ สำนักพัฒนาอุตุนิยมวิทยา, 2563) มาทำการจำลองระบบปรับอากาศแบบไฮบริด แสดงดังรูปที่ 3.41 และรูปที่ 3.42

ในการจำลองระบบทำความเย็นแบบไฮบริดใช้อัตราการไหลเป็น 30% ของอัตราการไหลของระบบทำความเย็นแบบอัดไอซึ่งเป็นตามคำแนะนำของ Delfani et al. (2019)

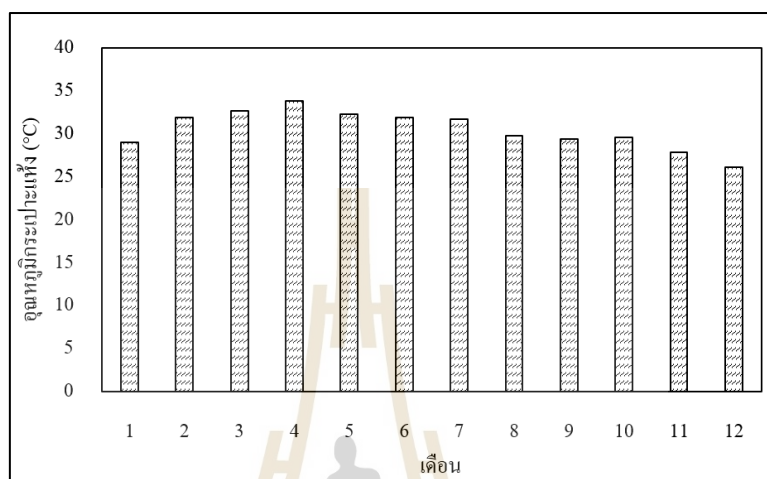
แนวคิดการจำลองโดยนำสภาพอากาศเฉลี่ยในช่วงเวลา 8.30 น. ถึง 16.30 น. ของแต่ละเดือนมาทำการจำลองเพื่อหาความสามารถในการประหยัดพลังงาน

ในการจำลองระบบปรับอากาศแบบไฮบริดได้ทำการจำลองอากาศที่ทำการติดตั้งที่จังหวัดนครราชสีมา โดยกระทำความเย็นของอาคารสำหรับจำลองได้จาก ASHARE (2001) ของแต่ละเดือนได้รูปที่ 3.43 การจำลองเป็นดังรูป 3.44 และที่รายละเอียดของอาคารเป็นดังตารางที่ 3.4

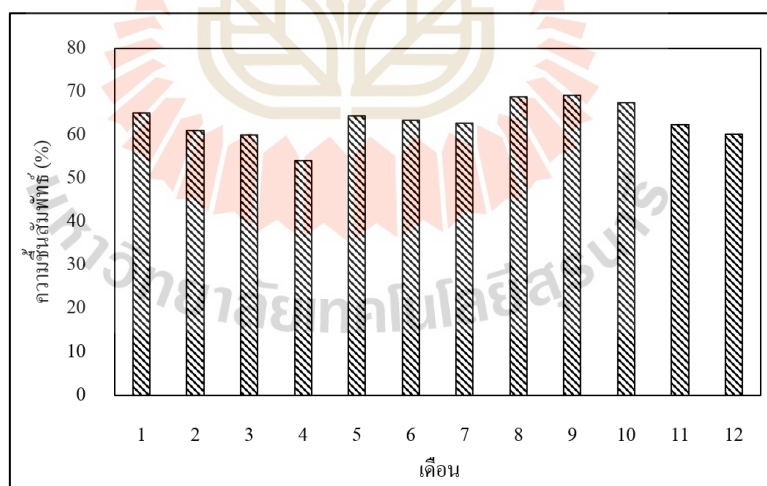
ตารางที่ 3.4 รายละเอียดขนาดของอาคารของอาคารที่ใช้สำหรับการจำลอง

ทิศ	พื้นที่ผนัง (m^2)	พื้นที่กระจก (m^2)	อัตราการความร้อนของผนัง (W/m^2K)
ตะวันออกเฉียงเหนือ	12	2	
ตะวันตกเฉียงเหนือ	9	2	
ตะวันออกเฉียงใต้	12	0	0.3
ตะวันตกเฉียงใต้	9	0	
หลังคา	12	0	

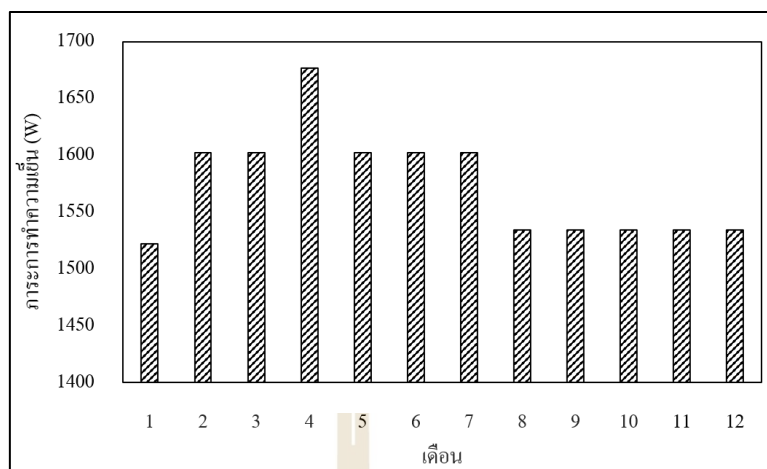
จากตารางที่ 3.3 เป็นองค์ประกอบของอาคาร โดยในการจำลองผนังจะเป็นผนัง และหลังคาทำจากบอร์ดซีเมนต์หนา 10 มม. 2 แผ่น โดยมีช่องว่างอากาศภายในผนังระหว่างแผ่น บอร์ดซีเมนต์กว้าง 80 มม.



รูปที่ 3.44 อุณหภูมิเฉลี่ยในแต่ละเดือนของจังหวัดนครราชสีมา พ.ศ. 2562



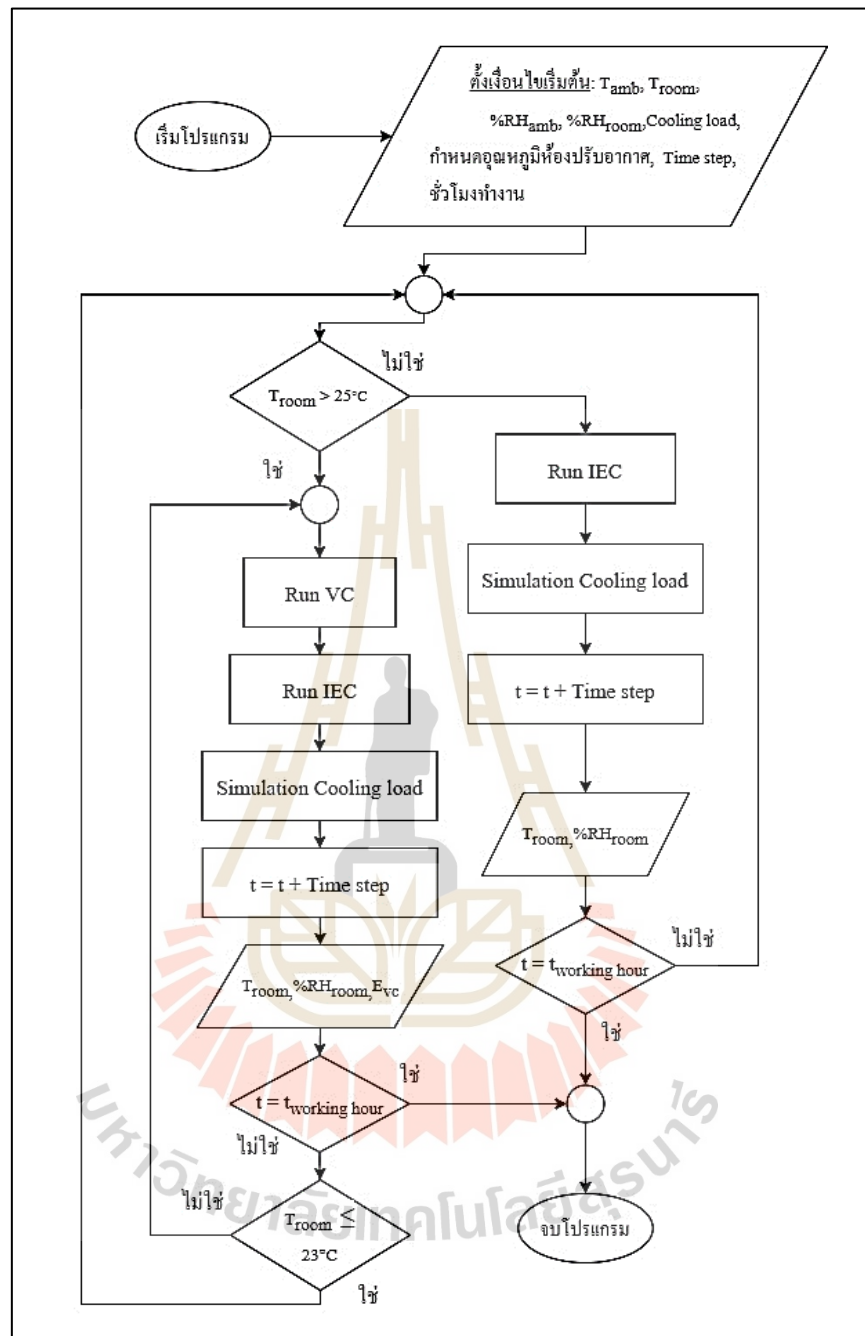
รูปที่ 3.45 ความชื้นสัมพัทธ์เฉลี่ยในแต่ละเดือนของจังหวัดนครราชสีมา พ.ศ. 2562



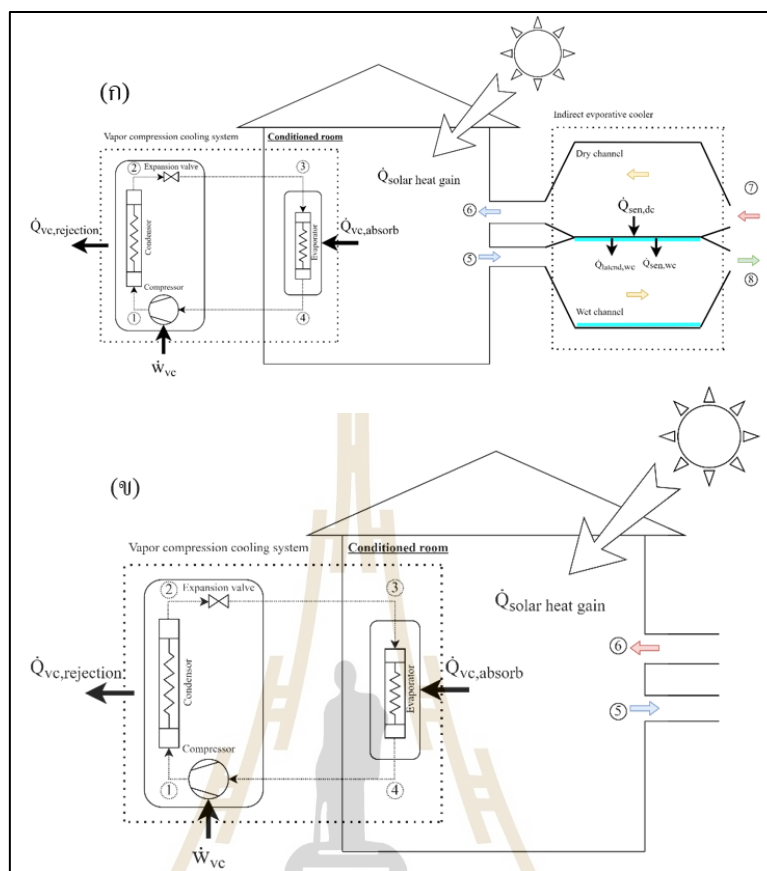
รูปที่ 3.46 ภาระทำความเย็นของอาคารจำลองตลอดปีของอาคารทดลอง

โดยผังการจำลองระบบทำความเย็นแบบไฮบริดแสดงดังรูปที่ 3.47 เริ่มต้นโดยการที่กำหนดเงื่อนไขเริ่มต้น แล้วทำการตรวจสอบอุณหภูมิภายในห้องปรับอากาศนั้นมีค่าต่ำกว่า 25°C หรือไม่ ถ้ามีค่าสูงกว่า 25°C โปรแกรมจะทำการจำลองระบบทำความเย็นชนิดอัดไอ (Vapor compression, VC) และเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อม (Indirect evaporative cooling system, IEC) จนกว่าอุณหภูมิห้องเท่ากับ 23°C แล้วระบบทำความเย็นชนิดอัดไอจะหยุดทำงาน โดยเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยจะทำงานตลอดชั่วโมงการทำงานจากระบบ (Working hour) และระบบทำความเย็นชนิดชนิดอัดไอจะกลับมาทำงานเมื่ออุณหภูมิของห้องปรับอากาศมีค่าสูงกว่า 25°C

ทั้งนี้ได้ทำการศึกษาอัตราการใช้ไฟสำหรับเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยอีกด้วย ร่วมปริมาณการใช้ไฟต่อหน่วยการทำความเย็น แต่ละขั้นตอนการทำงานจะทำงานตาม Time step ที่กำหนด และทำการคำนวณพลังงานที่ระบบทำความเย็นชนิดไฮบริดใช้งานเพื่อหาพลังงานที่ใช้สำหรับการปรับอากาศ และ โปรแกรมจะหยุดทำงานเมื่อระบบทำการจำลองครบตามจำนวนชั่วโมงการทำงาน



รูปที่ 3.47 ผังการทำงานสำหรับการจำลองระบบทำความเย็น



รูปที่ 3.48 ฟังก์ชันการทำงานสำหรับการจำลองระบบทำความเย็น (ก) แบบไฮบริด (ข) แบบทั่วไป

สำหรับการคำนวณระบบทำความเย็นแบบไฮบริดเป็นดังรูปที่ 3.48 และสมการการเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในห้องปรับอากาศเป็นดังสมการที่ 3.50

$$\Delta E_{a,room} = timestep \times [\dot{Q}_{solarheatgain} - \dot{Q}_{vc,absorb} + (\dot{m}_a (h_6 - h_5))] \quad (3.50)$$

3.6.3 ศึกษาอิทธิพลที่ส่งผลต่อสมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบไฮบริด

1) ศึกษาเปรียบเทียบอัตราการทำความเย็นของแกนทำความเย็นแต่ละชนิดเพื่อเลือกนำไปใช้สำหรับจำลองระบบทำความเย็นแบบไฮบริดโดยพิจารณาที่อัตราการทำความเย็นเฉลี่ยตลอดที่วันต่อพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับระบบไฮบริดทั้ง 3 กรณี ดังหัวข้อที่ 3.1.4 และหัวข้อที่ 3.1.5

2) เลือกขนาดของแกนทำความเย็นสำหรับเครื่องทำความเย็นแบบระเหยน้ำ สำหรับระบบปรับอากาศแบบไฮบริด

3) จำลองระบบปรับอากาศแบบไฮบริด โดยเป็นการทำงานร่วมกันของระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยและระบบปรับอากาศแบบอัดไอ

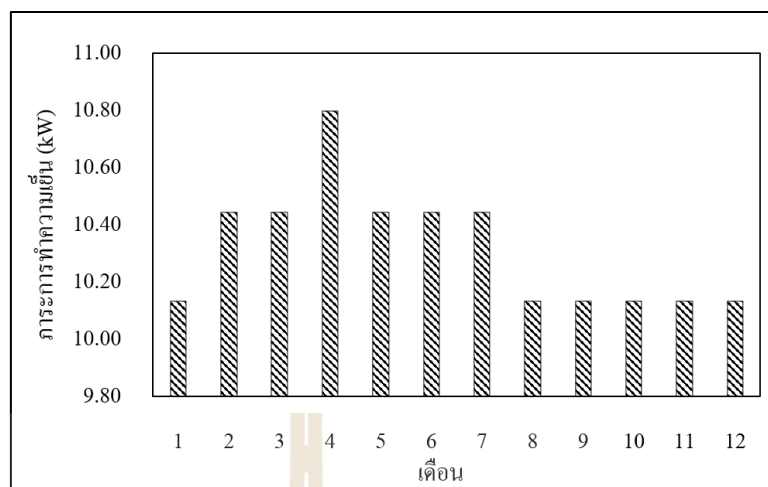
4) ศึกษาอิทธิพลของการเปลี่ยนแปลงอัตราภาระระบายอากาศที่ส่งผลต่อสมรรถนะการทำงานของระบบไฮบริด โดยคิดเป็น 15% 30% และ 45% ของอัตราการไหลของอากาศที่ไหลผ่านเครื่องทำความเย็นชนิดอัดไอ

5) ศึกษาอิทธิพลของการเปลี่ยนแปลงขนาดของเครื่องปรับอากาศที่ส่งผลต่อสมรรถนะการทำงานของระบบไฮบริด โดยจะศึกษาที่ขนาดเท่ากับ 12,000 BTU/h 18,000BTU/h และ 24,000 BTU/h ที่อัตราการไหลของการระบายอากาศเท่ากับ 30%

6) ศึกษาจำลองระบบปรับอากาศแบบไฮบริดสำหรับร้านสะดวกซื้อ (หอพักชาย) ภายในมหาวิทยาลัย โดยจำลองตามสภาพแวดล้อมของจังหวัดนครราชสีมา โดยภาระทางความเย็นตลอดทั้งปีของร้านสะดวกซื้อเป็นดังรูปที่ 3.49 และรายละเอียดอาคารเป็นดังตารางที่ 3.5

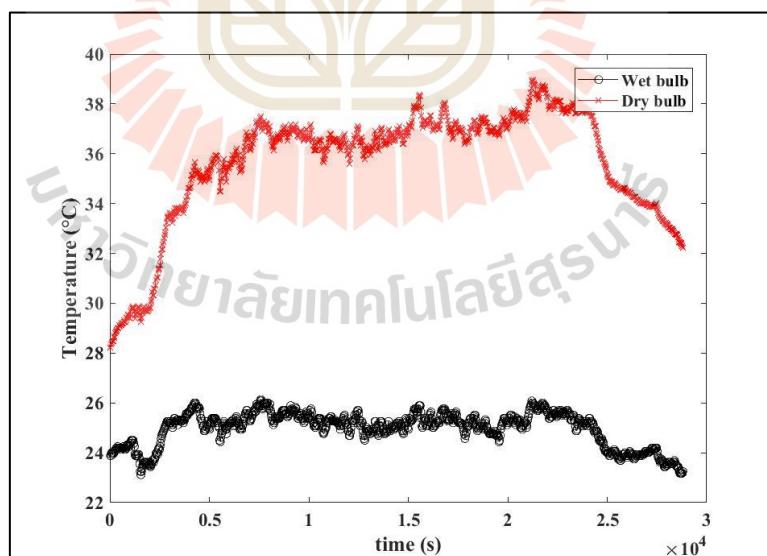
ตารางที่ 3.5 รายละเอียดขนาดของอาคารของอาคารร้านสะดวกซื้อภายในมหาวิทยาลัยที่ใช้สำหรับการจำลอง

ทิศ	พื้นที่ผนัง (m^2)	พื้นที่กระจก (m^2)	อัตราการความร้อนของผนัง (W/m^2K)
ตะวันออกเฉียงเหนือ	15.24	0	0.3
เหนือ	21.36	0	
ตะวันออก	19.16	6.12	
ตะวันตก	9.73	11.1	
ใต้	28.36	4.05	
หลังคา	95.07	0	

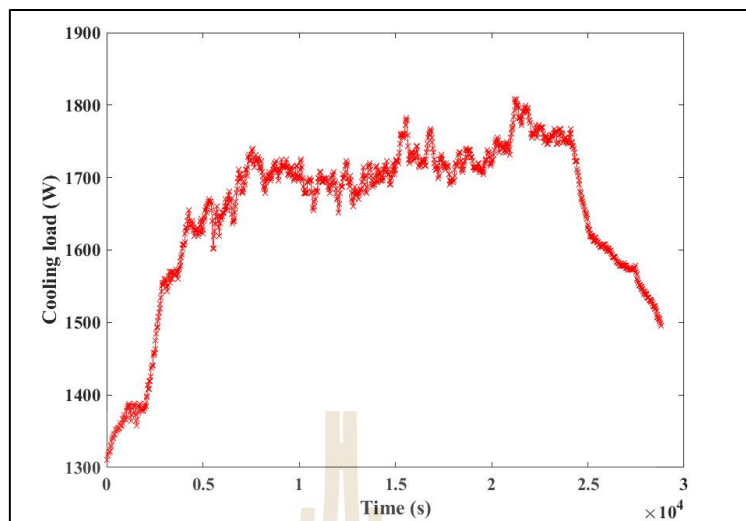


รูปที่ 3.49 ภาระทำความเย็นของอาคารจำลองตลอดปีของอาคารร้านสะดวกซื้อภายในมหาวิทยาลัย

โดยในการจำลองนั้นจะใช้อุณหภูมิและภาระทำความเย็นที่เฉลี่ยตลอดทั้งวัน เพื่อใช้สำหรับหาค่าพลังงานที่ใช้สำหรับปรับอากาศโดยใช้สภาพอากาศและภาระทำความเย็น ดังรูปที่ 3.50 และรูปที่ 3.51

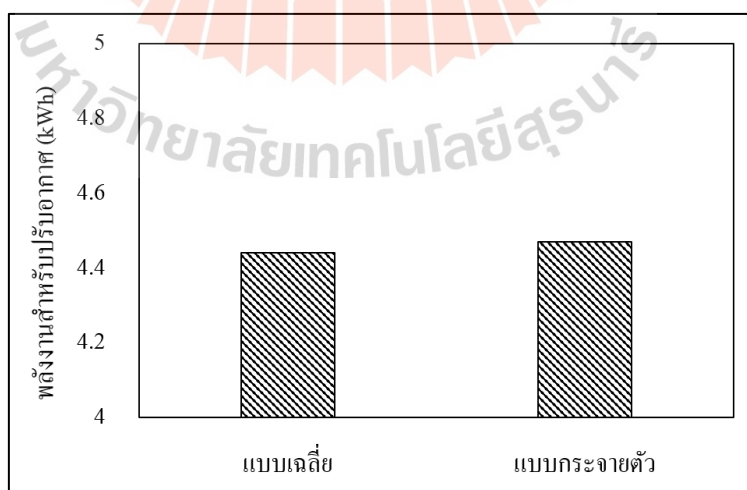


รูปที่ 3.50 อุณหภูมิกระเปาะแห้งและกระเปาะเปียกของสภาพอากาศตัวอย่าง



รูปที่ 3.51 ภาระทำความเย็นตัวอย่าง

จากรูปที่ 3.50 และรูปที่ 3.51 นำมาหาค่าเฉลี่ยแล้วพบว่าอุณหภูมิกระเปาะแห้งเฉลี่ยตลอดช่วงการทำงานมีค่าเท่ากับ 35.64°C และกระเปาะเปียกมีค่าเท่ากับ 24.97°C รวมถึงภาระทางความเย็นเฉลี่ยมีค่าเท่ากับ $1,655\text{ W}$ โดยผลการเปรียบเทียบพลังงานสำหรับการปรับอากาศเป็นดังรูปที่ 3.52 และผลพบว่ามีค่าแตกต่างกัน 0.6% ดังนั้นในการจำลองจะทำการลองโดยใช้อุณหภูมิเฉลี่ย เพื่อให้ง่ายต่อการจำลองและสอดคล้องกับภาระทำความเย็นเฉลี่ยจาก ASHARE



รูปที่ 3.52 พลังงานสำหรับปรับอากาศเปรียบเทียบการจำลองแบบอุณหภูมิ
ภาระทำความเย็นเฉลี่ย และกระจายตัวตามเวลา

บทที่ 4

ผลการดำเนินการวิจัย

ในบทนี้กล่าวถึงผลการดำเนินการงานวิจัยและวิเคราะห์ผลการวิจัย โดยประกอบไปด้วย 2 หัวข้อ คือ การจำลองเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อม เพื่อหาระบบที่เหมาะสมนำไปใช้ในระบบปรับอากาศแบบไฮบริดในแต่ละรูปแบบ และการจำลองระบบทำความเย็นแบบไฮบริดในสภาพอากาศของจังหวัดนครราชสีมา เพื่อหาแนวทางการนำระบบปรับอากาศดังกล่าวมาใช้เพื่อประหยัดพลังงานไฟฟ้าสำหรับการปรับอากาศ โดยใช้พลังงานสุทธิในการปรับอากาศเป็นเกณฑ์ โดยมีรายละเอียดดังนี้

4.1 ผลการจำลองเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย

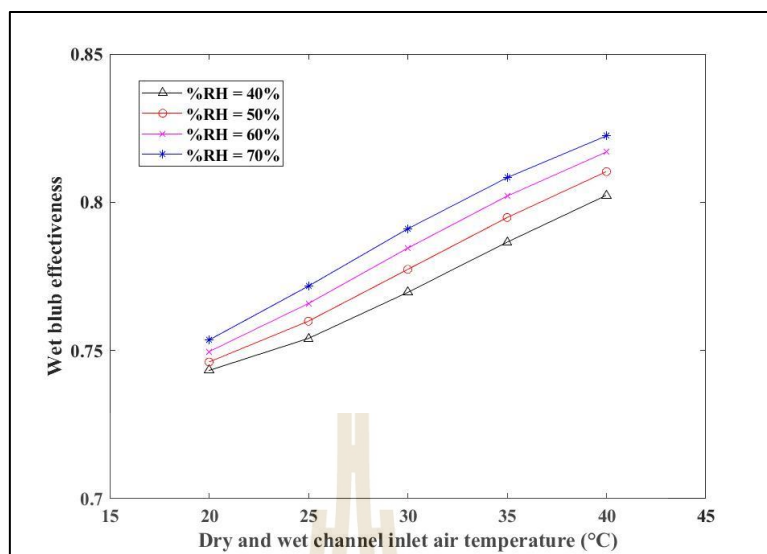
ในหัวข้อนี้เป็นผลของการจำลองเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย ซึ่งระบบดังกล่าวจะเป็นส่วนประกอบสำคัญของระบบทำความเย็นแบบไฮบริด

4.1.1 ผลการศึกษาอิทธิพลของอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ไหลเข้าสู่ห้องเปียกและช่องแห้ง

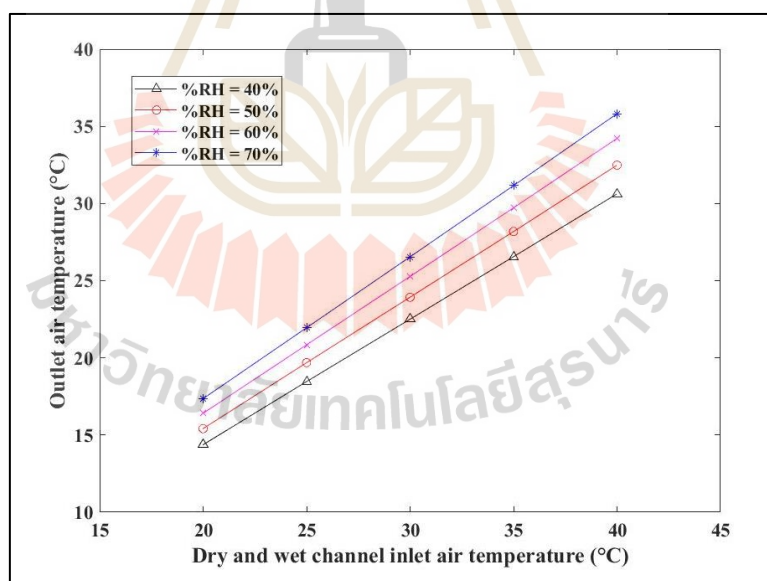
โดยในหัวข้อนี้จะเป็นอิทธิพลของอุณหภูมิ และความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศของอากาศที่ไหลเข้าทำความเย็นทั้งหมด 3 รูปแบบ ได้แก่ เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมชนิดแบบไหลขนาด เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมชนิดแบบไหลตั้งฉาก และเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมชนิดแบบรีเจนเนอเรชั่นที่อุณหภูมิในช่วง 20 ถึง 40 องศาเซลเซียส และความชื้นสัมพัทธ์เท่ากับ 40%, 50%, 60% และ 70%

โดยทำการศึกษาที่ขนาดแกนทำความเย็นเท่ากันและอัตราการไหลของอากาศภายในช่องเปียกเท่ากัน โดยมีรายละเอียดเป็นดังนี้

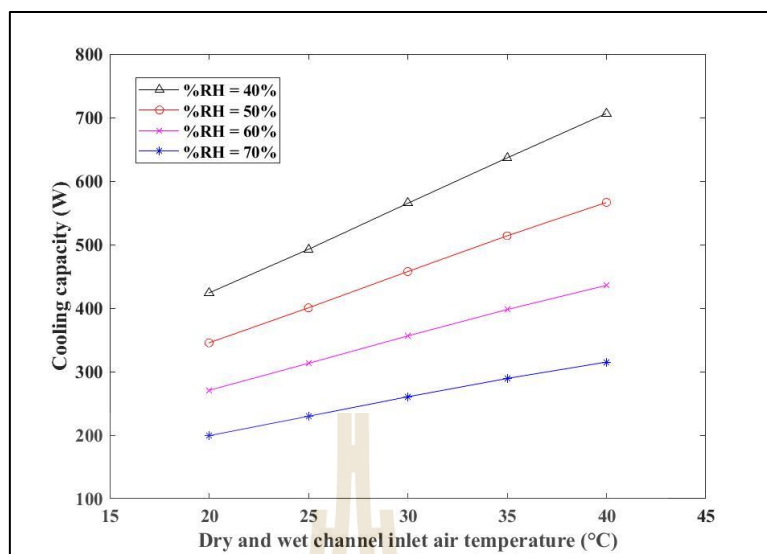
- เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมชนิดแบบไหลขนาด



รูปที่ 4.1 อิทธิพลของอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเปียกและช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดไหลขนานแบบส่วนทางต่อ Wet blub effectiveness

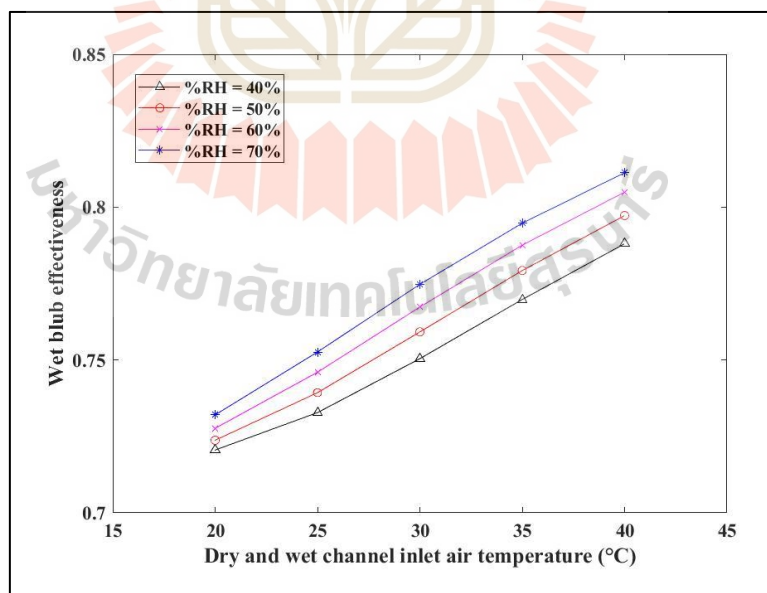


รูปที่ 4.2 อิทธิพลของอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเปียกและช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดไหลขนานแบบส่วนทางต่ออุณหภูมิของอากาศที่ออกจากช่องแห้ง

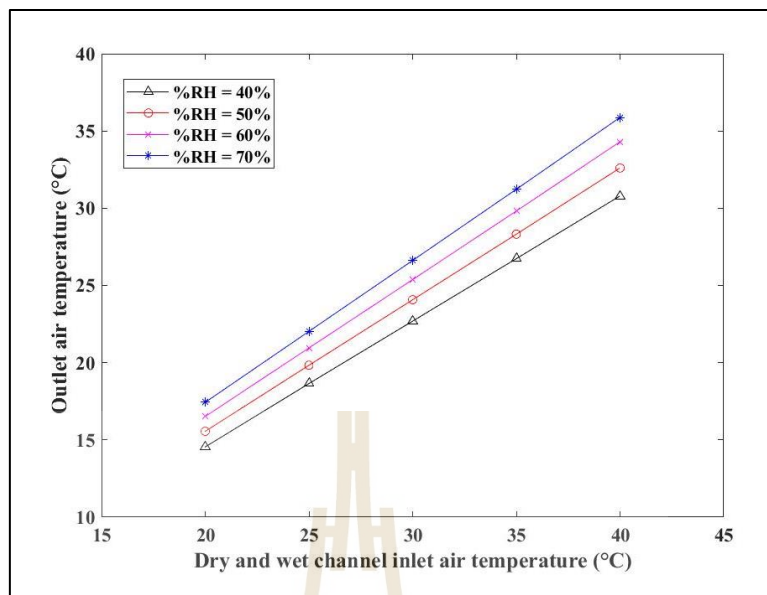


รูปที่ 4.3 อิทธิพลของอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเปียกและช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดไหลขนานแบบส่วนทางต่ออัตราการทำงาน

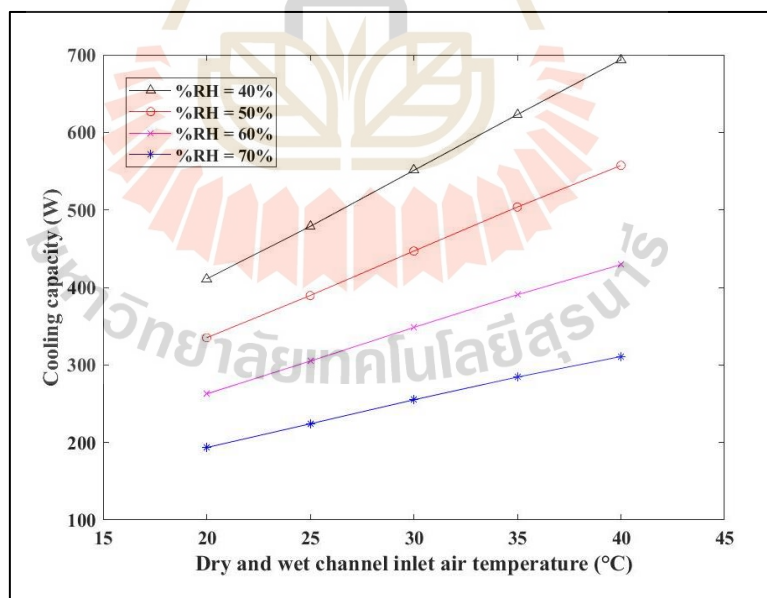
- เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมชนิดแบบไหลตั้งฉาก



รูปที่ 4.4 อิทธิพลของอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเปียกและช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดไหลตั้งฉากต่อ Wet blub effectiveness

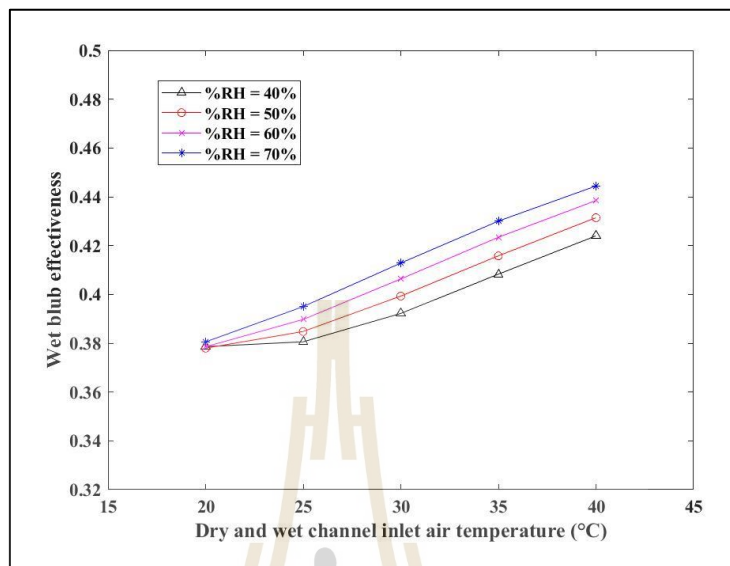


รูปที่ 4.5 อิทธิพลของอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเปียกและช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดไหลตั้งฉากต่ออุณหภูมิของอากาศที่ออกจากช่องแห้ง

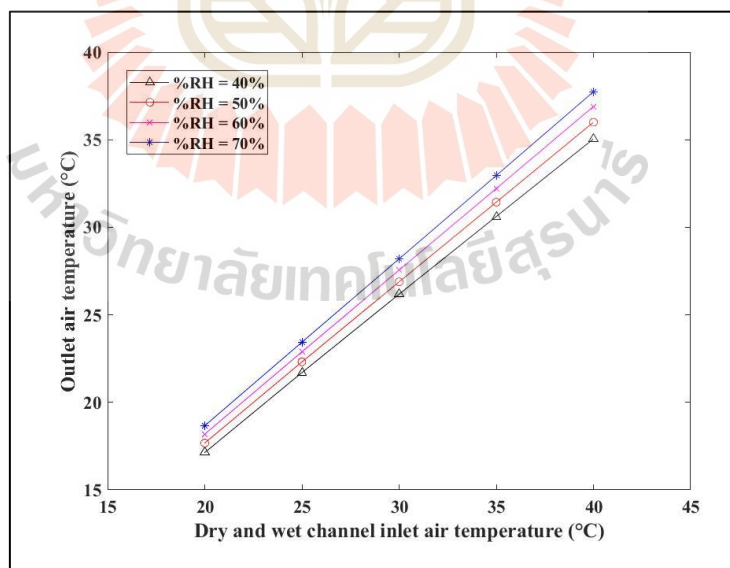


รูปที่ 4.6 อิทธิพลของอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเปียกและช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดไหลตั้งฉากต่ออัตราการทำความเย็น

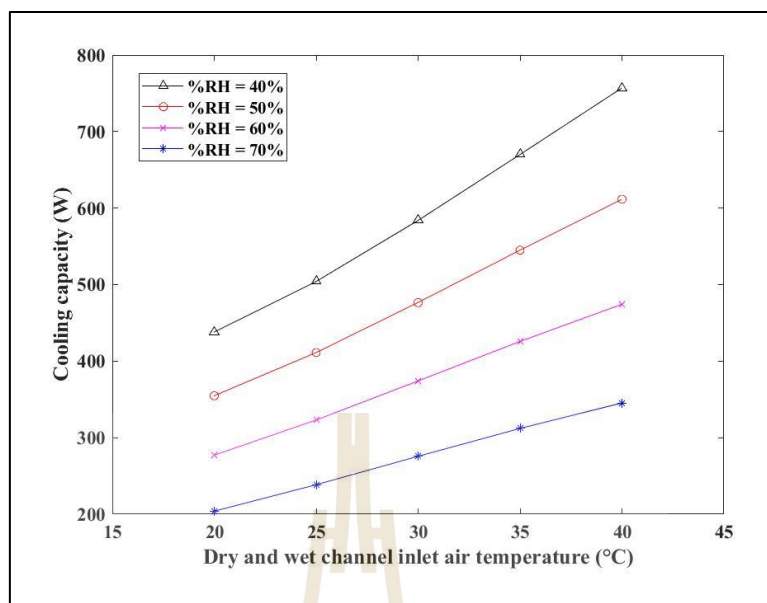
- เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย โดยอ้อมชนิดเบบริเจนเนอร์เรชั่น



รูปที่ 4.7 อิทธิพลของอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเปียกและช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดรีเจนเนอร์เรชั่นต่อ Wet blub effectiveness



รูปที่ 4.8 อิทธิพลของอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเปียกและช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดรีเจนเนอร์เรชั่นต่ออุณหภูมิของอากาศที่ออกจากช่องแห้ง



รูปที่ 4.9 อิทธิพลของอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเปียกและช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดรีเจนเนอเรชั่นต่ออัตราการทำความเย็น

จากผลการจำลองเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยเพื่อศึกษาอิทธิพลของอุณหภูมิอากาศ และความชื้นสัมพัทธ์พบว่า การเมื่ออากาศที่เข้าแกนทำความเย็นมีความชื้นเพิ่มสูงขึ้นแล้วจะทำให้ Wet blub effectiveness ของระบบเพิ่มสูงขึ้น เนื่องจากอากาศนั้นมีอุณหภูมิกระเปาะเปียกสูงขึ้นทำให้ระบบทำความเย็นนั้นสามารถทำให้อุณหภูมิของอากาศที่ลดได้ใกล้เคียงกับอุณหภูมิกระเปาะเปียกมากขึ้น ดังรูปที่ 4.1, รูปที่ 4.4 และรูปที่ 4.7 ซึ่งไม่ว่าจะเป็นแกนทำความเย็นมีลักษณะต่างกัน ความชื้นจะส่งผลอิทธิพลลักษณะเดียวกัน

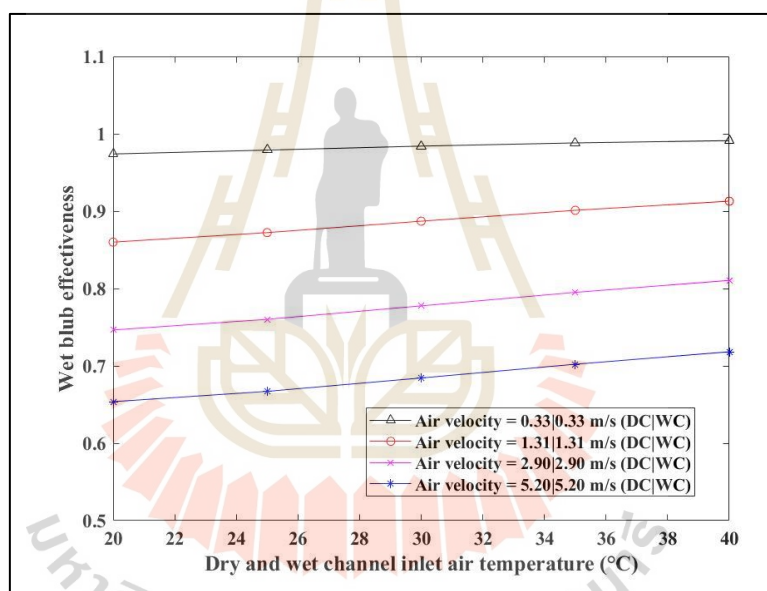
รวมถึงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิจะส่งผลในลักษณะเดียวกันเมื่อเทียบกับในอากาศที่มีความชื้นสัมพัทธ์เท่ากันการเพิ่มอุณหภูมิ ส่งผลให้อากาศสามารถรับความชื้นได้มากขึ้นจึงทำให้ความแตกต่างของอุณหภูมิที่ลดได้จากแกนทำความเย็นมีค่าเพิ่มสูงขึ้น ดังรูปที่ 4.2, รูปที่ 4.5 และรูปที่ 4.8

จากเหตุผลดังกล่าวการที่ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศเพิ่มสูงขึ้นจะส่งผลให้อัตราการทำความเย็นของแกนทำความเย็นลดลงเนื่องจากลดอุณหภูมิได้น้อยลงดังรูปที่ 4.2, รูปที่ 4.5 และรูปที่ 4.8 ซึ่งทำให้อัตราการทำความเย็นลดลง ดังรูปที่ 4.3, รูปที่ 4.6 และรูปที่ 4.9

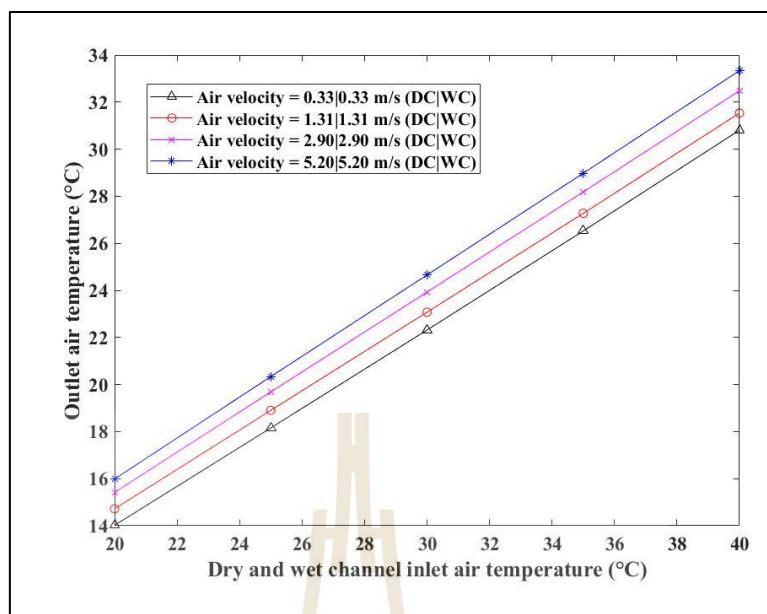
4.1.2 ผลการศึกษาอิทธิพลของความเร็วของอากาศที่ไหลเข้าสู่แกนทำความเย็นชนิดน้ำระเหย

โดยในหัวข้อนี้จะเป็นอิทธิพลของความเร็วของอากาศที่ไหลเข้าแกนทำความเย็นทั้งหมด 3 รูปแบบ ได้แก่ เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมชนิดแบบไหลขนาด เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมชนิดแบบไหลตั้งฉาก และเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมชนิดแบบรีเจนเนอร์เรชั่นที่อัตราการไหลของอากาศเท่ากับ 0.025, 0.050, 0.075 และ 0.100 kg/s โดยทำการศึกษาที่ขนาดแกนทำความเย็นเท่ากันและอัตราการไหลของอากาศภายในช่องเปียกเท่ากัน โดยมีรายละเอียดเป็นดังนี้

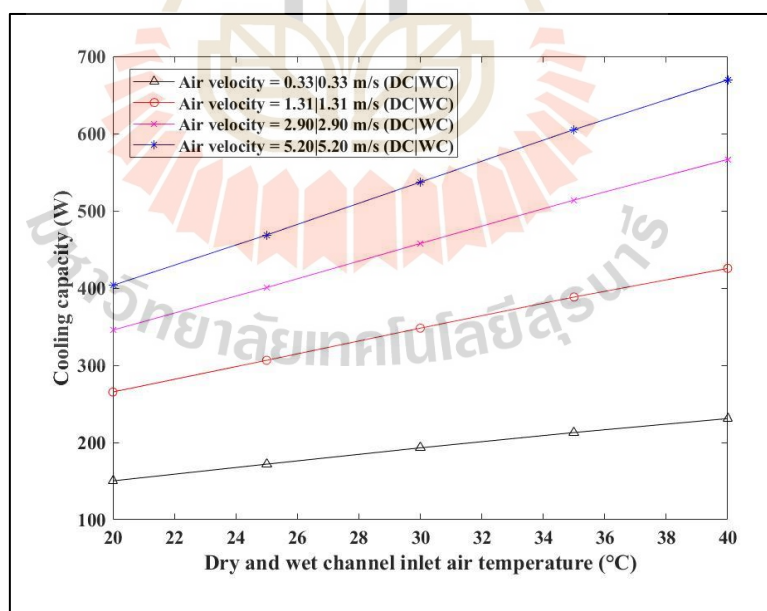
- เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมชนิดแบบไหลขนาน



รูปที่ 4.10 อิทธิพลของความเร็วของอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเปียกและช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดไหลขนานแบบส่วนทางต่อ Wet bulb effectiveness

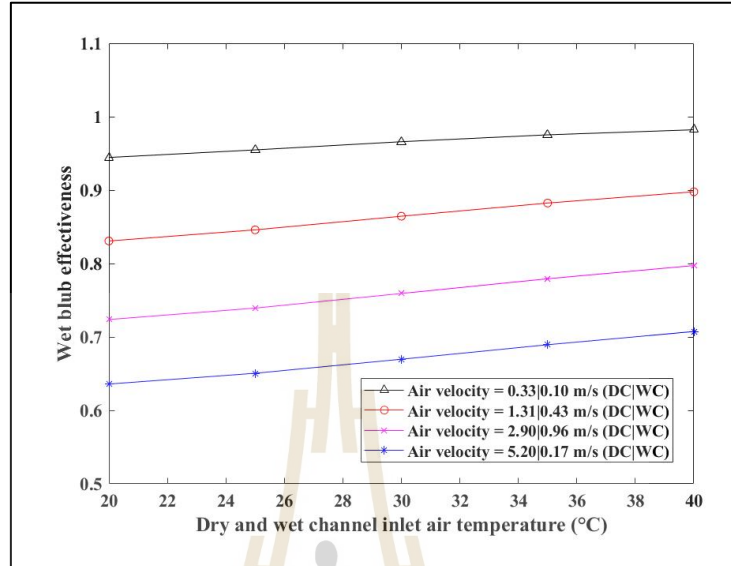


รูปที่ 4.11 อิทธิพลของความเร็วของอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเป็ยกและช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดไหลขนานแบบส่วนทางต่ออุณหภูมิของอากาศที่ออกจากช่องแห้ง

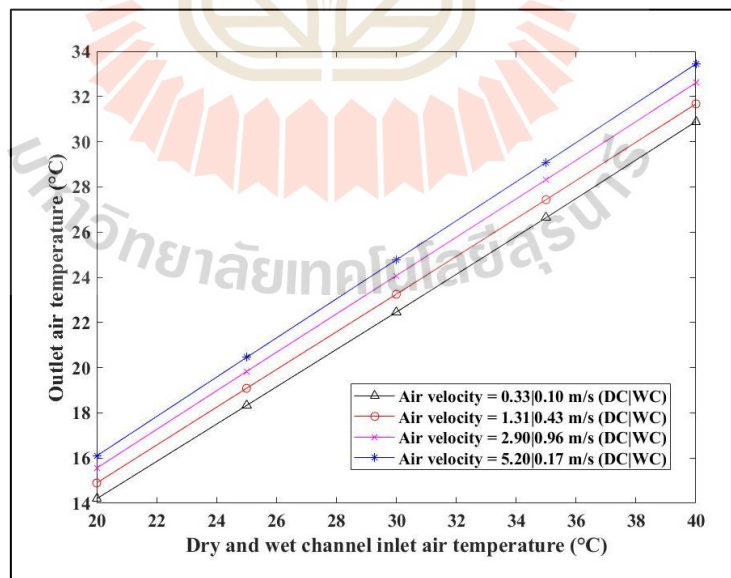


รูปที่ 4.12 อิทธิพลของความเร็วของอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเป็ยกและช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดไหลขนานแบบส่วนทางต่ออัตราการทำความเย็น

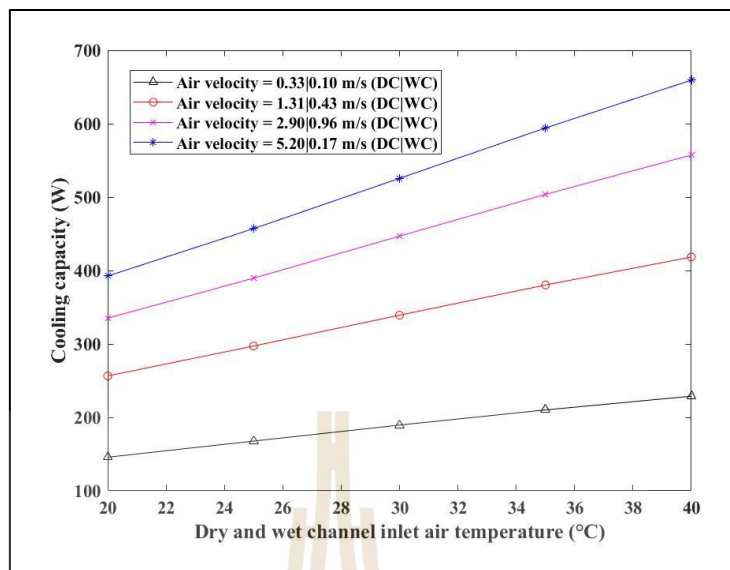
- เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมชนิดแบบไหลตั้งฉาก



รูปที่ 4.13 อิทธิพลของความเร็วของอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเปียกและช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดไหลตั้งฉากต่อ Wet blub effectiveness

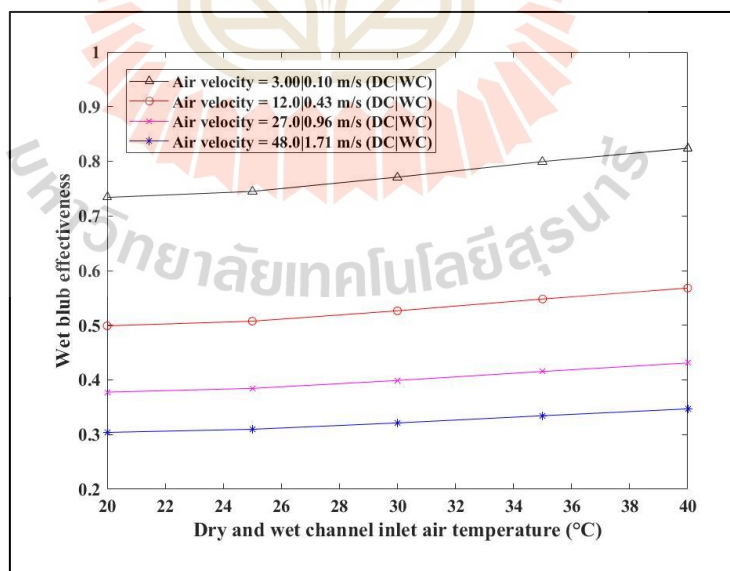


รูปที่ 4.14 อิทธิพลของความเร็วของอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเปียกและช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดไหลตั้งฉากต่ออุณหภูมิของอากาศที่ออกจากช่องแห้ง

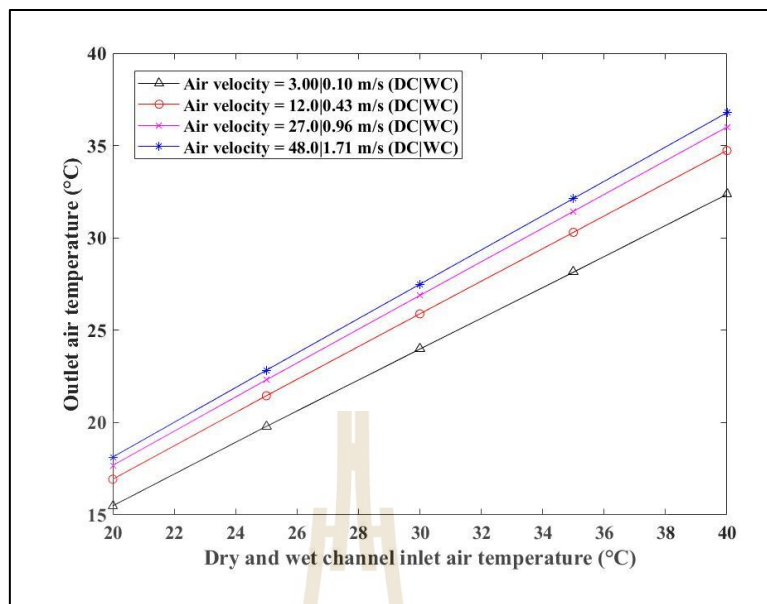


รูปที่ 4.15 อิทธิพลของความเร็วของของอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเปียกและช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดไหลจากต่ออัตราการทำความเย็น

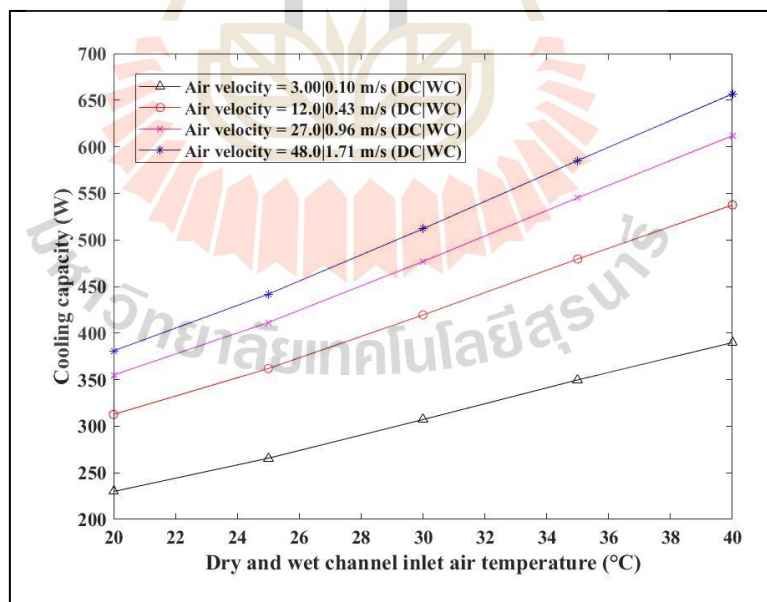
- เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมชนิดแบบรีเจนเนอเรชั่น



รูปที่ 4.16 อิทธิพลของความเร็วของอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเปียกและช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดรีเจนเนอเรชั่นต่อ Wet blub effectiveness



รูปที่ 4.17 อิทธิพลของความเร็วของอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเปียกและช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดรีเจนเนอเรชั่นต่ออุณหภูมิของอากาศที่ออกจากช่องแห้ง



รูปที่ 4.18 อิทธิพลของความเร็วของของอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเปียกและช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดรีเจนเนอเรชั่นต่ออัตราการทำความเย็น

ผลการจำลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของความเร็วของอากาศพบว่า Wet blub effectiveness ของแกนทำความเย็นมีค่าลดลงดังรูปที่ 4.10, รูปที่ 4.13 และรูปที่ 4.16 เนื่องจากอากาศที่ออกจากแกนทำความเย็นนั้นมีอุณหภูมิสูงขึ้น เนื่องจากแกนทำความเย็นนั้นมีความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนเพียงประมาณหนึ่งเท่านั้น ทำให้เมื่อเพิ่มอัตราการไหลของอากาศสามารถทิ้งพลังงานได้เท่าเดิมแต่ปริมาณอากาศมีมากขึ้นทำให้อุณหภูมิเพิ่มขึ้น ดังรูปที่ 4.11, รูปที่ 4.14 และรูปที่ 4.17 อย่างไรก็ตาม การเพิ่มอัตราการไหลของอากาศจะส่งผลให้อัตราการทำความเย็นเพิ่มสูงขึ้น ดังรูปที่ 4.12, รูปที่ 4.15 และรูปที่ 4.18

4.1.3 ผลการศึกษาอิทธิพลขนาดช่องแห้งและช่องเปียก

ในหัวข้อนี้จะเป็นการศึกษาอิทธิพลของความกว้างของช่องเปียกและช่องแห้งของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อม 3 ลักษณะ โดยที่จะทำการศึกษาอิทธิพลดังกล่าวต่ออัตราการทำความเย็น Wet blub effectiveness อุณหภูมิอากาศที่ออกจากแกนทำความเย็น อัตราการทำความเย็น และ Pressure drop โดยทำการศึกษาที่ความกว้างของช่องเปียกและช่องแห้งเท่ากับ 2, 5, 10 และ 15 มิลลิเมตร

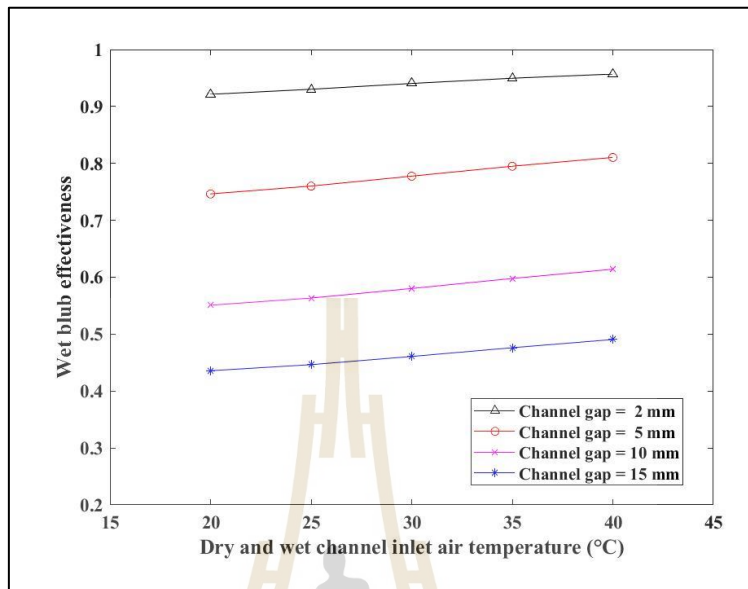
โดยในการคำนวณ Pressure drop ที่เกิดภายในแกนทำความเย็นในช่องเปียกและช่องแห้งคำนวณโดยใช้สมการที่ 4.1

$$\Delta P_{loss} = f_d \times \rho \times \frac{LV^2}{2D_h} \quad (4.1)$$

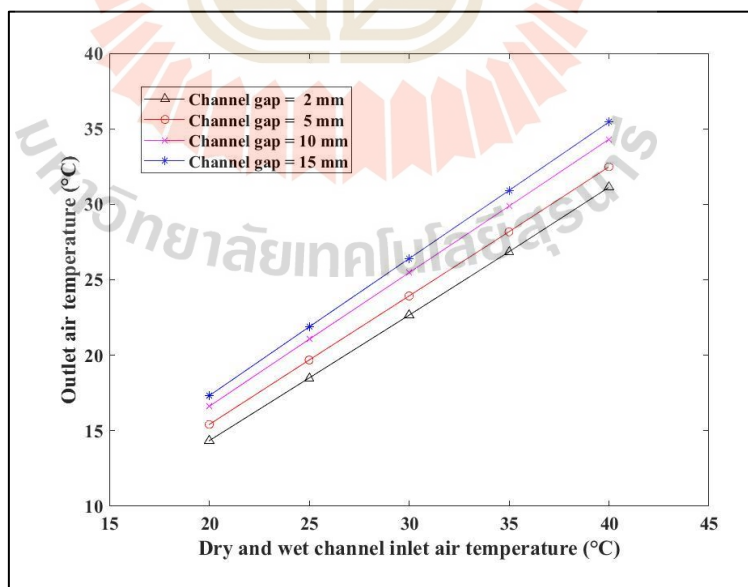
โดยที่

- ΔP_{loss} คือ ค่าแรงดันสูญเสีย (Pa)
 f_d คือ ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน (การไหลแบบราบเรียบมีค่าเท่ากับ 1.067)
 ρ คือ ค่าความหนาแน่นของอากาศ (kg/m^3)
 L คือ ระยะความยาวตามการไหล (m)
 V คือ ระยะความยาวตามการไหล (m/s)
 D_h คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (m)

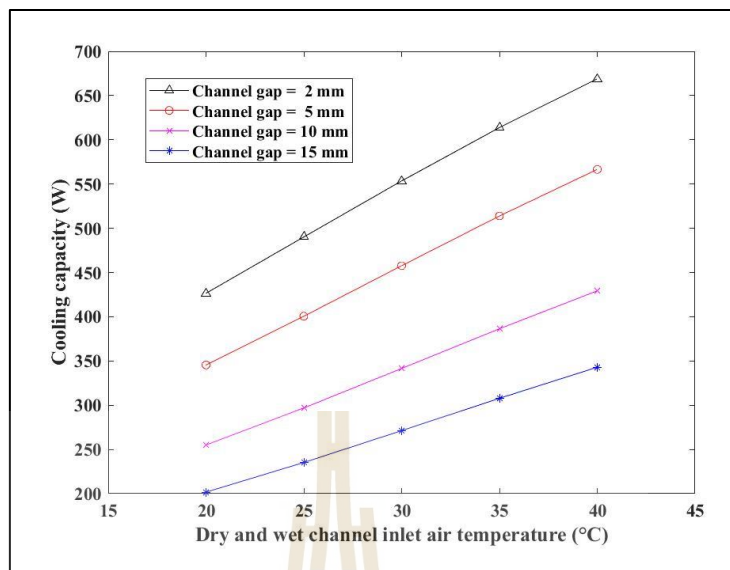
- เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมชนิดแบบไหลขนาน



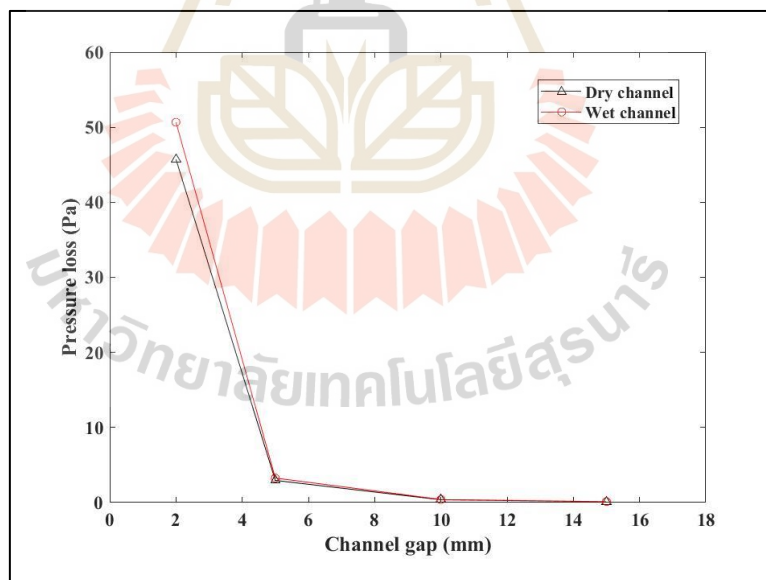
รูปที่ 4.19 อิทธิพลของความกว้างของช่องเป็ยกและช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดไหลขนานแบบส่วนทางต่อ Wet blub effectiveness



รูปที่ 4.20 อิทธิพลของความกว้างของช่องเป็ยกและช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดไหลขนานแบบส่วนทางต่ออุณหภูมิของอากาศที่ออกจากช่องแห้ง

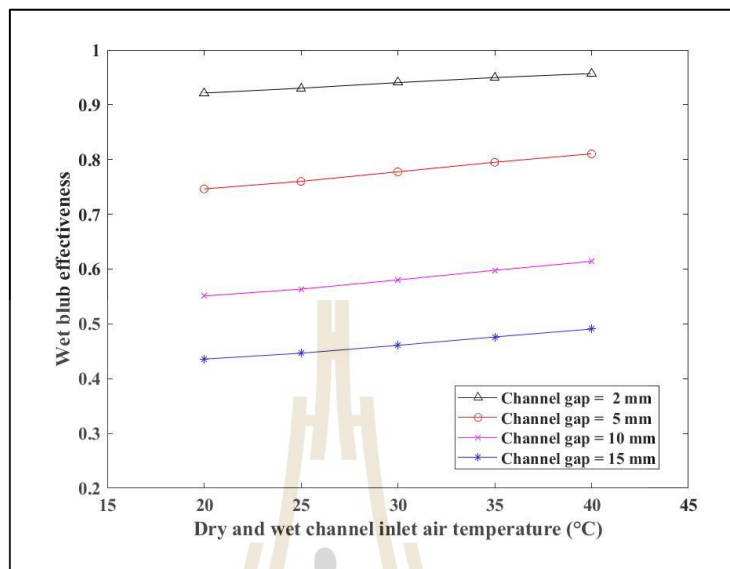


รูปที่ 4.21 อิทธิพลของความกว้างของช่องเป็ยกและช่องแห้งของแกนทำความเย็น ชนิดไหลขนานแบบส่วนทางต่ออัตราการทำความเย็น

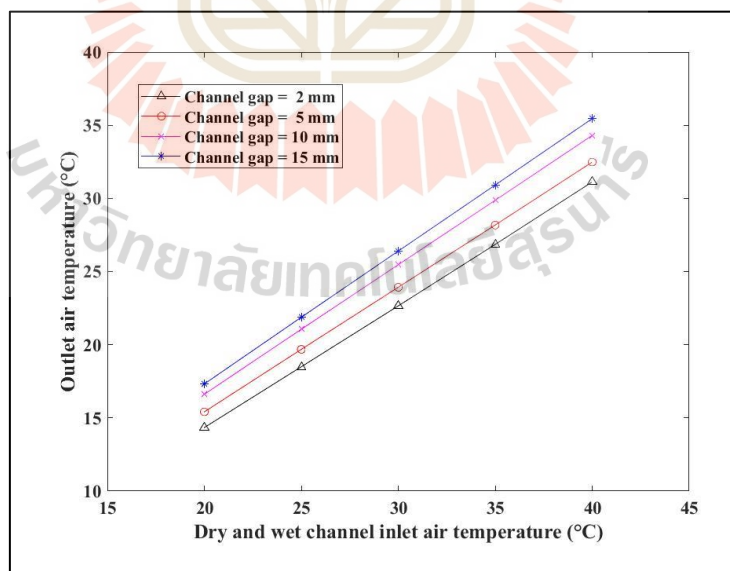


รูปที่ 4.22 อิทธิพลของความกว้างของช่องเป็ยกและช่องแห้งของแกนทำความเย็น ชนิดไหลขนานแบบส่วนทางต่อ Pressure loss

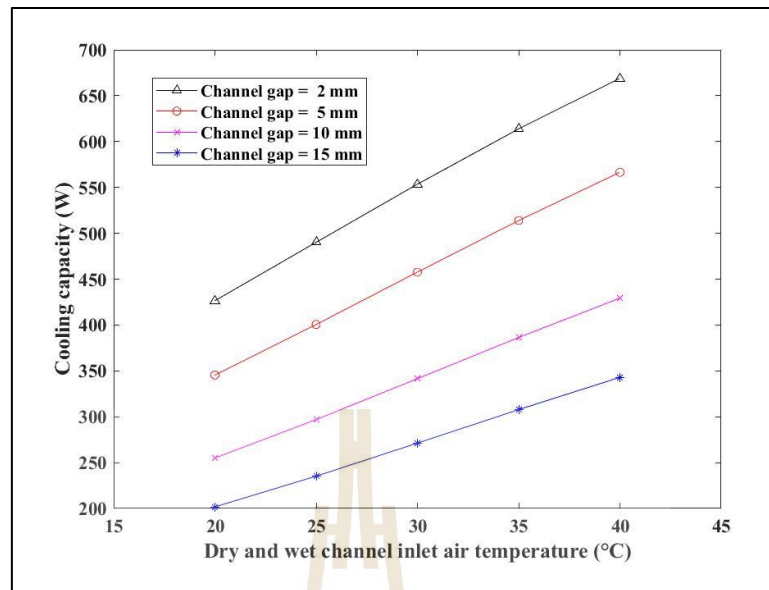
- เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมชนิดไหลแบบตั้งฉาก



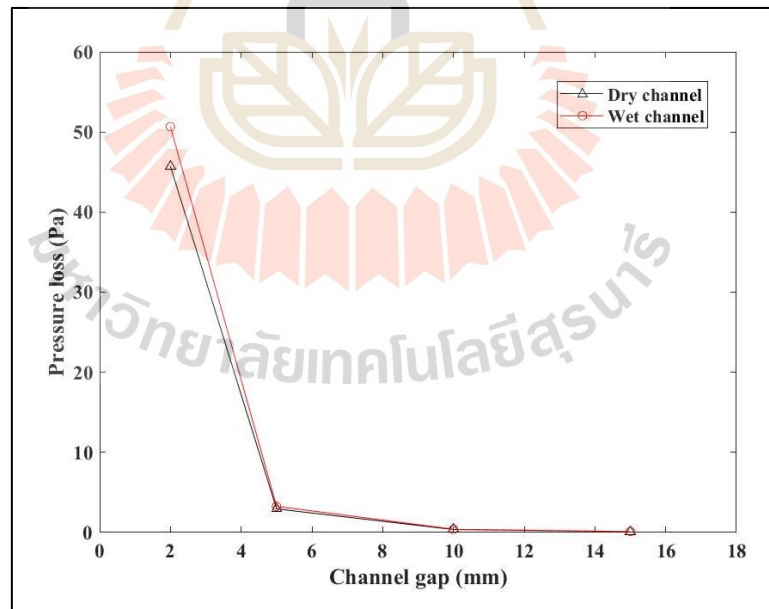
รูปที่ 4.23 อิทธิพลของความกว้างของช่องเป็ยกและช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดไหลตั้งฉากต่อ Wet blub effectiveness



รูปที่ 4.24 อิทธิพลของความกว้างของช่องเป็ยกและช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดไหลตั้งฉากต่ออุณหภูมิของอากาศที่ออกช่องแห้ง

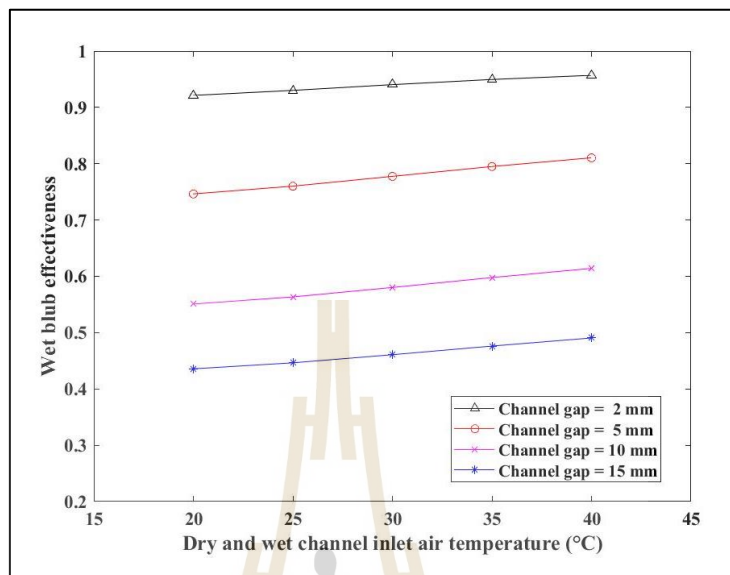


รูปที่ 4.25 อิทธิพลของความกว้างของช่องเป็ยกและช่องแห้งของแกนทำความเย็น ชนิดไหลตั้งฉากต่ออัตราการทำความเย็น

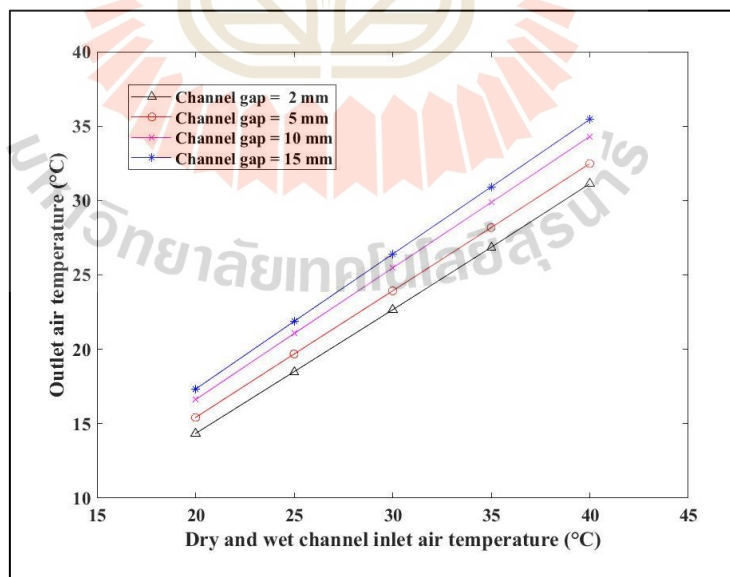


รูปที่ 4.26 อิทธิพลของความกว้างของช่องเป็ยกและช่องแห้งของแกนทำความเย็น ชนิดไหลตั้งฉากต่อ Pressure loss

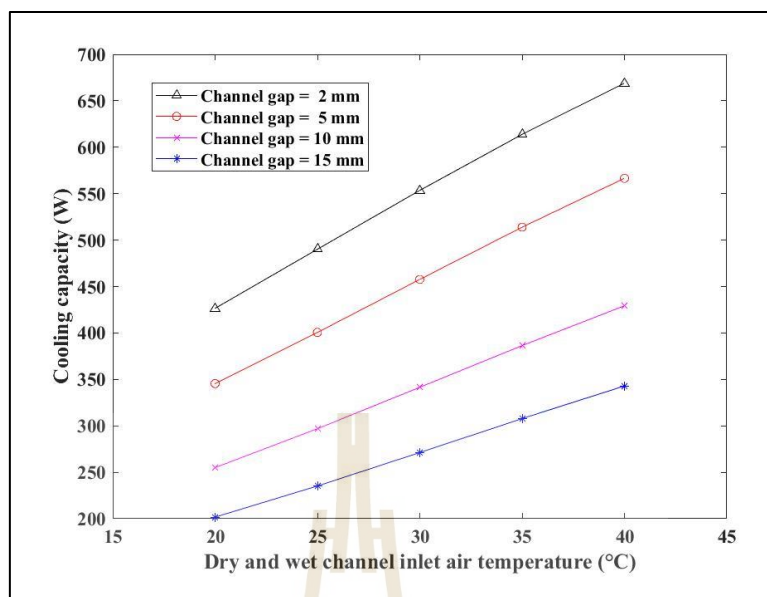
- เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย โดยอ้อมชนิดรีเจนเนอเรชั่น



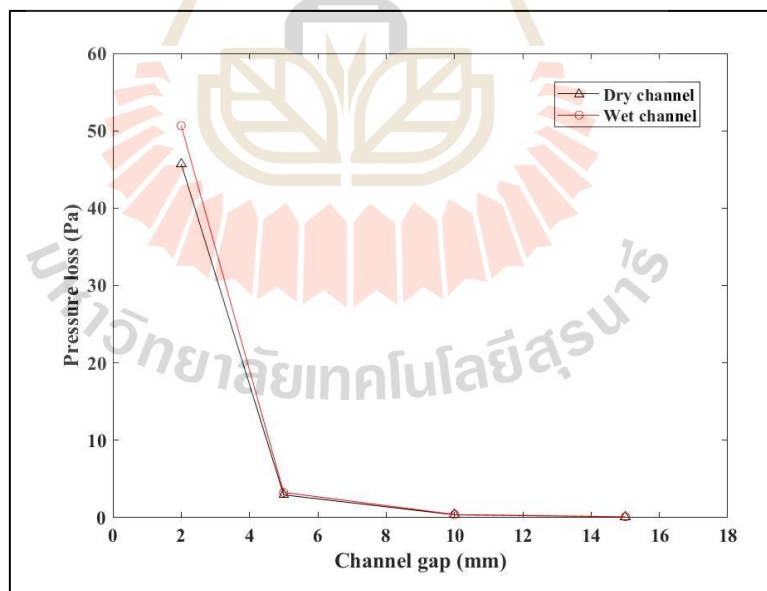
รูปที่ 4.27 อิทธิพลของความกว้างของช่องเป็ยกและช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดรีเจนเนอเรชั่นต่อ Wet blub effectiveness



รูปที่ 4.28 อิทธิพลของความกว้างของช่องเป็ยกและช่องแห้งของแกนทำความเย็นชนิดรีเจนเนอเรชั่นต่ออุณหภูมิของอากาศที่ออกช่องแห้ง



รูปที่ 4.29 อิทธิพลของความกว้างของช่องเป็ยกและช่องแห้งของแกนทำความเย็น
ชนิดรีเจนเนอเรชั่นต่ออัตราการทำความเย็น



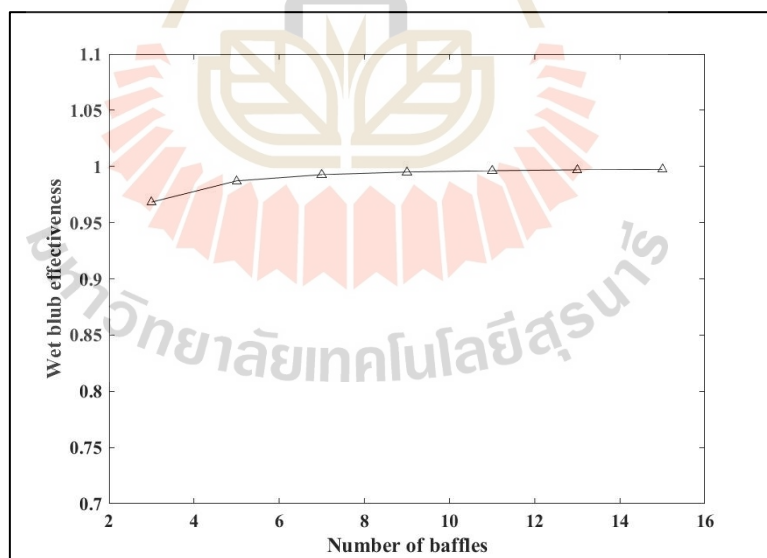
รูปที่ 4.30 อิทธิพลของความกว้างของช่องเป็ยกและช่องแห้งของแกนทำความเย็น
ชนิดรีเจนเนอเรชั่นต่อ Pressure loss

จากผลการศึกษาอิทธิพลของความกว้างของช่องเป็ยกและช่องแห้งของแกนทำความเย็นพบว่า เมื่อเพิ่มขนาดความกว้างของช่องเป็ยกและช่องแห้งของแกนทำความเย็นจำทำให้ค่า Wet blub effectiveness มีค่าลดลง เนื่องจากอุณหภูมิอากาศของทางออกของแกนทำความเย็นนั้นมีค่าลดลง เพราะว่าเมื่อทำการเพิ่มขนาดของช่องในแกนทำความเย็นจะส่งผลให้ความเร็วของอากาศในแกนทำความเย็นนั้นมีลดลงจึงทำให้อัตราแลกเปลี่ยนความร้อน (Overall convection heat transfer coefficient) มีค่าลดลง ซึ่งส่งผลให้อัตราการทำความเย็นลดลงไปด้วยเช่นกัน เป็นเหตุให้อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากแกนทำความเย็นสูงขึ้น

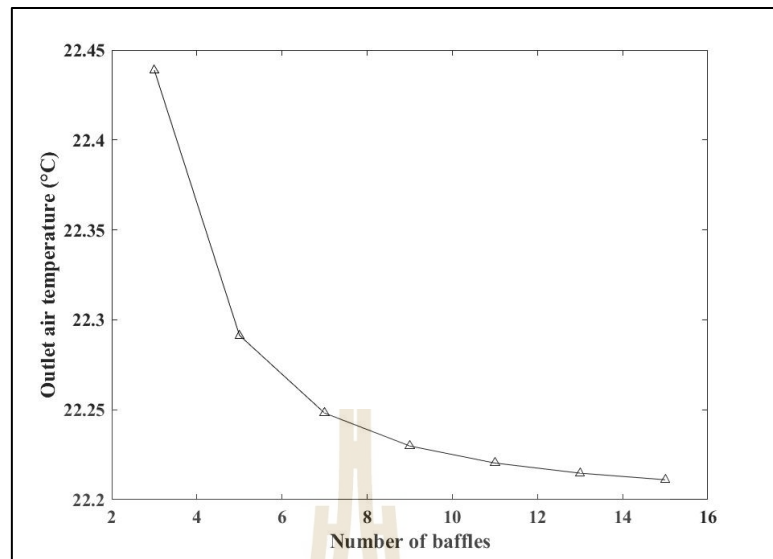
อย่างไรก็ตาม การใช้ช่องในแกนทำความเย็นมีขนาดเล็กจะทำให้เกิดความดันที่สูญเสียมากยิ่งขึ้น เนื่องจากความเร็วของอากาศที่เพิ่มขึ้น

4.1.4 ผลการศึกษาจำนวนแผ่นกั้นสำหรับแกนทำความเย็นที่ติดตั้งแผ่นกั้นเพื่อเพิ่มความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนในช่องแห้ง

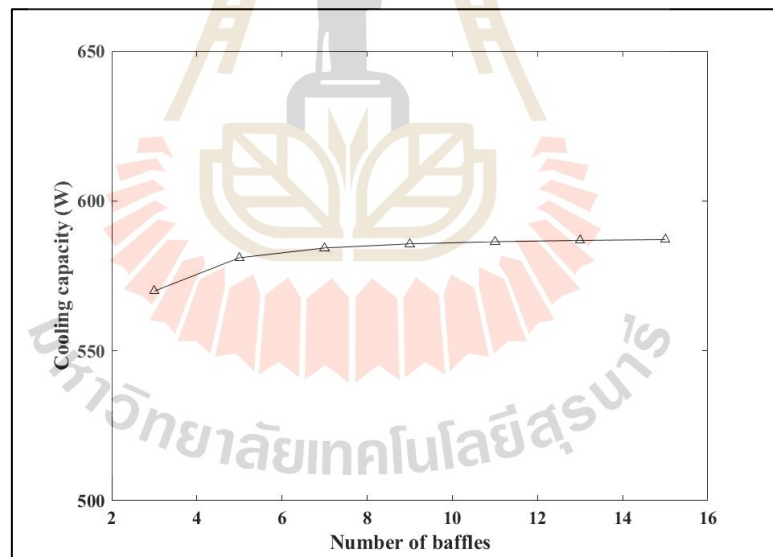
หัวข้อนี้ได้ศึกษาอิทธิพลของจำนวนแผ่นกั้นในช่องแห้ง โดยทำการศึกษาที่จำนวนเท่ากับ 3-15 แผ่นว่าส่งผลอย่างไรต่อสมรรถนะการทำงานของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย รายละเอียดของผลการจำลอง ดังรูปที่ 4.31 ถึงรูปที่ 4.35



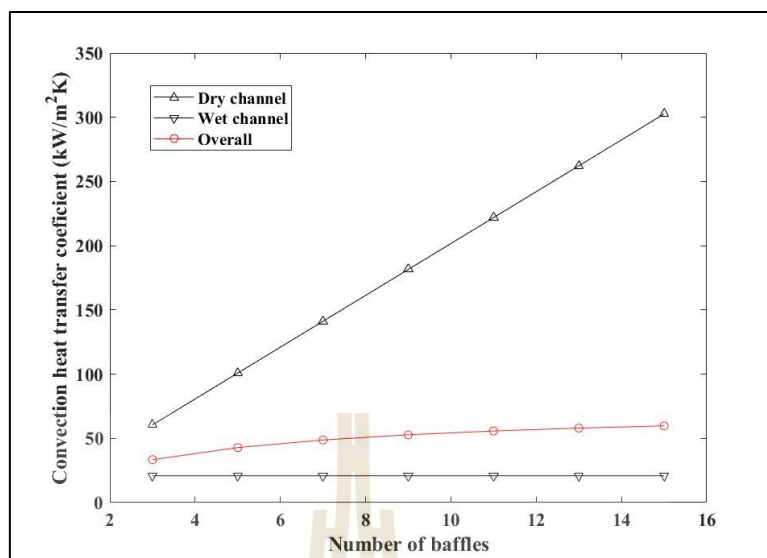
รูปที่ 4.31 อิทธิพลของจำนวนแผ่นกั้นในช่องแห้งต่อค่า Wet blub effectiveness



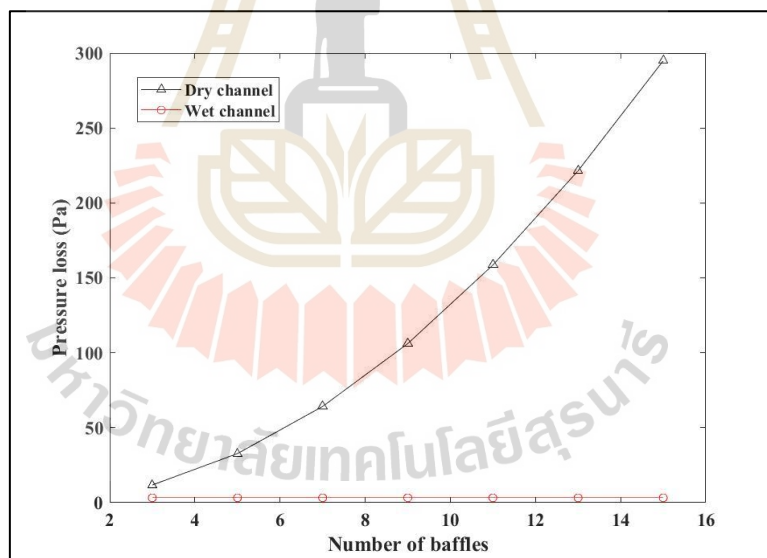
รูปที่ 4.32 อิทธิพลของจำนวนแผ่นกั้นในช่องแห้งต่ออุณหภูมิอากาศทางออกของช่องเปียก



รูปที่ 4.33 อิทธิพลของจำนวนแผ่นกั้นในช่องแห้งต่ออัตราการทำความเย็น



รูปที่ 4.34 อิทธิพลของจำนวนแผ่นกั้นในช่องแห้งต่อ Convection heat transfer coefficient



รูปที่ 4.35 อิทธิพลของจำนวนแผ่นกั้นในช่องแห้งต่อ Pressure loss

จากผลของการปรับปรุงสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย โดยการติดตั้งแผ่นกั้นภายในช่องเปียกเพื่อทำการเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนพบว่า การติดตั้งแผ่นกั้นสามารถช่วยเพิ่มสัมประสิทธิ์การพาความร้อนได้ (Convection heat transfer coefficient) จำนวนการติดตั้งแผ่นกั้นจะขึ้นอยู่กับว่าคิดเท่าไรจึงเพียงพอ เนื่องจากการติดตั้งแผ่นกั้น

เป็นการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนในช่องแห้ง แต่ว่าช่องเพียงมีความสามารถในการถ่ายเทความร้อนที่จำกัด

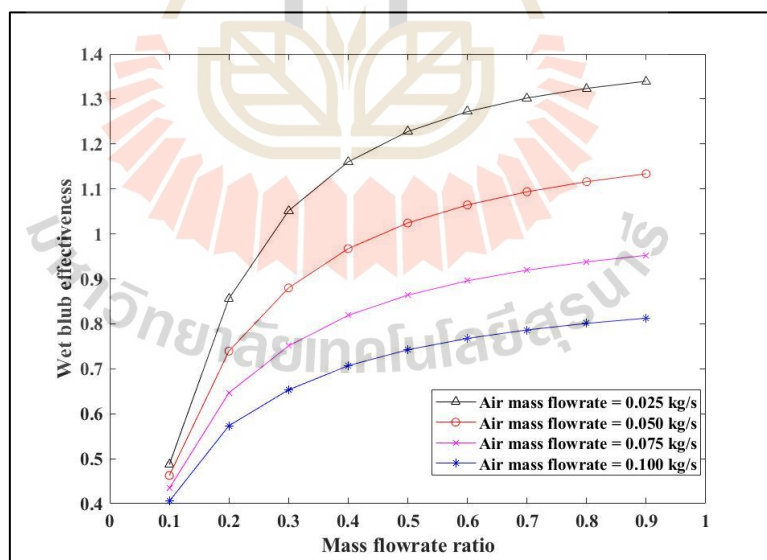
อย่างไรก็ตาม การเพิ่มแผ่นกั้นเข้าไปในช่องแห้งนั้นถ้าเพิ่มจำนวนมากเกินไปจะไม่ส่งผลดีต่อแกนทำความเย็นเนื่องจากจะทำให้ความดันสูญเสียสูงโดยที่เพิ่มความสามารถในการลดอุณหภูมิได้ไม่สูงมากนัก

4.1.5 ผลการศึกษาอัตราส่วนของอัตราการไหลระหว่างช่องเปียกและช่องแห้งสำหรับแกนทำความเย็นชนิดแบบมีรีเจนเนอเรชั่นเพื่อหาอัตราการทำความเย็นสูงสุด

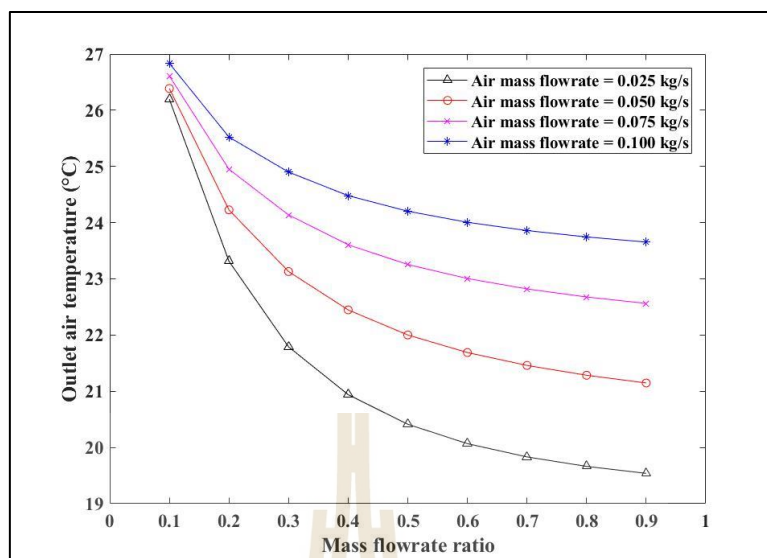
หัวข้อนี้ได้ศึกษาอัตราส่วนการรีเจนเนอเรชั่น โดยศึกษาที่ค่าเท่ากับ 0.1 ถึง 0.9 ว่าส่งผลอย่างไรต่อสมรรถนะการทำงานของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย รายละเอียดของผลการจำลอง ดังรูปที่ 4.36 ถึงรูปที่ 4.38

โดยอัตราส่วนการรีเจนเนอเรชั่นเป็นดังสมการที่ 4.2

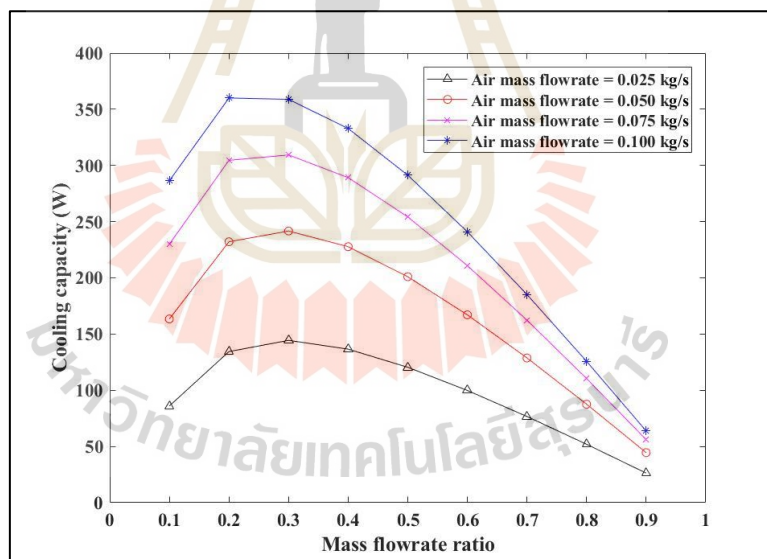
$$\text{Reg. Ratio} = \frac{\dot{m}_{\text{wet}}}{\dot{m}_{\text{dry}}} \quad (4.2)$$



รูปที่ 4.36 อิทธิพลของอัตราส่วนการรีเจนเนอเรชั่นต่อ Wet blub effectiveness



รูปที่ 4.37 อิทธิพลของอัตราส่วนการรีเจนเนอเรชั่นต่ออุณหภูมิอากาศทางออกของช่องเป็ยค



รูปที่ 4.38 อิทธิพลของอัตราส่วนการรีเจนเนอเรชั่นต่ออัตราการทำความเย็น

อิทธิพลของอัตราส่วนการรีเจนเนอเรชั่นพบว่า ค่าที่เหมาะสมสำหรับเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยควรมีค่าเท่ากับ 0.3 เนื่องจากเป็นค่าที่ให้อัตราการทำความเย็นสูงที่สุด

ในหัวข้อนี้จะเป็นการศึกษาอิทธิพลของตัวแปร อุณหภูมิอากาศทางเข้าแกนทำความเย็นของแกนทำความเย็น ความชื้นของอากาศ ความเร็วของอากาศที่ช่องเป็ยกและแห้ง ดังตารางที่ 4.1

ตารางที่ 4.1 ผลศึกษาอิทธิพลของตัวแปรที่เปลี่ยนแปลงไปต่อ Wet blub effectiveness และอัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบระเหยน้ำแบบไม่มีรีเจนเนอเรชั่น

Variable	$\Delta \varepsilon_{wb}$	$\Delta \dot{Q}$ (W)
ΔT_{inlet}	0.032	10.92
$\Delta \% RH_{inlet}$	7.46×10^{-4}	-10.33
ΔV_{inlet}	0.032	11.22
Δ Channel gap	-46.87	-27.59×10^3

ตารางที่ 4.2 ผลศึกษาอิทธิพลของตัวแปรที่เปลี่ยนแปลงไปต่อ Wet blub effectiveness และอัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบระเหยน้ำแบบมีรีเจนเนอเรชั่น

Variable	$\Delta \varepsilon_{wb}$	$\Delta \dot{Q}$ (W)
ΔT_{inlet}	0.026	8.646
$\Delta \% RH_{inlet}$	6.19×10^{-4}	-9.2482
ΔV_{inlet}	-0.0098	4.4819
Δ Channel gap	-29.4996	-3.53×10^{-4}

ผลจากตารางที่ 4.1 และ 4.2 พบว่า ตัวแปรที่ส่งผลต่อค่า Wet blub effectiveness สูงที่สุดจะเป็นค่า Channel gap และเป็นตัวแปรที่ส่งผลต่ออัตราการทำความเย็นมากที่สุดด้วยเช่นกัน

อีกทั้งพบว่า การเปลี่ยนแปลงสภาพอากาศส่งผลต่อการเปลี่ยนแปลงค่า Wet blub effectiveness และอัตราการทำความเย็นน้อยเมื่อเปรียบเทียบกับ การเปลี่ยนแปลง Channel gap

4.2 ผลการการจำลองระบบไฮบริดที่สภาพแวดล้อมของจังหวัดนครราชสีมาตลอด 1 ปี

จากการเลือกเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยจากผลการจำลองระบบทำความเย็นเปรียบเทียบกับในหัวข้อที่ 3.1.5 แล้วนำมาทำการจำลองระบบทำความเย็นชนิดไฮบริดในทั้ง

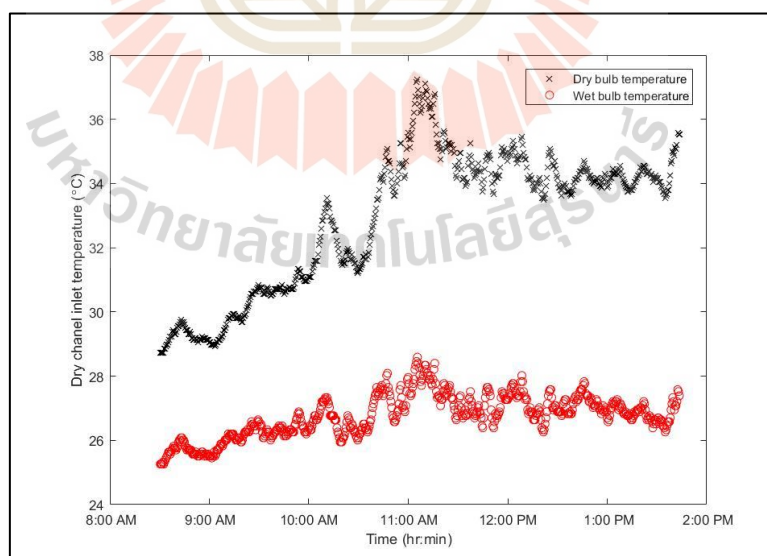
สามรูปแบบ แล้วทำการเปรียบเทียบพลังงานที่ใช้สำหรับการปรับอากาศแบบมีเฉพาะระบบทำความเย็นแบบอัดไอเพียงอย่างเดียวตลอดทั้งปี โดยมีรายละเอียดดังนี้

4.2.1 ผลการศึกษาเปรียบเทียบอัตราการทำความเย็นของแกนทำความเย็นแต่ละชนิด เพื่อเลือกนำไปใช้สำหรับจำลองระบบทำความเย็นแบบไฮบริด

ในหัวข้อนี้ได้พิจารณาที่อัตราการทำความเย็นเฉลี่ยตลอดที่วันต่อพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับระบบไฮบริดทั้ง 3 กรณี ดังหัวข้อที่ 3.1.4 และหัวข้อที่ 3.1.5 โดยแบ่งออกเป็นดังนี้

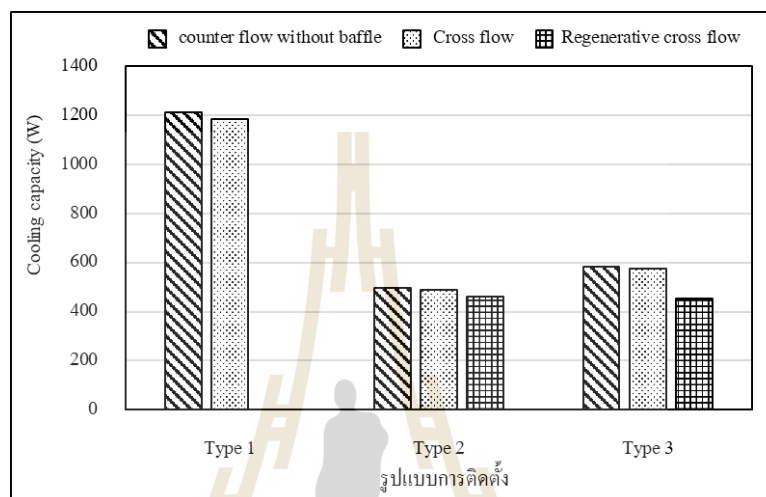
- 1) ใช้อากาศจากห้องปรับอากาศทำความเย็นให้กับอากาศที่เข้ามาเติมให้กับห้องปรับอากาศ (Type 1) ดังรูปที่ 3.4
- 2) ใช้อากาศจากห้องปรับอากาศเพียงอย่างเดียวทำความเย็นให้กับห้องปรับอากาศ (Type 2) ดังรูปที่ 3.5
- 3) ใช้อากาศภายนอกห้องปรับอากาศเพื่อทำความเย็นให้กับอากาศที่จะเข้ามาเติมให้กับห้องปรับอากาศ (Type 3) ดังรูปที่ 3.6

โดยในการจำลองเปรียบเทียบนั้นจะจำลองภายในสภาพแวดล้อม ดังรูปที่ 4.39 และกำหนดให้อุณหภูมิภายในห้องปรับอากาศมีอุณหภูมิเท่ากับ 25 องศาเซลเซียส ที่ความชื้นสัมพัทธ์เท่ากับ 60 รวมถึงอัตราการไหลของอากาศที่สำหรับระบายอากาศมีค่าเท่ากับ 0.075 kg/s ซึ่งจะมีค่าเท่ากับอัตราการไหลของอากาศ



รูปที่ 4.39 สภาพแวดล้อมสำหรับการจำลองเปรียบเทียบระบบทำความเย็นชนิดระน้ำโดยอ้อม

การจำลองเปรียบเทียบจะเปรียบเทียบอัตราการทำความเย็นที่ขนาดของแกนทำความเย็นเท่ากัน โดยในการจำลองเปรียบเทียบนั้นจะมีจำนวนช่องแห้งเท่ากับ 20 ช่อง ช่องเปียก 19 ช่อง และขนาดของผนังในแกนทำความเย็นมีขนาดกว้างเท่ากับ 400 มม. และยาว 600 มม. โดยรายละเอียดผลของการจำลองแสดงดังรูปที่ 4.40



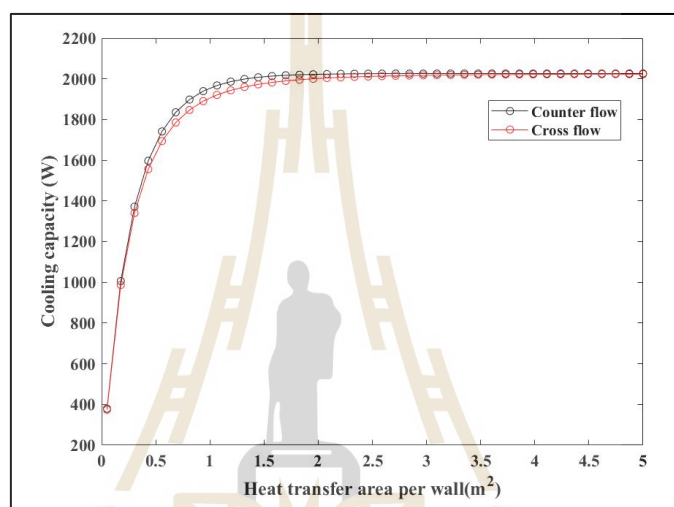
รูปที่ 4.40 อัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยแต่ละรูปแบบที่ติดตั้งลักษณะต่างกันออกไป

จากผลการจำลองในรูปที่ 4.40 พบว่าการจำลองระบบปรับอากาศแบบไฮบริดแบบที่ 1 เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมสามารถทำความเย็นได้สูงกว่าแบบอื่น ๆ ที่ขนาดของแกนทำความเย็นเท่ากัน เนื่องจากระบบปรับอากาศแบบไฮบริดแบบที่ 1 นั้นเป็นการใช้อากาศภายนอกในห้องปรับอากาศมาใช้รับความร้อนจากอากาศภายนอกซึ่งมีความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างสองช่องที่สูงกว่าแบบที่ 2 และ 3 ทำให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนสูงกว่าด้วยเช่นกัน โดยตามผลการจำลองดังกล่าวเป็นการพิจารณาที่ขนาดของแกนทำความเย็นขนาดเดียวกันเท่านั้น

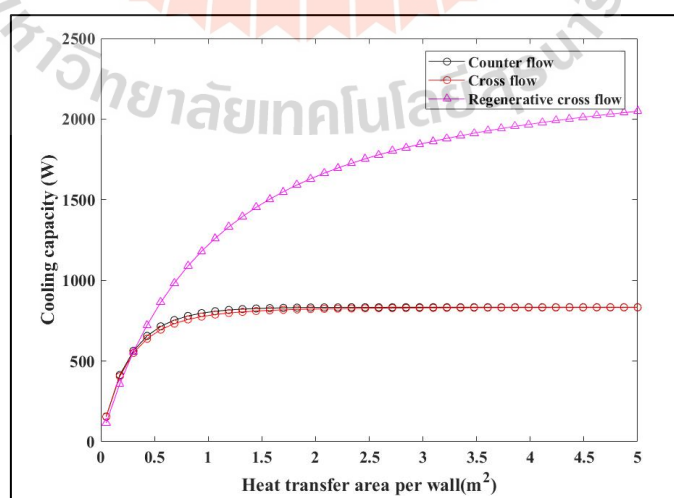
อีกทั้งพบว่า อัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยทั้งสามชนิดนั้นในรูปแบบระบบไฮบริดแบบเดียวกันจะมีอัตราการทำความเย็นใกล้เคียงกัน โดยพบว่าระบบทำความเย็นแบบไฮบริดแบบที่ 1 มีอัตราการทำความเย็นที่สูงกว่าแบบที่ 2 และ 3 อยู่เท่ากับ 59% และ 55% ตามลำดับ

4.2.2 ผลการจำลองเพื่อหาขนาดของเครื่องทำความเย็นแบบระเหยน้ำที่เหมาะสมสำหรับระบบปรับอากาศแบบไฮบริด

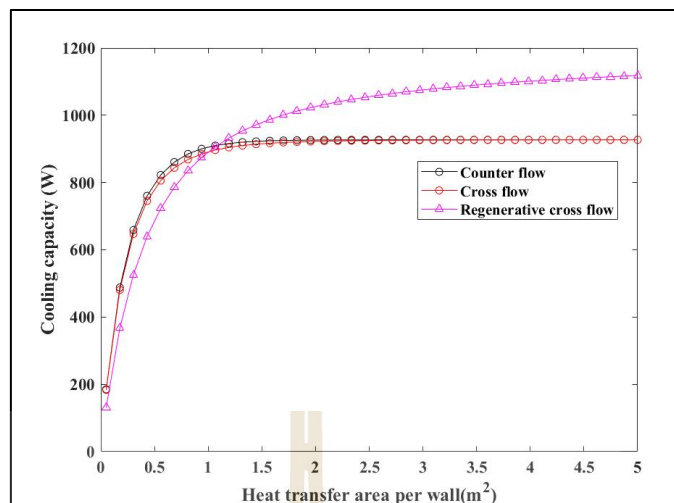
ในการจำลองได้ทำการออกแบบระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหย โดยเลือกขนาดของแกนที่ทำให้ได้อัตราการทำความเย็นค่าที่เหมาะสม โดยทำการเพิ่มขนาดของแกนทำความเย็นที่อัตราส่วนความกว้างต่อยาวเท่ากับ 1:1.5 โดยผลการจำลองแสดงดังรูปที่ 4.41 ถึงรูปที่ 4.43 โดยจำลองตาสภาพแวดล้อมแสดงดังรูปที่ 4.39



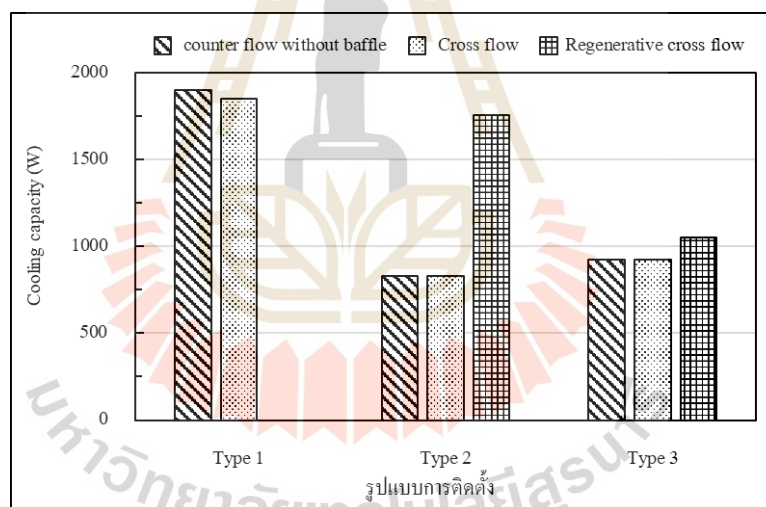
รูปที่ 4.41 อัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยติดตั้งรูปแบบที่ 1 (Type 1)



รูปที่ 4.42 อัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยติดตั้งรูปแบบที่ 2 (Type 2)



รูปที่ 4.43 อัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยติดตั้งรูปแบบที่ 3 (Type 3)



รูปที่ 4.44 ขนาดของแกนทำความเย็นสำหรับระบบทำความปรับอากาศแบบไฮบริด

จากรูปที่ 4.44 พบว่า ค่าพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับอัตราการไหลอากาศเท่ากับ 0.15 kg/s สำหรับแกนทำความเย็นชนิดน้ำระเหยสำหรับการติดตั้งแบบที่ 1 ทั้งเป็นแบบไหลขนานแบบส่วนทางและไหลตั้งฉาก ควรมีพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนค่าเท่ากับ 0.75 m² ต่อหนึ่งผนัง เนื่องจากจะเห็นได้ว่าค่าอัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยนั้นมีอัตราเพิ่มขึ้นน้อยลงมาก ซึ่งในกรณีที่ติดตั้งแบบที่ 2 และ 3 ก็เป็นเช่นเดียวกันสำหรับแกนทำความเย็นแบบไหลขนานส่วนทางและไหลตั้งฉาก

สำหรับระบบทำความเย็นแบบไหลตั้งฉากแบบมีรีเจนเนอเรชั่นพบว่า ควรมีพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนค่าเท่ากับ 2.5 m^2 ต่อหนึ่งผนัง

ซึ่งเมื่อพิจารณาอัตราทำความเย็นแล้วสำหรับการจำลองระบบทำความเย็นชนิดไฮบริดนั้นการติดตั้งระบบแบบที่ 1 จะทำการติดตั้งเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยแกนทำความเย็นเป็นชนิดไหลตั้งฉาก เนื่องจากเป็นแบบที่สร้างได้ง่ายและมีอัตราการทำความเย็นใกล้เคียงกับแบบไหลขนานและแบบที่ 2 และ 3 จะใช้ระบบทำความเย็นรีเจนเนอเรชั่น

4.2.3 ผลการจำลองระบบปรับอากาศแบบไฮบริดที่สภาพแวดล้อมของจังหวัดนครราชสีมาของปี พ.ศ. 2562

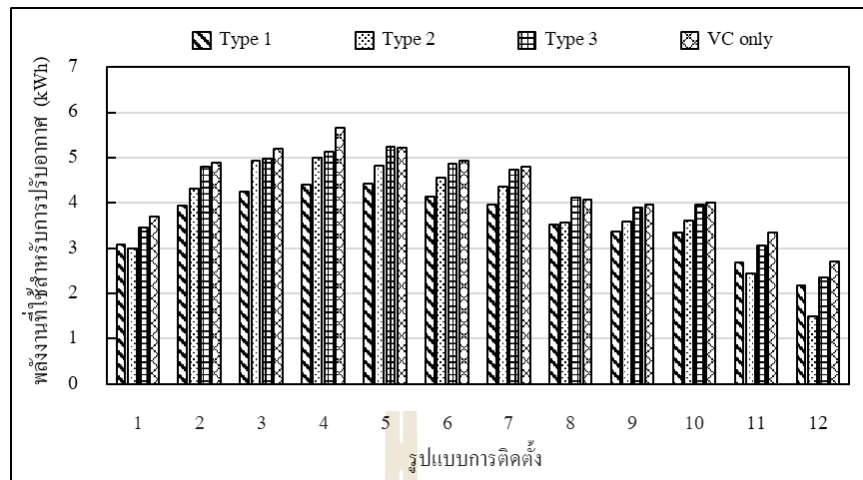
ตารางที่ 4.3 อัตราการไหลของอากาศภายในระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำ

	อัตราการไหลของอากาศ (kg/s)		
	Type 1	Type 2	Type 3
ทางเข้าช่องแห้ง (ผ่านเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย)	0.15	0.50	0.21
ทางเข้าช่องเปียก (ผ่านเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย)	0.15	0.15	0.06
อากาศที่เติมเข้าห้องปรับอากาศ	0.15	0.15	0.15
อากาศที่ออกจากห้องปรับอากาศ	0.15	0.15	0.15

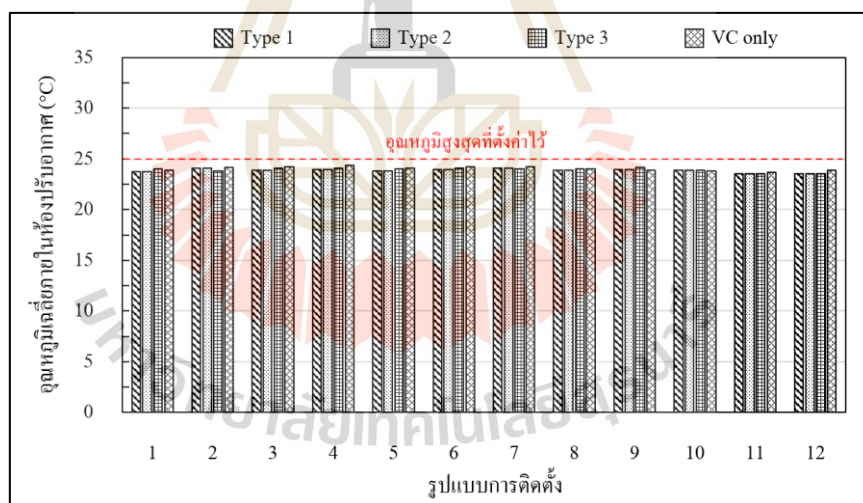
ผลการจำลองให้หัวข้อนี้มีแนวทางด้วยคู่มือการทำงานของระบบแบบไฮบริดโดยศึกษาตามอิทธิพลของอุณหภูมิสภาพอากาศของจังหวัดนครราชสีมาโดยอุณหภูมิสูงสุดภายในจังหวัดนครราชสีมาในปี พ.ศ. 2562

ผู้วิจัยได้ทำการเลือกทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบอัดไอเป็น $18,000 \text{ BTU/h}$ เป็น 0.15 kg/s ที่อัตราส่วนของอัตราการระบายอากาศต่ออัตราการไหลของอากาศที่ผ่านระบบทำความเย็นชนิดอัดไอเท่ากับ 30% ดังตารางที่ 4.3 ได้ผลการจำลอง ดังรูปที่ 4.45 และดังรูปที่ 4.46

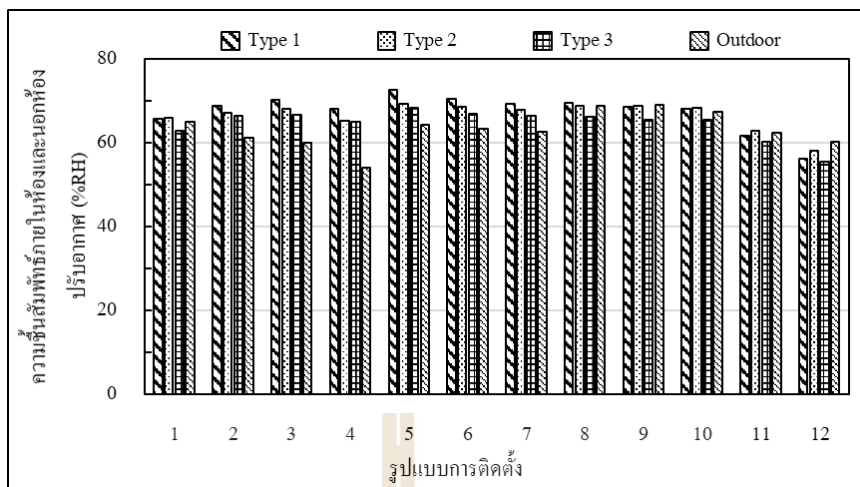
ทั้งนี้ผู้วิจัยได้ศึกษาการปริมาณการใช้น้ำสำหรับเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยสำหรับระบบปรับอากาศแบบไฮบริดว่าเมื่อเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยทำงาน 8 ชั่วโมงต่อ 1 วัน เมื่อเปรียบเทียบกับในแต่ละรูปแบบเฉลี่ยในแต่ละวันตลอดปี โดยรายละเอียดดังรูปที่ 4.48 และรูปที่ 4.48 เป็นกราฟแสดงการใช้น้ำสำหรับเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยต่อความเย็นที่เครื่องทำความเย็นนั้นสามารถทำได้ และอัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย



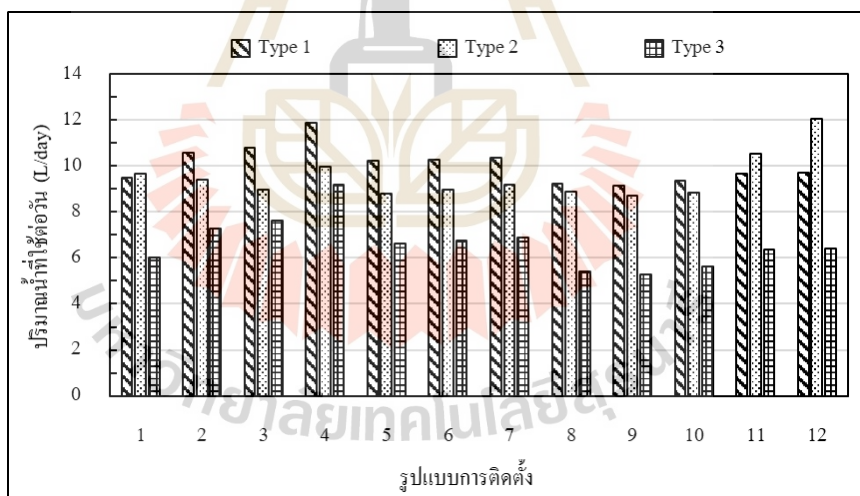
รูปที่ 4.45 ผลการจำลองพลังงานที่ใช้ปรับอากาศสำหรับระบบทำความเย็นแบบไฮบริดและระบบปรับอากาศแบบอัดไอที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 18,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30%



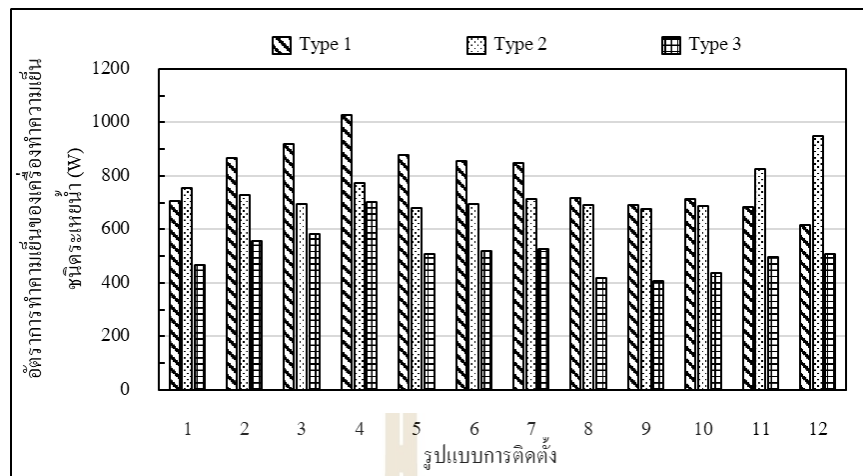
รูปที่ 4.46 ผลการจำลองอุณหภูมิในห้องปรับอากาศสำหรับระบบทำความเย็นแบบไฮบริดและระบบปรับอากาศแบบอัดไอที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 18,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30%



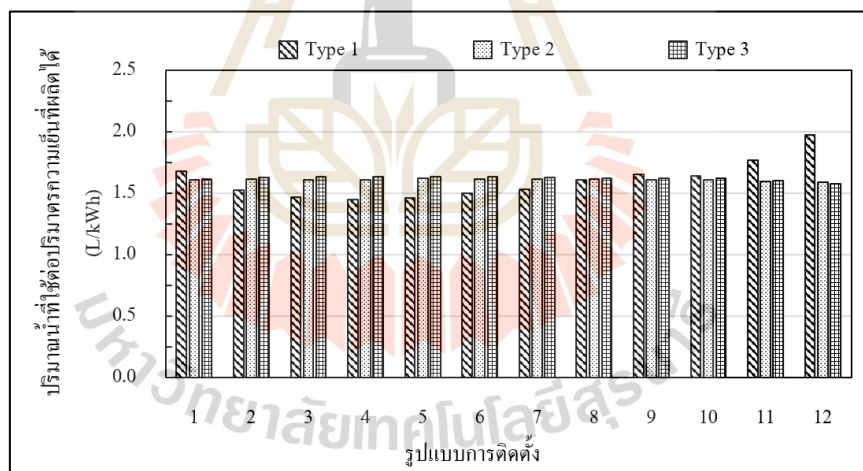
รูปที่ 4.47 ผลการจำลองความชื้นสัมพัทธ์ในห้องและนอกห้องปรับอากาศสำหรับระบบทำความเย็นแบบไฮบริดและระบบปรับอากาศแบบอัดไอ ที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 18,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30%



รูปที่ 4.48 ผลจำลองปริมาณการใช้น้ำของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 18,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30%



รูปที่ 4.49 ผลจำลองอัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยต่อปริมาณ ความเย็นที่ผลิตได้ ที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมีอัตราการทำความเย็น เท่ากับ 18,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30%



รูปที่ 4.50 ผลจำลองปริมาณการใช้น้ำของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยต่อปริมาณ ความเย็นที่ผลิตได้ ที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมีอัตราการทำความเย็น เท่ากับ 18,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30%

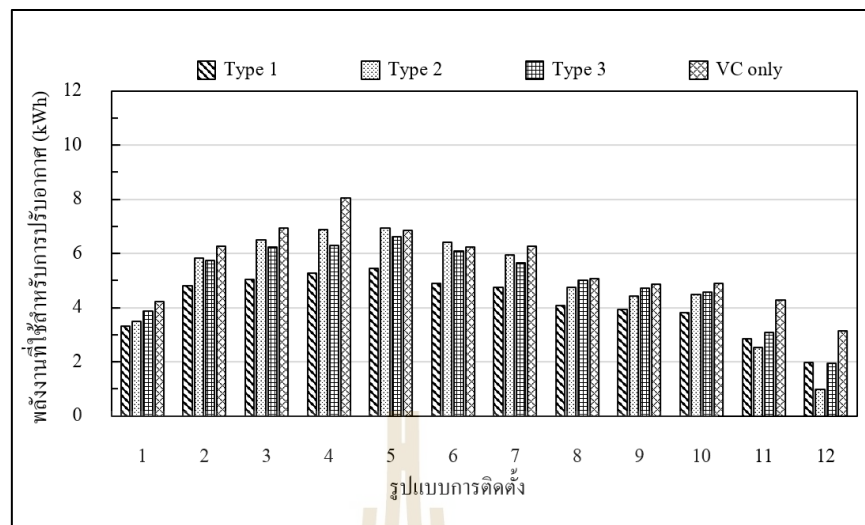
จากผลการจำลองของระบบไฮบริดเมื่อเพิ่มอัตราการทำความเย็นของระบบ ทำความเย็นแบบไฮบริดพบว่า ระบบปรับอากาศแบบไฮบริดแบบที่ 1, 2 และ 3 สามารถช่วยลด พลังงานสำหรับการปรับอากาศได้เท่ากับ 17%, 13% และ 3.6% ตามลำดับ ดังรูปที่ 4.45 จะเห็นได้

ว่าระบบไฮบริดแบบที่ 1 เหมาะที่สุดสำหรับระบบปรับอากาศ เนื่องจากระบบทำความเย็นที่สามารถลดพลังงานการปรับอากาศได้สูงที่สุดจากผลการจำลองทั้งหมดจาก 3 รูปแบบ อีกทั้งเป็นแกนทำความเย็นที่มีขนาดเล็กกว่าแบบรีเจนเนอเรชั่นอีกด้วยถึงแม้ว่าระบบแบบรีเจนเนอเรชั่นจะสามารถลดพลังงานการใช้ไฟฟ้าได้ใกล้เคียงกัน

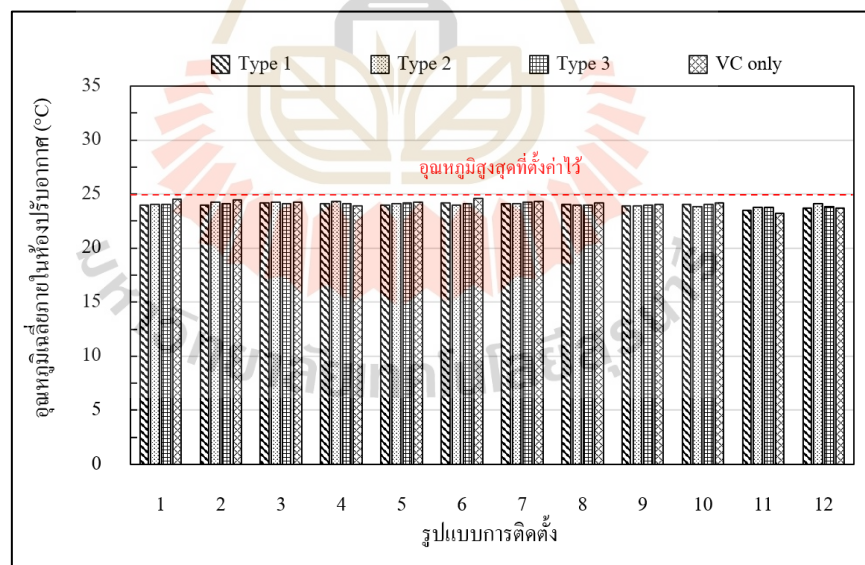
จากผลการจำลองดังรูปที่ 4.48 พบว่า น้ำสำหรับเครื่องทำความเย็นต่อหน่วยความเย็นที่ผลิตได้พบว่า ระบบปรับอากาศแบบไฮบริดแบบที่ 1 มีค่าต่ำที่สุดเนื่องจากเป็นระบบที่ทำความเย็นอากาศภายนอกห้องปรับอากาศ โดยให้ทั้งความร้อนใส่อากาศในช่องเป็ยกซึ่งเป็นอากาศที่ออกมาจากห้องปรับอากาศทำให้มีอุณหภูมิแตกต่างกันมากกว่าแบบที่ 2 และ 3 ทำให้ได้อัตราทำความเย็นสูง อีกทั้งอากาศที่เข้าช่องเป็ยกนั้นเป็นอากาศที่มีอุณหภูมิต่ำเมื่อเทียบกับอากาศภายนอกห้องปรับอากาศทำให้ใช้น้ำเพื่อลดอุณหภูมิน้อยเมื่อเทียบกับแบบที่ 2 และ 3 อีกด้วย ส่งผลให้ปริมาณการใช้น้ำของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยต่อปริมาณความเย็นที่ผลิตได้มีค่าต่ำที่สุดจาก 3 ระบบ ไฮบริด 3 แบบ พบว่าระบบที่ 2 ปริมาณการใช้น้ำของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยต่อปริมาณความเย็นที่ผลิตได้มีค่าค่อนข้างคงที่ เนื่องจากเป็นการทำความเย็นให้กับระบบปรับอากาศให้กับห้องปรับอากาศที่มีอุณหภูมิกงที่ ซึ่งสัดส่วนของอัตราการทำความเย็น และอัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยคงที่ ซึ่งแตกต่างกับแบบที่ 3 โดยเปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิในแต่ละเดือนเมื่อเปรียบเทียบกับรูปที่ 3.41 อีกทั้งยังพบว่า เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยแบบที่ 1 และ 2 นั้น อัตราการทำความเย็นจะเปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิอากาศภายนอกเนื่องจากเป็นการทำความเย็นให้กับอากาศภายนอกห้องปรับอากาศที่มีการเปลี่ยนแปลงตลอดทั้งปี ซึ่งช่วงที่ร้อนที่สุดจะให้อัตราการทำความเย็นที่สูงที่สุด แต่เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยของรูปแบบที่ 2 นั้นจะเห็นได้ว่า อัตราการทำความเย็นจะเป็นไปตามความชื้นในห้องปรับอากาศ โดยเดือนที่มีความชื้นในห้องปรับอากาศต่ำจะส่งผลให้อัตราการทำความเย็นสูงขึ้น ดังรูปที่ 4.49 โดยเดือนที่ได้อัตราการทำความเย็นของเครื่องที่ 2 สูงที่สุดเท่ากับ 0.95 kW ที่เดือนธันวาคม โดยจะเป็นเดือนที่มีความชื้นภายในห้องปรับอากาศต่ำที่สุดดังรูปที่ 4.47 มีค่าเท่ากับ 58%

4.2.4 จำลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของอัตราการระบายอากาศของระบบปรับอากาศแบบไฮบริด

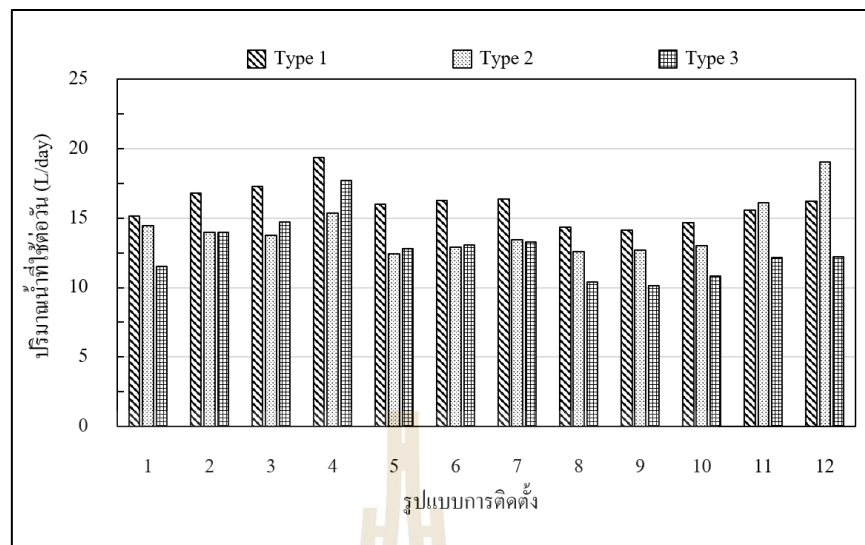
ผู้วิจัยได้ทำการจำลองเพิ่มและลดอัตราการระบายอากาศของห้องปรับอากาศเพื่อศึกษาอิทธิพลของอัตราการระบายอากาศต่อความสามารถในการลดพลังงานที่ใช้สำหรับการทำความเย็นของห้องปรับอากาศ โดยได้จำลองที่อัตราการระบายอากาศเป็น 45% และ 90% ของอัตราการไหลของอากาศในเครื่องทำความเย็นชนิดอัดไอ โดยผลการจำลองของระบบที่มีอัตราการระบายอากาศเท่ากับ 45% เป็นดังรูปที่ 4.52 และดังรูปที่ 4.56 สำหรับระบบที่มีอัตราการระบายอากาศเท่ากับ 90% แสดงดังรูปที่ 4.57 และดังรูปที่ 4.61



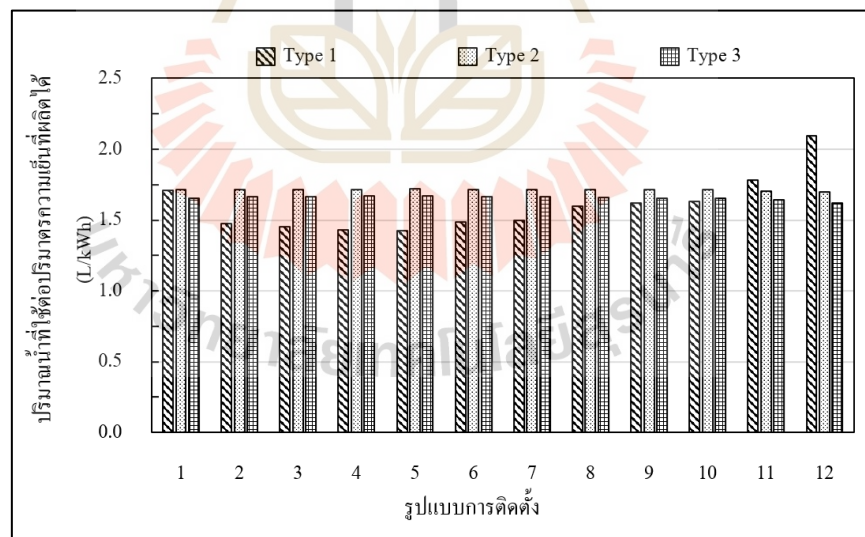
รูปที่ 4.51 ผลการจำลองพลังงานที่ใช้ปรับอากาศสำหรับระบบทำความเย็นแบบไฮบริดและระบบปรับอากาศแบบอัดไอ ที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 18,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 45%



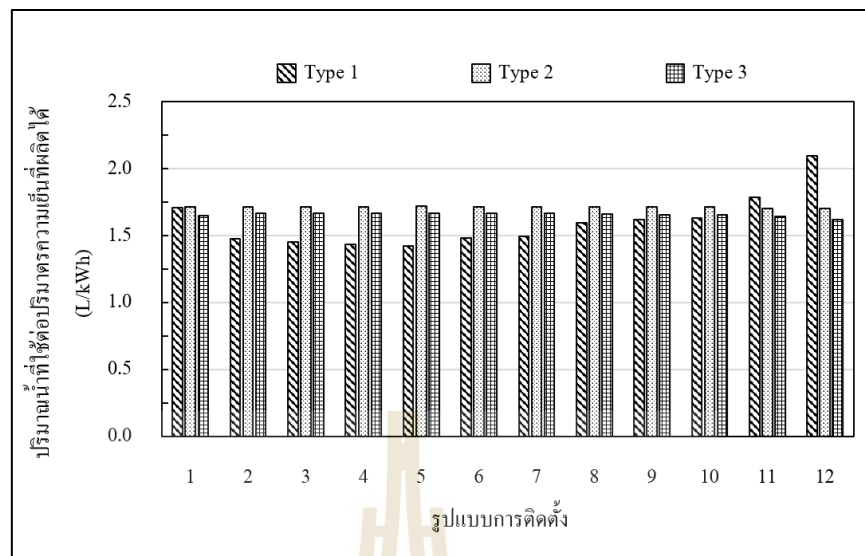
รูปที่ 4.52 ผลการจำลองอุณหภูมิในห้องปรับอากาศสำหรับระบบทำความเย็นแบบไฮบริดและระบบปรับอากาศแบบอัดไอที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 18,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 45%



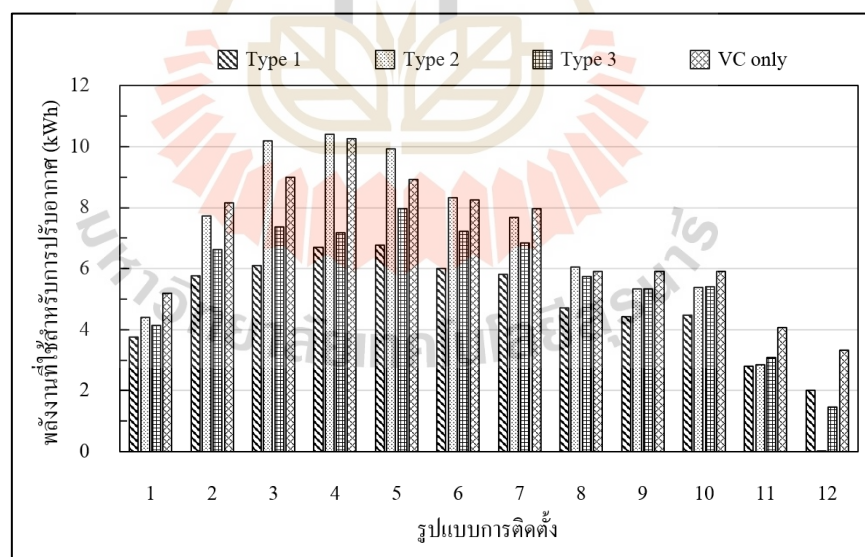
รูปที่ 4.53 ผลจำลองปริมาณการใช้น้ำของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 18,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 45%



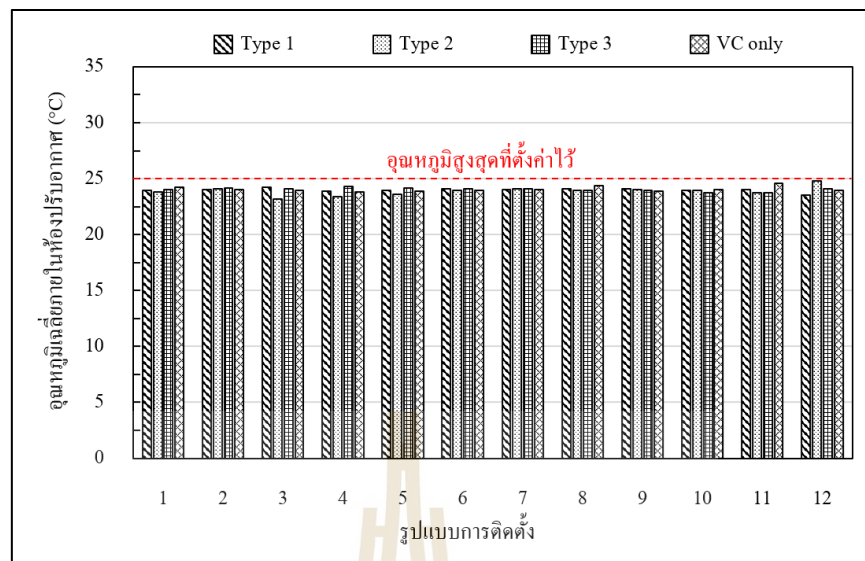
รูปที่ 4.54 ผลจำลองอัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยต่อปริมาณความเย็นที่ผลิตได้ที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 18,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 45%



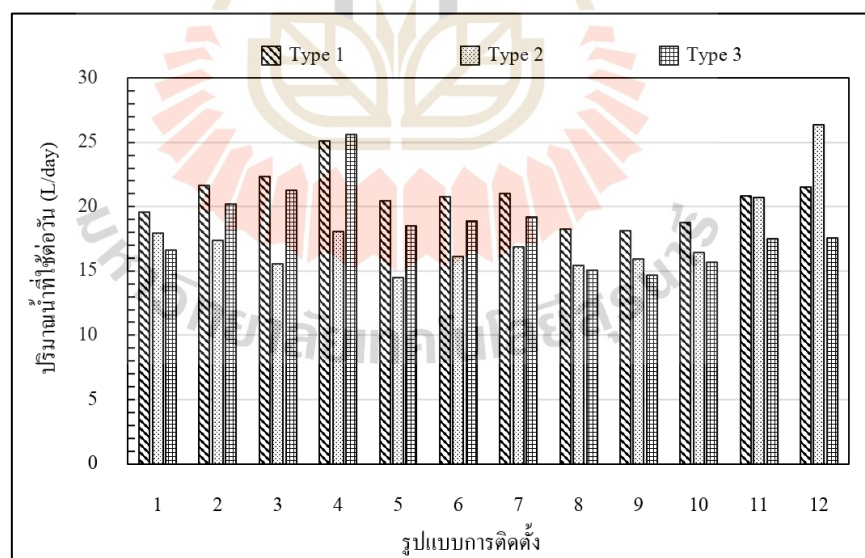
รูปที่ 4.55 ผลจำลองปริมาณการใช้น้ำของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยต่อปริมาณความเย็นที่ผลิตได้ที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 18,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 45%



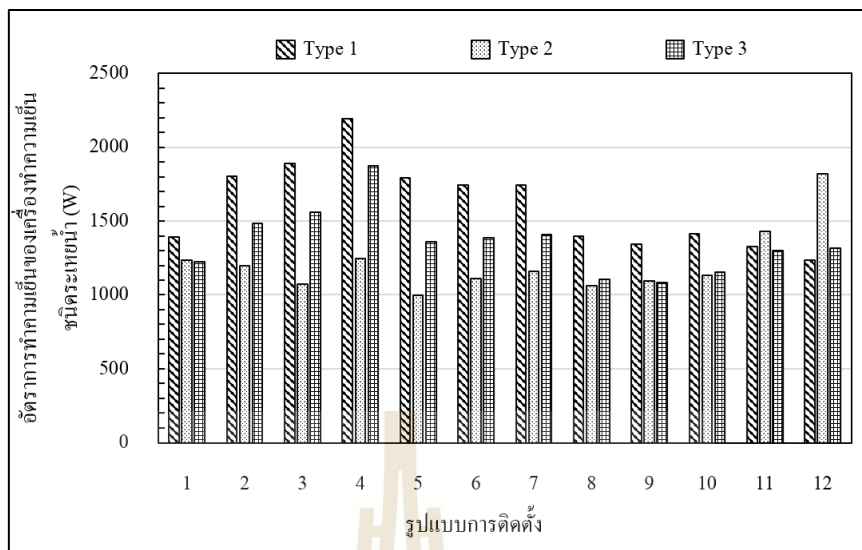
รูปที่ 4.56 ผลการจำลองพลังงานที่ใช้ปรับอากาศสำหรับระบบทำความเย็นแบบไฮบริดและระบบปรับอากาศแบบอัดไอที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 18,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 90%



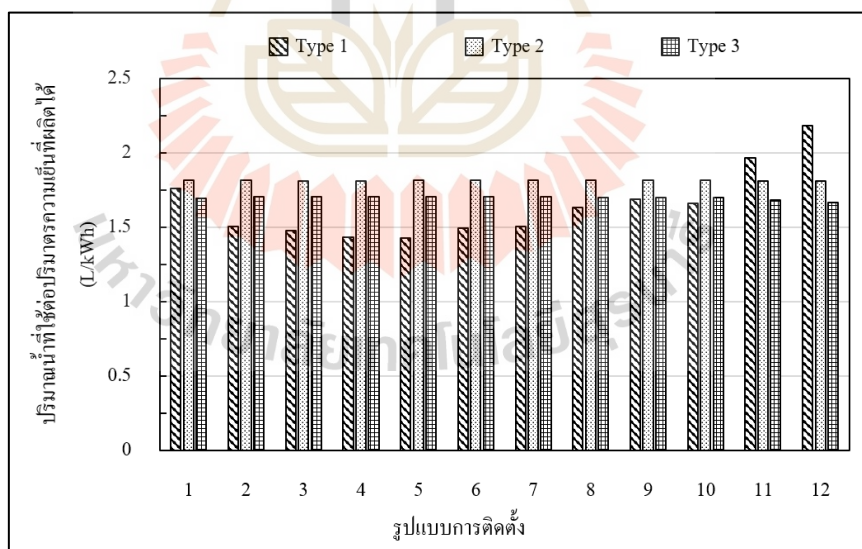
รูปที่ 4.57 ผลการจำลองอุณหภูมิในห้องปรับอากาศสำหรับระบบทำความเย็นแบบไฮบริดและระบบปรับอากาศแบบอัดไอ ที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 18,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 90%



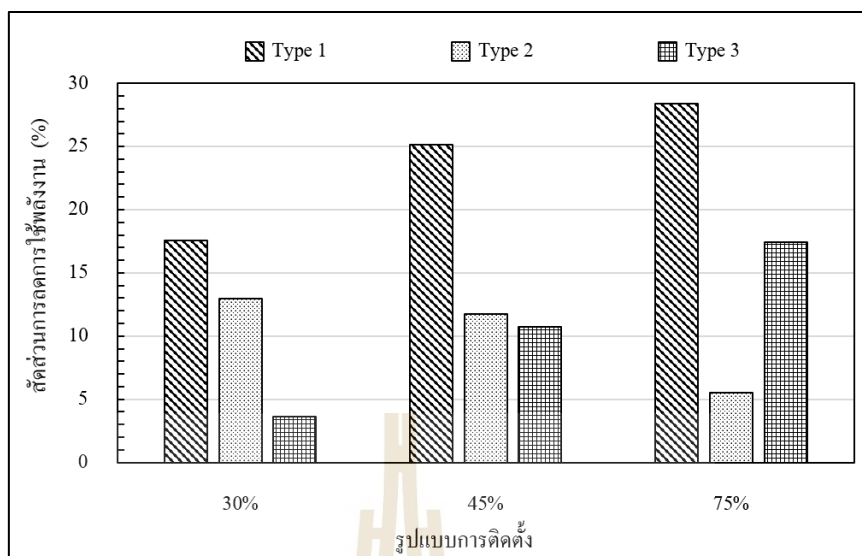
รูปที่ 4.58 ผลจำลองปริมาณการใช้น้ำของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหย ที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 18,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 90%



รูปที่ 4.59 ผลจำลองอัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยต่อปริมาณ ความเย็นที่ผลิตได้ ที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมีอัตราการทำความเย็น เท่ากับ 18,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 90%



รูปที่ 4.60 ผลจำลองปริมาณการใช้น้ำของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยต่อปริมาณความเย็น ที่ผลิตได้ที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 18,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 90%

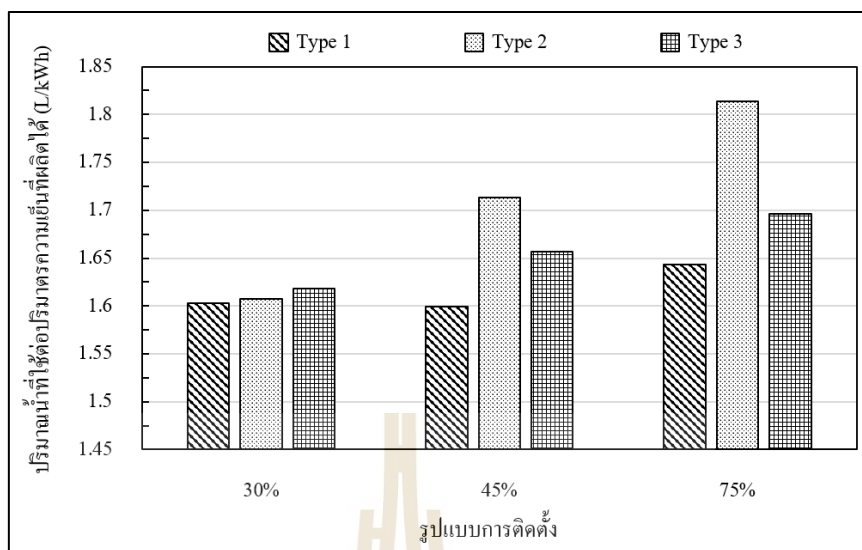


รูปที่ 4.61 อิทธิพลของอัตราการไหลของการระบายอากาศต่อสัดส่วนการลดการใช้พลังงาน สำหรับระบบปรับอากาศแบบไฮบริดเปรียบเทียบกับ ระบบปรับอากาศที่ใช้เฉพาะเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอเฉลี่ยตลอดทั้งปี

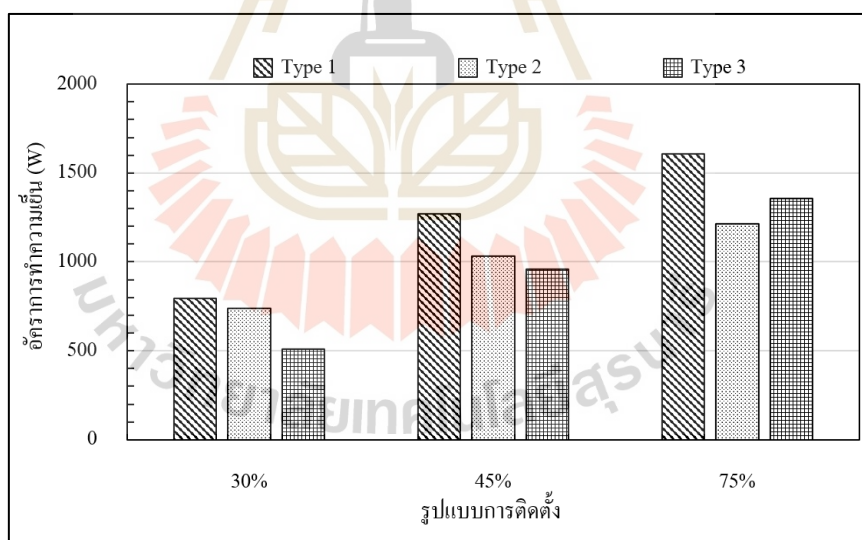
จากผลการจำลองที่เปรียบเทียบอัตราการไหลของอัตราการถ่ายเทอากาศเท่ากับ 30%, 45% และ 90% ตามลำดับ สามารถนำมาสร้างกราฟสรุปผลเปรียบเทียบเฉลี่ยตลอดทั้งปี โดยได้นำเสนอผลของสัดส่วนการลดการใช้พลังงานสำหรับระบบปรับอากาศแบบไฮบริดเปรียบเทียบกับระบบปรับอากาศที่ใช้เฉพาะเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอ และปริมาณการใช้น้ำสำหรับระบบปรับอากาศชนิดไฮบริดต่อหน่วยพลังงานความเย็นที่สามารถผลิตได้ โดยแสดงดังรูปที่ 4.62 และรูปที่ 4.64

จากรูปที่ 4.62 พบว่า เมื่ออัตราการระบายอากาศเพิ่มสูงขึ้นทำให้ความสามารถของระบบไฮบริดเพิ่มสูงมากขึ้น โดยเมื่อดูระบบปรับอากาศแบบไฮบริดแบบที่ 1 แล้วจะเห็นได้ว่า สัดส่วนการลดพลังงานสำหรับปรับอากาศเพิ่มขึ้น เช่นเดียวกับแบบที่ 3 แต่แบบที่ 2 จะลดลง

จากรูปที่ 4.63 พบว่า เมื่ออัตราการไหลของการระบายอากาศเพิ่มสูงขึ้นสำหรับระบบปรับอากาศแบบไฮบริดแบบที่ 1, แบบที่ 2 และแบบที่ 3 นั้น จะเห็นได้ว่าส่งผลให้อัตราการใช้น้ำต่อพลังงานความเย็นที่เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยเพิ่มสูงขึ้น เนื่องจากอัตราการระเหยเพิ่มสูงขึ้นและการเพิ่มขึ้นของอัตราการทำความเย็นของแกนทำความเย็นเพิ่มน้อยลง



รูปที่ 4.62 อิทธิพลของอัตราการใช้พลังงานต่อปริมาณการใช้น้ำสำหรับระบบ
ปรับอากาศชนิดไฮบริดต่อหน่วยพลังงานความชื้นที่สามารถผลิตได้เฉลี่ยตลอดทั้งปี



รูปที่ 4.63 อิทธิพลของอัตราการใช้พลังงานต่อปริมาณการใช้น้ำสำหรับระบบ
ปรับอากาศชนิดไฮบริดต่อ อัตราการใช้พลังงานของเครื่องทำความเย็นชนิด
น้ำระเหยได้เฉลี่ยตลอดทั้งปี

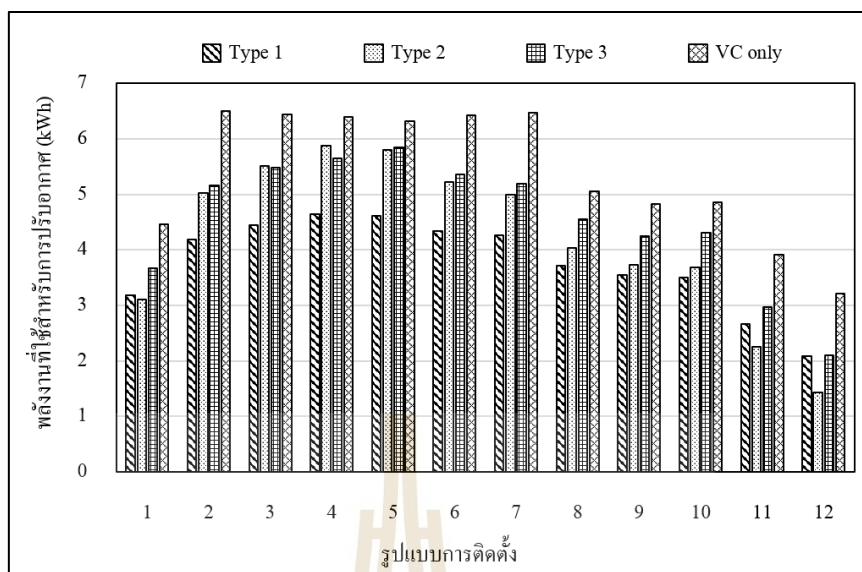
อีกทั้งยังเห็นได้ว่า อัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นจะมีอัตราการทำความเย็นที่สูงขึ้นเนื่องจากอากาศไหลผ่านเครื่องมากขึ้น ดังรูปที่ 4.64 เนื่องจากอากาศที่ผ่านแกนทำความเย็นมากขึ้น

โดยความสามารถในการลดพลังงานในการปรับอากาศของระบบไฮบริดแบบที่ 1 และแบบที่ 3 นั้นมีความสามารถมากขึ้นเมื่อเพิ่มอัตราการระบายอากาศ โดยมีอัตราเพิ่มเป็น 17%, 25% และ 28% สำหรับระบบแบบที่ 1 และแบบที่ 3 มีค่าเท่ากับ 4%, 10% และ 17% ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30%, 45% และ 90% ตามลำดับ ดังรูปที่ 4.62

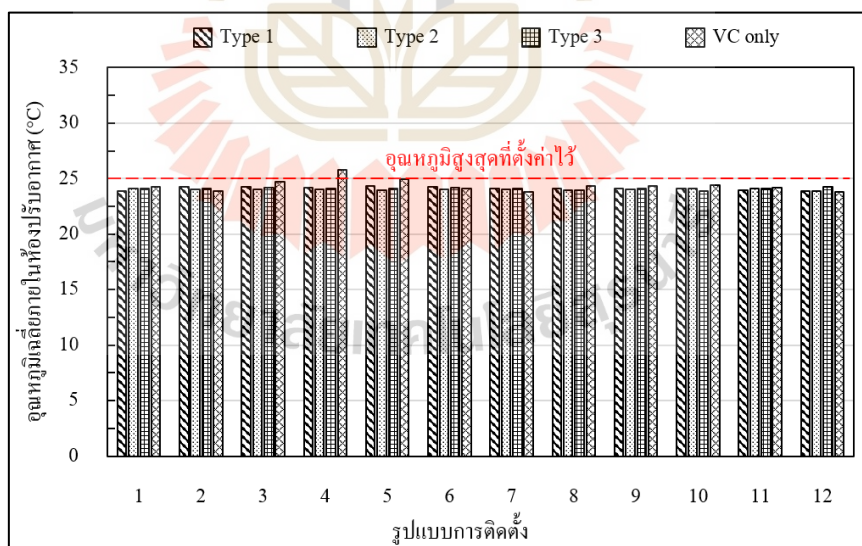
อย่างไรก็ตาม จะเห็นได้ว่าแบบที่ 2 นั้นมีอัตราการทำความเย็นที่เพิ่มสูงขึ้นแสดงดังรูปที่ 6.64 แต่ความสามารถในการลดการใช้พลังงานลดลง เนื่องจากระบบที่ 2 จะยอมให้อากาศร้อนจากภายนอก โดยไม่ผ่านเครื่องทำความเย็นเข้ามาในห้องซึ่งมีอัตราการเพิ่มขึ้นที่มากตามอัตราการระบายอากาศด้วย ดังนั้นหมายความว่า ภาระทำความเย็นที่เพิ่มมากขึ้นจากอากาศภายนอกห้องปรับอากาศนั้นเพิ่มขึ้นสูงกว่าอัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย โดยมีค่าเท่ากับ 13%, 11% และ 5% ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30%, 45% และ 90% ตามลำดับ

4.2.5 ผลการศึกษาอิทธิพลของการเปลี่ยนแปลงขนาดของเครื่องปรับอากาศที่ส่งผลต่อสมรรถนะการทำงานของระบบไฮบริด

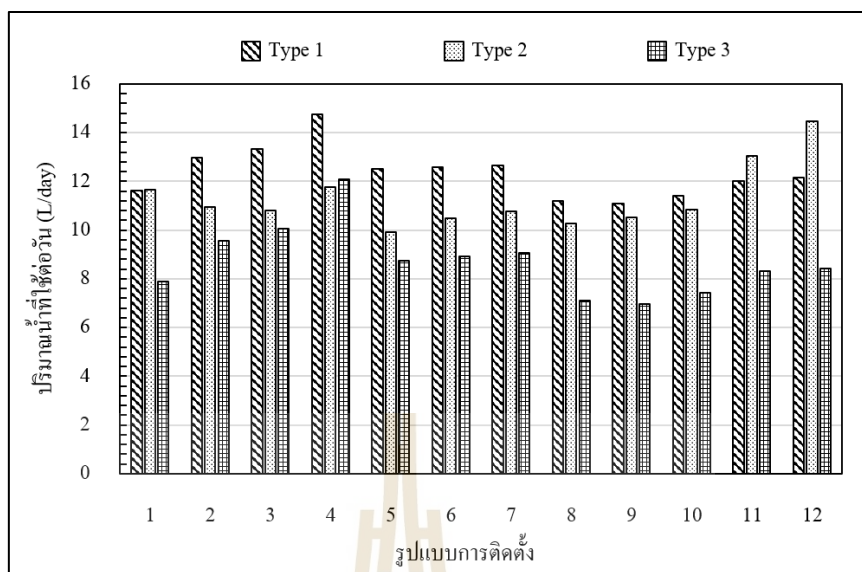
ผลการจำลองของระบบปรับอากาศแบบไฮบริดที่เครื่องปรับอากาศแบบอัดไอมีขนาดเท่ากับ 12,000 BTU/h และ 24,000 BTU/h และอัตราการระบายอากาศเป็น 45% ของอัตราการไหลของเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอเท่ากับ 0.1 และ 0.2 kg/s ตามลำดับ โดยในผลการจำลองมีรายละเอียดดังรูปที่ 4.64 ถึงรูปที่ 4.75



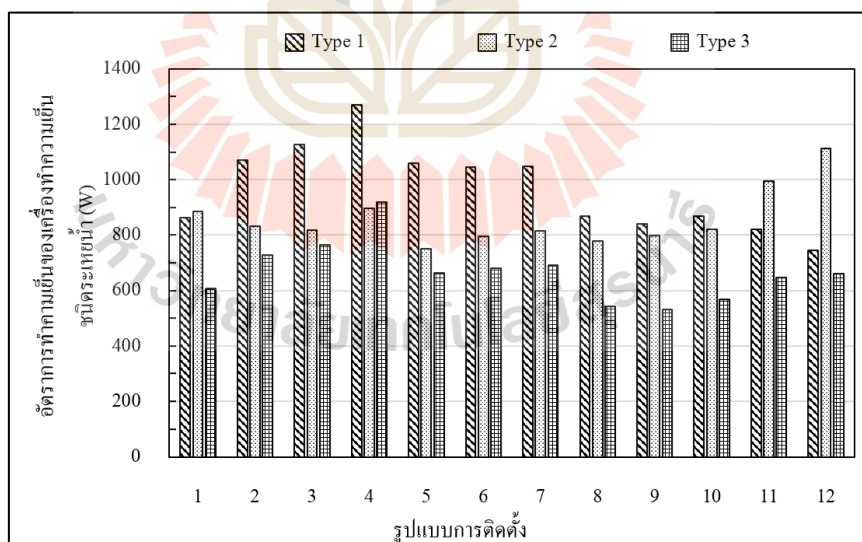
รูปที่ 4.64 ผลการจำลองพลังงานที่ใช้ปรับอากาศสำหรับระบบทำความเย็นแบบไฮบริดและระบบปรับอากาศแบบอัดไอ ที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 12,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30%



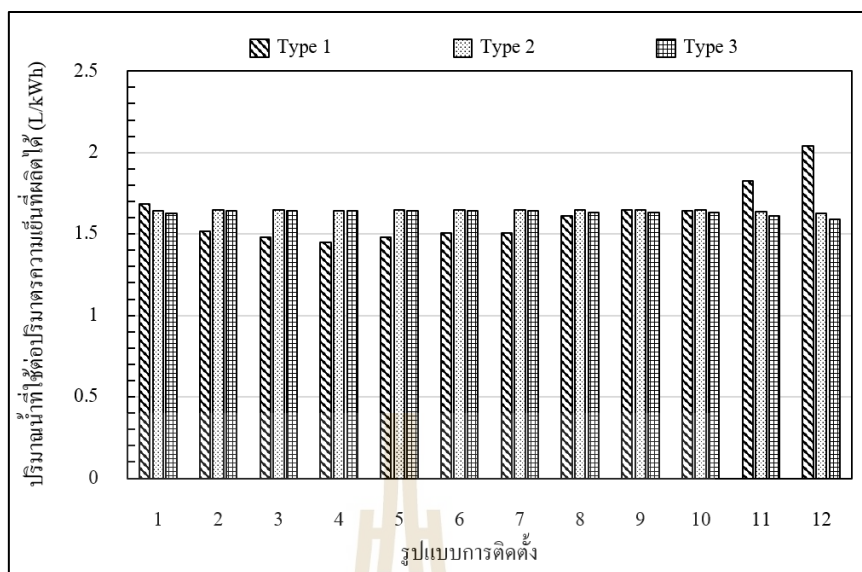
รูปที่ 4.65 ผลการจำลองอุณหภูมิในห้องปรับอากาศสำหรับระบบทำความเย็นแบบไฮบริดและระบบปรับอากาศแบบอัดไอที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 12,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30%



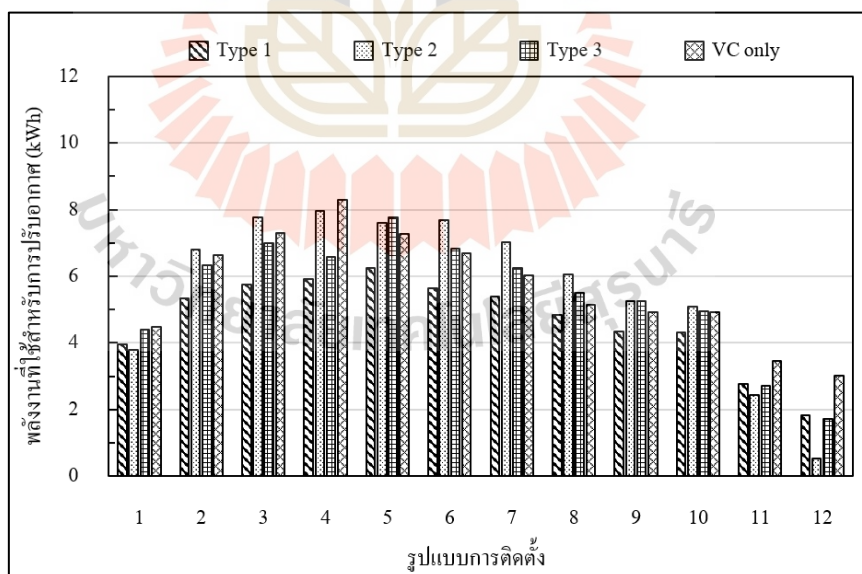
รูปที่ 4.66 ผลจำลองปริมาณการใช้ น้ำของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 12,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30%



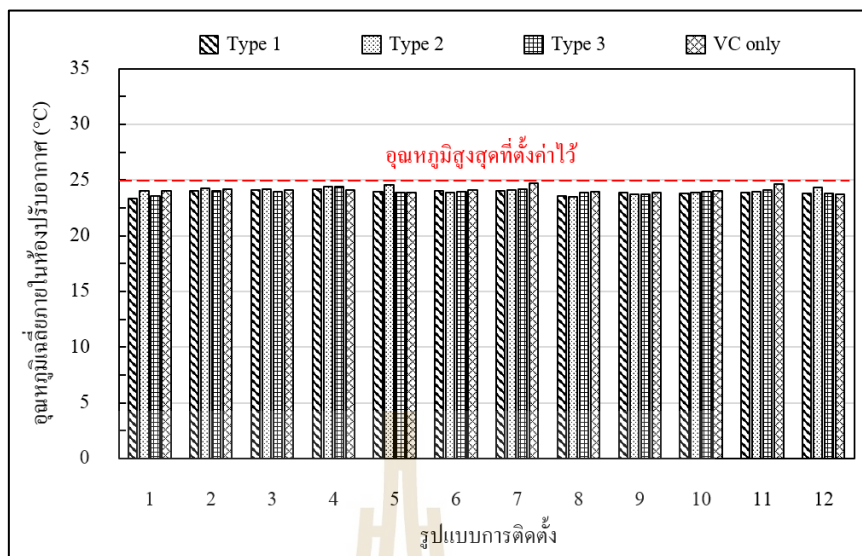
รูปที่ 4.67 ผลจำลองอัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 12,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30%



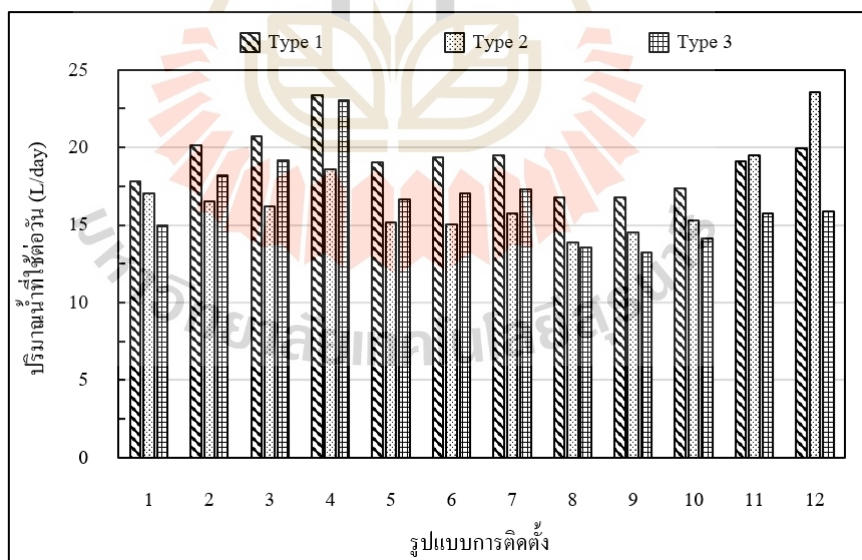
รูปที่ 4.68 ผลจำลองปริมาณการใช้ น้ำของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยต่อปริมาณความเย็นที่ผลิตได้ที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 12,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30%



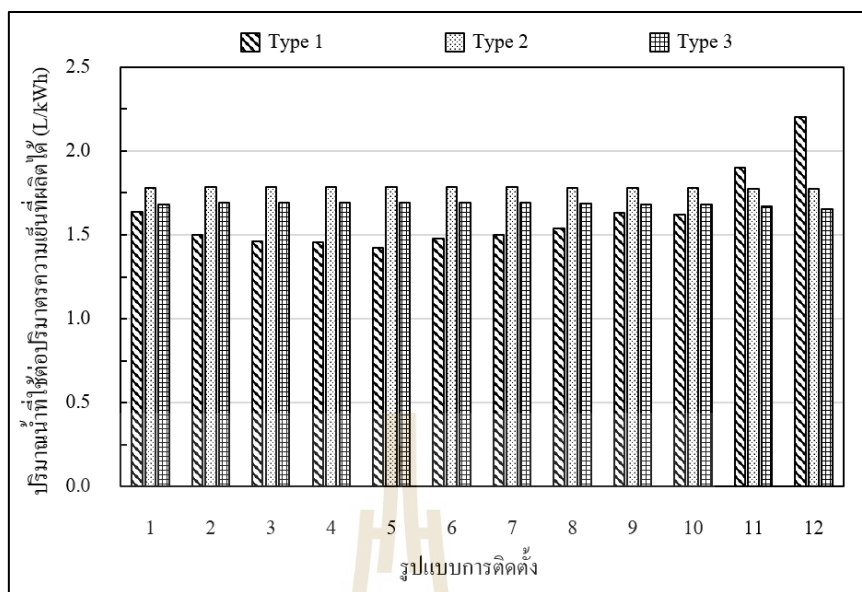
รูปที่ 4.69 ผลการจำลองพลังงานที่ใช้ปรับอากาศสำหรับระบบทำความเย็นแบบไฮบริดและระบบปรับอากาศแบบอัดไอที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 24,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30%



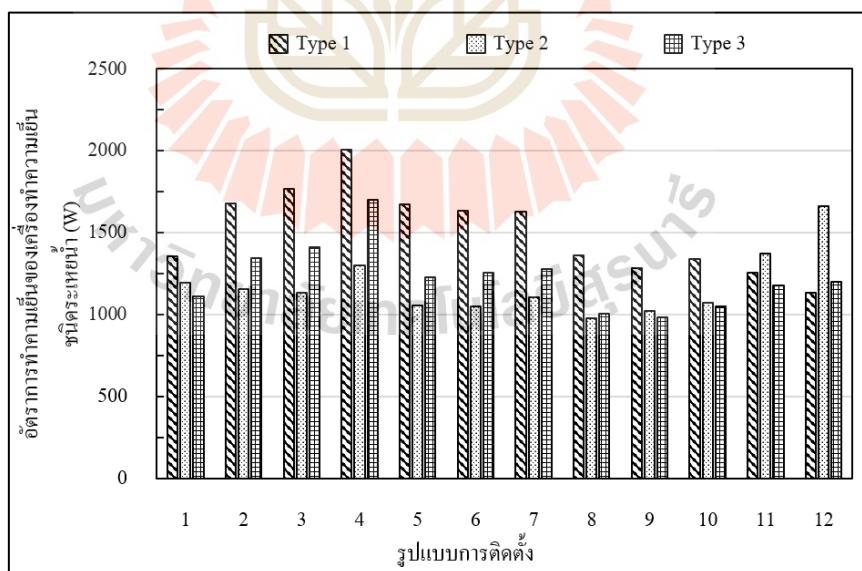
รูปที่ 4.70 ผลการจำลองอุณหภูมิในห้องปรับอากาศสำหรับระบบทำความเย็นแบบไฮบริดและระบบปรับอากาศแบบอัดไอที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 24,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30%



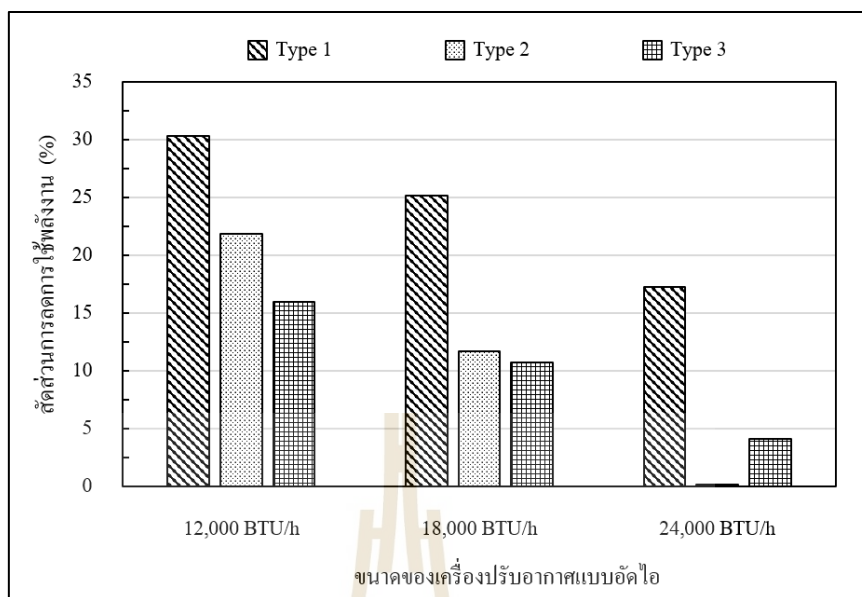
รูปที่ 4.71 ผลจำลองปริมาณการใช้น้ำของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 24,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30%



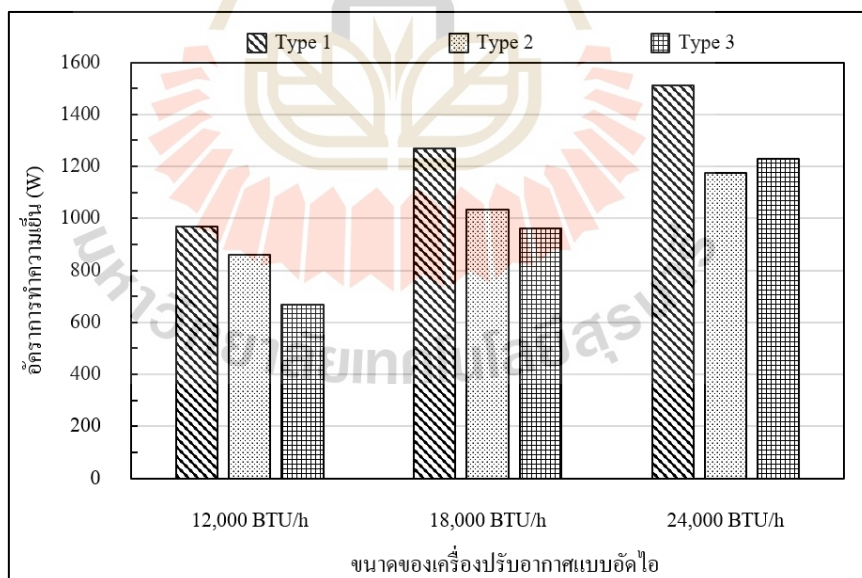
รูปที่ 4.72 ผลจำลองอัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 24,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30%



รูปที่ 4.73 ผลจำลองปริมาณการใช้น้ำของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยต่อปริมาณความเย็นที่ผลิตได้ที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 24,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30%



รูปที่ 4.74 อิทธิพลของขนาดของเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอสำหรับระบบปรับอากาศแบบไฮบริด
เปรียบเทียบต่อพลังงานไฟฟ้าที่ใช้สำหรับปรับอากาศตลอดทั้งปี



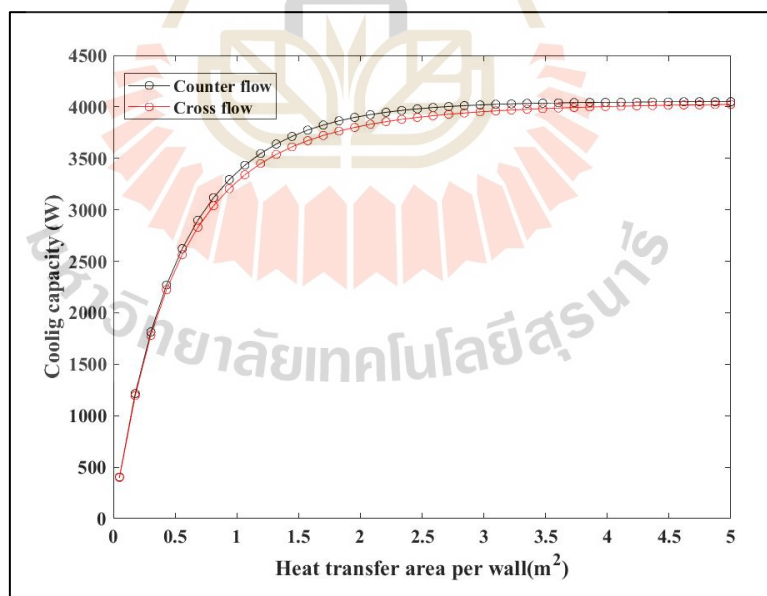
รูปที่ 4.75 อิทธิพลของขนาดของเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอสำหรับระบบปรับอากาศแบบไฮบริด
เปรียบเทียบต่ออัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยได้เฉลี่ยตลอดทั้งปี

จากผลการจำลองดังรูปที่ 4.75 พบว่า เมื่อเพิ่มขนาดของเครื่องปรับอากาศทำให้ความสามารถประหยัดพลังงานสำหรับระบบปรับอากาศที่ขนาดของห้องปรับอากาศที่เท่ากันลดลงในทุกรูปแบบ เนื่องจากเมื่อเครื่องปรับอากาศมีขนาดใหญ่ขึ้นทำให้การใช้พลังงานของทำความเย็นชนิดอัดไอนี้มีค่าสูง ทำให้พลังงานที่ใช้ส่วนมากตกอยู่ที่เครื่องปรับอากาศชนิดอัดไอ อย่างไรก็ตามเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยมีอัตราการทำความเย็นที่สูงขึ้น ดังรูปที่ 4.76 แต่เพิ่มน้อยกว่าการพลังงานไฟฟ้าที่เครื่องปรับอากาศแบบอัดไอใช้ค่าจึงลดลง

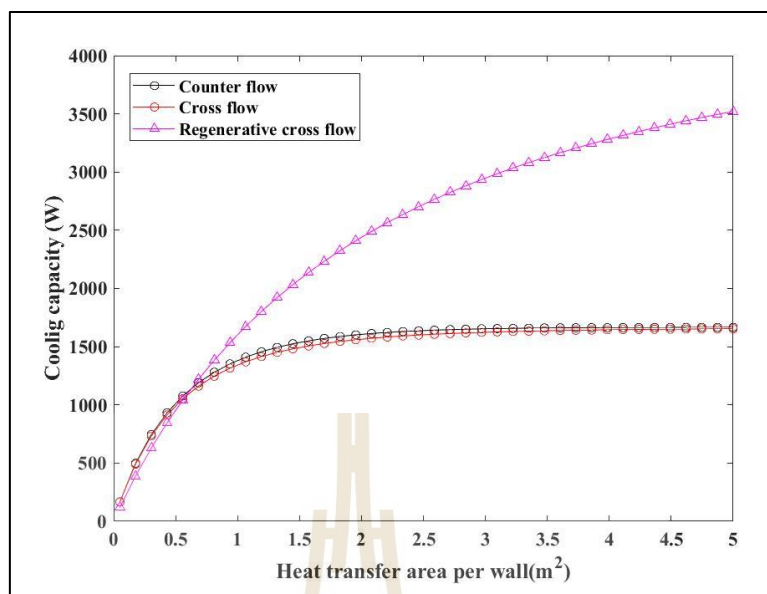
4.2.6 ผลการจำลองระบบปรับอากาศแบบไฮบริดสำหรับร้านค้าสะดวกซื้อภายในมหาวิทยาลัยที่ภาพแวดล้อมของจังหวัดนครราชสีมาเวลา 1 ปี

ในหัวข้อนี้จะเป็นการจำลองระบบปรับอากาศแบบไฮบริดสำหรับร้านค้าสะดวกซื้อภายในมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี โดยเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอที่ใช้จะมีขนาดเท่ากับ 36,000 BTU/h และอัตราการไหลของการระบายอากาศเท่ากับ 30% ของอัตราการไหลของอากาศสำหรับเครื่องปรับอากาศโดยมีค่าเท่ากับ 1.5 kg/s

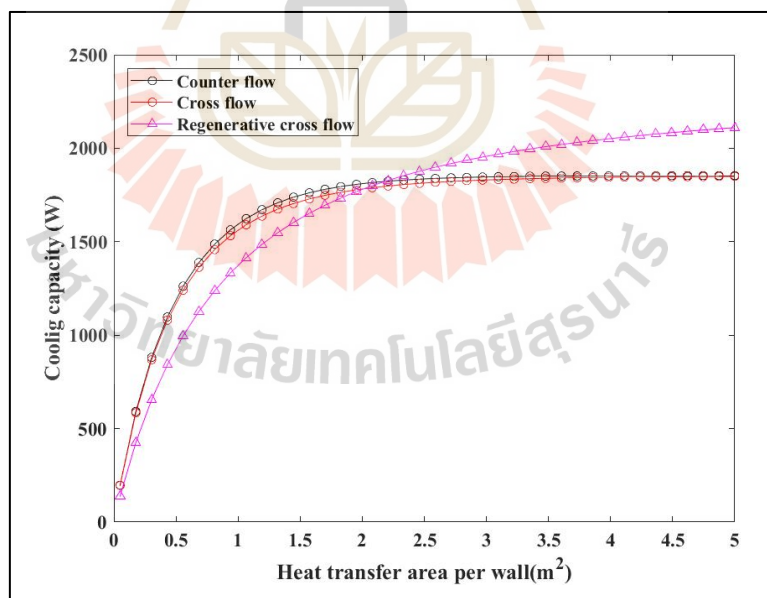
โดยเกณฑ์สำหรับเลือกขนาดของแกนทำความเย็นเป็นได้ดังรูปที่ 4.76, รูปที่ 4.77 และรูปที่ 4.78 สำหรับระบบปรับอากาศแบบไฮบริดทั้ง 3 แบบ



รูปที่ 4.76 อัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย โดยติดตั้งรูปแบบที่ 1 (Type 1) สำหรับร้านสะดวกซื้อ



รูปที่ 4.77 อัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย โดยติดตั้งรูปแบบที่ 2 (Type 2) สำหรับร้านสะดวกซื้อ



รูปที่ 4.78 อัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย โดยติดตั้งรูปแบบที่ 3 (Type 3) สำหรับร้านสะดวกซื้อ

จากรูปที่ 4.76 ถึงรูปที่ 4.78 สามารถสรุปและเลือกขนาดได้ดังรูปที่ 4.79

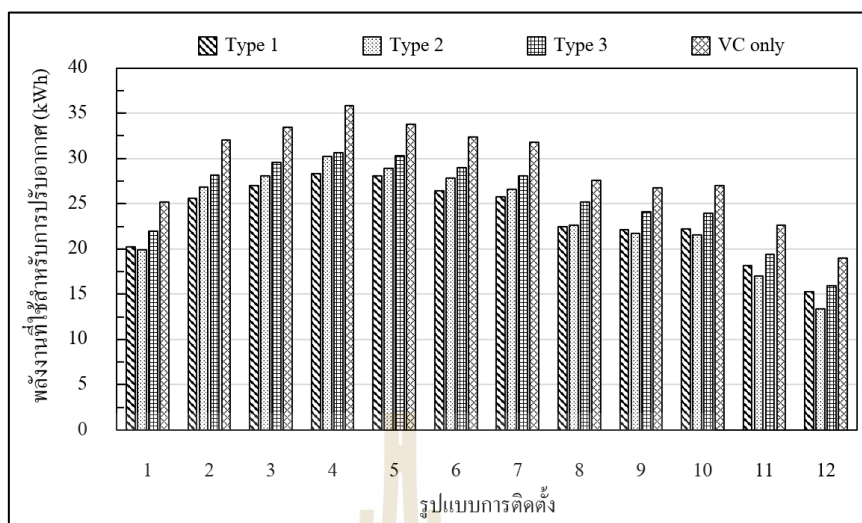


รูปที่ 4.79 ขนาดของแกนทำความเย็นสำหรับระบบทำความปรับอากาศแบบไฮบริดสำหรับร้านสะดวกซื้อ

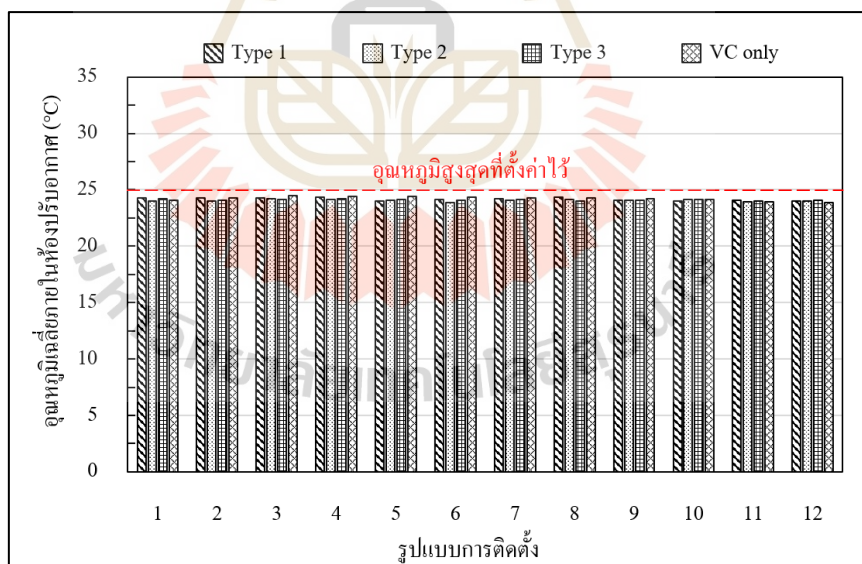
จากผลการจำลองดังรูปที่ 4.79 พบว่า แบบแกนทำความเย็นสำหรับเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยแบบที่ 1 จะใช้แบบ Cross flow โดยเลือกขนาดพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนเท่ากับ 2.5 m^2 และสำหรับระบบปรับอากาศแบบที่ 2 และ 3 จะใช้ขนาดเท่ากับ 3.5 m^2 โดยเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยจะใช้ชนิด Regenerative cross flow โดยอัตราการไหลของอากาศเป็นดังตารางที่ 4.4 และผลการจำลองเป็นดังรูปที่ 4.80 ถึงรูปที่ 4.84 โดยในการจำลองทุกระบบจะใช้จำนวนช่องเป็ยกและช่องแห้งเท่ากัน โดยเท่ากับ 19 และ 20 ช่อง ตามลำดับ

ตารางที่ 4.4 อัตราการไหลของอากาศภายในระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำสำหรับร้านสะดวกซื้อ

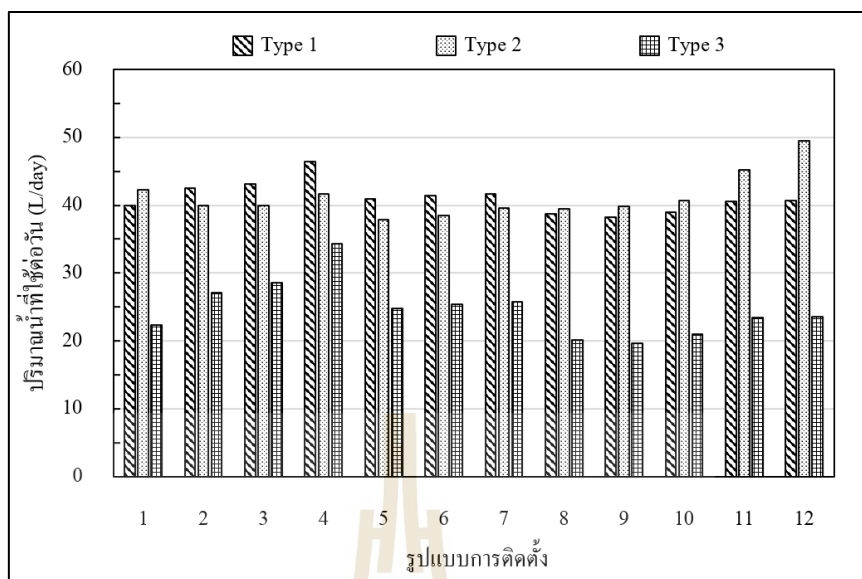
	อัตราการไหลของอากาศ (kg/s)		
	Type1	Type 2	Type 3
ทางเข้าช่องแห้ง (ผ่านเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย)	0.30	1.00	0.43
ทางเข้าช่องเป็ยก (ผ่านเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย)	0.30	0.30	0.13
อากาศที่เดิมเข้าห้องปรับอากาศ	0.3	0.3	0.3
อากาศที่ออกจากห้องปรับอากาศ	0.3	0.3	0.3



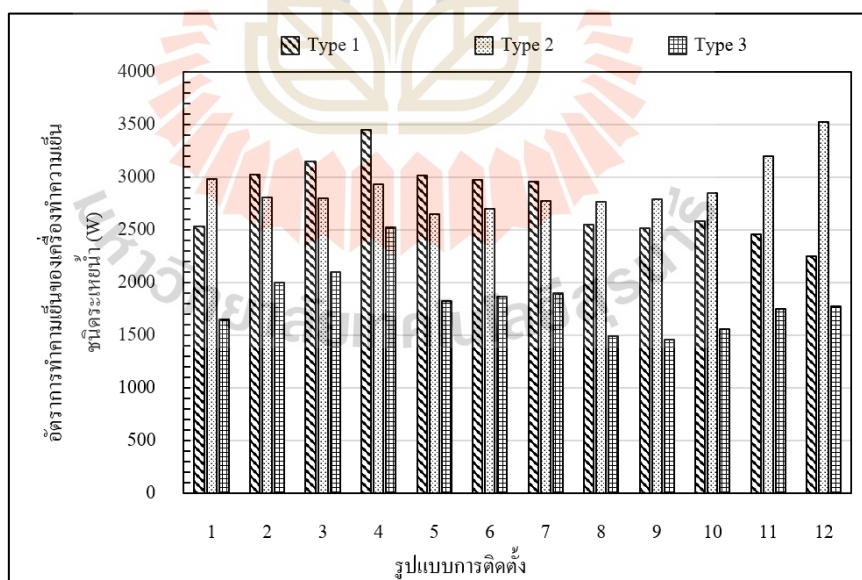
รูปที่ 4.80 ผลการจำลองพลังงานที่ใช้ปรับอากาศสำหรับระบบทำความเย็นแบบไฮบริดและระบบปรับอากาศแบบอัดไอ ที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 72,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30% สำหรับร้านสะดวกซื้อ



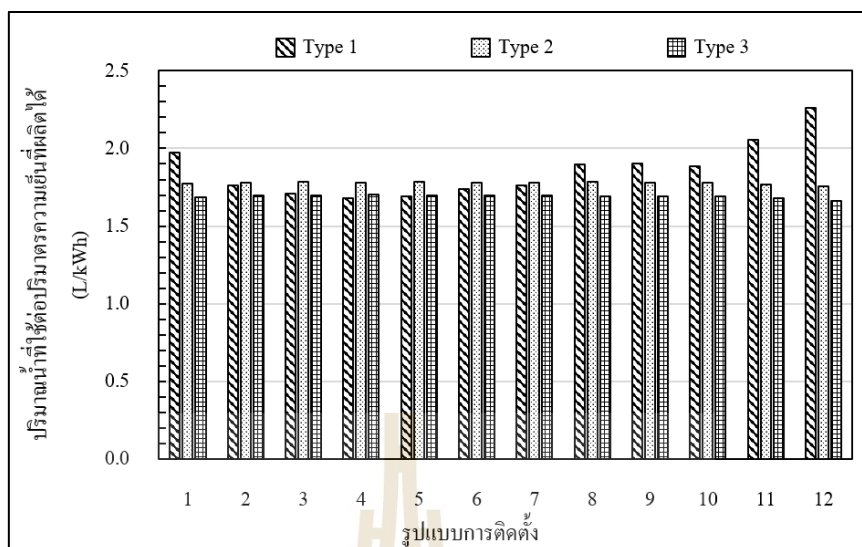
รูปที่ 4.81 ผลการจำลองอุณหภูมิในห้องปรับอากาศสำหรับระบบทำความเย็นแบบไฮบริดและระบบปรับอากาศแบบอัดไอ ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 72,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30% สำหรับร้านสะดวกซื้อ



รูปที่ 4.82 ผลจำลองปริมาณการใช้น้ำของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 72,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30% สำหรับร้านสะดวกซื้อ



รูปที่ 4.83 ผลจำลองอัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยที่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 72,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30% สำหรับร้านสะดวกซื้อ



รูปที่ 4.84 ผลจำลองปริมาณการใช้น้ำของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยต่อปริมาณความเย็นที่ผลิตได้ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 72,000 BTU/h ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30% สำหรับร้านสะดวกซื้อ

จากผลการจำลองระบบปรับอากาศแบบไฮบริดสำหรับร้านค้าสะดวกซื้อภายในมหาวิทยาลัยพบว่า ระบบปรับอากาศแบบที่ 1 สามารถลดพลังงานการใช้ไฟฟ้าได้มากที่สุดเท่ากับ 18.89% ที่อัตราการระบายอากาศเท่ากับ 30% รองลงมาจะเป็นแบบที่ 2 และ 3 โดยสามารถช่วยลดภาระทางความเย็นได้เท่ากับ 18.10% และ 11.83% ตามลำดับ

โดยจากผลของการจำลองของร้านค้าสะดวกซื้อที่มีแนวโน้มเช่นเดียวกันกับการจำลองระบบปรับอากาศแบบไฮบริดที่อาคารขนาดเล็กที่ใช้ทดลองในหัวข้อที่ 4.2.3 ที่ระบบปรับอากาศแบบไฮบริดแบบที่ 1 สามารถช่วยลดปริมาณพลังงานไฟฟ้าสำหรับปรับอากาศได้มากที่สุด อีกทั้งพบว่า เมื่อระบบปรับอากาศมีระบบที่ใหญ่มากขึ้นส่งผลให้อิทธิพลของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยนั้น มีผลต่อการลดลงของพลังงานที่ใช้สำหรับปรับอากาศมากขึ้น โดยระบบปรับอากาศแบบที่ 1 เพิ่มขึ้นจาก 17.54% เป็น 18.89% แบบที่ 2 จาก 12.98% เป็น 18.10% และแบบที่ 3 จาก 3.61% เป็น 11.83%

บทที่ 5

บทสรุปและข้อเสนอแนะ

ในหัวข้อนี้ได้รายงานบทสรุปและข้อเสนอแนะ โดยรายละเอียดสำหรับข้อสรุปงานวิจัย ประกอบไปด้วย ผลของอิทธิพลของตัวแปรต่าง ๆ ที่ส่งผลต่อเครื่องทำความเย็นชนิดระเหยน้ำ รวมถึงได้นำเสนอผลการจำลองของระบบปรับอากาศแบบไฮบริดชนิดต่าง ๆ ที่จำลองภายใต้สภาพอากาศของจังหวัดนครราชสีมา อีกทั้งในส่วนของการเสนอแนะได้กล่าวถึงการปรับปรุงการจำลอง โดยมีรายละเอียดดังนี้

5.1 อิทธิพลของตัวแปรที่ส่งผลต่อสมรรถนะการทำงานของเครื่องทำความเย็นชนิดระเหยน้ำ

1. ผลการจำลองพบว่า สภาพอากาศส่งผลต่อค่า Wet bulb effectiveness น้อยเมื่อเปรียบเทียบกับ การเปลี่ยนแปลงค่าที่เกี่ยวข้องกับขนาดของแกนของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำเหว อาทิเช่น ขนาดของ ความกว้างของช่องเป็ยกและช่องแห้ง
2. พบว่า การติดตั้งแผ่นกั้นภายในแกนทำความเย็นแบบระเหยน้ำ พบว่าการติดตั้งแผ่นไม่ คุ่มค่าในการติดตั้ง เนื่องจากเมื่อติดตั้งแผ่นกั้นทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้น แต่อย่างไรก็ตามทำให้เกิดความดันสูญเสียที่มากขึ้น
3. พบว่า สำหรับแกนทำความเย็นแบบมีรีเจนเนอเรชั่นพบว่าอัตราส่วนที่ทำให้ได้อัตราการ ทำความเย็นสูงที่สุดเท่ากับ 0.3

5.2 ผลสรุปการจำลองระบบปรับอากาศแบบไฮบริดที่ใช้เครื่องทำความเย็นแบบ ระเหยน้ำทำงานร่วมกับเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอที่จำลองตามสภาพแวดล้อม ของจังหวัดนครราชสีมา

5.2.1 ผลสรุปการศึกษาเปรียบเทียบอัตราการทำความเย็นของแกนทำความเย็นแต่ละชนิด เพื่อเลือกนำไปใช้สำหรับจำลองระบบทำความเย็นแบบไฮบริด

1. พบว่า อัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยทั้งสามชนิด นั้นในรูปแบบระบบไฮบริดแบบเดียวกันจะมีอัตราการทำความเย็นใกล้เคียงกัน โดยพบว่าระบบ

ทำความเย็นแบบไฮบริดแบบที่ 1 มีอัตราการทำความเย็นที่สูงกว่าแบบที่ 2 และแบบที่ 3 อยู่เท่ากับ 59% และ 55% ตามลำดับ ที่ขนาดของแกนทำความเย็นมีขนาดเท่ากัน

5.2.2 ผลสรุปการจำลองเพื่อหาขนาดของเครื่องทำความเย็นแบบระเหยน้ำที่เหมาะสมสำหรับระบบปรับอากาศแบบไฮบริด

1. พบว่า เครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยสำหรับระบบปรับอากาศแบบไฮบริดแบบที่ 1 ใช้แบบ Cross flow without baffles จะได้อัตราการทำความเย็นสูงที่สุด

2. พบว่า เครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยสำหรับระบบปรับอากาศแบบไฮบริดแบบที่ 2 และแบบที่ 3 ใช้แบบ Regenerative cross flow without baffles จะได้อัตราการทำความเย็นสูงที่สุด

5.2.3 ผลสรุปการจำลองระบบปรับอากาศแบบไฮบริดที่สภาพแวดล้อมของจังหวัดนครราชสีมาของปี พ.ศ. 2562

1. เมื่อเปรียบเทียบความสามารถในการลดพลังงานไฟฟ้าสำหรับการปรับอากาศพบว่า ระบบปรับอากาศแบบไฮบริดแบบที่ 1 สามารถช่วยลดความเย็นได้สูงที่สุดเท่ากับ 17.57% โดยแบบที่ 2 และแบบที่ 3 สามารถช่วยลดพลังงานได้เท่ากับ 12.98% และ 3.61% ตามลำดับ

2. พบว่า ระบบปรับอากาศแบบไฮบริดแบบที่ 1 เป็นระบบที่เหมาะสมสำหรับเป็นระบบปรับอากาศ เนื่องจากช่วยลดพลังงานที่ใช้สำหรับปรับอากาศได้มากที่สุดจากสามระบบ อีกทั้งมีขนาดของเครื่องทำความเย็นแบบระเหยน้ำที่เล็กกว่าประมาณ 3 เท่าเมื่อเทียบกับระบบที่ 2 และระบบที่ 3

5.2.4 ผลสรุปอิทธิพลของอัตราการระบายอากาศของระบบปรับอากาศแบบไฮบริด

1. พบว่า เมื่อนำระบบปรับอากาศแบบไฮบริดมาใช้กับระบบปรับอากาศมีอัตราการระบายสูงจะทำให้ได้อัตราการลดพลังงานในการปรับอากาศที่มากขึ้น โดยเมื่ออัตราการระบายอากาศเป็น 30%, 45% และ 90% ของแบบที่ 1 จะมีอัตราการลดการใช้พลังงานเท่ากับ 17%, 25% และ 28% ซึ่งเป็นรูปแบบที่มีความสามารถในการช่วยลดพลังงานมากที่สุดจาก 3 รูปแบบที่จำลอง

5.2.5 ผลสรุปอิทธิพลของการเปลี่ยนแปลงขนาดของเครื่องปรับอากาศที่ส่งผลกระทบต่อสมรรถนะการทำงานของระบบไฮบริด

1. พบว่า อัตราการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยจะมีอัตราการทำความเย็นที่เพิ่มสูงขึ้น

2. พบว่า เมื่อขนาดของเครื่องปรับอากาศมีขนาดทำความเย็นที่มากขึ้นทำให้ความระบบปรับอากาศแบบไฮบริดมีความสามารถในการลดพลังงานลดน้อยลงในขนาดห้องปรับอากาศขนาดเท่ากัน

5.2.6 ผลสรุปการจำลองระบบปรับอากาศแบบไฮบริดสำหรับร้านค้าสะดวกซื้อภายในมหาวิทยาลัยที่ภาพแวดล้อมของจังหวัดนครราชสีมาเวลา 1 ปี

1. พบว่า ระบบปรับอากาศแบบไฮบริดแบบที่ 1 สามารถช่วยลดปริมาณการใช้ไฟฟ้าลงได้เท่ากับ 18.10% แบบที่ 2 ได้เท่ากับ 18.10% และแบบที่ 3 ได้เท่ากับ 11.83%
2. พบว่า เมื่อระบบปรับอากาศมีขนาดใหญ่ขึ้นจะส่งผลให้ความสามารถของเครื่องทำความเย็นชนิดระเหยน้ำเพิ่มสูงขึ้น

5.3 ข้อเสนอแนะ

1. ในวิทยานิพนธ์นี้เป็นการจำลองระบบปรับอากาศแบบไฮบริดที่เป็นการทำงานร่วมกันระหว่างเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอและเครื่องทำความเย็นแบบระเหยน้ำ โดยทำการจำลองเพียงที่ขนาดอาคารเท่าเดิม จะดียิ่งขึ้นถ้าสามารถจำลองที่ขนาดของอาคารต่าง ๆ กันไป
2. ในวิทยานิพนธ์นี้เป็นการจำลองระบบปรับอากาศแบบไฮบริดสำหรับอากาศภายในจังหวัดนครราชสีมาเท่านั้นถ้าสามารถหาความเป็นไปได้ในการใช้ระบบปรับอากาศนี้ สำหรับสภาพแวดล้อมอื่น ๆ ในประเทศไทยเพื่อความหลากหลาย
3. ในวิทยานิพนธ์นี้เป็นการจำลองเพียงเท่านั้นควรมีการศึกษาเพิ่มเติมในความเป็นไปได้ในการสร้างเครื่องต้นแบบเพื่อศึกษาอิทธิพลต่าง ๆ ที่ส่งผลต่อระบบทำความเย็นแบบไฮบริด และเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหย

รายการอ้างอิง

- งานบริการข้อมูลกลุ่มภูมิอากาศ สำนักพัฒนาอู่ศูนย์มวิทยา. (2563). ข้อมูลสภาพอากาศจังหวัด นครราชสีมา พ.ศ. 2562.
- วิชาการ เกตุวงษ์ และธนิศวรรี ดิทยาพ. (2563). การลดอุณหภูมิอากาศโดยเทคนิคการทำ ความ เย็นแบบระเหยและศักยภาพในการเพิ่มสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ. รายงานประชุม วิชาการการถ่ายเทพลังงานและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการ, 19, หน้า 369-377.
- วิศวกรรมสถานแห่งประเทศไทยในพระบรมราชูปถัมภ์. (2551). **มาตรฐานระบบปรับอากาศและ ระบายอากาศ**. กรุงเทพมหานคร: ว.ศ.ท.
- A.E. Kabeel and Mohamed Abdelgaied (2016). Numerical and experimental investigation of a novel configuration of indirect evaporative cooler with internal baffles. **Energy Conversion and Management**, 126, Page 526-536.
- Al-Zubaydi, A. Y., & Hong, G. (2019). Experimental study of a novel water-spraying configuration in indirect evaporative cooling. **Applied Thermal Engineering**, 151, Pages 283-293.
- ASHRAE. (2001). **ASHRAE Fundamental Handbook**, Psychometrics. Atlanta, GA.: ASHRAE.
- Hangxin Li, Shengwei Wang, Fu Xiao. (2019). Probabilistic optimal design and on-site adaptive commissioning of building air-conditioning systems concerning uncertainties. **Energy Procedia**, 158, Pages 2725-2730.
- K. Harby and F. Al-miri. (2019). An investigation on energy savings of a split air-conditioning using different commercial cooling pad thicknesses and climatic conditions. **Energy**, 182, Pages 321-336.
- Riangvilaikul, B., and S. Kumar. (2019). Numerical Study of a Novel Dew Point Evaporative Cooling System. **Energy and Buildings**, 42, no. 11, 2010, Pages. 2241-2250.
- Sergey Anisimov, Demis Pandelidis, Jan Danielewicz. (2014). Numerical analysis of selected evaporative exchanger with the Maisotsenko cycle. **Energy Conversion and Management**, 88, Page 426-441.

- Shahram Delfani, Jafar Esmaeelian, Hadi Pasdarshahri, Maryam Karami. (2010). Energy saving potential of an indirect evaporative cooler as a pre-cooling unit for mechanical cooling systems in Iran. **Energy and Buildings**, 42, Pages 2169-2176.
- Sreewirote, B., Ngaopitakkul, A. (2019). Feasibility analysis on building air-condition system renovation: Thailand case study. **International Conference on Future Environment and Energy**, 9.
- Stefano De Antonellis, Cesare Maria Joppolo, Paolo Liberati. (2019). Performance measurement of a crossflow indirect evaporative cooler: Effect of water nozzles and airflows arrangement. **Energy and Buildings**, 184, Pages 114-121.
- X. Cui, K.J. Chua, M.R. Islam, K.C. Ng (2015). Performance evaluation of an indirect pre-cooling evaporative heat exchanger operating in hot and humid climate. **Energy Conversion and Management**, 102, Page 140-150.
- Yifan Yang, Gary Cui, Christopher Q. Lan. (2019). Developments in evaporative cooling and enhanced evaporative cooling - A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 113, 109230.
- Yunus A. Cengel (2004). **Heat transfer: a practical approach second edition**. New York: McGraw-Hil.
- V. Venkateswara Rao, Santanu Prasad Datta (2020). A feasibility assessment of single to multi-hybrid evaporative coolers for building air-conditioning across diverse climates in India, **Applied Thermal Engineering**, 168.
- Zhijun Liu, William Allen, and Mark Modera (2013). Simplified thermal modeling of indirect evaporative heat exchangers. **HVAC&R Research**, 19, Page 257-267.



- โปรแกรมหาความชื้นสัมบูรณ์จากอุณหภูมิกระเปาะแห้ง อุณหภูมิกระเปาะเปียก และ ความดันบรรยากาศ

```

1 function [omega,T] = fun_det_abs_humidity_HTWB(h,twb)
2 % This function provides an absolute humidity of moist air.
3 % It needs 2 input arguments which are a dry-bulb and wet-bulb temperature,
4 % The ambient pressure is 101.325 kPa. If yours is different, adjust the
5 % value on Line 9.
6 % tdb = 26;
7 % twb = 21;
8 T = twb + 273.15;
9 p = 101.325e3;
10 % psat
11 C8 = -5.8002206E3;
12 C9 = 1.3914993;
13 C10 = -4.8640239E-2;
14 C11 = 4.1764768E-5;
15 C12 = -1.4452093E-8;
16 C13 = 6.5459673;
17 aa = C8/T + C9 + C10*T + C11*(T^2) + C12*(T^3) + C13*log(T);
18 psat = exp(aa);
19 Ws = .62198*psat/(p - psat);
20 %goldensection
21 T_xL=0;
22 T_xU=twb+20;
23 es=eps;
24 count=0;
25 nit=10000;
26
27 while (1)
28 count=count+1;
29 d=(0.618*(T_xU-T_xL));
30 x1=T_xL+d;
31 x2=T_xU-d;
32 W_g_1=(((2501-2.381*twb)*Ws)-(1.006*(x1-twb)))/(2501+1.805*x1-4.186*twb);
33 f1=abs(((1.006*x1)+(W_g_1*(2509+1.805*x1)-h)));
34 W_g_2=(((2501-2.381*twb)*Ws)-(1.006*(x2-twb)))/(2501+1.805*x2-4.186*twb);
35 f2=abs(((1.006*x2)+(W_g_2*(2509+1.805*x2)-h)));
36 ea=(abs(x1-x2)/x1);
37 if(ea <= es) || count >= nit
38 T=x2;
39 omega=W_g_2;
40 break;
41 else
42 if(f1 > f2)
43 T_xU=x1;
44 elseif(f1 < f2)
45 T_xL=x2;
46 end
47 end
48 end
49 end

```

- โปรแกรมหาอุณหภูมิกระเปาะแห้ง และความชื้นสัมบูรณ์จากเอนโทรปี อุณหภูมิ กระเปาะเปียก และความดันบรรยากาศ

```

1 function omega = fun_det_abs_humidity(tdb,twb)
2 T = twb + 273.15;
3 p = 101.325e3;
4 % psat
5 C8 = -5.8002206E3;
6 C9 = 1.3914993;
7 C10 = -4.8640239E-2;
8 C11 = 4.1764768E-5;
9 C12 = -1.4452093E-8;
10 C13 = 6.5459673;
11 aa = C8/T + C9 + C10*T + C11*(T^2) + C12*(T^3) + C13*log(T);
12 psat = exp(aa);
13 %
14 Ws_twb = .62198*psat/(p - psat);
15 omega = ((2501 - 2.381*twb)*Ws_twb - 1.006*(tdb - twb))/(2501 + 1.805*tdb - 4.186*twb);
16 end

```

- โปรแกรมหาความชื้นสัมบูรณ์จากอุณหภูมิกระเปาะแห้ง ความชื้นสัมพัทธ์ และความดันบรรยากาศ

```

1 function omega = fun_det_abs_humidity_RH(tdb,RH)
2 % This function provides an absolute humidity of moist air.
3 % It needs 2 input arguments which are a dry-bulb and wet-bulb temperature, respectively.
4 % The ambient pressure is 101.325 kPa. If yours is different, adjust the
5 % value on Line 9.
6 % tdb = 26;
7 % twb = 21;
8 T = tdb + 273.15;
9 p = 101.325e3;
10 % psat
11 C8 = -5.8002206E3;
12 C9 = 1.3914993;
13 C10 = -4.8640239E-2;
14 C11 = 4.1764768E-5;
15 C12 = -1.4452093E-8;
16 C13 = 6.5459673;
17 aa = C8/T + C9 + C10*T + C11*(T^2) + C12*(T^3) + C13*log(T);
18 pvapor = exp(aa);
19 %
20 omega = (.62198*pvapor/(p - pvapor))*RH;
21
22
23
24 end

```



ภาคผนวก ข

โปรแกรมที่การพัฒนาโดยโปรแกรม MATLAB สำหรับการจำลอง
ระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำโดยอ้อม

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

- ระบบความชื้นชนิดระเหยน้ำลักษณะไหลตั้งฉาก

```

4  %=====innitia condition=====
5  n_dry=20;
6  n_wet=n_dry-1;
7
8  chanel_w=.3;
9  chanel_g_dry=6e-3;
10 chanel_g_wet=5e-3;
11 chanel_l=.5;
12
13 m_dry=0.14;
14 mp=m_dry/(n_dry*2);
15 m_wet=0.14;
16 ms=m_wet/(n_wet*2);
17
18 wp= 13e-3; %kg/kg
19 tp_i_db=32; %degree celcus
20 tp_i_wb = Ffind_wet_blub_temp(tp_i_db,wp); %Newton Raphson method
21 ts_i_wb =19.74;
22
23 A= chanel_w*chanel_l; %m^2
24 del_cotton = 0.5e-3; % m
25 k_air = 0.025e-3; % W/m^2K
26 k_cotton = 0.04e-3; % W/m^2K
27 cp= 1.005;
28 L= chanel_l; %m
29 Nu= 8.235;
30 es= 5e-3;
31 c=0;
32
33 dh_dry=(4*(chanel_g_dry)*(chanel_w))/((2*chanel_w)+(2*chanel_g_dry));
34 dh_wet=(4*(chanel_g_wet)*(chanel_l))/((2*chanel_l)+(2*chanel_g_wet));
35 % Guess for newton raphson-----
36 tp_o_db = tp_i_db-5;
37 ts_o_wb = tp_i_db-5;
38 %-----Enthalpy, h [kJ/kg]-----
39 hp_i= (0.002*(tp_i_wb^3))-(0.0588*(tp_i_wb^2))+ (3.2447*tp_i_wb);
40 hs_i= (0.002*(ts_i_wb^3))-(0.0588*(ts_i_wb^2))+ (3.2447*ts_i_wb);
41 %----- K bar -----
42 ts_o_wb_guess = tp_i_db-5;
43 hs_o_guess = (0.002*(ts_o_wb_guess^3))-(0.0588*(ts_o_wb_guess^2))+ (3.2447*(ts_o_wb_guess));
44 K_bar = (hs_o_guess-hs_i)/((ts_o_wb_guess)-ts_i_wb);
45 %-----
46 while(1)
47     c=c+1;
48
49     %----- Calculate -----
50     %-----Thermodinamics-----
51     Cc = ms*K_bar;
52     Ch = mp*cp;
53
54     if Ch<Cc
55         Cmin = Ch;
56         Cmax = Cc;
57     else
58         Cmin = Cc;
59         Cmax = Ch;
60     end

```

```

61 - Cr = Cmin/Cmax;
62 - hp = (Nu*k_air)/dh_dry;
63 - hs = (Nu*k_air)/dh_wet;
64 - K = (0.006*(ts_i_wb^2))-(0.1176*(ts_i_wb))+3.2447;
65 - U = 1/((1/hp)+(del_cotton/k_cotton)+(cp/(K*hs)));
66
67 %*****Calculate effectivce NTU for Cross flow*****
68 - NTU = U*A/Cmin;
69 - AA = -Cr*NTU^0.78;
70 - BB = (1/Cr)*(NTU^0.22)*(exp(AA)-1);
71 - effectiveness = 1-exp(BB);
72 - Qmax = Cmin*(tp_i_db-ts_i_wb);
73 - Q = Qmax*effectiveness;
74 - %-----Newton Rapshon-----
75 - f1=tp_o_db-tp_i_db+(Q/Ch);
76 - f2=ts_o_wb-ts_i_wb-(Q/Cc);
77
78 - f11 = 1;
79 - f12 = 0;
80 - f21 = 0;
81 - f22 = 1;
82
83 - M_A = [f11 f12;f21 f22];
84 - M_C = [f1 ; f2];
85 - M_RESULT = M_A\M_C;
86
87 %-----Newton Rapshon End-----
88 - tp_o_db_new = tp_o_db-M_RESULT(1);
89 - ts_o_wb_new = ts_o_wb-M_RESULT(2);
90
91 - hs_i_new = (0.002*((ts_i_wb)^3))-(0.0588*((ts_i_wb)^2))+3.2447*(ts_i_wb);
92 - hs_o_new = (0.002*((ts_o_wb_new)^3))-(0.0588*((ts_o_wb_new)^2))+3.2447*(ts_o_wb_new);
93 - K_bar_new = (hs_o_new-hs_i_new)/(ts_o_wb_new-ts_i_wb);
94
95 - del_ts_o = abs((ts_o_wb_new-ts_o_wb)/ts_o_wb_new);
96 - del_K = abs((K_bar_new-K_bar)/K_bar_new);
97
98 - del=max([del_ts_o,del_K]);
99
100 - if del < eps || c > 1000
101 -     Result_tp_o_db = tp_o_db_new
102 -     Result_ts_o_wb = ts_o_wb_new;
103 -     wet_blub_eff = (tp_i_db-tp_o_db_new)/(tp_i_db-tp_i_wb);
104 -     Qcap = (m_dry*cp*(tp_i_db-Result_tp_o_db))*1000
105 -     break;
106
107 - else
108 -     K_bar = K_bar_new;
109 -     ts_o_wb = ts_o_wb_new;
110 -     tp_o_db = tp_o_db_new;
111
112 - end
113 - end

```

- ระบบความชื้นชนิดระเหยน้ำลักษณะไหลขนาน

```

2  %=====innitia condition=====
3  n_dry=20;
4  n_wet=n_dry-1;
5  tp_i_db=35;
6  wp=12e-3;
7  ts_i_wb=19;
8  chanel_w=.255;
9  chanel_g_dry=6e-3;
10 chanel_g_wet=5e-3;
11 chanel_l=.5;
12
13 m_dry=.14*.33;
14 mp=m_dry/(n_dry*2);
15 m_wet=.14*.33;
16 ms=m_wet/(n_wet*2);
17
18 tp_i_wb = Find_wet_blub_temp(tp_i_db,wp); %Newton Raphson method
19
20
21 A= chanel_w*chanel_l; %m^2
22 del_cotton = 0.5e-3; % m
23 k_air = 0.025e-3; % W/m^2K
24 k_cotton = 0.04e-3; % W/m^2K
25 cp= 1.005;
26 L= chanel_l; %m
27 Nu= 8.235;
28 eg= 5e-3;
29 c=0;
30
31 dh_dry=(4*(chanel_g_dry)*(chanel_w))/((2*chanel_w)+(2*chanel_g_dry));
32 dh_wet=(4*(chanel_g_wet)*(chanel_l))/((2*chanel_l)+(2*chanel_g_wet));
33 % Guess for newton raphson-----
34 tp_o_db = tp_i_db-5;
35 ts_o_wb = tp_i_db-5;
36 %=====Enthalpy, h [kJ/kg]=====
37 hp_i= (0.002*(tp_i_wb^3))-(0.0588*(tp_i_wb^2))+3.2447*tp_i_wb;
38 hs_i= (0.002*(ts_i_wb^3))-(0.0588*(ts_i_wb^2))+3.2447*ts_i_wb;
39 %===== K bar =====
40 ts_o_wb_guess = tp_i_db-5;
41 hs_o_guess = (0.002*((ts_o_wb_guess)^3))-(0.0588*((ts_o_wb_guess)^2))+3.2447*(ts_o_wb_guess);
42 K_bar = (hs_o_guess-hs_i)/((ts_o_wb_guess)-ts_i_wb);
43 %=====
44 while(1)
45     c=c+1;
46     %===== Calculate =====
47     %===== Thermodinamics =====
48     Cc = ms*K_bar;
49     Ch = mp*cp;
50
51     if Ch<Cc
52         Cmin = Ch;
53         Cmax = Cc;
54     else
55         Cmin = Cc;
56         Cmax = Ch;
57     end

```

```

59 - Cr = Cmin/Cmax;
60 - hp = (Nu*k_air)/dh_dry;
61 - hs = (Nu*k_air)/dh_wet;
62 - K = (0.006*((ts_i_wb)^2)-(0.1176*((ts_i_wb))+3.2447;
63 - U = 1/((1/hp)+(del_cotton/k_cotton)+(cp/(K*hs)));
64
65 %*****Calculate effectivce NTU for Counter flow *****
66 NTU = U*A/Cmin;
67 AA = 1-exp(-NTU*(1-Cr));
68 B = 1-(Cr*exp(-NTU*(1-Cr)));
69 effectiveness = AA/B;
70 Qmax = Cmin*(tp_i_db-ts_i_wb);
71 Q = Qmax*effectiveness;
72
73
74 %-----Newton Rapshon-----
75 f1=tp_o_db-tp_i_db+(Q/Ch);
76 f2=ts_o_wb-ts_i_wb-(Q/Cc);
77
78 f11 = 1;
79 f12 = 0;
80 f21 = 0;
81 f22 = 1;
82
83 M_A = [f11 f12;f21 f22];
84 M_C = [f1 ; f2];
85
86 M_RESULT = M_A\M_C;
87 %-----Newton Rapshon End-----
88 tp_o_db_new = tp_o_db-M_RESULT(1);
89 ts_o_wb_new = ts_o_wb-M_RESULT(2);
90
91 hs_i_new = (0.002*((ts_i_wb)^3)-(0.0588*((ts_i_wb)^2))+(3.2447*(ts_i_wb));
92 hs_o_new = (0.002*((ts_o_wb_new)^3)-(0.0588*((ts_o_wb_new)^2))+(3.2447*(ts_o_wb_new));
93 K_bar_new = (hs_o_new-hs_i_new)/(ts_o_wb_new-ts_i_wb);
94
95 del_tp_o = abs((tp_o_db_new-tp_o_db)/tp_o_db_new);
96 del_ts_o = abs((ts_o_wb_new-ts_o_wb)/ts_o_wb_new);
97 del_K = abs((K_bar_new-K_bar)/K_bar_new);
98
99 del=max([del_ts_o,del_K,del_tp_o]);
100
101 if del < eps || c > 1000
102
103 Result_tp_o_db = tp_o_db_new;
104 Result_ts_o_wb = ts_o_wb_new;
105 wet_blub_eff = (tp_i_db-tp_o_db_new)/(tp_i_db-ts_i_wb);
106 Qcap = (m_dry*cp*(tp_i_db-Result_tp_o_db))*1000;
107 break;
108
109 else
110 K_bar = K_bar_new;
111 ts_o_wb = ts_o_wb_new;
112 tp_o_db = tp_o_db_new;
113
114 end
115 end
116 end

```

- ระบบความชื้นชนิดระเหยน้ำลักษณะไหลขนานและมีแผ่นกั้น

```

2 | %=====lnnitia condition=====
3 | n_dry=20;
4 | n_wet=n_dry-1;
5 | tp_i_db=35;
6 | wp=12e-3;
7 | ts_i_wb=19;
8 | chanel_w=.255;
9 | chanel_g_dry=6e-3;
10 | chanel_g_wet=5e-3;
11 | chanel_l=.5;
12 |
13 | m_dry=0.0021;
14 | mp=m_dry/(n_dry*2);
15 | m_wet=0.0021;
16 | ms=m_wet/(n_wet*2);
17 |
18 | tp_i_wb = Find_wet_blub_temp(tp_i_db,wp); %Newton Raphson method
19 |
20 | A= chanel_w*chanel_l; %m^2
21 | del_cotton = 0.5e-3; % m
22 | k_air = 0.025e-3; % W/m^2K
23 | k_cotton = 0.04e-3; % W/m^2K
24 | cp= 1.005;
25 | L= chanel_l; %m
26 | Nu= 8.235;
27 | es= 5e-3;
28 | c=0;
29 |
30 | V_dry=(m_dry)/(1.184*(chanel_w*chanel_g_dry*n_dry));
31 | V_wet=(m_wet)/(1.184*(chanel_w*chanel_g_wet*n_wet));
32 |
33 | dh_dry=((4*(chanel_g_dry)*(chanel_w))/((2*chanel_w)+(2*chanel_g_dry)));
34 | dh_wet=((4*(chanel_g_wet)*(chanel_w))/((2*chanel_w)+(2*chanel_g_wet)));
35 |
36 | Re_dry=1.184*V_dry*dh_dry/13.49e-6;
37 |
38 | Sd=chanel_g_dry;
39 | Sh=150e-3;
40 | Num_baffles=9;
41 | Sp=chanel_l/Num_baffles;
42 |
43 | Nu_dry=0.103*(Re_dry^0.759)*((chanel_l/Sd)^0.167)*(0.7^0.4)*(Sh/Sp);
44 |
45 | % Guess for newton raphson-----
46 | tp_o_db = tp_i_db-5;
47 | ts_o_wb = tp_i_db-5;
48 | %=====Enthalpy, h [kJ/kg]=====
49 | hp_i= (0.002*(tp_i_wb^3))-(0.0588*(tp_i_wb^2))+(3.2447*tp_i_wb);
50 | hs_i= (0.002*(ts_i_wb^3))-(0.0588*(ts_i_wb^2))+(3.2447*ts_i_wb);
51 | %===== K_bar =====
52 | ts_o_wb_guess = tp_i_db-5;
53 | hs_o_guess = (0.002*(ts_o_wb_guess^3))-(0.0588*(ts_o_wb_guess^2))+(3.2447*(ts_o_wb_guess));
54 | K_bar = (hs_o_guess-hs_i)/((ts_o_wb_guess)-ts_i_wb);
55 |
56 |

```



```

57 - while(1)
58 -     c=c+1;
59 -
60 -     %----- Calculate -----
61 -     %-----Thermodynamics-----
62 -     Cc = ms*K_bar;
63 -     Ch = mp*cp;
64 -
65 -     if Ch<Cc
66 -         Cmin = Ch;
67 -         Cmax = Cc;
68 -     else
69 -         Cmin = Cc;
70 -         Cmax = Ch;
71 -     end
72 -     Cr = Cmin/Cmax;
73 -
74 -     hp = (Nu_dry*k_air)/dh_dry;
75 -     hs = (Nu*k_air)/dh_wet;
76 -     K = (0.006*(ts_i_wb^2))-(0.1176*(ts_i_wb))+3.2447;
77 -     U = 1/((1/hp)+(del_cotton/k_cotton)+(cp/(K*hs)));
78 -
79 -     %*****Calculate effectiveness NTU for Counter flow *****
80 -     NTU = U*A/Cmin;
81 -     AA = 1-exp(-NTU*(1-Cr));
82 -     B = 1-(Cr*exp(-NTU*(1-Cr)));
83 -     effectiveness = AA/B;
84 -
85 -
86 -
87 -
88 -     %-----Newton Rapshon-----
89 -     f1=tp_o_db-tp_i_db+(Q/Ch);
90 -     f2=ts_o_wb-ts_i_wb-(Q/Cc);
91 -
92 -     f11 = 1;
93 -     f12 = 0;
94 -     f21 = 0;
95 -     f22 = 1;
96 -
97 -     M_A = [f11 f12;f21 f22];
98 -     M_C = [f1 ; f2];
99 -
100 -     M_RESULT = M_A\M_C;
101 -     %-----Newton Rapshon End-----
102 -     tp_o_db_new = tp_o_db-M_RESULT(1);
103 -     ts_o_wb_new = ts_o_wb-M_RESULT(2);
104 -
105 -     hs_i_new = (0.002*((ts_i_wb)^3))-(0.0588*((ts_i_wb)^2))+3.2447*(ts_i_wb);
106 -     hs_o_new = (0.002*((ts_o_wb_new)^3))-(0.0588*((ts_o_wb_new)^2))+3.2447*(ts_o_wb_new);
107 -     K_bar_new = (hs_o_new-hs_i_new)/(ts_o_wb_new-ts_i_wb);
108 -
109 -     del_tp_o = abs((tp_o_db_new-tp_o_db)/tp_o_db_new);
110 -     del_ts_o = abs((ts_o_wb_new-ts_o_wb)/ts_o_wb_new);
111 -     del_K = abs((K_bar_new-K_bar)/K_bar_new);
112 -
113 -     del=max([del_ts_o,del_K,del_tp_o]);
114 -
115 -
116 -     if del < eps || c > 1000
117 -
118 -         Result_tp_o_db = tp_o_db_new;
119 -         Result_ts_o_wb = ts_o_wb_new;
120 -         wet_blub_eff = (tp_i_db-tp_o_db_new)/(tp_i_db-ts_i_wb);
121 -         Qcap = (m_dry*cp*(tp_i_db-Result_tp_o_db))*1000;
122 -         break;
123 -
124 -     else
125 -         K_bar = K_bar_new;
126 -         ts_o_wb = ts_o_wb_new;
127 -         tp_o_db = tp_o_db_new;
128 -
129 -     end
130 - end
131 - end

```

- ระบบทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมแบบมีรีเจนเนอเรชั่นลักษณะไหลตั้งฉาก

```

5  %=====innital condition=====
6  ratio=.33;
7  n_dry=4;
8  n_wet=n_dry+1;
9  chanel_w=.08;
10 chanel_g_dry=5e-3;
11 chanel_g_wet=5e-3;
12 chanel_l=1.200;
13 m_dry=0.14;
14 mp=m_dry/(n_dry*2);
15 m_wet=ratio*m_dry;
16 ms=m_wet/(n_wet*2);
17
18 wp= 12.5e-3; %kg/kg
19 tp_i_db=25.19; %degree celcus
20 tp_i_wb = Find_wet_blub_temp(tp_i_db,wp); %Newton Raphson method
21 A= chanel_w*chanel_l; %m^2
22 del_cotton = 0.5e-3; % m
23 k_air = 0.025e-3; % W/m^2K
24 k_cotton = 0.04e-3; % W/m^2K
25 cp= 1.005;
26 L= chanel_l; %m
27 Nu= 8.235;
28 es= 5e-3;
29 c=0;
30
31 dh_dry=(4*(chanel_g_dry)*(chanel_w))/((2*chanel_w)+(2*chanel_g_dry));
32 dh_wet=(4*(chanel_g_wet)*(chanel_l))/((2*chanel_l)+(2*chanel_g_wet));
33
34 %-----GUESS-----
35 % Guess wet chanel temperature inlet
36 tp_o_wb= tp_i_db-10; %degree celcus
37 ts_i_wb= tp_o_wb; %degree celcus
38 % Guess for newton raphson-----
39 tp_o_db = tp_i_db-5;
40 ts_o_wb = tp_i_db-5;
41 %-----Enthalpy, h [kJ/kg]-----
42 hp_i= (0.002*(tp_i_wb^3))-(0.0588*(tp_i_wb^2))+ (3.2447*tp_i_wb);
43 hp_o= (0.002*(tp_o_wb^3))-(0.0588*(tp_o_wb^2))+ (3.2447*tp_o_wb);
44 hs_i= hp_o;
45 %----- K bar -----
46 ts_o_wb_guess = tp_i_db-5;
47 hs_o_guess = (0.002*((ts_o_wb_guess)^3))-(0.0588*((ts_o_wb_guess)^2))+ (3.2447*(ts_o_wb_guess));
48 K_bar = (hs_o_guess-hs_i)/((ts_o_wb_guess)-tp_o_wb);
49
50 while(1)
51     c=c+1;
52     %----- Calculate -----
53     %-----Thermodynamics-----
54     Cc = ms*K_bar;
55     Ch = mp*cp;
56
57     if Ch<Cc
58         Cmin = Ch;
59         Cmax = Cc;
60     else

```

```

60 - else
61 -     Cmin = Cc;
62 -     Cmax = Ch;
63 - end
64 -     Cr = Cmin/Cmax;
65 -
66 -     hp = (Nu*k_air)/dh_dry;
67 -     hs = (Nu*k_air)/dh_wet;
68 -     K = (0.006*(ts_i_wb^2)-(0.1176*(ts_i_wb)))+3.2447;
69 -     U = 1/((1/hp)+(del_cotton/k_cotton)+(cp/(K*hs)));
70 -
71 -     %*****Calculate effective NTU for Cross flow*****
72 -     NTU = U*A/Cmin;
73 -     AA = -Cr*NTU^0.78;
74 -     BB = (1/Cr)*(NTU^0.22)*(exp(AA)-1);
75 -     effectiveness = 1-exp(BB);
76 -     Qmax = Cmin*(tp_i_db-ts_i_wb);
77 -     Q = Qmax*effectiveness;
78 -
79 -     %-----Newton Raphson-----
80 -     f1=tp_o_db-tp_i_db+(Q/Ch);
81 -     f2=ts_o_wb-ts_i_wb-(Q/Cc);
82 -
83 -
84 -     f11 = 1;
85 -     f12 = 0;
86 -     f21 = 0;
87 -     f22 = 1;
88 -
89 -     M_A = [f11 f12;f21 f22];
90 -     M_C = [f1 ; f2];
91 -
92 -     M_RESULT = M_A\M_C;
93 -     %-----Newton Raphson End-----
94 -     tp_o_db_new = tp_o_db-M_RESULT(1);
95 -     ts_o_wb_new = ts_o_wb-M_RESULT(2);
96 -     %ts_i_wb_new = Find_Twb(tp_o_db_new,wp); %Golden section method
97 -     ts_i_wb_new = Find_wet_blub_temp(tp_o_db_new,wp); %Newton Raphson method
98 -
99 -     hs_i_new = (0.002*((ts_i_wb_new)^3)-(0.0588*((ts_i_wb_new)^2))+3.2447*(ts_i_wb_new));
100 -     hs_o_new = (0.002*((ts_o_wb_new)^3)-(0.0588*((ts_o_wb_new)^2))+3.2447*(ts_o_wb_new));
101 -     K_bar_new = (hs_o_new-hs_i_new)/(ts_o_wb_new-ts_i_wb_new);
102 -
103 -     del_ts_i = abs((ts_i_wb_new-ts_i_wb)/ts_i_wb_new);
104 -     del_ts_o = abs((ts_o_wb_new-ts_o_wb)/ts_o_wb_new);
105 -     del_K = abs((K_bar_new-K_bar)/K_bar_new);
106 -
107 -
108 -     del=max([del_ts_i,del_ts_o,del_K]);
109 -
110 -     if del < eps || c > 1000
111 -
112 -         Result_tp_o_db(i) = tp_o_db_new;
113 -         Result_ts_i_wb(i) = ts_i_wb_new;
114 -         Result_ts_o_wb(i) = ts_o_wb_new;
115 -         wet_blub_eff = (tp_i_db-tp_o_db_new)/(tp_i_db-tp_i_wb);
116 -         Qcap(i) = (m_dry*(1-ratio)*cp*(tp_i_db-Result_tp_o_db(i)));
117 -
118 -     else
119 -         K_bar = K_bar_new;
120 -         ts_o_wb = ts_o_wb_new;
121 -         tp_o_db = tp_o_db_new;
122 -         ts_i_wb = ts_i_wb_new;
123 -     end
124 -
125 -
126 - end
127 -

```



ภาคผนวก ค

โปรแกรมและรายละเอียดการสอบเทียบอุปกรณ์เก็บข้อมูล

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

- โปรแกรมอุปกรณ์เก็บข้อมูล

```
Mega_base | Arduino 1.8.8
File Edit Sketch Tools Help

Mega_base
float T1,T2,T3,T4,T5,T6,T7,T8,T9,T10,T11,T12,T13,T14,T15;
float Power1,Current1,Energy1=0,EnergyTotal1=0,
      Power2,Current2,Energy2=0,EnergyTotal2=0,
      Power3,Current3,Energy3=0,EnergyTotal3=0;
float I1,I2,I3;
float Tc1,Tc2,Tc3,Tc4,Tc5,Tc6,Tc7,Tc8,Tc9,Tc10,Tc11,Tc12,Tc13,Tc14,Tc15,WB_eff;
int delaytime = 30000;
#include <SoftwareSerial.h>
SoftwareSerial UnoSerial(49, 48); // RX | TX

#include <LiquidCrystal.h>
const int rs = 19, en = 18, d4 = 17, d5 = 16, d6 = 15, d7 = 14;
LiquidCrystal lcd(rs, en, d4, d5, d6, d7);

#include <OneWire.h>
#include <DallasTemperature.h>
OneWire oneWire1(46),oneWire2(44),oneWire3(42),oneWire4(40),oneWire5(38),oneWire6(36),oneWire7(34),
oneWire8(32),oneWire9(30),oneWire10(28),oneWire11(26),oneWire12(24),oneWire13(22),
oneWire14(20),oneWire15(12);

DallasTemperature sensors1(oneWire1),sensors2(oneWire2),sensors3(oneWire3),sensors4(oneWire4),
sensors5(oneWire5),sensors6(oneWire6),sensors7(oneWire7),sensors8(oneWire8),
sensors9(oneWire9),sensors10(oneWire10),sensors11(oneWire11),
sensors12(oneWire12),sensors13(oneWire13),
sensors14(oneWire14),sensors15(oneWire15);

Mega_base §
#include <DS3231.h>
DS3231 rtc(SDA, SCL);
Time t;
#include <SPI.h>
#include <SD.h>
File myFile;
const int chipSelect = 4;

void setup()
{
  pinMode(49, INPUT);
  pinMode(48, OUTPUT);
  Serial.begin(9600);
  UnoSerial.begin(57600);
  lcd.begin(20, 4);

  sensors1.begin();
  sensors2.begin();
  sensors3.begin();
  sensors4.begin();
  sensors5.begin();
  sensors6.begin();
  sensors7.begin();
  sensors8.begin();
  sensors9.begin();
  sensors10.begin();

Mega_base §
  sensors11.begin();
  sensors12.begin();
  sensors13.begin();
  sensors14.begin();
  sensors15.begin();

  emon1.current(13, 20);
  emon2.current(14, 17);
  emon3.current(15, 17);

  rtc.begin();

  while (!Serial) {
    // รอจนกระทั่งเชื่อมต่อกับ Serial port แล้ว สำหรับ Arduino Leonardo เท่านั้น
  }
  Serial.print("Initializing SD card...");
  pinMode(SS, OUTPUT);
  if (!SD.begin(chipSelect)) {
    Serial.println("initialization failed!");
    return;
  }
  myFile = SD.open("test.txt", FILE_WRITE); // เปิดไฟล์ชื่อ test.txt เพื่อเขียนข้อมูล โหมด FILE_WRITE
  if (myFile) {
    myFile.println("Date,Time,T1,T2,T3,T4,T5,T6,T7,T8,T9,T10,T11,T12,T13,T14,T15,I1,I2,I3,P1,P2,P3,E1,E2,E3,Et1,Et2,Et3,WB_eff");
    myFile.println("DD/MM/YY,hour:min:sec,C,C,C,C,C,C,C,C,C,C,C,C,C,C,A,A,W,W,W,kWh,kWh,kWh,kWh,kWh,kWh,-"); // ส่งให้เขียนข้อมูล
    myFile.close(); // ปิดไฟล์
  }
}
```

```

Mega_base | Arduino 1.8.8
File Edit Sketch Tools Help

Mega_base $
myFile.close(); // ปิดไฟล์
Serial.println("done.");
} else {
Serial.println("error opening test.txt");
}
}

void loop() {
  unsigned long StartTime = millis();
  sensors1.requestTemperatures(); //ส่งอ่านค่าอุณหภูมิ
  T1=sensors1.getTempCByIndex(0);
  delay(100);
  sensors2.requestTemperatures(); //ส่งอ่านค่าอุณหภูมิ
  T2=sensors2.getTempCByIndex(0);
  delay(100);
  sensors3.requestTemperatures(); //ส่งอ่านค่าอุณหภูมิ
  T3=sensors3.getTempCByIndex(0);
  delay(100);
  sensors4.requestTemperatures(); //ส่งอ่านค่าอุณหภูมิ
  T4=sensors4.getTempCByIndex(0);
  delay(100);
  sensors5.requestTemperatures(); //ส่งอ่านค่าอุณหภูมิ
  T5=sensors5.getTempCByIndex(0);
  delay(100);
  sensors6.requestTemperatures(); //ส่งอ่านค่าอุณหภูมิ
}

Mega_base | Arduino 1.8.8
File Edit Sketch Tools Help

Mega_base $
sensors6.requestTemperatures(); //ส่งอ่านค่าอุณหภูมิ
T6=sensors6.getTempCByIndex(0);
delay(100);
sensors7.requestTemperatures(); //ส่งอ่านค่าอุณหภูมิ
T7=sensors7.getTempCByIndex(0);
delay(100);
sensors8.requestTemperatures(); //ส่งอ่านค่าอุณหภูมิ
T8=sensors8.getTempCByIndex(0);
delay(100);
sensors9.requestTemperatures(); //ส่งอ่านค่าอุณหภูมิ
T9=sensors9.getTempCByIndex(0);
delay(100);
sensors10.requestTemperatures(); //ส่งอ่านค่าอุณหภูมิ
T10=sensors10.getTempCByIndex(0);
delay(100);
sensors11.requestTemperatures(); //ส่งอ่านค่าอุณหภูมิ
T11=sensors11.getTempCByIndex(0);
delay(100);
sensors12.requestTemperatures(); //ส่งอ่านค่าอุณหภูมิ
T12=sensors12.getTempCByIndex(0);
delay(100);
sensors13.requestTemperatures(); //ส่งอ่านค่าอุณหภูมิ
T13=sensors13.getTempCByIndex(0);
delay(100);
sensors14.requestTemperatures(); //ส่งอ่านค่าอุณหภูมิ
T14=sensors14.getTempCByIndex(0);

Mega_base | Arduino 1.8.8
File Edit Sketch Tools Help

Mega_base $
delay(100);
sensors15.requestTemperatures(); //ส่งอ่านค่าอุณหภูมิ
T15=sensors15.getTempCByIndex(0);
delay(100);

//----- Calibration Temperature sensor -----

Tc1 = 1.0137*T1 - 1.2316;
Tc2 = 1.0055*T2 - 1.0106;
Tc3 = 1.0075*T3 - 1.0728;
Tc4 = 1.0067*T4 - 1.2394;
Tc5 = 1.0057*T5 - 0.9459;
Tc6 = 0.9976*T6 - 0.6221;
Tc7 = 0.997*T7 - 0.5961;
Tc8 = 0.9998*T8 - 0.5927;
Tc9 = 0.9965*T9 - 0.65;
Tc10 = 0.9983*T10 - 0.6167;
Tc11 = 0.9994*T11 - 0.6877;
Tc12 = 0.9975*T12 - 0.5123;
//----- Wetbulb effectiveness -----
WB_eff = (Tc1-Tc5)/(Tc1-Tc4);

//-----

float Current1 = emon1.calcIrms(1480);
float Current2 = emon2.calcIrms(1480);

```

```

Mega_base | Arduino 1.8.8
File Edit Sketch Tools Help

Mega_base $
float Current3 = emon3.calcIrms(1480);

//----- Calibration CT sensor -----

I1 = (3.2757*Current1) - 0.0834;
I2 = (1.6606*Current2) - 0.0241;
I3 = (1.5586*Current3) - 0.0524;

//-----

Power1 = (I1*220);
Power2 = (I2*220);
Power3 = (I3*220);

Energy1 = (Power1*0.001*(delaytime/1000)/3600);
Energy2 = (Power2*0.001*(delaytime/1000)/3600);
Energy3 = (Power3*0.001*(delaytime/1000)/3600);

EnergyTotal1=EnergyTotal1+Energy1; //kWh
EnergyTotal2=EnergyTotal2+Energy2; //kWh
EnergyTotal3=EnergyTotal3+Energy3; //kWh

t = rtc.getTime();

Serial.print(Tc1); // แสดงค่าอุณหภูมิ
Serial.println(" °C");

Mega_base | Arduino 1.8.8
File Edit Sketch Tools Help

Mega_base $
Serial.print(Tc2); // แสดงค่าอุณหภูมิ
Serial.println(" °C");
Serial.print(Tc3); // แสดงค่าอุณหภูมิ
Serial.println(" °C");
Serial.print(Tc4); // แสดงค่าอุณหภูมิ
Serial.println(" °C");
Serial.print(Tc5); // แสดงค่าอุณหภูมิ
Serial.println(" °C");
Serial.print(Tc6); // แสดงค่าอุณหภูมิ
Serial.println(" °C");
Serial.print(Tc7); // แสดงค่าอุณหภูมิ
Serial.println(" °C");
Serial.print(Tc8); // แสดงค่าอุณหภูมิ
Serial.println(" °C");
Serial.print(Tc9); // แสดงค่าอุณหภูมิ
Serial.println(" °C");
Serial.print(Tc10); // แสดงค่าอุณหภูมิ
Serial.println(" °C");
Serial.print(Tc11); // แสดงค่าอุณหภูมิ
Serial.println(" °C");
Serial.print(Tc12); // แสดงค่าอุณหภูมิ
Serial.println(" °C");
Serial.print(Tc13); // แสดงค่าอุณหภูมิ
Serial.println(" °C");
Serial.print(Tc14); // แสดงค่าอุณหภูมิ
Serial.println(" °C");

Mega_base | Arduino 1.8.8
File Edit Sketch Tools Help

Mega_base $
Serial.print(Tc15); // แสดงค่าอุณหภูมิ
Serial.println(" °C");
Serial.print(I1); // Apparent power
Serial.println(" A");
Serial.print(I2); // Apparent power
Serial.println(" A");
Serial.print(I3); // Apparent power
Serial.println(" A");
Serial.print(Power1);
Serial.println(" W");
Serial.print(Power2);
Serial.println(" W");
Serial.print(Power3);
Serial.println(" W");
Serial.print(Energy1);
Serial.println(" kWh");
Serial.print(Energy2);
Serial.println(" kWh");
Serial.print(Energy3);
Serial.println(" kWh");
Serial.print(EnergyTotal1);
Serial.println(" kWh");
Serial.print(EnergyTotal2);
Serial.println(" kWh");
Serial.print(EnergyTotal3);
Serial.println(" kWh");

```

```

Mega_base | Arduino 1.8.8
File Edit Sketch Tools Help

Mega_base $
Serial.print("Today is the ");
Serial.print(t.date, DEC); // สำหรับตั้งค่าวันที่
Serial.print(" day of ");
Serial.print(rtc.getMonthStr()); // สำหรับตั้งค่าเดือน
Serial.print(" year ");
Serial.print(t.year, DEC); // สำหรับตั้งค่าปี
Serial.println("");
Serial.print(t.hour, DEC); // สำหรับตั้งค่าเวลาเป็นชั่วโมง
Serial.print(" hour(s), ");
Serial.print(t.min, DEC); // สำหรับตั้งค่าเวลาเป็นนาที
Serial.print(" minute(s) and ");
Serial.print(t.sec, DEC); // สำหรับตั้งค่าเวลาเป็นวินาที
Serial.println(" second(s).");

myFile = SD.open("test.txt", FILE_WRITE);
if (myFile) {

myFile.print(t.date, DEC);
myFile.print("/");
myFile.print(rtc.getMonthStr());
myFile.print("/");
myFile.print(t.year, DEC);
myFile.print(",");
myFile.print(t.hour, DEC);
myFile.print(");

Mega_base | Arduino 1.8.8
File Edit Sketch Tools Help

Mega_base $
myFile.print(t.min, DEC);
myFile.print(");
myFile.print(t.sec, DEC);
myFile.print(",");
myFile.print(Tc1);
myFile.print(",");
myFile.print(Tc2);
myFile.print(",");
myFile.print(Tc3);
myFile.print(",");
myFile.print(Tc4);
myFile.print(",");
myFile.print(Tc5);
myFile.print(",");
myFile.print(Tc6);
myFile.print(",");
myFile.print(Tc7);
myFile.print(",");
myFile.print(Tc8);
myFile.print(",");
myFile.print(Tc9);
myFile.print(",");
myFile.print(Tc10);
myFile.print(",");
myFile.print(Tc11);
myFile.print(",");
myFile.print(Tc12);

Mega_base | Arduino 1.8.8
File Edit Sketch Tools Help

Mega_base $
myFile.print(Tc12);
myFile.print(",");
myFile.print(Tc13);
myFile.print(",");
myFile.print(Tc14);
myFile.print(",");
myFile.print(Tc15);
myFile.print(",");
myFile.print(I1);
myFile.print(",");
myFile.print(I2);
myFile.print(",");
myFile.print(I3);
myFile.print(",");
myFile.print(Power1);
myFile.print(",");
myFile.print(Power2);
myFile.print(",");
myFile.print(Power3);
myFile.print(",");
myFile.print(Energy1);
myFile.print(",");
myFile.print(Energy2);
myFile.print(",");
myFile.print(Energy3);
myFile.print(",");

```



```
Mega_base | Arduino 1.8.8
File Edit Sketch Tools Help

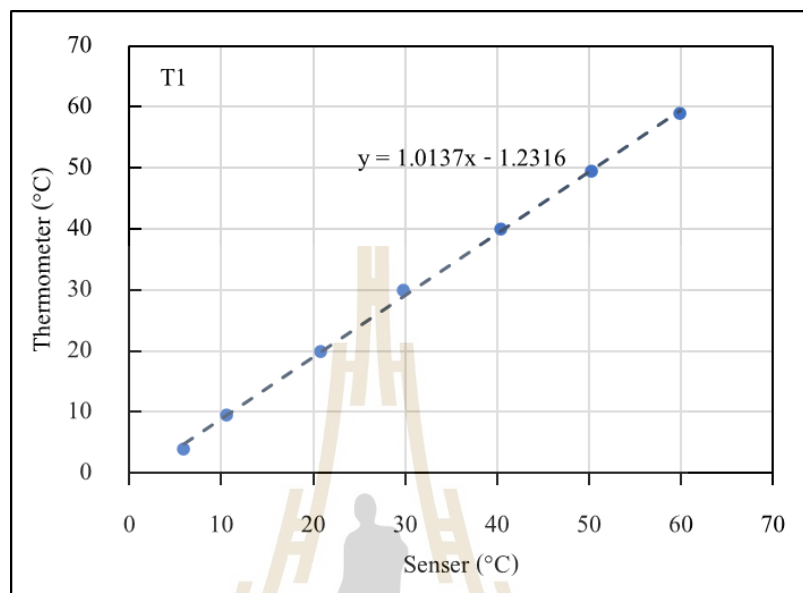
Mega_base $
myFile.print(Energy3);
myFile.print(",");
myFile.print(EnergyTotal1);
myFile.print(",");
myFile.print(EnergyTotal2);
myFile.print(",");
myFile.print(EnergyTotal3);
myFile.print(",");
myFile.println(WB_eff);
myFile.close(); // ปิดไฟล์
}

lcd.setCursor(0, 0);
lcd.print(" ");
lcd.print(t.date, DEC);
lcd.print(" ");
lcd.print(rtc.getMonthStr());
lcd.print(" ");
lcd.print(t.year, DEC);
lcd.setCursor(0, 1);
lcd.print("TIME: ");
lcd.print(t.hour, DEC);
lcd.print(":");
lcd.print(t.min, DEC);
lcd.print(":");
lcd.print(t.sec, DEC);

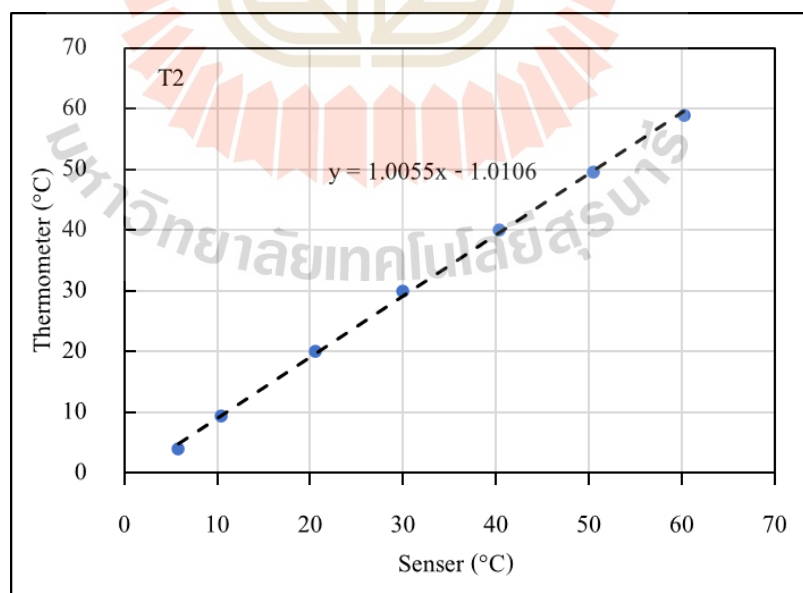
Mega_base | Arduino 1.8.8
File Edit Sketch Tools Help

Mega_base $
lcd.setCursor(0, 2);
lcd.print("ST: ");
lcd.print("Locking ");
lcd.setCursor(12, 2);
lcd.print(" ");
delay(300);
lcd.setCursor(12, 2);
lcd.print(".");
delay(300);
lcd.setCursor(13, 2);
lcd.print(".");
delay(300);
lcd.setCursor(14, 2);
lcd.print(".");
lcd.setCursor(0, 3);
lcd.print("E1:");
lcd.print(EnergyTotal2);
lcd.print("kWh");
lcd.print("E2:");
lcd.print(EnergyTotal3);
lcd.print("kWh");
unsigned long CurrentTime = millis();
unsigned long ElapsedTime = CurrentTime - StartTime;
unsigned long RealDelay = delaytime - ElapsedTime;
delay(RealDelay);
}
```

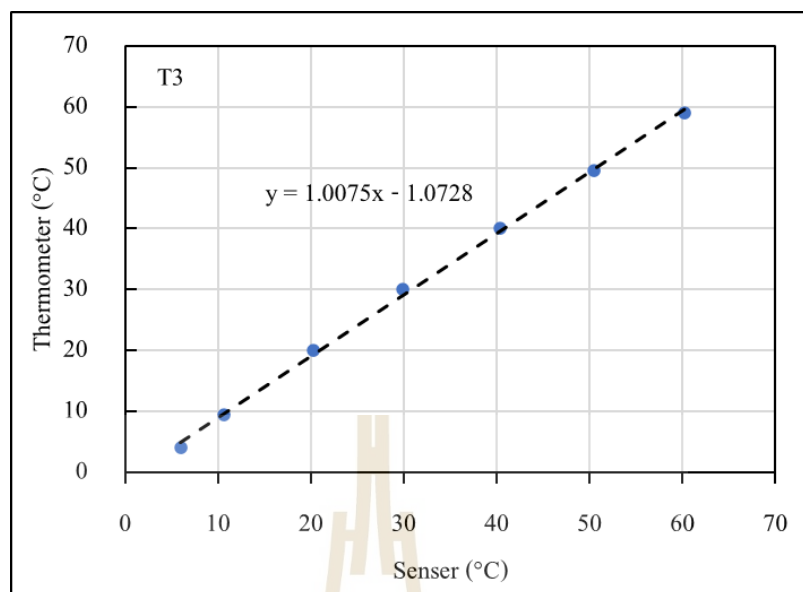
- รายละเอียดการสอบเทียบอุปกรณ์เก็บข้อมูลอุปกรณ์เก็บข้อมูล
 - เซนเซอร์วัดอุณหภูมิชนิด DS18B20



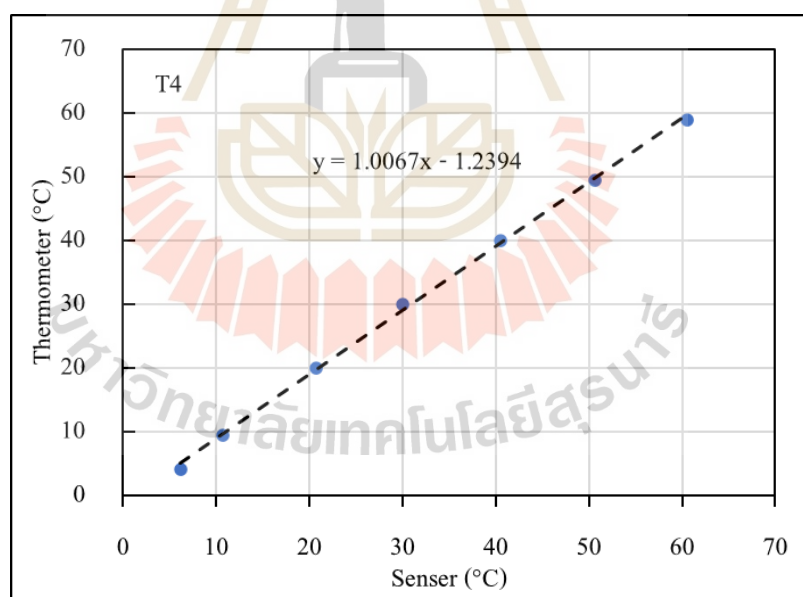
รูปที่ ค.1 กราฟเทียบวัดอุปกรณ์วัดอุณหภูมิตัวที่ 1



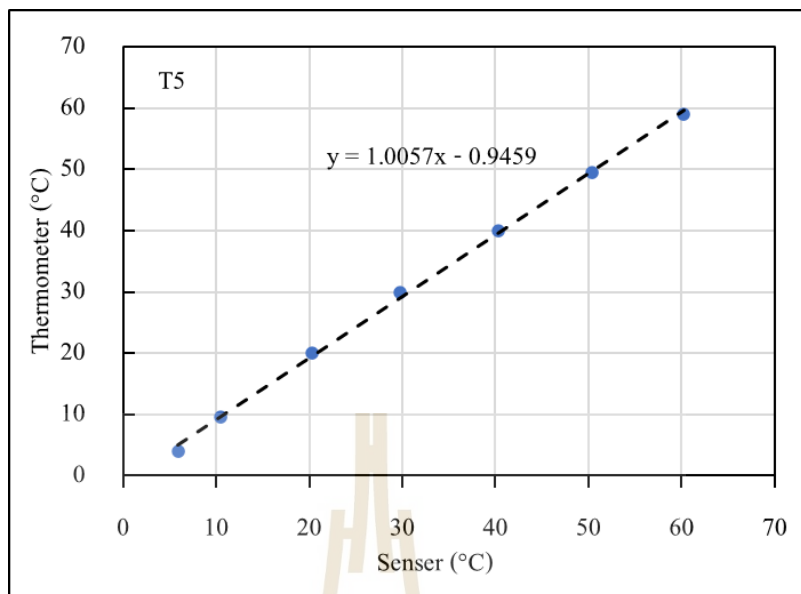
รูปที่ ค.2 กราฟเทียบวัดอุปกรณ์วัดอุณหภูมิตัวที่ 2



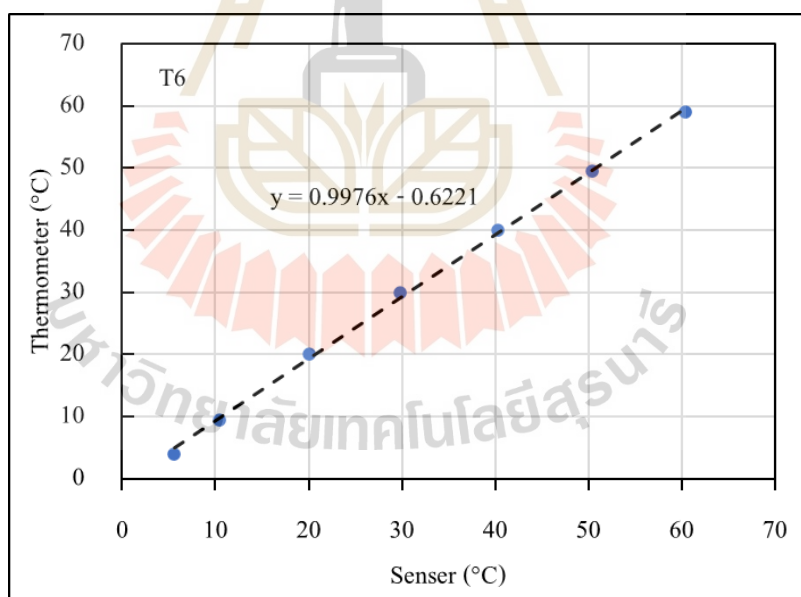
รูปที่ ค.3 กราฟเทียบวัดอุปกรณ์วัดอุณหภูมิตัวที่ 3



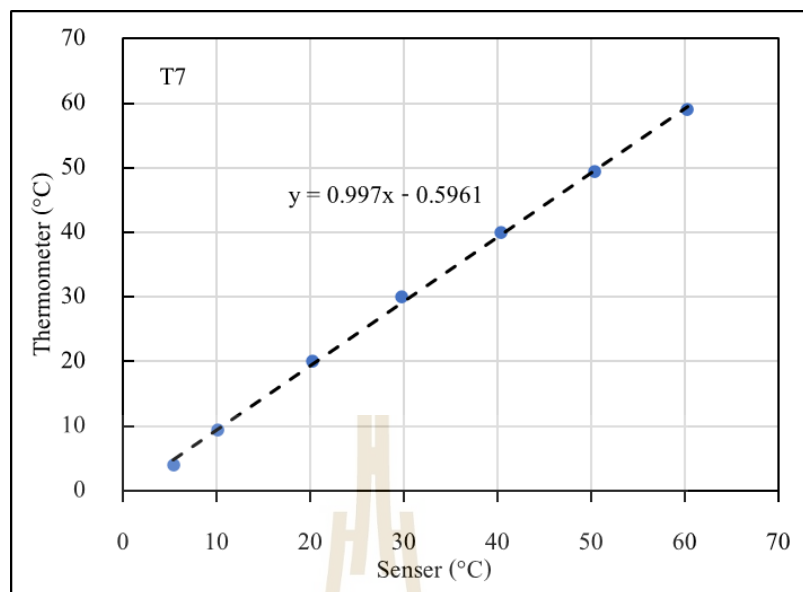
รูปที่ ค.4 กราฟเทียบวัดอุปกรณ์วัดอุณหภูมิตัวที่ 4



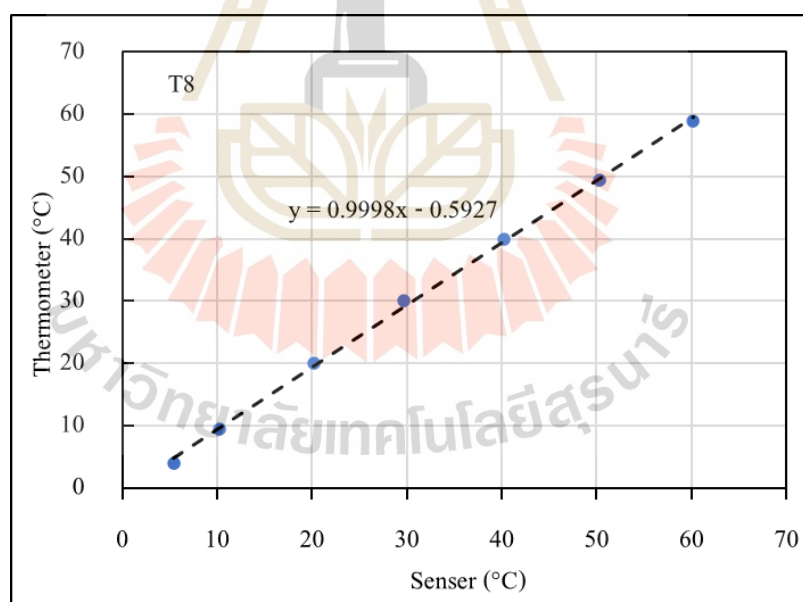
รูปที่ ค.5 กราฟเทียบวัดอุปกรณ์วัดอุณหภูมิตัวที่ 5



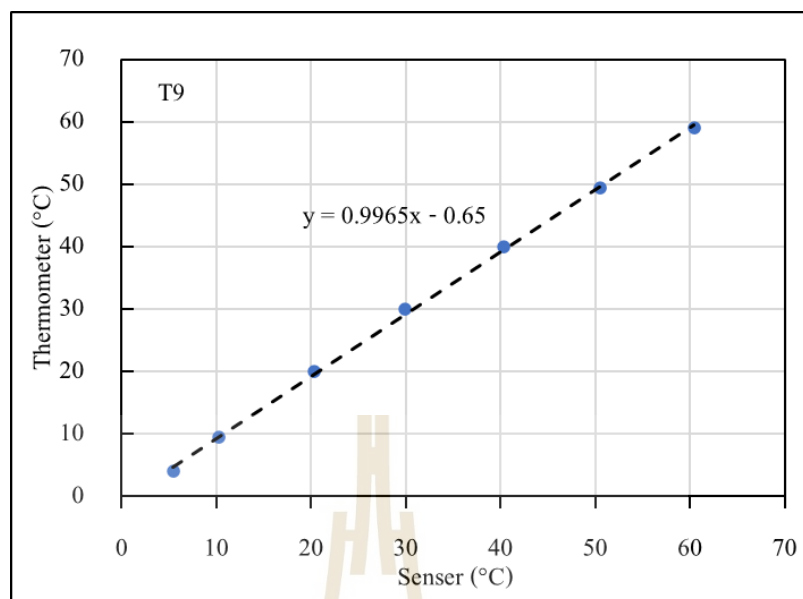
รูปที่ ค.6 กราฟเทียบวัดอุปกรณ์วัดอุณหภูมิตัวที่ 6



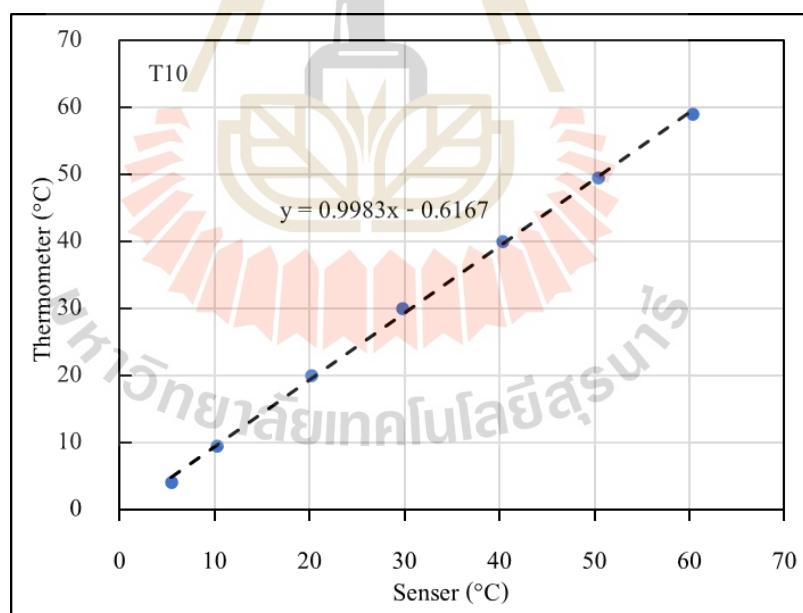
รูปที่ ค.7 กราฟเทียบวัดอุปกรณ์วัดอุณหภูมิตัวที่ 7



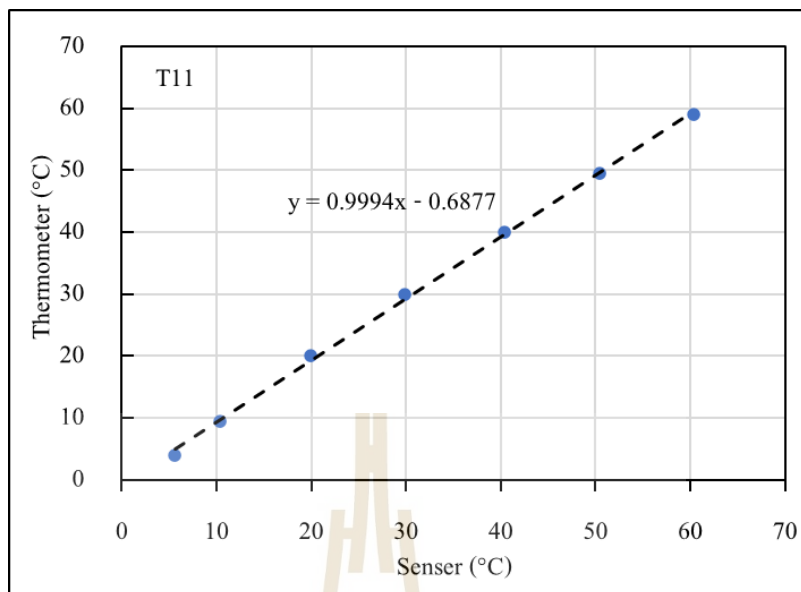
รูปที่ ค.8 กราฟเทียบวัดอุปกรณ์วัดอุณหภูมิตัวที่ 8



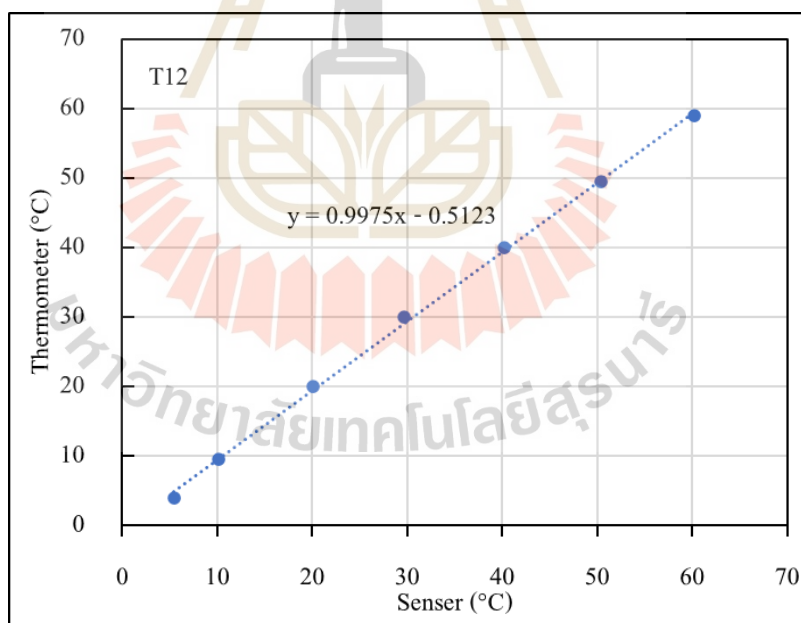
รูปที่ ค.9 กราฟเทียบวัดอุปกรณ์วัดอุณหภูมิตัวที่ 9



รูปที่ ค.10 กราฟเทียบวัดอุปกรณ์วัดอุณหภูมิตัวที่ 10

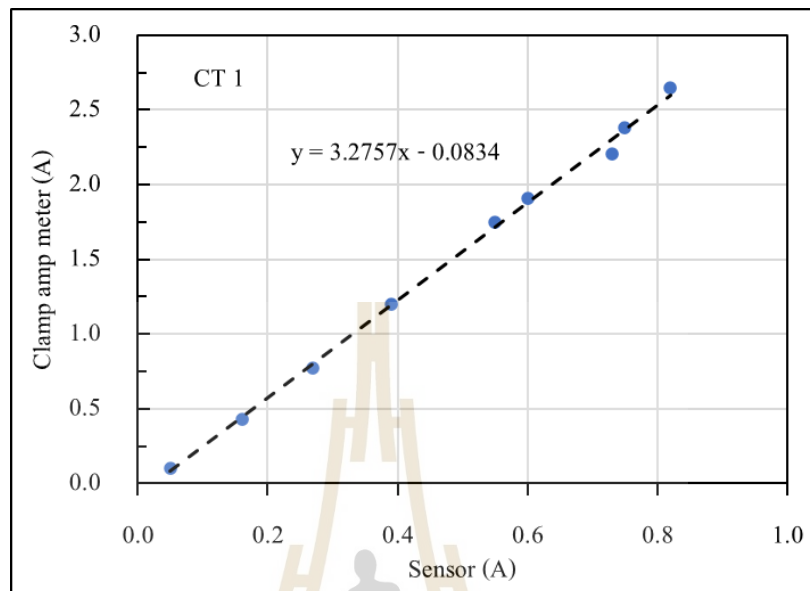


รูปที่ ค.11 กราฟเทียบวัดอุปกรณ์วัดอุณหภูมิตัวที่ 11

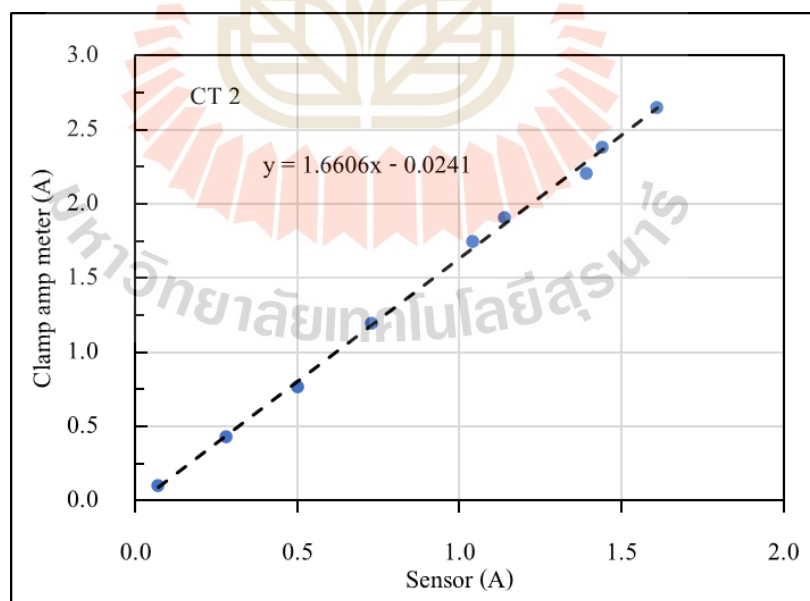


รูปที่ ค.12 กราฟเทียบวัดอุปกรณ์วัดอุณหภูมิตัวที่ 12

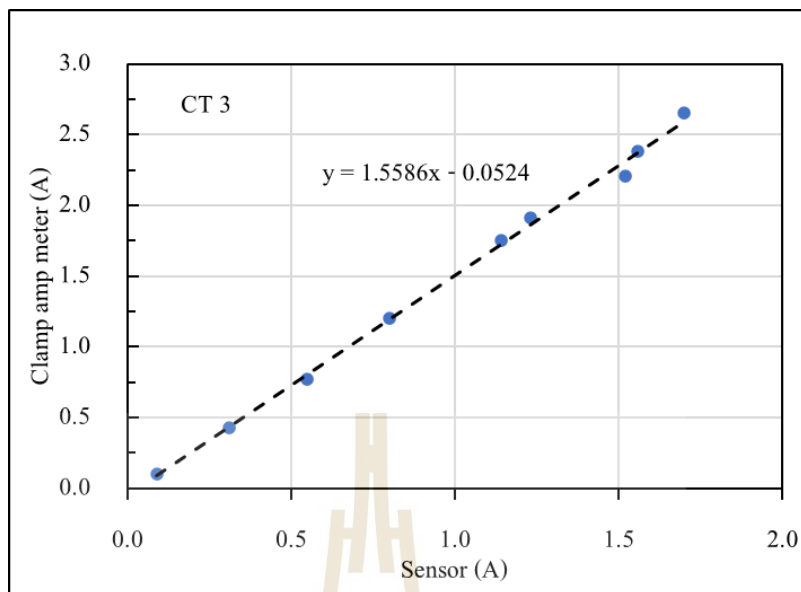
- เซนเซอร์วัดกระแสไฟฟ้า



รูปที่ ค.13 กราฟเทียบวัดอุปกรณ์วัดกระแสไฟฟ้าตัวที่ 1



รูปที่ ค.14 กราฟเทียบวัดอุปกรณ์วัดกระแสไฟฟ้าตัวที่ 2



รูปที่ ค.14 กราฟเทียบวัดอุปกรณ์วัดกระแสไฟฟ้าตัวที่ 3



ภาคผนวก ง

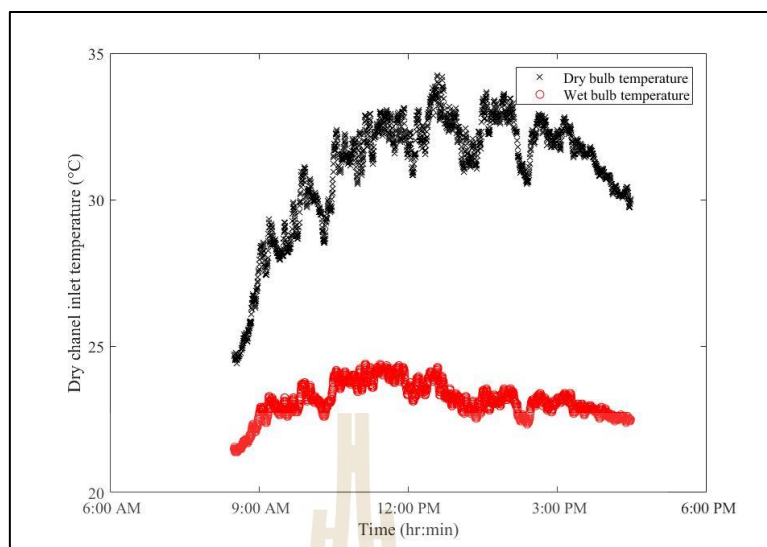
ข้อมูลสำหรับตรวจสอบความถูกต้องของการจำลอง
ระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหย

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

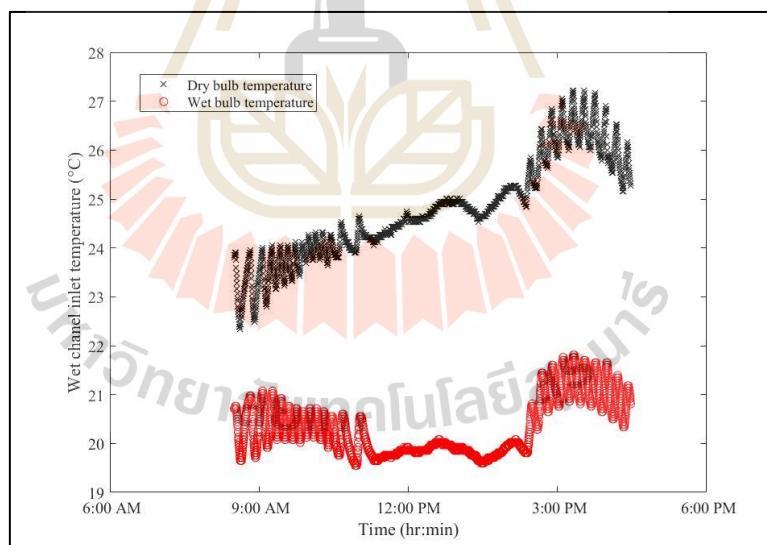
- ข้อมูลสำหรับการเปรียบเทียบการจำลอง โดยเปรียบเทียบกับผลการทดลองของผู้วิจัยของการจำลองระบบความเย็นชนิดระเหยน้ำลักษณะไหลตั้งฉาก

ตารางที่ ง.1 เงื่อนไขเริ่มต้นของการจำลองและการจำลองเพื่อเปรียบเทียบความถูกต้องของโปรแกรมจำลองแบบระบบความเย็นชนิดระเหยน้ำลักษณะไหลตั้งฉาก

ตัวแปร	ค่า	หน่วย
อัตราการไหลเชิงมวลช่องแห้ง	0.036	kg/s
อัตราการไหลเชิงมวลช่องเปียก	0.036	kg/s
จำนวนช่องแห้ง	20	ช่อง
จำนวนช่องเปียก	19	ช่อง
ความกว้างช่องแห้ง	6	mm.
ความกว้างผนัง (อ้างอิงดังรูปที่ 3.1)	250	mm.
ความยาวผนัง (อ้างอิงดังรูปที่ 3.1)	500	mm.
ความกว้างช่องเปียก	5	mm.
ความหนาฝ้า	0.5	mm.
ความหนาฉนวน	0.5	mm.
ค่าการนำความร้อนแผ่นสแลต	0.230×10^{-3}	$\text{kW/m}^2\text{-K}$
ค่าการนำความร้อนฉนวน	0.606×10^{-3}	$\text{kW/m}^2\text{-K}$
ค่าการนำความร้อนอากาศ	0.025×10^{-3}	$\text{kW/m}^2\text{-K}$
ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ	1.005	kJ/kg-K



รูปที่ ง.1 อุณหภูมิกระเปาะเปียกและกระเปาะแห้งของทางเข้าช่องแห้งสำหรับการจำลองระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำแบบไหลตั้งฉาก

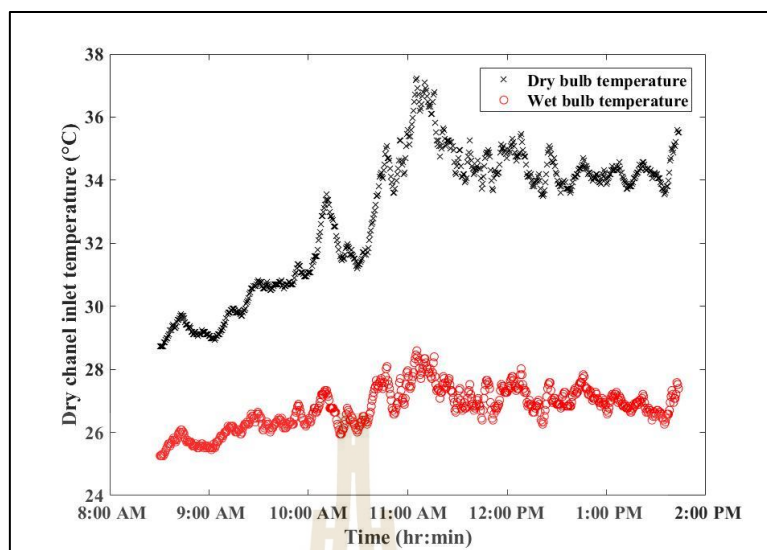


รูปที่ ง.2 อุณหภูมิกระเปาะเปียกและกระเปาะเปียกของทางเข้าช่องแห้งสำหรับการจำลองระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำแบบไหลตั้งฉาก

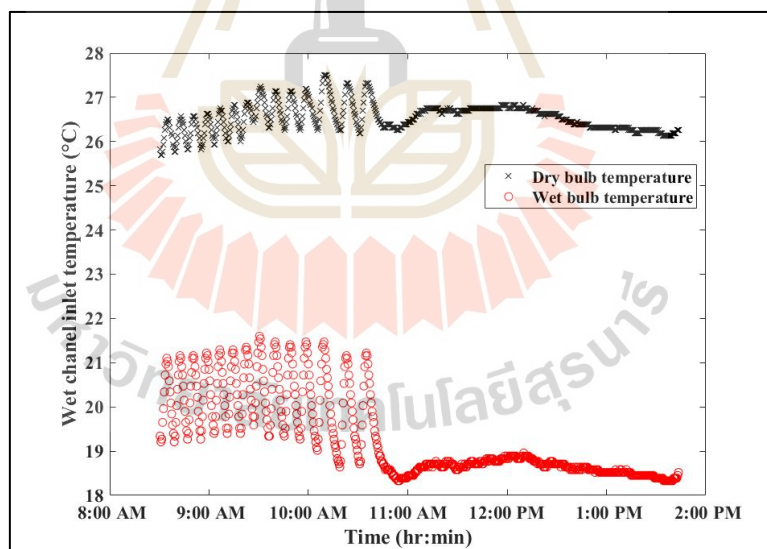
- ข้อมูลสำหรับการเปรียบเทียบการจำลอง โดยเปรียบเทียบกับผลการทดลองของผู้วิจัยของการจำลองระบบความเย็นชนิดระเหยน้ำลักษณะไหลขนาน

ตารางที่ ง.2 เงื่อนไขเริ่มต้นของการจำลองและการจำลองเพื่อเปรียบเทียบความถูกต้องของโปรแกรมจำลองแบบระบบความเย็นชนิดระเหยน้ำลักษณะไหลขนาน

ตัวแปร	ค่า	หน่วย
อัตราการไหลเชิงมวลช่องแห้ง	0.039	kg/s
อัตราการไหลเชิงมวลช่องเปียก	0.039	kg/s
จำนวนช่องแห้ง	20	ช่อง
จำนวนช่องเปียก	19	ช่อง
ความกว้างช่องแห้ง	6	mm.
ความกว้างผนัง (อ้างอิงรูปที่ 3.1)	400	mm.
ความยาวผนัง (อ้างอิงรูปที่ 3.1)	600	mm.
ความกว้างช่องเปียก	5	mm.
ความหนาฝ้า	0.5	mm.
ความหนาฉนวน	0.5	mm.
ค่าการนำความร้อนแผ่นสาลี	0.230×10^{-3}	$\text{kW/m}^2\text{-K}$
ค่าการนำความร้อนฉนวน	0.606×10^{-3}	$\text{kW/m}^2\text{-K}$



รูปที่ ง.3 อุณหภูมิกระเปาะเปียกและกระเปาะแห้งของทางเข้าช่องแห้งสำหรับการจำลองระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำแบบไหลขนาน

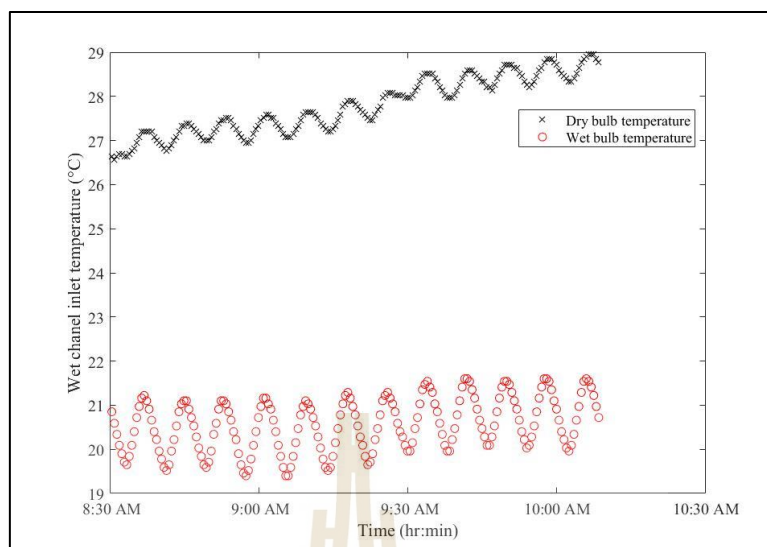


รูปที่ ง.4 อุณหภูมิกระเปาะเปียกและกระเปาะเปียกของทางเข้าช่องแห้งสำหรับการจำลองระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำแบบไหลขนาน

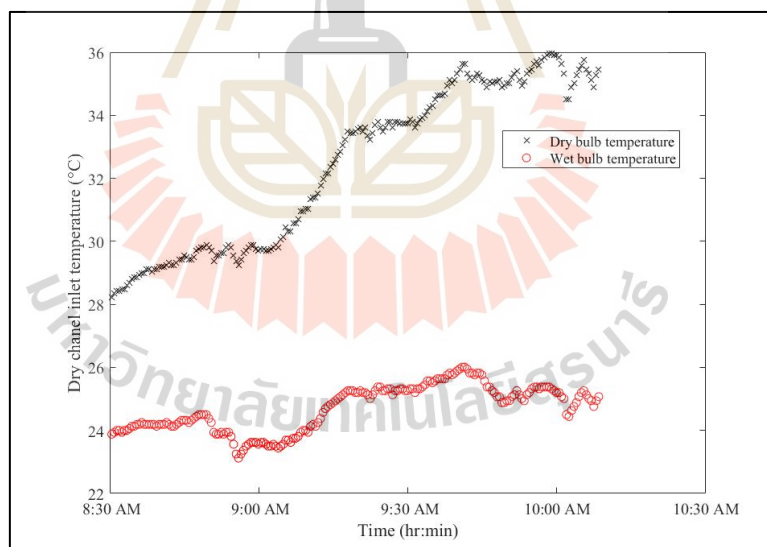
- ข้อมูลสำหรับการเปรียบเทียบการจำลอง โดยเปรียบเทียบกับผลการทดลองของผู้วิจัยของการจำลองระบบความเย็นชนิดระเหยน้ำลักษณะไหลขนานและมีแผ่นกั้น

ตารางที่ ง.3 เงื่อนไขเริ่มต้นของการจำลองและการจำลองเพื่อเปรียบเทียบความถูกต้องของโปรแกรมจำลองแบบระบบความเย็นชนิดระเหยน้ำลักษณะไหลขนานและมีแผ่นกั้น

ตัวแปร	ค่า	หน่วย
อัตราการไหลเชิงมวลช่องแห้ง	0.036	kg/s
อัตราการไหลเชิงมวลช่องเปียก	0.036	kg/s
จำนวนช่องแห้ง	20	ช่อง
จำนวนช่องเปียก	19	ช่อง
ความกว้างช่องแห้ง	6	mm.
ความกว้างผนัง (อ้างอิงดังรูปที่ 3.1)	250	mm.
ความยาวผนัง (อ้างอิงดังรูปที่ 3.1)	500	mm.
ความกว้างช่องเปียก	5	mm.
ความหนาฝ้า	0.5	mm.
ความหนาฉนวน	0.5	mm.
ค่าการนำความร้อนแผ่นสไลด์	0.230×10^{-3}	$\text{kW/m}^2\text{-K}$
ค่าการนำความร้อนฉนวน	0.606×10^{-3}	$\text{kW/m}^2\text{-K}$
ค่าการนำความร้อนอากาศ	0.025×10^{-3}	$\text{kW/m}^2\text{-K}$
ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ	1.005	kJ/kg-K



รูปที่ ๕.๕ อุณหภูมิกระเปาะเปียกและกระเปาะแห้งของทางเข้าช่องแห้งสำหรับการจำลองระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำแบบไหลขนานและมีแผ่นกั้น

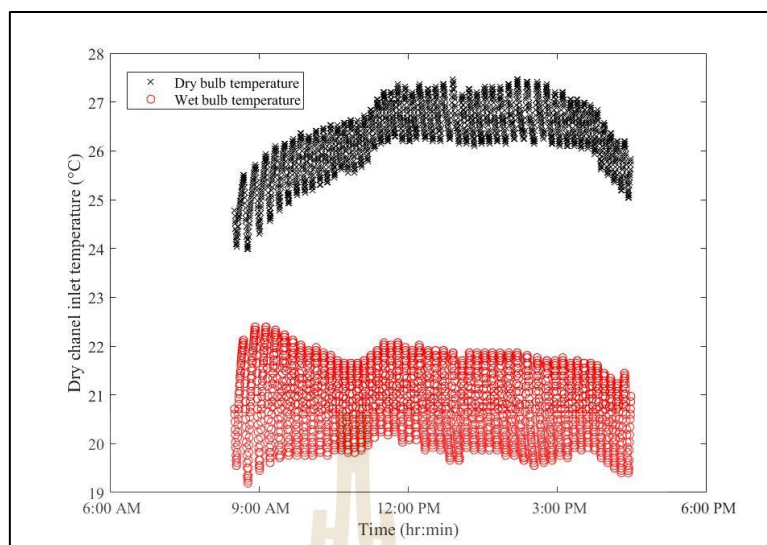


รูปที่ ๕.๖ อุณหภูมิกระเปาะเปียกและกระเปาะเปียกของทางเข้าช่องแห้งสำหรับการจำลองระบบทำความเย็นชนิดระเหยน้ำแบบไหลขนานและมีแผ่นกั้น

- ข้อมูลสำหรับการเปรียบเทียบการจำลอง โดยเปรียบเทียบกับผลการทดลองของผู้วิจัยของการจำลอง ระบบทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมแบบมีรีเจนเนอเรชั่นลักษณะไหลตั้งฉาก

ตารางที่ 3.4 เงื่อนไขเริ่มต้นของการจำลองและการจำลองเพื่อเปรียบเทียบความถูกต้องของโปรแกรมจำลองแบบระบบความเย็นชนิดระเหยน้ำลักษณะไหลตั้งฉาก

ตัวแปร	ค่า	หน่วย
อัตราการไหลเชิงมวลช่องแห้ง	0.148	kg/s
อัตราการไหลเชิงมวลช่องเปียก	0.036	kg/s
จำนวนช่องแห้ง	20	ช่อง
จำนวนช่องเปียก	19	ช่อง
ความกว้างช่องแห้ง	6	mm.
ความกว้างผนัง (อ้างอิงดังรูปที่ 3.1)	250	mm.
ความยาวผนัง (อ้างอิงดังรูปที่ 3.1)	500	mm.
ความกว้างช่องเปียก	5	mm.
ความหนาฝ้า	0.5	mm.
ความหนาฉนวน	0.5	mm.
ค่าการนำความร้อนแผ่นสาลี่	0.230×10^{-3}	$\text{kW/m}^2\text{-K}$
ค่าการนำความร้อนฉนวน	0.606×10^{-3}	$\text{kW/m}^2\text{-K}$
ค่าการนำความร้อนอากาศ	0.025×10^{-3}	$\text{kW/m}^2\text{-K}$
ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ	1.005	kJ/kg-K



รูปที่ ๗.๗ อุณหภูมิกระเปาะเปียกและกระเปาะแห้งของทางเข้าช่องแห้งสำหรับการจำลองระบบ
ทำความเย็นชนิดระเหยน้ำโดยอ้อมแบบมีรีเจนเนอเรชั่นลักษณะไหลตั้งฉาก



ภาคผนวก จ

โปรแกรมและข้อมูลสำหรับตรวจสอบความถูกต้องของการจำลอง
ระบบทำความเย็นชนิดอัดไอ

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

- โปรแกรมสำหรับการจำลองระบบทำความเย็นชนิดระเหยไอที่ขึ้นอยู่กับสภาพอากาศ

```
function [Win,Qin,Tamb_out,Troom_out,wamb_out,wroom_out,mdot_condensage]=SimpleVC(Tamb,RHamb,Troom,RHroom)
|
|
wroom_in = fun_det_abs_humidity_RH(Troom,RHroom/100);
wamb_in = fun_det_abs_humidity_RH(Tamb,RHamb/100);
wamb_out = wamb_in;

twb_amb=Find_wet_blub_temp(Tamb,wamb_in);
twb_room=Find_wet_blub_temp(Troom,wroom_in);

eff_c = 0.65;
P1=refpropm('p', 't', Troom-15+273.15, 'q', 0, 'r22');
P2=refpropm('p', 't', Tamb+10+273.15, 'q', 0, 'r22');

mdot_ref=0.0172;
mdot_evap_fan=0.13;%measure
mdot_cond_fan=0.35;%measure

t1=Troom-15;
t3=Tamb+10;

h1=refpropm('h', 'P', P1, 'q', 1, 'r22');
s1=refpropm('s', 'P', P1, 'q', 1, 'r22');

s2=s1;

h2s=refpropm('h', 'P', P2, 's', s2, 'r22');
h2=h1+(h2s-h1)/eff_c;

h3=refpropm('h', 'P', P2, 'q', 0, 'r22');
h4=h3;
t4=refpropm('t', 'P', P1, 'h', h4, 'r22')-273.15;

Qout=mdot_ref*(h2-h3);
Qin=mdot_ref*(h1-h4);
Win=mdot_ref*(h2-h1);
del=abs(Qin-2637.64)/2637.64;

hroom_in = (0.002*(twb_room^3))-(0.0588*(twb_room^2))+ (3.2447*twb_room); %kJ/kg
hamb_in = (0.002*(twb_amb^3))-(0.0588*(twb_amb^2))+ (3.2447*twb_amb); %kJ/kg

hroom_out=hroom_in-(Qin/1000)/mdot_evap_fan;
Tamb_out=Tamb+((Qout/1000)/(mdot_cond_fan*1.1));

x=linspace(1,30,1000000);
for i=1:length(x)

    hcheck=(0.002*(x(i)^3))-(0.0588*(x(i)^2))+ (3.2447*x(i));
    f(i) = abs(hcheck-hroom_out);
    if f(i) < 5e-4
        Troom_out = x(i);

        hcheck=(0.002*(x(i)^3))-(0.0588*(x(i)^2))+ (3.2447*x(i));
        f(i) = abs(hcheck-hroom_out);
        if f(i) < 5e-4
            Troom_out = x(i);
            wroom_out = fun_det_abs_humidity_RH(Troom_out,1);
            mdot_condensage =mdot_evap_fan*(wroom_in-wroom_out);
            break
        end
    end
end
end
```

- ข้อมูลสำหรับการตรวจสอบความถูกต้องของระบบทำความเย็นชนิดอัดไอตามสภาพอากาศ

ตารางที่ จ.1 ข้อมูลสำหรับการตรวจสอบความถูกต้องของระบบทำความเย็นชนิดอัดไอตามสภาพอากาศในวันที่ใช้ในการออกแบบ

No.	Input data		Power (Watt)	No.	Input data		Power (Watt)
	Outdoor	Indoor			Outdoor	Indoor	
	T _{db}	T _{db}			T _{db}	T _{db}	
	(°C)	(°C)			(°C)	(°C)	
1	28.86	23.89	562.4	7	31.02	23.34	593.1
2	29.12	23.4	570	8	31.4	22.66	596
3	29.18	22.53	582.2	9	31.78	22.22	599.3
4	29.75	23.4	582.25	10	35.58	24.03	585.8
5	29.75	23.03	588.22	11	35.13	23.78	616.6
6	30.07	22.09	590.93	12	35.45	23.22	604.4

ตารางที่ จ.2 ข้อมูลสำหรับการตรวจสอบความถูกต้องของระบบทำความเย็นชนิดอัดไอตามสภาพอากาศในวันที่อากาศร้อน

No.	Input data		Power (Watt)	No.	Input data		Power (Watt)
	Outdoor	Indoor			Outdoor	Indoor	
	T _{db}	T _{db}			T _{db}	T _{db}	
	(°C)	(°C)			(°C)	(°C)	
1	27.79	23.4	547.28	7	33.36	23.09	608.49
2	27.79	23.34	589.66	8	33.49	22.34	613.31
3	27.85	22.03	596.43	9	33.74	21.85	610.94
4	30.07	23.28	600.85	10	37.86	23.47	616.75
5	30	22.91	601.22	11	37.67	23.09	628.79
6	30.45	22.41	613.52	12	38.11	22.28	630.25

ตารางที่ จ.3 ข้อมูลสำหรับการตรวจสอบความถูกต้องของระบบทำความเย็นชนิดอัดไอตามสภาพ
อากาศในวันที่อากาศเย็น

No.	Input data		Power (Watt)
	Outdoor	Indoor	
	T_{ab}	T_{ab}	
	(°C)	(°C)	
1	30.7	27.83	534.98
2	30.64	25.9	658.62
3	31.46	23.16	681.66
4	30.57	23.34	628.95
5	31.08	23.09	686.58
6	31.14	22.16	680.51
7	34.56	23.84	627.68
8	34.37	23.78	726.96
9	33.8	22.84	723.49



ประวัติผู้เขียน

นายธงชัย เทียมทัต เกิดเมื่อวันที่ 1 กรกฎาคม พ.ศ. 2538 ณ จังหวัดประจวบคีรีขันธ์ อำเภอหัวหิน สำเร็จการศึกษาระดับประถมศึกษาที่โรงเรียนมัธยมสาธิตการวิทยา ระดับมัธยมศึกษาที่โรงเรียนหัวหินวิทยาลัย จังหวัดประจวบคีรีขันธ์ และสำเร็จการศึกษาระดับปริญญาตรีสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล (หลักสูตรวิศวกรรมเครื่องกล) สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี พ.ศ. 2560 (เกียรตินิยมอันดับ 1) ต่อมาในปี พ.ศ. 2561 ได้เข้าศึกษาต่อระดับบัณฑิตศึกษาที่มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ในสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลและระบบกระบวนการ (วิศวกรรมเครื่องกล) มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี โดยรับทุนกิตติบัณฑิต ทั้งนี้ในขณะที่ศึกษาได้มีโอกาสเป็นผู้ช่วยสอนในรายวิชา วิชากลศาสตร์ของไหล และวิชาการถ่ายเทความร้อน อีกทั้งได้มีโอกาสเป็นผู้สอนวิชาปฏิบัติการ 2 รายวิชา ได้แก่ วิชาปฏิบัติการวิศวกรรมเครื่องกล และวิชาปฏิบัติการด้านความร้อนและของไหล และในระหว่างการศึกษาได้มีการตีพิมพ์วารสารทางวิชาการ 2 ฉบับ อีกทั้งได้นำเสนองานวิจัยทั้งหมด 4 การประชุม ภายในช่วงเวลาที่ได้ทำการศึกษาในระดับบัณฑิตศึกษา

