

การศึกษาความเป็นไปได้ของการใช้ความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูล
สำหรับระบบปรับอากาศ



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลและระบบกระบวนการ
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี
ปีการศึกษา 2564

FEASIBILITY STUDY OF AN AIR-CONDITIONING SYSTEM UTILIZING
DATA CENTER WASTE HEAT



A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirement for the Degree of
Degree of Master of in Mechanical and Process System Engineering
Suranaree University of Technology
Academic Year 2021

การศึกษาความเป็นไปได้ของการใช้ความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูลสำหรับระบบปรับอากาศ

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี อนุมัติให้บัณฑิตวิทยาลัยฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาโทบริหารบัณฑิต

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์



(ผศ. ดร.กระวี ตรีอำรรค)

ประธานกรรมการ



(ผศ. ดร.อาทิตย์ คุณศรีสุข)

กรรมการ (อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์)



(รศ. ดร.บัณฑิต กฤตาคม)

กรรมการ



(ผศ. ดร.พรรษา ลิบลับ)

กรรมการ



(รศ. ดร.ฉัตรชัย โชติชูรวงกูร)

รองอธิการบดีฝ่ายวิชาการและประกันคุณภาพ



(รศ. ดร.พรศิริ จงก)

คณบดีสำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์

อัมพวรรณ วันดี : การศึกษาความเป็นไปได้ของการใช้ความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูลสำหรับระบบปรับอากาศ (FEASIBILITY STUDY OF AN AIR-CONDITIONING SYSTEM UTILIZING DATA CENTER WASTE HEAT) อาจารย์ที่ปรึกษา : ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. อาทิตย์ คุณศรีสุข, 53 หน้า.

คำสำคัญ: ศูนย์ข้อมูล/การทำความเย็นด้วยการระเหยของน้ำโดยอ้อม/ความร้อนทิ้ง/TRNSYS/
สารคัดความชื้นแบบของเหลว

ในปัจจุบันอุตสาหกรรมเทคโนโลยีสารสนเทศและการสื่อสารมีการเติบโตอย่างรวดเร็ว ทำให้ศูนย์ข้อมูล (Data center) มีการใช้พลังงานมากขึ้น ซึ่งศูนย์ข้อมูลประกอบด้วยอุปกรณ์เทคโนโลยีสารสนเทศและการสื่อสารรวมถึง server จำนวนมากเพื่อประมวลผล จัดเก็บและส่งข้อมูล เมื่อ servers ถูกใช้งานจะก่อให้เกิดความร้อนขึ้นซึ่งมีอุณหภูมิประมาณ 35-80 องศาเซลเซียส ส่งผลให้ระบบปรับอากาศต้องการใช้พลังงานมากกว่า 40% ของพลังงานที่ใช้ทั้งหมด เพื่อรักษาอุณหภูมิและความชื้นภายในศูนย์ข้อมูลตามคำแนะนำของ ASHRAE TC 9.9 วิทยานิพนธ์นี้ จึงมีวัตถุประสงค์เพื่อลดการใช้พลังงานในระบบปรับอากาศโดยนำความร้อนทิ้งมาใช้ประโยชน์ในระบบปรับอากาศที่จำลองด้วยโปรแกรม TRNSYS version 17 โดยใช้ Evaporative cooling ร่วมกับ Liquid-desiccant dehumidification เป็นระบบปรับอากาศที่รองรับกับศูนย์ข้อมูล ขนาด 4.80x13.10x4.24 m³ ซึ่งต้องการรักษาอุณหภูมิภายในให้ได้ 23-27 องศาเซลเซียสและความชื้นสัมพัทธ์เท่ากับ 50-60% เป็นไปตาม ASHRAE TC 9.9 กำหนดไว้ และจำลองภายใต้สภาพอากาศจังหวัดนครราชสีมาตลอดปี การนำความร้อนทิ้งมา regeneration สารคัดความชื้น ทำให้อากาศมีความชื้นลดลง จากนั้นอากาศจะถูกลดอุณหภูมิโดย Indirect Evaporative Cooler (IEC) และ chiller ขนาด 71 kW จากการจำลองพบว่า IEC เพียงอย่างเดียวไม่สามารถลดอุณหภูมิให้อยู่ในช่วง 23-27 องศาเซลเซียสได้ จึงมีการนำ chiller มาช่วยลดอุณหภูมิ ซึ่งการใช้ IEC 3 เครื่อง ร่วมกับ chiller 3 เครื่อง พบว่าอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ภายในศูนย์ข้อมูลมีค่า 23-27 องศาเซลเซียส และ 58-68% ตามลำดับ อย่างไรก็ตาม ความชื้นสัมพัทธ์มีค่ามากกว่าช่วงที่กำหนดไว้แต่ยังอยู่ในช่วงที่ ASHRAE TC 9.9 อนุญาตและไม่เป็นอันตรายต่ออุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ เมื่อพิจารณาด้านพลังงานพบว่าระบบปรับอากาศดังกล่าวประหยัดได้ถึงร้อยละ 29.85 เมื่อคิดเป็นค่าไฟฟ้ารายปีประหยัดได้ถึง 4.40 แสนบาท (กำหนดค่าไฟฟ้าหน่วยละ 3.90 บาท) นอกจากนี้ การประเมินทางเศรษฐศาสตร์หากมีอายุโครงการ 10 ปี พบว่าระบบปรับอากาศดังกล่าวจะมีระยะเวลาคืนทุนเท่ากับ 5 ปี 10 เดือน

สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล
ปีการศึกษา 2564

ลายมือชื่อนักศึกษา อัมพวรรณ วันดี
ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษา อาทิตย์

AMPHAWAN WANDI : FEASIBILITY STUDY OF AN AIR-CONDITIONING SYSTEM
UTILIZING DATA CENTER WASTE HEAT. THESIS ADVISOR : ASST. PROF. ATIT
KOONSRSISUK, Ph.D., 53 PP.

Keyword: Data Center/Indirect Evaporative Cooling/Waste Heat/TRNSYS/Liquid
Desiccant

With the rapid development of Information and Communications Technology (ICT) industries, the needs for Data Centers (DCs) has grown steadily. So electricity consumption by DCs is increasing. The DC is a room consisting of a large number of ICT devices, e.g. servers, storage systems, routers. The main function of the devices installed in DCs is to process, store, and transmit information. The temperature of the heat generated by the servers is about 35–80 °C. This heat requires 40% more of the air conditioning power to maintain the temperature and humidity in the data center at the level recommended by ASHRAE TC 9.9 Guideline. So an alternative air conditioning system that utilizes the heat generated while consumes less energy was examined in the thesis. This study investigated numerically the annual energy saving potential and system performance of a liquid-desiccant dehumidification and evaporative cooling-assisted air-conditioning system in a DC. The DC room size is 4.80x13.10x4.24 m³. The simulation was performed using TRNSYS version 17. The target room temperature and relative humidity is 23–27 °C and 50–60%, respectively. The dehumidification process is powered by waste heat from the servers in the DC. Various numbers of an Indirect Evaporative Cooler (IEC) and 71-kW chiller were simulated. It was found that a system with 3 chillers and 3 IECs is the most energy efficient option. Its energy consumption is 29.84% less compared with the system with 3 chillers. This can save as much as 440,000 Baht per year when the cost of electricity is 3.90 Baht/kWh. Its payback period is 5 years and 10 months for a 10-year project. Additionally, this option (3 chillers and 3 IECs) can maintain the desired room air conditions temperature all over the year. Although, the room air humidity is slightly above the target but still in accordance with the ASHRAE TC 9.9 Guideline.

School of Mechanical Engineering
Academic year 2021

Student's Signature อัมพวัน วัณดี
Advisor's Signature อ.อติพร

กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณ บุคคล และกลุ่มบุคคลดังต่อไปนี้ที่มีส่วนช่วยให้วิทยานิพนธ์นี้สำเร็จไปได้ด้วยดี เนื่องจากได้รับความช่วยเหลือจากบุคคลและกลุ่มบุคคลที่คอยให้คำแนะนำและให้คำปรึกษาในการทำวิทยานิพนธ์ในการดำเนินงานและความรู้ทางด้านวิชาการ

อันดับแรกผู้วิจัยขอขอบพระคุณบิดา พันตำรวจตรีอำพล วันดี และมารดา นางวรรณา วันดี รวมถึงครอบครัวที่สนับสนุน เป็นกำลังใจในการดำเนินงาน และสนับสนุนการศึกษาของผู้วิจัย ได้ดีเป็นอย่างยิ่ง

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อาทิตย์ คุณศรีสุข อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ที่ให้คำปรึกษาอบรมสั่งสอน ผลักดันการทำงานวิจัย และแนวทางในการทำวิจัยรวมถึงแนะนำการเขียนวิทยานิพนธ์นี้จนเสร็จสมบูรณ์

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

ทุนศักยภาพมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารีที่ให้ความอนุเคราะห์ทุนการศึกษาของผู้วิจัย ทำให้วิทยานิพนธ์นี้จนเสร็จสมบูรณ์

สุดท้ายนี้ ผู้วิจัยขอขอบคุณ เพื่อน ๆ พี่ ๆ น้อง ๆ ภายในกลุ่มวิจัยทุกท่าน โดยเฉพาะอย่างยิ่ง คุณธงชัย เทียมทัต และคุณสิริชัย ดวงเดือน ที่ช่วยเกี่ยวกับเรื่องโปรแกรม TRNSYS

อัมพรรณ วันดี

สารบัญ

หน้า

| | |
|---|-----------|
| บทคัดย่อ (ภาษาไทย)..... | ก |
| บทคัดย่อ (ภาษาอังกฤษ) | ข |
| กิตติกรรมประกาศ | ค |
| สารบัญ..... | ง |
| สารบัญตาราง..... | ช |
| สารบัญรูป..... | ซ |
| คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ | ณ |
| บทที่ | |
| 1 บทนำ..... | 1 |
| 1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหาการวิจัย | 1 |
| 1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย..... | 2 |
| 1.3 ขอบเขตของการวิจัย | 3 |
| 1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ | 3 |
| 2 ปรัชญาบรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง..... | 4 |
| 2.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหา..... | 4 |
| 2.2 ศูนย์ข้อมูล..... | 4 |
| 2.3 ระบบปรับอากาศแบบ Evaporative cooling ร่วมกับ Liquid-desiccant dehumidification | 7 |
| 2.4 สารดูดความชื้นชนิดเหลว (Liquid-desiccant dehumidification)..... | 11 |
| 3 วิธีดำเนินการวิจัย | 13 |
| 3.1 ระบบปรับอากาศสำหรับศูนย์ข้อมูล | 13 |
| 3.1.1 รายละเอียดของศูนย์ข้อมูลที่ใช้ในการศึกษา | 13 |
| 3.1.2 ระบบปรับอากาศที่ศึกษา..... | 14 |
| 3.1.2.1 ระบบปรับอากาศที่ใช้เฉพาะ Chiller | 15 |
| 3.1.2.2 ระบบปรับอากาศที่ใช้เฉพาะ Indirect evaporative cooler | 15 |

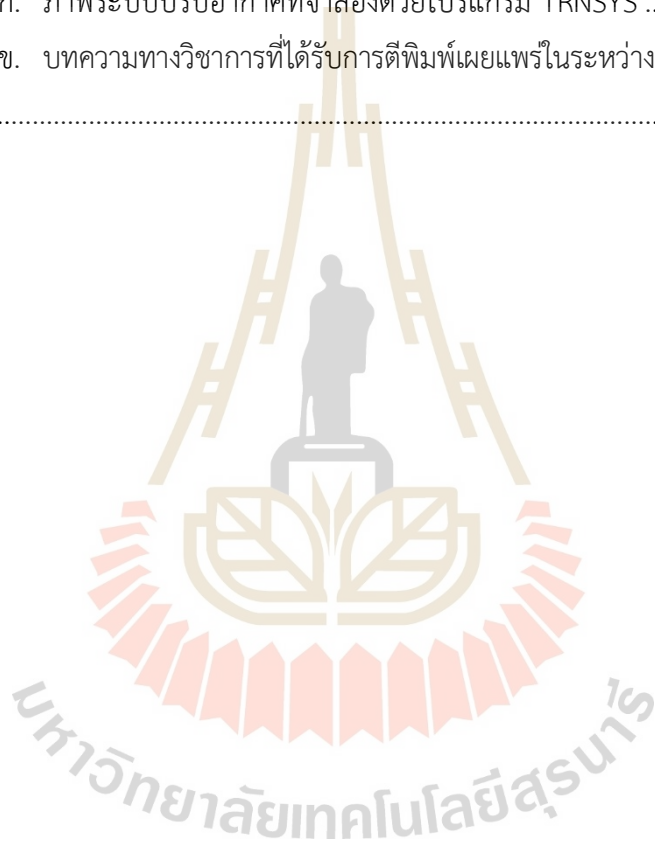
สารบัญ (ต่อ)

หน้า

| | |
|--|-----------|
| 3.1.2.3 ระบบปรับอากาศที่ใช้Liquid desiccant dehumidifier, Indirect evaporative cooler และ Chiller..... | 16 |
| 3.2 การจำลองระบบทำความเย็น | 17 |
| 3.2.1 โปรแกรมที่ใช้ในการจำลอง | 18 |
| 3.2.2 สมการที่ใช้ในการจำลอง | 19 |
| 3.2.3 เงื่อนไขการจำลอง..... | 24 |
| 3.2.4 การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง..... | 26 |
| 3.3 สภาพอากาศที่ใช้ในการจำลอง | 27 |
| 4 ผลการดำเนินการวิจัย | 28 |
| 4.1 ผลการจำลองภาระทำความเย็นของศูนย์ข้อมูล | 28 |
| 4.2 ผลการจำลองระบบปรับอากาศที่ใช้เฉพาะ Chiller | 29 |
| 4.3 ผลการจำลองระบบปรับอากาศที่ใช้เฉพาะ IEC..... | 31 |
| 4.4 ผลการจำลองระบบปรับอากาศที่ใช้ Liquid desiccant dehumidifier, Indirect Evaporative Cooler และ Chiller | 34 |
| 4.5 การประเมินทางด้านเศรษฐศาสตร์ | 36 |
| 4.5.1 ราคาอุปกรณ์และเงื่อนไขการคำนวณทางเศรษฐศาสตร์..... | 37 |
| 4.5.2 ผลการประเมินทางด้านเศรษฐศาสตร์..... | 38 |
| 5 บทสรุปและข้อเสนอแนะ..... | 40 |
| 5.1 ผลสรุปการจำลองระบบปรับอากาศของศูนย์ข้อมูลที่จำลองตามสภาพ แวดล้อมของจังหวัดนครราชสีมา..... | 40 |
| 5.1.1 ผลสรุปภาระทำความเย็น..... | 40 |
| 5.1.2 ผลสรุปการจำลองระบบปรับอากาศที่ใช้เฉพาะ Chiller..... | 40 |
| 5.1.3 ผลสรุปการจำลองระบบปรับอากาศที่ใช้เฉพาะ IEC | 41 |
| 5.1.4 ผลสรุปการจำลองระบบปรับอากาศใช้ Liquid desiccant dehumidifier, Indirect Evaporative Cooler และ Chiller | 41 |
| 5.1.5 ผลสรุปการเปรียบเทียบระบบปรับอากาศที่ติดตั้ง Chiller 3 เครื่อง และระบบปรับอากาศที่ติดตั้ง IEC จำนวน 3 เครื่องร่วมกับ Chiller 3 เครื่อง..... | 41 |

สารบัญ (ต่อ)

| | หน้า |
|--|------|
| 5.2 ข้อเสนอแนะ..... | 41 |
| รายการอ้างอิง..... | 42 |
| ภาคผนวก | |
| ภาคผนวก ก. ภาพระบบปรับอากาศที่จำลองด้วยโปรแกรม TRNSYS | 45 |
| ภาคผนวก ข. บทความทางวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในระหว่างศึกษา..... | 48 |
| ประวัติผู้เขียน..... | 53 |



สารบัญตาราง

| ตารางที่ | หน้า |
|---|------|
| 2.1 สภาพอากาศที่อุปกรณ์ทั้งหมดในศูนย์ข้อมูลทำงานและหยุดทำงาน | 6 |
| 2.2 งานวิจัยที่นำเอาความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูลมาใช้สำหรับระบบปรับอากาศ | 11 |
| 3.1 รายละเอียดของศูนย์ข้อมูลที่ใช้ในการจำลอง | 14 |
| 3.2 Module ของโปรแกรม TRNSYS ที่ใช้ในการจำลอง | 18 |
| 3.3 ขนาดของอุปกรณ์ในระบบปรับอากาศ | 25 |
| 4.1 ราคาอุปกรณ์สำหรับระบบปรับอากาศในศูนย์ข้อมูลที่ใช้ Liquid desiccant dehumidifier, Indirect evaporative cooler และ Chiller | 37 |
| 4.2 เงื่อนไขสำหรับการประเมินมูลค่าทางเศรษฐศาสตร์ | 38 |

สารบัญรูป

| รูปที่ | หน้า |
|--------|--|
| 2.1 | แผนภาพทั่วไปของศูนย์ข้อมูล5 |
| 2.2 | สภาพอากาศที่เหมาะสมสำหรับระบบระบายความร้อนในศูนย์ข้อมูล6 |
| 2.3 | หลักการการทำงานของ Evaporative cooling system.....8 |
| 2.4 | กระบวนการทำงานของระบบปรับอากาศแบบ Direct evaporative cooling.....8 |
| 2.5 | กระบวนการทำงานของระบบปรับอากาศแบบ Indirect evaporative cooling.....9 |
| 2.6 | แผนภาพแสดงลักษณะของ Counter-flow packed column dehumidifier..... 10 |
| 3.1 | แผนภาพเส้นทางการไหลของอากาศอย่างง่ายในระบบปรับอากาศที่มีเฉพาะ Chiller 15 |
| 3.2 | แผนภาพเส้นทางการไหลของอากาศอย่างง่ายในระบบปรับอากาศที่มีเฉพาะ IEC..... 15 |
| 3.3 | หลักการการทำงานของ Indirect evaporative cooler 16 |
| 3.4 | แผนภาพการทำงานของ Liquid desiccant dehumidifier..... 17 |
| 3.5 | แผนภาพเส้นทางการไหลของอากาศอย่างง่ายในระบบปรับอากาศที่ใช้ Liquid desiccant dehumidifier, Indirect evaporative cooler และ Chiller..... 17 |
| 3.6 | ลักษณะทั่วไปของ Server rack 24 |
| 3.7 | หน้าต่างโปรแกรม TRNSYS เมื่อคำนวณภาระทำความเย็น 25 |
| 3.8 | การเปรียบเทียบอุณหภูมิทางออกของ primary air ระหว่างแบบจำลองกับผลการทดลองจากบทความ Meng et al. (2018)..... 26 |
| 4.1 | ภาระทำความเย็นของศูนย์ข้อมูลรายเดือนตลอดปี 28 |
| 4.2 | อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ภายในศูนย์ข้อมูลของการจำลองโดยใช้ Chiller 3 เครื่อง ในระบบปรับอากาศของวันที่ 1 เมษายน 29 |
| 4.3 | พลังงานที่ใช้ของระบบปรับอากาศที่ติดตั้ง Chiller 3 เครื่องแบบรายเดือนตลอดปี 30 |
| 4.4 | อุณหภูมิภายในศูนย์ข้อมูลของการจำลองโดยใช้ IEC 1, 2 และ 3 เครื่อง ในระบบปรับอากาศของวันที่ 1 เมษายน 31 |
| 4.5 | อุณหภูมิสภาพอากาศแวดล้อมของวันที่ 1 เมษายน..... 32 |
| 4.6 | ความร้อนเฉลี่ยรายเดือนที่ดึงออกจากศูนย์ข้อมูลด้วย IEC จำนวน 3 เครื่อง..... 32 |
| 4.7 | ความร้อนเฉลี่ยที่ดึงออกจากศูนย์ข้อมูลด้วย IEC ในช่วงเวลาต่าง ๆ ตลอดปี 33 |

สารบัญรูป (ต่อ)

| รูปที่ | หน้า |
|--|------|
| 4.8 อุณหภูมิภายในศูนย์ข้อมูลของการจำลอง โดยใช้ระบบปรับอากาศผสมผสาน (Hybrid system) | 34 |
| 4.9 พลังงานที่ใช้รายเดือนตลอดปีของระบบปรับอากาศแบบผสมผสานที่ติดตั้ง IEC จำนวน 3 เครื่องร่วมกับ Chiller 3 เครื่อง..... | 35 |
| 4.10 ค่าไฟฟ้ารายเดือนของศูนย์ข้อมูล..... | 35 |
| 4.11 มูลค่าที่ถูกประเมินในแต่ละปีของระบบปรับอากาศในศูนย์ข้อมูลที่ใช้ Liquid desiccant dehumidifier, Indirect evaporative cooler และ Chiller..... | 38 |
| ก.1 แผนผังโปรแกรม TRNSYS ที่จำลองระบบปรับอากาศที่ใช้เฉพาะ Chiller..... | 46 |
| ก.2 แผนผังของระบบปรับอากาศที่มีเฉพาะ Indirect evaporative cooler..... | 46 |
| ก.3 แผนผังของระบบปรับอากาศที่ใช้ Liquid desiccant dehumidifier, Indirect evaporative cooler และ Chiller | 47 |



คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

| | | |
|-------------------------|---|---|
| C_{air} | = | ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ (kJ/kg. °C) |
| $C_{p,d,from_deh}$ | = | ค่าความจุความร้อนจำเพาะของ Desiccant ที่มาจากกระบวนการ Dehumidification (kJ/kg. °C) |
| $C_{p,d,from_reg}$ | = | ค่าความจุความร้อนจำเพาะของ Desiccant ที่มาจากกระบวนการ Regeneration (kJ/kg. °C) |
| $C_{p,d,in,deh}$ | = | ค่าความจุความร้อนจำเพาะของ Desiccant ที่เข้าสู่กระบวนการ Dehumidification (kJ/kg. °C) |
| $C_{p,d,in,reg}$ | = | ค่าความจุความร้อนจำเพาะของ Desiccant ที่เข้าสู่กระบวนการ Regeneration (kJ/kg. °C) |
| C_{p,d,in,deh_tank} | = | ค่าความจุความร้อนจำเพาะของ Desiccant ที่กำลังเข้าถึงของกระบวนการ Dehumidification (kJ/kg. °C) |
| C_{p,d,in,reg_tank} | = | ค่าความจุความร้อนจำเพาะของ Desiccant ที่กำลังเข้าถึงของกระบวนการ Regeneration (kJ/kg. °C) |
| C_{p,d,deh_tank} | = | ค่าความจุความร้อนจำเพาะของ Desiccant ที่อยู่ในถังของกระบวนการ Dehumidification (kJ/kg. °C) |
| C_{p,d,reg_tank} | = | ค่าความจุความร้อนจำเพาะของ Desiccant ที่อยู่ในถังของกระบวนการ Regeneration (kJ/kg. °C) |
| H | = | ความสูง (m) |
| L | = | ความยาว (m) |
| Le | = | Lewis number |
| $\dot{m}_{a,deh}$ | = | อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศในกระบวนการ Dehumidification (kg/s) |
| $\dot{m}_{a,reg}$ | = | อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศในกระบวนการ Regeneration (kg/s) |
| $\dot{m}_{d,in,deh}$ | = | อัตราการไหลเชิงมวลของ Desiccant ในกระบวนการ Dehumidification (kg/s) |
| $\dot{m}_{d,in,reg}$ | = | อัตราการไหลเชิงมวลของ Desiccant ในกระบวนการ Regeneration (kg/s) |
| m_{d,deh_tank} | = | มวลของ Desiccant ที่อยู่ในถังของกระบวนการ Dehumidification (kg) |
| m_{d,reg_tank} | = | มวลของ Desiccant ที่อยู่ในถังของกระบวนการ Regeneration (kg) |
| $\dot{m}_{d,from_deh}$ | = | อัตราการไหลเชิงมวลของ Desiccant มาจากกระบวนการ Dehumidification (kg/s) |
| $\dot{m}_{d,from_reg}$ | = | อัตราการไหลเชิงมวลของ Desiccant มาจากกระบวนการ Regeneration (kg/s) |

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

| | | |
|-----------------------|---|---|
| NTU_{reg} | = | NTU ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในกระบวนการ Dehumidification |
| P_{atm} | = | ค่าความดันบรรยากาศ (bar) |
| P_d | = | ความดันของ Desiccant (Pa) |
| $T_{a,in,deh}$ | = | อุณหภูมิของอากาศที่ทางเข้าสู่กระบวนการ Dehumidification ($^{\circ}C$) |
| $T_{a,in,reg}$ | = | อุณหภูมิของอากาศที่ทางเข้าสู่กระบวนการ Regeneration ($^{\circ}C$) |
| $T_{a,out,deh}$ | = | อุณหภูมิของอากาศที่ทางออกจากกระบวนการ Dehumidification ($^{\circ}C$) |
| $T_{a,out,reg}$ | = | อุณหภูมิของอากาศที่ทางออกจากกระบวนการ Regeneration ($^{\circ}C$) |
| $T_{d,from_deh}$ | = | อุณหภูมิของ Desiccant ที่มาจากกระบวนการ Dehumidification ($^{\circ}C$) |
| $T_{d,from_reg}$ | = | อุณหภูมิของ Desiccant ที่มาจากกระบวนการ Regeneration ($^{\circ}C$) |
| $T_{d,in,deh}$ | = | อุณหภูมิของ Desiccant ที่เข้าสู่กระบวนการ Dehumidification ($^{\circ}C$) |
| $T_{d,in,reg}$ | = | อุณหภูมิของ Desiccant ที่เข้าสู่กระบวนการ Regeneration ($^{\circ}C$) |
| T_{d,in,reg_tank} | = | อุณหภูมิของ Desiccant ที่กำลังเข้าถึงของกระบวนการ Regeneration ($^{\circ}C$) |
| T_{d,deh_tank} | = | อุณหภูมิของ Desiccant ที่อยู่ในถังของกระบวนการ Dehumidification ($^{\circ}C$) |
| T_{d,reg_tank} | = | อุณหภูมิของ Desiccant ที่อยู่ในถังของกระบวนการ Regeneration ($^{\circ}C$) |
| $T_{d,out,deh}$ | = | อุณหภูมิของ Desiccant ที่ออกจากกระบวนการ Dehumidification ($^{\circ}C$) |
| $T_{d,out,reg}$ | = | อุณหภูมิของ Desiccant ที่ออกจากกระบวนการ Regeneration ($^{\circ}C$) |
| T_{d,out,deh_tank} | = | อุณหภูมิของ Desiccant ที่ออกจากถังของกระบวนการ Dehumidification ($^{\circ}C$) |
| T_{d,out,reg_tank} | = | อุณหภูมิของ Desiccant ที่ออกจากถังของกระบวนการ Regeneration ($^{\circ}C$) |
| V_{reg} | = | ความเร็วของอากาศในกระบวนการ Regeneration (m/s) |
| V_{supply} | = | ความเร็วของอากาศที่ไหลเข้าห้องปรับอากาศ (m/s) |
| W | = | ความกว้าง (m) |
| $X_{d,from_deh}$ | = | ความเข้มข้นของ Desiccant ที่มาจากกระบวนการ Dehumidification |
| $X_{d,from_reg}$ | = | ความเข้มข้นของ Desiccant ที่มาจากกระบวนการ Regeneration |
| $X_{d,in,deh}$ | = | ความเข้มข้นของ Desiccant ที่เข้าสู่กระบวนการ Dehumidification |
| $X_{d,in,reg}$ | = | ความเข้มข้นของ Desiccant ที่เข้าสู่กระบวนการ Regeneration |
| X_{d,in,reg_tank} | = | ความเข้มข้นของ Desiccant ที่กำลังเข้าถึงของกระบวนการ Regeneration |
| $X_{d,out,deh}$ | = | ความเข้มข้นของ Desiccant ที่ออกจากกระบวนการ Dehumidification |
| $X_{d,out,reg}$ | = | ความเข้มข้นของ Desiccant ที่ออกจากกระบวนการ Regeneration |
| X_{d,out,deh_tank} | = | ความเข้มข้นของ Desiccant ที่ออกจากถังของกระบวนการ Dehumidification |
| X_{d,out,reg_tank} | = | ความเข้มข้นของ Desiccant ที่ออกจากถังของกระบวนการ Regeneration |

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

| | | |
|--------------------------|---|---|
| X_{d,deh_tank} | = | ความเข้มข้นของ Desiccant ที่อยู่ในถังของกระบวนการ Dehumidification |
| X_{d,reg_tank} | = | ความเข้มข้นของ Desiccant ที่อยู่ในถังของกระบวนการ Regeneration |
| ρ_{air} | = | ความหนาแน่นของอากาศ (kg/m^3) |
| $\rho_{d,from_deh}$ | = | ความหนาแน่นของ Desiccant ที่มาจากกระบวนการ Dehumidification (kg/m^3) |
| $\rho_{d,from_reg}$ | = | ความหนาแน่นของ Desiccant ที่มาจากกระบวนการ Regeneration (kg/m^3) |
| $\rho_{d,in,deh}$ | = | ความหนาแน่นของ Desiccant ที่เข้าสู่กระบวนการ Dehumidification (kg/m^3) |
| $\rho_{d,in,reg}$ | = | ความหนาแน่นของ Desiccant ที่เข้าสู่กระบวนการ Regeneration (kg/m^3) |
| ρ_{d,in,reg_tank} | = | ความหนาแน่นของ Desiccant ที่เข้าสู่ถังในกระบวนการ Regeneration (kg/m^3) |
| $\rho_{d,out,deh}$ | = | ความหนาแน่นของ Desiccant ที่ออกจากกระบวนการ Dehumidification (kg/m^3) |
| $\rho_{d,out,reg}$ | = | ความหนาแน่นของ Desiccant ที่ออกจากกระบวนการ Regeneration (kg/m^3) |
| ρ_{d,reg_tank} | = | ความหนาแน่นของ Desiccant ที่อยู่ในถังของกระบวนการ Regeneration (kg/m^3) |
| $\omega_{a,in,reg}$ | = | ค่าความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศที่ทางเข้าไปยังกระบวนการ Regeneration |
| $\omega_{a,in,deh}$ | = | ค่าความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศที่ทางเข้าไปยังกระบวนการ Dehumidification |
| $\omega_{a,out,deh}$ | = | ค่าความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศที่ทางออกจากกระบวนการ Dehumidification |
| $\omega_{a,out,reg}$ | = | ค่าความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศที่ทางออกจากกระบวนการ Regeneration |
| $\omega_{d,deh}$ | = | ค่าความชื้นของ Desiccant ในกระบวนการ Dehumidification |
| $\omega_{d,reg}$ | = | ค่าความชื้นของ Desiccant ในกระบวนการ Regeneration |
| $\omega_{d,reg} \forall$ | = | ปริมาตร (m^3) |
| \forall_{d,deh_tank} | = | ปริมาตรของ Desiccant ที่อยู่ในถังของกระบวนการ Dehumidification (m^3) |
| \forall_{d,reg_tank} | = | ปริมาตรของ Desiccant ที่อยู่ในถังของกระบวนการ Regeneration (m^3) |

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหาการวิจัย

ปัจจุบันอุตสาหกรรมเทคโนโลยีสารสนเทศและการสื่อสารมีการเติบโตอย่างรวดเร็ว ศูนย์ข้อมูล (data center) ซึ่งเป็นโครงสร้างทางคอมพิวเตอร์ที่ประกอบด้วยอุปกรณ์เทคโนโลยีสารสนเทศและการสื่อสาร (Information and Communications Technology, ICT) จำนวนมาก ที่ติดตั้งเพื่อประมวลผล จัดเก็บและส่งข้อมูล (Joshi and Kumar, 2012) มีจำนวนเพิ่มขึ้นและทำให้การใช้พลังงานเพิ่มเป็นสองเท่าทั่วโลกในช่วงทศวรรษที่ผ่านมา ด้วยการเพิ่มขึ้นล่าสุดบริษัทที่ให้บริการด้านศูนย์ข้อมูล เช่น กำลังประมวลผล หน่วยจัดเก็บข้อมูล software และระบบออนไลน์ต่าง ๆ ผ่านเครือข่าย จึงต้องการประสิทธิภาพสูงในการประมวลผล อย่างไรก็ตาม จำเป็นจะต้องลดค่าใช้จ่ายลงด้วยการใช้พลังงานเนื่องจากความต้องการที่เพิ่มขึ้นของศูนย์ข้อมูลคิดเป็น 1.12–1.50% หรือประมาณ 203.4–271.8 พันล้านกิโลวัตต์ชั่วโมงต่อปีของการใช้พลังงานไฟฟ้าทั่วโลก (Kooimey, 2011) นอกจากนี้ Gantz and Reinsel (2012) ยังระบุว่าความต้องการในการประมวลผลข้อมูลในทุก ๆ 2 ปีจะเพิ่มเป็น 2 เท่า จนถึงปีค.ศ. 2020 ส่งผลให้การใช้พลังงานที่เกี่ยวข้องเพิ่มขึ้นอย่างมากในศูนย์ข้อมูลที่มีความหนาแน่นและประสิทธิภาพสูง

Patterson et al. (2006) สามารถระบุแหล่งที่มาของการใช้พลังงานได้ 3 ส่วน ได้แก่ ด้านเทคโนโลยีสารสนเทศซึ่งรวมถึง server และหน่วยประมวลผลทั้งหมด ด้านระบบจ่ายไฟฟ้า และด้านการทำความเย็นที่รวมถึงอุปกรณ์ที่ใช้ในระบบทำความเย็นที่เกี่ยวข้อง โดย Carbó et al. (2016) ระบุว่ามากกว่า 40% ของการใช้พลังงานทั้งหมดในศูนย์ข้อมูลคือการใช้พลังงานทำความเย็น ด้วยเหตุนี้จึงมีการพยายามที่จะลดหรือใช้พลังงานจากศูนย์ข้อมูลอีกครั้งเพื่อใช้พลังงานได้อย่างคุ้มค่ามากขึ้น

เทคโนโลยีการปรับอากาศชนิดหนึ่งที่น่าสนใจคือ ชนิด Evaporative cooling เป็นเทคโนโลยีที่เป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อมมีการใช้พลังงานน้อยกว่าประมาณ 66% เมื่อเทียบกับระบบที่มีคอมเพรสเซอร์ เนื่องจากพลังงานที่ระบบต้องการมีเพียงพลังงานไฟฟ้าที่จ่ายให้กับเครื่องสูบลมและพัดลม (El-Refaie et al., 2009) โดย Evaporative cooling ใช้การระเหยของน้ำแลกเปลี่ยนความร้อนแฝงของอากาศ อาศัยการออกแบบโดยให้อากาศไหลผ่าน cooling pad ที่มีน้ำไหลจากนั้นน้ำจะดึงเอาความร้อนจากอากาศรอบ ๆ Cooling pad มาใช้ในการระเหยตัว เมื่ออากาศถูกดึงความร้อนออกจะทำให้อุณหภูมิอากาศลดลง

อย่างไรก็ตาม ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ผ่านระบบ Evaporative cooling นี้อาจยังไม่เหมาะสมสำหรับศูนย์ข้อมูลตามที่ ASHRAE TC 9.9 (2011) ได้แนะนำไว้ เนื่องจากละอองน้ำบริเวณ Cooling pad จะปนมากับอากาศได้ (Carry over) จากงานวิจัยของ Kim et al. (2013) และ Mei and Dai (2008) ระบุว่าในสภาพอากาศแบบร้อนชื้น การใช้สารดูดความชื้นเพื่อลดความชื้นออกจากอากาศก่อนเข้าระบบ Evaporative cooling ได้รับความสนใจในวงการวิจัยอย่างมาก ซึ่งประเทศไทยตั้งอยู่ในเขตร้อนชื้นที่มีความชื้นสัมพัทธ์สูงประมาณ 45-95% (Tantasavasdi et al., 2001) ดังนั้น หากในระบบปรับอากาศมีกระบวนการลดความชื้นสัมพัทธ์ (Dehumidification) ก่อนเข้าระบบ Evaporative cooling อาจทำให้การใช้พลังงานในการทำความเย็นของศูนย์ข้อมูลลดลงได้

สารดูดความชื้นที่ดูดซับความชื้นออกจากอากาศแล้วจะมีความเข้มข้นลดลงทำให้ดูดซับความชื้นได้ไม่ดี ดังนั้นจึงต้องมีการไล่ความชื้นออกเพื่อให้สารดูดความชื้นมีศักยภาพในการดูดซับความชื้นอีกครั้ง ซึ่งจะเรียกกระบวนการนี้ว่า “Regeneration” จากงานวิจัยของ O’Connor et al. (2016) ระบุว่า สารดูดความชื้นที่เป็นของแข็ง (solid-desiccant) ต้องการอุณหภูมิในการ Regeneration ประมาณ 80–120 องศาเซลเซียส และจากงานวิจัยของ Longo and Gasparella (2005) กล่าวว่า สารดูดความชื้นแบบของเหลว (Liquid-desiccant) ต้องการอุณหภูมิประมาณ 40–50 องศาเซลเซียส ในการ Regeneration ดังนั้นในวิทยานิพนธ์นี้จึงใช้ Liquid-desiccant เนื่องจากสามารถใช้อุณหภูมิจากความร้อนทิ้งของศูนย์ข้อมูลในการ Regeneration ได้

ในงานวิจัยนี้จึงทำการศึกษาความเป็นไปได้ที่จะนำความร้อนจากศูนย์ข้อมูลมาใช้ในระบบปรับอากาศ เพื่อออกแบบระบบปรับอากาศแบบ Evaporative cooling ร่วมกับ Liquid-desiccant Dehumidification ที่ใช้ความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูลด้วยวิธีการจำลองเชิงตัวเลข และเพื่อประเมินความเป็นไปได้ทางเศรษฐศาสตร์ของการใช้งานระบบปรับอากาศดังกล่าวเป็นระบบปรับอากาศทางเลือกใหม่สำหรับศูนย์ข้อมูลในประเทศไทย

1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

1.2.1 เพื่อออกแบบระบบปรับอากาศแบบ Evaporative cooling ร่วมกับ Liquid-desiccant dehumidification ที่ใช้ความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูลด้วยวิธีการจำลองเชิงตัวเลข

1.2.2 เพื่อประเมินความเป็นไปได้ทางเศรษฐศาสตร์ของการใช้งานระบบปรับอากาศแบบ Evaporative cooling ร่วมกับ Liquid-desiccant dehumidification เป็นระบบปรับอากาศทางเลือกใหม่สำหรับศูนย์ข้อมูลในประเทศไทย

1.3 ขอบเขตของการวิจัย

การศึกษานี้เป็นการออกแบบระบบปรับอากาศแบบ Evaporative cooling ร่วมกับ Liquid-desiccant dehumidification ที่ใช้ความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูลด้วยวิธีการจำลองเชิงตัวเลข และประเมินความเป็นไปได้ทางเศรษฐศาสตร์ของการใช้งานระบบปรับอากาศดังกล่าวเป็นระบบปรับอากาศทางเลือกใหม่สำหรับศูนย์ข้อมูลในประเทศไทย โดยมีขอบเขตการศึกษาดังนี้

- 1.3.1 ศึกษาความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูลที่มีอุณหภูมิอยู่ในช่วง 35–80 องศาเซลเซียส
- 1.3.2 กำหนดให้สภาพอากาศในศูนย์ข้อมูลอยู่ในคลาส A1 ตามที่ ASHRAE TC 9.9 ได้จำแนกไว้
- 1.3.3 ใช้ Evaporative cooling ร่วมกับ Liquid-desiccant dehumidification ในการออกแบบ
- 1.3.4 ใช้ความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูลในกระบวนการ Regeneration
- 1.3.5 วิเคราะห์พลังงานทั้งหมดที่ใช้และ ประเมินความเป็นไปได้ทางเศรษฐศาสตร์ของการใช้งานระบบปรับอากาศดังกล่าว

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

ศูนย์ข้อมูลที่มีระบบปรับอากาศแบบ Evaporative cooling ร่วมกับการใช้ประโยชน์ของความร้อนทิ้งจาก Servers ในกระบวนการ Liquid-desiccant dehumidification จะใช้พลังงานลดลงและเป็นระบบปรับอากาศทางเลือกใหม่สำหรับศูนย์ข้อมูลในประเทศไทย

บทที่ 2

ปริทัศน์วรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

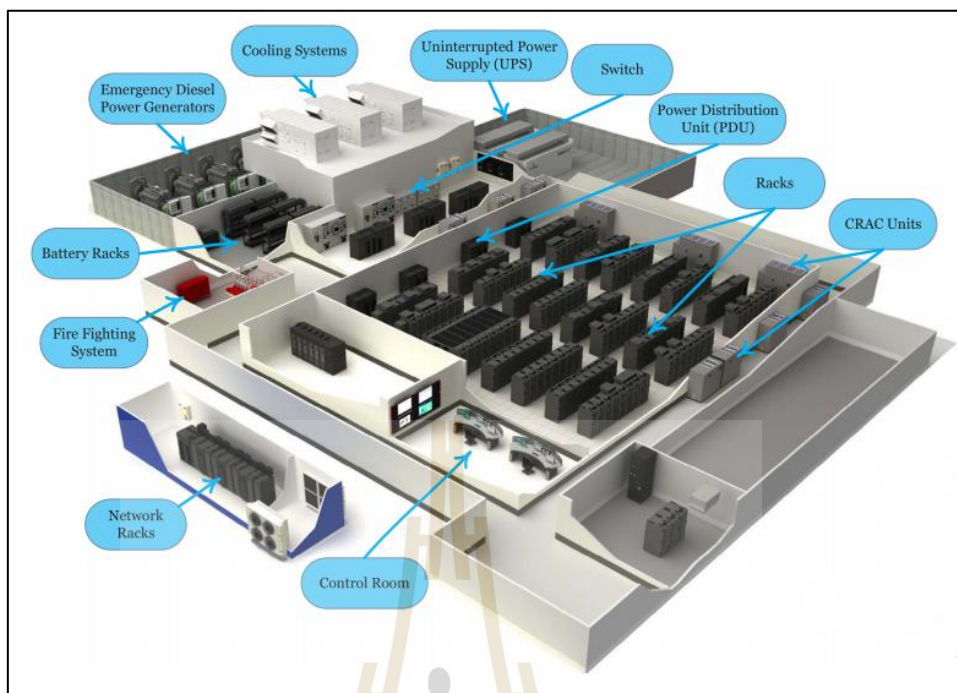
2.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหา

การใช้พลังงานเนื่องจากความต้องการที่เพิ่มขึ้นของศูนย์ข้อมูลที่มีจำนวนอุปกรณ์เทคโนโลยีสารสนเทศและการสื่อสารจำนวนมากคิดเป็น 1.12–1.50% หรือประมาณ 203.4–271.8 พันล้าน กิโลวัตต์ชั่วโมงต่อปีของการใช้พลังงานไฟฟ้าทั่วโลก (Kooimey, 2011) นอกจากนี้ Gantz and Reinsel (2012) ยังระบุว่าความต้องการในการประมวลผลข้อมูลในทุก ๆ 2 ปีจะเพิ่มเป็น 2 เท่า จนถึงปี.ศ. 2020 ส่งผลให้การใช้พลังงานที่เกี่ยวข้องเพิ่มขึ้นอย่างมากในศูนย์ข้อมูลที่มีความหนาแน่นและประสิทธิภาพสูง

Patterson et al. (2006) สามารถระบุแหล่งที่มาของการใช้พลังงานได้ 3 ส่วน ได้แก่ ด้านเทคโนโลยีสารสนเทศซึ่งรวมไปถึง server และหน่วยประมวลผลทั้งหมด ด้านระบบจ่ายไฟฟ้า และด้านการทำความเย็นที่รวมถึงอุปกรณ์ที่ใช้ในระบบทำความเย็นที่เกี่ยวข้อง โดย Carbó et al. (2016) ระบุว่ามากกว่า 40% ของการใช้พลังงานทั้งหมดในศูนย์ข้อมูลคือการใช้พลังงานทำความเย็น ด้วยเหตุนี้ จึงมีการพยายามที่จะลดหรือใช้พลังงานจากศูนย์ข้อมูลอีกครั้งเพื่อใช้พลังงานได้อย่างคุ้มค่ามากขึ้น

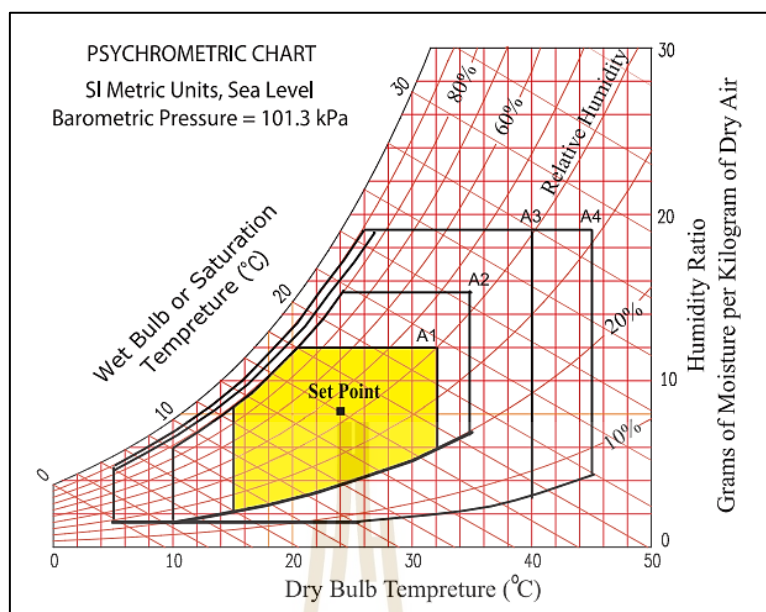
2.2 ศูนย์ข้อมูล

ศูนย์ข้อมูล (Data center) เป็นโครงสร้างทางคอมพิวเตอร์ที่ประกอบด้วยอุปกรณ์เทคโนโลยีสารสนเทศและการสื่อสาร (Information and Communications Technology, ICT) จำนวนมากที่ติดตั้งเพื่อประมวลผล จัดเก็บและส่งข้อมูล นอกจากนี้ยังมีเราเตอร์เครือข่าย อุปกรณ์เสริมและการเชื่อมต่อข้อมูลที่ซับซ้อนและการควบคุมด้านสิ่งแวดล้อม เช่น เครื่องปรับอากาศ ระบบป้องกันอัคคีภัย และระบบรักษาความปลอดภัยระดับสูงที่มีหลายชั้นตอน (Joshi and Kumar, 2012) ส่วนประกอบหลักของศูนย์ข้อมูลโดยทั่วไปแสดงดังรูปที่ 2.1



รูปที่ 2.1 แผนภาพทั่วไปของศูนย์ข้อมูล (Liu et al., 2012)

ศูนย์ข้อมูลจะทำงาน 24 ชั่วโมงต่อเนื่องเป็นเวลา 365 วันตลอดทั้งปี (Cho et al., 2009) การควบคุมสภาพอากาศภายในศูนย์ข้อมูลจึงต้องเข้มงวดเป็นพิเศษ อย่างแรกคือการควบคุมฝุ่นละออง เนื่องจากการนำอากาศจากภายนอกอาคารมาป้อนให้กับระบบปรับอากาศจึงต้องผ่านตัวกรองอากาศ (Filter) ก่อน เพื่อกรองฝุ่นละออง นอกจากนี้ ยังต้องรักษาอุณหภูมิภายในศูนย์ข้อมูลให้เหมาะสมอีกด้วย ในขณะที่เดียวกันต้องมีปริมาณความชื้นที่เหมาะสม เพราะหากความชื้นสูงเกินไปอาจทำให้เกิดการควบแน่นของน้ำบนอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ได้ ในทางกลับกันหากความชื้นต่ำมากอาจทำให้เกิดไฟฟ้าสถิตได้เช่นกัน (Khalaj and Halgamuge, 2017) ดังนั้น สมาคมวิศวกรการทำความร้อน ความเย็นและการปรับอากาศแห่งสหรัฐอเมริกา (American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, ASHRAE) Technical Committee 9.9 จึงได้กำหนดช่วงอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ที่เหมาะสมสำหรับศูนย์ข้อมูลแสดงในแผนภาพ Psychrometric chart ดังรูปที่ 2.2



รูปที่ 2.2 สภาพอากาศที่เหมาะสมสำหรับระบบระบายความร้อนในศูนย์ข้อมูล (Khalaj et al., 2016)

จากรูปที่ 2.2 ASHRAE TC 9.9 (2011) ได้แนะนำสภาพอากาศในสถานะที่อุปกรณ์ทั้งหมดในศูนย์ข้อมูลทำงาน ระบุเป็นค่าอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ที่เหมาะสมสำหรับอากาศที่เข้าสู่บริเวณศูนย์ข้อมูลออกเป็น 4 คลาส โดยแต่ละคลาสสามารถปรับอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ได้ตามขอบเขตต่างกัน อย่างไรก็ตาม หากอุปกรณ์ในศูนย์ข้อมูลทั้งหมดหยุดทำงานก็จะมีช่วงอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ที่ต่างกันดังแสดงในตารางที่ 2.1

ตารางที่ 2.1 สภาพอากาศที่อุปกรณ์ทั้งหมดในศูนย์ข้อมูลทำงานและหยุดทำงาน (ASHRAE TC 9.9, 2011)

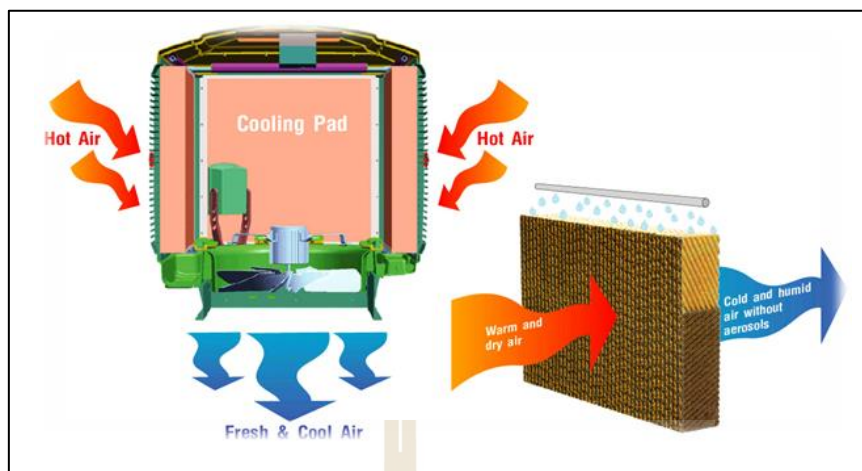
| Classes | Environmental specification | | | |
|--------------------|-----------------------------|--------|---------------------|--------|
| | Equipment in operation | | Equipment power off | |
| | DBT (°C) | RH (%) | DBT (°C) | RH (%) |
| <i>Allowable</i> | | | | |
| A1 | 15-32 | 20-80 | 5-45 | 8-80 |
| A2 | 10-35 | 20-80 | 5-45 | 8-80 |
| A3 | 5-40 | 8-85 | 5-45 | 8-85 |
| A4 | 5-45 | 8-90 | 5-45 | 8-90 |
| <i>Recommended</i> | | | | |
| A1- A4 | 18-27 | 60 | | |

ASHRAE TC 9.9 (2011) ได้แนะนำสภาพอากาศที่เหมาะสมทั้ง 4 คลาส มีอุณหภูมิอยู่ช่วง 18–27 °C ความชื้นสัมพัทธ์เท่ากับ 60% อย่างไรก็ตาม ในแต่ละคลาสจะอนุญาตให้ช่วงอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์คลาดเคลื่อนจากที่แนะนำไว้ดังตารางที่ 2.1 ช่วงอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์จะมากขึ้นตามคลาส A1, A2, A3 และ A4 ตามลำดับ

Gandhi et al. (2009) ระบุว่าพลังงานเกือบทั้งหมดที่จ่ายให้กับ server จะสูญเสียไปในรูปของความร้อน ซึ่งจำเป็นที่จะต้องใช้ระบบระบายความร้อนขนาดใหญ่ขึ้น และจากงานวิจัยของ Ebrahimi et al. (2014) พบว่า ความร้อนที่เกิดจากอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์โดยทั่วไปซึ่งรวมถึงในศูนย์ข้อมูลนั้นจะมีอุณหภูมิไม่เกิน 85 °C Carbó et al. (2016) ระบุว่ามากกว่า 40% ของการใช้พลังงานทั้งหมดในศูนย์ข้อมูลคือการใช้พลังงานทำความเย็น ด้วยเหตุนี้ จึงมีการพยายามที่จะลดหรือใช้พลังงานจากศูนย์ข้อมูลอีกครั้งเพื่อใช้พลังงานได้อย่างคุ้มค่ามากขึ้น

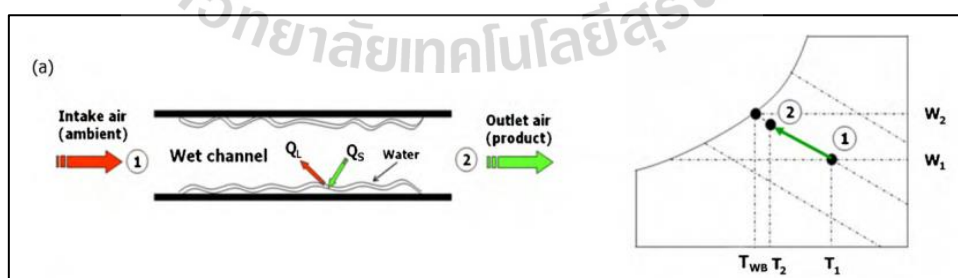
2.3 ระบบปรับอากาศแบบ Evaporative cooling ร่วมกับ Liquid-desiccant dehumidification

ระบบทำความเย็นด้วยการระเหยของน้ำ (Evaporative cooling system) มีหลักการของระบบทำความเย็นด้วยการระเหยของน้ำ อาศัยการออกแบบโดยหลักการพื้นฐานของธรรมชาติ ใช้การระเหยของน้ำแลกเปลี่ยนความร้อนแฝงของอากาศ โดยการไหลของน้ำผ่าน Cooling pad เมื่อน้ำไหลผ่าน Cooling pad ก็จะถูกเพิ่มพื้นที่ผิว และลดแรงตึงผิวระหว่างน้ำกับอากาศ ทำให้น้ำระเหยทันที โดยดึงเอาความร้อนจากอากาศรอบ ๆ Cooling pad มาใช้ในการระเหย เมื่ออากาศถูกดึงความร้อนก็จะทำให้อุณหภูมิลดลง ซึ่งการลดลงของอุณหภูมิขึ้นอยู่กับความชื้นสัมพัทธ์ในอากาศ อุณหภูมิอากาศในขณะนั้น และความเร็วลมที่ไหลผ่านผิวหน้าของ Cooling pad (Bitwise Group, 2552) แสดงดังรูปที่ 2.3 ลักษณะเด่นของระบบทำความเย็นด้วยการระเหยของน้ำ คือ เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม ปราศจากสารทำความเย็น จึงไม่สร้างภาวะเรือนกระจกในชั้นบรรยากาศที่เป็นสาเหตุของภาวะโลกร้อนและเป็นระบบที่ไม่ซับซ้อน ง่ายต่อการบำรุงรักษา ไม่ต้องใช้ผู้เชี่ยวชาญที่มีความรู้เฉพาะ (C. DATA ENGINEERING CO., LTD) โดย Evaporative cooling system แบ่งออกเป็นสองประเภทคือ แบบ Direct Evaporative Cooling (DEC) และ Indirect Evaporative Cooling (IEC)



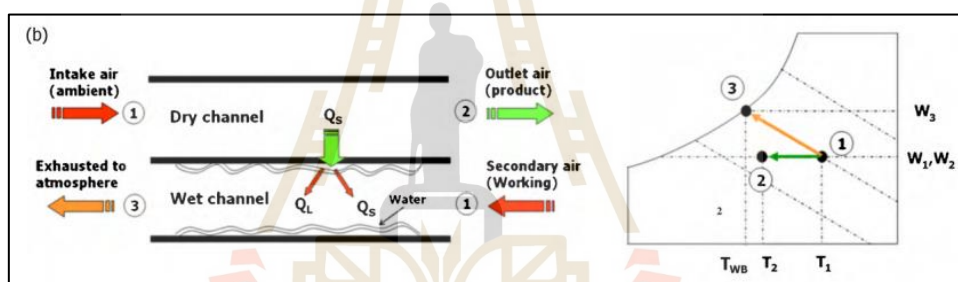
รูปที่ 2.3 หลักการทำงานของ Evaporative cooling system (Bitwise Group, 2552)

Direct Evaporative Cooling (DEC) เป็นระบบทำความเย็นด้วยการระเหยของน้ำโดยตรง คือให้น้ำกับอากาศสัมผัสกันโดยตรง ซึ่งกระบวนการทำงานแสดงได้ดังรูปที่ 2.4 โดยที่อากาศจากภายนอกจะไหลเข้าสู่ระบบในตำแหน่งที่ 1 และไหลออกจากระบบในตำแหน่งที่ 2 จากนั้นอากาศจะถูกจ่ายเข้าห้องปรับอากาศ เมื่อพิจารณาผิวของ cooling pad จะมีน้ำไหลเวียนตลอดเวลา ทำให้น้ำเกิดการระเหยตัวตลอดเส้นทางจากตำแหน่งที่ 1 ไป 2 เนื่องจากน้ำดึงเอาความร้อนรอบ ๆ ตัวมาใช้ในการเปลี่ยนสถานะจากของเหลวกลายเป็นไอ ซึ่งจะดึงเอาความร้อนจากอากาศที่ไหลผ่าน Cooling pad ด้วย ทำให้อุณหภูมิอากาศลดลงตลอดเส้นทาง อย่างไรก็ตาม ความชื้นสัมบูรณ์ก็เพิ่มขึ้นด้วยเช่นกัน



รูปที่ 2.4 กระบวนการทำงานของระบบปรับอากาศแบบ Direct evaporative cooling (Riangvilaikul and Kumar, 2010)

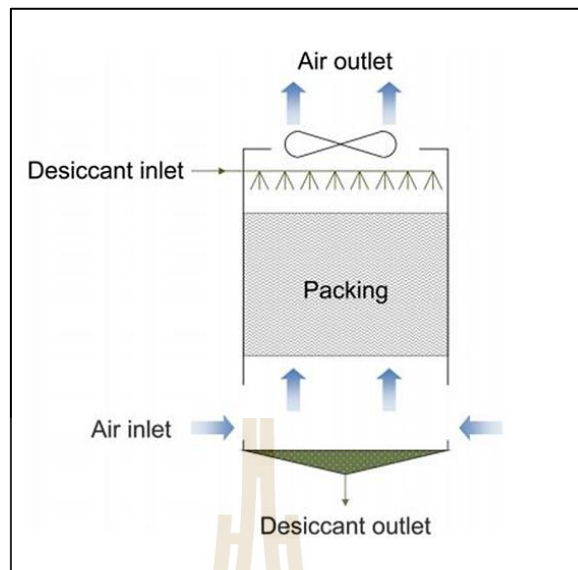
Indirect Evaporative Cooling (IEC) เป็นระบบทำความเย็นด้วยการระเหยของน้ำโดยอ้อม โดยที่น้ำกับอากาศจะไม่สัมผัสกัน ซึ่งแบ่งออกเป็นสองช่องคือ Dry channel และ Wet channel กระบวนการทำงานแสดงได้ดังรูปที่ 2.5 ในเส้นทาง Dry channel อากาศจากภายนอกจะไหลเข้าสู่ระบบตำแหน่งที่ 1 และไหลออกจากระบบในตำแหน่งที่ 2 (Product) จากนั้นอากาศจะถูกจ่ายเข้าห้องปรับอากาศ ส่วนเส้นทาง Wet channel ที่ผิวของ Cooling pad จะมีน้ำไหลเวียนตลอดเวลา ซึ่งในตำแหน่งที่ 1 คืออากาศจากภายนอกจะไหลเข้าสู่ระบบ และไหลออกจากระบบทิ้งสู่สิ่งแวดล้อมในตำแหน่งที่ 3 เส้นทาง Wet channel จะทำงานเหมือนกับระบบ DEC ทำให้อากาศตลอดเส้นทาง Wet channel มีอุณหภูมิลดลงและมีอุณหภูมิต่ำกว่าอากาศใน Dry channel ส่งผลให้เกิดการถ่ายเทความร้อนของอากาศจาก Dry channel สู่ Wet channel และอุณหภูมิอากาศใน Dry channel ลดลงตลอดเส้นทาง โดยที่อากาศไม่ได้สัมผัสกับน้ำโดยตรง ความชื้นสัมบูรณ์จึงคงที่ (Riangvilaikul and Kumar, 2010)



รูปที่ 2.5 กระบวนการทำงานของระบบปรับอากาศแบบ Indirect evaporative cooling (Riangvilaikul and Kumar, 2010)

จากงานวิจัยของ Kim et al. (2013) และ Mei and Dai (2008) ระบุว่าในสภาพอากาศแบบร้อนชื้น การใช้สารดูดความชื้นเพื่อลดความชื้นออกจากอากาศก่อนเข้าระบบ Evaporative cooling ได้รับความสนใจในวงการวิจัยอย่างมาก ซึ่งประเทศไทยก็ตั้งอยู่ในเขตร้อนชื้นจึงควรทำให้อากาศมีความชื้นลดลงก่อนจะลดอุณหภูมิของอากาศที่จ่ายเข้าห้องปรับอากาศ

การลดความชื้นด้วยสารดูดความชื้นแบบของเหลว (Liquid-desiccant dehumidification) ประกอบด้วยของไหล 2 ชนิด คือ อากาศที่ต้องการลดความชื้นและ Liquid-desiccant แสดงแผนภาพของการไหลได้ดังรูปที่ 2.6



รูปที่ 2.6 แผนภาพแสดงลักษณะของ Counter-flow packed column dehumidifier
(Koronaki et al., 2013)

จากรูปที่ 2.6 จะเห็นว่า Liquid-desiccant ถูกฉีดพ่นจากด้านบนลงมาที่ Packing เพื่อให้สัมผัสกับอากาศและดูดความชื้นออกจากอากาศที่เข้ามาในระบบ ดังนั้นอากาศที่ผ่านกระบวนการนี้แล้วจะมีความชื้นลดลง (Koronaki et al., 2013) และ liquid-desiccant ที่ดูดซับความชื้นออกจากอากาศแล้วจะมีความเข้มข้นลดลงทำให้ดูดซับความชื้นได้ไม่ดี จึงต้องมีการไล่ความชื้นออกเพื่อทำให้สารดูดความชื้นมีศักยภาพในการดูดซับความชื้นอีกครั้ง ซึ่งจะเรียกกระบวนการนี้ว่า Regeneration โดยการทำให้ Liquid-desiccant มีอุณหภูมิสูงขึ้นเพื่อคายความชื้นออก

โดยงานวิจัยที่นำเอาความร้อนจากศูนย์ข้อมูลมาใช้ในระบบปรับอากาศสามารถแสดงได้ดังตารางที่ 2.2

ตารางที่ 2.2 งานวิจัยที่นำเอาความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูลมาใช้สำหรับระบบปรับอากาศ

| Authors | System description | Method | System performance/outcomes | | |
|-------------------|--|------------|-----------------------------|--------------------------|---------------------------------|
| | | | Operating power reduced | Energy consumption saved | Power usage effectiveness (PUE) |
| Kim et al. (2014) | Liquid desiccant and IEC/DEC system | Simulation | 95.4% | 84.2% | 1.07 |
| Ham et al. (2015) | Nine types of air-side economizer (equipped with DEC, ultrasonic humidifier, heat pipe and heat wheel) | Simulation | N/A | 47.5 – 67.2% | N/A |

ในตารางที่ 2.2 จะเห็นว่าระบบที่ถูกออกแบบจากงานวิจัยต่าง ๆ มีการนำเอาระบบปรับอากาศแบบ Evaporative cooling มาใช้ทั้งแบบ DEC และ IEC นอกจากนี้ยังมีการลดความชื้นของอากาศอีกด้วย ในงานวิจัยของ Kim et al. (2014) ได้ใช้ความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูลที่มีอุณหภูมิเท่ากับ 65 °C มาใช้ในกระบวนการ Regeneration ให้ Liquid-desiccant ซึ่งเป็นงานวิจัยที่จำลองในประเทศเกาหลีใต้ โดยศักยภาพของระบบที่ออกแบบสามารถประหยัดพลังงานได้มาก ดังนั้นวิทยานิพนธ์นี้จึงนำเสนอการออกแบบระบบปรับอากาศแบบ Evaporative cooling ร่วมกับ Liquid-desiccant dehumidification ที่ใช้ความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูลด้วยวิธีการจำลองเชิงตัวเลขและเพื่อประเมินความเป็นไปได้ทางเศรษฐศาสตร์ของการใช้งานระบบปรับอากาศดังกล่าวเพื่อเป็นระบบปรับอากาศทางเลือกใหม่สำหรับศูนย์ข้อมูลในประเทศไทย

2.4 สารดูดความชื้นชนิดเหลว (Liquid-desiccant dehumidification)

สารดูดความชื้นชนิดเหลวเป็นสารลดความชื้นที่มีหลักการทำงานโดยอาศัยความดันไอที่ต่ำกว่าความดันไอน้ำในอากาศ โดยที่อุณหภูมิเดียวกันอากาศจะถูกลดความดันไอลง ส่งผลให้ความชื้นในอากาศลดลง ซึ่งความดันไอของสารดูดความชื้นจะขึ้นกับอุณหภูมิและความเข้มข้นของสารละลาย โดยมีอิทธิพลของปัจจัยดังกล่าวคือ เมื่อสารละลายมีความเข้มข้นเพิ่มขึ้นส่งผลให้มีความดันไอน้ำที่บริเวณผิวสารละลายมีค่าต่ำลง และสามารถดูดความชื้นจากอากาศที่มีความดันไอสูงได้ดีขึ้น ขณะที่เมื่อสารดูดความชื้นมีอุณหภูมิสูงขึ้นส่งผลให้ความดันไอของสารดูดความชื้นสูงขึ้นตามไปด้วย ดังนั้น สารดูดความชื้นจะมีความสามารถในการดูดความชื้นในอากาศได้ลดลง

จากอิทธิพลทางด้านอุณหภูมิจและความเข้มข้นของสารละลายที่ส่งผลถึงความสามารถในการดูดความชื้นส่งผลให้ต้องมีการควบคุมอุณหภูมิและความเข้มข้นของสารละลายขณะใช้งานสารดูดความชื้นชนิดเหลวควบคู่กันเสมอ



บทที่ 3

วิธีดำเนินการวิจัย

ในหัวข้อวิธีการดำเนินการวิจัยของวิทยานิพนธ์นี้ได้นำเสนอหัวข้อวิธีดำเนินงาน โดยมีรายละเอียด ได้แก่ ระบบปรับอากาศสำหรับสำหรับศูนย์ข้อมูลซึ่งประกอบไปด้วย รายละเอียดของ ศูนย์ข้อมูลและระบบปรับอากาศแบบต่าง ๆ ที่ใช้เฉพาะ Chiller ใช้เฉพาะ Indirect evaporative cooler และระบบปรับอากาศที่มี Liquid-desiccant dehumidifier รวมถึงโปรแกรมที่ทำการ จำลอง การตรวจสอบความถูกต้องของอุปกรณ์ สมการที่ใช้สำหรับการจำลองในกระบวนการต่าง ๆ

3.1 ระบบปรับอากาศสำหรับสำหรับศูนย์ข้อมูล

ในการศึกษานี้เป็นการศึกษาความเป็นไปได้ของการใช้ความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูล สำหรับระบบปรับอากาศ โดยมีวัตถุประสงค์เพื่อออกแบบระบบปรับอากาศแบบ Evaporative cooling ร่วมกับ Liquid-desiccant dehumidification ที่ใช้ความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูลด้วย วิธีการจำลองเชิงตัวเลข และเพื่อประเมินความเป็นไปได้ทางเศรษฐศาสตร์ของการทำงานระบบปรับอากาศแบบ Evaporative cooling ร่วมกับ Liquid-desiccant dehumidification เป็นระบบปรับอากาศทางเลือกใหม่ สำหรับศูนย์ข้อมูลในประเทศไทยซึ่งคาดว่าจะประหยัดพลังงานมากขึ้น และเป็นระบบปรับอากาศทางเลือกใหม่สำหรับศูนย์ข้อมูลในประเทศไทยซึ่งมีวิธีการดำเนินงานของระบบและห้องปรับอากาศสำหรับการศึกษานี้ โดยรายละเอียดจะประกอบไปด้วย

- รายละเอียดของศูนย์ข้อมูลที่ใช้ในการศึกษา ในหัวข้อนี้จะได้กล่าวถึงขนาดพื้นที่ปรับอากาศ รวมถึงภาระทำความเย็นของอาคาร
- ระบบปรับอากาศที่ศึกษา ในหัวข้อนี้จะได้กล่าวถึงระบบปรับอากาศที่ศึกษา รวมถึงแนวคิดของแต่ละระบบ

โดยในแต่ละหัวข้อมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

3.1.1 รายละเอียดของศูนย์ข้อมูลที่ใช้ในการศึกษา

ศูนย์ข้อมูลที่ใช้จำลองผ่านโปรแกรม TRNSYS จำเป็นต้องทราบข้อมูลและรายละเอียด เฉพาะ เช่น วัสดุที่ใช้สร้างห้องศูนย์ข้อมูล ค่าความร้อนที่ Server ปลดปล่อยออกมาในขณะที่ทำงาน ซึ่งเป็น ข้อมูลที่ไม่ค่อยเปิดเผยเนื่องจากด้านปลอดภัย ดังนั้น รายละเอียดห้องศูนย์ข้อมูลส่วนใหญ่ จึงนำมาจาก บทความ Ham and Jeong (2016) ส่วนสภาพอากาศที่ใช้จำลองคือ สภาพอากาศของจังหวัด นครราชสีมา ประเทศไทย โดยข้อมูลสภาพอากาศนี้สามารถเลือกได้จากโปรแกรม TRNSYS รายละเอียด แสดงดังตารางที่ 3.1

ตารางที่ 3.1 รายละเอียดของศูนย์ข้อมูลที่ใช้ในการจำลอง

| | |
|-------------------------|--|
| ที่ตั้ง | จังหวัดนครราชสีมา |
| พื้นที่อาคารศูนย์ข้อมูล | 4.80×13.10×4.24 m ³ (กว้าง×ยาว×สูง) |
| Racks | 20 Racks |
| Heat gain | Server: 10 kW/rack Lighting: 10 W/m ² |
| U-value | Exterior wall: 0.5110 W/m ² K Interior wall: 1.2600 W/m ² K Floor: 26.2200 W/m ² K Roof: 0.3160 W/m ² K |
| Supply air flow | 12.8160 kg/s |
| Schedule | 24 hrs, Continuous operation |

ขนาดศูนย์ข้อมูลจากบทความ Ham and Jeong (2016) ได้ระบุขนาดไว้ชัดเจนภายในศูนย์ข้อมูลประกอบด้วย Server จำนวน 20 ตู้ โดยปล่อยความร้อนออกมาตู้ละ 10 kW นอกจากนี้ ยังมีความร้อนที่เกิดขึ้นจากไฟฟ้าส่องสว่างคิดเป็น 10 W/m² ในการจำลองกำหนดให้ Server ทำงานเต็มภาระการทำงาน (Full-load) เป็นเวลา 24 ชั่วโมงต่อเนื่องตลอดทั้งปี คิดเป็นจำนวนทั้งหมด 8760 ชั่วโมง

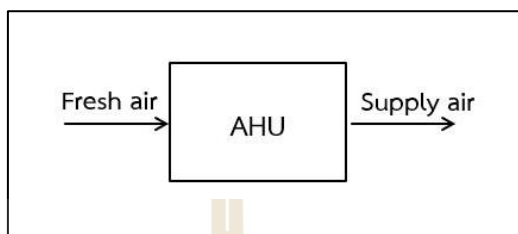
การจำลองผ่านโปรแกรม TRNSYS จำเป็นต้องทราบรายละเอียดเฉพาะ เช่น วัสดุที่ใช้สร้างห้อง โดยกำหนดเป็นค่า U-value ป้อนเข้าไปในโปรแกรม ซึ่ง U-value หรือค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (Heat transfer coefficient) คือ ปริมาณความร้อนที่ไหลผ่านเข้ามาในส่วนหนึ่งของอาคารคงที่ โดยที่อุณหภูมิอากาศของทั้งสองด้านแตกต่างกัน มีหน่วยเป็น W/m²K ยังมีค่าน้อยหมายถึง มีความเป็นฉนวนมาก ทั้งนี้ขึ้นกับความหนาและค่าการนำความร้อน (Thermal conductivity, k) ของวัสดุนั้น ๆ ด้วย จากตารางที่ 3.1 ค่า U-value ของผนังภายนอก ผนังภายใน และพื้นใช้ค่าจากบทความ Ham and Jeong (2016) ส่วน ค่า U-value ของหลังคานำมาจากบทความ Kim et al. (2014)

3.1.2 ระบบปรับอากาศที่ศึกษา

ในหัวข้อนี้เป็นการระบบปรับอากาศที่ใช้ในการจำลอง โดยแบ่งออกเป็นทั้งหมด 3 ลักษณะ โดยมีรายละเอียดเป็นดังต่อไปนี้

3.1.2.1 ระบบปรับอากาศที่ใช้เฉพาะ Chiller

ระบบปรับอากาศที่ใช้เฉพาะ Chiller ทำความเย็นให้กับห้องศูนย์ข้อมูล เพื่อทำการควบคุมอุณหภูมิให้อยู่ในระดับที่กำหนด เส้นทางการไหลของอากาศเป็นไปดังรูปที่ 3.1

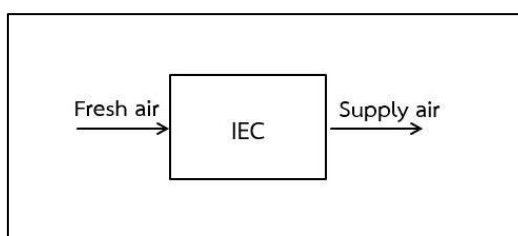


รูปที่ 3.1 แผนภาพเส้นทางการไหลของอากาศอย่างง่ายในระบบปรับอากาศที่มีเฉพาะ Chiller

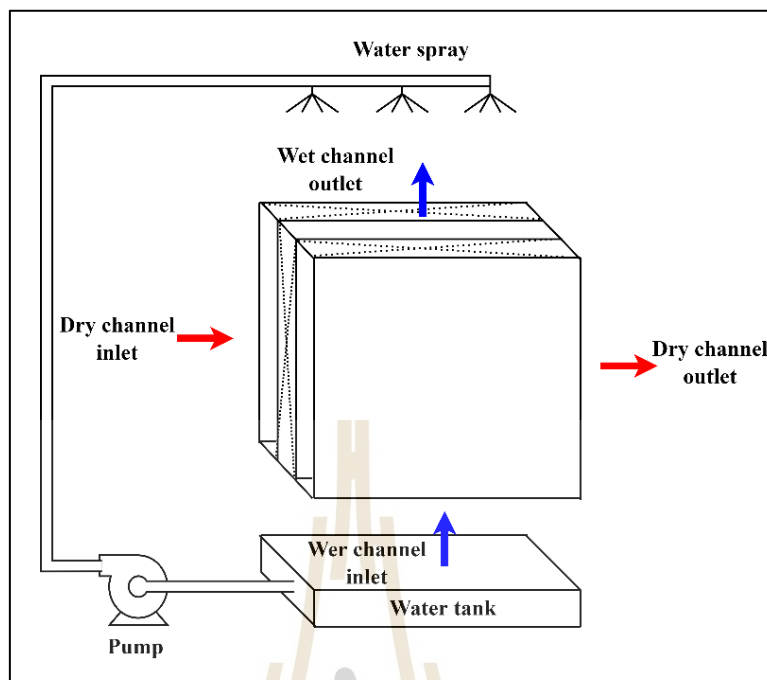
ระบบนี้จะนำอากาศมาไหลเข้าเครื่องส่งลมเย็น (Air Handling Unit, AHU) โดยมี Chiller สร้างน้ำเย็นแล้วส่งมาที่ AHU เมื่ออากาศไหลผ่าน AHU อุณหภูมิของอากาศจะลดลงก่อนจ่ายเข้าสู่ห้องปรับอากาศ อย่างไรก็ตาม ระบบนี้เป็นระบบที่ใช้พลังงานในการปรับอากาศสูงจึงเป็นที่มาของระบบในหัวข้อ 3.1.2.2 ที่ใช้ Indirect evaporative cooler ซึ่งสามารถลดอุณหภูมิของอากาศได้และคาดว่าใช้พลังงานน้อยกว่า

3.1.2.2 ระบบปรับอากาศที่ใช้เฉพาะ Indirect evaporative cooler

ในหัวข้อนี้เป็นการระบบปรับอากาศที่ใช้ Indirect evaporative cooler (IEC) ในการลดอุณหภูมิอากาศก่อนเข้าห้องปรับอากาศ โดยระบบนี้มีข้อดีคือสามารถช่วยลดอุณหภูมิอากาศได้ดี โดยที่อุปกรณ์ที่ใช้นั้นใช้พลังงานไฟฟ้าน้อยกว่าการใช้ Chiller เพียงอย่างเดียว เส้นทางการไหลของอากาศเป็นไปดังรูปที่ 3.2



รูปที่ 3.2 แผนภาพเส้นทางการไหลของอากาศอย่างง่ายในระบบปรับอากาศที่มีเฉพาะ IEC



รูปที่ 3.3 หลักการทำงานของ Indirect evaporative cooler

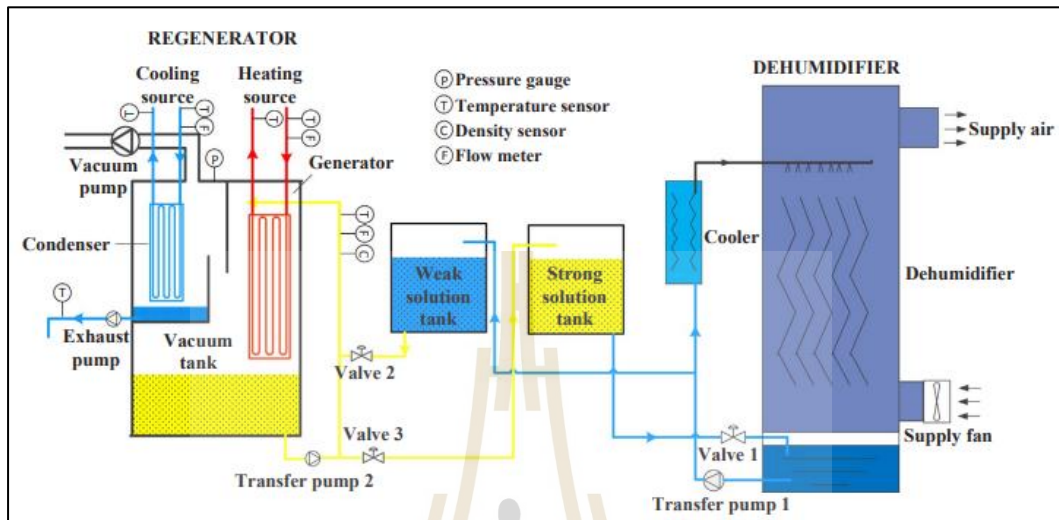
โดยระบบปรับอากาศในหัวข้อนี้จะใช้อากาศ 2 กระแส โดยเป็นกระแสในช่องแห้ง (Dry channel) และช่องเปียก (Wet channel) ดังรูปที่ 3.3 โดยอากาศที่เข้าช่องแห้งจะเป็นอากาศจากภายนอก โดยจะถูกลดอุณหภูมิด้วยการทิ้งความร้อนสู่ช่องเปียก และจ่ายเข้าสู่ห้องปรับอากาศ ในขณะที่อากาศที่เข้าช่องเปียกเป็นอากาศจากภายนอกเช่นเดียวกัน แต่แตกต่างที่มีการถูกสเปรย์น้ำเพื่อให้อุณหภูมิลดลงสำหรับรับความร้อนจากช่องแห้งและทิ้งสู่ภายนอก (Riangvilaikul and Kumar, 2019)

อย่างไรก็ตาม ระบบปรับอากาศที่ใช้เฉพาะ Indirect evaporative cooler นั้นไม่สามารถควบคุมอุณหภูมิของห้องปรับอากาศได้ จึงมีแนวคิดในการนำมาใช้ร่วมกับ Chiller เพื่อลดพลังงานในการปรับอากาศลง อีกทั้งยังมีการนำ liquid desiccant dehumidifier มาร่วมในการลดความชื้นอีกด้วยจึงเป็นที่มาของระบบในหัวข้อ 3.1.2.3

3.1.2.3 ระบบปรับอากาศที่ใช้ Liquid desiccant dehumidifier, Indirect evaporative cooler และ Chiller

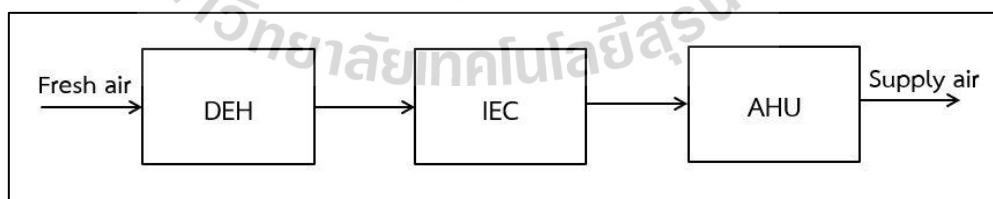
อุปกรณ์ที่สำคัญของระบบนี้คือ Liquid desiccant dehumidifier โดยรายละเอียดเป็นดังรูปที่ 3.4 โดยอากาศที่ต้องการลดความชื้นจะเข้าที่ Dehumidifier และเมื่อผ่านไปความชื้นจะลดลง โดยความชื้นดังกล่าวไปอยู่ในสารดูดความชื้นทำให้ความเข้มข้นของสารละลายลดลง ดังนั้น จึงจำเป็นต้องไล่ความชื้นออกโดยส่งไปที่ Regenerator เพื่อให้ความร้อนกับสารละลาย

ความเข้มข้นต่ำโดยแหล่งความร้อนมาจากศูนย์ข้อมูล จากนั้นจึงนำอากาศอีกกระแสมารับความชื้นที่ออกจากสารละลายเพื่อให้ความเข้มข้นสูงขึ้นและนำไปใช้ลดความชื้นต่อไป



รูปที่ 3.4 แผนภาพการทำงานของ Liquid desiccant dehumidifier (Yon et al., 2018)

ระบบปรับอากาศในหัวข้อนี้ใช้ Liquid desiccant dehumidifier, Indirect evaporative cooler และ Chiller โดยมีรายละเอียดดังรูปที่ 3.5 โดยอากาศก่อนเข้าศูนย์ข้อมูล จะถูกลดความชื้นโดย Liquid desiccant dehumidifier หลังจากนั้นอากาศจะถูกลดอุณหภูมิโดย Indirect evaporative cooler และ Chiller ตามลำดับก่อนเข้าสู่ห้องปรับอากาศ



รูปที่ 3.5 แผนภาพเส้นทางการไหลของอากาศอย่างง่ายในระบบปรับอากาศที่ใช้ Liquid desiccant dehumidifier, Indirect evaporative cooler และ Chiller

3.2 การจำลองระบบทำความเย็น

ในหัวข้อการจำลองระบบทำความเย็นแบ่งออกเป็น 4 หัวข้อย่อย ได้แก่ โปรแกรมที่ใช้ในการจำลอง ซึ่งกล่าวถึงเหตุผลและข้อดีของโปรแกรมดังกล่าว ถัดไปเป็นการแสดงรายละเอียดของ

การจำลองและสมการที่เกี่ยวข้องของอุปกรณ์หลักในระบบปรับอากาศ สมการที่ใช้ในการจำลอง
เงื่อนไขการจำลองและการตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง











3.2.1 โปรแกรมที่ใช้ในการจำลอง

ในงานวิจัยนี้ได้ทำการจำลองระบบปรับอากาศโดยใช้ TRNSYS เวอร์ชัน 17 ซึ่งเป็นโปรแกรมซอฟต์แวร์ที่ใช้จำลองทางด้านพลังงานความร้อน พลังงานไฟฟ้าและสามารถใช้จำลองระบบไดนามิกอื่น ๆ นอกจากนี้ โปรแกรม TRNSYS เป็นโปรแกรมที่มีความเรียบง่ายเนื่องจากสามารถนำ Module สำเร็จรูปมาใช้งานได้ Module ของโปรแกรม TRNSYS ที่ใช้ในการจำลองระบบทำความเย็น โดยมีรายละเอียดดังตารางที่ 3.2

ตารางที่ 3.2 Module ของโปรแกรม TRNSYS ที่ใช้ในการจำลอง

| ลำดับ | ชื่อ | รูป | ชนิด | หน้าที่ |
|-------|---|---|------|------------------------------------|
| 1 | ON/OFF Differential Controller; Old Control Strategy |  | 2 | ควบคุมการเปิด-ปิดของ อุปกรณ์ |
| 2 | Storage Tank; Fixed Inlets, Uniform Losses |  | 4a | เก็บสารดูดความชื้นแบบ ของเหลว |
| 3 | Counter Flow Heat Exchanger: Counter Flow |  | 5b | แลกเปลี่ยนความร้อน |
| 4 | Weather Data Processor; Combines data reading, radiation processing and sky temperature calculations |  | 15 | เก็บข้อมูลสภาพอากาศ |
| 5 | Printer - TRNSYS-supplied units printed to output file |  | 25 | ส่งออกข้อมูล |
| 6 | Cooling Tower: Performance from External Data File |  | 51a | ระบายความร้อน |
| 7 | Multi-Zone Building |  | 56 | ห้องศูนย์ข้อมูล |
| 8 | Online graphical plotter |  | 65 | แสดงผลแบบกราฟ |
| 9 | Data scope |  | 76 | แสดงผลที่ ต้องการ ณ ตำแหน่งนั้น |

ตารางที่ 3.2 Module ของโปรแกรม TRNSYS ที่ใช้ในการจำลอง (ต่อ)

| ลำดับ | ชื่อ | รูป | ชนิด | หน้าที่ |
|-------|---|---|------|---------------------------------|
| 10 | Multi-Dimension Data Interpolation: 1 Independent Variable |  | 581 | ประมาณค่าของข้อมูลที่อยู่ในช่วง |
| 11 | Air Diverting Valve w/Up to 100 Outlets |  | 646 | ท่ออากาศแยก |
| 12 | Fluid Diverting Valve w/Up to 100 Outlets |  | 647 | ท่อของไหลแยก |
| 13 | Air Mixing Valve w/Up to 100 Inlets |  | 648 | ท่ออากาศร่วม |
| 14 | Mixing Valve for Fluids w/Up to 100 Inlets |  | 649 | ท่อของไหลร่วม |
| 15 | Single-Speed Pump |  | 654 | เพิ่มความดันให้ของไหล |
| 16 | Water-Cooled Chiller |  | 666 | ทำน้ำเย็น |
| 17 | Indirect Evaporative Cooler |  | 757 | ลดอุณหภูมิอากาศ |
| 18 | Water Source Heat Pump Model - Normalized Performance |  | 919 | ลดอุณหภูมิอากาศ |
| 19 | Equation |  | - | ป้อนสมการ |

3.2.2 สมการที่ใช้ในการจำลอง

ในหัวข้อนี้กล่าวถึงสมการที่ใช้ในการจำลองของอุปกรณ์ Liquid desiccant dehumidifier, Regenerator และ Dehumidifier ซึ่ง Module ที่มีอยู่ในโปรแกรม TRNSYS ไม่สามารถรองรับกับความต้องการที่ใช้จำลองได้ จึงจำเป็นต้องใช้การจำลองเชิงตัวเลขมาใช้ในการคำนวณ ประกอบไปด้วยสมการที่เกี่ยวข้องกับการจำลอง Liquid desiccant dehumidifier Regenerator และ Dehumidifier

สำหรับสมการที่ใช้ในการจำลอง Liquid desiccant dehumidifier ประกอบด้วย

$$\dot{m}_{a,deh} = \frac{(V_{supply} \times \rho_{air} \times \pi \times 0.15^2)}{4} \quad (3.1)$$

$$\dot{m}_{a,reg} = V_{supply} \times \rho_{air} \times 0.20 \times 0.18 \quad (3.2)$$

$$\dot{m}_{a,w} = V_{supply} \times \rho_{air} \times 0.18 \times 0.18 \quad (3.3)$$

$$Le = \frac{(V_{supply} \times \rho_{air} \times \pi \times 0.15^2)}{(h_d \times c_{p,air} \times 0.000001)} \quad (3.4)$$

$$\nabla = H \times L \times W \quad (3.5)$$

$$NTU_{deh} = \frac{(h_d \times \alpha \times \nabla)}{(1,000 \times \dot{m}_{a,deh} + 0.00000001)} \quad (3.6)$$

$$NTU_{reg} = \frac{(h_d \times \alpha \times \nabla)}{(1,000 \times \dot{m}_{a,reg} + 0.00000001)} \quad (3.7)$$

สำหรับสมการที่ใช้ในการจำลอง Regenerator ประกอบด้วย

$$\rho_{d,in,reg} = 1,006.4 + \left(5.635 \times X_{in,reg}\right) + \left(0.0234 \times X_{in,reg}^2 \times T_{d,reg}\right) - \left(0.0057 \times X_{in,reg} \times T_{d,reg}\right) - \left(0.1813 \times T_{d,in,reg}\right) - \left(\frac{5}{(10,000 \times T_{d,in,reg})}\right) \quad (3.8)$$

$$\dot{m}_{d,reg} = \rho_{d,in,reg} \times \left(\frac{22.41}{60 \times 1,000}\right) \quad (3.9)$$

$$C_{d,in,reg} = \frac{4,191.3 - \left(55.635 \times X_{in,reg}\right) + \left(0.2473 \times X_{in,reg}^2\right) + \left(0.0151 \times X_{in,reg} \times T_{d,in,reg}\right) + \left(1.1499 \times T_{d,in,reg}\right) + \left(0.002 \times X_{d,in,reg}^2\right)}{1,000} \quad (3.10)$$

$$\omega_{d,reg} = \frac{0.622 \times P_d}{\left\{\left(\left(P_{atm} \times 101325\right) - P_d\right) + 0.000001\right\}} \quad (3.11)$$

$$\omega_{a,out,reg} = \left((1 - 2.718^{-NTU}) \times \omega_{d,reg} \right) + \left(\omega_{a,in} \times 2.718^{-NTU} \right) \quad (3.12)$$

$$T_{a,out,reg} = \left((1 - 2.718^{-NTU \times Le}) \times T_{d,in,reg} \right) + \left(T_{d,in,reg} \times 2.718^{-NTU \times Le} \right) \quad (3.13)$$

$$X_{d,out,reg} = X_{d,in,reg} \times \left(\frac{1}{1 + \left[\left(\dot{m}_{a,reg} / \dot{m}_{d,reg} \right) \times (\omega_{a,in} - \omega_{a,out,reg}) \right]} \right) \quad (3.14)$$

$$T_{d,out,reg} = T_{d,in,reg} - \left[\frac{\dot{m}_{a,reg} \times c_{p,air} \times (T_{a,out,reg} - T_{a,in})}{0.000001 + (\dot{m}_{d,reg} \times c_{p,d,in,reg})} \right] - \left[\frac{2,500 \times \dot{m}_{a,reg} \times (\omega_{a,out,reg} - \omega_{a,in})}{0.000001 + (\dot{m}_{d,reg} \times c_{p,d,in,reg})} \right] \quad (3.15)$$

$$\rho_{d,out,reg} = 1,006.4 + \left(5.635 \times X_{d,out,reg} \right) + \left(0.0234 \times X_{d,out,reg}^2 \right) - \left(0.0057 \times X_{d,out,reg} \times T_{d,out,reg} \right) - \left(0.1813 \times T_{d,out,reg} \right) - \left(\frac{5}{(1,000 \times T_{d,out,reg})} \right) \quad (3.16)$$

$$c_{p,d,reg_tank} = \frac{4,191.3 - \left(43.5096 \times X_{d,reg_tank} \right) + \left(0.2473 \times X_{d,reg_tank}^2 \right) + \left(0.0151 \times X_{d,reg_tank} \times T_{d,reg_tank} \right) + \left(1.1499 \times T_{d,reg_tank} \right) + \left(0.002 \times X_{d,reg_tank}^2 \right)}{1,000} \quad (3.17)$$

$$c_{p,d,in,reg_deh} = \frac{4,191.3 - \left(43.5096 \times X_{d,in,reg_tank} \right) + \left(0.2473 \times X_{d,in,reg_tank}^2 \right) + \left(0.0151 \times X_{d,in,reg_tank} \times T_{d,in,reg_tank} \right) + \left(1.1499 \times T_{d,in,reg_tank} \right) + \left(0.002 \times T_{d,in,reg_tank}^2 \right)}{1,000} \quad (3.18)$$

$$c_{p,d,from_deh} = \frac{4,191.3 - \left(43.5096 \times X_{d,from_deh} \right) + \left(0.2473 \times X_{d,from_deh}^2 \right) + \left(0.0151 \times X_{d,from_deh} \times T_{d,from_deh} \right) + \left(1.1499 \times T_{d,from_deh} \right) + \left(0.002 \times T_{d,from_deh}^2 \right)}{1,000} \quad (3.19)$$

$$\dot{m}_{reg_tank} = \rho_{d,reg_tank} \times 0.2 \times 0.2 \times 0.3 \quad (3.20)$$

$$\forall_{reg_tank} = \frac{22.41}{60 \times 1,000} \quad (3.21)$$

$$X_{d,out,reg_tank} = \frac{\left(\rho_{d,in,reg_tank} \times \forall_{d,reg_tank} \times step \times 3,600 \times X_{d,in,reg_tank} \right) + \left(\dot{m}_{reg_tank} \times X_{d,reg_tank} \right) + \left(\dot{m}_{from_deh} \times step \times X_{d,from_deh} \right)}{\left(\rho_{d,in,reg_tank} \times \forall_{d,reg_tank} \times step \times 3,600 \right) + \dot{m}_{reg_tank} + \left(\dot{m}_{from_deh} \times step \right)} \quad (3.22)$$

$$T_{d,out,reg_tank} = \frac{\left(\rho_{d,in,reg_tank} \times \forall_{d,reg_tank} \times step \times 3,600 \times c_{p,d,in,reg_tank} \times T_{d,in,reg_tank} \right) + \left(\dot{m}_{reg_tank} \times c_{p,d,reg_tank} \times T_{d,reg_tank} \right) + \left(\dot{m}_{from_deh} \times step \times c_{p,d,from_deh} \times T_{d,from_deh} \right)}{\left(\rho_{d,in,reg_tank} \times \forall_{d,reg_tank} \times step \times 3,600 \times c_{p,d,in,reg_tank} \right) + \left(\dot{m}_{d,reg_tank} \times c_{p,d,reg_tank} \right) + \left(\dot{m}_{from_deh} \times step \times c_{p,d,from_deh} \right)} \quad (3.23)$$

สำหรับสมการที่ใช้ในการจำลอง Dehumidifier ประกอบด้วย

$$\rho_{d,in,deh} = 1,006.4 + \left(5.635 \times X_{d,in,deh} \right) + \left(0.0234 \times X_{d,in,deh}^2 \right) - \left(0.0057 \times X_{d,in,deh} \times T_{d,in,deh} \right) - \left(0.1813 \times T_{d,in,deh} \right) - \left(\frac{5}{(1,000 \times T_{d,in,deh})} \right) \quad (3.24)$$

$$\dot{m}_{d,in,deh} = \rho_{d,in,deh} \times \left(\frac{24.51}{60 \times 1,000} \right) \quad (3.25)$$

$$c_{p,d,in,deh} = \frac{4,191.3 - \left(43.5096 \times X_{d,in,deh} \right) + \left(0.2473 \times X_{d,in,deh}^2 \right) + \left(0.0151 \times X_{d,in,deh} \times T_{d,in,deh} \right) + \left(1.1499 \times T_{d,in,deh} \right) + \left(0.002 \times T_{d,in,deh}^2 \right)}{1,000} \quad (3.26)$$

$$\omega_{d,deh} = \frac{0.622 \times P_d}{\left\{ \left(\left(P_{atm} \times 101325 \right) - P_d \right) + 0.000001 \right\}} \quad (3.27)$$

$$\omega_{a,out,deh} = \left((1 - 2.718^{-NTU}) \times \omega_{d,deh} \right) + \left(\omega_{a,in,deh} \times 2.718^{-NTU} \right) \quad (3.28)$$

$$T_{a,out,deh} = \left((1 - 2.718^{-NTU \times Le}) \times T_{d,in,deh} \right) + \left(T_{d,in,deh} \times 2.718^{-NTU \times Le} \right) \quad (3.29)$$

$$X_{d,out,deh} = X_{d,in,deh} \times \left(\frac{1}{1 + \left[\left(\dot{m}_{a,in,deh} / \dot{m}_{d,in,deh} \right) \times (\omega_{a,in,deh} - \omega_{a,out,deh}) \right]} \right) \quad (3.30)$$

$$T_{d,out,deh} = T_{d,in,deh} - \left[\frac{\dot{m}_{a,in,deh} \times c_{p,in,deh} \times (T_{a,out,deh} - T_{a,in,deh})}{0.000001 + (\dot{m}_{d,deh} \times c_{p,d,in,deh})} \right] - \left[\frac{2,500 \times \dot{m}_{a,in,deh} \times (\omega_{a,out,deh} - \omega_{a,in,deh})}{0.000001 + (\dot{m}_{d,deh} \times c_{p,d,in,deh})} \right] \quad (3.31)$$

$$\rho_{d,in,deh} = 1,006.4 + \left(5.635 \times X_{d,out,deh} \right) + \left(0.0234 \times X_{d,out,deh}^2 \right) - \left(0.0057 \times X_{d,out,deh} \times T_{d,out,deh} \right) - \left(0.1813 \times T_{d,out,deh} \right) - \left(\frac{5}{(1,000 \times T_{d,out,deh})} \right) \quad (3.32)$$

$$c_{p,d,deh_tank} = \frac{4,191.3 - \left(43.5096 \times X_{d,deh_tank} \right) + \left(0.2473 \times X_{d,deh_tank}^2 \right) + \left(0.0151 \times X_{d,deh_tank} \times T_{d,deh_tank} \right) + \left(1.1499 \times T_{d,deh_tank} \right) + \left(0.002 \times T_{d,deh_tank}^2 \right)}{1,000} \quad (3.33)$$

$$c_{p,d,in,deh_tank} = \frac{4,191.3 - \left(43.5096 \times X_{d,from_deh} \right) + \left(0.2473 \times X_{d,from_deh}^2 \right) + \left(0.0151 \times X_{d,from_deh} \times T_{d,from_deh} \right) + \left(1.1499 \times T_{d,from_deh} \right) + \left(0.002 \times T_{d,from_deh}^2 \right)}{1,000} \quad (3.34)$$

$$c_{p,d,from_reg} = \frac{4,191.3 - \left(43.5096 \times X_{d,from_reg} \right) + \left(0.2473 \times X_{d,from_reg}^2 \right) + \left(0.0151 \times X_{d,from_reg} \times T_{d,from_reg} \right) + \left(1.1499 \times T_{d,from_reg} \right) + \left(0.002 \times T_{d,from_reg}^2 \right)}{1,000} \quad (3.35)$$

$$\dot{m}_{d,deh_tank} = \rho_{d,from_deh} \times 0.2 \times 0.2 \times 0.3 \quad (3.36)$$

$$X_{d,out,deh_tank} = \frac{\left(\rho_{d,from_deh} \times \forall_{d,deh} \times step \times 3,600 \times X_{d,from_deh} \right) + \left(\dot{m}_{d,deh_tank} \times X_{d,deh_tank} \right) + \left(\frac{\dot{m}_{d,from_reg}}{3,600 \times step \times 3,600} \times X_{d,from_reg} \right)}{\left(\rho_{d,from_deh} \times \forall_{d,deh} \times step \times 3,600 \right) + \dot{m}_{d,deh_tank} + \left(\frac{\dot{m}_{d,from_reg}}{3,600 \times step \times 3,600} \right)} \quad (3.37)$$

$$T_{d,out,deh_tank} = \frac{\left(\rho_{d,from_deh} \times \forall_{d,deh} \times 3,600 \times c_{p,d,in,deh_tank} \times T_{d,from_deh} \right) + \left(\dot{m}_{d,deh_tank} \times c_{p,d,deh_tank} \times T_{d,deh_tank} \right) + \left(\dot{m}_{d,from_reg} \times step \times c_{p,d,from_reg} \times T_{d,from_reg} \right)}{\left(\rho_{d,from_deh} \times \forall_{d,deh} \times step \times 3,600 \times c_{p,d,in,deh_tank} \right) + \left(\dot{m}_{d,deh_tank} \times c_{p,d,deh_tank} \right) + \left(\dot{m}_{d,from_reg} \times step \times c_{p,d,from_reg} \right)} \quad (3.38)$$

3.2.3 เงื่อนไขการจำลอง

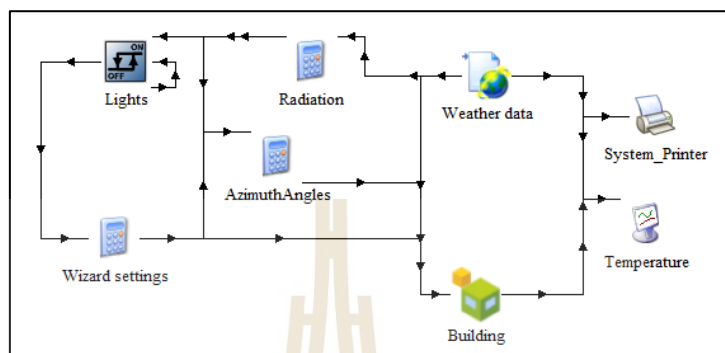
การจำลองระบบดังกล่าวใช้โปรแกรม TRNSYS โดยเริ่มจากการสร้างห้องศูนย์ข้อมูลที่มีขนาดตามตารางที่ 3.1 จากนั้นป้อนค่า u-value ของผนัง พื้นและหลังคา ความร้อนที่เกิดขึ้นภายในศูนย์ข้อมูล ได้แก่ ไฟฟ้าส่องสว่างและอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ (Servers) ซึ่งมีลักษณะทั่วไปดังรูปที่ 3.7 โดย Servers จะถูกจัดเก็บไว้ในชั้นวางหรือตู้ซ้อนกัน (Rack)



รูปที่ 3.6 ลักษณะทั่วไปของ Server rack

หลังจากนั้นคำนวณภาระทำความเย็นของศูนย์ข้อมูลก่อน ซึ่งหน้าต่างโปรแกรมเป็นไปดังรูปที่ 3.7 แล้วจึงทำการศึกษาระบบปรับอากาศแบบต่าง ๆ ดังหัวข้อ 3.1.2 ต่อไป

กำหนดให้ภายในศูนย์ข้อมูลมีอุณหภูมิอยู่ในช่วง 23–27 °C และความชื้นสัมพัทธ์ 55% ซึ่งการเลือกย่านอุณหภูมิและความชื้นดังกล่าวสอดคล้องกับที่ ASHRAE แนะนำและอนุญาต เพื่อไม่เป็นอันตรายต่ออุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ภายในศูนย์ข้อมูล



รูปที่ 3.7 หน้าต่างโปรแกรม TRNSYS เมื่อคำนวณภาระทำความเย็น

การจำลองระบบปรับอากาศที่ใช้ Liquid desiccant dehumidifier, Indirect evaporative cooler และ Chiller ในหัวข้อ 3.1.2.3 มีรายละเอียดของอุปกรณ์ดังตารางที่ 3.3

ตารางที่ 3.3 ขนาดของอุปกรณ์ในระบบปรับอากาศ

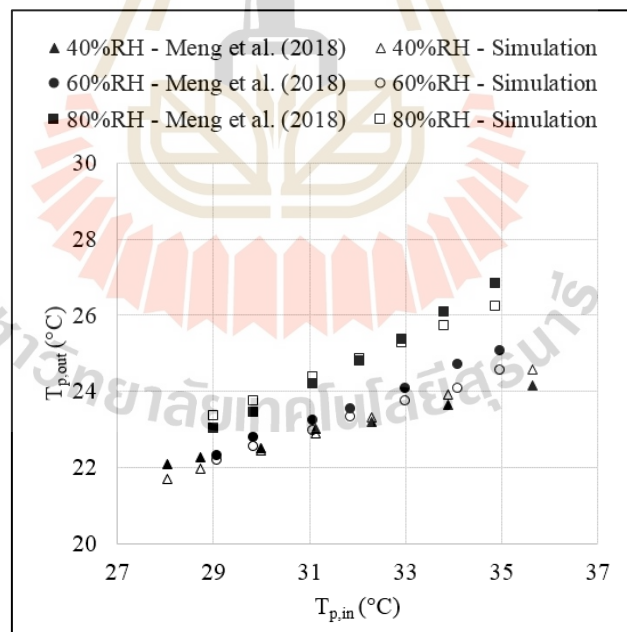
| อุปกรณ์ | ขนาด | หน่วย |
|--------------------------------------|------|-------------------|
| Indirect evaporative cooler | | |
| อัตราการไหลอากาศ | 12.8 | kg/s |
| Wet bulb effectiveness | 0.4 | |
| Chiller | | |
| อัตราการทำความเย็น | 200 | kW |
| COP | 4.45 | - |
| อัตราไหลของน้ำเย็น | 24 | kg/s |
| อุณหภูมิน้ำเย็นที่สร้าง | 10 | °C |
| Liquid desiccant dehumidifier | | |
| อุณหภูมิ Regeneration | 60 | °C |
| ความเข้มข้นเริ่มต้นของสารดูดความชื้น | 75 | % |
| อัตราการไหล Supply cooled air | 210 | m ³ /h |
| อัตราการไหลอากาศใน Regenerator | 151 | m ³ /h |

3.2.4 การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง

ตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองของ IEC โดยกำหนดค่า Wet-bulb effectiveness (\mathcal{E}_{wb}) หรือประสิทธิภาพของ IEC เมื่อความชื้นสัมพัทธ์ (Relative humidity, RH) ทางเข้าของ Primary air ต่างกัน 3 ค่า เพื่อใช้ทำนายอุณหภูมิทางออกของ Primary air จากนั้นนำผลที่ได้จากการจำลอง เปรียบเทียบกับผลการทดลองจากบทความ Meng et al. (2018) ได้ผล ดังรูปที่ 3.9

$$\mathcal{E}_{wb} = \frac{T_{p,in} - T_{p,out}}{T_{p,in} - T_{s,wb,in}} \quad (3.10)$$

| | | |
|-------|---------------|---|
| เมื่อ | $T_{p,in}$ | คือ อุณหภูมิทางเข้าของ Primary air (°C) |
| | $T_{p,out}$ | คือ อุณหภูมิทางออกของ Primary air (°C) |
| | $T_{s,wb,in}$ | คือ อุณหภูมิทางเข้าของ Secondary air (°C) |



รูปที่ 3.8 การเปรียบเทียบอุณหภูมิทางออกของ Primary air ระหว่างแบบจำลองกับผลการทดลอง จากบทความ Meng et al. (2018)

จากการตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง IEC ที่ 40%RH, 60%RH และ 80%RH ของทางเข้า primary air กำหนดให้ ε_{wb} เท่ากับ 0.6218, 0.5921 และ 0.5089 ตามลำดับ พบว่า อุณหภูมิทางออกของ primary air มีค่าใกล้เคียงกันเมื่อเทียบกับผลการทดลองจากบทความ Meng et al. (2018) ซึ่งมีความคลาดเคลื่อนมากที่สุดเท่ากับร้อยละ 2.21 ณ ε_{wb} เท่ากับ 0.5921 ดังนั้น แบบจำลองนี้จึงใช้สามารถใช้นำมาค่าได้

3.3 สภาพอากาศที่ใช้ในการจำลอง

สภาพอากาศที่ใช้ในการจำลองจะใช้ข้อมูลสภาพอากาศของจังหวัดนครราชสีมา ประเทศไทย จากโปรแกรม TRNSYS v.17 ข้อมูลสภาพอากาศในที่นี้ประกอบไปด้วย อุณหภูมิกระเปาะแห้ง อุณหภูมิ กระเปาะเปียก ความชื้นสัมบูรณ์ ความเข้มแสงแดด มุมตกกระทบของแสงแดด เป็นต้น



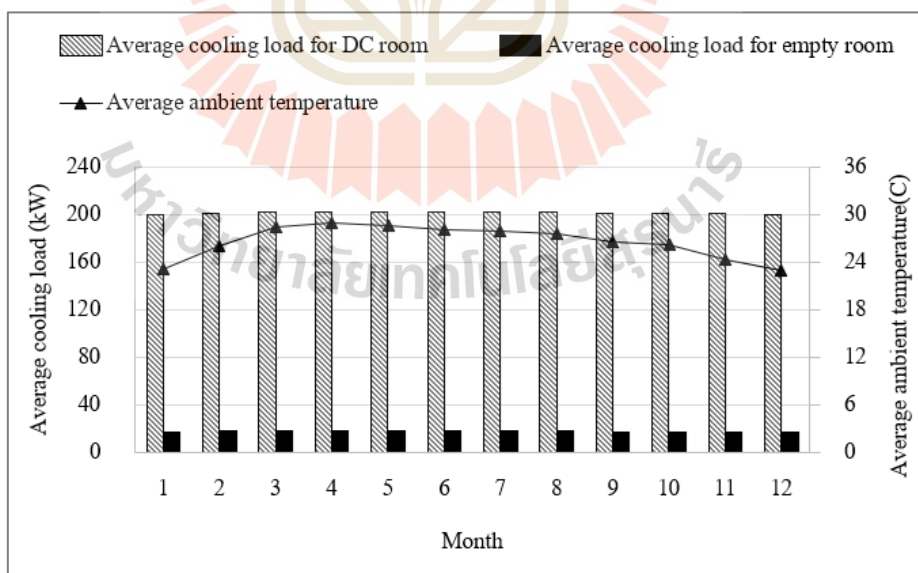
บทที่ 4

ผลการดำเนินการวิจัย

ในบทนี้กล่าวถึงผลการดำเนินการงานวิจัยและวิเคราะห์ผลการวิจัย โดยประกอบไปด้วย 5 หัวข้อ คือ ผลการจำลองภาระทำความเย็นของศูนย์ข้อมูล ผลการจำลองระบบปรับอากาศที่ใช้เฉพาะ Chiller ผลการจำลองระบบปรับอากาศที่ใช้เฉพาะ IEC ผลการจำลองระบบปรับอากาศด้วย Chiller ร่วมกับ IEC และผลการจำลองระบบปรับอากาศที่ใช้ Liquid desiccant dehumidifier, Indirect evaporative cooler และ Chiller ในสภาพอากาศของจังหวัดนครราชสีมา รวมถึงเพื่อหาแนวทางการนำระบบปรับอากาศดังกล่าวมาใช้เพื่อประหยัดพลังงานไฟฟ้าสำหรับการปรับอากาศและการคำนวณเชิงเศรษฐศาสตร์ โดยมีรายละเอียดดังนี้

4.1 ผลการจำลองภาระทำความเย็นของศูนย์ข้อมูล

กำหนดให้ศูนย์ข้อมูลที่มีรายละเอียดดังตารางที่ 3.1 มีอุณหภูมิอากาศภายใน 25 °C และความชื้นสัมพัทธ์ 50% การคำนวณภาระทำความเย็นโดยใช้โปรแกรม TRNSYS v.17 ได้ผลดังรูปที่ 4.1

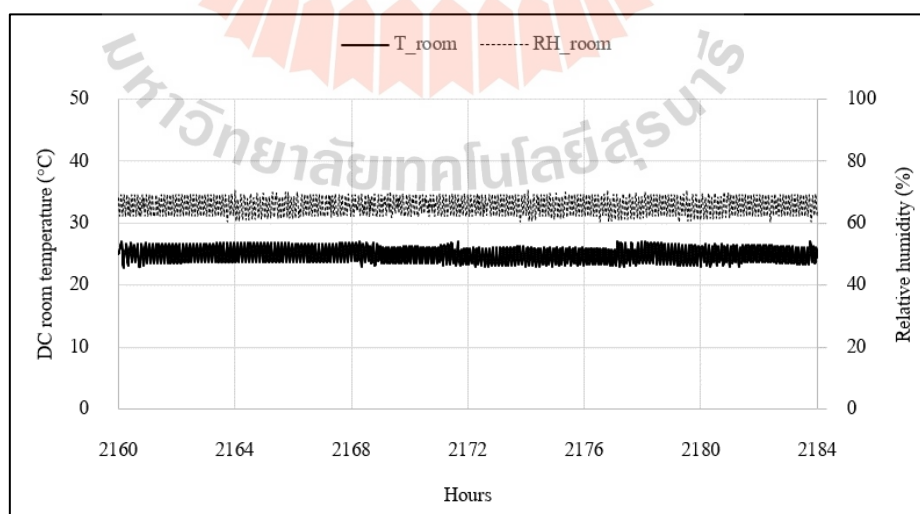


รูปที่ 4.1 ภาระทำความเย็นของศูนย์ข้อมูลรายเดือนตลอดปี

จากรูปที่ 4.1 การคำนวณภาระทำความเย็นเฉลี่ยของศูนย์ข้อมูลทั้งสองแบบ พบว่ามีค่าค่อนข้างคงที่ตลอดปี ซึ่งเป็นผลการจำลองที่กำหนดให้ Servers ทำงานแบบ Full-load และทำงานตลอด 24 ชั่วโมง ไม่มีการหยุดพัก ภาระทำความเย็นแบ่งออกเป็น 2 อย่างคือ ภาระทำความเย็นทั้งหมด (Cooling load for DC room) มีค่าเฉลี่ย 201.34 kW โดยภาระทำความเย็นมากที่สุดคือเดือนเมษายน มีค่า 205.014 kW ภาระทำความเย็นดังกล่าวเกิดจากความร้อนของไฟฟ้าส่องสว่างการทำงานของ Servers ที่อยู่ภายในห้องและสภาพแวดล้อมภายนอกศูนย์ข้อมูลตามรายละเอียดในตารางที่ 3.1 อิทธิพลของสภาพแวดล้อมภายนอกคำนวณจากภาระทำความเย็นของห้องเปล่า (Cooling load for empty room) ที่ไม่มีการติดตั้งอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์และอุปกรณ์ไฟฟ้าใด ๆ โดยภาระทำความเย็นของห้องเปล่ามากที่สุดเท่ากับ 18.05 kW คิดเป็นร้อยละ 8.80 ของภาระทำความเย็นทั้งหมด ทั้งนี้ ผลการจำลองภาระทำความเย็นยังสอดคล้องกับบทความของ Kim et al. (2014) ที่รายงานผลว่าอุณหภูมิสภาพแวดล้อมแทบไม่ส่งผลต่อภาระทำความเย็น แม้ว่าสภาพอากาศของกรุงโซล ประเทศเกาหลีใต้จะมีอุณหภูมิต่ำกว่าจังหวัดนครราชสีมามาก อีกทั้งภาระทำความเย็นยังมีค่าคงที่ตลอดปี

4.2 ผลการจำลองระบบปรับอากาศที่ใช้เฉพาะ Chiller

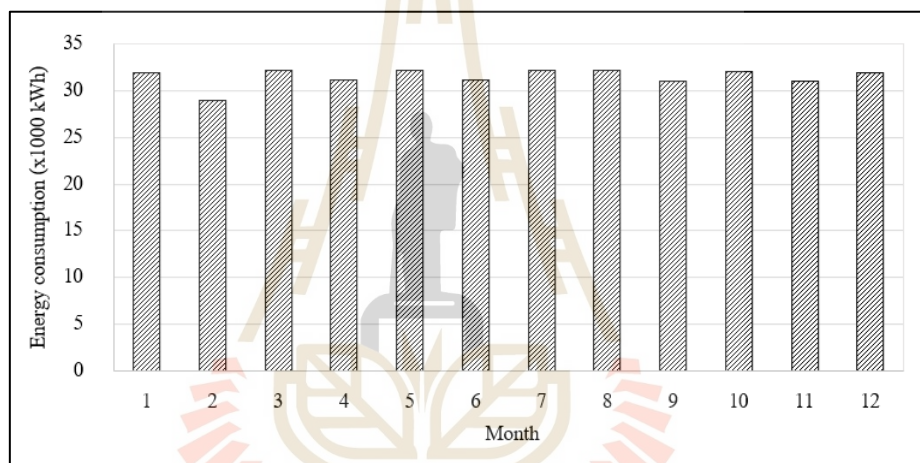
ระบบปรับอากาศที่ใช้เฉพาะ Chiller ที่มีรายละเอียดตามตารางที่ 3.3 จำนวน 3 เครื่องเพื่อรองรับกับภาระทำความเย็นในหัวข้อ 4.1 ซึ่งใช้ศูนย์ข้อมูลตามรายละเอียดที่ระบุไว้ดังตารางที่ 3.1 ผลการจำลองระบบปรับอากาศแบบใช้เฉพาะ Chiller เป็นดังรูปที่ 4.2



รูปที่ 4.2 อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ภายในศูนย์ข้อมูลของการจำลอง โดยใช้ Chiller 3 เครื่องในระบบปรับอากาศ ของวันที่ 1 เมษายน

จากรูปที่ 4.2 แสดงผลการจำลองของวันที่ 1 เมษายน ซึ่งเป็นชั่วโมงที่ 2160–2184 จาก 8,760 ชั่วโมงตลอดปี จะเห็นได้ว่าระบบปรับอากาศนี้ใช้ chiller 3 เครื่อง สามารถควบคุมอุณหภูมิภายในศูนย์ข้อมูลให้มีความอยู่ในช่วง 23–27 °C ซึ่งเป็นไปตามที่กำหนดไว้และเป็นไปตามที่ ASHRAE แนะนำ ความชื้นสัมพัทธ์ภายในศูนย์ข้อมูลกำหนดไว้ที่ 50–60% แต่ผลการจำลองมีค่าสูงถึง 60–71% อย่างไรก็ตาม ความชื้นสัมพัทธ์นี้ยังอยู่ในช่วงที่ ASHRAE ได้อนุญาตโดยไม่เป็นอันตรายต่ออุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ ซึ่งอนุญาตให้มีความชื้นสัมพัทธ์ได้มากถึง 90% อ้างอิงจากตารางที่ 2.1 (ASHRAE TC 9.9, 2011)

นอกจากนี้ เมื่อพิจารณาพลังงานที่ใช้ในระบบปรับอากาศที่ติดตั้ง Chiller 3 เครื่อง ผลเป็นไปดังรูปที่ 4.3



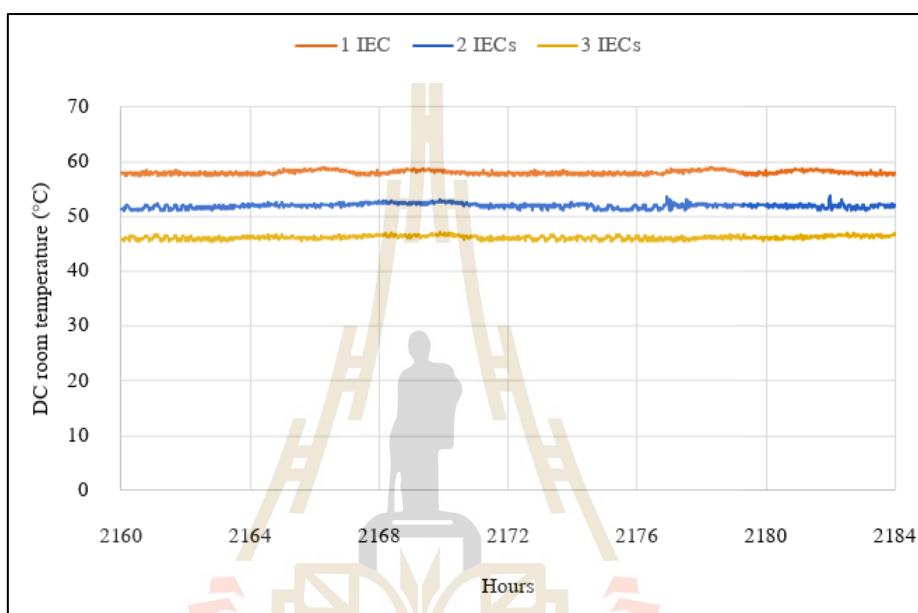
รูปที่ 4.3 พลังงานที่ใช้ของระบบปรับอากาศที่ติดตั้ง Chiller 3 เครื่องแบบรายเดือนตลอดปี

จากรูปที่ 4.3 แสดงพลังงานที่ใช้ของระบบปรับอากาศที่ติดตั้ง Chiller 3 เครื่องแบบรายเดือนตลอดปีพบว่า การใช้ปริมาณพลังงานมีค่า 29,012.07-32,247.80 kWh โดยผลการจำลองดังกล่าวกำหนดให้ Servers ทำงานแบบ Full-load และทำงานตลอด 24 ชั่วโมง ไม่มีการหยุดพัก ทำให้ภาระทำความเย็นค่อนข้างคงที่ ดังกล่าวไปแล้วในหัวข้อ 4.1 ดังนั้น จำนวนชั่วโมงการทำงานส่งผลโดยตรงต่อพลังงานที่ใช้ปรับอากาศ เห็นได้ว่าเดือนกุมภาพันธ์ที่มีจำนวนวันน้อยจะใช้พลังงานน้อยที่สุด และใช้พลังงานมากขึ้นในเดือนที่มีจำนวน 30 วัน และ 31 วัน ตามลำดับ ทั้งนี้ ผลการจำลองด้านการใช้พลังงานยังสอดคล้องกับบทความของ Kim et al. (2014) อีกด้วย

อย่างไรก็ตาม ระบบปรับอากาศที่ติดตั้ง Chiller 3 เครื่องมีการใช้พลังงานมาก จากการศึกษา IEC เป็นอุปกรณ์หนึ่งที่สามารถลดอุณหภูมิอากาศได้ดีและยังใช้พลังงานน้อยกว่าจึงออกแบบระบบปรับอากาศโดยติดตั้ง IEC เพื่อลดการใช้พลังงานภายในศูนย์ข้อมูลในหัวข้อถัดไป

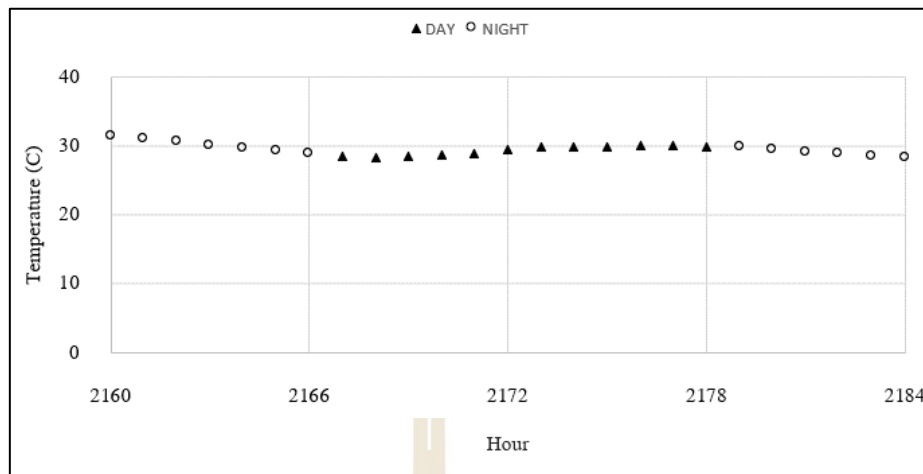
4.3 ผลการจำลองระบบปรับอากาศที่ใช้เฉพาะ IEC

ระบบปรับอากาศภายในศูนย์ข้อมูลตามรายละเอียดที่ระบุไว้ดังตารางที่ 3.1 โดยติดตั้ง IEC ตามรายละเอียดในตารางที่ 3.3 เพียงอย่างเดียว จากนั้นจำลองผ่านโปรแกรม TRNSYS v.17 ในการจำลองเมื่อติดตั้ง IEC 1 เครื่อง พบว่า ยังไม่สามารถลดอุณหภูมิได้ตามที่ต้องการ (23–27 °C) จึงเพิ่มจำนวน IEC เป็น 2 และ 3 เครื่อง ตามลำดับ ได้ผลการจำลองดังรูปที่ 4.4



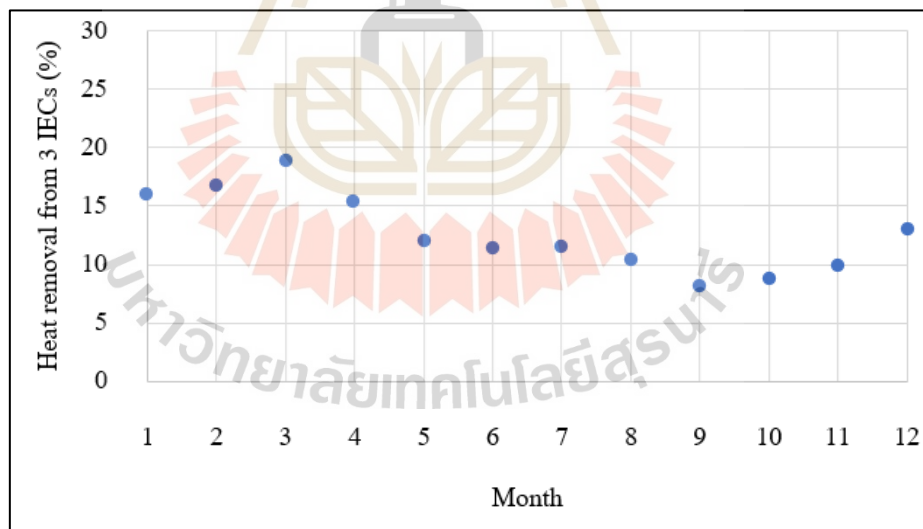
รูปที่ 4.4 อุณหภูมิภายในศูนย์ข้อมูลของการจำลองโดยใช้ IEC 1, 2 และ 3 เครื่อง ในระบบปรับอากาศของวันที่ 1 เมษายน

จากรูปที่ 4.4 แสดงผลการจำลองชั่วโมงที่ 2160–2184 ซึ่งเป็นวันที่ 1 เมษายน ผลจากการจำลองจะเห็นว่าเมื่อติดตั้ง IEC 1 เครื่องภายในศูนย์ข้อมูลมีอุณหภูมิเฉลี่ย 58.04 °C ซึ่งมีค่าสูงมากเกินไปเกินช่วงที่ ASHRAE อนุญาตไว้ จากนั้นจึงได้เพิ่มจำนวน IEC เป็น 2 และ 3 เครื่อง ส่งผลให้ภายในศูนย์ข้อมูลมีอุณหภูมิลดลงโดยเฉลี่ยเท่ากับ 51.95 °C และ 46.17 °C ตามลำดับ อย่างไรก็ตามสามารถควบคุมอุณหภูมิภายในศูนย์ข้อมูลได้ค่อนข้างคงที่ โดยที่อุณหภูมิสภาพแวดล้อมภายนอกของวันที่ 1 เมษายนเป็นไปตามรูปที่ 4.5



รูปที่ 4.5 อุณหภูมิสภาพอากาศแวดล้อมของวันที่ 1 เมษายน

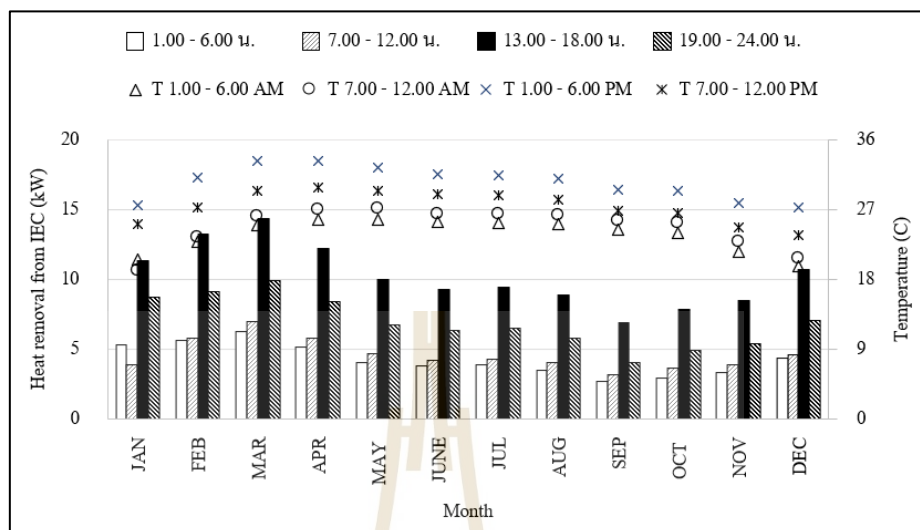
เมื่อพิจารณาสัดส่วนความร้อนเฉลี่ยรายเดือนที่ดึงออกจากศูนย์ข้อมูลด้วย IEC เทียบกับภาระที่ต้องทำความเย็น โดยแสดงผลเป็นร้อยละได้ดังรูปที่ 4.6



รูปที่ 4.6 ความร้อนเฉลี่ยรายเดือนที่ดึงออกจากศูนย์ข้อมูลด้วย IEC จำนวน 3 เครื่อง

จากรูปที่ 4.6 จะเห็นว่าเดือนมีนาคมมีค่าความร้อนเฉลี่ยรายเดือนที่ดึงออกจากศูนย์ข้อมูลด้วย IEC เท่ากับร้อยละ 18.65 ซึ่งเป็นเดือนที่มากที่สุด และเดือนกันยายน IEC สามารถดึงความร้อนออกจากศูนย์ข้อมูลได้น้อยที่สุดคือร้อยละ 7.91

เมื่อพิจารณาปริมาณความร้อนที่ IEC สามารถดึงออกจากศูนย์ข้อมูล แสดงได้ดังรูปที่ 4.7



รูปที่ 4.7 ความร้อนเฉลี่ยที่ดึงออกจากศูนย์ข้อมูลด้วย IEC ในช่วงเวลาต่าง ๆ ตลอดปี

จากรูปที่ 4.7 ความร้อนที่ดึงออกออกจากศูนย์ข้อมูลด้วย IEC แสดงผลออกมา 4 ช่วงเวลา คือ

- ช่วงที่ 1 เวลา 1.00–6.00 น.
- ช่วงที่ 2 เวลา 7.00–12.00 น.
- ช่วงที่ 3 เวลา 13.00–18.00 น.
- ช่วงที่ 4 เวลา 19.00–24.00 น.

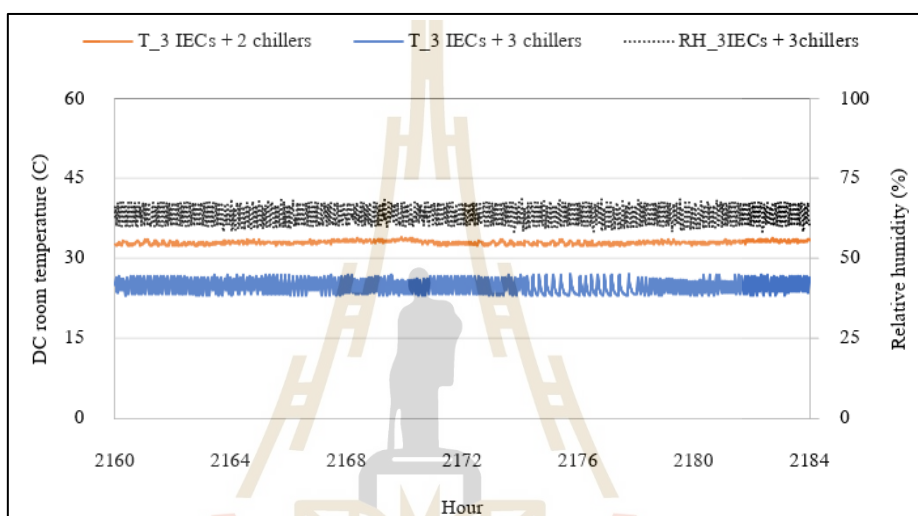
เมื่อพิจารณาทั้ง 4 ช่วงเวลา ปริมาณความร้อนที่ IEC ดึงออกจากศูนย์ข้อมูลมากที่สุดอยู่ในช่วงที่ 3 เวลา 13.00–18.00 น. รองลงมาคือช่วงเวลา 19.00–24.00 น. เนื่องจากมีอุณหภูมิสภาพอากาศแวดล้อมสูงกว่าในช่วงเวลาอื่น จึงทำให้ผลต่างของอุณหภูมิมีค่ามาก ส่วนช่วงเวลาที่ 1 และ 2 มีค่าน้อยกว่าเพราะอุณหภูมิสภาพอากาศแวดล้อมต่ำกว่า อย่างไรก็ตาม เมื่อพิจารณารายเดือนพบว่า เดือนมีนาคมและกุมภาพันธ์มีปริมาณความร้อนที่ IEC ดึงออกจากศูนย์ข้อมูลเฉลี่ยเท่ากับ 14.38 และ 13.12 kW ตามลำดับ ถึงแม้ว่าอุณหภูมิสภาพอากาศแวดล้อมต่ำ ดังนั้น ควรพิจารณาความชื้นในอากาศร่วมด้วย ซึ่งพบว่า เดือนดังกล่าวมีความชื้นต่ำ กล่าวคือความชื้นส่งผลต่อความร้อนที่ IEC ดึงออกจากศูนย์ข้อมูลมากกว่าอุณหภูมิสภาพอากาศแวดล้อม

4.4 ผลการจำลองระบบปรับอากาศที่ใช้ Liquid desiccant dehumidifier, Indirect evaporative cooler และ Chiller

ระบบปรับอากาศที่ใช้ IEC จำนวน 3 เครื่องร่วมกับ Chiller ที่มีรายละเอียดตามตารางที่ 3.3 จะเรียกระบบปรับอากาศนี้ว่าระบบผสมผสาน (Hybrid system) แบ่งออกเป็น 2 กรณี

กรณีที่ 1: IEC จำนวน 3 เครื่องร่วมกับ Chiller 2 เครื่อง

กรณีที่ 2: IEC จำนวน 3 เครื่องร่วมกับ Chiller 3 เครื่อง

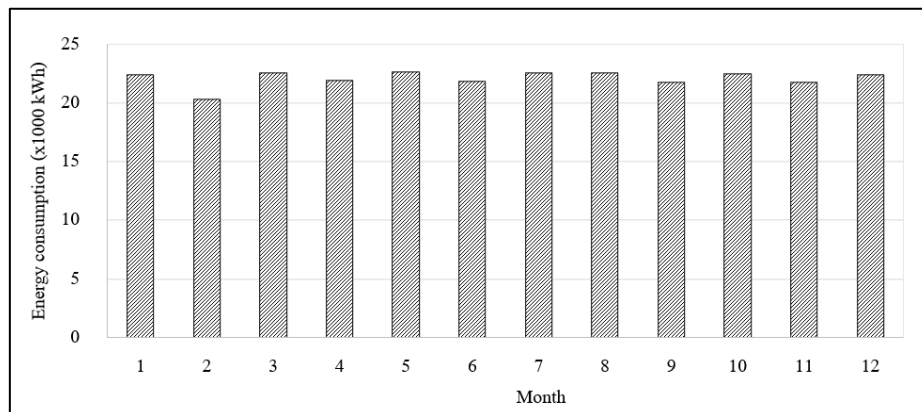


รูปที่ 4.8 อุณหภูมิภายในศูนย์ข้อมูลของการจำลอง โดยใช้ระบบปรับอากาศผสมผสาน (Hybrid system)

จากรูปที่ 4.8 ในกรณีที่ 1 เป็นระบบปรับอากาศผสมผสานโดยติดตั้ง IEC จำนวน 3 เครื่องร่วมกับ Chiller 2 เครื่อง พบว่าอุณหภูมิภายในศูนย์ข้อมูลค่อนข้างคงที่ (เส้นกราฟสีส้ม) มีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 32.97 °C ซึ่งมีความมากกว่าอุณหภูมิที่ต้องการให้อยู่ในช่วง 23–27 °C ดังนั้น จึงทำการเพิ่มจำนวน Chiller อีกหนึ่งเครื่อง เป็นกรณีที่ 2 คือระบบปรับอากาศผสมผสานโดยติดตั้ง IEC จำนวน 3 เครื่องร่วมกับ Chiller 3 เครื่อง พบว่าอุณหภูมิภายในศูนย์ข้อมูลเป็นไปตามที่ต้องการ (เส้นกราฟสีน้ำเงิน) นอกจากนี้ เมื่อพิจารณาช่วงอุณหภูมิจะเห็นว่ากรณีที่ 1 มีช่วงที่แคบกว่า เนื่องจากอุปกรณ์ในระบบปรับอากาศกรณีที่ 1 ไม่สามารถรองรับภาระทำความเย็นได้ทั้งหมด ส่งผลให้อุปกรณ์เหล่านี้ต้องทำงานหนัก

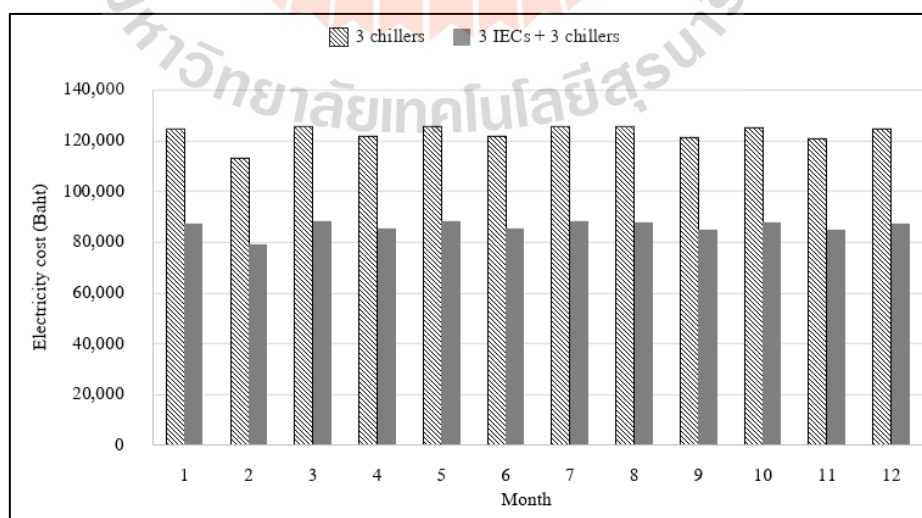
ความชื้นสัมพัทธ์ของกรณีที่ 2 คือระบบปรับอากาศผสมผสานโดยติดตั้ง IEC จำนวน 3 เครื่องร่วมกับ Chiller 3 เครื่อง พบว่ามีค่า 58–68% อยู่ในช่วงที่ ASHRAE ได้อนุญาตโดยไม่เป็นอันตรายต่ออุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ (ASHRAE TC 9.9, 2011)

เมื่อพิจารณาพลังงานที่ใช้ในระบบปรับอากาศแบบผสมผสานแบบ IEC จำนวน 3 เครื่องร่วมกับ Chiller 3 เครื่อง เป็นไปดังรูปที่ 4.9



รูปที่ 4.9 พลังงานที่ใช้รายเดือนตลอดปีของระบบปรับอากาศแบบผสมผสานที่ติดตั้ง IEC จำนวน 3 เครื่องร่วมกับ Chiller 3 เครื่อง

พลังงานที่ใช้รายเดือนตลอดปีของระบบปรับอากาศแบบผสมผสานที่ติดตั้ง IEC จำนวน 3 เครื่องร่วมกับ Chiller 3 เครื่องมีแนวโน้มเดียวกับกรณีที่ใช้ Chiller อย่างเดียวจำนวน 3 เครื่อง (ในหัวข้อ 4.2 กำหนดให้เป็นระบบปรับอากาศอ้างอิง) แต่มีการใช้พลังงานลดลงเหลือ 20,354.87–22,625.05 kWh เนื่องจากมีการ Pre-cooled โดย IEC ก่อนที่อากาศจะถูกทำความเย็นโดย Chiller อีกครั้ง ส่งผลให้ขนาดของ Chiller นั้นลดลง ซึ่งเมื่อเทียบกับกรณีที่ใช้ Chiller อย่างเดียวจำนวน 3 เครื่องพบว่าประหยัดพลังงานได้ถึงร้อยละ 29.84 เมื่อคิดเป็นค่าไฟฟ้า โดยกำหนดให้หน่วยละ 3.9 บาท ค่าไฟฟ้าของศูนย์ข้อมูลรายเดือน แสดงดังรูปที่ 4.10



รูปที่ 4.10 ค่าไฟฟ้ายรายเดือนของศูนย์ข้อมูล

จากรูปที่ 4.10 จะเห็นว่าค่าไฟฟ้ารายเดือนของศูนย์ข้อมูลนี้กรณีใช้ระบบปรับอากาศที่ใช้ Chiller อย่างเดียวจำนวน 3 เครื่อง มีค่าเฉลี่ยต่อเดือนประมาณ 1.23 แสนบาท ซึ่งเป็นจำนวนที่สูง หากใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมผสานที่ติดตั้ง IEC จำนวน 3 เครื่องร่วมกับ Chiller 3 เครื่อง มีค่าเฉลี่ยต่อเดือนประมาณ 0.86 แสนบาท ถ้าคิดเป็นค่าไฟฟ้ารายปีจะประหยัดได้ถึง 4.4 แสนบาท

4.5 การประเมินทางด้านเศรษฐศาสตร์

การประเมินความคุ้มค่าทางด้านเศรษฐศาสตร์ของระบบปรับอากาศ Liquid desiccant dehumidifier, Indirect evaporative cooler และ Chiller สำหรับศูนย์ข้อมูล ได้ทำการคำนวณหา ระยะเวลาคืนทุน มูลค่าปัจจุบันสุทธิ และอัตราผลตอบแทนคิดลด ซึ่งพารามิเตอร์ทั้ง 3 นี้จะถูกนำมา วิเคราะห์ร่วมกันเพื่อประเมินความเป็นไปได้ในการลงทุน สำหรับนิยามของพารามิเตอร์ที่ใช้ใน การวิเคราะห์เป็นดังนี้

1. ระยะเวลาคืนทุน (Payback Period, PBP) คือ ระยะเวลาของการลงทุนที่กระแสเงินสด รับสุทธิจากโครงการเท่ากับกระแสเงินสดจ่ายสุทธิพอดีหรือกล่าวได้ว่าการลงทุนไม่มีกำไรและไม่ขาดทุนนั่นเอง โดยมีสมการเป็นดังนี้

$$\text{ระยะเวลาคืนทุน} = \text{เงินสดจ่ายลงทุนสุทธิเมื่อเริ่มโครงการ} - \text{กระแสเงินสดรับสุทธิต่อปี} \\ \text{สะสมไปเรื่อย ๆ จนเงินจ่ายลงทุนสุทธิเมื่อเริ่มโครงการเท่ากับศูนย์}$$

2. มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (Net Present Value, NPV) คือ ผลต่างระหว่างมูลค่าปัจจุบันรวม ของกระแสเงินสดรับสุทธิตลอดอายุโครงการกับมูลค่าปัจจุบันของเงินลงทุน โดยใช้อัตราคิดลด (Discount rate, i) มาปรับมูลค่าของกระแสเงินสดที่เกิดขึ้นในแต่ละช่วงเวลาให้มาอยู่ที่จุดเดียวกัน คือ ณ ปัจจุบัน

$$NPV = \sum_{t=1}^n \frac{CF_t}{(1+i)^t} - I \quad (4.1)$$

โดยที่ CF_t คือ กระแสเงินสดรับสุทธิ ณ ปีที่ t
 I คือ เงินสดจ่ายลงทุนของโครงการ
 i คือ ค่าอัตราส่วนลด
 n คือ อายุของโครงการ

3. อัตราผลตอบแทนรายปี (Internal Rate of Return, IRR) คือ อัตราคิดลดที่ทำให้มูลค่าปัจจุบันสุทธิของโครงการเท่ากับศูนย์ เป็นอัตราผลตอบแทนเฉลี่ยต่อปีที่ผู้ลงทุนจะได้รับจากการลงทุนตลอดอายุโครงการนั่นเอง

$$NPV = \sum_{t=1}^n \frac{CF_t}{(1+IRR)^t} - I \quad (4.2)$$

เมื่อ $NPV = 0$

$$I = \sum_{t=1}^n \frac{CF_t}{(1+IRR)^t} \quad (4.3)$$

4.5.1 ราคาอุปกรณ์และเงื่อนไขการคำนวณทางเศรษฐศาสตร์

ราคาของอุปกรณ์ของระบบที่ทำการศึกษานำไปประเมินมูลค่าทางเศรษฐศาสตร์แสดงดังตารางที่ 4.1

ตารางที่ 4.1 ราคาอุปกรณ์สำหรับระบบปรับอากาศในศูนย์ข้อมูลที่ใช้ Liquid desiccant dehumidifier, Indirect evaporative cooler และ Chiller

| อุปกรณ์ | จำนวน | ราคา/หน่วย | ราคารวม |
|------------------|-------|------------|---------------------|
| Chiller (20 ton) | 3 | 287,443.00 | 862,329.00 |
| Cooling tower | 2 | 157,932.00 | 315,864.00 |
| Pump1 | 1 | 14,200.00 | 14,200.00 |
| Pump2 | 1 | 8,492.00 | 8,492.00 |
| AHU | 4 | 16,717.20 | 66,868.80 |
| IEC | 3 | 21,500.00 | 64,500.00 |
| ราคาสุทธิ | | | 1,332,253.80 |

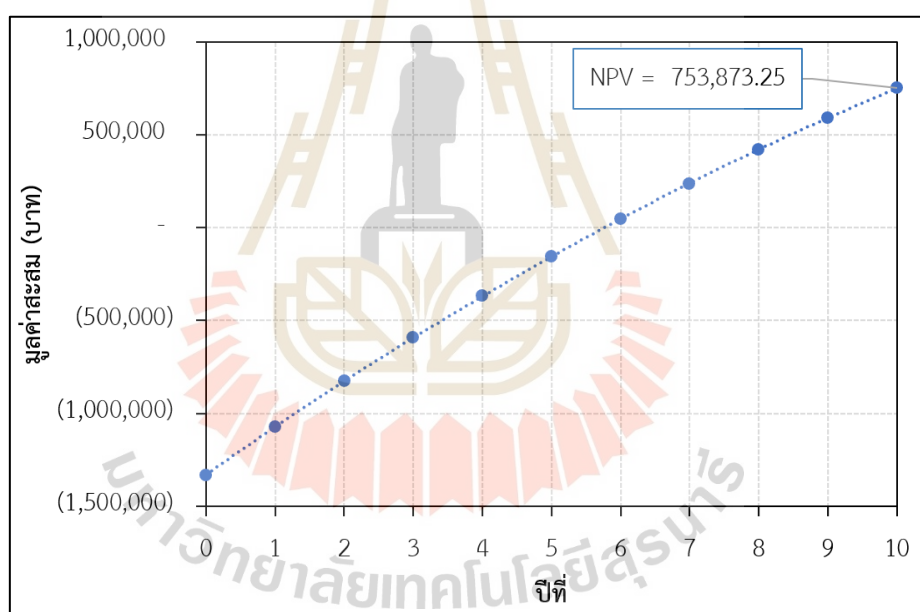
สำหรับเงื่อนไขการประเมินมูลค่าสำหรับการลงทุนของระบบที่ทำการศึกษามีการกำหนดอายุโครงการ อัตราส่วนลด อัตราค่าเสื่อมราคาของอุปกรณ์ในระบบและอัตราค่าไฟฟ้าแสดงดังตารางที่ 4.2

ตารางที่ 4.2 เงื่อนไขสำหรับการประเมินมูลค่าทางเศรษฐศาสตร์

| รายการ | จำนวน | หน่วย |
|------------------------------------|-------|-----------|
| อายุโครงการ | 10 | ปี |
| อัตราส่วนลด | 5.28 | % |
| อัตราค่าเสื่อมราคาของอุปกรณ์ในระบบ | 12.5 | % |
| อัตราค่าไฟฟ้า | 3.9 | บาท/หน่วย |

4.5.2 ผลการประเมินทางด้านเศรษฐศาสตร์

ผลการประเมินทางด้านเศรษฐศาสตร์จะแสดงผลค่าสะสมรายปี โดยแสดงผลรายปีตลอดจนครบอายุโครงการ 10 ปี ผลแสดงดังรูปที่ 4.11



รูปที่ 4.11 มูลค่าที่ถูกประเมินในแต่ละปีของระบบปรับอากาศในศูนย์ข้อมูลที่ใช้ Liquid desiccant dehumidifier, Indirect evaporative cooler และ Chiller

จากการประเมินระบบปรับอากาศที่ใช้ Liquid desiccant dehumidifier, Indirect evaporative cooler และ Chiller สำหรับศูนย์ข้อมูล ที่มีมูลค่าการลงทุนเท่ากับ 1,332,253 บาท พบว่า เมื่อสิ้นสุดระยะเวลาโครงการ 10 ปี ระบบนี้สามารถให้มูลค่าปัจจุบันสุทธิเท่ากับ 753,873.25 บาท ที่อัตราผลตอบแทนรายปีเท่ากับ 15.82% และมีระยะเวลาคืนทุนเท่ากับ 5 ปี 10 เดือน โดยเมื่อ

เปรียบเทียบกับระบบปรับอากาศที่ใช้เฉพาะ Chiller พบว่า สามารถประหยัดค่าไฟฟ้าได้ 29.84%
หรือคิดเป็นมูลค่า 440,380.50 บาท/ปี



บทที่ 5

บทสรุปและข้อเสนอแนะ

ในหัวข้อนี้ได้รายงานบทสรุปและข้อเสนอแนะ โดยรายละเอียดสำหรับข้อสรุปงานวิจัย ประกอบไปด้วยผลสรุปการจำลองระบบปรับอากาศแบบต่าง ๆ ของศูนย์ข้อมูลที่จำลองภายใต้สภาพอากาศของจังหวัดนครราชสีมา และข้อเสนอแนะได้กล่าวถึงการปรับปรุงการจำลอง โดยมีรายละเอียด ดังนี้

5.1 ผลสรุปการจำลองระบบปรับอากาศของศูนย์ข้อมูลที่จำลองตามสภาพแวดล้อมของจังหวัดนครราชสีมา

5.1.1 ผลสรุปการทำความเย็น

1. ภาระทำความเย็นทั้งหมด (cooling load for DC room) มีค่าเฉลี่ย 201.34 kW ภาระทำความเย็นของห้องเปล่า (cooling load for empty room) มากสุดเท่ากับ 18.05 kW คิดเป็นร้อยละ 8.80 ของภาระทำความเย็นทั้งหมด
2. จำนวนวันเวลาส่งผลการทำความเย็นเนื่องจากมีค่าค่อนข้างคงที่ตลอดปี ซึ่งกำหนดให้ servers ทำงานแบบ full-load และทำงานตลอด 24 ชั่วโมง ไม่มีการหยุดพัก

5.1.2 ผลสรุปการจำลองระบบปรับอากาศที่ใช้เฉพาะ chiller

1. อุณหภูมิภายในศูนย์ข้อมูลมีค่าอยู่ในช่วง 23 – 27 °C มีค่าความชื้นสัมพัทธ์ 60 – 71% ซึ่งอยู่ในช่วงที่ ASHRAE ได้อนุญาตเป็นสภาพอากาศที่เหมาะสมและไม่เป็นอันตรายต่ออุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ภายในศูนย์ข้อมูล
2. พลังงานที่ใช้ของระบบปรับอากาศที่ติดตั้ง chiller 3 เครื่องแบบรายเดือนตลอดปี พบว่าการใช้ปริมาณพลังงานมีค่า 29,012.07 - 32,247.80 kWh

5.1.3 ผลสรุปการจำลองระบบปรับอากาศที่ใช้เฉพาะ IEC

1. ระบบปรับอากาศที่ติดตั้ง IEC 1 เครื่อง พบว่ายังไม่สามารถลดอุณหภูมิได้ตามที่ต้องการ โดยภายในศูนย์ข้อมูลมีอุณหภูมิเฉลี่ย 58.04 °C ซึ่งมีค่าสูงมากเกินช่วงที่ ASHRAE แนะนำ
2. ความร้อนเฉลี่ยรายเดือนที่ดึงออกจากศูนย์ข้อมูลด้วย IEC ของเดือนมีนาคมมีค่ามากที่สุดเท่ากับร้อยละ 18.65 และเดือนกันยายน IEC สามารถดึงความร้อนออกจากศูนย์ข้อมูลได้น้อยที่สุดคือร้อยละ 7.91
3. ระบบปรับอากาศที่ติดตั้ง IEC จำนวน 2 และ 3 เครื่อง ส่งผลให้ภายในศูนย์ข้อมูลมีอุณหภูมิลดลงโดยเฉลี่ยเท่ากับ 51.95 °C และ 46.17 °C ตามลำดับ ซึ่งมีค่าสูงมากเกินช่วงที่ ASHRAE แนะนำ

5.1.4 ผลจำลองระบบปรับอากาศด้วย Liquid desiccant dehumidifier, Indirect evaporative cooler และ Chiller

1. ระบบปรับอากาศที่ติดตั้ง IEC จำนวน 3 เครื่องร่วมกับ chiller 2 เครื่อง พบว่า อุณหภูมิภายในศูนย์ข้อมูลมีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 32.97 °C
2. ระบบปรับอากาศที่ติดตั้ง IEC จำนวน 3 เครื่องร่วมกับ chiller 3 เครื่อง พบว่า อุณหภูมิภายในศูนย์ข้อมูลอยู่ในช่วง 23 – 27 °C และมีความชื้นสัมพัทธ์ 58 – 68%

5.1.5 ผลสรุปการเปรียบเทียบระบบปรับอากาศที่ติดตั้ง chiller 3 เครื่องและระบบปรับอากาศที่ติดตั้ง IEC จำนวน 3 เครื่องร่วมกับ chiller 3 เครื่อง

1. ระบบปรับอากาศที่ติดตั้ง IEC จำนวน 3 เครื่องร่วมกับ chiller 3 เครื่อง สามารถประหยัดพลังงานได้ถึงร้อยละ 29.84
2. เมื่อคิดเป็นค่าไฟฟ้า โดยกำหนดให้หน่วยละ 3.9 บาท ระบบปรับอากาศที่ติดตั้ง IEC จำนวน 3 เครื่องร่วมกับ chiller 3 เครื่อง ค่าไฟฟ้ารายปีจะประหยัดได้ถึง 4.4 แสนบาท

5.2 ข้อเสนอแนะ

1. ในวิทยานิพนธ์นี้เป็นการจำลองระบบปรับอากาศที่ขนาดศูนย์ข้อมูลเท่าเดิม หากขนาดของอาคารเปลี่ยนระบบปรับอากาศอาจไม่เหมาะสมเนื่องจากต้องคำนึงถึงภาระทำความเย็น ความหนาแน่นของ servers
2. ในวิทยานิพนธ์นี้เป็นการจำลองระบบปรับอากาศสำหรับจังหวัดนครราชสีมาเท่านั้น หากจำลองภายใต้สภาพแวดล้อมจังหวัดอื่นในประเทศไทยจะได้รับความหลากหลายมากขึ้น
3. ในวิทยานิพนธ์นี้เป็นการจำลองระบบปรับอากาศที่มีการจัดเรียงอุปกรณ์แบบเดียว หากมีการจัดเรียงอุปกรณ์ที่ต่างกัน อาจส่งผลให้การลดปริมาณการใช้พลังงานลดลงได้

รายการอ้างอิง

- ASHRAE TC 9.9. (2011). *Thermal guidelines for data processing environments expended data center classes and usage guidance*. In: White paper prepared by ASHRAE Technical Committee (TC) 9.9 mission critical facilities, technology spaces, and electronic equipment.
- Bitwise Group. (2552). หลักการของระบบ Evaporative. สืบค้นเมื่อ 15 ธันวาคม 2560 จากเว็บไซต์: http://evaporativehybridcool.blogspot.com/2009/07/evaporative_24.html
- Carbó, A., Oró, E., Salom, J., Canuto, M., Macías, M., & Guitart, J. (2016). Experimental and numerical analysis for potential heat reuse in liquid cooled data centres. *Energy Conversion and Management*, 112, 135-145.
- Cho, J., Lim, T., & Kim, B. S. (2009). Measurements and predictions of the air distribution systems in high compute density (Internet) data centers. *Energy and Buildings*, 41(10), 1107-1115.
- C. DATA ENGINEERING CO., LTD. Evaporative cooling system เป็นทั้งระบบปรับอากาศและระบายอากาศในหนึ่งเดียว. สืบค้นเมื่อ 15 ธันวาคม 2560 จากเว็บไซต์: <http://www.ventilation-fan-center.com/evaporative-cooling-system.html>
- Ding, T., Guang He, Z., Hao, T., & Li, Z. (2016). Application of separated heat pipe system in data center cooling. *Applied Thermal Engineering*, 109, 207-216.
- Ebrahimi, K., Jones, G. F., & Fleischer, A. S. (2014). A review of data center cooling technology, operating conditions and the corresponding low-grade waste heat recovery opportunities. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 31, 622-638. doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.12.007>
- El-Refaie, M. F., & Kaseb, S. (2009). Speculation in the feasibility of evaporative cooling. *Building and Environment*, 44(4), 826-838.
- Gandhi, A., Harchol-Balter, M., Das, R., & Lefurgy, C. (2009, June). Optimal power allocation in server farms. In *ACM SIGMETRICS Performance Evaluation Review*, 37(1), 157-168.

- Gandhidasan, P. (1990). Analysis of a solar space cooling system using liquid desiccants. *Journal of Energy Resources Technology*, 112(4), 246-250.
- Gantz, J., & Reinsel, D. (2012). The digital universe in 2020: Big data, bigger digital shadows, and biggest growth in the far east. *IDC iView: IDC Analyze the future*, 2007(2012), 1-16.
- Ham, S. W., & Jeong, J. W. (2016). Impact of aisle containment on energy performance of a data center when using an integrated water-side economizer. *Applied Thermal Engineering*, 105, 372-384.
- Ham, S. W., Kim, M. H., Choi, B. N., & Jeong, J. W. (2015). Energy saving potential of various air-side economizers in a modular data center. *Applied Energy*, 138, 258-275.
- Joshi, Y., & Kumar, P. (Eds.). (2012). Energy efficient thermal management of data centers. *Springer Science & Business Media*.
- Khalaj, A. H., & Halgamuge, S. K. (2017). A Review on efficient thermal management of air-and liquid-cooled data centers: From chip to the cooling system. *Applied Energy*, 205, 1165-1188.
- Khalaj, A. H., Scherer, T., & Halgamuge, S. K. (2016). Energy, environmental and economical saving potential of data centers with various economizers across Australia. *Applied energy*, 183, 1528-1549.
- Kim, M. H., Ham, S. W., Park, J. S., & Jeong, J. W. (2014). Impact of integrated hot water cooling and desiccant-assisted evaporative cooling systems on energy savings in a data center. *Energy*, 78, 384-396.
- Kim, M. H., Park, J. S., & Jeong, J. W. (2013). Energy saving potential of liquid desiccant in evaporative-cooling-assisted 100% outdoor air system. *Energy*, 59, 726-736.
- Koomey, J. (2011). Growth in data center electricity use 2005 to 2010. A report by Analytical Press, *completed at the request of The New York Times*, 9.
- Koronaki, I. P., Christodoulaki, R. I., Papaefthimiou, V. D., & Rogdakis, E. D. (2013). Thermodynamic analysis of a counter flow adiabatic dehumidifier with different liquid desiccant materials. *Applied Thermal Engineering*, 50(1), 361-373. doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.06.043>

- Li, Y. (2009). Study on solar liquid desiccant dehumidification and regeneration for central air-conditioning applications. *Doctoral dissertation, The Hong Kong Polytechnic University.*
- Liu, Z., Chen, Y., Bash, C., Wierman, A., Gmach, D., Wang, Z., ... & Hyser, C. (2012, June). Renewable and cooling aware workload management for sustainable data centers. *In ACM SIGMETRICS Performance Evaluation Review*, 40(1), 175-186.
- Longo, G. A., & Gasparella, A. (2005). Experimental and theoretical analysis of heat and mass transfer in a packed column dehumidifier/regenerator with liquid desiccant. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48(25), 5240-5254. doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.07.011>
- Mei, L., & Dai, Y. J. (2008). A technical review on use of liquid-desiccant dehumidification for air-conditioning application. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12(3), 662-689.
- Meng, D., Lv, J., Chen, Y., Li, H., & Ma, X. (2018). Visualized experimental investigation on cross-flow indirect evaporative cooler with condensation. *Applied Thermal Engineering*, 145, 165-173.
- O'Connor, D., Calautit, J. K. S., & Hughes, B. R. (2016). A review of heat recovery technology for passive ventilation applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 54, 1481-1493. doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.10.039>
- Oró, E., Allepuz, R., Martorell, I., & Salom, J. (2018). Design and economic analysis of liquid cooled data centres for waste heat recovery: A case study for an indoor swimming pool. *Sustainable Cities and Society*, 36, 185-203.
- Patterson, M. K., Pratt, A., & Kumar, P. (2006). From UPS to Silicon, an End-to-End Evaluation of Data Center Efficiency, *Proceedings of the EPA Event: Enterprise Servers and Data Centers: Opportunities for Energy Savings.*
- Riangvilaikul, B., & Kumar, S. (2010). Numerical study of a novel dew points evaporative cooling system. *Energy and Buildings*, 42(11), 2241-2250. doi: <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.07.020>

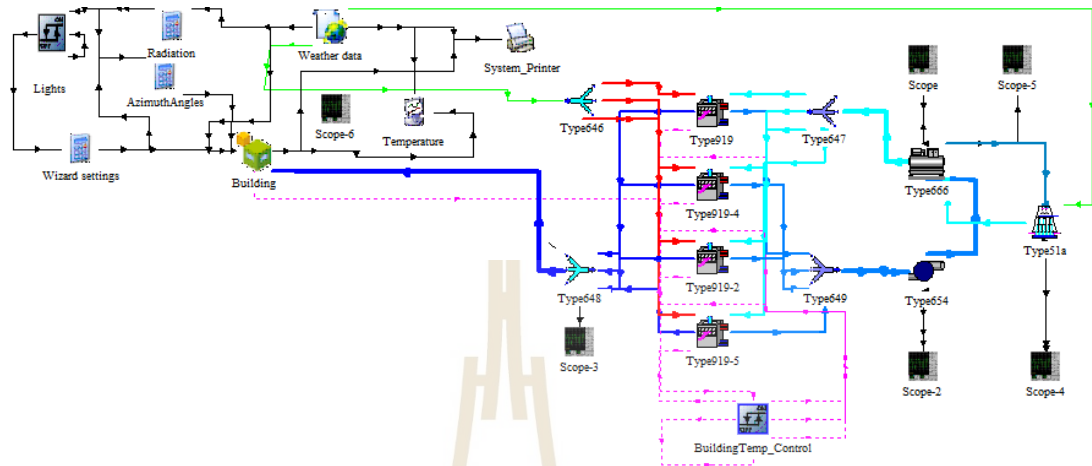


ภาคผนวก ก

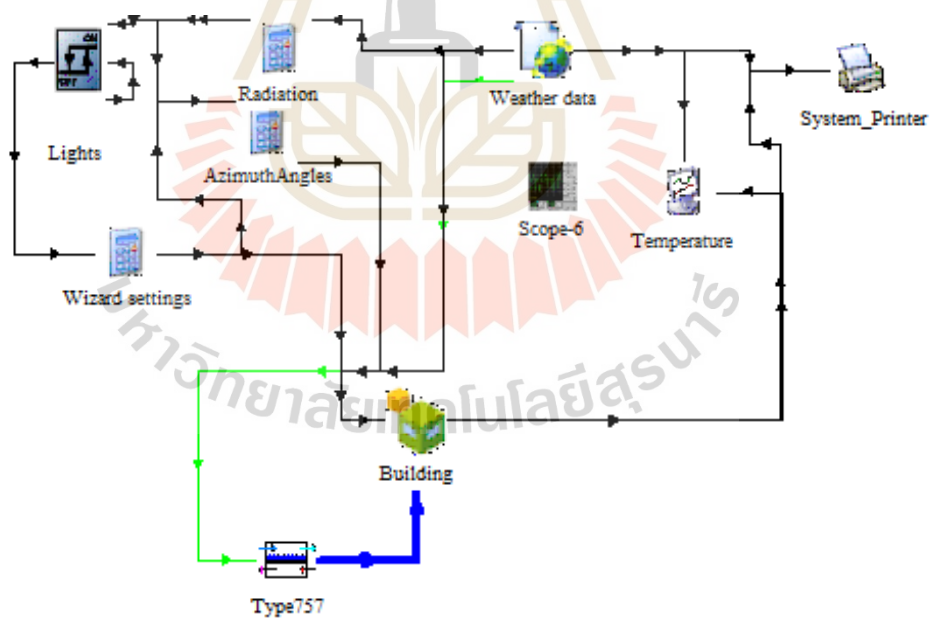
ภาพระบบปรับอากาศที่จำลองด้วยโปรแกรม TRNSYS

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

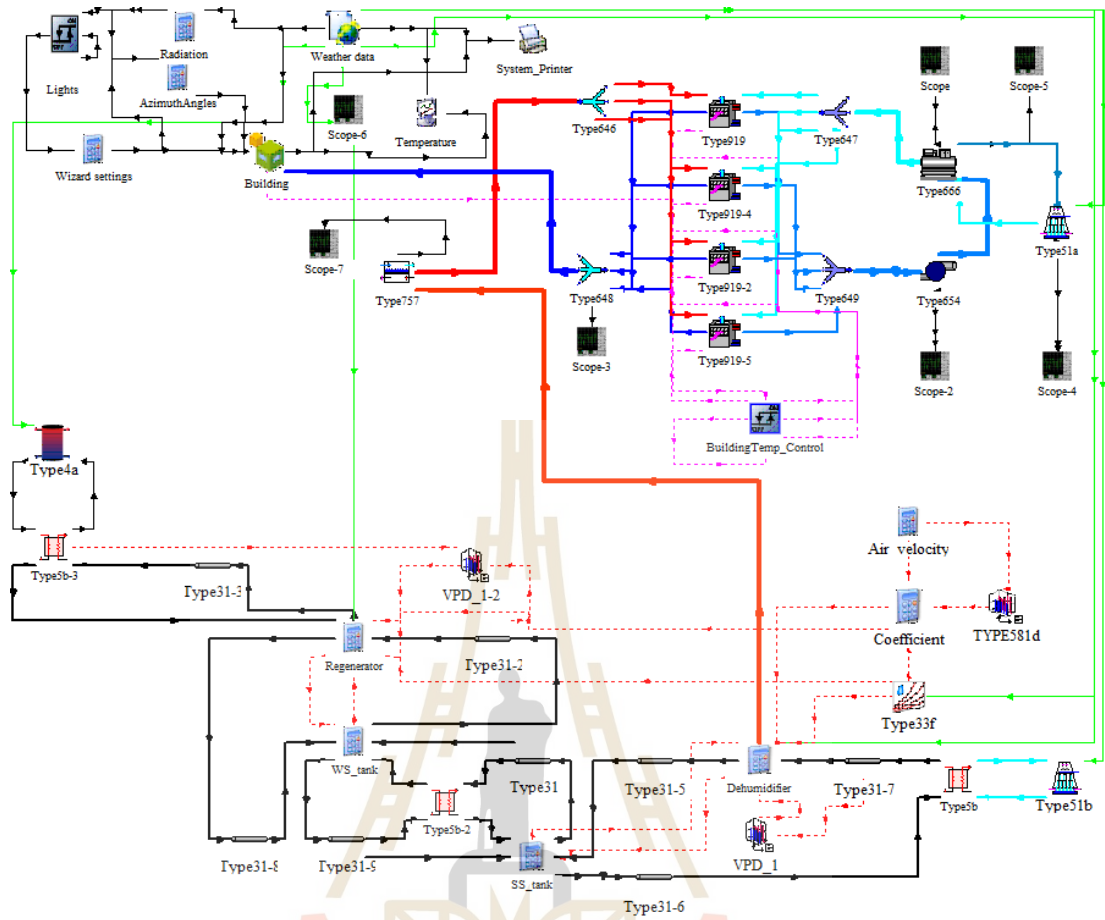
ในการจำลองผ่านโปรแกรม TRNSYS v.17 ของระบบปรับอากาศแต่ละแบบ แผนผังในโปรแกรมแสดงได้ดังรูปที่ ก.1-ก.3



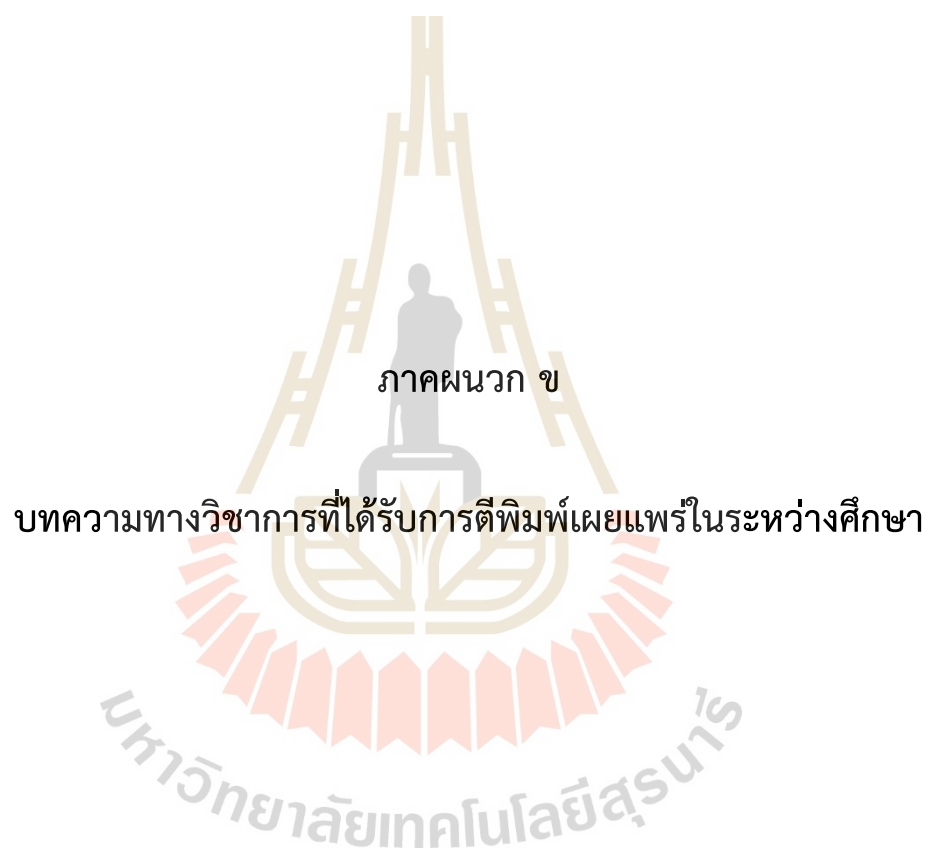
รูปที่ ก.1 แผนผังโปรแกรม TRNSYS ที่จำลองระบบปรับอากาศที่ใช้เฉพาะ Chiller



รูปที่ ก.2 แผนผังของระบบปรับอากาศที่มีเฉพาะ Indirect evaporative cooler



รูปที่ ก.3 แผนผังของระบบปรับอากาศที่ใช้ Liquid desiccant dehumidifier, Indirect evaporative cooler และ Chiller



ภาคผนวก ข

บทความทางวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในระหว่างศึกษา

รายชื่อบทความที่ได้รับการตีพิมพ์

- อัมพวรรณ วันดี และ อาทิตย์ คุณศรีสุข. (2561). การคำนวณภาระทำความเย็นสำหรับศูนย์ข้อมูล (Calculation of the Cooling Load for a Data Center). การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 32 (The 32nd Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand, ME-NETT 2018), โรงแรม มุกดาหาร แกรนด์ จังหวัด มุกดาหาร, 3-6 กรกฎาคม 2561.
- อัมพวรรณ วันดี และ อาทิตย์ คุณศรีสุข. (2562). การเปรียบเทียบสมรรถนะของระบบปรับอากาศแบบ Evaporative Cooling กับแบบธรรมดาสำหรับศูนย์ข้อมูล (Performance Comparison of an Evaporative Cooling and Conventional Air-Conditioning System in a Data Center). การประชุมวิชาการวิศวกรรมศาสตร์ วิทยาศาสตร์ เทคโนโลยีและสถาปัตยกรรมศาสตร์ ครั้งที่ 10 เฉลิมพระเกียรติเนื่องในโอกาสสมหามงคลพระราชพิธีบรมราชาภิเษก (10th Engineering Science Technology and Architecture Conference 2019, ESTACON 2019), อาคารขวัญแก้ว มหาวิทยาลัยวงษ์ชวลิตกุล จังหวัดนครราชสีมา, 30 สิงหาคม 2562.
- Amphawan Wandī and Atit Koonsrisuk. (2019). Performance Evaluation of an Evaporative Cooling Air-Conditioning System for a Data Center. The 10th TSME International Conference on Mechanical Engineering, Pattaya Thailand, 10th-13rd December 2019.

CST – 024

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 32
3 – 6 กรกฎาคม 2561 จังหวัดมุกดาหาร



การคำนวณภาระทำความเย็นสำหรับศูนย์ข้อมูล Calculation of the Cooling Load for a Data Center

อัมพวรรณ วันดี* และ อาทิตย์ คุณศรีสุข

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี
111 ถนนมหาวิทยาลัย ตำบลสุรนารี อำเภอเมือง จังหวัดนครราชสีมา 30000
*ติดต่อ: amamphawan@gmail.com, เบอร์โทรศัพท์: 0-4422-4410, เบอร์โทรสาร: 0-4422-4411

บทคัดย่อ

ศูนย์ข้อมูล (data center) เป็นห้องที่ประกอบด้วยอุปกรณ์เทคโนโลยีสารสนเทศและการสื่อสาร (Information and Communications Technology, ICT) จำนวนมาก ซึ่งทำหน้าที่ประมวลผล จัดเก็บและส่งข้อมูล ในปัจจุบันการดำเนินชีวิตของมนุษย์มีการใช้งานที่เครือข่ายสังคมออนไลน์ การสื่อสารโทรคมนาคม การค้นหาออนไลน์ การทำธุรกรรม และการซื้อขายผ่านอินเทอร์เน็ต จึงต้องมีศูนย์ข้อมูลมาสนับสนุนการทำการกิจกรรมดังกล่าว ในช่วงทศวรรษที่ผ่านมาศูนย์ข้อมูลมีปริมาณมากขึ้นและพลังงานถูกใช้เพิ่มขึ้นเป็นสองเท่าทั่วโลก โดยมากกว่า 40% ของการใช้พลังงานทั้งหมดในศูนย์ข้อมูลเป็นการใช้พลังงานทำความเย็น การศึกษานี้จึงทำการประเมินภาระการทำความเย็นของศูนย์ข้อมูลในจังหวัดนครราชสีมา โดยใช้โปรแกรม TRNSYS จำลองภาระการทำความเย็นรายชั่วโมงในรอบปี พบว่าค่าไฟฟ้ารายปีของระบบทำความเย็นของศูนย์ข้อมูลนี้มีค่าประมาณ 20.60 ล้านบาท ซึ่งนำไปสู่แนวคิดในการเลือกกระบบระบายความร้อนที่เหมาะสมและกลยุทธ์ในการควบคุมเพื่อลดการใช้พลังงานในอนาคต

คำหลัก: ศูนย์ข้อมูล; ภาระทำความเย็น; การจำลอง; การปรับอากาศ; TRNSYS

Abstract

The Data Centers (DCs) is a room consisting of a large number of Information and Communications Technology (ICT) devices. The main function of the devices installed in DCs is to process, store, and transmit information. In our daily activities related to web applications such as social networking, telecommunication, and on-line searching, banking and shopping, we need the supports from DCs. In the last decade, the amount of DCs and their energy consumption has doubled globally. Approximately 40% of the total energy consumption of DCs are for cooling system. In this study, the cooling load of a data center located in Nakhon Ratchasima province was evaluated numerically using TRNSYS program. The hourly cooling loads over the year were examined. It was found that the annual cost of electricity for the cooling system of this DC is about 20.60 million THB. This leads to a quest for a proper cooling system and its control strategy that can minimize the cost of energy which will be our future work.

Keywords: data center; cooling load; simulation; air conditioning; TRNSYS

การเปรียบเทียบสมรรถนะของระบบปรับอากาศแบบ Evaporative Cooling กับแบบธรรมดา
 สำหรับศูนย์ข้อมูล
 Performance Comparison of an Evaporative Cooling and Conventional
 Air-Conditioning Systems in a Data Center

อัมพรวรรณ วันดี และ อาทิตย์ คุณศรีสุข*

สาขาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี
 111 ถนนมหาวิทยาลัย ตำบลสุรนารี อำเภอเมือง จังหวัดนครราชสีมา 30000
 *ผู้ติดต่อ: atit@sut.ac.th, เบอร์โทรศัพท์: 0-4422-4410, เบอร์โทรสาร: 0-4422-4411

บทคัดย่อ

ศูนย์ข้อมูลเป็นห้องที่ประกอบด้วยอุปกรณ์เทคโนโลยีสารสนเทศและการสื่อสาร (Information and Communications Technology, ICT) จำนวนมาก ซึ่งทำหน้าที่ประมวลผล จัดเก็บและส่งข้อมูลปริมาณมาก ในปัจจุบันการใช้งาน web applications เช่น เครือข่ายสังคมออนไลน์ การสื่อสารโทรคมนาคม การค้นหาออนไลน์ การทำธุรกรรมและการซื้อขายผ่านอินเทอร์เน็ต เป็นสิ่งสำคัญในชีวิตประจำวัน ด้วยเหตุนี้ส่งผลให้ศูนย์ข้อมูลมีปริมาณมากขึ้น และพลังงานถูกใช้เพิ่มขึ้นเป็นสองเท่าทั่วโลกในช่วงทศวรรษที่ผ่านมา โดยมากกว่าร้อยละ 40 ของการใช้พลังงานทั้งหมดในศูนย์ข้อมูลเป็นการใช้พลังงานสำหรับระบบปรับอากาศ การศึกษานี้จึงทำการศึกษาเชิงตัวเลขเกี่ยวกับเทคโนโลยีการปรับอากาศแบบธรรมดาและแบบ evaporative cooling สำหรับศูนย์ข้อมูลที่ตั้งอยู่จังหวัดนครราชสีมา โดยจำลองผ่านโปรแกรม TRNSYS ซึ่งสามารถจำลองพฤติกรรมของระบบแบบ transient system ได้ พบว่า ระบบปรับอากาศแบบ evaporative cooling ใช้พลังงานไฟฟ้าน้อยกว่าระบบปรับอากาศแบบธรรมดาร้อยละ 35.25 คิดเป็นค่าไฟฟ้าจะประหยัดได้เท่ากับ 849,580 บาทต่อปี

คำสำคัญ: ศูนย์ข้อมูล, evaporative cooling, การจำลอง, การปรับอากาศ, TRNSYS

Abstract

The data center (DC) is a facility consisted of a large number of networked computer and related devices. The general functions of those devices installed in DCs are to manage, process, store, and disseminate large amounts of data. Nowadays, web applications such as social networking, telecommunication, and online searching, banking and shopping are important in our everyday life. Consequently, the number of DCs and their energy consumptions have doubled globally in the last decade. Approximately 40% of the total energy consumption of DCs are for their air conditioning systems. This study investigates numerically the use of a conventional and evaporative cooling technologies as the air conditioning system for a data center located in Nakhon Ratchasima province. The simulations were conducted using a program called TRNSYS, which can be used to simulate the behavior of transient systems. It was found that the electricity consumptions of the evaporative system are lower than that of the conventional air conditioning system are 35.25%. Considering the cost of electricity will save as much as 849,580 baht per year.

Keywords: data center, evaporative cooling, simulation, air conditioning, TRNSYS.



TSF0013

Performance Evaluation of an Evaporative Cooling Air-Conditioning System for a Data Center

Amphawan Wandt, and Atit Koonsrisuk*

School of Mechanical Engineering, Institute of Engineering, Suranaree University of Technology, Muang District, Nakhon Ratchasima 30000, Thailand

* Corresponding Author: atit@sut.ac.th

Abstract. Data centers consume a lot of electricity, especially for the air conditioning. This study investigates numerically the using of a conventional and evaporative cooling technology as the air-conditioning system for a data center. The simulations were conducted using a program called TRNSYS, which can be used to simulate the behavior of transient systems. The weather data of Nakhon Ratchasima province is used as an input to TRNSYS. It was found that the desired air conditions can be attained regularly by using either of the evaporative cooling systems. It was also found that the electricity consumptions of the evaporative systems are lower than that of the conventional air conditioning system are 35.25%. Considering the cost of electricity will save as much as 849,580 baht per year.

Keywords: data center, evaporative cooling, cooling system, TRNSYS.

1. Introduction

Data Center (DC) is a facility composed of computing structures housing a large number of Information and Communications Technology (ICT) devices installed for processing, storing and transmitting information [1]. In our daily activities typically relies heavily upon the applications, services and data contained within a data center, making it a focal point and critical asset for everyday operations such as social networking, telecommunication, and on-line searching, banking and shopping [2]. In order to provide data center is functioning normally need a support system including the air conditioning system, fire protection system, uninterruptible power supply, and a high level of data security system is required [2].

In the last decade, the amount of DCs and their energy consumption due to the increasing demand of data center accounts for 1.12 to 1.50% or 203.4-271.8 billion kWh/year of electricity consumption worldwide [3]. With respect to the cooling energy consumption, Carbó et al. (2016) indicates that more than 40% of the total energy consumption in data centers is the consumption of cooling energy [4].

Indirect Evaporative Cooling (IEC) technology is one of cooling system. The main advantage of the IEC is that primary air is cooled without modifying its moisture content [5]. IEC equipment is divided two channel in figure 1 [6].

ประวัติผู้เขียน

นางสาวอัมพวรรณ วันดี เกิดเมื่อวันที่ 9 กันยายน พ.ศ. 2538 ณ อำเภอเมือง จังหวัดฉะเชิงเทรา สำเร็จการศึกษาระดับประถมศึกษาที่โรงเรียนมารีวิทยา ปราจีนบุรี ระดับมัธยมศึกษาที่โรงเรียนเบญจมราชรังสฤษฎิ์ จังหวัดฉะเชิงเทรา และสำเร็จการศึกษาระดับปริญญาตรีสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล (หลักสูตรวิศวกรรมเครื่องกล) สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี พ.ศ. 2559 ต่อมาในปี พ.ศ. 2560 ได้เข้าศึกษาต่อระดับบัณฑิตศึกษาที่มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ในสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลและระบบกระบวนการ (วิศวกรรมเครื่องกล) มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี โดยรับทุนศักยภาพ ทั้งนี้ ในขณะที่ศึกษาได้มีโอกาสเป็นผู้ช่วยสอนในรายวิชาการศาสตร์ของไหล อีกทั้งได้มีโอกาสเป็นผู้สอนวิชาปฏิบัติการ 2 รายวิชา ได้แก่ วิชาปฏิบัติการวิศวกรรมเครื่องกล และวิชาปฏิบัติการด้านความร้อนและของไหล และในระหว่างการศึกษานำเสนองานวิจัยทั้งหมด 3 การประชุม ภายในช่วงเวลาที่ได้ทำการศึกษาในระดับบัณฑิตศึกษา



มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี