การศึกษาประสิทธิภาพการทำงานของสารดูดความชื้นในระบบระบายอากาศของอาคารในสภาวะภูมิอากาศร้อนชื้น

A Study on Solid Desiccant Performance for a Ventilation System in Building

วิสิทธิ์ เอกวานิช* จันทกานต์ ทวีกุล ชูเกียรติ คุปตานนท์ และ ปัญญรักษ์ งามศรีตระกูล
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิยาลัยสงขลานครินทร์ อ.หาดใหญ่ จ.สงขลา 90112
โทร 074-287035 โทรสาร 074-212893 *อีเมล์ v_akvanich@hotmail.com

Visit Akvanich*, Juntakan Taweekun, Chukiat Kooptarnond and Panyarak Ngamsritragul
Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Prince of Songkla University, Hatyai Songkhla 90112 Thailand
Tel: 074-287035 Fax: 074-212893 *E-mail: v_akvanich@hotmail.com

บทคัดย่อ

ความชื้นของอากาศเป็นปัจจัยหนึ่ง ทำให้ภาระการทำความเย็นสูงขึ้นและทำให้สิ้นเปลืองพลังงาน ระบบปรับอากาศต้องรับภาระการทำความเย็นค่อนข้างสูงในสภาพอากาศแบบร้อนชื้นของประเทศไทยซึ่งมีอุณหภูมิตั้งแต่ 25-35 องศาเซลเซียส และความชื้นสัมพัทธ์สูงตลอดทั้งปี สำหรับอุณหภูมิของจังหวัดสงขลาโดยเฉลี่ยอยู่ที่ 33 องศาเซลเซียส และความชื้นสัมพัทธ์อยู่ที่ 70 เปอร์เซ็นต์ ในงานวิจัยนี้เป็นการศึกษาประสิทธิภาพการทำงานของสารดูดความชื้นในการลดความชื้นของอากาศที่จะผ่านเข้ามาภายในอาคาร โดยใช้โปรแกรม EnergyPlus โดยอ้างอิงข้อมูลสภาวะอากาศจังหวัดสงขลา ซึ่งในการจำลองด้วยโปรแกรมจะมีการใช้ระบบทำความเย็นจาก chiller และทำการวิเคราะห์อุณหภูมิและความชื้นของห้องทดลองขนาด 20 ตารางเมตร โดยใช้อัตราการระบายอากาศ 26 ลูกบาศก์เมตร ต่อ ชั่วโมง วัตถุประสงค์เพื่อศึกษาประสิทธิภาพการทำงานของสารดูดความชื้น ทั้งด้านการประหยัดพลังงานและความคุ้มค่าเปรียบเทียบกับระบบปรับอากาศแบบที่ใช้กันทั่วไป จากการศึกษาพบว่าการใช้สารดูดความชื้นในห้องที่มีการปรับอากาศจะสามารถลดความชื้นได้ประมาณ 0.008 $kg_{H2O}/kg_{dry-air}$ ที่อุณหภูมิภายในห้องปรับอากาศที่ 25 องศาเซลเซียส ความชื้นสัมพัทธ์ประมาณ 48.6 เปอร์เซ็นต์ โดยสามารถลดการใช้พลังงานในการทำความเย็นประมาณ 30-40%

Abstract

Relative humidity in air is a factor for cooling load and affects to the energy consumption in building. In tropical climate of Thailand where ambient temperature in the ranges of 25-35 °C and relative humidity is high throughout the year ; air conditioner consumes high cooling load in building. This study concentrates on solid desiccant performance for ventilation system in building using EnergyPlus program. Weather data of Songkhla province is used for this simulation. The area of experiment room is 20 m^2 and ventilation air 26 m^3/hr. Simulation results reveal that relative humidity reduces 0.008 $kg_{H2O}/kg_{dry-air}$ in case of the use of solid desiccant in air conditioning room. Energy saving obtains approximately 30-40 % for the use of air-conditioning room with the interior temperature 25°C and relative humidity 48.6%.

1. บทนำ

กงล้อดูดความชื้น เป็นกงล้อหมุน กงล้อหนาประมาณ 0.1-0.2 เมตร [1] และกงล้อจะต่อเข้ากับตัวขับล้อ หน้าตัดของกงล้อมีลักษณะเป็นช่องๆ กงล้อจะแบ่งบริเวณการทำงานออกเป็นสองส่วนคือ ส่วนของการดูดความชื้น และส่วนของการคายความชื้น โดยส่วนใหญ่สารดูดความชื้นที่ใช้ในกงล้อหมุน ได้แก่ ซิลิกาเจล และโมเลกุลลาร ซีฟ โดยที่สารดูดความชื้นจะสามารถดูดความชื้นหรือคายความชื้นเมื่อมีความแตกต่างกันของค่าความดันไอ ระหว่างอากาศชื้นกับผิวสัมผัสของสารดูดความชื้น โดยที่ในกรณีที่ ค่าความดันไอของสารดูดความชื้นน้อยกว่าค่าความดันไอของอากาศชื้นจะเป็นกระบวนการดูดความชื้น และในทางกลับกัน ในกรณีที่ค่าความดันไอของสารดูดความชื้นมากกว่าค่าความดันไอของอากาศชื้นจะเป็นกระบวนการคายความชื้น

ห้องทดลองที่ศึกษาตั้งอยู่ชั้นสองของบ้านประหยัดพลังงาน ซึ่งตั้งอยู่ใน มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์ โดยในการจำลองโดยใช้โปรแกรม EnergyPlus จะแบ่งขอบเขตย่อยๆออกเป็น 4 โซน โดยกำหนดให้ชั้นล่างเป็น โซนที่ 1 และชั้นบนอีก 3 ห้อง เป็นโซน 2, 3 และ โซน 4 ซึ่งใน

การจำลองโดยใช้โปรแกรม ในครั้งนี้ จะทำการศึกษาผลต่างๆที่เกิดขึ้น ยกตัวอย่างเช่น ค่าอุณหภูมิ ค่าความชื้น และการใช้พลังงานของอุปกรณ์ต่างๆ ทั้งระบบทั่วไปที่ไม่มีการใช้สารดูดความชื้น และระบบที่มีการใช้สารดูดความชื้นของ โซน 4 เพื่อใช้ในการวิเคราะห์ผลก่อนการประยุกต์ใช้สารดูดความชื้นจริง

2. ทฤษฎีการคำนวณในโปรแกรม EnergyPlus

อุณหภูมิอากาศภายในระบบ หาได้จากสมการของกฎอนุรักษ์พลังงาน [2] ดังนี้

$$C_z \frac{dT_z}{dt} = \sum_{i=1}^{N_{sl}} \dot{Q}_i + A_1 + A_2 + A_3 + \dot{Q}_{sys}$$

(1)

โ ด ย ที่

[ ] คือ การเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในระบบ

[ ] คือ ค่าความร้อนจำเพาะภายในระบบ

[ ] คือ การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในระบบ

[ ] คือ ภาระโหลดภายในแบบการพาความร้อน

[ ] = [ ]

(2)

โดย [ ] เป็นภาระโหลดที่ถ่ายโอนความร้อนจากผิวขอบเขตระบบ [ ] เป็นค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในระบบ หน่วย W/m^2-K [ ] เป็นพื้นที่สัมผัสการพาความร้อน หน่วย m^2 [ ] เป็นอุณหภูมิอากาศภายนอก หน่วย °C และ [ ] เป็นอุณหภูมิอากาศภายในระบบ หน่วย °C

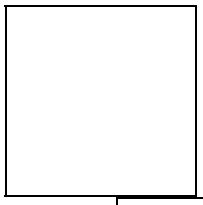
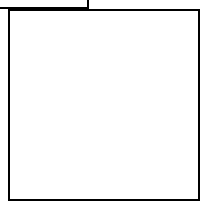
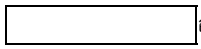
[ ] = [ ]

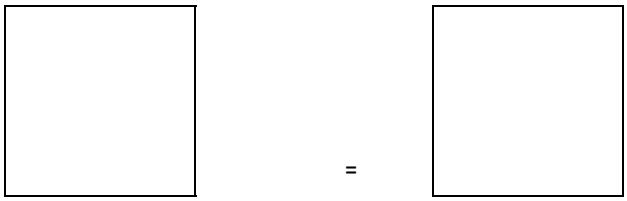
(3)

โดย [ ] เป็นภาระโหลดที่ถ่ายโอนความร้อนจากการรั่วซึมของอากาศ [ ] เป็นอัตรารั่วซึมของอากาศที่เข้าสู่ระบบ หน่วย kg/sec [ ] เป็นค่าความร้อนจำเพาะภายในระบบ หน่วย J/kg-K และ [ ] เป็นอุณหภูมิอากาศภายนอกที่เข้าสู่ระบบ หน่วย °C

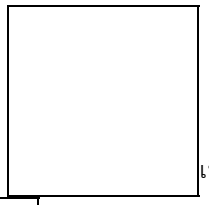
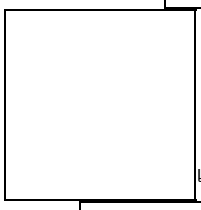
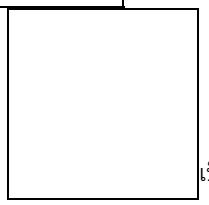
[ ] = [ ]

(4)

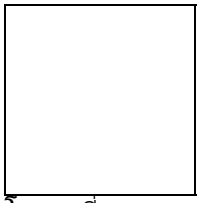
โดย  เป็นภาระโหลดภายในที่เกิดจาก  จากการผสมกันของอากาศ เป็นอัตราไหลของอากาศที่เข้าผสมกับอากาศในระบบ หน่วย kg/sec  อุณหภูมิอากาศภายนอกที่เข้าผสมกับอากาศในระบบ หน่วย °C



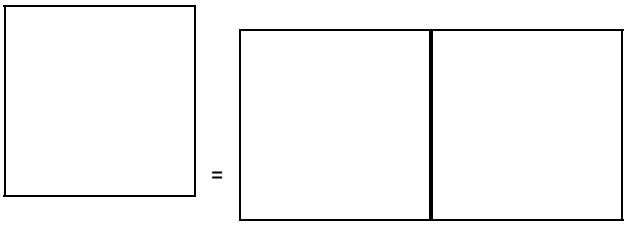
(5)

โดย  เป็นพลังงานที่ออกจากระบบ  เป็นอัตราไหลของอากาศที่ออกจากระบบ หน่วย kg/sec  เป็นอุณหภูมิอากาศภายนอก หน่วย °C

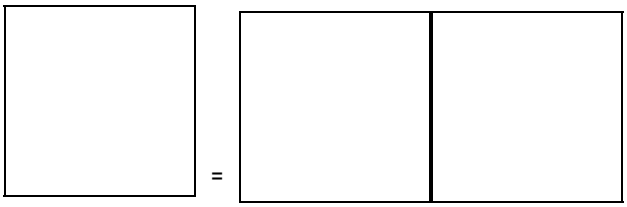
จากสมการอนุพันธ์อันดับสามของอนุกรม Taylor [3] แก้สมการและจัดรูปจะได้อุณหภูมิอากาศภายในระบบดังสมการ

 (6)

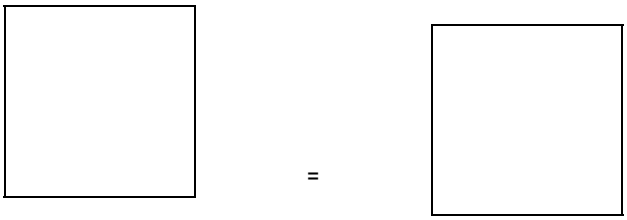
โดยที่



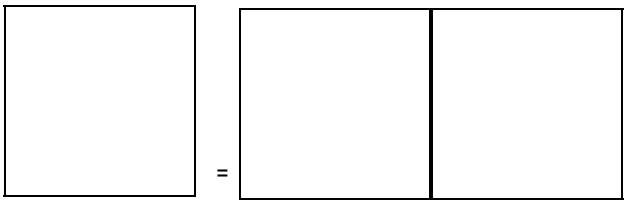
(7)



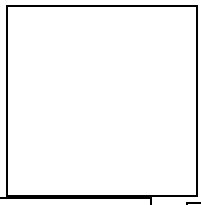
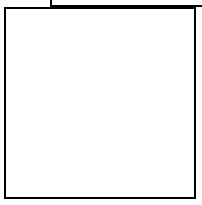
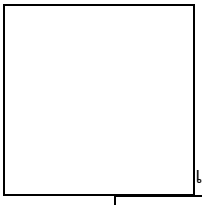
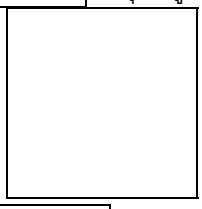
(8)

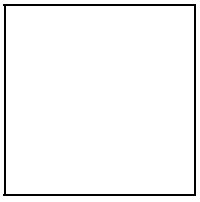
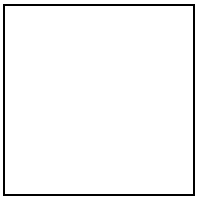


(9)

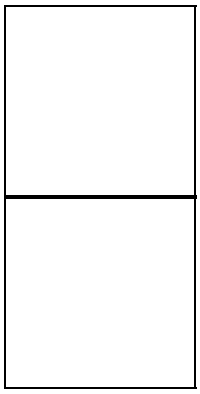


(10)

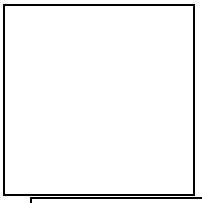
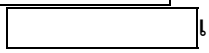
โดย  เป็นอุณหภูมิอากาศภายในระบบ  ที่เวลา  เป็นอุณหภูมิอากาศภายในระบบที่เวลา 

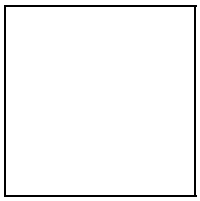
 เป็นเวลาใดๆ  เป็นช่วงเวลาที่ใช้ในการคำนวณ

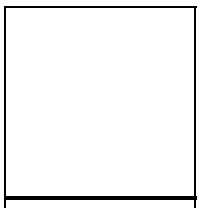
ความชื้นอากาศภายในระบบ หาได้จากสมการของกฎอนุรักษ์มวล ดังนี้

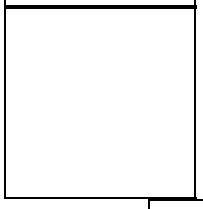


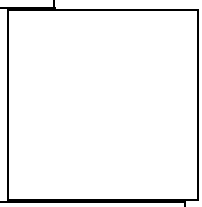
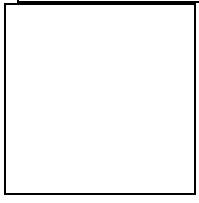
(11)

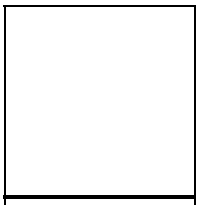
โดย  เป็นความหนาแน่นอากาศภายในระบบ  เป็น อัตราการไหลเชิงปริมาตรอากาศเข้าสู่ระบบ

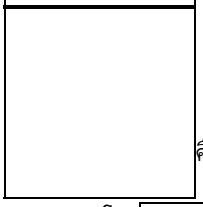
 คือ การเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนความชื้นภายในระบบ

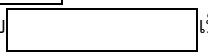
 คือ ความชื้นภายในระบบ

 คือ ความชื้นจากการรั่วซึมของอากาศ

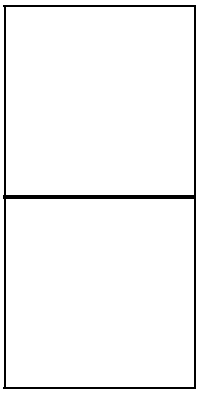
โดย  เป็น ความชื้นจากการรั่วซึมของอากาศ  เป็น ความชื้นภายในระบบ

 คือ ความชื้นจากการเข้าและออกระบบ

 คือ ความชื้นจากผิวขอบเขตระบบ

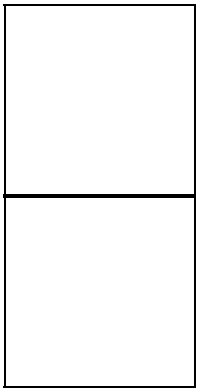
โดย  เป็นความชื้นอากาศภายนอกระบบ

จากสมการอนุพันธุ์อันดับสามของอนุกรม Taylor แก้สมการและจัดรูปจะได้ความชื้นอากาศภายในระบบดังสมการ

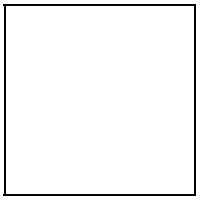


(12)

โดยที่



(13)



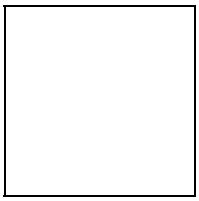
(14)

(15)

3. ข้อมูลที่ใช้ในการออกแบบ

การศึกษาได้ทำการจำลองบ้านประหยัดพลังงานที่จะใช้ติดตั้งระบบระบายอากาศของอาคารทั้งแบบใช้ระบบสารดูดความชื้นและระบบ

ทั่วไปที่ไม่ใช้สารดูดความชื้น โดยการจำลองบ้านใช้ข้อมูลตำแหน่งที่ตั้งและวัสดุตามโครงสร้างจริงเช่น ผนังทำจากอิฐมวลเบาฉาบด้วยปูนพลาสเตอร์ ฝ้าเพดานใช้แผ่นยิปซั่ม เป็นต้น โดยนำข้อมูลที่ออกแบบไปสร้างแบบจำลองโดยใช้โปรแกรมจำลอง DrawEzPlus เพื่อพิจารณาในองค์ประกอบต่างๆในการออกแบบได้ชัดเจนยิ่งขึ้นดังแสดงในรูปที่ 1



รูปที่ 1 แบบจำลองบ้านที่ติดตั้งสารดูดความชื้น (Zone 4)
จากโปรแกรม EnergyPlus

ข้อมูลเบื้องต้นที่ใช้ในการจำลอง [4] ประกอบด้วย ตำแหน่งที่ตั้งของจังหวัด สงขลา เส้นรุ้ง 6.91 องศาเหนือ เส้นแวง 100.43 องศาตะวันออก สภาวะของอากาศภายนอก วัสดุและโครงสร้างของห้องทดลอง ภาระโหลด อัตราการระบายอากาศ สภาวะของอากาศที่ใช้กับขนาดห้องทดลองมีพื้นที่ 20 ตารางเมตร และปริมาตร 46 ลูกบาศก์เมตร การใช้งานของอุปกรณ์ต่างๆ ดังตารางที่ 1, 2, 3 และตารางที่ 4

ตารางที่ 1 คุณสมบัติของวัสดุผนังทึบ

วัสดุที่ใช้	ค่านำความร้อน W/m-K	ค่าความหนาแน่น kg/m^3	ค่าความร้อนจำเพาะ J/kg-K
ปูนพลาสเตอร์	0.305	1182	840
อิฐมวลเบา	1.37	2242.58	880
เส้นใยแก้ว	0.038	130	837.36
ช่องว่างอากาศ	0.986	1.177	1005.7

ตารางที่ 2 คุณสมบัติกระจก

วัสดุที่ใช้	ค่านำความร้อน W/m-K	ค่าส่งผ่านแสง W/m-K	ค่าสะท้อนแสง kg/m^3
SMG	0.9	0.9	0.031

ตารางที่ 3 ภาระโหลดภายในอาคาร

รายการ	ปริมาณ	หน่วย
ภาระโหลดจากผู้อาศัย		
- จำนวนผู้อาศัย	1	person
- ระดับกิจกรรมที่กระทำ	40,80	W/person
- ระดับการใส่เสื้อผ้า	0.19	Clo
ภาระโหลดจากหลอดไฟ		
- อัตราการใช้ไฟฟ้า	72	W
ภาระโหลดจากเครื่องใช้ไฟฟ้าอื่นๆ		
- อัตราการใช้ไฟฟ้า	240	W

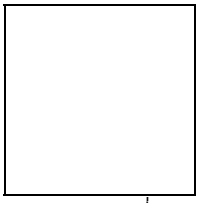
ตารางที่ 4 ค่าที่ใช้ในระบบปรับอากาศ

รายการ	ปริมาณ	หน่วย
อัตราการระบายอากาศ	0.007	m^3/sec
อุณหภูมิอากาศที่ออกจากขดลวดทำความเย็น	23	°C
อุณหภูมิอากาศภายในห้องปรับอากาศ	25	°C
ความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้องปรับอากาศ	50	%
อุณหภูมิที่ขดลวดทำความเย็นเริ่มทำงาน	23	°C
อุณหภูมิที่ขดลวดทำความร้อนเริ่มทำงาน	28	°C
การลดความชื้นของสารดูดความชื้น	0.007	$kg_{H2O}/kg_{dry-air}$

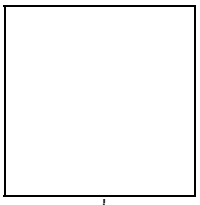
4. ขั้นตอนการจำลองโดยใช้โปรแกรม EnergyPlus

4.1 กำหนดระบบที่จะทำการจำลอง

ระบบที่จะใช้ในการศึกษาแบ่งออกได้ 3 ส่วน คือ ส่วนของระบบหลักแสดงดังรูปที่ 2 ซึ่งเป็นส่วนที่เราต้องการศึกษา อุปกรณ์ที่ใช้ได้แก่ fan, damper, heat recovery, desiccant wheel และ coil ส่วนระบบที่เหลือเป็นระบบที่ช่วยให้ระบบหลักทำงาน ได้แก่ระบบ Plant loop และ Condenser loop อุปกรณ์ที่ใช้ได้แก่ pumps และ chillers สำหรับ Plant loop ส่วน cooling tower สำหรับ Condenser loop



รูปที่ 2 แสดงส่วนประกอบต่างๆของระบบหลัก



รูปที่ 3 แสดงส่วนประกอบต่างๆของระบบสารดูดความชื้น

4.2 ที่ตั้งและสภาวะอากาศภายนอก

จังหวัดสงขลา ตั้งอยู่ที่เส้นรุ้ง 6.91 องศาเหนือ เส้นแวง 100.43 องศาตะวันออก และระดับความสูงจากน้ำทะเล 12 เมตร โดยมีสภาวะอากาศภายนอกของวันที่ออกแบบดังนี้ อุณหภูมิกระเปาะแห้ง 33.7 **องศาเซลเซียส** อัตราเร็วลม 0.1 เมตรต่อวินาที

4.3 วัสดุและโครงสร้างของตัวบ้าน

กำหนดวัสดุและคุณสมบัติของวัสดุต่างๆ เช่น ปูนพลาสเตอร์ แผ่นยิปซั่ม คอนกรีต เส้นใยแก้ว ช่องว่างของอากาศ กระจกSME และนำมาประกอบเป็นโครงสร้างของตัวบ้าน เช่น ผนัง พื้น หลังคา และหน้าต่าง

4.4 กำหนดโซนและตำแหน่งต่างๆของตัวบ้าน

กำหนดโซนต่างๆ โดยกำหนดให้ชั้นล่างเป็น โซนที่ 1 และชั้นบนเป็นโซน 2, 3 และ โซน 4 ตามจำนวนของห้องภายในบ้านประหยัดพลังงาน จากนั้นนำโครงสร้างที่ได้สร้างไว้มาประกอบเป็นตัวบ้านตามโซนต่างๆ

4.5 กำหนดการใช้งานของอุปกรณ์ต่างๆและโหลดที่อยู่ในระบบ

กำหนดการใช้งานของอุปกรณ์ต่างๆทั้งค่าและช่วงเวลาที่ใช้ รวมทั้งกิจกรรมต่างๆของโหลด โดยโหลดภายในได้แก่ ภาระโหลดจากคน

ภาระโหลดจากหลอดไฟ และภาระโหลดจากเครื่องไฟฟ้าอื่นๆ โดยภาระโหลดจากคนจะขึ้นอยู่กับกิจกรรมที่กระทำและการแต่งตัว ดังตารางที่ 3

4.6 กำหนดจุดต่อและเส้นทางความสัมพันธ์เชื่อมต่อระบบทั้งสาม

เริ่มจากการกำหนดจุดต่อต่างๆของอุปกรณ์ และทำการเชื่อมต่อจุดต่อต่างๆเข้าด้วยกันตามการใช้งาน ยกตัวอย่างเช่นการต่ออุปกรณ์ดังรูปที่ 2 ของระบบหลักที่ใช้ในการวิเคราะห์ผล โดยส่วนประกอบต่างๆของระบบสารดูดความชื้นแสดงดังรูปที่ 3

4.7 กำหนดรูปแบบที่ต้องการแสดงผล

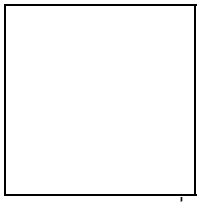
กำหนดค่าที่ต้องการแสดงผลการจำลองโดยใช้โปรแกรม EnergyPlus เช่น ค่าอุณหภูมิ และค่าความชื้นที่จุดต่อต่างๆ รวมทั้งค่าการใช้พลังงานของอุปกรณ์ โดยสามารถแสดงผลออกมาทุกๆช่วงเวลาหรือที่เวลาใดๆ

5. ผลการจำลองและอภิปรายผล

5.1 ค่าอุณหภูมิของห้องปรับอากาศ

ผลจากการจำลองโดยใช้โปรแกรม EnergyPlus ของวันที่ 21 เดือนมีนาคม ของจังหวัดสงขลา พบว่า อุณหภูมิภายนอกของอากาศจะอยู่ในช่วง 25.7-33.7 °C โดยจะมีอุณหภูมิต่ำสุดในช่วงเช้าประมาณ 5:00 น. และอุณหภูมิจะค่อยๆเพิ่มสูงขึ้น และมีอุณหภูมิสูงสุดที่เวลา 15:00 น. ส่วนค่าของอุณหภูมิภายในห้องปรับอากาศพบว่า อุณหภูมิมีค่าใกล้เคียงกันทั้งระบบที่มีสารดูดความชื้นและระบบที่ไม่มีสารดูดความชื้น โดยมีอุณหภูมิภายนอกของอากาศจะอยู่ในช่วง 23.9-26.2 °C โดยในกรณีที่ใช้สารดูดความชื้นอุณหภูมิภายในห้องปรับอากาศจะสูงกว่าเล็กน้อยดังแสดงในตารางที่ 5 และกราฟรูปที่ 4

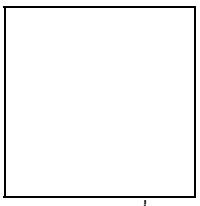
ตารางที่ 5 ตารางแสดงค่าอุณหภูมิของห้องปรับอากาศวันที่ 21 มีนาคม



รูปที่ 4 ค่าอุณหภูมิของห้องปรับอากาศ

5.2 ค่าความชื้นสัมพัทธ์ของห้องปรับอากาศ

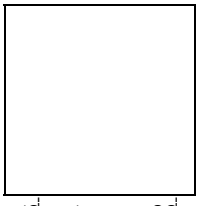
ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศจะอยู่ในช่วง 52.2-82.7 % โดยจะมีความชื้นสัมพัทธ์ต่ำสุดในช่วงเช้าประมาณ 15:00 น. และความชื้นสัมพัทธ์จะค่อยๆเพิ่มสูงขึ้น และมีความชื้นสัมพัทธ์สูงสุดที่เวลา 5:00 น. ส่วนค่าของความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้องปรับอากาศพบว่า ความชื้นสัมพัทธ์มีค่าแตกต่างกันค่อนข้างมาก โดยในกรณีที่ใช้สารดูดความชื้น ความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้องปรับอากาศจะอยู่ในช่วง 42.9-52.4 % ส่วนกรณีที่ไม่ใช้สารดูดความชื้น ความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้องปรับอากาศจะอยู่ในช่วง 74.8-88.3 % ดังแสดงในกราฟรูปที่ 5



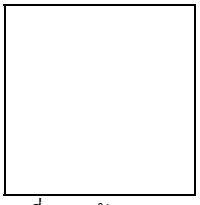
รูปที่ 5 ค่าความชื้นสัมพัทธ์ของห้องปรับอากาศ

5.3 สภาวะอากาศที่ทางเข้าและทางออกของกงล้อดูดความชื้น

สภาวะอากาศที่ทางเข้าของกงล้อดูดความชื้นจะเป็นสภาวะเดียวกับสภาวะอากาศภายนอก หลังจากผ่านกงล้อดูดความชื้นที่ภายในบรรจุสารดูดความชื้น จะทำให้อุณหภูมิของอากาศสูงขึ้นอยู่ในช่วง 53.4-54.8 °C และเมื่อผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนอุณหภูมิจะลดลงขึ้นอยู่ในช่วง 28.7-30.7 °C ดังแสดงในกราฟรูปที่ 6 ส่วนค่าอัตราส่วนความชื้น หลังจากผ่านกงล้อดูดความชื้น จะทำให้ค่าอัตราส่วนความชื้น ของอากาศลดลงอยู่ในช่วง 0.0081-0.0106 $kg_{H2O}/kg_{dry\text{-}air}$ ดังแสดงในกราฟรูปที่ 7



รูปที่ 6 ค่าอุณหภูมิที่ทางเข้าและทางออกของกงล้อดูดความชื้น



รูปที่ 7 ค่าอัตราส่วนความชื้นที่ทางเข้าและทางออกของกงล้อดูดความชื้น

5.4 เปรียบเทียบการใช้พลังงานในระบบ

จากการจำลองโดยใช้โปรแกรม EnergyPlus ศึกษาระบบต่างๆดังนี้คือ กรณีแรกเป็นระบบทั่วไปที่ไม่ใช้สารดูดความชื้น กรณีที่สองมีการประยุกต์ใช้สารดูดความชื้น และกรณีที่มีการประยุกต์ใช้สารดูดความชื้นพร้อมกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ทางออกของกงล้อดูดความชื้นก่อนเข้าระบบทำความเย็น พบว่าสภาวะอากาศที่ทางเข้าระบบทำความเย็นของกรณีศึกษาต่างๆเป็นดังตารางที่ 6

ตารางที่ 6 ตารางแสดงค่าสภาวะอากาศเฉลี่ยของกรณีศึกษาต่างๆ

กรณีศึกษา	**T, °C**	**RH, %**	**h, kJ/$kg_{dry\text{-}air}$**
ไม่ใช้สารดูดความชื้น			
สภาวะที่ทางเข้าระบบทำความเย็น	29.2	68	72
สภาวะห้องปรับอากาศ	25	50	50
ใช้สารดูดความชื้น			

ไม่มีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน :			
สภาวะที่ทางเข้าระบบทำความเย็น	54	10	79
มีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน :			
สภาวะที่ทางเข้าระบบทำความเย็น	30	35	56

5.5 การอภิปรายผลการทดลอง

จากการจำลองโดยใช้โปรแกรม EnergyPlus พบว่าเมื่อทำการจำลองการทำงานของระบบระบายอากาศของอาคารโดยมีการประยุกต์สารดูดความชื้นและระบบทั่วไปที่ไม่ใช้สารดูดความชื้นพบว่าในกรณีที่ใช้สารดูดความชื้นค่าของอุณหภูมิภายในห้องปรับอากาศจะสูงกว่าระบบที่ไม่ใช้สารดูดความชื้นอยู่เล็กน้อย ซึ่งอุณหภูมิภายในห้องปรับอากาศมีค่าประมาณ 25 องศาเซลเซียส และมีค่าความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้องปรับอากาศต่ำประมาณ 48.6 เปอร์เซ็นต์ โดยอัตราส่วนความชื้นของอากาศลดลงอยู่ในช่วง 0.0081-0.0106 $kg_{H2O}/kg_{dry-air}$ ซึ่งสารดูดความชื้นสามารถลดความชื้นได้ประมาณ 0.008 $kg_{H2O}/kg_{dry-air}$ โดยอากาศที่ผ่านกงล้อดูดความชื้นจะมีอุณหภูมิสูงขึ้น 24.9 องศาเซลเซียส จากค่าสภาวะอากาศเฉลี่ยของกรณีศึกษาต่างๆทั้งสามกรณีพบว่า กรณีที่มีการประยุกต์ใช้สารดูดความชื้นทำให้เพิ่มการใช้พลังงานในการทำความเย็นประมาณ 15-25% จากระบบทั่วไป แต่เมื่อมีการประยุกต์ใช้สารดูดความชื้นพร้อมกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ทางออกของกงล้อดูดความชื้นก่อนเข้าระบบทำความเย็นพบว่าสามารถลดการใช้พลังงานในการทำความเย็นประมาณ 30-40%

6. สรุปผลการทดลอง

การจำลองโดยใช้โปรแกรม EnergyPlus ในการการศึกษาประสิทธิภาพการทำงานของสารดูดความชื้นในระบบระบายอากาศของอาคาร ในสภาวะภูมิอากาศร้อนชื้น สามารถลดความชื้นได้จากระบบทั่วไปที่ไม่ใช้สารดูดความชื้นประมาณ 0.008 kg-H2O/kg-dry-air ซึ่งเป็นการประหยัดพลังงานได้ส่วนหนึ่ง เนื่องจากการลดความชื้นในอากาศก่อนเข้าระบบปรับอากาศเป็นการลดภาระโหลดแฝง แต่อากาศที่ผ่านกงล้อดูดความชื้นจะมีอุณหภูมิสูงขึ้น ดังนั้นควรมีการทำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนก่อนเข้าคอยล์เย็น ซึ่งอาจจะใช้อากาศที่ไหลกลับจากห้องปรับอากาศ ซึ่งทั่วไประบบระบายอากาศของอาคารที่มีการประยุกต์ใช้สารดูดความชื้นจะเหมาะสมกับระบบที่มีการนำอากาศใหม่จากภายนอกเข้าสู่ระบบจำนวนมาก โดยในกรณีที่มีการประยุกต์ใช้สารดูดความชื้นพร้อมกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสามารถลดการใช้พลังงานในการทำความเย็นประมาณ 30-40%

7. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณคณะบัณฑิตวิทยาลัย คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์ และ กองทุนเพื่อส่งเสริมการอนุรักษ์พลังงานฯ ปีงบประมาณ 2549 สำนักงานนโยบายและแผนพลังงาน ที่ได้สนับสนุนทุนวิจัยให้กับโครงการวิจัยนี้ ขอขอบคุณภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์สำหรับสถานที่วิจัย

เอกสารอ้างอิง

[1] Wang, S.K. 1994. Handbook of air conditioning and refrigeration. America : McGraw-Hill.

[2] Ceylan, H. T., and G. E. Myers. 1980. Long-time Solutions to Heat Conduction Transients with Time-Dependent Inputs. ASME Journal of Heat Transfer, Volume 102, No. 1, pp. 115-120.

[3] Taylor, R.D., C.O. Pedersen, D.E. Fisher, R. J. Liesen, L.K. Lawrie. 1991. Impact of Simultaneous Simulation of Buildings and Mechanical Systems in Heat Balance Based Energy Analysis Programs on System Response and Control, Conference Proceedings IBPSA Building Simulation '91, Nice, France, August 20-22, 1991.

[4] ASHRAE.1993. ASHRAE Handbook-Fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers Inc., Atlanta.