

การศึกษาสมรรถนะของเครื่องดูดความชื้นที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดเหลว แบบเคลื่อนที่ได้

Performance Study of a Movable Liquid Desiccant Dehumidifier

ต้นน้ำ สืบตระกูล¹, รัชต สุวรรณรินทร์¹, กฤตภาส เต็มสุขสวัสดิ์¹, วันเฉลิม มหาโกโคย¹,
ทสพล เขตเจนการ^{1*}

¹ ห้องวิจัยระบบพลังงานในอาคาร ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์และเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยศิลปากร
6 ถนนราชมรรคาใน ตำบลพระปฐมเจดีย์ อำเภอเมือง จังหวัดนครปฐม 73000

* ติดต่อ: E-mail: thosaponk@hotmail.com, โทรศัพท์: 034-259-025, โทรสาร: 034-219-367

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาสมรรถนะของเครื่องดูดความชื้นอากาศที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดเหลวแบบเคลื่อนที่ได้ โดยส่วนดูดความชื้นของระบบเป็นแบบแพ็คเบต สารดูดความชื้นที่ใช้ คือ สารละลายแคลเซียมคลอไรด์ ที่ควบคุมความเข้มข้นไว้ที่ 40% โดยมวล ในการทดลองได้มีการแปรค่าอัตราการไหลของอากาศที่ต้องการดูดความชื้น 5 ค่า คือ 0.024, 0.037, 0.047, 0.060 และ 0.070 m³/s และแปรค่าอัตราส่วนระหว่างอัตราการไหลของสารละลายต่ออัตราการไหลของอากาศ (L/G ratio) 5 ค่า คือ 1, 3, 5, 8 และ 10 การทดลองทำในห้องปรับอากาศที่มีขนาด 4.5 m x 12.0 m x 3.5 m ควบคุมอุณหภูมิห้องไว้ที่ 25°C การทดลองแต่ละกรณีมีการทำซ้ำ 3 ครั้ง และทำระหว่างเวลา 8.00 ถึง 16.00 น. ทุกครั้ง สมรรถนะของระบบพิจารณาในรูปของปริมาณการดูดความชื้นและประสิทธิภาพของกระบวนการดูดความชื้น จากการทดลอง พบว่า เมื่อเพิ่มอัตราการไหลของอากาศและ L/G ratio ปริมาณการดูดความชื้นจะเพิ่มขึ้น ส่วนประสิทธิภาพของกระบวนการดูดความชื้นนั้น พบว่า เมื่อเพิ่มอัตราการไหลของอากาศ ประสิทธิภาพของกระบวนการดูดความชื้นจะลดลง ส่วนการเพิ่ม L/G ratio ไม่ค่อยมีผลกระทบต่อประสิทธิภาพของกระบวนการดูดความชื้นเนื่องจากพบว่าค่าประสิทธิภาพมีแนวโน้มค่อนข้างคงที่ ในภาพรวมเครื่องดูดความชื้นในงานนี้สามารถดูดความชื้นของอากาศได้อยู่ในช่วงระหว่าง 75.55×10^{-3} g/s ถึง 421.88×10^{-3} g/s (2.18 kg/8 h ถึง 12.15 kg/8 h) อัตราการดูดความชื้นเฉลี่ยจากการทดลองทั้งหมดเท่ากับ 248.82×10^{-3} g/s (7.17 kg/8 h) ส่วนประสิทธิภาพของกระบวนการดูดความชื้นมีค่าอยู่ในช่วง 0.40 ถึง 0.57 โดยมีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 0.49 อากาศที่ออกจากเครื่องดูดความชื้นมีสัดส่วนความชื้นเฉลี่ย 0.0088 kg_w/kg_{da} และมีความชื้นสัมพัทธ์เฉลี่ย 35.21%RH

คำหลัก: เครื่องดูดความชื้นแบบเคลื่อนที่ได้; สารดูดความชื้นชนิดเหลว; แคลเซียมคลอไรด์; แพ็คเบต; สมรรถนะ

Abstract

This work was a performance study of a movable liquid desiccant dehumidifier. The dehumidification part was of a packed bed type. Calcium chloride solution was used as the liquid desiccant and controlled at 40% (by mass) concentration. In the experiments, the air flow rate was varied at 0.024, 0.037, 0.047, 0.060, and 0.070 m³/s and the ratio of the desiccant flow rate to the air flow rate

ETM-268

(L/G ratio) was varied at 1, 3, 5, 8, and 10. The experiments were conducted in a 4.5 m x 12.0 m x 3.5 m room of which the temperature was controlled at 25°C. Each experimental case was repeated 3 times and all cases were carried out during 8 a.m. to 4 p.m. Performance was considered in terms of moisture removal amount and moisture removal effectiveness. It was found that the moisture removal amount increased with the air flow rate and the L/G ratio. The moisture removal effectiveness was found to decrease with the increase of the air flow rate while it was relatively unaffected by the increase of the L/G ratio. Overall, the dehumidifier in this work could remove moisture within a range of 75.55×10^{-3} g/s to 421.88×10^{-3} g/s (2.18 kg/8 h to 12.15 kg/8 h). The average moisture removal rate was found to be 248.82×10^{-3} g/s (7.17 kg/8 h). The moisture removal effectiveness was within a range of 0.40 to 0.57 with an average value of 0.49. The humidity ratio and the relative humidity of the dehumidified air coming out of the dehumidifier was 0.0088 kg_w/kg_{da} and 35.21%RH, respectively.

Keywords: movable dehumidifier; liquid desiccant; calcium chloride; packed bed; performance

1. บทนำ

ประเทศไทยตั้งอยู่ในเขตร้อนใกล้เส้นศูนย์สูตรจึงมีอากาศร้อนชื้นปกคลุมเกือบตลอดปี โดยมีอุณหภูมิตลอดปี 23-33°C และความชื้นสัมพัทธ์ตลอดปี 64-75%RH [1, 2] ด้วยเหตุนี้ การปรับอากาศเพื่อวัตถุประสงค์ต่างๆ จึงเป็นสิ่งที่สำคัญ เช่น เพื่อความสะดวกสบายของผู้อยู่อาศัย ซึ่งมีช่วงอุณหภูมิระหว่าง 22-27°C และความชื้นสัมพัทธ์ระหว่าง 25-60%RH [3] เพื่อรักษาคุณภาพของยาปฏิชีวนะ (26°C, 5-15%RH) เพื่อเก็บรักษาโบราณวัตถุ (20-24°C, 45-50%RH) หรือเพื่อความปลอดภัยในกระบวนการผลิตของโรงงานอิเล็กทรอนิกส์ (20-70%RH ขึ้นกับแต่ละบริเวณ) ส่งผลให้ปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้าส่วนใหญ่ภายในอาคาร (55-75%) ถูกใช้ไปในระบบปรับอากาศ [4, 5]

การปรับอากาศประกอบด้วย 2 ส่วน ได้แก่ การทำความร้อนสัมผัส (Sensible heat) ซึ่งเป็นภาระที่เกิดจากการลดอุณหภูมิ และการทำความร้อนแฝง (Latent heat) ซึ่งเป็นภาระที่เกิดจากการลดความชื้นในอากาศบริเวณพื้นที่ปรับอากาศนั้น ซึ่งหากต้องการควบคุมทั้งอุณหภูมิและความชื้นไปพร้อมกัน วิธีที่ปฏิบัติกันมานาน คือ การทำให้อากาศเย็นจัดเพื่อให้ความชื้นลดลงและอุ่นอากาศกลับขึ้นมาใหม่ (Overcool & reheat) ดังรูปที่ 1(ก) กระบวนการนี้ต้อง

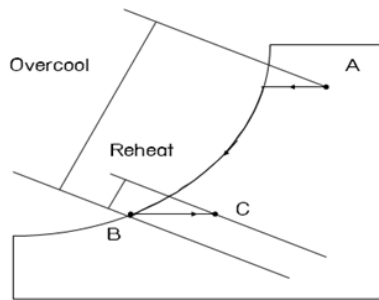
ใช้ระบบปรับอากาศที่มีขนาดใหญ่ (ช่วง A-B) รวมทั้งต้องเสียพลังงานให้แก่เครื่องทำความร้อนอีกต่อหนึ่งด้วย (ช่วง B-C) แต่ถ้ายกการควบคุมอุณหภูมิและความชื้นออกจากกันดังรูปที่ 1(ข) โดยให้การควบคุมความชื้นเป็นหน้าที่ของระบบดูดความชื้น (ช่วง A-B) ส่วนการลดอุณหภูมิให้เป็นหน้าที่ของระบบปรับอากาศเช่นเดิม (ช่วง B-C) จากการศึกษางานวิจัยที่ผ่านมาพบว่าจะทำให้เครื่องปรับอากาศมีขนาดเล็กลงและพลังงานไฟฟ้าที่ใช้รวมน้อยลงด้วย [6-8]

สารดูดความชื้น (Desiccant) มีอยู่ด้วยกัน 2 ชนิด คือ สารดูดความชื้นชนิดแข็งและสารดูดความชื้นชนิดเหลว หากเปรียบเทียบการทำงานของสารทั้ง 2 ชนิดพบว่า สารดูดความชื้นชนิดเหลวสามารถดูดความชื้นได้ดีกว่าสารดูดความชื้นชนิดแข็ง [9] รวมทั้งยังมีความสะดวกและยืดหยุ่นในการใช้งานมากกว่า เนื่องจากสามารถปั๊มส่งไปยังพื้นที่ต่างๆ ที่ต้องการดูดความชื้นได้

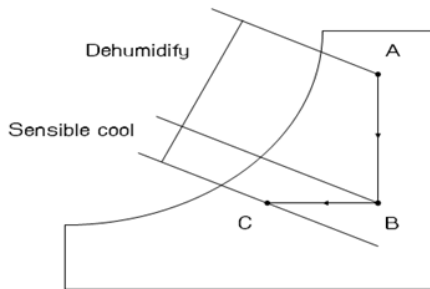
เนื่องจากแหล่งความชื้นในพื้นที่ปรับอากาศส่วนใหญ่มาจากอากาศระเหย [6] จึงนิยมให้ระบบดูดความชื้นกำจัดความชื้นในอากาศก่อนส่งเข้าพื้นที่ปรับอากาศ โดยระบบดูดความชื้นนี้จะประกอบไปด้วยการทำงานของ 3 กระบวนการหลัก ได้แก่ กระบวนการดูดความชื้นของสารดูดความชื้น (Water sorption) ซึ่งสารดูดความชื้นจะดูดความชื้นจากอากาศ

ETM-268

กระบวนการระเหยน้ำออกจากสารดูดความชื้น (Desiccant regeneration) ซึ่งต้องใช้ความร้อนในการระเหยน้ำเพื่อให้สารดูดความชื้นสามารถนำกลับมาใช้งานได้ใหม่ และกระบวนการลดอุณหภูมิสารดูดความชื้น (Desiccant cooling) ซึ่งจะทำให้สารดูดความชื้นมีอุณหภูมิต่ำลงเหมาะสมต่อการใช้งาน ระบบดังกล่าวจึงมักมีขนาดใหญ่และมีส่วนประกอบมาก เช่น เครื่องดูดความชื้น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน หอผึ่งเย็น และเครื่องระเหยความชื้น [5-7, 10-20] ทำให้ต้องใช้พื้นที่ติดตั้งมาก ยากต่อการเคลื่อนย้าย และไม่สามารถติดตั้งภายในพื้นที่ปรับอากาศที่ต้องการกำจัดความชื้นเฉพาะจุดได้



(ก) ระบบปรับอากาศแบบ Overcool&Reheat



(ข) ระบบปรับอากาศที่ทำงานร่วมกับระบบดูดความชื้น

รูปที่ 1 ความแตกต่างของพลังงานที่ใช้ในการควบคุมทั้งอุณหภูมิและความชื้นไปพร้อมกันด้วยวิธี Overcool & reheat และการแยกควบคุมอุณหภูมิและความชื้น

จากที่กล่าวมาข้างต้น คณะผู้วิจัยจึงมีความสนใจที่จะศึกษาเกี่ยวกับเครื่องดูดความชื้นอากาศแบบเคลื่อนที่ได้ โดยจะใช้สารละลายแคลเซียมคลอไรด์ (CaCl_2) เป็นสารดูดความชื้น เพื่อพัฒนาให้เป็นเครื่องดูดความชื้นขนาดเล็กต่อไป โดยในบทความนี้

จะนำเสนอผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องดูดความชื้นต้นแบบ เพื่อที่จะได้ทราบถึงขอบเขตการทำงานและประสิทธิภาพของเครื่องดูดความชื้น โดยการทดลองได้ทำในพื้นที่ปรับอากาศที่ควบคุมอุณหภูมิไว้ที่ 25°C ตลอดการทดลอง

2. เครื่องดูดความชื้น

เครื่องดูดความชื้นในงานวิจัยนี้เป็นแบบแพ็คเบด (Packed bed) ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 154.2 mm (6 นิ้ว) ความสูงของแพ็คเบด 1 m ชนิดของแพ็คกิ้งที่ใช้คือ พอลริง (Pall ring) ขนาด 25 mm (1 นิ้ว) พัดลมดูดอากาศมีขนาด 0.18 kW (1/4 แรงม้า) และมีอัตราการไหลของอากาศสูงสุด $0.708 \text{ m}^3/\text{s}$ (150 CFM) ปั๊มสารเคมีมีขนาด 0.065 kW อัตราการไหลของสารเคมีสูงสุด $0.75 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ (45 LPM) เกรดสูงสุด 6.5 m ถึงพักสารเคมีมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.38 m สูง 0.46 m และสารดูดความชื้นที่ใช้ คือ สารละลายแคลเซียมคลอไรด์ที่มีความเข้มข้นประมาณ 40% โดยมวล ลักษณะของเครื่องดูดความชื้นในงานนี้แสดงดังรูปที่ 2



รูปที่ 2 ลักษณะของเครื่องดูดความชื้นต้นแบบ

3. วิธีการทดลอง

ETM-268

สมรรถนะการทำงานของระบบจะพิจารณาในรูปของปริมาณการดูดความชื้น และประสิทธิภาพของกระบวนการดูดความชื้น โดยอัตราการดูดความชื้น (m_w , kg/s) และประสิทธิภาพของกระบวนการดูดความชื้น (ε) คำนวณได้จากสมการที่ 1 และ 2 ดังนี้

$$m_w = G_a (\omega_{a,in} - \omega_{a,out}) \quad (1)$$

โดย

G_a = อัตราการไหลของอากาศ, kg/s

$\omega_{a,in}$ = สัดส่วนความชื้นอากาศขาเข้า, kg_w/kg_{da}

$\omega_{a,out}$ = สัดส่วนความชื้นอากาศขาออก, kg_w/kg_{da}

$$\varepsilon = \frac{(\omega_{a,in} - \omega_{a,out})}{(\omega_{a,in} - \omega_{s,in})} \quad (2)$$

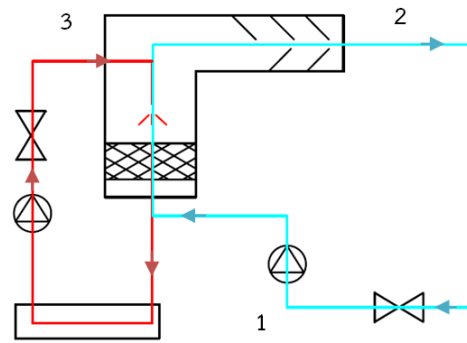
โดย

$\omega_{s,in}$ = สัดส่วนความชื้นของอากาศที่สมดุลกับสถานะของสารดูดความชื้นขาเข้า, kg_w/kg_{da}

กรณีที่ทำการทดลองแบ่งออกเป็น 25 กรณี ทดลองซ้ำกรณีละ 3 ครั้ง รวมการทดลองทั้งหมดเป็น 75 ครั้ง โดยได้มีการแปรค่าอัตราการไหลของอากาศ (G_a) 5 ค่า คือ 0.024, 0.037, 0.047, 0.06 และ 0.070 m³/s (50, 75, 100, 125 และ 150 CFM) และแปรค่าอัตราส่วนระหว่างอัตราการไหลของสารละลายต่ออัตราการไหลของอากาศ (L/G Ratio) 5 ค่า คือ 1, 3, 5, 8 และ 10 (การแปรค่า L/G Ratio อาจเทียบได้กับการแปรค่าอัตราการไหลของสารละลาย) ค่าที่เลือกใช้ในการทดลองเป็นค่าที่ครอบคลุมสภาวะการทำงานของสารดูดความชื้น ตั้งแต่ช่วงที่ต่ำที่สุดจนถึงช่วงที่สมรรถนะเข้าสู่ช่วงอิ่มตัวที่พบในงานวิจัยที่ผ่านมา [21, 22] ห้องที่ใช้ทำการทดลองมีขนาดกว้าง 4.5 m ยาว 12 m สูง 3.5 m ซึ่งเป็นห้องปรับอากาศที่ควบคุมอุณหภูมิไว้ที่ 25°C สภาวะแวดล้อมภายนอกเป็นสภาวะอากาศของจังหวัดนครปฐม ภาวะความชื้นในห้องทดลองใช้ไอน้ำจากการต้มน้ำโดยผลิตไอน้ำที่อัตรา 10 kg ต่อระยะเวลาการทดลอง 8 ชั่วโมงต่อวัน

(8.00-16.00 น.) ซึ่งครอบคลุมเวลาทำงานต่อวันปกติของสำนักงาน

เพื่อให้สามารถวิเคราะห์สมรรถนะของเครื่องดูดความชื้นได้ จำเป็นต้องมีการติดตั้งเครื่องมือวัดเพื่อวัดค่าตัวแปรที่จำเป็นต่างๆ ดังแสดงในรูปที่ 3 และตารางที่ 1



รูปที่ 3 จุดตรวจวัดค่าตัวแปรที่จำเป็น

ตารางที่ 1 รายละเอียดจุดตรวจวัดค่าตัวแปรที่จำเป็นตามรูปที่ 3

จุด	ชื่อ	ตัวแปรที่ตรวจวัด	เครื่องมือวัด
1	อากาศขาเข้าของเครื่องดูดความชื้น	- อุณหภูมิ - สัดส่วนความชื้น - ความเร็วลม	- เทอร์โมคัปเปิลชนิดที่ - เครื่องวัดความชื้น - เครื่องวัดความเร็วลม
2	อากาศขาออกของเครื่องดูดความชื้น	- อุณหภูมิ - สัดส่วนความชื้น - ความเร็วลม	- เทอร์โมคัปเปิลชนิดที่ - เครื่องวัดความชื้น - เครื่องวัดความเร็วลม
3	สารดูดความชื้นขาเข้าของเครื่องดูดความชื้น	- อุณหภูมิ - ความเข้มข้น - อัตราการไหล	- เทอร์โมคัปเปิลชนิดที่ - เครื่องวัดความหนาแน่นสารละลาย - ปิกเกอร์และนาฬิกาจับเวลา

4. ผลและการวิเคราะห์ผลการทดลอง

สำหรับผลการดำเนินงานของงานนี้ คณะผู้วิจัยจะแสดงผลและวิเคราะห์ผลการดำเนินงานโดยแยกออกเป็น 3 ส่วน คือ ผลจากการแปรค่าอัตราการไหล

ETM-268

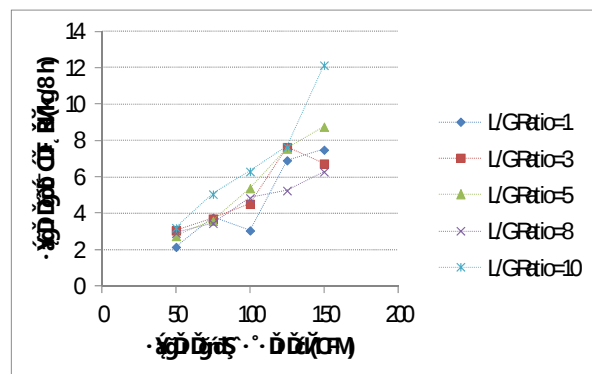
ของอากาศ ผลจากการแปรค่า L/G ratio และภาพรวมการทำงานของเครื่องดูดความชื้น

4.1 ผลจากการแปรค่าอัตราการไหลของอากาศ

ตารางที่ 2 และรูปที่ 4 แสดงผลของการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของอากาศที่มีต่ออัตราการดูดความชื้นที่ L/G ratio ต่างๆ ซึ่งจะเห็นได้ว่า เมื่ออัตราการไหลของอากาศเพิ่มขึ้น อัตราการดูดความชื้นจะเพิ่มขึ้น เนื่องจากการเพิ่มอัตราการไหลของอากาศเป็นการเพิ่มปริมาณไอน้ำที่เข้าสู่เครื่องดูดความชื้นโดยตรง อัตราการดูดความชื้นจึงสูงขึ้น [23] อีกมุมหนึ่งอาจมองได้ว่า การเพิ่มอัตราการไหลของอากาศทำให้อากาศที่ไหลผ่านมีความเร็วสูงขึ้น สัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล (Mass transfer coefficient) จึงเพิ่มขึ้นตาม [23-28]

ตารางที่ 2 อัตราการดูดความชื้น (kg/8 h) ที่กรณีต่างๆ

อัตราการไหลของอากาศ (G_a , CFM)	L/G Ratio				
	1	3	5	8	10
50	2.18	3.08	2.78	2.93	3.23
75	3.78	3.73	3.61	3.47	5.07
100	3.08	4.54	5.41	4.86	6.32
125	6.93	7.66	7.58	5.27	7.67
150	7.52	6.75	8.78	6.31	12.16

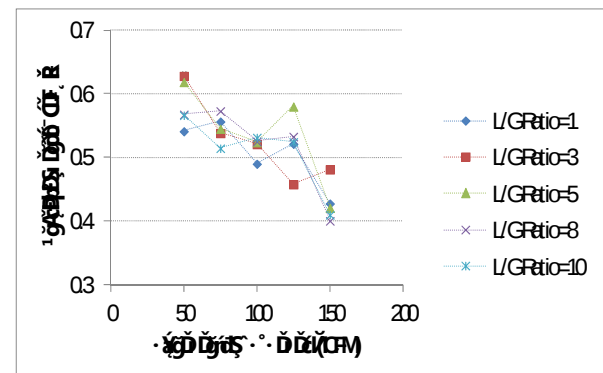


รูปที่ 4 ผลการแปรค่าอัตราการไหลของอากาศที่มีต่ออัตราการดูดความชื้น

นอกจากนี้ยังสามารถอธิบายได้ว่า เมื่ออัตราการไหลของอากาศที่เข้าสู่เครื่องดูดความชื้นเพิ่มขึ้น จะทำให้ระยะเวลาในการสัมผัสกันระหว่างอากาศกับสารดูดความชื้นลดลง ความชื้นเฉลี่ยของอากาศจึงมีค่าสูงตลอดเวลาที่อยู่ภายในเครื่องดูดความชื้น ความแตกต่างระหว่างความดันไอของอากาศและความดันไอของสารละลายจึงมีค่าสูงตลอดเวลา อัตราการดูดความชื้นจึงสูงขึ้น [28-31]

ตารางที่ 3 ประสิทธิภาพของกระบวนการดูดความชื้นที่กรณีต่างๆ

อัตราการไหลของอากาศ (G_a , CFM)	L/G Ratio				
	1	3	5	8	10
50	0.54	0.63	0.62	0.57	0.57
75	0.56	0.54	0.55	0.57	0.52
100	0.49	0.52	0.52	0.53	0.53
125	0.52	0.46	0.58	0.53	0.53
150	0.43	0.48	0.42	0.40	0.41



รูปที่ 5 ผลการแปรค่าอัตราการไหลของอากาศที่มีต่อประสิทธิภาพของกระบวนการดูดความชื้น

จากตารางที่ 3 และรูปที่ 5 พบว่า ในภาพรวม ประสิทธิภาพของกระบวนการดูดความชื้นมีแนวโน้มลดลงเมื่ออัตราการไหลของอากาศเพิ่มขึ้น ทั้งนี้ การเพิ่มอัตราการไหลของอากาศจะส่งผลต่อค่าประสิทธิภาพการดูดความชื้นใน 2 ทิศทาง ทิศทางแรก เมื่ออัตราการไหลของอากาศเพิ่มขึ้น อัตราการดูด

ETM-268

ความชื้นจะเพิ่มขึ้น สัดส่วนความชื้นของอากาศขาออกจะลดลง ทำให้ค่าประสิทธิผลการดูดความชื้นเพิ่มขึ้น ส่วนทิศทางที่สองอาจมองได้ว่า เมื่ออัตราการไหลของอากาศเพิ่มขึ้น ระยะเวลาในการสัมผัสกันระหว่างอากาศกับสารดูดความชื้นจะลดลง สัดส่วนความชื้นของอากาศขาออกจึงลดลงไม่มาก ทำให้ค่าประสิทธิผลการดูดความชื้นลดลง อย่างไรก็ตาม จากแนวโน้มรวมที่เห็นว่าค่าประสิทธิผลลดลงเมื่ออัตราการไหลของอากาศเพิ่มขึ้น แสดงว่าผลกระทบในทิศทางที่สองมีมากกว่า ยกเว้นช่วงอัตราการไหลของอากาศ 125 CFM ที่ค่าประสิทธิผลสูงขึ้นเล็กน้อยเมื่อเทียบกับที่อัตราการไหล 100 CFM แสดงถึงอิทธิพลของผลกระทบในทิศทางแรกที่มีผลอยู่บ้าง

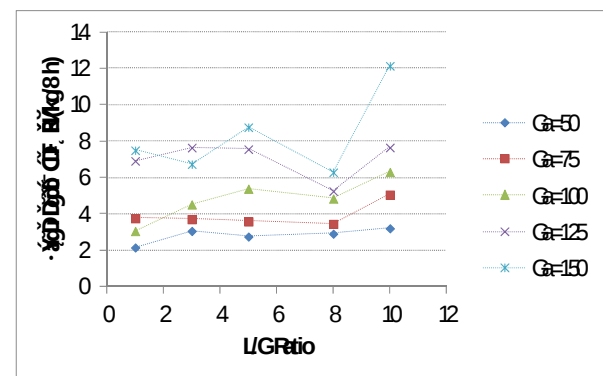
4.2 ผลจากการแปรค่า L/G ratio

ตารางที่ 2 และรูปที่ 6 แสดงผลของการแปรค่า L/G ratio ที่มีต่ออัตราการดูดความชื้นที่อัตราการไหลของอากาศต่างๆ ทั้งนี้การแปรค่า L/G ratio เพิ่มขึ้นเปรียบเสมือนการเพิ่มอัตราการไหลของสารดูดความชื้นเข้าสู่ระบบ ซึ่งเป็นการเพิ่มความสามารถในการดูดความชื้นโดยตรง จึงทำให้เห็นว่าอัตราการดูดความชื้นเพิ่มขึ้นตาม L/G ratio [32] นอกจากนี้แล้วอาจมองได้ว่าการที่ L/G ratio เพิ่มขึ้นจะส่งผลให้อัตราการถ่ายเทมวลและความร้อน (Heat and mass transfer) ระหว่างไอน้ำในอากาศกับสารละลายในระบบเพิ่มขึ้น อัตราการดูดความชื้นในระบบจึงเพิ่มขึ้น [17, 23, 26, 28, 30, 33, 34]

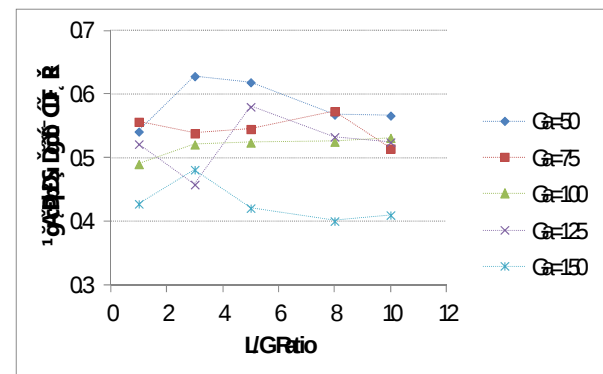
ทั้งนี้ สังเกตว่าอัตราการดูดความชื้นจะมีแนวโน้มลดลงเล็กน้อยในช่วง L/G ratio ระหว่าง 5-8 แล้วจึงจะเพิ่มกลับขึ้นมาใหม่ สันนิษฐานว่าน่าจะเกิดจากอิทธิพลของระยะเวลาในการสัมผัสกันระหว่างอากาศกับสารละลายที่ลดลง จึงทำให้อัตราการดูดความชื้นลดลง แต่เมื่อ L/G ratio เลยจุดจุดหนึ่งไป อิทธิพลของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลที่เพิ่มขึ้นตามความเร็วของสารดูดความชื้นจะกลับมามีผลมากกว่าระยะเวลาสัมผัส

ตารางที่ 3 และรูปที่ 7 แสดงผลของการแปรค่า L/G ratio ที่มีต่อประสิทธิผลของกระบวนการดูด

ความชื้น โดยในภาพรวมจะเห็นได้ว่าค่าประสิทธิผลมีแนวโน้มค่อนข้างไปในทางคงที่ ไม่เพิ่มขึ้นหรือลดลงอย่างต่อเนื่องชัดเจนเหมือนกรณีอื่น ทั้งนี้ ผลกระทบจากการเพิ่ม L/G ratio ที่มีต่อค่าประสิทธิผลอาจมองได้ว่ามี 2 ทิศทางเช่นเดียวกับที่ได้กล่าวไปแล้วในกรณีผลกระทบของการเพิ่มอัตราการไหลของอากาศ แต่จากการที่แนวโน้มรวมที่เห็นในรูปที่ 7 เป็นไปในลักษณะที่ค่อนข้างไปในทางคงที่ แสดงว่าอิทธิพลจากทั้งสองทิศทางนั้นมีพอๆ กัน



รูปที่ 6 ผลการแปรค่า L/G ratio ที่มีต่ออัตราการดูดความชื้น



รูปที่ 7 ผลการแปรค่า L/G ratio ที่มีต่อประสิทธิผลของกระบวนการดูดความชื้น

4.3 ภาพรวมการทำงานของเครื่องดูดความชื้น

ในภาพรวม เครื่องดูดความชื้นในงานนี้สามารถดูดความชื้นของอากาศได้อยู่ในช่วงระหว่าง 75.55×10^{-3} g/s ถึง 421.88×10^{-3} g/s (2.18 kg/8 h ถึง 12.15 kg/8 h) อัตราการดูดความชื้นเฉลี่ยจากการทดลองทั้งหมดเท่ากับ 248.82×10^{-3} g/s (7.17 kg/8

ETM-268

h) ส่วนประสิทธิผลของกระบวนการดูดความชื้นมีค่าอยู่ในช่วง 0.40 ถึง 0.57 โดยมีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 0.49 อากาศที่ออกจากเครื่องดูดความชื้นมีสัดส่วนความชื้นเฉลี่ย $0.0088 \text{ kg}_w/\text{kg}_{da}$ และมีความชื้นสัมพัทธ์เฉลี่ย 35.21%RH

5. สรุป

จากการศึกษาสมรรถนะการทำงานของเครื่องดูดความชื้นที่ใช้สารดูดความชื้นชนิดเหลวแบบเคลื่อนที่ได้ โดยมีการแปรค่าอัตราการไหลของอากาศและ L/G ratio อย่างละ 5 ค่า พบว่า เมื่ออัตราการไหลของอากาศเพิ่มขึ้น อัตราการดูดความชื้นจะเพิ่มขึ้น แต่ค่าประสิทธิผลของกระบวนการดูดความชื้นจะลดลง ส่วนเมื่อแปรค่า L/G ratio เพิ่มขึ้น อัตราการดูดความชื้นจะเพิ่มขึ้น แต่ค่าประสิทธิผลของกระบวนการจะมีแนวโน้มค่อนข้างคงที่

ในภาพรวม เครื่องดูดความชื้นในงานนี้สามารถดูดความชื้นของอากาศได้ในช่วงระหว่าง $75.55 \times 10^{-3} \text{ g/s}$ ถึง $421.88 \times 10^{-3} \text{ g/s}$ (2.18 kg/8 h ถึง 12.15 kg/8 h) อัตราการดูดความชื้นเฉลี่ยจากการทดลองทั้งหมดเท่ากับ $248.82 \times 10^{-3} \text{ g/s}$ (7.17 kg/8 h) ส่วนประสิทธิผลของกระบวนการดูดความชื้นมีค่าอยู่ในช่วง 0.40 ถึง 0.57 โดยมีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 0.49 อากาศที่ออกจากเครื่องดูดความชื้นมีสัดส่วนความชื้นเฉลี่ย $0.0088 \text{ kg}_w/\text{kg}_{da}$ และมีความชื้นสัมพัทธ์เฉลี่ย 35.21%RH

6. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณภาควิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์และเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยศิลปากร ผู้ให้ทุน เครื่องมืออุปกรณ์ และสถานที่ในการทำวิจัย

7. เอกสารอ้างอิง

- [1] Thai Meteorological Department (2013). *Nakhon Pathom Weather Data*.
- [2] Yiamphop, N. (2013). *Typical Meteorological Data for Silpakorn University Sanam Chandra*

Palace Campus Zone, Bachelor's Degree Project, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering and Industrial Technology, Silpakorn University, Nakhon Pathom, Thailand.

[3] ASHRAE (2004). *ANSI/ASHRAE Standard 55-2004: Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*, American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, Georgia, USA.

[4] Chirarattananon, S. (2005). *Building for Energy Efficiency*, Asian Institute of Technology & Energy Policy and Planning Office, Bangkok, Thailand.

[5] Tuanpongkai, K., Chainakorn, B. and Kanjanasawat, P. (2009). *Design, Construction, and Performance Study of Parabolic Trough Regenerators for Use with Liquid Desiccant*, Bachelor's Degree Project, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering and Industrial Technology, Silpakorn University, Nakhon Pathom, Thailand.

[6] Brandemuehl, M.J. and Katejanekarn, T. (2004). Dehumidification characteristics of commercial building applications, *ASHRAE Transactions*, vol. 110, pp. 65 - 76.

[7] Harriman, L.G. (1994). The basics of commercial desiccant systems, *Heating / Piping / Air Conditioning*, vol. 66, pp. 77 - 85.

[8] Lowenstein, A., Slayzak, S., Ryan, J. and Pesaran, A. (1998). *Advanced Commercial Liquid-Desiccant Technology Development Study*, Report NREL/TP-550-24688, Contract No. DE-AC36-83CH10093, Task No. BE803001, National Renewable Energy Laboratory, Golden, Colorado, USA.

[9] Dow Chemical Company (2003). *Calcium Chloride Handbook*, Dow Chemical Company, Michigan, USA.

ETM-268

- [10] Banks, N.J. (1990). Desiccant dehumidifiers in ice arena, *ASHRAE Transactions*, vol. 96, pp. 1269 - 1272.
- [11] Burns, P.R., Mitchell, J.W. and Beckman, W.A. (1985). Hybrid desiccant cooling systems in supermarket applications, *ASHRAE Transactions*, vol. 91, pp. 457 - 468.
- [12] Gandhidasan, P. and Al-Farayedhi, A.A. (1994). Solar regeneration of liquid desiccants suitable for humid climates, *Energy*, vol. 19, pp. 831 - 836.
- [13] Griffiths, W.C. (1980). Use of liquid sorption dehumidification to improve energy utilization of air systems, *ASHRAE Transactions*, vol. 86, pp. 1013 - 1021.
- [14] Kanchana, C. and Paopramod, C. (2010). *Performance Study of a Liquid Desiccant Dehumidification System*, Bachelor's Degree Project, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering and Industrial Technology, Silpakorn University, Nakhon Pathom, Thailand.
- [15] Lof, G.O.G., Cler, G. and Brisbane, T. (1986). Performance of a solar desiccant cooling system, paper presented in *Proceedings of the ASME-JSME-JSES Solar Energy Conference*, Honolulu, Hawaii, USA, pp. 828 - 834.
- [16] Marsala, J., Lowenstein, A. and Ryan, W.A. (1989). Liquid desiccant for residential applications, *ASHRAE Transactions*, vol. 95, pp. 828 - 834.
- [17] Oberg, V. and Goswami, D.Y. (1998). Performance simulation of solar hybrid liquid desiccant cooling for ventilation air preconditioning, paper presented in *Proceedings of the International Solar Energy Engineering Conference*, ASME, Fairfield, New Jersey, USA, pp. 176 - 182.
- [18] Thornbloom, M. and Nimmo, B. (1995). An economic analysis of a solar open cycle desiccant dehumidification system, paper presented in *Proceedings of the 13th Annual ASME Solar Engineering Conference*, Vol. 1, Hawaii, USA, pp. 705 - 709.
- [19] Vargoy, P., Tassri, P. and Suklim, O. (2009). *Design, Construction, and Performance Study of a Liquid Desiccant Dehumidifier Using Calcium Chloride Solution*, Bachelor's Degree Project, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering and Industrial Technology, Silpakorn University, Nakhon Pathom, Thailand.
- [20] Waugaman, D.G., Kini, A. and Kettleborough, C.F. (1993). A review of desiccant cooling systems, *Journal of Energy Resources Technology, Transactions of the ASME*, vol. 115, pp. 1 - 8.
- [21] Phanangnuwong, W. and Katejanekarn, T. (2012). Influence of input parameters on the performance of a liquid desiccant dehumidification system, paper presented in *The 26th Conference on Mechanical Engineering Network of Thailand (ME-NETT #26)*, Dusit Island Resort Hotel, Chiang Rai, Thailand, pp. 171 - 172.
- [22] Wichaisin, S. and Katejanekarn, T. (2012). Improvement of models to predict dehumidification process effectiveness, paper presented in *The 26th Conference on Mechanical Engineering Network of Thailand (ME-NETT #26)*, Dusit Island Resort Hotel, Chiang Rai, Thailand, pp. 169 - 170.
- [23] Moon, C.G., Bansal, P.K. and Jain, S. (2009). New mass transfer performance data of a cross-flow liquid desiccant dehumidification system, *International Journal of Refrigeration*, vol. 32, pp. 524 - 533.

ETM-268

- [24] Bassuoni, M.M. (2011). An experimental study of structured packing dehumidifier / regenerator operating with liquid desiccant, *Energy*, vol. 36, pp. 2628 - 2638.
- [25] Chung, T.W. (1994). Predictions of moisture removal efficiencies for packed-bed dehumidification systems, *Gas Separation & Purification*, vol. 8, pp. 265 - 268.
- [26] Chung, T.W., Ghosh, T.K. and Hines, A.L. (1993). Dehumidification of air by aqueous lithium chloride in a packed column, *Separation Science and Technology*, vol. 28, pp. 533 - 550.
- [27] Gao, W.Z., Liu, J.H., Cheng, Y.P. and Zhang, X.L. (2012). Experimental investigation on the heat and mass transfer between air and liquid desiccant in a cross-flow dehumidifier, *Renewable Energy*, vol. 37, pp. 117 - 123.
- [28] Liu, X.H., Zhang, Y., Qu, K.Y. and Jiang, Y. (2006). Experimental study on mass transfer performances of cross flow dehumidifier using liquid desiccant, *Energy Conversion and Management*, vol. 47, pp. 2682 - 2692.
- [29] Chen, L.C., Kuo, C.L. and Shyu, R.J. (1989). The performance of a packed bed dehumidifier for solar liquid desiccant systems, paper presented in *Proceedings of the Eleventh Annual ASME Solar Energy Conference*, San Diego, California, USA, pp. 371 - 377.
- [30] Elsarrag, E. (2007). Moisture removal rate for air dehumidification by triethylene glycol in a structured packed column, *Energy Conversion and Management*, vol. 48, pp. 327 - 332.
- [31] Zurigat, Y.H., Abu-Arabi, M.K. and Abdul-Wahab, S.A. (2004). Air dehumidification by triethylene glycol desiccant in a packed column, *Energy Conversion and Management*, vol. 45, pp. 141 - 155.
- [32] Katejanekarn, T. and Kumar, S. (2008). Performance of a solar-regenerated liquid desiccant ventilation pre-conditioning system, *Energy and Buildings*, vol. 40, pp. 1252 - 1267.
- [33] Koronaki, I.P., Christodoulaki, R.I., Papaefthimiou, V.D. and Rogdakis, E.D. (2013). Thermodynamic analysis of a counter flow adiabatic dehumidifier with different liquid desiccant materials, *Applied Thermal Engineering*, vol. 50, pp. 361 - 373.
- [34] Salah Hassan, M. and Hassan, A.A.M. (2009). Performance of a proposed complete wetting surface counter flow channel type liquid desiccant air dehumidifier, *Renewable Energy*, vol. 34, pp. 2107 - 2116.