

## การหาค่าอุณหภูมิที่เหมาะสมของน้ำหล่อเย็นเพื่อการประหยัดพลังงานในระบบปรับอากาศ Determining the Optimal Condenser Water Temperature for Saving Energy in An Air Conditioning System

ณัฐพล กิจสวัสดิ์<sup>1</sup>, สุชินันท์ จำเมือง<sup>1</sup>, กฤตวัฒน์ เจริญชาติ<sup>1</sup> และ ไชยณรงค์ จักรธรานนท์<sup>1\*</sup>

<sup>1</sup>ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ ศูนย์รังสิต  
99 หมู่ 18 ตำบลคลองหนึ่ง อำเภอคลองหลวง จังหวัดปทุมธานี 12120  
\*ติดต่อ: cchainar@engr.tu.ac.th

### บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มุ่งหมายที่จะหาค่าอุณหภูมิที่เหมาะสมของน้ำหล่อเย็นที่ไหลออกจากหอผึ่งลมภายใต้สภาวะต่าง ๆ ของอากาศภายนอกเพื่อกำหนดค่าอุณหภูมิเข้าสู่ที่ให้การประหยัดพลังงานในระบบปรับอากาศของอาคารศูนย์การเรียนรู้ในมหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ ศูนย์รังสิต ในงานวิจัยนี้แบบจำลองทำนายการใช้กำลังไฟฟ้าที่สภาวะการทำงานต่าง ๆ ของเครื่องทำน้ำเย็นถูกสร้างจากข้อมูลที่ได้จากระบบอาคารอัตโนมัติ นอกจากนี้สมการสมดุลมวลและพลังงานถูกใช้เพื่อทำนายค่าอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นจากหอผึ่งลมซึ่งเปลี่ยนแปลงไปตามอุณหภูมิน้ำเข้า, อัตราส่วนของอัตราการไหลโดยมวลของน้ำหล่อเย็นและอากาศ ( $m_w/m_a$ ) และสภาวะอากาศภายนอก

จากการวิเคราะห์พบว่าแบบจำลองทำนายการใช้กำลังไฟฟ้าของเครื่องทำน้ำเย็นสอดคล้องกับค่าที่วัดได้จริง ก่อนการปรับค่าอัตราส่วน  $m_w/m_a$  ค่าอุณหภูมิเข้าสู่ของหอผึ่งลมมีค่ากระจายตัวค่อนข้างกว้างที่อุณหภูมิกระเปาะค่าหนึ่ง ๆ ทั้งนี้เนื่องจากอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นถูกใช้งานที่ค่าคงที่เกือบตลอดเวลา ทำให้สิ้นเปลืองพลังงานของปั๊มน้ำหล่อเย็น จากการวิเคราะห์โดยพิจารณากำลังไฟฟารวมต่ำสุดของเครื่องทำน้ำเย็นและปั๊มน้ำหล่อเย็นพบว่า เมื่ออุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศภายนอกมีค่าต่ำกว่า  $25^{\circ}\text{C}$  อุณหภูมิเข้าสู่ที่เหมาะสมเพิ่มขึ้นเป็นเชิงเส้นตามการลดลงของอุณหภูมิกระเปาะเปียก แต่เมื่ออุณหภูมิกระเปาะเปียกมากกว่า  $25^{\circ}\text{C}$  อุณหภูมิเข้าสู่มีค่าประมาณ  $3.6 - 4^{\circ}\text{C}$  การควบคุมอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นด้วยการปรับอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นตามอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศภายนอกสามารถประหยัดพลังงานรวมได้ประมาณ 6.8% โดยผลประหยัดพลังงานสูงเกิดขึ้นในช่วงเย็นถึงเช้าวันถัดไป

**คำหลัก:** อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น, หอผึ่งลม, การประหยัดพลังงาน, ระบบปรับอากาศ

### Abstract

This research aims to determine the optimal condenser water temperature leaving from cooling tower under various outdoor air conditions for designing the approach temperature in order to achieve the energy saving in the air conditioning system of the Learning Centre building at Thammasat University, Rangsit centre. The study develops a predictive model for power consumption utilizing data from building automation system. Additionally, mass and energy balance equations are employed to forecast the condenser water temperature leaving from cooling tower, which varies according to inlet water temperature, water-to-air mass flow rate ratio ( $m_w/m_a$ ), and outdoor air conditions.

The results indicate that the predictive model for power consumption closely aligns with measured power. Before adjusting the  $m_w/m_a$  ratio, the cooling tower's approach temperatures exhibit significant variance at a wet bulb temperature. This is because the condenser pump is operated at a constant flow rate in all times, resulting in high energy consumption. With considering the minimum total electrical power consumption of chiller and condenser pump, when the wet bulb temperature falls below  $25^{\circ}\text{C}$ , the appropriate approach temperature linearly increases with decrease of the wet bulb temperatures. However, when the wet bulb temperature is higher than  $25^{\circ}\text{C}$ , the suitable approach temperature ranges between  $3.6^{\circ}\text{C} - 4.0^{\circ}\text{C}$ . Adjusting

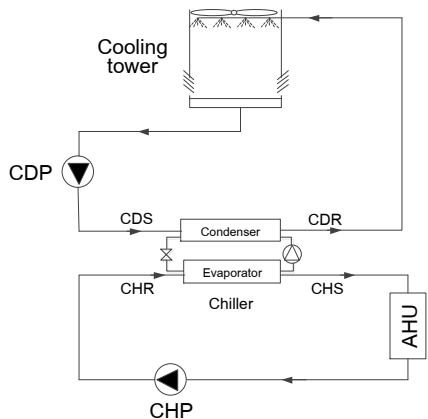
the condenser water flow rate to achieve the targeted condenser water temperature can yield energy saving of approximately 6.8%. These savings are particularly pronounced during the evening through the following morning.

**Keywords:** Condenser water temperature, cooling tower, energy saving, air conditioning system.

## 1 บทนำ

ด้วยปัญหาโลกร้อนทำให้อาคารมีการใช้พลังงานไฟฟ้ามากยิ่งขึ้น พลังงานที่ใช้ภายในอาคารส่วนใหญ่มาจากระบบปรับอากาศ อาคารศูนย์การเรียนรู้กรมหลวงนราธิวาสราชนครินทร์ มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ ศูนย์รังสิตเปิดใช้งานตั้งแต่ปี พ.ศ. 2558 เป็นอาคาร 5 ชั้น และมีพื้นที่ปรับอากาศรวมประมาณ 15,300 m<sup>2</sup> เปิดทำการทุกวันตั้งแต่ 9:00 ถึง 7:00 น.ของวันถัดไป และใช้ระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ระบายความร้อนด้วยน้ำ ในปี พ.ศ.2566 พลังงานไฟฟ้ารวมที่ใช้เดือนละประมาณ 140,863 kWh

มากกว่า 50% ของพลังงานทั้งหมดที่ใช้ในระบบปรับอากาศมาจากระบบของโรงผลิตน้ำเย็น (chiller plant system) [1] ซึ่งประกอบด้วยอุปกรณ์หลัก คือ บิมน้ำหล่อเย็น (CDP) หอผึ่งลม บิมน้ำเย็น (CHP) และเครื่องทำน้ำเย็น (chiller) ดังรูปที่ 1 น้ำหล่อเย็นอุณหภูมิสูง (condenser water return, CDR) จากเครื่องทำน้ำเย็นถูกนำไประบายความร้อนทิ้งในหอผึ่งลมซึ่งอากาศภายนอกจะถูกเหนี่ยวนำโดยพัดลมให้ไหลเข้าแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำ น้ำหล่อเย็นอุณหภูมิต่ำ (condenser water supply, CDS) จะไหลกลับเข้าเครื่องทำน้ำเย็นเพื่อรับความร้อนจากสารทำความเย็นส่วนผึ่งน้ำเย็น น้ำเย็นอุณหภูมิต่ำ (chilled water supply, CHS) จะแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศในห้องผ่านเครื่องเป่าลมเย็น (AHU) และน้ำเย็นอุณหภูมิสูง (chilled water return, CHR) จะไหลกลับเข้าเครื่องทำน้ำเย็นเพื่อระบายความร้อนทิ้งให้แก่สารทำความเย็นภายในเครื่องทำน้ำเย็น



รูปที่ 1 แผนภาพระบบปรับอากาศระบายความร้อนด้วยน้ำ

การใช้ตัวปรับความเร็วรอบมอเตอร์ (variable speed drive, VSD) เป็นวิธีประหยัดพลังงานที่มีประสิทธิภาพ และนิยมใช้กันแพร่หลาย เนื่องจากกำลังไฟฟ้าที่ใช้ของบิมน้ำหรือพัดลมแปรผันกับความเร็วรอบ (หรืออัตราการไหล) ยกกำลังสาม แต่อย่างไรก็ตามการลดความเร็วรอบของบิมน้ำหรือของพัดลม

อาจทำให้เครื่องทำน้ำเย็นกินกำลังไฟฟ้ามากขึ้นเนื่องจากระบายความร้อนได้น้อยลง นอกจากนี้ผู้ดูแลอาคารส่วนใหญ่มักจะตั้งค่าให้มอเตอร์ทำงานด้วยอัตราการไหลคงที่ที่จุดออกแบบของผู้ออกแบบ (เช่น 3 gpm/ton<sub>ref</sub>) ทำให้สิ้นเปลืองพลังงานถ้าเวลาส่วนใหญ่เครื่องทำน้ำเย็นทำงานที่ภาระบางส่วน (part load)

การตั้งค่าความเร็วรอบพัดลมในหอผึ่งลมทำได้โดย [2] กำหนดตามค่าอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นต่ำสุดที่ค่าหนึ่ง ๆ หรือกำหนดตามอุณหภูมิเข้าสู่อาคาร (approach temperature,  $T_{app} = T_{CDS} - T_{wb}$ ) แต่การกำหนดตามอุณหภูมิเข้าสู่จุดที่ค่าหนึ่งตลอดเวลาอาจทำให้สิ้นเปลืองพลังงานเมื่ออากาศภายนอกมีอุณหภูมิต่ำ [3] ดังนั้นเพื่อประหยัดพลังงานรวมของระบบโรงผลิตน้ำเย็น การตั้งค่าอุณหภูมิเข้าสู่ควมมีการปรับค่าตามสภาวะอากาศภายนอกโดยปรับความเร็วรอบของพัดลมหรือบิมน้ำหล่อเย็น [4]

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่นิยมใช้อย่างแพร่หลายเพื่อออกแบบหอผึ่งลมถูกนำเสนอโดย Merkel [5] และได้ถูกปรับปรุงแบบจำลองอย่างต่อเนื่องเพื่อเพิ่มความถูกต้อง [6 - 8] Braun และคณะ [8] พัฒนาแบบจำลอง และนำเสนอในรูปแบบของ effectiveness-NTU (number of transfer unit) โดยคำนึงถึงสภาวะอากาศมีความไม่แน่นอนที่ทางออกของหอผึ่งลม และพิจารณาการสูญเสียน้ำเนื่องจากการระเหย ทำให้สามารถทำนายอุณหภูมิของน้ำที่ออกจากหอผึ่งลม ( $T_{CDS}$ ) ได้แม่นยำขึ้น ส่วนแบบจำลองทำนายกำลังไฟฟ้าของเครื่องทำน้ำเย็นใช้ข้อมูลจากบริษัทผู้ผลิตร่วมกับค่าใช้งานจริง แต่วิธีนี้มีอาจจะไม่เหมาะสมสำหรับเครื่องทำน้ำเย็นที่มีอยู่แล้ว และใช้งานมานาน นอกจากนี้มีแบบจำลองอื่นที่ใช้เฉพาะค่าการทำงานจริงของอุปกรณ์ (เช่น  $T_{CHS}$ ,  $T_{CDS}$ , และภาระการทำความเย็น ( $\dot{Q}_{ch}$ )) มาสร้างสมการความสัมพันธ์กับกำลังไฟฟ้าที่เครื่องทำน้ำเย็นใช้ (empirical model) [9 - 12]

ในงานวิจัยนี้ศึกษาการหาค่าอุณหภูมิที่เหมาะสมของน้ำหล่อเย็นที่ไหลออกจากหอผึ่งลม และสร้างแบบจำลองทำนายกำลังไฟฟ้าของเครื่องทำน้ำเย็นเพื่อใช้หาอัตราส่วนอัตราการไหลระหว่างน้ำหล่อเย็นและอากาศที่ไหลผ่านหอผึ่งลมที่ให้กำลังไฟฟ้ารวมต่ำสุดของเครื่องทำน้ำเย็นและบิมน้ำหล่อเย็น รวมถึงการเปรียบเทียบผลประหยัดที่ได้

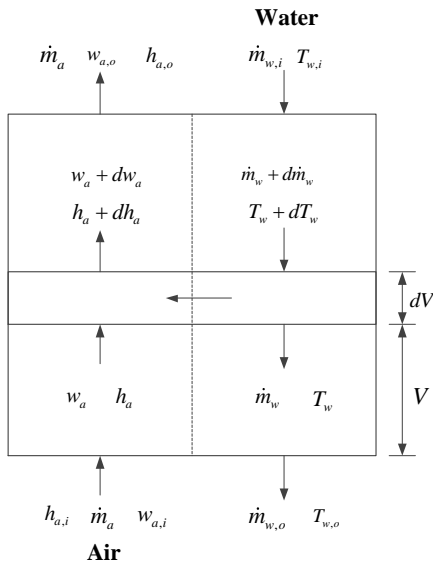
## 2. ทฤษฎีและการคำนวณ

อาคารที่พิจารณาติดตั้งระบบควบคุมอากาศอัตโนมัติ (building automation system, BAS) ดังนั้นข้อมูลต่าง ๆ ที่นำมาวิเคราะห์ใช้ข้อมูลที่วัด และบันทึกได้จากระบบ BAS ของอาคารซึ่งบันทึกทุก ๆ 30 นาที และพิจารณาเฉพาะข้อมูล

ในช่วงที่เครื่องทำน้ำเย็น, ปั๊มน้ำเย็น, ปั๊มน้ำหล่อเย็น และหอ  
ผึ่งลมถูกใช้งานอย่างละ 1 เครื่อง

ข้อมูลจากแคตตาล็อกพบว่าเครื่องทำน้ำเย็นมีขนาดพิกัด  
การทำควมเย็น 833.49 kW (237 Ton<sub>R</sub>) ที่กำลังไฟฟ้า  
151.68 kW พิกัดมอเตอร์ของปั๊มน้ำหล่อเย็นมีค่า 18.5 kW  
(1450 rpm) ที่อัตราการไหล 0.042586 m<sup>3</sup>/s (675 gpm)  
พิกัดมอเตอร์ของปั๊มน้ำเย็นมีค่า 22 kW (1450 rpm) ที่อัตรา  
การไหล 0.034069 m<sup>3</sup>/s (540 gpm) และหอผึ่งลมมีขนาด  
พิกัดระบายความร้อน 1055 kW (300 Ton<sub>R</sub>) โดยพิกัด  
มอเตอร์ของพัดลมมีขนาด 6.21 kW (8.33 BHP) ที่อัตราการ  
ไหล 1850 m<sup>3</sup>/min (488,718.3 gpm)

### 1.1 แบบจำลองหอผึ่งลม



รูปที่ 2 แผนภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนของหอผึ่งลม [8]

รูปที่ 2 แสดงแผนภาพวิเคราะห์การแลกเปลี่ยนความ  
ร้อนระหว่างน้ำและอากาศภายในหอผึ่งลมที่นำเสนอโดย  
Braun และคณะ [8] จากสมการสมดุลมวลและสมดุลพลังงาน  
ที่สถานะคงตัวสามารถเขียนเป็นสมการที่ (1) ถึง (3) โดย  
สมมติว่า 1) ไม่มีการถ่ายเทความร้อนและมวลผ่านผนังของ  
หอผึ่งลม 2) ไม่มีความร้อนจากพัดลมถ่ายเทให้แก่ น้ำและ  
อากาศ 3) สัดส่วนมวลของไอน้ำ (water vapor) ในอากาศหา  
ได้จากอัตราส่วนความชื้น ( $w$ ) ซึ่งเป็นมวลของความชื้นหาร  
ด้วยมวลของอากาศแห้งในอากาศผสม 4) อุณหภูมิของน้ำ  
และอากาศสม่ำเสมอตลอดหน้าตัด 5) ค่าความจุความร้อน  
จำเพาะของน้ำและอากาศแห้งมีค่าคงที่ ( $c_{pw} = 4.18$  และ  
 $c_{pa} = 1$  kJ/(kg.K)) และ 6) หอผึ่งลมมีหน้าตัดคงที่

$$\frac{dw_a}{dV} = -\frac{NTU}{V_T} (w_a - w_{s,w}) \quad (1)$$

$$\frac{dh_a}{dV} = -\frac{LeNTU}{V_T} \left[ (h_a - h_{s,w}) + (w_a - w_{s,w}) \left( \frac{1}{Le} - 1 \right) h_{s,w} \right] \quad (2)$$

$$\frac{dT_w}{dV} = \frac{\frac{dh_a}{dV} - c_{pw} (T_w - T_{ref}) \frac{dw_a}{dV}}{\left[ \frac{\dot{m}_{w,i}}{\dot{m}_a} - (w_{a,o} - w_a) \right] c_{pw}} \quad (3)$$

ซึ่ง  $h$  คือ เอนทาลปี,  $V_T$  คือ ปริมาตรรวมของหอผึ่งลม,  $\dot{m}$   
อัตราการไหลโดยมวล,  $T$  คือ อุณหภูมิ ตัวห้อย a, w, s และ  
g หมายถึง อากาศ, น้ำ, ค่าอิมตัวของอากาศที่อุณหภูมิของน้ำ  
หล่อเย็น และสภาวะไออิมตามลำดับ,  $T_{ref}$  คือ อุณหภูมิ  
อ้างอิงซึ่งพิจารณาที่ค่าเอนทาลปีเท่ากับศูนย์,  $Le$  คือ ค่า  
Lewis number ( $= h_c / (h_D c_{pa})$ ) และ NTU คือ number  
of transfer units ( $= h_D A_D V_T / \dot{m}_a$ ) ซึ่ง  $h_D$  คือ ค่าสัมประ  
สิทธิ์การถ่ายเทมวลต่อพื้นที่

เมื่อสมมติ  $Le = 1$  และไม่มีการสูญเสียน้ำเนื่องจากการ  
ระเหยสามารถจัดรูปสมการให้อยู่ในเทอมของอนุพันธ์ของเอน  
ทาลปีของอากาศอิมตัวเทียบกับอุณหภูมิที่พิจารณาที่อุณหภูมิ  
ของน้ำ จากสมการที่ (3) เขียนได้เป็น

$$\frac{dh_{s,w}}{dV} = \frac{\dot{m}_a c_s (dh_a / dV)}{\dot{m}_w c_{pw}} \quad (4)$$

ซึ่ง  $c_s$  คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศอิมตัว [8]

$$c_s = \left[ \frac{dh_s}{dT} \right]_{T=T_w} \square \frac{h_{s,w,i} - h_{s,w,o}}{T_{w,i} - T_{w,o}} \quad (5)$$

การถ่ายเทความร้อนฝั่งอากาศสามารถคำนวณจากค่า  
ประสิทธิภาพฝั่งอากาศ (air-side effectiveness,  $\epsilon_a$ ) ซึ่งเป็น  
อัตราส่วนระหว่างการถ่ายเทความร้อนจริงและการถ่ายเท  
ความร้อนสูงสุดที่เป็นไปได้ซึ่งจะเกิดขึ้นถ้าอากาศที่ทางออกมี  
สภาวะอิมตัวที่อุณหภูมิของน้ำเข้าหอผึ่งลม ( $h_{a,o} = h_{s,w,i}$ )  
ดังนั้นปริมาณการถ่ายเทความร้อนจริงของอากาศคำนวณได้  
จาก

$$\dot{Q} = \epsilon_a \dot{m}_a (h_{s,w,i} - h_{a,i}) \quad (6)$$

สำหรับหอผึ่งลมแบบไหลขวางทางกัน (crossflow  
cooling tower) Jaber และ Webb [6] แนะนำให้ใช้  
ความสัมพันธ์ที่ ทั้งน้ำและอากาศเป็นแบบไม่ผสม  
(unmixed/unmixed relation) ดังนั้น  $\epsilon_a$  คำนวณจาก [13]

$$\epsilon_a = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU^{0.22}}{m^*} \left[ \exp(-m^* NTU^{0.78}) - 1 \right] \right\} \quad (7)$$

$$\text{ซึ่ง } m^* = \frac{\dot{m}_a c_s}{\dot{m}_w c_{pw}} \quad (8)$$

เอนทาลปีของอากาศ ( $h_{a,o}$ ) และอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นที่ออกจากหอฝึ้งลม ( $T_{w,o}$  หรือ  $T_{CDS}$ ) หาได้จาก

$$h_{a,o} = h_{a,i} + \varepsilon_a (h_{s,w,i} - h_{a,i}) \quad (9)$$

$$T_{w,o} = \frac{\dot{m}_{w,i} (T_{w,i} - T_{ref}) c_{pw} - \dot{m}_a (h_{a,o} - h_{a,i})}{\dot{m}_{w,o} c_{pw}} \quad (10)$$

สมมติให้  $Le = 1$  และอินทิเกรตสมการที่ (2) จะได้ค่า  $h_{s,w}$  ที่เป็นค่าคงที่ และเป็นค่าเอนทาลปีของอากาศอิ่มตัวประสิทธิภาพ (effective saturation enthalpy,  $h_{s,w,e}$ )

$$h_{s,w,e} = h_{a,i} + \frac{(h_{a,o} - h_{a,i})}{1 - \exp(-NTU)} \quad (11)$$

และอัตราส่วนความชื้นของอากาศที่ทางออกของหอฝึ้งลม ( $w_{a,o}$ ) หาจากการอินทิเกรตสมการที่ (1) ตลอดปริมาตรของหอฝึ้งลม

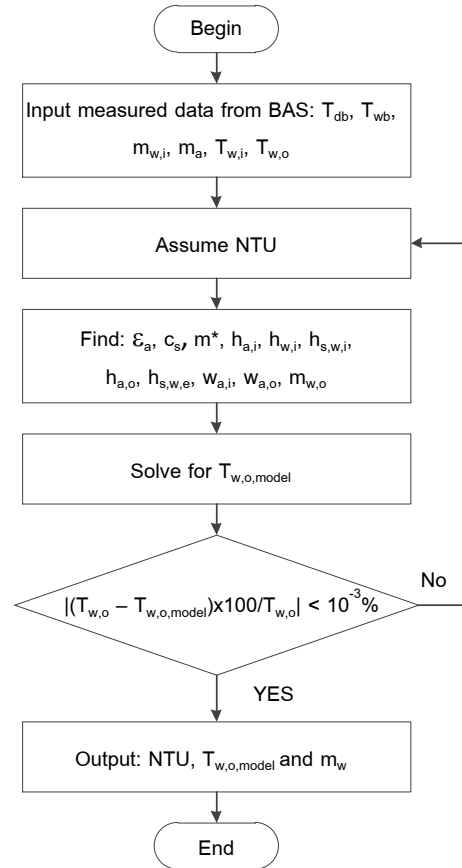
$$w_{a,o} = w_{s,w,e} + (w_{a,i} - w_{s,w,e}) \exp(-NTU) \quad (12)$$

ซึ่ง  $w_{s,w,e}$  คือ อัตราส่วนความชื้นของอากาศอิ่มตัวประสิทธิภาพ (effective saturation humidity ratio) และหาได้จากแผนภูมิสภาวะอากาศ (Psychrometric chart) หรือตารางสภาวะอากาศอิ่มตัว [7] โดยใช้  $h_{s,w,e}$  ที่สภาวะอิ่มตัว

ปริมาณการสูญเสียไอน้ำในหอฝึ้งลมเนื่องจากการระเหยสามารถคำนวณได้จากสมการสมดุลมวลของความชื้นในอากาศที่ทางเข้าและที่ทางออกของหอฝึ้งลม

$$\dot{m}_{w,o} = \dot{m}_{w,i} - \dot{m}_a (w_{a,o} - w_{a,i}) \quad (13)$$

จากสมการข้างต้นการหาสภาวะอากาศที่ทางออกของหอฝึ้งลมจำเป็นต้องรู้ค่า NTU แต่เนื่องจากตอนเริ่มต้นไม่ทราบค่า NTU แต่สามารถหาได้โดยการลองแทนค่า (trial and error) จนกว่าอุณหภูมิของน้ำที่ออกจากหอฝึ้งลมที่คำนวณได้มีค่าต่างกับค่าที่บันทึกได้จริงจากระบบ BAS น้อยกว่า 10<sup>-3</sup>% ดังแสดงในรูปที่ 3



รูปที่ 3 แผนภาพการคำนวณ

## 1.2 แบบจำลองการทำนายกำลังไฟฟ้าของอุปกรณ์

ในงานวิจัยนี้พิจารณาการปรับอัตราการไหลของปั้มน้ำหล่อเย็นเพื่อให้ได้อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่เหมาะสม โดยไม่ปรับความเร็วรอบของมอเตอร์พัดลมในหอฝึ้งลม และคงไว้ที่ค่าสูงสุด นอกจากนี้ไม่พิจารณาการทำงานของปั้มน้ำเย็น ดังนั้นเพื่อหาผลประหยัดก่อนปรับปรุงและหลังปรับปรุงจึงพิจารณาเฉพาะกำลังไฟฟ้ารวมของเครื่องทำน้ำเย็นและปั้มน้ำหล่อเย็น

$$P_{tot} = P_{ch} + P_{CDP} \quad (14)$$

สมการทำนายกำลังไฟฟ้าของเครื่องทำน้ำเย็นหาจากการนำค่าจริงที่บันทึกได้มาหาความสัมพันธ์ซึ่งอยู่ในรูปของการทำความเย็น, ผลต่างระหว่างอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ออกจากเครื่องควบแน่น (condenser) และอุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจากเครื่องระเหย (evaporator) ซึ่งขึ้นกับผู้ดูแลกำหนดเพื่อควบคุมความชื้นภายในพื้นที่ปรับอากาศ ดังสมการที่ (15) [12]

$$P_{ch} = a_0 + a_1 (T_{CDR} - T_{CHS}) + a_2 (T_{CDR} - T_{CHS})^2 + a_3 \dot{Q}_{ch} + a_4 \dot{Q}_{ch}^2 + a_5 (T_{CDR} - T_{CHS}) \dot{Q}_{ch} \quad (15)$$

TSF0003

ซึ่ง  $\dot{Q}_{ch}$  คือ ภาระการทำความร้อนของเครื่องทำน้ำเย็น และ  $a_0$  ถึง  $a_5$  คือ ค่าสัมประสิทธิ์ที่ได้จากวิธีวิเคราะห์การถดถอย (regression method) ข้อมูลที่บันทึกจาก BAS ของอาคาร  
งานวิจัยนี้กำหนดให้ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทของน้ำหล่อเย็นในเครื่องควบแน่นมีค่าเท่าเดิมของแต่ละเวลา ดังนั้นค่า  $T_{CDR}$  หลังปรับอัตราการไหลคำนวณจากสมการสมดุลพลังงานในเครื่องควบแน่นของเครื่องทำน้ำเย็น โดยใช้  $T_{w,o}$  ที่คำนวณได้จากสมการที่ (10) และค่า  $\dot{m}_{w,i}$  ที่กำหนด

กำลังไฟฟ้าของปั๊มน้ำหล่อเย็นหลังการปรับปรุง ( $P_{after}$ )  
คำนวณจาก

$$\frac{P_{before}}{P_{after}} = \left( \frac{\text{flow rate}_{before}}{\text{flow rate}_{after}} \right)^3 \quad (16)$$

## 2 ผลการคำนวณ

ในงานวิจัยนี้พิจารณาผลของการปรับค่าเฉพาะฝั่งน้ำหล่อเย็นซึ่งปกติผู้ดูแลอาคารฯ จะไม่ปรับอัตราการไหลในระหว่างการใช้งาน ยกเว้นเมื่ออากาศภายนอกมีอุณหภูมิต่ำ ผู้ดูแลจะทำการปรับ VSD เพื่อควบคุมอัตราการไหลของปั๊มน้ำหล่อเย็นให้ต่ำลง เช่น ช่วงเวลากลางคืนถึงเช้าของวันถัดไป เพื่อป้องกันเครื่องทำน้ำเย็นเกิดปัญหา ส่วนพัดลมใช้ค่าคงที่ตลอดเวลา (37.12 kg/s ที่ 1450 rpm)

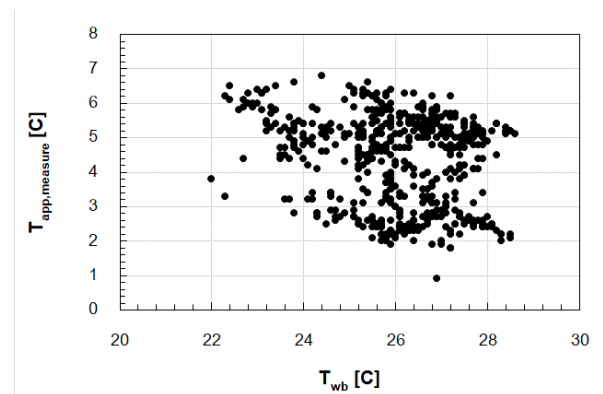
### 2.1 ค่าที่บันทึกได้จาก BAS และแบบจำลอง

รูปที่ 4 แสดงข้อมูลค่าอุณหภูมิเข้าสู่ที่บันทึกได้จากระบบ BAS ของเดือนเมษายน พ.ศ. 2566 และพบว่าค่าอุณหภูมิเข้าสู่ ( $T_{app}$ ) อยู่ระหว่าง 2 ถึง 6.8°C โดยในช่วงอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศภายนอก ( $T_{wb}$ ) ต่ำค่า  $T_{app}$  มีค่ามากกว่าช่วงที่  $T_{wb}$  สูง นอกจากนี้ที่ค่า  $T_{wb}$  หนึ่ง ๆ  $T_{app}$  มีค่าการกระจายตัวค่อนข้างกว้าง ทั้งนี้เนื่องจากพัดลมในหอผึ่งลมหรือปั๊มน้ำหล่อเย็นไม่มีการปรับค่าอัตราการไหลเพื่อควบคุมอุณหภูมิน้ำที่ออกจากหอผึ่งลมหรืออุณหภูมิเข้าสู่อย่างเหมาะสม

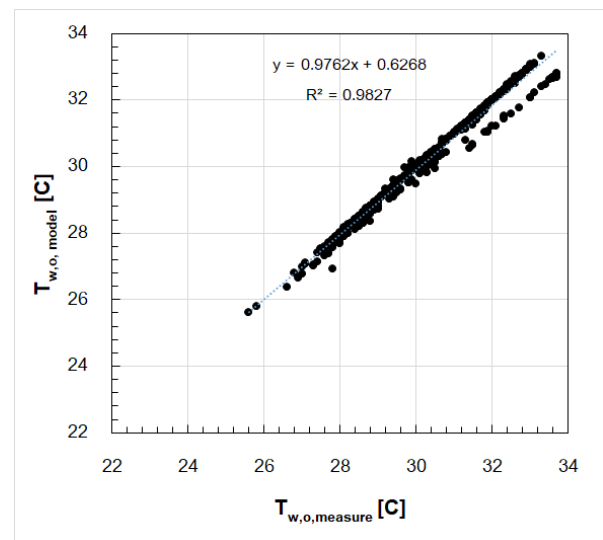
จากรูปที่ 5 แสดงให้เห็นว่าค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ออกจากหอผึ่งลมที่คำนวณได้จากแบบจำลองจากสมการที่ (7) ถึง (13) มีค่าใกล้เคียงกับค่า  $T_{w,o}$  ที่บันทึกได้จาก BAS ในแต่ละเวลา นอกจากนี้ยังสามารถสร้างสมการความสัมพันธ์ระหว่างค่า NTU และค่าอัตราส่วนของอัตราการไหลระหว่างน้ำหล่อเย็นและอากาศที่ไหลผ่านหอผึ่งลมได้เป็นสมการที่ (17) [6] ซึ่งจะนำไปใช้ในการหาอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ออกจากหอผึ่งลมที่อัตราส่วนอัตราการไหลอื่น ๆ ต่อไป

$$NTU = c \left( \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \right)^{1+n} \quad (17)$$

ซึ่ง  $c = 0.5$  และ  $n = -0.3464$



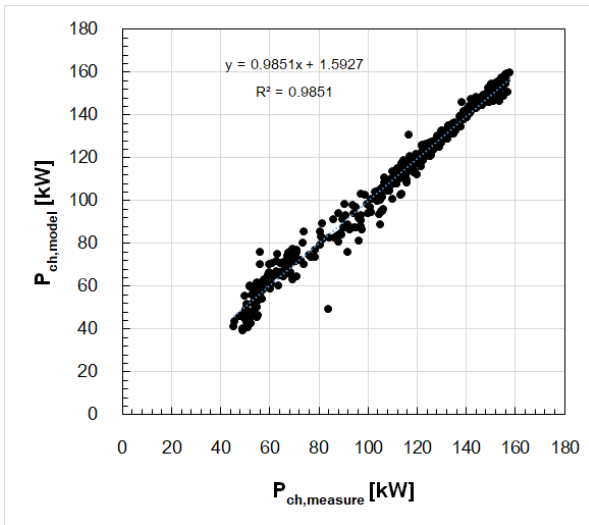
รูปที่ 4 ค่าอุณหภูมิเข้าสู่ที่อุณหภูมิกระเปาะเปียกต่าง ๆ จากข้อมูลที่ได้วัดจากระบบ BAS



รูปที่ 5 เปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นระหว่างค่าจากการวัด และค่าที่คำนวณได้จากแบบจำลอง

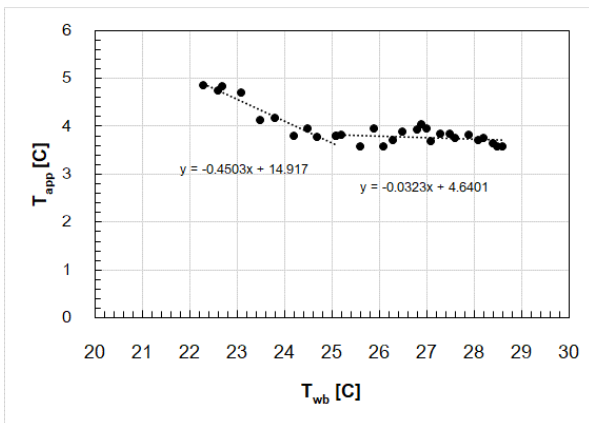
จากวิธีวิเคราะห์การถดถอยโดยใช้ข้อมูลที่บันทึกได้จากระบบ BAS ของอาคารพบว่าแบบจำลองทำนายกำลังไฟฟ้าสำหรับเครื่องทำน้ำเย็นมีค่าสัมประสิทธิ์  $a_0$  ถึง  $a_5$  ในสมการที่ (15) เท่ากับ 107.5252, -10.5969, 0.305648, 0.320159,  $-8.3 \times 10^{-5}$  และ  $-0.00374$  ตามลำดับ และจากรูปที่ 6 พบว่าค่ากำลังไฟฟ้าของเครื่องทำน้ำเย็นที่ได้จากแบบจำลอง ( $P_{ch,model}$ ) มีค่าใกล้เคียงกับค่าจากการวัด ( $P_{ch,measure}$ ) ที่บันทึกได้จากระบบ BAS โดยค่าเหล่านี้จะถูกนำไปใช้ทำนายกำลังไฟฟ้าของเครื่องน้ำเย็นหลังปรับค่าอัตราส่วนของอัตราการไหลระหว่างน้ำหล่อเย็นและอากาศต่อไป

TSF0003



รูปที่ 6 เปรียบเทียบค่ากำลังไฟฟ้าของเครื่องทำน้ำเย็นจาก BAS และจากแบบจำลอง

## 2.2 การทำนายอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่เหมาะสม



รูปที่ 7 อุณหภูมิเข้าสู่ที่เหมาะสมที่ T<sub>wb</sub> ต่าง ๆ

อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่เหมาะสม ( $T_{w,o}$ ) หาได้จากการหาอนุพันธ์ (differentiate) สมการโพลินอเมียลกำลังสองของสมการความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นตามสมการที่ (10) และกำลังไฟฟารวมตามสมการที่ (14) ที่ได้จากการปรับเปลี่ยนอัตราส่วนอัตราการไหลระหว่างน้ำและอากาศ ( $m_w/m_a$ ) ที่ค่า  $T_{wb}$  หนึ่ง ๆ เท่ากับศูนย์ เนื่องจากค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่เหมาะสมสัมพันธ์กับอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศภายนอก ดังนั้นการควบคุม  $m_w/m_a$  ที่เหมาะสมแสดงในรูปของ  $T_{app}$

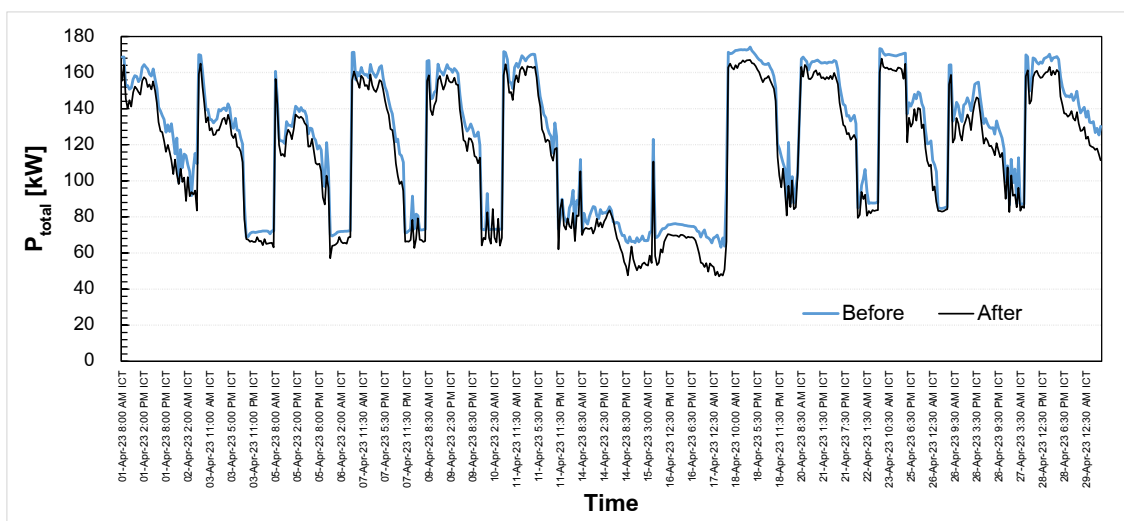
รูปที่ 7 แสดงค่าอุณหภูมิเข้าสู่ ( $T_{app}$ ) ที่ให้ค่ากำลังไฟฟารวมตามสมการที่ (14) ต่ำสุด ณ อุณหภูมิกระเปาะเปียก ( $T_{wb}$ ) ของอากาศภายนอกค่าหนึ่ง ๆ จากรูปแสดงให้เห็นว่าช่วงเปลี่ยนแปลงความชันของกราฟเกิดขึ้นที่อุณหภูมิ  $T_{wb}$  ประมาณ  $25^{\circ}\text{C}$  โดยเมื่อ  $T_{wb} \geq 25^{\circ}\text{C}$  อุณหภูมิเข้าสู่ที่เหมาะสมมีค่าประมาณ 3.6 ถึง  $4^{\circ}\text{C}$  แต่เมื่อ  $T_{wb} < 25^{\circ}\text{C}$  แล้ว  $T_{app}$  มีค่าเพิ่มขึ้นอย่างเห็นได้ชัดเมื่อ  $T_{wb}$  ยังมีค่าต่ำลงและมีลักษณะเป็นสมการเชิงเส้นตรง ดังนั้นค่าจากวิเคราะห์อุปกรณ์ของอาคารที่ศึกษานี้ เพื่อให้ได้การใช้พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพสำหรับชุดอุปกรณ์ที่พิจารณาควบคุมค่า  $T_{app}$  ตามสมการที่ (18) และ (19)

$$T_{app} = -0.0323T_{wb} + 4.6401 \text{ เมื่อ } T_{wb} \geq 25^{\circ}\text{C} \quad (18)$$

$$T_{app} = -0.4503T_{wb} + 14.917 \text{ เมื่อ } T_{wb} < 25^{\circ}\text{C} \quad (19)$$

## 2.3 การประหยัดพลังงาน

จากการวิจัยพบว่าอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่ผู้ดูแลอาคารกำหนดในปัจจุบันมีค่าสูงเกินไปทำให้สิ้นเปลืองพลังงาน โดยเฉพาะอย่างยิ่งในช่วงที่อากาศภายนอกมี



รูปที่ 8 เปรียบเทียบกำลังไฟฟารวมก่อนและหลังปรับปรุง

อุณหภูมิต่ำ และจำนวนผู้ใช้อาคารฯ น้อยมาก เช่น ในช่วง กลางคืนถึงเช้าของวันถัดไป จากรูปที่ 8 ทำการปรับค่า  $m_w/m_a$  เพื่อให้ได้อุณหภูมิเข้าสู่ที่เหมาะสมตามสมการ (18) และ (19) ที่อุณหภูมิกระเปาะเปียกต่าง ๆ และเปรียบเทียบ กำลังไฟฟ้ารวมก่อนและหลังปรับปรุง พบว่าตลอดช่วงเวลาที่ พิจารณามีผลประหยัดประมาณ 2,272 kWh (6.85%) โดย ผลประหยัดสูงสุดส่วนใหญ่เกิดขึ้นในช่วงเวลา 21:30 ถึง 4:30 น. ของวันถัดไปซึ่งเป็นช่วงที่อากาศภายนอกมีอุณหภูมิต่ำ

### 3 สรุป

งานวิจัยนี้พัฒนาแบบจำลองทำนายอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น ที่ออกจากหอผึ่งลม และแบบจำลองทำนายกำลังไฟฟ้าของ เครื่องทำน้ำเย็นโดยใช้ข้อมูลวัดที่บันทึกได้จากระบบ BAS ของอาคารฯ เพื่อหาค่าอุณหภูมิเข้าสู่ ( $T_{app}$ ) ที่เหมาะสมที่ ให้ กำลังไฟฟ้ารวมของเครื่องทำน้ำเย็นและปั้มน้ำหล่อเย็นต่ำสุด ของอาคารศูนย์การเรียนรู้กรมหลวงนราธิวาสราชนครินทร์ มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ ศูนย์รังสิต โดยพิจารณาเฉพาะกรณี ที่อุปกรณ์ต่าง ๆ ของโรงผลิตน้ำเย็นทำงานเฉพาะชุดหนึ่ง ๆ จากงานวิจัยสรุปได้ดังนี้

1. อาคารแห่งนี้มีการกำหนดค่าอัตราการไหลของน้ำหล่อ เย็นสูงเกินไปทำให้สิ้นเปลืองพลังงาน โดยเฉพาะอย่างยิ่ง เมื่ออุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศภายนอกต่ำ
2. อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่เหมาะสมสัมพันธ์กับอุณหภูมิ กระเปาะเปียกของอากาศภายนอก และความสามารถ ในการแลกเปลี่ยนความร้อนของหอผึ่งลม โดยค่า อุณหภูมิเข้าสู่ ( $T_{app}$ ) ที่เหมาะสมมีค่าประมาณ 3.6 ถึง 4°C ตามสมการที่ (18) เมื่อ  $T_{wb} \geq 25^\circ\text{C}$  และมีค่า เพิ่มขึ้นเป็นเชิงเส้นตรงเมื่อ  $T_{wb} < 25^\circ\text{C}$  ตามสมการที่ (19)
3. จากการปรับความเร็วรอบของปั้มน้ำหล่อเย็นเพื่อให้ได้ อุณหภูมิเข้าสู่ที่เหมาะสมพบว่า เมื่อเปรียบเทียบค่าก่อน ปรับผลประหยัดที่เกิดขึ้นมีค่าประมาณ 2,272 kWh (6.85%) โดยผลประหยัดสูงสุดส่วนใหญ่เกิดขึ้นในช่วงเวลา 21:30 ถึง 4:30 น. ของวันถัดไปซึ่งเป็นช่วงที่อากาศ ภายนอกมีอุณหภูมิต่ำ

### 4 กิตติกรรมประกาศ

ในวิจัยนี้ได้รับการสนับสนุนอุปกรณ์ และทุนวิจัยจาก คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ ศูนย์รังสิต และขอขอบคุณหอสมุดแห่งมหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ และ บริษัทอินโนเวชั่น เทคโนโลยี จำกัด ที่อำนวยความสะดวกในการเก็บข้อมูล

### 5 เอกสารอ้างอิง

- [1] Chua, K., Chou, S., Yang, W., and Ya, J. (2013). Achieving better energy-efficient air conditioning: a review of technologies and strategies, *Apply Energy*, 104, pp. 8-104.
- [2] Zhang, Z., Turner, W.D., Li, H., and Deng, S. (2011). Optimization of the cooling tower condenser water leaving temperature using a component-based model, *ASHRAE Transaction*, 117, pp. 934-944.
- [3] Stout, M.R., and Leach, J.W. (2009). Cooling tower fan control for energy efficiency, *Energy Engineering*, Vol.99, issue 1, pp. 7-31.
- [4] TRANE. (2012). Condenser water system savings: optimizing flow rates and control, *Engineers Newsletter*, 41-3, pp. 517-537.
- [5] Merkel V-F, V.D.I.F. (1925). Verdunstungskuhlung, *VDI Forschungsarbeiten*, no. 275, Berlin.
- [6] Jaber, H., and Webb, R.L. (1989). Design of cooling towers by the effectiveness-NTU method, *Journal of heat transfer*, Vol.111, pp. 837-843.
- [7] Stoecker, W.F., and Jones, J.W. (1982). *Refrigeration and air conditioning*, 2ed., Appendix A, McGraw-Hill, Singapore.
- [8] Braun, J.E., Klein, S.A., and Mitchell, J.W. (1989). Effectiveness models for cooling towers and cooling coils, *ASHRAE Transactions*, Vol.95, pp. 164-174.
- [9] Jiang, Wei., and Reddy, T.A. (2003). Reevaluation of the performance models for water-cooled chillers, *ASHRAE Transactions*, 109(2), pp.272-287.
- [10] Xing, S., and Zhang, J. (2022). Chiller-pump system optimization method for minimum energy operation based on multi-objective evolutionary algorithm, *Applied Thermal Engineering*, 208, 118150.
- [11] Wang, L., Lee, E.W.M., and Yuen, R.K.K. (2018). A practical approach to chiller plant's optimization, *Energy & Buildings*, 169, pp. 332-343.



การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 38  
วันที่ 16 - 19 กรกฎาคม พ.ศ. 2567 จังหวัดปทุมธานี

TSF0003



- [12] ASHRAE handbook 2011. *HVAC applications*, SI ed., Chapter 42, Atlanta.
- [13] Cengel, Y.A., and Ghajar, A.J. (2015). *Heat and mass transfer: Fundamental & applications*, 5<sup>th</sup> ed., McGraw-Hill, New York.