

# การควบคุมอัตราการไหลที่เหมาะสมในเครื่องอุ่นอากาศ เพื่อควบคุมอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ระบบเอฟจีดีของโรงไฟฟ้าถ่านหิน

## Optimal Flow Control in Air Preheaters for Controlling FGD Exhaust Gas of a Coal-Fired Power Plant

พนมกร ทองพัฒนกุล\* อรรถกร อาสนคำ และ ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์

**Panomkorn Thongpatthanakun\*, Attakorn Asanakham and Tanongkiat Kiatsiriroat**  
 ห้องปฏิบัติการวิจัยระบบทางอุณหภาพ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

Thermal System Research Laboratory, Department of Mechanical Engineering,  
 Faculty of Engineering, Chiang Mai University

\*E-mail: panomkorn.t@egat.co.th Telephone: +66 (0) 54-252221

### บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้นำเสนอขั้นตอนในการปรับอัตราการไหลของอากาศ และก๊าซไอเสียที่เครื่องอุ่นอากาศของหม้อไอน้ำ ในโรงไฟฟ้าถ่านหิน เพื่อควบคุมอุณหภูมิก๊าซไอเสีย ก่อนเข้าสู่ระบบกำจัดก๊าซซัลเฟอร์ไดออกไซด์ (Flue Gas Desulphurization, FGD) เครื่องอุ่นอากาศ จะมี 2 ชุด ได้แก่ ชุดเครื่องอุ่นอากาศแบบปฐมภูมิ (Primary Air Heater, PAH) และชุดเครื่องอุ่นอากาศแบบทุติยภูมิ (Secondary Air Heater, SAH) โดยจะนำข้อมูลการเดินเครื่องที่สภาวะการทำงานจริง มาหาความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิก๊าซไอเสีย กับอัตราการไหลของก๊าซไอเสียรวม ก่อนเข้าสู่ระบบ FGD โดยจะหาสภาวะการทำงานที่ อุณหภูมิก๊าซไอเสียรวมไม่เกิน 180°C เพื่อไม่ให้เกิดความเสียหายแก่อุปกรณ์ เงื่อนไขที่สภาวะการทำงานต่าง ๆ จะถูกนำไปเทียบกับสภาวะการทำงานอ้างอิงที่ทำงานปัจจุบัน และหาสภาวะที่เหมาะสม โดยพิจารณาจากการลดการใช้ปริมาณถ่านหิน จากผลการศึกษพบว่า สามารถควบคุมอุณหภูมิของก๊าซไอเสียก่อนเข้าสู่ระบบ FGD ได้ไม่เกิน 180°C และมีศักยภาพในการลดอัตราการป้อนถ่านหิน 15.22 ตันต่อชั่วโมง คิดเป็นมูลค่าประมาณ 285,825.22 บาทต่อวัน

**คำสำคัญ:** เครื่องอุ่นอากาศ, ระบบกำจัดก๊าซซัลเฟอร์ไดออกไซด์, ความร้อนทิ้งจากก๊าซไอเสีย, โรงไฟฟ้าถ่านหิน

### ABSTRACT

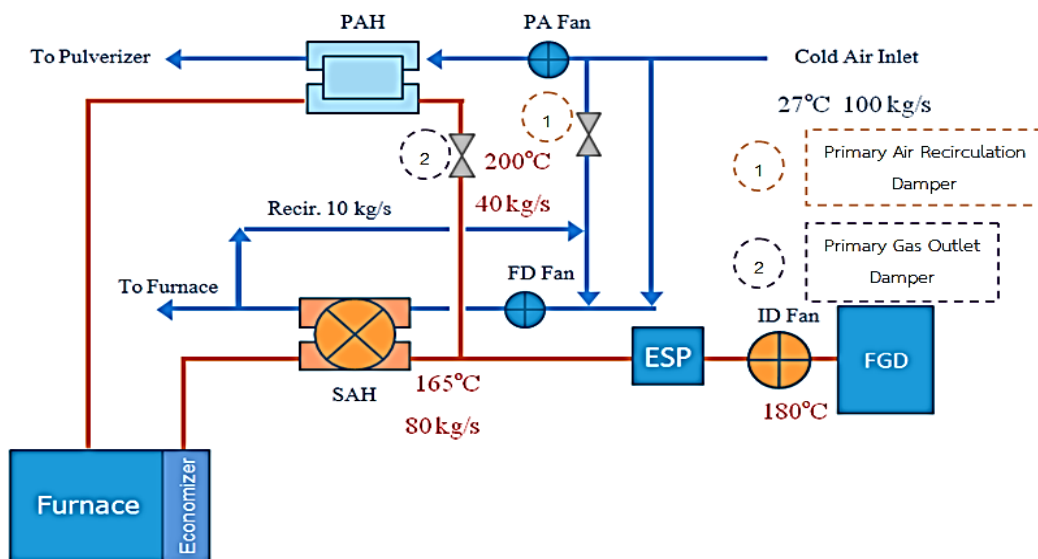
This paper presented a procedure to adjust flow rate of air and flue gas at air preheaters of a boiler for a coal-fired power plant to control flue gas temperature before entering the flue gas desulphurization (FGD). There were two sets of air preheaters: primary air heater (PAH) and secondary air heater (SAH) of which the actual operating data were undertaken to correlate the temperatures and flow rates of the flue gas at FGD for controlling the gas temperature not to exceed 180°C. Operating conditions can be compared to a reference current work and the optimization could be undertaken by considering the reduction of coal use. It could be found that the flue gas temperature could be controlled before entering the FGD system not to exceed 180°C and at the optimal condition, the coal consumption could be reduced 15.22 tons/hour of which the value was about 285,825.22 baht/day.

**Keywords:** Air Preheater, Flue Gas Desulphurization (FGD), Exhaust gas, Coal-Fired Power Plant

## 1. บทนำ

โรงไฟฟ้าแม่เมาะ การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย มีโรงไฟฟ้าที่ใช้เชื้อเพลิงจากถ่านหินลิกไนต์ ซึ่งจะมีการปลดปล่อยก๊าซซัลเฟอร์ไดออกไซด์ไปกับก๊าซไอเสีย จึงต้องมีอุปกรณ์กำจัดก๊าซซัลเฟอร์ไดออกไซด์ (Flue Gas Desulphurization, FGD) ก่อนปล่อยก๊าซไอเสียสู่สิ่งแวดล้อม ทั้งนี้ ก๊าซไอเสียก่อนเข้าระบบ FGD จะมีการถ่ายเทความร้อนสู่อากาศในเครื่องอุ่นอากาศแบบปฐมภูมิ

( Primary Air Heater, PAH) และทุติยภูมิ (Secondary Air Heater, SAH) ดังแสดงในรูปที่ 1 เพื่อนำความร้อนทิ้งไปใช้ในการอุ่นอากาศก่อนเข้าหม้อไอน้ำ โดยอากาศที่เข้าเครื่องอุ่นอากาศแบบปฐมภูมิจะใช้ในการเป่าลำเลียงถ่านหินเข้าสู่หม้อไอน้ำด้วย อย่างไรก็ตามก๊าซไอเสียทั้งหมดจะไหลเข้าสู่ระบบ FGD โดยที่อุณหภูมิไม่เกิน 180°C เพื่อไม่ให้เกิดความเสียหายแก่อุปกรณ์ เนื่องจากอุณหภูมิที่สูงเกินไป [1]



รูปที่ 1 ผังการนำความร้อนทิ้งของก๊าซไอเสีย จากหม้อไอน้ำไปอุ่นอากาศ ในเครื่องอุ่นอากาศแบบปฐมภูมิ และทุติยภูมิ [7]

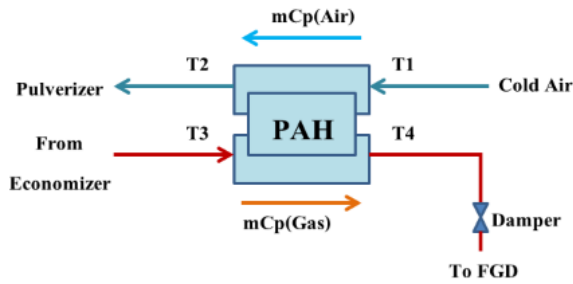
เครื่องอุ่นอากาศที่ใช้ในการดึงความร้อนทิ้งจากก๊าซไอเสียมาอุ่นอากาศ มีหลายลักษณะ สุนทร และทนงเกียรติ (2546) [2] ได้ใช้ท่อความร้อนชนิดเทอร์โมไซฟอน ลดอุณหภูมิก๊าซไอเสีย โดยนำความร้อนทิ้งจากก๊าซไอเสียมาอุ่นอากาศ ทำให้อุณหภูมิก๊าซไอเสียก่อนเข้าระบบ FGD ลดลง ทั้งนี้ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน จะนิยมใช้แลกเปลี่ยนความร้อนแบบก๊าซสู่ก๊าซ ทั้งในกรณีการทำงานอุปกรณ์ต่างๆ เช่น การนำความร้อนทิ้งในไอเสียมาอุ่นอากาศในกระบวนการอบแห้ง [3] และอาจทำงานกับก๊าซอุณหภูมิตั้งแต่ 90 ถึง 400°C [4] อีกรูปแบบหนึ่ง คือ เครื่องอุ่นอากาศแบบโรตารีรีเจนเนอเรเตอร์ (Rotary Regenerator) [5] ซึ่งเป็นเครื่องอุ่นอากาศเช่นเดียวกับที่ใช้ในงานวิจัยนี้ สำหรับโรงไฟฟ้า

ถ่านหินในงานวิจัยนี้ อัตราการไหลของอากาศที่มารับความร้อน จะต้องให้อัตราส่วนของอากาศ และถ่านหิน (Air/Fuel Ratio) พอเหมาะ โดยที่ปริมาณออกซิเจนส่วนเกิน (Excess Oxygen) ต้องมีค่าไม่น้อยกว่า 3% [6] ซึ่งทำให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ และประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำยังคงมีค่าสูง

สำหรับงานวิจัยนี้ จะหาแนวทางในการควบคุมอัตราการไหลของอากาศ และก๊าซไอเสีย ในเครื่องอุ่นอากาศแบบปฐมภูมิ และแบบทุติยภูมิ เพื่อหาอัตราการสิ้นเปลืองถ่านหิน เทียบกับกรณีที่ยังอิง ซึ่งเป็นเงื่อนไขในการทำงานที่ใช้อยู่ในปัจจุบัน

## 2. หลักการ และทฤษฎี

พนมกร และทงเกียรติ (2559) [7] ได้ศึกษาการทำงานของเครื่องอุ่นอากาศแบบปฐมภูมิ และทุติยภูมิ ของโรงไฟฟ้าแม่เมาะ ที่แสดงในรูปที่ 1 เมื่อพิจารณาสมดุลพลังงานในเครื่องอุ่นอากาศแบบปฐมภูมิ ที่แสดงในรูปที่ 2 จะได้



รูปที่ 2 อุณหภูมิ และอัตราการไหล ของอากาศ และก๊าซไอเสีย ที่เครื่องอุ่นอากาศ แบบปฐมภูมิ (PAH) [7]

$$PAH; (\dot{m}C_p)_{G_{PAH}} (T_3 - T_4) = (\dot{m}C_p)_{A_{PAH}} (T_2 - T_1) = UA_{PAH} \left[ \frac{(T_3 - T_2) - (T_4 - T_1)}{\ln \left( \frac{T_3 - T_2}{T_4 - T_1} \right)} \right] \quad (1)$$

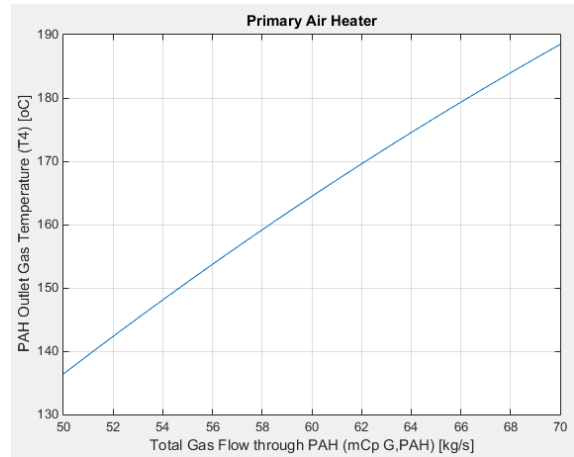
ซึ่งสามารถคำนวณอุณหภูมิก๊าซไอเสีย  $T_4$  ได้โดย

$$T_4 = T_3 - \left[ \frac{(T_3 - T_1)(1 - e^D)}{(\dot{m}C_p)_G - e^D} \right] \quad (2)$$

โดยที่  $D = UA \left[ \frac{1}{(\dot{m}C_p)_G} - \frac{1}{(\dot{m}C_p)_A} \right]$

ค่าอัตราการไหลของอากาศ  $(\dot{m}C_p)_{A_{PAH}}$  ในการทำงานก่อนข้างคังที่ 67.02 kg/s โดยอัตราการไหลของก๊าซไอเสีย  $(\dot{m}C_p)_{G_{PAH}}$  มีค่าระหว่าง 50 – 70 kg/s ซึ่งจากข้อมูลการเดินเครื่อง และการทดสอบสมรรถนะ พบว่าค่า  $(UA)_{PAH}$  มีค่าอยู่ในช่วง 112.50 – 113.70 kW/°C ซึ่งมีค่าเฉลี่ย 113.10 kW/°C

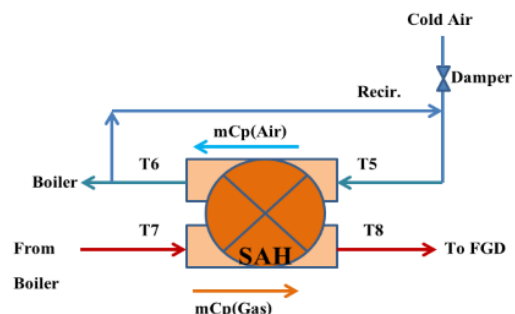
เมื่อนำค่าต่างๆ ไปแทนค่าในสมการข้างต้น จะได้ความสัมพันธ์ของอุณหภูมิก๊าซไอเสีย  $T_4$  กับอัตราการไหลของก๊าซไอเสีย  $(\dot{m}C_p)_{G_{PAH}}$  ดังแสดงในรูปที่ 3



รูปที่ 3 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจาก PAH กับอัตราการไหลของก๊าซไอเสีย  $(\dot{m}C_p)_{G_{PAH}}$  [7]

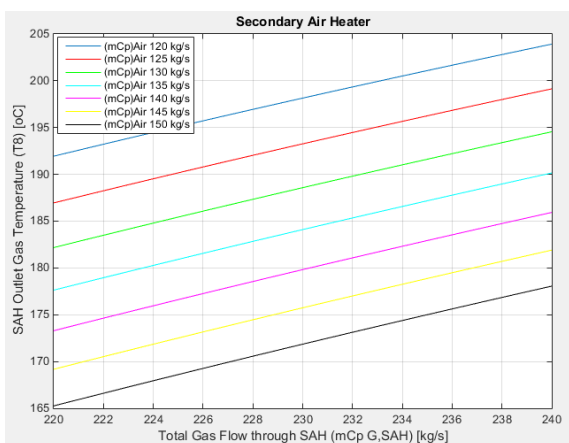
สมดุลพลังงานในเครื่องอุ่นอากาศแบบทุติยภูมิ ที่แสดงในรูปที่ 4 โดยรวมผลของการป้อนกลับ (bypass) ของอากาศร้อน จะสามารถจัดได้เป็น

$$SAH; (\dot{m}C_p)_{G_{SAH}} (T_7 - T_8) = (\dot{m}C_p)_{A_{SAH}} (T_6 - T_1) = UA_{SAH} \left[ \frac{(T_7 - T_6) - (T_8 - T_1)}{\ln \left( \frac{T_7 - T_6}{T_8 - T_1} \right)} \right] \quad (3)$$



รูปที่ 4 อุณหภูมิ และอัตราการไหล ของอากาศ และก๊าซไอเสียในเครื่องอุ่นอากาศแบบทุติยภูมิ (SAH) [7]

ค่า  $(UA)_{SAH}$  จากข้อมูลการเดินเครื่อง และการทดสอบสมรรถนะ พบว่า มีค่าอยู่ในช่วง 604.80 – 606.00 kW/°C และมีค่าเฉลี่ย 605.40 kW/°C ซึ่งเมื่อนำข้อมูลต่าง ๆ มาหาความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ออกจากอุปกรณ์  $T_8$  กับอัตราการไหลของก๊าซไอเสีย  $(\dot{m}C_p)_{GSAH}$  และอัตราการไหลของอากาศที่มาจากแดมเปอร์ (Damper),  $(\dot{m}C_p)_{ASAH}$  ได้ดังรูปที่ 5



รูปที่ 5 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิก๊าซไอเสีย  $T_8$  กับอัตราการไหลของก๊าซไอเสีย  $(\dot{m}C_p)_{GSAH}$  และอัตราการไหลของอากาศจากแดมเปอร์  $(\dot{m}C_p)_{ASAH}$  [7]

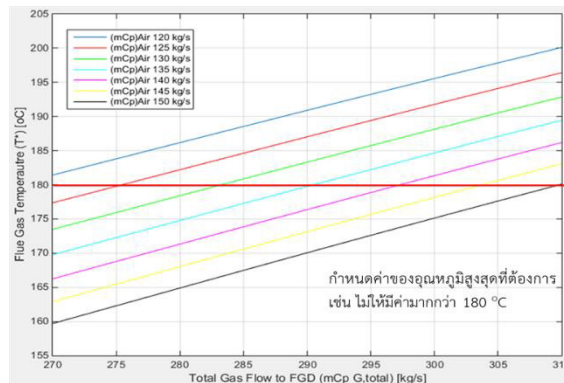
กระแสก๊าซไอเสียหลังจากให้ความร้อนแก่เครื่องอุ่นอากาศปฐมภูมิ และทุติยภูมิแล้ว จะมารวมกัน เพื่อเข้าระบบกำจัดฝุ่นแบบไฟฟ้าสถิต และเข้าสู่ระบบ FGD ต่อไป โดยอุณหภูมิก๊าซไอเสียก่อนเข้าสู่ระบบ FGD ( $T^*$ ) จะสามารถคำนวณได้จาก

$$T^* = \frac{((\dot{m}C_p)_{GSAH} * T_8) + ((\dot{m}C_p)_{GPAH} * T_4)}{(\dot{m}C_p)_{GSAH} + (\dot{m}C_p)_{GPAH}} \quad (4)$$

ทั้งนี้ ค่า  $T^*$  จะต้องไม่เกิน 180 °C

เมื่อนำ  $(\dot{m}C_p)_{GSAH}$ ,  $(\dot{m}C_p)_{GPAH}$  และอัตราการไหลของอากาศที่ค่าต่างๆ จากรูปที่ 3 และ 5 จะสามารถคำนวณอุณหภูมิ  $T_4$  และ  $T_8$  ซึ่งเมื่อนำมาแทนในสมการ (4) จะสามารถคำนวณอุณหภูมิ  $T^*$  โดยความสัมพันธ์

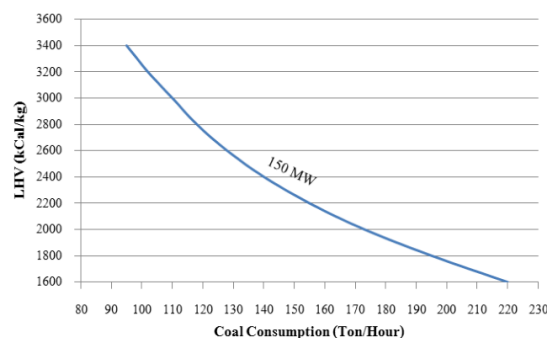
ระหว่างอุณหภูมิ  $T^*$  และค่าอัตราการไหลรวมของก๊าซไอเสียที่เข้าสู่ระบบ FGD และอัตราการไหลของอากาศที่ผ่านแดมเปอร์ (Damper) จะแสดงในรูปที่ 6



รูปที่ 6 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่เข้าสู่ระบบ FGD กับอัตราการไหลรวมของก๊าซไอเสียและอัตราการไหลของอากาศที่ผ่านแดมเปอร์ [7]

ในรูปที่ 6 จะเห็นได้ว่า ถ้ากำหนดค่าอัตราการไหลของอากาศที่ไหลผ่านแดมเปอร์ เพื่อไปยังเครื่องอุ่นอากาศทุติยภูมิ  $(\dot{m}C_p)_{ASAH}$  จะสามารถเลือกค่าอัตราการไหลรวมของก๊าซไอเสีย  $(\dot{m}C_p)_{Total}$  ได้หลายค่าที่สามารถควบคุมอุณหภูมิ  $T^*$  ก่อนเข้าสู่ระบบ FGD ให้มีค่าไม่เกิน 180°C (บริเวณที่อยู่ต่ำกว่า จากค่า  $T^* = 180^\circ\text{C}$ )

สำหรับอัตราการป้อนถ่านหินเพื่อเป็นเชื้อเพลิง จะขึ้นอยู่กับค่าความร้อนของถ่านหิน ดังแสดงในรูปที่ 7



รูปที่ 7 อัตราการป้อนถ่านหิน ตามค่าความร้อน (LHV) ของถ่านหิน [7]

เมื่อทราบชนิด และค่าความร้อนของถ่านหินที่ป้อน จะทำให้ทราบอัตราการป้อนถ่านหิน และเนื่องจาก ค่าสัดส่วนของ อากาศ และเชื้อเพลิงถ่านหิน (Air/Fuel Ratio) ถูกกำหนดให้มีค่าคงที่ที่ 4.98 ดังนั้น จะทำให้ทราบอัตราการไหลของอากาศรวมทั้งไหลผ่าน เครื่องอุ่นอากาศ แบบปฐมภูมิ และแบบทุติยภูมิ

ค่าอัตราการไหลของอากาศที่เครื่องอุ่นอากาศแบบปฐมภูมิ ถูกกำหนดให้มีค่าคงที่ที่ 67.02 kg/s ดังนั้น จะทราบอัตราการไหลของอากาศที่ไหลผ่านแฉกเปเปอร์ เพื่อไปปรับความร้อนที่เครื่องอุ่นอากาศแบบทุติยภูมิ

เมื่อกำหนดอัตราการไหลของอากาศที่ไหลผ่าน แฉกเปเปอร์ เพื่อไปเข้ารับความร้อนที่เครื่องอุ่นอากาศแบบทุติยภูมิ ( $\dot{m}C_p$ )<sub>ASAH</sub> จะสามารถเลือกอัตราการไหลของ ก๊าซไอเสียที่เครื่องอุ่นอากาศแบบทุติยภูมิ ( $\dot{m}C_p$ )<sub>GSAH</sub> โดยอุณหภูมิ T\* ไม่เกิน 180°C ในรูปที่ 5 ซึ่งจะได้ อุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ออกจากเครื่องอุ่นอากาศแบบทุติยภูมิ (T<sub>8</sub>)

เมื่อได้ค่าอัตราการไหลรวมของก๊าซไอเสีย ( $\dot{m}C_p$ )<sub>Total</sub> และอัตราการไหลของก๊าซไอเสียที่เครื่องอุ่นอากาศแบบทุติยภูมิ ( $\dot{m}C_p$ )<sub>GSAH</sub> จะสามารถ กำหนดค่า อัตราการไหลของก๊าซไอเสียที่เครื่องอุ่นอากาศแบบปฐมภูมิ ( $\dot{m}C_p$ )<sub>GPAH</sub> ดังแสดงในรูปที่ 3 ซึ่งจะได้ อุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ออกจากเครื่องอุ่นอากาศแบบปฐมภูมิ (T<sub>4</sub>)

ค่าอัตราการไหลที่เหมาะสมที่สุด ภายใต้เงื่อนไข ดังกล่าว จะพิจารณาจากอัตราความร้อนสูงสุดรวมที่ได้จาก เครื่องอุ่นอากาศแบบปฐมภูมิ และทุติยภูมิ โดย

$$Q_{max} = (\dot{m}C_p)_{GPAH} (T_3 - T_4) + (\dot{m}C_p)_{GSAH} (T_7 - T_8) \quad (5)$$

ทั้งนี้ T<sub>3</sub> และ T<sub>7</sub> จะมีค่าคงที่ที่ 408.39°C และ 347.88°C ตามลำดับ สำหรับโรงไฟฟ้า

ค่าอัตราความร้อนสูงสุดรวมที่คำนวณได้จากสมการ ที่ (5) จะเป็นอัตราความร้อนที่จะทำให้สามารถลดอัตราการป้อนเชื้อเพลิง โดยอัตราการป้อนเชื้อเพลิงที่ลดลง (Rate of coal reduction) จะสามารถคำนวณได้จาก

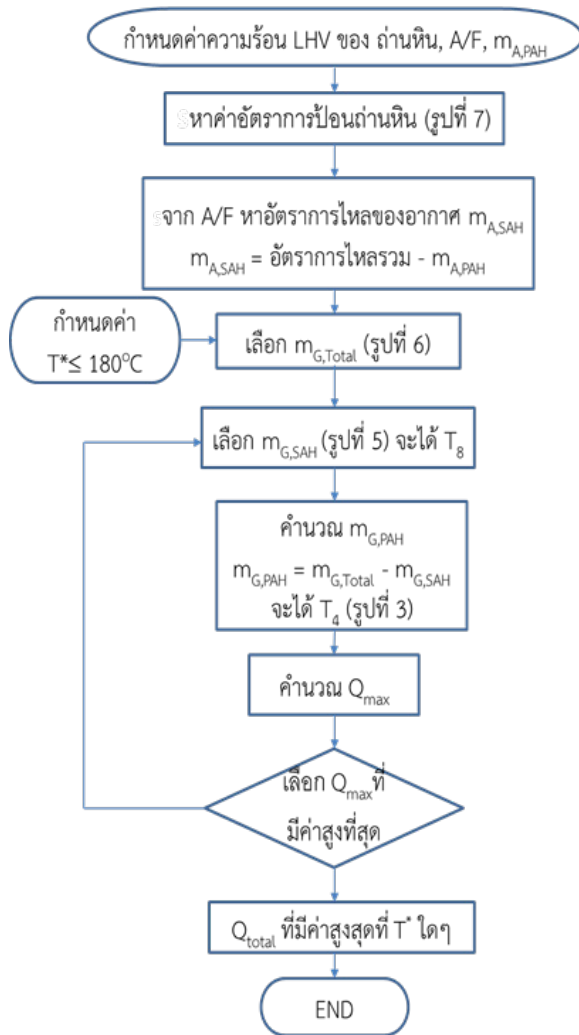
$$\text{Rate of coal reduction} = \frac{Q_{max} \times \text{Boiler Efficiency}}{LHV} \quad (6)$$

### 3. ขั้นตอนในการคำนวณ

ขั้นตอนในการคำนวณ มีรายละเอียดดังนี้

1. พิจารณาค่าความร้อนของถ่านหินที่ป้อนเข้าสู่ หม้อไอน้ำ และหาอัตราการป้อนเชื้อเพลิงถ่านหิน จากรูปที่ (7)
2. หาค่าอัตราการไหลของอากาศ และก๊าซไอเสีย ที่ผ่านเครื่องอุ่นอากาศทั้งสองชนิด ซึ่งได้แก่ เครื่องอุ่นอากาศแบบปฐมภูมิ (Primary Air Heater) และเครื่องอุ่นอากาศแบบทุติยภูมิ (Secondary Air Heater) โดยปริมาณอากาศรวม (Total Air Flow) ที่ป้อนเข้าสู่เครื่องอุ่นอากาศทั้งสองชนิดจะต้องมีค่าไม่เกิน 205 kg/s ซึ่งเป็นค่าสูงสุดที่ระบบกำจัดก๊าซซัลเฟอร์ไดออกไซด์ (FGD) สามารถรับได้
3. กำหนดประสิทธิภาพของระบบการเผาไหม้ใน หม้อไอน้ำ เมื่อมีการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลของอากาศ และก๊าซไอเสีย ที่ผ่านเครื่องอุ่นอากาศทั้งสองชนิด
4. หาสถานะการทำงาน หรือสภาพการเดินเครื่องที่เหมาะสม ที่ทำให้อุณหภูมิของก๊าซไอเสียก่อนเข้าระบบกำจัดก๊าซซัลเฟอร์ไดออกไซด์ มีค่าลดลง และไม่ส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพของ หม้อไอน้ำ โดยพิจารณาจากค่าอัตราความร้อนสูงสุด (Q<sub>max</sub>)

ขั้นตอนในการคำนวณการหาอัตราการไหลที่เหมาะสมในเครื่องอุ่นอากาศ จะแสดงในรูปที่ 8

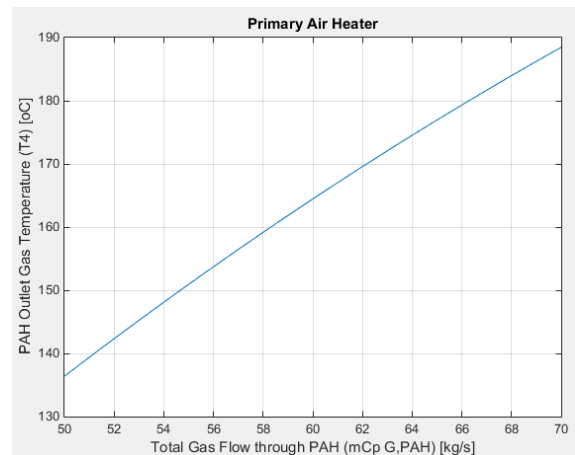


รูปที่ 8 ขั้นตอนในการคำนวณ

#### 4. ผลการศึกษา

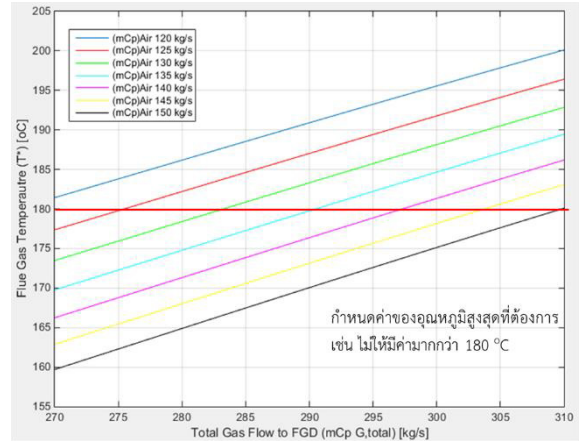
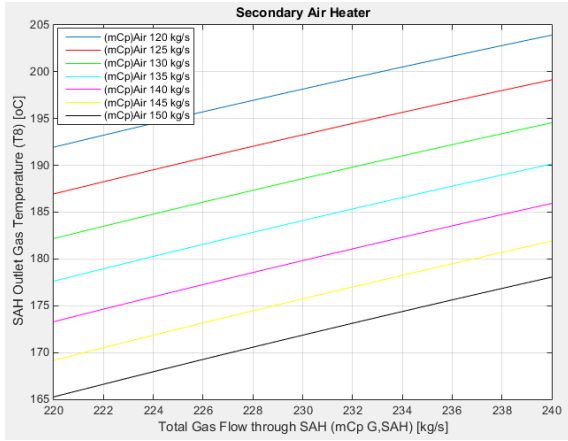
จากกรณีศึกษา เมื่อเชื้อเพลิงถ่านหินที่ป้อนเข้าสู่หม้อไอน้ำมีค่า LHV 2,404.22 kcal/kg จากรูปที่ 7 จะได้อัตราการป้อนถ่านหินเท่ากับ 123 Tons/hour อัตราการไหลของอากาศรวม มีค่าเท่ากับ 197.04 kg/s ค่าอัตราการไหลของอากาศที่เครื่องอุ่นอากาศแบบปฐมภูมิ ถูกกำหนดให้มีค่าคงที่ที่ 67.02 kg/s ดังนั้น จะทราบอัตราการไหลของอากาศที่ไหลผ่านแฉมเปอร์ เพื่อไปรับความร้อนที่เครื่องอุ่นอากาศแบบทุติยภูมิ มีค่าเท่ากับ 130.02 kg/s พิจารณาที่เครื่องอุ่นอากาศแบบปฐมภูมิ ค่าอัตราการไหลของอากาศ  $(\dot{m}C_p)_{A,PAH}$  ก่อนข้างคองที่

ที่ 67.02 kg/s โดยกำหนดให้อัตราการไหลของก๊าซไอเสีย  $(\dot{m}C_p)_{G,PAH}$  มีค่าระหว่าง 50 – 70 kg/s เมื่อนำค่าต่างๆ ไปแทนค่าในสมการที่ 2 จะได้ความสัมพันธ์ของอุณหภูมิก๊าซไอเสีย T<sub>4</sub> กับอัตราการไหลของก๊าซไอเสีย  $(\dot{m}C_p)_{G,PAH}$  ดังแสดงในรูปที่ 9



รูปที่ 9 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจาก PAH กับอัตราการไหลของก๊าซไอเสีย  $(\dot{m}C_p)_{G,PAH}$  ในกรณีที่เชื้อเพลิงถ่านหินมีค่า LHV 2,404.22 kcal/kg [7]

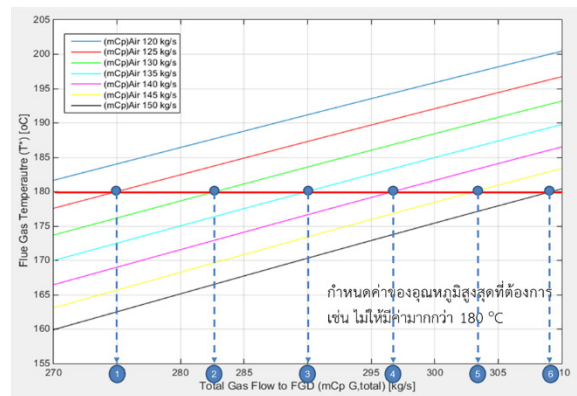
พิจารณาที่เครื่องอุ่นอากาศแบบทุติยภูมิ จากสมการที่ 3 พบว่าสามารถหาค่า T<sub>8</sub> ได้จากการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลของอากาศ  $(\dot{m}C_p)_{A,SAH}$  ตั้งแต่ 120 – 150 kg/s และอัตราการไหลของก๊าซไอเสียที่ออกจากเครื่องอุ่นอากาศแบบทุติยภูมิ  $(\dot{m}C_p)_{G,SAH}$  มีค่าเท่ากับ 220 – 240 kg/s โดยจะได้ความสัมพันธ์ของอุณหภูมิก๊าซไอเสีย T<sub>8</sub> กับอัตราการไหลของก๊าซไอเสีย  $(\dot{m}C_p)_{G,SAH}$  ดังแสดงในรูปที่ 10



**รูปที่ 10** ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิก๊าซไอเสีย  $T_8$  กับ อัตราการไหลของก๊าซไอเสีย  $(\dot{m}C_p)_{G_{SAH}}$  ในกรณีที่ เชื้อเพลิงถ่านหินมีค่า LHV 2,404.22 kcal/kg [7]

**รูปที่ 11** ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่เข้า ระบบ FGD กับอัตราการไหลรวมของก๊าซไอเสีย และ อัตราการไหลของอากาศที่ผ่านแดมเปอร์ ในกรณีที่ เชื้อเพลิงถ่านหินมีค่า LHV 2,404.22 kcal/kg [7]

เมื่อนำค่าอุณหภูมิ  $T_4$ ,  $T_8$ ,  $(\dot{m}C_p)_{G_{SAH}}$ ,  $(\dot{m}C_p)_{G_{PAH}}$  และอัตราการไหลของอากาศที่ค่าต่างๆ จากรูปที่ 9 และ 10 แทนในสมการ (4) จะสามารถคำนวณอุณหภูมิ  $T^*$  โดยความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิ  $T^*$  และค่าอัตราการไหลรวมของก๊าซไอเสียที่เข้าระบบ FGD และ อัตราการไหลของอากาศที่ผ่านแดมเปอร์ (Damper) จะแสดงในรูปที่ 11 จากรูปที่ 11 ถ้าต้องการอุณหภูมิของก๊าซไอเสียก่อนเข้าสู่ระบบ FGD มีค่าไม่เกิน 180°C พื้นที่ใต้เส้นอุณหภูมิ 180°C จะเป็นบริเวณที่การทำงานไม่ทำให้ อุณหภูมิของก๊าซไอเสียรวม ก่อนเข้าระบบ FGD เกิน 180°C



จากการคำนวณข้างต้นที่แสดงจุดต่างๆ บนเส้นกราฟที่อุณหภูมิ  $T^*$  ที่ 180°C จะเป็นตำแหน่งที่ให้  $Q_{max}$  สูงสุด ในแต่ละอัตราการไหลของ  $(\dot{m}C_p)_{Air}$  ค่าอัตราความร้อนสูงสุด ( $Q_{max}$ ) ของจุดทั้ง 6 นี้ แสดงในตารางที่ 1

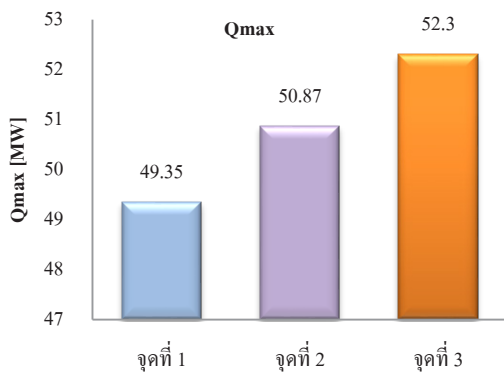
**รูปที่ 12** จุดที่มีสภาวะอัตราการไหลของอากาศ และก๊าซไอเสียที่สามารถควบคุมอุณหภูมิของก๊าซไอเสียก่อนเข้าสู่ระบบ FGD ได้ที่ 180°C [7]

**ตารางที่ 1** เปรียบเทียบอัตราการไหลของอากาศ อัตราการไหลของก๊าซไอเสีย และอัตราความร้อนสูงสุดในแต่ละจุด

	สภาวะอ้างอิง	จุดที่ ①	จุดที่ ②	จุดที่ ③	จุดที่ ④	จุดที่ ⑤	จุดที่ ⑥
Total Air Flow (kg/s)	197.04	192.02	197.02	202.02	ไม่พิจารณา เนื่องจากค่า Total Air Flow มีค่ามากกว่า 205 kg/s (เกินข้อกำหนดที่ FGD ขอมรับได้)		
PAH Air Flow (kg/s)	67.02	67.02	67.02	67.02			
SAH Air Flow (kg/s)	130	125	130	135			
Excess O <sub>2</sub> (%)	3.19	3.12	3.18	3.32			
PAH Gas Flow (kg/s)	N/A	52.6	56.4	60			
SAH Gas Flow (kg/s)	N/A	222.6	226.4	230			

ตารางที่ 1 (ต่อ) เปรียบเทียบอัตราการไหลของอากาศ, อัตราการไหลของก๊าซไอเสีย และอัตราความร้อนสูงสุดในแต่ละจุด

	สภาวะอ้างอิง	จุดที่ ①	จุดที่ ②	จุดที่ ③	จุดที่ ④	จุดที่ ⑤	จุดที่ ⑥
Boiler Efficiency (%)	81.53	81.55	81.53	81.52			
Qmax (MW)	48.44	49.35	50.87	52.30			



รูปที่ 13 การเปรียบเทียบค่าอัตราความร้อนในแต่ละจุด ของรูปที่ 12

จากผลการทดสอบปรับอัตราการไหลของอากาศและก๊าซไอเสีย ที่ผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทั้งสองชนิด พบว่า ควรเดินเครื่องในสภาวะของจุดที่ 3 คือ ที่สภาวะ ปริมาณอากาศรวม (Total Air Flow) 202.02 kg/s ปริมาณอากาศที่ไหลผ่าน PAH (PAH Air Flow) 67.02 kg/s ปริมาณอากาศที่ไหลผ่าน SAH (SAH Air Flow) 135 kg/s ปริมาณก๊าซไอเสียที่ไหลผ่าน PAH (PAH Gas Flow) 60 kg/s ปริมาณก๊าซไอเสียที่ไหลผ่าน SAH (SAH Gas Flow) 230 kg/s ดังแสดงในตารางที่ 1 สภาวะดังกล่าว สามารถควบคุมอุณหภูมิของก๊าซไอเสียก่อนเข้าสู่ระบบ FGD ได้ 180°C

ในสภาวะอ้างอิง คือ สภาวะที่อุณหภูมิของก๊าซไอเสียมีค่าสูงถึง 185°C ทำให้โรงไฟฟ้าแม่เมาะต้องลดกำลังการผลิตลง ส่งผลให้เกิดการสูญเสียรายได้เป็นมูลค่า 77,198.52 บาท ดังนั้น เมื่อปรับอัตราการไหลของอากาศและก๊าซไอเสีย ตามสภาวะของจุดที่ 3 ทำให้สามารถควบคุมอุณหภูมิของก๊าซไอเสีย ได้ไม่เกิน 180°C และลดการสูญเสียรายได้ดังกล่าว

ที่สภาวะของจุดที่ 3 เป็นสภาวะที่มีค่าอัตราความร้อนสูงสุด (Q<sub>max</sub>) มีค่ามากที่สุดเมื่อเปรียบเทียบกับจุดอื่น ๆ คือ 52.30 MW ดังแสดงในรูปที่ 13 จากสมการที่ (6) จะสามารถคำนวณหาค่าอัตราการลดลงของเชื้อเพลิงได้โดย

$$\text{Rate of coal reduction} = \frac{Q_{\max} \times \text{Boiler Efficiency}}{\text{LHV}}$$

จากผลการคำนวณ สามารถลดอัตราการป้อนเชื้อเพลิงถ่านลง 15.24 ตันต่อชั่วโมง คิดเป็นมูลค่าประมาณ 208,626.70 บาทต่อวัน (ต้นทุนถ่านหินตันละประมาณ 569.70 บาทต่อวัน) สภาวะของจุดที่ 3 เป็นสภาวะของการเดินเครื่องที่เหมาะสมที่สุด ที่สามารถควบคุมอุณหภูมิของก๊าซไอเสียให้อยู่ในค่าที่กำหนด และสามารถลดอัตราการป้อนเชื้อเพลิงถ่านได้มากที่สุด รวมถึงค่าประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำที่แสดงในตารางที่ 1 มีค่าเท่ากับสภาวะอ้างอิง

### 5. สรุปผลการศึกษา

ในงานวิจัยนี้ ได้จัดทำฝั่งแสดงความสัมพันธ์ของอุณหภูมิ อัตราการไหลของอากาศ และก๊าซไอเสีย ที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนในเครื่องอุ่นอากาศแบบปฐมภูมิ และทุติยภูมิ ของโรงไฟฟ้าถ่านหิน ซึ่งสามารถกำหนดหาแนวทางในการเลือกอัตราการไหลของอากาศ และก๊าซไอเสีย สำหรับถ่านหินที่มีค่าความร้อนต่างๆ กัน เพื่อให้อุณหภูมิของก๊าซไอเสียรวมก่อนเข้าสู่ระบบ FGD มีอุณหภูมิไม่เกิน 180°C

จากกรณีศึกษา คุณสมบัติของเชื้อเพลิงถ่านหิน มีค่า LHV 2,404.20 kcal/kg เมื่อปรับอัตราการไหลของอากาศ และก๊าซไอเสียที่ผ่านเครื่องอุ่นอากาศทั้งสองชนิดตามแนวทางข้างต้น จะได้ปริมาณอากาศรวม (Total Air Flow) 202.02 kg/s ปริมาณอากาศที่ไหลผ่าน PAH



(PAH Air Flow) 67.02 kg/s ปริมาณอากาศที่ไหลผ่าน SAH (SAH Air Flow) 135 kg/s ปริมาณก๊าซไอเสียที่ไหลผ่าน PAH (PAH Gas Flow) 60 kg/s ปริมาณก๊าซไอเสียที่ไหลผ่าน SAH (SAH Gas Flow) 230 kg/s ซึ่งจะสามารถควบคุมอุณหภูมิของก๊าซไอเสียก่อนเข้าสู่ระบบ FGD ให้อยู่ที่ 180°C และลดการสูญเสียรายได้ ในกรณีที่โรงไฟฟ้าแม่เมาะต้องลดกำลังการผลิต จากสาเหตุอุณหภูมิของก๊าซไอเสียสูงเกินกว่าที่กำหนด เป็นมูลค่า 77,198.52 บาท รวมถึงประสิทธิภาพหม้อไอน้ำ ยังคงค่าสูง และค่าอัตราความร้อนมีค่าสูงที่สุด ถึง 52.30 MW ซึ่งสามารถลดอัตราการผลิตเชื้อเพลิงถ่านลงได้ 15.24 ตันต่อชั่วโมง คิดเป็นมูลค่าประมาณ 208,626.70 บาทต่อวัน (ต้นทุนถ่านหินตันละประมาณ 569.70 บาทต่อวัน) รวมค่าใช้จ่ายที่สามารถประหยัดได้ เท่ากับ 285,825.22 บาทต่อวัน

## 6. รายการสัญลักษณ์

- $A$  คือ พื้นที่ [ $m^2$ ]  
 $U$  คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม [ $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$ ]  
 $T_1$  คือ อุณหภูมิอากาศด้านขาเข้าของ PAH [ $^\circ C$ ]  
 $T_2$  คือ อุณหภูมิอากาศด้านขาออกของ PAH [ $^\circ C$ ]  
 $T_3$  คือ อุณหภูมิก๊าซไอเสียด้านขาเข้าของ PAH [ $^\circ C$ ]

- $T_4$  คือ อุณหภูมิก๊าซไอเสียด้านขาออกของ PAH [ $^\circ C$ ]  
 $T_5$  คือ อุณหภูมิอากาศด้านขาเข้าของ SAH [ $^\circ C$ ]  
 $T_6$  คือ อุณหภูมิอากาศด้านขาออกของ SAH [ $^\circ C$ ]  
 $T_7$  คือ อุณหภูมิก๊าซไอเสียด้านขาเข้าของ SAH [ $^\circ C$ ]  
 $T_8$  คือ อุณหภูมิก๊าซไอเสียด้านขาออกของ SAH [ $^\circ C$ ]  
 $T^*$  คือ อุณหภูมิก๊าซไอเสียก่อนเข้าสู่ระบบ FGD [ $^\circ C$ ]  
 $Cp_A$  คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ [ $J/kgK$ ]  
 $Cp_G$  คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะของก๊าซไอเสีย [ $J/kgK$ ]  
 $m_A$  คือ อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ [ $kg/s$ ]  
 $m_G$  คือ อัตราการไหลเชิงมวลของก๊าซไอเสีย [ $kg/s$ ]  
 $\Delta T_{LMTD}$  คือ อุณหภูมิแตกต่างเชิงล็อก [ $^\circ C$ ]

## 7. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณ การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย ที่ให้ทุนสนับสนุนการวิจัย และขอขอบคุณภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ และหน่วยงานเดินเครื่องโรงไฟฟ้าแม่เมาะ กองการผลิต 1 โรงไฟฟ้าแม่เมาะ การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย ที่ให้ความอนุเคราะห์ด้านสถานที่ทำวิจัย

## เอกสารอ้างอิง

- [1] การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย. คู่มือการปรับปรุงหม้อไอน้ำ. โรงไฟฟ้าแม่เมาะ เครื่องที่ 8-13, 2014.
- [2] สุนทร สิงหารุ, อติพงศ์ นันทพันธุ์ และทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์. การออกแบบเครื่องอุณหภูมิก๊าซไอเสียของโรงไฟฟ้าแม่เมาะขนาด 150 MW. การประชุมวิชาการเรื่องการถ่ายเทความร้อน และมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อน, ศูนย์ฝึกอบรมโรงไฟฟ้าแม่เมาะ การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย, 2546.
- [3] อติพงศ์ นันทพันธุ์, ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์ และณัฐภูมิ ดุษฎี. การประหยัดพลังงานในเตาอบแห้งลำไย โดยลดความชื้นทางอากาศสำหรับห้องเผาไหม้. *วารสารวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่*, 2549; 13: 8-18.
- [4] Nuntaphan, A., Tiansumwan, J., Kiatsisiroat, T. and Wang, C.C. Performance improvement of thermosyphon heat exchangers by using two kinds of working fluids. *Heat Transfer Engineering*, 2001; 22(4), 28-40.
- [5] Alstom. Preliminary Case Study for Air Preheater Modification. Mae Moh Power Station Unit, 2000; 4-7.

- [6] พิริยะ ทองเขียว และทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์. การประเมินปริมาณอากาศที่เหมาะสมต่อการสันดาป ในหม้อไอน้ำเชื้อเพลิงถ่านหินบดละเอียด. *วารสารวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่*, 2553; 17(1), 53), 60-71.
- [7] พนมกร ทองพัฒนกุล และทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์. การจัดการเชิงความร้อนของระบบนำความร้อนทิ้งกลับคืนในโรงไฟฟ้าถ่านหิน เพื่อควบคุมอุณหภูมิของเอฟจีดี และตัวอุ่นอากาศ. การประชุมวิชาการ เรื่อง การถ่ายเทพลังงานความร้อน และมวล ในอุปกรณ์ด้านความร้อน และกระบวนการ ครั้งที่ 15, โรงแรม แอล รีสอร์ท สมุย จังหวัดสุราษฎร์ธานี, 30 – 31 มีนาคม 2559, 304-312.