ETM-2050

การศึกษาอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่เหมาะสมที่สุดสำหรับหม้อไอน้ำเชื้อเพลิงชีวมวลโดยการติดตั้งเครื่องอุ่นน้ำป้อนและเครื่องอุ่นอากาศ

The Study of Optimum Exhaust Temperature for Biomass-Fired of Boiler by Installing Economizer and Air preheater

ธีระพล ชัยธัมมาวุธ[1], ชนกนันท์ สุขกำเนิด[2]

ภาควิชาเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยขอนแก่น จังหวัดขอนแก่น 4000
*ติดต่อ: โทร 0-4320-2845 โทรสาร 0-4320-2849 Email:theeraponcha@hotmail.com[1], c.sookkumnerd@gmail.com[2]

บทคัดย่อ

ความร้อนสูญเสียปล่องเป็นความร้อนสูญเสียที่มากที่สุดของหม้อไอน้ำ ซึ่งทำให้มีการใช้เชื้อเพลิงที่สิ้นเปลือง ดังนั้นจึงได้มีการนาเครื่องอุ่นน้ำป้อนและเครื่องอุ่นอากาศมาใช้ในการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ลดอุณหภูมิก๊าซไอเสีย วัตถุประสงค์ของงานวิจัยนี้คือการหาความสัมพันธ์ของอุณหภูมิก๊าซไอเสียและจุดเหมาะสมในการลงทุน โดยใช้ทฤษฎีอุณหพลศาสตร์และทฤษฎีแลกเปลี่ยนความร้อนในการวิเคราะห์การติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนก๊าซไอเสีย พิจารณาข้อมูลการทำงานจริงของหม้อไอน้ำเชื้อเพลิงชีวมวลในโรงน้ำตาลแห่งหนึ่ง ที่มีขนาด 250 ตันต่อชั่วโมง ซึ่งมีอุณหภูมิก๊าซไอเสียสูงถึง 340°C โดยงานวิจัยนี้ยังได้นำโมเดลเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด cross-flow heat exchanger ที่เคยใช้งานอยู่จริง นำมาพิจารณาปรับปรุงจำนวนชั้นท่อหาขนาดพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมทางเศรษฐศาสตร์ ซึ่งพิจารณาจากค่าใช้จ่ายในการลงทุนติดตั้งอุปกรณ์ ค่าใช้จ่ายในการชดเชยการเกิดความดันตก และค่าใช้จ่ายเชื้อเพลิง จากผลการวิเคราะห์พบว่าจุดเหมาะสมของอุณหภูมิก๊าซไอเสียอยู่ที่ 120°C ที่มีค่าใช้จ่ายในการลงทุนรวมต่ำที่สุดเท่ากับ 41.38 ล้านบาทต่อปี โดยสามารถประหยัดค่าใช้จ่ายเชื้อเพลิงสูญเสีย 47.93 ล้านบาทต่อปี

คำหลัก: การนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้, เครื่องอุ่นน้ำป้อน, เครื่องอุ่นอากาศ

Abstract

The stack loss is the highest boiler heat loss which causes wasting of fuel consumption. Thus, Economizer and air preheater are currently utilized to reduce exhaust gas temperature. The purpose of this research is to determine the optimum exhaust gas temperature and overall investment cost related to the optimum economic viewpoint of boiler in a sugar plant by thermodynamic and heat transfer theory analyse exhaust gas heat exchanger installation. The boiler capacity in this research is 250 tons/hour and exhaust gas temperature is 340°C. This research used cross-flow heat exchanger model of Air-preheater and Economizer which have been used and vary tube row to consider economic optimum heating surface. The economic optimum point of this research is considered by investment cost, fan cost and fuel cost. The result, found that optimum exhaust gas temperature is 120°C and the minimum overall cost is 41.38 million baht per year. The fuel saving is 47.93 million baht per year.

1. บทนำ

หม้อไอน้ำ เป็นหนึ่งในอุปกรณ์หลักของโรงไฟฟ้าพลังไอน้ำ ซึ่งโดยทั่วไปการสูญเสียของหม้อไอน้ำที่มีสัดส่วนสูงที่สุดคือ การสูญเสียเนื่องจากอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ปล่องที่มีค่าสูง โดยจากการศึกษาของ Jorge Barroso, Felix Barreras, Hippolyte Amaveda และ Antonio Lozano [1] เกี่ยวกับการวัดประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำเชื้อเพลิงกากอ้อย ซึ่งทำการวัดความร้อนที่สูญเสีย จากการเผาไหม้ จากผนังหม้อไอน้ำ และจากก๊าซไอเสีย พบว่าความร้อนที่สูญเสียไปกับก๊าซไอเสียมีสัดส่วนสูงที่สุด โดยมีค่าไม่ต่ำกว่า 14% ของประสิทธิภาพทางความร้อนหม้อไอน้ำ ที่อุณหภูมิปล่องมากกว่า 200°C อันเนื่องมาจากช่วงเวลาที่ลงทุนติดตั้งหม้อไอน้ำราคาพลังงานยังมีราคาไม่สูง จุดคุ้มทุนในการติดตั้งเครื่องอุ่นน้ำป้อนจึงอยู่ในช่วงที่มีประสิทธิภาพหม้อไอน้ำที่ต่ำ และปล่อยความร้อนไอเสียทิ้งที่ช่วงอุณหภูมิสูง แต่ปัจจุบันที่ราคาเชื้อเพลิงที่มีอัตราการเปลี่ยนแปลงที่เพิ่มสูงขึ้นมาก มีการนำชีวมวลไปใช้ประโยชน์อย่างกว้างขวางขึ้น จึงทำให้ต้องมีการพิจารณาการอนุรักษ์พลังงานเพื่อลดต้นทุนเชื้อเพลิง โดยวิธีการการติดตั้งเครื่องอุ่นน้ำป้อนและเครื่องอุ่นอากาศซึ่งใช้ความร้อนจากก๊าซไอเสีย

จากการศึกษางานวิจัยที่ผ่านมา Jorge Barroso, Felix Barreras, Hippolyte Amaveda, Antonio Lozano [1] ได้ทำการวัดและศึกษาปรับปรุงประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำเชื้อเพลิงกากอ้อยขนาด 45 ตันต่อชั่วโมง และพิจารณาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนำไอเสียกลับมาใช้ใหม่ จากการวิเคราะห์หารูปแบบการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนและหาขนาดของอุปกรณ์ที่เหมาะสมในการลงทุน โดยใช้ทฤษฎีสมดุลพลังงานและใช้ทฤษฎีการคำนวณค่าการถ่ายเทความร้อนจากการพาความร้อน โครงสร้างจัดเรียงท่อ และลักษณะการไหล พบว่ารูปแบบการแลกเปลี่ยนความร้อนและอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่เหมาะสมที่สุดคือ การติดตั้งเครื่องอุ่นน้ำป้อนและเครื่องอุ่นอากาศที่อุณหภูมิไอเสีย 88°C ซึ่งพบว่าในการวิเคราะห์จะพบว่าปัจจัยราคาเชื้อเพลิงมีผลอย่างมากต่อการหาจุดเหมาะสม และพบว่าค่าใช้จ่ายที่สูญเสียจากไอเสีย และจะสวนทางกับค่าใช้จ่ายในการลงทุน ซึ่งสอดคล้องกับความเป็นจริง งานวิจัยของสมเกียรติ บุญณสะ [2] ที่ศึกษาผลกระทบของประสิทธิภาพการนำความร้อนกับมาใช้ใหม่ในกับค่าใช้จ่ายเชื้อเพลิงที่ลดลงโดยการติดตั้งเครื่องอุ่นน้ำป้อนของหม้อไอน้ำขนาด 380 ตันต่อชั่วโมง ในโรงไฟฟ้าเชื้อเพลิงแกลบ โดยพิจารณาเครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบไหลขวาง และใช้ทฤษฎี ε□-NTU ในการออกแบบ พบว่าความสัมพันธ์ของประสิทธิผลของเครื่องอุ่นน้ำป้อนยิ่งมากยิ่งมีต้นทุนต่อหน่วยการผลิตไฟฟ้าน้อยลง จากการประหยัดพลังงานโดยใช้ไอเสียอุ่นน้ำป้อน โดยที่ค่าประสิทธิผล 67% สามารถประหยัดต้นทุนพลังงานในการผลิตไฟฟ้าได้ถึง 0.197 บาทต่อกิโลวัตต์ชั่วโมง และประหยัดเชื้อเพลิง 10.54 ล้านบาทต่อปี และพิจารณาผลตอบแทนในการติดตั้งจากตัวแปรราคาเครื่องอุ่นน้ำป้อนและราคาเชื้อเพลิงแกลบ และในงานวิจัยของ ประสิทธิ์ เกี้ยวสุนทร และมิ่งศักดิ์ ตั้งตระกูล [3] ที่ทำการศึกษาออกแบบเครื่องอุ่นน้ำป้อนในการนำความร้อนไอเสียจากหม้อไอน้ำเชื้อเพลิงก๊าซปิโตรเลียมเหลวขนาด 3 ตันต่อชั่วโมง ในการเพิ่มอุณหภูมิน้ำป้อนจาก 110°C เป็น 125°C โดยพิจารณาให้ก๊าซไอเสียอุณหภูมิ 230°C ไหลผ่านให้ความร้อนเครื่องอุ่นน้ำป้อน และทำการออกแบบโครงสร้างท่อที่กำหนดการแบบไหลตามขวางและจัดเรียงแบบสลับ เพื่อหาจุดเหมาะสมในการออกแบบที่มีความคุ้มทุนที่สุด โดยผลจากการวิเคราะห์พบว่าโครงสร้างเครื่องอุ่นน้ำป้อนที่เหมาะสมที่สุดคือ เส้นผ่านศูนย์กลาง 19 มิลลิเมตร หนา 1.5 มิลลิเมตร ความยาวท่อ 0.8 เมตร แถวละ 18 ท่อ 22 แถว น้ำไหลวน 2 กลับ สามารถประหยัดพลังงานเชื้อเพลิงลงได้ 5.5% โดยมีระยะเวลาคืนทุน 15 เดือน ทั้งนี้จากผลของงานวิจัยที่กล่าวมาทั้งหมดพบว่า ในการวิเคราะห์ออกแบบติดตั้งขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ต่างออกไปพบว่าราคาในการลงทุนติดตั้งและราคา

เชื้อเพลิงมีส่วนสำคัญในการหาจุดเหมาะสมในการลงทุน ทั้งนี้ค่าใช้จ่ายดังกล่าวไม่แน่นอนขึ้นอยู่กับขนาดปริมาณงและสภาพหน้างานที่จะติดตั้ง ซึ่งเป็นข้อสรุปที่สอดคล้องกันกับงานที่กล่าวมาก่อนหน้านี้

ในงานวิจัยนี้จะทำการศึกษาหาความสัมพันธ์และจุดเหมาะสมของอุณหภูมิก๊าซไอเสียกับค่าใช้จ่ายในการเดินเครื่องรวมต่อปี จากการวิเคราะห์การติดตั้งเครื่องอุ่นอากาศและเครื่องอุ่นน้ำป้อนกับหม้อไอน้ำเชื้อเพลิงกากอ้อยขนาด 250 ton/hr ซึ่งพิจารณาจากข้อมูลการเดินเครื่องจริงของโรงน้ำตาลแห่งหนึ่ง โดยพิจารณา ผลกระทบจากอายุการใช้งาน การเกิดความดันตกของไอเสีย คำนวณหาความสัมพันธ์และจุดเหมาะสมของอุณหภูมิไอเสียต่อค่าใช้จ่ายรวมต่อปี ซึ่งจะให้ผลที่มีปัจจัยครอบคลุมกว่างานวิจัยที่ผ่านมา และได้ผลจากการวิเคราะห์ผลตอบแทนในการลงทุนที่ใกล้เคียงกับปัจจุบัน ซึ่งในการออกแบบจะใช้หลักการสมดุลมวลและพลังงาน และทฤษฎีคำนวณการถ่ายเทพาความร้อนของของไหล และคำนึงถึงปัจจัยการนำความร้อนของท่อและผลจากการต้านทานของตะกรันจากของไหลด้วย นำไปหาผลความสัมพันธ์อุณหภูมิไอเสียและจุดเหมาะสมที่มีค่ารายจ่ายรวมต่อปีน้อยที่สุด โดยผลของการนำเสนอบทความนี้คาดหวังว่าจะเป็นกรณีศึกษาและสามารถเป็นข้อแนะนำในการพิจารณาปรับปรุงประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำในอุตสาหกรรมที่ใช้เชื้อเพลิงชีวมวลให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้นจากการลดความร้อนทิ้งของไอเสียได้

2. ทฤษฎี

2.1 การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในงานนี้ หาความสัมพันธ์ของอุณหภูมิไอเสียกับผลตอบแทนในการลงทุน โดยกำหนดลักษณะการจัดเรียงท่อ และสภาวะการทำงานจากสภาวะการทำงานจริงเป็นค่าคงที่ (ตามตารางที่ 1-3) โดยทฤษฎีที่นำมาใช้ ประกอบด้วย ทฤษฎีการถ่ายเทความร้อนระหว่างไอเสียซึ่งให้ความร้อน กับน้ำป้อนหรืออากาศที่รับความร้อน คำนวณหาขนาดพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ จากความสัมพันธ์ของอุณหภูมิไอเสียและใช้ทฤษฎีประเมินราคาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตามขนาดพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนในการคำนวณหาค่าใช้จ่ายในการลงทุน นำไปคิดรวมกับค่าใช้จ่ายเชื้อเพลิงสูญเสียจากการถ่ายเทพลังงานความร้อนทิ้งตามราคาเชื้อเพลิงเพื่อหาเป็นค่าใช้จ่ายรวมต่อปี โดยในขอบเขตงานวิจัยนี้จะพิจารณาหม้อไอน้ำแบบท่อน้ำที่เดินเครื่องสำหรับการผลิตไฟฟ้าเท่านั้น และจุดน้ำค้างของก๊าซไอเสีย กำหนดขอบเขตการพิจารณาอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่สูงกว่า 70°C สำหรับเชื้อเพลิงกากอ้อยซึ่งมีปริมาณกามะถันต่ำ เพื่อหลีกเลี่ยงการเกิดการกัดกร่อนจากกรดซัลฟิวริก [1]

ตารางที่ 1 ข้อมูลการทำงานจริงของหม้อไอน้ำเชื้อเพลิงกากอ้อยของโรงน้ำตาลแห่งหนึ่ง

ตัวแปร	ขนาด
อุณหภูมิขาเข้าก๊าซไอเสีย	200°C
อุณหภูมิขาเข้าน้ำป้อน	92°C
อุณหภูมิขาเข้าอากาศ	40°C
อัตราการไหลมวลไอเสีย	222.61 kg/s
อัตราการไหลมวลน้ำป้อน	69.44 kg/s
อัตราการถ่ายเทมวลอากาศ	188.08 kg/s
ความดันไอเสีย	1 bar
ความดันน้ำป้อน	30 bar
ความดันอากาศ	1 bar
Excess air	1.2
Fuel weight content	C:33.43% H_2:3.4% O_2:18.83% H_20:42%
ค่า LHV เชื้อเพลิงกากอ้อย	7600 kJ/kg
ราคาเชื้อเพลิงกากอ้อย	0.25 Baht
ประสิทธิภาพพัดลมไอเสีย	80 %
ค่าไฟฟ้าการทำงานพัดลม	2.8 Baht/kW-hr
ค่าเฟาริ่งเฟคเตอร์ของน้ำ [6]	0.18 m^2K/kW
ค่าเฟาริ่งเฟคเตอร์ของอากาศ [6]	0.35 m^2K/kW
ค่าเฟาริ่งเฟคเตอร์ของไอเสีย [6]	1.8 m^2K/kW

ตารางที่ 2 ข้อมูลโครงสร้างเครื่องอุ่นน้ำป้อน ที่เคยใช้งานจริงที่นำมาพิจารณา

เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก	0.042 m
ความหนาของท่อ	1.7 mm
ระยะห่างท่อในแนวขวาง	0.069 m
ระยะห่างท่อในแนวยาว	0.0635 m
ค่าการนำความร้อนของวัสดุท่อ	0.044 kW/m-°C

ETM-2050

ความยาวท่อ	12 m
จำนวนท่อต่อรอบ	62 ท่อ
ลักษณะการเรียงท่อ	In-Line
อายุใช้งานเครื่องอุ่นน้ำป้อน	5 ปี
ราคาเครื่องอุ่นน้ำป้อนอ้างอิง	4,850,000 Baht
ขนาดเครื่องอุ่นน้ำป้อนอ้างอิง	434 m^2

ตารางที่ 3 ข้อมูลโครงสร้างเครื่องอุ่นอากาศ ที่เคยใช้งานจริงที่นำมาพิจารณา

เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก	0.0605 m
ความหนาของท่อ	2.4 mm
ระยะห่างท่อในแนวขวาง	0.1 m
ระยะห่างท่อในแนวยาว	0.1 m
ค่าการนำความร้อนของท่อ	0.044 kW/m-°C
ความยาวท่อ	3 m
จำนวนชั้นท่อต่อรอบการไหล	113 ชั้นต่อรอบ
จำนวนท่อต่อรอบ	6,604 ท่อ
ลักษณะการเรียงท่อ	Staggered-Line
อายุใช้งานเครื่องอุ่นน้ำป้อน	5 ปี
ราคาเครื่องอุ่นน้ำป้อนอ้างอิง	19,000,000 Baht
ขนาดเครื่องอุ่นน้ำป้อนอ้างอิง	15,000 m^2

2.2 ขั้นตอนการวิเคราะห์

1. สมมุติอุณหภูมิไอเสียที่ออกจากเครื่องอุ่นน้ำป้อนเป็นตัวแปรต้น

2. คำนวณหาค่าคุณสมบัติของก๊าซไอเสีย ประกอบด้วย ค่าความร้อนจำเพาะ ค่าการนำความร้อนของของไหล และค่าความหนืดพลวัตร จากสมการคุณสมบัติของสารประกอบที่หาจากอุณหภูมิของไอเสีย [4]

$$C_P = X_C + Y_C \times \frac{T}{1000} + Z_C \times \left(\frac{T}{1000}\right)^2 \quad (1)$$

$$k = X_k + Y_k \times \frac{T}{1000} + Z_k \times \left(\frac{T}{1000}\right)^2 \quad (2)$$

$$\mu = X_v + Y_v \times \frac{T}{1000} + Z_v \times \left(\frac{T}{1000}\right)^2 \quad (3)$$

เมื่อ C_p คือ ค่าความร้อนจำเพาะ (kJ/kg °C)

k คือ ค่าการนำความร้อนของไหล (kW/m °C)

μ คือ ค่าความหนืดพลวัตร (kg/m-s)

X_c, Y_c, Z_c คือ ค่าสัมประสิทธิ์ความร้อนจำเพาะตามมวลสารประกอบ [4]

X_k, Y_k, Z_k คือ ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของไหลตามปริมาตรสารประกอบ [4]

X_v, Y_v, Z_v คือ ค่าสัมประสิทธิ์ความหนืดพลวัตรตามปริมาตรสารประกอบ[4]

T คือ อุณหภูมิไอเสีย (°C)

คำนวณหาค่าคุณสมบัติของอากาศสำหรับใช้ในการวิเคราะห์หาพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องอุ่นอากาศด้วย

$$C_{Pa} = 1.004 + 0.075\frac{T}{1000} + 0.216\left(\frac{T}{1000}\right)^2 \quad (4)$$

$$k_a = 0.02326 + 0.06588\frac{T}{1000} \quad (5)$$

$$\mu_a = \left(17.069 + 47.469\frac{T}{1000} - 18.708\left(\frac{T}{1000}\right)^2\right) \times 10^{-6} \quad (6)$$

สำหรับการหาคุณสมบัติของน้ำป้อนของเครื่องอุ่นน้ำป้อนหาได้จากการใช้โปรแกรม Xstream ใช้หาค่าค่าความร้อนเพาะ ค่าการนำความร้อนของของไหล และค่าความหนืดพลวัตร ของน้ำป้อน ตามอุณหภูมิและความดันของน้ำป้อน

3. คำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายนอกและภายในท่อ สามารถคำนวณจากทฤษฎีการพาความร้อนของของไหล [5] ที่หาจากค่า Prandtl number Reynold number ค่าการนำความร้อนท่อและเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ ดังนี้

$$\Pr = \frac{C_P \times \mu}{k} \quad (7)$$

$$h_o = 1.13 \times C_1 \times C_3 \times \mathrm{Re}^{C_2} \times \Pr^{\frac{1}{3}} \times \frac{k}{d_o} \quad (8)$$

และ

$$h_i = 0.023 \times \mathrm{Re}^{0.8} \times \Pr^n \times \frac{k}{d_i} \quad (9)$$

เมื่อ h_o คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกท่อ (kW/m^2 °C)

h_i คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ (kW/m^2 °C)

Pr คือ Prandtl number

Re คือ Reynold number

C_1, C_2 คือ ค่าสัมประสิทธิ์การไหลผ่านกลุ่มท่อ ตามการจัดเรียงท่อและระยะห่าง [5]

C_3 คือ ค่าสัมประสิทธิ์การไหลผ่านกลุ่มท่อ ตามจำนวนชั้นที่ไหลผ่านสัมผัส [5]

ETM-2050

n คือ สัมประสิทธิ์ n=0.3 เมื่อไอเสียไหลในท่อ
สัมประสิทธิ์ n=0.4 เมื่อไอเสียไหลนอกท่อ

d_i คือ ระยะเส้นผ่านศูนย์กลางท่อด้านใน (m)

d_o คือ ระยะเส้นผ่านศูนย์กลางท่อด้านนอก (m)

4. หาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม โดยคำนวณจากผลการพาความร้อนที่ได้จากการคำนวณของไอเสียและน้ำป้อน และค่าการนำความร้อนของท่อที่ถูกกำหนดในตารางที่ 1 และค่าความต้านทานความร้อนของตะกรันของไอเสียและน้ำป้อน ตามสมการสัมประสิทธิ์การพาความร้อนรวม [4] ดังนี้

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{fouling,o} + \frac{d_o}{2\times k_{tube}}\ln\frac{d_o}{d_i} + (\frac{1}{h_i} + R_{fouling,i})\times(\frac{d_o}{d_i})} \quad (10)$$

และ

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + R_{fouling,i} + \frac{d_i}{2\times k_{tube}}\ln\frac{d_o}{d_i} + (\frac{1}{h_o} + R_{fouling,o})\times(\frac{d_i}{d_o})} \quad (11)$$

เมื่อ U_o คือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม กรณีไอเสียไหลนอกท่อ (kW/m^2 °C)

U_i คือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม กรณีไอเสียไหลในท่อ (kW/m^2 °C)

$R_{fouling,o}$ คือ ค่าความต้านทานความร้อนจากตะกรันของไหลภายนอกท่อ (m^2 °C/kW) [6]

$R_{fouling,i}$ คือ ค่าความต้านทานความร้อนจากตะกรันของไหลด้านในท่อ (m^2 °C/kW) [6]

k_{tube} คือ ค่าการนำความร้อนของท่อ (kW/m °C)

5. คำนวณหาผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ย ซึ่งพิจารณาทิศทางการไหลแบบตามขวางและไหลแลกเปลี่ยนความร้อนสวนทางกัน จากค่าอุณหภูมิของไหลที่แลกเปลี่ยนความร้อนกัน ตามสมการดังนี้ [4]

$$LMTD = \frac{(T_i^{'} - T_o^{''}) - (T_o^{'} - T_i^{''})}{In(\frac{T_i^{'} - T_o^{''}}{T_o^{'} - T_i^{''}})} \times F \quad (12)$$

เมื่อ F คือ สัมประสิทธิ์ทิศทางการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

T'_i คือ อุณหภูมิของไหลให้ความร้อนเข้า (°C)

T'_o คือ อุณหภูมิของไหลให้ความร้อนออก (°C)

T''_i คือ อุณหภูมิของไหลรับความร้อนเข้า (°C)

T''_o คือ อุณหภูมิของไหลรับความร้อนออก (°C)

5. คำนวณหาขนาดพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนจากอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อน ค่าความต้านทานความร้อนรวม ค่าสัมประสิทธิ์ลักษณะการไหล และค่าผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ย โดยใช้สมดุลพลังงานในการวิเคราะห์ ตามความสัมพันธ์ดังนี้ [3]

$$A = \frac{m^{'} \times C_P^{'} \times (T_i^{'} - T_o^{'})}{U \times F \times LMTD} \quad (13)$$

และคำนวณหาค่าใช้จ่ายในการลงทุนติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตามขนาดพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน โดยใช้ทฤษฎี six tenth method [7] ดังนี้

$$C_{hx,yearly} = \frac{C_{hx,ref}(\frac{A}{A_{hx,ref}})^{0.6} \times (1+i)^{Lf}}{Lf} \quad (14)$$

เมื่อ $C_{hx,yeayly}$ คือ ค่าใช้จ่ายในการลงทุนติดตั้งแลกเปลี่ยนความร้อนต่อปี (million Baht/year)

$C_{hx,ref}$ คือ ราคาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอ้างอิง (million Baht)

$A_{hx,ref}$ คือ ขนาดพื้นที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอ้างอิง (m^2)

Lf คือ อายุการใช้งาน (years)

i คือ อัตราดอกเบี้ย

6. คำนวณความดันตกของก๊าซไอเสียที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จากความหนาแน่น จำนวนรอบการไหล และความเร็วการไหลของไหลกับสัมประสิทธิ์ความดันตกจากระยะห่างท่อ และจำนวนรอบการไหล ตามสมการการเกิดความดันตกของของไหลผ่านกลุ่มท่อ [4] ดังนี้

กรณีไหลภายนอกท่อ

$$\Delta P_o = f_d \times f_a \times N \times \rho \times \frac{V^2}{2} \quad (12)$$

กรณีไหลภายนอกท่อ

$$\Delta P_i = \lambda \times \frac{L \times N}{d_i} \times \rho \times \frac{V^2}{2} \quad (13)$$

เมื่อ ΔP คือ ความดันตกของก๊าซไอเสีย (Pa)

f_d คือ สัมประสิทธิ์ความดันตกตามรูปแบบการจัดเรียง และระยะห่างท่อ

f_a คือ ค่าสัมประสิทธิ์ความดันตกตามจำนวนชั้นของท่อที่ไอเสียไหลผ่านสัมผัส

N คือ จำนวนชั้นของท่อที่ไอเสียไหลผ่าน (pass)

ρ คือ ค่าความหนาแน่นของก๊าซไอเสีย (kg/m^3)

V คือ ความเร็วการไหลของก๊าซไอเสีย (m/s)

λ คือ ค่าสัมประสิทธิ์เสียดทานการไหล

L คือ ความยาวท่อต่อรอบ (m)

และค่าใช้จ่ายการทำงานของพัดลมที่ใช้ชดเชยความดันของก๊าซไอเสีย สามารถคำนวณด้วย อัตราการไหล อัตราค่าไฟ และประสิทธิภาพของพัดลม ตามสมการประสิทธิภาพพลังงาน ดังนี้

$$C_{fan,yearly} = \frac{\Delta P \times \forall \times c_E \times 8{,}760 \times T_{use}}{\eta} \quad (14)$$

เมื่อ $C_{fan,yearly}$ คือ ค่าไฟฟ้าพัดลมชดเชยความดันตกของก๊าซไอเสียต่อปี (million Baht/year)

$\forall$ คือ อัตราการไหลของก๊าซไอเสีย (m^3/s)

c_E คือ ค่าพลังงาน (Baht/kW-hr)

η คือ ประสิทธิภาพพัดลมไอเสีย

T_{use} คือ สัดส่วนเวลาเดินเครื่องหม้อไอน้ำต่อปี

7. คำนวณค่าใช้จ่ายเชื้อเพลิงที่สูญเสียไปกับความร้อนทิ้งของไอเสียต่อปี ที่ปล่อยสู่สภาพแวดล้อมจากค่าความร้อนของเชื้อเพลิงและราคาเชื้อเพลิง ตามสมการดังนี้

$$C_{\text{fuel,yearly}} = \frac{\dot{Q}_{loss} \times c_{fuel} \times 31{,}536{,}000 \times T_{use}}{LHV} \quad (1)$$

เมื่อ $C_{fuel,yearly}$ คือ ค่าใช้จ่ายเชื้อเพลิงต่อปี (Baht/year)

$\dot{Q}_{loss}$ คือ ปริมาณความร้อนไอเสียสูญเสียจากอุณหภูมิไอเสีย (kW)

c_{fuel} คือ ราคาเชื้อเพลิง (Baht/kg)

LHV คือ ค่าความร้อนต่ำ (kJ/kg)

7. คำนวณหาผลค่าใช้จ่ายรวมในการลงทุน จากค่าใช้จ่ายในการลงทุนติดตั้งเครื่องอุ่นน้ำป้อนต่อปี ค่าใช้จ่ายในการทำงานของพัดลมต่อปี และค่าใช้จ่ายเชื้อเพลิงสูญเสียจากก๊าซไอเสียต่อปี จะได้ดังนี้

$$C = C_{hx,yearly} + C_{fan,yearly} + C_{fuel,yearly} \quad (15)$$

และด้วยวิธีการคำนวณนี้จะเห็นความสัมพันธ์ของอุณหภูมิก๊าซไอเสียขาออก และค่าใช้จ่ายรวมในการลงทุน ซึ่งจะนำไปคำนวณหาค่าใช้จ่ายรวมในแต่ละช่วงอุณหภูมิ และหาจุดเหมาะสมในการลงทุนซึ่งมีค่าใช้จ่ายรวมต่อปีน้อยที่สุด

3. ผลและการอภิปรายผลการวิจัย

3.1 การตรวจสอบความสามารถของทฤษฎีที่ใช้คำนวณกับข้อมูลจริงของกรณีตัวอย่าง

การเปรียบเทียบผลการคำนวณกับข้อมูลการทำงานจริง ตามเงื่อนไขและข้อมูลจริงของเครื่องอุ่นน้ำป้อนและเครื่องอุ่นอากาศที่ทำงานอยู่จริง โดยจะคำนวณย้อนกลับจากขนาดพื้นที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน นำมาคำนวณหาอุณหภูมิของไหลด้านขาออกที่เกิดขึ้น เพื่อนำไปเปรียบเทียบกับอุณหภูมิที่วัดได้ เพื่อตรวจสอบความถูกต้องของทฤษฎี

จากขนาดพื้นแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องอุ่นน้ำป้อนจริงที่ขนาด2,000m^2(ตารางที่ 2) คำนวณหาผลอุณหภูมิของไหลด้านออก เปรียบเทียบกับอุณหภูมิจริงที่วัดได้ผลตามตาราง ดังนี้

ตารางที่ 4 เปรียบเทียบอุณหภูมิที่ได้จากการคำนวณกับข้อมูลจริง ที่ขนาดเครื่องอุ่นน้ำป้อน2,000m^2

ข้อมูลจากการคำนวณ		ข้อมูลจริง	
อุณหภูมิไอเสีย	ขาเข้า200°C	อุณหภูมิไอเสีย	ขาเข้า200°C
	ขาออก156.6°C		ขาออก163.6°C
อุณหภูมิน้ำป้อน	ขาเข้า 92°C	อุณหภูมิน้ำป้อน	ขาเข้า92°C
	ขาออก128.8°C		ขาออก119.1°C

และที่ขนาดพื้นแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องอุ่นอากาศจริงที่ขนาด7,500m^2(ตารางที่ 3) คำนวณหาผลอุณหภูมิของไหลด้านขาออกเปรียบเทียบกับอุณหภูมิจริงที่วัดได้ผลตามตาราง ดังนี้

ตารางที่ 5 เปรียบเทียบอุณหภูมิที่ได้จากการคำนวณกับข้อมูลจริง ที่ขนาดเครื่องอุ่นอากาศ7,500m^2

ข้อมูลจากการคำนวณ		ข้อมูลจริง	
อุณหภูมิไอเสีย	ขาเข้า340°C	อุณหภูมิไอเสีย	ขาเข้า340°C
	ขาออก217.1°C		ขาออก200°C
อุณหภูมิอากาศ	ขาเข้า40°C	อุณหภูมิอากาศ	ขาเข้า40°C
	ขาออก203.7°C		ขาออก211.4°C

จะพบว่า อุณหภูมิก๊าซไอเสียและอุณหภูมิน้ำป้อนด้านขาออกที่ได้จากการคำนวณมีความใกล้เคียงกับ

ข้อมูลจริง โดยมีความคลาดเคลื่อนอยู่เล็กน้อยซึ่งสามารถอธิบายความคลาดเคลื่อน ได้ดังนี้

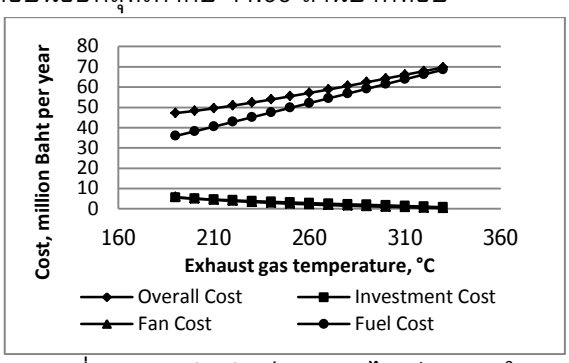
- การสูญเสียความร้อนจากการแผ่รังสีความร้อนของผนังเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งเป็นภาระความร้อนที่สูญเสียออกไปจากระบบ ซึ่งไม่ทำการพิจาณาในงานนี้

- การกระจายตัวในการไหลแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกิดขึ้นจริงของของไหลไม่ทั่วถึง ทำให้ไหลออกจากเครื่องอุ่นน้ำป้อนก่อนถึงอุณหภูมิที่ควรจะเป็น

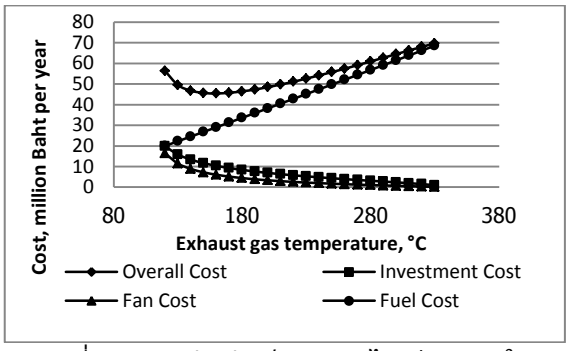
ซึ่งปัจจัยทั้งหมดนั้นมีผลทำให้เกิดการคลาดเคลื่อนในการแลกเปลี่ยนความร้อนจริงกับผลการคำนวณทางทฤษฎี ซึ่งอยู่ในช่วงที่ยอมรับได้และสอดคล้องกับปัจจัยความคลาดเคลื่อน ทำให้ยืนยันได้ว่าทฤษฎีการคำนวณที่นำมาใช้สามารถใช้งานได้

3.2 ผลการวิจัย

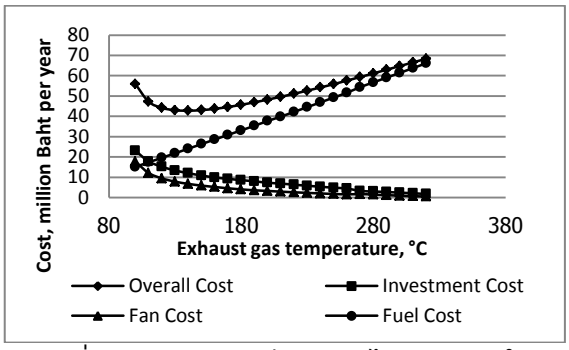
จากการวิเคราะห์หาความสัมพันธ์ของอุณหภูมิไอเสียที่ปล่อยออกกับค่าใช้จ่ายรวมต่อปีของหม้อไอน้ำขนาด 250 ตันต่อชั่วโมงของโรงน้ำตาลแห่งหนึ่ง ในการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จากรูปแบบการติดตั้ง 4 รูปแบบ ประกอบ 1.เครื่องอุ่นน้ำป้อน 2. เครื่องอุ่นอากาศ 3.เครื่องอุ่นอากาศตามด้วยเครื่องอุ่นน้ำป้อน 4.เครื่องอุ่นอากาศตามด้วยเครื่องอุ่นน้ำป้อนและเครื่องอุ่นอากาศ พบว่าจากรูปแบบการติดตั้งเครื่องอุ่นน้ำป้อนตัวเดียว(รูปที่ 1) มีลักษณะความสัมพันธ์เป็นเส้นตรง ไม่มีจุดเหมาะสมและทำให้จุดที่ให้ค่าใช้จ่ายรวมต่ำที่สุดยังอยู่ที่อุณหภูมิสูง อันเนื่องมาจากการพิจารณาหลีกเลี่ยงการเกิดไอน้ำป้อนที่จะทำให้เกิดไอน้ำแฟลชในถังพักน้ำ จากรูปแบบการติดตั้งเครื่องอุ่นอากาศตัวเดียว(รูปที่ 2) พบว่ามีจุดเหมาะสมของอุณหภูมิอยู่ที่ 150°C มีค่าใช้จ่ายรวมต่อปีน้อยที่สุดเท่ากับ 45.4 ล้านบาทต่อปี จากรูปแบบการติดตั้งเครื่องอุ่นอากาศตามด้วยเครื่องอุ่นน้ำป้อน (รูปที่ 3) พบว่ามีจุดเหมาะสมของอุณหภูมิอยู่ที่ 140°C มีค่าใช้จ่ายรวมต่อปีน้อยที่สุดเท่ากับ 42.78 ล้านบาทต่อปี จากรรูปแบบการติดตั้งเครื่องอุ่นอากาศตามด้วยเครื่องอุ่นน้ำป้อนและเครื่องอุ่นอากาศ(รูปที่ 4) พบว่ามีจุดเหมาะสมอยู่ที่ 120°C มีค่าใช้จ่ายในการลงทุนรวมต่อปีน้อยที่สุดเท่ากับ 41.38 ล้านบาทต่อปี



รูปที่ 1 ความสัมพันธ์อุณหภูมิไอเสียต่อค่าใช้จ่ายรวมต่อปี กรณีการติดตั้งเครื่องอุ่นน้ำป้อนตัวเดียว

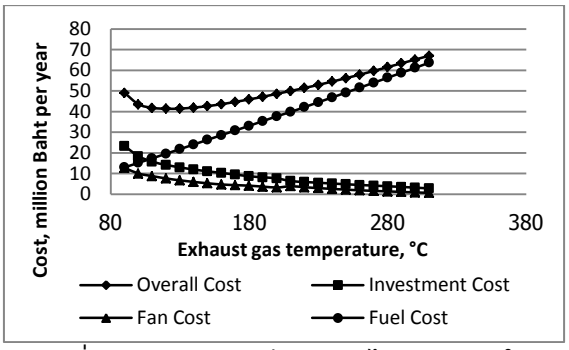


รูปที่ 2 ความสัมพันธ์อุณหภูมิไอเสียต่อค่าใช้จ่ายรวมต่อปี กรณีการติดตั้งเครื่องอุ่นอากาศตัวเดียว



รูปที่ 3 ความสัมพันธ์อุณหภูมิไอเสียต่อค่าใช้จ่ายรวมต่อปี กรณีการติดตั้งเครื่องอุ่นอากาศตามด้วยเครื่องอุ่นน้ำป้อน

ETM-2050



รูปที่ 4 ความสัมพันธ์อุณหภูมิไอเสียต่อค่าใช้จ่ายรวมต่อปี กรณีการติดตั้งเครื่องอุ่นอากาศตามด้วยเครื่องอุ่นน้ำป้อนและเครื่องอุ่นอากาศ

และเมื่อเปรียบเทียบหารูปแบบที่เหมาะสมของการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน พบว่าในกรณีที่ติดตั้งเครื่องอุ่นอากาศตามด้วยเครื่องอุ่นน้ำป้อนและเครื่องอุ่นอากาศ เป็นรูปแบบที่ให้ค่าใช้จ่ายรวมต่อปีที่น้อยที่สุด อันเนื่องมากจากผลของการแบ่งสัดส่วนพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมไม่เกิดภาระการแลกเปลี่ยนความร้อนและใช้พื้นที่มากเกินไป

4. สรุป

จากการวิจัยนี้พบว่า ในการออกแบบและติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อนำความร้อนทิ้งจากไอเสียกลับมาใช้ใหม่ในหม้อต้มไอน้ำเชื้อเพลิงชีวมวลนั้น อุณหภูมิไอเสียมีผลโดยตรงกับความเหมาะสมในลงทุน โดยแม้ว่าราคาเชื้อเพลิงชีวมวลจะมีราคาต่ำ แต่เมื่อนำมาวิเคราะห์จากส่วนค่าใช้จ่ายเชื้อเพลิงไอเสียที่ประหยัดได้ จะเห็นว่ามีปริมาณค่าใช้จ่ายที่ประหยัดได้ที่สูงเมื่อเทียบกับการลดอุณหภูมิก๊าซไอเสียลง และในการวิเคราะห์ออกแบบติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน นั้นต้องคำนึงถึงความคุ้มทุนในการลงทุนเป็นสำคัญ โดยวิเคราะห์จากส่วนของค่าติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและค่าพัดลม กับค่าใช้จ่ายเชื้อเพลิงไอเสีย พบว่าจุดที่เหมาะสมที่สุด ที่มีค่าใช้จ่ายรวมน้อยที่สุดเท่ากับ 30.64 ล้านบาทต่อปี ที่อุณหภูมิก๊าซไอเสียเท่ากับ 120°C มีขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 7,459 m2 สำหรับการออกแบบนอกเหนือจากอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่มีผลโดยตรงต่อความเหมาะสมในการลงทุนแล้ว ยังมีทางตัวแปรทางเศรษฐศาสตร์ที่มีผลต่อการวิเคราะห์ความเหมาะสมด้วย ซึ่งตัวแปรดังกล่าวนั้นไม่มีค่าที่แน่นอน ขึ้นอยู่ทั้งกับขนาดหม้อไอน้ำ การใช้งานและปัจจัยโครงสร้างอื่น โดยในงานวิจัยนี้จะกำหนดให้เป็นค่าคงที่ ซึ่งนำข้อมูลจริงจากกรณีศึกษามาวิเคราะห์

งานวิจัยนี้คาดหวังจะเป็นกรณีศึกษาในการวิเคราะห์ออกแบบและติดตั้งอุปกรณ์เครื่องอุ่นน้ำป้อนแลกเปลี่ยนความร้อนจากก๊าซไอเสียหม้อไอน้ำ นำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่สำหรับหม้อไอน้ำในอุตสาหกรรมที่ใช้เชื้อเพลิงชีวมวลที่มีลักษณะและขนาดหม้อไอน้ำที่ใกล้เคียง เพื่อปรับปรุงประสิทธิภาพหม้อไอเสียและช่วยประหยัดในอุตสาหกรรม

5. เอกสารอ้างอิง

[1] Jorge Barrosoa, Fe´lix Barrerasb, Hippolyte Amavedac and Antonio Lozano (2003). On the optimization of boiler efficiency using bagasse as fuel, *Feul*, vol. 82(1451–1463), March 2003.

[2] Somkiat Boonnasa (2007). The effect of waste heat recovery efficiency on the cost reduction of the electric generation fueled by a paddy husk, การถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อน ครั้งที่ 6, เชียงใหม่, ประเทศไทย.

[3] Prasit Kiewsuntorn and Mingsak Tangtrakul (2011). Study and Design of Heat Exchangers by Heat Recovery from Boiler, The 25th conference of the mechanical engineering network of Thailand, กระบี่, ประเทศไทย.

[4] Donatello Annaratone (2008). *Steam generators: description and design*, Springer.

[5] P. Incropera and David P. DeWitt (1990). *Introduction to heat transfer*, John Wiley & Sons.

[6] Wiwut Tanthapanichakoon (1993). *Heat exchanger in industry*, So Asia Place.

[7] Marcel Taal, Igor Bulatov, Jiri Klemes and Petr Stehlik (2003). Cost estimation and energy price forecasts for economic evaluation of retrofit projects, *Applied Thermal Engineering*, vol. 23(1819-1835), October 2003.