บทที่ 2

วิธีการดำเนินโครงงาน

1. ทบทวนเอกสาร

ในการทำโครงงานการเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงานใน Boiler โดยการอุ่นอากาศให้ร้อนและการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนี้ได้มีแนวความคิดมาจากบทความ Energy Conservation of Heating Furnace ซึ่งมีการใช้ในอุตสาหกรรมแก้ว อุตสาหกรรมอะลูมินัม และอุตสาหกรรมเซรามิคส์ ได้มีการพัฒนาด้านการนำความร้อนที่สูญเสียไปนำกลับมาใช้ประโยชน์อีกทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องดีขึ้นกว่าเดิมและลดการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงได้อีกทางหนึ่ง

ระบบเผาไหม้แบบรีเจเนอเรทีฟที่ปล่อย NOx ในระดับต่ำมีประสิทธิภาพทางความร้อนสูงโดยทำงานร่วมกับตัวกลางทางเซรามิกซ์เช่นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทรังผึ้งหรือลูกบอลได้พัฒนาและปรับปรุงขึ้นในประเทศญี่ปุ่น โดยการใช้อากาศที่ถูกให้ความร้อนเบื้องต้นที่อุณหภูมิมากกว่า 1000 °C ทำให้ได้ประสิทธิภาพจากอุณหภูมิของอากาศถึง 80-95% โดยมีการปลดปล่อย NOx ต่ำถึง 50 ppm (ที่ 11% โดยปริมาตรของ O_2 แห้ง) สำหรับการเผาก๊าซธรรมชาติ บทความนี้กล่าวถึงการพัฒนาและการประยุกต์ใช้เชิงพาณิชย์ของระบบเตาเผาอุตสาหกรรมแบบรีเจเนอเรทีฟชนิดก้าวหน้าพิเศษขึ้น การเผาไหม้โดยใช้อากาศปริมาณจำกัดซึ่งถูกให้ความร้อนเบื้องต้นในระดับสูงได้นำไปสู่การค้นพบใหม่ ๆ หลายอย่าง โดยได้เพิ่มปริมาตรเปลวไฟที่แพร่ประจายในกระบวนการเผาไหม้และลดการปลดปล่อย NOx การขยายตัวของเปลวไฟทำให้ได้ศักยภาพที่อาจทำให้เตาเผาอุตสาหกรรมมีความก้าวหน้าในคุณลักษณะของอัตราการถ่ายเทความร้อน เนื่องจากอุณหภูมิจุดพีกของเปลวไฟมีค่าต่ำและรูปแบบอุณหภูมิเปลวไฟสม่ำเสมอ การเผาไหม้ของอากาศอุณหภูมิสูงโดยการใช้ระบบหัวเผาแบบรีเจเนอเรทีฟได้ถูกนำไปประยุกต์ใช้กับเตาอุตสาหกรรมเชิงพาณิชย์หลายประเภท และถูกสาธิตคุณลักษณะที่ก้าวหน้าพิเศษ เทคโนโลยีที่ถูกพัฒนานี้ได้ถูกเรียกในบทความนี้ว่าเทคโนโลยีเตาเผาอุตสาหกรรมแบบรีเจเนอเรทีฟชนิดก้าวหน้าพิเศษ (Super Advanced Regenerative Industrial Furnace Technology) หรือเทคโนโลยี SARF

ในปัจจุบันระบบเผาไหม้แบบรีเจเนอเรทีฟได้ถูกใช้อย่างแพร่หลาย ในเตาเผาอุตสาหกรรมในญี่ปุ่น ซึ่งระบบนี้ไม่เพียงเป็นเทคโนโลยีที่ประหยัดเชื้อเพลิงเท่านั้นแต่ยังลด NOx ตลอดจนสามารถเพิ่มการผลิตหรือลดขนาดได้อีกด้วย หลักการทำงานของระบบนี้คือการใช้หัวเผาสองหัวซึ่งแต่ละอันจะใช้ร่วมกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซรามิกซ์ซึ่งจะผลัดเปลี่ยนกัน นำความร้อนจากก๊าซเผาไหม้มาใช้ในการอุ่นอากาศก่อนส่งเข้าห้องเผาไหม้ สมรรถนะทางความร้อนของระบบรีเจเนอเรทีฟที่มีประสิทธิภาพดังกล่าวจะเกิดจากการทำให้ก๊าซร้อนเย็นตัวลงโดยเทความร้อนให้อากาศที่ไหลเข้าสู่ห้อง

เผาไหม้ในช่วงเวลาสั้น ๆ เทคโนโลยีการเผาไหม้แบบรีเจเนอเรทีฟนี้เดิมได้ถูกพัฒนาขึ้นจนถึงระดับเชิงพาณิชย์ในสหราชอาณาจักรในต้นปี 1980 เพื่อที่จะให้เทคโนโลยีนี้เป็นแพร่หลายในญี่ปุ่น การปลดปล่อย NOx จากการเผาไหม้โดยระบบดังกล่าวคาดว่าจะมีค่าสูงเมื่ออุณหภูมิของอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้สูงกว่า 1000 ดังนั้นจึงจำเป็นต้องมีการลดอุณหภูมิของอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ลงเพื่อควบคุม NOx ให้อยู่ในเกณฑ์มาตรฐานตามกฎหมาย

หลักการของการเผาไหม้อากาศที่อุณหภูมิสูง

สำหรับการเผาไหม้ ระบบแบบรีเจเนอเรทีฟสามารถผลิตอากาศที่ถูกให้ความร้อนเบื้องต้นที่อุณหภูมิสูงกว่า 1000 °C อย่างง่ายด้วย ซึ่งเป็นผลของคุณสมบัติการนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่ที่มีประสิทธิภาพสูง ในขณะที่ระบบ recuperator ทั่วไปสามารถทำให้อากาศร้อนขึ้นได้ไม่เกิน 600 °C อากาศที่ถูกให้ความร้อนเบื้องต้นที่อุณหภูมิสูงได้ถูกฉีดลงในเตาเผาโดยผ่านหัวเผาแบบรีเจเนอเรทีฟด้วยความเร็วที่สูงกว่าหัวเผาทั่วไป ความเร็วที่สูงนี้ได้เร่งการหมุนเวียนของก๊าซเผาไหม้ซึ่งส่งผลให้การกระจายตัวของอุณหภูมิภายในเตาเป็นไปอย่างสม่ำเสมอและยังช่วยให้อุณหภูมิพีกเปลวไฟในช่องเตาเผาลดลงอีกด้วย ซึ่งทำให้การปลดปล่อย NOx สามารถลดลงได้

ลักษณะการไหลที่เป็นไดนามิกส์และคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนที่ดีทำให้เตาเผาแบบรีเจเนอเรทีฟสามารถควบคุมอุณหภูมิเตาเผาได้อย่างแม่นยำและเหมาะสมสำหรับแต่ละบริเวณของเตาเผา ซึ่งไม่สามารถพบได้ในเตาเผาทั่วไป ระบบนี้สามารถควบคุมอัตราการปลดปล่อยความร้อนให้มากหรือน้อยเป็นไปตามปริมาณการผลิตที่ต้องการได้ นอกจากนี้การที่สามารถควบคุมระดับอุณหภูมิให้เป็นไปอย่างสม่ำเสมอทั่วทั้งเตาทำให้สามารถควบคุมคุณภาพของผลิตภัณฑ์ได้ดียิ่งขึ้น

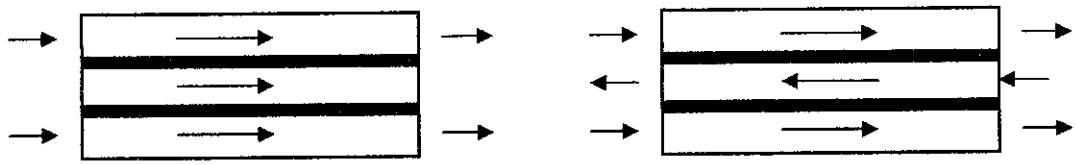
สำหรับการนำความร้อนจากก๊าซร้อนมาใช้ใหม่ เตาเผาแบบรีเจเนอเรทีฟสามารถลดอุณหภูมิก๊าซร้อนที่สูงกว่า 100 °C มีค่าลดลงเหนือกว่าจุดควบแน่นของก๊าซร้อนโดยการหมุนเวียนความร้อนที่สะสมและปล่อยออกในช่วงเวลาสั้น ๆ เช่น 30 ถึง 60 วินาที ความสามารถนี้สูงกว่าระบบที่ใช้ชุดแลกเปลี่ยนความร้อนแบบธรรมดาเช่น Economizer สำหรับประสิทธิภาพของอุณหภูมิของหัวเผาแบบรีเจเนอเรทีฟโดยทั่วไปมีค่าระหว่าง 0.80-0.95 ขณะที่ของ Ecoperator ทั่วไปจะมีค่าระหว่าง 0.45-0.7

จากบทความดังกล่าวจะเห็นได้ว่ามีการนำเอาความร้อนที่สูญเสียไปนำมาใช้อุ่นอากาศให้มีอุณหภูมิสูงขึ้นและมีการออกแบบระบบเผาไหม้ใหม่ที่มีขนาดที่ความเร็วที่สูงกว่าทั่วไป ดังนั้นผู้จัดทำจึงได้นำเอาหลักการที่จะนำความร้อนที่สูญเสียไปนำมาใช้ในการอุ่นอากาศให้มีอุณหภูมิที่สูงขึ้นเพื่อที่จะทำให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่ดีขึ้นและลดการใช้เชื้อเพลิงได้อีก

2. ทฤษฎี

แบบของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีหลายแบบ ซึ่งแบ่งตามลักษณะการไหลและรูปทรงของอุปกรณ์ อาทิ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ซ้อนร่วมจุดศูนย์กลาง (Concentric tube) ของไหลร้อนและของไหลเย็นจะไหลอยู่ในท่อสุดและท่อวงแหวนตามลำดับ ซึ่งอาจไหลทิศทางเดียวกันหรือไหลสวนทิศทางกันในรูปที่ (ก) เป็นแบบไหลทิศทางเดียวกัน กล่าวคือทั้งของไหลร้อนและเย็นไหลเข้าที่ปลายด้านเดียวกัน ไหลไปในทิศทางเดียวกัน และไหลออกไปที่ปลายด้านเดียวกัน ในรูปที่ (ข) เป็นแบบไหลสวนทาง กล่าวคือของไหลทั้งสองไหลเข้าที่ปลายด้านตรงกันข้าม ไหลสวนทางกันและไหลออกที่ปลายด้านตรงข้ามกันและนอกจากนี้ยังมีแบบ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขวางกัน(ตั้งฉากกัน) อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (Shell and Tube Heat Exchanger) อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัด (Compact Heat Exchanger) เป็นต้น

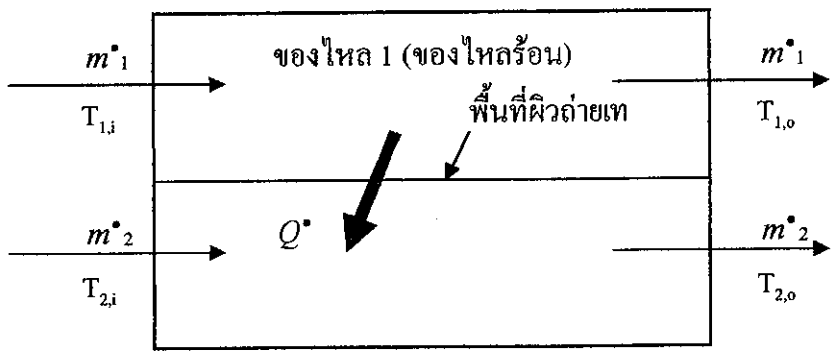


(ก) การไหลทิศเดียวกัน (ข) การไหลสวนทาง

รูปที่ 2.1 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ซ้อนร่วมจุดศูนย์กลาง

(ที่มา : มนตรี พิรุณเกษตร. เทอร์โม-ความร้อนประยุกต์)

การวิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้ผลต่างอุณหภูมิล็อกมีน (วิธี LMTD)



รูปที่ 2.2 การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลร้อนและเย็น

(ที่มา : มนตรี พิรุณเกษตร. เทอร์โม-ความร้อนประยุกต์)

การคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านพื้นผิวที่ถ่ายเท คือ

$$Q^{\bullet} = m^{\bullet}{}_1 C_{p1}(T_{1,i}-T_{1,o}) = m^{\bullet}{}_2 C_{p2}(T_{2,i}-T_{2,o})$$

ทั้งนี้ของไหลทั้งสองต้องไม่เปลี่ยนสถานะ สิ่งที่ต้องการเรียนรู้เพิ่มเติมคือ การหาความสัมพันธ์ระหว่าง $Q^{\bullet}$ กับผลต่างของอุณหภูมิระหว่างของไหลร้อน (1) และของไหลเย็น (2) ซึ่งเขียนเป็นสมการได้คือ

$$Q^{\bullet} = UA\Delta T_m$$

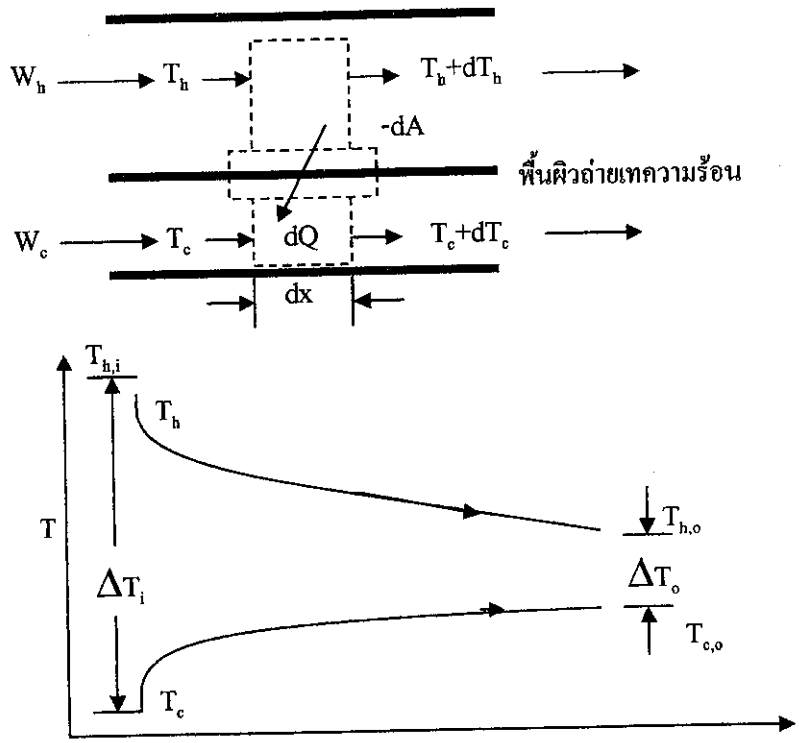
โดนที่ U คือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

A คือพื้นที่ถ่ายเทความร้อน

ΔT_m คือผลต่างเฉลี่ยของอุณหภูมิระหว่างของไหลสองชนิด

1. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลทิศทางเดียวกัน

ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลทิศทางเดียวกันในรูปที่ 2.3 อุณหภูมิของของไหลร้อนจะลดลงตามทิศทางการไหล (แกน X) และอุณหภูมิของไหลเย็นจะเพิ่มขึ้นตามทิศทางการไหล (แกน X) ทำให้ผลต่างของอุณหภูมิระหว่างของไหลทั้งสองชนิด ΔT ลดลงจากค่าของ ΔT_i (คือผลต่างของอุณหภูมิตรงทางเข้า) ถึง ΔT_o (คือผลต่างของอุณหภูมิตรงด้านออก) ในทางปฏิบัติแล้วผลต่างของอุณหภูมิ ΔT_0 จะไม่เท่ากับศูนย์



รูปที่ 2.3 การกระจายอุณหภูมิสำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลทิศทางเดียวกัน

(ที่มา : มนตรี พิรุณเกษตร. เทอร์โม-ความร้อนประยุกต์)

ข้อสมมติฐานที่ใช้สนับสนุนการวิเคราะห์สมดุลพลังงานกับของไหลในบริเวณ dx คือ

1. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนหุ้มฉนวนโดยรอบ การถ่ายเทความร้อนนั้นจะเกิดขึ้นระหว่างของไหลร้อนและของไหลเย็นเท่านั้น

2. การนำความร้อนตามแนวแกนไม่ต้องคิด

3. ไม่ต้องคิดการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์และพลังงานศักย์

4. ความร้อนจำเพาะของของไหลทั้งสองเป็นค่าคงที่

5. สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมมีค่าคงที่

ในรูปที่ 3 พิจารณาสมดุลพลังงานของของไหลในบริเวณ dx พบว่า $dQ = -W_h dT_h$ สำหรับของไหลร้อน $dQ = W_c dT_c$ สำหรับของไหลเย็นและ $dq = U\Delta T\, dA$ ระหว่างของไหลทั้งสอง ในที่นี้ $W_h = m^{\bullet}{}_h C_{p,h}$ และ $W_c = m^{\bullet} c\, C_{p,c}$ ซึ่งเรียกว่าอัตราความจุความร้อน (heat capacity rates) ของของไหลร้อนและของไหลเย็นตามลำดับ

จากข้างต้น แทนค่าลงในสมการ $d(\Delta T) = dT_h - dT_c$ แล้วอินทิเกรตตั้งแต่ทางเข้าจนถึงทางออกของอุปกรณ์ และพร้อมจัดเทอมใหม่จะได้

$$Q^{\bullet} = UA\frac{\Delta T_o - \Delta T_i}{\ln(\Delta T_o / \Delta T_i)}$$

เขียนสมการของ q ในเทอมของผลต่างอุณหภูมิล็อกมีน (ΔT_{lm}) จะได้

$$Q^{\bullet} = UA\Delta T_{lm}$$

โดยที่

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_o - \Delta T_i}{\ln(\Delta T_o / \Delta T_i)} = \frac{\Delta T_i - \Delta T_o}{\ln(\Delta T_i / \Delta T_o)}$$

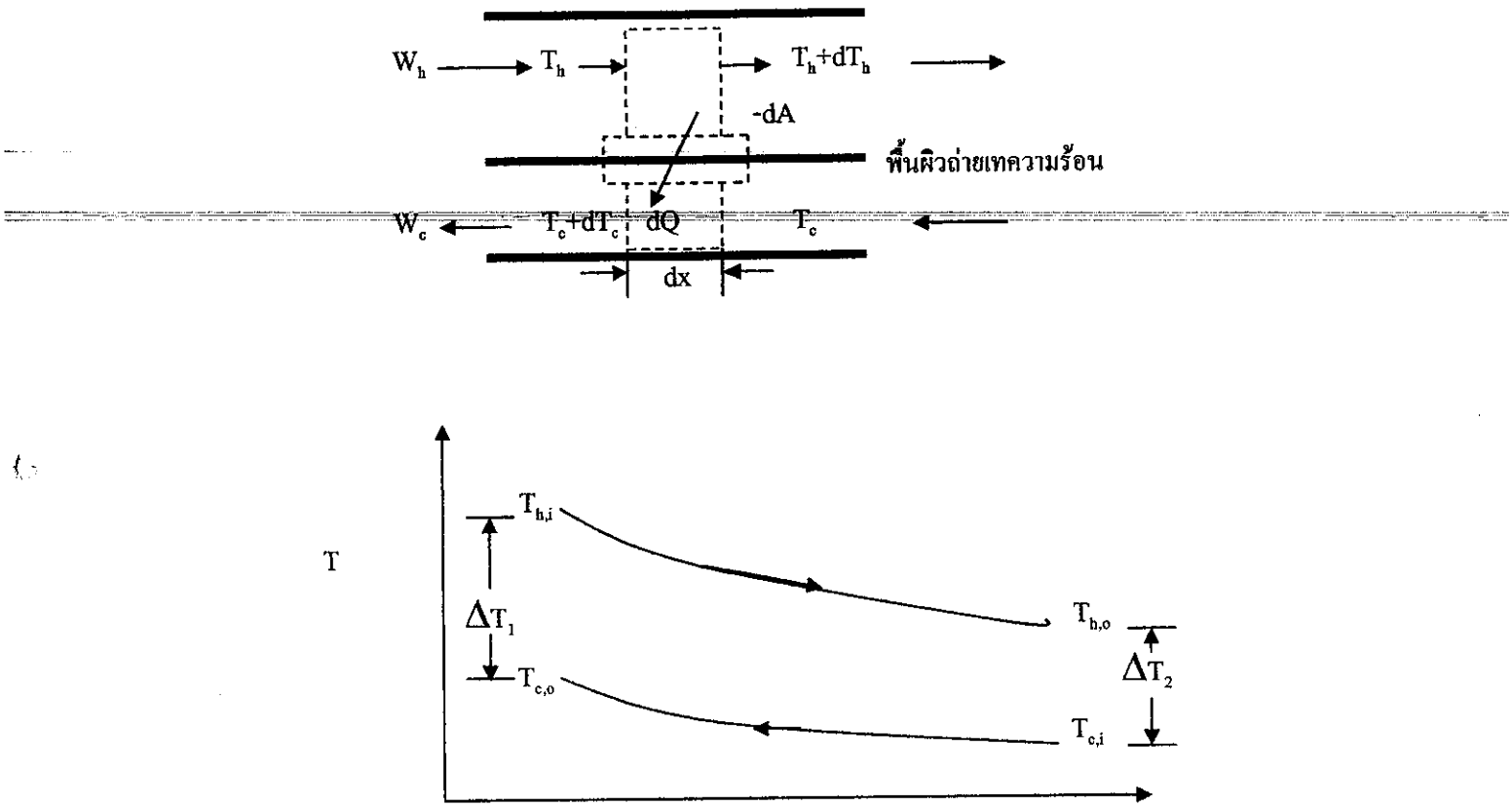
ซึ่งที่ $\Delta T_i = T_{h,i} - T_{c,i}$ และ $\Delta T_o = T_{h,o} - T_{c,o}$

2. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกัน

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้แสดงในรูปที่ 2.4 วิเคราะห์เช่นเดียวกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขนานกัน จะได้สมการของผลต่างล็อกมีนคือ

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}$$

ซึ่งที่ $\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o}$ และ $\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i}$



รูปที่ 2.4 การกระจายอุณหภูมิสำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกัน
(ที่มา : มนตรี พิรุณเกษตร. เทอร์โม-ความร้อนประยุกต์)

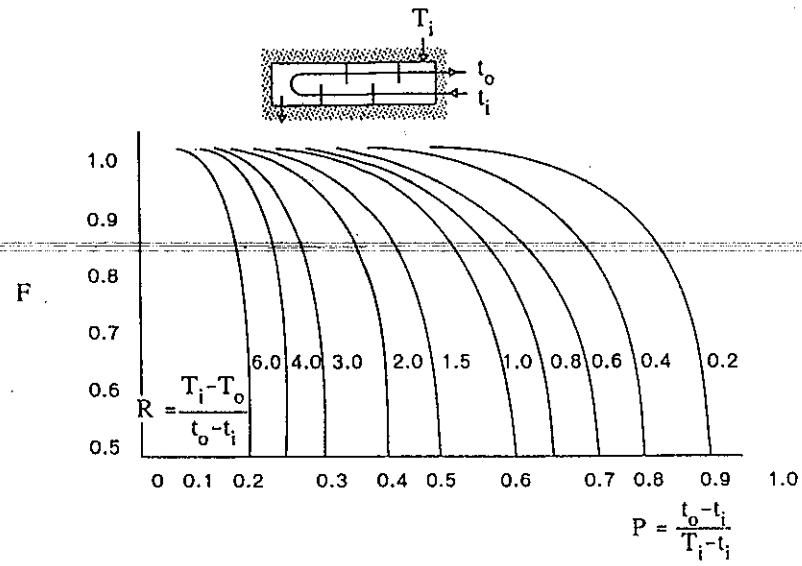
3. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขวางกันและแบบหลายกลับ

ผลต่างของอุณหภูมิล็อกมีนสำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขวางกันและแบบหลายกลับ หาจากสมการ

$$\Delta T_{lm} = F\Delta T_{lm,CF}$$

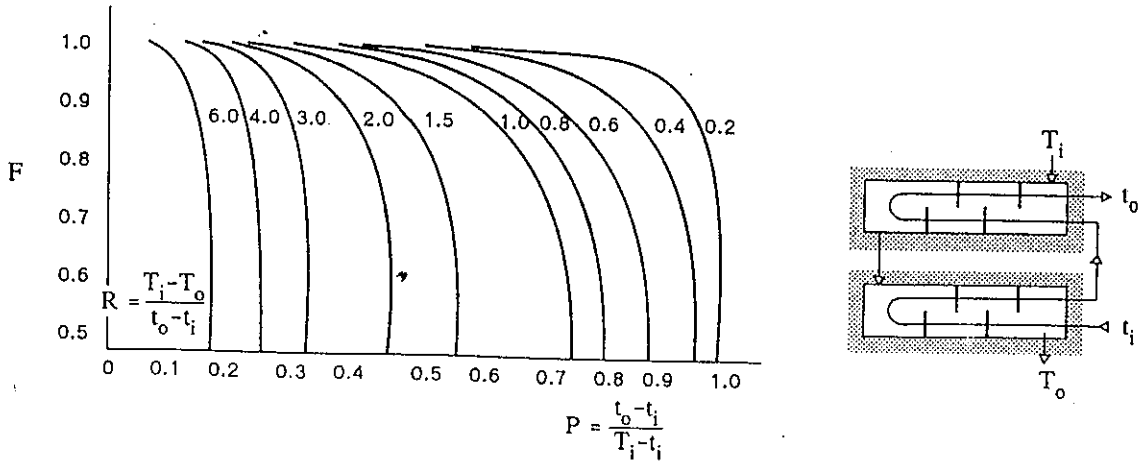
โดยที่ F คือตัวประกอบแก้ค่า (correction factor) และ CF ย่อมาจากการไหลสวนทางกัน

F สำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทั่วไปพิจารณาจากรูปที่ 2.5 ถึง 2.8 สัญลักษณ์ T ที่ใช้ในรูปนั้นหมายถึงอุณหภูมิของของไหล และ t ปกติแล้วแทนอุณหภูมิของของไหลในท่อ



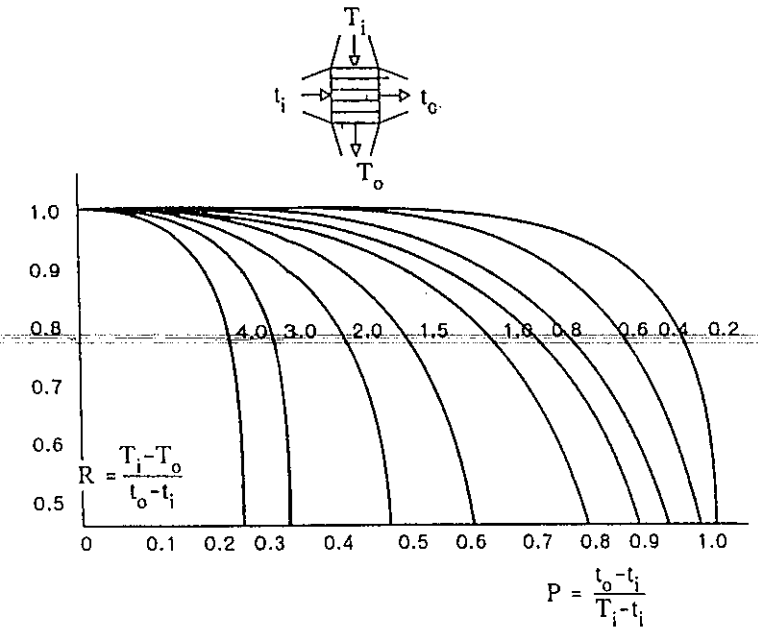
รูปที่ 2.5 ค่า F สำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อชนิดเปลือกกลับเดียวและท่อหลายกลับ (2 กลับ , 4 กลับ เป็นต้น)

(ที่มา : มนตรี พิรุณเกษตร. เทอร์โม-ความร้อนประยุกต์)

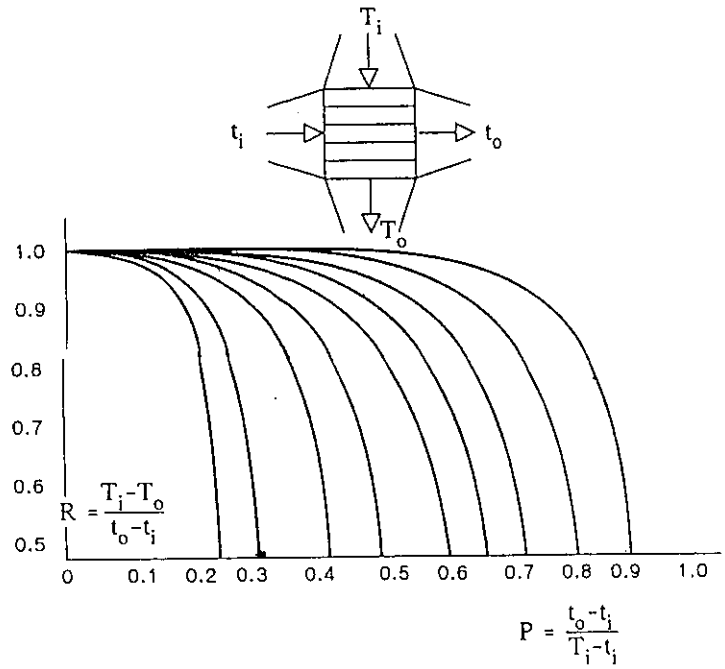


รูปที่ 2.6 ค่า F สำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อชนิดเปลือกสองกลับและท่อสี่กลับพหุคูณ (4 กลับ , 8 กลับ)

(ที่มา : มนตรี พิรุณเกษตร. เทอร์โม-ความร้อนประยุกต์)



รูปที่ 2.7 ค่า F สำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขวางกัน กลับเดียวและของไหลทั้งสองไม่ผสม
(ที่มา : มนตรี พิรุณเกษตร. เทอร์โม-ความร้อนประยุกต์)



รูปที่ 2.8 ค่า F สำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขวางกัน กลับเดียวของไหลหนึ่งผสม และอีกของไหลหนึ่งไม่ผสม
(ที่มา : มนตรี พิรุณเกษตร. เทอร์โม-ความร้อนประยุกต์)

3. การศึกษาข้อมูลเบื้องต้นดังนี้

3.1 รายละเอียดของเครื่องจักร

ชื่อเครื่องจักร	"LOOS" Combined Fuel & Smoke tube boiler	
Machine ID	51 BOR03101	
รุ่น (Model)	UL-S 10000	
ประเภทหม้อไอน้ำ	Fire Tube	
ขนาดที่ออกแบบไว้	ความดันไอน้ำ(kg/cm^2)	13
	อัตราการระเหย(Ton/hr)	10
รูปร่างภายนอก	กว้าง(m)	2.6
	ยาว (m)	5.88
	สูง(m)	3.1
	เส้นผ่านศูนย์กลาง(m)	2.6
น้ำหนัก (Ton)		40
พื้นที่ผิวถ่ายเทความร้อน(m^2)		205
ชนิดเชื้อเพลิงที่ใช้		น้ำมันเตาเกรด C
อัตราการใช้เชื้อเพลิง(l/hr,kg/hr)		650
ประสิทธิภาพ (%)		85
ชื่อผู้ผลิต		Eisenwerk Theodorloos
ตังแทนจำหน่าย		บริษัท เจตาแบค จำกัด
ปีที่ผลิต		9/12/1995
เดือน /พ.ศ. ที่ตั้งโรงงาน		1/1/2538
สถานที่ใช้งาน		อาคารหม้อไอน้ำ โรงงานศรีราชา

3.2 การศึกษาข้อมูลของไอเสีย

จากการสำรวจปล่องของบริษัท United Analyst and Engineering Consultant Co.,Ltd ผลที่ได้มีดังนี้

Customer name บริษัทไทยเพรซิเดนท์ฟูดส์ จำกัด (มหาชน)

Address : 601 หมู่ 1 ถนนสุขาภิบาล 8 ตำบลหนองขาม อำเภอศรีราชา จังหวัดชลบุรี 20280

Sampling source : Stack

Sampling date	: April 30,2003	Received date	: April 30,2003
Sampling time	:10:15-11:35 Hours	Analytical date	: April 30-May 8 , 2003
Sampling method	: US. EPA METHOD	Analysis No.	: AI039/2003
Sampling By	: UAE	Sample Condition	: GOOD
File name	: SRW#12	Report No.	: 03836/2003

ผลที่ได้จากการสำรวจ

Parameter	Unit	Method of analysis	Result	Standard
Oxides of Nitrogen As				
Nitrogen Dioxide	ppm	US. EPA METHOD 7	8.51	250
Carbon Monoxide	ppm	US. EPA METHOD 10	4.92	870
Particulate	mg/m^3	US. EPA METHOD 5	120.99	300
Sulphur dioxide	ppm	US. EPA METHOD 6	463.32**	1250

Remark : * Reference condition is 25 degree celsius at 1 atmosphere

** Reference condition is 25 degree celsius at 1 atmosphere, 20% excess air

จากข้อมูลของไอเสียดังกล่าวเมื่อทำการพิจารณาพบว่าไอเสียที่จะมีผลต่อการกัดกร่อนของปล่องท่อไอเสียเมื่อทำการลดอุณหภูมิแล้วเกิดการรวมตัวกับน้ำกลายเป็นกรดคือ Sulphur dioxide จากนั้นทำการหา dew point ของกรดจากข้อมูลของไอเสียพบว่ามีมี Sulphur dioxide อยู่ร้อยละ 37 ดังนั้นจะได้ Dew point ของกรดสามารถดูได้จากตารางแสดงค่าวิกฤตของ Sulphur dioxide ในก๊าซเสียจะได้ค่าวิกฤตอยู่ที่ 157.5 $^{\circ}C$

ดังนั้นการออกแบบควรคำนึงถึงอุณหภูมิที่ออกปลายปล่องด้วยไม่ควรต่ำกว่า Dew point ของกรดที่ 157.5 °C เพราะถ้าอุณหภูมิที่ออกจากปล่องต่ำกว่า Dew point ของกรดจะทำให้เกิดการรวมตัวกับไอน้ำเกิดการกัดกร่อนกับท่อทำให้เกิดความเสียหายได้

3.3 การศึกษาข้อมูลของ Blower

Blower เป็นพัดลมที่ดูดเอาอากาศภายนอกเข้าสู่ Burner โดยลมที่เข้าไปนี้จะทำหน้าที่ในการช่วยในการเผาไหม้และกระจายเชื้อเพลิงโดยสังเกตได้ดังนี้

ปริมาณอากาศมากกว่าเชื้อเพลิงผลที่เกิดขึ้นคือจะเกิดควันสีขาว

ปริมาณเชื้อเพลิงมากกว่าอากาศผลที่เกิดขึ้นคือจะเกิดควันสีดำ

ปริมาณเชื้อเพลิงกับอากาศมีค่าเท่ากันผลที่เกิดขึ้นคือควันจะไม่มีสี

ถ้าต้องการปริมาณการเผาไหม้ที่มากก็จะต้องใช้อากาศกับเชื้อเพลิงในปริมาณที่มากโดยในอัตราส่วนที่เท่ากัน

ข้อมูล Blower ของ Boiler 1 ขนาด 10,000 Kg/h

SAACKE VENTA

GmbH & Go.kG GmbH

Bremen Schwabisch Hall 4

Auftrags – N1

VNITH-016554-000

Type MHI 35 5-63

A No 31764 M.Nr.42474

$V_n = 8400\ m^3/hr$

$V = 9320\ m^3/hr$

$T = 30\ C$ $\qquad \rho = 1.163\ kg/m^3$

$\Delta P_s = 44\ mbar$ $\qquad \Delta P_t = 48\ mbar$

$n = 2940\ min^{-1}$ $\qquad P_w = 16.4\ kW \quad P_m = 22\ kW$

จากข้อมูลดังกล่าวทำการหาอัตราไหลเชิงมวลที่ blower ดูดอากาศเข้าไปในหัว Burner

จาก $V = 9320\ m^3/hr = 2.588\ m^3/s$

$\dot{m} = 1.163\ (kg/m^3) \times 2.588\ (m^3/s) = 3.01\ kg/s$

$\therefore$ จะได้อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศที่ Blower ดูดเข้าไป 3.01 kg/s

4. การคำนวณหาพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน

เงื่อนไขการออกแบบ

1. อุณหภูมิของไอเสียที่ออกจากปล่องต้องไม่ต่ำกว่า dew point ของกรด SO_2 โดยที่ dew point อยู่ที่ 157.5 °C
2. อุณหภูมิของอากาศเข้า Blower ต้องไม่เกิน 80°C เพราะจะทำให้เกิดความเสียหายแก่ Blower ได้

ข้อมูลทั่วไป

อุณหภูมิอากาศภายนอก = 30 °C (ได้จากการวัดพื้นที่บริเวณดังกล่าว)

อุณหภูมิอากาศที่ออกจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน = 80 °C (เป็นการออกแบบที่จุดสูงสุดของอุปกรณ์ Air Pre-Heater ที่สามารถเพิ่มอุณหภูมิและไม่ทำให้ Blower เสียหาย)

อุณหภูมิก๊าซเสียที่ออกจาก Boiler = 240 °C (ได้จากการวัดของปล่องไฟ)

อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศและของก๊าซเสีย = 3.01 kg/s (ได้จากรุ่นของ Blower)

คุณสมบัติของอากาศที่ 30 °C (จากภาคผนวก ก)

$\dot{m}_{air} = 3.01$ kg/s $\quad \rho = 1.151416$ kg/ m^3 $\quad C_{p,air} = 1.00712$ kJ/kg.K

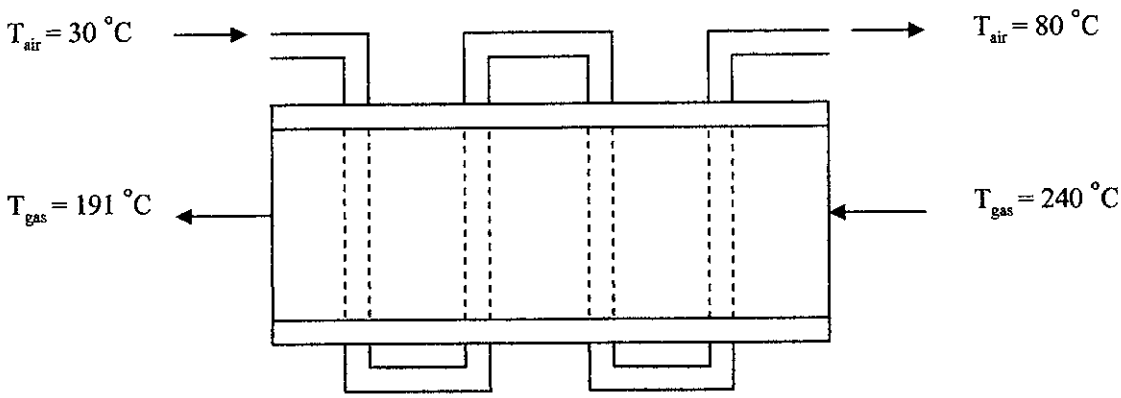
$\mu = 186.016\times10^{-7}$N.s/ m^2 $\quad k = 26.522\times10^{-3}$W/m.K $\quad P_r = 0.70658$

คุณสมบัติของก๊าซเสียที่ 240°C (จากภาคผนวก ก)

$V_{gas} = 7.56$ m/s $\quad \rho = 1.0342$ kg/ m^3 $\quad C_{p,gas} = 1.0278$ kJ/kg.K

$\mu = 241\times10^{-7}$N.s/ m^2 $\quad k = 34.55\times10^{-3}$W/m.K $\quad P_r = 0.723$

$\dot{m}_{gas} = 3.01$ kg/s



รูปที่ 2.9 แสดงทิศทางการไหลของอากาศกับก๊าซเสีย

ทำการหาอุณหภูมิของก๊าซเสียที่ออกจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

จาก $q_{air} = q_{gas}$

$$\dot{m}_{air} C_{p,air} \Delta T_{air} = \dot{m}_{gas} C_{p,gas} \Delta T_{air}$$

$$3.01(\text{ kg/s}) \times 1.00712 \times (\text{ kJ/kg.K}) \times (80-30) = 3.01(\text{ kg/s}) \times 1.0278 \times (\text{ kJ/kg.K}) \times (240 - T_{gas,out})$$

$$T_{gas,out} = 191\ ^{\circ}C$$

$\therefore$ จะได้อุณหภูมิของก๊าซเสียที่ผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเท่ากับ 191 $^{\circ}C$ ซึ่งเป็นอุณหภูมิที่สูงกว่า dew point ของกรด SO_2 (157.5$^{\circ}C$)จึงไม่มีผลที่ทำให้เกิดการกัดกร่อนท่อ

ทำการหาค่าการถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศกับก๊าซเสีย

จาก $q = \dot{m}_{air} C_{p,air} \Delta T_{air}$

$= 3.01(\text{ kg/s}) \times 1007.12 \times (\text{ J/kg.K}) \times (353-303)(K)$

$= 151{,}571.56\ W$

$\therefore$ จะได้ค่าการถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศกับก๊าซเสียเท่ากับ 151,571.56 W

ทำการหาค่า a log mean temperature difference, ΔT_{lm} ลักษณะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นแบบ cross flow heat exchanger with one fluid mixed and the other unmixed

$$\Delta T_{lm} = F\Delta T_{lm}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{gas,in} - T_{air,out}) - (T_{gas,out} - T_{air,in})}{\ln\left(\frac{T_{gas,in} - T_{air,out}}{T_{gas,out} - T_{air,in}}\right)}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(240-80)-(191-30)}{\ln\left(\frac{240-80}{191-30}\right)} = 160.5\ K$$

ทำการหาค่าตัว a correction factor (F) จากรูปค่า F สำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขวางกันกลับเดียวของไหลหนึ่งผสม และอีกของไหลหนึ่งไม่ผสม

$$P = \frac{t_o - t_i}{T_i - t_i} = \frac{191-240}{30-240} = 0.233 \qquad R = \frac{T_i - T_o}{t_o - t_i} = \frac{30-80}{191-240} = 1.02$$

จะได้ค่า a correction factor (F) จากรูป F = 0.98 (รูปที่ 2.8)

$\therefore$ $\Delta T_{lm} = F\Delta T_{lm}$

$= 0.98 \times 160.5$

$= 157.29\ K$

หาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{air}} + \frac{r_i}{k}\ln\frac{r_o}{r_i} + \frac{r_i}{r_o}\frac{1}{h_{gas}}}$$

เริ่มจากการพิจารณาการไหลของอากาศในท่อ(ใช้ท่อในการทำจำนวน 9 ท่อ D = 50 mm.)

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi D\mu}$$

$$= \frac{4\times 3.01}{\pi\times 9\times 0.05\times 186.016\times 10^{-7}}$$

$$= 457840$$

จากค่า Re_D ที่ได้มีค่ามากกว่า 10,000 แสดงว่าเป็นการไหลแบบ Turbulent flow ทำการหาค่า Nu_D จากสมการ

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)}$$

หาค่า f ซึ่งเป็นค่าความเสียดทานในท่อ

จากสมการ

$$f = 0.184Re_D^{-0.2}$$

$$= 0.184\times 457840^{-0.2}$$

$$= 0.0135$$

แทนค่าตัวแปรต่าง ๆ ลงในสมการ Nu_D

จะได้

$$Nu_D = \frac{(0.0135/8)\times(457840-1000)\times 0.70568}{1+12.7\times(0.0135/8)^{1/2}\times(0.70568^{2/3}-1)}$$

$$= 610$$

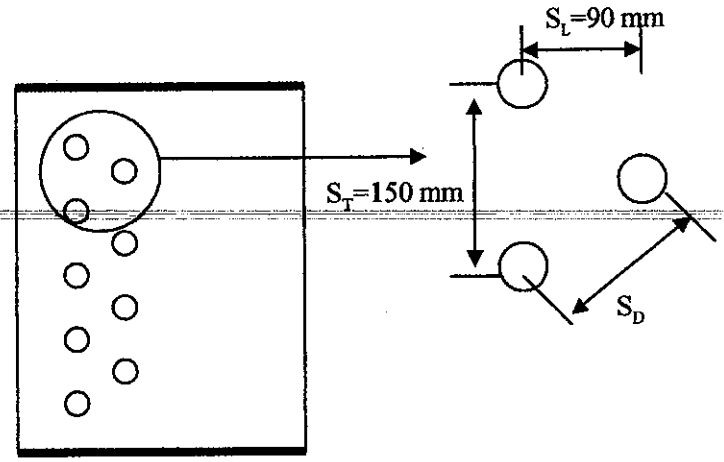
ทำการหาค่า h_{air} จากสมการ

$$h_{air} = Nu_D\times\frac{k}{D}$$

$$= 610\times\frac{26.522\times 10^{-3}}{0.05}$$

$$= 323.57 \quad W/m^2.K$$

พิจารณาการไหลของก๊าซเสียในปล่อง



รูปที่ 2.10 แสดงภาพตัดด้านบนของปล่องก๊าซเสียกับการวางแนวท่อ

ทำการหาความยาวส่วน S_D

จะได้ $S_D = \sqrt{S_L^{\,2} + (\frac{S_T}{2})^2}$

$= \sqrt{90^2 + (\frac{150}{2})^2}$

$= 117.5$ mm.

ทำการหาความเร็วที่มากที่สุดที่บริเวณการวางท่อนี้ (V_{max})

จะได้ $V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} V$

$= \frac{150}{150 - 57.8} \times 7.56$

$= 12.3$ m/s

ทำการหาค่า $Re_{D,max}$

จะได้ $Re_{D,max} = \frac{V_{max} D}{\nu}$

$= \frac{12.3 \times 0.0578}{21.24 \times 10^{-6}}$

$= 33{,}471.75$

ในกรณีนี้ค่า $N_L<10$ จะได้ $\overline{Nu_D} \mid (N_L<10) = C_2 \overline{Nu_D} \mid (N_L \geq 10)$

C_2 เป็นค่าที่สามารถดูได้จากตารางที่ 7.6 จะได้ $C_2 = 0.97$

ทำการหาค่า $\overline{Nu_D}$

จะได้ $\overline{Nu_D} = 1.13 C_1 Re^{m}_{D,max} Pr^{1/3}$

$S_L/D = 90/50 = 1.8 \qquad C_1 = 0.4228 \qquad m = 0.5704$

$\overline{Nu_D} = 1.13\times0.4228\times33{,}471.75^{0.5704}\times0.724^{1/3}$

$= 163.45$

จะได้ค่า $\overline{Nu_D} = C_2\overline{Nu_D}$

$= 0.97\times163.45$

$= 158.54$

∴ ค่าจะได้ค่าสัมประสิทธิการถ่ายเทความร้อน (h_{gas})

$h_{gas} = \overline{Nu_D}\times(k/D)$

$= 158.54\times(33.566\times10^{-3}/0.0578)$

$= 92.06 \quad W/m^2.K$

เลือกวัสดุในการทำอุปกรณ์เป็นท่อทำจาก Carbon Steel AISI 1010 มีค่า

k=63.9 W/m.K $\qquad D_i = 50$ mm. $\qquad$ Sch 40 $\qquad t = 3.9$ mm.

∴ จะได้ค่าสัมประสิทธิการถ่ายเทความร้อนรวม (U)

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i}+\frac{r_i}{k}\ln\frac{r_o}{r_i}+\frac{r_i}{r_o}\frac{1}{h_o}}$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{323.57}+\frac{0.025}{63.9}\ln\frac{0.02539}{0.025}+\frac{0.025}{0.02539}\cdot\frac{1}{92.06}}$$

$= 72.50 \ W/m^2.K$

ทำการหาพื้นที่ถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์

จาก $q = UA\Delta T_{lm}$

จะได้ $A = \frac{q}{U\Delta T_{lm}}$

$= \frac{151{,}571.56}{72.50\times160.5}$

$= 13 \quad m^2$

∴ จะได้พื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนทั้งหมดเป็น $A = 13 \ m^2$

ทำการหาความยาวของท่อแต่ละท่อจาก $9\pi DL = 13$

จะได้ท่อยาว $L = \frac{13}{9\times\pi\times D} = 9.2$ m

ทำการหา Pressure Drop

จาก $\Delta P = N_L \cdot \chi \cdot (\rho \frac{V^2_{max}}{2}) \cdot f$

$Re_{D,max}$ = 33,471.75 $P_T = (S_T/D) = 150/57.8 = 2.6$

$P_L = (S_L/D) = 90/57.8 = 1.557$ $P_T/P_L = 2.6/1.557 = 1.67$

จากกราฟจะได้ค่า $f = 0.3$ $\chi = 1.18$ $N_L = 24$

$$\Delta P = 24 \times 1.18 \times (1.0342 \times \frac{12.3^2}{2}) \times 0.3$$

$$= 663.0 \quad N/m^2$$

$$= 6.63 \quad mbar$$

$\therefore$ การไหลของก๊าซเสียที่ผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะทำให้เกิด Pressure Drop มีค่าเท่ากับ 6.63 mbar ซึ่งถือว่าไม่มีผลต่อ Pressure ที่จะออกตรงบริเวณปลายปล่องก๊าซเสีย

ทำการหาอุณหภูมิของอากาศก่อนเข้า Burner โดยการเดินเป็นท่อลมสี่เหลี่ยมจัตุรัสและมีการหุ้มฉนวนท่อลมนี้โดยใช้วัสดุเป็นใยแก้วตลอดความยาว 9 เมตร

คุณสมบัติของท่อที่ใช้ทำภายในเป็น Stainless Steels AISI 304 (T = 353K)

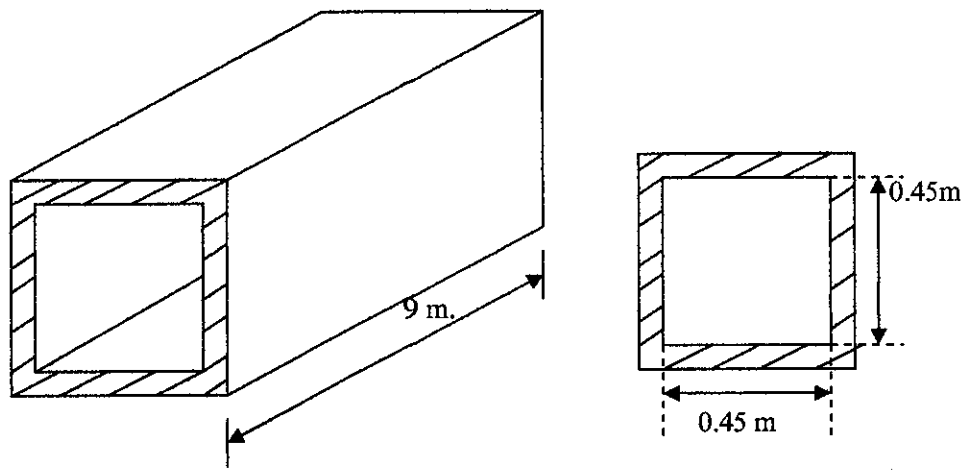
k = 16.2 W/m.K หนา = 1 mm.

ฉนวนทำจากใยแก้ว

k = 0.046 W/m.K หนา = 50 mm. ρ = 16 kg/m^3

วัสดุด้านนอกใช้ในการหุ้มฉนวนเป็น Aluminum

k = 238.5 W/m.K หนา = 1 mm.



รูปที่ 2.11 แสดง ลักษณะของท่อลมและหน้าตัดของท่อลม

ทำการหาความร้อนที่สูญเสียไปกับท่อลม

จาก $q = \dfrac{T_{air,353} - T_{air,303}}{[(1/h_i A) + (t_i / k_1 A) + (t_2 / k_2 A) + (t_3 / kA) + (1/h_s A)]}$

คุณสมบัติของอากาศ

$\mu = 208.2 \times 10^{-7}$ N.s/m^2 Pr = 0.7 k = 30×10^{-3} W/m.K

หา h_i เป็นการไหลในท่อลมของอากาศที่อุณหภูมิ 353 K

เริ่มจากหา $D_h = 4A_C/P$

$= 4 \times 0.45 \times 0.45/(2 \times (0.45+0.45))$

$= 0.45$ m.

หา $Re_{Dh} = \dfrac{m^{\bullet} D_h}{A_C \mu}$

$= \dfrac{3.01 \times 0.45}{0.45 \times 0.45 \times 208.2 \times 10^{-7}}$

$= 321,272.28$

จากค่า Re_{Dh} ที่ได้มีค่ามากกว่า 10,000 แสดงว่าเป็นการไหลแบบ Turbulent flow ทำการหาค่า Nu_D จากสมการ

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)}$$

หาค่า f ซึ่งเป็นค่าความเสียดทานในท่อ

จากสมการ

$f = 0.184 Re_D^{-0.2}$

$= 0.148 \times 321,272.28^{-0.2}$

$= 0.0117$

จะได้ $Nu_D = \dfrac{(0.0117/8)(321,272.28-1000) \times 0.7}{1+12.7(0.0117/8)^{1/2}(0.7^{2/3}-1)}$

$= 365.45$

จะได้ h_i เป็นการไหลในท่อลมของอากาศที่อุณหภูมิ 353 K

$h_i = \dfrac{k}{D_h} Nu_D$

$= \dfrac{30 \times 10^{-3}}{0.45} 365.45$

$= 24.36$ W/m^2.K

หาค่า h_s ของอากาศด้านนอกท่อลมที่อุณหภูมิ 303 K

คุณสมบัติของอากาศที่ 303 K

$\nu = 15.89 \times 10^{-6}$ m^2/s $\alpha = 22.5 \times 10^{-6}$ m^2/s $k = 26.3 \times 10^{-3}$ W/m.K

$\beta = 3.3 \times 10^{-3}$ K^{-1} $Pr = 0.707$

เริ่มด้วยการหาค่า Ra_L

จาก $$Ra_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)}{\nu_\infty} L^3$$

$$= \frac{9.81 \times 3.3 \times 10^{-3}(30-28)}{15.89 \times 10^{-6} \times 22.5 \times 10^{-6}} \times 9^3$$

$$= 1.3 \times 10^{11}$$

ทำการหาค่า $\overline{Nu}_L$

จาก $$\overline{Nu}_L = \left\{0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{[1+(0.49/Pr)^{9/16}]^{8/27}}\right\}^2$$

$$= \left\{0.825 + \frac{0.387 \times (1.3 \times 10^{11})^{1/6}}{[1+(0.49/0.707)^{9/16}]^{8/27}}\right\}^2$$

$$= 571.93$$

จะได้ h_s เป็นการไหลของอากาศภายนอกท่อลม

$$h_s = \overline{Nu}_L . \frac{k}{L}$$

$$= 571.93 \times \frac{26.3 \times 10^{-3}}{4 \times 0.502}$$

$$= 7.49 \quad W/m^2.K$$

จะได้ความร้อนที่สูญเสียไปกับท่อลม

$$q_L = \frac{T_{air,353} - T_{air,303}}{[(1/h_i A) + (t_i/k_1 A) + (t_2/k_2 A) + (t_3/kA) + (1/h_s A)]}$$

$$= \frac{(353-303) \times (4 \times 0.502 \times 9)}{[(1/24.63) + (0.001/16.2) + (0.05/0.046) + (0.001/238.5) + (1/7.49)]}$$

$$= 713.12 \ W$$

ทำการหาอุณหภูมิที่เข้า Burner

จาก $$q_L = h_i A \Delta T$$

$$713.12 = 24.63 \times 4 \times 0.45 \times 9 \times (353 - T_{out})$$

$$T_{out} = 351.21 \ K$$

$$= 78.06 \ ^\circ C$$

∴ เมื่อทำการหุ้มฉนวนแล้วอุณหภูมิที่ออกจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน 80°C จะเกิดความร้อนสูญเสียไป 713.12 W และทำให้อุณหภูมิก่อนเข้า Burner อยู่ที่ประมาณ 78.06 °C

5.การวัดประสิทธิภาพการเผาไหม้

การวัดประสิทธิภาพการเผาไหม้ได้นั้นทำการวัดประสิทธิ์ภาพการเผาไหม้ของ Boiler 1 ซึ่งมีขนาดความจุ 10,000 kg/h ซึ่งจะทำการวัดอยู่ที่ระดับลิ้นต่าง ๆ ซึ่งมีอยู่ด้วยกัน 10 ลิ้นและเครื่องมือที่ใช้ในการวัดประสิทธิภาพเรียกว่า Bacharach เครื่องมือนี้จะทำการวัดข้อมูลดังนี้

1. $\%CO_2$ เป็นค่าที่บอกปริมาณ CO_2 ที่ออกมากับไอเสียควรอยู่ระหว่าง 12.5-14.0%

2. Smoke Scale เป็นตัวบอกว่าควันของไอเสียที่ได้มีอากาศหรือเชื้อเพลิงมากน้อยเพียงใด ซึ่งจะบอกเป็นลักษณะของสีแล้วทำการเปรียบเทียบว่ามีค่าอยู่เท่าใดซึ่งค่าที่เหมาะสม ควรอยู่ที่ No.2

3. Draft mm.H_2O เป็นค่าที่ใช้บอกปริมาณความเร็วลมของไอเสีย

4. Stack Loss % เป็นค่าที่อ่านได้จากผลของค่า $\%CO_2$ เพื่อนำไปใช้ในการคำนวณหาประสิทธิภาพการเผาไหม้ และค่า Stack Loss % มีค่ายิ่งน้อยยิ่งดี

การวัดประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่ได้แสดงในตารางโดยจะเป็นค่าที่ได้จากการวัดประสิทธิภาพการเผาไหม้โดยตรงเพื่อทำการเปรียบเทียบกับการคำนวณการวัดประสิทธิภาพการเผาไหม้โดยมีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำให้อากาศร้อนขึ้นจะทำให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้เพิ่มขึ้นมากน้อยเพียงใด โดยจะมีการความคุมตัวแปรและสภาวะการทำงานที่สภาวะเดียวกันดังนี้

1. Steam bar
2. Condition of hot water
3. Fuel
4. $\%CO_2$
5. Exhaust gas temp

ในส่วนการวัดประสิทธิภาพการเผาไหม้นั้นทำการวัดโดยเริ่มจากระดับลิ้น (Modul Post Step) 1 เปลี่ยนแปลงค่าไปจนถึงระดับลิ้น 10 ทำการเก็บข้อมูลที่ได้ในแต่ละระดับลิ้นและนำผลที่แสดงไว้ในตารางที่ 2.1 และตารางที่ 2.2 ส่วนการนำผลที่ได้มาเปรียบเทียบกันนั้นเป็นการนำค่าเฉลี่ยมาใช้ในการเปรียบเทียบเพราะในเวลาที่เครื่องทำงานจริงนั้นเครื่องไม่ได้ทำงานที่ลิ้นเดียวแต่จะมีการเปลี่ยนแปลงตลอดเวลาดังนั้นจึงต้องทำการเอาค่าเฉลี่ยมาใช้ในการเปรียบเทียบ

สูตร

การหาประสิทธิภาพการเผาไหม้ (Efficiency %) = 100 - %Stack Loss

การหาปริมาณไอน้ำที่ผลิตได้ (Capacity(kg/h)) = $\frac{Fuel(L/h)\times 0.98\times 9700\times \%EFF}{665-T_{(waterin)}}\times 100$

ตารางที่ 2.1 แสดงการวัดประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่ไม่ได้ติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ(No Air Pre-Heater)

Boiler No. 1 Boiler Type: Fire Tube Capacity:10,000 kg/h Pressure 12 bar

Air Suction At Blower 32 °C

Modul Post Step	Stem Bar.	Condition of Hot Water		Fuel			Exhaust-Data				Capacity kg/h	Stack Loss %	Efficiency %
		Intel Press Bar	Intel Temp (°C)	L/min	L/h	Press Bar	Gas Temp (°C)	CO_2 %	Smoke Scale No.	Draft mm.H_2O			
1	11.4	2	94	3.7	222	1.7	200	14	2	4	3,433.447	7.1	92.90
2	11.4	2	96	4.6	276	1.7	210	13.5	1	4	4,255.948	7.7	92.3
3	11.5	2	94	5.5	330	1.7	220	14	1	4	5,065.316	7.8	92.2
4	11.5	2	96	6.8	408	1.7	225	13	1	4	6,230.055	8.6	91.4
5	11.4	2	96	7.9	474	1.6	235	12.5	1	4	7,174.507	9.4	90.6
6	11.6	2	94	9.2	552	1.6	240	13	1	5	8,325.858	9.4	90.6
7	11.6	2	94	9.8	588	1.6	245	11.5	1	6	8,751.380	10.6	89.4
8	11.6	2	96	11.1	666	1.6	250	12	1	6	9,980.498	10.3	89.7
9	11.6	2	96	11.8	708	1.6	255	13	1	6	10,645.383	10	90.0
10	11.7	2	94	12	720	1.6	260	13	1	6	10,763.922	10.2	89.89
										Avg	7,462.6314	8.17%	90.89

ตารางที่ 2.2 แสดงการวัดประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่ได้ติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ(Air Pre-Heater)

Boiler No. 1 Boiler Type: Fire Tube Capacity:10,000 kg/h Pressure 12 bar

Air Suction At Blower 80 °C

Modul Post Step	Stem Bar.	Condition of Hot Water		Fuel			Exhaust-Data				Capacity kg/h	Stack Loss %	Efficiency %
		Intel Press Bar	Intel Temp (°C)	L/min	L/h	Press Bar	Gas Temp (°C)	CO_2 %	Smoke Scale No.	Draft mm.H_2O			
1	11.4	2	94	3.7	222	1.7	200	14	2	4	3,507.364	5.1	94.4
2	11.4	2	96	4.6	276	1.7	210	13.5	1	4	4,348.168	5.7	94.3
3	11.5	2	94	5.5	330	1.7	220	14	1	4	5,175.193	5.8	94.2
4	11.5	2	96	6.8	408	1.7	225	13	1	4	6,366.38	6.6	93.4
5	11.4	2	96	7.9	474	1.6	235	12.5	1	4	7,340.804	7.3	92.7
6	11.6	2	94	9.2	552	1.6	240	13	1	5	8,518.841	7.3	92.7
7	11.6	2	94	9.8	588	1.6	245	11.5	1	6	8,981.422	8.25	91.75
8	11.6	2	96	11.1	666	1.6	250	12	1	6	10,214.16	8.2	91.8
9	11.6	2	96	11.8	708	1.6	255	13	1	6	10,905.6	7.8	92.2
10	11.7	2	94	12	720	1.6	260	13	1	6	11,015.64	8.1	91.9
										Avg	7,637.357	7.015 %	92.895

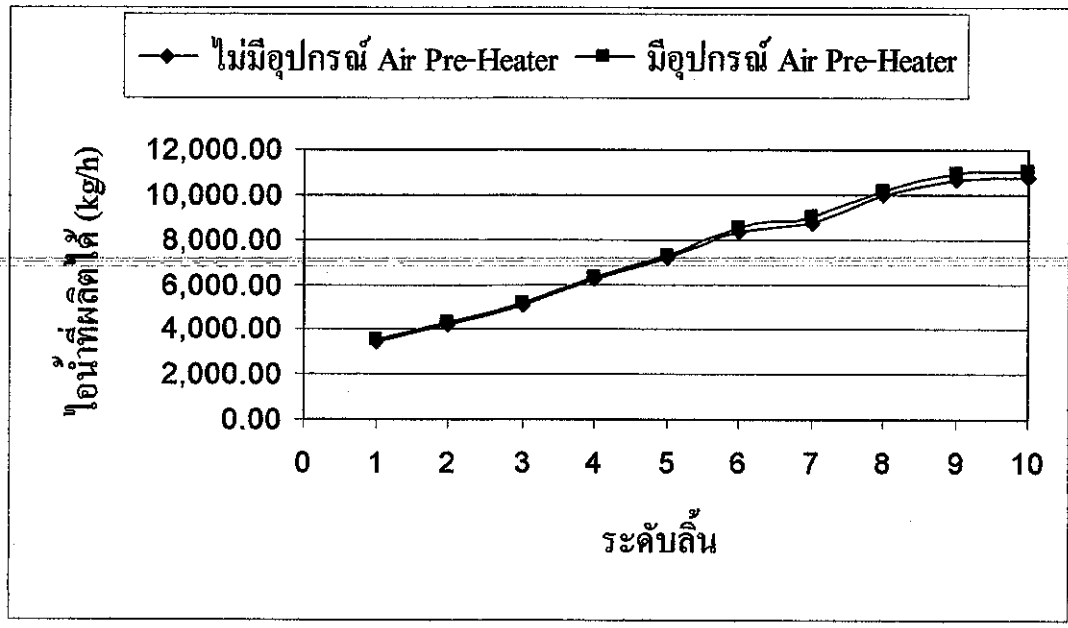
ตารางที่ 2.3 การเปรียบเทียบประสิทธิภาพการเผาไหม้
ระหว่างไม่มี Air Pre-heater กับมี Air Pre-heater

ข้อมูลที่เปรียบเทียบ	ไม่มี Air Pre-Heater	มี Air Pre-Heater	เหมายเหตุ
Air suction at Blower	32 C°	80 C°	ใช้ประโยชน์จากความร้อนที่สูญเสียไปทำให้อากาศร้อนขึ้น 48 C°
% Stack Loss	8.17%	7.015 %	% Stack Loss มีค่าลดลง 1.155 %
Efficiency of Boiler %	90.89 %	92.985 %	Efficiency of Boiler เพิ่มขึ้น 2.095%
Capacity kg/h	7,462.6314 kg/h	7,637.3572 kg/h	สามารถผลิตไอน้ำได้เพิ่มขึ้นอีก 174.73 kg/h ใน Fuel ที่เท่ากัน

จากตารางการเปรียบเทียบเป็นการนำค่าที่ได้จากการวัดประสิทธิภาพการเผาไหม้ โดยค่าที่นำมาใช้ในการเปรียบเทียบกันนั้นเป็นการนำค่าเฉลี่ยที่ได้จากข้อมูลมาทำการเปรียบเทียบกัน

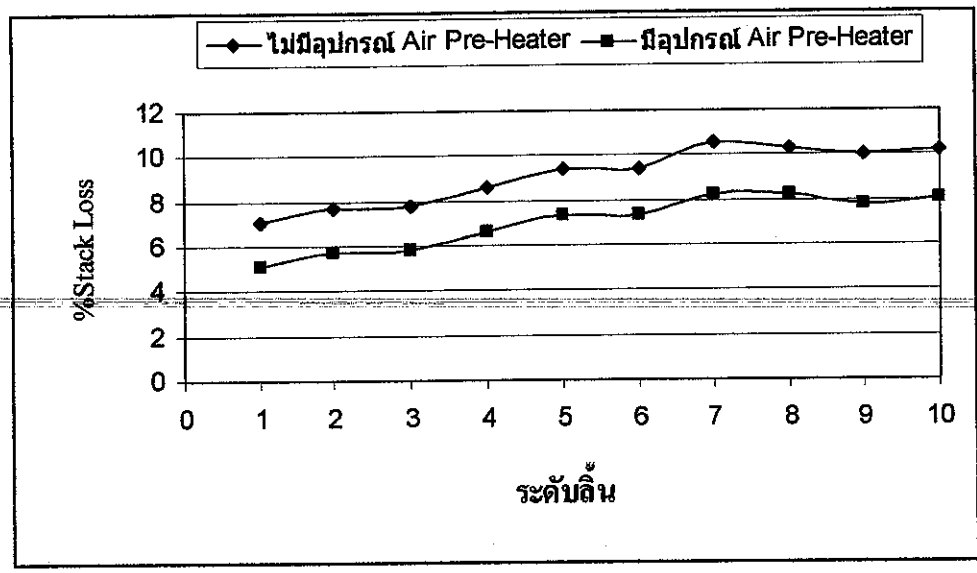
ตารางที่ 2.4 เปรียบเทียบการใช้น้ำมันเตาและค่าใช้จ่าย
ระหว่างไม่มี Air Pre-heater กับมี Air Pre-heater

ข้อมูลที่เปรียบเทียบ	ไม่มี Air Pre-Heater	มี Air Pre-Heater	เหมายเหตุ
ปริมาณการใช้เชื้อเพลิง L/h	494.4 L/h	494 L/h	ใช้ปริมาณน้ำมันเท่ากันแต่ผลิตไอน้ำได้มากกว่า
ที่ปริมาณไอน้ำเท่ากันจะใช้เชื้อเพลิง	1 L	0.977 L	จะใช้น้ำมันน้อยกว่าเดิม 0.023 L เพื่อที่จะผลิตไอน้ำที่ได้ในปริมาณที่เท่ากัน
1 ชั่วโมงใช้น้ำมันเตา	494.4 L/h	483 L/h	ประหยัดน้ำมันได้ 11.4 L/h
1 วัน (ทำงาน 18 ชั่วโมง)	8899.2 L/Day	8694 L/Day	ประหยัดน้ำมันได้ 205.2 L/Day
1 เดือน (ทำงาน 26 วัน)	231,379.2 L/Month	226,044 L/Month	ประหยัดน้ำมันได้ 5335.2 L/Month
1 ปี (ทำงาน 12 เดือน)	2,776,550 L/Year	2,712,528 L/Year	ประหยัดน้ำมันได้ 64,022 L/Year
คิดเป็นเงินโดยค่าน้ำมันอยู่ที่ลิตรละ 7.209	1,668,012.653 บาท/เดือน	1,629,551 บาท/เดือน	ประหยัดค่าใช้จ่ายได้ 38,461.457 บาท/เดือน
คิดเป็นเงินต่อปี	20,016,151.64 บาท/ปี	19,554,612 บาท/ปี	ประหยัดค่าใช้จ่ายได้ 461,539.84 บาท/ปี



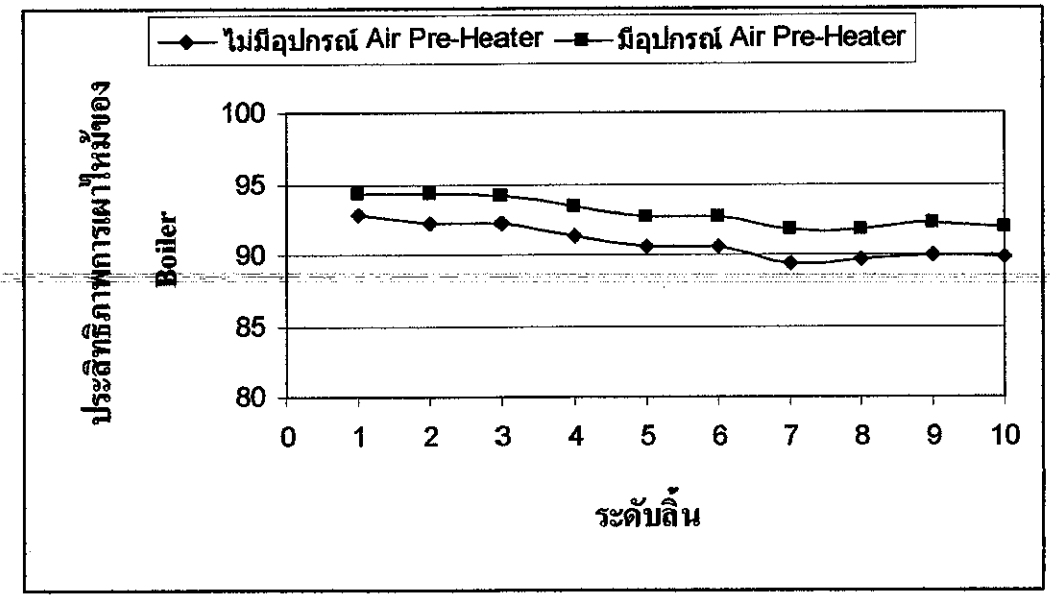
กราฟที่ 2.1 แสดงการผลิตไอน้ำที่ได้
ระหว่างมีอุปกรณ์ Air Pre-Heater กับไม่มีอุปกรณ์ Air Pre-Heater

จากแผนภูมิจะเห็นได้ว่าเมื่อทำการติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ (Air Pre-Heater) จะทำให้สามารถผลิตไอน้ำได้มากขึ้นเมื่อเปรียบเทียบกับไม่มีการติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศไอน้ำที่ผลิตได้จะมีปริมาณเฉลี่ยมากกว่าเดิมประมาณ 174.73 kg/hr



กราฟที่ 2.2 แสดง %Stack Loss ที่เกิดขึ้น
ระหว่างมีอุปกรณ์ Air Pre-Heater กับไม่มีอุปกรณ์ Air Pre-Heater

จากแผนภูมิจะเห็นได้ว่าเมื่อทำการติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ (Air Pre-Heater) จะทำให้ % Stack Loss ลดลงได้อีกเมื่อเปรียบเทียบกับไม่มีการติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ% Stack Loss มีค่าลดลง 1.155 % นี้แสดงให้เห็นว่าการสูญเสียที่ไปกับไอเสียลดลงอีกทำให้ Boiler ทำงานได้เต็มที่โดยมีการสูญเสียส่วนนี้น้อยลงอีก



กราฟที่ 2.3 แสดงประสิทธิภาพการเผาไหม้ของ Boiler
ระหว่างมีอุปกรณ์ Air Pre-Heater กับไม่มีอุปกรณ์ Air Pre-Heater

จากแผนภูมิจะเห็นได้ว่าเมื่อทำการติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ (Air Pre-Heater) จะทำให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้ดีมากขึ้นเมื่อเปรียบเทียบกับไม่มีการติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่ได้มีค่าเพิ่มขึ้นจากเดิมประมาณ 2.095%

ตารางที่ 2.5 ค่าใช้จ่ายในการจัดทำอุปกรณ์ Air Pre-Heater

ลำดับ	รายละเอียด	จำนวน	หน่วย	จำนวนเงิน
1	ค่าวัสดุ			
	- ท่อเหล็ก Sch 40 มีตะเข็บขนาด 2"	18	เส้น	28,800
	- เหล็กแผ่น 4'×8'หนา 6 mm.	2	แผ่น	6,600
	- ลวดเชื่อม L55 ขนาด 3.2 mm.	5	กล่อง	1,150
	- Stainless Steels AISI 304 หนา 1 mm 4'×8'	6	แผ่น	16,800
	- Aluminum หนา 1 mm 4'×8'	7	แผ่น	7,700
	- ฉนวนใยแก้ว 1.5m×15m หนา 50 mm	1	แผ่น	1,600
2	ค่าแรงงาน			
	- งานประกอบ เชื่อม สร้าง และติดตั้ง	1	เหมา	20,000
	- คนงาน	4	คน	5,000
	แปดหมื่นเจ็ดพันหกร้อยห้าสิบบาท		TOTAL	87,650

วิเคราะห์

ในการจัดทำอุปกรณ์นี้ต้องใช้ค่าใช้จ่ายทั้งสิ้น 87,650 บาท

ติดตั้งอุปกรณ์ Air Pre-Heater จะประหยัดได้ 38,461.457 บาท/เดือน

ดังนั้นจะใช้เวลาคืนทุน $\frac{87,650}{38,462} = 2.28$ เดือน