# บทที่ 3

## วิธีดำเนินการวิจัย

ในการดำเนินการวิจัย ผู้วัยได้กำหนดหัวข้อการดำเนินการวิจัย ตามลำดับดังนี้

1. การออกแบบหม้อไอน้ำเชื้อเพลิงชีวมวล
2. วัตถุประสงค์การทดสอบ
3. พารามิเตอร์ที่ทำการวัด
4. อุปกรณ์
5. การเตรียมหม้อไอน้ำเพื่อเดินเครื่อง
6. วิธีการทำการทดสอบ

**<u>การออกแบบหม้อไอน้ำเชื้อเพลิงชีวมวล</u>**

การสร้างหม้อไอน้ำในครั้งนี้ได้ออกแบบโดยใช้ชานอ้อยและฟางข้าวเป็นหลักและให้สามารถประยุกต์ใช้กับเชื้อเพลิงชีวมวลได้หลากลหายชนิดเพื่อป้องกันการขาดแคลนเชื้อเพลิง ในที่นี้จะขอกล่าวถึงวิธีการออกแบบหม้อไอน้ำแบบย่อ ๆ เท่านั้น (ซึ่งผู้ที่สนใจรายละเอียดทั้งหมดสามารถศึกษาได้ในการศึกษาปัญหาพิเศษ เรื่องการศึกษาการออกแบบหม้อไอน้ำเชื้อเพลิงชีวมวล) ซึ่งมีรายละเอียดดังนี้

จิรวัฒน์ กิติคุณ (2547) กล่าวถึง ลักษณะของวิธีการทำงานก็คือการนำเชื้อเพลิงมาทำการเผาไม้ให้เกิดพลังงานในรูปก๊าซร้อนและนำพลังงานที่ได้นั้นไปใช้ในการระเหยน้ำให้กลายเป็นไอน้ำอิ่มตัว หม้อไอน้ำเชื้อเพลิงชีวมวลจะประกอบด้วยส่วนต่าง ๆ ดังแสดงในภาพประกอบ 32 เชื้อเพลิงที่ใช้ในการออกแบบคือชานอ้อย มีระบบการป้อนเชื้อเพลิงโดยใช้ตะกรับเพื่อให้เชื้อเพลิงได้เผาไหม้อย่างสมบูรณ์บนตะกรับเมื่อเผาไหม้จนเป็นเถ้าแล้วจะตกลงในภาชนะเก็บเถ้าบริเวณท้ายตะกรับ

การออกแบบได้แบ่งการออกแบบระบบออกเป็นสองส่วนหลัก ๆ คือ ส่วนห้องเผาไหม้และส่วนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน มีขั้นตอนการออกแบบดังนี้

1. การวิเคราะห์องค์ประกอบของเชื้อเพลิง

การวิเคราะห์การเผาไหม้ของชานอ้อยเพื่อต้องการทำการคำนวณหาอัตราปริมาณการป้อนอากาศเข้าเตาเผาและปริมาณไอเสียแห้ง

**ตาราง 2 องค์ประกอบคิดเป็น % โดยน้ำหนักของขานอ้อย**

| องค์ประกอบ | %โดยน้ำหนัก | น้ำหนักโมเลกุล (kg/mol) |
|---|---|---|
| คาร์บอน C | 22.5 | 12 |
| ไฮโดรเจน $H_2$ | 2.96 | 2 |
| ออกซิเจน $O_2$ | 21.31 | 32 |
| ซัลเฟอร์ S | 0.07 | 32 |
| ไนโตรเจน $N_2$ | 0.13 | 28 |
| ขี้เถ้า | 2.08 | 18 |
| ความชื้น M | 50.95 | - |

ปริมาณร้อยละของแก๊สแต่ละชนิดในไอเสียที่เกิดขึ้นเมื่อวิเคราะห์ต่อ 1 กิโลกรัม

$C + O_2 \rightarrow CO_2$

12 kg + 31 kg ได้ 44 kg

1 kg + 2.667 kg ได้ 3.667 kg

ดังนั้น 0.225 kgC จะใช้ $O_2 = 2.667 \times 0.225 = 0.6$ kg

$2H_2 + O_2 \rightarrow 2H_2O$

4 kg + 32 kg ได้ 36 kg

1 kg + 8 kg ได้ 9 kg

ดังนั้น 0.0296 kg $H_2$ จะใช้ $O_2 = 8 \times 0.0296 = 0.237$ kg

ได้ปริมาณ $O_2$ เพื่อการเผาไหม้ทั้งหมด $= 0.6 + 0.237$

$= 0.837$ kg

แต่ในเชื้อเพลิงมี $O_2$ อยู่แล้ว $= 0.2131$ kg

ดังนั้นจะต้องใช้ $O_2$ จากอากาศอีก $= 0.837 - 0.2131$

$= 0.624$ kg

แต่ในอากาศมี $O_2$ อยู่ร้อยละ 23.2 โดยน้ำหนัก

ดังนั้นจะต้องใช้อากาศ (ทฤษฎี) $= 0.624/0.232$

$= 2.69$ kg/kg$_{\text{ขานอ้อย}}$

มหาวิทยาลัยราชภัฏมหาสารคาม
RAJABHAT MAHASARAKHAM UNIVERSITY

แต่ค่าที่ได้เป็นค่าอากาศทางทฤษฎีเมื่อใช้อากาศส่วนเกิน 30%

ดังนั้นปริมาณอากาศที่ใช้จริง $= 1.3 \times 2.69$

$= 3.497\ kg/kg_{ชานอ้อย}$

ไอเสียแห้งจะประกอบด้วย $CO_2$ จากการเผาไหม้ + $O_2$ ส่วนเดิน + $N_2$ ที่มากับอากาศ

จากสมการการเผาไหม้ 0.225 kg C ได้ $CO_2$ $= 3.667 \times 0.225$

$= 0.825\ kg/kg_{ชานอ้อย}$

การใช้อากาศส่วนเกิน 30% ทำให้มี $O_2$ ในไอเสีย = ค่า O2 ทฤษฎี ×% อากาศส่วนเกิน

$= 0.624 \times 0.3$

$= 0.1872\ kg/kg_{ชานอ้อย}$

ปริมาณ $N_2$ ในไอเสียแห้ง = ปริมาณอากาศเข้าตา ×% $N_2$ ในอากาศ

$= 3.497 \times 0.768$

$= 2.69\ kg/kg_{ชานอ้อย}$

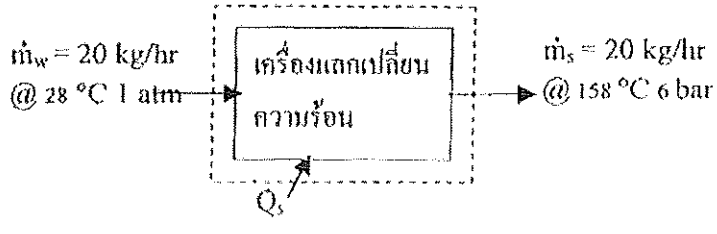
ดังนั้นปริมาณไอเสียแห้ง $= 0.825 + 0.1872 + 2.69$

$= 3.7\ kg/kg_{ชานอ้อย}$

2. การวิเคราะห์พลังงาน (Ozisilk. 1985)

2.1 อัตราความร้อนที่ระบบต้องการ

ความร้อนเพื่อใช้ในการทำให้น้ำป้อนกลายเป็นไอน้ำเมื่อต้องการผลิตไอน้ำให้ได้ 20 kg/hr ที่อุณหภูมิ 158°C ความดัน 6 bar สามารถคำนวณหาอัตราการให้ความร้อนได้จากการสมดุลพลังงานรอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน




มหาวิทยาลัยราชภัฏมหาสารคาม
RAJABHAT MAHASARAKHAM UNIVERSITY

$\therefore$ อัตราการป้อนอากาศ $= 0.0071$ kg/s

2.3 อุณหภูมิทางเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

อุณหภูมิเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะเกิดการเผาไหม้เชื้อเพลิงในห้องเผาไหม้ เพื่อนำไปใช้ในการคำนวณหาพื้นที่ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สามารถกำหนดจากการศึกษาอุณหภูมิที่ได้จากการเผาไหม้จากงานวิจัยที่เกี่ยวข้องเท่ากับ 750°C

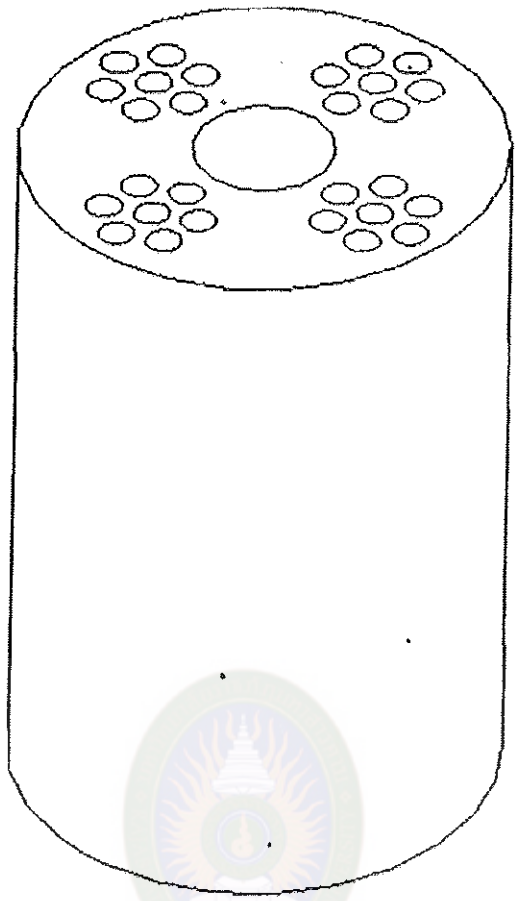
2.4 อุณหภูมิทางออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

อุณหภูมิทางออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนคืออุณหภูมิสุดท้ายที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อนำไปใช้ในการคำนวณหาพื้นที่ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สามารถกำหนดจากการศึกษาอุณหภูมิที่ปล่อยทิ้งจากงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง เท่ากับ 160°C

3. การหาขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

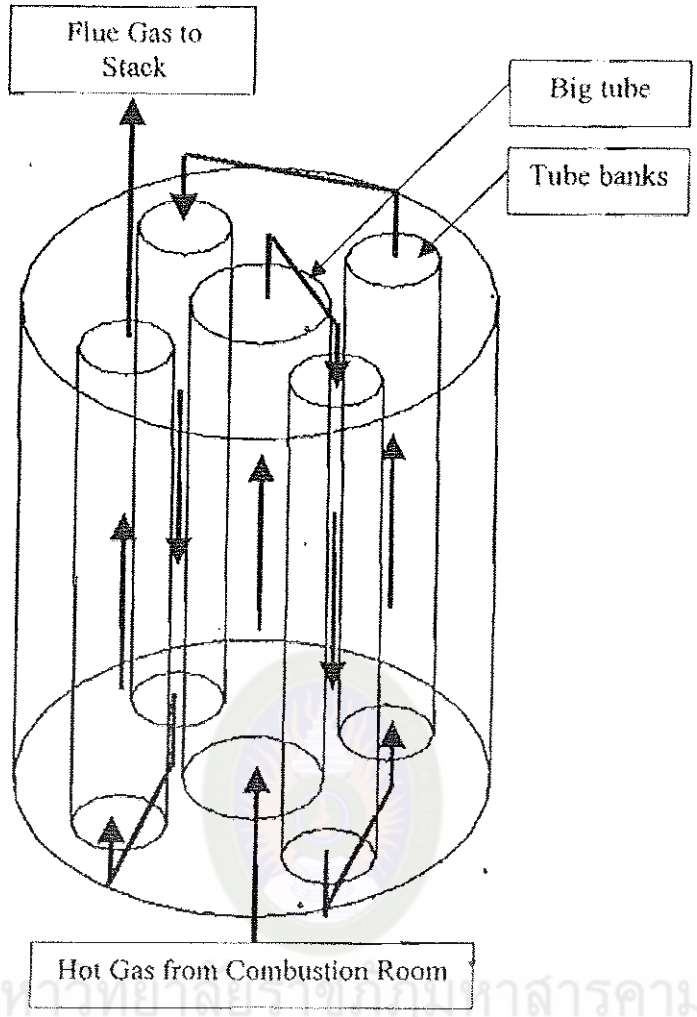
การหาขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ออกแบบโดยใช้วิธี Effectiveness -NTU method โดยออกแบบให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นรูปทรงกระบอกวางในแนวบนห้องเผาไหม้มีกลุ่มท่อ 4 กลุ่ม ๆ ละ 7 ท่อ ดังแสดงในภาพประกอบ 25 มีทิศทางการไหลของก๊าซร้อนภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ดังแสดงในภาพประกอบ 26 เป็นการออกแบบเพื่อให้เกิดการประหยัดพื้นที่ใช้สอยและให้ก๊าซร้อนได้เกิดการถ่ายเทความร้อนให้กันน้ำและไอน้ำได้นานตามความเหมาะสม

มหาวิทยาลัยราชภัฏมหาสารคาม
RAJABHAT MAHASARAKHAM UNIVERSITY



ภาพประกอบ 25 ลักษณะตัวถังเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

มหาวิทยาลัยราชภัฏมหาสารคาม
RAJABHAT MAHASARAKHAM UNIVERSITY




มหาวิทยาลัยราชภัฏมหาสารคาม
RAJABHAT MAHASARAKHAM UNIVERSITY

ภาพประกอบ 26 ทิศทางการไหลของก๊าซร้อนภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

กำหนดให้

$T_w$ = อุณหภูมิน้ำเข้า (28°C)

$T_{boiling}$ = อุณหภูมิน้ำเดือด (100°C)

$T_s$ = อุณหภูมิไอน้ำออก (158°C)

$T_g$ = อุณหภูมิก๊าซร้อนเข้า (750°C)

$T_{go}$ = อุณหภูมิก๊าซร้อนออก (160°C)

อัตราจุความร้อนของของไหลร้อน

$C_h = m_h \times Cp_h = 0.0071 \times 1.004 = 0.0071$ kW/c

อัตราจุความร้อนของของไหลเย็น

เนื่องจากของไหลเย็นจะมีการเปลี่ยนเฟสจากน้ำกลายเป็นไอน้ำ จะทำให้ค่า

$$C_c = m_c \times Cp_c \rightarrow \infty$$

อัตราจุความร้อนที่ต่ำที่สุด

$$C_{mm} = C_h = 0.0071 \text{ kW/C}$$

อัตราส่วนความจุ

$$C = C_{mm} / C_{max} \rightarrow 0$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด

$$Q_{max} = C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i})$$
$$= 0.0071 \times (750 - 28)$$
$$= 5.1 \text{ kW}$$

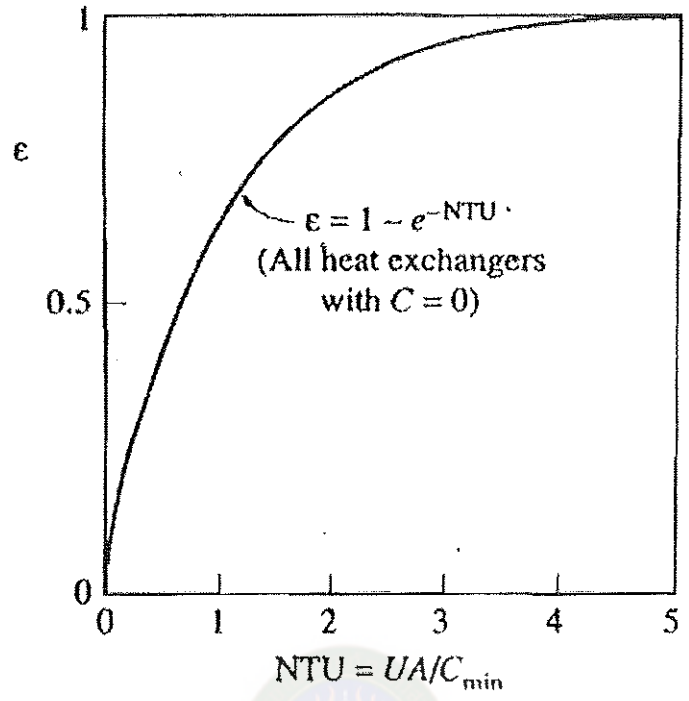
อัตราการถ่ายเทความร้อนจริง

$$Q_{act} = Ch (T_{h,i} - T_{c,i})$$
$$= 0.0071 \times (750 - 160)$$
$$= 4.2 \text{ kW}$$

ค่าประสิทธิผล

$$\varepsilon - = Q_{act} / Q_{max}$$
$$= 4.2/5.1$$
$$= 0.82$$

มหาวิทยาลัยราชภัฏมหาสารคาม
RAJABHAT MAHASARAKHAM UNIVERSITY




ภาพประกอบ 27 กราฟเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทุกชนิด

จากกราฟ All Heat Exchange

จะได้ค่า NTU = 1.85

พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนสามารถหาได้จาก

$A = (NTU \times Cmin)\, U$

เมื่อ A = พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน $m^2$

NTU = ตัวเลข NTU (1.85)

U = ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (11.29 $W/m^2.^\circ C$)

พื้นที่ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, A

$$A = \frac{1.85 \times 7.1}{11.29}$$

$$= 1.17\ m^2$$

ความยาวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ; L

$A = n\pi DL$

มหาวิทยาลัยราชภัฏมหาสารคาม
RAJABHAT MAHASARAKHAM UNIVERSITY

$$L = \frac{A}{n\pi D}$$

$$= \frac{1.17}{28 \times \pi \times 0.038}$$

$$= 0.35m$$

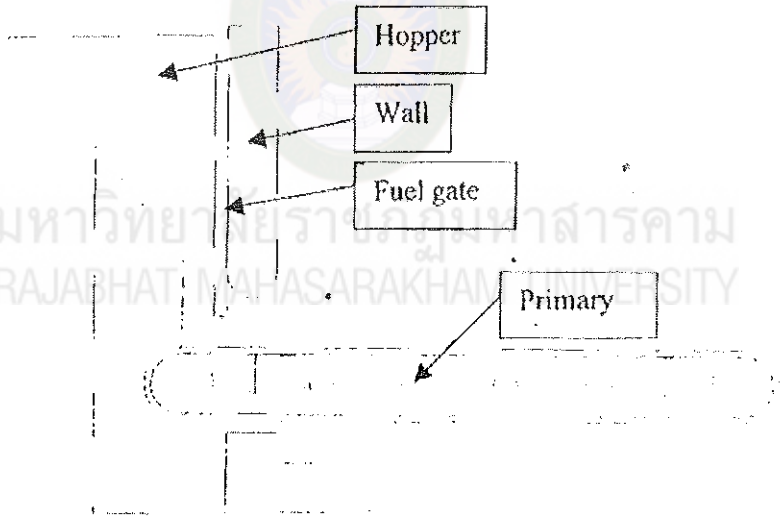
ค่า Safety Factor 1.2

$$L = 0.42\ m$$

$$\therefore A = 1.60\ m^2$$

การคำนวณหาความยาวตะกรับ

ส่วนห้องเผาไหม้จะประกอบด้วยส่วนต่างดังแสดงในภาพประกอบ 28 ซึ่งการใช้ตะหรับในการป้อนเชื้อเพลิงนั้นจะต้องคำนึงถึงการเผาไหม้จนหมดภายในพื้นที่ของตะกรับ ซึ่งคำนวณได้ดังนี้




มหาวิทยาลัยราชภัฏมหาสารคาม
RAJABHAT MAHASARAKHAM UNIVERSITY

ภาพประกอบ 28 ลักษณะของถังเก็บเชื้อเพลิงและตะกรับ

ความหนาแน่นของชานอ้อย ($\rho f = 120\ \frac{kg}{m^3}$)

อัตราการไหลเชิงปริมาตร $(Q = \frac{m_f}{\rho_f} = \frac{6.94}{120} = 0.0578 \frac{m^3}{hr})$

ความเร็วของการป้อนเชื้อเพลิง

$(v = \frac{Q}{A} = \frac{0.0578}{(0.05 \times 0.3)} = 3.8 \frac{m}{hr} = 0.00105 \frac{m}{s})$

ระยะเวลาการเผาไหม้จนหมดของเชื้อเพลิงชุดแรก ($t = 10$ s จากการทดลองเผา)

ความยาวตะกรับ

จาก $s = s_o + vt$

$= 0 + 0.00105 \times 600$

$= 0.63$

จะได้ความยาวของตะกรับในพื้นที่เผาไหม้ 0.63m

เมื่อเผื่อระยะป้อนเชื้อเพลิงจากถังเก็บ 0.17m

$\therefore$ จะได้ความยาวทั้งหมดของตะกรับ 0.8m

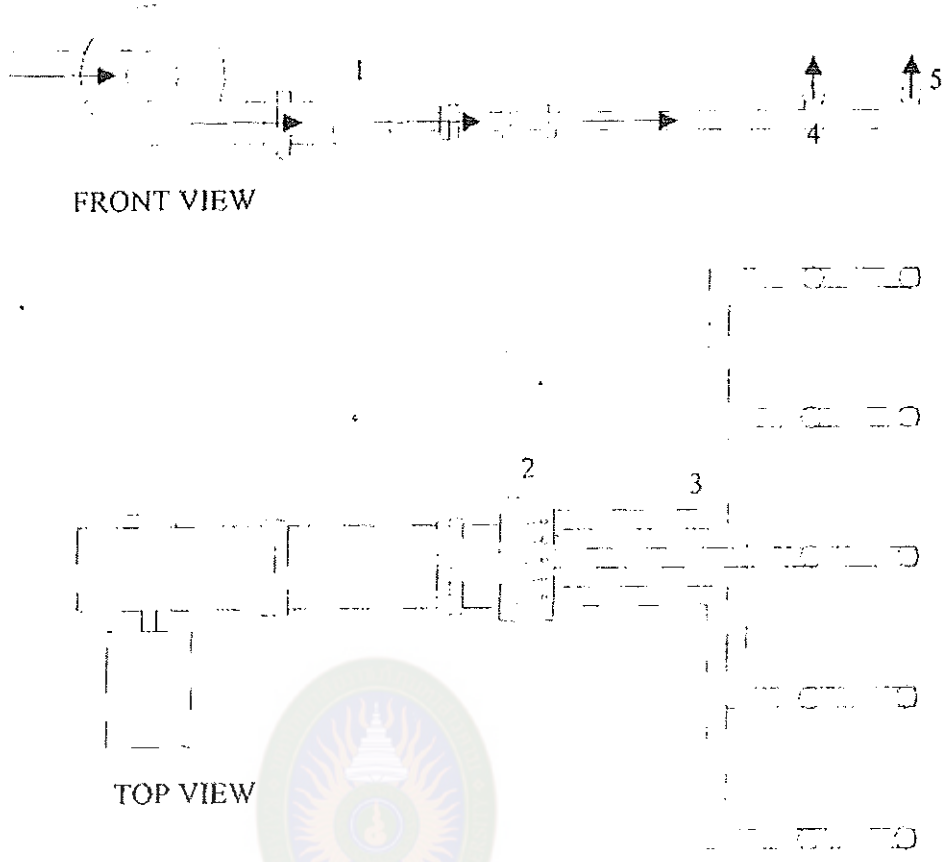
การหาขนาดพัดลม

พัดลมที่ใช้กับหม้อไอน้ำเชื้อเพลิงชีวมวลจะประกอบด้วยพัดลม 2 ชนิด คือ พัดลมเป่าอากาศปฐมภูมิ (Forces Draft Fan) และพัดลมดูดก๊าซร้อนออกสู่ปล่อง (Induced Draft Fan)

1. พัดลมเป่าอากาศปฐมภูมิ (Forced Draft Fan)

พัดลมเป่าอากาศปฐมภูมิจะทำหน้าที่เป่าอากาศเข้าเตาเผาเพื่อช่วยเพิ่มอากาศส่วนเกินที่ใช้ในการเผาไหม้เชื้อเพลิงให้เกิดการเผาไหม้อย่างสมบูรณ์ ลักษณะชุดป้อนอากาศปฐมภูมิแสดงในภาพประกอบ 29

มหาวิทยาลัยราชภัฏมหาสารคาม
RAJABHAT MAHASARAKHAM UNIVERSITY




ภาพประกอบ 29 ลักษณะชุดป้อนอากาศปฐมภูมิ

มหาวิทยาลัยราชภัฏมหาสารคาม
RAJABHAT MAHASARAKHAM UNIVERSITY

ข้อมูลที่ใช้ในการคำนวณความดันสูญเสียในชุดป้อนอากาศปฐมภูมิ ดังนี้

อัตราการไหลโดยปริมาตรของอากาศปฐมภูมิ ($Q = 0.018\ m^3/s$)

อุณหภูมิของอากาศปฐมภูมิ ($T = 30°C$)

ความหนาแน่นของอากาศปฐมภูมิ ($1.1177\ kg/m^3$)

ค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียแรงดัน C หาจาก ASHARE

รายละเอียดการคำนวณความสูญเสียแรงดันในแต่ละอุปกรณ์มีดังนี้

1.1 ข้อต่อลดขนาด เป็นการลดพื้นที่หน้าตัดอย่างทันทีทันใด

เทียบเท่าข้อต่อ NoSR4-1 ใน ASHARE

$A_o$ = พื้นที่หน้าตัดทางเข้า = $0.0287\ m^2$

$A_i$ = พื้นที่หน้าตัดทางออก = $0.0124\ m^2$

$A_o/A_i = 2.314$

$\theta = 120$

$C = 3$

$V = Q/A = 0.018/0.0124 = 1.45$ m/s

$\Delta P = C(\rho V^2/2) = 3(1.177 \times 1.45^2/2) = 3.7$ Pa

เมื่อ

$\Delta P$ = ความดันสูญเสีย, Pa

$C$ = ค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียแรงดัน

$V$ = ความเร็วของอากาศปฐมภูมิ, m/s

1.2 ใบปรับลม

เทียบเท่าข้อต่อ NoCR9-4 ใน ASHARE

$N$ = จำนวนใบปรับลม = 5

$H$ = ความสูงของท่อ = 0.155 m

$W$ = ความกว้างของท่อ = 0.08m

$L/R = NW/[2(H+W)] = 5 \times 0.08/[2 \times (0.155 \times 0.08)]$

$= 0.85$

$\theta = 40$

$C = 18.55$

$V = Q/A = 0.018/0.0124 = 1.45$ m/s

$\Delta P = C(\rho V^2/2) = 18.55(1.177 \times 1.455^2/2) = 22.95$ Pa

มหาวิทยาลัยราชภัฏมหาสารคาม
RAJABHAT MAHASARAKHAM UNIVERSITY

1.3 ข้อต่องอ

$C = 1.5$

$V = Q/A = Q/n\pi r^2 = 0.018/(5 \times \pi \times 0.0127^2) = 7.1$ m/s

$\Delta P = C(\rho V^2/2) = 1.5(1.177 \times 7.1^2/2) = 44.5$ Pa

ข้อต่องอมีทั้งหมด 13 จุด

$\therefore \Delta P = 44.5 \times 13 = 578.5$ Pa

1.4 ข้อต่อแยก

$C = 1.8$

$V = Q/A = Q/n\pi r^2 = 0.018/(5 \times \pi \times 0.0127^2) = 7.1$ m/s

$\Delta P = C(\rho V^2/2) = 1.8(1.177 \times 7.1^2/2) = 53.4$ Pa

ข้อต่องอมีทั้งหมด 5 จุด

$\therefore \Delta P = 53.4 \times 5 = 267$ Pa

ความดันสูญเสียทั้งหมด $\Delta P_{total} \approx 872.15$ Pa

ดังนั้น ขนาดพิกัดมอเตอร์ของพัดลม คำนวณจากสมการดังต่อไปนี้

$$W_s = (Q\Delta P/\eta_f\eta_m)/1000$$

เมื่อ

$W_s$ = กำลังทำงานของมอเตอร์พัดลม, kW

$Q$ = อัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศปฐมภูมิ, $m^3/s$

$\Delta P$ = ความดันสูญเสียในระบบ, Pa

$\eta_f$ = ประสิทธิภาพของพัดลม, %

$\eta_m$ = ประสิทธิภาพของมอเต๋อร์,%

กำหนดให้ $\eta_f = 0.5$ และ $\eta_m = 0.85$ แทนค่าในสมการ

$W_s = [(0.018 \times 872.15)/(0.5 \times 0.85)] / 1000$

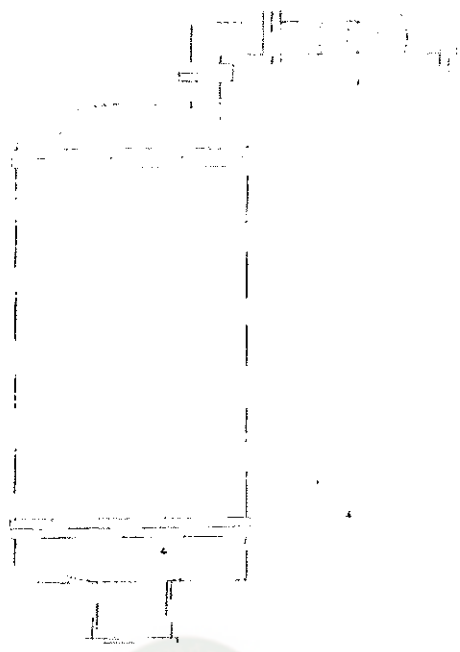
$= 0.037$ kW

เลือกพิกัดมอเตอร์เท่ากับ 0.186 kW (1/4 H.P.) เพื่อป้องกันมอเตอร์ทำงานเกินกำลัง

2. พัดลมดูดก๊าซร้อนทิ้ง (Induced Draft Fan)

พัดลมดูดก๊าซร้อนทิ้งจะทำหน้าที่ดูดก๊าซร้อนที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิงจากห้องเผาไหม้ เพื่อนำก๊าซร้อนมาถ่ายเทพลังงานให้กับน้ำในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ลักษณะการไหลของก๊าซร้อนแสดงในภาพประกอบ 30 และสุดท้ายก๊าซร้อนก็จะถูกดูดทิ้งออกสู่ปล่อง

มหาวิทยาลัยราชภัฏมหาสารคาม
RAJABHAT MAHASARAKHAM UNIVERSITY



ภาพประกอบ 30 ลักษณะชุดดูดก๊าซร้อนทิ้ง

ข้อมูลที่ใช้ในการคำนวณความดันสูญเสียในชุดดูดก๊าซร้อน ดังนี้

อัตราการไหลโดยปริมาตรของก๊าซร้อน (Q = 0.067 $m^3/s$)

อุณหภูมิของก๊าซร้อน (T = 476C)

ความหนาแน่นของก๊าซร้อน (0.0348 $kg/m^3$)

ค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียแรงดัน C หาจาก ASHARE

รายละเอียดการคำนวณความสูญเสียแรงดันในแต่ละอุปกรณ์มีดังนี้

2.1 ออกจากห้องเผาไหม้ เป็นการลดพื้นที่หน้าตัดอย่างทันทีทันใด เทียบเท่าข้อต่อ NoSR4-1 ใน ASHARE

$A_o$ = พื้นที่หน้าตัดทางเข้า = 0.4 $m^2$

$A_1$ = พื้นที่หน้าตัดทางออก = 0.0176 $m^2$

$A_o/A_1$ = 22.3

$\theta$ = 120

C = 0.5

$V = Q/A = Q/\pi r^2 = 0.067/(\pi \times 0.075^2) = 3.8$ m/s

มหาวิทยาลัยราชภัฏมหาสารคาม
RAJABHAT MAHASARAKHAM UNIVERSITY

$\Delta P = C(\rho V^2/2) = 0.5(0.348 \times 2.23^2/2) = 1.26$ Pa

เมื่อ

$\Delta P$ = ความดันสูญเสีย, Pa

C = ค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียแรงดัน

V = ความเร็วของอากาศปฐมภูมิ, m/s

2.2 ความเสียดทานผิวท่อใหญ่ (วินัย ศรีอำพร. 2539)

Re = 4816.1 (จากการคำนวณในส่วน ส.ป.ส. การพาความร้อน)

$f = 0.18Re^{-0.2} = 0.034$

$C = f(Le/D) = 0.034\ (0.7/0.15) = 0.16$

V = 4.01 m/s (จากการคำนวณในส่วน ส.ป.ส. การพาความร้อน)

$\Delta P = C(\rho V^2/2) = 0.16(0.348 \times 4.01^2/2) = 0.45$ Pa

2.3 ความเสียดทานผิวท่อกลุ่มท่อ (วินัย ศรีอำพร. 2539)

Re = 3583.7 (จากการคำนวณในส่วน ส.ป.ส. การพาความร้อน)

$f = 0.18Re^{-0.2} = 0.034$

$C = f(Le/D) = 0.034\ (0.7/0.38) = 0.63$

V = 7.46 m/s (จากการคำนวณในส่วน ส.ป.ส. การพาความร้อน)

$\Delta P = C(\rho V^2/2) = 0.63(0.475 \times 7.46^2/2) = 8.33$ Pa

กลุ่มท่อมีทั้งหมด 4 กลุ่ม

$\therefore \Delta P = 8.33 \times 4 = 33.32$ Pa

2.4 เมื่อเข้าสู่กลุ่มท่อที่ 1 2 3 และ 4 เป็นการลดพื้นที่หน้าตัดอย่างทันทีทันใด

C = 0.5

V = 7.46 m/s (จากการคำนวณในส่วน ส.ป.ส. การพาความร้อน)

$\Delta P = C(\rho V^2/2) = 0.5(0.475 \times 7.46^2/2) = 6.6$ Pa

กลุ่มท่อมีทั้งหมด 4 กลุ่ม

$\therefore \Delta P = 6.6 \times 4 = 26.43$ Pa

2.5 เมื่อออกจากกลุ่มท่อที่ 1 2 3 และ 4 เป็นการขยายพื้นที่หน้าตัดอย่างทันทีทันใด

C = 1

V = Q/A = 0.049/0.037 = 1.32 m/s

$\Delta P = C(\rho V^2/2) = 1(0.475 \times 1.32^2/2) = 0.41$ Pa

มหาวิทยาลัยราชภัฏมหาสารคาม
RAJABHAT MAHASARAKHAM UNIVERSITY

กลุ่มท่อมีทั้งหมด 4 กลุ่ม

$\therefore \Delta P = 0.41 \times 4 = 1.65$ Pa

ความดันสูญเสียทั้งหมด $\Delta P_{total} \approx 63.11$ Pa

ดังนั้นขนาดพิกัดมอเตอร์ของพัดลม คำนวณจากสมการดังต่อไปนี้

$W_s = (Q\Delta P/\eta_f\eta_m)/1000$

เมื่อ

$W_s$ = กำลังทำงานของมอเตอร์พัดลม, kW

$Q$ = อัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศปฐมภูมิ, $m^3/s$

$\Delta P$ = ความดันสูญเสียในระบบ, Pa

$\eta_f$ = ประสิทธิภาพของพัดลม, %

$\eta_m$ = ประสิทธิภาพของมอเตอร์,%

กำหนดให้ $\eta_f = 0.5$ และ $\eta_m = 0.85$ แทนค่าในสมการ

$W_s = [(0.067 \times 63.11)/(0.5 \times 0.85)] / 1000$

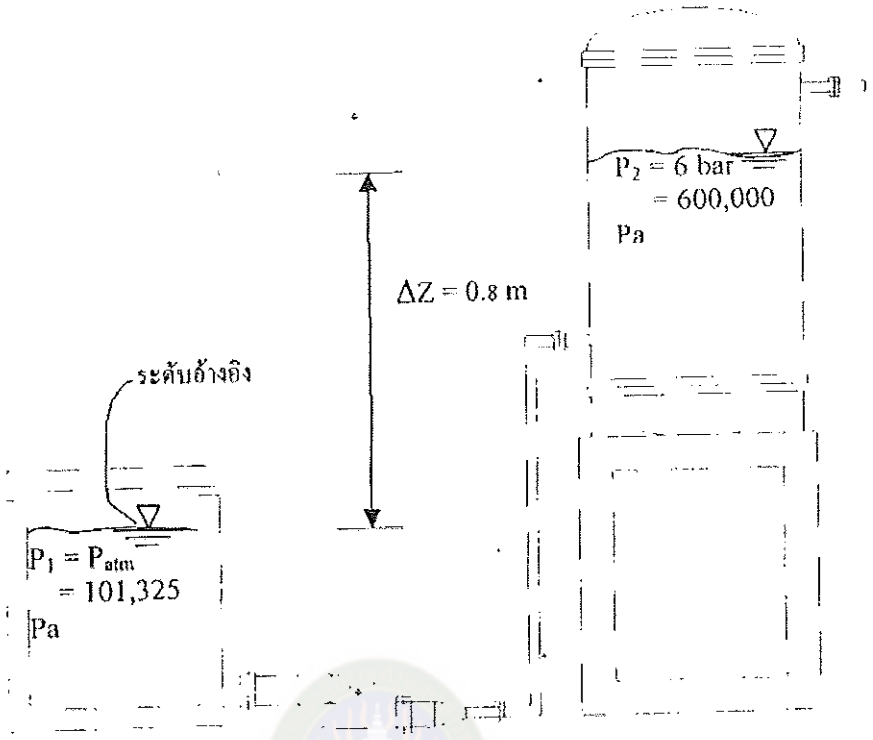
$= 0.010$ kW

เลือกพิกัดมอเตอร์เท่ากับ 0.186 kW (1/ 4 H.P.) เพื่อป้องกันมอเตอร์ทำงานเกินกำลัง

การหาขนาดปั๊มน้ำ

ปั๊มน้ำจะทำหน้าที่สูบน้ำจากถังเก็บเพื่อป้อนน้ำสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ปั๊มน้ำนั้นจะต้องเอาชนะความดันภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้ได้ลักษณะของชุดป้อนน้ำดังแสดงในภาพประกอบ 31 มีการคำนวณดังนี้

มหาวิทยาลัยราชภัฏมหาสารคาม
RAJABHAT MAHASARAKHAM UNIVERSITY




ภาพประกอบ 31 ลักษณะชุดป้อนน้ำ

จากสมาการของเบอร์นูลลี

$$\frac{P_1}{\rho g}+\frac{V_1^2}{2g}+Z_1+h_p=\frac{P_2}{\rho g}+\frac{V_2^2}{2g}+Z_2+h_L$$

$$\frac{101,325}{997\times 9.81}+0+0+h_p=\frac{600,000}{957.9\times 9.81}+0+0.8+0$$

$$h_p = 54.29 \text{ m}$$

กำลังของปั๊ม

$$W = \rho Q g h_p/\eta$$

เมื่อ

$Q$ = อัตราการไหลเชิงปริมาตร (0.0005 $m^3/s$)

$\eta$ = ประสิทธิภาพของปั๊ม (0.8)

$W = 997 \times 0.0005 \times 9.81 \times 54.29/0.8$

$= 331.87$ W

เลือกพิกัดมอเตอร์เท่ากับ 746 W (1 H.P) เพื่อป้องกันมอเตอร์ทำงานเกินพิกัด

**วัตถุประสงค์การทดสอบ**

เพื่อให้การทดสอบดำเนินไปอย่างถูกต้องและประสบผลสำเร็จ จำเป็นอย่างยิ่งจะต้องทราบถึงวัตถุประสงค์ในการทดสอบ ตัวแปรในการทดสอบ วิธีทดสอบ เครื่องมือในการทดสอบ และการวิเคราะห์ผลการทดสอบ ซึ่งจะได้อธิบายในรายละเอียดดังนี้

1. เพื่อสร้างและทดสอบสมรรถนะหม้อไอน้ำเชื้อเพลิงชีวมวล ตามที่ได้ทำการออกแบบไว้ในการศึกษาปัญหาพิเศษเรื่อง การออกแบบหม้อไอน้ำเชื้อเพลิงชีวมวล
2. เพื่อศึกษาถึงการเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงจริงที่มีอิทธิพลต่อประสิทธิภาพของเตาและหม้อไอน้ำที่ความดัน 3 บาร์และที่สภาวะการออกแบบที่ 6 บาร์
3. เพื่อศึกษาการทำสมดุลมวลในองค์ประกอบของเชื้อเพลิงและก๊าซไอเสียและการทำสมดุลพลังงานของหม้อไอน้ำ
4. เพื่อวิเคราะห์อัตราผลตอบแทนและจุดคุ้มทุนของการใช้หม้อไอน้ำโดยเปรียบเทียบด้านเชื้อเพลิงระหว่างชีวมวลและน้ำมันดีเซล

มหาวิทยาลัยราชภัฏมหาสารคาม
RAJABHAT MAHASARAKHAM UNIVERSITY

**พารามิเตอร์ที่ทำการวัด**

1. อุณหภูมิของน้ำ ไอน้ำ อากาศ ไอเสีย โดยใช้เครื่องมือวัด คือ

1.1 เครื่องบันทึกข้อมูล (data Logger) ยี่ห้อ YOKOGAWA รุ่น MX – 100 ขนาด 20 ช่องสัญญาณ มีช่วงการวัดอุณหภูมิ -200 ถึง 1100°C ความแม่นยำ $\pm 0.2$°C

1.2 สายเทอร์โมคัปเปิล Type K. (Thermocouple) สายเทอร์โมคับเปิลที่ใช้ในการทดลองเป็นชนิด TYPE K

1.3 เทอร์โมเวล Type K. (Thermowell) สำหรับวัดอุณหภูมิไอเสียจากการเผาไหม้

2. อัตราการป้อนเชื้อเพลิง โดยการชั่งน้ำหนัก
3. อัตราการไหลของไอน้ำ โดยการวัดระดับน้ำในถังเก็บน้ำป้อน
4. อัตราการไหลของอากาศและไอเสีย

4.1 เครื่องวัดความเร็วลมเครื่องวัดความเร็วลมที่ใช้เป็นแบบ Pitot Tube Probes ยี่ห้อ testo รุ่น 445 ความแม่นยำ $\pm$ 0.05%

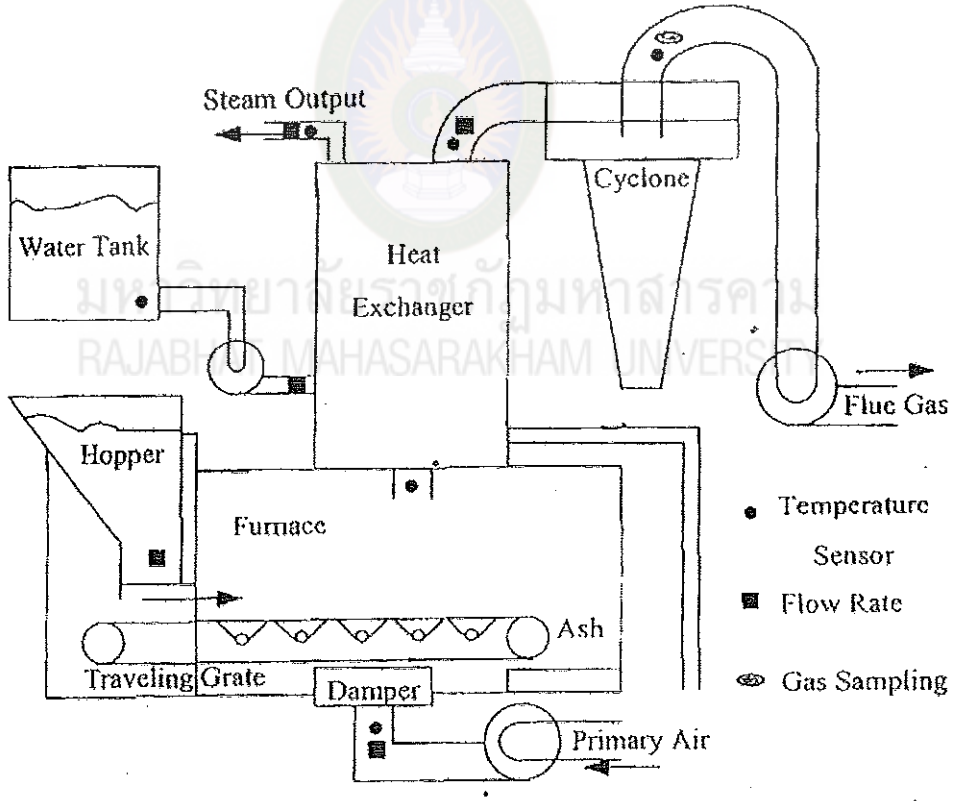
5. องค์ประกอบของไอเสีย

5.1 เครื่องวิเคราะห์ก๊าซไอเสีย (Gas Analyzer) ยี่ห้อ Testo รุ่น 350 XL ก๊าซที่วิเคราะห์หาได้แก่ $O_2$, CO, CO, NO, $NO_2$ และ NOx ความแม่นยำ $\pm$ 0.5° C, CO ความแม่นยำ $\pm$ 10 ppm, $O_2$ ความแม่นยำ $\pm$ 10 ppm

6. องค์ประกอบของเชื้อเพลิงและขี้เถ้า วิเคราะห์แบบ Ultimate Analysis (C, H, O, s and N) ขี้เถ้า วิเคราะห์เฉพาะ C เท่านั้น

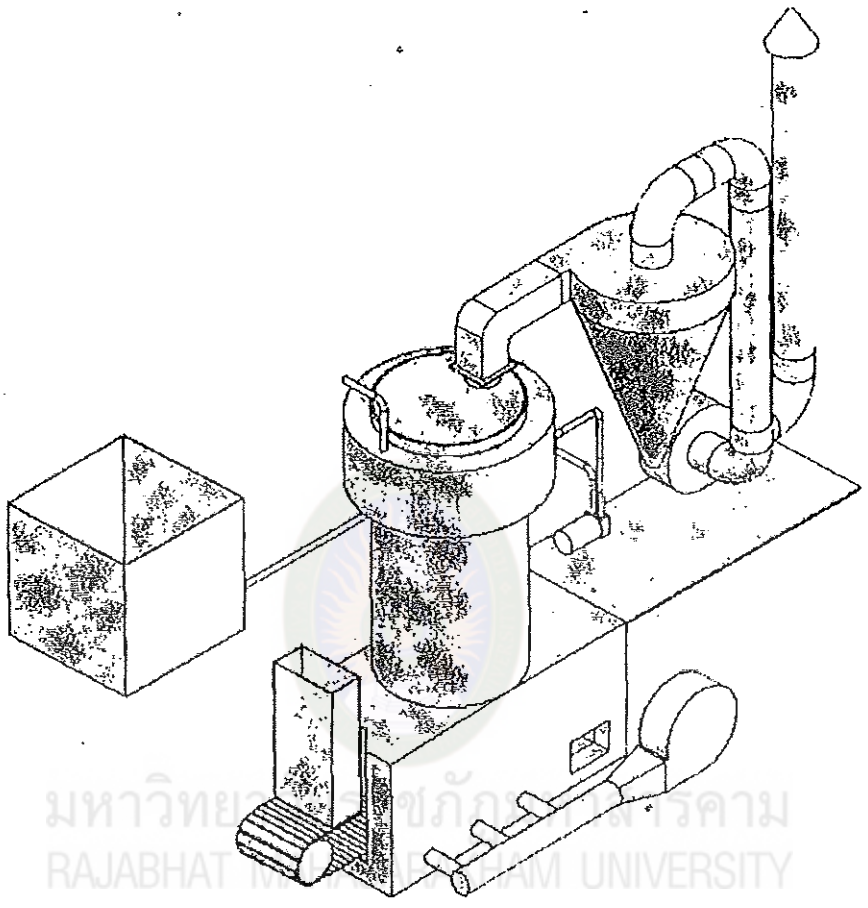
**<u>อุปกรณ์</u>**

ส่วนประกอบของหม้อไอน้ำเชื้อเพลิงชีวมวลนั้นสามารถแบ่งได้เป็น 2 ส่วนดังภาพประกอบ 32 คือ ส่วนเตาเผาและส่วนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งมีรายละเอียดดังนี้




ภาพประกอบ 32 แผนภาพของระบบหม้อไอน้ำเชื้อเพลิงชีวมวลและจุดวัดพารามิเตอร์แต่ละตัว

ภาพประกอบ 33 หม้อไอน้ำเชื้อเพลิงชีวมวลในรูปแบบ 3 มิติ แสดงถึงลักษณะโดยรวมของระบบซึ่งประกอบด้วยระบบป้อนน้ำจากถังเก็บเข้าสู่หม้อไอน้ำและระบบป้อนอากาศส่วนการดูดไอเสียเพื่อปล่อยทิ้ง โดยรวมไปถึงระบบดักฝุ่นก่อนปล่อยสู่บรรยากาศรอบข้าง



มหาวิทยาลัยราชภัฏรำไพพรรณี
RAJABHAT MAHASARAKHAM UNIVERSITY

ภาพประกอบ 33 หม้อไอน้ำเชื้อเพลิงชีวมวลโดยรวม

1. เตาเผา ประกอบด้วย

1.1 ห้องเผาไหม้ มีลักษณะเป็นรูปล่องสี่เหลี่ยม กว้าง 60 cm ยาว 125 cm สูง 60 cm หุ้มด้วยฉนวน 3 ชั้น ชั้นในสุดเป็นอิฐทนไฟ ชั้นที่สองเป็นฉนวนกันความร้อน และชั้นนอกสุดเป็นแผ่นเหล็ก มีช่องนำขี้เถ้าออกที่บริเวณท้ายสุดของห้องเผาไหม้

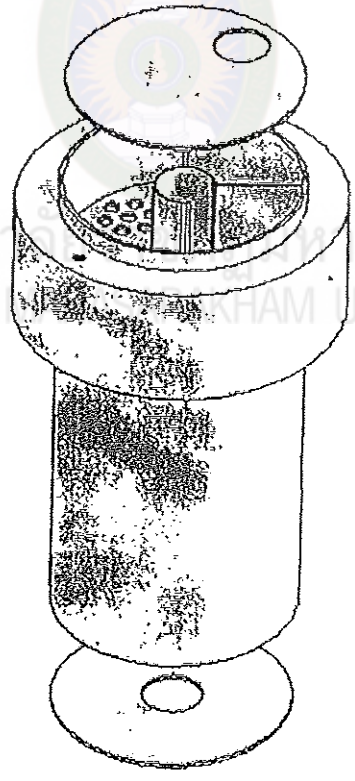
1.2 ตะกรับเลื่อน ในห้องเผาไหม้มีขนาด กว้าง 40 cm ยาว 95 cm มีมอเตอร์ขับเคลื่อนตะกรับด้วยสายพานและโซ่ขนาด 0.5 HP

1.3 ถังเก็บเชื้อเพิ่มความจุ 3 kg ปล่อยเชื้อเพลิงที่สับเป็นชิ้นเล็ก ๆ แล้ว โดยอาศัยแรงโน้มถ่วงตามธรรมชาติ ให้เชื้อเพลิงตกลงบนตะกรับและเคลื่อนเข้าสู่ห้องเผาไหม้ทางด้านหน้าเตา

1.4 ชุดควบคุมความเร็วรอบตะกรับ (Inverter) ช่วงความถี่ 0.5 – 50 Hz

2. ระบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ประกอบด้วย

2.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อไฟ ชนิด 4 กลับ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะมีลักษณะเป็นทรงกระบอก วางในแนวตั้ง และวางอยู่บนเตาเผาเพื่อให้สามารถรับก๊าซร้อนจากห้องเผาไหม้ได้โดยตรง Heating Surface 2.66 m2 ตัวถังของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 60 cm ยาว 120 cm ท่อไฟใหญ่จะอยู่ตรงกลางของตัวถังซึ่งจะรับก๊าซร้อนจากห้องเผาไหม้โดยตรง มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 15 cm ยาว 130 cm ท่อไฟเล็กอยู่ล้อมรอบท่อไฟใหญ่มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 3.8 cm ยาว 70 cm จำนวน 28 ท่อ โดยจะถูกแบ่งกลุ่มการไหลออกเป็น 4 กลุ่ม ดังภาพประกอบ 34



ภาพประกอบ 34 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหล 4 กลับ

มหาวิทยาลัยราชภัฏมหาสารคาม
RAJABHAT MAHASARAKHAM UNIVERSITY

3. เมื่อระบบป้อนอากาศปฐมภูมิเข้าสู่เตา เริ่มวัดอากาศปฐมภูมิให้ได้ตามที่กำหนด

4. ป้อนเชื้อเพลิง เช่น ฟางข้าวและชานอ้อย โดยนำเชื้อเพลิงใส่ในถังเก็บเชื้อเพลิง ซึ่งเชื้อเพลิงที่ใช้ควรทำการบด สับก่อน

5. ใช้น้ำมันเบนซินและกระดาษเป็นตัวจุดเชื้อเพลิงครั้งแรก

6. ปล่อยพัดลมดูดอากาศทำงาน เพื่อให้เกิดความสมดุลในห้องเผาไหม้

7. เมื่อเริ่มเดินเครื่องใหม่ๆ ปิด main Steam Valve เพื่อช่วยให้ความดันในหม้อไอน้ำสูงขึ้นถึงความดันที่ต้องการใช้งานโดยเร็วเพื่อเป็นการประหยัดเชื้อเพลิงและเวลา

8. เมื่อความดันสูงถึงระดับที่ต้องการใช้งาน ก็ค่อยเริ่มเปิด Main Steam Valve ปล่อยไอน้ำออกไปใช้งาน โดยค่อย ๆ ปล่อยออกมาและรักษาอัตราการปล่อยไอน้ำให้คงที่

9. ขณะเดินเครื่องควรสังเกตระดับน้ำที่หลอดดูดระดับน้ำตลอดเวลา

10. รอให้ระบบเข้าสู่สภาวะคงตัว

11. เริ่มวัดพารามิเตอร์ที่ต้องการ

12. เมื่อทำการทดสอบเสร็จ ให้หยุดป้อนเชื้อเพลิง ปิดปั๊มน้ำและพัดลมดูดอากาศ แล้วเปิดพัดลมดูดอากาศเพื่อดูดก๊าซร้อนในเตาออกให้อุณหภูมิภายในเตาเหลือ 50 – 60°C แล้วจึงปิด

13. เปิด Main Steam Valve ปล่อยให้ความดันในหม้อไอน้ำลดลงจนหมดแล้วปล่อยน้ำที่เหลือในหม้อไอน้ำออกด้วย Drain Valve

14. ชั่งน้ำหนักขี้เถ้า บันทึกค่าไว้ แล้วเก็บตัวอย่างขี้เถ้าและตัวอย่างเชื้อเพลิงไปวิเคราะห์

มหาวิทยาลัยราชภัฏมหาสารคาม
RAJABHAT MAHASARAKHAM UNIVERSITY