พอสมุดกลาง สถาบันวิทยบริการ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

# บทที่ 4

## การวิเคราะห์ระบบระบายความร้อนเครื่องปฏิกรณ์ปรมาณูวิจัย-1/ปรับปรุงครั้งที่ 1

### 4.1 การทำงานและประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ

เครื่องปฏิกรณ์ปรมาณูวิจัย-1/ปรับปรุงครั้งที่ 1 เป็นเครื่องปฏิกรณ์ที่ทางสำนักงานพลังงานปรมาณูเพื่อสันติใช้งานมานานกว่า 10 ปี ทั้งนี้ไม่รวมถึงระบบระบายความร้อนที่ใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อที่ใช้งานมานานกว่า 25 ปีแล้ว ดังนั้นประสิทธิภาพของอุปกรณ์และระบบต่าง ๆ ย่อมลดลงไปตามกาลเวลา โดยเฉพาะในระบบระบายความร้อนเครื่องปฏิกรณ์ เรามีอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องอยู่หลายสิ่งหลายอย่างด้วยกัน เช่น ปั๊มน้ำ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน และหอระบายความร้อน ซึ่งสิ่งต่าง ๆ เหล่านี้จะส่งผลถึงประสิทธิภาพของการทำงานของระบบระบายความร้อนทั้งสิ้น

จากข้อกำหนดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อของเครื่องปฏิกรณ์เครื่องนี้ กำหนดว่าสามารถระบายความร้อนได้ 1 เมกกะวัตต์ ที่อัตราการไหลในวงจรปฐมภูมิ 700 ยูเอส. แกลลอนต่อนาที อุณหภูมิน้ำเข้า 43.3 องศาเซลเซียส อุณหภูมิน้ำออก 37.7 องศาเซลเซียส และในวงจรทุติยภูมิอัตราการไหล 1,400 ยูเอส. แกลลอนต่อนาที อุณหภูมิน้ำเข้า 32.2 องศาเซลเซียส อุณหภูมิน้ำออก 35 องศาเซลเซียส (9) แต่ในปัจจุบันอัตราการไหลของปั๊มลดลง ทำให้ประสิทธิภาพในการระบายความร้อนลดลงไปด้วย ดังจะคำนวณได้จากสมการที่ 3.2.3

คำนวณหาปริมาณความร้อนที่ระบายออกของวงจรปฐมภูมิ จากข้อมูลที่วัดได้จริงเมื่อมีการเดินเครื่องปฏิกรณ์ไปเป็นเวลา 5 ชั่วโมง

อัตราการไหล 680 ยูเอส. แกลลอน/นาที

หรือเท่ากับ 2.5738 ลบ.ม./นาที

อุณหภูมิน้ำเข้า ($T_1$) 39.8 องศาเซลเซียส

อุณหภูมิน้ำออก ($T_2$) 35.5 องศาเซลเซียส

หมายเหตุ 1 ยูเอส. แกลลอน เท่ากับ 3.785 ลิตร

หรือเท่ากับ $3.785 \times 10^{-3}$ ลบ.ม.

สัมประสิทธิ์การระบายความร้อนจำเพาะ 4.187 กิโลจูล/กิโลกรัม-ซ (12)

หรือเท่ากับ $4.187 \times 10^{-3}$ เมกกะจูล/กิโลกรัม-ซ

แทนค่าในสมการที่ 3.2.3

$$Q = \frac{2.5738 \times 1000 \times 4.187 (39.8-35.5)}{60 \times 10^{3}} \text{ เมกกะวัตต์}$$

$$= 0.7723 \text{ เมกกะวัตต์}$$

คำนวณหาปริมาณความร้อนที่ระบายออกของวงจรทุติยภูมิ จากข้อมูลที่วัดได้จริง เมื่อมีการเดินเครื่องปฏิกรณ์ไปเป็นเวลา 5 ชั่วโมง

อัตราการไหล 1130 ยูเอส.แกลลอน/นาที

หรือเท่ากับ 4.27705 ลบ.ม./นาที

อุณหภูมิน้ำเข้า ($t_1$) 30.5 องศาเซลเซียส

อุณหภูมิน้ำออก ($t_2$) 33.5 องศาเซลเซียส

แทนค่าในสมการที่ 3.2.3

$$Q = \frac{4.27705 \times 1000 \times 4.187 (33.5-30.5)}{60 \times 10^3} \text{ เมกกะวัตต์}$$

$$= 0.8954 \text{ เมกกะวัตต์}$$

จากค่าปริมาณการถ่ายเทความร้อนที่คำนวณได้ เมื่อนำมาพิจารณาจะพบว่า ปริมาณความร้อนที่ระบายออกของน้ำในวงจรทุติยภูมิอยู่ในเกณฑ์สูงกว่าน้ำในวงจรปฐมภูมิ และในการนำมาวิเคราะห์หาประสิทธิภาพของการระบายความร้อน จะเลือกเอาค่าที่น้อยที่สุดมาวิเคราะห์หาประสิทธิภาพ ทั้งนี้เพื่อเป็นการเผื่อค่าไว้ในระบบ ซึ่งจะเห็นว่าการระบายความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อมีประสิทธิภาพดังนี้

$$\text{ประสิทธิภาพ} = \frac{100 \times \text{ค่าความสามารถในการระบายความร้อนจริง}}{\text{ค่าความสามารถในการระบายความร้อนตามข้อกำหนด}} \text{ เปอร์เซนต์}$$

$$= \frac{100 \times 0.7723}{1} \text{ เปอร์เซนต์}$$

$$= 77.23 \text{ เปอร์เซนต์}$$

## 4.2 การทำงานและประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น

ตามข้อกำหนดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น กำหนดว่า สามารถระบายความร้อนได้ 2.5 เมกกะวัตต์ ที่อัตราการไหลในวงจรปฐมภูมิ 1353.76 ยูเอส. แกลลอนต่อนาที และที่วงจรทุติยภูมิ 1474.24 ยูเอส. แกลลอนต่อนาที แต่ปัจจุบันนี้ในระบบระบายความร้อนเครื่องปฏิกรณ์ มีปั๊มน้ำที่มีอัตราการไหล 700

ยูเอส. แกลลอนต่อนาที สำหรับวงจรปฐมภูมิ และ 1400 ยูเอส. แกลลอนต่อนาที สำหรับวงจรทุติยภูมิ ซึ่งบริษัทอัลฟ่าลาวาลได้กำหนดว่า อุณหภูมิน้ำเข้าของวงจรปฐมภูมิเท่ากับ 40 องศาเซลเซียส จะได้อุณหภูมิน้ำออกของวงจรปฐมภูมิเท่ากับ 31 องศาเซลเซียส และอุณหภูมิน้ำเข้าวงจรทุติยภูมิ 30 องศาเซลเซียส อุณหภูมิน้ำออกของวงจรทุติยภูมิ 34 องศาเซลเซียส ซึ่งจากข้อมูลดังกล่าวเราสามารถคำนวณหาความสามารถในการระบายความร้อนตามขนาดของปั๊มที่มีอยู่ได้

คำนวณหาปริมาณความร้อนที่ระบายออกของวงจรปฐมภูมิ ที่อัตราการไหลของน้ำที่ปั๊มน้ำมีอยู่ตามข้อกำหนดของวงจรเดิม 700 ยูเอส. แกลลอนต่อนาที

แทนค่าในสมการที่ 3.2.3

$$Q = \frac{2.6495 \times 1000 \times 4.187 (40-31)}{60 \times 10^{3}} \quad \text{เมกกะวัตต์}$$

$$= 1.664 \quad \text{เมกกะวัตต์}$$

คำนวณหาปริมาณความร้อนที่ระบายออกของวงจรทุติยภูมิ ที่อัตราการไหลของน้ำที่ปั๊มน้ำมีอยู่ตามข้อกำหนดของวงจรเดิม 1400 ยูเอส. แกลลอนต่อนาที

แทนค่าในสมการที่ 3.2.3

$$Q = \frac{5.299 \times 1000 \times 4.187 (34-30)}{60 \times 10^{3}} \quad \text{เมกกะวัตต์}$$

$$= 1.479 \quad \text{เมกกะวัตต์}$$

จากค่าของความสามารถในการระบายความร้อนตามอัตราการไหลของน้ำที่ปั๊มน้ำมีอยู่ตามข้อกำหนดของวงจรเดิมในระบบปัจจุบันที่คำนวณได้ เมื่อนำมาเทียบกับความสามารถในการระบายความร้อนเมื่อปั๊มน้ำในระบบเป็นไปตามข้อกำหนดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น โดยถือเอาว่าความสามารถในการระบายความร้อนออกจากระบบเท่ากับ 2.5

เมกกะวัตต์ เป็นประสิทธิภาพที่ 100 เปอร์เซนต์ ดังนั้นจะได้ว่าความสามารถในการระบายความร้อน 1.479 เมกกะวัตต์ มีประสิทธิภาพดังนี้

$$\text{ประสิทธิภาพ} = \frac{100 \times 1.479}{2.5} \quad \text{เปอร์เซนต์}$$

$$= 59.16 \quad \text{เปอร์เซนต์}$$

แต่ในความเป็นจริง ปัจจุบันระบบระบายความร้อนของเครื่องปฏิกรณ์มีอัตราการไหลลดลงจากข้อกำหนดของปั๊มที่มีอยู่เดิมในระบบดังนี้คือ ในวงจรปฐมภูมิอัตราการไหลลดลงเหลือ 680 ยูเอส. แกลลอนต่อนาที และในวงจรทุติยภูมิมีอัตราการไหลลดลงเหลือ 1130 ยูเอส. แกลลอนต่อนาที ซึ่งสิ่งนี้เองเป็นตัวการหนึ่งที่ทำให้ความสามารถในการระบายความร้อนลดลง ดังจะคำนวณได้จากข้อมูลที่วัดได้จริงจากการเดินเครื่องปฏิกรณ์ที่กำลังสม่ำเสมอ 1 เมกกะวัตต์ ดังนี้

คำนวณหาปริมาณความร้อนที่ระบายออกของวงจรปฐมภูมิ จากข้อมูลที่วัดได้จริงเมื่อมีการเดินเครื่องปฏิกรณ์ไปเป็นเวลา 5 ชั่วโมง

| | | |
|---|---|---|
| อัตราการไหล | 680 | ยูเอส. แกลลอนต่อนาที |
| หรือเท่ากับ | 2.5738 | ลบ.ม./นาที |
| อุณหภูมิน้ำเข้า ($T_1$) | 37 | องศาเซลเซียส |
| อุณหภูมิน้ำออก ($T_2$) | 32 | องศาเซลเซียส |

แทนค่าในสมการที่ 3.2.3

$$Q = \frac{2.5738 \times 1000 \times 4.187 (37-32)}{60 \times 10^3} \quad \text{เมกกะวัตต์}$$

$Q = 0.898$ เมกกะวัตต์

คำนวณหาปริมาณความร้อนที่ระบายออกของวงจรทุติยภูมิ จากข้อมูลที่วัดได้จริง เมื่อมีการเดินเครื่องปฏิกรณ์ไปเป็นเวลา 5 ชั่วโมง

| | | |
|---|---|---|
| อัตราการไหล | 1130 | ยูเอส.แกลลอน/นาที |
| หรือเท่ากับ | 4.27705 | ลบ.ม./นาที |
| อุณหภูมิน้ำเข้า ($t_1$) | 31 | องศาเซลเซียส |
| อุณหภูมิน้ำออก ($t_2$) | 34 | องศาเซลเซียส |

แทนค่าในสมการที่ 3.2.3

$$Q = \frac{4.27705 \times 1000 \times 4.187 (34-31)}{60 \times 10^3} \text{ เมกกะวัตต์}$$

$$= 0.895 \text{ เมกกะวัตต์}$$

พิจารณาจากค่าความสามารถในการระบายความร้อนของเครื่องปฏิกรณ์ทั้ง 2 วงจร จะพบว่า ยังไม่สามารถระบายความร้อนได้อย่างสมบูรณ์ตามสภาวะระดับพลังงานของเครื่องปฏิกรณ์ที่เดินเครื่องปฏิกรณ์อยู่ที่กำลังสม่ำเสมอ 1 เมกกะวัตต์ ซึ่งเมื่อเทียบหาประสิทธิภาพจะได้ดังนี้

$$\text{ประสิทธิภาพ} = \frac{100 \times 0.895}{1} \text{ เปอร์เซนต์}$$

$$= 89.5 \text{ เปอร์เซนต์}$$

แต่อย่างไรก็ตามจะเห็นได้ว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น จะให้ประสิทธิภาพสูงกว่าแบบเปลือกและท่อ

และเมื่อเทียบกับความสามารถในการระบายความร้อนตามข้อกำหนดของอัตราการไหลของปั๊มในวงจรปัจจุบัน ซึ่งได้คำนวณเอาไว้ว่าความสามารถในการระบายความร้อนเท่ากับ 1.479 เมกกะวัตต์ คิดเป็น 100 เปอร์เซนต์ จะได้ดังนี้

$$\text{ประสิทธิภาพ} = \frac{100 \times 0.895}{1.479} \quad \text{เปอร์เซนต์}$$

$$= 60.513 \quad \text{เปอร์เซนต์}$$

ดังนั้นจะเห็นว่า ถ้าใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น และที่อัตราการไหลในวงจรทุติยภูมิ 1130 ยูเอส. แกลลอนต่อนาที ระบายความร้อนให้กับเครื่องปฏิกรณ์ ขณะที่เดินเครื่องอยู่ที่กำลัง 1 เมกกะวัตต์ นั่นหมายถึง การใช้งานของระบบระบายความร้อนเทียง 60.513 เปอร์เซนต์เท่านั้น เมื่อเทียบกับความสามารถในการระบายความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น

## 4.3 การทำงานและประสิทธิภาพของหอระบายความร้อน เครื่องปฏิกรณ์ปรมาณูวิจัย-1/ปรับปรุงครั้งที่ 1

หอระบายความร้อนที่ใช้กับเครื่องปฏิกรณ์ปรมาณูวิจัย-1/ปรับปรุงครั้งที่ 1 นี้ ตามข้อกำหนดของหอระบายความร้อนกำหนดว่า สามารถระบายความร้อนได้ 2 เมกกะวัตต์ แต่เนื่องจากปัจจุบันนี้ อัตราการไหลของน้ำลดลงและประกอบกับ หอระบายความร้อนได้มีการใช้งานมานานหลายปี จึงทำให้ประสิทธิภาพในการระบายความร้อนลดลง ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 3.3.3 ตามข้อมูลที่วัดได้จริงจากการเดินเครื่องปฏิกรณ์ที่ 1 เมกกะวัตต์ ดังนี้

| | | |
|---|---|---|
| อัตราการไหล | 1130 | ยูเอส.แกลลอน/นาที |
| หรือเท่ากับ | 4.27705 | ลบ.ม./นาที |

อุณหภูมิน้ำเข้า ($t_1$) 34 องศาเซลเซียส

อุณหภูมิน้ำออก ($t_2$) 31 องศาเซลเซียส

อุณหภูมิกระเปาะเปียก 27 องศาเซลเซียส

แทนค่าในสมการที่ 3.3.3

$$Q = \frac{1130 \times 3.785 \times 60 (34-31) (3.57 \times 10^{-3})}{3900} \text{ เมกกะวัตต์}$$

$$= 0.6942 \text{ เมกกะวัตต์}$$

เมื่อเทียบกับกำลังของเครื่องปฏิกรณ์ จะได้ประสิทธิภาพดังนี้

$$\text{ประสิทธิภาพ} = \frac{100 \times 0.6942}{1} \text{ เปอร์เซนต์}$$

$$= 69.42 \text{ เปอร์เซนต์}$$

ดังนั้นจะเห็นได้ว่า ขณะนี้ประสิทธิภาพของหอระบายความร้อนลดลงมาก ซึ่งน่าจะมีการปรับปรุงให้ดีขึ้นเพื่อเพิ่มความสามารถในการระบายความร้อนต่อไป