

บทที่ 6

ผลการทดสอบและวิเคราะห์ผลการทดสอบ

6.1 ผลการทดสอบที่สภาวะการทำงานจริง

ผลการทดสอบเครื่องอุ่นอากาศแบบท่อความร้อนที่ใช้ข้อมูลต่างๆที่ใกล้เคียงกับก๊าซร้อนก่อนที่จะออกจากปล่องของโรงไฟฟ้ากับการจำลองสภาพ ได้ผลดังตาราง 6.1

ตาราง 6.1 แสดงการเปรียบเทียบค่าที่ได้จากการจำลองสภาพและจากการทดสอบ

ตัวแปรที่ใช้ในการทดสอบ	ค่าที่ได้จากการจำลองสภาพ	ค่าที่ได้จากการทดสอบ
สภาวะการทำงาน		
อุณหภูมิขาเข้าของก๊าซร้อน ($^{\circ}\text{C}$)	170.5	170.5
อัตราการไหลของก๊าซร้อน (m^3/hr)	5400	5400
อุณหภูมิขาเข้าของอากาศ ($^{\circ}\text{C}$)	30	45.6
อัตราการไหลของอากาศ (m^3/hr)	2700	2700
สมรรถนะทางความร้อน		
อุณหภูมิขาออกของก๊าซร้อน ($^{\circ}\text{C}$)	116.41	111.7
อุณหภูมิขาออกของอากาศ ($^{\circ}\text{C}$)	123.95	134.0
พลังงานที่ถ่ายเทได้ (kW)	65.1	73.4
ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	0.6273	0.7078

Sun and Shyu (26) ได้นำเอาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนไปทำงานกับเครื่องอบผ้า โดยใช้ท่อความร้อนที่ทำจากท่อทองแดงขนาด 1 นิ้ว จำนวน 140 ท่อ มีน้ำเป็นสารทำงานที่อุณหภูมิของก๊าซร้อน 168°C พบว่า ได้อุณหภูมิขาออกของก๊าซร้อน 104°C และอุณหภูมิขาออกของอากาศที่ 116°C ค่าพลังงานที่ถ่ายเทได้ 192 kW และค่าประสิทธิภาพ 56 เปอร์เซ็นต์ ค่าที่ออกแบบไว้ที่อุณหภูมิขาออกของก๊าซร้อนและอากาศที่

114 และ 100°C ซึ่งสอดคล้องกับการวิจัยนี้ คืออุณหภูมิขาออกของก๊าซร้อนจะมีค่าน้อยกว่าที่คำนวณได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ประมาณ 4 เปอร์เซ็นต์ อุณหภูมิขาออกของอากาศจะมีค่ามากกว่าที่คำนวณได้ประมาณ 8 เปอร์เซ็นต์ ค่าพลังงานที่ถ่ายเทได้จะมีค่ามากกว่าที่คำนวณได้ประมาณ 12 เปอร์เซ็นต์ และค่าประสิทธิผลจะมีค่ามากกว่าที่คำนวณได้ประมาณ 8 เปอร์เซ็นต์

สรุปได้ว่าเครื่องอุ่นอากาศแบบท่อความร้อนที่สร้างขึ้น สามารถทำงานได้ตามที่คาดหวังไว้ โดยมีค่าประสิทธิภาพของเครื่อง 0.7078

6.2 ผลการทดสอบโดยการแปรค่าอุณหภูมิขาเข้าของก๊าซร้อน

เนื่องจากสภาพการทำงานจริงของหม้อไอน้ำ ไม่สามารถเดินได้อย่างต่อเนื่องตลอดเวลา บ่อยครั้งที่มีเหตุการณ์ที่ต้องหยุดหม้อไอน้ำอย่างกะทันหัน (Boiler trip) ในขณะที่ทำการแก้ไขข้อบกพร่อง พัดลมทุกตัวยังคงเดินอยู่ มีผลทำให้อุณหภูมิขาเข้าของก๊าซร้อนลดลง ดังนั้นจึงจำเป็นต้องมีการทดสอบโดยการแปรค่าอุณหภูมิขาเข้าของก๊าซร้อนค่าต่างๆ เพื่อสังเกตผลที่ได้จากเครื่องอุ่นอากาศแบบท่อความร้อน โดยกำหนดให้อัตราการไหลของก๊าซร้อน $5400 \text{ m}^3/\text{hr}$ อัตราการไหลของอากาศ $2700 \text{ m}^3/\text{hr}$ และอุณหภูมิขาเข้าของอากาศ 30°C ผลที่ได้มีดังนี้

6.2.1 ผลต่ออุณหภูมิขาออกของก๊าซร้อนและอากาศ

รูป 6.1 แสดงผลการทดสอบที่ทำการแปรค่าอุณหภูมิขาเข้าของก๊าซร้อนกับอุณหภูมิขาออกของก๊าซร้อนและอากาศ โดยการปรับเปลี่ยนค่าอุณหภูมิขาเข้าของก๊าซร้อน 100, 110, 120, 130, 140, 150, 160, 170 และ 180°C จะได้อุณหภูมิขาออกของก๊าซร้อน เท่ากับ 78.8, 84.4, 90.2, 95.3, 100.4, 104.6, 109, 111.7 และ 112.4°C ตามลำดับ เช่นเดียวกันเราจะได้อุณหภูมิขาออกของอากาศเท่ากับ 86.2, 93.4, 102, 108, 115, 122, 129, 134 และ 139°C ตามลำดับ จะเห็นว่าค่าที่ได้จากการทดสอบของอุณหภูมิขาออกของก๊าซร้อนจะมีค่าน้อยกว่าที่คำนวณได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ คิดเป็น 1.37 เปอร์เซ็นต์ที่อุณหภูมิขาเข้าของก๊าซร้อน 100°C และค่าแตกต่างจะค่อยๆ เพิ่มขึ้นจนถึง 7.25 เปอร์เซ็นต์ ณ อุณหภูมิขาเข้าของก๊าซร้อน 180°C ส่วนค่าที่ได้จากการทดสอบอุณหภูมิขาออกของอากาศจะมีค่ามากกว่าที่คำนวณได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ คิดเป็น

7.19 เปอร์เซ็นต์ที่อุณหภูมิขาเข้าของก๊าซร้อน 100°C และค่าแตกต่างจะค่อยๆเพิ่มขึ้นจนถึง

7.48 เปอร์เซ็นต์ ณ อุณหภูมิขาเข้าของก๊าซร้อน 180°C ตามลำดับ

ในกรณีของ Sun and Shyu (26) พบว่า ได้อุณหภูมิขาออกของก๊าซร้อน 104°C และอุณหภูมิขาออกของอากาศที่ 116°C ณ ค่าที่ออกแบบไว้ที่อุณหภูมิขาออกของก๊าซร้อนและอากาศที่ 114 และ 100°C ซึ่งเป็นไปในทำนองเดียวกันกับข้อมูลที่ได้ในงานวิจัยนี้ กล่าวคือ อุณหภูมิขาออกของก๊าซร้อนจะมีค่าน้อยกว่าที่คำนวณได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ ประมาณ 4.31 เปอร์เซ็นต์ และอุณหภูมิขาออกของอากาศจะมีความมากกว่าที่คำนวณได้ประมาณ 7.33 เปอร์เซ็นต์

สรุปได้ว่าเมื่ออุณหภูมิขาเข้าของก๊าซร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นจาก 100 เป็น 180°C จะทำให้อุณหภูมิขาออกของก๊าซร้อนและอากาศเพิ่มขึ้นจาก 78.8 เป็น 112.4°C และจาก 86.2 เป็น 139°C ตามลำดับ

6.2.2 ผลต่อค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้

รูป 6.2 แสดงผลการทดสอบที่ทำการแปรค่าอุณหภูมิขาเข้าของก๊าซร้อนกับค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้ โดยการปรับเปลี่ยนค่าอุณหภูมิขาเข้าของก๊าซร้อน 100, 110, 120, 130, 140, 150, 160, 170 และ 180°C จะได้ค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้เท่ากับ 34.09, 39.23, 45.78, 49.97, 56.35, 61.53, 67.62, 73.43 และ 79.39 กิโลวัตต์ตามลำดับ จะเห็นว่า ค่าที่ได้จากการทดสอบของค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้มีค่ามากกว่าค่าที่คำนวณได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ คิดเป็น 16.39 เปอร์เซ็นต์ที่อุณหภูมิขาเข้าของก๊าซร้อน 100°C และ 11.33 เปอร์เซ็นต์ที่อุณหภูมิขาเข้าของก๊าซร้อน 180°C

ข้อมูลของ Sun and Shyu (26) ที่อุณหภูมิของก๊าซร้อน 168°C พบว่า ค่าความร้อนที่สามารถดึงกลับได้เท่ากับ 192 กิโลวัตต์ ณ ค่าที่ออกแบบไว้ที่ 168 กิโลวัตต์ ซึ่งสอดคล้องกับข้อมูลที่ได้ในงานวิจัยนี้ คือ ค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้จะมีความมากกว่าที่คำนวณได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ประมาณ 13.86 เปอร์เซ็นต์

สรุปได้ว่าเมื่ออุณหภูมิขาเข้าของก๊าซร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นจาก 100 เป็น 180°C จะทำให้ค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้เพิ่มขึ้นจาก 34.1 เป็น 79.4 กิโลวัตต์ตามลำดับ

6.2.3 ผลต่อค่าประสิทธิผล

รูป 6.3 แสดงผลการทดสอบที่ทำการแปรค่าอุณหภูมิอากาศเข้าของก๊าซร้อนกับค่าประสิทธิผลของเครื่องอุ่นอากาศ โดยทำการปรับเปลี่ยนค่าอุณหภูมิอากาศเข้าของก๊าซร้อน 100, 110, 120, 130, 140, 150, 160, 170 และ 180 °C จะได้ค่าประสิทธิผลเท่ากับ 74.14, 72.88, 74.73, 72.89, 72.60, 72.61, 72.33, 70.78 และ 69.37 เปอร์เซ็นต์ตามลำดับ จะเห็นว่าค่าประสิทธิผลที่ได้จากการทดสอบมากกว่าค่าที่คำนวณได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ประมาณ 7.07 ถึง 11.04 เปอร์เซ็นต์

Sun and Shyu (26) ได้พบว่าค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เท่ากับ 56 เปอร์เซ็นต์ ณ ค่าที่ออกแบบไว้ที่ 47 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งสอดคล้องกับข้อมูลที่ได้ในงานวิจัยนี้กล่าวคือ ค่าประสิทธิผลที่ได้จะมีค่ามากกว่าที่คำนวณได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ประมาณ 9.18 เปอร์เซ็นต์

สรุปได้ว่าเมื่ออุณหภูมิอากาศเข้าของก๊าซร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นจาก 100 เป็น 180 °C จะได้ค่าประสิทธิผลอยู่ในช่วง 69.37 ถึง 74.73 เปอร์เซ็นต์ตามลำดับ

6.3 ผลการทดสอบโดยการแปรค่าอัตราการไหลของก๊าซร้อนเข้า

เนื่องจากสภาพการทำงานจริงของโรงไฟฟ้า อุปกรณ์ทุกชิ้นไม่สามารถเดินใช้งานได้อย่างต่อเนื่องตลอดเวลา ทั้งนี้เพราะเมื่อพัดลมตัวหนึ่งตัวใดหยุดทำงานอย่างกะทันหัน (Trip) จะทำให้อัตราการไหลของก๊าซร้อนเข้าลดลงแต่หม้อไอน้ำยังคงทำงานอยู่ ดังนั้นจึงต้องมีการทดสอบโดยการแปรค่าอัตราการไหลของก๊าซร้อนเข้าค่าต่างๆเพื่อตรวจสอบผลที่ได้จากเครื่องอุ่นอากาศแบบท่อความร้อน โดยกำหนดให้อุณหภูมิอากาศเข้าของก๊าซร้อนมีค่า 170 °C อุณหภูมิอากาศเข้าของอากาศ 30 °C และอัตราการไหลของอากาศ 2700 m³/hr ผลที่ได้ มีดังนี้

6.3.1 ผลต่ออุณหภูมิอากาศออกของก๊าซร้อนและอากาศ

รูป 6.4 แสดงผลการทดสอบที่ทำการแปรค่าอัตราการไหลของก๊าซร้อนเข้ากับอุณหภูมิอากาศออกของก๊าซร้อนและอากาศ โดยการปรับเปลี่ยนค่าอัตราการไหลของก๊าซร้อนเข้า 1800, 2700, 3600, 4500 และ 5400 m³/hr จะได้อุณหภูมิอากาศออกของก๊าซร้อนเท่ากับ 68.1, 77.8, 86.3, 99.6 และ 107.5 °C ตามลำดับ เช่นเดียวกันจะได้อุณหภูมิอากาศออกของอากาศเท่ากับ 88.3, 97.5, 105.5, 116.3 และ 125.4 °C จะเห็นว่าค่าอุณหภูมิอากาศออกของก๊าซร้อนที่ได้จากการทดสอบจะมีค่าน้อยกว่าค่าที่คำนวณได้จาก

โปรแกรมคอมพิวเตอร์ ประมาณ 4.87 ถึง 7.88 เปอร์เซ็นต์ แต่ในส่วนของอุณหภูมิขาออกของอากาศที่ได้ พบว่า มีค่ามากกว่าที่คำนวณได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ ประมาณ 1.56 ถึง 4.42 เปอร์เซ็นต์

วิจิตร (7) ได้ศึกษาถึงการออกแบบและสร้างเครื่องอุ่นอากาศแบบท่อความร้อนสำหรับหม้อไอน้ำสำเร็จรูปขนาดกำลังผลิตไอน้ำ 1 ตันต่อชั่วโมง โดยใช้ท่อความร้อนที่ทำจากท่อเหล็กขนาด 0.0272 เมตร จำนวน 30 ท่อ มีน้ำเป็นสารทำงาน ที่อุณหภูมิขาเข้าของไอน้ำ 231°C อุณหภูมิขาเข้าของอากาศ 30°C อัตราการไหลของอากาศ $692.72 \text{ m}^3/\text{hr}$ พบว่า เมื่อนำเครื่องอุ่นอากาศที่สร้างขึ้นมาทดสอบที่การปรับเปลี่ยนอัตราการไหลของไอน้ำที่ 300, 500 และ $700 \text{ m}^3/\text{hr}$. จะได้อุณหภูมิขาออกของไอน้ำเท่ากับ 92.4 , 110 และ 117.7°C และเช่นเดียวกันจะได้อุณหภูมิขาออกของอากาศ เท่ากับ 78.7 , 82.7 และ 89.7°C ซึ่งค่าอุณหภูมิขาออกของไอน้ำที่ได้จากการทดสอบจะมีค่าน้อยกว่าที่คำนวณได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ ประมาณ 1 ถึง 10 เปอร์เซ็นต์ แต่อุณหภูมิขาออกของอากาศที่ได้จากการทดสอบจะมีค่ามากกว่าที่คำนวณได้ประมาณ 10 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งสอดคล้องกับข้อมูลที่ได้ในการวิจัยนี้คือ อุณหภูมิขาออกของไอน้ำจะมีค่าน้อยกว่าค่าที่คำนวณได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ ประมาณ 6.37 เปอร์เซ็นต์ และอุณหภูมิขาออกของอากาศที่ได้จากการทดสอบจะมีค่ามากกว่าที่คำนวณได้ประมาณ 2.99 เปอร์เซ็นต์

สรุปได้ว่า เมื่ออัตราการไหลของก๊าซร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นจาก 1800 เป็น $5400 \text{ m}^3/\text{hr}$. จะทำให้อุณหภูมิขาออกของก๊าซร้อนมีค่าเพิ่มจาก 68.1 เป็น 107.5°C และอุณหภูมิขาออกของอากาศจะเพิ่มจาก 88.3 เป็น 125.4°C ตามลำดับ

6.3.2 ค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้

รูป 6.5 แสดงผลการทดสอบที่ทำการแปรค่าอัตราการไหลของก๊าซร้อนขาเข้ากับค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้ของเครื่องอุ่นอากาศ โดยการปรับเปลี่ยนค่าอัตราการไหลของก๊าซร้อนขาเข้า 1800, 2700, 3600, 4500 และ $5400 \text{ m}^3/\text{hr}$. จะได้ค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้เท่ากับ 47.56, 50.05, 57.44, 63.51 และ 67.11 กิโลวัตต์ พบว่า มีค่าใกล้เคียงกับค่าที่คำนวณได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์

วิจิตร (7) พบว่า เมื่อนำเครื่องอุ่นอากาศที่สร้างขึ้นมาทดสอบที่การปรับเปลี่ยนอัตราการไหลของไอน้ำที่ 300, 500 และ $700 \text{ m}^3/\text{hr}$. จะได้ค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้ของเครื่อง อุ่นอากาศมีค่า 10.06, 11.34 และ 13.88 กิโลวัตต์ ซึ่งค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้ที่ได้จากการทดสอบจะมีค่ามากกว่าที่คำนวณได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ ประมาณ 10 ถึง

15 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งจะแตกต่างกับข้อมูลที่ได้ในงานวิจัยนี้เล็กน้อยคือ ค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้ จะมีค่าใกล้เคียงกับค่าที่คำนวณได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ แต่จะมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นไปในทางเดียวกัน ทั้งนี้เนื่องจากในการวิจัยนี้ใช้ข้อมูลของหม้อไอน้ำขนาดใหญ่และมีอัตราการไหลของก๊าซร้อนในปริมาณที่สูงมาก ซึ่ง Beiler and Kroger (25) พบว่าแม้จะมีการแก้ไขเป็นอย่างดีแล้วแต่ผลของการไหลไม่ราบเรียบและการกระจายของอุณหภูมิภายในเครื่อง จะทำให้สมรรถนะทางความร้อนลดลงประมาณ 2 เปอร์เซ็นต์

สรุปได้ว่า เมื่ออัตราการไหลของก๊าซร้อนเข้ามีค่าเพิ่มขึ้นจาก 1800 เป็น 5400 m^3/hr . จะทำให้ได้ค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้เพิ่มจาก 47.5 เป็น 67.1 กิโลวัตต์ ตามลำดับ

6.3.3 ผลต่อค่าประสิทธิผล

รูป 6.6 แสดงผลการทดสอบที่ทำการแปรค่าอัตราการไหลของก๊าซร้อนเข้ากับค่าประสิทธิผลของเครื่องอุ่นอากาศ โดยอัตราการไหลของก๊าซร้อนเข้า 1800, 2700, 3600, 4500 และ 5400 m^3/hr . จะได้ค่าประสิทธิผลเท่ากับ 74.53, 70.09, 63.31, 58.22 และ 64.17 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ ซึ่งมีค่ามากกว่าที่คำนวณได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ประมาณ 0.65 ถึง 6.13 เปอร์เซ็นต์

การทดลองของ วิจิตร (7) แสดงว่า เมื่อนำเครื่องอุ่นอากาศที่สร้างขึ้น มาทดสอบที่การปรับเปลี่ยนอัตราการไหลของไอเสียที่ 300, 500 และ 700 m^3/hr . จะได้ค่าประสิทธิผลของเครื่องอุ่นอากาศมีค่า 96.16, 64.37 และ 55.75 เปอร์เซ็นต์ซึ่งค่าประสิทธิผลที่ได้จากการทดสอบจะมีค่ามากกว่าที่คำนวณได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ประมาณ 11 ถึง 20 เปอร์เซ็นต์ เป็นไปในทำนองเดียวกันกับงานวิจัยนี้ กล่าวคือ ค่าประสิทธิผลของเครื่องอุ่นอากาศจะมีค่ามากกว่าที่คำนวณได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ประมาณ 3.43 เปอร์เซ็นต์

สรุปได้ว่า เมื่ออัตราการไหลของก๊าซร้อนเข้ามีค่าเพิ่มขึ้นจาก 1800 เป็น 5400 m^3/hr . จะทำให้ค่าประสิทธิผลของเครื่องอุ่นอากาศมีค่าลดลงจาก 74.53 เป็น 64.17 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ

6.4 ผลการทดสอบโดยการแปรค่าอุณหภูมิอากาศเข้าของอากาศ

สาเหตุของการทดสอบโดยการแปรค่าอุณหภูมิอากาศเข้าของอากาศ ทั้งนี้เนื่องจากเพื่อให้เครื่องอุ่นอากาศที่สร้างขึ้นสามารถใช้งานได้ในสถานที่ซึ่งมีสภาวะต่าง ๆ กัน ตลอดจนการเปลี่ยนแปลงของฤดูกาลที่จะทำให้อุณหภูมิอากาศเข้าของอากาศเปลี่ยนไปด้วย ในขณะที่พัดลมดูดอากาศยังคงทำงานเดิมที่ โดยกำหนดให้อุณหภูมิอากาศเข้าของก๊าซร้อนมีค่า 170°C อัตราการไหลของก๊าซร้อน $5400 \text{ m}^3/\text{hr.}$ และอัตราการไหลของอากาศ $2700 \text{ m}^3/\text{hr.}$ ผลที่ได้มีดังนี้

6.4.1 ผลต่ออุณหภูมิอากาศออกของก๊าซร้อนและอากาศ

รูป 6.7 แสดงผลการทดสอบที่ทำการแปรอุณหภูมิอากาศเข้าของอากาศ ที่การปรับเปลี่ยนอุณหภูมิอากาศเข้าของอากาศ $35, 45, 55, 65, 75, 85$ และ 95°C จะได้อุณหภูมิอากาศออกของก๊าซร้อนเท่ากับ $97.2, 102.8, 109.8, 114.5, 121.3, 128.3$ และ 132.9°C เช่นเดียวกันจะได้อุณหภูมิอากาศออกเป็น $113.2, 120.1, 127.1, 131.5, 137.3, 142.9$ และ 146.4°C จะเห็นได้ว่าอุณหภูมิอากาศออกของอากาศที่ได้จากการทดสอบจะมีค่าใกล้เคียงกับที่คำนวณได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ สำหรับอุณหภูมิอากาศออกของก๊าซร้อนจะมีค่าน้อยกว่าที่คำนวณจากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ประมาณ 14.87 เปอร์เซ็นต์ ที่อุณหภูมิอากาศเข้าของอากาศ 35°C และค่าความแตกต่างจะค่อยๆ ลดลง จนถึง 4.5 เปอร์เซ็นต์ ณ อุณหภูมิอากาศเข้าของอากาศ 95°C

Sun and Shyu (26) พบว่า ได้อุณหภูมิอากาศออกของก๊าซร้อนที่ 104°C และอุณหภูมิอากาศออกของอากาศที่ 116°C ณ ค่าที่ออกแบบไว้ที่อุณหภูมิอากาศออกของก๊าซร้อนและอากาศที่ 114 และ 100°C ซึ่งค่าอุณหภูมิอากาศออกของอากาศสอดคล้องกับงานวิจัยนี้คืออุณหภูมิอากาศออกของอากาศที่ได้จากการทดสอบจะมีค่ามากกว่าที่คำนวณได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ประมาณ 9.68 เปอร์เซ็นต์ แต่ค่าอุณหภูมิอากาศออกของก๊าซร้อนที่ได้จากการทดสอบจะมีค่าใกล้เคียงกับที่คำนวณได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ ซึ่งจะได้ค่าที่แตกต่างจาก Sun and Shyu ไปบ้างเล็กน้อย เนื่องจากในการวิจัยนี้ใช้ข้อมูลของหม้อไอน้ำขนาดใหญ่และมีอัตราการไหลของก๊าซร้อนในปริมาณที่สูงมาก ซึ่ง Beiler and Kroger (25) ได้ศึกษาถึงการลดลงของสมรรถนะทางความร้อนอันเนื่องมาจากการไหลที่ไม่ราบเรียบและการกระจายของอุณหภูมิในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบใช้อากาศในการระบายความร้อนพบว่า แม้จะมีการแก้ไขเป็นอย่างดีแล้วแต่ผลของการไหลไม่ราบเรียบและการกระจายของอุณหภูมิภายในเครื่อง จะทำให้สมรรถนะทางความร้อนลดลงประมาณ 2 เปอร์เซ็นต์

จึงสรุปได้ว่า เมื่ออุณหภูมิอากาศเข้าของอากาศมีค่าเพิ่มขึ้นจาก 35 เป็น 95°C จะทำให้อุณหภูมิอากาศออกของก๊าซร้อนมีค่าเพิ่มจาก 97.2 เป็น 132.9°C และอุณหภูมิอากาศออกของอากาศจะเพิ่มจาก 113.2 เป็น 146.4°C ตามลำดับ

6.4.2 ผลต่อค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้

รูป 6.8 แสดงผลการทดสอบที่ทำการแปรค่าอุณหภูมิอากาศเข้าของอากาศกับค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้ของเครื่องอุ่นอากาศที่อุณหภูมิของอากาศเข้า 35, 45, 55, 65, 75, 85 และ 95°C พบว่า ค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้มีค่า 65.75, 63.10, 58.21, 52.22, 47.01, 42.07 และ 36.29 กิโลวัตต์ จะเห็นได้ว่าค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้จากการทดสอบมีค่าน้อยกว่าที่คำนวณได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ คิดเป็น 7.22 เปอร์เซ็นต์ที่อุณหภูมิอากาศเข้าของอากาศ 35°C และค่าความแตกต่างจะค่อยๆลดลง จนถึง 1.18 เปอร์เซ็นต์ ณ อุณหภูมิอากาศเข้าของอากาศ 95°C

วิจิตร (7) พบว่า เมื่อนำเครื่องอุ่นอากาศที่สร้างขึ้นมาทดสอบที่การปรับเปลี่ยนอุณหภูมิอากาศเข้าของอากาศ 30, 40, 50 และ 60°C ตามลำดับ จะได้ค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้ของเครื่องอุ่นอากาศ 14.49, 14.06, 12.39 และ 11.58 กิโลวัตต์ ตามลำดับ โดยค่าที่ได้จากการทดสอบจะสูงกว่าที่คำนวณได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ประมาณ 10 ถึง 15 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งมีความแตกต่างกับงานวิจัยนี้ คือ ค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้จากการทดสอบจะมีค่าน้อยกว่าที่คำนวณได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ประมาณ 4.2 เปอร์เซ็นต์ แต่มีแนวโน้มลดลงไปในทางเดียวกัน เนื่องจากในการวิจัยนี้ใช้ข้อมูลของหม้อไอน้ำขนาดใหญ่ และมีอัตราการไหลของก๊าซร้อนในปริมาณที่สูงมาก ซึ่ง Beiler and Kroger (25) ได้ศึกษาถึงการลดลงของสมรรถนะทางความร้อนอันเนื่องมาจากการไหลที่ไม่ราบเรียบและการกระจายของอุณหภูมิในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบใช้อากาศในการระบายความร้อน พบว่าแม้จะมีการแก้ไขเป็นอย่างดีแล้วแต่ผลของการไหลไม่ราบเรียบและการกระจายของอุณหภูมิภายในเครื่องจะทำให้สมรรถนะทางความร้อนลดลงประมาณ 2 เปอร์เซ็นต์

สรุปได้ว่า เมื่ออุณหภูมิอากาศเข้าของอากาศมีค่าเพิ่มขึ้นจาก 35 เป็น 95°C จะทำให้ค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้ของเครื่องอุ่นอากาศมีค่าลดลงจาก 65.8 เป็น 36.3 กิโลวัตต์ ตามลำดับ

6.4.3 ผลต่อค่าประสิทธิผล

รูป 6.9 แสดงผลการทดสอบที่ทำการแปรค่าของอุณหภูมิอากาศเข้าของอากาศกับค่าประสิทธิผลของเครื่องอุ่นอากาศโดยอุณหภูมิอากาศเข้าของอากาศ 35, 45, 55, 65, 75, 85 และ 95°C พบว่า ค่าประสิทธิผลที่ได้จากการทดสอบมีค่า 57.46, 60.13, 62.48, 63.40, 65.23, 67.49 และ 67.42 เปอร์เซ็นต์ตามลำดับ จะเห็นได้ว่าค่าประสิทธิผลที่ได้จากการทดสอบมีค่าน้อยกว่าที่คำนวณได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์คิดเป็น 4.15 เปอร์เซ็นต์ที่อุณหภูมิอากาศเข้าของอากาศ 35°C และค่าความแตกต่างจะค่อยๆ ลดลง จนถึง 0.8 เปอร์เซ็นต์ ณ อุณหภูมิอากาศเข้าของอากาศ 95°C

ในกรณีของ Sun and Shyu (26) พบว่า ค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเท่ากับ 56 เปอร์เซ็นต์ ณ ค่าที่ออกแบบไว้ที่ 47 เปอร์เซ็นต์ โดยได้ค่าจากการทดสอบมากกว่าค่าที่ออกแบบไว้ 9 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งแตกต่างกับข้อมูลที่ได้ในงานวิจัยนี้ กล่าวคือ ค่าประสิทธิผลที่ได้จากการทดสอบจะมีค่าน้อยกว่าที่คำนวณได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ประมาณ 1.65 เปอร์เซ็นต์ แต่มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นไปในทางเดียวกัน ทั้งนี้เนื่องจากในการวิจัยนี้ใช้ข้อมูลของหม้อไอน้ำขนาดใหญ่และมีอัตราการไหลของก๊าซร้อนในปริมาณที่สูงมาก ซึ่ง Beiler and Kroger (25) ได้ศึกษาถึงการลดลงของสมรรถนะทางความร้อนอันเนื่องมาจากการไหลที่ไม่ราบเรียบและการกระจายของอุณหภูมิในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบใช้อากาศในการระบายความร้อน พบว่าแม้จะมีการแก้ไขเป็นอย่างดีแล้วแต่ผลของการไหลไม่ราบเรียบและการกระจายของอุณหภูมิภายในเครื่องจะทำให้สมรรถนะทางความร้อนลดลงประมาณ 2 เปอร์เซ็นต์

สรุปได้ว่า เมื่ออุณหภูมิอากาศเข้าของอากาศมีค่าเพิ่มจาก 35 เป็น 95°C จะทำให้ค่าประสิทธิผลของเครื่องอุ่นอากาศมีค่าเพิ่มขึ้นจาก 57.5 เป็น 67.5 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ

6.5 ผลการทดสอบโดยการแปรค่าอัตราการไหลของอากาศเข้า

สาเหตุที่ต้องมีการทดสอบการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลของอากาศเข้า เพื่อต้องการดูการเปลี่ยนแปลงของค่าต่างๆ ตั้งแต่เมื่อเริ่มเดินพัดลมดูดอากาศ และเพื่อต้องการทราบผลการเปลี่ยนอัตราการไหลของอากาศเข้าต่อการอบแห้งยิปซัม ตลอดจนเมื่อพัดลมที่ใช้ดูดอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเกิดปัญหาทำให้ไม่สามารถทำงานได้ มีผลให้อัตราการไหลของอากาศลดลง โดยกำหนดให้อุณหภูมิอากาศเข้าของก๊าซร้อน 170°C อุณหภูมิอากาศเข้าของอากาศ 30°C และอัตราการไหลของก๊าซร้อน 5400 m³/hr. ผลที่ได้เป็นดังนี้

6.5.1 ผลต่ออุณหภูมิขาออกของก๊าซร้อนและอากาศ

รูป 6.10 แสดงผลการทดสอบที่ทำการแปรค่าอัตราการไหลของอากาศขาเข้าโดยการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลของอากาศขาเข้า 900, 1800 และ 2700 m^3/hr . จะได้อุณหภูมิขาออกของก๊าซร้อนเท่ากับ 121.8, 105.3 และ 107.3°C ตามลำดับ เช่นเดียวกันจะได้อุณหภูมิขาออกของอากาศเป็น 145.5, 128.2 และ 125.4°C จะสังเกตได้ว่าอุณหภูมิขาออกของอากาศที่ได้จากการทดสอบมีค่าน้อยกว่าที่คำนวณได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ประมาณ 7.03 ถึง 9.07 เปอร์เซ็นต์ ส่วนอุณหภูมิขาออกของก๊าซร้อนที่ได้จากการทดสอบมีค่าน้อยกว่าที่คำนวณได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ ประมาณ 8.08 ถึง 18.35 เปอร์เซ็นต์

วิจิตร (7) แสดงว่า เมื่อนำเครื่องอุ่นอากาศที่สร้างขึ้นมาทดสอบที่การปรับเปลี่ยนอัตราการไหลของอากาศที่ 500 และ 700 m^3/hr . จะได้อุณหภูมิขาออกของไอเสียเท่ากับ 133.1 และ 127.6°C และเช่นเดียวกันจะได้อุณหภูมิขาออกของอากาศเท่ากับ 102 และ 96.1°C ซึ่งค่าอุณหภูมิขาออกของไอเสียที่ได้จากการทดสอบจะมีค่าน้อยกว่าค่าที่คำนวณได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ประมาณ 10 เปอร์เซ็นต์ ส่วนอุณหภูมิขาออกของอากาศที่ได้จากการทดสอบจะมีค่ามากกว่าที่คำนวณได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ประมาณ 1 ถึง 10 เปอร์เซ็นต์ ในส่วนของผลต่ออุณหภูมิขาออกของก๊าซร้อน มีความสอดคล้องกับงานวิจัยนี้คือ อุณหภูมิขาออกของก๊าซร้อนที่ได้จากการทดสอบมีค่าน้อยกว่าค่าที่คำนวณได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ประมาณ 13.21 เปอร์เซ็นต์ แต่ในส่วนผลของอุณหภูมิขาออกของอากาศ มีความแตกต่างจากค่าที่ได้จากงานวิจัยนี้คือ อุณหภูมิขาออกของอากาศที่ได้จากการทดสอบมีค่าน้อยกว่าค่าที่คำนวณได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ประมาณ 8.05 เปอร์เซ็นต์ แต่จะมีแนวโน้มลดลงไปในทางเดียวกัน ทั้งนี้เนื่องมาจากการวิจัยนี้ใช้ข้อมูลของหม้อไอน้ำขนาดใหญ่และมีอัตราการไหลของก๊าซร้อนในปริมาณที่สูงมาก ซึ่ง Beiler and Kroger (25) ได้ศึกษาถึงการลดลงของสมรรถนะทางความร้อนอันเนื่องมาจากการไหลที่ไม่ราบเรียบและการกระจายของอุณหภูมิในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบใช้อากาศในการระบายความร้อนพบว่า แม้จะมีการแก้ไขเป็นอย่างดีแล้วแต่ผลของการไหลไม่ราบเรียบและการกระจายของอุณหภูมิภายในเครื่อง จะทำให้สมรรถนะทางความร้อนลดลงประมาณ 2 เปอร์เซ็นต์

สรุปได้ว่า อัตราการไหลของอากาศมีค่าเพิ่มขึ้นจาก 900 เป็น 2700 m^3/hr . จะทำให้อุณหภูมิขาออกของก๊าซร้อนมีค่าลดลงจาก 121.8 เป็น 107.3°C เช่นเดียวกับอุณหภูมิขาออกของอากาศ ลดลงจาก 145.5 เป็น 125.4°C ตามลำดับ

6.5.2 ผลต่อค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้

รูป 6.11 แสดงผลการทดสอบที่ทำการแปรค่าอัตราการไหลของอากาศเข้าเข้ากับค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้ของเครื่องอุ่นอากาศ ที่อัตราการไหลของอากาศเข้า 900, 1800 และ 2700 m^3/hr . พบว่า ค่าความร้อนที่เครื่องอุ่นอากาศสามารถถ่ายเทได้มีค่า 29.37, 49.59 และ 67.11 กิโลวัตต์ ตามลำดับ เห็นได้ว่าค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้ที่ได้จากการทดสอบมีค่าน้อยกว่าที่คำนวณได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ ประมาณ 10.22 ถึง 12.6 เปอร์เซ็นต์

วิจิตร (7) พบว่าเมื่อนำเครื่องอุ่นอากาศที่สร้างขึ้นมาทดสอบที่การปรับเปลี่ยนอัตราการไหลของอากาศที่ 500 และ 700 m^3/hr . จะได้ค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้ของเครื่องอุ่นอากาศเท่ากับ 11.56 และ 15.17 กิโลวัตต์ ซึ่งค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้ที่ได้จากการทดสอบจะมากกว่าค่าที่คำนวณได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ประมาณ 0.5 ถึง 15 เปอร์เซ็นต์ โดยจะมีความแตกต่างกับข้อมูลที่ได้จากงานวิจัยนี้กล่าวคือ ค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้จากการทดสอบจะมีค่าน้อยกว่าที่คำนวณได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ประมาณ 11.41 เปอร์เซ็นต์ แต่จะมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นไปในทางเดียวกัน เนื่องจากในการวิจัยนี้ใช้ข้อมูลของหม้อไอน้ำขนาดใหญ่ และมีอัตราการไหลของก๊าซร้อนในปริมาณที่สูงมาก ซึ่ง Beiler and Kroger (25) ได้ศึกษาถึงการลดลงของสมรรถนะทางความร้อนอันเนื่องมาจากการไหลที่ไม่ราบเรียบและการกระจายของอุณหภูมิในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบใช้อากาศในการระบายความร้อน พบว่า แม้จะมีการแก้ไขเป็นอย่างดีแล้วแต่ผลของการไหลไม่ราบเรียบและการกระจายของอุณหภูมิภายในเครื่อง จะทำให้สมรรถนะทางความร้อนลดลงประมาณ 2 เปอร์เซ็นต์

สรุปได้ว่า ถ้าอัตราการไหลของอากาศมีค่าเพิ่มขึ้น จาก 900 เป็น 2700 m^3/hr . จะทำให้ค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้มีค่าเพิ่มจาก 29.4 เป็น 67.1 กิโลวัตต์ตามลำดับ

6.5.3 ผลต่อค่าประสิทธิภาพ

รูป 6.12 แสดงผลการทดสอบที่ทำการแปรค่าอัตราการไหลของอากาศเข้าเข้ากับค่าประสิทธิภาพของเครื่องอุ่นอากาศ โดยอัตราการไหลของอากาศเข้า 900, 1800 และ 2700 m^3/hr . พบว่า ค่าประสิทธิภาพที่ได้จากการทดสอบมีค่า 80.65, 67.82 และ 64.17 เปอร์เซ็นต์ตามลำดับ จะเห็นว่าค่าประสิทธิภาพที่ได้จากการทดสอบมีค่าน้อยกว่าที่คำนวณได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ประมาณ 6.94 ถึง 10.71 เปอร์เซ็นต์

Dube et al. (14) ได้ทำการทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศกับอากาศ โดยใช้ท่อความร้อนที่ทำจากท่อทองแดง ขนาด 15.88 มิลลิเมตร จำนวน 24 ท่อ การจัดท่อเป็นแบบเกลียว ครีบอลูมิเนียมหนา 0.271 มิลลิเมตร เป็นครีบอลูมิเนียม

จำนวน 328 ครีบต่อความยาวท่อ 1 เมตร ความยาวของส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น 304.8 มิลลิเมตร มีน้ำเป็นสารทำงาน อัตราการไหลของของไหลด้านร้อนและด้านเย็นมีค่าเท่ากัน จะได้ค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจากการทดสอบในช่วง 30.80 ถึง 55.50 เปอร์เซ็นต์ โดยจะมีค่าลดลงหากความเร็วของอากาศมีค่าเพิ่มมากขึ้น ซึ่งเป็นไปในทำนองเดียวกันกับข้อมูลที่ได้ในการวิจัยนี้กล่าวคือ ค่าประสิทธิผลของเครื่องอุ่นอากาศที่ได้จากการทดสอบมีค่าน้อยกว่าค่าที่คำนวณได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ประมาณ 8.55 เปอร์เซ็นต์ ทั้งนี้เนื่องมาจากการวิจัยนี้ใช้ข้อมูลของหม้อไอน้ำขนาดใหญ่และมีอัตราการไหลของก๊าซร้อนในปริมาณที่สูงมาก ซึ่ง Beiler and Kroger (25) ได้ศึกษาถึงการลดลงของสมรรถนะทางความร้อนอันเนื่องมาจากการไหลที่ไม่ราบเรียบและการกระจายของอุณหภูมิในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบใช้อากาศในการระบายความร้อน พบว่าแม้จะมีการแก้ไขเป็นอย่างดีแล้วแต่ผลของการไหลไม่ราบเรียบและการกระจายของอุณหภูมิภายในเครื่อง จะทำให้สมรรถนะทางความร้อนลดลงประมาณ 2 เปอร์เซ็นต์

สรุปได้ว่า เมื่ออัตราการไหลของอากาศมีค่าเพิ่มขึ้นจาก 900 เป็น 2700 m^3/hr . จะทำให้ค่าประสิทธิผลลดลง จาก 80.6 เป็น 64.2 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ

6.6 ผลการทดสอบโดยการแปรค่าเรย์โนลด์ นัมเบอร์ ของด้านส่วนทำระเหย

รูป 6.13 แสดงผลการทดสอบที่ทำการแปรค่าเรย์โนลด์ นัมเบอร์ ของด้านส่วนทำระเหยกับค่าประสิทธิผลของเครื่องอุ่นอากาศ โดยการปรับเปลี่ยนค่า เรย์โนลด์ นัมเบอร์ ดังนี้ 3578, 5253, 6872, 8352 และ 9864 จะได้ค่าประสิทธิผลของเครื่องอุ่นอากาศเท่ากับ 74.53, 70.09, 63.31, 58.22 และ 64.17 เปอร์เซ็นต์ตามลำดับ

Terdtoon (27) ได้ศึกษาถึงเครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบเทอร์โมไฮฟอนสำหรับหม้อไอน้ำสำเร็จรูป โดยใช้ท่อความร้อนที่ทำจากท่อสแตนเลส ขนาด 25.7 มิลลิเมตร จำนวน 78 ท่อ มีน้ำเป็นสารทำงาน อุณหภูมิของไอน้ำ 280 °C และความเร็วของไอน้ำ 4.5 เมตรต่อวินาที พบว่า สำหรับทุกๆอุณหภูมิขาเข้าของไอน้ำ (180, 220 และ 260°C) ที่ค่าเรย์โนลด์ นัมเบอร์ ด้านส่วนควบแน่น เพิ่มขึ้นจาก 20 ถึง 110 จะทำให้ค่าประสิทธิผลของเครื่องอุ่นน้ำป้อนลดลง จาก 70 เปอร์เซ็นต์ เป็น 55 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งผลที่ได้เป็นไปในทำนองเดียวกันกับค่าที่ได้จากงานวิจัยชิ้นนี้

สรุปได้ว่า เมื่อค่าเรย์โนลด์ นัมเบอร์ เพิ่มขึ้นจาก 3578 เป็น 9864 จะทำให้ค่าประสิทธิผลของเครื่องอุ่นอากาศ มีค่าลดลง จาก 74.53 เป็น 64.17 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ

6.7 ผลการทดสอบโดยการแปรค่าเรย์โนลด์ นัมเบอร์ ของด้านส่วนควบแน่น

รูป 6.14 แสดงผลการทดสอบที่ทำการแปรค่าเรย์โนลด์ นัมเบอร์ ของด้านส่วนควบแน่นกับค่าประสิทธิผลของเครื่องอุ่นอากาศ โดยการปรับเปลี่ยนค่าเรย์โนลด์ นัมเบอร์ ดังนี้ 2021, 4214 และ 6294 จะได้ค่าประสิทธิผลของเครื่องอุ่นอากาศเท่ากับ 80.65, 67.82 และ 64.17 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ

ข้อมูลของ Terdtoon (27) แสดงว่า สำหรับทุกๆอุณหภูมิขาเข้าของไอเสีย (180, 220 และ 260 °C) ที่ค่าเรย์โนลด์ นัมเบอร์ ด้านส่วนควบแน่น เพิ่มขึ้นจาก 20 ถึง 110 จะทำให้ค่าประสิทธิผลของเครื่องอุ่นน้ำป้อนลดลงจาก 70 เปอร์เซ็นต์ เป็น 55 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งผลที่ได้มีค่าเป็นไปในทางตรงกันข้ามกับค่าที่ได้จากงานวิจัยชิ้นนี้

สรุปได้ว่า เมื่อค่าเรย์โนลด์ นัมเบอร์ เพิ่มขึ้นจาก 2021 เป็น 6294 จะทำให้ค่าประสิทธิผลของเครื่องอุ่นอากาศมีค่าลดลง จาก 80.65 เป็น 64.17 เปอร์เซ็นต์

6.8 ผลของ NTU_{min} กับค่าประสิทธิผล

6.8.1 ที่ส่วนทำระเหย

จากรูป 6.15 แสดงผลการเปลี่ยนค่า NTU_{min} ที่ส่วนทำระเหยกับค่าประสิทธิผล พบว่า เมื่อทำการเปลี่ยนค่า NTU_{min} เท่ากับ 1.51, 1.34, 1.49, 1.7 และ 1.85 จะทำให้ได้ค่า ประสิทธิผลของเครื่องอุ่นอากาศเป็น 64.17, 58.22, 63.31, 70.09 และ 74.53 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ

วิจิตร (7) พบว่า ที่ค่า NTU_{min} จาก 0.02 ถึง 0.07 จะได้ค่าประสิทธิผลของเครื่องอุ่นอากาศที่สร้างขึ้นมีค่าเพิ่มขึ้นจาก 40 ถึง 70 เปอร์เซ็นต์ซึ่งผลที่ได้จะมีค่าเป็นไปในทางตรงกันข้ามกับค่าที่ได้จากงานวิจัยชิ้นนี้

สรุปได้ว่า เมื่อค่า NTU_{min} เพิ่มจาก 1.34 เป็น 1.85 จะทำให้ค่าประสิทธิผลของเครื่องอุ่นอากาศ เพิ่มจาก 58.22 เป็น 74.53 เปอร์เซ็นต์

6.8.2 ที่ส่วนควบแน่น

จากรูป 6.16 แสดงผลการเปลี่ยนค่า NTU_{min} ที่ส่วนควบแน่นกับค่าประสิทธิผล พบว่า เมื่อทำการเปลี่ยนค่า NTU_{min} เท่ากับ 1.51, 1.67 และ 2.19 ตามลำดับ จะทำให้ได้ค่าประสิทธิผลของเครื่องอุ่นอากาศ เป็น 64.17, 67.82 และ 80.65 เปอร์เซ็นต์

วิจิตร (7) พบว่า ที่ค่า NTU_{min} จาก 0.02 ถึง 0.07 จะได้ค่าประสิทธิผลของเครื่องอุ่นอากาศที่สร้างขึ้นมีค่าเพิ่มขึ้นจาก 40 ถึง 70 เปอร์เซ็นต์ซึ่งผลที่ได้จะมีค่าเป็นไปในทำนองเดียวกันกับค่าที่ได้จากงานวิจัยชิ้นนี้

สรุปได้ว่า เมื่อค่า NTU_{min} มีค่าเพิ่มจาก 1.51 เป็น 2.19 จะทำให้ค่าประสิทธิผลของเครื่องอุ่นอากาศ เพิ่มจาก 64.17 เป็น 80.65 เปอร์เซ็นต์

6.9 ผลการตรวจวัดความดันตกคร่อมกลุ่มท่อ

เนื่องจากท่อความร้อนที่สร้างขึ้นมีการจัดเรียงแบบเหลื่อมกัน (Staggered) และมีครีบบางแผ่น (L - footed fin plate) ติดตั้งอยู่ มีผลให้ความดันของอากาศลดลงหรือกรณีที่นำเครื่องอุ่นอากาศไปใช้งานกับก๊าซร้อนที่มีส่วนผสมของฝุ่นมาก อาจทำให้ฝุ่นไปจับที่ครีบบางแผ่นเป็นผลให้ความดันของอากาศที่ไหลผ่านลดลงได้ ดังนั้นจึงจำเป็นที่จะต้องหาความดันตกคร่อมกลุ่มท่อทั้งส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น รายละเอียดของผลการตรวจวัดความดันตกคร่อมกลุ่มท่อที่ความเร็วของก๊าซร้อนและอากาศต่าง ๆ สามารถดูได้ในภาคผนวก จ

6.9.1 ที่ส่วนทำระเหย

จากการตรวจวัดความดันตกคร่อมกลุ่มท่อที่ส่วนทำระเหย ที่อัตราการไหลของก๊าซร้อน $5400 \text{ m}^3/\text{hr}$. วัดความดันรวมขาเข้าของเครื่องอุ่นอากาศมีค่าประมาณ 0.40 มิลลิบาร์ และขาออกของเครื่องมีค่าประมาณ 0.13 มิลลิบาร์ ดังนั้นจะได้ค่าความดันตกคร่อมกลุ่มท่อที่ส่วนทำระเหย เท่ากับ 0.27 มิลลิบาร์ หรือประมาณ 27 ปาสคาล ดังรูป 6.17 ซึ่งค่าความดันตกคร่อมกลุ่มท่อที่ส่วนทำระเหยที่ได้จากการทดสอบมีค่าน้อยกว่าค่าที่คำนวณได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์มาก (834.48 ปาสคาล)

6.9.2 ที่ส่วนควบแน่น

จากการตรวจวัดความดันตกคร่อมกลุ่มท่อที่ส่วนควบแน่น ที่อัตราการไหลของอากาศ $2700 \text{ m}^3/\text{hr}$. ความดันรวมขาเข้าเครื่องอุ่นอากาศมีค่าประมาณ 0.02 มิลลิบาร์ และขาออกของเครื่องมีประมาณ 0.06 มิลลิบาร์ ดังนั้นจะได้ค่าความดันตกคร่อมกลุ่มท่อที่ส่วนควบแน่นเท่ากับ 0.04 มิลลิบาร์ หรือประมาณ 6.0 ปาสคาล ดังรูป 6.18 ซึ่งค่าความดันตกคร่อมกลุ่มท่อที่ส่วนควบแน่นที่ได้จากการทดสอบมีค่าน้อยกว่าค่าที่คำนวณได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์มาก (393.10 ปาสคาล)

Xu (29) ได้ทำการประยุกต์นำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนมาใช้งานภายใต้สภาวะที่มีฝุ่นมาก ปริมาณซิลเฟอร์สูงและมีความดันตกคร่อมที่ต่ำ โดยพบว่าสำหรับไอเสียโดยทั่วไป (มีปริมาณฝุ่นผสมน้อยกว่า 200 มิลลิกรัมต่อลูกบาศก์เมตร) จะมีขีดจำกัดของความดันตกคร่อมกลุ่มท่ออยู่ที่ 98 ปาสคาล หรือ 0.065 มิลลิบาร์ เพื่อเป็นการลดค่าความดันตกคร่อมกลุ่มท่อ เขาแนะนำว่าให้ทำการจัดวางท่อความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้อยู่ในรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า (Rectangular arrangement) เพื่อลดความต้านทานในการไหลของของไหล

สรุปได้ว่า ที่ส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นของเครื่องอุ่นอากาศแบบท่อความร้อนมีความดันตกคร่อมกลุ่มท่อน้อย ประมาณ 27 และ 6 ปาสคาล ตามลำดับ จึงมีความเหมาะสมที่จะนำเครื่องอุ่นอากาศแบบท่อความร้อนมาใช้

6.10 รูปแบบ ข้อมูลจำเพาะของระบบอบแห้งยิปซัม และการวิเคราะห์ด้านอื่นๆ

6.10.1 รูปแบบของระบบอบแห้งยิปซัม

ก่อนที่จะทำการหารูปแบบของระบบอบแห้งยิปซัม มีความจำเป็นที่จะต้องหาปริมาณยิปซัม ปริมาณความร้อนที่ยิปซัมต้องการและปริมาณความร้อนที่ต้องการเพิ่ม

การคำนวณหาปริมาณยิปซัม ปริมาณความร้อนที่ยิปซัมต้องการและปริมาณความร้อนที่ต้องการเพิ่ม จากขอบเขตของโครงการวิจัย ได้ทำการตั้งเป้าหมายไว้ว่าจะสามารถนำยิปซัมมาทำการอบได้ 500 กิโลกรัมต่อวัน (1 วัน ทำงาน 8 ชั่วโมง) หลังจากที่ยิปซัมถูกได้อิโน้ตระออกแล้วนำยิปซัมมาทำให้ร้อนที่อุณหภูมิ 150°C โดยให้สัมผัสกับความร้อนทุกส่วนเป็นเวลาประมาณ 4 ชั่วโมง จะได้ปูนปลาสเตอร์

จากการคำนวณหาค่าปริมาณความร้อนที่เย็บซึมต้องการ, $\dot{Q}_{gypsum}$ ที่อุณหภูมิ 150°C ปริมาณเย็บซึม 500 กิโลกรัมต่อวัน หรือ 250 กิโลกรัมต่อ 4 ชั่วโมง จะได้ค่าปริมาณความร้อนที่เย็บซึมต้องการ $\dot{Q}_{gypsum}$ เท่ากับ 78,790.8 KJ หรือ 21,886.3 W รายละเอียดสามารถดูได้ในภาคผนวก ก

แต่เมื่อทำการทดสอบเครื่องอุ่นอากาศแบบท่อความร้อนจำลอง พบว่าที่อุณหภูมิของก๊าซร้อนขาเข้า 170°C ได้ปริมาณการถ่ายเทความร้อนจากท่อความร้อน ($\dot{Q}_{hp}$) เท่ากับ 73428.39 W ซึ่งสูงกว่าปริมาณความร้อนที่เย็บซึมต้องการมาก (21886.33 W) ดังนั้นเป้าหมายที่จะนำปริมาณเย็บซึมมาอบ 500 กิโลกรัมต่อวันจึงน้อยไป นอกจากนี้อุณหภูมิของอากาศร้อนขาออกจากเครื่องซึ่งเท่ากับ 134°C ก็ยังไม่สูงพอที่จะนำไปอบแห้งเย็บซึมได้ จึงต้องการอุณหภูมิของอากาศร้อนขาเข้าเพิ่มขึ้นอีกให้สูงถึง 150°C ($\dot{Q}_{air}$) โดยจะต้องเป็นแหล่งพลังงานความร้อนจากภายนอก จากนั้นก็จะทำการหาปริมาณเย็บซึมใหม่ที่สอดคล้องกับเครื่องต่อไป

จากการคำนวณหาปริมาณความร้อนที่ต้องการเพิ่ม, $\dot{Q}_{add}$

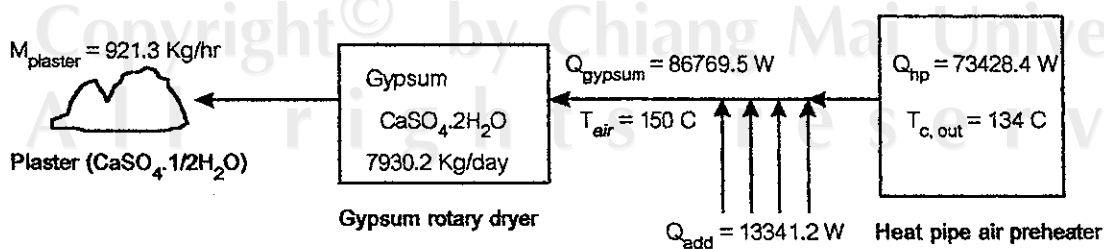
$$\dot{Q}_{add} = 13341.16 \text{ W}$$

$$\begin{aligned} \text{ดังนั้น } \dot{Q}_{air} &= \dot{Q}_{hp} + \dot{Q}_{add} \\ &= 73428.39 + 13341.16 \end{aligned}$$

$$\text{ปริมาณความร้อนที่ให้แก่เย็บซึม} = 86769.55 \text{ W}$$

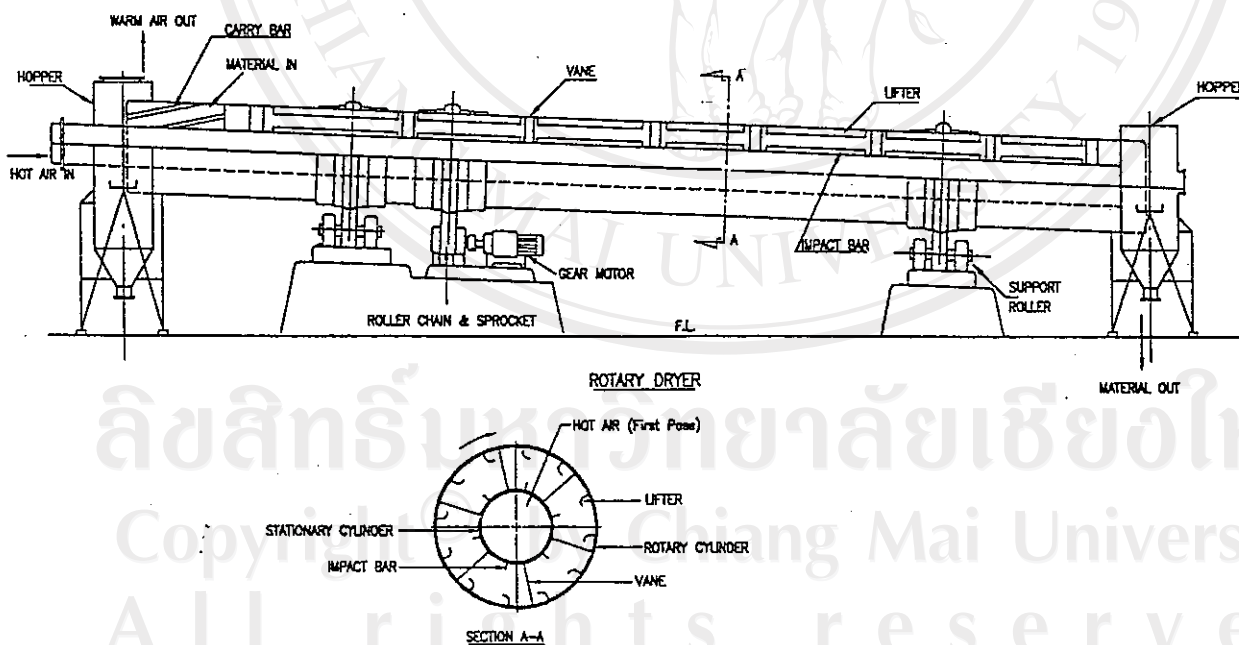
$$\text{ปริมาณเย็บซึมที่นำมาอบแห้งได้} = 7930.16 \text{ Kg / day}$$

จากข้อมูลที่กล่าวมาข้างต้นทั้งหมด นำมาเขียนเป็นบล็อกไดอะแกรม (Block diagram) ของรูปแบบของระบบอบแห้งเย็บซึม ได้ดังรูป 6.19



รูป 6.19 แสดง บล็อกไดอะแกรม ของระบบอบแห้ง

เนื่องจากเครื่องอบแห้งที่ใช้ในการอบแห้งชิปซีมีหลายแบบ แต่จากคุณลักษณะของชิปซีมีสังเคราะห์ไฟฟ้าแม่เมาะและเครื่องอบแห้งแบบหมุน (วิวัฒน์, 2529) สรุปได้ว่าเครื่องอบแห้งชิปซีมีควรเป็นเครื่องอบแห้งแบบหมุน (Rotary dryer) ชนิดรับความร้อนโดยตรงและโดยทางอ้อม เนื่องจากสามารถทำงานได้อย่างต่อเนื่องและรับวัสดุอบแห้งได้ครั้งละมากๆ ในคราวเดียว มีโครงสร้างที่ง่ายและสามารถปรับเครื่องให้เข้ากับสภาพการเปลี่ยนแปลงของปริมาณความชื้นและขนาดของอนุภาคของวัสดุอบแห้งได้ในช่วงที่กว้างกว่า ลักษณะของเครื่องประกอบด้วยกระบอก 2 ชั้นหมุนรอบแกนกลาง โดยทำมุมเอียงที่เหมาะสมกับแนวระดับลมร้อนจะไหลผ่านกระบอกชั้นในก่อน แล้วไปเปลี่ยนทิศทางการไหลด้านปลายที่ถ่ายผลิตภัณฑ์ออกเพื่อไหลย้อนทางไปในช่องว่าง วงแหวนระหว่างกระบอกในและกระบอกนอกจนถูกปล่อยออกที่ปลายทางเข้าของวัสดุอบแห้ง ส่วนวัสดุอบแห้งจะเคลื่อนที่ไปในช่องว่างวงแหวนในทิศทางตรงข้ามกับลมร้อน ซึ่งนอกจากจะได้รับความร้อนจากการสัมผัสกับลมร้อนแล้ว วัสดุยังได้รับความร้อนผ่านผนังของกระบอกในโดยการนำความร้อนอีกด้วย ดังรูป 6.20



รูป 6.20 แสดงเครื่องอบแห้งแบบหมุน ชนิดรับความร้อนโดยตรงและโดยทางอ้อม

ในการประยุกต์ใช้เครื่องอบแห้ง ที่ได้แสดงในรูป 6.20 นั้น สามารถจะอ้างอิงข้อมูลจำเพาะ ซึ่งได้มีการศึกษาจากการจำลองสภาพโดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ ดังต่อไปนี้

6.10.2 ข้อมูลจำเพาะของระบบอบแห้งยิปซัม

จากเส้นลักษณะเฉพาะของการอบแห้งยิปซัม ปริมาณยิปซัมที่ต้องการอบแห้ง (M_{gypsum}) ปริมาณความร้อนที่ยิปซัมต้องการ (Q_{gypsum}) ปริมาณความร้อนที่ได้จากเครื่องอุ่นอากาศ (Q_{hp}) และปริมาณความร้อนที่ต้องการเพิ่ม (Q_{add}) สามารถทำการจำลองสภาพการทำงานของระบบอบแห้งยิปซัมตั้งแต่ชั่วโมงเริ่มต้นไปจนถึงชั่วโมงสุดท้าย เพื่อจะได้นำมาเป็นข้อมูลจำเพาะของระบบอบแห้งต่อไป

6.10.2.1 ความสัมพันธ์ระหว่างปริมาณความร้อนที่ยิปซัมต้องการกับเวลา

รูป 6.21 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างปริมาณความร้อนที่ยิปซัม

ต้องการกับเวลา ณ อุณหภูมิของอากาศร้อน 150°C จากกราฟจะเห็นว่าปริมาณความร้อนที่ยิปซัมต้องการเริ่มต้นเท่ากับ 86,776.45 วัตต์ และจะมีค่าลดลงไปเมื่อเวลาที่ใช้ในการอบแห้งเพิ่มขึ้น โดยลักษณะของเส้นกราฟจะเป็นตามสมการโพลิโนเมียล เส้นกราฟที่ได้จะมีความสัมพันธ์โดยตรงกับเส้นลักษณะเฉพาะของการอบแห้ง ณ อุณหภูมิของอากาศร้อน 150°C

6.10.2.2 ความสัมพันธ์ระหว่างปริมาณความร้อนกับอุณหภูมิขาเข้าของก๊าซร้อน

รูป 6.22 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างปริมาณความร้อนกับ

อุณหภูมิขาเข้าของก๊าซร้อน ณ ชั่วโมงเริ่มต้น เพื่อต้องการทราบว่าเมื่อมีเหตุการณ์ที่ต้องทำการหยุดหม้อไอน้ำอย่างกะทันหัน (Boiler trip) ในขณะที่ทำการแก้ไขข้อบกพร่อง พัดลมทุกตัวยังคงเดินอยู่ มีผลทำให้อุณหภูมิขาเข้าของก๊าซร้อนลดลง โดยจะแสดงถึงความสัมพันธ์ระหว่างปริมาณความร้อนที่ยิปซัมต้องการ (Q_{gypsum}) ปริมาณความร้อนที่ได้จากเครื่องอุ่นอากาศและปริมาณความร้อนที่ต้องเพิ่ม (Q_{add}) ณ อุณหภูมิขาเข้าของก๊าซร้อนต่าง ๆ กัน เพื่อให้ได้ปริมาณยิปซัมที่นำมาอบแห้งได้ 7930.16 กิโลกรัมต่อวัน ส่วนที่ชั่วโมงอื่นๆ สามารถดูรายละเอียดได้ในภาคผนวก

6.10.2.3 ความสัมพันธ์ระหว่างปริมาณความร้อนกับอัตราการไหลของก๊าซร้อนขาเข้า

รูป 6.23 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างปริมาณความร้อนกับอัตราการไหลของก๊าซร้อนขาเข้า ณ ชั่วโมงเริ่มต้น เพื่อต้องการทราบว่าเมื่อพัดลมตัวหนึ่งตัวใดหยุดทำงานกะทันหัน (Trip) ทำให้อัตราการไหลของก๊าซร้อนขาเข้าลดลง แต่หม้อไอน้ำ

ยังคงทำงานอยู่ โดยจะแสดงถึงความสัมพันธ์ระหว่างปริมาณความร้อนที่บีบอัดต้องการ ($\dot{Q}_{gypsum}$) ปริมาณความร้อนที่ได้จากเครื่องอุ่นอากาศ และปริมาณความร้อนที่ต้องเพิ่ม ($\dot{Q}_{add}$) ณ อัตราการไหลของก๊าซร้อนขาเข้าต่างๆกัน เพื่อให้ได้ปริมาณบีบอัดที่นำมาอบแห้งได้ 7930.16 กิโลกรัมต่อวัน ส่วนที่ชั่วโมงอื่นๆ สามารถดูรายละเอียดได้ในภาคผนวก ง

6.10.2.4 ความสัมพันธ์ระหว่างปริมาณความร้อนกับอุณหภูมิขาเข้าของอากาศ

รูป 6.24 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างปริมาณความร้อนกับ

อุณหภูมิขาเข้าของอากาศ ณ ชั่วโมงเริ่มต้นเพื่อต้องการทราบว่าถ้านำเครื่องอุ่นอากาศไปใช้งานในสถานที่ซึ่งมีสภาวะต่างๆกัน ตลอดจนการเปลี่ยนแปลงของฤดูกาลที่จะทำให้อุณหภูมิขาเข้าของอากาศเปลี่ยนไปด้วยในขณะที่พัดลมดูดอากาศยังคงทำงานเต็มที่ มีผลให้อุณหภูมิขาเข้าของอากาศลดลง โดยจะแสดงถึงความสัมพันธ์ระหว่างปริมาณความร้อนที่บีบอัดต้องการ ($\dot{Q}_{gypsum}$) ปริมาณความร้อนที่ได้จากเครื่องอุ่นอากาศ และปริมาณความร้อนที่ต้องเพิ่ม ($\dot{Q}_{add}$) ณ อุณหภูมิขาเข้าของอากาศต่างๆกัน เพื่อให้ได้ปริมาณบีบอัดที่นำมาอบแห้งได้ 7930.16 กิโลกรัมต่อวัน ส่วนที่ชั่วโมงอื่นๆ สามารถดูรายละเอียดได้ในภาคผนวก ง

6.10.2.5 ความสัมพันธ์ระหว่างปริมาณความร้อนกับอัตราการไหลของอากาศ

รูป 6.25 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างปริมาณความร้อนกับอัตรา

การไหลของอากาศ ณ ชั่วโมงเริ่มต้น เพื่อต้องการทราบว่าหากพัดลมที่ใช้ดึงอากาศผ่านเครื่องอุ่นอากาศเกิดปัญหาทำให้ไม่สามารถทำงานได้ เป็นผลให้อัตราการไหลของอากาศขาเข้าลดลง ทำให้มีผลต่อการเปลี่ยนอัตราการไหลของอากาศขาเข้าต่อการอบแห้งบีบอัด โดยจะแสดงถึงความสัมพันธ์ระหว่างปริมาณความร้อนที่บีบอัดต้องการ ($\dot{Q}_{gypsum}$) ปริมาณความร้อนที่ได้จากเครื่องอุ่นอากาศและปริมาณความร้อนที่ต้องเพิ่ม ($\dot{Q}_{add}$) ณ อัตราการไหลของอากาศขาเข้าต่างๆกัน เพื่อให้ได้ปริมาณบีบอัดที่นำมาอบแห้งได้ 7930.16 กิโลกรัมต่อวัน ส่วนที่ชั่วโมงอื่นๆ สามารถดูรายละเอียดได้ในภาคผนวก ง

6.10.3 การวิเคราะห์ผลเมื่ออุณหภูมิก๊าซร้อนต่ำกว่าอุณหภูมิน้ำค้าง

จากงานวิจัยของ ชาตรี และสิทธิกร (2) ได้นำเอาท่อความร้อนที่ทำจากเหล็ก ทองแดง และอะลูมิเนียม มาทดสอบการป้องกันการกัดกร่อนที่ผิวภายนอกของท่อความร้อนโดยใช้สี 3 ชนิดคือ Red- Oxide, Red- Lead และ Hi- Temp. ที่ความหนา 3 ระดับ นำไปใช้งานที่อุณหภูมิก๊าซร้อนเฉลี่ย 225°C เป็นเวลา 1000 ชั่วโมง เชื้อเพลิงที่ใช้คือ น้ำมันดีเซลผสมน้ำมันเตาเกรด เอ ในสัดส่วน 1 ต่อ 4 พบว่า การเคลือบสีที่ผิวภายนอกของท่อ

สามารถป้องกันการกัดกร่อนได้แต่จะมีผลทำให้ค่าความต้านทานทางความร้อนสูงขึ้นและไม่มีผลต่อการพอกตัวของเขม่า

ขวัญชัย (1) ได้ทำการทดสอบโดยการเคลือบอีนาเมล (Enamel) บริเวณผิวภายนอกของท่อความร้อนสำหรับเครื่องอุ่นน้ำป้อน แล้วนำไปใช้งานที่อุณหภูมิไอเสียเข้าประมาณ 215 ถึง 260°C และอุณหภูมิไอเสียออกประมาณ 150°C พบว่า การเคลือบผิวท่อด้วยอีนาเมลสามารถป้องกันการกัดกร่อนที่ผิวภายนอกของท่อความร้อนได้ แต่ในทางเศรษฐศาสตร์ การเคลือบด้วยอีนาเมลยังมีค่าใช้จ่ายค่อนข้างสูงเมื่อเปรียบเทียบกับระยะเวลาทำงานของท่อที่จะได้มากขึ้นเนื่องจากการเคลือบและยังมีผลทำให้ค่าความต้านทานทางความร้อนสูงขึ้นอีกด้วย

ดังนั้นจึงสรุปได้ว่า การเคลือบสีหรืออีนาเมลที่ผิวภายนอกของท่อความร้อนที่นำมาใช้งานที่อุณหภูมิก๊าซร้อนต่ำกว่าอุณหภูมิน้ำค้าง สามารถป้องกันการกัดกร่อนได้ แต่ยังไม่คุ้มค่าจนกว่าจะมีกรรมวิธีการเคลือบที่เสียค่าใช้จ่ายน้อย ในการเลือกใช้งานสำหรับท่อความร้อนจึงควรเลือกใช้งานที่อุณหภูมิก๊าซร้อนสูงกว่าอุณหภูมิน้ำค้าง เช่นที่การวิจัยนี้ออกแบบที่อุณหภูมิขาออกของก๊าซร้อนให้มากกว่า 110°C หากเล็งไม่ได้มีความจำเป็นที่จะต้องเคลือบผิวท่อเพื่อการใช้งาน ณ อุณหภูมิที่ต่ำกว่าอุณหภูมิน้ำค้างก็ควรพิจารณาเลือกการเคลือบสีก่อนแล้วจึงมาเลือกการเคลือบด้วยอีนาเมลที่บางที่สุด

6.10.4 การวิเคราะห์ทางด้านเศรษฐศาสตร์

เมื่อนำเครื่องอุ่นอากาศแบบท่อความร้อนมาใช้งานร่วมกับโรงไฟฟ้าในลักษณะการทำงานจริง จะสามารถดึงเอาพลังงานกลับมาต่อชั่วโมงการทำงาน 1 วันได้เท่ากับ 587,427.12 วัตต์ เมื่อนำไปคิดเป็นปริมาณของน้ำมันดีเซลจะได้ 15.22 ลิตรต่อวัน โดยคิดค่าน้ำมันดีเซลลิตรละ 8.70 บาท และราคาค่าก่อสร้างประมาณ 150,000 บาทสามารถคืนทุนได้ภายในระยะเวลา 3 ปี 36 วัน รายละเอียดการคำนวณสามารถดูได้ในภาคผนวก ก

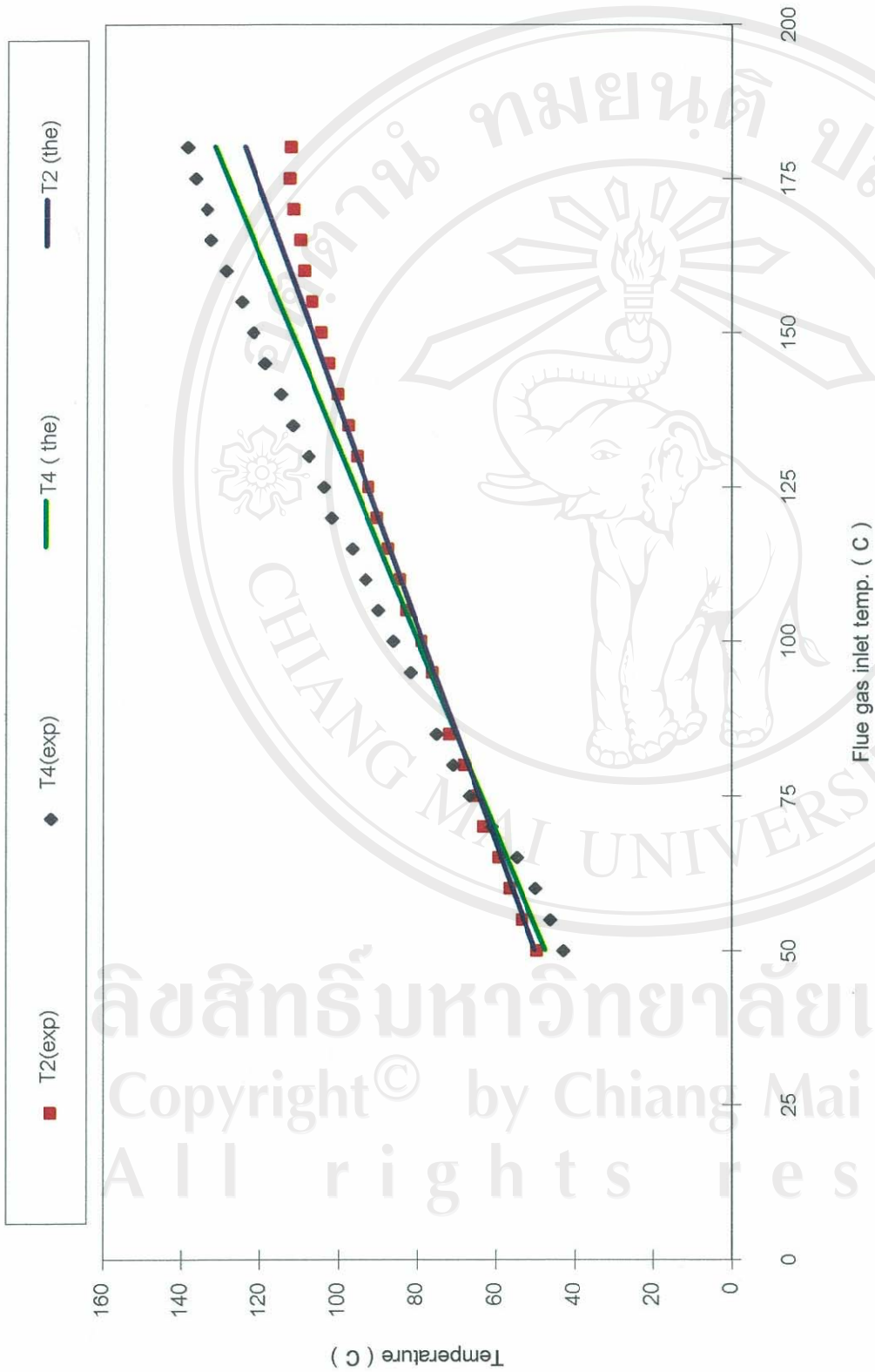
Chen et al (13) ได้ทดลองนำเครื่องอุ่นอากาศแบบท่อความร้อนมาทดสอบการใช้งานในโรงไฟฟ้าถ่านหิน โดยมีอัตราการไหลของก๊าซร้อน 130 ตันต่อชั่วโมง ถึงแม้ว่าถ่านหินจะมีเปอร์เซ็นต์ของกำมะถันและซัลเฟอร์สูงเมื่อใช้งานไปประมาณ 5 ปี เครื่องอุ่นอากาศแบบท่อความร้อนยังคงทำงานได้ดีและต่อเนื่อง

Guo et al (18) ได้นำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนมาประยุกต์ใช้งานกับหม้อไอน้ำในโรงไฟฟ้าขนาด 220 ตันต่อชั่วโมง โดยใช้น้ำมันเป็นเชื้อเพลิงพบว่า ช่วยประหยัดน้ำมันเชื้อเพลิงได้ 378 ตันต่อชั่วโมง โดยมีราคาค่าก่อสร้าง 238,000 หยวน

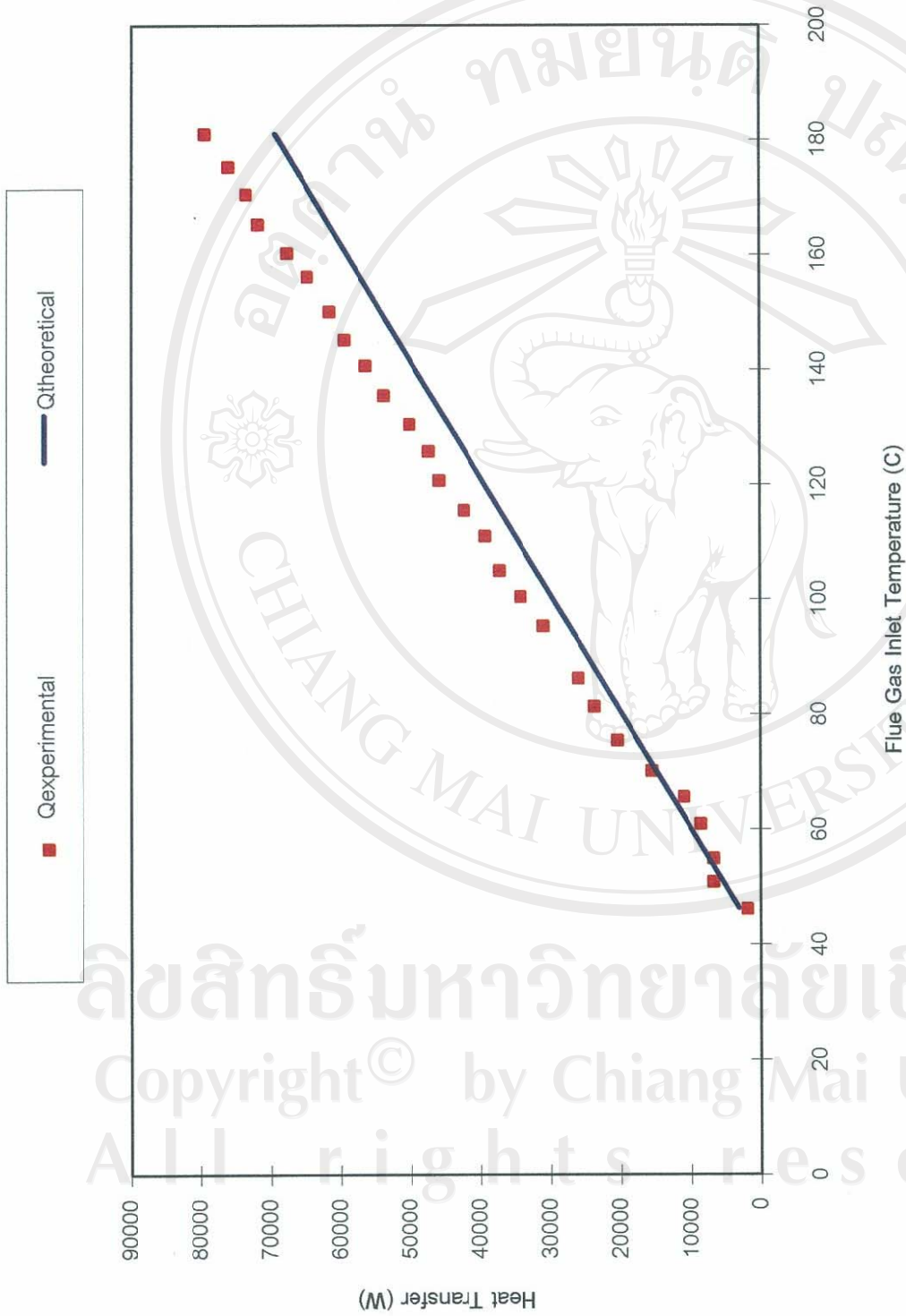
และคืนทุนได้ภายใน 2 - 3 ปี ใกล้เคียงกับงานวิจัยนี้ ที่ผลจากการคำนวณพบว่า เครื่องอุ้นอากาศแบบท่อความร้อนที่สร้างขึ้นจะมีระยะเวลาการคืนทุนได้ภายใน 3 ปี 38 วัน

เมื่อนำเอาข้อมูลดังกล่าวข้างต้นมาคำนวณหาค่า Internal Rate of Return (IRR) โดยให้เครื่องอุ้นอากาศมีอายุการใช้งาน 10 ปี ค่าใช้จ่ายเริ่มต้นที่ 150,000 บาท ค่าพลังงานที่สามารถดึงกลับมาได้ต่อปี คิดเป็นเงินได้ 48,331.11 บาท ค่าบำรุงรักษาเครื่อง เช่น เป่าหรือล้างเพื่อกำจัดเขม่าที่ติดอยู่ที่ครีบและท่อ ประมาณ 2,000 บาทต่อปี จะได้ค่า IRR เท่ากับ 28.33 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งเป็นค่าที่สูงมากและเป็นสิ่งที่ยืนยันได้ว่าการเลือกใช้เครื่องอุ้นอากาศแบบท่อความร้อนนี้เหมาะสมและช่วยประหยัดค่าใช้จ่าย

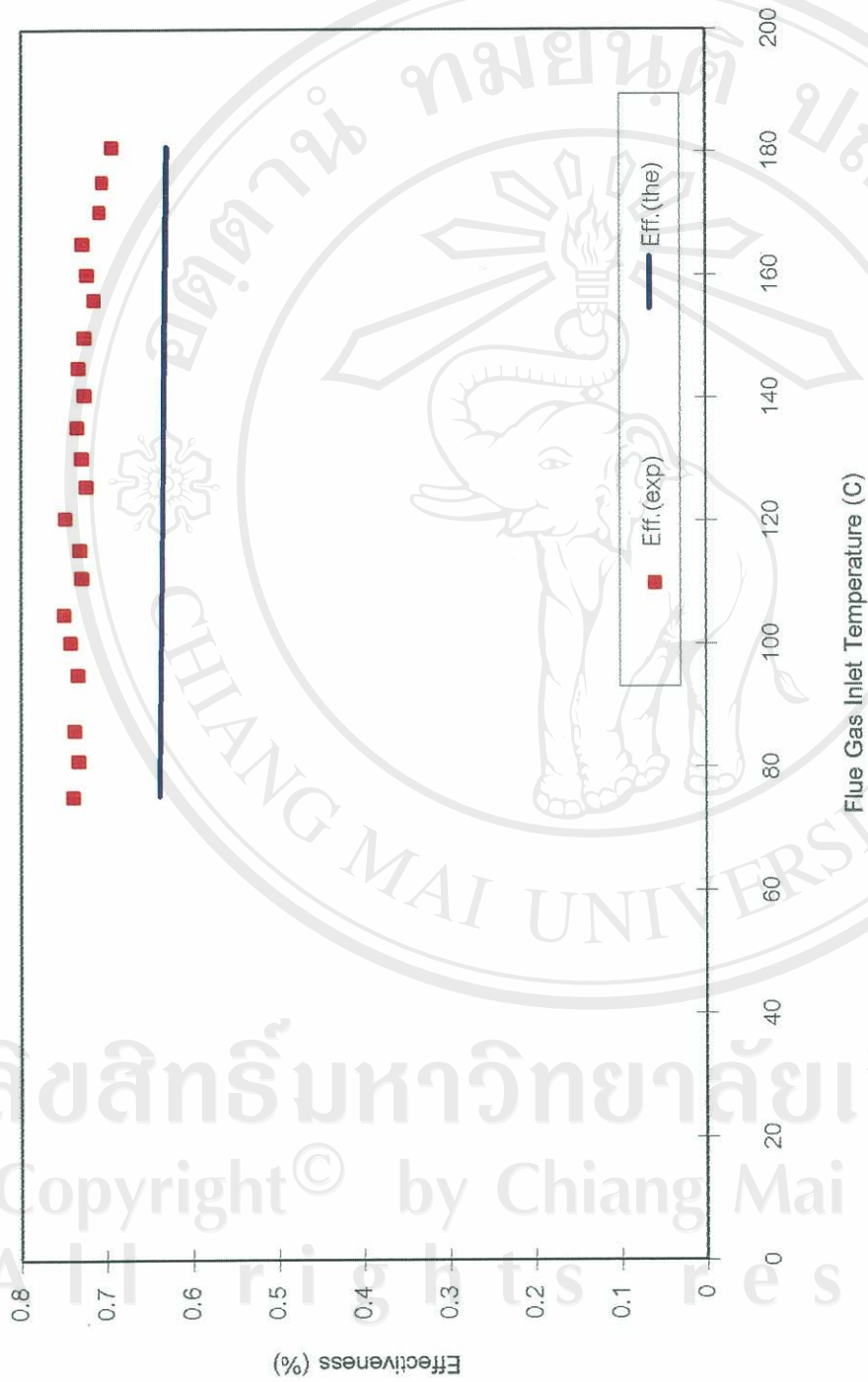
ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved



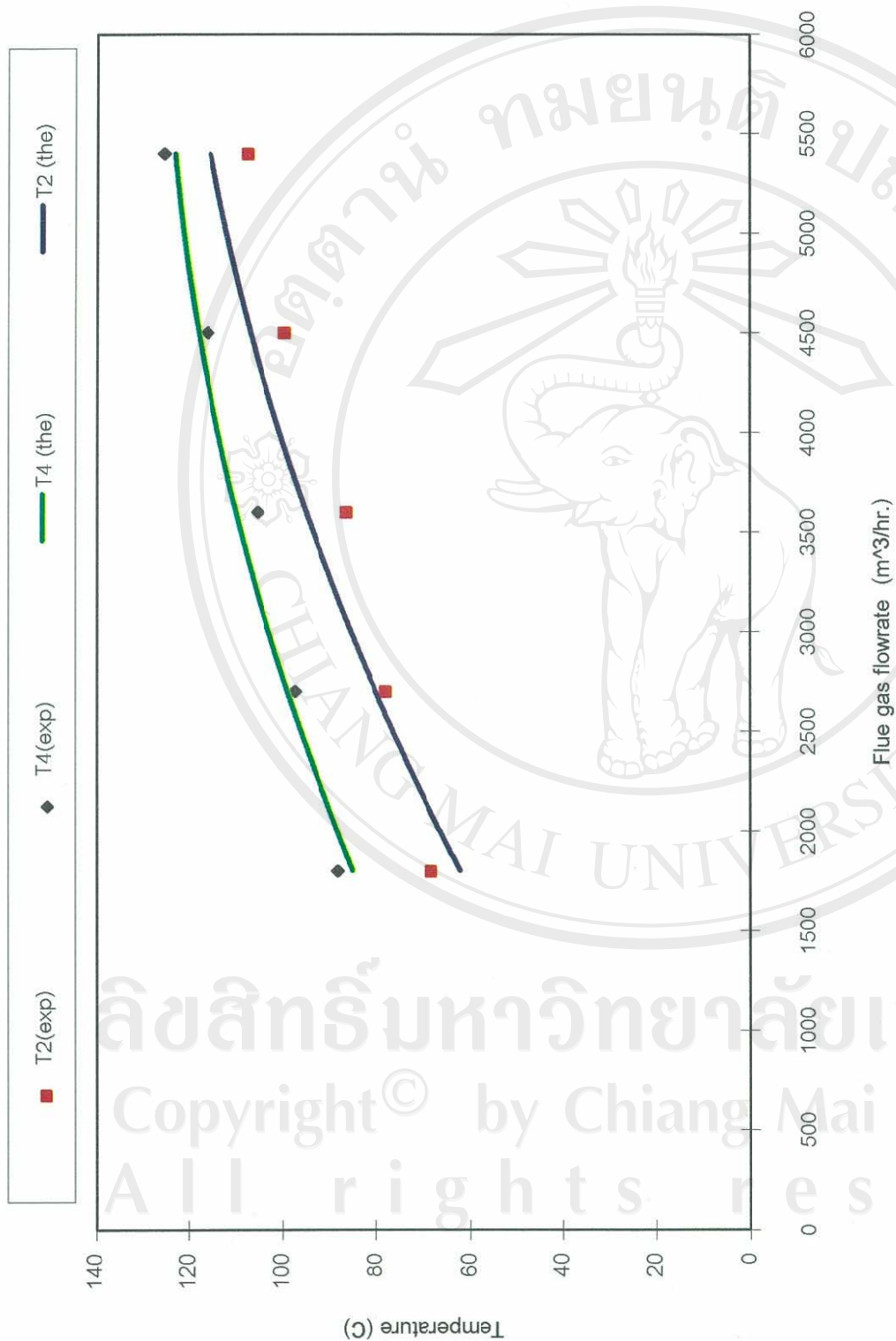
รูป 6.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิขาเข้าของก๊าซร้อนกับอุณหภูมิขาออกของก๊าซร้อนและอากาศ



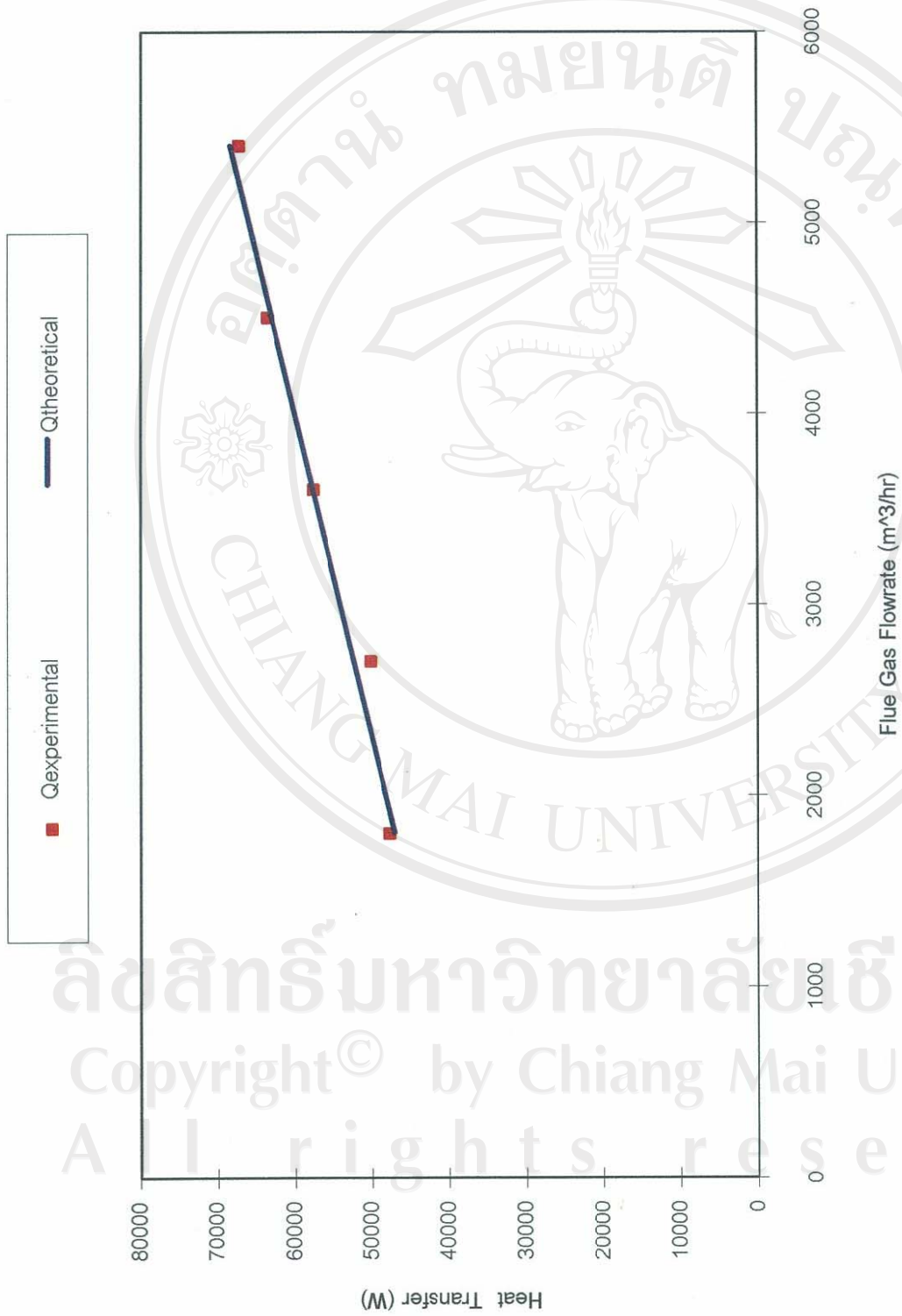
รูป 6.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิขาเข้าของก๊าซร้อนกับค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้



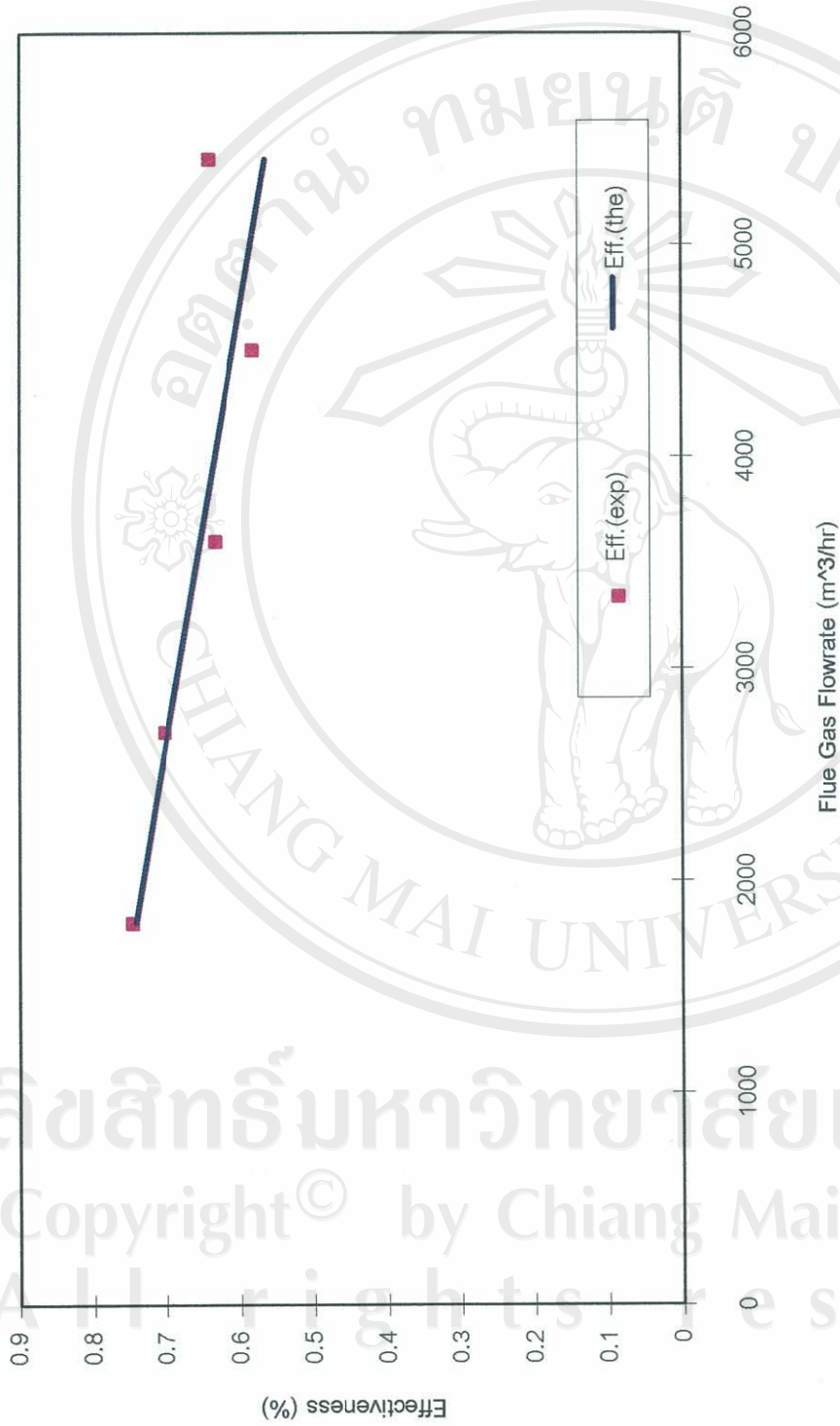
รูป 6.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิเข้าของก๊าซร้อนกับประสิทธิภาพความร้อน



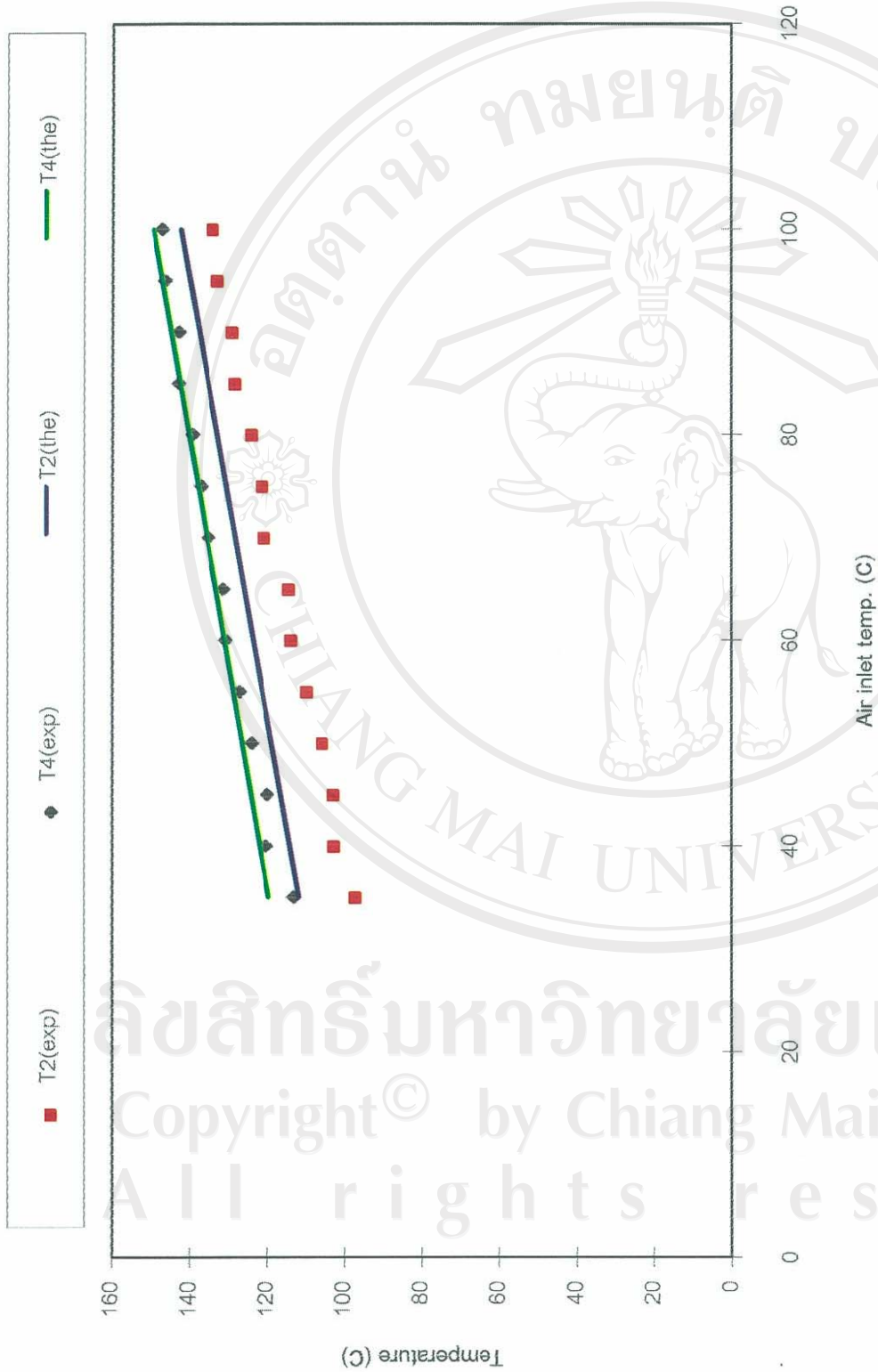
รูป 6.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของการเผาไหม้ของก๊าซออกซิเจนและอากาศ



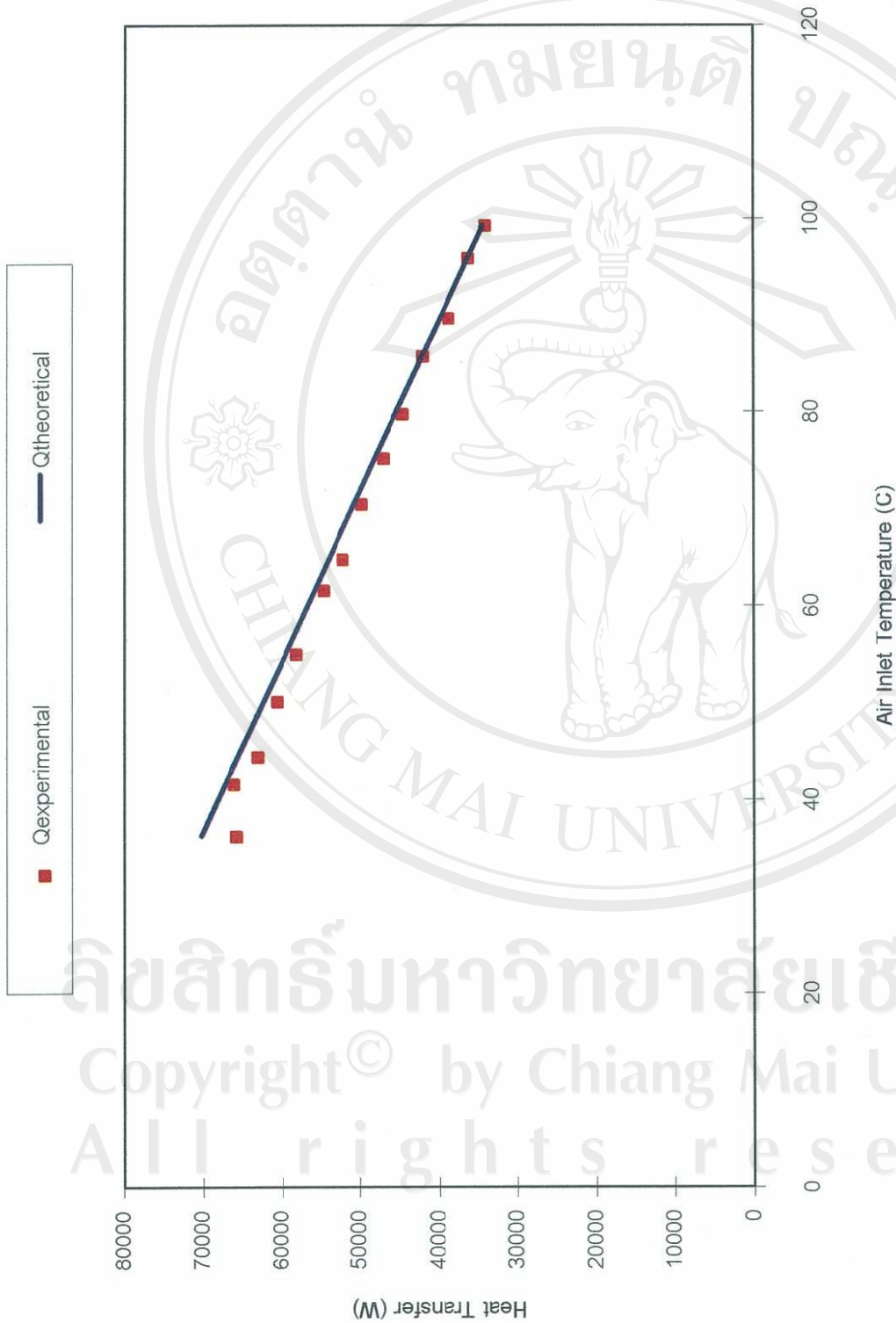
รูป 6.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของก๊าซร้อนกับค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้



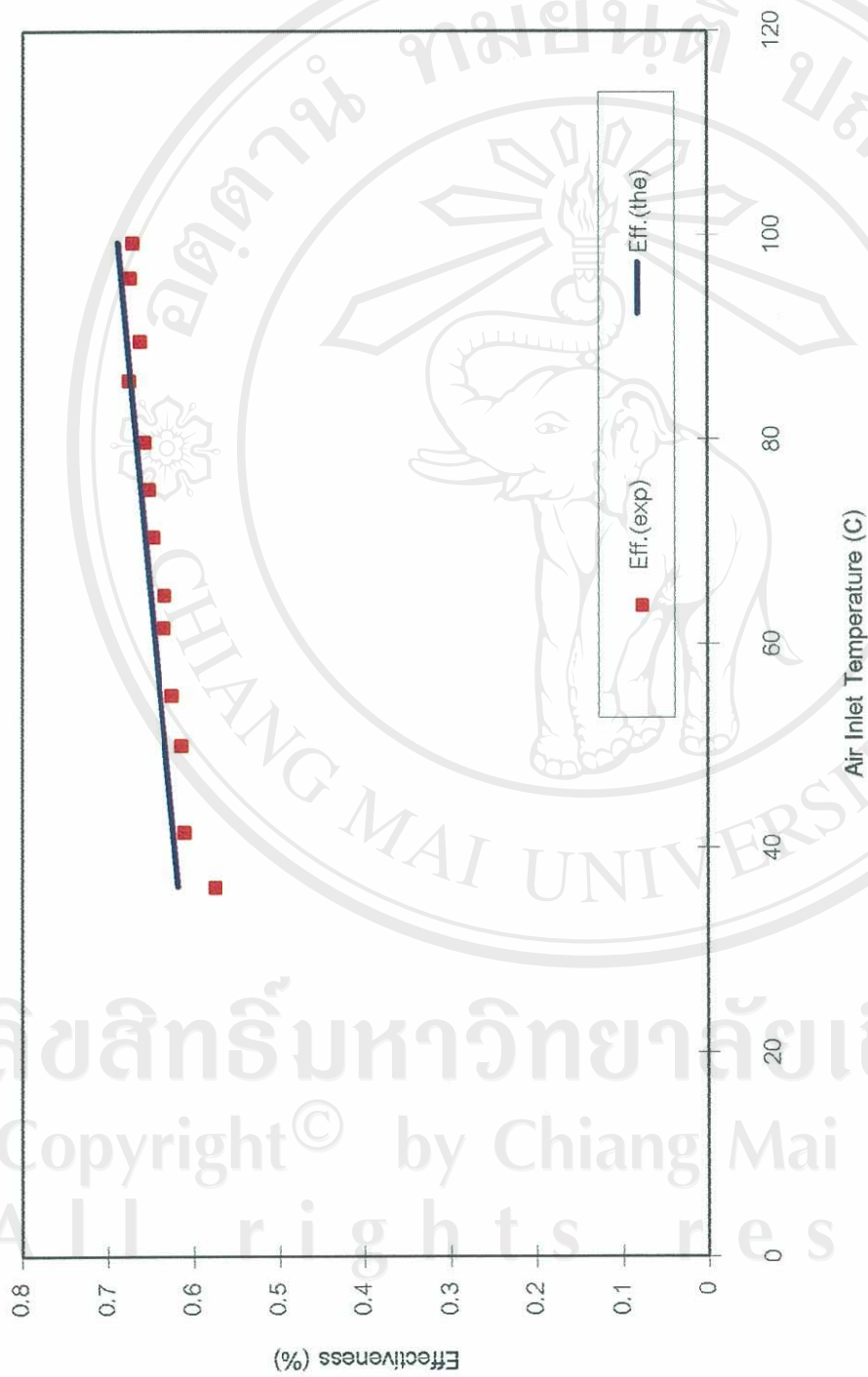
รูป 6.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของก๊าซร้อนกับค่าประสิทธิภาพทางความร้อน



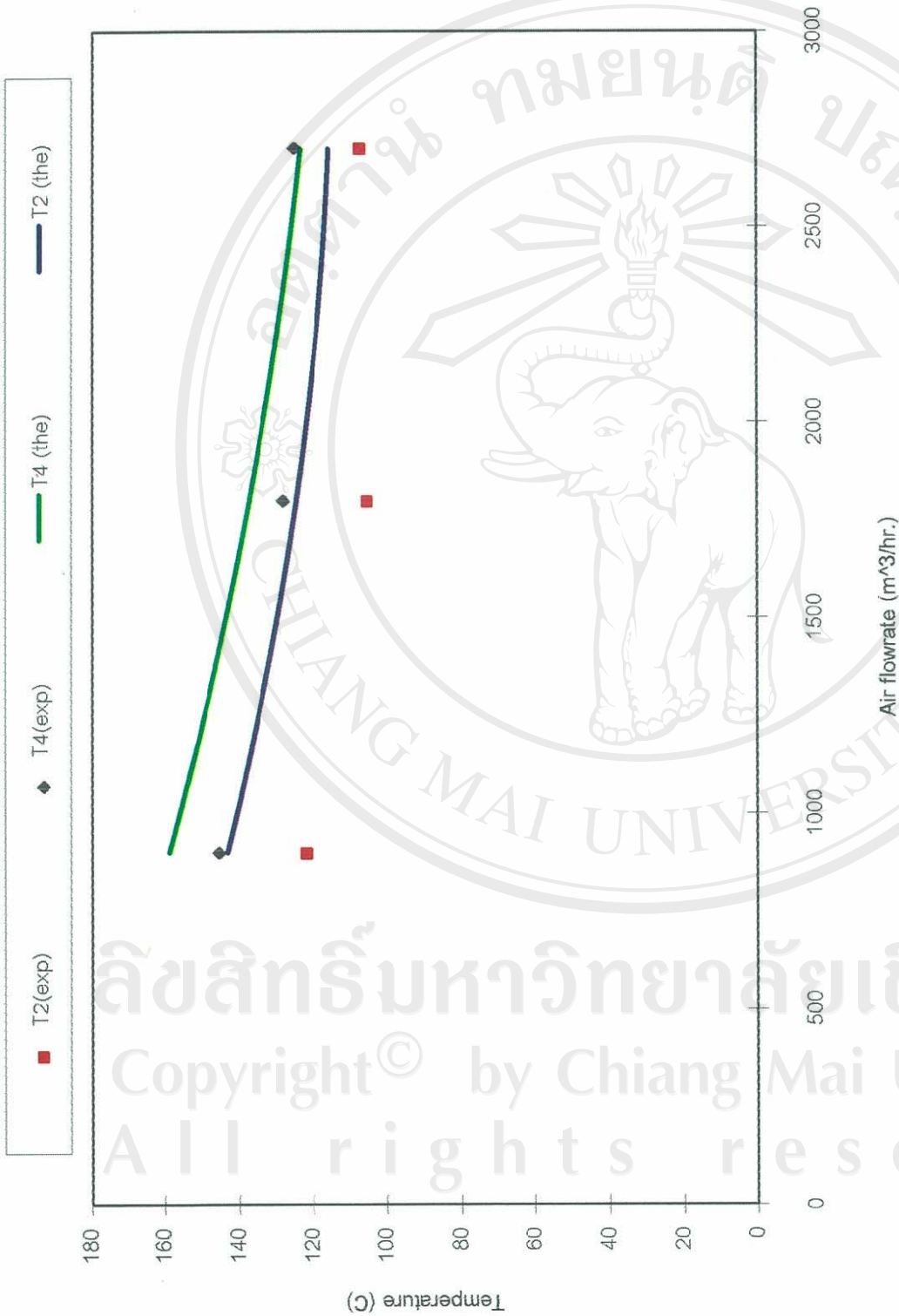
รูป 6.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิอากาศเข้าของอากาศกับอุณหภูมิอากาศออกของก๊าซร้อนและอากาศ



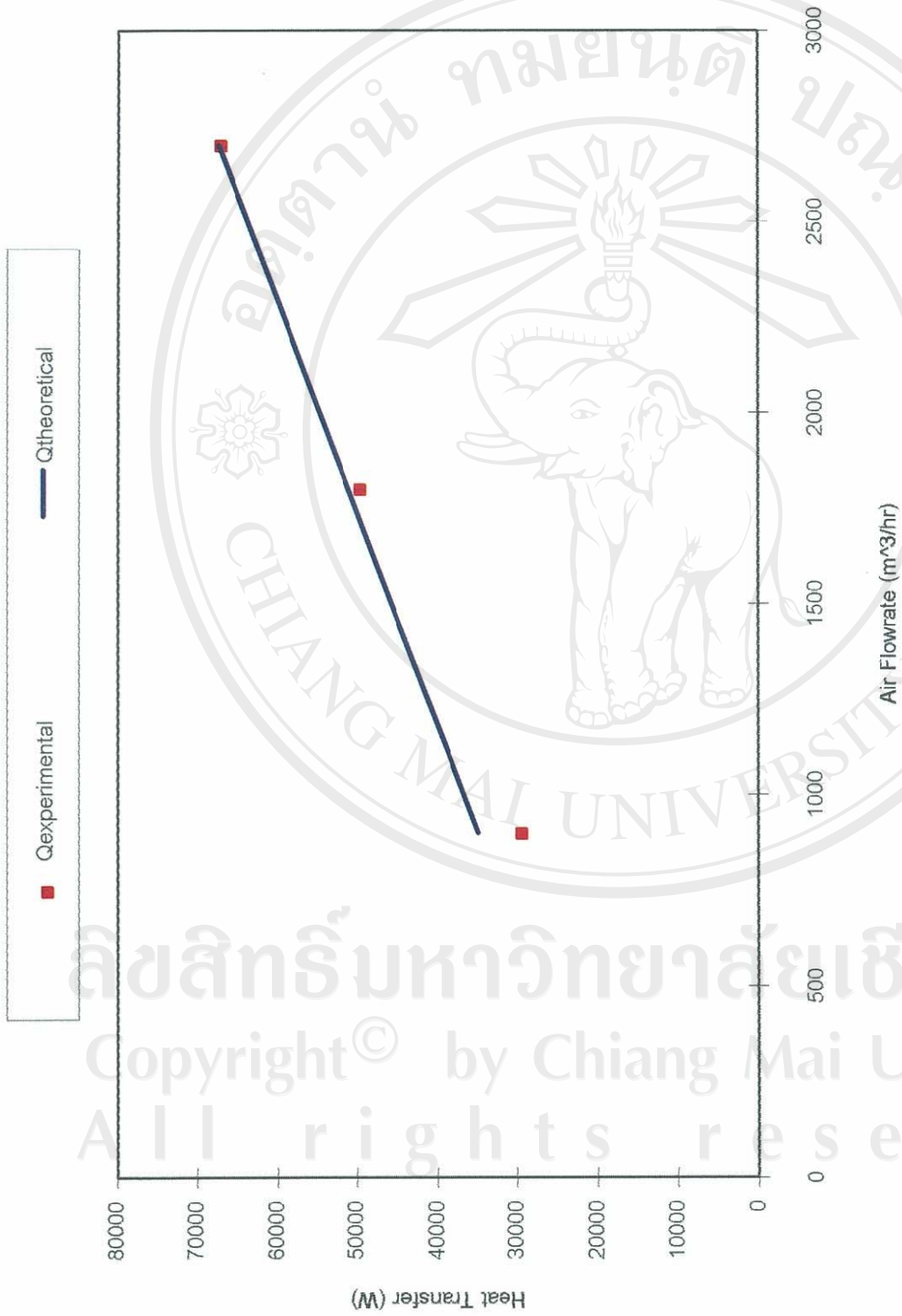
รูป 6.8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิเข้าของอากาศกับค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้



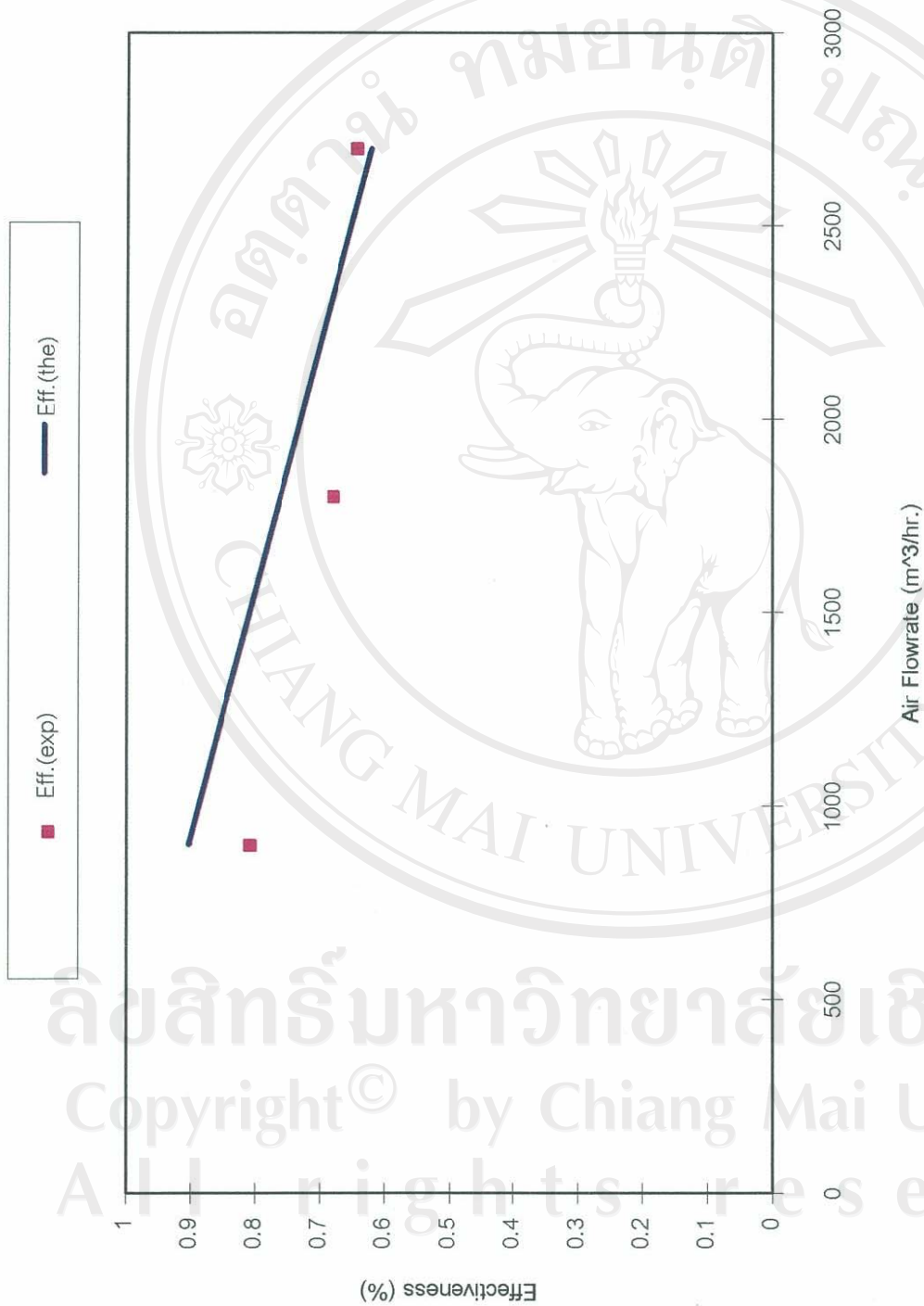
รูป 6.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิอากาศเข้าของอากาศกับค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน



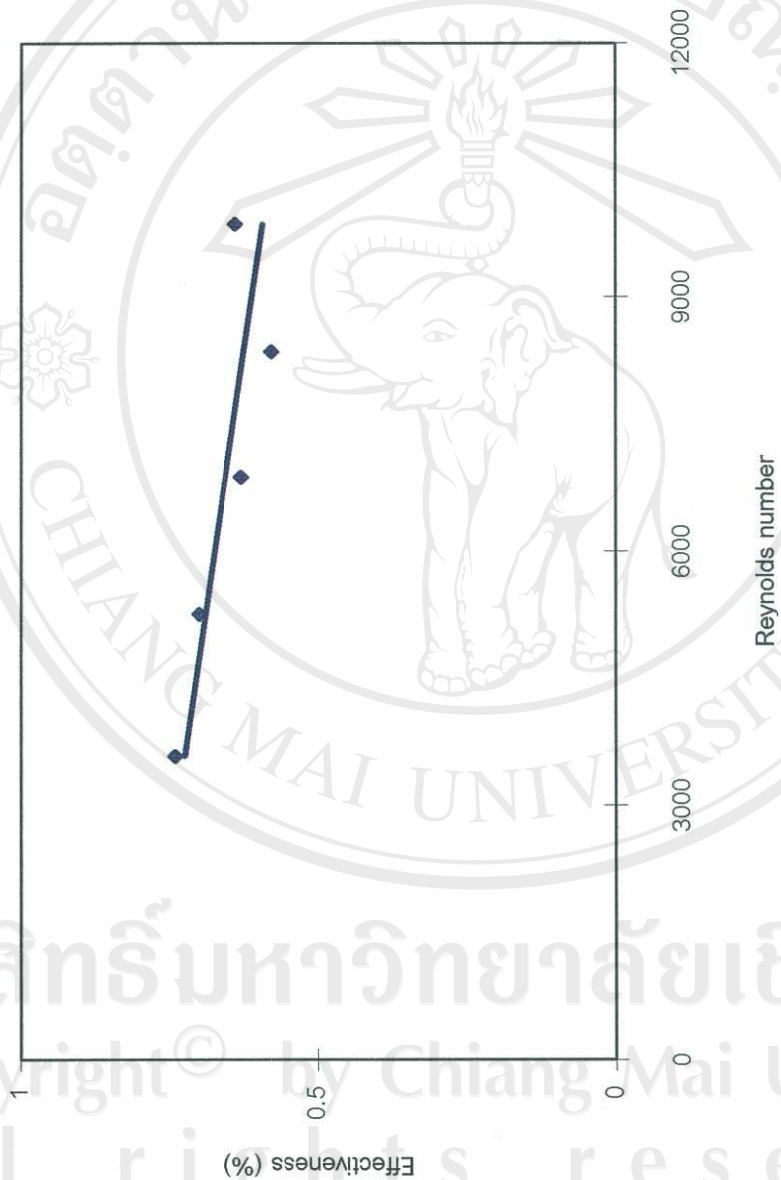
รูป 6.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของอากาศกับอุณหภูมิขาออกของก๊าซร้อนและอากาศ



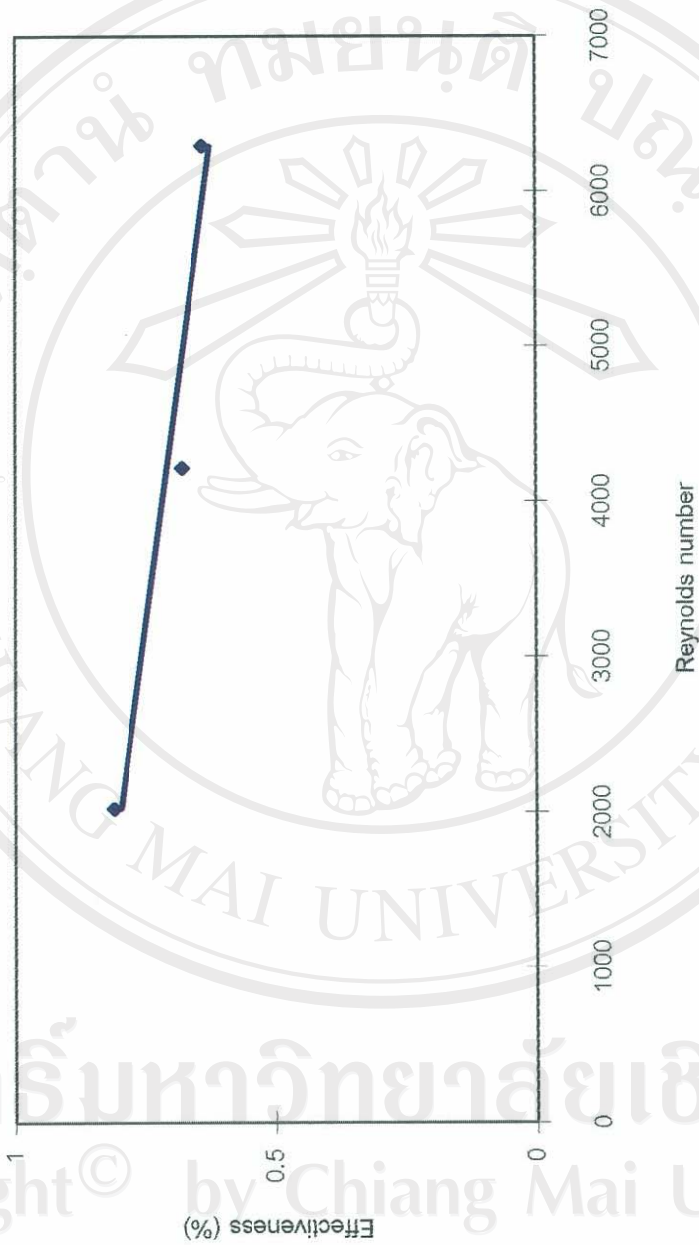
รูป 6.11 แสดงความสัมพัทธ์ระหว่างอัตราการไหลของอากาศกับค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้



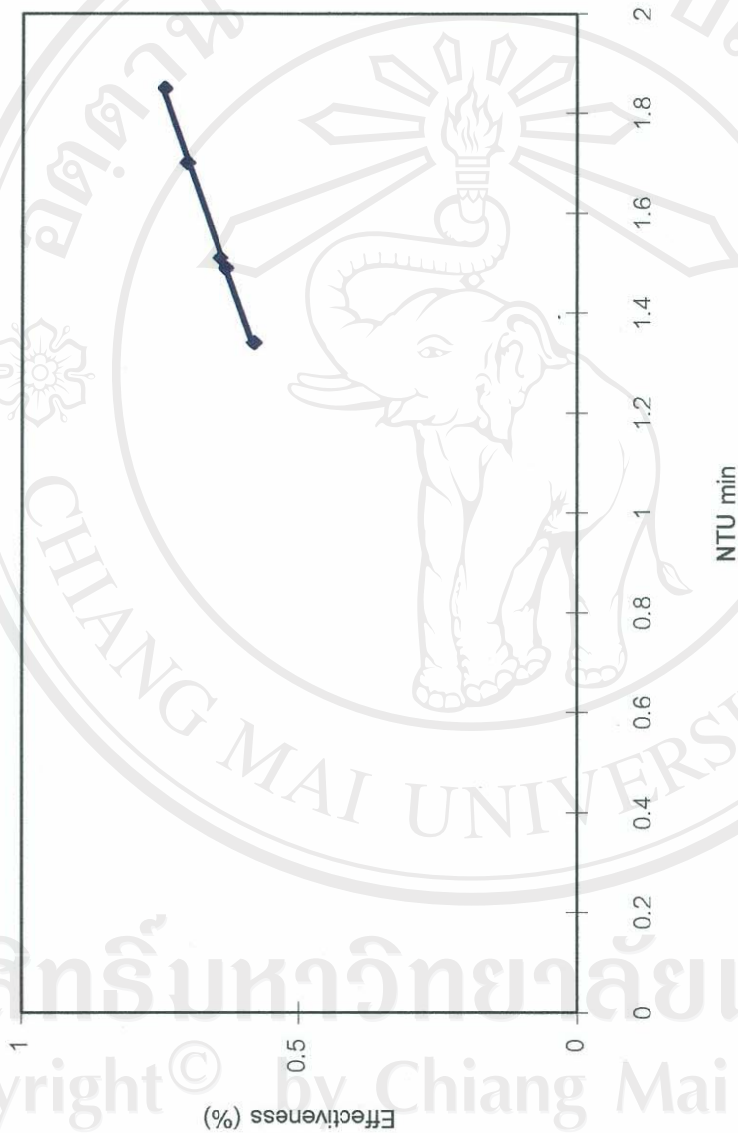
รูป 6.12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของอากาศกับค่าประสิทธิภาพทางความร้อน



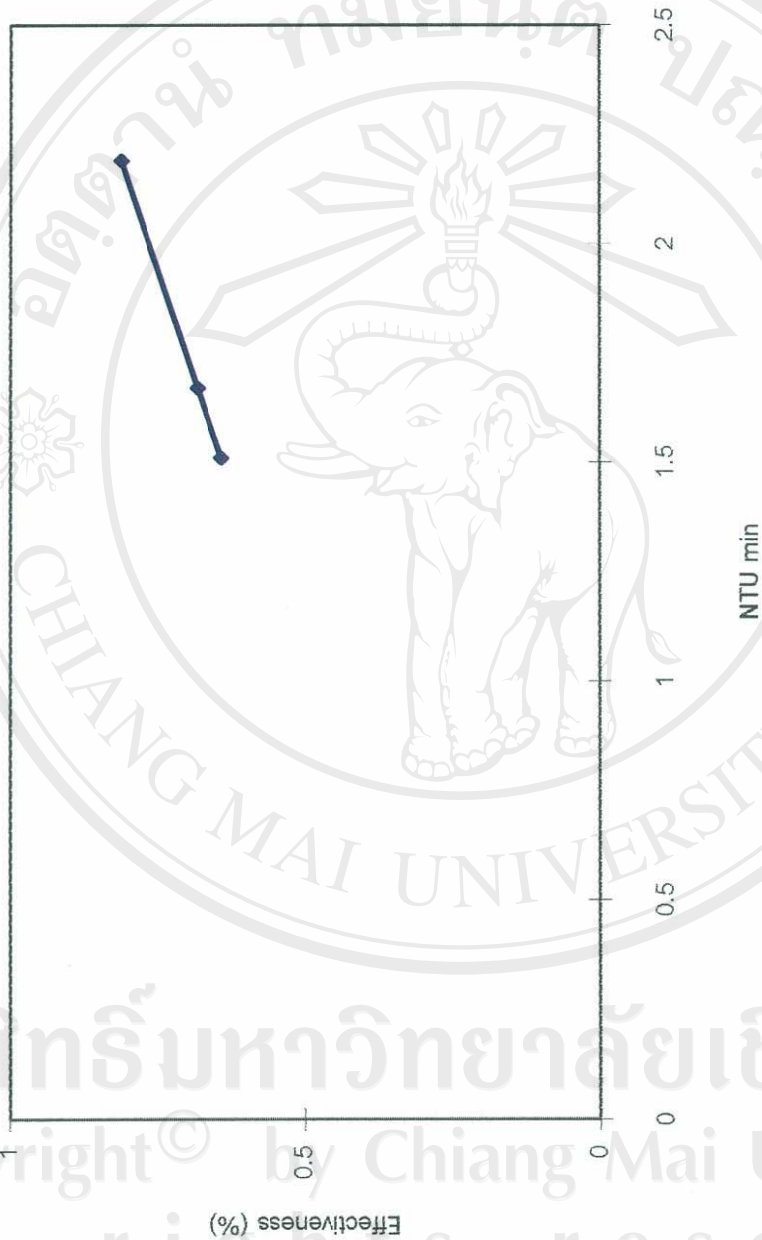
รูป 6.13 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าเรย์โนลด์กับประสิทธิภาพ



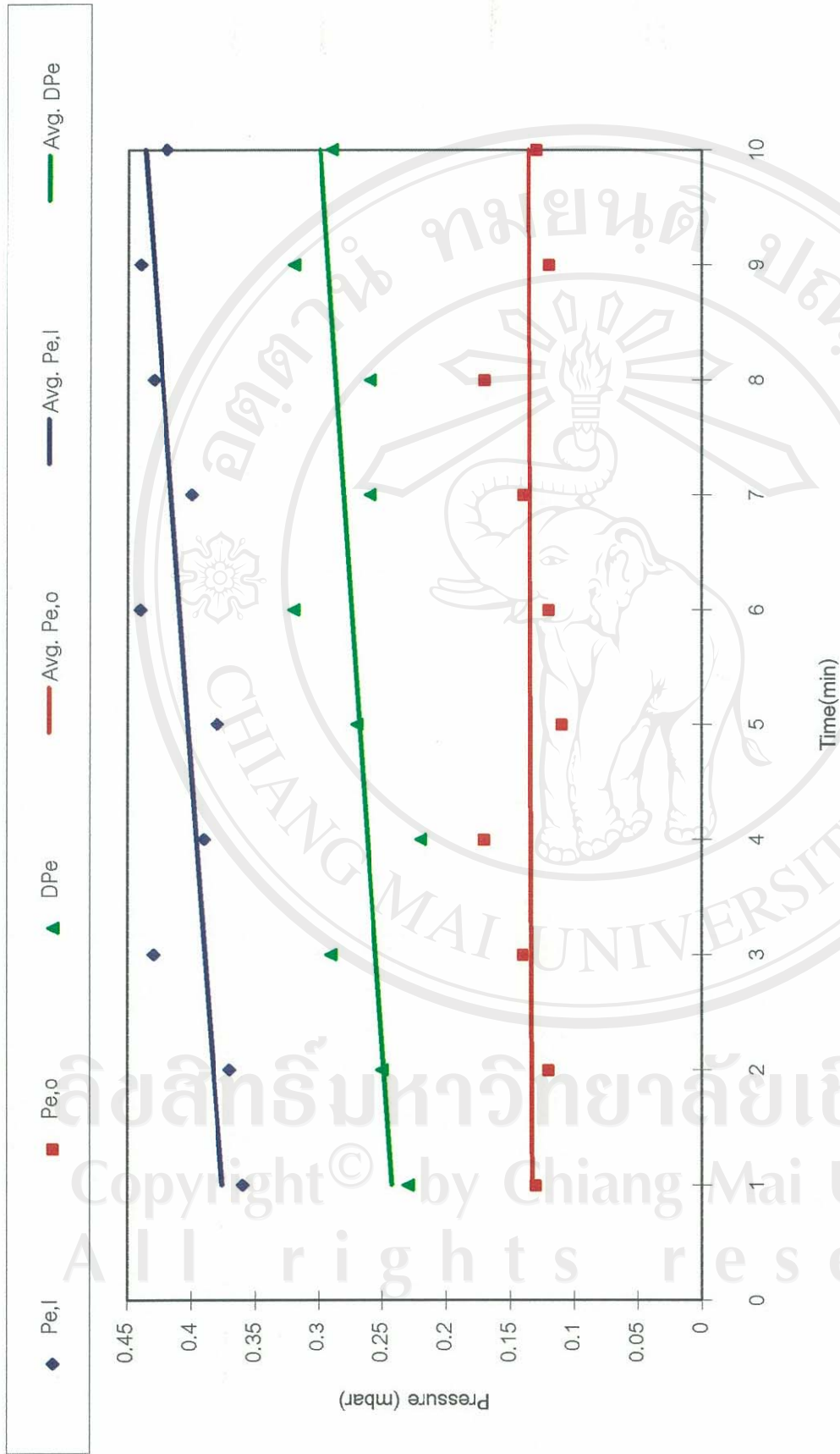
รูป 6.14 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าเรย์โนลด์ส นัมเบอร์ของด้านความควบแน่นกับค่าประสิทธิภาพ



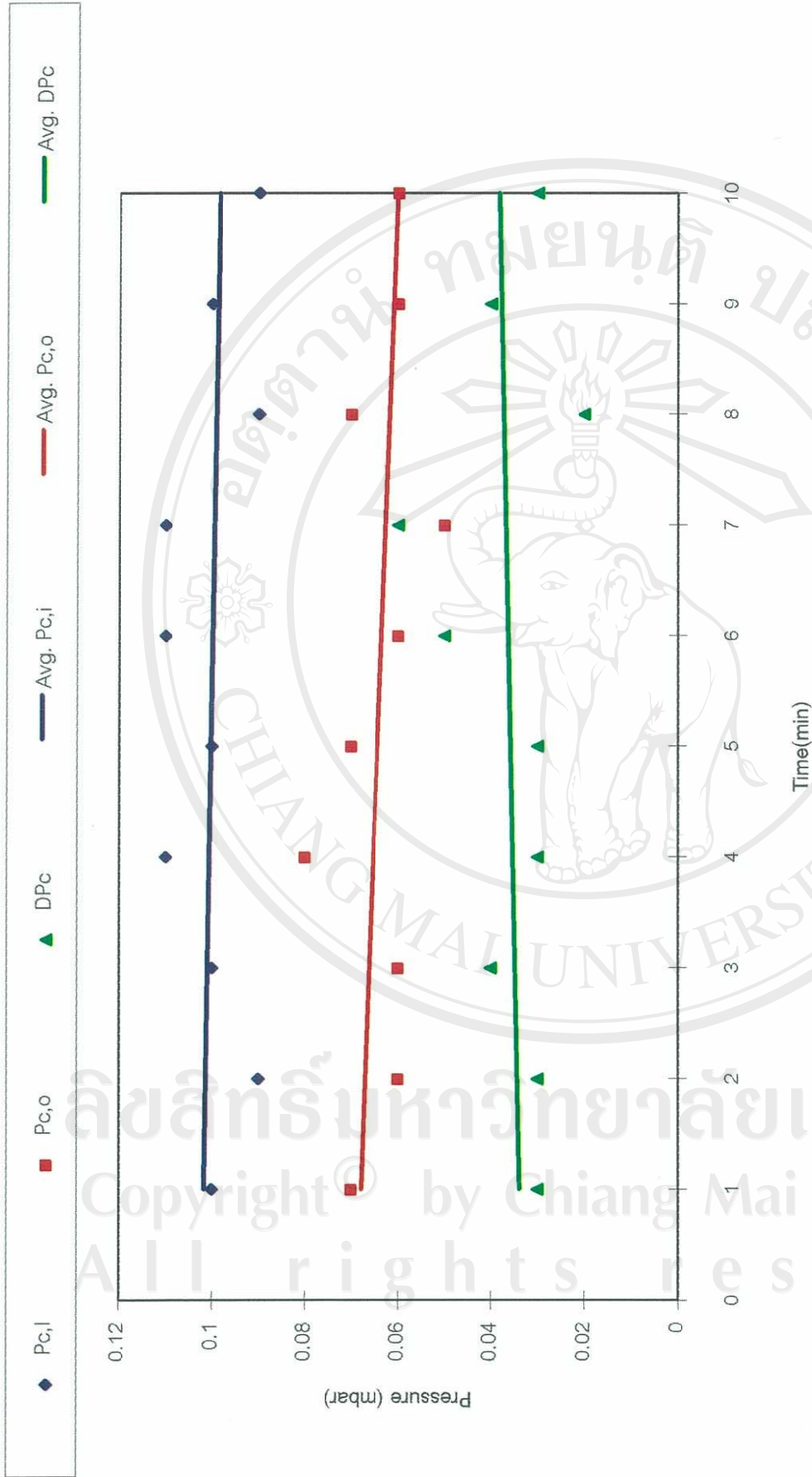
รูป 6.15 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า NTU min ที่คำนวณทำระเหยกับค่าประสิทธิภาพ



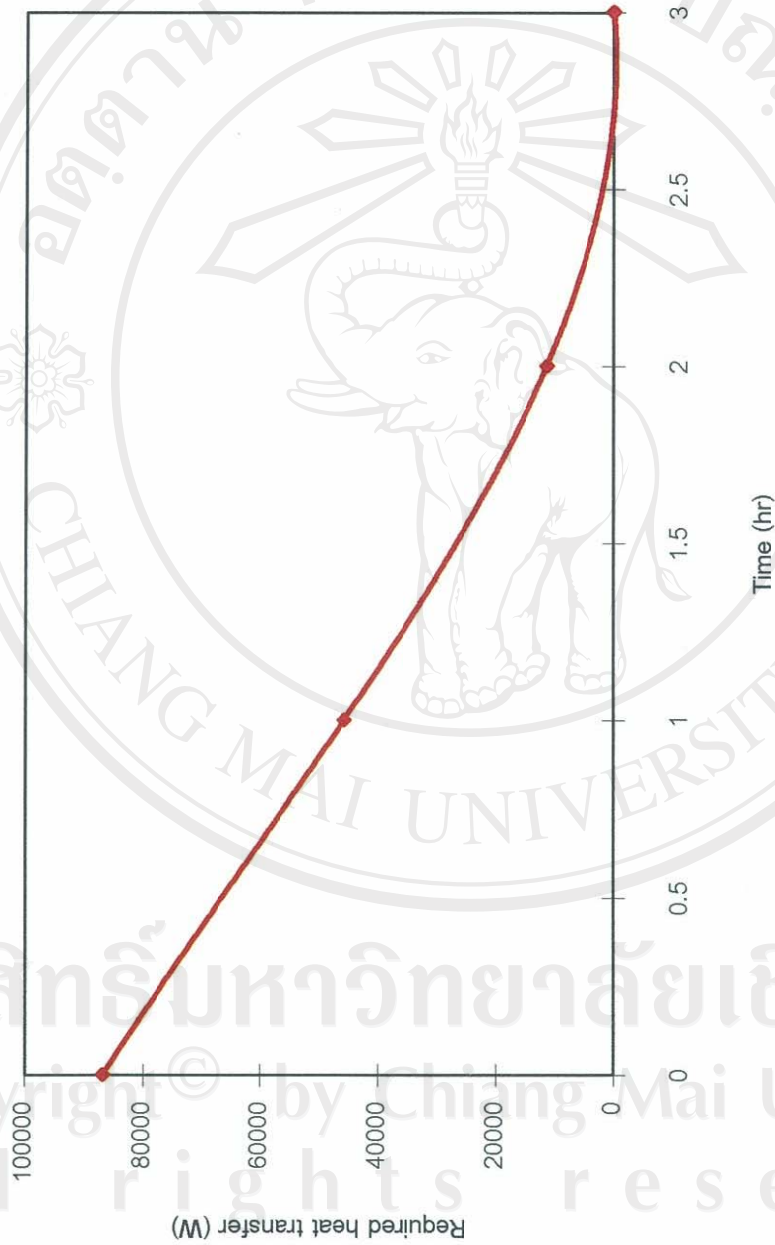
รูป 6.16 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า NTU min ที่ควมแน่นกับค่าประสิทธิภาพ



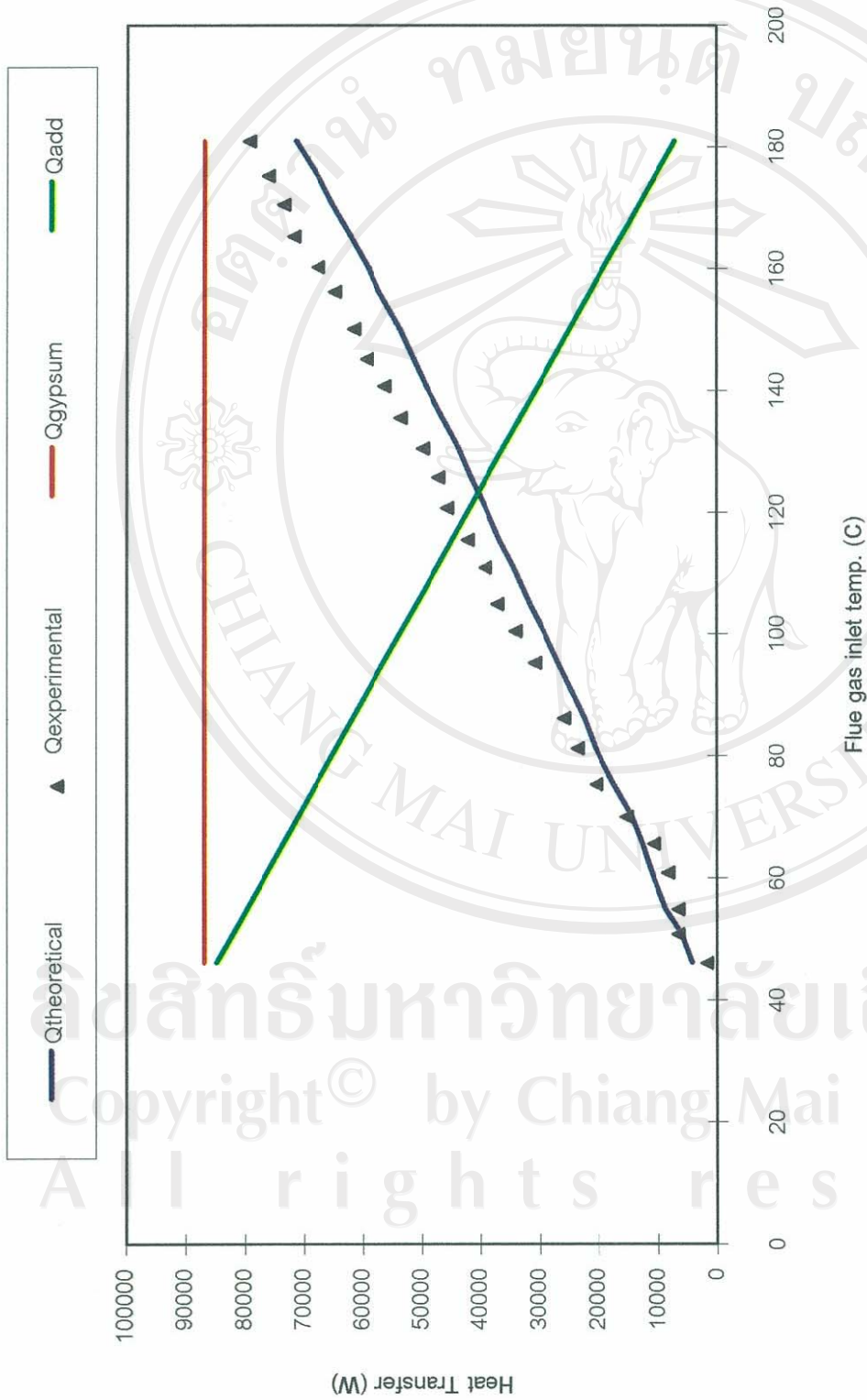
รูป 6.17 แสดงค่าความดันและความดันตกคร่อมบริเวณส่วนทำระเหยกับเวลา ณ $V_f = 8.59$ m/s



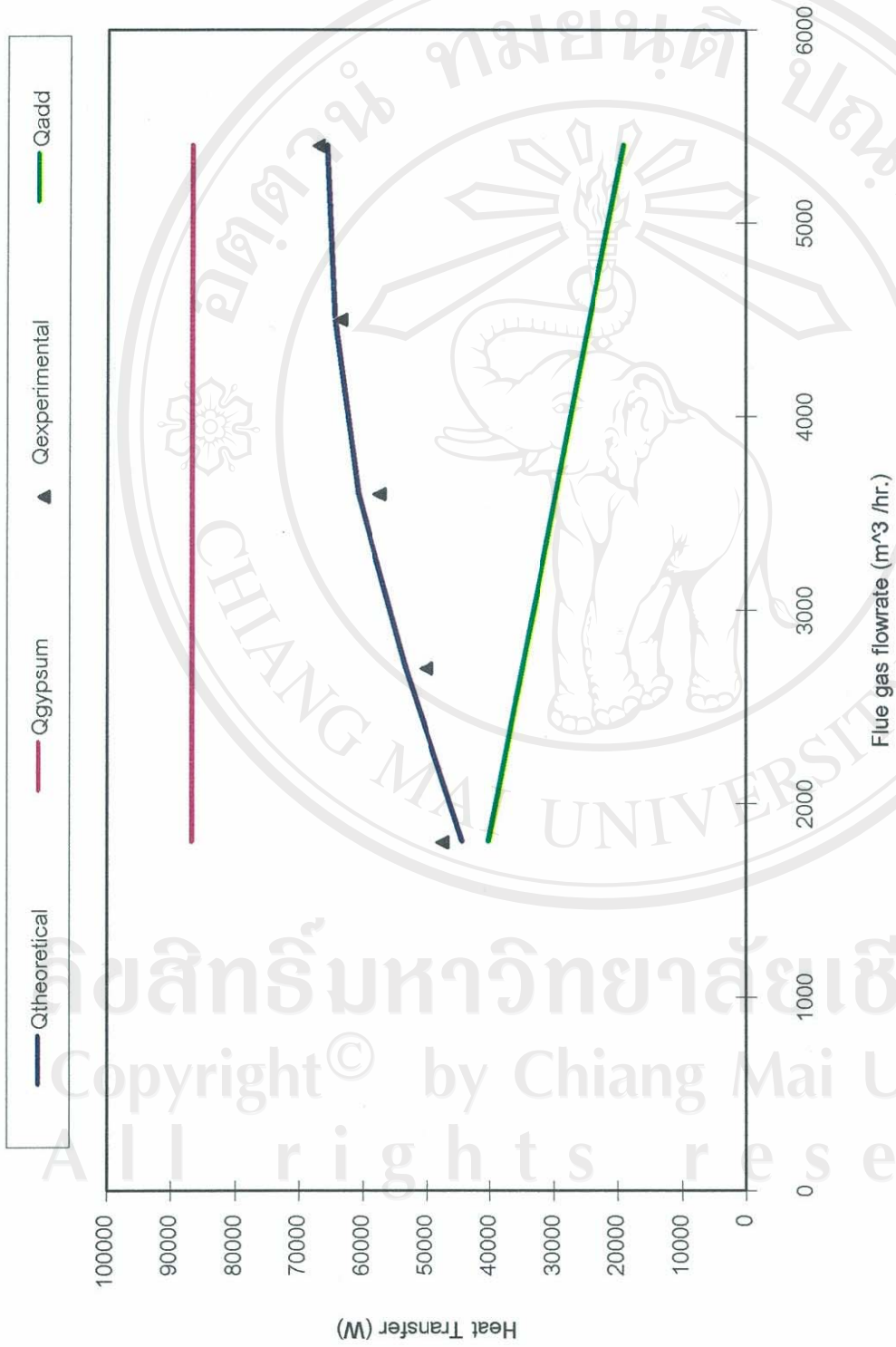
รูป 6.18 แสดงค่าความดันและความดันตกคร่อมบริเวณส่วนควบแน่นกับเวลา ณ $Va = 4.29$ m/s



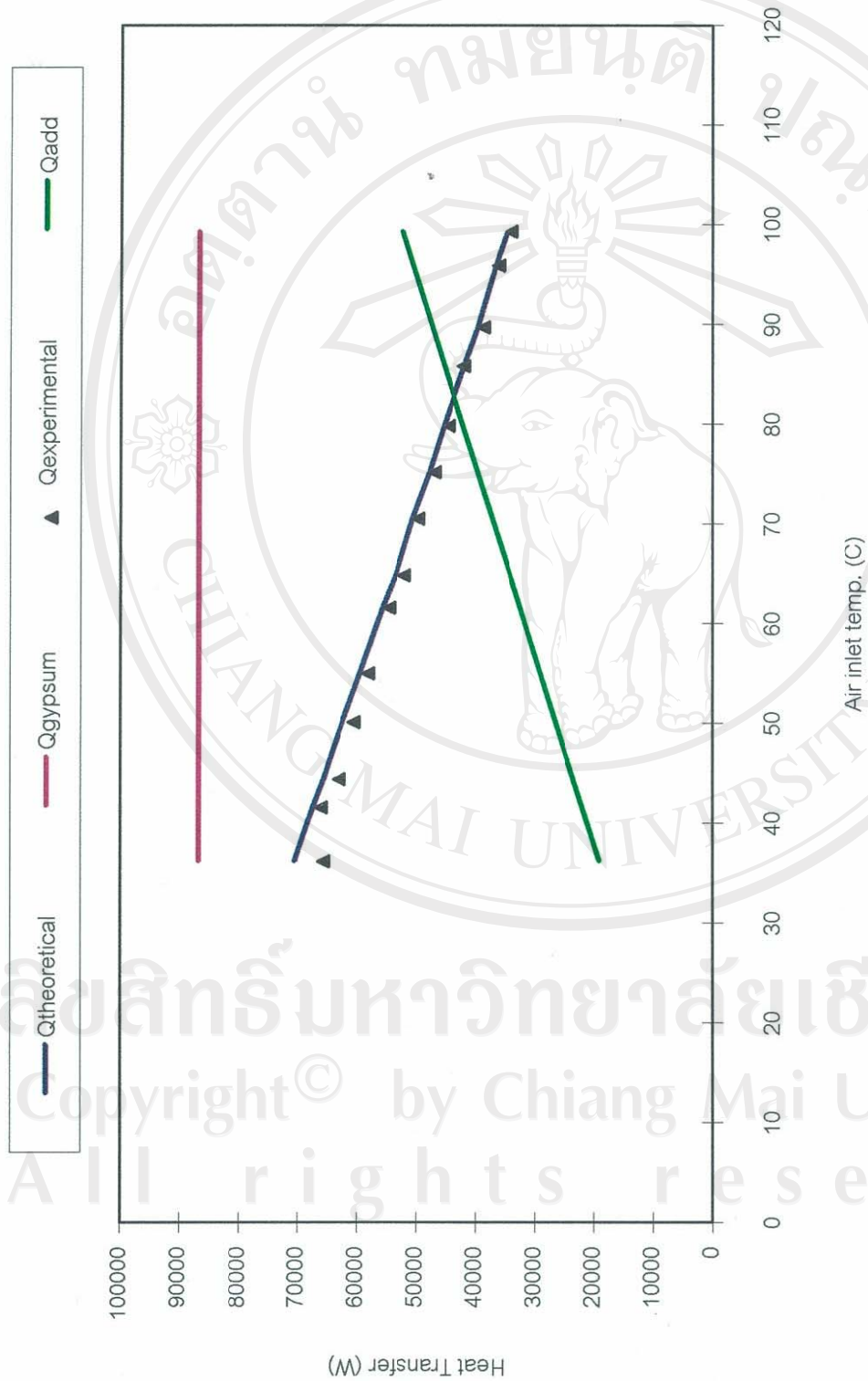
รูป 6.21 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างปริมาณความร้อนที่เสียไปตั้งแต่การกำกับเวลา ณ อุณหภูมิของอากาศร้อน 150 C



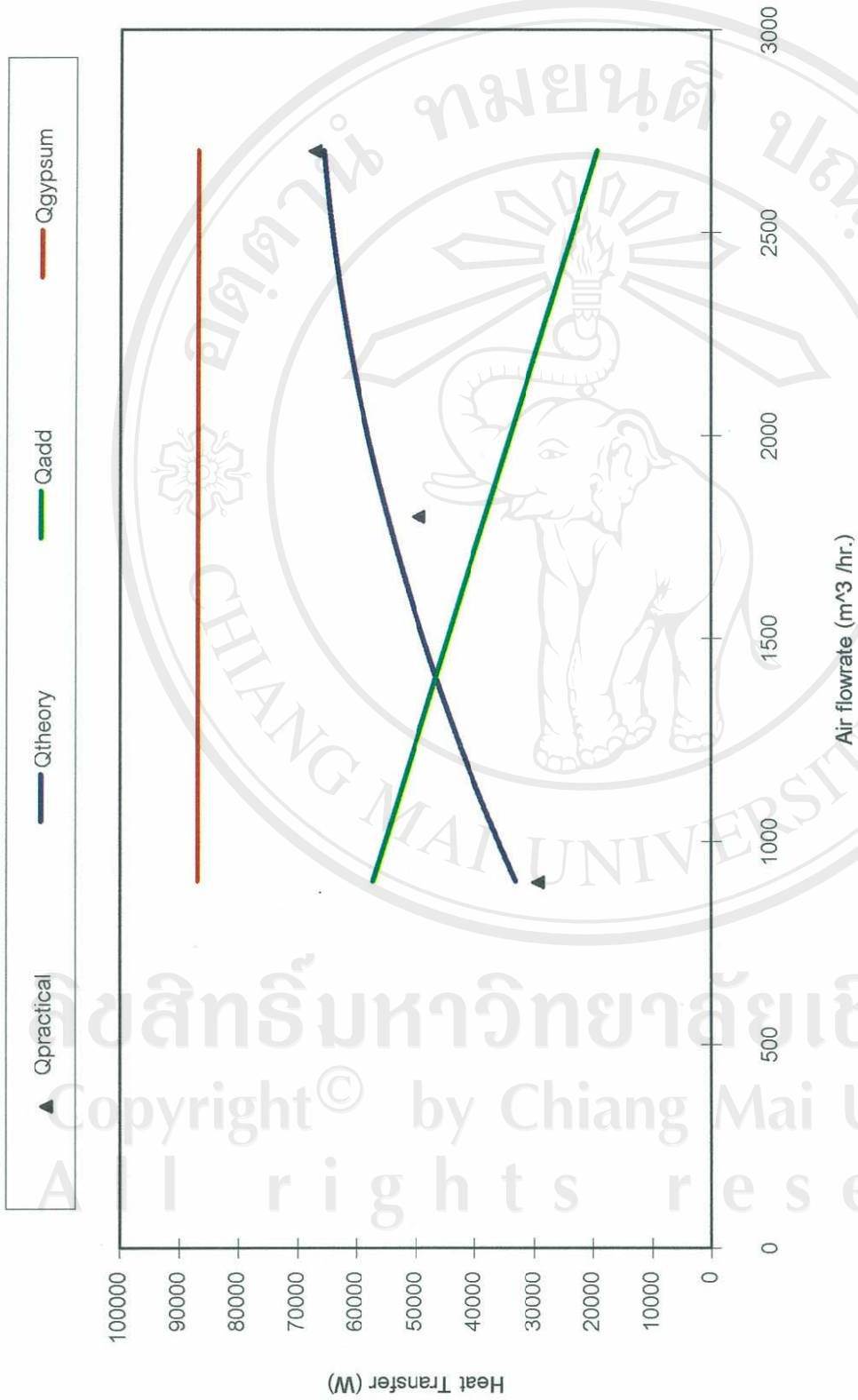
รูป 6.22 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิเข้าของก๊าซร้อนกับการถ่ายเทความร้อน



รูป 6.23 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของการทำความร้อน



รูป 6.24 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิอากาศกับการถ่ายเทความร้อน



รูป 6.25 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของอากาศกับการถ่ายเทความร้อน