

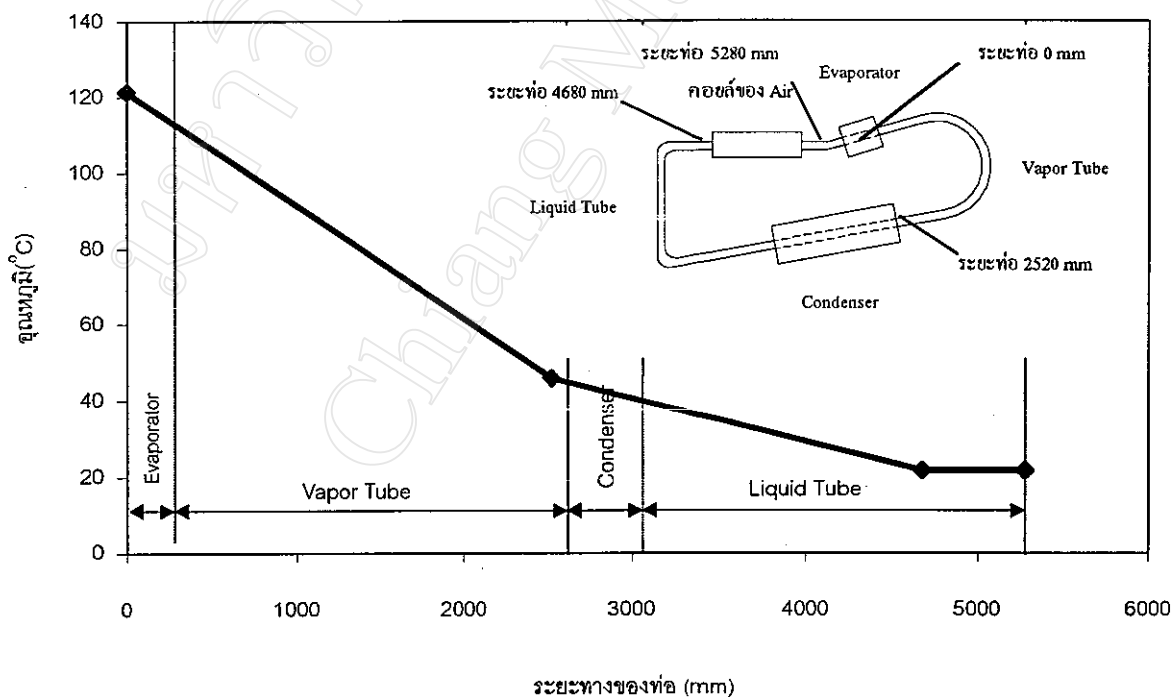
## บทที่ 5

### ผลการทดสอบและวิจารณ์ผลการทดสอบ

จากการศึกษาการออกแบบท่อความร้อนวงรอบแบบปั๊มคาปิลลารีสำหรับระบบกักเก็บพลังงานความร้อนในรูปน้ำแข็ง โดยมีเงื่อนไข 4 เงื่อนไข คือ ความเร็วลมเย็นของระบบปรับอากาศ 3 ค่า อุณหภูมิกลับของเครื่องปรับอากาศ 3 ค่า อุณหภูมิของระบบกักเก็บน้ำแข็ง 3 ค่า และ ความสูงของส่วนระเหยเหนือส่วนควบแน่น 3 ค่า ซึ่งสามารถอธิบายผลการทดสอบได้ดังนี้

#### 5.1 การกระจายอุณหภูมิที่จุดต่างๆของท่อความร้อนวงรอบแบบปั๊มคาปิลลารี

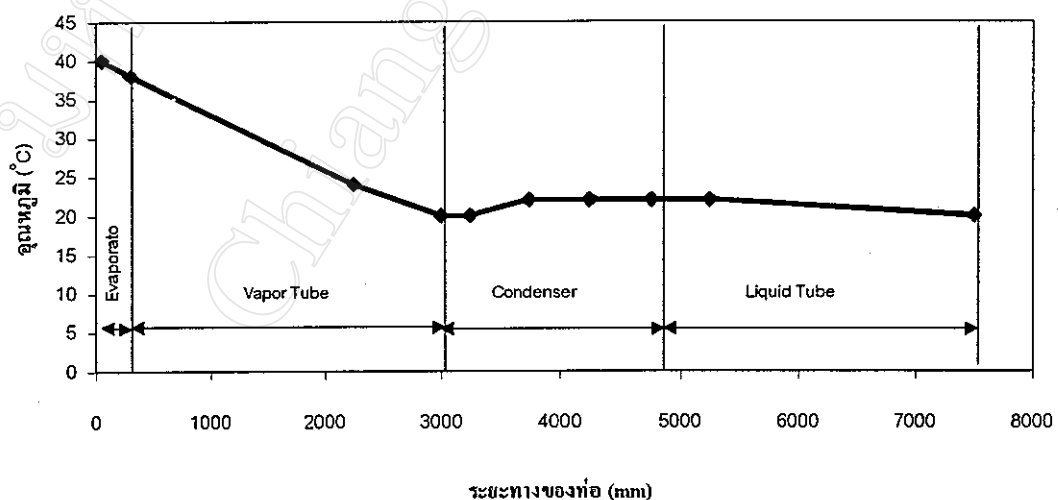
การที่เราสามารถบอกได้ว่าท่อความร้อนวงรอบนั้นสามารถทำงานได้หรือไม่นั้นสามารถบอกได้โดยการพิจารณาจากการกระจายอุณหภูมิที่จุดต่างๆของท่อความร้อนวงรอบ ซึ่งแสดงดังรูปที่ 5.1 เป็นการกระจายอุณหภูมิที่จุดต่างๆของท่อความร้อน



รูป 5.1 กราฟแสดงการกระจายอุณหภูมิที่จุดต่างๆของท่อ CPLHP ท่อที่ 6 แกวที่ 1 กับระยะทางของท่อ CPLHP ที่ความแตกต่างความสูงของส่วนระเหยเหนือส่วนควบแน่น 1 เมตร

จากรูปที่ 5.1 สามารถอธิบายถึงหลักการทำงานของท่อได้ดังนี้ คือ เมื่อส่วนระเหยได้รับความร้อนที่อุณหภูมิ  $121.8^{\circ}\text{C}$  ของเหลวอัมคั่วที่อยู่ในส่วนระเหยจะเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอ ไหลไปยังท่อส่งไอน้ำไปยังส่วนควบแน่นซึ่งที่อุณหภูมิทางเข้าส่วนควบแน่นมีอุณหภูมิ  $45.7^{\circ}\text{C}$  และเมื่อเข้าไปยังส่วนควบแน่นก็จะกลั่นตัวที่ส่วนควบแน่นซึ่งมีอุณหภูมิต่ำ  $5^{\circ}\text{C}$  ไอจะเปลี่ยนสถานะเป็นของเหลว ของเหลวควบแน่นดังกล่าวก็จะไหลไปยังท่อของเหลวและไหลกลับไปยังส่วนระเหย ซึ่งมีอุณหภูมิทางเข้าส่วนระเหยมีอุณหภูมิ  $21.44^{\circ}\text{C}$  เป็นวัฏจักร

Kobayashi et al. (1999) ได้ทำการศึกษาสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนวงรอบที่มีความยืดหยุ่น(Flexible loop heat pipe) โดยท่อความร้อนทำจากสแตนเลส มีขนาดส่วนระเหย 0.250 เมตร, ขนาดส่วนควบแน่น 1.400 เมตร, ขนาดท่อส่งไอน้ำ 3.200 เมตร และขนาดท่อส่งของเหลว 2.650 เมตร ตามลำดับ โดยใช้โพลีเอทิลีน(Polyethylene)เป็นวัสดุพูนซึ่งมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางรูของวัสดุพูน (Effective pore diameter)  $1.2 \times 10^{-6}$  เมตรสำหรับวัสดุพูนตัวแรก และ  $1.2 \times 10^{-5}$  เมตรสำหรับวัสดุพูนตัวที่ 2 ใช้ R-134a เป็นสารทำงาน พบว่าผลการกระจายอุณหภูมิของท่อความร้อนวงรอบกับระยะทางของท่อ ที่ความแตกต่างความสูงของส่วนระเหยเหนือส่วนควบแน่น 1 เมตรเป็นดังรูป 5.2 โดยการกระจายอุณหภูมิของท่อความร้อนวงรอบกับระยะทางของท่อที่ทำการทดลองนั้น มีแนวโน้มเหมือนกันกับผลการทดสอบ เพียงแต่ต่างกันที่ส่วนควบแน่นเนื่องจากการทดสอบนั้นไม่ได้วัดอุณหภูมิที่ส่วนควบแน่นนั่นเอง

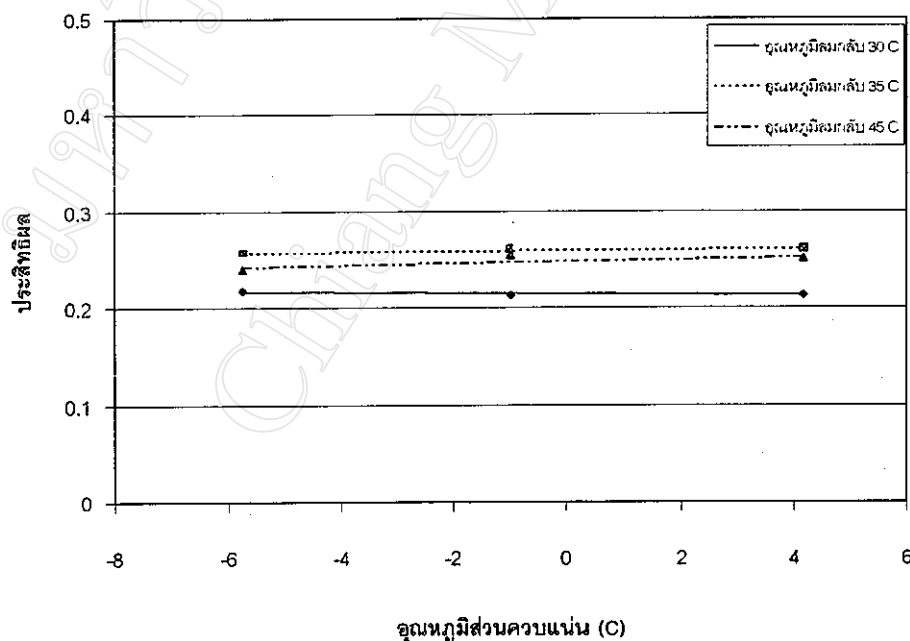


รูป 5.2 แสดงการกระจายอุณหภูมิต่อระยะทางของท่อ ของ Kobayashi et al.

จากการทดสอบอุณหภูมิที่จุดต่างๆ พบว่า ที่ส่วนระเหยมีอุณหภูมิ  $121.2^{\circ}\text{C}$  และลดลงตามระยะทางของท่อ โดยมีอุณหภูมิทางเข้าส่วนควบแน่น  $45.7^{\circ}\text{C}$  และ มีอุณหภูมิท่อของเหลวและทางเข้าส่วนระเหย  $21.4^{\circ}\text{C}$

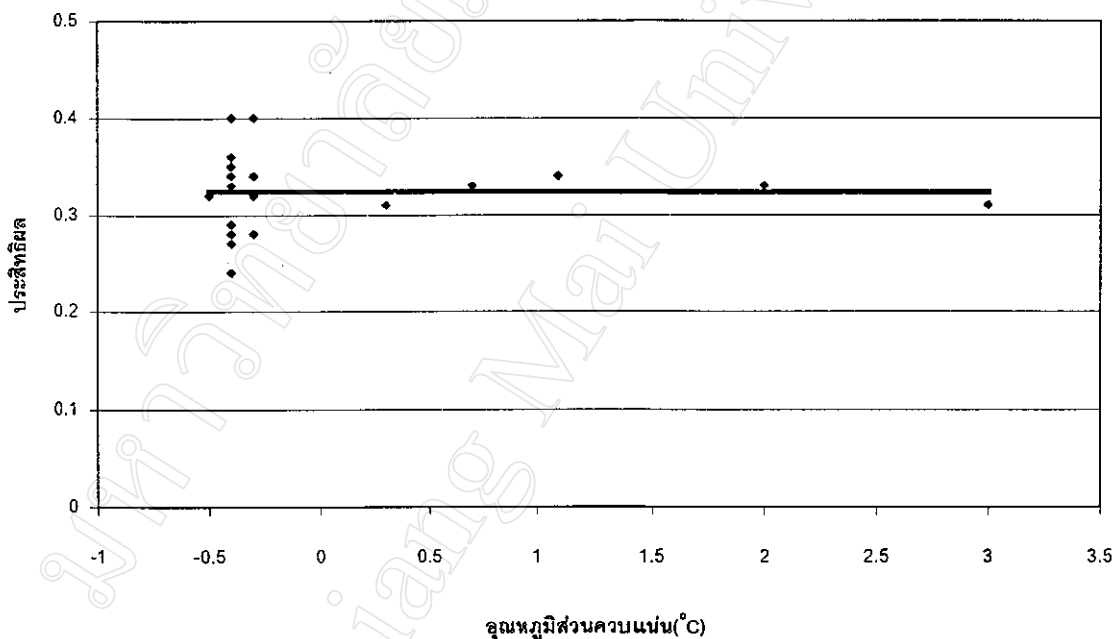
## 5.2 ผลของอุณหภูมิส่วนควบแน่นที่มีต่อประสิทธิผลของท่อความร้อนวงรอบ

รูปที่ 5.3 เป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิผลกับอุณหภูมิส่วนควบแน่นที่ความสูงส่วนระเหยเหนือส่วนควบแน่น 1 เมตร ที่ความเร็วลมกลับ 1.37 m/s พบว่า มีค่าประสิทธิผลเท่ากับ 0.21, 0.25 และ 0.2 ที่อุณหภูมิส่วนควบแน่นที่  $-5.74^{\circ}\text{C}$  ถึง  $4.16^{\circ}\text{C}$  ที่อุณหภูมิลมกลับ 30, 35 และ  $45^{\circ}\text{C}$  ตามลำดับ ซึ่งจะเห็นว่าอุณหภูมิส่วนควบแน่นเพิ่มขึ้น แต่ประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนวงรอบมีค่าคงที่ คือ เมื่อทำงานที่อุณหภูมิส่วนควบแน่น  $-5.74^{\circ}\text{C}$  ได้ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิขาเข้าและออกของลมกลับ เท่ากับ  $2.01^{\circ}\text{C}$  และได้อุณหภูมิขาเข้าของคอยล์ของเครื่องปรับอากาศ เท่ากับ  $21.39^{\circ}\text{C}$  ซึ่งเมื่อเปลี่ยนอุณหภูมิส่วนควบแน่นเป็น  $-0.5^{\circ}\text{C}$  ได้ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิขาเข้าและออกของลมกลับ เท่ากับ  $1.992^{\circ}\text{C}$  และได้อุณหภูมิขาเข้าของคอยล์ของเครื่องปรับอากาศ เท่ากับ  $20.59^{\circ}\text{C}$  และเมื่อเปลี่ยนอุณหภูมิส่วนควบแน่นเป็น  $4.16^{\circ}\text{C}$  ได้ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิขาเข้าและออกของลมกลับ เท่ากับ  $2.56^{\circ}\text{C}$  และได้อุณหภูมิขาเข้าของคอยล์ของเครื่องปรับอากาศ เท่ากับ  $19.21^{\circ}\text{C}$  ซึ่ง จากการปรับอุณหภูมิส่วนควบแน่นนั้นจะเห็นว่า ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิขาเข้าและออกของลมกลับ และอุณหภูมิขาเข้าของคอยล์ของเครื่องปรับอากาศ นั้นมีค่าไม่ต่างกันมากนัก จึงทำให้เมื่อหาค่าประสิทธิผลค่าที่ได้จึงใกล้เคียงกัน



รูป 5.3 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพกับอุณหภูมิส่วนควบแน่นที่ความสูงส่วนระเหยเหนือส่วนควบแน่น 1 เมตร ที่ความเร็วลมกลับ 1.37 m/s

ไกรวุฒิ, จรรย์รักษ์ และ สุทธิศักดิ์ (2542) ได้ทำการศึกษาการประยุกต์ใช้เทอร์โมไซฟอนแบบวงรอบในการทำความเย็นโดยใช้ระบบกักเก็บในรูปน้ำแข็ง(ระยะ 2) โดยท่อเทอร์โมไซฟอนทำจากท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 9.525 มิลลิเมตร โดยส่วนระเหยเป็นแบบครึ่งสำเร็จรูปของเครื่องปรับอากาศขนาด 1 ตันความเย็น มีความยาวรวม 14.15 เมตร มีส่วนควบแน่นยาว 15 เมตร ขดอยู่ภายในถังบรรจุน้ำแข็ง ใช้ R-134a เป็นสารทำงาน พบว่า อุณหภูมิส่วนควบแน่น ไม่มีผลต่อประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนแบบวงรอบ คือ อุณหภูมิส่วนควบแน่นเพิ่มขึ้นจาก  $-0.7$  ถึง  $3.1$  °C ค่าประสิทธิภาพคงที่ เท่ากับ 0.32 ซึ่งผลที่ได้สอดคล้องกับผลจากการทดสอบ ดังแสดงดังรูป 5.4

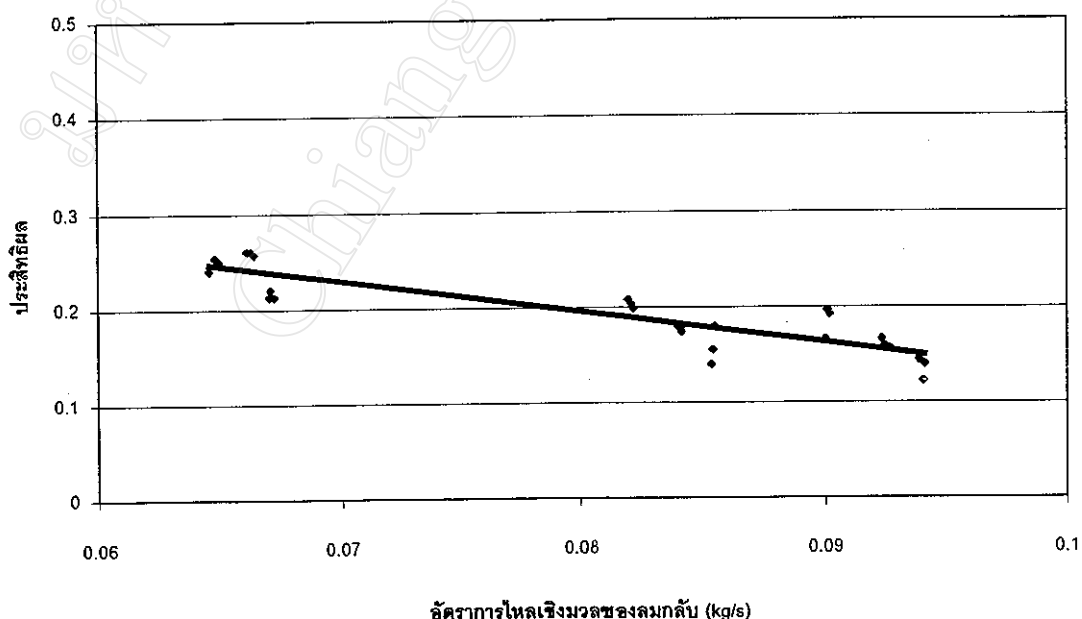


รูป 5.4 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพกับอุณหภูมิส่วนควบแน่น ของไกรวุฒิ, จรรย์รักษ์ และ สุทธิศักดิ์ (2542)

สรุปได้ว่า ค่าประสิทธิภาพมีค่าคงที่ โดยไม่ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิส่วนควบแน่น เช่น ที่อุณหภูมิส่วนควบแน่นที่  $-5.74$  °C ถึง  $4.16$  °C , อุณหภูมิลมกลับ 30, 35 และ 45 °C ตามลำดับ และความแตกต่างความสูง 1 เมตร ความเร็วลมกลับ 1.37 เมตรต่อวินาที จะพบว่าอุณหภูมิส่วนควบแน่นคงที่ ที่ 0.21

### 5.3 ผลของ อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ ที่มีต่อประสิทธิผลของท่อความร้อนวรูป

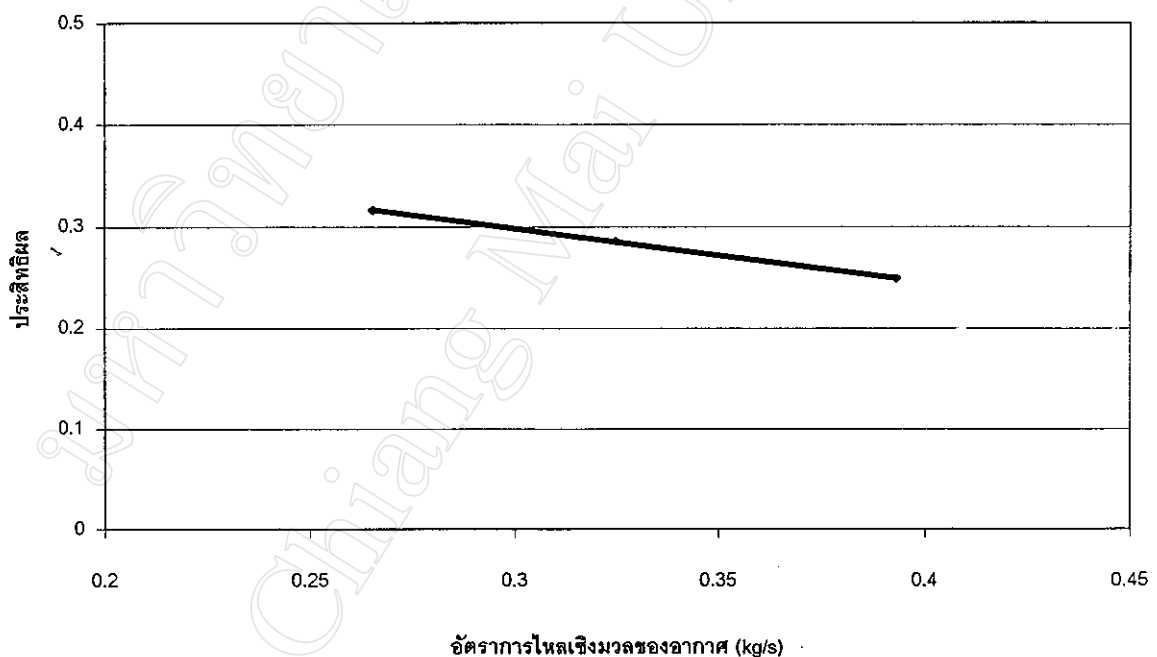
รูปที่ 5.5 เป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิผล กับ อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศของลมกลับที่ความแตกต่างความสูงของส่วนระเหยเหนือส่วนควบแน่น 1 เมตร พบว่าอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศเพิ่มขึ้นจาก 0.066 ถึง 0.094 kg/s ประสิทธิภาพลดลงจาก 0.25 ถึง 0.16 ซึ่งจะเห็นว่า ประสิทธิภาพมีค่าลดลงเมื่ออัตราการไหลเชิงมวลของอากาศของลมกลับมีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องมาจากค่าประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นขึ้นอยู่กับความแตกต่างของอุณหภูมิขาเข้าและขาออกของอากาศของลมกลับ ซึ่งจะเห็นว่าที่ความเร็วลมกลับน้อยๆนั้นผลของความแตกต่างของอุณหภูมิขาเข้าและขาออกของอากาศของลมกลับมีค่าสูงจึงทำให้ค่าประสิทธิภาพมีค่ามาก และที่ความเร็วลมกลับมากขึ้นนั้นผลของความแตกต่างของอุณหภูมิขาเข้าและขาออกของอากาศของลมกลับมีค่าน้อยจึงทำให้ค่าประสิทธิภาพมีค่าน้อยตามไปด้วย คือ เมื่อปรับความเร็วลมที่ 1.37 เมตรต่อวินาที ได้ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิขาเข้าและออกของลมกลับ เท่ากับ  $6.44^{\circ}\text{C}$  และได้อุณหภูมิขาเข้าของคอยล์ของเครื่องปรับอากาศ เท่ากับ  $21.39^{\circ}\text{C}$  ซึ่งเมื่อเปลี่ยนความเร็วลมเป็น 1.75 เมตรต่อวินาที ได้ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิขาเข้าและออกของลมกลับ เท่ากับ  $5.57^{\circ}\text{C}$  และได้อุณหภูมิขาเข้าของคอยล์ของเครื่องปรับอากาศ เท่ากับ  $20.59^{\circ}\text{C}$  และเมื่อเปลี่ยนความเร็วลมเป็น 1.75 เมตรต่อวินาที ได้ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิขาเข้าและออกของลมกลับ เท่ากับ  $5.22^{\circ}\text{C}$  และได้อุณหภูมิขาเข้าของคอยล์ของเครื่องปรับอากาศ เท่ากับ  $19.21^{\circ}\text{C}$  ที่อุณหภูมิลมกลับ  $45^{\circ}\text{C}$



รูป 5.5 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิผล กับ อัตราการไหลเชิงมวลของลมกลับ ที่ความแตกต่างความสูงของส่วนระเหยเหนือส่วนควบแน่น 1 เมตร

ดังนั้นจะเห็นได้ว่าที่ค่าเร็วลมกลับเพิ่มขึ้น ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิลมกลับขาเข้าและขาออกกลับมีค่าลดลง จึงทำให้มีค่าประสิทธิผลลดลง ซึ่งค่าอัตราการไหลของลมกลับนั้นขึ้นอยู่กับความเร็วลม และอุณหภูมิลมกลับเป็นสำคัญ ดังนั้นจึงเห็นได้ว่าอัตราการไหลของลมกลับเพิ่มขึ้นตามค่าการเพิ่มขึ้นของความเร็วลมกลับ ดังนั้นอัตราการไหลเพิ่มขึ้น ค่าประสิทธิผลจึงลดลง

มนตรี (2544) ได้ทำการศึกษาการประหยัดพลังงานในเครื่องอบแห้งแบบปั่นความร้อนโดยใช้เทอร์โมไซฟอนแบบวงรอบ โดยส่วนระเหยทำจากคอยล์ของเครื่องปรับอากาศเป็นแบบท่อกลมมีครีป ขนาด  $400 \times 360$  มิลลิเมตร ท่อที่ใช้มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 10 มิลลิเมตร ใช้ R-123 เป็นสารทำงาน พบว่าอัตราการไหลเชิงมวลมีผลต่อประสิทธิภาพ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศเพิ่มขึ้น ประสิทธิภาพมีค่าลดลง โดยอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศเพิ่มขึ้นจาก 0.265 ถึง 0.393 ประสิทธิภาพลดลงจาก 0.32 ถึง 0.25 ดังแสดงในรูป 5.6 ซึ่งสอดคล้องกับผลการทดสอบ



รูป 5.6 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพกับอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ  
ของมนตรี(2544)

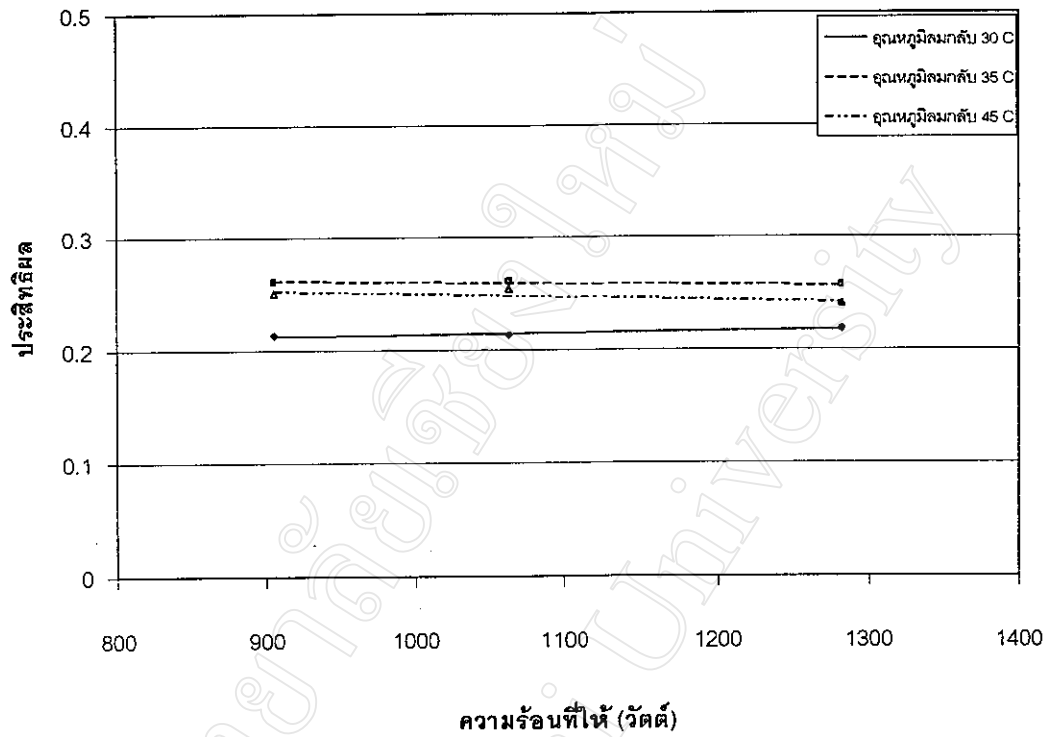
สรุป จากการทดสอบพบว่า เมื่ออัตราการไหลเชิงมวลของลมกลับเพิ่มขึ้น ประสิทธิภาพจะลดลง เช่น เมื่ออัตราการไหลเชิงมวลของอากาศเพิ่มขึ้นจาก 0.066 ถึง 0.094 kg/s ประสิทธิภาพลดลงจาก 0.25 ถึง 0.16

#### 5.4 ผลของความร้อนที่ให้ ที่มีต่อประสิทธิผลของท่อความร้อนวงรอบ

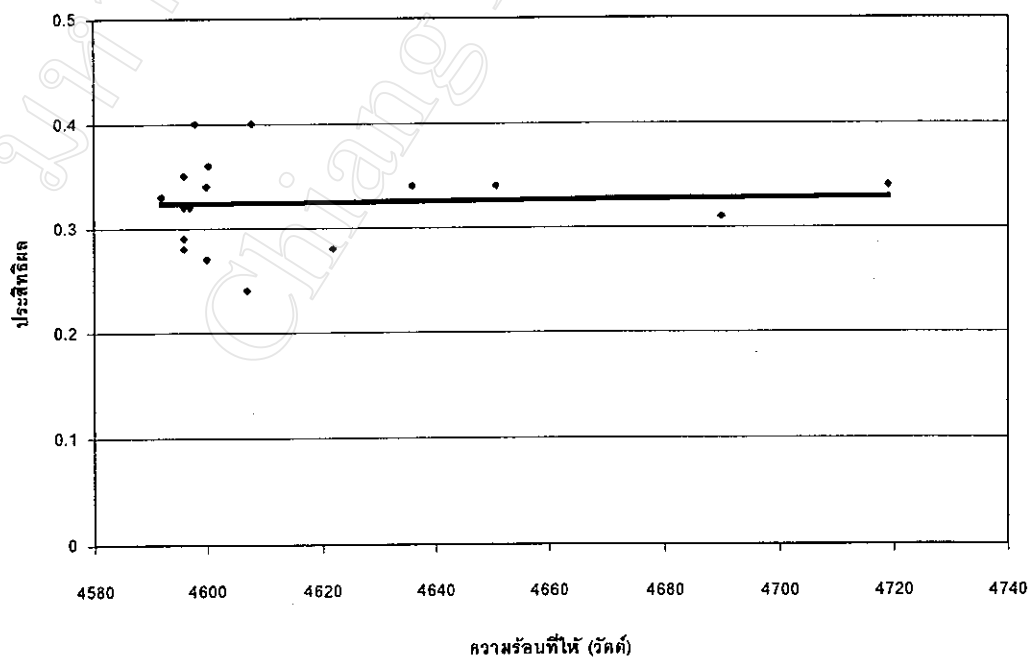
รูป 5.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิผลกับ ความร้อนที่ให้ ที่ความสูงส่วนระเหยเหนือ ส่วนควบแน่น 1 เมตร ความเร็วลมกลับ 1.37 m/s พบว่าที่อุณหภูมิลมกลับ 30 °C มีค่าประสิทธิผลเท่ากับ 0.21, อุณหภูมิลมกลับ 35 °C มีค่าประสิทธิผลเท่ากับ 0.26 และที่อุณหภูมิลมกลับ 35 °C มีค่าประสิทธิผลเท่ากับ 0.25 ที่ ความร้อนที่ให้ 905 ถึง 1282.14 วัตต์ ซึ่งจะเห็นว่า ความร้อนที่ให้เพิ่มขึ้น ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนวงรอบนั้นจะมีค่าคงที่ เนื่องมาจากแต่ละค่าของความร้อนที่ให้นั้น ให้ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิลมกลับขาเข้า และขาออกใกล้เคียงกันหรือไม่ต่างกันมากนัก คือ เมื่อทำงานที่อุณหภูมิส่วนควบแน่น -5.74 °C ได้ค่าความร้อนที่ให้ 905 วัตต์ จะได้ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิขาเข้าและออกของลมกลับ เท่ากับ 2.01 °C และได้อุณหภูมิขาเข้าของคอยล์ของเครื่องปรับอากาศ เท่ากับ 21.39 °C ซึ่งเมื่อเปลี่ยนอุณหภูมิส่วนควบแน่นเป็น -0.5 °C ได้ค่าความร้อนที่ให้ 1064 วัตต์ จะได้ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิขาเข้าและออกของลมกลับ เท่ากับ 1.992 °C และได้อุณหภูมิขาเข้าของคอยล์ของเครื่องปรับอากาศ เท่ากับ 20.59 °C และเมื่อเปลี่ยนอุณหภูมิส่วนควบแน่นเป็น 4.16 °C ได้ค่าความร้อนที่ให้ 1282.14 วัตต์ ได้ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิขาเข้าและออกของลมกลับ เท่ากับ 2.56 °C และได้อุณหภูมิขาเข้าของคอยล์ของเครื่องปรับอากาศ เท่ากับ 19.21 °C ซึ่งจะเห็นว่าเมื่อค่าความร้อนที่ให้เพิ่มขึ้นนั้น ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิขาเข้าและออกของลมกลับ และอุณหภูมิขาเข้าของคอยล์ของเครื่องปรับอากาศ นั้นมีค่าไม่ต่างกันมากนัก จึงทำให้เมื่อหาค่าประสิทธิผลค่าที่ได้จึงใกล้เคียงกัน

ไกรวุฒิ, จรรย์รักษ์ และสุทธศักดิ์ (2542) ได้ทำการศึกษาการประยุกต์ใช้เทอร์โมไซฟอนแบบวงรอบในการทำความเย็นโดยใช้ระบบกักเก็บในรูปน้ำแข็ง(ระยะ 2) พบว่า ความร้อนที่ให้ ไม่มีผลต่อประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนแบบวงรอบ คือ ค่าความร้อนที่ให้เพิ่มขึ้นจาก 4590 ถึง 4720 วัตต์ ค่าประสิทธิผลคงที่ เท่ากับ 0.32 ซึ่งผลที่ได้สอดคล้องกับผลจากการทดสอบ ดังแสดงดังรูป 5.8

สรุปได้ว่า เมื่อค่าความร้อนที่ให้เพิ่มขึ้น ทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนวงรอบนั้นจะมีค่าคงที่ เช่น ที่ค่าความร้อนที่ให้ 905 ถึง 1282.14 วัตต์, อุณหภูมิลมกลับ 45 °C และความแตกต่างความสูง 1 เมตร ความเร็วลมกลับ 1.37 เมตรต่อวินาที ค่าประสิทธิผลมีค่าคงที่ ที่ 0.25



รูป 5.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิผลกับ ความร้อนที่ให้ ที่ความสูงส่วนระเหยเหนือ ส่วนควบแน่น 1 เมตร ความเร็วลมกลับ 1.37 m/s



รูป 5.8 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิผลกับ ความร้อนที่ให้ ของ ไกรวุฒิ, จรรยารักษ์ และ สุทธิศักดิ์ (2542)



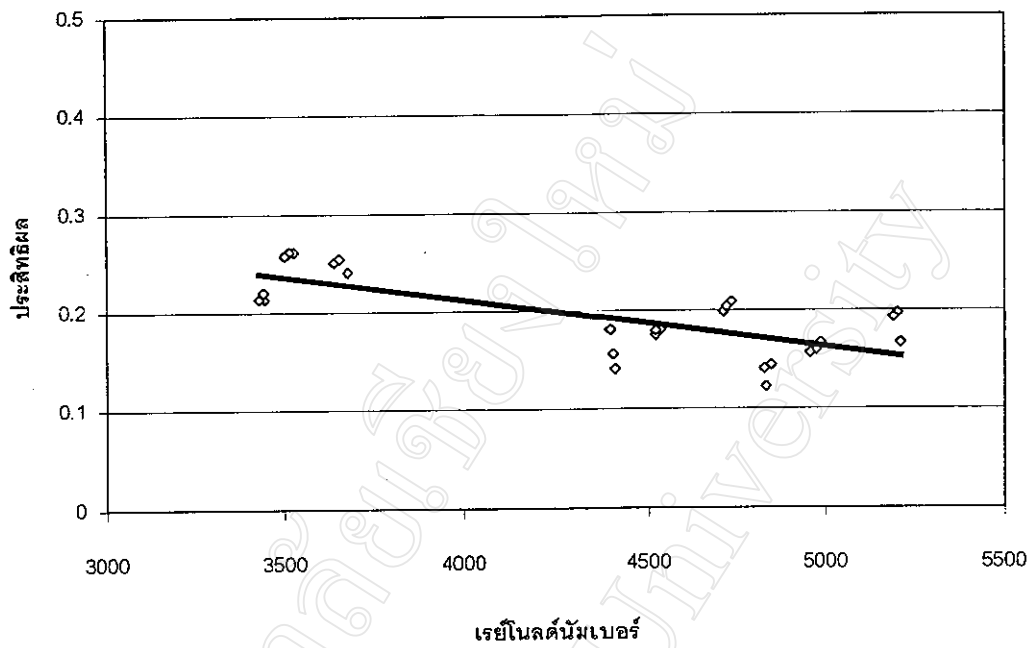
## 5.5 คุณลักษณะทางความร้อนของท่อความร้อนวงรอบ

### 5.5.1 ผลของค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์ต่อค่าประสิทธิผล

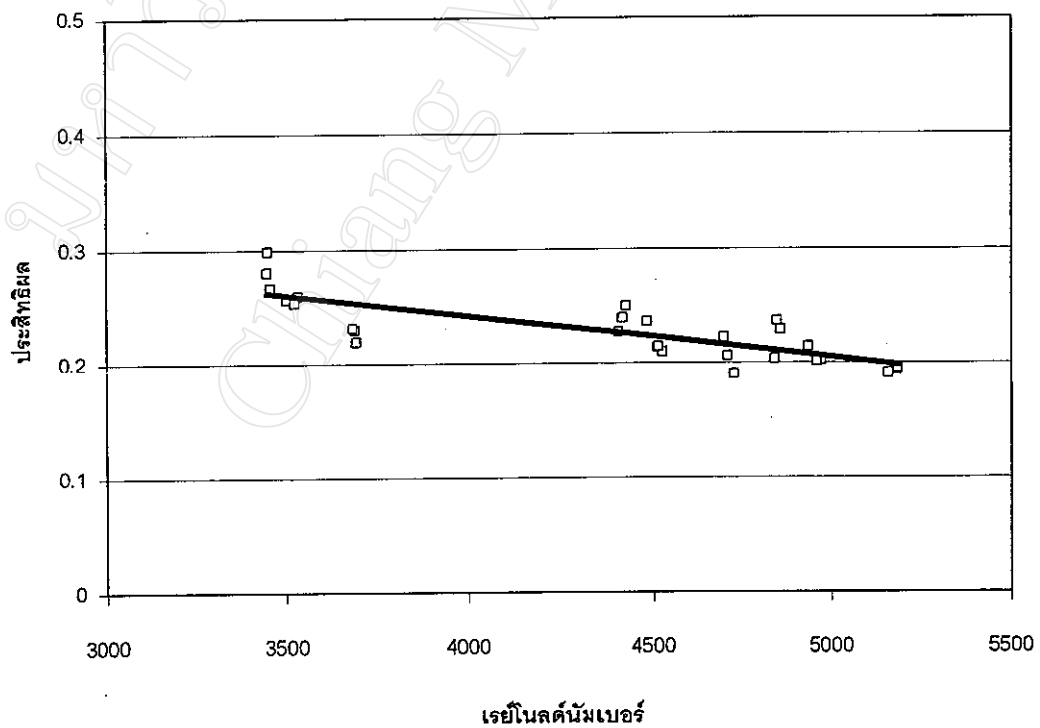
รูป 5.9 แสดงผลของค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์กับค่าประสิทธิผล ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนวงรอบ ที่ความสูงของส่วนระเหยสูงกว่าส่วนควบแน่น 1 เมตร พบว่า ค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์เพิ่มขึ้นจาก 3431.23 ถึง 5211.03 ประสิทธิภาพลดลงจาก 0.24 ถึง 0.16 ซึ่งจะเห็นว่า เมื่อค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์มีค่าเพิ่มขึ้น ประสิทธิภาพจะมีค่าลดลง เนื่องมาจากค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นขึ้นอยู่กับความแตกต่างของอุณหภูมิขาเข้าและขาออกของลมกลับ ซึ่งจะเห็นว่าที่ความเร็วลมกลับน้อยๆนั้นผลของความแตกต่างของอุณหภูมิขาเข้าและขาออกของลมกลับมีค่าสูงจึงทำให้ค่าประสิทธิผลมีค่ามาก และที่ความเร็วลมกลับมากขึ้นนั้นผลของความแตกต่างของอุณหภูมิขาเข้าและขาออกของอากาศของลมกลับมีค่าน้อยจึงทำให้ค่าประสิทธิผลมีค่าน้อยตามไปด้วย คือ เมื่อปรับความเร็วลมที่ 1.37 เมตรต่อวินาที ได้ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิขาเข้าและออกของลมกลับ เท่ากับ  $6.44^{\circ}\text{C}$  และได้อุณหภูมิขาเข้าของคอยล์ของเครื่องปรับอากาศ เท่ากับ  $21.39^{\circ}\text{C}$  ซึ่งเมื่อเปลี่ยนความเร็วลมเป็น 1.75 เมตรต่อวินาที ได้ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิขาเข้าและออกของลมกลับ เท่ากับ  $5.57^{\circ}\text{C}$  และได้อุณหภูมิขาเข้าของคอยล์ของเครื่องปรับอากาศ เท่ากับ  $20.59^{\circ}\text{C}$  และเมื่อเปลี่ยนความเร็วลมเป็น 1.75 เมตรต่อวินาที ได้ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิขาเข้าและออกของลมกลับ เท่ากับ  $5.22^{\circ}\text{C}$  และได้อุณหภูมิขาเข้าของคอยล์ของเครื่องปรับอากาศ เท่ากับ  $19.21^{\circ}\text{C}$  ที่อุณหภูมิลมกลับ  $45^{\circ}\text{C}$  ซึ่งจะเห็นว่าเมื่อความเร็วลมกลับเพิ่มขึ้นได้ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิขาเข้าและออกของลมกลับลดลง โดยค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์นั้นจะขึ้นอยู่กับความเร็วลมกลับ จึงทำให้ค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์เพิ่มขึ้น ประสิทธิภาพจึงลดลง

รูป 5.10 แสดงผลของค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์กับค่าประสิทธิผล ของการออกแบบ ที่ความสูงของส่วนระเหยเหนือกว่าส่วนควบแน่น 0.7 เมตร พบว่าประสิทธิภาพลดลง เมื่อค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์มีค่าเพิ่มขึ้น เช่นเดียวกับความสูงของส่วนระเหยเหนือกว่าส่วนควบแน่น 1 เมตร คือ ค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์เพิ่มขึ้นจาก 3455.94 ถึง 5197.07 ประสิทธิภาพลดลงจาก 0.26 ถึง 0.19

รูป 5.11 แสดงผลของค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์กับค่าประสิทธิผล ของการออกแบบ ที่ความสูงของส่วนระเหยเหนือกว่าส่วนควบแน่น 0.3 เมตร พบว่าประสิทธิภาพลดลง เมื่อค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์มีค่าเพิ่มขึ้น เช่นเดียวกับความสูงของส่วนระเหยเหนือกว่าส่วนควบแน่น 1 เมตร และ 0.7 เมตร กล่าวคือ ค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์เพิ่มขึ้นจาก 3449.11 ถึง 5179.02 ประสิทธิภาพลดลงจาก 0.27 ถึง 0.22



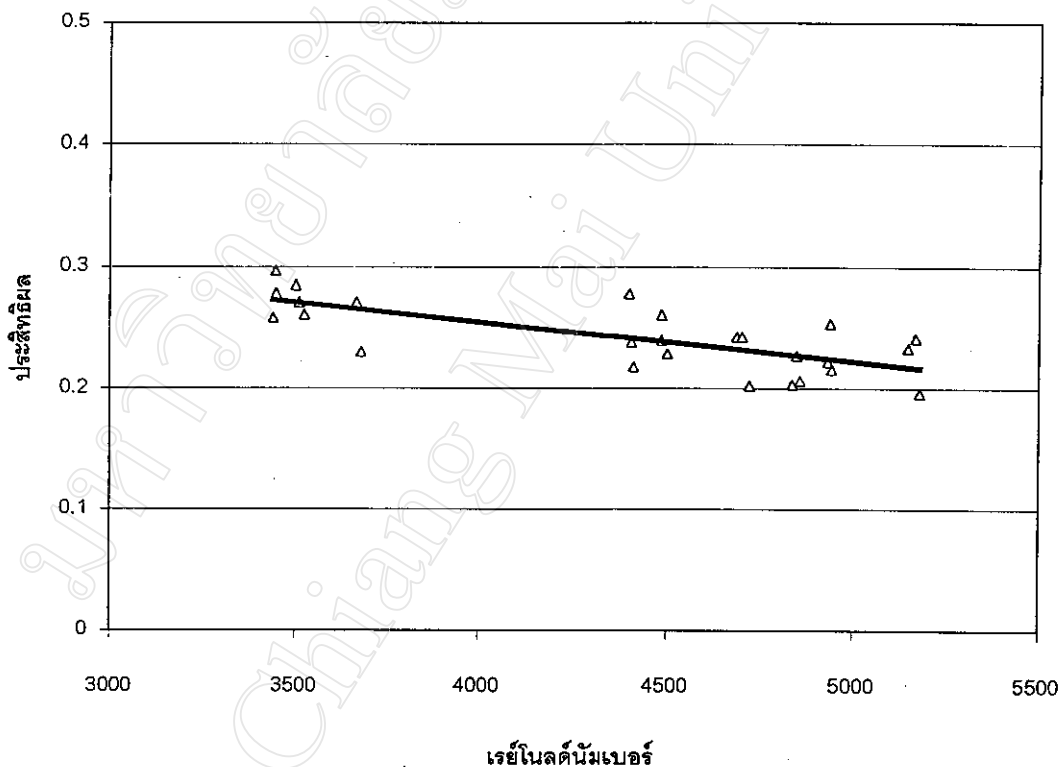
รูป 5.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์กับค่าประสิทธิผล ที่ความสูงของส่วนระเหยเหนือส่วนควบแน่น 1 เมตร



รูป 5.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์กับค่าประสิทธิผล ที่ความสูงของส่วนระเหยเหนือส่วนควบแน่น 0.7 เมตร

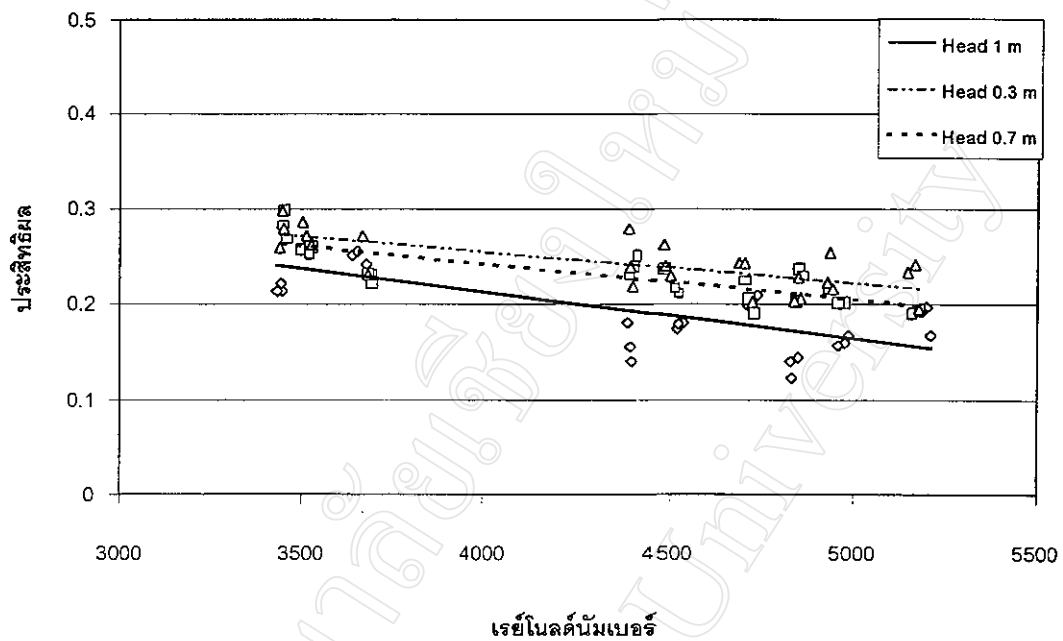
Khantha and Terdtoon (1998) ได้ศึกษาถึงเครื่องอุ่นอากาศแบบท่อความร้อนและการประยุกต์ใช้งานในการอบแห้งยิปซัม โดยใช้ท่อความร้อนทำจากท่อทองแดง ขนาด 12.7 มิลลิเมตร จำนวน 76 ท่อ มีน้ำเป็นสารทำงาน อุณหภูมิของไอเสีย 170 °C และความเร็วไอเสีย 8.5 เมตรต่อวินาที พบว่าสำหรับทุกๆอุณหภูมิขาเข้าของไอเสียที่ค่าเรย์โนลด์ส์นับเบอร์ ด้านส่วนควบแน่นเพิ่มขึ้น จาก 3578 ถึง 9864 จะทำให้ค่าประสิทธิผลของเครื่องอุ่นน้ำป้อนลดลงจาก 0.7453 เป็น 0.6471

สรุปได้ว่า เมื่อค่าเรย์โนลด์ส์นับเบอร์มีค่าเพิ่มขึ้น ทำให้ประสิทธิผลลดลง เช่น ที่ความสูงของส่วนระเหยสูงกว่าส่วนควบแน่น 1 เมตร เมื่อค่าเรย์โนลด์ส์นับเบอร์มีค่าเพิ่มขึ้นจาก 3431.23 ถึง 5211.03 ค่าประสิทธิผลลดลงจาก 0.24 เป็น 0.16

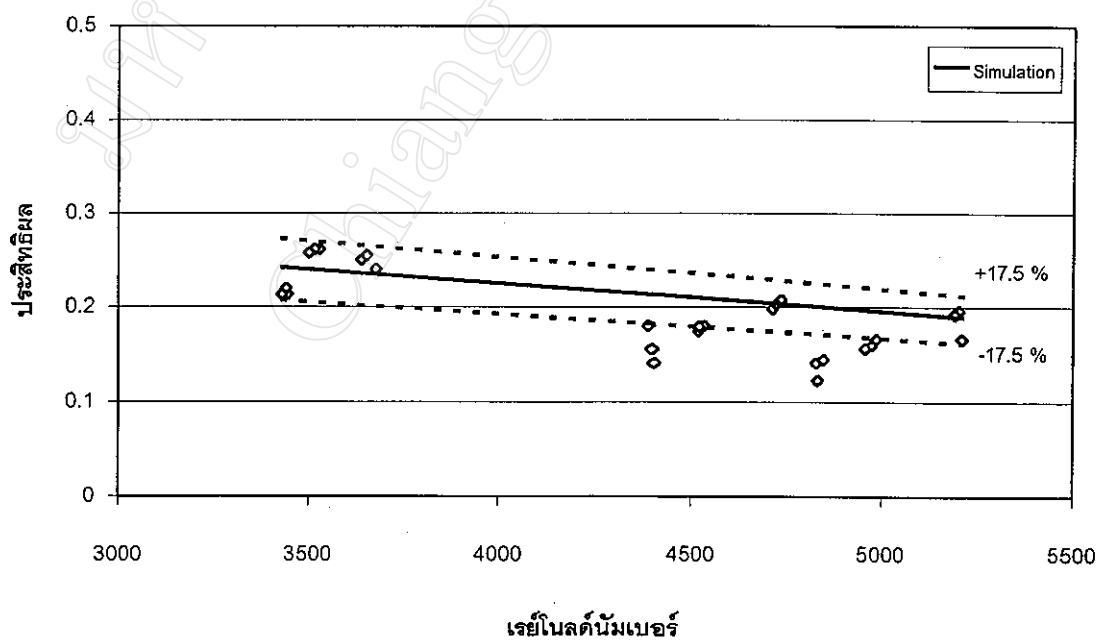


รูป 5.11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าเรย์โนลด์ส์นับเบอร์กับค่าประสิทธิผล ที่ความสูงของส่วนระเหยเหนือส่วนควบแน่น 0.3 เมตร

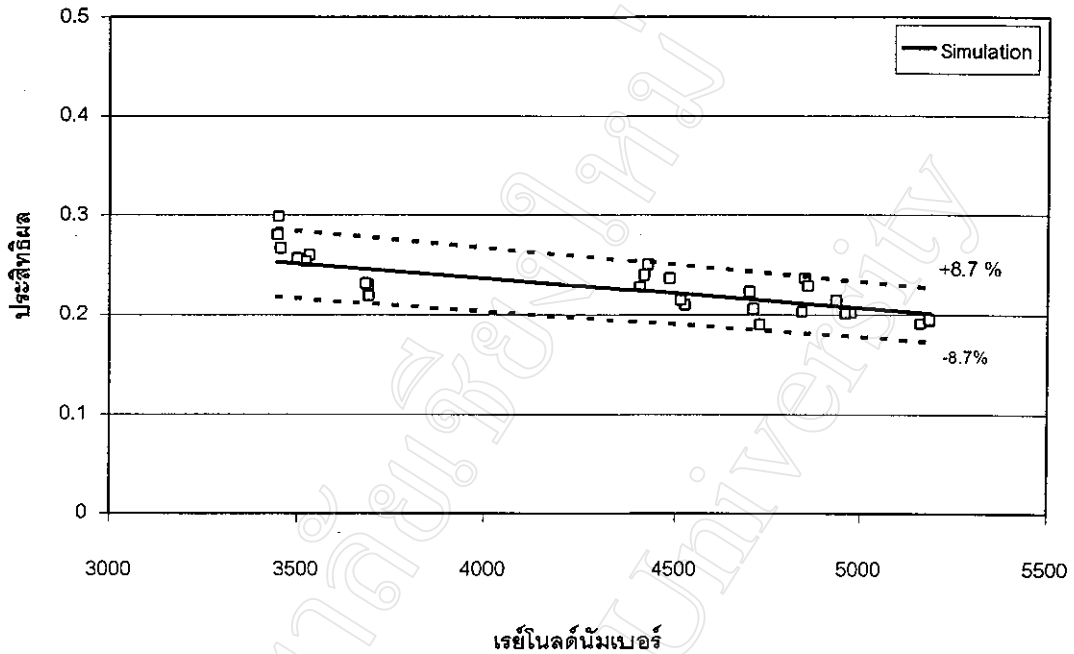
รูป 5.12 แสดงการเปรียบเทียบค่าเรย์โนลด์ส์นับเบอร์กับค่าประสิทธิผล ของการออกแบบ ที่ความสูงของส่วนระเหยเหนือกว่าส่วนควบแน่น 1 เมตร, 0.7 เมตร และ 0.3 เมตร ตามลำดับ ซึ่งสรุปได้ว่าแนวโน้มของค่าเรย์โนลด์ส์นับเบอร์กับค่าประสิทธิผล ที่ความสูงของส่วนระเหยเหนือกว่าส่วนควบแน่น 0.3 เมตร ให้ค่าประสิทธิผลสูงที่สุด คือ 0.27



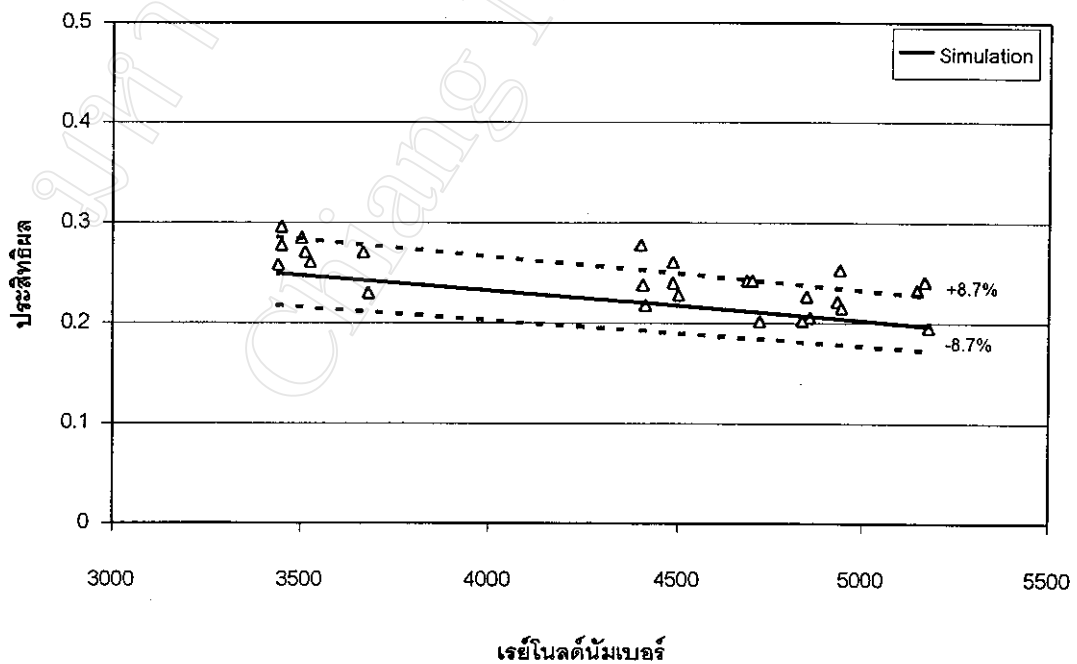
รูป 5.12 แสดงการเปรียบเทียบค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์กับค่าประสิทธิภาพ ของการออกแบบ ที่ความสูงของส่วนระเหยเหนือกว่าส่วนควบแน่น 1 เมตร, 0.7 เมตร และ 0.3 เมตร



รูป 5.13 แสดงการเปรียบเทียบค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์กับค่าประสิทธิภาพ ของโปรแกรมการออกแบบกับการทดสอบ ที่ความสูงของส่วนระเหยเหนือกว่าส่วนควบแน่น 1 เมตร



รูป 5.14 แสดงการเปรียบเทียบค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์กับค่าประสิทธิผล ของโปรแกรมการออกแบบ  
กับการทดสอบ ที่ความสูงของส่วนระเหยเหนือกว่าส่วนควบแน่น 0.7 เมตร



รูป 5.15 แสดงการเปรียบเทียบค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์กับค่าประสิทธิผล ของโปรแกรมการออกแบบ  
กับการทดสอบ ที่ความสูงของส่วนระเหยเหนือกว่าส่วนควบแน่น 0.3 เมตร

รูป 5.13, 5.14 และ 5.15 แสดงการเปรียบเทียบค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์กับค่าประสิทธิภาพของโปรแกรมการออกแบบกับการทดสอบ พบว่า ข้อมูลการทดสอบมีส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานเท่ากับ 17.50, 8.7 และ 8.7 % ที่ความแตกต่างความสูง 1, 0.7 และ 0.3 เมตรตามลำดับ ซึ่งจะเห็นได้ว่าที่ความแตกต่างความสูงของส่วนระเหยเหนือส่วนควบแน่น 1 เมตร ข้อมูลการทดสอบเบี่ยงเบนไปจากผลของโปรแกรมการออกแบบที่ค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์มากๆ เนื่องมาจากตัวคุณเลื่อนค่าจากความสัมพันธ์จากการทดสอบที่ได้นั้นเหมาะสม ที่ความแตกต่างความสูง 0.3 และ 0.7 เมตร

สรุป โปรแกรมการออกแบบต่อความร้อนวงรอบเข้าได้ดีกับผลการทดสอบ ที่ความแตกต่างความสูง 0.3 และ 0.7 เมตร โดยมีส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานเท่ากับ 8.7 %

#### 5.5.2 ผลของค่า NTU ต่อ ค่าประสิทธิภาพ

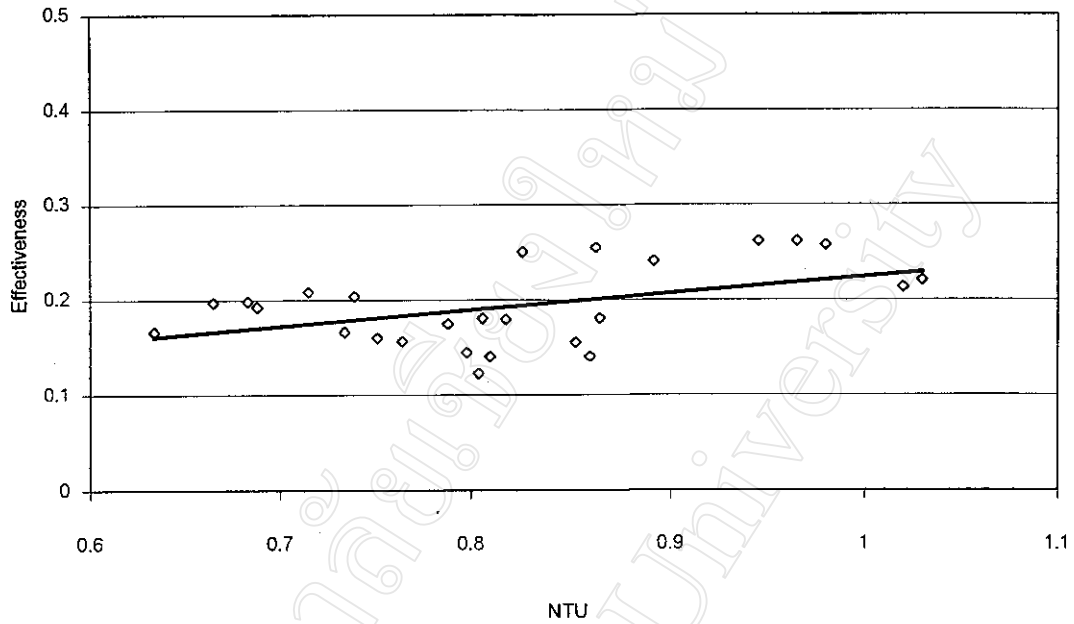
รูป 5.16 แสดงผลของค่า NTU กับค่าประสิทธิภาพ ของการออกแบบ ที่ความสูงของส่วนระเหยเหนือกว่าส่วนควบแน่น 1 เมตร พบว่าประสิทธิภาพเพิ่มขึ้น เมื่อค่า NTU มีค่าเพิ่มขึ้น กล่าวคือ ค่า NTU เพิ่มขึ้นจาก 0.634 ถึง 1.03 ทำให้ประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นจาก 0.17 ถึง 0.23

รูป 5.17 แสดงผลของค่า NTU กับค่าประสิทธิภาพ ของการออกแบบ ที่ความสูงของส่วนระเหยเหนือกว่าส่วนควบแน่น 0.7 เมตร พบว่าประสิทธิภาพเพิ่มขึ้น เมื่อค่า NTU มีค่าเพิ่มขึ้น เช่นเดียวกับความสูงของส่วนระเหยเหนือกว่าส่วนควบแน่น 1 เมตร กล่าวคือ ค่า NTU เพิ่มขึ้นจาก 0.732 ถึง 1.13 ทำให้ประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นจาก 0.19 ถึง 0.27

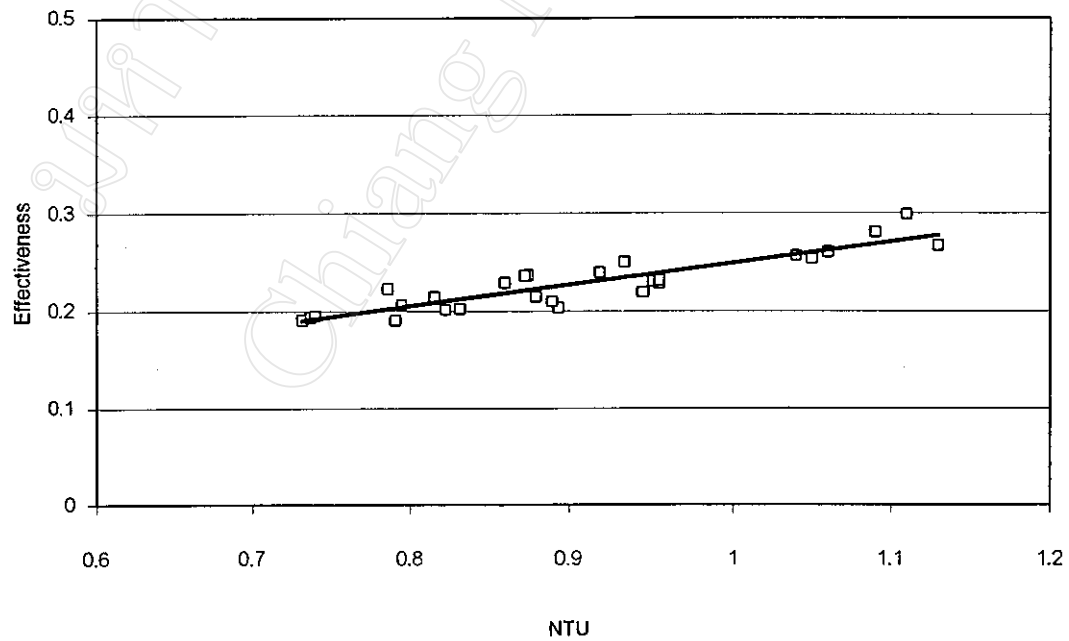
รูป 5.18 แสดงผลของค่า NTU กับค่าประสิทธิภาพ ของการออกแบบ ที่ความสูงของส่วนระเหยเหนือกว่าส่วนควบแน่น 0.3 เมตร พบว่าประสิทธิภาพเพิ่มขึ้น เมื่อค่า NTU มีค่าเพิ่มขึ้น เช่นเดียวกับความสูงของส่วนระเหยเหนือกว่าส่วนควบแน่น 1 เมตร และ 0.7 เมตร กล่าวคือ ค่า NTU เพิ่มขึ้นจาก 0.679 ถึง 1.14 ทำให้ประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นจาก 0.22 ถึง 0.28

จากข้อมูลของ Khantha and Terdtoon (1998) สำหรับทุกๆอุณหภูมิขาเข้าของไอเสีย ( $45^{\circ}\text{C}$  ถึง  $180^{\circ}\text{C}$ ) ที่ค่า NTU เพิ่มขึ้นจาก 1.51 ถึง 1.85 จะทำให้ค่าประสิทธิภาพของเครื่องอุ่นน้ำป้อนเพิ่มขึ้นจาก 0.6417 เป็น 0.7453 ซึ่งก็สอดคล้องกันกับผลจากการวิจัยนี้

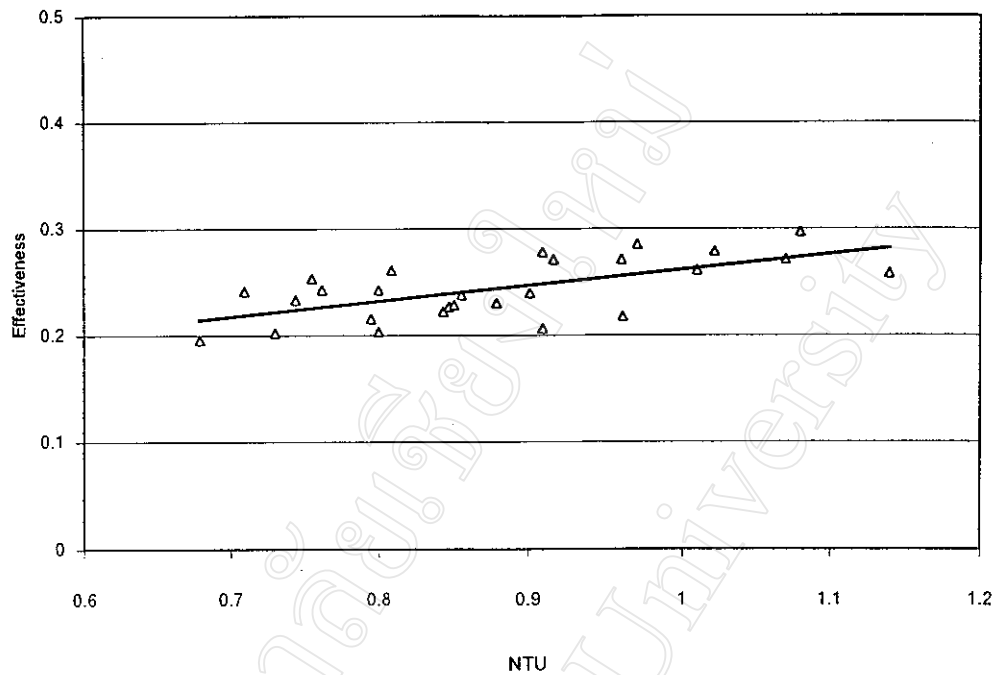
สรุปได้ว่า เมื่อค่า NTU มีค่าเพิ่มขึ้น ประสิทธิภาพมีค่าเพิ่มขึ้น เช่น ที่ความสูงของส่วนระเหยสูงกว่าส่วนควบแน่น 1 เมตร ค่า NTU มีค่าเพิ่มขึ้นจาก 0.634 ถึง 1.03 ประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นจาก 0.17 เป็น 0.23



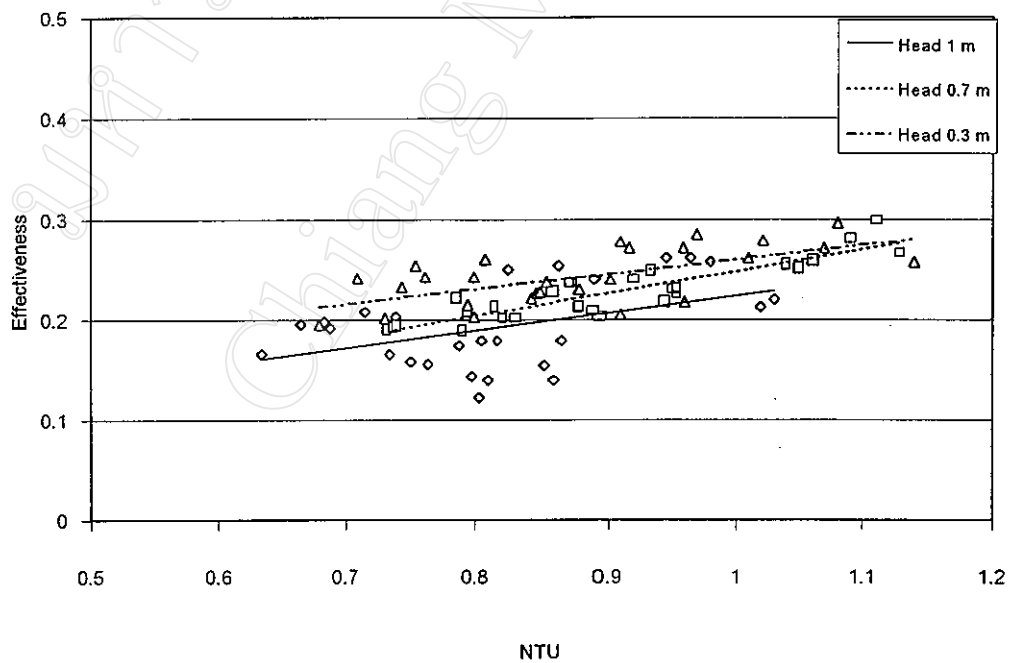
รูป 5.16 แสดงผลของค่า NTU กับค่าประสิทธิผลที่สูงของส่วนระเหยเหนือ  
ส่วนควบแน่น 1 เมตร



รูป 5.17 แสดงผลของค่า NTU กับค่าประสิทธิผลที่สูงของส่วนระเหยเหนือ  
ส่วนควบแน่น 0.7 เมตร



รูป 5.18 แสดงผลของค่า NTU กับค่าประสิทธิผลที่ความสูงของส่วนระเหยเหนือ  
ส่วนควบแน่น 0.3 เมตร



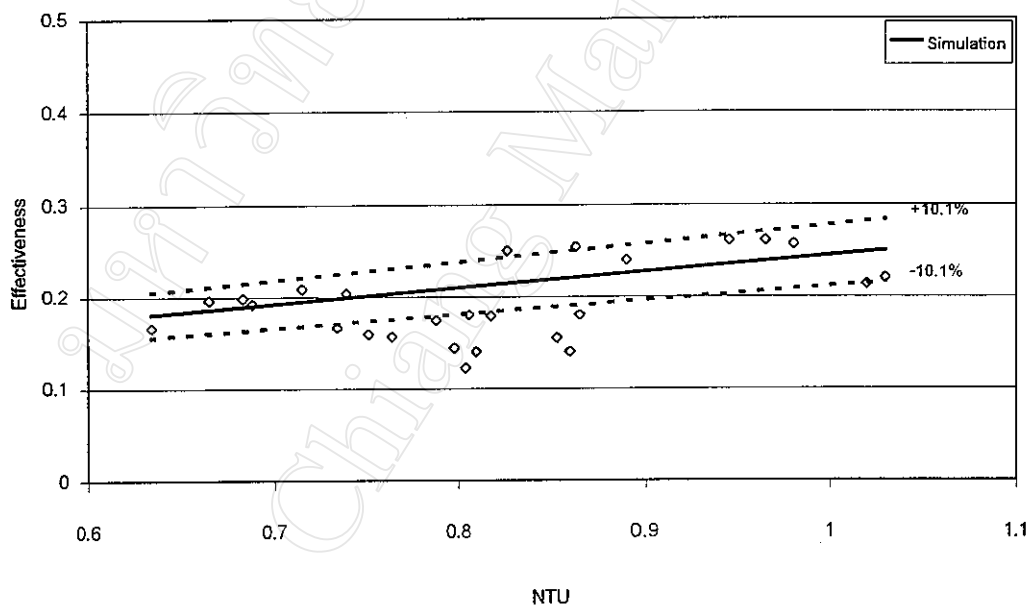
รูป 5.19 แสดงการเปรียบเทียบค่า NTU กับค่าประสิทธิผล ของการออกแบบ ที่ความสูงของส่วน  
ระเหยเหนือกว่าส่วนควบแน่น 1 เมตร, 0.7 เมตร และ 0.3 เมตร



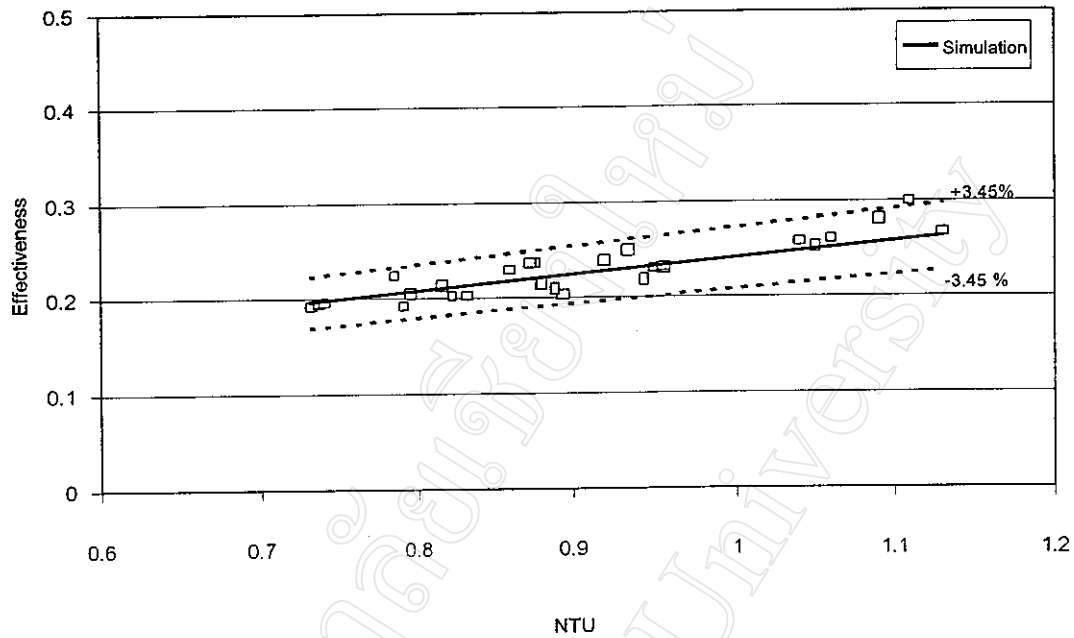
รูป 5.19 แสดงการเปรียบเทียบค่า NTU กับค่าประสิทธิผล ของการออกแบบ ที่ความสูงของส่วนระเหยเหนือกว่าส่วนควบแน่น 1 เมตร, 0.7 เมตร และ 0.3 เมตร ตามลำดับ ซึ่งสรุปได้ว่า แนวโน้มของค่า NTU กับค่าประสิทธิผล ที่ความสูงของส่วนระเหยเหนือกว่าส่วนควบแน่น 0.3 เมตร ให้ค่าประสิทธิผลสูงที่สุด คือ 0.28

รูป 5.20, 5.21 และ 5.22 แสดงการเปรียบเทียบ NTU กับค่าประสิทธิผล ของโปรแกรมการออกแบบกับการทดสอบ พบว่า มีส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานเท่ากับ 10.1, 3.45 และ 7.56 % ที่ความแตกต่างความสูง 1, 0.7 และ 0.3 เมตร ตามลำดับ ซึ่งจะเห็นว่าข้อมูลการทดสอบ ที่ความแตกต่างความสูง 1 เมตร เบี่ยงเบนไปจากโปรแกรมการออกแบบมากที่สุดค่า NTU น้อยๆ เนื่องมาจากผลของตัวคูณเคลื่อนค่าที่ได้จากความสัมพันธ์จากการทดสอบนั้นเหมาะสม ที่ความแตกต่างความสูง 0.3 และ 0.7 เมตร

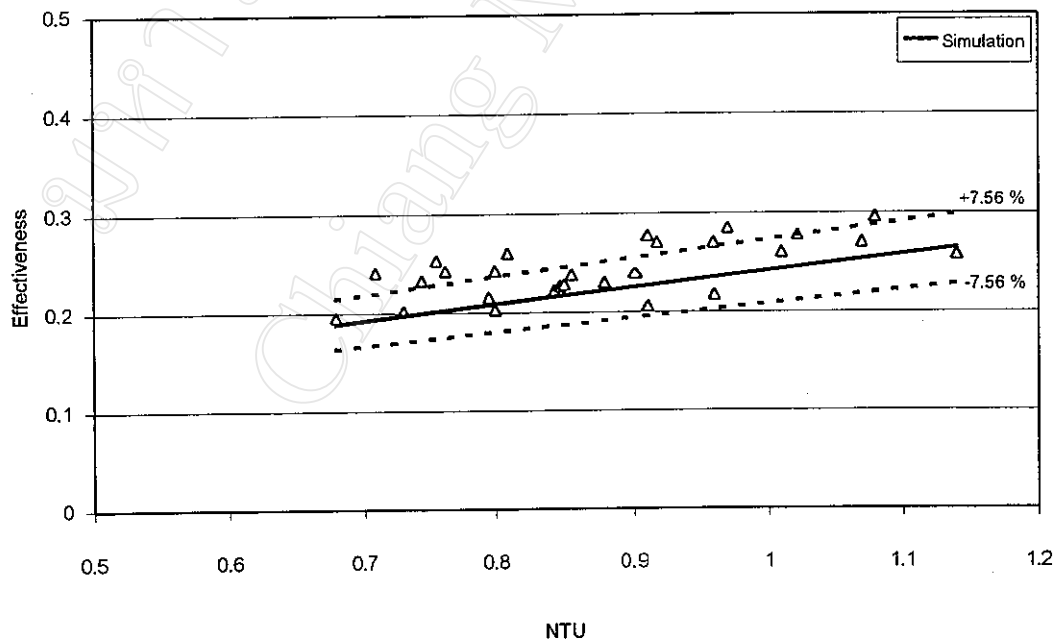
สรุป โปรแกรมการออกแบบที่ความร้อนวงรอบเข้าได้ดีกับผลการทดสอบ ที่ความแตกต่างความสูง 0.7 และ 0.3 เมตร โดยมีส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานเท่ากับ 3.45, 7.56 %



รูป 5.20 แสดงการเปรียบเทียบค่า NTU กับค่าประสิทธิผล ของโปรแกรมการออกแบบ กับผลการทดสอบที่ความสูงของส่วนระเหยเหนือกว่าส่วนควบแน่น 1 เมตร



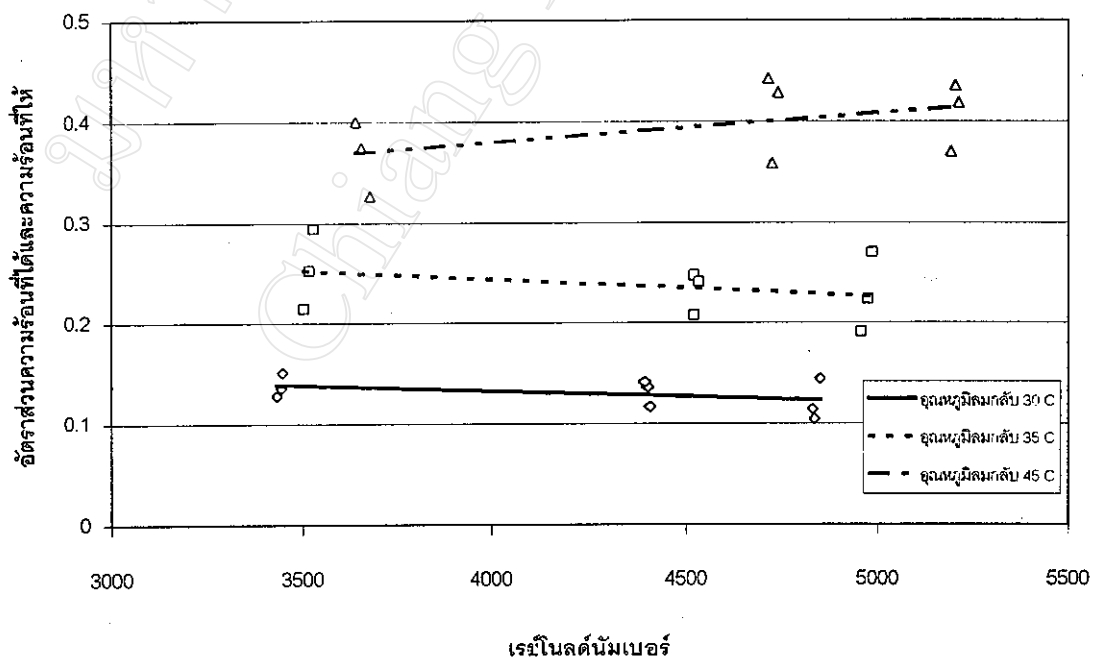
รูป 5.21 แสดงการเปรียบเทียบค่า NTU กับค่าประสิทธิผล ของโปรแกรมการออกแบบ กับผลการทดสอบที่ความสูงของส่วนระเหยเหนือกว่าส่วนควบแน่น 0.7 เมตร



รูป 5.22 แสดงการเปรียบเทียบค่า NTU กับค่าประสิทธิผล ของโปรแกรมการออกแบบ กับผลการทดสอบที่ความสูงของส่วนระเหยเหนือกว่าส่วนควบแน่น 0.3 เมตร

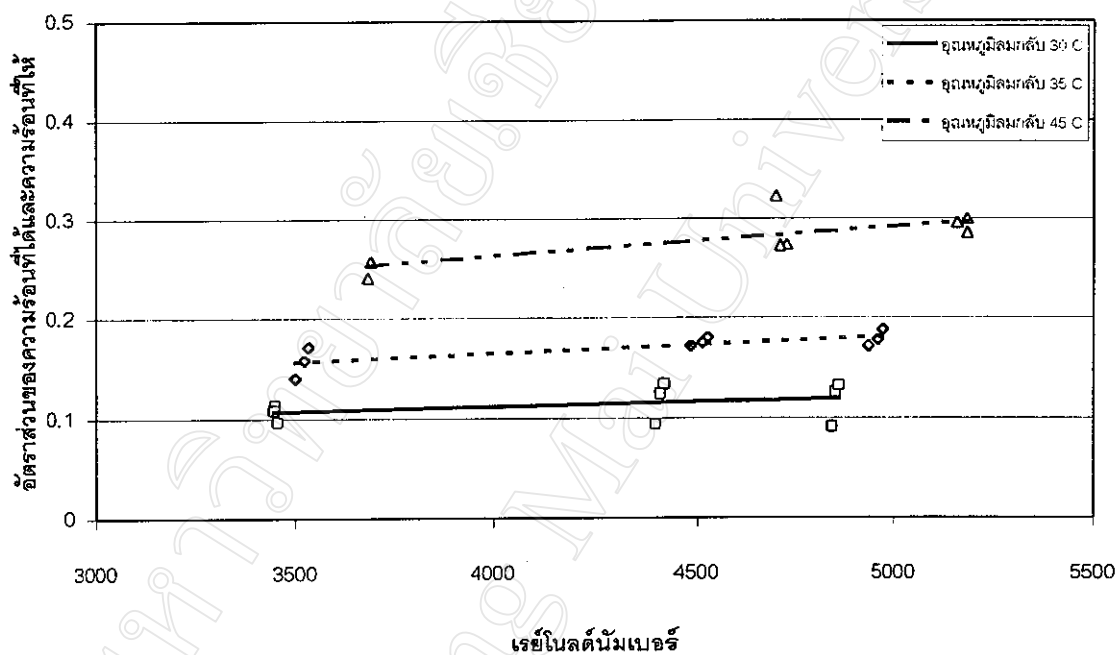
### 5.5.3 ผลของค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ ต่อ อัตราส่วนของความร้อนที่ได้และความร้อนที่ให้

รูป 5.23 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ กับ อัตราส่วนของความร้อนที่ได้และความร้อนที่ให้ ที่ความแตกต่างความสูงของส่วนระเหยเหนือส่วนควบแน่น 1 เมตร พบว่า เมื่อค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์เพิ่มขึ้นค่า อัตราส่วนของความร้อนที่ได้และความร้อนที่ให้ที่มีค่าลดลง ที่อุณหภูมิความเร็วมวลกลับ 30 และ 35 °C และ พบว่า เมื่อค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์เพิ่มขึ้นค่าอัตราส่วนของความร้อนที่ได้และความร้อนที่ให้ มีค่าเพิ่มขึ้น ที่อุณหภูมิความเร็วมวลกลับ 45 °C เนื่องมาจาก ความร้อนที่ได้ นั้นขึ้นอยู่กับความแตกต่างของอุณหภูมิขาเข้าและขาออก และความเร็วของมวลกลับ ซึ่งจากการทดลองที่อุณหภูมิกลับ 30 และ 35 °C นั้น ได้ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิขาเข้าและออกลดลง เมื่อความเร็วมวลกลับเพิ่ม แต่ที่ ที่อุณหภูมิกลับ 45 °C นั้น ได้ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิขาเข้าและออกเพิ่มขึ้น เมื่อความเร็วมวลกลับเพิ่มขึ้น จึงสรุปว่า เมื่อค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์เพิ่มขึ้น อัตราส่วนของความร้อนที่ได้และความร้อนที่ให้ที่มีค่าลดลง ที่อุณหภูมิความเร็วมวลกลับ 30 และ 35 °C คือ เมื่อค่า เรย์โนลด์นัมเบอร์ มีค่าเพิ่มขึ้นจาก 3443.15 ถึง 5201.81 ทำให้อัตราส่วนของความร้อนที่ได้และความร้อนที่ให้ลดลงจาก 0.14 เป็น 0.12 และ 0.25 เป็น 0.22 แต่ที่อุณหภูมิกลับ 45 °C ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์เพิ่มขึ้น อัตราส่วนของความร้อนที่ได้และความร้อนที่ให้ที่มีค่าเพิ่มขึ้น คือ เมื่อค่า เรย์โนลด์นัมเบอร์ มีค่าเพิ่มขึ้นจาก 3443.15 ถึง 5201.81 ทำให้ ความร้อนที่ได้/ความร้อนที่ให้ เพิ่มขึ้น จาก 0.37 เป็น 0.42



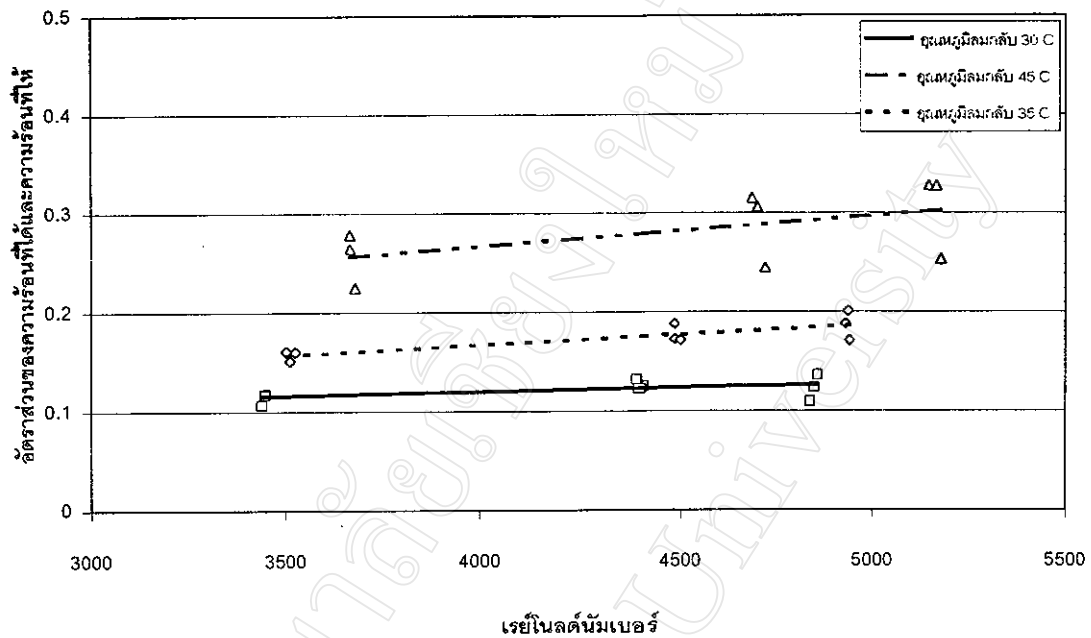
รูป 5.23 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ กับ อัตราส่วนความร้อนที่ได้และความร้อนที่ให้ ที่ความแตกต่างความสูงของส่วนระเหยเหนือส่วนควบแน่น 1 เมตร

รูป 5.24 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์ กับ อัตราส่วนของความร้อนที่ได้และความร้อนที่ให้ ที่ความแตกต่างความสูงของส่วนระเหยเหนือส่วนควบแน่น 0.7 เมตร พบว่าเมื่อค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์เพิ่มขึ้น ทำให้อัตราส่วนของความร้อนที่ได้และความร้อนที่ให้มีความเพิ่มขึ้นที่ทุกๆอุณหภูมิกลับ คือ เมื่อค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์ มีค่าเพิ่มขึ้นจาก 3455.94 ถึง 5184.84 ทำให้อัตราส่วนของความร้อนที่ได้/ความร้อนที่ให้ เพิ่มขึ้นจาก 0.11 เป็น 0.13, 0.16 เป็น 0.19 และ 0.26 เป็น 0.30 ที่อุณหภูมิกลับ 30, 35 และ 45 °C



รูป 5.24 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์ กับ อัตราส่วนของความร้อนที่ได้และความร้อนที่ให้ ที่ความแตกต่างความสูงของส่วนระเหยเหนือส่วนควบแน่น 0.7 เมตร

รูป 5.25 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์ กับ อัตราส่วนของความร้อนที่ได้และความร้อนที่ให้ ที่ความแตกต่างความสูงของส่วนระเหยเหนือส่วนควบแน่น 0.3 เมตร พบว่าเมื่อค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์เพิ่มขึ้น ทำให้อัตราส่วนของความร้อนที่ได้และความร้อนที่ให้มีค่าเพิ่มขึ้นที่ทุกๆอุณหภูมิกลับ คือ เมื่อค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์ มีค่าเพิ่มขึ้นจาก 3440.35 ถึง 5167.82 ทำให้อัตราส่วนของความร้อนที่ได้/ความร้อนที่ให้เพิ่มขึ้นจาก 0.12 เป็น 0.14, 0.16 เป็น 0.19 และ 0.26 เป็น 0.30 ที่อุณหภูมิกลับ 30, 35 และ 45 °C



รูป 5.25 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ กับ อัตราส่วนของความร้อนที่ได้และความร้อนที่ให้ ที่ความแตกต่างความสูงของส่วนระเหยเหนือส่วนควบแน่น 0.3 เมตร

สรุปได้ว่า เมื่อค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์เพิ่มขึ้น ทำให้ ค่าอัตราส่วนของความร้อนที่ได้และความร้อนที่ให้ มีค่าเพิ่มขึ้น ที่ความแตกต่างความสูง 0.7 และ 0.3 เมตร เช่น ที่ความแตกต่างความสูงของส่วนระเหยเหนือส่วนควบแน่น 0.7 เมตร เมื่อค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ มีค่าเพิ่มขึ้นจาก 3455.94 ถึง 5184.84 ทำให้อัตราส่วนของความร้อนที่ได้และความร้อนที่ให้เพิ่มขึ้นจาก 0.26 เป็น 0.30 ที่อุณหภูมิกลมกลับ 45 °C

#### 5.5.4 ผลของค่า NTU ต่อ อัตราส่วนของความร้อนที่ได้และความร้อนที่ให้

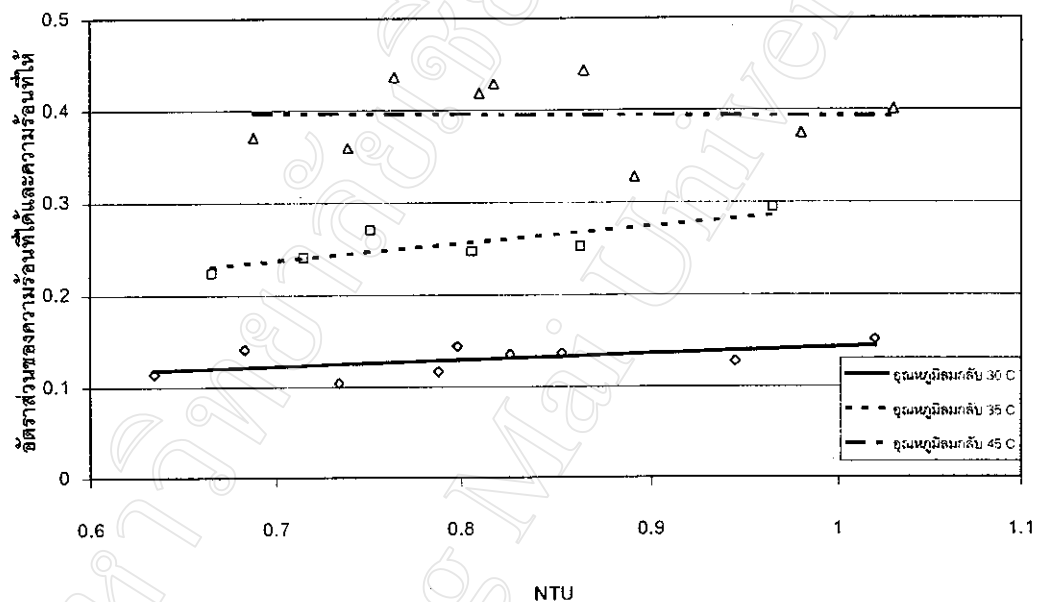
รูป 5.26 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า NTU กับ อัตราส่วนของความร้อนที่ได้และความร้อนที่ให้ ที่ความแตกต่างความสูงของส่วนระเหยเหนือส่วนควบแน่น 1 เมตร พบว่า เมื่อค่า NTU เพิ่มขึ้น ทำให้ค่าอัตราส่วนของความร้อนที่ได้และความร้อนที่ให้ มีค่าเพิ่มขึ้น ที่อุณหภูมิลมกลับ 30 และ 35 °C และคงที่ ที่อุณหภูมิลมกลับ 45 °C เนื่องมาจากค่าความร้อนที่ได้นั้นขึ้นอยู่กับความแตกต่างของอุณหภูมิขาเข้าและขาออก และความเร็วของลมกลับ ซึ่งจากการทดลองที่อุณหภูมิลมกลับ 30 และ 35 °C นั้น ได้ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิขาเข้าและออกลดลง เมื่อความเร็วลมกลับเพิ่มขึ้น แต่ที่ ที่อุณหภูมิลมกลับ 45 °C นั้น ได้ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิขาเข้าและออกคงที่ เมื่อความเร็วลมกลับเพิ่มขึ้น ซึ่งจะเห็นว่าค่า NTU นั้นเป็นส่วนกลับของอัตราการไหลของลมกลับ ซึ่งอัตราการไหลของลมกลับนั้นจะขึ้นอยู่กับความเร็วของอากาศเป็นสำคัญ จึงได้ว่าค่า NTU เพิ่มขึ้น ทำให้ค่าอัตราส่วนของความร้อนที่ได้และความร้อนที่ให้ มีค่าเพิ่มขึ้น ที่อุณหภูมิลมกลับ 30 และ 35 °C และคงที่ ที่อุณหภูมิลมกลับ 45 °C คือ เมื่อค่า NTU มีค่าเพิ่มขึ้นจาก 0.635 ถึง 1.02 ทำให้ อัตราส่วนของความร้อนที่ได้และความร้อนที่ให้ เพิ่มขึ้นจาก 0.11 เป็น 0.15 และ เมื่อค่า NTU มีค่าเพิ่มขึ้นจาก 0.665 ถึง 1.02 ทำให้อัตราส่วนของความร้อนที่ได้และความร้อนที่ให้ เพิ่มขึ้นจาก 0.22 เป็น 0.29 ที่อุณหภูมิลมกลับ 30 และ 35 °C และเมื่อค่า NTU มีค่าเพิ่มขึ้นจาก 0.668 ถึง 1.03 ทำให้อัตราส่วนของความร้อนที่ได้และความร้อนที่ให้ คงที่ ที่ 0.39 ที่อุณหภูมิลมกลับ 45 °C

รูป 5.27 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า NTU กับ อัตราส่วนของความร้อนที่ได้และความร้อนที่ให้ ที่ความแตกต่างความสูงของส่วนระเหยเหนือส่วนควบแน่น 0.7 เมตร พบว่า เมื่อค่า NTU เพิ่มขึ้น ทำให้ค่าอัตราส่วนของความร้อนที่ได้และความร้อนที่ให้ มีค่าลดลง ที่ทุกอุณหภูมิลมกลับ คือ เมื่อค่า NTU มีค่าเพิ่มขึ้นจาก 0.0.732 ถึง 1.13 ทำให้อัตราส่วนของความร้อนที่ได้และความร้อนที่ให้ ลดลงจาก 0.13 เป็น 0.097, เมื่อค่า NTU มีค่าเพิ่มขึ้นจาก 0.737 ถึง 1.11 ทำให้อัตราส่วนของความร้อนที่ได้และความร้อนที่ให้ ลดลงจาก 0.18 เป็น 0.16 และเมื่อค่า NTU มีค่าเพิ่มขึ้นจาก 0.740 ถึง 1.09 ทำให้อัตราส่วนของความร้อนที่ได้และความร้อนที่ให้ ลดลงจาก 0.29 เป็น 0.26 ที่อุณหภูมิลมกลับ 30, 35 และ 45 °C

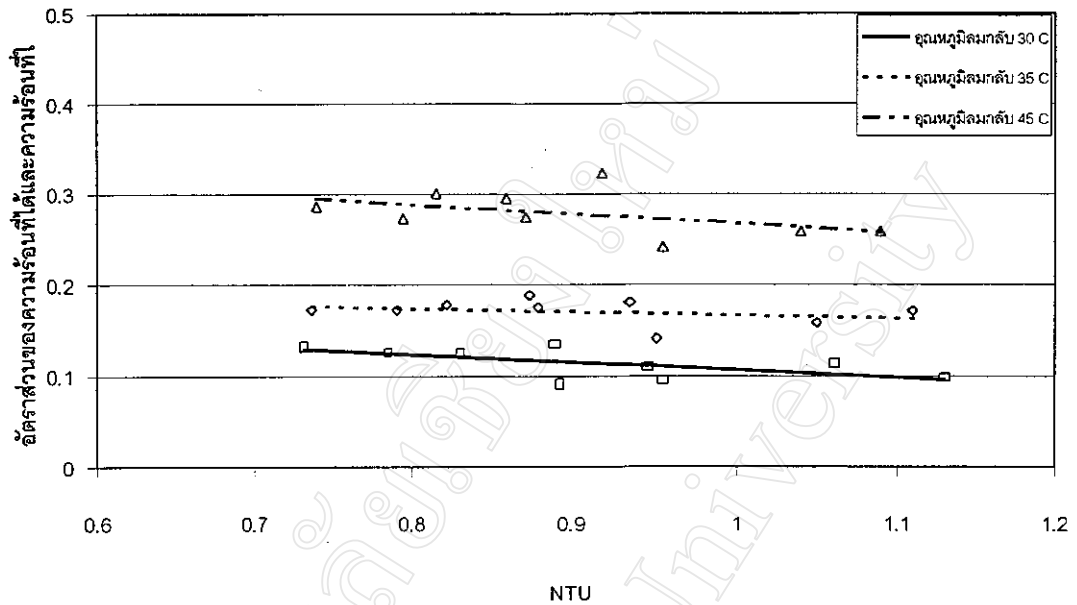
รูป 5.28 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า NTU กับ อัตราส่วนของความร้อนที่ได้และความร้อนที่ให้ ที่ความแตกต่างความสูงของส่วนระเหยเหนือส่วนควบแน่น 0.3 เมตร พบว่า เมื่อค่า NTU เพิ่มขึ้น ทำให้ค่าอัตราส่วนของความร้อนที่ได้และความร้อนที่ให้ มีค่าลดลง ที่ทุกอุณหภูมิลมกลับ คือ เมื่อค่า NTU มีค่าเพิ่มขึ้นจาก 0.746 ถึง 1.14 ทำให้อัตราส่วนของความร้อนที่ได้และความร้อนที่ให้ ลดลงจาก 0.13 เป็น 0.12, เมื่อค่า NTU มีค่าเพิ่มขึ้นจาก 0.709 ถึง 1.08 ทำให้อัตราส่วนของความร้อนที่ได้และความร้อนที่ให้ ลดลงจาก 0.19 เป็น 0.15 และเมื่อค่า NTU มีค่าเพิ่มขึ้นจาก 0.679 ถึง

1.02 ทำให้อัตราส่วนของความร้อนที่ได้และความร้อนที่ให้อลดลงจาก 0.28 เป็น 0.27 ที่อุณหภูมิกลับ 30, 35 และ 45 °C

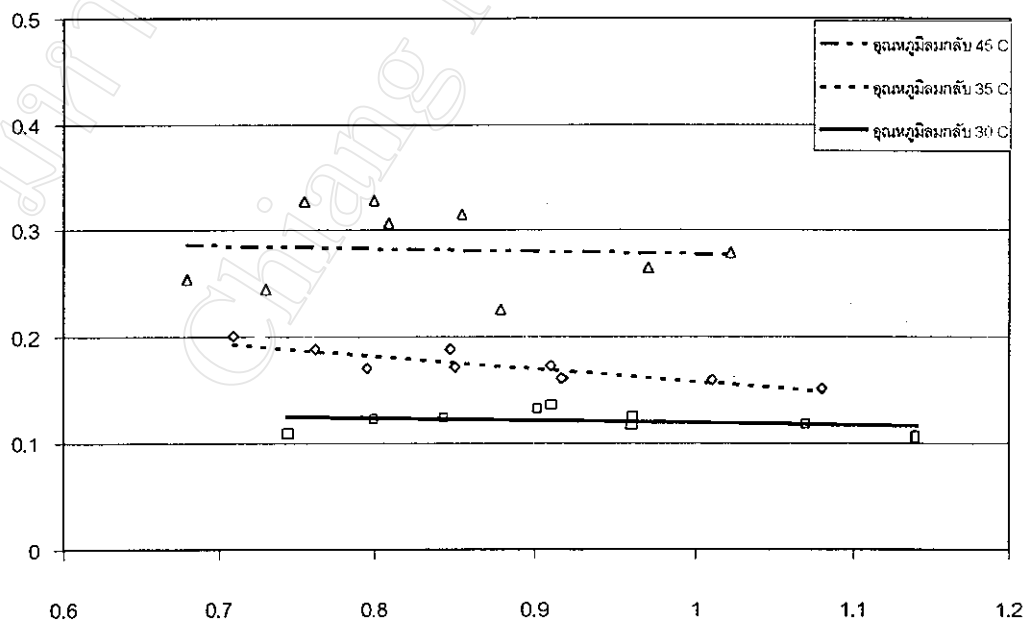
สรุปได้ว่า ที่ความแตกต่างความสูงของส่วนระเหยเหนือส่วนควบแน่น 0.7 และ 0.3 เมตร ค่า NTU เพิ่มขึ้น ทำให้ค่าอัตราส่วนของความร้อนที่ได้และความร้อนที่ให้อ มีค่าลดลง เช่น ที่ความแตกต่างความสูง 0.7 เมตร ค่า NTU มีค่าเพิ่มขึ้นจาก 0.740 ถึง 1.09 ทำให้อัตราส่วนของความร้อนที่ได้และความร้อนที่ให้อ ลดลงจาก 0.29 เป็น 0.26 ที่อุณหภูมิกลับ 45 °C



รูป 5.26 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า NTU กับ อัตราส่วนของความร้อนที่ได้และความร้อนที่ให้อ ที่ความแตกต่างความสูงของส่วนระเหยเหนือส่วนควบแน่น 1 เมตร



รูป 5.27 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า NTU กับ อัตราส่วนของความร้อนที่ได้ และความร้อนที่ให้ ที่ความแตกต่างความสูงของส่วนระเหยเหนือส่วนควบแน่น 0.7 เมตร



รูป 5.28 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า NTU กับ อัตราส่วนของความร้อนที่ได้ และความร้อนที่ให้ ที่ความแตกต่างความสูงของส่วนระเหยเหนือส่วนควบแน่น 0.3 เมตร



## 5.6 การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์

### 5.6.1 ค่าใช้จ่ายในการสร้างท่อความร้อนวงรอบแบบปั๊มคาลิคลารีสำหรับระบบสะสมพลังงานความร้อนในรูปน้ำแข็ง

สำหรับการวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์ในที่นี้ จะไม่พิจารณาถึงผลจากการเสื่อมราคาของท่อความร้อนวงรอบแบบปั๊มคาลิคลารี, ภาษีเงินได้, เงินเฟ้อ และมูลค่าหรือราคาของท่อความร้อนวงรอบแบบปั๊มคาลิคลารีที่ใช้ในการวิเคราะห์ จะไม่รวมถึงค่าติดตั้ง ค่าซ่อมบำรุง ตลอดจนค่าซ่อมแซมกรณีท่อความร้อนวงรอบเกิดการรั่วของสารทำงาน

ตาราง 5.1 ตารางแสดงค่าใช้จ่ายในการสร้างท่อความร้อนวงรอบแบบปั๊มคาลิคลารีสำหรับระบบสะสมพลังงานความร้อนในรูปน้ำแข็ง

| รายการ                    | จำนวน        | ราคาต่อหน่วย(บาท) | ราคารวม<br>(บาท) |
|---------------------------|--------------|-------------------|------------------|
| ท่อทองแดงขนาด 1/4 นิ้ว    | 10 ขด        | 220               | 2,200            |
| ฉนวนหุ้ม                  | 24 อัน       | 20                | 480              |
| ชุดวาล์วกันกลับ           | 24 ชุด       | 290               | 6960             |
| ฮีทเตอร์                  | 6 ตัว        | 300               | 1800             |
| สวิตช์เชื่อมทองแดงเบอร์ 0 | 1/2 กิโลกรัม | 200/กิโลกรัม      | 100              |
| รวม                       |              |                   | 11,540           |

เนื่องจากท่อความร้อนวงรอบแบบปั๊มคาลิคลารีสำหรับระบบสะสมพลังงานความร้อนนี้ ต้องใช้ฮีทเตอร์ในระบบด้วย ซึ่งฮีทเตอร์ต้องใช้กำลังไฟฟ้า 0.18 กิโลวัตต์ โดยจะทำงานวันละ 8 ชั่วโมง ดังนั้นจะต้องเสียค่าใช้จ่ายค่าไฟฟ้าเท่ากับ 819.05 บาทต่อปี ดังนั้นจะต้องเสียค่าใช้จ่ายรวมในการใช้งานระบบเท่ากับ 12359.05 บาทต่อปี

### 5.6.2 การคิดค่าไฟฟ้ารวมของระบบที่ใช้น้ำเย็นทำความเย็นร่วมกับระบบกักเก็บน้ำแข็ง

สำหรับระบบปรับอากาศแบบที่ใช้น้ำเย็นหมุนเวียนขนาด 12,000 บีทียูต่อชั่วโมง ต้องมีปริมาณน้ำหมุนเวียนเท่ากับ 2.4 gpm จากข้อมูลดังกล่าวสามารถนำมาคำนวณเลือกขนาดปั๊ม โดยจะเลือกขนาดปั๊มน้ำที่ใช้ชนิด End suction centrifugal pump ของ All weiley series NT/NS, ความเร็ว

รอบ 1450 รอบต่อนาที ขนาด 25-160 ซึ่งใช้กำลังไฟฟ้า 0.373 กิโลวัตต์ โดยมีราคา 3,000 บาท ไม่รวมค่าติดตั้ง และคิดว่ามีทำงานวันละ 8 ชั่วโมง คิดเป็นปริมาณการใช้ไฟฟ้าเท่ากับ 88.8 กิโลวัตต์-ชั่วโมงต่อเดือน นำไปคิดค่าอัตราการใช้ไฟฟ้า ประเภทบ้านที่อยู่อาศัยจากตารางภาคผนวก ข. ฉะนั้นจะต้องเสียค่าใช้ไฟฟ้าต่อเดือน เท่ากับ 140.30 บาท หรือ 1683.65 บาทต่อปี ดังนั้นจะต้องเสียค่าใช้จ่ายในการใช้ปั๊มรวมค่าไฟฟ้าเท่ากับ 4683.65 บาทต่อปี

### 5.6.3 การหาระยะเวลาการคืนทุน

เราจะทำการหาระยะเวลาการคืนทุนนั้น โดยจะให้อัตราผลตอบแทนคิดเป็นดอกเบี้ยที่ทำให้มูลค่าอนาคตของการใช้เพื่อความร้อนวงรอบเท่ากับมูลค่าอนาคตของการใช้ปั๊มโดยมีสมการคือ

$$\text{มูลค่าอนาคตของการใช้เพื่อความร้อนวงรอบ} = P (1+i)^n \quad (5.1)$$

$$\text{มูลค่าอนาคตของการใช้ปั๊ม} = A [(1+i)^n - 1]/i \quad (5.2)$$

เมื่อ  $A$  = มูลค่าปัจจุบันของการใช้ปั๊ม

$P$  = มูลค่าปัจจุบันของการใช้เพื่อความร้อนวงรอบ

$i$  = อัตราดอกเบี้ยทบต้น

$n$  = ระยะเวลาคืนทุน(ปี)

กำหนดให้ อัตราดอกเบี้ยแบบทบต้น = 7 % ต่อปี (เงินกู้ของ ธ. ออมสิน ณ วันที่ 26

ก.ย. 44)

ให้ สมการ(5.1) = สมการ (5.2)

$$P (1+i)^n = A [(1+i)^n - 1]/i$$

$$12359.05 (1+0.07)^n = 4683.65[(1+0.07)^n - 1]/0.07$$

ทำการแก้สมการจะได้  $n = 2.97$

ฉะนั้น จะได้ระยะเวลาคืนทุนเท่ากับ 2.97 ปี หรือ 1088 วัน

ดังนั้นเมื่อใช้เพื่อความร้อนวงรอบแบบปั๊มคาปิลลารีสำหรับระบบสะสมพลังงานความร้อนในรูปน้ำแข็ง มีระยะคืนทุน 2.97 ปี หรือ 1088 วัน

#### 5.6.4 อัตราผลตอบแทนภายใน (Internal rate of return; IRR)

อัตราผลตอบแทนภายในในที่นี้จะหมายถึงอัตราผลตอบแทนคิดเป็นดอกเบี้ยที่ทำให้มูลค่าอนาคตของท่อความร้อนวงรอบเท่ากับมูลค่าอนาคตของค่าไฟฟ้า โดยใช้สมการ (5.1) และ (5.2)

กำหนดให้ ท่อความร้อนใช้งานได้ = 15 ปี

$$\begin{aligned}\text{จากสมการ (5.1) มูลค่าอนาคตของท่อความร้อนวงรอบ} &= 12359.05(1+0.07)^{15} \\ &= 34,099 \text{ บาท}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{จากสมการ (5.2) มูลค่าอนาคตของค่าไฟฟ้า} &= 4683.65[(1+0.07)^{15}-1]/0.07 \\ &= 117,695.54 \text{ บาท}\end{aligned}$$

ฉะนั้น การใช้ท่อความร้อนวงรอบแบบปั๊มคาปิลลารีสามารถประหยัดเงินได้ 83,596.54 บาท

หาค่าอัตราผลตอบแทนภายใน

ให้ สมการ(5.1) = สมการ (5.2)

$$P(1+i)^n = A[(1+i)^n - 1]/i$$

$$12359.05(1+i)^{15} = 4683.65[(1+i)^{15} - 1]/i$$

ทำการแก้สมการจะได้  $i = \text{IRR} = 37.58\%$

ดังนั้นเมื่อใช้ท่อความร้อนวงรอบแบบปั๊มคาปิลลารีสำหรับระบบสะสมพลังงานความร้อนในรูปน้ำแข็ง สามารถประหยัดเงินได้ 83,596.54 บาท มีระยะคืนทุน 2.97 ปี และมีอัตราผลตอบแทนภายใน 37.58 %