

การวิเคราะห์อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

Energy Efficiency Ratio Analysis of Split Type Air Conditioner

กฤษณะ ธรรมิกานนท์¹ และ มนต์ศักดิ์ พิมสาร¹

Kritsana Tammiganont¹ and Monsak Pimsam¹

บทคัดย่อ

บทความนี้เป็นการวิเคราะห์ผลการใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน โดยทำการทดลอง 2 กรณี คือ การติดตั้งท่อสารทำความเย็นที่มีความยาวต่างๆ และอุณหภูมิภายนอกที่ต่างกันออกไป ในการทดลองต้องควบคุมอุณหภูมิให้เป็นไปตามมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรมเครื่องปรับอากาศสำหรับห้องแบบแยกส่วน ระบายความร้อนด้วยอากาศ (มอก. 1155) หลังจากนั้นนำผลการทดลองมาวิเคราะห์หาค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER)

จากผลการทดลองพบว่า ในกรณีการติดตั้งท่อสารทำความเย็นที่มีความยาวต่างๆ ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานลดลง 6.69, 14.01 และ 17.65 % (เปรียบเทียบกับค่าความยาวท่อ 7.5 เมตร) เมื่อท่อสารทำความเย็นยาว 10, 17 และ 19 เมตร ตามลำดับ และในกรณีเมื่ออุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกัน ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานเพิ่มขึ้น 3.26 % (เปรียบเทียบกับค่าที่อุณหภูมิ 35 °C) ที่อุณหภูมิภายนอก 30 °C และมีค่าลดลง 15.66 และ 24.28 % (เปรียบเทียบกับค่าที่อุณหภูมิ 35 °C) ที่อุณหภูมิภายนอกเป็น 40 และ 45 °C ตามลำดับ

Abstract

This research is analysis the effect of energy consumption of split type air conditioning. In this research, did the experiment in 2 conditions are installation the refrigerant pipe at various lengths and the outside temperature varies. In each experiment, the temperature must be controlled according to the Industrial standard of air conditioner for split room cooled air (TIS. 1155). After that, the results were analyzed the energy efficiency ratio (EER).

The results showed that, when installation the refrigerant pipe at various lengths. The energy efficiency ratio reduced 6.69, 14.01 and 17.65 % (compared with pipe length is 7.5 meters) in the length of refrigerant pipes 10, 17 and 19 meters respectively. And in the case of outside temperature varies. The energy efficiency ratio increased 3.26 % (compared with outside temperature is 35 °C) at the outside temperature 30 °C and reduced 15.66 and 24.28 % (compared with outside temperature is 35 °C) at the outside temperature 40 and 45 °C respectively.

Key Words: split type air conditioning, energy efficiency ratio, coefficient of performance.

e-mail address: kritsanamai@hotmail.com

¹สาขาวิชาเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง 10520

¹Department of Mechanical, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang 10520

คำนำ

ประเทศไทยเป็นประเทศที่มีอากาศร้อนขึ้นตลอดปี ส่งผลต่อความสะดวกสบายของมนุษย์ในการดำรงชีวิต ดังนั้นระบบปรับอากาศจึงเข้ามามีบทบาทสำคัญอย่างมากในการดำรงชีวิตของมนุษย์เพื่อตอบสนองความต้องการและความสะดวกสบายของมนุษย์ ในปัจจุบันนี้เครื่องปรับอากาศถือว่ามีจำนวนมากในอาคารสถานที่ต่างๆ ซึ่งสามารถสังเกตได้ตามอาคารสูง สถานที่ราชการ บ้านพัก สถานที่สำคัญต่างๆ ล้วนแต่ติดตั้งเครื่องปรับอากาศเพื่อเพิ่มความสะดวกสบาย อีกทั้งปริมาณการใช้เครื่องปรับอากาศยังมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ ในสังคมปัจจุบัน

จากงานวิจัยก่อนหน้านี้นี้พบว่าระบบปรับอากาศจะใช้พลังงาน 40-60% ของพลังงานทั้งหมดที่ใช้ภายในอาคาร (Aye et al., 2001) ซึ่งแสดงให้เห็นถึงปริมาณการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศที่ใช้ในการตอบสนองของความสะดวกสบายของมนุษย์ Melo et al. (1997) ได้ทำการศึกษาผลกระทบของท่อคาปิลารีต่ออัตราการไหลของสารทำความเย็น พบว่าถ้าเส้นผ่านศูนย์กลางมีผลกระทบต่ออัตราการไหลโดยเมื่อเส้นผ่านศูนย์กลางมากขึ้นอัตราการไหลจะเพิ่มขึ้น ในส่วนของความยาวของท่อคาปิลารีจะไม่ส่งผลต่ออัตราความเย็นและความดัน Kim et al. (2003) ทำการศึกษาเกี่ยวกับความเหมาะสมของอุปกรณ์ที่ใช้กับระบบปรับอากาศ โดยทำการสร้างสมการในการหาความยาวท่อลดความดันแบบรูเข็ม (Capillary tube) ที่ใช้กับสารทำความเย็น R-12, R-22, R-134a, R-152a, R-407C และ R-410A ซึ่งสมการที่สร้างขึ้นมามีค่าใกล้เคียงกับงานทดลองจริง นอกจากนี้พบว่าการติดตั้งท่อสารทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศที่ไม่เหมาะสมก็จะส่งผลให้เครื่องปรับอากาศมีอัตราการใช้พลังงานที่สูงขึ้น

เนื่องจากการติดตั้งเครื่องปรับอากาศอาจมีพื้นที่ที่ทำให้การติดตั้งที่ยากต่อการติดตั้งท่อสารทำความเย็นให้ เป็นไปตามมาตรฐานทำให้จำเป็นต้องติดตั้งท่อสารทำความเย็นให้เหมาะสมตามลักษณะพื้นที่การติดตั้งจนบางครั้งจำเป็นต้องติดตั้งท่อสารทำความเย็นที่มีความยาวมากเกินไป รวมถึงปัจจุบันแนวโน้มอุณหภูมิอากาศภายนอกมีแนวโน้มที่จะเพิ่มมากขึ้นเรื่อยๆ ทางคณะผู้วิจัยจึงศึกษาผลที่เกิดจากการติดตั้งท่อสารทำความเย็นที่มีความยาวต่างๆ เพื่อเปรียบเทียบกับระยะการติดตั้งที่ใช้ในมาตรฐานการทดสอบเครื่องปรับอากาศคือ 7.5 เมตร อีกทั้งยังศึกษาผลที่เกิดจากอุณหภูมิภายนอกอาคารที่อุณหภูมิต่างๆ ซึ่งจะแสดงออกมาในรูปของค่าสมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงาน (EER)

ทฤษฎีที่ใช้ในการคำนวณ

จากผลการทดลองที่ได้จากการทดลองในทั้ง 2 กรณีนั้น สามารถนำมาคำนวณเพื่อหาค่าสมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงาน ได้ดังนี้

$$q_{tc_i} = \sum E_r + (h_{w1} - h_{w2})W_r + q_p + q_r \quad (1)$$

เมื่อ

q_{tc_i} ชีตทำความเย็นรวมสุทธิของเครื่องปรับอากาศภายในห้องชุดแพนคอยล์

มีหน่วยเป็น W

$\sum E_r$ ผลรวมของกำลังไฟฟ้าทั้งหมดที่ใช้กับอุปกรณ์ปรับสภาวะในห้องชุดแพนคอยล์

มีหน่วยเป็น W

h_{w1} เอนทัลปีของน้ำหรือไอน้ำที่ใช้ในการเพิ่มความชื้น (หาได้โดยใช้คุณสมบัติของน้ำในเครื่องเพิ่มความชื้น) มีหน่วยเป็น J/kg

h_{w2} เอนทัลปีของน้ำหรือไอน้ำที่ใช้ในการเพิ่มความชื้น (หาได้โดยใช้คุณสมบัติของระเปาะเปียกจากการวัดภายในห้องชุดแฟนคอยล์) มีหน่วยเป็น J/kg

W_r อัตราน้ำที่ควบแน่นในห้องชุดแฟนคอยล์ มีหน่วยเป็น kg/s

q_p อัตราความร้อนที่รั่วไหลผ่านผนังเข้าสู่ห้องชุดแฟนคอยล์ผ่านผนังกั้นห้องระหว่างห้องชุดแฟนคอยล์และห้องชุดคอนเดนซิง (ได้มาจากการสอบเทียบ) มีหน่วยเป็น W ซึ่งค่านี้มีค่าเท่ากับ 0.01651

q_r อัตราความร้อนที่รั่วไหลผ่านพื้นและเพดานเข้าสู่ห้องชุดแฟนคอยล์ (ได้มาจากการสอบเทียบ) มีหน่วยเป็น W ซึ่งมีค่าเท่ากับ 0.01429

$$COP = \frac{q_{tc_i}}{E} \quad (2)$$

เมื่อ

COP ค่าสมรรถนะการทำความเย็น

E กำลังไฟฟ้าที่ใช้ในการทดสอบเครื่องปรับอากาศ มีหน่วยเป็น W

$$EER = COP \times 3.412 \quad (3)$$

เมื่อ

EER ค่าประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศ มีหน่วยเป็น Btu/hr-W

อุปกรณ์และวิธีการ

ในการทดลองเพื่อหาค่าสมรรถนะการทำความเย็น, ค่าประสิทธิภาพพลังงานและอัตราการใช้พลังงานต้องทำการทดลองตามมาตรฐานการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน (มอก. 1155) โดยจะต้องควบคุมสภาวะของห้องจำลองสภาวะภายในและห้องจำลองสภาวะภายนอก (Figure 1) ให้เป็นไปตามมาตรฐาน (Table 1)



Figure 1 Inside and outside room in this research.

Table 1 The standard conditions of air conditioning testing.

| | Temperature (°C) | |
|--------------------------|------------------|----------|
| | Dry bulb | Wet bulb |
| Inside room temperature | 27±1 | 19±1 |
| Outside room temperature | 35±1 | 24±1 |

ในงานวิจัยนี้ได้ทำการทดลองในเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด 10,000 บีทียูต่อชั่วโมงในการศึกษา โดยทำการติดตั้งเครื่องมือวัดความดันและอุณหภูมิตามจุดต่างๆ (Figure 2) และติดตั้งชุดคอยล์เย็น (FCU) และชุดคอยล์ร้อน (CDU) ตามมาตรฐานมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรมเครื่องปรับอากาศสำหรับห้องแบบแยกส่วน ระบายความร้อนด้วยอากาศ (มอก. 1155) และใช้สารทำความเย็น R-22 ซึ่งในงานวิจัยนี้ทางคณะผู้ทำการทดสอบได้แบ่งการทดสอบออกเป็น 2 กรณี ดังนี้

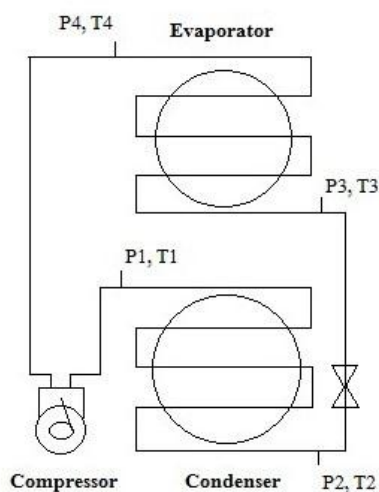


Figure 2 Diagram of measuring points and measured data.

การติดตั้งท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆ

การทดลองในกรณีนี้ทางคณะผู้วิจัยกำหนดความยาวของท่อสารทำความเย็นที่ใช้ในการทดลองเป็น 10, 17 และ 19 เมตรในการทดลอง โดยทำการทดลองเปรียบเทียบกับระยะของท่อสารทำความเย็นตามมาตรฐานการทดสอบคือระยะ 7.5 เมตร การทดลองในกรณีนี้ต้องมีการควบคุมอุณหภูมิของห้องจำลองสภาวะภายในและภายนอกให้เป็นไปตามมาตรฐานการทดสอบเครื่องปรับอากาศ โดยควบคุมอุณหภูมิของห้องจำลองสภาวะภายในไว้ที่ 27±1 °C และอุณหภูมิของห้องจำลองสภาวะภายนอกไว้ที่ 35±1 °C เมื่อสามารถควบคุมอุณหภูมิของห้องจำลองสภาวะภายในและห้องจำลองสภาวะภายนอกให้เป็นไปตามมาตรฐานการทดลองได้แล้ว ทำการบันทึกผลการทดลองเป็นเวลา 1 ชั่วโมง และทำการทดลองในลักษณะเดียวกันจนครบทุกความยาวท่อสารทำความเย็น

อุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกันออกไป

การทดลองในกรณีนี้ทางคณะผู้วิจัยกำหนดอุณหภูมิภายนอกที่ใช้ในการทดลองเป็น 30 ± 1 , 40 ± 1 และ 45 ± 1 °C ในการทดลอง โดยทำการทดลองเปรียบเทียบกับอุณหภูมิของห้องจำลองสภาวะภายนอกเป็น 35 ± 1 °C เป็นอุณหภูมิของห้องจำลองสภาวะภายนอกที่ใช้ในมาตรฐานการทดสอบเครื่องปรับอากาศ การทดลองในกรณีนี้อุณหภูมิของห้องจำลองสภาวะภายในจะถูกควบคุมไว้ที่ 27 ± 1 °C และความยาวของท่อสารทำความเย็นมีความยาว 7.5 เมตรตามมาตรฐาน เมื่อสามารถควบคุมอุณหภูมิของห้องจำลองควบคุมอุณหภูมิของห้องจำลองสภาวะภายในและห้องจำลองสภาวะภายนอกได้แล้ว ทำการบันทึกผลการทดลองเป็นเวลา 1 ชั่วโมง โดยทำการทดลองในลักษณะเดียวกันจนครบช่วงอุณหภูมิของห้องจำลองสภาวะภายนอก

ผลการทดลองและวิจารณ์

ผลของการติดตั้งท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆ

ในกรณีการติดตั้งท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆ จาก P-h Diagram (Figure 3) เมื่อพิจารณาค่าความดันด้านทางออกคอมเพรสเซอร์นั้นค่าที่แตกต่างกันเพียงเล็กน้อยในแต่ละความยาวท่อสารทำความเย็น เนื่องจากความยาวของท่อสารทำความเย็นที่เพิ่มขึ้นหรือลดลงนั้นจะส่งผลต่อค่าความดันและอัตราการทำความเย็นเพียงเล็กน้อยเท่านั้น (Table 2, Table 3) แต่จะส่งผลต่ออัตราการใช้พลังงานของคอมเพรสเซอร์ โดยที่คอมเพรสเซอร์จะมีอัตราการใช้พลังงานเพิ่มขึ้นตามความยาวท่อสารทำความเย็นเนื่องจากเกิดความดันที่มีค่าลดลงเนื่องจากความยาวท่อที่มากขึ้นคอมเพรสเซอร์จึงต้องทำงานมากขึ้นเพื่อรักษาความดันในระบบให้คงที่อีกทั้งเมื่อท่อสารทำความเย็นมีความยาวมากขึ้นจะทำให้การสูญเสียพลังงานมากขึ้นตามไปด้วยเนื่องจากแรงเสียดทานของท่อสารทำความเย็นจึงส่งผลต่ออัตราการใช้พลังงานของคอมเพรสเซอร์ อีกทั้งจะยังส่งผลให้คอมเพรสเซอร์มีการเสื่อมสภาพเร็วขึ้นอีกด้วย โดยเมื่อคอมเพรสเซอร์มีการใช้พลังงานมากขึ้นก็จะส่งผลต่อค่าสมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงาน โดยจะมีค่าลดลงตามความยาวท่อที่เพิ่มมากขึ้น (Table 3)

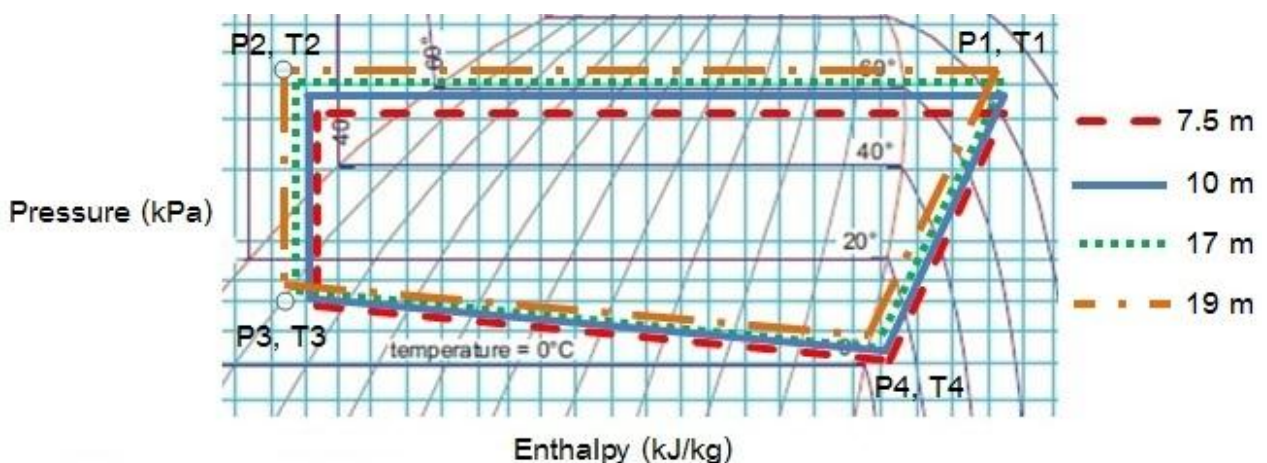


Figure 3 P-h diagram in the case of installation the refrigerant pipe at various lengths.

Table 2 Compressor discharge pressure in the case of installation the refrigerant pipe at various lengths.

| Distance of installation (m) | Compressor discharge pressure (kPa) |
|------------------------------|-------------------------------------|
| 7.5 | 1985.67 |
| 10 | 1997.53 |
| 17 | 2013.78 |
| 19 | 2093.41 |

Table 3 The coefficient of performance and energy efficiency ratio and in the case of installation the refrigerant pipe at various lengths.

| Pipe length (m) | Refrigeration Effect (R.E.) (Watt) | Work at Compressor (Watt) | Coefficient of performance (COP) | | Energy efficiency ratio (EER) (Btu/hr-W) | |
|-----------------|------------------------------------|----------------------------|----------------------------------|---------------|--|---------------|
| 7.5* | 2520.47 (-) | 811.8 (-) | 3.10 | - | 10.6 | - |
| 10 | 2524.64 (increase 0.17%) | 870.47 (increase 7.23%) | 2.90 | reduce 6.58% | 9.89 | reduce 6.69% |
| 17 | 2528.18 (increase 0.31%) | 946 (increase 16.5%) | 2.67 | reduce 13.95% | 9.12 | reduce 14.01% |
| 19 | 2539.63 (increase 0.76%) | 992.2 (increase 22.2%) | 2.56 | reduce 17.56% | 8.73 | reduce 17.65% |

* Distance of standard test

ผลของอุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกันออกไป

ในกรณีเมื่ออุณหภูมิภายนอกที่ต่างกันออกไป จาก P-h Diagram (Figure 4) เมื่อพิจารณาค่าความดันด้านทางออกของคอมเพรสเซอร์มีความแตกต่างกันซึ่งอุณหภูมิภายนอกมีการเปลี่ยนแปลงลดลงหรือเพิ่มขึ้นจะส่งผลต่อความดันและค่าการทำความเย็น (Table 4, Table 5) โดยเมื่อความดันมีค่าเปลี่ยนแปลงไปจะส่งผลต่ออัตราการใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศ ซึ่งเมื่อความดันด้านออกของคอมเพรสเซอร์ลดลงนั้นก็ทำให้การใช้พลังงานของคอมเพรสเซอร์ลดลง และส่งผลต่อค่าสมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงานซึ่งจะมีค่าเพิ่มมากขึ้น และในทางกลับกันเมื่ออุณหภูมิภายนอกเพิ่มมากขึ้นก็จะส่งผลต่อความดันด้านออกของคอมเพรสเซอร์ทำให้มีค่าเพิ่มมากขึ้น การใช้พลังงานของคอมเพรสเซอร์ก็จะมากขึ้นตามไปด้วยและส่งผลให้ค่าสมรรถนะการทำความเย็น และค่าประสิทธิภาพพลังงานลดลง (Table 5)

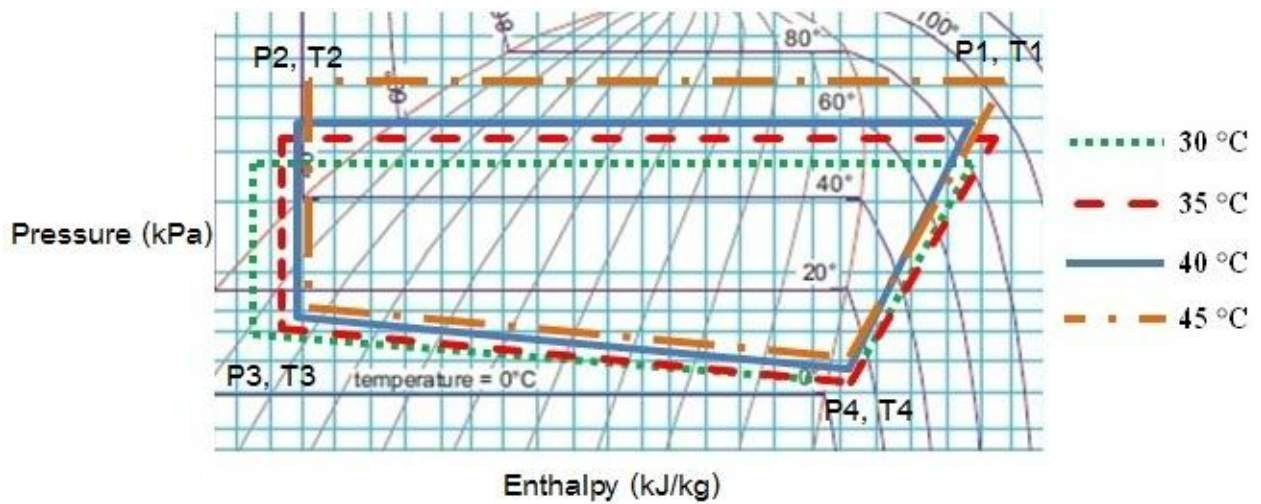


Figure 4 P-h diagram in the case of the various outside temperatures.

Table 4 Compressor discharge pressure in the case of the outside temperature varies.

| Outside room temperature (°C) | Compressor discharge pressure (kPa) |
|-------------------------------|-------------------------------------|
| 30 | 1793.86 |
| 35 | 2103.13 |
| 40 | 2338.78 |
| 45 | 2627.57 |

Table 5 The coefficient of performance and energy efficiency ratio and in the case of various outside room temperature.

| Outside temperature (°C) | Refrigeration Effect (R.E.) (Watt) | Work at Compressor (Watt) | Coefficient of performance (COP) | | Energy efficiency ratio (EER) (Btu/w-hr) | |
|--------------------------|------------------------------------|-----------------------------|----------------------------------|----------------|--|----------------|
| | | | COP | Change (%) | EER | Change (%) |
| 30 | 2542.16 (increase 0.86%) | 792 (reduce 2.44%) | 3.21 | increase 3.26% | 10.9 | increase 3.26% |
| 35* | 2520.47 (-) | 811.8 (-) | 3.11 | - | 10.6 | - |
| 40 | 2497.03 (reduce 0.93%) | 952.73 (increase 17.4%) | 2.62 | reduce 15.67% | 8.94 | reduce 15.66% |
| 45 | 2488.78 (reduce 1.26%) | 1057.52 (increase 30.3%) | 2.35 | reduce 24.28% | 8.03 | reduce 24.28% |

* Temperature of standard condition

สรุป

จากผลการทดลองเพื่อหาค่าสมรรถนะการทำความเย็น, ค่าประสิทธิภาพพลังงานและอัตราการใช้พลังงาน ซึ่งได้ทำการทดลองเป็น 2 กรณี คือ การติดตั้งท่อสารทำความเย็นที่มีความยาวต่างๆ และอุณหภูมิภายนอกที่ต่างกันออกไป ในเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด 10,000 บีทียูต่อชั่วโมงโดยใช้สารทำความเย็น R-22 ในการทดลอง สามารถสรุปผลการทดลองได้ดังนี้

ในกรณีการติดตั้งท่อสารทำความเย็นที่มีความยาวเพิ่มมากขึ้นพบว่า อัตราการทำความเย็นมีการเปลี่ยนแปลงน้อยมากแต่การใช้พลังงานในคอมเพรสเซอร์มีค่าเพิ่มมากขึ้น ส่งผลทำให้ค่าสมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงานมีค่าลดลง

ในกรณีเมื่ออุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกันออกไปพบว่า อัตราการทำความเย็นมีค่าเพิ่มมากขึ้นเมื่ออุณหภูมิลดลงและจะมีค่าลดลงเมื่ออุณหภูมิมีค่าเพิ่มมากขึ้น ในส่วนของการใช้พลังงานของคอมเพรสเซอร์มีค่าลดลงเมื่ออุณหภูมิลดลงและจะมีค่าเพิ่มมากขึ้นเมื่ออุณหภูมิมีค่าเพิ่มมากขึ้น ส่งผลทำให้ค่าสมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงานมีค่าเพิ่มมากขึ้นเมื่ออุณหภูมิลดลงและจะมีค่าลดลงเมื่ออุณหภูมิเพิ่มมากขึ้น

กิตติกรรมประกาศ

ผู้เขียนบทความขอขอบพระคุณ ผศ.ดร.มนต์ศักดิ์ พิมสาร ตลอดจนอาจารย์ทุกท่าน ที่ให้คำปรึกษางานวิจัยฉบับนี้ และทางสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบังที่ให้ความอนุเคราะห์สถานที่ทำงานวิจัยฉบับนี้ ตลอดจนแหล่งข้อมูลความรู้ จนทำให้งานวิจัยฉบับนี้ลุล่วงไปด้วยดี

เอกสารอ้างอิง

สำนักงานมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม. 2554. **มาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรมเครื่องปรับอากาศ**

สำหรับห้องแบบแยกส่วน ระบายความร้อนด้วยอากาศ. มอก. 1155.

Aye, L., C. Chaichana and W. W.S. Charters. 2001. An ice thermal storage computer model. **Applied Thermal Engineering** 21: 1769-1778.

Kim, Y., J. Choi and J. T. Chung. 2003. An empirical correlation and rating charts for the performance of adiabatic capillary tubes with alternative refrigerants. **Applied Thermal Engineering** 24: 29-41.

Melo, C., R.T.S Ferreira, C. B. Neto, J.M. Goncalves and M.M. Mezavila. 1997. An experimental analysis of adiabatic capillary tubes. **Applied Thermal Engineering** 19: 669-684.

Stoecker, W. F. and J. W. Jones. 1982. **Refrigeration & Air Conditioning.** 2nd ed. McGraw-Hill Book. Singapore.