บทที่ 2 ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

การเพิ่มสมรรถนะการทำความเย็นในระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนด้วยอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนร่วมกับการสมดุลความดันสารทำความเย็น ผู้วิจัยได้ศึกษาทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้องดังนี้คือ

2.1 หลักการเบื้องต้นของระบบการทำความเย็นและการปรับอากาศ

2.2 ระบบการทำความเย็นแบบอัดไอ และกระบวนทางเทอร์โมไดนามิกส์

2.3 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น

2.4 การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์

2.5 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 หลักการเบื้องต้นของระบบการทำความเย็น และการปรับอากาศ

2.1.1 การทำความเย็น (refrigeration)

การทำความเย็น คือการลดและรักษาระดับอุณหภูมิของเนื้อที่ว่างหรือของเทหวัตถุต่างๆ ให้ต่ำกว่าปกติ [2] เช่น การทำความเย็นในตู้เย็น ตู้น้ำเย็น ตู้แช่ ห้องเย็น โรงน้ำแข็ง เป็นต้น ซึ่งถ้าเทียบกับความหมายของ คำว่า การปรับอากาศ (air conditioning) จะมีความหมายถึงการเพิ่มหรือลดอุณหภูมิให้เหมาะสมตามที่เราต้องการรวมถึงการปรับสภาพอากาศให้มีความสะอาด มีการถ่ายเทหมุนเวียนและมีความชื้นที่เหมาะสม ทั้งนี้เพื่อให้เกิดความสุขสบาย เช่นที่ใช้ในระบบของเครื่องปรับอากาศในบ้าน สำนักงาน ที่ทำการ หรือโรงมหรสพ ต่าง ๆ รวมทั้งระบบปรับอากาศที่ใช้ช่วยในกระบวนการผลิตในโรงงานอุตสาหกรรม เช่น ในโรงงานทอผ้า โรงงานยาสูบ โรงงานผลิตสบู่ โรงงานผลิตยารักษาโรค เป็นต้น

2.1.2 การเกิดความเย็น (principle of refrigeration)

การเกิดความเย็นในเครื่องทำความเย็น รวมทั้งเครื่องปรับอากาศที่มีใช้อยู่ทั่วไป [2] ไม่ว่าจะเป็นตู้เย็น ตู้แช่ เครื่องปรับอากาศรถยนต์ เครื่องปรับอากาศในบ้าน หรือในโรงงานอุตสาหกรรมทั่วไปก็ตาม มีหลักการเบื้องต้นในการทำให้เกิดความเย็นเหมือนกันหมดคือ การทำให้สารซึ่งเป็นตัวกลางในการทำความเย็น (refrigerant) เปลี่ยนสถานะเพราะขณะเปลี่ยนสถานะสารทุกชนิดต้องการความร้อนแฝงเข้ามาช่วยเสมอ ดังนั้นถ้าเราทำให้สารนี้เปลี่ยนสถานะจากของเหลวเป็นไอจะเกิดการดูดความร้อนจากบริเวณใกล้เคียง ซึ่งจะทำให้บริเวณนั้นมีอุณหภูมิลดลงจึงเกิดความเย็นขึ้น

2.1.3 การประยุกต์ใช้งานการทำคุวามเย็น (applications of refrigeration)

ในปัจจุบันเราอาศัยระบบทำความเย็นมาใช้งานในด้านต่างๆ มากมาย [2] ได้แก่

1) การผลิตอาหาร (food processing) เช่น การผลิตนม ไอศกรีม ซึ่งต้องอาศัยการทำความเย็นในการทำพาสเจอร์ไรส์ (pasteurization) โดยการให้ความร้อนแก่นมที่อุณหภูมิประมาณ 70-80 °C หลังจากนั้น นำมาทำให้เย็นลงอย่างรวดเร็ว และเก็บไว้ที่อุณหภูมิ 2 -3 °C เพื่อรักษาคุณภาพของนมก่อนส่งไปจำหน่าย การผลิตไอศกรีม ก็จะต้องผ่านการพาสเจอร์ไรส์ และนำไปผ่านการแช่แข็งที่อุณหภูมิประมาณ -20 ถึง -28 °C การผลิตไวน์และเบียร์ ในกระบวนการหมัก (fermentation) กระบวนการบ่ม (mellowing) จำเป็นต้องทำภายใต้อุณหภูมิต่ำประมาณ 5 -15 °C เป็นต้น

2) การเก็บรักษาอาหาร (food storage) ในการเก็บรักษาหรือถนอมอาหาร เช่น ผัก ผลไม้ เนื้อสัตว์ ให้มีอายุในการเก็บรักษานานขึ้น เพื่อการบริโภคหรือเพื่อการจำหน่ายสามารถทำได้โดยการลดอุณหภูมิให้ต่ำลงซึ่งเป็นการลดอัตราการแพร่ขยายของแบคทีเรียต่างๆ ซึ่งเป็นเหตุให้อาหารเน่า เช่น อาจจะเก็บผัก ผลไม้ หรือเนื้อสัตว์ไวในสภาพอาหารสด (fresh food) จะต้องเก็บไว้ที่อุณหภูมิต่ำแต่ต้องสูงกว่าจุดเยือกแข็ง (freezing point) ซึ่งจะมีช่วงเวลาในการเก็บรักษาสั้นกว่าการเก็บในสภาพอาหารแช่แข็ง (frozen food) ซึ่งจะต้องนำผัก ผลไม้ หรือเนื้อสัตว์มาทำการแช่แข็งและเก็บรักษาในห้องเย็นที่อุณหภูมิต่ำกว่าจุดเยือกแข็ง

2.1.4 ขนาดของเครื่องทำความเย็น

หน่วยของขนาดของเครื่องทำความเย็น จะบอกเป็น BTU/h , kcal/h , kW [2] หรือบอกขนาดเป็นตันความเย็นมีค่า 12,000 BTU/h ซึ่งมีที่มาจากคำจำกัดความคือ

1 TR (Ton of refrigeration) = heat required to melt 1 U.S. ton of ice (2,000 lb) at 0 °C per 24 h นั่นคือ ปริมาณความร้อนที่ทำให้น้ำแข็งบริสุทธิ์ 1 ตัน (2,000 ปอนด์) ที่ 0 °C (32 °F) กลายเป็นน้ำบริสุทธิ์ 0 °C (32 °F) ภายในเวลา 24 ชั่วโมง ซึ่งสามารถแสดงค่าโดยการคำนวณได้ดังนี้

$$Q = ml \tag{2.1}$$

เมื่อ

Q คือ ปริมาณความร้อนที่ทำให้น้ำแข็งจำนวน 1 ตันละลายกลายเป็นน้ำ

m คือ มวลของน้ำแข็ง (lb) = 1 TR = 2,000 lb

l คือ ค่าความร้อนแฝงของการหลอมละลายน้ำแข็ง = 144 BTU/lb (68.89 kJ/kg)

การละลายน้ำแข็งหมด 1 ตัน จะต้องใช้ปริมาณความร้อน

$$Q = \frac{2000 \text{ lb} \times 144 \text{ BTU/lb}}{24 \text{ h}} = 12{,}000 \text{ BTU/h}$$

ดังนั้น 1 ตันของการทำความเย็น (1 TR) จึงมีค่าเท่ากับ 12,000 BTU/h หรือ 200 BTU/min (3,000 kcal/h หรือ 12,648 kJ/h)

2.1.5 การปรับอากาศ

ตามปกติเมื่อได้ยินคำว่า "การปรับอากาศ" สิ่งแรกที่ทุกคนเข้าใจก็คือการทำอากาศให้เย็นเท่านั้น [3] แต่ในความหมายที่แท้จริงของคำว่าการปรับอากาศแล้วจะต้องมีความหมายรวมถึงการควบคุมอุณหภูมิภายในห้องปรับอากาศให้มีอุณหภูมิพอเหมาะให้คนที่อยู่ข้างในมีความรู้สึกสบาย ควบคุมความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ การระบายอากาศเสียทิ้ง รวมทั้งการหมุนเวียนของอากาศบริสุทธิ์และการกรองอากาศที่สกปรกให้สะอาด นอกจากนี้ยังมีปัจจัยอื่นที่เป็นผลพลอยได้คือการขจัดสิ่งรบกวนต่างๆ เช่น ฝุ่นละออง ควันบุหรี่ กลิ่นเสียงให้ลดน้อยลง ซึ่งพอสรุปได้ดังนี้

1) ปรับและควบคุมอุณหภูมิ การปรับอุณหภูมิภายในห้องปรับอากาศให้อยู่ในช่วงที่คนเรากำลัง รู้สึกสบายเป็นสิ่งสำคัญมาก โดยเฉพาะประเทศไทยซึ่งเป็นประเทศร้อนมีอุณหภูมิเฉลี่ยประมาณ 29 °C แต่อุณหภูมิที่คนกำลังสบายควรอยู่ระหว่าง 24-26 °C

2) ควบคุมความชื้นสัมพัทธ์ ความชื้นสัมพัทธ์มีผลต่อความสบายของมนุษย์เรามากพอ ๆ กับอุณหภูมิเช่น ในฤดูหนาวบางวันซึ่งมีอุณหภูมิสูงเท่าๆ กับในฤดูร้อน เราก็ยังรู้สึกว่าในฤดูหนาวเย็นสบายกว่าในฤดูร้อน เหงื่อก็แห้งง่ายไม่เหนียวตัว เพราะในฤดูหนาวอากาศแห้ง ความชื้นสัมพัทธ์ต่ำเหงื่อที่ผิวหนังระเหยได้ง่ายกว่าในฤดูร้อนซึ่งมีอากาศชื้น ความชื้นสัมพัทธ์สูง เหงื่อที่ผิวหนังระเหยตัวได้ยาก หรือในฤดูหนาวบางวันซึ่งมีอุณหภูมิอยู่ในช่วงที่คนเรากำลังสบาย (24-26 °C) แต่เป็นวันที่มีความชื้นสัมพัทธ์ต่ำมาก การระเหยตัวของน้ำในร่างกายที่ผิวหนังหรือที่ริมฝีปากมากเกินไป ทำให้ผิวหนังแห้งหรือริมฝีปากแตกได้ จึงรู้สึกไม่สุขสบาย โดยทั่วไปความชื้นสัมพัทธ์ที่เหมาะสมสำหรับมนุษย์เราที่อยู่ได้สบายควรมีค่าประมาณ 50 %R.H. (R.H. ย่อมาจาก relative humidity หมายถึงความชื้นสัมพัทธ์)

3) ระบายอากาศเสียทิ้ง แม้ว่าในห้องปรับอากาศจะมีอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ในช่วงที่พอเหมาะแต่ถ้าอากาศภายในห้องอับทึบและไม่บริสุทธิ์ก็ย่อมทำให้ผู้อาศัยอยู่ข้างในรู้สึกอึดอัดและไม่สุขสบาย ดังนั้นการปรับอากาศจึงต้องคำนึงถึงการระบายอากาศเสียทิ้งอีกด้วย

4) การหมุนเวียนของอากาศบริสุทธิ์ การหมุนเวียนของอากาศบริสุทธิ์ภายในห้องปรับอากาศ ต้องคำนึงถึงความเร็วของลมด้วย เพราะถึงแม้ว่าจะควบคุมอุณหภูมิและความชื้นของอากาศได้

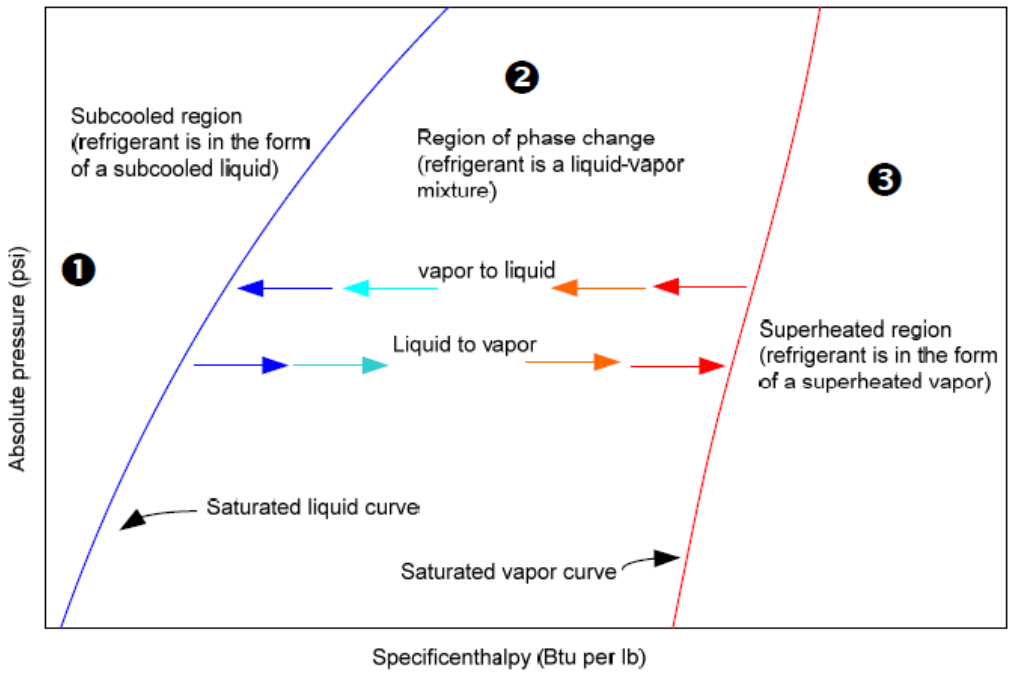
พอเหมาะแล้ว แต่ถ้าลมส่งที่พัดหมุนเวียนแรงเกินไปและปะทะส่วนใดส่วนหนึ่งของร่างกายโดยตรงตลอดเวลาแล้ว จะทำให้ผู้อยู่ในห้องมีความรู้สึกไม่สุขสบายได้

5) การกำจัดฝุ่นละออง ควันบุหรี่ กลิ่น และเสียง เนื่องจากห้องปรับอากาศเป็นห้องที่ปิดมิดชิดมีการปรับอากาศ และระบายอากาศที่ดีซึ่งเป็นการขจัดสิ่งรบกวนต่างๆได้ เช่น ฝุ่นละออง ควัน กลิ่น และเสียงอึกทึกจากภายนอกให้ลดน้อยลงได้

นอกจากการปรับอากาศจะเป็นการปรับเพื่อความสบายของมนุษย์แล้ว ยังมีการปรับอากาศเพื่องานอุตสาหกรรมอีกด้วย ในอุตสาหกรรมการผลิตบางอย่างเช่น โรงงานทอผ้าหรือโรงพิมพ์ นอกจากจะต้องควบคุมอุณหภูมิให้พอเหมาะแล้ว การควบคุมอุณหภูมิความชื้นยังเป็นสิ่งที่สำคัญสำหรับการผลิตด้วย หรือในโรงงานผลิตอุปกรณ์ทางอิเล็กทรอนิกส์ คอมพิวเตอร์ หรือโรงงานผลิตยายังต้องการควบคุมความสะอาดของห้องอย่างดีอีกด้วย

2.1.6 แผนภาพมอลเลียร์ (mollier diagram)

ในการศึกษาเพื่อวิเคราะห์การทำงานของกระบวนการต่างๆในระบบการทำความเย็น [2] จะใช้แผนภาพมอลเลียร์ (mollier diagram) หรือแผนภาพ P h-diagram ซึ่งสามารถแสดงสภาวะต่างๆของสารทำความเย็นในทุกสภาวะทางเทอร์โมไดนามิกส์ และทุกกระบวนการในวัฏจักรการทำความเย็นโดยแสดงรายละเอียดได้ดังนี้



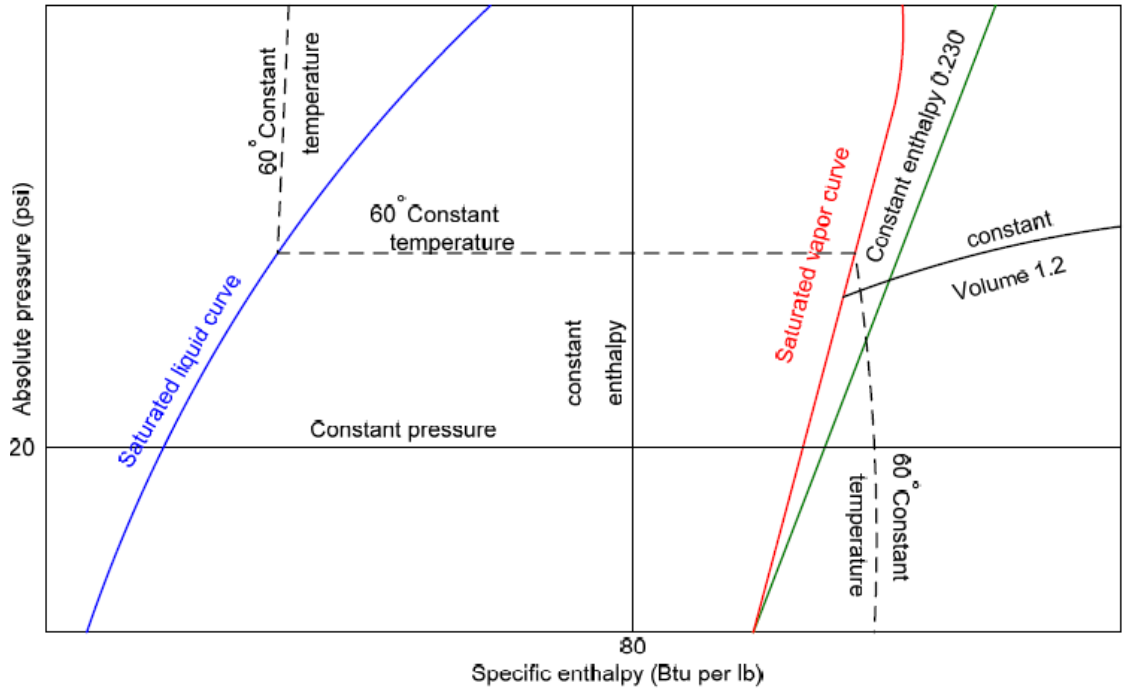
รูปที่ 2.1 แสดงเส้นของเหลวอิ่มตัวและเส้นไออิ่มตัวแบ่งพื้นที่บนแผนภาพมอลเลียร์เป็น 3 เขต [3]

1) เส้นของเหลวอิ่มตัว และเส้นไออิ่มตัว (saturated liquid and saturated vapor lines) เป็นเส้นแบ่งพื้นที่ของแผนภาพมอลเลียร์ออกเป็น 3 เขต คือ

1.1) เขตของเหลวเย็นยิ่ง (Subcooled region) คือ พื้นที่บริเวณด้านซ้ายของเส้นของเหลวอิ่มตัว สารทำความเย็นที่อยู่ในพื้นที่นี้จะมีสภาวะเป็นของเหลวที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าจุดอิ่มตัว เรียกว่า ของเหลวเย็นยิ่ง (Subcooled liquid)

1.2) เขตไอร้อนยวดยิ่ง (Superheated region) คือ พื้นที่บริเวณด้านขวาของเส้นไออิ่มตัว สารทำความเย็นที่อยู่ในพื้นที่นี้จะมีสภาวะเป็นไอที่มีอุณหภูมิสูงกว่าจุดอิ่มตัว เรียกว่า ไอร้อนยวดยิ่ง หรือ ไอดง (Superheated Vapor)

1.3) เขตเปลี่ยนสถานะ (Phase change region) คือ พื้นที่ระหว่างเส้นของเหลวอิ่มตัวและเส้นไออิ่มตัว สารทำความเย็นในพื้นที่นี้จะมีสภาวะผสมระหว่างของเหลวและไอ (Liquid-vapor mixture) หรือเป็นเขตเปลี่ยนสถานะ คือการเปลี่ยนแปลงจากด้านซ้ายไปด้านขวาเป็นการเปลี่ยนสถานะจากของเหลวเป็นไอตามกระบวนการกลายเป็นไอ (Vaporization) และการเปลี่ยนแปลงจากด้านขวาไปซ้ายเป็นการเปลี่ยนสถานะจากไอเป็นของเหลวตามกระบวนการควบแน่น (Condensation) จุดที่เชื่อมต่อระหว่างเส้นของเหลวอิ่มตัวและเส้นไออิ่มตัวคือ จุดวิกฤต (Critical Point) ซึ่งเป็นจุดที่สารทำความเย็นจะเปลี่ยนสถานะจากของเหลวอิ่มตัวเป็นไอร้อนยวดยิ่ง หรือจากไอร้อนยวดยิ่งไปเป็นของเหลวอิ่มตัวได้ทันที โดยไม่ต้องผ่านช่วง Liquid-Vapor mixture



รูปที่ 2.2 แสดงเส้นคุณสมบัติต่างๆ ของสารทำความเย็นบนแผนภาพมอลเลียร์ [3]

2) เส้นความดันคงที่ และเส้นเอนทาลปีคงที่ (constant pressure and constant enthalpy lines) เส้นความดันคงที่ คือกลุ่มของเส้นตรงในแนวระดับ รายงานเป็นความดันสัมบูรณ์ (Absolute pressure) มีหน่วยเป็น psi, kg/cm^2 หรือ bar ส่วนเส้นเอนทาลปีคงที่ คือกลุ่มของเส้นตรงในแนวดิ่ง รายงานเป็นค่าปริมาณความร้อนที่มีอยู่ในสารทำความเย็นต่อ 1 หน่วยของมวล มีหน่วยเป็น BTU/lb , kcal/kg หรือ kJ/kg

3) เส้นความแห้งคงที่ (constant dryness lines , x) คือเส้นซึ่งลากจากจุดวิกฤตลงมาด้านล่าง อยู่ระหว่างเส้นของเหลวอิ่มตัวและเส้นไออิ่มตัว เป็นเส้นที่บอกเปอร์เซ็นต์ของสารทำความเย็นส่วนที่เป็นไอ (โดยน้ำหนัก) เช่น เส้น x = 0.1 หมายความว่า มีสารทำความเย็นส่วนที่เป็นไอ คิดเป็นน้ำหนัก 10% และส่วนที่เป็นของเหลว 90%

4) เส้นอุณหภูมิคงที่ (constant temperature lines) คือเส้นที่อยู่ในแนวเกือบขนานกับเส้นเอนทาลปี เมื่ออยู่ในเขตของเหลวเย็นยิ่ง เป็นเส้นตรงขนานกับเส้นความดันเมื่ออยู่ในเขตเปลี่ยนสถานะ และจะเปลี่ยนเป็นเส้นโค้งลงทางด้านล่าง เมื่ออยู่ในเขตไอร้อนยวดยิ่ง มีหน่วยเป็น °F หรือ °C

5) เส้นเอนโทรปีคงที่ (constant entropy lines) คือ เส้นโค้งซึ่งเอียงขึ้นเป็นมุมสูง อยู่ในเขตไอร้อนยวดยิ่ง เป็นเส้นบอกอัตราการเปลี่ยนแปลงของค่าเอนทาลปีต่ออุณหภูมิที่เปลี่ยนแปลง 1 องศา มีหน่วยเป็น BTU/lb-R , kcal/kg-K หรือ kJ/kg K

6) เส้นปริมาตรจำเพาะคงที่ (constant specific volume lines) คือเส้นโค้งที่เอียงขึ้นเป็นมุมใกล้กับแนวนอนอยู่ในเขตไอร้อนยวดยิ่ง เป็นเส้นที่บอกค่าของปริมาตรของสารทำความเย็นต่อ 1 หน่วยของมวลมีหน่วยเป็น ft^3/lb , m^3/kg

2.2 ระบบการทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor Compression) และกระบวนทางเทอร์โมไดนามิกส์ (Thermodynamics Process)

2.2.1 ส่วนประกอบและหน้าที่ของอุปกรณ์ในระบบการทำความเย็นแบบอัดไอ

ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ ประกอบด้วยอุปกรณ์ต่างๆ ที่ทำงานร่วมกัน โดยแบ่งออกได้เป็นอุปกรณ์หลัก (main components) และอุปกรณ์ประกอบเสริมในวงจรท่อสารทำความเย็นเพื่อควบคุมการทำงานซึ่งมีส่วนประกอบและหน้าที่การทำงานของอุปกรณ์ในระบบมีดังนี้

1) อุปกรณ์หลักในระบบการทำความเย็นแบบอัดไอ

อุปกรณ์หลักในระบบการทำความเย็นแบบอัดไอ [4] เป็นอุปกรณ์ที่เครื่องทำความเย็นทุกแบบ ทุกขนาดจะต้องมีเหมือนกันหมด คือ คอมเพรสเซอร์(Compressors), คอนเดนเซอร์ (Condenser),

อุปกรณ์ควบคุมสารทำความเย็น (Refrigerant Flow Control) และเครื่องระเหยหรืออีวาพอเรเตอร์ (Evaporator) อุปกรณ์ทั้งหมดจะต่อร่วมในวงจรเดียวกันโดยแต่ละตัวมีหน้าที่ดังนี้

1.1) เครื่องอัด หรือคอมเพรสเซอร์ (Compressor) ทำหน้าที่ดูดและอัดไอสารทำความเย็นซึ่งเป็นผลให้ความดันในเครื่องระเหยคงที่ โดยการดูดไอที่เกิดจากการเดือดอย่างต่อเนื่องของสารทำความเย็นในเครื่องระเหย ซึ่งมีความดันต่ำ อุณหภูมิต่ำเข้ามาและอัดออกเป็นไอสารทำความเย็นความดันสูง อุณหภูมิสูงเข้าไปในตัวคอนเดนเซอร์

1.2) อุปกรณ์ควบแน่น หรือคอนเดนเซอร์ (Condenser) เป็นอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่รับไอสารทำความเย็นซึ่งความดันสูงและอุณหภูมิสูงจากคอมเพรสเซอร์เพื่อระบายความร้อนออก ทำให้ไอสารทำความเย็นกลั่นตัวเป็นสารทำความเย็นเหลวความดันสูงและอุณหภูมิสูง

1.3) อุปกรณ์ลดความดันหรืออุปกรณ์ควบคุมสารทำความเย็น (Refrigerant Flow Control) ทำหน้าที่ควบคุมปริมาณการไหลของสารทำความเย็นเหลวให้ไหลเข้าไปในเครื่องระเหยในปริมาณที่เหมาะสม

1.4) เครื่องระเหยหรืออีวาพอเรเตอร์ (Evaporator) เป็นอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่รับสารทำความเย็นเหลวจากอุปกรณ์ควบคุมสารทำความเย็นเข้ามาเพื่อให้สารทำความเย็นเหลวเดือดกลายเป็นไอสารทำความเย็นเหลวไหลผ่านตัวควบคุมสารทำความเย็นเข้าในเครื่องระเหยซึ่งมีความดันต่ำ สารทำความเย็นเหลวจะเดือด อุณหภูมิจุดเดือดจะขึ้นอยู่กับความดันไอของสารทำความเย็นในเครื่องระเหยขณะนั้น

2) อุปกรณ์ประกอบเสริมในวงจรท่อสารทำความเย็น

ในวงจรท่อ หรือวงจรทางกล นอกจากอุปกรณ์หลักแล้วยังมีอุปกรณ์เสริมประกอบ และอุปกรณ์ควบคุมช่วยเสริมการทำงานของวงจรสารทำความเย็น [5] เพื่อให้ระบบทำงานได้เต็มประสิทธิภาพและอายุการทำงานยาวนาน อุปกรณ์เสริมมีทั้งทำให้สารทำความเย็นสะอาด มีทั้งอำนวยความสะดวกเพื่อวัดสอบ เพื่อการให้บริการ และที่สำคัญเพื่อความปลอดภัยดังนี้

2.1) ถังพักสารทำความเย็นเหลว เป็นอุปกรณ์ใช้สำหรับพักสารทำความเย็นเหลวที่ออกจากคอนเดนเซอร์เพื่อส่งไปทำความเย็นในเครื่องระเหยได้ต่อเนื่องสม่ำเสมอ ใช้ในเครื่องทำความเย็นขนาดใหญ่แต่ห้ามใช้กับเครื่องทำความเย็น หรือเครื่องปรับอากาศที่ใช้อุปกรณ์ลดความดันแบบท่อรูเข็ม หรือท่อคาพิลลารี (Capillary) การเลือกขนาดของถังพักสารทำความเย็นเหลวจะต้องมีความจุที่สามารถเก็บสารทำความเย็นเหลวที่ใช้ในวงจรทั้งหมดได้

2.2) อุปกรณ์กรองและเก็บความชื้น (filter-drier) อุปกรณ์กรองและเก็บความชื้นที่ใช้ในงานเครื่องทำความเย็นจะติดตั้งอยู่ที่ท่อ Liquid ใกล้กับทางเข้าชุดอุปกรณ์ลดความดันของสารทำความเย็น เพื่อทำหน้าที่กรองสิ่งสกปรกและดูดความชื้นที่ปนมากับสารทำความเย็นในระบบ การเลือกใช้จะต้องคำนึงถึงชนิดของสารทำความเย็นที่ใช้ในระบบ ขนาดเครื่องทำความเย็นขนาดท่อและค่าความดันลด ใช้ในเครื่องทำความเย็นและเครื่องปรับอากาศทั่วไป

2.3) กระจกมองสารทำความเย็น (sight glasses) มีลักษณะเป็นช่องกระจกใสสามารถมองทะลุผ่านเห็นภายในท่อทางที่สารทำความเย็นไหลผ่าน และมีครึ่งวงกลมแถบสีสำหรับเทียบสีกับสารทำความเย็นที่ไหลผ่านว่าแห้ง (Dry) หรือ ชื้น (Wet) ช่องตรวจใสที่ติดตั้งเข้าไปในวงจรท่อโดยทั่วๆ ไป เพื่อตรวจดูสารทำความเย็นเหลวในระบบมีเพียงพอหรือไม่

2.4) อุปกรณ์แยกน้ำมันหล่อลื่น (oil separator) อุปกรณ์แยกน้ำมันหล่อลื่นติดตั้งที่ทางออกของคอมเพรสเซอร์ ทำหน้าที่แยกน้ำมันหล่อลื่นที่ปนออกมากับไอสารทำความเย็นให้กลับไปอ่างน้ำมันหล่อลื่น เพื่อรักษาระดับน้ำมันหล่อลื่นในคอมเพรสเซอร์ ไอสารทำความเย็นที่ถูกแยกออกจึงถูกส่งไปเข้าคอนเดนเซอร์เพื่อไปใช้งานต่อไป

2.5) อุปกรณ์แยกสารทำความเย็นเหลว หรือแอคคิวมูเลเตอร์ (accumulator) ติดตั้งระหว่างเครื่องระเหยและคอมเพรสเซอร์ ทำหน้าที่ป้องกันสารทำความเย็นเหลวกลับเข้าคอมเพรสเซอร์ โดยสารทำความเย็นที่ยังเดือดไม่หมดจากเครื่องระเหยจะตกลงด้านล่างคอมเพรสเซอร์จะดูดเฉพาะสารทำความเย็นที่ไอจากด้านบน ขณะทำงานน้ำมันหล่อลื่นที่ปนอยู่กับสารทำความเย็นเหลวด้านล่างจะถูกดูดผ่านรูเล็กๆกลับมาใช้ในการหล่อลื่นใหม่

2.6) อุปกรณ์เก็บเสียง (muffler) อุปกรณ์เก็บเสียงติดตั้งอยู่ที่ทางออกตำแหน่งใกล้กับคอมเพรสเซอร์ ทำหน้าที่ลดเสียงฉีดของสารทำความเย็นที่ออกจากคอมเพรสเซอร์ และลดการสั่นของท่อสารทำความเย็น การติดตั้งจะต้องระวังไม่ให้เกิดปัญหาสารทำความเย็นเหลวและน้ำมันหล่อลื่นตกค้างในตัวอุปกรณ์เก็บเสียง

2.7) อุปกรณ์กรองความดันด้านต่ำ (suction line filter) อุปกรณ์กรองความดันด้านต่ำติดตั้งอยู่ที่ท่อสารทำความเย็นก่อนเข้าด้านดูดของคอมเพรสเซอร์ ทำหน้าที่กรองสิ่งสกปรก ความชื้นโดยเฉพาะกรดที่เกิดขึ้นจากการไหม้ของมอเตอร์ซึ่งจะปะปนมากับสารทำความเย็น การเลือกใช้ต้องพิจารณาถึงชนิดของสารทำความเย็นที่ใช้ในระบบ ขนาดของท่อด้านดูด และค่าของความดันตกต้องน้อยกว่า 5 psi ปกติจะใช้ติดตั้งในระบบเมื่อเปลี่ยนคอมเพรสเซอร์ใหม่ หลังคอมเพรสเซอร์ไหม้

2.8) ลิ้นควบคุมด้วยไฟฟ้า หรือโซลีนอยด์วาล์ว (Solenoid Valve) ลิ้นควบคุมด้วยไฟฟ้าหรือโซลีนอยด์วาล์วทำงานโดยอาศัยแม่เหล็กไฟฟ้าในการเปิดปิดการไหลสารทำความเย็นในท่อ โซลินอยด์วาล์วประกอบด้วยขดลวดโซลินอยด์ ซึ่งเมื่อป้อนกระแสไฟฟ้าเข้าไปในขดลวดแล้วจะเกิดอำนาจสนามแม่เหล็กที่มีคุณสมบัติดูดสารแม่เหล็กได้ ถ้านำแกนเหล็กไว้ที่ตรงกลางขดลวดซึ่งเมื่อป้อนกระแสไฟฟ้าเข้าในขดลวดแกนเหล็กจะถูกดูดให้เคลื่อนที่ได้ และถ้าให้แกนเหล็กนี้เป็นก้านของลิ้นที่ปิดเปิดการไหลของสารทำความเย็นในระบบแล้ว ก็จะสามารถควบคุมการปิดเปิดวาล์วได้โดยการควบคุมปิดเปิดไฟที่ป้อนเข้าไปในขดลวด

ในเครื่องทำความเย็นจะใช้ลิ้นควบคุมนี้ให้ทำหน้าที่ต่างๆ เช่น ใช้ในการปั๊มดาวน์ (pump down) เมื่อเทอร์โมสตัทตัดวงจร หรือใช้ในการละลายน้ำแข็งโดยให้แก๊สร้อนผ่านเครื่องระเหย ช่วยทำหน้าที่ลด

กำลังขับ (under loading) ขณะคอมเพรสเซอร์เริ่มต้นทำงานตัวอย่างหนึ่งที่พบใช้กันมาก คือใช้โซลีนอยด์วาล์วเพื่อการควบคุมปริมาณสารทำความเย็น ตัวโซลีนอยด์วาล์วจะติดตั้งที่ท่อบายพาส (hot gas bypass) ซึ่งจะต่ออยู่ระหว่างท่ออัดของคอมเพรสเซอร์ กับทางเข้าของเครื่องระเหย หรือท่อทางดูดของคอมเพรสเซอร์ แล้วแต่ว่าจะใช้โซลินอยด์วาล์วทำหน้าที่อะไร ถ้าต่อท่อบายพาสต่ออยู่ระหว่างท่ออัดของคอมเพรสเซอร์ กับทางเข้าของเครื่องระเหยแล้ว โซลินอยด์วาล์วจะทำหน้าที่ควบคุมแก๊สร้อน เพื่อละลายน้ำแข็ง หรือที่เรียกว่า การทำดีฟรอสต์ (hot gas defrosting) ถ้าท่อบายพาสต่ออยู่ท่ออัดของคอมเพรสเซอร์ กับท่อทางดูดของคอมเพรสเซอร์แล้ว โซลินอยด์วาล์วจะทำหน้าที่อันเดอร์โหลด (under loading) ในขณะเริ่มสตาร์ทมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ เพราะในช่วงของการสตาร์ทมอเตอร์คอมเพรสเซอร์จะฉุดกระแสไฟสูงมาก เพื่อเป็นการลดโหลดจึงให้คอมเพรสเซอร์อัดสารทำความเย็นผ่านโซลีนอยด์วาล์วกลับเข้าท่อดูดในช่วงนี้ และโซลินอยด์วาล์วจะปิดเมื่อมอเตอร์คอมเพรสเซอร์สตาร์ทตัวแล้ว

2.9) วาล์วกันกลับ (check valve) วาล์วกันกลับเป็นวาล์วที่ยอมให้สารทำความเย็นไหลผ่านได้ในทิศทางเดียว โดยใช้แรงดันของสารทำความเย็นในระบบดันลิ้นให้เปิดและสารทำความเย็นไหลผ่านได้ แต่ถ้าสารทำความเย็นไหลย้อนกลับทางลิ้นของวาล์วกันกลับจะปิดไม่ยอมให้สารทำความเย็นไหลย้อนกลับได้

2.10) อีวาพอเรเตอร์เพรสเชอร์เรกูเลเตอร์ (evaporator pressure regulator) หรือ E.P.R. เป็นวาล์วที่ทำงานโดยอาศัยความดันจากเครื่องระเหยกับความดันสปริง ติดตั้งอยู่ระหว่างทางออกของเครื่องระเหยและท่อทางดูดของคอมเพรสเซอร์ ทำหน้าที่ควบคุมค่าความดันในเครื่องระเหยไม่ให้ต่ำกว่าเกณฑ์ที่ตั้งไว้ ให้เป็นตามค่าที่ออกแบบในระบบ เพื่อทำให้ความดันในเครื่องระเหยสอดคล้องกับอุณหภูมิที่สารทำความเย็นระเหยหรือเดือดเป็นไอ

2.11) โฮลด์แบ็กวาล์ว (hold back valve) หรือบางครั้งเรียกว่า crankcase pressure-regulating valve, C.P.R เป็นวาล์วที่ทำหน้าที่ควบคุมความดันของสารทำความเย็นในเครื่องระเหยไม่ให้สูงเกินไปในขณะที่ถูกดูดกลับเข้าคอมเพรสเซอร์ โฮลด์แบ็กวาล์วนี้จะติดตั้งอยู่ระหว่างทางออกของเครื่องระเหยและทางดูดของคอมเพรสเซอร์

2.12) ฮอตแก๊สบายพาสเรกูเลเตอร์ (hot-gas bypass regulator) ทำหน้าที่รักษาความดันในเครื่องระเหยไม่ให้ต่ำและสูงเกินไป ซึ่งเป็นการรวมหน้าที่ของ E.P.R กับ C.P.R ไว้ในตัวเดียวกัน คือปรับตั้งให้ความดันในเครื่องระเหยรักษาระดับให้ลิ้นปิดอยู่ตลอดเวลา ความดันในเครื่องระเหยไม่สูงเกินไปหรือไม่ต่ำเกินไป อุปกรณ์ฮอตแก๊สบายพาสวาล์วนี้จะติดตั้งอยู่ที่ท่อบายพาส ซึ่งคอยปรับจำนวนไอที่ถูกอัดจากคอมเพรสเซอร์ผ่านท่อบายพาสกลับเข้ายังเครื่องระเหยโดยปรับให้ความดันในเครื่องระเหยมีความพอเหมาะไม่สูงหรือต่ำเกินไป เพื่อให้ลิ้นของฮอตแก๊สบายพาสเปิดอยู่ตลอดเวลา

2.13) ปลั๊กหลอมละลาย(fusible plug) เป็นอุปกรณ์ที่ป้องกันไม่ให้ระบบเครื่องทำความเย็นเกิดความเสียหาย ในกรณีที่อุณหภูมิและความดันของสารทำความเย็นในระบบด้านความดันสูง สูงขึ้นเกินกว่าปกติปลั๊กหลอมละลายมักติดตั้งอยู่ที่ถังพักสารทำความเย็นเหลวหรือที่คอนเดนเซอร์

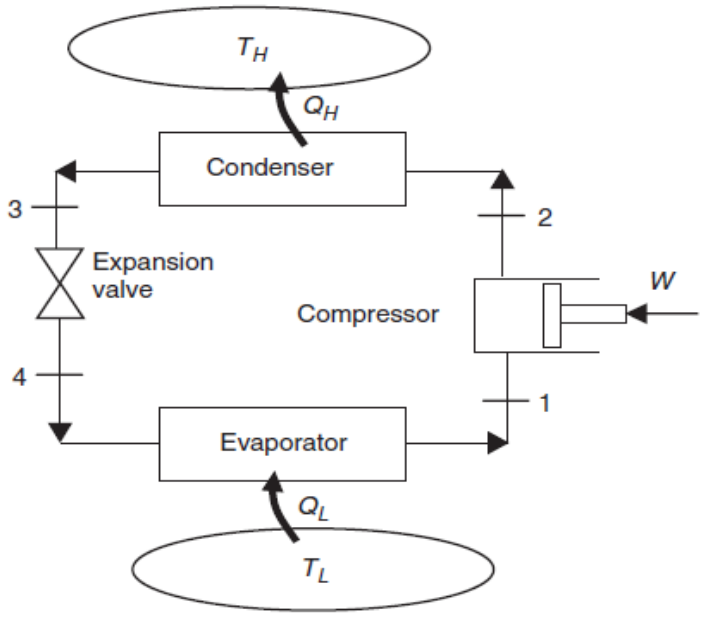
2.14) ลิ้นระบายความดัน (safety valve or relief valve) ทำหน้าที่เช่นเดียวกันกับปลั๊กหลอมละลาย เหมาะที่จะใช้กับระบบขนาดใหญ่ การทำงานเมื่อความดันในระบบสูงเกินกำหนด สารทำความเย็นจะดันผ่านลิ้นสปริงเปิดให้สารทำความเย็นระบายออกจนความดันลดลงสปริงจะกดลิ้นให้ปิดคืน สารทำความเย็นจะไม่ระบายออกหมดเหมือนกับระบบที่ใช้ปลั๊กหลอมละลาย

2.15) สวิตช์ควบคุมความดันน้ำมันหล่อลื่น (oil pressure switch) ทำหน้าที่ตัดคอมเพรสเซอร์ให้หยุดทำงาน เมื่อความดันของน้ำมันหล่อลื่นต่ำกว่ากำหนด เพื่อป้องกันคอมเพรสเซอร์เสียหายเนื่องจากขาดการหล่อลื่น

2.16) สวิตช์ควบคุมความดันด้านต่ำ (low pressure switch) สวิตช์ควบคุมความดันด้านต่ำทำหน้าที่ควบคุมความดันด้านต่ำไม่ให้ต่ำเกินไป โดยอาศัยความดันของสารทำความเย็นด้านต่ำกระทำผ่านหน้าสัมผัสตัดคอมเพรสเซอร์ให้หยุดการทำงานเมื่อความดันต่ำกว่ากำหนด

2.17) สวิตช์ควบคุมความดันด้านสูง (high pressure switch) ทำหน้าที่ควบคุมความดันด้านสูงไม่ให้สูงเกินกำหนด โดยอาศัยความดันของสารทำความเย็นด้านสูงกระทำผ่านหน้าสัมผัส ตัดคอมเพรสเซอร์ให้หยุดการทำงานเมื่อความดันสูงเกินกำหนด

2.2.2 การทำงานของวงจรการทำความเย็นแบบอัดไอ



รูปที่ 2.3 วงจรการทำงานของระบบการทำความเย็นแบบอัดไอ [6]

การทำงานของวงจรการทำความเย็นแบบอัดไออาศัยสารทำความเย็น (refrigerant) [2] ซึ่งมีหลายชนิด แต่ทุกชนิดจะต้องมีคุณสมบัติเบื้องต้นเหมือนกันคือ สามารถเปลี่ยนสถานะได้ง่าย เช่นที่นิยมใช้กันทั่วไปคือ R-12, R-22 หรือ R-134a ซึ่งเปลี่ยนสถานะจากของเหลวเป็นไอได้ที่อุณหภูมิ -29.8 °C , -40.8 °C และ 26.2 °C ตามลำดับ ภายใต้ความดันบรรยากาศ หลักการทำงานของวงจรการทำความเย็นแบบอัดไอจากรูปที่ 2.3 การทำงานเริ่มที่คอมเพรสเซอร์จะดูดสารทำความเย็นในสภาพที่เป็นไอจากเครื่องระเหย (Evaporator) เข้าทางด้านดูด (suction) ของคอมเพรสเซอร์ และอัดออกให้มีความดันสูงขึ้นและส่งออกทางด้านส่ง (discharge) ของคอมเพรสเซอร์เข้าคอนเดนเซอร์ สารทำความเย็นภายใต้อุณหภูมิและความดันสูงนี้เมื่อผ่านคอนเดนเซอร์จะถูกระบายความร้อนออกจนถึงจุดควบแน่น สารทำความเย็นจะเปลี่ยนสถานะจากไอไปเป็นของเหลวและจะถูกส่งผ่านอุปกรณ์ลดความดันทำให้สารทำความเย็นเกิดการขยายตัว ความดันจะลดลงจนสารทำความเย็นไม่สามารถคงสถานะเดิม (ของเหลว) จึงเปลี่ยนเป็นไอ การเปลี่ยนสถานะของสารทำความเย็นจากของเหลวเป็นไอขณะออกจากอุปกรณ์ลดความดัน และตลอดช่วงที่ผ่านเครื่องระเหยนี้ จะทำให้เกิดความเย็นขึ้นเนื่องจากของเหลวจะดูดความร้อนออกจากบริเวณรอบๆไปใช้เป็นความร้อนแฝงในการเปลี่ยนสถานะ ทำให้บริเวณรอบๆ เครื่องระเหยเกิดความเย็นขึ้น เมื่อสารทำความเย็นไหลผ่านเครื่องระเหย จะเปลี่ยนสถานะเป็นไอหมด และถูกคอมเพรสเซอร์ดูดและอัดให้มีความดันสูงขึ้น และถูกส่งไปใช้งานในวงจรหมุนเวียนเช่นนี้ตลอดไปโดยสารทำความเย็นจะไม่สูญหายจึงไม่จำเป็นต้องเติมสารทำความเย็นเพิ่มเข้าไปในระบบอีก ถ้าไม่มีจุดที่สารทำความเย็นรั่วออกมาได้

2.2.3 การวิเคราะห์วัฏจักรระบบทำความเย็นแบบอัดไอทางทฤษฎี

การวิเคราะห์วัฏจักรระบบทำความเย็นแบบอัดไอทางทางทฤษฎี [7] จะทำการวิเคราะห์โดยแผนภาพ P-h Diagram ซึ่งเป็นแผนภาพที่แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดัน (Pressure) และเอนทาลปี (Enthalpy) หรือความร้อน (Heat Content) ที่มีอยู่ และอธิบายการทำงานของระบบเครื่องทำความเย็นในสภาพต่างๆ กันสำหรับระบบทำความเย็นที่ทำงานในสภาวะคงตัว (Steady state) ไม่มีความดันตกในท่อและอุปกรณ์ต่างๆ ไม่มีการสูญเสียความร้อนให้แก่สิ่งแวดล้อม โดยตั้งสมมติฐานในการวิเคราะห์ตามกฎข้อที่ 1 ทางเทอร์โมไดนามิกส์ ดังนี้คือ

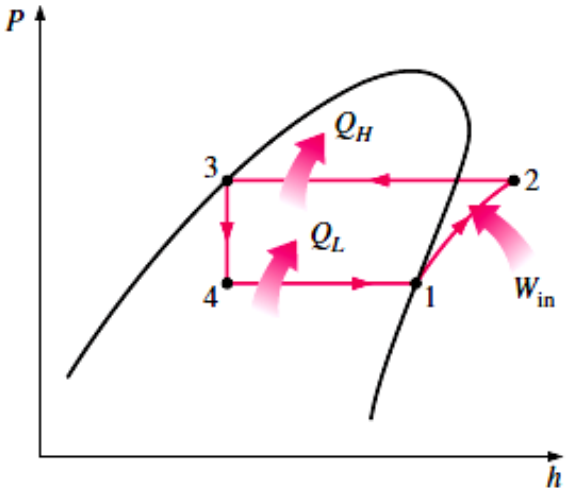
1) ไม่คิดการเปลี่ยนแปลงของพลังงานศักย์และพลังงานจลน์

2) ไม่คิดค่าความดันตกคร่อมผ่านอุปกรณ์ในระบบ

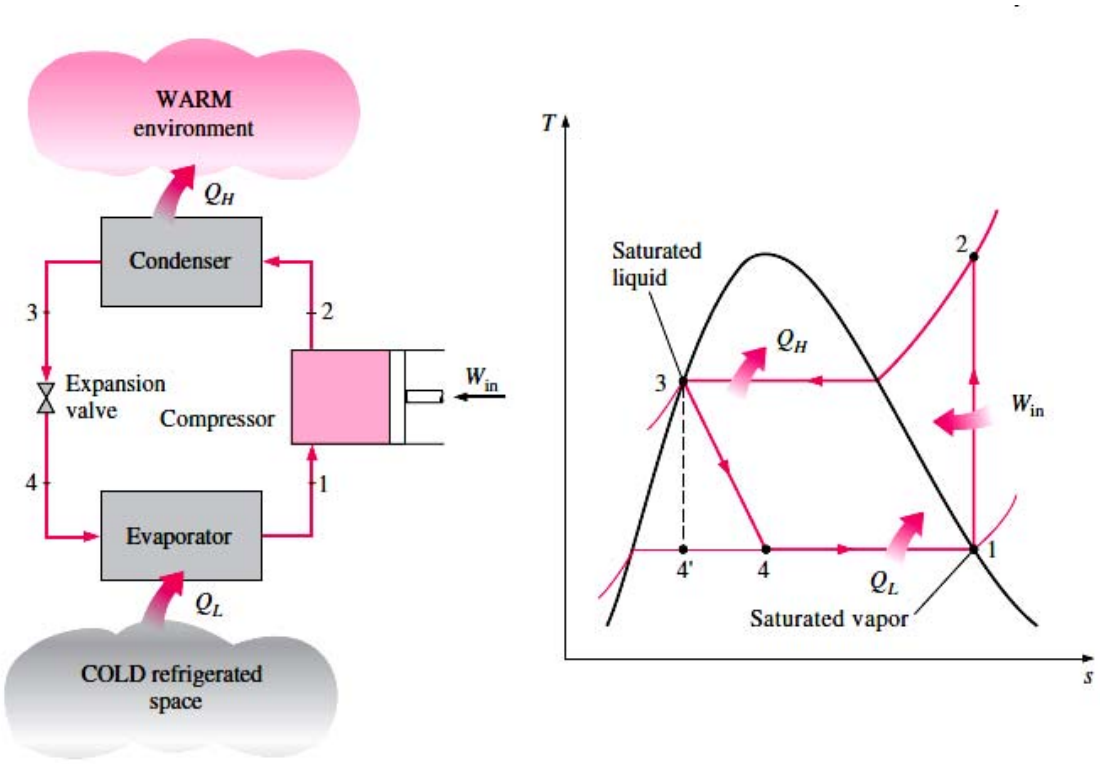
3) สภาวะของสารทำความเย็นก่อนเข้าและออกจากคอมเพรสเซอร์เป็นไออิ่มตัวและไอร้อนยิ่งยวดตามลำดับ

4) สภาวะของสารทำความเย็นที่ออกจากคอนเดนเซอร์มีสถานะเป็นของเหลวอิ่มตัวหรือของเหลวเย็นยิ่ง

และสามารถนำกระบวนการในแต่ละขั้นตอนมาเขียนเป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดัน (P) และเอนทาลปี (h) หรือที่เรียกว่า P-h Diagram ดังรูปที่ 2.4 และสามารถอธิบายได้ดังนี้



รูปที่ 2.4 แสดงแผนภาพ P-h diagram ของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอทางทฤษฎี [8]



รูปที่ 2.5 Schematic and T-s diagram for the ideal vapor-compression refrigeration cycle [8]

จากรูปที่ 2.4 และ 2.5 เมื่อวิเคราะห์วัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอทางทางทฤษฎี พบว่าประกอบไปด้วยกระบวนการไอโซบาริกหรือกระบวนการความดันคงที่ 2 กระบวนการไอเซนโทรปิก (Isentropic process) หรือกระบวนการเอนโทรปีคงที่ 1 กระบวนการ และกระบวนการลดความดันแบบเอนทาลปีคงที่ 1 กระบวนการ นั่นคือกระบวนการจาก 1 ไป 2 เป็น Isentropic process ที่เกิดขึ้นในคอมเพรสเซอร์ เป็นการดูดและอัดไอสารทำความเย็นที่มีการไหลสม่ำเสมอ จะได้ State 1 และ 2 เป็นไอร้อนยวดยิ่ง (Superheated vapor) ดังนั้นจึงสมมติให้กระบวนการที่ 1ไป 2 เป็นกระบวนการที่เอนโทรปี (Entropy) คงที่ จะได้ s_1 เท่ากับ s_2

งานสำหรับคอมเพรสเซอร์สามารถพิจารณาได้จากสมการดังนี้

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_r C_p(T_2-T_1) = \dot{m}_r (h_2-h_1) \qquad (2.2)$$

เมื่อ

$\dot{W}_{comp}$ คือ กำลังงานที่ป้อนให้เข้าคอมเพรสเซอร์ (kW)

$\dot{m}_r$ คือ อัตราการไหลโดยมวลของสารทำความเย็น (kg/s)

C_p คือ ความจุความร้อนจำเพาะของสารทำความเย็นที่ความดันคงที่ (kJ/kg°C)

T_1, T_2 คือ อุณหภูมิของสารทำความเย็นทางเข้าและทางออกคอมเพรสเซอร์ (°C)

h_1, h_2 คือ เอนทาลปีจำเพาะของสารทำความเย็นทางเข้าและทางออกคอมเพรสเซอร์ (kJ/kg)

กระบวนการจาก 2 ไป 3 เป็นกระบวนการความดันคงที่ (Constant Pressure Process) เกิดขึ้นในคอนเดนเซอร์เป็นกระบวนการไหลแบบสม่ำเสมอ การหล่อเย็นกระทำที่ความดันคงที่ ปริมาณความร้อน ($\dot{Q}_{cond}$) จะถ่ายเทให้อากาศโดยรอบทำให้สารทำงานในคอนเดนเซอร์ควบแน่นกลายเป็นของเหลว จะได้

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_r C_p(T_2-T_3) = \dot{m}_r (h_2-h_3) \qquad (2.3)$$

เมื่อ

$\dot{Q}_{cond}$ คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนของคอนเดนเซอร์ (kW)

T_2, T_3 คือ อุณหภูมิของสารทำความเย็นทางเข้าและทางออกคอนเดนเซอร์ (°C)

h_2, h_3 คือ เอนทาลปีจำเพาะของสารทำความเย็นทางเข้าและออกคอนเดนเซอร์ (kJ/kg)

กระบวนการจาก 3 ไป 4 เป็นกระบวนการลดความดัน(Throttle Process) หรือกระบวนการขยายตัวของสารทำความเย็นแบบสม่ำเสมอที่ผ่านอุปกรณ์ลดความดัน(Capillary tube หรือ Expansion valve) และเป็นกระบวนการเอนทาลปีคงที่ไม่มีงานเกิดขึ้น หรือการถ่ายเทความร้อน ผลต่างความเร็วทางเข้าและออกน้อยมาก จะได้

$$h_3 = h_4 \tag{2.4}$$

เมื่อ

h_4 คือ เอนทาลปีจำเพาะของสารทำความเย็นทางออกของอุปกรณ์ลดความดัน (kJ/kg)

จาก 4 ไป 1 เป็นกระบวนการความดันคงที่ (Constant Pressure Process) เกิดขึ้นในเครื่องระเหยเป็นการรับความร้อนที่ความดันคงที่ ปริมาณความร้อน ($\dot{Q}_{evap}$) จะถ่ายเทจากอากาศโดยรอบให้กับสารทำความเย็นในเครื่องระเหย ทำให้สารทำความเย็นกลายเป็นไอจะได้

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_r C_p (T_1 - T_4) = \dot{m}_r (h_1 - h_4) \tag{2.5}$$

หรือ

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_a = \dot{m}_a (h_{a,i} - h_{a,o}) = \rho_a v_a A_f \tag{2.6}$$

เมื่อ

$\dot{Q}_{evap}$ คือ ความสามารถการทำความเย็นของระบบ (kW)

T_4, T_1 คือ อุณหภูมิของสารทำความเย็นทางเข้าและทางออกเครื่องระเหย (°C)

h_4, h_1 คือ เอนทาลปีจำเพาะของสารทำความเย็นทางเข้าและออกเครื่องระเหย (kJ/kg)

$\dot{Q}_a$ คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนออกจากเครื่องระเหย (kW)

$\dot{m}_a$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศที่ทางเข้าเครื่องระเหย (kg/s)

$h_{a,i}$ คือ เอนทาลปีจำเพาะของอากาศที่เข้าเครื่องระเหย (kJ/kg)

$h_{a,o}$ คือ เอนทาลปีจำเพาะของอากาศที่ออกเครื่องระเหย (kJ/kg)

v_a คือ ความเร็วของอากาศที่หัวจ่ายลมเฉลี่ย (m/s)

ρ_a คือ ความหนาแน่นของอากาศที่อุณหภูมิในขณะนั้น (kg/m^3)

A_f คือ พื้นที่ของด้านจ่ายลมของ Fan Coil Unit (m^2)

2.2.4 การหาอัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็นที่ไหลเวียนในระบบ (mass flow rate of refrigerant circulated)

1) อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็นที่ทางออกเครื่องระเหย [2] หาได้จากสมการ

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_{evap}}{h_1 - h_4} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{q_{evap}} \tag{2.7}$$

เมื่อ

q_{evap} คือ ปริมาณความร้อนที่ส่งผ่านเครื่องระเหย (kJ/kg)

2) อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็นที่ออกจากคอมเพรสเซอร์ (the mass flow rate of the refrigerant though the compressor) หาได้จากสมการ

$$\dot{m}_r = V_p \, \rho_r = \frac{Dv \, N}{v_s} \tag{2.8}$$

เมื่อ

V_p คือ ปริมาตรที่ลูกสูบเคลื่อนที่ (displacement of the compressor) (m^3/s)

ρ_r คือ ความหนาแน่นของไอสารทำความเย็นทางเข้าคอมเพรสเซอร์ (kg/m^3)

Dv คือ ปริมาตรความจุของคอมเพรสเซอร์ (piston displacement) (m^3)

N คือ ความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์ (RPS)

v_s คือ ปริมาตรจำเพาะของไอสารทำความเย็นทางเข้าคอมเพรสเซอร์ (m^3/kg)

2.2.5 สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น COP (Coefficient of performance)

ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น หมายถึงอัตราส่วนระหว่างปริมาณความร้อนที่สารทำความเย็นดูดรับไว้ที่เครื่องระเหยกับพลังงานที่ใช้ในการขับที่คอมเพรสเซอร์ [2] ซึ่งหาได้จากสมการดังนี้

$$\text{COP} = \frac{\text{refrigerant effect}}{\text{heat of compression}} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{comp}} \tag{2.9}$$

2.2.6 ประสิทธิภาพด้านพลังงานในการให้ความเย็น EER (energy efficiency ratio)

ประสิทธิภาพด้านพลังงานในการให้ความเย็น หรือค่า EER คืออัตราส่วนระหว่างความสามารถให้ความเย็นของเครื่องปรับอากาศ (BTU/h) ต่อกำลังไฟฟ้า (Watt) ที่เครื่องปรับอากาศใช้ [9] มีหน่วยเป็น $BTU/h \cdot W$ การหาค่า EER สามารถคำนวณได้ดังนี้

$$EER = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{comp}} = 3.412 \times COP \qquad (2.10)$$

เมื่อ

EER คือ ประสิทธิภาพการทำความเย็น ($BTU/h \cdot W$)

$\dot{Q}_{evap}$ คือ อัตราการทำความเย็นที่ได้ของเครื่อง (Cooling input) (BTU/h)

$\dot{W}_{comp}$ คือ กำลังไฟฟ้าที่ป้อนเข้าคอมเพรสเซอร์ (Power input) (W)

ในปี พ.ศ. 2556 สำนักงานมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม (สมอ.) [10] ได้กำหนดมาตรฐานประสิทธิภาพพลังงานขั้นต่ำ (Minimum Energy Performance Standard (MEPS)) โดยกำหนดให้เครื่องปรับอากาศสำหรับห้องขนาดไม่เกิน 8,000 W และ 12,000 W มีอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานไม่น้อยกว่า 2.82 (9.6 BTU/hr/W) มีผลบังคับใช้ตั้งแต่เมษายน 2556 ดังนั้นฝ่ายปฏิบัติการด้านการใช้ไฟฟ้าของการไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย (กฟผ.) จึงได้จำแนกระดับประสิทธิภาพด้านพลังงานออกเป็น 5 ระดับดังตารางที่ 2.1 ดังนี้คือ

ตารางที่ 2.1 แสดงเกณฑ์ระดับประสิทธิภาพพลังงาน (EER) [10]

ระดับประสิทธิภาพ	ค่า EER (BTU/h-W)
เบอร์ 5	มากกว่าหรือเท่ากับ 11.60
เบอร์ 4	มากกว่าหรือเท่ากับ 11.00 – น้อยกว่า 11.59
เบอร์ 3	มากกว่าหรือเท่ากับ 10.60 – น้อยกว่า 11.00

2.2.7 การคำนวณการสิ้นเปลืองทางด้านไฟฟ้า

พลังงานไฟฟ้า (Electricity) 1 หน่วย คือ ปริมาณพลังงานไฟฟ้าที่อุปกรณ์ใช้ไปในช่วงเวลา 1 ชั่วโมง [11] โดยที่อุปกรณ์ใช้กำลังงานไฟฟ้าคงที่ 1 กิโลวัตต์ บางครั้งเรียกว่า กิโลวัตต์ชั่วโมง (kWh) มีค่า

เทียบเท่ากับ 3.6 MJ สมการที่ใช้ในการคำนวณพลังงานไฟฟ้าทั้งหมด (มอเตอร์คอมเพรสเซอร์และมอเตอร์พัดลม) ที่ใช้ในเครื่องปรับอากาศคือ

$$P_e = E \cdot I \cdot PF \tag{2.11}$$

เมื่อ

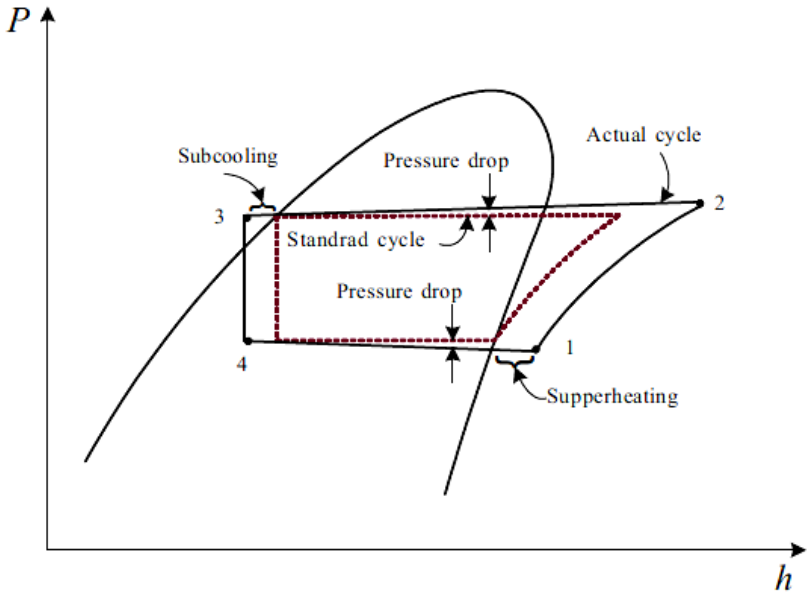
P_e คือ กำลังงานไฟฟ้า (W)

E คือ แรงเคลื่อนไฟฟ้า (V)

I คือ กระแสไฟฟ้า (A)

PF คือ Power Factor (PF = 1 กรณี Single phase)

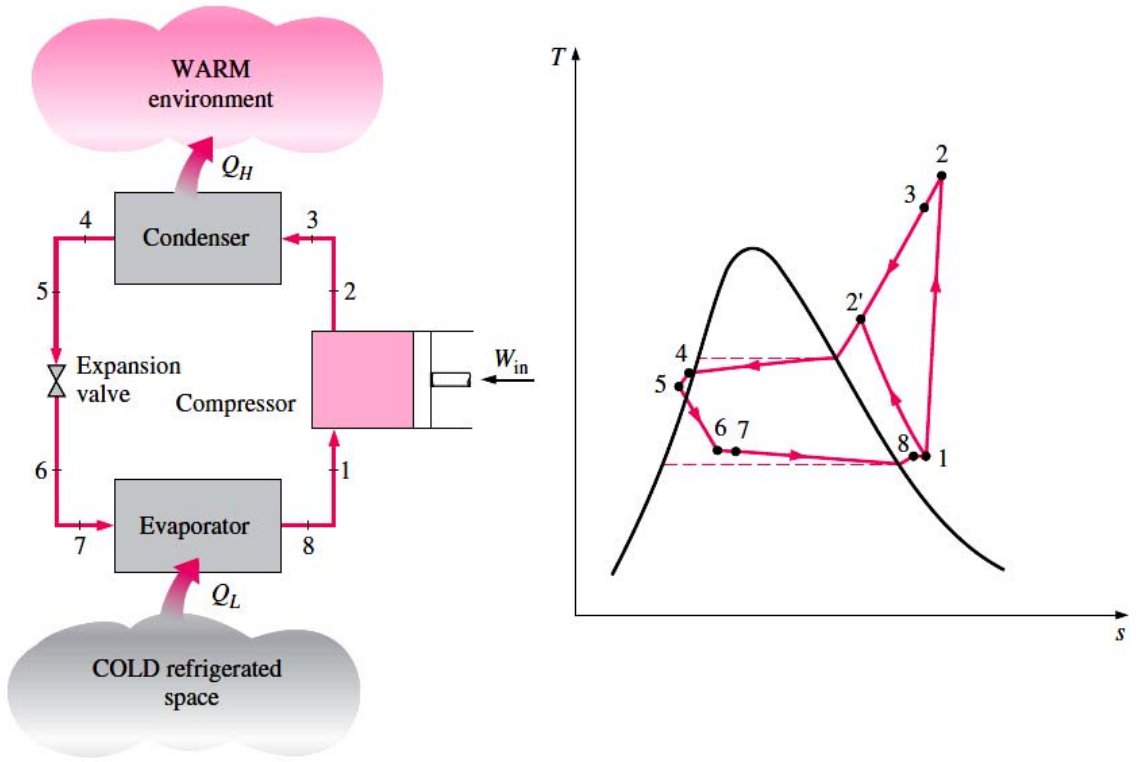
2.2.8 วัฏจักรระบบการทำความเย็นแบบอัดไอทางปฏิบัติ



รูปที่ 2.6 แผนภาพ P-h ไดอะแกรมของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอทางปฏิบัติ [12]

ในทางปฏิบัติแล้ว วัฏจักรทำความเย็นจะมีความเบี่ยงเบนจากวัฏจักรทำความเย็นทางทางทฤษฎีอันเนื่องมาจากระบบการทำความเย็นแบบอัดไอทางปฏิบัตินั้น [7] จะเกิดการสูญเสียความดันของสารทำความเย็นในระบบเนื่องจากความเสียดทานในระบบปรับอากาศแบบอัดไอ และเกิดการสูญเสียความร้อนขึ้นในท่อทางที่สารทำความเย็นไหลผ่านจึงทำให้อุณหภูมิและความดันของสารทำความเย็นไม่คงที่ ความดันของสารทำความเย็นจะลดลงเมื่อไหลผ่านท่อที่เครื่องระเหย คอนเดนเซอร์

และลิ้นต่าง ๆ ของคอมเพรสเซอร์ โดยในวัฏจักรของการทำความเย็นแบบอัดไอที่เกิดขึ้นจริง ๆ นั้น จะแตกต่างจากวัฏจักรทางทฤษฎี ซึ่งแสดงให้เห็นในรูปที่ 2.6 ซึ่งเป็นรูปที่แสดงถึงวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอที่เกิดขึ้นจริงเมื่อเปรียบเทียบกับวัฏจักรทางทฤษฎี ความแตกต่างที่เห็นนี้เป็นสิ่งที่ไม่สามารถหลีกเลี่ยงได้ ที่เห็นได้ชัดก็คือความดันที่ลดลงที่เกิดขึ้นภายในคอนเดนเซอร์และเครื่องระเหย ของเหลวเย็นยิ่งที่ออกจากคอนเดนเซอร์ และไอที่ออกจากเครื่องระเหยจะเป็นไอร้อนยวดยิ่ง ความดันลดลงที่เกิดขึ้นในเครื่องระเหย และคอนเดนเซอร์นั้นมีสาเหตุมาจากความเสียดทานที่เกิดขึ้นภายในท่อ ทำให้ความดันของสารทำความเย็นลดลงจากวัฏจักรทางทฤษฎี ผลของความดันลดลงที่เครื่องระเหยนั้น เป็นเหตุให้ต้องใช้งานในการอัดจากคอมเพรสเซอร์มากกว่าในวัฏจักรจริง ส่วนการที่ของเหลวที่ออกจากคอนเดนเซอร์เป็นของเหลวเย็นเย็นยิ่งนั้น เพื่อที่ต้องการให้แน่ใจได้ 100% ว่าจะมีของเหลวเท่านั้นที่ผ่านเข้าไปในอุปกรณ์ลดความดัน ไอร้อนยวดยิ่งที่ออกจากเครื่องระเหยนั้นก็เพื่อที่จะป้องกันไม่ให้มีหยด (Droplets) ของของเหลวเข้าไปทำความเสียหายให้แก่คอมเพรสเซอร์ได้



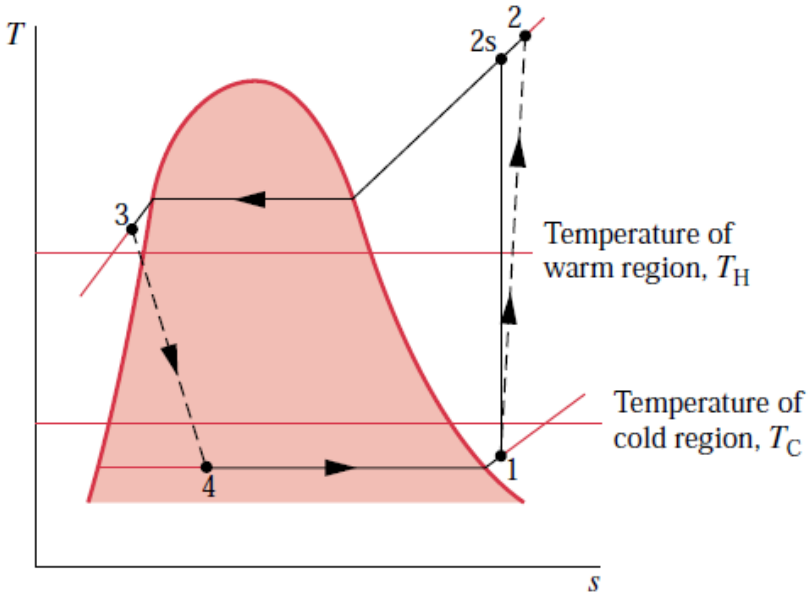
รูปที่ 2.7 Schematic and T-s diagram for the actual vapor-compression refrigeration cycle [8]

จากรูปที่ 2.7 จะเห็นได้ว่าในวัฏจักรจริงนั้นการอัดที่คอมเพรสเซอร์ไม่ได้เป็นกระบวนการอัดแบบไอเซนโทรปิกก็เป็นผลเนื่องมาจากความเสียดทาน และความสูญเสียอื่นๆ เมื่อวิเคราะห์วัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอทางปฏิบัติจะพบว่าตลอดทั้งวัฏจักรไม่สามารถทำให้ทั้งความดันและอุณหภูมิคงที่ได้เลย เมื่อเปรียบเทียบกระบวนการอัด 2 แบบคือ

แบบที่ 1 กระบวนการอัดแบบถ่ายเทความร้อนเพิ่มเข้าไปในระบบ จากสภาวะที่ 1 ไปยังสภาวะที่ 2 ซึ่งเป็นกระบวนการอัดไอของสารทำความเย็นด้วยกระบวนการอัดที่ทำให้เอนโทรปีเพิ่มขึ้น

แบบที่ 2 กระบวนการอัดแบบถ่ายเทความร้อนเพิ่มเข้าไปในระบบจากสภาวะที่ 1 ไปยังสภาวะที่ 2′ ซึ่งเป็นกระบวนการอัดไอของสารทำความเย็นด้วยกระบวนการอัดที่ทำให้เอนโทรปีลดลง

เมื่อเปรียบเทียบกระบวนการอัดทั้ง 2 ลักษณะจะพบว่าแบบที่ 2 จะช่วยประหยัดพลังงานที่ต้องป้อนให้คอมเพรสเซอร์เนื่องจากมีปริมาตรจำเพาะน้อยกว่า จากการวิเคราะห์เปรียบเทียบสมรรถนะวัฏจักรการทำความเย็นทางปฏิบัติ และทางทฤษฎี ปริมาณต่างๆพบว่าวัฏจักรทางปฏิบัติหรือวัฏจักรทำงานจริงของระบบทำความเย็นให้ค่าที่สูงกว่า โดยเฉพาะค่าความสามารถการทำความเย็นขณะที่งานใช้ในการอัดเท่ากัน ส่วนปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทออกที่คอนเดนเซอร์ก็ต้องมากกว่า เพราะปริมาณความร้อนเข้าสู่เครื่องระเหยมากขึ้น (จากการเกิดไอร้อนยวดยิ่งและของเหลวเย็นยิ่งมากขึ้น) ส่งผลทำให้ค่า COP และ EER ของวัฏจักรทำงานสูงขึ้น



รูปที่ 2.8 แผนภาพ T-s ไดอะแกรมของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอทางปฏิบัติ [13]

จากรูปที่ 2.8 งานที่ป้อนให้กับคอมเพรสเซอร์ [7] เมื่อทำการเปรียบเทียบกระบวนการอัดทางทฤษฎีกับทางปฏิบัติ จะมีเทอมของประสิทธิภาพแอเดียบาติกหรือประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกเข้ามาเกี่ยวข้อง นั่นคือ

$$\eta_{isen} = \eta_{comp} = \frac{\dot{W}_{comp,isen}}{\dot{W}_{comp,act}} \quad (2.12)$$

หากนำเอาสมการพลังงานมาพิจารณา โดยไม่นำเอาการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์ พลังงานศักย์และความร้อนมาคิดด้วย จะทำให้สามารถประมาณค่าประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกได้จากเทอมของเอนทาลปีได้ดังนี้

$$\eta_{isen} \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2.13)$$

เมื่อ

$\dot{W}_{comp,act}$ คือ กำลังงานที่ป้อนให้คอมเพรสเซอร์จริง (kW)

$\dot{W}_{comp,isen}$ คือ กำลังงานที่ป้อนให้คอมเพรสเซอร์ทางทฤษฎี (kW)

η_{isen} คือ ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิก (Isentropic efficiency)

η_{comp} คือ ประสิทธิภาพทางความร้อนของคอมเพรสเซอร์ (compressor efficiency)

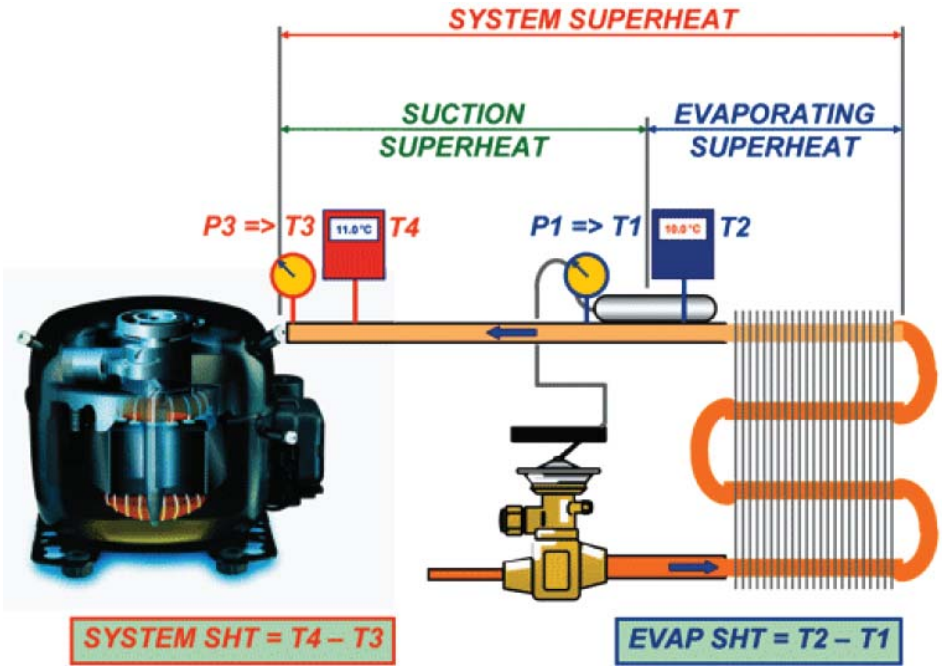
h_{2s} คือ เอนทาลปีจำเพาะของสารทำความเย็นทางทฤษฎี (kJ/kg)

h_2 คือ เอนทาลปีจำเพาะของสารทำความเย็นทางปฏิบัติ (kJ/kg)

2.2.9 ผลของไอร้อนยวดยิ่ง (Superheat) และของเหลวเย็นยิ่ง (Subcooling) ของสารทำความเย็นในระบบการทำความเย็น

1) ผลการเกิดไอร้อนยวดยิ่ง (Superheat)

ค่าไอร้อนยวดยิ่ง คือค่าความแตกต่างของอุณหภูมิจริงของสารทำความเย็น ณ จุดใดๆ ที่วัด กับอุณหภูมิอิ่มตัว (Saturated Temperature) ณ จุดนั้น [14]



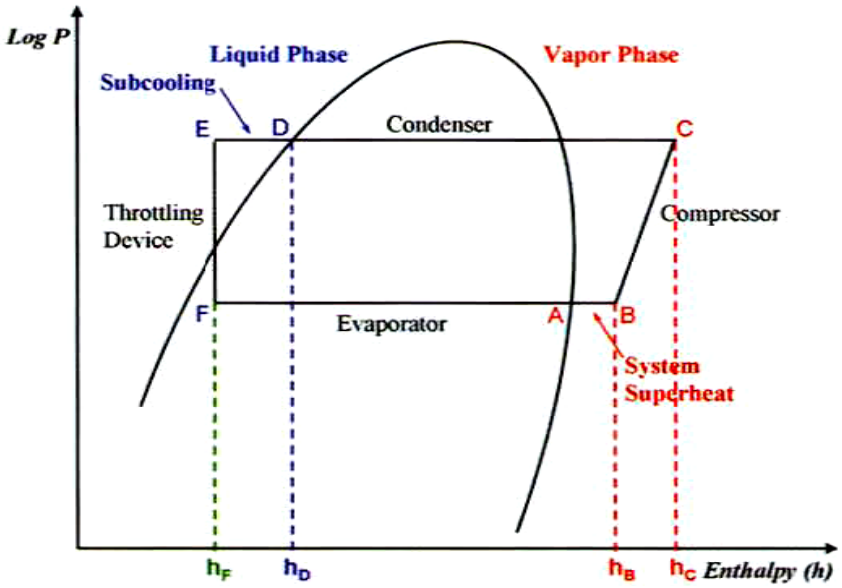
รูปที่ 2.9 ค่าไอร้อนยวดยิ่งที่เกิดขึ้นทางด้านความดันต่ำของระบบการทำความเย็น [14]

จากรูปที่ 2.9 แสดงให้เห็นว่าค่าไอร้อนยวดยิ่งของระบบสามารถแบ่งได้ของ 2 ส่วน คือ

1.1) Evaporating Superheat ซึ่งจะเริ่มตั้งแต่จุดที่สารทำความเย็นเหลวในเครื่องระเหยถูกทำให้ระเหยจนหมดกลายเป็นไออิ่มตัวพอดีจนถึงจุดที่กระเปาะ (Bulb) ของอุปกรณ์ควบคุมแรงดันถูกติดตั้งอยู่ ค่าไอร้อนยวดยิ่งในช่วงนี้สามารถควบคุมและปรับแต่งได้โดยอุปกรณ์ควบคุมแรงดันสารทำความเย็น

1.2) Suction Superheat เป็นค่าไอร้อนยวดยิ่งในท่อทางดูดซึ่งจะเริ่มตั้งแต่จุดที่ติดตั้งกระเปาะของอุปกรณ์ควบคุมแรงดันสารทำความเย็นจนถึงทางดูดของคอมเพรสเซอร์ ในทางทฤษฎีค่าไอร้อนยวดยิ่งในช่วงนี้ไม่สามารถควบคุมได้ แต่ในทางปฏิบัติถ้าเราสมมติให้ท่อทางดูด (Suction Line) เป็นส่วนหนึ่งของเครื่องระเหยเราก็สามารถควบคุมได้โดยการปรับแต่งได้ด้วยอุปกรณ์ควบคุมแรงดันสารทำความเย็นได้เช่นกัน

ในการใช้งานจริงของระบบทำความเย็นนั้น ค่า Suction Superheat อาจมีค่าต่ำมากเมื่อเทียบกับ Evaporating Superheat โดยเฉพาะอย่างยิ่งถ้าท่อทางดูด (Suction Line) ของระบบนั้นถูกหุ้มฉนวนเป็นอย่างดี และไม่ได้มีจุดโค้งงอหรือข้อต่อฉากมาก รวมทั้งไม่ได้มีความยาวมากจนเกินไป ค่า Suction Superheat ก็แทบจะไม่มีผลต่อระบบเลย ด้วยเหตุนี้ เราจึงอาจประมาณได้ว่าค่าไอร้อนยวดยิ่งของระบบ (System Superheat) ซึ่งจากรูปที่ 2.9 ก็คือค่า $T_4 - T_3$ จะมีค่าเท่ากับ Evaporating Superheat หรือค่า $T_2 - T_1$



รูปที่ 2.10 Subcooling and superheat in Refrigeration System [14]

จากรูป 2.10 จะเห็นได้ว่า ช่วงจากจุด A ถึงจุด B คือค่าไอร้อนยวดยิ่งของระบบ [14] ซึ่งเป็นค่าไอร้อนยวดยิ่งที่เกิดขึ้นทางด้านความดันต่ำหรือความดันหลังออกจากอุปกรณ์ลดความดันหรือท่อรูเข็ม (Capillary Tube) จนถึงทางเข้าคอมเพรสเซอร์ ค่าไอร้อนยวดยิ่งจะเริ่มนับจากจุดสารทำความเย็นในเครื่องระเหยถูกทำให้ระเหยจนหมดกลายเป็นไออิ่มตัวที่จุด A จนถึงทางดูดของคอมเพรสเซอร์ที่จุด B ในขณะที่ช่วงระหว่างจุด B ถึงจุด C ค่าไอร้อนยวดยิ่งที่เกิดจากกระบวนการอัดไอของคอมเพรสเซอร์ ค่าความสามารถในการทำความเย็นของระบบ (Capacity หรือ Power Output) ที่ได้จะมีค่าเท่ากับความแตกต่างของเอนทาลปี (Enthalpy) ใน P-h Diagram ตั้งแต่ จุด F ถึงจุด B หรือค่าความสามารถในการทำความเย็นของเครื่องระเหย (Evaporating Capacity) คือจากจุด F ถึงจุด A บวกกับค่าไอร้อนยวดยิ่งของระบบ คือจาก จุด A จนถึงจุด B ส่วนค่าจากจุด B ถึงจุด C นั้นเป็นค่าไอร้อนยวดยิ่งที่เกิดจากกระบวนการอัดไอของคอมเพรสเซอร์ ในกรณีที่ไม่คิดความร้อนสูญเสียในระบบ คอมเพรสเซอร์จะทำการอัดไอของสารทำความเย็นขึ้นไปตามเส้นเอนโทรปี (Entropy) คงที่ตามกฎข้อที่ 2 ของเทอร์โมไดนามิกส์ ถ้าดูใน P-h Diagram จะเห็นว่าเส้น BC นี้จะขนานกับเส้นเอนโทรปี คงที่ ซึ่งการอัดแบบนี้จะเกิดขึ้นเฉพาะในทางทฤษฎีเท่านั้น และค่าความแตกต่างเอนทาลปีของจุด B กับ C นี้เองจะเป็นค่ากำลังงานที่ใส่ให้กับคอมเพรสเซอร์ (Power Input) จากรูปที่ 2.10 สามารถหาค่าความสามารถการทำความเย็น(Evaporating Capacity) ของระบบได้จากสมการที่ (2.5) ดังนี้

$$q_{evap} = (h_B - h_A) + (h_A - h_F) = h_B - h_F$$

และหาค่าความสิ้นเปลืองพลังงานของคอมเพรสเซอร์ได้จากสมการที่ (2.2) ดังนี้

$$W_{comp} = h_C - h_B$$

จากสมการที่ (2.9) ดังนั้นสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ (COP) ที่ได้คือ

$$COP = q_{evap} / W_{comp}$$

จะเห็นได้ว่าระบบที่ค่าไอร้อนยวดยิ่งมากจะมีความสามารถการทำความเย็นสูงกว่าระบบที่มีค่าไอร้อนยวดยิ่งน้อยกว่า ถ้าระบบการทำความเย็นที่ใช้งานจริงนั้นไม่เกิดการสูญเสียความร้อนที่คอมเพรสเซอร์ แต่ในระบบที่ใช้งานจริงมักจะเกิดการสูญเสียขึ้นที่คอมเพรสเซอร์ ไอสารทำความเย็นจึงไม่ได้ถูกอัดให้มีอุณหภูมิสูงขึ้นตามเส้นเอนโทรปีคงที่ นั่นคือระบบการทำความเย็นที่ใช้งานจริงจะมีเส้นเอนโทรปีที่เกิดขึ้นจากการอัดมีความชันน้อยกว่า ทำให้กำลังงานที่ใส่ให้กับคอมเพรสเซอร์ระบบการทำความเย็นที่ใช้งานจริงมีค่ามากกว่าระบบการทำความเย็นทางทฤษฎี เพราะมีค่าความแตกต่างของเอนทาลปีมากกว่านั่นเอง โดยที่กำหนดให้ความดันทางด้านสูง และความดันทางด้านต่ำมีค่าคงที่

จากการศึกษาพบว่าไอร้อนยวดยิ่งที่เกิดขึ้นในระบบทำความเย็นที่ใช้งานจริงโดยทั่วไปจะทำให้เกิดความร้อนสูญเสียที่คอมเพรสเซอร์ทำให้ค่า COP ลดลง นั่นคือการที่ไอร้อนยวดยิ่งของระบบมีค่าเพิ่มขึ้นนั้นจะมีผลทำให้อุณหภูมิทางด้านอัด (Discharge Temperature) มีค่าสูงขึ้นตามไปด้วย (เมื่ออัตราส่วนการอัดมีค่าคงที่) การเพิ่มขึ้นของไอร้อนยวดยิ่ง แม้จะทำให้ค่า $\dot{Q}_{evap}$ หรือความสามารถในการทำความเย็นของเครื่องระเหย (Evaporator) เพิ่มขึ้น แต่ค่า $\dot{Q}_{cond}$ หรือค่าความร้อนที่เกิดขึ้นที่คอนเดนเซอร์ก็จะมีค่าเพิ่มขึ้นด้วยเช่นกัน นั่นหมายความว่าระบบต้องการการระบายความร้อนที่มีประสิทธิภาพมากขึ้นกว่าเดิม หรืออีกนัยหนึ่งอาจกล่าวได้ว่าระบบต้องการคอนเดนเซอร์ที่มีขนาดใหญ่ขึ้นเพื่อที่จะระบายความร้อนทิ้งได้อย่างมีประสิทธิภาพ เมื่อเราสมมติให้อุณหภูมิแวดล้อม (Ambient Temperature) สำหรับระบบทำความเย็นที่ระบายความร้อนด้วยอากาศ (Air-Cooled Condensing Unit) และอัตราการไหลของน้ำในคอนเดนเซอร์สำหรับระบบทำความเย็นที่ระบายความร้อนด้วยน้ำ (Water-Cooled Condensing Unit) มีค่าคงที่ ดังนั้นข้อสังเกตก็คือการเพิ่มขึ้นของ $\dot{Q}_{evap}$ หรือความสามารถในการทำความเย็นของเครื่องระเหยโดยการเพิ่มไอร้อนยวดยิ่งให้กับระบบนั้นก็คือค่า $\dot{W}_{comp}$ หรือ กำลังงานที่ใส่ให้กับระบบจะมีค่ามากขึ้นตามไปด้วยแต่เพิ่มขึ้นในอัตราส่วนที่มากกว่าค่า $\dot{Q}_{evap}$ ซึ่งเป็นผลให้ค่า COP ของระบบมีค่าลดลง

ดังนั้นจึงสรุปได้ว่า ผลของการปรับปรุงวัฏจักรที่ทำให้สารทำความเย็นเกิดไอร้อนยวดยิ่งมากขึ้น [11] ทำให้เกิดผลทางปฏิบัติโดยสรุปเป็นข้อๆ ดังนี้

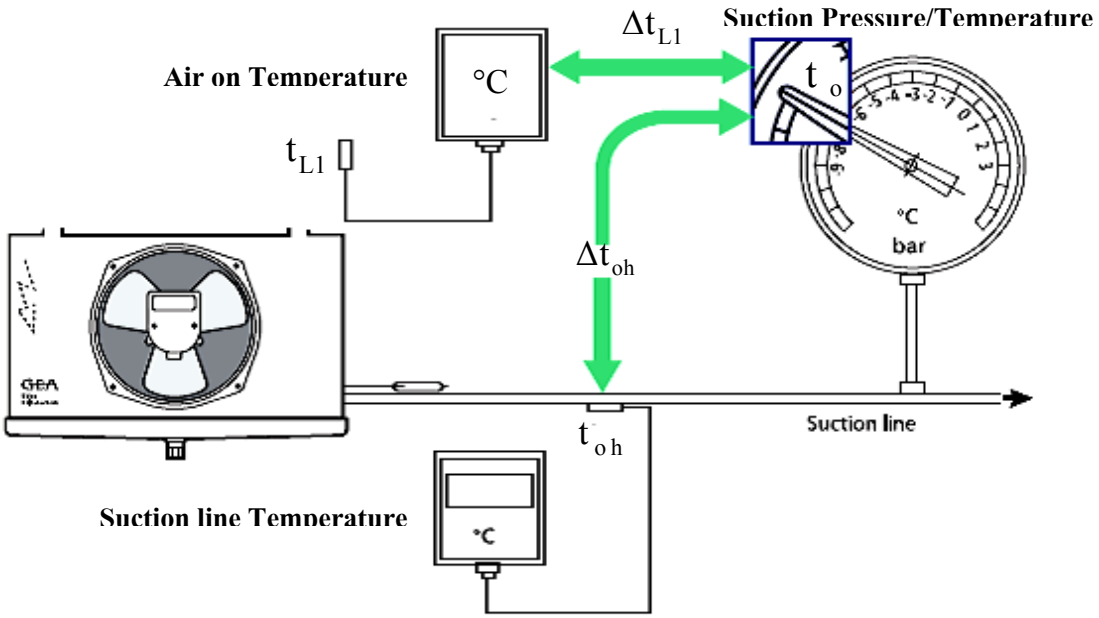
ก. ทำให้สารทำความเย็นเป็นสถานะเป็นของเหลวอิ่มตัว เพื่อป้องกันความเสียหายที่เกิดกับคอมเพรสเซอร์

ข. อุณหภูมิของไอสารทำความเย็นทางออกคอมเพรสเซอร์สูงขึ้น ส่งผลให้ต้องใช้คอมเพรสเซอร์ขนาดที่ใช้กำลังงานมากขึ้น หากอุณหภูมิทางออกสูงมากจะทำให้น้ำมันหล่อลื่นในระบบไม่สามารถคงคุณสมบัติในการหล่อลื่นอยู่ได้ อัตราการสึกหรอของกลไกสูง

ค. จากคุณสมบัติของสารทำความเย็น ที่จุดนี้จะทำให้ปริมาตรจำเพาะของไอร้อนยวดยิ่งมีค่าสูงมากก่อนที่ไอสารทำความเย็นจะถูกดูดเข้าสู่คอมเพรสเซอร์ เมื่ออัตราความเร็วรอบในการอัดเท่าเดิมส่งผลทำให้มวลสารทำความเย็นไหลเวียนในระบบน้อยลง

ง. การเกิดไอร้อนยวดยิ่งในส่วนที่เป็นพื้นที่ใช้งาน (active area) ของเครื่องระเหยเป็นการลดประสิทธิภาพของเครื่องระเหย เพราะพื้นที่ถ่ายเทพลังงานความร้อนของเครื่องระเหยลดลง ประสิทธิภาพของคอนเดนเซอร์ก็จะลดลงด้วยเพราะต้องใช้พื้นที่ส่วนหนึ่งลดพลังงานความร้อนที่เป็นความร้อนรู้สึก (Sensible Heat) ของไอร้อนยวดยิ่งให้กับไออิ่มตัวก่อนที่จะเกิดการควบแน่นเป็นสารทำความเย็นเหลว

อย่างไรก็ตามในระบบทำความเย็นที่ใช้งานจริงนั้น ค่าไอร้อนยวดยิ่งก็ยังคงมีประโยชน์ คือช่วยป้องกันไม่ให้คอมเพรสเซอร์เกิดความเสียหายเนื่องจากการอัดของเหลว แต่จำเป็นต้องกำหนดให้ไอสารทำความเย็นมีค่าไอร้อนยวดยิ่งเกิดขึ้นค่าหนึ่งที่คอมเพรสเซอร์สามารถยอมรับได้โดยกำหนดอัตราส่วนไอร้อนยวดยิ่งอยู่ในค่าที่เหมาะสม เพื่อให้ระบบทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพตามที่ผู้ผลิตได้ออกแบบและกำหนดมา โดยที่อัตราส่วนไอยวดยิ่ง (Super Heat Ratio) นี้เป็นค่าอัตราส่วนระหว่างอุณหภูมิที่แตกต่างระหว่างอุณหภูมิสารทำความเย็นทางออกของท่อที่ออกจากเครื่องระเหย (Suction Line Temperature) กับอุณหภูมิที่ความดันระเหย [15] หารด้วยอุณหภูมิที่แตกต่างระหว่างอุณหภูมิอากาศทางเข้าเครื่องระเหย (Air On Temperature) กับอุณหภูมิที่ความดันระเหย ดังแสดงในรูปที่ 2.11



รูปที่ 2.11 แสดงรายละเอียดและตำแหน่งต่างๆ ของการตั้งค่าอัตราส่วนไอร้อนยวดยิ่ง [12]

จากรูปที่ 2.11 จะได้สมการของอัตราส่วนไอร้อนยวดยิ่งดังนี้

$$\text{superheat ratio} = \frac{\Delta t_{oh}}{\Delta t_{L1}} = \frac{t_{oh} - t_o}{t_{L1} - t_o} \tag{2.14}$$

เมื่อ

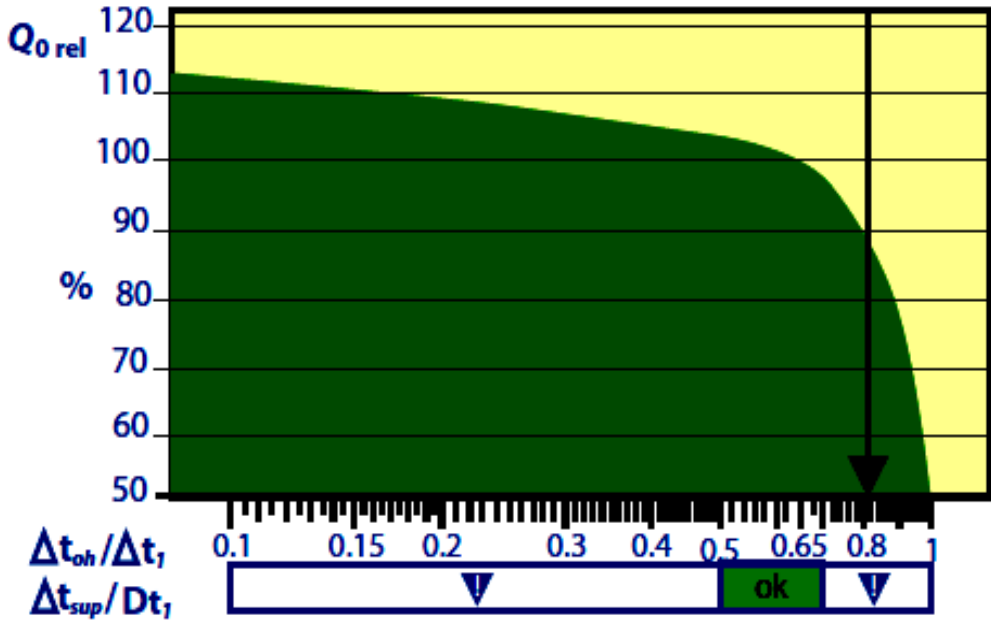
$\frac{\Delta t_{oh}}{\Delta t_{L1}}$ คือ อัตราส่วนไอร้อนยวดยิ่ง (superheat ratio)

t_{oh} คือ อุณหภูมิสารทำความเย็นทางออกของท่อที่ออกจากเครื่องระเหย (°C)

t_{L1} คือ อุณหภูมิอากาศทางเข้าเครื่องระเหย (°C)

t_o คือ อุณหภูมิที่ความดันระเหย (°C)

ค่าดังกล่าวเป็นค่าที่ไร้หน่วย (Dimensionless) โดยมีค่าที่เหมาะสมคือ 0.65 แต่อาจจะยอมรับค่าได้ระหว่าง 0.5 ถึง 0.7 ซึ่งตัวเลขดังกล่าวมีผลต่อประสิทธิภาพเครื่องระเหย ดังแสดงในรูปที่ 2.12



รูปที่ 2.12 แสดงอัตราส่วนไอร้อนยวดยิ่งและประสิทธิภาพการทำความเย็น [15]

ค่าตัวเลขที่มากกว่า 0.65 ไปทางขวาแสดงถึงอัตราส่วนไอร้อนยวดยิ่งที่สูง มีผลทำให้ประสิทธิภาพการทำความเย็นลดลง ตัวอย่าง ค่าอัตราส่วนไอร้อนยิ่งยวดเท่ากับ 0.8 ประสิทธิภาพการทำความเย็นจะลดเหลือเพียง 90 % เท่านั้น แต่ถ้าค่าอัตราส่วนไอร้อนยวดยิ่งต่ำเป็น 0.2 ประสิทธิภาพการทำความเย็นก็จะสูงขึ้นไปเป็น 110 % ทั้งนี้ไม่ว่าจะมีค่าอัตราส่วนไอร้อนยวดยิ่งต่ำหรือสูงจนเกินไปย่อมไม่มีผลดีต่อระบบ เพราะค่าอัตราส่วนไอร้อนยวดยิ่งสูงเกินไปจะทำให้ประสิทธิภาพการทำความเย็นลดลงและทำให้อุณหภูมิไอสารทำความเย็นทางท่ออัด (Discharge Temperature) สูงขึ้น แต่มั่นใจว่าสารทำความเย็นทางกลับมีสภาวะเป็นไอร้อนยวดยิ่งอย่างสมบูรณ์ ตรงกันข้ามถ้าอัตราส่วนไอร้อนยวดยิ่งต่ำเกินไป ประสิทธิภาพการทำความเย็นสูงขึ้น แต่อาจจะทำให้สารทำความเย็นเหลวที่ระเหยไม่หมดเกิดการไหลกลับเข้าสู่คอมเพรสเซอร์ สร้างความเสียหายให้กับคอมเพรสเซอร์และระบบได้

2) ผลการเกิดของเหลวเย็นยิ่ง (Subcooling)

ของเหลวเย็นยิ่ง (Subcooling) คือการที่ทำให้สารทำความเย็นที่มีสถานะเป็นของเหลวในระบบที่เกิดขึ้นจากการกลั่นตัวของแก๊สร้อน (Hot Gas) ที่คอนเดนเซอร์มีอุณหภูมิลดต่ำลง [14] ในขณะที่ความดันด้านสูง (High Side) ของระบบมีค่าคงที่ (เมื่อไม่คิดความดันตกหรือ Pressure drop ในส่วนของท่อสารทำความเย็นเหลวหรือ Liquid Line ก่อนที่จะเข้าสู่กระบวนการลดอุณหภูมิโดยอุปกรณ์ควบคุมความดัน ก่อนเข้าสู่เครื่องระเหยต่อไป จากรูปที่ 2.9 การเพิ่ม Subcooling ให้กับระบบ จะเห็นว่าค่าความสามารถในการทำความเย็นของระบบ q_{evap} ซึ่งมีค่าเท่ากับความแตกต่างของเอนทาลปีมีค่าเพิ่มขึ้น ถ้าระบบทำความเย็นดังกล่าวมีค่าของเหลวเย็นยิ่งเป็น 0 q_{evap} จะมีค่าเท่ากับ $h_B - h_D$ แต่

ถ้าเราเพิ่ม Subcooling ให้กับระบบ q_{cond} จะมีค่าเพิ่มขึ้นเท่ากับ $h_D - h_F$ จะเห็นว่าเมื่อมีการทำวิธี Subcool จะทำให้อุณหภูมิของสารทำความเย็นก่อนเข้าเครื่องระเหยลดลงจะทำให้ h_D เลื่อนไปที่จุด h_F จะได้ $q_{evap} = h_B - h_F$ และสมมติให้ระบบดังกล่าวมีค่า Superheat เกิดขึ้นค่าหนึ่ง(ช่วง A ถึง B) ค่าความสิ้นเปลืองกำลังงานของระบบที่คอมเพรสเซอร์จะได้ $w_{comp} = h_C - h_B$ และค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบการทำความเย็นคือ $COP = q_{evap} / w_{comp}$ สังเกตได้ว่าการเพิ่มสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นโดยการเพิ่ม Subcooling ให้กับระบบนั้นจะแตกต่างกับการเพิ่มสัมประสิทธิ์สมรรถนะโดยการเพิ่ม Superheat ตรงที่ค่า w_{comp} จะยังคงที่ไม่ว่า Subcooling จะเปลี่ยนแปลงไปเท่าใดก็ตาม จากสมการข้างต้นในการหาค่า COP จะเห็นว่า เมื่อ q_{evap} มีค่าเพิ่มขึ้นในขณะที่ w_{comp} มีค่าคงที่ ค่า COP ของระบบก็จะมีค่าเพิ่มขึ้น ดังนั้นวิธีการ Subcool จะทำให้การดูดซับความร้อนจากสภาพแวดล้อมในเครื่องระเหยสามารถพาความร้อนได้ในปริมาณที่มากขึ้นซึ่งจะทำให้เป็นการเพิ่ม COP ของเครื่องปรับอากาศให้มากขึ้นกว่าเดิม

ดังนั้นสรุปได้ว่า การที่สารทำความเย็นเหลวถูกลดอุณหภูมิลง ทำให้ได้สารทำความเย็นที่เป็นของเหลวเย็นยิ่งมากขึ้น [11] มีผลในทางปฏิบัติทำให้ค่า COP เพิ่มขึ้น เพราะงานใช้ในการอัดไอสารทำความเย็นเท่าเดิม แต่ความสามารถการทำความเย็นเพิ่มขึ้น และยังช่วยป้องกันการเกิด flash gas หรือฟองอากาศของสารทำความเย็นก่อนถึงอุปกรณ์ควบคุมความดัน ซึ่งถ้าเกิดมี flash gas ขึ้นจะทำให้สารทำความเย็นเหลวเข้าเครื่องระเหยน้อยกว่ากำหนด ความสามารถในการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศก็ลดลง อย่างไรก็ตามการเพิ่มค่า Subcooling ให้กับระบบนั้น ถึงแม้ว่าจะทำให้ทั้งค่าความสามารถในการทำความเย็นและค่า COP ของระบบเพิ่มขึ้นก็ตาม แต่การที่จะทำให้ระบบมีค่า Subcooling มากขึ้นมากๆ นั้น จะมีต้นทุนสูงกว่าการเพิ่ม Superheat ให้กับระบบ ดังนั้นในระบบที่ใช้งานจริง เราควรคำนึงถึงต้นทุนตรงนี้ด้วยว่ามันคุ้มค่ากับสิ่งที่ได้มาหรือไม่

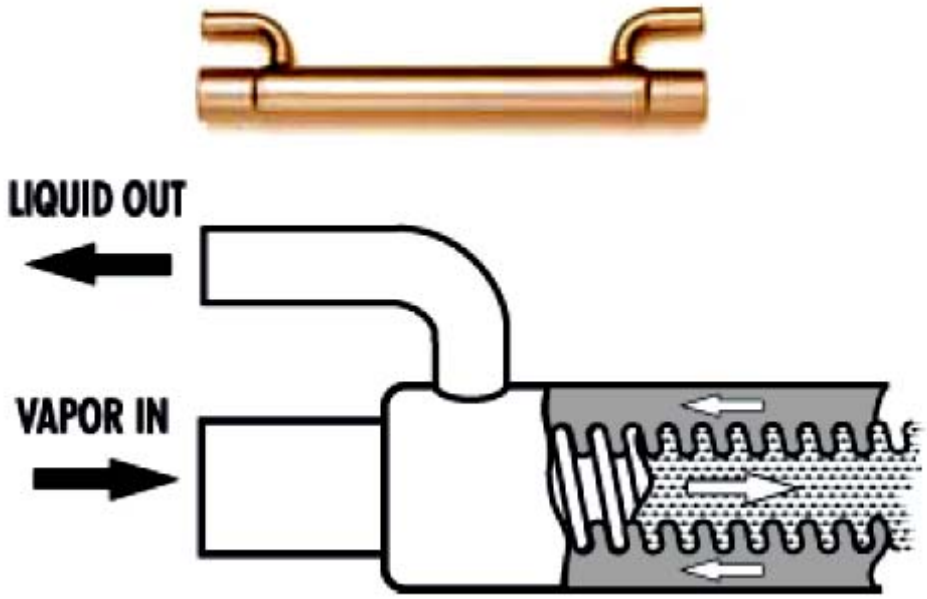
วิธีการ Subcool ในทางปฏิบัติสามารถทำได้หลายวิธี [14] ดังต่อไปนี้

ก. เพิ่มการระบายความร้อนของคอนเดนเซอร์ด้วยวิธีน้ำหล่อเย็น

ข. การเพิ่มพื้นที่ระบายความร้อนของคอนเดนเซอร์ให้มีขนาดใหญ่ขึ้น สามารถทำได้โดยการเพิ่มพื้นที่ของฟิน (Fin Surface) และ/หรือเพิ่มปริมาตรความยาวท่อภายในคอนเดนเซอร์ คือการให้คอนเดนเซอร์ที่มีขนาดใหญ่ขึ้นนั่นเอง

ค. การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารทำความเย็นที่ออกจากคอนเดนเซอร์กับสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องระเหย โดยวิธีการแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) โดยการสร้างและติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มเข้าไปในระบบ

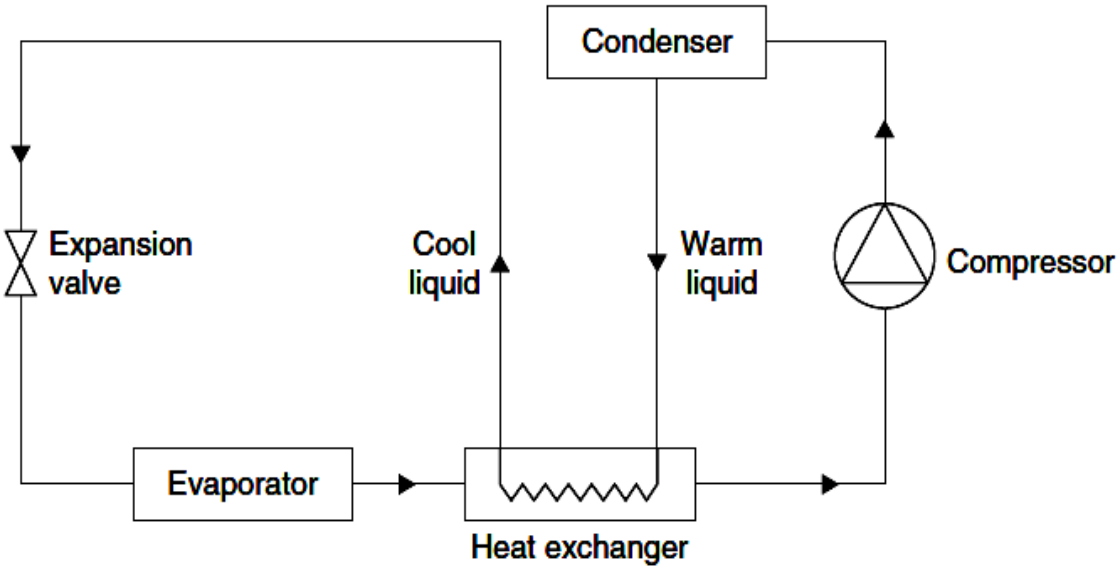
2.3 การวิเคราะห์ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นโดยที่ของไหลไหลสวนทางกัน (Counter-flow Double Pipe Heat Exchanger)



รูปที่ 2.13 แสดงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นไหลสวนทางกัน (Counterflow Double Pipe Heat Exchanger) [16]

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนคืออุปกรณ์ที่ช่วยในการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลที่มีความแตกต่างกันด้านอุณหภูมิ โดยทั่วไปเรียกว่าของไหลร้อนและของไหลเย็น โครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นประกอบไปด้วยท่อ 2 ขนาดที่ซ้อนกันอยู่โดยมีแกนกลางของท่อร่วมกันดังแสดงในรูปที่ 2.13 ของไหลชนิดหนึ่งจะไหลอยู่ในท่อในและของไหลอีกชนิดหนึ่งจะไหลอยู่ในช่องว่างรูปวงแหวนระหว่างท่อในและท่อนอก อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้เหมาะสาหรับเพิ่มหรือลดอุณหภูมิของของไหลในระบบที่ความดันสูง ความหนืดสูงหรือฤทธิ์กัดกร่อนสูง ลักษณะเด่นของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นคือ โครงสร้างค่อนข้างง่าย ราคาของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ถ่ายเทความร้อนมีราคาถูก ดังนั้นในงานวิจัยนี้ผู้วิจัยได้ออกแบบ และติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเข้าไปในระบบเครื่องปรับอากาศที่ เพื่อเพิ่มสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น โดยการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารทำความเย็นเหลวที่อุณหภูมิสูงในท่อ Liquid ที่ออกจากคอนเดนเซอร์ไปยังท่อรูเข็ม(Capillary tube) กับไอสารทำความเย็นที่มีอุณหภูมิต่ำในท่อ Suction ที่ออกจากเครื่องระเหยไปยังคอมเพรสเซอร์ ทั้งนี้เพื่อให้อุณหภูมิ

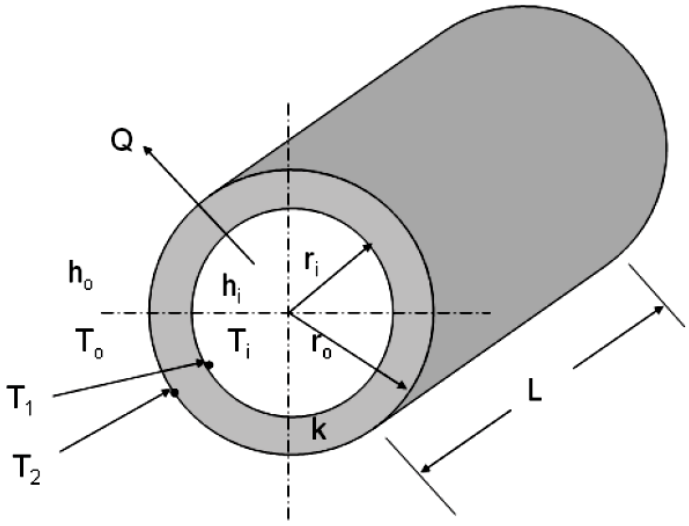
ของสารทำความเย็นก่อนเข้าท่อรูเข็มมีอุณหภูมิลดลงคือมีอุณหภูมิต่ำกว่าจุดอิ่มตัว มีสถานะเป็นของเหลวเย็นยิ่ง ป้องกันการเกิดฟองอากาศ (flash gas) และทำให้ไอสารทำความเย็นก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์มีสถานะเป็นไอร้อนยวดยิ่งอยู่ในค่าที่ยอมรับได้ โดยที่ในการออกแบบผู้วิจัยได้พิจารณาให้ระบบมีค่าอัตราส่วนไอร้อนยวดยิ่งมีค่าที่เหมาะสมคือ 0.65 และให้ท่อ Suction เกิดความดันตกคร่อมน้อยที่สุดเพื่อไม่ให้คอมเพรสเซอร์ทำงานในการอัดไอเพิ่มมากขึ้น



รูปที่ 2.14 แสดงการติดตั้งของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารทำความเย็นเหลวและไอสารทำความเย็นทางด้านดูดของคอมเพรสเซอร์ [17]

สำหรับการวิเคราะห์ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นโดยที่ของไหลไหลสวนทางกัน สามารถดังต่อไปนี้

2.3.1 ความต้านทานทางความร้อน (Thermal resistance , R)



รูปที่ 2.15 Heat transfer through concentric circular pipes [18]

ความต้านทานทางความร้อน [19] หาได้สมการ

$$R = \frac{1}{A_i h_i} + \frac{t}{kA_m} + \frac{1}{A_o h_o} = \frac{1}{A_i h_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k_c L} + \frac{1}{A_o h_o} \qquad (2.15)$$

เมื่อ

R คือ ค่าความต้านทานทางความร้อนรวมจากการไหลของสารทำความเย็นจากภายในท่อถึงภายนอกท่อ ($°C/W$)

D_o, D_i คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกและภายในของท่อ (m)

L คือ ความยาวของท่อ (m)

A_o, A_i คือ พื้นที่ผิวของภายนอกท่อ และภายในท่อ (m^2)

โดยที่ $A_o = \pi D_o L$, $A_i = \pi D_i L$

A_m คือ พื้นที่ผิวเฉลี่ย (Logarithmic mean area) (m^2)

โดยที่ $A_m = \dfrac{A_o - A_i}{\ln(A_o/A_i)}$

h_i, h_o คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (Heat transfer coefficients) สำหรับสารทำความเย็นที่ไหลภายในและภายนอกท่อ ($W/m^2°C$)

k_c คือ ค่าการนำความร้อน (thermal conductivity) ของวัสดุที่ทำท่อ ($W/m°C$)

t คือ ความหนาของท่อ (m)

2.3.2 การไหลของของภายในท่อกลม

การไหลของของไหลสามารถแบ่งตามลักษณะการไหลได้เป็นสองรูปแบบ [20] คือการไหลแบบราบเรียบ (Laminar flow) ที่ของไหลจะเคลื่อนที่ไปอย่างมีระเบียบด้วยความเร็วค่อนข้างต่ำ โดยไม่เกิดการผสมกันของกระแสการไหล และการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow) ที่ของไหลจะเคลื่อนที่อย่างปั่นป่วนไม่มีระเบียบจึงทำให้เกิดการผสมกันของกระแสของไหล นอกจากนี้ยังสามารถจำแนกการไหลได้จากค่าตัวเลขเรย์โนลด์ (Reynolds Number) ซึ่งอัตราส่วนของแรงเฉื่อย (Intertia force) ต่อแรงความหนืด (Viscose force) โดยทั่วไปกรณีการไหลมีค่าตัวเลขเรย์โนลด์น้อยกว่า 2,300 เป็นการไหลแบบราบเรียบ ค่าตัวเลขเรย์โนลด์อยู่ระหว่าง 2,300 ถึง 4,000 จะจัดเป็นการไหลแบบเปลี่ยนแปลง (Transition flow) และกรณีของไหลมีค่าตัวเลขเรย์โนลด์มากกว่า 4,000 จะจัดเป็นการไหลแบบปั่นป่วน โดยที่การไหลของของไหลที่ผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยทั่วไปแล้วจะเป็นการไหลแบบปั่นป่วน ซึ่งค่าตัวเลขเรย์โนลด์มีนิยามดังนี้

$$Re = \frac{\rho u_m D_i}{\mu} = \frac{u_m D_i}{\nu} \tag{2.16}$$

เมื่อ

Re คือ Reynolds Number

ρ คือ ความหนาแน่นของของไหล (kg/m^3)

u_m คือ ความเร็วเฉลี่ยของของไหล (m/s)

μ คือ ความหนืดสมบูรณ์ของของไหล ($Pa \cdot s$)

ν คือ ความหนืดจลน์ของของไหล (m^2/s)

2.3.3 การพาความร้อนโดยการบังคับ (Forced Convection)

การพาความร้อน คือการที่ความร้อนเคลื่อนที่ระหว่างผิวของของแข็งและของไหล [21] ของไหลอาจจะเป็นตัวพาความร้อนมาให้ หรือพาความร้อนจากผิวของของแข็ง กลไกที่ทำให้เกิดการเคลื่อนที่ของความร้อนโดยการพาได้นั้น เกิดจากผลรวมของการนำความร้อน การสะสมพลังงานและการเคลื่อนที่ของของไหล ในกรณีของการไหลแบบปั่นป่วนในท่อกลมในการเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นชนิดท่อสองชั้น การวิเคราะห์เพื่อหาสมการสำหรับทำนายค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนระหว่างของไหลและผิวท่อโดยทฤษฎีทำได้ยากมาก ดังนั้นสมการที่ใช้ได้ผลดีที่สุดสำหรับการไหลแบบปั่นป่วนในท่อกลมนี้ คือสมการของ Dittus-Boetler ซึ่งเขียนไว้ดังนี้

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{n} \tag{2.17}$$

เมื่อ

Nu คือ Nussels number

Pr คือ Prandtl numbers

โดยที่

$$Pr = \frac{C_p\ \mu}{k} \tag{2.18}$$

และมีเงื่อนไขดังนี้

1) n = 0.3 (cooling) เมื่อของไหลถูกทำให้เย็นลง
   n = 0.4 (heating) เมื่อของไหลถูกทำให้ร้อนขึ้น
2) คุณสมบัติของของไหลทั้งหมดหาได้ที่อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล (T_f)
3) $Re > 10^4$
4) $0.7 < Pr < 160$
5) $L/D > 60$

2.3.4 การวิเคราะห์หาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (Heat Transfer Coefficient)

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นที่นำไปติดตั้งในระบบเครื่องปรับอากาศของงานวิจัยนี้จะเป็นลักษณะการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารทำความเย็นเหลวอุณหภูมิสูงที่ท่อทางก่อนเข้าท่อรูเข็มกับไอสารทำความเย็นอุณหภูมิต่ำที่ท่อทางดูดก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์ หรือเรียกอีกชื่อหนึ่งว่า Liquid – Suction Heat Exchanger โดยการให้สารทำความเย็นของท่อทั้ง 2 ไหลสวนทางกันในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ด้วยการให้สารทำความเย็นที่ไหลผ่านท่อด้านในเป็นไอสารทำความ

เย็น และท่อด้านนอกเป็นสารทำความเย็นเหลว ในการวิเคราะห์หาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของสารทำความเย็นที่ไหลผ่านท่อทั้ง 2 สถานะ มีดังนี้

1) การหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของสารทำความเย็นที่ไหลภายในท่อ (h_i) [22]

$$h_i = \frac{Nu\ k}{D_i} \tag{2.19}$$

เมื่อ

h_i คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของสารทำความเย็นที่ไหลภายในท่อ ($W/m^2°C$)

k คือ ค่าสภาพการนำความร้อนของสารทำความเย็น ($W/m°C$)

โดยที่

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4}$$

$$Re = \frac{4\dot{m}_r}{\pi D_i \mu}$$

และ $\dot{m}_r = \rho\, u_m A_i$

2) การหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของสารทำความเย็นที่ไหลภายนอกท่อ (h_o)[22]

$$h_o = \frac{Nu_D\ k}{D_H} \tag{2.20}$$

โดยที่

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.3}$$

$$Re = \frac{\rho D_H u_m}{\mu} = \frac{4\dot{m}_r}{\pi(D_o+D_i)\mu}$$

$$D_H = \frac{4A}{P} = \frac{4\pi(D_o^2 - D_i^2)}{4\pi(D_o+D_i)} = D_o - D_i$$

เมื่อ

h_o คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของสารทำความเย็นที่ไหลภายนอกท่อ ($W/m^2°C$)

D_H คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกส์ (Hydraulic Diameter) (m) โดยที่

A คือ พื้นที่หน้าตัดการไหล (m^2)

P คือ เส้นขอบเปียก(Wetted Perimeter) (m)

2.3.5 ความขรุขระของท่อ (Pipe Roughness)

จากการวิเคราะห์มิติเกี่ยวกับการไหลภายในท่อของพลังงานที่ต้องสูญเสียไปกับความเสียดทาน [20] ในกรณีของท่อเรียบจะมีค่า friction factor (f) ซึ่งเป็นฟังก์ชันของค่า Reynolds Number และค่าโดยปกติแล้วจะมีต้องค่าขนาดความขรุขระ ε ให้เป็นตัวแปรสำหรับหาค่า friction factor ด้วย และก็ปรากฏว่า $f = \mathrm{f}(\mathrm{Re}, \varepsilon/D)$ เราเรียกค่า ε/D ว่าความขรุขระสัมพัทธ์ (relative roughness)

ในงานทดลองของ Nikuradse นั้นค่าสามารถหาค่าความขรุขระสัมพัทธ์ ε/D จะมีค่าอยู่ในช่วง 0.000985 -0.0333 ดังนั้นค่า friction factor ทางทฤษฎีในงานวิจัยนี้หาได้จากสมการของ Colebrook ดังนี้

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2\log\left[\frac{\varepsilon}{3.7D}+\frac{2.51}{\mathrm{Re}\sqrt{f}}\right] \tag{2.21}$$

หรือ

$$\frac{1}{f^{1/2}} \approx -1.8\log\left[\frac{6.9}{\mathrm{Re}}+\left(\frac{\varepsilon/D}{3.7}\right)^{1.11}\right] \tag{2.22}$$

ถ้าในกรณีที่ $5000 \le \mathrm{Re} \le 10^8$ (Turbulent flow) และ $10^{-6} \le \frac{\varepsilon}{D} \le 10^{-2}$

friction factor , f สามารถหาได้จากสมการ

$$f = \frac{1.325}{\left[\ln\left(\frac{\varepsilon}{3.7D}+\frac{5.74}{\mathrm{Re}^{0.9}}\right)\right]^2} \tag{2.23}$$

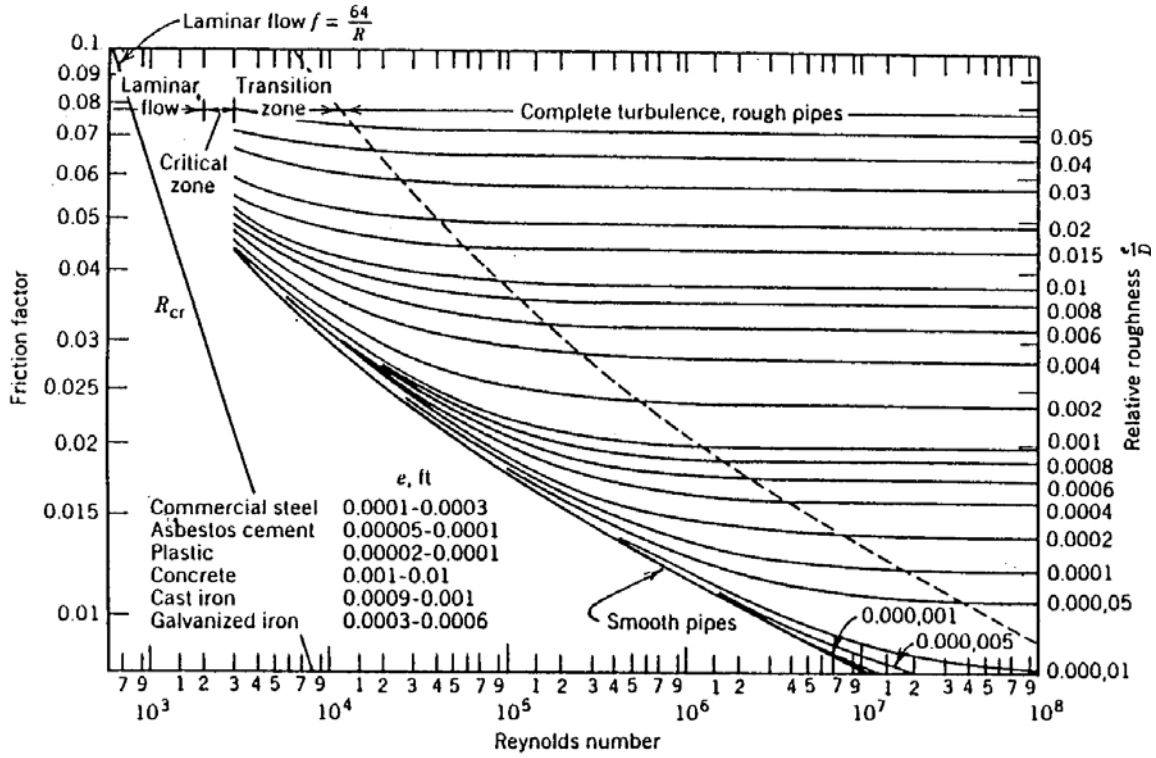
เมื่อ

f คือ ตัวประกอบความเสียดทาน (Friction Factor)

ε คือ ความขรุขระของผิวท่อเฉลี่ย (roughness) (mm)

D คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อด้านใน (mm)

หรือสามารถหาตัวประกอบความเสียดทาน (friction factor , f) ได้จาก Moody Chart ตามรูปที่ 2.16



รูปที่ 2.16 Moody Chart [23]

2.3.6 ค่าพลังงานและค่าความดันสูญเสียในท่อของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

ค่าความดันสูญเสีย (Head losses) หรือความดันตกคร่อม [Pressure drop] ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น จะแบ่งออกเป็น 2 ลักษณะ ได้แก่ค่าความดันสูญเสียหลัก (major losses) ซึ่งเป็นความดันสูญเสียที่เกิดจากความเสียดทานระหว่างของไหลที่ไหลในท่อและผนังท่อ และความดันสูญเสียรอง (minor losses) ซึ่งเป็นความดันสูญเสียในขณะที่ของไหลไหลในข้อต่อ วาล์ว และอุปกรณ์ต่างๆ รวมทั้งความดันสูญเสียที่เกิดจากการเปลี่ยนแปลงขนาดของพื้นที่หน้าตัดในการไหล การพิจารณาค่าความดันตกคร่อมของท่อที่เกิดขึ้นเนื่องมาจากขนาดของท่อ ความยาวของท่อ และความเร็วในการไหลภายในท่อของของไหลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบ่งออกได้ดังนี้

1) ค่าพลังงานและความดันที่การสูญเสียหลักสำหรับการไหลในท่อกลม [20]

1.1) สมการค่าพลังงานที่สูญเสีย

$$h_L = \frac{f\, L\, u_m^2}{2\, D\, g} \tag{2.24}$$

เมื่อ

h_L คือ พลังงานการสูญเสียภายในท่อ (m)

L คือ ความยาวของท่อ (m)

u_m คือ ความเร็วเฉลี่ยของสารทำความเย็นที่ไหลในท่อ (m/s)

g คือ อัตราเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง (m/s^2)

1.2) สมการค่าความดันตกคร่อมของท่อด้านใน

$$\Delta P_i = \frac{f\ L\rho u_m^2}{2D} \tag{2.25}$$

เมื่อ

ΔP_i คือ ความดันตกคร่อมภายในท่อ (Pa)

1.3) สมการค่าความดันตกคร่อมของท่อด้านนอกหรือท่อวงแหวน (ΔP_o)

$$\Delta P_o = \frac{\rho u_m^2}{2}\left[\frac{f\ L}{D_H}+1\right] \tag{2.26}$$

เมื่อ

ΔP_o คือ ความดันตกคร่อมภายในท่อ (Pa)

2) ค่าพลังงานและความดันที่การสูญเสียรอง [20]

การสูญเสียรองจะเกิดจากการไหลผ่านท่อที่เปลี่ยนแปลงขนาดกะทันหัน หรือการไหลผ่านอุปกรณ์ต่าง ๆ เช่นข้อต่อ ข้องอ เป็นต้น ซึ่งสามารถแสดงเป็นสมการได้ดังนี้

2.1) สมการค่าพลังงานที่สูญเสีย

$$h_m = \frac{K_L\ u_m^2}{2\ g} \tag{2.27}$$

2.2) สมการค่าความดันตกคร่อมของท่อที่เป็นข้องอ (ΔP_t)

$$\Delta P_t = \frac{K_L \rho\ u_m^2}{2} = f\ \frac{l_{eq}}{D}\cdot\frac{\rho\ u_m^2}{2} \tag{2.28}$$

เมื่อ

h_m คือ พลังงานการสูญเสียรองเนื่องจากข้อต่อ (m)

K_L คือ สัมประสิทธิ์ของความต้านทานการไหล (Minor loss coefficient)

โดยที่ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น ค่า $K_L = 0.9 \times 2 = 1.8$

l_{eq} คือ ความยาวสมมูล (Equivalent length) (m)

โดยที่ค่า l_{eq} สามารถหาค่าได้ จากตารางที่ 2.2

ตารางที่ 2.2 ค่าความยาวสมมูลท่อของอุปกรณ์เชื่อมต่อ [5]

ความยาวสมมูลของวัสดุต่อ 1 ตัว														
ขนาด / ชนิดวัสดุต่อ	1/4	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8	1 1/8	1 3/8	15/8	2 1/8	2 5/8	3 1/8	3 5/8	4 1/8
วาล์ว	1.5	1.5	2	2	2.5	3	4	5	6	7.5	9	11	13	15
ข้อต่อฉาก	0.75	0.75	1	1	1.5	1.5	2.5	2.5	3	4	5	5.5	6.5	7.5
สามทางฉาก	1.5	1.5	2	2	2.5	3	4	5	6	7.5	9	11	13	15

2.3.7 กำลังงานที่ต้องการในการขับดันของไหล [20]

การพิจารณาค่าความดันสูญเสีย หรือความดันลด (pressure drop) ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนก็เพื่อที่จะสามารถหากำลังงานในการผลักดัน (pumping power) ให้ของไหลไหลผ่านอุปกรณ์ไปได้ และอัตราการถ่ายเทความร้อนในอุปกรณ์ในระบบปรับอากาศ (คอนเดนเซอร์และอีวาพอเรเตอร์) จะขึ้นกับอุณหภูมิอิ่มตัว (saturation temperature) ซึ่งอุณหภูมินี้ขึ้นกับค่าความดันอิ่มตัว (saturation pressure) ดังนั้น ถ้ามีค่าความดันสูญเสียเกิดขึ้นมากจะทำให้ค่าความดันอิ่มตัวเปลี่ยนแปลงไปมาก ซึ่งจะทำให้มีผลต่อการแลกเปลี่ยนความร้อนภายในอุปกรณ์ กำลังงานที่ต้องการในการขับดันของไหลจะแปรผันโดยตรงกับค่าความดันลดในกระแสของไหลที่ไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดย

$$P_W = \dot{m}_r \nu \Delta P = \frac{\dot{m}_r \Delta P}{\rho} = \Delta P \, A \, u_m \qquad (2.29)$$

เมื่อ

P_W คือ กำลังงานในการขับดันของไหล (W)

A คือ พื้นที่หน้าตัดของท่อ (m^2)

ν คือ ค่าปริมาตรจำเพาะของของไหล (m^3/kg)

2.3.8 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Overall Heat Transfer Coefficient) [24]

1) อัตราการถ่ายเทความร้อนระหว่างสารทำความเย็น ทั้ง 2 สถานะ

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = U A_s \Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T \qquad (2.30)$$

เมื่อ

U คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ($\frac{W}{m^2C}$)

2) สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่พื้นที่ผิวภายนอกของท่อ , U_o

$$U_o = \frac{1}{A_o R} = \frac{1}{\left(\frac{A_o}{A_i}\right)\left(\frac{1}{h_i}\right)+\left(\frac{A_o}{A_m}\right)\left(\frac{t}{k}\right)+\frac{1}{h_o}} \qquad (2.31)$$

เนื่องจาก $\frac{A_o}{A_m} = \frac{D_o}{2t} \ln\left[\frac{D_o}{D_i}\right]$, $D_o - D_i = 2t$

ดังนั้นสมการ (2.30) จะได้สมการใหม่เป็น

$$U_o = \frac{1}{\left(\frac{D_o}{D_i}\right)\left(\frac{1}{h_i}\right)+\left(\frac{1}{2k}\right)D_o \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)+\frac{1}{h_o}} \qquad (2.32)$$

3) สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่พื้นที่ผิวภายในของท่อ , U_i

$$U_i = \frac{1}{A_i R} = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_i}\right)+\left(\frac{A_i}{A_m}\right)\left(\frac{t}{k}\right)+\left(\frac{A_i}{A_o}\right)\frac{1}{h_o}} \qquad (2.33)$$

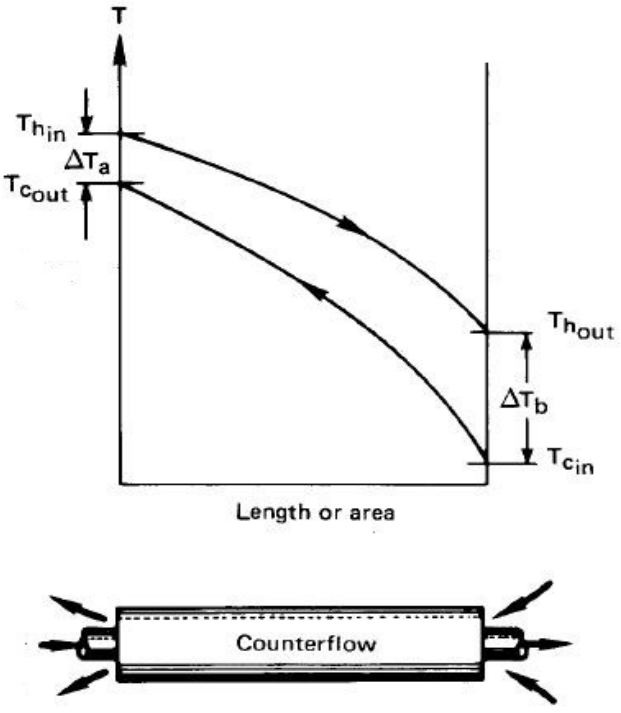
จากสมการ (2.32) จัดรูปใหม่จะได้

$$U_i = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_i}\right)+\left(\frac{1}{2k}\right)D_i \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)+\left(\frac{D_i}{D_o}\right)\frac{1}{h_o}} \tag{2.34}$$

ถ้าท่อทำจากทองแดงที่มีผนังบางมากและมีค่าการนำความร้อนสูงมาก ดังนั้นสมการการหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่พื้นที่ผิวภายในของท่อ U_i สามารถลดรูปสมการเป็น

$$U_i \approx \frac{1}{\frac{1}{h_i}+\frac{1}{h_o}} \tag{2.35}$$

2.3.9 การวิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยวิธีความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม (log mean temperature difference , LMTD) [19]



รูปที่ 2.17 แสดงการเปลี่ยนอุณหภูมิของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกัน [25]

เมื่อพิจารณาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นไหลแบบสวนทางกัน และรูปร่างของอุณหภูมิสำหรับการไหลนี้สามารถคำนวณหาค่าการถ่ายเทความร้อนโดยวิธีความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม (LMTD) ได้ดังนี้

1) อัตราการถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลในท่อสองชั้น

$$Q_{he} = U\, A_S\, \Delta T_{LMTD} = U\, \pi\, D\, L\, \Delta T_{LMTD} \tag{2.36}$$

$$U = \frac{Q_{he}}{A_S\, \Delta T_{LMTD}} \tag{2.37}$$

2) อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อของไหลเย็น (ท่อใน)

$$Q_c = C_c (T_{c,out} - T_{c,in}) = \dot{m}_c\, C_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in}) \tag{2.38}$$

3) อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อของไหลร้อน (ท่อนอก)

$$Q_h = C_h (T_{h,in} - T_{h,out}) = \dot{m}_h\, C_{p,h} (T_{h,in} - T_{h,out}) \tag{2.39}$$

โดยที่ค่าสมดุลพลังงานความร้อนจะได้ $Q_{he} = Q_h = Q_c$

4) การหาค่าความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม (LMTD)

จากรูปที่ 2.17 จะได้

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(\Delta T_a - \Delta T_b)}{\ln(\Delta T_a / \Delta T_b)} \tag{2.40}$$

โดยที่

$\Delta T_a = T_{h,in} - T_{c,out}$

$\Delta T_b = T_{h,out} - T_{c,in}$

ดังนั้นจะได้

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\left(T_{h,in} - T_{c,out}\right) - \left(T_{h,out} - T_{c,in}\right)}{\ln\left[\frac{T_{h,in} - T_{c,out}}{T_{h,out} - T_{c,in}}\right]} \tag{2.41}$$

เมื่อ

ΔT_{LMTD} คือ ความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม (°C)

Q_{he} คือ อัตราความร้อนที่ถ่ายเทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (kW)

Q_c คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อของไหลเย็น (kW)

Q_h คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อของไหลร้อน (kW)

C_h คือ ความจุความร้อนของไหลร้อน (kW/°C)

C_C คือ ความจุความร้อนของไหลเย็น (kW/°C)

$C_{p,c}, C_{p,h}$ คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะของของไหลเย็นและของไหลร้อน (kJ/kg°C)

$\dot{m}_c, \dot{m}_h$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของไหลเย็นและของไหลร้อน

A_S คือ พื้นที่สำหรับการถ่ายเทความร้อน (m^2)

$T_{h,in}, T_{h,out}$ คือ อุณหภูมิของไหลร้อนเข้าและออกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (°C)

$T_{c,in}, T_{c,out}$ คือ อุณหภูมิของไหลเย็นเข้าและออกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (°C)

2.3.10 การวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยวิธี effectiveness–NTU method [21]

1) จำนวนหน่วยของการถ่ายเทความร้อน (NTU)

NTU เป็นสิ่งที่บอกถึงขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนว่ามากน้อยขนาดใด ซึ่งสามารถหาได้จากสมการดังนี้

$$NTU = \frac{U A_s}{C_{min}} \tag{2.42}$$

2) อัตราส่วนของความจุความร้อน (Capacity Ratio , C)

$$c = \frac{C_{min}}{C_{max}} \tag{2.43}$$

3) ประสิทธิผล (effectiveness, ε_{eff})

ประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยทั่วไปแสดงในรูปของค่าประสิทธิผลซึ่งเป็นอัตราส่วนระหว่างการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นจริงต่อการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่สามารถเกิดขึ้นได้ ดังแสดงในสมการ

$$\varepsilon_{eff} = \frac{Q_{he}}{Q_{max}} \tag{2.44}$$

เมื่อ

NTU คือ จำนวนหน่วยการถ่ายเทความร้อน(Number of heat transfer Unit)

C_{min} คือ ค่าต่ำสุดของผลคูณระหว่างอัตราการไหลเชิงมวลกับค่าความจุความร้อนจำเพาะของสารทำความเย็น (kW/°C) โดยที่ $C_{min} = (\dot{m}C_p)_{min}$

C_{max} คือ ค่าสูงสุดของผลคูณระหว่างอัตราการไหลเชิงมวลกับค่าความจุความร้อนจำเพาะของสารทำความเย็น (kW/°C) โดยที่ $C_{max} = (\dot{m}C_p)_{max}$

ε_{eff} คือ ค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

Q_{max} คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่เป็นไปได้(kW)

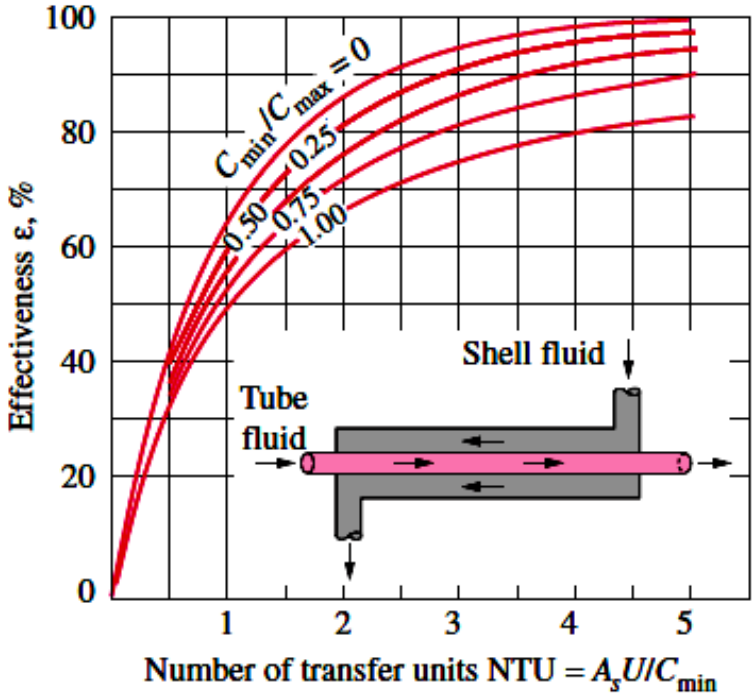
โดยที่ $Q_{max} = C_{min}\, DT_{max} = C_{min}\,(T_{h,in} - T_{c,in})$

4) ความสัมพันธ์ระหว่าง ε_{eff}, c, NTU

กรณีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนท่อของไหลไหลสวนทางกัน (Counter-flow Double pipe Heat exchanger) มีความสัมพันธ์ระหว่าง ε_{eff}, c, NTU ดังนี้

$$\varepsilon_{eff} = \frac{1 - \exp^{[-NTU(1-c)]}}{1 - c \cdot \exp^{[-NTU(1-c)]}} \tag{2.45}$$

$$NTU = \frac{1}{c-1} \ln\left[\frac{\varepsilon_{eff} - 1}{\varepsilon_{eff}\ c - 1}\right] \tag{2.46}$$



รูปที่ 2.18 Effectiveness for Counter-flow Double pipe Heat exchanger [19]

2.4 การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์

การเลือกระบบทางวิศวกรรม และใช้เทคโนโลยีที่เหมาะสมนั้น นอกจากการศึกษาถึงความเป็นไปได้ในทางเทคนิคแล้วยังมีความจำเป็นต้องประเมินความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ช่วยในการตัดสินใจ ซึ่งเป็นสิ่งที่สำคัญอย่างยิ่งต่อการตัดสินใจในการลงทุน การประเมินความคุ้มค่าในทางเศรษฐศาสตร์นั้นสามารถทำได้หลายวิธี โดยจะพิจารณาว่าระบบใดเมื่อลงทุนไปแล้วให้คุ้มค่าโดยเสียค่าใช้จ่ายน้อยที่สุด นอกจากนี้การหาสภาพที่เหมาะสมในการทำงานของระบบมักจะเลือกสภาพการทำงาน หรือระบบที่ก่อให้เกิดค่าใช้จ่ายของระบบดังกล่าวมีค่าน้อยที่สุด อย่างไรก็ตามการเลือกระบบ โดยคำนึงถึงเรื่องเกี่ยวกับการลงทุนหรือค่าใช้จ่ายของระบบเพียงอย่างเดียว ยังไม่เพียงพอระบบที่ใช้ทำงานจะต้องคำนึงปัจจัยอื่น ๆ ประกอบด้วย เช่น ปัญหาที่เกี่ยวข้องกับสิ่งแวดล้อม เป็นต้น เพื่อให้ระบบสามารถทำงานได้ดีโดยมีผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมน้อยที่สุดด้วย

การวิเคราะห์และประเมินความคุ้มค่าในทางเศรษฐศาสตร์นั้น [26] สามารถทำได้หลายวิธี เช่นวิธีหาระยะเวลาคืนทุน (Payback Period) วิธีหามูลค่าปัจจุบัน (Net Present Value , NPV) และ วิธีหาอัตราผลตอบแทนการลงทุน (Internal Rate of Return , IRR) ซึ่งในการศึกษาวิจัยครั้งนี้เลือกใช้วิธีทั้งหมดที่ได้กล่าวมาเพื่อใช้การวิเคราะห์เปรียบเทียบสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ระบบ เปิด-ปิด ที่ใช้สารทำความเย็น R-22 ขนาด 12,301 Btu/h และขนาด 24,800 Btu/h

ก่อนและหลังการปรับปรุง โดยการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างท่อ Suction กับ Liquid และอุปกรณ์สมดุลความดันสารทำความเย็นในระบบ เพื่อเป็นแนวทางแสดงถึงความคุ้มค่าสำหรับการลงทุนในการประหยัดพลังงานของเครื่องปรับอากาศที่ใช้ในอาคารสำนักงาน และอาคารบ้านที่อยู่อาศัย โดยการวิเคราะห์และประเมินความคุ้มค่าในทางเศรษฐศาสตร์ดังนี้

2.4.1 ระยะเวลาการคืนทุน (Payback Period)

ระยะเวลาการคืนทุน เป็นการวัดมูลค่าการลงทุนแบบง่าย ๆ โดยดูผลตอบแทนเป็นตัวเงินที่จะได้รับกลับคืนในแต่ละปี เทียบกับเงินลงทุน เพื่อให้ทราบว่าจะได้คืนทุนในระยะเวลากี่ปี ดังนั้นระยะเวลาการคืนทุน คือ ระยะเวลาที่ใช้ในการดำเนินการเพื่อให้ได้มูลค่าการประหยัด ก่อนหักค่าเสื่อมสภาพเท่ากับมูลค่าการลงทุน สำหรับโครงการหนึ่งๆโครงการที่ดีควรมีค่า Payback สั้นๆ ผลที่ได้รับจากการประเมินการลงทุนโดยวิธีนี้ คือจะทำให้ทราบว่าจะได้รับเงินคืนทุนช้าหรือเร็วเท่าใด ถ้าคืนทุนได้เร็วเท่าใดก็ดีมากขึ้นเท่านั้น เพราะโอกาสเสี่ยงต่อการขาดทุนในอนาคตมีน้อยลง และสามารถนำเงินที่คืนทุนไปลงทุนในกิจการอื่นได้ วิธีหาระยะเวลาคืนทุนเบื้องต้นเป็นวิธีคิดแบบง่าย ๆ และเป็นที่นิยมใช้ แต่มีข้อเสีย คือไม่ได้พิจารณาถึงผลตอบแทนที่ได้รับหลังระยะเวลาคืนทุนแล้ว และไม่ได้พิจารณาการปรับมูลค่าเงินตามเวลา สำหรับในกรณีที่มูลค่าการประหยัดได้รับ และค่าใช้จ่ายในแต่ละปีมีค่าเท่ากันทุกปี ระยะการคืนทุนหาได้ดังนี้

ระยะเวลาคืนทุน = มูลค่าหรือค่าใช้จ่ายการลงทุน/มูลค่าการประหยัดได้เฉลี่ยต่อปี (2.47)

โดยที่

มูลค่าหรือค่าใช้จ่ายการลงทุน = ค่าลงทุนเริ่มแรก + ค่าใช้จ่ายในการดำเนินงาน(ค่าแรง)

มูลค่าการประหยัดได้เฉลี่ยต่อปี = ผลการประหยัดที่ได้เฉลี่ยต่อปี – ค่าใช้จ่ายเฉลี่ยต่อปี

สำหรับกรณีที่มูลค่าการประหยัด หรือผลตอบแทนสุทธิที่ได้รับต่อปีไม่เท่ากัน การคำนวณจะรวมผลตอบแทนสุทธิที่ได้รับในแต่ละปีจนกระทั่งถึงปีที่ผลสะสมของผลประหยัดสุทธิเท่ากันกับจำนวนเงินที่ลงทุน โดยจำนวนปีคือ ระยะเวลาคืนทุน โดยในการศึกษาวิจัยนี้จะพิจารณาที่การใช้พลังงานไฟฟ้าต่อปี นั่นคือการคำนวณจำนวนหน่วยไฟฟ้าที่ใช้ต่อวัน แล้วนำไปพิจารณาจำนวนเงินที่ต้องจ่ายไปกับค่าไฟฟ้าต่อปี

2.4.2 มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (Net Present Value, NPV)

มูลค่าปัจจุบันสุทธิ หมายถึง ผลต่างระหว่างมูลค่าปัจจุบันของรายรับ กับค่าใช้จ่ายตลอดอายุโครงการ ซึ่งหาได้จากการนำค่ากระแสเงินสดสุทธิของแต่ละปีตลอดอายุโครงการมาปรับให้เป็นมูลค่าปัจจุบัน

โดยใช้ค่าอัตราผลตอบแทนต่ำสุดที่ยอมได้เป็นอัตราส่วนลดในการปรับมูลค่าเงิน โดยที่มีเกณฑ์การตัดสินใจดังนี้คือ ถ้า NPV มีค่าเป็น บวก จะยอมรับโครงการ แต่ถ้า NPV มีค่าเป็นลบ จะปฏิเสธรับโครงการ ทั้งนี้การที่จะหา NPV ได้ จะต้องทำความเข้าใจมูลค่าปัจจุบัน Present Value หมายถึงการปรับค่าของเงินที่จะได้ในอนาคตให้เป็นค่าในปัจจุบัน โดยมีตัวแปรคือ i ซึ่งหมายถึงอัตราคิดลดหรืออัตราดอกเบี้ยที่เหมาะสมที่คาดว่าจะได้รับ วิธีคำนวณหาได้ง่ายดังสมการ

$$NPV=\sum_{n=0}^{N}\frac{R_n-C_n}{(1+i)^n}=\sum_{n=0}^{N}\frac{NCF_n}{(1+i)^n} \qquad (2.48)$$

หรือ

$$NPV=\sum_{n=0}^{N}\frac{NCF_n}{(1+i)^n} - TIC \qquad (2.49)$$

เมื่อ

TIC คือ ค่าใช้จ่ายในการลงทุนเริ่มแรก, (บาท)

NCF_n คือ กระแสเงินสดสุทธิ หรือผลตอบแทนสุทธิในปีที่ n , (บาท/ปี)

i คือ อัตราส่วนลด

R_n คือ ผลตอบแทนที่ได้รับในปีที่ n

C_n คือ ค่าใช้จ่ายในปีที่ n

n คือ อายุของโครงการ (economic life) , (ปี)

2.4.3 อัตราผลตอบแทนการลงทุน (Internal Rate of Return , IRR)

อัตราผลตอบแทนการลงทุน (Internal Rate of Return , IRR) หมายถึง อัตราผลตอบแทนที่ได้รับจากการเลือกลงทุนในโครงการ โดยพิจารณาค่าของเงินที่ได้รับแต่ละปีด้วย ซึ่งอัตราผลตอบแทนนี้จะคำนวณโดยหาอัตราลดค่าที่ทำให้มูลค่าปัจจุบันสุทธิของกระแสเงินสดรับเท่ากับมูลค่าปัจจุบันของค่าใช้จ่ายจากการลงทุน หรือการหาผลคูณของอัตราลดค่าที่นำมาคูณกับกระแสเงินสดรับแล้วทำให้มูลค่าปัจจุบันสุทธิหรือ NPV มีค่า = 0 นั่นเอง วิธีการหาอัตราผลตอบแทนการลงทุนนี้ เป็นการหาโดยวิธีแบบลองผิดลองถูก หรือแบบสุ่มค่า (Trial and Error) โดยหาอัตราส่วนลดทำให้มูลค่าปัจจุบันของผลตอบแทนสุทธิที่ได้รับเท่ากับมูลค่าปัจจุบันสุทธิในการลงทุน (Net Present Value) เท่ากับศูนย์หรือเข้าใกล้ศูนย์ ค่าอัตราส่วนลดที่หาได้คือค่า IRR เกณฑ์ในการตัดสิน ถ้า IRR มีค่ามากกว่าอัตราขั้นต่ำของผลตอบแทนที่ยอมรับได้ก็คุ้มค่าที่จะลงทุน อย่างไรก็ตามถึงแม้ว่า IRR จะเป็นเกณฑ์การตัดสินใจที่ดีและเป็นที่ยอมรับกันทั่วไป แต่มีจุดอ่อน คือ อาจจะมีค่าของอัตราลดมากกว่าหนึ่งค่า ที่นำ

ให้มูลค่าปัจจุบันสุทธิเป็นศูนย์ ซึ่งอาจจะเกิดขึ้นได้กับโครงการที่ผลตอบแทนสุทธิเปลี่ยนจากบวกเป็นลบ สมการการคำนวณอัตราผลตอบแทนการลงทุน, IRR แบบลองผิดลองถูกมีดังนี้

จากสมการที่ (2.49) ถ้าให้ NPV เท่ากับ 0 จะได้

$$NPV=\sum_{n=0}^{N}\frac{NCF_n}{(1+i)^n} - TIC = 0 \qquad (2.50)$$

เมื่อ i = IRR หรือค่าอัตราส่วนลดที่จะทำให้ NPV = 0

จะเห็นได้ว่า วิธีหา IRR เป็นวิธีที่สำคัญ และจำเป็น ซึ่งผู้ลงทุนทุกคนต้องประเมินก่อนว่าโครงการที่จะลงทุนนั้นมีค่า IRR เป็นเท่าไร ยิ่งถ้าลักษณะของธุรกิจมีความเสี่ยงสูงก็ยิ่งต้องมีค่า IRR สูง เพื่อชดเชยกับความเสี่ยง เรียกว่า High risk high return ทั้งนี้ในการลงทุนผู้ลงทุนคงต้องพิจารณาว่าหากโครงการที่จะลงทุนให้ผลตอบแทนต่ำกว่าต้นทุนเงินทุน เช่น สมมติว่าผู้ลงทุนได้เงินทุนมาจากการกู้ในอัตรา 15 % หากประเมินโครงการแล้วพบว่า โครงการที่สนใจให้ผลตอบแทนเพียง 10 หรือ 12 % ก็ไม่น่าลงทุน หรือแม้แต่บางโครงการอาจให้ผลตอบแทนถึง 15% เท่ากับต้นทุนเงินกู้ ก็ยังไม่น่าลงทุนอยู่ดี เพราะทำไปก็เสมอตัว ไม่มีกำไร เพราะการตัดสินใจลงทุนในเชิงธุรกิจย่อมต้องการผลตอบแทนสูงกว่า ต้นทุนเงินลงทุน ยกเว้นแต่ว่าหากเป็นโครงการของรัฐเพื่อการสาธารณประโยชน์ก็อาจไม่จำเป็นต้องให้ผลตอบแทนในแง่กระแสเงินสดรับที่คุ้มค่ากับต้นทุนของเงินลงทุนก็ได้

2.5 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ธนะกิตติ์ ถาภักดี [26] ได้ทำการการศึกษาเพื่อหาค่าการประหยัดพลังงานของเครื่องปรับอากาศเมื่อติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Liquid-Suction โดยที่เครื่องปรับอากาศที่ใช้ในการทดสอบคือเครื่องปรับอากาศ แบบแยกส่วนขนาด 1 ตันความเย็นซึ่งได้ติดตั้งใช้งานในห้องทำงาน หลักการของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Liquid-Suction นี้คือจะสามารถลดเอนทาลปีของสารทำความเย็นเหลวก่อนเข้า Fan coil Unit และทำให้ไอสารทำความเย็นที่ออกจาก Fan coil Unit เป็นSuperheat ทดสอบหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะค่าประสิทธิภาพพลังงาน และค่าการใช้พลังงานไฟฟ้าเทียบกับเครื่องปรับอากาศที่ไม่ได้ติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน การทดลองได้กระทำในสภาวะการใช้งานจริง ผลการทดลองพบว่าที่อุณหภูมิสบายของคนไทยคือที่ 26 องศาเซลเซียส เครื่องปรับอากาศที่ติดตั้ง liquid-suction heat exchanger ที่มีความยาว 1 เมตรจะสามารถประหยัดพลังงานไฟฟ้าเพิ่มอีก 7.5% ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ และค่าประสิทธิภาพพลังงานยังเพิ่มขึ้นอีก 6.4% นอกจากนี้แล้วแบบจำลองทาคณิตศาสตร์หาความยาวที่ให้ประสิทธิภาพสูงสุดได้ 104 ซม. และจากการวิเคราะห์ทาง

เศรษฐศาสตร์พบว่ามีมูลค่าปัจจุบันสุทธิเท่ากับ 1,957 บาท อัตราผลตอบแทนภายในเท่ากับ 35.6% และมีระยะเวลาคืนทุนเท่ากับ 2.74 ปี

สุกิจ ช่วยเนื่อง [27] ได้ทำการศึกษาหาสภาวะที่เหมาะสมเพื่อระบายความร้อนที่คอนเดนเซอร์ด้วยอากาศเปียกโดยศึกษาเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอชนิดแยกส่วนขนาด 3.5 kW ระบบการระเหยของน้ำมาช่วยลดอุณหภูมิของอากาศก่อนจะเข้าไประบายความร้อนให้กับสารทำความเย็นที่ชุดคอนเดนเซอร์เพื่อเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ โดยการใช้เชือกไนล่อนเป็นอุปกรณ์เพิ่มพื้นที่สัมผัสระหว่างน้ำกับอากาศ มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง (d) เท่ากับ 0.8 cm ระยะห่างเส้นเชือกในแนวเดียวกับการไหล เท่ากับ 2 cm จัดวางเส้นเชือกแบบทแยง จำนวน 4 แถวเท่ากันตลอดพื้นที่หน้าตัด พบว่าเครื่องปรับอากาศมีค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะเพิ่มขึ้น 19.5 % กำลังงานไฟฟ้าลดลง 26.4 %

อภิเดช บุญเจือ [28] ได้ทำการศึกษาการลดการพลังงานที่ในกับคอมเพรสเซอร์ สำหรับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด 12,500 Btu/h ที่จำเป็นต้องติดตั้งชุดคอยล์เย็น (FCU) อยู่ต่ำกว่าชุดคอยล์ร้อน (CDU) จากการศึกษาที่ระยะห่าง 3, 6, 9 และ 12 เมตร พบว่าที่ระยะห่าง 12 เมตร มีความสิ้นเปลืองกว่าระยะห่าง 3, 6, 9 เมตร คิดเป็น 6.23 % และได้ศึกษาและเปรียบเทียบการสิ้นเปลืองพลังงาน ผลกระทบกับของสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) และประสิทธิภาพการทำความเย็น (EER) ระหว่างระบบที่ติดตั้งชุดลดพลังงานและระบบปกติ ทำการทดลองโดยติดตั้งชุดลดพลังงานการทดลองได้กำหนดให้คอมเพรสเซอร์ทำงาน 20 นาที และหยุดการทำงาน 6 นาที ใช้เวลาทั้งหมด 8 ชั่วโมง อุณหภูมิของอากาศภายนอกและภายในห้องทดลองถูกควบคุมให้คงที่ 39 ±2 °C และ 24 ±2 °C ตามลำดับ พบว่าการลดพลังงานในคอมเพรสเซอร์ส่งผลให้ค่า COP เพิ่มขึ้น 6.7 % และ EER เพิ่มขึ้น 7.76 % ในขณะที่การสิ้นเปลืองพลังงานลดลง 5.76 % คิดการประหยัดพลังงานเป็น 136.8 หน่วยต่อปี หรือค่าใช้จ่ายพลังงานไฟฟ้าลดลง 1,641.6 บาทต่อปี ในการทดลองนี้สามารถใช้ชุดลดพลังงานในคอมเพรสเซอร์ที่ความยาวท่อที่ 12 เมตร

ปรัชญา บูรณะสินทรัพย์ [29] ได้ทำการศึกษาพารามิเตอร์ของระบบปรับอากาศขนาด 4.982 kW ด้วยการจำลองแบบของระบบปรับอากาศที่ควบคุมด้วยอินเวอร์เตอร์และเพิ่มอุณหภูมิสารทำความเย็น (R-22) ที่ทางเข้าคอมเพรสเซอร์ด้วยอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบใช้ชุดศูนย์กลางร่วมกัน (Liquid/Vapor Line Heat Exchanger : LVLHE) ใช้ Program MATLAB Version 7.0 พารามิเตอร์ที่ศึกษาประกอบด้วยความเร็วลมหน้าคอยล์ทำความเย็นช่วง 1 -4 m/s อุณหภูมิของอากาศชื้นช่วง 22-32 °C ความถี่ของมอเตอร์ขับคอมเพรสเซอร์ช่วง 30 - 50 Hz และหาขนาดของ LVLHE ด้วยวิธีเชิงประสิทธิผล (Effectiveness Method) ผลการจำลองพบว่าที่อุณหภูมิสารทำความเย็นภายในเครื่อง

ควบแน่นและ เครื่องระเหยเท่ากับ 45 °C และ 10 °C ความยาวของ LVLHE วิเคราะห์จากสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ ปรับที่ความถี่ทางไฟฟ้า 30 Hz, 40 Hz และ50 Hz คือ 1.4 m, 1.45 m และ 1.5 m ตามลำดับ ค่า COP เฉลี่ยเพิ่มขึ้น 9.65% อัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยของเครื่องควบแน่น ที่อุณหภูมิอากาศ 33 °C อุณหภูมิสารทำความเย็น 45 °C ปรับความถี่ทางไฟฟ้า 30 Hz ต่างกับปรับที่ 40 Hz และ50 Hz เท่ากับ 15.79 % และ 27.96 % ตามลำดับอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยของเครื่องระเหยที่อุณหภูมิอากาศ 27 °C อุณหภูมิสารทำความเย็น 10 °C ปรับความถี่ทางไฟฟ้า 30 Hz ต่างกับปรับที่ 40 Hz และ 50 Hz เท่ากับ 0.4% และ 0.67 % ตามลำดับ

ทวีผล แปงณีวงค์ [30] ได้ทำการศึกษาการลดการใช้พลังงานในระบบปรับอากาศรถยนต์โดยวิธีการซับคูลโดยได้ออกแบบให้เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นแล้วนำไปติดตั้งกับชุดทดสอบระบบปรับอากาศรถยนต์ที่ใช้กับเครื่องยนต์แก๊สโซลีนที่มีความจุกระบอกสูบไม่เกิน 1600 ซีซี โดยใช้มอเตอร์ไฟฟ้าปรับรอบด้วย Inverter ทำการขับ Compressor แทนเครื่องยนต์และควบคุมสภาวะอากาศที่ไหลผ่าน Evaporator และ Condenser ตามมาตรฐานการทดสอบเครื่องปรับอากาศของสำนักงานมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม (สมอ.) ทดสอบที่ความเร็วรอบ Compressor ที่ 750, 1000, 1200, 1500, 1700, 2000, 2500 และ 3000 รอบต่อนาที นำผลการทดสอบเปรียบเทียบประสิทธิภาพกับผลทดสอบของชุดทดสอบระบบปรับอากาศรถยนต์เมื่อไม่ได้ติดตั้งอุปกรณ์ต้นแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เมื่อติดตั้งอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้ออกแบบเข้ากับชุดทดสอบระบบปรับอากาศรถยนต์ ได้ทำการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในระบบปรับอากาศรถยนต์ ที่มีความยาว 17.4 เซนติเมตร และการไหลแบบสวนทางกัน เพื่อนำมาทดสอบสมรรถนะในระบบ พบว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในงานวิจัยนี้ทำให้สมรรถนะในการทำงานในระบบปรับอากาศรถยนต์มีค่าต่ำกว่าแบบไม่มีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งเกิดจากสาเหตุในด้านการออกแบบอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อเพิ่มสมรรถนะที่ไม่เหมาะสม

ไป๋ เล่ห์บุญ [31] ได้ทำการศึกษาเปรียบเทียบการใช้พลังงานไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศ แบบปกติเปิด-ปิด และแบบบายพาสระบบน้ำยาปรับอากาศ ได้ทำการตรวจวัดและจัดเก็บข้อมูลเป็นระยะเวลา 7 วัน โดยใช้เครื่องปรับอากาศที่ติดตั้งใหม่จำนวน 1 เครื่อง ขนาด 12000 Btu/h เป็นเครื่องทดสอบ จากนั้นนำข้อมูลที่ตรวจวัดและจัดเก็บมาวิเคราะห์เพื่อเปรียบเทียบการประหยัดพลังงาน จากการศึกษาพบว่า การใช้พลังงานไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศแบบปกติ เปิด-ปิด มีค่า 42 kWh ส่วนอัตราการใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศแบบบายพาสระบบน้ำยาใช้พลังงาน 32.7 kWh เมื่อคิดเป็นเปอร์เซ็นต์จะเห็นว่าเครื่องปรับอากาศแบบบายพาสจะใช้พลังงานไฟฟ้าน้อยกว่าเครื่องปรับอากาศแบบปกติเปิด-ปิด เป็นจำนวน 19.79 เปอร์เซ็นต์

รัฐศักดิ์ พรหมมาศ [32] ได้ทำการศึกษาการประหยัดการใช้พลังงานไฟฟ้า โดยการปรับปรุงสมรรถนะของระบบปรับอากาศโดยใช้ท่อความร้อน (Heat pipe) ช่วยในการระบายความร้อนของคอนเดนเซอร์ ซึ่งใช้เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด 12000 BTU/h โดยการดัดแปลงชุดแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนเพื่อลดอุณหภูมิอากาศก่อนไปดึงความร้อนออกจากคอนเดนเซอร์ โดยท่อความร้อนที่ใช้ในการทดสอบเป็นวัสดุทำจากวัสดุท่อทองแดงบรรจุด้วยสารทำงานชนิด R134a ประกอบเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับการทดสอบจำนวน 3 แบบคือ แบบ 1 แถว แบบ 2 แถว และแบบ 3 แถว ผลที่ได้หลังจากการปรับปรุงนำมาเปรียบเทียบก่อนการปรับปรุง พบว่าเครื่องปรับอากาศที่ปรับปรุงด้วยการใช้ท่อความร้อนแบบ 3 แถว มีประสิทธิภาพดีที่สุดโดยมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะเฉลี่ยเพิ่มขึ้น 6.43 % มีการใช้กำลังไฟฟ้าเฉลี่ยลดลง 14.66 % และค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานเพิ่มขึ้น 17.46 % มีระยะเวลาคืนทุนเท่ากับ 2.43 ปี นอกจากนี้ข้อได้เปรียบของเครื่องปรับอากาศหลังการปรับปรุงคือ สามารถลดอุณหภูมิของอากาศที่ปล่อยทิ้งออกจากคอนเดนเซอร์ทำให้เกิดผลกระทบกับสภาพแวดล้อมน้อยลง เป็นแนวทางในการช่วยลดภาวะโลกร้อนได้อีกทาง

ธนวรา ทองล้วน [33] ได้ทำการศึกษาและเปรียบเทียบทั้งสมรรถนะ และประสิทธิภาพของเครื่องปรับ อากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศกับแบบระบายความร้อนโดยการพ่นน้ำ การทดสอบกระทำที่สภาวะอากาศเดียวกัน และยังศึกษาความคุ้มค่าในการติดตั้งระบบพ่นน้ำกับเครื่องปรับอากาศขนาดการทำความเย็น 15,000 และ 48,000 Btu/h พบว่าประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนโดยการพ่นน้ำดีกว่าแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ เครื่องปรับอากาศขนาดการทำความเย็น 15,000 Btu/h สามารถลดพลังงานไฟฟ้าที่ป้อนให้กับระบบกว่า 15% และค่า COP เพิ่มขึ้น 18 % ส่วนเครื่องปรับอากาศขนาดการทำความเย็น 48,000 Btu/h สามารถลดพลังงานไฟฟ้าที่ป้อนให้กับ ระบบกว่า 16 % และค่า COP เพิ่มขึ้น 20 % ส่วนผลทดสอบจากห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศมาตรฐาน ได้ทำการทดสอบกับเครื่องปรับอากาศขนาด 12,000 Btu/h ซึ่งสามารถลดพลังงานไฟฟ้าที่ป้อนให้กับระบบกว่า 9 %, ขีดความสามารถในการทำความเย็นเพิ่มขึ้น 6 % และค่า COP เพิ่มขึ้น16 %