บทที่ 2
ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

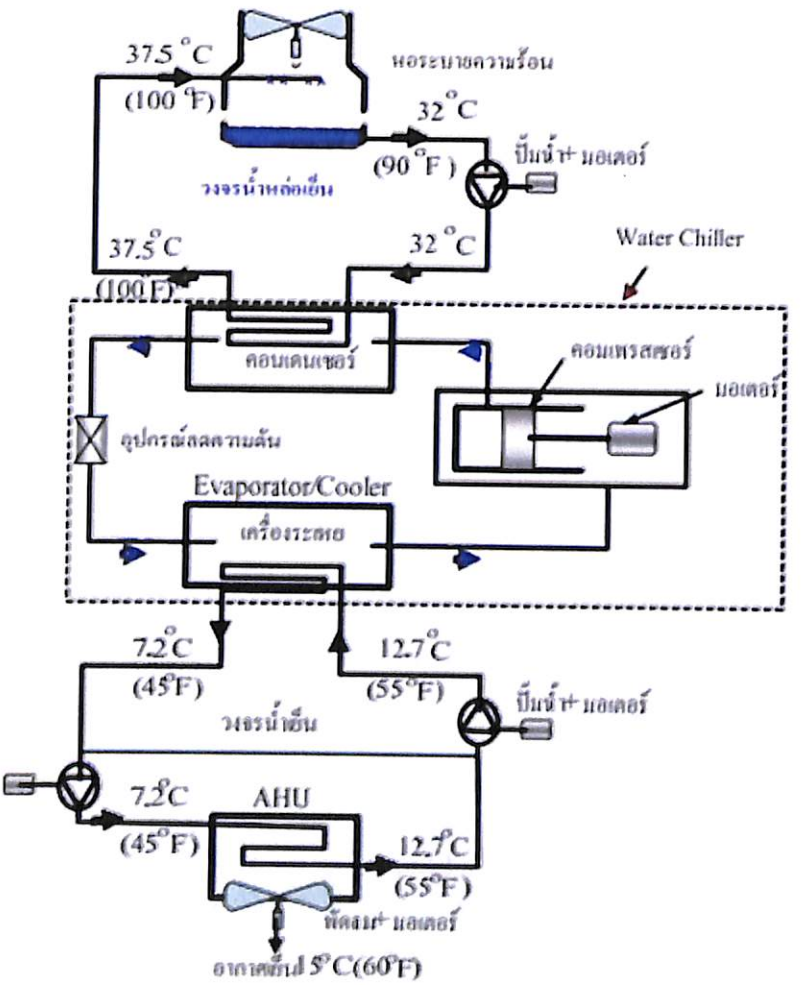
ระบบทำความเย็นของอาคารสำนักงาน หรือในโรงงานอุตสาหกรรม ถือเป็นอุปกรณ์ที่มีความสำคัญอย่างมาก และถือได้ว่าเป็นอุปกรณ์ที่ใช้ปริมาณกระแสไฟฟ้ามากที่สุด เช่นในอาคารขนาดใหญ่การใช้ไฟฟ้ากว่า 65% [2] จะมาจากระบบปรับอากาศ ด้วยเหตุนี้การบริหารจัดการ และการควบคุมการทำงานของเครื่องทำความเย็น จึงถือว่าเป็นตัวแปรที่สำคัญในการที่จะช่วยลดปริมาณการใช้ไฟฟ้าลงมาได้อย่างเป็นรูปธรรม สำหรับระบบปรับอากาศที่ใช้เครื่องทำน้ำเย็น (Chiller) แบบระบายความร้อนด้วยน้ำ ที่มีการทำงานเป็นแบบระบบปิด โดยอุปกรณ์ภายในระบบหลัก ๆ ก็จะมี เครื่องทำน้ำเย็น (Chiller), เครื่องสูบน้ำฝั่งเย็น (Chiller Water Pump), เครื่องสูบน้ำฝั่งร้อน (Condenser Water Pump), หอทำความเย็น (Cooling Tower) และเครื่องส่งลมเย็น (Air Handling Unit) เป็นต้น ซึ่งเป็นระบบที่มีการใช้ในอาคารขนาดใหญ่โดยทั่วไป

จากการศึกษา พบว่าในการประเมินสมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็น โดยนำหลักการ IPLV (Integrated Part Load Value) ตาม AHRI Standard 550/590 (Air-Condition, Heating, and Refrigeration Institute) ซึ่งเป็นมาตรฐานที่ได้ถูกพัฒนาขึ้นจากประเทศสหรัฐอเมริกา โดยได้รับการยอมรับในสากล และบ่งบอกถึงสมรรถนะได้หลายช่วงตามภาระการทำงานจริง มาใช้เพื่อหาสมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็น โดยจะหาทั้งในช่วง Full Load และ Part Load เพราะส่วนใหญ่เครื่องทำน้ำเย็นจะทำงานในช่วง Part Load เป็นส่วนใหญ่ เป็นเวลาถึง 99% ของทั้งปี [3] ดังนั้นค่าสมรรถนะการทำงานของเครื่องในช่วงที่ Part Load จึงเป็นส่วนสำคัญสำหรับการพิจารณาเครื่องทำน้ำเย็น

อย่างไรก็ตามการที่จะพิจารณาค่าสมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็นได้นั้นจะต้องคำนึงถึงปัจจัยภาระการทำความเย็น (Cooling Load) ที่มีต่ออาคารหรือพื้นที่นั้น ๆ ด้วยเพราะมีภาระการทำความเย็นที่เกิดขึ้นภายในอาคาร (Internal Load) และภาระการทำความเย็นที่เกิดขึ้นภายนอกอาคาร (External Load) สิ่งเหล่านี้เมื่อเกิดขึ้นจะมีอิทธิพลต่อการประเมินค่าสมรรถนะเครื่องทำน้ำเย็น เหตุ

นี้จึงต้องมีการคำนึงถึงภาระการทำความเย็นดังกล่าวฯ เข้าไปด้วย เพื่อที่จะได้รับรู้ถึงสมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็นในช่วงที่ใช้งานจริง

2.1 หลักการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็น (Chiller Water Cooler)



รูปที่ 2.1 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ [1]

จากรูปที่ 2.1 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอประกอบด้วยอุปกรณ์พื้นฐาน 4 ตัว [1] ได้แก่

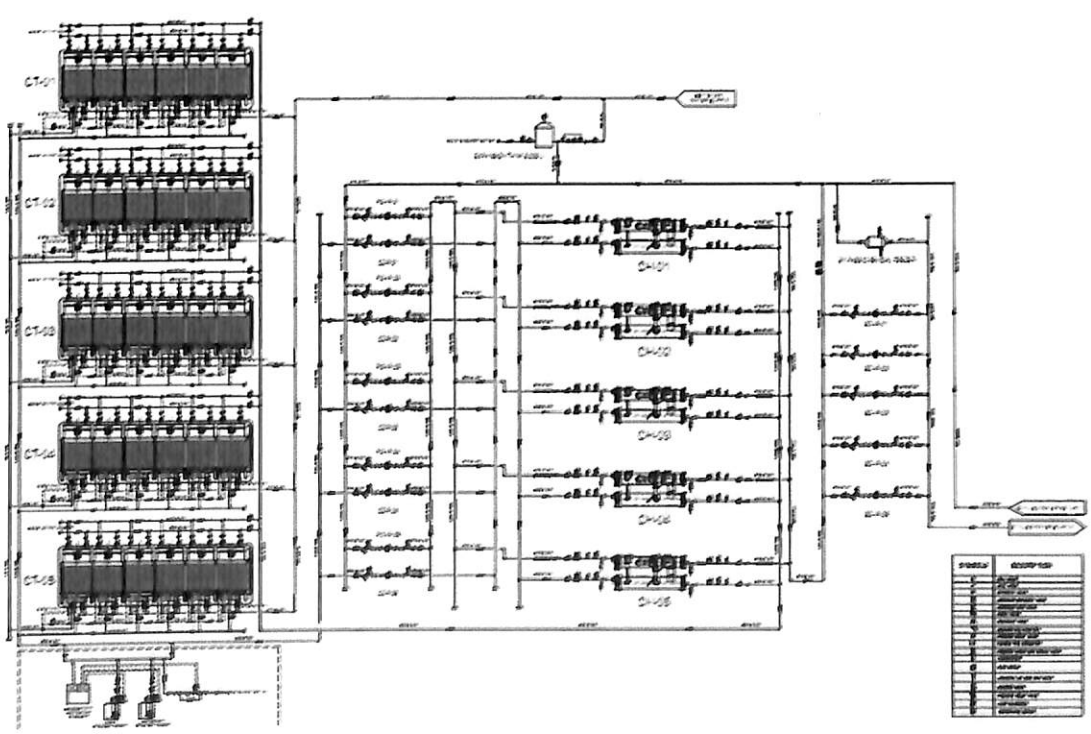
1. <u>อีวาโปเรเตอร์หรือคอยล์เย็น (Evaporator)</u> ทำหน้าที่ดึงความร้อนจากอากาศที่เคลื่อนที่ผ่านคอยล์เย็น โดยสารทำความเย็นซึ่งไหลอยู่ภายในคอยล์เย็นจะเปลี่ยนสถานะจากของผสมระหว่างของเหลวและไอที่ความดันต่ำ อุณหภูมิต่ำ ไปเป็นไอร้อนยิ่งยวดที่ความดัน และอุณหภูมิใกล้เคียงกัน

2. <u>คอมเพรสเซอร์ (Compressor)</u> ทำหน้าที่เพิ่มความดัน และอุณหภูมิของสารทำความเย็น คอมเพรสเซอร์จะอัดไอสารทำความเย็นซึ่งมีความดัน และอุณหภูมิต่ำ ให้มีความดัน และอุณหภูมิสูงขึ้น เพื่อส่งต่อไปยังคอนเดนเซอร์ คอมเพรสเซอร์เป็นอุปกรณ์ที่ทำให้สารทำความเย็นเกิดการไหลเวียนในระบบ และมีอุณหภูมิสูงพอที่จะระบายความร้อนทิ้งสู่สิ่งแวดล้อม

3. <u>คอนเดนเซอร์หรือคอยล์ร้อน (Condenser)</u> ทำหน้าที่ระบายความร้อนออกจากสารทำความเย็นที่มาจากคอมเพรสเซอร์ โดยสารทำความเย็นจะเปลี่ยนสถานะจากไอที่ความดันสูง อุณหภูมิสูง เป็นของเหลวที่ความดันสูง อุณหภูมิสูง การระบายความร้อนอาจใช้วิธีระบายความร้อนด้วยอากาศหรือน้ำก็ได้

4. <u>วาล์วลดความดัน (Expansion Valve)</u> ทำหน้าที่ลดความดันของสารทำความเย็นที่มาจากคอนเดนเซอร์ สารทำความเย็นจะเปลี่ยนสถานะจากของเหลวความดันสูง อุณหภูมิสูง เป็นของผสมระหว่างของเหลว และไอที่ความดันต่ำ อุณหภูมิต่ำ ก่อนไหลเข้าสู่อีวาโปเรเตอร์ต่อไป

2.2 ความหมาย และหน้าที่ของอุปกรณ์ของระบบปรับอากาศแบบเครื่องทำน้ำเย็นแบบระบายความร้อนด้วยน้ำ



รูปที่ 2.2 ไดอะแกรมระบบ Chiller Plant [3]

2.2.1 เครื่องทำน้ำเย็น (Water Cooled Water Chiller)

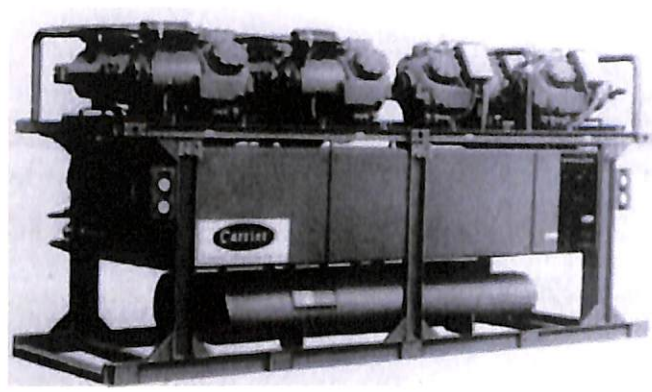
เครื่องทำน้ำเย็นแบบอัดไอประกอบด้วย คอมเพรสเซอร์ (Compressor) คอนเดนเซอร์ (Condenser) อีวาพอเรเตอร์ (Evaporator) และอุปกรณ์ลดความดัน (Expansion Device) มีสารทำความเย็น เช่น R22 หรือ R134a บรรจุอยู่ภายใน โดยทำหน้าที่ผลิตน้ำเย็นส่งไปให้กับเครื่องส่งลมเย็น เครื่องทำน้ำเย็นก็จะมีอยู่หลายรูปแบบ การนำมาใช้งานก็จะขึ้นอยู่กับปริมาณขนาดการทำความเย็นที่ใช้จริง [1]

<u>ประเภทของเครื่องทำน้ำเย็น</u>

1. **เครื่องทำน้ำเย็นขนาดใหญ่** ประมาณมากกว่า 500 ตันความเย็น นิยมใช้คอมเพรสเซอร์แบบหอยโข่ง (Centrifugal) ซึ่งจะมีสมรรถนะสูง เช่น 0.6 kW/Ton [1] ดังแสดงในรูปที่ 2.3
2. **เครื่องทำน้ำเย็นขนาดกลาง** ประมาณ 300 ตันความเย็น จะใช้คอมเพรสเซอร์แบบสกรู (Screw) ซึ่งจะมีสมรรถนะปานกลาง เช่น 0.8 kW/Ton [1] ดังแสดงในรูปที่ 2.4
3. **เครื่องทำน้ำเย็นขนาดเล็ก** ประมาณน้อยกว่า 100 ตันความเย็น จะใช้คอมเพรสเซอร์ลูกสูบ (Piston) ซึ่งจะมีสมรรถนะต่ำ เช่น 1.0 kW/Ton [1] ดังแสดงในรูปที่ 2.5

รูปที่ 2.3 เครื่องทำน้ำเย็นแบบหอยโข่ง (Centrifugal) [1]

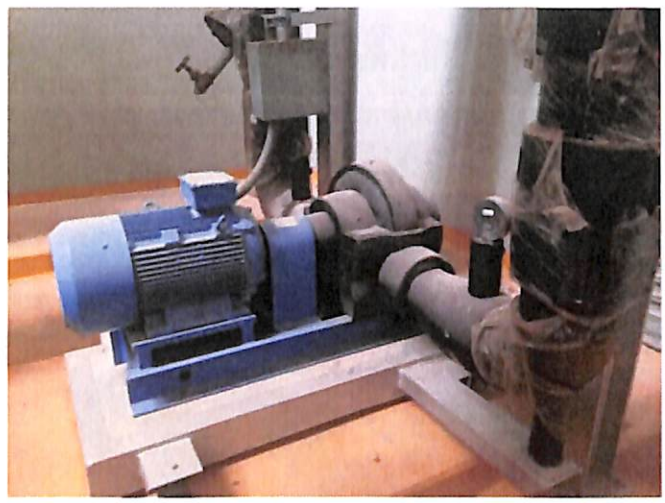
รูปที่ 2.4 เครื่องทำน้ำเย็นแบบสกรู (Screw) [1]



รูปที่ 2.5 เครื่องทำน้ำเย็นลูกสูบ (Piston) [1]

2.2.2 เครื่องสูบน้ำเย็น (Chiller Water Pump)

เครื่องสูบน้ำเย็น เป็นอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่สูบสารตัวกลางหรือน้ำจากเครื่องทำน้ำเย็นไปยังเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เช่น เครื่องส่งลมเย็น (Air Handing Unit) หรือ คอยล์เย็น (Fan coil Unit) [8] ดังแสดงในรูปที่ 2.6



รูปที่ 2.6 เครื่องสูบน้ำเย็น

2.2.3 เครื่องสูบน้ำระบายความร้อน (Condenser Water Pump)

เครื่องสูบน้ำระบายความร้อนจะทำหน้าที่ขับเคลื่อนน้ำระบายความร้อนผ่านคอนเดนเซอร์ของเครื่องทำน้ำเย็น เมื่อน้ำร้อนขึ้นจากประมาณ 32 °C -38 °C ก็จะถูกส่งไปยังหอระบายความร้อน ซึ่งจะทำให้น้ำเย็นลง และนำกลับมาใช้ระบายความร้อนใหม่ วนไปอย่างนี้เรื่อยๆ [8] ดังแสดงในรูปที่ 2.7

รูปที่ 2.7 เครื่องสูบน้ำระบายความร้อน

2.2.4 หอหล่อเย็น (Cooling Tower)

หอหล่อเย็น คือ หอคอยขนาดใหญ่ที่ทำหน้าที่ระบายความร้อนออกจากน้ำ ใช้กับเครื่องปรับอากาศที่ระบายความร้อนด้วยน้ำ ดังแสดงในรูปที่ 2.8 การทำงานก็คือ นำน้ำที่ใช้งานแล้วกลับมาใช้อีก โดยอุณหภูมิน้ำที่ได้จากหอระบายความร้อนควรจะสูงกว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศที่เข้าระบายความร้อนไม่เกิน 4-6 °F ซึ่งในหลักการนี้จะสามารถนำไปคำนวณหาอุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนเซอร์ที่ใช้งานได้

รูปที่ 2.8 หอหล่อเย็น (Cooling Tower) [1]

สำหรับการวิเคราะห์ค่าพลังงานของเครื่องทำน้ำเย็นโดยนำหลักการ IPLV ตาม AHRI Standard 550/590 มาใช้ในการหาค่าสมรรถนะเครื่องทำน้ำเย็น และได้มีผู้ที่ศึกษาเกี่ยวกับการใช้สูตร IPLV ดังกล่าวอย่างกว้างขวาง

ทศพล สถิตสุวงศ์กุล ได้ศึกษาการประเมิน IPLV/NPLV กับการพิจารณาใช้งานเครื่องทำน้ำเย็นในประเทศไทย ในบทความวิจัยนี้ ได้กล่าวถึงที่มาที่ไปของสูตร IPLV ตามมาตรฐาน AHRI ว่ามีหลักการ การคำนวณอย่างไร และได้วิจารณ์ถึงสัดส่วน IPLV ที่ได้จาก AHRI นั้นว่า หากนำมาวิเคราะห์ค่าสมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็นในประเทศไทยนั้น อาจจะไม่เหมาะสม เพราะสัดส่วนโหลดใช้งานที่ได้จาก AHRI นั้นมีการวิเคราะห์มาจากสหรัฐอเมริกา ซึ่งค่าภูมิอากาศแตกต่างจากประเทศไทยมาก หากนำมาวิเคราะห์ค่าสมรรถนะในประเทศไทยอาจจะได้ผลลัพธ์สมรรถนะที่ไม่ถูกต้อง คุณทศพลจึงได้ทำการวิเคราะห์หาสัดส่วนการใช้งานที่เหมาะสมใช้กับประเทศไทยขึ้นมา แต่ยังคงสูตรของ IPLV เดิมอยู่ และได้นำค่าที่คำนวณได้มาเปรียบเทียบค่าสมรรถนะเพื่อดูความแตกต่าง [6]

การศึกษาของชาติชาย พิสุทธิบริบูรณ์ ในหัวข้อการกำหนดสมรรถนะเครื่องปรับอากาศโดยคำนึงถึงสภาพภูมิอากาศ ได้กล่าวถึงค่าสมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็นระหว่าง IPLV กับ NPLV ไว้ว่าทั้งสองอย่างนี้เป็นการทดสอบแบบเดียวกันแต่ภาวะการทำงานของ NPLV จะไม่เป็นไปตามค่าอ้างอิงมาตรฐานที่กำหนดไว้ ประเด็นที่ต้องระมัดระวังคือ เราไม่สามารถนำมาตรฐานจากต่างประเทศมาใช้โดยตรงได้ เพราะภูมิอากาศแตกต่างกัน จึงจำเป็นต้องพัฒนาขึ้นเอง โดยการวิเคราะห์ ทดสอบจนเห็นว่า สามารถนำมาใช้กับประเทศไทยได้ [5]

ชลธิศ เอี่ยมวรวุฒิกุล ได้ประเมินผลเปรียบเทียบการใช้พลังงานในระบบปรับอากาศของเครื่องทำน้ำเย็น แบบระบายความร้อนด้วยอากาศโดยวิธีรวมพลังงานจากภาระงานที่แปรเปลี่ยน ในบทความวิจัยนี้ ได้กล่าวถึงแนวทางการประเมินการใช้พลังงานของเครื่องทำน้ำเย็นสำหรับระบบปรับอากาศในอาคารธุรกิจขนาดใหญ่ ซึ่งมุ่งเน้นวิธีการคำนวณที่ไม่สลับซับซ้อนโดยการประมาณความสัมพันธ์สมรรถนะการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็น การสร้างแบบจำลองภาระความร้อนของอาคาร และการนำมาประมวลหาค่า IPLV ภายใต้สภาวะอุณหภูมิอากาศท้องถิ่น การศึกษาได้ดำเนินการโดยใช้กรณีกรณีศึกษาของอาคารโรงพยาบาลในกรุงเทพมหานคร ที่ใช้เครื่องทำน้ำเย็นแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ และมีการทำงาน 24 ชั่วโมงต่อวัน พบว่าผลการอนุรักษ์พลังงานที่ได้แตกต่างจากการคำนวณโดยวิธีปกติ (ใช้ค่าสมรรถนะคงที่) ถึง 38.2% [4]

งานวิจัยของวิรัณ เชิงชวโน อธิบายสมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็นในช่วงการทำงาน Part Load เป็นสิ่งที่ควรพิจารณามากกว่าค่า Full Load ได้กล่าวถึงการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นในช่วงการทำงานต่าง ๆ ซึ่งจะมีการทำงานทั้งในช่วง Full Load และ Part Load แล้วได้วิเคราะห์ออกมาว่าเครื่องทำน้ำเย็นส่วนใหญ่ในประเทศไทยนั้นจะทำงานในช่วง Part Load เป็นส่วนใหญ่ โดยในช่วง Full Load นั้นแทบจะไม่เกิดการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นขึ้น จึงได้นำเครื่องทำน้ำเย็นแต่ละชนิดมาเปรียบเทียบค่าสมรรถนะกัน พบว่าการทำงานในช่วง Part Load ของเครื่องทำน้ำเย็นแต่ละตัวให้ผลทางด้านสมรรถนะออกมาแตกต่างกัน การพิจารณาสมรรถนะการทำงานที่ Part Load น่าจะมีนัยสำคัญต่อการพิจารณาเลือกใช้เครื่องทำน้ำเย็น แทนที่จะพิจารณาเพียงค่า Full Load แต่เพียงอย่างเดียว และได้พูดถึงสูตร IPLV ในการนำมาใช้วิเคราะห์ค่าสมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็นในแต่ละช่วงการทำงาน แล้วได้สรุปว่า ค่าสมรรถนะ IPLV ควรจะเป็นค่าที่ถูกนำมาใช้พิจารณาในการเลือกใช้มากกว่าค่าสมรรถนะ Full Load เนื่องจากสะท้อนสภาพการใช้งานจริงของเครื่องทำน้ำเย็น [9]

2.3 การประเมินสมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็นตามแนวทางมาตรฐานAHRI (Air-Condition, Heating, and Refrigeration Institute)

AHRI Standard 550/590 เป็นมาตรฐานในเชิงด้านวิเคราะห์หาสมรรถนะการทำความเย็นของระบบปรับอากาศในประเทศสหรัฐอเมริกา ซึ่ง AHRI ได้ใช้ค่า IPLV เป็นตัวแทนในการวิเคราะห์พลังงานของเครื่องทำน้ำเย็น โดยให้ความสำคัญของค่าสมรรถนะของตัวเครื่องที่ Part Load เป็นหลัก โดยให้อัตราส่วนน้ำหนักของโอกาสเกิดโหลดความร้อนที่แต่ละ % การทำงานในตัวอาคารได้ดังนี้ [3]

อัตราการเกิดภาระการทำความเย็นของอาคารที่ 100% = 0.01 หรือ 1% ต่อปี, 75% = 0.42 หรือ 42% ต่อปี, 50% = 0.45 หรือ 45% ต่อปี, 25% = 0.12 หรือ 12% ต่อปี ตามที่สรุปแสดงดังตารางที่ 2.1 ซึ่งได้ถูกนำไปใช้เป็นสูตรการคำนวณ IPLV ดังสมการที่ (1) และอ้างอิงค่าอุณหภูมิน้ำระบายความร้อนเข้าคอนเดนเซอร์ที่สัดส่วนภาระการทำความเย็นต่าง ๆ แสดงไว้ในตารางที่ 2.2

$$IPLV = \frac{1}{\frac{0.01}{A} + \frac{0.42}{B} + \frac{0.45}{C} + \frac{0.12}{D}} \qquad (1)$$

เมื่อ IPLV คือ ค่าสมรรถนะ Integrated Part Load Value หรือค่าเฉลี่ย kW/ton ของเครื่องทำน้ำเย็นตามข้อกำหนดของ AHRI ตามค่าสภาวะที่กำหนดในตารางที่ 2.1 และ 2.2 (โดยหากการคำนวณใช้ค่าสภาวะที่แตกต่างจากตารางที่ 2.1 และ 2.2 จะถูกเรียกว่า NPLV หรือ Non-Standard Integrated Part Load Value)

A คือ kW/ton ของเครื่องทำน้ำเย็นที่ภาระโหลด 100% และที่อุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนเซอร์ (Entering Condenser Water Temperature) เท่ากับ 85 องศาฟาเรนไฮต์

B คือ kW/ton ของเครื่องทำน้ำเย็นที่ภาระโหลด 75% และที่อุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนเซอร์ (Entering Condenser Water Temperature) เท่ากับ 75 องศาฟาเรนไฮต์

C คือ kW/ton ของเครื่องทำน้ำเย็นที่ภาระโหลด 50% และที่อุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนเซอร์ (Entering Condenser Water Temperature) เท่ากับ 65 องศาฟาเรนไฮต์

D คือ kW/ton ของเครื่องทำน้ำเย็นที่ภาระโหลด 25% และที่อุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนเซอร์ (Entering Condenser Water Temperature) เท่ากับ 65 องศาฟาเรนไฮต์

จากสมการที่ 1 จะเห็นได้ว่าค่า IPLV จะได้จากการนำค่าสมรรถนะเครื่อง ณ การทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นที่ 100%, 75%, 50% และ 25% ไปคำนวณรวมกับอัตราการเกิดภาระการทำความเย็นต่อปีของการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็น รวมถึงการกำหนดค่าอุณหภูมิน้ำระบายความร้อนเข้าคอนเดนเซอร์จาก 85 ^{o}F ถึง 65 ^{o}F เมื่อภาระทำความเย็นตั้งแต่ 100% ถึง 50% ลงมา

ค่า IPLV เป็นค่าที่ใช้กันแพร่หลายในประเทศไทยในการกำหนดเป็นข้อกำหนดในการจัดซื้อจัดจ้างเครื่องทำน้ำเย็นเพื่อการประหยัดพลังงาน โดยคำนึงถึงการทำงานช่วง Part Load เป็นหลัก ซึ่งกำหนดอุณหภูมิน้ำระบายความร้อนของเครื่องทำน้ำเย็นตามข้อมูลที่กำหนดใน AHRI แตกต่างจากอุณหภูมิใช้งานในประเทศไทย ซึ่งสำหรับการวิเคราะห์ค่าสมรรถนะเครื่องที่ Part Load สำหรับประเทศไทยนั้นอาจจะใช้เป็นค่า NPLV (Non-Standard Part Load Value) ตามแนวทางของ AHRI

ความแตกต่างของค่า IPLV และ NPLV เป็นค่าที่ใช้พิจารณาสมรรถนะเครื่องที่ Part Load ทั้งสองค่าซึ่งแตกต่างกันที่ค่า IPLV จะใช้อุณหภูมิใช้งานตาม AHRI Standard ซึ่งเป็นค่าที่กำหนดไว้เป็นมาตรฐาน ซึ่งค่าอุณหภูมิใช้งานต่าง ๆ จะแตกต่างจากสภาวะใช้งานของประเทศไทย แต่ค่า NPLV จะสามารถปรับเปลี่ยนอุณหภูมิใช้งานได้ตามสภาวะอากาศ ณ สถานที่นั้น

จากที่กล่าวมาข้างต้นนั้น จะเห็นว่าเหตุผลที่เครื่องทำน้ำเย็นไม่ทำงานที่ Full Load ตลอดเวลา และทำงานที่ Part Load เป็นส่วนใหญ่ โดยปกติแล้วการคำนวณโหลดความร้อนของอาคารจะใช้ค่าสูงสุดของโหลดความร้อนทั้งหมดมาคำนวณรวมกัน หรือเรียกว่าค่า Peak Load โดยใช้ค่าสภาวะอากาศช่วงร้อนที่สุดของปี (เม.ย.) และการใช้งานของอุปกรณ์ไฟฟ้าทั้งหมดพร้อมกันทั้งอาคาร รวมถึงการใช้งานของคนพร้อมกันทั้งหมด แต่ในความเป็นจริงแล้วใน 1 ปี สภาวะอากาศเปลี่ยนแปลงตลอดเวลาทำให้โหลดความร้อนจากสภาวะอากาศไม่สูงสุดเป็นส่วนใหญ่ เช่นเดียวกันโหลดความร้อนจากคน และอุปกรณ์ไฟฟ้า จะไม่ได้ใช้งานทั้งหมดพร้อม ๆ กันในแต่ละพื้นที่มีการใช้งานในแต่ละเวลาไม่พร้อมกัน เช่น โรงอาหารใช้งานแค่บางช่วงเวลา, ห้องประชุมมีการใช้งานเฉพาะเวลาประชุมเท่านั้น เป็นต้น นั่นคือสาเหตุที่ AHRI กำหนดค่า IPLV ให้โหลดความร้อนส่วนใหญ่ของอาคารเป็นช่วง Part Load

ตารางที่ 2.1 เปรียบเทียบความแตกต่างของสัดส่วน (%) ที่ภาระโหลดต่าง ๆ ที่ใช้ในการคำนวณค่า IPLV [6]

ภาระโหลด (%)	สัดส่วน (%)
100	1
75	42
50	45
25	12

ตารางที่ 2.2 เปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนเซอร์ (Entering Condenser Water Temperature) ที่ภาระโหลดต่าง ๆ ที่ใช้ในการคำนวณค่า IPLV [6]

ภาระโหลด (%)	อุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนเซอร์ (^{o}F)
100	85
75	75
50	65
25	65

2.4 ภาระการทำความเย็น (Cooling Load)

ภาระการทำความเย็นเป็นปริมาณความร้อนที่เกิดขึ้นในพื้นที่บริเวณอาคารที่มีผลมาจากการแผ่รังสีความร้อนจากภายนอกมาสู่ภายในอาคาร และภาระการทำความเย็นที่เกิดขึ้นภายในอาคารโดยเกิดขึ้นจากผู้อยู่อาศัย อุปกรณ์ไฟฟ้าต่าง ๆ รวมถึงการรั่วซึมของตัวอาคาร โดยภายในอาคารจะมีระบบปรับอากาศที่ต้องกำจัดภาระการทำความเย็นที่เกิดขึ้นออกไปจากพื้นที่ปรับอากาศ ปัจจัยที่มีผลต่อการทำให้เกิดภาระทำความเย็นมีอยู่ 2 ประเภท ดังแสดงรูปที่ 2.9

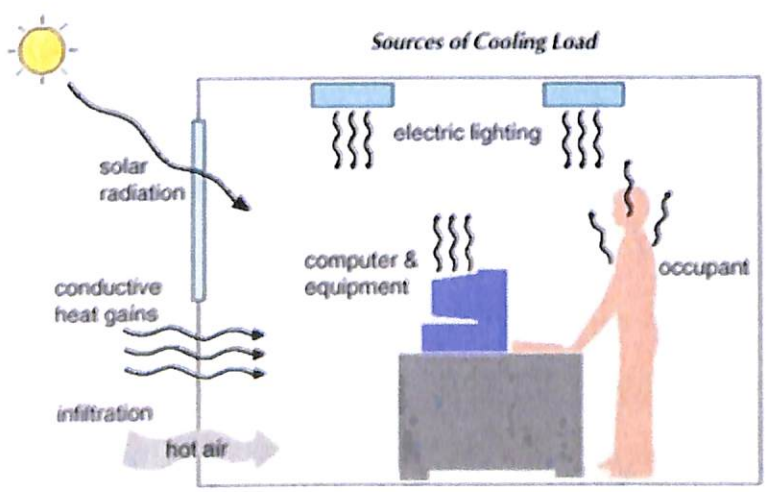
2.4.1 ภาระการทำความเย็นภายใน (Internal Load) ได้แก่ คน, ไฟส่องสว่าง, เครื่องมืออุปกรณ์, การรั่วของอากาศ และความชื้นที่เกิดในบริเวณนั้น ๆ

2.4.2 ภาระการทำความเย็นภายนอก (External Load) ได้แก่ การนำความร้อนจากหลังคา ผนัง หน้าต่าง, การแผ่รังสีความร้อนจากดวงอาทิตย์

ภาระในการทำความเย็น มีความสำคัญกับการออกแบบ และเลือกใช้อุปกรณ์ทำความเย็นให้เหมาะสมกับความร้อนที่เกิดขึ้น โดยจะมีการเผื่อขนาดของภาระการทำความเย็นเพื่อเลือกอุปกรณ์ที่เหมาะสม [8]

ในการพิจารณาถึงแหล่งที่มาของความร้อนของระบบปรับอากาศ จะพบว่าประมาณ 60% เป็นผลจากความร้อนที่ถ่ายเทจากภายนอกอาคาร ผ่านผนังทึบและผนังโปร่งแสงเข้าสู่ภายในตัวอาคาร ส่วนที่เหลืออีก 40% (อาจจะไม่แน่เสมอไป ขึ้นอยู่กับลักษณะของอาคาร และการใช้งาน) เป็นภาระความร้อนที่เกิดขึ้นจากภายในตัวอาคารเอง เช่น ความร้อนจากโหลดไฟฟ้า อุปกรณ์สำนักงาน และความร้อนจากผู้ที่อยู่ในอาคาร เพื่อให้ผู้ที่อยู่ในห้องปรับอากาศมีความรู้สึกสบาย ดังนั้นในการออกแบบระบบปรับอากาศจะต้องคำนึงถึงองค์ประกอบต่าง ๆ ดังนี้ [8]

- อุณหภูมิของอากาศ
- ความชื้นของอากาศ
- ความเร็วของอากาศ
- คุณภาพของอากาศ
- ปริมาณของอากาศหมุนเวียน
- การควบคุมเสียง



รูปที่ 2.9 ภาระการทำความเย็นทั้งภายในและภายนอก [3]

จากงานวิจัยของ ชลธิศ [1] ได้ประเมินภาระการทำความเย็นอย่างง่ายของอาคารที่แปรผันตามอุณหภูมิของอุณหภูมิอากาศภายในแบบง่าย เพื่อจุดประสงค์ในการคำนวณการใช้พลังงานของเครื่องทำความเย็นแบบ IPLV ดังนี้

การคำนวณโหลดของอาคาร [1] จะสามารถหาได้จากสมการที่ 2

$$\%\text{Load}_{buiding} = \%\ \text{Load Int.} + \%\ \text{Load Ext.}\left[\frac{T_{atm} - T_{base}}{T_{dsg} - T_{base}}\right] \qquad (2)$$

โดยที่

%Load int. คือ ร้อยละของภาระจากภายในอาคาร (Internal Load)

%Load ext. คือ ร้อยละของภาระจากภายนอกอาคาร (External Load)

T_{atm} คือ อุณหภูมิอากาศภายนอก กระเปาะแห้ง (Dry bulb ^{o}F)

T_{base} คือ อุณหภูมิฐาน Degree-Day 64.4 ^{o}F (18 ^{o}C) [9]

T_{dsg} คือ อุณหภูมิออกแบบ 95 ^{o}F [6]

2.4.3 หลักการคำนวณภาระการทำความเย็นของอาคาร

จากบทความที่กล่าวมาข้างต้นนั้น จะเห็นได้ว่ามีการกำหนดสัดส่วนภาระการทำความเย็นทั้งภายนอก และภายในเป็น 60% และ 40% [8] ตามลำดับ โดยในที่นี้จะกำหนดให้ภาระการทำความเย็นภายในเป็นค่าคงที่ เนื่องจากภายในอาคารภาระโหลดมีการเปลี่ยนแปลงน้อยจึงให้ใช้เป็นค่าคงที่เพื่อง่ายต่อการคำนวณ ซึ่งจะสามารถหาภาระโหลดของอาคารได้จากสมการที่ 2 ดังนี้

1. กำหนดสัดส่วนภาระการทำความเย็นทั้งภายนอก และภายในลงในสมการที่ 2
2. นำค่าสถิติอุณหภูมิกระเปาะแห้งที่ได้จากกรมอุตุนิยมวิทยาของแต่ละช่วงเวลาแทนค่าลงใน T_{atm} (เนื่องจากภาระการทำความเย็นภายนอกมีอุณหภูมิกระเปาะแห้งมาเป็นปัจจัย ทำให้ในแต่ละช่วงเวลา ภาระการทำความเย็นภายนอกจะเปลี่ยนแปลงอยู่ตลอดเวลา)

2.4.4 หลักการคำนวณตันความเย็นที่ใช้งาน

สำหรับการคำนวณตันความเย็นที่ใช้งานจริงของเครื่องทำน้ำเย็นนั้น จะสามารถหาได้โดยการนำจำนวนพิกัดตันความเย็นของเครื่องทำน้ำเย็นเข้าไปคูณด้วยค่าสัดส่วนภาระการทำความเย็นที่ได้ เนื่องจากสมการที่ (2) ดังนี้

$$\text{Ton Chiller}_{\text{working}} = \%\text{Load}_{\text{building}} \times \text{Ton}_{\text{Chiller}} \quad (3)$$

โดยที่

$\text{Ton}_{\text{Chiller}}$ คือ ขนาดพิกัดตันความเย็นของเครื่องทำน้ำเย็นที่นำมาพิจารณา

ในที่นี้ได้กำหนดให้ภาระการทำความเย็นทั้งภายนอก และภายในเป็น 60% และ 40% (อาจจะไม่แน่เสมอไป ขึ้นอยู่กับลักษณะของอาคาร และการใช้งาน) ตามลำดับทำนองเดียวกันกับหาโหลดของอาคาร โดยหลักการคำนวณจะเหมือนกันกับหาโหลดของอาคาร ซึ่งจะแสดงการคำนวณไว้ในภาคผนวก ก-1.

2.4.5 หลักการคำนวณสมรรถนะของเครื่องทำความเย็น

ค่าสมรรถนะเฉลี่ยของเครื่องทำน้ำเย็นจะสามารถหาได้จากสมการที่ 4 โดยกำหนดในพิจารณาช่วงเวลาการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นจากการนำปริมาณพลังงานไฟฟ้าที่ใช้ในการทำความเย็น (kWh) ไปหารกับปริมาณความเย็นที่เครื่องทำน้ำเย็นหรือระบบผลิตได้ (Ton-h) ซึ่งจะได้เป็นค่าสมรรถนะของเครื่องทำความเย็นที่ใช้งานจริงออกมา [3]

$$\text{Performance of Chiller (kW/Ton)} = \frac{\text{Power of Chiller (kWh)}}{\text{Ton of Chiller (Ton - h)}} \quad (4)$$

โดยที่

Power of Chiller คือ ปริมาณพลังงานไฟฟ้าที่ใช้ในการทำความเย็นของช่วงเวลาที่กำหนด (kWh)

Ton of Chiller คือ ปริมาณพลังงานความเย็นที่เครื่องทำน้ำเย็นหรือระบบผลิตได้ในช่วงเวลาที่กำหนด (Ton-h)

2.5 ข้อมูลสภาพอากาศของกรุงเทพมหานคร (Weather Data)

ข้อมูลสภาพอากาศเฉลี่ยรายชั่วโมงของแต่ละเดือนเป็นข้อมูลที่ได้จากสถิติการเก็บข้อมูลสภาพอากาศของทุก ๆ วันของทั้งปี และทุก ๆ ชั่วโมงของทั้งปีทั้งอุณหภูมิกระเปาะเปียก (Wet Bulb) และอุณหภูมิกระเปาะแห้ง (Dry Bulb) ดังแสดงในรูปที่ 2.10 และ 2.11 ตามลำดับ (แสดงเป็นค่าองศาฟาเรนไฮต์) จนได้เป็นค่าสถิติรวมของทั้งปีมาเพื่อที่จะได้ทราบว่าในแต่ละวันมีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิเป็นอย่างไรเป็นรายชั่วโมง เพื่อให้ผู้ที่ศึกษานำข้อมูลไปดำเนินการที่เป็นประโยชน์ต่อในงานวิจัยต่าง ๆ ได้

Time	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Jan	72.7	72.3	72.0	71.7	71.4	71.2	70.9	71.5	72.6	73.5	74.1	74.7	74.9	75.2	75.3	75.2	74.9	74.5	74.1	73.8	73.7	73.5	73.2	73.0
Feb	75.2	74.9	74.7	74.4	74.1	73.8	73.7	74.3	75.1	75.8	76.2	76.5	76.7	76.9	76.9	76.6	76.3	75.9	75.8	75.8	75.7	75.7	75.6	75.4
Mar	77.4	77.3	77.1	76.9	76.8	76.5	76.5	77.2	77.8	78.1	78.5	78.7	78.8	78.8	78.7	78.4	78.2	77.7	77.6	77.7	77.7	77.7	77.7	77.6
Apr	79.1	79.0	78.8	78.7	78.5	78.2	78.5	79.2	79.6	79.9	80.2	80.5	80.6	80.6	80.5	80.3	80.0	79.5	79.3	79.3	79.4	79.4	79.3	79.2
May	78.6	78.4	78.2	78.0	77.8	77.6	78.1	78.8	79.4	79.8	80.0	80.3	80.4	80.5	80.4	80.3	80.0	79.5	79.1	79.1	79.0	78.9	78.8	78.7
Jun	77.6	77.4	77.2	77.1	76.9	76.8	77.3	78.0	78.5	78.9	79.2	79.5	79.8	79.8	79.9	79.8	79.5	78.9	78.5	78.3	78.2	78.2	78.0	77.8
Jul	77.3	77.1	76.9	76.7	76.6	76.4	76.7	77.4	77.9	78.3	78.6	78.9	79.1	79.3	79.4	79.2	79.0	78.6	78.1	78.0	77.9	77.9	77.7	77.5
Aug	76.7	76.5	76.3	76.1	76.0	76.0	76.3	77.0	77.5	77.9	78.2	78.6	78.8	78.9	79.1	79.0	78.6	78.2	77.9	77.7	77.5	77.3	77.2	76.9
Sep	77.0	76.8	76.7	76.5	76.4	76.2	76.6	77.3	78.1	78.6	78.9	79.2	79.3	79.4	79.4	79.3	79.0	78.5	78.1	77.8	77.8	77.7	77.5	77.3
Oct	76.4	76.2	76.0	75.8	75.6	75.5	75.8	76.6	77.4	77.9	78.1	78.2	78.3	78.3	78.2	78.0	77.7	77.4	77.2	77.1	77.0	76.9	76.8	76.6
Nov	73.5	73.2	73.0	72.6	72.4	72.1	72.2	73.0	73.9	74.6	75.0	75.4	75.5	75.7	75.6	75.5	75.2	74.9	74.7	74.6	74.4	74.2	74.0	73.8
Dec	70.3	70.0	69.6	69.2	68.9	68.5	68.4	69.1	70.4	71.5	72.3	72.8	73.2	73.4	73.5	73.4	73.0	72.7	72.4	72.0	71.6	71.3	71.0	70.6

รูปที่ 2.10 อุณหภูมิกระเปาะเปียกของกรุงเทพฯ [12]

Time	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Jan	77.5	76.8	76.3	75.7	75.2	74.6	74.5	75.8	79.2	82.2	84.9	86.8	88.0	88.9	89.3	88.9	87.5	85.2	82.8	81.3	80.3	79.6	79.0	78.2
Feb	79.6	79.1	78.6	78.1	77.6	77.2	77.0	78.5	81.6	84.4	86.7	88.5	89.7	90.3	90.6	90.2	88.7	86.2	83.7	82.3	81.5	81.0	80.6	80.1
Mar	81.6	81.2	80.8	80.5	80.2	79.7	79.7	81.7	84.6	87.1	89.1	90.4	91.4	91.9	92.0	91.4	90.0	87.3	85.0	83.7	83.2	82.8	82.4	82.0
Apr	83.8	83.4	83.1	82.8	82.4	81.9	82.3	84.8	87.5	89.7	91.5	92.9	93.8	94.1	94.1	93.6	92.1	89.5	87.3	86.1	85.4	84.9	84.5	84.2
May	82.9	82.5	82.1	81.8	81.3	81.0	81.8	84.3	86.9	88.9	90.4	91.4	91.8	92.1	91.9	91.4	90.0	87.9	85.9	84.9	84.4	84.0	83.6	83.2
Jun	82.3	81.9	81.5	81.2	80.9	80.6	81.4	83.7	86.0	87.8	89.2	90.1	90.7	90.7	90.6	90.2	88.9	86.8	85.1	84.2	83.6	83.3	82.9	82.6
Jul	81.9	81.5	81.1	80.8	80.4	80.1	80.7	82.8	85.1	86.8	88.2	89.0	89.6	89.8	89.7	89.0	87.8	86.1	84.4	83.5	83.1	82.8	82.5	82.3
Aug	81.1	80.7	80.3	80.1	79.7	79.5	80.1	82.0	84.3	86.2	87.6	88.6	89.2	89.2	89.2	88.6	87.1	85.4	83.9	82.9	82.4	82.1	81.9	81.4
Sep	80.5	80.1	79.8	79.5	79.2	79.0	79.6	81.6	84.1	86.1	87.6	88.6	89.1	88.9	88.7	87.9	86.6	84.8	83.3	82.3	81.8	81.5	81.2	80.8
Oct	79.6	79.2	78.8	78.4	78.1	77.8	78.3	80.5	83.2	85.5	86.9	87.8	88.2	88.3	87.9	87.3	85.9	84.2	83.0	82.1	81.5	81.0	80.5	80.0
Nov	78.8	78.2	77.7	77.1	76.7	76.2	76.4	78.8	82.0	84.5	86.2	87.6	88.4	88.7	88.6	88.0	86.5	84.6	83.1	82.1	81.4	80.7	80.1	79.4
Dec	76.6	75.9	75.2	74.5	74.0	73.4	73.2	75.1	78.8	81.8	84.2	85.9	87.1	87.8	87.9	87.5	86.0	83.9	82.1	80.9	80.0	79.1	78.2	77.3

รูปที่ 2.11 อุณหภูมิกระเปาะแห้งของกรุงเทพฯ [12]

2.5.1 หลักการคิดอุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนเซอร์ในช่วงที่ใช้งาน (Entering Water Temperature Approach)

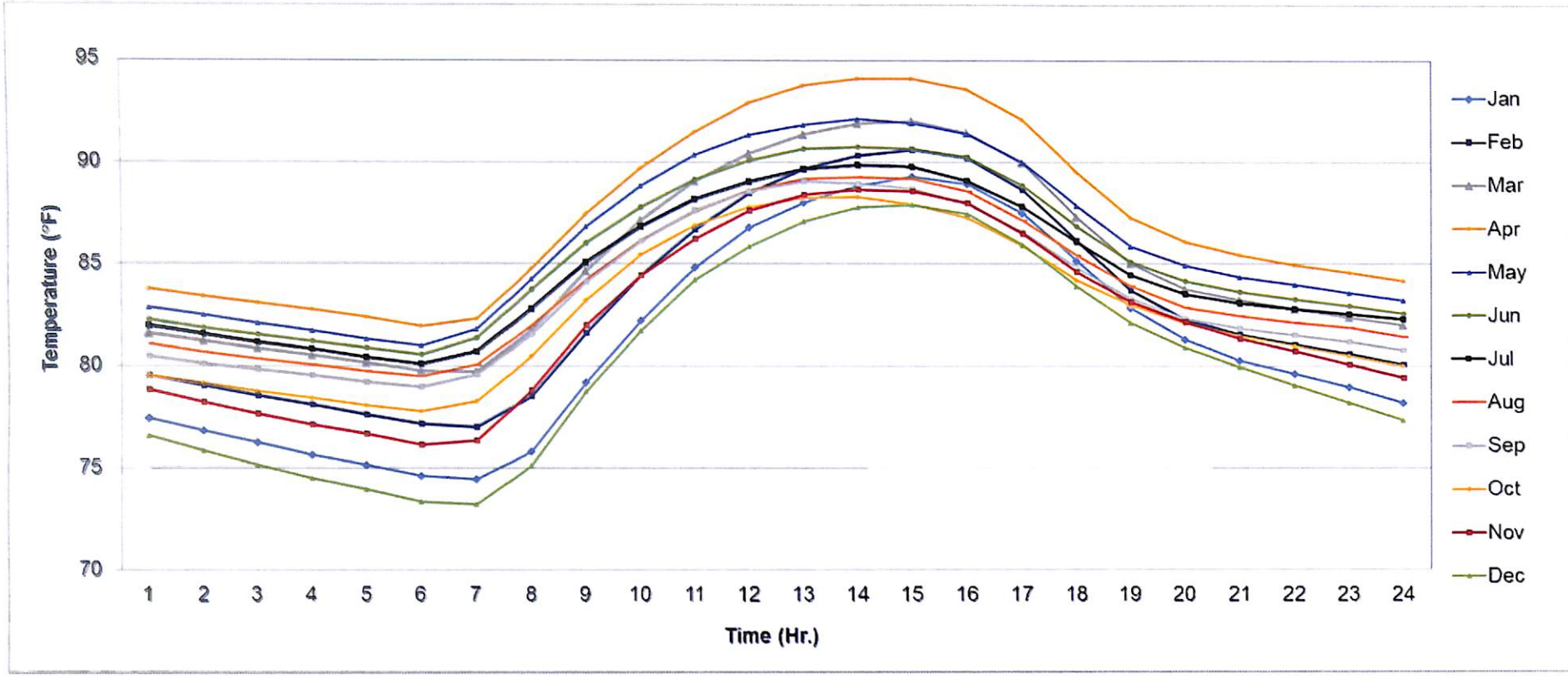
อุณหภูมิน้ำที่ได้จากหอระบายความร้อนควรจะสูงกว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศที่เข้าระบายความร้อน (T_{Wb})ไม่เกิน 4-6 ^{o}F [10] โดยในงานวิจัยนี้จะใช้เป็นค่า 5 ^{o}F ซึ่งจะนำค่า 5 ^{o}F ไปบวกเพิ่มกับอุณหภูมิกระเปาะเปียกที่ได้จากกรมอุตุนิยมฯ ดังสมการที่ (5)

$$\text{Entering Water Temp.} = T_{Wb} + \Delta T_{Approach} \qquad (5)$$

โดยที่

T_{Wb} คือ อุณหภูมิกระเปาะเปียก (^{o}F)

$\Delta T_{Approach}$ คือ อุณหภูมิแตกต่างของน้ำที่ได้จากหอระบายความร้อน (4-6 ^{o}F)



รูปที่ 2.12 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิกระเปาะแห้ง และเวลาในแต่ละเดือน [12]

2.6 นิยามคำศัพท์

1. Full Load: สภาวะการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นในช่วงทำงานเต็มสมรรถนะ (100%)
2. Part Load: สภาวะการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นที่เปลี่ยนแปลงตามโหลดของอาคาร โดยทำงานที่น้อยกว่าพิกัดของเครื่อง
3. Entering Condenser Water Temperature (EWT_{Cond}): อุณหภูมิของน้ำที่ถูกระบายความร้อนจาก Cooling Tower แล้ว ถูกส่งกลับเข้ามาใช้ในระบบ โดยจะอยู่ในช่วงอุณหภูมิตั้งแต่ 90 ^{o}F ถึง 65 ^{o}F