

บทที่ 2

โปรแกรมการคำนวณ

2.1 ทฤษฎีการทำความเย็น

เครื่องทำความเย็นแบบอัดไอ (VAPOR COMPRESSION SYSTEM) ประกอบด้วยอุปกรณ์หลักต่างๆ คือ

อีวาโปเรเตอร์ ทำหน้าที่ดูดซับพลังงานความร้อนจากบริเวณที่ต้องการทำความเย็น ขณะที่น้ำยาทำความเย็นภายในระบบตรงบริเวณที่ระเหยเปลี่ยนสถานะเป็นไอจะดูดซับปริมาณความร้อนผ่านผิวท่อทางเดินน้ำยาเข้าไปยังน้ำยาภายในระบบ ทำให้อุณหภูมิโดยรอบอีวาโปเรเตอร์ลดลง

คอมเพรสเซอร์ ทำหน้าที่ในการดูดและอัดน้ำยาในสถานะที่เป็นไอ โดยดูดไอที่มีอุณหภูมิต่ำและความดันต่ำจากอีวาโปเรเตอร์ แล้วอัดให้มีความดันสูงและอุณหภูมิสูงจนถึงจุดที่ไอพร้อมจะควบแน่นเป็นของเหลวเมื่อมีการถ่ายเทความร้อนออกจากน้ำยา

คอนเดนเซอร์ ทำหน้าที่ให้น้ำยาในสถานะที่เป็นไอ กลั่นตัวเป็นของเหลวด้วยการระบายความร้อนจากน้ำยานั้นผ่านเข้าสารระบายความร้อน กล่าวคือน้ำยาในสถานะไอจะมีอุณหภูมิสูง ความดันสูงซึ่งถูกอัดส่งมาจากคอมเพรสเซอร์ เมื่อถูกระบายความร้อนแฝงออกจะกลั่นตัวเป็นของเหลวแต่ยังคงมีความดันและอุณหภูมิสูงอยู่

เอกซ์แพนชันวาล์ว ทำหน้าที่ควบคุมการไหลของน้ำยาเหลวที่ผ่านเข้าไปยังอีวาโปเรเตอร์และลดความดันของน้ำยาให้มีความดันต่ำลงจนสามารถระเหยเปลี่ยนสถานะเป็นไอได้ที่อุณหภูมิต่ำๆ ในอีวาโปเรเตอร์

เมื่อสารทำความเย็นผ่านอุปกรณ์ต่างๆ ทำให้เกิดขบวนการทางเทอร์โมไดนามิกส์ ดังนี้

2.1.1 ขบวนการขยายตัว (EXPANSION PROCESS) จาก A ไปยัง B สารทำความเย็นที่เป็นของเหลวอิ่มตัว ถูกลดความดันโดยไม่สูญเสียความร้อน (ADIABATIC) หรือ เอ็นทัลปีคงที่ มาเป็นไอและของเหลวที่จุด B ดังนั้น เอ็นทัลปีของสารทำความเย็นที่จุด A จึงเท่ากับจุด B

$$h_A = h_B \quad \dots\dots\dots(2.1)$$

2.1.2 ขบวนการกลายเป็นไอ (VAPORIZING PROCESS) จาก B ไป C สารทำความเย็นที่เป็นของเหลวระเหยเป็นไอที่อุณหภูมิและความดันคงที่ จนถึงจุด C ที่มีสถานะเป็นไออิ่มตัว เอ็นทัลปีที่เพิ่มขึ้นในขบวนการนี้เกิดจากการดูดความร้อนบริเวณรอบๆอีวาโปเรเตอร์ถ้าให้ q_e เป็นผลของการทำความเย็น (REFRIGERATING EFFECT) จะได้ว่า

$$q_e = h_c - h_b \quad \dots\dots\dots(2.2)$$

2.1.3 ขบวนการอัดไอ (COMPRESSION PROCESS) เมื่อเกิดไอที่ท่อด้านดูด (SUCTION LINE) ขบวนการ C-D ในรูป 2.2 เป็นการเพิ่มความดันโดยการอัดแบบไอเซนโทรปิก (ISENTROPIC) ดังนั้นจึงได้ว่าค่าเอ็นโทรปีของจุด C และ D เท่ากัน ($S_c = S_d$) ดังนั้นถ้าพิจารณาในแผนภาพ P-h จะพบว่าเส้นตรง C-D เป็นเส้นเอ็นโทรปีคงที่ งานที่คอมเพรสเซอร์ทำสำหรับขบวนการนี้คือ

$$q_w = h_D - h_C \quad \dots\dots\dots(2.3)$$

2.1.4 ขบวนการกลั่นตัว (CONDENSING PROCESS) ไอของสารทำความเย็นถูกอัดจนร้อนที่จุด D จากนั้นจึงถูกระบายความร้อนออกไปยังตัวลงที่ความดันคงที่ และเกิดการกลั่นตัวของไอเป็นของเหลว จนถึงจุด A ที่มีสถานะเป็นของเหลวอิ่มตัว แต่มีความดันสูงอยู่ พร้อมทั้งจะถูกลดความดันในขบวนการขยายตัวต่อไป ความร้อนที่ถูกระบายออกจากขบวนการนี้คือ

$$q_c = h_D - h_A \quad \dots\dots\dots(2.4)$$

ดังนั้น เมื่อพิจารณากระบวนการวัฏจักรแล้วความร้อนที่ถูกระบายออกที่คอนเดนเซอร์จะเท่ากับ ความร้อน ที่รับจากอีวาโปเรเตอร์และงานจากคอมเพรสเซอร์รวมกัน

$$q_c = q_e - q_w \quad \dots\dots\dots(2.5)$$

สัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) ของวัฏจักรทำความเย็นเป็นค่าที่บอกถึงประสิทธิภาพซึ่งได้จากสัดส่วนของค่าความเย็นที่ทำได้ ต่องานที่ทำโดยคอมเพรสเซอร์

$$\text{สัมประสิทธิ์สมรรถนะ} = \frac{\text{ความร้อนที่ถูกดูดจากบริเวณที่มีการทำความเย็น}}{\text{พลังงานที่ให้กับคอมเพรสเซอร์}}$$

สำหรับในทางทฤษฎีของวัฏจักรทำความเย็น (COP) อาจเขียนแทนได้ด้วย

$$\text{COP} = \frac{q_e}{q_w} = \frac{h_c - h_A}{h_D - h_C} \quad \dots\dots\dots(2.6)$$

2.2 วัฏจักรทำความเย็นที่เกิดขึ้นจริง

วัฏจักรความเย็นที่เกิดขึ้นจริงมีความแตกต่างจากทางทฤษฎีมากพอสมควร โดยมีรายละเอียดดังนี้

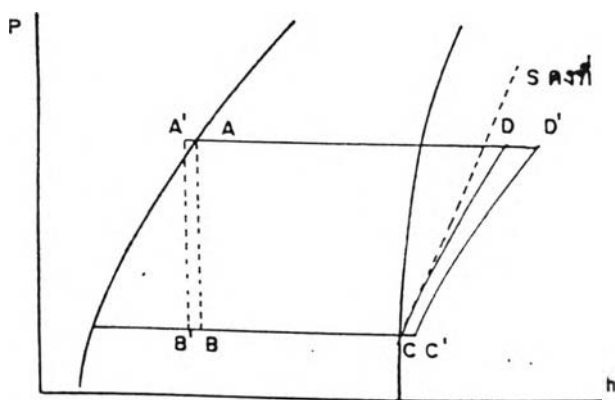
2.2.1 การเกิดไอน้ำยิ่งยวดที่ท่อทางดูด (SUPERHEATING THE SUCTION VAPOR) เกิดเมื่อมีการระเหยเป็นไอในอีวาโปเรเตอร์ จนกลายเป็นไอน้ำที่อุณหภูมิและความดันคงที่แล้ว ยังคงมีความร้อนที่ต้องดูดซับอีกจึงทำให้เกิดการกลายเป็นไอน้ำยิ่งยวดก่อนที่ไอจะเข้าคอมเพรสเซอร์ ในทางปฏิบัติทั่วไปมีการออกแบบให้เกิดไอน้ำยิ่งยวดเสมอเพื่อที่ป้องกันไม่ให้มีของเหลวไหลเข้าคอมเพรสเซอร์ และเพื่อเป็นตัวคอยควบคุมอัตราการไหลของน้ำยาเมื่อใช้เทอร์โมสแตติกเอ็กซ์แพนชันวาล์ว (Thermostatic Expansion Valve) ผลของการเกิดไอน้ำยิ่งยวดในท่อทางดูดของคอมเพรสเซอร์มีผลต่อระบบอย่างไร ขึ้นอยู่กับปริมาณความร้อนที่ใช้ทำไอน้ำยิ่งยวดนั้นมาจากที่ใด ถ้ามาจากที่ที่ต้องการทำความเย็นเราก็จะได้ความเย็นเพิ่มขึ้น แต่ถ้าไปเกิดบริเวณนอกคอยล์เย็น ผลของการทำความเย็นต้องเท่าเดิม แต่งานในการอัดสูงขึ้นจึงทำให้สัมประสิทธิ์สมรรถนะต่ำลง

2.2.2 การเกิดของเหลวจนต่ำกว่า (SUBCOOLING LIQUID) ในท่อนก่อนเข้า อุปกรณ์ลดความดันจากรูปที่ 2.4 พบว่าเป็นผลของการทำความเย็นเพิ่มขึ้นด้วย $(h_c - h_b > h_c - h_b)$ โดยไม่

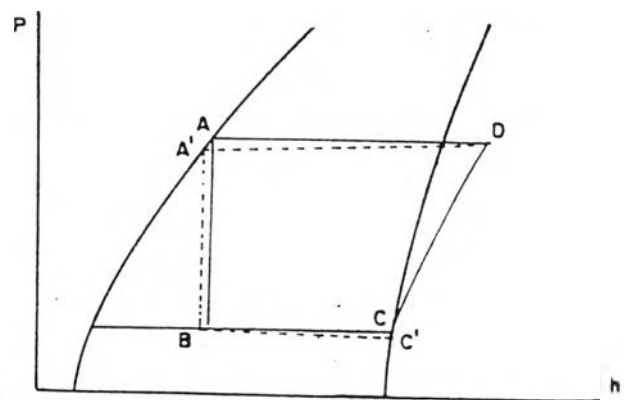
ต้องเพิ่มกำลังที่คอมเพรสเซอร์เพียงแต่เพิ่มขนาดของคอมเดนเซอร์เท่านั้น ($h_d - h_a > h_d - h_a$) ซึ่งเป็นผลทำให้สัมประสิทธิ์สมรรถนะสูงขึ้น นอกจากนี้ยังทำให้ไม่มีไอปนในของเหลว

2.2.3 ขบวนการอัดไอในคอมเพรสเซอร์ไม่เป็นขบวนการไอเซนทรอปิก หรือมีการสูญเสียความร้อนเนื่องจากความเสียดทานระหว่างอัดซึ่ง จากรูป 2.4 พบว่าขบวนการอัดจะมีเอนโทรปีสูงขึ้น ทำให้กำลังในการอัดในทางปฏิบัติสูงกว่ากำลังในทางทฤษฎี ค่าที่บอกความใกล้เคียงของการอัดในทางปฏิบัติกับทางทฤษฎีคือประสิทธิภาพไอโซนโทรฟิก

2.2.4 ความดันลดเนื่องจากความเสียดทานระหว่างน้ำยากับท่อจะมีผลต่อระบบคือความเสียดทานในอีวาโปเรเตอร์และท่อการดูด ดูจากรูปที่ 2.5 จะทำให้ $P_c > P_c'$ มีผลทำให้คอมเพรสเซอร์ทำงานหนักขึ้นแต่ผลของการทำความเย็นเหมือนเดิม จึงทำให้สัมประสิทธิ์สมรรถนะต่ำลง ความเสียดทานในคอนเดนเซอร์และท่อน้ำยาเหลว ซึ่งไม่มีผลต่อผลของการทำความเย็นและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะโดยตรง



รูป 2.4



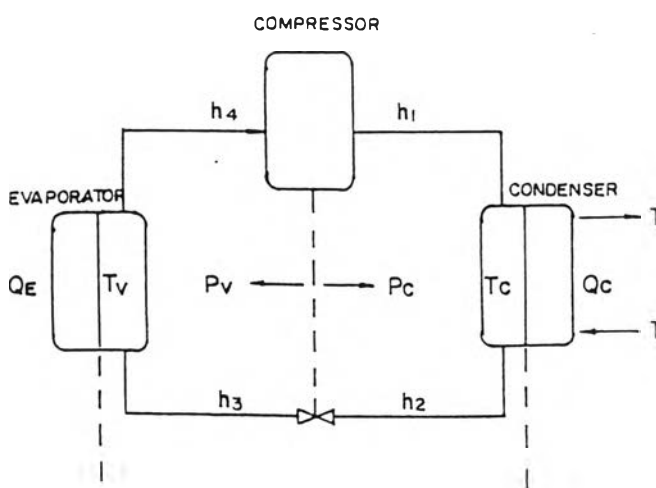
รูป 2.5

2.3 การแสดงโปรแกรมการคำนวณเพื่อจำลองสมรรถนะของเครื่องทดสอบความเย็น

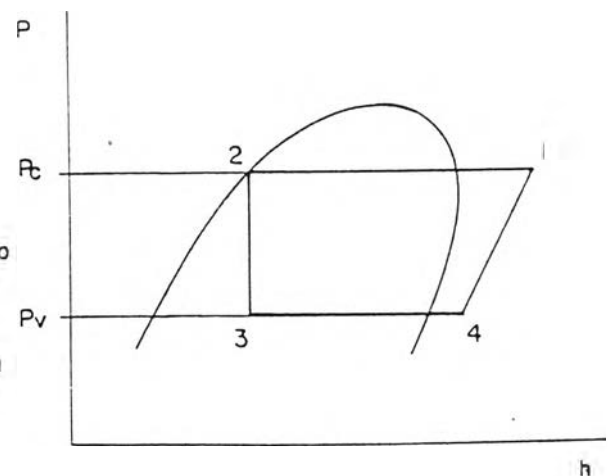
โปรแกรมการคำนวณได้เขียนขึ้น เพื่อจำลองสมรรถนะของเครื่องทดสอบความเย็นโดยอาศัยทฤษฎีการทำความเย็น ร่วมกับการเก็บข้อมูลจากการทดลอง เพื่อหาพารามิเตอร์ที่เป็นค่าคงที่สำหรับเครื่องทำความเย็นที่ใช้ในการทดลองซึ่งมีการตั้งสมมุติฐานดังนี้ คือ

- สภาวะคงตัว (STEADY STATE CONDITION)
- ไม่คิดความดันลดที่ท่อ ขกเว้นอุปกรณ์ลดความดัน
- ไม่คิดของเหลวอัดตัว (NO SUBCOOLING)

วัฏจักรทางเทอร์โมไดนามิกส์ ถูกแสดงเป็นไดอะแกรมดังรูปที่ 2.6 และสถานะของสารทำความเย็นที่อุปกรณ์ต่างๆ ในความดัน - เอนทัลปี ชาร์ท ซึ่งมีรูปแบบทั่วไปเป็นดังรูปที่ 2.7



รูปที่ 2.6 ไดอะแกรมแสดงการทำงานของเครื่อง



รูปที่ 2.7 ความดัน-เอนทัลปี ชาร์ท

2.3.1 คอมเพรสเซอร์

ขบวนการอัดแบบโพลีโทรปิก $P_1V_1^n = P_4V_4^n$ (2.7)

หรือ $\frac{P_c}{P_v} = \left(\frac{T_1}{T_4}\right)^{\frac{1}{(n-1)}}$

- โดย P_c = ความดันของสารทำความเย็นที่คอมเดนเซอร์
- P_v = ความดันของสารทำความเย็นที่อีวาโปเรเตอร์
- T_1 = อุณหภูมิของสารทำความเย็นขณะออกจากคอมเพรสเซอร์
- T_4 = อุณหภูมิของสารทำความเย็นขาเข้าคอมเพรสเซอร์

โดย $n = \text{polytropic exponent}$ เป็นค่าแสดงลักษณะของการอัด ค่า n จากการทดลองหลายครั้งในงานวิจัยนี้ พบว่ามีความสัมพันธ์กับอุณหภูมิของไอสารทำความเย็นทางด้านขาเข้าของคอมเพรสเซอร์ดังแสดงในกราฟ ก.1 ค่า n ของสารทำความเย็นทั้ง 2 ชนิดมีค่าแตกต่างกัน แต่มีค่าลดลงตามปริมาณองศาไอร้อนขูดยิ่ง (degree of superheat , $\Delta\theta_s, ^\circ C$) ดังนี้

สำหรับ CFC-12 ได้ความสัมพันธ์ $n = -1.286 \times 10^{-3} \times \Delta\theta_s + 1.18$ (2.8)

สำหรับ HFC-134a ได้ความสัมพันธ์ $n = -1.45 \times 10^{-3} \times \Delta\theta_s + 1.16$ (2.9)

งานที่ให้กับคอมเพรสเซอร์ $W(bhp) = \frac{n}{n-1} \times P_v \times V_4 \times \left\{ \left(\frac{P_c}{P_v}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right\}$ (2.10)

อัตราการไหลของสารทำความเย็น $m_r = \rho_4 \times V_d \times \eta_v$ (2.11)

- โดย m_r = คือ อัตราการไหลของสารทำความเย็น
- $W_{(bhp)}$ = คือ งานที่ให้กับคอมเพรสเซอร์
- ρ_4 = $1/V_4$ คือ ความหนาแน่นของสารทำความเย็นขาเข้าคอมเพรสเซอร์
- V_d = คือ ความจุของกระบอกสูบ = 9.1 l/s

$V_d =$ คือ ความจุของกระบอกสูบ = 9.1 l/s

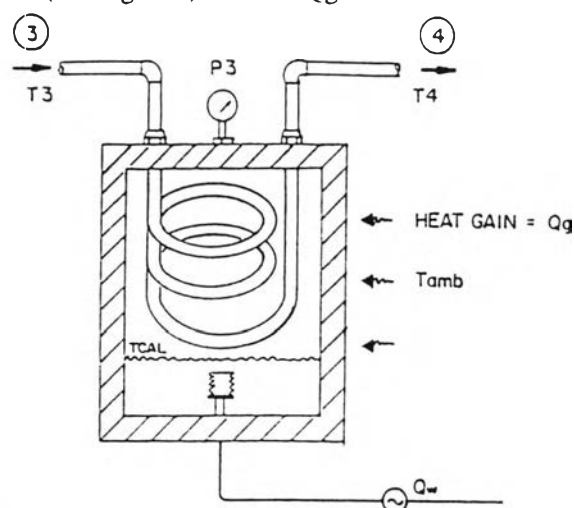
$\eta_v =$ คือ ประสิทธิภาพเชิงปริมาตรของกระบอกสูบ ซึ่งจาก

การทดลองและทำการแทนค่าในสมการเพื่อหาค่าประสิทธิภาพเชิงปริมาตรจะได้ว่า η_v
 ประสิทธิภาพเชิงปริมาตรมีความสัมพันธ์กับปริมาณองศาไอร้อนยวดยิ่ง (degree of superheat, $\Delta \theta_s$) ตามกราฟรูปที่ ก 2

$$\eta_v = 2.117 \times 10^{-2} \times \Delta \theta_s + 0.63 \quad (2.12)$$

2.3.2 อีวาโปเรเตอร์

ส่วนของคอลล์เย็นในกาลอริมิเตอร์จะอยู่ในถังทรงกระบอกมีฉนวนหุ้ม แต่ยังคงมีความร้อนบางส่วนที่ผ่านเข้าไปได้ (heat grain) ปริมาณ Q_g



$$Q_e = Q_w + Q_g = m_r (h_4 - h_3) \quad \dots(2.13)$$

$$Q_g = U (T_{amb} - T_{cal}) \quad \dots\dots(2.14)$$

โดย

U คือค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของถังทรงกระบอก = 1.116 watt/c

Q_w คือความร้อนจากฮีตเตอร์ที่จ่ายเข้ากาลอริมิเตอร์

h_4 คือเอนทัลปีของสารทำความเย็นขณะออกจากอีวาโปเรเตอร์

h_3 คือเอนทัลปีของสารทำความเย็นก่อนเข้าอีวาโปเรเตอร์

T_{cal} คืออุณหภูมิภายในกาลอริมิเตอร์

T_{amb} คืออุณหภูมิห้อง

2.3.3 คอนเดนเซอร์

คอนเดนเซอร์เป็นชนิดเชลล์ แอน ทิวป์ (shell & tube) โดยมีน้ำระบายความร้อนอยู่ภายในท่อ ความร้อนถูกระบายออกเป็นปริมาณ Q_c และ

$$Q_c = Q_1 + Q_s \quad \dots\dots\dots(2.15)$$

โดย Q_1 = ความร้อนที่ระบายออกจากสารทำความเย็นขณะกลั่นตัว

Q_s = ความร้อนที่ระบายออกจากสารทำความเย็นเพื่อลดอุณหภูมิ

$$\begin{aligned} Q_1 &= m_r \times h_{fg} \\ &= C_p \times m_w \times (T_{wm} - T_{wi}) \quad \dots\dots\dots(2.16) \end{aligned}$$

ความร้อนที่ระบายออกจากสารทำความเย็นเพื่อลดอุณหภูมิ Q_s

$$\begin{aligned} Q_s &= C_p \times m_w \times (T_{wo} - T_{wm}) \quad \dots\dots\dots(2.17) \\ &= UA \times \Delta lm \end{aligned}$$

โดย

$$\Delta lm = \frac{(T_c - T_{wm}) - (T_1 - T_{wo})}{\ln((T_c - T_{wm}) / (T_1 - T_{wo}))} \quad \dots\dots\dots(2.18)$$

UA คือค่าสัมประสิทธิ์การแลกเปลี่ยนความร้อน จากการทดลองได้ค่าเฉลี่ยของ

$$UA = 0.02360 \text{ Kw / c} \text{ ตามตารางที่ ก1 - ก8}$$

h_{fg} คือความร้อนในการกลายเป็นไอของสารทำความเย็นที่ความดัน P_c

T_{wi} คืออุณหภูมิของน้ำระบายความร้อนขาเข้า

T_{wo} คืออุณหภูมิของน้ำระบายความร้อนขาออก

T_1 คืออุณหภูมิของสารทำความเย็นขณะเข้าคอนเดนเซอร์

T_c คืออุณหภูมิของสารทำความเย็นอินตัว ที่ความดัน P_c

2.3.4 อุปกรณ์ลดความดัน สารทำความเย็นแผลวถูกลดความดันโดยไม่มี การสูญเสีย ความร้อน

$$h_2 = h_3 \dots\dots\dots(2.19)$$

2.3.5 สมการแสดงคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของสารทำความเย็น HFC-134a ความดันไออิ่มตัวจากการทดลองของ D.P. Wilson, R.S. Basu (8)

$$\ln P = A + \frac{B}{T} + (C \times T) + (D \times T^2) + \left[\frac{E \times (F - T)}{T} \right] \times \ln(F - T) \dots\dots\dots(2.20)$$

- P = ความดันไออิ่มตัวที่อุณหภูมิ T (KPa)
- T = อุณหภูมิของสารทำความเย็น K
- A = 24.803398
- B = -0.3980408 x 10⁴
- C = -0.2405332 x 10⁻¹
- D = 0.2245211 x 10⁻⁴
- E = 0.1995548
- F = 0.3748473 x 10³

สมการสถานะ

$$P = \frac{R \times T}{v - b} + \frac{A_2 + (B_2 \times T) + (C_2 \times e^{(-K \times T_r)})}{(v - b)^2} + \frac{A_3 + (B_3 \times T) + (C_3 \times e^{(-K \times T_r)})}{(v - b)^3} + \frac{A_4}{(v - b)^4}$$

- โดย v = ปริมาตรจำเพาะ (m³ / kg)
- P = ความดัน (KPa)
- T_c = 347.25 °K
- T_r = T / T_c
- T = อุณหภูมิ °K
- R = 81.44 KJ / Kg K
- b = 0.3455467 x 10⁻³

$$\begin{aligned}
K &= 5.475 \\
A_2 &= -0.1195051 \\
B_2 &= 0.113759 \times 10^{-3} \\
C_2 &= -3.531592 \\
A_4 &= -1.049005 \times 10^{-7} \\
C_4 &= 0 \\
B_5 &= 1.269806 \times 10^{-13} \\
A_3 &= 0.1447797 \times 10^{-3} \\
B_3 &= -0.8942552 \times 10^{-7} \\
C_3 &= 0.6469248 \times 10^{-2} \\
A_5 &= -6.953904 \times 10^{-12} \\
C_5 &= -2.051369 \times 10^{-9}
\end{aligned}$$

เอนทัลปี

$$\begin{aligned}
H &= H_0 + \frac{P \times v}{R \times T} + (C_{p1} \times T + C_{p2} \times \frac{T^2}{2} + C_{p3} \times \frac{T^3}{3} + C_{p4} \times T^4 + C_{p5} \times T^5) \\
&+ \frac{A_2}{(v-b)} + \frac{A_3}{2(v-b)^2} + \frac{A_4}{3(v-b)^3} + \frac{A_5}{4(v-b)^4} +
\end{aligned}$$

$$e^{(-K \times T_r)} \times (1 + K \times T_r) \times \left[\frac{C_2}{(v-b)} + \frac{C_3}{2(v-b)^2} + \frac{C_5}{4(v-b)^4} \right] \dots(2.21)$$

H = เอนทัลปี (KJ / Kg)

H₀ = เอนทัลปีที่อุณหภูมิอ้างอิง = 109.36 KJ / kg

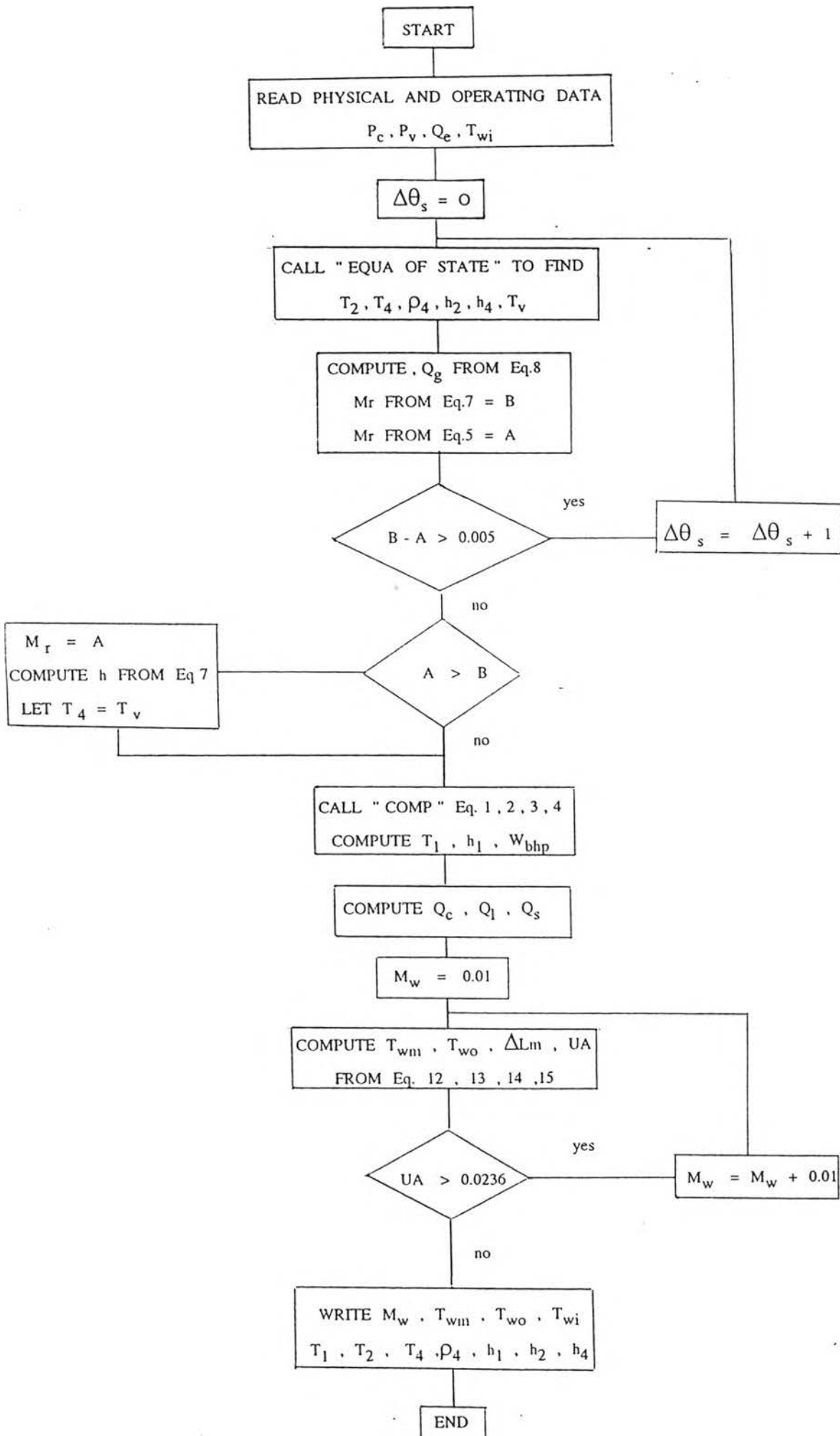
C_{p1} = -0.5257455 x 10⁻²

C_{p2} = 0.329651 x 10⁻²

C_{p3} = -2.017321 x 10⁻⁶

C_{p4} = 0

C_{p5} = 15.82170



2.4 รายละเอียดของโปรแกรม (RCPP PACKAGE VERSION 1.01)

RCPP (Refrigeration Calorimeter Performance Program) ประกอบไปด้วยส่วนของการคำนวณ และส่วนของการแสดงผลในรูปแบบต่างๆคือ ในรูปของตารางแสดงผลการคำนวณ การแสดงผลในรูปของไดอะแกรมการทำงานของเครื่องและการแสดงผลในรูปของควมค้น - เอ็นทาลปี ซาร์ท โดยแสดงในรูปของกราฟฟิค อีกทั้งสามารถใช้เมาท์ในการเรียก โมด ต่างๆ ในโปรแกรมสำเร็จรูปนี้ประกอบด้วยไฟล์ย่อยๆต่างๆคือ

- XXXX.CPP
- XXXX.H
- XXXX.CHR
- XXXX.DGI

2.4.1 XXXX.CPP ไฟล์นี้ประกอบด้วยซอร์ทโปรแกรมที่เขียนด้วยภาษา C ++

โดยมี

2.4.1.1 RCPP.CPP RCPP.CPP เป็นส่วนของโปรแกรมหลักที่จะเรียกใช้โปรแกรมย่อยจากไฟล์อื่นๆในโปรแกรม โดยมีโครงสร้างตามที่แสดงดังนี้

```

MAIN ( )
(
.....
.....

```

-----> CHECK KEY (); IF USER CLICK MOUSE , THIS
MODULE WILL BE OPERATED

```

{
INPUT :      USER PRESS " INPUT " OR NOT ?
              IF " YES " USER INTIAL PARAMETER FOR
              CALCULATION THEN CALL " CALCULATE ( )"
              MODULE IN CAL.CPP GOTO --> CHECK KEY ( )
TABLE :      USERS PRESS " TABLE " OR NOT ?
              IF "YES " , DISPLAY TABLE ( ) THEN GOTO -->
              CHECK KEY ( )
DIAGRAM :    USERS PRESS " DIAGRAM " OR NOT ?
              IF " YES " CALL DAIGRAM ( ) MODULE IN
              DIAGRAM.CPP
CHART :      USERS PRESS " CHART " OR NOT ?
              IF " YES " CALL " CHART ( )" MODULE IN
              CHART.CPP THEN GOTO ---> CHECK KEY ( )
QUIT :       USERS PRESS " QUIT " OR NOT ?
              IF " YES " CLOSE GRAPHIC MODE AND THEN
              EXIT TO DOS.
}
}

```

2.4.1.2 DIAGRAM . CPP เป็นโปรแกรมที่ใช้สำหรับการแสดงรูปภาพฟีดของไดอะแกรมเครื่องทำความเย็น ซึ่งมีการสร้างฟังก์ชันเพื่อเขียนรูป เช่น ฟังก์ชัน CONDENSER , MOTOR , COMPRESSOR เป็นต้น โครงสร้างของไฟล์ DIAGRAM . CPP แสดงได้ดังนี้

```

DIAGRAM ( )
{
DRAW MOTOR ( )      : BY CALL MOTOR ( )
DRAW CONDENSER ( )  : BY CALL CONDENSER ( )
DRAW COMPRESSOR ( ) : BY CALL CONSENSER ( )
DRAW EXPANSION VALE ( ) : BY WXPANSION VALVE ( )
}

```

ETC.

GOTO MAIN ()

}

MOTOR () CONDENSER () EXPANSION VALE ()

{

{

{

.....

.....

.....

.....

.....

.....

}

}

}

2.4.1.3 CHART .CPP CHART .CPP ใช้สำหรับการ

แสดงชาร์ทความดัน - เอ็นทาลปี ซึ่งมีฟังก์ชัน OPENTABLE ที่ใช้สำหรับการพล็อตจุดเพื่อ
 อสร้าง CURVE โดยมีโครงสร้างดังนี้

CHART ()

{

.....

DRAW CURVE BY CALL OPENTABLE ()

DRAW RECTANGLE OF CYCLE

.....

}

OPENTABLE ()

.....

OPEN FILE TABLE .PTH AND READ, THEN CALCULATE VALUE

WHICH CALCULATE VALUE WHICH BE READ AND

TRANSFER VALUE TO POSITION OF PIXEL ON SCREEN

.....

}

2.4.1.4 WIND.CPP ไฟล์นี้ถูกเขียนเพื่อใช้ในการแนะนำโปรแกรมซึ่งจะ

แสดงหลังการเรียกโปรแกรม " RCPP " ใช้โปรแกรมหลักจะเรียกไฟล์ส่วนนี้ออกมาก่อนเพื่อแสดง
 WINDOW ให้ผู้ใช้สามารถเลือกได้

2.4.1.5 MOUS.CPP ใช้งานเช่นเดียวกับในหัวข้อ 3.4.1.4 ที่ไฟล์นี้ถูกเรียกใช้จากโปรแกรมหลักในลักษณะ "SHOW MOUSE" OR "MOUSE HIDE MOUSE "

2.4.2 XXX.H เป็นโปรแกรมย่อยที่ถูกเรียกใช้ได้บ่อยๆ ไฟล์นี้อาจถูกเรียกได้ว่า HEADER FILE ซึ่งจะถูกรวมเขียนไว้ในช่วงต้นๆของโมดูล ตัวอย่างเช่น INCLUDE < MOUS.H > ในส่วนเริ่มต้นของไฟล์ MOUSE.CPP

2.4.3 XXX.CHR ไฟล์นี้ไม่สามารถพิมพ์ออกทาง DOS ได้ เนื่องจากเป็นไฟล์ที่ถูกเขียนไว้สำหรับเก็บและกำหนดรูปแบบของตัวอักษรในกราฟฟิคโมด

2.4.4 XXX.BGI เป็นไฟล์สำหรับการจัดการทางด้านจอภาพเช่น VGA , MONOVGA , EGA

2.4.5 การใช้โปรแกรม

- เปลี่ยนเครื่องขับเคลื่อน เป็นช่อง B
- กดคำว่า "INSTALL "
- เมื่อ C:\THERMO> ปรากฏขึ้นให้พิมพ์ " RCPP "
- เราสามารถป้อนข้อมูลโดยใช้ . CONTROL I " หรือ เม้าท์
- เมื่อป้อนข้อมูลเสร็จ สามารถรูดผลลัพธ์ได้เมื่อนำจอขึ้นคำว่า "OK " โดยประเภทของผลลัพธ์ที่แสดงเป็นดังนี้คือ

" CONTROL T " เพื่อให้แสดงผลการคำนวณในรูปของตาราง

" CONTROL D " เพื่อให้แสดงผลการคำนวณในรูปของไดอะแกรม

" CONTROL C " เพื่อให้แสดงผลการคำนวณในรูปของความดัน -
เอ็นทัลปีชาร์ท

- ข้อมูลใหม่สามารถป้อนเข้าได้โดยเลือกจาก " CONTROL I " แม้ว่าหน้าจอจะอยู่ในโมด โดๆ

2.5 ผลการคำนวณด้วยโปรแกรม

ข้อมูลเริ่มต้นถูกป้อนเข้าโปรแกรมคอมพิวเตอร์ เพื่อคำนวณผลลัพธ์ที่ได้โดยแสดงในตาราง 2.1 อาทิเช่น ค่าอุณหภูมิ และ เอ็นทัลปีของสารทำความเย็นที่จุดต่างๆ อัตราการไหล

ของสารทำความเย็นและน้ำหล่อเย็น คุณสมบัติของน้ำระบายความร้อน ทั้งนี้ ยังได้นำผลการคำนวณไปพล็อตเพื่อเปรียบเทียบกับผลการทดลอง ซึ่งได้แสดงไว้ในภาคผนวก ก. ผลของการเปรียบเทียบอาจกล่าวโดยสรุปได้ดังนี้คือ

2.5.1 กราฟรูป ค.1 และ ค.2 แสดงคุณสมบัติของสารทำความเย็นขาเข้าและออกจากคอมเพรสเซอร์ มีแนวโน้มเป็นลักษณะเดียวกันคือ คุณสมบัติของสารทำความเย็นสูงขึ้น ขณะที่ขนาดการทำความเย็นมากขึ้น ทั้งนี้มีความแตกต่างกันไม่เกิน $\pm 2\%$

2.5.2 กราฟรูป ค.3 และ ค.4 แสดงสัมประสิทธิ์สมรรถนะรวมและสัมประสิทธิ์สมรรถนะในทางปฏิบัติมีแนวโน้มเดียวกันคือ ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะสูงขึ้นขณะที่ขนาดการทำความเย็นมากขึ้น ผลการคำนวณต่างจากการทดลองในช่วง $\pm 7\%$

2.5.3 กราฟรูป ค.5 และ ค.6 แสดงอุณหภูมิขาออก และอัตราการไหลของน้ำระบายความร้อน ค่าการคำนวณของปริมาณทั้งสองแตกต่างจากการทดลองไม่เกิน $\pm 2\%$

ความคลาดเคลื่อนของผลการคำนวณกับการทดลองเกิดขึ้นได้จาก สมการแสดงสถานะของสารทำความเย็นแตกต่างจากของจริงบ้าง การอ่านค่าคลาดเคลื่อน เนื่องจากเครื่องมือวัดไม่ละเอียดพอ รวมถึงการตั้งสมมุติฐานที่แตกต่างจากปรากฏการณ์จริง ถึงอย่างไรก็ตาม ผลการคำนวณที่ต่างจากการทดลองก็ยังคงมีความใกล้เคียงกันพอสมควร อีกทั้งมีแนวโน้มไปทางเดียวกันกับการทดลอง

NO	INPUT DATA				Refrig temp		ENTHALPY (KJ/Kg)			cooling	FLOWRATE (Kg/s)		COP	
	Pc (KPa)	Pv (KPa)	Qw (Watt)	Tw (K)	T4 (K)	T1 (K)	H2=H3	H1	H4	water outlet (c)	REFRIG $\times 10^{-3}$	COOLING water	OVERALL	ACTUAL
1	831	230	930	302.8	266.5	327.7	146.8	341.0	294.6	32.5	6.53	0.130	2.17	3.21
2	831	230	950	303.0	270.6	330.2	146.8	343.5	298.1	32.1	6.49	0.147	2.22	3.35
3	831	230	1000	303.2	279.5	335.5	146.8	349.0	306.0	32.0	6.41	0.170	2.32	3.72
4	831	230	1050	302.8	288.5	340.6	146.8	354.2	313.9	32.0	6.36	0.140	2.43	4.17
5	831	230	1100	303.0	297.5	345.3	146.8	359.1	321.9	31.9	6.30	0.170	2.54	4.74
6	831	230	1150	302.8	306.5	349.9	146.8	363.8	330.0	31.9	6.25	0.155	2.65	5.45
7	883	232	930	303.5	268.8	332.0	149.0	344.6	296.5	34.4	6.57	0.078	2.06	3.07
8	883	232	950	303.6	272.8	334.3	149.0	347.0	300.0	34.4	6.53	0.080	2.10	3.21
9	883	232	1000	303.6	281.7	339.4	149.0	352.3	307.9	34.3	6.46	0.084	2.20	3.38
10	883	232	1050	303.7	290.0	344.1	149.0	357.2	315.9	34.3	6.39	0.087	2.31	4.03
11	883	234	1100	302.8	298.0	347.6	149.0	360.8	322.3	34.3	6.40	0.093	2.41	4.60
12	883	234	1150	303.8	307.0	352.0	149.0	365.4	330.4	34.2	6.33	0.095	2.52	5.33
13	831	214	850	302.8	264.7	329.2	146.8	342.5	293.5	32.3	6.05	0.112	2.02	3.00
14	831	214	900	302.8	273.6	334.5	146.8	347.9	301.2	32.3	6.00	0.110	2.13	3.33
15	831	214	950	303.0	282.6	339.4	146.8	353.0	309.0	32.3	5.96	0.130	2.24	3.72
16	831	214	1000	303.3	292.6	344.6	146.8	358.3	317.9	32.2	5.88	0.159	2.36	4.26
17	831	214	1050	302.2	301.7	349.0	146.8	362.8	325.9	32.4	5.94	0.094	2.46	4.88
18	831	214	1070	302.2	305.6	350.8	146.8	364.8	329.5	32.4	5.81	0.094	2.50	5.22
19	883	220	850	302.7	265.4	331.9	149.0	344.5	294.0	34.7	6.22	0.058	1.92	2.86
20	883	220	900	302.6	272.4	335.9	149.0	348.6	300.0	34.8	6.19	0.057	2.02	3.10
21	883	220	950	303.2	282.4	341.2	149.0	354.2	308.7	34.6	6.10	0.067	2.12	3.50
22	883	220	1000	303.3	291.3	345.8	149.0	359.0	316.7	34.6	6.05	0.070	2.22	3.96
23	883	220	1050	302.2	300.3	350.1	149.0	363.4	324.7	34.9	6.00	0.054	2.33	4.53
24	883	220	1070	302.2	303.3	351.5	149.0	364.8	327.4	35.0	6.00	0.536	2.37	4.76
25	831	204	780	302.3	264.0	330.2	146.8	343.6	292.7	32.5	5.80	0.085	1.89	2.88
26	831	204	800	303.2	264.0	330.2	146.8	343.6	292.7	32.6	5.80	0.065	1.93	2.88
27	831	206	850	301.4	270.6	334.2	146.8	347.6	298.8	32.7	5.80	0.660	2.04	3.13
28	831	206	900	302.2	279.6	339.0	146.8	352.5	306.7	32.5	5.76	0.085	2.15	3.50
29	831	206	950	302.2	289.6	344.0	146.8	357.8	315.4	32.6	5.70	0.085	2.25	4.00
30	831	206	1000	301.8	299.6	348.8	146.8	362.7	324.3	32.7	5.65	0.075	2.36	4.65
31	883	207	780	302.4	264.0	333.2	149.0	345.8	293.0	34.9	5.90	0.051	1.80	2.72
32	883	207	800	302.4	264.0	333.2	149.0	345.8	292.9	35.0	5.90	0.043	1.84	2.72
33	883	207	850	302.4	273.0	205.0	149.0	351.0	300.6	35.2	5.82	0.042	1.94	3.01
34	883	207	900	302.1	282.8	343.2	149.0	356.2	309.4	35.1	5.78	0.048	2.03	3.40
35	883	209	950	302.1	291.0	347.0	149.0	360.0	316.6	35.1	5.75	0.484	2.14	3.89
36	883	209	1000	302.0	300.0	351.0	149.0	364.3	324.6	35.2	5.71	0.047	2.25	4.42

ตาราง 2.1 แสดงผลลัพธ์ที่ได้จากการใช้โปรแกรมคำนวณสมรรถนะ