รายการอ้างอิง

1. James L. Threlkeld , Thermal environmental engineering. 2nd ed. Prentice - Hall , 1970.
2. Wilbert F. Stoecker, and Jerold W. Jones , Refrigeration and air condition. 2nd ed. McGraw - Hill , 1982.
3. Karl A. Gardner , Efficiency of extended surface. ASME Transaction (1945) : pp. 621 - 631.
4. Simonson J.R. , An introduction to engineering heat transfer . London : McGraw - Hill , 1967.
5. R.L. Webb , Air - side heat transfer correlation for flatplate and wavy plate fin and tube geometries . ASHRAE Transaction 2 (1990) : pp. 445 - 449.
6. J.p. Holmen , Heat transfer . SI Metric ed. McGraw - Hill , 1989.
7. E.N. Sieder , and C.E. Tate , Heat Transfer and pressure drop of liquids in tubes . Ind. Eng. Chem., Vol. 28 : p. 1429 , 1936.
8. W.F. Stoecker , Design of thermal systems . 3rd ed. McGraw - Hill , 1989.

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ภาคผนวก

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ภาคผนวก ก.

การใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ (ฟอร์แทรน) คำนวณ Q_S, Q_L, Q_T, ϕ, COP และ Q_R ของระบบ

สูตรที่ใช้ในการคำนวณหาค่าต่าง ๆเพื่อที่จะนำไปเขียนเป็นโปรแกรมคอมพิวเตอร์ แบ่งตามลำดับหัวข้อ ดังนี้

1. คำนวณหาอัตราการไหลของอากาศ ($\dot{m}_a$)

1.1 คำนวณ P_{WS} : ค่าความดันอิ่มตัว ณ. อุณหภูมิกระเปาะเปียก (Pa)

$$P_x = Z_1 * (C-1) + Z_2 * Log(C) + Z_3 * [10^{\{Z_4*(1-1/C)\}} - 1] + Z_5 * [10^{\{Z_6*(C-1)\}} - 1] + Log(P_1)$$

$$P_{ws} = 10^{P_x}$$

โดยที่ $C = \dfrac{100 + X_t}{WB + X_t}$

WB = อุณหภูมิกระเปาะเปียก ณ. จุดคำนวณ ($^{\circ}$C)

X_t = 273.15 $^{\circ}$k

P_1 = ค่าความดันอิ่มตัว ณ. อุณหภูมิ 100 $^{\circ}$C = 101325 Pa

Z_1 = -7.90298

Z_2 = 5.02808

Z_3 = -1.3816E - 07

Z_4 = 11.34

Z_5 = 8.1328 E - 03

Z_6 = -3.49149

1.2 คำนวณ X_S : ค่าอัตราส่วนความชื้นของอากาศที่สภาวะอิ่มตัว ณ อุณหภูมิกระเปาะเปียก [kg/kg_{da}]

$$X_s = \frac{0.622 * P_{ws}}{P_{atm} - P_{ws}}$$

โดยที่ P_{atm} = ค่าความดันบรรยากาศ ณ. จุดคำนวณ (Pa)

1.3 คำนวณ X_n (w) : ค่าอัตราส่วนความชื้น [kg/kg_{da}]

$$X_n = \frac{(2501 - 2.340 * WB) * X_s - 1.005 * (DB - WB)}{1.846 * DB + 2501 - 4.186 * WB}$$

โดยที่ DB = อุณหภูมิกระเปาะแห้ง ณ. จุดคำนวณ (°C)

WB = อุณหภูมิกระเปาะเปียก ณ. จุดคำนวณ (°C)

1.4 คำนวณ V_d :ค่าปริมาตรจำเพาะ (dry air standard) [m^3/kg_{da}]

$$V_d = 0.4555 * (X_n + 0.622) * (\frac{DB + 273.15}{100 * \frac{P_{atm}}{101325}})$$

โดยที่P_{atm} = ค่าความดันบรรยากาศ ณ. จุดคำนวณ (Pa)

X_n = ค่าอัตราส่วนความชื้น [kg/kg_{da}]

1.5 คำนวณ V_w : ค่าปริมาตรจำเพาะ (wet air standard) [m^3/kg]

$$V_w = \frac{V_d}{1 + X_n}$$

โดยที่ V_d = ค่าปริมาตรจำเพาะ (dry air standard) [m^3/kg_{da}]

X_n = ค่าอัตราส่วนความชื้น ณ. จุดคำนวณ [kg/kg_{da}]

1.6 คำนวณ V_x : ค่าความเร็วลมผ่าน nozzle [m/s]

1.6.1 $$V_{dn} = \frac{4.186E-04 * (273.15 + DB)^{2.5}}{P_{atm} * (383.55 + DB)}$$

1.6.2 $$V_{x0} = (2 * \Delta P_n)^{0.5}$$

1.6.3 $$\mathrm{Re} = \frac{V_{x0} * d}{V_{dn}}$$

1.6.4 $$Cd = 0.9986 - \frac{7.006}{(\mathrm{Re})^{0.5}} + \frac{134.6}{\mathrm{Re}}$$

1.6.5 $$V_{x1} = Cd * (2 * V_w * \Delta P_n)^{0.5}$$

1.6.6 $$\Delta V = \left| \frac{V_{x1} - V_{x0}}{V_{x1}} \right|$$

1.6.7 $$V_x = V_{x1}$$

<u>หมายเหตุ</u> ถ้าหากค่า ΔV น้อยกว่า 0.001 ก็จะได้ค่า $V_x = V_{x1}$ แต่ถ้ามากกว่า 0.001 ก็จะต้องคำนวณ 1.6.3 - 1.6.6 ซ้ำ โดยกำหนดให้ $V_{x0} = V_{x1}$

โดยที่ P_{atm} = ค่าความดันบรรยากาศ ณ. จุดคำนวณ (Pa)

DB = ค่าอุณหภูมิกระเปาะแห้ง ณ. จุดคำนวณ (°C)

V_w = ค่าปริมาตรจำเพาะ (wet air standard) ณ. จุดคำนวณ [m^3/kg]

ΔP_n = ค่าผลต่างของความดันตกคร่อม nozzle (Pa)

d = ค่าเส้นผ่านศูนย์กลางของ nozzle (m)

V_{dn} = ค่าความหนืดสมบูรณ์ของอากาศผ่าน nozzle [m^2/s]

V_{x0} = ค่าความเร็วลมสมมุติชั่วคราว (Temporary) ผ่าน nozzle [m/s]

Re = ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์

Cd = ค่าสัมประสิทธิ์การไหลของลมผ่าน nozzle

1.7 คำนวณ A_n : ค่าพื้นที่หน้าตัดรวมของ nozzle (m^2)

$$A_n = \frac{\pi d^2}{4} * N$$

โดยที่ d = เส้นผ่านศูนย์กลางของ nozzle (m)

N = จำนวน nozzle ในชุดทดลอง (Pcs.)

1.8 คำนวณ Y_{ex} : ค่าสัมประสิทธิ์การขยายตัวของลมผ่าน nozzle

$$Y_{ex} = 0.452 + 0.548 * \alpha$$

โดยที่ $\alpha = 1 - \frac{\Delta P_n}{P_{atm}}$

P_{atm} = ค่าความดันบรรยากาศ ณ. จุดคำนวณ (Pa)

ΔP_n = ค่าผลต่างของความดันคร่อม nozzle (Pa)

1.9 คำนวณ A_v : ค่าอัตราการไหลของลม (ปริมาตร) ผ่าน nozzle [m^3/s]

$$A_v = Y_{ex} * V_x * A_n$$

โดยที่ Y_{ex} = ค่าสัมประสิทธิ์การขยายตัวของลมผ่าน nozzle

V_x = ค่าความเร็วลมไหลผ่าน nozzle [m/s]

A_n = ค่าพื้นที่หน้าตัดรวมของ nozzle (m^2)

1.10 คำนวณ $\dot{m}_a$: ค่าอัตราการไหลของลม (น้ำหนัก) ผ่าน nozzle [kg_{da} / s]

$$M_a = \frac{A_v}{V_d}$$

โดยที่ A_v = ค่าอัตราการไหลของลม (ปริมาตร) ผ่าน nozzle [m^3/s]

V_d = ค่าปริมาตรจำเพาะ (dry air standard) [m^3/kg_{da}]

2. คำนวณค่าความสามารถทำความเย็น (Q_T)

2.1 คำนวณ Cp : ค่าความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ [$kJ/kg_{da}.^{\circ}C$]

$$C_p = 1.005 + 1.846 * (\frac{X_{n1} + X_{n2}}{2})$$

โดยที่ X_{n1} = ค่าอัตราส่วนความชื้น ณ.จุด leaving airของ Fan Coil Unit [kg/kg_{da}]

X_{n2} = ค่าอัตราส่วนความชื้น ณ.จุด Entering airของ Fan Coil Unit [kg/kg_{da}]

2.2 คำนวณ Q_s : ค่าปริมาณความร้อนสัมผัสของระบบ (W)

$$Q_s = M_a * C_p * |DB_2 - DB_1| * 1000$$

$$= M_a * [1.005 + 1.846 * (\frac{X_{n1} + X_{n2}}{2})] * |DB_1 - DB_2| * 1000$$

โดยที่ M_a = ค่าอัตราการไหลของลม (น้ำหนัก) ผ่าน nozzle [kg_{da}/s]

DB_1 = ค่าอุณหภูมิกระเปาะแห้ง ณ. จุด leaving air ของ Fan Coil Unit (˚C)

DB_2 = ค่าอุณหภูมิกระเปาะแห้ง ณ. จุด Entering air ของFan Coil Unit (˚C)

2.3 คำนวณ Q_L : ค่าปริมาณความร้อนแฝงของระบบ (W)

$$Q_L = M_a * \{(2501 - 4.186 * DB_1 + 1.846 * (\frac{DB_1 + DB_2}{2})) * |X_{n2} - X_{n1}|\} * 1000$$

โดยที่ M_a = ค่าอัตราการไหลของลม (น้ำหนัก) ผ่าน nozzle [kg_{da}/s]

DB_1 = ค่าอุณหภูมิกระเปาะแห้ง ณ. จุด Leaving air ของ Fan Coil Unit (˚C)

DB_2 = ค่าอุณหภูมิกระเปาะแห้ง ณ. จุด Entering air ของ Fan Coil Unit (˚C)

X_{n1} = ค่าอัตราส่วนความชื้น ณ. จุด Leaving air [kg/kg_{da}]

X_{n2} = ค่าอัตราส่วนความชื้น ณ. จุด Entering air [kg/kg_{da}]

2.4 คำนวณ Q_T : ค่าปริมาณความร้อนรวมของระบบ (W)

$$Q_T = Q_S + Q_L$$

3. คำนวณความชื้นสัมพัทธ์ (ϕ) ภายในห้องปรับอากาศ

3.1 คำนวณ P_{vs} : ค่าความดันอิ่มตัว ณ. อุณหภูมิ DB_1, DB_2 , DB_3 (Pa)

สำหรับช่วงอุณหภูมิ DB 0˚C ถึง 200˚C

$$In(P_{vs}) = \frac{C_1}{T} + C_2 + C_3 T + C_4 T^2 + C_5 T^3 + C_6 In(T)$$

โดยที่ T = อุณหภูมิกระเปาะแห้ง DB (˚k)

$C_1 = -5800.2206$

$C_2 = 1.3914993$

$C_3 = -0.04860239$

$C_4 = 4.1764768E-05$

$C_5 = -1.445209E-08$

$C_6 = 6.5459673$

3.2 คำนวณ P_v : ค่าความดันไอ ณ. ตำแหน่งต่าง ๆ ในแผนภูมิไซโครเมตริก (Pa)

$$P_V = \frac{X_n * P_{atm}}{0.622 + X_n}$$

โดยที่ X_n = ค่าอัตราส่วนความชื้น ณ. ตำแหน่งต่างๆ [kg/kg_{da}]

3.3 คำนวณ % RH (ϕ) : ค่าความชื้นสัมพัทธ์ ณ. ตำแหน่งต่างๆ ในแผนภูมิไซโครเมตริก (%)

$$\phi = \frac{P_V}{P_{VS}} * 100$$

โดยที่ P_v = ค่าความดันไอ ณ. อุณหภูมิ DB (Pa)

P_{vs} = ค่าความดันอิ่มตัว ณ. อุณหภูมิเดียวกัน (Pa)

4. คำนวณอัตราการไหลของสารทำความเย็น ($\dot{m}_r$)

คำนวณ $\dot{m}_r$ = ค่าอัตราการไหลของสารทำความเย็น [kg/s]

$$m_r^o = Q_T / ((h_{1r} - h_{4r}) * 1000)$$

โดยที่ Q_T = ค่าความสามารถทำความเย็น (W)

h_{1r} = เอนธาลปีจำเพาะของสารทำความเย็นก่อนเข้าเครื่องอัดไอ [kJ/kg]

h_{4r} = เอนธาลปีจำเพาะของสารทำความเย็นก่อนเข้าเครื่องควบแน่น [kJ/kg]

5. คำนวณ ค่าสัมประสิทธิของสมรรถนะของระบบ (COP)

คำนวณ COP : ค่าสัมประสิทธิของสมรรถนะของระบบ

$$COP = \frac{Q_T}{W_C}$$

โดยที่ Q_T = ค่าปริมาณความร้อนรวมของระบบ (W)

W_C = กำลังที่ใช้ในเครื่องอัดไอ (W)

6. คำนวณ ค่าปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทให้ระบบโดย Reheat Coil (Q_R)

คำนวณ Q_R : ค่าปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทให้ระบบโดย Reheat Coil (W)

$$Q_R = Q_{T2} - Q_{T1}$$

โดยที่ Q_{T1} = ค่าปริมาณความสามารถทำความเย็นรวมของระบบ (W)

Q_{T2} = ค่าปริมาณความสามารถทำความเย็นก่อนผ่าน Reheat Coil (W)

โปรแกรมคอมพิวเตอร์

```
C       PROGRAM FOR COMPUTING COOLING CAPACITY ,  %RH
C       QUANTITY OF HEAT RELEASED BY REHEAT COIL AND COP OF
C       AIR CONDITIONING SYSTEM BY CALORIEMETER - TYPE AIR  ENTHALPY
C       READ INITIAL CONDITION
C       Patm = ATMOSPHERIC PRESSURE AT CALCULATING POINT ( Pa )
C       DPn  = DIFFERENTIAL PRESSURE OF NOZZLE AT CALCULATING POINT
C              ( Pa )
C       N    = NUMBER OF NOZZLE ( QUANTITY OF NOZZLE ) ( Pcs.)
C       d    = DIAMETER OF NOZZLE ( m )
C       Wc   = POWER INPUT ( W )
C       h1r  = SPECIFIC ENTHALPY OF REFRIGERANT AT INLET COMPRESSOR
C              [KJ/Kg]
C       h4r  = SPECIFIC ENTHALPY OF REFRIGERANT AT INLET EVAPORATOR
C              [KJ/Kg]
C       DB(1) = DRY BULB TEMPERATURE AT POINT 1. ( LEAVING AIR ) (C)
C       DB(2) = DRY BULB TEMPERATURE AT POINT 2.  ( LEAVING AIR  BEFORE
C               REHEAT COIL) (C)
C       DB(3) = DRY BULB TEMPERATURE AT POINT 3. ( ENTERING AIR ) (C)
C       WB(1) = WET BULB TEMPERATURE AT POINT 1. ( LEAVING AIR ) (C)
C       WB(2) = WET BULB TEMPERATURE AT POINT 2. ( LEAVING AIR BEFORE
C               REHEAT COIL)(C)
C       WB(3) = WET BULB TEMPERATURE AT POINT 3. ( ENTERING AIR ) (C)
        DIMENSION DB(5),WB(5),Pws(5),Xs(5),Xn(5),Pvs(5),RH(5),Pv(5)
        WRITE (*,10)
   10   FORMAT (' Patm =   Pa ')
        READ (*,*) Patm
```

```
      WRITE (*,20)
   20 FORMAT (' DPn =   Pa ')
      READ (*,*) DPn
      WRITE (*,30)
   30 FORMAT (' N =   Pcs.')
      READ (*,*) BN
      WRITE (*,40)
   40 FORMAT (' d =   m ')
      READ (*,*) d
      WRITE (*,50)
   50 FORMAT (' DB(1) =   C')
      READ (*,*) DB(1)
      WRITE (*,60)
   60 FORMAT (' DB(2) =   C')
      READ (*,*) DB(2)
      WRITE (*,70)
   70 FORMAT (' DB(3) =   C')
      READ (*,*) DB(3)
      WRITE (*,80)
   80 FORMAT (' WB(1) =   C')
      READ (*,*) WB(1)
      WRITE (*,90)
   90 FORMAT (' WB(2) =   C')
      READ (*,*) WB(2)
      WRITE (*,100)
  100 FORMAT (' WB(3) =   C')
      READ (*,*) WB(3)
```

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

```
      WRITE (*,110)
  110 FORMAT (' Wc =   W')
      READ (*,*) Wc
      WRITE (*,120)
  120 FORMAT (' h1r =   kJ/kg ')
      READ (*,*) h1r
      WRITE (*,130)
  130 FORMAT (' h4r =   kJ/kg ')
      READ (*,*) h4r
C.....
C     (1) FIND WIND QUATITY ( WEIGHT ) ( m_a )
C     (1.1) FIND Pws(Pvs) : SATURATED WATER VAPOR PRESSURE ( Pa )
      Xt =  273.15
      P1 =  101325.
      Z1 = -7.90298
      Z2 =  5.02808
      Z3 = -1.3816E-07
      Z4 =  11.34
      Z5 =  8.1328E-03
      Z6 = -3.49149

C     FIND Pws(1),Pws(2),Pws(3)
      DO 500 I = 1,3
      C = (100.+Xt)/(WB(I)+Xt)
      A = Z1*(C-1.)+Z2*ALOG10(C)+Z3*(10**(Z4*(1.-1./C))-1.)
      B = Z5*(10**(Z6*(C-1.))-1.)+ALOG10(P1)
      Px= A+B
```

```
      Pws(I) = 10.**(Px)
  500 CONTINUE
C     Pws(1):SATURATED WATER VAPOR PRESSURE AT POINT1. (LEAVING
C            AIR) ( Pa )
C     Pws(2):SATURATED WATER VAPOR PRESSURE AT POINT2.(LEAVING AIR
C            BEFORE REHEAT COIL) ( Pa )
C     Pws(3):SATURATED WATER VAPOR PRESSURE AT POINT3.(ENTERING
C            AIR) ( Pa )
C.....
C     (1.2) FIND Xs : SATURATED ABSOLUTE HUMIDITY AT WB [Kg/Kg_da]
      DO 510 I = 1,3
      Xs(I) = (0.622*Pws(I))/(Patm - Pws(I))
  510 CONTINUE
C     Xs(1):SATURATED ABSOLUTE HUMIDITY OF LEAVING AIR [Kg/Kg_da]
C     Xs(2):SATURATED ABSOLUTE HUMIDITY OF LEAVING AIR BEFORE
C           REHEAT COIL [Kg/Kg_da]
C     Xs(3):SATURATED ABSOLUTE HUMIDITY OF ENTERING AIR [Kg/Kg_da]
C.....
C     (1.3) FIND Xn(w) : ABSOLUTE HUMIDITY (WB TEMPERATURE STANDARD)
C           [Kg/Kg_da]
      DO 520 I = 1,3
      A   = (2501.-2.340*WB(I))*Xs(I)-1.005*(DB(I)-WB(I))
      B   = 1.846*DB(I)+2501.-4.186*WB(I)
      Xn(I) = A/B
  520 CONTINUE
C     Xn(1):ABSOLUTE HUMIDITY OF LEAVING AIR [Kg/Kg_da]
C     Xn(2):ABSOLUTE HUMIDITY OF LEAVING AIR BEFORE REHEAT COIL
```

```
C                [Kg/Kg_da ]
C        Xn(3):ABSOLUTE HUMIDITY OF ENTERING AIR [Kg/Kg_da ]
C.....
C        (1.4) FIND Vd : SPECIFIC VOLUME (DRY AIR STANDARD)[m**3/Kg_da ]
         A  = 0.4555*(Xn(1)+0.622)
         B  = (DB(1)+273.15)/(100.*Patm/101325.)
         Vd1 = A*B
C        Vd1 : SPECIFIC VOLUME OF LEAVING AIR [m**3/Kg_da ]
C.....
C        (1.5) FIND Vw : SPECIFIC VOLUME (WET AIR STANDARD)[m**3/Kg]
         Vw1 = Vd1/(1+Xn(1))
C        Vw1 : SPECIFIC VOLUME OF LEAVING AIR [m**3/Kg]
C.....
C        (1.6) FIND Vx : NOZZLE PASSING AIR VELOCITY [m/s]
         ES    = 0.0001
         A     = (4.186E-04)*(273.15+DB(1))**2.5
         B     = Patm*(383.55+DB(1))
         Vdn   = A/B
         Vx0   = (2*DPn)**0.5
         DO 530 I = 1,500
         Re    = (Vx0*d)/Vdn
         Cd    = 0.9986-7.006/(Re**0.5)+134.6/Re
         Vx1   = Cd*(2.*Vw1*DPn)**0.5
         TOL   = ABS((Vx1-Vx0)/Vx1)
         IF(TOL.LT.ES) GO TO 800
         Vx0 = Vx1
  530  CONTINUE
```

```
  800 Vx = Vx1
C       Vdn : DYNAMIC VISCOSITY AT NOZZLE [m**2/s]
C       Vx0 : TEMPORAL NOZZLE PASSING WIND VELOCITY [m/s]
C       Re  : RENOLDS NUMBER
C       Cd  : NOZZLE FLOW COEFFICIENT
C       Vx1 : NOZZLE PASSING WIND VELOCITY OF LEAVING AIR [m/s]
C       ES  : STOPPING CRITERION TOLERANCE
C.....
C       (1.7) FIND An : NOZZLE SECTION AREA [m**2]
        Pi = 4.*ATAN(1.)
        An = (Pi*(d**2)*BN)/4
C       d : DIAMETER OF NOZZLE ( m )
C       N : NUMBER OF NOZZLE ( Pcs.)
C.....
C       (1.8) FIND Yex : EXPANSION COEFFICIENT OF NOZZLE
        A    = 1.-(DPn/Patm)
        Yex = 0.452 + 0.548*A
C       DPn : DIFFERENTIAL PRESSURE OF NOZZLE AT CALCURATION POINT
C             ( Pa )
C.....
C       (1.9) FIND Av : VOLUMETRIC WIND QUANTITY [m**3/s]
        Av = Yex*Vx*An
C.....
C       (1.10) FIND m_a : WIND QUANTITY (WEIGHT) [Kg_da/s]
        AMa = Av/Vd1
C       Vd1 : SPECIFIC VOLUME (DRY AIR STANDARD) OF LEAVING AIR
C             [m**3/Kg_da]
```

```
C.....
C       (2) FIND TOTAL HEAT ROOM COOLING CAPACITY (Q_T)
C       (2.1) FIND Cp1 : SPECIFIC HEAT AT CONSTANT PRESSURE [KJ/Kg_da-K]
        Cp1 = 1.005 + 1.846*(Xn(1)+Xn(3))/2.
C       Xn : ABSOLUTE HUMIDITY AT CALCURATION POINT [Kg/Kg_da ]
C.....
C       (2.2) FIND Cp2 : SPECIFIC HEAT AT CONSTANT PRESSURE BEFORE
C                        REHEAT COIL
        Cp2 = 1.005 + 1.846*(Xn(2)+Xn(3))/2.
C.....
C       (2.3) FIND Qs1 : SENSIBLE HEAT COOLING CAPACITY ( W )
        Qs1 = AMa*Cp1*(DB(3)-DB(1))*1000.
C.....
C       (2.4) FIND Qs2 : SENSIBLE HEAT COOLING CAPACITY BEFORE REHEAT
C                        COIL ( W )
        Qs2 = AMa*Cp2*(DB(3)-DB(2))*1000.
C.....
C       (2.5) FIND QI1 : LATENT HEAT COOLING CAPACITY  ( W )
        A   = 2501.-4.186*DB(2)+1.846*(DB(1)+DB(3))/2.
        B   = ABS(Xn(3)-Xn(1))*1000.
        QI1 = AMa*A*B
C       Xn : ABSOLUTE HUMIDITY AT CALCURATION POINT [Kg/Kg_da ]
C       Ma : WIND QUANTITY (WEIGHT) [Kg_da/s]
C.....
C       (2.6) FIND QI2 : LATENT HEAT COOLING CAPACITY BEFORE REHEAT COIL
C                        ( W )
        A   = 2501.-4.186*DB(2)+1.846*(DB(2)+DB(3))/2.
```

```
      B  = ABS(Xn(3)-Xn(2))*1000
      Ql2 = AMa*A*B
C.....
C     (2.7) FIND Qt1 : TOTAL HEAT ROOM COOLING CAPACITY ( W )
      Qt1 = Qs1+Ql1
C.....
C     (2.8) FIND Qt2 : TOTAL HEAT ROOM COOLING CAPACITY BEFORE
C                      REHEAT COIL ( W )
      Qt2 = Qs2+Ql2
C.....
C     (3) FIND RELATIVE HUMIDITY ( ϕ )
C     (3.1) FIND Pv : PRESSURE OF WATER VAPOR ( Pa )
      DO 540 I = 1,3
      Pv(I) = (Patm*Xn(I))/(Xn(I)+0.622)
  540 CONTINUE
C.....
C     (3.2) FIND Pvs : SATURATED WATER VAPOR PRESSURE ( Pa )
      C1 = -5800.2206
      C2 = 1.3914993
      C3 = -0.04860239
      C4 = 4.1764768E-05
      C5 = -1.445209E-08
      C6 = 6.5459673
C     FIND Pvs(1),Pvs(2),Pvs(3)
      DO 550 I = 1,3
      T = 273.15 + DB(I)
      X = C1/T+C2+C3*T+C4*T**2+C5*T**3+C6*LOG(T)
```

```
      Pvs(I) = EXP(X)
  550 CONTINUE
C.....
C     (3.3) FIND RH : RELATIVE HUMIDITY (%)
      DO 560 I = 1,3
      RH(I) = (Pv(I)/Pvs(I))*100
  560 CONTINUE
C     RH(1) : RELATIVE HUMIDITY OF LEAVING AIR (%)
C     RH(2) : RELATIVE HUMIDITY OF LEAVING AIR BEFORE REHEAT COIL (%)
C     RH(3) : RELATIVE HUMIDITY OF ENTERING AIR (%)
C.....
C     (4) FIND REFRIGERANT QUANTITY (WEIGHT)( mr) [Kg/S]
C     FIND mr : REFRIGERANT QUANTITY (WEIGHT) [Kg/S]
      AMr = Qt2/((h1r-h4r)*1000)
C     h1r : SPECIFIC ENTHALPY OF REFRIGERANT AT INLET COMPRESSOR
C           [KJ/Kg]
C     h4r : SPECIFEC ENTHALPY OF REFRIGERANT AT INLET EVAPORATOR
C           [KJ/Kg]
C.....
C     (5) FIND COEFFICIENT OF PERFORMANCE ( COP)
C     FIND COP : COEFFICIENT OF PERFORMANCE
      COP = Qt2/Wc
C     Qt2 : TOTAL HEAT ROOM COOLING CAPACITY BEFORE REHEAT COIL (W)
C.....
C     (6) FIND QUANTITY OF HEAT RELEASED BY REHEAT COIL ( QR )
C     FIND QR : QUANTITY OF HEAT RELEASED BY REHEAT COIL ( W )
      QR = Qt2 - Qt1
```

```
C       Qt1 : TOTAL HEAT ROOM COOLING CAPACITY (W)
C       Qt2 : TOTAL HEAT ROOM COOLING CAPACITY BEFORE REHEAT COIL ( W)
C.....
C       SHOW INPUT CONDITION
        WRITE (*,1000)
 1000  FORMAT (' INITIAL CONDITION',/)
        WRITE (*,1010) Patm
 1010  FORMAT (' ATMOSPHRIC PRESSURE (Patm) = ',F10.2,2X,'Pa ')
        WRITE (*,1020) DPn
 1020  FORMAT (' DIFF. PRESSURE OF NOZZLE (DPn) = ',F10.2,2X,'Pa ')
        WRITE (*,1030) BN
 1030  FORMAT (' NUMBER OF NOZZLE (Pcs.)(N) = ',F3.1,2X,'Pcs.')
        WRITE (*,1040) d
 1040  FORMAT (' DIAMETER OF NOZZLE (d) = ',F10.5,2X,'m ')
        WRITE (*,1050) DB(1)
 1050  FORMAT (' DRY BULB TEMP. OF LEAVING AIR DB(1) = ',F5.2,2X,'C')
        WRITE (*,1060) DB(2)
 1060  FORMAT (' DRY BULB TEMP. OF LEAVING AIR BEF. REH. DB(2) = ',
     *          F5.2,2X,'C')
        WRITE (*,1070) DB(3)
 1070  FORMAT (' DRY BULB TEMP. OF ENTERING AIR DB(3) = ',F5.2,2X,'C')
        WRITE (*,1080) WB(1)
 1080  FORMAT (' WET BULB TEMP. OF LEAVING AIR WB(1) = ',F5.2,2X,'C')
        WRITE (*,1090) WB(2)
 1090  FORMAT (' WET BULB TEMP. OF LEAVING AIR BEF. REH. WB(2) = ',
     *          F5.2,2X,'C')
       WRITE (*,1100) WB(3)
```

```
 1100  FORMAT (' DRY BULB TEMP. OF ENTERING AIR WB(3) = ',
     *           F5.2,2X,'C')
       WRITE (*,1110) Wc
 1110  FORMAT (' POWER INPUT Wc = ',F10.2,2X,'KJ/Kg')
       WRITE (*,1120) h1r
 1120  FORMAT (' SPECIFIC ENTHALPY OF REF. AT INLET COM. h1r = ',
     *           F6.2,2X,'KJ/Kg')
       WRITE (*,1130) h4r
 1130  FORMAT (' SPECIFIC ENTHALPY OF REF. AT INLET EVAP. h4r = ',
     *           F6.2,2X,'KJ/Kg',/)
C.....
C      SHOW RESULT OF CALCULATION
       WRITE (*,2000)
 2000  FORMAT (' RESULT OF CALCUALTION',/)
       WRITE (*,2010) AMa
 2010  FORMAT (' WIND QUANTITY (WEIGHT) (Ma) = ',F10.4,2X,'Kg_da/s')
       WRITE (*,2020) AMr
 2020  FORMAT (' REFRIGERANT QUANTITY (WRIGHT)(Mr)= ',F10.4,2X,'Kg/s')
       WRITE (*,2030) Qs2
 2030  FORMAT (' SENSIBLE HEAT COOLING CAP. (Qs) = ',F10.2,2X,'W')
       WRITE (*,2040) Ql2
 2040  FORMAT (' LATENT HEAT COOLING CAP. (Ql) = ',F10.2,2X,'W')
       WRITE (*,2050) Qt2
 2050  FORMAT (' TOTAL ROOM HEAT COOLING CAP. (Qt) = ',F10.2,2X,'W')
       WRITE (*,2060) RH(3)
 2060  FORMAT (' RELATIVE HUM. OF ENTERING AIR = ',F10.4,2X,'%')
       WRITE (*,2070) COP
```

```
2070  FORMAT (' COEFFICIENT OF PERFORMANCE COP = ',F10.4)
      WRITE (*,2080) QR
2080  FORMAT (' QUANTITY OF HEAT RELEASED BY REHEAT COIL QR = ',
     *          F10.4,2X,'W')
      STOP
      END
```

****

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ภาคผนวก ข.

มาตรฐานการทดสอบเครื่องปรับอากาศชนิดติดผนังห้อง

ในการทดสอบจะดำเนินการตามมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม เครื่องปรับอากาศชนิดติดผนังห้อง มาตรฐานที่ มอก. 385 -2524 ทั้งนี้ประกอบด้วย ห้องวัดความร้อน ประเภทและภาวะการทดสอบ อุปกรณ์สำหรับวัดค่าต่าง ๆ และการวัดอัตราการไหลของอากาศซึ่งอาจมีการปรับปรุงบางส่วนให้เหมาะสมแก่การทดสอบ ดังนี้ คือ

1. ห้องวัดความร้อนโดยวิธี calorimeter - type Air Enthalpy

โดยมีลักษณะทั่วไปดังนี้

(1) ส่วนภายในห้องและส่วนภายนอกห้องปรับอากาศ ต้องมีผนังบุด้วยฉนวนกั้นกลาง ที่ผนังนี้มีช่องสำหรับติดตั้งเครื่องปรับอากาศ โดยใช้ที่ยึดและกรอบเช่นเดียวกับการติดตั้งเมื่อใช้งานตามปกติ และการติดตั้งนี้ต้องไม่พยายามอุดรอยรั่วภายในเครื่องปรับอากาศเพื่อป้องกันการรั่วไหลของอากาศจากด้าน Condenser ไปสู่ด้าน Evaporator หรือในทางตรงกันข้าม และต้องไม่ดัดแปลงหรือแก้ไขเครื่องปรับอากาศ ซึ่งจะทำให้การทำงานตามปกติของเครื่องเปลี่ยนไป

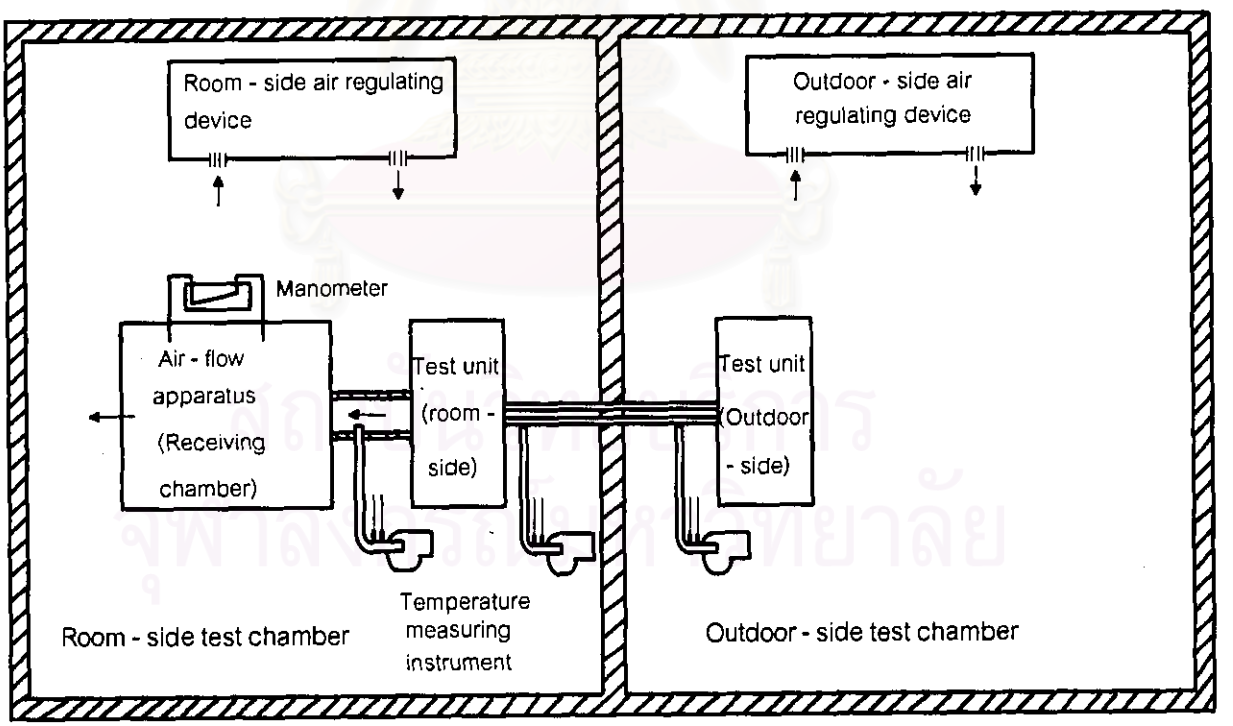
ขีดความสามารถทำความเย็นที่กำหนดสูงสุดของเครื่อง วัตต์	ขนาดภายในของแต่ละส่วนของห้องวัดความร้อนต่ำสุด		
	ความกว้าง มิลลิเมตร	ความสูง มิลลิเมตร	ความลึก มิลลิเมตร
3000	2400	2100	1800
6000	2400	2100	2400
9000	2400	2400	3000
12000	3000	2400	3700

ตารางที่ ข -1 แสดงขนาดของห้องวัดความร้อน

(2) ขนาดของห้องวัดความร้อน ต้องเพียงพอที่จะให้อากาศไหลเข้าและออกจากเครื่องปรับอากาศไม่ติดขัด และไม่ให้ความเร็วผิวหน้า (face velocity) มากกว่า 500 มิลลิเมตรต่อวินาที ต้องมีบริเวณทางด้านหน้าของตะแกรงที่ลมเข้าหรือออกจากเครื่องปรับอากาศถึงผนังห้อง หรือเพดานห้องไม่น้อยกว่า 1000 มิลลิเมตร ขนาดของห้องวัดความร้อนตามตารางที่ ข -1

(3) ในแต่ละส่วนของห้องวัดความร้อนต้องมีอุปกรณ์ปรับอากาศ เพื่อรักษาภาวะและการไหลของอากาศที่กำหนดให้คงที่ อุปกรณ์ปรับอากาศส่วนภายในห้องประกอบด้วยเครื่องทำความร้อนสำหรับให้ความร้อนสัมผัส และเครื่องเพิ่มความชื้น พลังงานที่ให้อาจเป็นพลังงานไฟฟ้า ไอน้ำหรืออย่างอื่น ๆ ซึ่งสามารถควบคุมและวัดได้

(4) ห้องวัดความร้อน ดังแสดงในรูปที่ ข-1แต่ละห้องต้องบุด้วยฉนวนเพื่อป้องกันการรั่วไหลของความร้อน (รวมทั้งการแผ่รังสีความร้อน) ไม่มากกว่าร้อยละ 5 ของขีดความสามารถสุทธิของเครื่องปรับอากาศ และให้มีที่ว่างเพื่อที่จะให้อากาศหมุนเวียนได้สะดวกภายใต้พื้นของห้องวัดความร้อน



รูปที่ ข -1 แสดงห้องทดสอบโดยวิธี Calorimeter - type Air Enthalpy

2. ประเภทและภาวะการทดสอบ

(1) เครื่องปรับอากาศแบ่งออกเป็น 3 ประเภท คือ ประเภท ก ข และ กข

(1.1) เครื่องที่ผลิตสำหรับใช้ในภูมิอากาศ เช่น เดียวกับอุณหภูมิตามที่ระบุในตารางที่ ข-2 สดมภ์ที่ 2 เท่านั้นให้ระบุเป็นเครื่องประเภท ก

(1.2) เครื่องที่ผลิตสำหรับใช้ในภูมิอากาศ เช่น เดียวกับอุณหภูมิตามที่ระบุในตารางที่ ข-2 สดมภ์ที่ 3 เท่านั้นให้ระบุเป็นเครื่องประเภท ข

(1.3) เครื่องที่ผลิตสำหรับใช้ในภูมิอากาศ เช่น เดียวกับอุณหภูมิตามที่ระบุในตารางที่ ข-2 สดมภ์ที่ 2 และสดมภ์ที่ 3 ให้ระบุเป็นเครื่องประเภท กข

(2) เครื่องปรับอากาศที่นำมาทดสอบเป็นประเภท ก หมายถึงเครื่องปรับอากาศที่ใช้กับอุณหภูมิอากาศที่มีอุณหภูมิสูงสุดภายนอกห้องปรับอากาศ 35 °C

ภาวะที่ใช้ทดสอบ	ประเภท ก.	ประเภท ข.
อุณหภูมิของอากาศภายในห้อง		
- กระเปาะแห้ง องศาเซลเซียส	27	29
- กระเปาะเปียก องศาเซลเซียส	19	19
อุณหภูมิของอากาศภายนอกห้อง		
- กระเปาะแห้ง องศาเซลเซียส	35	46
- กระเปาะเปียก องศาเซลเซียส	24	24
ความถี่สำหรับการทดสอบ	ความถี่ที่กำหนด *	
แรงดันไฟฟ้าสำหรับการทดสอบ	แรงดันไฟฟ้าที่กำหนด **	

ตารางที่ ข -2 แสดงภาวะที่ใช้ทดสอบเพื่อหาค่าขีดความสามารถทำความเย็น

หมายเหตุ * เครื่องที่ระบุความถี่ที่กำหนดไว้ 2 ค่า ให้ทดสอบที่แต่ละความถี่

** เครื่องที่ระบุแรงดันไฟฟ้าที่กำหนดไว้ 2 ค่า ให้ทดสอบที่ค่าแรงดันไฟฟ้าสูงสุด

3. อุปกรณ์สำหรับวัด

ความเที่ยงตรงของอุปกรณ์สำหรับวัด ต้องอยู่ในเกณฑ์ที่กำหนด ดังนี้

(1) อุปกรณ์สำหรับวัดอุณหภูมิ

(1.1) ± 0.05 องศาเซลเซียส ใช้วัดอุณหภูมิของอากาศในส่วนภายในห้องวัดความร้อนด้วยเทอร์โมมิเตอร์ชนิดกระเปาะเปียก และกระเปาะแห้ง

(1.2) ± 0.05 องศาเซลเซียส เมื่อใช้วัดอุณหภูมิของน้ำ ขดท่อปรับภาวะอากาศในส่วนนอกห้องวัดความร้อน

(1.3) ± 0.3 องศาเซลเซียส เมื่อใช้อุณหภูมิอื่น ๆ ทั้งหมด

(1.4) ขีดแบ่งที่เล็กที่สุดของอุปกรณ์สำหรับวัดอุณหภูมิต้องไม่มากกว่า 2 เท่าของความเที่ยงตรงที่กำหนด

(1.5) ตำแหน่งใดที่กำหนดความเที่ยงตรงของอุปกรณ์ สำหรับวัดอุณหภูมิ ±0.05 องศาเซลเซียส อุปกรณ์นั้นต้องได้รับการสอบเทียบกับอุปกรณ์มาตรฐานจากสถาบันที่เชื่อถือได้

(1.6) ในการวัดอุณหภูมิกระเปาะเปียกทุกครั้ง ต้องให้กระเปาะเปียกพอเพียง และต้องให้เวลานานพอให้การระเหยถึงจุดสมดุล สำหรับเทอร์โมมิเตอร์ชนิดปรอท กระเปาะต้องมีเส้นผ่านศูนย์กลางไม่มากกว่า 6.5 มิลลิเมตร และการอ่านค่า ทำเมื่อความเร็วของอากาศไม่น้อยกว่า 3000 มิลลิเมตรต่อวินาที

(1.7) อุปกรณ์สำหรับวัดอุณหภูมิที่ใช้วัดการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิให้สามารถสับเปลี่ยนกันได้สะดวก ระหว่างตำแหน่งทางเข้ากับตำแหน่งทางออก ทั้งนี้เพื่อจะเพิ่มความเที่ยงตรงขึ้น

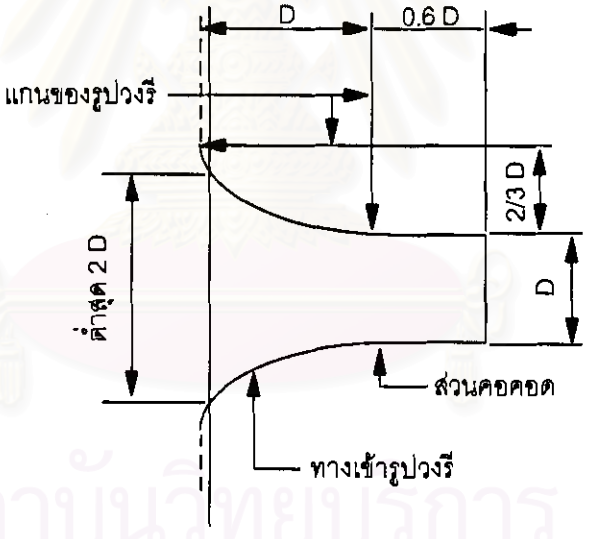
(2) อุปกรณ์สำหรับวัดความดัน

(2.1) อุปกรณ์วัดความดัน ต้องอ่านได้ละเอียด ± 1 Pa (± 0.1 มิลลิเมตรน้ำ) และขีดแบ่งที่เล็กที่สุดของอุปกรณ์สำหรับวัดความดันต้องไม่มากกว่า 2 เท่าของความเที่ยงตรงที่กำหนด

(2.2) ให้ใช้บาโรมิเตอร์ ซึ่งอ่านได้ละเอียดถึงร้อยละ ± 0.1 สำหรับวัดความดันบรรยากาศ (Barometric Pressure)

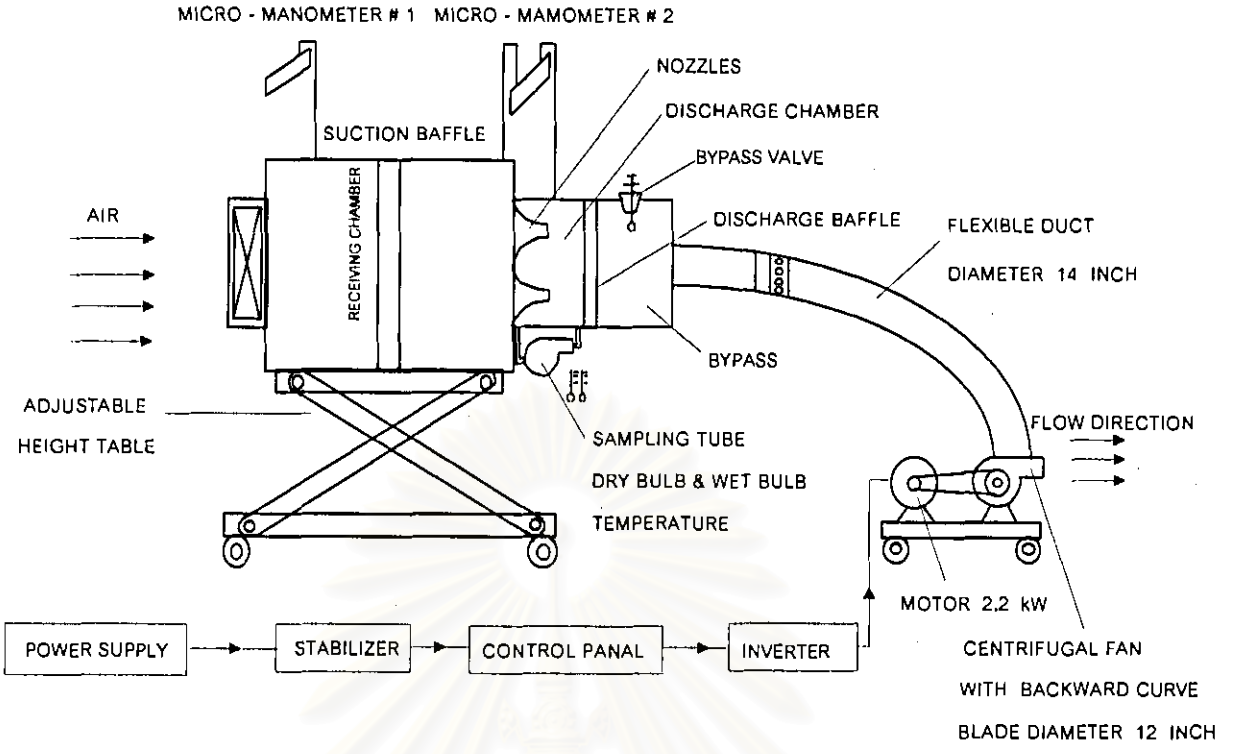
4. การวัดอัตราการไหลของอากาศ

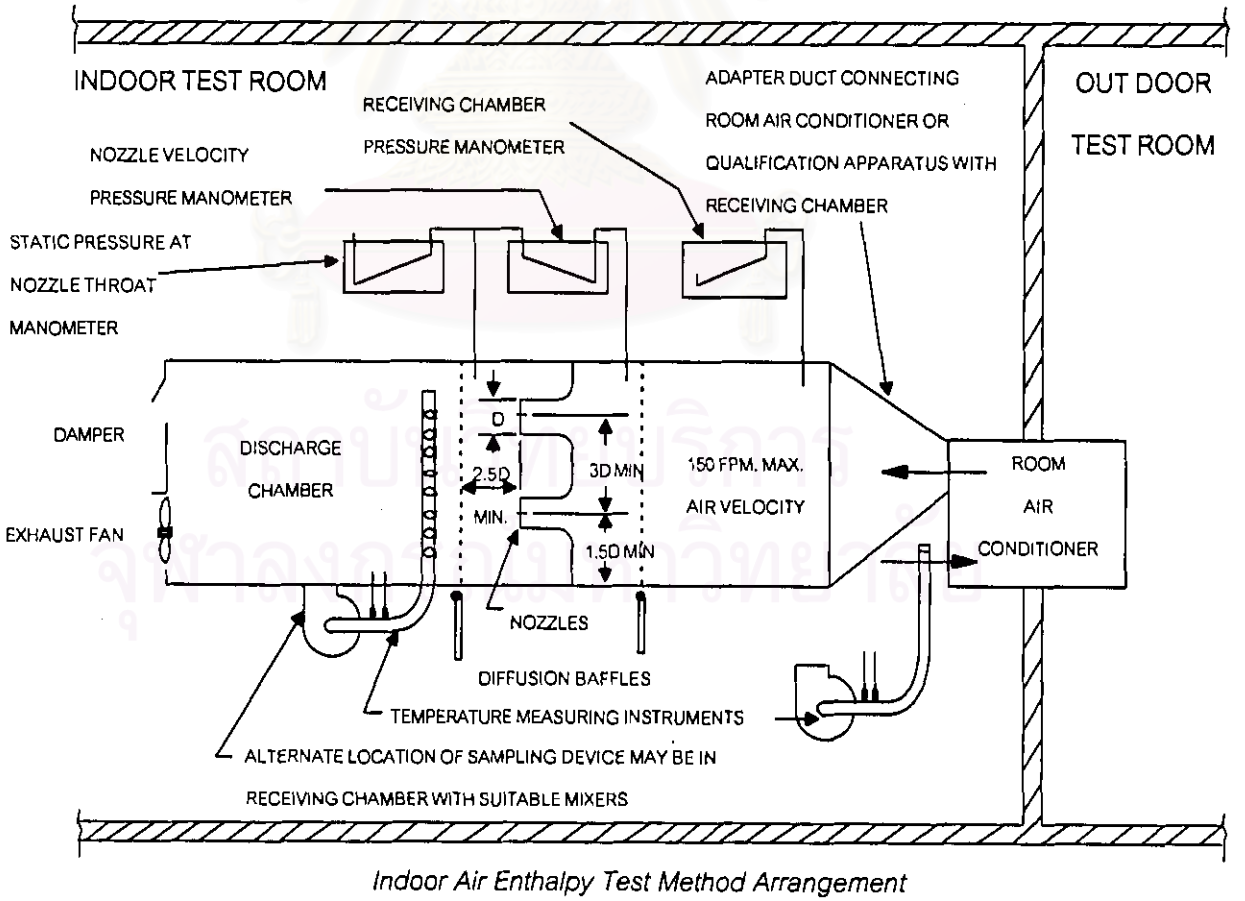
(1) ให้ติดตั้งเครื่องวัดอัตราการไหลของอากาศดังรูปที่ ข-2 จำนวนหนึ่งชุดหรือมากกว่าหนึ่งชุดก็ได้ ในผนังด้านใดด้านหนึ่งของกล่องรับลม (Receiving Chamber) ซึ่งจะจ่ายเข้าไปในกล่องจ่ายลม (Discharge Chamber) เครื่องวัดอัตราการไหลของอากาศต้องมีขนาดเพียงพอที่จะทำให้ความเร็วของลมที่คอคอดไม่น้อยกว่า 15 เมตรต่อวินาที และระยะจากจุดศูนย์กลางของเครื่องวัดอัตราการไหลของอากาศชุดใด ๆ ไปยังผนังทั้งสี่ด้าน โดยรอบต้องไม่น้อยกว่า 1.5 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางของคอคอด เครื่องวัดอัตราการไหลของอากาศที่ติดตั้งโดยวิธีดังกล่าวข้างต้น อาจถือว่ามีผลต่อความแตกต่างของความดันสถิตน้อยมากจนไม่ต้องคำนึงถึง



<u>รูปที่ ข -2</u> แสดงเครื่องวัดอัตราการไหลของอากาศ

(2) การวัดอัตราการจ่ายอากาศของเครื่อง ต้องให้มีลักษณะดังแสดงในรูปที่ ข -3





Indoor Air Enthalpy Test Method Arrangement

<u>รูปที่ ข -3</u> แสดงห้องทดสอบสำหรับวัดอัตราการจ่ายอากาศ

(3) เพื่อให้ความดันสถิตในห้องทดสอบ และด้านทางออกของเครื่องปรับอากาศในกล่องรับลมมีค่าเท่ากัน เครื่องวัดความดันลมด้านหนึ่งต้องต่อเข้ากับข้อต่อสำหรับวัดความดันสถิตหนึ่งแห่ง หรือมากกว่าที่อยู่บนผนังด้านในของกล่องรับลม ข้อต่อนี้ต้องอยู่เสมอผิวภายในของห้อง

(4) ขนาด และการจัดกล่องจ่ายลมต้องให้ระยะจากจุดศูนย์กลางของเครื่องวัดอัตราการไหลของอากาศไปยังผนังทั้งสี่ด้านโดยรอบไม่น้อยกว่า 1.5 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางของคอคอดและไปยังเครื่องกีดขวางอันต่อไปไม่น้อยกว่า 5 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางของคอคอด เว้นแต่จะใช้กะบังกระจายลมที่เหมาะสม

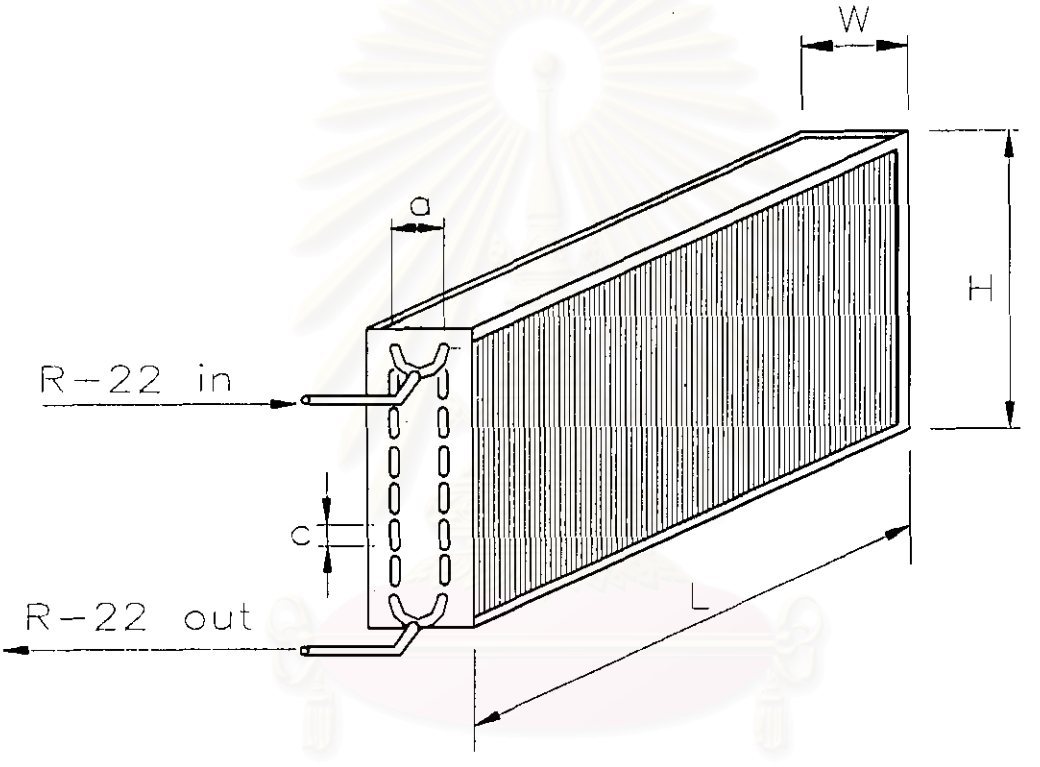
(5) ให้ติดตั้งพัดลมระบายอากาศออกเข้ากับกล่องจ่ายลม เพื่อจะหักล้างความต้านทานของการไหลของอากาศผ่านกล่องเครื่องวัดอัตราการไหลของอากาศและกะบังกระจายลม

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ภาคผนวก ค.

การคำนวณหาขนาดของ Reheat Coil

ในการออกแบบ Reheat Coil จะต้องคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อน สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะส่วน และสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม แล้วคำนวณหาพื้นที่ผิว และความยาวท่อ ซึ่ง Reheat Coil มีลักษณะแสดงดังรูป



รูปที่ ค - 1 ลักษณะของชุดแลกเปลี่ยนความร้อน (Reheat Coil)

ข้อมูลต่าง ๆ ที่ใช้ในการคำนวณแบ่งได้ดังนี้

1. ข้อมูลเฉพาะ

1.1 ความสามารถในการระบายความร้อนของ Reheat Coil (Q_R) = 5,000 W

1.2 สารทำความเย็น R-22

1.3 ท่อทองแดงเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก (D_o) = 9.50 mm เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน (D_i) = 8.00 mm ความหนาของท่อ = 0.75 mm

1.4 ขนาดของแผ่นครีบ (a x c) = (21.65 x 25.00) mm

1.5 ความหนาของแผ่นครีบ (2y) = 0.2 mm

1.6 จำนวน rows (N_R) = 2

1.7 จำนวนท่อต่อ rows (N_T) = 10

1.8 จำนวนแผ่นครีบต่อความยาว 1 นิ้ว (F_l) = 14

2. ข้อมูลจากการทดลอง

2.1 อุณหภูมิควบแน่นของสารทำความเย็นใน Reheat Coil = 45°C

2.2 อุณหภูมิอากาศเข้า Reheat Coil (Ta_i) = 18 °C

2.3 อุณหภูมิอากาศออก Reheat Coil (Ta_o) = 30 °C

2.4 ความเร็วของอากาศหน้าคอยล์ (U_{fr}) = 1 [m/s]

2.5 อัตราการไหลของสารทำความเย็น ($\dot{m}_r$) = 0.040 [kg/s]

จากข้อมูลดังกล่าวสามารถคำนวณค่าต่าง ๆ ได้ดังนี้

1. คำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U_o) ของ Reheat Coil

จากสมการ 2.18

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{A_{p,i}h_i} + \frac{1-\phi}{h_{c,o}(A_{p,o}/A_F + \phi)} + \frac{1}{h_{c,o}}}$$

1.1 คำนวณค่าพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนรวมต่อหน่วยความยาว (A_o)

จากความสัมพันธ์

$A_o = A_{p,o} + A_F$

โดย $A_{p,o} = \pi . D_o (1 - (2y) . F_l)$

$= \pi * 9.5 * (1 - 0.2 * (14 / 25.4))$

$= 26.57 \quad mm^2$

$A_F = 2.F_l (a.c - \frac{\pi . D_o^2}{4})$

$= 2 * (14 / 25.4) ((21.65 * 25.00) - \pi * (9.5)^2 / 4)$

$= \quad 444.44 \quad mm^2$

ดังนั้น $A_o = 26.57 + 444.44 = 471.01 \quad mm^2$

1.2 คำนวณค่าพื้นที่ผิวด้านในของท่อ ($A_{p,i}$) ต่อหน่วยความยาว

จากความสัมพันธ์

$A_{p,i} = \pi . D_i$

$= \pi * 8$

$= 25.13 \quad mm^2$

1.3 คำนวณค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของของไหลในท่อ (h_i)

จากคุณสมบัติต่าง ๆ ของสารทำความเย็น R-22 อิ่มตัวจากตาราง ค - 1 พบว่าที่อุณหภูมิควบแน่นของน้ำยาใน Reheat Coil = 45 °C มีคุณสมบัติต่าง ๆ ดังนี้

- ค่าการนำความร้อนของน้ำยาเหลว (k_l) $= 74.6 \times 10^{-3}$ [W/m .°C]
- ค่าความหนืดของน้ำยาเหลว (μ_l) $= 131.2 \times 10^{-6}$ [N-s/m^2]
- ค่าความหนืดที่อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำยาเหลว (μ_b) = (μ_l)

$= 131.2 \times 10^{-6}$ [N-s/m^2]

- ค่าความหนืดที่อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวท่อ (μ_s)

โดยสมมุติให้อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวท่อต่ำกว่าอุณหภูมิของไหล 2 °C

ดังนั้น μ_s ที่อุณหภูมิ 43 °C $= 134.7 \times 10^{-6}$ [N-s/m^2]

- ค่าความร้อนจำเพาะของน้ำยาเหลว (Cp_l) $= 1.376 \times 10^3$ [J/kg .°C]

คำนวณ $Re_D = \dfrac{D_i . G_l}{\mu_l}$

โดย อัตราการไหลของน้ำยาต่อพื้นที่หน้าตัดของท่อ (G_l) $= \dfrac{\dot{m_r}}{A_i}$

$= \dfrac{\dot{m_r}}{\dfrac{\pi D_i^2}{4}}$

$= \dfrac{0.040}{\left[\pi (0.008)^2 / 4\right]}$

$= 795.77$ [kg/m^2.s]

$$\therefore \quad Re_D = \frac{D_i . G_l}{\mu_l} = \frac{0.008 * 795.77}{131.2 * 10^{-6}}$$

$$= 48{,}522 \quad (> 5{,}000)$$

คำนวณ $Pr = \frac{Cp_l . \mu_l}{k_l} = \frac{1.376 * 10^3 * 131.2 * 10^{-6}}{74.6 * 10^{-3}}$

$$= 2.42 \quad (0.5 \leq Pr \leq 100)$$

จากสมการ (2.20)

$$h_i = 0.027\left(\frac{k_l}{D_i}\right) Re_D^{0.8}\, Pr^{0.33}\left(\frac{\mu_b}{\mu_s}\right)^{0.14}$$

แทนค่า $= 0.027\left(\frac{74.6 * 10^{-3}}{0.008}\right)(48{,}522)^{0.8}(2.42)^{0.33}\left(\frac{131.2 * 10^{-6}}{134.7 * 10^{-6}}\right)^{0.14}$

$= 1{,}882.71$ [$W/m^2.^\circ C$]

1.4 คำนวณค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านอากาศ ($h_{c,o}$)

จากคุณสมบัติต่าง ๆ ของอากาศแห้งจากตาราง ค -2 ที่อุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศ (Ta_m) = (18+30)/2 = 24 $^\circ C$ มีดังนี้

- ค่าความหนาแน่นของอากาศแห้ง (ρ_a) = 1.146 [kg/m^3]
- ค่าการนำความร้อนของอากาศแห้ง (k_a) = 0.0255 [$W/m^2.^\circ C$]
- ค่าความหนืดของอากาศแห้ง (μ_a) =18.461*10^{-6}[$N-s/m^2$]
- ค่าตัวเลขแพรนด์เติล (Pr) = 0.71
- ระยะความสูงจากฐานถึงของแผ่นครีบแบบคลื่น(s_d) = 2.5x10^{-3} (m)
- ระยะครึ่งความยาวของแผ่นครีบแบบคลื่น(s_p) = 8.0x10^{-3} (m)

คำนวณ $\beta = \frac{\pi . D_o^2}{4 . a . c} = \frac{\pi(9.50)^2}{4 * 21.65 * 25} = 0.1309$

คำนวณระยะห่างของแผ่นครีบ $s = \frac{1}{F_l} - 2y = \frac{25.4}{14} - 0.2 = 1.614$ mm

คำนวณ $D_H = \frac{2 . s . (1-\beta)}{\left[(1-\beta)\sec\theta + 2 . s . \frac{\beta}{D_o}\right]}$

โดย $\sec\theta = \frac{\sqrt{(s_d^2 + s_p^2)}}{s_p}$

$$= \frac{\sqrt{\left((2.5*10^{-3})^2 + (8.0*10^{-3})^2\right)}}{8*10^{-3}}$$

$$= 1.05$$

แทนค่า $$D_H = \frac{2*1.614*(1-0.1309)}{\left[(1-0.1309)*1.05 + 2*1.614\frac{0.1309}{9.50}\right]}$$

$$= 2.93 \quad \text{mm}$$

คำนวณ ขนาดความหนาของคอยล์ W = N_r. a = 2*21.65 = 43.3 mm

คำนวณ Contraction Ratio

$$\sigma = \frac{2y}{(s+2y)} = \frac{0.2}{(1.614+0.2)} = 0.11$$

คำนวณ ความเร็วเฉลี่ยของอากาศ

$$U_m = \frac{U_{fr}}{\sigma(1-\beta)} = \frac{1.0}{0.11*(1-0.1309)} = 10.55 \quad [\text{m/s}]$$

คำนวณ ตัวเลขเรย์โนลด์ $\text{Re} = \frac{\rho_a . U_m . D_H}{\mu_a} = \frac{1.146*10.55*0.00293}{18.46*10^{-6}} = 1,918$

คำนวณ ตัวเลขเกรทซ์

$$Gz = \text{Re}.\text{Pr}.\frac{D_H}{W} = 1,918*0.71*\frac{2.93}{43.3} = 92.16 \quad (>25)$$

ดังนั้น จะได้ว่า

$$h_{c,o} = 0.83.\left(\frac{k_a}{D_H}\right).Gz^{0.76}\left(\frac{c}{D_o}\right)^{0.13}\left(\frac{s}{D_o}\right)^{-0.16}\left(\frac{s_d}{a}\right)^{0.25}\left(\frac{2.s_p}{a}\right)^{-0.43}$$

แทนค่า

$$h_{c,o} = 0.83*\left(\frac{0.0255}{0.00293}\right)(92.16)^{0.76}\left(\frac{25}{9.5}\right)^{0.13}\left(\frac{1.614}{9.5}\right)^{-0.16}\left(\frac{2.5}{21.65}\right)^{0.25}\left(\frac{2*8}{21.65}\right)^{-0.43}$$

$$= 225.01 \quad [\text{W/m}^2.^\circ\text{C}]$$

1.5 คำนวณ ค่าประสิทธิภาพของแผ่นครีบ (ϕ)

โดยที่ $$L = r_2 - r_1 = \sqrt{\frac{a.c}{\pi}} - \frac{D_o}{2} = \sqrt{\frac{21.65*25}{\pi}} - \frac{9.50}{2} = 8.376 \quad \text{mm}$$

$h_{c,o}$ = 225.01 $[\text{W/m}^2.^\circ\text{C}]$

k_{al} = 201 $[\text{W/m}^2.\text{C}]$

y = 0.1 mm

แทนค่า $L\sqrt{h_{c,o}/k_{al}y} = 8.376 * 10^{-3}\sqrt{\frac{225.01}{201 * 0.0001}} = 0.89$

และค่า $\frac{r_2}{r1} = \frac{13.126}{4.75} = 2.76$

จากรูปที่ 2 - 18 จะได้ค่า ϕ = 0.72

แทนค่า คุณสมบัติต่าง ๆ จากข้อ 1.1 - 1.5 ลงในสมการ 2.18

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{A_{p,i}h_i} + \frac{1-\phi}{h_{c,o}(A_{p,o}/A_F + \phi)} + \frac{1}{h_{c,o}}}$$

$$= \frac{1}{\frac{471.01}{25.13 * 1,882.71} + \frac{1-0.72}{225.01 * \left(\frac{26.57}{444.44} + 0.72\right)} + \frac{1}{225.01}}$$

= 62.52 [$W/m^2.^\circ C$]

2. คำนวณผลต่างอุณหภูมิแบบลอการิธมิค (ΔT_m)

จากสมการ 2.24

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{In\left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}\right)}$$

โดยที่ $\Delta T_a = T_{r,i} - T_{a,i} = 45 - 18 = 27\ ^\circ C$

$\Delta T_b = T_{r,o} - T_{a,o} = 45 - 30 = 15\ ^\circ C$

แทนค่า $\Delta T_m = \frac{27-15}{In\left(\frac{27}{15}\right)} = 20.42$

3. คำนวณพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนรวมด้านอากาศของคอยล์ (A) จากสมการ (2.11)

$$A = \frac{Q_R}{U_o . \Delta T_m} = \frac{5,000}{62.52 * 20.42} = 3.92 \quad m^2$$

4. คำนวณ ความยาวคอยล์ (L)

$$L = \frac{A}{N_T . N_R . A_o} = \frac{A}{\left[N_T . N_R\left(A_{p,o} + \phi . A_F\right)\right]}$$

$$= \frac{3.92 * 10^6}{[10 * 2(26.57 + 0.72 * 444.44)]}$$

$$= 565 \quad \text{mm}$$

5. คำนวณ ความสูงของคอยล์ (H)

$$H = C \,.\, N_t = 25 * 10 = 250 \quad \text{mm}$$

6. คำนวณ พื้นที่ด้านหน้าของคอยล์ (A_s)

$$A_s = H \,.\, L = 0.25 * 0.57 = 0.14 \quad \text{m}^2$$

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตาราง ค -1 คุณสมบัติของน้ำยา HCFC-22 หรือ R-22 (CHClF2) อิ่มตัว

Temp [°C]	Pressure [Mpa]	Density (L) [kg/m^3]	Density (V) [kg/m^3]	Enthalpy [L] [kJ/kg]	Enthalpy [V] [kJ/kg]	Cp (L) [kJ/kg -°C]	Cp (V) [kJ/kg -°C]	Viscosity (L) [μPa-s]	Viscosity (V) [μPa-s]	Therm. Cond (L) [W/m -°C]	Therm. Cond (V) [W/m -°C]
0	0.4980	1281.5	21.23	200.00	405.05	1.169	0.7390	218.22	11.50	0.09484	0.00942
2	0.5312	1274.7	22.60	202.35	405.78	1.175	0.7476	213.51	11.59	0.09395	0.00956
4	0.5661	1267.8	24.04	204.71	406.50	1.181	0.7566	208.92	11.68	0.09305	0.00970
6	0.6026	1260.8	25.56	207.09	407.20	1.187	0.7658	204.41	11.77	0.09216	0.00984
8	0.6409	1253.8	27.15	209.47	407.89	1.193	0.7753	200.01	11.86	0.09126	0.00999
10	0.6809	1246.7	28.82	211.87	408.56	1.199	0.7852	195.69	11.96	0.09037	0.01014
12	0.7229	1239.5	30.57	214.28	409.21	1.206	0.7954	191.45	12.05	0.08947	0.01029
14	0.7667	1232.2	32.41	216.70	409.85	1.213	0.8061	187.3	12.14	0.08858	0.01045
16	0.8124	1224.9	34.34	219.14	410.47	1.220	0.8171	183.23	12.24	0.08768	0.01061
18	0.8602	1217.4	36.36	221.59	411.07	1.228	0.8285	179.23	12.33	0.08679	0.01077
20	0.910	1209.9	38.48	224.06	411.66	1.236	0.8404	175.31	12.43	0.08589	0.01095
22	0.962	1202.3	40.70	226.54	412.22	1.244	0.8528	171.45	12.53	0.08500	0.01112
24	1.016	1194.6	43.03	229.04	412.77	1.252	0.8657	167.66	12.63	0.08410	0.01130
26	1.072	1186.7	45.47	231.55	413.29	1.261	0.8792	163.93	12.74	0.08320	0.01149
28	1.131	1178.8	48.02	234.08	413.79	1.271	0.8933	160.27	12.84	0.08230	0.01169
30	1.192	1170.7	50.70	236.62	414.26	1.281	0.9081	156.66	12.95	0.08140	0.01189
32	1.255	1162.6	53.52	239.19	414.71	1.291	0.9237	153.1	13.06	0.08050	0.01210
34	1.321	1154.3	56.46	241.77	415.14	1.302	0.9400	149.6	13.17	0.07960	0.01231
36	1.389	1145.8	59.55	244.38	415.54	1.314	0.9573	146.15	13.28	0.07869	0.01254
38	1.460	1137.3	62.79	247.00	415.91	1.326	0.9755	142.74	13.40	0.07779	0.01277
40	1.534	1128.5	66.19	249.65	416.25	1.339	0.9948	139.38	13.52	0.07688	0.01302
42	1.610	1119.6	69.76	252.32	416.55	1.353	1.0150	136.06	13.64	0.07596	0.01328
44	1.689	1110.6	73.51	255.01	416.83	1.368	1.0370	132.78	13.77	0.07505	0.01355
46	1.770	1101.4	77.45	257.73	417.07	1.384	1.0610	129.53	13.90	0.07413	0.01383
48	1.855	1091.9	81.59	260.47	417.27	1.401	1.0860	126.32	14.04	0.07321	0.01413
50	1.943	1082.3	85.95	263.25	417.44	1.419	1.1130	123.14	14.18	0.07229	0.01445
52	2.033	1072.4	90.54	266.05	417.56	1.439	1.1420	119.99	14.32	0.07136	0.01478
54	2.127	1062.3	95.38	268.89	417.63	1.461	1.1730	116.87	14.47	0.07043	0.01514
56	2.224	1052	100.50	271.76	417.66	1.485	1.2080	113.77	14.63	0.06950	0.01552
58	2.324	1041.3	105.90	274.66	417.63	1.511	1.2460	110.68	14.80	0.06856	0.01592
60	2.427	1030.4	111.60	277.61	417.55	1.539	1.2870	107.62	14.98	0.06762	0.01636
62	2.534	1019.1	117.60	280.60	417.41	1.571	1.3330	104.56	15.16	0.06668	0.01683
64	2.645	1007.4	124.10	283.64	417.20	1.607	1.3850	101.51	15.35	0.06574	0.01734
66	2.759	995.3	130.90	286.74	416.91	1.646	1.4430	98.47	15.56	0.06480	0.01789
68	2.876	982.8	138.20	289.88	416.55	1.692	1.5080	95.42	15.78	0.06386	0.01851
70	2.997	969.7	146.00	293.10	416.09	1.743	1.5840	92.36	16.02	0.06292	0.01916

ตาราง ค -2 คุณสมบัติที่เกี่ยวกับความร้อนของอากาศแห้งที่ความดันบรรยากาศ

(ดัดแปลงจาก Simonson , J. R. [4])

t ($^{\circ}$C)	ρ (kg/m^3)	Cp (J/kg.$^{\circ}$C)	ν x10^{-6} (m^2 / s)	k (W/m.$^{\circ}$C)	αx10^{-6} (m^2 / s)	μx10^{-6} N-s/m^2	Pr
0	1.252	1011	13.9	0.0237	19.2	17.456	0.71
10	1.206	1010	14.66	0.0244	20.7	17.848	0.71
20	1.164	1012	15.7	0.0251	22.0	18.240	0.71
30	1.127	1013	16.58	0.0258	23.4	18.682	0.71
40	1.092	1014	17.6	0.0265	24.8	19.123	0.71
50	1.057	1016	18.58	0.0272	26.2	19.515	0.71
60	1.025	1017	19.4	0.0279	27.6	19.907	0.71
70	0.996	1018	20.65	0.0286	29.2	20.398	0.71
80	0.968	1019	21.5	0.0293	30.6	20.790	0.71
90	0.942	1021	22.82	0.03	32.2	21.231	0.71
100	0.916	1022	23.6	0.0307	33.6	21.673	0.71
120	0.87	1025	25.9	0.0320	37.0	22.555	0.71
140	0.827	1027	28.2	0.0333	40.0	23.340	0.71
150	0.810	1028	29.4	0.0336	41.2	23.732	0.71
160	0.789	1030	30.6	0.0344	43.3	24.124	0.71

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ภาคผนวก ง.

การคำนวณขนาด Accumulator

เนื่องจากระบบปรับอากาศแบบควบคุมความชื้นสัมพัทธ์แตกต่างจากระบบปรับอากาศโดยทั่ว ๆ ไป เพราะมี Reheat Coil เพิ่มเข้ามาในระบบทำให้ปริมาณสารทำความเย็นที่ไหลในระบบทั้ง 2 ไม่เท่ากัน โดยที่กรณีไม่มีการ Reheat (ระบบปรับอากาศปกติ) สารทำความเย็นภายใน Reheat Coil ที่ต่ออยู่กับ Suction line (Solenoid Valve No.3 ON ดังรูป 3 -2) จะมีความหนาแน่นต่ำ (เป็น Superheated ที่อุณหภูมิต่ำ) แต่กรณีที่เป็นระบบ Reheat สารทำความเย็นส่วนใหญ่ภายใน Reheat Coil จะเป็นของผสมที่อุณหภูมิและความดันสูง จึงมีความหนาแน่นสูงกว่ากรณีแรกถ้าหากให้ทั้ง 2 ระบบทำงานโดยไม่มีถังพักน้ำยา (Accumulator) จะพบว่า

1. กรณีเติมสารทำความเย็นภายในระบบในปริมาณที่ทำให้ Capacity ของระบบที่ไม่มีการ Reheat (ระบบปรับอากาศปกติ) สูงสุด พบว่ากรณีที่เปลี่ยนเป็นระบบ Reheat (สารทำความเย็นไหลผ่าน Reheat Coil) ปริมาณสารทำความเย็นในระบบไม่เพียงพอ ทำให้อุณหภูมิของ Evaporator Coil ช่วงท้ายสูงกว่าจุดน้ำค้าง ทำให้ระบบลดความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้องที่ต้องการควบคุมไม่ได้

2.กรณีเติมสารทำความเย็นภายในระบบในปริมาณที่ทำให้กรณีที่เป็นระบบ Reheat อุณหภูมิของ Evaporator Coil ต่ำกว่าจุดน้ำค้างทั้งหมด (ระบบสามารถลดความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้องที่ต้องการควบคุมได้) พบว่ากรณีที่เปลี่ยนเป็นระบบปรับอากาศปกติ (สารทำความเย็นไม่ไหลผ่าน Reheat Coil) ปริมาณน้ำยาในระบบจะมากเกินไป ทำให้ Capacity ของระบบปกติลดลงและ COP จะต่ำ

ด้วยเหตุผลที่ต้องการให้ปริมาณสารทำความเย็นเหมาะสมกับทั้ง 2 ระบบ จึงจำเป็นต้องมีถังพักน้ำยา (Accumulator)

<u>การติดตั้ง Accumulator</u>

ตำแหน่งที่ติดตั้ง Accumulator เพื่อเก็บสารทำความเย็นส่วนเกินดังกล่าว จะติดตั้ง ณ. ตำแหน่งที่สารทำความเย็นเป็น Subcooled เพื่อใช้ขนาด Accumlator เล็กที่สุด

ด้วยเหตุผลดังกล่าว Accumulator จึงติดตั้งระหว่างตำแหน่งก่อน Expansion Valve กับ Suction Line ดังรูป 3 - 2

<u>การทำงานของ Accumulator</u>

Accumulator จะควบคุมการทำงานโดย Solenoid Valve No.4 และ No.5 ดังรูป 3 -2 โดยกรณีระบบปรับอากาศปกติทำงานสารทำความเย็นส่วนเกินที่เป็นของเหลวจะถูกเก็บไว้ใน Accumulator โดย Solenoid Valve No.4 OFF และ Solenoid Valve No.5 ON

และกรณีเป็นระบบ Reheat (สารทำความเย็นไหลผ่าน Reheat Coil) สารทำความเย็นส่วนเกินจะกลายเป็นไอ และจะไหลออกจาก Accumulator โดย Solenoid Valve No.4 ON และ Solenoid Valve No.5 OFF ดังรูป 3 -3

<u>หมายเหตุ</u> ขณะที่สารทำความเย็นส่วนเกินจาก Accumulator ไหลเข้าระบบอาจทำให้สารทำความเย็นเหลวบางส่วนไหลเข้าเครื่องอัดไอ จึงจำเป็นอย่างยิ่งที่เครื่องอัดไอเองต้องมี Accumulatorอีกชิ้น ณ.ตำแหน่ง Suction เพื่อป้องกันสารทำความเย็นเหลวไหลเข้าเครื่องอัดไอ

<u>การคำนวณหาขนาด Accumulator</u>

ปริมาตรของ Reheat Coil $= \frac{\pi x D_i^2 x l}{4}$

โดยที่ D_i (เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของ Reheat Coil) = 8.00 mm

l (ความยาวของ Reheat Coil) $= N_T.N_R.L+X$

เมื่อ N_T (จำนวนท่อต่อ rows) = 10

N_R (จำนวน rows) = 2

L (ความยาวคอยล์) = 565 mm

X (ความยาวของข้อต่อ) = 5,000 mm

แทนค่า $= \frac{\pi x(8)^2 x 18,300}{4}$

$= 919,857 \quad mm^3$

$= 920 \quad cm^3$

ปริมาณน้ำยาทำความเย็นใน Reheat Coil จะแตกต่างกันระหว่างระบบปกติกับระบบ Reheat คือ

1. ระบบปกติ ดังรูป 3 - 2 ขณะระบบปรับอากาศปกติทำงานท่อของ Reheat Coil ต่ออยู่กับ Suction Line (Solenoid Valve No.3 ON) ทำให้สภาวะน้ำยาในท่อ Reheat Coil มีสภาวะใกล้เคียงกับสภาวะใน Suction Line ของระบบ คือ

$P = 5.3$ [kg/cm^2] $T = 8^{\circ}C$ $\rho = 21.61 \times 10^{-6}$ [kg/cm^3]

ดังนั้นปริมาณสารทำความเย็นใน Reheat Coil ณ สภาวะนี้คือ

$$m = \rho V = 21.61 \times 10^{-6} \times 920$$

$$= 0.02 \quad kg$$

2. ระบบ Reheat (สารทำความเย็นไหลผ่าน Reheat Coil) ดังรูป 3 -3

จากการทดลองสภาวะสารทำความเย็นใน Reheat Coil ณ. ทางออกเป็นของผสมโดยคุณภาพไอเฉลี่ย $\cong 0.60$ ($X \cong 0.60$) ที่ $P = 17.30$ [kg/cm^2] และ $T = 45.0^{\circ}C$

ดังนั้น ความหนาแน่นเฉลี่ยของของผสมใน Reheat Coil ที่ $X = 0.60$

$$\rho_m = 1106 - (1106-75) \times 0.60 = 487.40 \quad [kg/m^3]$$

$$= 487.40 \times 10^{-6} \quad [kg/cm^3]$$

ดังนั้น ปริมาณสารทำความเย็นภายใน Reheat Coil ณ สภาวะนี้ คือ

$$m = \rho_m V = 487.40 \times 10^{-6} \times 920$$

$$= 0.45 \quad kg$$

และ ผลต่างของปริมาณสารทำความเย็นภายใน Reheat Coil ของทั้ง 2 สภาวะ คือ

$$\Delta m = 0.45 - 0.02$$

$$= 0.43 \quad kg$$

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

<u>ปริมาณความจุของ Accumulator</u> (Vacc.)

ปริมาณความจุของ Accumulator จะคำนวณ ณ สภาวะสารทำความเย็นเป็น Subcooled คือ ตำแหน่งทางเข้าของ Expansion Valve

โดยมีสภาวะ $P = 18.5$ [kg/cm^2] , $T = 45.0^{\circ}C$, $\rho = 1107 \times 10^{-6}$ [kg/cm^3]

$$Vacc. = \Delta m / \rho$$

$$= 0.43 / 1{,}107 \times 10^{-6} = 389 \ cm^3 \sim 400 \ cm^3$$

ภาคผนวก จ.

การพิจารณาความคุ้มค่าในแง่เศรษฐกิจ

ในการพิจารณาความคุ้มค่าในแง่เศรษฐกิจของระบบปรับอากาศที่มีการ Reheat ระบบโดยพลังงานความร้อนที่ระบายจาก Condenser แทนพลังงานความร้อนของ Heater จะมีวิธีคำนวณ ดังนี้

เครื่องปรับอากาศขนาด 2.5 ตันความเย็น ก่อนปรับปรุง ราคา 28,000 บาท มีขีดความสามารถทำความเย็น Q_T เฉลี่ย 6,552 W และ W input เฉลี่ย 3,453 W

เครื่องปรับอากาศหลังปรับปรุงมีส่วนที่เพิ่มเติมเข้ามา ดังนี้

1. Reheat Coil 2,500 บาท
2. ค่าติดตั้ง 2,000 บาท
3. ชุดควบคุม
   - 3.1 Reversing Valves @ 1,000 บาท จำนวน 2 ชิ้น = 2,000 บาท
   - 3.2 Solenoid Valves @ 2,100 บาท จำนวน 3 ชิ้น = 6,300 บาท
   - 3.3 Room Thermostat @ 2,800 บาท จำนวน 2 ชิ้น = 5,600 บาท
   - 3.4 Room Humidistat @ 4,000 บาท จำนวน 2 ชิ้น = 8,000 บาท
   - 3.5 PLC(FX_0 - 14 MR - ES) @ 6,000 บาท จำนวน 1 ชิ้น = 6,000 บาท
   - 3.6 Magnetic Contactor @ 800 บาท จำนวน 2 ชิ้น = 1,600 บาท
   - 3.7 Magnetic Relay @ 280 บาท จำนวน 3 ชิ้น = 840 บาท

ดังนั้นราคาของเครื่องปรับอากาศหลังปรับปรุง = 62,900 บาท มีขีดความสามารถทำความเย็น Q_T เฉลี่ย 6,573 W และ W input เฉลี่ย 3,385 W และปริมาณพลังงานความร้อนที่ระบายโดย Reheat Coil = 1,972 W

ดังนั้น ต้นทุนที่เพิ่มขึ้น = 62,900 - 28,000 = 34,900 บาท

แต่พลังงานความร้อนที่ได้มาจาก Reheat Coil เท่ากับ 1,972 W และ W input ที่ลดลงกรณีที่มีการ Reheat ระบบ = 3,453 - 3,385 = 68 W

เพราะฉะนั้น พลังงานรวมที่ได้ = 1,972 + 68 = 2,040 W = 2.04 kW

กรณีใช้เครื่องปรับอากาศวันละ 16 ชั่วโมง และเวลาหนึ่งเดือน ใช้ 24 วัน

ดังนั้น พลังงานที่ได้ต่อหนึ่งเดือน = 2.04x16x24 = 783.36 kW - hr

สมมุติใช้พลังงานไฟฟ้าช่วงระหว่าง 151 - 400 หน่วย คิดราคาหน่วย (kW - hr) ละ 2.13 บาท และใช้อัตราดอกเบี้ย 10 % ต่อปี

ดังนั้น เวลาหนึ่งเดือนจะประหยัดพลังงานไฟฟ้าจาก Heater = 783.36 x 2.13

= 1,670 บาท

จากสมการ Present worth (p/a) of a uniform series of amounts ดังนี้

$$p/a = \left[\frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n}\right]$$

เมื่อ p = ค่าปัจจุบัน

= 34,900 บาท

a = จำนวนเงินที่ได้ทุกงวด (เดือน)

= 1,670 บาท

i = อัตราดอกเบี้ยที่คิดต่องวด (เดือน)

$= \frac{0.10}{12}$ %

= 0.0083 %

n = จำนวนช่วงเวลาที่คิดดอกเบี้ย (เดือน)

แทนในสมการข้างต้น จะได้

$$\frac{34,900}{1,670} = \left[\frac{(1+0.0083)^n - 1}{0.0083(1+0.0083)^n}\right]$$

$$0.173 = 1 - \frac{1}{(1.0083)^n}$$

$$-n \ln(1.0083) = \ln(0.826)$$

$$n = \frac{0.1905}{0.0083}$$

= 22.95 เดือน

$\cong$ 2 ปี

ดังนั้นเงินจำนวน 34,900 บาท ที่เพิ่มขึ้นจะคืนทุนได้ภายใน 2 ปี

<u>หมายเหตุ</u> ข้อมูลที่ใช้ในการคำนวณระยะเวลาในการคุ้มทุนมาจากค่าเฉลี่ยของผลการทดลองของระบบ Reheat แบบที่ 3 (แบบผสม) ที่ SHR = 0.65 , SHR = 0.55 และ SHR = 0.50 ดังนี้

ข้อมูลก่อนปรับปรุง

SHR	Q_T (W)	W input (W)
0.65	6,221	3,382
0.55	6,612	3,438
0.50	6,824	3,540
เฉลี่ย	6,552	3,453

ข้อมูลหลังปรับปรุง

SHR	Q_T (W)	W input (W)	Q_R เฉลี่ย (W)
0.65	6,250	3,334	1,359
0.55	6,633	3,365	1,753
0.50	6,837	3,455	2,803
เฉลี่ย	6,573	3,385	1,972

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ประวัติผู้เขียน

นายสมคิด ไชยรัตน์ เกิดเมื่อ พ.ศ. 2513 อำเภอ หาดใหญ่ จังหวัด สงขลา สำเร็จการศึกษาระดับปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล จาก มหาวิทยาลัยอุบลราชธานี ปีการศึกษา 2536 และเข้าทำงานที่ บริษัท สยามคอมเพรสเซอร์ อุตสาหกรรม จำกัด เป็นระยะเวลา3ปี แล้วลาศึกษาต่อในหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต ที่จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย เมื่อ พ.ศ. 2540

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย