

รายการอ้างอิง

ภาษาไทย

- จิรสรณ์ สันติศิริสมบุรณ์. การประเมินศักยภาพรังสีอาทิตย์สำหรับประเทศไทย. วิทยานิพนธ์ปริญญา
มหาบัณฑิต สาขาวิชาเทคโนโลยีพลังงาน สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, 2530.
- ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์. การถ่ายพลังงานความร้อนจากถังเก็บสะสมที่ใช้น้ำและสาร เปลี่ยนเฟส.
การประชุมทางวิชาการคณะวิศวกรรมศาสตร์ สจข. ครั้งที่ 3, หน้า 14-1-14-23.
กรุงเทพมหานคร, 2532.
- ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์. การใช้ฮีทปั๊มในการประหยัดพลังงานและเพิ่มคุณภาพพลังงานความร้อน.
การประชุมใหญ่ทางวิชาการ หัวข้อ เทคโนโลยีใหม่ในงานวิศวกรรม วิศวกรรมสถานแห่งประเทศไทย ในพระบรมราชูปถัมภ์บรมราชูปถัมภ์, หน้า 766-779. กรุงเทพมหานคร, 2532
- เทียบ อึ้งอภิจ. การศึกษาสมรรถนะของระบบปรับอากาศชนิดที่ใช้สารทำความเย็นผสม R22/R125a
R124. วิทยานิพนธ์คุณวุฒิปริญญาตรี สาขาวิชาเทคโนโลยีพลังงาน สถาบันเทคโนโลยี
พระจอมเกล้าธนบุรี, 2539.
- พิชัย นามประกาย และ จงจิตร หิรัญลาภ. การศึกษาอัตราส่วนของค่ารายชั่วโมงต่อค่ารายวันของรังสี
อาทิตย์ที่กรุงเทพมหานคร. วารสารวิจัยและพัฒนา สจข. 12 ฉบับที่ 1 (2532): 40-51.
- ไพบุลย์ หังสพฤกษ์ และ เฮอร์โซ โจโต. การปรับอากาศ. พิมพ์ครั้งที่ 4. กรุงเทพมหานคร: สำนัก
พิมพ์ดวงกมล, 2535.
- มนตรี พิรุณเกษตร. อุณหพลศาสตร์ 2. พิมพ์ครั้งที่ 1. กรุงเทพมหานคร : สำนักพิมพ์วิทย์พัฒนา, 2540.
- มานิจ ทองประเสริฐ และ ศิริจันทร์ ทองประเสริฐ. การศึกษาตัวแปรที่เหมาะสมเพื่อใช้ในออกแบบ
ระบบผลิตน้ำร้อนแสงอาทิตย์. รายงานฉบับสมบูรณ์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย. สิงหาคม 2527
- วลัยรัตน์ จันทรวงศ์. ทางเลือกใหม่ของแหล่งพลังงาน. วารสารวิชาการพระจอมเกล้าพระนครเหนือ 7
ฉบับที่ 3 (2540): 25-31.
- วิวัฒน์ ตัญจะพานิชกุลม. การวิเคราะห์การใช้พลังงานและมาตรการการประหยัดพลังงานในโรงงานอุตสาหกรรม
โดยใช้แนวคิดเกี่ยวกับเท็กซ์เจอร์ซีเสริมวิธีวินิจฉัยในอดีต. รายงานฉบับสมบูรณ์
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย. กันยายน 2530.
- สหประชาชาติ รอยเตอร์. เหยื่อรายแรกของสภาวะโลกร้อน. ผู้จัดการรายวัน 27 มิถุนายน 2540 : 10.
- สิทธิพร พึ่งใหญ่. การเก็บสะสมพลังงานความร้อนโดยการเปลี่ยนสถานะของแข็ง-ของเหลว.
วิทยานิพนธ์ปริญญาโท สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยี
พระจอมเกล้าพระนครเหนือ, 2538.
- อุษาวดี ผ่องลำเจียก. การศึกษาเปรียบเทียบระบบทำน้ำร้อนด้วยแสงอาทิตย์และน้ำมันความร้อน วิชา
นิพนธ์ปริญญาโท สาขาวิชาเทคโนโลยีพลังงาน สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้า
ธนบุรี, 2529

บทคัดย่อ

- Abhat, A. Low temperature latent heat thermal energy storage : Heat storage materials. Solar Energy **30** No. 4 (1983) : 313-332.
- Abhat, A. Latent heat storage for application to solar energy system in dwelling. Verein Deutscher Ingenieure Nr.228 (199-77) : 97-104, quoted in, Abhat, A. Low temperature latent heat thermal energy storage: Heat storage materials. Solar Energy **30** No. 4 (1983) : 313-332.
- Abhat, A. Short term thermal energy storage. Revue Physique Applique **15** (1980) : 477-501, quoted in, Abhat, a: Low temperature latent heat thermal energy Storage: Heat storage materials. Solar Energy **30** No. 4 (1983) : 313-332.
- Achers, W.W., Deans, H.A and Crosser, O.K. Condensing heat transfer within horizontal tubes. Chemical Engineering Process Symposium Series 55 (29). (1959), quoted in, Robert, A. P. Ashrae handbook fundamentals. SI ed. Atlanta; American society of heating, refrigerating and air - conditioning engineers, Inc., 1993.
- Brodowicz. K. and Dyakowski, T. Heat pumps. trans. Wyszynski, M.L. London: Butterworth-Heinemann Ltd, 1993.
- Coulson, J.M. and Richardson, J.F. Chemical Engineering. Oxford: PERGAMON PRESS, 1983.
- Dietz, A. Dielectric Materials and properties of surfaces In Space Heating Solar Energy. USA: Massachusetts Institute of Technology Press , 1954, quoted in, Duffie, J.A. and Beckman, W.A. Solar engineering of thermal process. 2nd ed. USA: A Wiley-Interscience Publication, 1991.
- Duffie, J.A. and Beckman, W.A. Solar engineering of thermal process. 2nd ed. USA: A Wiley-Interscience Publication, 1991.
- Dupont. Company. Retrofit guidelines for SUVA MP 39 and SUVA MP 66. USA : Dupont Co., Ltd. 1995. (Unpublished Manuscript)
- Erbs, D., Klein, S. and Duffie, J. Estimation of the diffuse radiation fraction for hourly, daily, and monthly-average global radiation. Solar Energy **28** 293 (1982), quoted in, Duffie, J.A. and Beckman, W.A. Solar engineering of thermal process. 2nd ed. USA : A Wiley-Interscience Publication, 1991.
- Encyclopedia of Polymer Science and Technology, Vol. 14. New York: Wiley, 1971, quoted in, Abhat. A. Low temperature latent heat thermal energy storage: Heat storage materials. Solar Energy **30** No. 4 (1983): 313-332.
- George, A. Phase change materials for energy storage nucleation to prevent supercooling. Solar Energy Material and Solar Cells **27** (1992): 135-160.

- Hasan, A. Phase change material energy storage system employing palmatic acid. Solar Energy **52** No. 2 (1993): 141-154.
- Hay, J. and Davies, J. Calculation of the solar radiation incident on a inclined surface. In proc. First canadian solar data workshop ministry of supply and services canada, **59** (1980), quoted in, Duffie, J.A. and Beckman, W.A. Solar engineering of thermal process. 2nd ed. USA: A Wiley-Interscience Publication, 1991.
- Heap, R. Heat pumps. 2nd ed. New York: E&F.N. Spon, 1983.
- Hoffman, Hodgins and Telkes (1955)
- Hottel, H. and Woertz, B. Performance of Flat-Plate solar heat collectors. Trans. ASME **64** 91 (1942), quoted in, Duffie, J.A. and Beckman, W.A. Solar engineering of thermal process. 2nd ed. USA: A Wiley-Interscience Publication, 1991.
- Kauffman, K. and Grunfest, I. Congruently melting materials for thermal storage. Report NCEMP-20 of the University of Pennsylvania National Center for Energy Management and Power. to the National Science Foundation. (1973), quoted in, Abhat, A. Low temperature latent heat thermal energy storage: Heat storage materials. Solar Energy **30** No. 4 (1983): 313-332.
- Kaygusuz, K., Çomakli, Ö. and Ayhan, T. Solar-assisted heat pump systems and energy storage. Solar Energy **47** No. 5 (1991): 383-391.
- Kiatsiriroat, T., Chowcheun, K. and Wibulswas, P. Simulation of a standard vapor-compression refrigeration system. การประชุมทางวิชาการคณะวิศวกรรมศาสตร์ สจข. ครั้งที่ 1, หน้า 488-499. กรุงเทพมหานคร, 2533.
- Klein, S. Calculation of monthly-average transmittance-absorptance product. Solar Energy **23** 547 (1997), quoted in, Duffie, J.A. and Beckman, W.A. Solar engineering of thermal process. 2nd ed. USA: A Wiley-Interscience Publication, 1991.
- Klucher, T. Evaluating models to predict insolation on tilted surface. Solar Energy **23** 111 (1979), quoted in, Duffie, J.A. and Beckman, W.A. Solar engineering of thermal process. 2nd ed. USA: A Wiley-Interscience Publication, 1991.
- Lane, G. and Glew, D. Heat of fusion system for solar energy storage. Proc. Workshop on Solar Energy Storage Subsystem for the Heating and Cooling of Building. Charlottenensville Virginia, (1975), quoted in, Abhat, A. Low temperature latent heat thermal energy storage: Heat storage materials. Solar Energy **30** No. 4 (1983): 313-332.
- Liu , B. and Jordan, R. The interrelationship and characteristic distribution of direct, diffuse and total solar radiation. Solar Energy **28** No. 3 1 (1960), quoted in, Duffie, J.A. and

- Beckman, W.A. Solar engineering of thermal process. 2nd ed. USA: A Wiley-Interscience Publication, 1991.
- Liu, B. and Jordau, R. The long-term average performance of Flat-Plate solar energy collector. Solar Energy 7 53 (1963), quoted in, Duffie, J.A. and Beckman, W.A. Solar engineering of thermal process, 2nd ed. USA: A Wiley-Interscience Publication, 1991.
- Lunde, P.J. Solar thermal engineering space heating and hot water systems. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1980.
- Mcketta, J.J. Heat transfer design methods, USA: Marcel Dekker, Inc., 1992.
- Microsoft. Microsoft Encarta Encyclopedia 99. USA: Microsoft Corporation, 1999.
- Morrison, G.L. Simulation of package solar heat-pump water heaters. Solar Energy 53 No. 3 (1994): 249-257.
- Perez, R., Stewart, R., Seals, R. and Guertn, T. The development and verification of the perex diffuse radiation model. Sandia national laboratories contractor report AND88-7030, (Oct. 1988), quoted in, Duffie, J.A. and Beckman, W.A. Solar engineering of thermal process. 2nd ed. USA: A Wiley-Interscience Publication, 1991.
- Reay, D. and Macmichael, D. Heat pumps. 2nd ed. Great Britain: PERGAMON PRESS, 1987.
- Reindl, D., Beckman, W. and Duffie, J. Evaluation of hourly tilted surface radiation models. Solar Energy 45 9 (1990b), quoted in, Duffie, J.A. and Beckman, W.A. Solar engineering of thermal process, 2nd ed. USA: A Wiley-Interscience Publication, 1991.
- Robert, A.P. Ashrae handbook fundamentals. SI ed. Atlanta: American society of heating, refrigerating and air-conditioning engineers, Inc., 1993.
- Schrock, V.E. and Grossman, L.M. Forced convection boiling in tubes. Nuclear Science and Engineering 12 (1962): 233, quoted in, Robert, A.P. Ashrae handbook fundamentals. SI ed. Atlanta: American society of heating, refrigerating and air-conditioning engineers, Inc., 1993.
- Schroder, J., R. and D. System for thermal energy storage Proc. Seminar New Ways to Save Energy. Reidel Dordrecht, (1980), quoted in, Abhat, A. Low temperature latent heat thermal energy storage: Heat storage materials. Solar Energy 30 No. 4 (1983): 313-332.
- Stocker, W. Design of thermal systems. 3rd ed. Singapore: McGRAW-HILL Book Company, 1989.
- Stocker, W. and Jones, J. Refrigeration and air conditioning. 2nd ed, Singapore: McGRAW-HILL Book Company, 1982.
- Tabor, H. Radiation, Convection and conduction coefficient in solar collectors. Bull. of the Research Council of Israel. 6C 155, (1958), quoted in, Duffie, J.A. and Beckman,

- W.A. Solar engineering of thermal process. 2nd ed. USA: A Wiley-Interscience Publication, 1991.
- Tekes, M. A problem of heat storage. Heating and Ventilating 44 (1947): 68-75, quoted in, Abhat, A. Low temperature latent heat thermal energy storage: Heat storage materials. Solar Energy 30 No. 4 (1983):313-332.
- Tekes, M. Thermal storage for solar heating and cooling. Proc. Workshop on Solar Energy Storage Subsystem for the Heating and Cooling of Building. Charlottesville Virginia, (1975), quoted in, Abhat, A. Low temperature latent heat thermal energy storage: Heat storage materials. Solar Energy 30 No. 4 (1983): 313-332.
- Teubel, J., Seneider, W. and Schmiegel, R. Erdolpraffine. VFB Deutscher Verlag fur Grundstoff, Leipzig GDR, (1965), quoted in, Abhat, A. Low temperature latent heat thermal energy storage: Heat storage materials. Solar Energy 30 No. 4 (1983): 313-332.
- Thekækara, M. Solar radiation measurement : techniques and instrumentation. Solar Energy 18 309 (1976), quoted in, Duffie, J.A. and Beckman, W.A. Solar engineering of thermal process. 2nd ed. USA A Wiley-Interscience Publication, 1991.
- Yoneda, N. and Takanashi, S. Eutectic mixtures for solar heat storage. Solar Energy 21 (1978): 61-63, quoted in, Abhat, A. Low temperature latent heat thermal energy storage: Heat storage materials. Solar Energy 30 No. 4 (1983): 313-332.
- Zief, M. and Wilcox, W.R. Fractional Solidification. Vol. 1. New York: Marcel Dekker, 1976, quoted in, Abhat, A. Low temperature latent heat thermal energy storage: Heat storage materials. Solar Energy 30 No. 4 (1983): 313-332.
- Comakli, O., Bayramoglu, M., and Kaygusuz, K. A Thermodynamic model of solar assisted heat pump system with energy storage. Solar Energy 56 No. 6 (1996): 485-492.
- Comakli, O., Bayramoglu, M., Kaygusuz, K., Ayhan, T. and Arslan, F. Experimental investigation and a dynamic simulation of the solar-assisted energy stored heat pump system. Solar Energy 51 No. 2 (1983): 147-158.

ภาคผนวก ก.

การคำนวณออกแบบ

ก. การคำนวณออกแบบระบบ

มานิจ ทองประเสริฐ และ ศิริจันทร์ ทองประเสริฐ (2524) ได้ทำการวิจัยในหัวข้อเรื่อง ตัวแปรที่เหมาะสมเพื่อใช้ในการออกแบบระบบผลิตน้ำร้อนแสงอาทิตย์ ผลวิจัยสรุปว่าขนาดของถังน้ำที่ประหยัดและเหมาะสมที่สุดสำหรับสภาพภูมิประเทศของประเทศไทยเท่ากับ 65 ลิตรต่อตารางเมตรของพื้นที่ตัวเก็บรังสีแบบแผ่นราบ โดยมีอัตราการไหลโดยมวลของน้ำเข้า/ออก $0.0139 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ และอุณหภูมิของน้ำที่ไหลออกจากระบบประมาณ $60 \text{ }^{\circ}\text{C}$

ก1. เงื่อนไขในการออกแบบ

- ตัวเก็บรังสีแบบแผ่นราบ มีพื้นที่แผ่นดูดกลืนขนาด 0.5 ตารางเมตร
- อุณหภูมิของน้ำเข้า (T_1) / ออก (T_2) ตัวเก็บรังสีแบบแผ่นราบ เท่ากับ $35/60 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ตามลำดับ
- อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่เครื่องระเหย (T_e) เท่ากับ $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่เครื่องควบแน่น (T_c) เท่ากับ $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- อุณหภูมิของน้ำไหลเข้าเครื่องควบแน่น (T_g) $30 \text{ }^{\circ}\text{C}$

ก.2 อัตราความร้อนที่ตัวเก็บรังสีแบบแผ่นราบ ได้รับ

จากหลักการถ่ายความร้อน

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_{wf} \cdot c_{pw} \cdot (T_2 - T_1)$$

\dot{Q}_u = อัตราพลังงานที่นำไปใช้ประโยชน์โดยถ่ายเทให้กับของเหลว (kW)

\dot{m}_{wf} = อัตราการไหลโดยมวลของน้ำผ่านเครื่องควบแน่นหรือตัวเก็บรังสีแบบแผ่นราบ

c_{pw} = ความร้อนจำเพาะเฉลี่ยของน้ำ = $4.19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$

$$\text{แทนค่า } \dot{m}_{wf} = (0.0139)(0.5) = 0.00695 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(25 \frac{\text{liters}}{\text{hr}} \right); \dot{Q}_u = 0.7280125 \text{ kW} \blacksquare$$

ก.3 กำลังของเครื่องทำน้ำด้วยไฟฟ้า (\dot{Q}_h) ที่ใช้แทนตัวเก็บรังสีแบบแผ่นราบ $\dot{Q}_h \geq \dot{Q}_u$ ■

ก.4 อัตราการไหลโดยมวลของสารทำความเย็น (ฟรีออน-12) ($\dot{m}_r, \frac{\text{kg}}{\text{s}}$)

$h_4 = f(T_e) =$ เอนทัลปีของสารทำความเย็นก่อนไหลเข้าคอมเพรสเซอร์ $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$

$h_6 = f(T_c) =$ เอนทัลปีของสารทำความเย็นไหลออกจากเครื่องควบแน่น $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$

$h_7 =$ เอนทัลปีของสารทำความเย็นไหลออกจากถังการขยาย $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$

$$v_4 = f(T_c) = \text{ปริมาตรจำเพาะของไอสารทำความเย็นก่อนไหลเข้าคอมเพรสเซอร์} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right)$$

$$\text{R.E.} = \text{ความสามารถในการรับความร้อน} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

$$h_4 = 197.586 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad ; \quad h_6 = h_7 = 132.708 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$v_4 = 0.026854 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad ; \quad \text{R.E.} = h_4 - h_6 = 64.878 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

สมดุลพลังงานที่อุปกรณ์ระเหย $\dot{Q}_u = \dot{m}_r \cdot \text{R.E.}$ แทนค่า $\dot{m}_r = 0.01122 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ ■

ก.5 ความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์ (N, RPS)

คอมเพรสเซอร์เป็นแบบสวอชเพลต (swash plate) จำนวนสูบ (No. of cylinders) 5 สูบ มีปริมาตรช่วงชักลูกสูบต่อสูบ (swept volume, V_d) 1.6 in^3 หรือ $2.5 \times 10^{-5} \text{ m}^3$

$$\text{displacement rate} = N \cdot V_d \cdot (\text{No. of cylinders})$$

$$\dot{m}_r = \text{displacement rate} \cdot \frac{\eta_{vc}}{100 \cdot v_b}$$

$$\text{displacement rate} = \text{อัตราปริมาตรช่วงชักลูกสูบ} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)$$

$$\eta_{vc} = \text{ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร} (\%)$$

$$N = \text{ความเร็วรอบคอมเพรสเซอร์ (RPS)}$$

แทนค่า โดยประเมินค่า η_{vc} ที่เป็นไปได้โดยประมาณมีค่าเท่ากับร้อยละ 50 ~ 85

$$N = 4.82 \sim 2.41 \text{ RPS หรือ } 289 \sim 144.6 \text{ RPM}$$

สำหรับ $\eta_{vc} = 50 \sim 85 \%$ กำหนดค่าโดยเฉลี่ย $N \sim 4.12 \text{ RPS (250 RPM)}$ ■

ก.6 กำลังของคอมเพรสเซอร์ (WC, kW)

$$h_5 = \text{เอนทัลปีของสารทำความเย็นไหลออกจากคอมเพรสเซอร์} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

$$P_4 = f(T_c) = \text{ความดันสมบูรณ์ของสารทำความเย็นไหลเข้าคอมเพรสเซอร์ (kPa)}$$

$$P_5 = f(T_c) = \text{ความดันสมบูรณ์ของสารทำความเย็นไหลออกจากคอมเพรสเซอร์ (kPa)}$$

$$\text{COP}_h = \text{สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำงานของฮีตปั๊ม}$$

$$P_4 = 651.6 \text{ kPa} \quad ; \quad P_5 = 2788.5 \text{ kPa}$$

วิเคราะห์การอัดไอของคอมเพรสเซอร์เป็นการอัดเอไดออบาติก (Adiabatic Process) สำหรับ ฟรีออน-12 , ครรชนิการแบบอัดเอไดออบาติก (Adiabatic Index, k) โดยเฉลี่ย มีค่าเท่ากับ 1.136 (ไพบูลส์ หังสพฤกษ์ และ เฮอิโซ โซโต ; 2535) เมื่อพิจารณาช่วงอุณหภูมิ 25 – 90 °C มีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 1.4 (ASHRAE ; 1993)

$$w' = \text{งานจำเพาะของคอมเพรสเซอร์} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

$$w' = \frac{k \cdot P_4 \cdot v_4 \left[\left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{k-1} = 31.54 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (k=1.4)$$

$$\text{สมดุลพลังงาน} \quad h_5 = w' + h_4 = 229.123 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{COP}_h = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_4} = 2.673 \quad ; \quad \text{WC} = \dot{m}_r \cdot w' = 0.354 \text{ kW}$$

พิจารณาค่าความปลอดภัย (Safety Factor, S.F.) = 3.5 ดังนั้น

$$\text{WC} = 1.24 \text{ kW} \quad (1.66 \text{ HP}) \quad \blacksquare$$

ก.7 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของพูลเลย์ (Pulley, d_c) ด้านคอมเพรสเซอร์

มอเตอร์มีความเร็ว 1420 RPM มีพูลเลย์ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.09 เมตร จับคอมเพรสเซอร์มีความเร็วรอบ 250 RPM ดังนั้นขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของพูลเลย์ด้านคอมเพรสเซอร์ สามารถคำนวณได้จากสมการ กล่าวคือ

$$N_1 d_1 = N_2 d_2$$

$$\text{แทนค่า} \quad d_c = \frac{(1420)(0.09)}{250} = 0.5112 \text{ เมตร} \quad \blacksquare$$

ก.8 อัตราการไหลโดยมวลของน้ำที่เครื่องควบแน่น (\dot{m}_{wc} , $\frac{\text{kg}}{\text{s}}$)

$$\dot{Q}_c = \text{อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น (kW)}$$

$$T_g = \text{อุณหภูมิของน้ำไหลออกจากอุปกรณ์ควบแน่น (K)}$$

$$\text{สมดุลพลังงาน} \quad \dot{Q}_u + \text{WC} = \dot{Q}_c \quad ; \quad \dot{Q}_u = \dot{Q}_c$$

$$\dot{Q}_c = 1.163 \text{ kW} \quad ; \quad T_g = 80 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_{wc} = \frac{\dot{Q}_c}{c_{pw} \cdot (T_9 - T_8)} = .00555 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(19.99 \frac{\text{lits}}{\text{hr}} \right) \blacksquare$$

ก.9 ปริมาตรถังน้ำ ($V_{\text{tank}}, \text{m}^3$) และปริมาณความร้อนสะสมในถังน้ำ ($Q_{\text{tank}}, \text{kJ}$)
พื้นที่แผ่นตุ๊กตกลินริงส์ 0.5 m^2 ต้องใช้ถังน้ำปริมาตร $(0.5) \cdot (65) = 32.5$ ลิตร (0.0325 m^3)

มวลของน้ำในถัง (m_{wt}) = ความหนาแน่นเฉลี่ยของน้ำ (ρ_w) · ปริมาตรถังน้ำ

$$\rho_w = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad ; \quad m_{wt} = 32.5 \text{ kg}$$

$$Q_{\text{tank}} = m_{wt} \cdot c_{pw} \cdot (T_2 - T_1) = 3404.375 \text{ kJ} \blacksquare$$

ก.10 ปริมาตรของกรดพาล์มติก (V_{pt}, m^3) และมวลของกรดพาล์มติก (m_{pt}, kg) ในถังสะสมความร้อน

$$H_{\text{fpt}} = \text{ความร้อนแฝงในการเปลี่ยนวิฤภาคของกรดพาล์มติก (ของแข็ง ↔ ของเหลว)} = 201 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$c_{\text{ppt}} = \text{ความร้อนจำเพาะของกรดพาล์มติกที่อุณหภูมิ } 60^\circ\text{C} = 2.185 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\rho_{\text{pt}} = \text{ความหนาแน่นของกรดพาล์มติกที่อุณหภูมิ } 60^\circ\text{C} = 902 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$Q_{\text{tank}} = m_{\text{pt}} \cdot c_{\text{ppt}} \cdot (T_2 - T_1) + m_{\text{pt}} \cdot H_{\text{fpt}}$$

$$\text{แทนค่าจะได้ว่า } m_{\text{pt}} = 11.135 \text{ kg} \blacksquare$$

$$\text{จาก } V_{\text{pt}} = \frac{m_{\text{pt}}}{\rho_{\text{pt}}} \quad \text{แทนค่าจะได้ว่า } V_{\text{pt}} = 0.01234 \text{ m}^3 \blacksquare$$

$$\text{ร้อยละของปริมาตรที่ลดลง} = \frac{(V_{\text{tank}} - V_{\text{pt}})(100)}{V_{\text{tank}}} = 54.57 \blacksquare$$

ก.11 จำนวนท่อเหล็กเคลือบสังกะสี (N_{ts} , ท่อน) ในถังสะสมความร้อน

กำหนดให้ถังสะสมความร้อนมีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 0.279 m (D_{is}) ยาว 1 m (L_{is}) และให้ $d_{\text{is}}/d_{\text{ots}}$ เท่ากับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน/นอก ($0.03/0.027 \text{ m}$) ของท่อตามลำดับ

จากหลักสมมูลพลังงาน จะได้ว่า

$$Q_{\text{tank}} = \frac{\pi}{4} d_{\text{is}}^2 L_{\text{is}} N_{\text{ts}} \rho_{\text{pt}} H_{\text{fpt}}$$

*** ไม่พิจารณาความร้อนสัมผัสที่เกิดขึ้นจากการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของน้ำ และกรดพาล์มติก

แทนค่าสมการ และพบว่าจำนวนท่อที่เหมาะสมกล่าวคือ $N_{ts} = 33$ ท่อน ■

ก.12 สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของสารทำความเย็น (ฟร็อน-12) ขณะเคี้ยวภายในขดท่อฮีลิกซ์ (Helical Coil) แนวราบ ($h_{icc} \left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$) ที่เครื่องระเหยแบบท่อสวนกัน

$A_{oc} =$ พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องควบแน่น (m^2)

$B_o =$ ค่าสัมประสิทธิ์ที่แปรผันกับอัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่ของเครื่องระเหย

$C_{pte} =$ ความร้อนจำเพาะของฟร็อน-12 ในวัฏภาคของเหลวที่อุณหภูมิ $25^\circ C = 0.998 \frac{kJ}{kg \cdot K}$

$d_{ic} =$ เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อด้านในของเครื่องระเหย = 0.011 m

$d_{oc} =$ เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกด้านในของเครื่องระเหย = 0.0127 m

$D_c =$ เส้นผ่านศูนย์กลางขดท่อฮีลิกซ์ (m)

$D_{ie} =$ เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อด้านนอกของเครื่องระเหย = 0.02655 m

$G_{ic} =$ ความเร็วเชิงมวลของฟร็อน-12 ในวัฏภาคของเหลวที่อุณหภูมิ $25^\circ C \left(\frac{kg}{m^2 \cdot s} \right)$

$h_{ie} =$ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของฟร็อน-12 ขณะเคี้ยวที่ผิวด้านในท่อตรงแนวราบของเครื่องระเหย $\left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$

$h_{ieavg} =$ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยของฟร็อน-12 ขณะเคี้ยวที่ผิวด้านในท่อตรงแนวราบของเครื่องระเหย $\left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$

$h_{ig} =$ ความร้อนแฝงในการเปลี่ยนวัฏภาค(ของเหลว \leftrightarrow ก๊าซ) ของฟร็อน-12 ที่อุณหภูมิ $25^\circ C$
 $= 137.933 \frac{kJ}{kg}$

$h_L =$ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนผ่านฟิล์มของฟร็อน-12 ที่ผิวด้านใน ของท่อตรงแนวราบที่เครื่องระเหย $\left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$

$k_{ie} =$ ความนำความร้อนของฟร็อน-12 ในวัฏภาคของเหลวที่อุณหภูมิ $25^\circ C = 0.0663 \frac{W}{m \cdot K}$

$Pr_{ie} =$ แปรนดัดเดย์นัมเบอร์ ของฟร็อน-12 ในวัฏภาคของเหลวที่อุณหภูมิ $25^\circ C$

$u_{re} =$ ความเร็วเฉลี่ยของฟร็อน-12 ที่เครื่องระเหย $\left(\frac{m}{s} \right)$

$q_e =$ อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่ของเครื่องระเหย $\left(\frac{kW}{m^2} \right)$

$\dot{Q}_e =$ อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหย (kW)

$x =$ คุณภาพไอ (vapor fraction)

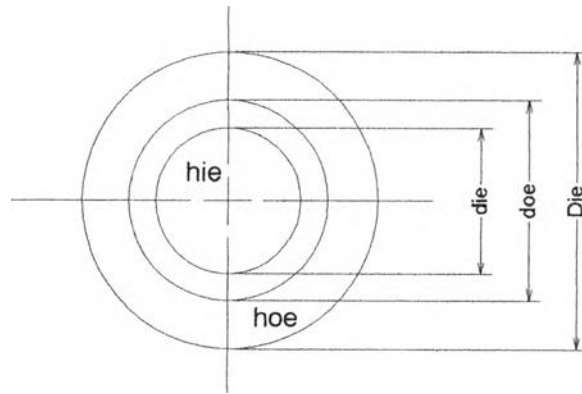
$X_{re} =$ ค่าสัมประสิทธิ์ที่แปรผันกับคุณภาพไอ

$$\mu_{ie} = \text{ความหนืดของฟร็อน-12 ในวัฏภาคของเหลวที่อุณหภูมิ } 25^\circ\text{C} = 189.1 \times 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}$$

$$\mu_{ve} = \text{ความหนืดของฟร็อน-12 ในวัฏภาคก๊าซที่อุณหภูมิ } 25^\circ\text{C} = 13.7 \times 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}$$

$$\rho_{ie} = \text{ความหนาแน่นของฟร็อน-12 ในวัฏภาคของเหลวที่อุณหภูมิ } 25^\circ\text{C} = 1292.5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\rho_{ve} = \text{ความหนาแน่นของฟร็อน-12 ในวัฏภาคก๊าซที่อุณหภูมิ } 25^\circ\text{C} = 42.08754 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$



รูป ก.1 แสดงภาพหน้าตัดของเครื่องระเหย

สมการของ Schrock และ Grossman (1962)

$$h_{ie} = 1.85h_L \left[B_o \times 10^4 + \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.67} \right]^{0.6} ; B_o = \frac{q_c}{G_{ie} h_{fg}} ; q_c = \frac{\dot{Q}_c}{A_{oc}}$$

$$h_L = \frac{0.023k_{ie}}{d_{ie}} \left[\frac{d_{ie} G_{ie} (1-x)}{\mu_{ie}} \right]^{0.8} (Pr)_{ie}^{0.4} ; Pr_{ie} = \frac{\mu_{ie} c_{p,ie}}{k_{ie}}$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_{ve}}{\rho_{ie}} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_{ie}}{\mu_{ve}} \right)^{0.1} ; G_{ie} = \rho_{ie} u_{re} \quad u_{re} = \frac{\dot{m}_r}{\left(\frac{\rho_{ie} + \rho_{ve}}{2} \right) \frac{\pi}{4} d_{ie}^2}$$

พิจารณาสมการดังกล่าว พบว่าอยู่ในรูปแบบ $h_{ie} = f(x, A_{oc})$

สมมติฐานแทนค่า $x \sim 0.2, 0.4, 0.6, 0.88$ และพิจารณาค่าเฉลี่ย

$$h_{ieavg} = \frac{h_{ie}(0.2, A_{oc}) + h_{ie}(0.4, A_{oc}) + h_{ie}(0.6, A_{oc}) + h_{ie}(0.88, A_{oc})}{4} \frac{W}{m^2.K}$$

พิจารณากรณีชดท้อฮิลิกซ์ (Mcketta, 1992) จากสมการ

$$h_{iec} = h_{ieavg} \left[1 + 3.5 \left(\frac{d_{ie}}{D_c} \right) \right] \quad ; \quad D_c = 0.3048 \text{ m}$$

และจะได้ว่า $h_{iec} = f(A_{oc})$ ■

ก.13 สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของน้ำที่ผิวด้านนอกของท่อฮีลิกซ์แนวราบของเครื่องระเหย (h_{oc} $\frac{W}{m^2 \cdot K}$)

$$\text{พิจารณาคณสมบัติน้ำที่อุณหภูมิเฉลี่ย} \quad \left(\frac{T_2 + T_1}{2} \right) = 48 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$c_{pwe} = \text{ความร้อนจำเพาะของน้ำที่อุณหภูมิ } 48 \text{ } ^\circ\text{C} = 4.1774 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$D_{he} = \text{เส้นผ่านศูนย์กลางไฮโดรลิกของท่อด้านนอกของเครื่องระเหย (m)}$$

$$h_{oc} = \text{สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของน้ำที่ผิวด้านนอกท่อตรงแนวราบของเครื่องระเหย} \\ \left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$$

$$k_{we} = \text{ความนำความร้อนของน้ำที่อุณหภูมิ } 48 \text{ } ^\circ\text{C} = 0.643 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$Pr_{we} = \text{แพรนต์เดิลนัมเบอร์ของน้ำที่อุณหภูมิ } 48 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Re_{we} = \text{เรย์โนลด์นัมเบอร์ของน้ำที่อุณหภูมิ } 48 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$u_{we} = \text{ความเร็วเฉลี่ยของน้ำที่เครื่องระเหย} \left(\frac{m}{s} \right)$$

$$\mu_{we} = \text{ความหนืดของน้ำที่อุณหภูมิ } 48 \text{ } ^\circ\text{C} = 5.836 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$$

$$\rho_{we} = \text{ความหนาแน่นของน้ำที่อุณหภูมิ } 48 \text{ } ^\circ\text{C} = 988.6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$D_{he} = \frac{4 \left(\frac{\pi}{4} (D_{ie}^2 - d_{oe}^2) \right)}{\pi (D_{ie} + d_{oe})} \quad ; \quad u_{we} = \frac{\dot{m}_{we}}{\rho_{we} \frac{\pi}{4} (D_{he}^2)}$$

$$Re_{we} = \frac{\rho_w u_{we} D_{he}}{\mu_{we}} \quad ; \quad Pr_{we} = \frac{\mu_{we} c_{pwe}}{k_{we}}$$

$$\text{แทนค่า} \quad h_{oc} = \frac{0.023 Re_{we}^{0.8} Pr_{we}^{0.4} k_{we}}{D_{he}} \quad ; \quad h_{oc} = 491.45 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

พิจารณากรณีขดท่อฮีลิกซ์ (Mcketta, 1992)

$$\text{แทนค่า} \quad h_{oc} = h_{oc} \left[1 + 3.5 \left(\frac{D_{he}}{D_c} \right) \right] \quad \text{และ} \quad h_{oc} = 569.61 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad \blacksquare$$

ก.14 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ($U_{oe}, \frac{W}{m^2.K}$) ที่เครื่องระเหย

$$F_i = \text{ค่าเฟว์ลิ่งแฟคเตอร์ของสารทำความเย็น} = 0.000176 \frac{m^2.K}{W}$$

$$F_o = \text{ค่าเฟว์ลิ่งแฟคเตอร์ของน้ำ} = 0.00018 \frac{m^2.K}{W}$$

$$k_{cu} = \text{ความนำความร้อนของทองแดง} = 350 \frac{W}{m.K}$$

$$U_{oe} = \frac{1}{\left(\frac{d_{oe}}{d_{ie}}\right)\left(\frac{1}{h_{iec}}\right) + \left(\frac{d_{oe}}{d_{ie}}\right)(F_i) + \left(\frac{d_{oe}}{2k_{cu}}\right)\ln\left(\frac{d_{oe}}{d_{ie}}\right) + F_o + \frac{1}{h_{oec}}}$$

แทนค่าจะพบว่า $U_{oe} = f(h_{iec})$ ■

ก.15 พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องระเหย (A_{oe}, m^2)

$$(LMTD)_e = \text{ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงลอการิทึมที่เครื่องระเหย} (^\circ C)$$

จากหลักการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหย

$$q_c = (UA)_{oe} (LMTD)_e \quad ; \quad (LMTD)_e = \frac{(T_1 - T_b) - (T_3 - T_b)}{\ln\left(\frac{T_1 - T_b}{T_3 - T_b}\right)}$$

เมื่อแทนค่าจะพบว่า $(LMTD)_e = 19.96 \text{ } ^\circ C$

จาก ก.12 สรุปได้ว่า $B_o = f(A_{oe})$ และ $h_{iec} = f(B_o)$ และ จาก ก.14 $U_{oe} = f(h_{iec})$

$$\text{ดังนั้น } U_{oe} = f(A_{oe}) \text{ ด้วย แทนค่าจะได้ว่า } f(A_{oe})A_{oe} = \frac{q_c}{(LMTD)_e}$$

แทนค่า A_{oe} แล้วแก้สมการโดยวิธีเชิงเลข โดยวิธีนิวตัน-ราฟสัน (Newton-Raphson Method)

$$A_{oe} = 0.07765 \text{ m}^2$$

แทนค่าจะได้ว่า

$$h_{iec} = 7113.74 \frac{W}{m^2.K} \quad ; \quad U_{oe} = 432.615 \frac{W}{m^2.K} \quad \blacksquare$$

ก.16 ความยาวท่อทองแดงของเครื่องระเหย (l_{oe}, m)

$$l_{oe} = \frac{A_{oe}}{\pi d_{oe}} \quad \text{แทนค่า} \quad l_{oe} = 1.9462 \text{ m}$$

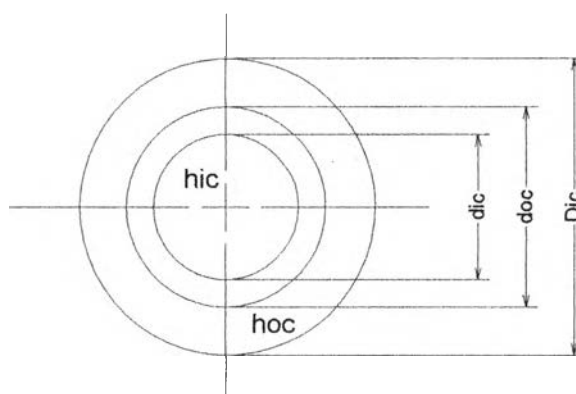
พิจารณาค่าความปลอดภัย, S.F. = 2.5 ดังนั้น $l_{oe} = 1.9462 \times S.F. \sim 5 \text{ m}$ ■

ก.17 สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของสารทำความเย็น (ฟร็อน-12) ขณะเดือดภายในชุดท่อฮีลิกซ์ แนวราบ ของเครื่องควบแน่น ($h_{ic}, \frac{W}{m^2 \cdot K}$)

$$c_{pic} = \text{ความร้อนจำเพาะของฟร็อน-12 ในวัฏภาคของเหลวที่อุณหภูมิ } 90^{\circ}\text{C} = 1496 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

$$d_{ic} = \text{เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อด้านในของเครื่องควบแน่น} = 0.011 \text{ m}$$

$$d_{oc} = \text{เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อด้านในของเครื่องควบแน่น} = 0.0127 \text{ m}$$



รูป ก.2 แสดงภาพหน้าตัดของเครื่องควบแน่น

$$D_{ic} = \text{เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อด้านนอกของเครื่องควบแน่น} = 0.02655 \text{ m}$$

$$h_{ic} = \text{สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของฟร็อน-12 ขณะควบแน่นในท่อแนวราบที่เครื่องควบแน่น} \left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$$

$$k_{ic} = \text{ความนำความร้อนของฟร็อน-12 ในวัฏภาคของเหลวที่อุณหภูมิ } 90^{\circ}\text{C} = 53 \times 10^{-3} \frac{W}{m \cdot K}$$

$$Re_{ic} = \text{เรย์โนลด์สเบอร์ของของฟร็อน-12 ในวัฏภาคของเหลวที่อุณหภูมิ } 90^{\circ}\text{C}$$

$$Re_{vc} = \text{เรย์โนลด์สเบอร์ของของฟร็อน-12 ในวัฏภาคของก๊าซที่อุณหภูมิ } 90^{\circ}\text{C}$$

$$\rho_{ic} = \text{ความหนาแน่นของฟร็อน-12 ในวัฏภาคของเหลวที่อุณหภูมิ } 90^{\circ}\text{C} = 994.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\rho_{vc} = \text{ความหนาแน่นของฟร็อน-12 ในวัฏภาคก๊าซที่อุณหภูมิ } 90^{\circ}\text{C} = 187.97 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\mu_{ic} = \text{ความหนืดของฟร็อน-12 ในวัฏภาคของเหลวที่อุณหภูมิ } 90^{\circ}\text{C} = 133.1 \times 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$$

$$\mu_{vc} = \text{ความหนืดของของฟร็อน-12 ในวัฏภาคก๊าซที่อุณหภูมิ } 90^{\circ}\text{C} = 16.78 \times 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$$

$$Re_{vc} = \frac{4\dot{m}_r}{\pi d_{ic} \mu_{ic}} \quad ; \quad Re_{ic} = \frac{4\dot{m}_r}{\pi d_{ic} \mu_{vc}}$$

$$\text{แทนค่า} \quad Re_{ic} = 157558 \quad ; \quad Re_{vc} = 124976$$

และจากสมการของ Ackers, Deans, และ Crosser (1959)

$$\frac{h_{ic} d_{ic}}{k_{ic}} = 0.026 \left(\frac{c_{pic} \mu_{ic}}{k_{ic}} \right)^{1/3} \left(Re_{ic} + R_{vc} \left(\frac{\rho_{ic}}{\rho_{vc}} \right)^{0.5} \right)^{0.8}$$

แทนค่า $h_{ic} = 3191.4 \frac{W}{m^2 \cdot K}$

พิจารณากรณีขดท่อฮีลิกซ์ (Mcketta, 1992)

แทนค่า $h_{icc} = h_{ic} \left[1 + 3.5 \left(\frac{d_{ic}}{D_c} \right) \right]$ และแทนค่า $h_{icc} = 3594.47 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ ■

ก.18 สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของน้ำที่ผิวด้านนอกขดท่อฮีลิกซ์แนวราบของเครื่องควบแน่น (h_{oc} , $\frac{W}{m^2 \cdot K}$)

พิจารณาคณสมบัติของน้ำที่อุณหภูมิเฉลี่ย $\left(\frac{T_8 + T_9}{2} \right) = 55 \text{ } ^\circ\text{C}$

$c_{pwc} =$ ความร้อนจำเพาะของน้ำที่อุณหภูมิ $55 \text{ } ^\circ\text{C} = 4.1795 \frac{kJ}{kg \cdot K}$

$h_{oc} =$ สป.การพาความร้อนของน้ำที่ผิวด้านนอกท่อตรงแนวราบของเครื่องระเหย ($\frac{W}{m^2 \cdot K}$)

$k_{wc} =$ ความนำความร้อนของน้ำที่อุณหภูมิ $55 \text{ } ^\circ\text{C} = 0.65175 \frac{W}{m \cdot K}$

$D_{hc} =$ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮโดรลิกของท่อด้านนอกของเครื่องควบแน่น (m)

$Pr_{wc} =$ แปรนดต์เดิลนัมเบอร์ของน้ำที่อุณหภูมิ $55 \text{ } ^\circ\text{C}$

$Re_{wc} =$ เรย์โนลด์นัมเบอร์ของน้ำที่อุณหภูมิ $55 \text{ } ^\circ\text{C}$

$u_{wc} =$ ความเร็วเฉลี่ยของน้ำที่เครื่องควบแน่น ($\frac{m}{s}$)

$\mu_{wc} =$ ความหนืดของน้ำที่อุณหภูมิ $55 \text{ } ^\circ\text{C} = 5.185 \times 10^{-4} \frac{kg}{m \cdot s}$

$\rho_{wc} =$ ความหนาแน่นของน้ำที่อุณหภูมิ $55 \text{ } ^\circ\text{C} = 985.45 \frac{kg}{m^3}$

$$D_{hc} = \frac{4 \left(\frac{\pi}{4} (D_{ic}^2 - d_{oc}^2) \right)}{\pi (D_{ic} + d_{oc})} ; u_{wc} = \frac{\dot{m}_{wc}}{\rho_w \frac{\pi}{4} (D_{hc}^2)}$$

$$Re_{wc} = \frac{\rho_w u_{wc} D_{hc}}{\mu_{wc}} ; Pr_{wc} = \frac{\mu_{wc} c_{pwc}}{k_{wc}}$$

แทนค่า
$$h_{oc} = \frac{0.023 Re_{wc}^{0.8} Pr_{wc}^{0.4} k_{wc}}{D_{hc}} ; h_{oc} = 401.29 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

พิจารณากรณีขดท่อฮีลิกซ์ (Mcketta, 1992)

$$h_{occ} = h_{oc} \left[1 + 3.5 \left(\frac{D_{hc}}{D_c} \right) \right] , \text{ แทนค่า } h_{occ} = 465.105 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad \blacksquare$$

ก.19 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ($U_{oc} \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$) ที่เครื่องควบแน่น

$$U_{oc} = \frac{1}{\left(\frac{d_{oc}}{d_{ic}} \right) \left(\frac{1}{h_{icc}} \right) + \left(\frac{d_{oc}}{d_{ic}} \right) (F_i) + \left(\frac{d_{oc}}{2k_{cu}} \right) \ln \left(\frac{d_{oc}}{d_{ic}} \right) + F_o + \frac{1}{h_{occ}}}$$

แทนค่า
$$U_{oc} = 349.055 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad \blacksquare$$

ก.20 พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องควบแน่น (A_{oc}, m^2)

$q_c =$ อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่ของเครื่องควบแน่น ($\frac{kW}{m^2}$)

$(LMTD)_c =$ ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อกการิซึมที่เครื่องควบแน่น ($^{\circ}C$)

$$q_c = (UA)_{oc} (LMTD)_c ; (LMTD)_c = \frac{(T_c - T_9) - (T_c - T_8)}{\ln \left(\frac{T_c - T_9}{T_c - T_8} \right)}$$

แทนค่า $(LMTD)_c = 27.91 \text{ } ^{\circ}C$ และ $A_{oc} = 0.12268 \text{ } m^2 \quad \blacksquare$

ก.21 ความยาวท่อของเครื่องควบแน่น (l_{oc}, m)

$$l_{oc} = \frac{A_{oc}}{\pi d_{oc}} \quad \text{แทนค่า} \quad l_{oc} = 3.075 \text{ } m$$

พิจารณา S.F. = 2.5 ดังนั้น $l_{oc} = 3.075 \times S.F. \sim 7 \text{ } m \quad \blacksquare$

ภาคผนวก ข

ตัวอย่างการคำนวณสมรรถนะการทำงานของฮีตปั๊มปี

ข.1 การคำนวณสมรรถนะการทำงานของฮีตทัมป์

ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิอิ่มตัว (Saturate Temperature, T_{sat} (°C)) กับความดันสมบูรณ์ในหน่วย Mpa สามารถคำนวณได้โดยใช้ข้อมูลของฟร็อน-12 ในภาคผนวก ค. และจัดสมการให้อยู่ในรูป

$$T_{sat} = a_1 P^5 + b_1 P^4 + c_1 P^3 + d_1 P^2 + e_1 P + e_1$$

สามารถสร้างความสัมพันธ์ดังกล่าว โดยวิธีการถดถอยแบบพหุนาม

$$T_{sat} = 1.0498P^5 - 12.6P^4 + 57.54P^3 - 128.01P^2 + 167.16P - 42.518 ; R^2 = 0.99$$

$$\text{โดยที่ } -30^\circ\text{C} \leq T \leq 112^\circ\text{C} \text{ และ } 0.1004 \text{ MPa} \leq P \leq 4.1155 \text{ MPa}$$

ความสัมพันธ์ระหว่างเอนทัลปีที่สภาวะไอร้อนยิ่งยวด ($h, \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$) ที่อุณหภูมิที่สภาวะไอร้อนยิ่งยวด (Superheat Condition, T (°C)) และความดันใด ๆ สามารถคำนวณได้โดยใช้ข้อมูลของฟร็อน 12 ในภาคผนวก ค. โดยจัดสมการให้อยู่ในรูป (Kiatsiriroat, Chowceun และ Wibulswas, 1990)

$$h = A(P)[T - T_{sat}(P)] + B(P)$$

$$\text{กำหนดให้ } A = a_2 P^3 + b_2 P^2 + c_2 P + d_2 \text{ และ } B = a_3 P^3 + b_3 P^2 + c_3 P + d_3$$

สามารถสร้างความสัมพันธ์ดังกล่าว โดยวิธีการถดถอยแบบพหุนาม

$$h = (0.0062P^3 - 0.0362P^2 + 0.1497P + 0.6173)(T - T_{sat}) + 2.0398618P^3 - 18.17958684P^2 + 50.81533686P + 171.4159573 ; R^2 = 0.99$$

$$\text{โดยที่ } T > T_{sat} , -20^\circ\text{C} \leq T \leq 230^\circ\text{C} , 0.05 \text{ MPa} \leq P \leq 4 \text{ MPa}$$

ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิและเอนทัลปีที่สภาวะของเหลวอิ่มตัว (Saturate Liquid Condition) สามารถคำนวณได้โดยใช้ข้อมูลของฟร็อน 12 ในภาคผนวก ค. โดยจัดสมการให้อยู่ในรูป

$$h = a_4 T^3 + b_4 T^2 + c_4 T + d_4$$

สามารถสร้างความสัมพันธ์ดังกล่าว โดยวิธีการถดถอยแบบพหุนาม

$$h = 0.000079222T^3 - 0.009936T^2 + 1.38859259T + 30.5928451 ; R^2 = 0.99$$

$$\text{โดยที่ } 0^\circ\text{C} \leq T \leq 112^\circ\text{C}$$

ตัวอย่างการคำนวณ

ข้อมูลจากการทดลอง

$$T_4 = 14.4^\circ\text{C}, P_4 = 49 \text{ psig}, T_5 = 97.6^\circ\text{C}, P_5 = 315 \text{ psig} \text{ และ } T_6 = 52.5^\circ\text{C}$$

เอนทัลปี ณ ตำแหน่งเข้าคอมเพรสเซอร์ ($h_4, \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$)

$$T_{\text{sat}} = 1.0498P_4^5 - 12.6P_4^4 + 57.54P_4^3 - 128.01P_4^2 + 167.16P_4 - 42.518$$

$$h_4 = (0.0062P_4^3 - 0.0362P_4^2 + 0.1497P_4 + 0.6173)(T_4 - T_{\text{sat}}) \\ + 2.0398618P_4^3 - 18.17958684P_4^2 + 50.81533686P_4 + 171.4159573$$

$$h_4 = 192.95 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

เอนทัลปี ณ ตำแหน่งเข้าคอมเพรสเซอร์ ($h_5, \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$)

$$P_5 = \left(\frac{315 * 6.895}{1000} + 0.101325 \right) \text{ MPa}$$

$$T_{\text{sat}} = 1.0498P_5^5 - 12.6P_5^4 + 57.54P_5^3 - 128.01P_5^2 + 167.16P_5 - 42.518$$

$$h_5 = (0.0062P_5^3 - 0.0362P_5^2 + 0.1497P_5 + 0.6173)(T_5 - T_{\text{sat}}) \\ + 2.0398618P_5^3 - 18.17958684P_5^2 + 50.81533686P_5 + 171.4159573$$

$$h_5 = 232.5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

เอนทัลปี ณ ตำแหน่งออกจากคอนเดนเซอร์ ($h_6, \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$)

$$h_6 = 0.000079222T_6^3 - 0.009936T_6^2 + 1.38859259T_6 + 30.5928451$$

$$h_6 = 87.572 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

สมรรถนะการทำงานของฮีตปั๊ม (COP_h)

$$\text{COP}_h = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_4} = 3.665 \quad \blacksquare$$

ภาคผนวก ก

คุณสมบัติทางอุณหพลศาสตร์ของฟรีออน-12

ตาราง ก.1 คุณสมบัติเชิงอุณหพลศาสตร์ของฟร็อน-12 อิมตัว (มนตร ; 2540)

ฟร็อน-12 อิมตัว

Temp. C	Abs. Press. MPa P	Specific Volume m ³ /kg			Enthalpy kJ/kg			Entropy kJ/kg·K		
		Sat. Liquid v _f	Evap. v _{fg}	Sat. Vapor v _g	Sat. Liquid h _f	Evap. h _{fg}	Sat. Vapor h _g	Sat. Liquid s _f	Evap. s _{fg}	Sat. Vapor s _g
-90	0.0028	0.000608	4.414937	4.415545	43.243	189.618	148.375	-0.2084	1.0352	0.8268
-85	0.0042	0.000612	3.036704	3.037316	38.968	187.608	148.640	-0.1854	0.9970	0.8116
-80	0.0062	0.000617	2.137728	2.138345	34.888	185.612	150.924	-0.1630	0.9600	0.7979
-75	0.0088	0.000622	1.537030	1.537651	30.401	183.625	153.224	-0.1411	0.9266	0.7855
-70	0.0123	0.000627	1.128854	1.127280	26.103	181.640	155.538	-0.1197	0.8940	0.7744
-65	0.0168	0.000632	0.840534	0.841166	21.793	179.651	157.857	-0.0987	0.8630	0.7643
-60	0.0228	0.000637	0.637274	0.637910	17.469	177.663	160.184	-0.0782	0.8334	0.7552
-55	0.0300	0.000642	0.480358	0.481000	13.129	175.641	162.512	-0.0581	0.8051	0.7470
-50	0.0381	0.000648	0.382467	0.383108	8.772	173.611	164.840	-0.0384	0.7779	0.7396
-45	0.0504	0.000654	0.302029	0.302682	4.396	171.558	167.163	-0.0190	0.7518	0.7329
-40	0.0642	0.000659	0.241251	0.241910	0.000	169.479	169.479	0.0000	0.7268	0.7268
-35	0.0807	0.000666	0.184732	0.185398	-4.410	167.368	171.784	0.0187	0.7027	0.7214
-30	0.1004	0.000672	0.158703	0.159375	-8.854	165.222	174.076	0.0371	0.6795	0.7168
-25	0.1237	0.000679	0.130487	0.131166	-13.315	163.037	176.352	0.0552	0.6570	0.7121
-20	0.1509	0.000685	0.108182	0.108847	-17.800	160.810	178.610	0.0730	0.6352	0.7082
-15	0.1828	0.000693	0.090326	0.091018	-22.312	158.534	180.846	0.0906	0.6141	0.7046
-10	0.2181	0.000700	0.075946	0.076646	-26.851	156.207	183.058	0.1078	0.5936	0.7014
-5	0.2610	0.000708	0.064256	0.064963	-31.420	153.823	185.243	0.1250	0.5736	0.6986

ก.)

0	0.3086	0.000716	0.054673	0.055389	36.022	151.378	187.397	0.1418	0.5542	0.6960
5	0.3626	0.000724	0.046781	0.047485	40.669	148.859	189.518	0.1585	0.5351	0.6937
10	0.4233	0.000733	0.040180	0.040914	48.337	146.285	191.602	0.1750	0.5165	0.6916
15	0.4914	0.000743	0.034871	0.035413	50.068	143.586	193.644	0.1914	0.4983	0.6897
20	0.5673	0.000752	0.030028	0.030780	54.828	140.812	195.641	0.2078	0.4803	0.6879
25	0.6516	0.000763	0.026091	0.026854	59.653	137.933	197.586	0.2237	0.4628	0.6863
30	0.7449	0.000774	0.022734	0.023508	64.539	134.936	199.476	0.2397	0.4451	0.6848
35	0.8477	0.000786	0.019855	0.020641	69.494	131.808	201.299	0.2657	0.4277	0.6834
40	0.9607	0.000798	0.017373	0.018171	74.527	128.525	203.051	0.2716	0.4104	0.6820
45	1.0843	0.000811	0.015220	0.016032	79.647	125.074	204.722	0.2875	0.3931	0.6808
50	1.2193	0.000826	0.013344	0.014170	84.868	121.430	206.298	0.3034	0.3758	0.6792
55	1.3663	0.000841	0.011701	0.012542	90.201	117.585	207.786	0.3194	0.3582	0.6777
60	1.5259	0.000858	0.010253	0.011111	96.665	113.443	209.109	0.3355	0.3405	0.6760
65	1.6985	0.000877	0.008971	0.009847	101.279	109.024	210.303	0.3518	0.3224	0.6742
70	1.8858	0.000897	0.007828	0.008725	107.067	104.255	211.321	0.3683	0.3038	0.6721
75	2.0874	0.000920	0.006802	0.007723	113.058	99.068	212.126	0.3851	0.2845	0.6697
80	2.3048	0.000946	0.005875	0.006821	119.291	93.373	212.665	0.4023	0.2644	0.6667
85	2.5380	0.000976	0.005028	0.006005	125.818	87.047	212.985	0.4201	0.2430	0.6631
90	2.7885	0.01012	0.004248	0.005258	132.708	79.907	212.614	0.4385	0.2200	0.6585
95	3.0569	0.01056	0.003508	0.004583	140.068	71.656	211.726	0.4579	0.1946	0.6528
100	3.3440	0.01113	0.002790	0.003903	148.076	61.768	209.843	0.4788	0.1695	0.6444
105	3.6509	0.01197	0.002045	0.003242	157.085	49.014	206.099	0.5023	0.1298	0.6319
110	3.9784	0.01364	0.001098	0.002462	168.059	28.425	198.484	0.5322	0.0742	0.6064
112	4.1156	0.01492	0.000005	0.001797	174.920	0.151	175.071	0.5651	0.0000	0.5655

Copyright 1955 and 1956, E.I. du Pont de Nemours & Company, Inc. Reprinted by permission. Adapted from English units.

ข.)

ตาราง ก.2 คุณสมบัติเชิงอุณหพลศาสตร์ของฟร็อน-12 ร้อนยิ่งยวด (ต่อ)

Temp. C	v m ³ /kg	h kJ/kg	s kJ/kg·K	v m ³ /kg	h kJ/kg	s kJ/kg·K	v m ³ /kg	h kJ/kg	s kJ/kg·K
1.00 MPa									
50.0	0.018366	210.162	0.7021	0.014483	206.661	0.6612			
60.0	0.019410	217.810	0.7254	0.015463	214.805	0.7080	0.012579	217.457	0.6770
70.0	0.020397	225.319	0.7476	0.016368	222.687	0.7293	0.013448	219.522	0.7123
80.0	0.021341	232.739	0.7689	0.017221	230.398	0.7514	0.014247	227.391	0.7353
90.0	0.022251	240.101	0.7895	0.018032	237.995	0.7727	0.014997	235.766	0.7575
100.0	0.023133	247.430	0.8094	0.018812	245.518	0.7931	0.015710	243.512	0.7785
110.0	0.023993	254.743	0.8287	0.019567	252.993	0.8129	0.016393	251.170	0.7988
120.0	0.024835	262.053	0.8475	0.020301	260.441	0.8320	0.017053	258.770	0.8183
130.0	0.025661	269.369	0.8659	0.021018	267.875	0.8507	0.017695	266.334	0.8373
140.0	0.026474	276.689	0.8839	0.021721	275.307	0.8689	0.018321	273.877	0.8558
150.0	0.027275	284.047	0.9015	0.022412	282.745	0.8867	0.018934	281.411	0.8739
160.0	0.028068	291.419	0.9187	0.023093	290.195	0.9041	0.019535	288.945	0.8914
1.60 MPa									
70.0	0.011208	218.650	0.6959	0.009408	213.049	0.6794			
80.0	0.011984	225.177	0.7204	0.010187	222.198	0.7057	0.008704	218.859	0.6909
90.0	0.012698	233.390	0.7433	0.010884	230.835	0.7298	0.009406	228.056	0.7166
100.0	0.013366	241.397	0.7651	0.011528	238.155	0.7524	0.010035	236.760	0.7402
110.0	0.014000	249.264	0.7859	0.012126	247.284	0.7739	0.010615	245.154	0.7624
120.0	0.014608	257.035	0.8059	0.012697	255.228	0.7944	0.011159	253.341	0.7835
130.0	0.015195	264.742	0.8253	0.013244	263.004	0.8141	0.011676	261.384	0.8037
140.0	0.015765	272.406	0.8440	0.013772	270.891	0.8332	0.012172	269.327	0.8232
150.0	0.016320	280.044	0.8623	0.014284	278.842	0.8518	0.012651	277.201	0.8420
160.0	0.016864	287.669	0.8801	0.014784	286.364	0.8698	0.013116	285.027	0.8603
170.0	0.017398	295.290	0.8975	0.015272	294.069	0.8874	0.013570	292.822	0.8781
180.0	0.017923	302.914	0.9145	0.015752	301.787	0.9046	0.014013	300.598	0.8955

ก.)

	2.50 MPa			3.00 MPa			3.50 MPa		
90.0	0.006595	219.562	0.6823						
100.0	0.007264	229.852	0.7103	0.005231	220.529	0.6770			
110.0	0.007837	239.271	0.7352	0.005888	232.068	0.7075	0.004324	222.121	0.6750
120.0	0.008351	248.192	0.7582	0.006419	242.208	0.7336	0.004959	234.875	0.7078
130.0	0.008827	256.794	0.7798	0.006887	251.832	0.7573	0.005458	245.061	0.7349
140.0	0.009273	265.180	0.8003	0.007313	260.820	0.7793	0.005884	255.524	0.7591
150.0	0.009697	273.414	0.8200	0.007708	269.319	0.8001	0.006270	264.846	0.7814
160.0	0.010104	281.540	0.8390	0.008083	277.817	0.8200	0.006626	273.817	0.8023
170.0	0.010497	289.589	0.8574	0.008439	286.171	0.8391	0.006961	282.645	0.8223
180.0	0.010879	297.583	0.8752	0.008782	294.422	0.8575	0.007279	291.100	0.8413
190.0	0.011250	305.540	0.8926	0.009114	302.597	0.8753	0.007584	299.328	0.8607
200.0	0.011614	313.472	0.9095	0.009436	310.716	0.8927	0.007878	307.864	0.8776
4.00 MPa									
120.0	0.003736	224.883	0.6771						
130.0	0.004325	238.443	0.7111						
140.0	0.004781	249.703	0.7386						
150.0	0.005172	259.904	0.7630						
160.0	0.005522	269.492	0.7854						
170.0	0.005845	278.684	0.8063						
180.0	0.006147	287.602	0.8262						
190.0	0.006431	296.322	0.8453						
200.0	0.006701	304.906	0.8636						
210.0	0.006972	313.380	0.8813						
220.0	0.007228	321.774	0.8985						
230.0	0.007477	330.106	0.9152						

ง.)

ภาคผนวก ง

โปรแกรมจำลองการทำงานของฮาร์ดดิสก์

โปรแกรมจำลองการทำงานเขียนด้วยภาษา Visual Basic 5.0 แบ่งออกเป็น 2 Form ได้แก่ FRMSM ซึ่งเป็นโปรแกรมหลักในการคำนวณ และ FRMDS เป็นโปรแกรมย่อยเพื่อแสดงผล

1. FRMSM

```
Private Sub cmdif_Click()
    MsgBox "This Program is developed by Mr.Chaichan
    Navignevate, Graduate Student, C816002, Mechanical
    Engineering Department, Chulalogkron
    University,Bangkok,Thailand", 64, "About This Program"
End Sub

Private Sub CmdRun_Click()
    ' constant Valve for Calculation
    Dim A, B, mr, P4, P5, P6, P7, h4, h5, h6 As Single
    Dim LMTDC As Double
    Dim Temp_1, Temp_2, Temp_4, Temp_6, Temp_7, Temp_9,
    Qcr, Qer, UAE, UAC, COPh, WC As Single
    ' water temperature (celcius), Tw
    Const Tw = 30
    ' water flow rate thought evaporaporator (kg/s), mwf
    Const mwf = 0.007
    ' water flow rate thought condensor (kg/s), mwc
    Const mwc = 0.005
    ' specific heat of water (kJ/(kg.K)), cpw
    Const cpw = 4.19
    ' product of overall heat transfer coefficient and
    Area of evaporator(kJ/(K)), UAE
    ' refrigerant flow rate (kg/s), mr
    ' (UAE)/mr, (kW/K)(s/kg)
    ' (UAE/mr)= A
    ' outlet water temperature of evaporator (celcius),
    Temp_2
    Temp_2 = Val(TxtT2.Text)
    If Temp_2 < 30.1 Or Temp_2 > 63 Then
        MsgBox " 29 < T2 < 63 celcius", 64, "Error
    Simulation"
    End
    End If
    A = -0.0346 * Temp_2 + 5.301
    Temp_6 = 0.0066 * Temp_2 ^ 2 - 1.122 * Temp_2 +
    86.572

    ' ----- Evaporator Model -----
    -----

    B = -0.4004 - 0.024654 * A + 0.016865 * Temp_6
    ' evaporator temperture(celcius), Temp_7
    Temp_7 = Temp_2 * B / (1 + B)
    ' inlet refrigerant temperature of compressor
    (celcius), Temp_4
```

```

Temp_4 = (3.4125 - 0.8029 * A) * (Temp_2 - Temp_7) +
Temp_7
' input energy rate at evaporator (kW), Qer
Qer = Val(Qertxt.Text)
' inlet water temperature of evaporator (celcius),
Temp_1
Temp_1 = Temp_2 - Qer / (mwf * cpw)
UAE = -0.000251 * (Temp_2 - Temp_7) + 0.0344035
' inlet refrigerant pressure of evaporator (MPa), P7
P7 = 0.306267 + 0.01063872 * Temp_7 + 0.00010634 *
Temp_7 ^ 2 + 0.00000091208 * Temp_7 ^ 3
' inlet refrigerant pressure of compressor (MPa), P4
P4 = P7
mr = UAE / A
' outlet refrigerant enthaply of condenser (kJ/kg), h6
h6 = 0.000079222 * Temp_6 ^ 3 - 0.009936 * Temp_6 ^ 2
+ 1.38859259 * Temp_6 + 30.5928451
' inlet refrigerant enthaply of compressor (kJ/kg), h4
h4 = (0.0062 * P4 ^ 3 - 0.0362 * P4 ^ 2 + 0.1497 * P4
+ 0.6173) * (Temp_4 - (1.0498 * P4 ^ 5 - 12.6 * P4 ^ 4 +
57.54 * P4 ^ 3 - 128.01 * P4 ^ 2 + 167.16 * P4 - 42.518))
+ 2.0398618 * P4 ^ 3 - 18.17958684 * P4 ^ 2 + 50.81533686
* P4 + 171.4159573

```

```

----- Compressor Model -----
-----

```

```

' outlet refrigerant pressure of compressor (MPa), P5
P5 = (-2331852 * (mr * (Temp_4 + 273) ^ 0.5 / P4) ^ 3
+ 1901345 * (mr * (Temp_4 + 273) ^ 0.5 / P4) ^ 2 -
516707.1 * (mr * (Temp_4 + 273) ^ 0.5 / P4) + 46805.88) *
P4
Temp_5 = ((P4 / P5 - 0.0198) * P5 / (2.9305 * mr)) ^
2 - 273
' outlet refrigerant temperature of compressor
(celcius), Temp_5
' outlet refrigerant enthaply of compressor (kJ/kg),
h5
h5 = (0.0062 * P5 ^ 3 - 0.0362 * P5 ^ 2 + 0.1497 * P5
+ 0.6173) * (Temp_5 - (1.0498 * P5 ^ 5 - 12.6 * P5 ^ 4 +
57.54 * P5 ^ 3 - 128.01 * P5 ^ 2 + 167.16 * P5 - 42.518))
+ 2.0398618 * P5 ^ 3 - 18.17958684 * P5 ^ 2 + 50.81533686
* P5 + 171.4159573
' power of compressor (kW), WC
WC = mr * (h5 - h4)

```

```

----- Condenser Model -----
-----

```

```

' output energy rate at Condenser (kW), Qcr
Qcr = mr * (h5 - h6)
' outlet water temperature of Condenser (celcius),
Temp_9

```

```

    ' inlet water temperature of Condenser (celcius),
Temp_8
    Temp_8 = Tw
    Temp_9 = Qcr / (mwc * cpw) + Temp_8
    ' coefficient of performance of heat pump, COPh
    COPh = Qcr / WC
    ' outlet refrigerant pressure of condenser (MPa), P6
    P6 = P5

    Text1.Text = Temp_1
    Text3.Text = UAE
    Text4.Text = Temp_4
    Text5.Text = Temp_5
    Text6.Text = Temp_6
    Text7.Text = Temp_7
    Text8.Text = UAC
    Text9.Text = Temp_9
    Text10.Text = (P4 - 0.101325) * 1000 / 6.895
    Text11.Text = (P5 - 0.101325) * 1000 / 6.895
    Text12.Text = WC
    Text13.Text = COPh
    Text14.Text = (P6 - 0.101325) * 1000 / 6.895
    Text15.Text = (P7 - 0.101325) * 1000 / 6.895
    Text17.Text = Qcr
    FrmDs.Show

End Sub

Private Sub Cmdstop_Click()
    Unload Me
End Sub
Private Sub Form_Load()
    Dim Temp_1, Temp_2, Temp_4, Temp_6, Temp_7, Temp_9,
    Qcr, Qer, UAE, UAC, COPh, WC As Single
    Left = (Screen.Width - Width) / 2
    Top = (Screen.Height - Height) / 2
End Sub

```

2. FRMDS

```

Private Sub Cmdreturn_Click()
    Unload Me
End Sub

Private Sub Form_Load()
    Left = (Screen.Width - Width) / 2
    Top = (Screen.Height - Height) / 2
    TxtT1.Text = Frmsm.Text1.Text
    TxtT4.Text = Frmsm.Text4.Text
    TxtT5.Text = Frmsm.Text5.Text
    TxtT6.Text = Frmsm.Text6.Text

```

```
TxtT7.Text = Frmsm.Text7.Text  
TxtT9.Text = Frmsm.Text9.Text  
TxtP4.Text = Frmsm.Text10.Text  
TxtP5.Text = Frmsm.Text11.Text  
TxtCOPh.Text = Frmsm.Text13.Text  
TxtWC.Text = Frmsm.Text12.Text  
TxtQCR.Text = Frmsm.Text17.Text  
TxtP6.Text = Frmsm.Text14.Text  
TxtP7.Text = Frmsm.Text15.Text
```

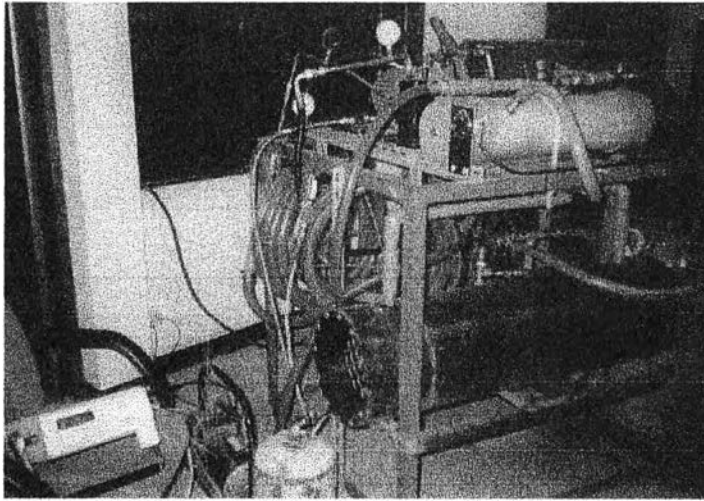
```
End Sub
```

```
Private Sub Frame1_DragDrop(Index As Integer, Source As  
Control, X As Single, Y As Single)
```

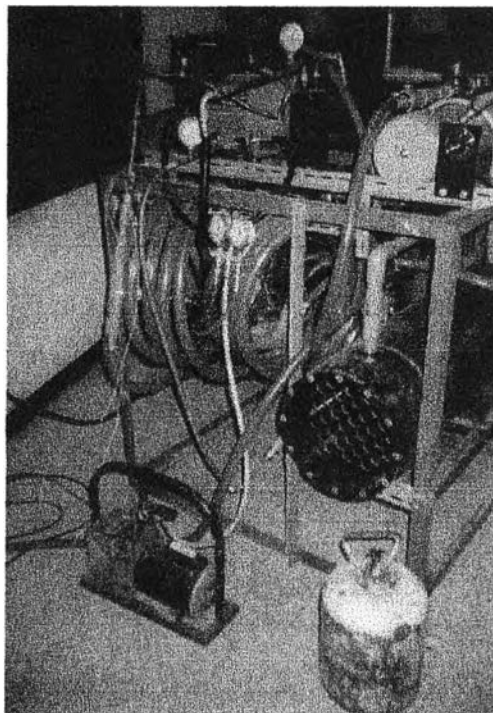
```
End Sub
```

ภาคผนวก จ

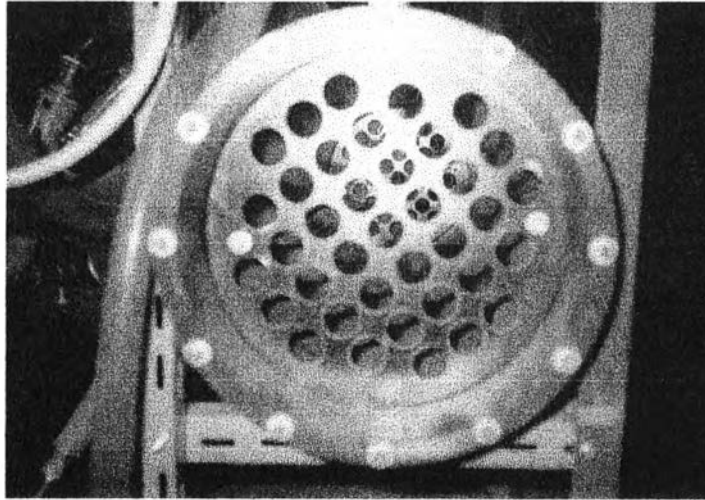
รูปถ่ายที่เกี่ยวข้องกับงานวิจัย



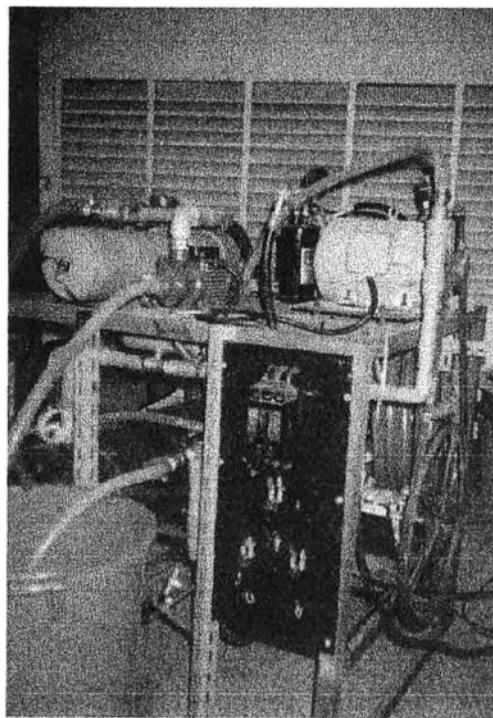
รูป จ. 1 รูปแสดงการเติมฟริออน-12 เข้าไปในระบบของฮีตปั๊ม



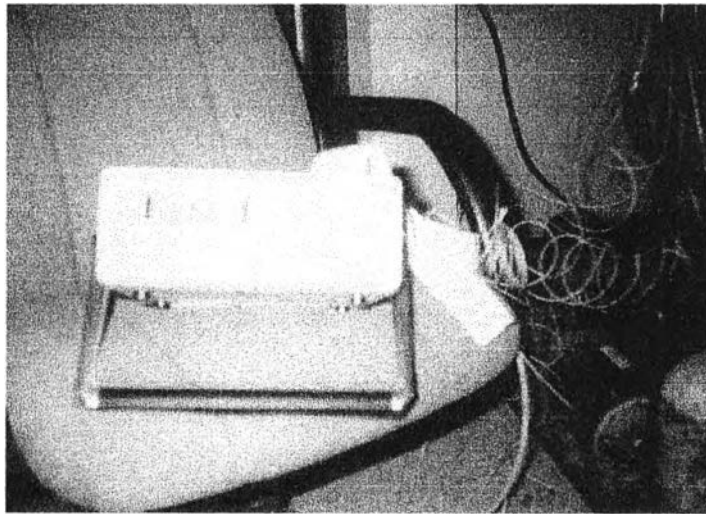
รูป จ. 2 รูปแสดงการทำสุญญากาศในระบบของฮีตปั๊ม



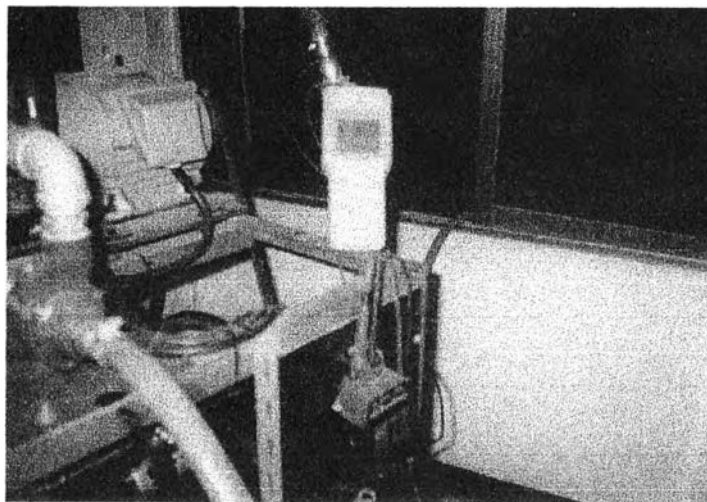
รูปจ. 3 รูปแสดงภายในถึงสะสมความร้อนขณะติดตั้ง
(ยังไม่ได้ประกอบท่อเหล็กที่มีกรดพาล์มติกบรรจุไว้ภายใน)



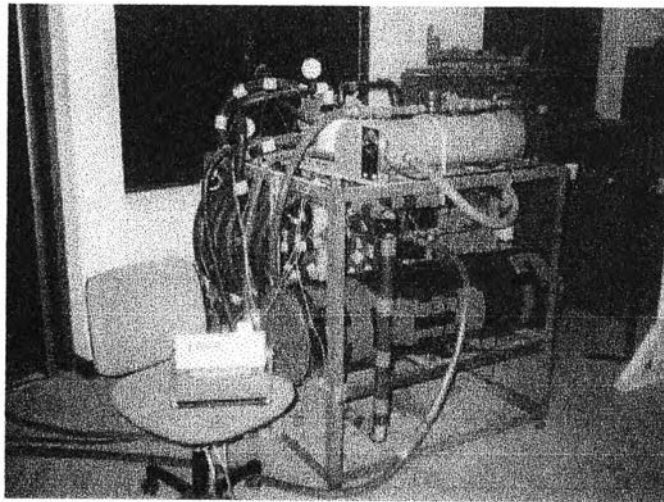
รูปจ. 4 รูปแสดงแผงควบคุมระบบไฟฟ้า



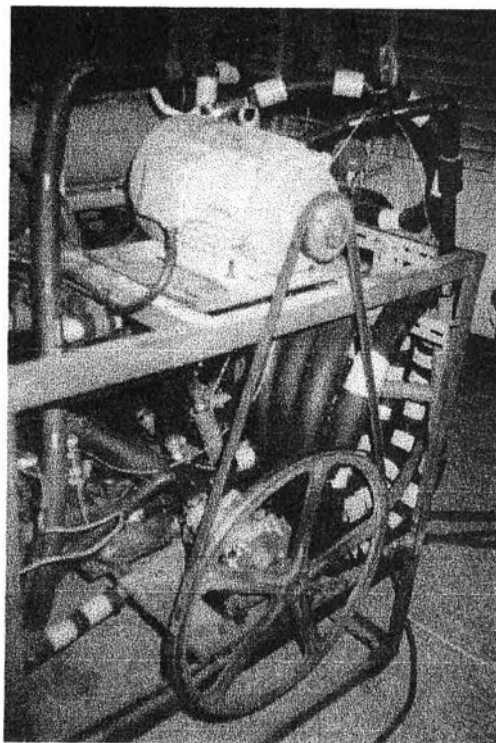
รูป จ. 5 รูปแสดงเครื่องวัดอุณหภูมิแบบต่อเนื่องหลายจุด (10 จุด)



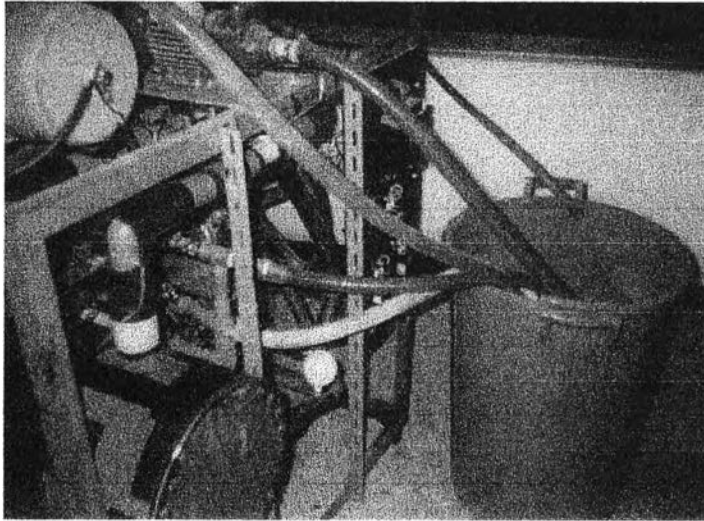
รูป จ. 6 รูปแสดงเครื่องวัดกำลังไฟฟ้าขณะใช้งาน



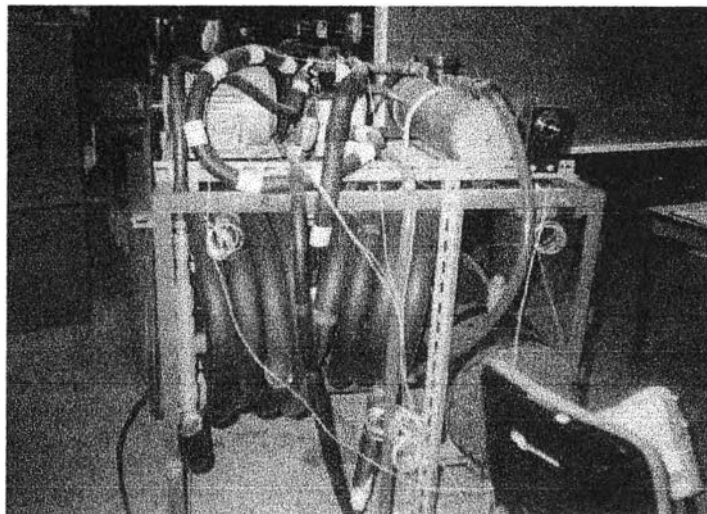
รูป จ. 7 รูปแสดงการติดตั้งเครื่องวัดอุณหภูมิแบบต่อเนื่องหลายจุด



รูป จ. 8 รูปแสดงการติดตั้งคอมเพรสเซอร์ พูลเลย์ และมอเตอร์



รูป จ. 9 รูปแสดงการใช้แหล่งน้ำในการทดลอง



รูป จ. 10 รูปแสดงการติดตั้งเครื่องควบแน่น และเครื่องระเหย



ประวัติผู้เขียน

นายชายชาญ นาวิกนิเวท เกิดเมื่อวันที่ 29 พฤศจิกายน พ.ศ. 2513 ที่อำเภอสัตหีบ จังหวัดชลบุรี สำเร็จ การศึกษาระดับมัธยมศึกษาที่โรงเรียนสิงห์สมุทร เมื่อปี พ.ศ. 2529 จากนั้นเข้าศึกษาต่อที่ โรงเรียนช่างฝีมือทหาร สาขาช่างยนต์ จังหวัดกรุงเทพมหานคร และได้รับประกาศนียบัตร เมื่อปี พ.ศ. 2532 และในปี พ.ศ. 2533 ได้ ศึกษาต่อระดับปริญญาตรี ภาควิชาวิศวกรรมการผลิต คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระ นครเหนือ และได้รับปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมการผลิต (ก.ว. เครื่องกล) เมื่อปี พ.ศ. 2537 ต่อจากนั้นได้เข้าศึกษาต่อในหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรม ศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย เมื่อปีการศึกษา 2538

สำหรับประวัติการทำงานได้เริ่มเข้ารับราชการครั้งแรกที่ กรมทหารขนส่งรักษาพระองค์ กรมทหารขนส่ง เขตบางเขน จังหวัดกรุงเทพมหานคร เมื่อปี พ.ศ. 2532 และได้ลาออกจากราชการ ในปี พ.ศ. 2533 เพื่อศึกษา ต่อที่สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ และได้เริ่มทำงานอีกครั้งเมื่อปี พ.ศ. 2537 ในตำแหน่ง Process Control Supervisor บริษัท สหวิริยาสตีลอินดัสตรี จำกัด (มหาชน) อำเภอบางสะพาน จังหวัด ประจวบคีรีขันธ์ ต่อจากนั้นในเดือน ก.ค. 2537 ได้เข้าทำงานกับ บริษัท ปูนซีเมนต์เอเชีย จำกัด (มหาชน) อำเภอ พระพุทธบาท จังหวัดสระบุรี ในตำแหน่ง Engineer จนถึงปัจจุบัน