รายการอ้างอิง

ภาษาไทย

คงกระพัน อินทรแจ้ง. TOC Process Overview. บริษัทไทยโอเลฟินส์, 2538

พรพจน์ หันหาบุญ, เกษมสันต์ จันทรปลั่ง และคณะ. Process Instrumentation: Theory & Practice กรุงเทพ: สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี ไทย-ญี่ปุ่น, 2538.

ศัพท์วิทยาศาสตร์ ฉบับราชบัณฑิตยสถาน. กรุงเทพมหานคร: บริษัท สหธรรมิก จำกัด, 2536.

ศัพท์คณิตศาสตร์ ฉบับราชบัณฑิตยสถาน. กรุงเทพมหานคร: โรงพิมพ์จุฬาลงกรณ์วิทยาลัย, 2540.

ภาษาอังกฤษ

Aspen Technology. AspenPlus users manual, Aspen Tech Ltd., Cambridge, MA., (1993).

Bagajewicz Miguel J. On the Probability Distribution and Reconciliation of Process Plant Data. Computers Chem Engng. Vol. 20 (1996): 813-819.

Bailey, J. K. Nonlinear Optimization of a Hydrocracker Fractionation Plant M.Eng. Thesis, McMaster University (1991).

Bailey, J. K.: Hyrmak, A. N.; Yreiber, S. S.; and Hawkins, R. B. Nonlinear optimization of a hydrocraker fractionation plant. Computer Chem. Eng. 17 (1993): 123-138.

Ballman, S. H., and Gaddy, J. L. Optimization of methanol process by flowsheet simulation. Ind. Eng. Chem. Process Res. Rev. 16 (March 1977): 337-341.

Biegler, L. T., and Hughes R. R. Infeasible Path Optimization with Sequential Modular Simulators. AIChE Journal Vol. 28 (1982): 994-1001.

Biegler, L. T.; Grossman, I. E.; and Westerberg, A. W. Systematic Methods Of Chemical Process Desigh. New Jersey: Prentice-Hall, 1997.

Box, M. J. A New Method Of Constrained Optimization and a Comparison with Other Methods. Computer Journal. 8 (January 1979): 42.

Burghardt, M David. Engineering thermodynamics with applications. 2nd ed. New York: Prentice-Hall, 1982.

Campbell, D. Optimizing software systems can be created successfully, Hydrocarbon Processing (November 1984): 109-112.

Chen Shann-Hern , and Stadtherr M. A. A Simultaneous- Modular Approach to Process Flowsheeting and Optimization. AIChE Journal Vol. 31 (November 1995): 1884-1881.

Chuaprasert, S. P.; Douglas P. L., and Nguyen, M. Data reconciliation of an agitated thin film evaporator using AspenPlus. Journal of Food Engineering (January 1998): 1-8.

Connell Bob. Process Instrumentation Applications Manual. United State of America: McGraw-Hill, 1996.

Crowe, C. M. A. Reconciliation of Process Flow Rates by Matrix Projection Part II. AIChE Journal Vol. 32 (1986): 616-623.

Crowe, C. M.; Campos Garcia, Y. A.; and Hrymak, A. Reconciliation of Process Flow Rates by Matrix Projection Part I. AIChE Journal Vol. 29 (November, 1983): 881-888.

Darby, M. L, and White, D. C. On-line Optimization Of Complex Process Units. Chemical Engineering Progress 67 (October 1987): 51-59.

Dimian Alexandre , Use Process Simulation to Improve Plant Operations. Chemical Engineering Progress (September 1994): 58-66.

Dossat, Roy J. Principles of refrigeration. 3 rd nd. New Jersey: Prentice-Hall, 1991.

EBARA Corporation Instruction. Manual for Ethylene Refrigeration Compressor.

Edgar, T. F., and Himmelblau, D. M. Optimization of chemical process. New York: McGraw-Hill, 1988.

Eiceche, M. Ana.; Petracci Noemi C.; Hoch Patricia; and Brignole, Esteban A. Optimal Operation of an Ethylene Plant at Variable Feed Conditions. Computers chem. Engng. Vol. 19 Suppl. (1995): s223-s228.

Evanz, L. B., and et al. Aspen: An Advanced System for Process Engineering. Computers chem. Engng. Vol. 3 (1979): 319-327.

Factora, F. C., and Ayala, J. S. Successful closed loop real-time optimization. Hydrocarbon Processing 71 (June 1992): 65-68

Factora, F. C.; Gochenour, G. B.; and Douglas, N. K. Modeling ethylene plants for real-time optimization applications. Lyondell Petrochemical Company: 557-569.

Fisher-rosemount: Rosemount measurement. Comparing Product Catalog. England: Fisher-rosemount (January 1997): Referance 65-Referance 70.

Gaines, L. D., and Gaddy, J. L. Process optimization by flowsheet simulation. Ind. Eng. Chem. Process Res. Rev. 15 (1976): 206-211.

Gallier, P. W., and Kisala, T. P. Process optimization by simulation. Chemical Engineering Progress 83 (August 1987): 60-66.

Gallun, S. E.; Luecke, R. H.; Scott, D. E.; and Morshedi, A. M. Use open equations for better models. Hydrocarbon Processing (July 1992): 78-90.

Glasscock, D. A., and Hale J. C. Process Simulation: The Art and Science of Modeling. Chemical Engineering (November 1994)

Hutchison, J. W. ISA Handbook of Control Valves. Instrument Society of America, (1971).

Kisala, T. P. Sequential Modular And Simultaneous Modular Strategies For Process Flowsheet Optimization. Computer Chem. Eng. (1987).

Latour, P. R. Online Computer optimization 1: What it is and where to do it. Hydrocarbon Precessing (June 1979): 73-82.

Lawrance, B. Evans. Aspen Plus Introduction Manual. Massachusetts: Aspen Technology, Inc., 1984.

Liebman, M. J.; Edgar T. F.; and Lasdon, L. S. Efficient Data Reconciliation and Estimation for Dynamic Processes using Nonlinear Programming Techniques. Computer Chem. Engng. Vol. 16 (1992): 963-986.

Macchictto, S.; Sutart, G.; Perris, T. A.; and Dissinger, G. R. Monitoring and online optimization of process using SPEEDUP. Computer Chem. Eng.13 (1989): 571-576.

MacDonald, R. J., and Howat, C. S. Data Reconciliation and Parameter Estimation in Plant Performance Analysis. AIChE Journal Vol. 34 (January 1988): 1-8.

Mehra, Yue R. How to estimate power and condenser duty for ethylene refrigeration systems. Chemical Engineering (December 1978): 97-104.

Moore, S. C.,Piper T. M., and Chen, C. C. Computer Simulation Of An Existing Ammonia Plant. AIChE Journal. (August 1985).

Piccolo, M., and Douglas, P. L. Data reconciliation using Aspen Plus. Chemical Engineering and Mineral Processing 4 (1996): 157-182.

Pimenta, C. C. Pedro, and Feyo de Azevedo, S. Simulation of Multiple-effect Evaporators. European Symposium on Computer Aided Process Engineering-2 (1990): s153-s158.

Richard, W. M, Flow Measurement Engineering Handbook. 3nd , New York, McGraw-Hill (1996)

Sowell Roger. Why a simulation system doesn't match the plant. Hydrocarbon Processing (March 1998): 102-107.

Shannon, Robert E. Systems Simulations ;the art & science. Prentice Hall Inc ., New jersey, 1975

Smith, Carlos A., and Corripio, Armando B. Principles and Practice of Automatic Process control. John Wiley & Son, Inc., Canada, 1997.

Soave G. Equilibrium Constants for a Modified Redlich-Kwong Equation of State. Chem. Eng. Sci. Vol. 27 (1972): 1196-1203.

Stephenson, G. R., and Shewchuk, C. F. Reconciliation of Process Data with Process Simulation. AlChE Journal Vol. 32 (February 1986):247-254.

Stoecker, W. F., and Jones, J. W. Refrigeration & air conditioning. 2nd ed. New York: McGraw-Hill, 1982.

Stone & Webster Engineering. Operating Manual for Olefins Plant Project.

Stone & Webster Engineering. Project Record Book for Thai Olefins Plant Project Map ta Phut. Thailand.

Thongpraserd, S. J. Simulation. Bangkok: Chulalongkorn University, 1996.

Takiyama, H.; Naka Y.; and O'shima. Sensor Based Data Reconciliation Method and Application to the Pilot Plant. J. Chem. Eng. Japan Vol. 24 (1991): 339-345.

Wellons, M. C.; Sapre, A, v.; Chang, A. I.; and Laird, T. L. On-line power plant optimization improves Texas Refiner's Bottom Line. Oil & Gas Journal 92 (May 1994): 53-58.

Westerber, A. W.; Hutchison, H. P.; Motard, R. L.; and Winter, P. Process Flowsheeting. New York: The Cambridge University Press, 1979.

Yamatake Honeywell. Sizing of Control Valves. Yamatake Honeywell Ltd., Japan, (1987).

Yamatake Honeywell. Specification Handbook. Yamatake Honeywell Ltd., Japan.

ภาคผนวก ก
การทำความเย็น

ระบบทำความเย็นหลายระบบได้ถูกนำมาใช้ประโยชน์ตั้งแต่ศตวรรษที่แล้ว บางระบบก็อาจจะไม่เป็นที่นิยมแล้วในปัจจุบันสำหรับอุตสาหกรรม เช่น แบบวงจรอากาศ (Air Cycle), ระบบไอน้ำพ่น (Steam Jet) และระบบความเย็นแบบดูดซับ (Absorption Cycle) แต่อาจจะพบได้ในอุตสาหกรรมบางประเภท ส่วนระบบที่สำคัญที่สุดและใช้อย่างกว้างขวางที่สุด คือ ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor-Compression System) ซึ่งจะใช้สารตัวกลาง (สารทำความเย็น) อยู่ในวงจรปิดหมุนเวียนไปมาในระบบ สารตัวกลางนี้มีมากมายหลายชนิด ได้แก่ พวกสารประกอบไฮโดรคาร์บอน เช่น เอทีลีน โพรพีลีน มีเทน หรือ พวกสารประกอบอนินทรีย์ เช่น คาร์บอนไดออกไซด์ ซัลเฟอร์ไดออกไซด์, แอมโมเนีย ฯลฯ นอกจากนี้ยังมีพวกสารประกอบฮาโลคาร์บอน ที่นิยมใช้กันมาก เรียกรวม ๆว่า สารซีเอฟซี (CFC) เป็นต้น

ก.1 ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor Compression)

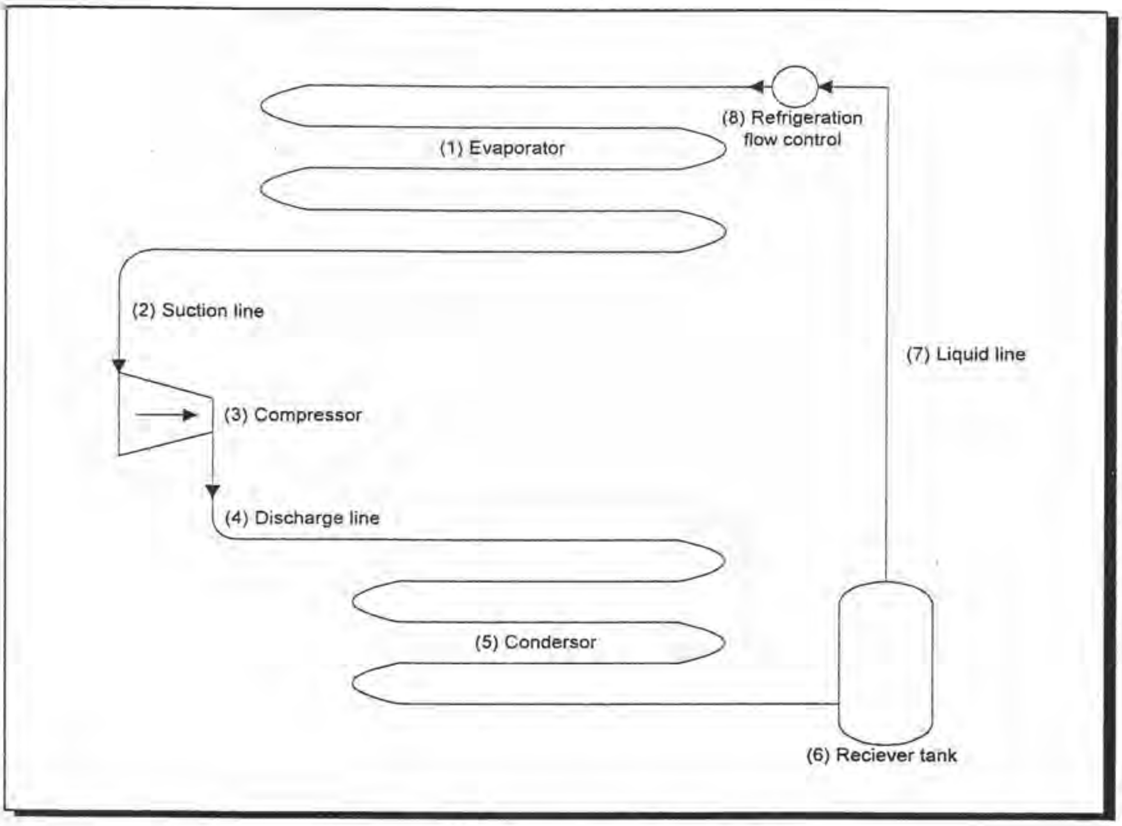
ส่วนประกอบหลักของระบบการทำความเย็นแบบอัดไอมาตรฐานแสดงดังรูปที่ ก.1 ได้แก่

(1) หม้อต้มระเหย (Evaporator) เป็นที่ที่สารตัวกลางดูดเอาความร้อนจากวัตถุ หรือสิ่งที่อยู่รอบๆ หม้อต้มระเหย ทำให้สารตัวกลางเดือด และระเหยกลายเป็นไอ ดังนั้นบริเวณรอบๆ อีแวปปอเรเตอร์ จะมีอุณหภูมิต่ำลง

(2) สายดูด (Suction Line) เป็นทางส่งไอสารตัวกลางที่มีความดันต่ำจากหม้อต้มระเหย ไปยังทางดูดเข้า (Suction Inlet) ของคอมเพสเซอร์

(3) คอมเพรสเซอร์ (Compressor) มีหน้าที่ทำให้สารตัวกลางไหลวนเวียนในระบบ และอัดไอของสารตัวกลางให้มีอุณหภูมิ และความดันสูงมากพอที่จะกลั่นตัวเป็นของเหลวในเครื่องควบแน่นได้ และการดูดสารตัวกลางจากหม้อต้มระเหยเข้าคอมเพรสเซอร์นั้น จะมีความเร็วพอดีกันกับการที่สารตัวกลางระเหยจากของเหลวเป็นไอในหม้อต้มระเหย ดังนั้นคอมเพรสเซอร์จึงเป็นตัวที่รักษาระดับความดันให้พอดีทั้งในเครื่องควบแน่นกับหม้อต้มระเหย

(4) สายจ่าย (Discharge Line) เป็นทางส่งไอสารตัวกลางที่มีอุณหภูมิ และความดันสูง ที่จ่ายจากคอมเพรสเซอร์ ไปยังเครื่องควบแน่น



รูปที่ ก.1 การทำความเย็นระบบอัดไอ

(5) เครื่องควบแน่น (Condenser) มีหน้าที่กลั่นสารตัวกลางซึ่งมีสถานะเป็นไอ ที่ออกจากคอมเพรสเซอร์ให้เป็นของเหลว การคายความร้อนของสารตัวกลางจะต้องมีสารอื่นมารับความร้อน เช่น อากาศรอบๆ เครื่องควบแน่น หรือใช้น้ำเป็นตัวระบายความร้อน

(6) ถังรีซีฟเวอร์ (Receiver Tank) หรือถังพักสารตัวกลาง ในระบบทำความเย็นขนาดใหญ่จำเป็นจะต้องมีถังพัก เพื่อให้สารตัวกลางที่มีสถานะเป็นของเหลว มีปริมาณมากเพียงพอที่จะจ่ายให้ไประเหยที่อีแวปปอเรเตอร์

(7) ทางของเหลว (Liquid Line) เป็นทางส่งสารตัวกลางที่เป็นของเหลว จากถังรีซีฟเวอร์ไปยังตัวควบคุมการไหล

(8) ตัวควบคุมสารทำความเย็น (Refrigerant Flow Control) มีหน้าที่ควบคุมอัตราการไหลของสารตัวกลางในระบบ และลดความดันของสารตัวกลางเหลวก่อนเข้าหม้อต้มระเหย เพื่อให้มีอัตราพอเหมาะกับความต้องการ ในการดูดความร้อนที่หม้อต้มระเหย ให้ได้ตามอุณหภูมิตามต้องการ บางทีเรียกว่า ทรอตทลิ่ง วาลว์ (Throttling Valve)

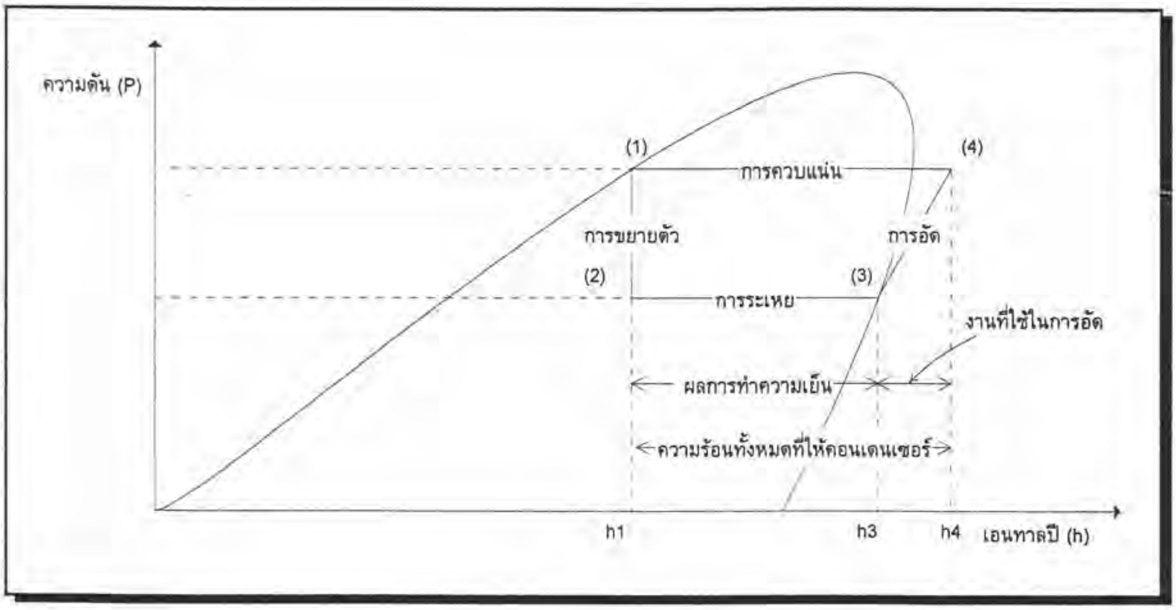
เนื่องจากในระบบทำความเย็น มีทั้งสารตัวกลางที่อยู่ในสภาพแรงดันสูง, อุณหภูมิสูง, แรงดันต่ำ, อุณหภูมิต่ำ ดังนั้นจึงมีการแบ่งภาคออกเป็น 2 ภาค คือ

1. ทางด้านสูง (High Side) ซึ่งจะเริ่มจากทางจ่ายของคอมเพสเซอร์ ผ่านเครื่องควบแน่น และทางของเหลว จนถึงทางเข้าของตัวควบคุมสารทำความเย็น ทั้งหมดนี้จะมีทั้งแรงดันสูง (Discharge Pressure) และอุณหภูมิสูง (Discharge Temperature) จึงเรียกว่า ทางด้านสูง

2. ทางด้านต่ำ (Low Side) ซึ่งจะเริ่มจากทางออกของตัวควบคุมสารทำความเย็น ผ่านหม้อต้มระเหย ผ่านทางดูด ทั้งหมดนี้จะมีทั้งแรงดันต่ำ (Suction Pressure) และอุณหภูมิต่ำ (Suction Temperature) จึงเรียกว่า ทางด้านต่ำ

ก.1.1 การทำงานของวัฏจักรการทำความเย็น

แผนภูมิความดัน-เอนทาลปีของระบบทำความเย็นแบบอัดไอดังรูปที่ ก.1 แสดงไว้ในรูปที่ ก.2



รูปที่ ก.2 แผนภูมิความดัน - เอนทาลปี (P-h diagram) ของระบบทำความเย็นแบบอัดไอ (รูปที่ ก.1)

กระบวนการ 1 ไป 2 เป็นการขยายตัว (Expansion) แบบทรอตลิ่ง หมายถึง $h_1 = h_2$

กระบวนการ 2 ไป 3 เป็นการรับความร้อนเข้ามาแบบไอโซเทอร์มอล ที่ความดันคงที่

กระบวนการ 3 ไป 4 เป็นการอัดแบบ ไอเซนทรอปิก (S_3, เอนโทรปี= S_4)

กระบวนการ 4 ไป 1 เป็นการคายความร้อนออกไปแบบไอโซเทอร์มอล ที่ความดันคงที่

สมรรถนะของวัฏจักรอัดไอมาตรฐานสามารถวิเคราะห์ได้ (โดยค่าต่างๆ ที่ต้องการอ่านค่าจาก แผนภาพความดัน - เอนทาลปี หรือจากตารางตัวเลขของคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของสารตัวกลางนั้นๆ) ดังนี้

งานที่ใช้ในการอัด (Work Of Compression)

งานนี้คือ การเปลี่ยนแปลงเอนทาลปี แสดงด้วยกระบวนการจาก (3) ไป (4) ของวัฏจักร ดังรูป 2.2 โดยพิจารณาให้เป็นการไหลแบบสม่ำเสมอ (Steady Flow) ไม่มีการสะสม พลังงาน หรือ มวลในระบบ จึงใช้สมการสมดุลพลังงาน (Steady Flow Energy Equation) ของการไหลแบบต่อเนื่อง (ก.1)

$$Q = dU + dKE + dPE + W \qquad (ก.1)$$

การเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์ และพลังงานศักย์ น้อยมาก ($\Delta PE \approx 0$, $\Delta KE \approx 0$) และเป็นกระบวนการอัดแบบไอเซนทรอปิก ($S_3 = S_4$, $Q_{34} = 0$) แล้ว

จะได้ว่า **งานในการอัด, $W_{34} = h_3 - h_4$** ค่างานของเป็นลบแสดงว่า เป็นงานที่ต้องป้อนให้กับระบบ งานในการอัดนี้ มีความสำคัญที่สุด เพราะเป็นส่วนที่เป็นค่าใช้จ่ายที่มากที่สุดในการทำงานของระบบทำความเย็น

ความร้อนทั้งหมดที่ให้เครื่องควบแน่น (Total Heat Rejected At Condenser)

คือ ความร้อนที่คายออกมาจากสารตัวกลางทำความเย็นที่คอนเดนเซอร์ แสดงด้วยกระบวนการจาก (4) ไป (1) โดยพิจารณาให้เป็นการไหลแบบสม่ำเสมอ (Steady Flow) ไม่มีการสะสมพลังงาน หรือมวลในระบบ จึงใช้สมการสมดุลพลังงาน (Steady Flow Energy Equation) ของการไหลแบบต่อเนื่อง (ก.1) การเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์ และพลังงานศักย์ น้อยมาก ($\Delta PE \approx 0$, $\Delta KE \approx 0$) และไม่มีงานเกิดขึ้น ($W_{41} = 0$)

จะได้ว่า ความร้อนที่ถ่ายเทให้เครื่องควบแน่น, $Q_{41} = h_1 - h_4$ ค่าความร้อนนี้เป็นลบ แสดงถึงความร้อนถ่ายเทออกจากสารตัวกลาง (ออกจากระบบ) ปริมาณความร้อนนี้ จะบอกถึงขนาดของเครื่องควบแน่นที่จะต้องใช้ และปริมาณของไหลภายนอกระบบที่จะต้องนำมาระบายความร้อนออกที่เครื่องควบแน่นอีกด้วย

ผลการทำความเย็น (Refrigerating Effect หรือ R.E)

คือ ความร้อนที่สารตัวกลาง รับมาจากหม้อต้มระเหย ซึ่งปริมาณความความร้อนที่เข้าสู่สารตัวกลาง เรียกว่า ผลการทำความเย็น แสดงด้วยกระบวนการจาก (2) ไป (3) โดยพิจารณาให้เป็นการไหลแบบสม่ำเสมอ (Steady Flow) ไม่มีการสะสม พลังงาน หรือมวลในระบบ จึงใช้สมการสมดุล

พลังงาน (Steady Flow Energy Equation) ของการไหลแบบต่อเนื่อง (ก.1) การเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์ และพลังงานศักย์ น้อยมาก ($\Delta PE \approx 0, \Delta KE \approx 0$) และไม่มีงานเกิดขึ้น ($W_{23} = 0$)

จะได้ว่า ผลการทำความเย็น, R.E = h_3 - h_2 ซึ่งผลการทำความเย็นนี้เป็นวัตถุประสงค์ที่ต้องการที่สุดของระบบทำความเย็นนั่นเอง

ค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (Coefficient Of Performance หรือ COP)

ค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (COP) ของระบบทำความเย็น เป็นตัวบ่งชี้ถึงความสามารถของระบบที่ทำหน้าที่ได้ตามวัตถุประสงค์ โดยเทียบกับความพยายามที่ให้ระบบนั้นทำหน้าที่นั้น

$$Coefficient\ Of\ Performance = \frac{Refrigeration\ from\ the\ system}{Net\ work\ required\ by\ the\ system} = \frac{h_3 - h_2}{h_4 - h_3} \quad (ก.2)$$

ค่า COP ของระบบทำความเย็นอัดไอมาตรฐาน ก็คือ R.E หารด้วยงานในการอัดที่เครื่องอัดนั้นเอง ค่ากำลังต่อกิโลวัตต์ของการทำความเย็น ก็คือส่วนกลับของ COP ดังนั้นระบบทำความเย็นที่มีประสิทธิภาพที่ดี ก็จะมีค่ากำลังต่อกิโลวัตต์ของการทำความเย็นต่ำ แต่จะมีค่า COP สูง

ก.1.2 อัตราการไหลเวียนของสารตัวกลางในระบบทำความเย็น

อัตราการไหลเวียนของสารตัวกลางในระบบทำความเย็น จะกำหนดเป็น น้ำหนักต่อความจุของการทำความเย็น นั่นคือ หน่วยเป็น lb / (min)(ton of refrigeration) หรือ kg / s kw แสดงดังสมการที่ (ก.3)

$$m = \frac{200}{h_3 - h_2} \ lb/(min)(ton) \quad (ก.3)$$

สมการที่ ก.3 คือ ปริมาณสารทำความเย็นที่หมุนเวียนภายในระบบต่อความจุการทำความเย็น 1 ตันในเวลา 1 นาที ในที่นี้ก็คือ 200 Btu หารด้วย R.E คือ ($h_3 - h_2$)

ก.1.3 ความจุของระบบ (System Capacity)

ความจุของระบบทำความเย็น หรือขนาดการทำความเย็นของระบบ คือ อัตราการดึงความร้อนออกจาก ช่องทำความเย็น โดยทั่วไปจะอยู่ในรูปของ Btu/min , kw หรือ ตัน (Ton) โดยกำหนดว่า ระบบทำความเย็นขนาด 1 ตัน คือความสามารถที่จะถ่ายเทความร้อนออกไปได้ 12,000 Btu/h หรือ 200 Btu/min หรือ 3.517 kw ซึ่งค่าที่ได้กำหนดขึ้นมานี้ เท่ากับค่าความร้อนที่ใช้ในการละลายน้ำแข็งหนัก 1 ตัน ที่ 32 ^{0}F เป็นน้ำที่ 32 ^{0}F นั้นเอง

ก.2 การเพิ่มสมรรถนะในระบบทำความเย็นแบบอัดไอ

ในการติดตั้งระบบทำความเย็นนั้น สิ่งที่อยากให้เกิดขึ้นต่อการใช้งานของระบบ ก็คือ การให้มีประสิทธิภาพ หรือสมรรถนะที่สูงขึ้น จริงๆแล้วการที่จะให้ระบบทำความเย็นทำความเย็นทำงานได้ประสิทธิภาพดีขึ้นนั้น ก็อาจจะอยู่ที่เงื่อนไขของสภาวะภายนอกรอบๆ ระบบที่จะใช้เป็นแหล่งระบายความร้อนทิ้ง และสภาวะของภาระภายในช่องเย็น ที่ซึ่งจะต้องเอาความร้อนออกไปทิ้ง ตัวอย่างสภาวะภายนอกเช่น การเลือกตำแหน่งติดตั้งก็ได้ พิจารณาได้จากกรณีระบบแบบเดียวกัน แต่ติดตั้งชุดควบแน่น ซึ่งใช้อากาศภายนอกมาช่วยระบายความร้อน อาจจะมีสมรรถนะต่ำกว่า หากอีกระบบหนึ่งติดตั้งชุดควบแน่น อยู่ในที่ถูกแดดร้อนจัด ทำให้การระบายความร้อนไม่ดีเท่าที่ควร เป็นต้น อย่างไรก็ตามแนวทางที่จะปรับปรุงระบบของวัฏจักร โดยการเสริมภายในของกระบวนการต่างๆที่เกี่ยวข้องนั้นจะสามารถทำได้หลายวิธี อันเป็นการเสริมสมรรถนะทางเทอร์โมไดนามิกส์ของระบบ แม้จะมีสภาวะภายนอกเหมือนกัน หรือเสริมสมรรถนะในแง่ของการเพิ่มความเป็นเอนกประสงค์ของระบบ หัวข้อต่อไปจะกล่าวถึงระบบทำความเย็นแบบใช้ความดันหลายขั้นตอน และระบบการทำงาน 2 อย่างที่นิยมใช้กันมากในวัฏจักรแบบใช้ความดันหลายขั้นตอน เพื่อเสริมสมรรถนะของระบบ คือ การแยกเอาแฟลชก๊าซออกจากสารตัวกลางระหว่างที่ผ่านขบวนการขยายตัวลดความดัน (Expansion) และการระบายความร้อนในระหว่างการอัดหลายขั้นตอน (Intercooling)

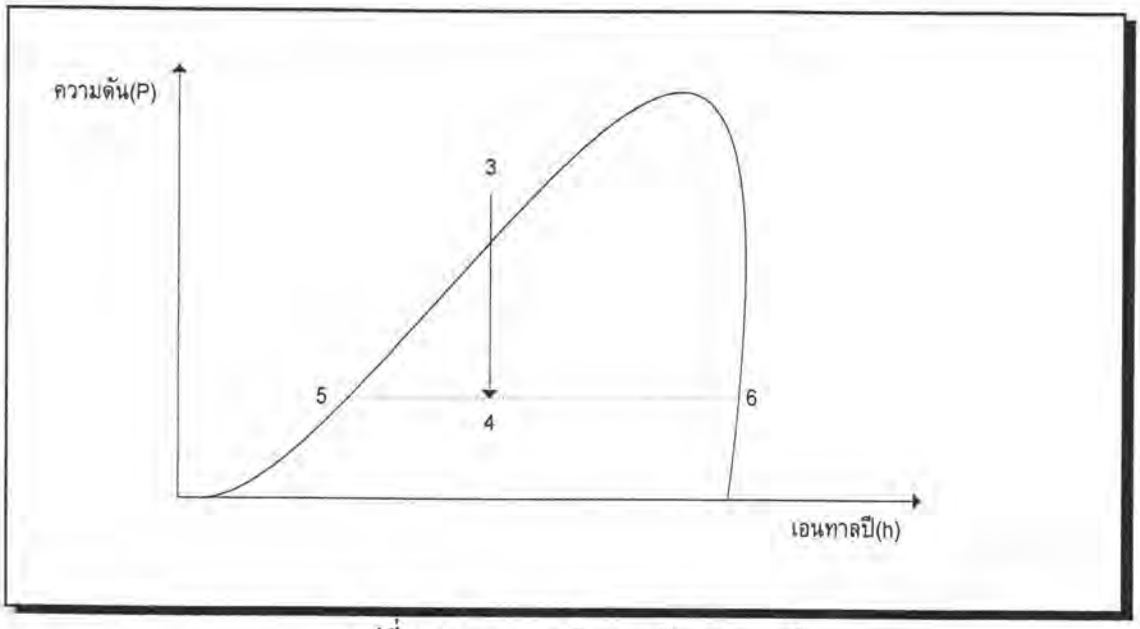
ก.3 ระบบทำความเย็นแบบใช้ความดันหลายขั้นตอน (Multi Pressure Refrigeration System)

ในการติดตั้งระบบทำความเย็นจำนวนมากนั้น มักจะมีความต้องการควบคุมอุณหภูมิที่แตกต่างกัน หลายๆจุดในเวลาเดียวกัน ตัวอย่างเช่น การทำไอสครีม ซึ่งต้องการอุณหภูมิ –30°F เพื่อทำให้ไอสครีมแข็งตัว และขณะเดียวกันก็ต้องการห้องเก็บอีกช่องหนึ่ง ที่จะใช้เก็บรักษา
ไอสครีมที่ทำเสร็จแล้ว เพื่อเตรียมส่งตลาดที่อุณหภูมิ 0°F และยังต้องการอีกช่องหนึ่งที่ 35°F สำหรับการเก็บนมซึ่งเป็นวัตถุดิบในการทำไอสครีม หรืออย่างเช่น โรงงานโอเลฟินส์ใช้เอทีลีนและโพรพีลีนสำหรับให้ความเย็นกับกระบวนการต่างๆ ที่อุณหภูมิหลายระดับเป็นต้น

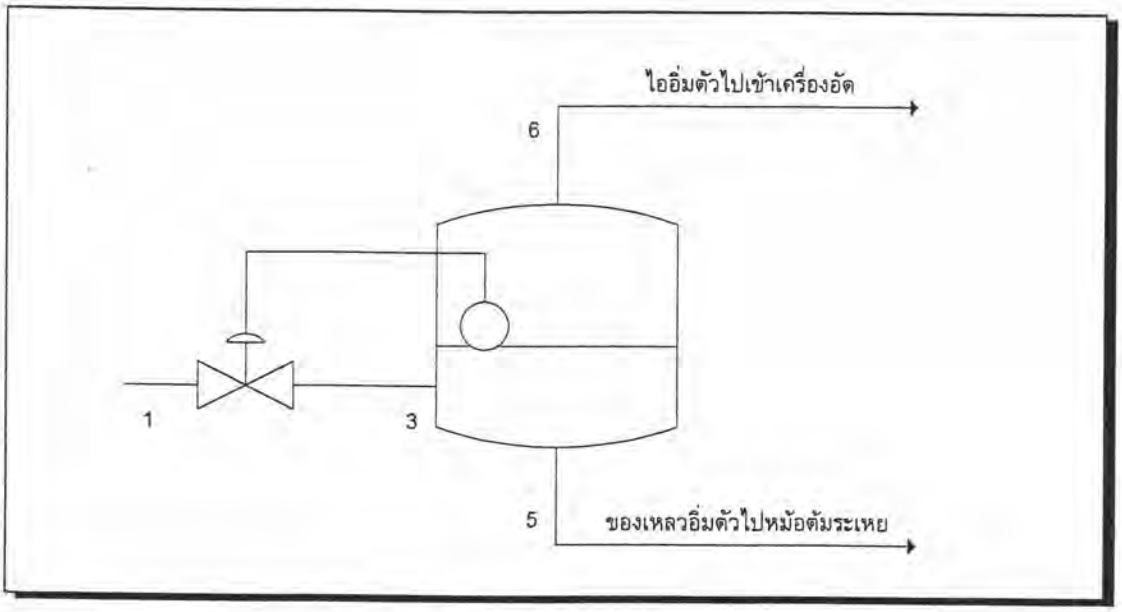
ก.3.1 แฟลชก๊าซ และการแยกเอาแฟลชก๊าซออก (Flash Gas และFlash Gas Removal)

พิจารณากระบวนการขยายตัว (จากจุด 3 ไป จุด 4) บนแผนภูมิ P-h รูปที่ ก.3 (ก) จะเห็นว่าเมื่อลดความดันลงไปที่จุด 4 นั้น แม้จุดเริ่มต้นคือจุด 3 นั้นจะเป็นของเหลวเย็นยวดยิ่ง (Subcool) ก็ตาม พอสิ้นสุดการขยายตัวก็จะได้ไอเปียก ซึ่งปริมาณไอเปียกจะยิ่งมากหากตอนเริ่มลดความดัน

เป็นของเหลวอิ่มตัวพอดี ยิ่งลดความดันด้านต่ำให้ต่ำลงเพียงใด ก็จะยิ่งมีสภาพเป็นไอเปียกมากขึ้นเท่านั้น ทั้งๆที่ยังไม่ได้ระเหยต่อในช่วงทำความเย็นให้เกิดประโยชน์เลย กล่าวอีกลักษณะหนึ่งก็คือว่าไอเปียกซึ่งสามารถแยกได้ว่า มีส่วนผสมระหว่างไออิ่มตัวกับส่วนของของเหลวอิ่มตัว ณ ความดันต่ำนั้น มีการไหลผ่านชุดท่อทำความเย็นในหม้อต้มระเหย สมมุติว่าไหลออกที่จุดที่ 1 นั้นเป็นไออิ่มตัวพอดี เช่นนี้เสมือนว่า ไอเปียกส่วนที่เป็นไออิ่มตัวไหลผ่านชุดท่อทำความเย็น โดยไม่มีการระเหยให้เกิดการดึงความร้อนเข้าหาตัวแต่อย่างใด มีแต่ของเหลวอิ่มตัวส่วนหนึ่งในไอเปียก ที่ต้องทำหน้าที่ระเหยก่อให้เกิดการทำความเย็น ขดท่อในชุดทำความเย็น ก็จะต้องออกแบบเผื่อการไหลที่ไม่เกิดประโยชน์ของไออิ่มตัวส่วนที่เกิดมาก่อนหน้า ณ จุด 4 ดังกล่าว ซึ่งไออิ่มตัวส่วนที่เกิดมาก่อนเข้าหม้อต้มระเหย นี้เรียกว่า แฟลชก๊าซ จึงมีแนวคิดในหารติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มในวัฏจักร ทำการแยกแฟลชก๊าซ ออกไปเสียก่อนทำให้ได้แต่ของเหลวอิ่มตัวที่ความดันต่ำหลังจากผ่านการขยายตัวลดความดันนั้นแล้ว ให้ไหลไปขยายตัวต่อ ในขดท่อทำความเย็นเกิดประโยชน์ในหม้อต้มระเหยต่อไป เครื่องแยกแฟลชก๊าซออกนี้เรียกว่า แฟลชแทงค์ (Flash Tank) แสดงดังรูปที่ ก.3 (ข) แม้ว่าจะต้องเสียค่าใช้จ่ายเพิ่มในการติดตั้ง และทำให้วัฏจักรซับซ้อนขึ้นบ้างแต่ก็ดูจะคุ้มเป็นที่นิยมใช้ เพราะสามารถเพิ่มประสิทธิภาพโดยรวมของระบบทำความเย็นแบบอัดไอได้



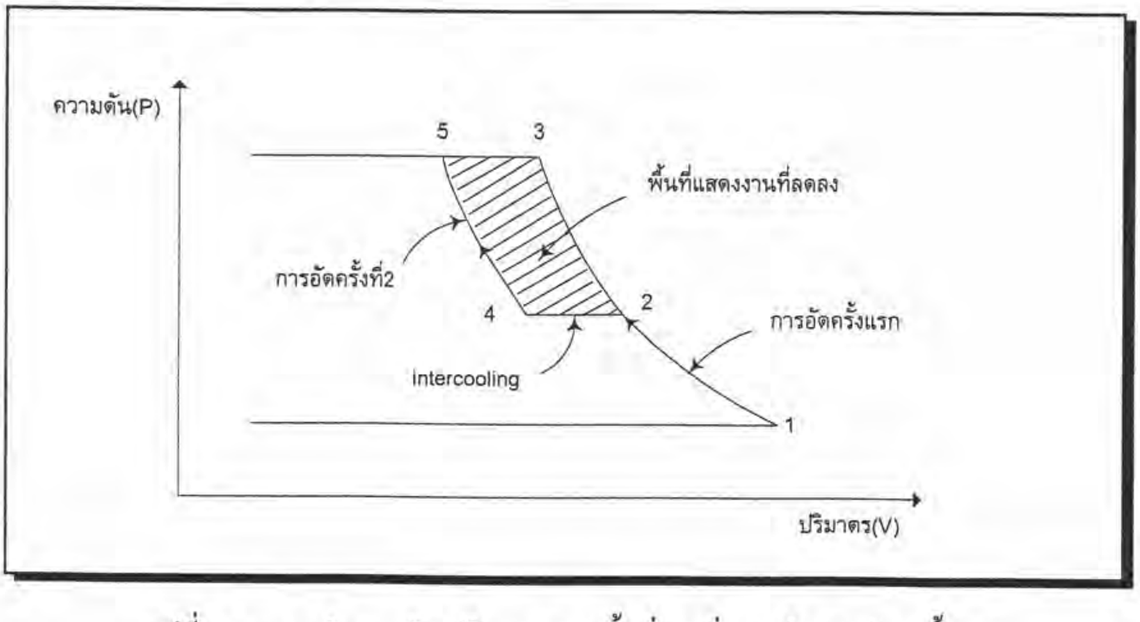
รูปที่ ก.3 (ก) แผนภูมิ ความดัน-เอนทาลปี



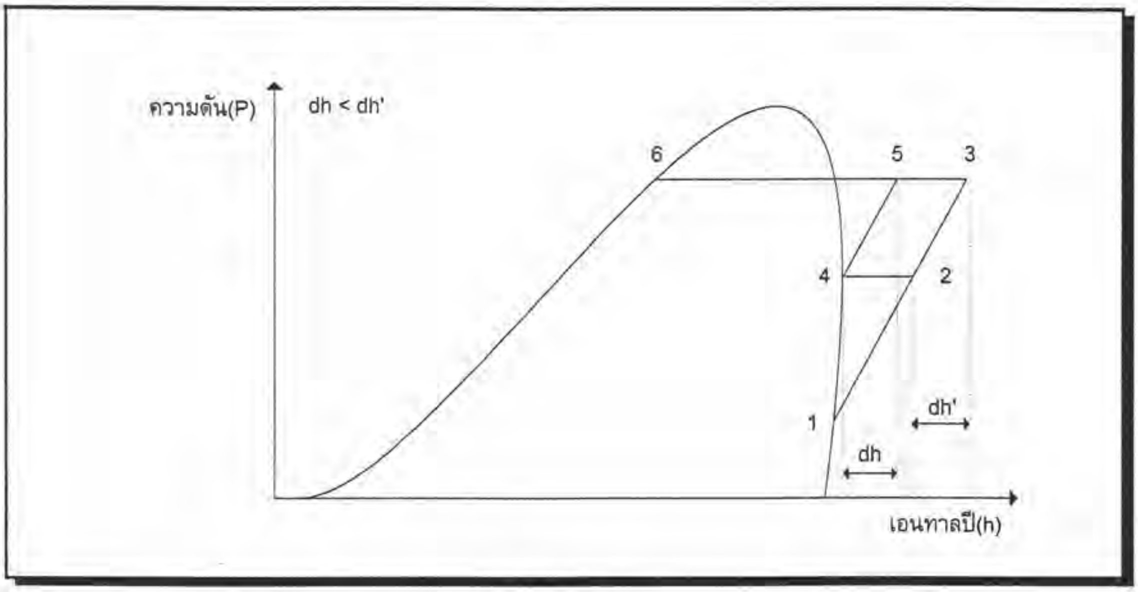
รูปที่ ก.3 (ข) แฟลชแทงค์

ก.3.2 การระบายความร้อนในระหว่างการอัดหลายขั้นตอน (Intercooling)

สมมุติว่าเป็นการอัด 2 ขั้นตอนเท่านั้น การอินเตอร์คูลลิ่งก็จะกระทำได้ในช่วงระหว่างการอัดครั้งที่ 1 และการอัดครั้งที่ 2 พิจารณาการอัดอากาศด้วยเครื่องอัดอากาศแบบ 2 ขั้นตอน



รูปที่ ก.4 แผนภูมิความดัน-ปริมาตร และพื้นที่งานที่ลดลงในการอัด 2 ขั้นตอน



รูปที่ ก.5 แผนภูมิความดัน-เอนทาลปีเมื่อใช้อินเตอร์คูลลิ่งในการอัด 2 ขั้นตอน

ตามรูปที่ ก.4 การอัดในช่วงแรกกระทำที่ 1-2 การอินเตอร์คูลลิ่ง กระทำที่ช่วง 4-5 จะเห็นว่างานที่จะต้องอัดลดลงไป แสดงได้ด้วยพื้นที่ 2-4-5-3

และบนแผนภูมิความดัน-เอนทาลปี ตามรูปที่ ก.5 จะเห็นว่า ในช่วงความดันที่เปลี่ยนแปลงอันเดียวกันของกระบวนการ 2-3 กับ 4-5 นั้น กระบวนการ 4-5 จะเป็นช่วงที่มีการเปลี่ยนแปลงเอนทาลปี (dh) น้อยกว่า ในช่วง 2-3 (dh') ซึ่งแสดงถึงว่างานที่ต้องการในช่วง 4-5 น้อยกว่าช่วง 2-3

แสดงว่างานในการอัดสารความความเย็นเพิ่มขึ้น เมื่อกระบวนการเคลื่อนที่ออกไปในพื้นที่ไอร้อนยิ่งยวด (Superheat) เพื่อที่จะแสดงให้เห็นว่า งานที่ต้องใช้ในการอัดเพิ่มขึ้น เมื่อกระบวนการอัดนั้นเคลื่อน ลึกเข้าในพื้นที่ไอร้อนยิ่งยวด โดยพิจารณาสมการของงานในการอัดของกระบวนการโพลีโทรปิกย้อนกลับได้ ของก๊าซสมบูรณ์ หาได้ดังนี้

$$W = -\int_{1}^{2} VdP = m' \frac{n}{(n-1)} P_1 V_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{V_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]$$

เมื่อ W = งานที่ใช้ในการอัด ft.lb/min

m' = อัตราการไหล lb/min

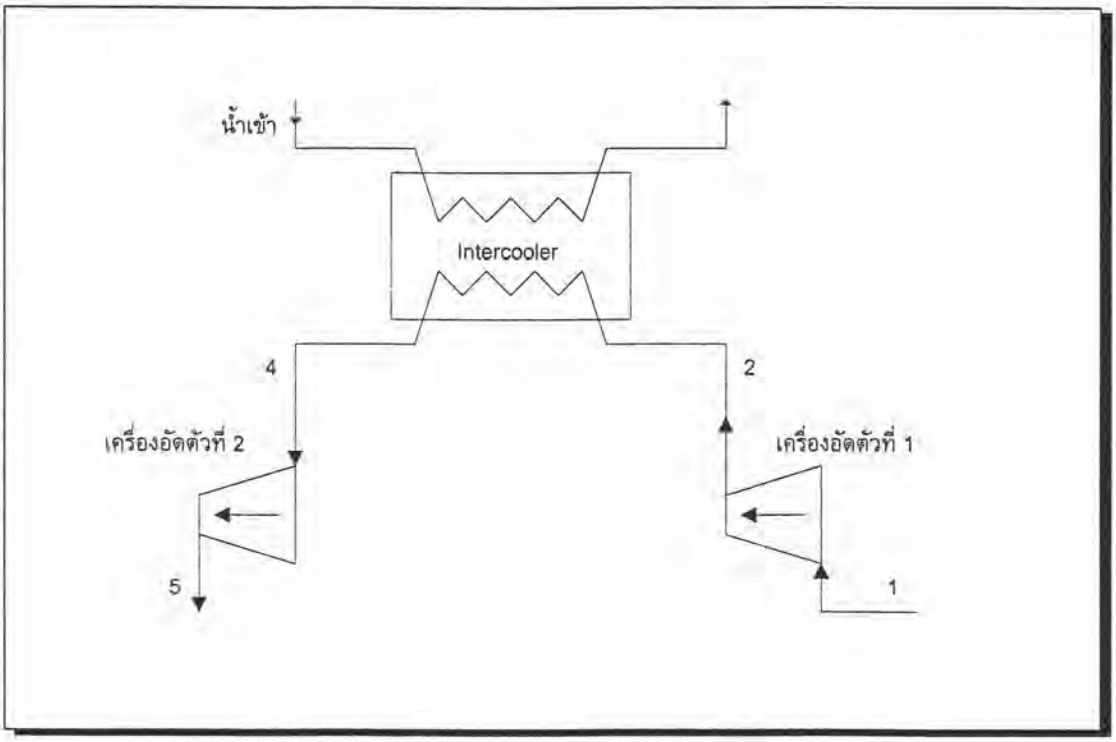
P = ความดัน,หน่วยเป็น lb/ft^2

V = ปริมาตรจำเพาะ ft^3/lb

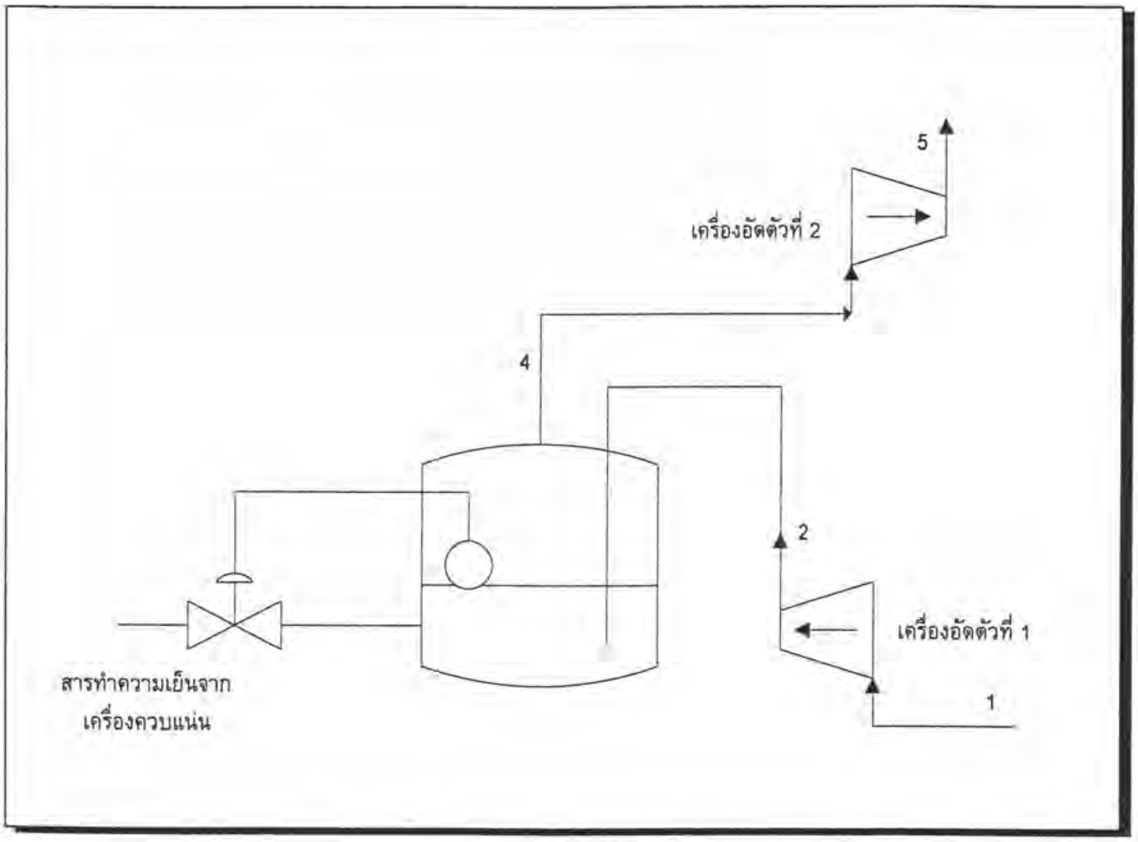
n = ค่าคงที่ ,เลข 1 และ2 แทนทางเข้า และออกเครื่องอัด ของสารทำความเย็น

งานของเครื่องอัดสารความเย็นเป็นสัดส่วนกับปริมาตรจำเพาะ ค่าปริมาตรจำเพาะที่จุด 2 มากกว่าที่จุด 4 ดังนั้นงานที่ใช้ในการอัดตัวจาก 2-3 จะมากกว่างานที่ใช้ในการอัดตัวจาก 4-5

กระบวนการอินเตอร์คูลลิ่ง ในระบบทำความเย็นจะกระทำได้ ตามที่แสดงในรูปที่ ก.6 (ก) และ (ข) ในระบบ อินเตอร์คูลลิ่ง แบบรูป ก.6 (ก) นั้นเหมาะสำหรับการอัดอากาศแบบ 2 ช่วงอัด แต่สำหรับการอัดสารทำความเย็นเพื่อการทำความเย็นนั้น การใช้น้ำช่วยระบายความร้อนแบบนี้อาจจะไม่สามารถทำการระบายความร้อนได้เพียงพอ และอาจมีสารทำความเย็นเหลวปนเข้าสู่เครื่องอัดตัวที่ 2 ได้ จึงใช้ระบบตามรูป ก.6 (ข) โดยใช้สารทำความเย็นเหลวจากเครื่องควบแน่นมาช่วย ซึ่งไอที่ออกจากเครื่องอัดตัวที่ 1 จะถูกพ่นเข้าไปสารทำความเย็นเหลวในอินเตอร์คูลเลอร์ (Intercooler) ไอสารทำความเย็นที่ออกที่ 4 จะเป็นไออิ่มตัว แฟลชแทงค์ในที่นี้ก็จะเป็นอินเตอรคูลเลอร์ไปด้วย การอินเตอร์คูลลิ่งโดยใช้สารทำความเย็นเหลว โดยทั่วไปจะช่วยลดกำลังทั้งหมดที่ต้องการในการอัด



รูปที่ ก.6 (ก) Intercooler ใช้น้ำ



รูปที่ ก.6 (ข) Intercooler ใช้สารทำความเย็น

ก.4 คอมเพรสเซอร์ (Compressor)

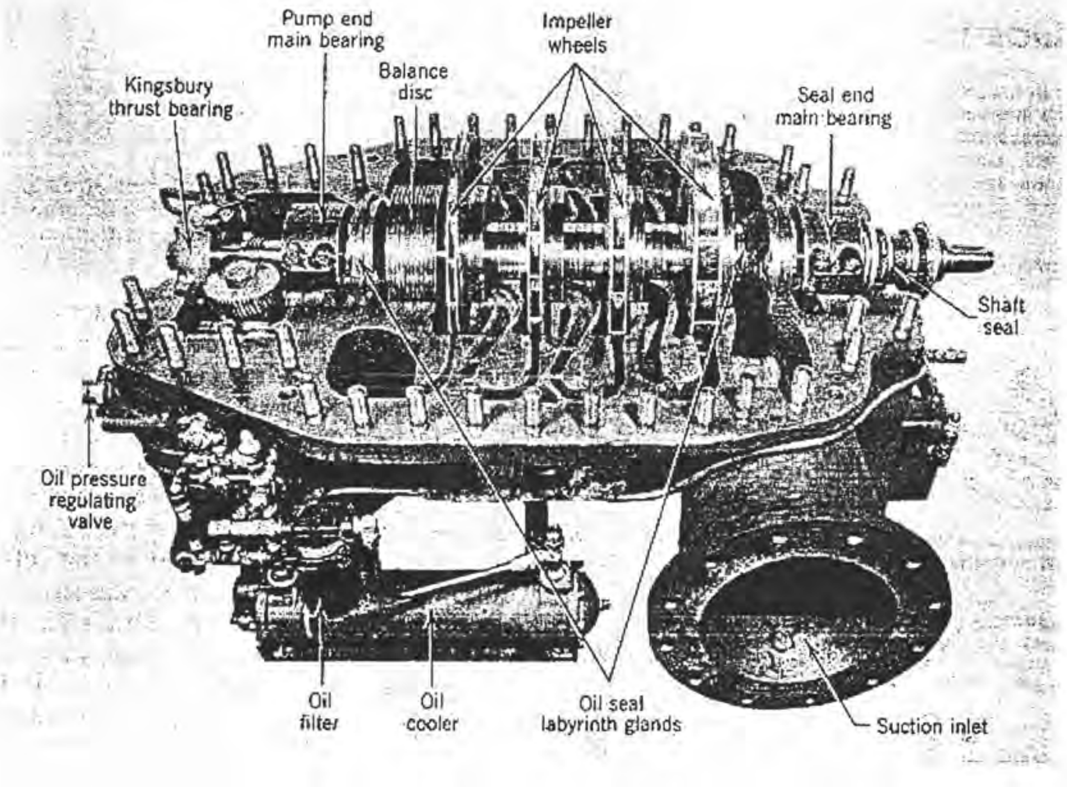
คอมเพรสเซอร์ หรือเครื่องอัด คือ หัวใจสำคัญในระบบทำความเย็น ที่กล่าวเช่นนี้เพราะคอมเพรสเซอร์ทำหน้าที่ดูด และอัดสารตัวกลางให้หมุนเวียนรอบวัฏจักร คอมเพรสเซอร์ที่ใช้กันอยู่ในระบบทำความเย็นแบบอัดไอ มีอยู่ 3 ชนิดได้แก่

1. แบบลูกสูบ (Reciprocating Compressor)
2. แบบโรตารี่ (Rotary Compressor)
3. แบบเซนตริฟูกัล (Centrifugal Compressor)

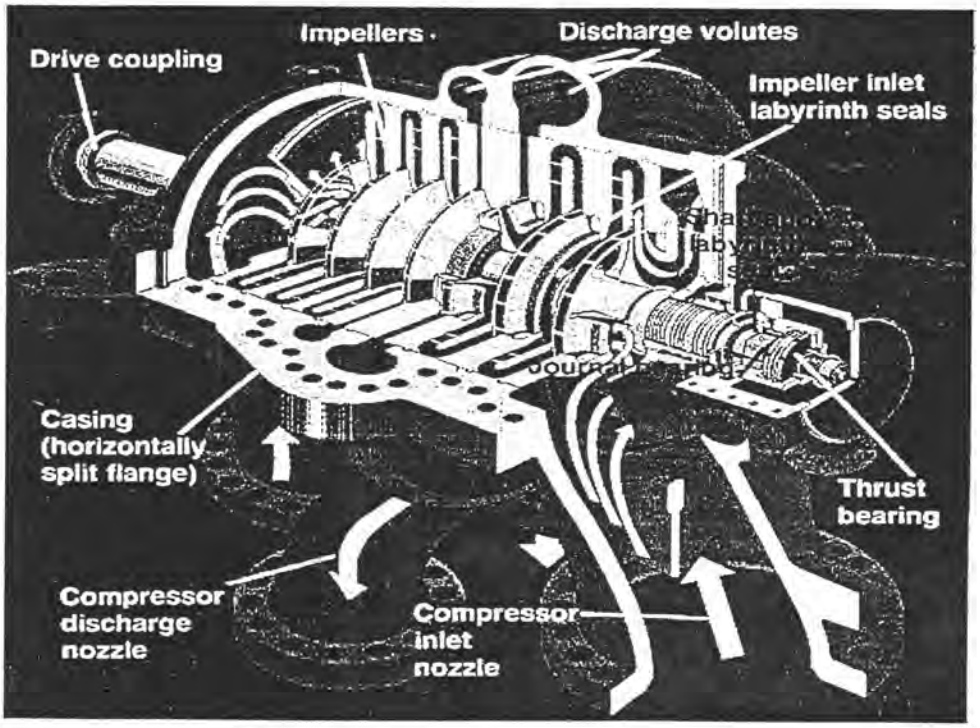
คอมเพรสเซอร์ ทั้ง 3 แบบนี้มีคุณลักษณะที่เหมาะสมกับการใช้งานต่างๆ กัน ขึ้นอยู่กับชนิดของสารตัวกลางที่ใช้, ขนาด และชนิดของการทำความเย็นที่ต้องการ ในที่นี้จะกล่าวถึงแต่เซนตริฟูกัลคอมเพรสเซอร์

ก.5 คอมเพรสเซอร์แบบเซนตริฟูกัล

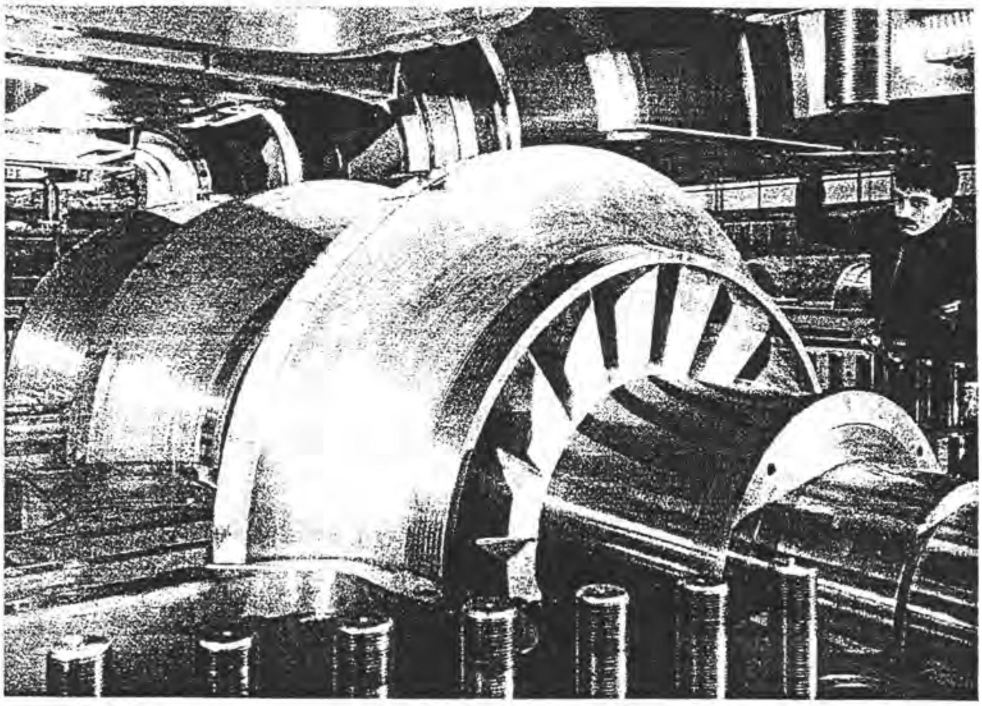
เครื่องอัดแบบนี้มีโครงสร้างลักษณะการทำงาน คล้ายแบบปั้มลมหอยโข่งที่รู้จักกันทั่วไป คอมเพรสเซอร์แบบเซนตริฟูกัล (รูปที่ ก.7 ก,ข) ประกอบด้วย ตัวโรเตอร์ในที่นี้จะเรียกว่า อิมเพลเลอร์ (Impeller) ซึ่งประกอบด้วย ใบพัด (Wheel หรือ Stage Of Compression) 2, 3, 4 ใบ หรือมากกว่า ต่ออนุกรมกันอยู่บนแกนเพลาเดียวกัน (รูปที่ ก.8) อิมเพลเลอร์จะถูกขับให้หมุนโดยตรง ด้วยมอเตอร์ไฟฟ้า หรือเครื่องจักรไอน้ำ ซึ่งจะขับอิมเพลเลอร์ให้หมุนรอบตัวที่ความเร็วสูงในตัวเรือนสเตเตอร์ หรือ ตัวเรือนตัวเครื่องอัด ไอความดันต่ำจะเข้าที่ช่องเข้า ซึ่งอยู่ร่วมแกนเดียวกันกับเพลาการหมุนของอิมเพลเลอร์ กลีบ (Blade, รูปที่ ก.9)



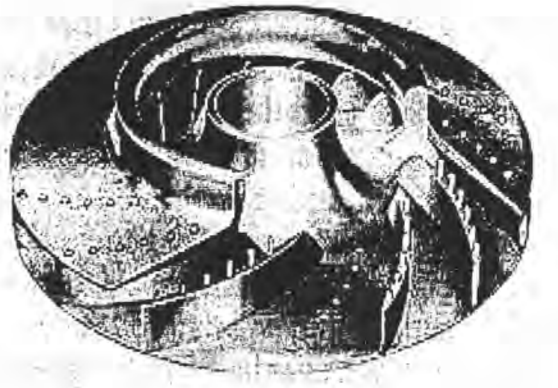
รูปที่ ก.7 (ก) ภาพตัดขวางของคอมเพสเซอร์แบบเซนตริฟูกัล 4 ขั้น



รูปที่ ก.7 (ข) การไหลของก๊าซในคอมเพสเซอร์แบบเซนตริฟูกัล



รูปที่ ก.8 อิมเพลเลอร์ 3 ขั้น (3 Stage Centrifugal Compressor Rotor)



รูปที่ ก.9 กลีบ (Blade) ภายในอิมเพลเลอร์

กลีบภายในของอิมเพลเลอร์จะเหวี่ยงไอให้มีความเร็ว และความดันเพิ่มขึ้น และออกที่รัศมีนอกของอิมเพลเลอร์ แล้วจะไหลไปใน ดิฟฟิวเซอร์ (Diffuser) หรือในช่องรวม (Volute) ที่ซึ่งความเร็วจะลดลงไป พลังงานจลน์ถูกเปลี่ยนเป็นความดัน ขนาดของเครื่องอัดแบบเซนตริฟูกัลมักใช้กับงานขนาดใหญ่ ตั้งแต่ความจุความเย็น 50 ถึง 3,000 ตัน การออกแบบอาจจะมีการใช้อิมเพลเลอร์เพียงขั้นเดียว หรือใช้หลายขั้นตอน (Multi Stage) เพื่อให้ได้ความดันสูง ๆ รายละเอียดปลีกย่อยก็อาจจะเพิ่มแฟลชแทงค์ (Flash Tank) ในระหว่าง อิมเพลเลอร์ เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องอัดแบบนี้

ปรากฏการณ์สำคัญที่เกิดขึ้นกับเครื่องอัดแบบเซนติฟูกัล คือ ปรากฏการณ์การเซอร์จ (Surging) หรือ การฮัน (Hunting) ปรากฏการณ์เช่นนี้เกิดขึ้นเพราะการลดปริมาณไอที่ออกจากหม้อต้มระเหย ที่จะเข้าสู่เครื่องอัดเป็นผลให้มีการลดภาระต่อเครื่องอัด ปรากฏการณ์การเซอร์จ จะสังเกตได้จากการที่ เกิดเสียงเนื่องจากการไหลไม่สม่ำเสมอของไอที่เข้าสู่เครื่องอัด โดยที่เครื่องอัดจะพยายามดึงเอาไอออกจากหม้อต้มระเหย ในอัตราที่เร็วกว่าที่ไอจะเกิดขึ้นได้ทันในหม้อต้มระเหย ไอจากหม้อต้มระเหยจะไหลเข้าไปในเครื่องอัดได้ช่วงหนึ่ง จนถึงระยะเวลาหนึ่ง จะหยุดเพราะไอมีออกมาไม่ทัน หากเครื่องอัดยังทำหน้าที่อัดด้วยความเร็วสูงอยู่ ความดันในหม้อต้มระเหยก็จะเปลี่ยนแปลงลดลง เกิดการพยายามไหลย้อนกลับจากไอความดันสูงย้อนกลับการทำงานของเครื่องอัด ไปหาความดันต่ำ ซึ่งเมื่อชั่วขณะหนึ่งผ่านไปไอจากหม้อต้มระเหยก่อตัวขึ้นพอแล้ว เครื่องอัดก็จะทำหน้าที่อัดตามปกติ และหากเครื่องอัดยังขับไอได้เร็วกว่าการก่อตัวของไอในหม้อต้มระเหย ก็จะเกิดปรากฏการณ์ดังที่กล่าวเช่นนี้อีก ตามปกติแล้วการเกิดการ เซอร์จ ในเครื่องอัดแบบนี้มักจะเกิดเมื่อภาระกรรมทำความเย็นลดลงต่ำกว่า 50% ของอัตราที่จะให้เครื่องอัดทำงานเต็มที่

ภาคผนวก ข
สัมประสิทธิ์วาล์ว (Valve Flow Coefficient)

ข.1 สัมประสิทธิ์วาล์ว (Valve Flow Coefficient, Cv)

สัมประสิทธิ์วาล์ว (Cv) กล่าวถึงความจุการไหลของวาล์วในหน่วย gal (u.s.) /min ของน้ำ ณ อุณหภูมิ 60 F° ที่ไหลผ่านวาล์วด้วยการสูญเสียความดัน 1 lb/in^2 ณ ตำแหน่งเปิดที่กำหนด

ข.2 สัมประสิทธิ์วาล์วของของเหลว

จากคำจำกัดความข้างต้น เขียนในรูปสมการได้ดังนี้

$$Cv = Q\left(\frac{\Delta P_0}{\Delta P}\times\frac{\rho}{\rho_0}\right)^{1/2} \qquad (ข.1)$$

เมื่อ Cv คือ สัมประสิทธิ์วาล์วของของเหลว

Q คือ อัตราการไหล (gal/min)

ΔP_0 คือ ความดันแตกต่างอ้างอิง (lb/in^2)

ΔP คือ ความดันแตกต่างทำงาน (lb/in^2)

ρ_0 คือ ความหนาแน่นของของไหลอ้างอิง, น้ำ = 62.4 lb/ft^3

ρ คือ ความหนาแน่นของของไหล (lb/in^2)

เนื่องจาก ρ/ρ_0 = ค่าความถ่วงจำเพาะ และค่าเชิงตัวเลขของ ΔP_0 = 1 ดังนั้นสมการ ก. 1 สามารถเขียนในรูป

$$Cv = Q\left(\frac{G}{\Delta P}\right)^{1/2} \qquad (ข.2)$$

หรือ $Cv = 1.17Q\left(\frac{G}{\Delta P}\right)^{1/2}$ ในหน่วย m^3/h และkgf/cm^2 (ข.3)

เมื่อ G คือ ความถ่วงจำเพาะ (น้ำ = 1)

ความสัมพันธ์นี้ใช้ร่วมกันในสมาคมมาตรฐานระหว่างประเทศ (Instrument Society of America, ISA) มาตรฐาน S.39.1 ถึง S.39.4 (Hutchison, 1971) และFCI (Fluid Controls Institute

Inc.) ใช้กับการไหลแบบปั่นป่วนของของเหลวแบบนิวโตเนียน สำหรับสภาวะการไหลอื่นอ้างอิงตามมาตรฐาน ISA ข้างต้น

ข.3 สัมประสิทธิ์วาล์วของก๊าซ

การคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์วาล์วของก๊าซ มาจากสมการของของเหลว (ก.2) สำหรับก๊าซในกรณีที่ $\Delta P \geq P_1/2$ (P_1 = ความดันหน้าวาล์ว) ความเร็วในการไหลของก๊าซจะเข้าสู่ความเร็วเสียง (Sonic Speed) และหลังจากนั้นอัตราการไหลจะไม่เพิ่มอีกเลย แม้ว่าความดันสูญเสียอาจจะเพิ่มขึ้นก็ตาม ด้วยเหตุนี้ในการคำนวณจึงแบ่งเป็น 2 กรณีคือ

(1) เมื่อ $\Delta P < P_1/2$

$$Cv = \frac{Q}{963}\left(\frac{G(460+Tf)}{\Delta P(P_1+P_2)}\right)^{1/2} \qquad (ข.4)$$

(2) เมื่อ $\Delta P \geq P_1/2$

$$Cv = \frac{Q\left[G(460+Tf)\right]^{1/2}}{836P_1} \qquad (ข.5)$$

เมื่อ Cv คือ สัมประสิทธิ์วาล์วของก๊าซ

Q คือ อัตราการไหล (ft^3/min)

G คือ ความถ่วงจำเพาะ (อากาศ = 1)

T_f คือ อุณหภูมิของของไหล (F°)

P_1 คือ ความดันหน้าวาล์ว (lb/in^2 abs.)

P_2 คือ ความดันหลังวาล์ว (lb/in^2 abs.)

ΔP คือ ความดันแตกต่างทำงาน (lb/in^2) = $P_1 - P_2$

หรือ ในหน่วย m^3/h, C° และ kgf/cm^2

(1) เมื่อ $\Delta P < P_1/2$

$$Cv = \frac{Q}{287}\left(\frac{G(273+Tf)}{\Delta P(P_1+P_2)}\right)^{1/2} \qquad (ข.6)$$

(2) เมื่อ $\Delta P \geq P_1/2$

$$Cv = \frac{Q\left[G(273+Tf)\right]^{1/2}}{249P_1} \qquad (ข.7)$$

ใช้ค่าเฉลี่ยความถ่วงจำเพาะของหน้าวาล์ว และหลังวาล์วในการคำนวณ จะได้ผลการคำนวณที่มีค่าใกล้เคียงกับผลที่วัดได้จากการทดลอง (Yamatake -Honeywell, 1987)

ข.4 ตัวอย่างการคำนวณ

ตัวอย่างที่ 1) หาสัมประสิทธิ์วาล์ว (Cv) ของวาล์วที่ ไฮโดรคาร์บอนเหลวอุณหภูมิ 37.8 C° ไหลผ่านด้วยอัตราการไหล 70 m^3/h ความถ่วงจำเพาะ 0.487 ความดันหน้าวาล์ว 17 kgf/cm^2G และหลังวาล์ว 14 kgf/cm^2G ตามลำดับ

วิธีทำ

แทนค่าต่างๆ ลงในสมการ ข.3

$$Cv = 1.17Q\left(\frac{G}{\Delta P}\right)^{1/2} = 1.17x70\left(\frac{0.487}{(17-14)}\right)^{1/2} = 33$$

ตัวอย่างที่ 2) หาค่า Cv ของวาล์ว เมื่ออากาศไหลผ่านวาล์วด้วยอัตราการไหล 10000 m^3/h อากาศมีอุณหภูมิ 10 C° ความดันหน้าวาล์ว 1 kgf/cm^2G และหลังวาล์ว 0.5 kgf/cm^2G ตามลำดับ

วิธีทำ

$\Delta P < P_1/2$ (0.5<1) แทนค่าต่างๆ ลงในสมการ ข.6

$$Cv = \frac{Q}{287}\left(\frac{G(273+Tf)}{\Delta P(P_1+P_2)}\right)^{1/2} = \frac{10000}{287}\left(\frac{1(273+10)}{0.5(2+1.5)}\right)^{1/2} = 443$$

ข.5 การหาเปอร์เซ็นต์การเปิดวาล์ว

เปอร์เซ็นต์การเปิดวาล์วได้จากการอ่านจากกราฟลักษณะเฉพาะ(Characteristic) ของวาล์วคู่มือของบริษัทผู้ผลิต ซึ่งขึ้นอยู่กับชนิด และขนาดของวาล์ว กราฟลักษณะเฉพาะแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง % การเปิดวาล์วกับค่าสัมประสิทธิ์วาล์วของวาล์ว

ตัวอย่าง การหาเปอร์เซ็นต์การเปิดวาล์ว

ของไหลหนึ่งไหลผ่านวาล์วแบบ HTS คำนวณ Cv ได้เท่ากับ 18 วาล์ว มี Size Body/Port (นิ้ว) 1.5/1.5 ตัวกันรั่วก้านวาล์ว (Plug Type) เป็น Throttling Linear และส่วนปิดวาล์ว (Valve Seating) เป็นแบบโลหะ

วิธีทำ

ขั้นที่ 1 เปิดคู่มือวาล์ว หากราฟลักษณะเฉพาะของวาล์วแบบ HTS Throttling Linear และ Metal Seat รูปที่ ข.1 (ตารางที่ 1-1-2)

Table 2. Cv value and travel
Table 2-1. High-capacity type contoured plug

Nominal size (inch)		1½	2	2½	3	4	6	8
Port size (inch)		1½	2	2½	3	4	6	8
Rated Cv value	(%C,LC,%T,LT)	30	50	85	125	200	420	700
Rated travel (mm)		25		38			50	75

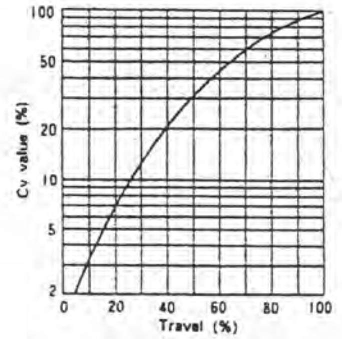


Figure 1-1-1. Equal percentage characteristics
(%C : Metal seat, %T : Soft seat)

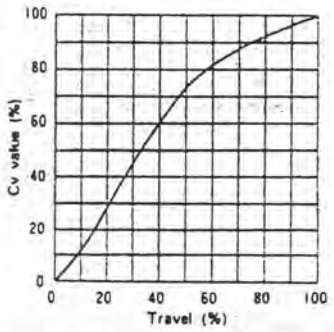


Figure 1-1-2. Linear characteristics
(LC : Metal seat, LT : Soft seat)

Figure 1-1. High-capacity type

รูปที่ ข.1 สัมประสิทธิวาล์ว และเปอร์เซ็นต์การเปิดวาล์ว

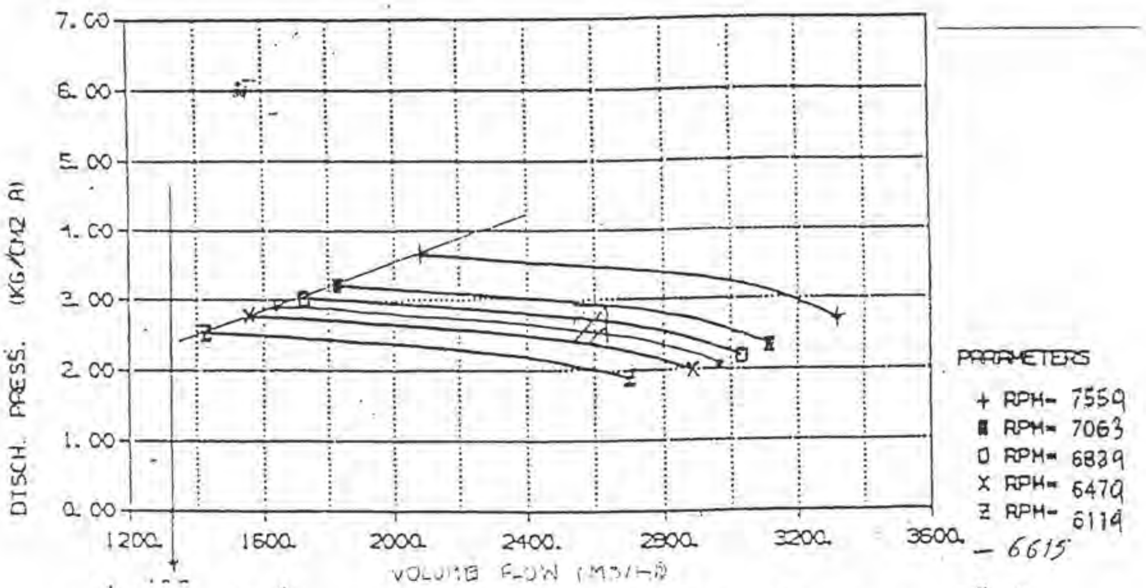
ขั้นที่ 2 จากขนาดของวาล์ว อ่านค่า Rated Cv = 30 จากตาราง 2.1 Rated Cv คือ ค่า Cv สูงสุดของวาล์วเทียบเท่ากับการเปิดวาล์ว 100%

ขั้นที่ 3 เทียบ Cv ที่คำนวณได้กับ Rated Cv ได้เท่ากับ (18/30)*100 = 60%

ขั้นที่ 4 ที่ Cv = 60% อ่านค่า % การเปิดวาล์วจากกราฟได้ 40%

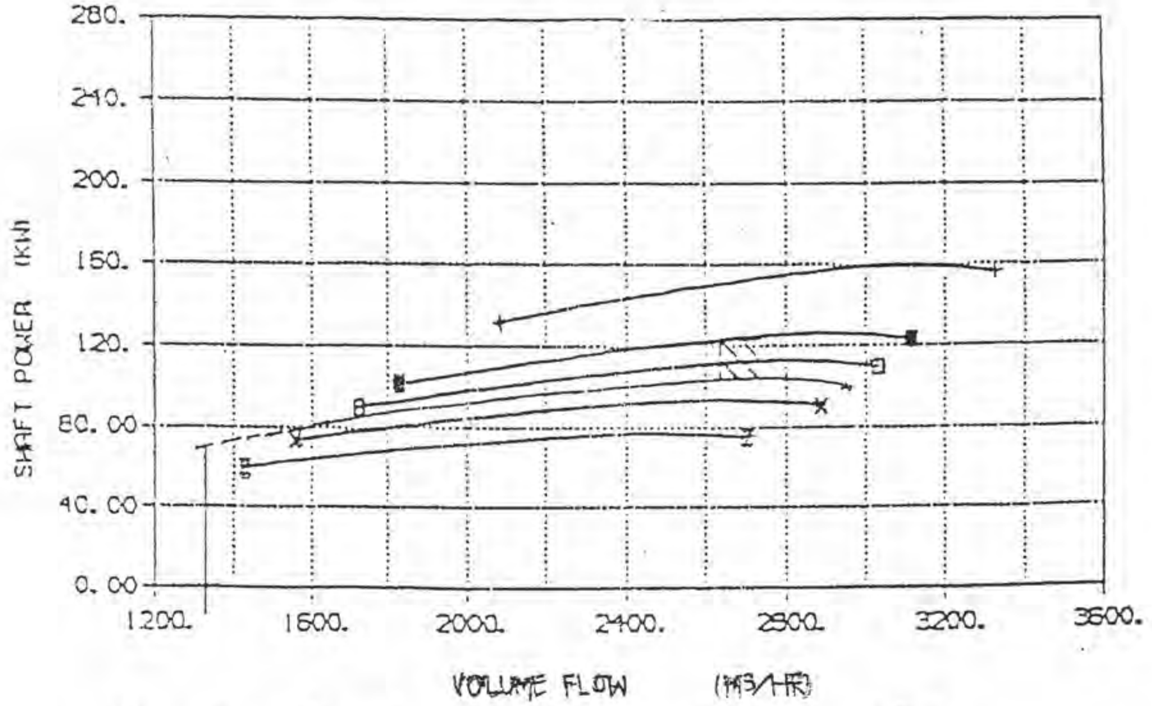
ภาคผนวก ค

กราฟลักษณะ เฉพาะ (Characteristic Curves) ของคอมเพรสเซอร์ R-600

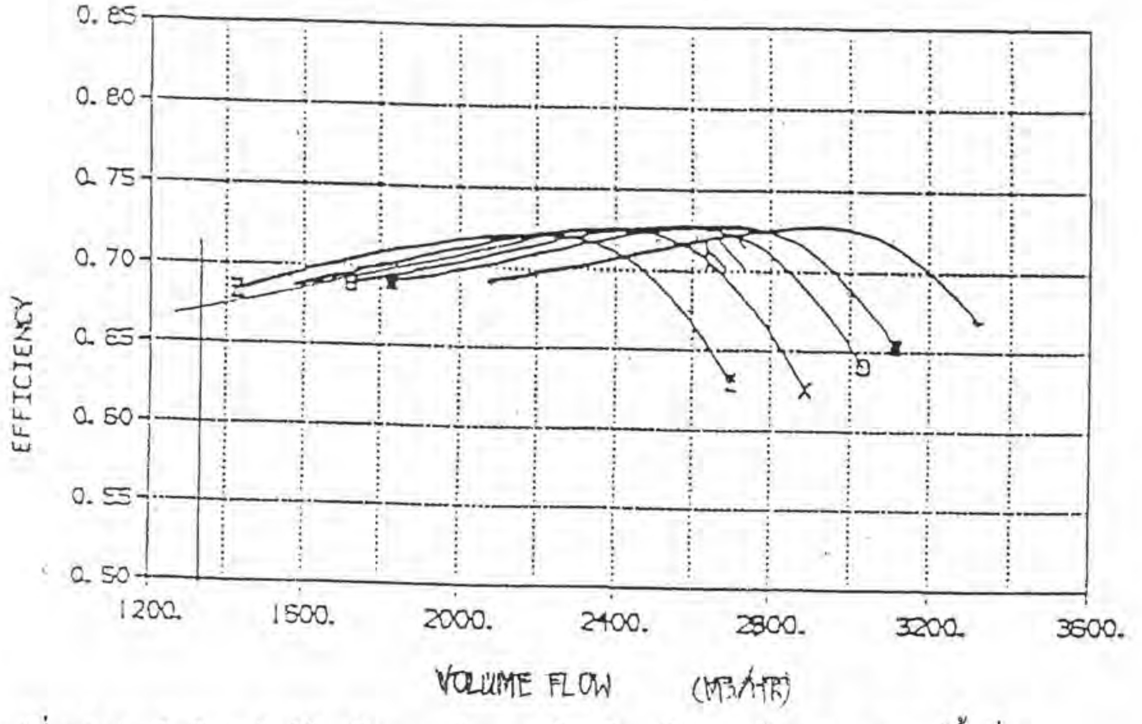


รูปที่ ค.1 ความดันที่จ่ายออกมา และอัตราการไหลโดยปริมาตรเข้าคอมเพรสเซอร์ขั้นที่ 1

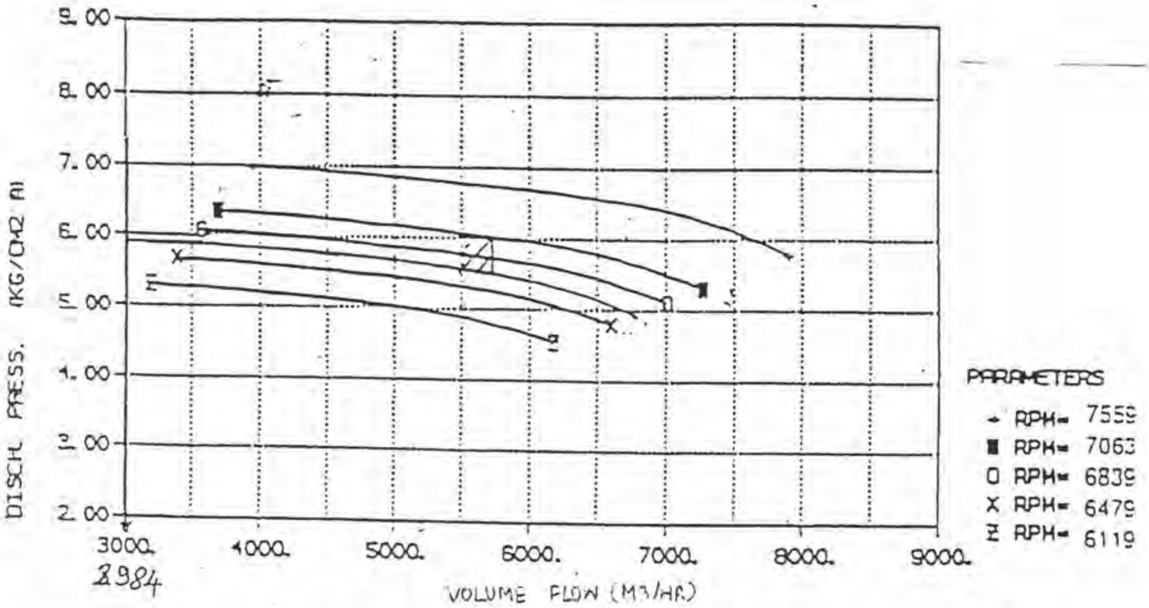
(ที่มา: Manual for Ethylene Refrigeration Compressor (R-600), EBARA Corporation Instruction.)



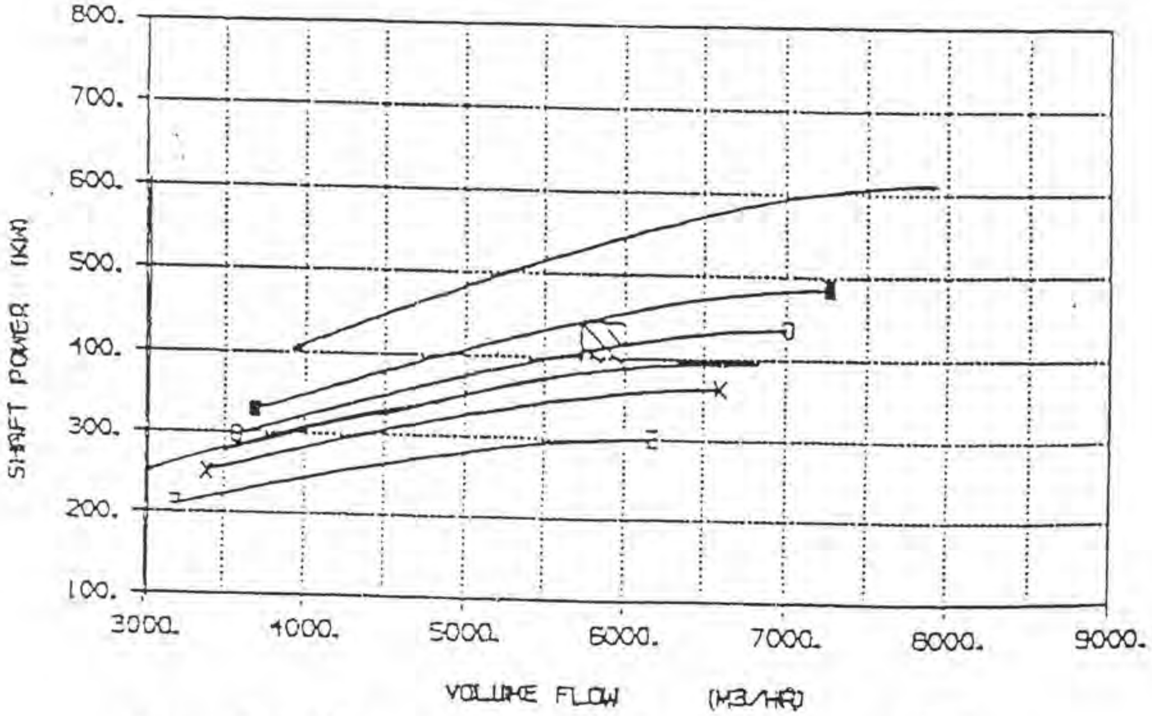
รูปที่ ค.2 พลังงานที่ใช้ และอัตราการไหลโดยปริมาตรเข้าคอมเพรสเซอร์ขั้นที่ 1



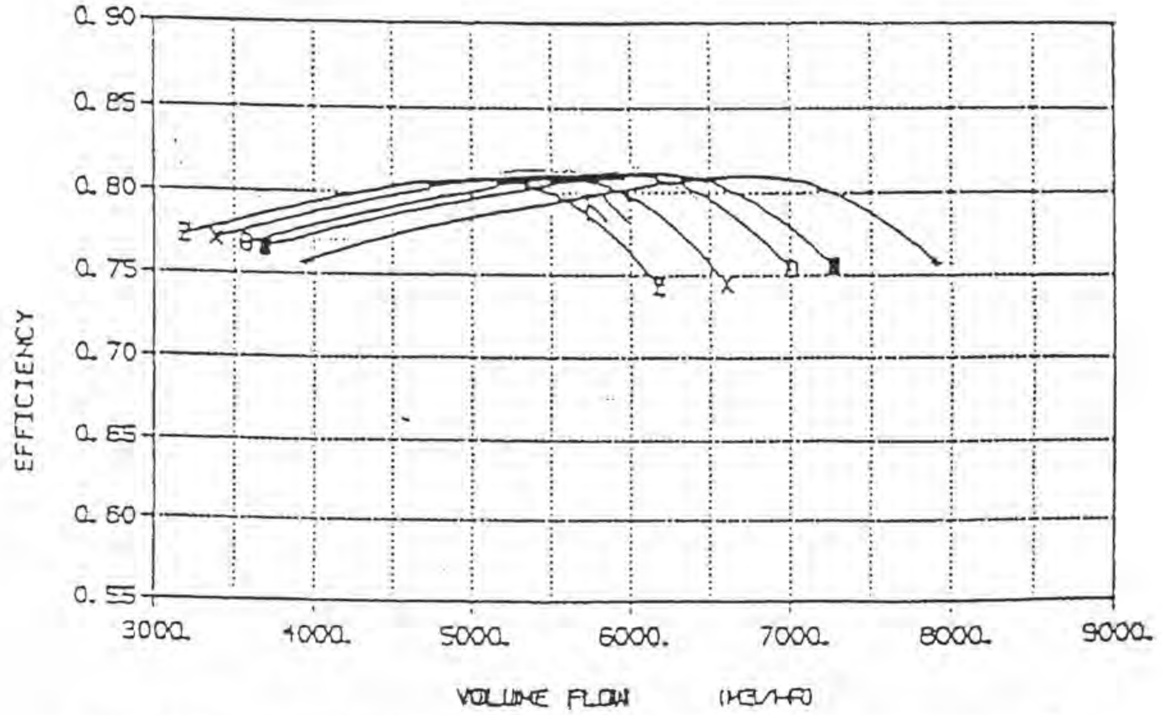
รูปที่ ค.3 ประสิทธิภาพโพลีโทรปิก และอัตราการไหลโดยปริมาตรเข้าคอมเพรสเซอร์ขั้นที่ 1



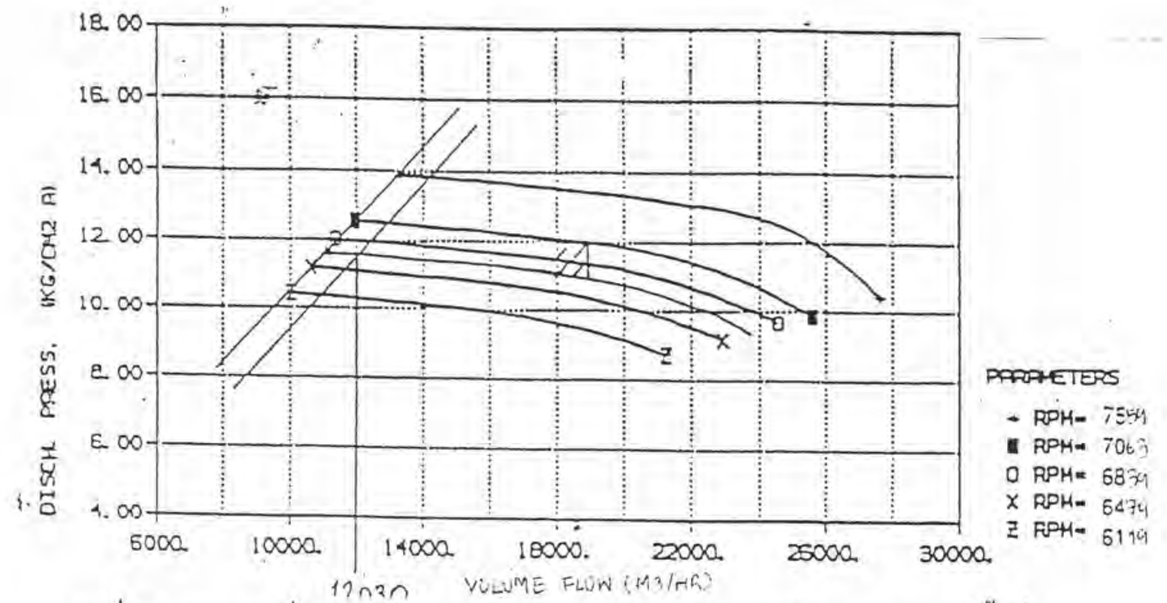
รูปที่ ค.4 ความดันที่จ่ายออกมา และอัตราการไหลโดยปริมาตรเข้าคอมเพรสเซอร์ขั้นที่ 2



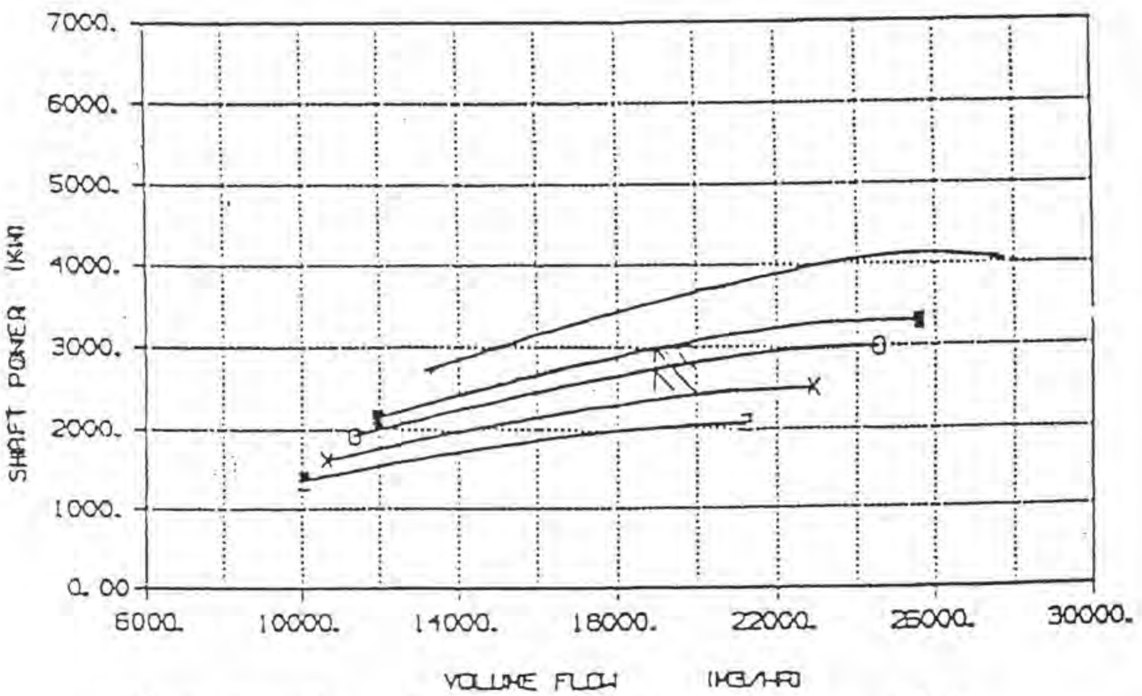
รูปที่ ค.5 พลังงานที่ใช้ และอัตราการไหลโดยปริมาตรเข้าคอมเพรสเซอร์ขั้นที่ 2



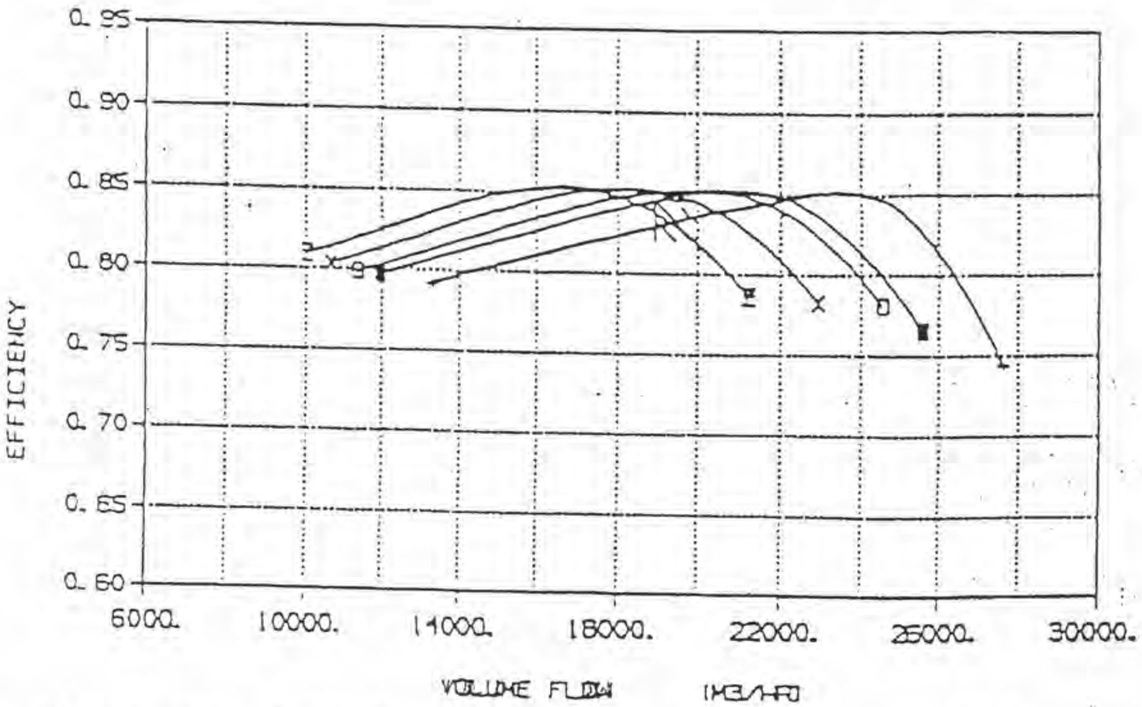
รูปที่ ค.6 ประสิทธิภาพโพลีโทรปิก และอัตราการไหลโดยปริมาตรเข้าคอมเพรสเซอร์ขั้นที่ 2



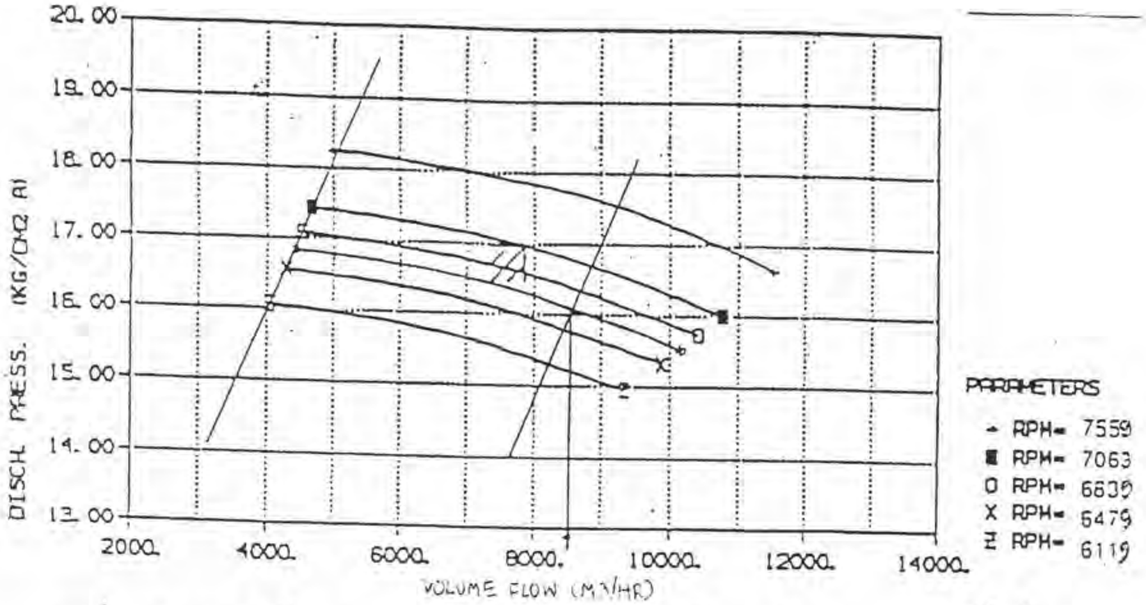
รูปที่ ค.7 ความดันที่จ่ายออกมา และอัตราการไหลโดยปริมาตรเข้าคอมเพรสเซอร์ขั้นที่ 3



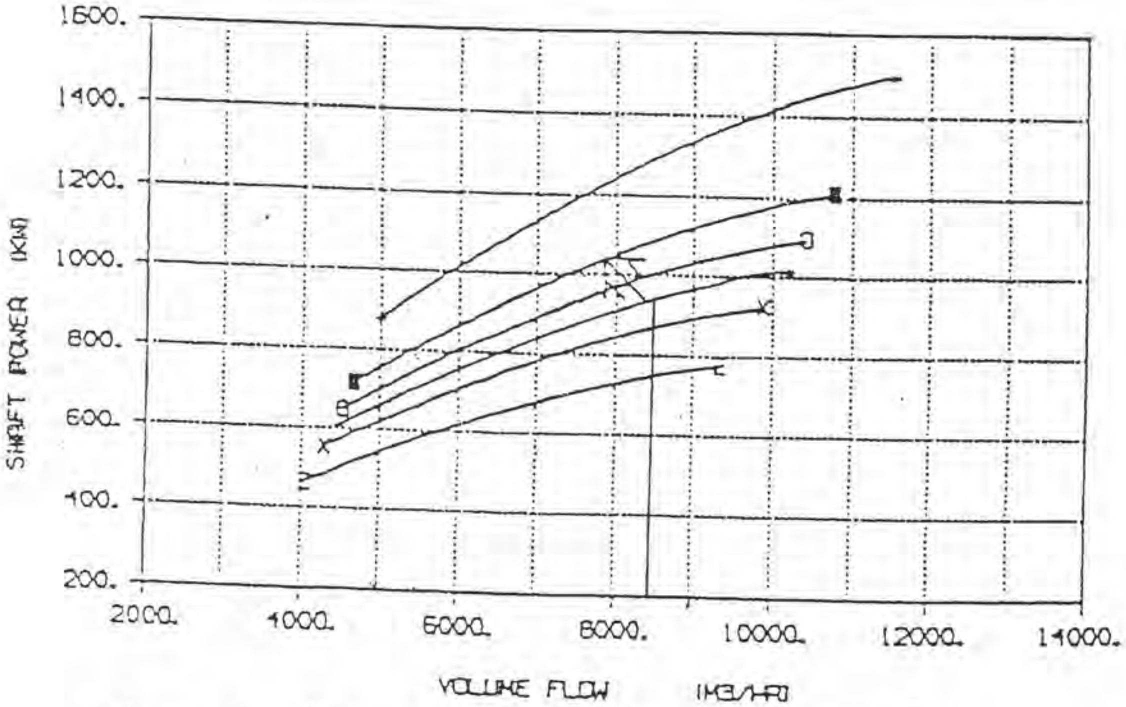
รูปที่ ค.8 พลังงานที่ใช้ และอัตราการไหลโดยปริมาตรเข้าคอมเพรสเซอร์ขั้นที่ 3



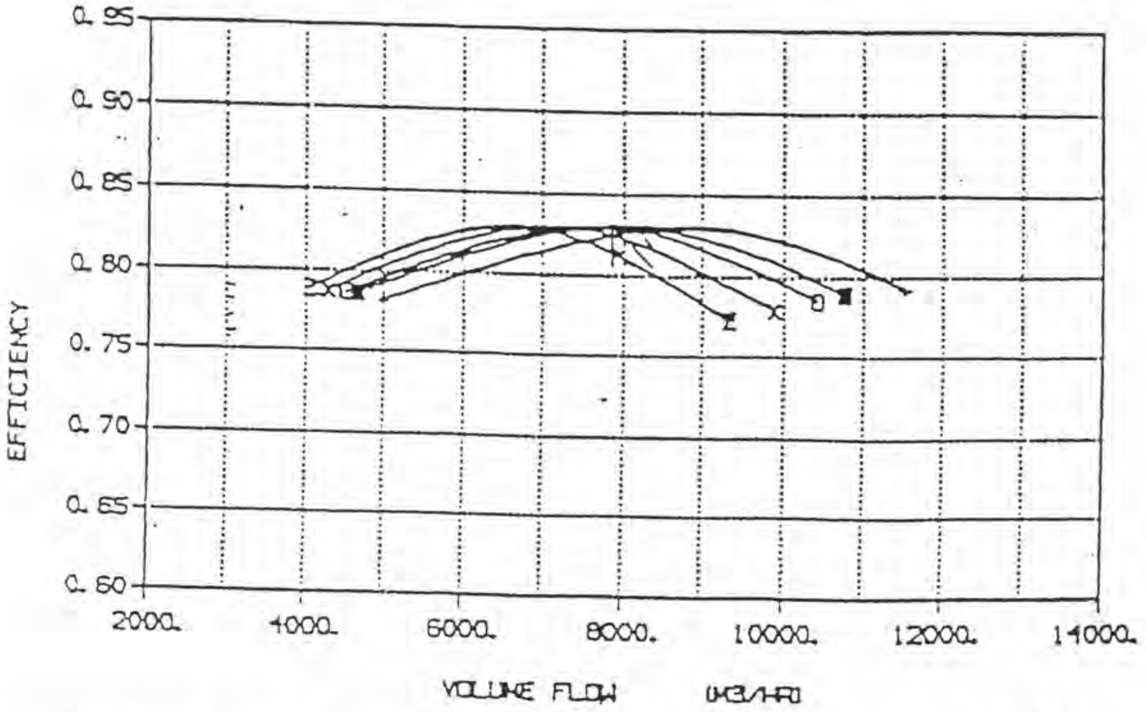
รูปที่ ค.9 ประสิทธิภาพโพลีโทรปิก และอัตราการไหลโดยปริมาตรเข้าคอมเพรสเซอร์ขั้นที่ 3



รูปที่ ค.10 ความดันที่จ่ายออกมา และอัตราการไหลโดยปริมาตรเข้าคอมเพรสเซอร์ขั้นที่ 4



รูปที่ ค.11 พลังงานที่ใช้ และอัตราการไหลโดยปริมาตรเข้าคอมเพรสเซอร์ขั้นที่ 4



รูปที่ ค.12 ประสิทธิภาพโพลีโทรปิก และอัตราการไหลโดยปริมาตรเข้าคอมเพรสเซอร์ขั้นที่ 4

ภาคผนวก ง
โปรแกรมแอสเพ็นพลัส

โปรแกรมแอสเพ็นพลัส (Aspen Plus) เป็นแพ็คเกจการเลียนแบบกระบวนการ และระบบการประมาณค่าทางเศรษฐศาสตร์ ถูกพัฒนาโดยสถาบัน M.I.T (Massachusetts Institute of Technology) ให้สามารถเลียนแบบกระบวนการที่ครอบคลุมอุตสาหกรรมประเภทต่างๆ ได้อย่างกว้างขวาง โดยมีจุดประสงค์เพื่อให้วิศวกรกระบวน หรือผู้ใช้ สามารถสังเคราะห์โฟลชีตที่เหมาะสมได้อย่างมีประสิทธิภาพ (Evanz และคณะ, 1979)

แอสเพ็นพลัสเป็นโปรแกรมการคำนวณผ่านโฟลชีต (Flowsheet) ที่สร้างขึ้นจากอุปกรณ์ที่มีให้เลือกใช้มากมาย ซึ่งแต่ละอุปกรณ์จะมีสมการแบบจำลองแฝงอยู่ โดยจะคำนวณในลักษณะเรียงลำดับ (Sequential Approach) ไปทีละอุปกรณ์ คือ ผลการคำนวณที่ทางออกของอุปกรณ์ตัวหนึ่งๆ จะได้มากจากการค่าตัวแปรของสายเข้า และการกำหนดพารามิเตอร์ของอุปกรณ์นั้นๆ แล้วจะส่งผลการคำนวณที่ทางออกของอุปกรณ์นี้ไปเป็นสายเข้าของอุปกรณ์ถัดไป ส่วนในกรณีที่มีสายป้อนกลับ (Recycle) โปรแกรมแอสเพ็นพลัสจะตัด หรือฉีกสาย (Tear Stream) นั้นออกเป็นสองสาย แล้วทำการคำนวนซ้ำจนกว่าค่าของทั้งสองสายเท่ากัน (Converge) โดยอาศัยเทคนิคต่างๆ เช่น Wegstein Direct หรือSecant เป็นต้น ปกติแล้วโปรแกรมแอสเพ็นพลัสจะกำหนดสายป้อนกลับ และคำนวณให้โดยอัตโนมัติ แต่ถ้าผู้ใช้ต้องการกำหนดเองก็สามารถทำได้

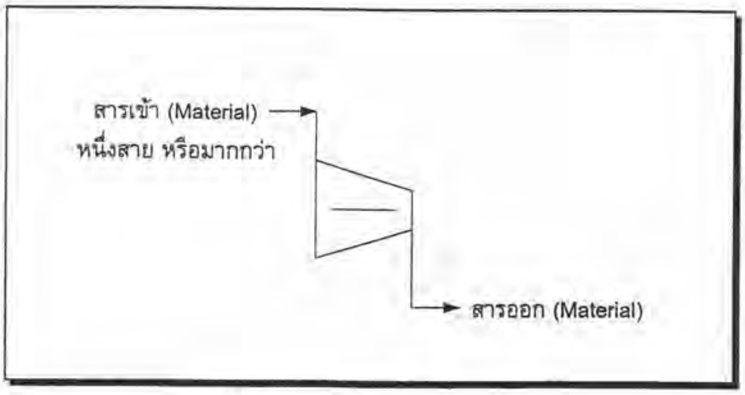
ง.1 แบบจำลองอุปกรณ์ที่ใช้ในงานวิจัย

ง.1.1 แบบจำลองคอมเพรสเซอร์ (COMPR)

แบบจำลอง COMPR เป็นแบบจำลองที่สามารถประยุกต์ใช้กับคอมเพรสเซอร์ได้หลายชนิด คือ

- คอมเพรสเซอร์แบบเซนตริฟูกัลโพลีโทรปิก
- คอมเพรสเซอร์แบบลูกสูบชัก และแบบหมุน
- คอมเพรสเซอร์แบบไอเซนโทรปิก

ซึ่งจะคำนวณพลังงานที่ใช้หากกำหนดพารามิเตอร์ในอุปกรณ์เป็นความดันที่จ่ายออกมา หรือคำนวณได้ความดันที่จ่ายออกมาเมื่อกำหนดพารามิเตอร์เป็นพลังงานที่ใช้ รูปโฟลชีตของแบบจำลอง COMPR แสดงดังรูป



รูปที่ ง.1 แบบจำลองคอมเพรสเซอร์

การคำนวณหาพลังงานที่ใช้ของแบบจำลอง COMPR

กำหนดให้ n_p = ประสิทธิภาพโพลีโทรปิก

k = สัดส่วนความจุความร้อน (Cp/Cv)

n = สัมประสิทธิ์โพลีโทรปิก { [(k-1)/k] / n_p }

V1 = อัตราการไหลโดยปริมาตรเข้าคอมเพรสเซอร์

P1 และ P2 = ความดันที่เข้า และออกจากคอมเพรสเซอร์

Δh = การเปลี่ยนแปลงเอนทาลปีต่อโมล

F = อัตราการไหลหน่วยโมล

คำนวณหา Δh จาก

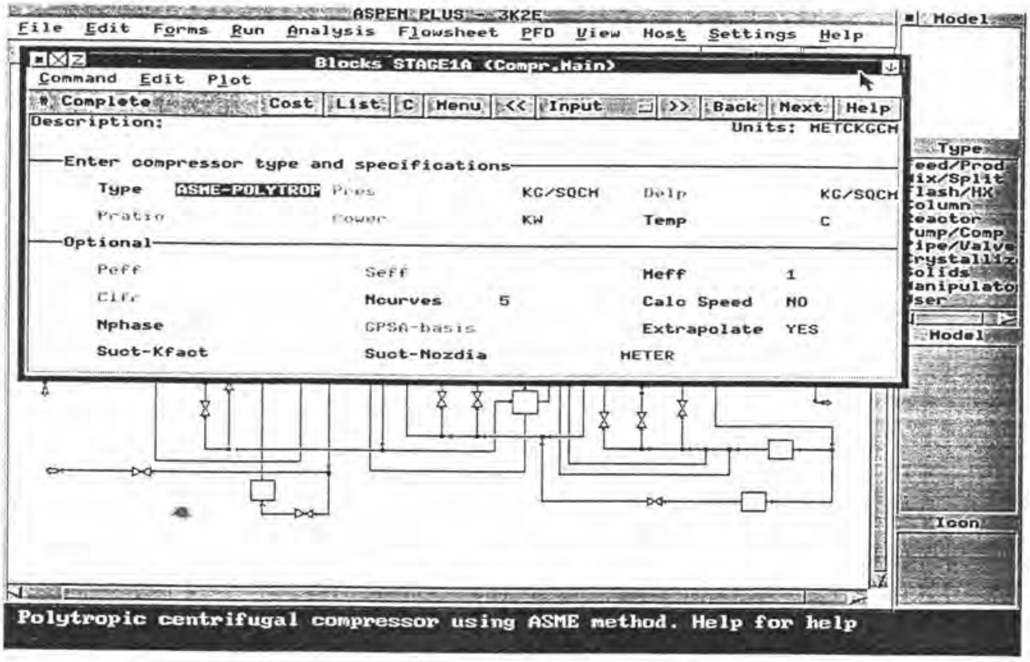
$$\Delta h = \frac{P1V1}{n_p\left[\frac{n-1}{n}\right]}\left[\left[\frac{P2}{P1}\right]^{\frac{n-1}{n}} - 1\right]$$

แล้วคำนวณหาพลังงานที่ใช้จาก พลังงานที่ใช้ = F. Δh

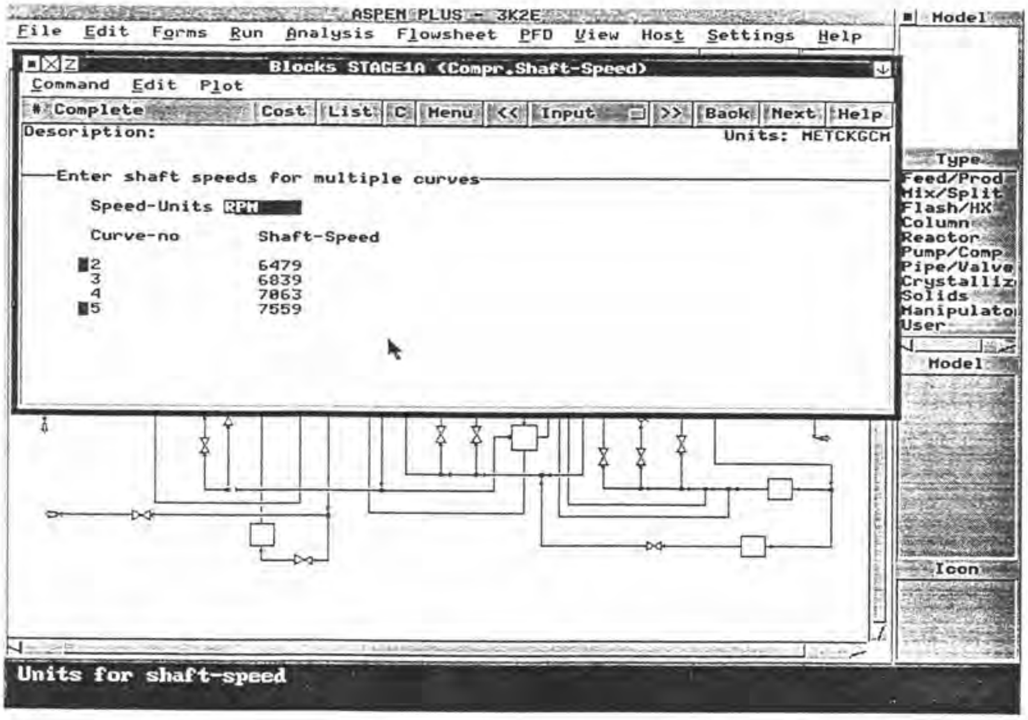
สำหรับในงานวิจัยนี้คอมเพรสเซอร์ที่ใช้เป็นคอมเพรสเซอร์แบบโพลีโทรปิกเซนตริฟูกัล 4 ขั้น จึงต้องสร้างแบบจำลอง COMPR ต่ออนุกรมกัน 4 ตัว และขอกล่าวถึงแต่รายละเอียดของการสร้างคอมเพรสเซอร์แบบเซนตริฟูกัล

เนื่องจากในงานวิจัยเน้นความสนใจไปที่คอมเพรสเซอร์ จึงต้องสร้างแบบจำลอง COMPR ที่มีความละเอียดสูง โดยป้อนพารามิเตอร์ในอุปกรณ์เป็นเส้นโค้งลักษณะเฉพาะ (Characteristic Cuvre) ที่ความเร็วรอบต่างๆ มีขั้นตอนการสร้างพร้อมรูปประกอบดังนี้

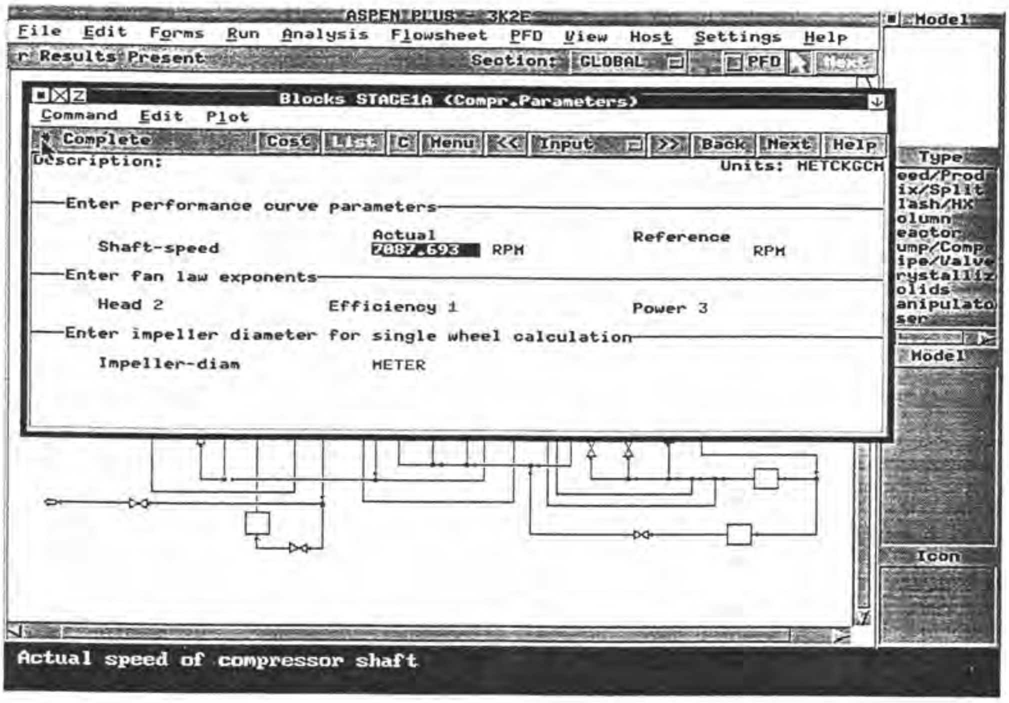
1) หลังจากสร้างโฟลชีตแบบจำลอง COMPR แล้ว เลือกชนิดของคอมเพรสเซอร์เป็นแบบโพลีโทรปิกเซนตริฟูกัล และกำหนดจำนวนความเร็วรอบของเส้นโค้งลักษณะเฉพาะที่จะป้อน



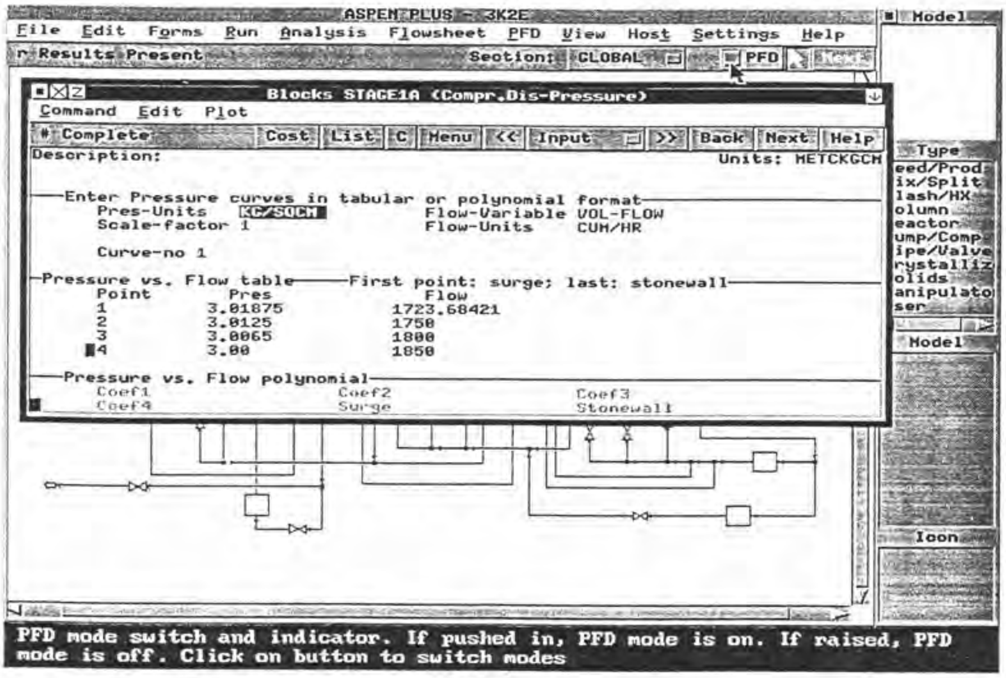
2) ป้อนความเร็วรอบต่างๆ ที่อ่านจากเส้นโค้งลักษณะเฉพาะ (ดูภาคผนวก ค)



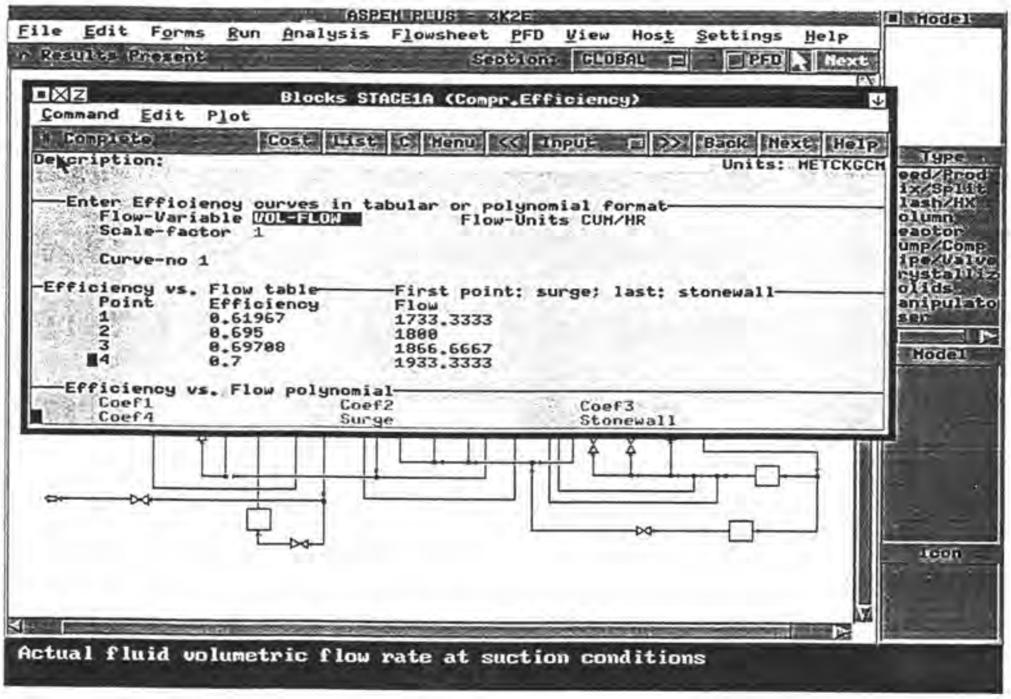
3) กำหนดความเร็วรอบในการคำนวณ



4) ป้อนค่าความดันที่จ่ายออกมา กับอัตราการไหลโดยปริมาตรขาเข้าคอมเพรสเซอร์ที่อ่านได้จาก เส้นโค้งลักษณะเฉพาะ (ดูภาคผนวก ค) ที่ความเร็วรอบต่างๆ

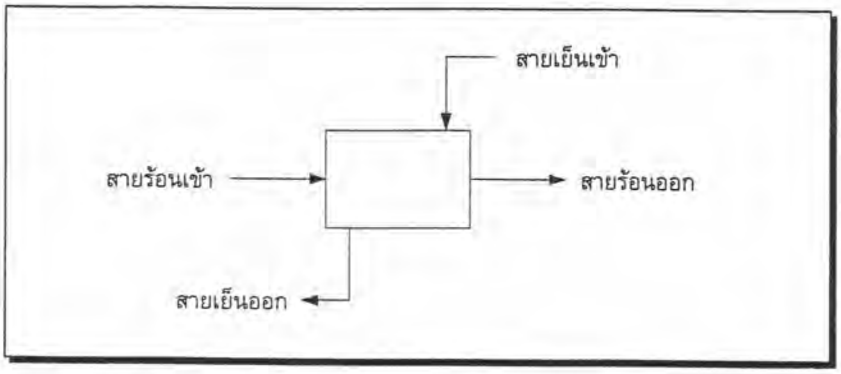


5) ป้อนค่าประสิทธิภาพโพลีโทรปิก กับอัตราการไหลโดยปริมาตรขาเข้าคอมเพรสเซอร์ที่อ่านได้จากเส้นโค้งลักษณะเฉพาะ (ดูภาคผนวก ค) ที่ความเร็วรอบต่างๆ



ง.1.2 แบบจำลอง HEATX (เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 2 สาย)

แบบจำลอง HEATX สามารถเลียนแบบตัวแลกเปลี่ยนความร้อน เช่นแบบเปลือก และท่อ (Shell and Tube) ได้หลายประเภท ทั้งที่เป็นการไหลสวนกัน และการไหลตามกัน ในหลายกรณีถ้าไม่ทราบรูปทรงเรขาคณิตของอุปกรณ์ หรือไม่มีความจำเป็น ก็สามารถใช้แบบจำลอง HEATX ในรูปแบบที่ง่ายขึ้น (Short cut) อย่างเช่นในกรณีที่เพียงเพื่อต้องการทราบผลการสมดุลมวล และพลังงานเป็นต้น โฟลชีตแบบจำลอง HEATX แสดงดังรูป



รูปที่ ง.2 แบบจำลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 2 สาย

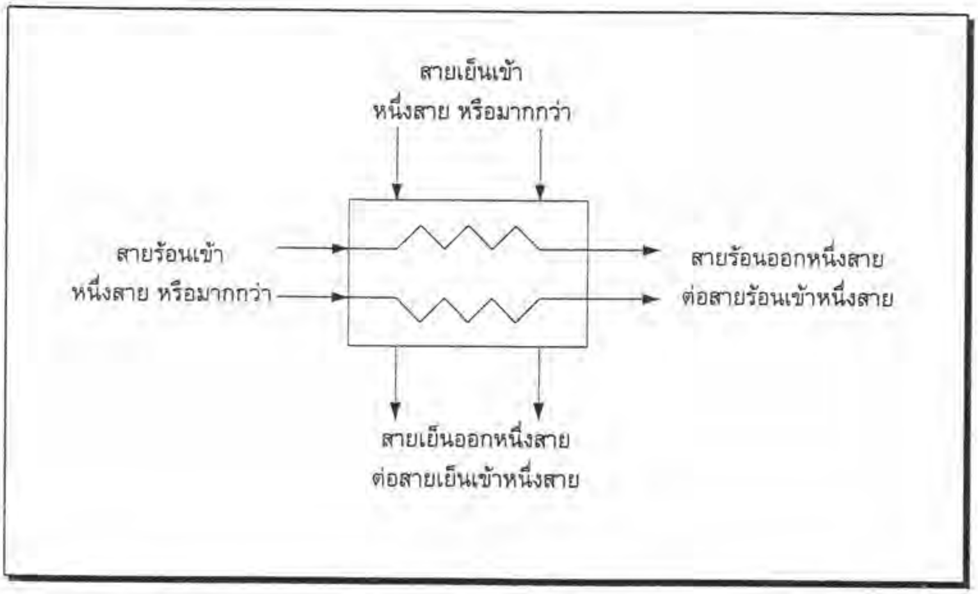
พารามิเตอร์ในอุปกรณ์กำหนดโดยความดัน หรือ ความดันลดของสายร้อน และเย็น และเลือกกำหนดจากพารามิเตอร์เหล่านี้ หนึ่งตัว

- อุณหภูมิที่ออกจากตัวแลกเปลี่ยนความร้อนของสายร้อน หรือสายเย็น
- อุณหภูมิที่เปลี่ยนแปลงไปในสายร้อน หรือสายเย็น
- อุณหภูมิเย็นยิ่งยวดของสายเย็น
- อุณหภูมิร้อนยิ่งยวดของสายร้อน
- สัดส่วนโมลของสายร้อน หรือสายเย็น
- ความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนของสายร้อน และสายเย็น

การเลือกพารามิเตอร์ตัวใดนั้นขึ้นอยู่กับข้อมูลที่มี และจุดประสงค์ที่ต้องการในการเลียนแบบ อย่างเช่น ถ้าต้องการทราบความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนของสายร้อน และสายเย็น ก็ต้องมีข้อมูลของพารามิเตอร์ตัวอื่น เช่น อุณหภูมิขาออกของตัวแลกเปลี่ยนความร้อน เป็นต้น

ง.1.3 แบบจำลอง MHEATX (เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมากกว่า 2 สายขึ้นไป)

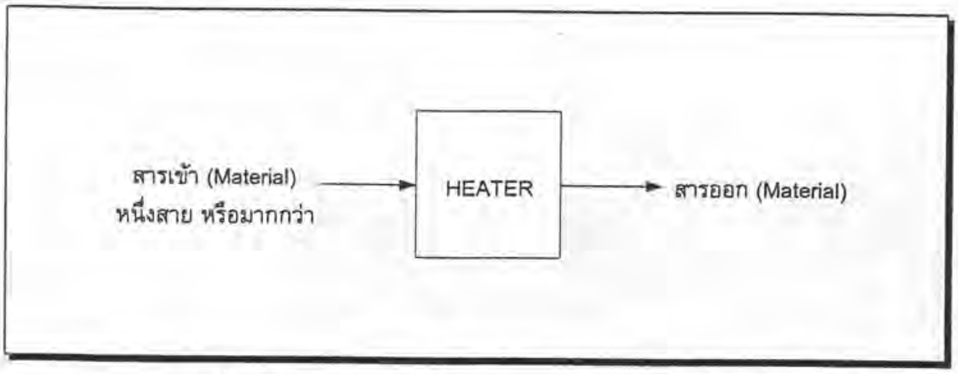
แบบจำลอง MHEATX ใช้ในการเลียนแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีสายร้อน หรือสายเย็นมากกว่า 2 สายขึ้นไป เลือกกำหนดพารามิเตอร์อุปกรณ์เช่นเดียวกับแบบจำลอง HEATX โฟลชีตแบบจำลอง MHEATX แสดงดังรูป



รูปที่ ง.3 แบบจำลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมากกว่า 2 สายขึ้นไป

ง.1.4 แบบจำลอง HEATER (เครื่องทำความร้อน หรือเครื่องทำความเย็น)

แบบจำลอง HEATER ใช้ในการจำลองเครื่องทำความร้อน (Heater) หรือเครื่องทำความเย็น (Cooler) หรือจำลองสายร้อน หรือสายเย็นข้างใดข้างหนึ่งของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอื่นๆ ที่สนใจแต่เงื่อนไขความร้อน และเฟส โดยไม่ต้องการทราบงานสุทธิที่เกิดขึ้น นอกจากนี้ยังสามารถใช้แบบจำลอง HEATER ในการเลียนแบบวาล์ว และการดำเนินงานอื่นๆ ที่มีการเปลี่ยนแปลงความดัน เช่น คอมเพรสเซอร์ หรือปั๊ม และยังสามารถใช้จำลองตัวรวมสายแบบนอนอะเดียบาติก (Non-Adiabatic Mixers) ได้ด้วย โฟลชีตแบบจำลอง HEATER แสดงดังรูป



รูปที่ ง.4 แบบจำลองเครื่องทำความร้อน หรือเครื่องทำความเย็น

พารามิเตอร์ที่กำหนดในอุปกรณ์จะเลือกสองตัวจาก

- อุณหภูมิที่ออกจากตัวแลกเปลี่ยนความร้อน
- อุณหภูมิที่เปลี่ยนแปลงไป
- อุณหภูมิเย็นยิ่งยวด
- อุณหภูมิร้อนยิ่งยวด
- สัดส่วนโมลที่ออกจากอุปกรณ์
- ความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อน
- ความดันที่ออกจากอุปกรณ์ หรือความดันลดในอุปกรณ์

ในกรณีที่เลือกกำหนดอุณหภูมิที่ออกจากตัวแลกเปลี่ยนความร้อน พารามิเตอรอีกตัวหนึ่งเลือกได้จาก

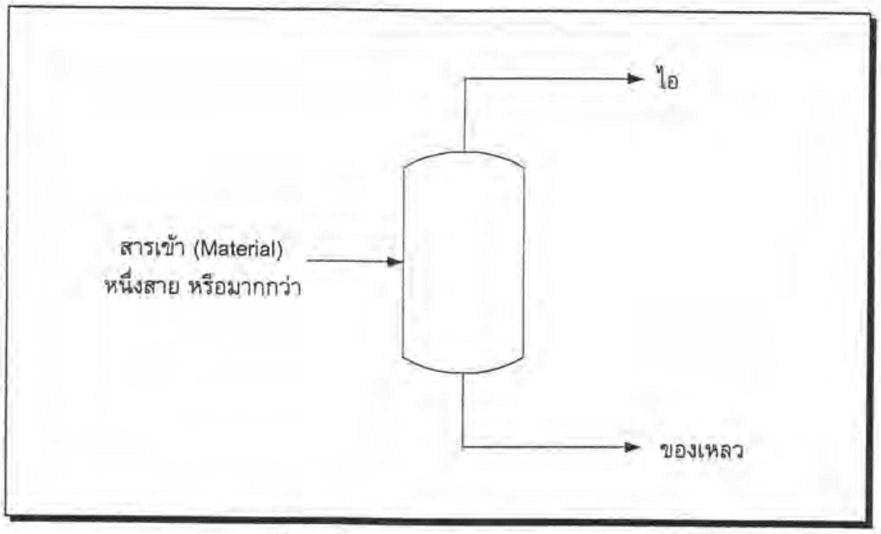
- สัดส่วนโมลที่ออกจากอุปกรณ์
- ความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อน
- ความดันที่ออกจากอุปกรณ์ หรือความดันลดในอุปกรณ์

ง.1.5 แบบจำลอง FLASH2 (ถังแฟลชที่มีทางออก 2 ทาง)

แบบจำลอง FLASH2 ใช้ในการเลียนแบบ หรือจำลอง ถังแฟลช (Flash Drum) หม้อต้มระเหย (Evaporator) น็อคเอ้าท์ดรัม (Knock-out Drum) หรือเป็นตัวแยกขั้นเดียว (Single Stage) แบบอื่นๆ โดยเลือกกำหนดพารามิเตอร์สองตัวที่ออกจากถัง

- อุณหภูมิที่ออกจากถัง
- สัดส่วนโมลที่ออกจากอุปกรณ์
- ความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อน
- ความดันที่ออกจากอุปกรณ์ หรือความดันลดในอุปกรณ์

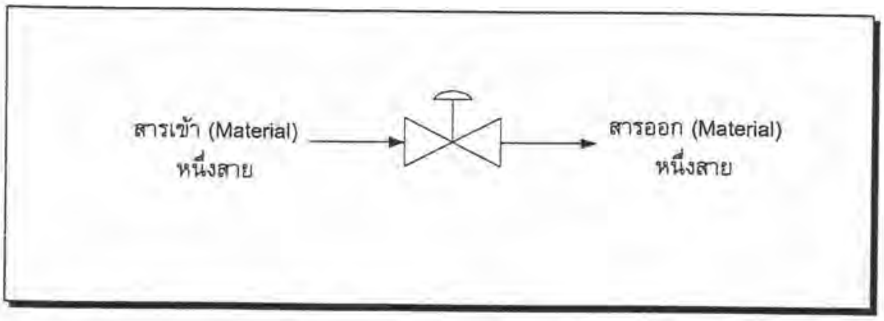
เมื่อเลือกพารามิเตอร์ที่ออกจากถังแล้ว แบบจำลอง FLASH2 จะคำนวณเงื่อนไขความร้อนและเฟสของของผสม (Mixture) ของสายเข้าหนึ่งสาย หรือมากกว่า แบบจำลองยังสามารถคำนวนแบบสามเฟสได้ด้วยถ้าต้องการ รูปโฟลชีตของแบบจำลอง FLASH2 แสดงดังรูป



รูปที่ ง.5 ถังแฟลชที่มีทางออก 2 ทาง

ง.1.6 แบบจำลอง VALVE

แบบจำลอง VALVE ใช้ในการจำลองวาล์วควบคุม หรือการจำลองอุปกรณ์ที่มีการเปลี่ยนแปลงความดัน ซึ่งสมมุติฐานให้มีการไหลแบบอะเดียบาติก สายออกจากวาล์วสามารถกำหนดให้ให้มีการคำนวณสมดุลแบบเฟสเดียว สองเฟส หรือสามเฟสได้ตามผู้ใช้กำหนด รูปโฟลชีตของวาล์วแสดงดังรูป



รูปที่ ง.6 แบบจำลองวาล์ว

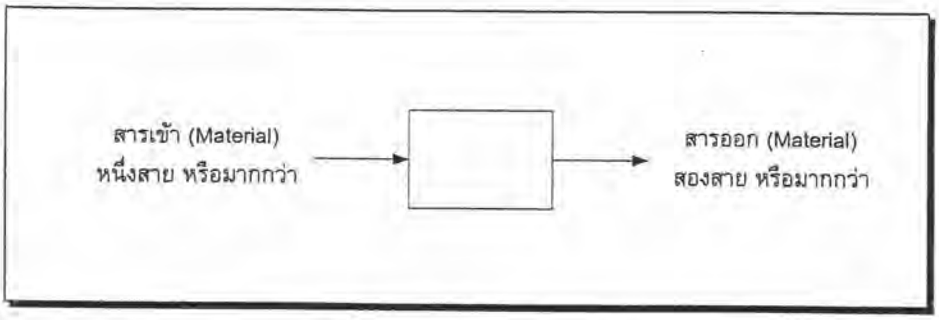
พารามิเตอร์ที่กำหนดในอุปกรณ์มีให้เลือก 2 โหมด (Mode) คือ

1) Set Pressure: ต้องกำหนดความดันที่ออก หรือ ความดันลดในวาล์ว

2) Calc. Pressure: จะใช้โหมดนี้ได้ต้องเป็นวาล์วที่ผลิตจาก บริษัท Neles Jamesbury เท่านั้น หรืออีกทางหนึ่งคือ ต้องทราบค่าชุดข้อมูลทั้งหมดของเปอร์เซ็นต์การเปิดวาล์ว และสัมประสิทธิ์วาลว์ (Cv) และแฟกเตอร์ความดันลด (Pressure drop ratio factor, Xt) และแฟกเตอร์ความดันกู้กลับ (Pressure recovery factor, Fl) สำหรับในงานวิจัยนี้ไม่ได้เลือกใช้การกำหนดพารามิเตอร์ในโหมดที่ 2 เนื่องจากหนึ่งเป็นวาล์วที่ผลิตจาก Yamatake Honeywell และสองไม่มีข้อมูลเพียงพอที่จะเลือกกำหนดพารามิเตอร์โหมดที่ 2

ง.1.7 แบบจำลอง FSPLIT (Stream Splitter, ตัวแยกสาย)

แบบจำลอง FSPLIT จะรวมสารทางสายเข้าซึ่งอาจมีสายเดียว หรือมากกว่า แล้วแยกสายออกเป็น 2 สายหรือมากกว่าที่ทางออกของอุปกรณ์ ซึ่งคุณสมบัติ และองค์ประกอบที่สายทางออกแต่ละสายจะเหมือนกันกับสายเข้า โฟร์ชีตของแบบจำลอง FSPLIT แสดงดังรูป



รูปที่ ง.7 แบบจำลองตัวแยกสาย

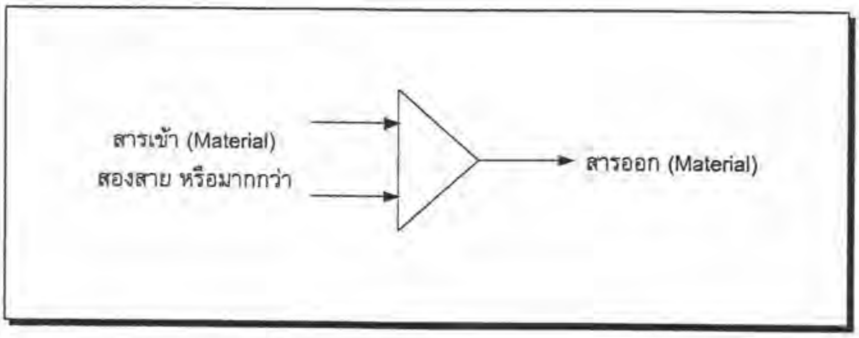
ในกรณีที่มีทางออกสองสาย พารามิเตอร์ที่กำหนดในอุปกรณ์จะเลือกหนึ่งตัวของสายออกข้างหนึ่ง ส่วนสายออกอีกข้างหนึ่งโปรแกรมจะคำนวณเองโดยการหักลบสายออกที่กำหนดกับสายเข้า พารามิเตอร์ที่กำหนดในอุปกรณ์เลือกจาก

- สัดส่วนอัตราการไหลโดยโมล หรือ โดยมวลของสายออกเทียบกับสายเข้า
- อัตราการไหลโดยโมล หรือโดยมวลของสายออก
- อัตราการไหลโดยปริมาตรสายออก

การเลือกพารามิเตอร์ตัวไหนนั้นขึ้นอยู่กับจุดประสงค์ที่ต้องการ และข้อมูลที่มี อย่างเช่น ถ้าทราบข้อมูลอัตราการไหลที่ทางออกข้างหนึ่งแล้ว ก็กำหนดพารามิเตอร์เป็นอัตราการไหลเลย ไม่จำเป็นต้องกำหนดเป็นสัดส่วนอัตราการไหล เป็นต้น

ง.1.8 แบบจำลอง MIXER (ตัวรวมสาย)

แบบจำลอง MIXER ใช้ในการรวมสายเข้ามากกว่าหนึ่งสาย ซึ่งจะใช้ได้ทั้งการรวมสาร หรือการรวมความร้อน หรือ การรวมงาน แล้วแต่ผู้ใช้จะกำหนด ในกรณีที่ไม่มีความดันลดในตัวรวมสาย แบบจำลอง MIXERจะใช้ความดันต่ำสุดของสายที่เข้ามาเป็นความดันของสายที่ออกไป อุปกรณ์ที่จำลองด้วยตัวรวมสาย เช่น จำลองตัวรวมสายแบบตัวที (Mixing Tee) หรือ ตัวรวมสายประเภทอื่นๆ โฟลชีตของแบบจำลอง MIXER แสดงดังรูป



รูปที่ ง.8 แบบจำลองตัวรวมสาย

ภาคผนวก จ
ความแม่นยำ (Accuracy)

ความแม่นยำในการวัดของอุปกรณ์มีสองประเภทได้แก่ ความแม่นยำสถิตย์ (Static Accuracy) และความแม่นยำพลวัต (Dynamic Accuracy) ทั้งสองประเภทมีความสำคัญต่อการวัดในกระบวนการ และการควบคุมในด้านที่แตกต่างกัน ความแม่นยำสถิตย์เป็นการวัดที่เกี่ยวข้องกับการสมดุลมวลสาร และการออปติไมซ์กระบวนการ ส่วนความแม่นยำพลวัตก็มีความสำคัญในด้านของการควบคุมอัตโนมัติ เพราะสมรรถนะของการควบคุม ขึ้นอยู่กับความเร็วในการตอบสนองของเครื่องมือเมื่อตัวแปรกระบวนการมีการเปลี่ยนแปลง (Connell, 1996) เนื่องจากงานวิจัยนี้เป็นการวัดที่สถานะคงตัวจึงขอกล่าวถึงแต่ความแม่นยำสถิตย์

จ.1 ความแม่นยำสถิตย์

ความแม่นยำสถิตย์ คือ ความสามารถของเครื่องมือวัด ที่จะสามารถอ่านได้ใกล้เคียงกับค่าความจริงของตัวแปรกระบวนการที่สุด ภายใต้สภาวะคงตัว (Static หรือ Steady-State) (Connell, 1996) ซึ่งเป็นลักษณะเฉพาะระหว่างค่าอินพุต และเอาท์พุต เมื่ออินพุตเป็นค่าจริงของตัวแปรวัด ขณะที่เอาท์พุตเป็นค่าที่อ่านได้จากเครื่องมือ ในแง่ของการปฏิบัติงาน ความแม่นยำนี้ถูกกำหนดโดยการเทียบมาตรฐาน (Calibration) และความแม่นยำส่วนใหญ่ที่ปรากฏในแผ่นพับขายอุปกรณ์ (Sales Brochures) ก็คือความแม่นยำสถิตย์นี้เอง

สังเกตได้ว่า เวลาไม่ใช่แฟกเตอร์ในการกำหนดความแม่นยำของอุปกรณ์ คือ เมื่อใดที่ค่าของตัวแปรวัดเปลี่ยน เครื่องมือวัดก็จะมีการสมมุติฐานค่าที่อ่านได้ใหม่ด้วย โดยทั่วไปแล้วความแม่นยำสถิตย์มักจะแสดงในรูปของความคลาดเคลื่อน (Error) ที่คาดเอาไว้ ซึ่งอาจเป็นได้ทั้งค่าบวกและลบ หรืออาจแสดงได้ในอีกหลายรูปแบบ (พรพจน์ หันหาบุณ, เกษมสันต์ จันทรปลั่ง และคณะ, 2538 และ Fisher-rosemount, 1997) คือ

1) ความแม่นยำเป็นค่าคงที่ของตัวแปรที่วัดได้

เช่น ความแม่นยำเป็น ± 2 C° ในการวัดอุณหภูมิ หมายความว่า ค่าที่แท้จริงจะอยู่ในช่วง ± 2 C° ของค่าที่อ่านได้

2) ความแม่นยำในรูปของ % ของค่าที่อ่านได้ (% of Reading)

3) ความแม่นยำในรูปของ % ของสเกลสูงสุด (% of Full Scale)

4) ความแม่นยำในรูปของ % ของสแปน (% of Span)

<u>ตัวอย่างการคำนวณ</u>

ทรานส์ดิวเซอร์เครื่องหนึ่งมีช่วงการวัด 20 C°- 250 C° วัดค่าได้ 55 C° จงหาความคลาดเคลื่อนในการวัด ถ้าความแม่นยำของเครื่องมืออยู่ในรูปของ ก) ±0.5% ของสเกลสูงสุด ข) ±0.75% ของสแปน ค) ±0.8% ของค่าที่อ่านได้ และในแต่ละกรณีค่าอุณหภูมิที่แท้จริงจะเป็นเท่าไร?

<u>วิธีทำ</u>

ก) ความคลาดเคลื่อน = $(\pm 0.005).(250)\ C^{\circ} = \pm 1.25\ C^{\circ}$

อุณหภูมิที่แท้จริงจะอยู่ในช่วง 53.75 – 56.25 C°

ข) ความคลาดเคลื่อน = $(\pm 0.0075).(250\text{-}20)\ C^{\circ} = \pm 1.725\ C^{\circ}$

อุณหภูมิที่แท้จริงจะอยู่ในช่วง 53.275 – 56.725 C°

ค) ความคลาดเคลื่อน = $(\pm 0.008).(55)\ C^{\circ} = \pm 0.44\ C^{\circ}$

อุณหภูมิที่แท้จริงจะอยู่ในช่วง 54.56 – 55.44 C°

ประวัติผู้เขียน

นางสาวชิตทิวา กีอำไพ เกิดวันที่ 17 ธันวาคม พ.ศ 2517 ที่จังหวัดเชียงใหม่ สำเร็จการศึกษาระดับปริญญาตรีวิศวกรรมศาสตร์บัณฑิต สาขาวิศวกรรมเคมี คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี ในปีการศึกษา 2539 และศึกษาต่อหลักสูตรวิศวกรรมศาสตร์มหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเคมี คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย