

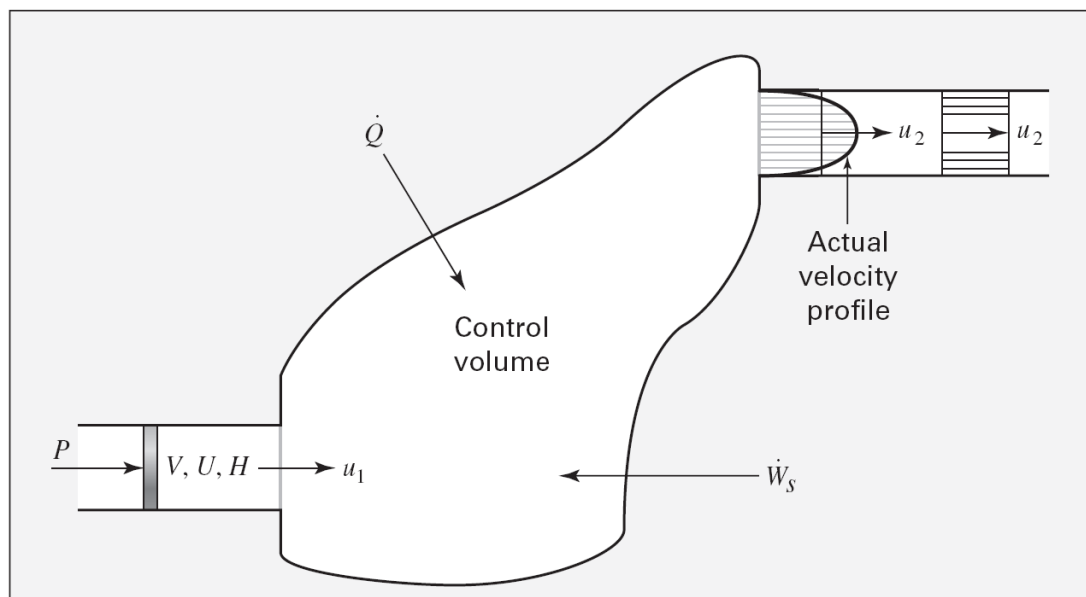
บทที่ 7

Thermodynamics of Flow Processes

จากบทก่อนที่กล่าวมาแล้วเป็นการเปลี่ยนพลังงานความร้อนให้เป็นงาน โดยอาศัยของไหล (Working fluid) ไหลผ่านอุปกรณ์ที่ต่อกันเป็นวัฏจักรและเกิดการเปลี่ยนแปลงสถานะ ดังนั้นในบทนี้จะเน้นเรื่องเกี่ยวกับกลศาสตร์ของไหล (fluid mechanics) โดยเน้นไปที่อุปกรณ์ เช่น Compressor, Pump, Turbine, Nozzle และ Throttling valve ซึ่งจะใช้พื้นฐานของการอนุรักษ์มวล (mass conservation) และ กล่าวถึงกฎข้อที่ 1 และกฎข้อที่ 2 ของเทอร์โมไดนามิกส์

7.1 Fundamental Equations

จะกล่าวถึง control volume ตัวอย่าง control volume ที่มีทางเข้า 1 ทาง และทางออก 1 ทาง แสดงในรูปที่ 7.1



รูปที่ 7.1 Control volume ที่มีทางเข้า 1 ทาง และทางออก 1 ทาง

ตรงทางออก velocity profile จะเท่ากับความเร็วเฉลี่ย u_2 โดยหลัก conservation of mass จะได้

$$\left[\begin{array}{l} \text{rate of accumulation} \\ \text{of mass within the} \\ \text{control volume} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{l} \text{mass flow} \\ \text{rate in at} \\ \text{entrances} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{l} \text{mass flow} \\ \text{rate out} \\ \text{at exits} \end{array} \right]$$

หรือ

$$\left[\begin{array}{l} \text{rate of accumulation} \\ \text{of mass within the} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{l} \text{net mass flow} \\ \text{rate out by} \end{array} \right] = 0$$

control volume

flowing streams

$$\text{mass flow rate} = \dot{m} = \rho u A$$

เมื่อ ρ = average fluid density

u = average velocity

A = cross sectional area

ฉะนั้น สมการข้างบนเขียนในรูปคณิตศาสตร์ได้เป็น

$$\frac{dm}{dt} + \Delta(\rho u A)_{fs} = 0 \quad (7.1)$$

เมื่อ fs ย่อจาก flowing streams

กรณี flow process เป็น steady-state จะได้เป็น

$$\Delta(\rho u A)_{fs} = 0 \quad (7.2)$$

จากรูปที่ 7.1

$$\rho_2 u_2 A_2 - \rho_1 u_1 A_1 = 0$$

หรือ

$$\dot{m} = \rho_2 u_2 A_2 = \rho_1 u_1 A_1 = \text{const.}$$

หรือ

$$\dot{m} = \frac{u_1 A_1}{V_1} = \frac{u_2 A_2}{V_2} = \frac{u A}{V} \quad (7.3)$$

เมื่อ V = specific volume = $\frac{1}{\rho}$

สมการข้างบนเป็น continuity equation ที่ใช้กันบ่อย

Conservation of Energy

เขียนได้ทั่วไปเป็น

$$\left[\begin{array}{l} \text{rate of accumulation} \\ \text{of energy within the} \\ \text{control volume} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{l} \text{net rate of energy} \\ \text{transport out} \\ \text{by flowing streams} \end{array} \right] = \dot{Q} - \dot{W}$$

เขียนได้เป็น

$$\frac{d(muU)_{cv}}{dt} + \Delta \left[\left(U + \frac{1}{2}u^2 + Zg \right) \dot{m} \right]_{fs} = \dot{Q} - \dot{W} \quad (7.4)$$

เมื่อ cv = control volume

$\dot{W}$ จะประกอบด้วย 2 ส่วนคือ shaft work $\dot{W}_s$ และ work done by piston $\Delta[(PV)\dot{m}]_{fs}$

$$\dot{W} = \dot{W}_s + \Delta[(PV)\dot{m}]_{fs}$$

แทนในสมการ (7.4) จะได้เป็น

$$\frac{d(muU)_{cv}}{dt} + \Delta \left[\left(U + PV + \frac{1}{2}u^2 + Zg \right) \dot{m} \right]_{fs} = \dot{Q} - \dot{W}_s$$

แต่ $U+PV = H$ ฉะนั้น

$$\frac{d(muU)_{cv}}{dt} + \Delta \left[\left(H + \frac{1}{2}u^2 + Zg \right) \dot{m} \right]_{fs} = \dot{Q} - \dot{W}_s \quad (7.5)$$

ค่าการเปลี่ยนแปลง kinetic และ potential energy จะน้อยมากเมื่อเทียบกับเทอมอื่น

$$\frac{d(muU)_{cv}}{dt} = \Delta(H\dot{m})_{fs} = \dot{Q} - \dot{W}_s \quad (7.6)$$

เมื่อ $\dot{m} = dm/dt$, $\dot{Q} = dQ/dt$ และ $\dot{W}_s = dW_s/dt$ แทนใน (7.6) และคูณ dt จะได้

$$d(muU)_{cv} + \Delta(Hdm)_{fs} = dQ - dW_s \quad (7.7)$$

ซึ่งเป็น differential form ใช้กับ process ที่มีการเปลี่ยนแปลงเมื่อเวลาผ่านไป

ตัวอย่างที่ 7.1 พิจารณาการเติมก๊าซในถังเปล่าจากท่อที่มีความดันคงที่ ให้หา relation ระหว่าง enthalpy ของก๊าซในท่อทางเข้าถัง และ internal energy ของแก๊สในถัง ในกรณีนี้ไม่คำนึงถึง heat transfer ระหว่าง gas และถัง

ถ้า gas เป็น ideal gas และมี heat capacities คงที่ อุณหภูมิของก๊าซในถังจะเป็นอย่างไร เทียบกับอุณหภูมิในท่อเข้าถัง

วิธีทำ กรณีไม่มี shaft work, $dW_s = 0$ และจาก Eq (7.7)

$$d(muU)_{\text{tank}} - H'dm' = 0$$

โดย ($'$) แทน entrance stream (กรณีนี้ไม่มีท่อออก) ฉะนั้น

$$\Delta(muU)_{\text{tank}} = m_2U_2 - m_1U_1 = H'm'$$

กรณี $m_1 = 0$ และ $m_2 = m'$ จะได้

$$U_2 = H' \quad (A)$$

ซึ่งแสดงว่าในกรณีไม่มี heat transfer พลังงานของก๊าซที่อยู่ในถังเมื่อสิ้นสุดกระบวนการ จะเท่ากับ enthalpy ของก๊าซที่เพิ่มเข้าไป

กรณี ideal gas

$$H' = U' + P'V' = U' + RT'$$

สมการ (A) จะเป็น

$$U_2 - U' = RT'$$

กรณี heat capacity คงที่

$$C_v (T_2 - T_1) = RT'$$

หรือ
$$\frac{T_2 - T'}{T'} = \frac{R}{C_v} = \frac{C_p - C_v}{C_v}$$

เมื่อ $\gamma = C_p/C_v$

$$\text{ดังนั้น } T_2 = \gamma T'$$

ซึ่งแสดงว่าอุณหภูมิสุดท้ายจะไม่ขึ้นกับจำนวนของก๊าซเข้าถัง ผลนี้ใช้ได้โดยมีเงื่อนไขสำคัญว่าไม่มี heat transfer ระหว่าง gas กับถังระหว่างกระบวนการ

ตัวอย่างที่ 7.2 ถังขนาด 1.5 m^3 บรรจุน้ำ 500 kg และอยู่ในสมดุลกับไอน้ำที่อุณหภูมิและความดัน 100°C และ 101.33 kPa น้ำจะไหลเข้าถังโดยท่อที่อุณหภูมิ 70°C และความดันมากกว่า 101.33 kPa ด้วยปริมาณ 750 kg ถ้าอุณหภูมิและความดันในถังไม่มีการเปลี่ยนแปลงเนื่องจากผลของกระบวนการ ถามว่าพลังงานในรูปของ heat จะถ่ายเทไปในถังเท่าไร

วิธีทำ เลือกถังเป็น control volume เนื่องจากไม่มี W_s และไม่คิด K.E. และ P.E. จาก Eq. (7.7) จะได้

$$d(mU)_{\text{tank}} - H' dm' = dQ$$

เมื่อ ' แทนสถานะ inlet stream

อินทิเกรตเมื่อ H' มีค่าคงที่ จะได้

$$Q = \Delta(mU)_{\text{tank}} - H'm'$$

$$\text{จาก } H = U + PV$$

$$\Delta(mU)_{\text{tank}} = \Delta(mH)_{\text{tank}} - \Delta(PmV)_{\text{tank}}$$

$$\text{เนื่องจาก } mV \text{ คงที่ และ } P \text{ ก็คงที่ ฉะนั้น } \Delta(PmV)_{\text{tank}} = 0$$

$$\therefore Q = \Delta(mH)_{\text{tank}} - H'm' = (m_2 H_2 - m_1 H_1)_{\text{tank}} - H'm'$$

เมื่อ m' เป็น mass ที่เติมเข้าถังจาก inlet stream และ m_1 และ m_2 คือ mass ของน้ำในถังตอนเริ่มต้นและสิ้นสุดของกระบวนการ เมื่อสิ้นสุดกระบวนการในถังจะยังมี saturated liquid และ saturated vapor อยู่ในสมดุลที่ 100°C และ 101.33 kPa ดังนั้น $m_1 H_1$ และ $m_2 H_2$ จะประกอบด้วยเอนทัลปีของ liquid phase และ vapor phase

จาก steam table ได้

$$H' = 293.0 \text{ kJ} \quad (\text{sat. liquid ที่ } 70^\circ\text{C})$$

$$H_{\text{tank}}^l = 419.1 \text{ kJ/kg} \quad (\text{sat. liquid ที่ } 100^\circ\text{C})$$

$$H_{\text{tank}}^v = 2676 \text{ kJ/kg} \quad (\text{sat. vapor ที่ } 100^\circ\text{C})$$

ปริมาตรของ vapor ในถังเริ่มต้นคือ

$$m_1^v = \frac{1.5 - (500)(0.001044)}{1.673} = 0.772 \text{ kg}$$

เมื่อ 0.00104 และ $1.673 \text{ m}^3/\text{kg}$ เป็น specific volume ของ saturated liquid และ saturated vapor ที่ 100°C

$$\begin{aligned} (m_1 H_1)_{\text{tank}} &= m_1^l H_1^l + m_1^v H_1^v = 500 (419.1) + 0.772 (2,676.0) \\ &= 211,616 \text{ kJ} \end{aligned}$$

เมื่อสิ้นสุด process โดย mass balance

$$m_2 = 500 + 0.772 + 750 = m_2^v + m_2^l$$

และถ้ามีปริมาตร 1.5 m^3 เหมือนเดิม โดย volume balance จะได้

$$1.5 = 1.673 m_2^v + 0.001044 m_2^l$$

จากสองสมการจะได้

$$m_2^l = 1,250.65 \quad \text{kg}$$

$$m_2^v = 0.116 \quad \text{kg}$$

$$\begin{aligned} (m_2 H_2)_{\text{tank}} &= m_2^l H_2^l + m_2^v H_2^v = 1,250.65 (419.1) + 0.116 (2,676.0) \\ &= 524,458 \quad \text{kJ} \end{aligned}$$

เนื่องจาก $H_2^l = H_1^l$ และ $H_2^v = H_1^v$ แทนค่า $(m_1 H_1)_{\text{tank}}$ และ $(m_2 H_2)_{\text{tank}}$ ในสมการ Q จะได้

$$Q = 524,458 - 211,616 - 750 (293.0) = 93,092 \quad \text{kJ}$$

Energy Balances for Steady-state Flow Process

กรณี steady-state สมการ (7.5) จะเป็น

$$\Delta \left[\left(H + \frac{1}{2} u^2 + Zg \right) \dot{m} \right]_{fs} = \dot{Q} - \dot{W}_s \quad (7.8)$$

พิจารณากรณีที่ 1 ทางเข้า และ 1 ทางออก จะได้เป็น

$$\Delta \left(H + \frac{1}{2} u^2 + Zg \right) \dot{m} = \dot{Q} - \dot{W}_s \quad (7.9)$$

หารด้วย $\dot{m}$ จะได้

$$\Delta \left(H + \frac{1}{2} u^2 + Zg \right) = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}} - \frac{\dot{W}_s}{\dot{m}} = Q - W_s$$

หรือ

$$\Delta H + \frac{\Delta u^2}{2} + g \Delta Z = Q - W_s \quad (7.10)$$

แต่ละเทอมในสมการจะเป็นต่อหน่วยน้ำหนักของ fluid

ค่า u เป็นค่า bulk mean velocity หาจาก $u = \dot{m} / \rho A$

ส่วนใหญ่แล้ว kinetic กับ potential energy terms มักจะตัดทิ้ง เพราะมีค่าน้อย

หมายเหตุ ถ้าเป็นหน่วยอังกฤษ เทอม K.E. และ P.E. ในสมการต้องการด้วย g_c

Mechanical Energy Balance; Bernoulli Equation

กรณีที่ให้พลังงานแก่ระบบ (เช่น ใช้ปั๊ม) เราจะได้สมการ mechanical-energy balance

$$-W_s = \int_{P_1}^{P_2} V dP + \frac{\Delta u^2}{2} + g\Delta Z + F \quad (7.11)$$

เมื่อ F = friction

สำหรับ Bernoulli equation เป็นกรณีพิเศษกรณีหนึ่งของ mechanical-energy balance ใช้กับ nonviscous (ไม่มีความเสียดทาน) และ incompressible fluid ที่ไม่มีการถ่ายเท shaft work กับ surrounding

$$\frac{\Delta P}{\rho} + \frac{\Delta u^2}{2} + g\Delta Z = 0 \quad (7.12)$$

7.2 Flow in Pipe

ใน steady state flow สิ่งที่น่าสนใจคือการไหลผ่านท่อตรง ในกรณีนี้ maximum velocity ที่จะเป็นไปได้ในท่อ เกิดในกรณี $ds = 0$ จะได้

$$u_{\max}^2 = V^2 \left(\frac{\partial P}{\partial V} \right)_s \quad (7.19)$$

ซึ่งจะเท่ากับความเร็วของเสียง นั่นคือความเร็วของเสียงจะเป็นความเร็วสูงสุดของ fluid ที่เป็นไปได้ที่จะไหลในท่อ

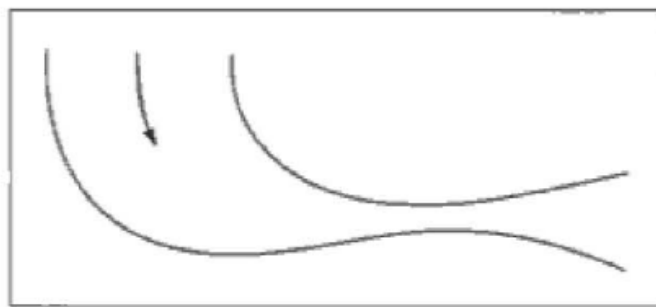
7.3 Expansion Processes

Expansion process เป็น Flow process ที่เกี่ยวข้องกับการลดความดันอย่างทันที เช่นการไหลผ่าน Nozzle, Turbine หรือ Expander หรือ Valve

Nozzle คือเครื่องมือที่ก่อให้เกิดการเปลี่ยนแปลงของ internal และ kinetic energy ของ fluid เนื่องจากการเปลี่ยนแปลง cross-sectional area ของของไหล ตัวอย่างได้แก่ converging nozzle เพื่อทำให้เกิดความเร็วสูง

รูปที่ 7.2 เป็นการไหลของของไหลในท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดไม่คงที่ (หัวฉีด หรือ Nozzle) จะเกิด Converging/Diverging nozzle ซึ่งกรณี Isentropic flow ความเร็วที่ Throat จะเป็น

$$u_{\text{throat}}^2 = -V^2 \left(\frac{dP}{dV} \right)_s \quad (7.21)$$



รูปที่ 7.2 Converging/diverging nozzle

เทียบกับสมการ (7.19) แสดงว่า u_{throat} มีความเร็วเท่ากับเสียง ซึ่งเป็นความเร็วสูงสุดที่จะเป็นไปได้ สมมติว่าความดันเข้า P_1 = ความดันออก P_2 อัตราการไหลจะเป็น 0 ถ้าลด P_2 ลง อัตราและความเร็วจะเพิ่ม จนถึงจุดที่ P_2/P_1 เท่ากับ Critical value ที่ความเร็วที่ throat เท่ากับความเร็วเสียงซึ่งเมื่อลด P_2 ลงอีกก็ไม่มีผลต่อความเร็วอีก (จะคงที่)

กรณี Isentropic ที่ fluid มีพฤติกรรมแบบ ideal gas ที่ P และ T ปานกลางที่มี C_p คงที่ จะมีความสัมพันธ์ของ u กับ P ดังนี้

$$u_2^2 - u_1^2 = -2 \int_{P_1}^{P_2} V dP = \frac{2\gamma P_1 V_1}{\gamma - 1} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \quad (7.22)$$

กรณี $u_1 = 0$ และความเร็วที่ throat เท่ากับความเร็วเสียง จะมี

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (7.23)$$

ความสัมพันธ์ระหว่าง u กับ A จะเป็น

$$\frac{dA}{A} = (M^2 - 1) \frac{du}{u} \quad (7.24)$$

เมื่อ A เป็น cross sectional area

M เรียก Mach number ถ้า M มากกว่า 1 เป็น Supersonic ถ้าน้อยกว่า 1 เป็น Subsonic

สมการ (7.24) ใช้ได้กรณีการไหลเป็น Isentropic

ถ้า P_2/P_1 ไม่พอเกิดความเร็วเท่าเสียง ส่วนที่เป็น diverging section จะทำหน้าที่เป็น diffuser ซึ่งของไหลหลังผ่าน throat จะมี P เพิ่มขึ้นแต่ u ลด พฤติกรรมการไหลจะเป็น Subsonic flow

ตัวอย่างที่ 7.3 High velocity nozzle ออกแบบเพื่อใช้กับไอน้ำที่ 700 kPa และ 300°C ความเร็วที่ทางเข้า Nozzle = 30 m/s ให้คำนวณหา A/A_1 (เมื่อ A_1 เป็น Cross section area ของ Nozzle ตรงทางเข้า) สำหรับ section ที่มีความดัน 600, 500, 400, 300 และ 200 kPa สมมติการไหลใน Nozzle เป็น Isentropic

วิธีทำ จาก สมการ (7.3)

$$\dot{m} = \frac{u_1 A_1}{V_1} = \frac{u_2 A_2}{V_2} \quad (7.3)$$

จะได้
$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{u_2}{u_1} \frac{V_1}{V_2}$$

ปรับใหม่เป็น
$$\frac{A}{A_1} = \frac{u_1}{u} \frac{V}{V_1} \quad (A)$$

ความเร็ว u หาจาก สมการ (7.10)

$$\Delta H + \frac{\Delta u^2}{2} + g\Delta Z = Q - W_s \quad (7.10)$$

เนื่องจากเป็น Compressible fluid $\Delta Z = 0$ และไม่มีการสูญเสียความร้อน และไม่มี Shaft work ซึ่งในที่นี้จะลดรูปเป็น

$$\Delta H = \frac{\Delta u^2}{2} = 0$$

หรือ
$$u^2 = u_1^2 - 2(H - H_1) \quad (B)$$

เมื่อเริ่มต้นไอน้ำ 700 kPa 300°C ตรงทางเข้าจาก steam table **ภาคผนวก** จะได้

$$V_1 = 371.39 \text{ cm}^3/\text{g}, \quad H_1 = 3059.8 \times 10^3 \text{ J/kg}, \quad S_1 = 7.2997 \text{ kJ/kg.K}$$

แทนค่าในสมการ (A) จะได้

$$\frac{A}{A_1} = \left(\frac{30}{371.39} \right) \frac{V}{u}$$

เนื่องจากเป็น Isentropic $S = S_1 = 7.2997$ พิจารณา $P = 600 \text{ kPa}$ จาก steam table จะได้

$$H = 3020.4 \times 10^3 \text{ J/Kg}, \quad V = 418.25 \text{ cm}^3/\text{g}$$

แทนค่าใน (B) เมื่อ $u_1 = 30 \text{ m/s}$ จะได้

$$u^2 = 900 - 2(3020.4 - 3059.8) \times 10^3$$

$$\therefore u = 282.3 \text{ m/s}$$

แทนในสมการบนจะได้

$$\frac{A}{A_1} = \left(\frac{30}{371.39} \right) \left(\frac{418.25}{282.3} \right) = 0.120$$

ค่า A/A_1 ที่ความดันอื่นก็คำนวณได้เช่นกัน ดังตาราง

P(kPa)	V(cm ³ /g)	u(m/s)	A/A ₁
700	371.39	30	1.0
600	418.25	282.3	0.120
500	418.26	441.2	0.095
400	571.23	523.0	0.088
300	711.93	633.0	0.091
200	970.04	752.2	0.104

ถ้าที่ $P = 385$ จะมี $U = 635 + \frac{523-633}{400-300} \times (385-300) = 539.5 \text{ kPa}$

จากตารางจะมี $\frac{A}{A_1} = 0.08845$

ตัวอย่างที่ 7.4 พิจารณา nozzle ในตัวอย่างที่ 7.3 สมมติว่าไอน้ำมีพฤติกรรมแบบ ideal gas ให้คำนวณ

- จงหา critical pressure ratio และ velocity ที่ throat
- จงหา ความดันตรงทางออก (discharge pressure) ถ้า Mach number = 2.0

วิธีทำ (a) จาก Eq (7.23) เมื่อ $C_p/C_v = \gamma$ สำหรับไอน้ำ = 1.30 จะได้

$$\frac{P_2}{P_1} = \left[\frac{2}{1.3+1} \right]^{1.3/(1.3-1)} = 0.55$$

ความเร็วที่ throat ซึ่งกรณีนี้เป็นความเร็วเสียงหาจาก Eq (7.22)

$$u_2^2 - u_1^2 = \frac{2\gamma P_1 V_1}{\gamma - 1} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right]$$

$$u_{\text{throat}} = (30)^2 + \frac{(2)(1.3)(700,000)(0.37139)}{1.3-1} (1 - (0.55)^{(1.3-1)/1.3})$$

$$= 291254$$

$$u_{\text{throat}} = 539.7 \text{ m/s}$$

ผลที่ได้จะมีค่าใกล้เคียงกับตัวอย่างที่ 7.3 เพราะ Steam ที่สถานะนี้มีพฤติกรรมแบบ Ideal gas b) ที่ $M = 2$ จะได้ Discharge velocity = 1079.4 m/s (หาโดย $U_{throat} \times M = 359.7 \times 2 = 1079.4$)

$$(1079.4)^2 = (30)^2 + 2 \frac{(1.3)(700,000)(0.37139)}{1.3-1} \left(1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(1.3-1)/1.3} \right)$$

จะได้ $\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(1.3-1)/1.3} = 0.483$

ฉะนั้น $P_2 = (0.483)^{1.3/(1.3-1)} (700) = 29.9 \text{ kPa}$

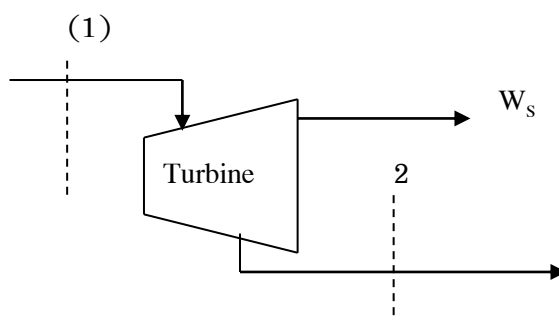
ดังนั้นโจทย์ข้อนี้ ต้องลดความดันไปจนถึงประมาณ 30 kPa จะทำให้ค่า Mach number (M) มีค่ามากกว่า 2

Turbines or Expanders

Turbine จะประกอบด้วย Nozzle และ Rotating blades ซึ่งจะมีก๊าซขยายตัวออกจาก Nozzle ทำให้ได้สายพ่น เป็นขั้นตอนเปลี่ยน Internal energy ไปเป็น Kinetic energy และผ่านใบพัดไปเป็น Shaft work

Expanders เป็นการขยายตัวออกจาก Nozzle ที่พบกันส่วนใหญ่เช่นใน Refrigeration มักใช้กับสาร ammonia หรือ ethylene

Process ของ Turbine แทนด้วยสัญลักษณ์ดังรูปที่ 7.3



รูปที่ 7.3 Steady state flow ผ่าน Turbine หรือ Expander

ใน Turbine ค่า P.E. และ Heat transfer อาจตัดทิ้งได้ และเนื่องจากท่อทางเข้า และทางออกจะใหญ่ ทำให้ความเร็วของของไหลต่ำ ฉะนั้นเทอม K.E. จะตัดทิ้งได้ สมการ (7.9) และ (7.10) จะลดเป็น

$$\dot{W}_s = -\dot{m}\Delta H \quad (7.25)$$

$$W_s = -\Delta H \quad (7.26)$$

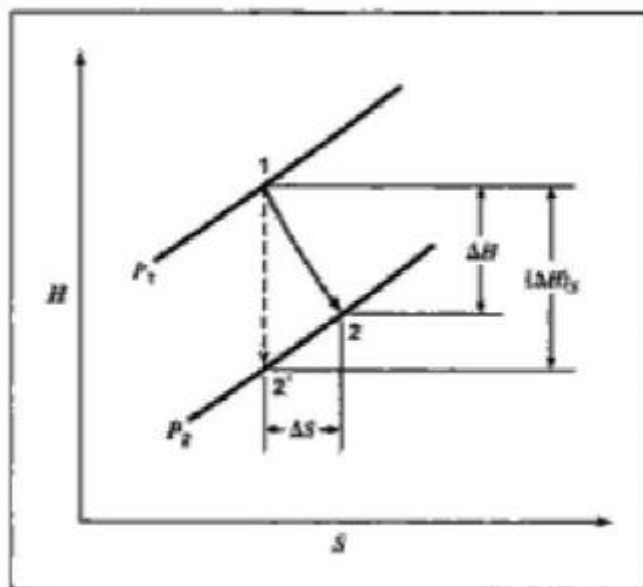
ถ้าของไหลใน Turbine ขยายตัวแบบ isentropic คือเป็นทั้ง Reversible และ Adiabatic ที่มี $S_2 = S_1$ W_s เขียนได้เป็น

$$W_s (\text{isentropic}) = -(\Delta H)_s \quad (7.27)$$

งานจริง ๆ ที่ได้จาก Turbine จะน้อยกว่า W_s (Isentropic) เพราะเป็น Irreversible process ฉะนั้นจะมีนิยาม Turbine efficiency η ดังนี้

$$\eta = \frac{W_s}{W_s (\text{isentropic})} \quad (7.28)$$

รูปที่ 7.4 เปรียบเทียบระหว่าง Reversible process (แทนด้วย 12' ซึ่งมี S คงที่) และ Actual process (แทนด้วย 12 ซึ่ง S เพิ่มขึ้นไปทางขวา)



รูปที่ 7.4 Adiabatic expansion process ใน turbine หรือ expander

ตัวอย่างที่ 7.5 Steam turbine มี Capacity 56,400 kW มีไอน้ำเข้าที่ความดัน 8,600 kPa และ 500°C และออกเพื่อเข้า Condenser ที่ความดัน 10 kPa สมมติว่า Turbine ที่ $\eta = 70\%$ ให้หาสถานะของไอน้ำที่ออกมาและ mass rate ของไอน้ำ

วิธีทำ ที่สภาวะ 8,600 kPa และ 500°C จาก steam table ภาคผนวก ...

$$H_1 = 3,391.6 \text{ kJ/kg} \quad S_1 = 6.6858 \text{ kJ/kg.K}$$

เมื่อขยายตัวแบบ Isentropic ไปเป็น 10 kPa $S'_2 = S_1 = 6.6858$

(พิจารณา S'_2 กับ S^l กับ S^v ที่ 10 kPa พบว่า S'_2 อยู่ระหว่าง S^l และ S^v แสดงว่า มีน้ำผสมอยู่) ฉะนั้นจาก สมการ (6.53)

$$S = (1-x^v) S^l + x^v S^v = S^l + x^v (S^v - S^l)$$

$$6.6858 = 0.6493 + x'_2 (8.1511 - 0.6493)$$

$$\therefore x'_2 = 0.80467$$

$$\text{จาก } H = H^l + x^v (H^v - H^l)$$

$$\therefore H'_2 = 191.8 + 0.80467 (2,584.8 - 191.8) = 2,117.4 \text{ kJ/kg}$$

$$\therefore (\Delta H)_s = H'_2 - H_1 = 2,117.4 - 3,391.6 = -2,174.2 \text{ kJ/kg}$$

จากสมการ (7.28)

$$\Delta H = \eta (\Delta H)_s = (0.75) (-2,174.2) = -955.6 \text{ kJ/kg}$$

$$H_2 = H_1 + \Delta H = 3,391.6 - 955.6 = 2,436.0 \text{ kJ/kg}$$

หา x_2 ซึ่งจะเห็นว่า Steam ที่ออกมาจริงๆ ก็คงเป็น wet ฉะนั้น Quality (= fraction ของ Vapor)

หาจาก

$$2,436.0 = 191.8 + x_2 (2,584.8 - 191.8)$$

$$x_2 = 0.93782$$

$$S_2 \text{ จริงๆ} = 0.6493 + (0.93782) (8.1511 - 0.6493)$$

$$= 7.6864 \text{ kJ/kg.K}$$

Steam rate $\dot{m}$ หาจากสมการ (7.25)

$$\dot{W}_s = -\dot{m}\Delta H$$

$$56400 = -\dot{m} \Delta H(-955.6)$$

$$\dot{m} = 59.02 \text{ kg/s}$$

กรณีที่ไม่ใช่ Table ของ Properties เช่น Steam table จะต้องหาจาก Generalized correlation ในบทที่ 6 ดังตัวอย่างที่จะกล่าวต่อไป

ตัวอย่างที่ 7.6 Ethylene gas ที่ 300°C และ 45 bar ขยายตัวแบบ Adiabatic ใน Turbine ไปเป็นความดัน 2 bar ให้หา Isentropic work เมื่อ Properties ของ Ethylene หาโดย

- (a) สำหรับ Ideal gas
- (b) Generalized correlation

วิธีทำ จากสมการ (6.62) และ สมการ (6.63)

$$\Delta H = C_{Pmh}^{ig} (T_2 - T_1) + H_2^R - H_1^R$$

$$\Delta S = C_{PmS}^{ig} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} - S_2^R + S_1^R$$

จากโจทย์ $P_1 = 45 \text{ bar}$, $P_2 = 2 \text{ bar}$ และ $T_1 = 573.15 \text{ K}$

a) กรณี Ideal gas

$$\Delta H = C_{Pmh}^{ig} (T_2 - T_1)$$

$$\Delta S = C_{PmS}^{ig} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1}$$

กรณี Isentropic $\Delta S = 0$

$$\frac{C_{PmS}^{ig}}{R} \ln \frac{T_2}{T_1} = \ln \frac{P_2}{P_1} = \ln \frac{2}{45} = -3.1135$$

$$\text{หรือ } T_2 = \exp \left[\frac{-3.1135}{C_{PmS}^{ig}/R} + 6.3511 \right] \quad (A)$$

จากสมการ (5.17)

$$\frac{C_{PmS}^{ig}}{R} = A + B T_{lm} + C T_{am} T_{lm} \quad (B)$$

จาก table 4.1, $A = 1.424$, $B = 14.394 \times 10^{-3}$ และ $C = -4.392 \times 10^{-6}$
โดย

$$T_{\text{am}} = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

$$T_{\text{lm}} = \frac{T_1 - T_2}{\ln(T_1/T_2)}$$

เนื่องจาก T_2 ไม่รู้การคำนวณต้องใช้ Iteration คือสมมติ T_2 แล้วคำนวณ $C_{\text{Pms}}^{\text{ig}}$ จาก (B) แล้วหา T_2 จาก (A) และใช้ T_2 ใหม่ คำนวณซ้ำ จนค่า T_2 คงที่จะได้

$$T_2 = 370.79 \text{ K}$$

จากสมการ (7.27)

$$W_s (\text{Isentropic}) = -(\Delta H)_s = -C_{\text{Pmh}}^{\text{ig}} (T_2 - T_1)$$

$C_{\text{Pmh}}^{\text{ig}}$ หาจากสมการ (4.7)

$$= 7.224$$

$$\frac{C_{\text{Pmh}}^{\text{ig}}}{R} = A + B T_{\text{am}} + \frac{C}{3} (4T_{\text{zm}}^2 - T_1 T_2)$$

$$= 7.224$$

$$\therefore \text{จะได้ } W_s (\text{Isentropic}) = - (7.224) (8.314) (370.79 - 573.15)$$

$$= 12154 \text{ J/mol}$$

(b) การที่จะหา ΔH เพื่อหา $W_s (\text{Isentropic})$ นั้นต้องหา H_1^R , H_2^R , S_1^R และ S_2^R ก่อนจาก

$$\frac{H^R}{RT_c} = P_r \left[B^0 - T_r \frac{dB^0}{dT_r} + \omega \left(B^1 - T_r \frac{dB^1}{dT_r} \right) \right] \quad (6.58)$$

$$\frac{S^R}{R} = -P_r \left(\frac{dB^0}{dT_r} + \omega \frac{dB^1}{dT_r} \right) \quad (6.59)$$

โดย

$$B^o = 0.083 - \frac{0.422}{T_r^{1.6}} \quad (3.48)$$

$$\frac{dB^o}{dT_r} = \frac{0.675}{T_r^{2.6}} \quad (6.60)$$

$$B' = 0.139 - \frac{0.172}{T_r^{4.2}}$$

$$\frac{dB^1}{dT_r} = \frac{0.733}{T_r^{5.2}}$$

จาก **ภาคผนวก.... B** สำหรับ Ethylene

$$T_c = 282.4 \text{ K} \quad P_c = 50.4 \text{ bar} \quad \text{และ } \omega = 0.085$$

สถานะเริ่มต้น ($T_1 = 573.15 \text{ K}$ และ $P_1 = 45 \text{ bar}$) จะได้

$$\therefore T_{r1} = \frac{573.15}{282.4} = 2.032 \quad P_{r1} = \frac{45}{50.4} = 0.893$$

แทนค่าจะได้

$$B^o = -0.053 \quad \frac{dB^o}{dT_r} = 0.107$$

$$B^1 = 0.130 \quad \frac{dB^1}{dT_r} = 0.018$$

$$\therefore H_1^R = -550 \text{ J/mole} \quad S_1^R = -0.806 \text{ J/mol.K}$$

สถานะสุดท้าย ($P_2 = 2 \text{ bar}$ แต่ T_2 ไม่ทราบ) ต้อง Iterate เหมือน Part (a)

สมมติให้ $T_2 = 370.79 \text{ K}$

$$\therefore T_{r2} = \frac{370.79}{282.4} = 1.313 \quad \text{และ} \quad P_{r2} = \frac{2}{50.4} = 0.040$$

แทนค่าใน สมการ (6.60) และ สมการ (6.61) จะได้

$$\frac{dB^0}{dT_r} = 0.332$$

$$\frac{dB^1}{dT_r} = 0.175$$

หา S_2^R จาก สมการ (6.59) ได้

$$S_2^R = -0.115 \text{ J/mol.K}$$

กรณี Isentropic จาก สมการ (6.63)

$$0 = C_{pms}^{ig} \ln \frac{T_2}{573.15} - 8.314 \ln \frac{2}{45} - 0.115 + 0.806$$

หรือ

$$T_2 = \exp \left[\frac{-26.577}{C_{pms}^{ig}} + 6.3511 \right] \quad (C)$$

จาก (B) และ (C) Iteration และสุดท้ายจะได้

$$T_2 = 365.79 \text{ K}$$

ฉะนั้น

$$T_{r2} = 1.295$$

$$P_{r2} = 0.040$$

หาค่า H_2^R

$$\frac{dB^0}{dT_r} = 0.345$$

$$\frac{dB^1}{dT_r} = 0.188$$

$$B^0 = -0.196$$

$$B^1 = 0.031$$

แทนค่าลงในสมการ (6.58) จะได้

$$H_2^R = -62 \text{ J/mole}$$

ฉะนั้นจากสมการ (6.62)

$$(\Delta H)_s = C_{pmh}^{ig} (365.79 - 573.15) - 62 + 550$$

ค่า C_{pmh}^{ig} คำนวณเช่นเดียวกับ (a) โดย $T_{am} = (573.15 + 365.79)/2 = 469.47 \text{ K}$

$$\therefore C_{pmh}^{ig} = 59.843 \text{ J/mol.K}$$

ดังนั้น

$$W_s (\text{isentropic}) = -(\Delta H)_s = 11,920 \text{ J/mol.}$$

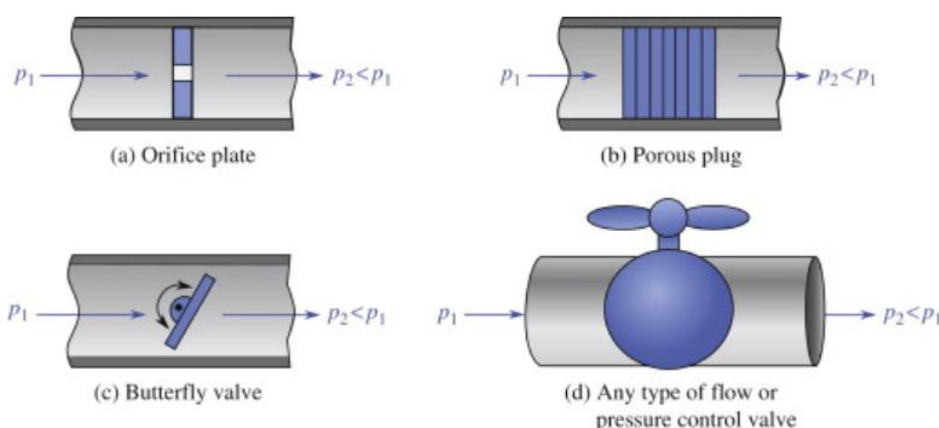
กระบวนการ throttling (Throttling Process)

เป็นกระบวนการที่ fluid ไหลผ่านสิ่งกีดขวาง เช่น ออร์ifice (Orifice) หรือผ่านวาล์ว ที่เปิดนิดหน่อย หรือท่อที่มีวัสดุที่เป็นรูพรุนอุดอยู่ หรือจุกที่ซึมได้ (รูปที่ 7.5) โดยทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์และพลังงานศักย์เปลี่ยนแปลงน้อยมาก หรือสมมติว่าไม่เปลี่ยนแปลงเลย ผลคือความดันของของไหลจะมีค่าลดลง (Pressure drop) เราเรียกการไหลในลักษณะนี้ว่า กระบวนการ throttling ซึ่งระหว่างกระบวนการ throttling ดังกล่าวจะไม่เกิดการขับเคลื่อนแกนหมุน หรือไม่มีพลังงาน shaft work และถ้าสมมติว่าไม่มีการถ่ายโอนความร้อนเกิดขึ้น จะสามารถเขียนสมดุลพลังงานได้ดังต่อไปนี้

$$\Delta H = 0$$

$$H_2 = H_1$$

จากสมการข้างต้นพบว่าในกระบวนการนี้เอนทัลปี (Enthalpy) ของของไหลมีค่าคงที่ ตัวอย่างของเครื่องมือที่พบทั่วไปซึ่งประกอบด้วยกระบวนการ throttling ได้แก่ อุปกรณ์ทำความเย็น (Refrigeration system) เป็นต้น



รูปที่ 7.5 Schematically illustrates a variety of common throttling devices.

ตัวอย่างที่ 7.7 Propane gas ที่ 20 bar และ 400 K ผ่านช่องในกระบวนการไหลแบบ Steady state ไปที่ 1 bar ให้ประมาณค่า Final temperature ของ Propane และหา Entropy change โดยค่า Properties ของ Propane หาได้จาก Generalized correlations.

วิธีทำ จากสมการ (6.62)

$$\Delta H = C_{pmh}^ig (T_2 - T_1) + H_2^R - H_1^R$$

โดยที่ $\Delta H = 0$ และสถานะสุดท้ายเท่ากับ 1 bar สมมติว่าเป็น ideal gas ซึ่ง $H_2^R = 0$ ฉะนั้น

$$T_2 = \frac{H_1^R}{C_{mh}^{ig}} + T_1 \quad (A)$$

สถานะเริ่มต้น

จาก ภาคผนวก ... B

$$T_c = 369.8 \text{ K} \quad P_c = 42.5 \text{ bar} \quad \omega = 0.152$$

$$T_r = \frac{400}{369.8} = 1.0817 \quad P_r = \frac{20}{42.5} = 0.4706$$

จากสมการ (3.48) สมการ (6.60) สมการ (3.49) และ สมการ (6.61) จะได้

$$B^0 = -0.289 \quad \frac{dB^0}{dT_r} = 0.55$$

$$B^1 = 0.015 \quad \frac{dB^1}{dT_r} = 0.480$$

แทนในสมการ (6.58) จะได้

$$\frac{H^R}{RT_c} = -0.452$$

$$\text{หรือ } H_1^R = (-0.452) (8.314) (369.8) = -1,390 \text{ J/mol}$$

จากสมการ (A) จะเห็นว่าเหลือ C_{Pmh}^{ig} ที่ต้องการหา จากภาคผนวก B Table 4.1 และสมการ (4.7)

$$\frac{C_{pmh}}{R} = A + BT_{am} + \frac{C}{3}(4T_{am}^2 - T_1T_2) + \frac{D}{T_1T_2} \quad (4.7)$$

จะได้

$$\frac{C_{Pmh}^{ig}}{R} = 1.213 + 28.785 \times 10^{-3} T_{am} - 8.824 \times 10^{-6} T_{am}^2$$

$$\text{โดย } T_{am} = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

ต้องใช้วิธี Iteration หา T_2 ดังนี้

1. ให้ $T_{am} = T_1 = 400$ จะได้

$$C_{Pmh}^{ig} = 94.074 \quad \text{J/mol.K}$$

จาก (A) จะได้

$$T_2 = -\frac{1390}{94.074} + 400 = 385.2 \text{ K}$$

2. ใช้ T_2 ที่ได้หา $T_{\text{am}} = \frac{400 + 385.2}{2} = 392.6 \text{ K}$ จะได้

$$C_{\text{Pmh}}^{\text{ig}} = 92.734 \quad \text{J/mole.K}$$

จาก (A) หาค่า T_2

3. คำนวณ 2 ซ้ำๆ จน T_2 คงที่จะได้ $T_2 = 385 \text{ K}$

Entropy change หาจาก Eq. (6.63)

$$\Delta S = C_{\text{Pms}}^{\text{ig}} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} - S_1^{\text{R}}$$

เนื่องจาก T_1 และ T_2 ใกล้เคียงกัน เราอาจให้

$$C_{\text{Pms}}^{\text{ig}} = C_{\text{Pmh}}^{\text{ig}} = 92.734 \quad \text{J/mole.K}$$

จาก Eq. (6.59) หา S_1^{R} จะได้

$$S_1^{\text{R}} = -2.437 \quad \text{J/mole.K}$$

$$\therefore \Delta S = 92.734 \ln \frac{385}{400} - 8.314 \ln \frac{1}{20} + 2.437 = 23.8 \text{ J/mole.K}$$

ค่า ΔS เป็น+แสดงว่า throttling process เป็น irreversibility

ถ้า Wet vapor (ไอ+หยดของเหลว) ผ่านกระบวนการ throttling (Throttling process) ไปที่ความดันต่ำเพียงพอ จะได้ Superheated vapor ออกมา

ถ้าของเหลวล้วน ๆ ผ่านกระบวนการ throttling ไปที่ความดันต่ำ บางส่วนของเหลวจะ Flashes หรือของเหลวจะกลายเป็นไอ ทำให้ของไหลออกมาประกอบด้วยไอน้ำและหยดน้ำ เช่น น้ำที่ 1,000 kPa ($t^{\text{sat}} = 179.88^\circ\text{C}$) Flash ไปที่ 101.325 kPa ($t^{\text{sat}} = 100^\circ\text{C}$)

$$\therefore H_2 = H_1 = 762.602 \text{ kJ/kg}$$

เมื่อออกมาจะหา quality (x^v หรือ x) ได้ดังนี้

$$H_2 = (1-x^v) H_2^l + x^v H_2^v$$

$$762.605 = (1-x) (419.064) + x (2676.0)$$

$$x = 0.1522$$

7.4 Compression Processes

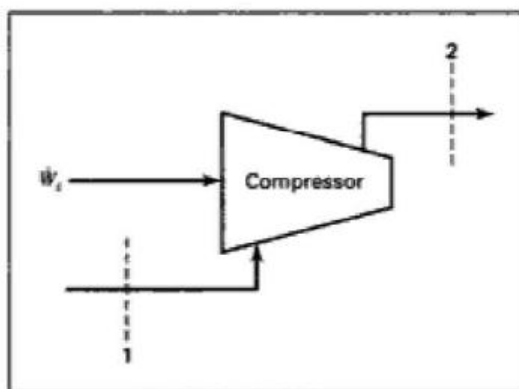
เป็นกระบวนการเพิ่มความดัน ได้แก่ Compressor, Pump, Fan, Blower และ Vacuum pump

Compressors

การอัดก๊าซจะทำโดย compressor 2 แบบ แบบแรกเป็นแบบ rotating blades เป็นแบบที่ให้ volume flow ออกมาสูง และให้ความดันไม่มาก อีกแบบเป็นแบบ cylinders with reciprocating pistons เป็นแบบที่ให้ความดันสูง

สมการพลังงานจะไม่ขึ้นกับชนิดของเครื่องอัด จะเหมือนกับของ turbine และค่า potential และ kinetic energy จะน้อยอาจตัดทิ้งได้ ฉะนั้นกรณี adiabatic compression สามารถใช้สมการ (7.25) ถึง (7.27) ได้เลย

Process สามารถเขียนแทนดังรูป 7.5



รูปที่ 7.5 Steady-state compression process

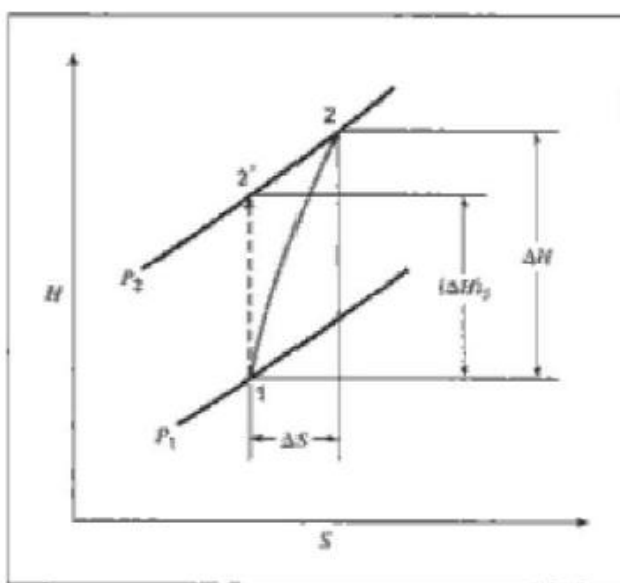
Isentropic work คำนวณจากสมการ (7.27) จะเป็น Minimum shaft work ที่ต้องใช้เพื่ออัด โดยที่ค่า Compressor efficiency หาจาก

$$\eta = \frac{W \text{ (isentropic)}}{W_s}$$

หรือ

$$\eta = \frac{(\Delta H)_s}{\Delta H} \quad (7.29)$$

และแสดงแทนด้วย HS diagram ดังรูป 7.6 เส้น 1-2' เป็น Isentropic compression จาก P_1 ไป P_2 ส่วนเส้น 1-2 เป็น Actual compression process.



รูปที่ 7.6 Adiabatic expansion process

ตัวอย่างที่ 7.8 ไอน้ำอิ่มตัว (Saturated-vapor steam) ที่ 100 kPa ($t^{\text{sat}} = 99.63^\circ\text{C}$) ถูกอัดแบบ Adiabatic ไปเป็น 300 kPa ถ้า Compressor efficiency = 75% ให้หา Work ที่ต้องการ และหา Properties ของ Steam ตรงทางออก

วิธีทำ ไอน้ำที่ 100 kPa จาก steam table (หน้า 582) ได้

$$S_1 = 7.3598 \quad \text{kJ/kg.K}$$

$$H_1 = 2675.4 \quad \text{kJ/kg.}$$

กรณี isentropic compressor ที่ 300 kPa จะมี

$$S'_2 = S_1 = 7.3598 \quad \text{kJ/kg.K}$$

จากภาคผนวก ... Steam table ไอน้ำที่ 300 kPa และ $S'_2 = 7.3598$ (โดยการ Interpolation) จะได้

$$H'_2 = 2,888.8 \quad \text{kJ/kg}$$

$$\text{ดังนั้น } (\Delta H)_s = 2,888.8 - 2,675.4 = 213.4 \text{ kJ/kg}$$

จากสมการ (7.92)

$$\Delta H = \frac{(\Delta H)_s}{\eta} = \frac{213.4}{0.75} = 284.5 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{ดังนั้น } H_2 = H_1 + \Delta H = 2,675.4 + 284.5 = 2,959.9 \text{ kJ/kg}$$

จาก Steam table (โดย Interpolation) ที่ $P_2 = 300 \text{ kPa}$ และ $H_2 = 2,959.9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ จะได้

$$T_2 = 246.1^\circ\text{C} \quad S_2 = 7.5019 \text{ kJ/kg.K}$$

จากสมการ (7.26) งานที่ได้จริงๆ คือ

$$-W_s = \Delta H = 284.5 \quad \text{kJ/kg}$$

การใช้สมการ (7.27) เป็นกรณีที่เรามีข้อมูลจาก table หรือกราฟ (เช่น HS diagram) แต่ถ้าไม่มีข้อมูล เราต้องใช้ generalized correlation ซึ่งปรับปรุงได้ดังนี้

กรณี Isentropic

$$T'_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{R/C'_{pms}} \quad (7.30)$$

เมื่อ T'_2 เป็นอุณหภูมิเมื่อก๊าซถูกอัดจาก T_1 และ P_1 ไปเป็น P_2 แบบ Isentropic

$$(\Delta H)_s = C'_{pmh} (T'_2 - T_1)$$

ซึ่งตามสมการ (7.27) จะได้

$$W_s (\text{isentropic}) = -C'_{pmh} (T'_2 - T_1) \quad (7.31)$$

จะได้ Actual results เป็น

$$W_s = \frac{W_s(\text{isentropic})}{\eta} \quad (7.32)$$

$$T_2 = T_1 + \frac{\Delta H}{C_{p_{mh}}} \quad (7.33)$$

กรณีพิเศษเมื่อเป็น Ideal gas ที่มี C_p คงที่

$$T'_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{R/C_p}$$

$$W_s(\text{isentropic}) = -C_p T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{R/C_p} - 1 \right] \quad (7.34)$$

สมการ (7.34) เหมาะสำหรับ Monatomic gases เช่น He หรือ Ar ค่า $R/C_p = 2/5 = 0.4$

สำหรับ Diatomic gases เช่น O_2 หรือ N_2 ค่า $R/C_p = 2/7 = 0.2857$

ส่วนแก๊สที่มีความซับซ้อนขึ้นนั้นค่า C_p จะขึ้นกับอุณหภูมิ ซึ่งไม่เหมาะสมที่จะใช้สมการ (7.34) นอกจากนั้นเรายังสามารถแสดงได้ด้วยว่า ถ้าสมมติให้ค่าความจุความร้อนเป็นค่าคงที่แล้วจะได้สมการ (7.35)

$$T_2 = T_1 + \frac{T_2^1 - T_1}{\eta} \quad (7.35)$$

ตัวอย่างที่ 7.9 ถ้า Methane (สมมติเป็น ideal gas) ถูกอัดแบบ adiabatic จาก 20°C และ 140 kPa ไปเป็น 560 kPa ให้ประมาณ work ที่ต้องการ และ discharge temperature ของ methane กำหนดให้ compressor efficiency = 75%

วิธีทำ โดยสมการ (5.17) และค่าคงที่จาก **ภาคผนวก ...B** Table 4.1 จะได้

$$\frac{C_{pms}^{ig}}{R} = A + B T_{lm} + T_{am} T_{lm} \left[C + \frac{D}{(T_1 T_2)^2} \right] \quad (5.17)$$

$$\frac{C_{pms}}{R} = 1.702 + 9.081 \times 10^{-3} T_{lm} - 2.164 \times 10^{-6} T_{am} T_{lm}$$

$$\text{โดย } T_{\text{am}} = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

$$T_{\text{lm}} = \frac{T_1 - T_2}{\ln(T_1/T_2)}$$

กรณี T_2 คือ T'_2 ที่ต้องการหา โดยใช้วิธี Iteration คือ สมมติค่าเริ่มต้น $T'_2 > 293.15 \text{ K}$

หาค่า C'_{pms}/R แล้วหา T'_2 จาก Eq (7.30)

$$T'_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{R/C'_{\text{pms}}}$$

แล้วเอาค่า T'_2 ที่ได้ไปหา C'_{pms}/R แล้วหา T'_2 ค่าใหม่ ทำไปเรื่อยๆ จน T'_2 คงที่ สุดท้ายจะได้

$$T'_2 = 397.37 \text{ K} \quad \text{และ} \quad \frac{C'_{\text{pms}}}{R} = 4.5574$$

หาค่า C_{pmh} จาก Eq (4.7)

$$\frac{C^1_{\text{pmh}}}{R} = A + BT_{\text{am}} + \frac{C}{3}(4T_{\text{am}}^2 - T_1T_2)$$

จะได้

$$\frac{C^1_{\text{pmh}}}{R} = 4.5774 \quad \text{หรือ} \quad C'_{\text{pmh}} = 38.056 \text{ J/mol.K}$$

จาก Eq (7.31)

$$\begin{aligned} W_s (\text{isentropic}) &= -C'_{\text{pmh}} (T'_2 - T_1) \\ &= -(38.056)(397.37 - 293.15) = -3,966.2 \text{ J/mol} \end{aligned}$$

Actual work หาจาก Eq (7.32)

$$W_s = \frac{-3966.2}{0.75} = -5288.3 \text{ J/mole}$$

หา T_2 จาก Eq (7.33)

$$T_2 = T_1 + \frac{\Delta H}{C_{P_{mh}}} = 393.15 + \frac{5288.3}{C_{P_{mh}}} \quad (A)$$

กรณีนี้ค่า $C_{P_{mh}}$ จะขึ้นกับ T_2 ฉะนั้นการคำนวณต้องใช้วิธี iteration คือสมมติ T_2 คำนวณ $C_{P_{mh}}$ จากที่ให้ไว้ข้างบน แล้วคำนวณ T_2 จาก (A) เอาค่า T_2 ใหม่หาค่า $C_{P_{mh}}$ ใหม่ แล้วหา T_2 อีกครั้ง คำนวณซ้ำเรื่อยๆ จน T_2 คงที่ จะได้

$$T_2 = 428.65 \text{ K} \quad \text{หรือ} \quad t_2 = 155.5^\circ\text{C}$$

ปั๊ม (Pump)

เป็นเครื่องมือสำหรับเคลื่อนย้ายของเหลว สมการการคำนวณสำหรับ Adiabatic pump จะคล้ายกับ Adiabatic compressors ฉะนั้นเอาสมการ (7.25) ถึง (7.27) และ (7.29) ไปใช้ได้ อย่างไรก็ตามในสมการ (7.26) ที่ว่า $W_s = -(\Delta H)$ จำเป็นต้องทราบค่าเอนทัลปีของของเหลว ซึ่งเป็นค่าที่หายาก ดังนั้นทางเลือกอีกทางหนึ่งคือการใช้สมการของสมบัติพื้นฐาน สมการ (6.8) โดยสมมติให้เอนโทรปีคงที่ ดังนั้น $dH = TdS + VdP$ จึงเป็น $dH = VdP$ และเมื่อรวมสมการแล้วจะได้งานเท่ากับสมการ (7.36)

หรือกล่าวอีกนัยหนึ่ง ค่า H ส่วนใหญ่ของ Compressed liquid มักจะไม่มีข้อมูล ฉะนั้นปกติของเหลวมักจะสมมติว่า V ไม่ขึ้นกับ P ฉะนั้นจะได้สมการ

$$W_s(\text{isentropic}) = -(\Delta H)_s = -V(P_2 - P_1) \quad (7.36)$$

นอกจากนี้ยังสามารถใช้ประโยชน์จากสมการที่ได้กล่าวมาแล้ว อันได้แก่สมการที่ร่วมกับนิยามของค่าการขยายตัวของปริมาตร (Volume expansivity; β) ดังแสดงไว้ในสมการ (6.27) และสมการ (6.28)

$$dH = C_p dT + V(1 - \beta T) dP \quad (6.27)$$

$$dS = C_p \frac{dT}{T} - \beta V dP \quad (6.28)$$

เมื่อ β = Volume expansivity

จากที่เราทราบดีว่า คุณสมบัติของของเหลวใน Pump มีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ T น้อย และไม่ขึ้นกับความดันเท่าไร P เราจึงสามารถสมมติว่า C_p , V และ β เป็นค่าคงที่ และเมื่อทำการอินทิเกรตสมการข้างต้นจะได้

$$\Delta H = C_p \Delta T + V (1 - \beta T) \Delta P \quad (7.37)$$

$$\Delta S = C_p \ln \frac{T_2}{T_1} - \beta V \Delta P \quad (7.38)$$

ตัวอย่างที่ 7.10 น้ำที่อุณหภูมิ 45°C 10 kPa ถูกปั๊มไปที่ความดัน 8,600 kPa โดย Adiabatic pump สมมติว่า Pump มีประสิทธิภาพ 75% ให้คำนวณ Work, อุณหภูมิที่เปลี่ยนไปของน้ำ จะมีการเปลี่ยนแปลง Entropy ของน้ำเท่าไร

วิธีทำ น้ำที่ 45°C และ Saturated จะได้

$$V = 1010 \text{ cm}^3/\text{kg}$$

$$\beta = 425 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1} \text{ (หาจาก } \beta \approx \frac{1}{V} \left(\frac{\Delta V}{\Delta T} \right) \text{)}$$

$$C_p = 4.178 \text{ kJ/kg.K}$$

จากสมการ (7.36)

$$W_s (\text{isentropic}) = -(\Delta H)_s = -(1010)(8600 - 10) = -8.676 \times 10^6 \text{ kPa cm}^3/\text{kg}$$

$$\therefore 1 \text{ kJ} = 10^6 \text{ kPa cm}^3$$

$$\therefore W_s (\text{isentropic}) = -(\Delta H)_s = -8.676 \text{ kJ/kg}$$

จาก สมการ (7.29)

$$\Delta H = \frac{(\Delta H)_s}{\eta} = \frac{8.676}{0.75} = 11.57 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{แต่ } W_s = -\Delta H$$

$$W_s = -11.57 \text{ kJ/kg}$$

ΔT หาจากสมการ (7.37)

$$\Delta H = C_p \Delta T + V (1 - \beta T) \Delta P$$

$$11.57 = 4.178 \Delta T + 1010 [1 - (425 \times 10^{-6})(318.15)] \frac{8590}{10^6}$$

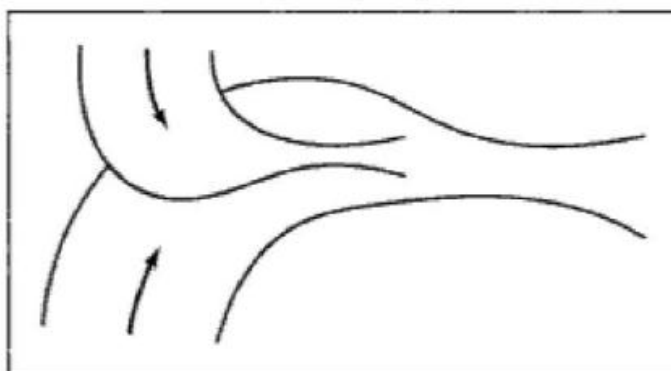
$$\Delta T = 0.97 \text{ K} \quad \text{หรือ} \quad 0.97^\circ\text{C}$$

ΔS หาจากสมการ (7.38)

$$\Delta S = C_p \ln \frac{T_2}{T_1} - \beta V \Delta P$$

$$= 4.178 \ln \frac{319.12}{318.15} - (425 \times 10^{-6})(1010) \frac{8590}{10^6}$$

$$= 0.009 \text{ kJ/kg.K}$$



รูปที่ 7.7 Simple stage ejector

ตัวอย่างภาคผนวก ...B

Appendix B. Ideal-Gas Heat Capacities

Table B-1: Ideal-gas heat capacity of selected substances according to the equation

$$\frac{C_P^{\text{ig}}}{R} = a_0 + a_1 T + a_2 T^2 + a_3 T^3 + a_4 T^4$$

where R is the ideal-gas constant and T is in kelvin. The range of validity is in kelvin.

Name	Formula	Range	a_0	$a_1 \times 10^3$	$a_2 \times 10^5$	$a_3 \times 10^8$	$a_4 \times 10^{11}$
Argon	Ar		2.5	0	0	0	0
Bromine	Br ₂		3.212	7.16	-1.528	1.445	-0.499
Carbon tetrachloride	CCl ₄	50–1000	2.518	41.882	-7.16	5.739	-1.756
Chloroform	CHCl ₃	200–1000	2.389	26.218	-3.145	1.857	-0.423
Dichloromethane	CH ₂ Cl ₂	200–1000	2.71	11.561	0.324	-1.37	0.662
Methyl chloride	CH ₃ Cl	200–1000	3.578	-1.75	3.071	-3.714	1.408
Methane	CH ₄	200–1000	4.568	-8.975	3.631	-3.407	1.091
Methanol	CH ₄ O	50–1000	4.714	-6.986	4.211	-4.443	1.535
Methylamine	CH ₅ N	50–1000	4.193	-2.122	4.039	-4.738	1.757
Carbon monoxide	CO	50–1000	3.912	-3.913	1.182	-1.302	0.515
Carbon dioxide	CO ₂	50–1000	3.259	1.356	1.502	-2.374	1.056
Acetylene	C ₂ H ₂	50–1000	2.41	10.926	-0.255	-0.79	0.524
R-134a	C ₂ H ₂ F ₄	50–1000	3.064	25.42	0.586	-3.339	1.176
R-134	C ₂ H ₂ F ₄	50–1000	3.084	32.841	-2.425	0.488	0.162
Ethylene	C ₂ H ₄	50–1000	4.221	-8.782	5.795	-6.729	2.511
Acetic acid	C ₂ H ₄ O ₂	50–1000	4.375	-2.397	6.757	-8.764	3.478
Ethyl chloride	C ₂ H ₅ Cl	50–1000	3.029	9.885	2.967	-4.55	1.871
Ethane	C ₂ H ₆	200–1000	4.178	-4.427	5.66	-6.651	2.487
Ethanol	C ₂ H ₆ O	50–1000	4.396	0.628	5.546	-7.024	2.685
Ethylamine	C ₂ H ₇ N	50–1000	4.64	2.069	5.797	-7.659	3.043
Propylene	C ₃ H ₆	50–1000	3.834	3.893	4.688	-6.013	2.283
Acetone	C ₃ H ₆ O	50–1000	5.126	1.511	5.731	-7.177	2.728
Methyl acetate	C ₃ H ₆ O ₂	200–1000	4.242	14.388	3.338	-4.93	1.931
Propane	C ₃ H ₈	200–1000	3.847	5.124	6.011	-7.802	3.070

แบบฝึกหัดบทที่ 7

- 7.1 Boilers 2 ปล่องไอน้ำออกมาในปริมาณที่เท่ากันเข้าสู่ท่อหลัก ไอน้ำจาก boiler หนึ่งมีความดัน 1400 kPa และ 225°C ส่วนอีกตัวหนึ่งมีความดัน 1400 kPa และมี quality = 0.94 ให้คำนวณหา ΔS_{total} สำหรับกระบวนการนี้
- 7.2 ถังขนาด 60 m³ มีไอน้ำ 5000 kPa และ 400°C ถ้าไอน้ำถูกระบายออกไปโดย relief valve จนกระทั่งความดันในถังลดลงเป็น 4000 kPa โดยกระบวนการระบาย (Venting) นี้เป็น adiabatic ให้ประมาณอุณหภูมิสุดท้ายของไอน้ำในถัง และมวลของไอน้ำที่ระบายออกไป
- 7.3 ถังปริมาตร 0.085 m³ บรรจุอากาศที่ 21°C และ 101.33 kPa ถึงต่อกับท่อจ่ายอากาศที่มีอากาศอัดแล้วมีสถานะคงที่ที่ 38°C และ 1380 kPa ถ้าวาล์วในท่อนี้มีรอยรั่ว ทำให้อากาศไหลเข้าถังอย่างช้า ๆ จนกระทั่งความดันเท่ากับท่อจ่ายอากาศ และถ้ากระบวนการเกิดช้ามาก จนกระทั่งว่าอุณหภูมิในถังยังคงที่ที่ 21°C ความร้อนที่สูญเสียจากถังจะเป็นเท่าใด สมมติว่าอากาศเป็น ideal gas มี $C_p = (7/2)R$ และ $C_v = (5/2)R$
- 7.4 Adiabatic air compressor ขนาดเล็กใช้ปั๊มอากาศไปที่ถังหุ้มฉนวนขนาด 19.8 m³ เมื่อเริ่มแรกถังมีอากาศที่ 26.7°C และ 101.33 kPa ซึ่งเป็นสถานะเหมือนกับอากาศที่เข้า compressor กระบวนการปั๊มได้ดำเนินไปจนกระทั่งความดันในถังถึง 810 kPa ถ้ากระบวนการเป็น adiabatic และการอัดเป็น isentropic ให้หา shaft work ของ compressor สมมติว่า อากาศเป็น ideal gas มี $C_p = (7/2)R$ และ $C_v = (5/2)R$
- 7.5 ถังขนาด 3 m³ บรรจุน้ำ 1200 kg ที่ 200°C โดยน้ำอยู่ในสมดุลกับไอน้ำที่อยู่ในปริมาตรที่เหลือในถัง ถังน้ำ 800 kg ที่ 60°C ถูกปั๊มเข้าไปในถัง จะต้องถ่ายเทความร้อนเข้าไปเท่าใดระหว่างกระบวนการนี้ เพื่อให้อุณหภูมิในถังไม่เปลี่ยนแปลง
- 7.6 ถังขนาด 3 m³ เมื่อเริ่มต้นบรรจุของผสมระหว่างน้ำ (saturated water) กับไอน้ำ (saturated vapor) ที่ 3400 kPa โดยมีมวลของไอน้ำเท่ากับ 15% น้ำถูกไข่ออกจากถัง ผ่านวาล์วจนกระทั่งมวลในถังเป็น 40% ของมวลรวมตอนเริ่มต้น ถ้าระหว่างกระบวนการนี้ อุณหภูมิของของผสมในถังทำให้คงที่ จะต้องถ่ายเทความร้อนเท่าใด
- 7.7 น้ำที่ 65°C ซึ่งไหลด้วยอัตรา 3 kg/s เกิดจากการผสมของน้ำที่ 20°C และไอน้ำอิ่มตัว (saturated steam) ที่ 140°C สมมติว่ากระบวนการผสมเป็น adiabatic ให้คำนวณหาอัตรา (rates) ของไอน้ำและน้ำที่ป้อนเข้าผสมในเครื่องผสมเพื่อให้ได้น้ำที่ต้องการ

- 7.8 ในกระบวนการ desuperheater น้ำที่ 2900 kPa และ 40°C ถูกฉีดเข้าสู่ superheated steam ที่มี 2800 kPa และ 325°C ในปริมาณที่ทำให้สายของ saturated-vapor steam ที่ 2700 kPa ไหลออกจาก desuperheater ด้วยอัตรา 10 kg/s สมมติกระบวนการเป็น adiabatic ให้หา flow rate ของน้ำ และ ΔS_{total} ของกระบวนการ
- 7.9 Superheated steam ที่ 100 psia และ 500°F ไหลด้วยอัตรา 100 lb_m/s เข้าผสมกับน้ำที่ 100°F เพื่อผลิตไอน้ำที่มีความดัน 100 psia และ 380°F สมมติว่าเป็น adiabatic ให้หา อัตราของน้ำที่เข้าผสม และ ΔS_{total} ของกระบวนการ
- 7.10 ไอน้ำขยายตัวแบบ adiabatic ใน nozzle โดยเข้า nozzle ที่ 100 psia และ 400°F ด้วยความเร็ว 200 ft/s แล้วออกที่ความดัน 20 psia ด้วยความเร็ว 2000 ft/s ให้หาสถานะของไอน้ำที่ออกจาก nozzle ว่ามีกี่เฟสและถ้ามีสองเฟสให้หา quality ของไอน้ำและหา ΔS_{total} ของกระบวนการ
- 7.11 Steam turbine ทำงานแบบ adiabatic ที่ระดับกำลังงาน 3000 kW ไอน้ำเข้า turbine ที่ 2100 kPa และ 475°C และออกจาก turbine ในรูป saturated vapor ที่ 30 kPa ให้หาอัตราของไอน้ำที่ผ่าน turbine และ turbine efficiency
- 7.12 Turbine ทำงานแบบ adiabatic โดย superheated steam เข้าที่อุณหภูมิ $T_1 = 400^\circ\text{C}$ และ $P_1 = 7000 \text{ kPa}$ ด้วย mass flow rate $\dot{m} = 65 \text{ kg/s}$ ความดันที่ออกจาก turbine $P_2 = 50 \text{ kPa}$ และ turbine efficiency $\eta = 0.75$ ให้หา power output ของ turbine และหา enthalpy และ entropy ของไอน้ำที่ออกจาก turbine
- 7.13 Expander ทำงานแบบ adiabatic โดยมีไนโตรเจนเข้าที่ $T_1 = 480^\circ\text{C}$ และ $P_1 = 6 \text{ bar}$ ด้วย molar flow rate $\dot{n} = 200 \text{ mole/s}$ ความดันที่ออกมา $P_2 = 1 \text{ bar}$ expander efficiency $\eta = 0.80$ ให้ประมาณ power output ของ expander และอุณหภูมิของก๊าซที่ออกมา (exhaust stream)
-