

## บทที่ 8

### การเปลี่ยนความร้อนไปเป็นงานโดยวัฏจักรกำลัง

#### (Conversion of Heat into Work by Power Cycles)

ในระบบกำลังงานที่ใช้กันทั่วไป (conventional power) พลังงานในโมเลกุลจะถูกปล่อยออกมาโดยขบวนการเผาไหม้ หน้าที่ของเครื่องให้งาน (work producing device) ก็คือเปลี่ยนความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้ให้เป็นพลังงานกล (mechanical energy) ส่วนใน nuclear power plant ขบวนการ fission หรือ fusion จะทำให้พลังงานจาก nucleus ของอะตอมปล่อยออกมาในรูปของความร้อน (heat) และความร้อนบางส่วนนี้จะถูกเปลี่ยนไปในรูปของ work ในการวิเคราะห์ thermodynamics ของ heat engine ที่จะกล่าวถึงในที่นี้ จะสามารถนำไปใช้ได้ทั้ง conventional และ nuclear power plants

ใน heat engine และใน steam power plant ใช้น้ำหรือ working fluid จะไหลจนครบวงจร นำไปสู่กระบวนการวัฏจักร (cyclic process) ซึ่งประกอบด้วยขั้นตอนของการกลายเป็นไอและการกลั่นตัว ความร้อนจะถ่ายเทให้ working fluid จากส่วนอื่นผ่านผิวหรือ boundary เช่นใน coal fired plant ก๊าซที่ได้จากการเผาไหม้จะแยกออกจากไอน้ำโดยท่อ (boiler-tube wall) ส่วน internal-combustion engine การเปลี่ยนแปลงของพลังงานเคมีของเชื้อเพลิงจะเปลี่ยนไปเป็น internal energy โดยตรงภายในเครื่องมือชิ้นนั้น ตัวอย่างเครื่องมือแบบนี้ คือ Otto engine และ gas turbine

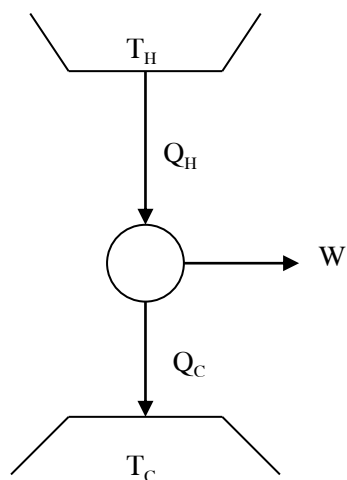
ในบทนี้จะยกตัวอย่างการวิเคราะห์หา thermal efficiencies ของ heat engine cycles แบบต่างๆ ที่เป็นที่รู้จักกันดี

### 8.1 โรงกำลังไอน้ำ (The Steam Power Plant)

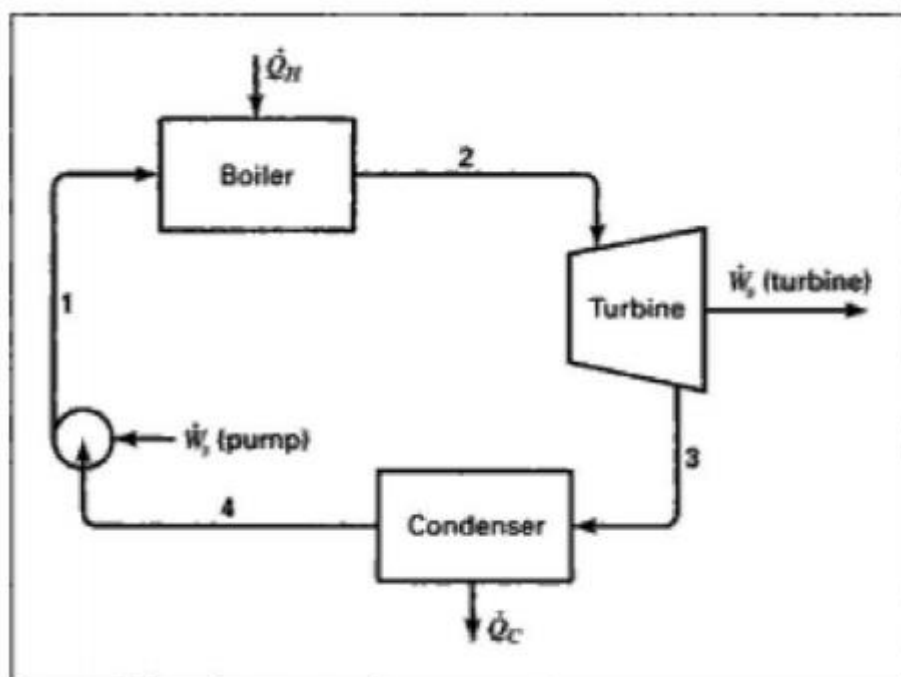
ก่อนอื่นจะพิจารณา Carnot-engine cycle ซึ่งทำงานแบบย้อนกลับ (reversible) จะประกอบด้วย 2 isothermal steps ต่อกันด้วย 2 adiabatic steps ในขั้น isothermal ที่อุณหภูมิสูง  $T_H$  heat  $|Q_H|$  จะถูกดูดโดย working fluid ของ engine ส่วนใน isothermal step ที่อุณหภูมิต่ำ  $T_C$  heat  $|Q_C|$  จะถูกกำจัดออกจาก working fluid ฉะนั้นงานที่จะได้  $W = |Q_H| - |Q_C|$  และ efficiency ของ Carnot engine คือ

$$\eta = \frac{W}{|Q_H|} = 1 - \frac{T_C}{T_H}$$

จะเห็นว่า  $\eta$  จะเพิ่มเมื่อ  $T_H$  เพิ่มและ  $T_C$  ลดปกติใน heat engine ทั่วไปค่า  $\eta$  จะต่ำเนื่องจากผลของ irreversibility และในทำนองเดียวกันค่า  $\eta$  จะเพิ่มเมื่อ  $T_H$  เพิ่มและ  $T_C$  ลด

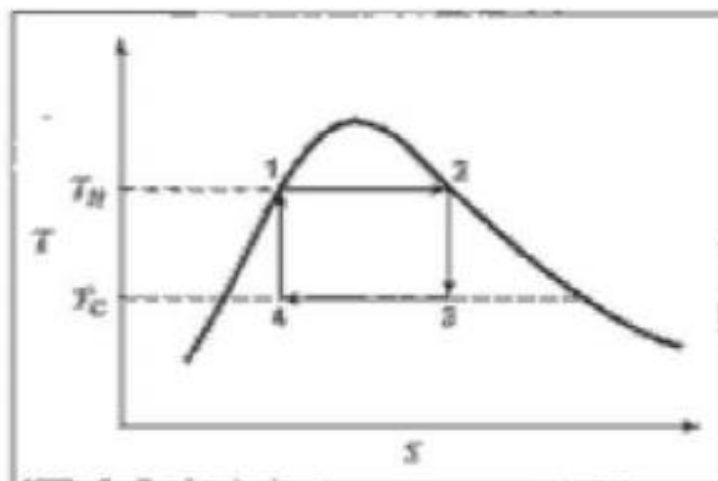


รูปที่ 8.1 แสดงกระบวนการแบบง่าย ๆ ของการไหลแบบคงตัว (simple steady-state flow process) ของ steam power plant ในกรณีนี้ไอน้ำจะผลิตใน boiler แล้วปล่อยออกไปขยายตัวอยู่ที่ adiabatic turbine เพื่อผลิต work ไอน้ำที่ออกจาก turbine จะผ่านไกล้นตัวที่ condenser และจะถูกปั๊มแบบ adiabatic กลับไปที่ boiler พลังงานที่ผลิตโดย turbine จะมีค่ามากกว่าพลังงานที่ต้องการโดยปั๊ม และ net power output จะเท่ากับความร้อนที่รับจาก boiler  $\dot{Q}_H$  ลบด้วยความร้อนที่ปล่อยทิ้งจาก condenser  $\dot{Q}_C$



รูปที่ 8.1 Simple steam power plant

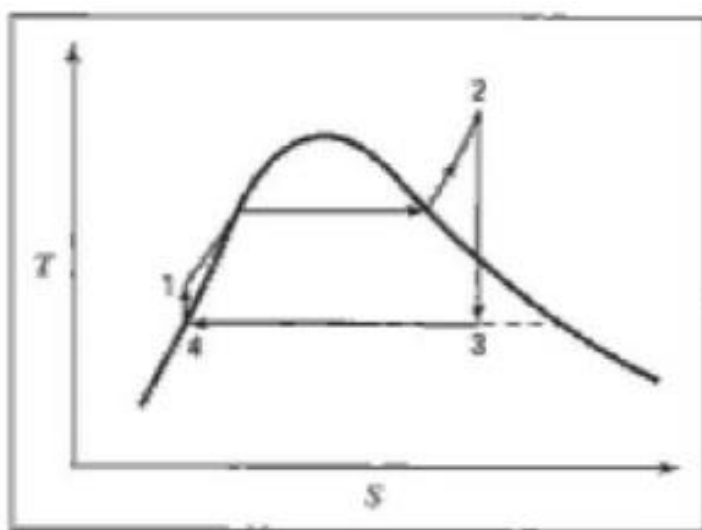
การเปลี่ยนแปลงของ properties ของ fluid ที่ไหลผ่านแต่ละส่วนของเครื่องมือ อาจแสดงเป็นทิศทางใน TS diagram ดังรูป 8.2 ซึ่งทิศทางจะเป็นวัฏจักร (cycle)



รูปที่ 8.2 Carnot cycle on a TS diagram

กรณีในรูปที่ 8.2 เป็นกรณี ideal โดย step  $1 \rightarrow 2$  เป็น isothermal absorption ของ heat ที่  $T_H$  จะเกิดขบวนการกลายเป็นไอที่ความดันคงที่และได้ saturated vapor steam จากน้ำ step  $2 \rightarrow 3$  เป็น reversible, adiabatic expansion ของ saturated vapor ที่  $T_{sat} = T_C$  ขบวนการขยายแบบนี้เป็น isentropic ได้เส้นตรงดิ่งที่ S คงที่ดังรูปและจะได้ wet vapor (ไอน้ำ+หยดน้ำ) step ที่  $3 \rightarrow 4$  เป็น isothermal rejection ของ heat ที่  $T_C$  จะได้เส้นแนวนอนในรูปที่ 8.2 เป็นขบวนการกลั่นตัวแต่ไม่สมบูรณ์หมด step ที่  $4 \rightarrow 1$  เป็นการทำให้เป็น saturated-liquid water โดยการอัดแบบ isentropic จึงได้เส้นตรงดิ่ง

Thermal efficiency ใน cycle นี้ก็คือของ Carnot engine ดังสมการที่เขียนข้างบน จะใช้เป็นมาตรฐานเพื่อเปรียบเทียบกับ steam power plant จริง ขบวนการตามรูป 8.2 ในทางปฏิบัติจะเป็นไปยากมาก เช่นการมีหยดของเหลวผ่าน turbine จะทำให้เกิดการกัดกร่อน และการออกแบบปั๊มใช้กับของเหลว+ไอ ฉะนั้นจึงได้มีการใช้โมเดลของ cycle แบบอื่นเพื่อเป็นมาตรฐานสำหรับเปรียบเทียบใน fossil-fuel-burning power plant เรียกว่า Rankine cycle ดังรูปที่ 8.3



รูปที่ 8.3 The Rankine cycle

จะต่างจาก cycle ที่แล้วคือ step  $1 \rightarrow 2$  จะทำให้เป็น superheated vapor และ step  $3 \rightarrow 4$  จะทำให้เกิดการกลั่นตัวอย่างสมบูรณ์ รายละเอียดของ step ต่าง ๆ คือ

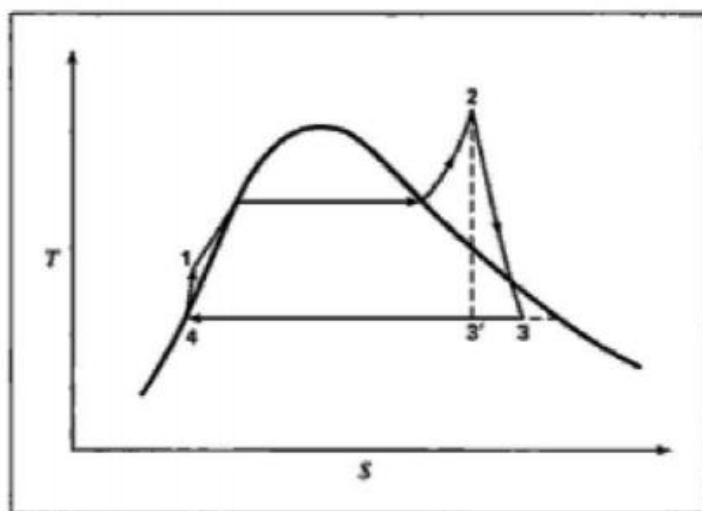
$1 \rightarrow 2$  เป็นการให้ความร้อนที่ความดันคงที่ใน boiler ทิศทางในรูปจะเป็นไปตามเส้น isobar (ความดันคงที่ที่ ความดัน boiler) จะประกอบด้วย 3 sections คือ ให้ความร้อนน้ำไปเป็นอุณหภูมิ saturation การกลายเป็นไอที่อุณหภูมิและความดันคงที่ และการทำให้เป็น superheated vapor โดยทำให้อุณหภูมิสูงกว่าอุณหภูมิอิ่มตัว

$2 \rightarrow 3$  เป็น Reversible, adiabatic (isentropic) expansion ของไอน้ำที่ turbine ไปเป็นความดันของ condenser เส้นทางจะผ่าน saturation curve ทำให้ไอน้ำมีหยดน้ำด้วยออกมา (wet exhaust)

$3 \rightarrow 4$  เป็นการกลั่นตัวให้เป็น saturated liquid ที่ความดันและอุณหภูมิกงที่ใน condenser

$4 \rightarrow 1$  เป็น isentropic pumping ของของเหลวที่กลั่นตัวไปที่ความดันของ boiler เส้นทางจะขึ้นเล็กน้อยเพราะการอัดทำให้ T สูงเล็กน้อย

Power plant จริงๆ จะทำงานต่างไปจาก Rankine cycle ตรง work ที่ได้ออกมาและ work ที่ต้องการใช้จะเป็น irreversible ใน step  $2 \rightarrow 3$  และ  $4 \rightarrow 1$  ดังรูป 8.4 จะเห็นว่าทิศทางจะเบนไปที่ที่มี S เพิ่มขึ้น



รูปที่ 8.4 Simple practical power cycle.

ในที่นี้ boiler จะทำหน้าที่ถ่ายเทความร้อนจากเชื้อเพลิงที่กำลังเผาไหม้ (burning fuel) ไปสู่ cycle และ condenser ทำหน้าที่ถ่ายเทความร้อนจาก cycle ไป surrounding ถ้าไม่คำนึงถึงการเปลี่ยนแปลงของ kinetic และ potential-energy สมการ (7.9) และ (7.10) จะลดเป็น

$$\dot{Q} = m\Delta H \quad (8.1)$$

$$\text{หรือ } Q = \Delta H \quad (8.2)$$

ส่วน turbine และ pump การคำนวณได้กล่าวแล้วในบทที่ 7

**ตัวอย่างที่ 8.1** ไอน้ำที่ได้ใน power plant ที่ความดัน 8600 kPa และอุณหภูมิ 500 °C จะผ่านไปที่ turbine และออกมาที่ความดัน 10 kPa จะเข้า condenser ต่อไป ซึ่งจะกลั่นตัวเป็น saturated liquid จากนั้นจะถูกปั๊มไปที่ boiler

- ให้หา thermal efficiency ของ Rankine cycle ที่สถานะข้างบนนี้
- ให้หา thermal efficiency ของ cycle ในกระบวนการจริงถ้า turbine และ pump มีประสิทธิภาพ 75%
- ถ้าอัตรา (rating) ของ power cycle ในข้อ (b) เท่ากับ 80,000 kW ให้หาอัตราของไอน้ำที่ใช้ และหา heat transfer rates ใน boiler และ condenser

**วิธีทำ** turbine ในกรณีนี้ทำงานที่สถานะเหมือนตัวอย่างที่ 7.5 ฉะนั้นผลจะได้เหมือนกันคือ

$$(\Delta H)_s = -1274.2 \text{ kJ/kg}$$

$$W_s (\text{isentropic}) = -(\Delta H)_s = 1274.2 \text{ kJ/kg}$$

และจากตัวอย่างที่ 7.5 ค่า  $H_2'$  ที่ได้จะเท่ากับ  $H_3'$  ในตัวอย่างนี้ ซึ่งเป็นการขยายตัวแบบ isentropic

$$\therefore H_3' = 2117.4 \text{ kJ/kg}$$

$$Q (\text{condenser}) = H_4 - H_3'$$

$H_4$  คือ enthalpy ของ saturated liquid ที่ 10 kPa ( $t^{\text{sat}} = 45.83^\circ\text{C}$ ) ซึ่งจาก steam table

$$H_4 = 191.8 \text{ kJ/kg}$$

$$\therefore Q (\text{condenser}) = 191.8 - 2117.4 = -1925.6 \text{ kJ/kg}$$

โดยเครื่องหมายลบแสดงว่า heat ไหลออกจาก system

Pump ในที่นี้จะทำงานมีสถานะเหมือนตัวอย่างที่ 7.10 ซึ่งจะได้

$$W_s (\text{isentropic}) = -(\Delta H)_s = -8.7 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{ดังนั้น } H_1 = H_4 + (\Delta H)_s = 191.8 + 8.7 = 200.5 \text{ kJ/kg}$$

ค่า enthalpy ของ superheated steam ที่ 8600 kPa และ  $500^\circ\text{C}$  คือ

$$H_2 = 3391.6 \text{ kJ/kg}$$

จาก Eq (8.2)

$$Q(\text{boiler}) = H_2 - H_1 = 3391.6 - 200.5 = 3191.1 \text{ kJ/kg}$$

ค่า net work ของ Rankine cycle จะเท่ากับผลบวกของ turbine work และ pump work

$$W_s (\text{Rankine}) = 1274.2 - 8.7 = 1265.5 \text{ kJ/kg}$$

ซึ่งผลนี้จะมีค่าเท่ากับหาจาก

$$\begin{aligned} W_s (\text{Rankine}) &= Q (\text{boiler}) + Q (\text{condenser}) \\ &= 3191.1 - 1925.6 = 1265.5 \end{aligned}$$

จะหาค่า thermal efficiency ของ cycle จะเป็น

$$\eta = \frac{W_s (\text{Rankine})}{Q(\text{boiler})} = \frac{1265.5}{3191.1} = 0.3966$$

b) ถ้า turbine มี efficiency 0.75 เราจะได้ผลเหมือนกรณีจากตัวอย่างที่ 7.5 คือ

$$W_s(\text{turbine}) = -\Delta H = 995.6 \text{ kJ/kg}$$

และ  $H_3 = H_2 + \Delta H = 3391.6 - 955.6 = 2436.0 \text{ kJ/kg}$

สำหรับ condenser

$$Q(\text{condenser}) = H_4 - H_3 = 191.8 - 2436.0 = -2244.2 \text{ kJ/kg}$$

จากตัวอย่างที่ 7.1 สำหรับ pump

$$W_s(\text{pump}) = -\Delta H = -11.6$$

ดังนั้น  $H_1 = H_4 + \Delta H = 191.8 + 11.6 = 203.4 \text{ kJ/kg}$

$$Q(\text{boiler}) = H_2 - H_1 = 3391.6 - 203.4 = 3188.2 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta = \frac{W(\text{net})}{Q(\text{boiler})} = \frac{995.6 - 11.6}{3188.2} = 0.2961$$

(c) เมื่อ  $\dot{W}_s(\text{net}) = 80000 \text{ kW}$

$$\dot{W}_s(\text{net}) = \dot{m} W_s(\text{net})$$

ฉะนั้น  $\dot{m} = \frac{\dot{W}_s(\text{net})}{W_s(\text{net})} = \frac{80,000 \text{ kJ/s}}{984.0 \text{ kJ/kg}} = 84.75 \text{ kg/s}$

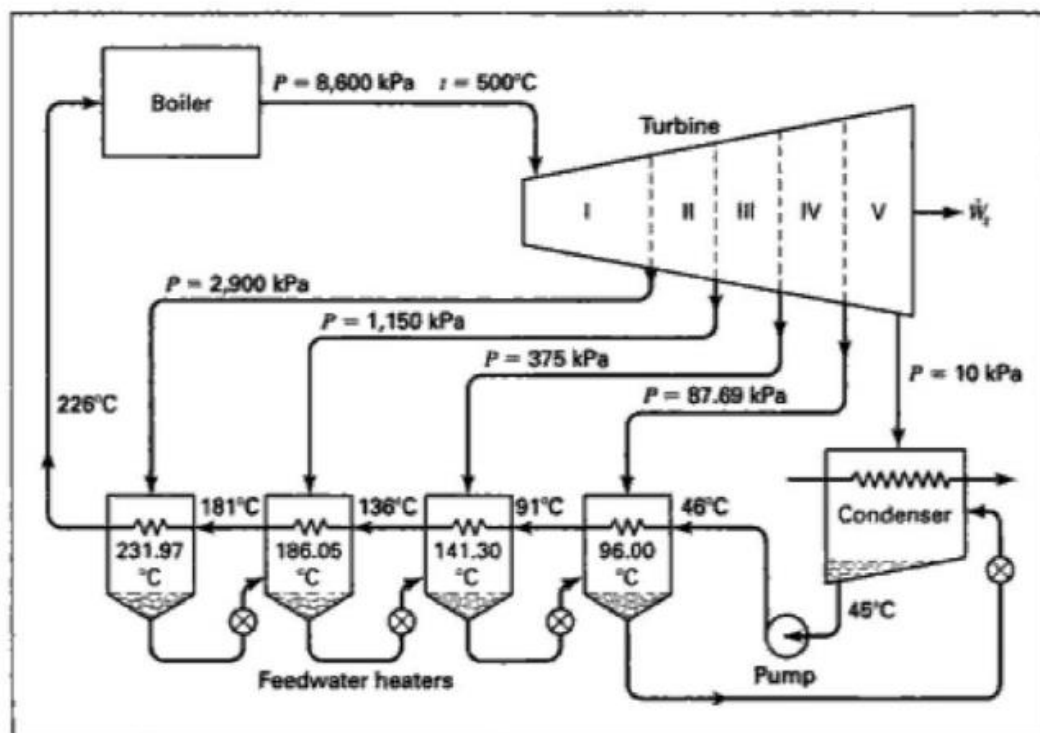
จาก Eq. (8.1)

$$\dot{Q}(\text{boiler}) = (84.75)(3188.2) = 270.2 \times 10^3 \text{ kJ/s}$$

และ  $\dot{Q}(\text{condenser}) = (84.75)(2244.2) = 190.2 \times 10^3 \text{ kJ/s}$

---

ส่วนใหญ่แล้ว power plants สมัยใหม่จะดัดแปลงจาก Rankine cycle โดยเพิ่ม feed water heaters ซึ่งแทนที่น้ำจาก condenser จะปั๊มไปที่ boiler โดยตรง น้ำนี้จะถูกทำให้ร้อนก่อนโดยไอน้ำที่ออกจาก turbine โดยปกติจะให้ผ่านแบบหลายชั้น (stages) โดยใช้ steam จาก turbine ที่ขยายตัวแบบทำให้ร้อนหลายสถานะ ตัวอย่างของ process ที่มี 4 feedwater heaters แสดงในรูปที่ 8.5



รูปที่ 8.5 Steam power plant with feedwater heating

ค่าตัวเลขต่าง ๆ เป็นของตัวอย่างที่ 8.2 steam ใน boiler ที่ได้จะตรงกับตัวอย่างที่ 8.1 คือ 8600 kPa และ 500°C ความดันของไอน้ำที่ออกจาก turbine ก็เหมือนกันเท่ากับ 10 kPa ฉะนั้น saturated temperature ของไอน้ำที่ออกมา (exhaust steam) จึง = 45.83°C ฉะนั้นที่ condenser เราทำให้กลายเป็นน้ำที่อุณหภูมิคงที่ซึ่งกรณีนี้ทำให้เย็นลงนิดหนึ่งเป็น 45°C ส่วน feed water pump จะทำงานเหมือนตัวอย่างที่ 7.10 ซึ่งตัวอย่างที่ทำให้อุณหภูมิเพิ่มขึ้น 1 °C เป็น 46 °C ที่ความดัน 8600 kPa ที่ boiler จะมี saturated temperature = 300.06°C เป็นค่าที่จะนำไปพิจารณาออกแบบ ฉะนั้นเราจะระบุให้ต่ำกว่านี้ ในกรณีนี้เลือกใช้ 226°C สำหรับ feed water ที่จะเข้า boiler นอกจากนี้ในกรณีนี้เรายังสมมุติอีกว่า feedwater heaters สี่ตัวซึ่งทำให้น้ำมีอุณหภูมิเพิ่มเป็น 226-46 = 180°C แต่ละ heater เพิ่มอุณหภูมิเท่ากันคือ 108/4 = 45 °C

ไอน้ำที่ผ่านไปแต่ละ heater จะต้องมีความดันเพียงพอที่ saturated ที่มี temperature ต้องมากกว่าอุณหภูมิ feedwater stream ที่ออกจาก heater ในกรณีนี้เราเลือกออกแบบให้ความดันที่มี

$p_{\text{sat}}$  มีค่ามากกว่าอย่างน้อยที่สุดประมาณ  $5^{\circ}\text{C}$  ของอุณหภูมิ stream ที่ออกจากแต่ละ heater นั้น คืออุณหภูมิแตกต่างสำหรับการถ่ายเทความร้อนในแต่ละ heater จะมีค่าอย่างน้อยที่สุด  $5^{\circ}\text{C}$

condensate (น้ำที่กลั่นตัว) ในแต่ละ heater จะ flashed ผ่าน throttle valve ไปยัง heater ถัดมาที่มีความดันต่ำกว่าดังแสดงในรูป และ condensate จาก heater สุดท้ายจะ flashed ไปที่ condenser

จุดประสงค์ของการเพิ่ม heating feedwater ในลักษณะนี้ก็เพื่อเพิ่มอุณหภูมิเฉลี่ยซึ่งเป็น อุณหภูมิที่ให้ความร้อนแก่ boiler ซึ่งการเพิ่มอุณหภูมินี้จะเพิ่มประสิทธิภาพของ plant (โรงงาน หรือขบวนการ) ซึ่งเราเรียกว่า operate แบบ regenerative cycle

ตัวอย่างที่ 8.2 ให้หา thermal efficiency ของ power plant แสดงในรูปที่ 8.5 โดยสมมติว่า turbine และปั๊มมี efficiencies = 0.75 ถ้าอัตรากำลัง (power rating) = 80,000 kW ให้หา อัตราไอน้ำ (steam rate) ใน boiler และอัตราการถ่ายเทความร้อน (heat-transfer rate) ใน boiler และ condenser

วิธีทำ การคำนวณจะพิจารณา 1 kg ของ steam เข้า turbine

turbine จะถูกแบ่งเป็น 5 sections (ส่วน) ซึ่งจะมีไอน้ำบางส่วนถูกดึงออกแต่ละ section และ flow rate ของ steam ที่ออกมาจะลดลงจาก section หนึ่งไป section หนึ่ง หาโดย energy balances.

ก่อนอื่นจะต้องคำนวณหา  $H$  ของ compressed feedwater streams จากสมการ (7.37)

$$\Delta H = v(1 - \beta T) \Delta P \quad (T \text{ คงที่})$$

จาก steam table (หน้า 578) saturated liquid water ที่  $226^{\circ}\text{C}$  จะมี

$$p_{\text{sat}} = 2598.2 \text{ kPa}$$

$$H = 971.5 \text{ kJ/kg}$$

$$V = 1201 \text{ cm}^3/\text{kg}$$

$$\text{และที่อุณหภูมินี้ } \beta = 1.582 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1}$$

จะนั้นเมื่อความดันเปลี่ยนจาก  $p_{\text{sat}}$  ไปเป็น 8600 kPa

$$\Delta H = 1201 [1 - (1.582 \times 10^{-3})(499.15)] \frac{(8600 - 2598.2)}{10^6}$$

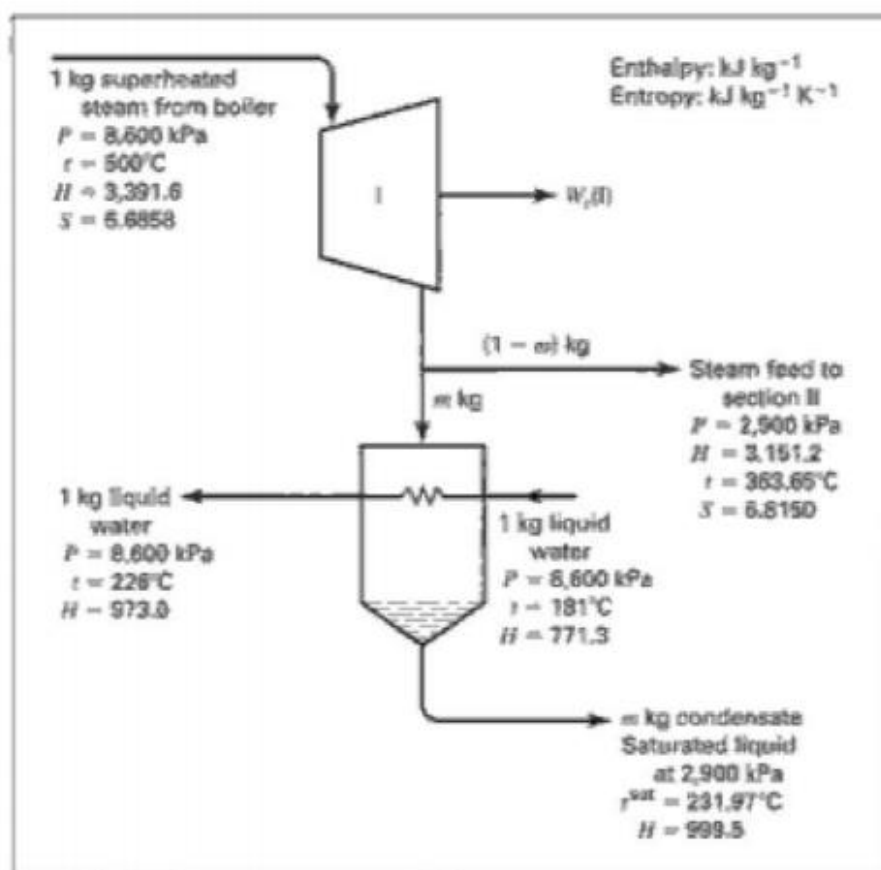
$$= 1.5 \text{ kJ/kg}$$

$$\therefore H = H(\text{sat. liquid}) + \Delta H = 971.5 + 1.5 = 973.0 \text{ kJ/kg}$$

ในทำนองเดียวกัน ค่า enthalpy ของ feedwater ที่อุณหภูมิอื่น ๆ (ดังรูป 8.5) จะได้

| $t(^{\circ}\text{C})$              | 226   | 181   | 136   | 91    | 46    |
|------------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $H(\text{kJ/kg})$ สำหรับ water     |       |       |       |       |       |
| ที่ $t$ และ $P = 8600 \text{ kPa}$ | 973.0 | 771.3 | 577.4 | 387.5 | 200.0 |

พิจารณา section แรกของ turbine และ feedwater heater อันแรกดังรูปที่ 8.6



รูปที่ 8.6 section I ของ turbine และ feedwater heater แรก

ค่า enthalpy และ entropy ของไอน้ำเข้าและออก turbine หาจาก steam table สำหรับ superheated steam

เมื่อการขยายตัวของไอน้ำใน section I ของ turbine เป็น isentropic ไปที่ 2900 kPa จะได้

$$(\Delta H)_s = -320.5 \text{ kJ/kg}$$

$$\therefore \Delta H = \eta (\Delta H)_s = (0.75)(-320.5) = -240.4 \text{ kJ/kg}$$

โดย Eq (7.26)

$$W_s(I) = -\Delta H = 240.4 \text{ kJ.}$$

และ enthalpy ของไอน้ำที่ออกจาก section นี้หาได้โดย

$$H = 3391.6 - 240.4 = 3151.2 \text{ kJ/kg}$$

energy balance ใน heater หาจากสมการ (7.8) โดยไม่คำนึงถึง kinetic และ potential energy ที่เปลี่ยนไป และจะเห็นว่า  $\dot{Q} = \dot{W}_s = 0$  จะได้

$$\Delta (\dot{m}H)_{fs} = 0$$

เมื่อ basis เป็น 1 kg ของ steam เข้าจะได้

$$m(999.5 - 3151.2) + (1)(973.0 - 771.3) = 0$$

$$\therefore m = 0.09374 \text{ kg} \quad \text{และ } (1-m) = 0.90626 \text{ kg}$$

เมื่อ 1-m เป็นปริมาณไอน้ำที่ผ่านไป section II ของ turbine

พิจารณา Section II ของ turbine และ feedwater heater ดังแสดงในรูปที่ 8.7 การคำนวณทำเช่นเดียวกับ section I

จะได้ enthalpy ของไอน้ำออกจาก section II

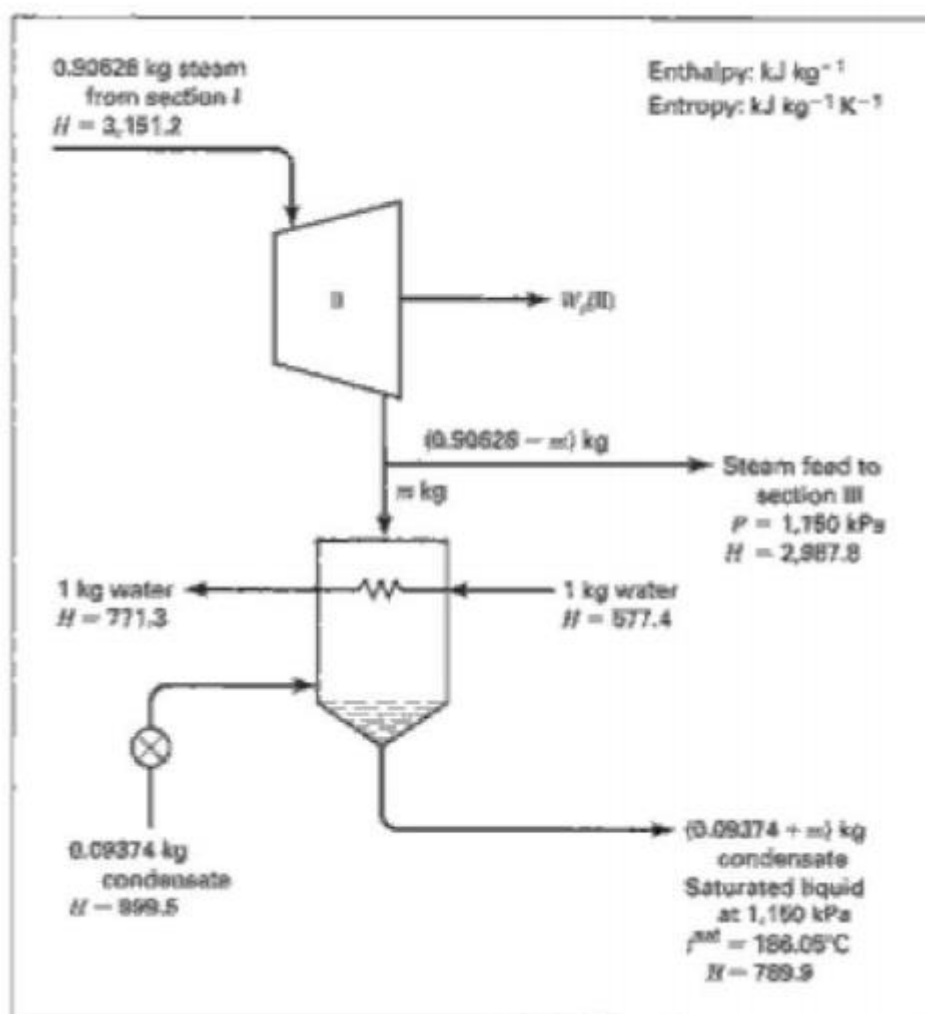
$$H = 2987.8 \text{ kJ/kg}$$

ดังนั้น โดยพิจารณา 1 kg ของไอน้ำเข้า turbine

$$W_s(II) = -(2987.8 - 3151.2)(0.90626) = 148.08 \text{ kJ}$$

Energy balance ใน feedwater heater จะได้ (ดูรูป 8.7)

$$\begin{aligned} (0.0937+m)(789.9) - (0.09374)(999.5) - m(2987.8) + (1)(771.3 - 577.4) \\ = 0 \\ m = 0.07971 \text{ kg} \end{aligned}$$



รูปที่ 8.7 section II ของ turbine และ feedwater heater ตัวที่ 2

ส่วนการ throttling ของไอน้ำกลั่นตัวจะไม่ทำให้ enthalpy เปลี่ยนแปลง

ผลจาก section III, IV, และ V ก็คำนวณเช่นเดียวกัน จะได้ดังตาราง

|                                 | H(kJ/kg)          | W(kJ)          | t(°C)                | สถานะ                  | m(kg ของไอน้ำ<br>ที่ extracted) |
|---------------------------------|-------------------|----------------|----------------------|------------------------|---------------------------------|
|                                 | ตรงออกของ section | สำหรับ section | ที่ทางออกของ section |                        |                                 |
| Sec. I                          | 3151.2            | 240.40         | 363.65               | superteated vapor      | 0.09374                         |
| Sec. II                         | 2987.8            | 148.08         | 272.48               | superheated vapor      | 0.07928                         |
| Sec. III                        | 2827.4            | 132.65         | 183.84               | superheated vapor      | 0.06993                         |
| Sec. IV                         | 2651.3            | 133.32         | 96.00                | Wet vapor (x = 0.9919) | 0.06257                         |
| Sec. V                          | 2435.9            | 149.59         | 45.83                | Wet vapor (x = 0.9378) |                                 |
| $\Sigma W_s = 804.0 \text{ kJ}$ |                   |                |                      |                        | $\Sigma m = 0.3055$             |

Work ที่ต้องใช้ใน pump แสดงในตัวอย่างที่ 7.10 = 11.6 kJ

จะเห็นว่า 1 kg ของไอน้ำเข้า turbine จะให้ work ออกมา 804.0 kJ และ ไอน้ำจะถูกดึง (extracted) จาก turbine ไปใช้ใน feedwater heaters 0.3055 kg ฉะนั้น net work สำหรับ cycle จึงเป็น

$$W_s(\text{net}) = 804.0 - 11.6 = 792.4 \text{ kJ}$$

และที่ heat ที่ใส่ให้ boiler คือ

$$Q(\text{boiler}) = \Delta H = 3391.6 - 973.0 = 2418.6 \text{ kJ}$$

∴ thermal efficiency ของ cycle คือ

$$\eta = \frac{W_s(\text{net})}{Q(\text{boiler})} = \frac{792.4}{2418.6} = 0.3276$$

(เทียบกับตัวอย่างที่ 8.1 ซึ่ง  $\eta = 0.2961$ )

เมื่อ  $\dot{W}_s(\text{net}) = 80000 \text{ kJ/s}$

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}_s(\text{net})}{W_s(\text{net})} = \frac{80000}{792.4} = 100.96 \text{ kg/s}$$

นี่คือ steam rate ที่เข้า turbine ฉะนั้น heat transfer rate ใน boiler จะได้เป็น

$$\dot{Q}(\text{boiler}) = \dot{m}\Delta H = (100.96)(2418.6) = 244.2 \times 10^3 \text{ kJ/s}$$

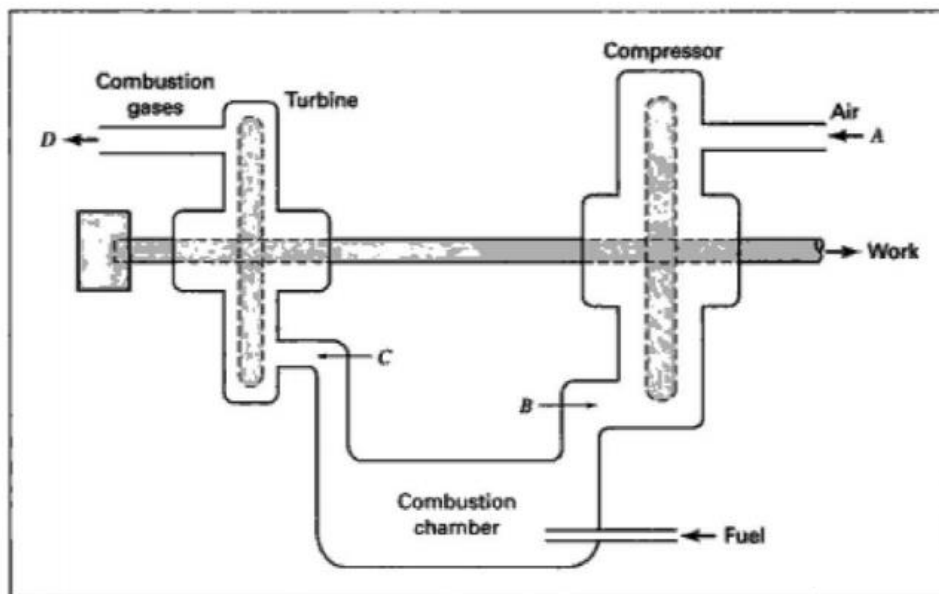
และ heat transfer rate ไปสู่ cooling water ใน condenser คือ

$$\begin{aligned} \dot{Q}(\text{condenser}) &= \dot{Q}(\text{boiler}) - \dot{W}_s(\text{net}) \\ &= 244.2 \times 10^3 - 80.0 \times 10^3 = 164.2 \times 10^3 \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

## 8.2 Gas-Turbine Power Plant

Gas turbine จะถูกขับโดยก๊าซอุณหภูมิสูงที่เกิดจากการเผาไหม้ ดังรูปที่ 8.11 อากาศที่เข้าไปจะถูกอัดไปที่ความดันสูงหลาย bar ก่อนจะเกิดการเผาไหม้ centrifugal compressor จะ

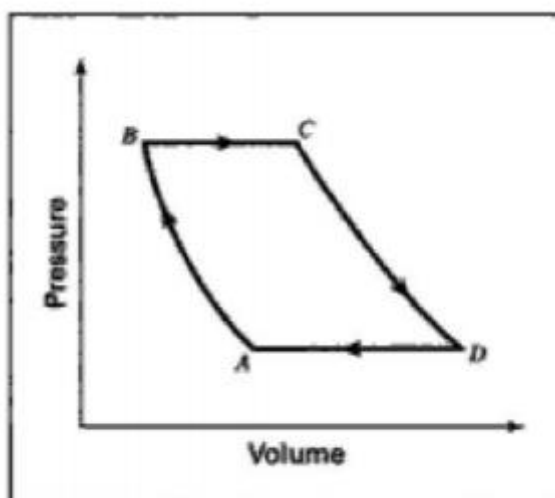
ทำงานบนแกนหมุน (shaft) เดียวกันกับของ turbine ฉะนั้นงานที่เกิดจาก turbine บางส่วนจะใช้ในการขับ compressor และ Gas turbine จะทำงานเช่นเดียวกับ steam power plant กรณีนี้ยิ่งอุณหภูมิของก๊าซที่เกิดจากการเผาไหม้ที่จะเข้า turbine ยิ่งสูง ประสิทธิภาพของหน่วยก็จะมากขึ้นตาม และงานต่อน้ำหนักการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงก็จะมากขึ้น อย่างไรก็ตามจะมีข้อจำกัดของอุณหภูมิ เนื่องจากความทนความร้อนของใบพัดของ turbine ฉะนั้นต้องให้มี excess air เพียงพอที่จะให้มีอุณหภูมิต่ำพอกับความปลอดภัย



รูป

ที่ 8.11 Gas-turbine power plant

gas-turbine cycle แบบอุดมคติ (ใช้อากาศเราจะเรียกว่า Brayton cycle) แสดงใน PV diagram ดังรูปที่ 8.12



รูปที่ 8.12 Ideal cycle สำหรับ gas turbine power plant

ขั้นถัดจะเป็นช่วง AB ซึ่งเป็น adiabatic , reversible (isentropic) ทำให้ความดันเพิ่มจาก  $P_A$  (ความดันบรรยากาศ) ไปเป็น  $P_B$  ขั้น combustion จะแทนด้วยช่วงที่มีความดันคงที่ BC ซึ่งจะเพิ่ม heat เท่ากับ  $Q_{CB}$  จากนั้น work จะเกิดขึ้นโดย turbine เนื่องจากผลของการขยายตัวแบบ isentropic ของอากาศไปเป็นความดัน  $P_D$  เนื่องจากก๊าซร้อนจาก turbine ระบายออกสู่บรรยากาศ ฉะนั้น  $P_D = P_A$  ค่า thermal efficiency ของ cycle หาจาก

$$\eta = \frac{W_s(\text{net})}{Q_{BC}} = \frac{W_{CD} + W_{AB}}{Q_{BC}} \quad (8.8)$$

ซึ่งแต่ละปริมาณจะเป็นต่อ 1 mole ของ air  
หรือในเทอมของอุณหภูมิ :

$$\eta = 1 - \frac{T_D + T_A}{T_C - T_B} \quad (8.9)$$

เนื่องจาก AB และ CD เป็นขั้นตอนแบบ isentropic ความสัมพันธ์ของ T และ P จะเป็น (จากสมการ (3.23))

$$\frac{T_B}{T_A} = \left( \frac{P_B}{P_A} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (8.10)$$

และ

$$\frac{T_D}{T_C} = \left( \frac{P_D}{P_C} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} = \left( \frac{P_A}{P_B} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (8.11)$$

ฉะนั้น  $\eta$  อาจเขียนในเทอมของความดันได้เป็น

$$\eta = 1 - \left( \frac{P_A}{P_B} \right)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

ถ้า compressor และ turbine ทำงานแบบ adiabatic แต่เป็น irreversible โดยมีประสิทธิภาพ  $\eta_c$  และ  $\eta_t$  ค่า thermal efficiency ของ plant จะมีค่าลดลงอย่างมากจากกรณีที่เป็น ideal กรณีนี้อุณหภูมิของอากาศที่เข้า compressor  $T_A$  และอุณหภูมิที่เข้า turbine (ระบุเป็นค่าสูงสุด  $T_C$ ) จะเหมือนกับ ideal cycle ข้างบน แต่อุณหภูมิของอากาศใน compressor  $T_B$  จะสูงกว่าอุณหภูมิแบบ isentropic  $T'_B$  และอุณหภูมิของอากาศหลังขยายตัวแบบ irreversible ผ่าน turbine  $T_D$  จะสูงกว่าอุณหภูมิการขยายตัวแบบ isentropic  $T'_D$

กรณีนี้ work ที่ต้องใช้ใน compressor คือ

$$-W(\text{comp}) = C_p(T_B - T_A) \quad (\text{A})$$

หรืออาจหาจาก isentropic work คือ

$$-W(\text{comp}) = \frac{C_p(T_B' - T_A)}{\eta_c} \quad (\text{B})$$

เช่นเดียวกัน work ที่เกิดจาก turbine จะหาจาก

$$W(\text{turb}) = -C_p(T_D - T_C) = -C_p\eta_t(T_D' - T_C) \quad (\text{C})$$

และ heat ที่ได้จาก combustion คือ

$$Q = C_p(T_C - T_B) \quad (\text{D})$$

ฉะนั้น thermal efficiency ของ power plant จะเป็น

$$\eta = \frac{W(\text{comp}) + W(\text{turb})}{Q}$$

$$\text{หรือ} \quad \eta = \frac{\eta_t \eta_e (T_C / T_A)(1 - 1/\alpha) - (\alpha - 1)}{\eta_e (T_C / T_A - 1) - (\alpha - 1)} \quad (8.13)$$

เมื่อ

$$\alpha = \left( \frac{P_B}{P_A} \right)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

**ตัวอย่างที่ 8.4** Gas-turbine power plant ทำงานด้วยอัตราส่วนความดัน  $P_B/P_A$  เท่ากับ 6 อุณหภูมิของอากาศเข้า compressor เท่ากับ  $25^\circ\text{C}$  และอุณหภูมิสูงสุดที่ยอมได้ของ turbine =  $760^\circ\text{C}$

a) ให้หา efficiency ของ reversible ideal-gas cycle ในสถานะนี้เมื่อ  $\gamma = 1.4$

b) หา efficiency ของ power plant เมื่อ compressor และ turbine ทำงานแบบ adiabatic แต่เป็น irreversible ซึ่งแทนด้วย efficiency  $\eta_c = 0.83$  และ  $\eta_t = 0.86$

**วิธีทำ**

(a) จากสมการ (8.12)

$$\eta = 1 - (1/6)^{(1.4-1)/1.4} = 1 - 0.6 = 0.40$$

(b) จากสมการ (8.13) 
$$\eta = \frac{\eta_t \eta_c (T_C / T_A)(1 - 1/\alpha) - (\alpha - 1)}{\eta_c (T_C / T_A - 1) - (\alpha - 1)}$$

เมื่อ 
$$\frac{T_C}{T_A} = \frac{760 + 273.15}{25 + 273.15} = 3.47$$

$$\alpha = \left( \frac{P_B}{P_A} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} = (6)^{(1.4-1)/1.4} = 1.67$$

แทนค่าจะได้

$$\eta = \frac{(0.86)(0.83)(3.47)(1 - 1/1.67) - (1.67 - 1)}{(0.83)(3.47 - 1) - (1.67 - 1)} = 0.235$$

ตัวอย่างนี้แสดงให้เห็นว่าแม้ turbine และ compressor จะมีประสิทธิภาพสูง แต่ก็ไปลด thermal efficiency ถึง 40% ของกรณีแบบ ideal cycle

---