

Niveau : M1PA

Durée : 01H30

Calculatrice autorisée- Pas de documents sauf les tables.

Mise en garde : **Attention !** Aucune communication entre les candidats **ne sera tolérée.**

Exercice :

Soit un cycle de Brayton idéal dont le rapport de pression est de 8. Les températures minimale et maximale du cycle sont respectivement de 310 K et de 1160 K. Le rendement isentropique du compresseur est de 75 %, alors que celui de la turbine est de 82 %. Déterminez :

1. La température de l'air à la sortie de la turbine.
2. Le travail net produit.
3. Le rendement thermique.

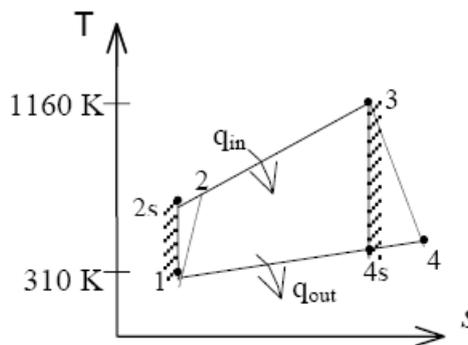


Figure 01 : Cycle de turbine à gaz.

Problème :

Soit un réfrigérateur fonctionnant selon le cycle à compression de vapeur idéal. Les pressions minimale et maximale du cycle sont respectivement de 0,12 MPa et de 0,7 MPa. Le débit massique du réfrigérant R134a est de 0,05 kg/s. Déterminez :

1. La puissance thermique extraite du milieu réfrigéré \dot{Q}_L .
2. La puissance consommée par le compresseur \dot{W}_{in} .
3. La puissance thermique évacuée dans le milieu extérieur \dot{Q}_H .
4. Le coefficient de performance (COP).

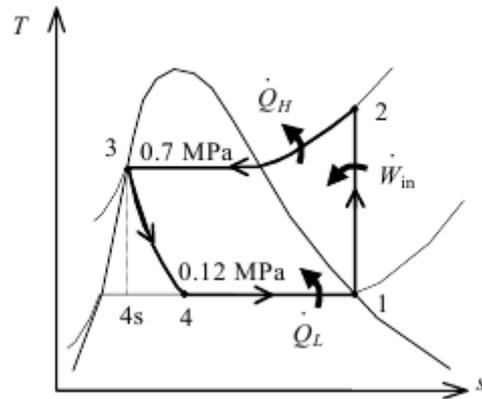


Figure 02 : Cycle de réfrigération.

« Les jours se suivent et ne ressemblent pas »

Pr H.Madani

Contrôle de Thermodynamique

Exercice :

(a) Noting that process 1-2s is isentropic,

$$T_1 = 310 \text{ K} \longrightarrow \begin{aligned} h_1 &= 310.24 \text{ kJ/kg} \\ P_{r_1} &= 1.5546 \end{aligned}$$

$$P_{r_2} = \frac{P_2}{P_1} P_{r_1} = (8)(1.5546) = 12.44 \longrightarrow h_{2s} = 562.58 \text{ kJ/kg} \text{ and } T_{2s} = 557.25 \text{ K}$$

$$\begin{aligned} \eta_C = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} &\longrightarrow h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_C} \\ &= 310.24 + \frac{562.58 - 310.24}{0.75} = 646.7 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$T_3 = 1160 \text{ K} \longrightarrow \begin{aligned} h_3 &= 1230.92 \text{ kJ/kg} \\ P_{r_3} &= 207.2 \end{aligned}$$

$$P_{r_4} = \frac{P_4}{P_3} P_{r_3} = \left(\frac{1}{8}\right)(207.2) = 25.90 \longrightarrow h_{4s} = 692.19 \text{ kJ/kg} \text{ and } T_{4s} = 680.3 \text{ K}$$

$$\begin{aligned} \eta_T = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} &\longrightarrow h_4 = h_3 - \eta_T(h_3 - h_{4s}) \\ &= 1230.92 - (0.82)(1230.92 - 692.19) \\ &= 789.16 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Thus, $T_4 = 770.1 \text{ K}$

$$(b) \quad q_{\text{in}} = h_3 - h_2 = 1230.92 - 646.7 = 584.2 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{\text{out}} = h_4 - h_1 = 789.16 - 310.24 = 478.92 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{net,out}} = q_{\text{in}} - q_{\text{out}} = 584.2 - 478.92 = 105.3 \text{ kJ/kg}$$

$$(c) \quad \eta_{\text{th}} = \frac{w_{\text{net,out}}}{q_{\text{in}}} = \frac{105.3 \text{ kJ/kg}}{584.2 \text{ kJ/kg}} = 18.0\%$$

Contrôle de Thermodynamique

Problème :

Analysis (a) In an ideal vapor-compression refrigeration cycle, the compression process is isentropic, the refrigerant enters the compressor as a saturated vapor at the evaporator pressure, and leaves the condenser as saturated liquid at the condenser pressure. From the refrigerant tables (Tables A-12 and A-13),

$$\left. \begin{array}{l} P_1 = 120 \text{ kPa} \\ \text{sat. vapor} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_1 = h_g @ 120 \text{ kPa} = 236.97 \text{ kJ/kg} \\ s_1 = s_g @ 120 \text{ kPa} = 0.94779 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array}$$

$$\left. \begin{array}{l} P_2 = 0.7 \text{ MPa} \\ s_2 = s_1 \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_2 = 273.50 \text{ kJ/kg} \quad (T_2 = 34.95^\circ\text{C}) \end{array}$$

$$\left. \begin{array}{l} P_3 = 0.7 \text{ MPa} \\ \text{sat. liquid} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_3 = h_f @ 0.7 \text{ MPa} = 88.82 \text{ kJ/kg} \end{array}$$

$$h_4 \cong h_3 = 88.82 \text{ kJ/kg} \quad (\text{throttling})$$

Then the rate of heat removal from the refrigerated space and the power input to the compressor are determined from

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) = (0.05 \text{ kg/s})(236.97 - 88.82) \text{ kJ/kg} = \mathbf{7.41 \text{ kW}}$$

and

$$\dot{W}_{in} = \dot{m}(h_2 - h_1) = (0.05 \text{ kg/s})(273.50 - 236.97) \text{ kJ/kg} = \mathbf{1.83 \text{ kW}}$$

(b) The rate of heat rejection to the environment is determined from

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_L + \dot{W}_{in} = 7.41 + 1.83 = \mathbf{9.23 \text{ kW}}$$

(c) The COP of the refrigerator is determined from its definition,

$$\text{COP}_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{in}} = \frac{7.41 \text{ kW}}{1.83 \text{ kW}} = \mathbf{4.06}$$

