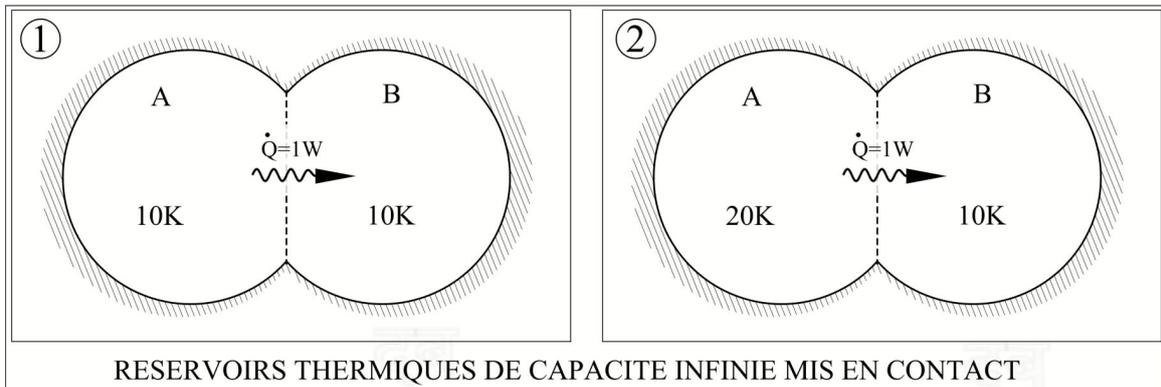


Thermodynamique générale et technique

Séance d'exercices 3

A.A. 2010-2011

1. Etudier l'échange et la production d'entropie dans les systèmes décrits ci-dessous. Deux réservoirs thermiques sont mis en contact et échangent de la chaleur à raison de 1W. On considère que les réservoirs thermiques ont une capacité infinie, ils restent donc isothermes durant le processus.



- (a) Calculer le taux de variation et de production d'entropie. Localiser la génération d'entropie.
- (b) Calculer le taux de variation de l'exergie de chaque sous-système en considérant une source gratuite à 10K. L'exergie est-elle conservée? Si oui, pourquoi? Si non, comment peut-on interpréter cette variation? Est-elle positive ou négative?

Résultats :

	1		2	
	A	B	A	B
$\frac{dS}{dt} (W/K)$	-0.1	+0.1	-0.05	+0.1
$\Sigma (W/K)$	0		+0.05	
$\frac{dU}{dt} (W)$	-1	+1	-1	+1
$\frac{dU}{dt} - T_0 \frac{dS}{dt} (W)$	0	0	-0.5	0

2. Soit une installation en régime destinée à fabriquer une tonne par heure de glace à $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ et 100 kPa à partir d'eau à $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ et 100 kPa . Le rendement exergetique de l'installation est de 50% . On dispose d'une source gratuite à $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ et de puissance mécanique.

On demande :

- (a) le travail réversible requis par kg de glace produite [$w_{\text{rév}}=27.41\text{ kJ/kg}$];
- (b) le travail réel requis par kg de glace produite, ainsi que la puissance consommée par l'installation [$w=54.81\text{ kJ/kg}$ et $\dot{W}=15.23\text{ kW}$];
- (c) le taux de transfert de chaleur vers la source gratuite [$\dot{Q}^*=131.10\text{ kW}$];
- (d) la production d'entropie par kg de glace produite [$\sigma =93.48\text{ J/kg/K}$].

Notes et rappels :

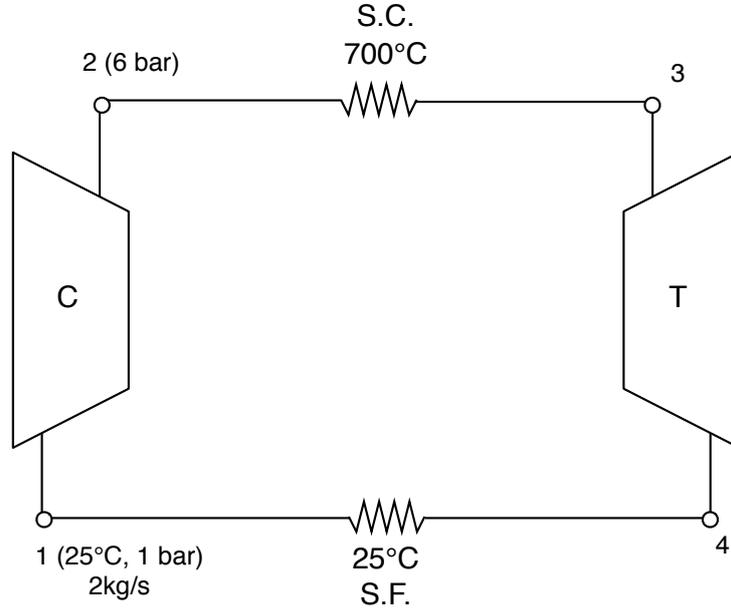
- $c_p(\text{eau}, 100\text{kPa}) = 4,187\text{ kJ/kgK}$
 - La chaleur latente de fusion de la glace à $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ $L(\text{eau}, 0\text{ }^{\circ}\text{C}) = h_l - h_s = 333,40\text{ kJ/kg}$
 - $\Delta h_{\text{liq.}} \approx c_p \Delta T$, $\Delta s_{\text{liq.}} \approx c_p \ln(T_{\text{fin.}}/T_{\text{in.}})$
3. Un cylindre fermé par un piston contient $0,05\text{ kg}$ de vapeur d'eau à 1 MPa et $300\text{ }^{\circ}\text{C}$. La vapeur d'eau se dilate jusqu' à un état final de 200 kPa et $150\text{ }^{\circ}\text{C}$, en produisant du travail. Les pertes de chaleur du système à l'environnement sont estimés à 2 kJ au cours de ce processus. En supposant que l'environnement à $T_0 = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $P_0 = 100\text{ kPa}$, déterminer :
- (a) l'exergie de la vapeur à l'état initial et final [Etat 1 : 35.0 kJ , Etat 2 : 25.4 kJ]
 - (b) le travail réversible [9.6 kJ]
 - (c) l'irréversibilité [4.3 kJ]
 - (d) le rendement exergetique [55.2%]
4. Un compresseur en régime permanent et avec parois isolées comprime un débit volumique d'air de $20\text{ m}^3/\text{h}$. Données :
- $R_{\text{air}} = 287\text{ J/(kg K)}$, $Cp_{\text{air}} = 1005\text{ J/(kg K)}$
 - entrée : $p_1 = 1\text{ bar}$, $T_1 = 290\text{ K}$
 - sortie : $p_2 = 7\text{ bar}$, $T_2 = 560\text{ K}$

On demande :

- (a) de calculer la puissance requise pour la compression [$\dot{W}=1.8\text{ kW}$];
 - (b) de vérifier que la compression est irréversible [$\dot{\Sigma}=0.68\text{ W/K}$];
 - (c) de calculer le rendement *isentropique* et *polytropique* [$\eta_s = 0.80$, $\eta_p = 0.84$];
 - (d) de calculer la puissance requise en supposant la transformation adiabatique et réversible [$\dot{W}_{is}=1.45\text{ kW}$];
 - (e) de calculer la puissance requise pour une transformation isotherme et réversible avec les mêmes conditions d'entrée [$\dot{W}_{isoT}=1.08\text{ kW}$];
 - (f) de calculer le rendement *exergetique* dans ce dernier cas [$\eta_{ex} = 1$].
- Note* : dans les cas où la compression n'est pas adiabatique, on considère que les échanges de chaleur ont lieu avec une source à température T_1 .

Cycles à gaz

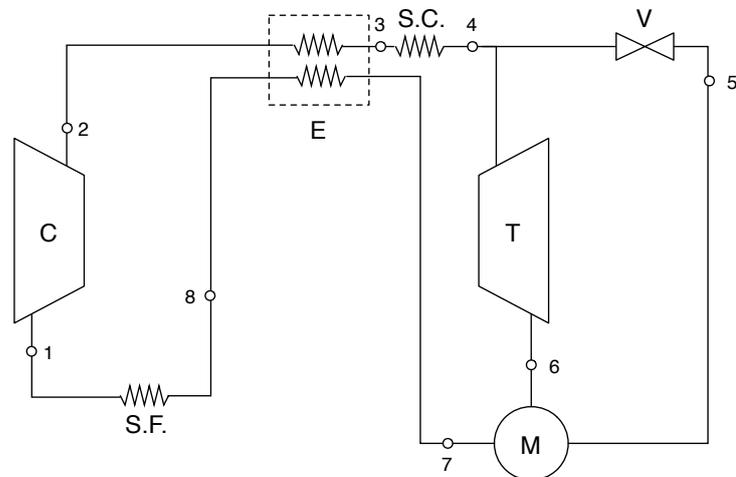
5. Soit la machine ci-dessous :



On considère l'air comme un gaz parfait (valeurs habituelles : $C_p = 1005 \text{ J/kg K}$, $R = 287 \text{ J / kg K}$ et $k = 1.4$). Le rendement isentropique du compresseur est de 0.88 et le rendement polytropique de la turbine est de 0.85. On demande :

- de dessiner l'allure du cycle dans un diagramme (T,s) ;
- la puissance à l'arbre [$P_a=234.9 \text{ kW}$] ;
- le flux de chaleur à la source chaude [$\dot{Q}_{SC}=901.5 \text{ kW}$] ;
- le rendement thermique de l'installation [$E_{th}=0.2606$] ;
- de calculer le rendement de Carnot et de le comparer avec le rendement thermique [$\eta_{carnot}=0.6936$; $E_{th}= 0.2606$] ;
- de vérifier le premier principe [$901.5 - 666.6 - 234.9 \approx 0$].

6. Soit la machine thermique ditherme suivante fonctionnant avec de l'air, considéré comme un gaz parfait :



Données :

$$T_1 = 300K$$

$$p_1 = 1atm$$

$$T_4 = 1110K$$

$$p_2 = 3atm$$

$$\text{Débit du compresseur} = 3600\text{kg/h}$$

Le compresseur C et la turbine T sont adiabatiques et réversibles

L'échangeur E est parfait et la chambre de mélange est adiabatique et isobare

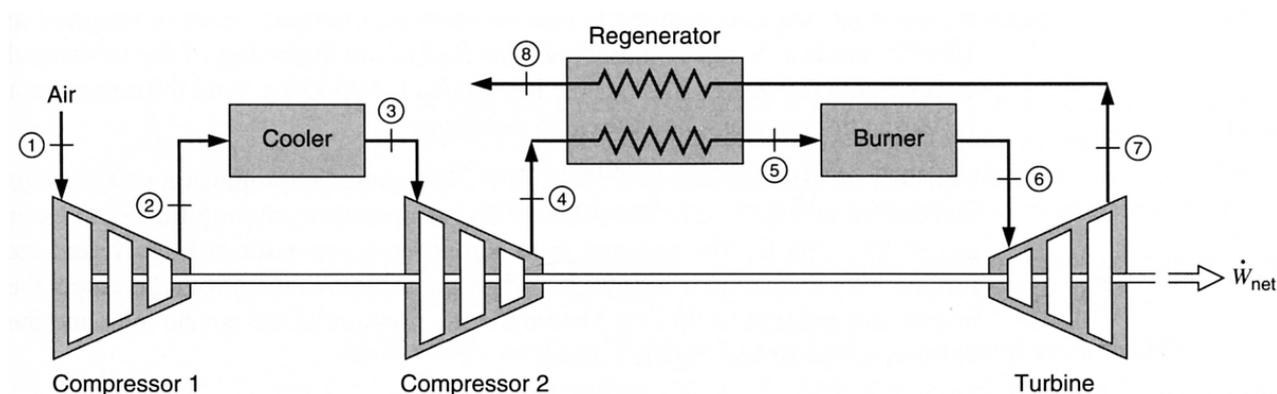
La vanne V est adiabatique

- (a) Si la vanne de réglage est ouverte de façon à ce que la puissance utile résultante de la machine soit nulle (la machine tourne à vide).
- Tracez schématiquement dans le diagramme (T,s) la suite des transformations subies par l'air
 - Calculez la température de tous les points
 $[T_1 = 300K ; T_2 = 410.62K ; T_3 = 999.36K ; T_4 = 1110K ; T_5 = 1110K ; T_6 = 810.97K ; T_7 = 999.36K ; T_8 = 410.62K]$
 - Calculez le débit qui passe dans la vanne de réglage [0.63kg/s]
 - La puissance utile du compresseur [111.20kW]
 - Le flux de chaleur à la source chaud [111.22kW]
 - Le flux de chaleur à la source froide [-111.2kW]
 - Le rendement thermique de l'installation [0%]
- (b) Quel est le rendement de l'installation si la vanne de réglage est fermée ? [63%]

7. Soit une turbine à gaz à compression étagée et refroidissement intermédiaire, et à régénération représentée ci-dessous.

Données :

- Fluide : air, considéré comme un gaz thermiquement et caloriquement parfait ($c_p = 1,005 \text{ kJ/kg/K}$, $k = 1,4$).
- Conditions d'entrée : $p_1 = 100 \text{ kPa}$, $T_1 = 300 \text{ K}$.
- Compresseurs 1 & 2 adiabatiques de rendement *polytropique* $\eta_p = 0,85$, et de rapport de pression $\Pi = 5$.
- Température de sortie du refroidisseur : $T_3 = 330 \text{ K}$.
- Rendement du régénérateur : $\varepsilon = 0,8$.
- Température d'entrée de la turbine : $T_6 = 1500 \text{ K}$.
- Turbine adiabatique de rendement *isentropique* $\eta_s = 0,86$.
- Source gratuite : air aux conditions d'entrée.



On demande :

- (a) la température de sortie du compresseur 1 T_2 (en K) et le travail massique de compression w_{C1} (en kJ/kg) [$T_2=515.3 \text{ K}$ et $w_{C1}=216.3 \text{ kJ/kg}$];
- (b) la chaleur massique cédée dans le refroidisseur (en kJ/kg) [$q_{cooler}^*=186.1 \text{ kJ/kg}$];
- (c) la température de sortie du compresseur 2 T_4 (en K) et le travail massique de compression w_{C2} (en kJ/kg) [$T_4=566.8 \text{ K}$ et $w_{C2}=237.9 \text{ kJ/kg}$];
- (d) la température de sortie de la turbine T_7 (en K) et le travail massique produit par la turbine w_T^* (en kJ/kg) [$T_7=724.3 \text{ K}$ et $w_T^*=77.92 \text{ kJ/kg}$];
- (e) les températures de sortie du régénérateur T_5 et T_8 (en K) [$T_5=692.8 \text{ K}$ et $T_8=598.3 \text{ K}$];
- (f) l'efficacité thermique de l'installation [$E_{th}=0.4009$];
- (g) l'irrégularité massique i produite de l'entrée à la sortie de l'installation (en kJ/kg) [$i=232 \text{ kJ/kg}$].