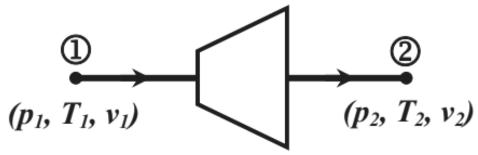
Faculté des Sciences **A.U : 2019/2020**
Filière SMP (SVI)

TD de thermodynamique appliquée
Série N° 2

Exercice 1

Un écoulement d'air se détend de manière adiabatique dans une turbine de $P_1 = 10^6$ Pa et T1 = 600°C, à l'entrée, à $P_2 = 10^5$ Pa et T2 = 200°C. L'aire d'entrée est de 0,1 m^2 et la vitesse est de 30 m/s. La vitesse à la sortie est de 10 m/s.

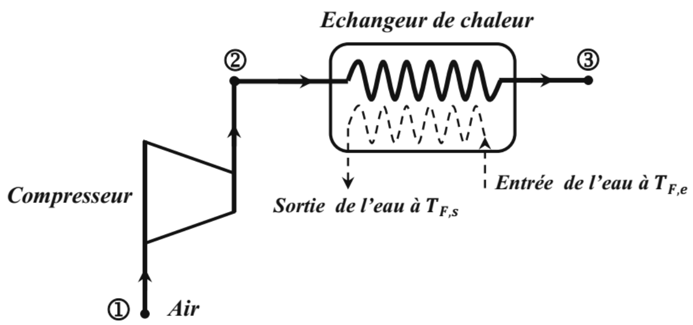
1. Déterminer le débit massique de l'air.
2. En déduire la puissance mécanique produite par la turbine.
3. En déduire l'entropie créée par unité de temps dans le gaz.



Exercice 2

Un écoulement d'air dont le débit est de 26,91 m^3/min pénètre dans un compresseur à P_1 = 96 KPa et T_1 = 300 K. Il y est comprimé de manière adiabatique jusqu'à P_2 = 263 KPa et T_2 = 425 K. Ensuite, il entre dans un échangeur de chaleur parfaitement calorifugé où il est refroidi, à pression constante, jusqu'à T_3 = 350 K. Le deuxième fluide (fluide froid) traversant l'échangeur est l'eau qui y entre à 25 °C et en ressort à 40 °C.

1. Calculer la puissance mécanique échangée par l'air lors de son passage dans le compresseur.
2. Calculer la puissance thermique échangée par l'air lors de son passage dans l'échangeur de chaleur.
3. En déduire le débit massique de l'eau de refroidissement.
4. Calculer la variation d'entropie dans le compresseur et l'échangeur.



Exercice 3

Un écoulement d'air entre dans une tuyère à P_1 = 5 MPa et T_1 = 400°C avec une vitesse de 80 m/s et en ressort à P_2 = 2 MPa et T_2 = 300 °C. L'aire de la section d'entrée est de 50 cm^2, et la tuyère perd de la chaleur au profit du milieu extérieur au taux de 120 KW. Déterminer:

1. le débit massique de l'air;
2. la vitesse de l'air à la sortie de la tuyère ;
3. l'aire de la section de sortie de la tuyère.

Exercice 4

Un écoulement d'air à P1 = 80 KPa et T1 = 127 °C entre dans un diffuseur adiabatique avec un débit de 6000 Kg/h et en ressort à P2 = 100 KPa. En traversant le diffuseur, la vitesse de l'air est réduite de 230 m/s à 30 m/s. Déterminer :

1. la température de l'air à la sortie du diffuseur;
2. l'aire de la section de sortie du diffuseur.

Exercice 5

Un écoulement d'air pénètre dans un compresseur adiabatique à P_1 = 1 bar et T_1 = 17 °C avec un débit volumique de 2,4 m^3/s et en ressort à P_2 = 6 bars et T_2 = 257 °C. Déterminer:

1. le rendement isentropique $\eta_{s,c}$ du compresseur.
2. la puissance nécessaire pour entraîner le compresseur.
3. l'entropie créée par unité de temps dans le gaz.

Exercice 6

Un écoulement d'azote dont le débit massique est de 80 Kg/min pénètre dans une turbine adiabatique à P_1 = 15 bar et T_1 = 800 °C pour en ressortir à P_2 = 2 bars.

1. Déterminer le rendement isentropique de la turbine lorsque la puissance produite par cette dernière est de 500 Kw.
2. En déduire l'entropie créée par unité de temps dans le gaz.

Serie N°2

Ex 1

- Système ouvert : air atmosphérique (gaz supposé parfait) en écoulement en régime permanent dans une turbine. l'air est caractérisé par $\gamma = 1,4$ (gaz diatomique) et $r = \frac{R}{M} = 287\ J/Kg.K$.

- hypothèse simplificatrice

Ecoulement en régime permanent : le débit massique de l'air est conservé : $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m} = c^{te}$

$\Rightarrow$ variation d'energie potentielle négligeable : $\Delta e_{p_{12}} \simeq 0$

$\Rightarrow$ variation d'énergie cinétique peut être négligée : $\Delta e_{c_{12}} \simeq 0$?

$\Rightarrow$ Turbine : composant calorifugé : $q_u = 0$ ($\dot{\varphi}_u = 0$)

Analyse

$\Rightarrow$ Etat (1) $c_1 = 30\ m/s$, $S_1 = 0,1\ m^2$ $\begin{cases} P_1 = 10^6\ Pa \\ T_1 = 600°C \\ v_1 = \frac{r T_1}{P_1} \end{cases}$ $\xrightarrow[\text{adiabatique irréversible (transf réelle)}]{\text{détente}}$ Etat (2) $c_2 = 10\ m/s$, $S_2 = ?$ $\begin{cases} P_2 = 10^5\ Pa \\ T_2 = 200°C \\ v_2 = \frac{r T_2}{P_2} \end{cases}$

$PV = nRT = \frac{m}{M} RT \Rightarrow$

$$T_{2s} = T_1 \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = 452\ K < T_2$$

$\gamma = 1,4$ $\quad T_1 = 873\ K \rightarrow T_2 = 200°C = 473\ K$

si la détente était adiabatique réversible, la température finale serait $T_{2,s}$

1) Débit massique du gaz.

On a $\dot{m} = \dot{m}_1 = \dot{m}_2$ (éq du bilan massique).

$$\dot{m} = \dot{m}_1 = \rho_1 A_1 V_1$$

$$\dot{m} = \frac{1}{v_1}(C_1 S_1) = \frac{P_1}{r T_1}(C_1 S_1)$$

$$\longrightarrow \quad \dot{m} \simeq 1{,}2 \text{ kg/s}$$

2) Puissance mécanique produite par la turbine.

On applique le P.P.T à l'air entre les état ① et ②

$$\dot{m}(\Delta h_{12} + \underbrace{\Delta e_{p12}}_{\to 0} + \Delta e_{c12}) = \underbrace{\dot{Q}_{12}}_{\to 0} + \dot{W}_{12}$$

transformation adiabatique

$$\dot{W}_{12} = \dot{m}\left(C_p(T_2 - T_1) + \frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2)\right)$$

on a $\Delta e_{c12} = \frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2) = -400\text{ J} = -0{,}4\text{ kJ}$

$$\Delta h_{12} = \frac{r\gamma}{\gamma - 1}(T_2 - T_1) = -401800\text{ J} \simeq -402\text{ kJ}$$

$$\frac{\Delta e_{c12}}{\Delta h_{12}} \sim 10^{-3} \longrightarrow \Delta e_{c12} \ll \Delta h_{12}$$

$$\dot{W}_{12} = \frac{\dot{m}\, r\gamma}{\gamma - 1}(T_2 - T_1) = -482\text{ kW}$$ (2ᵉ loi de Joule et relation de Mayer)

3) Entropie crée par unité de temps dans le gaz

on applique le D.P.T au gaz entre les états ① et ②

$$\dot{m}\,\Delta s_{12} = \underbrace{\int_1^2 \frac{\delta \dot{Q}_{12}}{T}}_{\to 0} + \dot{S}_{c12} \longrightarrow \dot{S}_{c12} = \dot{m}\,\Delta s_{12}$$

variation d'entropie du gaz entre l'entrée et la sortie de l'appareil

avec $\Delta s_{12} = \int_1^2 ds$ avec $ds = C_p \frac{dT}{T} - r\frac{dP}{P}$

$$\Delta s_{12} = C_p \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - r \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) \Rightarrow \dot{S}_{12} = \dot{m}\, r\left[\frac{\gamma}{\gamma - 1}\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)\right]$$

$$= 54{,}3\text{ W/K} = 0{,}054\text{ kW/K} > 0 \text{ toujours}$$

Ex 2

- Système thermodynamique ouvert : air (gaz supposé parfait) en écoulement en régime permanent dans un compresseur et un échangeur de chaleur

l'air est caractérisé par : $\gamma = 1{,}4$ $r = 287\,J/kg.K$

* Hypothèses simplificatrices :

→ écoulement en régime permanent :

$$\dot m_1 = \dot m_2 = \dot m_3 = \dot m = c^{te} \quad (\text{éq de bilan thermique})$$

- compresseur : composant calorifugé

$$\begin{cases} \Delta e_{p,12} = 0 \\ \Delta e_{c,12} = 0 \\ q_{12} = 0 \quad (\dot Q_{12} = 0) \end{cases}$$

- Echangeur de chaleur : composant sans ~~mod~~ parois mobiles

$$\begin{cases} \Delta e_{p23} = 0 \\ \Delta e_{c23} = 0 \\ W_{23} = 0 \quad (\dot W_{23} = 0) \end{cases}$$

Analyse

Etat ① : $\begin{cases} P_1 = 96\ kPa \\ T_1 = 300\ K \\ v_1 = \dfrac{r T_1}{P_1} \end{cases}$ $\xrightarrow[\text{adiabatique}]{\text{compression}}$ Etat ② : $\begin{cases} P_2 = 263\ kPa \\ T_2 = 425\ K \\ v_2 = \dfrac{r T_2}{P_2} \end{cases}$

$$T_{2s} = T_1 \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = 400{,}1\,K < T_2$$

$$A_1 V_1 = 26{,}91\ m^3/min$$

Etat ② $\begin{cases} P_2 = 263\ kPa \\ T_2 = 425\ K \\ v_2 = \dfrac{r T_2}{P_2} \end{cases}$ $\xrightarrow[\text{isobare}]{\text{Refroidissement}}$ Etat ③ $\begin{cases} P_3 = P_2 \\ T_3 = 350\ K \\ v_3 = \dfrac{r T_3}{P_3} \end{cases}$

1) Puissance mécanique échangée par l'air lors de son passage dans le compresseur:

on applique le PPT à l'air entre les états ① et ②:

$$\dot{m}(\Delta h_{12} + \underbrace{\Delta e_{p12}}_{\to 0} + \underbrace{\Delta e_{c12}}_{\to 0}) = \underbrace{\dot{\varphi}_{12}}_{\to 0} + \dot{W}_{12} \implies \dot{W}_{12} = \dot{m}\,\Delta h_{12}$$

transformation adiabatique

$$\dot{W}_{12} = \dot{m}\,\frac{r\gamma}{\gamma-1}(T_2 - T_1)$$ (2ème loi de Joule et relation de Mayer)

avec $\dot{m} = \dot{m}_1 = \rho_1 A_1 V_1 = \frac{A_1 V_1}{v_1} \longrightarrow \dot{m} = \frac{P_1}{r T_1} A_1 V_1 = 0{,}5\,kg/s$

Il s'en suit que: $\dot{W}_{12} = 62{,}8\,KW \simeq 63\,KW$

2) Puissance thermique échangée par l'air lors de son passage dans l'échangeur de chaleur.

on applique le PPT à l'air entre ② et ③

$$\dot{m}(\Delta h_{23} + \underbrace{\Delta e_{p23}}_{\to 0} + \underbrace{\Delta e_{c23}}_{\to 0}) = \dot{\varphi}_{23} + \underbrace{\dot{W}_{23}}_{\to 0}$$

appareil sans parois mobiles

$$\dot{\varphi}_{23} = \dot{m}\,\frac{r\gamma}{\gamma-1}(T_3 - T_2) = -37{,}7\,KW$$

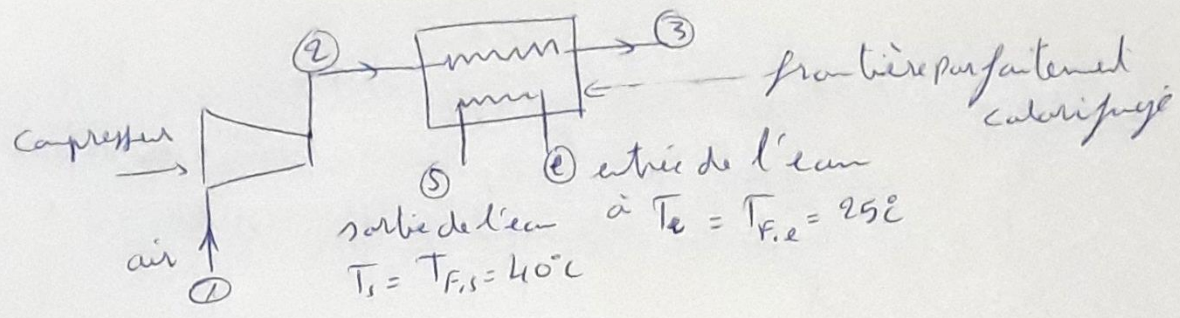
3) Débit massique de l'eau de refroidissement $\dot{m}_{eau}$

on considère comme système thermodynamique ouvert l'eau de refroidissement circulant en régime permanent dans l'échangeur et on lui applique le PPT entre les état ① et ②

$$\dot{m}_{eau}(\Delta h_{e1} + \underbrace{\Delta e_{pe1}}_{\to 0} + \underbrace{\Delta e_{ce1}}_{\to 0}) = \dot{\varphi}_{e1} + \underbrace{\dot{W}_{e1}}_{\to 0}$$

appareil sans parois mobiles

$$\dot{\varphi}_{e1} = \dot{m}_{eau}\cdot\Delta h_{e1} = \dot{m}_{eau}\,c_e(T_1 - T_e)$$



$$\dot{\varphi}_{eau} = \dot{\varphi}_{es} = \dot{m}_{eau}\, c_e \left(T_{F,s} - T_{F,e}\right)$$

la frontière externe de l'échangeur est parfaitement calorifugé, donc la puissance thermique cédée par l'air intégralement reçu par l'eau

$\dot{\varphi}_{eau} = - \dot{\varphi}_{air}$ (équation du bilan enthalpique).

$$\dot{\varphi}_{es} = - \dot{\varphi}_{23} \qquad \dot{m}_{eau} = \frac{\dot{\varphi}_{23}}{c_e(T_{F,s} - T_{F,e})} = 0{,}6 \text{ kg/s}$$

4) a- variation d'entropie dans le compresseur.

on applique le D.P.T. à l'air entre les états 1 et 2

$$\dot{m}\, \Delta s_{12} = \underbrace{\int_1^2 \frac{\delta \dot{Q}}{T}}_{\to 0} + \dot{S}_{c,12}$$

Entropie échangée par de temps (transformation adiabatique)

$$\dot{S}_{c,12} = \dot{m}\, \Delta s_{12} = \dot{m} \int_1^2 ds = \dot{m} \int_1^2 \left(c_p \frac{dT}{T} - r \frac{dP}{P}\right)$$

$$\dot{S}_{c,12} = \dot{m}\, r \left[\frac{\gamma}{\gamma - 1} \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)\right] = 30{,}3 \text{ W/K} \simeq 0{,}003 \text{ KW/K}$$

b- variation d'entropie de l'air dans l'échangeur

on applique le D.P.T à l'air entre les état 2 et 3

$$\dot{m}\, \Delta s_{23} = \int_2^3 \frac{\delta \dot{Q}}{T} + S_{c,23} \Rightarrow \Delta s_{23} = \int_2^3 ds = \int_2^3 \left(c_p \frac{dT}{T} - \underbrace{r \frac{dP}{P}}_{\to 0}\right)$$

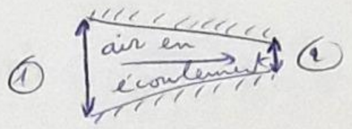
transformation isobare

$$\Delta s_{23} = \frac{r\gamma}{\gamma - 1} \ln\left(\frac{T_3}{T_2}\right) \simeq -195 \text{ J/K.Kg} \simeq 0{,}2 \text{ KJ/K.Kg}$$

$$\dot{m}\, \Delta s_{23} = 0{,}1 \text{ KW/K}$$

EX 3

on rappelle que la tuyère est un appareil représenté par une conduite convergente utilisé pour accroître la vitesse d'écoulement d'un fluide au détriment de la pression c à d accélère l'écoulement



- système thermodynamique ouvert : l'air, gaz supposé parfait en écoulement en régime permanent dans une tuyère

$$\gamma = 1,4 \quad \text{et} \quad r = 287 \ J/Kg.K.$$

- Hypothèse, simplifications
  - Régime permanent : $\dot m_1 = \dot m_2 = \dot m = c^{te}$
  - $\Delta e_{p,12} \simeq 0$ (Energie potentielle ($\Delta z = 0$))
  - tuyère sans parois mobiles $W_{12} = 0$ ($\dot W_{12} = 0$)

- Analyse

Etat ① $C_1 = 80 \ m/s$, $S_1 = 50 \ cm^2$ $\begin{cases} P_1 = 5 \ MPa \\ T_1 = 400°C \\ v_1 = \frac{r T_1}{P_1} \end{cases}$ $\xrightarrow{\text{Détente}}$ polytropique Etat ② $C_2 = ?$, $S_2 = ?$ $\begin{cases} P_2 = 2 \ MPa \\ T_2 = 300°C \\ v_2 = \frac{r T_2}{P_2} \end{cases}$

- $\dot Q_{12} = -120 \ kW$

1) Débit massique de l'air $\dot m = ?$

on utilise l'équation du bilan massique

$$\dot m = \dot m_1 = \frac{A_1 V_1}{v_1} = \frac{C_1 S_1}{v_1} = C_1 S_1 \frac{P_1}{r T_1} = 10,35 \ Kg/s$$

2) vitesse de l'air à la sortie de la tuyère :

on applique le PPT à l'air entre ① et ②

$$\dot{m}\left(\Delta h_{12} + \underbrace{\Delta e_{p12}}_{\to 0} + \Delta e_{c12}\right) = \dot{\varphi}_{12} + \underbrace{\dot{W}_{12}}_{\to 0}$$

appareil sans parois mobiles

$$\dot{m}\left(\frac{r\gamma}{\gamma-1}(T_2 - T_1) + \frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2)\right) = \dot{\varphi}_{12}$$

$C_1 = V_1$ vitesse
$C_2 = V_2$

$$\dot{m}\left[\left(\frac{r\gamma}{\gamma-1}\right)(T_2 - T_1) + \frac{1}{2}(V_2^2 - V_1^2)\right] = \dot{\varphi}_{12}$$

$$\Rightarrow V_2 = \sqrt{V_1^2 + 2\left(\frac{\dot{\varphi}_{12}}{\dot{m}} - \frac{r\gamma}{\gamma-1}(T_2 - T_1)\right)} = 429{,}1 \text{ m/s}$$

3) on utilise l'équation du bilan massique $\rightarrow S_2 = A_2 = ?$

$$\dot{m}_1 = \dot{m} \Rightarrow \frac{A_2 V_2}{v_2} = \dot{m} \Rightarrow \frac{A_2 V_2 P_2}{r T_2} = \dot{m}$$

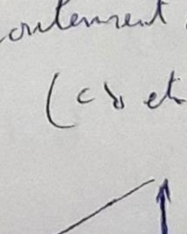
$$\Rightarrow S_2 = A_2 = \frac{\dot{m} r T_2}{P_2 V_2} \Rightarrow S_2 = 19{,}8 \; 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$S_2 = 19{,}8 \text{ cm}^2 \simeq 20 \text{ cm}^2$$

Ex 4

on rappel qu'un diffuseur est un appareil représenté par un conduit divergent.

son but est de freiner l'écoulement d'un fluide par une augmentation de pression ($c \searrow$ et $p \nearrow$: $e_c \searrow$ et $h \nearrow$)



Etat ②

Etat ①

- système thermodynamique : l'air assimilé à un gaz parfait, en écoulement en régime permanent dans un diffuseur.

l'air est caractérisé par $\gamma = 1{,}4$ et $r = \frac{R}{M_{air}} \simeq 287 \text{ J/kg.K}$

• Hypothèses simplification

→ Régime permanent : $\dot{m}$ est conservé

$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m} = cte$ (équation de bilan massique)

→ $\Delta e_{p_{12}} = 0$

→ Diffuseur : Appareil calorifugé sans parois mobiles

$q_{12} = 0$ $(\dot{Q}_{12} = 0)$ $w_{12} = 0$ $(\dot{W}_{12} = 0)$

Analyse

Etat ①

$C_1 = 230 \text{ m/s}$

$S_1 = ?$

$\begin{cases} P_1 = 80 \text{ kPa} \\ T_1 = 127°C \\ v_1 = \dfrac{r T_1}{P_1} \end{cases}$ $\xrightarrow[\text{adiabatique}]{\text{compression}}$ Etat ②

$C_2 = 30 \text{ m/s}$

$S_2 = ?$

$\begin{cases} P_2 = 100 \text{ kPa} \\ T_2 = ? \\ v_2 = ? \end{cases}$

$\dot{m} = 6000 \text{ kg/h}$

$$T_{2s} = T_1 \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = 426 \text{ K}$$

1) Température T_2 de l'air à la sortie du diffuseur :

on applique le PPT à l'air entre les état ① et ②

$$\Delta h_{12} + \underbrace{\Delta e_{p_{12}}}_{0} + \Delta e_{c_{12}} = \underbrace{q_{12}}_{\substack{0 \\ \text{Appareil calorifugé}}} + \underbrace{w_{12}}_{\substack{0 \\ \text{Appareil sans parois mobile}}}$$

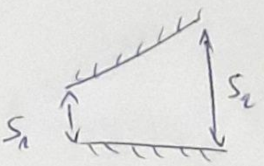
$\Delta h_{12} = -\Delta e_{c_{12}}$

Compte tenu de la 2ème loi de Joule et de la relation de Mayer, on obtient :

$$T_2 = T_1 + \frac{\frac{1}{2}(V_1^2 - V_2^2)}{\frac{r\gamma}{\gamma - 1}} = 153°C = 426 \text{ K}$$

la compression adiabatique ① → ② est donc réversible

2) Aire de la section de sortie du diffuseur :



on utilise l'équation du bilan massique $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$

$$\dot{m}_2 = \dot{m} \longrightarrow \frac{A_2 V_2}{v_2} = \dot{m} \longrightarrow \frac{A_2 V_2}{v_2} = \frac{S_2 C_2}{v_2} = \dot{m} \quad \left(v_2 = \frac{r T_2}{P_2} \right)$$

$$A_2 = S_2 = \frac{r T_2}{P_2} \frac{\dot{m}}{C_2} = 679 \text{ cm}^2$$

De même on a ; $\quad \dot{m}_1 = \dot{m} \Longrightarrow A_1 = S_1 = \frac{r T_1}{P_1} \frac{\dot{m}}{C_1} = 104 \text{ cm}^2.$

EX 5

$$\eta_{S,C} = \frac{W_{1s}}{W_{12ir}} \leq 1 \qquad W_{12ir} > W_{1s}$$

même gaz et même état initial

Etat ① état initial réel $\begin{cases} P_1 \\ T_1 \\ v_1 \end{cases}$ $\xrightarrow[\text{irréversible (transf réelle)}]{\text{compression adiabatique}}$ Etat ② = $(2ir)$ état final réel $\begin{cases} P_{2ir} = P_2 \\ T_{2ir} = ? \\ v_{2ir} \end{cases}$

$\Big\downarrow$ compression isentropique (transformation imaginaire)

Etat (2s) état final imaginaire $\begin{cases} P_{2s} = P_2 \\ T_{2s} = T_1 \cdot \left(P_1 / P_2 \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \\ v_{2s} = \dfrac{r T_{2s}}{P_2} \end{cases}$

- on applique au gaz le P.P.T
- d'une part entre ① et $(2ir)$

$$\Delta h_{12ir} + \underbrace{\Delta e_{p_{12ir}}}_{0} + \underbrace{\Delta e_{c_{12ir}}}_{0} = \underbrace{q_{12ir}}_{0 \text{ transformation adiabatique}} + W_{12ir}$$

$$W_{12ir} = \Delta h_{12ir} = C_p \left(T_{2ir} - T_1 \right)$$

- d'autre part entre ① et (2r)

$$\Delta h_{12r} + \underbrace{\Delta e_{p12r}}_{0} + \underbrace{\Delta e_{c12r}}_{0} = \underbrace{q_{12r}}_{0} + W_{12r}$$

transformation adiabatique

$$W_{u12r} = \Delta h_{12r} = c_p (T_{2r} - T_1)$$

$$\eta_{sc} = \frac{\Delta h_{12s}}{\Delta h_{12ir}} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_{2ir} - T_1} \Rightarrow T_{2ir} = T_1 + \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_{sc}}$$

Rendement isentropique de détente:

$$\eta_{sD} = \frac{\Delta h_{12ir}}{\Delta h_{12s}} = \frac{W_{12ir}}{W_{12s}} = \frac{T_{2ir} - T_1}{T_{2s} - T_1}$$

• Analyse

Etat ① (état initial réel) $\begin{cases} P_1 = 1\,\text{bar} \\ T_1 = 17°C \\ v_1 = \frac{r T_1}{P_1} \end{cases}$ $\xrightarrow[\text{transformation réelle}]{\text{compression adiabatique}}$ Etat ② (état final réel) $\begin{cases} P_{2ir} = P_2 = 6\,\text{bar} \\ T_{2ir} = T_2 = 257°C \\ v_{2ir} = \frac{r T_2}{P_2} \end{cases}$

compression isentropique (transformation imaginaire)

↓

Etat (2s) (état final imaginaire) $\begin{cases} P_{2s} = P_2 \\ T_{2s} = T_1 \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \\ v_{2s} = \end{cases}$

1) Rendement isentropique de compression:

$$\eta_{sc} = \frac{W_s}{W_{ir}}$$

W_s : travail de compression isentropique (imaginaire)

W_{ir} : travail de compression adiabatique irréversible (réel)

($W_s = W_{12s}$ et $W_{ir} = W_{12ir}$)

P.P.T

$$\eta_{sc} = \frac{\Delta h_{12s}}{\Delta h_{12ir}} \Rightarrow \eta_{sc} = \frac{c_p (T_{2s} - T_1)}{c_p (T_{2ir} - T_1)}$$

$$\eta_{sc} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_{2ir} - T_1}$$

avec: $T_{2ir} = T_2 = 257°C = 530K$

$T_{2s} = T_1 \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \simeq 484K$

$T_{2s} = T_{2ir}$ ou encore: $\eta_{sc}\% = 81\%$

par suites: $\eta_{s,c} = 0,808 \simeq 0,81$

2) Puissance nécessaire pour entrainer le compresseur

$\dot{W}_e = \dot{W}_{u,ir} = \dot{W}_{u12ir}$

↘ puissance électrique consommée par le compresseur

on applique le P.P.T au gaz entre 1 et 2ir

$\dot{m}(\Delta h_{12ir} + \underbrace{\Delta ep_{12ir}}_{\to 0} + \underbrace{\Delta ec_{12ir}}_{\to 0}) = \underbrace{\dot{Q}_{12ir}}_{0 \text{ transformation adiabatique}} + \dot{W}_{12}$

$\dot{W}_{12ir} = \dot{m}\frac{r\gamma}{\gamma-1}(T_{2ir} - T_1)$

avec $\dot{m} = \dot{m}_1 = \frac{A_1 V_1}{v_1} = \frac{P_1}{rT_1} A_1 V_1$

$\dot{m} = \frac{P_1}{rT_1} A_1 V_1 = 2,88\ Kg/s$

Par suite:

$\dot{W}_{12ir} = 695\ KW \simeq 700\ KW$

$\dot{W}_{12s} = \dot{W}_{12s} = \eta_{sc} \dot{W}_{12ir} = 562\ KW$

3) Entropie créée par unité de temps dans le gaz

on applique le D.P.T au gaz entre 1 et 2ir

$\dot{m}.\Delta S_{12ir} = \underbrace{\int_1^{2ir} \frac{\delta \dot{Q}_{ir}}{T}}_{0 \text{ transformation adiabatique}} + \dot{S}_{c,12ir}$

$$\dot{S}_{c,12ir} = \dot{m}\, \Delta S_{12ir}$$

$$= \dot{m}\left(C_p \ln\left(\frac{T_{2ir}}{T_1}\right) - r \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)\right)$$

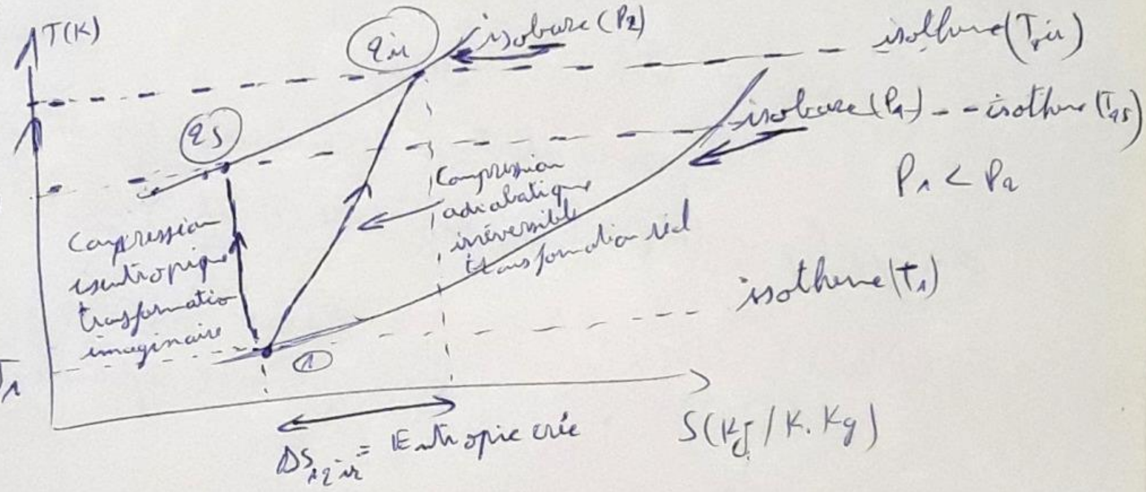
gaz parfait

$$\begin{cases} ds = C_p \dfrac{dT}{T} - r\dfrac{dP}{P} \\ ds = C_v \dfrac{dT}{T} + r\dfrac{dv}{v} \end{cases}$$

$$\dot{S}_{c,12ir} = \dot{m}\, r \left[\frac{\gamma}{1-\gamma} \ln\left(\frac{T_{2ir}}{T_1}\right) - \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)\right]$$

$$\dot{S}_{c,12ir} > 0$$

* Représentation des transformations réelle (1) ⟶ (2 ir) dans le diagramme entropique T-S et imaginaire (1) ⟶ (2S)



$$\dot{S}_{c,12ir} = \dot{m}\, \Delta S_{12ir}$$

EX 6

Rendement isentropique de détente $\eta_{S,D} = \dfrac{W_{u,ir}}{W_{u,S}}$ ← travail produit par la détente adiabatique irréversible
← travail produit par la détente isentropique

$W_{u,S} > W_{u,ir}$ car $\eta_{S,D} < 1$

$$\eta_{S,D} = \frac{W_{u,12ir}}{W_{u,12S}} \xrightarrow{P.P.T} \eta = \frac{\Delta h_{12ir} + \overset{\to 0}{\Delta e_{p12ir}} + \overset{\to 0}{\Delta e_{c12ir}} - \overset{\to 0}{q_{12ir}}}{\Delta h_{12S} + \underset{\to 0}{\Delta e_{p12S}} + \underset{\to 0}{\Delta e_{c12S}} - \underset{\to 0}{q_{12S}}}$$ ← transformation adiabatique

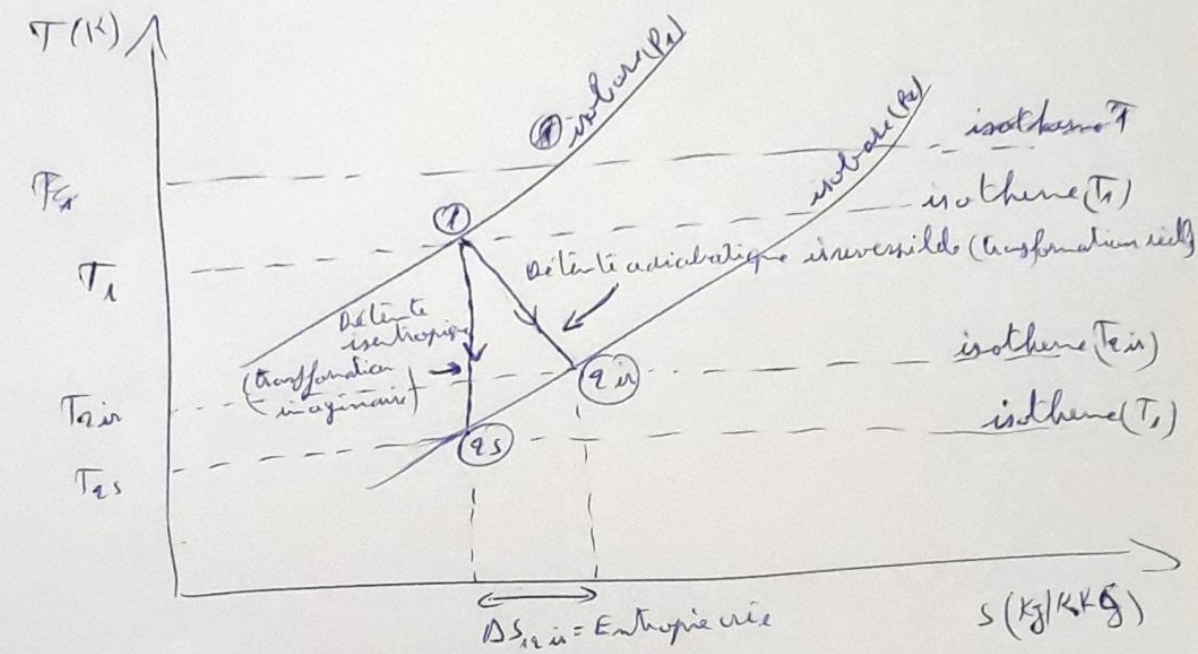
$$\eta_{S,D} = \frac{\Delta h_{12ir}}{\Delta h_{12S}} \xrightarrow[\text{de Joule}]{2^e \text{ loi}} \eta_{S,D} = \frac{T_{2ir} - T_1}{T_{2S} - T_1}$$ avec $T_{2S} = T_1 \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$ (loi de Laplace)

$T_1 = 800°C = 1073\ K \Rightarrow T_{2S} = 603\ K$

PPT $\longrightarrow$ $\dot{W}_{u,12ir} = \dot{m}\,\frac{r\gamma}{\gamma-1}\,(T_{2ir} - T_1)$

$$T_{2ir} = T_1 + \frac{\dot{W}_{u,12ir}}{\dot{m}\, r\gamma}\,(\gamma-1) = 700\ K$$

Représentation des transformation réelle (1) $\longrightarrow$ (2ir) et imaginaire (1) $\longrightarrow$ (2s) dans le diagramme entropique



$$\dot{S}_{c,12ir} = \dot{m}\,\Delta S_{12ir}$$