

Meilleure note :

Moyenne :

Médiane : 1

Écart-type :

Première partie

Hie Hie no Mi

Rapport du jury :

La dernière partie (thermodynamique) a été moins réussie que les deux précédentes.

Q1. Beaucoup de fautes sur les sens des transferts énergétiques ! Les figures sont souvent contradictoires avec la suite.

Q2. Bonne réponse en général.

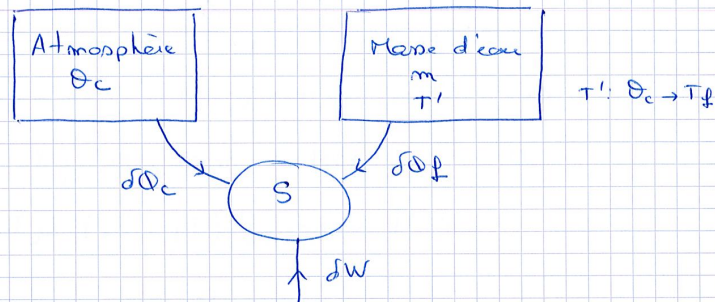
Q3. à Q5. Beaucoup de difficultés sur cette partie-là. Les bilans énergétiques posent problème. Peu de candidats ont écrit des relations exactes.

Q6. La définition de l'efficacité est souvent inexacte.

25

42

Hie Hie no Mi

I. Machine frigorifique

50

1] On a $\delta Q_f > 0$, $\delta Q_c < 0$ or $\delta W > 0$

54

2] $\Sigma \text{étudié} = S$ D'après le second principe entre t et $t+dt$ (un cycle)

$$dS = \frac{\delta Q_f}{T'} + \frac{\delta Q_c}{\theta_c} + dS_{\text{créé}}$$

avec $dS = 0$ (cycle) et $dS_{\text{créé}} = 0$ (réversible)

$$\text{Soit } \frac{\delta Q_c}{\theta_c} + \frac{\delta Q_f}{T'} = 0$$

3] D'après le 1^{er} principe entre t et $t+dt$

$$dU = \delta Q_c + \delta Q_f + \delta W$$

avec $dU = 0$ (cycle)

$$\text{On a } \delta Q_c + \delta Q_f + \delta W = 0$$

$$\text{avec } \delta Q_c = -\frac{\theta_c}{T'} \delta Q_f$$

$$\text{soit } \delta Q_f \left(1 - \frac{\theta_c}{T'}\right) + \delta W = 0$$

$$\text{avec } \delta W = P dt$$

Pour le système masse m d'eau de mer.

$$dU_{\text{eau}} = -\delta Q_f$$

$$\text{or } dU_{\text{eau}} = m c_{\text{eau}} dT'$$

$$\text{D'où } P dt = m c_{\text{eau}} dT' \left(1 - \frac{\theta_c}{T'}\right)$$

$$P \Delta t = m c_{\text{eau}} \left[(T_f - \theta_c) - \theta_c \ln \left(\frac{T_f}{\theta_c} \right) \right]$$

$$\Delta t = \frac{m c_{\text{eau}} \theta_c}{P} \left[-1 + \frac{T_f}{\theta_c} - \ln \frac{T_f}{\theta_c} \right]$$

00

4] AN: $P_{\min} = 5,0 \text{ kW}$.

03

5.] Lors de la solidification de l'eau la température de la source froide est constante.

On a pour le système masse d'eau

$$\Delta U_{\text{eau}} = -m L_{\text{fus}} = -Q'_f$$

$$\Rightarrow Q'_f = m L_{\text{fus}}$$

Pour S :

$$Q'_c + Q'_f + P_{\min} \Delta t' = 0$$

$$\text{or } \frac{Q'_c}{\theta_c} + \frac{Q'_f}{T_f} = 0$$

$$\text{soit } Q'_c = -\frac{\theta_c}{T_f} Q'_f$$

$$\Delta t' = -\Phi'_f \cdot \left(1 - \frac{\theta_c}{T_f}\right) \times \frac{1}{P_{\min}}$$

$$\Delta t' = \frac{m L_{\text{fus}}}{P_{\min}} \left(-1 + \frac{\theta_c}{T_f}\right)$$

AN: $\Delta t' = 4,90 \cdot 10^3 \text{ s}$
 $= 1 \text{ h } 22'$

6] η = Efficacité de la machine frigorifique

$$\eta = \frac{\Phi_f + \Phi'_f}{P_{\min} (\Delta t + \Delta t')}$$

$$= \frac{m c_{\text{eau}} (\theta_c - T_f) + m L_{\text{fus}}}{P_{\min} (\Delta t + \Delta t')}$$

AN: $\eta = 15\%$

Deuxième partie

L'énergie thermique des mers

I Généralités

Q1.

Q2. Le rendement du moteur de Carnot est $\eta_C = 1 - \frac{T_f}{T_c}$

Soit AN : $\eta_C = 1 - \frac{273 + 5}{273 + 26} = 0,070$.

Ce rendement est très faible car l'écart entre les températures des deux sources est petit.

Q3. Par hypothèse pour que l'installation soit rentable, il faut que l'écart de température entre les eaux de surface et les eaux profondes soit d'au moins 20°C , il faut donc prélever l'eau froide à au moins 1000 m de profondeur.

D'après le graphique, la température $T_f = 5^\circ\text{C}$ correspond à une profondeur de 1250 m.

Q4. En supposant l'eau incompressible et au repos, d'après la relation fondamentale de la statique des fluides, on a

$$\rho \vec{g} - \overrightarrow{\text{grad}}(P) = \vec{0}$$

. Soit, avec un axe des z vertical descendant : $\frac{dP}{dz} = \rho g$.

On en déduit $P(z) = P^0 + \rho g z$

AN : $P(1250) = 10^5 + 1,25 \cdot 10^3 \cdot 9,81000 = 125 \text{ bar}$

A savoir : 1 bar tous les dix mètre.

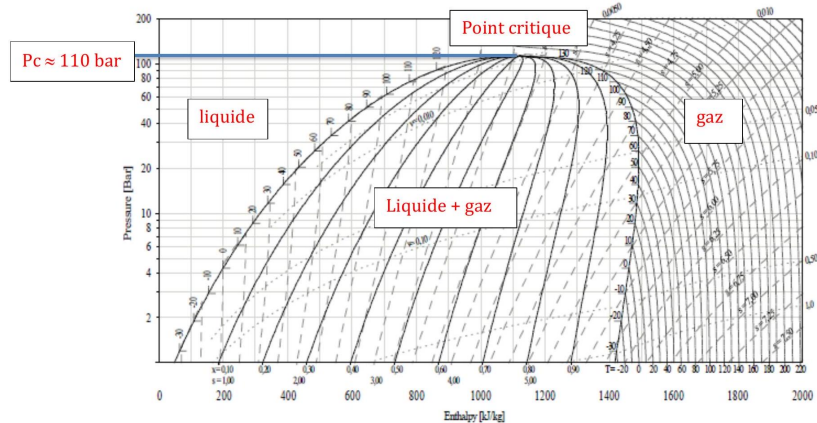
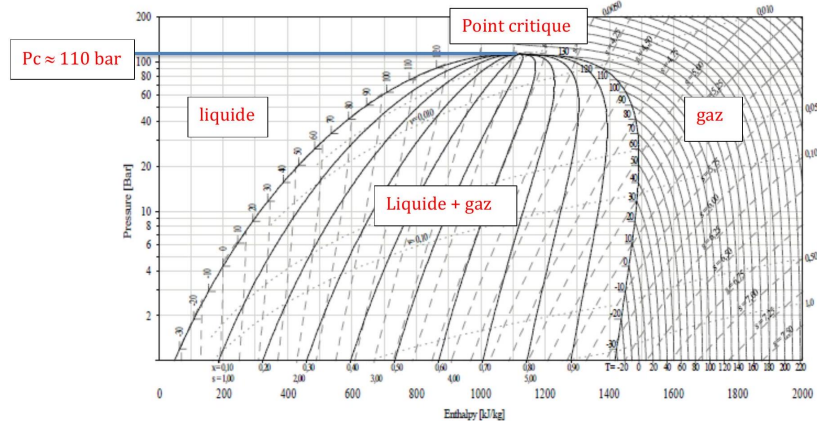
Q5. Avantages : la différence de température entre les sources est gratuite ; production de travail sans dégagement de CO_2 .

Inconvénients : très faible rendement, pression élevée donc problème de résistance mécanique de l'installation ; longueur des tuyaux ; milieu marin risque de corrosion.

Q6. Cf Document réponse.

Courbe d'ébullition ; courbe de rosée ; Liquide - Liquide et Gaz - Gaz.

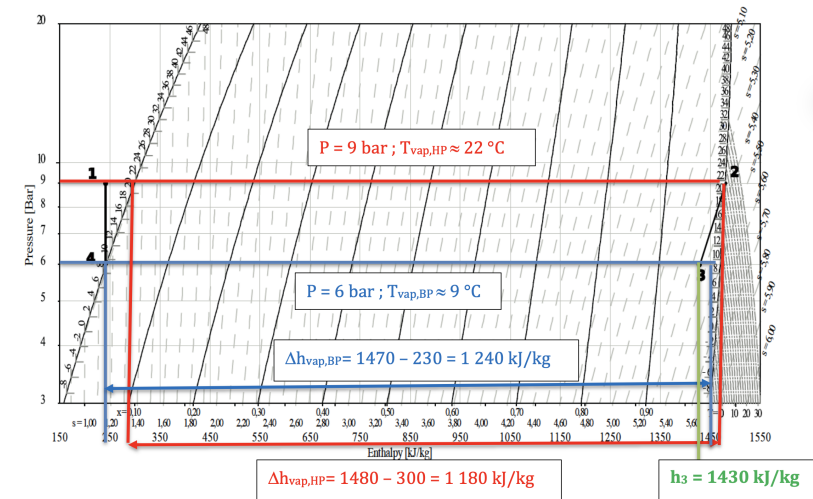
Point critique de température $T_c = 132^\circ\text{C}$ et de pression $P_c = 110 \text{ bar}$.
Le point critique d'un corps pur est le point du diagramme température-pression où s'arrête la courbe d'équilibre liquide-gaz. Au-delà du point critique ($T > T_c$; $P > P_c$) on ne peut pas observer de changement d'état liquide-gaz, le fluide est dit supercritique.



Q7. Par lecture graphique on obtient : $T_{\text{vap,HP}} = 21,5^\circ\text{C}$ et $T_{\text{vap,BP}} = 9,0^\circ\text{C}$.

Q8. Par définition, $\Delta h_{\text{vap}} = h_v - h_\ell$ à la température et à la pression

du changement d'état. On lit : $\Delta h_{\text{vap,HP}} = 1480 - 300 = 1180 \text{ kJ/kg}$ et $\Delta h_{\text{vap,BP}} = 1470 - 230 = 1240 \text{ kJ/kg}$



Q9. Pour une phase condensée supposée indilatable et incompressible, l'enthalpie et l'entropie ne dépendent que de la température, donc une isenthalpique se fait à température constante et à entropie constante. D'où la transformation 4 → 1 qui est un segment de droite vertical dans le diagramme (P, h).

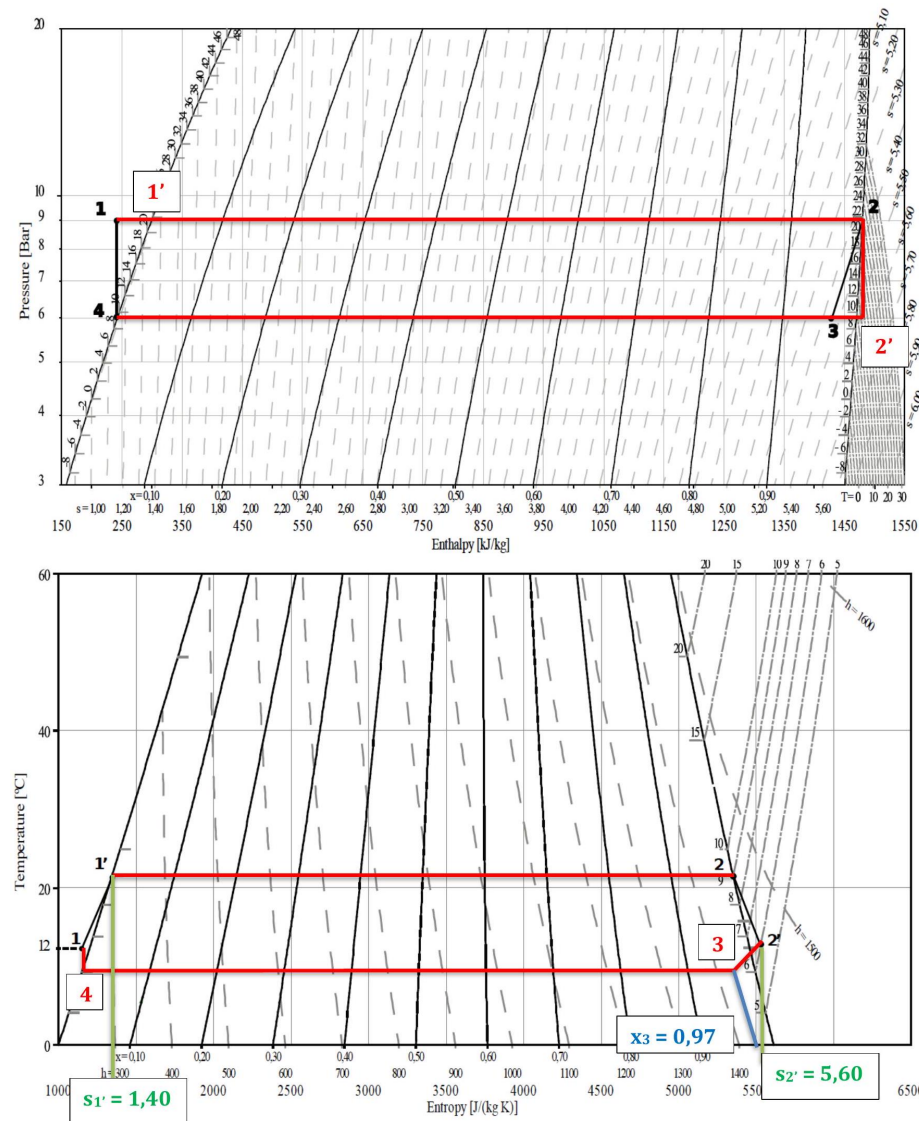
Q10. On lit sur le diagramme (T, s) : $T_{2'} = 12^\circ\text{C}$; $s_{2'} = 5,54 \text{ kJ/kg.K}$; $h_{2'} = 1480 \text{ kJ/kg}$

Q11. $T_3 = T_{\text{vap,BP}} = 9,0^\circ\text{C}$;

$h_3 = 1430 \text{ kJ/kg}$;

la transformation 2-3 est isentrope d'où $s_3 = s_2 = 5400 \text{ kJ/(K.kg)}$

Q12. Cf document réponse.



Q13. Par lecture graphique

Point i	T _i (°C)	P _i (bar)	x _i	h _i (kJ.kg ⁻¹)	s _i (kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹)
1	12	9	0	240	1,15
1'	21,5	9	0	300	1,40
2	21,5	9	1	1480	5,36
2'	12	6	1	1480	5,54
3	9	6	0,96	1420	5,36
4	9	6	0	240	1,15

Q14. Lors de la transformation $1 \rightarrow 1'$ l'ammoniac est sous forme liquide. On a donc $\Delta h = h_{1'} - h_1 = c_a(T_{1'} - T_1)$, d'où :

$$c_a = \frac{h_{1'} - h_1}{T_{1'} - T_1}$$

$$\text{AN : } c_a = \frac{300 - 240}{21,5 - 12,0} = 6,3 \text{ kJ.K}^{-1}.\text{kg}^{-1} \text{ (on trouve 4,7 kJ.}$$

kg⁻¹.K⁻¹ dans la littérature.)

Q15. On utilise plutôt de l'ammoniac que de l'eau car les températures de changement d'état sont plus faibles que celles de l'eau, il s'agit d'un oxydant moins fort que l'eau, l'odeur caractéristique du gaz permet de détecter une fuite, par contre il s'agit d'un gaz toxique.

Q16. Cf cours, appliquer le 1^{er} principe de la thermodynamique à un système fermé en écoulement stationnaire et faire des schémas!

$dU = D_m dt (u_s - u_e)$, où est l'énergie interne massique.

On néglige les variations d'énergie cinétique (écoulement stationnaire, de section constante) et potentielle (pas de variation d'altitude à la traversée de la machine)

$$dU = \delta W_p + \delta W_{\text{méca}} + \delta Q$$

Le travail élémentaire des forces de pression s'écrit $\delta W_p = P_e S_e dt - P_s S_s dt = D_m (P_e/\rho_e - P_s/\rho_s) dt$; (P = pression); $\delta W_{\text{méca}} = \mathcal{P}_u dt$ et $\delta Q = \mathcal{P}_{th} dt$ et avec $h = u + P/\rho$ on retrouve la relation demandée.

Q17. Le passage dans l'évaporateur correspond à la transformation $1 \rightarrow 2$, qui est la même que le cycle soit réel ou virtuel. Il n'y a pas de pièces mobiles dans l'évaporateur donc $\mathcal{P}_u = 0$

$$\dot{m}_1 (h_2 - h_1) = \mathcal{P}_{\text{thER}} = \mathcal{P}_{\text{thEV}}$$

$$\text{AN : } \mathcal{P}_{\text{thER}} = \mathcal{P}_{\text{thEV}} = 0,4^*(1480 - 240) = 496 \text{ kW} > 0$$

NH_3 reçoit un transfert thermique pour être vaporisé, c'est logique. Il s'agit du transfert thermique reçu de la part de la source chaude.

Q18. Il s'agit de la transformation $5 \rightarrow 6$ pour m(eau chaude au niveau de l'évaporateur. On applique le premier principe :

$$\mathcal{P}_{\text{thec}} = \dot{m}_e (h_6 - h_5) = \dot{m}_e c_e (T_6 - T_5) < 0 \text{ car } T_6 < T_5$$

Q19. L'évaporateur étant globalement calorifugé, on a $\mathcal{P}_{\text{thec}} + \mathcal{P}_{\text{the}} = 0$ d'où $\dot{m}_e c_e (T_6 - T_5) = -\mathcal{P}_{\text{ther}}$. On a donc :

$$\dot{m}_e = -\frac{\mathcal{P}_{\text{thER}}}{c_e (T_6 - T_5)}$$

$$\text{AN : } \dot{m}_e = 496.10^3 / (4.10^3 * 1,5) = 83 \text{ kg.s}^{-1}$$

Q20. La traversée de la vanne étant rapide, on peut supposer que les échanges thermiques n'ont pas le temps de se faire, on peut donc supposer la transformation adiabatique $\mathcal{P}_{\text{th}} = 0$ et il n'y a pas de parties mobiles donc $\mathcal{P}_u = 0$, la traversée de la vanne est donc isenthalpique (hypothèse de l'énoncé)

Q21. Le régime étant stationnaire on peut appliquer une loi « des nœuds » entre 2' et 3 avec les débits massiques :

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3$$

$$\text{AN : } \dot{m}_3 = 0,45 \text{ kg.s}^{-1}$$

Q22. On a, dans le condenseur $3 \rightarrow 4$:

$$\mathcal{P}_{\text{CR}} = \dot{m}_3 (h_4 - h_3) \text{ soit AN : } \mathcal{P}_{\text{CR}} = 0,45.(240 - 300) = -535 \text{ kW et}$$

$$\mathcal{P}_{\text{CR}} = \dot{m}_1 (h_4 - h_3) \text{ soit AN : } \mathcal{P}_{\text{CR}} = 0,40.(240 - 300) = -472 \text{ kW.}$$

Ces deux valeurs sont négatives car NH_3 cède de l'énergie lors de la liquéfaction.

Q23. Pour le condenseur globalement calorifugé :

$$\mathcal{P}_{\text{ef}} = -\mathcal{P}_{\text{CR}} = \dot{m}_e c_e (T_8 - T_7)$$

d'où

$$T_8 = T_7 - \frac{\mathcal{P}_{\text{CR}}}{c_e \dot{m}_e}$$

$$\text{AN : } T_8 = 5 + 535.10^3 / (83 * 4.10^3) = 6,6^\circ\text{C}$$

Q24. En supposant la détente dans la turbine adiabatique

$$\mathcal{P}_{\text{TV}} = \dot{m}_1 (h_3 - h_2)$$

$$\text{AN : } \mathcal{P}_{\text{TV}} = 0,40 * (1430 - 1480) = -22 \text{ kW} < 0$$

Signe cohérent puisque le fluide cède de la puissance pour entraîner la turbine lors de la détente.

Q25. La pompe ayant un fonctionnement isentropique et isenthalpique par hypothèse, on néglige la puissance mécanique de cette pompe par rapport aux autres puissances mécaniques mises en jeu

$$\mathcal{P}_{\text{P1V}} = \dot{m}_1 (h_1 - h_4) = 0,40 * (240 - 240) = 0$$

Pour le cycle réel :

$$\mathcal{P}_{\text{P1R}} = \dot{m}_3 (h_1 - h_4) = 0$$

On peut éventuellement évaluer pour NH_3 liquide

$$\mathcal{P}_{\text{P1R}} = \dot{m}_3 c_a (T_1 - T_4) = 8,1 \text{ kW} \dots$$

Q26. Si on prend comme définition du rendement $\eta_v = \left| \frac{\text{gain}}{\text{dépense}} \right|$, le gain est $\mathcal{P}_{\text{TV}}$ et la dépense est $\mathcal{P}_{\text{P1V}} = 0$, donc un rendement infini...

Maintenant si on revient à la dépense classique d'un moteur thermique, la dépense est la puissance thermique reçue de la source chaude c'est-à-dire $\mathcal{P}_{\text{thEV}}$ d'où $\eta_v = \frac{20}{496} = 0,04 \dots$

Q27. Le rendement n'est pas infini car la pompe est réelle $\mathcal{P}_{\text{P1R}} = 8,1 \text{ kW}$ alors $\eta_R = \frac{20}{8,1} = 2,5 \dots$ mais la turbine pas isentropique

Troisième partie

Conditionnement d'air dans la cabine d'un avion

Extrait du sujet Centrale-Supelec 2018 PSI

Extrait du rapport :

Les correcteurs ont constaté une dégradation dans la qualité des copies. Les réponses illisibles (ratures, écriture très peu soignée) ne sont pas lues et le jury sanctionne également :

- les rédactions confuses et non respectueuses du lecteur ;
- les abréviations (PFS, PFD, LDN, BAME, PFSF, RFSF...) qui doivent être bannies des copies ;
- les réponses qui débutent par « Oui... », « Non... » ou « Car... » ;
- les candidats qui se contentent d'aligner des équations sans explication. Par exemple, la réponse à la question 4 ne peut débuter par un laconique « On a $dp = -\rho g dz$ ».

À contrario, les candidats qui rédigent de manière rigoureuse, concise et complète, qui maîtrisent les capacités exigibles du programme officiel obtiennent un nombre de points important sans forcément aborder les questions les plus délicates du sujet.

Les correcteurs conseillent aux futurs candidats :

- d'écrire avec une encre foncée ;
- d'éviter l'effaceur et surtout de ne pas réécrire dessus si l'encre bave ;
- de mettre en évidence les résultats importants (en soulignant ou encadrant) ;
- d'employer un vocabulaire précis et adapté.

Ajoutons que :

- toute grandeur introduite non définie par l'énoncé doit l'être par le candidat. Une loi des nœuds ne peut pas être comprise si les courants concernés ne sont pas définis. On ne peut donner la caractéristique $i = f(u)$ d'une diode sans définir i et u à l'aide d'un schéma ;
- les candidats, après deux années de classes préparatoires, doivent faire la distinction entre un vecteur et un scalaire. Le jury a lu trop d'égalités entre un scalaire et un vecteur.

1) Ce dispositif n'est pas "cyclique", les transformations de l'air ne donnent pas l'air dans l'état 1.

Dans les deux échangeurs il y a refroidissement de l'air. Nous ne sommes pas donc une situation "thermostat chaud" et "thermostat froid".

2) 2 → 3 : compresseur
 $\uparrow$ w_c et transf. adiabatique réversible.
 + GP.
 On peut appliquer les lois de la pae.
 $P_1^\gamma = cte$ ou $P_1^{1-\gamma} T_1^\gamma = cte$
 Il vient $P_2^{1-\gamma} T_2^\gamma = P_3^{1-\gamma} T_3^\gamma$
 avec $P_2 = P_1$

$$P_3 = P_1 \left(\frac{T_2}{T_3} \right)^{\frac{\gamma}{1-\gamma}}$$
 AN: $P_3 = 5,63 \text{ bar}$

4 → 5 turbine De même
 $P_5^{1-\gamma} T_5^\gamma = P_4^{1-\gamma} T_4^\gamma$
 avec $P_4 = P_3$

$$P_5 = P_3 \left(\frac{T_4}{T_5} \right)^{\frac{\gamma}{1-\gamma}} = P_1 \left(\frac{T_3 T_4}{T_2 T_5} \right)^{\frac{\gamma}{1-\gamma}}$$
 AN: $P_5 = 2,01 \text{ bar}$

3) Premier principe thermodynamique pour écoulement stationnaire à l'entrée et à la sortie.

$$h_0 - h_e + e_{c0} - e_{c2} + e_{p0} - e_{p2} = w_u + q$$

h enthalpie massique

e_c énergie cinétique massique

e_p énergie potentielle massique

w_u travail reçu par et de masse qui traverse le système

q transfert thermique reçu par unité de masse de fluide qui traverse le système

4) On considère que Δe_c et Δe_p sont négligeable devant Δh .

Pour la turbine

$$h_5 - h_4 = w_{\text{turb}} + 0$$

$$\text{avec } h_5 - h_4 = c_p (T_5 - T_4)$$

$$= \frac{\gamma R}{M(\gamma-1)} (T_5 - T_4)$$

$$\text{Il vient } w_{\text{turb}} = -95,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$\text{Pour le compresseur } w_{\text{comp}} = \frac{\gamma R}{M(\gamma-1)} (T_3 - T_2)$$

$$\text{AN: } w_{\text{comp}} = 100,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$w_{\text{comp}} > |w_{\text{turb}}|$ la pression récupérée par la turbine n'est pas suffisante pour entraîner le compresseur.

5) Si on envoie l'air 2 dans la turbine :

$$\text{on a } P_5'^{1-\gamma} T_5'^{\gamma} = P_2^{1-\gamma} T_2^{\gamma}$$

$$\text{soit } P_5' = P_2 \left(\frac{T_2}{T_5'} \right)^{\gamma/(1-\gamma)}$$

$$\text{AN: } P_5' = 0,815 \text{ bar}$$

Soit une pression partielle en O_2

$$P_{O_2} = \frac{1}{5} P_5' \quad P_{O_2} = 0,163 \text{ bar}$$