

DK6 : Un exemple de revalorisation

Le problème comporte 2 parties indépendantes. Certaines questions, moins guidées, sont repérées par leur numéro souligné. Elles ne sont pas *a priori* plus difficiles que les autres, mais demandent de prendre plus d'initiatives.

La centrale électrique DK6, sur le site du port industriel de Dunkerque (Hauts-de-France), produit de l'énergie électrique à partir de gaz naturel. De par sa conception et sa situation géographique, la centrale DK6 a la particularité de pouvoir revaloriser les fumées issues de la production d'acier, émises par l'usine sidérurgique voisine Arcelor-Mittal.

Le processus de revalorisation s'effectue en plusieurs étapes selon un cycle combiné de récupération de la *chaleur fatale* décrit en figure 1.

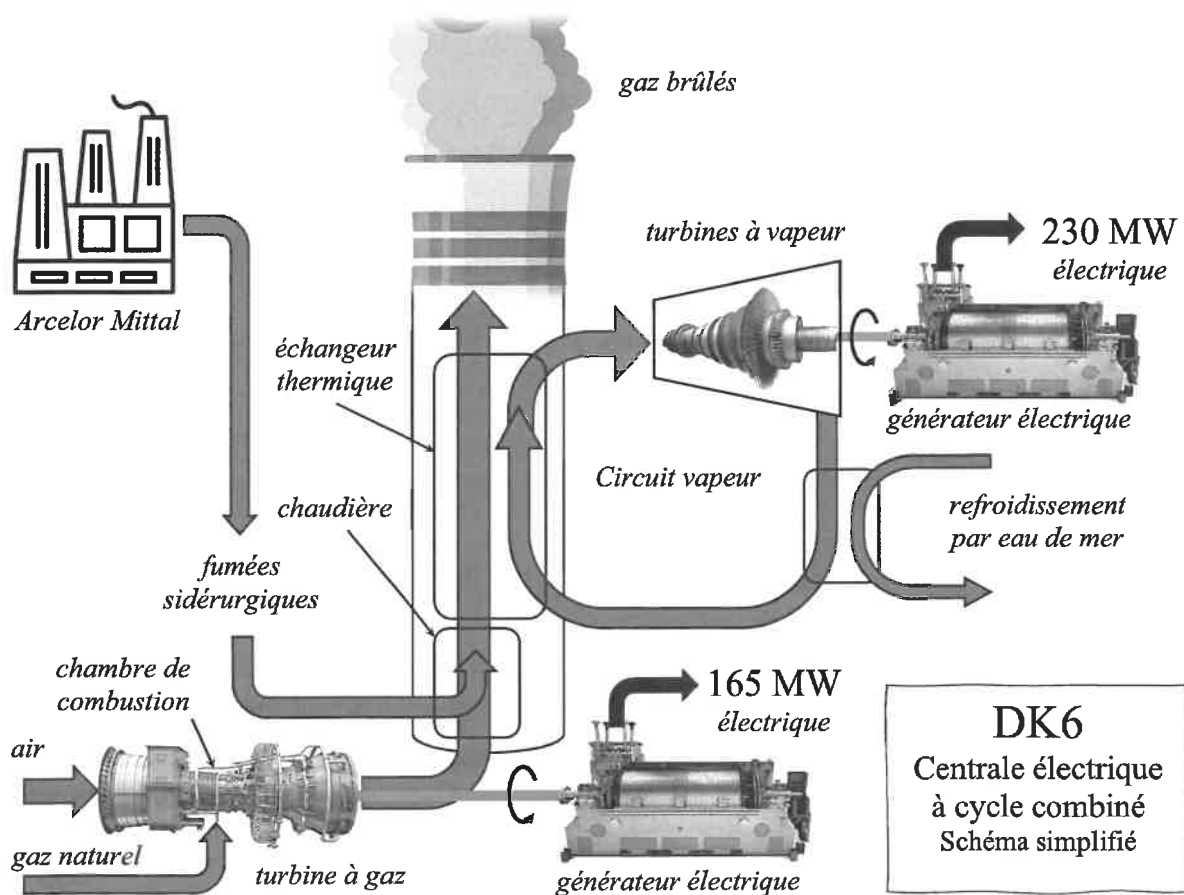


Figure 1 – Description d'une tranche de production

On réalise la combustion de gaz naturel avec de l'air sous pression dans une turbine à gaz reliée mécaniquement à un premier générateur électrique de 165 MW. Les gaz en sortie de la turbine à gaz servent à leur tour de comburant pour brûler les fumées sidérurgiques dans une chaudière. Les gaz brûlés passent enfin dans un échangeur thermique pour produire la vapeur d'eau qui alimente des turbines à vapeur reliées à un second générateur électrique de 230 MW. La centrale DK6 dispose de deux tranches de production identiques pour une puissance électrique totale de 790 MW.

Ce sujet propose une étude de la chambre de combustion de la turbine à gaz (partie A), le principe de fonctionnement d'une turbine à vapeur (partie B)

. Les deux parties sont indépendantes entre elles.

Les données sont regroupées à la fin du sujet. Un document réponse est à rendre avec la copie.

Partie A – La chambre de combustion de la turbine à gaz

La chambre de combustion de la turbine à gaz est alimentée par un gazoduc qui fournit du gaz naturel avec un débit massique constant $D_{m,gn} = 9,66 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$, sous une pression de 12 bar et une température $T_0 = 298 \text{ K}$. On assimile dans la suite le gaz naturel à du méthane pur (CH_4). Le dioxygène nécessaire à la combustion est apporté par de l'air atmosphérique, comprimé sous une pression de 12 bar à la température de 298 K par un compresseur solidaire de l'axe de la turbine, avec un débit massique réglable noté $D_{m,air}$.

Le réacteur, parfaitement calorifugé, permet ainsi la combustion en continu et en régime stationnaire du méthane par le dioxygène de l'air à la pression constante de 12 bar. Les gaz issus de cette combustion sortent du réacteur à température élevée pour pouvoir faire tourner une turbine, dont le principe de fonctionnement sera étudié dans la partie suivante. Les aubes de la turbine sont recouvertes d'une fine couche de traitement en céramique qui les protège jusqu'à des températures de l'ordre de 1600 °C.

Q1. Écrire l'équation bilan de la combustion du méthane par le dioxygène, sachant que la réaction ne produit que de l'eau et du dioxyde de carbone sous forme gazeuse. On prendra un coefficient stœchiométrique unitaire pour le méthane.

Montrer que cette réaction est quantitative à 298 K puis calculer le pouvoir calorifique inférieur (PCI) du méthane, noté q_{gn} , défini comme l'énergie thermique par unité de masse de méthane libérée par la combustion du méthane sous pression constante à 298 K.

Q2. Déterminer le débit massique d'air D_{m0} permettant de réaliser la combustion dans les proportions stœchiométriques, puis la puissance thermique P_{th0} libérée par la réaction dans ces conditions.

Q3. Effectuer un bilan détaillé d'enthalpie et exprimer, en fonction de q_{gn} et des données, la température des gaz en sortie de la chambre de combustion pour un débit massique d'air D_{m0} . Commenter la valeur obtenue.

Lorsque la température de la chambre de combustion dépasse 1300 °C, les constituants de l'air commencent à réagir entre eux pour produire des oxydes d'azote. Ces oxydes d'azote, essentiellement NO et NO₂, couramment appelés NO_x, sont à l'origine de graves problèmes pour l'environnement et la santé.

Q4. On souhaite éviter la production et le rejet de NO_x dans l'atmosphère. Justifier qualitativement que l'on peut diminuer la température de sortie en modifiant le débit d'air en entrée. Expliquer pourquoi, en pratique, le débit massique $D_{m,air}$ est choisi supérieur à D_{m0} .

Q5. Exprimer le débit molaire de chaque espèce en sortie en fonction de $D_{m,air}$, D_{m0} et des masses molaires dans le cas $D_{m,air} > D_{m0}$. On présentera les résultats dans un tableau. Les débits molaires des différentes espèces seront notés F_{CH_4} , F_{O_2} ...

Q6. Exprimer, puis calculer, le débit massique d'air D_{m1} permettant à la turbine à gaz de fonctionner à sa température maximale tout en évitant la production de NO_x.

Étant donné l'échauffement important des gaz dans la chambre de combustion, il faut tenir compte dans le calcul précédent de la dépendance avec la température de la capacité thermique molaire à pression constante des différents gaz (figure 2). La capacité thermique molaire à pression constante d'un gaz réel peut ainsi s'exprimer de manière empirique en fonction de la température par la relation de Shomate :

$$C_{pm}(T) = A + BT + CT^2 + DT^3 + \frac{E}{T^2},$$

où les coefficients A , B , C , D et E sont obtenus expérimentalement pour chaque gaz. La variation d'enthalpie de n moles de gaz entre les températures T_1 et T_2 s'exprime alors sous forme intégrale par la relation :

$$H(T_2) - H(T_1) = \int_{T_1}^{T_2} nC_{pm}(T)dT.$$

Les capacités thermiques molaires à pression constante des différentes espèces seront notées $C_{pm,\text{CH}_4}(T)$, $C_{pm,\text{O}_2}(T)$...

Q7. Reprendre la question **Q6** pour établir, dans le cas où $D_{m,air} > D_{m0}$, la nouvelle relation donnant le débit massique d'air $D_{m,air}$ en fonction de la température de sortie des gaz T_s en tenant compte de l'influence de la température sur les capacités thermiques molaires à pression constante, sous forme intégrale que l'on ne cherchera pas à calculer.

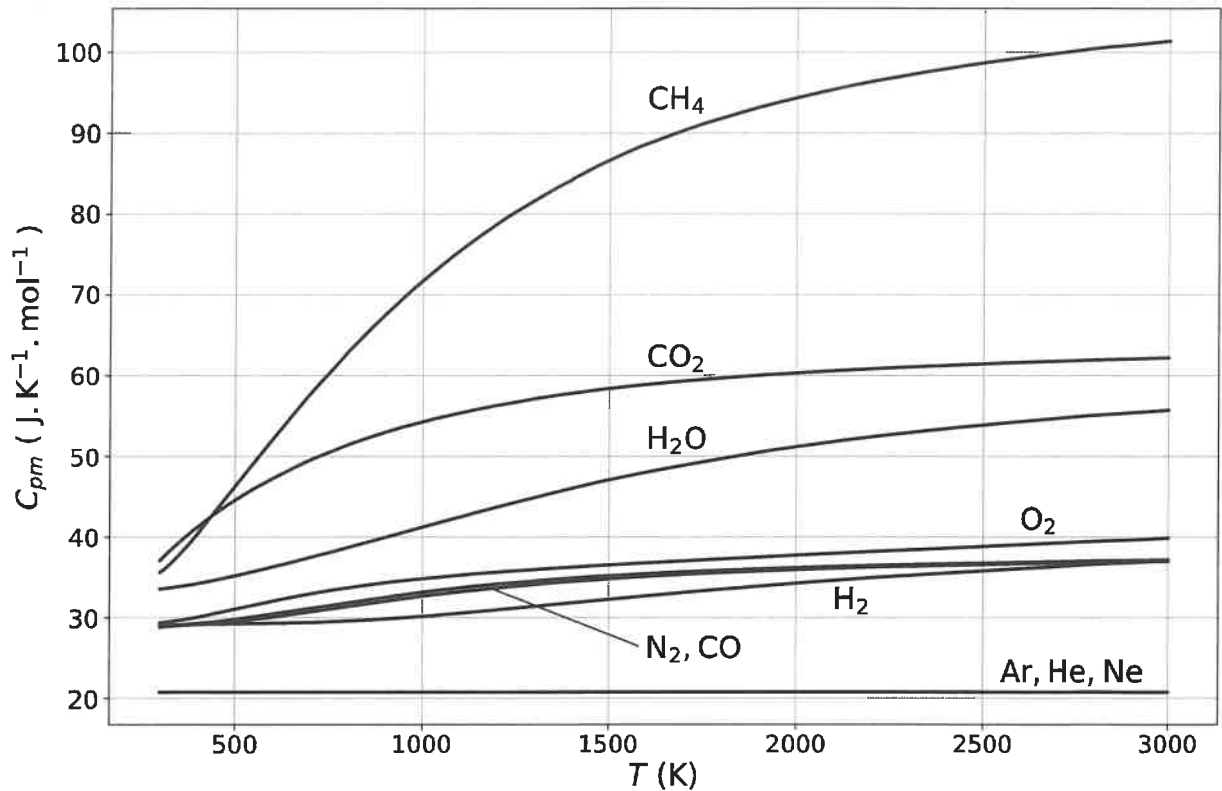


Figure 2 – Capacités thermiques molaires de différents gaz en fonction de la température

Pour le débit $D_{m,gn} = 9,66 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ et la température $T_0 = 298 \text{ K}$, le calcul numérique de la température de sortie T_s des gaz brûlés en fonction du débit d'air $D_{m,air}$ est effectué par un programme en Python, dont un extrait est présenté ci-après.

```

1      '''Extrait 1'''
2      # Coefficients A, B, C, D, E de la relation de Shomate des différents gaz
3      N2 = [28.98641, 1.853978e-3, -9.647459e-6, 16.63537e-9, 0.000117e6]
4      H2O = [-203.6060, 1523.290e-3, -3196.413e-6, 2474.455e-9, 3.855326e6]
5
6      '''Extrait 2'''
7      def Cpm(T, gaz):
8          A, B, C, D, E = gaz
9          return A + B*T + C*T**2 + D*T**3 + E/T**2
10
11     '''Extrait 3'''
12     def int_Cpm(gaz, T1, T2):
13         [A COMPLETER]
14
15     '''Extrait 4'''
16     plt.plot(Dm, T, 'k-', lw=2) # Tracé du graphe de Ts en fonction de Dm,air
17     plt.show()

```

Q8. Préciser l'unité des coefficients A , B , C , D et E . Proposer un code Python permettant d'implémenter la fonction `int_Cpm(gaz, T1, T2)` qui prend pour arguments la liste `gaz` des coefficients de la relation de Shomate du gaz étudié et les températures $T1$ et $T2$, puis qui renvoie une valeur numérique approchée de l'intégrale $\int_{T_1}^{T_2} C_{pm}(T) dT$ obtenue par la méthode des rectangles utilisant $N = 1000$ points de calcul.

Le programme permet de tracer le graphe de la température de sortie des gaz en fonction du débit d'air d'entrée en tenant compte de la dépendance avec la température des capacités thermiques molaires à pression constante des différents gaz (figure 3).

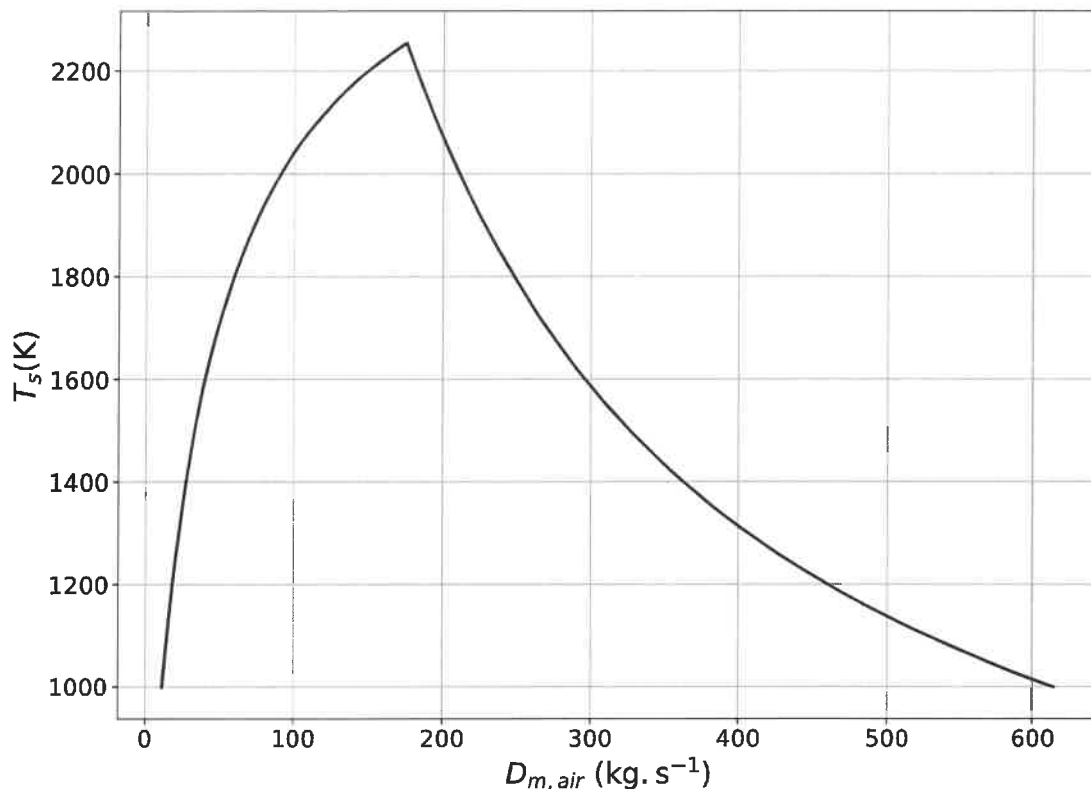


Figure 3 – Température de sortie T_s en fonction du débit massique d'air $D_{m,air}$ à l'entrée

- Q9.** Décrire précisément le graphe obtenu en mettant en évidence des valeurs particulières pertinentes dont on commentera le sens physique. Déterminer la valeur réelle du débit massique d'air permettant de faire fonctionner la turbine à gaz à sa température maximale sans production de NO_x et comparer cette valeur au débit massique D_{m1} trouvé en question Q6. Ce résultat était-il prévisible? Déterminer alors le débit massique de gaz en sortie de la turbine.
- Q10.** Estimer le rendement thermodynamique de la centrale électrique DK6.

Partie B – La turbine à vapeur

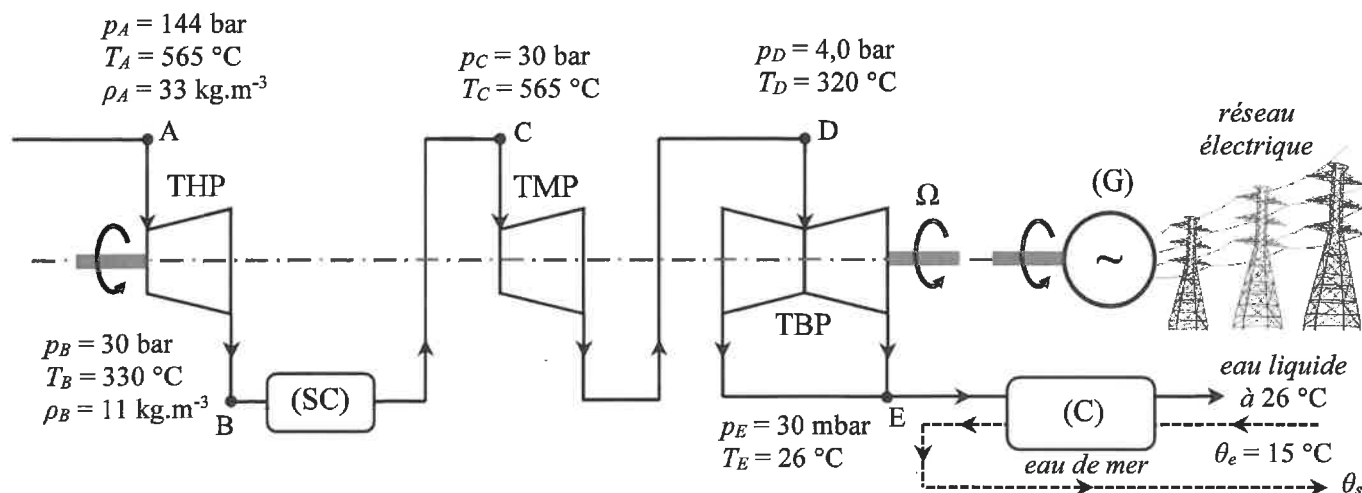


Figure 4 – Circuit de vapeur dans les turbines

La turbine à vapeur est un élément essentiel du fonctionnement d'une centrale électrique thermique ou nucléaire, convertissant l'énergie de la vapeur sous pression en énergie mécanique. De la vapeur d'eau arrive dans la turbine sous haute pression et haute température et se détend à travers différents étages comportant une succession d'aubes fixes et d'aubes mobiles, provoquant la rotation de l'axe de la turbine à la vitesse angulaire $\Omega = 3000 \text{ tr} \cdot \text{min}^{-1}$, et entraînant par ailleurs le générateur électrique (G).

On cherche dans cette partie à évaluer précisément la puissance mécanique transmise par le fluide à l'arbre de la turbine et à comprendre le rôle des différents étages de détente.

La centrale électrique DK6 utilise un circuit de vapeur sèche traversant successivement une turbine haute pression (THP), un surchauffeur (SC), une turbine moyenne pression (TMP) et une turbine basse pression (TBP). Les turbines sont supposées parfaitement calorifugées et alignées sur le même axe de rotation. Pour éviter tout phénomène de corrosion, il ne doit jamais exister de liquide dans les turbines. En sortie de la turbine basse pression, le fluide, alors sous forme de vapeur juste saturante, traverse de façon isobare un condenseur (C) à circulation d'eau de mer. Le schéma de la figure 4 présente quelques caractéristiques de la vapeur aux différents points notés A, B, C, D et E du circuit. Le débit massique de vapeur dans le circuit doit être contrôlé et vaut $D_m = 534 \times 10^3 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$.

Le sujet est accompagné d'un **document réponse** contenant le graphe de l'enthalpie massique de l'eau en fonction de son entropie massique, appelé diagramme de Mollier, sur lequel figurent également les courbes isobares, isothermes, isotitres et la courbe de saturation du mélange liquide-vapeur.

La centrale est étudiée en régime stationnaire.

I – Étude globale de la turbine

Q11. Placer les points A, B, C, D et E - dont la pression et la température sont données sur la figure 4 - sur le diagramme de Mollier du document réponse et représenter l'évolution de la vapeur dans le circuit depuis l'entrée de la turbine haute pression jusqu'à la sortie de la turbine basse pression.

La vapeur entre dans un premier temps dans la turbine haute pression, dont les caractéristiques géométriques sont précisées sur le document 1, en fin de sujet.

Q12. Montrer en utilisant le diagramme de Mollier que la détente à travers la turbine haute pression peut être considérée comme isentropique. Déterminer la température que l'on obtiendrait en sortie de la turbine haute pression si la vapeur était un gaz parfait. Discuter la validité de l'hypothèse du gaz parfait dans ces conditions.

Q13. Déterminer l'expression puis la valeur de la vitesse débitante v_A de la vapeur à l'entrée de la turbine haute pression. En déduire la valeur de la vitesse v_B en sortie si la turbine gardait un diamètre constant. Justifier la nécessité de conserver une vitesse débitante à peu près constante dans la turbine. Indiquer comment réaliser cette condition en pratique.

Q14. Évaluer la puissance mécanique transmise à l'axe de rotation par la vapeur d'eau dans la turbine haute pression.

Q15. Calculer la puissance mécanique maximale transmise à l'axe de rotation si l'on utilisait une unique turbine réalisant une détente isentropique?

Afin d'augmenter la puissance transmise à l'axe, on utilise à la fois un surchauffeur, qui permet de réchauffer la vapeur, et plusieurs turbines.

Q16. Déterminer la puissance thermique fournie par le surchauffeur, puis calculer la puissance mécanique totale transmise à l'axe de rotation en considérant l'ensemble du circuit de vapeur, constitué des trois turbines ainsi que du surchauffeur. Commenter la valeur numérique obtenue.

Dans la turbine moyenne pression (et à plus forte raison dans la turbine basse pression), la pression plus faible de la vapeur impose d'avoir des aubes plus grandes, ce qui augmente la surface de contact avec le fluide.

Q17. Estimer la puissance mécanique transmise à l'arbre de la turbine moyenne pression si l'évolution de la vapeur était adiabatique et réversible avec la même pression de sortie $p_D = 4 \text{ bar}$? En déduire la puissance des pertes introduites par les frottements sur les aubes, que l'on appelle *pertes adiabatiques*.

Le condenseur en sortie de la turbine basse pression utilise une circulation d'eau de mer avec un débit volumique constant $Q = 33.10^3 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. L'eau de mer est prélevée à une température moyenne $\theta_e = 15^\circ \text{C}$, puis rejetée en milieu naturel.

La réglementation impose de rejeter l'eau de mer avec une température maximale de 30°C pour ne pas perturber les écosystèmes marins. On suppose que toute la vapeur sortant de la turbine se liquéfie de manière isobare dans l'échangeur thermique parfaitement calorifugé.

Q18. Établir la relation donnant la température θ_s de l'eau de mer rejetée par le condenseur en fonction des données utiles. Calculer θ_s puis commenter la valeur numérique obtenue.

II – Étude d'un étage de détente de la turbine haute pression

Afin de réduire les contraintes mécaniques exercées sur les aubes en rotation, la vapeur est détendue progressivement à travers une dizaine d'étages successifs dans chaque turbine. Chaque étage comporte un stator avec $N = 80$ aubes fixes, qui agissent comme des tuyères en augmentant la vitesse de la vapeur, et un rotor constitué de 80 aubes en rotation qui convertissent toute ou partie de l'énergie cinétique de la vapeur en travail mécanique.

Les aubes de la turbine haute pression, réparties autour de l'axe de rotation de rayon R_0 , sont très courtes comparées aux aubes des turbines moyenne et basse pression. On suppose donc que, dans toute la turbine haute pression, l'écoulement du fluide, supposé stationnaire, se fait dans une couche de faible épaisseur a autour de l'arbre de rotation et que la vapeur se comporte comme un gaz parfait en évolution isentropique.

On s'intéresse ici à l'étage d'entrée de la turbine haute pression que l'on se propose de modéliser sur le principe d'une turbine à réaction (figure 5).

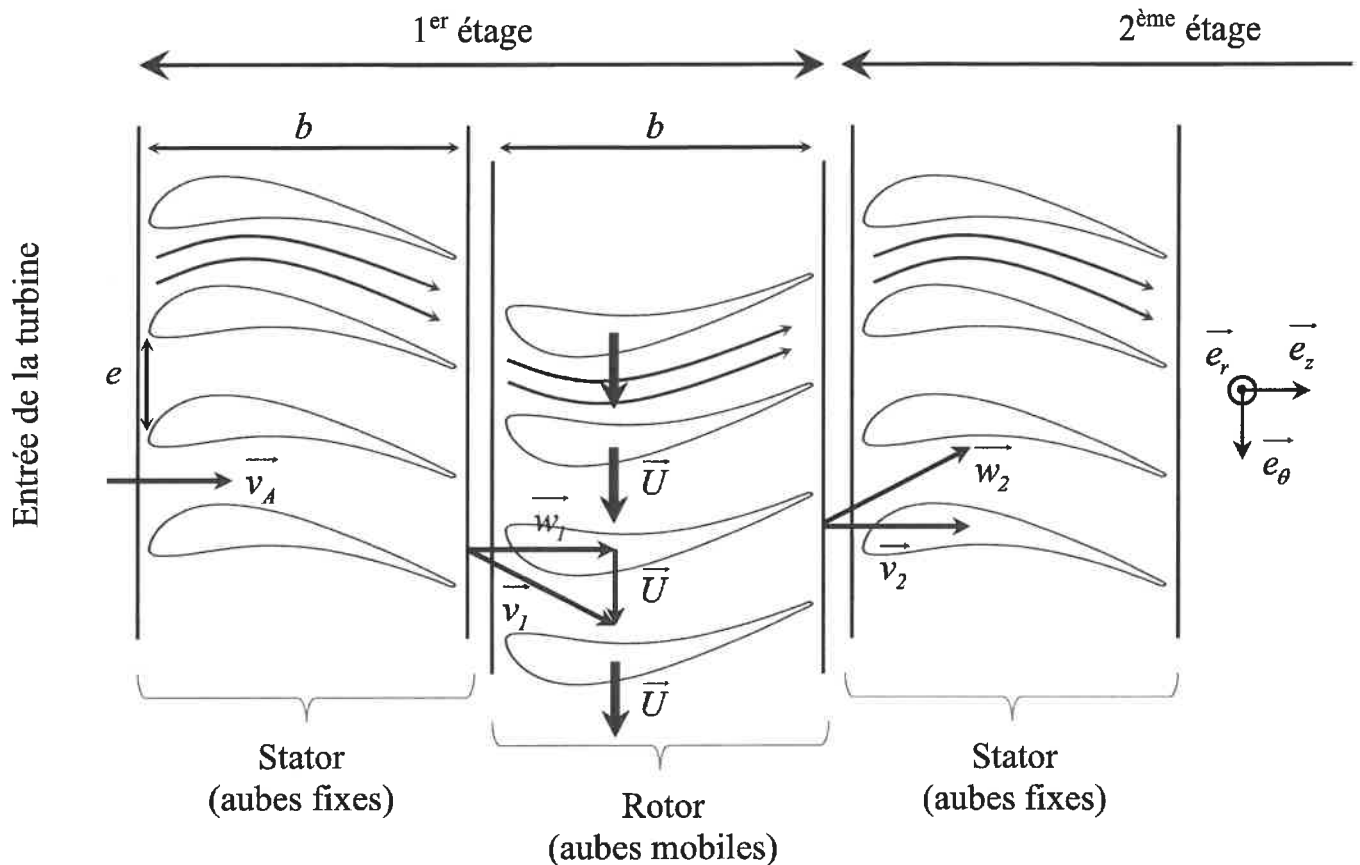


Figure 5 – Principe d'une turbine à réaction

Au premier étage de la turbine haute pression, le fluide entre à la vitesse \vec{v}_A , accélère dans le stator jusqu'à la vitesse \vec{v}_1 , transmet un couple moteur au rotor et ressort de l'étage à la vitesse \vec{v}_2 , les vitesses étant définies ici par rapport au stator.

Q19. Établir un critère qualitatif portant sur des durées caractéristiques permettant de justifier que l'évolution du fluide dans le stator est bien adiabatique. On admettra dans la suite que ce critère est largement vérifié.

Au cours du passage de la vapeur à travers les aubes fixes du stator du premier étage de détente, la pression du fluide varie de $\Delta p_1 = p_1 - p_A = -7,3$ bar.

Q20. Exprimer, au premier ordre en Δp_1 , la variation de température $\Delta T_1 = T_1 - T_A$ du fluide entre l'entrée et la sortie du stator. En appliquant le premier principe des systèmes ouverts dans le stator, déduire les expressions puis les valeurs numériques de la variation de température ΔT_1 et de la vitesse v_1 de la vapeur à la sortie du stator du premier étage de détente de la turbine haute pression.

La vapeur, ainsi aspirée à travers le stator, gagne de la vitesse et arrive dans le rotor face aux aubes en rotation autour de l'axe principal à la vitesse angulaire $\vec{\Omega} = \Omega \vec{e}_z$. La vitesse d'entrée du fluide par rapport à une aube en mouvement est donnée par la loi de composition des vitesses $\vec{w}_1 = \vec{v}_1 - \vec{U}$ où $\vec{U} = R_0 \Omega \vec{e}_\theta$ désigne la vitesse locale de déplacement de l'aube située à la surface de l'arbre de rayon R_0 . Dans une turbine à réaction, la géométrie et l'orientation des

aubes permettent d'obtenir une vitesse relative d'entrée axiale, de la forme $\vec{w}_1 = w_1 \vec{e}_z$. La relation géométrique entre \vec{v}_1 , \vec{w}_1 et \vec{U} est connue par les ingénieurs turbiniers comme étant le triangle des vitesses (figure 6). On note α l'angle entre \vec{v}_1 et \vec{w}_1 .

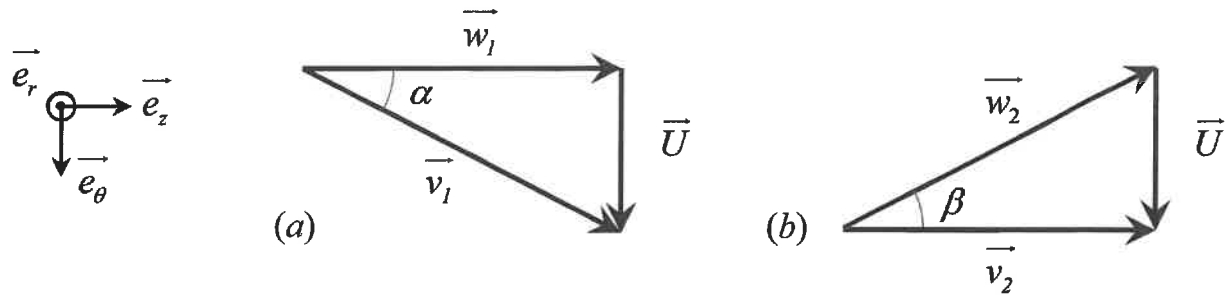


Figure 6 – Triangle des vitesses (a) en entrée du rotor et (b) en sortie du rotor

Dans une première approche, on peut considérer que le fluide agit sur chaque aube comme sur une aile d'avion. On a reporté sur le document 2 les caractéristiques aérodynamiques d'une aile de profil similaire à celui d'une aube du rotor obtenues par simulation numérique. On appelle C_L (respectivement C_D) le coefficient de portance (respectivement de traînée) de l'aile intervenant dans la force de portance d'intensité $\frac{1}{2} \rho C_L S v^2$ (respectivement dans la force de traînée $\frac{1}{2} \rho C_D S v^2$), où ρ désigne la masse volumique du fluide, S la surface portante de l'aile et v la vitesse relative du fluide par rapport à l'aile.

Dans la configuration étudiée, le nombre de Reynolds vaut 6.10^6 et l'angle d'inclinaison vaut 15° .

Q21. Justifier la valeur de l'angle d'inclinaison choisi. À l'aide d'une démarche que l'on présentera avec soin, estimer la puissance mécanique transmise par le fluide au premier étage de la turbine haute pression, ainsi que le nombre n d'étages de détente, et évaluer la force axiale exercée sur le rotor. On utilisera les données du document 1.

En fait les ingénieurs tiennent compte dans leurs calculs du changement de direction de l'écoulement du fluide entre l'entrée et la sortie du rotor. On appelle ainsi \vec{w}_2 la vitesse relative du fluide en sortie d'aubage et \vec{v}_2 cette même vitesse mesurée par rapport au stator.

La forme des aubes utilisées impose une vitesse de sortie \vec{v}_2 axiale de la forme $\vec{v}_2 = v_2 \vec{e}_z$ avec $\beta = \alpha$, en notant β l'angle entre \vec{v}_2 et \vec{w}_2 .

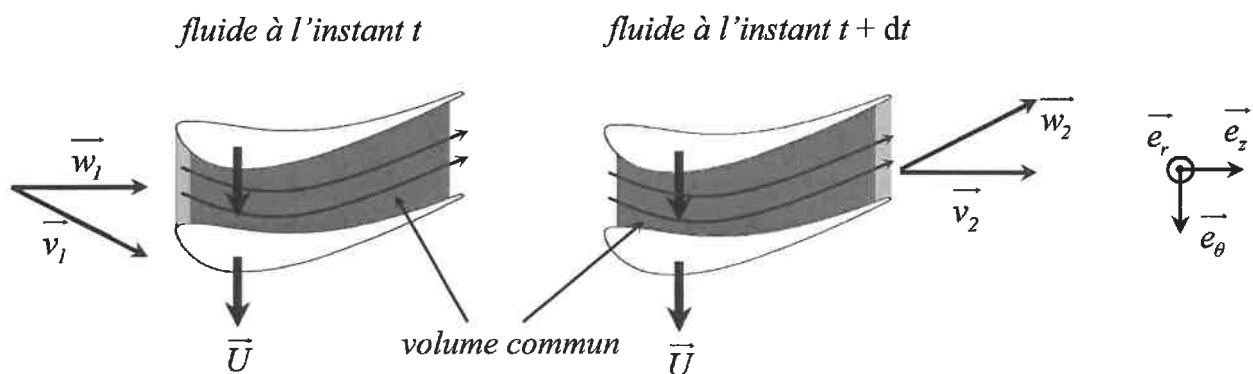


Figure 7 – Système constitué du fluide entre deux aubes du rotor entre t et $t + dt$

Q22. On considère le système constitué du fluide circulant en régime stationnaire entre deux aubes du rotor entre les instants t et $t + dt$ (figure 7). Effectuer pour ce système un bilan précis de moment cinétique par rapport à l'axe de rotation et déterminer le couple mécanique exercé par tout le fluide sur le rotor du premier étage en fonction de D_m , R_0 et U . En déduire que la puissance mécanique transmise au rotor s'écrit $D_m U^2$ et faire l'application numérique.

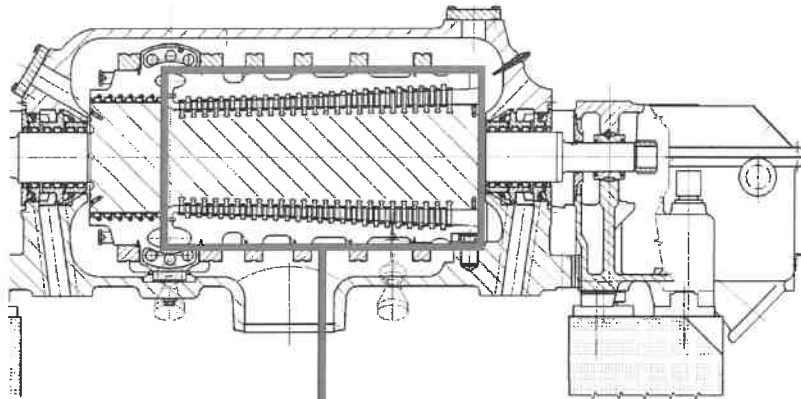
Le modèle de la turbine à réaction ne rend pas tout à fait compte de la forme réelle des aubes d'une turbine à haute pression. En pratique, on définit le degré de réaction ε d'un étage de turbine par le rapport de la variation d'enthalpie massique du fluide à travers le rotor sur la variation d'enthalpie massique à travers l'étage { stator + rotor }. Le degré de réaction varie d'ailleurs généralement d'un étage à l'autre selon la taille et l'orientation des aubes. Dans une turbine à action parfaite, le degré de réaction est nul ($\varepsilon = 0$) et le travail mécanique massique utile reçu par le fluide à travers un étage vaut $-2U^2$.

On modélise désormais la turbine haute pression par une turbine à action parfaite constituée de n étages de détente identiques et on suppose que la chute d'enthalpie massique du fluide à travers la turbine se répartit équitablement entre les différents étages.

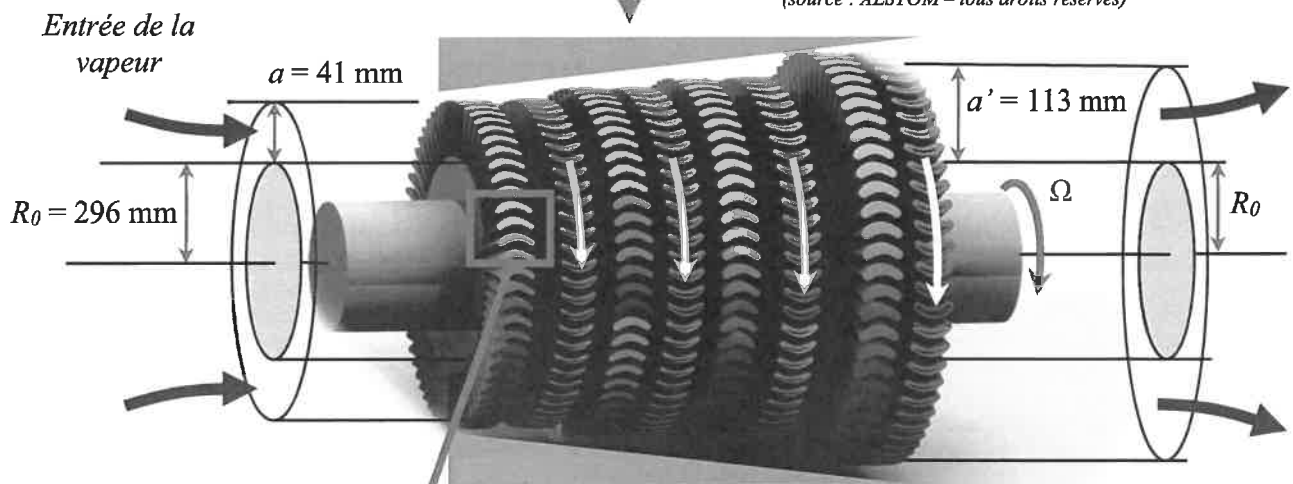
Q23. Déterminer le nombre d'étages n de détente contenus dans la turbine haute pression.

Q24. Calculer la puissance mécanique totale réellement transmise à l'arbre à travers tous les étages de la turbine haute pression. Commenter.

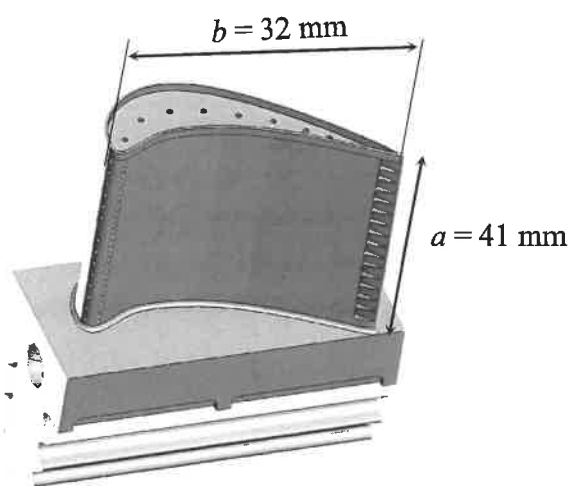
Documents



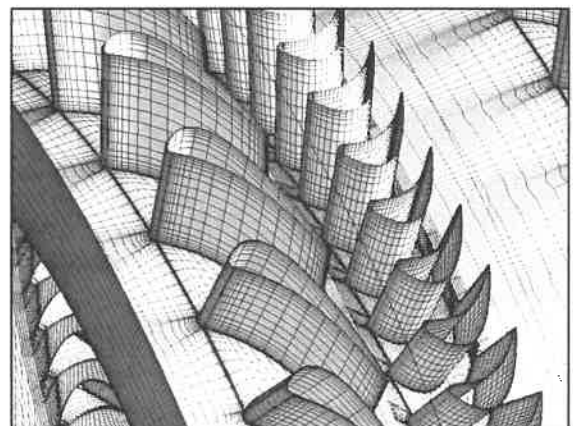
(a) Vue en coupe de la turbine HP de DK6
(source : ALSTOM – tous droits réservés)



(b) Détail de la turbine HP. La vapeur circule entre les aubes des différents étages de détente

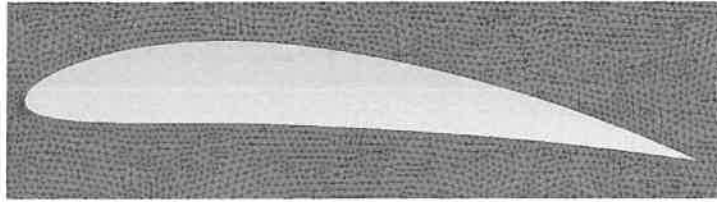


(c) Géométrie d'une aube de l'étage d'entrée

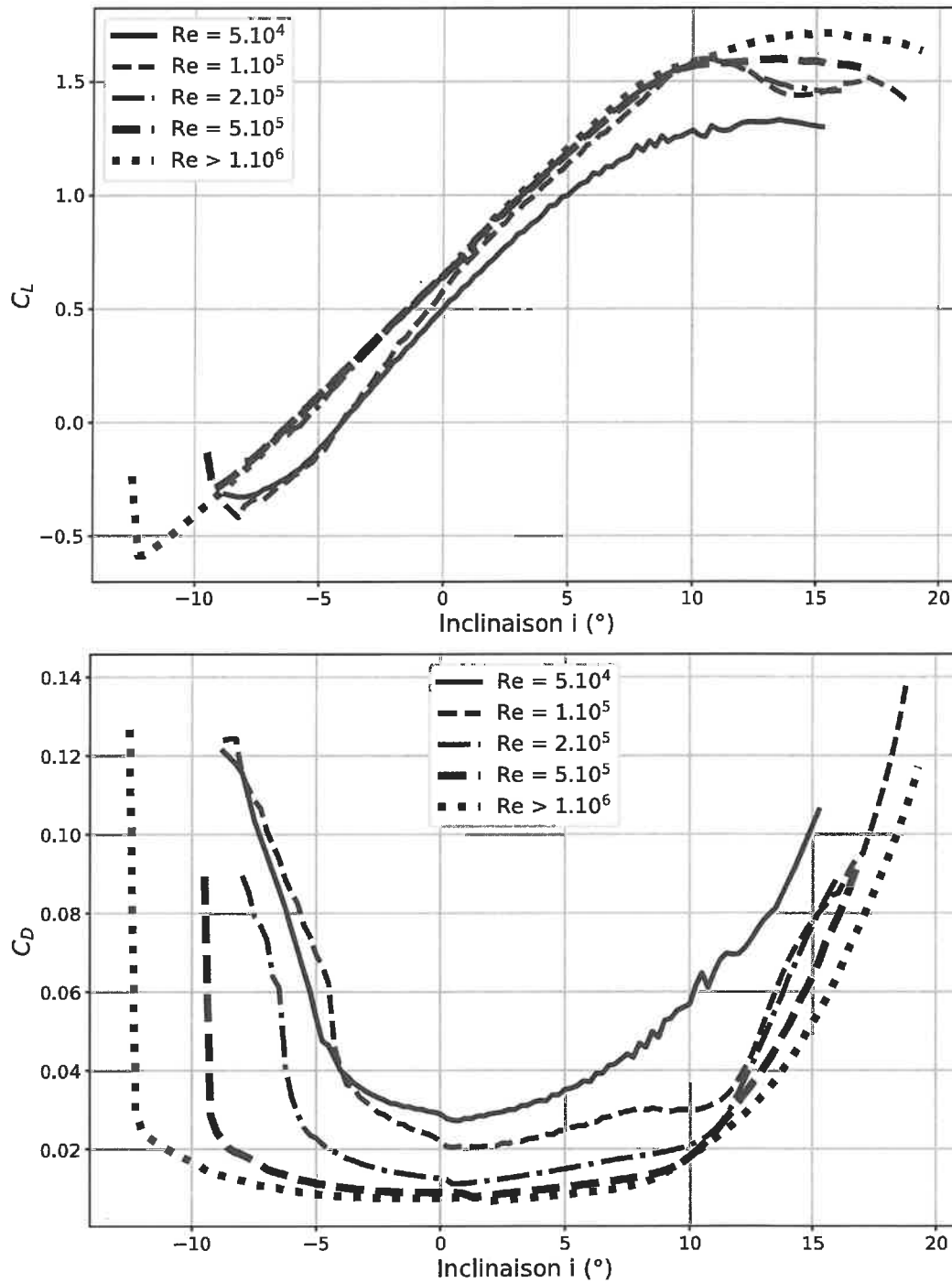


(d) Un étage de détente est constitué d'un stator et d'un rotor (simulation numérique)

Document 1 : caractéristiques de la turbine haute pression



Profil NACA 6412 et maillage utilisé pour la simulation numérique



C_L : coefficient de portance (*lift coefficient*) ; C_D : coefficient de traînée (*drag coefficient*)
 i : angle d'inclinaison de l'aile

Document 2 : caractéristiques aérodynamiques du profil NACA 6412

(source : <http://airfoiltools.com>)

Données

Nombre d'Avogadro : $\mathcal{N}_A = 6,02 \cdot 10^{23} \text{ mol}^{-1}$

Constante des gaz parfaits : $R = k_B \mathcal{N}_A = 8,31 \text{ J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{mol}^{-1}$

Masses molaires : $M(\text{H}) = 1,0 \text{ g} \cdot \text{mol}^{-1}$, $M(\text{C}) = 12,0 \text{ g} \cdot \text{mol}^{-1}$, $M(\text{O}) = 16,0 \text{ g} \cdot \text{mol}^{-1}$, $M(\text{N}) = 14,0 \text{ g} \cdot \text{mol}^{-1}$

L'air atmosphérique est constitué à $\frac{4}{5}$ de diazote et à $\frac{1}{5}$ de dioxygène en proportions molaires.

Enthalpie standard de formation et entropie molaire standard à 298 K :

Espèce	$\text{CH}_{4(g)}$	$\text{CO}_{2(g)}$	$\text{O}_{2(g)}$	$\text{H}_2\text{O}_{(g)}$
$\Delta_f H^\circ (\text{kJ} \cdot \text{mol}^{-1})$	-74,9	-393,5		-241,8
$S_m^\circ (\text{J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{mol}^{-1})$	186,2	213,8	205,0	188,7

Capacités thermiques molaires à pression constante à 298 K :

Espèce	$\text{CH}_{4(g)}$	$\text{CO}_{2(g)}$	$\text{CO}_{(g)}$	$\text{O}_{2(g)}$	$\text{N}_{2(g)}$	$\text{H}_2\text{O}_{(g)}$	$\text{H}_{2(g)}$
$C_{pm} (\text{J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{mol}^{-1})$	35,7	37,1	29,1	29,4	29,1	33,6	28,8

Masse molaire de l'eau : $M = 18,0 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{mol}^{-1}$

Rapport des capacités thermiques de la vapeur d'eau : $\gamma = 1,30$

Capacité thermique massique de l'eau liquide : $c_{eau} = 4,18 \text{ kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$

Masse volumique de l'eau liquide : $\rho_{eau} = 1,00 \cdot 10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

Capacité thermique massique à pression constante de la vapeur d'eau assimilée à un gaz parfait : $c_p = 2,00 \text{ kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$

Enthalpie massique de vaporisation de l'eau à 26 °C : $l_{vap} = 2,30 \cdot 10^3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Caractéristiques de l'alternateur diphasé au point nominal :

Nombre de pôles	2
Nombre de phases	2
Puissance moyenne nominale	$P_n = 240 \text{ MW}$
Courant de phase statorique nominal	$I_n = 11,1 \text{ kA}$
Facteur de puissance nominal	0,85
Fréquence nominale des courants	$f = 50 \text{ Hz}$
Courant d'excitation rotorique nominal à vide	$I_{en} = 498 \text{ A}$
Tension d'excitation rotorique nominale à vide	$U_{en} = 92 \text{ V}$
Résistance par phase	0,9 Ω

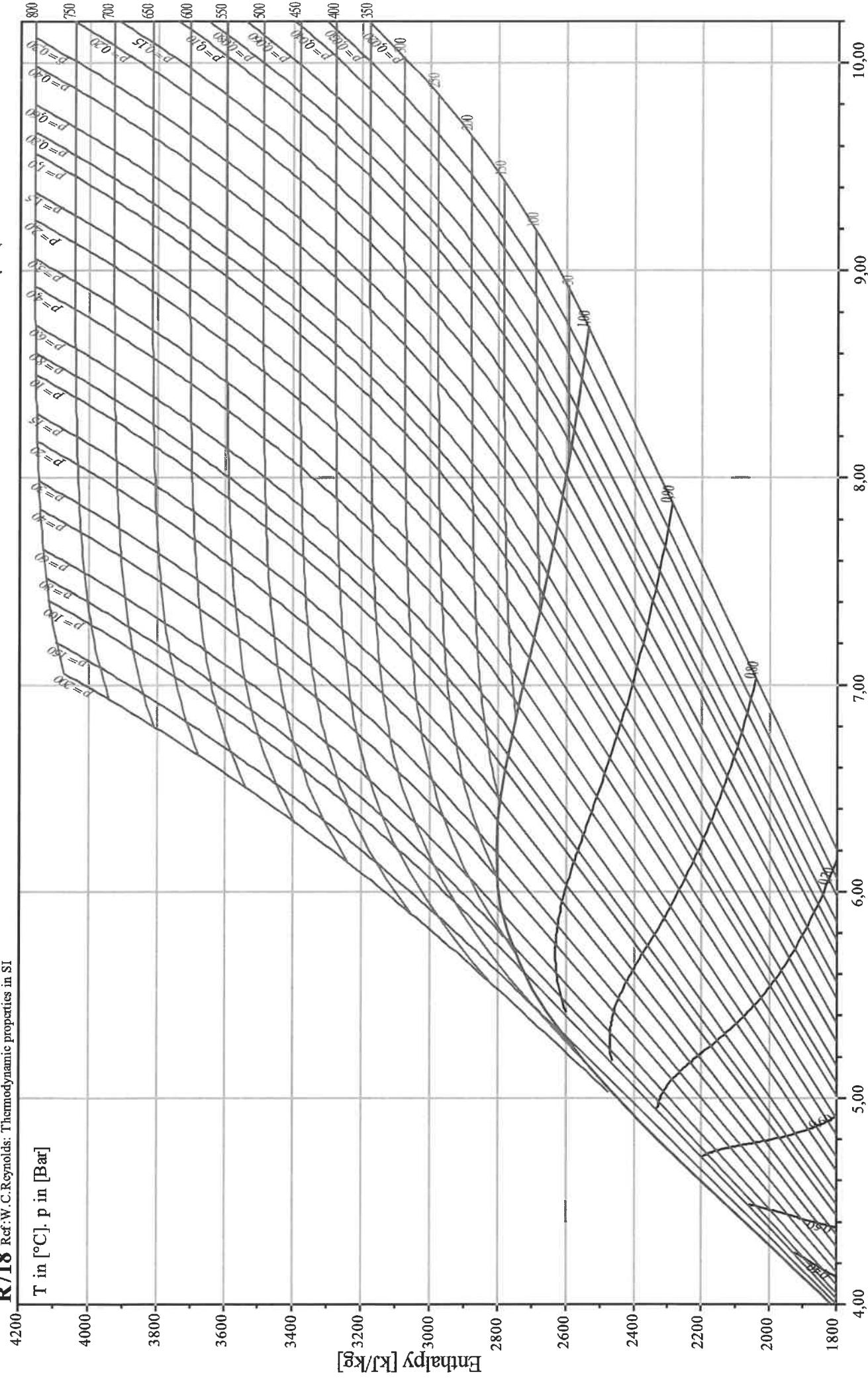
◇ Fin ◇

DN 11

DOCUMENT REPONSE

NOTES:

R718 Ref: W.C. Reynolds: Thermodynamic properties in SI



Entropy [kJ/(kg K)]

FIGURE 1 – Diagramme de Mollier de l'eau