

Étude d'une centrale nucléaire

L'étude qui suit donne une assez bonne idée de la constitution des réacteurs nucléaires, du type de ceux opérés en France par EDF. Elle aborde quelques-unes des problématiques de leur conception et de leur fonctionnement. L'exercice comprend trois parties indépendantes, qui mettent en œuvre des méthodes classiques de la thermique, de la thermodynamique des systèmes et de la mécanique des fluides macroscopique :

- Une étude du transfert de chaleur dans les crayons combustibles ;
- L'analyse du fonctionnement du circuit secondaire et l'évaluation du rendement (cette partie reprend quasi-intégralement l'exercice « Centrale nucléaire » de l'abrégé de thermodynamique de Daniel Fargue [2]).
- Le pré-dimensionnement du circuit de refroidissement, dans le cas d'une centrale en cycle ouvert sur la mer ou une rivière, tel que représenté sur la figure 1.

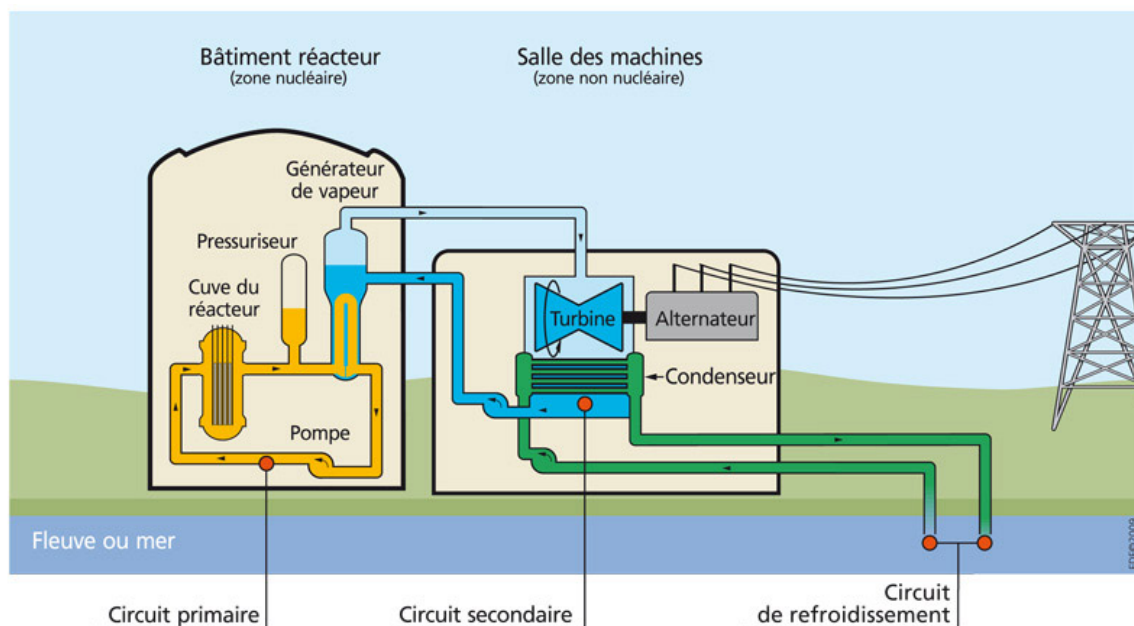


FIGURE 1 – Schéma de principe d'une centrale nucléaire sans aéroréfrigérant (d'après [4])

I. Transfert thermique dans un crayon combustible

Les cœurs des réacteurs à eau pressurisée tels que ceux exploités par EDF sont composés de plusieurs centaines d'assemblages combustibles, constitués de crayons contenant des pastilles d'oxyde d'uranium UO_2 , matériau fissile dans lequel se produit la réaction nucléaire (figure 2). Le caloporteur (de l'eau sous une pression de 155 bar) circule le long des crayons et évacue la puissance thermique qui est transférée au générateur de vapeur (circuit primaire).

L'objectif de cette partie est de réaliser une évaluation de premier niveau des températures atteintes dans les crayons de combustible nucléaire.

I-1 Données et hypothèses

On considère un crayon combustible. Il s'agit d'un tube en zirconium (la gaine), contenant sur toute sa longueur des pastilles d'uranium (le combustible) (figure 2).

Les hypothèses du calcul sont les suivantes :

- On néglige les effets d'extrémité. La modélisation sera donc réalisée en 1D axisymétrique (figure 3) ;

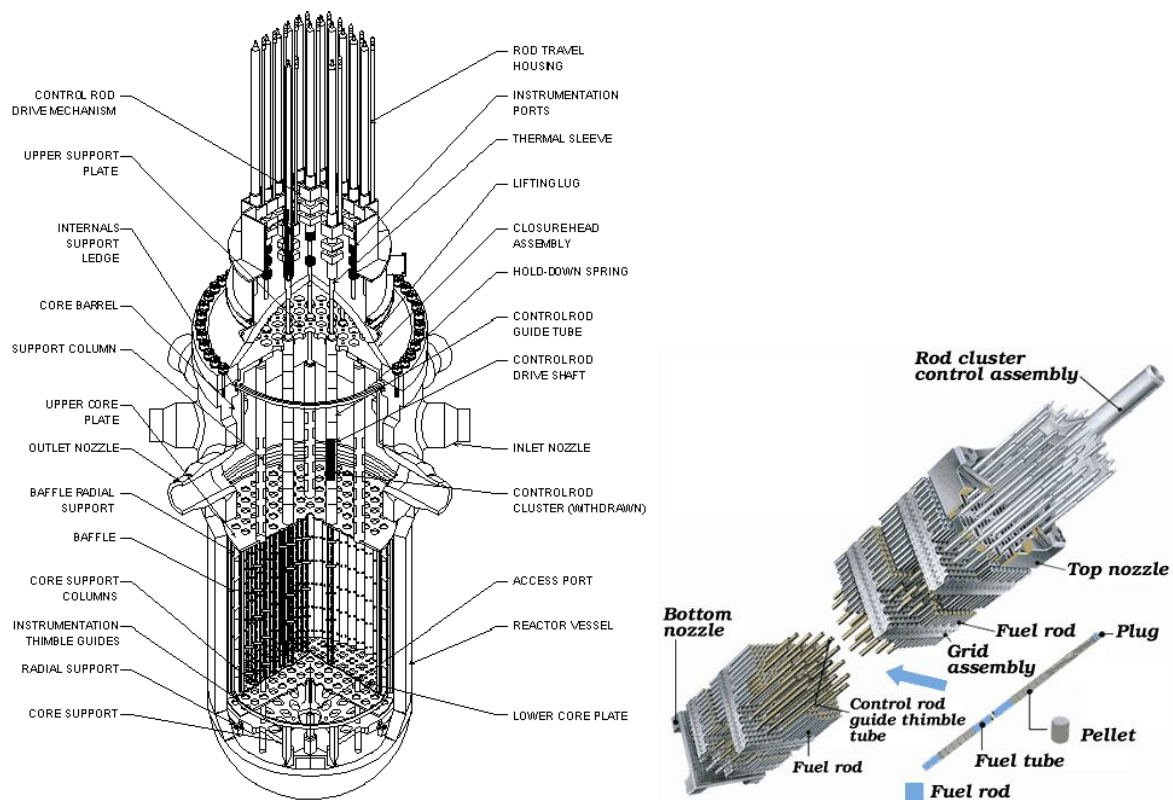


FIGURE 2 – Cuve de réacteur PWR (à gauche) - Détail d'un assemblage combustible (à droite)

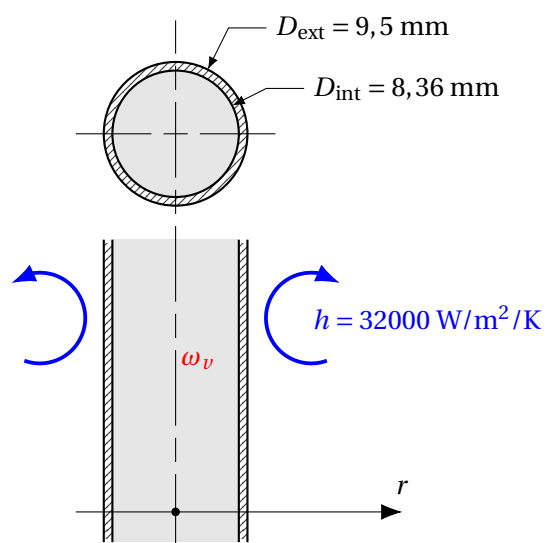


FIGURE 3 – Configuration d'un crayon combustible

- La gaine en alliage de zirconium a pour diamètre extérieur $D_{\text{ext}} = 9,5$ mm, pour épaisseur 0,57 mm soit un diamètre intérieur $D_{\text{int}} = 8,36$ mm et pour longueur $L_c = 3,66$ m;
- La puissance volumique apportée dans le combustible par la réaction nucléaire est de $\omega_v = 333$ MW/m³.
- La température de l'eau est supposée constante : $T_e = 300^\circ\text{C}$
- Le coefficient d'échange à l'interface gaine/caloporteur vaut $h = 32000$ W/m²K.
- Les propriétés thermo-physiques des matériaux sont données sur la table 1 (d'après [3]).
- La conductivité thermique du combustible est considérée indépendante de la température.

TABLE 1 – Propriétés des matériaux

Propriété (indice)	Unité	Gaine (g)	Combustible (c)	Eau (@ 155 bar) (e)
ρ	kg/m ³		10970	726
C_p	J/kg/K		320	5458
λ	W/m/K	14,3	4,4	0,562
μ	Pa.s			$8,85.10^{-5}$

I-2 Profil de température en régime établi

Q-2.1 : Dans le cas du régime permanent, déterminer l'expression du profil de température interne $T(r)$ et la température maximale atteinte dans le combustible, en fonction de la température T_{int} à l'interface entre les pastilles et la gaine.

Solution : De manière générale, l'équation de la chaleur avec production interne de chaleur s'écrit :

$$\rho_c C_{pc} \frac{\partial T}{\partial t} + \nabla \cdot \varphi = \omega_v \quad (1)$$

avec la loi de Fourier :

$$\varphi = -\lambda_c \nabla T \quad (2)$$

En régime permanent, la dérivée partielle en temps est nulle.

En coordonnées cylindriques et en symétrie de révolution, l'équation (1) devient donc (le cas de $r = 0$ devra être traité séparément) :

$$-\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda_c \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \omega_v \quad (3)$$

Une première intégration donne :

$$-\lambda_c \frac{\partial T}{\partial r} (= \varphi) = \omega_v \frac{r}{2} + \frac{C_1}{r} \quad (4)$$

et une seconde intégration :

$$T(r) = -\frac{\omega_v}{4\lambda} r^2 - \frac{C_1}{\lambda_c} \ln r + C_2 \quad (5)$$

La prise en compte des conditions aux limites permet de déterminer les coefficients C_1 et C_2 .

Au centre, $\varphi(0) = 0$ et l'équation (4) n'autorise que $C_1 = 0$.

En $r = R_{\text{int}} = \frac{D_{\text{int}}}{2}$, l'équation (5) donne :

$$T_{\text{int}} = T(R_{\text{int}}) = -\frac{\omega_v}{4\lambda_c} R_{\text{int}}^2 + C_2 \quad (6)$$

L'expression du profil de température radiale est :

$$T(r) = T_{\text{int}} + \frac{\omega_v}{4\lambda_c} R_{\text{int}}^2 \left(1 - \left(\frac{r}{R_{\text{int}}} \right)^2 \right) \quad (7)$$

Le profil est donc une parabole qui prend son maximum sur l'axe :

$$T_{\text{max}} = T_{\text{int}} + \frac{\omega_v}{16\lambda_c} D_{\text{int}}^2 \quad (8)$$

A.N.

$$T_{\text{max}} - T_{\text{int}} = \frac{333.10^6 \times (8,36.10^{-3})^2}{16 \times 4,4} = 330,6^\circ\text{C}.$$

La conductivité thermique (relativement) faible de l'oxyde d'uranium conduit donc à un écart de température radial significatif à l'intérieur des pastilles combustibles.

Q-2.2 : Déterminer l'écart de température à travers la gaine en zirconium en fonction des conditions extérieures. En déduire la température maximale au centre du crayon.

Solution : Dans la gaine, la production de chaleur est nulle. L'équation de la chaleur en régime permanent (3) devient simplement :

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda_g \frac{\partial T}{\partial r} \right) = 0 \quad (9)$$

On a $r \neq 0$, l'intégration de cette équation permet de faire apparaître le flux de chaleur :

$$-\Phi(r) = 2\pi r L_c \lambda_g \frac{\partial T}{\partial r} = 2\pi L_c C_1 (= \text{constante}) \quad (10)$$

Ce flux est constant quel que soit r puisqu'il n'y a pas de production de chaleur dans la gaine. En régime permanent, toute la puissance dissipée dans les pastilles est évacuée au travers de la gaine :

$$\Phi = \omega_v \pi R_{\text{int}}^2 L_c \quad (11)$$

Une seconde intégration à travers la gaine donne :

$$T_{\text{int}} - T_{\text{ext}} = \frac{\Phi}{2\pi \lambda_g L_c} \ln \frac{D_{\text{ext}}}{D_{\text{int}}} \quad (12)$$

On a retrouvé l'expression classique de la résistance thermique d'une couronne cylindrique :

$$R_g = \frac{1}{2\pi \lambda_g L_c} \ln \frac{D_{\text{ext}}}{D_{\text{int}}} \quad (13)$$

A la surface de la gaine, le flux échangé avec le caloporteur est modélisé par la loi de Newton :

$$\Phi = \pi D_{\text{ext}} L_c h_e (T_{\text{ext}} - T_e) \quad (14)$$

En plaçant les résistances thermiques en série :

$$T_{\text{int}} - T_e = (T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}) + (T_{\text{ext}} - T_e) = \Phi \left(\frac{1}{2\pi\lambda_g L_c} \ln \frac{D_{\text{ext}}}{D_{\text{int}}} + \frac{1}{\pi D_{\text{ext}} L_c h_e} \right) \quad (15)$$

Soit encore, en exprimant Φ :

$$T_{\text{int}} = T_e + \omega_v \frac{D_{\text{int}}^2}{4} \left(\frac{1}{2\lambda_g} \ln \frac{D_{\text{ext}}}{D_{\text{int}}} + \frac{1}{h_e D_{\text{ext}}} \right) \quad (16)$$

A.N.

$$T_{\text{int}} = 300 + 333.10^6 \frac{(8,36.10^{-3})^2}{4} \left(\frac{1}{2 \times 14,3} \ln \frac{9,5}{8,36} + \frac{1}{32000 \times 9,5.10^{-3}} \right) = 345,1^\circ\text{C}.$$

et enfin, d'après (8) :

$$T_{\text{max}} = 330,6 + 345,1 = 675,7^\circ\text{C}$$

Pour la suite, on définit le coefficient d'échange global englobant la résistance en série de la gaine et de l'interface gaine/eau :

$$\Phi = K S_{\text{int}} (T_{\text{int}} - T_e)$$

Q-2.3 : Dédurre de ce qui précède l'expression littérale de K et sa valeur numérique.

Solution :

$$K = \left(\frac{D_{\text{int}}}{2\lambda_g} \ln \frac{D_{\text{ext}}}{D_{\text{int}}} + \frac{D_{\text{int}}}{D_{\text{ext}} h_{\text{ext}}} \right)^{-1} \quad (17)$$

A.N.

$$K = \left(\frac{8,36.10^{-3}}{2 \times 14,3} \ln \frac{9,5}{8,36} + \frac{8,36}{9,5 \times 32000} \right)^{-1} = 15416 \text{ W/m}^2\text{K}$$

I-3 Régime transitoire

La puissance interne produite est soudainement changée et devient $\omega_v = 500 \text{ MW/m}^3$. On cherche à connaître l'évolution de la température à l'intérieur de l'élément. Pour ce faire, on va mettre en place une méthode de résolution numérique simple.

Q-3.1 : La résolution sera faite en utilisant la méthode des différences finies. Compte-tenu des dimensions du crayon, on propose de discrétiser le domaine en $N = 10$ mailles (voir figure 4). Proposer une approximation des dérivées partielles et justifier l'ordre des approximations.

Les valeurs discrétisées sont définies de la manière suivante :

$$T_i^n = T(r_i, t_n) \quad \text{avec} \quad \begin{cases} t_n = n\Delta t \\ r_i = i\Delta r \end{cases} \quad \text{et} \quad \Delta r = \frac{R_{\text{int}}}{N}$$

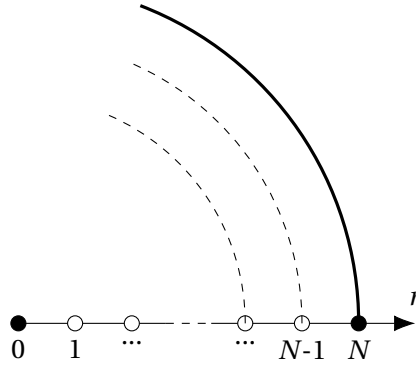


FIGURE 4 – Maillage du crayon

Solution : Les dérivées partielles en temps et en espace s'écrivent :

$$\frac{\partial T_i}{\partial t} \approx \frac{T_i^{n+1} - T_i^n}{\Delta t} \quad (18)$$

$$\frac{\partial T_i}{\partial r} \approx \frac{T_{i+1} - T_{i-1}}{2\Delta r} \quad (19)$$

$$\frac{\partial^2 T_i}{\partial r^2} \approx \frac{T_{i+1} - 2T_i + T_{i-1}}{\Delta r^2} \quad (20)$$

On montre aisément à partir des développements de Taylor au voisinage du point r_i , que les approximations des dérivées en espace sont d'ordre 2 :

$$T_{i+1} = T_i + \Delta r \frac{\partial T_i}{\partial r} + \frac{\Delta r^2}{2} \frac{\partial^2 T_i}{\partial r^2} + o(r^2) \quad (21)$$

$$T_{i-1} = T_i - \Delta r \frac{\partial T_i}{\partial r} + \frac{\Delta r^2}{2} \frac{\partial^2 T_i}{\partial r^2} + o(r^2) \quad (22)$$

Somme et différence de (21) et (22) donnent immédiatement le résultat pour la dérivée seconde et première.

Q-3.2 : On partira du champ de température initial correspondant au régime permanent précédemment calculé. Écrire l'équation de la chaleur pour chacun des nœuds courants ($r \neq 0$), en choisissant une discrétisation explicite.

Solution : L'équation de la chaleur en coordonnées cylindriques, en combinant (1) et (2) avec $\lambda_c = \text{constante}$ est :

$$\rho_c C_{pc} \frac{\partial T}{\partial t} - \lambda_c \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \omega_v \quad (23)$$

soit encore :

$$\frac{\partial T}{\partial t} - a \left(\frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \right) = \frac{\omega_v}{\rho_c C_{pc}} \quad \text{en posant} \quad a = \frac{\lambda_c}{\rho_c C_{pc}} \quad (24)$$

En remplaçant les dérivées par leur approximation (les dérivées spatiales sont évaluées à l'instant courant t_n pour obtenir un schéma explicite) :

$$\frac{T_i^{n+1} - T_i^n}{\Delta t} - \frac{a}{i \Delta r} \left(\frac{T_{i+1}^n - T_{i-1}^n}{2\Delta r} \right) - a \left(\frac{T_{i+1}^n - 2T_i^n + T_{i-1}^n}{\Delta r^2} \right) = \frac{\omega_v}{\rho_c C_{pc}} \quad (25)$$

On pose $Fo = \frac{a\Delta t}{\Delta r^2}$, le *nombre de Fourier local*. Il peut s'écrire aussi $Fo = \frac{\Delta t}{\tau_c}$, avec $\tau_c = \frac{\Delta r^2}{a}$ qui est le temps caractéristique de conduction sur le maillage.

Tous calculs faits, la récurrence explicite, valable pour $i \in [1, N - 1]$ est :

$$T_i^{n+1} = \frac{\omega_v}{\rho_c C_{pc}} \Delta t + Fo \left(1 - \frac{1}{2i}\right) T_{i-1}^n + (1 - 2Fo) T_i^n + Fo \left(1 + \frac{1}{2i}\right) T_{i+1}^n \quad (26)$$

Q-3.3 : Écrire la condition à la limite en $r = 0$ et en déduire la récurrence pour T_0^n .

Solution : Par symétrie, on a $\frac{\partial T}{\partial r}(r = 0) = 0$.

L'équation de la chaleur (24) présente une indétermination 0/0 qu'il est possible de lever en appliquant la règle de l'Hôpital [hopital] :

$$\lim_{r \rightarrow 0} \frac{\frac{\partial T}{\partial r}}{r} = \frac{\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)}{\frac{\partial}{\partial r}(r)} = \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \quad (27)$$

L'équation (24) devient alors :

$$\frac{\partial T}{\partial t} - 2a \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} = \frac{\omega_v}{\rho_c C_{pc}} \quad \text{en } r = 0 \quad (28)$$

La discrétisation s'en déduit facilement en considérant un point fictif $i = -1$.

$$\frac{\partial T}{\partial r}(r = 0) \approx \frac{T_1 - T_{-1}}{2\Delta r} = 0 \quad \text{donc} \quad T_1 = T_{-1} \quad (29)$$

et par conséquent

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2}(r = 0) \approx \frac{T_1 - 2T_0 + T_{-1}}{\Delta r^2} = \frac{2(T_1 - T_0)}{\Delta r^2} \quad (30)$$

En injectant ces expressions dans (28) :

$$T_0^{n+1} = \frac{\omega_v}{\rho_c C_{pc}} \Delta t + (1 - 4Fo) T_0^n + 4Fo T_1^n \quad (31)$$

Q-3.4 : Écrire la condition à la limite en $r = R_{\text{int}}$. On négligera les effets d'inertie thermique dans la gaine de combustible.

Solution : Pour écrire l'équation discrétisée en $i = N$, il faut faire un bilan d'énergie sur la « demi maille » (voir figure 5) de surface latérale $S_N = 2\pi R_{\text{int}} L_c$.

• En $r = R_{\text{int}}$	flux entrant par conducto-convection	$KS(T_e - T_N)$
• En $r = R_{\text{int}} - \frac{\Delta r}{2}$	flux entrant par conduction	$\lambda S' \frac{T_{N-1} - T_N}{\Delta r}$
• Dans le volume	production de chaleur	$\omega_v S_N \Delta r / 2$

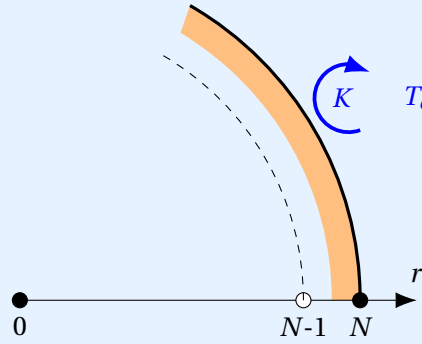


FIGURE 5 – Bilan sur la maille extérieure

Le bilan s'écrit ainsi :

$$S_N \frac{\Delta r}{2} \rho_c C_{pc} \frac{T_N^{n+1} - T_N^n}{\Delta t} = K S_N (T_e - T_N) + \lambda_c S' \frac{T_{N-1} - T_N}{\Delta r} + \omega_v S_N \frac{\Delta r}{2} \quad (32)$$

avec $S' = 2\pi \left(R_{\text{int}} - \frac{\Delta r}{2} \right) L_c$.

On pose $\text{Bi} = \frac{K \Delta r}{\lambda_c}$, le *nombre de Biot local*.

Tous calculs faits, la récurrence en $i = N$ est :

$$T_N^{n+1} = \frac{\omega_v}{\rho_c C_{pc}} \Delta t + 2\text{Fo} \left(1 - \frac{\Delta r}{2R_{\text{int}}} \right) T_{N-1}^n + \left(1 - 2\text{FoBi} - 2\text{Fo} \left(1 - \frac{\Delta r}{2R_{\text{int}}} \right) \right) T_N^n + 2\text{FoBi} T_e \quad (33)$$

Les équations (26), (31) et (33) forment ainsi un jeu complet de formules de récurrence permettant de déterminer le profil de température à t_{n+1} en fonction de celui à t_n .

Q-3.5 : Résoudre et dessiner les profils à $t = 1$ s, $t = 2$ s et $t = 5$ s. Pour ce faire, compléter les cellules du fichier `combustible.xlsx` avec les équations discrétisées et choisir les paramètres numériques adéquats.

Solution : La figure 6 donne les profils calculés en explicite avec la feuille Excel. L'outil permet de faire varier le pas de temps. On constate assez facilement que des choix de pas de temps trop grands (tels que $\text{Fo} > 1.2$) conduisent à un calcul instable.

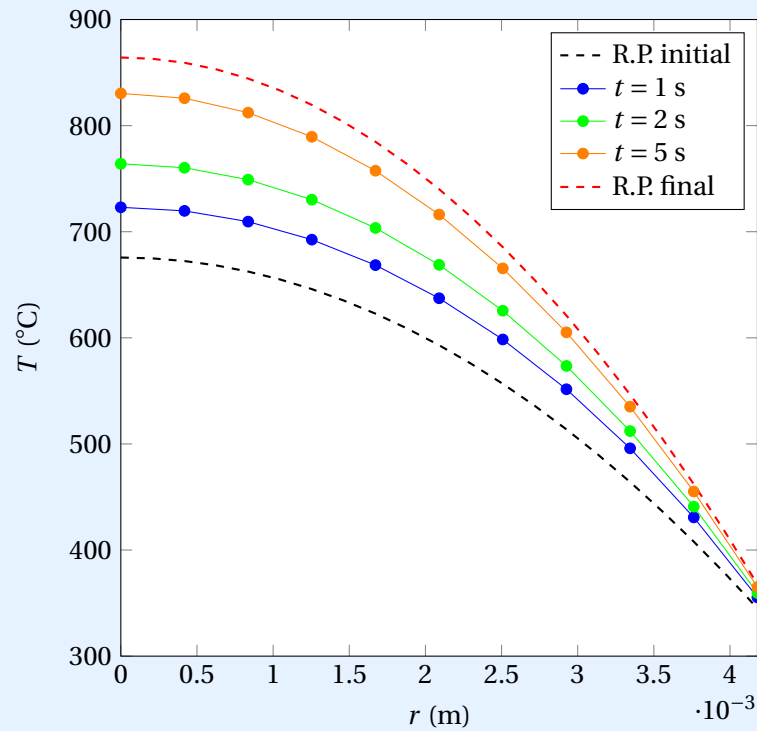


FIGURE 6 – Evolution du profil de température

I-4 Pour aller plus loin

- Q-4.1 :** Discuter de la stabilité du schéma numérique proposé précédemment.
- Q-4.2 :** Dans la configuration réelle, un jeu existe entre la gaine et les pastilles de combustible et évolue au cours du fonctionnement du réacteur. Quelles peuvent être les conséquences sur la température atteinte?
- Q-4.3 :** Rechercher dans la littérature des lois empiriques permettant de déterminer des valeurs réalistes du coefficient d'échange gaine-caloporteur h .

II. Étude du circuit secondaire - performances de la centrale

II-1 Hypothèses

Cette partie donne une assez bonne idée, malgré ses simplifications, de la manière dont sont conçus les cycles secondaires assez complexes mis en œuvre dans les centrales nucléaires. Les contraintes techniques qui guident la conception sont nombreuses, mais pour ce qui suit, les plus importantes sont les suivantes.

- Pour des raisons mécaniques (sécurité) et d'efficacité (un échangeur est beaucoup plus économique avec des liquides), le fluide sortant du générateur de vapeur (GV) est constitué de vapeur d'eau saturante à une pression limitée réglementairement à 56 bar.
- Le point de fonctionnement du condenseur découle d'une condition simple : la température de l'eau de refroidissement (rivière, mer, aéro-réfrigérant) est à peu de chose près l'ambiante. Pour des raisons de rapidité de transfert, on garde une marge d'une quinzaine de degrés, et le choix d'EDF s'est porté sur $T = 39^\circ\text{C}$ comme température froide du fluide de travail.
- La valeur de la chute de pression (taux de détente) dans les turbines est liée avant tout aux problèmes dus à l'apparition d'eau de condensation. Les gouttelettes ainsi formées sont en effet néfastes, elles diminuent le rendement de l'appareil et risquent de provoquer une érosion rapide des aubes. On limite donc autant que possible la teneur en liquide en sortie. Le choix actuel est le suivant :
 - Le fluide subit une première détente (de B à C sur le schéma) dans une turbine haute pression, de 50 bar à 11 bar.
 - La vapeur humide passe ensuite dans un sécheur-surchauffeur qui sépare la fraction liquide, et remonte la température de la vapeur (sèche) à 253°C (valeur fixée pour le bon fonctionnement du surchauffeur).
 - Cette vapeur est ensuite détendue dans deux corps de turbine (moyenne pression, basse pression) jusqu'à la pression régnant dans le condenseur. Dans ces conditions, on considérera que les turbines ont un rendement isentropique $\eta = 0,816$.
- La remise en pression a lieu, après condensation totale, par l'intermédiaire de deux pompes (d'extraction et d'alimentation) qui remontent la pression de l'eau à 15 bar (point I) puis à 70 bar (point M). Le travail nécessaire, bien que non négligeable, reste assez faible, car il s'effectue en phase condensée (c'est d'ailleurs ce qui permet au cycle de fournir globalement du travail mécanique!). On supposera que les pompes ont un rendement isentropique de 0,9.
- L'ensemble des condensats est réuni dans une cuve (maintenue à la pression intermédiaire de 11 bar) appelée bêche, avant d'être pompé, puis réinjecté à 70 bar dans le générateur de vapeur.
- On admettra que les pertes de charge dans les conduites et les vannes font chuter la pression de 70 à 56 bar dans le GV, et de 56 à 50 bar entre ce dernier et la turbine HP, ou le surchauffeur.
- Au point E l'eau est à l'état de vapeur surchauffée à 11 bar et 253°C .
- Pour les besoins de l'exercice, le tableau 2 donne les informations essentielles, avec P en bar, T en $^\circ\text{C}$, h et u en kJ/kg , s en kJ/kg/K et v en m^3/kg . On pourra les utiliser, ou bien extraire les valeurs des fonctions thermodynamiques du logiciel CoolProp (voir paragraphe II-5).

II-2 Détermination des états

Q-2.1 : En partant de la sortie du générateur de vapeur, déterminer les valeurs des principales grandeurs d'état (parmi P , T , h , x et s) jusqu'au point L exclu. x désigne le titre (ou fraction massique) en vapeur

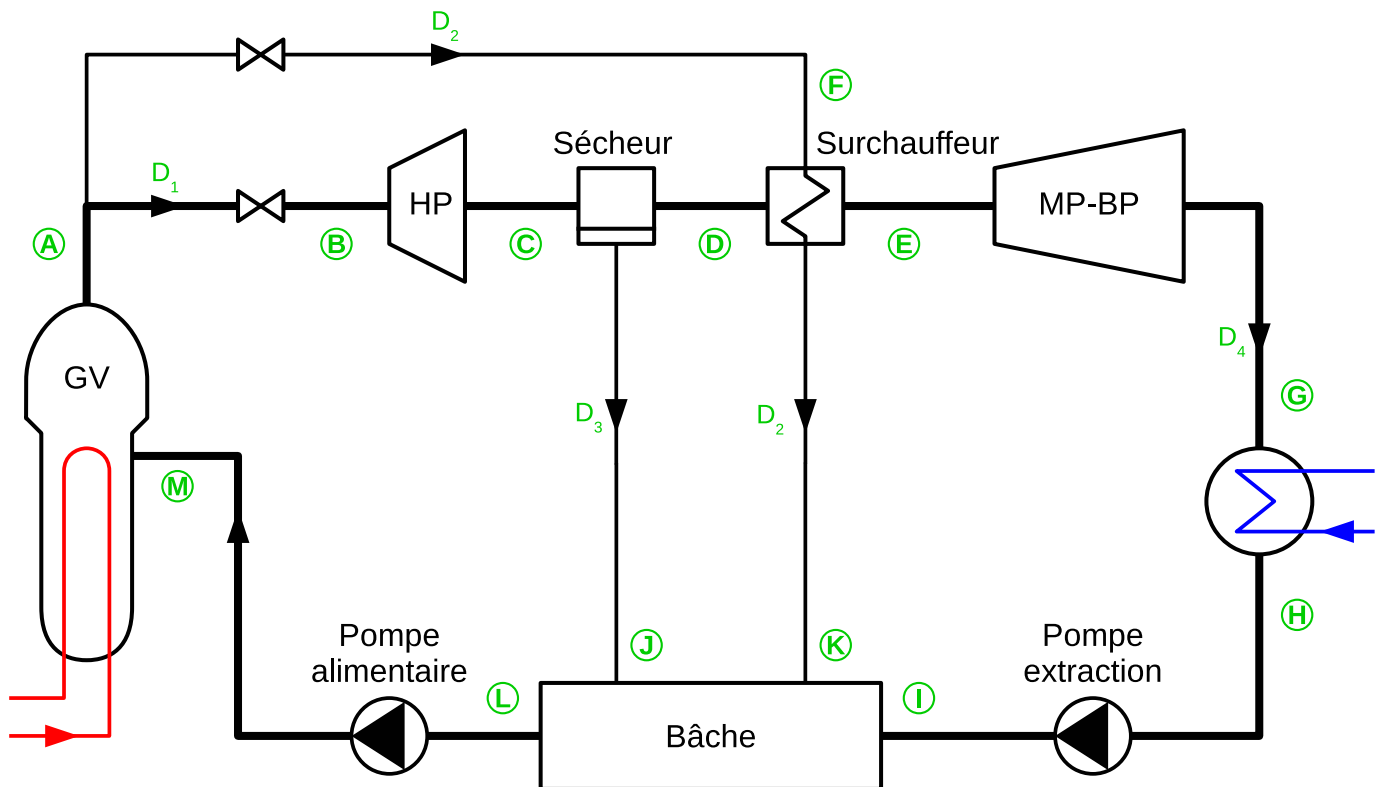


FIGURE 7 – Schéma simplifié du circuit secondaire

TABLE 2 – Propriétés de l’eau/vapeur utiles pour l’étude

P (bar)	T (°C)	X (-)	h (kJ/kg)	u (kJ/kg)	s (kJ/kg/K)	v (m ³ /kg)
0,06991	39,0	0	163,311	163,304	0,55892	0,00100742
0,06991	39,0	1	2572,609	2428,903	8,2773	20,55594
11	184,1	0	781,138	779,892	2,1788	0,00113309
11	184,1	1	2779,684	2584,562	6,5499	0,177384
11	253	1	2946,05	2712,663	6,8895	0,21217
50	263,9	0	1154,467	1148,038	2,9208	0,00128582
50	263,9	1	2794,175	2597,032	5,9736	0,0394285
56	271,1	0	1190,771	1183,46	2,9865	0,0013056
56	271,1	1	2788,988	2593,288	5,9229	0,0349465

de la vapeur humide, fluide diphasique qui contient à la fois de l'eau sous forme gazeuse et sous forme de liquide dispersé en fines gouttelettes, comme dans un brouillard.

Pour ce faire, renseigner les tableaux 3 et placer les transformations sur le diagramme ($h - s$) (figure 8), en utilisant l'une des méthodes suivantes :

- déduire les valeurs pour les différents points du tableau 2;
- utiliser la feuille de calcul [Cycle_secondaire.xlsx](#) dans laquelle la macro de la bibliothèque [Cool-Prop](#) [1] est disponible (voir II-5)

Les débits des fluides circulant dans les différentes branches sont définis à un facteur d'ensemble près. D_0 représente le débit de vapeur produite au GV. Les débits D_1 à D_4 sont définis sur la figure 7.

Solution :

Les valeurs afférentes au liquide et à la vapeur seront affectées respectivement des indices l et v (par exemple h_v pour l'enthalpie de la vapeur, etc.).

Point A - sortie GV

Par construction la conduite sort du sommet du GV, là où il n'y a que de la vapeur à la pression imposée de 56 bar. Donc le titre en vapeur est $x = 1$. Les autres valeurs s'en déduisent, puisque eau et vapeur étant en contact, l'équilibre liquide-vapeur s'impose.

Point B - admission turbine HP

Simple vanne de régulation ou perte de charge dans le circuit, la transformation entre A et B est un laminage isenthalpique. La pression ayant baissé à 50 bar, les tables ou le diagramme montrent qu'il y a apparition d'un peu (très peu!) de liquide, puisque la valeur de h_B est située entre celles du liquide et de la vapeur saturante à 50 bar. x_B est donc donné par :

$$h_B = x_B h_{vB} + (1 - x_B) h_{lB} = h_A \implies x_B = \frac{h_A - h_{lB}}{h_{vB} - h_{lB}} = 0,997$$

On en tire l'entropie :

$$s_B = x_B s_{vB} + (1 - x_B) s_{lB} = 5,964 \text{ kJ/kg/K}$$

Point C - refoulement turbine HP

Dans l'étage haute pression de la turbine, la vapeur se détend jusqu'à 11 bar. Sans irréversibilités, cette détente serait isentropique. L'état C (parfait, noté is) est déterminé par $p = 11$ bar et $s_C = s_B$, déterminé précédemment. Cette valeur étant intermédiaire entre celles du liquide et de la vapeur saturante à 11 bar, il y a condensation, et le titre en vapeur se calcule comme celui du point précédent, après échange des rôles de l'enthalpie et de l'entropie :

$$s_{Cis} = x_{Cis} s_{vC} + (1 - x_{Cis}) s_{lC} = s_B \implies x_{Cis} = \frac{s_B - s_{lC}}{s_{vC} - s_{lC}} = 0,866$$

On en tire l'enthalpie pour le cas de la machine parfaite :

$$h_{Cis} = x_{Cis} h_{vC} + (1 - x_{Cis}) h_{lC} = 2512 \text{ kJ/kg}$$

Pour tenir compte du rendement isentropique $\eta = 0,816$ donné par le constructeur pour la turbine, il suffit de remarquer que le travail réel vaut η fois celui qu'aurait fourni la machine parfaite, par définition de η .

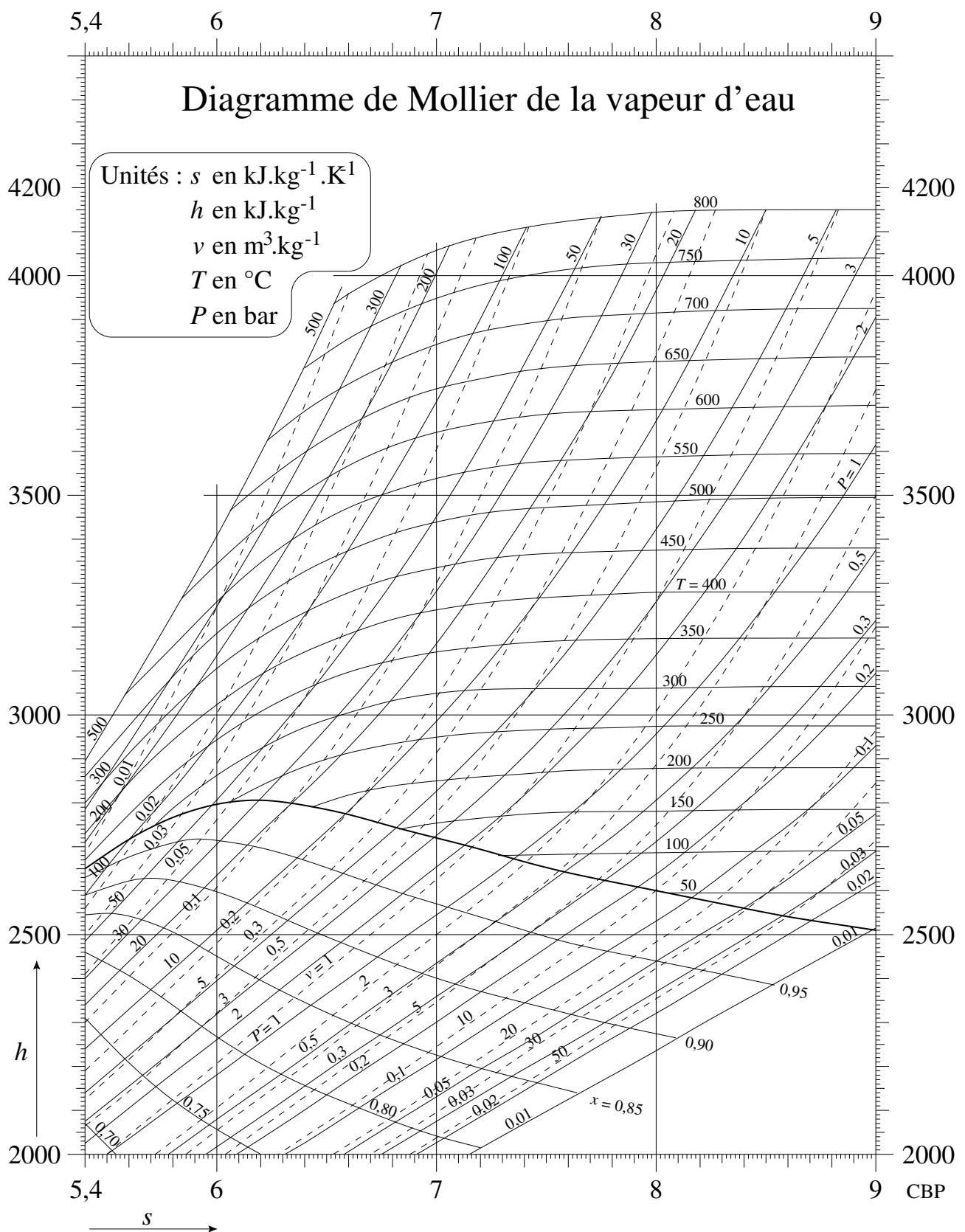


FIGURE 8 – Diagramme $h - s$

$$\eta = \frac{h_B - h_C}{h_B - h_{Cis}} \Rightarrow h_C = h_B - \eta(h_B - h_{Cis}) = 2563 \text{ kJ/kg}$$

On déduit x_C réel de h_C , comme pour le point B, et ensuite s_C réel.

Point J - sortie sécheur

Le sécheur a pour rôle de séparer complètement, par effet mécanique, la fraction liquide du fluide à la sortie de la turbine. L'eau en J est donc à l'état liquide saturant à 11 bar (si l'on ne considère aucune perte de charge dans l'appareil). Ses caractéristiques sont données dans la table 2.

Point D - entrée surchauffeur

Même raisonnement que pour le point J, mais cette fois pour la phase vapeur.

Point E - sortie surchauffeur

Le surchauffeur est un simple échangeur qui remonte la température (et l'enthalpie) de la vapeur depuis l'état D à $T = 184^\circ\text{C}$, jusqu'au maximum possible grâce à la vapeur (humide) fournie par la dérivation qui arrive en F (identique à B), à $T = 264^\circ\text{C}$. Pour donner une rapidité suffisante à l'échange de chaleur, on se contente de $T_E = 253^\circ\text{C}$, ce qui laisse une marge de 11°C entre les deux fluides (ce que l'on appelle le *pincement*). Les valeurs données dans l'énoncé ont été prises dans les tables de la vapeur sèche décrivant la vapeur d'eau au-delà de l'équilibre liquide-vapeur.

Point K - condensats surchauffeur

En sortie du surchauffeur, on fait le choix (logique) que toute la vapeur utilisée en dérivation pour réchauffer le fluide principal a été condensée. Le fluide est à l'état de liquide saturant à la même pression que F si l'on néglige les pertes de charge dans l'appareil. Les grandeurs thermodynamiques se lisent dans la table 2.

Points G et H - entrée et sortie condenseur

La pression qui règne en G est celle de tout le condenseur, puisque cet appareil est un simple échangeur de chaleur, offrant une section de passage suffisamment grande pour que le fluide le traverse sans chute notable de pression. Les deux phases, liquide et vapeur étant en présence, température et pression sont celles du changement de phase. La valeur de la température est un des paramètres de conception de l'installation, la valeur choisie étant $T_G = T_H = 39^\circ\text{C}$. Les tables donnent alors $P_G = P_H = 0,070 \text{ bar}$.

La pression P_G étant ainsi connue, le calcul de l'état en G, à la sortie de la turbine BP, suit exactement la même démarche que celui de l'état en C, à la sortie de la turbine haute pression. On trouve successivement :

$$s_{Gis} = s_E \Rightarrow x_{Gis} = 0,820$$

et donc

$$h_{Gis} = 2139 \text{ kJ/kg}$$

Puis (rendement isentropique de la turbine BP de 0,816)

$$h_G = 2288 \text{ kJ/kg}$$

d'où

$$x_G = 0,882$$

L'état au point H est celui du liquide saturant à la pression du condenseur : $x_H = 0$.

Point I - sortie pompe d'extraction

La circulation et la remise en pression de l'eau (liquide) sortant du condenseur est assurée par une pompe dite d'extraction. A la sortie, en I, cette eau est injectée dans le réservoir tampon appelé bache, où s'évacuent tous les effluents des appareils précédents, et qui est maintenu à 11 bar. Il faut donc assurer en I au moins une pression de 11 bar, nous prendrons ici $p_I = 15$ bar.

Le travail spécifique fourni à la pompe se calcule comme celui d'un compresseur (ou d'une turbine, au signe près) : calcul de la compression isentropique, qui donne h en sortie pour une pompe parfaite, puis rectification de Δh en tenant compte du rendement isentropique.

Ne disposant pas des tables de l'eau liquide, il suffit de faire un calcul approché, basé sur la quasi-incompressibilité du liquide. En effet, on sait que :

$$dh = v dP + T ds$$

On a donc, dans le cas de la pompe parfaite, et si $\rho \approx \text{cste}$:

$$ds = 0, v = \frac{1}{\rho} \approx \text{cste} \implies \Delta h \approx \frac{\Delta P}{\rho}$$

Cela donne :

$$h_{Iis} - h_H = \frac{P_I - P_H}{\rho} = \frac{15 \cdot 10^5 - 7 \cdot 10^3}{1000} = 1,5 \text{ kJ/kg}$$

Enfin, le travail réellement absorbé par la pompe est $1/\eta$ fois le travail de la machine parfaite (attention, définition en sens inverse de celui de la turbine, pour assurer $\eta < 1$!).

$$\eta = \frac{h_{Iis} - h_H}{h_I - h_H}$$

et donc

$$h_I = h_H + \frac{h_{Iis} - h_H}{\eta} = h_H + \frac{1}{\eta} \frac{P_I - P_H}{\rho} = 165 \text{ kJ/kg}$$

.

Point L - sortie bache alimentaire

L'état au point L ne peut être calculé que par le bilan d'énergie de la bache alimentaire. Il donc connaître au préalable les débits dans les différentes branches.

Les bilans de chaque appareil sont des expressions homogènes de degré 1 par rapport aux débits, ceux-ci sont donc déterminés à un facteur multiplicatif près. Comme il y a 4 débits D_i , il faut 4 relations. Les trois premières sont des relations de conservation de la matière, correspondant respectivement au prélèvement de vapeur à destination du surchauffeur et à l'opération de séparation effectuée dans le sécheur :

$$D_0 = D_1 + D_2 \quad D_3 = (1 - x_C) D_1 \quad D_4 = D_1 - D_3 = x_C D_1$$

La dernière résulte du bilan d'énergie du surchauffeur. Elle traduit le fait que le débit est ajusté de manière à assurer exactement les 253°C de la vapeur surchauffée au point E :

$$0 = D_2 h_F + D_4 h_D - D_2 h_K - D_4 h_E \quad \text{ou encore} \quad D_2 (h_F - h_K) = D_4 (h_E - h_D)$$

avec $\frac{D_4}{D_2} = \alpha = 9,825$, on obtient $\frac{D_1}{D_0} = \frac{\alpha}{\alpha + x_C} = 0,917$.

Les autres débits s'en déduisent immédiatement (voir table 4).

La bache alimentaire est isolée thermiquement (c'est un mélangeur adiabatique), et en régime permanent. Son bilan d'énergie s'écrit simplement :

$$D_4 h_I + D_2 h_K + D_3 h_J - D_0 h_L = 0$$

dont on peut déduire immédiatement $h_L = 308,6 \text{ kJ/kg}$. Les autres grandeurs thermodynamiques se liraient dans une table de l'eau liquide, mais sont inutiles pour la suite.

Point M - alimentation GV

Entre L et M se trouve une pompe. L'enthalpie en M (seule grandeur nécessaire pour la suite) se calcule exactement de la même manière que celle en I.

$$h_M = h_L + \frac{h_{Mis} - h_L}{\eta} = h_L + \frac{1}{\eta} \frac{P_M - P_L}{\rho} = 315 \text{ kJ/kg}$$

TABLE 4 – Tableau des états

Point	P (bar)	T (°C)	x (-)	h (J/kg)	s (J/kg/K)	\dot{m}
A	56	271	1	2789	5,92	D_0
B	50	264	0,997	2789	5,96	$0,917 D_0$
C	11	184	0,891	2563	6,08	$0,917 D_0$
D	11	184	1	2780	6,55	$0,817 D_0$
E	11	253	1	2946	6,89	$0,817 D_0$
F	50	264	0,997	2789	5,96	$0,083 D_0$
G	0,07	39	0,882	2288	7,36	$0,817 D_0$
H	0,07	39	0	163	0,559	$0,817 D_0$
I	15			165		$0,817 D_0$
J	11	184	0	781	2,18	$0,099 D_0$
K	50	264	0	1154	2,92	$0,083 D_0$
L	11		0	309		D_0
M	70		0	315		D_0

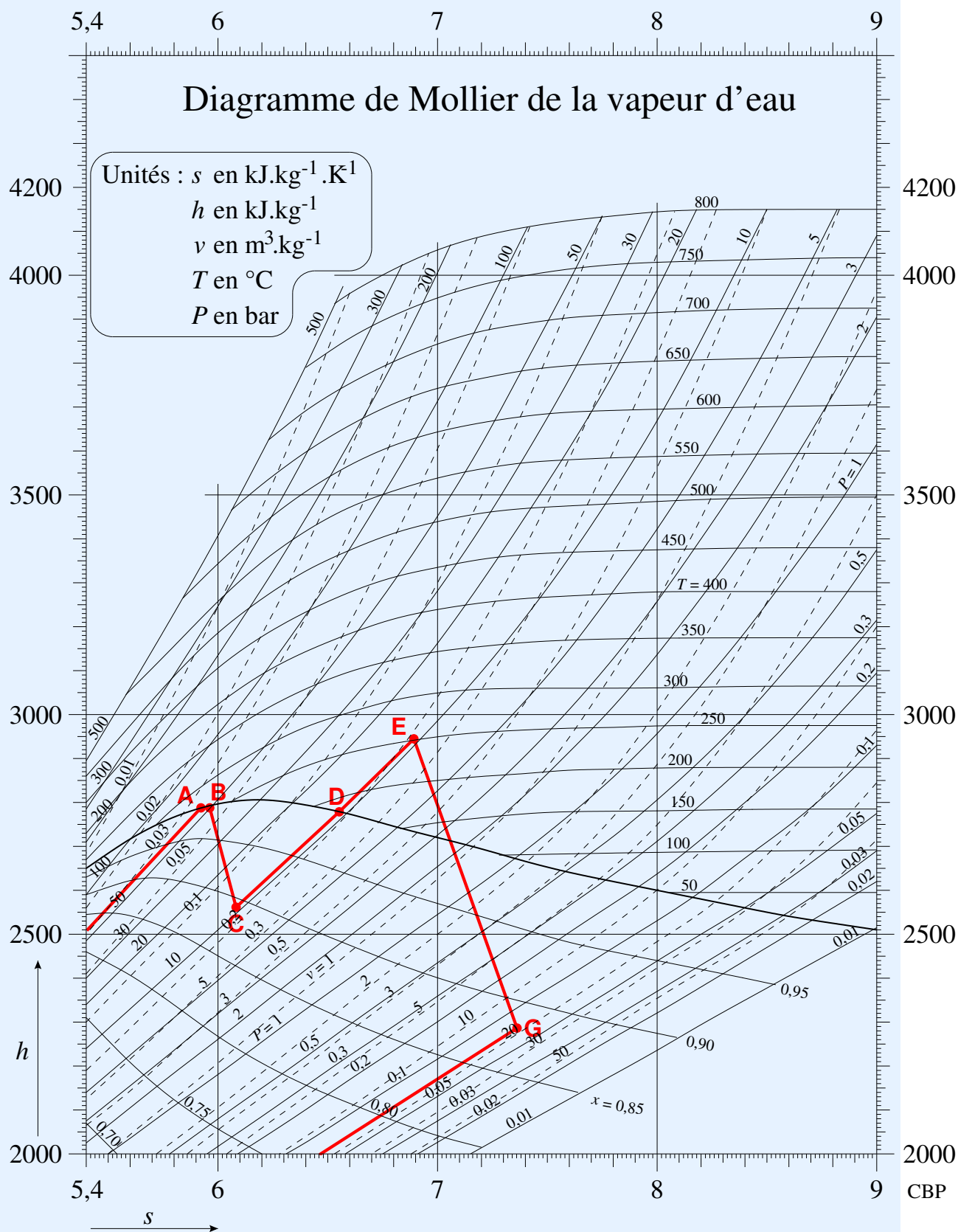


FIGURE 9 – Diagramme $h - s$

II-3 Puissances échangées

Q-3.1 : La puissance thermique du GV est de 2970 MW. Calculer le débit total réel D_0 .

Solution : Le bilan d'énergie du GV s'écrit :

$$\dot{Q}_{GV} = D_0(h_A - h_M) \quad \text{d'où} \quad D_0 = \frac{2970 \cdot 10^3}{2789 - 315} = 1200 \text{ kg/s}$$

Q-3.2 : Renseigner numériquement le tableau des transformations de chaque appareil (table 5).

Solution : Les principes généraux suivants sont appliqués pour écrire les différents termes des bilans.

- **Laminage :** $h_e = h_s$ en fonctionnement adiabatique ;
- **Pompes et turbines :** $\dot{W} = \dot{m}(h_s - h_e)$ en fonctionnement adiabatique.
- **Échangeurs :** $\sum_{e-s} \dot{m}h = 0$ en fonctionnement adiabatique.

TABLE 6 – Tableau des transformations

Appareil	$\sum_{e-s} \dot{m}h$	\dot{Q} (MW)	\dot{W} (MW)
Laminage	0	0	0
Turbine HP	248,7	0	-248,7
Sécheur	0	0	0
Surchauffeur	0	0	0
Turbine BP	645,1	0	-645,1
Condenseur	2083,3	-2083,3	0
Pompe extraction	-1,63	0	1,63
Bâche	0	0	0
Pompe alimentaire	-7,87	0	7,87
GV	-2970	2970	0

Dans les conditions de l'étude, la puissance mécanique brute fournie est de 893,8 MW. Grâce à quelques raffinements supplémentaires apportés au cycle, la puissance réellement fournie dans les centrales actuellement en service est proche de 1000 MW.

Pour sa part, le condenseur rejette une puissance calorifique (de basse qualité) de 2083 MW, ce qui est considérable.

Q-3.3 : Proposer enfin une formule définissant le *rendement* global de la centrale, et donner sa valeur. La comparer à la valeur maximale atteignable.

Solution : Le rendement peut se définir comme le ratio entre la puissance nette fournie à l'extérieur et la puissance thermique fournie par le GV.

$$\eta = \frac{|\dot{W}_{HP} + \dot{W}_{BP} - \dot{W}_{ext} - \dot{W}_{alim}|}{\dot{Q}_{GV}} = 0,298$$

On peut le comparer au rendement d'une machine parfaite, sans irréversibilité, qui est le rendement de Carnot :

TABLE 3 – Tableau des états

Point	P (bar)	T (°C)	x (-)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg/K)	\dot{m}
A						
B						
C						
D						
E						
F						
G						
H						
I						
J						
K						
L						

TABLE 5 – Tableau des transformations

Appareil	$\sum_{e-s} \dot{m}h$	\dot{Q}	\dot{W}
Laminage			
Turbine HP			
Sécheur			
Surchauffeur			
Turbine BP			
Condenseur			
Pompe extraction			
Bâche			
Pompe alimentaire			
GV			

$$\eta_{\text{Carnot}} = 1 - \frac{T_G}{T_A} = 1 - \frac{312,15}{544,15} = 0,426$$

valeur impossible à dépasser tant que l'on garde le même principe de conversion d'énergie.

II-4 Pour aller plus loin

Q-4.1 : Établir appareil par appareil les bilans exergétiques et les dissipations associées. Où se situent les principales pistes d'optimisation du cycle ?

Q-4.2 : La bûche alimentaire telle que décrite ici est une représentation simplifiée du fonctionnement. Rechercher dans la littérature et expliquer quel système est réellement mis en œuvre et expliquer son fonctionnement.

II-5 Utilisation de CoolProp

[CoolProp](#) [1] est une bibliothèque permettant le calcul des propriétés thermodynamiques et de transport de nombreux corps et mélange. La bibliothèque est téléchargeable librement à [cette adresse](#) pour de nombreux environnements dont Excel.

Installation

Télécharger la [version pour Windows](#) et l'exécuter. Le paramétrage des macros Excel est en principe automatique.

Un fichier [TestExcel.xlsx](#) est disponible. Il donne de nombreux exemples pour prendre en main l'outil.

Utilisation

Pour les besoins de l'exercice, la seule fonction utile est PropsSI. Les variables thermodynamiques portent les noms suivants :

- T : température (K)
- P : pression (Pa)
- Q : titre vapeur (-)
- H : enthalpie (J/kg)
- U : énergie interne (J/kg)
- S : entropie (J/kgK)
- Dmass : masse volumique (kg/m³)

Par exemple, le calcul de l'enthalpie en fonction de la pression et de l'entropie s'écrit dans une case Excel :

=PropsSI("H","P",101325,"S",7.1,"Water")

III. Étude du condenseur et du circuit tertiaire

L'objectif de cette partie est de parvenir à un dimensionnement sommaire du circuit tertiaire de la centrale : évaluer la quantité de tubes nécessaires pour le condenseur (et donc son encombrement) et la puissance de pompage d'eau de refroidissement.

Le circuit de refroidissement est constitué d'une boucle de circulation d'eau en prise directe sur la mer, comprenant une pompe, des canalisations aller/retour et le condenseur (cf. figure 10).

Les spécifications de l'étude sont les suivantes :

- Le condenseur doit évacuer $\Phi = 2,083$ GW thermiques;
- La puissance à évacuer est répartie sur 6 modules identiques du condenseur alimentés par 2 circuits tels que celui de la figure 10.
- L'écart de température entre le prélèvement et le rejet de l'eau de refroidissement ne doit pas excéder 10°C (valeur imposée par la réglementation environnementale);
- La température d'eau de refroidissement est de 20°C ;
- Dans les conditions opératoires du circuit de refroidissement, l'eau est considérée comme un fluide incompressible, avec $\rho = 1000$ kg/m³, $C_p = 4180$ J/kg/K et $\mu = 1.10^{-3}$ Pa.s.
- La température de condensation est de 39°C ;
- L'évacuation de la chaleur est réalisée par l'intermédiaire d'un faisceau de tubes en parallèle (nombre et longueur à déterminer);
- Les tubes du condenseur ont pour diamètre extérieur 19,05 mm et pour épaisseur 1,65 mm;
- La distance entre le condenseur et la prise d'eau est de 185 m;
- La vitesse débitante dans les tubes et canalisations ne doit pas excéder 3 m/s (valeur classique issue des règles de conception d'ingénierie).

III-1 Débit d'eau de refroidissement

Q-1.1 : Calculer le débit d'eau q_v nécessaire pour évacuer la chaleur au condenseur.

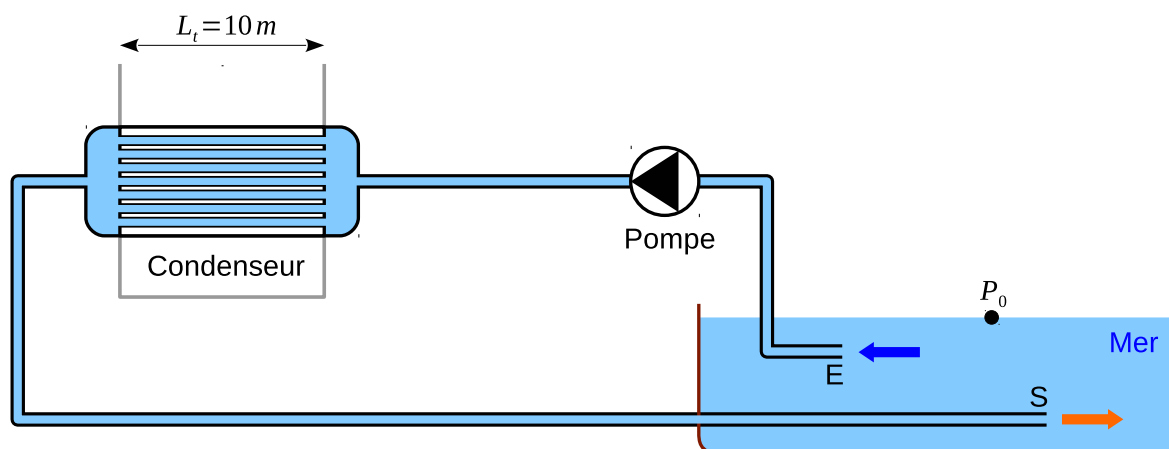


FIGURE 10 – Schéma de principe du circuit de refroidissement

Solution :

Le bilan d'énergie au condenseur s'écrit :

$$\Phi = \rho q_v C_p \Delta T \quad (34)$$

soit

$$q_v = \frac{2,083 \cdot 10^9}{1000 \times 4180 \times 10} = 49,8 \text{ m}^3/\text{s}$$

Q-1.2 : Proposer un diamètre de canalisation permettant de faire passer ce débit.

Solution :

Comme il y a 2 circuits en parallèle, le débit à considérer est $q_v/2 = 24,92 \text{ m}^3/\text{s}$. Le diamètre se déduit de l'expression du débit-volume.

$$\frac{q_v}{2} = \pi \frac{D^2}{4} V \quad (35)$$

avec $V_{\text{ref}} = 3 \text{ m/s}$,

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 49,8}{3 \times \pi \times 2}} = 3,25 \text{ m}$$

Diamètre que l'ingénieur ajustera à la valeur normalisée la plus proche : DN-3200 (selon la norme ISO-10380), pour avoir une fourniture de tubes standards.

III-2 Nombre de tubes du condenseur

En première approximation, on assimile le condenseur à un échangeur unidimensionnel à contre-courant (figure 11). Avec cette hypothèse, la théorie des échangeurs donne l'expression suivante pour la puissance échangée à travers la paroi du faisceau de tubes :

$$\Phi = K S \Delta T_{LM}$$

Où ΔT_{LM} est l'écart de température défini de la manière suivante :

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_0 - \Delta T_L}{\ln \frac{\Delta T_0}{\Delta T_L}}$$

Où ΔT_0 et ΔT_L sont les écarts de température entre les deux fluides à l'une et l'autre extrémité de l'échangeur (cf. figure 11).

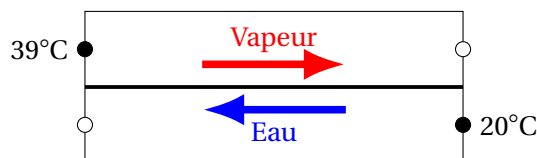


FIGURE 11 – Échangeur unidimensionnel à contre-courant

Pour cette application, le coefficient d'échange global K se détermine à partir des formules empiriques des résistances thermiques en échange convectif (côté vapeur), conductif (à travers le métal) et convectif (côté eau de refroidissement) .

Tous calculs faits, on prendra $K = 3000 \text{ W/m}^2/\text{K}$.

Q-2.1 : Déterminer la surface S d'échange nécessaire, en déduire le nombre de tubes et l'encombrement du condenseur (longueur, hauteur, profondeur).

Solution :

Le ΔT_{LM} se calcule directement à partir des données de l'étude :

- Côté cycle vapeur, le fluide est à l'état de vapeur saturante, sa température est constante et égale à 39°C .
- Côté eau, le fluide s'échauffe de 10°C , donc ressort de l'échangeur à 30°C .

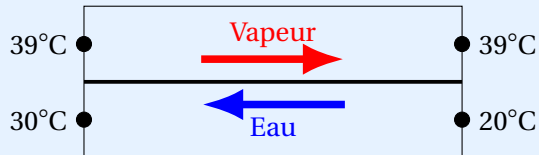


FIGURE 12 – Températures aux bornes du condenseur

$$\Delta T_{LM} = \frac{(39 - 20) - (39 - 30)}{\ln \frac{(39 - 20)}{(39 - 30)}} = 13,4^\circ\text{C}$$

La surface totale nécessaire est :

$$S = \frac{\Phi}{K \Delta T_{LM}} = \frac{2,083 \cdot 10^9}{3000 \times 13,4} = 51882 \text{ m}^2$$

ce qui nécessite

$$\frac{S}{\pi D} = \frac{51882}{\pi \times 19,05 \cdot 10^{-3}} = 866,9 \text{ km de tubes.}$$

D'évidence l'utilisation d'un seul tube ne permettra pas de faire passer le débit important de refroidissement nécessaire. Le critère de la vitesse recommandée dans les tubes permet de définir un nombre minimal de tubes en parallèle requis :

$$q_v = N_{\text{tube}} \pi \frac{D_i^2}{4} V_{\text{ref}} \quad (36)$$

soit

$$N_{\text{tubes}} = \frac{4 \times 49,8}{\pi \times (19,05 \cdot 10^{-3} - 2 \times 1,65 \cdot 10^{-3})^2 \times 3} = 85259 \text{ tubes.}$$

La longueur unitaire d'un tube est donc :

$$\frac{866,9 \cdot 10^3}{85259} = 10,17 \text{ m}$$

.

Latéralement, une première estimation de l'encombrement, si l'on considère trois condenseurs en parallèle est :

$$\sqrt{\frac{85259}{3}} \times 2 \times 19,05 \cdot 10^{-3} = 7,9 \text{ m au carré.}$$

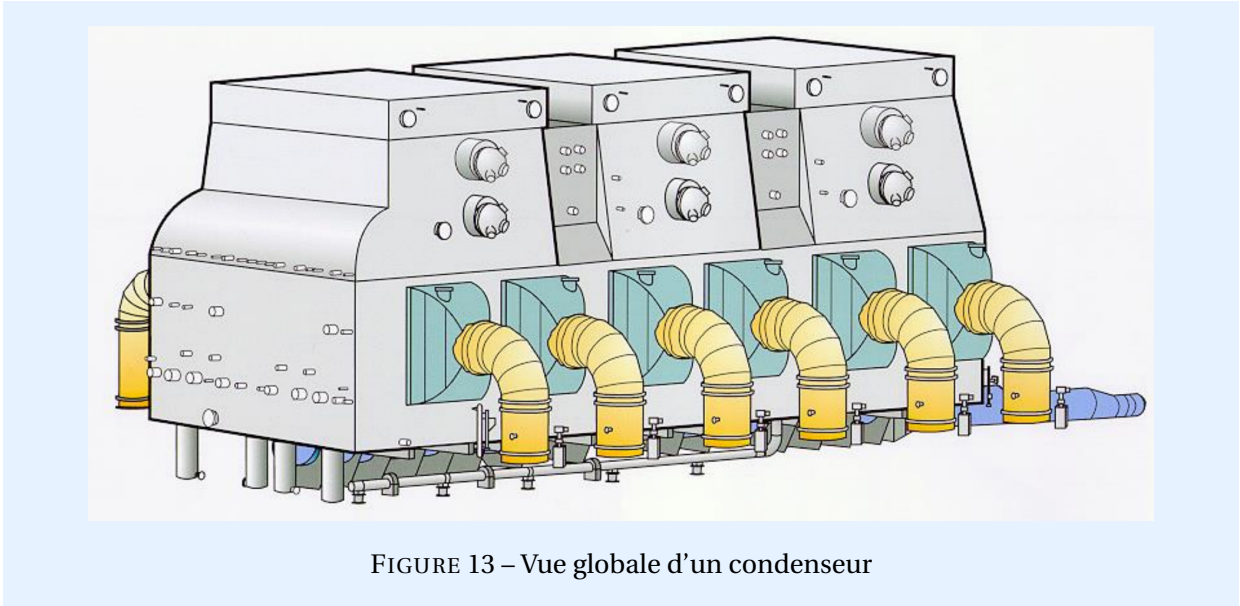


FIGURE 13 – Vue globale d'un condenseur

III-3 Puissance de pompage

On désigne par V_c la vitesse débitante dans les canalisations et V_t la vitesse débitante dans les tubes du condenseur.

On désigne par P_0 la pression à la surface de la mer.

L'analyse dimensionnelle permet d'établir des expressions pour les pertes de charge dans les tubes :

$$\delta E = \lambda \frac{L}{D} \frac{1}{2} \rho V^2$$

Le coefficient de frottement λ dépend de l'état de surface du matériau et du régime d'écoulement .

Pour les conditions de fonctionnement du circuit considéré, on prendra $\lambda_t = 0,033$ et $\lambda_c = 0,015$.

Q-3.1 : Écrire le théorème de Bernoulli généralisé sur le circuit de refroidissement entre la surface de l'eau et le rejet, en prenant en compte, sans chercher à les calculer, δE_c , δE_t et δW_p les pertes de charge par frottement dans les conduites, tubes d'échangeur et l'apport de charge par la pompe, respectivement. Faire apparaître le débit volumique dans un circuit q_{v1} .

Solution :

A la surface, $P_0 = P_{\text{atm}}$ et $z_0 = 0$. On peut aussi considérer que $V_0 = 0$ si on choisit un point suffisamment loin de l'aspiration. L'application du théorème de Bernoulli donne :

$$P_0 - (P_S + \rho g z_S + \frac{1}{2} \rho V_S^2) = \delta E_c + \delta E_t - \delta W_p \quad (37)$$

D'autre part, la conservation de la matière en régime permanent s'écrit :

$$\rho A_E V_E = \rho A_S V_S = \rho q_{v1} \quad (38)$$

et donc

$$P_0 - \left(P_S + \rho g z_S + \frac{\rho q_{v1}^2}{2 A_S^2} \right) = \delta E_c + \delta E_t - \delta W_p \quad (39)$$

Q-3.2 : Peut-on appliquer le théorème de Bernoulli entre la sortie S et la surface 0? En justifiant, proposer une relation entre P_S et P_0 . L'utiliser pour simplifier la relation précédente.

Solution :

Il n'est pas possible de définir une ligne de courant entre S et 0, car il existe une zone de dissipation d'énergie cinétique à l'exutoire.

Toutefois, on peut exprimer la continuité de la pression perpendiculairement à la section de sortie (hypothèse du jet). Dans une direction normale à l'écoulement, la pression suit la loi hydrostatique :

$$P_S + \rho g z_S = P_0 + \rho g z_0 = P_{\text{atm}} \quad (40)$$

L'équation (39) devient :

$$\delta W_p = \delta E_c + \delta E_t + \frac{\rho q_{v1}^2}{2A_S^2} \quad (41)$$

Il s'agit de la relation classique pour les écoulements en charge : l'énergie hydraulique apportée par la pompe compense les pertes par frottement le long du circuit, et les termes gravitaires se compensent.

Q-3.3 : Comment s'exprime la puissance de la pompe en fonction de δW_p , et de son rendement isentropique η ?

Solution : La démarche est la même que pour les pompes du circuit secondaire (voir partie 2) Pour une transformation infinitésimale, la variation d'enthalpie s'écrit :

$$dh = T ds + v dP \quad (42)$$

Si la transformation dans la pompe est parfaite (i.e. sans frottements), on a $ds = 0$. De plus si $\rho = \text{cste}$, alors on en déduit :

$$\Delta h_{\text{is}} = \frac{\Delta P}{\rho} \quad (43)$$

L'application du premier principe en système ouvert, en régime permanent, aux bornes de la pompe permet d'écrire :

$$\dot{m} \Delta h = W_{\text{pompe}} \quad (44)$$

On a ici considéré :

- que la pompe fonctionne de manière adiabatique;
- que les sections de passage en entrée et sortie de la pompe sont identiques : pas de variation d'énergie cinétique;
- que les côtes de l'entrée et la sortie sont égales : pas de variation d'énergie potentielle.

La définition du rendement de la pompe permet de comparer la puissance requise par la pompe parfaite à celle de la pompe réelle.

$$\eta = \frac{W_{\text{pompe, is}}}{W_{\text{pompe}}} = \frac{\dot{m} \Delta h_{\text{is}}}{\dot{m} \Delta h} \quad \text{et donc} \quad W_{\text{pompe}} = \frac{q_{1v} \Delta P}{\eta} = \frac{q_{1v} \delta W_p}{\eta} \quad (45)$$

Q-3.4 : Calculer numériquement les pertes de charge en bar et la puissance de la pompe, en considérant un rendement interne de l'appareil $\eta = 90 \%$.

Solution :

Dans la canalisation, le débit est q_{1v} . Les pertes de charge s'écrivent :

$$\delta E_c = \lambda_c \frac{L_c}{D_c} \frac{1}{2} \rho V_c^2 = \lambda_c \frac{L_c}{D_c} \frac{1}{2} \rho \left(\frac{q_{1v}}{A_c} \right)^2 = \lambda_c \frac{8 L_c \rho q_{1v}^2}{\pi^2 D_c^5} \quad (46)$$

A.N.

$$\delta E_c = 0,015 \frac{8 \times 2 \times 185 \times 1000 \times 24,92^2}{\pi^2 \times 3,25^5} = 7680 \text{ Pa}$$

Dans le condenseur, le débit est q_v / N_{tubes} , donc les pertes de charge s'écrivent, dans chaque tube :

$$\delta E_t = \lambda_t \frac{L_t}{D_t} \frac{1}{2} \rho V_t^2 = \lambda_c \frac{8 L_t \rho q_v^2}{\pi^2 D_t^5 N_{\text{tubes}}^2} \quad (47)$$

A.N.

$$\delta E_t = 0,033 \frac{8 \times 10,17 \times 1000 \times 49,8^2}{\pi^2 \times (19,05 \cdot 10^{-3} - 2 \times 1,65 \cdot 10^{-3})^5 \times 85259} = 95868 \text{ Pa}$$

Et enfin la perte au rejet :

$$\frac{\rho q_{v1}^2}{2 A_S^2} = \frac{8 \rho q_{1v}^2}{\pi^2 D_c^4} = \frac{8 \times 1000 \times 24,92^2}{\pi^2 \times 3,25^4} = 4500 \text{ Pa}$$

La majeure partie des pertes de charge est située dans le condenseur (on a toutefois négligé les singularités au niveau des plaques, des coudes et des vannes). Au total la pompe doit délivrer :

$$\delta W_p = 7680 + 95868 + 4500 = 108048 \text{ Pa} \simeq 1,08 \text{ bar}$$

Ce qui est relativement faible, mais un débit de circulation très important est requis. La puissance de chaque pompe vaut :

$$W_{\text{pompe}} = \frac{q_{1v} \delta W_p}{\eta} = \frac{24,92 \times 108048}{0,9} \simeq 2,99 \text{ MW}$$

Ce qui représente une puissance électrique non négligeable à prélever sur la production de la centrale. Le rendement net devient (cf partie II-3) :

$$\eta = \frac{|\dot{W}_{HP} + \dot{W}_{BP} - \dot{W}_{ext} - \dot{W}_{alim} - \dot{W}_{ref}|}{\dot{Q}_{GV}} = \frac{248,7 + 645,1 - 1,63 - 7,87 - 2 \times 2,99}{2,083} = 0,295 \quad (48)$$

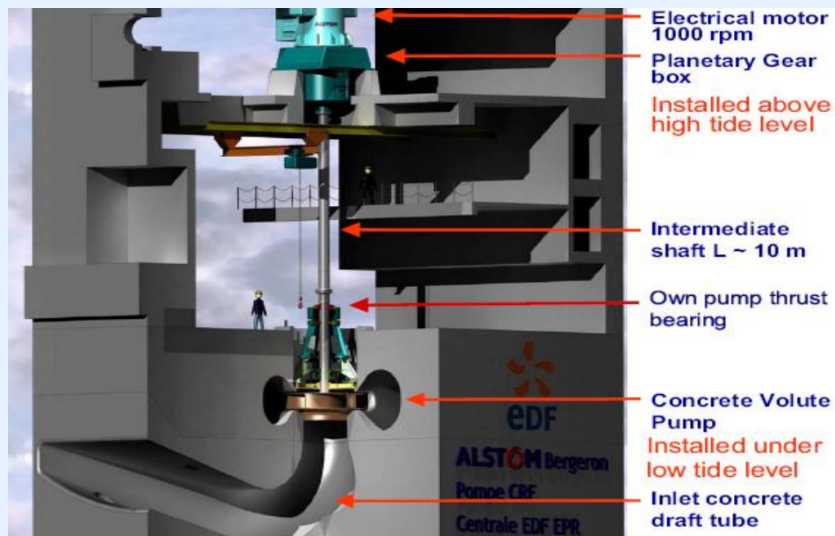


FIGURE 14 – Vue globale d'une pompe CRF

III-4 Pour aller plus loin

- Q-4.1 :** Justifier les valeurs choisies pour λ_t et λ_c . Quels autres éléments devraient être pris en compte pour une modélisation plus réaliste?
- Q-4.2 :** Rechercher dans la littérature d'autres variantes des systèmes de refroidissement. Commenter leurs avantages et leurs inconvénients.

Bibliographie

- [1] *Coolprop*. URL : <http://www.coolprop.org> (visité le 24/11/2019).
- [2] Daniel FARGUE. *Abrégé de thermodynamique. principes et applications*. 2^e éd. Presses de l'École des Mines de Paris, mai 2004. ISBN : 2-911762-49-5.
- [3] Christophe HERER et Daniel GALLORI. « Thermohydraulique des réacteurs à eau sous pression ». In : *Techniques de l'ingénieur*. traité Génie nucléaire BN 3 050.
- [4] *Le parc des réacteurs nucléaires français en exploitation*. IRSN. Fév. 2017. URL : https://www.irsn.fr/FR/connaissances/Installations_nucleaires/Les-centrales-nucleaires/reacteurs-nucleaires-France/Pages/0-sommaire-parc-reacteurs-nucleaires-France.aspx (visité le 03/11/2019).