

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
ENP D'ORAN "MAURICE AUDIN"

---

DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

---



---

---

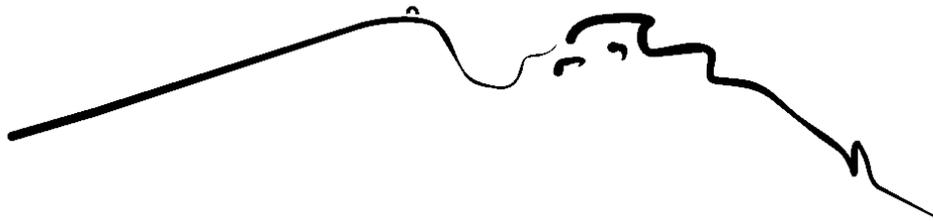
**SUPPORT DE COURS N° 5**

---

---

Complément de Master

**CENTRALES THERMIQUES A VAPEUR**



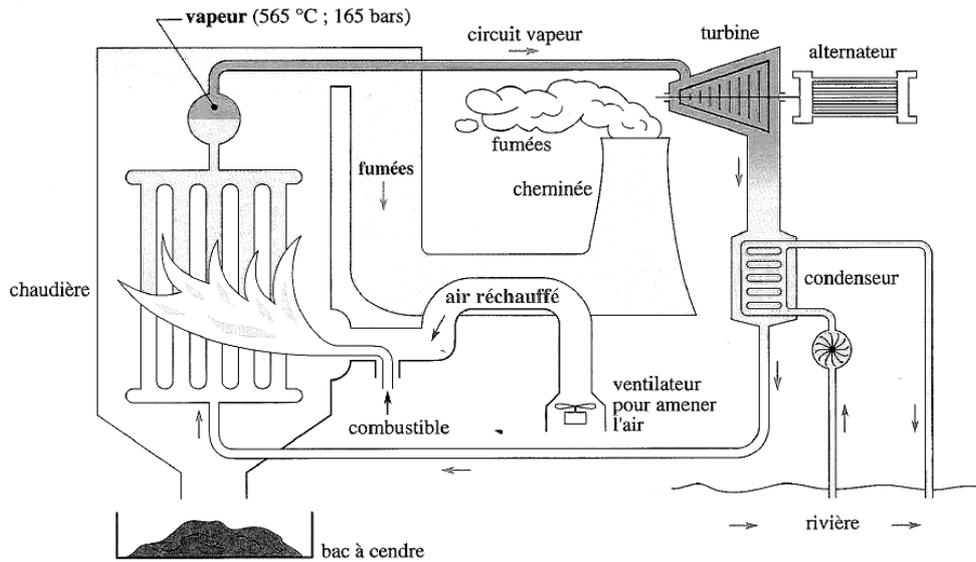
---

Enseignant : Dr. Sid Ali LITIM

---

## I. Centrale thermique à vapeur

Les cycles des turbines à vapeur utilisent un fluide compressible, qui change d'état au cours du cycle. Le changement d'état de la vapeur génère des variations importantes de l'enthalpie qui permet de transformer de grandes quantités de chaleur en travail. Dans une turbine la vapeur est détendue de façon continue dans un système de roues à aubes. Cette propriété permet de fonctionner avec des débits importants et de pousser la détente sans l'effet de troncature, comme dans les machines alternatives.



**Figure 1 :** Schéma de principe d'une centrale thermique élémentaire [1]

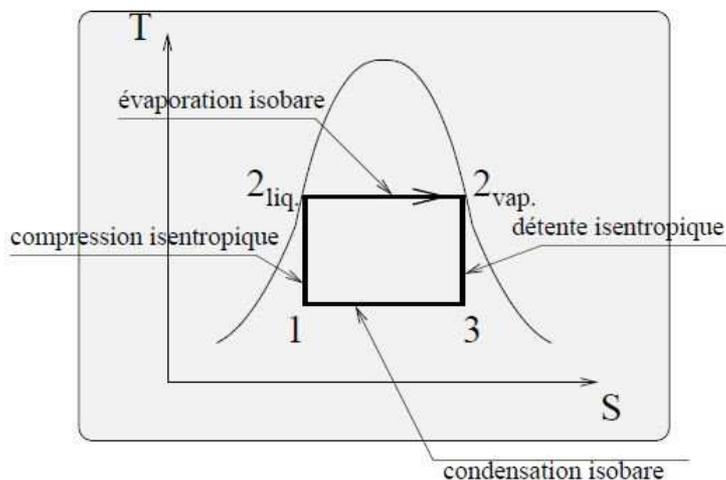
## II. Cycle théorique d'une machine à vapeur : (Cycle de Rankine)

Le cycle de base d'une turbine à vapeur (cycle théorique comportant un changement d'état) est un cycle de Rankine qui se déroule totalement en vapeur humide [1].

Ce cycle comporte :

1. deux isobares (changement d'état isotherme)
2. deux adiabatiques ;

C'est un cycle de Carnot (rectangle dans le diagramme (T-S)), appliqué aux vapeurs condensables :



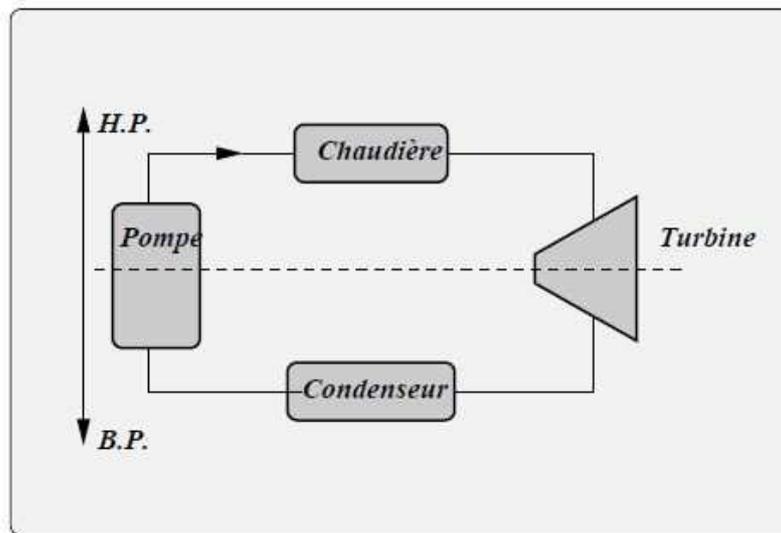
**Figure 2 :** Cycle de Rankine en vapeur humide

Les éléments constitutifs d'une centrale thermique à vapeur sont :

- une chaudière
- un condenseur
- une turbine
- une pompe de circulation

**Remarque:** Pratiquement, ce cycle est difficilement réalisable car :

- il est difficile de comprimer de façon isentropique un mélange à deux phases ( $1 \rightarrow 2_{liq}$ );
- il est difficile de contrôler la condensation ( $3 \rightarrow 1$ ) pour parvenir précisément au point 1 (titre de vapeur  $0 < x_1 < 1$ ) ;
- les ailettes de la turbine risquent d'être rapidement érodées par les gouttelettes liquides qui apparaissent lors de la détente.



**Figure 3 :** Cycle d'une turbine à vapeur

**Remarque :**

De plus le cycle réel doit vérifier les propriétés suivantes :

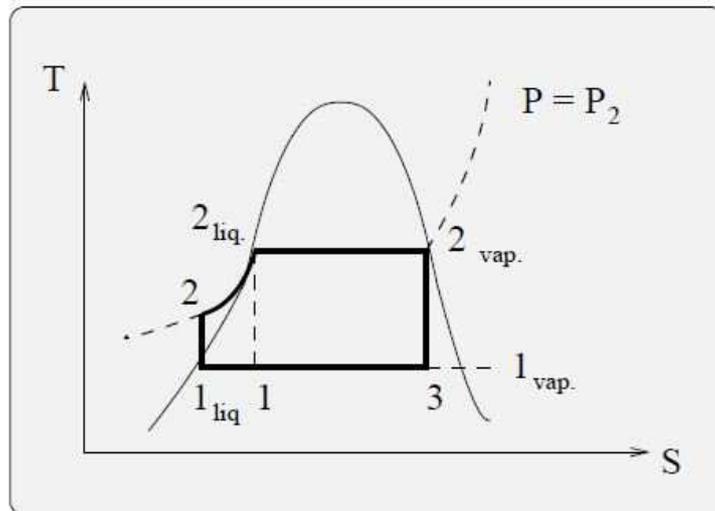
1. La surface du cycle dans le diagramme (T - S) doit être maximale.

Cette surface représente le bilan de la chaleur échangée, soit le travail total :  $W_{det} + W_{comp}$ ,

2. Le travail de compression doit être minimal,

Dans le cycle réel, la vapeur humide issue de la turbine est totalement condensée (déplacement du point  $1 \rightarrow 1_{liq}$ ).

Le liquide subit une compression isentropique jusqu'à la pression de vaporisation (point 2), puis est vaporisée à pression constante jusqu'au point  $2_{vap}$ .



**Figure 4 : Cycle de Rankine**

**Remarque :**

Dans ces conditions, le travail  $|W_{comp}|$  est très faible devant  $|W_{det}|$ , car la compression d'un liquide incompressible demande peu d'énergie. Ce n'est pas le cas pour les gaz dont le volume massique est beaucoup plus élevé.

**II.1. Technologie des composants**

Une fois le schéma de principe de la machine ainsi défini, la discussion peut porter sur les technologies des divers composants. Les valeurs numériques qui ont été données dans la section précédente correspondent à un cycle de centrale thermique à flamme classique. Une telle centrale comprend quatre composants : une pompe, une chaudière, une turbine et un condenseur, traversés par le même débit d'eau.

Comme il a été cité auparavant la pompe et la turbine peuvent être supposées adiabatiques. Quant à la chaudière et au condenseur, on peut en première approximation faire l'hypothèse qu'ils sont isobares.

**II.1.1. La pompe**

La pompe est généralement du type centrifuge, multi-étagée compte tenu du très haut rapport de compression à réaliser.

**II.1.2 La chaudière (générateur de vapeur)**

La chaudière remplit trois fonctions successives :

- chauffer l'eau d'alimentation pressurisée jusqu'à la température de vaporisation à la pression correspondante (**économiseur**) ;
- vaporiser l'eau (**évaporateur**) ;
- et enfin surchauffer l'eau à la température désirée (**surchauffeur**).

Elle se comporte donc comme un triple échangeur, et peut être représentée du point de vue des échanges thermiques par le schéma de la figure ci-dessous.

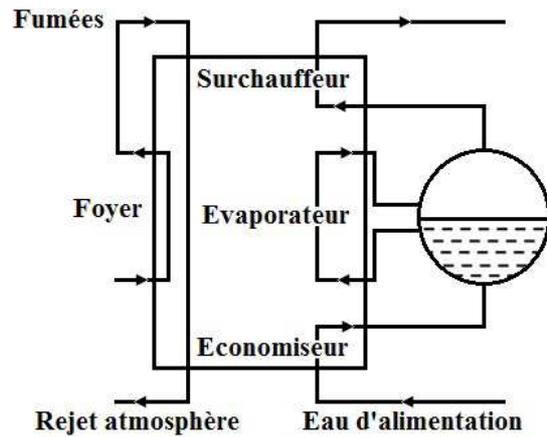


Figure 5 : Schéma de la chaudière

### II.1.3. La turbine à vapeur

Les turbines à vapeurs sont pour la plupart des turbines axiales multiétagées, qui peuvent être regroupées en deux grandes classes turbines à action et à réaction

Sur le trajet de la vapeur d'eau, entre la chaudière et le condenseur, on place une **turbine à vapeur**. La vapeur d'eau issue de la chaudière vient frapper violemment les pales (aubes) de cette turbine : elle fournit à la turbine un travail  $W_{\text{turbine}} < 0$ .

Dans le même temps, cette vapeur va subir une détente : en effet, la température et la pression de la vapeur diminuant, son volume augmente. Ainsi, la forme de la turbine (figure 6) doit être adaptée à cette augmentation de volume : l'espace entre les aubes est de plus en plus grand au fur et à mesure que la vapeur circule, d'où l'augmentation du rayon des roues [2].

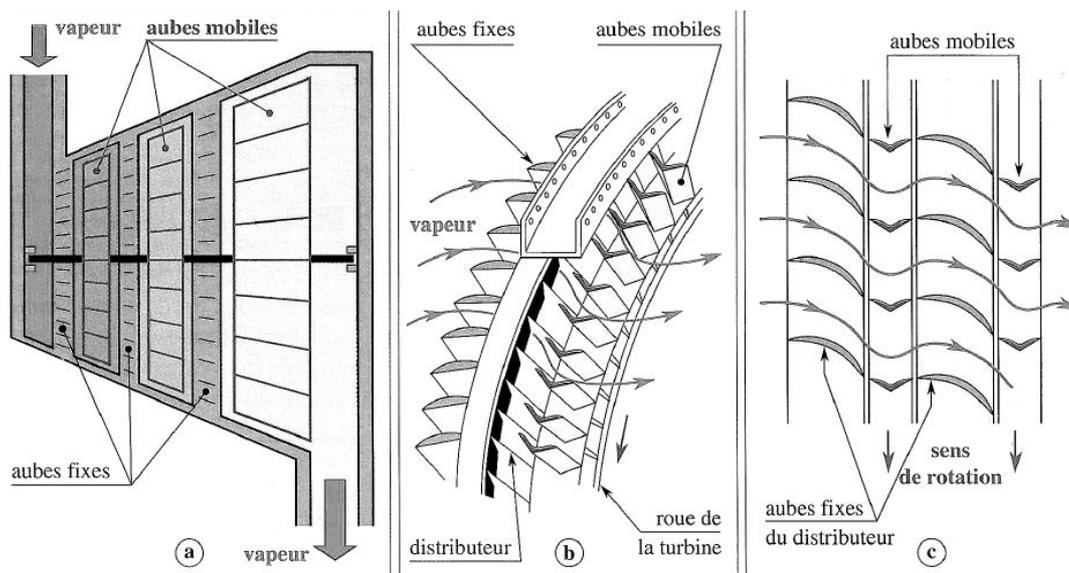


Figure 6 :

- a) Schéma de principe d'une turbine à vapeur ;  
 b) La vapeur, guidée par les aubes fixes du distributeur, vient frapper les aubes mobiles de la turbine ; c) la forme des aubes permet, en déviant l'écoulement, d'entretenir la rotation.

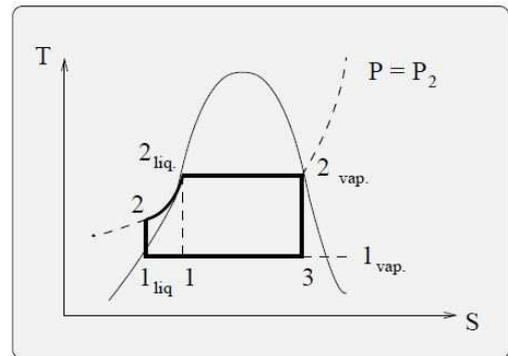
## II.1.4. Le condenseur

Le condenseur est un échangeur dont la particularité est de travailler en dépression par rapport à l'atmosphère, compte tenu de la faible tension de vapeur de l'eau à la température ambiante. La condensation à 20 °C implique que l'on maintienne dans le condenseur un vide assez poussé (0,023 bar), ce qui suppose un dispositif d'extraction de l'air complexe compte tenu des fuites inévitables, d'autant plus qu'il faut recourir à des turbines basse pression gigantesques compte tenu du très faible volume spécifique de la vapeur d'eau à 20 °C, qui impose de très grands débits-volumes, et donc des sections de passage et des vitesses très élevées.

## II.2. Cycle de Rankine

### II.2.1. Bilan énergétique

- Chaudière  $q_{\text{chaud}} = h_{2\text{vap}} - h_2$
- Condenseur  $q_{\text{cond}} = h_{1\text{liq}} - h_3$
- Pompe  $w_{\text{pomp}} = h_2 - h_{1\text{liq}}$
- Turbine  $w_{\text{tur}} = h_3 - h_{2\text{vap}}$



D'après le premier principe :

$$q_{\text{chaud}} + q_{\text{cond}} + w_{\text{pomp}} + w_{\text{tur}} = 0$$

Le rendement est égal à :

$$\eta = - \frac{w_{\text{récup}}}{q_{\text{chaud}}} = - \frac{w_{\text{turbine}} + w_{\text{pompe}}}{q_{\text{chaud}}}$$

$$\Rightarrow \eta = \frac{q_{\text{chaud}} + q_{\text{cond}}}{q_{\text{chaud}}} = 1 + \frac{q_{\text{cond}}}{q_{\text{chaud}}}$$

$$\Rightarrow \eta = 1 - \frac{h_3 - h_{1\text{liq}}}{h_{2\text{vap}} - h_2}$$

Pour calculer le rendement, calculons les valeurs de  $h_3$  et de  $h_2$

### II.2.2. Rappel sur la notion du titre de vapeur [3]:

On a donc pour la masse unité (  $x$  : titre de vapeur ) :

On appelle  $x$  le titre de vapeur saturante défini comme étant la proportion en masse de vapeur dans le mélange liquide-vapeur.

Le titre (noté  $x$ ) est donc défini de la manière suivante :

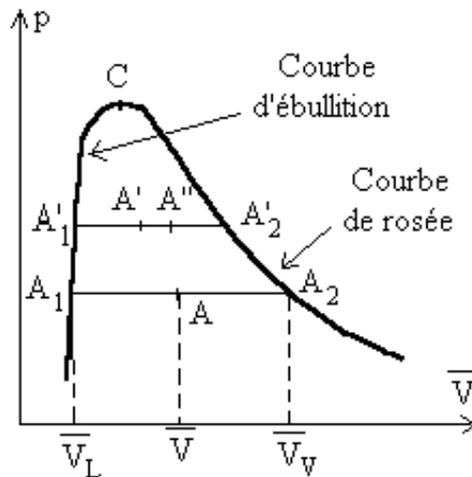
$$x = \frac{\text{Masse Vapeur Sèche}}{\text{Masse Vapeur Sèche} + \text{Masse Eau en Phase Liquide}}$$

Le titre est donc toujours compris entre 0 et 1.

Pour l'unité de masse de corps,  $x$  est la masse de vapeur et  $(1-x)$  la masse de liquide.

Soit  $v$  le volume massique du mélange liquide-vapeur dans l'état A :

$$v = x.v_v + (1-x).v_L \quad \text{avec} \quad v_v(T) \text{ et } v_L(T) \rightarrow \text{Courbes de rosée et d'ébullition.}$$



Quantité de chaleur échangée  $Q \rightarrow (A_1A)$

$$Q = \int_{A_1}^A L_v . dx = L_v \times x = (H_v - H_L) \times x = h - h_L$$

$$x = \frac{v - v_L}{v_v - v_L} = \frac{h - h_L}{h_v - h_L} = \frac{u - u_L}{u_v - u_L} = \frac{S - S_L}{S_v - S_L}$$

La vapeur saturée est dite humide quand son titre est donc inférieur à 1. Une vapeur saturée humide contient moins d'enthalpie qu'une vapeur saturée sèche. Parce qu'une vapeur dont le titre est de 0,95 contient 5,0 % d'eau, elle ne contiendra pas toute l'enthalpie indiquée dans la table de la vapeur saturée, mais seulement 95 %. Une vapeur saturée humide transporte et cède moins de chaleur qu'une vapeur saturée sèche.

**Important :** l'eau contenue dans la vapeur saturée aura des effets destructeurs sur l'installation.

**Calcul de  $h_3$  ( au point 3):**

$$h_3 = m_{liq} . h_{3liq} + m_{vap} . h_{3vap}$$

$$\left. \begin{array}{l} h_{3liq} = h_{1liq} \\ h_{3vap} = h_{1vap} \end{array} \right\} \text{ Puisque } h \text{ ne dépend que de } T \text{ et que } T_3 = T_1$$

$$x_3 = (h_3 - h_{3L}) / (h_{3V} - h_{3L})$$

$$h_3 = (1 - x_3) h_{1liq} + x_3 . h_{1vap}$$

**Calcul de  $h_2$  ( au point 2):**

Calculons la variation d'enthalpie :  $h_2 - h_{1liq}$

A partir de  $H = U + P V$  on a :

$$\begin{aligned} dH &= dU + P dV + V dP \\ &= T dS + V dP \end{aligned}$$

Soit :

$$h_2 - h_{1\text{liq}} = V_{1\text{liq}} (P_2 - P_1) \quad \text{car } ds = 0$$

$$\rightarrow h_2 = h_{1\text{liq}} + V_{1\text{liq}} (P_2 - P_1)$$

En remplaçant  $h_3$  et  $h_2$  par leur valeur, le rendement est donc égal à :

$$\eta = 1 - \frac{(1-x_3) \cdot h_{1\text{liq}} + x_3 \cdot h_{1\text{vap}} - h_{1\text{liq}}}{h_{2\text{vap}} - h_{1\text{liq}} - V_{1\text{liq}} (P_2 - P_1)}$$

$$\eta = 1 - \frac{x_3 \cdot L_1}{h_{2\text{vap}} - h_{1\text{liq}} - V_{1\text{liq}} (P_2 - P_1)}$$

$$\text{d'ou : } L_1 = h_{1\text{vap}} - h_{1\text{liq}}$$

### II.2.3. Exemple d'application n° 1

Considérons un cycle de Rankine fonctionnant entre les températures 100 °C et 180 °C.

$$T_1 = 373 \text{ °K} \left\{ \begin{array}{l} P_1 = 1 \text{ bar} \\ h_{1\text{liq}} = 419 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \\ h_{1\text{vap}} = 2675 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \\ v_{1\text{liq}} = 1,04 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \\ S_{1\text{liq}} = 1,30 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \\ S_{1\text{vap}} = 7,35 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{array} \right.$$

$$T_2 = 453 \text{ °K} \left\{ \begin{array}{l} P_2 = 10 \text{ bars} \\ h_{2\text{vap}} = 2777 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \\ S_{2\text{vap}} = 6,58 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{array} \right.$$

On calcule le titre  $x_3$  en utilisant la règle de proportionnalité avec l'entropie ( au point 3 ) :

$$x_3 = \frac{S_{2\text{vap}} - S_{1\text{liq}}}{S_{1\text{vap}} - S_{1\text{liq}}} = \frac{6,58 - 1,30}{7,35 - 1,30} = 0,87$$

Le rendement du cycle de Rankine vaut alors :

$$\eta = 1 - \frac{x_3 \cdot L_1}{h_{2\text{vap}} - h_{1\text{liq}} - V_{1\text{liq}} (P_2 - P_1)}$$

$$\eta = 1 - \frac{0,87(2675 - 419)}{2777 - 419 - 1,04 \cdot 10^{-3} \times 9 \cdot 10^5 \times 10^{-3}} \Rightarrow \eta = 0,167$$

Ce cycle présente deux inconvénients :

a) Le rendement du cycle de Rankine est faible, mais peu différent du rendement de Carnot :



Le rendement du cycle de Hirn égal à :  $\eta = - \frac{W_{\text{récup}}}{q_{\text{conso}}} = - \frac{W_{\text{turbine}} + W_{\text{pompe}}}{q_{\text{chaud}} + q_{\text{surch}}}$

$$\Rightarrow \eta = \frac{q_{\text{chaud}} + q_{\text{surch}} + q_{\text{cond}}}{q_{\text{chaud}} + q_{\text{surch}}} = 1 + \frac{q_{\text{cond}}}{q_{\text{chaud}} + q_{\text{surch}}} \Rightarrow \eta = 1 - \frac{h_{1'} - h_{1 \text{ liq}}}{h_{2'} - h_2}$$

### II.3.1. Exemple d'application n° 2

Considérons un cycle de Hirn fonctionnant entre les températures 100 °C et 427 °C.

**Calcul des enthalpies  $h_{2'}$  et  $h_{1'}$  ;**

La vapeur surchauffée  $2'$  est caractérisée par  $T_{2'} = 427$  °C et  $P_{2'} = 10$  bars

**Tables de vapeur surchauffée :**

**P = 1 MPa**

T [°C]	v [m <sup>3</sup> .kg <sup>-1</sup> ]	h [kJ.kg <sup>-1</sup> ]	S [kJ.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]
200	0,206	2827	6,694
250	0,2327	2942	6,924
300	0,2579	3051	7,122
350	0,2825	3157	7,301
400	0,3066	3263	7,465
450	0,3541	3478	7,762

Soit la règle de proportionnalité suivante (méthode d'interpolation) :

T [°C]	h [kJ.kg <sup>-1</sup> ]	S [kJ.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]
400	3263	7,465
450	3478	7,762
427	?	?

**Calcul de  $S_{2'}$**

$$\frac{450 - 400}{427 - 400} = \frac{7,762 - 7,465}{S_{2'} - 7,465}$$

$$\Rightarrow S_{2'} = 7,465 + (7,762 - 7,465) \times \left( \frac{427 - 400}{450 - 400} \right) = 7,62 \text{ [kJ.kg}^{-1} \text{ K}^{-1}]$$

**Calcul de  $h_{2'}$**

$$\frac{450 - 400}{427 - 400} = \frac{3478 - 3263}{h_{2'} - 3263}$$

$$\Rightarrow h_{2'} = 3263 + (3478 - 3263) \frac{427 - 400}{450 - 400} = 3379 \text{ [kJ.kg}^{-1}]$$

On cherche la pression et l'enthalpie qui à la température 100 °C correspond à une entropie de 7,54 kJ kg<sup>-1</sup> K<sup>-1</sup>.

Soit la même règle de proportionnalité (méthode d'interpolation) :

h [kJ.kg <sup>-1</sup> ]	S [kJ.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]	P [MPa]
2682	7,69	0,05
2676	7,36	0,1
?	7,62	

**Calcul de  $h_{1'}$  (on a  $S_{2'} = S_{1'} = C^{ste}$ ) :**

$$\frac{7,69 - 7,36}{7,62 - 7,36} = \frac{2682 - 2676}{h_{1'} - 2676}$$

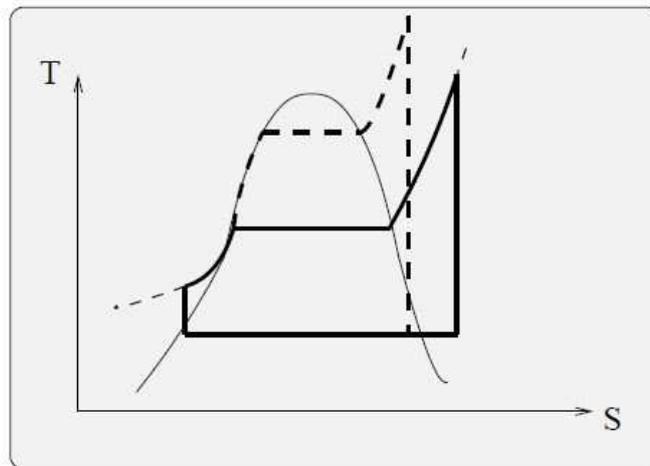
$$\Rightarrow h_{1'} = 2676 + (2682 - 2676) \frac{7,62 - 7,36}{7,69 - 7,36} = 2681 \text{ [kJ/kg]}$$

Le rendement du cycle de Hirn est donc égal à :  $\eta = 1 - \frac{h_{1'} - h_{1 \text{ liq}}}{h_{2'} - h_2} = 1 - \frac{2681 - 1355}{3379 - 1335} = 0,35$

**Remarque :**  $h_2$  et  $h_{1 \text{ liq}}$  sont données à partir des tables.

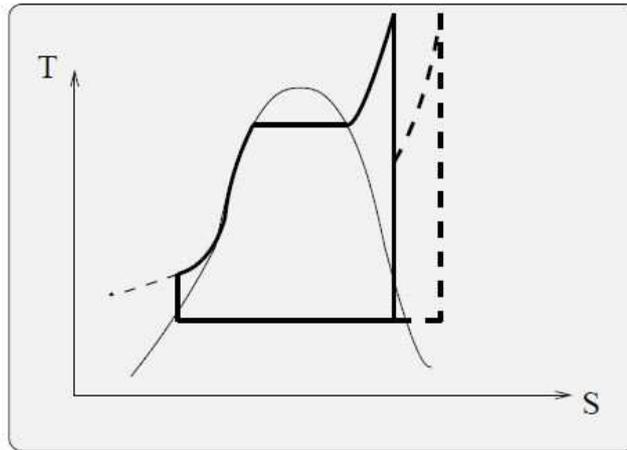
#### II.4. Cycle de Hirn avec resurchauffe

Pour améliorer le rendement du cycle de Hirn, on cherche à augmenter la pression P2. Cette augmentation de pression risque de déplacer la détente en milieu humide :



**Figure 9 :** Cycle de Hirn avec resurchauffe

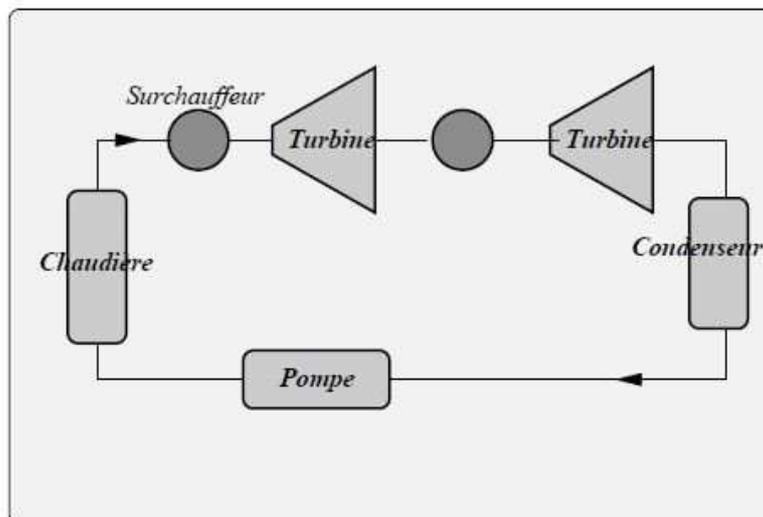
Afin de conserver une détente en vapeur sèche, la détente est fractionnée, permettant de resurchauffer la vapeur après une détente partielle :



**Figure 10** : Cycle de Hirn

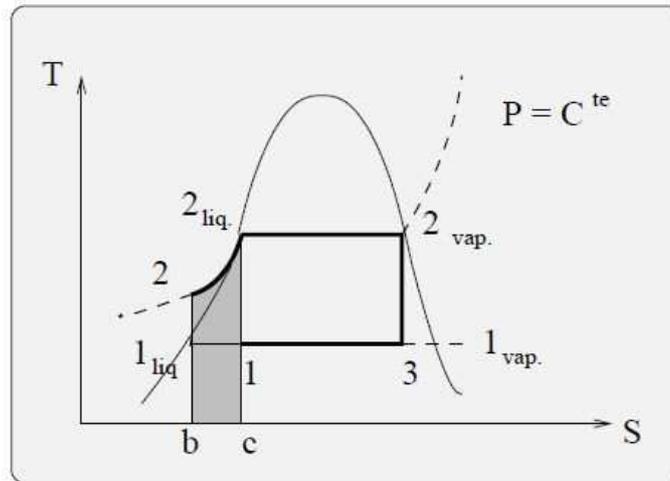
### II.5. Cycle avec soutirage

L'amélioration du rendement exige de se rapprocher le plus possible d'un cycle de Carnot, dans lequel les échanges de chaleur avec les sources extérieures s'effectuent au cours des transformations isothermes. On cherche donc, pour les transformations non-isothermes, à générer des transferts de chaleur à l'aide d'échangeurs internes. Ces échanges de chaleur internes ne modifient pas le rendement de Carnot. En effet, si les deux quantités de chaleur peuvent être échangées à l'intérieur du cycle sans faire appel aux sources extérieures alors, les seuls échanges de chaleur avec les sources de chaleur sont des échanges isothermes, et l'on obtient un cycle de Carnot.



**Figure 11** : Cycle de Hirn avec resurchauffe

Considérons un cycle de Rankine, sans surchauffe :

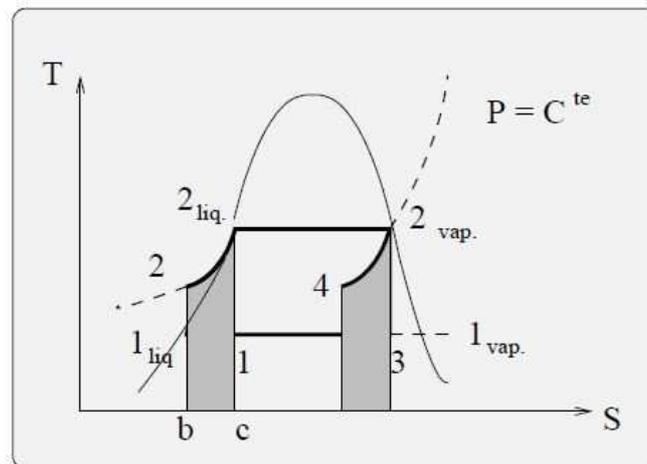


**Figure 12** : Cycle de Rankine sans soutirage

Au cours de ce cycle la transformation non-isotherme ( $1_{liq}, 2, 2_{liq}$ )

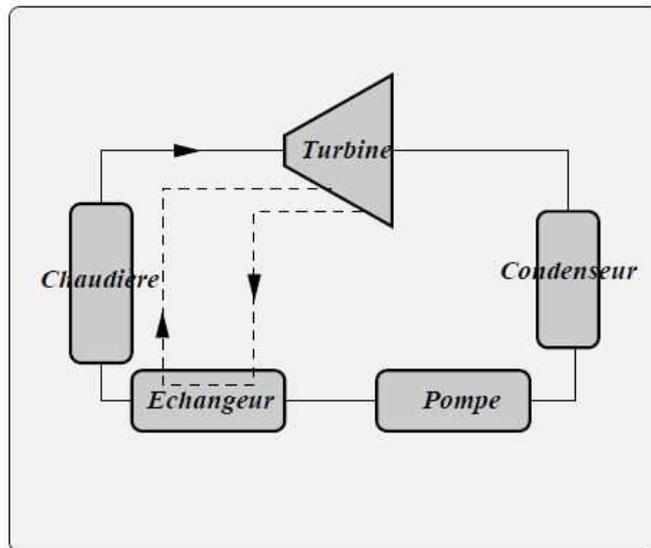
Absorbe la quantité de chaleur représentée par l'aire ( $1_{liq}, 2, 2_{liq}, c, b, 1_{liq}$ )

Cette quantité de chaleur peut être récupérée en faisant subir à une partie de la vapeur issue de la chaudière, une transformation ( $2_{vap} \rightarrow 4$ ), dont le tracé est parallèle au trajet ( $2 \rightarrow 2_{liq}$ ). La chaleur dégagée pendant la transformation ( $2_{vap} \rightarrow 4$ ) est transférée au liquide pendant la transformation ( $2 \rightarrow 2_{liq}$ ) moyennant un échangeur interne.



**Figure 13** : Cycle de Rankine avec soutirage

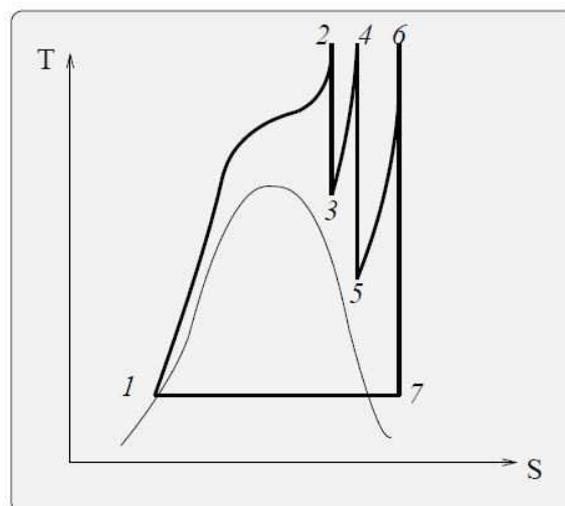
Dans la pratique, on effectue plusieurs soutirages de vapeur passant dans des réchauffeurs. Avec plusieurs réchauffeurs en cascade, on s'approche du cycle idéal.



**Figure 14** : Cycle de Rankine avec soutirage

## II.6. Le cycle supercritique à vapeur

La recherche de rendements plus élevés a conduit à utiliser des températures de sources chaudes de plus en plus élevées. Dans le cycle supercritique, il n'y a plus de changement de phase dans le réchauffeur : il y a contournement du point critique.



**Figure 15** : Cycle super critique

Le calcul du rendement d'un tel cycle s'effectue à partir de la lecture des enthalpies des différents points :

$$\eta = \frac{h_2 - h_3 + h_4 - h_5 + h_6 - h_7}{h_2 - h_1 + h_4 - h_3 + h_6 - h_5}$$

Le rendement de ces cycles est toujours inférieur à 0,5. On peut néanmoins chercher à valoriser la chaleur rejetée à la source froide : c'est la cogénération.

### III. Critères de choix pour la comparaison des cycles :

Le choix de l'installation thermique pour une utilisation donnée est déterminé largement par des considérations de coût d'investissement et du coût d'exploitation. Les coûts d'investissement dépendent principalement de la taille de l'installation et de sa complexité, tandis que les coûts d'exploitation sont surtout fonction de son rendement total. En général, le rendement peut être amélioré en ajoutant à la complexité de l'installation de telle sorte qu'un compromis entre un faible coût d'investissement et un faible coût d'exploitation est atteint.

Le rendement global d'une installation thermique est toujours inférieur à 1  $\rightarrow \eta_{th} < 1$ .

### IV. Exercices corrigés :

#### IV.1. Exercice n° 1 [4]

Au cœur d'une installation motrice à vapeur, l'eau subit une suite de transformations formant un cycle (le cycle de base est le cycle de Rankine) au cours duquel elle se transforme en vapeur, à haute pression, elle se détend et met en rotation le groupe turbine-alternateur. Ce groupe convertit l'énergie mécanique en énergie électrique [4].

Dans cette partie toutes les transformations étudiées seront réversibles.

On donne les propriétés Thermodynamiques de l'eau.

	<b>T</b> (°C)	<b>P</b> (kPa)	<b>h<sub>l</sub></b> (kJ kg <sup>-1</sup> )	<b>h<sub>v</sub></b> (kJ kg <sup>-1</sup> )	<b>S<sub>v</sub></b> (kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	<b>S<sub>l</sub></b> (kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	<b>C<sub>pl</sub></b> (kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	<b>C<sub>pv</sub></b> (kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )
<b>I</b>	21	2,47	87,5	2540	8,65	?	4,18	1,91
<b>II</b>	251	4030	1090	2800	6,07	2,81	4,88	4,03
<b>III</b>	374	22100	2080	2080	4,41	4,41		
<b>IV</b>	477	4030						

$h_l$  : enthalpie massique de l'eau liquide saturant,

$h_v$  : enthalpie massique de l'eau vapeur saturante,

$S_l$  : entropie massique de l'eau liquide saturant,

$C_{pl}$  et  $c_{pv}$  sont respectivement les capacités massiques à pression constante de l'eau sous forme liquide et de vapeur saturante.

#### Enthalpie massique d'un corps pur fluide.

Exprimer l'enthalpie massique  $h$  d'un fluide en fonction de son énergie interne massique  $u$ , sa pression  $P$  et son volume massique  $1/\mu$ . Préciser l'unité de  $h$ .

$$h = u + P V / m = u + P/\mu \quad \text{d'où} \quad V/m : \text{Volume massique} \quad \text{et} \quad h : \text{s'exprime en J kg}^{-1}.$$

On considère le cas où le fluide est un corps pur diphasé, à l'équilibre à la température  $T$ , composé d'une phase liquide et d'une phase vapeur et on note  $x$  la fraction massique de vapeur.

**Exprimer l'enthalpie massique  $h$  du système en fonction de  $x$ ,  $h_v(T)$  et  $h_l(T)$ .**

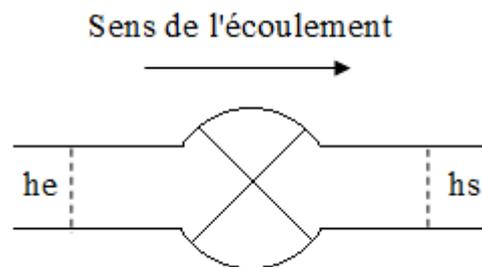
$$h = x h_v(t) + (1-x) h_l(T).$$

D'après le premier principe de la thermodynamique appliqué aux fluides en écoulement permanent unidirectionnel.

Un fluide s'écoule de façon permanente dans une conduite, depuis la section d'entrée où toutes les grandeurs sont indicées "e" jusqu'à la section de sortie où toutes les grandeurs sont indicées "s".

On note respectivement  $T_e$ ,  $P_e$  et  $\rho_e$ , la température, la pression et la masse volumique à l'entrée, et en sortie les grandeurs homologues  $T_s$ ,  $P_s$  et  $\rho_s$ . Les énergies cinétiques massiques sont supposées négligeables, quant aux énergies potentielles massiques macroscopiques d'entrée et de sortie, elles ne varient pas.

A l'entrée, l'enthalpie massique du fluide est notée  $h_e$ , à la sortie  $h_s$ .



Au centre du dispositif, le renflement marqué d'une croix représente le coeur du dispositif, là où le fluide qui passe peut recevoir le travail massique utile  $w_u$ , qui représente le travail massique reçu autre que celui des forces de pression à l'entrée et à la sortie, et la chaleur massique  $q_{th}$ . Ces deux grandeurs  $w_u$  et  $q_{th}$  sont les énergies reçues par le fluide au passage par le renflement, ramenés à l'unité de masse du fluide.

Dans ces conditions le premier principe, ramené à l'unité de masse, pour la transformation depuis l'état initial à l'entrée, jusqu'à l'état final en sortie s'écrit :

$$h_s - h_e = w_u + q_{th}.$$

**Que représente  $h_s - h_e$  si la transformation est adiabatique ?**

La transformation étant adiabatique  $q_{th} = 0$  et  $h_s - h_e = w_u$ , travail massique utile reçu par le fluide.

**Que représente  $h_s - h_e$  si le fluide s'écoule dans un échangeur thermique dans lequel il n'échange aucun travail utile ?**

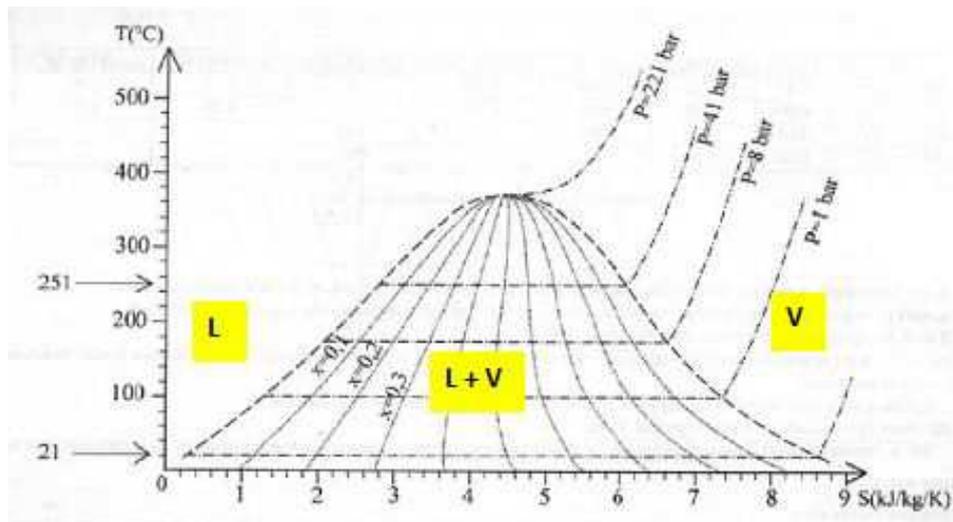
$w_u = 0$  et  $h_s - h_e = q_{th}$ , chaleur massique échangée.

**Entropie massique d'un corps pur fluide et lecture du diagramme entropique  $T(s)$ .**

On donne le diagramme entropique de l'eau au cours d'une transformation isobare. La courbe de saturation qui limite le domaine où existe l'équilibre entre la vapeur et le liquide est représenté en tirets gras. Sont représentés en tirets fins les courbes le long desquelles le titre de vapeur  $x$  est constant pour  $x = 0,1$ ,  $x = 0,2$ ,  $x = 0,3$  etc.

**Placer les domaines de coexistence du liquide et de la vapeur, d'existence de la phase gazeuse et d'existence de la phase liquide.**

Le domaine vapeur est situé du côté des entropies élevées.



**Justifier l'existence d'un palier sur une isobare dans un diagramme entropique.**

Dans un mélange biphasé liquide vapeur, deux phases sont en équilibre, la variance est égale à 1. Une isotherme est également une isobare.

Si le fluide est biphasé à la température  $T$ , composé d'une phase liquide et d'une phase vapeur, de sorte que le titre de vapeur soit noté  $x$ , **exprimer l'entropie massique  $S$  du système en fonction de  $x$ ,  $S_v(T)$  et  $S_l(T)$ .**

$$S = x S_v(T) + (1-x) S_l(T).$$

En considérant la vaporisation complète d'un kilogramme d'eau, dont l'état initial est liquide saturant, isotherme à la température  $T$ , **établir le lien entre  $S_l(T)$ ,  $S_v(T)$ ,  $h_l(T)$ ,  $h_v(T)$  et  $T$ .**

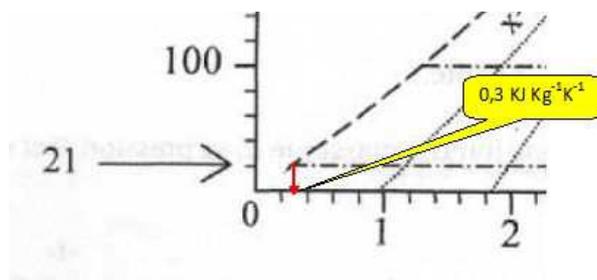
Le changement d'état s'effectue à température et à pression constantes :

$$h_v(T) - h_l(T) = Q_{th} = T ( S_v(T) - S_l(T) ).$$

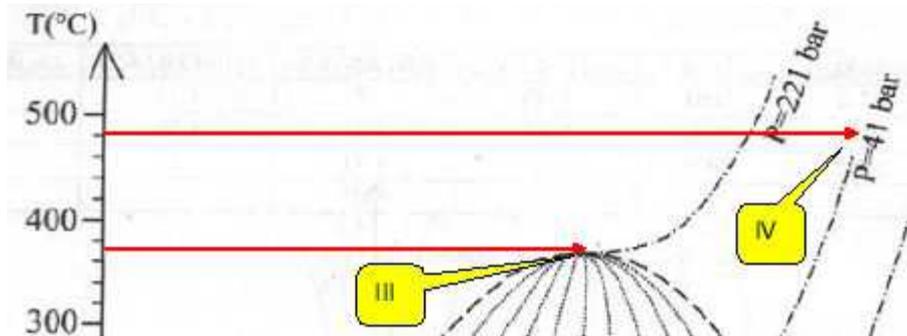
**Compléter la ligne I du tableau en calculant  $s_1$ . Comparer à la valeur lue sur le graphique.**

$$S_l(T) = S_v(T) - [ h_v(T) - h_l(T) ] / T = 8,65 - [ 2540 - 87,5 ] / ( 273 + 21 ) = 0,31 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}.$$

$$\rightarrow S_l(T) = 0,31 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$$



Commenter les valeurs numériques fournies dans les lignes III et IV du tableau.



III : le fluide est à l'état critique. Il n'y a plus de différence qualitative entre liquide et gaz.

IV : le fluide est à l'état gazeux.

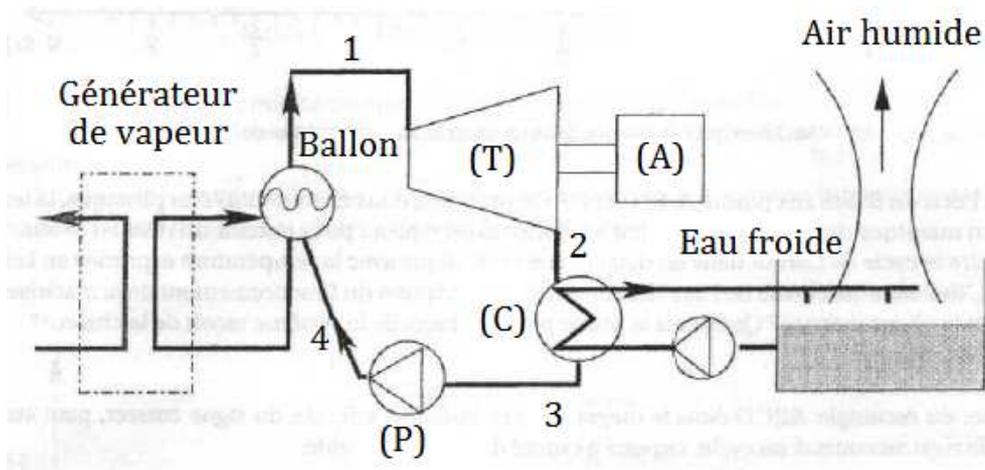


Figure 16. Installation Motrice à Vapeur

Dans le générateur de vapeur (GV) l'eau est transformée en vapeur. Les tubes vaporisateurs traversent l'échangeur thermique dans lequel passe aussi le fluide caloporteur issu du cœur du réacteur. L'eau diphasique n'est pas totalement vaporisée dans les tubes, mais les phases vapeur et liquide sont séparées par gravité dans le ballon de sorte que le fluide en 1 soit bien de la vapeur saturante.

La transformation de l'eau  $4 \rightarrow 1$  dans le générateur de vapeur est isobare.

Dans la turbine T, la vapeur se détend de la haute pression à la basse pression.

la transformation  $1 \rightarrow 2$  est adiabatique.

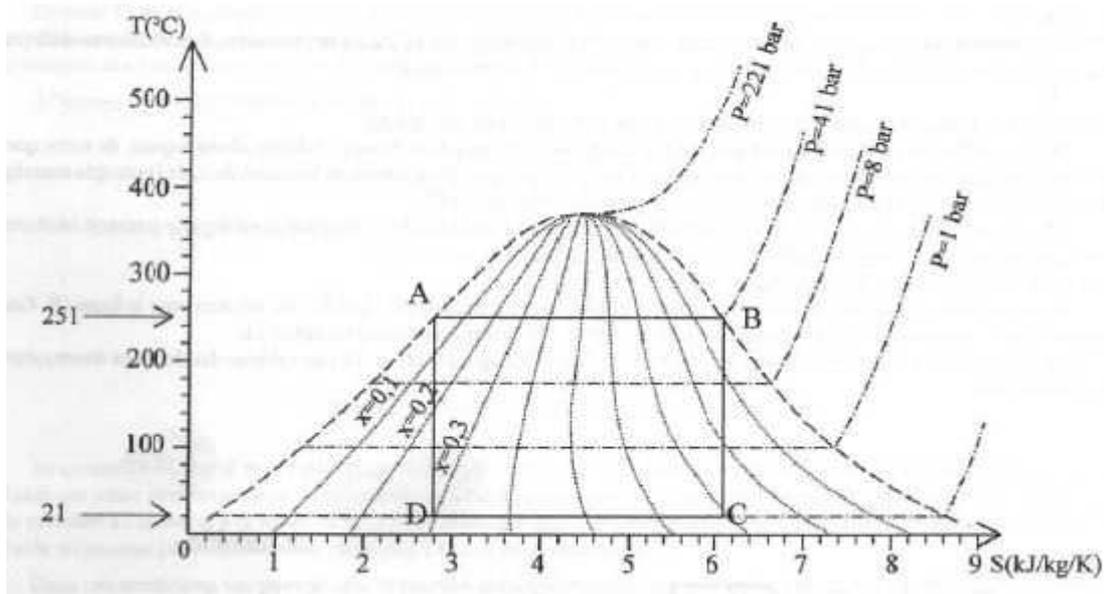
L'eau se condense dans le condenseur C par échange de chaleur avec un fluide froid provenant d'un fleuve par exemple. Cette transformation  $2 \rightarrow 3$  est isobare.

La transformation  $3 \rightarrow 4$  dans la pompe est adiabatique.

La puissance nécessaire à la pompe est prélevée sur l'arbre de la turbine.

Par ailleurs, la transformation d'énergie mécanique en énergie électrique est effectuée par un alternateur A et une alimentation en eau froide provenant d'une rivière assure le refroidissement et la condensation de l'eau après passage par la turbine.

La figure suivante représente le cycle de Carnot sur le diagramme entropique de l'eau.

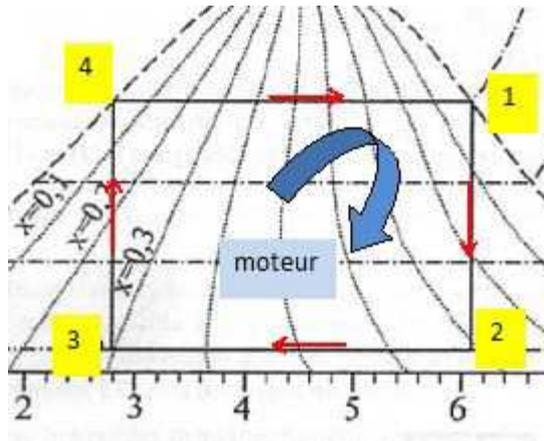


**Figure 17 :** Représentation du cycle de Carnot sur le diagramme entropique de l'eau (T- S)

**Quel est l'état du fluide au points A, B, C et D ?**

- A) liquide  $T = 251 \text{ °C}$ ,  $P = 40,3 \text{ bar}$ , fraction massique de la vapeur  $x = 0$ .
- B) vapeur,  $T = 251 \text{ °C}$ ,  $P = 40,3 \text{ bar}$ ,  $x = 1$ .
- C) L + V,  $T = 21 \text{ °C}$ ,  $P = 2,47 \text{ kPa}$ ,  $x = 0,7$ .
- D) L + V,  $T = 21 \text{ °C}$ ,  $P = 2,47 \text{ kPa}$ ,  $x = 0,3$ .

**Reproduire ce cycle de Carnot en plaçant les numéros 1, 2, 3 et 4.**



**Quelle est la phase motrice ? Quelle est la phase pendant laquelle le système reçoit de la chaleur ?**

Dans le générateur de vapeur le fluide reçoit de la chaleur. ( transformation 4 → 1 ).

Dans la turbine la vapeur se détend et fait tourner le turbo-alternateur. ( phase motrice ).

**Calcul du rendement du cycle.**

**Montrer que l'aire du triangle ABCD, avec le signe correct, peut être interprétée comme le travail utile reçu par le cycle, ramené à l'unité de masse du fluide.**

Aire du rectangle ABCD :  $(T_A - T_D) ( S_B - S_A )$ .

Au cours d'une transformation isobare, le travail est nul :

$$W_{41} = W_{23} = 0. \quad Q_{41} = T_1 ( S_1 - S_4 ). \quad Q_{23} = T_2 ( S_3 - S_2 ) = T_2 ( S_4 - S_1 ).$$

Au cours d'une transformation adiabatique,  $q_{th} = 0$ .  $Q_{12} = Q_{34} = 0$ .

La variation d'énergie interne du fluide est nulle sur un cycle.

$$W + Q_{12} + Q_{34} + Q_{41} + Q_{23} = 0.$$

$$W = - ( Q_{41} + Q_{23} ) = - T_1 ( S_1 - S_4 ) + T_2 ( S_1 - S_4 ) = ( T_2 - T_1 ) ( S_1 - S_4 ) = ( T_A - T_D ) ( S_B - S_A ).$$

**Définir, puis calculer le rendement du cycle en fonction des températures extrêmes atteintes par le fluide  $T_{max}$  et  $T_{min}$ .**

Le rendement est le rapport entre le travail utile sur l'énergie dépensée.

$$\eta = |W| / \text{énergie reçue} \quad \text{avec} \quad |W| = ( T_{max} - T_{min} ) ( S_B - S_A ) \quad \text{et} \quad \text{énergie reçue} = Q_{41} = T_{max} ( S_B - S_A ).$$

$$\eta = ( T_{max} - T_{min} ) / T_{max} = 1 - ( T_{min} / T_{max} ) = 1 - ( 21 + 273 ) / ( 273 + 251 ) = 0,44.$$

Le cycle de Carnot est un cycle idéal, pour lequel le rendement est maximal.

## IV.2. Exercice n° 2 : (Turbine à vapeur - Cycle de Rankine) [5] et [6]

*Cet exercice est extrait d'un sujet de Centrale, mais filière MP, où la thermodynamique est moins présente qu'en filière PT. Les questions sont tout à fait susceptibles d'être posées en épreuve B de la banque PT, où le cycle de Rankine est d'ailleurs déjà tombé.*

La France compte 19 centrales nucléaires en exploitation, dans lesquelles tous les réacteurs (58 au total) sont des réacteurs à eau pressurisée REP. Actuellement, ces installations fournissent près de 80% de l'électricité produite en France. Chaque centrale est soumise à un référentiel de normes de sûreté et de sécurité évoluant en fonction des enseignements des incidents passés nationaux ou internationaux.

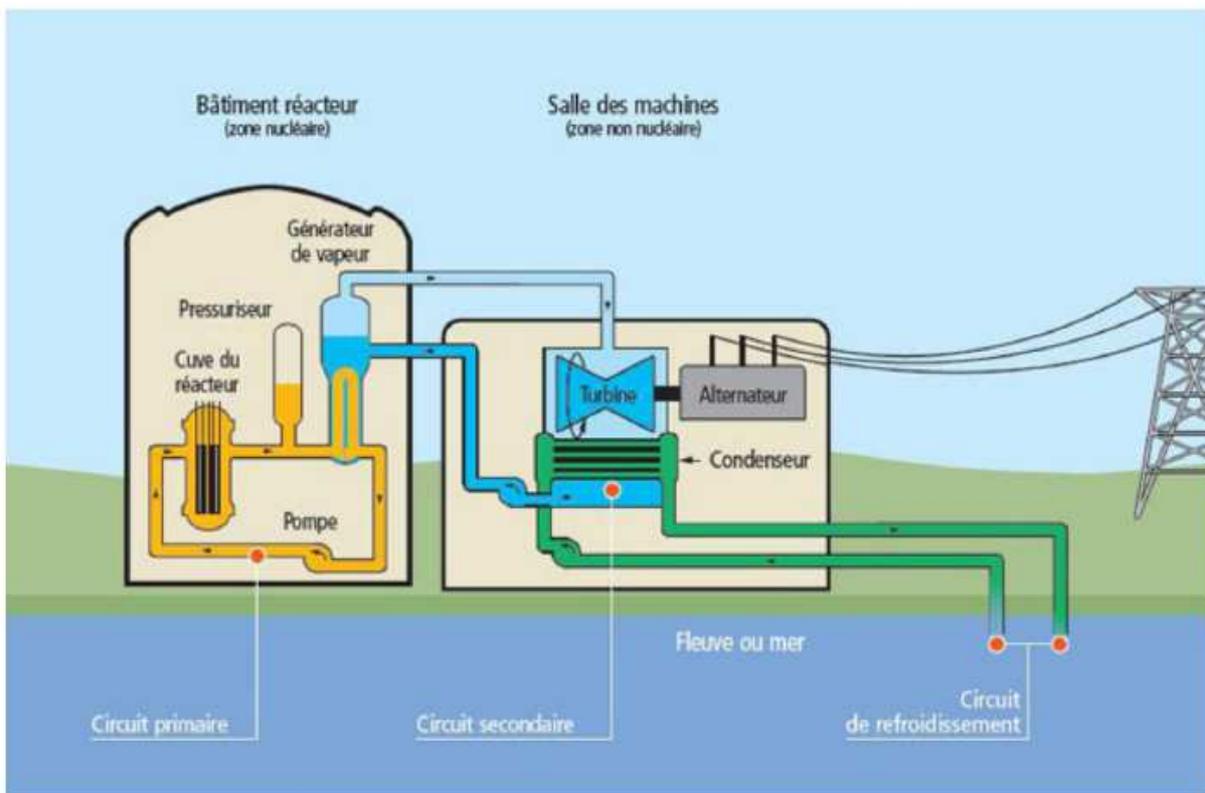


Figure 18 : Schéma global d'une centrale nucléaire [6].

Une centrale nucléaire est un site industriel destiné à la production d'électricité, qui utilise comme chaudière un réacteur nucléaire pour produire de la chaleur. Une centrale nucléaire REP est constituée de deux grandes zones, voir figure 18 :

une zone non nucléaire (salle des machines). Dans cette partie, semblable à celle utilisée dans les centrales thermiques classiques, s'écoule de l'eau dans un circuit secondaire. Cette eau est évaporée dans le Générateur de Vapeur (GV) par absorption de la chaleur produite dans la zone nucléaire, puis elle entraîne une turbine (T) couplée à un alternateur produisant de l'électricité, ensuite elle est condensée au contact d'un refroidisseur (rivière, mer ou atmosphère via une tour aéroréfrigérante) et enfin, elle est comprimée avant d'être renvoyée vers le générateur de vapeur ;

une zone nucléaire (dans le bâtiment réacteur), où ont lieu les réactions nucléaires de fission, qui produisent de l'énergie thermique et chauffent ainsi l'eau sous pression circulant dans le circuit

primaire. Le transfert d'énergie thermique entre le circuit primaire et le circuit secondaire se fait dans le générateur de vapeur, où la surface d'échange entre les deux fluides peut atteindre près de 5000 m<sup>2</sup> (réseau de tubulures).

Considérons une centrale nucléaire REP produisant une puissance électrique  $P_e = 900$  MW. Le fluide circulant dans le circuit secondaire est de l'eau, dont l'écoulement est supposé stationnaire. Le cycle thermodynamique décrit par l'eau est un cycle ditherme moteur. L'eau liquide sera supposée incompressible et de capacité thermique massique isobare supposée constante. Le tableau ci-dessous donne diverses données thermodynamiques relatives à l'équilibre liquide – vapeur de l'eau.

Tableau xx - Extrait de table thermodynamique relatif à l'eau

$\theta$ (°C)	$P_{\text{sat}}$ (bar)	$v_L$ (m <sup>3</sup> · kg <sup>-1</sup> )	$h_L$ (kJ · kg <sup>-1</sup> )	$s_L$ (J · K <sup>-1</sup> · kg <sup>-1</sup> )	$v_V$ (m <sup>3</sup> · kg <sup>-1</sup> )	$h_V$ (kJ · kg <sup>-1</sup> )	$s_V$ (J · K <sup>-1</sup> · kg <sup>-1</sup> )
30	0,043	1,0047	125,22	0,4348	32,892	2555,92	8,4530
180	10	1,1276	763,18	2,1395	0,119 404	2777,84	6,5854
270	55	1,3053	1190,10	2,9853	0,035 05	2788,46	5,9226

L'indice L indique les propriétés du liquide saturant pur et V celles de la vapeur saturante sèche.

$\theta$  : température ;

$P_{\text{sat}}$  : pression de vapeur saturante ;

$v$  : volume massique ;

$h$  : enthalpie massique ;

$s$  : entropie massique.

$c$  : Capacité thermique massique isobare de l'eau liquide :  $c = 4,18$  kJ · K<sup>-1</sup> · kg<sup>-1</sup>.

## Solution de l'exercice n° 1

### 1<sup>ère</sup> partie - Cycle de Rankine

1) Le diagramme est représenté figure 19 ci-dessous:

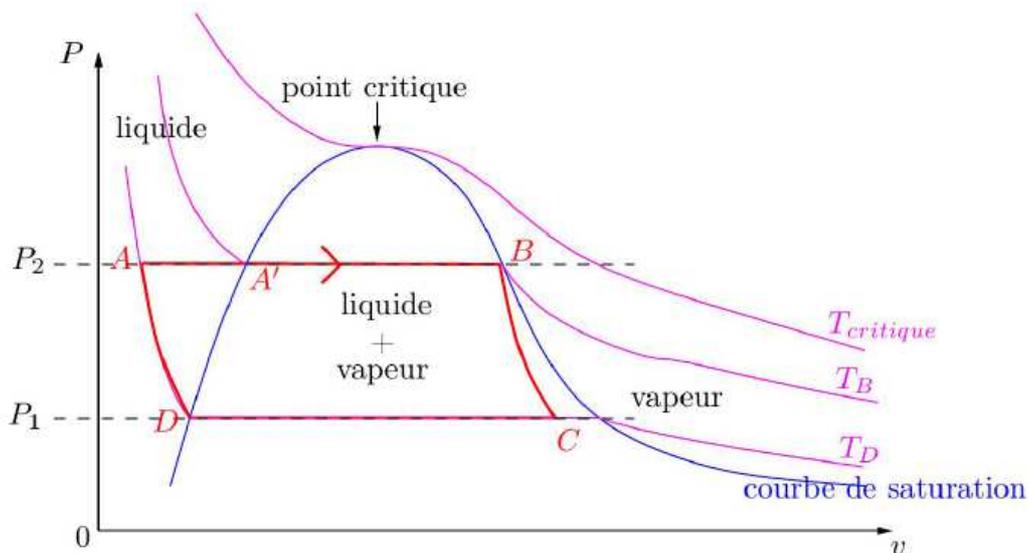


Figure 19 : Cycle de Rankine représenté dans le diagramme de Clapeyron.

L'allure des isothermes dans le diagramme de Clapeyron est connue, elles sont donc tracées grâce à la connaissance des pressions. On place ensuite le point A' (sur la courbe de saturation) puis le

point  $B$  grâce au fait que  $A \rightarrow B$  est isobare. Le point  $C$  est placé approximativement dans le domaine diphasé connaissant sa pression, et on en déduit la position du point  $D$  le long de l'isobare et sur la courbe de saturation.

On note enfin que  $A$  se trouve sur l'isotherme  $T_D$  car la compression  $D \rightarrow A$  est adiabatique et on néglige le travail fourni par la pompe, elle se fait donc à enthalpie (massique) constante d'après le premier principe, et donc à température constante en supposant le liquide incompressible : l'enthalpie d'un liquide incompressible ne dépend que de la température.

2) Au point  $A'$ , on a du liquide saturant sous pression  $P_{A'} = P_{\text{sat}} = 55 \text{ bar}$ , d'où on déduit par lecture de la table :  $T_{A'} = 270 \text{ °C}$  ;  $h_{A'} = 1190,10 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$  ;  $s_{A'} = 2,9853 \text{ J}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{kg}^{-1}$ .

Au point  $B$ , le fluide est dans l'état de vapeur saturante sous la même pression. Il faut donc lire la colonne relative à la vapeur de la même ligne de la table que précédemment, d'où :

$$T_B = 270 \text{ °C} ; h_B = 2788,46 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1} ; s_B = 5,9226 \text{ J}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{kg}^{-1}.$$

Enfin, au point  $D$ , le fluide est dans l'état de liquide saturant sous pression 43mbar égale à la pression de vapeur saturante, ce qui donne

$$T_D = 30 \text{ °C} ; h_D = 125,22 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1} ; s_D = 0,4348 \text{ J}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{kg}^{-1}.$$

3) D'après le diagramme du cycle de Rankine ci-dessous (voir la page suivante). Les points  $A'$ ,  $B$  et  $D$  se placent directement à partir des valeurs de pression et enthalpie massique lues à la question précédente, ou tout simplement à partir des valeurs de pression et en les plaçant sur la courbe de saturation.

Pour placer le point  $C$ , on utilise le fait que  $B \rightarrow C$  est une adiabatique réversible et  $C \rightarrow D$  une isobare :  $C$  se trouve à l'intersection de l'isentrope passant par  $B$  et de l'isobare passant par  $D$ .

Enfin, on sait que  $A \rightarrow B$  est une isobare et que  $D \rightarrow A$  est une isenthalpique, d'où on déduit la position de  $A$ , à l'intersection de l'isobare (horizontale) passant par  $B$  et de l'isenthalpe (verticale) passant par  $D$ .

4) L'évolution dans la turbine est par hypothèse adiabatique, d'où :

$$h_C - h_B = w_{BC} + 0 \quad \text{soit} \quad w_{BC} = -990 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}.$$

5) Le générateur de vapeur n'apporte aucun travail utile au fluide, donc :

$$h_{A'} - h_A = 0 + q_{AA'} = c_P (T_{A'} - T_A) \quad \text{d'où} \quad q_{AA'} = 1000 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}.$$



ce qui est nettement inférieur au rendement de Rankine. La modélisation du cycle est à remettre en cause, et même si elles sont faibles, il ne faut pas oublier non plus les pertes lors de la conversion d'énergie mécanique en énergie électrique par l'alternateur, qui diminuent le rendement.

9) À la fin de la détente, l'état de l'eau se trouve décrit par le point  $C$  : il s'agit d'un mélange diphasé liquide-vapeur.

Comme le point  $C$  se trouve un peu à gauche de l'isotitre  $x = 0,70$ , on en déduit :

$$x = 0,69$$

Le problème pour la turbine de la présence d'eau liquide est un risque de corrosion des parties métalliques, qui limiterait sa durée de vie.

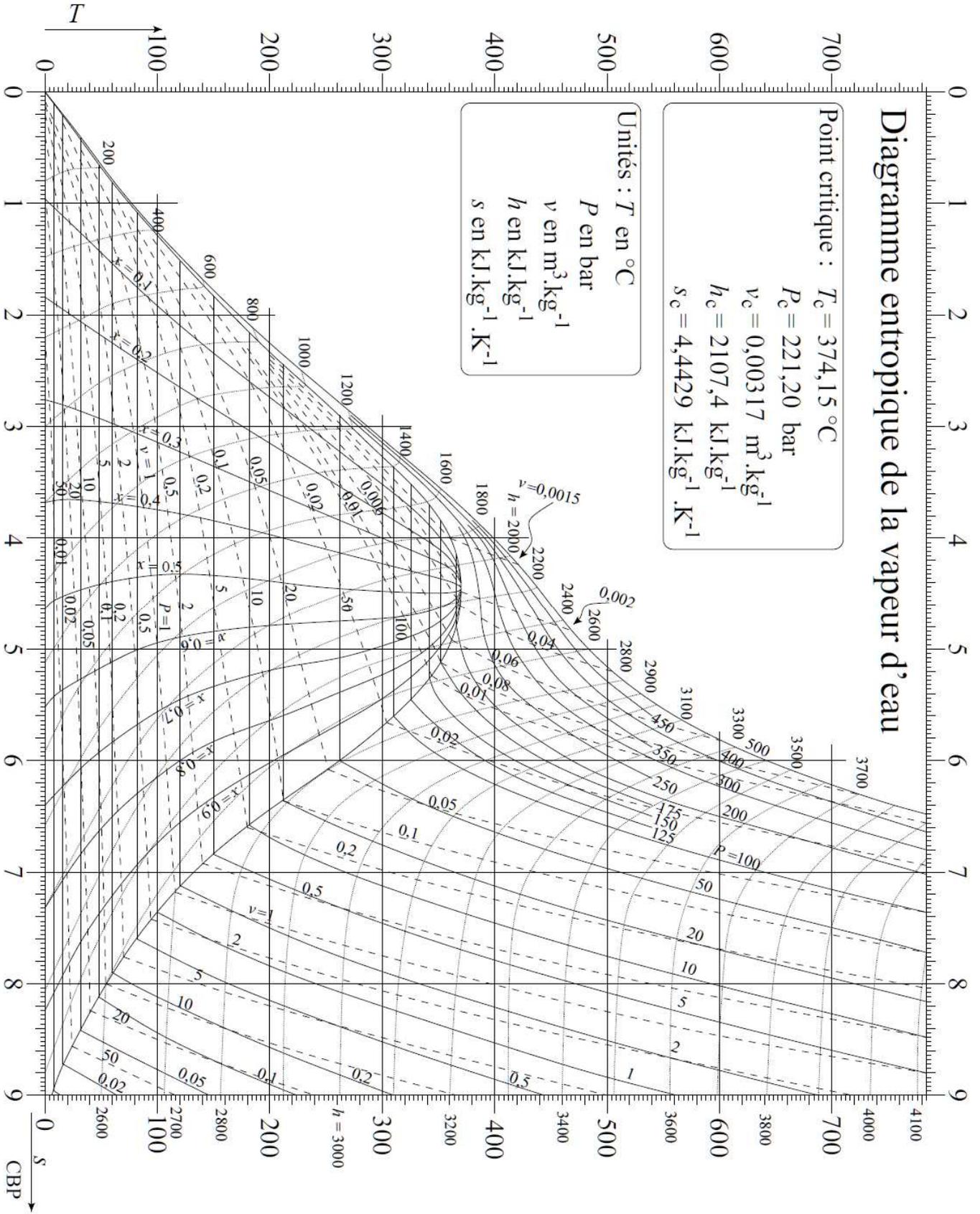
---

# **Annexe**

---

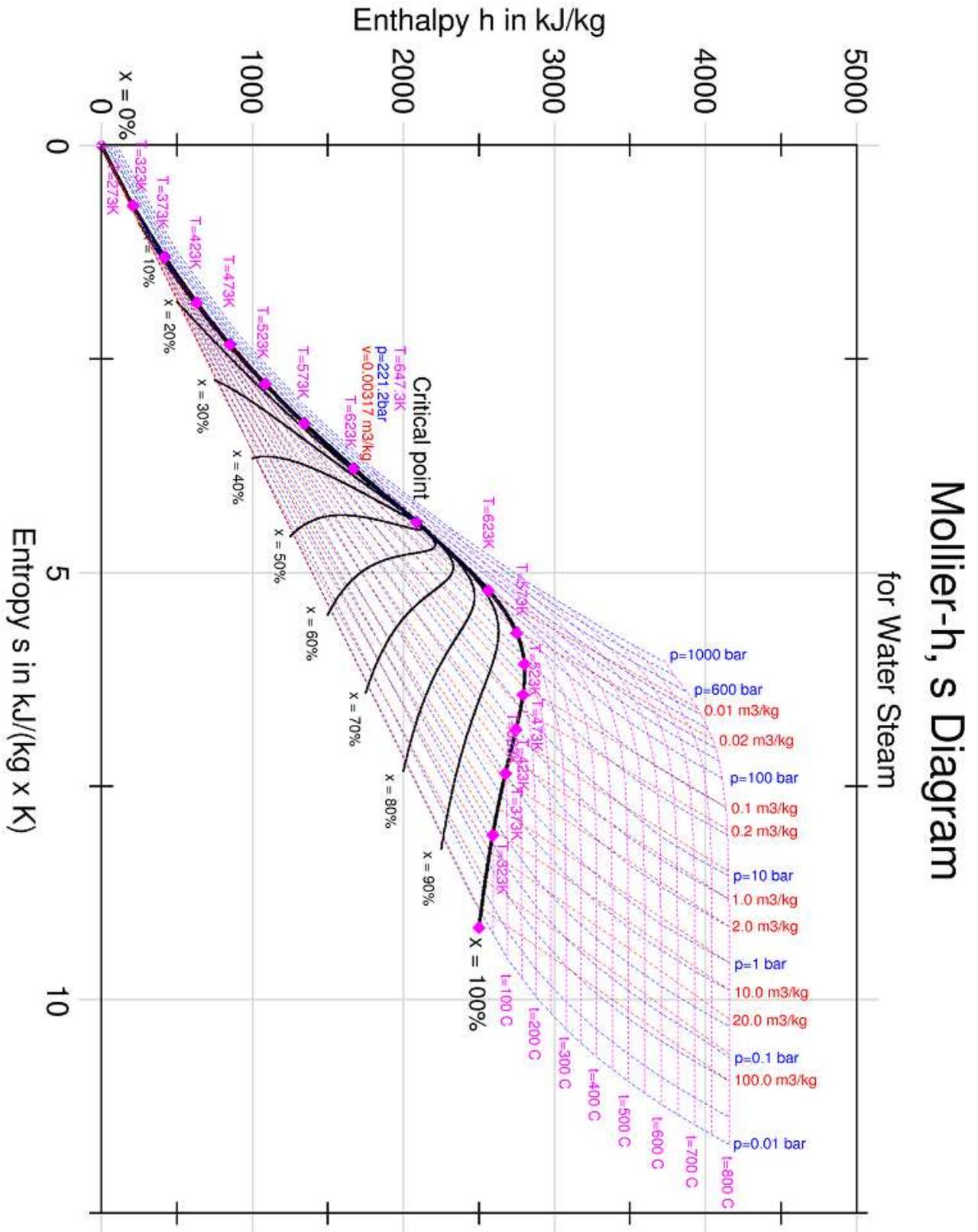
**Annexe 1**

Diagramme entropique de vapeur d'eau (T - S)



Annexe 2

Diagramme entropique de vapeur d'eau (H - S)



### Annexe 3

Table de vapeur saturée

Pression absolue	Températ. évaporation	Volume massique vapeur	Masse volumique vapeur	Enthalpie spécifique de l'eau (Chaleur sensible)		Enthalpie spécifique de la vapeur (chaleur totale)		Chaleur latente de vaporisation		Chaleur spécifique vapeur	Viscosité dynamique vapeur
				kJ/kg	Kcal/kg	kJ/kg	Kcal/kg	kJ/kg	Kcal/kg		
bar	°C	m <sup>3</sup> /kg	kg/m <sup>3</sup>	kJ/kg	Kcal/kg	kJ/kg	Kcal/kg	kJ/kg	Kcal/kg	kJ/kg.K	kg/m.s
1	99.63	1.694	0.590	417.51	99.72	2675.43	639.02	2257.92	539.30	2.0267	0.000012
1.1	102.32	1.549	0.645	428.84	102.43	2679.61	640.01	2250.76	537.59	2.0373	0.000012
1.2	104.81	1.428	0.700	439.36	104.94	2683.44	640.93	2244.08	535.99	2.0476	0.000012
1.3	107.13	1.325	0.755	449.19	107.29	2686.98	641.77	2237.79	534.49	2.0576	0.000013
1.4	109.32	1.236	0.809	458.42	109.49	2690.28	642.58	2231.86	533.07	2.0673	0.000013
1.5	111.37	1.159	0.863	467.13	111.57	2693.36	643.30	2226.23	531.73	2.0768	0.000013
1.5	111.37	1.159	0.863	467.13	111.57	2693.36	643.30	2226.23	531.73	2.0768	0.000013
1.6	113.32	1.091	0.916	475.38	113.54	2696.25	643.99	2220.87	530.45	2.0860	0.000013
1.7	115.17	1.031	0.970	483.22	115.42	2698.97	644.64	2215.75	529.22	2.0950	0.000013
1.8	116.93	0.977	1.023	490.70	117.20	2701.54	645.25	2210.84	528.05	2.1037	0.000013
1.9	118.62	0.929	1.076	497.85	118.91	2703.98	645.83	2206.13	526.92	2.1124	0.000013
2	120.23	0.885	1.129	504.71	120.55	2706.29	646.39	2201.59	525.84	2.1208	0.000013
2.2	123.27	0.810	1.235	517.63	123.63	2710.60	647.42	2192.98	523.78	2.1372	0.000013
2.4	126.09	0.746	1.340	529.64	126.50	2714.55	648.38	2184.91	521.86	2.1531	0.000013
2.6	128.73	0.693	1.444	540.88	129.19	2718.17	649.22	2177.30	520.04	2.1685	0.000013
2.8	131.20	0.646	1.548	551.45	131.71	2721.54	650.03	2170.08	518.32	2.1835	0.000013
3	133.54	0.606	1.651	561.44	134.10	2724.66	650.77	2163.22	516.68	2.1981	0.000013
3.5	138.87	0.524	1.908	584.28	139.55	2731.63	652.44	2147.35	512.89	2.2331	0.000014
4	143.63	0.462	2.163	604.68	144.43	2737.63	653.87	2132.95	509.45	2.2664	0.000014
4.5	147.92	0.414	2.417	623.17	148.84	2742.88	655.13	2119.71	506.29	2.2983	0.000014
5	151.85	0.375	2.669	640.12	152.89	2747.54	656.24	2107.42	503.35	2.3289	0.000014
5.5	155.47	0.342	2.920	655.81	156.64	2751.70	657.23	2095.90	500.60	2.3585	0.000014
6	158.84	0.315	3.170	670.43	160.13	2755.46	658.13	2085.03	498.00	2.3873	0.000014
6.5	161.99	0.292	3.419	684.14	163.40	2758.87	658.94	2074.73	495.54	2.4152	0.000014
7	164.96	0.273	3.667	697.07	166.49	2761.98	659.69	2064.92	493.20	2.4424	0.000015
7.5	167.76	0.255	3.915	709.30	169.41	2764.84	660.37	2055.53	490.96	2.4690	0.000015
8	170.42	0.240	4.162	720.94	172.19	2767.46	661.00	2046.53	488.80	2.4951	0.000015
8.5	172.94	0.227	4.409	732.03	174.84	2769.89	661.58	2037.86	486.73	2.5206	0.000015
9	175.36	0.215	4.655	742.64	177.38	2772.13	662.11	2029.49	484.74	2.5456	0.000015
9.5	177.67	0.204	4.901	752.82	179.81	2774.22	662.61	2021.40	482.80	2.5702	0.000015
10	179.88	0.194	5.147	762.60	182.14	2776.16	663.07	2013.56	480.93	2.5944	0.000015
11	184.06	0.177	5.638	781.11	186.57	2779.66	663.91	1998.55	477.35	2.6418	0.000015
12	187.96	0.163	6.127	798.42	190.70	2782.73	664.64	1984.31	473.94	2.6878	0.000015

### Caractéristiques de l'eau

$C_{\text{eau}}$  : Chaleur massique de l'eau :  $4,18 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

$L_v$  : Chaleur latente de vaporisation :  $2021,4 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$

## V. Référence bibliographiques

[1] Olivier Cleynen, "Chapitre 9 du cours Cycles moteurs à vapeur", CC-BY-SA, Avril 2015,  
<http://thermodynamique.ninja/>

Site web consulté en Octobre 2019

[2] Étienne Thibierge, Cours de Physique et de Chimie, Site web :  
[www.etienne-thibierge.fr](http://www.etienne-thibierge.fr)

Dernière consultation du site : 2 mai 2018

[3] Claude SAINT-BLANQUET, "THERMODYNAMIQUE", Cycle L (Habilitation : 2004)  
[https://www.sciences.univ-nantes.fr/sites/claude\\_saintblanquet/thermo2005/th2004dex.htm](https://www.sciences.univ-nantes.fr/sites/claude_saintblanquet/thermo2005/th2004dex.htm)

[4] Site web :

<http://www.chimix.com/an13/cap13/cap142.html>

[5] Étienne Thibierge, 2 mai 2018,  
[www.etienne-thibierge.fr](http://www.etienne-thibierge.fr)

Site web consulté le 22 décembre 2019

[6] Langevin-Wallon, "Travaux dirigés n°4 de Thermodynamique - Machines thermiques, PTSI  
2017-2018