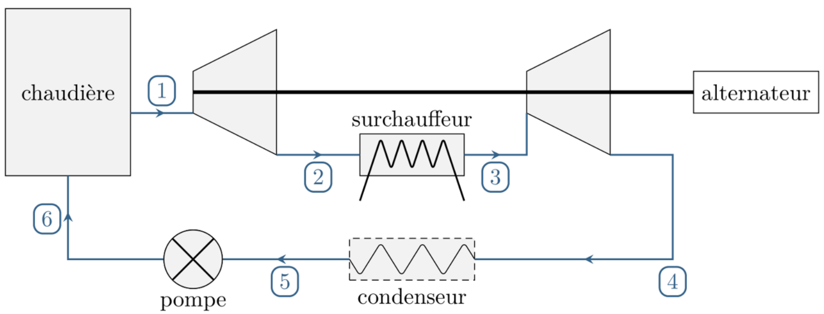
# Cycle de Hirn d'une centrale thermique

On s'intéresse à l'installation représentée ci-dessous, qui modélise une centrale thermique à flamme (gaz ou charbon). Le fluide thermodynamique est de l'eau, qui suit un cycle de Hirn avec resurchauffe.

L'eau liquide est chauffée par une chaudière thermique, qui débite de la vapeur d'eau à $T_1 = 550$ °C et $P_1 = 100$ bar (état $1$). Cette vapeur subit une détente adiabatique réversible dans une première turbine dite haute pression, d'où elle sort à la pression de $P_2 = 10$ bar (état $2$). Un surchauffeur isobare, lui aussi relié à la chaudière, ramène la vapeur à la température initiale (état $3$). La vapeur passe ensuite dans la seconde turbine, dite basse pression, d'où sort de l'eau à la température de $T_4 = 40$ °C (état 4). Cette eau est envoyée dans un condenseur d'où elle sort à l'état de liquide juste saturant (état $5$), puis elle est pompée de manière adiabatique réversible (état $6$) et renvoyée en entrée du générateur de vapeur où elle subit un échauffement isobare. Les arbres des deux turbines sont liés entre eux.




1) Tracer le cycle parcouru par l'eau dans le diagramme entropique $(T, s)$. Pourquoi le point $6$ est-il confondu avec le point $5$ ? Commenter son sens de parcours.

2) En déduire $T_2$ la température de l'eau dans l'état $2$ et l'état de l'eau dans l'état $4$.

3) Déterminer les enthalpies massiques de l'eau aux six points du cycle. Comment interpréter physiquement l'égalité $h_5 = h_6$ ?

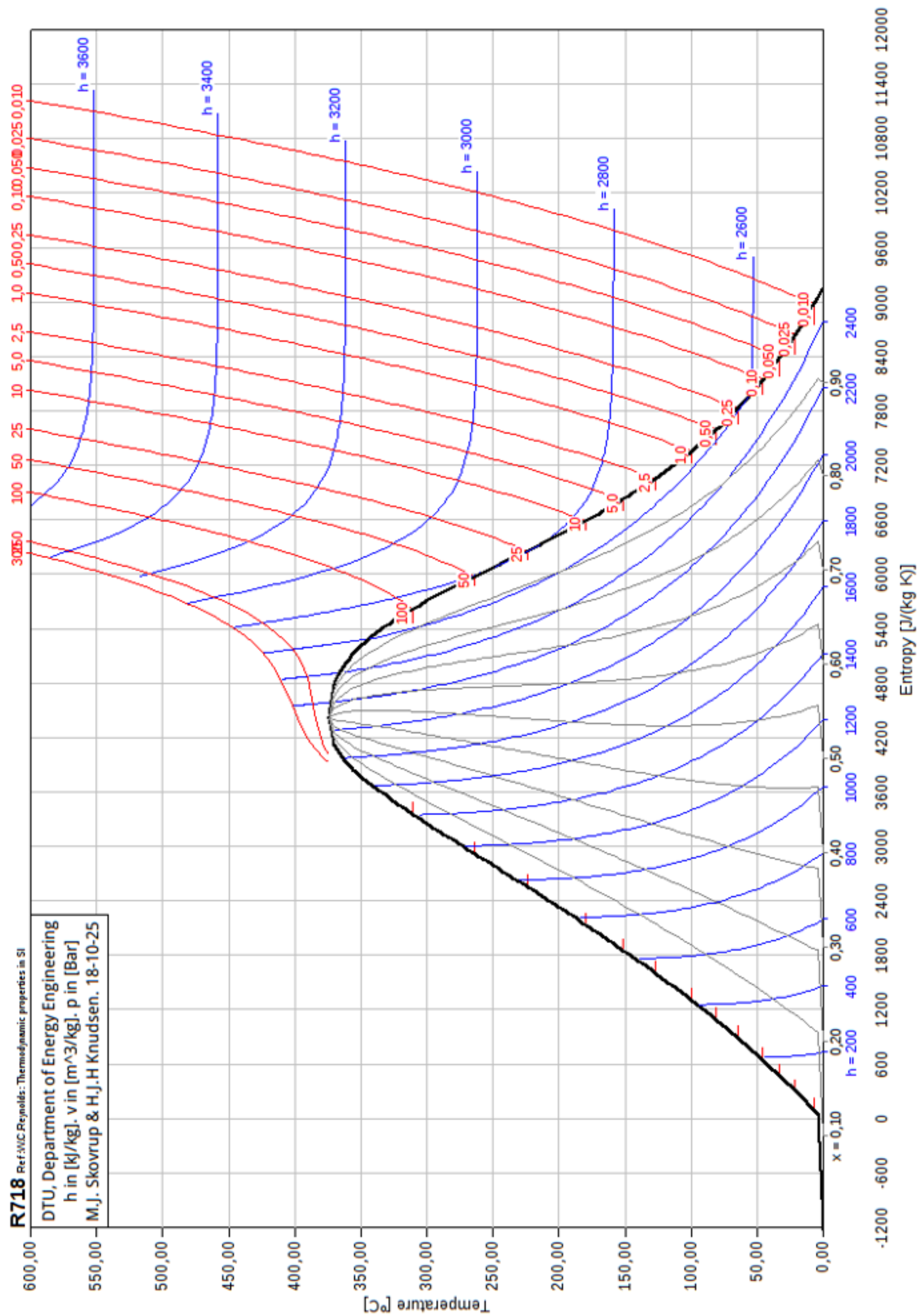
4) Déterminer le travail massique disponible sur l'arbre des turbines.

5) Si on considère que l'alternateur a un rendement électromécanique de $\eta_{em} = 90$ %, déterminer le débit d'eau à imposer pour obtenir une puissance électrique de $\mathcal{P} = 400$ MW.

6) Quelle est la quantité de chaleur massique dépensée au surchauffeur ?

7) Calculer $\eta$ le rendement thermodynamique de l'installation.

Correction



# Correction

1) Le diagramme entropique est représenté ci-contre.

- La transformation $1 \to 2$ est une adiabatique réversible, donc isentropique, donc une verticale dans le diagramme entropique.
- La transformation $2 \to 3$ suit l'isobare $P = 10$ bar.
- L'énoncé ne précise rien sur l'étape $3 \to 4$, mais on peut considérer que la seconde turbine vérifie les mêmes hypothèses que la première : il s'agit donc d'une détente adiabatique réversible.
- La transformation $4 \to 5$ est par hypothèse isobare, donc isotherme car elle concerne un fluide diphasé.
- La compression $5 \to 6$ est une adiabatique réversible jusqu'à atteindre $10$ bar, mais dans le diagramme entropique les isobares du domaine liquide sont toutes regroupées sur la courbe d'ébullition, si bien que le passage par la pompe n'est pas visible sur le diagramme.
- La transformation $6 \to 1$ suit l'isobare $P = 100$ bar en subissant successivement un échauffement de l'eau liquide le long de la courbe d'ébullition (en diagramme entropique, toutes les isobares du liquide pur collent à la courbe de saturation), puis un changement d'état, et enfin un échauffement de la vapeur sèche.

Le cycle est parcouru en sens horaire, ce qui est normal car on étudie une installation motrice.

2) On lit graphiquement $T_2 = 210$ °C. Dans l'état $4$ l'eau est diphasée, et le titre en vapeur vaut $x_4 = 0,93$.

3) Le diagramme manque d'isenthalpes pour permettre une lecture précise .. On peut approximativement considérer :

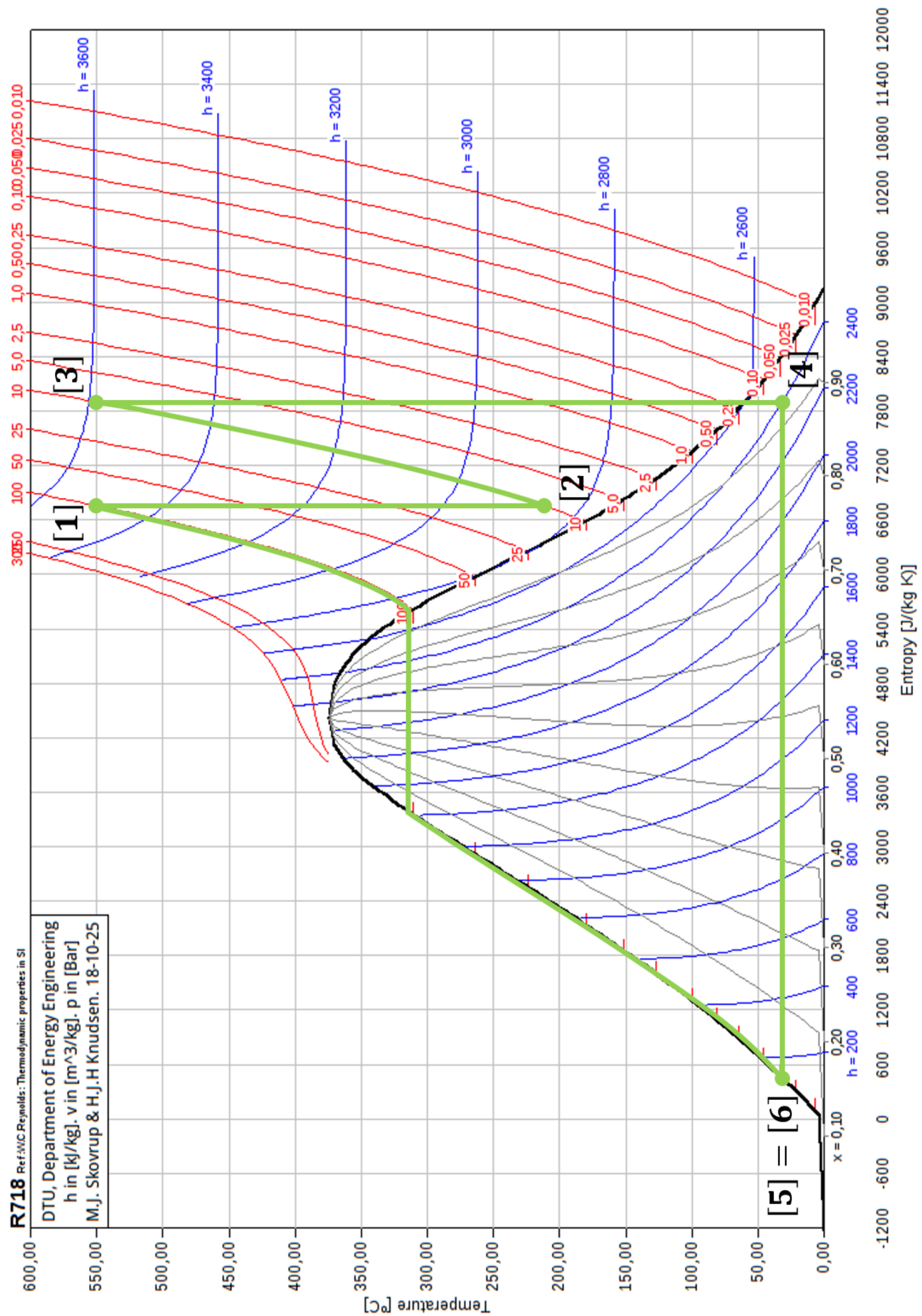
$$h_1 = 3,50 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1} \qquad h_2 = 2,85 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1} \qquad h_3 = 3,58 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

$$h_4 = 2,40 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1} \qquad h_5 = h_6 = 0,10 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

D'après le premier principe, avoir $h_5 = h_6$ signifie que le travail fourni par la pompe au liquide est négligeable devant les autres échanges énergétiques, ce qui s'interprète par le fait que comprimer un liquide incompressible est une opération relativement facile et donc peu coûteuse en énergie.

4) Le travail total disponible sur les turbines est l'opposé du travail indiqué reçu par le fluide. D'après le premier principe, appliqué à la turbine haute pression :

$$\Delta h + \underbrace{\Delta \mathcal{E}_m}_{\ll \Delta h} = w_{12} + \underbrace{q_{12}}_{= 0 \text{ adiab.}} \qquad \Rightarrow \qquad w_{12} = h_2 - h_1$$



De même pour la turbine basse pression,

$$w_{34} = h_4 - h_3$$

Donc :

$$\boxed{w_{tot} = -w_{12} - w_{34} = -h_2 + h_1 - h_4 + h_3 = 1,83 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}}$$

La puissance mécanique disponible sur la turbine s'écrit $\mathcal{P}_m = D_m w_{tot}$, et comme $\mathcal{P}_e = \eta_{em}\mathcal{P}_m$ on en déduit :

$$\boxed{Dm = \frac{\mathcal{P}_e}{\eta_{em} w_{tot}} = 240 \text{ kg}\cdot\text{kg}^{-1}}$$

6) Par application du premier principe au surchauffeur, qui ne contient aucune pièce mobile (c'est un échangeur),

$$\Delta h = \underbrace{w_{23}}_{=0} + q_{23} \quad \Rightarrow \quad \boxed{q_{23} = h_3 - h_2 = 0,73 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}}$$

7) D'après le premier principe appliqué au générateur de vapeur, qui ne contient aucune pièce mobile (c'est également un échangeur),

$$\Delta h = \underbrace{w_{61}}_{=0} + q_{61} \quad \Rightarrow \quad \boxed{q_{61} = h_1 - h_6 = 3,40 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}}$$

En supposant que le transfert thermique dans le condenseur se fait avec le milieu extérieur et est donc gratuit, on en déduit le rendement de l'installation sous la forme

$$\boxed{\eta = \frac{w_{tot}}{q_{23} + q_{61}} = 0,44}$$