

CHAPITRE 9

Cycles moteurs à vapeur

— ou —

Le mystère de la machine à eau

Chapitre 9 – Cycles moteurs à vapeur

9.1	Pourquoi utiliser un moteur à vapeur ?	249
9.2	Critères de performance	250
9.2.1	Rendement thermodynamique et coût final	250
9.2.2	La consommation spécifique	251
9.3	Composants des installations à vapeur	252
9.3.1	Expression des puissances en jeu	252
9.3.2	Compresseurs et pompes	252
9.3.3	Chaudière	254
9.3.4	Turbine	255
9.3.5	Condenseur	257
9.4	Cycles moteurs à vapeur	259
9.4.1	Le cycle de Carnot	259
9.4.2	Le cycle de Rankine	260
9.4.3	La surchauffe	262
9.4.4	La resurchauffe	265
9.4.5	La régénération	266
9.5	Exercices	271

Le chapitre 9 en bref

Les moteurs à vapeur sont efficaces à faible température, coûteux et lourds. De nombreuses modifications sont apportées aux cycles idéaux pour réduire le coût et augmenter la puissance des machines.

Introduction

Maintenant que nous nous sommes armés de solides notions théoriques, nous pouvons étudier de plus près les cycles thermodynamiques utilisés dans l'industrie. Ce chapitre 9 (*cycles moteurs à vapeur*) a pour objectif de répondre à deux questions :

- Pourquoi et comment utiliser un moteur avec de l'eau aujourd'hui ?
- Pour quelles raisons s'éloigne-t-on des cycles idéaux et comment quantifie-t-on ces compromis ?

9.1 Pourquoi utiliser un moteur à vapeur ?

L'utilisation de l'eau comme fluide moteur dans une machine a indubitablement de nombreux inconvénients. En particulier, contrairement aux moteurs à combustion interne :

- Il est nécessaire soit de recycler l'eau dans la machine (et donc de la refroidir), soit de trouver une source continue d'eau pure pour la faire fonctionner ;
- Il y a une perte inévitable d'une partie de la chaleur fournie à la machine au-dessus de la chaudière.

Pourquoi, alors, s'intéresser au fonctionnement des moteurs à vapeur ?

Certaines sources de chaleur ne permettent pas d'apporter de la chaleur directement à l'intérieur du fluide moteur. La combustion du charbon, des déchets ménagers ou de l'agriculture, par exemple, laisse en fin de combustion des résidus importants. Les réactions nucléaires, quant à elles, ne peuvent pas être effectuées directement au sein de l'air. Il faut donc, si l'on veut exploiter ces sources, aller prélever la chaleur à l'extérieur du moteur.

Les liquides ont une excellente capacité calorifique volumique en comparaison à celle de l'air (celle de l'eau est environ mille fois supérieure¹) : ils représentent donc un moyen compact de prélever de la chaleur d'une source externe. Parmi eux, l'eau est la plus abondante et certainement la moins difficile à manipuler.

On arrive ainsi à utiliser l'eau pour la grande majorité des moteurs pour lesquels l'apport de chaleur ne peut être fait à l'intérieur de l'air. Ils sont généralement lourds et encombrants, ce qui les relègue aux applications statiques (centrales électriques notamment).

1. Il est laissé à l'étudiant/e l'exercice de retrouver ces valeurs, à l'aide des chapitre 4 (*le gaz parfait*) et chapitre 5 (*liquides et vapeurs*).

9.2 Critères de performance

Nous nous proposons ici d'étudier plusieurs des paramètres à prendre en compte lors de l'élaboration d'un circuit thermodynamique destiné à fournir une puissance mécanique.

9.2.1 Rendement thermodynamique et coût final

Le premier paramètre est bien sûr l'efficacité thermodynamique du cycle. Depuis deux siècles², nous savons que l'efficacité d'un moteur est toujours inférieure à 100 %, et maximale lorsque le moteur est réversible. Rappelons que dans le cas d'une machine idéale, l'efficacité est fonction uniquement des températures haute et basse :

$$\eta_{\text{moteurCarnot}} = 1 - \frac{T_{\text{basse}}}{T_{\text{haute}}} \quad (7/6)$$

pour un moteur thermique idéal (réversible).

Lorsque pour des raisons pratiques, on ne suit plus les recommandations de Carnot, le cycle a une efficacité inférieure. On peut prévoir cette efficacité en comparant la chaleur apportée au moteur au travail net fourni :

$$\eta_{\text{moteur}} \equiv \left| \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{Q}_{\text{in}}} \right| \quad (6/4)$$

pour tout moteur.

L'ingénieur/e aura évidemment intérêt à maximiser ce rendement, c'est-à-dire obtenir le maximum d'énergie mécanique de son moteur, pour une quantité de chaleur donnée. La valeur de η_{moteur} quantifie effectivement *le coût énergétique marginal* du kilowatt-heure utile généré.

Pourtant, de multiples raisons inciteront l'ingénieur/e à s'éloigner sciemment du rendement maximal théorique. Pour minimiser le coût *final* du kilowatt-heure de puissance, il faudra tenir compte d'au moins deux autres coûts :

- Le coût marginal *économique* – et non simplement énergétique – du kilowatt-heure généré. Un circuit thermodynamique efficace mais difficile à mettre en œuvre en pratique pourra engendrer une grande complexité d'entretien et de contrôle de la machine.
- Le coût d'investissement initial. Une installation lourde et complexe demandera un temps d'amortissement plus long, et une meilleure efficacité ne fournira pas nécessairement d'avantage financier.

2. Une brève re-lecture du chapitre 7 (*le second principe*) rappellera à l'étudiant/e qu'un jeune et studieux Parisien avait énoncé ce principe en 1810...

Nous veillerons donc à ne pas réserver toute notre attention au rendement thermodynamique dans l'élaboration des cycles.

9.2.2 La consommation spécifique

Un paramètre d'importance pour la conception de machines est le rapport entre la taille de l'installation et de la puissance effective fournie. De nombreuses propriétés, telles que le poids, le volume, ou la surface frontale, sont usuellement prises en compte pour comparer les machines³. Elles sont souvent propres à une technologie ou une application particulière.

L'un de ces paramètres est calculable très tôt lors de la phase de conception et très souvent utilisé dans les installations à vapeur : il s'agit de la *consommation spécifique* de fluide de travail. Elle indique le débit de vapeur nécessaire pour fournir un watt de puissance utile.

Elle se note SSC (pour *Specific Steam Consumption*) et est simplement l'inverse de la puissance spécifique :

$$SSC \equiv \frac{1}{|w_{\text{net}}|} \quad (9/1)$$

où SSC est la consommation spécifique (kg J^{-1}),
et w_{net} , la puissance spécifique développée par la machine (J kg^{-1}).

La consommation spécifique se mesure en kg/J (c'est-à-dire des kg/s par W), mais l'usage dans l'industrie est souvent de convertir cette valeur en kilo par kilowatt-heure ($\text{kg}/(\text{kW h})$).

Plus le débit massique est grand, plus les composants – la chaudière et la turbine en particulier – devront être volumineux et coûteux. La consommation spécifique permet ainsi de comparer sommairement le coût et la taille d'installations.

3. On pensera par exemple au moteur deux-temps, au rendement thermodynamique exécrable mais dont la simplicité mécanique et la légèreté ont fait le succès dans toutes les installations ultra-légères.

9.3 Composants des installations à vapeur

9.3.1 Expression des puissances en jeu

Tous les systèmes à vapeur utilisés aujourd'hui fonctionnent avec un débit continu. En outre, la vapeur y subit des variations d'énergie mécanique qui sont très faibles au regard des autres puissances (chaleur, travail) mises en jeu.

Nous nous servirons donc exclusivement des notions abordées au chapitre 3 (*les systèmes ouverts*) et nous pourrions relier les puissances en jeu avec l'état de la vapeur grâce à la simple équation :

$$q_{1\rightarrow 2} + w_{1\rightarrow 2} = \Delta h \quad (3/15)$$

pour toute évolution (réversible ou non) en système ouvert,⁴
lorsque les variations d'énergie mécanique sont négligées.

Il est utile de rappeler du chapitre 3 (*les systèmes ouverts*) que le travail mécanique fourni en système ouvert, entre deux points A et B, lorsqu'il est réversible, s'exprime selon :

$$w_{A\rightarrow B} = \int_A^B v \, dp \quad (3/22)$$

en système ouvert,

et lorsque l'évolution est réversible.

Notons enfin que d'une façon générale, dans les équipements fonctionnant en régime permanent, nous espaçons physiquement les transferts de chaleur et de travail. Cela réduit grandement la complexité des machines.

- L'apport ou l'extraction de chaleur se fait donc préférentiellement sans transfert de travail, c'est-à-dire à pression constante (transformations isobares). Idéalement, ces transferts se feront à température constante (transformations isothermes).
- L'apport ou l'extraction de travail, nécessitant une variation de pression et le mouvement de pièces mécaniques au sein du fluide, se fait donc préférentiellement sans transfert de chaleur (transformations adiabatiques). Idéalement, ces transferts se feront sans augmentation d'entropie (transformations isentropiques).

9.3.2 Compresseurs et pompes

La compression d'un fluide en régime permanent, si elle se fait de façon adiabatique, demandera une puissance mécanique :

$$\dot{W}_{\text{comp.}} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (9/2)$$

La compression des mélanges liquide-vapeur est particulière. La compression d'un gaz est déjà un défi majeur en mécanique des fluides, et cette compression est rendue particulièrement difficile s'il est mélangé à du liquide (c'est-à-dire qu'il est en

4. Plus exactement, en système ouvert en régime permanent ($\dot{m} = \text{cste.}$).

mélange di-phasique). Pour cette raison, en ingénierie nous préférons en général nous concentrer soit sur la compression de vapeur sèche, soit sur la compression de liquide saturé.

Comme le volume spécifique de l'eau liquide est environ mille fois plus faible que celui de la vapeur d'eau, une brève re-lecture de l'équation 3/22 nous pousse à préférer la compression des liquides à celle des gaz. C'est pour cela que les phases de compression, dans les installations industrielles, se font toujours à l'état liquide, à l'aide de pompes (figures 9.1 et 9.2). Ce sont des équipements relativement compacts et technologiquement simples.

La puissance spécifique requise pour comprimer un débit de fluide d'une pression p_A à une pression p_B , lorsque l'évolution est réversible, s'exprime à partir de la relation 3/22. Comme le volume massique v_L de l'eau liquide pure saturée (environ



FIGURE 9.1 – Photo d'une pompe du fabricant KSB menant $2\,500\text{ t h}^{-1}$ d'eau à 350 bar dans une centrale à vapeur.

Les pompes à liquide sont usuellement alimentées par un moteur électrique, mais ce modèle est alimenté mécaniquement par la turbine et doit ainsi fonctionner sur une plus grande plage de vitesses. Sa puissance maximale est de 38 MW ; la puissance de la turbine entraînée dépasse 800 MW.

Photo CC-BY-SA KSB Aktiengesellschaft, Frankenthal

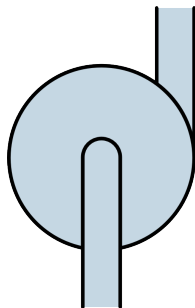


FIGURE 9.2 – Schéma de principe d'une pompe à eau.

$v_L = 1 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ kg}^{-1}$) varie très peu avec sa pression, nous pouvons écrire :

$$w_{\text{pompe liquide}} \approx v_L \int_A^B dp = v_L (p_B - p_A) \quad (9/3)$$

dans le cas d'une pompe réversible à eau liquide.

9.3.3 Chaudière

Dans les centrales à vapeur, les apports de chaleur se font à pression constante. L'eau du circuit thermodynamique est réchauffée par contact avec une autre canalisation : d'air dans le cas des centrales à combustion (déchets, charbon, gaz), ou d'eau (d'un circuit secondaire) dans le cas des centrales nucléaires⁵.

L'extraordinaire comportement des fluides lorsqu'ils changent de phase tourne ici à notre avantage : en mélange di-phasique, une évolution à pression constante se fait aussi à température constante,⁶ ce qui nous permet de nous rapprocher des conditions prescrites par Carnot sans avoir recours à la moindre pièce mobile.

Parce qu'elle fonctionne à haute pression (jusqu'à 60 bar pour les installations modernes), et qu'elle est le théâtre de transferts de chaleur et gradients de température importants, la chaudière est un élément coûteux et lourd (figures 9.3 et 9.4), même si son fonctionnement est simple.

Lorsque la chaleur de la centrale provient d'une combustion, l'énergie thermique des gaz ne peut être transmise à l'eau du circuit que lorsque la température de cette dernière est plus faible. Ainsi, il est rejeté au-dessus de la chaudière une quantité de chaleur d'autant plus grande que la température minimale de l'eau y est haute. Le rendement d'une chaudière à gaz performante avoisine usuellement les 80 %.



FIGURE 9.3 – Transport d'une chaudière de centrale à bois capable de soutenir une pression de 100 bar.

Photo CC-BY-SA par l'utilisateur-rice Commons Sensenschmied

5. Nous utilisons un deuxième circuit d'eau pour éviter de faire passer l'eau du circuit thermodynamique à haute pression dans le cœur même du réacteur.

6. Bien revoir à ce propos le chapitre 5 (*liquides et vapeurs*).

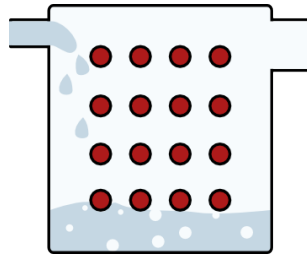


FIGURE 9.4 – Représentation schématique d’une chaudière.
 Dans une chaudière, l’eau pénètre à l’état liquide à gauche, et ressort en haut à droite à l’état de vapeur saturée. L’apport de chaleur est assuré par le contact avec les traverses des gaz de combustion.

Comme aucun travail mécanique n’est fourni à l’eau dans la chaudière, la puissance fournie par la chaudière à l’eau s’exprime selon :

$$\dot{Q}_{\text{chaudière}} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (9/4)$$

La différence de masse volumique entre les deux phases dans la chaudière fait qu’il est difficile de surchauffer la vapeur en présence de liquide⁷. Nous considérerons ainsi toujours que l’eau est sous forme de vapeur saturée (indice *V*) à la sortie de la chaudière.

9.3.4 Turbine

La turbine (figures 9.5 et 9.6) est la pièce maîtresse de toute centrale à vapeur. Longue de plusieurs dizaines de mètres dans les installations modernes, elle est équilibrée avec grand soin, mise en place dans son coffrage et, si elle fait l’objet d’attention adéquate (minimisation des gradients de température, lubrification avancée), peut délivrer de la puissance mécanique pendant plusieurs dizaines d’années sans interruption.

L’efficacité d’une turbine se mesure en comparant sa puissance avec celle d’une turbine idéale (une turbine qui serait isentropique). Nous nommons ce paramètre l’*efficacité isentropique* :

$$\eta_T \equiv \frac{\dot{W}_{\text{Turbine réelle}}}{\dot{W}_{\text{Turbine isentropique}}} \quad (9/5)$$

pour une turbine,

où $\dot{W}_{\text{Turbine réelle}}$ est la puissance réelle fournie par la turbine,

et $\dot{W}_{\text{Turbine isentropique}}$ la puissance d’une turbine isentropique fonctionnant avec le même débit de masse et entre les deux mêmes pressions.

7. Le liquide, plus dense et donc au fond de la chaudière, est en effet plus à même d’absorber la chaleur à haute température.

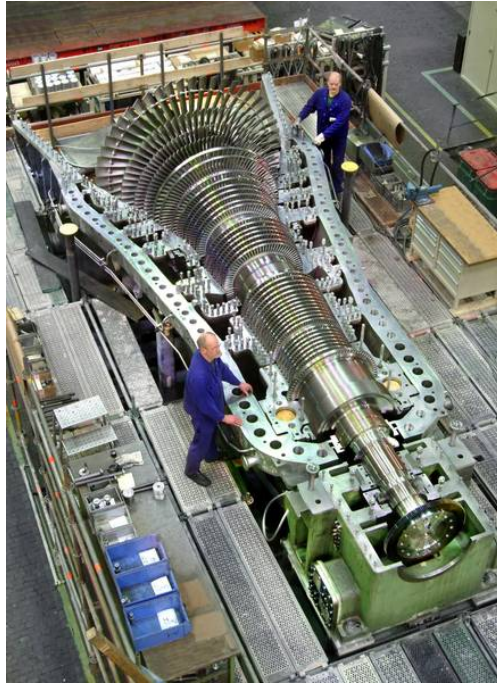


FIGURE 9.5 – Turbine d’une centrale à vapeur de taille moyenne.
Au fur et à mesure que l’eau traverse la turbine, elle perd de l’énergie sous forme de travail et son volume spécifique augmente, ce qui nécessite des pales toujours plus grandes.

Photo CC-BY-SA MAN SE

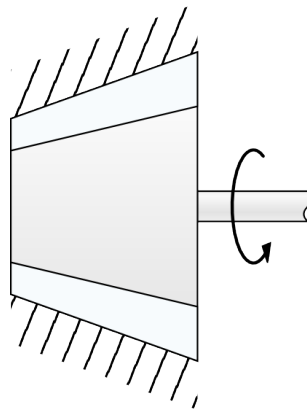


FIGURE 9.6 – Représentation schématique d’une turbine à vapeur.

La puissance réelle, quant à elle, s'exprime toujours en fonction des propriétés du fluide à l'entrée et à la sortie de la turbine :

$$\dot{W}_{\text{Turbine réelle}} = \dot{m}(h_{2\text{réel}} - h_1) \quad (9/6)$$

Avec une combinaison des équations 9/5 et 9/6, on peut ainsi prévoir l'état de la vapeur à la sortie de n'importe quelle turbine dont on connaît la puissance et l'efficacité isentropique.

Un paramètre important qui doit être surveillé est le titre de l'eau, en particulier dans les derniers étages. Les gouttelettes liquides, beaucoup plus denses que la vapeur qui les entoure, percutent en effet violemment les pales et en provoquent l'érosion. L'ingénieur/e thermodynamicien/ne veillera ainsi à garder un haut titre, usuellement sans descendre en deçà de 95 %.

9.3.5 Condenseur

Le condenseur (figures 9.7 et 9.8), composant le moins glorieux de l'installation, est en charge de rejeter toute la chaleur dont l'ingénieur/e ne sait plus faire usage⁸. L'eau y est toujours refroidie à pression constante, ce qui ne nécessite pas de pièce mobile.

Technologiquement, c'est un élément simple : on met la canalisation de vapeur en contact avec un circuit de température basse. Usuellement, ce circuit de refroidissement est constitué d'eau extérieure provenant d'une rivière ou de la mer,⁹ qui



FIGURE 9.7 – Condenseur avec cheminées de refroidissement intégrées.

Photo CC-BY-SA Cenk Endustri

8. On relira, pour comprendre l'inéluctabilité de ce rejet phénoménal, le chapitre 7 (le second principe).

9. Il y a deux intérêts à l'utilisation d'un circuit de refroidissement secondaire. D'une part, on peut abaisser la pression dans le condenseur plus bas que la pression atmosphérique et ainsi réduire la température minimale du cycle. D'autre part, l'eau du circuit thermodynamique, épurée au prix d'efforts considérables, n'est pas perdue dans l'atmosphère.

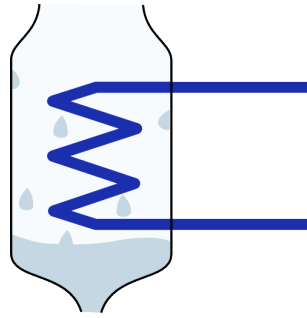


FIGURE 9.8 – Représentation schématique d'un condenseur.

L'eau du circuit thermodynamique y pénètre par le haut, dans un état proche de la vapeur saturée. Elle en ressort par le bas à l'état liquide. L'extraction de chaleur est usuellement assurée par un circuit d'eau secondaire (schématisé en bleu) qui est mise en contact avec l'atmosphère.

sera refroidie ensuite par évaporation dans les larges cheminées que l'on aperçoit aux abords des centrales. Comme la pression de la vapeur à l'intérieur du condenseur est souvent très basse (jusqu'à 1 bar) pour abaisser la température minimale du cycle de la centrale, il faut veiller à l'étanchéité du condenseur pour éviter que de l'air ou de l'eau extérieurs ne s'insèrent dans le circuit principal.

La puissance perdue par la vapeur dans le condenseur s'exprime selon :

$$\dot{Q}_{\text{condenseur}} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (9/7)$$

9.4 Cycles moteurs à vapeur

9.4.1 Le cycle de Carnot

Comme la température d'un mélange liquide-vapeur reste constante lorsqu'on le chauffe à pression constante, la réalisation d'échanges de chaleur isotherme (caractéristique importante du cycle de Carnot) est relativement aisée avec la vapeur. Une machine à vapeur basée sur un cycle de Carnot est schématisée en figures 9.9 et 9.10.

L'efficacité du cycle moteur de Carnot (7/6) n'est atteinte que lorsque la turbine et le compresseur fonctionnent de façon isentropique. En pratique, comme nous l'avons vu, la puissance de la turbine est toujours plus faible et celle du compresseur toujours plus grande qu'elles ne pourraient l'être.

Si l'on connaît l'efficacité isentropique η_T de la turbine (9/5), on peut exprimer sa puissance en fonction des propriétés de la vapeur :

$$w_{\text{Turbine réelle}} = w_{C \rightarrow D_{\text{réel}}} = (h_{D_{\text{réel}}} - h_C) = \eta_T (h_{D'} - h_C) \quad (9/8)$$

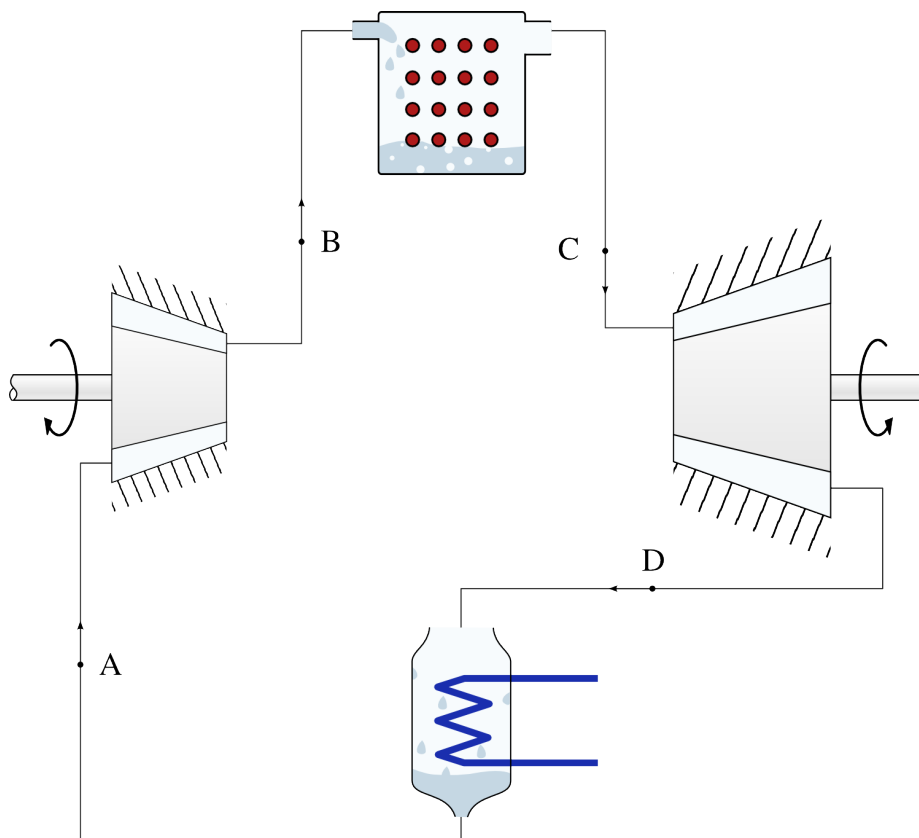


FIGURE 9.9 – Circuit d'une centrale à vapeur fonctionnant sur un cycle de Carnot.

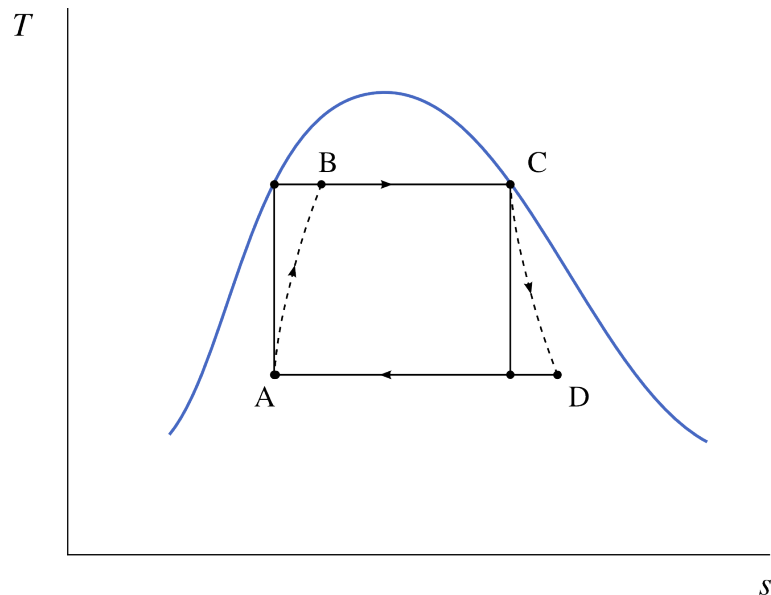


FIGURE 9.10 – Diagramme température-entropie d’une centrale à vapeur fonctionnant sur un cycle de Carnot. Les trajets en pointillés représentent les évolutions réelles (irréversibles) du fluide pendant les compressions et détente.

9.4.2 Le cycle de Rankine

En pratique, l’utilisation du cycle de Carnot comme ci-haut pose plusieurs difficultés :

- La compression d’un mélange di-phasique est technologiquement difficile (§9.3.2) ;
- Dans le condenseur, il est difficile d’interrompre la condensation à un endroit précis (le point A en figures 9.9 et 9.10 plus haut, dont le titre est proche mais différent de 0).

William Rankine, ingénieur anglo-saxon digne de ses compatriotes, propose en 1859 une modification du cycle en poursuivant la condensation jusqu’à saturation et en ne compressant l’eau qu’à l’état liquide. Une machine basée sur ce cycle est décrite en figures 9.11 et 9.12.

Le *cycle de Rankine* utilise donc une pompe à eau liquide plutôt qu’un compresseur en mélange liquide/vapeur. Technologiquement, une pompe est plus simple à concevoir, fabriquer, et opérer qu’un compresseur. Autre avantage, la compression d’un liquide est plusieurs dizaines de fois plus économe en énergie que celle du mélange (§9.3.2).

Toutefois, cette économie d’énergie n’est pas sans contrepartie : à la sortie de la pompe (point B), l’eau est à température bien plus faible qu’elle ne l’était à la sortie du compresseur en figure 9.9. C’est la *chaudière* qui devra ramener l’eau à l’état de liquide saturé. Autrement dit, il faut fournir une dépense supplémentaire considérable sous forme de chaleur pour compenser la baisse de puissance de compression.

On peut remarquer qu’une partie importante de la chaleur apportée par la chaudière (c’est-à-dire $q_{ch.} = h_C - h_B$) n’est plus apportée à température constante. Nous avons vu aux chapitres 7 et 8 qu’un apport de chaleur à basse température se

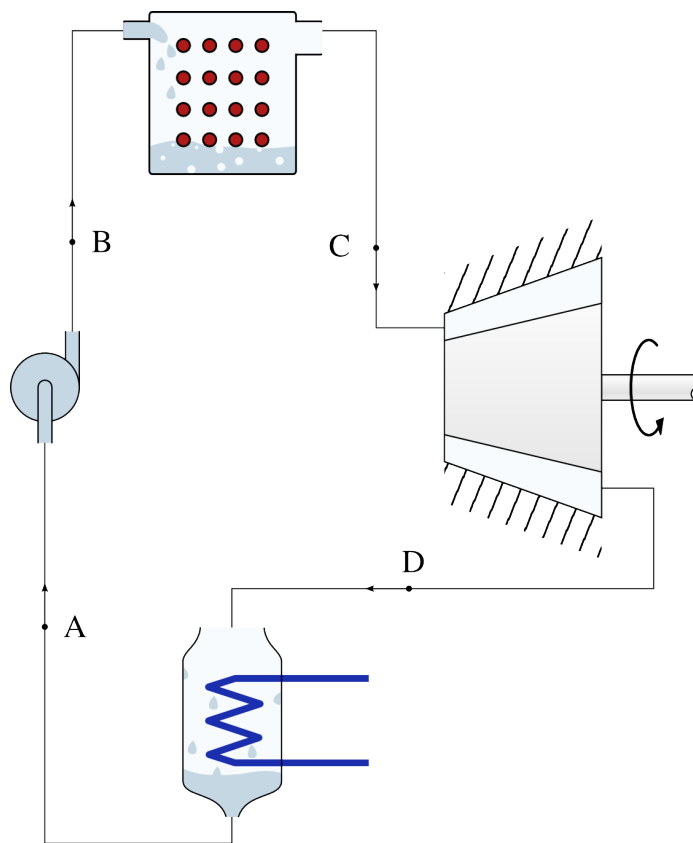


FIGURE 9.11 – Circuit d’une centrale à vapeur fonctionnant sur un cycle de Rankine. L’eau à la sortie du condenseur est sous forme de liquide saturée ; elle rentre dans la chaudière à plus faible température.

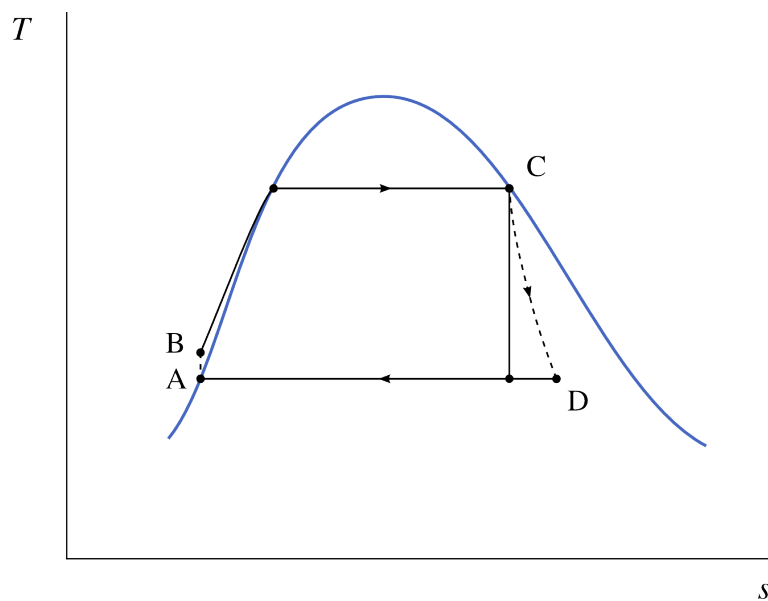


FIGURE 9.12 – Diagramme température-entropie d’une centrale à vapeur fonctionnant sur un cycle de Rankine.

traduit toujours par un rendement plus faible.

Toutefois, en pratique, cet apport de chaleur peut rendre possible l'exploitation de sources de chaleur à basse température, comme les gaz d'échappement rejetés au-dessus de la chaudière. Ainsi, dans certains cas, la chute du rendement thermodynamique (η_{moteur}) peut être compensée par une augmentation du rendement de la chaudière ($\eta_{\text{chaudière}}$), qui peut extraire plus d'énergie au combustible pour le transmettre à la vapeur.

Rankine s'est ainsi écarté volontairement du cycle de Carnot, et a ce faisant réduit le rendement thermodynamique global (même si cette baisse peut souvent être compensée par une augmentation du rendement de la chaudière). Par contre, en faisant disparaître le compresseur, sa modification permet de réduire fortement la taille et la complexité de l'installation.

9.4.3 La surchauffe

Pour réduire la consommation spécifique (SSC) d'une centrale, il est souhaitable d'augmenter la puissance développée par la turbine pour un débit de vapeur donné. Pour cela, il existe plusieurs options :

- Augmenter l'enthalpie à l'entrée de la turbine (c'est-à-dire augmenter la pression de saturation dans la chaudière).

Malheureusement, cela impose à la chaudière d'être plus résistante et plus coûteuse ; et de plus, cela réduit la quantité de chaleur spécifique qu'il est possible d'y apporter, puisque l'enthalpie de vaporisation h_{LV} décroît avec la température ;

- Réduire l'enthalpie à la sortie de la turbine (c'est-à-dire diminuer la pression dans le condenseur).

Cela nécessite une turbine de plus grande taille, favorise l'insertion de bulles d'air dans le circuit de vapeur, et surtout, réduit le titre de l'eau en sortie de turbine ;

- Augmenter l'enthalpie (et donc la température de la vapeur) *après* sa sortie de la chaudière.

Cela permet d'utiliser pleinement les capacités de la turbine, dont les limites métallurgiques (généralement autour de 1 000 K) dépassent déjà souvent celles des chaudières.

C'est cette dernière option qui est très souvent choisie. On nomme cette modification la *surchauffe* : la vapeur est surchauffée à la sortie de la chaudière¹⁰, à pression constante, à travers une série de tubes portés à plus haute température (figures 9.13 et 9.14).

L'avantage principal de la modification est la diminution de la consommation spécifique : la puissance fournie est augmentée pour un débit de vapeur donné, grâce à une modification relativement peu complexe à mettre en œuvre. Autre avantage, l'augmentation de la température moyenne à laquelle la chaleur est apportée tend

10. La surchauffe pourrait théoriquement être effectuée dans la chaudière même ; cependant, la densité de la vapeur surchauffée étant relativement faible, il est plus aisé de la mettre en contact avec les gaz les plus chauds en dehors (et en dessous) de la chaudière.

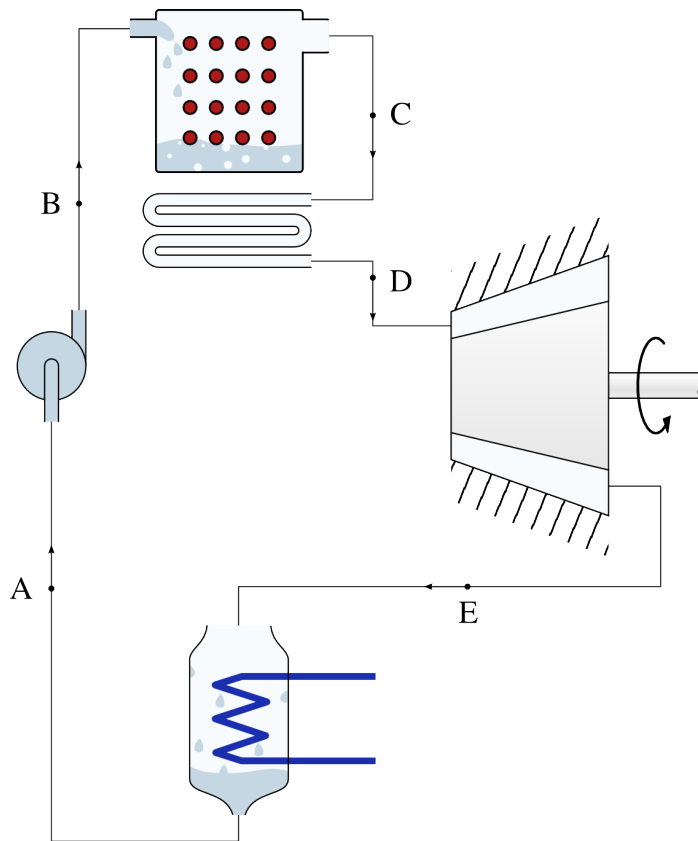


FIGURE 9.13 – Circuit d’une centrale à vapeur fonctionnant sur un cycle de Rankine surchauffé. L’eau à la sortie de la chaudière est portée à plus haute température (section C \rightarrow D) avant de pénétrer dans la turbine.

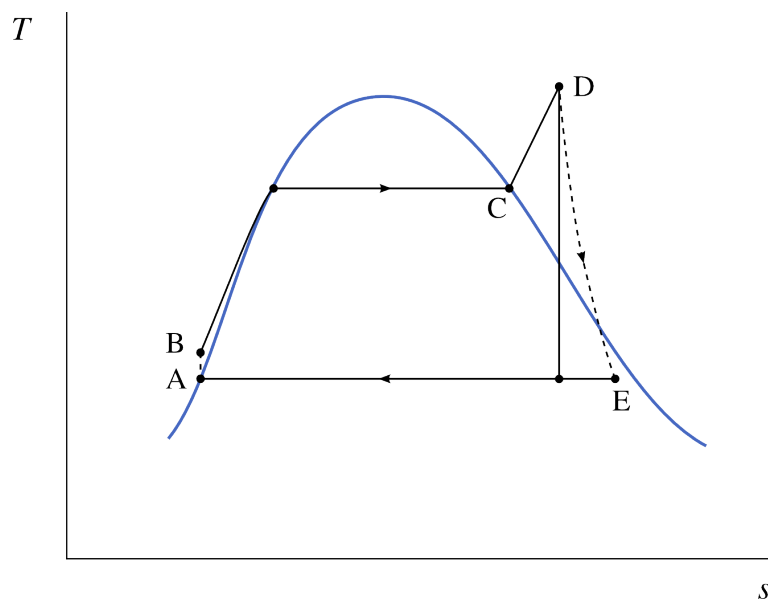


FIGURE 9.14 – Diagramme température-entropie d’une centrale à vapeur fonctionnant sur un cycle de Rankine surchauffé.

à augmenter le rendement thermodynamique. Enfin, il devient possible de décaler la plage d'utilisation de la turbine entièrement dans le domaine de la vapeur surchauffée : l'érosion des pales par l'eau liquide est ainsi évitée.

9.4.4 La resurchauffe

Pour augmenter à nouveau la puissance de l'installation sans augmenter le débit de vapeur (et donc sa taille globale et le coût de la chaudière), il est possible de chauffer une deuxième fois la vapeur avant sa sortie de la turbine (figures 9.15 et 9.16). C'est ce que l'on appelle la *resurchauffe*.

Avec cette modification, la détente dans la turbine est interrompue ; et la vapeur est conduite dans une nouvelle série de tubes pour porter à nouveau sa température à haute température (usuellement aux limites métallurgiques de la turbine). La détente est alors complétée jusqu'à la pression du condenseur.

Le rendement global de l'installation est augmenté si la température moyenne de chauffage l'est aussi ; il faut donc choisir avec soin la pression de la resurchauffe. La consommation spécifique, elle, est diminuée dans tous les cas, avec les avantages décrits plus haut.

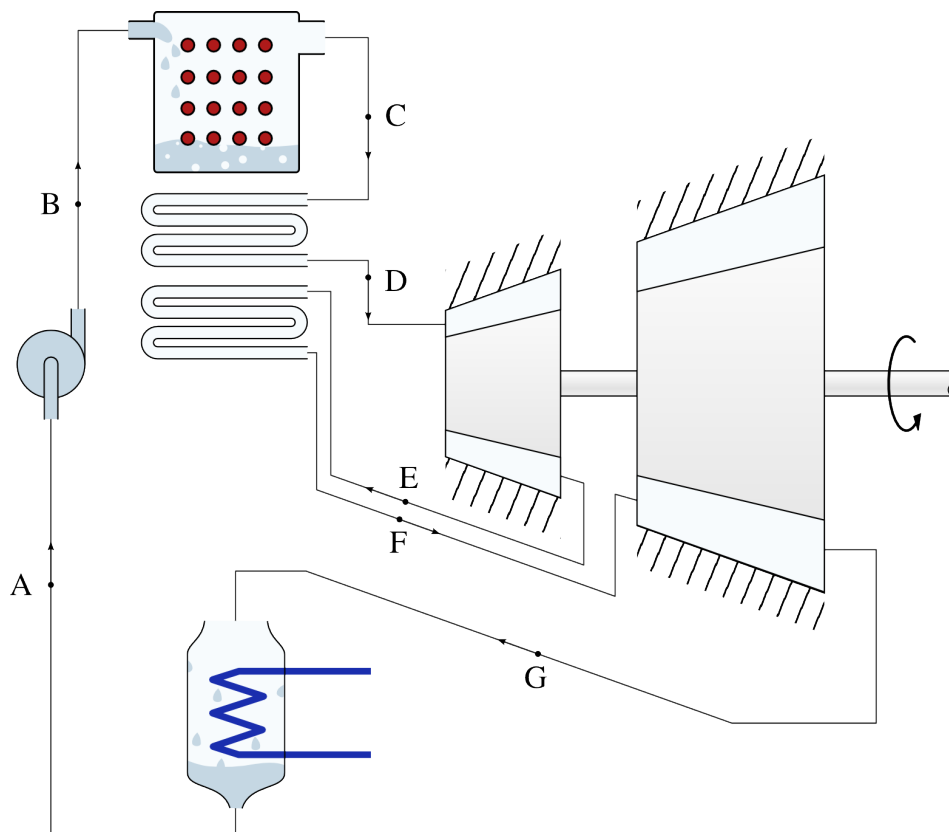


FIGURE 9.15 – Circuit d'une centrale à vapeur fonctionnant sur un cycle de Rankine resurchauffé.

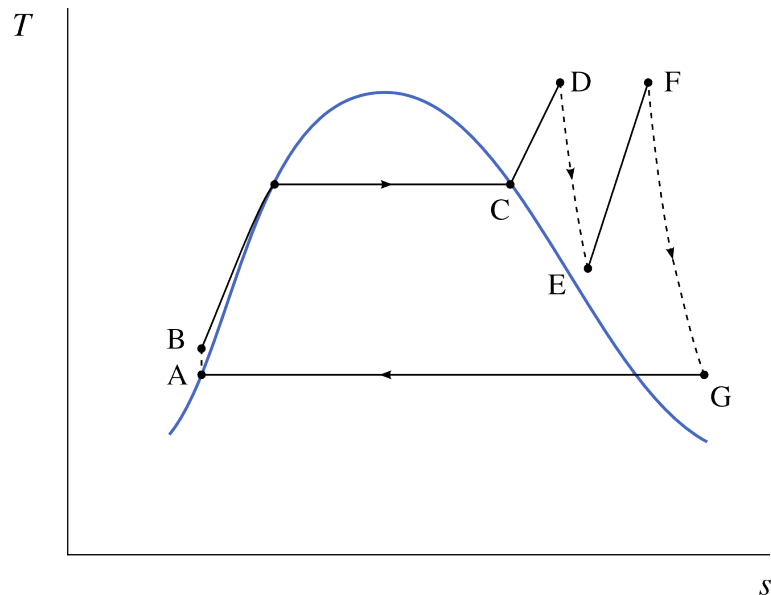


FIGURE 9.16 – Diagramme température-entropie d'une centrale à vapeur fonctionnant sur un cycle de Rankine resurchauffé.

9.4.5 La régénération

Lorsque Rankine a modifié le cycle de Carnot, il a réduit le travail fourni pour compresser l'eau, et augmenté la chaleur nécessaire pour l'amener en entrée de turbine. En contrepartie, le rendement thermodynamique a diminué : en effet, lorsque l'eau pénètre dans la chaudière, sa température est faible. Elle reçoit de la chaleur de façon non-réversible.

Pour augmenter la réversibilité du cycle (et donc son rendement), il est possible de réchauffer l'eau progressivement, en utilisant la chaleur en provenance de la turbine (où la température de la vapeur varie). Cette technique est nommée *régénération*. On peut ainsi imaginer un cycle comme décrit en figures 9.17 et 9.18 ci-dessous, où l'eau liquide en sortie de pompe est réchauffée progressivement en refroidissant la turbine.

Dans le cas limite où toute la chaleur utilisée lors de la régénération est transmise avec une différence de température infiniment faible, le cycle est réversible et le rendement du moteur de Carnot est atteint¹¹.

En pratique hélas, un tel dispositif est difficile à réaliser. En effet, la transmission réversible de chaleur est complexe à mettre en place dans la turbine, élément dont la conception et la fabrication sont déjà très coûteuses. De plus, le refroidissement de la vapeur réduit son titre, augmentant la quantité d'eau liquide érodant les pièces de la turbine.

Pour mettre en place la régénération, on a donc recours à la technique de *prélèvement turbine*. De la vapeur est ponctionnée depuis la turbine, et mélangée à l'eau liquide

11. Cela est vrai même si le cycle ne suit pas à proprement parler le cycle de Carnot. Il suffit qu'il soit parfaitement réversible.

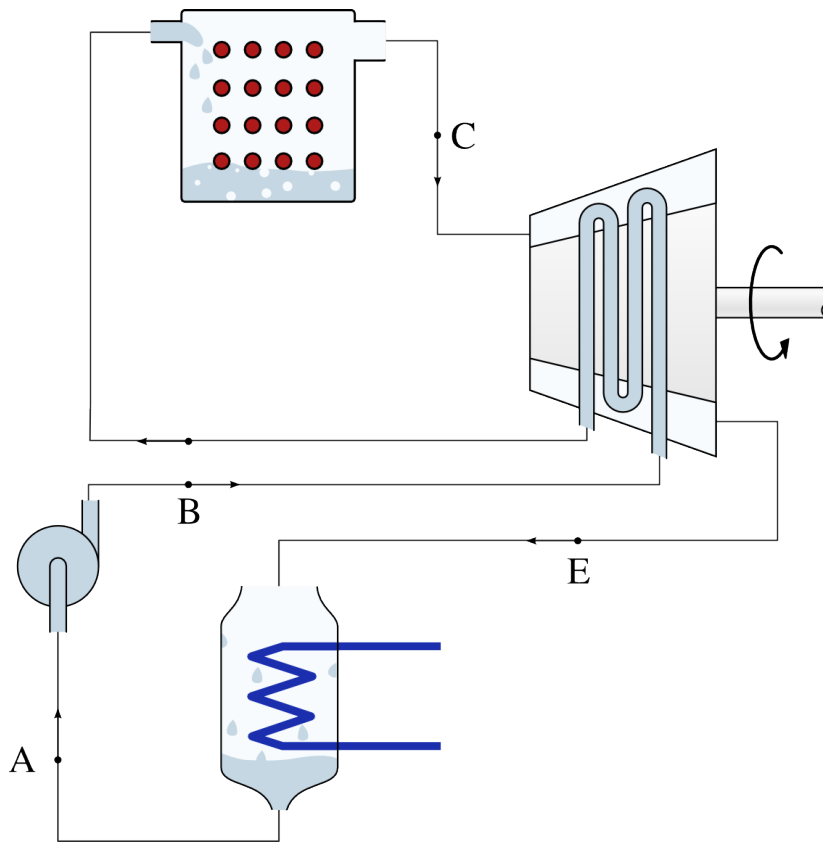


FIGURE 9.17 – Circuit d'une centrale à vapeur avec régénération. On prélève de la chaleur à la turbine pour réchauffer l'eau liquide avant qu'elle ne pénètre dans la chaudière. Idéalement, l'échange de chaleur se fait de façon réversible.

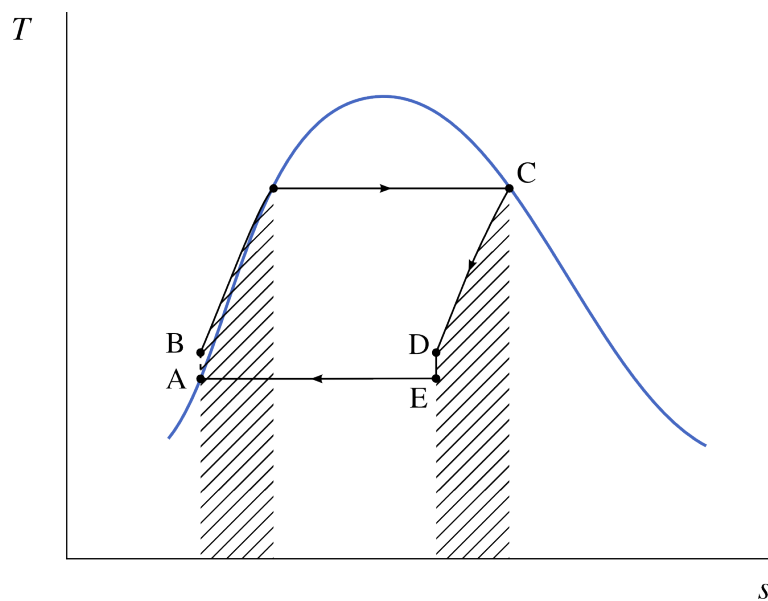


FIGURE 9.18 – Diagramme température-entropie d'une centrale à vapeur avec régénération.

En pratique, de nombreux prélèvements (judicieusement appelés *bleeds* en anglais) sont effectués dans les circuits de centrale à vapeur, pour contrôler les flux de chaleur (figure 9.21). Ils permettent accessoirement, par le biais de vannes de décharge, de réguler précisément les débits de masse et adapter ainsi rapidement la puissance de l'installation à la demande.

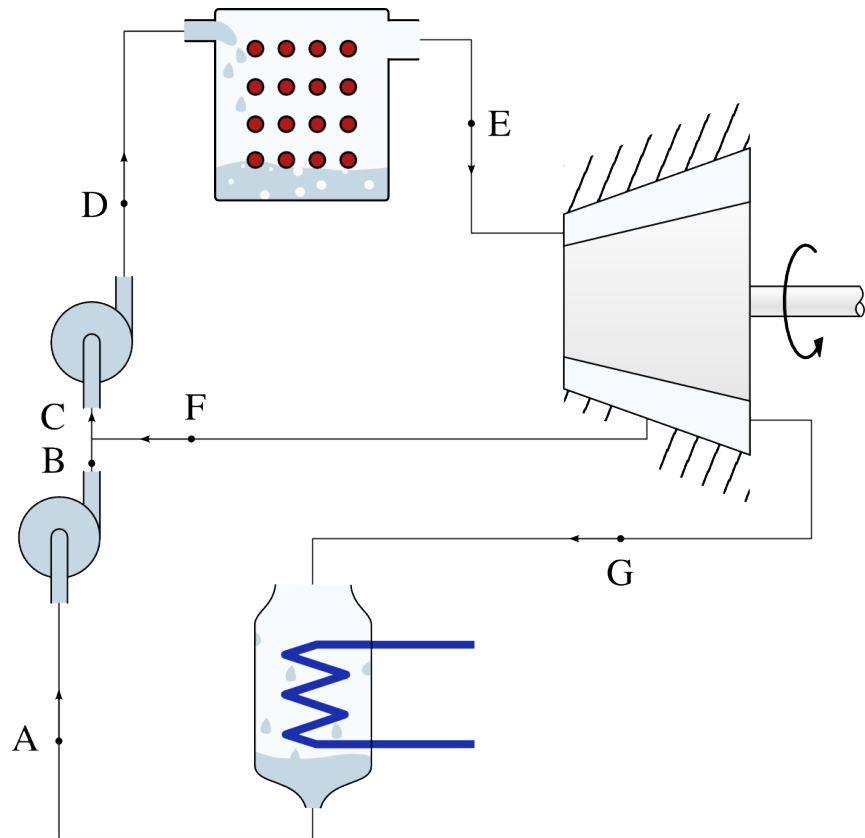


FIGURE 9.19 – Circuit d’une centrale à vapeur avec prélèvement de vapeur. La vapeur extraite prématurément de la turbine est utilisée pour réchauffer l’eau liquide pendant le pompage.

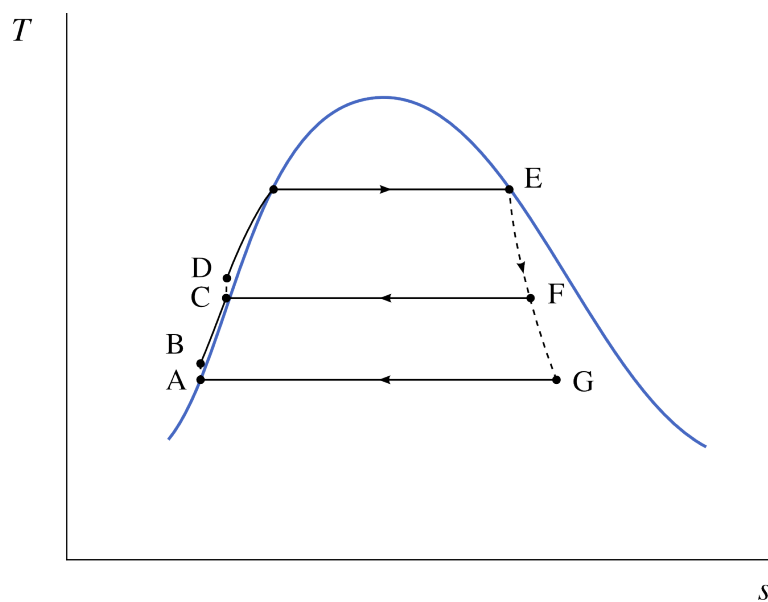


FIGURE 9.20 – Diagramme température-entropie d'une centrale à vapeur avec prélèvement de vapeur.

