

Cours de Thermodynamique Appliquée
1-^{ere} Année Master Electromécanique

Chapitre 2

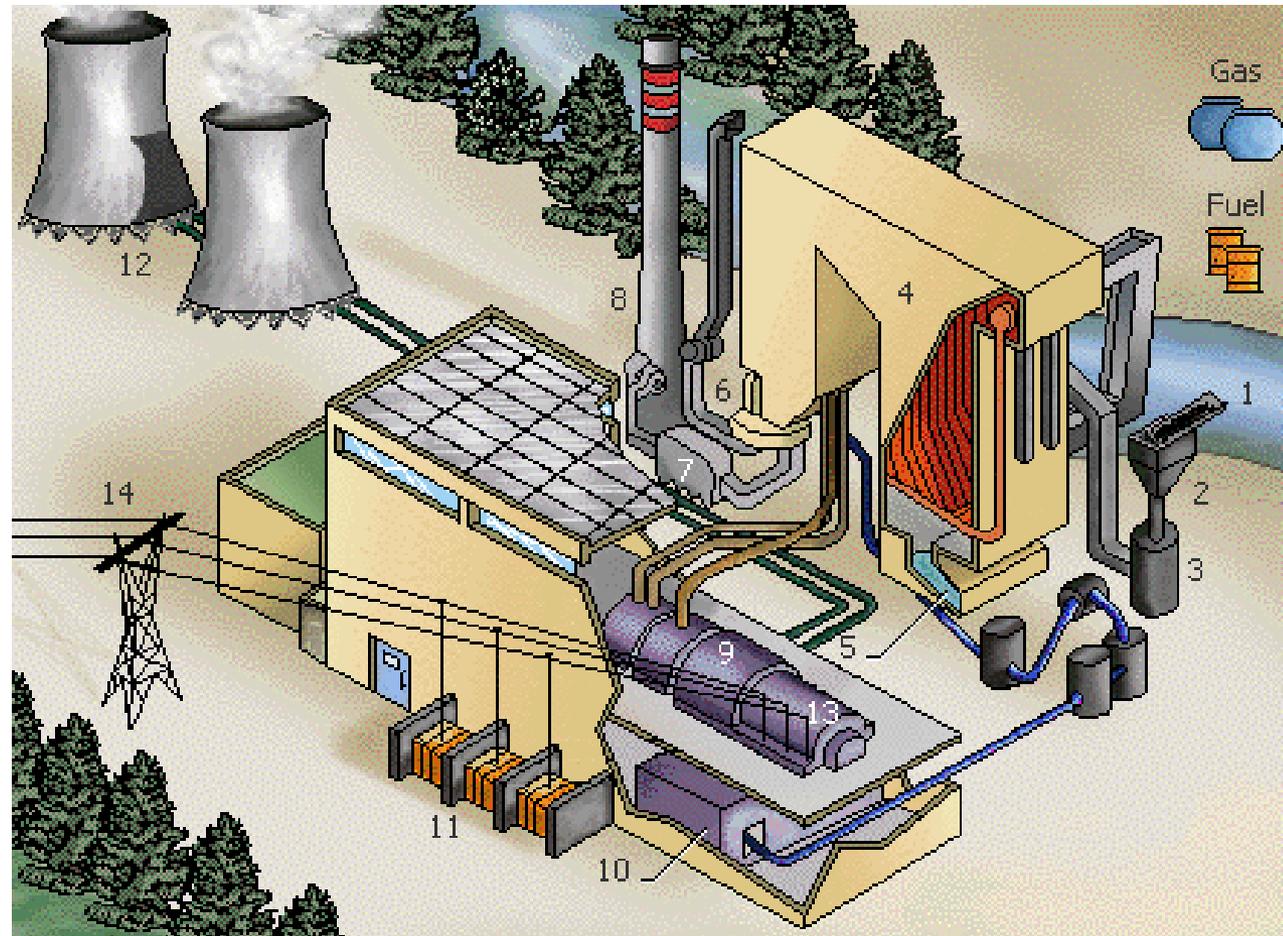
CYCLES REELS DES MACHINES THERMIQUES MOTRICES A VAPEUR

Prof. Cherif OULD LAHOUCINE

Objectives

1. Analyse des **cycles moteurs à vapeur** dans lesquels le fluide est alternativement vaporisé et condensé.
2. Analyse de la génération de la puissance produite lorsqu'elle est couplée avec un processus de chauffage appelé **cogénération**.
3. Etudier les méthodes utilisées pour modifier le cycle moteur à vapeur de **Rankine** de base afin d'améliorer **l'efficacité thermique du cycle**.
4. Analyser la **resurchauffe** et la **régénération** des cycles moteurs à vapeur.
5. Revoir les cycles motrices qui concernent deux cycles séparés, connus sous le nom de **cycles combinés**.

Centrale Thermique

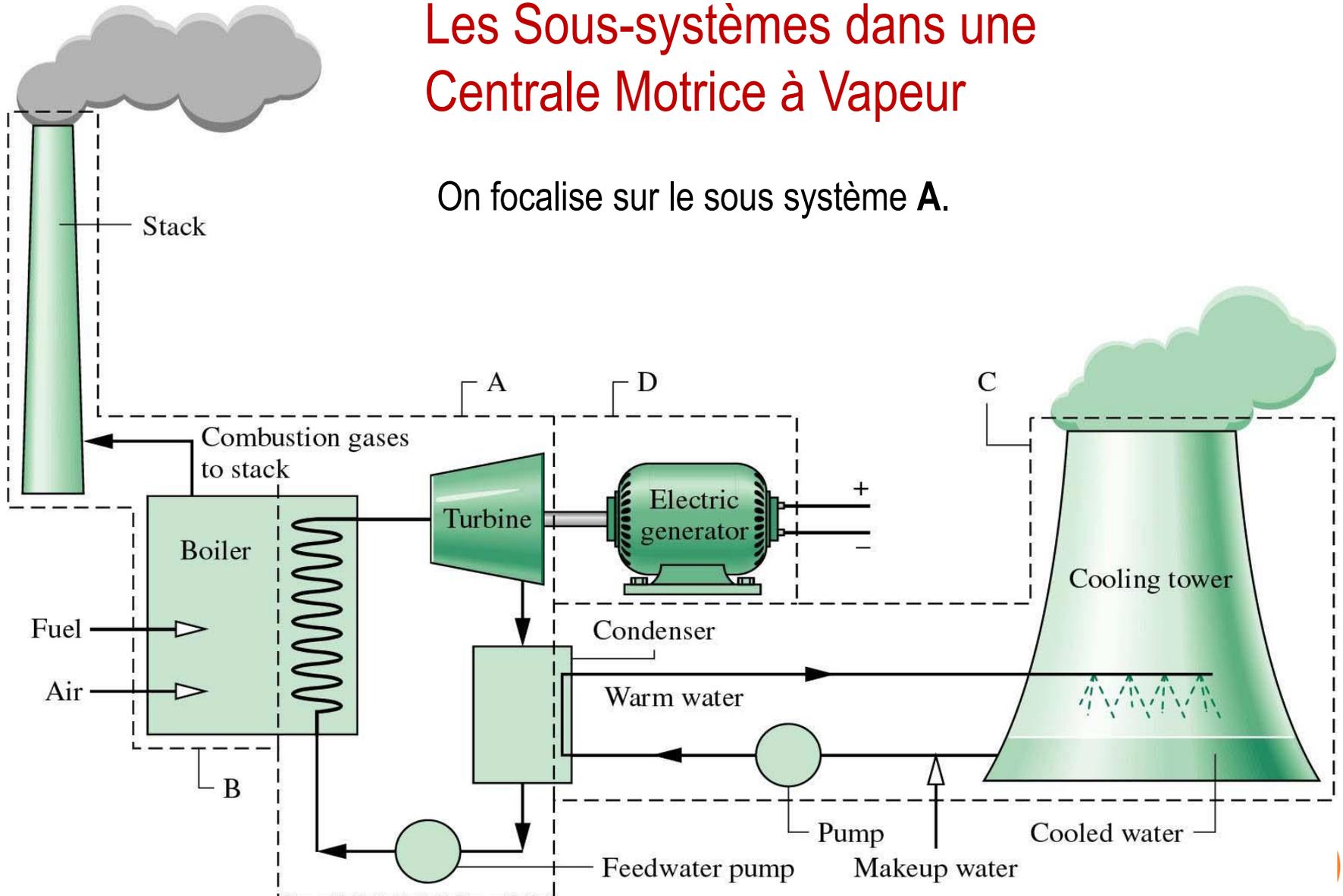


Thermal power plant

- 1 Coal conveyer
- 2 Stoker
- 3 Pulverizer
- 4 Boiler
- 5 Coal Ash
- 6 Air preheater
- 7 Electrostatic precipitator
- 8 Smokestack
- 9 Turbine
- 10 Condenser
- 11 Transformers
- 12 Cooling towers
- 13 Generator
- 14 High-voltage power lines

Les Sous-systèmes dans une Centrale Motrice à Vapeur

On focalise sur le sous système **A**.



Introduction

Vapeur (vapeur d'eau)

La vapeur est le fluide le plus couramment utilisé dans les cycles moteurs à vapeur due à ses nombreuses caractéristiques intéressantes comme par exemple: (a) faible cout, (b) disponibilité, et (c) une grande enthalpie de vaporisation[#].

Centrales Motrices à Vapeur sont généralement connues comme : (a) centrale à charbon, (b) centrale nucléaire, ou (c) centrale à gaz naturel, et cela dépend du type de **fuel** utilisé pour produire la chaleur servant à chauffer la vapeur.

La vapeur suit pratiquement le même cycle dans toutes ces centrales. Par conséquent, toutes seront analysées de la même manière.

La quantité d'énergie nécessaire pour vaporiser une unité de masse d'un liquide saturé à une température ou une pression fixe, h_{fg} .

Cycle à Vapeur de Carnot

Le cycle de Carnot est le cycle moteur le **plus efficace** parmi les cycles opérant entre deux sources de chaleurs à des températures limites spécifiées (Fig. 10-1).

Nous pouvons donc considérer le cycle de Carnot comme première perspective au **cycle idéal** des centrales motrices à vapeur.

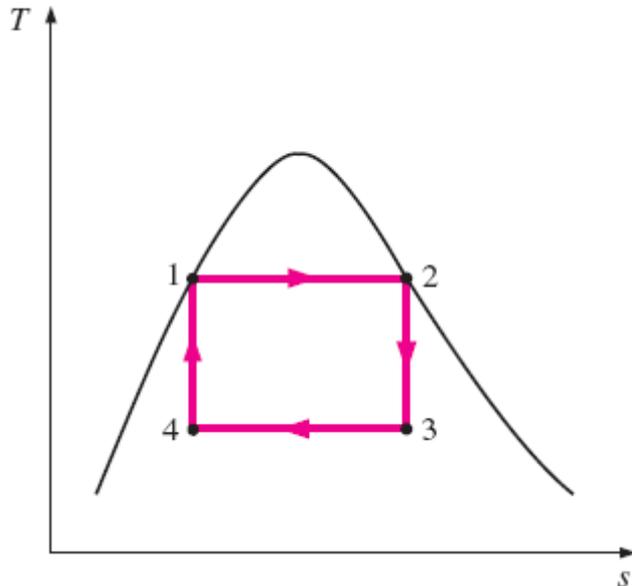


FIGURE 10-1

T-s diagram of two Carnot vapor cycles.

Séquences des transformations:

- 1-2 Chauffage Réversible et isotherme (dans la chaudière ou évaporateur);
- 2-3 Détente Isentropique (dans la turbine);
- 3-4 Condensation réversible et isotherme (dans le condenseur); et
- 4-2 Compression ou pompage Isentropique (dans le compresseur ou pompe).

Est-ce-que le Cycle de Carnot est Pratique?

Le cycle de Carnot **n'est pas** un modèle adéquat pour décrire un cycle moteur réel, cela est due à plusieurs considérations **irréalisables** qui lui sont associées:

Transformation 1-2

Limitant les processus de transfert de chaleur aux **systèmes à deux-phases (bi-phasique)** engendrera une température limite maximale qui pourra être utilisée dans le cycle moteur (374°C pour l'eau).

Transformation 2-3

La turbine ne peut pas utilisée la vapeur dont la teneur en **humidité** est importante, puisque l'interaction des gouttes de liquide avec la surface des aubes de la turbines causera **l'érosion et l'usure**.

Transformation 4-1

Il n'est pas pratique d'utiliser un compresseur (ou pompe) utilisant un fluide à deux phases.

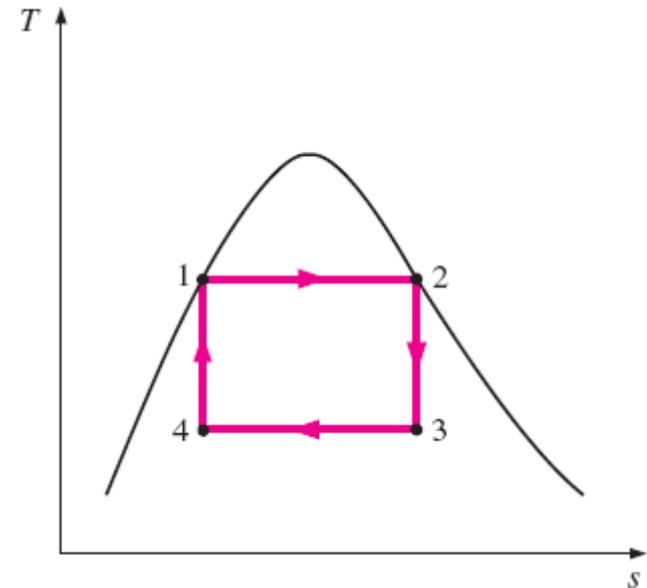


FIGURE 10-1

T-s diagram of two Carnot vapor cycles.

Problème

Le Cycle de Rankine Simple

On Considère une centrale électrique à vapeur de 210-MW qui opère suivant un **Cycle de Rankine idéal**. La vapeur entre la turbine à une pression de 10 MPa et 500°C et refroidie dans un condenseur à une pression de 10 kPa. Montrez le cycle sur un diagramme entropique $T-s$ *par rapport aux lignes de saturation*, et détermine:

- (a) Le titre de la vapeur à la sortie de la turbine,
- (b) L'efficacité thermique du cycle, et
- (c) Le débit massique (kg/s) de la vapeur.

Réponses: (a) 0.793, (b) 40.2 %, (c) 165 kg/s

Le Cycle de Rankine

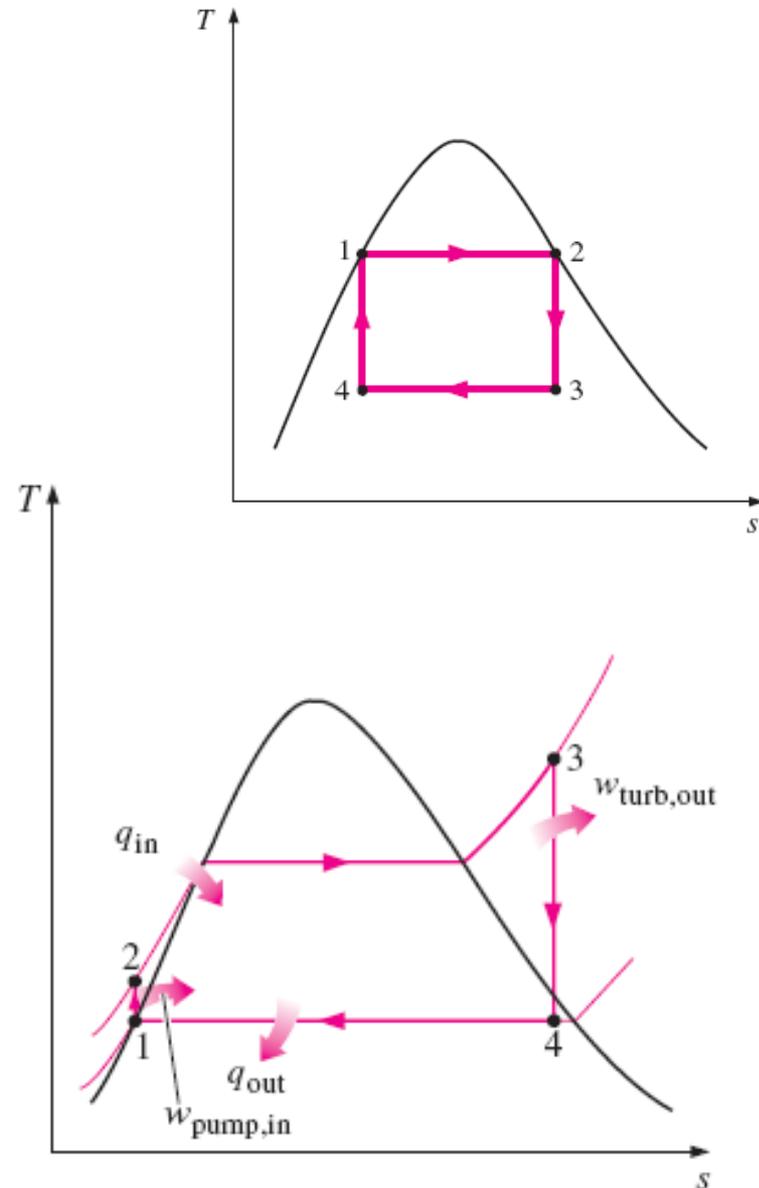
Beaucoup de défauts associés aux transformations idéales du cycle de Carnot peuvent être éliminés par: (a) **surchauffe** de la vapeur dans une chaudière (évaporateur), et (b) une condensation **complète** de la vapeur dans un condenseur.

Le cycle de Carnot ainsi modifié est appelé **cycle de Rankine**, qui est un cycle idéal et pratique pour les centrale à vapeur (Figure 10-2).

Le cycle idéal n'implique aucune irréversibilité interne.

FIGURE 10-2

The simple ideal Rankine cycle.



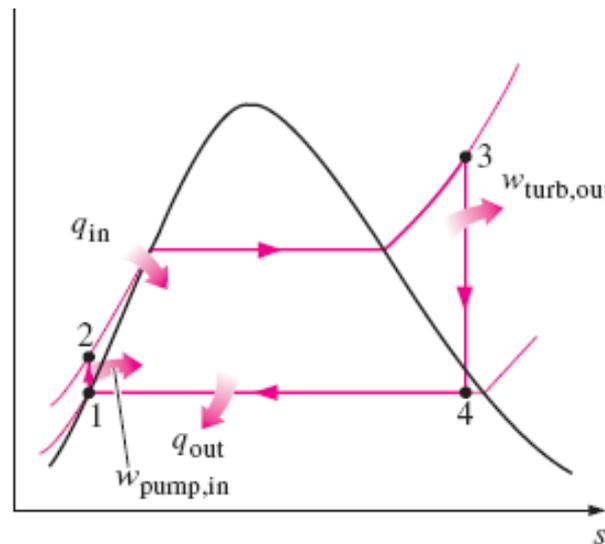
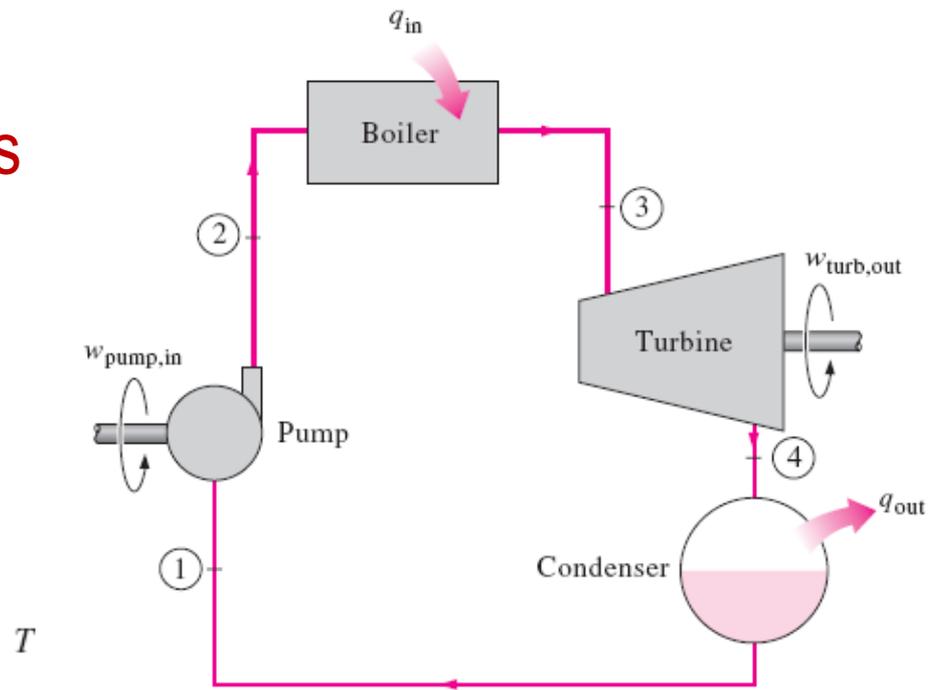
Séquence des Transformations

Le cycle idéal de Rankine est constitué de **quatre** transformations:

- 1-2 Compression isentropique dans une pompe à eau;
- 2-3 Ajout (gain) de la chaleur à pression constante dans un générateur de vapeur (chaudière);
- 3-4 Une détente isentropique dans une turbine;
- 4-1 Un rejet de (dégagement) chaleur à pression constante dans un condenseur.

FIGURE 10-2

The simple ideal Rankine cycle.

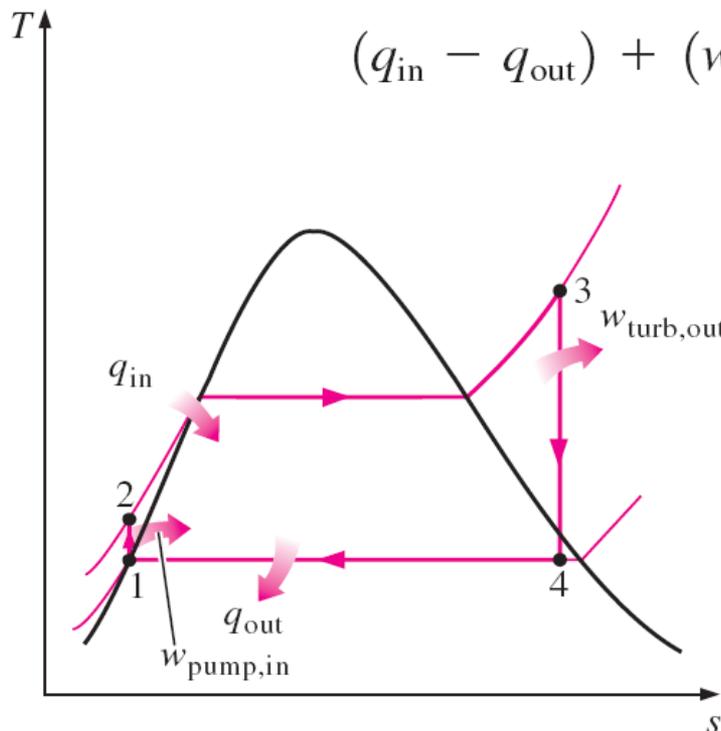


Analyse Energétique d'un Cycle Idéal de Rankine

La pompe, le générateur de vapeur, la turbine, et le condenseur sont des dispositifs fonctionnant avec **des écoulements permanents**. Par conséquent, les quatre transformations qui constituent le cycle idéal de Rankine peuvent être analysées comme des transformations d'écoulements permanents.

Les variations d'énergie cinétique et potentielle de la vapeur sont généralement négligeables, on aura ainsi **l'équation de l'énergie de l'écoulement permanent** par unité de masse de vapeur qui se réduit à:

$$(q_{in} - q_{out}) + (w_{in} - w_{out}) = h_e - h_i \quad (\text{kJ/kg})$$



Les interactions d'Énergie

Le **générateur de vapeur** et le **condenseur** n'impliquent aucun travail mais impliquent tous deux des interactions thermiques

La **pompe** et la **turbine** sont supposées être **isentropiques** et impliquent toutes deux des interactions de travail.

Intéractions Energétiques dans chaque Dispositif

Pompe: Le travail nécessaire pour faire fonctionner la pompe à eau,

$$w_{\text{pump,in}} = h_2 - h_1 \quad \text{où,}$$

$$w_{\text{pump,in}} = v(P_2 - P_1) \quad h_1 = h_f @ P_1 \quad \text{and} \quad v \cong v_1 = v_f @ P_1$$

Chaudière à Vapeur: La quantité de chaleur fournie dans la chaudière à vapeur

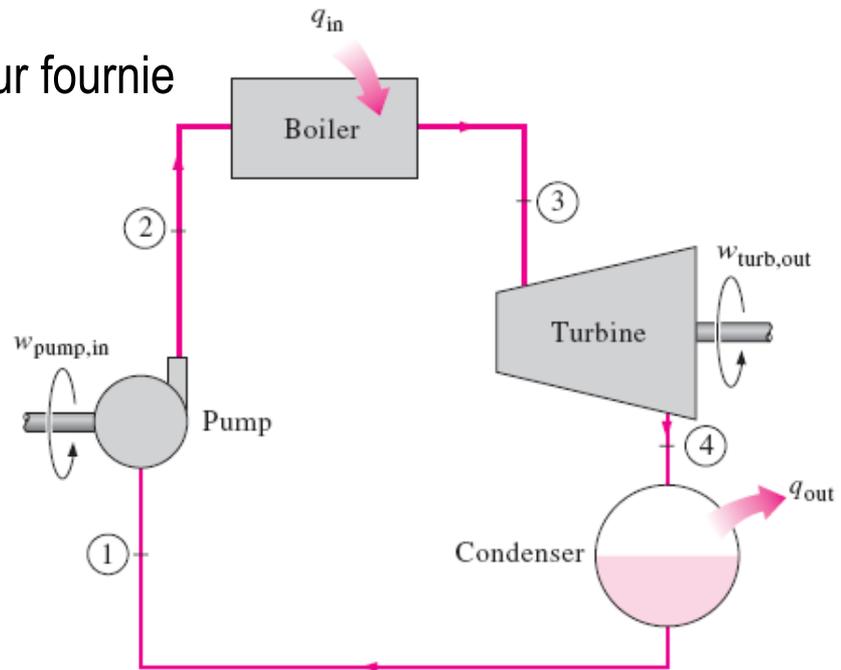
$$q_{\text{in}} = h_3 - h_2$$

Turbine: La quantité de travail produite par la turbine,

$$w_{\text{turb,out}} = h_3 - h_4$$

Condenseur: La quantité de chaleur rejetée dans le fluide réfrigérant dans le condenseur

$$q_{\text{out}} = h_4 - h_1$$



Performance d'un Cycle de Rankine Idéal

Efficacité Thermique

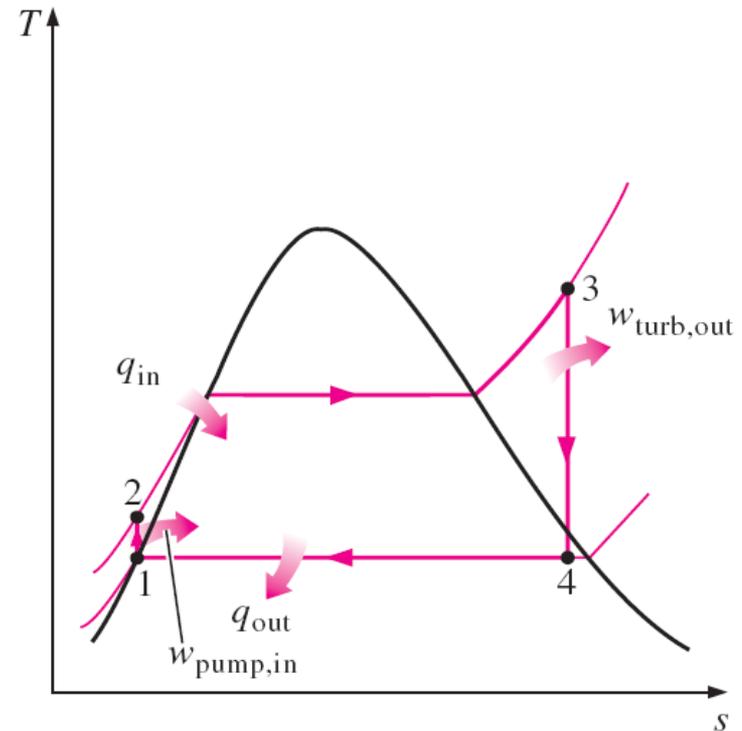
L'efficacité thermique du cycle de Rankine est déterminée à partir de,

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}}$$

où **le travail net** à la sortie

$$w_{net} = q_{in} - q_{out} = w_{turb,out} - w_{pump,in}$$

L'efficacité thermique du cycle de Rankine peut également être interprétée comme le rapport de la surface entourée par le cycle sur un diagramme T-s à la zone sous le processus d'addition de chaleur.



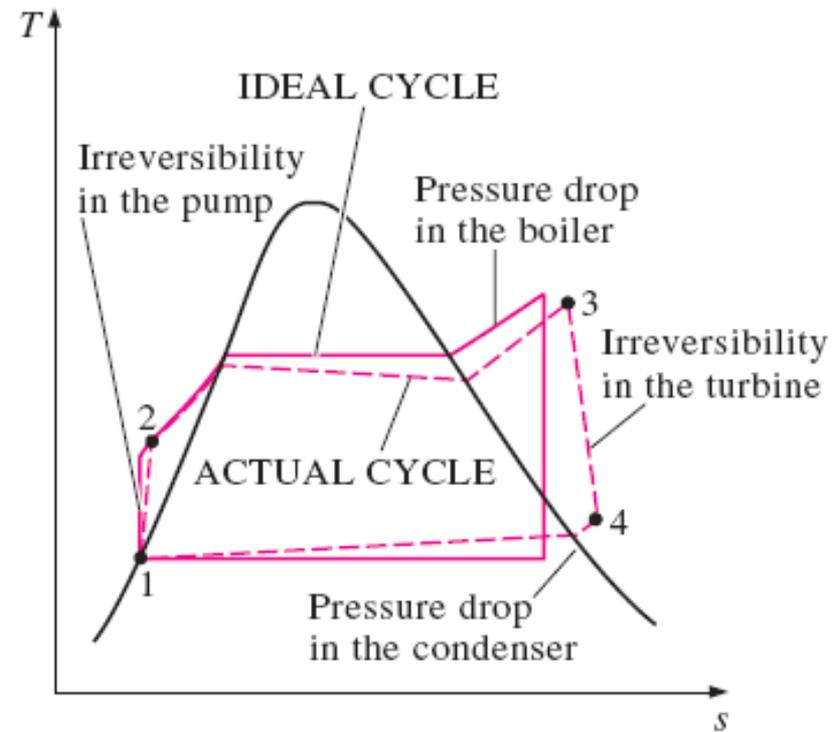
Cycles de puissance réels à vapeur

Le cycle réel de la vapeur diffère du cycle de Rankine idéal en raison des **irréversibilités** dans divers composants. Deux sources communes d'irréversibilité sont: (a) le frottement des fluides et (b) la perte de chaleur vers l'environnement.

Le frottement produit des **chutes de pression** dans la chaudière, le condenseur et la tuyauterie entre les différents composants. L'eau doit être pompée à une **pression plus élevée** - nécessitant une plus grande pompe et un plus grand travail à entrée.

Plus de chaleur doit être transférée à la vapeur dans la chaudière pour compenser les pertes de chaleur non désirées de la vapeur vers l'environnement.

En conséquence, l'efficacité thermique du cycle diminue.



(a)

FIGURE 10-4

(a) Deviation of actual vapor power cycle from the ideal Rankine cycle.

Efficacités isentropiques

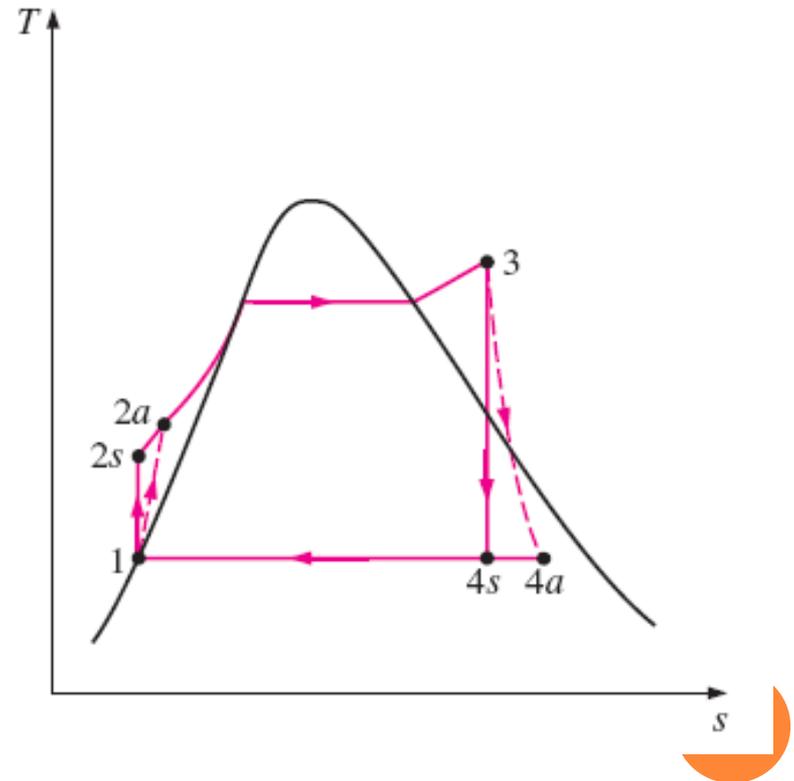
Une pompe nécessite un plus grand effort de travail, et une turbine produit une plus petite sortie de travail en raison des irréversibilités.

La déviation des pompes et des turbines réelles par rapport aux pompes isentropiques peut être expliquée en utilisant des **rendements isentropiques** définis comme:

$$\text{Pompe: } \eta_P = \frac{w_s}{w_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1}$$

$$\text{Turbine: } \eta_T = \frac{w_a}{w_s} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}}$$

Dans les condenseurs réels, le liquide est généralement **sous-refroidi** pour éviter le début de la cavitation, ce qui peut endommager la pompe à eau. Des pertes supplémentaires se produisent au niveau des roulements entre les pièces mobiles en raison du **frottement**. Deux autres facteurs sont la vapeur qui **s'échappe** pendant le cycle et l'air qui fuit dans le condenseur.



Problème

Le Cycle de Rankine Simple

Exercice de TD

Prenons l'exemple d'une centrale à vapeur fonctionnant selon un cycle Rankine simple et idéal et dont la puissance nette est de 45 MW. La vapeur entre dans la turbine à 7 MPa et 500 °C et est refroidie dans le condenseur à une pression de 10 kPa en faisant couler l'eau de refroidissement d'un lac à travers les tubes du condenseur à un débit de 2000 kg/s. Afficher le cycle sur un diagramme T-s par rapport aux lignes de saturation et déterminer:

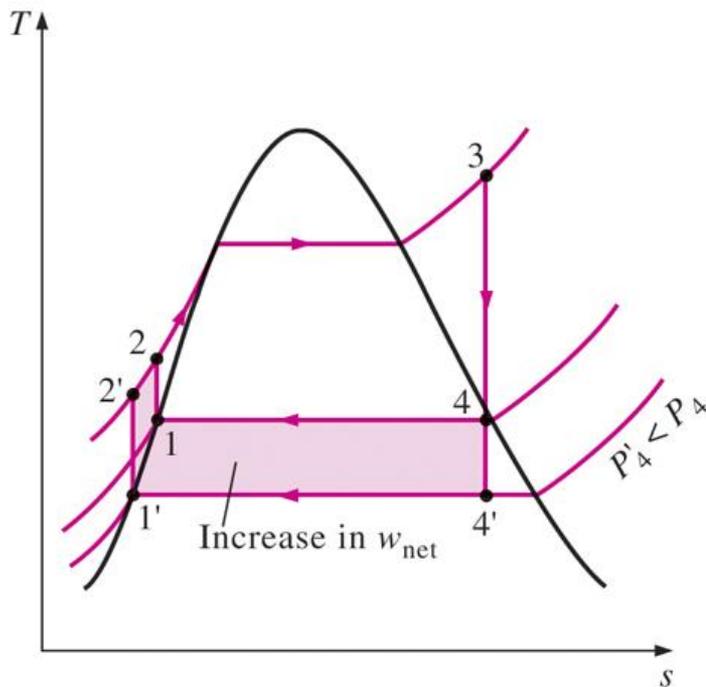
- (a) l'efficacité thermique du cycle,
- (b) le débit massique de la vapeur, et
- (c) l'élévation de température de l'eau de refroidissement.

(d) Réponses: (a) 38.9 %, (b) 36 kg/s, (c) 8.4°C

Augmentation de l'efficacité du cycle de Rankine

L'efficacité thermique du cycle Rankine idéal peut être augmentée en: (a) augmentant la température moyenne à laquelle la chaleur est transférée au fluide de travail dans la chaudière, ou (b) diminuant la température moyenne à laquelle la chaleur est rejetée du fluide de travail dans le condenseur.

Abaissement de la pression du condenseur



Les condenseurs des centrales à vapeur fonctionnent généralement bien en dessous de la pression atmosphérique. Il existe une limite inférieure à cette pression en fonction de la température du fluide de refroidissement.

Effet secondaire: L'abaissement de la pression du condenseur augmente **la teneur en humidité** de la vapeur aux derniers stades de la turbine - peut endommager **Les aubes** et diminuer l'efficacité isentropique.

FIGURE 10-6

The effect of lowering the condenser pressure on the ideal Rankine cycle.

Surchauffe de la vapeur à hautes températures

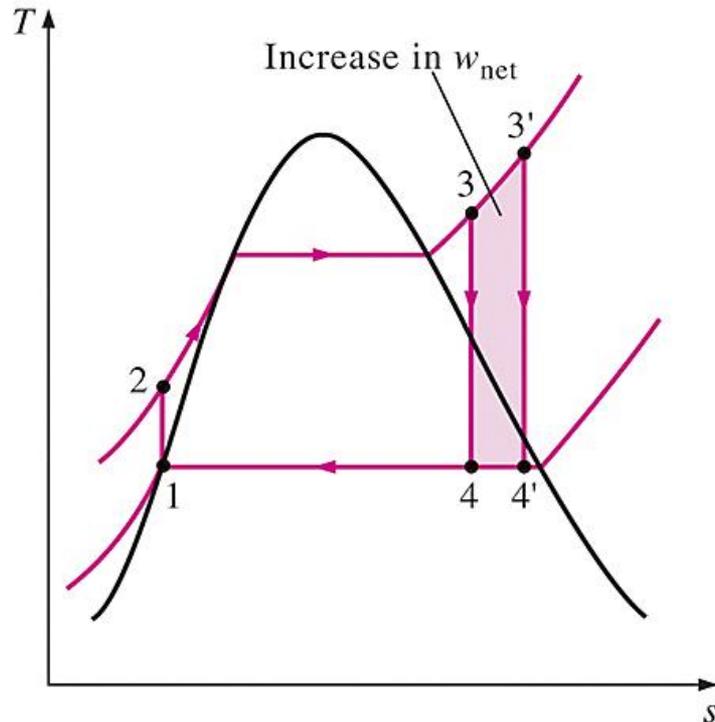


FIGURE 10-7

The effect of superheating the steam to higher temperatures on the ideal Rankine cycle.

La surchauffe de la vapeur augmente à la fois **la puissance de travail nette** et **l'apport de chaleur au cycle**. L'effet global est une augmentation de l'efficacité thermique du cycle.

La surchauffe à des températures plus élevées diminuera **la teneur en humidité** de la vapeur à la sortie de la turbine, ce qui est souhaitable – évitant ainsi l'érosion des aubes de turbine.

La température de surchauffe est limitée par des considérations métallurgiques. Actuellement, la température de vapeur la **plus élevée autorisée** à l'entrée de la turbine est d'environ **620 °C**.

Augmenter la pression de la chaudière

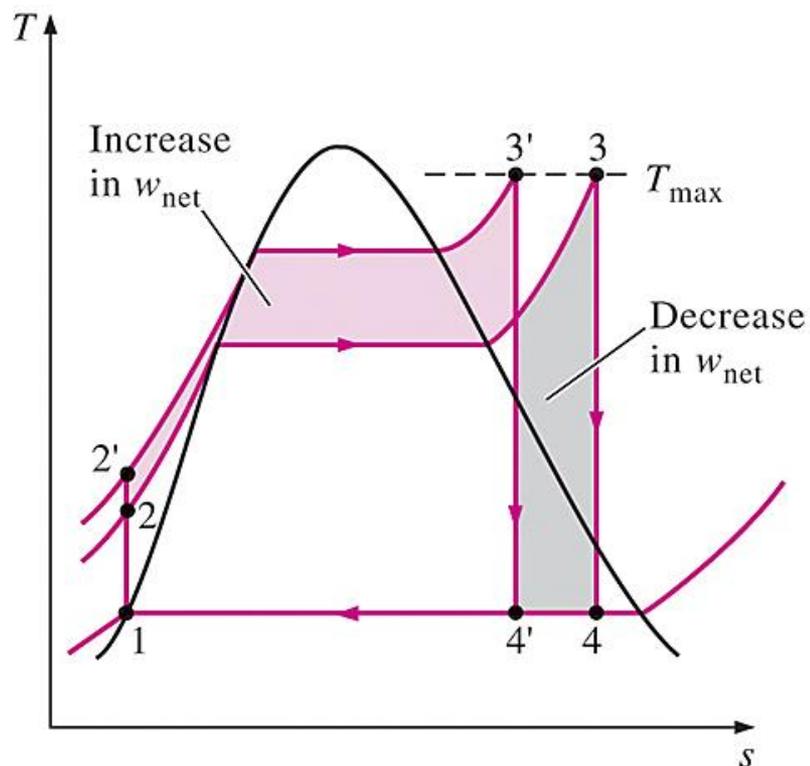


FIGURE 10-8

The effect of increasing the boiler pressure on the ideal Rankine cycle.

Augmenter la pression de la chaudière augmente la température moyenne à laquelle la chaleur est transférée à la vapeur. Ceci, à son tour, augmente l'efficacité thermique du cycle.

Note:

Pour une température d'entrée de turbine fixe, le cycle se déplace vers la gauche et la **teneur en humidité** de la vapeur à la sortie de la turbine augmente.

Cet effet secondaire peut être corrigé en **réchauffant** la vapeur

Problème

Réchauffage du Cycle de Rankine

Prenons l'exemple d'une centrale à vapeur fonctionnant selon un cycle de réchauffement de Rankine et dont la puissance nette est de 80 MW. La vapeur entre dans la turbine haute pression à 10 MPa et 500 °C et la turbine basse pression à 1 MPa et 500 °C. La vapeur quitte le condenseur sous forme de liquide saturé à une pression de 10 kPa. Le rendement isentropique de la turbine est de 80% et celui de la pompe de 95%. Afficher le cycle sur un diagramme T-s par rapport aux lignes de saturation et déterminer:

- (a) Le titre de la vapeur à la sortie de la turbine,
- (b) l'efficacité thermique du cycle, et
- (c) le débit massique de la vapeur.

Réponses: (a) 88.1 °C, (b) 34.1 %, (c) 62.7 kg/s

Le cycle idéal de resurchauffe de Rankine

Le resurchauffe ou réchauffage est une solution pratique au problème **d'humidité excessive** dans les turbines, et il est couramment utilisé dans les centrales à vapeur modernes. Ceci est fait en **détendant** la vapeur dans **la turbine à deux étages**, et **réchauffer** la vapeur entre les étapes.

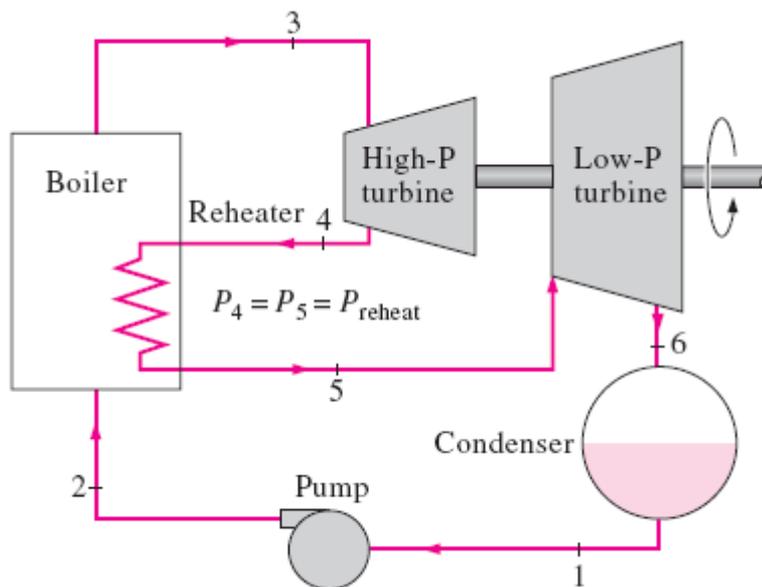
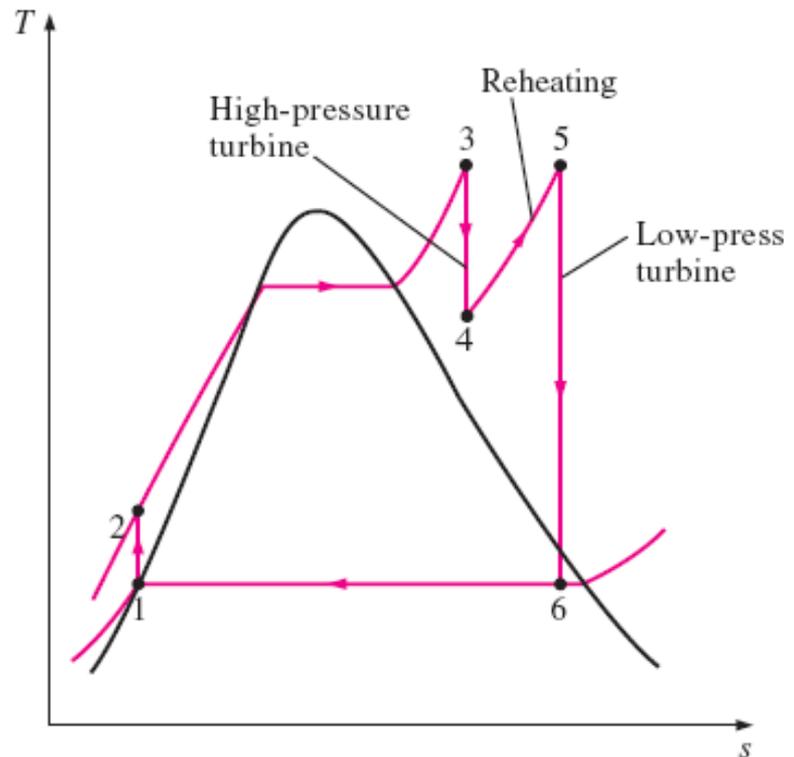


FIGURE 10-11

The ideal reheat Rankine cycle.



Note: L'incorporation du réchauffage unique dans une centrale électrique moderne améliore l'efficacité du cycle **de 4 à 5%**.

Avec un seul processus de réchauffage, **l'apport total de chaleur** et la **puissance de travail totale de la turbine** pour le cycle idéal deviennent,

$$q_{\text{in}} = q_{\text{primary}} + q_{\text{reheat}} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)$$

$$w_{\text{turb,out}} = w_{\text{turb,I}} + w_{\text{turb,II}} = (h_3 - h_4) + (h_5 - h_6)$$

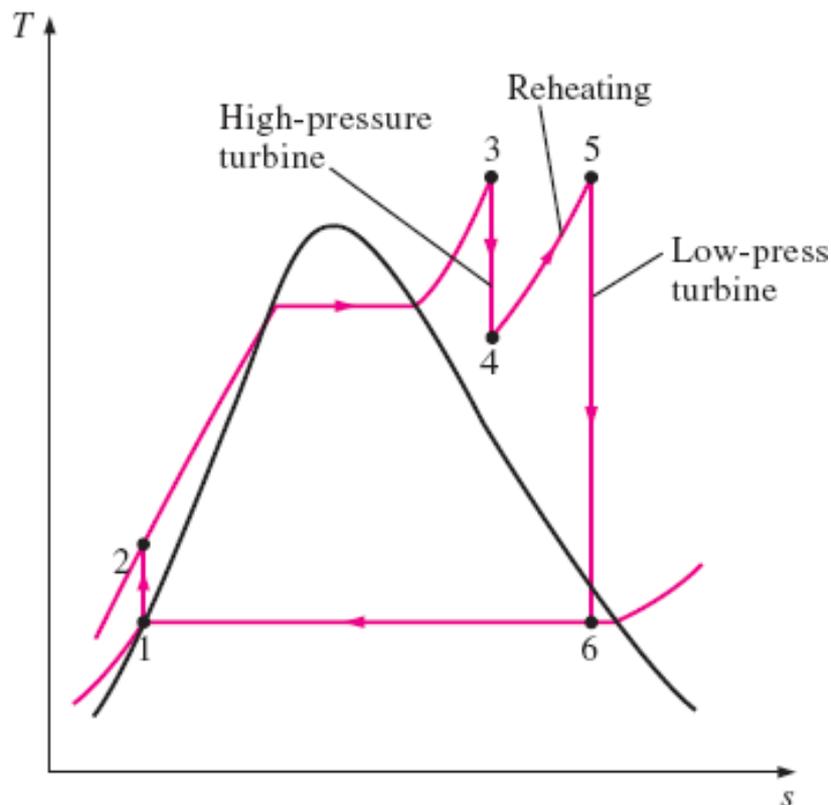


FIGURE 10-11

The ideal reheat Rankine cycle.

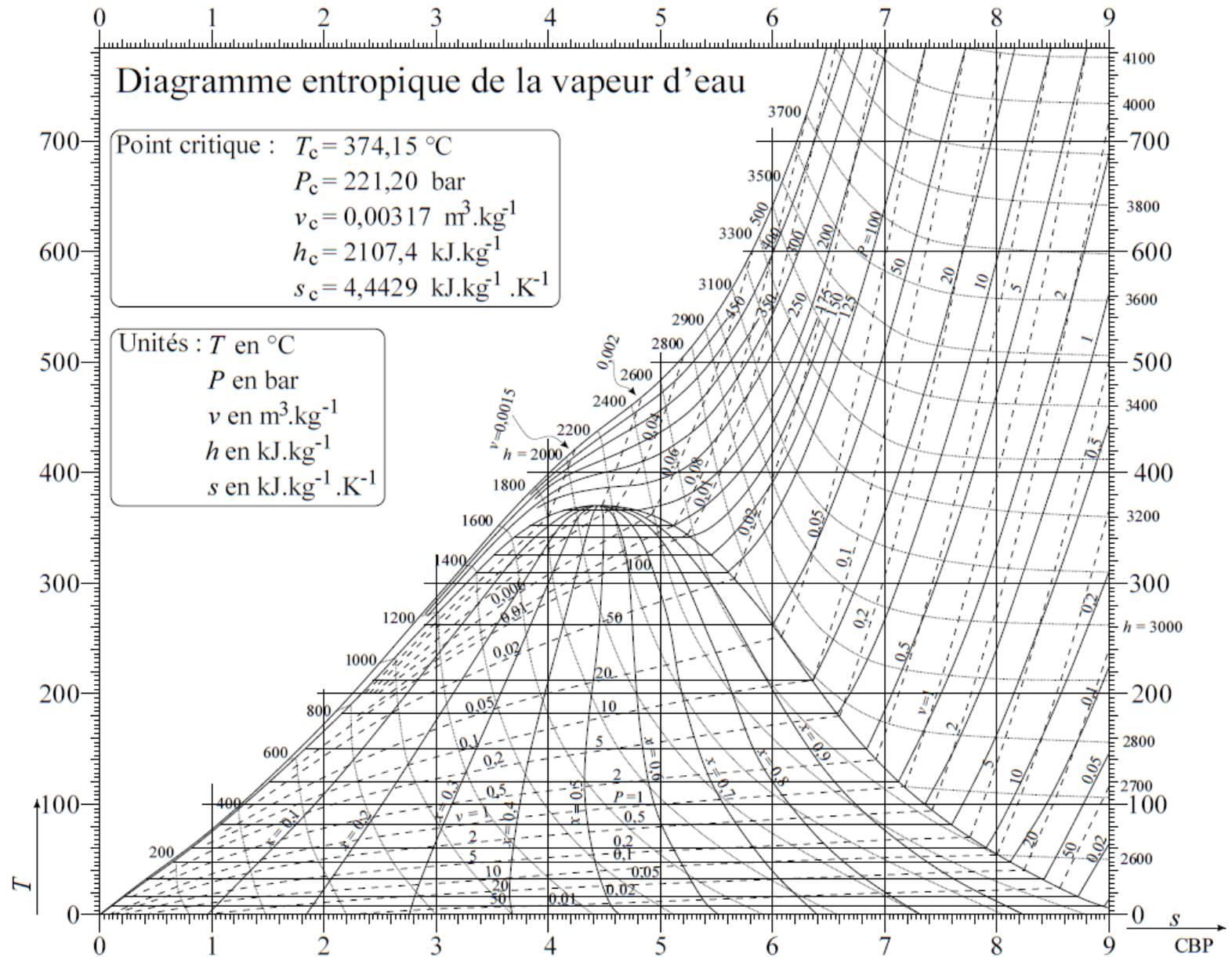
Problème

Le Réchauffage du Cycle de Rankine

Une centrale à vapeur fonctionne sur le cycle de réchauffement de Rankine. La vapeur entre dans la turbine haute pression à 12,5 MPa et 550 °C à raison de 7,7 kg/s et laisse à 2 MPa. La vapeur est ensuite réchauffée à 450 °C à pression constante avant de se détend dans la turbine basse pression. Les rendements isentropiques de la turbine et de la pompe sont respectivement de 85% et 90%. La vapeur quitte le condenseur sous forme de liquide saturé. Si la teneur en eau de la vapeur à la sortie de la turbine ne doit pas dépasser 5%, déterminer:

- (a) la pression du condenseur,
- (b) la puissance nette à la sortie, et
- (c) l'efficacité thermique.

(a) Réponses: (a) 9.73 kPa, (b) 10.2 MW, (c) 36.9 %.

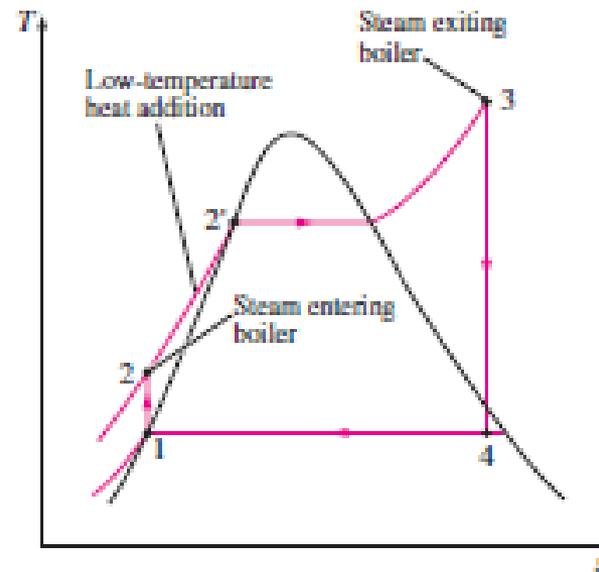


LE CYCLE IDÉAL DE RANKINE AVEC RÉGÉNÉRATION

Un examen attentif du diagramme T-s du cycle de Rankine redessiné sur la figure 10-14 révèle que la *chaleur est transférée au fluide de travail au cours du processus 2-2'* à une *température relativement basse*. Cela abaisse la température moyenne de la chaleur d'addition et donc l'efficacité du cycle. Pour remédier à cette lacune, nous cherchons des moyens d'augmenter la température du liquide sortant de la pompe (appelée eau d'alimentation) avant qu'elle ne pénètre dans la chaudière.

FIGURE 10-14

La première partie du processus d'addition de chaleur dans la chaudière a lieu à des températures relativement basses.



Une telle possibilité est de transférer de la chaleur à l'eau d'alimentation à partir de la vapeur en expansion dans un échangeur de chaleur à contre-courant intégré dans la turbine, c'est-à-dire, d'utiliser la *régénération*. Cette solution est également peu pratique car il est difficile de concevoir un tel échangeur de chaleur et d'augmenter la teneur en humidité de la vapeur aux derniers étages de la turbine.

Un processus de régénération pratique dans les centrales à vapeur est accompli en extrayant la vapeur de la turbine à différents points. Cette vapeur, qui aurait pu produire plus de travail en se détendant davantage dans la turbine, est utilisée plutôt pour chauffer l'eau d'alimentation. Le dispositif où l'eau d'alimentation est chauffée par régénération est appelé *un régénérateur*, ou un *réchauffeur d'eau d'alimentation (FWH)*.

La régénération améliore non seulement l'efficacité du cycle, mais fournit également un moyen pratique de désaération de l'eau d'alimentation (en éliminant l'air qui entre dans le condenseur) pour empêcher la corrosion dans la chaudière. Par conséquent, la régénération depuis son introduction au début des années 1920, est utilisée dans toutes les centrales à vapeur modernes.

Le réchauffeur d'eau d'alimentation est essentiellement un échangeur de chaleur où la chaleur est transférée de la vapeur à l'eau d'alimentation soit en mélangeant les deux courants de fluide (réchauffeurs d'eau d'alimentation ouverts) soit sans les mélanger (réchauffeurs d'eau d'alimentation fermés).

Réchauffeurs d'eau d'alimentation Ouverts

Un réchauffeur d'eau d'alimentation ouvert (ou à contact direct) est essentiellement une chambre de mélange, où la vapeur extraite de la turbine se mélange avec l'eau d'alimentation à la sortie de la pompe. Idéalement, le mélange quitte l'appareil de chauffage en tant que liquide saturé à la pression du réchauffeur. Le schéma d'une centrale à vapeur avec un seul réchauffeur d'eau d'alimentation ouvert (également appelé cycle régénératif à un seul étage) et le diagramme T-s du cycle sont montrés sur la figure 10-15.

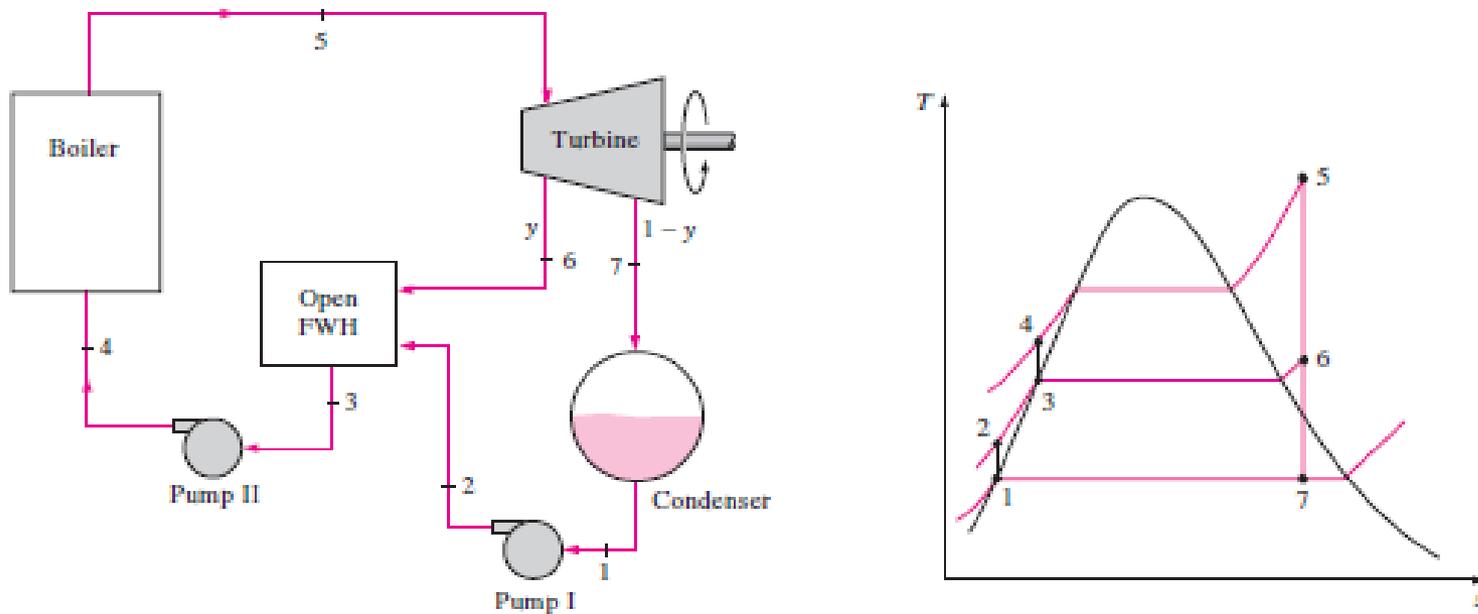


FIGURE 10-15

Le cycle régénératif idéal de Rankine avec un réchauffeur d'eau d'alimentation ouvert (Open FWH).

Dans un cycle de Rankine régénératif idéal, la vapeur entre dans la turbine à la pression de la chaudière (état 5) et se détend isentropiquement jusqu'à une pression intermédiaire (état 6). Une partie de la vapeur est extraite à cet état et acheminée vers le réchauffeur d'eau d'alimentation, tandis que la vapeur restante continue à se détendre isentropiquement jusqu'à la pression du condenseur (état 7). Cette vapeur quitte le condenseur sous forme de liquide saturé à la pression du condenseur (état 1).

L'eau condensée, également appelée eau d'alimentation, pénètre ensuite dans une pompe isentropique, où elle est comprimée à la pression de l'eau d'alimentation (état 2) et acheminée vers le réchauffeur d'eau d'alimentation où elle se mélange à la vapeur extraite de la turbine. La fraction de vapeur extraite est telle que le mélange quitte le réchauffeur en tant que liquide saturé à la pression du réchauffeur (état 3).

Une deuxième pompe élève la pression de l'eau jusqu'à la pression de la chaudière (état 4). Le cycle est complété en chauffant l'eau dans la chaudière à l'état d'entrée de la turbine (état 5).

- Dans l'analyse des centrales à vapeur, il est plus pratique de travailler avec les quantités exprimées par unité de masse de la vapeur circulant dans la chaudière. Pour chaque 1 kg de vapeur sortant de la chaudière, y kg se détend partiellement dans la turbine et est extrait à l'état 6. Le reste $(1-y)$ kg se détend complètement jusqu'à la pression du condenseur. Par conséquent, les débits massiques sont différents selon les composants. Si le débit massique à travers la chaudière est \dot{m} par exemple, c'est $(1-y)\dot{m}$ à travers le condenseur.

- Cet aspect de la régénération du cycle de Rankine doit être considéré dans l'analyse du cycle ainsi que dans l'interprétation des zones sur le diagramme T-s. À la lumière de la Fig. 10-15, les interactions de chaleur et de travail d'un cycle de Rankine régénératif avec un seul réchauffeur d'eau d'alimentation peuvent être exprimés par unité de masse de vapeur circulant à travers la chaudière comme suit:

$$q_{in} = h_5 - h_4 \quad (10-14)$$

$$q_{out} = (1 - y)(h_7 - h_1) \quad (10-15)$$

$$w_{turb,out} = (h_5 - h_6) + (1 - y)(h_6 - h_7) \quad (10-16)$$

$$w_{pump,in} = (1 - y)w_{pump I,in} + w_{pump II,in} \quad (10-17)$$

$$y = \dot{m}_6 / \dot{m}_5 \quad | \quad (\text{fraction de la vapeur extraite})$$

$$W_{\text{pump I,in}} = v_1(P_2 - P_1) \quad (\text{travail à l'entrée de de la pompe I})$$

$$W_{\text{pump II,in}} = v_3(P_4 - P_3) \quad (\text{travail à l'entrée de de la pompe II})$$

- L'efficacité thermique du cycle de Rankine augmente à la suite de la régénération. En effet, la régénération augmente la température moyenne à laquelle la chaleur est transférée à la vapeur dans la chaudière en augmentant la température de l'eau avant qu'elle ne pénètre dans la chaudière.
- L'efficacité du cycle augmente davantage à mesure que le nombre de réchauffeurs d'eau d'alimentation augmente. Beaucoup de grandes centrales à vapeur en fonctionnement utilisent aujourd'hui jusqu'à huit réchauffeurs d'eau d'alimentation.
- Le nombre optimal de réchauffeurs d'eau d'alimentation est déterminé à partir de considérations économiques.
- L'utilisation d'un réchauffeurs d'eau d'alimentation supplémentaire ne peut être justifiée que si elle économise plus du coût du carburant que de ses propres coûts.

Réchauffeurs d'eau d'alimentation Fermés

- Un autre type de réchauffeur d'eau d'alimentation fréquemment utilisé dans les centrales à vapeur est le réchauffeur d'eau d'alimentation fermé, dans lequel la chaleur est transférée de la vapeur extraite vers l'eau d'alimentation sans aucun mélange. Les deux flux peuvent être maintenant maintenant à des pressions différentes, car ils ne se mélangent pas.
- Le schéma d'une centrale à vapeur avec un réchauffeur d'eau fermé et le diagramme T-s du cycle sont représentés sur la figure 10-16. Dans un réchauffeur d'eau fermé idéal, l'eau d'alimentation est chauffée à la température de sortie de la vapeur extraite, qui idéalement, quitte l'appareil de chauffage sous l'état d'un liquide saturé à la pression d'extraction.
- Dans les centrales électriques réelles, l'eau d'alimentation quitte l'appareil de chauffage en dessous de la température de sortie de la vapeur extraite, car une différence de température d'au moins quelques degrés est nécessaire pour que tout transfert de chaleur effectif ait lieu.

La vapeur condensée est ensuite soit pompée vers la conduite d'eau d'alimentation, soit acheminée vers un autre appareil de chauffage ou vers le condenseur à travers un dispositif appelé un piège. Un piège permet non seulement la détente du liquide (par le passage par une valve ou détendeur) vers une zone de pression plus basse mais en même temps de piéger la vapeur. L'enthalpie de la vapeur reste constante pendant ce processus d'étranglement.

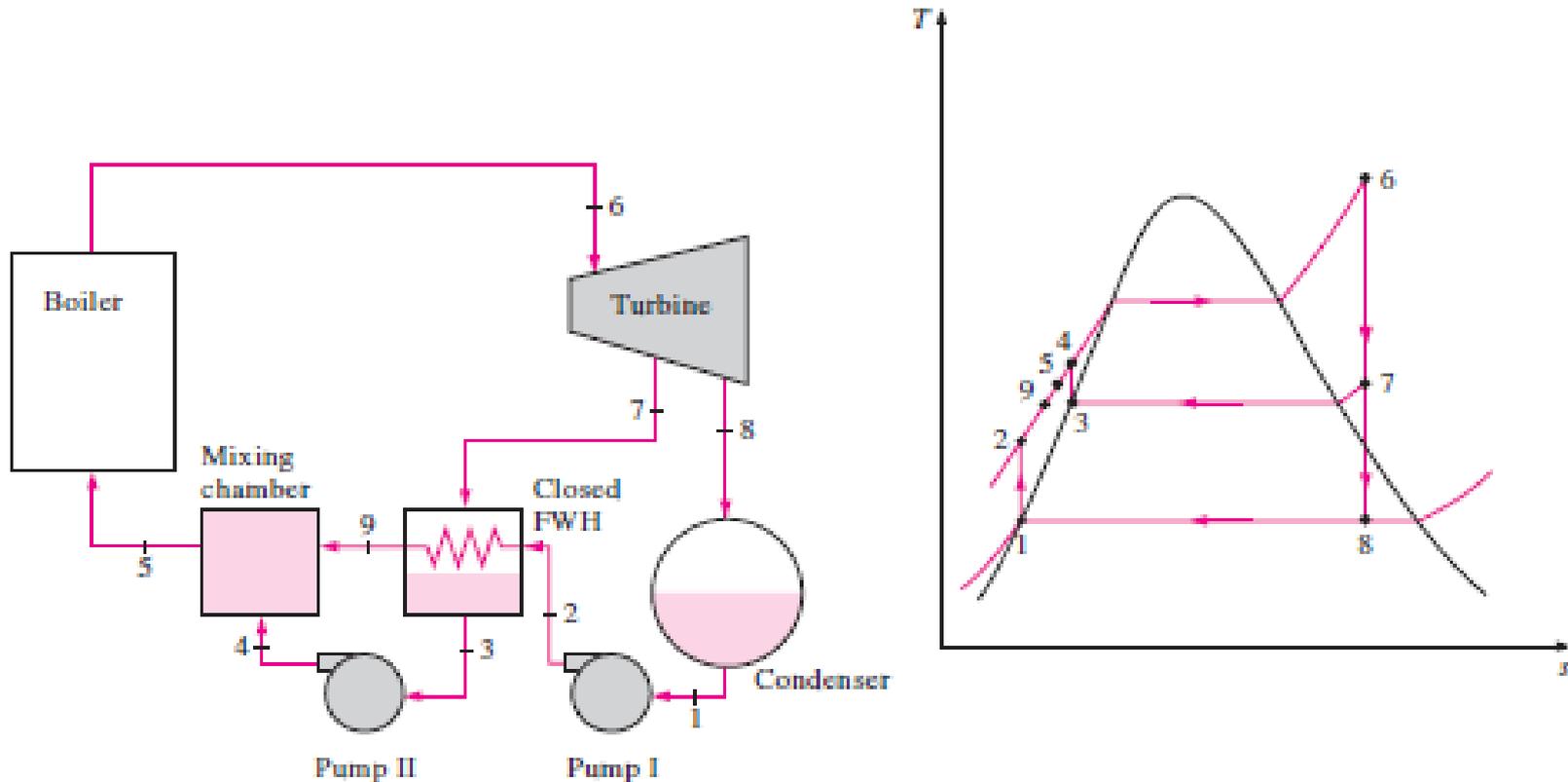


FIGURE 10-16

Le cycle de régénération de Rankine idéal avec un réchauffeur d'eau d'alimentation.

Comparaison des Réchauffeurs d'eau d'alimentation Fermés et Ouverts

Les réchauffeurs d'eau d'alimentation ouverts et fermés peuvent être comparés comme suit:

- Les réchauffeurs d'eau d'alimentation *ouverts* sont simples et peu coûteux et ont un bon transfert de chaleur. Ils apportent également l'eau d'alimentation à l'état de saturation. Pour chaque appareil de chauffage, cependant, une pompe est nécessaire pour la circulation de l'eau d'alimentation.
- Les réchauffeurs d'eau d'alimentation *fermés* sont plus complexes en raison des tubes internes du réseau, et donc ils sont plus chers. Les transferts de chaleur dans l'eau d'alimentation sont également moins efficaces puisque les deux flux ne sont pas en contact direct. Cependant, Les réchauffeurs d'eau d'alimentation fermés ne nécessitent pas de pompe pour chaque appareil de chauffage puisque la vapeur extraite et l'eau d'alimentation peuvent être à des pressions différentes.
- La plupart des centrales à vapeur utilisent une combinaison de réchauffeurs d'eau d'alimentation ouverts et fermés, comme le montre la figure 10-17.

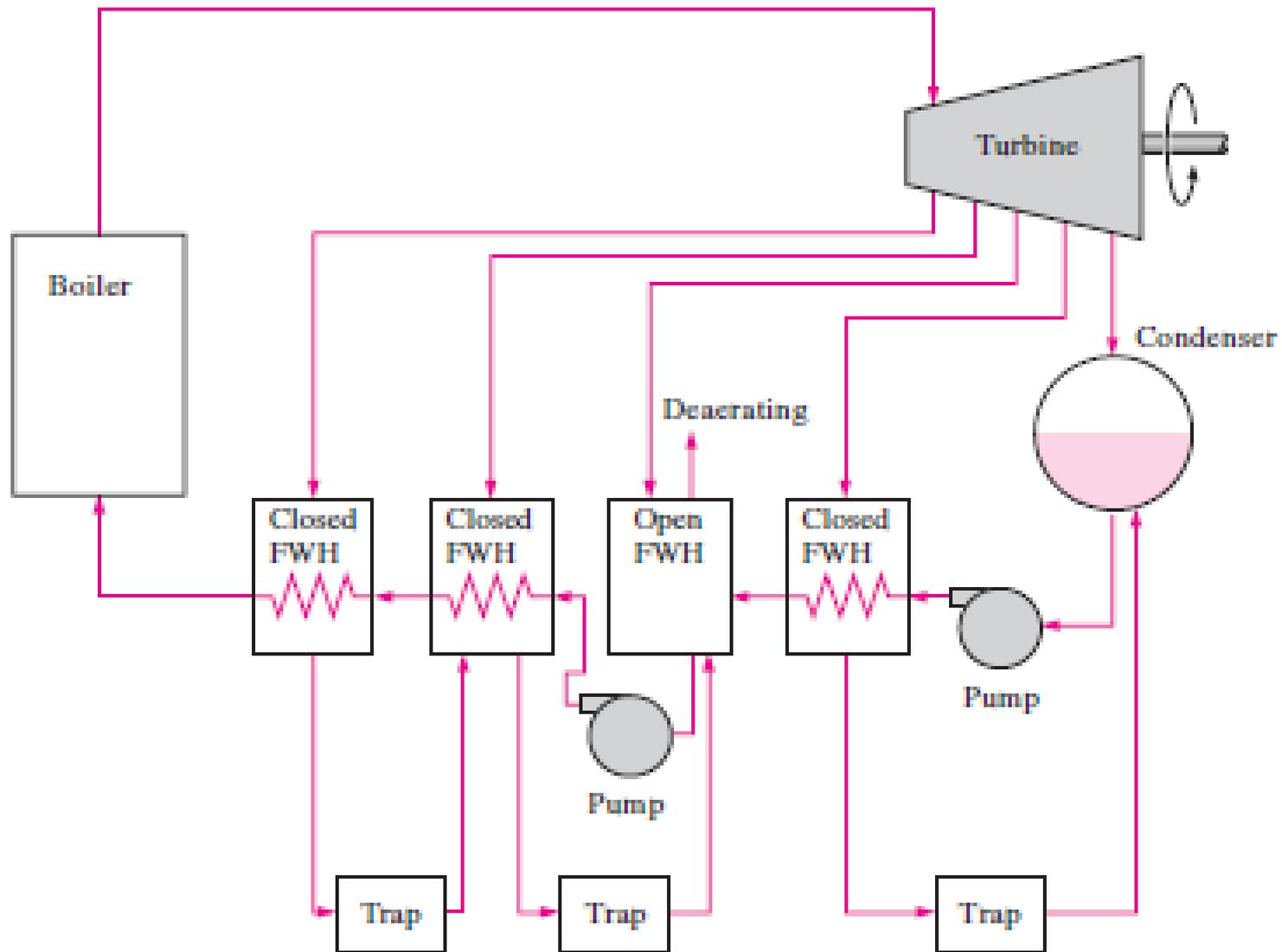


FIGURE 10-17

Une centrale à vapeur avec un réchauffeur d'eau d'alimentation ouvert et trois fermés.

Exemple du Cycle Idéal de Rankine avec Régénération

Prenons l'exemple d'une centrale à vapeur fonctionnant selon le cycle régénératif idéal de Rankine avec un réchauffeur d'eau d'alimentation ouvert. La vapeur entre dans la turbine à 15 MPa et 600 °C et est condensée dans le condenseur à une pression de 10 kPa. Une partie de la vapeur quitte la turbine à une pression de 1.2 MPa et pénètre dans le réchauffeur d'eau d'alimentation ouvert. Déterminer la fraction de vapeur extraite de la turbine et l'efficacité thermique du cycle.

Solution Une centrale à vapeur fonctionne selon le cycle régénératif idéal de Rankine avec un réchauffeur d'eau d'alimentation ouvert. La fraction de vapeur extraite de la turbine et le rendement thermique doivent être déterminés.

Hypothèses 1 Des conditions de fonctionnement en régime permanent. 2 Les variations d'énergie cinétique et potentielle sont négligeables.

Analyse Le schéma de la centrale et le diagramme T-s du cycle sont illustrés à la figure 10-18. Nous notons que la centrale fonctionne sur le cycle régénératif idéal de Rankine. Par conséquent, les pompes et les turbines sont isentropiques; il n'y a pas de perte de pression dans la chaudière, le condenseur et le réchauffeur d'eau d'alimentation; et la vapeur quitte le condenseur et le réchauffeur d'eau d'alimentation en tant que liquide saturé. Au début, nous déterminons les enthalpies à divers états::

$$\text{State 1: } \left. \begin{array}{l} P_1 = 10 \text{ kPa} \\ \text{Sat. liquid} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_1 = h_f @ 10 \text{ kPa} = 191.81 \text{ kJ/kg} \\ v_1 = v_f @ 10 \text{ kPa} = 0.00101 \text{ m}^3/\text{kg} \end{array}$$

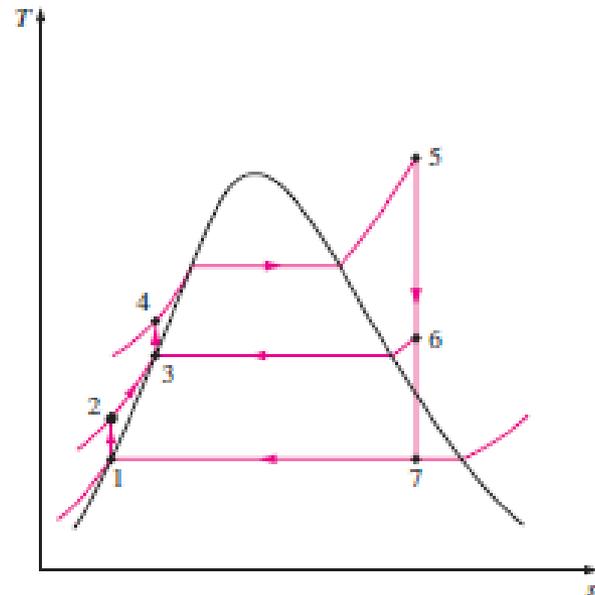
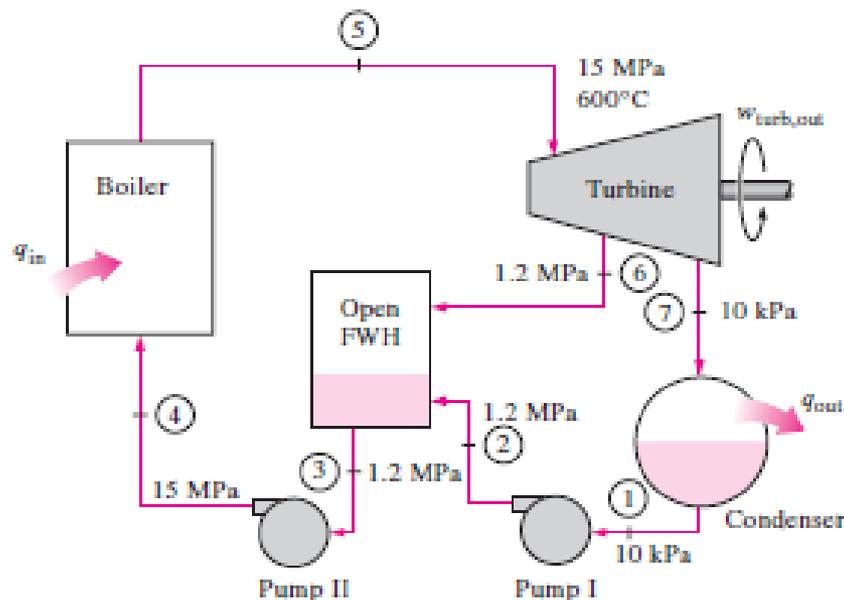
$$\text{State 2: } P_2 = 1.2 \text{ MPa}$$

$$s_2 = s_1$$

$$w_{\text{pump,lin}} = v_1(P_2 - P_1) = (0.00101 \text{ m}^3/\text{kg})[(1200 - 10) \text{ kPa}] \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3} \right)$$

$$= 1.20 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = h_1 + w_{\text{pump,lin}} = (191.81 + 1.20) \text{ kJ/kg} = 193.01 \text{ kJ/kg}$$



$$\text{State 3: } \left. \begin{array}{l} P_3 = 1.2 \text{ MPa} \\ \text{Sat. liquid} \end{array} \right\} \begin{array}{l} v_3 = v_f @ 1.2 \text{ MPa} = 0.001138 \text{ m}^3/\text{kg} \\ h_3 = h_f @ 1.2 \text{ MPa} = 798.33 \text{ kJ/kg} \end{array}$$

$$\text{State 4: } P_4 = 15 \text{ MPa}$$

$$s_4 = s_3$$

$$w_{\text{pump in}} = v_3(P_4 - P_3)$$

$$= (0.001138 \text{ m}^3/\text{kg})[(15,000 - 1200) \text{ kPa}] \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3} \right)$$

$$= 15.70 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = h_3 + w_{\text{pump in}} = (798.33 + 15.70) \text{ kJ/kg} = 814.03 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{State 5: } \left. \begin{array}{l} P_5 = 15 \text{ MPa} \\ T_5 = 600^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_5 = 3583.1 \text{ kJ/kg} \\ s_5 = 6.6796 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array}$$

$$\text{State 6: } \left. \begin{array}{l} P_6 = 1.2 \text{ MPa} \\ s_6 = s_5 \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_6 = 2860.2 \text{ kJ/kg} \\ (T_6 = 218.4^\circ\text{C}) \end{array}$$

$$\text{State 7: } P_7 = 10 \text{ kPa}$$

$$s_7 = s_5 \quad x_7 = \frac{s_7 - s_f}{s_{fg}} = \frac{6.6796 - 0.6492}{7.4996} = 0.8041$$

$$h_7 = h_f + x_7 h_{fg} = 191.81 + 0.8041(2392.1) = 2115.3 \text{ kJ/kg}$$

L'analyse énergétique des réchauffeurs d'eau d'alimentation ouverts est identique à l'analyse énergétique des chambres de mélange. Les réchauffeurs d'eau d'alimentation sont généralement bien isolés ($Q=0$), et ils n'impliquent aucune interaction de travail ($W=0$). En négligeant les énergies cinétiques et potentielles des flux, le bilan énergétique se réduit pour un réchauffeur d'eau d'alimentation à

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out} \rightarrow \sum_{in} \dot{m}h = \sum_{out} \dot{m}h$$

$$yh_6 + (1 - y)h_2 = 1(h_3)$$

où y est la fraction de vapeur extraite de la turbine ($=\dot{m}_e/\dot{m}_g$). Résoudre pour y et en substituant les valeurs d'enthalpie, nous trouvons

$$y = \frac{h_3 - h_2}{h_6 - h_2} = \frac{798.33 - 193.01}{2860.2 - 193.01} = \mathbf{0.2270}$$

$$q_{in} = h_5 - h_4 = (3583.1 - 814.03) \text{ kJ/kg} = 2769.1 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{out} = (1 - y)(h_7 - h_1) = (1 - 0.2270)(2115.3 - 191.81) \text{ kJ/kg} \\ = 1486.9 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{1486.9 \text{ kJ/kg}}{2769.1 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0.463 \text{ or } 46.3\%}$$