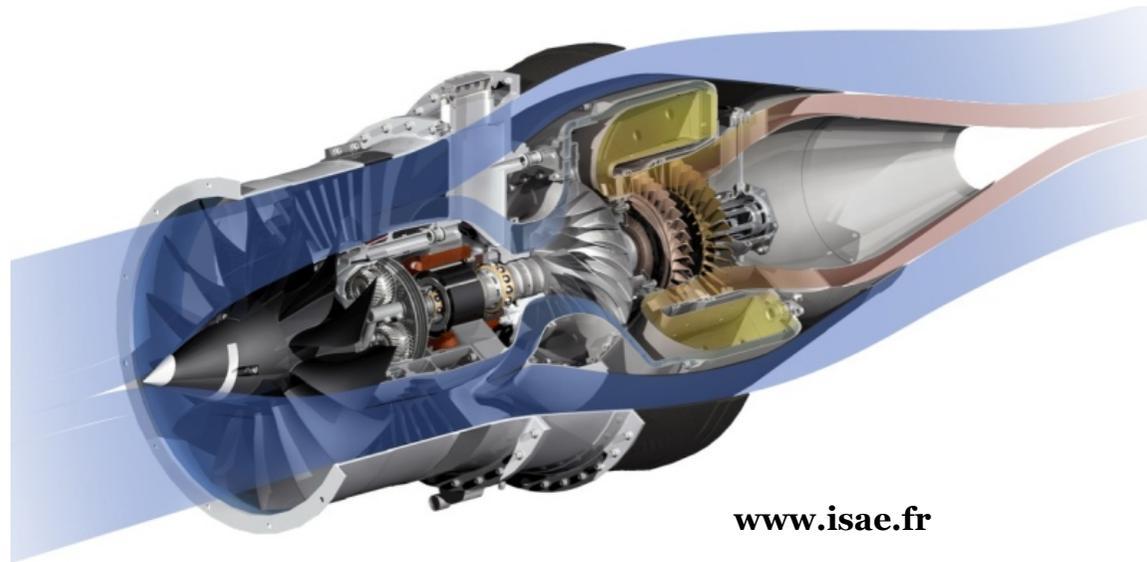


MEC1210_Thermodynamique (Heures 28-33)

Cycles thermodynamiques communs



Smail Guenoun

(D'après les notes de cours de Pr.Huu Duc Vo)

Objectifs

- **Analyser les cycles de puissance de vapeur**
- **Étudier les diverses modifications au cycles de Rankine pour accroitre son rendement**
- **Discuter du fonctionnement des machines frigorifiques**
- **Poser des hypothèses simplificatrices pour analyser les cycles de puissance à gaz**
- **Résoudre des problèmes portant sur les cycles de Brayton, Otto et Diesel**

Cycle de puissance à vapeur

1) Le cycle de Carnot à vapeur

Moteur thermique pour générer de la puissance, généralement de l'électricité. L'eau est le fluide actif car peu dispendieux, disponible et haute enthalpie de vaporisation.

a) Le cycle Carnot à vapeur

Rappel: le cycle Carnot donne le meilleur rendement pour un cycle opérant entre deux réservoirs (T_L , T_H).

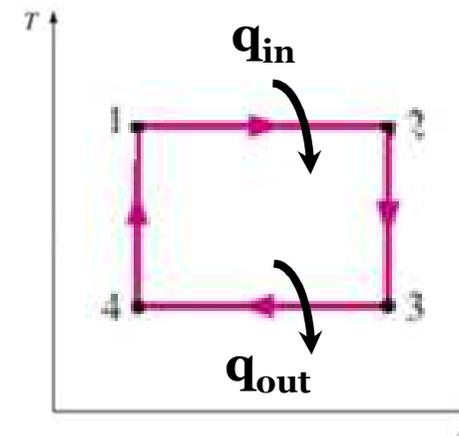
- 1-2:** Évolution isotherme et réversible dans la chaudière
- 2-3:** Détente isentropique dans la turbine
- 3-4:** condensée de façon réversible et isotherme dans le condenseur
- 4-1:** Compression isentropique dans le compresseur

$$q_{in} = T_H (s_2 - s_1) = h_2 - h_1$$

$$q_{out} = T_L (s_3 - s_4) = T_L (s_2 - s_1) = h_3 - h_4$$

$$w_{net} = q_{in} - q_{out} = T_H (s_2 - s_1) - T_L (s_2 - s_1) = (s_2 - s_1)(T_H - T_L)$$

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = \frac{(s_2 - s_1)(T_H - T_L)}{T_H (s_2 - s_1)} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$



Évolutions intérieurement réversibles, donc:

Aire sous courbe 1-2 = q_{in}

Aire sous courbe 3-4 = q_{out}

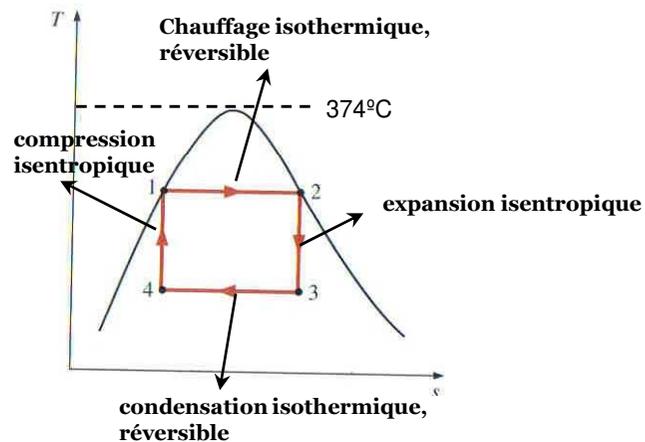
Travail net = $q_{in} - q_{out}$ = Aire net entre courbes 1-2 et 3-4

Cycle de puissance à vapeur

1) Le cycle de Carnot à vapeur

Moteur thermique pour générer de la puissance, généralement de l'électricité. L'eau est le fluide actif car peu dispendieux, disponible et haute enthalpie de vaporisation.

a) Le cycle Carnot à vapeur



Évolutions intérieurement réversibles, donc:

Aire sous courbe 1-2 = q_{in}

Aire sous courbe 3-4 = q_{out}

Travail net = $q_{in} - q_{out}$ = Aire net entre courbes 1-2 et 3-4

Rappel: le cycle Carnot donne le meilleur rendement pour un cycle opérant entre deux réservoirs (T_L , T_H).



Modèle idéal pour moteur thermique? Non!

Raisons:

- T_H limité ($< 374^\circ\text{C}$) donc rendement limité $\left(\eta_{th,rev} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \right)$
- titre (x) de l'eau à l'état 3 n'est pas assez grand (gouttelettes d'eau cause des dommages à la turbine)
- difficile de contrôler le titre final de la condensation (état 4)
- difficile de concevoir un compresseur pour deux phases (évolution 4-1)

Exemple 1 (Exo. 10.3)

Soit un cycle de Carnot qui utilise la vapeur d'eau comme colporteur. Une source à la température de 250°C transmet sa chaleur au colporteur alors qu'il passe d'un liquide saturé à une vapeur saturée. La chaleur est évacuée à la pression de 20 kPa.

-Montrez le cycle dans un diagramme T-s.

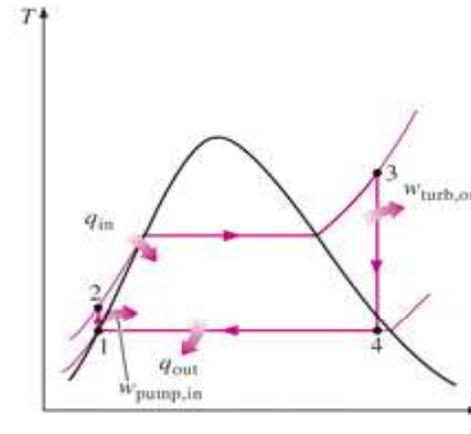
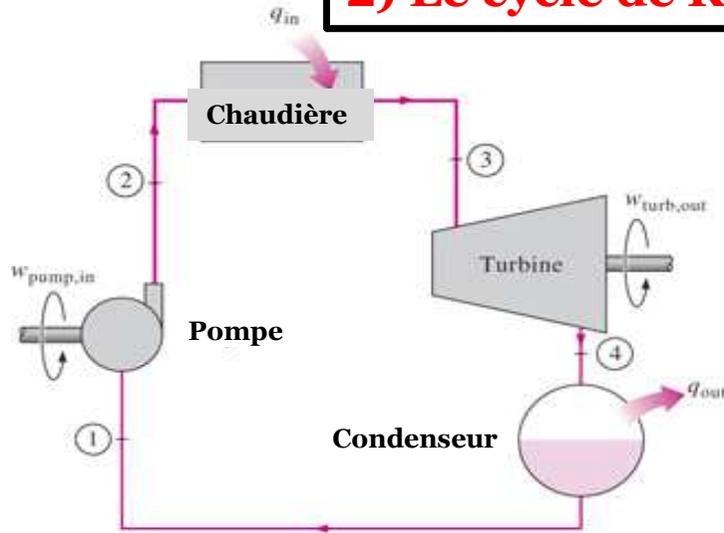
Déterminez:

- 1) Le rendement thermique du cycle
- 2) La quantité de chaleur évacuée
- 3) travail net produit

Solution (en classe)

Cycle de puissance à vapeur

2) Le cycle de Rankine idéal



Évolution 1-2: Compression isentropique du liquide saturé (pompe) : $w_{in} = h_2 - h_1$ **ou encore** $w_{in} = v(P_2 - P_1)$

Évolution 2-3: Addition de chaleur à pression constante (Chaudière) : $q_{in} = h_3 - h_2$

Évolution 3-4: Expansion isentropique à un mélange saturé de titre (x) élevé (turbine) : $w_{out} = h_3 - h_4$

Évolution 4-1: Rejet de chaleur à pression constante (condenseur) : $q_{out} = h_4 - h_1$

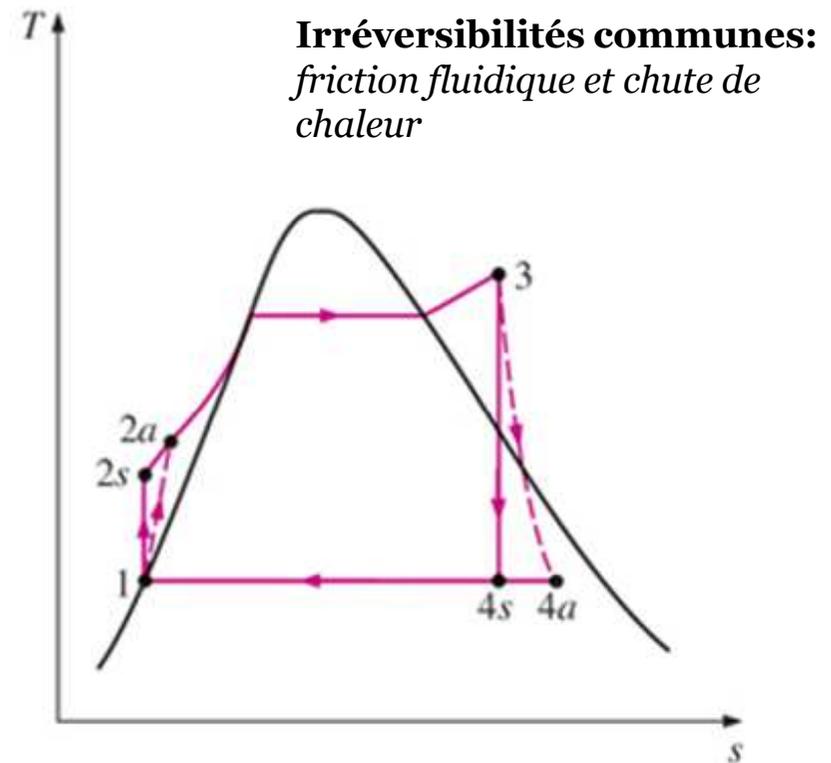
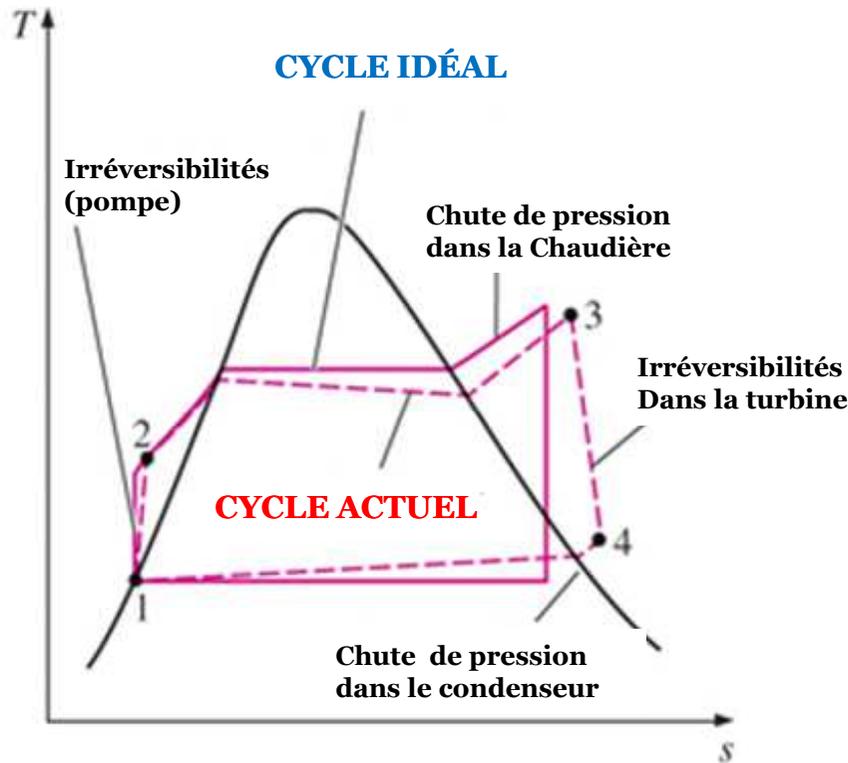
Rendement:

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

**Exemple 10.1 (page 471)
à faire**

Cycle de puissance à vapeur

3) Le cycle de Rankine actuel (non idéal)



Rendement isentropique

$$\eta_{Pompe} = \frac{w_s}{w_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1}$$

$$\eta_{turbine} = \frac{w_a}{w_s} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}}$$

Cycle de puissance à vapeur

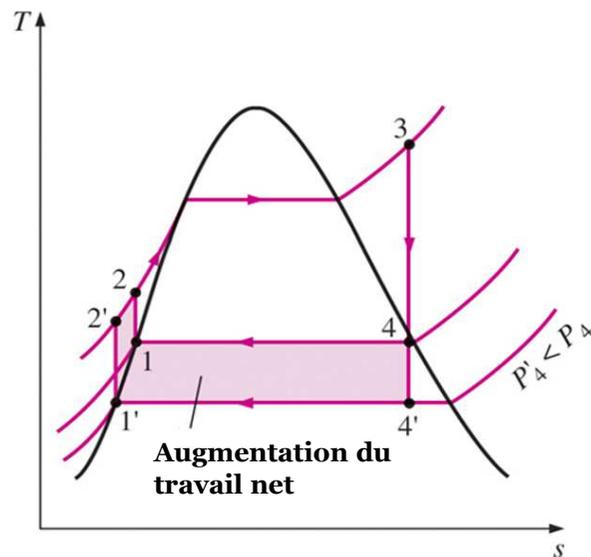
4) Stratégie d'accroissement de rendement du cycle de Rankine

Il y a des limites dans la réduction des irréversibilités dans le système. Il existe cependant des stratégies pour augmenter le rendement du cycle Rankine au niveau de base (idéal):

- Augmenter la température à laquelle la chaleur est fournie au caloporateur au sein de la chaudiere.
- Ou diminuer la température à laquelle la chaleur est évacuée du caloporateur au sein de condenseur.

$$\eta_{th,rev} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

1) Diminuer la température (moyenne) de rejet de chaleur (T_L) :



- En réduisant la pression dans le condenseur, on réduit automatiquement la température T_L .

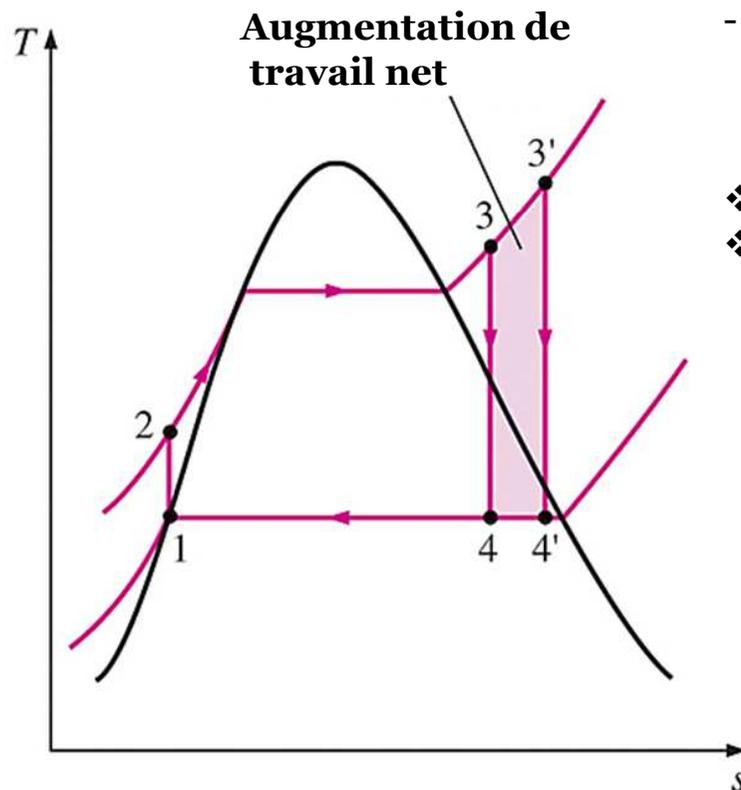
Inconvénients:

- ✓ T_L de condenseur doit être plus élevée que la température du médium de refroidissement (ex. rivière)
- ✓ La teneur en eau augmente et risque d'érosion des aubages de la turbine et diminue son rendement.

Cycle de puissance à vapeur

4) Stratégie d'accroissement de rendement du cycle de Rankine

2) Chauffer la vapeur à haute température:



- On peut augmenter la température à laquelle la chaleur est transmise à la vapeur sans accroître la pression dans la chaudière : Chauffer la vapeur à haute température.

- ❖ **Travail additionnel** : surface ombrée
- ❖ **L'aire sous la courbe 3-3'** : chaleur additionnelle fournie.

➡ **Le rendement augmente**

Inconvénients:

- ❑ Limitation de la température T_H (Résistance thermique des matériaux)

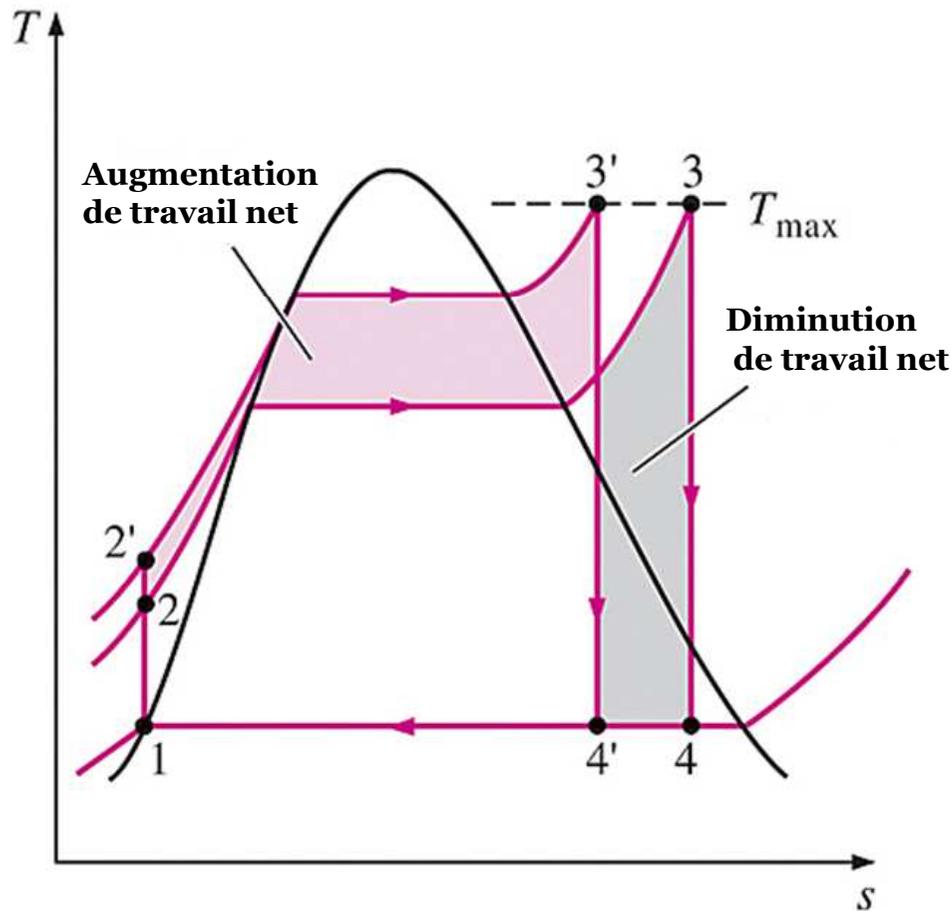
Avantage:

- ❑ Augmentation du titre (x) de l'eau dans la turbine

Cycle de puissance à vapeur

4) Stratégie d'accroissement de rendement du cycle de Rankine

3) Augmenter la pression dans la Chaudière :



- En augmentant la pression dans la chaudière, on accroît la température (T_H) à laquelle l'ébullition du caloporteur se produit, donc: **le rendement augmente.**
- Pour une température fixe à l'entrée de la turbine, le cycle est déplacé vers la gauche et la teneur en eau de la vapeur à la sortie de la turbine augmente. On peut atténuer cette augmentation en surchauffant la vapeur

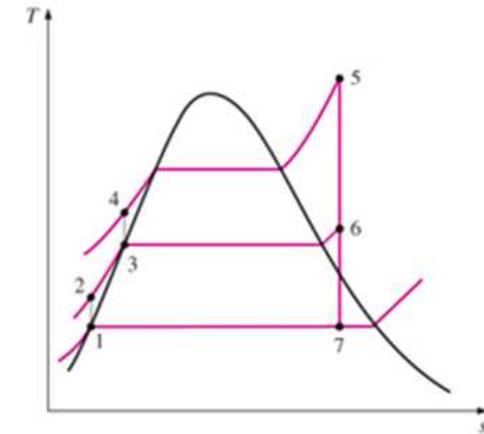
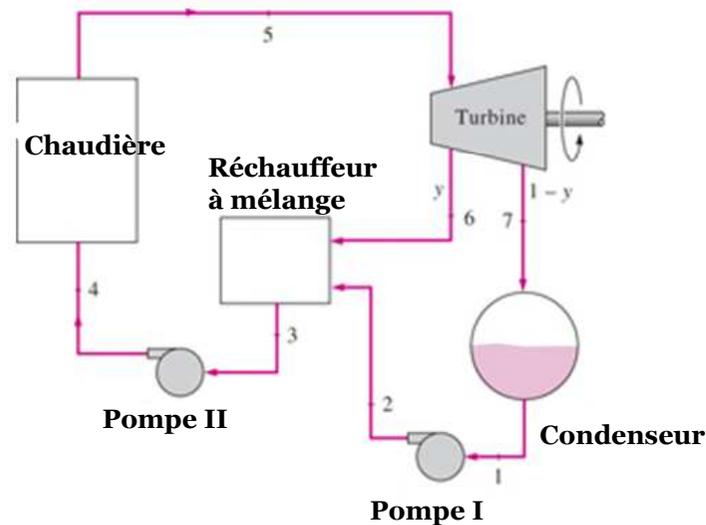
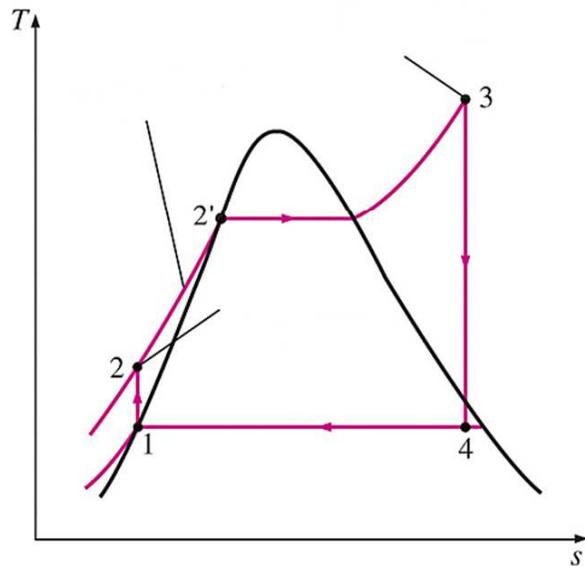
Exemple 10.3 (**à faire**)

Cycle de puissance à vapeur

4) Stratégie d'accroissement de rendement du cycle de Rankine

5) Le cycle à régénération:

Une partie de la vapeur soutirée de la turbine et détournée dans un “régénérateur” ou “réchauffeur”.



$$y \equiv \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_5} \text{ (Fraction de vapeur soutirée)}$$

$$q_{in} = h_5 - h_4$$

$$q_{out} = (1-y)(h_7 - h_1)$$

$$w_{turbine,out} = (h_5 - h_6) + (1-y)(h_6 - h_7)$$

$$w_{pompe,in} = (1-y)(h_2 - h_1) + (h_4 - h_3) = (1-y)v_1(P_2 - P_1) + v_3(P_4 - P_3)$$

Exemple 3 (Exo. 10.79)

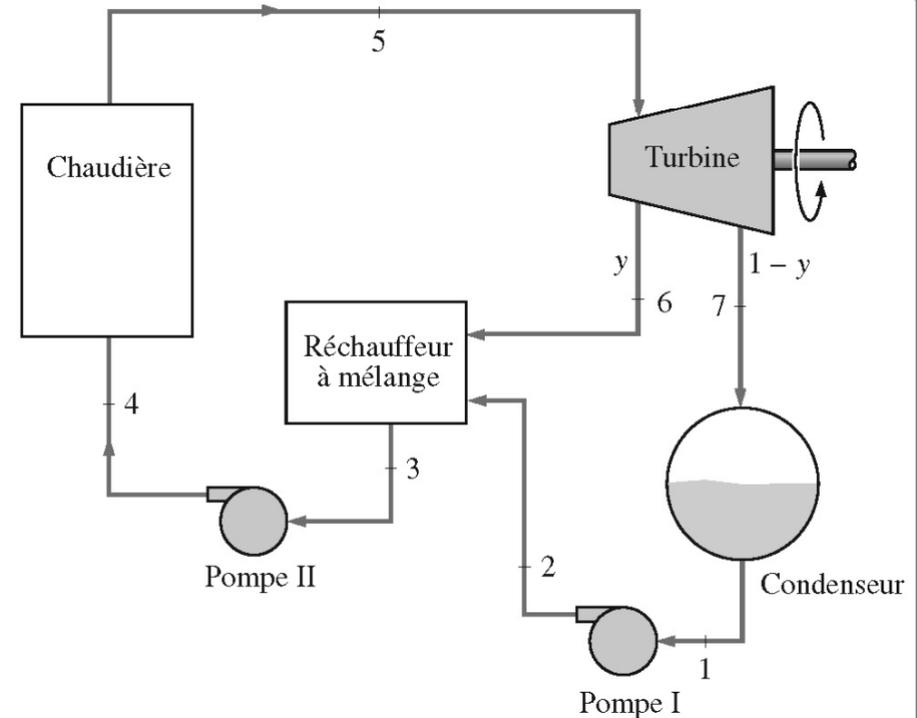
Soit une centrale thermique fonctionnant selon le cycle à régénération. La puissance nette produite par la centrale est de 150MW. La vapeur d'eau s'engage dans la turbine à 10 MPa et à 500°C . La pression dans le condenseur est de 10 kPa. Le rendement isentropique de la turbine est de 80% et celui des pompes, de 95%. La vapeur d'eau est soutirée de la turbine à 0.5 MPa pour chauffer l'eau d'alimentation dans un réchauffeur à mélange. Le mélange sort alors du réchauffeur sous forme de liquide saturé.

-Montrez le cycle dans un diagramme T-s.

Déterminez:

- 1) Le débit massique de vapeur traversant la chaudière
- 1) le rendement thermique du cycle.

Solution (en classe)



Cycle de réfrigération

Les machines frigorifiques

- ❑ Cycle pour transférer de la chaleur d'un réservoir froid à un réservoir chaud.

➤ Même cycle pour deux applications différentes:

1) Réfrigérateur :

Garder T_L (compartiments frigorifiques) constante

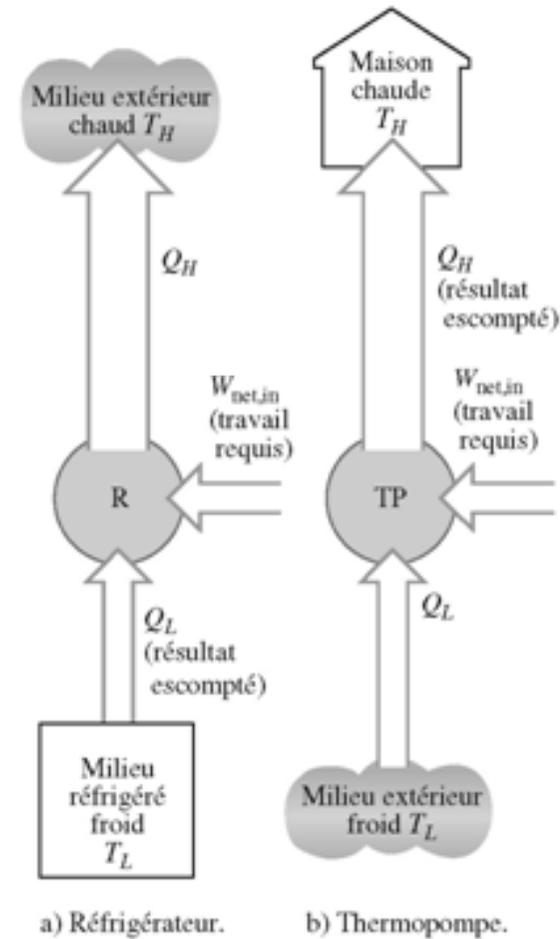
$$COP_R = \frac{\text{Refroidissement}}{\text{Travail consommé}} = \frac{Q_L}{W_{net,in}}$$

2) Pompe thermique :

Garder T_H (habitat) constante :

$$COP_{TP} = \frac{\text{Chauffage}}{\text{Travail consommé}} = \frac{Q_H}{W_{net,in}}$$

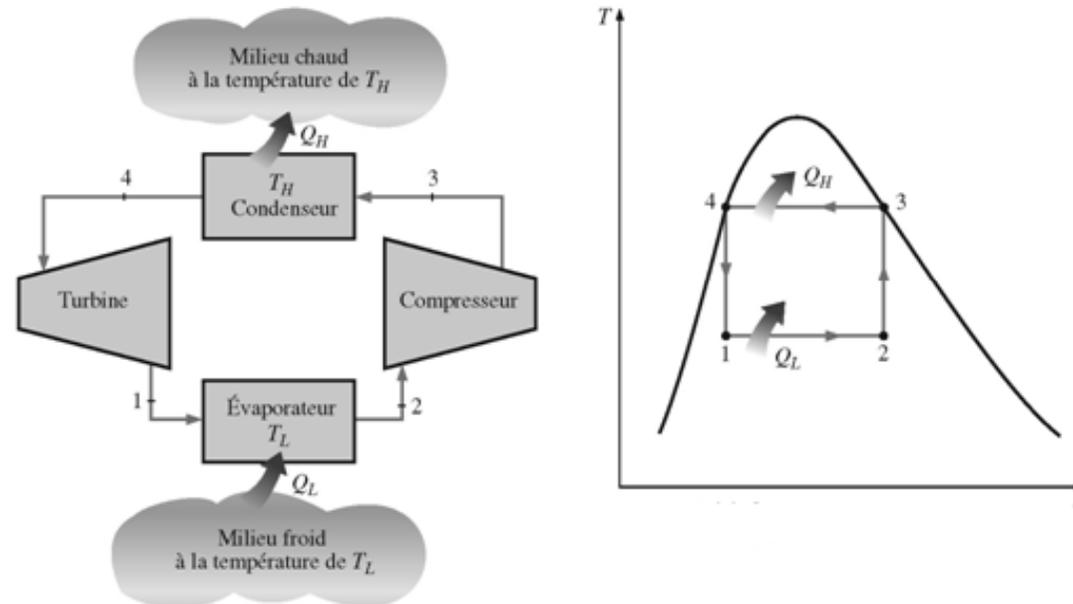
$$COP_{TP} - COP_R = 1$$



Cycle de réfrigération

1) Le cycle Carnot inversé

Les quatre évolutions réversibles du cycle de Carnot (moteur thermique) peuvent être inversées pour former le cycle de Carnot inversé, le cycle de réfrigération avec le meilleur rendement.

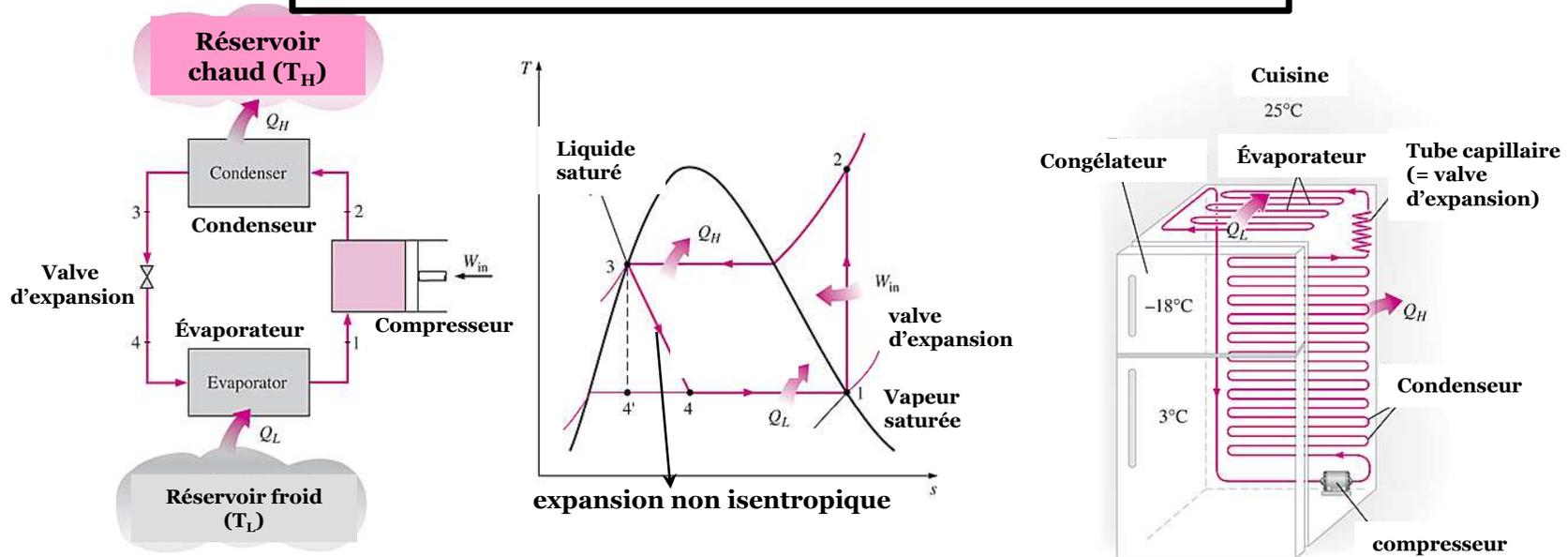


➤ Cependant, le cycle de Carnot inversé ne peut pas servir de modèle idéal pour un cycle de réfrigération car:

- Expansion biphasique (*évolution 4-1*) endommagerait la turbine
- Difficile de concevoir un compresseur pour deux phases (*évolution 2-3*)

Cycle de réfrigération

1) Le cycle de réfrigération à vapeur idéal



1-2: Compression isentropique (compresseur) : $w_{net,in} = h_2 - h_1$

2-3: Rejet de chaleur à pression constante jusqu'au liquide saturé (condenseur) : $q_H = h_2 - h_3$

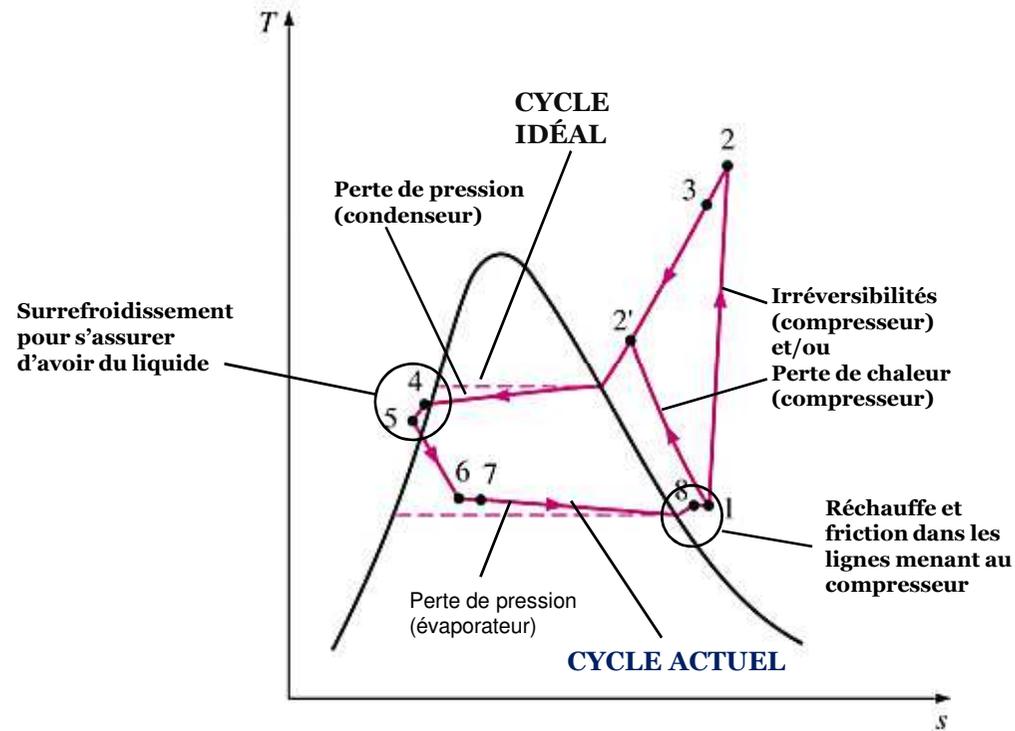
3-4: Expansion adiabatique, non-isentropique à un mélange saturé (valve d'expansion): $h_3 = h_4$

4-1: Absorption de chaleur à pression constante jusqu'à la vapeur saturée (évaporateur): $q_L = h_1 - h_4$

Coefficients de performance: $COP_R = \frac{q_L}{w_{net,in}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$ $COP_{PT} = \frac{q_H}{w_{net,in}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$ **Avec:** $h_1 = h_{g,P1}$
 $h_3 = h_{f,P3}$

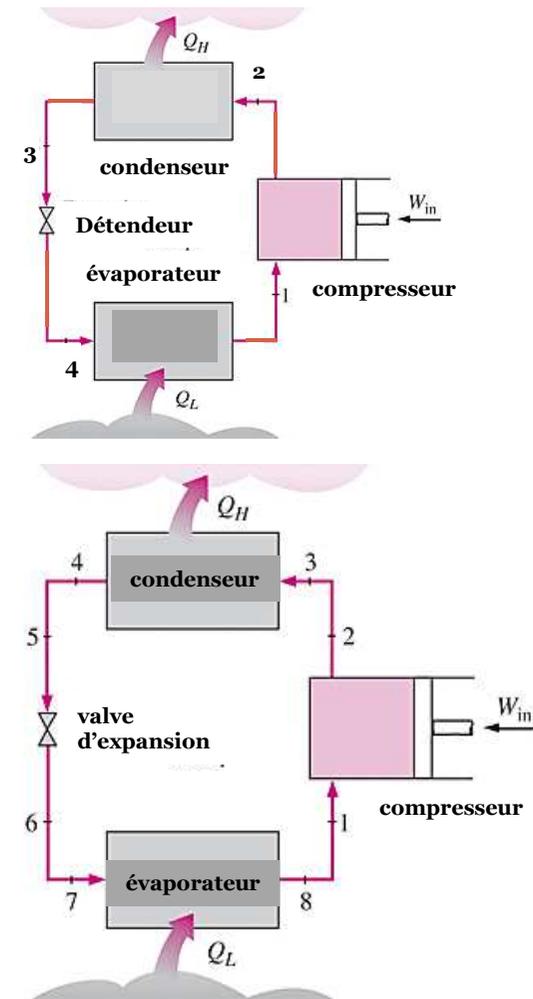
Cycle de réfrigération

1) Le cycle de réfrigération à vapeur actuel (non-idéal)



Irréversibilités communes:

friction fluidique et perte de chaleur



Exemple 5 (Exo. 11.19)

Un écoulement de réfrigérant R-134a entre dans le compresseur du réfrigérant à 140kPa et à -10°C avec un débit volumique de $0.3\text{m}^3/\text{min}$. Il en ressort à 1MPa. Le rendement isentropique du compresseur est de 78%. Le réfrigérant pénètre dans le détendeur à 0.95 MPa et à 30°C , et il sort de l'évaporateur sous forme de vapeur saturée à -18.5°C . Montrez le cycle dans un diagramme T-s.

Déterminez :

- 1) La puissance consommée par le compresseur
- 2) La puissance thermique extraite du milieu réfrigéré
- 3) La chute de pression et la chaleur ajoutée au conduit reliant l'évaporateur au compresseur.

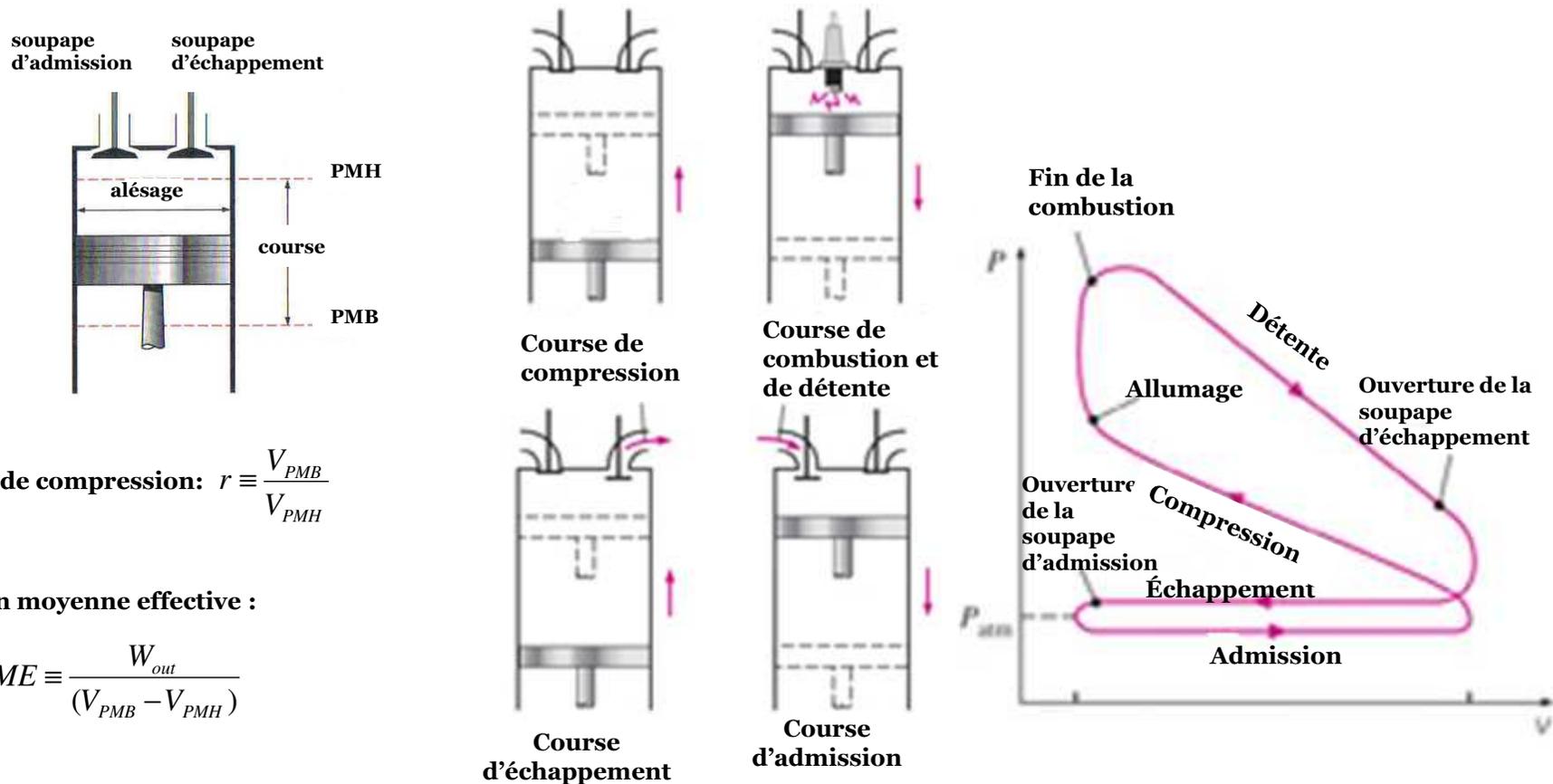
Solution (en classe)

- 1) **1,88 kW**
- 2) **4,99 kW**
- 3) **1.65 kPa et 0.241 kW**

Cycles de moteurs à combustion interne

Définitions

Moteur avec piston(s) et cylindre (s) pour générer de la puissance mécanique par combustion d'un carburant à l'intérieur des frontières du système. Cycles mécaniques et non-thermodynamiques, mais qui peuvent être modélisés avec des cycles thermodynamiques



Cycles de moteurs à combustion interne

Définitions

Suppositions pour modélisation thermodynamique (Hypothèses d'air standard)

- fluide actif est de l'air de masse fixe agissant comme un gaz parfait
- Toutes les évolutions du cycle modélisé sont intérieurement réversible
- La combustion peut être remplacée par un transfert de chaleur d'une source externe
- Le cycle se termine avec l'évacuation de la chaleur dans le milieu extérieur.
- Les chaleurs massiques (C_p et C_v) de l'air sont constantes, aux valeurs à 25°C

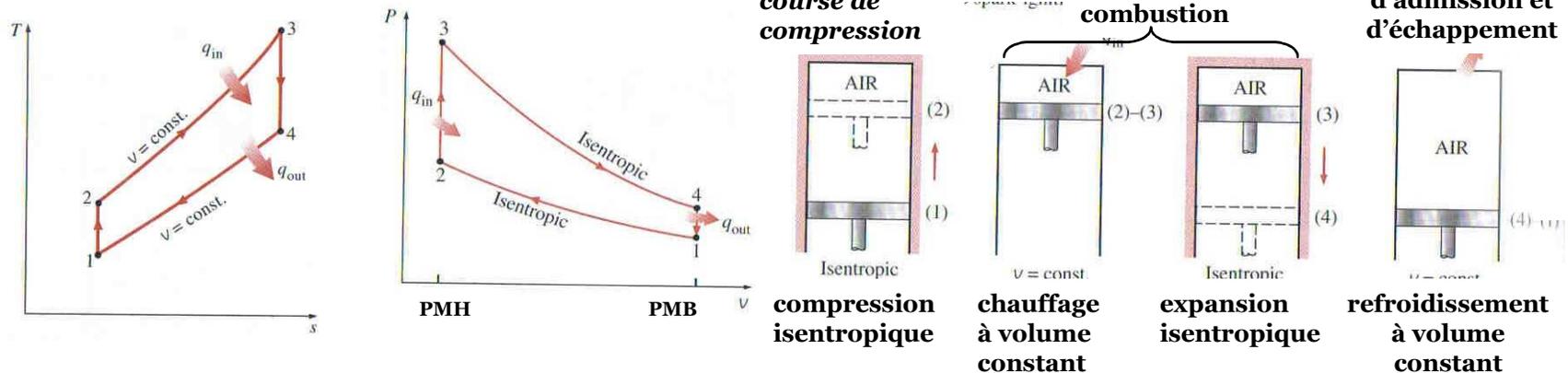
Cycles de moteurs à combustion interne

Cycle d'Otto

Le cycle d'**Otto** théorique est composé :

- 1-2:** Compression isentropique
- 2-3:** L'apport de chaleur à volume constant
- 3-4:** La détente isentropique
- 4-1:** L'évacuation de chaleur à volume constant.

CYCLE OTTO IDÉAL



Cycles de moteurs à combustion interne

Cycle d'Otto

Bilan d'énergie pour système fermé (gaz dans cylindre) donne: Les variations des énergies cinétique et potentielles sont négligées

$$q_{in} = u_3 - u_2 = c_v (T_3 - T_2)$$

$$q_{out} = u_4 - u_1 = c_v (T_4 - T_1)$$

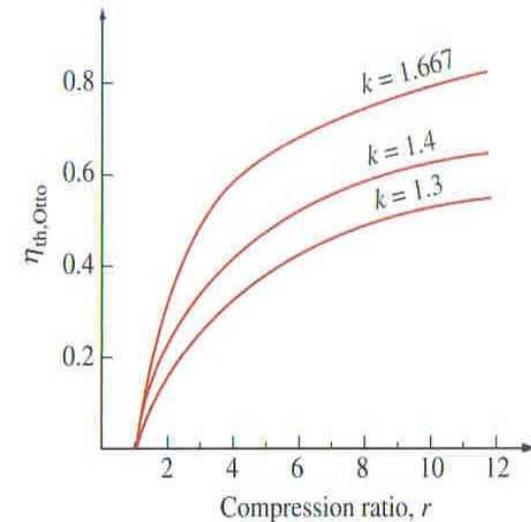
$$\eta_{th,Otto} = \frac{W_{net}}{q_{in}} = \frac{q_{in} - q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)}$$

Notons que les évolutions 1-2 et 3-4 sont isentropiques de gaz parfait ($Pv^k = const.$; $Tv^{k-1} = const.$) et que $v_1 = v_4$ et $v_2 = v_3$:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} = \frac{T_4}{T_3}$$

Mettant cette expression pour obtenir le rendement en terme du taux de compression ($r = V_{max}/V_{min} = v_1/v_2$) donne:

$$\eta_{th,Otto} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}$$



Exemple 6 (Exo. 9.38)

Soit un cycle d'Otto dont le taux de compression est de 7. au début de l'évolution de compression, l'air se trouve à 90 kPa et à 27 °C, et son volume est de 0.004 m³. La température maximale du cycle est de 1400 K.

Calculez:

- 1) La chaleur évacuée
- 2) Le travail net produit pour chaque cycle
- 3) Le rendement thermique du cycle

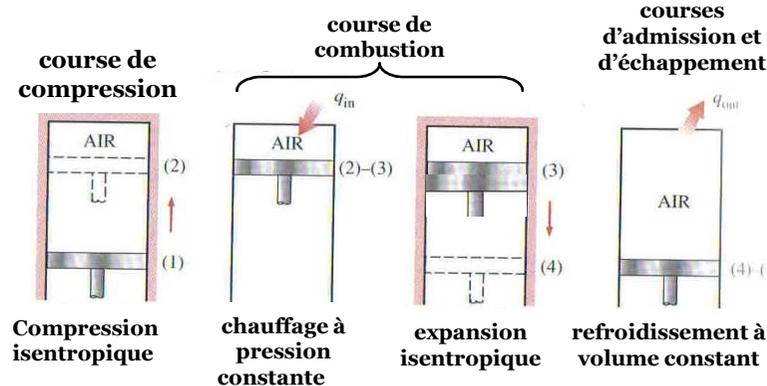
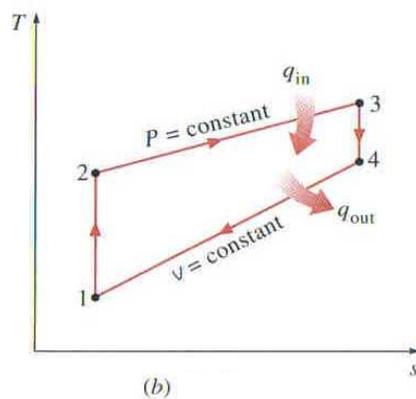
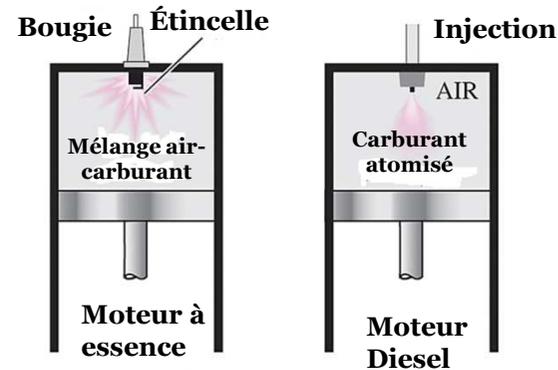
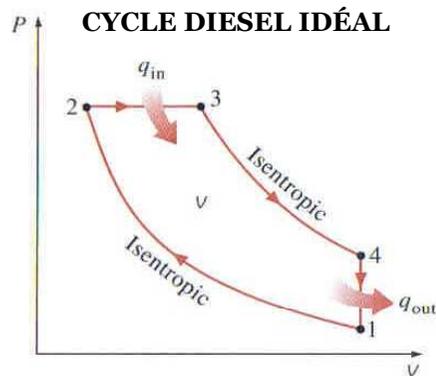
Admettez *les hypothèses d'air standard simplifiées.*

Solution (en classe)

Cycles de moteurs à combustion interne

Cycle Diesel

Cycle **thermodynamique idéalisée** pour moteurs à allumage par compression.



- 1-2: Compression isentropique**
- 2-3: L'apport de chaleur à pression constante**
- 3-4: Détente isentropique**
- 4-1: Refroidissement à volume constant (échappement des gaz)**

Cycles de moteurs à combustion interne

Cycle Diesel

Bilan d'énergie pour système fermé (gaz dans cylindre) donne:

$$q_{in} = w_{b,out} + u_3 - u_2 = P_2(v_3 - v_2) + u_3 - u_2 = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2)$$

$$q_{out} = u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1)$$

$$\eta_{th,Diesel} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{kT_2(T_3/T_2 - 1)}$$

Notons que 1-2 et 3-4 sont des évolutions isentropiques de gaz parfait ($Pv^k = const.$; $Tv^{k-1} = const.$) et $v_1 = v_4$ et $P_2 = P_3$:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} ; \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} = \frac{T_4}{T_3}$$

Mettant ces expressions pour obtenir le rendement en terme du taux de compression ($r = V_{max}/V_{min} = v_1/v_2$) et du rapport d'injection ($r_c = v_3/v_2$) donne:

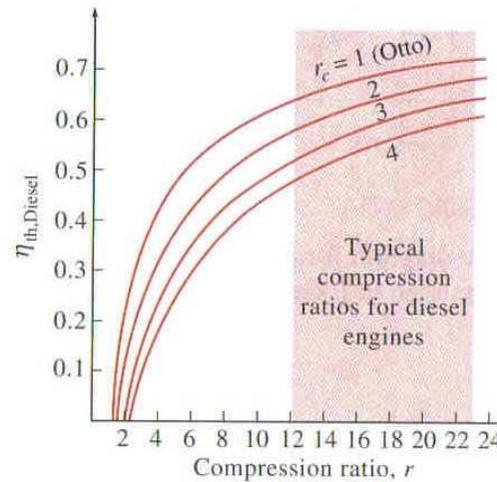
$$\eta_{th,Diesel} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \left[\frac{r_c^k - 1}{k(r_c - 1)} \right] \quad \eta_{th,Diesel} < \eta_{th,Otto}$$

À faire:
exemple 9.3

Cycles de moteurs à combustion interne

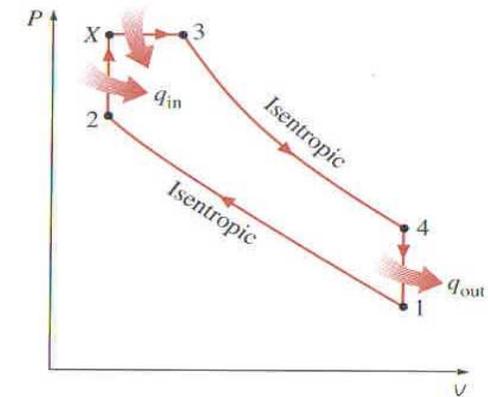
Cycle Diesel

❖ Pour le même taux de compression, et à mesure que le rapport r_c diminue, le rendement du cycle Diesel croît et s'approche du rendement du cycle Otto.



Cycle mixte

❖ Combinaison des **cycles Otto** et **Diesel** pour une modélisation plus réaliste des moteurs à combustion interne, dont les cycles Otto et Diesel seraient des cas spéciaux du nouveau modèle.



Exemple 7 (Exo. 9.49)

Soit un cycle *Diesel théorique* dont le taux de compression est de 20. au début de la compression, l'air se trouve à 95kPa et à 20⁰C. en supposant que la température maximale dans le cycle ne peut dépasser 2200K, déterminez:

- 1) Le rendement thermique du cycle
- 2) la pression moyenne effective

Admettez les hypothèses d'air standard simplifiées.

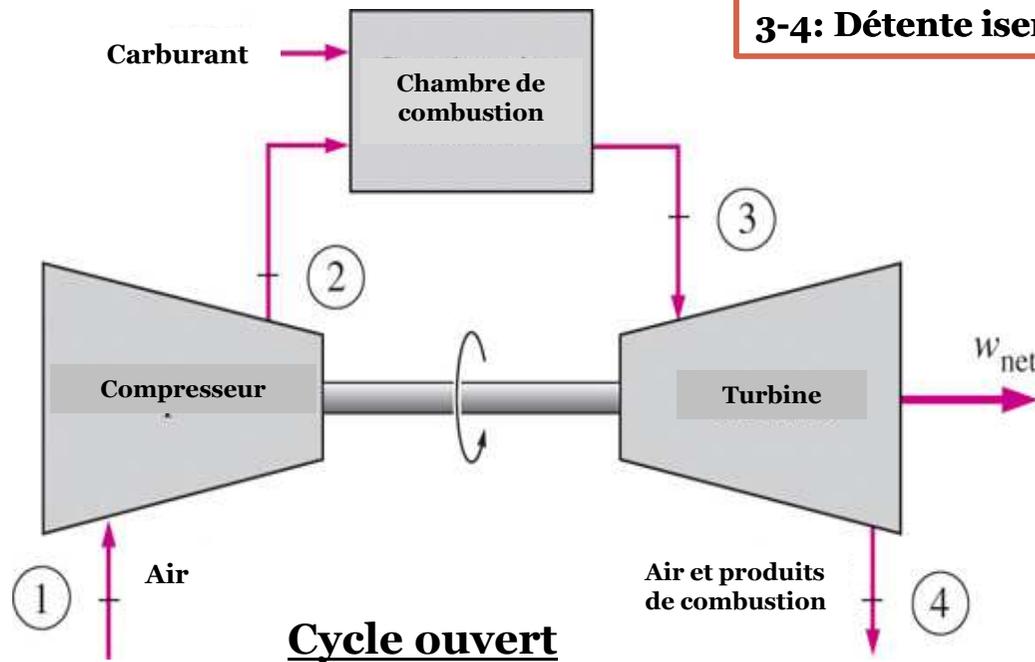
Solution (en classe)

Cycles de moteurs à combustion interne

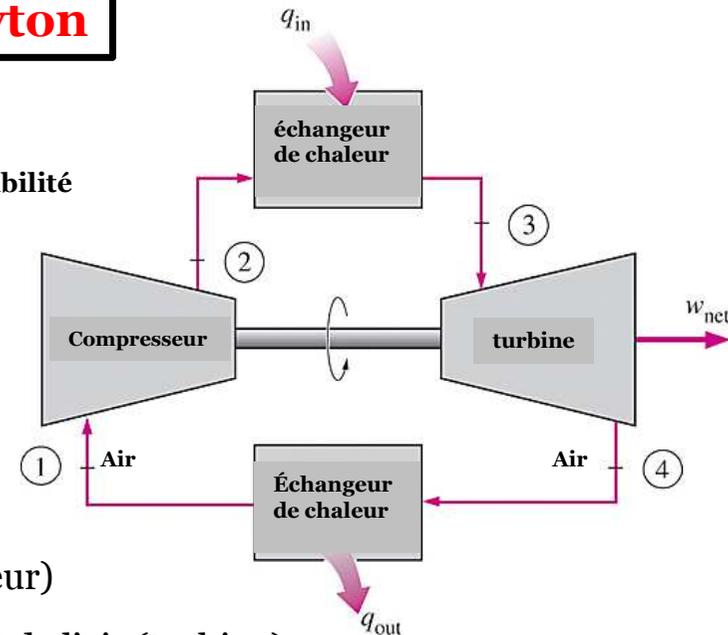
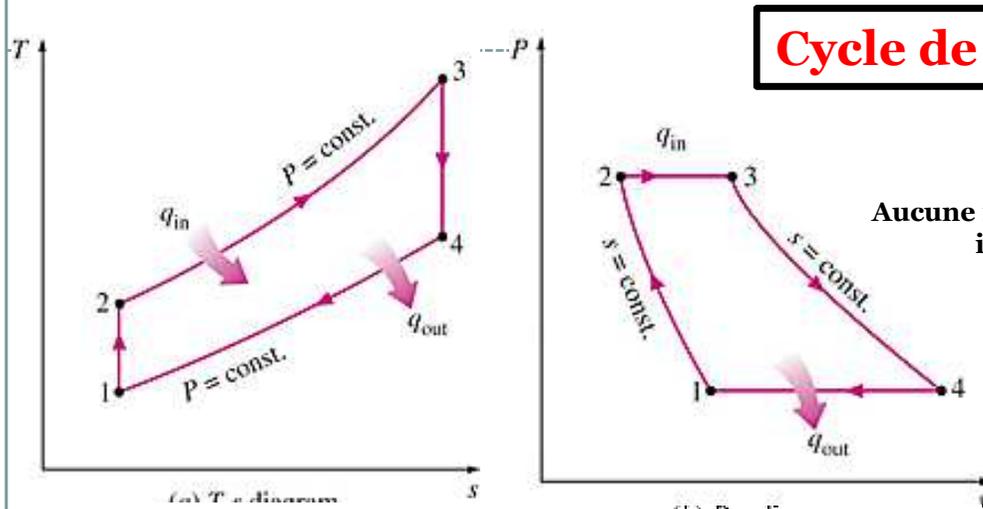
Turbines à gaz

□ Bien que les turbines à gaz sont des cycles non thermodynamiques, on peut les modéliser avec le cycle thermodynamique **idéalisé de Brayton**. En général, elles fonctionnent selon un cycle ouvert.

- 1-2: Compression isentropique (dans le compresseur)**
- 2-3: Apport de chaleur dans la chambre de combustion**
- 3-4: Détente isentropique dans la turbine.**



Cycles de moteurs à combustion interne



- 1-2: Compression isentropique de l'air (compresseur)
- 2-3: Addition de chaleur à pression constante (échangeur de chaleur)
- 3-4: Détente isentropique complète (vitesse de sortie négligeable) de l'air (turbine)
- 4-1: Rejet de chaleur à pression constante (échangeur de chaleur)

Bilan d'énergie pour système ouvert sur les composantes donne:

$$q_{in} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2)$$

$$q_{out} = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1)$$

$$\eta_{th,Brayton} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)}$$

Cycles de moteurs à combustion interne

Cycle de Brayton

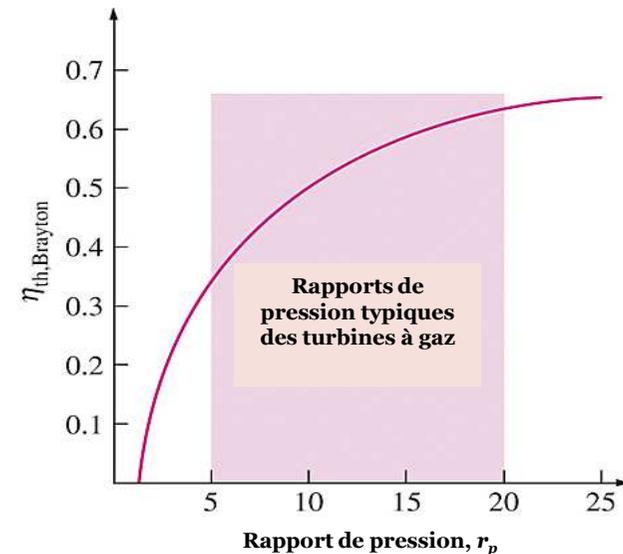
Rendement du cycle de Brayton:
$$\eta_{th,Brayton} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)}$$

Notons que 1-2 et 3-4 sont des évolutions isentropiques de gaz parfait ($Pv^k = const \rightarrow \frac{T}{P^{\frac{k-1}{k}}} = const$)
et $P_2=P_3$ et $P_1=P_4$:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_3}{T_4}$$

Mettant ces expressions pour obtenir le rendement en terme du **rapport de pression** ($r_p = P_2/P_1$) donne:

$$\eta_{th,Brayton} = 1 - \frac{1}{r_p^{\frac{k-1}{k}}}$$



Cycles de moteurs à combustion interne

Cycle de Brayton

Remarques :

- rendement du cycle Brayton augmente avec r_p et k
- travail du cycle Brayton en terme de r_p et de rapport de température maximal (T_3/T_1):

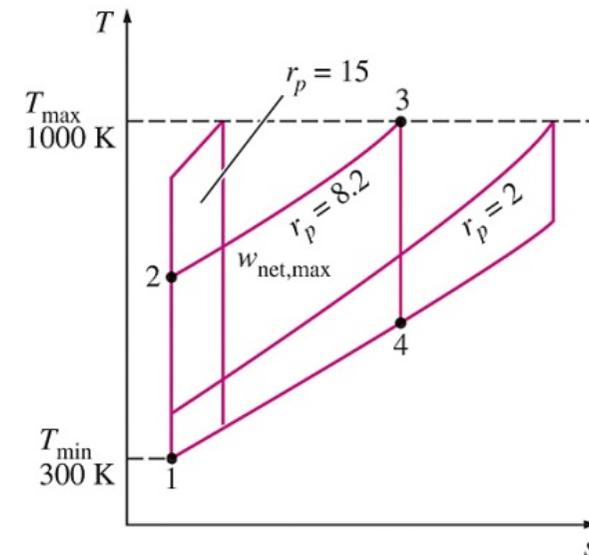
$$W_{net,Brayton} = q_{in} - q_{out} = c_p (T_3 - T_2) - c_p (T_4 - T_1) = c_p T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_2}{T_1} - \frac{T_4}{T_1} + 1 \right] \quad \text{et} \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_3}{T_4}$$

$$W_{net,Brayton} = c_p T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - \frac{T_3}{T_2} + 1 \right] = c_p T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - \frac{T_3}{T_1} \frac{T_1}{T_2} + 1 \right]$$

$$W_{net,Brayton} = c_p T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - \frac{T_3}{T_1} \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{-\frac{k-1}{k}} + 1 \right]$$

$$W_{net,Brayton} = c_p T_1 \left[\left(\frac{T_3}{T_1} \right) - r_p^{\frac{k-1}{k}} - \left(\frac{T_3}{T_1} \right) r_p^{-\frac{k-1}{k}} + 1 \right]$$

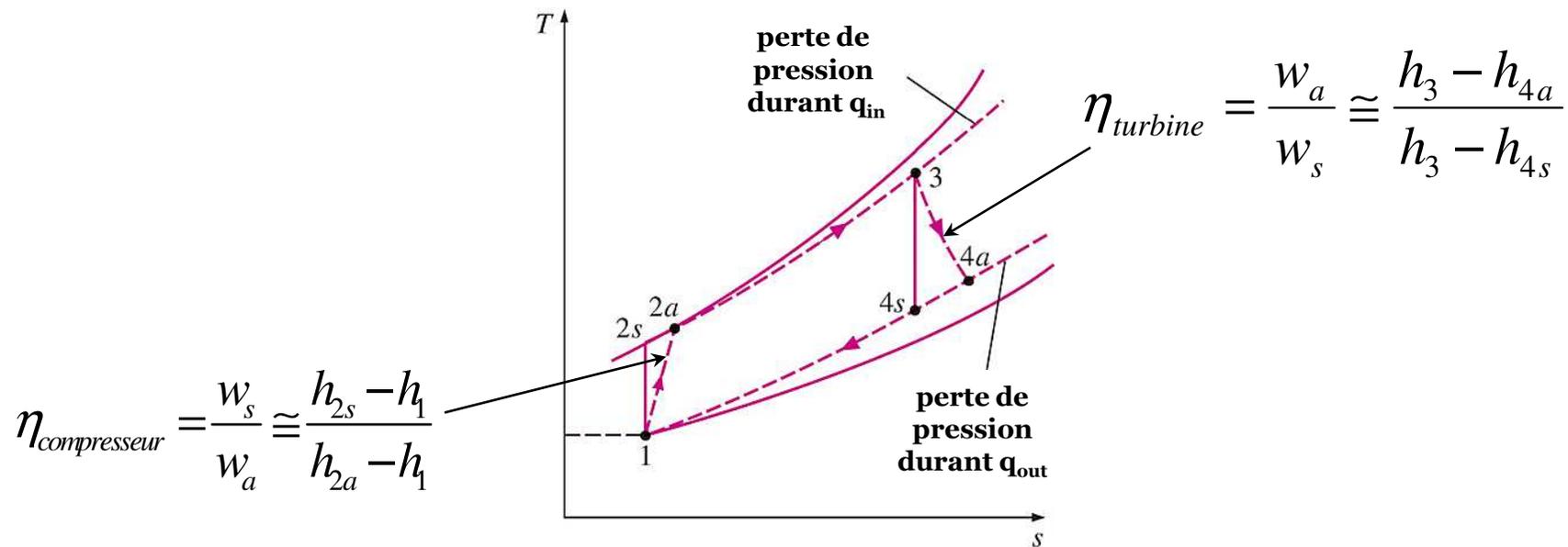
- $W_{net} \uparrow$ avec T_3/T_1
- pour un T_3/T_1 donné, il existe un r_p pour W_{net} maximal et ce r_p augmente avec T_3/T_1



Cycles de moteurs à combustion interne

Cycle de Brayton

- Écart entre le cycle idéal de la turbine à gaz et le cycle réel (actuel) (effet des irréversibilités sur le cycle Brayton (cycle actuel))



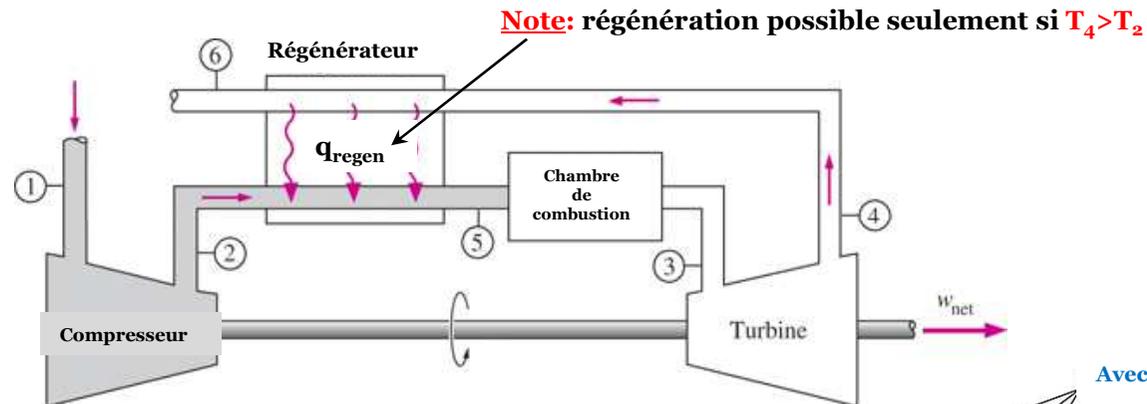
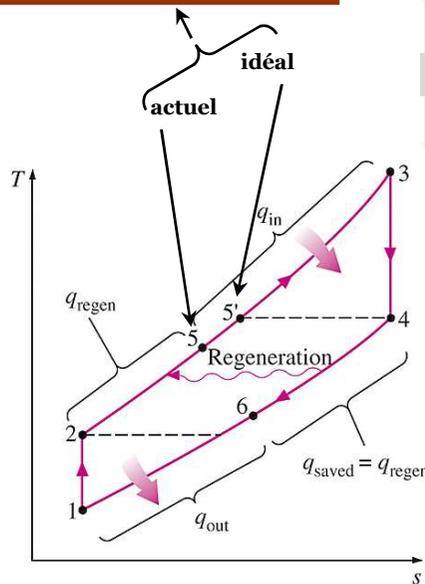
Cycles de moteurs à combustion interne

Cycle de Brayton avec régénération

Méthode d'augmentation du rendement du cycle Brayton en récupérant une partie de la chaleur q_{out} par rechauffe du gaz sortant du compresseur avec le gaz chaud sortant de la turbine:

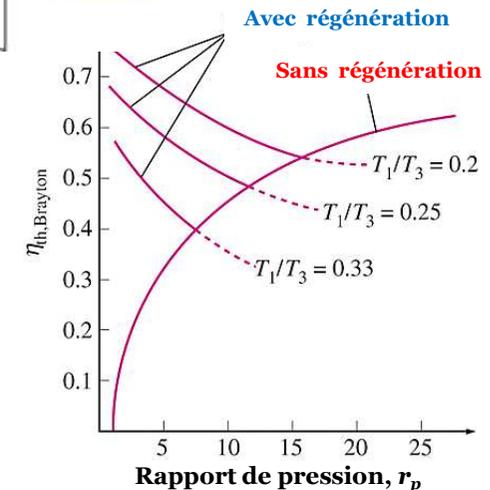
Efficacité de régénération

$$\mathcal{E} = \frac{q_{regen,act}}{q_{regen,max}} = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2}$$



Le rendement de Brayton théorique avec **régénération** devient:

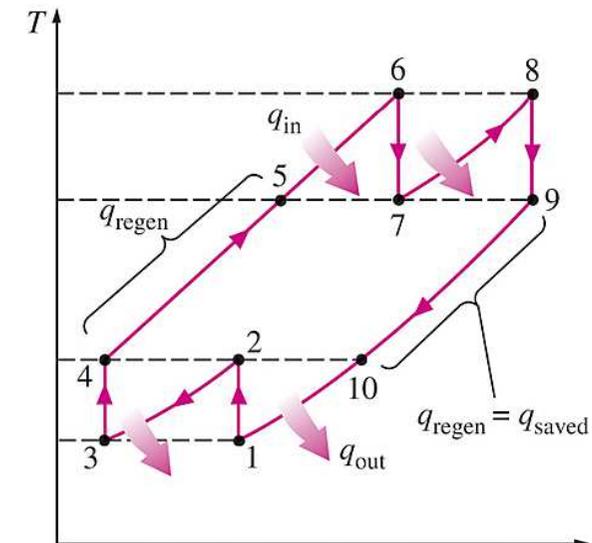
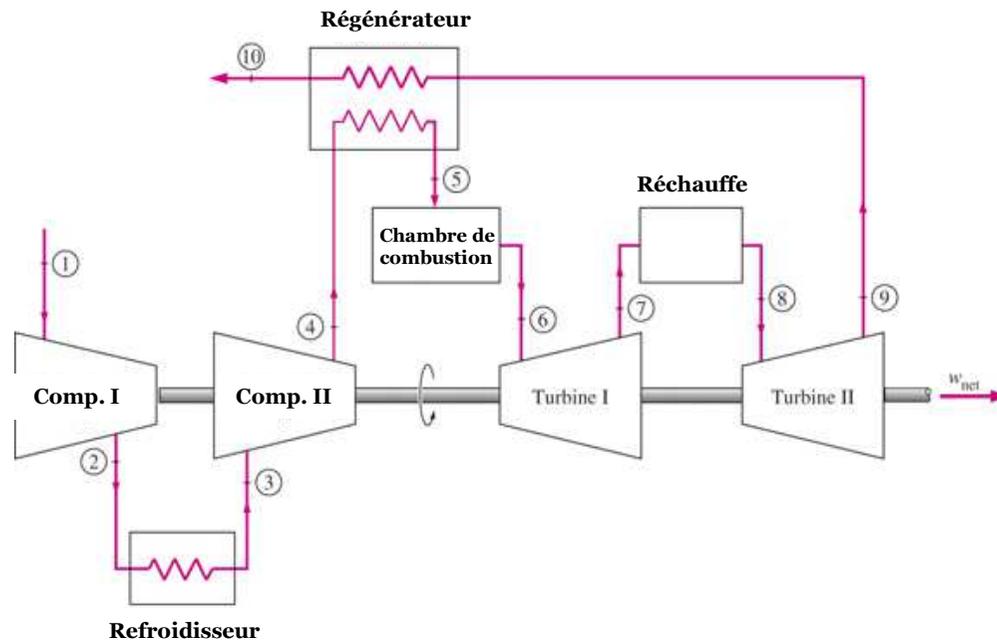
$$\eta_{th,regen} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_3} \right) r_p^{\frac{k-1}{k}}$$



Cycles de moteurs à combustion interne

Cycle de Brayton avec refroidissement intermédiaire, réchauffe et régénération

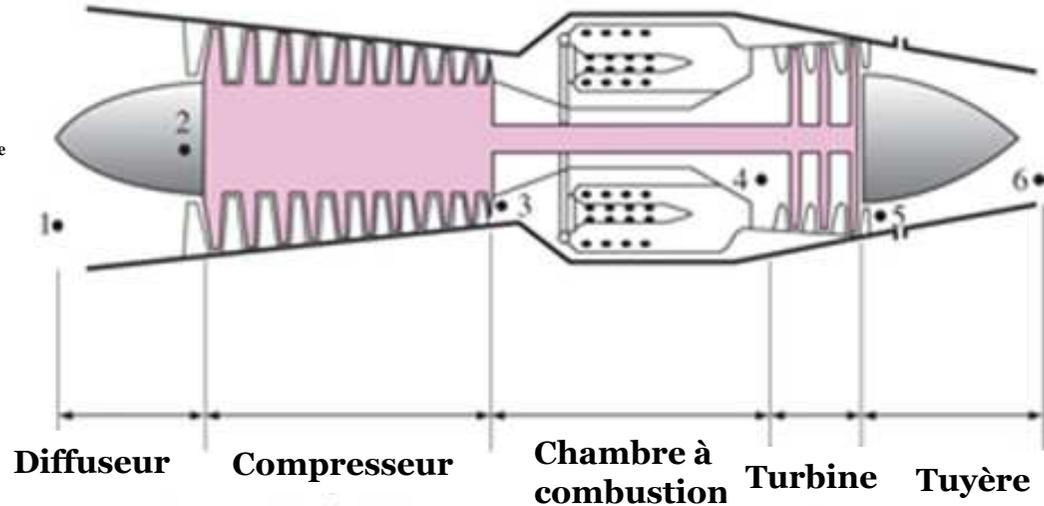
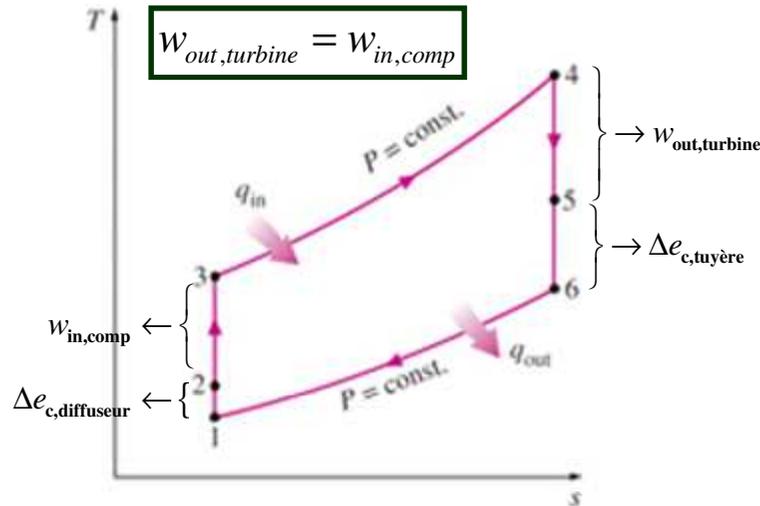
- ❖ On peut augmentation le rendement du cycle Brayton par:
 - refroidissement du gaz dans le compresseur (minimiser le travail du compresseur)
 - réchauffe du gaz dans la turbine (maximiser le travail de la turbine)
 - régénération (récupération d'une partie de q_{out})



- Notes:**
- Sans régénération, rendement ↓ au lieu de ↑ car on doit transférer plus de chaleur (carburant) entre (4) et (6) pour compenser le refroidissement entre (2) et (3)
 - Pour deux étapes de compression et d'expansion, performance optimale pour rapports de pression égaux entre les étapes : $P_2/P_1 = P_4/P_3$; $P_6/P_7 = P_8/P_9$

Cycles de moteurs à combustion interne

Cycle idéal pour turboréacteur (modification du cycle Brayton)



1-2: Compression isentropique d'un gaz parfait dans le diffuseur :

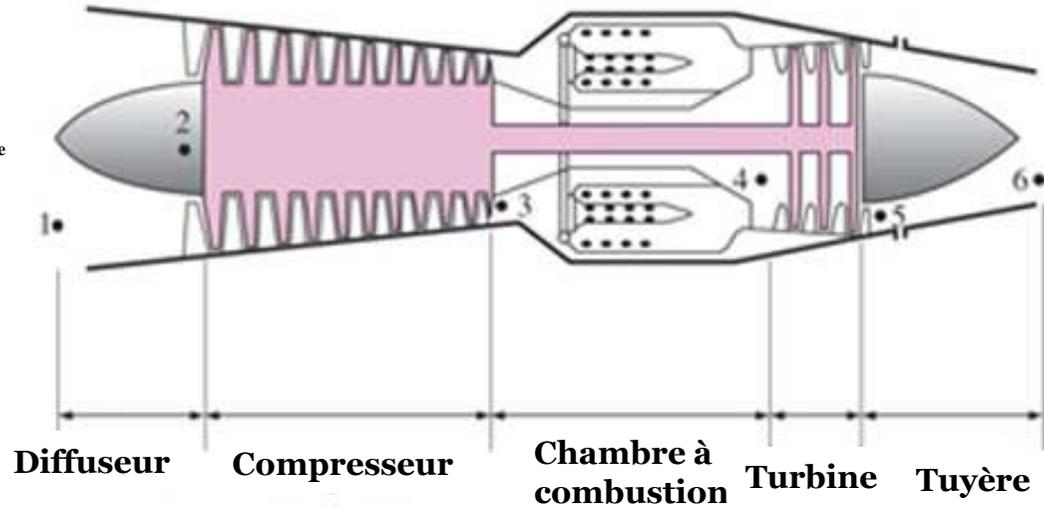
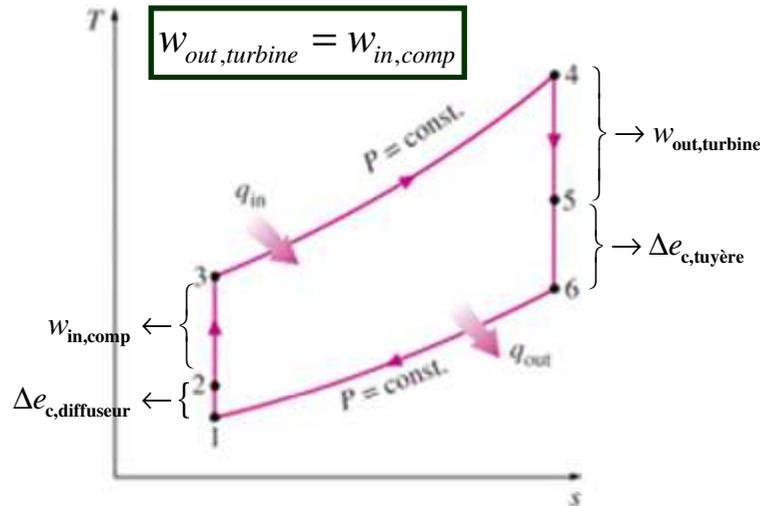
$$h_2 + \frac{V_2^2}{2} = h_1 + \frac{V_1^2}{2} \Rightarrow h_2 - h_1 = \frac{V_1^2}{2} - \frac{V_2^2}{2} \approx \frac{V_1^2}{2} \Rightarrow T_2 = T_1 + \frac{V_1^2}{2C_p}; \quad P_2 = P_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

2-3: compression isentropique d'un gaz parfait dans la turbine:

$$r_p = \frac{P_3}{P_2} \Rightarrow P_3 = r_p P_2; \quad T_3 = T_2 \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Cycles de moteurs à combustion interne

Cycle idéal pour turboréacteur (modification du cycle Brayton)



4-5: Détente isentropique d'un gaz parfait dans la turbine :

$$w_{in,comp} = w_{in,turb} \Rightarrow h_3 - h_2 = h_4 - h_5 \Rightarrow T_5 = T_4 - T_3 + T_2; \quad P_5 = P_4 \left(\frac{T_5}{T_4} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

5-6: Détente isentropique d'un gaz parfait dans la tuyère :

$$T_6 = T_5 \left(\frac{P_6}{P_5} \right)^{\frac{k-1}{k}}; \quad h_6 + \frac{V_6^2}{2} = h_5 + \frac{V_5^2}{2} \Rightarrow V_6 = \sqrt{2C_p(T_5 - T_6)}$$

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}(h_4 - h_3) = \dot{m}c_p(T_4 - T_3)$$

Puissance de propulsion:

$$\begin{aligned} \dot{W}_P &= FV_{avion} = \dot{m}(V_{sortie} - V_{entrée})V_{avion} \\ &= \dot{m}(V_6 - V_1)V_{avion} \end{aligned}$$

Exemple 8 (Exo. 9.111)

Soit le cycle idéal de la turbine à gaz comprenant deux étages de compression et deux étages de détente. Le rapport de pression dans chaque étage de compression est de 3. l'air s'engage dans chaque étage de compression à 300K, alors qu'il pénètre dans chaque étage de détente à 1200K. Déterminez le rapport du travail consommé par le compresseur au travail produit par la turbine et le rendement thermique du cycle:

- 1) Sans recourir à la régénération
- 2) avec régénération dont le rendement est de 75%. Supposez que les *chaleurs massiques sont variables*

Réponse

- 1) $\eta_{th} = 25.5\%$ (sans régénération)

Lecture suggérée

Sections **10.1 à 10.6, 9.3 à 9.5, 9.7 à 9.10, 11.1 à 11.4** du livre, «**Thermodynamique, une approche pragmatique**», Y. Cengel, M. Boles, M. Kanoğlu et M. Lacroix, Chenelière-McGraw-Hill, 2019.