

OÙ ON EN EST

- I) Introduction: définition et utilité de la thermodynamique
- II) Notions de base et définitions
- III) 1^{er} principe de la thermodynamique (systèmes fermés)
- IV) Propriétés des corps purs, simples et compressibles
- V) 1^{er} principe de la thermodynamique (systèmes ouverts)
- VI) 2^{ème} principe de la thermodynamique
- VII) Entropie

VIII) Cycles thermodynamiques communs

- heure 28 →
- **Le cycle classique de Rankine**
 - *Les cycles de réfrigération*
 - *Les cycles pour les moteurs à combustion interne (Otto, Diesel)*
 - *Les cycles pour turbines à gaz (Brayton)*

- IX) Mélanges non réactifs



CYCLES THERMODYNAMIQUES

Cycle de Carnot

- Concept idéalisé (gaz ou vapeur)
- 4 transformations (totalement) réversibles
- Impossible à réaliser en pratique

3 types de cycles réels

- Puissance à vapeur
 - **Rankine**
- Puissance à gaz
 - **Brayton**
 - **Otto/Diesel**
 - Stirling
- Réfrigération et pompe thermique



VIII- LES CYCLES THERMODYNAMIQUES COMMUNS

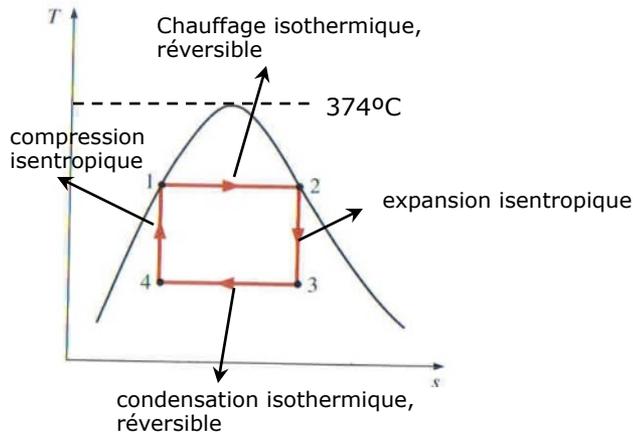
1) Cycle de Rankine

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

a) Le cycle Carnot à vapeur

Révision: 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
- 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)

$$\left(\eta_{th,rev} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \right)$$

Évolutions intérieurement réversibles, donc:

Aire sous courbe 1-2 = q_{in}

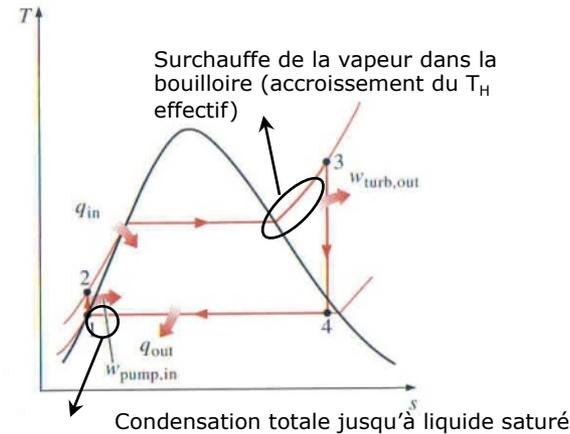
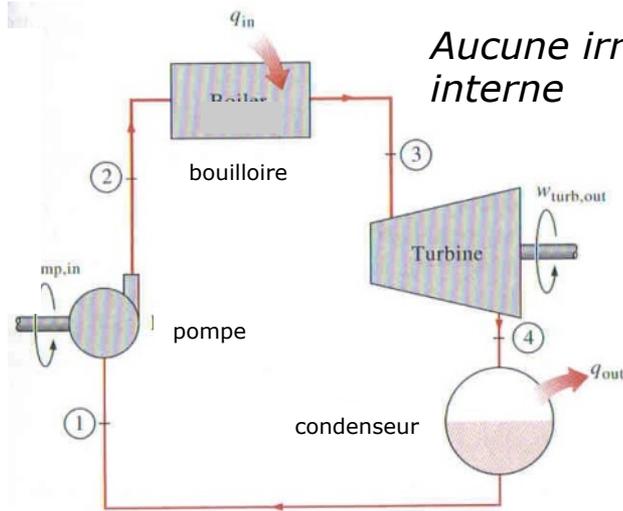
Aire sous courbe 3-4 = q_{out}

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



LES CYCLES THERMODYNAMIQUES COMMUNS

b) Le cycle Rankine idéal



Évolution 1 → 2: compression isentropique du liquide saturé (pompe)

$$w_{in} = h_2 - h_1 \quad \text{si purement incompressible } w_{in} = v(P_2 - P_1)$$

Évolution 2 → 3: addition de chaleur à pression constante (bouilloire)

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

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)

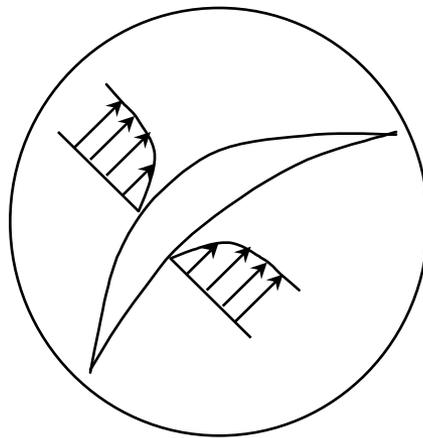
Rendement:

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

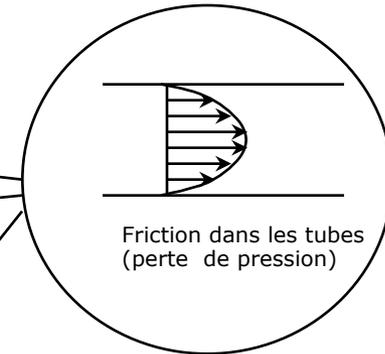
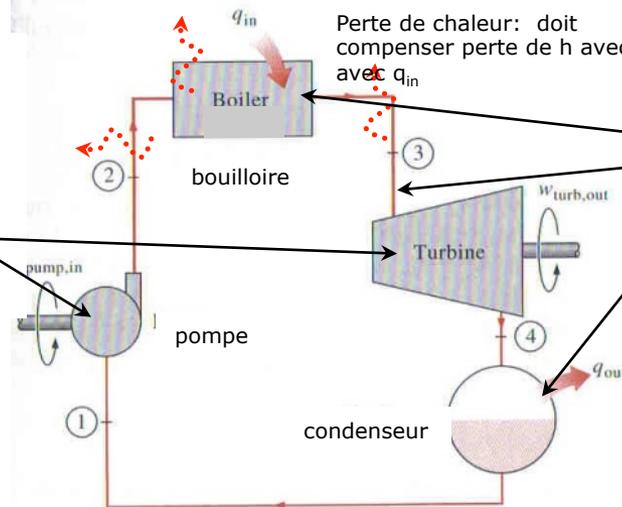


LE CYCLE RANKINE RÉEL (NON IDÉAL)

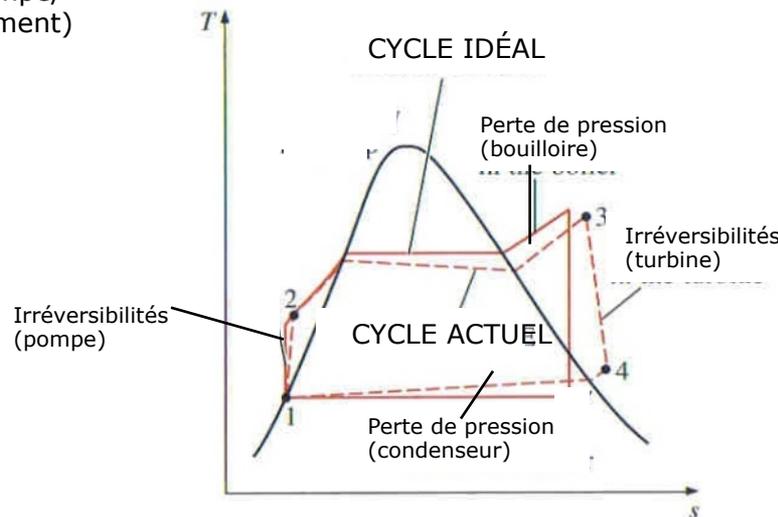
Irréversibilités communes: friction fluïdique et perte de chaleur



Friction aérodynamique dans les composants de pompe/turbine (perte de rendement)



Friction dans les tubes (perte de pression)



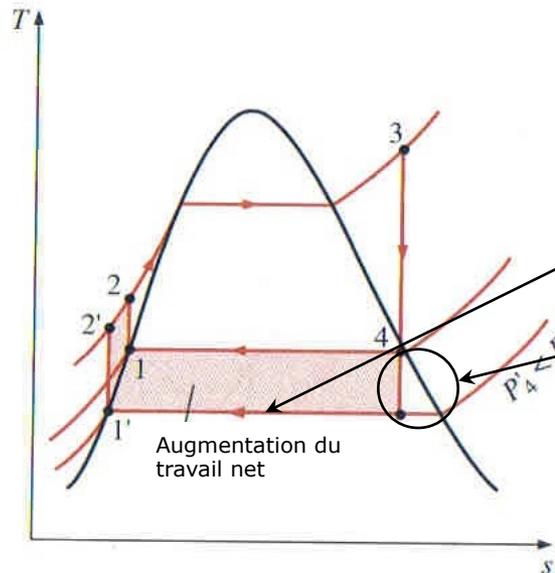
LE CYCLE RANKINE RÉEL (NON IDÉAL)

d) Stratégies d'accroissement de rendement du cycle 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):

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

i) diminuer la température (moyenne) de rejet de chaleur (T_L)



Désavantages:

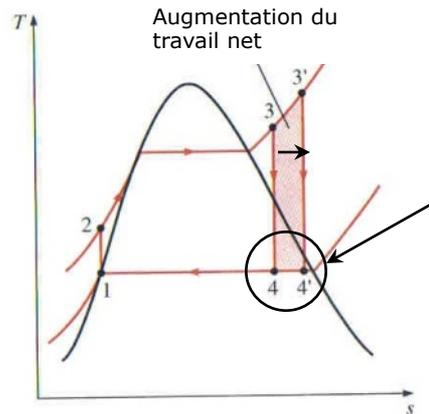
- Limite: T_L doit être plus haute que T du médium de refroidissement (ex. Rivière)
- Réduction du titre (x) de l'eau dans la turbine (dommage)



LE CYCLE RANKINE RÉEL (NON IDÉAL)

d) Stratégies d'accroissement de rendement du cycle Rankine (cont.)

ii) Augmenter la température (moyenne) d'apport de chaleur (T_H) par surchauffement de la vapeur



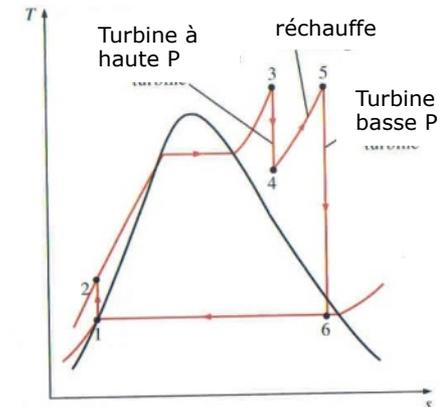
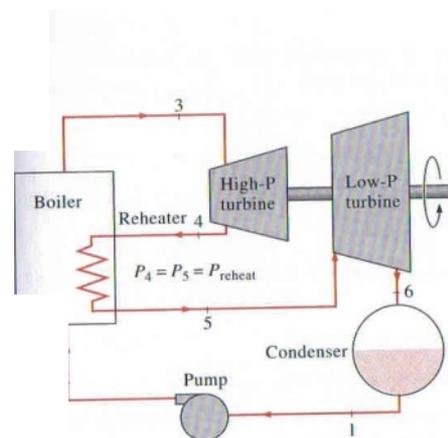
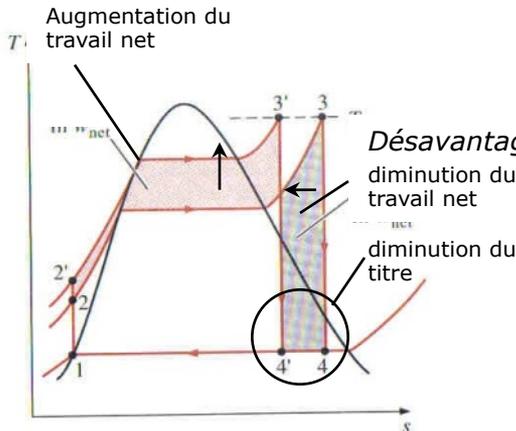
Désavantage:

- *Limite: résistance thermique des matériaux*

Avantage:

- *augmentation du titre (x) de l'eau dans la turbine*

iii) augmenter la température (moyenne) d'apport de chaleur (T_H) par la pression de la bouilloire



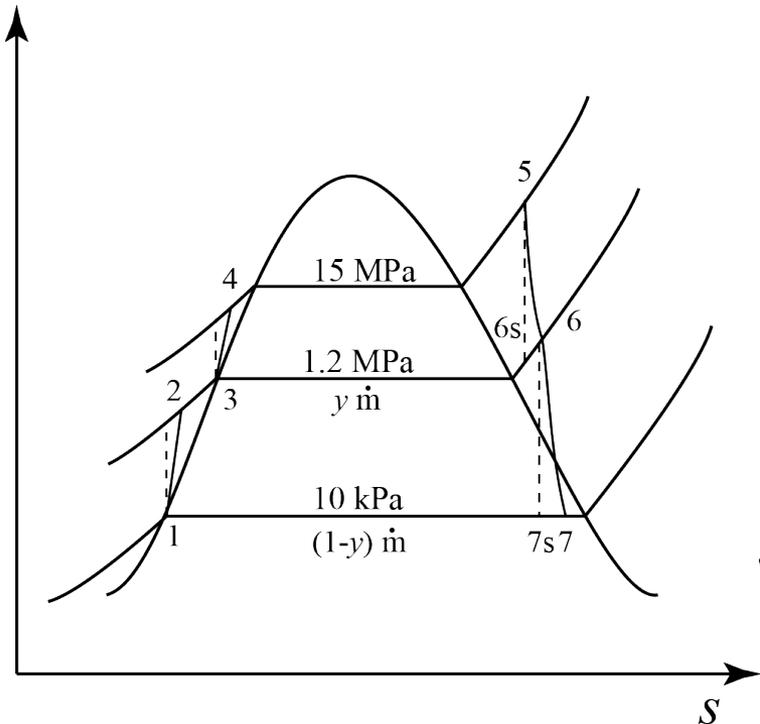
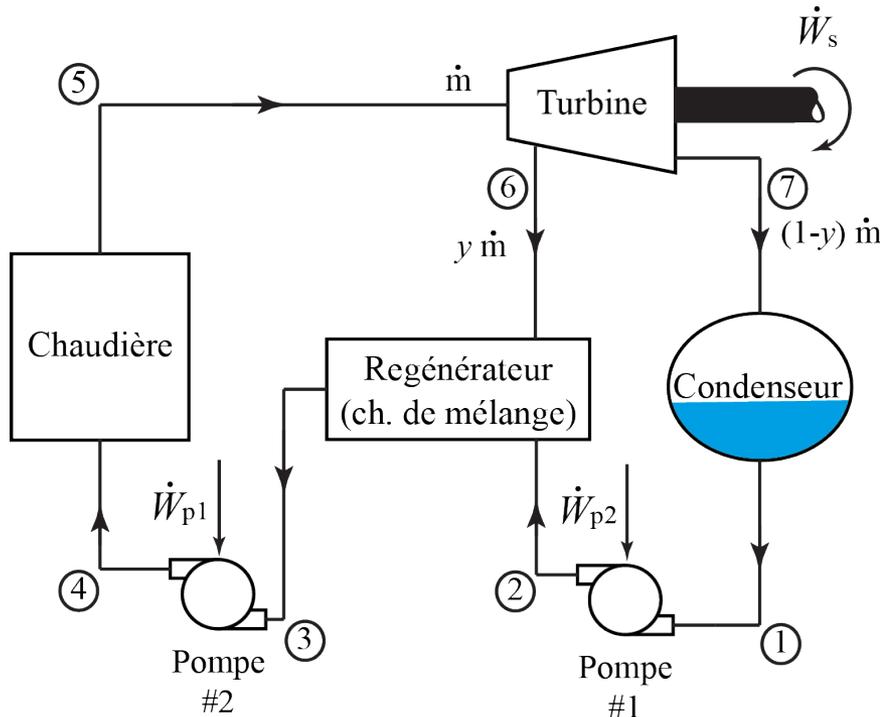
EXEMPLE #24: CYCLE RANKINE RÉGÉNÉRATIF NON IDÉAL

Hypothèses:

- Régime permanent
- Pas de perte de pression dans les tubes
- Turbine, régénérateur et condenseur adiabatiques

Questions

- Taux de soutirage y
- Rendement



À partir de CB&L ex. 10.5, p. 486 (p.585 dans C&B, 6^{ème} édition)

OÙ ON EN EST

- I) Introduction: définition et utilité de la thermodynamique
- II) Notions de base et définitions
- III) 1^{er} principe de la thermodynamique (systèmes fermés)
- IV) Propriétés des corps purs, simples et compressibles
- V) 1^{er} principe de la thermodynamique (systèmes ouverts)
- VI) 2^{ème} principe de la thermodynamique
- VII) Entropie

VIII) Cycles thermodynamiques communs

- *Le cycle classique de Rankine*
- **Les cycles de réfrigération**
- **Les cycles pour les moteurs à combustion interne (Otto, Diesel)**
- *Les cycles pour turbines à gaz (Brayton)*

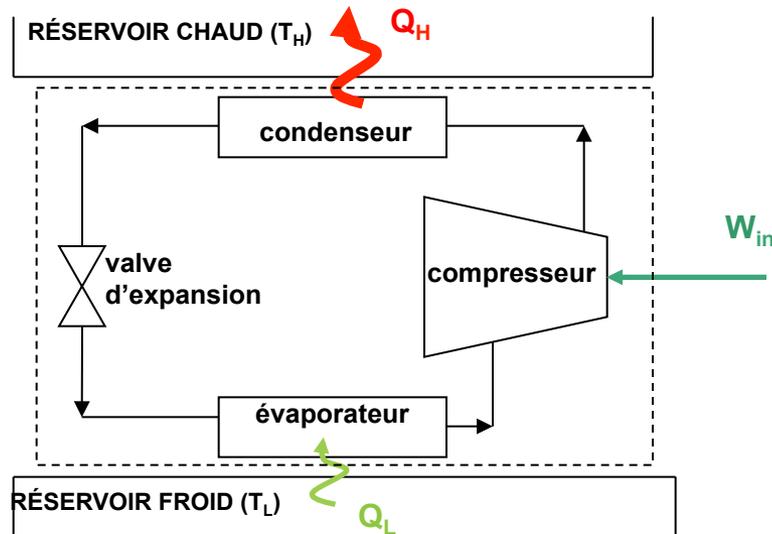
heure 29, 30



- IX) Mélanges non réactifs

2) CYCLE DE RÉFRIGÉRATION

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



Même cycle pour deux applications différentes:

i) réfrigérateur: garde T_L (compartiments frigorifiques) constante

$$\text{COP}_R = \frac{\text{output désiré}}{\text{input}} = \frac{Q_L}{W_{\text{in}}} = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{Q_H/Q_L - 1}$$

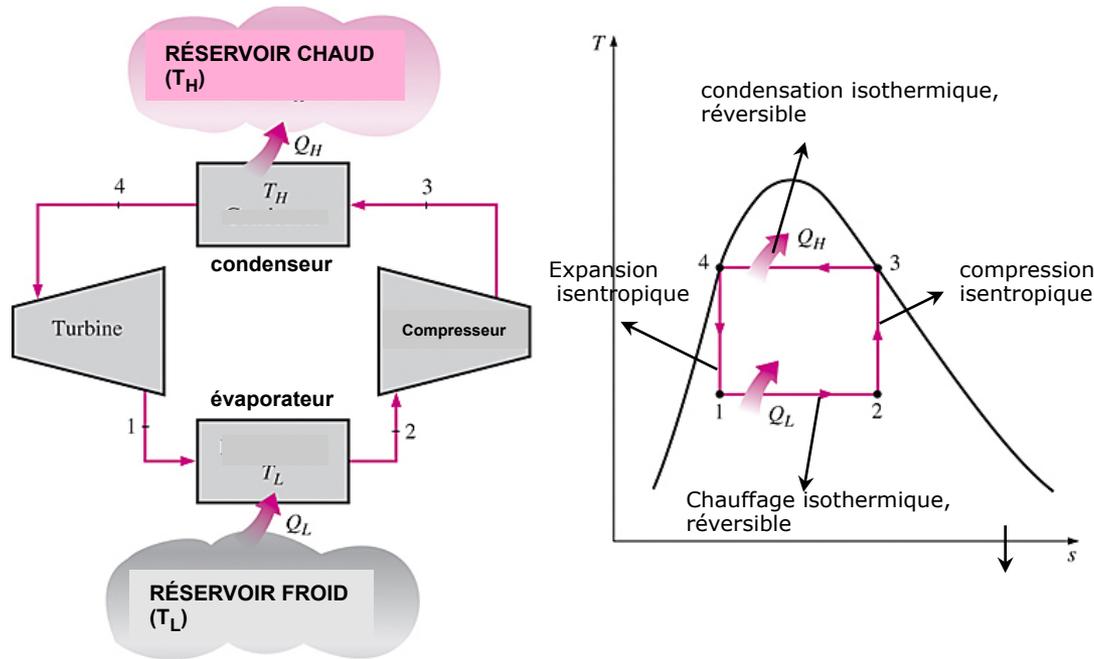
ii) pompe thermique: garde T_H (habitat) constante

$$\text{COP}_{PT} = \frac{\text{output désiré}}{\text{input}} = \frac{Q_H}{W_{\text{in}}} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{1 - Q_L/Q_H}$$



A) LE CYCLE CARNOT (À VAPEUR) 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.

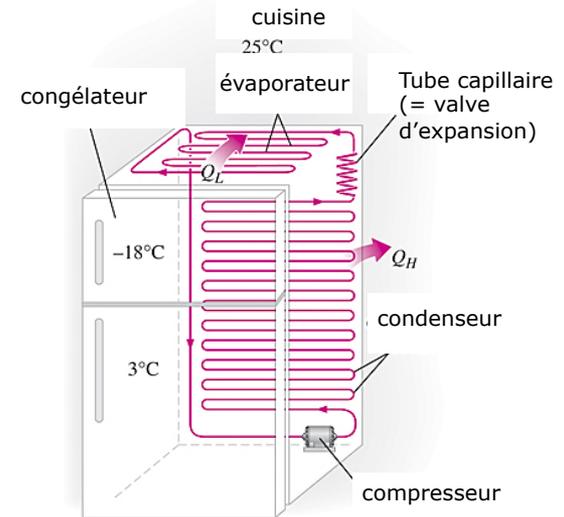
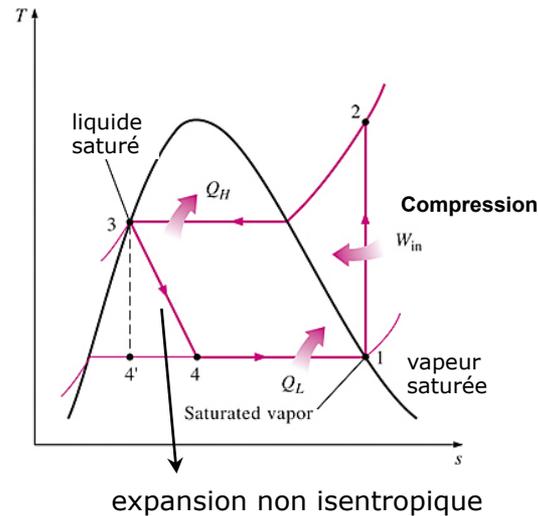
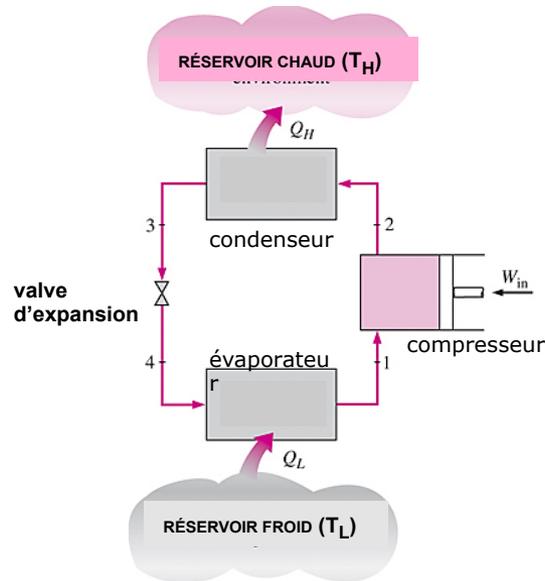


Cependant, le cycle de Carnot inversé ne peut pas servir de modèle idéal pour un cycle de réfrigération car:

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



B) LE CYCLE DE RÉFRIGÉRATION À VAPEUR IDÉAL



Exemple: réfrigérateur

Évolution 1 → 2: compression isentropique (compresseur)

$$w_{net,in} = h_2 - h_1$$

Évolution 2 → 3: rejet de chaleur à pression constante jusqu'au liquide saturé (condenseur)

$$q_H = h_2 - h_3$$

Évolution 3 → 4: expansion adiabatique, *non-isentropique* à un mélange saturé (valve d'expansion)

$$h_3 = h_4$$

Évolution 4 → 1: absorption de chaleur à pression constante jusqu'à la vapeur saturée (évaporateur)

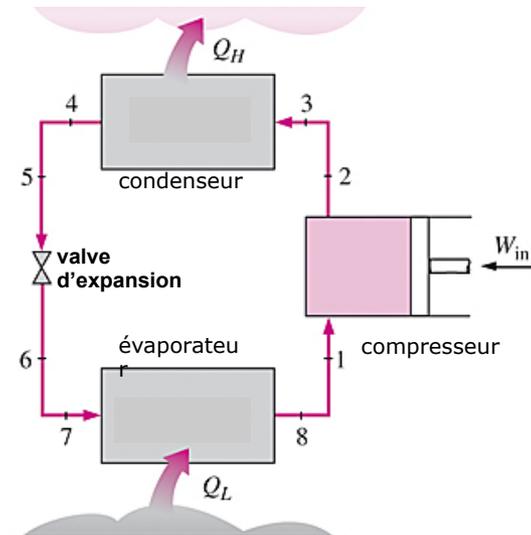
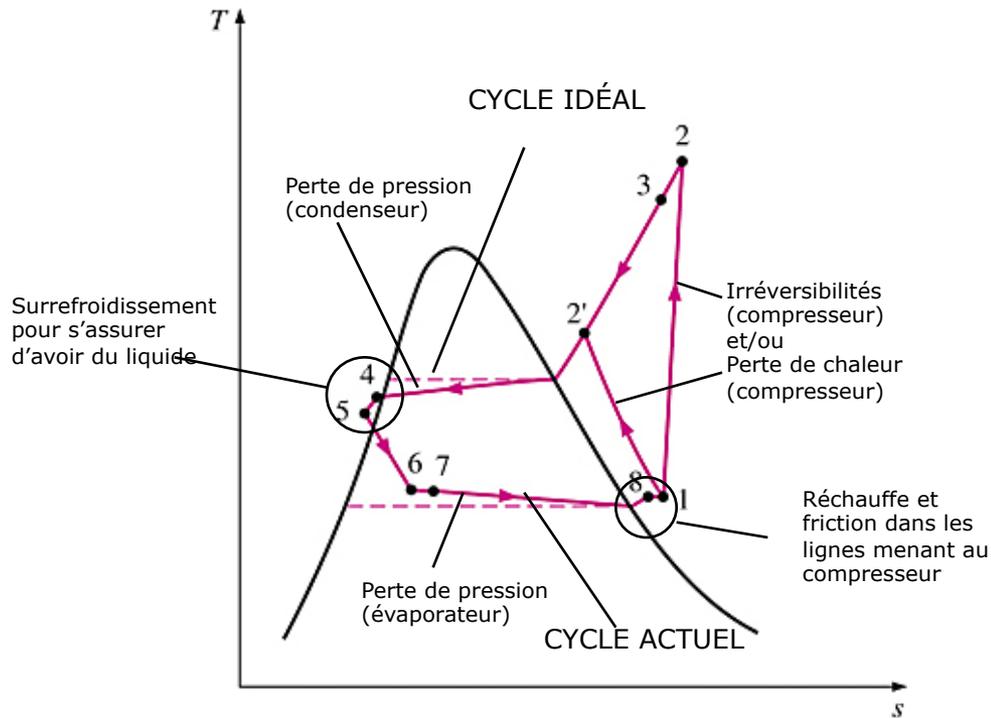
$$q_L = h_1 - h_4$$

Coefficients de performance:
$$COP_R = \frac{q_L}{w_{net,in}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad COP_{PT} = \frac{q_H}{w_{net,in}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$



C) LE CYCLE DE RÉFRIGÉRATION À VAPEUR ACTUEL (NON IDÉAL)

Irréversibilités communes: friction fluïdique et perte de chaleur

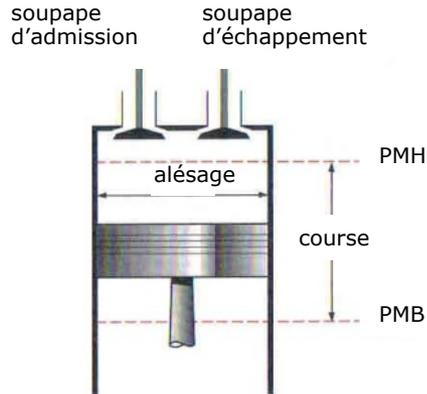


3) CYCLES DE MOTEURS À COMBUSTION INTERNE

a) Introduction

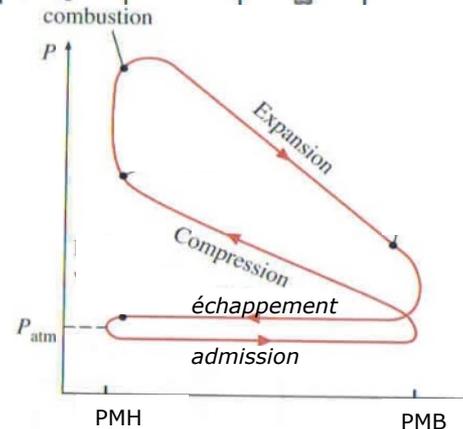
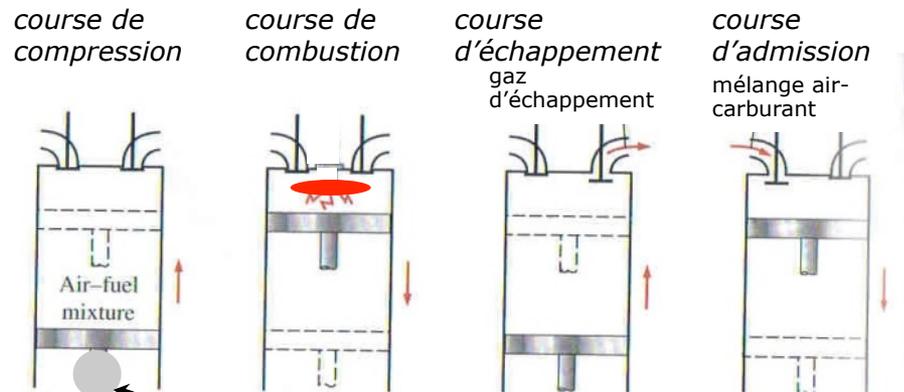
Moteur avec piston(s) et cylindre (s) pour générer de la puissance mécanique par combustion d'un carburant à l'intérieur des frontières du système. Cycles mécaniques et non-thermodynamiques, mais qui peuvent être modélisés avec des cycles thermodynamiques

Moteur à quatre temps (2 tours par cycle)



taux de compression: $r \equiv \frac{V_{PMB}}{V_{PMH}}$

Pression moyenne effective: $PME \equiv \frac{W_{out}}{(V_{PMB} - V_{PMH})}$

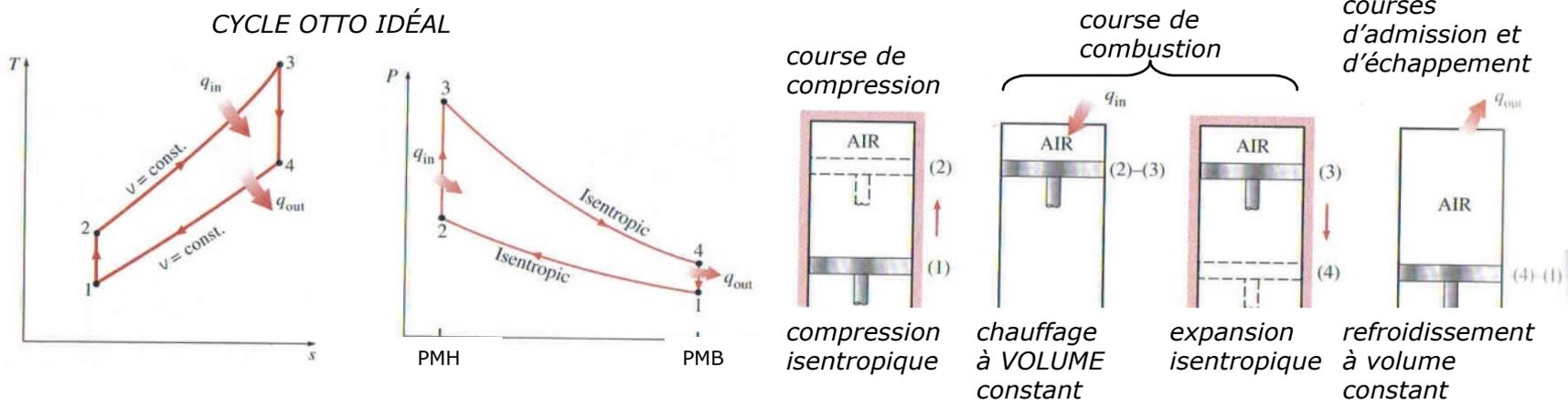


CYCLES DE MOTEURS À COMBUSTION INTERNE

b) Suppositions pour modélisation thermodynamique

- suppositions d'air standard
 suppositions d'air froid standard
- i) fluide actif est de l'air (composé principalement d'azote, non réactif) agissant comme un gaz parfait
 - ii) toutes les évolutions du cycle modélisé sont intérieurement réversible
 - iii) la combustion peut être remplacée par un transfert de chaleur d'une source externe
 - iv) l'échappement peut être remplacée par un rejet de chaleur ramenant le gaz à son état initial
 - v) les chaleurs massiques (C_p et C_v) de l'air sont constantes, aux valeurs à 25°C

c) Cycle Otto: Cycle thermodynamique idéalisé pour moteurs à allumage par étincelle.



CYCLES DE MOTEURS À COMBUSTION INTERNE

c) Cycle Otto (cont.)

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

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

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

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

Notons que 1-2 et 3-4 sont des évolutions isentropiques de gaz parfait

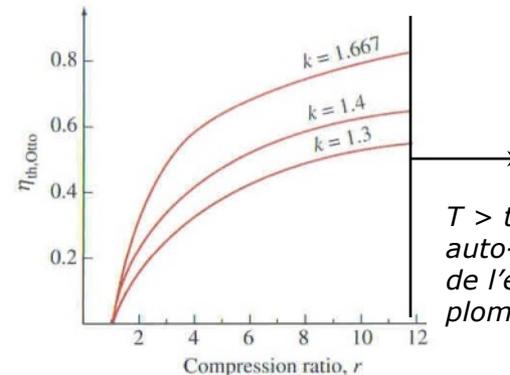
($Pv^k = const.$; $Tv^{k-1} = const.$) et que $v_1=v_4$ et $v_2=v_3$:

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

Le rendement en terme du taux de compression ($r = v_1/v_2$) donne:

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

Exemple (à lire): CB&L ex. 9.2, p.422
(p.508 dans C&B 6^{ème} éd.)



$T >$ température pour auto-allumage de l'essence sans plomb



OÙ ON EN EST

- I) Introduction: définition et utilité de la thermodynamique
- II) Notions de base et définitions
- III) 1^{er} principe de la thermodynamique (systèmes fermés)
- IV) Propriétés des corps purs, simples et compressibles
- V) 1^{er} principe de la thermodynamique (systèmes ouverts)
- VI) 2^{ème} principe de la thermodynamique
- VII) Entropie

VIII) Cycles thermodynamiques communs

- *Le cycle classique de Rankine*
- *Les cycles de réfrigération*
- **Les cycles pour les moteurs à combustion interne (Otto, Diesel)**
- *Les cycles pour turbines à gaz (Brayton)*

Heures 31

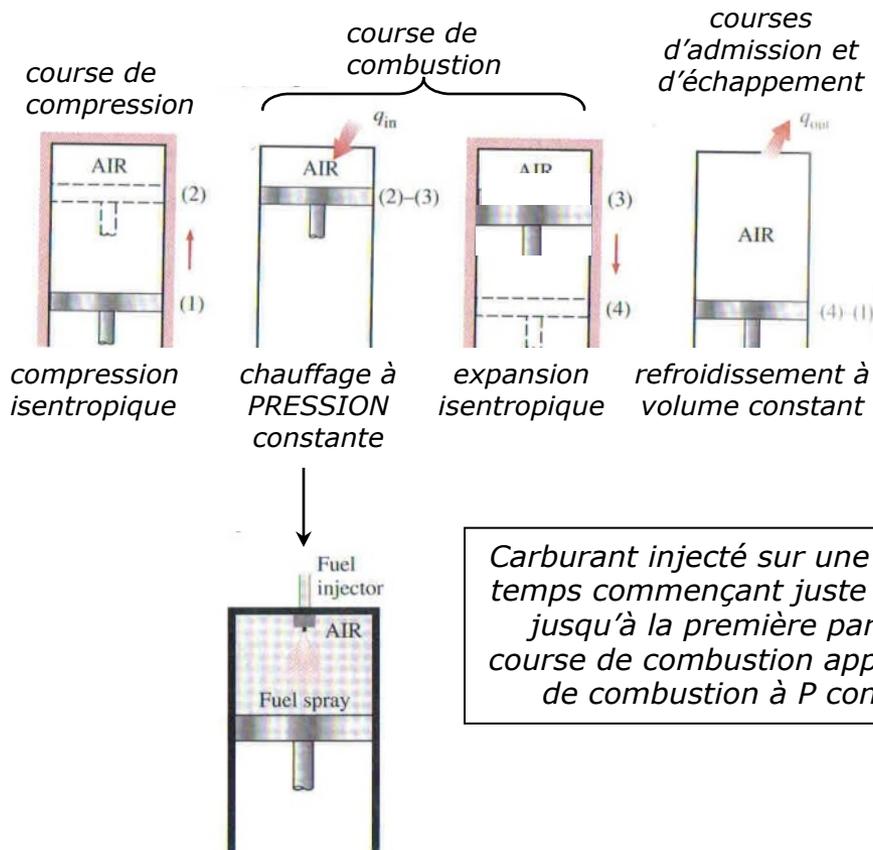


- IX) Mélanges non réactifs

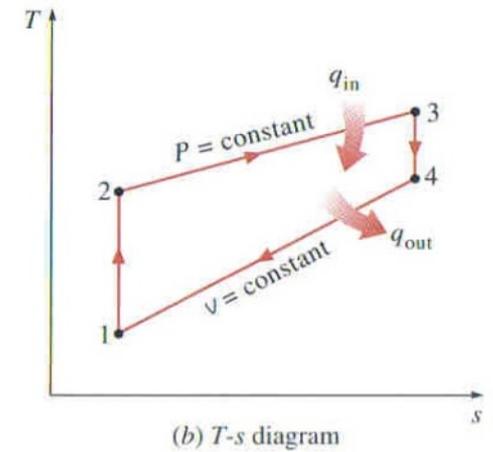
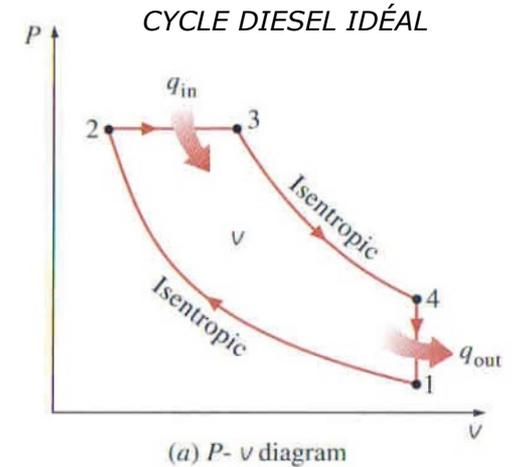
CYCLES POUR MOTEURS À COMBUSTION INTERNE

d) Cycle Diesel

Cycle thermodynamique idéalisée pour moteurs à auto-allumage (par compression jusqu'au-dessus de la température d'auto-allumage du carburant)



Carburant injecté sur une période de temps commençant juste avant PMH jusqu'à la première partie de la course de combustion approximation de combustion à P constante)



CYCLE DIESEL (CONT.)

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

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

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

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

Les évolutions 1-2 et 3-4 sont isentropiques, si le gaz est considéré parfait:

($Pv^k = const.$; $Tv^{k-1} = const.$) et $v_1=v_4$ et $P_2=P_3$:

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



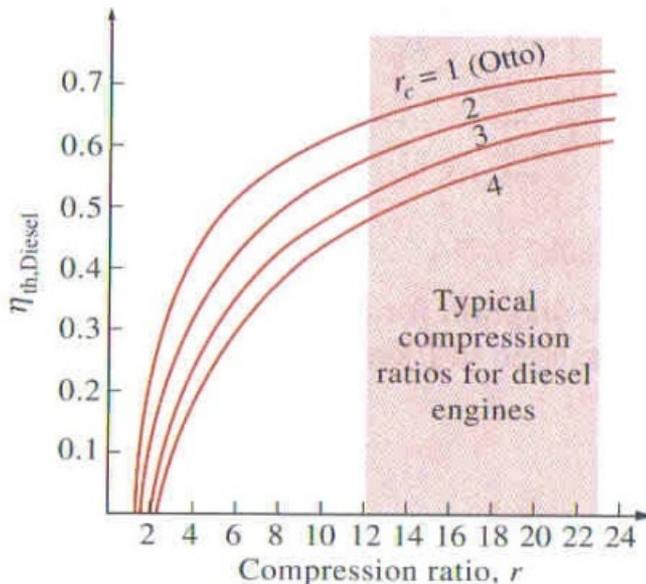
CYCLE DIESEL (CONT.)

Le rendement en terme du taux de compression ($r = v_1/v_2$) et du rapport d'injection ($r_c = v_3/v_2$) :

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

$> 1 \longrightarrow \eta_{th,Diesel} < \eta_{th,Otto}$

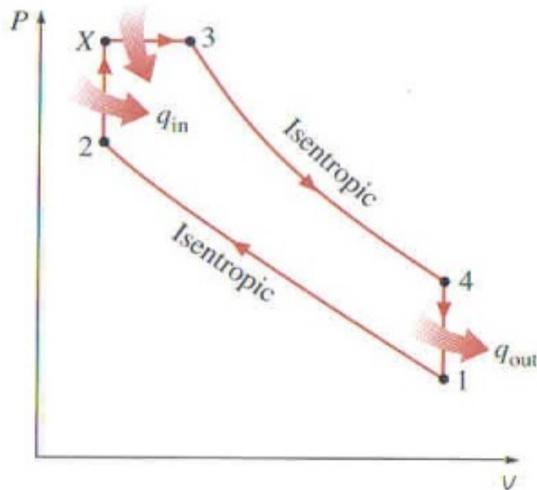
mais $r_{diesel} > r_{Otto}$
 pour même r



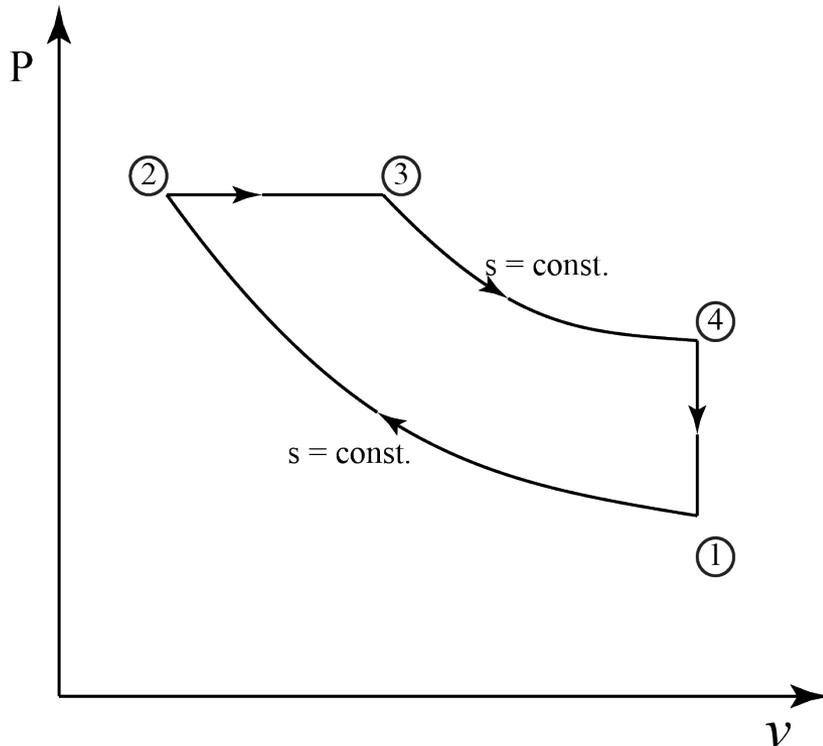
CYCLES POUR MOTEURS À COMBUSTION INTERNE

e) 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.



EXEMPLE #26: CYCLE DIESEL



$$P_1 = 0.1 \text{ MPa}$$

$$T_1 = 300 \text{ K}$$

$$r = V_1/V_2 = 18$$

$$r_c = V_3/V_2 = 2$$

On considère que le fluide de travail est de l'air et qu'il se comporte comme un gaz parfait. En considérant C_p et C_v comme variable, trouvez:

- Température et pression aux points 2, 3 et 4.
- Le rendement thermique du cycle
- La pression moyenne effective (PME)



- I) Introduction: définition et utilité de la thermodynamique
- II) Notions de base et définitions
- III) 1^{er} principe de la thermodynamique (systèmes fermés)
- IV) Propriétés des corps purs, simples et compressibles
- V) 1^{er} principe de la thermodynamique (systèmes ouverts)
- VI) 2^{ème} principe de la thermodynamique
- VII) Entropie

VIII) Cycles thermodynamiques communs

- *Le cycle classique de Rankine*
- *Les cycles de réfrigération*
- *Les cycles pour les moteurs à combustion interne (Otto, Diesel)*
- ***Les cycles pour turbines à gaz (Brayton)***

heures 32,33



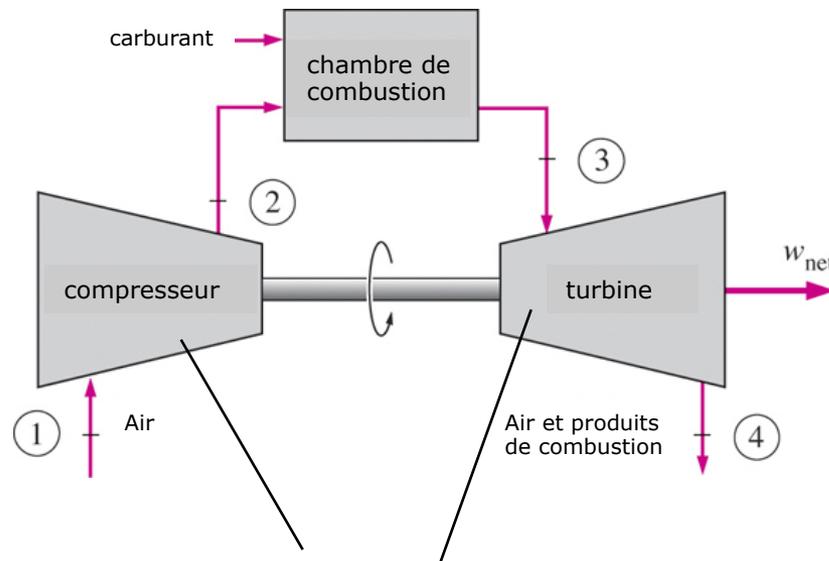
- IX) Mélanges non réactifs

VIII) LES CYCLES THERMODYNAMIQUES COMMUNS

3) Cycles pour turbines à gaz

a) Turbines à gaz

Moteur à combustion interne à écoulement continu avec haute densité de puissance (puissance générée par unité de poids du moteur) généralement utilisé en propulsion aéronautique et maritime et dans la génération d'énergie (électricité)



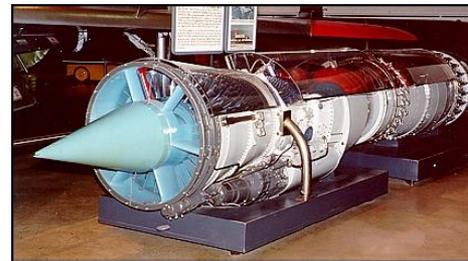
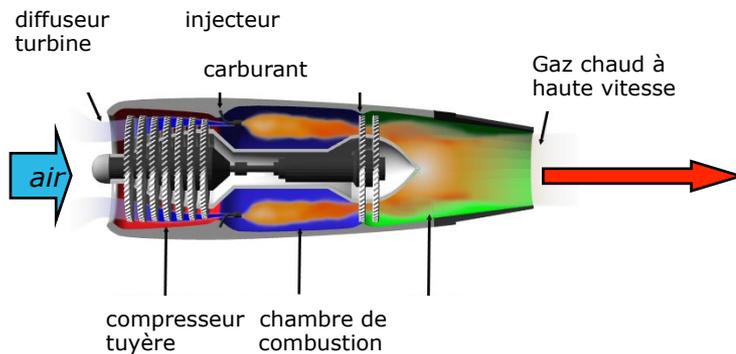
Turbomachines: type axial ou radial



CYCLES POUR TURBINES À GAZ

Types de turbines à gaz et applications

i) Turboréacteur



Moteur J57 pour Boeing B52



$W_{out,turbine} = W_{in,compresseur} \rightarrow W_{net,out} = 0$: l'énergie restante est convertie en énergie cinétique du gaz avec la tuyère, pour ainsi donner de la poussée (et donc du travail mécanique sur l'avion)

Poussée (F)

$$F = (\dot{m}V)_{out} - (\dot{m}V)_{in}$$

$$(\dot{m}_{gas,out} = \dot{m}_{air,in} + \dot{m}_{carburant} \rightarrow \dot{m}_{carburant} \ll \dot{m}_{air,in} \rightarrow \dot{m}_{gas,out} \cong \dot{m}_{air,in} = \dot{m}_{gas,out} \cong \dot{m})$$

$$F \cong \dot{m}(V_{out} - V_{in})$$

Puissance

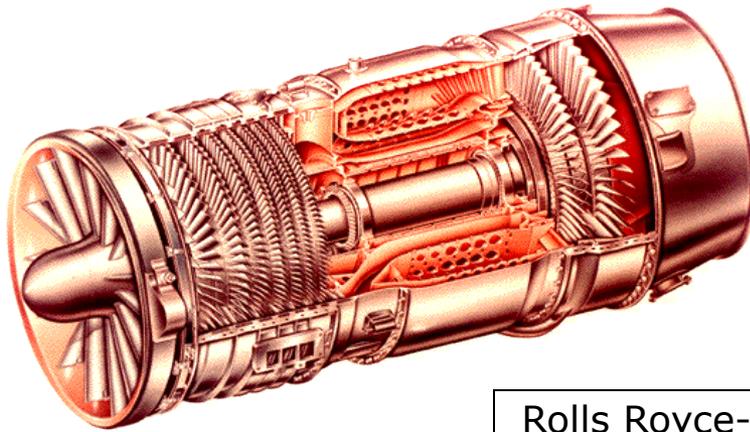
$$\dot{W}_{poussée} = F \cdot V_{avion}$$



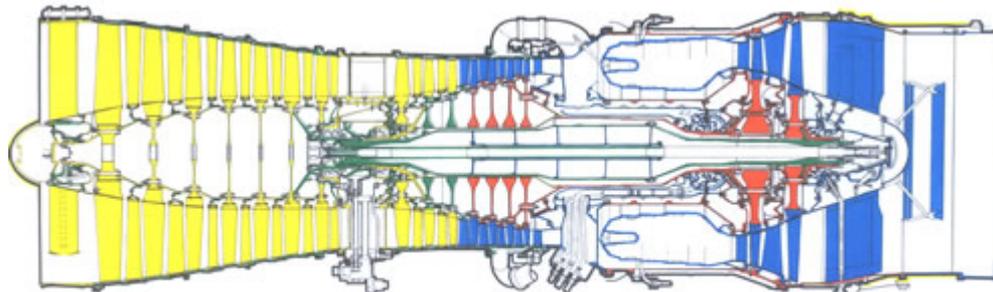
TYPES DE TURBINES À GAZ ET APPLICATIONS

Turboréacteurs

General Electric J85 (équiptent la famille de chasseurs F-5)

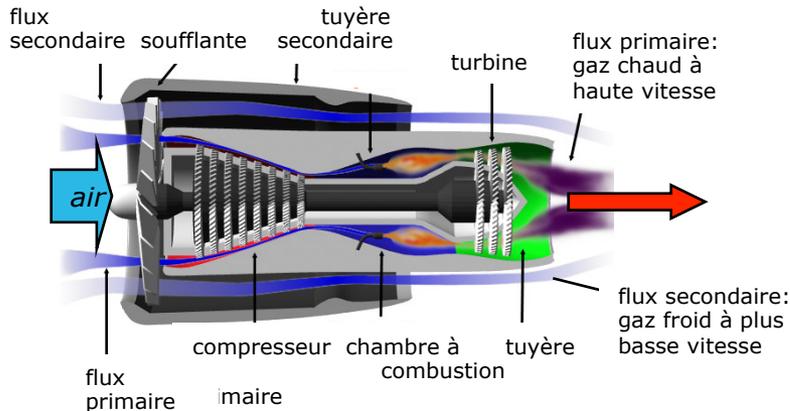


Rolls Royce-SNECMA Olympus (équiptent le concorde)



TYPES DE TURBINES À GAZ ET APPLICATIONS

ii) Turbosoufflante ou turboréacteur à double flux



Moteur Pratt & Whitney Canada PW307 pour Dassault Falcon 7X

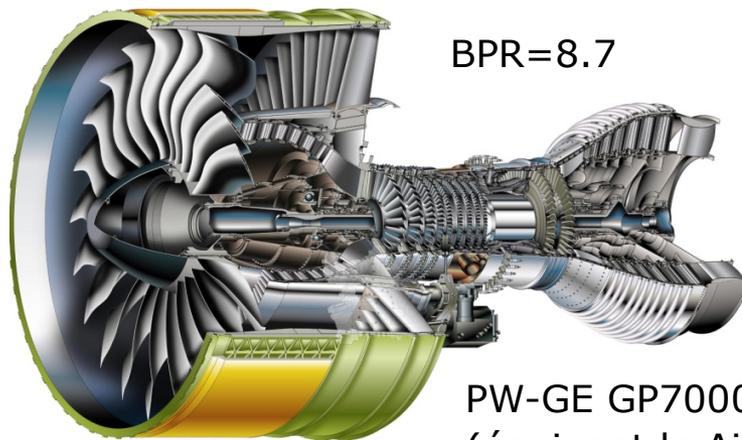
- équipe tous les avions à réaction modernes
- $W_{out,turbine} = W_{in,compresseur} + W_{in,soufflante}$, l'énergie restante est convertie en énergie cinétique du gaz des deux flux avec les tuyères, pour ainsi donner de la poussée
- Taux de dilution (BPR):
$$BPR = \frac{\dot{m}_{flux,secondaire}}{\dot{m}_{flux,primaire}}$$
- Avantages par rapport au turboréacteur:
 - Plus grande poussée pour la même puissance (plus de poussée de la part d'une large masse d'air à basse vitesse, qu'une petite masse d'air à haute vitesse) (poussée augmente avec BPR)
 - Moins bruyante: flux primaire est ralenti par mélange avec flux secondaire



TYPES DE TURBINES À GAZ ET APPLICATIONS

Turbosoufflantes

1) Aviation civile (BPR haut)

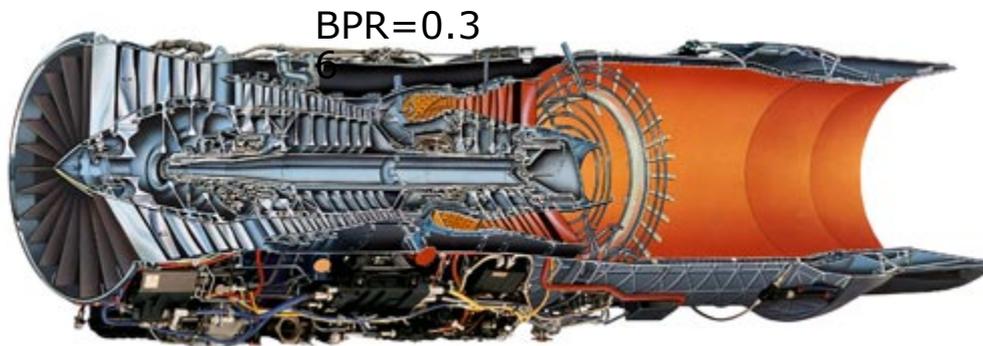


BPR=8.7

PW-GE GP7000
(équ coast le Airbus A380)



2) Aviation militaire de combat (BPR bas)



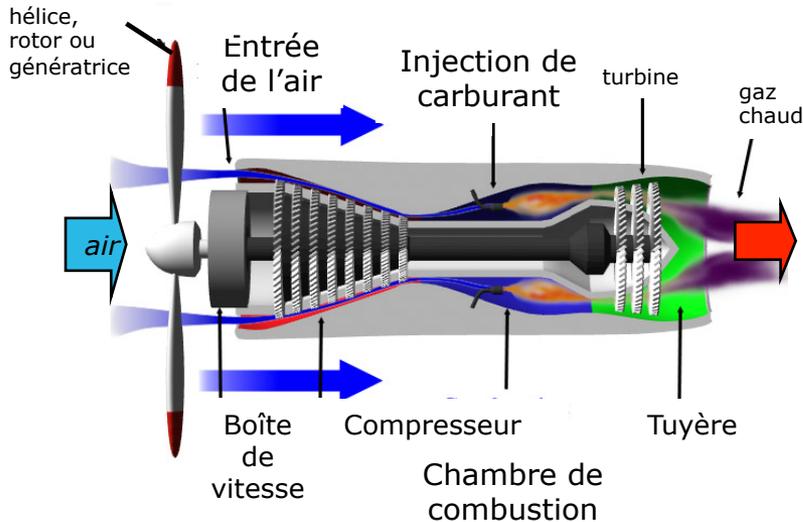
BPR=0.3

PW F100 (équ coast les avions F-15 et F-16)



TYPES DE TURBINES À GAZ ET APPLICATIONS

iii) Turbopropulseur et turbomoteur



Moteur Pratt & Whitney Canada PW100 pour Bombardier Dash8 (turbopropulseur) et bateau Skjold (turbomoteur)



- $W_{out,turbine} = W_{in,compresseur} + W_{out,net}$, le travail mécanique net sortant sert à tourner à une hélice (turbopropulseur), un rotor (hélicoptère) (turbomoteur) ou une génératrice (turbine à gaz pour génération d'électricité). Très peu est convertie en énergie cinétique du gaz sortant
- Avantages par rapport au moteur à piston: densité de puissance beaucoup plus grande (moteur plus léger et petit pour la même puissance)
- Désavantages: perte de puissance avec altitude et préfère opération à vitesse constante



TYPES DE TURBINES À GAZ ET APPLICATIONS

Turbopropulseur et turbomoteur

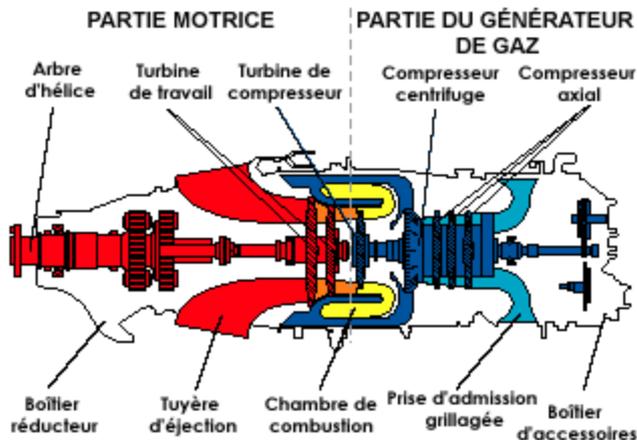
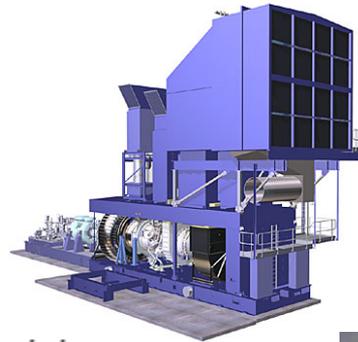


Moteur Pratt & Whitney Canada PW207 (turbomoteur) pour Bell 417

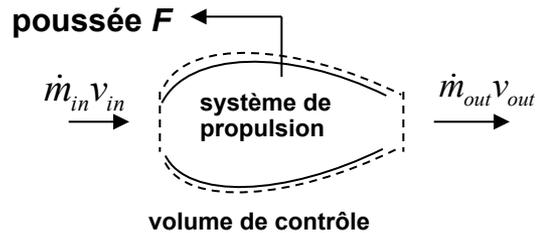


Turbine à gaz Trent de Rolls Royce (Canada) pour génération d'électricité

PWC PT6



CAPSULES TECHNOLOGIQUE: CRITÈRES DE SÉLECTION PAR APPLICATION



Poussée (F) :

$$F = \dot{m}_{out} v_{out} - \dot{m}_{in} v_{in} \rightarrow \dot{m}_{out} = \dot{m}_{in} + \dot{m}_{carburant} \approx \dot{m}_{in} \equiv \dot{m} \quad (\dot{m}_{carburant} \ll \dot{m}_{in})$$

$$F \approx \dot{m}(v_{out} - v_{in})$$

$$\rightarrow \dot{W}_{air} = \frac{1}{2} \dot{m}(v_{out}^2 - v_{in}^2) \quad \text{donc } \dot{m} = \frac{2\dot{W}_{air}}{v_{out}^2 - v_{in}^2}$$

$$F \approx \dot{m}(v_{out} - v_{in}) = \frac{2\dot{W}_{air}}{v_{out} + v_{in}} \rightarrow$$

i) $v_{out} > v_{in}$

ii) $F \uparrow$ si $v_{out} \uparrow$ ou/et $\dot{m} \uparrow$

iii) pour même \dot{W}_{air} : $F \uparrow$ si $v_{out} \downarrow$

Efficacité propulsive (η_p) :

$$\eta_p \equiv \frac{\dot{W}_{avion}}{\dot{W}_{air}} = \frac{F \cdot v_{avion}}{\dot{W}_{air}} = \frac{2\dot{W}_{air}}{v_{out} + v_{in}} \cdot \frac{v_{in}}{\dot{W}_{air}}$$

$$\eta_p \equiv \frac{2v_{in}}{v_{out} + v_{in}} \longrightarrow$$

iv) $\eta_p \uparrow$ si $v_{out} \downarrow$



CAPSULES TECHNOLOGIQUE: CRITÈRES DE SÉLECTION PAR APPLICATION

avion supersonique:

v_{in} élevée donc v_{out} élevée

turboréacteur ou turbosoufflante
à très bas taux de dilution

avion subsonique (haute vitesse):

$v_{out} \downarrow$, $\dot{m} \uparrow$

turbosoufflante à
haut taux de dilution

avion subsonique (basse vitesse):

v_{out} très bas, \dot{m} très haut

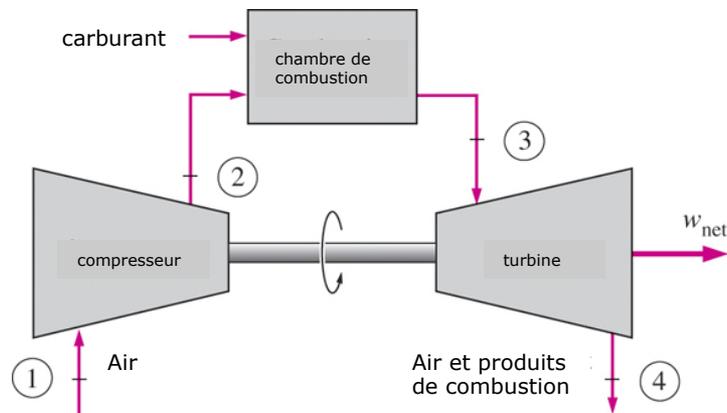
turbopropulseur



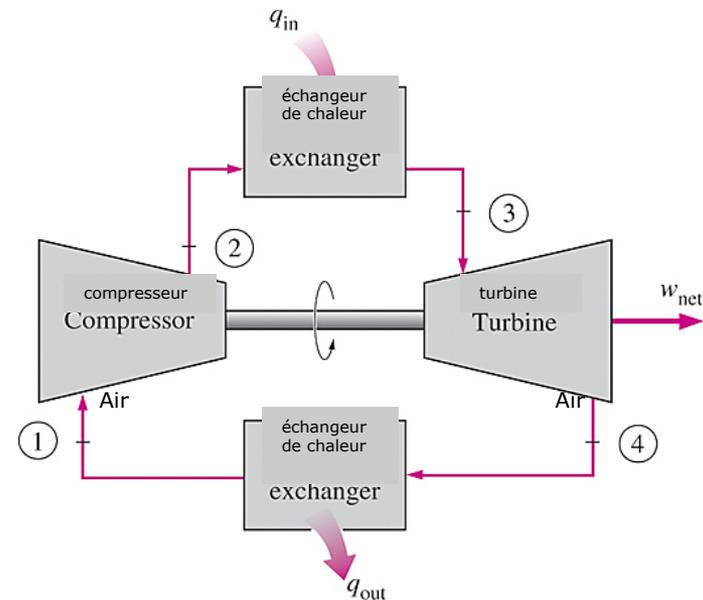
CYCLES POUR TURBINES À GAZ

b) Le cycle de Brayton

Bien que les turbines à gaz sont des cycles non thermodynamiques, on peut les modéliser avec le cycle thermodynamique idéalisé de Brayton



Turbine à gaz, turbomoteur (vitesse du gaz sortant de la turbine est négligeable)



LE CYCLE DE BRAYTON

Hypothèses permettant la modélisation thermodynamique des cycles ouverts

(même que pour cycles Otto et Diesel)

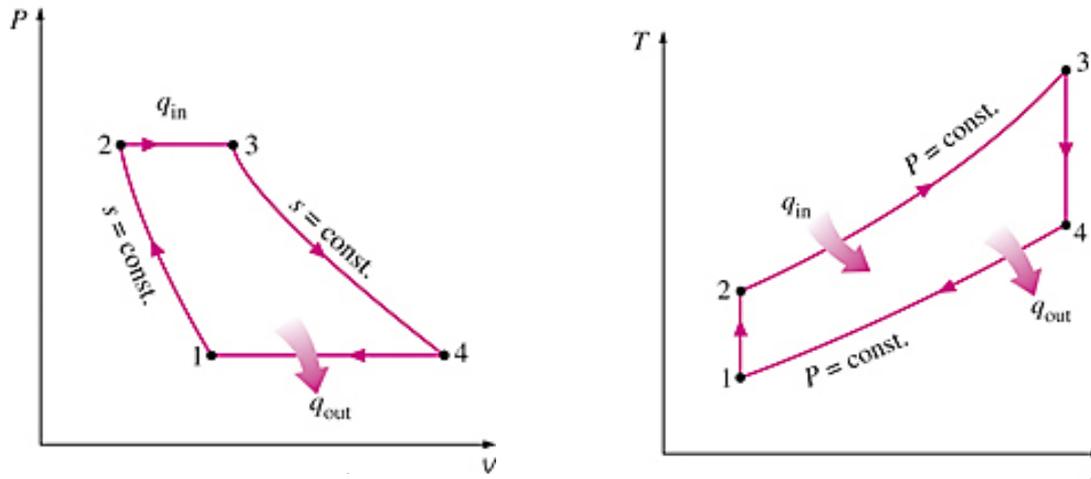
- i. Le fluide actif est l'air, agissant comme un gaz parfait
- ii. Les évolutions sont intérieurement réversibles
- iii. La combustion remplacée par transfert de chaleur d'une source externe
- iv. L'échappement remplacé par un rejet de chaleur ramenant le gaz à son état initial
- v. Les chaleurs massiques (C_p et C_v) de l'air sont constantes, aux valeurs à 25°C

*Suppositions
d'air
standard*

*Suppositions
d'air froid
standard*



LE CYCLE DE BRAYTON



Aucune
irréversibilité
interne

Évolution 1→ 2: Compression isentropique de l'air (compresseur)

Évolution 2→ 3: Addition de chaleur à pression constante (échangeur de chaleur)

Évolution 3→ 4: Expansion isentropique *complète* (*vitesse de sortie négligeable*) de l'air (turbine)

Évolution 4→ 1: Rejet de chaleur à pression constante (échangeur de chaleur)

Bilan d'énergie pour système ouvert (sur les composantes) :

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

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

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



LE CYCLE DE BRAYTON

Le rendement en terme des températures

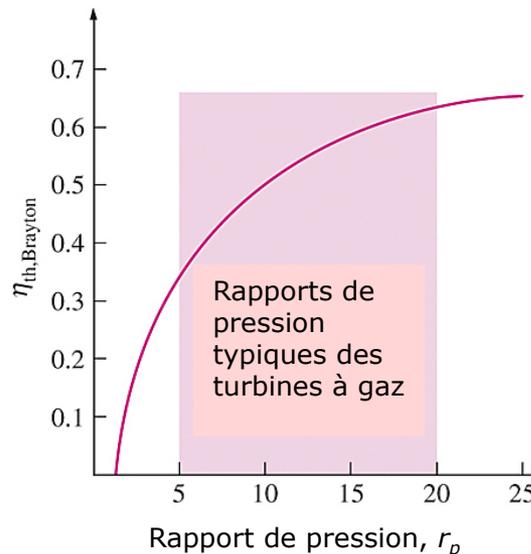
$$\eta_{th,Brayton} = 1 - \frac{T_1(T_4 / T_1 - 1)}{T_2(T_3 / T_2 - 1)}$$

Les évolutions 1-2 et 3-4 sont isentropiques, le gaz est considéré parfait

$$Pv^k = const. \rightarrow \frac{T}{P^{\frac{k-1}{k}}} = const. \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_3}{T_4}$$

Le rendement en terme du rapport de pression ($r_p = P_2/P_1$)

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



LE CYCLE DE BRAYTON

Notes:

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

$$W_{net,Brayton} = q_{in} - q_{out} = c_p (T_3 - T_2) - c_p (T_4 - T_1) = c_p T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_2}{T_1} - \frac{T_4}{T_1} + 1 \right]$$

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

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

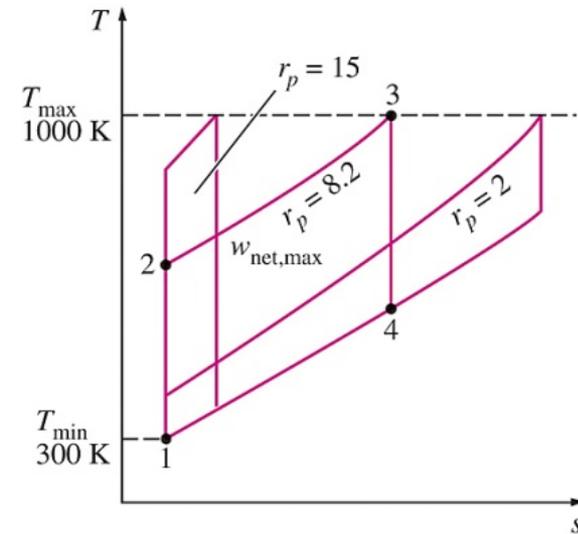
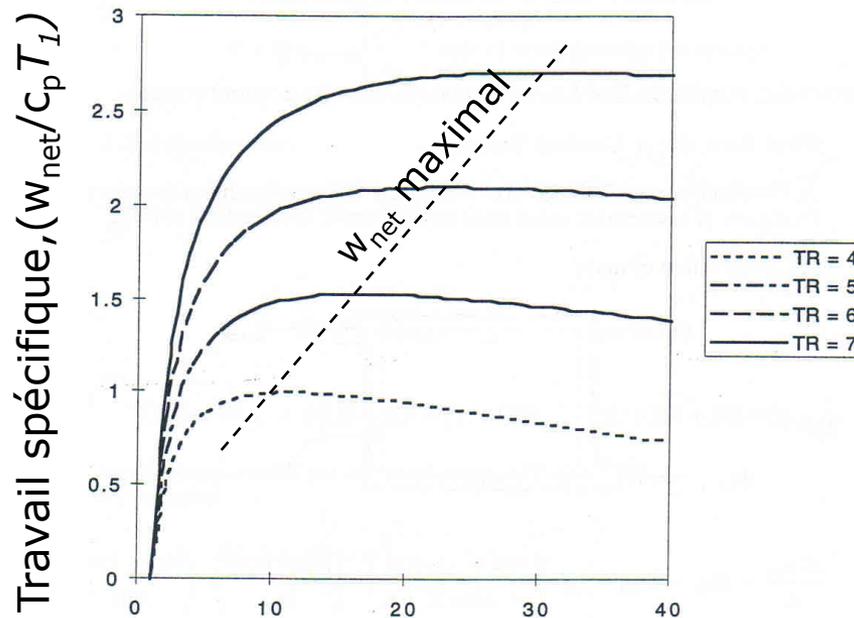
$$W_{net,Brayton} = c_p T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - \frac{T_3}{T_1} \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{-\frac{k-1}{k}} + 1 \right]$$

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



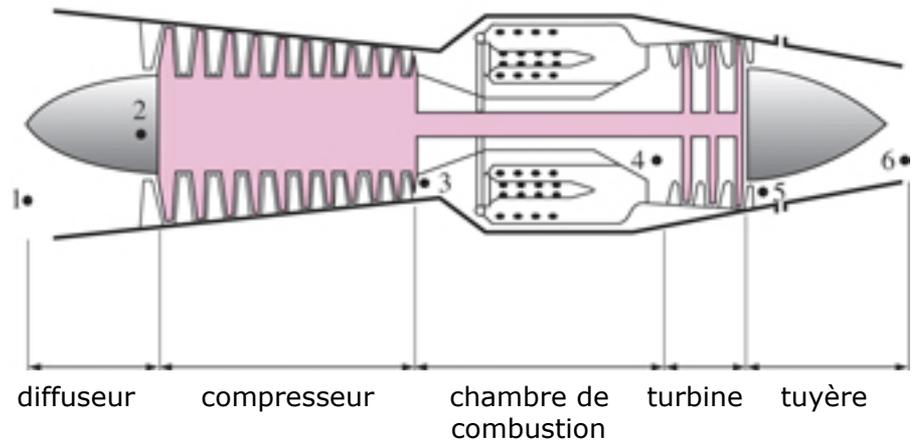
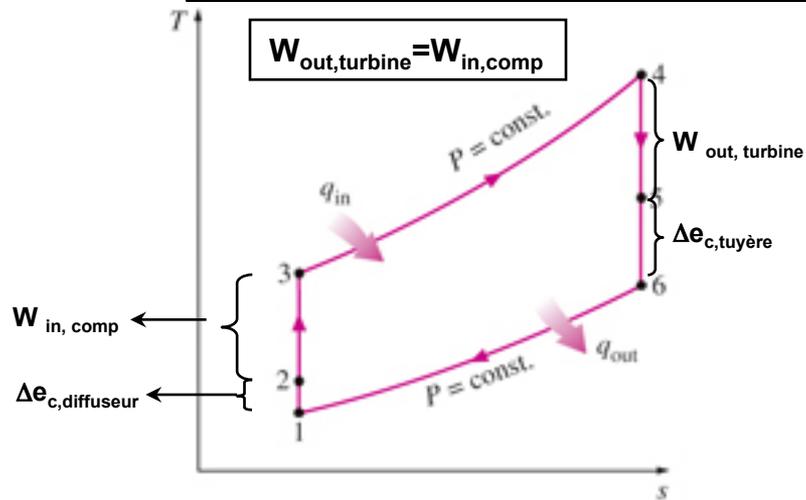
LE CYCLE DE BRAYTON

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

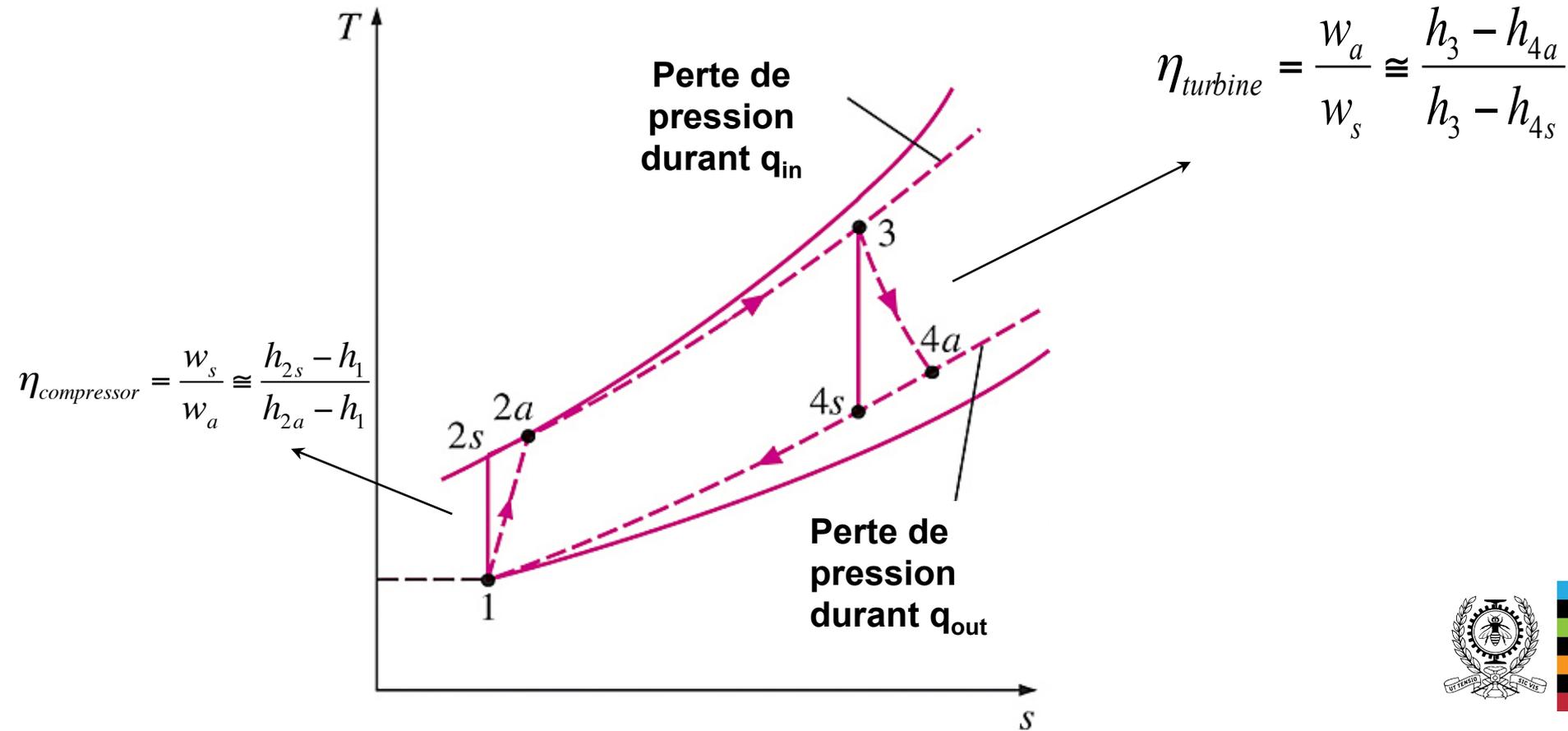


LE CYCLE DE BRAYTON

Cycle idéal pour turboréacteur (modification du cycle Brayton)



LE CYCLE DE BRAYTON RÉEL



LE CYCLE DE BRAYTON

Notes (cont.):

- Le rapport de travail:

$$r_{bw} = \frac{W_{\text{compresseur}}}{W_{\text{turbine}}} \cong \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_4}$$

- Beaucoup plus grand que pour cycle de Rankine car on comprime un gaz au lieu d'un liquide: $v_{\text{gaz}} \gg v_{\text{liquide}}$, donc le travail vdP du compresseur est plus grand
- Stratégies pour augmenter le rendement des turbines à gaz:
 - i) Augmenter la température maximale (entrée de la turbine)
 - ii) Réduire les irréversibilités dans les composantes
 - iii) Modifier le cycle de Brayton (refroidissement intermédiaire, réchauffe, régénération)

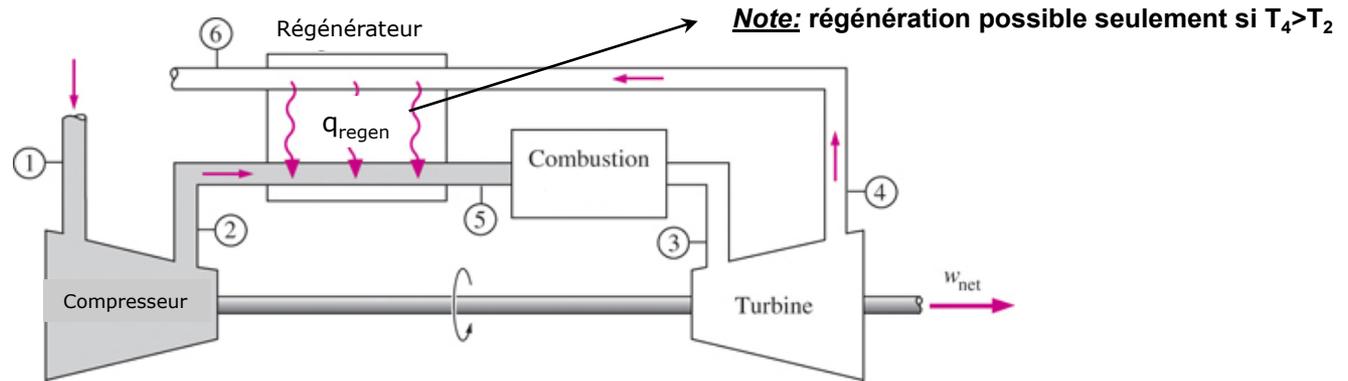
En général:

- Propulsion: on choisit (i) et (ii) car la minimisation du poids est une priorité
- Génération d'électricité: le poids est moins important que le rendement, on peut choisir (iii)



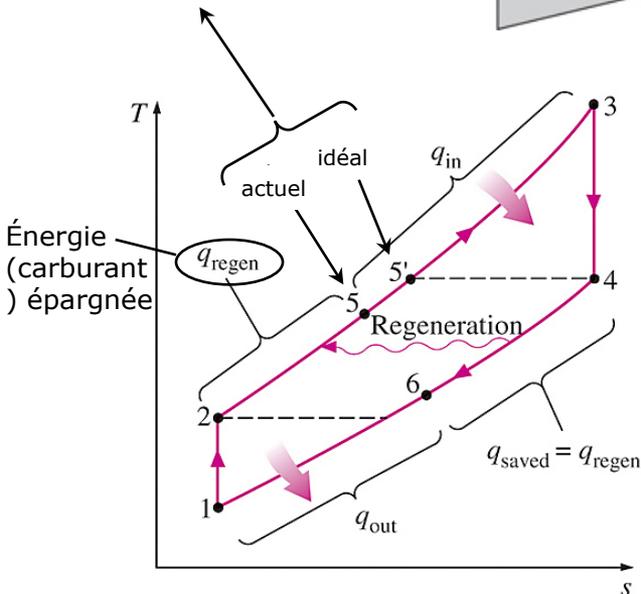
CYCLE DE BRAYTON AVEC RÉGÉNÉRATION

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



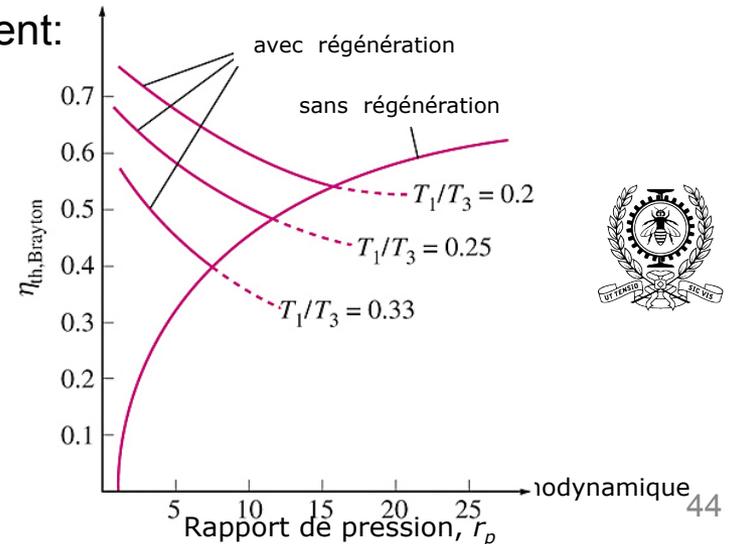
Efficacité de régénération:

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



Avec suppositions d'air froid standard et $\varepsilon = 1.0$, les bilans d'énergie donnent:

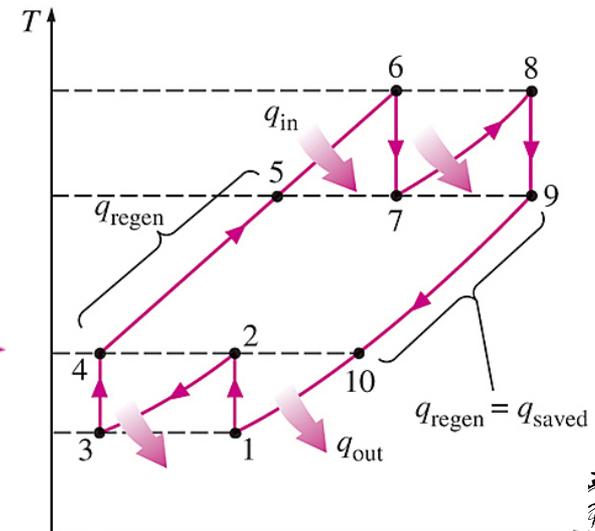
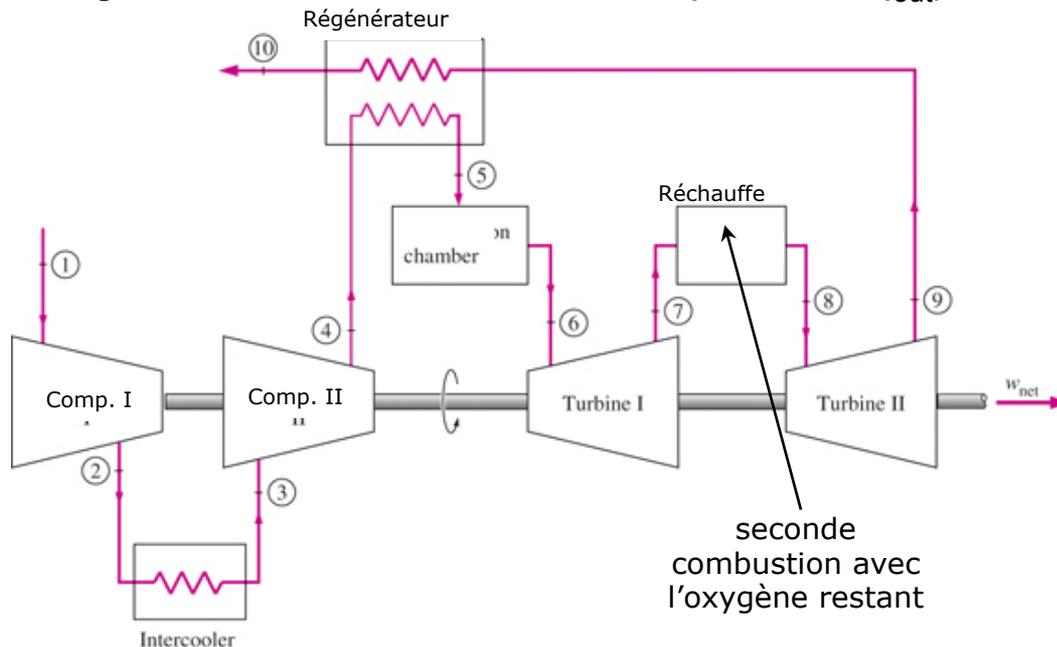
$$\eta_{th,regen} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_3} \right) r_p^{\frac{k-1}{k}}$$



CYCLE DE BRAYTON AVEC REFROIDISSEMENT INTERMÉDIAIRE, RÉCHAUFFE ET RÉGÉNÉRATION

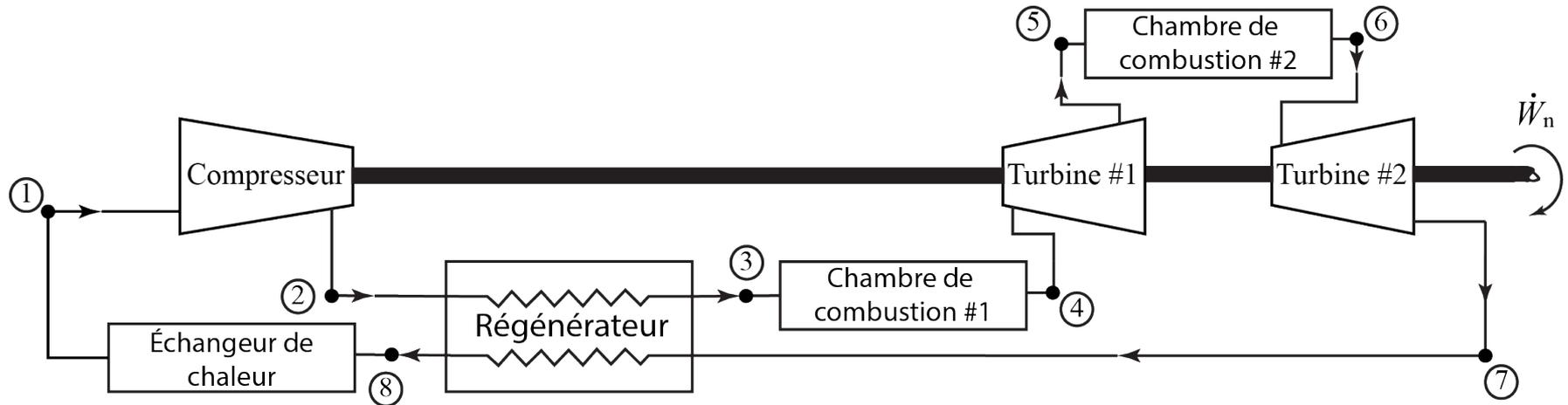
Augmentation du rendement du cycle Brayton:

- Refroidissement du gaz dans le compresseur (minimiser v_{gaz} , donc le travail vdP du compresseur)
- Réchauffe du gaz dans la turbine (maximiser v_{gaz} , donc le travail vdP de la turbine)
- Régénération (récupération d'une partie de q_{out})



- Notes:**
- Sans régénération, rendement \downarrow au lieu de \uparrow 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

EXEMPLE #27: CYCLE BRAYTON AVEC RÉGÉNÉRATION ET RÉCHAUFFE



$$P_1 = 100 \text{ kPa}$$

$$P_2 = 1000 \text{ kPa}$$

$$P_5 = 300 \text{ kPa}$$

$$T_1 = 300 \text{ K}$$

$$T_4 = 1400 \text{ K}$$

$$T_6 = 1400 \text{ K}$$

Données supplémentaires

- Turbines et compresseur isentropiques
- Le régénérateur à une efficacité de 0.9

- Tracez l'évolution dans un diagramme T-s
- Quel est le rendement thermique du cycle?

