

République Algérienne Démocratique et Populaire  
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique  
**Université Hassiba Benbouali de Chlef**  
Faculté de Technologie  
Département de Mécanique



## **Cours de conversion d'énergie (UEF 3.1.1)**

3<sup>ème</sup> Année Licence  
Energétique

Dr. Amar ZERROUT

Laboratoire de **C**ontrôle, **E**ssai, **M**esure et **S**imulation **M**écaniques

**2018/2019**

---

## Avant-propos

Ce polycopié s'adresse aux étudiants de la troisième année licence énergétique. Il traite le programme du module **Conversion d'énergie**, en vue d'appliquer les concepts de la thermodynamique acquises durant les années précédentes à diverses machines productrices ou consommatrices de l'énergie. Le contenu pédagogique est adéquat avec le canevas de formation approuvé par la CRUO /MESRS. Il est structuré conformément au programme du cours ministériel présenté dans le canevas des étudiants LMD traitant les chapitres suivants :

*Le premier chapitre* traite les cycles de puissance à une seule phase, comportant les définitions, Les différents types de cycles de puissance à une seule phase tel que le fluide actif retourne à son état initial après avoir subi un ensemble de transformations. La connaissance de ces types de cycles est indispensable avec un degré théorique suffisant, afin que soit connu et dominé l'ensemble des phénomènes physiques qui gèrent l'étude des machines de production ou de consommation d'énergie.

*Le deuxième* donne une étude thermique sur les cycles de puissance à deux phases, de sorte que le fluide actif quitte le dispositif dans un état différent, c'est à dire que la composition et les conditions de pression ou température de celui dans lequel il est entré se différent à la sortie. En faisant des rappels sur le changement de phase, les différents cycles à deux phases, comme le cycle de Rankine, cycle de Hirn, cycle à resurchauffe, cycle à un ou plusieurs soutirages de vapeur, cycle mixte (gaz-vapeur), Ainsi quelques notions sur les centrales thermiques à vapeur et les centrales nucléaires.

*Le troisième* expose l'exergie et l'analyse exergetique des systèmes thermodynamiques, en donnant des exemples de leurs domaines d'applications aux centrales thermiques à gaz et à vapeur. En s'appuyant toujours sur des démonstrations pour le calcul du rendement thermique de chaque machine.

*Le quatrième chapitre* définit la thermodynamique de la combustion, les propriétés des mélanges, la combustion stœchiométrique, la chaleur de formation et pouvoirs calorifiques, la température de flamme adiabatique, la cinétique chimique, les modèles simplifiés de combustion, les notions d'autoallumage, l'allumage spontané, l'allumage commandé, ainsi que le flux de chaleur critique pour l'allumage.

## Sommaire

	Pages
<b>Chapitre 1 : Les cycles de puissance à une seule phase</b> .....	5
1.1. Définition.....	5
1.2. Cycle de Carnot.....	5
1.2.1. Théorème de Carnot .....	6
1.2.2. Réfrigérateurs.....	7
1.3. Cycle d’Otto .....	7
1.4. Le cycle de Diesel.....	10
1.5. Le cycle mixte dit de Seiliger .....	13
1.6. Le cycle de Joule (Brayton).....	14
1.7. Le cycle d’Ericsson .....	17
1.8. Le cycle de Stirling .....	18
1.9. Cycle frigorifique multi-étagé.....	21
1.10. Cycle de refroidissement et réchauffe intermédiaire.....	22
1.11. Les différents composants d’une centrale thermique à gaz.....	24
<b>Chapitre 2 : Les cycles de puissance à deux phases</b> .....	29
2.1. Rappels sur le changement de phase.....	29
2.2. Le cycle de Rankine.....	32
2.2.2. Rendement théorique du cycle de Rankine.....	33
2.3. Le Cycle de HIRN.....	34
2.3.1. Diagramme de Clapeyron.....	35
2.3.2. Calcul du titre en vapeur x au point en fin de détente isentropique.....	36
2.3.3. Calcul du travail de détente dans la turbine.....	37
2.3.4. Calcul de l’efficacité du cycle.....	37
2.4. Le cycle à resurchauffe.....	38
2.5. Le cycle à soutirage de vapeur.....	39
2.6. Cycle idéal des centrales thermiques à vapeur d’eau.....	40
2.7. Cycle mixte gaz-vapeur.....	41

---

2.8. Installation hybride solaire-gaz.....	42
2.9. Installation à cogénération.....	44
2.10. Notion sur les centrales nucléaires.....	45
2.10.1. Fission nucléaire.....	46
2.10.2. Réacteur à eau bouillante.....	47
<b>Chapitre 3 : L'exergie et l'analyse exergetique des systèmes</b>	
<b>thermodynamiques.....</b>	<b>51</b>
3.1. Définition.....	51
3.2. Bilan d'exergie.....	51
3.3. Rendement exergetique.....	52
3.4. Calcul de l'exergie d'un système .....	52
3.5. Application aux centrales thermiques à vapeur.....	53
3.5.1. Le cycle d'une centrale à vapeur.....	53
3.6. Hypothèses simplificatrices .....	55
3.7. Application à une centrale thermique à gaz .....	56
3.7.1. Le cycle d'une turbine à gaz (Joule Brayton).....	57
3.7.2. L'exergie de chaque constituant du cycle.....	58
<b>Chapitre 4 : Thermodynamique de la combustion.....</b>	<b>62</b>
4.1. Propriétés des mélanges.....	62
4.2. Combustion stœchiométrique .....	63
4.3. Bilan de la transformation chimique.....	63
4.4. Composition des produits de combustion .....	63
4.5. Thermodynamique de la combustion.....	64
4.6. Chaleur de formation et pouvoir calorifique .....	67
4.7. Température de flamme adiabatique.....	68
4.8. Cinétique chimique.....	68
4.8.1. Réactions en chaînes.....	69
4.9. Réactions élémentaires .....	69
4.10. Les recombinaisons.....	70
4.11. Constante d'équilibre .....	70
4.12. Taux de réactions élémentaires .....	71

4.13. Modèle simplifié de la combustion.....	72
4.14. Taux de réaction .....	72
4.15. Dépendance par rapport à la pression.....	73
4.16. Equilibre partiels et états quasi-stationnaires.....	74
4.17. Combustion complète du carburant.....	75
4.18. Combustion totale de l'oxygène.....	75
4.19. Combustion incomplète.....	76
4.20. Combustion spontanée.....	77
4.21. Auto-allumage et allumage spontané.....	77
4.22. Effet de la pression sur la température d'autoallumage.....	78
4.23. Allumage commandé.....	79
4.24. Flux de chaleur critique pour l'allumage .....	79
<b>Références bibliographiques.....</b>	<b>84</b>

## Chapitre 1 : Les cycles de puissance à une seule phase

### 1.1. Définitions :

On appelle cycle de puissance à une seule phase, est une succession de transformations, au terme desquelles le système revient à son état initial. C'est à dire que le fluide actif après avoir subi un ensemble de transformations retourne à son état initial. Par contre, les moteurs à combustion interne (moteur volumétrique et turbines à gaz) n'opèrent pas proprement parler selon le cycle de puissance, le fluide actif quitte le dispositif dans un état différent (composition et/ou conditions de pression/ température de celui dans lequel il est entré). Dans cette approche le fluide actif sera soit une substance à changement de phase, soit un gaz, que l'on considérera comme parfait.

### 1.2. Cycle de Carnot :

Définition : C'est un cycle thermodynamique théorique pour un moteur ditherme, constitué de quatre processus réversibles : une détente isotherme réversible ; une détente adiabatique réversible ; une compression isotherme réversible et une compression adiabatique réversible [1].

Cycle relatif à une machine thermodynamique en contact avec deux sources de chaleur. Il est constitué de transformations isothermes réversibles et adiabatiques réversibles (isentropiques) d'un gaz parfait :

- AB est une détente adiabatique réversible (isentropique)
- BC est une compression isotherme réversible à la température  $T_2$

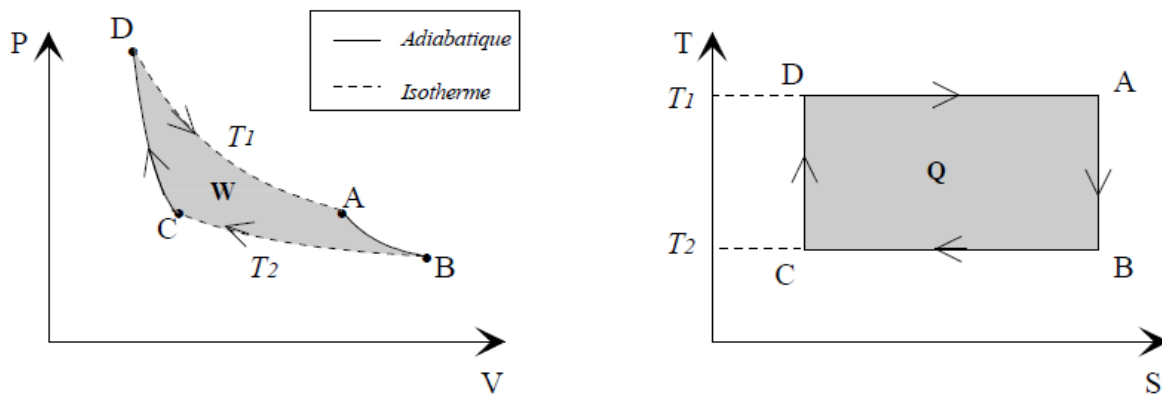


Figure (1-1) : Représentation d'un cycle de Carnot moteur [1]

Le deuxième principe de la thermodynamique permet d'écrire pour une transformation réversible :

$$\frac{Q_f}{T_f} + \frac{Q_C}{T_C} = 0 \quad (\text{L'égalité de Clausius}) \quad (1-1)$$

Moteur ditherme: Dans un moteur ditherme,  $W < 0$ ,  $Q_1 > 0$  et  $Q_2 < 0$ .

L'efficacité est alors donnée par :

$$\eta = -\frac{W}{Q_1} = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1} \quad (1-2)$$

A partir de l'égalité de Clausius, Carnot affirme que :

$$\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (1-3)$$

**1.2.1. Théorème de Carnot** : "Toutes les machines dithermes réversibles ont une même efficacité maximale qui ne dépend que des températures des sources".

Ordre de grandeur : pour  $T_1 = 400\text{K}$  et  $T_2 = 300\text{K}$ ,

Réfrigérateur et pompe à chaleur (cycle inversé)

Ces machines inversées sont caractérisées par les échanges suivants :

$$W > 0 \longrightarrow Q_1 < 0 \text{ et } Q_2 > 0$$

Si on s'intéresse à la chaleur  $Q_1$  qui est fournie à la source chaude, ces machines sont appelées pompes à chaleur, si on s'intéresse à  $Q_2$ , on parle de réfrigérateurs.

### 1.2.2. Réfrigérateurs :

$$\eta = \frac{Q_2}{W} = -\frac{Q_2}{Q_1 + Q_2} \qquad \eta = \frac{1}{\frac{T_1}{T_2} - 1 + \frac{T_1 \cdot S^p}{Q_2}} \leq \frac{1}{\frac{T_1}{T_2} - 1} \qquad (1-4)$$

Ordre de grandeur : pour  $T_1=340\text{K}$  et  $T_2=260\text{K}$ ,  $\eta=3.25$

$$\eta = \frac{-Q_1}{W} = \frac{Q_1}{Q_1 + Q_2} \qquad \eta = \frac{1}{1 - \frac{T_2}{T_1} + \frac{T_2 \cdot S^p}{Q_1}} \leq \frac{1}{1 - \frac{T_2}{T_1}} \qquad (1-5)$$

Ordre de grandeur : pour  $T_1=293\text{K}$  et  $T_2=263\text{K}$ ,  $\eta=9.77$

### 1.3. Cycle d'Otto

#### Description :

Ce cycle se compose de deux transformations isentropiques et de deux transformations isochores.

Le cycle d'Otto est le cycle idéalisé des moteurs volumétriques à allumage commandé (moteur à essence). Il est représenté ci-dessous dans les diagrammes P - V et T - S.

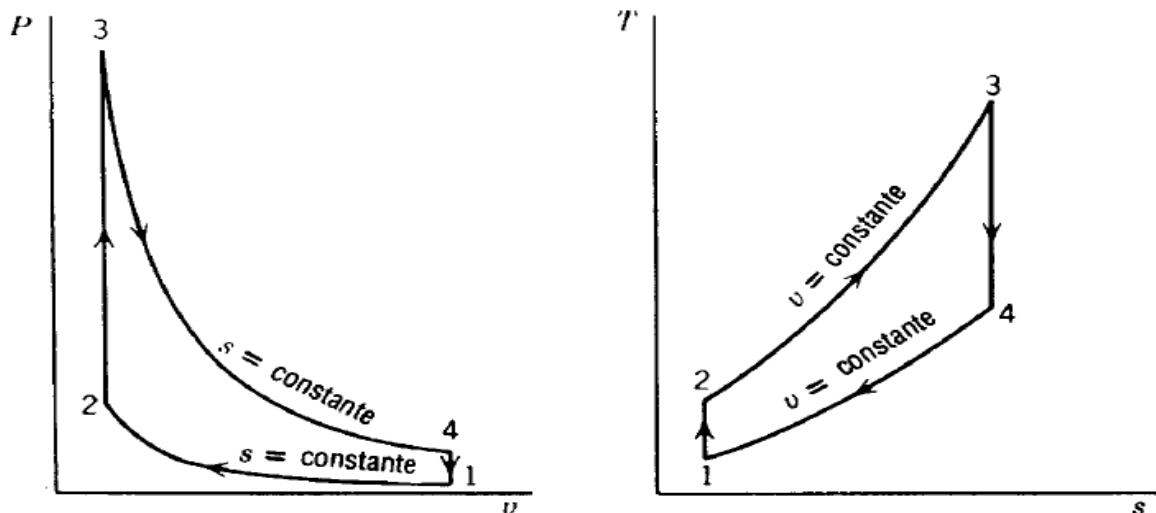


Figure (1-2) : Diagrammes (P-V) et (T-S). [2]



Il se compose des transformations suivantes :

**Compression isentropique (1-2) :** Correspond à la compression du mélange air/essence lorsque le piston se déplace du point mort bas au point mort haut, les soupapes étant fermées.

$$Q_{12} = 0 \quad , \quad W_{12} = U_2 - U_1 = m \cdot C_v \cdot (T_2 - T_1) \quad (1-6)$$

**Chauffage isochore (2-3) :** Correspond à la phase de combustion du mélange, la transformation supposée instantanée lorsque le piston se trouve au point mort haut.

$$W_{23} = 0 \quad , \quad Q_{23} = U_3 - U_2 = m \cdot C_v \cdot (T_3 - T_2) \quad (1-7)$$

**Détente isentropique (3-4) :** Correspond à la détente des gaz brûlés lorsque le piston se déplace du point mort haut au point mort bas.

$$Q_{34} = 0 \quad , \quad W_{34} = U_4 - U_3 = m \cdot C_v \cdot (T_4 - T_3) \quad (1-8)$$

**Refroidissement isochore (4-1) :** Correspond au processus suivant : détente irréversible des gaz brûlés à l'ouverture de la soupape d'échappement, refoulement des gaz brûlés. Et enfin admission des gaz frais.

$$W_{41} = 0 \quad , \quad Q_{41} = U_1 - U_4 = m \cdot C_v \cdot (T_1 - T_4) \quad (1-9)$$

On en déduit directement l'efficacité du cycle :

$$\begin{aligned} \text{Efficacité}_{\text{Otto}} &= \frac{-W_{34} - W_{12}}{Q_{23}} = \frac{m \cdot C_v (T_3 - T_4) - m c_v (T_2 - T_1)}{m \cdot C_v (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \\ &= 1 - \frac{V_3^{-(k-1)}}{V_2} = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}} \end{aligned} \quad (1-10)$$

où  $r_v$  : est le rapport volumétrique de compression. L'efficacité est donc une fonction croissante de celui-ci comme indiqué sur le graphique [2].

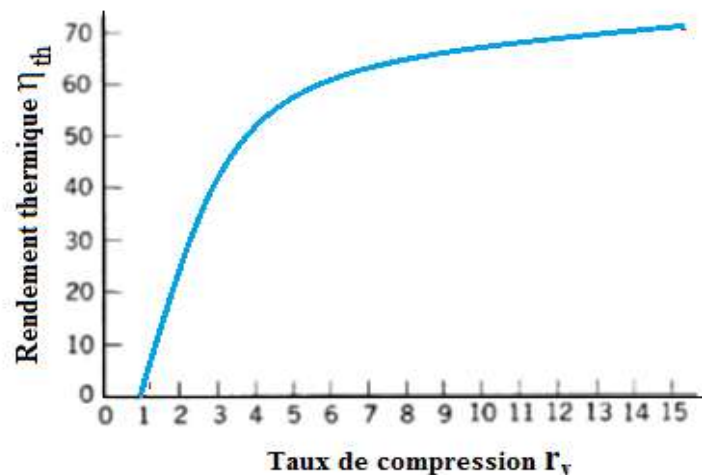


Figure (1-3) : Variation du rendement thermique en fonction du taux de compression

En pratique, l'augmentation du rapport de compression est limitée par le risque de détonation qui augmente avec le rapport de compression.

La détonation est une combustion extrêmement rapide, qui s'accompagne de fortes ondes de pression dans le cylindre (cliquetis). [2]

Les écarts principaux entre le cycle idéal et la transformation ouverte réelle sont :

1. Les chaleurs massiques varient avec T (peut être modélisé) ;
2. La combustion peut être incomplète ;
3. La transformation 4 - 1 est en réalité composée des phases de refoulement et d'admission qui, en raison des pertes de charge au travers des soupapes, nécessitent un certain travail ;
4. La détente des gaz brûlés s'accompagne d'un échange de chaleur vers le liquide de refroidissement à travers les parois du cylindre ;
5. Les processus comportent des irréversibilités dues aux gradients de pression et de température.

### Conclusion :

Le rendement de ce cycle croit avec :

- Le rapport volumétrique,
- Le rapport du mélange.

Le rapport du mélange varie entre 1,4 pour l'air et 1,28 pour le mélange air-carburant. Lorsque la richesse du carburant décroît, le rapport de compression augmente. Cette augmentation provoque une augmentation du rendement. Si l'on souhaite augmenter le rendement, on a donc intérêt à diminuer la richesse du mélange. [2]

#### 1.4. Le cycle de Diesel

Le cycle de Diesel est le cycle idéalisé des moteurs volumétriques à allumage spontané (moteur Diesel). Il diffère du cycle d'Otto par le fait que le processus de combustion, nettement plus lent pour le brouillard de gouttelettes de gasoil que pour le mélange air/essence, est supposé isobare.

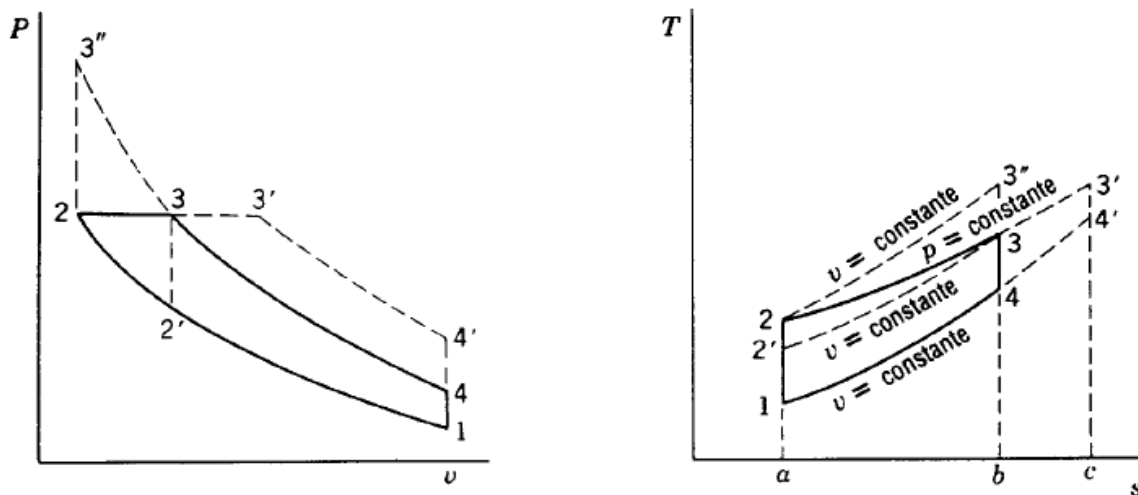


Figure (1-4) : Cycle de diesel, diagrammes (P-V) et (T-S) [2].

Les quantités de chaleur et de travaux échangés au cours des 4 transformations sont:

#### Compression isentropique (1-2) :

$$Q_{12} = 0 \quad , \quad W_{12} = U_2 - U_1 = m \cdot C_v \cdot (T_2 - T_1) \quad (1-11)$$

#### Chauffage isochore (2-3) :

$$W_{23} = -P_2(V_3 - V_2) \quad , \quad Q_{23} = H_3 - H_2 = m \cdot C_v \cdot (T_3 - T_2) \quad (1-12)$$

#### Détente isentropique (3-4) :

$$Q_{34} = 0 \quad , \quad W_{34} = U_4 - U_3 = m \cdot C_v \cdot (T_4 - T_3) \quad (1-13)$$

**Refroidissement isochore (4-1) :**

$$W_{41} = -P_2(V_3 - V_2) \quad , \quad Q_{41} = U_1 - U_4 = m \cdot C_v \cdot (T_1 - T_4) \quad (1-14)$$

L'efficacité du cycle diesel vaut donc :

$$\begin{aligned} \text{Efficacité}_{\text{Diesel}} &= \frac{-W_{23} - W_{34} - W_{12}}{2 \cdot Q_{23}} = \frac{(H_3 - H_2) - (U_3 - U_2) + (U_3 - U_4) - (U_2 - U_1)}{H_3 - H_2} = \\ &= 1 - \frac{U_4 - U_1}{H_3 - H_2} = 1 - \frac{C_p T_4 - T_1}{C_v T_3 - T_2} \end{aligned} \quad (1-15)$$

Outre le rapport volumétrique de compression  $r_c$  introduit précédemment, le rapport volumétrique de combustion.

$$r_c = \frac{V_3}{V_2} = \frac{T_3}{T_2} \quad (1-16)$$

Influence également l'efficacité du cycle, comme on peut le voir aisément au diagramme entropique. En augmentant la température de fin de combustion de  $T_3$  à  $T_3'$ , la quantité de chaleur requise augmente de l'aire 3-3'-c-b-3 alors que le travail n'augmente que de l'aire 3-3'-4'-4-3.

Ceci se confirme en développant l'expression de l'efficacité à rapport volumétrique de compression identique.

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\text{diesel}} &= 1 - \frac{C_v T_4 - T_1}{C_p T_3 - T_2} = 1 - \frac{\frac{T_4}{T_2} - \frac{T_1}{T_2}}{k r_c - 1} \\ &= 1 - \frac{\frac{T_4 T_3}{T_3 T_2} - r_v^{1-k}}{k r_c - 1} = 1 - \frac{1 \left( \frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1} r_c - r_v^{1-k}}{k r_c - 1} = 1 - \frac{1 \left( \frac{r_c}{r_v} \right)^{k-1} r_c - r_v^{1-k}}{k r_c - 1} \\ &= 1 - \frac{r_c^k - 1}{r_v^{k-1} k (r_c - 1)} \left( 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}} \right) = \varepsilon_{\text{Otto}} \end{aligned} \quad (1-17)$$

On a porté l'efficacité du cycle Diesel en fonction du rapport de compression pour différents rapports de combustion ci-après [2].

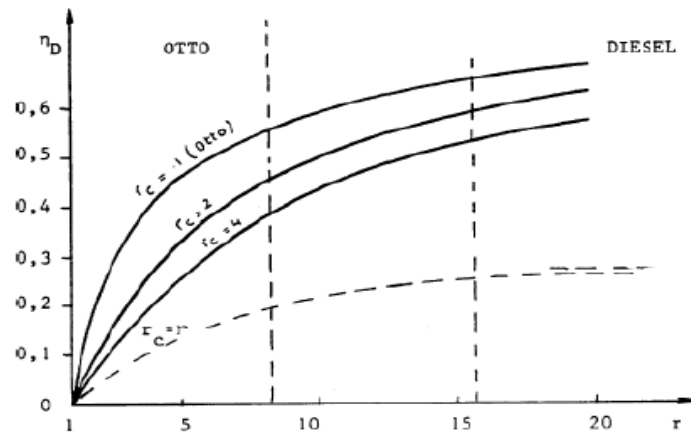


Figure (1-5) : Variation de l'efficacité du cycle Diesel en fonction du rapport de compression pour différents rapports de combustion

En pratique toutefois, du fait que dans un moteur diesel on comprime de l'air pur, on ne risque pas la détonation, et l'on peut donc utiliser un rapport de compression plus élevé. Si l'on compare un cycle d'Otto et un cycle de Diesel de même pression et température maximales (cycles 1-2-3-4-1 et 1-2'-3-4-1 dans le diagramme entropique), il est clair que le cycle Diesel est plus efficace. Puisque toute la chaleur supplémentaire requise (aire 2'-2-3-2') est transformée en travail.

#### 1.4.1. Diagramme du Cycle du moteur diesel : R. Diesel (1893)

But : Faire fonctionner le moteur avec un combustible rudimentaire, moins raffiné que l'essence (charbon pulvérulent ou gazole).

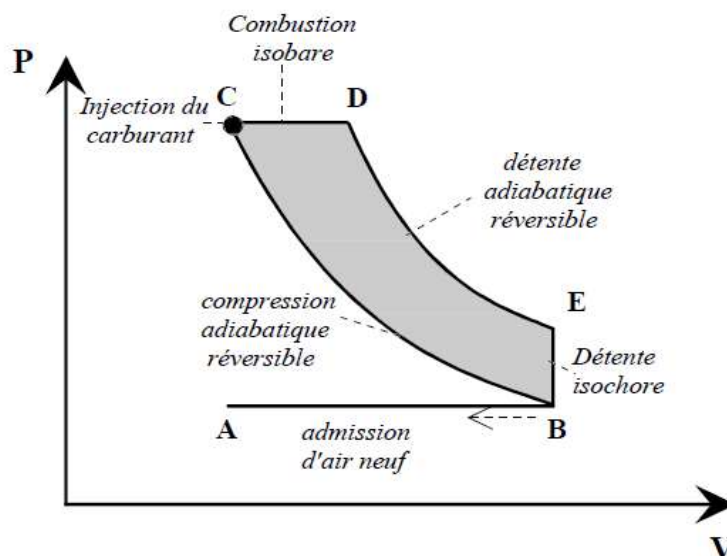


Figure (1-5) : Diagramme PV. [2]

**Calcul du rendement :** Le rendement de diésel est défini comme suit :

$$\eta = -\frac{W}{Q_{CD}} \quad (1-18)$$

Premier principe :

$$\Rightarrow W + Q_{CD} + Q_{EB} = 0 \quad \Rightarrow \quad -W = Q_{CD} + Q_{EB}$$

CD et EB sont respectivement isobare et isochore donc :

$$Q_{CD} = m \cdot C_p \cdot (T_D - T_C) \quad \text{et} \quad Q_{EB} = m \cdot C_v \cdot (T_B - T_E)$$

Les transformations BC et DE sont adiabatiques donc :  $T \cdot V = \text{cst}$

$$T_B \cdot V_B^{\gamma-1} = T_E \cdot V_E^{\gamma-1} \quad \text{et} \quad T_D \cdot V_D^{\gamma-1} = T_C \cdot V_C^{\gamma-1}$$

Gaz parfait (relation entre  $T_D$  et  $T_C$ )

$$\eta = 1 - \frac{1}{\gamma} \cdot \frac{1}{\alpha^{\gamma-1}} \cdot \frac{\beta^\gamma - 1}{\beta - 1} \quad (1-19)$$

où :

$\alpha = -\frac{V_B}{V_A}$  : est le taux de compression du moteur ;

$\beta = -\frac{V_D}{V_C}$  : est le rapport de détente.

### 1.5. Le cycle mixte dit de Seiliger

Les moteurs Diesel sont plus efficaces que les moteurs à essence classiques (cycle Beau de Rochas), mais ont nécessité des améliorations pour augmenter leurs performances, notamment les pompes à injection haute pression du carburant (HDi = High Pressure Direct Injection), pression qui peut monter jusqu'à 100 bars pour une meilleure pulvérisation et plus grande vitesse d'injection. Le cycle peut alors être un peu différent, avec une combustion partielle à pression P constante et à volume V constant.

Ce cycle est composé de 2 isentropiques + 2 isochores + 1 isobare

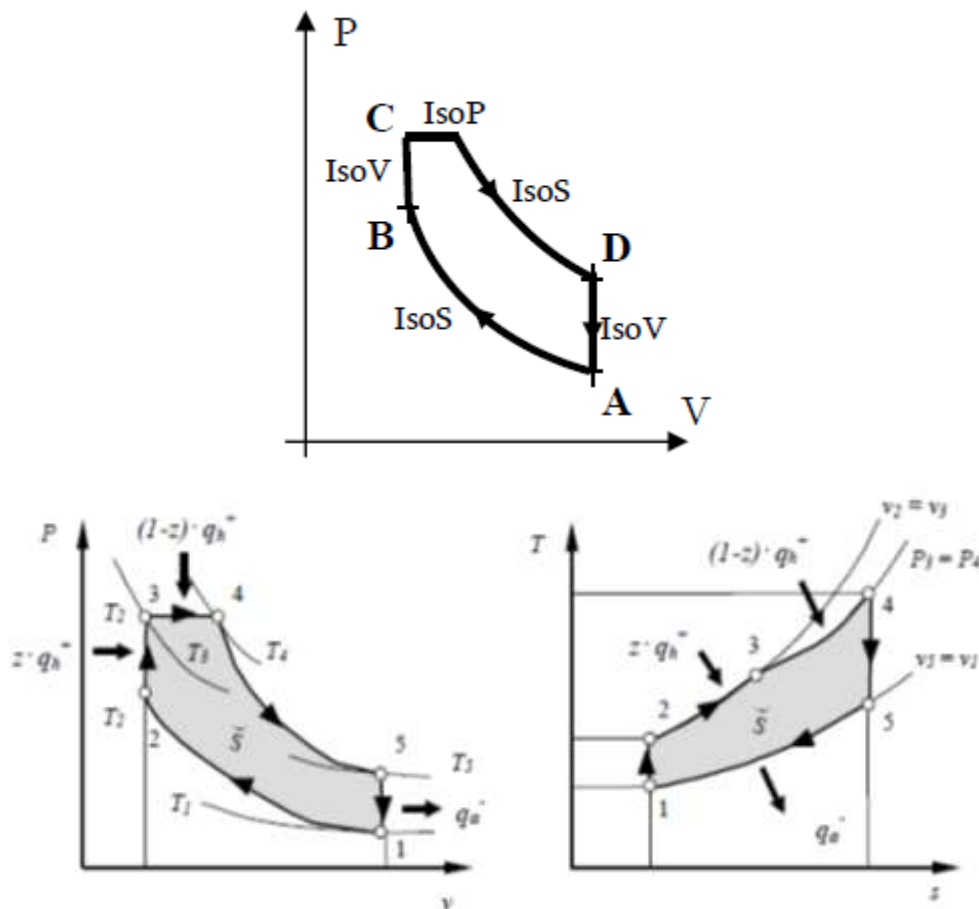


Figure (1-6) : Le cycle Mixte (P-V et TS). [2]

1-2 : Compression isentropique (adiabatique réversible) :  $E+ > 0$

2-3 : Chauffage isochore (compression isochore) :  $Q+ > 0$

3-4 : Chauffage isobare (détente isobare) :  $Q+ > 0$

4-5 : Détente isentropique :  $E+ < 0$

5-1 : Refroidissement isochore :  $Q+ < 0$

$$\eta_I = z \cdot \eta_{IV=Cte} + (1-z) \cdot \eta_{IP=Cte} \quad (1-20)$$

### 1.6. Le cycle de Joule (Brayton)

Le cycle de Joule se compose des mêmes transformations que le cycle de Rankine (2 échanges de chaleur isobares et deux variations de pression isentropiques), la seule différence étant que le fluide actif reste toujours à l'état gazeux. C'est le cycle idéal de la turbine à gaz [2].

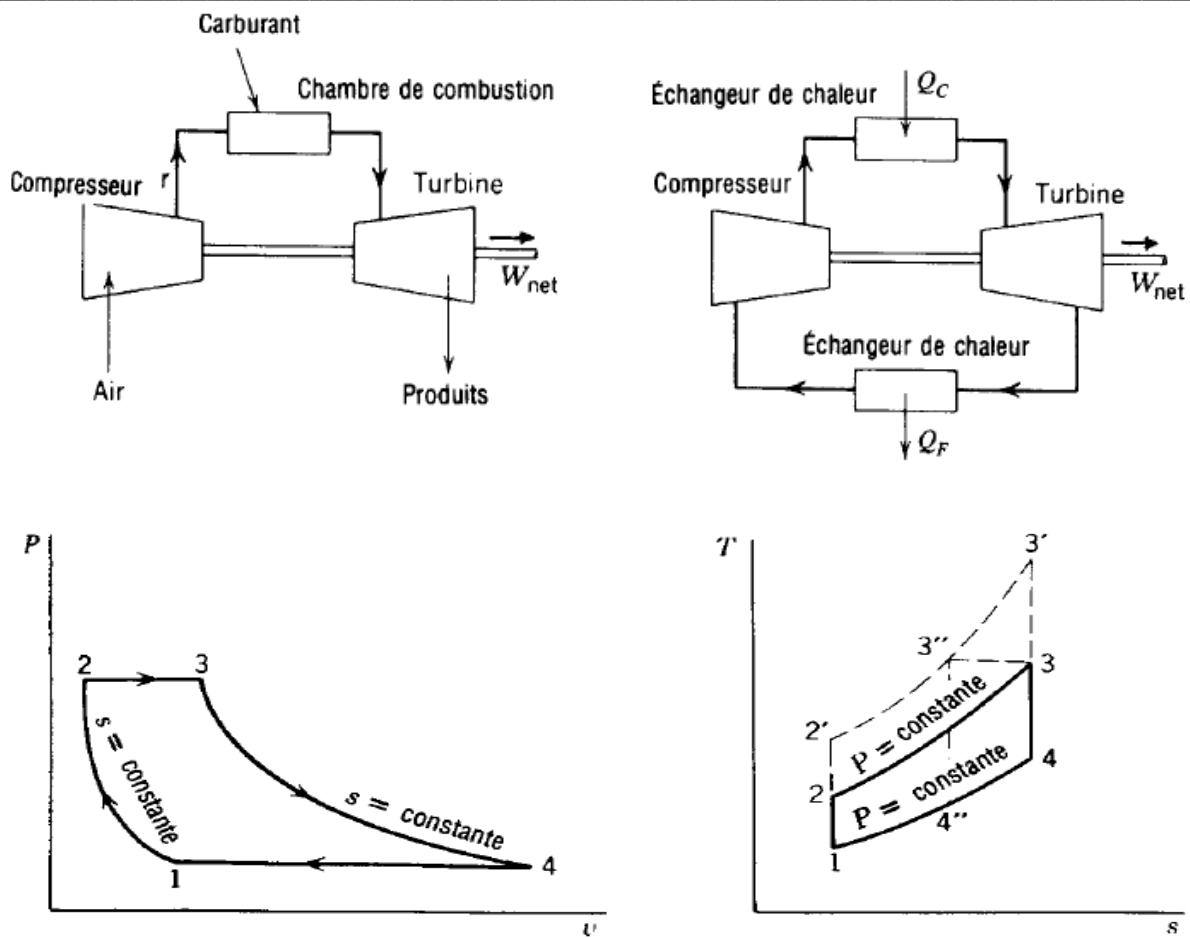


Figure (1-7) : Le cycle de Joule diagramme (P-V et T-S). [2]

Avec l'hypothèse de chaleurs massiques constantes, on obtient très aisément l'expression de l'efficacité thermique :

$$\varepsilon_{th} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{(h_4 - h_1)}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{T_3 - T_2} \quad (1-21)$$

Les transformations (1 - 2) et (3 - 4) étant isentropiques, on a :

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_4}{T_3} = \Pi^{\frac{k-1}{k}}$$

De sorte que :

$$\varepsilon_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \Pi^{-\frac{k-1}{k}} \left( 1 - \frac{T_1}{T_3} \right) = \varepsilon_{th, \text{carnot}} \quad (1-22)$$



L'efficacité est donc une fonction croissante du rapport de pression. Ceci s'explique aisément à partir du diagramme entropique. Lorsque le rapport de pression augmente (avec un rapport de température entrée turbine/sortie compresseur constant), le cycle original se transforme en  $1 - 2' - 3' - 4 - 1$ , pour lequel le travail est plus grand, alors que la chaleur rejetée à la source froide est identique.

Mais la température maximum est plus élevée. En pratique, la température d'entrée turbine est limitée par la tenue des matériaux. En maintenant la température d'entrée turbine constante, mais en augmentant le rapport de pression, on obtient le cycle  $1 - 2'' - 3'' - 4'' - 1$ . Comme l'efficacité thermique ne dépend que du rapport de pression, ce dernier cycle a une efficacité identique à celle du cycle  $1 - 2' - 3' - 4 - 1$ .

Mais le travail massique est plus faible. Calculons ce dernier.

$$W = (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1) = C_p T_1 \left( \frac{T_3}{T_1} \left( 1 - \Pi^{-\frac{k-1}{k}} \right) - \left( \Pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right) \quad (1-23)$$

On a porté sur le graphique du rendement  $w/RT_1$  en fonction du rapport de pression pour un rapport de températures  $T_3/T_1 = 2$ . On constate qu'il passe par un maximum.

Posons :  $y = \Pi^{\frac{k-1}{k}}$

On a par conséquent :

$$\frac{1}{C_p T_1} \frac{dw}{dy} = \frac{T_3}{T_1} \frac{1}{y^2} - 1 \quad \rightarrow \quad y_{wmax} = \sqrt{\frac{T_3}{T_1}} \quad \rightarrow \quad \Pi_{wmax} = \sqrt{\left( \frac{T_3}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}}}$$

Et l'efficacité correspondante vaut :

$$\varepsilon_{th} = 1 - \sqrt{\frac{T_1}{T_3}} \quad (1-24)$$

Un inconvénient majeur du cycle de Joule est l'importance du travail de compression par rapport au travail de détente (en contraste avec le cycle de

Rankine-Hirn), de sorte que la puissance installée est beaucoup plus élevée que la puissance utile. Cet effet est très aggravé par les pertes dans les machines. [2]

### 1.7. Le cycle d'Ericsson

En faisant tendre le nombre d'étages de compression et de détente dans le cycle de Joule à compression et détente étagées vers l'infini, on obtient le cycle d'Ericsson, constitué d'une compression et d'une détente isotherme, et d'échanges de chaleur isobares [3].

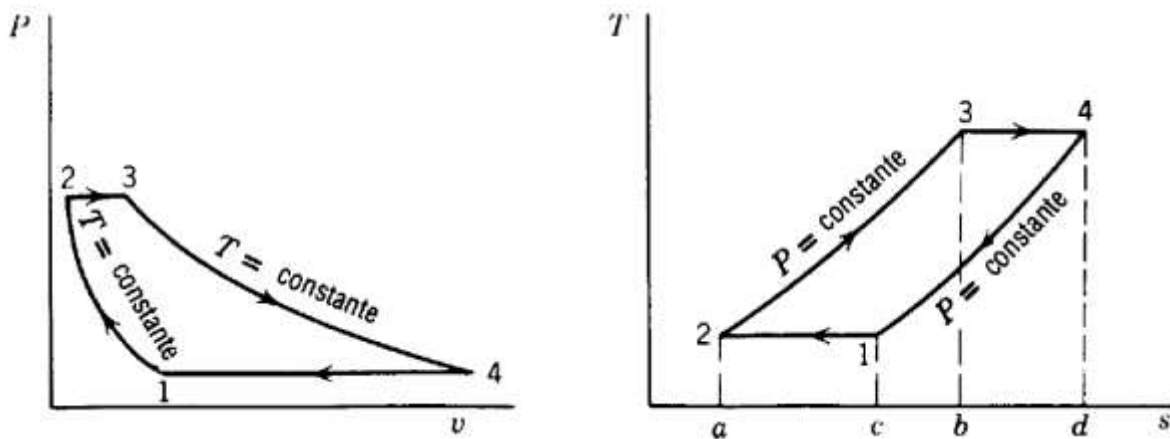


Figure (1-8) : Cycle d'Ericsson diagramme (P-V et T-S)

Les quantités de chaleur et travaux échangés au cours des quatre parties du cycle sont :

#### Compression isotherme (1-2):

$$W_{12} = (h_2 - h_1) - Q_{12} \quad (1-25)$$

$$h_2 - h_1 = 0 \quad (\text{gaz parfait})$$

Et, en supposant l'échange de chaleur réversible,

$$Q_{12} = T_F(S_2 - S_1) < 0 \quad (1-26)$$

#### Chauffage isobare (2 - 3) :

$$Q_{23} = (h_3 - h_2) \quad (1-27)$$

#### Détente isotherme : (3-4) :

$$W_{34} = (h_4 - h_3) - Q_{34} \quad (1-28)$$

$$h_4 - h_3 = 0 \quad (\text{gaz parfait})$$

et, en supposant l'échange de chaleur réversible,

$$Q_{34} = T_C(S_2 - S_3) < 0 \quad (1-29)$$

**Refroidissement isobare (4-1) :**

$$Q_{41} = (h_1 - h_4) \quad (1-30)$$

On a donc :  $Q_{23} = -Q_{41}$ , de sorte qu'on peut réaliser ces transformations à l'aide d'un échangeur de chaleur (récupérateur).

Le travail net fourni vaut donc :

$$W^* = T_C \cdot (S_4 - S_3) - T_F (S_1 - S_2) \quad (1-31)$$

Mais, le fluide actif étant un gaz parfait,

$$S_4 - S_3 = -R \cdot \ln\left(\frac{P_4}{P_3}\right) = -R \cdot \ln\left(\frac{P_1}{P_2}\right) = S_1 - S_2 \quad (1-32)$$

et par conséquent,

$$W^* = (T_C - T_F) \cdot (S_4 - S_3) \quad (1-33)$$

De sorte que l'efficacité thermique vaut :

$$\text{Efficacité} = \frac{(T_C - T_F) \cdot (S_4 - S_3)}{T_C (S_4 - S_3)} = \frac{T_C - T_F}{T_C} \quad (1-34)$$

En réalité, il est impossible de réaliser des compressions et détente isothermes. On s'en approche par des compressions et détente étagées avec échange de chaleur intermédiaire (intercoolers). [3]

**1.8. Le cycle de Stirling**

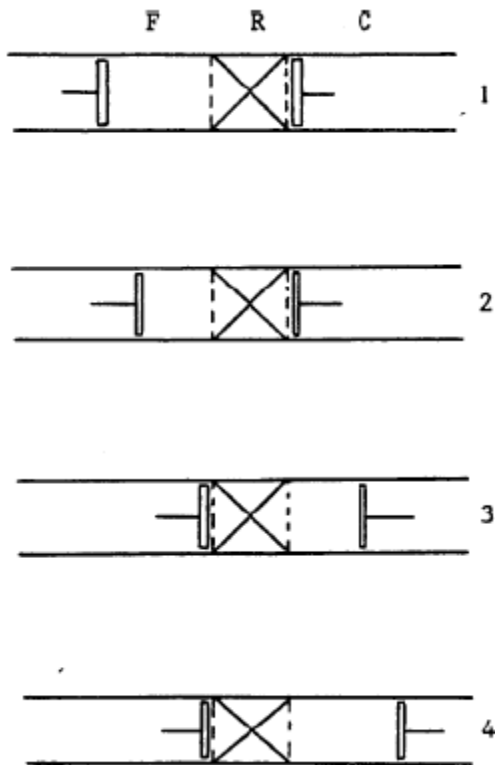
Le cycle de Stirling est un autre cycle basé sur l'utilisation d'un régénérateur (Récupérateur), mis en œuvre dans une machine volumétrique constituée des trois parties suivantes : une chambre de volume variable VF en contact avec une source à température  $T_F$  ;

– Une chambre de volume variable  $V_C$  en contact avec une source à température  $T_C$  ;

Conversion d'Energie

– Un régénérateur qui reçoit et fournit alternativement de la chaleur due au fluide. C'est une machine fermée dans laquelle le fluide est à chaque instant devient non uniforme. [4]

Le cycle est constitué des quatre transformations suivantes :



- Compression isotherme (1-2)

$$W_{12} = - \int_1^2 P dV = - m.R.T_F . \ln \frac{V_2}{V_1} < 0,$$

$$\text{et } Q_{12} = -W_{12} = m.R.T_F . \ln \frac{V_2}{V_1} < 0$$

- Chauffage isochore (2-3)

$$W_{23} = 0, \quad Q_{23} = U_3 - U_2 = m.C_v.(T_C - T_F)$$

- Détente isotherme (3-4)

$$W_{34} = - \int_3^4 P dV = - m.R.T_C . \ln \frac{V_4}{V_3} < 0,$$

$$\text{et } Q_{34} = -W_{34} = m.R.T_C . \ln \frac{V_4}{V_3} > 0$$

- Refroidissement isochore (4-1)

$$W_{41} = 0, \quad Q_{41} = U_1 - U_4 = m.C_v.(T_F - T_C)$$

On constate que  $Q_{12} = -Q_{41}$ , de sorte que les échanges peuvent s'effectuer sans contact avec une source, mais par l'entremise du régénérateur, qui stocke la chaleur cédée par le fluide en 4-1 pour la lui rétrocéder en 2-3 [4].

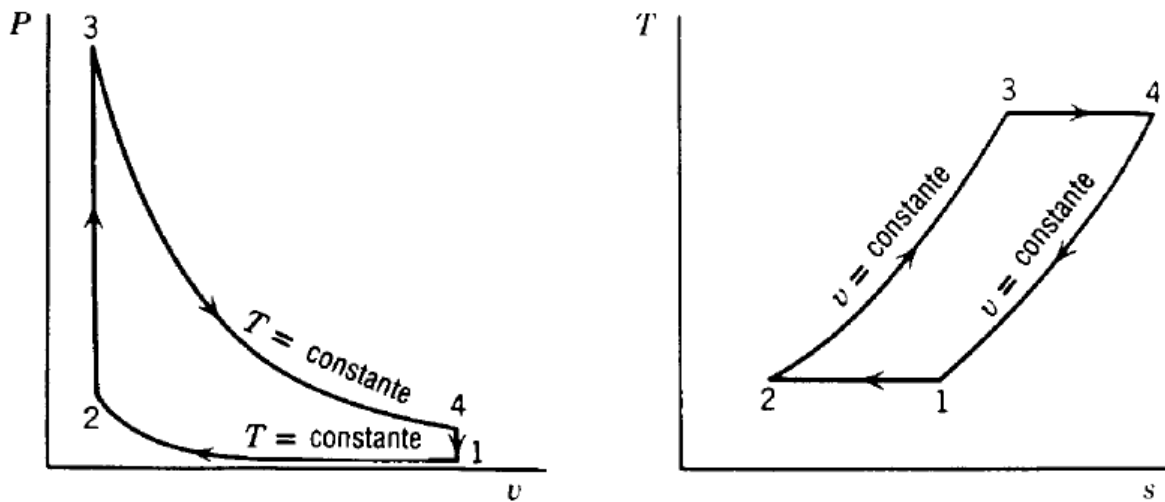


Figure (1-9) : Cycle de Stirling diagramme de Clapeyron (P-V et T-S). [4]

L'efficacité du cycle vaut :

$$\varepsilon_{\text{Stirling}} = \frac{W_{3-4} - W_{12}}{Q_{34}} = \frac{mRT_C \ln \frac{V_4}{V_3} + mRT_F \ln \frac{V_2}{V_1}}{mRT_C \ln \frac{V_4}{V_3}} = \frac{T_C - T_F}{T_C} = \varepsilon_{\text{Carnot}} \quad (1-35)$$

On a constaté un regain d'intérêt récent pour les machines de Stirling. Dans les réalisations récentes, le mouvement discontinu des pistons est remplacé par des mouvements sinusoïdaux déphasés. [4] La source chaude est un brûleur dans lequel on réalise la combustion externe d'un combustible.

### 1.8.1. Avantages et inconvénients du cycle

- Efficacité thermique élevée (en principe égale à l'efficacité de Carnot) ;
- Combustion externe, donc moteur silencieux et poly carburant ;
- Poids et prix élevés, en raison de la complexité de la cinématique ;
- Puissance volumétrique très importante, grâce à la possibilité de travailler à très haute pression ;

CD est une compression adiabatique réversible ;

DA est une détente isotherme réversible à la température  $T_1 < T_2$ .

### 1.9. Cycle frigorifique multi-étagé

Applications :

- Fenêtre de température trop large pour un seul cycle frigorifique à Compression de vapeur.
- Forte variation de pression → baisses prestations du compresseur volumétrique.
- Réalisation du cycle frigorifique en deux étages (cycle en cascade).

Deux cycles en communication avec un évaporateur (haut) / condenseur (bas)

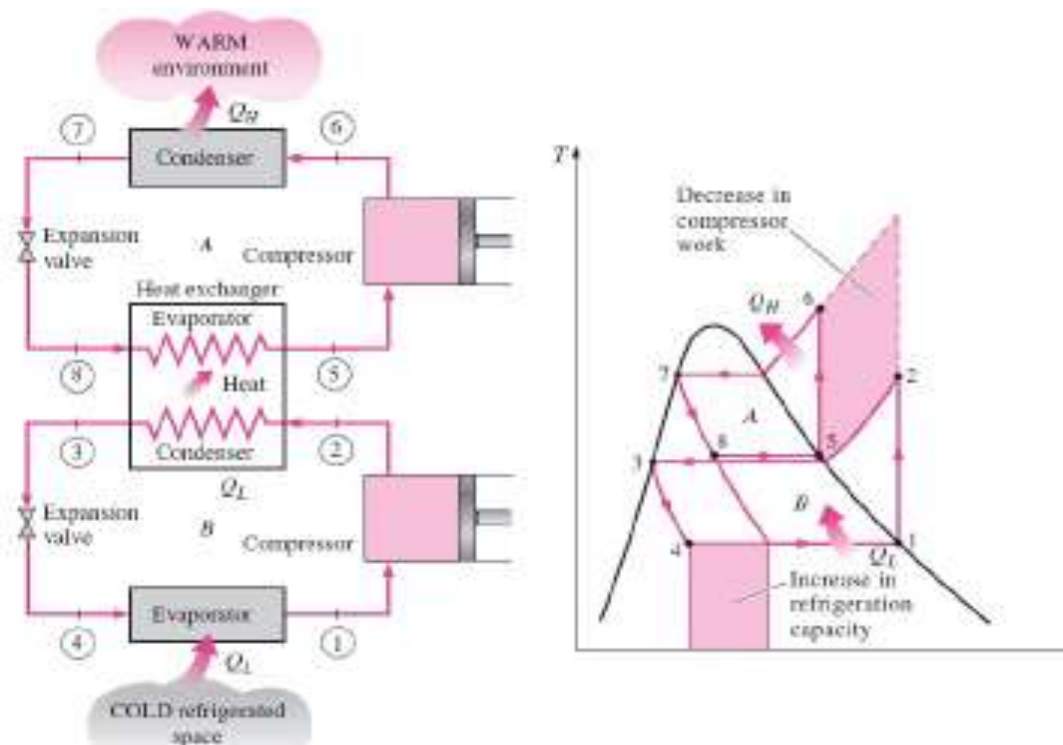


Figure (1-10) : Schéma de principe d'un cycle frigorifique en deux étages (cycle en cascade). [5]

Echangeur de chaleur idéal :(calcul du rapport de débit massique)

$$\dot{m}_A(h_5 - h_8) = \dot{m}_B(h_2 - h_3)$$

$$\frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B} = \frac{(h_2 - h_3)}{(h_5 - h_8)} \quad (1-36)$$

Le coefficient de performance : le coefficient de performance frigorifique est cycle frigorifique donné par la relation suivante :

$$E_{fr.c} = \frac{\dot{Q}_l}{\dot{W}_{in}} = \frac{\dot{m}_B (h_1 - h_4)}{\dot{m}_A (h_6 - h_5) + \dot{m}_B (h_2 - h_1)} \quad (1-37)$$

**1.10. Cycle de refroidissement et réchauffe intermédiaire :** On peut améliorer le rendement thermique du cycle et augmenter en même temps le travail donc la puissance de l'installation de turbine à gaz en ajoutant au cycle simple de Joule ou de Baryton :

- Un refroidissement intermédiaire de l'air en utilisant une compression bi étagée (éventuellement multi étagée), dans deux corps de compresseur  $C_1$  et  $C_2$ , entraînant ainsi une réduction de travail de compression.

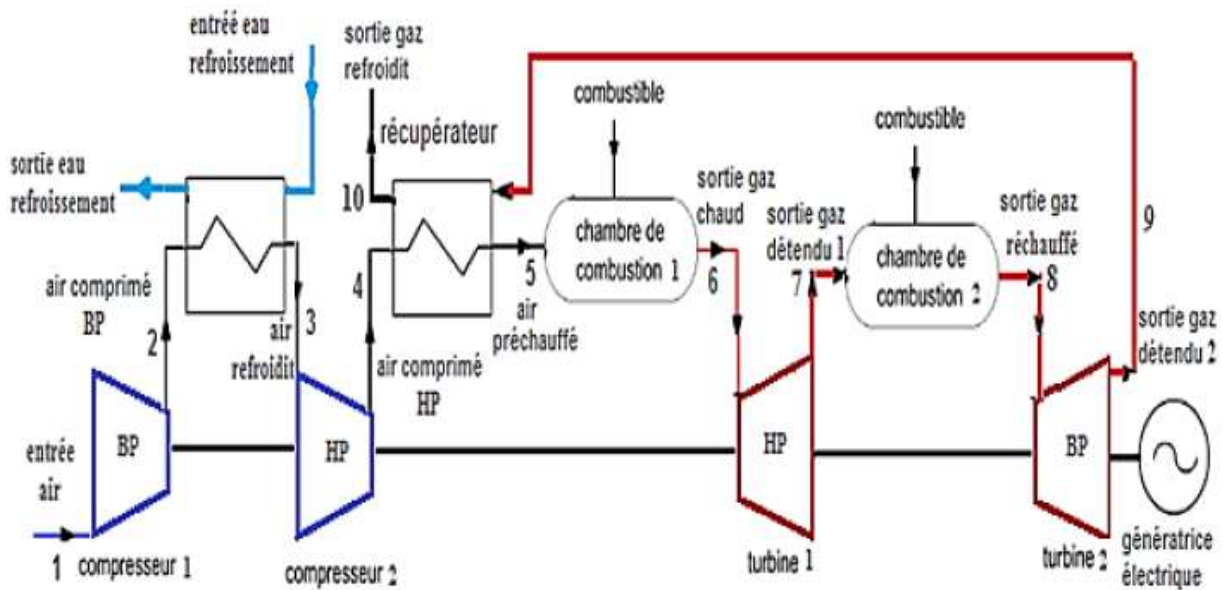


Figure (1-11) : Installation de turbine à gaz avec cycle à détente et compression multi étagées avec refroidissement intermédiaire, récupération et réchauffe intermédiaire. [6]

Conversion d'Énergie

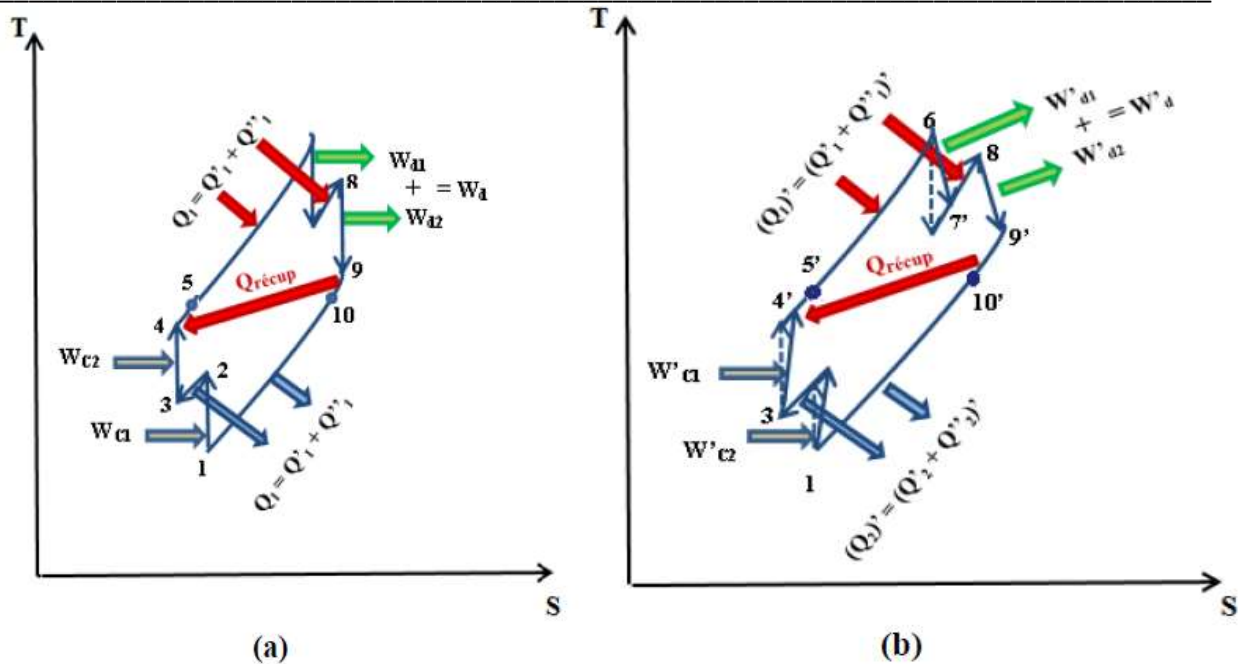


Figure (1-12) : Cycle d'une installation de turbine à gaz avec à détente et compression multi étagées avec refroidissement intermédiaire, récupération et réchauffe intermédiaire : (a) réversible (b) irréversible.

Une récupération de chaleur (ou régénération) en utilisant un récupérateur (régénérateur) à surface servant à préchauffer l'air comprimé, sortant du compresseur  $C_2$  avant son entrée dans la chambre de combustion, par l'intermédiaire de la chaleur des gaz chauds sortant du deuxième corps de turbine  $T_2$  avant leur évacuation vers l'atmosphère. Une réchauffe (deuxième combustion), des gaz sortant de la turbine  $T_1$ , dans la deuxième chambre de combustion  $Ch-C_2$  avant leur admission dans le deuxième corps de turbine  $T_2$  pour une deuxième détente.

Cette augmentation du rendement thermique du cycle et de la puissance se fait au détriment d'un coût plus élevé et d'une complexité de de l'installation correspondante. [6]

En considérant  $C_p$  et la masse ( $m$ ) du fluide moteur invariables, le bilan énergétique des cycles réversible (1-2-3-4-10-5-6-7-8-9-1) et irréversible (1-2'-3-4'-10'-5-6'-7-8'-9'-1) désigné par {Figure (1.12) a et b} donne respectivement les travaux de compression et de détente ainsi que les quantités de chaleur échangées:



$$\begin{aligned}
 W_{C1} = W_{1-2} &= (H_2 - H_1) = m.Cp.(T_2 - T_1) && \text{réversible} \\
 W_{C2} = W_{3-4} &= (H_4 - H_3) = m.Cp.(T_4 - T_3) && \text{réversible} \\
 W_{T1} = W_{6-7} &= (H_7 - H_6) = m.Cp.(T_7 - T_6) && \text{réversible} \\
 W_{T2} = W_{8-9} &= (H_9 - H_8) = m.Cp.(T_9 - T_8) && \text{réversible} \\
 Q_1 = Q_{Ch-C1} + Q_{Ch-C2} &= Q_{5-6} + Q_{7-8} && \text{réversible} \\
 &= m.Cp[(T_6 - T_5) + (T_8 - T_7)] \\
 Q_2 = Q_{2-3} + Q_{10-1} &= m.Cp[(T_3 - T_2) + (T_1 - T_{10})] && \text{réversible}
 \end{aligned}$$

Et nous avons pour le cycle irréversible :

$$\begin{aligned}
 W'_{C1} = W_{1-2'} &= (H_{2'} - H_1) = m.Cp.(T_{2'} - T_1) && \text{irréversible} \\
 W'_{C2} = W_{3-4'} &= (H_{4'} - H_3) = m.Cp.(T_{4'} - T_3) && \text{irréversible} \\
 W'_{T1} = W_{6-7'} &= (H_{7'} - H_6) = m.Cp.(T_{7'} - T_6) && \text{irréversible} \\
 W'_{T2} = W_{8-9'} &= (H_{9'} - H_8) = m.Cp.(T_{9'} - T_8) && \text{irréversible} \\
 Q'_2 = Q_{2'-3} + Q_{10'-1} &= m.Cp[(T_3 - T_{2'}) + (T_1 - T_{10'})] && \text{irréversible}
 \end{aligned}$$

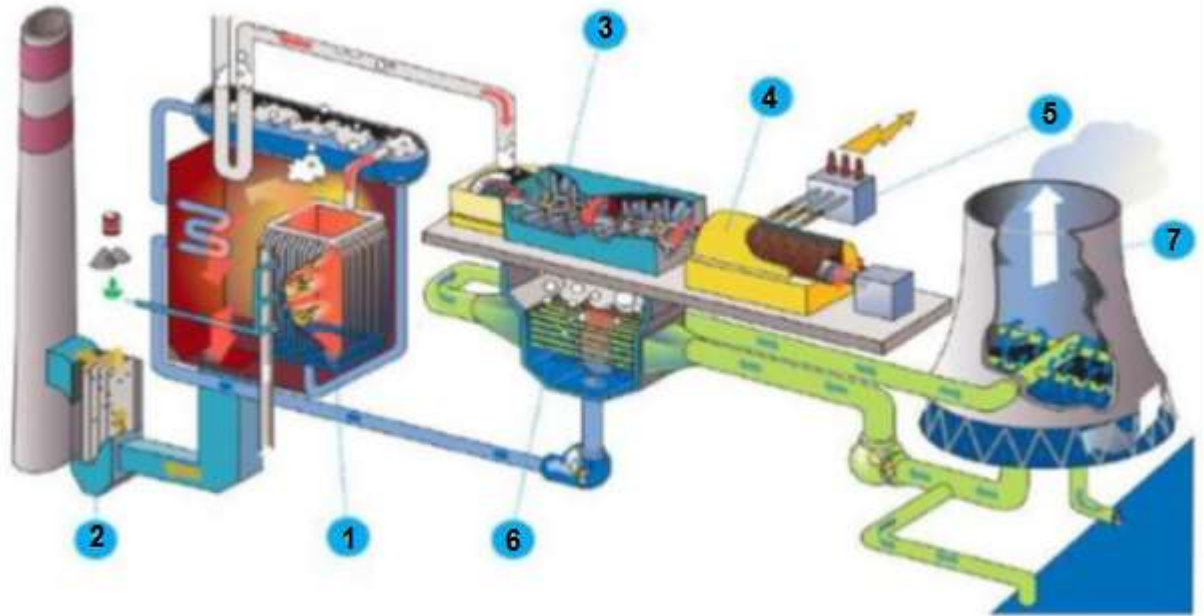
Les rendements thermiques correspondants sont :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{|Q_2|}{|Q_1|} = 1 - \frac{(T_2 - T_3) + (T_{10} - T_1)}{(T_6 - T_5) + (T_8 - T_7)} \quad \text{réversible} \quad (1-38)$$

$$\eta'_{th} = 1 - \frac{|Q'_2|}{|Q'_1|} = 1 - \frac{(T_{2'} - T_3) + (T_{10'} - T_1)}{(T_6 - T_{5'}) + (T_8 - T_{7'})} \quad \text{irréversible} \quad (1-39)$$

**1.11. Les différents composants d'une centrale thermique à gaz :** Une centrale thermique est une centrale électrique qui produit de l'électricité à partir d'une source de chaleur. Cette source peut être un combustible brûlé tels gaz naturel. La source de chaleur chauffe un fluide (souvent de l'eau) qui passe de l'état liquide à l'état gazeux (vapeur par exemple), gaz qui entraîne une turbine accouplée à un alternateur qui transforme l'énergie cinétique de la turbine en énergie électrique. Pour entraîner la turbine, il faut que la pression soit plus faible à sa sortie qu'à l'entrée. La baisse de pression à la sortie de la turbine est obtenue en condensant le gaz, en aval de la turbine, à l'aide d'une source froide. Le fluide condensé est en général réutilisé comme source de vapeur et effectue un cycle thermodynamique fermé. La cogénération consiste à

produire conjointement de la chaleur pour un procédé industriel ou le chauffage urbain, afin d'améliorer le rendement global.



- |                  |                            |
|------------------|----------------------------|
| 1: Chaudière     | 5: Transformateur          |
| 2: Electrofiltre | 6: Condenseur              |
| 3: Turbine       | 7: Tour de refroidissement |
| 4: Alternateur   |                            |

Figure (1-14) : Schéma constitutif d'une centrale thermique [7].

### Conclusion

Le fluide utilisé est un paramètre essentiel dans les cycles à une seule phase. En effet, les propriétés physiques et chimiques du fluide influencent fortement les caractéristiques et les performances du cycle. Ces cycles thermodynamiques sont envisagés pour plusieurs applications.

Une grande part de l'énergie est donc perdue dans l'eau de refroidissement et dans les gaz d'échappement. En pratique, les cycles réels sont toujours intermédiaires entre les cycles théoriques d'Otto et de Diesel, se rapprochant plus de l'un ou de l'autre selon la vitesse de rotation, la nature du combustible, et le fractionnement de la combustion. La pression maximale atteinte est plus grande dans le cas du moteur Diesel, donc les parois du moteur seront plus épaisses et le moteur devient plus lourd. Il est plus lent aussi. Pas employé dans l'aviation Aujourd'hui, le cycle Diesel est modifié, l'injection est plus

rapide et plus courte et la combustion se fait à volume constante puis à pression constante, c'est le cycle de Seiliger qui remplace la transformation isobare par un tronçon isochore (vertical) puis une transformation isobare.

Le moteur de Stirling est un moteur à combustion externe, ce qui fait une grosse différence avec les autres moteurs (Diesel ou Essence). La chaleur est donc fournie par la source chaude par deux évolutions. Ce cycle de peut atteindre des rendements plus élevés que ses frères Diesel et Beau de Rochas (à combustion interne), et surtout il est possible d'optimiser plus facilement la combustion qui est externe.

Pour les cycles frigorifiques, Il est évidemment avantageux d'avoir une efficacité frigorifique aussi élevée que possible, ce qui implique de maximiser le rendement exergetique. Ce dernier ne dépend que du fluide et des températures des sources. La récupération de chaleur sur les processus industriels permet de produire de l'énergie mécanique avec des flux généralement rejetés l'ambiance. Ces flux de chaleur étant généralement moyenne température et pas d'une grande puissance. Les cycles à vapeur ne sont pas envisageables pour des raisons économiques.

### **Application :**

Une mole de gaz parfait décrit le cycle Carnot suivant les points (1,2,3,4). La température de la source chaude est  $T_c=700\text{ }^{\circ}\text{K}$ , celle de la source froide est  $T_f=300\text{ }^{\circ}\text{K}$ , la détente isotherme se fait de l'état 1 ( $P_1=20\text{ atm}$ ) à l'état 2 ( $V_2=5\text{ l}$ ).

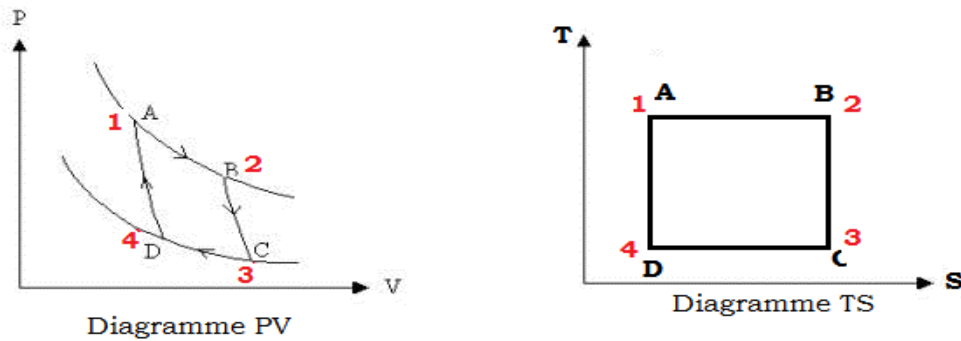
- 1) Construire le cycle de Carnot en diagrammes PV et TS
- 2) Calculer les paramètres des états (1,2,3,4).
- 3) Calculer les travaux échangés avec le milieu extérieur et les chaleurs échangées avec les sources, le long des quatre transformations.
- 4) Vérifier l'égalité de Clausius.
- 5) Calculer le rendement du cycle de Carnot.

On donne : constante des gaz parfaits :

$$R = 8,3 \text{ J.mol}^{-1}\text{K}^{-1} = 0.082 \text{ l.atm.mol}^{-1}.\text{k}^{-1}, \quad \gamma=1.4 \quad , \quad C_v = 20.75 \text{ j.mol}^{-1}.\text{k}^{-1}$$

**Solution :**

1) Le diagramme du cycle de Carnot



2) Les paramètres des états A, B, C et D sont :

- point A

$$P_1 = 20 \text{ atm}$$

$$V_A = RT_1/P_1 = 0,082 \cdot 700/20 = 2,87 \text{ litres}$$

$$T_1 = T_C = 700^\circ \text{K}$$

- point B

$$P_2 = P_1 V_1/V_2 = 20 \cdot 2,87/5 = 11,48 \text{ atm}$$

$$, V_2 = 5 \text{ l}, T_2 = T_1 = 700^\circ \text{K}$$

- point C

$$P_3 = RT_3/V_3 = 0,082 \cdot 300/41,56 = 0,591 \text{ atm}$$

$$V_3 = V_2 (T_2/T_3)^{1/\gamma-1} = 5 \cdot (700/300)^{1/0,4} = 41,56 \text{ litres}$$

$$T_3 = T_f = 300^\circ \text{K}$$

- Point D

$$T_4 = T_f = 300^\circ \text{k}$$

D et A sont sur la même adiabatique donc :

$$T_4 V_4^{\gamma-1} = T_1 V_1^{\gamma-1}$$

$$V_4^{\gamma-1} = (T_2/T_1) V_1^{\gamma-1} ; V_4 = V_1 (T_2/T_1)^{1/\gamma-1} = 2,87 (700/300)^{1/0,4} = 23,855 \text{ litres}$$

$$P_4 = RT_1/V_4 = 0,082 \cdot 300/23,855 = 1,0312 \text{ atm}$$

Or:  $V_C/V_D = V_B/V_A$

AB et CD sont des isothermes ( $PV = \text{Cte}$ ) donc :  $P_A V_A = P_B V_B$

Comme :  $P_C V_C = P_D V_D$  , on a enfin :  $V_C/V_D = V_B/V_A = P_D/P_C = P_A/P_B$

---

3) Calcul des travaux échangés avec le milieu extérieur et les chaleurs échangées avec les sources, le long des quatre transformations.

- Calcul du travail  $W_{AB}$  échangé avec l'extérieur et de la chaleur  $Q_{AB}$  échangée avec les sources

$$\text{On a alors } W_{12} = -n.R.T_2.\ln(V_2/V_1) = n.R.T_2.\ln(V_1/V_2) = 1.8,3.700\log(2.87/5) \\ = -3225.28\text{joules}$$

$$\text{de plus } DU_{12} = n.C_v.(T_2-T_1) = 0 ; \text{ car } T_1 = T_2$$

$$Q_{12} = -W_{12} = n.R.T_2.\ln(V_2/V_1) = 3225,28\text{joules}$$

- Calcul du travail  $W_{BC}$  échangé avec l'extérieur et de la chaleur  $Q_{BC}$  échangée avec les sources :

Au cours du trajet BC il y a une détente adiabatique donc :  $Q_{23} = 0$

$$W_{23} = DU_{23} = n.C_v.(T_3-T_2) = 1.21,05(300-700) = -11620\text{joules}$$

- Calcul du travail  $W_{CD}$  échangé avec l'extérieur et de la chaleur  $Q_{CD}$  échangée avec les sources :

Au cours du trajet CD il y a une compression isotherme donc :  $DU_{34} = 0$

$$W_{34} = -n.R.T_4.\ln(V_4/V_3) = -1.8,3.\log(23.854/41.56) = 1382,83\text{joules}$$

$$Q_{34} = -W_{34} = -1382,83\text{joules}$$

## Chapitre 2 : les cycles de puissance à deux phases

### 2.1. Rappels sur le changement de phase

Lorsqu'un corps pur évolue d'un état d'équilibre à un autre, on assiste dans certaines conditions à une modification importante et soudaine de ces propriétés optiques, mécaniques, électriques...

On dit alors qu'il subit un changement (transition) d'état (de phase). Ces phénomènes sont couramment observés, qu'il s'agisse du changement de l'eau liquide en vapeur ou en glace, mais cette définition englobe également d'autres phénomènes comme le passage du fer  $\alpha$  (réseau métallique cubique centré) au fer  $\gamma$  (réseau métallique cubique à faces centrées) à une température de 1176°K sous pression atmosphérique, c'est alors une variation allotropique. [8]

Le schéma suivant résume les changements de phase possibles d'un corps pur et leur nom respectifs :

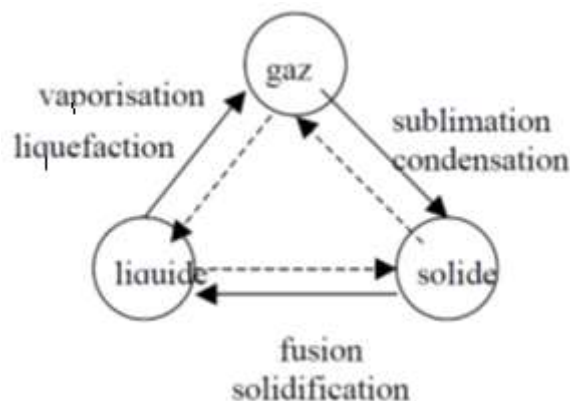


Figure (2-1) : changements de phase possibles d'un corps

Un fluide est un liquide ou un gaz, la différence est parfois floue (au-dessus du point critique.)

Un changement d'état liquide-vapeur s'explique qualitativement par une agitation ou une vibration de plus en plus grande des molécules qui finissent par vaincre les forces de liaison, si la pression environnante est forte sur le liquide il faudra plus d'agitation donc une température plus forte. L'entropie croît dans une transition liquide-vapeur.

### 2.1.1. Zone d'existence des différentes phases dans un diagramme P, T.

Deux paramètres influencent l'état du corps pur : la température T et la pression P. On analysera donc un diagramme P, T.

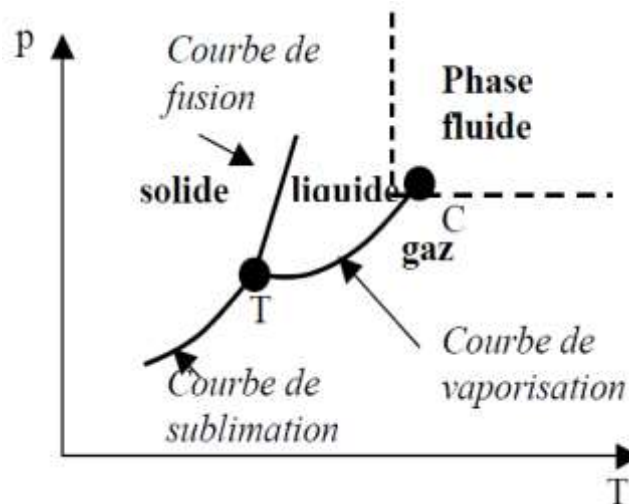


Figure (2-2) : les courbes d'équilibre du changement de phases dans un diagramme P, T  
Le diagramme P, T est divisé en différentes régions par des courbes dites d'équilibre.

Les trois courbes se rejoignent au point triple (T). Dans le cadre de ce cours nous nous restreindrons à la transition liquide-gaz et donc nous travaillerons au-delà du point T. La courbe de vaporisation est limitée par le point critique C au-delà duquel la différence entre liquide et gaz n'est plus possible, on parle alors de fluide supercritique. [8]

Un liquide peut toujours être vaporisé en réduisant P.

Un gaz peut toujours être condensé ou liquéfié en augmentant P.

### 2.1.2. Le diagramme P,V de changement d'état

On a vu que le diagramme P, T ne permet pas de décrire la succession d'état qui décrit le changement d'état, on étudie donc le diagramme P,V.

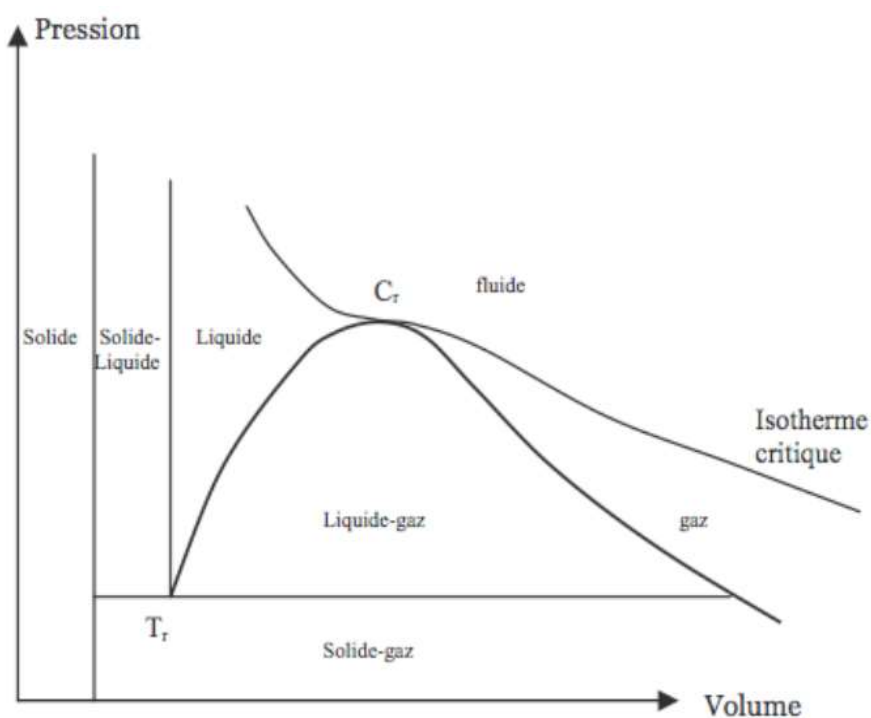


Figure (2.3) : diagramme P,V de changement d'état



**2.1.3. Diagramme P, V, T.** : Les diagrammes P, V et P, T sont en fait les projections de la surface P (V, T)

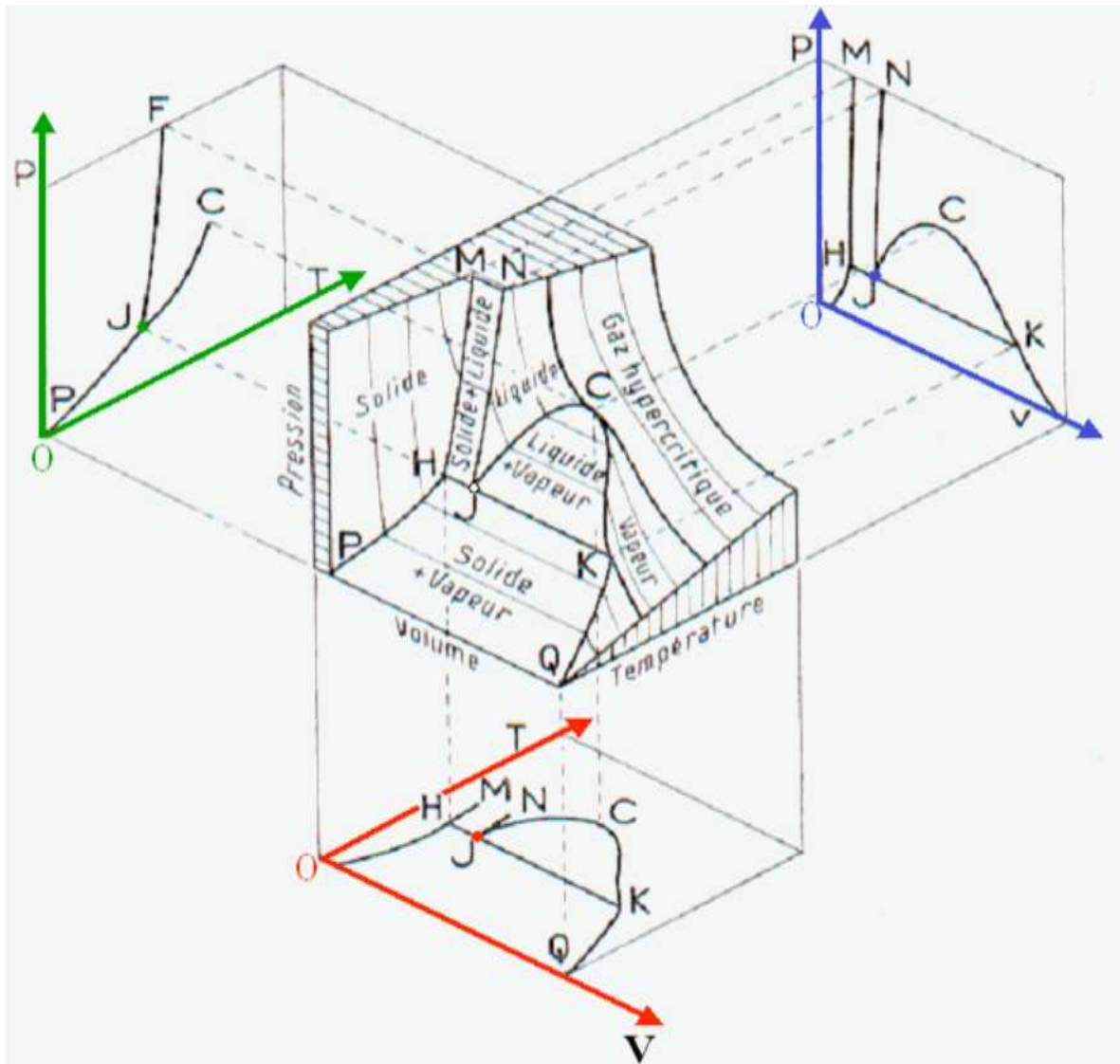


Figure (2-4) : Diagramme P,V,T de changement d'état. [ 8 ]

## 2.2. Le cycle de Rankine

Le travail effectué par un cycle moteur composé des 4 transformations de systèmes ouverts en régime considéré précédemment est d'autant plus grand que la différence de volume massique entre les phases de détente et de compression est grande. Le cycle de Rankine utilise un changement de

phase afin de maximiser cette différence. C'est le cycle idéal des centrales thermiques à vapeur d'eau représenté schématiquement dans un diagramme entropique ci-dessous. [5]

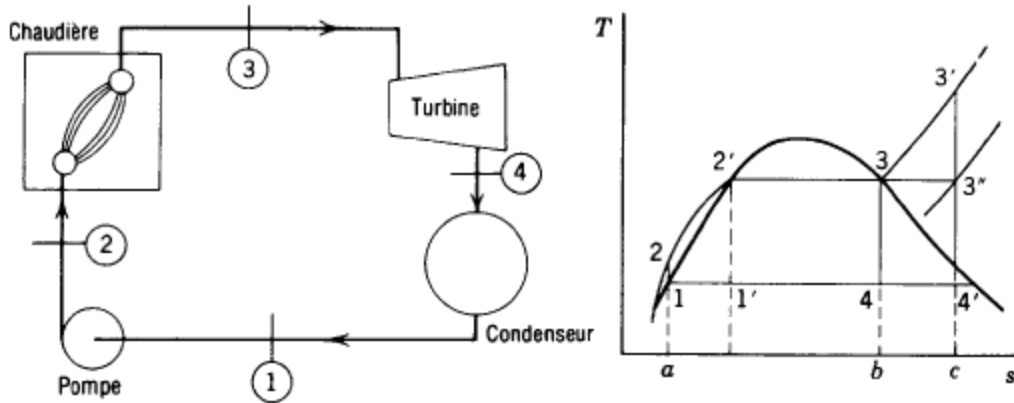


Figure (2-5) : Le cycle de Rankine. [5]

Il se compose de :

1-2 : pompage adiabatique et réversible dans la pompe, à partir d'un état de liquide saturé 1 ;

2-3 : échange de chaleur isobare dans la chaudière jusqu'à l'état de vapeur saturée 3 ;

3-4 : détente adiabatique et réversible dans la turbine (ou dans une machine volumétrique à vapeur) ;

4-1 : échange de chaleur isobare dans le condenseur.

Une variante est le cycle de Hirn dans lequel la vapeur est surchauffée avant d'être détendue. C'est cette variante qui est employée dans les centrales électriques. On en expliquera les raisons ultérieurement.

En négligeant les variations d'énergie cinétique et potentielle, la chaleur reçue par le fluide est représentée par l'aire a-2-2'-3-b-a et la chaleur cédée au condenseur est représentée par l'aire a-1-4-b-a.

**2.2.2. Rendement théorique du cycle de Rankine :** on définit le rendement du cycle Rankine par la formule suivante :

$$\eta = \frac{-W}{Q_{AB} + Q_{BC}} = \frac{Q_{AB} + Q_{BC} + Q_{DA}}{Q_{AB} + Q_{BC}} \quad (2-1)$$

On considère une masse totale de liquide et de vapeur :  $M = m_l + m_v$

Le titre en vapeur est donné par:

$$X = \frac{m_v}{M} \quad (2-2)$$

Quantité de chaleur reçue :  $Q_C = Q_{AB} + Q_{BC}$

$$Q_{AB} = M.C.(T_1 - T_2) \quad , \quad Q_{BC} = M.L.(T_1) \quad (2-3)$$

Quantité de chaleur fournie à la source froide (rivière):

$$G_f = Q_{DA} = -M.X_D.L(T_2)$$

$$\eta = 1 - \frac{X_D.L(T_2)}{C(T_1 - T_2) + L(T_1)} \quad (2-4)$$

Le rendement assez faible pour les premières centrales (13%) du début du siècle. Par la suite, les progrès en métallurgie (pression admissible plus importante) et l'évolution du cycle (technique de resurchauffe) ont permis de l'améliorer fortement (40 % dans le meilleur des cas). [5]

### 2.3. Le Cycle de HIRN :

On reprend les notations utilisées dans l'étude du cycle de Rankine.

Il est conseillé d'avoir travaillé sur le cycle de Rankine puisque le cycle de HIRN est un cycle de Rankine avec une surchauffe de la vapeur saturante produite au GV. [5]

En effet, dans ce cycle, l'énergie thermique reçue par une masse de 1 kg d'eau au GV sert à :

- Augmenter sa température à l'état liquide de  $T_2$  à  $T_1$  puis
- Assurer sa vaporisation à la température  $T_1$  puis
- Augmenter la température de la vapeur saturante de  $T_1$  à  $T'_1$  (par exemple de 295 °C à 400 °C) ; Les 3 transformations sont réalisées à pression constante  $P_1$ .

L'allure du cycle de Hirn dans les 3 diagrammes thermodynamiques ci-dessous est la suivante :

### 2.3.1. Diagramme de Clapeyron

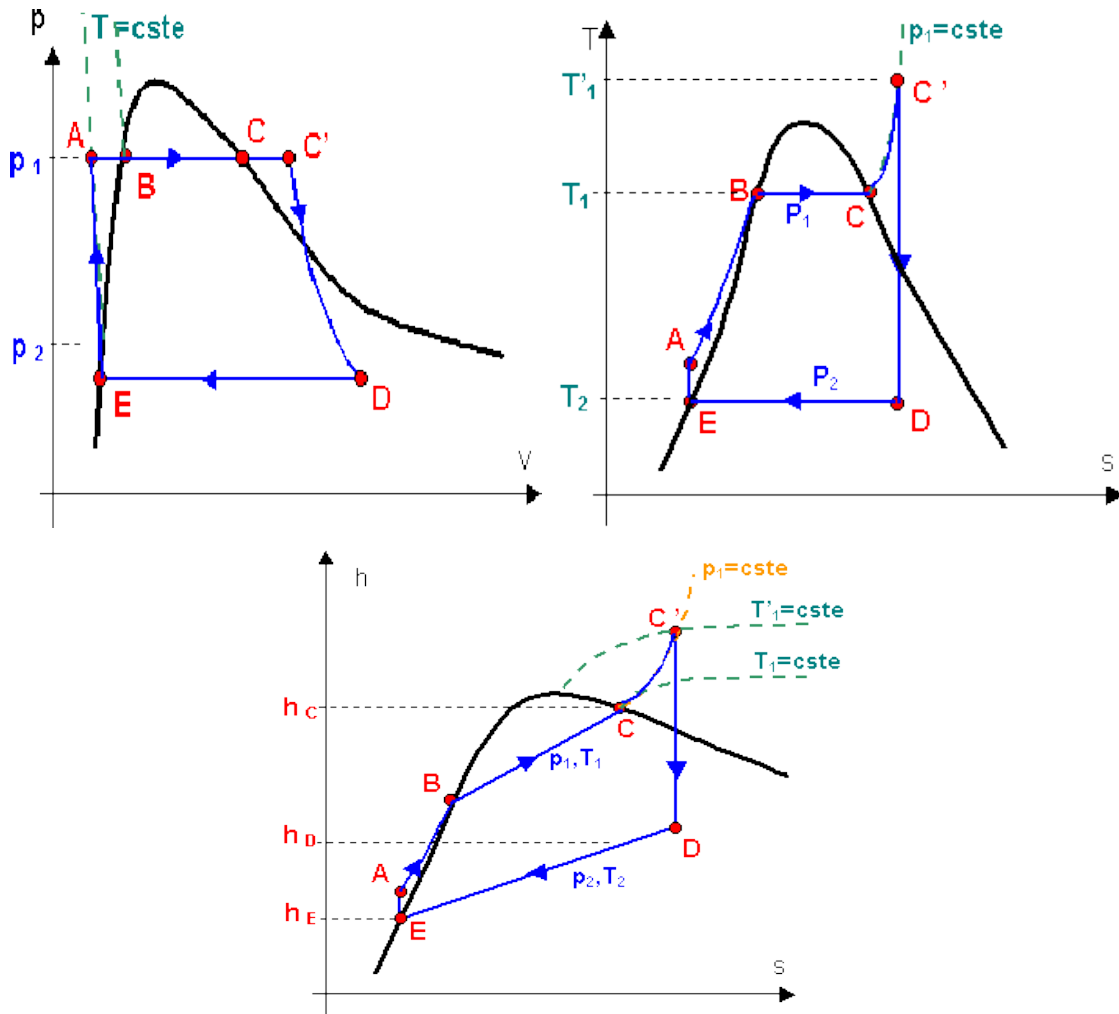


Figure (2-6) : Cycle de HIRN, diagrammes de Clapeyron (P-V, T-S, H-S). [5]

La courbe en trait épais représente la courbe de saturation de l'eau, La surchauffe isobare de la vapeur saturante est la transformation CC', La vapeur au point C est dite vapeur sèche.

L'intérêt de la surchauffe est d'augmenter l'efficacité e de l'installation. Le travail récupéré lors de la détente de la vapeur surchauffée rapporté à la dépense en énergie thermique principalement est plus important pour le cycle de Hirn que pour le cycle de Rankine.

De plus, le titre  $x$  en vapeur de l'unité de masse d'eau en fin de détente est supérieur avec surchauffe que sans surchauffe ce qui est un avantage en ce qui concerne l'usure des aubages de la turbine.

### 2.3.2. Calcul du titre en vapeur $x$ au point de fin de détente isentropique (point D)

Puisque l'entropie est une grandeur extensive, on peut écrire la relation suivante au point D :

$$S_D = XS_{vap} + (1-X)S_{liquide} \quad (2-5)$$

Avec :  $S_{vap}$  et  $S_{liquide}$  respectivement les entropies massiques de la vapeur saturante et du liquide de saturation à la pression de fin de détente [5].

Donc :

$$X = \frac{S_D - S_{liquide}}{S_{vap} - S_{liquide}} \quad (2-6)$$

Or, la détente dans la turbine étant isentropique,  $S_D = S_{C'}$  :

Ce qui donne :

$$X = \frac{S_{C'} - S_{liquide}}{S_{vap} - S_{liquide}} \quad (2-7)$$

La valeur de l'entropie de 1 kg de vapeur sèche (point C') peut se calculer à l'aide du deuxième principe si l'on connaît  $p_1$  et la température  $T'_1$  de cette vapeur.

**Hypothèses** : La vapeur d'eau se comporte comme un gaz parfait d'exposant adiabatique  $\gamma = 1.2$  et de capacité thermique massique à pression constante

$$C_p = \frac{\gamma \cdot r}{\gamma - 1} \quad \text{avec : } r \text{ est la constante massique de la vapeur d'eau.}$$

$$r = \frac{R}{M} = \frac{8.31}{18.10^{-3}} = 4,62.10^2 \text{ J.kg}^{-1} .\text{K}^{-1}$$

D'après le deuxième principe et en supposant la surchauffe réversible :

$$\Delta S = S_{C'} - S_C = \int_{T1}^{T1'} C_p \frac{dT}{T}$$

En prenant  $C_p = \text{constante}$  :

$$\Delta S = S_{C'} - S_C = C_p \cdot \ln \frac{T_1'}{T_1} \quad (2-8)$$

### 2.3.3. Calcul du travail de détente dans la turbine :

L'application du premier principe de la thermodynamique permet d'écrire puisque la transformation est adiabatique :

$$dh = \delta W_m$$

Soit : 
$$\Delta h = (h_D - h_{C'}) = (W_m)Tu \quad (2-9)$$

La valeur de  $h_D$  peut se calculer grâce à la détermination préalable de  $x$  au point D :

$$h_D = Xh_{vap} + (1-X)h_{liq} \quad (2-10)$$

La valeur de  $h_{C'}$  peut se lire sur le diagramme de Mollier [5] : le point C' se trouve à l'intersection de l'isobare  $P_1$  et de l'isotherme  $T_1'$  ; On peut aussi calculer  $h_{C'}$  grâce au premier principe de la thermodynamique.

**Hypothèses** : la vapeur d'eau se comporte comme un gaz parfait d'exposant adiabatique  $\gamma = 1.2$  et de capacité thermique massique à pression constante.

$$C_p = \frac{\gamma^r}{\gamma - 1}$$

D'après la deuxième loi de Joule et en supposant la surchauffe réversible :

$$\Delta h = h_{C'} - h_C = \int_{T_1}^{T_1'} C_p \cdot dT \quad (2-11)$$

En prenant  $C_p = c^{ste}$  :  $\Delta h = h_{C'} - h_C = C_p \cdot (T_1' - T_1)$

### 2.3.4. Calcul de l'efficacité du cycle :

Pour le cycle de Hirn, on a :

$$e = \frac{-(w_m)Tu}{q_{GV} + (w_m)_{pompe}}$$

Soit : 
$$e = \frac{(h_{c'} - h_D)}{(h_{c'} - h_A) + (h_A - h_E)} = \frac{h_{c'} - h_D}{h_{c'} - h_E} \quad (2-12)$$

Dans le diagramme de Mollier de coordonnées (h,S), l'efficacité est donnée par le rapport à des 2 segments de droite C'D et C'E

$$e = \frac{h_C - h_D}{h_C - h_E} \quad (2-13)$$

## 2.4. Le cycle à resurchauffe

On vient de voir que l'augmentation de la pression maximum est favorable à l'efficacité du cycle de Rankine-Hirn, mais qu'elle entraîne une augmentation de la teneur en eau à l'échappement. On évite ce problème en procédant à une ou plusieurs resurchauffes [6].

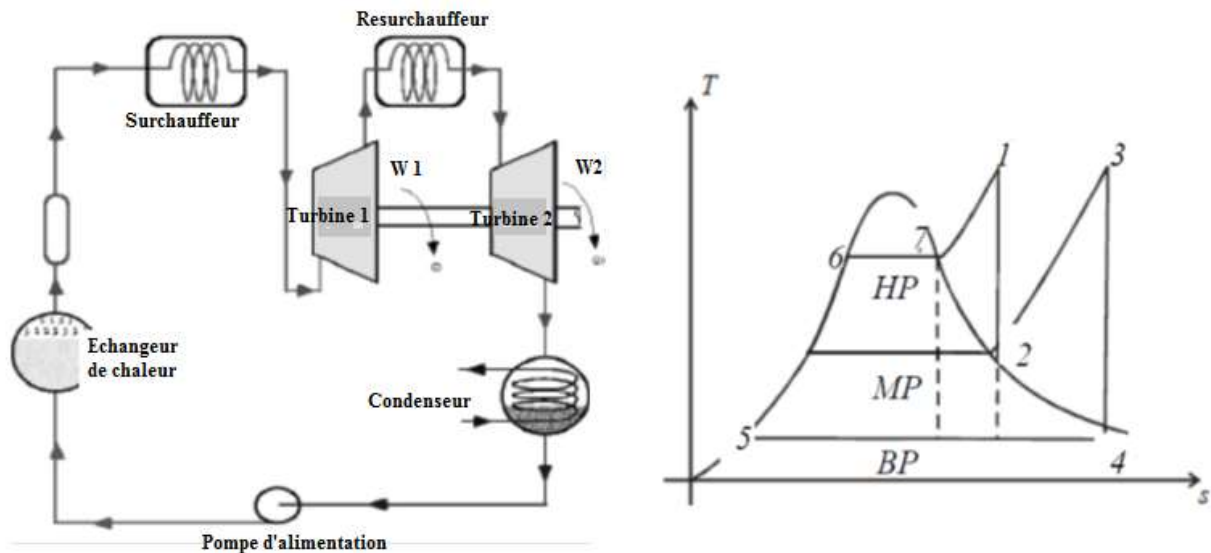


Figure (2-5) : Cycle à resurchauffe [6].

L'efficacité du cycle ne varie pratiquement pas, mais la teneur en eau à l'échappement diminue.

1-2 : détente adiabatique de HP à MP, dans la turbine Hp,

$$W_{12} = h_1 - h_2$$

2-3 : Chauffage isobare de la vapeur,

$$q_{23} = h_3 - h_2$$

3-4 : détente adiabatique de MP à BP, dans la turbine Bp,

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

4-5 : Condensation isobare et isotherme du mélange jusqu'à eau liquide.

5-6 : Compression de l'eau dans la pompe, passage de BP à HP :

$$W_{pompe} \text{ négligé}$$

6-7 : Chauffage isobare et évaporation isobare et isotherme dans le GV,

$$q_{67} = h_7 - h_6$$

7-1 : Chauffage isobare de la vapeur,

$$q_{71} = h_1 - h_7$$

Le rendement est donc :

$$\eta_{th} = \frac{W_{12} + W_{34}}{q_{23} + q_{67} + q_{71} + W_{pompe}} \approx \frac{h_1 - h_2 + h_3 - h_4}{h_3 - h_2 + h_1 - h_5} \quad (2-14)$$

### 2.5. Le cycle à soutirage de vapeur

La perte d'efficacité du cycle de Rankine-Hirn par rapport au cycle de Carnot provient de la production d'entropie dans la phase de chauffage. Afin de réduire cette production, on prélève une partie du débit dans la turbine à une pression intermédiaire qu'on utilise pour réchauffer l'eau à la sortie de la pompe. [6]

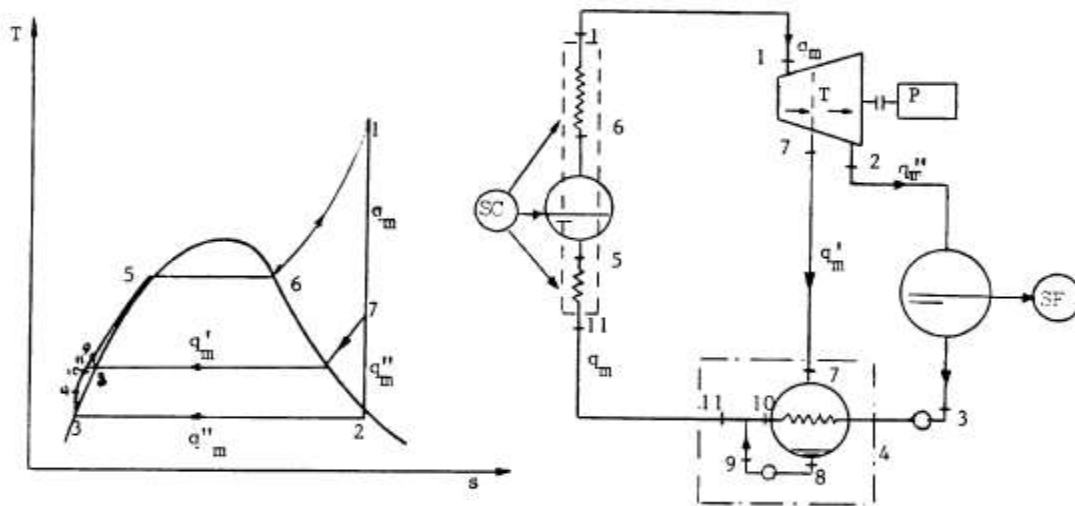


Figure (2-6) : Cycle de soutirage. [6]

En négligeant la puissance consommée par la pompe

$$\varepsilon_{RH} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_4} \quad (2-15)$$



Alors que l'efficacité du cycle avec soutirage vaut :

$$\varepsilon_{RH} = \frac{\dot{q}_m''(h_1 - h_2) + \dot{q}_m'(h_1 - h_7)}{(\dot{q}_m' - \dot{q}_m'')(h_1 - h_{11})} \quad (2-16)$$

En négligeant la puissance de la pompe auxiliaire, on a par application du premier principe au système entouré d'un trait mixte.

$$(\dot{q}_m' + \dot{q}_m'')h_{11} = \dot{q}_m'h_7 - \dot{q}_m''h_4 \Rightarrow \Rightarrow \Rightarrow \dot{q}_m'(h_7 - h_{11}) = \dot{q}_m''(h_{11} - h_4) \quad (2-17)$$

Par conséquent,

$$\begin{aligned} \varepsilon_{RH,sout} &= \frac{\dot{q}_m''(h_1 - h_2) + \dot{q}_m'(h_1 - h_7)}{(\dot{q}_m' - \dot{q}_m'')(h_1 - h_{11})} \\ &= \frac{\dot{q}_m''(h_1 - h_2) + \dot{q}_m'(h_1 - h_7)}{\dot{q}_m''(h_1 - h_4) + \dot{q}_m''(h_4 - h_{11}) + \dot{q}_m'(h_1 - h_{11})} \\ &= \frac{\dot{q}_m''(h_1 - h_2) + \dot{q}_m'(h_1 - h_7)}{\dot{q}_m''(h_1 - h_4) + \dot{q}_m'(h_1 - h_7)} \\ &= \frac{(h_1 - h_2) + \frac{\dot{q}_m''}{\dot{q}_m'}(h_1 - h_7)}{(h_1 - h_4) + \frac{\dot{q}_m''}{\dot{q}_m'}(h_1 - h_7)} \\ &> \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_4} = \varepsilon_{RH} \end{aligned} \quad (2-18)$$

Car  $h_1 - h_7 > 0$  et  $\varepsilon_{RH} < 1$ , ce qui démontre l'effet positif du soutirage sur l'efficacité

En pratique, on utilise plusieurs soutirages et des réchauffeurs d'eau à mélange pour éviter la multiplication des pompes, comme illustré dans le schéma.

## 2.6. Cycle idéal des centrales thermiques à vapeur d'eau

- 4 Transformations de systèmes ouverts en régime permanent :
  - 1-2: Pompage adiabatique et réversible dans la pompe, à partir d'un état de liquide saturé

- 2–3: Échange de chaleur isobare dans la chaudière jusqu'à l'état de vapeur saturée
- 3–4: Détente adiabatique et réversible dans la turbine,
- 4–1: Échange de chaleur isobare dans le condenseur.

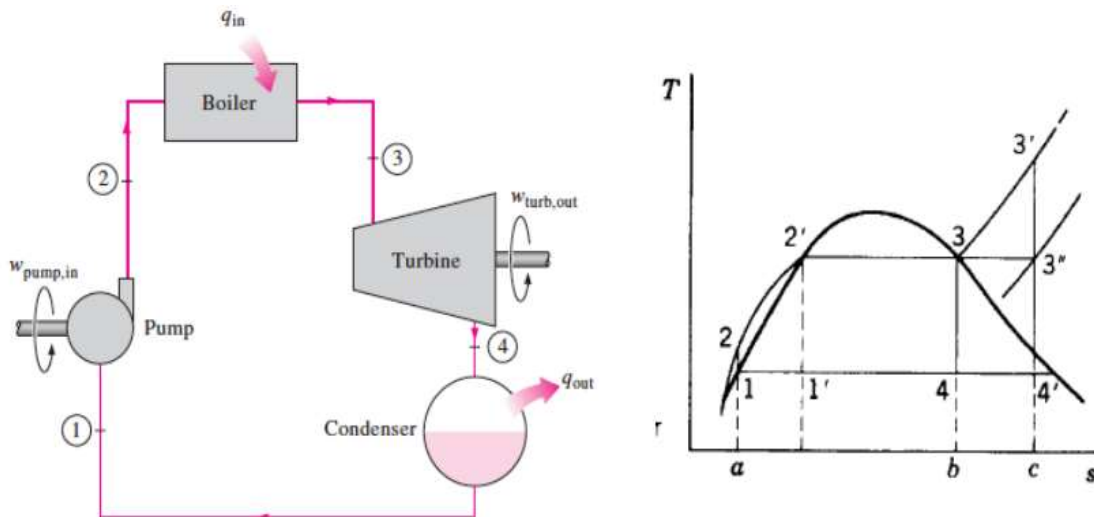


Figure (2-7) : Centrales thermiques à vapeur d'eau [6].

**7. Cycle mixte gaz-vapeur** : Une centrale à cycle combiné, généralement appelée CCGT (Combined Cycle Gas Turbine), ou TGV (Turbine Gaz-Vapeur), est une centrale thermique qui associe deux types de turbines : turbine à gaz et turbine à vapeur. Chacune de ces turbines entraîne une génératrice qui produit de l'électricité.

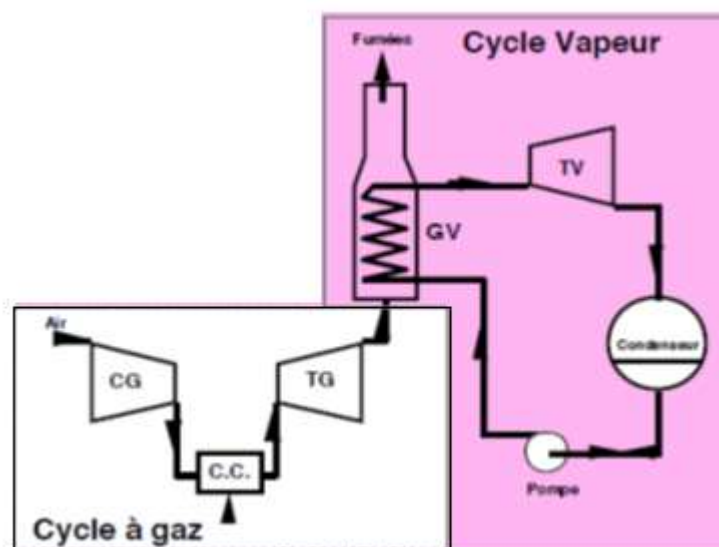


Figure (2-8) : Cycle mixte gaz vapeur [6]



La puissance électrique produite par la centrale est déterminée en calculant les sorties des turbines à gaz, de la turbine à vapeur et celle du générateur à vapeur. Les valeurs sont obtenues à partir de la différence entre la sortie et l'entrée des unités ; le potentiel pour l'amélioration supplémentaire d'un système d'énergie en exprimant des informations sur la différence de niveau d'énergie entre le donneur et l'accepteur d'énergie.

L'énergie mécanique produite par la centrale :

$$W_{ISCCS} = 2 W_{GT} + W_{ST} \quad (2-21)$$

L'énergie mécanique produite par la turbine à gaz :

$$W_{GT} = W_T - W_C \quad (2-22)$$

L'énergie reçue par le compresseur :

$$W_C = (h_2 - h_1) \dot{m}_a \quad (2-23)$$

L'énergie produite par la turbine à Gaz :

$$W_T = (h_3 - h_4) \dot{m}_g \quad (2-24)$$

Chaleur reçue par la chambre de combustion :

$$W_{GT} = (h_3 - h_2) \dot{m}_g \quad (2-25)$$

Le rendement du cycle de combustion :

$$\eta_{GT} = \frac{W_{GT}}{Q_{GT}} \quad (2-26)$$

L'énergie produite par la turbine à vapeur :

$$W_{ST} = (h_9 - h_{10}) \dot{m}_S \quad (2-27)$$

Le rendement du cycle de vapeur est :

$$\eta_{ST} = \frac{W_{ST}}{Q_{ST}} \quad (2-28)$$

Chaleur produite par la turbine à vapeur :

$$Q_{ST} = Q_R + Q_S \quad (2-29)$$

$Q_S$  : Est la chaleur absorbé par le fluide caloporteur.

Le rendement du générateur de vapeur de rétablissement de la chaleur (HRSG)

$$\varepsilon_{HRSG} = \eta_R = \frac{Q_{ST}}{Q_R} \quad (2-30)$$

La chaleur donnée par les fumés :

$$Q_R = (h_4 - h_5) \dot{m}_g \quad (2-31)$$

Le rendement du champ solaire est :

$$\eta_S = \frac{Q_S}{I_C \cdot A} \quad (2-32)$$

Ainsi, le rendement global de la centrale solaire est :

$$\eta_{ISCCS} = \eta_{Gt} + (1 - \eta_{GT}) \cdot \eta_R \cdot \eta_{ST} \quad (2-33)$$

**2.9. Installation à cogénération :** Le gaz de combustion très chaud sortant d'une turbine à gaz peut servir à réchauffer un fluide pour le chauffage des locaux. Cette utilisation combinée est appelée cogénération.

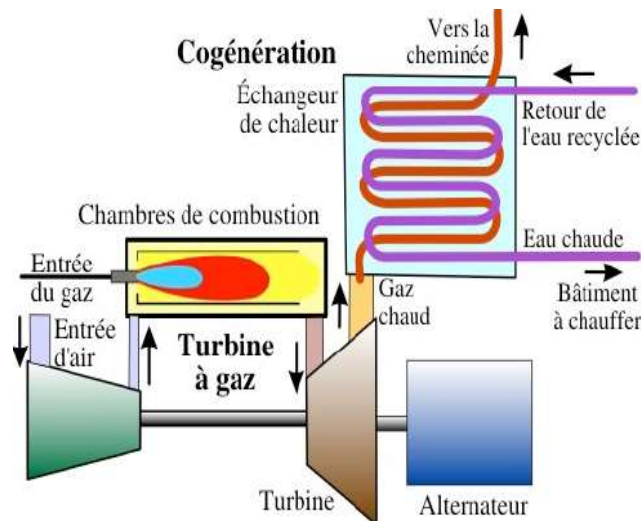


Figure (2-10) : Installation thermique à cogénération [9]

De petites turbines de ce type peuvent être intégrées à de grands immeubles, à des quartiers administratifs, à des ensembles commerciaux, à des ateliers ou à des usines. La fumée produite par la combustion du gaz naturel, bien que provenant d'une plus grosse unité de consommation, est moins polluante que celles des anciennes chaudières à charbon ou à mazout qui servaient pour le chauffage des locaux.

## 2.10. Notion sur les centrales nucléaires

Une centrale nucléaire regroupe l'ensemble des installations permettant la production d'électricité. Elle comprend plusieurs tranches, chaque tranche correspondant à un groupe d'installation conçu pour fournir une puissance électrique donnée (900Mwe ; 1300MWe....).

Une tranche comprend généralement :

Le bâtiment réacteur, une enceinte étanche qui contient le réacteur nucléaire, les générateurs de vapeur (3 ou 4 selon la génération), un pressuriseur, une partie d'un circuit d'eau secondaire et le circuit d'eau primaire.

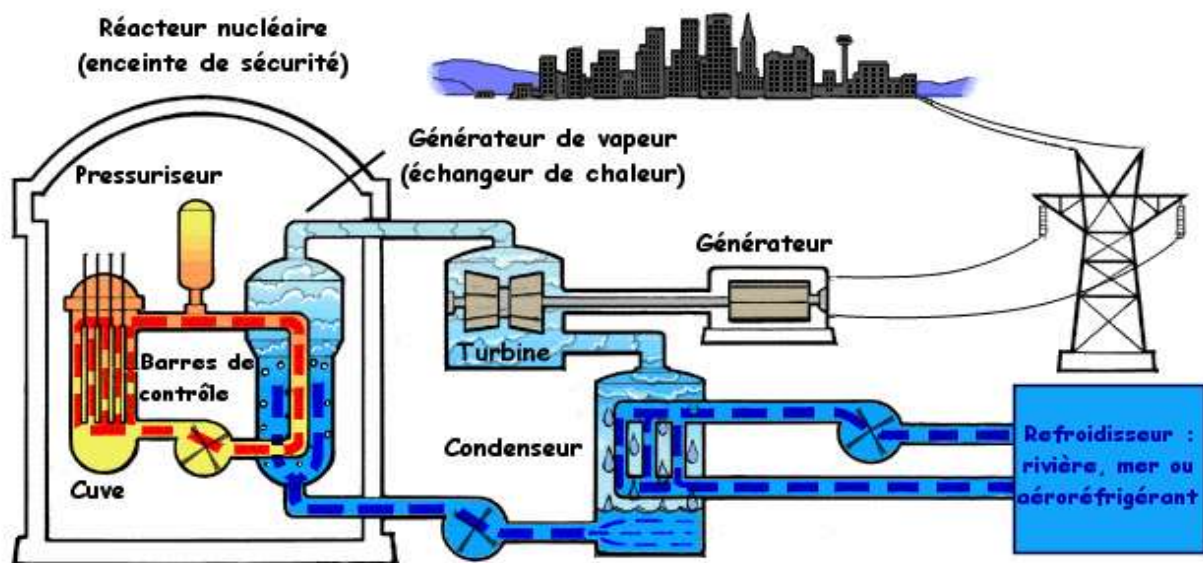


Figure (2-11) : Schéma global d'une centrale nucléaire [10]

### Fonctionnement :

L'uranium est enfermé à l'intérieur de gaines métalliques étanches. C'est dans ces gaines que se produit la fission d'uranium. L'eau dans le cœur se réchauffe au contact de ces éléments combustibles. Cette eau, à la sortie de la cuve, cède sa chaleur à l'eau d'un second circuit, par l'intermédiaire d'un générateur de vapeur. Une fois refroidie, elle retourne dans le cœur à l'aide d'une pompe. Cette eau est chauffée à 320°C et est maintenue à une pression de 155 atmosphères afin de rester à l'état liquide. Dans le générateur de vapeur, l'eau du circuit secondaire se transforme en vapeur au contact des

tubes parcourus par l'eau à 320° du circuit primaire. Cette vapeur fait tourner une turbine qui entraîne un alternateur. A la sortie de la turbine, la vapeur se transforme en eau dans le condenseur, avant d'être renvoyée au générateur de vapeur. De l'eau en provenance de l'aéroréfrigérant traverse le condenseur par des milliers de tubes. La vapeur en provenance de la turbine se condense au contact de ces tubes froids. L'eau contenue dans ces tubes va se réchauffer d'une dizaine de degrés : Cette eau tiède (30-35°) est refroidie par le courant d'air dans l'aéroréfrigérant avant de repartir vers les tubes du condenseur. Un panache de vapeur d'eau générée par la différence de température entre l'air et l'eau s'échappe de la tour de refroidissement.

### **2.10.1. Fission nucléaire**

Une centrale nucléaire est avant tout une centrale thermique.

Il s'agit de transformer une énergie calorifique (chaleur) libérée par le combustible (uranium enrichi) en énergie mécanique (mise en mouvement d'une turbine), puis en énergie électrique (grâce à un alternateur). Dans une centrale thermique classique, la chaleur provient de la combustion du charbon ou du fioul. Dans une centrale nucléaire, elle provient de la fission de l'uranium. [10]

#### **Le principe de la fission :**

Un noyau d'uranium 235 est bombardé par un neutron. Ce choc va rendre le noyau d'U 235 instable qui va se rompre en deux nouveaux noyaux : c'est la fission. Cette réaction libère beaucoup d'énergie sous forme de chaleur. De nouveaux éléments apparaissent, on les appelle "produit de fission". En plus de ces éléments, des neutrons sont libérés. Les neutrons libérés vont pour la plupart aller frapper d'autres noyaux d'uranium qui, à leur tour, vont se rompre en libérant d'autres neutrons : c'est la réaction en chaîne.

### 2.10.2. Réacteur à eau bouillante :

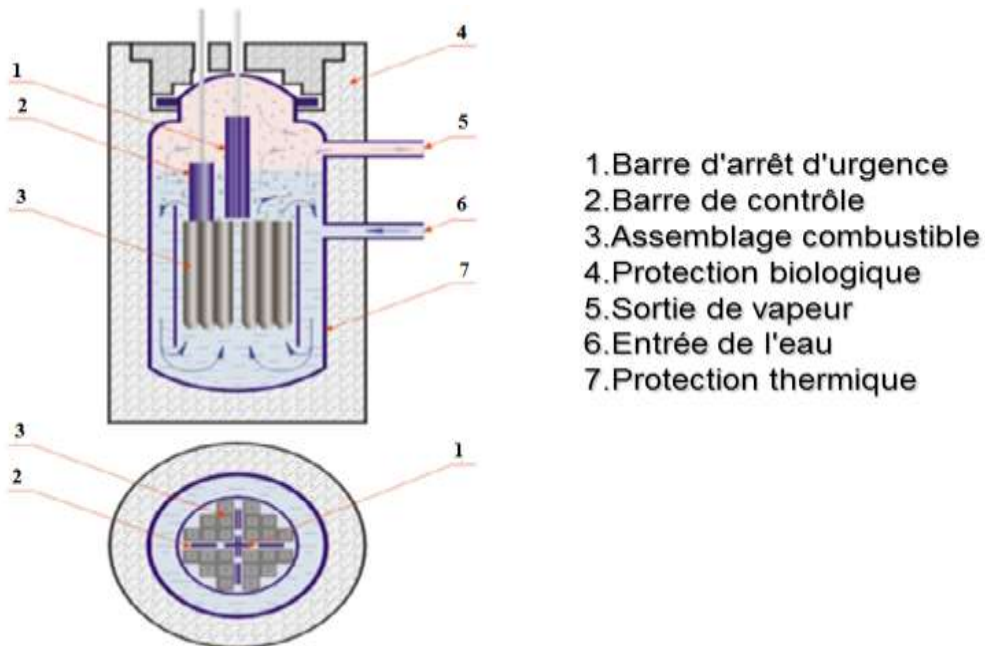


Figure (2-12) : Schéma d'un réacteur nucléaire. [10]

### Conclusion

Les cycles thermiques hétérogènes à deux phases fonctionnent suivant le cycle thermique à changement de phase et ayant pour but la conversion de l'énergie thermique, solaire ou nucléaire en énergie électrique dans les conditions imposées par l'espace.

Le cycle Rankine à changement de phase du fluide moteur, permet de façon simple de réaliser des échanges de chaleur essentiellement à température constante et, de ce fait, se rapproche beaucoup du cycle de Carnot.

Pour le cycle à resurchauffe, l'augmentation de la pression maximum donne une augmentation de l'efficacité du cycle de Rankine-Hirn et de la teneur en eau à l'échappement.

Les cycles combinés permettent de valoriser l'enthalpie résiduelle des gaz d'échappement d'une turbine à gaz en s'en servant comme source chaude pour un deuxième cycle de production d'énergie mécanique. Le cycle combiné ainsi



obtenu est un mariage particulièrement réussi dans la recherche de l'amélioration du rendement thermique.

L'intérêt principal des cycles de cogénération est qu'ils sont parmi les plus performants sur le plan énergétique. Généralement, les objectifs poursuivis par la cogénération sont doubles : d'une part réaliser des économies d'exploitation, et d'autre part garantir la sécurité d'approvisionnement en électricité.

**Application :** Le cycle de Rankine est le cycle de base des centrales nucléaires. La pompe d'alimentation porte l'eau liquide saturante (état 0) de la basse pression  $P_0$  du condenseur à la pression  $P_1$  du générateur de vapeur (GV) de façon adiabatique réversible (état 1). L'eau liquide comprimée entre ensuite dans le générateur de vapeur, isobare, où elle est chauffée jusqu'à la température  $T_2$  du changement d'état (état 1'), puis totalement vaporisée (état 2). La vapeur saturante sèche produite subit ensuite une détente adiabatique réversible (2-3) dans une turbine. Le fluide pénètre ensuite dans le condenseur isobare pour y être totalement condensé (état 0) à la température  $T_1$ . On appelle  $T_{cr}$  la température critique de l'eau. On négligera le travail consommé par la pompe devant les autres termes énergétiques de l'installation. On admet que :  $h_1 = h_0$ .

On donne :  $T_1 = 30 \text{ °C}$  ;  $T_2 = 300 \text{ °C}$  et  $T_{cr} = 374 \text{ °C}$ .

La variation d'entropie massique pour un liquide dont la température évolue de  $T_1$  à  $T_2$  est :

$$S_2 - S_1 = Cl \ln \frac{T_2}{T_1}$$

La variation d'entropie massique au cours d'un déplacement sur le palier d'équilibre liquide-vapeur à la température  $T_1$  est :

$$\Delta S = \frac{\Delta h}{T_1}$$

Extraits de tables thermodynamiques pour l'eau sur le palier d'équilibre liquide vapeur :

Liquide saturant à  $p_1 = 85,9 \text{ bar}$  et  $300 \text{ °C}$  :

$$S = 3,24 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1} ; \quad h = 1345 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

Liquide saturant à  $p_0 = 0,04 \text{ bar}$  et  $30 \text{ }^\circ\text{C}$  :

$$S = 0,44 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1} ; \quad h = 126 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

Vapeur saturante sèche à  $85,9 \text{ bar}$  et  $300 \text{ }^\circ\text{C}$  :

$$S = 5,57 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1} ; \quad h = 2749 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

Vapeur saturante sèche à  $0,04 \text{ bar}$  et  $30 \text{ }^\circ\text{C}$  :

$$S = 8,46 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1} ; \quad h = 2566 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

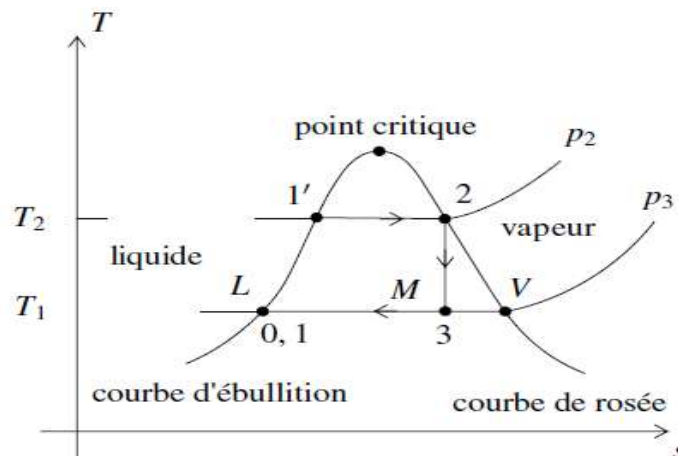
1. Représenter l'allure du cycle décrit par le fluide dans le diagramme  $(T,s)$ .
2. Déterminer le titre massique et l'enthalpie massique de la vapeur à la sortie de la turbine.
3. Calculer l'efficacité du cycle

$$\eta = \frac{-W_{\text{turbine}}}{q_{GV}}$$

4. Dans quel état se trouve le fluide à la fin de la détente dans la turbine ? Pourquoi est-ce un inconvénient pour les parties mobiles de la machine ?

### Solution

1. Le diagramme entropique est le diagramme  $(T,s)$ .



2. La transformation  $2 \rightarrow 3$  est adiabatique réversible, donc isentropique.

On a alors :

$$S_3 = S_2 = S_V(T_2) = 5,57 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$$

On utilise le théorème des moments sur le palier d'équilibre liquide-vapeur à la température  $T_1$ . Le titre massique en vapeur au point 3 est :

$$xv = \frac{LM}{LV} = \frac{S_3 - S_L(T_1)}{S_V(T_1) - S_L(T_1)} = \frac{S_V(T_2) - S_L(T_1)}{S_V(T_1) - S_L(T_1)} = \frac{5,57 - 0,44}{8,46 - 0,44} = 0,64$$

On en déduit l'enthalpie massique au point 3 :

$$h_3 = xv \cdot h_v(T_1) + (1 - xv)h_L(T_1) = 1687,6 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

**3.** On applique le premier principe de la thermodynamique pour un système ouvert en régime stationnaire.

Pour la transformation 2→3 :

$$h_3 - h_2 = W_{it}$$

Puisque la turbine est calorifugée.  $W_{IT}$  est le travail indiqué massique reçu par le fluide. Il est toujours négatif pour une turbine.

Pour la transformation 1→2 :

$$h_2 - h_1 = q_{GV}$$

Puisqu'il n'y a pas de partie mobile de la machine, c'est-à-dire pas de travail autre que celui des forces de pression.

Calcul de l'efficacité :

$$\eta = \frac{-W_{turbine}}{q_{GV}} = \frac{-(h_3 - h_2)}{(h_2 - h_1)} = \frac{-(1687,6 - 2749)}{2749 - 126} = 40,5\%$$

**4.** D'après le diagramme  $(T,s)$ , la vapeur est saturante à la fin de la détente. Il y a donc des conditions difficiles pour les parties mobiles de la machine à cause de la corrosion.

## Chapitre 3 : L'exergie et l'analyse exergetique des systèmes thermodynamiques

### 3.1. Définitions

-L'exergie d'un système dans des conditions ( $T, S, U...$ ) données correspond au travail utile maximal que ce système pourrait fournir en rejetant l'énergie thermique inutilisée dans un réservoir d'énergie thermique (RET) de référence à  $T_0$  et  $P_0$  et ceci jusqu'à ce que ce système soit parfaitement relâché et en équilibre avec ce RET. L'exergie dépend du choix du RET de référence : on dit que c'est une fonction d'état extrinsèque du système.

-Le système est dit « parfaitement relâché » quand il ne possède plus d'énergie de tension interne, quand sa température et sa pression sont égales à celles du RET et si l'effet des champs extérieurs n'est pas négligeable quand son énergie potentielle due à ces champs est nulle. [11]

On sépare le contenu énergétique d'un système en deux parties complémentaires l'exergie et l'anergie qui la fraction de l'énergie qui ne peut donner du travail utile dans les conditions de référence. Quand le système est parfaitement relâché, il ne contient plus que de l'anergie. Tout flux d'énergie qui peut être transformé intégralement en travail mécanique est de l'exergie.

### 3.2. Bilan d'exergie

Le bilan d'exergie pour un système est obtenu avec la combinaison des bilans d'énergie et d'entropie. Le bilan d'exergie suit la règle suivante : [11]

$$\left( \begin{array}{l} \text{Variation de} \\ L' \text{ exergie totale} \\ \text{du système} \end{array} \right) = \left( \begin{array}{l} L' \text{ exergie totale} \\ \text{Entrante} \end{array} \right) - \left( \begin{array}{l} L' \text{ exergie totale} \\ \text{Sortante} \end{array} \right) - \left( \begin{array}{l} L' \text{ exergie totale} \\ \text{Détruite} \end{array} \right) \quad (3-1)$$

La variation d'exergie dans un système ouvert, Figure (3.1), est égale à la somme du transfert d'exergie accompagnant la chaleur, du transfert d'exergie accompagnant le travail, diminuée de la valeur d'exergie détruite.

L'équation du bilan d'exergie se réduit, pour les écoulements en régime permanent, à :

$$0 = \sum_j \left( 1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j - \dot{W}_j + \sum_i \dot{m}_i e_{fi} - \sum_e \dot{m}_e e_{fe} - I \quad (3-2)$$

Où  $T_0$  et  $P_0$  indiquent la température et la pression aux conditions ambiantes.  $T_j$  est la température de surface là où le transfert de chaleur a lieu.

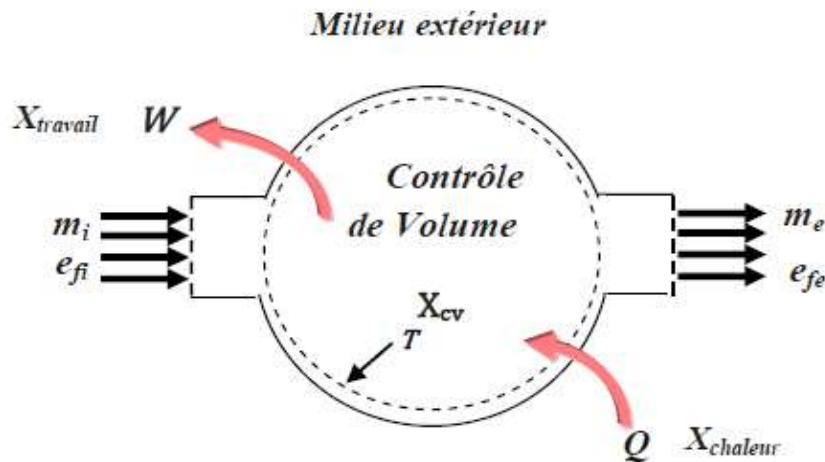


Figure (3-1) : Bilan d'exergie d'un système ouvert. [11]

### 3.3. Rendement exergetique

Le rendement exergetique est un paramètre clé dans l'évaluation d'un système donné. La définition générale du rendement exergetique d'un appareil donnée est selon sa fonction. Sa forme générale est comme suit : [12]

$$\eta_{ex,f} = \frac{Ex_{Produit}}{Ex_{source}} \quad (3-3)$$

Où  $Ex_{Produit}$  est l'exergie que l'appareil doit fournir. Le type de l'exergie à fournir est selon la fonction de l'appareil. Et  $Ex_{source}$  est l'exergie que l'appareil doit consommer pour assurer sa fonction. Dans ce qui suit, les définitions des rendements exergetiques de quelques appareils sont données.

### 3.4. Calcul de l'exergie d'un système

On démontre que :

$$dEx = dU + P_0 \cdot dV - T_0 \cdot dS \quad (3-4)$$

Ce qui intégré donne :

$$Ex = U - U_0 + P_0 \cdot (V - V_0) - T_0 \cdot (S - S_0) \quad (3-5)$$

L'indice zéro s'applique à l'état parfaitement relâché au système.

A titre d'exemple simple, on peut calculer l'exergie de n moles de gaz parfait :

$$Ex = C_v \cdot (T - T_0) + n \cdot R \cdot \left( T \cdot \frac{P_0}{P} - T_0 \right) - T_0 \cdot \left( C_p \cdot \ln \left( \frac{T}{T_0} \right) - n \cdot R \cdot \ln \left( \frac{P}{P_0} \right) \right) \quad (3-6)$$

### 3.5. Application aux centrales thermiques à vapeur :

**Définition** : La centrale thermique est une centrale électrique qui produit de l'électricité à partir d'une source de chaleur (charbon, gaz, fioul, biomasse ou déchets municipaux). La source de chaleur chauffe un fluide (souvent de l'eau) qui passe de l'état liquide à l'état gazeux (vapeur). Cette vapeur entraîne une turbine couplée à un alternateur qui transforme l'énergie cinétique contenue dans la vapeur en énergie mécanique de rotation, puis en énergie électrique grâce à une génératrice de courant.

#### 3.5.1. Le cycle d'une centrale à vapeur

Le cycle de Hirn (ou de Rankine avec surchauffe), utilise un fluide condensable qui est refroidi à une pression et une température suffisantes pour qu'il soit entièrement liquéfié avant compression. Dans ces conditions, le travail de compression devient quasiment négligeable devant le travail de détente (alors qu'il en représente environ 60% dans une turbine à gaz). Le liquide comprimé est vaporisé et surchauffé dans la chaudière par échange thermique avec la source chaude, puis détendu et condensé. L'état diphasique du fluide lors des phases de condensation et de vaporisation est très favorable pour les échanges de chaleur.

Le schéma de principe d'une centrale thermique à vapeur idéale fonctionnant selon le cycle de Hirn est donné sur la figure ci-dessous. Il montre qu'une telle centrale comprend quatre composants, traversés par le même débit d'eau :

Conversion d'Energie

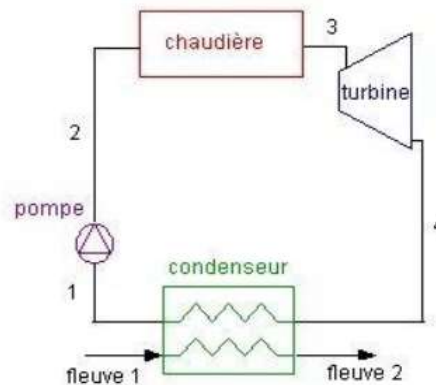


Figure (3-2) : Schéma de principe d'une centrale thermique. [13]

La pompe est généralement du type centrifuge, multiétages compte tenu du très haut rapport de compression à réaliser.

La chaudière remplit trois fonctions successives et se comporte donc comme un triple échangeur :

Chauffer l'eau d'alimentation pressurisée jusqu'à la température de vaporisation à la pression correspondante ; vaporiser l'eau ; et enfin la surchauffer à la température désirée.

Son cycle de référence est le cycle de Hirn qui se compose des quatre transformations réversibles correspondantes à savoir (fig. 3.3) :

- la transformation isobare de l'eau en vapeur surchauffée (OA);
- la détente adiabatique de la vapeur (AB);
- la condensation isobare de la vapeur détendue (BO');
- la compression adiabatique du condensat (O'O).

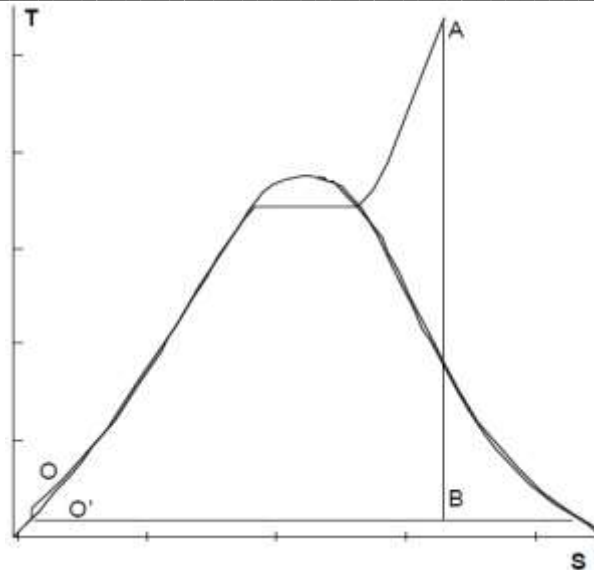


Figure (3-3) : Cycle de Hirn. [13]

Le travail de compression du liquide étant relativement très faible, on conviendra de le négliger vis-à-vis du travail de détente ; ceci revient d'ailleurs à confondre les points O et O'.

### 3.6. Hypothèses simplificatrices

Afin d'assurer la rigueur du calcul, la commodité de l'exposé et la clarté des conclusions, nous adopterons dans un premier temps les hypothèses simplificatrices suivantes :

- 1) Le combustible brûlé dans le foyer est du carbone pur ;
- 2) Le générateur de vapeur ne donne lieu à aucune perte de chaleur ;
- 3) L'écart de température relatif à la condensation est négligeable ;
- 4) L'ambiance se trouve à la température de 15°C.

#### 3.6.1. Irréversibilité de la combustion :

La perte d'exergie par irréversibilité de combustion est donnée par :

$$E_1 - E_2 \quad (3-7)$$

$E_1$  : Exergie de ce combustible.

$E_2$  : Exergie des gaz de combustion.

#### 3.6.2. Irréversibilité de la transmission calorifique

Pour le condensateur, la chaleur utile vaut donc :

$$Q = H_2 - H_0' \quad [kJ] \quad (3-8)$$



Chaque kilogramme d'eau reçoit dans le générateur de vapeur :

$$Q = h_a - h'_0 \quad [kJ] \quad (3-9)$$

D'où la production spécifique (c-à-d par *at kg* de carbone consommée) de vapeur.

$$N = Q/q \quad [kg/at.kgde C] \quad (3-10)$$

La turbine étant supposée parfaite, et la détente étant poursuivie jusqu'à la température ambiante. Le travail effectué  $W$  sera égale à la vapeur vive  $E_v$ .

$$W = E_v = n[(h_a - h'_0) - T(S_a - S'_0)] \quad (3-11)$$

La perte par irréversibilité de la transmission calorifique est égale à la différence entre l'exergie des gaz et l'exergie de la vapeur

$$E_2 - E_v \quad [kJ/atkgde C] \quad (3-12)$$

### 3.7. Application à une centrale thermique à gaz

Parmi les autres machines thermiques, la turbine à gaz est pénalisée par un faible rapport de travail : le compresseur absorbe la plus grande partie du travail fourni par l'expandeur. Il en résulte que le travail net disponible et le rendement du cycle sont très sensibles aux performances de chacun des composants du système.

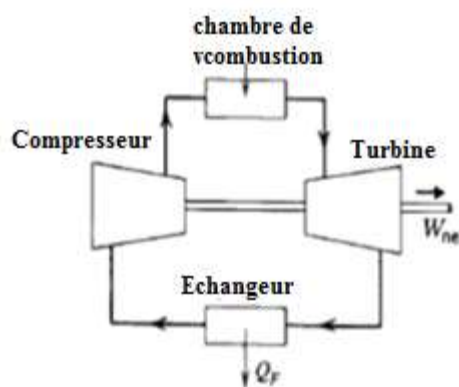


Figure (3-4) : Schéma une centrale thermique de turbine à gaz [4]

### 3.7.1. Le cycle de turbine à gaz (Joule Brayton)

Le cycle de Brayton se compose des mêmes transformations que le cycle de Rankine (2 échanges de chaleur isobares et deux variations de pression isentropiques), la seule différence étant que le fluide actif reste toujours à l'état gazeux. C'est le cycle idéal de la turbine à gaz.

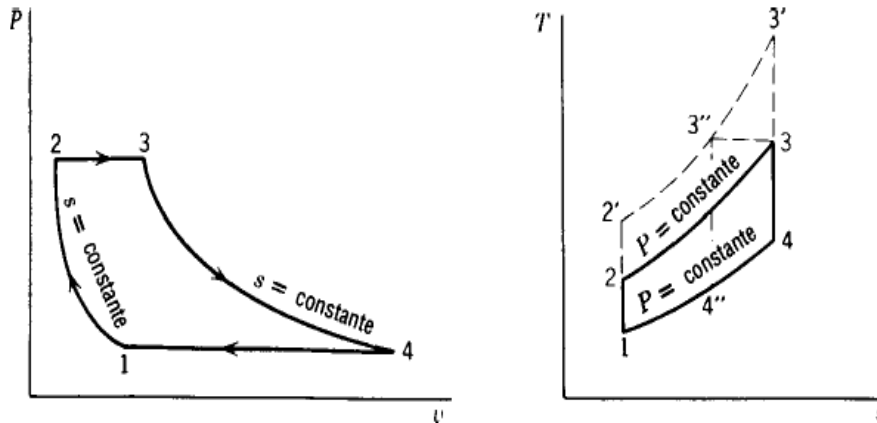


Figure (3-5) : diagramme PV et TS du cycle de Brayton. [4]

Le débit de vapeur s'obtient par bilan thermique.

$$m = \frac{Q}{H_a - H_0} \quad [kg] \quad (3-14)$$

L'exergie de la vapeur est alors :

$$E_e = m \cdot e_e \quad [kJ] \quad (3-15)$$

D'où la perte par irréversibilité de l'échange calorifique :

$$E_2 - E' - E_a \quad [kJ] \quad (3-16)$$

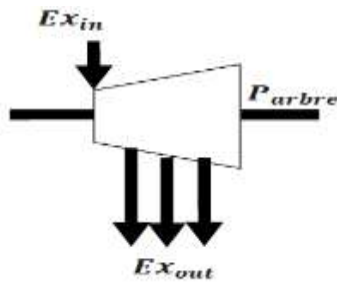
La turbine étant supposée parfaite et le travail de compression de l'eau négligeable, le travail utile est égal à l'exergie de la vapeur  $E_e$ . On en déduit les rendements thermiques et exergetique :

$$\eta_{th} = \frac{E_a}{P} \quad \text{en \%} \quad \eta_{ex} = \frac{E_a}{E_1} \quad \text{en \%} \quad (3-17)$$

### 3.7.2. L'exergie de chaque constituant du cycle

#### 3.7.2.1. Turbine

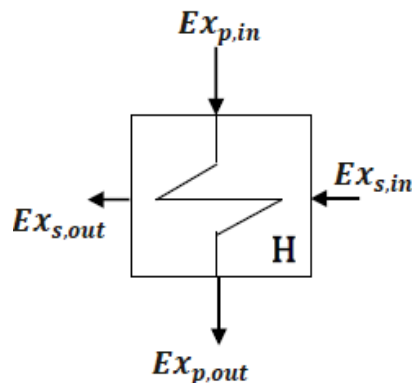
La fonction de la turbine est que par le processus d'expansion, une partie de l'exergie physique du fluide est convertie en travail mécanique par l'intermédiaire d'un arbre. Puisque l'exergie chimique du fluide ne change pas, le changement de l'exergie physique est identique au changement de l'exergie totale du fluide. Le rendement exergetique de la turbine est alors : [12]



$$\eta_{ex,f(turbine)} = \frac{P_{arbre}}{Ex_{in} - Ex_{out}} \quad (3-18)$$

#### 3.7.2.2. Échangeur de chaleur

Le rôle d'un échangeur de chaleur dans une centrale thermique est généralement de réchauffer un fluide primaire en retirant de la chaleur d'un fluide secondaire. Le but est d'augmenter l'exergie thermique de l'écoulement en soustrayant de l'exergie thermique à l'écoulement secondaire.

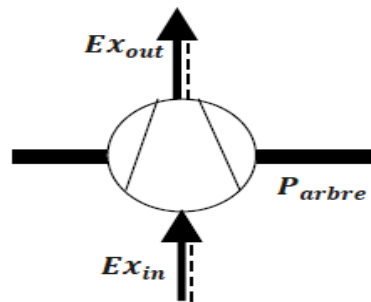


Le rendement exergetique de l'échangeur de chaleur se calcule par la formule suivante :

$$\eta_{ex,f(échangeur)} = \frac{Ex_{p,out} - Ex_{p,in}}{Ex_{S,in} - Ex_{S,out}} \quad (3-19)$$

### 3.7.2.3. Compresseur

Dans un compresseur l'exergie physique d'un milieu compressible est augmenté au moyen de la puissance fournie par l'arbre.



Le rendement exergetique du compresseur est donné par la formule suivante

$$\eta_{ex,f(Compresseur)} = \frac{Ex_{out} - Ex_{in}}{P_{arbre}} \quad (3-20)$$

### 3.7.2.4. Chambre de combustion

Dans une chambre de combustion du carburant est brûlé en utilisant un oxydant et de la fumée est déchargée. La fonction de la chambre de combustion est de convertir l'exergie chimique du carburant en exergie physique transportée par la fumée. Le rendement exergetique de la chambre de combustion se définit comme suit : [12]

$$\eta_{ex,f(chambre\ de\ combustion)} = \frac{Ex_{fumé}^{tm}}{Ex_{carburant}^{ch}} \quad (3-21)$$

### Conclusion

L'exergie permet d'évaluer la qualité des transformations réalisées dans les processus réels, par rapport aux évolutions idéales réversibles.

Le travail moteur maximum que peut fournir un système ouvert est égal à la somme des exergies-chaieurs des sources avec lesquelles il échange de la chaleur.

L'exergie permet de définir rigoureusement la notion de rendement d'une installation, et donc de quantifier sa qualité thermodynamique : c'est le rapport des utilisations exergétiques aux ressources exergétiques. Il est toujours compris entre 0 et 1, et d'autant plus élevé que les irréversibilités sont faibles. Les ressources exergétiques correspondent à la somme de toutes les exergies que l'on a dû fournir au cycle en provenance de l'extérieur. Les utilisations exergétiques représentent le bilan net du cycle, c'est-à-dire la somme algébrique des exergies produites et consommées en son sein.

### Application

Analysez à présent les pertes d'exergie qui accompagnent la transformation en travail de l'énergie du combustible dans une centrale thermique. Nous supposons que la chaleur utile  $Q$  sert ici à produire de la vapeur à 140 bar, surchauffée à 540°C (état A), qui sera détendue de manière réversible pour atteindre l'état du condenseur en équilibre avec l'ambiance ( $T=15^\circ\text{C}$ ,  $P=0,017$  bar), pour lequel les propriétés du liquide saturé sont :

$$h'_o = 62,8 \text{ kJ/kg} , S'_o = 0,224 \text{ kJ/kg/K}$$

Pour la vapeur à l'état A, on a :  $h_a = 3432,7 \text{ kJ/kg}$  ,  $S_a = 6,529 \text{ kJ/kg/K}$

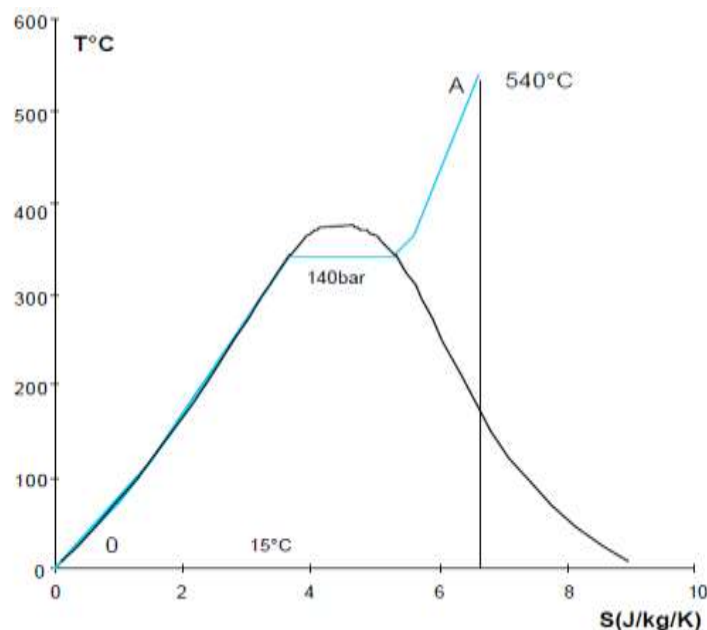


Figure: Cycle de centrale thermique

L'irréversibilité de la combustion engendre une perte d'exergie qui est encore de  $146713 \text{ kJ}$  (35,8 % de  $E_1$ ). Le débit de vapeur s'obtient par bilan thermique.

$$m = \frac{Q}{h_a - h_0'} = 104,7 \text{ kg}$$

L'exergie de la vapeur à  $540^\circ\text{C}$  est alors :

$$E_e = m \cdot e_e = 162628 \text{ kJ}, \text{ soit } 39,6\% \text{ de } E_1$$

D'où la perte par irréversibilité de l'échange calorifique :

$$E_2 - E_1' - E_a = 91288 \text{ kJ}, \text{ soit } 22,2\% \text{ de } E_1$$

La turbine étant supposée parfaite et le travail de compression de l'eau négligeable, le travail utile est égal à l'exergie de la vapeur  $E_e$ . On en déduit les valeurs des rendements (thermique et exergetique) :

$$\eta_{th} = \frac{E_a}{P} = 41,3\% \quad , \quad \eta_{ex} = \frac{E_a}{E_1} = 39,6\%$$

## Chapitre 4 : Thermodynamique de la combustion

### 4.1. Propriétés des mélanges

Un mélange est formé de plusieurs substances mélangées, appelées les constituants. Il possède ainsi les propriétés de chaque constituant, qui sont d'autant plus prononcées que le constituant est prépondérant. Par exemple, l'eau salée possède l'aspect incolore de l'eau et le goût du sel qui est d'autant plus prononcé qu'elle renferme plus de sel.

- Un mélange est appelé homogène, si les substances dont il est constitué ne peuvent pas être discernées séparément par la vue. Par exemple, la vodka, mélange d'eau et d'alcool est un mélange homogène. [14]

- Un mélange est appelé hétérogène, si les substances dont il est constitué peuvent être distinguées par la vue, éventuellement au microscope. Par exemple, le pastis, mélange d'eau et d'anisol est un mélange hétérogène. On peut voir les gouttelettes d'anisol au microscope.

**4.1.1. Définitions :** Une combustion est une réaction chimique entre un comburant et un combustible qui produit de l'énergie (chaleur et lumière).

**Un combustible** est une substance qui peut brûler en présence d'un comburant.

**Un comburant** est une substance (dans l'air c'est le dioxygène) qui permet la combustion d'un combustible.

Le triangle du feu montre les trois éléments indispensables pour une combustion [14].

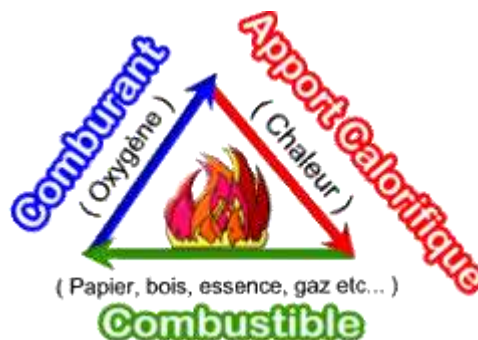


Figure (4.1): Triangle de feu de la combustion

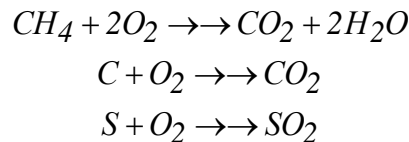
#### 4.1.2. Interprétation (Réactifs et produits) :

Au cours d'une transformation chimique, les substances qui réagissent entre elles et qui disparaissent sont appelées les réactifs, celles qui sont formées sont appelées les produits.

#### 4.2. Combustion stœchiométrique :

La combustion est stœchiométrique (neutre) lorsqu'il y a exactement assez de comburant pour oxyder totalement le combustible  $\Rightarrow$  les fumées ne contiennent ni oxygène, ni combustible. [15]

Exemple :

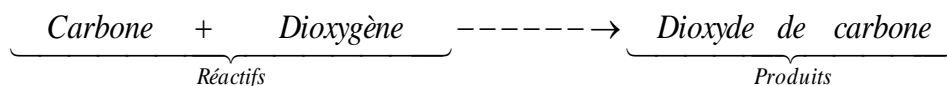


La combustion stœchiométrique conduit à la température de combustion la plus élevée. Par conséquent, elle est considérée comme combustion idéale.

#### 4.3. Bilan de la transformation chimique

On donne ci-dessous le bilan de la transformation chimique traduisant la combustion du carbone.

On place à gauche de la flèche les noms des réactifs séparés par le signe + et à droite de la flèche le nom du ou des produits.



#### 4.4. Composition des produits de combustion

Dans le cas général, la composition des produits d'une combustion, où le mélange est différent du mélange stœchiométrique. Une théorie sert à déterminer la composition massique ou molaire des fumées et ainsi leurs caractéristiques thermodynamiques pour calculer les pertes thermiques aux fumées mais aussi à faire le diagnostic d'une combustion en ayant déterminé la composition des fumées à l'aide d'un analyseur de fumées.



### a) Hypothèses

Pour effectuer ce calcul, plusieurs hypothèses sont possibles :

- **Combustion complète du carburant** : dans le cas où l'air est en excès  $R > 1$ , le carburant pourra être totalement consommé et il restera alors de l'oxygène dans les fumées (hypothèse 1).

- **Combustion complète de l'oxygène** : Dans le cas d'un mélange riche  $R > 1$ , plusieurs hypothèses sont possibles:

- On peut considérer suivant la précision du calcul souhaitée que le carburant en excès se conserve au cours de la réaction. Le calcul est simple, mais cette hypothèse est grossière car à la température atteinte dans une flamme, la molécule d'hydrocarbure ne peut rester intègre. Elle donne d'assez bons résultats pour les calculs de pertes mais ne correspond pas du tout à ce qu'on peut observer à l'aide d'analyseurs de fumées. Une hypothèse plus fine consiste à supposer que tout l'hydrogène brûle et que la combustion du carbone est incomplète et donne du CO (hypothèse 2).

- On peut encore affiner en postulant qu'il existe une relation d'équilibre entre CO, CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O et H<sub>2</sub> (réaction du gaz à l'eau) [15].

- **Combustion incomplète** : dans le cas où le brûleur fonctionne mal, il peut subsister de l'oxygène et du mono-oxyde de carbone, de l'hydrogène, des hydrocarbures imbrûlés....

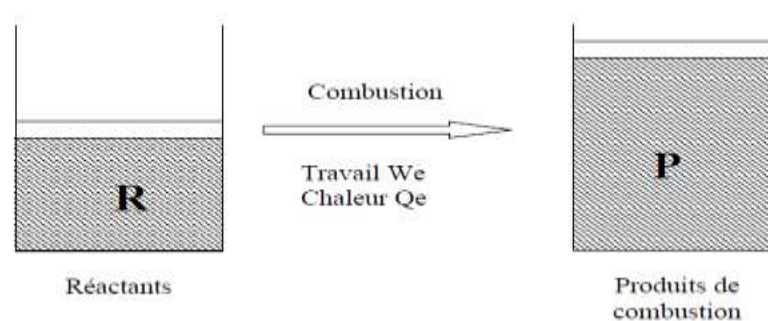
Dans ce cas, il faut connaître les teneurs par analyse de fumée.

## 4.5. Thermodynamique de la combustion

### Premier principe

#### 1°) Premier principe en système fermé

Considérons un mélange combustible enfermé dans un récipient:



Le système hachuré est un système fermé. Le premier principe s'écrit donc:

$$We + Qe = U_P - U_R \quad (4-1)$$

On peut écrire aussi la conservation de la quantité de matière:

$$m_P = m_R = m \quad (4-2)$$

Les chimistes ont coutume d'utiliser pour origine des fonctions thermodynamiques (indice 0), les conditions 25°C, 760mmHg. On pose donc:

$$U'_P = U_P - U_{P0} \quad , \quad U'_R = U_R - U_{R0} \quad (4-3)$$

Où  $U_{R0}$  et  $U_{P0}$  sont les énergies internes respectivement des réactants et des produits de combustion dans les conditions de référence donc :

$$We + Qe = U'_P - U'_R + (U_{P0} - U_{R0}) \quad (4-4)$$

Il est commode d'écrire :

$$We + Qe - (U_{P0} - U_{R0}) = (U'_P - U'_R) \quad (4-5)$$

La variation d'énergie interne due au changement de composition chimique dans les conditions normales :  $(U_{P0} - U_{R0})$  apparaît dans le premier membre, donc comme un transfert de chaleur. C'est ce qu'on appelle chaleur de réaction isochore [16]:

$$Qc = -(U_{P0} - U_{R0}) \quad (4-6)$$

Le premier principe peut donc s'écrire pour un système fermé avec combustion:

$$We + Qe + Qc = (U'_P - U'_R) \quad (4-7)$$

$Qc$ : est positive dans le cas d'une réaction exothermique (cas des combustions), négative dans le cas d'une réaction endothermique. Les produits d'une réaction exothermique étant plus stables que les gaz frais, leur énergie interne, dans les mêmes conditions de pression et de température est plus faible donc:

$$U_{P0} < U_{R0} \Leftrightarrow Qc > 0 \quad (4-8)$$

Si les réactifs et produits peuvent être considérés comme des mélanges de gaz parfaits, alors:

$$u'_P - u'_R = \int_{298}^{T_p} C_{v_P} dT - \int_{298}^{T_r} C_{v_R} dT \quad (4-9)$$

Ou même idéaux :

$$u'_P - u'_R = C_{v_p}(T_P - 298) - C_{v_R}(T_R - 298) \quad (4-10)$$

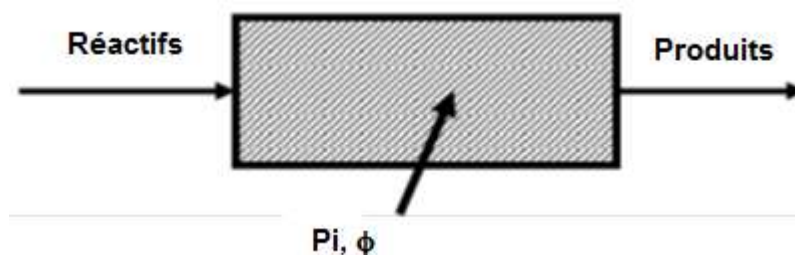
Si :  $C_{v_p}$  et  $C_{v_R}$  sont voisins :

$$u'_P - u'_R = C_{v_p}(T_P - T_R) \quad (4-11)$$

Car  $T_R$  est souvent proche de 298K.

## 2°) Premier principe en système ouvert

Appliquant Le premier principe à un système ouvert :



Comme précédemment, on pose :

$H'_R = H_R - H_{R0}$  et  $H'_P = H_P - H_{P0}$  où  $H_{R0}$  et  $H_{P0}$  : sont les enthalpies des gaz frais et des produits de combustion dans les conditions de référence. On définit de la même façon la chaleur de réaction isobare.

$$Q'_c = -(H_{P0} - H_{R0}) \quad (4-12)$$

Le premier principe pour un système ouvert avec combustion s'écrit donc:

$$W_i + Q_e + Q'_c = \Delta H' + \Delta E_p + \Delta E_c \quad (4-13)$$

Sous forme de puissance et en généralisant :

$$P_i + \Phi + P_c = \sum qm_S(h'_S + ep_S + ec_S) - \sum qm_e(h'_e + ep_e + ec_e) \quad (4-14)$$

$P_c$  : est la puissance calorifique de la combustion.

Il existe bien sûr une relation entre  $Q_c$  et  $Q'_c$ .

Par définition de l'enthalpie :

$$H = U + P.V \quad (4-15)$$

Donc :

$$Q'_c = -(H_{P0} - H_{R0}) = -(U_{P0} - U_{R0} + p_0.V_{P0} - p_0.V_{R0}) = Q_C - (p_0.V_{P0} - p_0.V_{R0}) \quad (4-16)$$

Si on considère les produits de combustion et les gaz frais comme des gaz parfaits, on a :

$$PV = nRT \quad (4-17)$$

D'où :

$$Q'c = Qc - (n_p - n_R)RT_0 \quad (4-18)$$

La différence entre  $Qc$  et  $Q'c$  est très faible de l'ordre de 0,1%, elle est donc inférieure à la précision de nos mesures. On la néglige en général. [16]

Si les réactants et produits peuvent être considérés comme des mélanges de gaz parfaits, alors :

$$h'_P - h'_R = \int_{298}^{T_p} C_{p_p} dT - \int_{298}^{T_r} C_{p_R} dT \quad (4-19)$$

Et comme précédemment, s'ils sont idéaux :

$$h'_P - h'_R = C_{p_p}(T_P - 298) - C_{p_R}(T_R - 298) \quad (4-20)$$

Si  $C_{p_p}$  et  $C_{p_R}$  sont voisins :

$$h'_P - h'_R = C_{p_p}(T_P - T_R) \quad (4-21)$$

#### 4.6. Chaleur de formation et pouvoir calorifique

En énergétique les seules réactions qui nous intéressent sont les combustions dans l'air. Pour nous, la notion de pouvoir calorifique est plus aisée à utiliser.

##### 4.6.1. Pouvoir calorifique

Le pouvoir calorifique  $PC$  est la chaleur de réaction de la combustion complète rapportée à l'unité de quantité de combustible [16] :

$$PC = \frac{Qc}{m_c} \quad (4-22)$$

Dans le milieu scientifique, on l'exprime souvent en kJ/kg de combustible. Néanmoins, suivant le domaine d'application, on peut l'exprimer dans d'autres unités plus pratiques, par exemple, en kWh/m<sup>3</sup> pour le gaz ou kWh/litre pour le fuel.

### **Le pouvoir calorifique supérieur PCS**

Le pouvoir calorifique supérieur représente l'énergie dégagée par la combustion complète d'un kg ou d'un m<sup>3</sup> de combustible, en récupérant la chaleur de condensation de l'eau dans les fumées. Les chaudières à condensation utilisent ce procédé pour augmenter leur rendement.

### **Le pouvoir calorifique inférieur PCI**

Le pouvoir calorifique inférieur représente l'énergie dégagée par la combustion complète d'un kg ou d'un m<sup>3</sup> de combustible, sans récupérer la chaleur de condensation de l'eau dans les fumées.

### **b) Chaleur de combustion**

Nous allons calculer, en fonction du pouvoir calorifique et de la chaleur de combustion massique rapportée à l'unité de masse des réactants ou des produits de combustion :  $m_P = m_F = m$ .

### **4.7. Température de flamme adiabatique**

Soit une réaction de combustion se produisant adiabatiquement, sans travail ni variation d'énergie cinétique et potentielle. La température des produits d'une telle réaction est appelée température adiabatique de flamme ou de combustion. En vertu des hypothèses d'absence de travail et de variations d'énergie cinétique et potentielle, il s'agit de la température maximum qui peut être atteinte pour les réactifs donnés.

Pour un combustible donné et des pressions et température des réactifs donnés, la température adiabatique de flamme est maximale pour un mélange stœchiométrique. La température adiabatique de flamme peut être contrôlée par l'excès d'air utilisé. On la calcule par application du premier principe avec

$$Q' = W' = 0. \quad (4-23)$$

### **4.8. Cinétique chimique**

- Connaissance des vitesses des différentes étapes élémentaires
- Détermination de la nature des intermédiaires réactionnels qui peuvent conduire à la formation de polluants.

#### 4.8.1. Réactions en chaînes

C'est la régénération d'une ou plusieurs espèces intermédiaires réactives

Il existe deux types de réactions en chaînes :

- Réactions en chaînes linéaires,

- Réactions en chaînes ramifiées

- Ramification directe

Etape de ramification met en jeu un intermédiaire réactionnel à courte durée de vie.

- Ramification indirecte

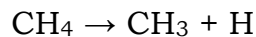
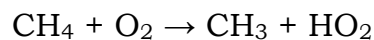
La multiplication des centres actifs est assurée par un intermédiaire réactionnel moléculaire créé par une chaîne linéaire primaire et qui se décompose

#### 4.9. Réactions élémentaires

- **Réactions d'initiation (ou amorçage)**

- Création des premiers radicaux libres qui initient la réaction

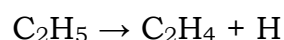
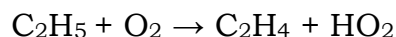
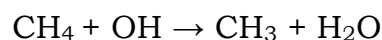
- Exemples:



- **Réactions en chaînes de production (métathèse)**

- Réactions principales de consommation des réactifs et de formation des intermédiaires réactionnels (centres actifs) et des produits

- Exemples:

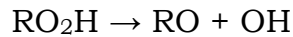


- **Réactions de ramification**

- Multiplie le nombre de radicaux libres (centres actifs) indispensables à la combustion. [17]

- Principales réactions de ramification

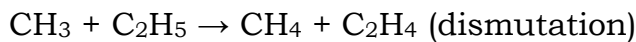
Fonction de la température



• **Réactions de terminaison (rupture de chaînes)**

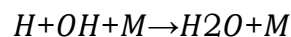
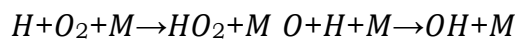
- Consommation des centres actifs

- Exemples  $CH_3 + CH_3 \rightarrow C_2H_6$  (recombinaison)



**4.10. Les recombinaisons :**

Lorsqu'il y'a suffisamment de radicaux ou de troisième corps, les radicaux peuvent réagir entre eux pour se recombinaison et former des espèces stables, les étapes de recombinaison sont dites aussi de terminaison. Soient par exemple :



Elles diminuent le nombre des radicaux en moitié.

**4.11. Constante d'équilibre :**

La procédure peut être généralisée pour les réactions réversibles :



Si on note par  $k_f$  la constante du taux de réaction direct et  $k_b$  celui indirect, le taux net d'avancement s'écrit : [18]

$$\dot{q} = k_f [A]^\alpha [B]^\beta - k_b [C]^\gamma [D]^\delta \quad (4-25)$$

A l'équilibre chimique, les taux de réaction direct et indirect sont égaux :

$$\dot{q} = k_f [A]_{eq}^\alpha [B]_{eq}^\beta - k_b [C]_{eq}^\gamma [D]_{eq}^\delta = 0 \quad (4-26)$$

On note le rapport  $k_c = \frac{k_f}{k_b}$  la constante d'équilibre basée sur les concentrations  $k_c$  peut être déterminée par les propriétés thermodynamiques de la réaction :

$$K_C = \frac{K_f}{K_b} = \frac{[C]^{c_{eq}} [D]^{d_{eq}}}{[A]^{a_{eq}} [B]^{b_{eq}}} = K_p(T) \left( \frac{RuT}{101.3KPa} \right)^{a+b-c-d} \quad (4-27)$$

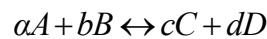
Avec :

$$K_p(T) = \exp \left\{ \frac{a \overset{-0}{g}_A + b \overset{-0}{g}_B - c \overset{-0}{g}_C - d \overset{-0}{g}_D}{RuT} \right\} \quad (4-28)$$

Avec  $\overset{-0}{g}_i$  est l'énergie libre de Gibbs.

#### 4.12. Taux de réactions élémentaires

L'expression chimique d'une réaction élémentaire peut être décrite par la forme générale :



Avec a, b, c et d sont les coefficients stœchiométriques.

Le taux de l'avancement de la réaction élémentaire est exprimé par la relation empirique dite loi d'action de la masse :

$$\dot{q} = k[A]^a [B]^b \quad (4-29)$$

[A] est la concentration molaire de l'espèce A (nombre de moles/volume). Cette relation veut dire que ce taux d'avancement est proportionnel à la concentration des réactifs. La constante de proportionnalité est dite constante d'Arrhenius k, elle est de la forme :

$$K = A_0 \exp \left( -\frac{E_a}{RuT} \right) = A_0 \exp \left( -\frac{T_a}{T} \right) \quad (4-30)$$

Avec  $A_0$  le facteur pré-exponentiel (qui peut être fonction de la température)

$A_0 = BT_a$ ,  $E_a$  l'énergie d'activation et  $Ru$  la constante universelle des gaz.

Le rapport  $\frac{E_a}{Ru}$  à l'unité de la température, il est noté par température d'activation  $T_a$ .

Le facteur pré-exponentiel ( $A_0$ ) exprime la fréquence de collision des molécules des réactifs.



L'énergie d'activation,  $E_a$  peut être vue comme la barrière d'énergie nécessaire à la rupture des liaisons chimiques.

Le terme exponentiel  $\exp\left(-\frac{T_a}{T}\right)$ , peut être interprété comme la probabilité d'une collision qui donne des produits.

La réaction est dite d'ordre  $a$  par rapport au réactif  $A$  et d'ordre  $b$  par rapport à  $B$ , son ordre global est :  $m = a + b$

Si on choisit le  $cm^3$  pour unité de volume, les unités de la constante  $k$  sont :

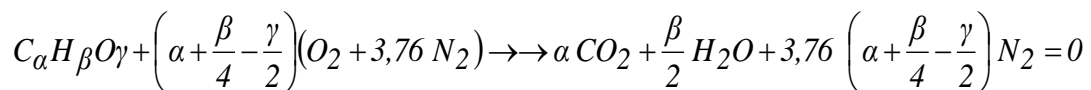
$$\frac{\text{mole}}{\text{cm}^3} \cdot \frac{1}{\text{s}} \left( \frac{\text{mole}}{\text{cm}^3} \right)^m = \text{mole}^{1-m} \text{cm}^{3m-3} \text{s}^{-1} \quad (4-31)$$

Dans la chimie de la combustion, on a toujours des réactions avec des énergies d'activation élevées de telle façon que les taux de réactions sont très sensibles aux températures. Les réactions de recombinaison ont des énergies d'activation très petites ou nulles, ces réactions ne sont pas sensibles aux températures. [18]

#### 4.13. Modèle simplifié de la combustion :

On a constaté que la résolution de la chimie détaillée couplée au champ d'écoulement est très délicate voire impossible. Une description simplifiée de la cinétique chimique est nécessaire pour les problèmes d'engineering. Pour les combustibles pur ou à une seule composante, une réaction ou une étape est souvent utilisée dans les simulations des cas pratiques.

Soit la réaction globale suivante entre le fuel et l'oxydant et qui donne les produits : [18]



#### 4.14. Taux de réaction

Pour les réactions globales, le taux de réaction ou d'avancement global est exprimé par :

$$\dot{q} = A_0 \exp\left(-\frac{E_a}{RuT}\right) [Fuel]^m [O_2]^m \quad (4-32)$$

Le facteur pré exponentiel, l'énergie d'activation et les exposants m et n sont obtenus expérimentalement. Ces exposants diffèrent de ceux stœchiométriques utilisés dans le cas des réactions élémentaires. Les concentrations du fuel et l'oxydant sont exprimés en *mole/cm<sup>3</sup>* et le taux d'avancement en *mole/(cm<sup>3</sup>s)*. La valeur de l'énergie d'activation est grande, c'est pourquoi le taux d'avancement est fortement dépendant de la température.

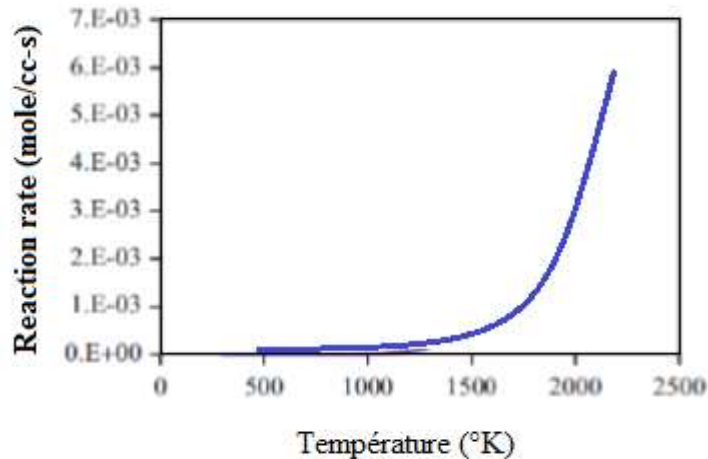


Figure (4.2): Taux de réaction en fonction de la température. [18]

#### 4.15. Dépendance par rapport à la pression :

En plus de sa forte dépendance de la température, le taux d'avancement de la réaction dépend aussi de la pression à travers la concentration des espèces, on a :

$$\begin{aligned} \dot{q} &= A_0 \exp\left(-\frac{E_a}{RuT}\right) [Fuel]^m [O_2]^n \\ &= A_0 \exp\left(-\frac{E_a}{RuT}\right) x_{fuel}^m x_{O_2}^n \left(\frac{P}{RuT}\right)^{m+n} \propto P^{m+n} \end{aligned} \quad (4-33)$$

La somme (m+n) est toujours positive allant de 1.0 à 1.75. Pour (m+n) = 1.7, la pression passe de 1 à 2 atm, le taux de réaction sera triplé. Le temps de consommation d'écrit comme : [18]

$$t_{chem} = \frac{[Fuel]}{\frac{d[Fuel]}{dt}} \propto \frac{P}{P^{m+n}} \propto P^{1-(m+n)} \propto P^{-0.75} \quad (4-34)$$

---

Avec  $(m+n)=1.75$ , le temps de consommation à 1.013MPa décroît de 60% de sa valeur à 101.3KPa.

#### **4.16. Equilibre partiels et Etats quasi-stationnaires.**

##### **-Approximations des états quasi-stationnaires**

Cette approximation classique dans le domaine de la chimie de la combustion consiste à supposer un équilibre entre les taux de production et de consommation de certaines espèces intermédiaires très réactives. On parle d'espèces à l'état quasi-stationnaire. Soit NEQS le nombre d'espèces à l'état quasi-stationnaire, on peut éliminer les réactions telles que production= consommation. On obtient donc des schémas réduits à  $(N-NEQS)$  réactions.

##### **-Approximations des équilibres partiels**

Cette nouvelle approximation consiste à supposer un équilibre entre les vitesses d'avancement dans le sens direct et inverse de certaines réactions réversible très rapides. On parle de réactions à l'équilibre partiel. Soit N le nombre total d'espèces et NEP le nombre de réactions supposées à l'équilibre partiel. Les NEP relations d'équilibre vitesse dans le sens direct = vitesse dans le sens inverse permettent d'éliminer espèces du schéma cinétique initial.

##### **-Mise en œuvre des approximations**

Ces approximations sont justifiées dans le cas de systèmes chimiques dont les échelles de temps peuvent varier dans des proportions importantes. C'est le cas pour les systèmes de combustion. Pour une bonne application de ces approximations, il est utile de suivre quatre étapes :

- Simplification préalable du schéma cinétique et construction d'un schéma semi-détaillé ;
- Identification des espèces à l'état quasi-stationnaire ;
- Construction du schéma réduit par élimination des espèces à l'état quasi-stationnaire ;
- Calcul des vitesses d'avancement des réactions globales, avec simplifications par identification des réactions à l'équilibre partiel.

#### 4.17. Combustion complète du carburant

Tout le carburant est changé en CO<sub>2</sub> et H<sub>2</sub>O et il reste de l'oxygène en excès. Le rendement de combustion est donc de :

$$\eta_C = 1$$

Par définition du  $\lambda = \frac{\left(\frac{m_a}{m_C}\right)}{Ma}$  et  $q_c$  se rapporte à la masse totale des réactants et des produits de combustion :  $q_c = \frac{Q_c}{m}$  avec  $m = m_a + m_C'$ .

La combustion étant complète  $m_c$  dégage la chaleur  $Q_c = m_c \cdot I_p$  (4-35)

Donc :

$$q_c = \frac{I_p \cdot m_C}{m} = \frac{I_p}{\lambda \cdot Ma + 1} \quad (4-36)$$

#### 4.18. Combustion totale de l'oxygène

Même si cette hypothèse n'est pas réaliste, elle donne de bons résultats dans le cas des combustions en défaut d'air. Cette fois ci seule la quantité stœchiométrique de carburant brûle en dégageant la chaleur :  $Q_c = (m_C)_{stoe} \cdot I_p$ .

Donc :

$$q_c = \frac{(m_C)_{stoe} \cdot I_p}{m_a + m_C} = \frac{I_p}{Ma + R} \quad (4-37)$$

$$\eta_c = \frac{q_c}{q_{CM}} = \frac{(m_C)_{stoech}}{m_C} \quad (4-38)$$

Donc :  $q_c = \frac{I_p}{Ma + R}$  ,  $\eta_c = \lambda$  (4-39)

En utilisant ces deux hypothèses, on obtient le diagramme suivant pour un hydrocarbure lourd ( $Ma=15$ ,  $I_p=40000\text{kJ/kg}$ ) [17] :

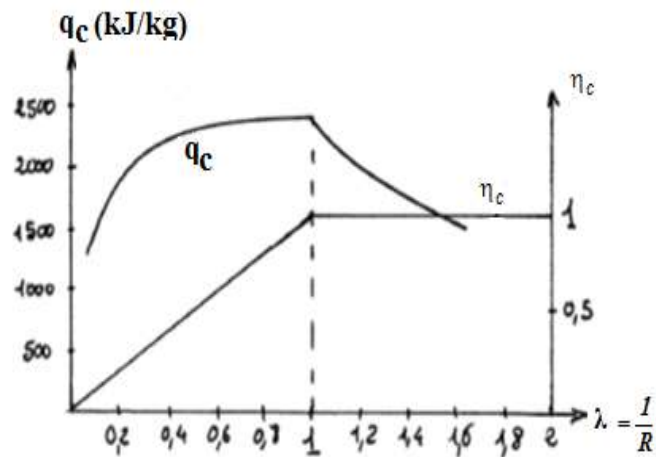


Figure (4.3) : Diagramme de chaleur de combustion en fonction  $\lambda$  pour un hydrocarbure lourd.[17]

Il apparaît sur ces courbes que :

- Si l'on veut une forte puissance, il faut travailler en mélange riche  $\lambda < 1$
- Si l'on veut un bon rendement, il faut travailler en mélange pauvre  $\lambda > 1$

#### 4.19. Combustion incomplète

C'est le cas en particulier lorsque, concrètement, on utilise un analyseur de combustion pour faire le diagnostic ou le bilan d'une installation quelconque.

On suppose ici que la composition des fumées, en particulier en imbrulés (CO, CH, H<sub>2</sub>...), est connue. L'excès d'air sera déterminé par la connaissance de O<sub>2</sub>. Cela nous permettra de connaître XH<sub>2</sub>O. [17]

On peut écrire que la puissance dégagée par la combustion est celle de la combustion complète  $P_{CM}$  moins celle que l'on pourrait récupérer en brûlant complètement les imbrulés  $P_I$  :

$$P_C = P_{CM} - P_I \quad (4-40)$$

Avec :

$$P_{CM} = q_{mc} \cdot I_p \quad \text{Ou : } q_{vc} I'P \quad (4-41)$$

Les pertes par imbrulés  $P_I$  sont égales à :  $P_I = q_{vI} I'_{PI}$  ou  $I'_{PI}$  est exprimé en kJ/Nm<sup>3</sup> car les imbrulés sont des gaz. Il faut donc prendre  $q_{vP}$  dans les conditions normales :  $q_{vI} = X_I \cdot q_{vP}$  (4-42)

Où  $X_I$  est le titre molaire de l'imbrulé I et  $q_{v,p}$  est le débit volumique des produits de combustion dans les conditions normales.

Les analyseurs travaillent à basse température et la quasi-totalité de l'eau est condensée et extraite avant l'analyseur. Donc nous n'avons accès qu'à la teneur en imbrulés se rapportant aux fumées sèches  $\gamma_I$  :

$$X_I = \gamma_I \cdot (1 - X_{H_2O}) \quad (4-43)$$

Donc finalement :

$$P_I = q_{v,p} \cdot (1 - X_{H_2O}) \sum \gamma_I \cdot I'_{pI} = v_p \cdot q_{m,p} \cdot (1 - X_{H_2O}) \sum \gamma_I \cdot I'_{pI} \quad (4-44)$$

Et simplement :

$$\eta_C = -\frac{P_{CM}}{P_{CM}} = 1 - \frac{P_I}{P_{CM}} \quad (4-45)$$

#### 4.20. Combustion spontanée

La combustion spontanée a lieu sans cause apparente d'échauffement. Certains corps riches en carbone et facilement oxydable produisent de la chaleur sous l'effet de certaines dispositions (amas de chiffons gras, stock de charbon, etc.). L'oxydation peut aussi être engendrée par des micro-organismes (fermentation dans les tas de foin par exemple).

L'oxydation débute lentement, dégageant de la chaleur qui accélère la réaction (réaction exothermique). Cette réaction peut parfois être très vive.

#### 4.21- Auto-allumage et allumage spontané

L'Auto-allumage sert à désigner la combustion du mélange d'un moteur sans l'étincelle de la bougie d'allumage. Ce phénomène génère des contraintes mécaniques énormes pouvant aller jusqu'à casser le piston, la bielle, le vilebrequin, le joint de culasse.

Le phénomène d'auto-allumage « inflammation spontanée et accidentelle du mélange carburé » était fréquent dans un moteur à allumage commandé à fort taux de compression, lorsque la valeur de la pression du mélange air-essence, dans les cylindres, provoquait une température suffisante pour provoquer une combustion spontanée et erratique du mélange, dans les cylindres, avant

l'étincelle générée par la bougie, avec comme conséquence une perte importante de la puissance et un risque de "casse" mécanique[18].

À la différence du moteur diesel, l'auto-allumage n'est pas souhaité dans un moteur à allumage commandé, même sur les moteurs à injection directe où la combustion ne doit se produire que lorsque l'étincelle de la bougie jaillit.

**4.22. Effet de la pression sur la température d'autoallumage :** Pour la vaporisation du gazole et son échauffement, il est nécessaire d'apporter une quantité minimale d'énergie, ainsi on définit la température d'auto inflammation : c'est la température minimale nécessaire pour qu'il y ait auto inflammation du mélange Air/Carburant. (Initiation de la combustion).

Il faut donc :  $T_{\text{mélange}} > T_{\text{auto inflammation}}$ .

La température d'auto inflammation diminue quand la pression du mélange augmente. [18]

Exemple : le gazole

Pression (bar)	1	5	10	15	20	25
Température d'auto inflammation °C	336	305	260	235	220	201

La figure (4.3) montre la variation de la température d'auto allumage en fonction de la pression pour plusieurs gaz, selon les auteurs : Demidov ; Furno et al ; Kuchta ; Godde et al.

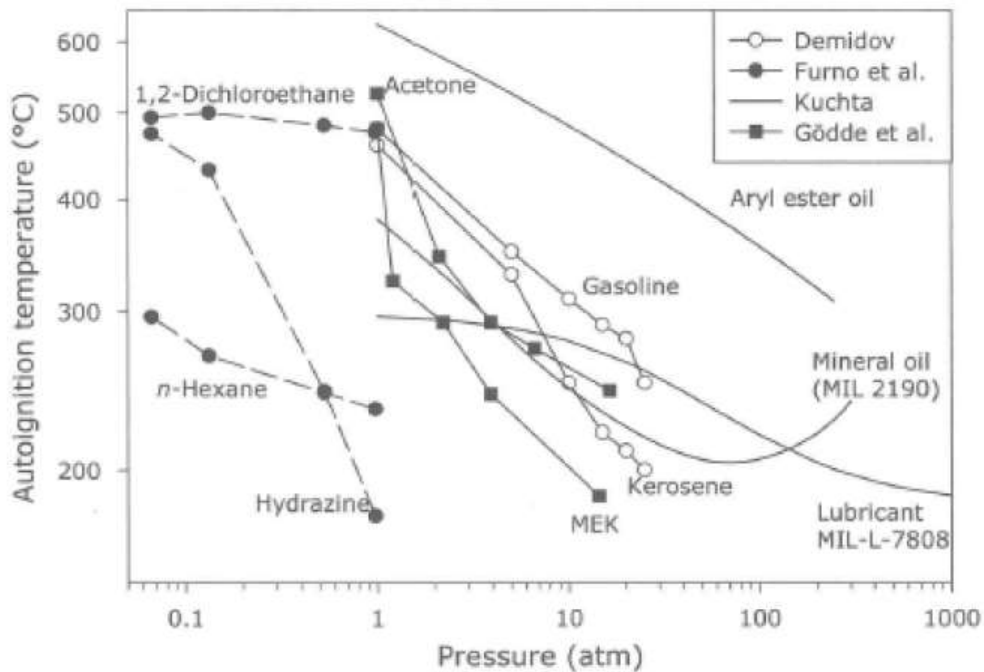


Figure (4.4): Effet de la pression sur la température d'auto-inflammation de plusieurs gaz, tiré de. [19]

La température d'auto-inflammation des gaz (ou vapeurs) décroît bien avec la pression. Néanmoins, la relation mathématique entre ces deux grandeurs ne peut être généralisée par une seule écriture ; cela va dépendre de la nature du gaz.

**4.23. Allumage commandé :** Le moteur à allumage commandé est équipé d'un dispositif complet d'allumage, composé de :

- Une bougie, qui fait des étincelles ;
- Une bobine, qui permet de générer une haute tension, indispensable à la création de l'étincelle ;
- Un dispositif de commande de l'allumage (rupteur ou dispositif électronique).

**4.24. Flux de chaleur critique pour l'allumage :**

#### Description du modèle

Le modèle développé est basé sur le critère de température d'allumage. Le problème physique est schématisé sur la Figure suivante :



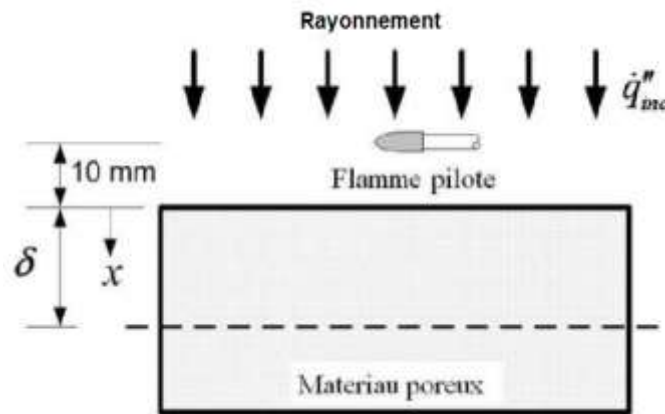


Figure (4.5) : Modèle thermique du problème d'allumage commandé. [20]

Le flux critique d'allumage est le plus petit flux de chaleur où la température atteint la température d'allumage  $T_{ig}$ . L'équation pour le flux incident critique d'allumage est donnée par :

$$\dot{q}''_{inc,cr} = 2\delta(T_{ig}^4 - T_{\infty}^4) + \frac{h_{conv}}{a_b}(T_{ig} - T_{\infty}) \quad (4-46)$$

$\dot{q}''_{inc,cr}$  : Flux de chaleur critique incident ;

$h_{conv}$  : Coefficient d'échange convectif ;

$a_b$  : L'absorptivité de la couche de combustible ;

$\delta$  : La profondeur du lit de combustible concerné par le processus de chauffage ou bien le libre parcours moyen du rayonnement ;

$T_{ig}$  : Temps d'allumage.

Ce modèle est présenté en utilisant des propriétés à déterminer à partir des expériences dans le cadre des lits de combustibles végétaux, l'établissement d'une approximation à haut flux est difficile dans la mesure où les pertes radiatives et convectives doivent être prises en compte. [20]

En conséquence, les propriétés des matériaux sont déterminées à partir d'une procédure d'optimisation entre le modèle et les données expérimentales en considérant le coefficient d'échange convectif comme une propriété du matériau. Les résultats sont analysés dans une approximation générale à haut flux peut être obtenue. Cette solution sert de guide pour simplifier la procédure pour déterminer les propriétés à partir des données d'allumage.

### **Conclusion**

Réaliser une combustion, c'est faire brûler une matière combustible.

La combustion est une réaction chimique d'oxydation d'un combustible par un comburant.

Dans un phénomène de combustion, les corps en présence sont les suivants :

Le combustible, le comburant, le produit de combustion. Les combustibles sont des corps susceptibles de se combiner à l'oxygène par une réaction d'oxydation exothermique. L'oxydation doit être assez vive pour se poursuivre normalement après amorçage.

La combustion du carbone libère de l'énergie thermique encore appelée «chaleur» dans le langage courant. Le produit de cette combustion est du dioxyde de carbone. Ce gaz se reconnaît au précipité blanc de carbonate de calcium (calcaire) qu'il forme avec l'eau de chaux.

La combustion fournit de l'énergie calorifique et émet généralement de la lumière. Le développement de la société industrielle moderne et la sauvegarde de l'environnement se fondent sur la maîtrise de cette réaction de combustion.

La qualité de la combustion est principalement déterminée par deux facteurs :

- Le rendement de la combustion, qui caractérise le degré d'accomplissement de la réaction chimique.
- Le niveau thermique atteint par les températures de la combustion, déterminé par le rapport de la quantité de chaleur libérée par la combustion à la quantité des réactifs et des produits.

Lorsque l'eau contenue dans les produits de combustion se présente sous forme liquide, on récupère de la chaleur de condensation de l'eau dans les fumées, pour augmenter le rendement des chaudières.

La distinction entre les pouvoirs énergétiques inférieurs et supérieurs n'intervient que pour les combustibles contenant de l'hydrogène ou de l'eau.

### Application

Ecrire la réaction de combustion du propane  $C_3H_8$ .

Quelle est l'énergie dégagée par la combustion de 10 g de propane sachant que le pouvoir calorifique d'un alcane à n atomes de carbones vaut :

$(662 n + 260)$  kJ.mol<sup>-1</sup> ?

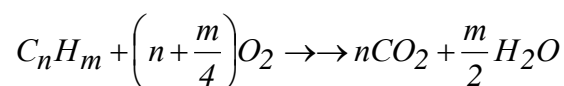
Cette combustion a servi à chauffer 3 kg d'eau, dont la température de départ vaut 15 °C.

Quelle est la température finale de l'eau ?

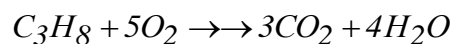
Les masses molaires sont : [C] = 12 g/mol, [H] = 1 g/mol.

### Solution

La formule chimique d'une combustion stœchiométrique est :



La réaction de combustion du propane  $C_3H_8$  est donc :



La masse molaire d'une molécule de propane  $C_3H_8$  est :

$$C_3H_8 = 3 \cdot 12 + 8 \cdot 1 = 44g$$

Le nombre N de moles contenues dans 10 g de propane est donc :

$$44g \rightarrow 1mol$$
$$10g \rightarrow N = \frac{10 \cdot 1}{44} = 0.227mol$$

Le pouvoir calorifique ou pouvoir énergétique d'un alcane à n atomes de carbones vaut :

$$Q = (662 n + 260) \text{ kJ.mol}^{-1}$$

Le pouvoir calorifique ou pouvoir énergétique d'une mole de Propane  $C_3H_8$  vaut :

$$Q = (662 \times 3 + 260) \text{ kJ.mol}^{-1}$$

Le pouvoir calorifique ou pouvoir énergétique de N moles de propane vaut :

$$Q_1 = (662 \times 3 + 260) \times 0,227 = 510 \text{ kJ.mol}^{-1}$$

La quantité de chaleur gagnée par l'eau est :

$Q_2 = m_{\text{eau}} \times c_{\text{eau}} \times (T_{\text{finale}} - T_{\text{initiale}}) = 510 \text{ kJ.mol}^{-1}$ , masse de l'eau :  $m_{\text{eau}} = 3 \text{ kg}$ ,  
Chaleur massique de l'eau :  $c_{\text{eau}} = 4180 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ , température initiale de l'eau:

$$T_{\text{initiale}} = 15 \text{ }^\circ\text{C} = 288 \text{ K},$$

La quantité de chaleur gagnée par les 3 kg d'eau est donc :

$$Q_2 = 3 \times 4,180 \times (T_{\text{finale}} - 288) = 510 \text{ kJ.mol}^{-1}, \text{ d'où } T_{\text{finale}} = 55,7 \text{ }^\circ\text{C}.$$

### Références bibliographiques

- [1]- O. Cleynen, « Chapitre 9, Cycles moteurs à vapeur », Livre *Le glamour des machines à bulles*, 11 avril 2015.
- [2]- V. Buat, « Cycles Moteur », *Université de Provence, Mécanique et énergie*, 11 mars 2003.
- [3]- A. Parente, « Thermodynamique appliqué, Cycles moteurs » *Université Libre de Bruxelles, Service d'Aéro-Thermomécanique, Roosevelt 50, 1050 Bruxelles, Belgique*, Novembre 2011.
- [4]- HUGGET P.S, « Cours thermodynamique et machines thermiques », *institut universitaire professionnalisé de génie mécanique Université bordeaux*, Janvier 2002.
- [5]- A. Parente, « Thermodynamique appliqué, Cycles frigorifiques » *Cours, Université Libre de Bruxelles, Belgique*, Décembre 2011.
- [6]- I. Hürth, « Centrale thermique à gaz à cycle combiné (CCGT) », *au Parc industriel chimique, Allemagne, P (4-8), 2009.*  
<http://www.leseoliennes.be/economieolien/turbinegaz.htm>.
- [7]- D. LANCHARD , « D'où vient l'énergie électrique » Article, *Production électrique en France*, 2013.
- [8]- C. Haouy, « Cours de Thermodynamique, Changement de phase des corps purs ». *Physique Appliquée, Dunod Université*, Mise à jour du 01-11-2007.
- [9]- V. Bourdin, « Introduction aux systèmes de cogénération et rappels d'énergétique et d'exergétique » Cours, *Université d'Evry – LP3ER – Cogénérations*, 2010.
- [10]- B. Armand. "Le fonctionnement des centrales nucléaires". *Présentation cours 1ere STI GEL (2007-2008)*.
- [11]- G. Heyene, « Analyse exergétique des systèmes industrielles » Livre, *Université de Lige, faculté des sciences appliquées*, éditions 2000.
- [12]-R. BENELMIR, « Expression généralisée pour le calcul du rendement exergétique du transfert de chaleur », *Congrès Français de Thermique, SFT 2007, Île des Embiez, 29 mai - 1 juin 2007, ESSTIN - Université Henri Poincaré, LEMTA - CNRS 7563*.

- [13]- A. Lallemand, « Energie, exergie, économie, thermo-économie », *Centre de Thermique de Lyon, UMR 5008 CNRS, INSA, UCBL INSA, 20, Avenue Albert Einstein, 69621 Villeurbanne cedex, France* 2007.
- [14]- M. Ramos, « Cours mélanges et solutions » (*cycle 3<sup>eme</sup> niveau CE2*), *enseignement des sciences en Europe*, 2015.
- [15]- C. Guilié, « Cours de combustion » *1<sup>ière</sup> partie notions sur la combustion*, Septembre 2012.
- [16]- C. Guilié, « Cours de combustion » *2<sup>ième</sup> partie, Combustions réelles, combustibles complexes*, octobre 2015.
- [17]- B. LEYH, R. WUYTACK, « les équilibres chimiques », *Université de Liège Section de Chimie, Groupe Transition. B 4000, Liège (Belgique)*, 2001.
- [18] – J. Duperrex, « Les combustibles, Notions sur la combustion », *Energies\_douces*, 1<sup>er</sup> avril 2003.
- [19]- M. KANURY, « Introduction to combustion phenomena », CRC Press, p.100, 1975.
- [20]- P. Mindykowski, A. Fuentes, « Détermination des Propriétés d'inflammabilité de combustibles végétaux à partir d'expériences en allumage piloté », *Université de Provence, IUSTI/ UMR CNRS 6595, 5 rue E. Fermi, 13453 Marseille cedex 13, France*.