

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

Université Ahmed Zabana de Relizane

Faculté des Sciences et de la Technologie

Département de Génie Mécanique



Cours de conversion d'énergie

Destiné aux étudiants de 3^{ème} Année Génie Mécanique

Option : Energétique.

Présenté par :

Dr. Messaoud BOUAMRA

E-mail : bouamram@gmail.com

A.U 2024/2025

Avant-propos

Ce polycopié de cours « Conversion d'énergie », est un support pédagogique destiné spécialement aux étudiants de la 3^{ème} année licence énergétique de la filière génie mécanique, ainsi qu'aux étudiants des cycles courts et cycles longs du domaine sciences et techniques d'enseignement supérieur.

Le manuscrit est constitué de cours avec exercices corrigés, il est élaboré conformément au canevas des offres de formation (2023-2024) agréé par le ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique. Sa présentation didactique est le fruit de plusieurs années d'expérience pédagogique de l'auteur. Son contenu résulte de la lecture de nombreux ouvrages et documents dont la plupart sont cités dans les références bibliographiques.

L'objectif de ce recueil est principalement de permettre aux étudiants d'avoir une meilleure vision et compréhension sur l'application de la thermodynamique acquise durant les années précédentes, aux systèmes énergétiques principalement dans le domaine industriel et en même temps d'améliorer leurs connaissances et leur savoir sur les machines thermiques et plus particulièrement l'étude des cycles thermodynamiques.

Le document se concentre sur les principes de fonctionnement et l'évaluation des performances de diverses installations énergétiques, notamment les turbines à gaz et à vapeur et les moteurs à combustion interne, ainsi que d'autres systèmes produisant de l'énergie. Ce support de cours est enrichi de quelques exemples accompagnés de corrections détaillées.

Enfin, j'espère que ce document sera d'une grande utilité aux étudiants qui pourront comprendre les concepts de base nécessaires à l'étude des systèmes de conversion d'énergie.

TABLE DES MATIERES

CHAPITRE 01 Rappel de thermodynamique

1.1 Introduction.....	04
1.2 Système thermodynamique.	04
1.3 Classification des systèmes.....	04
1.4 Convention de signe.	05
1.5 Etat d'un système thermodynamique.	05
1.6 Transformation d'un système thermodynamique.	05
1.7 Conclusion.....	07

CHAPITRE 02 Cycles de puissances à une seule phase

2.1 Introduction.	08
2.2 Cycles Carnot.	08
2.3 Cycle d'Otto ou de Beau Rochas.	10
2.4 Cycle Diesel.....	12
2.5 Cycle Mixte de Sabathé.....	14
2.6 Cycles de Joule Brayton	15
2.7 Cycles de Stirling et Ericsson	17
2.8 Amélioration des cycles de puissance à une seule phase.....	19
2.9 Différents composants d'une centrale thermique à gaz.....	22
2.10 Conclusion.....	23

CHAPITRE 03 Cycles de puissances à deux phases

3.1 Introduction.	24
3.2 Rappels sur le changement de phase.	24
3.3 Cycle de Carnot.	26
3.4 Cycle de Rankine.....	27
3.5 Cycle de Rankine à sur chauffage (Cycle de Hirn).....	29
3.6 Cycle à resurchauffage de la vapeur	30
3.7 Cycle de Rankine a soutirage.....	32
3.8 Notion sur les centrales nucléaires.....	34
3.9 Conclusion.	36

CHAPITRE 04 L'exergie et l'analyse exergetique des systèmes thermodynamiques

4.1 Introduction.	37
4.2. L'exergie détruite.	37

4.3. Rendement exergetique.....	37
4.4. Calcul de l'exergie d'un système.....	38
4.5. Application aux centrales thermiques à vapeur	38
4.5.1. Le cycle d'une centrale à vapeur.....	38
4.5.2 Composants principaux :.....	38
4.5.3 Hypothèses simplificatrices.....	39
4.5.3.1 Irréversibilité de la combustion :.....	39
4.5.3.2 Irréversibilité de la transmission calorifique.....	39
4.6. Conclusion :	40
CHAPITRE 05 Thermodynamiques de la combustion	
5.1 Introduction.....	41
5.2. Thermodynamique de la combustion :	41
5.2.1. Propriétés du mélange :.....	41
5.2.2. Combustion stœchiométrique.....	42
5.2.2.1. Rapport stœchiométrique.....	43
5.2.2.2. Richesse et mélange air- carburant:.....	43
5.2.3. Chaleur de formation et pouvoirs calorifiques :.....	43
5.2.4 Température de flamme adiabatique :	44
5.3 Cinétique chimique de la combustion.....	45
5.3.1 Réactions élémentaires :	45
5.3.2 Taux de réaction et constantes d'équilibre :	46
5.4. Modèles simplifiés de la combustion :	46
5.5 Allumage.....	47
5.5.1 Autoallumage et allumage spontané.....	47
5.5.2 Allumage commandé.....	47
5.6. Conclusion :	47
06 Exercices	
6.1 Exercices résolus.....	48
6.2 Solutions des exercices.....	49
6.3 Exercices non résolus.....	51
Références bibliographiques.....	53

Chapitre 1 : Rappel de thermodynamique

I.1. Introduction :

La thermodynamique est la science qui définit la relation entre les différentes formes d'énergie via la caractérisation des différents attributs du système enveloppant. Cette énergie peut prendre la forme de travail, de chaleur ou d'énergie contenue dans un système.

La thermodynamique de l'ingénierie ou appliquée joue un rôle majeur dans les différents domaines tels que la production d'électricité, le chauffage et la climatisation, les réactions chimiques, la cryogénie et les turbomachines.

Ce chapitre rappellera brièvement les fondamentaux de la thermodynamique, qui ont déjà été étudiés en première et deuxième années des filières sciences et technologies, afin de familiariser l'étudiant/lecteur avec les notions et définitions utilisées dans ce cours.

1.2 Système thermodynamique

Un système thermodynamique est un ensemble délimité dans l'espace. Ce système peut être sujet de transformation et d'échange de différents types de matière et d'énergie ou de transformation thermodynamique. Tout ce qui se trouve à l'extérieur du système est dit milieu extérieur.

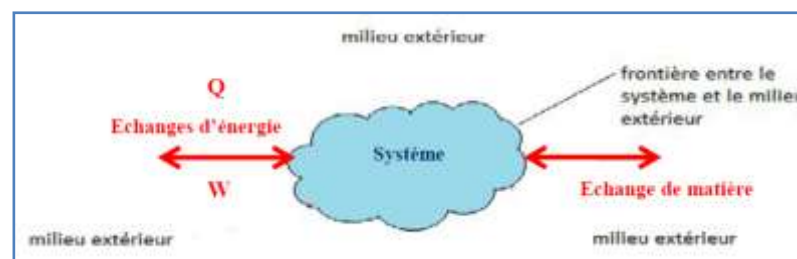


Figure 1.1 : Système thermodynamique

1.3 Classification des systèmes

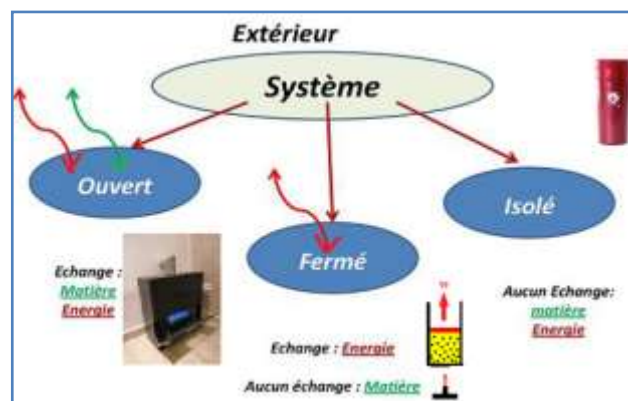


Figure 1.2 : classifications des Systèmes

1.4 Convention de signe

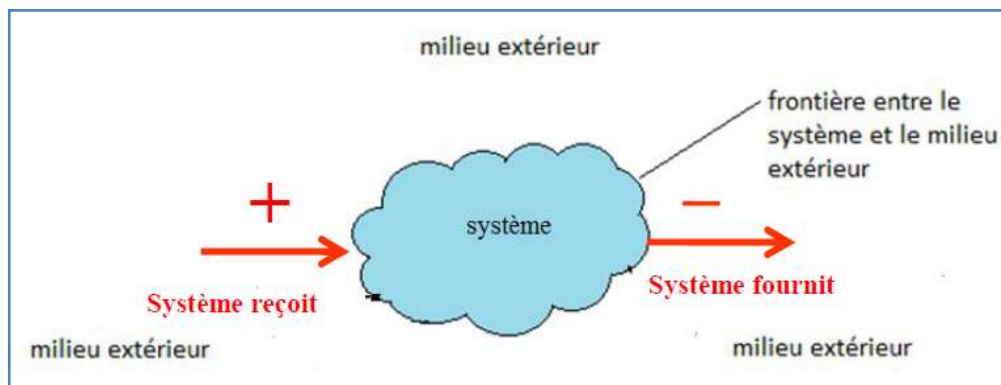


Figure 1.3 : Convention de signe

1.5 Etat d'un système thermodynamique

L'état d'un système thermodynamique est caractérisé par un certain nombre de paramètres (m , p , V , T , ...) dites variables d'état. Ces variables d'état définissent les propriétés du système considéré. Ces variables d'état sont dépendantes les unes aux autres. La variation d'une variable entraîne la variation des autres variables. Cette dépendance est décrite par ce que l'on appelle équation d'état.

Exemple : équation d'état des gaz parfaits.

$$PV = nRT \quad (1.1)$$

Ou :

P : Pression (pa)

V : Volume (m^3)

n : Nombre de mole (mole)

R : Constante des gaz parfaits (J/mol.K)

T : Température (K)

1.6 Transformation d'un système thermodynamique

Quand les variables d'état restent constants dans le temps le système est dit en équilibre. Quand ces variables changent dans le temps suite à un échange avec le milieu extérieur on dit que le système subit une transformation ou une évolution thermodynamique. Lors d'une transformation un système thermodynamique passe d'un état d'équilibre à un autre état d'équilibre.

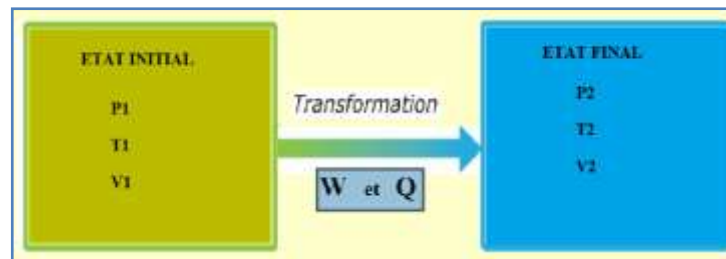


Figure 1.4 : transformation d'un système

- Transformation isotherme $T_1 = T_2$
- Transformation isobare $P_1 = P_2$
- Transformation isochore $V_1 = V_2$
- Transformation adiabatique $Q=0$;
- Transformation cyclique

Ces transformations sont illustrées sur la Figure 1.5 et leurs relations thermodynamique dans le Tableau 1.1

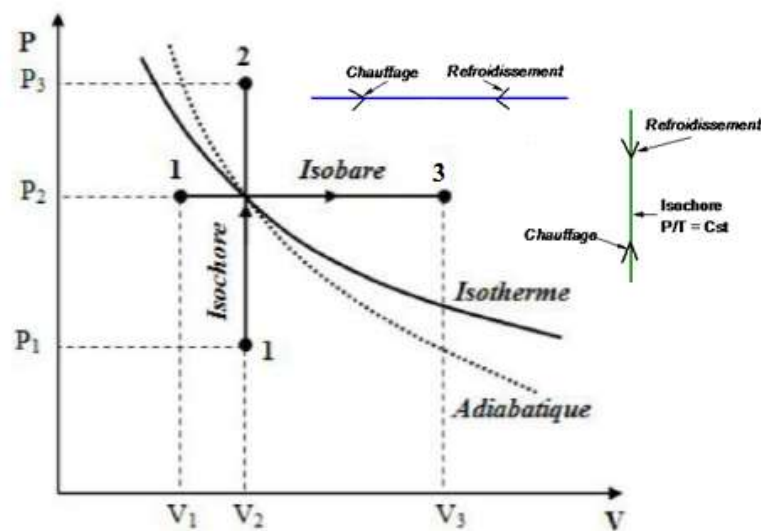


Figure 1.5 : les principales transformations thermodynamiques

Tableau 1.1 : les principales transformations thermodynamiques

	Transformation isochore	Transformation isobare	Transformation isotherme	Transformation adiabatique (Q=0)
Relation entre P, V et T (équations caractéristiques)	$V = cst$ $\frac{T}{P} = cst$	$P = cst$ $\frac{T}{V} = cst$	$T = cst$ $\frac{T}{P} = cst$	$PV^\gamma = cst$ $P^{(1-\gamma)}T^\gamma = cst$ $TV^{(\gamma-1)} = cst$
Travail	0 (la nom variation du volume signifie qu'il n'y a pas de déplacement donc pas de travail)	$P(V_1 - V_2)$ Avec $P = P_1 = P_2$	$P_1V_1 \ln \frac{V_1}{V_2}$ $= P_1V_1 \ln \frac{P_2}{P_1}$ $= nRT \ln \frac{P_2}{P_1}$	$\frac{P_2V_2 - P_1V_1}{\gamma - 1}$ $= nC_v(T_2 - T_1)$
Chaleur	$nC_v(T_2 - T_1)$	$nC_p(T_2 - T_1)$	$P_1V_1 \ln \frac{V_1}{V_2}$ $= P_1V_1 \ln \frac{P_2}{P_1}$ $= nRT \ln \frac{P_2}{P_1}$	0 (c'est la définition d'une transformation adiabatique)
Variation d'énergie interne	$nC_v(T_2 - T_1)$	$nC_v(T_2 - T_1)$	0	$nC_v(T_2 - T_1)$
Variation d'enthalpie	$nC_p(T_2 - T_1)$	$nC_p(T_2 - T_1)$	0	$nC_p(T_2 - T_1)$
Variation d'entropie (transformation réversible)	$nC_v \ln \frac{T_2}{T_1}$	$nC_p \ln \frac{T_2}{T_1}$	$nR \ln \frac{V_2}{V_1}$ $= nR \ln \frac{P_1}{P_2}$	0 (si une transformation est réversible et adiabatique alors elle est isentropique)

I.7 Conclusion :

Dans ce segment de notre cours, nous avons revisité les divers concepts assimilés lors de la première et deuxième année en sciences et technologie, tels que les systèmes thermodynamiques, la première et la seconde loi de thermodynamique, ainsi que la loi des gaz parfaits, entre autres. De plus, de nouveaux termes et idées ont été introduits pour préparer les étudiants/lecteurs à ce qu'ils vont découvrir dans les chapitres à venir.

Chapitre 2 : Cycles de puissances à une seule phase

2.1 Introduction :

Une machine thermique est un dispositif ayant pour rôle d'effectuer des échanges de travail et de chaleur à travers un fluide (système thermodynamique) avec le milieu extérieur. Ces échanges d'énergie avec le milieu extérieur donnent lieu à des transformations qui constituent le cycle thermodynamique.

La machine va échanger de la chaleur avec deux thermostats, un premier thermostat qu'on appelle la source chaude. Donc il ya circulation de l'énergie thermique depuis al source chaude vers la source froide en passant par la machine ce courant d'énergie thermique va être en partie converti en travail qui sera fournit aux systèmes mécaniques

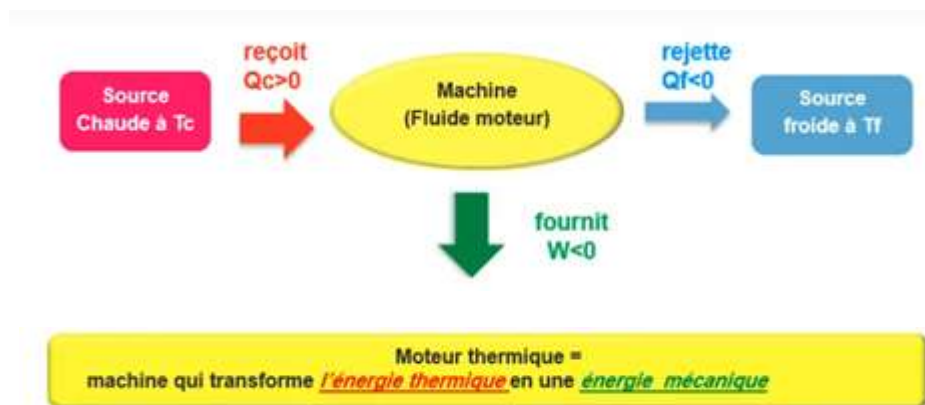


Figure 2.1 : Schéma de principe d'un moteur thermique

2.2 Cycle de Carnot

Le cycle de Carnot est le cycle idéal suivant lequel une machine thermique fonctionne en assurant le rendement thermique maximum possible. Il est composé de deux transformations isothermes 2-3 et 4-1 (avec échange de chaleur Q_1 et Q_2) et deux transformations adiabatiques 1-2 et 3-4 (avec échange de travaux : une compression et une détente) comme représenté sur le diagramme P-V et le diagramme T-S de la Figure 2.2.

2.2.1 Premier principe pour chaque transformation

1-2 Compression isentropique ($\Delta S=0$, $Q_{1-2}=0$)

$$W_{1-2} = \Delta u_{1-2} = C_v (T_2 - T_1) \quad (2.1)$$

2-3 Détente isotherme ($\Delta u_{2-3} = 0$)

$$W_{2-3} = -Q_{2-3} = -Q_2 = -T_2 (S_3 - S_2) \quad (2.2)$$

3-4 Détente isentropique ($Q_{3-4} = 0$)

$$W_{3-4} = \Delta u_{3-4} = C_v (T_1 - T_2) \quad (2.3)$$

4-1 Compression isotherme ($\Delta u_{4-1} = 0$)

$$W_{4-1} = -Q_{4-1} = -Q_1 = -T_1 (S_1 - S_4) \quad (2.4)$$

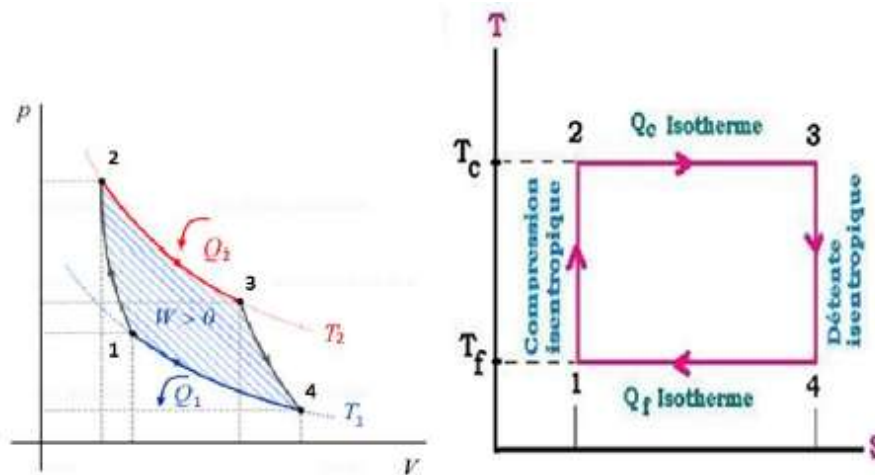


Figure 2.2 : Diagrammes PV et TS du Cycle de Carnot

Avec :

$T_c = T_2 = T_3$: Température de la source chaude ;

$T_f = T_1 = T_4$: Température de la source froide

2.2.2 Bilan du cycle (premier principe pour le cycle)

$$\Delta u_{cycle} = W_{cycle} + Q_{cycle} \quad (2.5)$$

$$\Delta u_{cycle} = 0 \Rightarrow W_{cycle} = -Q_{cycle} \quad (2.6)$$

- Energie utile :

$$W_{utile} = W_{cycle} = W_{1-2} + W_{2-3} + W_{3-4} + W_{4-1} = -(Q_2 + Q_1) \quad (2.7)$$

- Energie conteuse

$$Q_c = Q_2 = T_2(S_3 - S_2) = -T_2(S_1 - S_4) \quad (2.8)$$

- Energie perdue

$$Q_f = Q_1 = T_1(S_1 - S_4) \quad (2.9)$$

- Rendement thermique du cycle :

$$\eta_{th,Carnot} = \frac{\text{gain}}{\text{dépense}} = \left| \frac{W_{cycle}}{Q_c} \right| = \left| \frac{-(Q_c + Q_f)}{Q_c} \right| = 1 + \frac{Q_f}{Q_c} = 1 - \frac{T_f}{T_c} \quad (2.10)$$

2.2.3 Théorèmes de Carnot

1- Le rendement thermique d'un moteur fonctionnant selon le cycle de Carnot est indépendant de la nature du fluide moteur et ne dépend que des températures des sources chaude et froide.

2- Le rendement d'un moteur réel est toujours inférieur au rendement de Carnot qui constitue la limite théorique maximal impossible à atteindre ou à dépasser quel que soit la perfection de la machine thermique.

Remarque :

Un moteur fonctionnant avec le cycle de Carnot a un rendement η_{th} , thermique maximal, mais compliqué à réaliser pour des raisons techniques (isothermes difficiles à assurer, moteur encombrant, etc.), donc moteur très coûteux. On préfère des moteurs à η_{th} , faible mais plus simple à réaliser (moins chère).

2.3 Cycle d'Otto ou de Beau de Rochas (1862)

C'est le cycle théorique selon lequel fonctionne le moteur à essence. Ce cycle se compose de deux transformations isochores et de deux transformations adiabatiques que l'on supposera isentropique tel qu'illustré dans la figure suivantes (Figure 2.3).

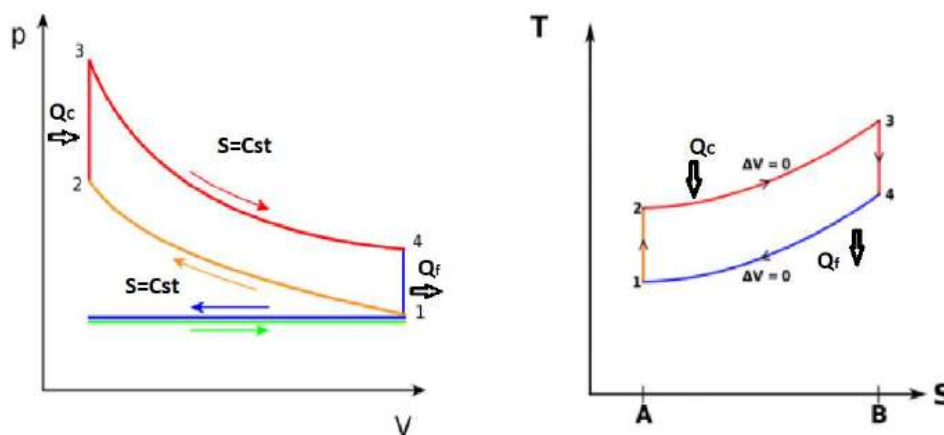


Figure 2.3 : Cycle d'Otto (Beau de Rochas)

2.3.1 Les transformations qui auront lieu dans le cylindre du moteur

Cycle théorique à 4 temps pour moteur à essence $\Rightarrow \begin{cases} 2 \text{ isochores } (2-3) \text{ et } (4-1) \\ 2 \text{ adiabatiques } (1-2) \text{ et } (3-4) \end{cases}$

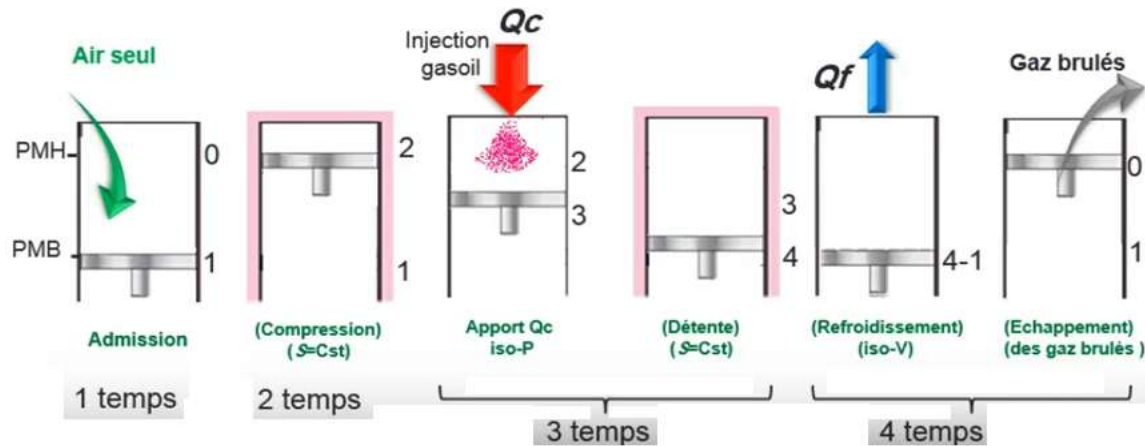


Figure 2.4 : Transformations dans le cylindre du moteur

2.3.2 Les différentes étapes du cycle

On applique le premier principe de la thermodynamique pour chaque transformation.

Etape : 0-1 Admission : aspiration du mélange air + essence (ce n'est pas une transformation au sens thermodynamique, il y a juste une ouverture de la soupape d'admission pour faire entrer le mélange essence air dans le cylindre, les paramètres thermodynamique du mélange ne change pas).

Etape : 1-2 Compression isentropique ($Q_{1-2} = 0$, $S_1 = S_2$)

$$\Rightarrow W_{1-2} = \Delta u_{1-2} = C_v (T_2 - T_1) \quad (2.11)$$

Avec : $T_2 = T_1 a^{\gamma-1}$ où $a = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_3}$: est le taux de compression

Etape : 2-3 Apport de chaleur à volume constant (combustion) ($W_{2-3} = 0$)

$$\Rightarrow Q_c = \Delta u_{2-3} = C_v (T_3 - T_2) \quad (2.12)$$

Etape : 3-4 Détente isentropique ($Q_{3-4} = 0$)

$$\Rightarrow W_{3-4} = \Delta u_{3-4} = C_v (T_3 - T_4) \text{ avec } T_3 = T_4 a^{\gamma-1}$$

Etape : 4-1 Refroidissement isochore ($W_{4-1} = 0$)

$$\Rightarrow Q_f = \Delta u_{4-1} = C_v (T_1 - T_4) \quad (2.13)$$

Etape : 1-0 Echappement des gaz brûlés (ce n'est pas une transformation au sens thermodynamique)

2.3.3. Bilan du cycle (premier principe pour le cycle)

$$\Delta u_{cycle} = W_{cycle} + Q_{cycle} \quad (2.14)$$

$$\Delta u_{cycle} = 0 \Rightarrow W_{cycle} = -Q_{cycle} \quad (2.15)$$

- Energie utile :

$$W_{utile} = W_{cycle} = W_{1-2} + W_{3-4} = -(Q_c + Q_f) \quad (2.16)$$

- Energie conteuse

$$Q_c = Q_2 = C_v (T_3 - T_2) \quad (2.17)$$

- Energie perdue

$$Q_f = Q_1 = C_v (T_1 - T_4) \quad (2.18)$$

- Rendement thermique du cycle :

$$\eta_{th} = \frac{\text{gain}}{\text{dépende}} = \left| \frac{W_{cycle}}{Q_c} \right| = \left| \frac{-(Q_c + Q_f)}{Q_c} \right| = 1 + \frac{Q_f}{Q_c} = 1 - a^{1-\gamma} \quad (2.19)$$

$$\Rightarrow \eta_{th,Otto} = 1 - a^{1-\gamma} \Rightarrow \eta_{th,Otto} \uparrow : \text{si } a \downarrow \text{ ou } \gamma \uparrow$$

Le rendement de cycle Otto dépend de deux paramètres :

- Un paramètre de construction
- Un paramètre lie a la nature du fluide

Si on veut augmenter du cycle Otto il faut augmenter γ et choisir un volume dans le taux de compression $\frac{V_1}{V_2}$ beaucoup plus grand.

2.4 Cycle Diesel

C'est le cycle dans lequel fonctionne un moteur Diesel. Dans ce cycle, l'apport de chaleur se fait à pression constante. Ce cycle se compose d'une transformation isobare suivie d'une transformation isochore et de deux transformations adiabatiques que l'on supposera réversibles. Le cycle est illustré dans la Figure 2.5.

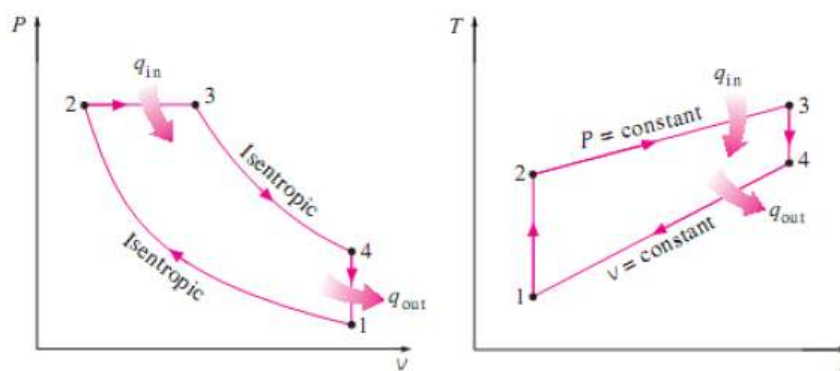


Figure 2.5: Diagrammes PV et TS du cycle Diesel

2.4.1 Les différentes étapes du cycle

Etape: 1 → 2 Compression isentropique ($Q_{1-2} = 0$, $S_1 = S_2$)

$$* \Delta U_{1-2} = W_{1-2} + Q_{1-2} \Rightarrow W_{1-2} = \Delta U_{1-2} = C_v (T_2 - T_1) > 0 \quad (2.20)$$

$$* T_1 V_1^{\gamma-1} = T_2 V_2^{\gamma-1} \Rightarrow T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1} \Rightarrow \begin{cases} T_2 = T_1 (a)^{\gamma-1} \\ a = \frac{V_1}{V_2} \text{ (taux de compression)} \end{cases} \quad (2.21)$$

Etape: 2 → 3 Apport de chaleur (Combustion) à pression constante (Injection du gasoil)

$$\begin{aligned} * \Delta U_{2-3} &= W_{2-3} + Q_{2-3} \Rightarrow Q_{2-3} = \Delta U_{2-3} - W_{2-3} = U_3 - U_2 + (P_3 V_3 - P_2 V_2) \\ &= U_3 + P_3 V_3 - (U_2 + P_2 V_2) \\ &\Rightarrow h_3 - h_2 = C_p (T_3 - T_2) \end{aligned} \quad (2.22)$$

Etape: 3 → 4 Détente isentropique ($Q_{3-4} = 0$)

$$* \Delta U_{3-4} = W_{3-4} = C_v (T_4 - T_3) < 0 \quad (2.23)$$

$$* T_3 V_3^{\gamma-1} = T_4 V_4^{\gamma-1} \Rightarrow T_3 = T_4 \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^{\gamma-1} \text{ D'autre part : } \frac{V_4}{V_3} = \frac{V_4}{V_2} \times \frac{V_2}{V_3}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} T_3 = T_4 \left(\frac{a}{b} \right)^{\gamma-1} \\ a = \frac{V_4}{V_2} \\ b = \frac{V_2}{V_3} \text{ (taux d'injection)} \end{cases} \quad (2.24)$$

Etape: 4 → 1 Refroidissement isochore ($W_{4-1} = 0$)

$$* \Delta U_{4-1} = Q_{4-1} = C_v (T_1 - T_4) \quad (2.25)$$

2.4.2 Bilan du cycle

- Energie utile :

$$W_{utile} = W_{cycle} = W_{1-2} + W_{3-4} + W_{2-3} = -(Q_c + Q_f) \quad (2.26)$$

- Energie conteuse

$$Q_{2-3} = Q_c \quad (2.27)$$

- Rendement thermique du cycle :

$$\eta_{th Diesel} = \left| \frac{-(Q_c + Q_f)}{Q_c} \right| = 1 + \frac{Q_f}{Q_c} = 1 + \frac{C_v (T_1 - T_4)}{C_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1}{a^{\gamma-1}} \left[\frac{b^{\gamma} - 1}{\gamma(b - 1)} \right] \quad (2.28)$$

2.5 Cycle mixte de Sabathé

Le cycle de Sabathé est effectivement une combinaison des cycles Diesel et Otto. C'est un cycle qui se retrouve dans les moteurs à combustion interne, et il a été conçu pour combiner les avantages des deux autres cycles (le cycle Diesel, qui utilise une compression plus élevée, et le cycle Otto, qui utilise une meilleure efficacité thermique).

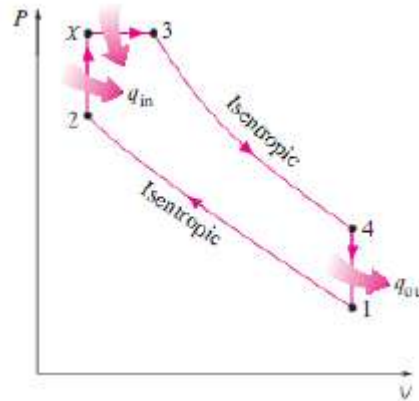


Figure 2.6 Diagramme PV du cycle de Sabathé

2.5.1 Les différentes étapes du cycle

Etape: 1 → 2 Compression isentropique ($Q_{1-2} = 0$, $S_1 = S_2$)

$$\begin{cases} * \Delta U_{1-2} = W_{1-2} = C_v(T_2 - T_1) > 0 \\ T_2 = T_1(a)^{\gamma-1} \\ a = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_5}{V_2} \text{ (taux de compression)} \end{cases} \quad (2.29)$$

Etape: 2 → 3 Apport de chaleur (Combustion) à volume constant ($W_{2-3} = 0$)

$$* \Delta U_{2-3} = Q_{c1} = C_v(T_2 - T_1) > 0 \quad (2.30)$$

Etape: 3 → 4 Apport de chaleur (Combustion) à pression constante

$$\begin{aligned} * \Delta U_{3-4} = Q_{c2} + W_{3-4} &\Rightarrow Q_{c2} = \Delta U_{3-4} - W_{3-4} = U_4 - U_3 + (P_4V_4 - P_3V_3) \\ &= U_4 + P_4V_4 - (U_3 + P_3V_3) \\ &\Rightarrow h_4 - h_3 = C_p(T_4 - T_3) \end{aligned} \quad (2.31)$$

Etape: 4 → 5 Détente isentropique ($Q_{4-5} = 0$)

$$* \Delta U_{4-5} = W_{4-5} = C_v(T_5 - T_4) \quad (2.32)$$

Etape: 5 → 1 Refroidissement isochore ($W_{5-1} = 0$)

$$* \Delta U_{5-1} = Q_{5-1} = Q_f = C_v(T_1 - T_5) \quad (2.33)$$

2.5.2 Bilan du cycle

- Energie utile :

$$W_{utile} = W_{cycle} = W_{1-2} + W_{3-4} + W_{4-5} = -(Q_{c1} + Q_{c2} + Q_f) \quad (2.34)$$

- Energie conteuse

$$Q_{2-3} = Q_c = Q_{c1} + Q_{c2} \quad (2.35)$$

- Rendement thermique du cycle :

$$\left\{ \begin{array}{l} \eta_{th} = \left| \frac{W_{cycle}}{Q_c} \right| = 1 + \frac{Q_f}{Q_c} = 1 - \frac{r}{r-1} \frac{b^\gamma - 1}{\gamma r(b-1)} * a^{1-\gamma} \\ a = \frac{V_1}{V_2} \text{ (Taux de compression)} \\ b = \frac{V_4}{V_1} \text{ (Taux d'injection)} \\ r = \frac{P_3}{P_2} \text{ (Taux de pression)} \end{array} \right. \quad (2.36)$$

2.6 Cycle de Joule Brayton

C'est le cycle théorique qui régit le fonctionnement des turbines à gaz. Ce cycle comprend deux transformations isentropiques et deux transformations à pression constante. Les Figures 2.7 et 2.8 illustraient le principe de turbine à gaz dans le cas réel et idéal, respectivement.

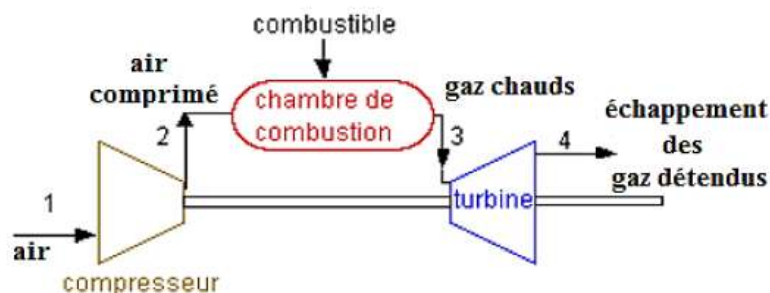


Figure 2.7 Schéma de principe de turbine a gaz (cas réel)

Hypothèse :

- combustion de l'air = chauffage de l'air
- le grand excès d'air permet de négliger l'effet des produits de combustion

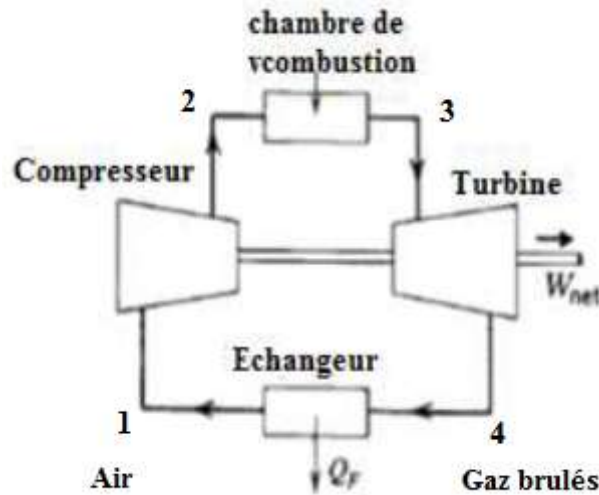


Figure 2.8 Schéma de principe de turbine à gaz (cas idéal)

On définit par :

- $\dot{Q}_c$: puissance thermique échangée avec la source chaude, Kw
- $\dot{Q}_f$: puissance thermique échangée avec la source froide, Kw
- $\dot{W}_c$: puissance mécanique du cycle, Kw
- $\dot{m}$: débit massique du fluide moteur, Kg/s

Avec : $\dot{Q}_c = \dot{m} \cdot Q_c$; $\dot{Q}_f = \dot{m} \cdot Q_f$; $\dot{W}_c = \dot{m} \cdot W_{cycle}$

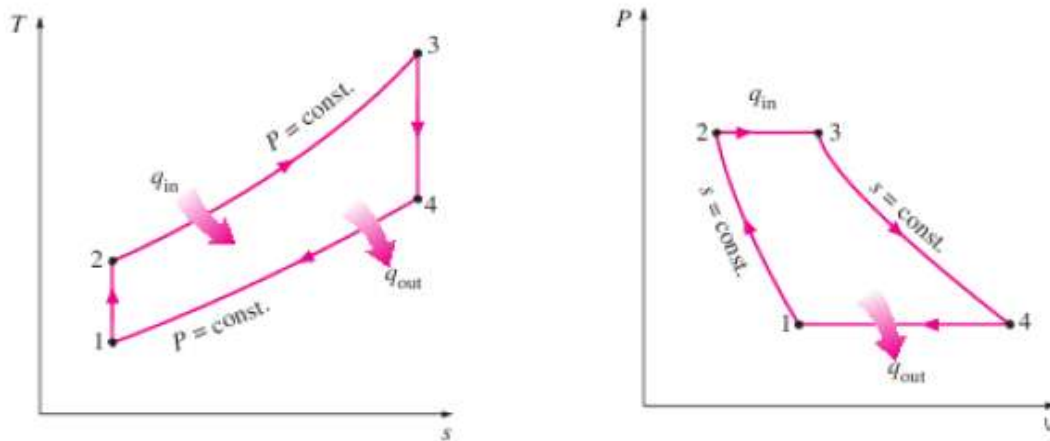


Figure 2.9 : Cycle de Brayton (Diagrammes PV et TS)

2.6.1 Les différentes étapes du cycle

Etape: 1 → 2 Compression isentropique ($Q_{1-2} = 0$, $S_1 = S_2$)

$$\begin{cases} * \Delta U_{1-2} = W_{1-2} = C_v(T_2 - T_1) > 0 \\ T_2 = T_1(\lambda)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \\ \lambda = \frac{P_2}{P_1} \text{ (Rapport de pression)} \end{cases} \quad (2.37)$$

Etape: 2 → 3 Apport de chaleur (Combustion) à pression constante ($W_{2-3} = 0$)

$$\begin{aligned} * \Delta U_{2-3} &= W_{2-3} + Q_{2-3} \Rightarrow Q_{2-3} = \Delta U_{2-3} - W_{2-3} = U_3 - U_2 + (P_3 V_3 - P_2 V_2) \\ &= U_3 + P_3 V_3 - (U_2 + P_2 V_2) \\ &\Rightarrow h_3 - h_2 = C_p(T_3 - T_2) > 0 \end{aligned} \quad (2.38)$$

Etape: 3 → 4 Détente isentropique ($Q_{3-4} = 0, S_3 = S_4$)

$$\begin{cases} * \Delta U_{3-4} = W_{3-4} \Rightarrow C_v(T_4 - T_3) = W_{3-4} \\ T_3 = T_4(\lambda)^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right)} \end{cases} \quad (2.39)$$

Etape: 4 → 1 Refroidissement isobare

$$* Q_{4-1} = Q_f = C_p(T_1 - T_4) \quad (2.40)$$

2.6.2 Rendement du cycle de Brayton

$$\eta_{th,Brayton} = \left| \frac{W_{cycle}}{Q_c} \right| = 1 + \frac{Q_f}{Q_c} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1}{(\lambda)^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right)}} \quad (2.41)$$

Le rendement du cycle de Brayton idéale dépend de deux paramètres :

- Le rapport de pression λ
- La constante γ (propriété du fluide)

2.7 Cycles de Stirling et d'Ericsson :

Il existe deux autres cycles qui impliquent un processus d'addition de chaleur isotherme à T_c et un processus de rejection de chaleur isotherme à T_f ; le cycle de Stirling et le cycle d'Ericsson. Ils diffèrent du cycle Carnot en ce que les deux processus isentropiques sont remplacés par deux processus de régénération à volume constant dans le cycle de Stirling, et par deux processus de régénération à pression constante dans le cycle d'Ericsson.. La figure 2.10 montre les diagrammes TS et PV du cycle de Stirling

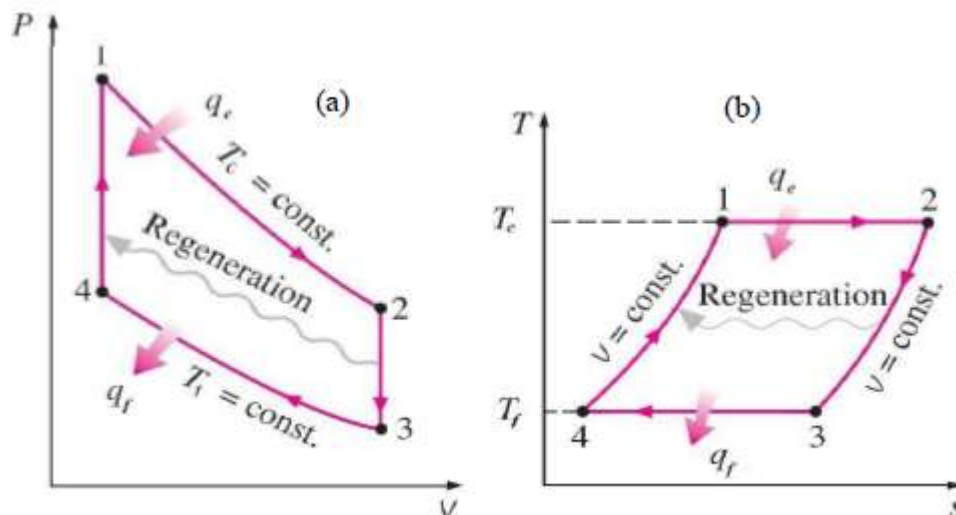


Figure 2.10 Cycle de Stirling (a) Diagramme PV, (b) Diagramme TS.

2.7.1 Les différentes étapes du cycle de Stirling

Etape: 1 → 2 Détente isotherme : la chaleur est transmise de la source externe au système.

Etape: 2 → 3 Régénération isochore : la chaleur est transmise du fluide moteur au régénérateur

Etape: 3 → 4 Compression isotherme : la chaleur est transmise du système à une source externe

Etape: 4 → 1 Régénération isochore : la chaleur est transmise du régénérateur au fluide moteur.

Le cycle Ericsson ressemble beaucoup au cycle de Stirling, sauf que les deux processus à volume constant sont remplacés par deux processus à pression constante. Les diagrammes PV et TS du cycle d'Ericsson sont illustrés dans la figure 2.11.

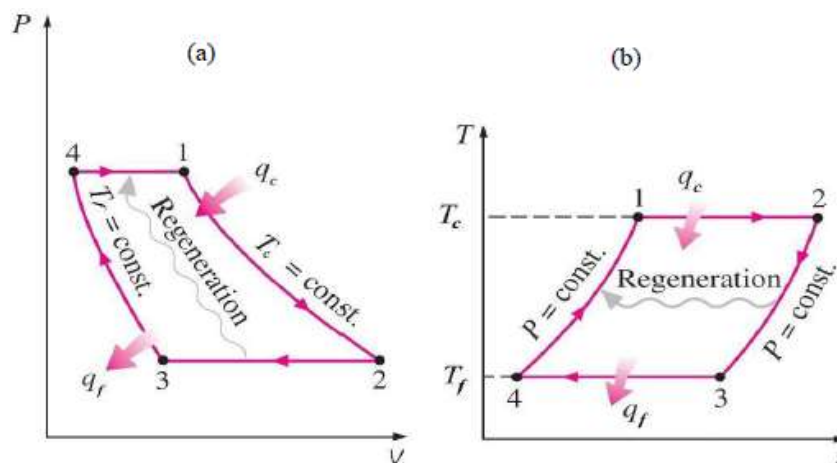


Figure 2.11 Cycle de Ericsson (a) Diagramme PV, (b) Diagramme TS.

2.7.2 Les différentes étapes du cycle d'Ericsson

Etape: 1 → 2 Détente isotherme : la chaleur est transmise de la source externe au système

Etape: 2 → 3 Régénération isobare : la chaleur est transmise du fluide moteur au régénérateur

Etape: 3 → 4 Compression isotherme : la chaleur est transmise du système à une source externe

Etape: 4 → 1 Régénération isobare : la chaleur est transmise du régénérateur au fluide moteur.

2.7.3 Rendement thermique des cycles de Stirling et d'Ericsson

Les cycles de Stirling et d'Ericsson sont totalement réversibles, de même que le cycle de Carnot, et donc selon le principe de cycle de Carnot, les trois cycles doivent avoir même rendement thermique en cas de fonctionnement entre les mêmes températures limites :

$$\eta_{th,Stirling} = \eta_{th,Ericsson} = \eta_{th,carnot} = 1 - \frac{T_f}{T_c} \quad (2.42)$$

2.8. Amélioration des cycles de puissance à une seule phase :

Un cycle à préchauffe ou à régénérateur sont des concepts utilisés pour améliorer l'efficacité thermique des systèmes thermodynamiques, en particulier dans les moteurs thermiques et les centrales électriques. Dans cette section, le cycle de Brayton (Turbine à gaz) a été pris comme un cas d'étude.

2.8.1 Cycle à préchauffe ou à régénérateur

En recourant à un régénérateur comme il est illustré dans la Figure 2.12, une partie de la chaleur des gaz d'échappement peut alors être récupérée et le rendement du cycle de Brayton amélioré. Ainsi, en traversant le régénérateur (l'écoulement 4-6), les gaz d'échappement cèdent de la chaleur à l'air comprimé en route vers la chambre de combustion (l'écoulement 2-5). Moins de chaleur q_{in} est donc requise (c'est-à-dire moins de combustible est brûlé) pour compléter le cycle (voir Figure 2.13).

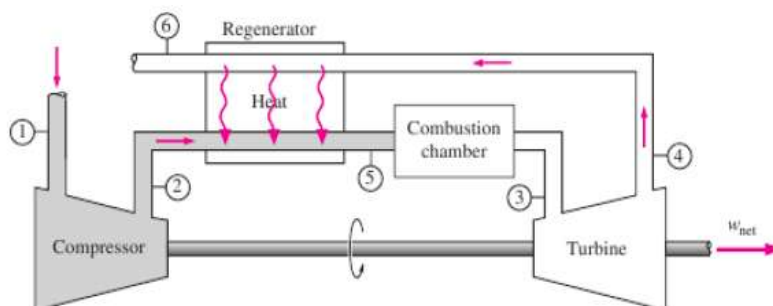


Figure 2.12 Turbine à gaz munie d'un régénérateur.

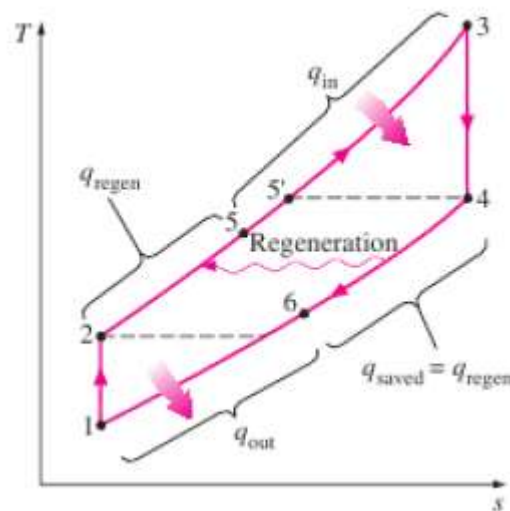


Figure 2.13 Diagramme TS du cycle de Brayton avec régénération.

En supposant que le régénérateur est un échangeur adiabatique, la variation des énergies cinétiques et potentielles des écoulements est négligeable, le rendement thermique du cycle de Baryton idéal avec régénération devient :

$$\eta_{th,regen} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_3}\right) \lambda^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} \quad (2.42)$$

Où T_1 et T_3 sont respectivement les températures minimale et maximale du cycle.

2.8.2 Cycle de Brayton avec refroidissement intermédiaire, réchauffage intermédiaire et régénérateur.

La figure 2.14 représente, à titre d'exemple, un cycle de la turbine à gaz muni de deux étages de compression avec refroidissement intermédiaire, de deux étages de détente avec réchauffage intermédiaire et d'un régénérateur

Le diagramme T-s correspond à ce cycle est donné par la figure 2.15. Le gaz admis dans le premier étage du compresseur à la pression P_1 et à la température T_1 (l'état 1), est comprimé de façon isentropique à une pression intermédiaire P_2 (l'état 2), puis refroidi à pression constante à la température T_1 (l'état 3), et est comprimé au deuxième étage de façon isentropique à la pression finale P_4 (l'état 4), le gaz entre dans le régénérateur à pression constante, où il est chauffé à la température T_5 . (L'état 5), le gaz est alors admis dans la première chambre de combustion ou de la chaleur est ajoutée. Il ressort à la température T_6 (l'état 6) et se détend de façon isentropique dans le premier étage de la turbine (l'état 7). Il est réchauffé (l'état 8), puis détendu de façon isentropique dans le deuxième étage de la turbine (l'état 9). Il traverse ensuite le régénérateur à pression constante et sa température descend à

T_{10} (l'état 10). Le cycle est complété alors que le gaz se refroidit à la température T_1 qui est son état initiale.

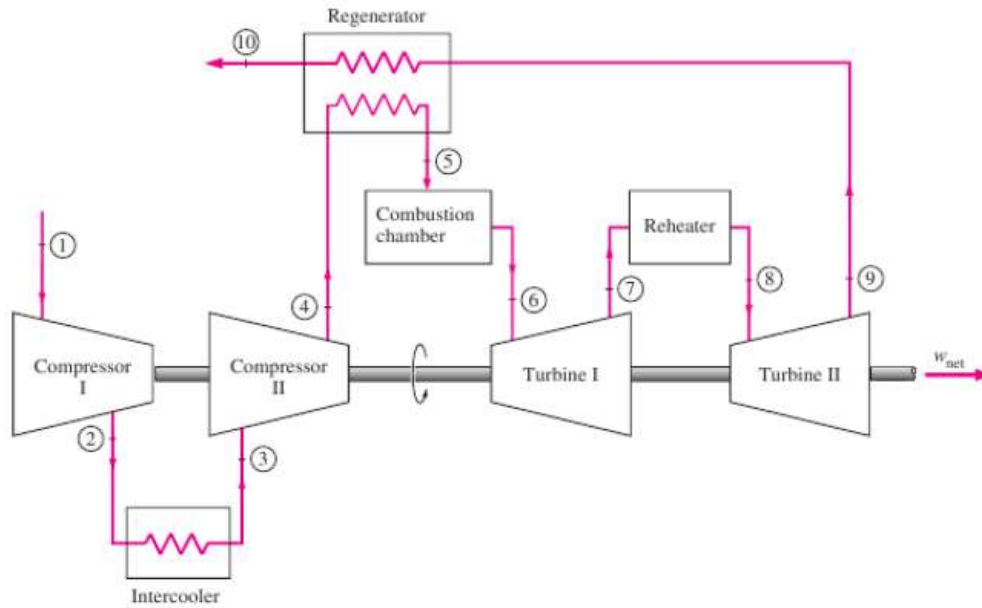


Figure 2.14 : Turbine à gaz avec refroidissement intermédiaire, réchauffage intermédiaire et d'un régénérateur.

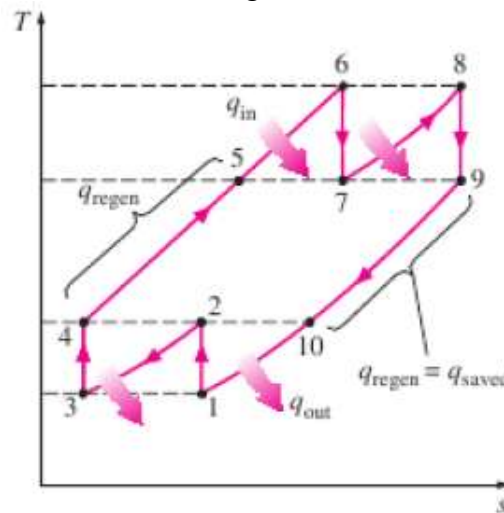


Figure 2.15 : Digramme T-s de la turbine à gaz avec refroidissement, réchauffage et régénération.

Le travail consommé par le compresseur à étages est minimal lorsque les rapports des pressions entre les étages sont les mêmes. Cette procédure maximise également le travail produit par la turbine à étages, par conséquent le meilleur rendement de la turbine est obtenu pour

$$\begin{cases} \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_3} \\ \frac{P_5}{P_7} = \frac{P_8}{P_9} \end{cases} \quad (2.43)$$

Le rendement thermique du cycle de Baryton peut également être augmenté en utilisant la compression multi-étages avec refroidissement intermédiaire, régénération et détente multi-étages avec réchauffage.

2.9. Différents composants d'une centrale thermique à gaz :

Une turbine à gaz comporte généralement trois composants majeurs : un compresseur, une chambre de combustion et une turbine, comme illustré dans la Figure 2.16.

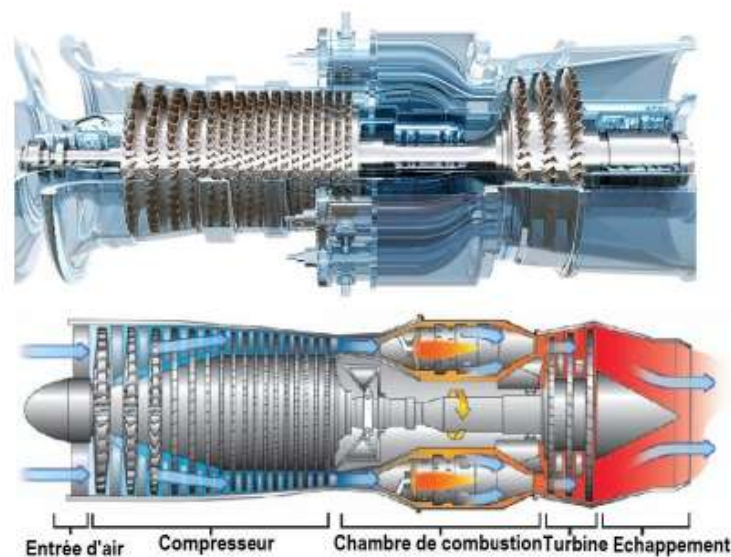


Figure 2.16 Turbine à gaz

2.9.1 Compresseur :

Il s'agit d'un dispositif mécanique employé pour amplifier la pression de l'air, et par conséquent, augmenter son énergie. Dans les turbines à gaz produisant de l'électricité, on se sert de compresseurs à flux axial pour produire un courant constant d'air comprimé. Le compresseur est constitué d'une série de roues à aubes, comprenant des éléments fixes (stator) et mobiles (rotor). Chaque paire rotor-stator représente une étape du processus de compression. Pour atteindre une pression élevée, l'utilisation de plusieurs niveaux de compresseur est indispensable.

2.9.2. Chambre de combustion :

C'est l'endroit où on procure à l'air de l'énergie thermique en y effectuant une réaction chimique ou une combustion. En d'autres termes, un carburant gazeux ou liquide est introduit sous pression, puis il est brûlé avec l'air comprimé. Ainsi, elle est élaborée pour consommer un mélange de carburant et d'air afin de fournir à la turbine les gaz générés par une

température élevée. Il ne faut pas que cette température excède la limite maximale permise, autrement on peut s'attendre à des dommages potentiels à la chambre de combustion et à la turbine.

2.9.3. Turbine à gaz :

C'est une machine thermodynamique rotative faisant partie de la catégorie des moteurs à combustion interne, dont l'objectif est de générer de l'énergie mécanique par le biais de la rotation d'un arbre. Elle est formée de multiples niveaux, et chaque niveau comprend un rotor et un stator. Les gaz brûlés soumis à des températures et pressions élevées qui s'échappent de la chambre de combustion sont propulsés et dirigés vers un niveau d'aubes du rotor monté sur un disque relié à l'arbre de transmission, afin de transformer l'énergie cinétique des gaz brûlés en énergie mécanique.

2.10 Conclusion

Ce chapitre traite de l'étude des cycles de puissance utilisant l'air en tant que fluide de travail. Ces cycles englobent : le cycle de Carnot, qui est un modèle théorique utilisé comme standard de rendement, les cycles Beau de Rochas, Diesel et Sabathé qui sont appliqués par les moteurs à combustion interne alternatifs, le cycle Brayton/Joule pour les dispositifs de turbines à gaz, ainsi que les cycles de Stirling et d'Ericsson.

Chapitre 3 : Cycles de puissances à deux phases

3.1 Introduction

Ce chapitre se concentrera sur l'analyse thermodynamique de divers cycles de conversion d'énergie exploitant la chaleur latente d'évaporation de l'eau. Ces cycles seront exposés en matière de calcul des variables d'état (habituellement l'enthalpie, l'entropie et le volume spécifique), d'évaluation des échanges thermiques et de travail avec l'environnement, ainsi que de leurs rendements. En outre, nous examinerons certaines modifications susceptibles d'améliorer les performances de ces cycles et quelques-unes de leurs applications dans des centrales thermiques concrètes.

3.2 Rappels sur le changement de phase

3.2.1 Cops pur

Un corps pur peut exister sous trois phases différentes : solide, liquide et vapeur. Lorsqu'elles existent, ces phases se distinguent par les masses volumiques ; elles sont donc séparées sous l'effet de la pesanteur.

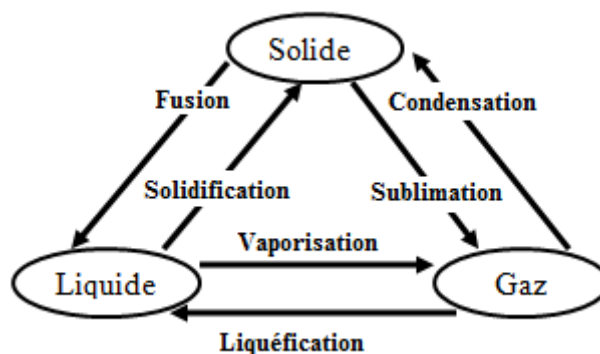


Figure 3.1 Différents changements de phases

3.2.2 Equilibre liquide – vapeur

Lorsqu'un gaz est contenu dans un cylindre et que l'on diminue progressivement son volume par compression à l'aide d'un piston de manière isotherme, on observe à un certain instant la formation d'une petite goutte de liquide à l'intérieur du cylindre : c'est le point de rosée.

Si le volume continue à se réduire (si la compression se poursuit), la quantité de substance en état gazeux dans le cylindre va baisser alors que la quantité de liquide va croître. Ce processus se déroule à pression stable, jusqu'à ce qu'il ne reste plus de gaz dans le cylindre : c'est alors qu'on atteint le point d'ébullition. À ce point, nous ne disposons que de liquide ; il sera alors nécessaire d'exercer une pression intense pour réduire son volume.

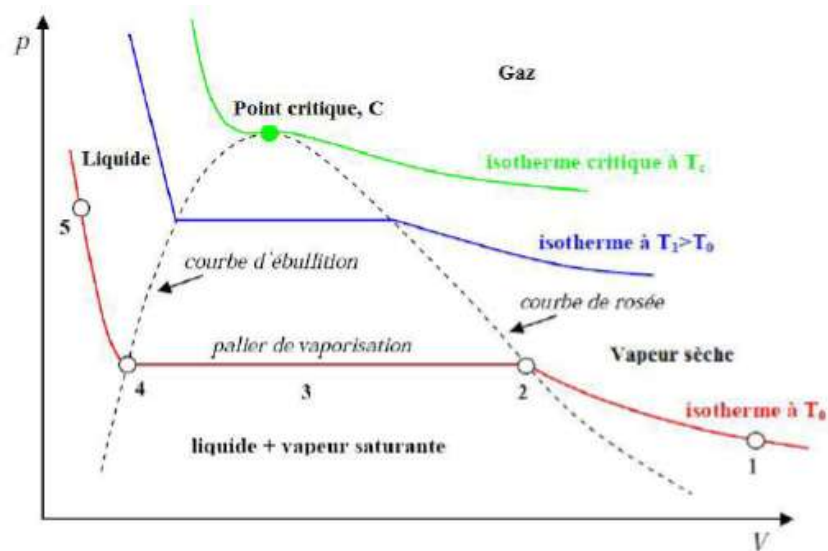


Figure 3.2 : Diagramme de vapeur saturante

- L'intégralité des points de rosée, du côté gaz, forme une courbe appelée courbe de rosée.
- L'intégralité des points d'ébullition, du côté liquide, forme une courbe appelée courbe d'ébullition.
- Les courbes de rosée et d'ébullition se rejoignent au point critique, où les deux phases solide et liquide sont identiques.
- Les courbes de rosée et d'ébullition forment ce qui est appelé courbe de saturation

3.2.3 Composition d'un mélange liquide-vapeur à l'équilibre

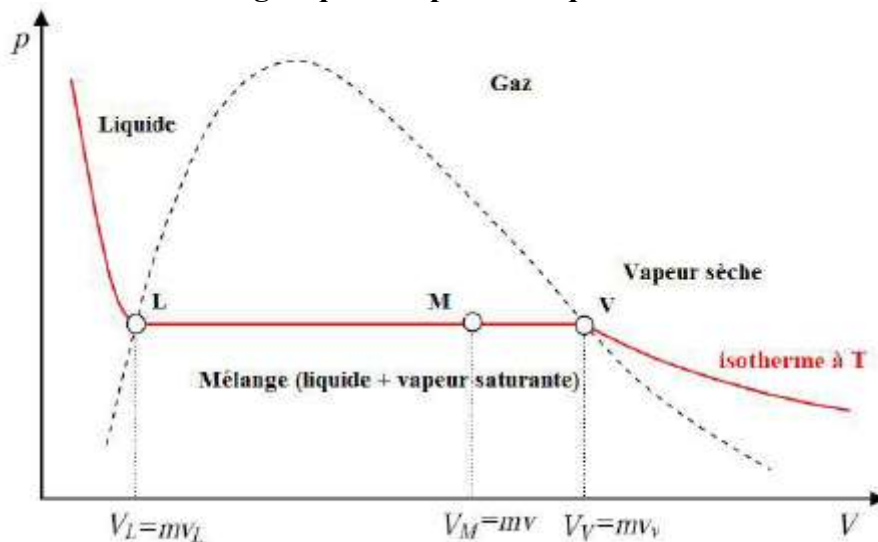


Figure 3.3 : Le titre d'une vapeur à l'équilibre dans un diagramme PV

Le point M situe sur le palier de liquéfaction représente l'état d'équilibre d'une masse m de corps pur à la température T dans l'état de vapeur saturante, telle qu'une masse m_l de liquide coexiste avec une masse m_v de vapeur.

- Au point de rosée (V), il ya 100% de vapeur sèche et 0 % de liquide ($m_v = m$)
- Au point d'ébullition (L), il ya 100% de liquide et 0 % de vapeur ($m_l = m$)

Le principe de conservation de masse donne :

$$m = m_l + m_v \quad (3.1)$$

On définit :

- Le titre massique du liquide par :

$$x_L = \frac{m_L}{m} \quad (3.2)$$

- Le titre massique du vapeur par :

$$x_V = \frac{m_V}{m} \quad (3.3)$$

Le volume massique au point L s'écrit (au point L tout le volume est liquide):

$$v_L = \frac{V_L}{m_L} \quad (3.4)$$

Le volume massique au point V s'écrit (au point V tout le volume est sous forme de vapeur) :

$$v_V = \frac{V_V}{m_V} \quad (3.5)$$

Le volume au point M :

$$\Rightarrow V_M = m_L v_L + m_V v_V \Rightarrow \frac{V_M}{m} = \frac{m_L}{m} v_L + \frac{m_V}{m} v_V \quad (3.6)$$

$$\text{Il en résulte} \Rightarrow \begin{cases} v_M = x_L v_L + x_V v_V \\ x_L + x_V = 1 \end{cases} \quad (3.7)$$

$$\text{Graphiquement on peut écrire} \Rightarrow \begin{cases} x_V = \frac{v_M - v_L}{v_V - v_L} = \frac{LM}{LV} \\ x_L = \frac{MV}{LV} \end{cases} \quad (3.8)$$

3.3 Cycle de Carnot

Le cycle de Carnot peut être utilisé soit comme un cycle de puissance à une seule phase (à air), soit comme un cycle de puissance à deux phases. Théoriquement, il est possible de tirer profit du changement de phase pour concevoir un cycle de Carnot constitué de quatre

processus réversibles dans la thermodynamique : une expansion isotherme réversible, une expansion adiabatique réversible, une compression isotherme réversible, et une compression adiabatique réversible.

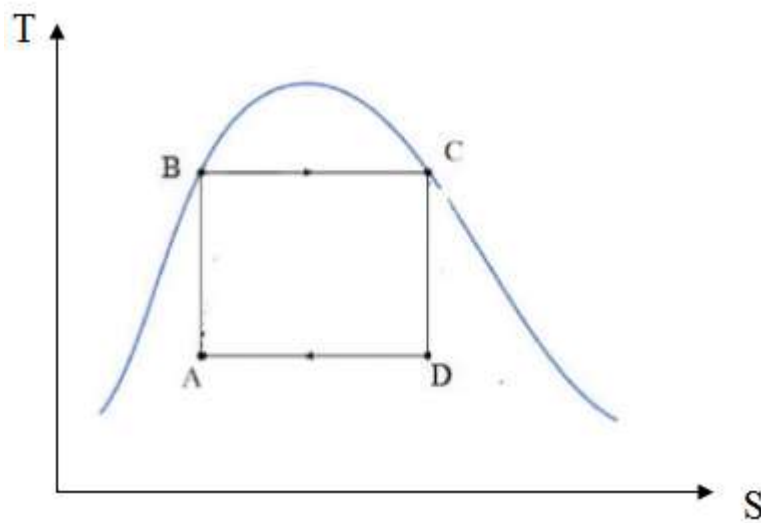


Figure 3.4 : Diagramme TS d'une centrale à vapeur fonctionnant sur un cycle de Carnot

En utilisant le cycle à vapeur, on peut effectuer des transferts thermiques à température stable (transformations isothermes) en procédant à une modification d'état. Le problème avec ce cycle qui le rend impraticable est qu'à l'étape A, nous avons un mélange de vapeur et de liquide, ce qui ne peut pas être comprimé (la pompe ne peut transporter que du liquide). Le cycle réalisable qui se rapproche du cycle de Carnot est le cycle de Rankine.

3.4 Cycle de Rankine

Le cycle de Rankine (illustré en Figure 3.6) se distingue du cycle de Carnot par le fait que la condensation du fluide de travail est totale (jusqu'à l'état de liquide saturé avec un titre vapeur $x_3 = 0$, qui correspond à la quantité de vapeur sur la quantité globale du mélange) et donc la compression est effectuée par une pompe plutôt que par un compresseur. Cela entraîne une réduction considérable du travail de compression et une augmentation significative du travail accessible (utile).

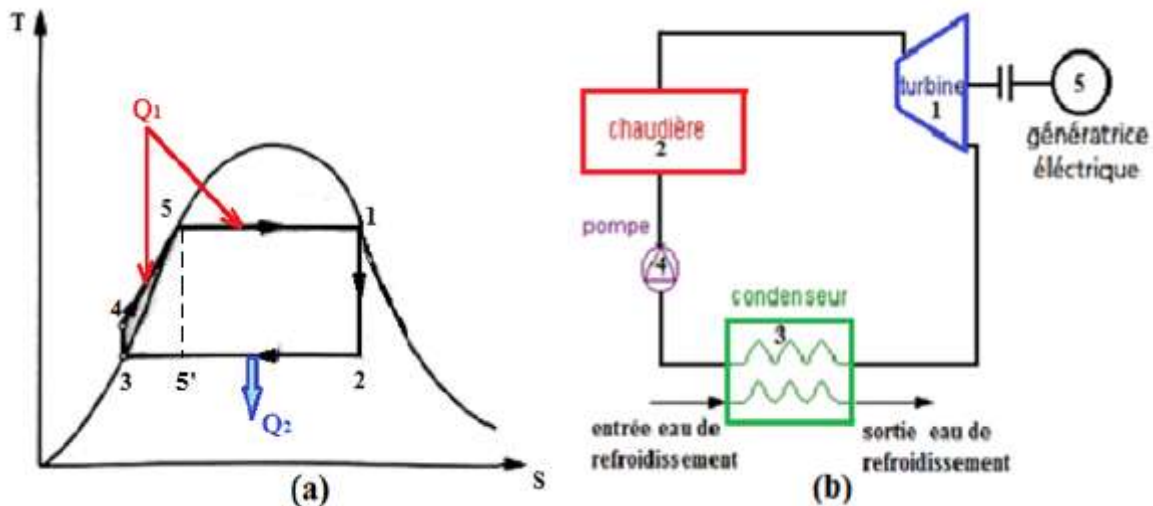


Figure 3.6 (a) cycle de Rankine ; (b) Installation de ce cycle

Interprétation sur le cycle

D'après le cycle, Il résulte que $\begin{cases} \rightarrow 1 - 2 - 5' - 5 - 1: \text{cycle de Carnot} \\ \rightarrow 1 - 2 - 3 - 4 - 5 - 1: \text{cycle de Rankine} \end{cases}$

3.4.1 Différentes étapes du cycle

Etape: 1 → 2 Détente isentropique dans la turbine

Etape: 2 → 3 Processus de la condensation de la vapeur humide, jusqu' à l'état liquide saturé

Etape: 3 → 4 Processus de la compression isentropique dans la pompe d'alimentation

Etape: 4 → 5 → 1 Processus qui passe dans la chaudière

- Etape: 4 → 5 Processus de chauffage propre de l'eau liquide jusqu'à l'état $T_5 = T_s$
- Etape: 5 → 1 Processus de vaporisation (d'ébullition)

3.4.2 Rendement du cycle

- Les puissances de la pompe et de la turbine peuvent être estimées comme suit :

$$\text{Pompe : } \dot{W}_p = \dot{m}(h_4 - h_3) \quad (3.9)$$

$$\text{Turbine : } \dot{W}_T = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (3.10)$$

$\dot{m}$ en [kg/s] est le débit massique d'eau/vapeur dans l'installation.

- Les flux de chaleur vers l'évaporateur et depuis le condenseur peuvent être calculés comme suit :

$$\text{Condenseur : } \dot{Q}_{out} = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (3.11)$$

$$\text{Chaudière : } \dot{Q}_{in} = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (3.12)$$

Le cycle de Rankine est un système fermé, on peut donc lui appliquer le premier principe de la thermodynamique, soit :

$$\dot{W}_p + \dot{W}_T + \dot{Q}_{in} + \dot{Q}_{out} = 0 \quad (3.13)$$

On en déduit l'expression du rendement thermodynamique comme suit :

$$\eta_t^R = \frac{\dot{Q}_{in} + \dot{Q}_{out}}{\dot{Q}_{in}} = 1 + \frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{Q}_{in}} \quad (3.14)$$

L'expression du rendement thermodynamique en fonction des enthalpies est comme suit

$$\eta_t^R = 1 + \frac{h_3 - h_2}{h_1 - h_4} \quad (3.15)$$

3.5 Cycle de Rankine à surchauffe (Cycle de Hirn)

Le cycle de Rankine surchauffé, également appelé cycle de Hirn, ne se distingue du cycle de Rankine classique que par une étape supplémentaire où le fluide moteur est soumis à une chaleur supplémentaire dans le surchauffeur, ce qui lui permet d'atteindre une température supérieure à celle de saturation. Cela entraîne une augmentation significative du travail de détente, ce qui améliore les conditions de fonctionnement de la turbine et par conséquent son efficacité interne, étant donné qu'une grande partie des niveaux de la turbine opèrent avec de la vapeur sèche. Parallèlement, l'efficacité thermique du cycle s'accroît.

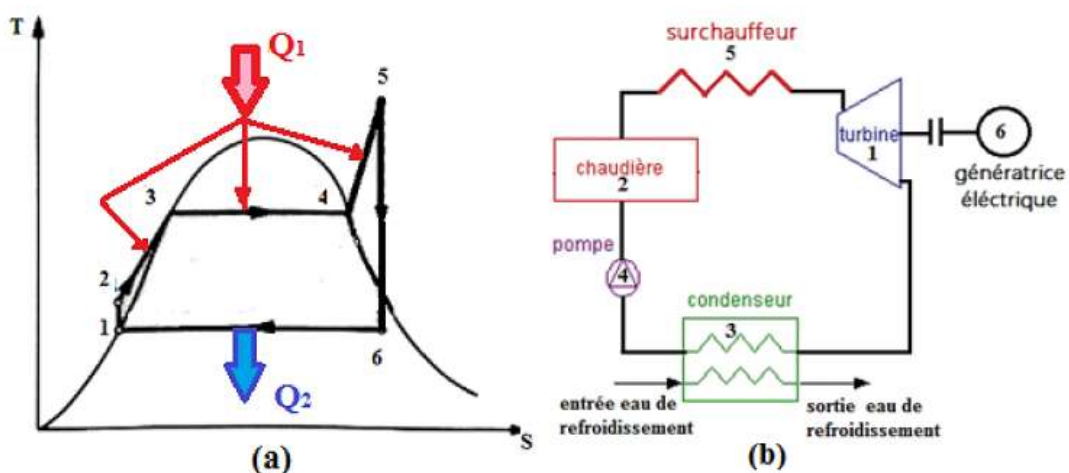


Figure 3.7 (a) cycle de Hirn ; (b) Installation de ce cycle

3.5.1 Différentes étapes du cycle

Etape 5 $\rightarrow$ 6 : Processus de la détente adiabatique dans la turbine « 1 ».

Etape 1 $\rightarrow$ 2 : Processus de la compression dans la pompe de compression « 4 ».

Etape 4 $\rightarrow$ 5 : Processus de la surchauffe de la vapeur saturée sèche jusqu'à la surchauffée au point 1

3.5.2 Rendement du cycle de Hirn

$$\text{On a } \begin{cases} Q_2 = (h_1 - h_6) < 0 \\ Q_1 = (h_5 - h_2) > 0 \end{cases} \quad (3.16)$$

Le rendement du cycle de Rankine à surchauffe est alors,

$$\eta_t^{RS} = 1 - \frac{|Q_2|}{|Q_1|} = \frac{W_{cycle}^+}{Q_1} = \frac{(h_5 - h_2) - (h_6 - h_1)}{h_5 - h_2} \quad (3.17)$$

D'autre part :

$$\begin{cases} W_{turbine} = h_6 - h_5 \\ W_{pompe} = h_2 - h_1 \end{cases} \Rightarrow W_{cycle}^R = W_{turbine} - W_{pompe} \quad (3.18)$$

Si on néglige le travail de la pompe

$$W_{pompe} \ll W_{turbine} \Rightarrow \frac{W_{pompe}}{W_{turbine}} \approx 0 \Rightarrow \frac{h_2 - h_1}{h_6 - h_5} \approx 0 \Rightarrow h_2 \cong h_1 \quad (3.19)$$

Le rendement du cycle de Rankine à surchauffe s'écrit :

$$\Rightarrow \eta_t^{RS} = \frac{(h_5 - h_2) - (h_6 - h_1)}{h_5 - h_2} = \frac{(h_5 - h_6)}{h_5 - h_2} = \frac{W_{turbine}}{Q_1} \quad (3.20)$$

3.6. Cycle à resurchauffe de la vapeur

Il est possible d'améliorer davantage l'efficacité thermique du cycle de Rankine surchauffé en réchauffant le fluide moteur dans un réchauffeur (voir figure 3.8). Ainsi, en comparaison avec le cycle de Rankine surchauffé, ce cycle intègre une conversion isobare supplémentaire d'une quatrième portion de chaleur dans le réchauffeur et la phase de détente s'effectue en deux phases distinctes au sein de deux turbines différentes. Le surchauffage conduit également à une augmentation du travail de détente, ce qui améliore le travail utile et les conditions de fonctionnement des turbines, et par conséquent leur efficacité interne, étant donné qu'une grande partie de leurs étages opèrent avec de la vapeur sèche.

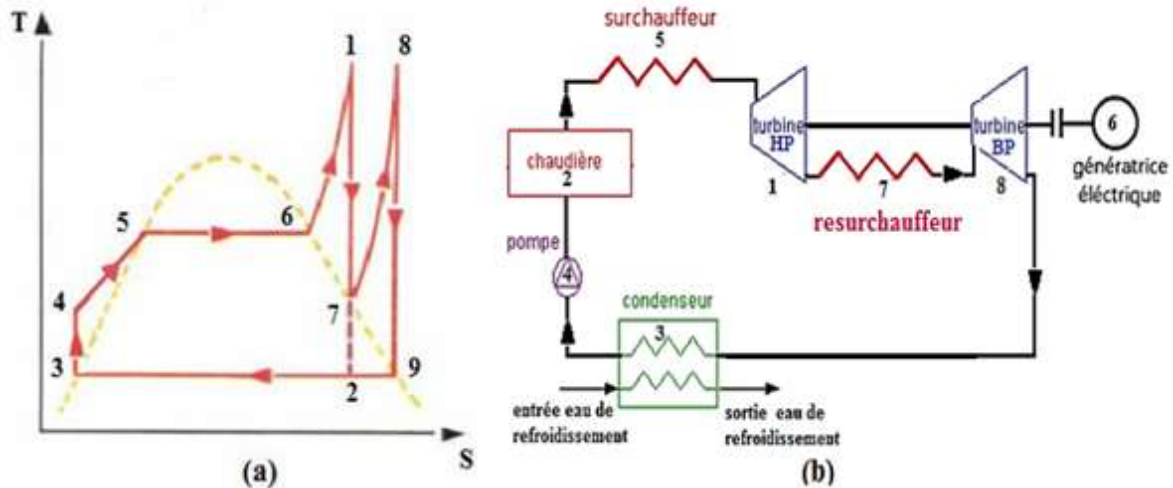


Figure 3.8 (a) Cycle de Rankine à resurchauffe ; (b) Installation de ce cycle

3.6.1 Différentes étapes du cycle

Etape 1 → 7 : Processus de la détente adiabatique dans la partie H.P de turbine « 1 ».

Etape 7 → 8 : Processus de la resurchauffe de la vapeur dans le resurchauffeur « 7 ».

Etape 8 → 9 : Processus de la détente adiabatique dans la partie B.P de turbine « 8 ».

Etape 9 → 2 → 3 : Processus de la condensation du flux de la vapeur humide dans le condenseur « 3 »

Etape 3 → 4 : Processus de la compression adiabatique de l'eau liquide dans la pompe d'alimentation « 4 »

Etape 4 → 5 : Chauffage isobare de l'eau liquide jusqu'à la température d'ébullition dans la chaudière « 2 »

Etape 5 → 6 : Processus d'ébullition isobare et isotherme jusqu'au point de la vapeur saturée sèche dans la chaudière.

Etape 6 → 1 : Chauffage isobare de la vapeur saturée sèche dans le surchauffeur « 5 ».

3.6.2 Rendement du cycle de Rankine à resurchauffe.

$$\eta_t^{res} = \frac{W_{cycle}}{Q_1} \Rightarrow \eta_t^{res} = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1} \quad (3.21)$$

$$\text{avec } \begin{cases} Q_1 = (h_1 - h_4) + (h_8 - h_7) \\ Q_2 = (h_3 - h_9) < 0 \Rightarrow Q_2 = (h_9 - h_3) > 0 \end{cases} \quad (3.22)$$

$$\eta_t^{res} = \frac{(h_1 - h_4) + (h_8 - h_7) - (h_9 - h_3)}{(h_1 - h_4) + (h_8 - h_7)} \quad (3.23)$$

On peut l'écrire sous la forme suivante

$$\Rightarrow \eta_t^{res} = \frac{(h_1 - h_7) + (h_8 - h_9) - (h_4 - h_3)}{(h_1 - h_4) + (h_8 - h_7)} \quad (3.24)$$

Avec :

$$W_{turb}^{HP} = (h_1 - h_7) ; W_{turb}^{BP} = (h_8 - h_9) \text{ et } W_{pompe} = (h_4 - h_3) \quad (3.25)$$

Le cycle de Rankine à resurchauffe comprend le cycle de Rankine a surchauffe plus un cycle complémentaire, ce qui nous permet d'en déduire deux rendement thermiques :

- Rendement thermique du cycle principale « 1-7-2-3-4-5-6-1 »

$$\eta_t^{Principale} = \frac{(h_1 - h_4) - (h_2 - h_3)}{(h_1 - h_4)} \quad (3.26)$$

- Rendement thermique du cycle complémentaire « 7-8-9-2-7 »

$$\eta_t^{Complémentaire} = \frac{(h_8 - h_7) - (h_9 - h_2)}{(h_8 - h_7)} \quad (3.27)$$

3.7 Le cycle de Rankine à soutirage

Le rendement thermique du cycle de vapeur peut être optimisée davantage grâce à la récupération de chaleur (ou soutirages), en utilisant une partie de la vapeur 'α' pour réchauffer le liquide sortant du condenseur via un échangeur de surface ou de mélange, également connu sous le nom de récupérateur, avant son acheminement vers la chaudière.

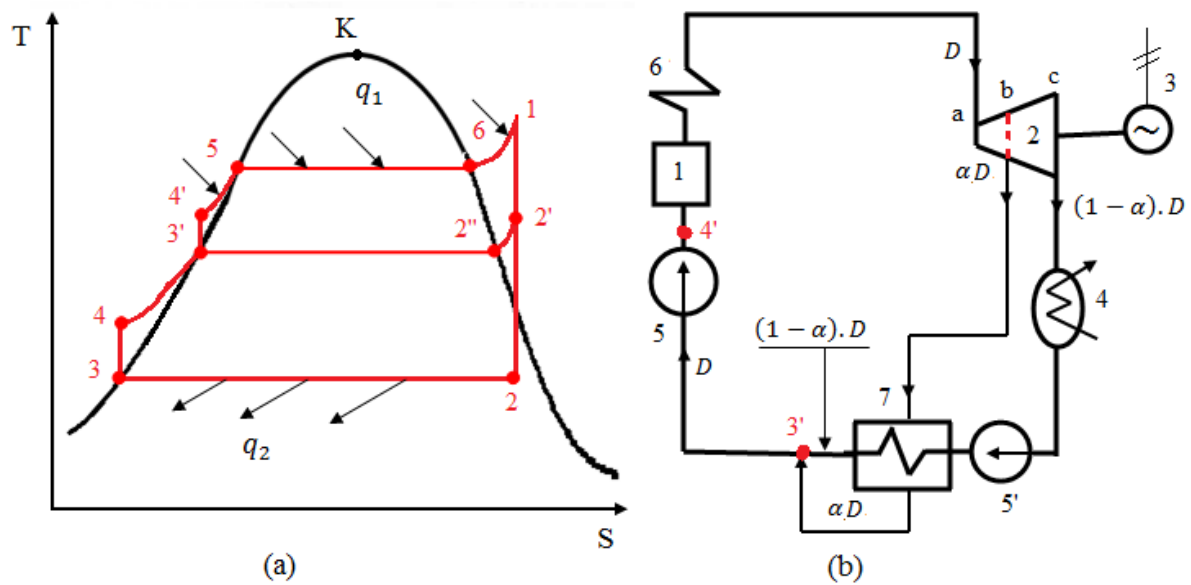
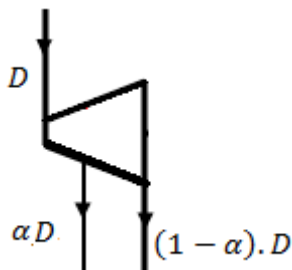


Figure 3.9 (a) Cycle de Rankine à soutirage ; (b) Installation thermique du cycle

3.7.1 Nomenclature de l'installation

- 1 : chaudière à vapeur
- 2 : turbine à vapeur
- 3 : générateur électrique
- 4 : condenseur
- 5 : pompe de l'eau d'alimentation
- 5' : pompe secondaire
- 6 : surchauffeur de vapeur
- 7 : Echangeur ou récupérateur
- D : Débit général



D_{Saut} : débit de vapeur à soutirage du vapeur

$$\alpha = \frac{D_{Sout}}{D} \Rightarrow \alpha D = D_{Sout} ; [D] = [t/h]$$

3.7.2 Différentes étapes du cycle

Etape 1 → 2' Processus de la détente adiabatique dans la partie a-b de la turbine (passe le débit générale D). Dans la section transversale b on a le soutirage à vapeur.

Etape 2 → 2' Processus de la détente adiabatique dans la partie b-c de la turbine dans la quelle passe une partie du débit générale $(1 - \alpha) \cdot D$

Etape 2 → 3 Processus de la condensation dans le condenseur ou passe une partie du débit générale $(1 - \alpha) \cdot D$

Etape 3 → 4 Processus de la compression adiabatique dans la pompe secondaire 5' où passe le débit $(1 - \alpha) \cdot D$

Etape 4 → 3' Processus de chauffage d'une partie de l'eau $(1 - \alpha) \cdot D$ à l'aide de la chaleur de la vapeur de soutirage.

Etape 2' → 2'' → 3' Processus de refroidissement de la vapeur de soutirage à pression constante ($P_2 = Cte$).

Etape 3' → 4' Processus de la compression dans la pompe de l'eau d'alimentation.

Etape 4' → 5 Processus de chauffage de l'eau à l'intérieur de la chaudière.

Etape 5 → 6 Processus d'ébullition de l'eau dans la chaudière

Etape 6 → 1 Processus de surchauffage de la vapeur saturée sèche dans le surchauffeur

L'apport de chaleur a pression constante dans la chaudière :

$$q_1 = h_1 - h_{4'} \quad (3.28)$$

La chaleur évacuée par le condenseur:

$$q_2 = h_2 - h_3 \quad (3.29)$$

Rendement thermique du cycle

$$\eta_t^{R.S.S} = 1 - \frac{(h_2 - h_3)(1 - \alpha)}{(h_1 - h_{4'})} \quad (3.30)$$

Rendement thermique en fonction du nombre de soutirage (n)

$$\eta_t^{R.S.S} = 1 - \frac{(h_2 - h_3)(1 - \sum_{i=1}^n \alpha_i)}{(h_1 - h_{4'})} \quad (3.31)$$

avec

n : nombre de soutirage à vapeur

α_i : Fraction du débit générale

i : Numéro de soutirage à vapeur ; $i = 1, \dots, n$

h_2 : Enthalpie à l'entrée du condenseur

h_3 : Enthalpie à la sortie du condenseur

h_1 : Enthalpie à l'entrée de la turbine ou bien c'est l'enthalpie à la sortie de la chaudière.

h_4 : Enthalpie à l'entrée de la chaudière c'est-à-dire au début du processus de l'apport de la chaleur au fluide moteur

3.8 Notion sur les centrales nucléaires

Une centrale nucléaire est une centrale thermique conçue pour générer de l'électricité, dont le réacteur nucléaire sert de source de chaleur. Comme dans les centrales thermiques traditionnelles, la chaleur est exploitée pour produire de la vapeur surchauffée qui actionne une turbine à vapeur connectée à un générateur produisant de l'électricité. La fission au sein d'un réacteur nucléaire chauffe le fluide de travail du réacteur, qui peut être un liquide, un gaz ou même un métal liquide en fonction du modèle de réacteur. Par la suite, il est dirigé vers un générateur de vapeur où l'eau est chauffée pour créer de la vapeur surchauffée. Comme dans le cycle de Rankine traditionnel, cette vapeur est exploitée pour produire de l'énergie/électricité.

Le réacteur nucléaire constitue le noyau de la centrale (circuit primaire). Au centre du réacteur, la fission nucléaire génère de la chaleur. Dans ces conditions de chaleur, un fluide caloporteur est réchauffé lorsqu'il circule à travers le réacteur, puis il extrait l'énergie du réacteur pour la convertir en énergie mécanique par le biais de la turbine à vapeur (circuit secondaire). Généralement, les réacteurs nucléaires se basent sur l'uranium pour entretenir la réaction en chaîne (Figure 3.10).

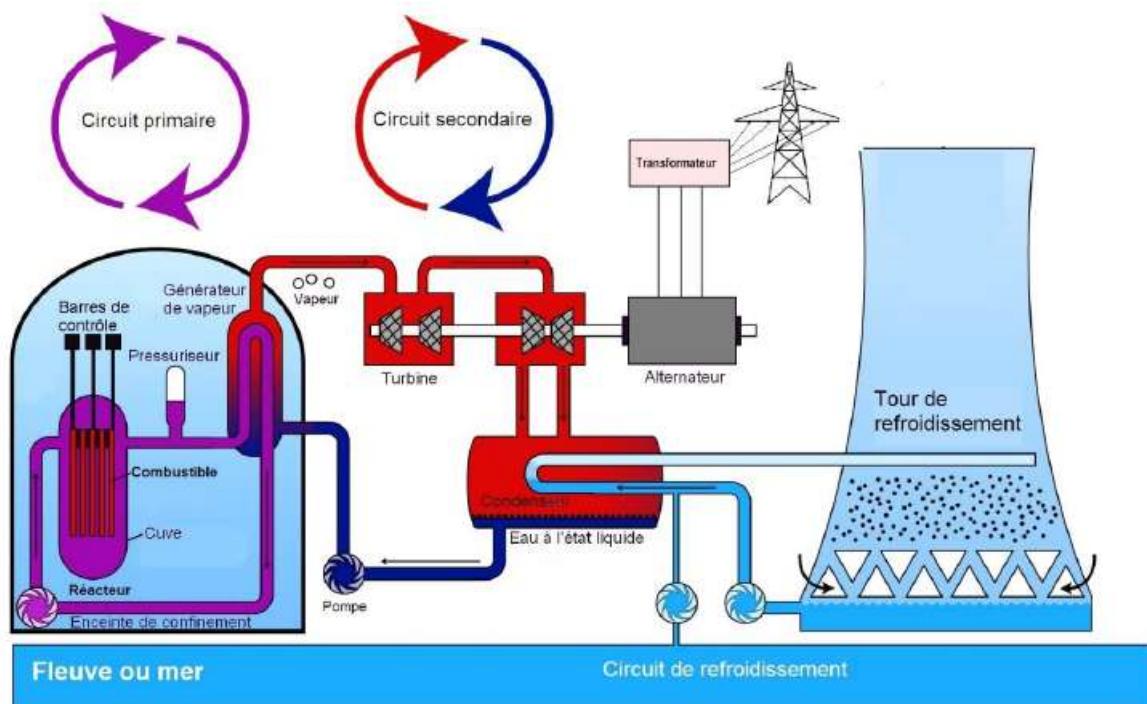


Figure 3.11. Principe de fonctionnement d'une centrale nucléaire

3.9 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons étudié les cycles de puissance basés sur le changement d'état de l'eau. Il a été démontré que le cycle de Carnot ne peut être retenu comme un cycle de puissance à deux phases en raison de l'impossibilité de réaliser des transformations isentropiques et isothermiques idéales. En revanche, le cycle de Rankine, composé de quatre transformations thermodynamiques réversibles, représente le cycle de puissance à vapeur idéal. De plus, il a été montré que le rendement du cycle de Rankine peut être amélioré par différentes techniques, telles que la surchauffe de la vapeur en sortie d'évaporateur, le réchauffage avant la turbine et la régénération de la chaleur.

Chapitre 4. L'exergie et l'analyse exergetique des systèmes thermodynamiques

4.1 Introduction

En tant qu'ingénieurs, nous savons que l'énergie est conservée dans un système. Cependant, ce qui n'est pas conservé, c'est l'exergie, qui représente le potentiel de l'énergie à effectuer un travail utile. Une fois que l'exergie est dissipée, elle ne peut plus être récupérée. L'énergie qui reste disponible pour être transformée en travail utile est souvent appelée « disponibilité » ou simplement « exergie ». Ce chapitre définit le concept d'exergie et l'applique aux systèmes énergétiques, notamment aux centrales thermiques à turbines à gaz et à vapeur.

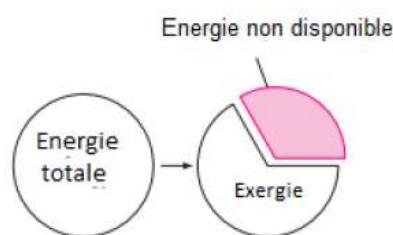


Figure. 4.1.Exergie

4.2. L'exergie détruite

Le travail réversible w_{rev} est défini comme le travail utile maximal qui peut être produit par un système (ou le travail minimal consommé) en parcourant un processus d'un état initial donné à un état final donné. La différence entre le travail réversible w_{rev} et le travail utile w_u est due aux irréversibilités IRR présentes au cours du processus. Il est équivalent à l'exergie détruite $X_{détruite}$ est exprimé comme :

$$IRR = X_{détruite} = T_0 S_{gén} = W_{rev,out} - W_{u,out} = W_{rev,in} - W_{u,in} \quad (4.1)$$

Où $S_{gén}$ est l'entropie générée au cours du processus et T_0 la température ambiante

4.3. 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 :

$$\eta_{ex,f} = \frac{Ex_{Produit}}{Ex_{Source}} \quad (4.2)$$

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.

Ex_{Source} : est l'exergie que l'appareil doit consommer pour assurer sa fonction.

4.4. Calcul de l'exergie d'un système

On démontre que :

$$dEx = dU + P_0 \cdot dV - T_0 \cdot dS \quad (4.4)$$

Ce qui intégré donne :

$$Ex = U - U_0 + P_0 \cdot (V - V_0) - T_0 \cdot (S - S_0) \quad (4.5)$$

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 :

$$Ex = C_v \cdot (T - T_0) + n \cdot R \cdot \left(T \cdot \frac{P_0}{P} - T_0 \right) - T_0 \left(C_p \cdot \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) - n \cdot R \ln \left(\frac{P}{P_0} \right) \right) \quad (4.6)$$

4.5. Application aux centrales thermiques à vapeur

Une centrale thermique génère de l'électricité en utilisant une source de chaleur pour chauffer un fluide (souvent de l'eau). Ce fluide passe de l'état liquide à l'état gazeux (vapeur) et entraîne une turbine reliée à un alternateur, convertissant l'énergie thermique en énergie mécanique, puis en énergie électrique.

4.5.1. Le cycle d'une centrale à vapeur

Le cycle utilisé est le *cycle de Hirn* (ou de Rankine avec surchauffe), qui repose sur un fluide condensable. Ce cycle minimise le travail de compression, qui est presque négligeable par rapport au travail de détente. Le fluide est d'abord comprimé, puis chauffé, vaporisé, et surchauffé dans la chaudière. Après la détente dans la turbine, le fluide est condensé avant d'être à nouveau comprimé.

4.5.2 Composants principaux :

- **Pompe** : Centrifuge et multiétages pour atteindre un haut rapport de compression.
- **Chaudière** : Remplit trois fonctions : chauffer, vaporiser, et surchauffer l'eau.

Le cycle de référence comporte quatre étapes principales (figure 4.2):

1. Vaporisation isobare (OA)
2. Détente adiabatique de la vapeur (AB)

3. Condensation isobare (BO')
4. Compression adiabatique du condensat (O'O).

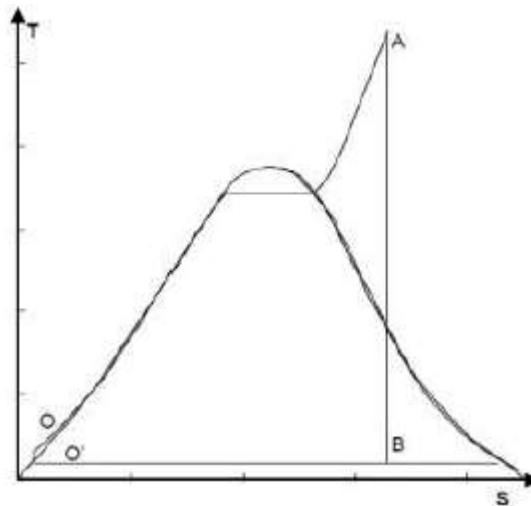


Figure 4.2 : Cycle de Hirn

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'.

4.5.3 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.

4.5.3.1 Irréversibilité de la combustion :

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

$$E_1 - E_2 \quad (4.7)$$

E_1 : Exergie de ce combustible.

E_2 : Exergie des gaz de combustion.

4.5.3.2 Irréversibilité de la transmission calorifique

Pour le condensateur, la chaleur utile vaut donc :

$$Q = H_2 - H'_0 \quad [Kj] \quad (4.8)$$

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

$$Q = h_a - h'_0 \quad [Kj] \quad (4.9)$$

D'où la production spécifique de vapeur.

$$N = \frac{Q}{q} \quad (4.10)$$

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

$$W = E_v = n[(h_a - h'_0) - T(S_a - S'_0)] \quad (4.11)$$

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

$$E_2 - E_v \quad (4.12)$$

4.6. Conclusion :

Dans ce chapitre, la notion et le concept de l'exergie ont été présentés et discutés afin de quantifier les effets des irréversibilités dans les transformations thermodynamiques de divers systèmes soit fermés soit ouverts.

Chapitre 5 Thermodynamiques de la combustion

5.1 Introduction

La combustion est une source majeure d'énergie pour divers secteurs comme la production d'électricité, le transport, et le chauffage. Ce domaine implique plusieurs disciplines scientifiques. Dans ce chapitre, nous abordons trois aspects principaux : la thermodynamique de la combustion, la modélisation de la cinétique chimique de combustion, et la définition du processus d'allumage.

5.2. Thermodynamique de la combustion :

5.2.1. Propriétés du mélange :

Le mélange prêt à la combustion est composé de carburant et de comburant (souvent l'air). Avec un mélange approprié et une source d'ignition, l'énergie chimique peut être convertie en énergie thermique par combustion. Le triangle du feu (Figure 5.1) illustre les trois éléments essentiels à la combustion : le carburant, le comburant et l'ignition.



Figure 5.1. Triangle de feu.

Comprendre la combustion nécessite l'étude des propriétés thermodynamiques des mélanges impliqués, définies par des variables comme l'énergie interne, l'enthalpie et l'entropie. Les systèmes de combustion étant composés de plusieurs gaz, leurs propriétés résultent de la combinaison des propriétés individuelles de chaque espèce, en s'appuyant sur la loi des gaz parfaits.

Soient :

$$\left\{ \begin{array}{l} m_{mél} = \sum_{i=1}^n m_i \\ N_{mél} = \sum_{i=1}^n N_i \end{array} \right. \quad (5.1)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} m_{mél} = \sum_{i=1}^n m_i \\ N_{mél} = \sum_{i=1}^n N_i \end{array} \right. \quad (5.2)$$

Où m_i et N_i sont la masse en [kg] et le nombre de moles [mole] de chaque espèce i du mélange

De plus, la fraction massique $x_{mas,i}$ et la fraction molaire $x_{mol,i}$ représentent la quantité relative d'une espèce spécifique dans un mélange. Leurs expressions sont les suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} x_{mas,i} = \frac{m_i}{m_{mél}} \end{array} \right. \quad (5.3)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} x_{mol,i} = \frac{N_i}{N_{mél}} \end{array} \right. \quad (5.4)$$

Où

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{i=1}^n m_i = 1 \end{array} \right. \quad (5.5)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{i=1}^n N_i = 1 \end{array} \right. \quad (5.6)$$

Les propriétés thermodynamiques moyennes du mélange peuvent être exprimées selon une base molaire ou massique. Dans la suite, nous nous concentrerons principalement sur la base massique, ce qui conduit à :

$$\left\{ \begin{array}{l} U_{mél} = \sum_{i=1}^n x_{mas,i} u_i \end{array} \right. \quad (5.7)$$

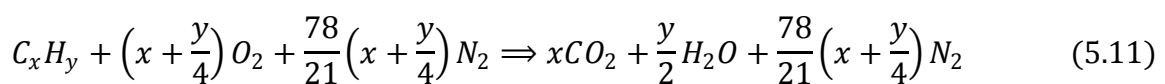
$$\left\{ \begin{array}{l} h_{mél} = \sum_{i=1}^n x_{mas,i} h_i \end{array} \right. \quad (5.8)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} S_{mél} = \sum_{i=1}^n x_{mas,i} S_i \end{array} \right. \quad (5.9)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} C_{p,mél} = \sum_{i=1}^n x_{mas,i} C_{p,i} \end{array} \right. \quad (5.10)$$

5.2.2. Combustion stœchiométrique :

On suppose que l'air contient 21 % d'O₂, 78 % de N₂ et 1 % d'autres gaz comme Ar et CO. La combustion stœchiométrique d'un carburant de formule chimique (C_xH_y) avec l'air est exprimée par l'équation générale :



Où x et y varient en fonction du type de carburant.

5.2.2.1. Rapport stœchiométrique :

La stœchiométrie désigne la composition du mélange air-carburant nécessaire pour une combustion complète, comme indiqué dans l'équation(5.11). Le rapport stœchiométrique r est le rapport des masses de l'air m_a et du carburant m_c présentes dans les conditions stœchiométriques

$$r = \left(\frac{m_a}{m_c} \right)_{st} \quad (5.12)$$

5.2.2.2. Richesse et mélange air- carburant:

La richesse ϕ décrit la composition du mélange réactionnel, soit excédentaire ou déficitaire en carburant par rapport à l'air. Elle est définie par le rapport des masses de carburant et d'air effectives utilisées, comparées à la condition stœchiométrique :

$$\phi = \frac{\left(\frac{m_c}{m_a} \right)_{re}}{\left(\frac{m_c}{m_a} \right)_{st}} \quad (5.13)$$

Avec : $\left(\frac{m_c}{m_a} \right)_{re}$ est le rapport des masses des masses respectives du carburant et de l'air effectivement utilisées. Donc, la richesse peut s'écrire sous une autre forme :

$$\phi = \frac{(m_{a_{st}})}{(m_{a_{re}})} \quad (5.14)$$

Avec : $m_{a_{st}}$ et $m_{a_{re}}$ sont les masses d'air théorique (stœchiométrie), et celle réellement utilisée.

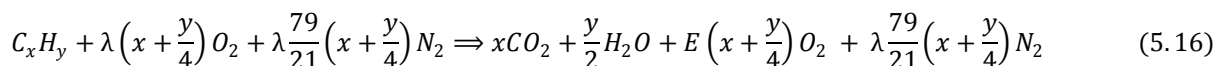
La richesse est aussi liée au coefficient d'excès d'air (λ), qui est l'inverse de la richesse :

$$\lambda = \frac{1}{\phi} \quad (5.15)$$

Les trois cas possibles du mélange sont :

- $\lambda > 1$: Mélange pauvre (excès d'air),
- $\lambda = 1$: Mélange stœchiométrique (quantité d'air idéale),
- $\lambda < 1$: Mélange riche (excès de carburant).

L'équation de combustion d'un carburant avec excès d'air est donnée par :



Avec E est donné par :

$$E = 1 - \lambda \quad (5.17)$$

5.2.2.3. Chaleur de formation et pouvoirs calorifiques :

Le pouvoir calorifique d'un combustible est la quantité maximale de chaleur générée lors de la combustion d'un kilogramme de carburant avec de l'air dans des conditions standard (25 °C et 1 atm). On distingue deux types de pouvoir calorifique :

- PCS (Pouvoir Calorifique Supérieur), lorsque l'eau issue de la combustion est à l'état gazeux.
- PCI (Pouvoir Calorifique Inférieur), lorsque l'eau est à l'état liquide.

Le PCI est calculé en soustrayant la quantité de chaleur libérée pendant le changement de phase de l'eau (chaleur latente) du PCS :

$$PCI = PCS - m_{H_2O} \cdot h_{fg} \quad (5.18)$$

Où

m_{H_2O} : est la masse d'eau dans les produits de combustion,

h_{fg} : est la chaleur latente de vaporisation de l'eau aux conditions standard

Dans la littérature, le PCI est également appelé enthalpie ou chaleur de combustion.

5.2.3 Température de flamme adiabatique :

L'une des caractéristiques les plus importantes dans l'analyse thermodynamique d'un processus de combustion est la température la plus élevée des produits de combustion qui peut être atteinte. Cette température sera maximale lorsqu'il n'y a pas de pertes de chaleur vers le milieu environnant et que toute l'énergie dégagée par la combustion est utilisée pour chauffer les produits. Comme dans le calcul du PCS, le calcul de la température de flamme adiabatique dépend du processus de combustion, s'il est isobare, ou isochore.

Une combustion adiabatique et isobare est supposée ici pour calculer la température de flamme adiabatique. Dans ces conditions idéalisées, le premier principe de la thermodynamique s'exprime comme suit :

$$H_P(T_P) = H_R(T_R) \quad (5.19)$$

H_P et H_R désignant les enthalpies totales des produits et des réactifs respectivement.

Avec

$$H_P(T_P) = \sum_{i=1}^k N_{i,P} \hat{h}_{i,P}^0 = \sum_{i=1}^k N_{i,P} [\Delta \hat{h}_{i,P}^0 + \hat{h}_{si,P}^0(T_P)] \quad (5.20)$$

$$H_R(T_R) = \sum_{i=1}^k N_{i,R} \hat{h}_{i,R}^0 = \sum_{i=1}^k N_{i,R} [\Delta \hat{h}_{i,R}^0 + \hat{h}_{si,R}^0(T_R)] \quad (5.21)$$

Où

$\hat{h}_{si}^0$: est l'enthalpie sensible de la substance compte tenu des conditions

$\Delta \hat{h}_i^0$: Enthalpie standard de formation qui quantifie l'énergie de liaison chimique d'une espèce chimique dans les conditions standards. Trois méthodes différentes peuvent être utilisées pour obtenir T_p

1. Méthode avec valeur moyenne de C_p : On utilise une valeur moyenne de la capacité calorifique (C_p) pour estimer la température de flamme.
2. Méthode itérative : On calcule la température en ajustant les valeurs jusqu'à ce que l'équilibre enthalpique soit atteint, c'est-à-dire que la chaleur dégagée par la combustion soit égale à la chaleur absorbée par les produits.
3. Méthode d'équilibre thermodynamique : Cette méthode trouve directement la température en fonction des conditions initiales (compositions et température initiale des réactifs).

En supposant une combustion à pression constante, la température de flamme adiabatique (T_p) est calculée en utilisant l'énergie dégagée par la combustion (PCI) et la capacité calorifique des produits et réactifs :

$$T_p = T_0 + \frac{PCI}{\sum_{i=1}^k N_i C_{pi}} \quad (5.22)$$

Où :

T_0 : est la température initiale,

PCI : est le pouvoir calorifique inférieur,

N_i : est le nombre de moles des réactifs et produits

C_{pi} : est la capacité calorifique des réactifs et produits.

5.3 Cinétique chimique de la combustion étudie les changements successifs du système pendant le processus de combustion. Elle fournit des informations sur la vitesse à laquelle les différentes espèces chimiques sont consommées et produites, ainsi que sur le rythme auquel la chaleur est libérée lors de la réaction.

5.3.1 Réactions élémentaires :

La combustion stœchiométrique d'un carburant, bien que décrite par une équation simple comme :



se déroule en réalité par des étapes complexes. H_2 et O_2 ne réagissent pas directement car la rupture simultanée de leurs liaisons est improbable. La réaction commence par la formation de radicaux libres via des réactions telles que :



Où M représente une molécule intervenant dans la collision. Ces radicaux très réactifs déclenchent ensuite une série de réactions en chaîne, formant un mécanisme de combustion. Selon le niveau de détail, un mécanisme peut comprendre quelques étapes simplifiées ou des milliers de réactions élémentaires. Les quatre types fondamentaux de réactions dans la combustion sont :

1. Initiation de la chaîne
2. Ramification de la chaîne
3. Recombinaison de la chaîne
4. Propagation de la chaîne

5.3.2 Taux de réaction et constantes d'équilibre :

La combustion élémentaire peut être décrite par l'équation générale suivante :



Avec a, b, c, d sont les coefficients stœchiométriques. Le taux réaction de combustion ($\dot{q}_{taux}$) est souvent exprimé l'équation empirique :

$$\dot{q}_{taux} = k(A)^a(B)^b \quad (5.27)$$

Avec k, la constante de vitesse d'Arrhenius, donnée par :

$$k = A_0 \exp\left(-\frac{E_a}{R_u T}\right) = A_0 \exp\left(\frac{T_a}{T}\right) \quad (5.28)$$

Où A_0 est le facteur pré-exponentiel, E_a l'énergie d'activation, T_a la température d'activation, T la température de combustion, et R_u la constante universelle des gaz parfaits.

5.4. Modèles simplifiés de la combustion :

La cinétique chimique de la combustion implique des mécanismes complexes avec des centaines, voire des milliers, d'espèces chimiques. Le nombre d'espèces et d'étapes de réaction augmente presque exponentiellement avec le nombre d'atomes de carbone dans le carburant. Ainsi, pour les applications pratiques, une simplification de la cinétique chimique est indispensable. Pour les carburants simples, une réaction globale en une étape est souvent utilisée dans les simulations en raison de sa simplicité.

5.5 Allumage

L'allumage est le mécanisme qui déclenche une réaction de combustion rapide, caractérisée par une forte augmentation de la température des espèces. Il est crucial pour la conception des dispositifs de combustion et la prévention des incendies. L'allumage est généralement classé en deux types : spontané et commandé.

5.5.1 Autoallumage et allumage spontané

L'allumage spontané, ou auto-allumage, se produit lorsque les réactifs s'échauffent suffisamment pour initier la combustion, comme dans les moteurs Diesel où la pression élevée dans la chambre de combustion provoque l'auto-allumage.

5.5.2 Allumage commandé

L'allumage commandé repose sur une source externe (comme une bougie d'allumage dans les moteurs à essence) qui chauffe localement les réactifs pour déclencher la combustion.

5.6. Conclusion :

Ce chapitre analyse la combustion des carburants sous les angles thermodynamique et cinétique chimique. Les points clés sont :

- La combustion est une réaction d'oxydation d'un combustible par un comburant.
- La distinction entre le pouvoir calorifique supérieur (PCS) et inférieur (PCI), selon la phase de l'eau.
- La température de combustion dépend de la chaleur libérée par les réactifs et produits.
- Quatre types principaux de réactions élémentaires sont essentiels : initiation, ramification, recombinaison et propagation de la chaîne.
- La vitesse de combustion est influencée par la température et la pression.
- L'allumage peut être spontané ou commandé.

06 Exercices

6.1 Exercices résolus

Exercice 01 :

Un (01) m³ d'air assimilé à un gaz parfait sous une pression $P1=10 \text{ bars}$ subit une détente à température constante; la pression finale est de $P2=1 \text{ bar}$.

1°/ Déterminer le travail issu de la détente de l'air

2°/ Déterminer la quantité de chaleur transférée par le l'air lors de son évolution

3°/ Déduire la variation en énergie interne pendant la détente isotherme.

Exercice 02 :

Un récipient fermé par un piston mobile renferme 2 g d'hélium (gaz parfait monoatomique) dans les conditions ($P1, V1$). On opère une compression adiabatique de façon réversible qui amène le gaz dans les conditions ($P2, V2$). Sachant que : $p1=1 \text{ bar}$ et $V1=10 \text{ l}$, $p2=3 \text{ bar}$.

Déterminer :

1- le volume final du gaz $V2$

2- le travail échangé par le gaz avec le milieu extérieur

3- la variation d'énergie interne du gaz

On donne $\gamma = \frac{C_p}{C_v} = \frac{5}{3}$; $R = 8.32 \frac{\text{J}}{\text{K}} \cdot \text{mole}$

Exercice 03 :

Calculer la variation d'énergie interne de chacun des systèmes suivants :

a) - un système absorbe $Q=2 \text{ kJ}$ tandis qu'il fournit à l'extérieur un travail $W=500 \text{ J}$.

b) - un gaz maintenu à volume constant cède $Q=5 \text{ kJ}$.

c) - la compression adiabatique d'un gaz s'accomplit par un travail $W=80 \text{ J}$.

Exercice 04 :

Un moteur fonctionnant suivant le cycle de Carnot entre deux sources d'énergie, une avec une haute température de 95°C , et l'autre à une température de 35°C , et produit un travail de 150 kJ . Calculer :

1. Le rendement thermique du moteur

2. la chaleur ajoutée pendant le processus.

Exercice 05 : Un cycle de Carnot fonctionnant avec une masse de 2 kg d'air. On donne : Pression minimale $P3= 1 \text{ bar}$, $T3=22^\circ\text{C}$, pression maximale $P1= 10 \text{ bars}$, et $P4= 4 \text{ bars}$, $\gamma=1,4$, $r= 287 \text{ J/kg.K}$. Calculer :

1. La pression, le volume, et la température à chaque point du cycle.

2. Les quantités de chaleurs ajoutée et rejetée.

3. Le changement d'entropie dans chaque processus.

4. Le travail et le rendement thermique du cycle.

6.2 Solution des exercices

Solution de l'exercice N°1

La transformation de l'air envisagée se déroule dans un contexte isotherme : En gardant n et T constants, on formule :

$$\left. \begin{array}{l} P_1 V_1 = nRT_1 \\ P_2 V_2 = nRT_2 \end{array} \right\} \Rightarrow P_1 V_1 = P_2 V_2 ; [car, T_1 = T_2 \text{ (détente isotherme)}]$$

Ce qui signifie que,

$$V_2 = \frac{P_1 V_1}{P_2} = \frac{10 \times 10^5 \times 1}{1 \times 10^5} = 10 m^3$$

1- Le travail issu de la détente de l'air :

$$W_{1-2} = - \int_1^2 P dV = -nRT \int_1^2 d(\ln V) = -P_1 V_1 \ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right)$$

$$A. N \Rightarrow W_{1-2} = -10 \times 10^5 \ln \left(\frac{10}{1} \right) = -2,3 \cdot 10^6 J.$$

2- La quantité de chaleur transférée par l'air :

$$Q_{1-2} = \int_1^2 m \cdot c \cdot dT = m \cdot c \int_1^2 dT = m \cdot c \cdot (T_2 - T_1)$$

$$Q_{1-2} = 0 \text{ puisque } T_2 = T_1 \text{ (transformation isotherme)}$$

3- La variation en énergie interne pendant la détente isotherme :

L'expression de la variation en énergie interne est donnée par : $\Delta U = Q + W$

$$\text{Alors, } \Delta U = 0 - 2,3 \cdot 10^6 = -2,3 \cdot 10^6 J$$

Solution de l'exercice N°2

1- C'est une transformation adiabatique :

$$p_1 V_1^\gamma = p_2 V_2^\gamma \Rightarrow V_2 = V_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{\gamma}}$$

$$A. N \Rightarrow V_2 = 10 \left(\frac{1}{3} \right)^{\frac{3}{5}} \approx 5,17 \text{ litres}$$

2- Le calcul du travail élémentaire des forces de pression se fait comme suit :

$$W_{1-2} = - \int_1^2 P dV = \frac{p_2 V_2 - p_1 V_1}{\gamma - 1}$$

$$A. N \Rightarrow W_{1-2} = \frac{3 \cdot 10^5 \times 5,17 \cdot 10^{-3} - 10^5 \cdot 10^{-2}}{1,66 - 1} = 834,85 J$$

3- D'après le premier principe de la thermodynamique, on a :

$$\Delta U = Q + W$$

Pour une transformation adiabatique : $(Q = 0) \Rightarrow \Delta U = W \Rightarrow \Delta U = 834,85 J$

Solution de l'exercice N°3

a) La variation de l'énergie interne est donnée par :

$$\Delta U = Q + W \Rightarrow \Delta U = +2000 + (-500) = +1500 J$$

b) Un gaz maintenu à volume constant ($W = 0$)

$$\Delta U = Q + W \Rightarrow \Delta U = -5000 + (0) = -5 KJ$$

c) Une compression adiabatique ($Q = 0$)

$$\Delta U = Q + W \Rightarrow \Delta U = 0 + 80 = 80 J$$

Solution de l'exercice N°4

$$T_f = 35^\circ C = 308 K$$

$$T_c = 395^\circ C = 668 K$$

$$W_{net} = 150 kJ$$

Calcul de :

1. Le rendement thermique du moteur

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_f}{T_c} = 1 - \frac{308}{668} = 0,5389 = 53,89 \%$$

2. La chaleur ajoutée pendant le processus.

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_c} \Rightarrow Q_c = \frac{W_{net}}{\eta_{th}} = \frac{150}{0,5389} = 278,34 kJ$$

Solution de l'exercice N°5

$$m = 2 kg$$

$$T_3 = 22^\circ C = 295 K, P_3 = 1 bar = 100000 Pa$$

$$P_4 = 4 bars = 400000 Pa$$

$$P_1 = 10 bars = 1000000 Pa$$

$$\gamma = 1,4, R = 287 J/kg.K$$

1. La pression, le volume, et la température à chaque point du cycle.

A. Point 3 :

$$P_3 V_3 = mRT_3 \Rightarrow V_3 = \frac{mRT_3}{P_3} = \frac{2 \times 287 \times 295}{10^5} = 1,6933 m^3$$

$$P_3 = 1 bar = 100000 Pa, T_3 = 295 K, V_3 = 1,6933 m^3.$$

B. Point 4 :

$$T_3 = T_4 = 295 K.$$

$$P_4 V_4 = mRT_4 \Rightarrow V_4 = \frac{mRT_4}{P_4} = \frac{2 \times 287 \times 295}{4 \times 10^5} = 0,4233 m^3$$

$$P_4 = 4 bars = 400000 Pa, T_4 = 295 K, V_4 = 0,4233 m^3/kg.$$

C. Point 1 :

$$P_1 V_1^\gamma = P_4 V_4^\gamma \Rightarrow V_1 = V_4 \left(\frac{P_4}{P_1} \right)^{\frac{1}{\gamma}} = 0,4233 \left(\frac{4}{10} \right)^{\frac{1}{1,4}} = 0,2200 m^3$$

$$P_1 V_1 = mRT_1 \Rightarrow T_1 = \frac{P_1 V_1}{mR} = \frac{10^6 \times 0,22}{2 \times 287} = 383,27 K$$

$$P_1 = 10^6 Pa, T_1 = 383,27 K, V_1 = 0,22 m^3.$$

6.3 Exercices non résolus

Exercice 01 :

Un cycle de Carnot est une succession de transformations réversible aux termes desquelles le système revient dans son état initial. Le cycle de Carnot étudié ci-dessous est la succession d'une compression isotherme CD (à la température T_2) suivie d'une compression adiabatique DA puis d'une détente isotherme AB (à la température T_1) et terminé par une détente adiabatique BC.

On donne : $P_C = 1 \text{ atm}$, $T_2 = 20^\circ\text{C}$, $V_A = 1 \text{ litre}$, $P_A = 10 \text{ atm}$, $T_1 = 250^\circ\text{C}$, $\gamma = 1,4$

1. Déterminer la valeur de V_C et les coordonnées des points D et B du cycle.
 2. Calculer les quantités de chaleur Q_1 et Q_2 et le travail W reçue par le gaz au cours du cycle. Précisez leur signe. Le système effectue-t-il un travail moteur ou résistant?
- Comment doit-on mesurer l'efficacité du processus? Donner le coefficient (appelé ici rendement en fonction de W , Q_1 et Q_2). Le calculer en fonction de T_1 et T_2 .

Exercice 02 :

Soit un cycle Diesel théorique dont le taux de compression est de 18. La chaleur transmise au fluide moteur par cycle est de 1 800 kJ/kg. Au début de la compression, la pression de l'air est de 100 kPa et la température, de 15°C .

Déterminez le rendement thermique et la pression moyenne effective du cycle.

Admettez les hypothèses d'air standard simplifiées.

On donne : $C_p = 1,005 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$; $C_v = 0,718 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$; $\gamma = 1,4$; $R = 0,287 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$.

Exercice 03

Une centrale fonctionnant suivant le cycle de Brayton entre deux pressions 10 et 1 bar, les températures au début de la compression et de la détente isentropiques sont 25°C et 577°C respectivement. La centrale a un débit de 54 kg/s. On prend $C_p = 1 \text{ kJ/kg}$.

Calculer :

1. La puissance produite par la centrale
2. Le rendement de la centrale.

Exercice 04

Une centrale fonctionnant suivant le cycle de Brayton idéal avec un rapport de compression de 12. Les températures au début de la compression et de la détente sont 32°C et

967 °C respectivement. On considère que l'air pénètre la centrale avec un débit massique constant de 50 kg/s.

Calculer :

1. La puissance utilisée pour entraîner le compresseur.
2. La puissance produite par la turbine.
3. Le rendement de la centrale.

Exercice 05.

Une centrale thermique à turbine à gaz fonctionnant suivant le cycle de Joule-Brayton fournit 20000 KW d'énergie à une génératrice électrique. La température maximale est de 1200 K et la température minimale est de 290 K. La pression minimale est de 95 Kpa et la pression maximale est de 380 Kpa.

1. Tracer le cycle de cette turbine à gaz sur le diagramme (P,V)
2. Calculer les températures à la sortie du compresseur et à la sortie de la turbine.
3. Calculer le rendement de ce cycle.
4. Quelle est la puissance de la turbine ?
5. Quelle est la fraction de puissance de la turbine utilisée pour entraîner pour le compresseur.

Références

1. Çengel Y. A. and. Boles, M. Thermodynamics: An Engineering Approach, 5th ed, McGraw-Hill, 2006
2. Eric G, S, Jean-P T, Cycles thermodynamiques des machines thermiques. Engineering school. Institut polytechnique de Grenoble, 2008
3. A. Zerrouk. "Cours de conversion d'énergie". Polycopié de cours, Université Hassiba Benbouali de Chlef, Algérie, 2018.
4. Y.A. Çengel, M.A. Boles, M. Kanoğlu. "Thermodynamique : une approche pragmatique". De Boeck Supérieur, Canada, 2009.
5. M.J. Moran, H.N. Shapiro, B.R. Munson, D.P. DeWitt. "Introduction to thermal systems engineering: thermodynamics, fluid mechanics, and heat transfer". John Wiley & Sons, Inc., États Unis, 2002.
6. A. benzerdjeb "Thermodynamique et installation énergétique", USTO MB 2017
7. A. Lairedj "polycopie de cours de conversion d'énergie" U. Tahri Mohamed- Béchar 2019/2020
8. Boukelia T.E "Support de Cours de conversion d'énergie" U. Mohamed Seddik Ben Yahia, Jijel 2021/2022