

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la Recherche Scientifique



Université Echahid Hamma Lakhdar d'El-Oued



FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

Domaine: Sciences et Techniques

Filière: Génie Mécanique

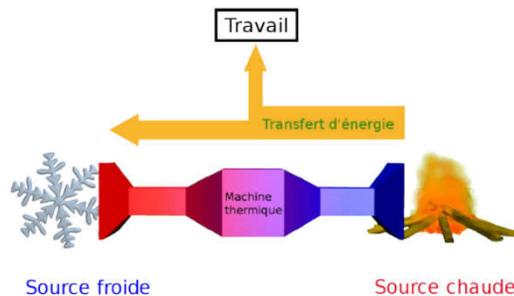
1^{ère} Année Master

Spécialité: Energétique

Polycopié du cours pour l'enseignement de la matière

Machines thermiques

Dr. GHERBI Mohammed Tahar
Maître de conférences « B »



Avant-propos

Ce polycopié du cours pour l'enseignement de la machines thermiques, est destiné aux étudiants de la 1^{ère} année master énergétique spécialement ainsi qu'aux étudiants des cycles des masters et licences du domaine des sciences et techniques de l'enseignement supérieure pouvant être concernés par cette discipline .

Le manuscrit est constitué de cours contenant les concepts fondamentaux de la thermodynamique appliquée, il est conforme aux programmes de la matière intitulée machines thermiques, agréé par le ministère. 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.

TABLE DES MATIERES

Chapitre I: Rappel de thermodynamique technique

I.1. Introduction.....	1
I.2. Système thermodynamique et état d'équilibre	3
I.2.1 Définition du système	3
I.2.2. Etat du système	3
I.3. Evolution ou transformation du système	4
I.4 Equations d'état du système et fonction d'état.....	5
I.5. Les Echanges d'énergie : travail, chaleur, énergie interne	6
I.5.1 Energie interne U	6
I.5.2 La chaleur Q	6
a) La chaleur sensible	7
b) La chaleur latente	8
c) Loi des mélanges	8
I.5.3 Le travail W	9
a) transformation isobare ($p = \text{cte}$).....	10
b) transformation isotherme ($T = \text{cte}$).....	10
c) transformation isochore ($V = \text{cte}$).....	10
I.6.les transformations reversibles.....	11
I.6.1 Systèmes Fermés	11
I.6.1.1 Transformation isochore ($V = \text{cte}$).....	11
I.6.1.2 Transformation isobare ($p = \text{cte}$).....	12
I.6.1.3 Transformation isotherme ($T = \text{cte}$).....	12
I.6.1.4 Transformation isentropie $Q = 0$ (ou adiabatique réversible)	13
I.6.1.5 Transformation polytrophe (avec échange de chaleur $Q \neq 0$)	14

Chapitre II: Machines à cycles récepteurs

II.1. Compresseurs:	16
II.1.1 Introduction :	16
II.1.2.l'objective de ces appareils:	16
II.1.3.- Classification des compresseurs :	16
II.1.3.1- Compresseurs volumétrique :	17
II.1.3.1.a- Principe de fonctionnement :	17
II.1.3.1.b- Différent type de compresseur volumétrique :	17
1 - Compresseurs alternatif à piston :	17
2- Compresseur rotatif :	18
II.1.3.2- Compresseurs dynamiques :	18
II.1.3.3-Compresseurs axiaux :	19
II.1.3.4- Compresseurs centrifuges :	19

II.2-cycle thermodynamique :	19
II.2.1- Billon énergétique :	19
II.2 Machines thermiques; quelques définitions.....	22
II.2.1 Machine thermique:.....	22
II.2.2 Types de machines thermiques:.....	23
II.2.3 Conventions:.....	23
II.3Applications des principes de la thermodynamique au machines thermiques	23
II.3.1 Inégalité de Clausius.....	23
II.3.2 Autres énoncés du second principe:	24
a) Enoncé de Clausius	24
b) Enoncé de Kelvin	24
II.3.3 Conditions de fonctionnement d'une machine ditherme:.....	25
II.3.4 Rendement et efficacité des différentes machines thermiques:	26
a) Moteur	26
b) Réfrigérateurs	27
c) Pompes à chaleur	28

Chapitre III : Cycles Idéaux des Moteurs à combustion interne

III.1 : Introduction.....	29
III.2 : Différents types de moteurs thermiques à combustion interne.....	29
III.2.1 : Moteurs thermiques à pistons alternatifs.....	29
III.2.1.1 - Moteurs thermiques à explosion ou à allumage commandé (Moteurs à essence).....	30
III.2.1.2 - Moteurs thermiques DIESEL ou à combustion par compression.	33
a_ Cycle diesel (combustion à pression constante).....	34
b : Cycle de Sabathé ou mixte.	35

Chapitre IV : Turbine à gaz et turboréacteur

VI.1.Introduction	36
IV.2.Description de la turbine a gaz :	36
IV.3.Le principe de fonctionnement d'une turbine à gaz:.....	37
IV.4.Cycle thermodynamique de turbine a gaz :.....	38
IV.4.1Le cycle de Joule-Brayton :	38
IV.4.2.Les diagrammes thermodynamiques sont les suivants :.....	38
IV.4.3. Bilan énergétique:	39
IV.4.4.Le Rendement Théorique :.....	40
IV.5. Calcule anthalpie (ou cycle de joule).....	40
VI.6: Cycle réel de la turbine à combustion.....	41
IV.7.avantages et inconvénients de la turbine à gaz :.....	42

Chapitre V : Turbine à vapeur

V.1. Turbines à vapeur.	44
------------------------------	----

IV.1.1 Principe de fonctionnement d'une centrale thermique.....	44
V.1.2 : Cycle de RANKINE.....	45
V.1.3 : Cycle de HIRN.....	46
V.1.4. Cycle de Hirn avec resurchauffe	47
V.1.5. Cycle à soutirages.....	48

Chapitre VI :Autres types de moteurs

VI.1. Moteurs Stirling.....	52
VI.1.1.Introduction.....	52
IV.1.2.Principede fonctionnement	52
IV.1.3.cycle de Stirling	53
IV.1.3.1.La fonctionnement	53
Bilan Energetique	54
IV.2. Moteur à air comprimé.....	55
IV.2.1.Les différentes phases :	56
IV.2.2.Avantages d'un véhicule à air comprimé:.....	58
IV.3. Moteur Ericsson.....	58
IV.3.1. Les principes de fonctionnement du moteur Ericsson.....	58
IV.3.2.Les quatre phases élémentaires :	59
IV.3.2.1. Premier mouvement : une aspiration d'air frais et une évacuation d'air chaud.....	59
IV.3.2.2. Deuxième mouvement : compression de l'air frais, remplissage du cylindre inférieur puis détente de l'air chaud. :	59
IV.3.3 Le diagramme Pression-Volume :	61

Chapitre I: Rappel de thermodynamique technique

I.1. Introduction

La thermodynamique est la science qui étudie et décrit le comportement de la matière ou des systèmes, en fonction des notions de température T , d'énergie (chaleur Q , travail W ...) et d'entropie S .

L'objet de la thermodynamique est d'étudier le fonctionnement et le bilan d'énergie des machines thermiques et aussi les échanges ou transferts de chaleur dans un système ou entre deux systèmes.

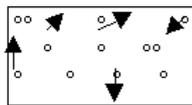
- dans les machines thermiques on assiste à une conversion d'énergie d'une forme en une autre (chaleur \rightarrow travail ou inversement)
- dans les échanges de chaleur, il y a transfert de chaleur par suite d'une différence de température dans le système ou entre deux systèmes

ex1 : dans les machines thermodynamiques (TD), il y a production de travail par conversion de chaleur en travail (les moteurs thermiques, les centrales thermiques ou nucléaires...)

ex2 : dans les machines dynamo-thermiques (DT) par contre, il y a transfert de chaleur d'une source froide à une source chaude grâce à un apport de travail (les machines frigo. et pompes à chaleur, les liquéfacteurs...)

Notion de température : la température est reliée au degré d'agitation moléculaire de la matière.

Si la vitesse v_i des molécules et donc leur énergie cinétique E_i augmentent, alors le degré d'agitation thermique du milieu est plus grand. A la température de 0 K (zéro absolu à -273°C) les atomes ou molécules sont figés.



- les molécules se déplacent dans l'enceinte de façon totalement aléatoire avec des vitesses v_i

Fig. I.1 : Gaz dans une enceinte

On définit la température T par la relation :

$$\frac{1}{2} m v^2 = \frac{3}{2} k T \quad (\text{I.1})$$

Cette relation définit l'échelle de température absolue T en degré K.

Notion de pression : la pression est due aux nombreux chocs des atomes ou molécules sur les parois du récipient.

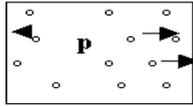


Fig. I.2 : Pression dans une enceinte

- dans l'enceinte il y a N molécules en agitation permanente soit, $n' = N/V$ le nombre de molécules par unité de volume.

On définit la pression par la relation : $p = 1/3 n' m v^2$ (I.2)

Echanges d'énergie

Les échanges d'énergie sous forme de chaleur (Q) ou de travail (W) sont alors interprétés à l'échelle microscopique comme une manifestation de l'agitation moléculaire sous forme désordonnée (Q) ou ordonnée (W).

Unités :

- Système MKS (ou SI)

- temps en [s]
- température en degré [K], avec $T [K] = t ^\circ C + 273$
- pression en Pascal [Pa] ou $[N/m^2]$
 $p = [Pa] = [N/m^2]$ et $1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa} = 750 \text{ Torr}$
- l'énergie en Joule [J], et $1 \text{ cal} = 4,184 \text{ Joules}$
- la puissance P en Watt [W], et $1 \text{ W} = 1 \text{ J/s}$

- Système des Thermiciens (ou ST)

- temps en [h]
- énergie en [kcal]
- puissance en [kcal/h]

Autres Unités- de pression :

$$1 \text{ atm} = 1,013 \text{ bar} = 760 \text{ Torr}$$

$$1 \text{ Torr} = 1,333 \text{ mba}$$

$$1 \text{ bar} = 750 \text{ Torr}$$

$$1 \text{ mbar} = 100 \text{ Pa} = 0,750 \text{ Torr}$$

$$1 \text{ atù} = 1 \text{ kg/cm}^2 = 0,980 \text{ bar}$$

On distingue entre pressions absolue et relative ou pressions totale et partielle d'un fluide- d'énergie

la frigorie [fg] avec $1 \text{ fg} = 1 \text{ kcal}$

le kWh $1 \text{ kWh} = 3,6 \text{ MJ} = 860 \text{ kcal}$

1kcal = 1,16 Wh

Dans les pays anglo-saxons on utilise des unités différentes : ainsi, l'énergie est exprimée en BTU et la température en degré Fahrenheit [F], avec :

et 1 BTU = 1 055,05585 joules

- $t(^{\circ}\text{C}) = 5/9t(\text{F}) - 32$

I.2. Système thermodynamique et état d'équilibre

I.2.1 Définition du système

Pour décrire thermodynamiquement un système, il faut à la fois :

- définir le système en délimitant ses frontières par rapport au milieu extérieur
- déterminer l'état du système défini par ses variables

Le système est défini comme une partie de matière (de masse donnée) délimitée par rapport au milieu extérieur. Le milieu extérieur est le reste de l'espace entourant le système.

Le système peut être ouvert ou fermé, adiabatique c.à.d. isolé thermiquement ($Q = 0$) ou rigide c.à.d. indéformable ($W = 0$)

Système	Echange Matière	Echange Energie
Isolé	non	Non
fermé	non	Oui
ouvert	oui	Oui

Tableau I.1 : Echange de masse et d'énergie entre le système et le milieu extérieur

Dans un système fermé, il n'y a pas de transfert de masse et dans un système isolé, il n'y a pas d'échange de travail ni de chaleur.

I.2.2. Etat du système

L'état du système est défini ou décrit par ses variables macroscopiques ($m, p, V, T, n...$) dites aussi variables d'état. A un système donné est associé tout un ensemble d'états possibles.

On dit qu'un système est à l'état d'équilibre thermodynamique, si ces variables d'état ont des valeurs bien définies et constantes. On distingue alors selon le cas entre :

- variables ou grandeurs thermiques (p, V, T) ou calorifiques (U, H, W, Q, S)
- variables extensives c.à.d. proportionnelles à la quantité de matière telles ($m, V, U...$) ou variables intensives c.à.d. indépendantes de la masse telles ($p, T,$

concentration...)

On définit souvent des grandeurs massiques c.à.d. rapportées à l'unité de masse du système, telles :

- le volume massique : $v = V/m$ en $[m^3/kg]$
- l'énergie interne ou l'enthalpie massique : $u = U/m$ ou $h = H/m$ en $[J/kg]$

Ces grandeurs sont reliées entre elles par des relations, exemple :

$$m = \rho V \text{ ou } q_m = \rho q_v \text{ (pour les débits massiques et volumiques)}$$

avec $q_m = \rho \omega S$ où ω est la vitesse de l'écoulement du fluide

et pour un écoulement stationnaire : $\rho_1 \omega_1 S_1 = \rho_2 \omega_2 S_2$ (équation de continuité)

I.3. Evolution ou transformation du système

Sous l'influence d'échanges ou transferts d'énergie entre le système et le milieu extérieur, le système évolue et les variables d'état du système sont modifiées. On dit que le système se transforme ou change d'état, en passant d'un état d'équilibre (1) à un autre état d'équilibre (2).

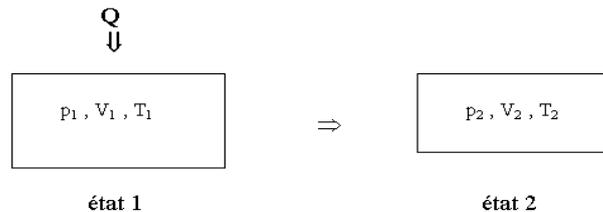


Fig. I.3 : Transformation du système par échange d'énergie (apport de chaleur Q)

Au cours d'une transformation les variables d'état du système varient, pour atteindre un autre état d'équilibre. Le passage de l'état d'équilibre (1) à l'état d'équilibre (2) se déroule généralement hors équilibre.

On distingue alors entre (voir Fig. I.4) :

- transformations réversibles (ou idéales) : ce sont des transformations infiniment lentes formées d'une succession d'états d'équilibre
- transformations irréversibles : ce sont des transformations rapides et brutales hors équilibre

La réversibilité d'une transformation exige que le système passe par une infinité d'états intermédiaires différents peu d'états d'équilibre (états quasi-statiques). Les transformations naturelles spontanées sont irréversibles : elles ne peuvent évoluer que dans un seul sens (ex. la détente d'un gaz des HP vers BP, l'écoulement de la chaleur des HT vers BT...).

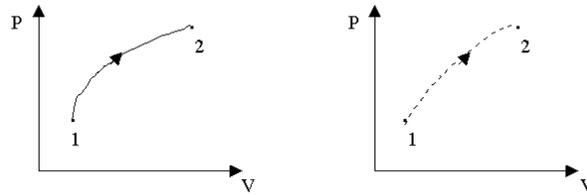


Fig. I.4 : Transformations a) réversibles et b) irréversibles

I.4 Equations d'état du système et fonction d'état

Les variables d'état ne sont pas toutes indépendantes, mais liées entre elles par des équations, qui sont dites équations d'état du type : $f(p, V, T) = 0$.

ex. : l'équation d'état des gaz parfaits : $pV = nRT$

ici, il n'y a que deux variables indépendantes d'où, $p = f(V, T)$ ou $V = f(p, T)$ ou $T = f(p, V)$

On distingue entre différentes transformations qui sont facilement représentées dans ces diagrammes précédents (par des droites verticales ou horizontales), à savoir :

- la transformation isochore ($V = \text{cte}$)
- la transformation isobare ($p = \text{cte}$)
- la transformation isotherme ($T = \text{cte}$) satisfaisant à : $pV = \text{cte}$
- la transformation isentrope ($S = \text{cte}$) ou ($Q = 0$) régit par : $pV^\gamma = \text{cte}$
- la transformation polytrophe satisfaisant à : $pV^n = \text{cte}$ avec $1 < n < \gamma$

Les Fonctions d'Etat

Souvent, on peut réaliser des transformations entre l'état 1 et l'état 2 de plusieurs façons différentes, c.à.d. en empruntant des chemins différents. En général, la variation ΔX d'une grandeur X dépend du chemin suivi pour aller de l'état 1 à l'état 2.

Mais, il existe en Thermodynamique des fonctions F liées aux variables d'état dont les variations ΔF au cours d'une transformation sont indépendantes du chemin suivi. Ces grandeurs ou fonctions sont dites fonctions d'état, elles sont caractérisées par :

- par leur indépendance en fonction du chemin suivi par la transformation
- par le fait que la différentielle dF est une différentielle exacte

Alors, $\Delta F_{12} = F_2 - F_1$ ceci qq. soit le chemin suivi

Ex. : l'énergie interne U , l'enthalpie H et l'entropie S sont des fonctions d'état * mais, le travail W et la chaleur Q ne sont pas des fonctions d'état

I.5. Les Echanges d'énergie : travail, chaleur, énergie interne

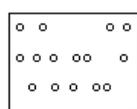
I.5.1 Energie interne U

L'énergie interne d'un système ou d'un corps est le contenu en énergie de ce système. Chaque système (solide, liquide ou gazeux) est une collection d'objets tels des atomes, molécules... Ces particules sont toujours animées de mouvements incessants et aléatoires (agitation moléculaire) : vibrations dans les solides ou agitation thermique dans les liquides ou gaz.

A ces mouvements microscopiques des molécules est associée de l'énergie cinétique E_c . De plus, entre ces atomes ou molécules peuvent exister des forces d'interaction (attraction et répulsion) auxquelles on associe une énergie potentielle E_p .

A l'échelle microscopique, l'énergie interne U du système est définie comme la somme des énergies cinétiques E_{ci} et potentielles E_{pi} de toutes les particules formant le système.

ex1 : le gaz parfait est caractérisé par l'absence d'interactions entre les molécules ($E_p = 0$)



$$\text{alors } U = \sum_i \frac{1}{2} m v_i^2 = N \cdot \frac{1}{2} m v^2$$

$$\text{soit, } U = \frac{3}{2} N k T$$

$$U = \sum_i E_{ci}$$

où N est le nombre de molécules dans l'enceinte

ex2 : le gaz réel est caractérisé lui par l'existence d'interactions entre les molécules (alors $E_p \neq 0$)

$$\text{d'où, } U = \sum_i E_{ci} + \sum E_{pi} \quad (\text{I.3})$$

Propriétés de l'énergie interne U

A l'équilibre thermique, l'énergie interne U :

- est une énergie exprimée en joule [J] ou [kcal]
- elle a une valeur bien définie connue à une constante près (non connue dans l'absolu)
- c'est une fonction d'état

I.5.2 La chaleur Q

La chaleur est une forme spéciale de l'énergie :

- c'est une énergie exprimée en joule [J] ou [kcal]
- à l'échelle microscopique, c'est une énergie échangée sous forme désordonnée par agitation moléculaire (c.à.d. par chocs entre les molécules en mouvement)
- elle s'écoule toujours d'une source chaude vers une source froide

- la chaleur n'est pas une fonction d'état

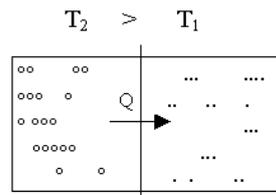


Fig. I.5 : Transfert de chaleur Q par l'agitation moléculaire (en enlevant la cloison adiabatique)

On distingue entre deux types de chaleur :

a) La chaleur sensible

- elle est liée à une variation de température ΔT du système par suite d'un réchauffement ou d'un refroidissement
- elle est proportionnelle à la masse de matière et à la différence de température

d'où, pour une transformation infinitésimale :

$$dQ = mc dT \quad (\text{I.4})$$

où, c désigne la chaleur massique du matériau ou fluide exprimée en $[\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}]$

Transformation finie

La chaleur Q échangée lors d'une transformation finie entre l'état 1 et l'état 2 s'obtient en intégrant la relation 3.3 valable pour une transformation infinitésimale. On distingue alors plusieurs cas selon la valeur de c :

$$dQ = mc dT$$

la chaleur massique reste constante ($c = \text{cte}$)

$$\text{alors, } Q_{12} = \int_{T_1}^{T_2} mc dT = mc \int_{T_1}^{T_2} dT = mc(T_2 - T_1)$$

$$\text{soit, } Q_{12} = mc \int_{T_1}^{T_2} dT = mc(T_2 - T_1) = mc(t_2 - t_1) \quad (\text{I.5})$$

la chaleur massique varie, valeur moyenne $c = c_m \Big|_{T_1}^{T_2}$

c varie dans l'intervalle $[T_1, T_2]$, on prend alors une valeur moyenne pour $c = c_m \Big|_{T_1}^{T_2}$

$$Q = m c_m \Big|_{T_1}^{T_2} (T_2 - T_1) \quad (\text{I.6})$$

où, la valeur moyenne,

$$c_m \Big|_{T_1}^{T_2} = \frac{c_{m0} \Big|_{T_2}^{T_2} - c_{m0} \Big|_{T_1}^{T_1}}{T_2 - T_1} \quad (I.7)$$

car, $Q_{12} = Q_{02} - Q_{01}$

=> la valeur moyenne est calculée à partir de Tables donnant $c_m \Big|_0^{T_1}$

la chaleur massique est une fonction de T : $c = f(T) = a_0 + aT + bT^2$

d'où,

$$Q_{12} = m \int_1^2 c dT = \int_1^2 (a_0 + aT + bT^2 + \dots) dT$$

On distingue généralement entre chaleurs massiques à pression constante ou volume constant, notée c_p ou c_v :

- pour les solides ou liquides, on a : $c_p \sim c_v = c$
- mais pour les gaz : $c_p \neq c_v$ et $c_p/c_v = \gamma$

b) La chaleur latente

La chaleur latente est la chaleur nécessaire à 1 kg de matière pour changer d'état à température constante, elle est définie par :

$$Q = mL \quad (I.8)$$

où, L est la chaleur massique associée à un changement d'état, cette chaleur est soit libérée (V-> L) ou absorbée (L-> V). On distingue entre chaleurs latentes de fusion, de vaporisation, de sublimation etc...

Remarque : Les changements d'état sont mis à profit dans les Machines Thermiques car ils libèrent d'importantes quantités de chaleur : ceci permet de réduire sensiblement la taille des échangeurs et des compresseurs (économie de matière et d'énergie).

c) Loi des mélanges

Par contact ou mélange de deux corps à des températures différentes, il y a transfert de chaleur : à l'équilibre thermique les deux corps ont alors même température et $T = T_m$ (température finale du mélange).

La température du mélange T_m s'obtient à partir du bilan d'énergie des deux systèmes ou corps.

$$Q_{am} + Q_{bm} = Q_p \text{ où, } Q_p \text{ sont les pertes de chaleur du système non adiabate.}$$

Si le système est adiabate ($Q_p = 0$), alors on a :

$$m_a c_a (T_m - T_a) + m_b c_b (T_m - T_b) = 0$$

$$t_M = \frac{m_a c_a t_a + m_b c_b t_b}{m_a c_a + m_b c_b}$$

3.3 Le travail W

Le travail est une autre forme de l'énergie (énergie mécanique) :

- c'est une énergie exprimée en [J] ou [kcal]
- à l'échelle microscopique c'est une énergie échangée de façon ordonnée (grâce au déplacement du piston qui imprime une certaine direction aux atomes)
- ce n'est pas une fonction d'état

On distingue entre travail volumétrique, travail technique et travail de frottement.

Travail volumétrique W_v

Le travail résulte le plus souvent d'une variation de volume du système déformable (non rigide) : ex. le déplacement d'un piston. On parle alors de travail volumétrique défini par :

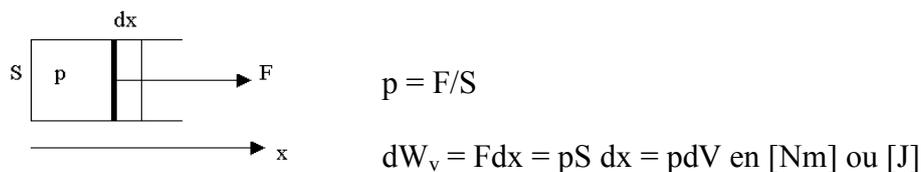


Fig. I.6 : Transfert de travail

d'où, le travail élémentaire : $dW_v = - p dV$ (I.9)

Remarque :

- le signe moins (-) est imposé par la convention de signe des énergies
- si le piston se déplace vers la droite alors dV augmente ($dV > 0$) et le travail est cédé ou fourni au milieu extérieur (donc le travail est < 0)

* Calcul du travail volumétrique W_v pour une transformation finie

Pour calculer le travail total entre l'état 1 et l'état 2, il faut intégrer la relation (I.9), d'où :

$$W_{12} = - \int_1^2 p dV = \text{aire.de.a12b} \quad \text{(I.10)}$$

On distingue alors plusieurs cas :

a) transformation isobare ($p = \text{cte}$)

$$\text{alors, } W_{12} = -p \int_{12} dV = -p[V_2 - V_1] \quad (\text{I.11})$$

b) transformation isotherme ($T = \text{cte}$)

$$\text{alors, } W_{12} = - \int_{12} p dV \text{ or } pV = nRT$$

$$\text{d'où, } W_{12} = - \int_{12} nRT dV/V = -nRT \int_{12} dV/V$$

$$W_{12} = nRT \ln V_1/V_2 = nRT \ln P_2/p_1 \quad (\text{I.12})$$

c) transformation isochore ($V = \text{cte}$)

$$\text{alors, } dV = 0 \text{ et le travail est nul, } W_{12} = 0$$

Travail technique W_t

Le travail technique W_t intervient dans les systèmes ouverts (Machines à piston, Turbines, fluides en écoulement...), il est défini par la relation suivante :

$$\text{- transformation élémentaire : } dW_t = V dp \quad (\text{I.13})$$

$$\text{- transformation finie : } W_t = \int_{12} V dp$$

Calcul du travail technique W_t : il s'effectue par intégration de la relation 3.11 selon les mêmes règles que pour le travail volumétrique :

- pour une transformation isobare ($dp = 0$) : on a $W_{t12} = 0$
- une transformation isochore ($V = \text{cte}$) : $W_{t12} = V(p_2 - p_1)$

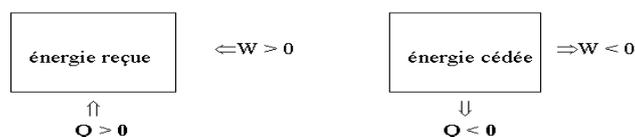
Travail de frottement W_f

Le travail de frottement W_f est une énergie mécanique dissipée par suite de frottement mécanique ou d'autres processus. Alors, le travail global d'un système fermé est donné par :

$$W_g = W_v + W_f$$

Convention de signe des énergies échangées (chaleur, travail...)

- les énergies (W, Q) reçues par le système sont comptées > 0 et affectées du signe +
- les énergies (W, Q) cédées par le système sont comptées < 0 et affectées du signe -



I.6.les transformations réversibles

Les transformations réversibles d'un système sont des transformations idéales qui jouent un rôle important dans les processus thermodynamiques. On ne considère alors que des processus sans frottement c.à.d. sans dissipation d'énergie, qui sont facilement calculables.

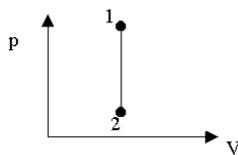
Le fonctionnement des machines thermiques est décrit par un cycle thermodynamique, formé de plusieurs transformations successives, qu'on suppose réversibles.

I.6.1 Systèmes Fermés

Dans les systèmes fermés, la masse de matière enfermée peut subir différentes transformations. On considère les différentes transformations simples et réversibles suivantes :

I.6.1.1 Transformation isochore ($V = \text{cte}$)

Soit un gaz supposé idéal et enfermé dans une enceinte rigide (non déformable $dV = 0$).



$$\text{d'où, } \frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1}$$

Fig.I.7 : Transformation isochore

(I.14)

Travail :

$$\text{on a, } dW = -pdV \Rightarrow W_{12} = -\int_{12} pdV$$

$$\text{l'enceinte étant indéformable (} dV = 0 \text{), } W_{12} = 0$$

Chaleur

$$\text{on a, } \Delta U = W_{12} + Q_{12}$$

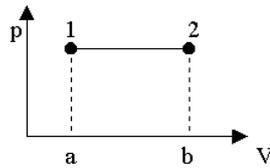
$$\text{soit, } Q_{12} = U_2 - U_1 = mc_v(T_2 - T_1)$$

Energie interne et enthalpie

$$\text{on a, } \Delta U = Q_{12} + W_{12} \text{ (avec } W_{12} = 0 \text{)}$$

$$\text{soit, l'énergie interne } \Delta U = Q_{12} = mc_v(T_2 - T_1) \quad (\text{I.15})$$

$$\text{et l'enthalpie, } \Delta H = H_2 - H_1 = mc_p(T_2 - T_1) \quad (\text{I.16})$$

I.6.1.2 Transformation isobare ($p = \text{cte}$)

$$\text{d'où, } \Rightarrow \frac{V_2}{V_1} = \frac{T_2}{T_1} \quad (\text{I.17})$$

Fig.I.8 : Transformation isobare

Travail

$$W_{12} = -\int_1^2 p dV = -p(V_2 - V_1)$$

$$\text{d'où, } W_{12} = -p(V_2 - V_1) = m r (T_1 - T_2) = \text{aire} \quad (\text{I.18})$$

Chaleur

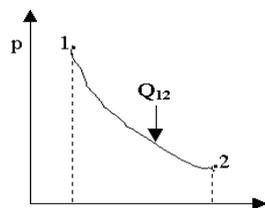
on a, $dH = dQ + V dp$ (or $dp = 0$) $\Rightarrow dQ = dH$

$$Q_{12} = H_2 - H_1 = m c_p (T_2 - T_1) \quad (\text{I.19})$$

Energie interne et enthalpie

on a, $\Delta U = Q_{12} + W_{12}$

$$\begin{aligned} \text{Et} \quad \Delta U &= m c_v (T_2 - T_1) \\ \Delta H &= Q_{12} = m c_p (T_2 - T_1) \end{aligned} \quad (\text{I.20})$$

I.6.1.3 Transformation isotherme ($T = \text{cte}$)

$$p_1 V_1 = m r T_1$$

$$p_2 V_2 = m r T_2$$

$$\text{soit } \Rightarrow p_1 V_1 = p_2 V_2$$

(I.21)

Fig. I.9 : Transformation isotherme

Travail

$$W_{12} = -\int_1^2 p dV = m.r.T \ln \frac{V_1}{V_2} = m.r.T \ln \frac{p_1}{p_2}$$

$$W_{12} = mrT \ln p_2/p_1 = mrT \ln V_1/V_2 \quad (I.21)$$

Chaleur

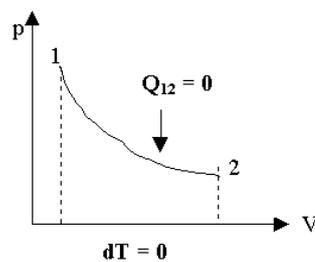
comme, $T = \text{cte}$ et $U = f(T)$ uniquement on a :

$$Q_{12} = -W_{12} = mrT \ln p_1/p_2 \text{ (car } \Delta U = 0) \quad (I.12)$$

Energie interne et enthalpie

on a, $\Delta U = 0$ car, $U = f(T)$

d'où, $\Delta H = 0$ car, $H = f(T) \quad (I.13)$

L.6.1.4 Transformation isentropique $Q = 0$ (ou adiabatique réversible)

or, $dU = dQ + dW$ (et $dQ = 0$)

$$dQ = dU + p dV = mc_v dT + p dV = 0 \quad (I.22)$$

$$dQ = dH - V dp = mc_p dT - V dp = 0$$

Fig. I.10 : Transformation isentropique

soit,

$$\begin{aligned} mc_v dT &= -p dV \\ mc_p dT &= +V dp \end{aligned}$$

$$\frac{dp}{p} = -\gamma \cdot \frac{dV}{V} \text{ avec } \gamma = \frac{C_p}{C_v} = \frac{c_p}{c_v}$$

En intégrant cette relation, on obtient l'équation bien connue d'un gaz subissant une transformation isentropique :

$$pV^\gamma = \text{cte} \Rightarrow \text{ou } p_1 V_1^\gamma = p_2 V_2^\gamma \quad (I.22)$$

Relations (p,T) et (V,T) pour les grandeurs thermiques

$$\text{On a les relations : } pV = nRT \text{ et } pV^\gamma = \text{cte} \quad (I.23)$$

$$\text{- pour le couple (p,T) : } TP^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = Cst \quad (\text{I.24})$$

$$\text{- pour le couple (V,T) : } TV^{\gamma-1} = Cst \quad (\text{I.25})$$

$$\text{d'où les relations : } T_1 V_1^{\gamma-1} = T_2 V_2^{\gamma-1} \text{ et } T_1^\gamma p_1^{1-\gamma} = T_2^\gamma p_2^{1-\gamma} \quad (\text{I.26})$$

Travail

$$W_{12} = -\int_1^2 p dV = \frac{p_1 V_1}{\gamma-1} \left[\left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1} - 1 \right] = \frac{p_1 V_1}{\gamma-1} \left[\frac{T_2}{T_1} - 1 \right] = \frac{n.r}{\gamma-1} (T_2 - T_1) = \frac{1}{\gamma-1} (p_2 V_2 - p_1 V_1)$$

$$\text{soit, } W_{12} = nr(T_2 - T_1)/(\gamma - 1) = (p_2 V_2 - p_1 V_1)/(1 - \gamma) \quad (\text{I.27})$$

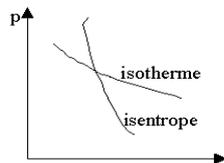
Chaleur

transformation adiabatique, $Q_{12} = 0$

Energie interne et enthalpie $\Delta U = mc_v(T_2 - T_1)$ (5.21)

$$\text{ou, } \Delta U = W_{12} \text{ et } \Delta H = mc_p(T_2 - T_1) = \gamma \Delta U$$

pentés comparées des isotherme et isentropes



$$\text{tg.}\alpha.(\text{isotherme}) = \frac{dp}{dV} = -\frac{P}{V}$$

$$\text{tg.}\alpha.(\text{isotropique}) = \frac{dp}{dV} = -\gamma \frac{P}{V}$$

Fig. I.11 : Courbes isotherme et isentrope et $\gamma > 1$

la pente de l'isentrope est plus abrupte que celle de l'isotherme.

I.6.1.5 Transformation polytrophe (avec échange de chaleur $Q \neq 0$)

La transformation polytrophe s'approche davantage d'une transformation réelle, son équation d'état est :

$$pV^n = \text{cte} \quad (\text{I.28})$$

avec, $1 < n < \gamma$ (! : attention n n'est pas le nombre de moles, mais un nombre)

Formule :

$$\text{on a, } p_1 V_1^n = p_2 V_2^n$$

$$W_{12} = -\int_1^2 p dV = \frac{p_1 V_1}{n-1} \left[\frac{T_2}{T_1} - 1 \right] = \frac{n.r}{n-1} (T_2 - T_1) = \frac{1}{n-1} (p_2 V_2 - p_1 V_1) \quad (I.29)$$

$$\text{et, } \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{n-1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1-n}{n}} \quad (I.30)$$

Attention ! : Pour un polytrope

$$Q_{12} = \Delta U - W_{pol12}$$

$$\frac{Q_{12}}{W_{12}} = \frac{n-\gamma}{\gamma-1} \rightarrow W_{12} = m.C_v \frac{\gamma-1}{n-1} (T_2 - T_1) \quad (I.31)$$

$$Q_{12} \neq 0 \text{ et, } Q_{12} = m C_v \frac{n-\gamma}{n-1} (T_2 - T_1) \quad (I.32)$$

Ces transformations (sauf la polytrope) sont des transformations idéales qui s'écartent des transformations réelles, mais elles sont très utiles pour modéliser ou décrire les cycles thermodynamiques.

La formule $pV^n = \text{cte}$ est très générale et englobe toutes les transformations précédentes :

- Isochore ($V = \text{cte}$) : $p^\infty V = pV^{1/0} = \text{cte}$ avec, $n = \infty$
- Isobare ($p = \text{cte}$) : $pV^0 = \text{cte}$ $n=0$
- Isotherme ($pV = \text{cte}$) : $pV = \text{cte}$ $n=1$
- Isentrope ($pV^\gamma = \text{cte}$) : $pV^n = \text{cte}$ $n=\gamma$

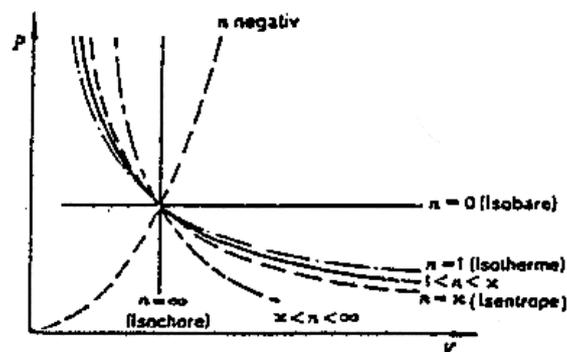


Fig. I.12 : Les différentes transformations en (p,V)

Chapitre II: Machines à cycles récepteurs**II.1. Compresseurs:****II.1.1 Introduction :**

Un compresseur est une machine qui a pour fonction d'élever la pression du fluide compressible qui le traverse. Son nom traduit le fait que le fluide se comprime (son volume diminue) au fur et à mesure de l'augmentation de pression.

L'élévation de pression d'un gaz pour un compresseur est utilisée pour atteindre un niveau de pression déterminé par des processus tels que :

- Les réactions chimiques (pression convenable le catalyseur) ;
- Le stockage dans les cavités ;
- La liquéfaction ou la séparation ;
- Les cycles de réfrigération ;
- L'alimentation des réseaux d'air comprimé...etc.

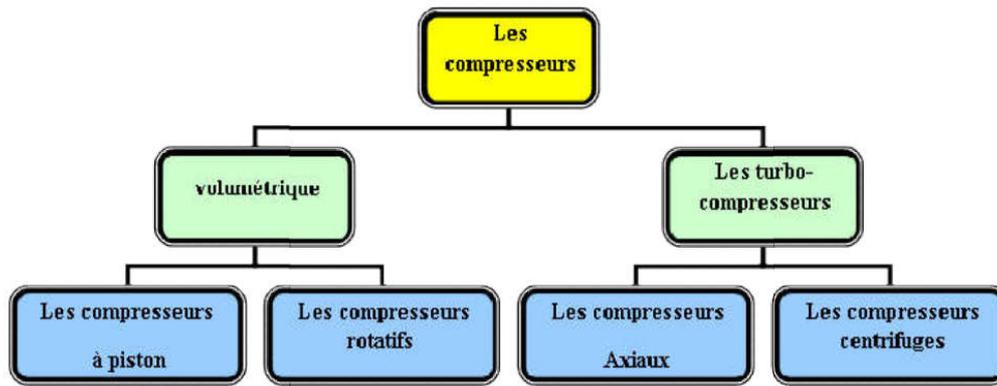
II.1.2.l'objective de ces appareils:

Augmentation de pression (augmenté la pression d'aspiration) du basse pression vers la pression de refoulement de haute pression

II.1.3.- Classification des compresseurs :

Les compresseurs peuvent être classés selon caractéristiques suivants : figure II.1

- le principe de fonctionnement (volumétrique, dynamique) ;
- mouvement des pièces mobiles (mouvement linéaire, rotatif) ;
- les compresseurs d'air ;
- les compresseurs des gaz.



FigII.1. Classification des Compresseurs

II.1.3.1- Compresseurs volumétrique :

Les compresseurs volumétriques sont l'élévation de pression est obtenue en réduisant un certain volume de gaz par action mécanique.

II.1.3.1.a- Principe de fonctionnement :

Leur principe de fonctionnement est le suivant figure II.2, une masse fixe de gaz à la pression d'aspiration P_1 est emprisonnée dans une enceinte de volume variable. Pour augmenter la pression, ce volume est progressivement réduit, d'une manière qui diffère selon la technique utilisée généralement, la transformation suit une loi voisine d'un poly tropique

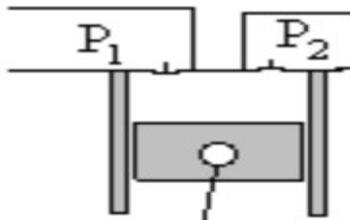


Fig II.2 principe de fonctionnement

II.1.3.1.b- Différent type de compresseur volumétrique :

Les compresseurs volumétriques peuvent être choisis suivant les caractéristiques citées au-dessus figure I.1.

1 - Compresseurs alternatif à piston :

Dans un compresseur à piston, l'enceinte est le volume délimité par un cylindre, l'une de ses bases qui est fixe, et l'autre qui est un piston mobile dans l'alésage du cylindre, entraîné par un système bielle-manivelle.

En fin de compression, l'enceinte est mise en communication avec le circuit de refoulement, pour que le gaz comprimé à la pression P_2 puisse sortir. Une nouvelle masse de gaz à la pression P_1 est alors aspirée dans les canalisations amont, et ainsi de suite, le fonctionnement de la machine étant cyclique.

Les organes qui commandent le refoulement ou l'admission sont, dans les compresseurs à piston, des clapets automatiquement actionnés par les différences de pression entre l'enceinte et les tubulures de refoulement ou d'admission.

On désigne par cylindrée le volume v_s balayé par le piston entre ses deux positions extrêmes, et par espace mort et le volume minimal de l'enceinte de compression. Dans les réalisations courantes, v_s est de l'ordre de 3 à 5 %.

Du fait de l'existence de l'espace mort, les compresseurs volumétriques présentent une caractéristique particulière : leur cylindrée apparente est inférieure à leur cylindrée géométrique. Une certaine masse de fluide reste enfermée dans le Compresseur en fin de refoulement, venant ainsi réduire le volume utile de la machine. On caractérise cette réduction de cylindrée par une grandeur appelée rendement volumétrique.

2- Compresseur rotatif :

Ces compresseurs tels que les compresseurs à piston compriment les gaz par réduction du volume. Parmi les compresseurs relatifs on distingue :

- Compresseur à palette
- Compresseur à vis
- Compresseur type rôts
- Compresseur spirale

II.1.3.2- Compresseurs dynamiques :

Au point de vue de l'écoulement du fluide, les compresseurs dynamiques se divisent en machines axiaux et centrifuges. Voir figure II.3

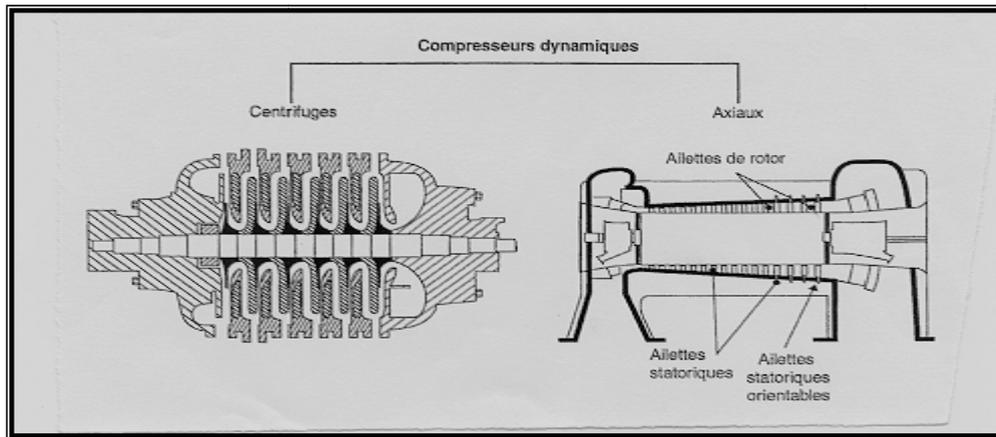


Fig II.3 les compresseurs dynamiques

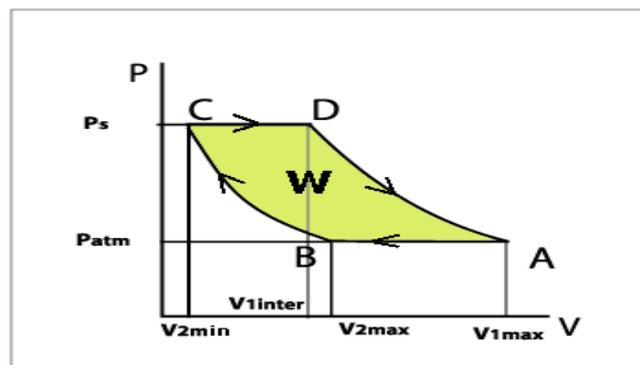
II.1.3.3-Compresseurs axiaux :

Les compresseurs axiaux sont des machines réceptrices à écoulement axial du compressible, ils sont utilisés dans les turbines à grande puissance et dans les turboréacteurs d'aviation, ils sont caractérisés par le nombre d'étage important et le taux de compression n'est pas élevé.

II.1.3.4- Compresseurs centrifuges :

Les compresseurs centrifuges augmentent l'énergie du gaz comprimé grâce à la force centrifuge qui est provoquée par le mouvement de rotation des roues à aube.

II.2-cycle thermodynamique :



II.2.1- Bilan énergétique :

A-B –transformation isobare: $P_A = P_B$

$$T_A/V_A = T_B/V_B = \text{constante}$$

-l'énergie interne ΔU :

$$\Delta U = n C_v \Delta T = n C_v (T_B - T_A)$$

-l'enthalpie ΔH :

$$\Delta H = n C_p \Delta T = n C_p (T_B - T_A)$$

-travail interne W_{in} :

$$W = -\int P dV = -P (V_B - V_A)$$

-travail externe W_{ex} :

$$W = \int V dP = V (P_B - P_A)$$

-quantité du chaleur Q :

$$Q = \Delta H = n C_p (T_B - T_A)$$

B-C – transformation compression adiabatique : $S_B = S_C$

$$P_B V_B^\gamma = P_C V_C^\gamma$$

$$T_B V_B^{\gamma-1} = T_C V_C^{\gamma-1}$$

$$T_B P_B^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_C P_C^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$$

-l'énergie interne ΔU :

$$\Delta U = n C_v \Delta T = n C_v (T_C - T_B)$$

-l'enthalpie ΔH :

$$\Delta H = n C_p (T_C - T_B)$$

-travail interne W_{in} :

$$W = \frac{1}{\gamma-1} (P_B V_B - P_C V_C)$$

-la quantité de chaleur Q :

$$Q_{BC} = 0$$

C-D – transformation isobare : $P_C = P_D$

$$\frac{T_C}{V_C} = \frac{T_D}{V_D} = \text{constante}$$

-l'énergie interne ΔU :

$$\Delta U = n C_v \Delta T = n C_v (T_D - T_C)$$

-l'enthalpie ΔH :

$$\Delta H = n C_p (T_D - T_C)$$

-travail interne W_{in} :

$$W = - \int p dv = - P (V_D - V_C)$$

-travail externe W_{ex} :

$$W = \int V dP = V (P_D - P_C)$$

-la quantité de chaleur Q :

$$Q = \Delta H = n C_p (T_D - T_C)$$

D – A transformation détente adiabatique : $S_A = S_D$

$$P_A V_A^\gamma = P_D V_D^\gamma$$

$$T_A V_A^{\gamma-1} = T_D V_D^{\gamma-1}$$

$$T_A P_A^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_D P_D^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$$

-l'énergie interne ΔU :

$$\Delta U = n C_v \Delta T = n C_v (T_A - T_D)$$

-l'enthalpie ΔH :

$$\Delta H = n C_p (T_A - T_D)$$

-travail interne W_{in} :

$$W = \frac{1}{\gamma-1} (P_A V_A - P_D V_D)$$

-la quantité de chaleur Q :

$$Q = 0 \text{ (car transformation adiabatique)}$$

-Calcul de travail total W_T :

Travail total est la somme de travail d'aspiration + travail de refoulement + travail de compression

-travail d'aspiration :

$$W_{asp} = P_B \cdot S_C = P_B V_B$$

-travail de compression W_{comp} :

$$W_{\text{comp}} = \int_{V_B}^{V_C} P dV$$

-travail de refoulement W_{ref} :

$$W_{\text{ref}} = P_C \cdot S_C = P_C V_C$$

Travail total W_T :

$$W_T = W_{\text{asp}} + W_{\text{comp}} + W_{\text{ref}}$$

$$W_T = P_B V_B - \int_{V_B}^{V_C} P dV + P_C V_C$$

-L'efficacité ε :

$$\varepsilon = \frac{Q_{BC}}{W_T} = \frac{n C_P (T_D - T_C)}{P_B V_B - \int_{V_B}^{V_C} P dV + P_C V_C}$$

-Taux de compression :

$$\beta = \frac{\text{pression du refoulement } P_C}{\text{pression d'aspiration } P_B}$$

Conclusion :

La compression en générale, peut être imposée par la nécessité technique de déplacer une certaine quantité de gaz d'un système à une certaine pression, vers un autre système à une autre pression plus élevée.

II.2 Machines thermiques; quelques définitions

II.2.1 Machine thermique:

On appelle machine thermique tout système permettant de transformer un transfert d'énergie d'origine non thermique et transfert d'énergie thermique et réciproquement. Couramment, on définit une machine thermique comme un système permettant de transformer du travail en chaleur et réciproquement. Le fonctionnement de ces machines étant perpétuel, le système effectue un cycle, c'est-à-dire qu'au bout d'un certain nombre de transformations il revient à son état initial.

Une machine thermique est composée de plusieurs parties:

- la partie essentielle est le système thermodynamique permettant d'effectuer les transformations. C'est en général un fluide. Ce système échange de l'énergie mécanique et thermique avec les autres parties.
- Les réservoirs de travail (moteurs, circuits électriques...) qui échangent avec le système du travail uniquement. On les considère comme parfaits, i.e. les échanges sont adiabatiques réversibles.
- Les sources de chaleur, souvent des thermostat, c'est-à-dire qui peuvent fournir ou recevoir n'importe quelle quantité de chaleur sans que leur température varie.

II.2.2 Types de machines thermiques:

Il y a trois types de machines thermiques:

- moteur : (S) échange de la chaleur et fournit du travail. On définit son rendement par $\eta = \frac{|W|}{Q} < 1$
- réfrigérateur : (S) reçoit du travail et transfère de la chaleur de l'intérieur vers l'extérieur. On définit son efficacité par $\varepsilon = \frac{Q'}{W} > 1$
- pompe à chaleur : (S) reçoit du travail et transfère de la chaleur de l'extérieur vers l'intérieur. On définit son efficacité par $\varepsilon = \frac{Q''}{W} > 1$

II.2.3 Conventions:

Dans l'étude des machines thermiques, on étudiera le système (S) et donc, conformément aux conventions habituelles de la thermodynamique, nous compterons positivement l'énergie reçue par le système.

II.3 Applications des principes de la thermodynamique aux machines thermiques

II.3.1 Inégalité de Clausius

On considère le système (S) effectuant un cycle et échangeant:

- de la chaleur avec des thermostats
- du travail avec des réservoirs de travail

L'ensemble étant isolé, on a $\Delta S \geq 0$ et $\Delta S = \Delta S_e + \Delta S_{th} + \Delta S_W$

Or $\Delta S_e = 0$ car le système effectue un cycle et $\Delta S_w = 0$ par car les réservoirs de travail sont supposés idéaux.

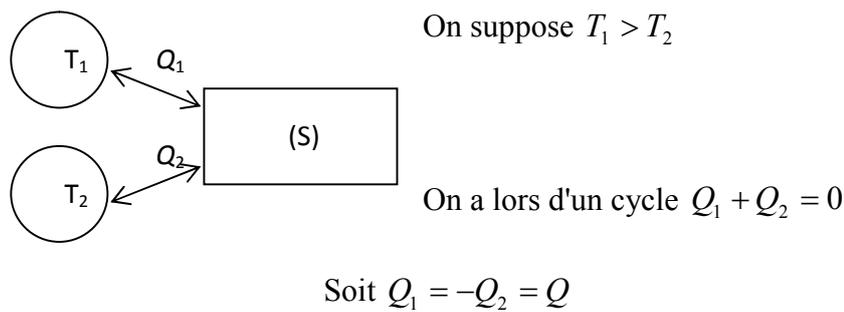
On a donc
$$\Delta S_{th} = \sum_i \frac{-Q_i}{T_i} = -\sum_i \frac{Q_i}{T_i} \geq 0$$

On en déduit l'inégalité de Clausius:

$$\sum_i \frac{Q_i}{T_i} \leq 0$$
, l'égalité ayant lieu pour un cycle réversible

II.3.2 Autres énoncés du second principe:

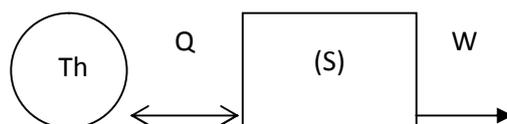
a) Enoncé de Clausius



Or, comme $\frac{Q_1}{T_1} + \frac{Q_2}{T_2} \leq 0$, on a $Q \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right) \leq 0$ ce qui implique directement que $Q \geq 0$.

On peut donc tirer l'énoncé de Clausius: une transformation dont le seul résultat est de transférer de la chaleur d'un corps froid vers un corps chaud est impossible.

b) Enoncé de Kelvin



On a au cours d'un cycle $W + Q = 0$ d'après l'inégalité de Clausius, on a nécessairement $Q \leq 0$ donc $W \geq 0$. Un tel système reçoit forcément du travail.

Ceci justifie l'énoncé de Kelvin: une transformation dont le seul résultat est de transformer en travail de la chaleur prise à une source de chaleur unique est impossible.

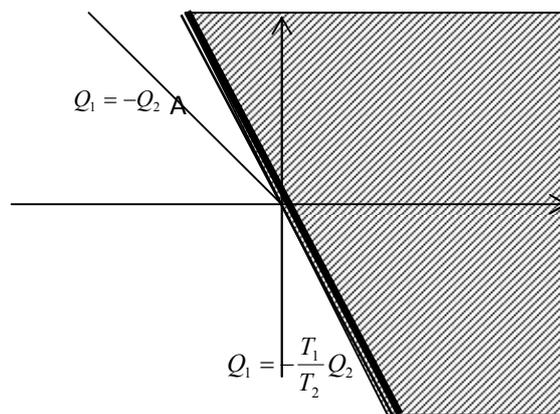
Autrement dit, un cycle moteur mono-thermes est impossible.

II.3.3 Conditions de fonctionnement d'une machine di-thermes:

Pour une machine ditherme, on a:

$$\frac{Q_1}{T_1} + \frac{Q_2}{T_2} \leq 0 \quad \text{et on suppose } T_1 > T_2$$

Traçons alors sur un diagramme $Q_1 = -\frac{T_1}{T_2} Q_2$.



Région A: fonctionnement moteur

Région D: fonctionnement frigo ou pompe à chaleur

→ Si on veut un fonctionnement moteur: $W < 0$, il faut donc que $Q_1 > -Q_2$. On voit donc que l'on a nécessairement $Q_1 > 0$ et $Q_2 < 0$ ainsi que $|Q_2| < Q_1$.

Donc si on veut qu'un moteur fonctionne, indépendamment de son mécanisme interne, il faut qu'il prenne de la chaleur à une source chaude et en restitue *une partie* à la source froide.

→ Si on veut $W > 0$ il faut que $Q_1 + Q_2 \leq 0$.

La région B n'a aucun intérêt, de même que la région C: dans la première, on utilise du travail pour transférer de la chaleur d'une source chaude à une source froide. Dans la seconde, le système donne de la chaleur à la source chaude et à la source froide.

Par contre, la région D caractérise le frigo et la pompe à chaleur: on prend de la chaleur à la source froide pour en restituer à la source chaude et on a $|Q_1| > \frac{T_1}{T_2} Q_2$

II.3.4 Rendement et efficacité des différentes machines thermiques:

a) Moteur

Le rendement vaut, par définition : $\eta = \frac{|W|}{Q_1}$, où Q_1 est la chaleur reçue de la source chaude (par exemple, pour une locomotive à vapeur, le système (l'eau) reçoit de la chaleur de la chaudière, entraînant une turbine (donne du travail) et restituant une partie à l'atmosphère (source froide)).

$$\text{On a donc } \eta = 1 + \frac{Q_1}{Q_2}$$

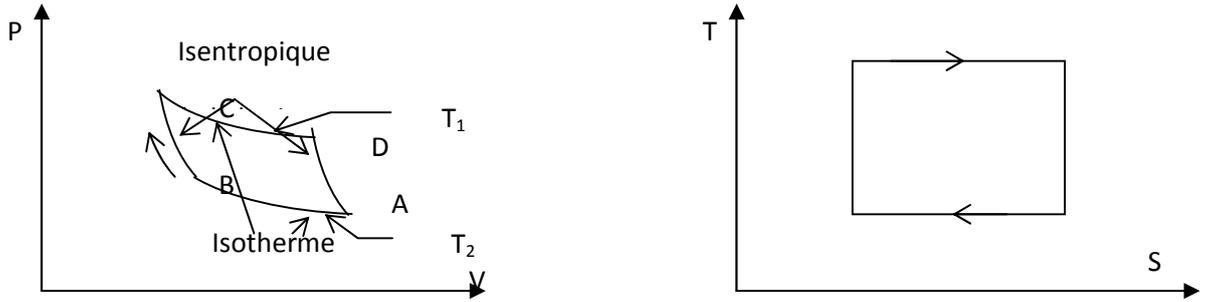
$$\text{Or on a } \frac{Q_1}{T_1} + \frac{Q_2}{T_2} \leq 0 \text{ donc } \frac{Q_2}{Q_1} \leq -\frac{T_2}{T_1}$$

$$\text{D'où on tire que } \eta \leq 1 - \frac{T_2}{T_1} \leq 1$$

On note que:

- η est maximal pour un cycle réversible
- il est indépendant des caractéristiques techniques du moteur, ce qui signifie que la limitation du rendement est intrinsèque au fonctionnement moteur ditherme.
- Il est inférieur à 1
- Que la limitation supérieure ne peut être améliorée qu'en augmentant l'écart entre les deux températures (en effet, la source chaude cèdera d'autant plus facilement de la chaleur qu'elle est chaude et la source froide en recevra d'autant plus facilement qu'elle est froide)

Le cycle modélisant un moteur est le cycle de Carnot:



Comme $W_{rev} = -\oint p.dV$, on voit qu'en raison du sens du parcours, $W_{rev} < 0$: c'est bien un fonctionnement moteur.

$$\text{On a } W = RT_2 \ln\left(\frac{V_A}{V_B}\right) + \frac{R}{\gamma-1}(T_1 - T_2) + RT_1 \ln\left(\frac{V_C}{V_D}\right) + \frac{R}{\gamma-1}(T_2 - T_1)$$

$$\text{Donc } W = RT_2 \ln\frac{V_A}{V_B} + RT_1 \ln\frac{V_C}{V_D}$$

Par ailleurs on a, d'après les résultats sur le gaz parfait:

$$V_A = \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} V_D \text{ et } V_B = \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} V_C$$

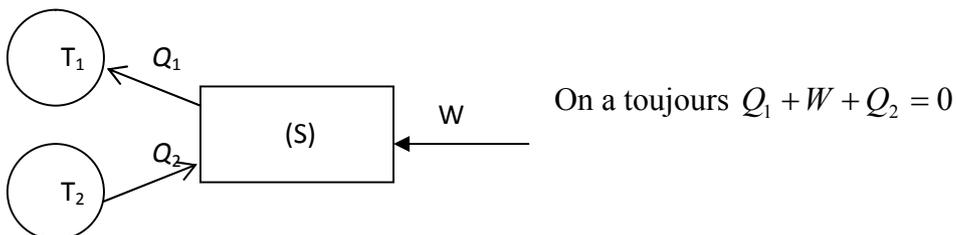
D'où on tire l'expression du travail fourni par ce cycle réversible:

$$W = R \ln\left(\frac{V_C}{V_D}\right)(T_1 - T_2) < 0$$

$$\text{On évalue par ailleurs } Q_1 = -W_{CD} = -RT_1 \ln\left(\frac{V_C}{V_D}\right)$$

$$\text{D'où on tire que } \eta = \frac{-W}{Q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

b) Réfrigérateurs



Et $\frac{Q_1}{T_1} + \frac{Q_2}{T_2} \leq 0$ avec $Q_1 > 0$ (on donne de la chaleur à la source chaude) et $Q_2 < 0$

(on prend de la chaleur à une source froide).

L'efficacité est donnée par:

$$\varepsilon = \frac{Q_2}{W} = \frac{-1}{\frac{Q_1}{Q_2} + 1}$$

$$\text{Or } \frac{Q_1}{Q_2} \leq -\frac{T_1}{T_2} \text{ donc } \varepsilon \leq \frac{1}{\frac{T_1}{T_2} - 1} = \frac{T_2}{T_1 - T_2}$$

ε est d'autant plus limité que T_1 grand et T_2 bas (plus il faut refroidir l'enceinte, plus c'est difficile de lui ponctionner de la chaleur, et plus la pièce est chaude, et plus il est difficile de lui fournir de la chaleur).

c) Pompes à chaleur

La situation thermodynamique est la même que pour le réfrigérateur, mais ici l'efficacité est donnée par:

$$\varepsilon = \frac{|Q|}{W} = -\frac{Q_1}{W} \text{ et d'après les calculs précédents } \varepsilon \leq 1 + \frac{T_2}{T_1 - T_2}$$

Remarque:

- on peut utiliser un tel système pour par exemple réchauffer une piscine tout en refroidissant une patinoire
- On voit que $\varepsilon > 1$, donc un tel type de chauffage est plus avantageux que la dissipation par effet Joule (radiateur) où $\varepsilon = \frac{W}{Q} = 1$.

Chapitre III : Cycles Idéaux des Moteurs à combustion interne

III.1 : Introduction.

Un moteur thermique à combustion interne est un organe transformateur d'énergie. Il transforme l'énergie thermique produite par la combustion (carburant + comburant) en énergie motrice mécanique.

Un moteur est dit à combustion interne si la combustion se fait à l'intérieur du moteur. On parle de moteur à combustion externe si l'énergie est transportée par un fluide caloporteur à l'extérieur de celle-ci. Cas d'une turbine à vapeur par exemple

III.2 : Différents types de moteurs thermiques à combustion interne.

Il existe deux grands types de moteurs à combustion interne :

- Les moteurs fournissant un couple sur un arbre.
 - Moteurs thermiques à combustion interne à pistons alternatifs
 - * Moteurs à allumage commandé (moteurs à essence)
 - * Moteurs Diesel
 - Moteurs thermiques à combustion interne à Pistons Rotatifs
 - Turbines à gaz.
- Les moteurs à réaction.
 - Turbo réacteurs
 - Statoréacteurs
 - Pulsoréacteurs
 - Moteur-fusée

III.2.1 : Moteurs thermiques à pistons alternatifs.

Moteurs thermiques utilisant l'énergie thermique produite par une combustion d'un gaz carburé (carburant – comburant) pour obtenir de l'énergie mécanique par transformation du mouvement de translation du piston en mouvement de rotation d'arbre (vilebrequin).

-Définition du cycle à 4 temps

On appelle cycle l'ensemble des phases qui se succèdent dans le moteur. Dans notre cas, le cycle comprend quatre phases ou temps :

- **Temps admission** : aspiration d'air ou de mélange air-essence.
- **Temps compression** : de l'air ou du mélange.
- **Temps combustion-détente** : inflammation rapide du mélange provoquant une brusque montée en pression des gaz puis leur détente.
- **Temps échappement** : évacuation des gaz brûlés.

On constate que seul le troisième temps fournit de l'énergie, c'est le temps moteur, les trois autres temps sont résistants.

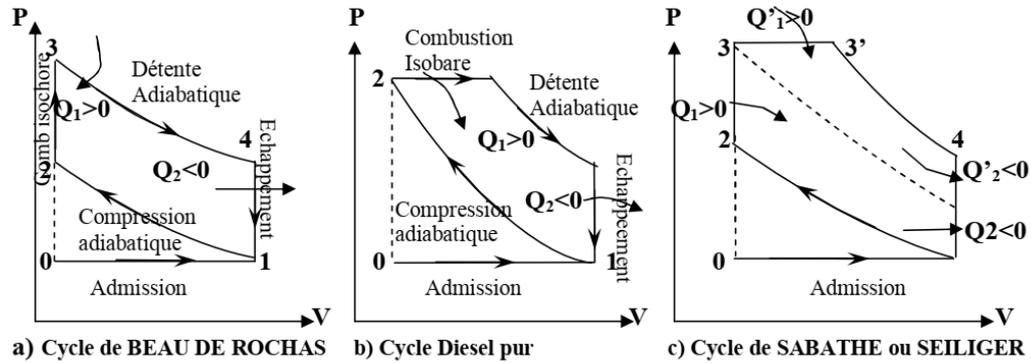
Principaux cycles du moteur à combustion interne

Les trois (03) principaux cycles du moteur à combustion interne peuvent être résumés de la manière suivante :

- Cycle de **BEAU DE ROCHAS** (cycle à apport de chaleur à volume constant)

utilisé dans les moteurs à allumage commandés (**Fig-A**).

- Cycle **diesel pur** (cycle à apport de chaleur à pression constante) concerne les moteurs à allumage par compression (**Fig-B**).
- Cycle de **SABATHE** ou cycle **mixte** appelé aussi cycle de **SEILIGER**. C'est une combinaison des cycles de **BEAU DE ROCHAS** et **DIESEL pur** (**Fig-C**). L'étude de ces cycles peut être effectuée à l'aide du diagramme (P,V) et c'est ce type de diagramme que nous utiliserons.



$v_0 = v$: Volume mort ou volume des gaz emprisonnés dans la chambre de combustion.

$$V_1 = V_0 + v \quad (V_0 : \text{cylindrée unitaire})$$

III.2.1.1 - Moteurs thermiques à explosion ou à allumage commandé (Moteurs à essence).

Le **moteur à explosion** est un moteur à combustion interne, principalement utilisé pour la propulsion des véhicules de transport (avion à hélice, automobile, moto, camion, bateau), pour une multitude d'outils mobiles (tronçonneuse, tondeuse à gazon) ainsi que pour des installations fixes (groupe électrogène, pompe).

Il s'agit de tous les moteurs utilisant comme carburant de **l'essence, de l'alcool**, voire un **gaz (GPL)** ou autre, et dont la combustion doit être déclenchée par une source d'énergie externe (bougie).

Ces moteurs transforment l'énergie potentielle chimique stockée dans un carburant en travail (énergie mécanique) grâce à des combustions très rapides, d'où le terme « d'explosion ». Ils sont constitués d'un ou plusieurs cylindres confinant les combustions. Dans chaque cylindre, un piston coulisse en un mouvement rectiligne alternatif. Ce mouvement est transformé en rotation par l'intermédiaire d'une bielle reliant le piston au vilebrequin, un assemblage de manivelles sur un axe.

Le cycle de fonctionnement se décompose analytiquement en quatre temps ou phases.

A → B : Admission des gaz carburés (air + carburant) ($m_a + m_c$).

B → C : Compression adiabatique du mélange. Fermeture de la soupape d'admission, puis remontée du piston qui comprime le mélange jusqu'à 30 bars et 400 à 500 °C dans la chambre de combustion ;

$$PV^\gamma = cte \Rightarrow P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma \Rightarrow \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\gamma = \left(\frac{V + v}{v}\right)^\gamma$$

On pose $\varepsilon = \frac{V + v}{v}$

rapport volumétrique de compression

$$TV^\gamma = cte \Rightarrow T_1 V_1^{\gamma-1} = T_2 V_2^{\gamma-1} \Rightarrow \frac{T_2}{T_1} \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} = \varepsilon^{\gamma-1}$$

soit $\left\{ \begin{array}{l} \frac{P_2}{P_1} = \varepsilon^\gamma \\ \frac{T_2}{T_1} = \varepsilon^{\gamma-1} \end{array} \right.$

C → D : Combustion à volume constant (explosion).

Apport de chaleur par combustion de m_c en présence de l'oxygène de m_a

$$Q_1 = (m_a + m_c) \cdot C_v (T_3 - T_2) = m_c \cdot P_{Ci}$$

Avec : m_a : Masse d'air.

m_c : Masse du carburant.

P_{Ci} : Pouvoir calorifique du carburant.

D → E : Détente adiabatique des gaz. (temps moteur) Les gaz chauds à une pression de 40 à 60 bars repoussent le piston, vers le point mort bas (PMB) initiant le mouvement :

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} = \varepsilon^{\gamma-1} \Rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \varepsilon^{\gamma-1}$$

E → B : Echappement des gaz brûlés, Remontée du piston vers le point mort haut (PMH) en chassant les gaz brûlés détendus dans le collecteur d'échappement avec dégagement de chaleur Q_2 .

$$\text{Avec : } Q_2 = (m_a + m_c) C_v (T_1 - T_4).$$

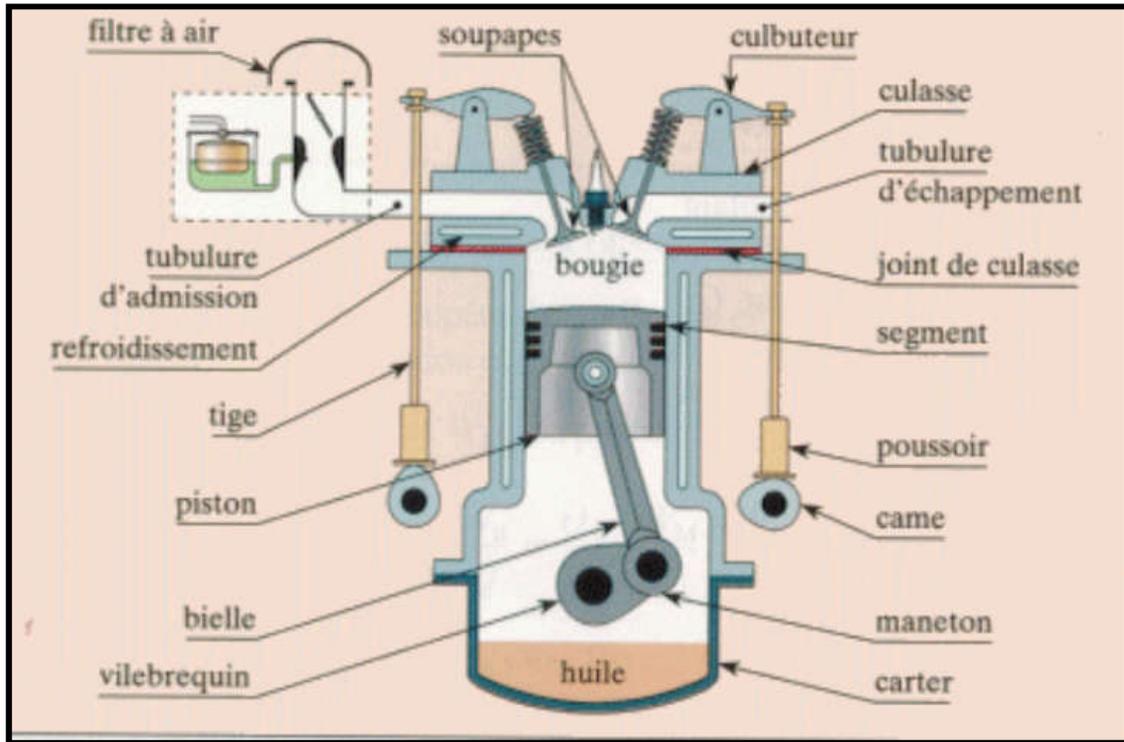


Fig.III.1. Description du moteur à 4 temps

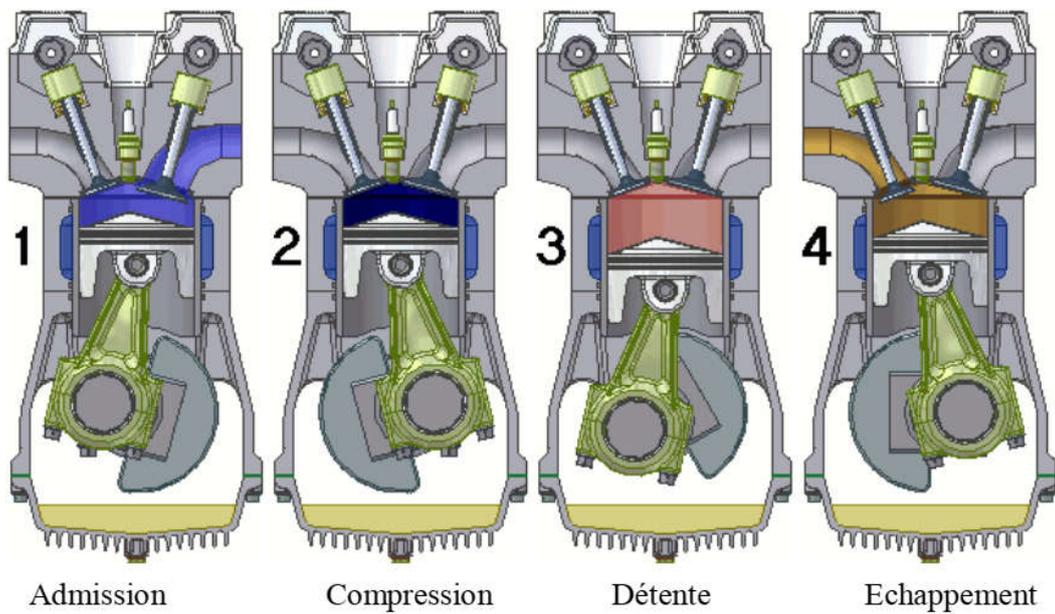


Fig.III.2. Fonctionnement d'un moteur 4 temps

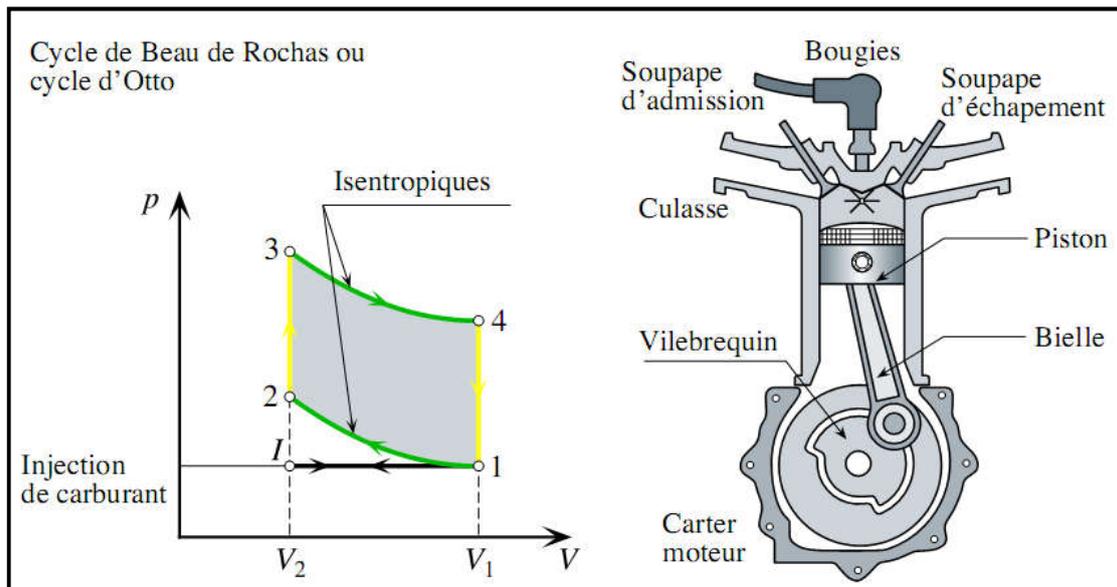


Fig.III.3. Cycle de BEAU DE ROCHAS

Rendement théorique du cycle de Beau de Rochas.

$$\eta_{th} = \frac{W_e}{Q_1} = -\frac{W}{Q_1} = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1} = 1 + \frac{Q_2}{Q_1} = 1 + \frac{(ma + mc)Cv(T_B + T_E)}{(ma + mc)Cv(T_D + T_C)}$$

$$\eta_{th} = 1 + \frac{(T_B + T_E)}{(T_D + T_C)}$$

III.2.1.2 - Moteurs thermiques DIESEL ou à combustion par compression.

Dans les moteurs à allumage par compression, le carburant est du gazole. On l'injecte sous pression dans la chambre de combustion contenant de l'air, préalablement comprimé et chaud, au contact duquel il s'enflamme spontanément. Ces moteurs sont appelés moteur Diesel.

a_ Cycle diesel (combustion à pression constante)

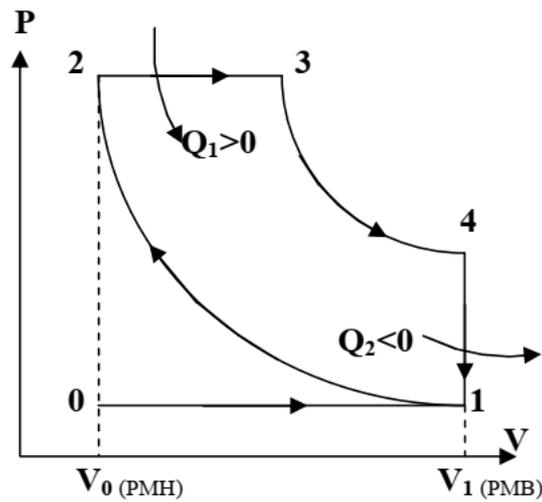


Fig.III.4. Cycle Moteur diesel

0 → 1 : Admission de l'air.

1 → 2 : Compression adiabatique de l'air

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\gamma = \epsilon^\gamma$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1} = \epsilon^{\gamma-1}$$

2 → 3 : Combustion isobare, apport de chaleur

$$Q_1 = (m_a + m_c) C_p (T_3 - T_2) = m_c \cdot P_{ci}$$

0 → 4 Détente adiabatique des gaz.

$$\frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^\gamma = \epsilon'^\gamma$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1} = \epsilon'^{\gamma-1}$$

4 → 1 : Echappement des gaz brûlés. La chaleur dégagée est :

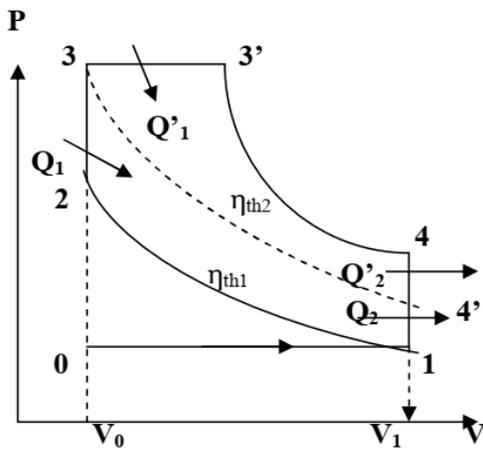
$$Q_2 = (m_a + m_c) C_v (T_1 - T_4)$$

Rendement théorique du cycle diesel :

$$\eta_{th} = \frac{W_e}{Q_1} = -\frac{W}{Q_1} = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1} = 1 + \frac{Q_2}{Q_1} = 1 + \frac{(m_a + m_c) C_v (T_1 + T_4)}{(m_a + m_c) C_p (T_3 + T_2)}$$

$$\eta_{th} = 1 + \frac{1}{\gamma} \frac{(T_1 + T_4)}{(T_3 + T_2)}$$

b : Cycle de Sabathé ou mixte.



$$\eta_{th} = \frac{(Q_1 + Q_2) + (Q'_1 + Q'_2)}{(Q_1 + Q'_1)}$$

$$\eta_{th} = \frac{Q_1 \left(1 + \frac{Q_2}{Q_1}\right) + Q'_1 \left(1 + \frac{Q'_2}{Q'_1}\right)}{(Q_1 + Q'_1)}$$

$$\eta_{th} = \frac{Q_1 \eta_{th1} + Q'_1 \eta_{th2}}{(Q_1 + Q'_1)}$$

Fig.III.4. Cycle de Sabathé ou mixte

Rendement du cycle de Sabathé.

η_{th1} : rendement théorique du cycle de Beau de Rochas

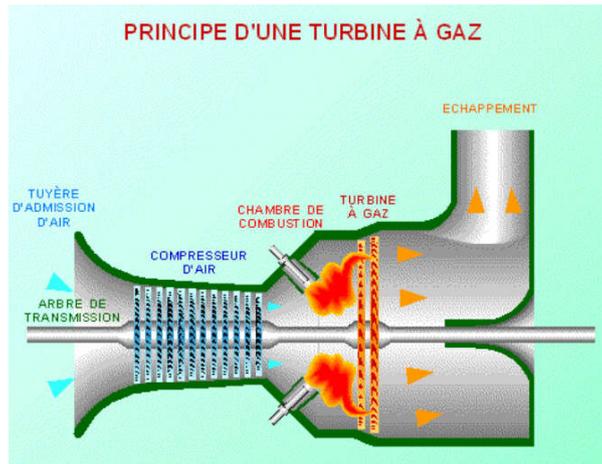
η_{th2} : rendement théorique du cycle diesel pur.

Chapitre IV : Turbine à gaz et turboréacteur

VI.1.Introduction

Les moteurs alternatifs présentent des inconvénients (vibrations, pertes d'énergie dans l'embellage, pertes de chaleur à chaque aller et retour du piston, etc). Pour éviter cela, on utilisera l'écoulement d'un gaz dans une turbine pour produire le travail mécanique.

Une turbine à gaz (ou à combustion) est une machine thermique qui fonctionne schématiquement comme l'indique le dessin ci-dessous.



FigIV.1. schéma d'une turbine à gaz.

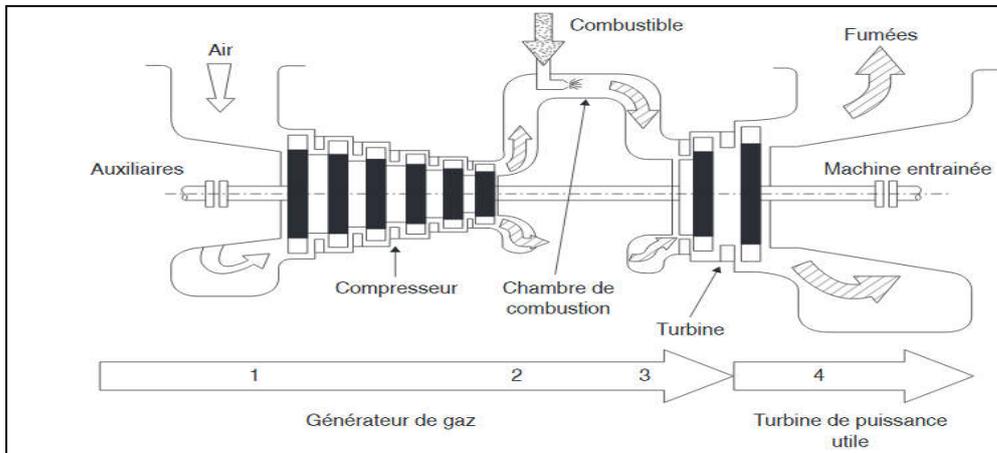
L'air pris à l'atmosphère ambiante subit d'abord une compression sensiblement adiabatique dans un turbo compresseur. On injecte par pulvérisation le combustible (fuel, kérosène) et le mélange air combustible ainsi obtenue est brûlé dans une chambre de combustion sous pression sensiblement constante. Les gaz brûlés sont ensuite détendus dans les aubes fixes d'une turbine et leur énergie cinétique est communiquée aux aubes mobiles solidaires de l'arbre moteur où est monté le compresseur. Une partie du travail obtenu pendant la détente est ainsi utilisée pour entraîner le compresseur. L'arbre commun est relié à une boîte de réduction relié à l'arbre de sortie. Si l'on a une turbine équipant un avion, l'arbre de sortie fait tourner l'hélice et on a un turbo propulseur.

Si la détente est fractionnée, on détend le gaz dans une turbine simplement pour faire tourner le compresseur et ensuite, la fin de la détente se fait dans une tuyère où le gaz prend de l'énergie cinétique et il sort du moteur à grande vitesse, on a alors un moteur à **réaction** ou **turboréacteur**.

IV.2.Description de la turbine a gaz :

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne, dont le rôle est la reconversion de l'énergie thermique due à la combustion d'un hydrocarbure en énergie mécanique (couple mécanique sur l'arbre de la turbine). La turbine à gaz prend l'air atmosphérique et le comprime dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertie cette puissance en énergie mécanique utile pendant le processus de détente qui a lieu dans

la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement en puissance utile à une machine réceptrice « alternateurs, pompes centrifuges, compresseurs de gaz...Etc.).



FigIV.2: schéma Description de la turbine à gaz

IV.3.Le principe de fonctionnement d'une turbine à gaz:

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

- elle extrait de l'air du milieu environnant .
- elle le comprime à une pression plus élevée .
- elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion .
- elle achemine la fumée à pression et à température élevées vers la section de la turbine qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre. Ceci sert, d'un côté, à fournir l'énergie utile à la machine conduite, couplée avec la machine au moyen d'un accouplement et, de l'autre côté à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, qui a lieu dans un compresseur relié directement à la section turbine .
- elle décharge à l'atmosphère les gaz à basse pression et température résultant de la

Transformation mentionnée ci-dessus. Les conditions de conception standard sont par convention classifiées comme des conditions ISO, avec les valeurs de référence citées plus haut.

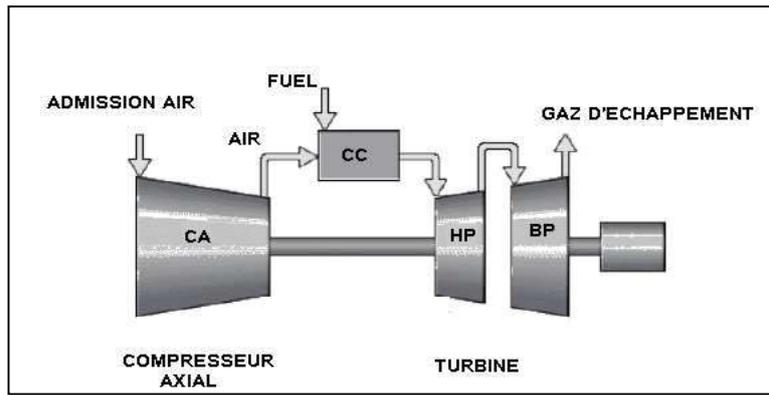


Fig.IV.3. schéma de principe de turbine à gaz

IV.4.Cycle thermodynamique de turbine a gaz :

IV.4.1Le cycle de Joule-Brayton :

Le cycle utilisé dans les turbines à gaz, est le cycle de Joule (dit aussi de Brayton). Dans le cas des turbines, le travail sert à la mise en rotation d'une machine tournante (par exemple un alternateur pour produire de l'électricité). gaz(fig.IV.4) selon lequel fonctionne la plupart des turbines à le cycle théorique C'est Ce cycle est composé de deux transformations isentropiques (1-2) et (3-4) et deux transformations isobares réversibles (2-3) et (4-1) (voir Fig.IV.5):

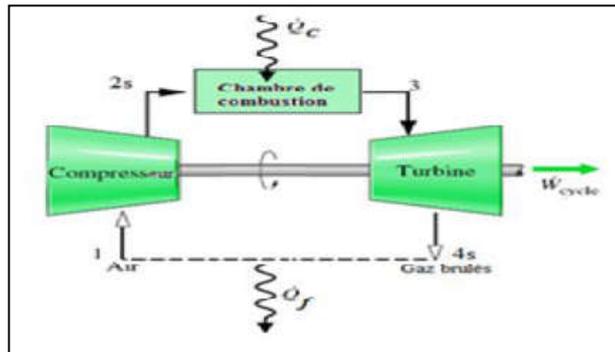


Fig.IV.4. Schéma simplifié d'une turbine à gaz

IV.4.2.Les diagrammes thermodynamiques sont les suivants :

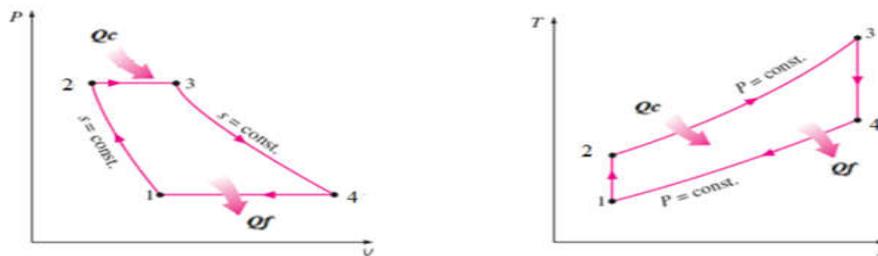


Fig.IV.5. Le cycle réversible de Joule –Brayton

IV.4.3. Bilan énergétique:

- **(1-2) type de transformation : compression adiabatique $S_1 = S_2$**

$$P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma \quad / \quad T_1 V_1^{\gamma-1} = T_2 V_2^{\gamma-1} \quad / \quad T_1 P_1^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_2 P_2^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$$

Energie Interne : $\Delta U = nCv(T_2 - T_1)$

L'enthalpie : $\Delta H = nCp(T_2 - T_1)$

La quantité de chaleur : $Q = 0$

Le travail : $w = \frac{1}{\gamma-1}(P_2 V_2 - P_1 V_1)$

- **(2-3) type de transformation : isobare $P_2 = P_3$**

$$\frac{T_2}{V_2} = \frac{T_3}{V_3}$$

Energie Interne : $\Delta U = nCv(T_3 - T_2)$

L'enthalpie : $\Delta H = nCp(T_3 - T_2)$

La quantité de chaleur : $Q = nCp(T_3 - T_2)$

Le travail : $w = -\int_{V_2}^{V_3} P dV = -P(V_3 - V_2)$

- **(3-4) type de transformation : détente adiabatique $S_3 = S_4$**

$$P_3 V_3^\gamma = P_4 V_4^\gamma \quad / \quad T_3 V_3^{\gamma-1} = T_4 V_4^{\gamma-1} \quad / \quad T_3 P_3^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_4 P_4^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$$

Energie Interne : $\Delta U = nCv(T_4 - T_3)$

L'enthalpie : $\Delta H = nCp(T_4 - T_3)$

La quantité de chaleur : $Q = 0$

Le travail : $w = \frac{1}{\gamma-1}(P_4 V_4 - P_3 V_3)$

- **(4-1) type de transformation : isobare $P_4 = P_1$**

$$\frac{T_4}{V_4} = \frac{T_1}{V_1}$$

Energie Interne : $\Delta U = nCv(T_1 - T_4)$

L'enthalpie : $\Delta H = nCp(T_1 - T_4)$

La quantité de chaleur : $Q = nCp(T_1 - T_4)$

Le travail : $w = - \int_{v_4}^{v_1} P dv = -P(V_1 - V_4)$

IV.4.4. Le Rendement Théorique :

par la formule suivante :

$$\eta = \frac{\text{énergie utile}}{\text{énergie dépense pour le fonctionnement}} = \frac{-W}{Q_C}$$

L'apport de chaleur est :

la quantité de chaleur à source chaude :

la quantité de chaleur à source froide :

1^{er} principe la thermodynamique :

$$\Delta U = W + Q \Rightarrow W + Q = 0 \Rightarrow W + Q_C + Q_F = 0 \text{ (car transformation cyclique)}$$

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{-W}{Q_C} = \frac{Q_C + Q_F}{Q_C} = \frac{Q_{23} + Q_{41}}{Q_{23}} = 1 + \frac{Q_{14}}{Q_{23}} \\ &= 1 + \frac{n c_p (T_1 - T_4)}{n c_p (T_3 - T_2)} = 1 + \frac{(T_1 - T_4)}{(T_3 - T_2)} \end{aligned}$$

IV.5. Calcule anthalpique (ou cycle de joule)

Le cycle le plus utilisé est le cycle à combustion à pression constante (cycle de joule).

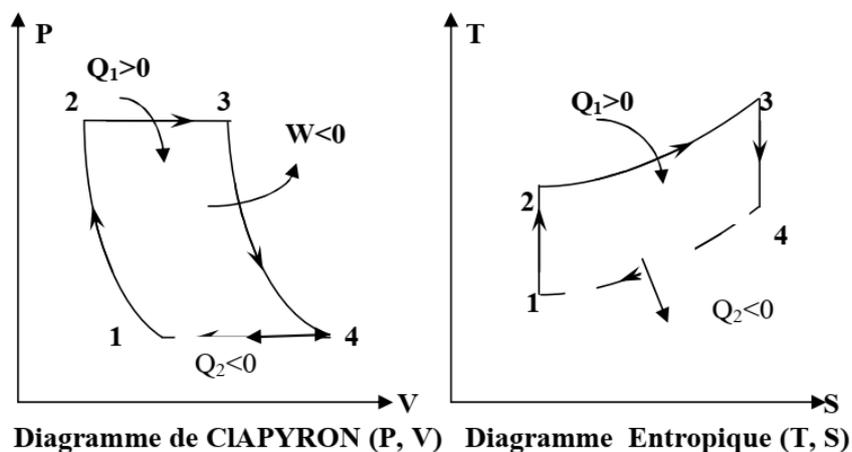


Fig.IV.6. Cycle de joule

1 → 2 : Compression isentropique.

2 → 3 : Combustion isobare.

3 → 4 : Détente isentropique.

4 → 1 : refroidissement isobare.

Rendement thermique théorique de la turbine.

$$\eta_{th} = \frac{W}{Q_1}$$

Avec: $W = W_T - W_C$ travail util

W_T : Travail moteur produit par la turbine par kg d'air

W_C : Travail absorbé par le compresseur pour fournir 1kg d'air comprimé

$Q_1 = Q_{23}$: Quantité de chaleur dépensée

1^{er} principe système ouvert $\Rightarrow W + Q = \Delta H$ ($m = 1\text{kg}$)

Transformation isentropique $\Rightarrow Q = 0$ d'où :

$$|W_T| = H_3 - H_4$$

$$|W_C| = H_2 - H_1$$

$$\Rightarrow W = (H_3 - H_4) - (H_2 - H_1)$$

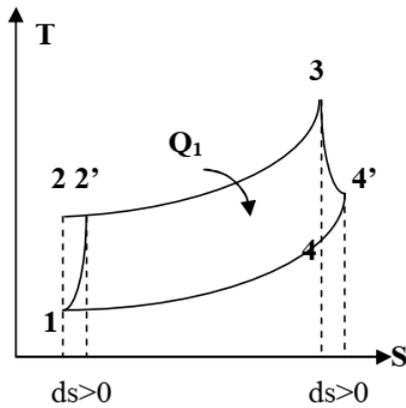
$$|Q_{23}| = H_3 - H_2 \Rightarrow \eta_{th} = \frac{(H_3 - H_4) - (H_2 - H_1)}{H_3 - H_2} = \frac{(H_3 - H_2) - (H_4 - H_1)}{H_3 - H_2}$$

$$\eta_{th} = 1 + \frac{H_4 - H_1}{H_3 - H_2}$$

Dans le cas d'un gaz parfait, on a $\Delta H = C_p \cdot \Delta T$ d'où $\eta_{th} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$

VI.6: Cycle réel de la turbine à combustion

Le cycle réel diffère du cycle théorique par suite de l'irréversibilité des transformations réelles. La compression et la détente ne sont pas isentropiques et l'existence des forces de frottement internes se manifeste par un accroissement d'entropie.



- * La combustion elle-même est accompagnée d'une légère perte de charge et la pression du point (3) est légèrement inférieure à celle du point (2).
- * 2' et 4' (cycle réel).

Fig.IV.7. Cycle réel de la turbine à combustion

Rendement réel.

$$\eta_r = \frac{W_u}{Q_{23}} \quad \text{avec } W_u = W_{tr} - W_{cr}$$

Dans le cas du cycle réel, les pertes qui peuvent affecter l'installation sont les suivantes.

- Pertes pendant la compression caractérisées par $\eta_c = \frac{H_2 - H_1}{H_2' - H_1}$

rendement adiabatique de compression.

- Pertes pendant la détente caractérisées par $\eta_T = \frac{H_3 - H_4'}{H_3 - H_4}$ rendement

adiabatique de la turbine.

- Autres pertes (pertes de charge, pertes mécaniques, pertes par imbrûlés (pertes par rayonnement) peu influentes.

Le travail utile du cycle réel ayant pour expression :

- $W_u = \eta_T W_T - \frac{W_c}{\eta_c}$ avec $|W_T| = H_3 - H_4$
 $|W_c| = H_2 - H_1$
- $W_u = W_{Tr} - W_{cr} = \eta_T W_T - \frac{W_c}{\eta_c} = \eta_T (H_3 - H_4) - \frac{1}{\eta_c} (H_2 - H_1)$

IV.7. avantages et inconvénients de la turbine à gaz :

Avantages

Si on compare la turbine à gaz à ses concurrents dans la famille des moteurs à combustion interne, elle présente des avantages importants :

- Faible encombrement
- Excellent rapport Puissance / Poids
- Bon rendement
- Faibles émissions de polluant

- Mise en route rapide
- Équipements auxiliaires « bon marché ».

Inconvénients

- Combustibles propres donc coûteux (les gaz brûlés se détendent directement dans la turbine)
- Performances dépendant des conditions extérieures (dégradées si T augmente ou si P diminue)

Conclusion •

La turbine à gaz contribue dans une large mesure aux motorisations actuelles. Leur avantage de légèreté en impose l'usage dans l'aéronautique, tandis que dans le domaine des fortes puissances (production d'électricité) elles se démarquent par leur adaptation à des cycles combinés ou de cogénérations très performantes. Les moteurs à explosion eux ont leur puissance limitée à environ 10 MW pour des raisons de masse et d'encombrement

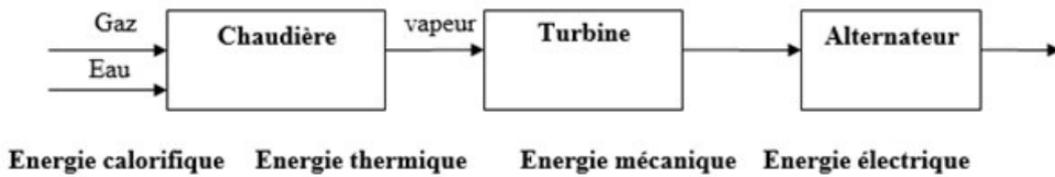
Chapitre V : Turbine à vapeur

V.1. Turbines à vapeur.

Ce sont des machines destinées à produire de l'énergie mécanique en partant de l'énergie thermique. L'énergie mécanique obtenue est, soit utilisée directement (propulsion – pompage), soit transformée en énergie électrique (centrale thermique).

IV.1.1 Principe de fonctionnement d'une centrale thermique

Le processus de production de l'énergie électrique se base sur les conversions successives de différentes formes de l'énergie. Il peut se schématiser de la façon suivante :

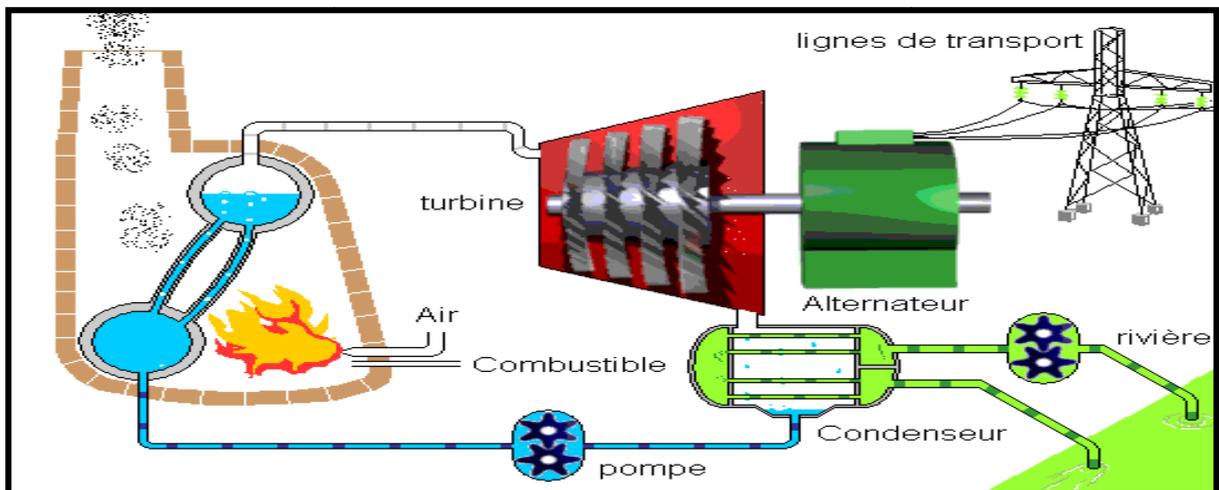


FigV.1: Processus de production de l'électricité

Le principe de fonctionnement du cycle thermique est illustré par la figure 11, l'eau chimiquement pure circule sous une très forte pression dans le générateur de vapeur se transforme sous l'action de la chaleur dégagée par la combustion en vapeur qui atteint une très haute température.

Cette vapeur produite à l'aval de la chaudière se détend progressivement dans la turbine pour être liquéfié dans le condenseur ou la pression décroît tout près du vide absolu.

L'eau condensée récupérée par les pompes est chauffée par les soutirages de vapeur à partir de la turbine et par la chaleur des gaz de la combustion avant d'être réinjectée dans le ballon de la chaudière afin de recommencer le cycle. L'énergie mécanique engendrée par la vapeur dans la turbine se transforme dans l'alternateur en énergie électrique.



FigV.2: Principe de fonctionnement d'une turbine à vapeur

V.1.2 : Cycle de RANKINE

C'est le cycle théorique le plus simple permettant à une machine de produire du travail mécanique en utilisant la vapeur d'eau comme fluide.

Schéma :

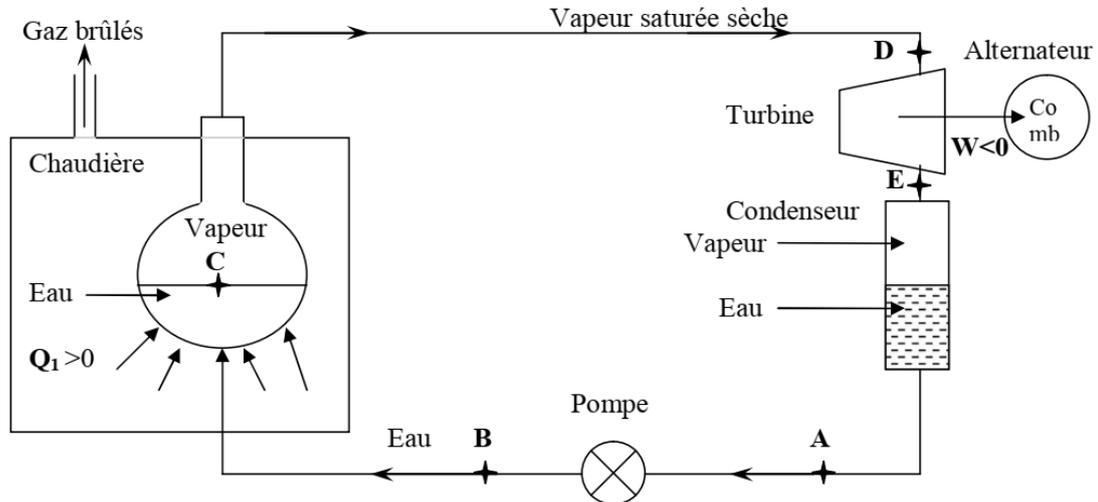


Fig.V.3. installation simple de turbine a vapeur

Diagrammes :

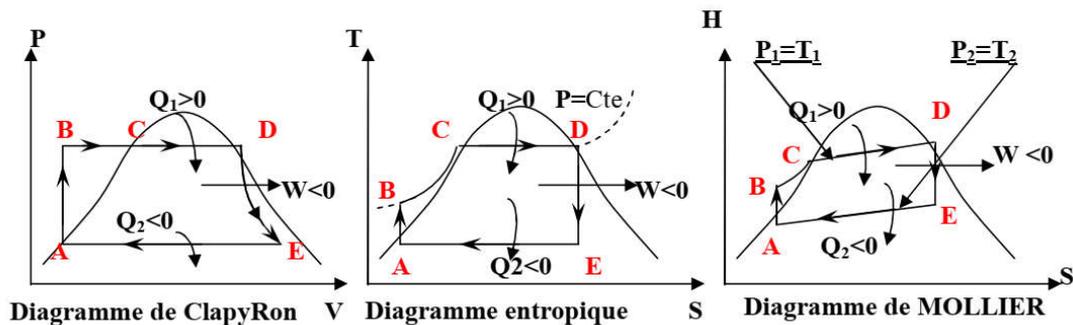


Fig.V.4. Diagrammes de (ClapyRon- entropique et MOLLIER)

AB : Augmentation de pression de PA à PB.

DE : Détente adiabatique.

BC : Chauffage isobare.

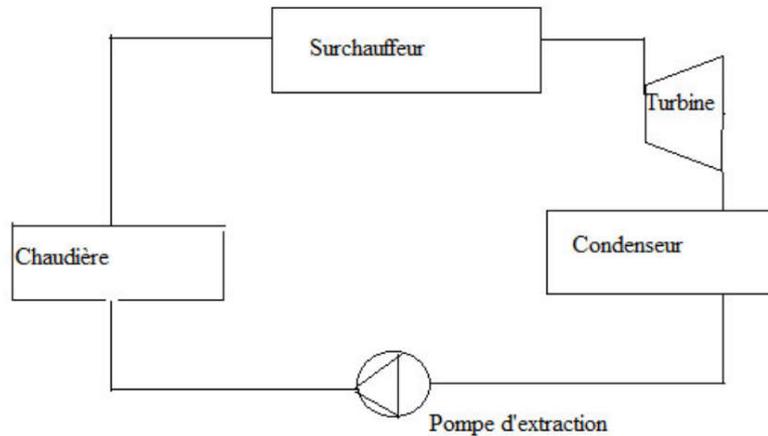
EA : Condensation

CD : Vaporisation (isotherme – isobare).

V.1.3 : Cycle de HIRN

Le cycle de Hirn permet de réaliser un cycle sec, c.-à-d qui en fin de détente se trouve en dehors du domaine de la vapeur humide

Pour obtenir la vapeur surchauffée, on envoie la vapeur à l'aval de la chaudière dans le surchauffeur où les produits de combustion permettent de porter la vapeur à pression constante à une température plus élevée



FigV.5.Machine thermique fonctionnant suivant le cycle de Hirn

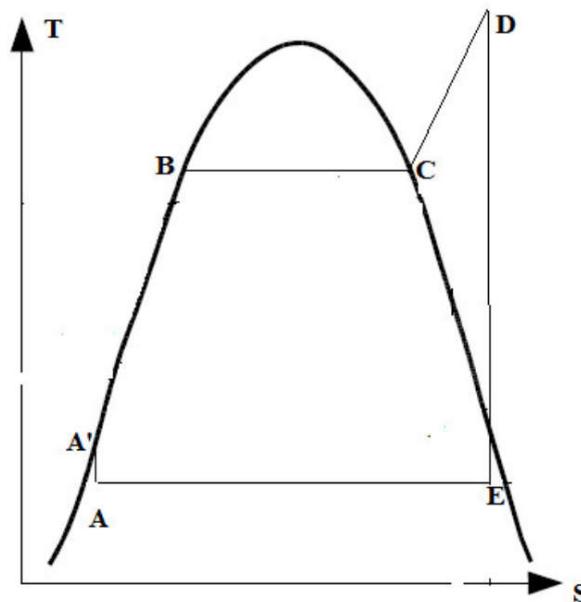


Fig.V.6.Cycle de Hirn

Le rendement est :

$$\eta = \frac{H_D - H_E}{H_D - H_A}$$

Intérêt de la surchauffe

La surchauffe présente plusieurs intérêts :

- Elle augmente le travail récupérable par Kg de fluide et diminue donc les débits à mettre en jeu pour une puissance donnée.
- Elle retarde l'apparition d'eau liquide au cours de la détente .La vapeur étant plus sèche, le rendement de la turbine est augmenté les pertes par humidité diminuent par la surchauffe.
- Elle améliore le rendement cyclique

V.1.4. Cycle de Hirn avec resurchauffe

La resurchauffe améliore assez modérément le rendement du cycle thermodynamique mais augmente celui des aubages (ailettes de la turbine) suite à la réduction du degré d'humidité dans les derniers étages de la turbine.

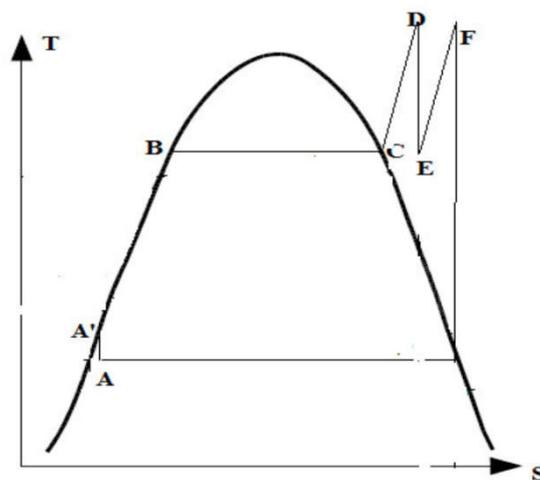
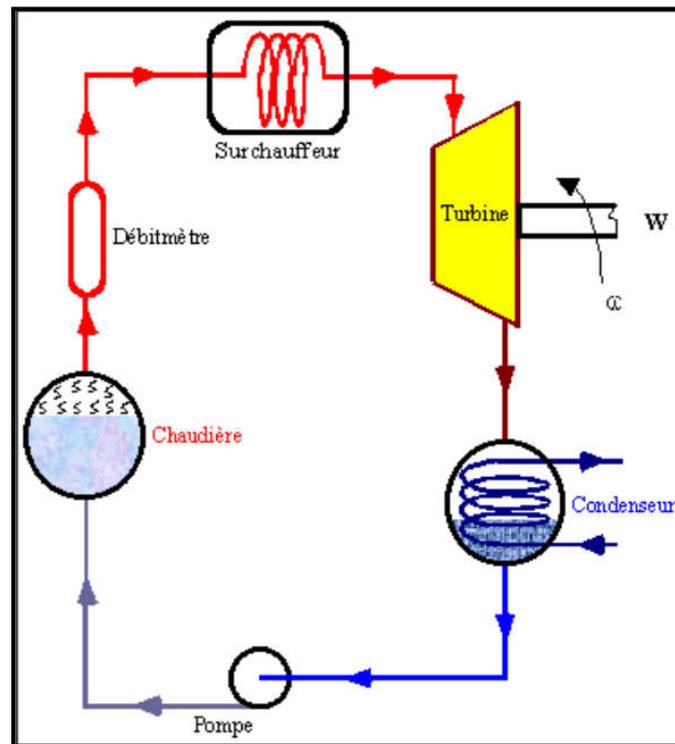


Fig.V.7. Cycle de Hirn à resurchauffe

Le rendement est:

$$\eta_{th} = \frac{\text{Travail utile fourni}}{\text{Quantité de chaleur absorbée}} = \frac{\text{Travail fourni par la turbine} - \text{travail absorbé par la pompe}}{\text{Quantité de chaleur absorbée}}$$

$$\eta_{th} = \frac{(H_D - H_E) + (H_F - H_G)}{(H_D - H_A) + (H_F - H_E)}$$

Cycle de la vapeur d'eau.

FigV.8.Cycle de HIRN , Cycle avec surchauffe ($x=0.8$ ou 80%)

V.1.5. Cycle à soutirages

Le principe de ce cycle consiste à extraire, à un étage de la turbine une partie du débit total de vapeur et à diriger ce débit soutiré dans la Chaudière. Une partie de la chaleur contenue dans cette vapeur va, au lieu d'être rejetée en pure perte au condenseur, être transmise à l'eau d'alimentation.

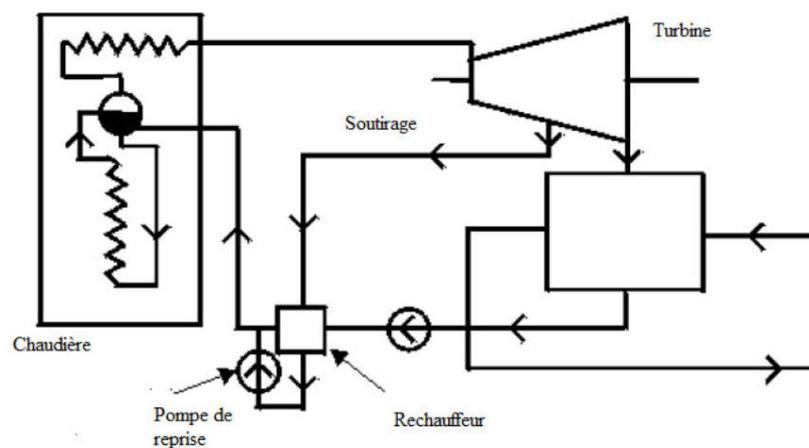


Fig V.9.Machine thermique fonctionnant suivant le cycle de Hirn avec soutirage

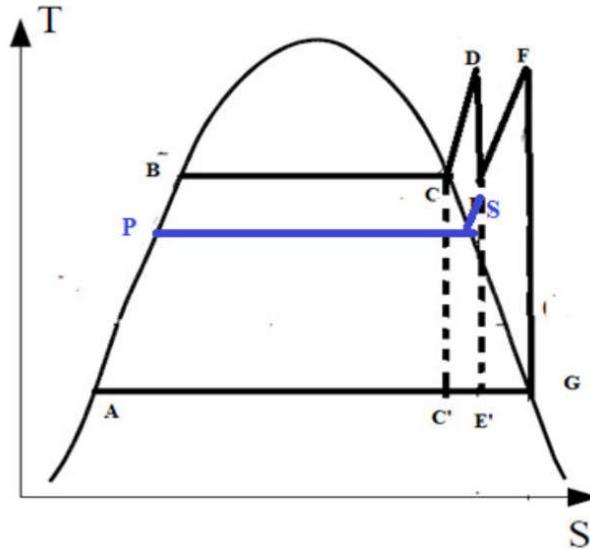


Fig.V.10.cycle à soutirages

Pour calculer le rendement du cycle, il faut déterminer la quantité de chaleur transformée en travail dans la détente et la quantité de chaleur total fournie au fluide. La quantité de chaleur fournie au fluide est égale à :

$$(H_D - H_A) + q(H_D - H_S)$$

La quantité de chaleur transformée en travail dans la détente est :

$(H_D - H_E) * 1$ (détente de 1 Kg de vapeur de D à E) + $(H_D - H_S) * q$ (détente de 1 Kg de vapeur de D à S)

On peut donc écrire que le rendement s'exprime comme suit :

$$\eta = \frac{(H_D - H_E) + q(H_D - H_S)}{(H_D - H_A) + q(H_D - H_S)}$$

Comme le rendement du cycle de Hirn est :

$$\eta = \frac{H_D - H_E}{H_D - H_A}$$

On voit que le fait de soutirer de la vapeur en cours de détente revient à ajouter une même quantité de chaleur aux deux termes de la fraction qui exprime le rendement de HIRN1 un terme strictement positif. Ce qui ne peut qu'augmenter la valeur de cette fraction Le rendement d'un cycle à soutirage est toujours supérieur au rendement d'un cycle identique mais sans soutirage

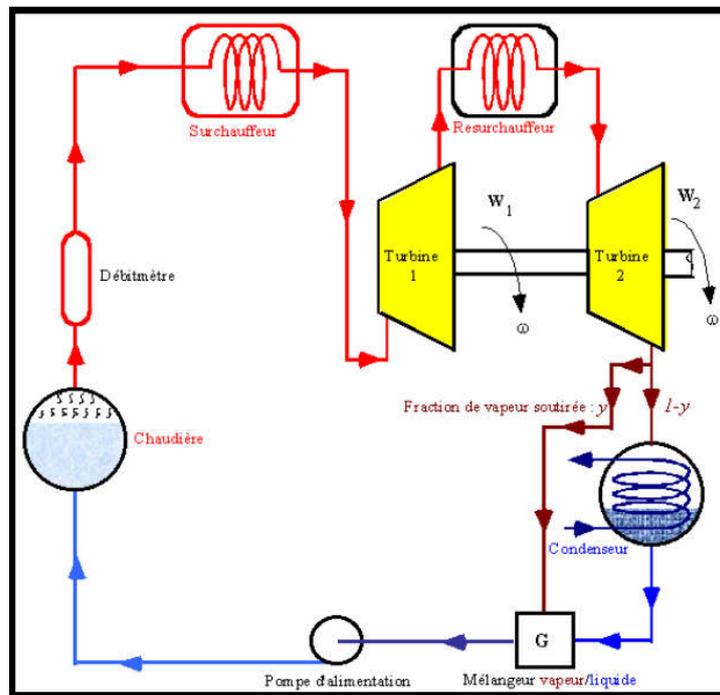


Fig .V.11. Cycle avec soutirage ($x \neq 100\%$)

Diagrammes Entropique et Enthalpique de la vapeur d'eau

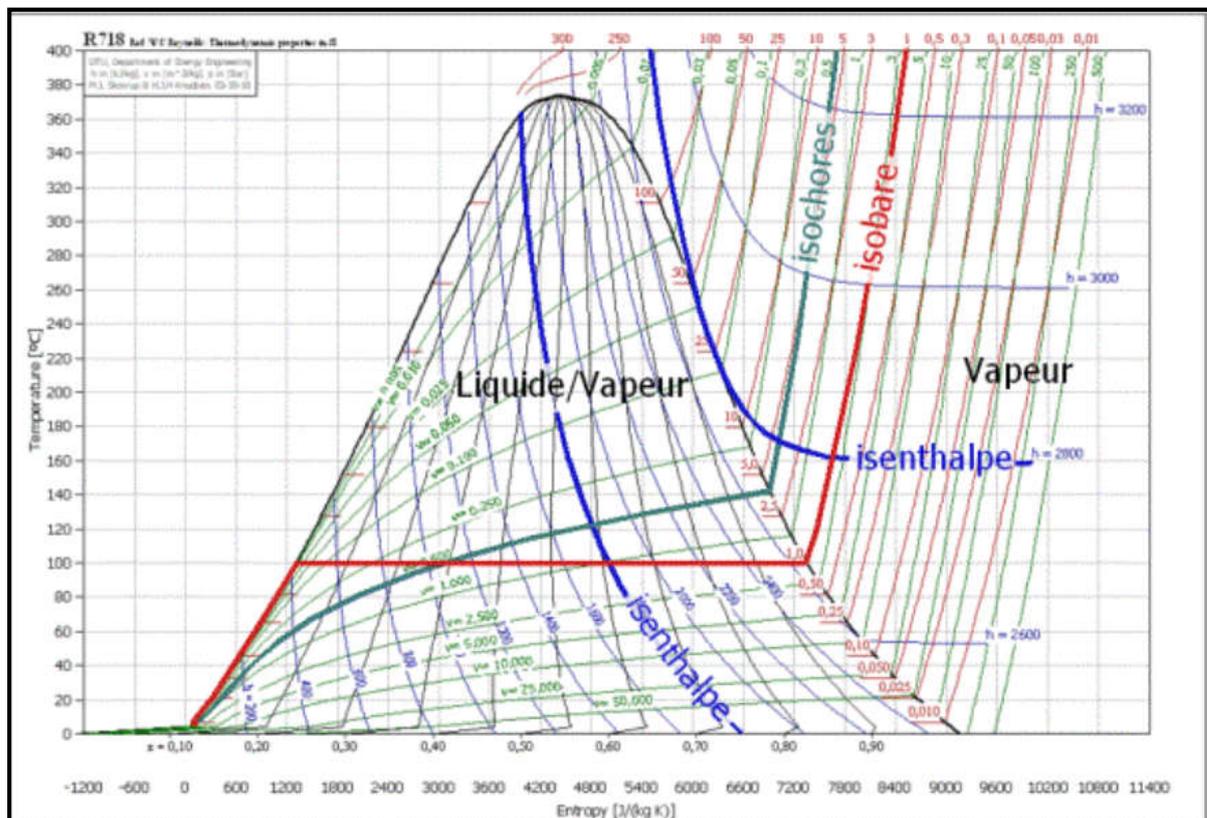
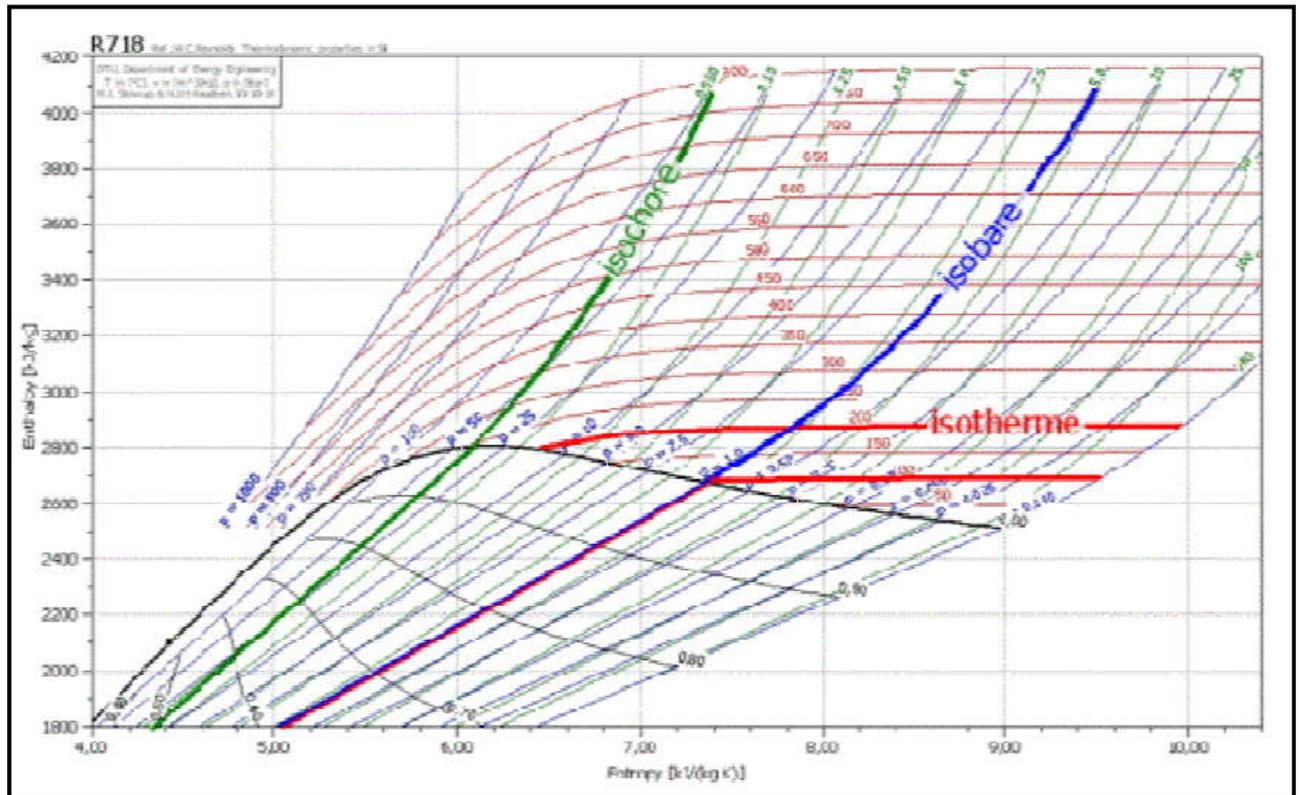


Fig.V.12: Diagramme T,s de l'eau



FigV.13: Diagramme h,s de l'eau.

Chapitre VI : Autres types de moteurs**VI.1. Moteurs Stirling****VI.1.1.Introduction**

Robert Stirling a inventé en 1816 le moteur à air chaud mais, pour améliorer son efficacité, l'a muni d'une modification suffisamment importante pour lui donner un réel développement : un régénérateur entre les deux pistons qui a considérablement amélioré sa performance.

Peu connu du grand public, ce moteur a cependant quelques avantages. Il fut répandu au temps de la domination des machines à vapeur qui présentaient parfois le grave défaut d'exploser et de faire des victimes



Fig.VI.1. Photographie d'un moteur Stirling.[5]

IV.1.2.Principe de fonctionnement

Le principe est relativement simple : le fluide principal qui produit un travail est un gaz (air, hydrogène ou hélium) soumis à un cycle comprenant quatre phases : chauffage isochore (à volume constant), détente isotherme (à température constante), refroidissement isochore puis compression isotherme.

Le but est de produire de l'énergie mécanique à partir d'énergie thermique. Au début du cycle, le gaz à l'intérieur du moteur est placé dans la chambre chaude, chauffée par une certaine source d'énergie : sa température et sa pression augmentent, ce qui produit une dilatation du gaz. Le piston de la chambre chaude étant en butée, le gaz se détend vers la chambre froide en repoussant le piston de celle-ci. L'énergie thermique est ainsi transformée en énergie mécanique qui est transmise à la roue. Ce mouvement de la roue est transmis au piston de la chambre chaude qui repousse presque tout le gaz dans la chambre froide. Lorsque c'est fait, le gaz arrivé dans la chambre froide se refroidit et son volume diminue, entraînant le piston froid dans l'autre sens. De nouveau, ce mouvement est transmis, via la roue, au piston de la chambre chaude qui recule alors vers sa butée. Presque tout le volume de gaz se retrouve alors aspiré vers la chambre chaude et le cycle recommence. On nomme ce

cycle thermodynamique le cycle de Stirling (bien que ce ne soit pas Stirling qui l'ait décrit).

La source chaude du moteur (le piston rouge ci-dessus) est alimentée par une source externe quelconque : combustion externe de dérivés du pétrole, gaz naturel, charbon, mais aussi énergies renouvelables comme l'énergie solaire, le bois ou l'énergie géothermique.

IV.1.3.cycle de Stirling

Le cycle de Stirling est un cycle thermodynamique que décrivent les moteurs Stirling. Le cycle est inversible ce qui signifie que si un travail mécanique est fourni.

Le cycle de Stirling théorique comprend quatre phases :

- Points 1 à 2, détente isotherme. La zone de détente est chauffée par l'extérieur, ainsi le gaz suit une détente isotherme.
- Points 2 à 3, refroidissement à volume constant (isochore). Le gaz passe dans le régénérateur, se refroidit en lui transférant sa chaleur qui sera utilisée pour le cycle suivant.
- Points 3 à 4, compression isotherme. La zone de compression est refroidie, ainsi le gaz suit une compression isotherme.
- Points 4 à 1, chauffage isochore. Le gaz circule dans le régénérateur et prélève de la chaleur.

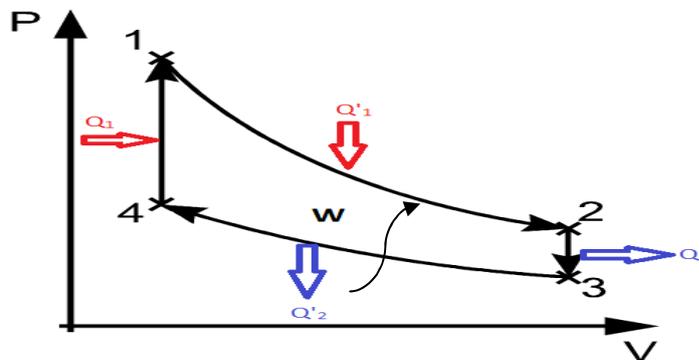


Fig.IV.2.Diagramme de cycle Stirling $Pf(V)$

IV.1.3.1.La fonctionnement

1 - 2 La chaleur Q_1 reçue du réservoir chaud à température T_1 provoque une détente isotherme du gaz: le piston de travail est poussé vers le bas.

2 - 3 Le piston de déplacement contraint le gaz à se déplacer dans la partie inférieure du cylindre en cédant de la chaleur à la laine de cuivre. La température du gaz s'abaisse de T_1 à T_2 pendant ce refroidissement isochore.

3 - 4 Le piston de travail comprime le gaz à température T_2 (contact thermique avec le réservoir de chaleur froid). Le gaz doit céder la chaleur Q_2 (superflue) au réservoir froid puisque ils 'agit d'une compression isotherme.

4 - 1 Sous l'effet du piston de déplacement, le gaz passe dans la partie supérieure du cylindre. Il se réchauffe à la température T_1 en traversant la laine de cuivre (c'est le réchauffement isochore)

Bilan Energétique

1-2-Type de transformation : détente isotherme $T_1=T_2$

$$P_1 V_1 = P_2 V_2$$

- **Energie Interne** : $\Delta U = n c_v \Delta T = n c_v (T_2 - T_1)$
- **L'enthalpie** : $\Delta H = n c_p \Delta T = n c_p (T_2 - T_1)$
- **Travail** : $W = -n R T_1 \ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right)$
- **Quantité de chaleur** : $Q = -W = n R T \ln \frac{V_2}{V_1}$

2-3-Type de transformation : isochore $V_2=V_3$

$$\frac{T_2}{P_2} = \frac{T_3}{P_3}$$

- **Energie Interne** : $\Delta U = n c_v \Delta T = n c_v (T_3 - T_2)$
- **L'enthalpie** : $\Delta H = n c_p \Delta T = n c_p (T_3 - T_2)$
- **Travail** : $W = 0$
- **Quantité de chaleur** : $Q = \Delta U = n c_v \Delta T = n c_v (T_3 - T_2)$

3-4-Type de transformation : compression isotherme $T_3=T_4$

$$P_3 V_3 = P_4 V_4$$

- **Energie Interne** : $\Delta U = n c_v \Delta T = n c_v (T_4 - T_3)$
- **L'enthalpie** : $\Delta H = n c_p \Delta T = n c_p (T_4 - T_3)$
- **Travail** : $W = -n R T_3 \ln \left(\frac{V_4}{V_3} \right)$
- **Quantité de chaleur** : $Q = -W = n R T \ln \frac{V_4}{V_3}$

4-1-Type de transformation : isochore $V_4=V_1$

$$\frac{T_4}{P_4} = \frac{T_1}{P_1}$$

- **Energie Interne** : $\Delta U = n c_v \Delta T = n c_v (T_1 - T_4)$
- **L'enthalpie** : $\Delta H = n c_p \Delta T = n c_p (T_1 - T_4)$
- **Travail** : $W = 0$
- **Quantité de chaleur** : $Q = \Delta U = n c_v \Delta T = n c_v (T_1 - T_4)$

Rendement thermique

$$\eta = \frac{\text{energie utile}}{\text{energie depense pour la fonctionnement}}$$

$$\eta = \frac{-W}{Q_c} = \frac{Q_c + Q_f}{Q_c} = 1 + \frac{Q_f}{Q_c}$$

- **La Quantité du chaleur a source chaude : Q_c**

$$Q_c = Q_1 + Q_1'$$

$$Q_1 = Q_{41} = n c_v (T_1 - T_4)$$

$$Q_1' = Q_{12} = n R T_1 \ln \frac{V_2}{V_1}$$

$$Q_c = n c_v (T_1 - T_4) + n R T_1 \ln \frac{V_2}{V_1}$$

- **La Quantité du chaleur a source froide : Q_f**

$$Q_f = Q_2 + Q_2'$$

$$Q_2 = Q_{23} = n c_v (T_3 - T_2)$$

$$Q_2' = Q_{34} = n R T_3 \ln \frac{V_4}{V_3}$$

$$Q_f = n c_v (T_3 - T_2) + n R T_3 \ln \frac{V_4}{V_3}$$

$$\eta = 1 + \frac{n c_v (T_3 - T_2) + n R T_3 \ln \frac{V_4}{V_3}}{n c_v (T_1 - T_4) + n R T_1 \ln \frac{V_2}{V_1}}$$

$$\eta = 1 + \frac{\frac{1}{\gamma-1}(T_3 - T_2) + T_3 \ln \left(\frac{V_4}{V_3}\right)}{\frac{1}{\gamma-1}(T_1 - T_4) + T_1 \ln \left(\frac{V_2}{V_1}\right)}$$

IV.2. Moteur à air comprimé

Le choix du moteur à air comprimé pour l'automobile repose sur le souhait de disposer d'une énergie non polluante, stockable facilement et peu onéreuse.

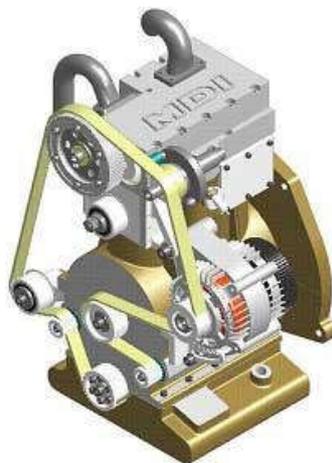


Fig.IV.3. Moteur à air comprimé[4]

L'air ambiant est comprimé dans les réserves du véhicule. L'air provenant du réservoir haut pression traverse un détendeur. Il est ensuite utilisé dans un système de détente avec un travail composé d'une chambre active et d'un cylindre de détente.

IV.2.1. Les différentes phases :

La phase d'admission : Elle consiste à aspirer l'air extérieur à l'intérieur du premier cylindre appelé cylindre d'aspiration et d'admission. L'air entre grâce au piston qui descend.

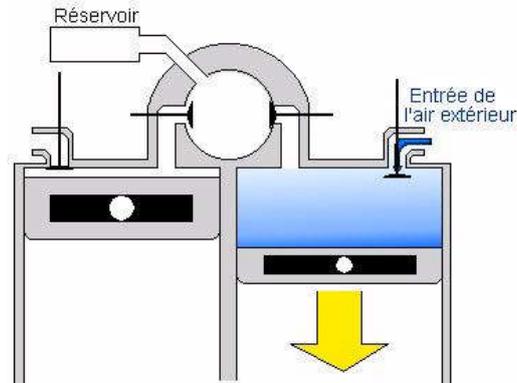


Fig.IV.4. La phase d'admission

La phase de compression : Ici, l'air extérieur est comprimé par le piston du cylindre d'aspiration dans la chambre d'expansion. Il est comprimé à 21 bars et monte à une température de 400°C. Ce petit piston effectue sa détente, c'est-à-dire qu'il change de sens et revient vers le haut du cylindre où il expulse alors l'air vers la chambre d'expansion.

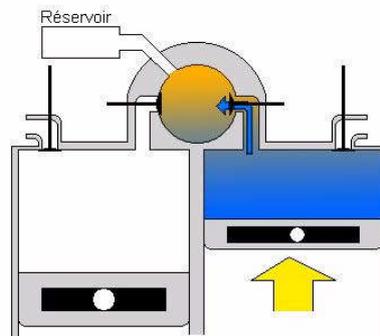


Fig.IV.5. La phase de compression

La phase d'expansion : Là, l'air extérieur est mélangé à de l'air comprimé entre 40 et 50 bars à 25°C. Le choc de ces 2 fluides crée une augmentation de pression entraînant une surchauffe du mélange.

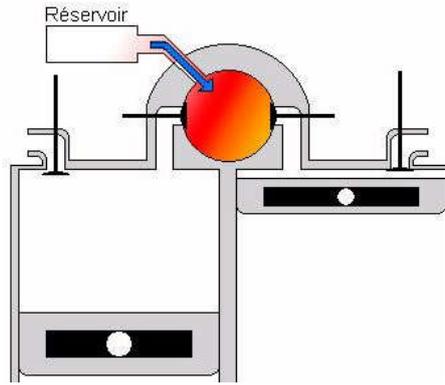


Fig.IV.6. La phase d'expansion

La phase de descente : Enfin, ce mélange est libéré dans le second cylindre appelé cylindre de détente et d'échappement. La surchauffe de l'air produit une augmentation de volume qui pousse le piston.

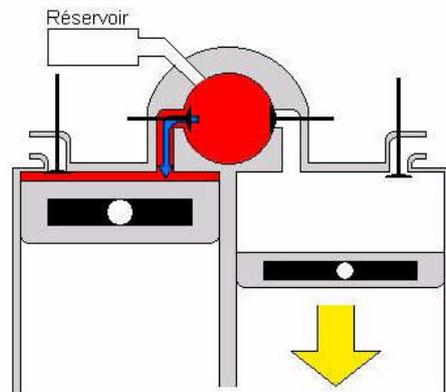


Fig.IV.7. La phase de descente

Le deuxième piston effectue alors sa détente. A la fin de celle-ci il ré-épulse l'air à l'extérieur, c'est l'échappement. Le cycle recommence ainsi de suite. Dans leurs déplacements les deux pistons entraînent deux bielles et un vilebrequin pour permettre d'avoir un mouvement de rotation.

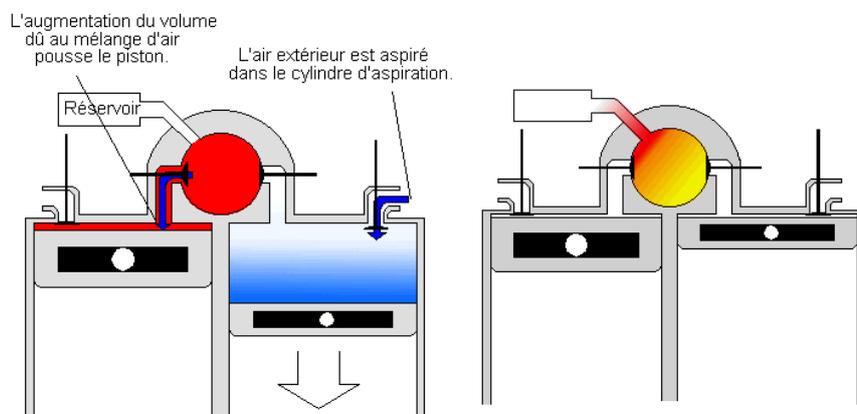


Fig.IV.8. La phase d'échappement.

Les moteurs à air comprimé mono énergie sont totalement propres du réservoir à la roue.

$$P = \frac{F}{S}$$

P: pression (bar)

F: force (daN)

S: surface (cm²)

IV.2.2. Avantages d'un véhicule à air comprimé:

L'air comprimé, appliqué à un véhicule, nous apporte de nombreux avantages face aux autres véhicules avec un moteur à explosion ou un moteur électrique.

- Le prix nécessaire pour comprimer l'air afin que ce dernier soit utilisé comme système de propulsion d'un véhicule est inférieur au coût énergétique d'un moteur à explosion.
- L'air est abondant, économique, transportable, stockable et, surtout, non polluant.
- La technologie de l'air comprimé réduit de 20% le coût de production d'un véhicule puisqu'il n'est pas nécessaire de construire un système de refroidissement, un réservoir à combustible, des bougies ou un silencieux.
- L'air, en lui même, n'est pas inflammable.
- La conception mécanique du moteur est simple et robuste.
- Il ne subit pas l'effet de la corrosion des batteries à chaud.
- Son coût de fabrication et d'entretien est inférieur aux autres véhicules.
- Les bonbonnes d'air comprimé peuvent être éliminées ou recyclées de façon moins polluante que les batteries.
- Le réservoir peut être rempli plus fréquemment et en moins de temps que ne peuvent se recharger les batteries.

IV.3. Moteur Ericsson

IV.3.1. Les principes de fonctionnement du moteur Ericsson

Dans sa description la plus simple, le moteur Ericsson est constitué d'un premier cylindre où est comprimé l'air et d'un deuxième cylindre moteur où l'air est dilaté par chauffage.

Cette page propose de découvrir le principe de fonctionnement de ce moteur.

Ceci se fait progressivement en étudiant les étapes suivantes :

- les quatre phases élémentaires.

- le diagramme Pression-Volume

Première observation : le gaz utilisé, l'air, est renouvelé au cours des différentes phases de fonctionnement. C'est un moteur "ouvert".

Deuxième observation : l'énergie calorifique est fournie à l'extérieur du cylindre. Le moteur Ericsson peut donc être qualifié de "**moteur à air chaud**" ou "**moteur à combustion externe**".

IV.3.2. Les quatre phases élémentaires :

Le cycle thermodynamique du moteur Ericsson est dans son principe très simple : il comprend deux mouvements pendant lesquels se produisent 4 phases. Le gaz utilisé subit les transformations suivantes :

IV.3.2.1. Premier mouvement : une aspiration d'air frais et une évacuation d'air chaud.

Comme on peut le voir ci-dessous, de l'air rentre dans le cylindre supérieur qui est mis en dépression par le mouvement du piston se déplaçant vers le bas. Le clapet de gauche est ouvert alors que celui de droite est fermé.

La pression à l'intérieur du cylindre supérieur est égale à la pression atmosphérique.

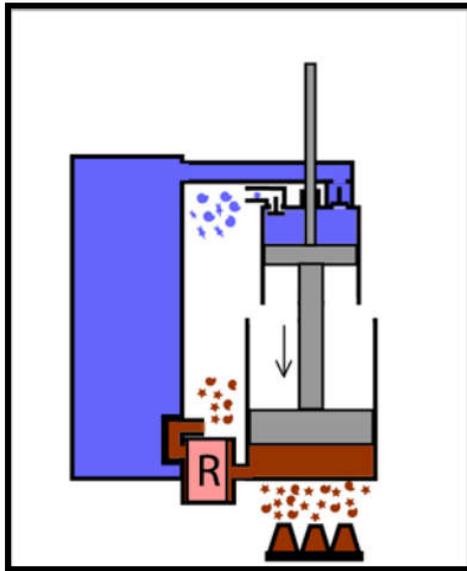


Fig.IV.9. Première phase: aspiration d'air

Première phase : pendant cette même descente de piston, l'air chaud contenu dans le cylindre inférieur est évacué à l'atmosphère car le tiroir met en relation le piston inférieur avec l'extérieur.

Au cours de cette phase, l'air est à la pression atmosphérique, sa température devient progressivement celle de l'air extérieur.

IV.3.2.2. Deuxième mouvement : compression de l'air frais, remplissage du cylindre inférieur puis détente de l'air chaud. :

Deuxième phase : pendant toute la remontée du piston le gaz frais est mis en pression à température constante. Le clapet de gauche est alors plaqué fermé, le clapet de droite s'ouvre dès que la pression du gaz est égale à celle du réservoir d'air.

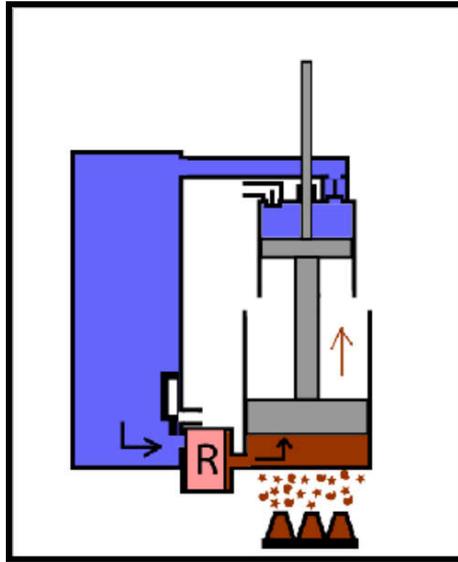


Fig.IV.10. Deuxième phase : compression de l'air frais

Troisième phase : pendant la première partie de la remontée du piston de l'air frais est envoyé dans le cylindre inférieur. Cet air reste à la pression du réservoir d'air mais se met à la température de la source chaude.

On voit que pour que cela se produise ainsi, il a fallu mettre le tiroir en position haute pour que le cylindre inférieur du moteur soit mis en relation avec le réservoir d'air.

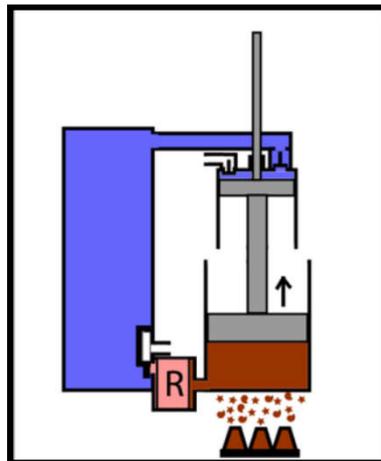


Fig.IV.11. Troisième phase

Quand la phase de remplissage est terminée, le tiroir descend légèrement pour obstruer la passage de l'air entre réservoir et piston inférieur.

Quatrième phase : le piston termine sa course vers le haut, l'air dans le cylindre inférieur se dilate à température constante : celle de la source chaude.

Dans le cylindre supérieur, l'air frais est toujours comprimé à température constante

On peut voir ci-dessous l'enchaînement de ces différentes phases.

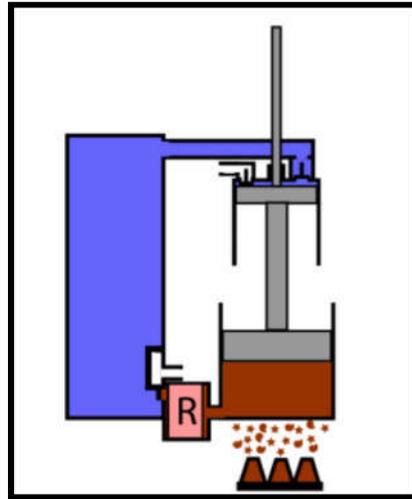


Fig.IV.12. Quatrième phase

IV.3.3 Le diagramme Pression-Volume :

On peut tracer un diagramme Pression-Volume représentant le cycle thermodynamique.

Ce diagramme est présenté ci-dessous avec le diagramme entropique.

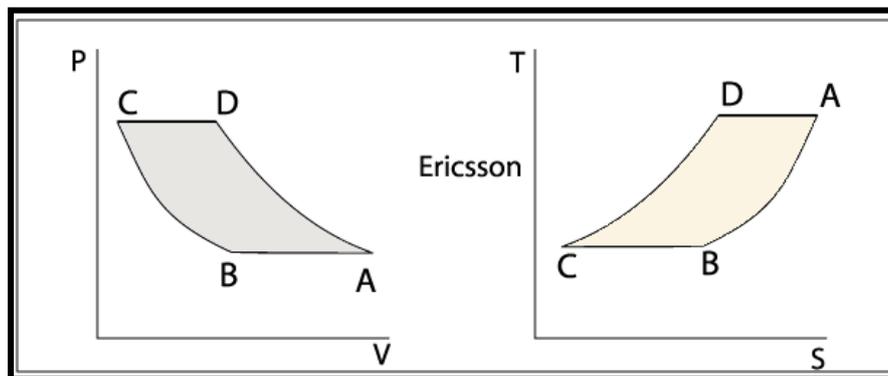


Fig.IV.13. Le diagramme de moteur Ericsson

Les différentes phases, décrites dans le chapitre précédent, se retrouvent sur ce diagramme :

- première phase AB : évacuation de l'air chaud vers l'atmosphère.
- deuxième phase BC : compression de l'air frais à température constante.
- troisième phase CD : chauffage isobare de l'air.
- quatrième phase DA : détente à température constante.

Le travail fourni au cours d'un cycle est proportionnel à la surface grise du diagramme PV.

(Voir les explications à la page [principes thermodynamiques](#) du site généraliste sur les

moteurs à air chaud.)

A la page théorie de ce site, nous calculerons ce travail et le rendement du moteur.

Références Bibliographique

Références Bibliographique

- [1]-Thermodynamique technique, volumes 1,2 et 3, Maurice Bailly- Bordas Paris – Montréal 1971.
- [2]- Machines thermiques, EmilianKoller, collection technique et ingénierie Dunod, 2005
- [3]- Thermodynamique des systèmes fluides et des machines thermiques : Principes, modèles et applications, FOHR Jean-Paul, Lavoisier 2010
- [4] - COURTY Jean-Michel & KIERLIK Edouard. "L'air comprimé revient". Pour la science. n°377, Mars 2009, pages 96-98
- [5]- VALIN Muriel. "La voiture à air comprimé". Science & vie junior. Hors série n°64, Avril 2006, pages 32-35
- [6]- Olivier Perrot, Cours de Thermodynamique, I.U.T. de Saint-Omer Dunkerque Département Génie Thermique et énergie, 2011.
- [7]- Gordon John Van Wylen, Richard Edwin Sonntag, Thermodynamique appliquée, Editions du Renouveau Pédagogique, Montréal, 1992.
- [8] -Jean-Noël Foussard et Edmond Julien, Thermodynamique, bases et applications, édition Dunod, Paris 2005.