

Chapitre 4

Cycles des moteurs à combustion interne

Objectifs

A la fin de ce chapitre, l'étudiant doit être capable de

- Connaître le principe de fonctionnement des moteurs à essence et diesel
- Connaître les cycles théoriques des deux moteurs
- Calculer les rendements des deux moteurs

I. Introduction

Les moteurs thermiques diffèrent les uns des autres par les propriétés des fluides moteurs qu'ils emploient, par la façon dont on produit l'énergie mécanique et par les transformations thermodynamiques qui constituent le cycle.

II. Définition

On appelle moteur à combustion interne, les moteurs où la combustion se produit à l'intérieur du corps de celui-ci. La chaleur dégagée est ainsi transformée en travail mécanique.

Le but de la combustion est la récupération la plus parfaite possible de l'énergie chimique contenue dans le carburant.

La figure 4.1 présente un descriptif d'un exemple moteur à combustion interne (moteur essence).

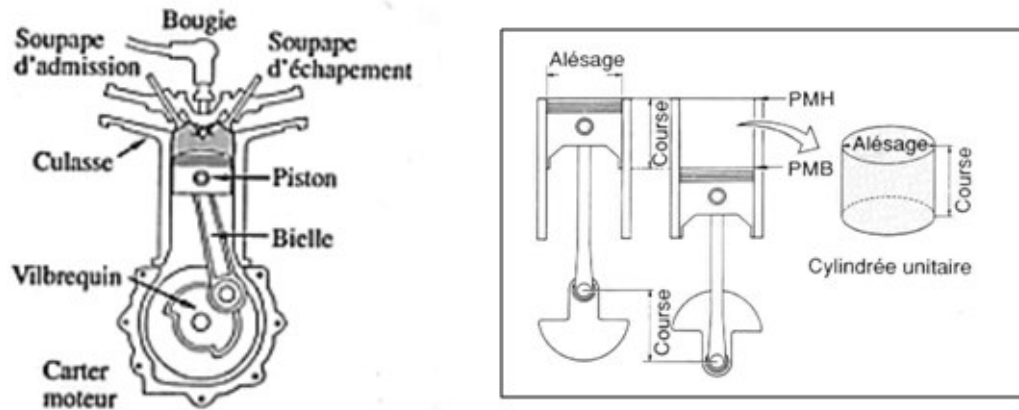


Figure 18: Exemple de moteur à combustion interne

III. Classification des moteurs thermiques

Les moteurs thermiques sont représentées par le synoptique ci-après :

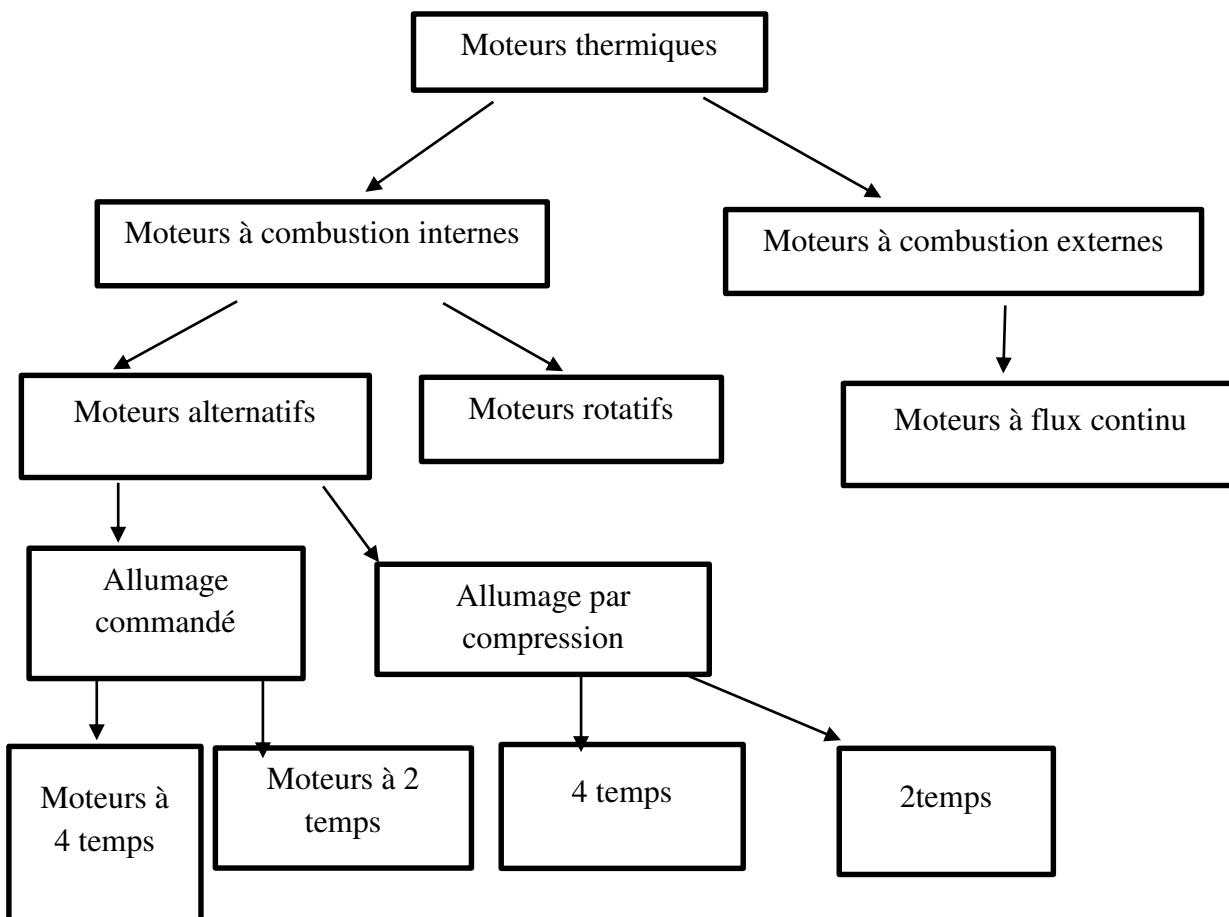


Figure 19: Classification des moteurs thermiques

Nous allons étudier deux types de moteurs :

- Moteurs à combustion interne (cycle de Beau de Rochas, cycle Diesel, mixte...). Les moteurs à combustion interne constituent la majorité des unités de production de puissance mécanique et surtout dans le domaine de transport. La puissance s'échelonne pour les applications usuelles de moins de 1 kW à 1 MW.
- Turbines à gaz. Les puissances vont de quelques dizaines de kW à plusieurs centaines de MW

IV. Moteurs à combustion internes

IV.1. Moteurs alternatifs

1. Principe de fonctionnement d'un moteur à essence (moteur à 4 temps)

Tous les moteurs thermiques font appel aux transformations thermodynamiques d'une masse gazeuse pour passer de l'énergie chimique contenue dans le combustible à l'énergie mécanique directement exploitable sur l'arbre moteur.

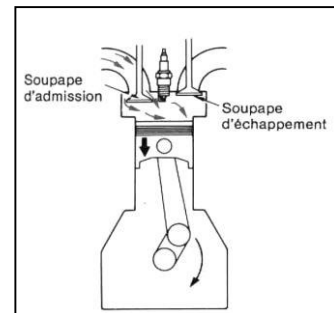
Dans son brevet déposé en 1862, le français BEAU DE ROCHAS propose d'appliquer le processus décrit ci-dessous à une masse gazeuse emprisonnée dans un moteur à piston. Le cycle complet comprend 4 courses de piston donc 2 tours de vilebrequin.

1^{er} temps : l'admission

- le piston décrit une course descendante du PMH au PMB ;

- la soupape d'admission est ouverte ;

- le mélange air + carburant préalablement dosé pénètre dans le cylindre ;



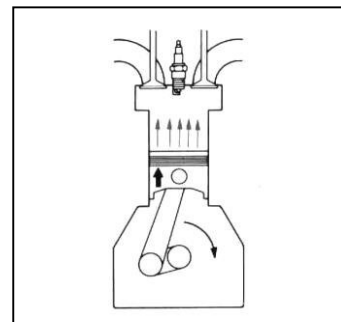
- l'énergie nécessaire pour effectuer ce temps est fournie au piston par le vilebrequin par l'intermédiaire de la bielle.

2^{ème} temps : la compression

- les 2 soupapes sont fermées ;

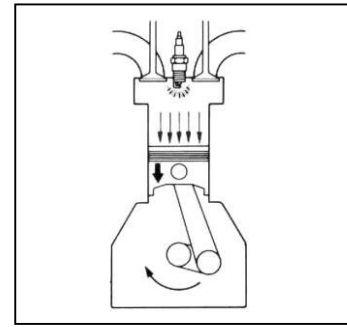
- le piston est repoussé par vers le PMH par la bielle ;

- la pression et la température du mélange croissent.



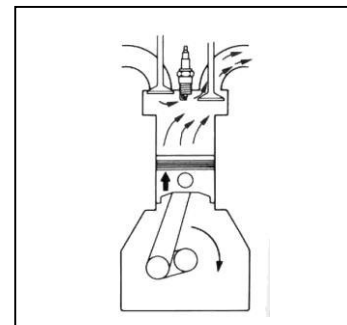
3ème temps : la combustion, détente

- un peu avant le PMH, une étincelle électrique déclenche le processus de combustion ;
- l'accroissement de la pression qui s'exerce sur le piston engendre un effort sur la bielle et donc un moment moteur sur le vilebrequin ;
- le piston redescend au PMB.



4ème temps : l'échappement

- la soupape d'échappement s'ouvre ;
- le piston remonte vers le PMH en expulsant les gaz brûlés.



2. Cycle théorique

2.1. Cycle thermodynamique du moteur à essence : Cycle de Beau de Rochas

L'évolution des pressions dans la chambre de combustion en fonction du volume du cycle « Beau de Rochas » est représenté dans un diagramme (P, V) (figure 20).

0→1 : Aspiration du gaz à la pression atmosphérique dans le cylindre le long de la droite isobare 0-1 ($P_0 = P_1 = P_a$).

1→2 : Compression adiabatique 1-2 jusqu'au volume minimal V_1 , la pression est P_1

La compression est supposé adiabatique car le transfert thermique lors cette transformation est lente par rapport à la durée de l'évolution.

2→3 : Combustion instantanée du gaz à volume constant le long de la droite isochore 2-3 avec une forte élévation de température à T_2 et de la pression à P_2 .

3→4 : Détente du gaz chaud le long de l'adiabatique 3-4 qui ramène le volume à V_2 , mais à une pression P_3 supérieure à celle de l'atmosphère.

4→1 : Détente théorique des gaz dans le cylindre, donc la pression chute instantanément à la pression atmosphérique le long de l'isochore 4-1, la température redescend.

1→0 : Echappement des gaz brûlés en décrivant l'isobare 1-0. Retour au point de départ 0.

Le cycle Beau de Rochas a été conçu pour un moteur tel que l'entrée et la sortie des gaz se fait par des orifices à soupapes placés à l'extrémité fermée d'un cylindre dont l'autre extrémité est constituée par la tête du piston.

On modélise le cycle de Beau de Rochas par les transformations suivantes :

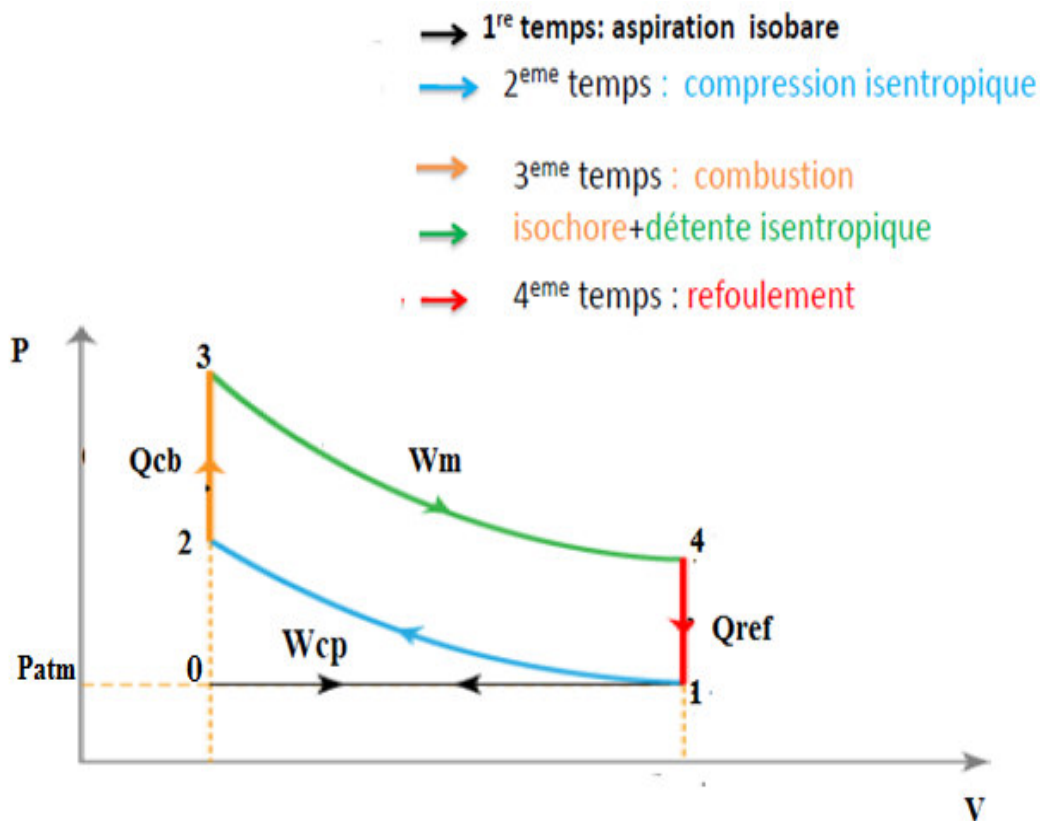


Figure 20: Cycle de Beau de Rochas

Le rendement d'un moteur à essence ne dépend que du taux de compression $\alpha = \frac{V_A}{V_2}$

$$\eta = 1 - \frac{1}{\alpha^{\gamma-1}}$$

Application1

Soit un moteur à essence fonctionnant selon le cycle théorique de Beau de Rochas.

Exprimer le rendement η en fonction de ρ et γ

Appliquons le premier principe au système fermé sur un cycle

$$Q_{cb} + W_{cp} = Q_{ref} + W_m$$

Soit $W_{utile} = W_m - W_{cp} = Q_{ref} - Q_{cb}$

$$\text{Rendement } \eta = \frac{W_{utile}}{Q_{cb}} = \frac{W_m - W_{cp}}{Q_{cb}} = \frac{Q_{cb} - Q_{ref}}{Q_{cb}} = 1 - \frac{Q_{ref}}{Q_{cb}}$$

- Calcul de Q_{ref}

Le premier principe sur la transformation isochore 1-4 s'écrit :

$$Q_{ref} = C_v(T_4 - T_1)$$

- Calcul de Q_{cb}

$$Q_{cb} = C_v(T_3 - T_2)$$

On a donc $\eta = 1 - \frac{C_v(T_4 - T_1)}{C_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}$ (1)

La transformation 1-2 est adiabatique, on peut donc utiliser la loi de la place $PV^\gamma = \text{cst}$

Le gaz est supposé parfait

$$PV^\gamma = TV^{\gamma-1}$$

$$T_1 V_1^{\gamma-1} = T_2 V_2^{\gamma-1}$$

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

Comme $\rho = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_1}{V_2}$ on en déduit que $\eta = 1 - \frac{1}{\rho^{\gamma-1}} \left(\frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1} \right)$

La transformation 3-4 est adiabatique

$$T_3 V_3^{\gamma-1} = T_4 V_4^{\gamma-1}$$

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

Finalement, on obtient :

$$\eta = 1 - \frac{1}{\rho^{\gamma-1}}$$

Le rendement théorique ne dépend que du taux de compression ρ . Plus ce rapport de compression est grand, plus le rendement thermique est important

2.2.Cycle thermodynamique du moteur Diesel

Le moteur Diesel est un moteur à combustion interne dont l'allumage n'est pas assuré par une bougie mais par une compression élevée, ce que l'on réalise sans risque d'inflammation en comprimant l'air seul et en injectant le carburant progressivement en fin de compression. Ce moteur a été mis au point par l'allemand R. Diesel en 1893, fortement motivé par la recherche d'un moteur thermique fonctionnant avec un combustible rudimentaire, moins raffiné que l'essence.

Pour un moteur diesel, les 4 temps se déroulent de la même façon à deux différences près :

- **1ère différence**

C'est de l'air pur qui est admis et comprimé lors des temps 1 et 2, puis le carburant est introduit directement dans le cylindre (par injection) en fin de compression.

- **2ème différence**

Le mélange s'enflamme spontanément, sans étincelle, du fait de l'élévation de la température de l'air liée à sa compression.

On modélise le cycle Diesel par les évolutions particulières suivantes:

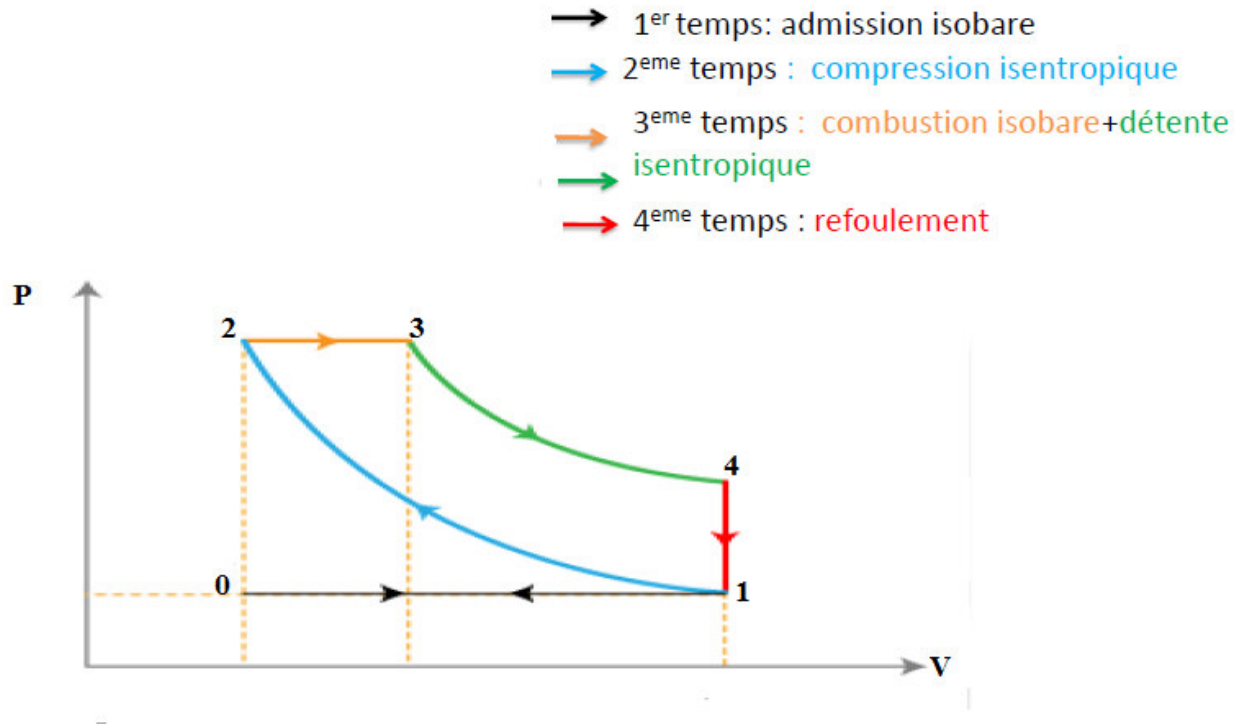


Figure 21: Cycle théorique d'un moteur Diesel

Le rendement est fonction du taux de compression ρ et du rapport de détente $\beta = \frac{V_1}{V_3}$

$$\eta = 1 - \frac{\beta^{-\gamma} - \rho^{-\gamma}}{\gamma(\rho^{-1} - \rho^{-1})}$$

Application 2

Montrer que le rendement d'un moteur Diesel a pour expression $\eta = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{1}{\rho^{\gamma-1}} \frac{a^{\gamma-1}}{a-1}$

Avec $a = \frac{V_3}{V_2}$

$$\eta = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{1}{\rho^{\gamma-1}} \frac{\left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{\left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)}$$

-Combustion isobare ($P=cst ; P_2=P_3$)

$$P_2 V_2 = nRT_2$$

$$P_3 V_3 = nRT_3$$

Comme $P_2=P_3$; $\frac{T_2}{V_2} = \frac{T_3}{V_3}$; $\frac{T_3}{T_2} = \frac{V_3}{V_2} = a$

$$\eta = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{1}{\rho^{\gamma-1}} \frac{(T_4 - 1)}{(a - 1)}$$

3-4 Transformation isentropique $\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{V_4}{V_2} \cdot \frac{V_2}{V_3}\right)^{\gamma-1} = \rho^{\gamma-1} \frac{1}{a^{\gamma-1}}$

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

$$\frac{T_3}{T_4} = \frac{T_2}{T_1} \frac{1}{a^{\gamma-1}} \text{ or } \frac{T_3}{T_2} = a$$

On a

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1} \frac{1}{a^{\gamma-1}}, \text{ on en déduit que } \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} a^{\gamma-1} = a^\gamma$$

On obtient l'équation suivante :

$$\eta = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{1}{\rho^{\gamma-1}} \frac{a^\gamma - 1}{a - 1}$$

3. Comparaison entre les moteurs à Essence et Diesel

Le tableau suivant compare les moteurs à quatre temps à essence et diesel

Comparaison entre les moteurs à Essence et Diesel		
	Essence	Diesel
Admission	Air-essence	Air
Compression	8-10	13-25
Lieu du mélange air-carburant	Dans la tubulure d'admission près de la soupape d'admission	Dans le cylindre près du PMH injection
Combustion	Allumage par étincelle	Allumage par compression
Moteur	3199kpa	13790kpa
Echappement	700 à 985°C	370-485°C
Efficacité	22à 28%	32-38%

4. Paramètres technologiques du moteur

Les moteurs thermiques à combustion internes se caractérisent par :

- La course **C** : c'est la distance parcourue par le piston entre le point mort haut PMH et le point mort bas PMB (mm)
- **D** : diamètre du cylindre (mm)
- La cylindrée (volume du cylindre) V_{cyl} : le volume balayée par le piston lors de la course C évalué en cm^3

$$V_{cyl} = \pi \times \frac{D^2}{4} \times C$$

Avec $\left\{ \begin{array}{l} D : \text{alésage (cm)} \\ C : \text{couse (cm)} \end{array} \right.$

- **V** : cylindrée totale

$$V = n \times V_{cyl}$$

Avec n : nombre de cylindre

V : cylindrée totale (cm^3 ou litres) avec l'équivalence 1 litre = 1000 cm^3

- Rapport volumétrique de compression ρ : c'est le rapport existant entre le volume total du cylindre lorsque le piston est au PMB et le volume restant lorsque le piston est au PMH

$$\rho = \frac{V_{cc} + V_{cyl}}{V_{cc}}$$

Avec V_{cc} : volume du chambre de combustion

- Couple moteur W_c : c'est l'énergie cinétique de rotation sur l'arbre du vilebrequin

$$W_m = F_m \times C$$

Avec F_m : force motrice qui transforme le mouvement de translation du piston en mouvement de rotation d'arbre (vilebrequin)

$$F_m = P \times S_p$$

Avec P : pression

S_p : Surface du piston

- La puissance indiquée P_i et la puissance effective

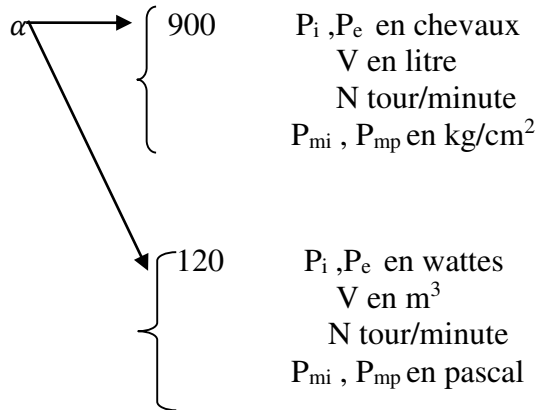
$$P_i = p_{mi} \times \frac{V \times N}{\alpha}$$

Avec N : nombre de tour par minute du moteur

p_{mi} : Pression moyenne indiquée

$$P_e = p_{me} \times \frac{V \times N}{\alpha}$$

p_{me} : Pression moyenne effective



IV.2. Moteurs à flux continu (Rotatifs)

Etude d'une centrale électrique turbine à gaz

1. Principe de base

La turbine est l'élément de base d'une centrale électrique. C'est un moteur rotatif qui convertit l'énergie d'un courant d'eau, de vapeur ou de gaz en énergie mécanique. Plus généralement, c'est un organe permettant la détente d'un fluide en recueillant son énergie sous formes mécanique.

On distingue les turbines hydrauliques, les turbines à vapeur et les turbines à gaz.

Les turbines à gaz sont plus généralement connues pour leur application dans le domaine de l'aéronautique, mais elles ont également utilisées pour la propulsion ferroviaire et marine. Aujourd'hui, les générateurs à turbine à gaz produisent la plus grande partie de l'énergie électrique dans le monde.

Le système d'une turbine à gaz est composé principalement d'un compresseur (généralement à plusieurs étages), d'un système de combustion (plusieurs chambres de combustion), d'une turbine à plusieurs étages, un dispositif de démarrage et quelques auxiliaires.

La figure suivante présente une coupe schématique d'une turbine à gaz.

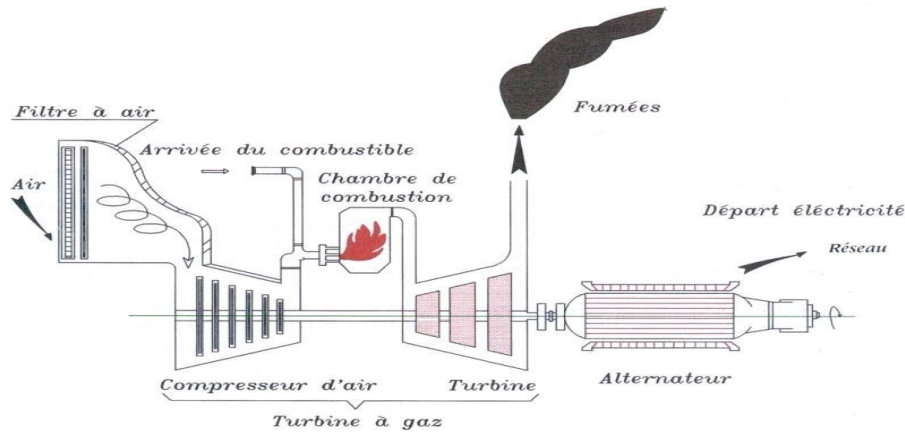


Figure 22: Turbine à gaz

Le fonctionnement thermodynamique de la turbine à combustion en cycle simple peut être schématisé par les transformations suivantes:

- Aspiration de l'air ambiant,
- Compression de l'air (dans le compresseur axial)
- Combustion du mélange air-combustible,
- Détente des gaz brûlés (dans les directrices)
- Echappement à l'atmosphère.

2. Cycle thermodynamique simplifié

a) Cycle idéal de la turbine à gaz en coordonnées (P, V)

Le cycle relatif au fonctionnement de la turbine à gaz en coordonnées (P,V) est représenté sur la figure ci-dessous.

- La compression s'effectue entre les points 1 et 2 (diminution du volume, augmentation de la température), la combustion de 2 à 3 (elle s'effectue à une pression pratiquement Constante mais le volume augmente car il y a injection de combustible et allumage) puis la détente de 3 à 4 .L'échappement à l'atmosphère est représenté par une transformation à pression constante, celle-ci étant à peu près la pression atmosphérique.

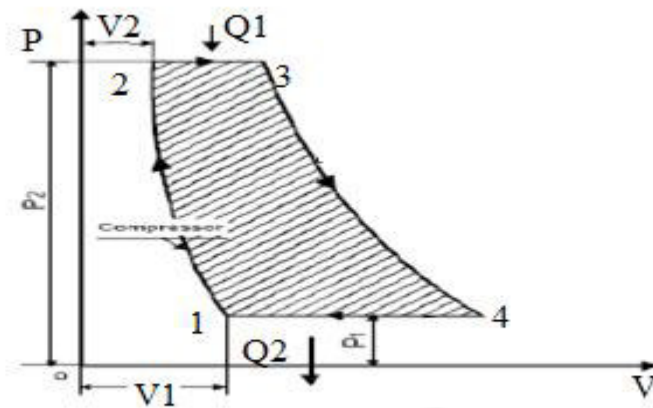


Figure 23: Cycle de Baryton sur le diagramme de Clapeyron

Sur la figure ci-dessus, l'aire comprise à l'intérieur du cycle représente le travail fourni par la turbine.

b) cycle idéal de la turbine à gaz en coordonnées (T,S)

Une autre représentation de BRAYTON permet d'établir une relation entre la quantité de chaleur dégagée par la combustion et la température.

Le cycle idéal de BRAYTON en coordonnées T, S (figure ci-après) comporte deux transformations adiabatiques (il n'y a pas d'échange de chaleur entre le système et le milieu ambiant extérieur.) et réversibles (il n'y a aucune perte d'énergie par frottement), la compression et la détente.

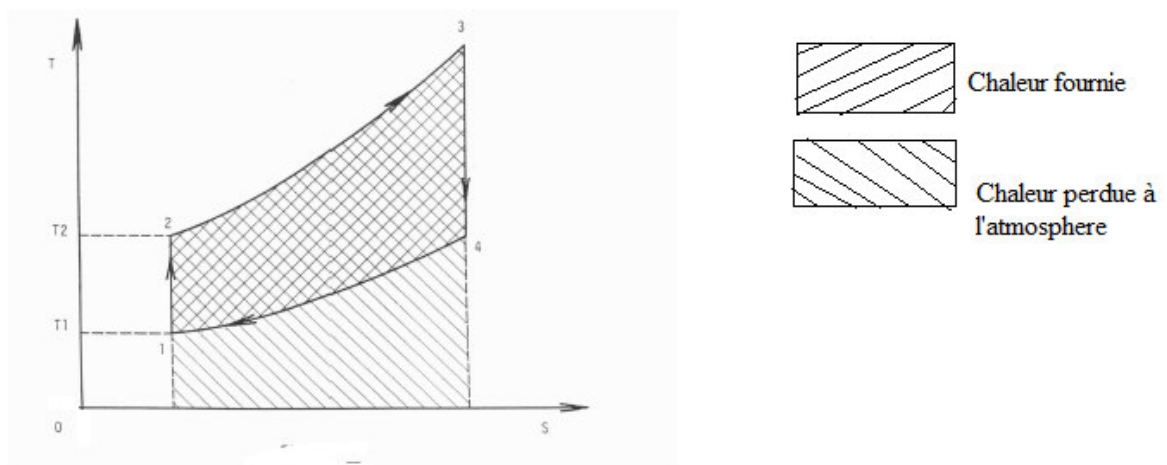


Figure 24: Cycle de BRAYTON sur le diagramme (T,S)

L'aire comprise entre la transformation 2,3 et l'axe des abscisses correspond à la chaleur fournie par le combustible.

L'aire comprise entre la transformation 4,1 et l'axe des abscisses correspond à l'énergie thermique cédée à l'extérieur

La différence entre ces deux aires représente la partie réellement utilisable, c'est-à-dire l'énergie que pourrait fournir ce système idéal.

3. Rendement thermodynamique de la turbine à combustion

Le rendement thermodynamique du cycle de la turbine à gaz se détermine à partir des énergies thermiques fournies par le combustible et perdues à l'atmosphère.

Le rendement théorique du cycle (noté η) se détermine de la manière suivante :

$$\eta = \frac{T_{\text{à la combustion}} - T_{\text{à l'échappement}}}{T_{\text{à la combustion}}}$$

Dans le cycle de Baryton

$$T_{\text{à la combustion}} = T_3 - T_2$$

$$T_{\text{à l'échappement}} = T_4 - T_1$$

Avec

T_1 est la température de l'air à l'entrée du compresseur (Température ambiante)

T_2 est la température de l'air à la sortie du compresseur axial.

T_3 est la température des gaz chauds à l'entrée de la première directrice.

T_4 est la température des gaz chauds à l'échappement.

On peut écrire aussi

$$\eta = \frac{(T_3 - T_2) - (T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} = \frac{(T_3 - T_4) - (T_1 - T_2)}{(T_3 - T_2)}$$

$$\eta = \frac{\text{énergie fournie par la détente} - \text{énergie absorbée par la compression}}{\text{énergie fournie par le système de combustion}}$$

4. Caractéristiques d'une turbine à gaz

Les principales caractéristiques d'une turbine à gaz sont :

- Le temps de démarrage est très court de 3 à 4 minutes
- Délais de construction sur site réduits
- Conception standardisée et modulaire
- Équipements complémentaires petits
- Le régime de fonctionnement est indifférent

De même, il existe quelques inconvénients :

- Une maintenance très élevée et coûteuse
- Un rendement faible compris entre 28 et 37%
- Durée de vie courte (entre 15 et 20 ans)

Exercices d'application

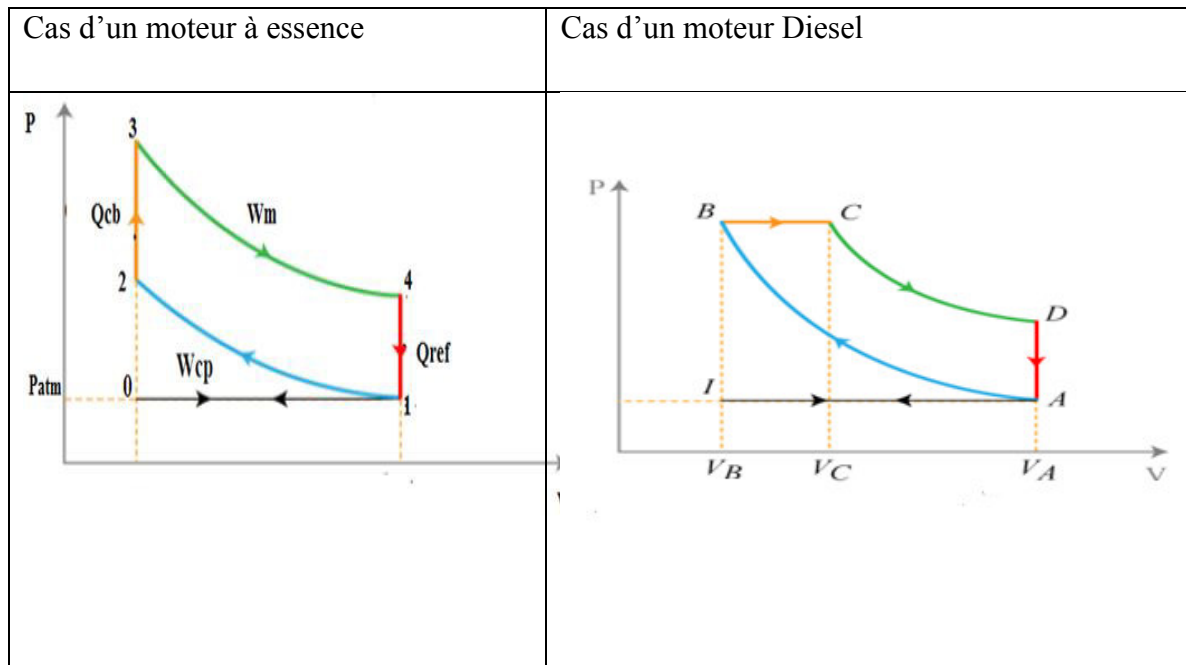
Exercice 1

- 1) Tracer l'allure du cycle théorique d'un moteur à essence et celle d'un moteur Diesel.
- 2) Donner les principales caractéristiques de chaque cycle.
- 3) Donner la relation fondamentale exprimant la puissance indiquée du moteur en fonction des différents paramètres du moteur.

Réponse

1.

Allure du cycle thermodynamique dans le diagramme (P,V) :



2.

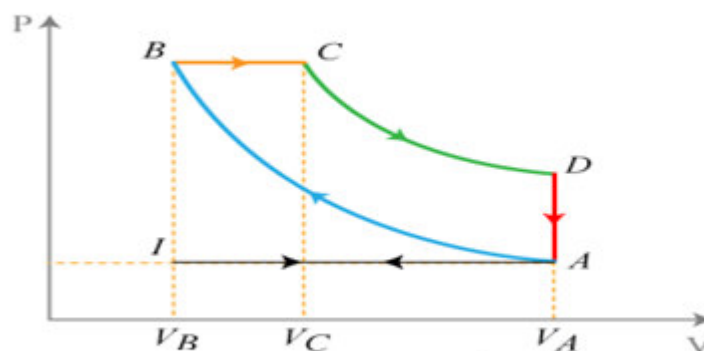
Les principales caractéristiques de chaque cycle :

Cycle de Beau de Rochas (moteur à essence)	Cycle Diesel (moteur Diesel)
<p>0-1 : aspiration du mélange (air +essence) dans un cylindre à la pression atmosphérique</p> <p>1-2 : compression isentropique (transformation adiabatique+ système réversible)</p> <p>2-3-4 : 2-3 : combustion isochore+ 3-4 : détente isentropique des gaz chauds</p> <p>4-1-0 : 4-1 : Refroidissement isochore+ 1-0 : refoulement isobare</p>	<p>Les 4 temps se déroulent de la même manière à deux différences près :</p> <p>0-1 : aspiration de l'air uniquement</p> <p>2-3 : combustion isobare</p>

3.

$$P_i = p_{mi} \times \frac{VN}{\alpha}$$

Exercice 2



1) Quel type du moteur représente ce cycle à 4 temps.

- 2) Décrire ce cycle en indiquant le nom du temps moteur dans chaque état et la nature de chaque transformation
- A-B
- B-C.....
- C-D.....
- D-A.....
- 3) Donner la fonction de l'ensemble bielle-vilebrequin

Exercice 3

1. Dans un moteur à essence, le mélange est assimilé à un gaz parfait diatomique ($\gamma=1.4$). Sachant que le taux de compression est égale à 9, calculer le rendement.
2. Calculer le rendement d'un moteur de Carnot fonctionnant entre les deux sources aux températures extrêmes 1220K et 293K.
3. Comparez les deux rendements

Réponse

1.

$\gamma=1.4$ et $\alpha=9$ donc le rendement $\eta=$ **0.58**

2.

$\eta_{\text{carnot}}=1-T_f/T_c=$ **0.76**

3.

On verifie bien $\eta < \eta_{\text{carnot}} = \eta_{\text{idéal}}$

Exercice 4

1. Dans un moteur diesel, le mélange est assimilé à un gaz parfait diatomique ($\gamma=1.4$). Sachant que le taux de compression est égale à 14 et le rapport de détente est de 9, calculer le rendement.
2. Comparez le rendement du moteur diesel avec celui d'un moteur de Carnot (exercice 1)

Réponse

1.

Pour $\gamma=1.4$, $\alpha=14$ et $\beta=9$ on trouve

$\eta=0.62$

2.

On vérifie bien $\eta < \eta_{\text{carnot}} = \eta_{\text{idéal}}$

Exercice5

Soit un moteur à allumage commandé présentant les caractéristiques suivantes :

- Alésage $D=108$ mm
- Course $C= 140$ mm

Ce moteur fonctionne théoriquement selon le cycle de Beau de Rochas dans les conditions suivantes :

- Température en début de compression $T_1 = 45^\circ\text{C}$
- Température en fin de compression $T_2 = 323^\circ\text{C}$
- Rapport des capacités thermiques $\gamma = \frac{c_p}{c_v} = 1.4$

- 1) Rappeler les principales caractéristiques du cycle de Beau de Rochas.
- 2) Justifier le caractère adiabatique de la compression, de la détente et le caractère isochore de la combustion.
- 3) Exprimer le rapport volumétrique de compression ρ en fonction de γ, T_1 et T_2 . Calculer ρ .
- 4) Calculer la cylindrée V_{cyl} et le volume de la chambre de la combustion V_{cc}
- 5) Montrer que le rendement du moteur a pour expression $\eta = 1 - \frac{1}{\rho^{\gamma-1}}$.

Réponse

1.

1^{er} temps : compression isentropique

2^{eme} temps : combustion isochore

3^{eme} temps : détente isentropique

4^{eme} temps : Refoulement

2.

$$\rho = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{V_{\text{PMB}}}{V_{\text{PMH}}} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}}$$

AN : $\rho = 10$

3.

$$V = \pi \times \frac{D^2}{4} C$$

5. Les transferts thermiques lors de la compression et de la détente sont lents par rapport à la durée des évolutions.

La combustion et le refroidissement sont trop rapides pour que le piston ait le temps de se déplacer.

6. voir cours page 42

EXERCICE 5

Soit un moteur à allumage par compression présentant les caractéristiques suivantes :

- Alésage $D=108\text{mm}$
- Course $C = 140 \text{ mm}$
- Pression en début de compression $p_1= 10.13\text{N/cm}^2$
- Pression en fin de compression $p_2=465 \text{ N/cm}^2$
- Rapport volumétrique de la compression $\rho = \frac{V_2}{V_1} = 17$ ($V_2= V_{\text{cyl}}+V_{\text{cc}}$ et $V_1= V_{\text{cc}}$)
 - 1) Déterminer la force exercée sur le piston
 - 2) Calculer la cylindrée V_{cyl} et le volume de la chambre de combustion V_{cc}
 - 3) Déterminer la valeur de $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$
 - 4) Calculer la température en fin de compression T_2 .

Exercice 6

On considère un moteur à allumage commandé fonctionnant selon un cycle de Beau de Rochas

Le cycle est caractérisé par le taux de compression volumétrique $\rho = \frac{V_{\max}}{V_{\min}}$. Les températures du mélange respectivement en début de compression et en fin de combustion valent $T_1 = 20^\circ\text{C}$ et $T_3 = 947^\circ\text{C}$

Données

Taux de compression $\rho = 9$; $\gamma = \frac{c_p}{c_v} = 1.4$

- 1) Tracer schématiquement ce cycle de Beau de Rochas dans le diagramme de Clapeyron.
- 2) Identifier sur le cycle les quantités de chaleur échangées et leurs signes et les travaux fournis et leurs signes.
- 3) Ecrire le bilan énergétique sur le cycle
- 4) Donner l'expression de rendement de ce moteur thermique en fonction de ρ et γ . Faire l'application numérique
- 5) Calculer le rendement (par rapport au moteur de Carnot idéal de ce cycle).

Exercice7

On se propose dans ce qui suit d'étudier la partie thermodynamique et la combustion d'un moteur à allumage par compression d'un véhicule automobile. Ce moteur fonctionne théoriquement selon le cycle diesel.

On suppose que la quantité de carburant injectée est faible devant la quantité d'air et que la combustion du carburant ne modifie pas cette quantité d'air et par conséquent on considère que le moteur fonctionne à l'air uniquement.

Données

- L'air est assimilé à un gaz parfait de masse molaire $M = 29$ g/mol, de capacité thermique massique à pression constante $C_p = 1$ kJ/kg.K avec $\gamma = \frac{C_p}{C_v} = 1,4$ et $R = 8,31$ J/mol.K.

- En début de compression, l'air admis dans le moteur est à la pression $P_1 = 1$ bar et à la température $T_1 = 20$ °C.

- Rapport volumétrique de compression $\rho = \frac{V_1}{V_2} = 15$

- Taux de détente est $b = \frac{V_1}{V_3} = 5$

Partie 1 : Étude générale du cycle

1.1 Déterminer la pression P_2 en fin de la compression.

1.2 On donne la relation de Laplace pour une transformation adiabatique réversible d'un gaz parfait en fonction des variables P et V : $P.V^\gamma = cte$. Etablir pour cette même transformation, la relation $T.V^{\gamma-1} = cte$.

1.2 En déduire que $T_2 = \rho^{\gamma-1} . T_1$. Calculer T_2 .

1.3 Montrer que $P_3 = \rho^\gamma . P_1$. Calculer P_3 .

- 1.4 Calculer les températures T_3 et T_4 en début et en fin de détente.
- 1.5 Déterminer les quantités de chaleur massiques q_1 et q_2 (kJ/kg) échangées entre l'air et le milieu extérieur lors des transformations de combustion et A4A1.
- 1.6 Que peut-on dire des chaleurs échangées lors des transformations 1-2 et 4-1.
- 1.7 Calculer le travail massique w (kJ/kg) fourni par ce moteur lors d'un cycle. En déduire le rendement de ce moteur.

Partie 2 : Étude de la combustion

La cylindrée du moteur est $V = 2$ litres.

- 2.1 Déterminer la masse d'air impliquée dans chaque cycle et en déduire la quantité de chaleur Q_1 (J) échangée pendant cette phase de combustion.
- 2.2 La quantité de chaleur apportée par le carburant lors de sa combustion est de $q = 46,8.103$ kJ/kg. En déduire la masse de carburant injectée à chaque cycle.