

Chapitre II Moteurs à combustion Internes

- 1.1. Généralités et classification des moteurs à combustion interne
- 2.2. Cycles thermodynamique
 - 1.2. d'OHO
 - 2.2. de Diesel
 - 2.3. Mixte
 - 2.4. Rendement thermiques théoriques
 - 2.5. cycle réels
 - 2.6. processus réel de compression et de détente
 - 2.7. rendement indiqué, mécanique et effectif
 - 2.8. diagramme théorique et pratique
 - 2.9. bilan thermique
 - 2.10. suralimentation, amélioration du rendement thermique
 - 2.11. couple moteur (système bielle-manivelle)
 - 2.12. consommation spécifique

Chapitre II Moteurs à combustion Interne

2.1. Introduction :

Les moteurs à combustion interne sont des machines thermiques dont la combustion s'effectue au sein même du fluide moteur. C'est le même fluide qui repousse le piston et qui subit une combustion. Exemples : moteur à essence, moteur diesel...

2.2. Bref Historique :

- ☞ 1860 : Cycle de **Lenoir** (paye) : moteur à deux temps avec piston à double effet, la pression agissant à chaque demi-tour sur l'une des faces du piston. **Figure**
- ☞ 1862 : Cycle de **Beau de Rochas**. Il propose un moteur à quatre temps. La même année **Otto** (Allemagne) réalise le moteur à quatre temps.
- ☞ 1892 : Cycle **Diesel**. Diesel dépose un brevet sur un moteur à allumage par compression à l'origine il souhaitait brûler de la poussière de charbon dans de l'air surchauffé et comprimé. Son moteur commencera à fonctionner avec une injection d'huile lourde.

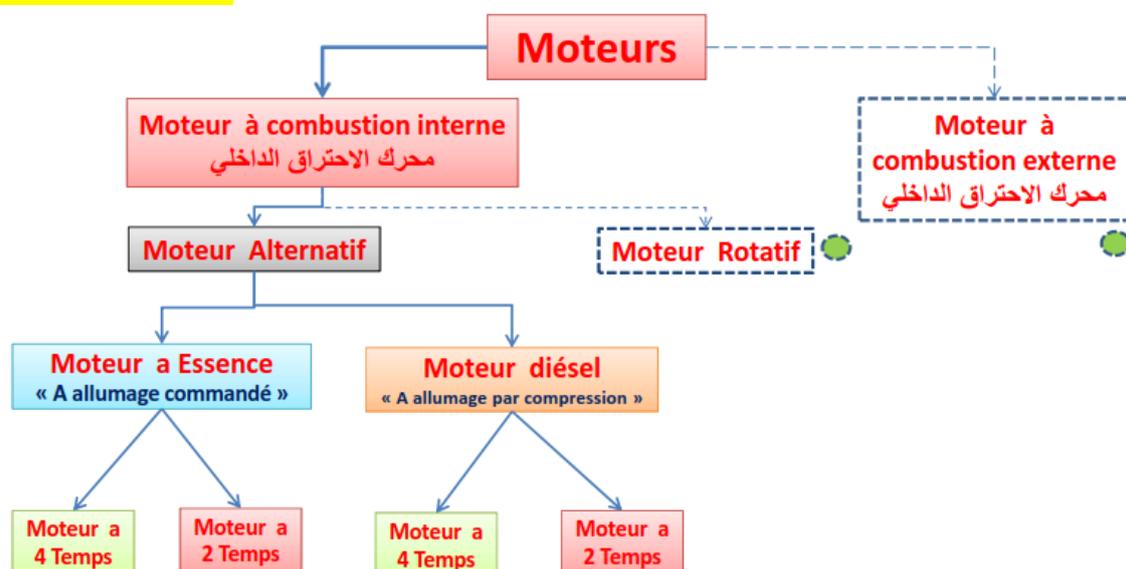
2.3. Généralités et classification des moteurs à combustion interne

Le moteur à combustion interne est une **machine thermique** qui convertit l'énergie chimique du combustible en énergie mécanique, généralement sous forme d'un mouvement rotatif d'un arbre en procédant par une combustion du combustible.

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, exemple : Turbine à vapeur.

Il existe deux grands types de moteurs à combustion interne :

Ajouté schéma arborisant



- 1) Les moteurs fournissant un couple sur un arbre.
 - ✓ Moteurs thermiques à combustion interne à pistons alternatifs
 - a- Moteurs à allumage commandé (moteurs à essence)
 - b- Moteurs Diesel (moteur à mazout)

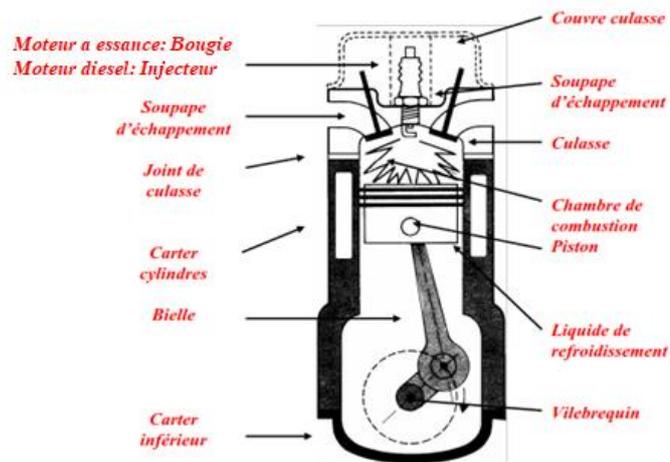


Fig - -: Schéma de principe MCI à piston alternatifs (ajouté injecteur)

✓ Moteurs thermiques à combustion interne à Pistons Rotatifs

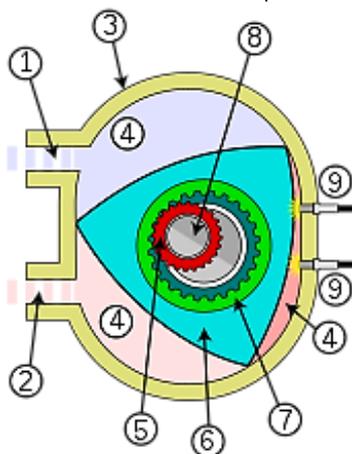


Schéma du moteur Wankel :

- 1 : Conduit d'admission
- 2 : Conduit d'échappement
- 3 : Trochoïde (stator)
- 4 : Chambres
- 5 : Pignon
- 6 : Piston (rotor)
- 7 : Couronne
- 8 : Excentricité du vilebrequin
- 9 : Bougie d'allumage



Fig - -: Schéma de principe MCI à piston rotatif

- ✓ Turbines à gaz.
- 2) Les moteurs à réaction.
 - ✓ Turbo réacteurs
 - ✓ Statoréacteurs
 - ✓ Pulsoréacteurs
- 3) Moteur-fusée

2.4. MCI à piston alternatifs

2.4.1.1. Principe de fonctionnement

a) Système bielle manivelle :

On plus de la combustion les moteurs à combustion interne alternatifs sont basés sur le principe de la bielle manivelle pour transformer le mouvement de translation du piston en mouvement de rotation.

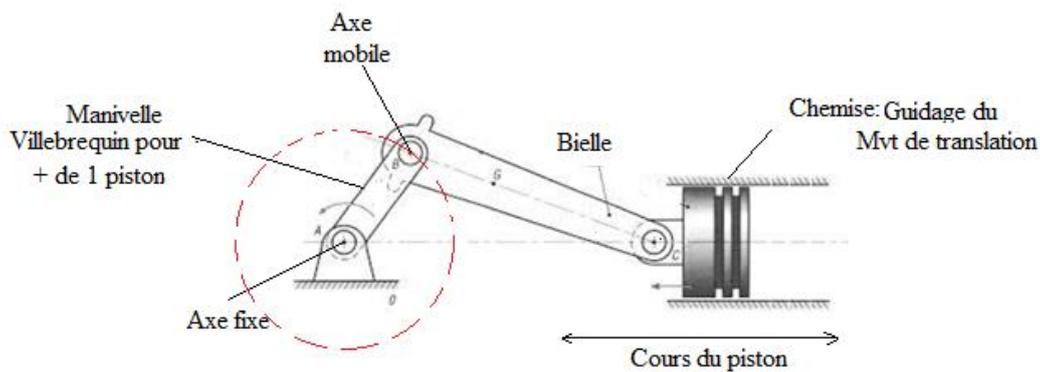
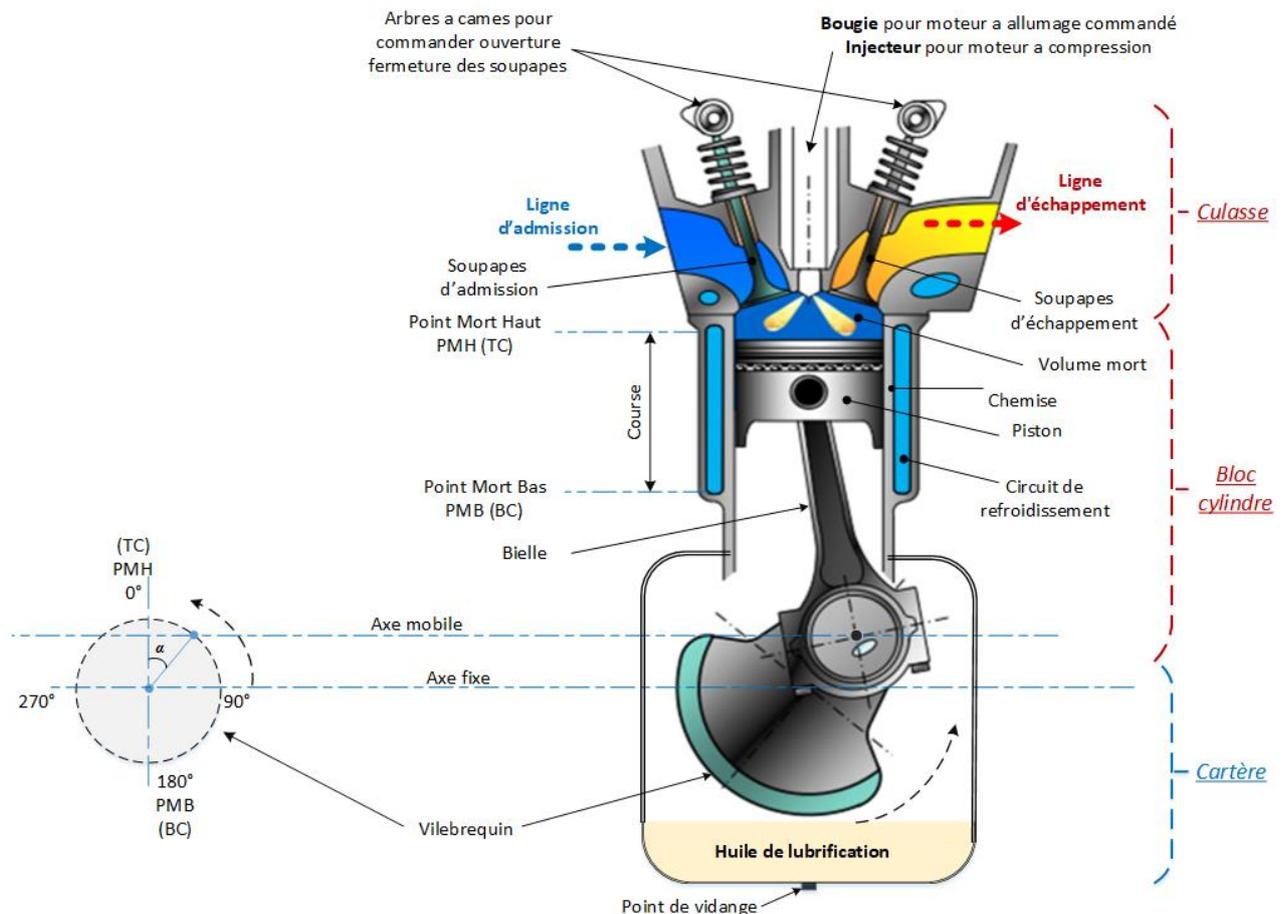


Figure - - : Système biellemanivelle

b) Composon principale du moteur a combustion interne alternatifs



c) Nombre de cylindres et leurs dispositions.

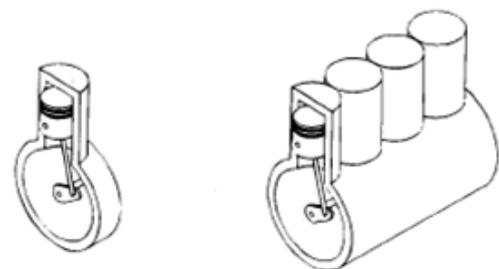
■ Mono cylindre:

Donne une poussée tous les deux tours ou tous les tours de vilebrequin. Les variations du couple sont grandes et produisent des vibrations. La régularité du couple devient problématique.

■ Multicylindres:

On répartit la cylindrée au gré des cylindres qui sont autant de petits moteurs. On augmente la fréquence des poussées.

■ Disposition des cylindres



MCI: Monocylindre

MCI: Multicylindres

On peut trouver les configurations suivantes :

- (a) Single cylinder
- (b) In-line or straight
- (c) V engines
- (d) Opposed cylinder
- (e) W engine
- (f) Opposed piston
- (g) Radial

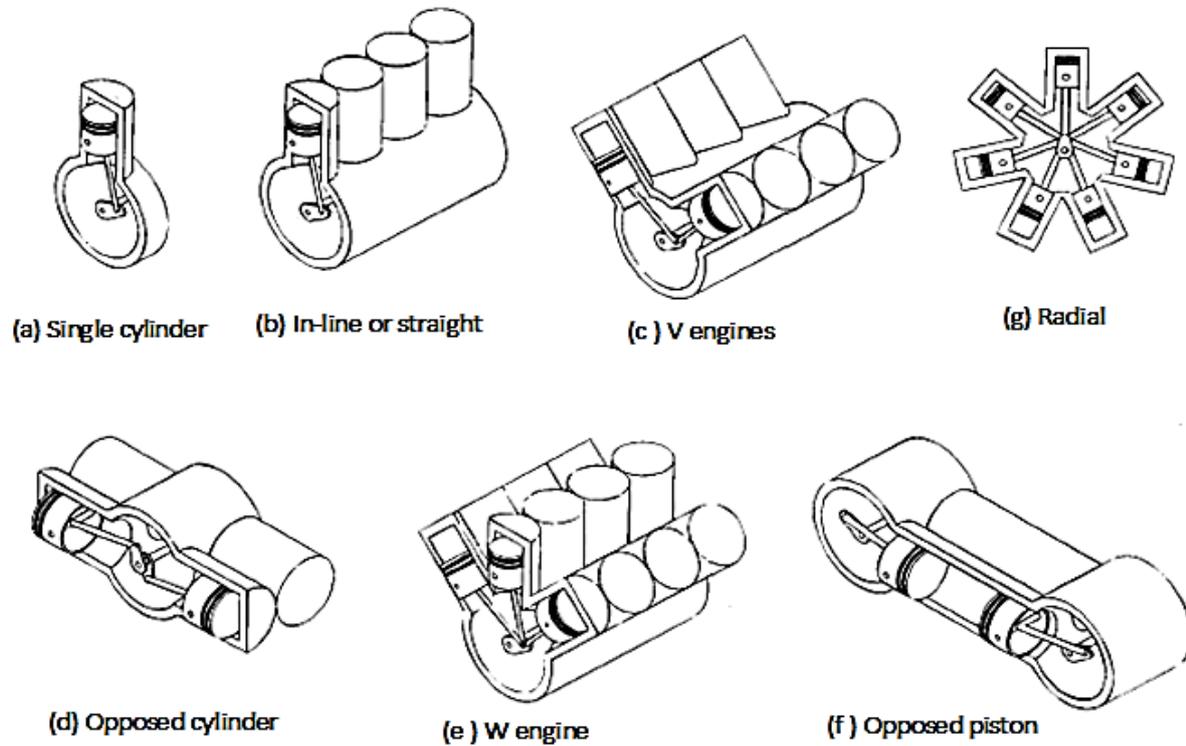


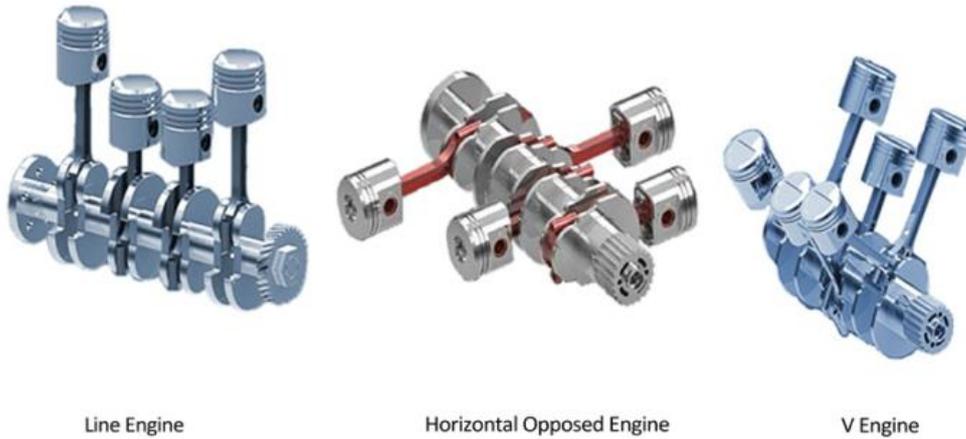
Figure - - : Schéma représentatif des différentes disposition des cylindres dans un MCI a piston alternatif



Moteur cylindre étoile 7 cylindre



Moteur à plat a quatre cylindres



Line Engine

Horizontal Opposed Engine

V Engine

2.4.1.2. Moteurs essence et moteur Diesel (caractéristiques principales)

1) Les moteurs à allumage commandé (à essence):

La combustion du mélange air / essence est amorcée par *l'étincelle d'une bougie* d'allumage. Le mélange air / essence peut s'effectuer par:

- Carburateur
- Injection indirecte d'essence
- Injection directe d'essence

2) Les moteurs à combustion (Diesel) :

La combustion est déclenchée par l'injection du gazole sous pression dans de l'air fortement **comprimé et échauffé**. Le mélange s'enflamme par auto inflammation, c'est-à-dire spontanément

2.5. Cycles thermodynamique

2.5.1. Opérations fondamentales

Les quatre phases de fonctionnement du moteur ont été définies dès 1862 par Beau de Rochas:

- ✓ Admission: aspiration d'air ou de mélange air / essence
- ✓ Compression de l'air ou du mélange air essence
- ✓ Inflammation rapide et détente du piston
- ✓ Echappement des gaz brûlés

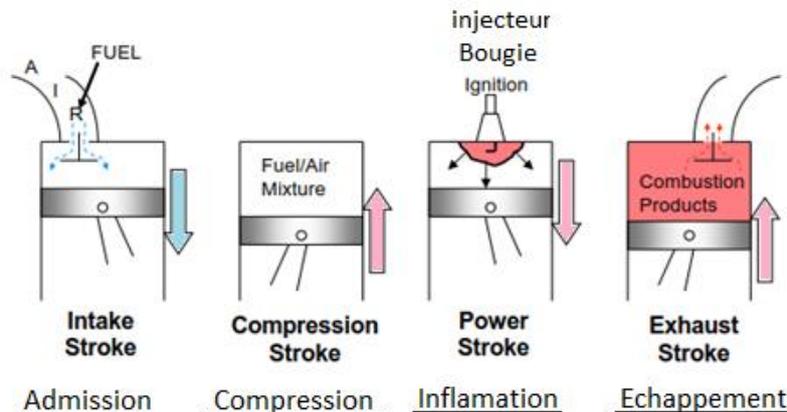


Figure - - : Opérations fondamentale pour un MCI

Remarques

Quelle est la valeur angulaire d'un temps ? : 180°

Quelle est la valeur angulaire d'un cycle ? : $4 \times 180^\circ = 720^\circ$ soit 2 tours moteur

Combien de fois s'est ouverte chaque soupape pendant un cycle ? 1 fois

Pour 1 cycle, combien de tours doit faire l'organe mécanique qui commande chaque soupape ? : 1 tour
 Comment s'appelle cet organe ? : L'arbre à came

2.5.2. Moteur a quatre temps et deux temps

- a) Les moteurs à quatre temps réalisent le cycle en quatre courses de piston et deux tours de vilebrequin
- Temps 1: l'air (seul) est introduit dans le cylindre par la soupape d'admission
 - Temps 2: l'air est comprimé
 - Temps 3: le carburant est injecté et la combustion du mélange (grosso modo à pression constante) survient. La détente des gaz de combustion produit un travail.
 - Temps 4: Les gaz sont expulsés du cylindre par la soupape d'échappement

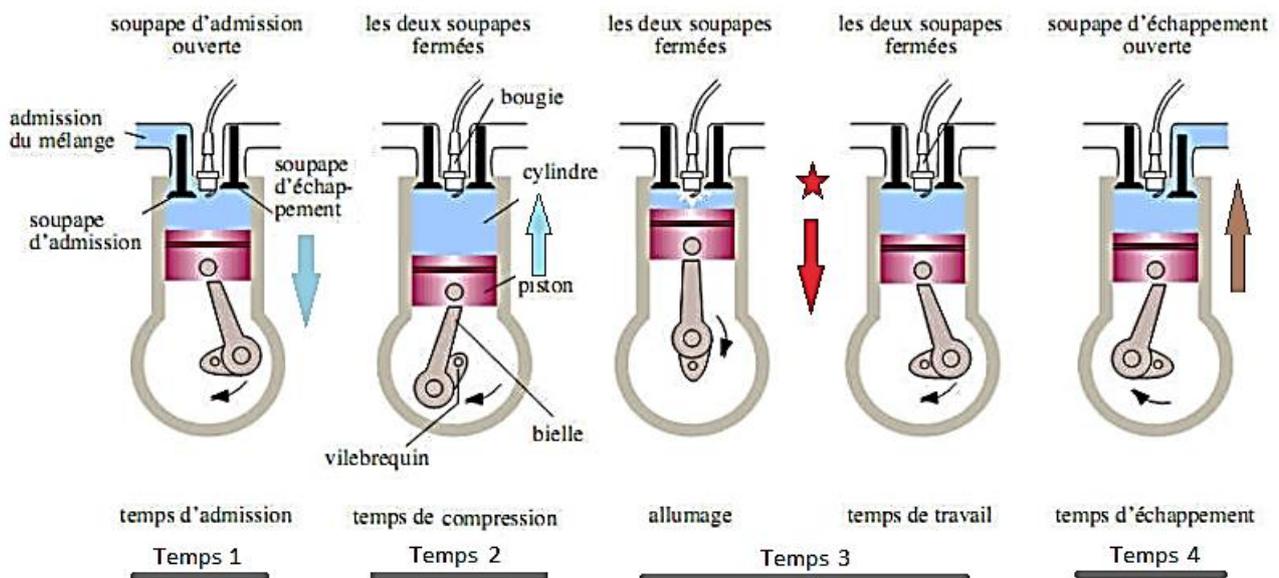
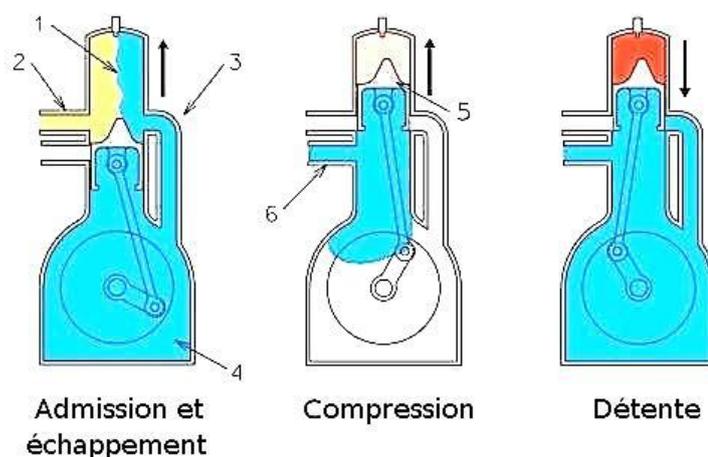
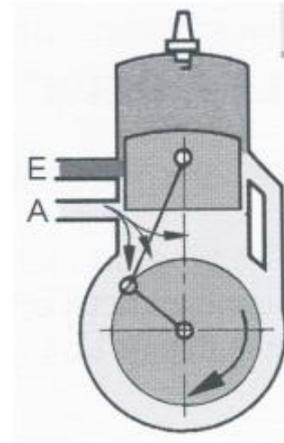
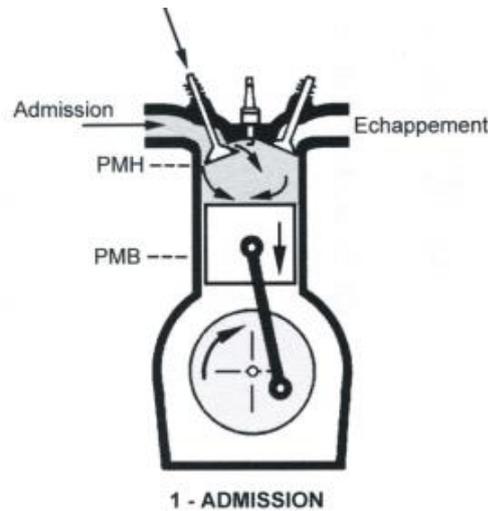


Figure - - : Opérations fondamentale pour un MCI

- b) Les moteurs à deux temps réalisent le cycle en deux courses de pistons et un tour de vilebrequin





- c) Les moteurs rotatifs: le mouvement alternatif rectiligne est remplacé par la rotation d'un rotor qui réalise le cycle trois fois par tour

2.5.3. Cycle d'OHO (cycle à allumage commandé)

C'est un cycle thermodynamique théorique. En pratique ce cycle peut être représenté de manière approchée par le cycle de **Beau de Rochas** pour les moteurs à quatre temps généralement à essence. Ce cycle est caractérisé par quatre temps ou mouvements linéaires du piston :

Cycle thermodynamique théorique :

Le cycle théorique d'OTTO est décrit en quatre temps :

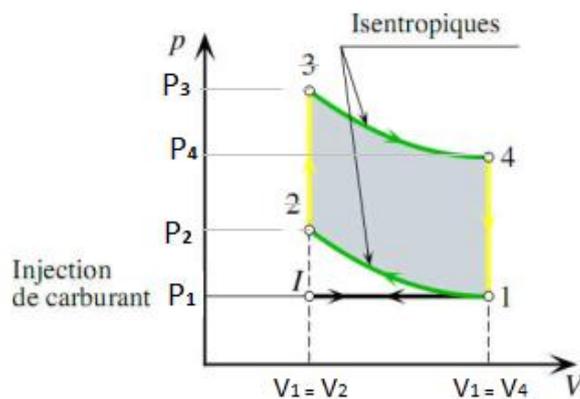


Fig. - - : Diagramme P.V Cycle d'OTTO

- A. 1→2 : Le cycle commence au point mort haut **PMH** à V_1 . La soupape d'échappement est fermée, la soupape d'admission est ouverte, le piston descend au point **PMB**, V_2 on absorbe un travail W_i , de un mélange d'aire de carburant venant du carburateur ou de l'injection est aspiré dans le cylindre.
- B. 2→3 : La soupape d'échappement reste fermée, la soupape d'admission se referme, le piston remonte du **PMB** de P_2 au **PMH** de P_3 en comprimant le mélange admis. Compression isentropique de T_2 à T_3 avec $T_3 > T_2$ donc un échauffement du mélange Q_{in} .
- C. 3→4: Les deux soupapes restent fermées. Aux environs du deuxième point mort haut **PMH**, le mélange air-carburant est enflammé, habituellement par une bougie d'allumage ou injecteur. La combustion du mélange air-carburant provoque une forte augmentation de la pression dans le cylindre, ainsi l'expansion isentropique des gaz force le piston à descendre de P_3 à P_4 et de T_3 à T_4 fournissant le travail moteur W_{out}

D. 4→1: La soupape d'échappement s'ouvre pour évacuer les gaz brûlés poussés par la remontée du piston du point (P_4 et T_4) au point (P_1 et T_1) on dégageant une quantité de chaleur Q_{out} .

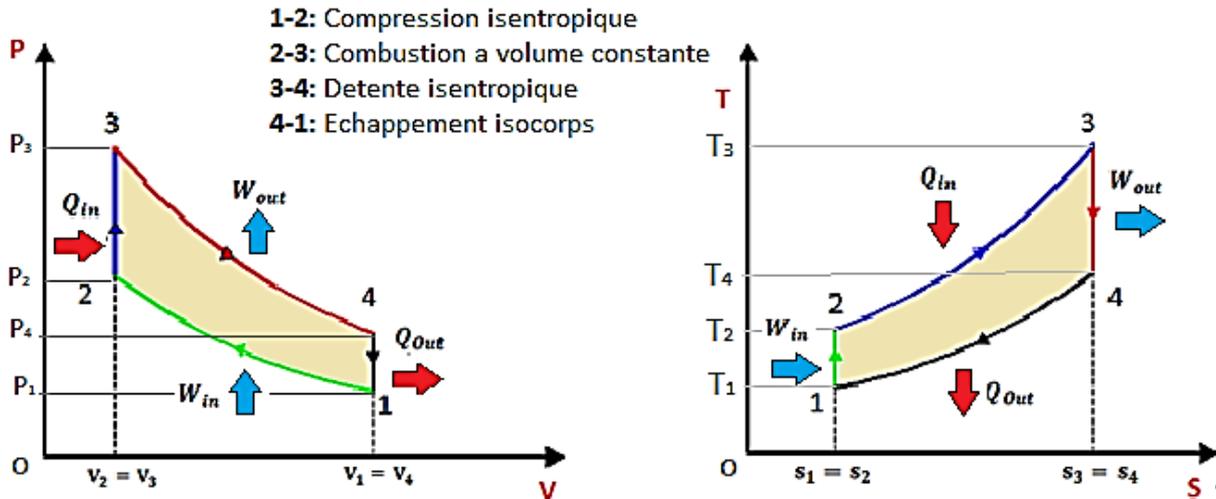


Fig. - - : Diagramme P.V et (T.S) de Cycle d'OTTO

■ Le rapport de compression volumique est défini par

$$r = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_3}$$

La transformation 2-3 est isochore à volume constant ($V_2 = V_3$) d'après le premier principe de la thermodynamique :

$$\Delta U_{23} = Q + W$$

$$\text{Avec } W = 0 \text{ et } \Delta V = V_2 - V_3 = 0$$

$$\Rightarrow Q = \Delta U_{23}$$

■ La quantité de chaleur massique absorbée par le fluide est :

$$q_{add} = C_v(T_3 - T_2)$$

■ Et la puissance absorbée est :

$$\dot{Q}_{add} = \dot{m}_c \cdot PCI = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) \cdot C_{vg}(T_3 - T_2)$$

Avec :

- \dot{m}_c : est le débit massique de carburant.
- \dot{m}_a : est le débit massique de l'air.
- PCI : est le pouvoir calorifique inférieur de carburant.
- C_{vg} : est la chaleur spécifique à volume constante de gaz.

De même, l'évolution 4-1 est isochore, la quantité de chaleur massique rejetée vers le milieu extérieur est :

$$q_{rej} = C_v(T_4 - T_1)$$

■ Le travail net développé par le cycle est :

$$W_{net} = q_{add} - q_{rej}$$

■ L'efficacité thermique idéale théorique du cycle d'Otto est :

$$\eta_t = \frac{\text{Chaleur fournie} - \text{Chaleur rejeté}}{\text{Chaleur fournie}} = \frac{q_{add} - q_{rej}}{q_{add}} = 1 - \frac{q_{rej}}{q_{add}} = \frac{W_{net}}{q_{add}}$$

Alors

$$\eta_t = 1 - \frac{C_v(T_4 - T_1)}{C_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}$$

Pour les transformations adiabatiques de la compression (1-2) et de l'expansion (3-4), on obtient respectivement:

$$PV^\gamma = \text{Const} \text{ et } PV = nRT \Rightarrow P = \frac{nRT}{V}$$

$$\frac{nRT}{V} V^\gamma = nRTV^{\gamma-1} = \text{Const} \Rightarrow TV^{\gamma-1} = \text{Const}$$

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

$$T_3 V_3^{\gamma-1} = T_4 V_4^{\gamma-1} \Rightarrow \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^{\gamma-1} = r^{\gamma-1}$$

Si on assimile le fluide moteur comme un gaz parfait

Les évolutions 2-3 et 4-1 sont isochores, d'où $V_2 = V_3$ et $V_1 = V_4$

Nous pouvons écrire:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} \Rightarrow \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$$

Or

$$\frac{T_4}{T_1} - 1 = \frac{T_3}{T_2} - 1 \Rightarrow \frac{T_4 - T_1}{T_1} = \frac{T_3 - T_2}{T_2}$$

$$\frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = \frac{T_1}{T_2} = \frac{T_2}{T_3} = \frac{1}{r^{\gamma-1}}$$

En introduisant cette relation dans l'expression du rendement on obtient:

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

L'efficacité thermique du cycle d'Otto est donc fonction du taux de compression et de

■ Pression moyenne effective :

Par définition la pression moyenne effective est définie par

$$pme_{otto} = \frac{w_{net}}{\Delta V}$$

■ Le travail net est représenté par l'aire de la surface délimitée par les différentes évolutions dans le diagramme (P-V)

$$w_{net} = \left(\frac{P_3 V_3 - P_4 V_4}{\gamma - 1} \right) - \left(\frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{\gamma - 1} \right)$$

$$w_{net} = \frac{1}{\gamma - 1} \left(P_4 V_4 \left(\frac{P_3 V_3}{P_4 V_4} - 1 \right) - P_1 V_1 \left(\frac{P_2 V_2}{P_1 V_1} - 1 \right) \right)$$

D'une autre part

$$V_2 = V_3 \text{ et } V_1 = V_4$$

$$r = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_3}$$

Et encore, si on suppose que

$$V_2 = V_3 = 1 \text{ i.e l'unité de mesure est le volume mort}$$

$$V_1 = r \text{ et } V_4 = r$$

D'où

$$w_{net} = \frac{1}{\gamma - 1} \left(P_4 r \left(\frac{P_3}{P_4 r} - 1 \right) - P_1 r \left(\frac{P_2}{P_1 r} - 1 \right) \right)$$

Pour les évolutions adiabatique ($PV^\gamma = Const$) entre (1-2) et (3-4) on déduit de :

$P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma$ et $P_3 V_3^\gamma = P_4 V_4^\gamma$ ce qui suit :

$$r^\gamma = \frac{P_3}{P_4} = \frac{P_2}{P_1}$$

D'où l'expression du travail net est

$$w_{net} = \frac{1}{\gamma - 1} (P_4 r (r^{\gamma-1} - 1) - P_1 r (r^{\gamma-1} - 1))$$

Or

$$w_{net} = \frac{1}{\gamma - 1} (P_4 r (r^{\gamma-1} - 1) - P_1 r (r^{\gamma-1} - 1))$$

D'où l'expression du travail net est :

$$w_{net} = \frac{r}{\gamma - 1} (r^{\gamma-1} - 1) (P_4 - P_1)$$

Finalement, l'expression de pression moyenne effective est donnée par

$$P_{ME.Otto} = \frac{r \cdot (r^{\gamma-1} - 1) (P_4 - P_1)}{(\gamma - 1) (V_2 - V_1)} = \frac{r \cdot (r^{\gamma-1} - 1) (P_4 - P_1)}{(r - 1) (\gamma - 1)}$$

Si on suppose

$$\frac{P_4}{P_1} = \alpha$$

Donc, on aura

$$P_{ME.Otto} = \frac{r \cdot (r^{\gamma-1} - 1) \cdot P_1 \cdot (\alpha - 1)}{(r - 1) (\gamma - 1)}$$

2.5.4. Cycle diesel (cycle à compression)

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.

Cycle thermodynamique théorique :

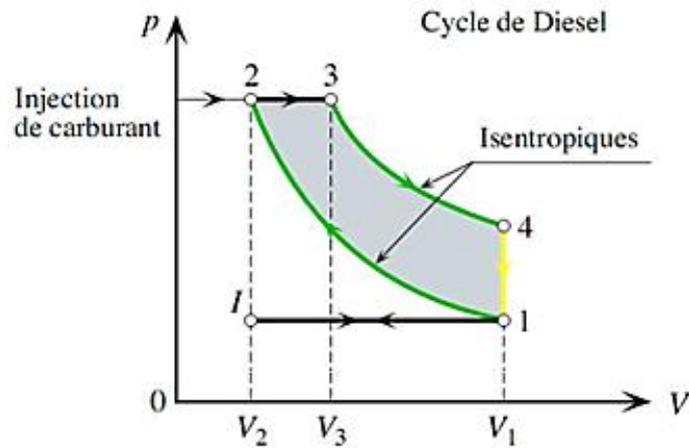


Figure - -: Cycle théorique d'un moteur Diesel

- A. 1→2 : Le cylindre admet l'air seul à travers une soupape d'admission dans un volume V_1 .
- B. 1→2 : Les soupapes étant fermées, l'air est comprimé isentropiquement jusqu'au volume V_2 .
- C. 2→3 : Les soupapes étant toujours fermées, on introduit le combustible en 2 et la combustion a lieu.
- D. 3→4 Les produits de la réaction se détendent isentropiquement en repoussant fortement le piston jusqu'à la position extrême.
- E. 4→1 : La soupape d'échappement s'ouvre, ce qui diminue brutalement la pression.
- F. 1→1 Les gaz brûlés sont évacués.

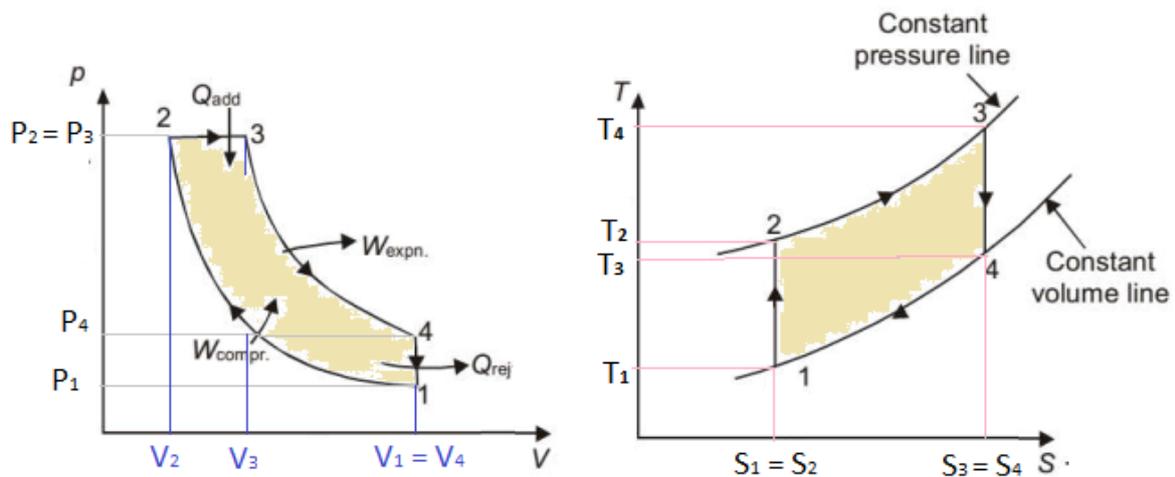


Figure - - : Diagramme (P, V) et (T, S) du Cycle théorique d'un moteur Diesel

■ Le rapport de compression volumique est défini par

$$r = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_3}$$

La transformation 2-3 est isochore à volume constant ($V_2 = V_3$) d'où d'après le premier principe de la thermodynamique :

$$\Delta U_{23} = Q + W \quad \text{Avec } W = 0 \text{ et } \Delta V = V_2 - V_3 = 0 \Rightarrow Q = \Delta U_{23}$$

■ La quantité de chaleur massique absorbée par le fluide est :

$$q_{add} = \dot{m}_m C_v (T_3 - T_2)$$

■ Et la puissance absorbée est

$$q_{add} = C_v \cdot PCI = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) C_v (T_3 - T_2)$$

Avec :

- \dot{m}_c : est le débit massique de carburant.

- \dot{m}_a : est le débit massique de l'air.
- PCI : est le pouvoir calorifique inférieur de carburant.
- C_{vg} : est la chaleur spécifique à volume constante de gaz.

De même, l'évolution 4-1 est isochore, la quantité de chaleur massique rejetée vers le milieu extérieur est :

$$q_{rej} = C_v(T_4 - T_1)$$

■ Le travail net développé par le cycle est :

$$w_{net} = q_{add} - q_{rej}$$

■ L'efficacité thermique idéale théorique du cycle d'Otto est :

$$\eta_{OTTO} = \frac{\text{Chaleur fournie} - \text{Chaleur rejeté}}{\text{Chaleur fournie}} = \frac{q_{add} - q_{rej}}{q_{add}} = 1 - \frac{q_{rej}}{q_{add}} = \frac{w_{net}}{q_{add}}$$

Si on assimile le fluide moteur comme un gaz parfait.

Le rapport de compression volumétrique est défini par :

$$r = \frac{V_1}{V_2}$$

Ainsi le rapport de détente volumétrique est défini par

$$rd = \frac{V_4}{V_3}$$

Le rapport volumétrique du a la combustion isobare est défini par

$$\rho = \frac{V_3}{V_2}$$

■ Rendement du cycle diesel

$$\eta_{diesel} = \frac{w_{net}}{q_{add}} = \frac{C_p(T_3 - T_2) - C_v(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{C_v}{C_p} \left(\frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \right)$$

Assimilant le fluide moteur comme un gaz parfait. Alors le rapport des capacités spécifiques s'écrit donc :

$$\frac{C_p}{C_v} = \gamma$$

Le rendement

$$\eta_{diesel} = 1 - \frac{1}{\gamma} \left(\frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \right)$$

On cherche à écrire le rendement en fonction des rapports volumétriques r et ρ . Écrivons nous la température (T_4, T_3 et T_2) en fonction de T_1

→ L'évolution 1-2 est adiabatique, d'où

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2}$$

Et

$$P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma$$

Combinant les deux équations précédentes, on trouve

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

D'où

$$\frac{T_2}{T_1} = r^{\gamma-1} \Rightarrow T_2 = T_1 \cdot r^{\gamma-1}$$

→ L'évolution 2-3 est isobare, d'où $P_2 = P_3$

Ou bien

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

Or

$$\rho = \frac{V_3}{V_2} = \frac{T_3}{T_2} \Rightarrow T_3 = \rho \cdot T_2$$

D'où

$$T_3 = \rho \cdot r^{\gamma-1} \cdot T_1$$

→ Ainsi pour l'évolution adiabatique 3-4

$$\frac{P_3 V_3}{T_3} = \frac{P_4 V_4}{T_4}$$

Et

$$P_3 V_3^\gamma = P_4 V_4^\gamma$$

D'où

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

Or

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

Ce qui nous donne

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

$$T_4 = T_1 \cdot \rho \cdot r^{\gamma-1} \cdot \left(\frac{\rho}{r}\right)^{\gamma-1}$$

D'où

$$T_4 = T_1 \cdot \rho^\gamma$$

Le rendement s'écrit alors :

Ou encore

$$\eta_{diesel} = 1 - \frac{1}{\gamma} \left(\frac{\rho^\gamma - 1}{r^{\gamma-1}(\rho - 1)} \right)$$

$$\eta_{diesel} = 1 - \frac{1}{\gamma \cdot r^{\gamma-1}} \left(\frac{\rho^\gamma - 1}{\rho - 1} \right)$$

■ Pression effective moyenne

La pression moyenne effective est définie par

$$w_{net} = \frac{P_3 V_3 - P_4 V_4}{\gamma - 1} + P_2 (V_3 - V_2) - \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{\gamma - 1}$$

Pour un volume mort est égal l'unité (i.e. : $V_2 = 1$)

$$w_{net} = \frac{P_2 \rho - P_4 r - (P_2 - P_1 r)}{\gamma - 1} + P_2 (\rho - 1)$$

Or

$$w_{net} = \left(\frac{P_2}{\gamma - 1}\right) [\gamma(\rho - 1) - r^{1-\gamma} \cdot (\rho^\gamma - 1)]$$

D'où

$$P_{ME.Diesel} = \left(\frac{P_2}{\gamma - 1}\right) [\gamma(\rho - 1) - r^{1-\gamma} \cdot (\rho^\gamma - 1)] \frac{1}{(r - 1)}$$

Finalement

$$P_{ME.Diesel} = \frac{P_1 r^\gamma [\gamma(\rho - 1) - r^{1-\gamma} \cdot (\rho^\gamma - 1)]}{(\gamma - 1)(r - 1)}$$

2.5.5. Cycle de Sabathé (Cycle mixte)

Le cycle mixte (de Sabathé) est un couplage entre les deux cycles précédents (Beau de Rochas + Diesel)

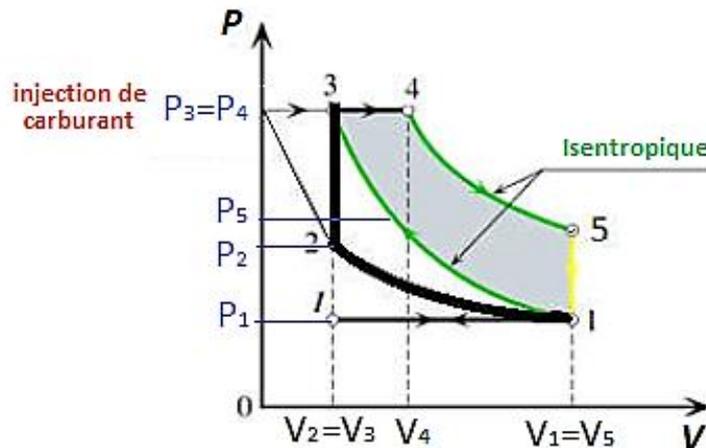


Figure - - : Diagramme (P, V) Cycle théorique Sabathé

- A. 1→2 Le cylindre admet l'air seul à travers une soupape d'admission dans un volume V_1 .
- B. 1→2 Les soupapes étant fermées, l'air est comprimé isentropiquement jusqu'au volume V_2 .
- C. 2→3 Les soupapes étant toujours fermées, on introduit le combustible en 2 et la combustion a lieu.
- D. 3→4 Les soupapes étant toujours fermées, on introduit le combustible en 3 et la combustion a lieu.
- E. 4→5 Les produits de la réaction se détendent isentropiquement en repoussant fortement le piston jusqu'à la position extrême.
- F. 5→1 La soupape d'échappement s'ouvre, ce qui diminue brutalement la pression.
- G. 1→1 Les gaz brûlés sont évacués.

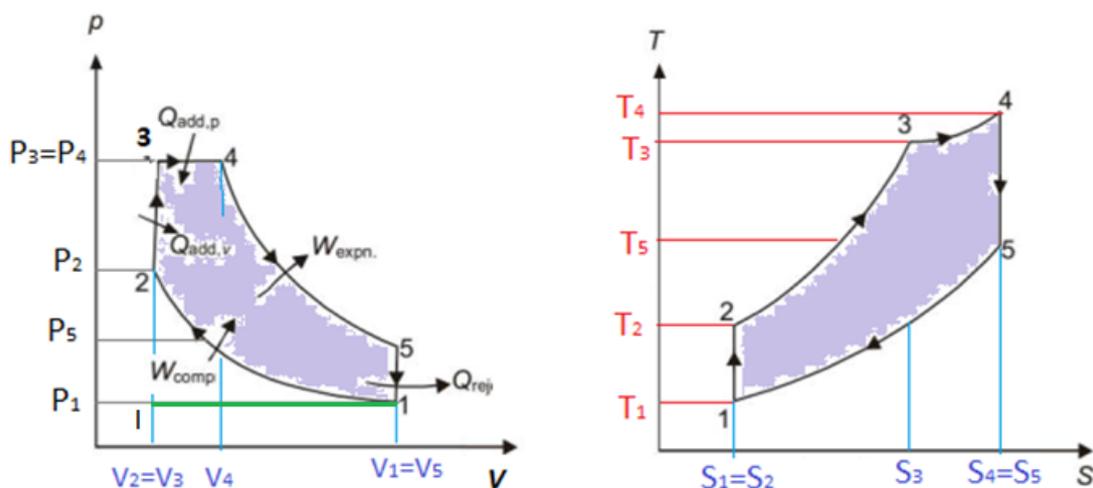


Figure - - : Diagramme (P, V) et (T, S) du Cycle théorique Sabathé

Si on assimile le fluide moteur comme un gaz parfait, et que le volume mort est égal à l'unité. Le rapport de compression volumétrique est défini par

$$r = \frac{V_1}{V_2}$$

Le rapport de compression volumétrique dû à l'apport de chaleur isobare est défini par

$$\rho = \frac{V_4}{V_3} = \frac{V_4}{V_2}$$

Le rapport de compression au cours de l'apport de chaleur isochore est défini par

$$\alpha = \frac{P_3}{P_2}$$

L'apport de chaleur est

$$q_{add} = q_{add.v} + q_{add.p} = C_v(T_3 - T_2) + C_p(T_4 - T_3)$$

Et la puissance absorbée est

$$\dot{Q}_c = \dot{m} \cdot PCI = (\dot{m}_a + \dot{m}_c)[C_v(T_3 - T_2) + C_p(T_4 - T_3)]$$

Avec :

- \dot{m}_c : est le débit massique de carburant.
- \dot{m}_a : est le débit massique de l'air.
- PCI : est le pouvoir calorifique inférieur de carburant.
- C_{vg} : est la chaleur spécifique à volume constante de gaz.
- C_{pg} : est la chaleur spécifique à volume constante de gaz.

De même, l'évolution 4-1 est isochore, la quantité de chaleur massique rejetée vers le milieu extérieur est

$$q_{rej} = C_v(T_5 - T_1)$$

Le travail spécifique net développé par le cycle est

$$w_{net} = q_{add} - q_{rej}$$

■ Dans ce cas le rendement thermique est :

$$\eta_{Mix} = \frac{w_{net}}{q_{add}} = \frac{q_{add} - q_{rej}}{q_{add}} = 1 - \frac{q_{rej}}{q_{add}}$$

→ Pour l'évolution adiabatique 1-2, compression adiabatique réversible (isentropique)

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

→ Pour l'évolution 2-3 isochore avec apport de chaleur. On a $V_2 = V_3$ et $\alpha = P_3/P_2$

$$V_2 = V_3 = \frac{P_2}{T_2} = \frac{P_3}{T_3} \Rightarrow \frac{T_3}{T_2} = \frac{P_3}{P_2} = \alpha$$

$$T_2 = \frac{T_3}{\alpha}$$

$$T_1 = \frac{T_2}{r^{\gamma-1}} = \frac{T_3}{\alpha r^{\gamma-1}}$$

→ Pour l'évolution 3-4, isobare avec apport de chaleur

$$P_3 = P_4 = \frac{V_3}{T_3} = \frac{V_4}{T_4} \Rightarrow \frac{T_4}{T_3} = \frac{V_4}{V_3} = \rho$$

$$T_4 = \left(\frac{V_4}{V_3}\right) T_3 = \rho T_3$$

→ Pour l'évolution adiabatique 4-5, détente isentropique

$$\frac{T_4}{T_5} = \left(\frac{V_5}{V_4}\right)^{\gamma-1} \Rightarrow T_5 = \frac{T_4}{\left(\frac{V_5}{V_4}\right)^{\gamma-1}}$$

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

$$T_5 = \frac{T_4}{\left(\frac{V_5}{V_4}\right)^{\gamma-1}} = \frac{T_4 \cdot \rho^{\gamma-1}}{r^{\gamma-1}} = \frac{T_3 \cdot \rho^\gamma}{r^{\gamma-1}}$$

Le rendement s'écrit alors $C_v(T_3 - T_2) + C_p(T_4 - T_3)$

$$\eta_{Mix} = 1 - \frac{q_{rej}}{q_{add}} = 1 - \frac{C_v(T_5 - T_1)}{C_v(T_3 - T_2) + C_p(T_4 - T_3)}$$

Avec $\gamma = \frac{C_p}{C_v}$ (gaz parfait)

$$\eta_{Mix} = 1 - \frac{(T_5 - T_1)}{(T_3 - T_2) + \gamma(T_4 - T_3)}$$

On remplace les expressions des températures en fonction de T_1 et après simplification on obtient

$$\eta_{Mix} = 1 - \frac{q_{rej}}{q_{add}} = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \left[\frac{\alpha \rho^\gamma}{(\alpha - 1) + \alpha \cdot \gamma(\rho - 1)} \right]$$

Remarques

a) Cas particuliers

- Lorsque $\rho = 1 \Rightarrow$

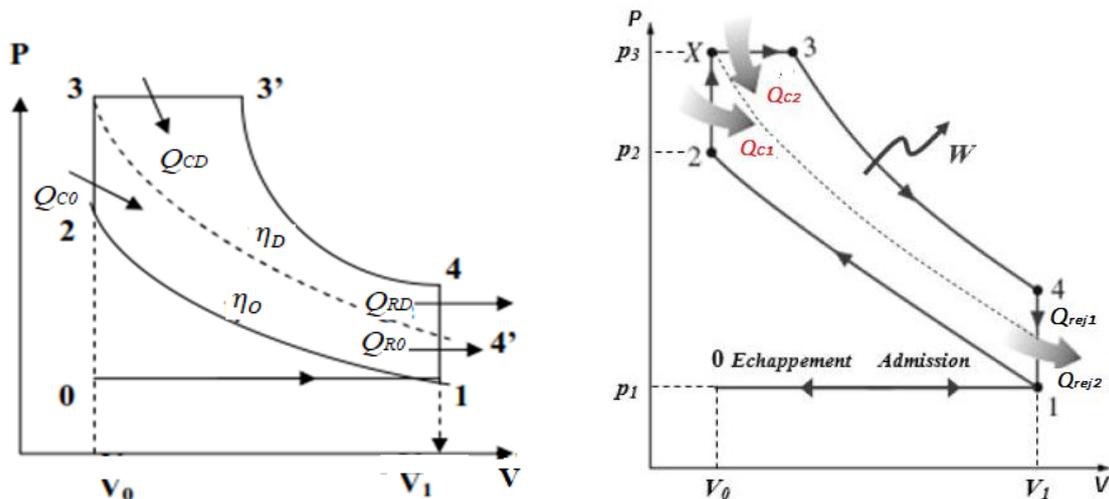
$$\lim_{\rho \rightarrow 1} \eta_{Mix} = \eta_{OTTO}$$

- Lorsque $\alpha = 1 \Rightarrow$

$$\lim_{\alpha \rightarrow 1} \eta_{Mix} = \eta_{Diesel}$$

b) Rendement du cycle mixte η_{mix} en fonction des rendements η_D et η_O des deux cycles Diesel et Otto

Le cycle de Sabathé ou mixte peut être représenté par deux cycles composées



Cycle mixte

- ✓ (1-2-3-4'-1) Représente le cycle Otto avec
 - $Q_{CO} > 0$ Chaleur de combustion fournie au cycle et
 - $Q_{RO} < 0$ Chaleur rejeté par le cycle
- ✓ (4'-3-3'-4'-4') Représente le cycle Diesel
 - $Q_{CD} > 0$ Chaleur de combustion fournie au cycle et
 - $Q_{RD} < 0$ Chaleur rejeté par le cycle

Pour le cycle mixte, le rendement théorique est

$$\eta_{mix} = \frac{W_{net}}{Q_C} = \frac{Q_C + Q_R}{Q_C} =$$

La chaleur de combustion $Q_C = Q_{CO} + Q_{CD}$

La chaleur rejetée $Q_R = Q_{RO} + Q_{RD}$

$$\eta_{mix} = \frac{Q_{CO} + Q_{CD} + Q_{RO} + Q_{RD}}{Q_C} = \frac{(Q_{CO} + Q_{RO}) + (Q_{CD} + Q_{RD})}{Q_C}$$

$$\eta_{mix} = \frac{Q_{CO} \left(1 + \frac{Q_{RO}}{Q_{CO}}\right) + Q_{CD} \left(1 + \frac{Q_{RD}}{Q_{CD}}\right)}{Q_{CO} + Q_{CD}}$$

$\left(1 + \frac{Q_{RO}}{Q_{CO}}\right) = \eta_O$ Rendement du cycle Otto et

$\left(1 + \frac{Q_{RD}}{Q_{CD}}\right) = \eta_D$ rendement du cycle diesel

$$\eta_{mix} = \frac{Q_{CO}\eta_O + Q_{CD}\eta_D}{(Q_{CO} + Q_{CD})}$$

Pression effective moyenne

Comme dans les cas précédents, la pression effective moyenne est le rapport entre le travail net et la différence de volume entre le début de compression et la fin de compression ($V_1 - V_2$)

$$w_{net} = P_3 \cdot (V_4 - V_3) + \frac{P_4 \cdot V_4 - P_5 \cdot V_5}{\gamma - 1} - \frac{P_2 \cdot V_2 - P_1 \cdot V_1}{\gamma - 1}$$

Or

$$w_{net} = P_3 \cdot (\rho - 1) + \frac{P_3 \cdot \rho - P_5 \cdot r - P_2 + P_1 \cdot r}{\gamma - 1}$$

D'où

$$w_{net} = \frac{P_3 \cdot [\alpha \cdot \gamma \cdot (\rho - 1) + (\alpha - 1) - r^{1-\gamma} \cdot (\alpha \rho^\gamma \cdot 1)]}{\alpha \cdot (\gamma - 1)}$$

Pour un volume mort est égal l'unité (i.e. : $V_2 = 1$)

$$pem_{mixte} = \frac{1}{r - 1} \left[\frac{P_3 \cdot [\alpha \cdot \gamma \cdot (\rho - 1) + (\alpha - 1) - r^{1-\gamma} \cdot (\alpha \rho^\gamma \cdot 1)]}{\alpha \cdot (\gamma - 1)} \right]$$

Finalement

$$pem_{mixte} = \frac{P_1 \cdot r^\gamma \cdot [\alpha \cdot \gamma \cdot (\rho - 1) + (\alpha - 1) - r^{1-\gamma} \cdot (\alpha \rho^\gamma \cdot 1)]}{(r - 1) \cdot (\gamma - 1)}$$

2.2. cycle réels

Il est nécessaire, pour remédier à ces inconvénients d'augmenter le temps d'ouverture des soupapes afin d'éviter le freinage des gaz. Le point d'allumage devra être avancé pour tenir compte du délai d'inflammation.

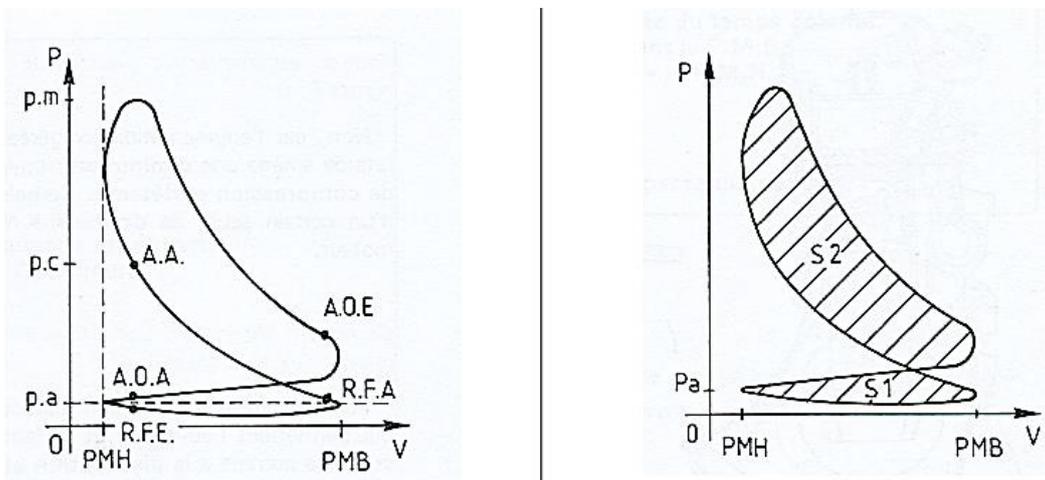


Fig. 3.3. Diagramme réel après réglage

Avance à l'ouverture de l'admission (AOA) : Cette avance évite l'arrêt de la veine gazeuse devant une soupape fermée et améliore ainsi le taux de remplissage.

- **Retard à la fermeture de l'admission (RFA) :** On profite de l'inertie des gaz pour augmenter le remplissage et ne refermer la soupape qu'après le PMB. La diminution du temps de compression est compensée par une pression de début de compression plus élevée.
- **Avance à l'allumage (AA) :** Elle permet de répartir l'explosion de part et d'autre du PMH. La pression maximale se trouve ainsi augmentée.
- **Avance à l'ouverture de l'échappement (AOE) :** Elle permet d'avancer la chute de pression des gaz brûlés afin de limiter leur tendance à la contre-pression.
- **Retard à la fermeture de l'échappement (RFE) :** On profite de l'inertie des gaz pour faciliter leur évacuation complète. La soupape d'échappement se ferme donc au début du temps admission.

En conclusion, l'aire S2 a augmenté, l'aire S1 a diminué. Le travail utile du moteur est plus important.

Comparaison entre les moteurs Essence et Diesel

Le tableau suivant compare les moteurs à quatre temps 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 - 985°C	370- 485°C
Efficacité	22 à 28	32 à 38

Définitions de quelques caractéristiques thermodynamiques.

Pression moyenne indiquée et pression moyenne effective.

i. Pression moyenne indiquée :

La pression moyenne indiquée P_{mi} d'un cycle est une pression supposée constante pendant la course de détente qui donnerait la même aire, donc le même travail que le cycle théorique envisagé.

Pour un moteur de cylindrée unitaire V_0 , le travail indiqué W_i correspond à l'aire du cycle réel est donnée par la relation :

$$W_i = P_{mi}V_0$$

D'où, la puissance indiquée pour un moteur à 4 temps est :

$$P_i = P_{mi} \frac{VN}{900} \text{ en } \begin{cases} V = V_0 N_c & N_c: \text{ nombre de cylindre en litre} \\ N: \text{ Nombre de } [Tr/min] \\ P_i: \text{ en } [kgf/cm^2] \end{cases}$$

Ou

$$P_i = P_{mi} \frac{VN}{120} = 4W_i \frac{N}{120} \quad \text{en } [W] \text{ et } P_{mi} \text{ en } [N/m^2]$$

Pression moyenne effective :

La pression moyenne indiquée P_{me} d'un cycle est une pression supposée constante pendant la course de détente qui donnerait la même aire, donc le même travail que le cycle **reel** envisagé.

C'est-à-dire la même définition que pour la pression moyenne indiquée sauf que le travail indiqué est remplacé par le travail disponible sur l'arbre W_e avec :

$$W_e = P_{me}V_0$$

La puissance effective (réelle) est donc :

$$\mathbb{P}_e = P_{me} \frac{VN}{120} = 4W_e \frac{N}{120} \quad \text{en } [W], \quad V \text{ en } [m^3] \text{ et } P_{mi} \text{ en } [N/m^2]$$

La puissance déssipé par le frottement \mathbb{P}_{frot} est donc la différence entre la puissance indiquée \mathbb{P}_i et la puissance effective \mathbb{P}_e

$$\mathbb{P}_{frot} = \mathbb{P}_i - \mathbb{P}_e$$

La cylindrée : la cylindrée unitaire (V_0) d'un cylindre c'est le volume balayé par le piston entre le PMH et le PMB.

$$V_0 = c \frac{\pi d^2}{4}$$

La cylindrée totale V d'un moteur c'est la cylindre unitaire par le nombre de cylindre N_c

$$V = V_0 N_c$$

Remarque : la cylindrée totale s'exprime en général en **cm³**

Le rapport volumétrique (ρ) : c'est le rapport entre le volume total d'un cylindre ($V + v$) et le volume de la chambre de combustion (appelé aussi chambre morte) (v).

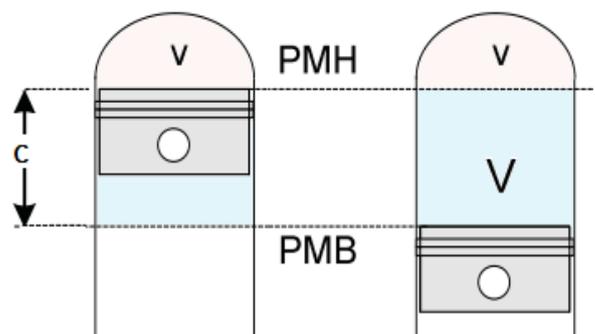
$$\rho = \frac{V + v}{v}$$

En général on laisse le résultat sous forme de fraction.

Exemple : 8.5/1 ; 11:1 ; 18 :1 ; 22/1

Pour le Moteur essence : de 8 à 12

Le moteur diesel : de 17 à 24



Le couple moteur :

La pression qui agit sur la tête de piston lui communique une force d'intensité :

$$F = P \cdot S \quad [N]$$

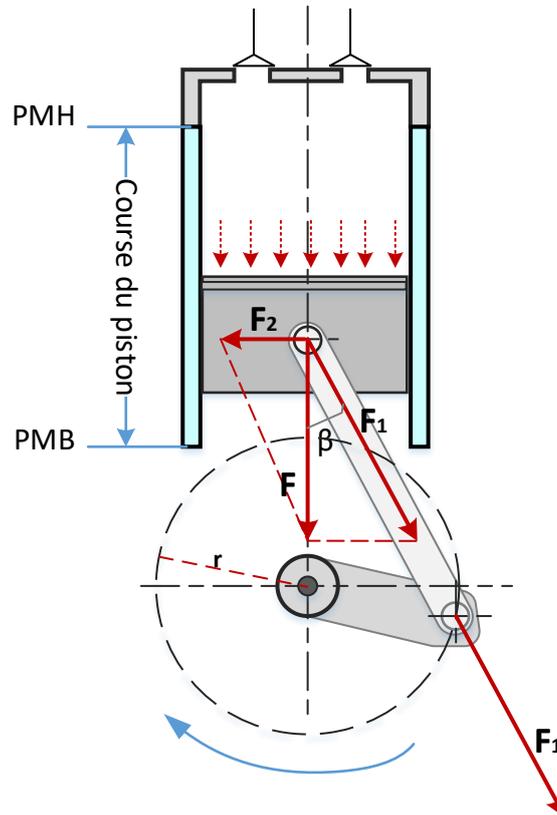


Fig.2.4. Décomposition des forces agissant sur le maneton du vilebrequin

Déterminons F_1 sur la bielle :

$$F_1 = \frac{F}{\cos \alpha}$$

où : P - la pression de gaz brûlés
 S - l'aire de la tête du piston

Couple moteur : Le moment du couple moteur (ou couple moteur) est donc le produit de la force sur la bielle par la longueur du bras de maneton de vilebrequin.

$$C = F_1 \cdot r \quad [Nm]$$

Le travail développé (W) est égal au produit de la force sur la bielle (F_1) par le déplacement de la force (l).

$$W = F_1 \cdot l \quad [j]$$

Déplacement de la force pour un tour : $l = 2\pi r$

Travail de force pour un tour : $W = F_1 \cdot 2\pi r$

D'où

$$W = 2\pi \cdot C$$

Pour un nombre de tours donnés N le travail sera :

$$W = 2\pi N \cdot C$$

Remarque : On peut observer que le couple le plus élevé se situe lorsque la bielle et le bras du vilebrequin forment un angle de 90° .

La puissance de moteur : la puissance effective est le travail moteur fourni en une seconde.

Soit pour N tours par minute :

$$P_e = \frac{W}{t} = C \frac{2\pi N}{60} = C \cdot \omega$$

ω : la vitesse angulaire de vilebrequin en [Rad/sec]

$$\omega = \frac{2\pi N}{60}$$

Rendement :

Soient :

Q_c : Quantité de chaleur que fait apparaitre la combustion.

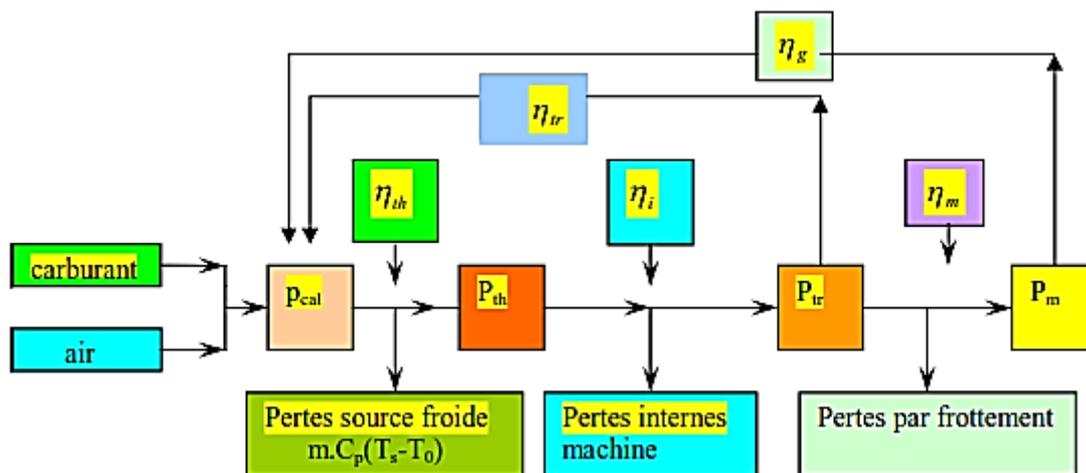
W_{th} : Le travail correspond à l'air du cycle théorique

W_i : le travail correspond à l'air du cycle réel.

W_e : le travail effectif sur l'arbre du moteur

On peut définir les rendements suivants :

- Le rendement Théorique : $\eta_{th} = \frac{W_{th}}{Q_c}$
- Le rendement Indiqué : $\eta_i = \frac{W_i}{Q_c}$
- Le rendement Interne : $\eta_{int} = \frac{W_i}{W_{th}}$
- Le rendement Mécanique : $\eta_m = \frac{W_e}{W_i} = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{P_e}{P_i}$
- Le rendement Global : $\eta_g = \frac{W_e}{Q_c} = \eta_i \cdot \eta_m$



Consommation spécifique du combustible :

La consommation spécifique du combustible est le rapport entre la consommation horaire (g/h) et la puissance réelle en (Cv ou Kw)

$$C_s = \frac{C_h}{P_e} \quad \text{en } [g/Cv.h] \text{ ou } [g/kw.h]$$

Ou

$$C_s = \frac{3600}{\eta_g \cdot PCI} \quad \text{en } [g/kw.h]$$

Suralimentation, amélioration du rendement thermique

L'objectif de la **suralimentation** est d'augmenter la puissance d'un moteur à explosion, sans augmenter sa vitesse de rotation ou diminuer sa consommation de carburant

Remarque : Pour pénétrer dans les cylindres, le mélange (air + carburant) doit franchir le filtre à air, les tubulures... Dans le meilleur des cas, le remplissage de la chambre de combustion ne dépasse pas 70% entraînant un rendement médiocre.

- ✓ La suralimentaion est utilisée pour augmenter la puissance spécifique des moteurs en augmentant la pression d'alimentation et en autorisant de ce fait une plus grande quantité de carburant. (accroître le remplissage de la quantité d'air introduite dans le cylindre)
- ✓ Utilisation de phénomènes acoustiques grâce à des systèmes d'admission variable. Efficace pour quelques régimes moteurs prédéfinis.
- ✓ La suralimentaion forcée permet une augmentation de la densité de l'air admis par augmentation de la pression. Ceci accroît la puissance sur toute la plage de régimes.
- ✓ Les phénomènes de *cogement* et *auto inflammation* limitent le taux de pré compression

Deux types de suralimentaion:

- **Compresseurs mécaniques** (aussi appelés compresseurs volumétriques): entraînés par directement le moteur, ou électriquement
- **Turbocompresseurs**: entraînés par une turbine mise en mouvement par la vitesse des gaz d'échappement

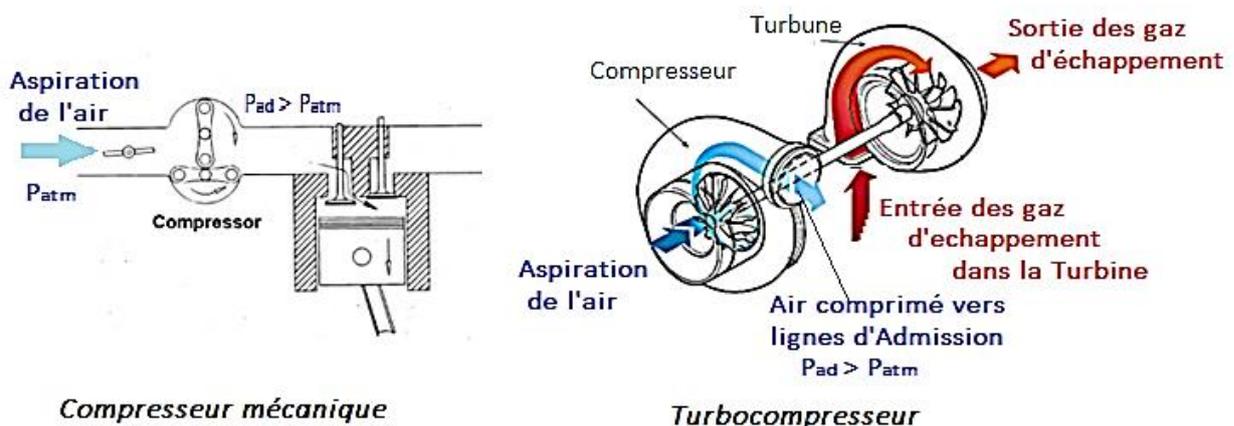


Fig.- : Schéma de principe d'une installation de suralimentaion

Puissance de compression

La compression de l'air s'accompagne d'une élévation de sa température. La transformation est considéré adiabatique.

$$P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma \rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Dans ce cas, la puissance nécessaire à la compression isentropique de l'air de débit q_a est donnée par :

$$\mathbb{P}_{C.is} = q_a C_{pa} (T_2 - T_1)_{is}$$

Et comme la transformation isentropique :

$$(T_2 - T_1)_{is} = T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

Donc

$$\mathbb{P}_{C.is} = q_a C_{pa} T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

Ou

$T_1 = T_a$ Température de l'air ambiant

$P_1 = P_{atm}$ Pression atmosphérique

En pratique, la compression de l'air n'étant pas isentropique, l'élévation de température réelle de l'air est plus grande que la valeur isentropique correspondant à la transformation théorique réversible $T_2 > T_{2is}$.

- La puissance de compression réelle est défini par

$$\mathbb{P}_C = q_a C_{pa} (T_2 - T_1)$$

- *Le rendement de la compression isentropique (η_c)*

Est défini par le rapport entre la puissance de compression théorique isentropique et la puissance de compression réelle

$$\eta_c = \frac{\mathbb{P}_{C.is}}{\mathbb{P}_C} = \frac{T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]}{T_2 - T_1}$$

Exemple :

Considérons un compresseur fonctionnant à un rapport de compression de 2,5/1 en ayant un rendement de 70 % et aspirant de l'air à 15°C.

Quelle est la puissance du compresseur pour un débit d'air de 1 kg/s.

Solution :

Les formules précédentes permettent de calculer une température de sortie

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

de 138°C et la puissance demandée au compresseur sera de 123 kW pour un débit d'air de 1 kg/s.

Dans le cas d'une pression ambiante de 1 000 hPa (1 bar), les masses volumiques de l'air à l'entrée et à la sortie du compresseur seront respectivement de : 1,21 et 2,12 kg/m³. On aura augmenté la masse volumique de l'air de 75 % en augmentant sa pression de 150 %.

Utilisation de l'énergie des gaz d'échappement [1]

Détente des gaz d'échappement et puissance de la turbine :

La détente des gaz dans la turbine peut être considérée comme une détente adiabatique car le débit de gaz est relativement important en regard des pertes thermiques. La puissance délivrée par la turbine est proportionnelle au débit de gaz $\dot{m}_g = q_g$ ainsi qu'à la différence de température due à la détente des gaz. La puissance théorique obtenue lors d'une détente adiabatique réversible est donnée par :

$$\mathbb{P}_{Tis} = q_g C_{pg} (T_4 - T_5)_{is}$$

Avec

$$(T_4 - T_5)_{is} = T_4 \left[1 - \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]$$

En pratique, la détente n'est pas isentropique et la différence de température obtenue dans la détente est inférieure à la valeur isentropique théorique $T_5 < T_{5is}$. Comme pour le compresseur,

on définit un rendement isentropique qui est le rapport entre la puissance récupérée à la turbine et la puissance théorique qui serait obtenue lors d'une détente adiabatique réversible. La puissance réelle fournie par la turbine est donc donnée par les relations suivantes :

$$\mathbb{P}_T = q_g C_{pg} (T_4 - T_5) = q_g C_{pg} \eta_T T_4 \left[1 - \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]$$

Rendement de la turbine [1]

Le rendement isentropique de la turbine, ainsi que défini ci-dessus, est le rapport entre la puissance délivrée par la détente des gaz dans la turbine et la puissance théorique obtenue lors de la détente réversible correspondante.

$$\eta_{TM} = \frac{\mathbb{P}_T}{\mathbb{P}_{Tis}} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_{5is}} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 \left[1 - \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]}$$

En pratique, les fabricants de turbocompresseurs associent au rendement isentropique de la turbine les pertes d'énergie entre la turbine et le compresseur (pertes thermiques et frottements) et comparent la puissance délivrée par le compresseur à celle de la détente théorique isentropique de la turbine.

$$\mathbb{P}_{Tis} = \mathbb{P}_C = q_g C_{pg} (T_4 - T_5)_{is} = q_a C_{pa} (T_2 - T_1)$$

C'est-à-dire :

$$\mathbb{P}_{Tis} = q_a C_{pa} (T_2 - T_1)$$

Le rendement ainsi défini est souvent appelé rendement turbine et mécanique et est exprimé par la relation

$$\eta_{TM} = \frac{q_a C_{pa} (T_2 - T_1)}{q_g C_{pg} T_4 \left[1 - \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]}$$

L'ordre de grandeur de ces rendements est de 60 à 70 %.

Exemple :

Dans le cas d'une turbine fonctionnant avec un rapport de détente de 2,5 avec des gaz à 700°C ($\gamma = 1,35$) et ayant un rendement de 70 %, la température de sortie turbine sera de 495°C environ et, avec un Cp moyen égal à $C_{pm} = 1,15 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$,

- Quelle est la puissance délivrée par la turbine pour un débit de gaz de 1 kg/s.

Solution

On a l'expression de la puissance réelle de la turbine (ajouter un dessin)

$$\mathbb{P}_T = \dot{m}_g C_{pg} \eta_T T_4 \left[1 - \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]$$

- Rapport de détente : $r_T = \frac{P_5}{P_4} = \frac{1}{2.5} = 0.4$
- Température des gaz à l'entrée de la turbine échappement moteur $T_4 = 700^\circ\text{C}$
- Le rendement de la turbine $\eta_T = 70 \%$,
- Chaleur spécifique moyenne P=const des gaz d'échappement à $C_{pm} = 1,15 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
- Débit de gaz d'échappement $\dot{m}_g = 1 \text{ kg/s}$.

$$\mathbb{P}_T = \dot{m}_g C_{pg} \eta_T T_4 \left[1 - (r_T)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] = 1 \times 1.15 \times 0.7 \times (700 + 273) \left(1 - (2.5)^{\frac{1.35-1}{1.35}} \right)$$

$$\mathbb{P}_T = 165,47 \text{ kW}$$

Refroidissement de l'air d'admission [1]

Dans la plupart des applications actuelles, l'air d'admission est refroidi à la sortie du compresseur, avant de pénétrer dans le moteur. Les refroidisseurs d'air de suralimentation (RAS) peuvent être air-air ou, pour une plus grande efficacité, air-eau.

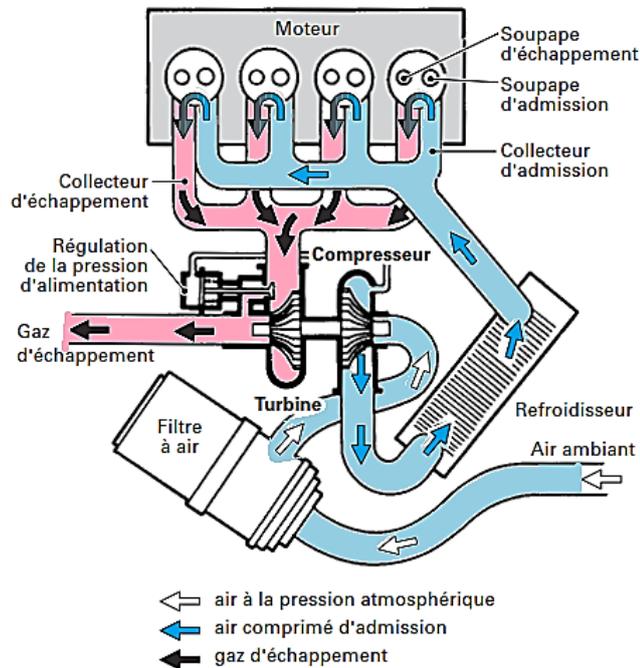


Figure 1 – Installation d'un turbocompresseur sur un moteur automobile

Dans ce cas, on peut utiliser soit l'eau de refroidissement du moteur, soit l'eau provenant d'un circuit régulé à basse température (40°C). L'efficacité d'un RAS est définie comme étant le rapport entre la chute de température du fluide comprimé et la différence entre la température d'entrée de ce fluide à celle du fluide de refroidissement :

$$\varepsilon = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_r}$$

Exemple :

En reprenant l'exemple précédent, remarquons que si nous utilisons un échangeur ayant une efficacité de 60 % la température en sortie d'échangeur sera de 64°C et la masse volumique de l'air sera égale à : 2,58 kg/m³, soit une augmentation de 115 % par rapport à l'ambiante.

2.3.couple moteur (système bielle-manivelle)

Consommation spécifique

Définition

La consommation spécifique de carburant est la masse de carburant nécessaire pour fournir une puissance ou une poussée dans un temps donné. Elle dépend de la conception des moteurs. Elle s'exprime :

- en $\text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ - grammes de carburant par kilowatt de puissance et par heure, ou bien...
- en $\text{g}/(\text{kN}\cdot\text{s})$ - grammes de carburant par kilonewton et par seconde.

c-a-d : La puissance en KW donné par 1g de carburant pendant une heure.

Consommation spécifique et puissance

La "Consommation spécifique" désigne la consommation d'un moteur thermique en fonction de la puissance développée et du temps. Elle est usuellement chiffrée en g/kWh ou en kg/kWh .

Une courbe de consommation spécifique peut être tracée en fonction du régime moteur (en tr/min) et du couple exprimé en $\text{N}\cdot\text{m}$ (ou de la PME, pression moyenne effective exprimée en bar). Les constructeurs fournissent généralement une courbe de CS à pleine charge, c'est-à-dire accélérateur à fond, qui n'est pas représentative de l'utilisation réelle d'un moteur à charge partielle. Pour calculer la consommation effective d'un moteur, il faut disposer de la valeur de la CS pour tous points de régime et de couple. L'ensemble de ces points permet de tracer des courbes "ISO CS".

La consommation spécifique est généralement la plus basse entre 75 % et 100 % du couple. La CS peut augmenter fortement à très bas régime et à faible couple, selon le type de moteur : 2 temps, 4 temps essence ou diesel. Elle augmente aussi généralement au-dessus du régime de couple maximal.

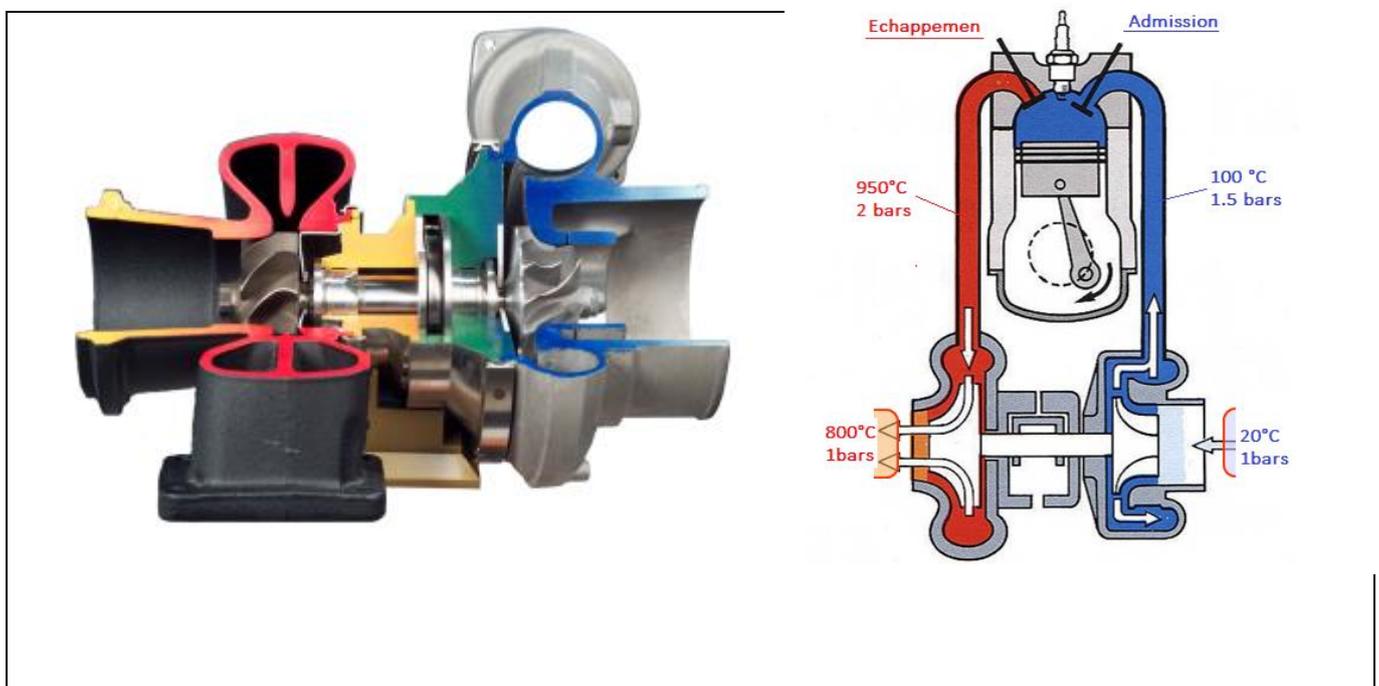
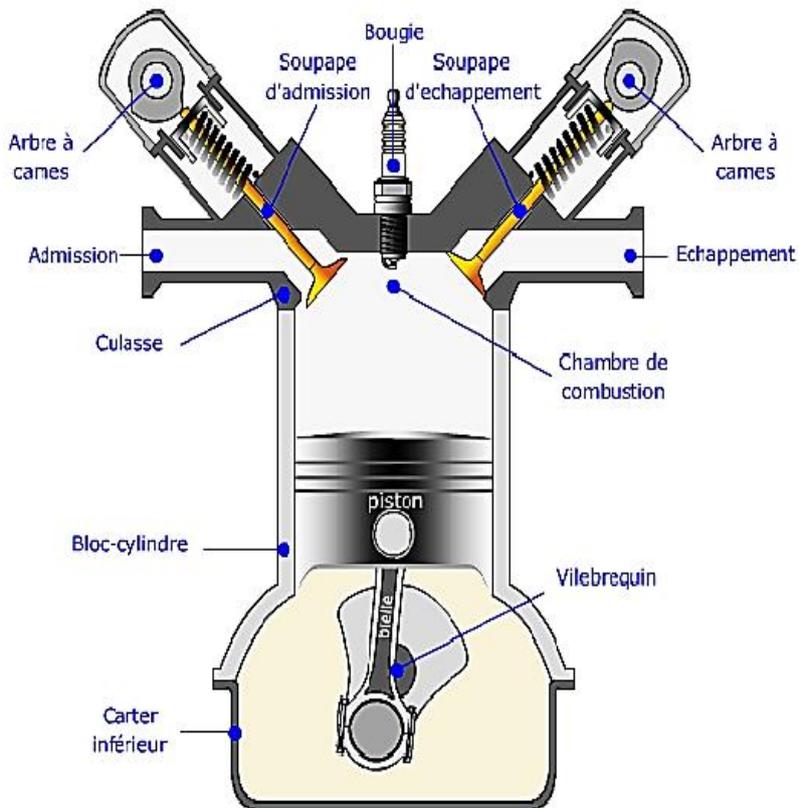


Figure 10.7 – Un turbo sectionné pour en montrer l'agencement intérieur. L'air atmosphérique entre par la droite et est comprimé en étant projeté vers l'extérieur par le compresseur centrifuge ; il est ensuite inséré dans le moteur. Les gaz d'échappement pénètrent par le centre gauche et ressortent vers la gauche après avoir fait tourner la turbine centripète, qui alimente le compresseur en travail via l'arbre central de rotation. Comme l'unique pièce mobile est très compacte (ici

environ 20 cm), de très grandes vitesses de rotation peuvent être atteintes, usuellement au-delà de 200 000 tours/min.

Photo nasa (domaine public)



Références bibliographique :

[1] Aimé PAROIS, *Suralimentation des moteurs de véhicules par turbocompresseur*, Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique BM 2 631