

## CHAPITRE II : LA THERMODYNAMIQUE DES CYCLES MOTEURS

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

Université de MILA

Faculté des Sciences et de la Technologie

Département de Génie Mécanique

3<sup>ème</sup> Année Génie Mécanique : Energétique

A.U 2019/2020, Semestre 2

Module : MCIA

Responsable du module : **Dr. A.E. BOUCHOUCHA**

### CHAPITRE III: Cycle réel d'un

#### Moteur à combustion interne

- Diagramme réel d'un moteur à combustion interne
- Les paramètres indiqués.
- Les paramètres effectives

## CHAPITRE III: Cycle réel d'un Moteur à combustion interne

### ➤ Diagramme réel d'un moteur à combustion interne

La première réalisation pratique d'un moteur à piston a été réussie par Otto chez Deutz à Cologne en 1876. Sur ce moteur, l'évolution de la pression relevée ne correspondait pas exactement au cycle théorique et le rendement en était très inférieur. En pratique, le diagramme réel est notamment différent du diagramme théorique du fait des hypothèses citées au-dessus :

- ✓ La composition chimique et la quantité du fluide-moteur sont toujours variées par suite de la combustion au cours du cycle.
- ✓ Les caractéristiques du fluide-moteur (chaleur spécifique, etc.) du fluide-moteur comptées constantes dans le cycle thermodynamique varient avec la température dans le cycle réel.
- ✓ Le fonctionnement du moteur nécessite l'évacuation des produits de combustion et l'introduction périodique, au début de chaque cycle, de la charge fraîche. Le remplissage du cylindre du moteur dépend considérablement de son nettoyage,
- ✓ À l'admission, la pression est inférieure à l'atmosphérique (dans le cas d'un moteur non suralimenté) du fait de l'aspiration du piston et de l'inertie du gaz non nulle.
- ✓ Compression et détente: la compression n'est pas adiabatique. Du fait de la communication de la chaleur aux parois, la pression des gaz s'élève moins vite que dans la loi adiabatique. À la compression, la pression finale est inférieure à la théorique du fait du remplissage moindre et des échanges de chaleur entre le fluide-moteur et les parois du cylindre.
- ✓ Combustion: la combustion du mélange air/essence n'est pas instantanée au PMH donc non isochore, et ni isobare.
- ✓ Echappement: la pression des gaz est toujours supérieure à la pression atmosphérique.

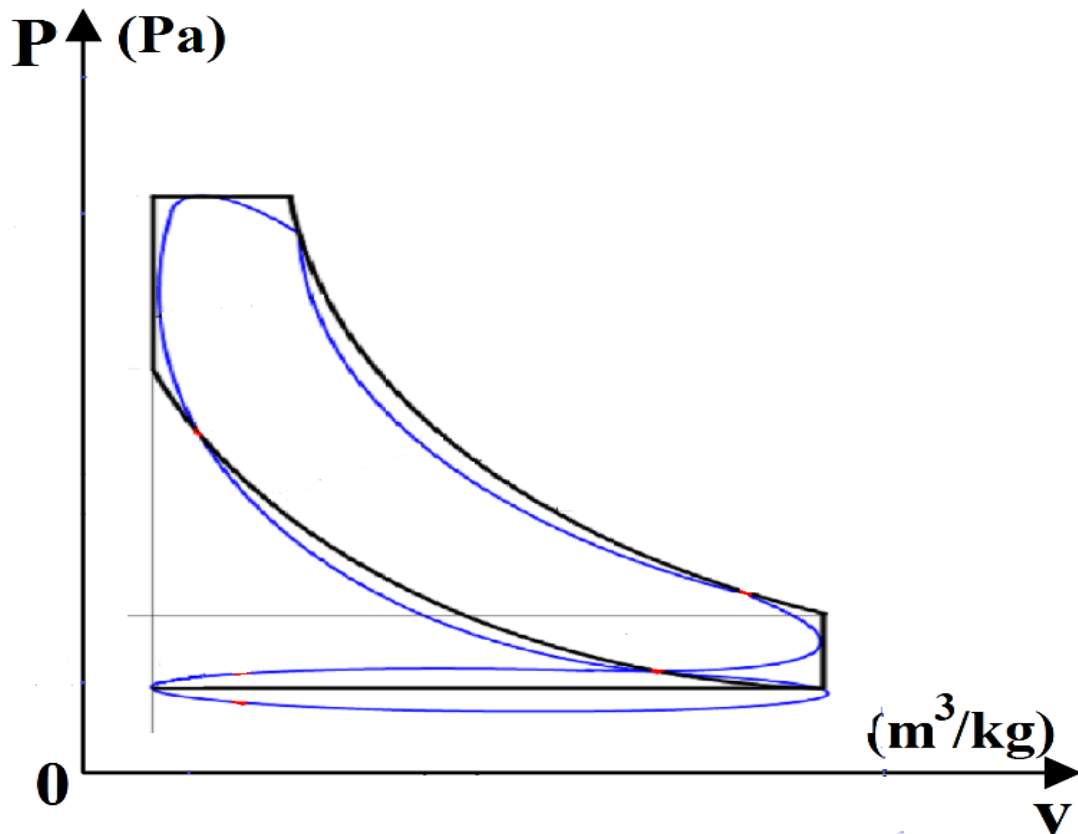


Fig. III.1. Cycle réel (en blue) représenté sur un diagramme ( $P - v$ )

Les paramètres indiqués caractérisent l'organisation réelle du cycle considéré. Ils tiennent compte seulement des pertes de chaleur ayant lieu dans le cycle réel, et n'y avait pas de pertes mécaniques dues aux frottements et à l'entraînement des accessoires. Ces pertes sont dues :

- ✓ À la transmission de chaleur à travers les parois.
- À une combustion incomplète même dans les zones riches
- ✓ À la dissociation des molécules de  $\text{CO}_2$  à haute température en absorbant de la chaleur.
- ✓ Aux fuites du fluide-moteur.
- ✓ Les pertes de chaleur dues à la réalisation du cycle réel atteignent de 10 à 30 % de toute la chaleur utilisée dans le cycle thermodynamique identique ce qui indique la possibilité d'améliorer au futur le rendement indiqué des moteurs.

## CHAPITRE III: Cycle réel d'un Moteur à combustion interne

Les principaux paramètres indiqués caractérisant le fonctionnement du moteur sont:

### 2. LES PARAMETERS INDIQUES

#### III.2.1. Le taux de remplissage $\epsilon_R$

La masse admise par cycle  $m_{cycle} = \epsilon_R \rho (V_1 - V_2)$  (kg)

Où  $\rho$  est la masse volumique air + carburant à l'admission et  $V_1 - V_2$  est la cylindrée unitaire.

#### III.2.2. Le travail indiqué $W_i$

C'est le travail fourni par le gaz au cours d'un cycle.

le travail indiqué par cycle  $W_i = \int_{cycle} -PdV = Aire (Cycle)$  (J)

#### III.2.3. Le rendement indiqué $\eta_i$

$$\eta_i = \frac{W_i}{W_{theo}} = \frac{Aire (Cycle \text{ réel})}{Aire (Cycle \text{ théorique})}$$

Le travail du cycle théorique  $W_{theo} = m_{cycle} \cdot W_{utile}$

Le rendement indiqué est compris entre **0,75 et 0,85**

#### III.2.4. La puissance indiquée $P_i$

La puissance indiquée est le travail effectuée pendant une seconde. En tenant compte de la vitesse de rotation du vilebrequin et le nombre des cylindres du moteur, la puissance indiquée (en W) pourrait être calculée comme suit

$$P_i = W_i \cdot X \text{ (W)}$$

Avec X : est le nombre de cycle par seconde

$$X = \frac{2Nn}{60} \times 4 \text{ temps}$$

n: le nombre de cylindre, et N la vitesse de rotation du moteur (tr/min).

### III.2.5. La pression moyenne indiquée $P_{mi}$

Par définition, la pression moyenne indiquée est le rapport entre le travail indiqué et la cylindrée du moteur.

Alors, en inversant le signe du travail indiqué (puisque'il s'agit du travail moteur) et en le divisant par le volume de cylindrée, on obtient la pression moyenne indiquée comme suit :

$$P_{mi} = W_i / V_u \text{ (Pa)}$$

Avec  $V_u$  est le volume engendré par piston (cylindrée unitaire).

### III.2.6. Le couple moteur indiquée $C_i$

Par définition, le couple moteur indiqué (en N.m) pourrait être calculé à partir de la puissance indiquée définie par:

$$C_i = P_i / \omega$$

Avec  $\omega$  est la vitesse angulaire de rotation de l'arbre moteur  $\omega = 2\pi N / 60$ .

### III.2.7. La consommation spécifique indiquée $g_i$

Par définition, la consommation spécifique indiquée (g/kWh) est la quantité de carburant nécessaire à dépenser pour obtenir une puissance indiquée d'un kW pendant une heure.

$$C_i = \frac{\dot{m}_{comb} \times 3600}{P_i} \text{ (g/kWh)}$$

## 3.LES PARAMETRES EFFECTIFS

Les paramètres indiqués sont les paramètres du gaz à l'intérieure de la cylindre du moteur, par contre les paramètres effectifs sont ceux recueillis sur l'arbre moteur à la sortie.

Une partie du travail indiqué effectué par les gaz est perdue sous forme de différentes pertes mécaniques. Ces pertes comportent le travail dépensé pour vaincre les frottements, le travail dépensé pour entraîner les mécanismes auxiliaires (pompe à eau, pompe à huile, ventilateur, générateur, etc.) et le travail perdu à l'échange gazeux dans les phases des transvasements (admission et échappement). Les frottements, notamment entre piston et cylindre constituent la majeure partie de toutes les pertes mécaniques (jusqu'à 70%).

## CHAPITRE III: Cycle réel d'un Moteur à combustion interne

Pour passer des paramètres indiqués aux paramètres effectifs du moteur il faut tenir compte de la partie du travail indiqué perdue pour récompenser les pertes mécaniques. Ces pertes sont évaluées par un paramètre que l'on appelle rendement mécanique  $\eta_m$ . Comme  $\eta_m$  est toujours inférieur à un, les paramètres effectifs sont toujours inférieurs à ceux indiqués (sauf la consommation spécifique effective est supérieure de celle indiquée). D'après la définition, tout paramètre effectif peut être déterminé en fonction du paramètre indiqué correspondant :

### III.3.1. Le travail effective par cycle

Pour prendre en compte les pertes mécaniques, on introduit un rendement mécanique  $\eta_m$ . Donc le travail effectif par cycle :  $W_{eff} = W_i \times \eta_m$

$\eta_m$  est le rendement mécanique =  $W_{eff}/W_i$

### III.3.2. Le rendement effectif

$$\eta_{eff} = \eta_{th} \times \eta_m \times \eta_i$$

$\eta_{th}$  est le rendement thermique =  $W_{utile}/Q_{comb}$

$\eta_i$  est le rendement indiqué =  $W_i/W_{theo}$

D'où  $\eta_{eff} = P_{eff}/Q_{comb}$  (rapport de puissance effective sur puissance de combustion)

$$Q_{comb} = \text{débit de combustible} \times P_{ci} \times \eta_{comb}$$

Le rendement effectif d'un moteur essence ~25 %.

Le rendement effectif d'un moteur Diésel ~35 %

### III.3.3. La puissance effective

$$P_{eff} = W_{eff} \times X$$

X est le nombre de cycle par seconde

$$X = 2Nn/60 \times 4temps$$

n: le nombre de cylindre, et N la vitesse de rotation du moteur (tr/min).

### III.3.5. La pression moyenne effective $P_{me\ eff}$

Définie comme la pression constante qu'il faudrait appliquer au piston pendant un cycle pour obtenir le même travail effectif. C'est l'énergie mécanique (travail) par litre de cylindrée.

$$P_{me\ eff} = \frac{W_{eff}}{V_u}$$

Avec  $V_u$  est le volume engendré par piston (cylindrée unitaire).

La  $P_{me}$  sert à exprimer le niveau de charge du moteur ; elle est inférieure à 2 bar à faible charge et varie de 8 à 12 bar à pleine admission en aspiration naturelle. La suralimentation peut accroître considérablement ce maximum (plus de 40 bar en F1).

Ordre de grandeur pour la pression moyenne effective :

Petits moteurs Diésel : 7 bar

Moteurs essence : 8 à 12 bar

Moteurs Diésel suralimentés : 12 à 18 bar

Moteurs Diésel industriels suralimentés : 15 à 25 bar

### III.3.4. Le couple moteur effectif $C_{eff}$

$$C_{eff} = \frac{P_{eff}}{\omega}$$

Avec  $\omega$  est la vitesse angulaire de rotation de l'arbre moteur  $\omega = \frac{2\pi N}{60}$ .

Remarque : le couple moteur Diésel > couple moteur essence.

### III.2.7. La consommation spécifique indiquée $C_{eff}$

$$C_{eff} = \frac{\dot{m}_{comb} \times 3600}{P_{eff}} = \frac{3600}{\eta_{eff} \cdot P_i} \text{ (g/kWh)}$$