Exemples et applications

Exemple 1- Moteur à explosion :

Soit un moteur à essence à 4 temps, le mélange carburé (Air/Essence) est introduit dans la chambre de combustion à la température t_1=30°C ; la pression initiale est estimée à P_1= 10 N/cm² (≈1 bar) ; le rapport volumétrique de compression ρ=7 et γ=1.4 ; nous supposons que le mélange carburé contienne 1g de combustible à 10.000 Kcal / Kg.°C pour 20g d'air et que la chaleur massique de l'air et des gaz brûlés Cv=0.17 Kcal/Kg.°C.

1- Représenter le cycle théorique (diagramme PV)

2- Déterminer les pressions et les températures aux points caractéristiques du cycle

3- Calculer le rendement thermique

Solution :

1- Cycle théorique

Le moteur à essence est un moteur à allumage commandé (AC), son fonctionnement obéit au cycle de Beau de Rochas qui prend en compte une compression préalable d'un mélange carburé (ou charge) et la combustion à volume constant (voir figure 1. ci-dessous).

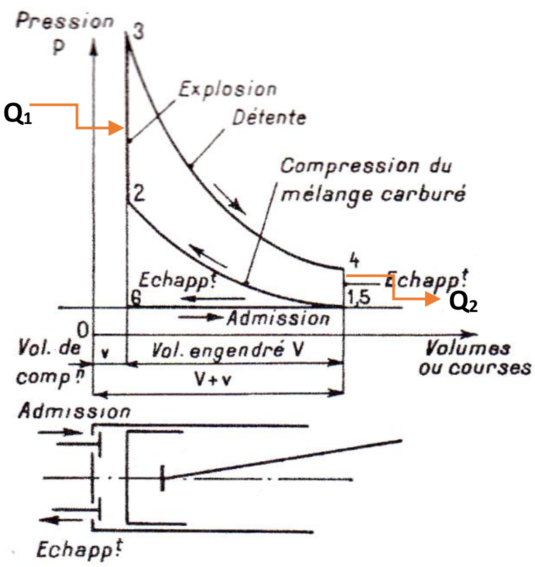

Figure1. *Diagramme (PV) du Cycle théorique*

2- Détermination des pressions et Températures aux différents points du cycle

a) <u>Compression isentropique (1-2)</u>

Cette transformation a lieu selon la loi $PV^{\gamma} = C^{te}$ avec γ=1.4 ; le rapport volumétrique de compression ρ=(V+v)/v , ce rapport varie entre 4.5 et 9.5 selon la qualité du combustible.

Alors : - Rapport des pressions :

$$\frac{P_2}{P_1} = \rho^{\gamma}$$

Ce qui donne : $P_2 = P_1\,\rho^{\gamma}$ = 153 N/cm² ≈ 15 bar

- Rapport des températures absolues :

$$\frac{T_2}{T_1} = \rho^{\gamma-1}$$

$T_2 = T_1\,\rho^{\gamma-1}$ *avec* $T_1 = t_1 + 273 = 303$ °K

Ce qui donne : T_2 = 660 °K donc t_2 = 387°C cette température est suffisante pour préparer le mélange carburé à l'inflammation.

b) Combustion 2-3 :

La combustion est provoquée par l'étincelle de la bougie électrique, elle est supposée instantanée et s'effectue à volume constant. La température t_3 peut être calculée par l'expression : Chaleur fournie par le combustible = Chaleur d'échauffement à volume constant des gaz brûlés de t_2 à t_3.

$$m_c \cdot PCI = (m_c + m_{air}) \cdot Cv \cdot (t_3 - t_2)$$

m_c – masse de combustible brûlée (m_c = 1g)

m_{air}- masse de l'air nécessaire (m_{air}=20g)

PCI- pouvoir calorifique du combustible (PCI=10.000 Kcal/Kg.°C)

D'où

$$0.001 \times 10.000 = (0.001 + 0.020) \times 0.17 \times (t_3 - t_2)$$

Ce qui donne : t_3 = 3188 °C et T_3 = 3461 °K

La pression en fin d'explosion est formulée à partir de la relation :

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

D'où :

P_3 = 790 N/cm² ≈ 80 bar

c) Détente (3-4) :

La détente des gaz est supposée **adiabatique** (sans échange de chaleur avec les parois), cette transformation se déroule selon la loi $PV^{\gamma} = C^{te}$.

- Rapport des pressions : $\frac{P_3}{P_4} = \rho^{\gamma}$

- Rapport des températures absolues : $\frac{T_3}{T_4} = \rho^{\gamma-1}$

En tenant compte des résultats précédents alors :

$P_4 \approx 53$ N/cm² ; $T_4 \approx 1590$ °K soit $t_4 = 1317$ °C

d) Début d'échappement (4-1)

La transformation est considérée isochore, on peut calculer approximativement, la chaleur évacuée par les gaz :

$Q_2 = (m_c + m_{air})$ .Cv . $(t_4\text{-}t_1)$= (0.001 + 0.020) x 0.17 x (1317 - 30) = 4.6 Kcal

e) Echappement (5-6) :

L'échappement des gaz s'effectue à une pression sensiblement égale à la pression atmosphérique.

f) Admission (6-1) :

Entrée du mélange carburé (air + essence), est la charge du moteur.

3. Rendement thermique :

Le rendement thermique du cycle peut être formulé par l'expression :

$$\eta_{th} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{10 - 4.6}{10} = 0.54$$

Ou en encore par l'expression suivante :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\rho^{\gamma-1}}$$

Avec les données numériques choisie, $\eta_{th} = 0.54$

Remarque : Le diagramme relevé à l'indicateur (diagramme réel) est sensiblement différent en raison de nombreux facteurs qui interviennent, notamment des avances et retards divers, des échanges de chaleurs,…etc. Le diagramme du cycle réel aura comme allure celle présentée dans la figure ci-dessous :

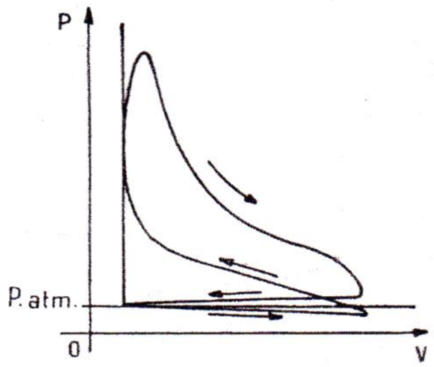

Figure2. *Diagramme (PV) du Cycle réel*

Exemple 2- Moteur Diesel :

Soit un moteur Diesel à 4 temps, l'air est introduit dans la chambre de combustion à la température t_1=20°C ; la pression initiale est estimée à P_1= 10 N/cm² (≈1 bar) ; le rapport volumétrique de compression ρ=15 et γ=1.4 ; nous admettons, qu'on injecte 1g de combustible à 10.000 Kcal / Kg.°C pour 30g d'air et que la chaleur massique de l'air et des gaz brûlés est la même Cp=0.24 Kcal/Kg.°C.

1- Représenter le cycle théorique (diagramme PV)

2- Déterminer les pressions et les températures aux points caractéristiques du cycle

3- Calculer le rendement thermique

Solution :

1- Cycle théorique

Le cycle de fonctionnement diesel prend en compte une forte compression de l'air et la combustion à pression constante comme présentée dans la figure 1 ci-dessous.

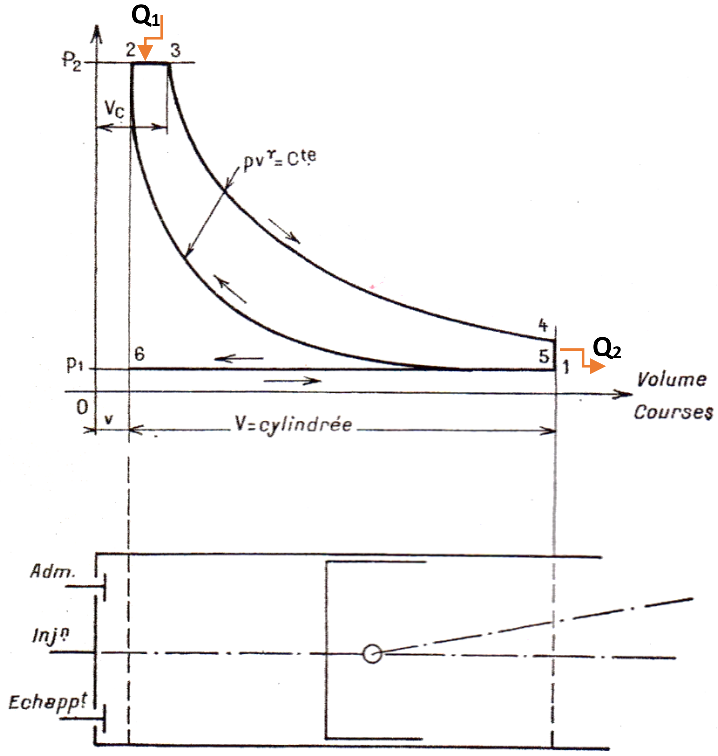

Figure1. *Diagramme (PV) du Cycle théorique*

<u>**a)**- Compression isentropique de l'air frais (1-2) :</u>

Le rapport volumétrique de compression ρ=(V+v)/v , il varie entre 14 (moteur lents) et 22 (moteurs rapides). Cette transformation a lieu selon la loi $PV^{\gamma} = C^{te}$ avec γ=1.4.

Il s'ensuit que :

- pour les pressions

$$\frac{P_2}{P_1} = \rho^{\gamma}$$

Il vient que : $P_2 = P_1\,\rho^{\gamma} = 450$ N/cm² ≈ 45 bar

- pour les températures absolues

$$\frac{T_2}{T_1} = \rho^{\gamma-1}$$

$T_2 = T_1\,\rho^{\gamma-1}$ *avec* $T_1 = t_1 + 273 = 293$ °K

Ce qui donne : $T_2 = 865$ °K soit $t_2 = 592$°C, cette température est largement suffisante pour assurer l'allumage du gas-oil dont le point d'inflammation est proche de 350°C.

<u>**b)** Combustion 2-3 :</u>

Injection du combustible en 2, combustion à pression constante en (2-3), le rapport δ=Vc/v varie selon la quantité de combustible injecté (δ ≈ 2). La température t_3 peut être calculée à partir de l'expression :

Chaleur fournie par le combustible = Chaleur d'échauffement à volume constant des gaz brûlés de t_2 à t_3.

$$m_c \,.\, PCI = (m_c + m_{air}) \,.Cp \,.\, (t_3 - t_2)$$

m_c – masse de combustible brûlée ($m_c = 1$ g)

m_{air}- masse de l'air nécessaire (m_{air}=30 g)

PCI- pouvoir calorifique du combustible (PCI=10.000 Kcal/Kg.°C)

d'où

$$0.001 \times 10.000 = (0.001 + 0.030) \times 0.24 \times (t_3 - t_2)$$

Ce qui donne : $t_3 = 1936$ °C et $T_3 = 2210$ °K

<u>**c)** Détente (3-4) :</u>

La détente des gaz est supposée **adiabatique** (sans échange de chaleur avec les parois), cette transformation se déroule selon la loi $PV^{\gamma} = C^{te}$.

- Rapport des pressions : $\frac{P_4}{P_3} = \left(\frac{\delta}{\rho}\right)^{\gamma}$ avec $P_2 = P_3$

- Rapport des températures absolues : $\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{\delta}{\rho}\right)^{\gamma-1}$

En tenant compte des données et des résultats précédents, nous obtenons :

$P_4 \approx 27$ N/cm² ; $T_4 \approx 1000$ °K soit $t_4 \approx 720$ °C

d) Echappement des gaz brûlés (4-5-6)

En admettant qu'il se fasse à volume constant en (4-5), et que Cv = 0.17 Kcal/Kg.°C, les gaz brûlés cèdent à l'atmosphère une quantité de chaleur égale à :

$Q_2 = (m_c + m_{air}) .Cv . (t_4\text{-}t_1) = (0.001 + 0.030) \times 0.17 \times (720 - 20) = 3.7$ Kcal

L'échappement des gaz s'effectue à une pression sensiblement égale à la pression atmosphérique

f) Admission (6-1) :

Aspiration d'air frais

3. Rendement thermique :

Le rendement thermique du cycle peut être calculé par l'expression :

$\eta_{th} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{10-3.7}{10} = 0.63$ Soit un rendement théorique de 60 %

Ou en encore par l'expression suivante :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma \rho^{\gamma-1}} \frac{\delta^{\gamma} - 1}{\delta - 1}$$

Avec les données numériques choisie, $\eta_{th} = 0.6$

Remarque : Le cycle réel diffère sensiblement du cycle théorique en raison de nombreux facteurs qui interviennent (les avances et retards sont parfois importantes,…). L'allure des variations de pression est illustrée sur le diagramme (PV) et le diagramme P(α) du cycle réel aura comme allure celle présentée dans la figure ci-dessous :

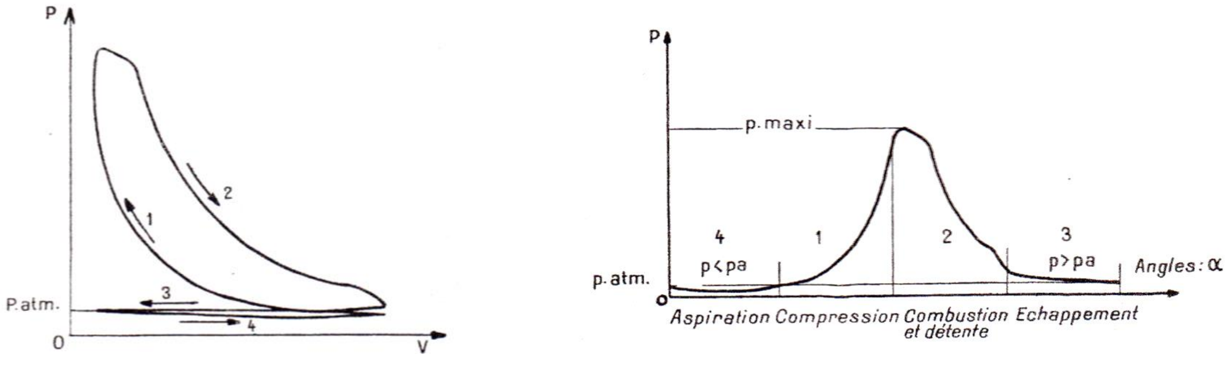

Figure2. *Diagrammes P(v) et* P(α) *du Cycle réel*