

Paramètres du processus de compression (T_c , p_c)

La compression de la charge fraîche a pour but :

- D'augmenter la différence de température maximale et minimale du cycle pour l'accroissement du rendement thermique ;
- D'obtenir la poussée maximale sur le piston ;
- D'augmenter le travail de détente (assurer un taux maximum de détente des gaz brûlés)
- Favoriser les conditions pour une combustion parfaite du combustible.

Dans le calcul thermique, il faut déterminer la pression p_c et la température T_c en fin de compression.

Réellement, la phase de compression est une transformation polytropique avec un exposant variable. Pour simplifier les calculs pratiques du cycle réel, on remplace l'exposant variable par un exposant moyen n_c constant, sa valeur dépend de la vitesse de rotation du vilebrequin, de l'intensité de refroidissement des cylindres et des pistons.

La valeur de cet exposant est :

- Pour un moteur Diesel non suralimenté (naturellement aspiré):
$$n_c = 1,34 \dots 1,40 \quad (3.19)$$

- Pour un moteur Diesel suralimenté :

$$n_c = 1,33 \dots 1,38 \quad (3.20)$$

La pression en fin de compression est donnée par la formule :

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_c} \quad (3.21)$$

La température en fin de compression est calculzée par :

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_c - 1} \quad (3.22)$$

Les limites de la pression et la température en fin de compression se trouvent dans les limites suivantes :

- Pour un moteur Diesel non suralimenté (naturellement aspiré):

$$p_c = 30 \dots 55 \text{ bar} \quad (3.23)$$

$$T_c = 750 \dots 950 \text{ K} \quad (3.24)$$

- Pour un moteur Diesel suralimenté :

$$p_c = 50 \dots 100 \text{ bar} \quad (3.25)$$

$$T_c = 800 \dots 1000 \text{ K} \quad (3.26)$$

Paramètres du processus de combustion (T_z , p_z) :

L'énergie thermique nécessaire pour le fonctionnement d'un moteur est obtenue par combustion de l'oxygène de l'air et du combustible.

❖ Composition élémentaire du combustible liquide :

Dans la composition de 1 kg de combustible liquide, rentre C kg de carbone, H kg d'hydrogène, O kg d'oxygène, S kg de soufre et N kg d'azote :

$$C + H + O + S + N = 1 \text{ kg combustible} \quad (3.27)$$

Si on néglige la participation du soufre et de l'azote à la réaction chimique on a :

$$C + H + O = 1 \text{ kg combustible} \quad (3.28)$$

❖ Quantité d'air stœchiométrique (l_0 , L_0)

La quantité d'air en kg (l_0) ou en kmole (L_0) de l'air théoriquement nécessaire pour la combustion complète de 1 kg de combustible, sont obtenus à la bases de réactions chimiques lors de la combustion complète :



et



Sachant que 100 kmole d'air contient 21 kmole d'oxygène et 100 kg d'air contient 23 kg d'oxygène, alors la quantité nécessaire pour la combustion complète de 1 kg de combustible (sans formation de CO) est

- En kmole :

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \quad (3.31)$$

- En kg

$$l_0 = \frac{1}{0.23} \left(\frac{8.C}{3} + 8.H - O \right) \quad (3.32)$$

$$l_0 = M_a \cdot L_0 = 28.96 \cdot L_0 \quad (3.33)$$

❖ Coefficient d'excès d'air

A cause de la concentration non uniforme et inévitable du mélange air-combustible dans la chambre de combustion, il faut introduire réellement dans le cylindre plus d'air que théoriquement nécessaire, et ce pour assurer une combustion complète.

Le rapport de la quantité réelle introduite dans le cylindre à la quantité théoriquement nécessaire s'appelle « coefficient d'excès d'air », noté α .

$$\alpha = \frac{l}{l_0} \text{ ou } \alpha = \frac{L}{L_0} \quad (3.34)$$

- Pour un moteur Diesel non suralimenté (naturellement aspiré):

$$\alpha = 1,50 \dots 2,00 \quad (3.35)$$

- Pour un moteur Diesel suralimenté :

$$\alpha = 1,70 \dots 2.20 \quad (3.36)$$

❖ Quantité et composition du fluide admis dans le cylindre :

Dans le cas du moteur diesel c'est l'air seulement

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 \text{ (K mole)} \quad (3.37)$$

❖ Quantité et composition des produits de combustion :

Il y a l'azote et l'excès d'oxygène qui ne participe pas à la réaction :

$$M_2 = MCO_2 + MH_2O + MN_2 + MO_2 \quad (\text{K mole}) \quad (3.38)$$

$$MCO_2 = \frac{C}{12} ; \quad MH_2O = \frac{H}{2} ; \quad MN_2 = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0 ; \quad MO_2 = 0,21(\alpha \cdot L_0 - L_0) \quad (3.39)$$

La quantité totale est :

$$M_2 = \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \alpha \cdot L_0 - 0,21 \cdot L_0 \right) \quad (3.40)$$

❖ Coefficient de changement moléculaire chimique (β_0)

Le rapport de la quantité (M_2) des produits de combustion à la quantité (M_1) de la charge fraîche introduite dans le cylindre est appelée « coefficient théorique de variation molaire ».

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = 1 + \frac{\Delta M}{M_1} = 1 + \frac{8H+O}{32 \cdot \alpha \cdot L_0} \quad (3.41)$$

Ce coefficient ne tient pas compte des gaz résiduels se trouvant dans le cylindre. Pour tenir compte de ces gaz résiduels le coefficient réel de variation molaire se calcul comme suit :

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad (3.42)$$

Les valeurs usuelles de ce coefficient pour le moteur diesel se trouvent dans les limites suivantes :

$$\beta = 1,02 \dots 1,05 \quad (3.43)$$

❖ Température et pression en fin de combustion

Pour les moteurs diesel, la température en fin de combustion T_z est calculée par l'équation de combustion suivante :

$$\frac{\xi_z \cdot p_{ci}}{\alpha L_0 (1 + \gamma_r)} + (\mu c_{vmc} + \mu \cdot R \cdot \lambda) \cdot T_c = \beta_z (\mu c_{vmz} + \mu \cdot R) \cdot T_z \quad (3.44)$$

Où

ξ_z : Coefficient d'utilisation de la chaleur entre les points « c » et « z » ;

p_{ci} : Pouvoir calorifique inférieur du combustible kJ/kg ;

μc_{vmc} : Chaleur spécifique moyenne molaire de la charge fraiche en fin de compression kJ/kmole .K

$$\mu c_{vmc} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c \quad (3.45)$$

μc_{vmz} : Chaleur spécifique moyenne molaire des gaz brûlés en fin de combustion kJ/kmole .K

$$\mu c_{vmz} = \left(20,1 + \frac{0,922}{\alpha}\right) + \left(1,60 + \frac{1,38}{\alpha}\right) \cdot 10^{-3} \cdot T_z \quad (3.46)$$

$\lambda = \frac{p_z}{p_c}$: taux d'augmentation de pression ;

β_z : Coefficient réel de variation molaire jusqu'au point « z »

$$\beta_z = 1 + \frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \cdot x_z \quad (3.47)$$

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad (3.48)$$

fraction du combustible brûlé jusqu'au point « z »

ξ_b : Coefficient total d'utilisation de la chaleur jusqu'au point « b » donné sur un tableau.

En effectuant les calculs précédents et on écrivant la formule (3.46) sous forme

$$\mu c_{vmz} = a + b \cdot T_z \quad (3.49)$$

L'équation de combustion (3.44) se réduit alors à une équation du second membre de la forme :

$$A \cdot T_z^2 + B \cdot T_z + E = 0 \quad (3.50)$$

Où A, B, E : constantes à déterminer

La première racine de l'équation (3.50) nous donne la valeur de T_z , la deuxième racine n'a pas de sens physique.

On calcule ensuite le taux de détente préalable comme suit :

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \frac{T_z}{T_c} \quad (3.51)$$

❖ Température et pression en fin de détente

Au cours du processus de détente, l'énergie thermique des gaz brûlés se transforme en travail mécanique.

Comme pour le processus de compression, on remplace la transformation réelle par une transformation polytropique d'exposant constant n_d . Cet exposant est calculé par l'équation du premier principe de la thermodynamique :

$$\frac{(\xi_b - \xi_z) \cdot p_{ci}}{\alpha L_0 (1 + \gamma_r)} = (\beta \cdot \mu c_{vmb} \cdot T_b - \beta_z \cdot \mu c_{vmz} \cdot T_z) + \frac{\mu R \cdot \beta_z \cdot T_z}{n_d - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_d - 1}}\right) \quad (3.52)$$

La pression en fin de détente est calculée comme :

$$p_b = p_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_d}} \quad (3.53)$$

La température en fin de détente est donnée par :

$$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_d - 1}} \quad (3.54)$$

Ici le taux de détente postérieur est

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad (3.55)$$

Une valeur numérique approximative de n_d est donnée par

$$n_d = 1,18 + 130/n \quad (3.56)$$