



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université des Sciences et de la Technologie d'Oran - Mohammed Boudiaf

FACULTE DE GENIE MECANIQUE
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

POLYCOPIE

Moteurs à Combustion Interne, Combustion et Eléments de Carburation

Polycopié destiné aux étudiants de Licence et Master LMD

Options :

Energétique

Installations Thermiques et Turbomachines

Construction Mécanique

PRESENTE PAR

D^r. Mohamed BENCHERIF

(Maître de Conférences B)

ANNEE 2018

homogène, un contrôle correct de la combustion à cause de la flamme froide et l'utilisation d'un fort taux de gas d'échappement recirculés (EGR) ~ 70 %.

Cependant, le concept de la combustion HCCI fût testé avec beaucoup de succès dans les applications 2 temps. Les applications sur des moteurs à 4 temps toujours difficiles à réaliser restent à performer.

<i>Paramètres</i>	<i>Moteurs à Essence</i>	<i>Moteurs Diesel</i>
<i>Désignation</i>	Moteur à allumage commandé par bougie	Moteur à allumage par compression
<i>Carburant</i>	A l'extérieur par carburateur, Par injection indirecte monopoint ou multipoints. A l'intérieur par injection directe.	A l'intérieur par injection directe.
<i>Allumage</i>	Explosion d'une charge homogène	Auto-inflammation d'une charge hétérogène
<i>Carburant</i>	Fractions légères d'hydrocarbures Octane C ₈ H ₁₈ , Gasoline C ₈ H ₁₇	Fractions lourdes d'hydrocarbures Dodécane C ₁₂ H ₂₆ , heptane C ₇ H ₁₆
<i>Cylindrée (cm³)</i>	800, 1000, 1100, 1200, 1400, 1600, 1800	1500, 1600, 1800, 1900, 2000, 2200,...
<i>Piston</i>	Plat	Creux
<i>Formation du mélange</i>	Quantitative	Qualitative
<i>Taux de compression</i>	Faible entre 1 et 10	Elevé entre 15 et 23
<i>Turbulence</i>	A Limiter à cause de l'étincelle	A favoriser pour la préparation de la charge
<i>Corps d'admission</i>	Carburateur ou Papillon motorisé + Starter pour démarrage à froid	Système d'injection avec pompe à injection ou injecteur pompe.
<i>Cycle théorique</i>	Otto, Beau de Rochas	Cycle Diesel

<i>Coefficient d'excès d'air</i>	Entre 0,6 et 1,3	> 1
<i>Flamme</i>	Pré-mélange	Diffusion
<i>Combustion</i>	A volume constant	A pression constante
<i>Puissance</i>	Varie en fonction de la masse de la charge introduite dans le cylindre	Varie en fonction de la masse de carburant injectée dans la chambre de combustion
<i>Rendement thermique</i>	Fonction du taux de compression	Fonction du taux de compression et du taux d'introduction
<i>Pression en fin de compression</i>	Varie avec la variation de la masse introduite (10~15 bar)	Ne varie pas (moteur atmosphérique) (20~30 bar)

Tableau 1-1. Comparaison entre le Moteur à Essence et le Moteur Diesel.

Remarque

Le cycle Otto ne s'approprie pas au moteur diesel car il conduit à des taux de compression excessivement élevés et à une combustion incomplète et donc à un mauvais rendement thermique.

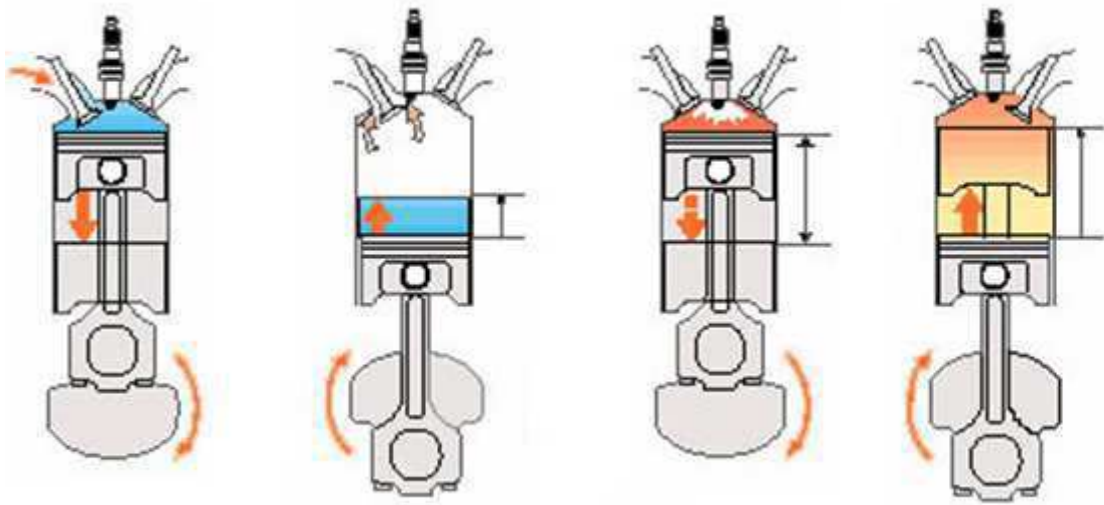
1-4. Cycle théorique pour les moteurs diesel rapides

On distingue en pratique trois catégories de moteurs diesel compte tenu de la vitesse linéaire du piston :

couple maximal est la charge du moteur. Le frein moteur est l'angle d'accélération à partir de laquelle le couple moteur dépasse le couple résistant

<i>N</i>	<i>charge</i>	<i>accélérateur</i>	<i>Couple</i>	<i>Puissance</i>	<i>Débit air</i>	<i>Température air</i>	<i>Débit carburant</i>
<i>tr/min</i>	<i>%</i>	<i>%</i>	<i>Nm</i>	<i>KW</i>	<i>(kg/h)</i>	<i>°C</i>	<i>mg/cycle</i>
950	27	7	26	2,5	44,22	11,5	2,71
950	34	7,2	33	3,2	43,61	11,9	2,7
950	43	8,2	42	4,2	43,58	12	4,25
950	49	9,3	48,1	4,8	43,69	12,1	5,04
950	63	12,1	62	6,2	43,37	12,1	7,81
950	71	13,9	70	6,9	43,66	12,3	10,96
950	77	15,9	75,3	7,5	43,8	12,4	14,83
950	91	18	89,2	8,9	43,84	12,5	30,68
950	100	28,3	98	9,8	44,21	12,5	30,99
1100	18	7,7	18,5	2,1	45,22	16,7	2,44
1100	35	9,1	36	4,2	47	16,6	4,04
1100	38	10,2	40	4,6	46	16,5	4,85
1100	50	12,7	52	6	47	16,5	6,68
1100	60	14,9	62	7,1	46	16,5	8,44
1100	67	17,1	70	8	46	16,5	10,38
1100	79	20,2	82,5	9,5	46	16,5	13,43
1100	90	22	94	10,8	46	16,5	17,6
1100	100	27,4	104	12	48,2	16,5	25,95

Tableau 1-2. Grandeurs mesurées sur banc d'essai à 950 et 1100 tr/min.



L'admission

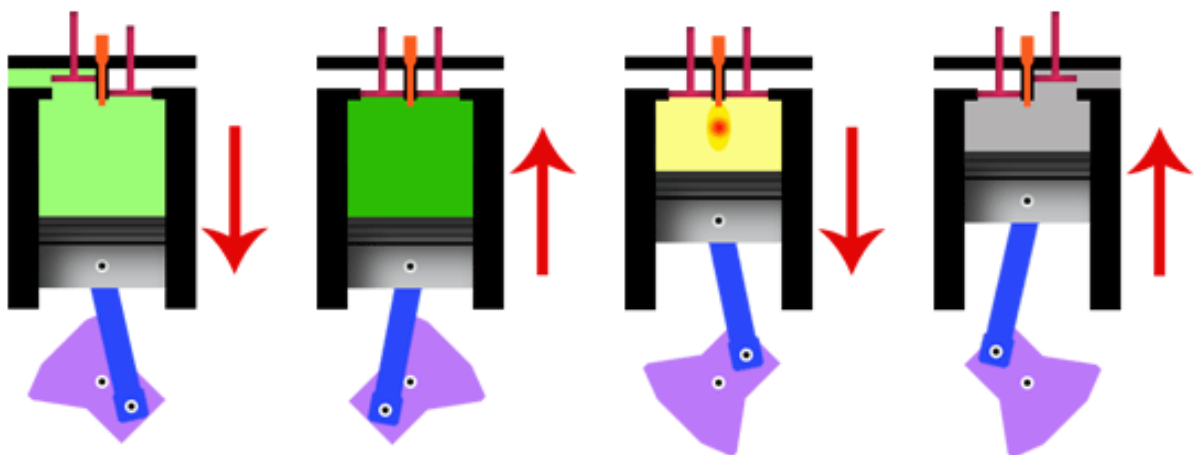
La compression

La détente

L'échappement

Figure 2-2. Cycle à 4 temps dans un moteur à essence.

2-2-2. Moteur à allumage par compression



L'admission

La compression

La détente

L'échappement

Figure 2-3. Cycle à 4 temps dans un moteur diesel.

Conçu par Rudolf Diesel à la fin du 19^{ème} siècle, le moteur diesel est un moteur à combustion interne dont l'allumage n'est pas commandé mais spontané par phénomène d'autoallumage (auto inflammation).

4-1. Position instantanée du Piston (cm)

Soit le système piston-bielle-manivelle comme représenté sur la figure (4-1). On demande de trouver la position instantanée du piston x en fonction de l'angle vilebrequin β , du rapport bielle manivelle ($\lambda=L/r$) et du rayon de la manivelle r .

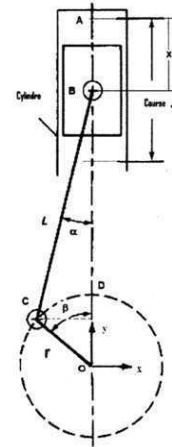


Figure 4-1. Système Piston-Bielle-Manivelle.

$$x = \overline{OA} - \overline{OB} = (r + L) - \overline{OB}$$

$$\overline{OB} = \overline{OD} - \overline{DB} \quad \text{avec}$$

$$\overline{OD} = r \cos \beta \quad \text{et} \quad \overline{DB} = L \cos \alpha$$

$$\text{D'où: } \boxed{x(\beta) = (r + L) - r \cos \beta - L \cos \alpha} \quad (1)$$

Par ailleurs :

$$\sin \beta = \frac{\overline{CD}}{r} \quad \text{et} \quad \sin \alpha = \frac{\overline{CD}}{L} \Rightarrow r \sin \beta = L \sin \alpha \Rightarrow \sin \alpha = \frac{r}{L} \sin \beta \Rightarrow \sin \alpha = \lambda \sin \beta$$

$$\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha = 1 \quad , \quad \sin \alpha = \sqrt{1 - \cos^2 \alpha} \quad , \quad 1 - \cos^2 \alpha = \lambda^2 \sin^2 \beta$$

$$\boxed{\cos \alpha = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \beta}} \quad (2)$$

En remplaçant (2) dans (1) : $x = r - r \cos \beta + L - L \cos \alpha = r(1 - \cos \beta) + L(1 - \cos \alpha)$

$$\boxed{x(\beta) = r \left[(1 - \cos \beta) + \frac{L}{r} \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \beta} \right) \right]} \quad (3)$$

Sachant que le développement limité de $(1 - f)^m$ au voisinage du zéro est donné par :

$$(1 - f)^m = 1 - \frac{mf}{1!} + \frac{m(m-1)f^2}{2!} + o(f^3)$$

Si on pose : $m=1/2$ et $f = 1 - \lambda^2 \sin^2 \beta$ on peut écrire donc :

$$1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \beta} = 1 - \frac{\frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \beta}{1!} + \frac{\frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} - 1 \right) \lambda^4 \sin^4 \beta}{2!} + o(f^3)$$

4-7. Puissance effective (P_e)

La puissance développée durant le cycle est dite indiquée. Cependant, cette puissance ne se transmet pas intégralement au vilebrequin à cause des irréversibilités. En effet, à cause des pertes de chaleur par transfert thermique à travers les parois et les différentes mécaniques par frottements. Le travail effectif développé au niveau de l'arbre moteur est inférieur au travail indiqué produit durant le cycle moteur. D'une manière similaire, la puissance moyenne effective est relative à la pression moyenne effective. Celle-ci est la pression qui produit le travail effectif (utile) au niveau de l'arbre moteur.

$$W_e = p_{me} \cdot V_{cyl} \quad \text{et} \quad P_e = \frac{W_e}{\Delta t} \quad \text{ainsi} \quad P_e = \frac{W_e N}{60 n_R} = \frac{p_{me} \cdot V_{cyl} N}{60 n_R}$$

La puissance effective du moteur est : $P_e = \frac{p_{me} \cdot V_{cyl} N}{60 n_R} Z$

La puissance effective du moteur peut-être mesurée sur banc d'essai moteur à partir du produit algébrique du couple fois la vitesse angulaire mesurés au niveau de l'arbre du moteur.

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

La puissance effective est toujours inférieure à la puissance indiquée et on peut noter :

$$P_i = P_e + P_{\text{pertes mécaniques}}$$

$P_{\text{pertes mécaniques}}$ est la puissance dissipée par pertes mécaniques dues aux frottements entre les éléments du moteur, la puissance dépensée pour l'entraînement des organes auxiliaires.

Le rapport entre la puissance effective et la puissance indiquée est le rendement mécanique.

$$\eta_{mec} = \frac{P_e}{P_i} \quad \text{on peut écrire}$$

$$\eta_{mec} = \frac{P_i - P_{mec}}{P_i}$$

$$\eta_{mec} = 1 - \frac{P_{mec}}{P_i}$$

Les pertes mécaniques sont généralement comprises entre 5 et 20 %. Le rendement mécanique η_{mec} est de l'ordre de 80 à 95 %.

4-8. Consommation spécifique indiquée (b_i)

Pour faire fonctionner le moteur on a besoin d'une quantité de carburant m_f . Si on divise m_f par le temps on obtient le débit de carburant B en (kg/h ou en g/s).

La consommation spécifique indiquée b_i est la quantité de carburant nécessaire au moteur pour développer une puissance de 1 KWh (i.e. une puissance de 1 KW durant 1 heure).

$$b_i = \frac{B}{P_i} 3600$$

Si B est le débit de carburant en gr/s et P_i est puissance indiquée en KW alors b_i est estimée en g/KWh. Pour le moteur diesel b_i varie entre 170 et 200 g/KWh.

4-9. Rendement indiqué (η_i)

C'est le rapport du travail indiqué fourni sur la quantité de chaleur dégagée par combustion pour réaliser ce travail. Pour une durée de travail égale à une heure on peut calculer le rendement indiqué par la relation suivante :

$$\eta_i = \frac{W_i}{PCI \cdot m_f}$$

m_f est la quantité de carburant en Kg, W_i est le travail indiquée en KJ, PCI est le pouvoir calorifique du carburant (KJ/kg). Mais d'une manière plus pratique il nous est plus aisé de calculer le rendement indiqué à partir du débit de carburant et de la puissance indiquée à partir de la relation :

$$\eta_i = \frac{P_i}{PCI \cdot B}$$

B est le débit de carburant en Kg/h, P_i est la puissance indiquée en KW et PCI est le pouvoir calorifique du carburant (KJ/kg). Le rendement indiqué représente la somme des pertes thermiques à travers les chemises, la tête du piston et la culasse en plus de la chaleur évacuée par les organes d'échappement et les pertes dues à une combustion incomplète et au refroidissement.

Le rendement indiqué du moteur diesel est de l'ordre de 40 à 50 %.

4-10. Consommation spécifique effective (b_e)

Obtenu par analogie à la consommation spécifique indiquée. La consommation effective est doit être supérieure à celle indiquée à cause des pertes. Ainsi, pour obtenir 1 KW au niveau de l'arbre moteur on doit brûler plus de carburant. La quantité excédentaire correspond au travail et puissance perdues par frottements et par transfert de chaleur.

$$b_e = \frac{B}{P_e} 3600$$

Si B est le débit de carburant en gr/s et P_e est puissance effective en KW alors b_e est estimée en g/KWh. Pour le moteur diesel b_e varie entre 190 et 230 g/KWh.

4-11. Rendement effectif (η_e)

Le rendement effectif est aussi appelé rendement global. Il sert surtout à comparer les différents moteurs. Par analogie au rendement indiqué on peut calculer le rendement effectif par la relation :

$$\eta_e = \frac{W_e}{PCI \cdot m_f}$$

m_f est la quantité de carburant en Kg, W_i est le travail effectif en KJ, PCI est le pouvoir calorifique du carburant (KJ/kg). Mais d'une manière plus pratique il nous est plus aisé de calculer le rendement effectif à partir du débit de carburant et de la puissance indiquée à partir de la relation :

$$\eta_e = \frac{P_e}{PCI \cdot B} \cdot 3600$$

$$\eta_e = \frac{\eta_{th} P_i}{PCI \cdot B} \cdot 3600$$

$$\eta_e = \eta_{th} \cdot \eta_i$$

B est le débit de carburant en Kg/s, P_e est la puissance effective en KW et PCI est le pouvoir calorifique du carburant (KJ/kg). Le rendement effectif du moteur diesel est de l'ordre de 37 à 47 %.

Compte tenu de la dernière expression l'amélioration du rendement global du moteur implique l'augmentation du rendement thermique et du rendement indiqué. Ceci tend à diminuer les frottements, les chocs et vibration et réduire le travail absorbé pour l'entraînement des organes annexes.

1- Afin d'augmenter le rendement thermique on doit :

- Assurer un bon graissage.
- Utiliser des pièces de bonne qualité (ajustage correct, précision et bonne finition).
- Employer des métaux à faible coefficient de frottement.
- Diminuer au maximum la masse des pièces mobiles.
- Eliminer les balourds sur le vilebrequin afin d'assurer un bon équilibrage.
- Réduire es efforts horizontaux sur les pièces.

2- Afin d'augmenter le rendement indiqué on doit :

- Augmenter le taux de compression volumétrique (dans la limite du possible).
- Diminuer les pertes de charge dans les collecteurs et les tubulures.
- Augmenter la puissance indiquée par l'augmentation de la pression moyenne indiquée, du nombre de cylindres est des dimensions du moteur (alésage et course).

4-12. Calcul de la vitesse moyenne du piston (m/s)

La vitesse du piston ne doit pas dépasser une certaine limite établie par le constructeur. Elle peut aller jusqu'à 15 m/s. Les valeurs exagérées de la vitesse du piston ont pour effet d'augmenter les pertes mécaniques et les efforts d'inertie. La vitesse moyenne du piston peut être calculée à partir de la relation suivante :

$$\overline{U}_p = \frac{S N}{30}.$$

4-13. Courbes caractéristiques d'un moteur à combustion interne

La cartographie statique du moteur illustre l'ensemble des points de fonctionnement obtenus sur bancs d'essai spécialement conçus à cet effet (figure (4-2)). Les courbes caractéristiques

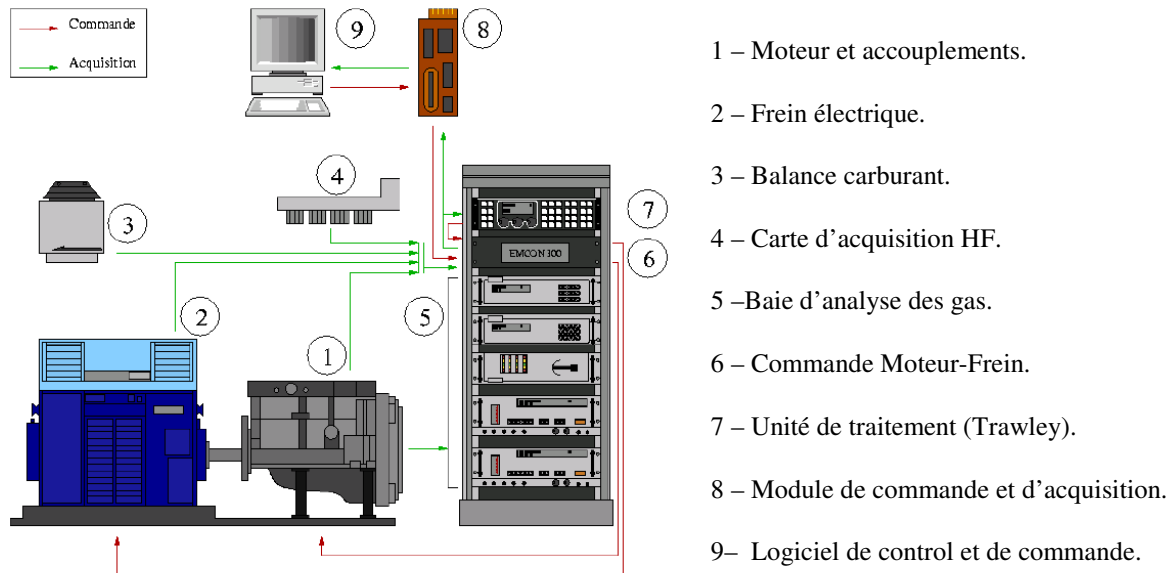


Figure 4-2. Représentation schématique d'un banc d'essai moteur (AVL).

représentent les évolutions de la puissance le couple effectifs et la consommation spécifique à pleine charge en fonction de la vitesse de rotation moteur (figure (4-3)).

4-14. Le couple moteur (Nm)

Le couple varie uniquement en fonction du remplissage et est sensé augmenter avec l'augmentation de la vitesse de rotation du moteur. Cependant, aux régimes élevés du moteur le remplissage se fait mal et la pression en fin de compression diminue ce qui fait chuter le couple moteur. La courbe caractéristique typique du couple moteur croit légèrement avec le régime moteur pour atteindre un maximum ensuite chuter rapidement.

4-15. La puissance (KW)

La puissance est liée au couple puisque $P = C \cdot \omega$. La puissance augmente quand le couple augmente. Lorsque le couple commence à chuter progressivement l'accroissement de la vitesse vient corriger cette chute et la puissance continue à augmenter. Lorsque le couple

commence à chuter drastiquement la puissance aura atteint sa valeur maximale car l'élévation de la vitesse ne peut compenser cette chute et la puissance commence à chuter rapidement.

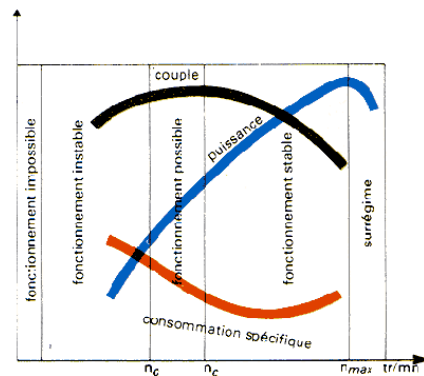


Figure 4-3. Courbes caractéristiques d'un moteur thermique.

4-16. Calcul des efforts sur le système Piston-Bielle-Manivelle

Les efforts exercés sur le système Piston-Bielle-Manivelle proviennent de la force des gas appliquée sur la tête du piston F_{Gas} ainsi que la force d'inertie du système Piston-Bielle (figure (4-4)).

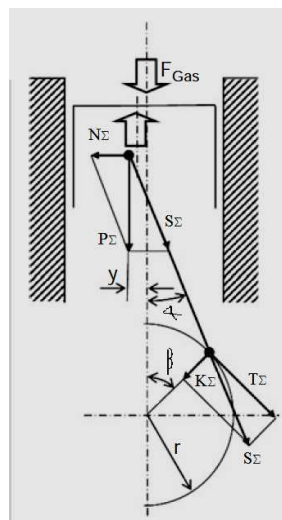


Figure 4-4. Principales forces sur le système Piston-Bielle-Manivelle.

Connaissant le diamètre du piston et la pression moyenne dans le cylindre celle-ci peut être facilement calculée par la relation :

$$F_{Gas} = (P_{cyl} - P_{atm}) \frac{\pi D^2}{4}$$

Les forces d'inertie peuvent être calculées comme suite :

$$F_i = -m \cdot \ddot{x}(\beta)$$

$$F_i = -m r \omega^2 [\cos(\beta) + \lambda \cos(2\beta)]$$

Où m est la masse en mouvement et est donnée par :

$$m = m_{\text{piston}} + m_{1 \text{ Bielle}}$$

$$m_{1 \text{ Bielle}} = (0,2 \div 0,3)m_{\text{Bielle}}$$

$m_{1 \text{ Bielle}}$ est la masse de la bielle rapportée à la masse de la bielle sur l'axe. La pression

d'inertie est alors donnée par la relation : $P_i = \frac{F_i}{\left(\frac{\pi D^2}{4}\right)}$

La somme des deux forces citées précédemment est appelée la force sommaire :

$$F_\Sigma = F_{\text{Gas}} \pm F_i$$

La pression sommaire est obtenue une fois la force sommaire est divisée par la section piston :

$$P_\Sigma = \frac{F_\Sigma}{\left(\frac{\pi D^2}{4}\right)} = \frac{F_{\text{Gas}} \pm F_i}{\left(\frac{\pi D^2}{4}\right)} = P_{\text{Gas}} \pm P_i$$

L'effort latéral sur l'axe du piston N_Σ a tendance à plaquer le piston sur la surface interne du cylindre. Il est donné par :

$$N_\Sigma = P_\Sigma \tan(\alpha)$$

L'effort axial sur la bielle S_Σ est calculé par la relation :

$$S_\Sigma = \frac{P_\Sigma}{\cos(\alpha)}$$

L'effort axial S_Σ se décompose sur la manivelle en deux composantes. Une composante tangentielle T_Σ et une composante radiale K_Σ .

$$T_\Sigma = S_\Sigma \sin(\alpha + \beta) = \frac{P_\Sigma \sin(\alpha + \beta)}{\cos(\alpha)}$$

$$K_\Sigma = S_\Sigma \cos(\alpha + \beta) = \frac{P_\Sigma \cos(\alpha + \beta)}{\cos(\alpha)}$$

BIBLIOGRAPHIE

- [1] **J. B. Heywood**, “*Internal Combustion Engine Fundamentals*”, Mc Graw-Hill, Inc, 1988.
- [2] **J. Schmidt**, “*Thermodynamique générale – TEC 362*”, Editions OPU, 1993.
- [3] **B. E. Milton**, “*Thermodynamics, combustion and engines, 3rd Ed*”, School of Mechanical and Manufacturing Engineering, Springer, 1995.
- [4] **G. Ferrari**, “*Motori A Combustione Interna 2nd Ed*”, Edizioni il capitello, Torino, 2000.
- [5] **B. Vieux**, “*Moteurs Diesel technologie générale*”, Editions FOUCHER, Paris, 2003.
- [6] **K. K. Kuo**, “*Principles of Combustion 2nd Ed*” John Wiley & Sons, Inc, Interscience, 2005.
- [7] **M. J. Moran, H. N. Shapiro**, “*Fundamentals of Engineering Thermodynamics, 5th Ed*”, John Wiley & Sons, Inc, 2006.
- [8] **J. Warnatz · U. Maas · R.W. Dibble**, “*Combustion Physical and Chemical Fundamentals, Modeling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation, 4th Ed*”, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006.
- [9] **L. Mollenhauer, H. Tschoeke** “*Handbook of Diesel Engines*”, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010.