

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

Université de Bouira
Akli Mohand Oulhadj



جامعة البويرة
أكلي محمد أولحاج

Université Akli Mohand Oulhadj Bouira

Faculté des Sciences et des Sciences Appliquées

Département de Génie Mécanique

Polycopié de cours+TD

Filière: Génie Mécanique

Spécialité : Énergétique

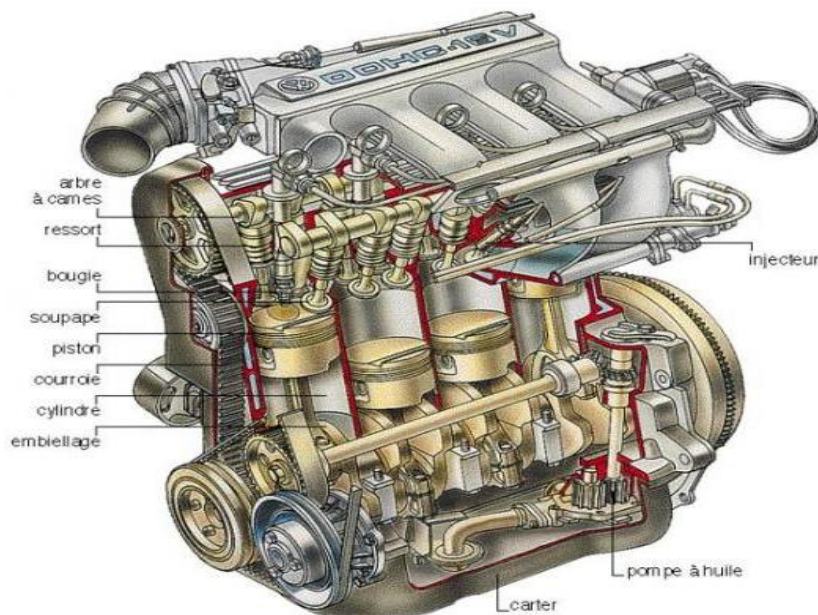
Niveau : Licence

MOTEUR À COMBUSTION INTERNE

Cours et Exercices

par

Dr.MAHFOUD Brahim



2021

Avant-propos

Le moteur alternatif à combustion interne c'est un appareil qui transforme l'énergie contenue dans le carburant en énergie mécanique. Pour libérer l'énergie chimique potentielle du carburant, il est nécessaire d'effectuer une transformation chimique appelée combustion. Par la combustion, le carburant est transformé en énergie calorifique ou thermique. Cette énergie thermique est enfin transformée en travail mécanique. Celui-ci étant ensuite appliqué aux roues motrices par l'intermédiaire de la transmission. La transformation en chaleur se produisant à l'intérieur même du moteur, nous appellerons celui-ci moteur thermique à combustion interne.

Le classement de moteur à combustion interne est très variés, par exemple en peu le classés par méthode d'allumage : (i) moteur à allumage par compression, (ii) moteur à boules chaudes, (iii) moteur à allumage par étincelle, (iv) moteur convertible, (v) moteur à injection pilote.

D'autre classement ce font avec type de carburant : (i) moteur à combustible liquide, (ii) moteur diesel moteur à allumage par compression dans lequel l'air est comprimé et où le combustible liquide (huile lourde) est introduit dans chaque cylindre en fin de compression, (iii) moteur à allumage par étincelle avec carburateur, (iv) moteur à allumage par étincelle avec injection de combustible, (v) moteur polycarburant, et (vi) moteur à gaz.

Le classement ce sait aussi par mode de refroidissement ou par chambre de combustion, par type d'injection (mécanique, injection directe, injection indirecte, injection par accumulateur. Le classement peut être avec cycle thermodynamique (cycle d'Otto, cycle de Diesel, cycle de Sabathé, cycle de Miller, cycle d'Atkinson, etc.)).

Ce domaine très vaste exigeait de l'enseignant qu'il connaisse les informations que l'étudiant a besoin de connaître afin d'avoir une base scientifique qui lui permettra de développer ses connaissances et d'entamer des recherches scientifiques dans ce domaine. Dans ce contexte ce polycopié vient pour contribue au domaine d'enseignement de base de module de moteur à combustion interne en respectant le Canevas de 3^{ème} Licence de la spécialité Énergétique.

Ce polycopié s'adresse aux étudiants Licence en Génie Mécanique (Énergétique et thermique) ou en fin de cursus dans les écoles d'ingénieurs. Il est rédigé de manière simplifiée afin que l'étudiant puisse assimiler le contenu du cours. Des exercices sont donnés pour que l'étudiant s'y entraîne à la fin de chaque chapitre, les solutions des exercices sont regroupées à la fin de ce polycopié.

Ce polycopié est divisé en quatre chapitres suivi de quatre parties qui contiennent la solution d'exercices. Le contenu du premier chapitre concerne généralité sur la combustion, où les phénomènes interviennent conjointement : L'aspect chimique, l'aspect transfert de chaleur et l'aspect mécanique. Nous avons présenté quelques notions fondamentales comme la réaction globale de combustion, la combustion stœchiométrique, la combustion oxydante, et la combustion réductrice.

Le deuxième chapitre présente la thermodynamique des cycles moteurs. On y rappelle une brève histoire sur les moteurs à combustion interne. Généralités et classification des moteurs à combustion interne, principe de fonctionnement. En fin un détaille sur les cycles thermodynamique suivi par vingt-trois exercices d'application.

Dynamique des moteurs alternatifs générés par le système bielle-manivelle qui permet la transformation d'un mouvement circulaire continu en mouvement rectiligne alternatif et réciproquement mouvement rectiligne alternatif en mouvement circulaire continu, en constituent le troisième chapitre. Des exercices sont proposés à la fin de ce chapitre.

Le quatrième chapitre présente les performances et caractéristiques des moteurs alternatifs (pression moyenne, couple moteur, la puissance, le rendement, etc.....). En rappelant d'apport la notion de la suralimentation, la puissance de compression, l'utilisation de l'énergie des gazes d'échappement et en fin la consommation spécifique. Plusieurs exercices d'applications son proposée à la fin de ce chapitre.

On complète cette polycopié par quatre parties contiennent des solutions bien détaille des exerces proposé, ils sont séparé par chapitre.

Sommaire

Avant-propos	ii
Liste des Figures	vi
Liste des Tableaux	vii
Symboles et notations	viii
Chapitre I. Généralités	1
I .1 Combustion et propriétés des combustibles	1
I.1.1 Définition	1
I.1.2 Les réactifs de la combustion	1
I .2.Equation de combustion	1
I.3 Rapport air/carburant stoechiométrique – Pouvoir comburivore	2
I.4 Caractéristiques d'un carburant	3
I.4.1 Indice de cétones et d'octane	5
I.4.2 Indice d'octane (Pouvoir antidétonant)	6
I.4.3 Indice de cétane (Inflammabilité)	6
I.5. Réaction chimique de combustion	6
I.6. Exercices	14
Chapitre II. La thermodynamique des cycles moteurs	19
II.1. Introduction	19
II.2. Brève Historique	19
II.3 Généralités et classification des moteurs à combustion interne	19
II.4. MCI à piston alternatifs	22
II.4.1 Principe de fonctionnement	22
II.4.2 .Moteurs essence et moteur a Diesel (caractéristique principales)	25
II.5 Cycles thermodynamique	26
II.5.1 Opérations fondamentales	26
II.5.2 Cycle d'OHO (cycle à allumage commandé)	28
II.5. 3 Cycle diesel (cycle à compression)	31
II.5.4. Cycle de Sabathé (Cycle mixte)	35
II.6 cycle réels	39
II.6.1 Comparaison entre les moteurs Essence et Diesel	40
II. 7 . Exercices	41
Chapitre III. Dynamique des moteurs alternatifs	55
III.1. Système bielle-manivelle	55

III.1.1 La bielle	55
III. 1.2 Le vilebrequin	55
III. 1.3 Cinématique.....	56
III .1.4 Dynamique.....	57
III.2 Exercices.....	59
Chapitre IV . Performances et caractéristiques des moteurs alternatifs.....	62
IV. 1. Définitions de quelques caractéristiques thermodynamiques.....	62
IV.1.1 Pression moyenne indiquée et pression moyenne effective.	62
IV.1.2 La cylindrée.....	62
IV.1. 3 Le rapport volumétrique (ε).....	63
IV.1.4 Le couple moteur :	63
IV.1.5 La puissance de moteur :	64
IV.1.6 Rendement :	64
IV.1.7 Consommation spécifique du combustible :	65
IV.2. Suralimentation, amélioration du rendement thermique	65
IV.3. Puissance de compression	68
IV.4. Utilisation de l'énergie des gaz d'échappement	69
IV.4.1 Détente des gaz d'échappement et puissance de la turbine.....	69
IV.4.2 Rendement de la turbine	69
IV.4.3 Exemple	70
IV.4.4 Refroidissement de l'air d'admission	70
IV.5. couple moteur (système bielle-manivelle).....	71
IV.5. 1 Consommation spécifique	71
IV.5 Exercices	73
Solution d'exercice chapitre I	83
Solution d'exercice chapitre II.....	90
Solution d'exercice chapitre III.....	111
Solution d'exercice chapitre IV	117
Références	124

Liste des Figures

Fig.I.1 : Schématisation de la combustion Carburant avec l'air	7
Fig.I.2 : Schématisation de la réaction de la combustion du C ₈ H ₁₈ avec l'air	9
Fig.I.3 : Schéma explicative du pouvoir calorifique supérieur et inférieur	11
Fig.I.4 : Schéma explicative de la combustion du C ₈ H ₁₈ avec l'air	12
Fig II.1 Schéma de principe MCI à piston alternatifs	20
Fig II.2 : Schéma de principe MCI à piston rotatif	21
Fig.II.3 : Principe d'une turbine à gaz	22
Fig.II.4: Système bielle manivelle	22
Fig.II.5 : Composition principale du moteur à combustion interne alternatifs	23
Fig. II. 6 : Différentes dispositions des cylindres dans un MCI à piston alternatif	24
Fig.II. 7 : Moteur cylindre étoile 7 cylindre et Moteur à plat à quatre cylindres	25
Fig.II. 8 : Position des cylindres	25
Fig.II. 9 : Fonctionnement d'un moteur à deux temps.	26
Fig.II.10 : Le moteur Wankel est un moteur à piston rotatif	28
Fig. II.11: Diagramme P.V Cycle d'OTTO	28
Fig. II.12 : Diagramme P.V et (T,S) de Cycle d'OTTO	29
Fig.II.13: Cycle théorique d'un moteur Diesel	32
Fig. II.14 : Diagramme (P, V) et (T,S) du Cycle théorique d'un moteur Diesel	32
Fig.II.15: Diagramme (P, V) Cycle théorique Sabathé	35
Fig.II.16: Diagramme (P, V) et (T,S) du Cycle théorique Sabathé	36
Fig.II. 17. Cycle mixte	38
Fig. II.18. Diagramme réel après réglage	39
Fig. II.19 : Épure de distribution	39
Fig.III.1 : Système bielle-manivelle	55
Fig. III.2 : mouvements alternatifs du piston	56
Fig.III.2 : bielle équivalente	57
Fig.IV.1. Décomposition des forces agissant sur le maneton du vilebrequin	63
Fig.IV.2.Différentes rendement	65
Fig.IV .3 : Schéma de principe d'une installation de suralimentation	66
Fig .IV.4 : Suralimentation refroidie	67
Fig.IV.5 : Installation d'un turbocompresseur sur un moteur automobile	71
Fig.IV.7 :Un turbo sectionné pour en montrer l'agencement intérieur[1]	72

Liste des Tableaux

Tableau.I.1	Pouvoir calorifique moyen de quelques combustibles	3
Tableau.I.2	Pouvoir calorifique inferieur de quelques combustibles	4
Tableau.I.3	La Densité de quelques combustibles	5
Tableau.I.4	Point d'éclair de quelques combustibles	5
Tableau.I.5	Température d'Auto inflammation de quelques combustibles	5
Tableau.I.6	Résumé de Composition de l'air	7
Tableau.I.7	Enthalpie de formation	12
Tableau.II.1	L'ensemble des phases qui se succèdent dans le moteur	27
Tableau II.2	comparaison les moteurs à quatre temps à essence et diesel	40

Symboles et notations

Seuls sont répertoriés ici les symboles ayant un caractère général sur l'ensemble de polycopié

H	Enthalpie
Cp	chaleurs spécifiques à pression constant
Cv	capacité calorifique à volume constant (j/kg.k)
PME	pression moyenne effective
PMH	point mort haut (mm).
PMB	point mort bas (mm).
C	la course (mm).
Cm	couple moteur.
Cse	consommation spécifique effective.
d	diamètre (mm).
n	nombre de cylindre.
ni	masse molaire de l'espèce i
N	régime du moteur (tr/min).
Lv	chaleur latente de vaporisation
m	masse (kg).
mi	masse de l'espèce i
pcs	pouvoir calorifique supérieur
P	pression (pa).
Q	quantité de chaleur
R	constante des gaz parfait
Re	nombre de Reynolds
S	entropie
T	Température
v	volume mort (m ³).
Vu	cylindrée unitaire.
U	énergie interne de formation
X	coordonnée spatiale dans la direction i
Yi	fraction massique d'une espèce i
W	.travail (kj).
ΔU	énergie interne (kj).

Lettre grecques

λ	Coefficient d'excès d'air
μ	viscosité dynamique
ε	rapport volumétrique de compression le
vi	coefficients stœchiométrique
γ.	coefficient du gaz parfait
v	viscosité cinématique
Φ	riches de la réaction
ψ	pouvoir comburivore
ρ	Masse volumique (kg. m ⁻³).
ω	vitesse angulaire (tr/s).
μ	Viscosité dynamique (kg. /m.s)

Indices

a, b, c	rapport des pressions dans la combustion
---------	--

Chapitre I. Généralités

Chapitre I. Généralités

I.1 Combustion et propriétés des combustibles

I.1.1 Définition

Une combustion est une réaction chimique entre un comburant et un combustible qui produit de l'énergie (chaleur et lumière).

I.1.2 Les réactifs de la combustion

a) L'air atmosphérique (comburant)

- Composition moyenne de l'air sec atmosphérique (% volume) : **Oxygène O_2 : 20,9 - Azote N_2 : 78,1**, auxquels s'ajoutent les gaz rares : Argon Ar : 0,93 - Néon Ne : 0,0018 - Hélium He : 0,0005, Krypton Kr : 0,0001 - Xénon Xe : 0,00001- ainsi que de l'anhydride carbonique CO : de 0,03 à 0,04

- Pour la plupart des calculs, on peut adopter la composition approchée suivante :

Oxygène : 20,9 % vol – Azote : 79,1 % vol.

Soit : $79,1/20,9 = 3,78$ moles de N_2 associées à chaque mole d' O_2 .

- L'air se présentera donc sous la forme d'une mole d'oxygène et de 3,78 moles d'azote : **$O_2 + 3,78.N_2$**

b) Combustibles (Carburants)

- Le fonctionnement correct des moteurs à pistons exige l'utilisation de combustibles aptes à une combustion **rapide, complète, sans résidus** solides.

- Les combustibles liquides dérivés du pétrole répondent parfaitement à ces exigences.

- Terminologie : tendance est de parler de manière générale de « **combustibles** ».

- Les combustibles usuels sont obtenus en soumettant le pétrole brut à une **distillation** destinée à séparer diverses fractions. Chaque tranche de produits ainsi séparée est en outre susceptible de subir divers traitements complémentaires (cracking, isomérisation,...).

- Courbe de distillation TBP (true boiling point) d'un pétrole brut.

Par ordre de température de distillation croissante on trouve :

- les gaz liquéfiés

- l'essence (35/200 °C)

- le kérosène ou « pétrole » (250/280 °C)

- le gasoil (/370 °C)

- les huiles légères et lourdes

On distingue le mot de carburants :

→ **Carburants solide** : non employés en automobile.

→ **Carburants liquides** : les plus utilisés.

→ **Carburants gazeux** : surtout employés dans les régions voisines des centres de production de gaz naturel.

I.2. Equation de combustion

- Réaction **globale** de combustion = équation chimique reliant les réactifs aux produits.

- La combustion **stoechiométrique ou théorique** si l'air est en quantité suffisante et strictement nécessaire pour brûler complètement le combustible présent.

- \La combustion est **oxydante** ou **en excès d'air** si une partie de l'air comburant est utilisé pour l'oxydation du combustible, l'autre partie se retrouvant dans les fumées.

- La combustion est dite **réductrice** ou **en défaut d'air** si le volume d'air admis pour la combustion de l'unité de combustible est inférieur au volume d'air stoechiométrique ; l'oxygène y est néanmoins totalement utilisé donc pas de présence d'O₂ dans les fumées, mais il y a formation de monoxyde de carbone (CO).

En mélange **stoechiométrique** d'un hydrocarbure de formule C_nH_m et d'air sec atmosphérique, on a en supposant la combustion complète :



Avec ΔH_c , enthalpie de combustion

I.3 Rapport air/carburant stoechiométrique – Pouvoir comburivore

L'équation de combustion stoechiométrique précédente :



permet de calculer la masse d'air nécessaire pour brûler 1g de carburant :

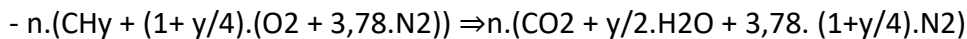
$$\psi = \text{masse d'air/masse de carburant} = \frac{(n+m/4)(32+3,78 \cdot 28)}{12n+m}$$

a) pouvoir comburivore : le rapport air/combustible est parfois appelé

Exemple pour un combustible C₈H₁₈, on obtient : $\psi = (8+18/4) \cdot (32+3,78 \cdot 28) / (12 \cdot 8 + 1 \cdot 18)$

b) Dosage stoechiométrique

- Combustible de composition C_nH_m = (CH_y)_n avec $y = m/n$ on a :



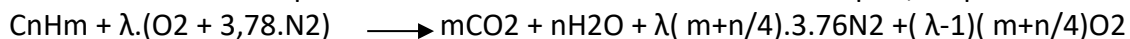
- la masse d'air nécessaire pour brûler 1g de carburant vaut : $\psi_s = \frac{(1 + y/4) \cdot (32 + 3,78 \cdot 28)}{12 + y}$

- Le rapport y (nombre d'atomes) suffit ainsi à déterminer les conditions de combustion stoechiométrique par : $\psi_s = \frac{34,49(4 + y)}{12 + y}$

L'inverse du rapport air/combustible stoechiométrique s'appelle **dosage stoechiométrique** $ds = 1/\psi$

c) Richesse d'un mélange air/carburant-dosage-excès d'air

- Si la combustion n'a pas lieu dans des conditions stoechiométriques, on peut écrire



Les réactions sont caractérisées par le facteur d'air λ



Excès d'air (domaine des chaudières) : $e = \lambda - 1$

- Dans ce cas le rapport masse d'air/masse de carburant vaut : $\psi = \frac{A \cdot (32 + 3,78 \cdot 28)}{12 \cdot n + m}$

- L'inverse de s'appelle de **dosage** d : $d = \frac{1}{\psi}$

- On définit la **richesse** du mélange par : $\phi = \frac{\left(\frac{\text{masse de combustible}}{\text{masse d'air}}\right)_{\text{réel}}}{\left(\frac{\text{masse de combustible}}{\text{masse d'air}}\right)_{\text{stoechiométrique}}}$

- On a donc : $\phi = \frac{d}{d_s} = \frac{\psi_s}{\psi}$

- On peut déterminer le débit d'air d'un moteur à partir:

- de la mesure du débit de combustible
- de la connaissance de la nature du combustible
- de la richesse

masse d'air = masse de combustible.1/(ds. ϕ)

- Le lien entre A et la richesse est évident : $A = \frac{1}{\phi} \left(n + \frac{m}{4} \right)$

$\phi < 1$ mélange pauvre

$\phi = 1$ mélange stoechiométrique.

$\phi > 1$ mélange riche

Dans les publications anglaises et américaines on trouve les termes :

Air/Fuel ratio : A/F (masse d'air/masse de combustible)

Fuel/Air ratio : F/A (masse de combustible/masse d'air)

- La notion de **Fuel-Air équivalence Ratio** (F/A ER.) ou Relative Mixture strength (R.M.S.) ou relative Fuel-Air Ratio, représentent les mêmes expressions que la richesse :

Fuel-Air équivalence

$$\text{Ratio} = \frac{\left(\frac{F}{A}\right)_{\text{réel}}}{\left(\frac{F}{A}\right)_{\text{stoechio}}}$$

- Dans les publications allemandes, de même que dans le monde des turbines à

gaz et des chaudières, on trouve la notion de **Coefficient d'excès d'air** (Luftzahl) qui est égal à l'inverse de la richesse :

$$\lambda = \frac{1}{\phi}$$

I.4 Caractéristiques d'un carburant

a) Pouvoir calorifique :

C'est la quantité de chaleur par unité de masse libéré pendant une réaction exothermique.

Unité S.I

- Carburants liquides ou solides (J/kg) ou en kilojoules par kilogramme (KJ/kg) (unité pratique).
- Carburants gazeux (J/m^3) ou en kilojoules par mètre cube (KJ/m^3) (unité pratique).

Combustible	PC (MJ/Kg)
Essence	47.3
Gazole (carburant Diesel)	44.8
Ethanol	29.7
Propane (C_3H_8)	50.35
Butane C_4H_{10}	49.51

Tableau.I.1 Pouvoir calorifique moyen de quelques combustibles

b) Pouvoir Calorifique Supérieur (PCS) :

Quantité de chaleur exprimée en kWh ou MJ, qui serait dégagée par la combustion complète de 1m^3 Normal de gaz. L'eau formée pendant la combustion étant ramenée à l'état liquide et les autres produits étant à l'état gazeux.

c) Pouvoir calorifique inférieur (PCI) :

Se calcule en déduisant par convention, du PCS la chaleur de condensation ($L_v = 2511\text{ KJ/kg}$) de l'eau formée au cours de la combustion et éventuellement de l'eau contenue dans le combustible.

Combustible	PCI (kWh/Kg)	PCI (MJ/Kg)
Gaz naturel	14.10	50.76
Fioul	11.70	42.12
Ethanol	8.30	29.88
Biogaz	5.00	18.00
Essence	11.81	42.50

Tableau.I.2 Pouvoir calorifique inférieur de quelques combustibles

$$PCS = PCI + m \cdot L_v$$

m : Masse du d'eau contenu dans le combustible en Kg

L_v : Chaleur latente de vaporisation de l'eau elle dépend de la pression et de la température

Le pouvoir calorifique est supérieur (PCS) quand cette eau de combustion est ramenée à l'état liquide dans les fumées. En notant « L_v » la chaleur latente de vaporisation de l'eau (soit $L = 2258\text{ kJ/kg}$)

Pour tous les gaz naturels, riches en méthane, on trouve sensiblement la relation : $PCS \approx 1,1 \cdot PCI$

d) Masse volumique :

La masse volumique d'un carburant liquide est la masse de l'unité de volume de ce carburant.

Unité S.I la masse volumique est exprimée en (Kg/m^3 normale)

Pour un carburant gazeux, on divise la masse molaire par 22.4 litres

Exemple :

Gaz monoxyde de carbone CO (Masse molaire : $M = 12 + 16 = 28$)

$$\frac{M}{22.4} = \frac{28}{22.4} = 1.25\text{ g/l}$$

e) Densité

Donne le poids pour un volume de 1 dm^3 (ou 1 l) de cette matière par rapport à l'eau qui a un poids de 1 kg pour 1 l . L'essence a un poids de $0,755\text{ kg}$ par litre [22.4].

Fuel	Densité ρ (kg/m ³)
Gasoil	835
Carburant lourd	930
Kérosène	790

Tableau.I.3 La Densité de quelques combustibles

f) Point éclair

C'est la température la plus basse où la concentration des vapeurs émises est suffisante pour produire une déflagration (**Mode de combustion rapide de matières, avec explosion**) au contact d'une flamme ou d'un point chaud, mais insuffisante pour produire la propagation de la combustion en l'absence de la flamme "pilote".

Produit	Point éclair °C
Alcool Etyl	13
benzène	11
Essence	-43
Gasoil	70
Kérosène	37.8

Tableau.I.4 Point d'éclair de quelques combustibles

g) Température d'auto inflammation :

C'est la température minimale pour laquelle un mélange combustible, de pression et de composition donnée, s'enflamme spontanément sans contact avec une flamme.

Substance	Température °C
Ether	160
Méthanol	455
Hydrogène	571
Huile végétale	350
Gasoil	257
Butane	287
Benzène	555

Tableau.I.5 Température d'Auto inflammation de quelques combustibles

I.4.1 Indice de cétones et d'octane

L'indice de **cétane** est au moteur Diesel ce que l'indice **d'octane** est au moteur à essence., ils décrivent des qualités de carburant radicalement opposées, adaptées au type de moteur.

$$\text{Moteur} \begin{cases} \text{Essence} \mapsto \text{Indice d'octane} \\ \text{Diesel} \mapsto \text{Indice de cétane} \end{cases}$$

Délai d'allumage : c'est la durée de temps du moment d'injection de combustible jusqu'à son auto-inflammation, elle dépend de plusieurs facteurs, en particuliers, de la nature de combustible ou de son indice de cétane

I.4.2 Indice d'octane (Pouvoir antidétonant)

L'indice d'octane d'un carburant caractérise la résistance de celui-ci à s'auto-enflammer par compression et élévation de température.

Sur un moteur à essence (Allumage commandée) le mélange Air/Essence admis dans la chambre de combustion ne doit s'allumer avant que la bougie ne s'allume.

Dans le cas contraire si le mélange s'enflamme avant le point d'allumage (déclenché par la bougie)

- Le rendement baisse
- La température augmente et
- Le moteur (pistons, soupapes, chemises,...) se détériore.

Il existe deux méthodes (Normalisation international) pour mesurer **indices d'octane** :

- i. *La méthode Recherche RON* : il est déterminant pour le cliquetis à l'accélération
- ii. *La méthode Moteur MON* : il s'intéresse principalement le cliquetis a haute régime.

Remarque :

L'indice d'octane mesure par la méthode RON est supérieur a celui mesuré par la méthode MON

$$IO_{(RON)} > IO_{(MON)}$$

La valeur numérique d L'indice d'octane indique le pourcentage volumique d'octane (C_8H_{18}) additionné d'heptane C_7H_{16}

- a) L'indice d'octane de $C_8H_{18} = 100$ Très peu détonant
- b) L'indice d'octane de $C_7H_{16} = 0$ Très détonant

I.4.3 Indice de cétane (Inflammabilité)

Le moteur diésel fonctionnant sans allumage externe. L'auto-inflammation du carburant doit avoir lieu dans un laps de temps aussi court que possible (délai d'inflammation) après injection dans l'air préchauffé grâce à la compression dans la chambre de combustion (cylindre).

L'indice de cétane est le pourcentage en volume cétane ($C_{16}H_{34}$) dans un combustible de référence qui a le même délai d'allumage que le gazole

- c) L'indice de cétane de $C_{16}H_{35} = 100$ Très inflammable
- d) L'indice de cétane de $C_{11}H_{10}$ (*methylaphtalene*) = 0 Très peu inflammable

I.5. Réaction chimique de combustion

La combustion est une réaction chimique à la cour de laquelle un combustible est oxydé et la chaleur est libérée. Exemple : $C + O_2 \rightarrow CO_2$

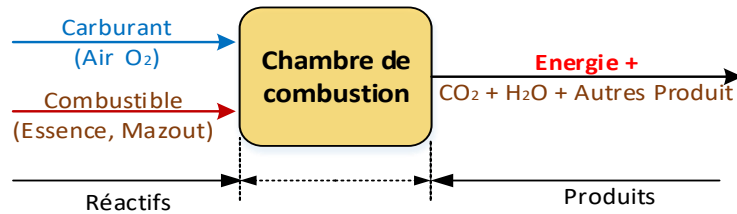


Fig.I.1 : Schématisation de la combustion Carburant avec l'air

On va étudier seulement les réactions chimiques finales entre le combustible et l'oxygène de l'air.

Dans le moteur à combustion interne la combustion se réalise avec l'air (comburant)

a) Composition de l'air :

D'une façon générale l'air se compose d'éléments suivants

$$\text{Air} \cong \{ \text{Air sec} \} + \left\{ \begin{matrix} \text{Humidité} \\ \text{H}_2\text{O: Lig/Vap} \end{matrix} \right\} + \left\{ \begin{matrix} \text{Elément} \\ \text{polluant} \end{matrix} \right\}$$

Dans l'air	Elément	Symbole	Volume%
Air sec	Azote	N ₂	78,1%
	Oxygen	O ₂	20,9%
	Argon	Ar,	0,9%
	Gaz Carbonique	CO ₂ ,	0,033%
	(He, Kr, H ₂ , N ₂ O, Xe, O ₃ ...)		0,067%
Humidité	Eau (Liquide/vapeur)	H ₂ O	0 - 4%
Polluants	Gaz divers		
	Polluants naturels et artificiels		
	Germes		

Tableau.1.6 Résumé de Composition de l'air

Hypothèse simplificatrice :

Pour comprendre le principe de la combustion nous nous baserons sur les hypothèses suivant :

A. Approximative l'air se compose de :

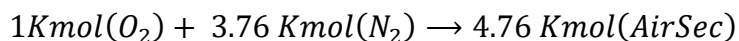
☞ Oxygène O₂ : **21%**

☞ Azote N₂ : **79%**

Alors qu'elle est le nombre de mole de l'azote N₂ nécessaire pour 1Kmol(O₂)

$$\left. \begin{matrix} 0.21 (O_2) & \rightarrow & 0.79(N_2) \\ 1Kmol(O_2) & \rightarrow & x \end{matrix} \right\} \Rightarrow x = \frac{0.79}{0.21} = 3.76 \text{ Kmol}(N_2)$$

Ce qui donne :



C'est-à-dire pour une réaction de combustion qui nécessite 1mol(O₂), il nous faut pour la réalisation théorique cette réaction 4.76 mol(d'AirSec).

Encore, on sait que :

e) la masse molaire de l'oxygène M_(O₂) = 16 g/mol

f) la masse molaire de l'air sec $M_{(Air)} = 29 \text{ g/mol}$

$m_{(O_2)} = 16 \times 2 = 32 \text{ g}(O_2)$, nécessite $m_{(AS)} 4.76 \times 29 = 138,04 \text{ g}(AS)$

B. les gaz d'échappement ne contiendraient que du dioxyde de carbone CO_2 , de vapeur d'eau H_2O et de l'azote N_2

Remarque :

Durant la combustion on ne prend pas en considération les points suivants :

- ✓ La combustion à haute température de l'azote N_2 avec de l'oxygène O_2 peut donner de NO_x acide nitrique (N_2O , NO et NO_2).
- ✓ A haute température l'eau H_2O peut donner (H_2 , O_2 , H , O et OH) et au refroidissement avec le SO_4 qui existe dans le gaz d'échappement peut former les acides sulfuriques (Absorbé par le pot d'échappement au véhicule).
- ✓

b) Condition de combustion et rapport de combustion :

Le déclenchement de la combustion nécessite les deux points importants:

- 1) Température d'inflammation $T \geq T_{inflamm}$
- 2) Concentration (dosage) du combustible dans l'air $C_{C.A}$

Exemple : le gaz naturel ne peut brûler dans l'air hors ce domaine de concentration

$$5\% \leq C_{C.A} \leq 15\%$$

Le rapport air/combustible est défini par

$$AC = \frac{\text{massed'air}}{\text{masse combustible}} = \frac{m_{(Air)}}{m_{(Comb)}}$$

Avec

$$m = N \cdot M = \text{Nombre de mole} \times \text{Masse molaire}$$

Rappelle : Masse molaire de l'air $M_{(Air)} = 28,9 \text{ g/mol} \cong 29 \text{ g/mol}$.

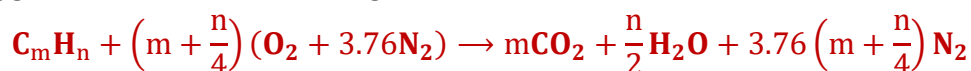
On trouve aussi l'inverse de AC définie par

$$CA = \frac{1}{AC} = \frac{m_{(Comb)}}{m_{(Air)}}$$

Généralement $AC > 1$ et $CA > 1$

c) Équation générale de la combustion:

Avec les hypothèses simplificatrices citées ci-dessus, la combustion complète (théorique) d'un avec l'oxygène de l'air suit la formule générale suivante :



m: Nombre d'atome du carbone , **n**: Nombre d'atome de l'hydrogène

EXEMPLE : Un kilomole d'octane (C_8H_{18}) est brûlée dans l'air qui contient 20 Kmol d'oxygène O_2 . Déterminez le nombre de moles de chacun des gaz qui constituent les produits de combustion et le rapport Air – Combustible AC .

Supposons que les produits de la combustion sont le CO_2 , H_2O , O_2 et N_2 avec la masse molaire de l'air $M_{air} = 29 \text{ Kg/mol}$

Solution

Ci-dessous un schéma d'éclaircissement de la réaction chimique de

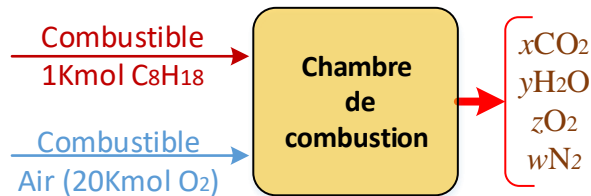
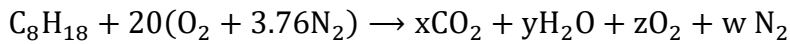


Fig.1.2 : Schématisation de la réaction de la combustion du C_8H_{18} avec l'air

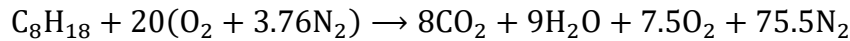
L'équation de la combustion est



Principe de conservation de la masse à chaque élément

- g) $C : 8 = x \rightarrow x = 8$
- h) $H : 18 = 2y \rightarrow y = 9$
- i) $O : 40 = 2x + y + 2z \rightarrow z = 7.5$
- j) $N : 20 \times 2 \times 3.76 = 2w \rightarrow w = 75.2$

L'équation de la combustion devient



Rapport Air/Combustible AC

$$AC = \frac{m_{Air}}{m_{Comb}}$$

La masse molaire de l'air $M_{Air} = 29 \text{ Kg/mol}$

Le nombre de mole d'air nécessaire N_{Air} pour obtenir 20Kmol (O_2)

$$N_{Air} = N_{O_2} + N_{N_2} = 20 + 20 \times 3.76 = 95.2 \text{ mol}$$

k) Masse d'air :

$$m_{Air} = N_{Air}M_{Air} = 95.2(\text{mol}) \times 29(\text{Kg/mol}) = 2760.8\text{Kg}$$

l) Masse combustible :

$$m_{Comb} = 8 \times 12 + 18 \times 1 = 96 + 18 = 114\text{Kg}$$

Donc

$$AC = \frac{m_{Air}}{m_{Comb}} = \frac{2760.8}{114} = 24.2 \text{ Kg}_{Air}/\text{Kg}_{Comb}$$

C'est-à-dire 24.2 Kg d'air sont utilisée pour brûler 1Kg d'octane.

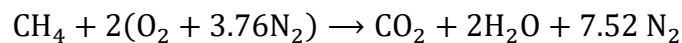
d) Combustion complète :

C'est la quantité d'air requise pour fournir l'oxygène nécessaire à la combustion complète du carbone et de l'hydrogène (et toute autre élément oxydable présent dans le combustible) s'appelle : *Air théorique* ou *Air stœchiométrique*

$$\left(\begin{array}{c} \text{Combustion} \\ \text{complète} \end{array} \right) \Leftrightarrow \left(\begin{array}{c} \text{Combustion} \\ \text{parfaite} \end{array} \right) \Leftrightarrow \left(\begin{array}{c} \text{Combustion complète} \\ \text{réalisé avec l'air théorique} \end{array} \right)$$

Exemple :

Soit la réaction d'oxydation complète du gaz de méthane (CH₄)



Pour une combustion complète

- ✓ CH₄ et O₂ : n'existant pas après la combustion (impossible en pratique)
- ✓ 1mol(CH₄) → 2mol(O₂) Théorique
- ✓ En masse d'air
- ✓ Dans la pratique (réel) pour brûler 1mol(CH₄) le nombre de mole de l'oxygène est supérieur a 2mol(O₂)

e) Combustion réel :

Dans la pratique la réalisation de la combustion théorique (parfait) est impossible. Pour réaliser une combustion au mois très proche à la combustion théorique il faut qu'on ajoute une quantité d'air supplémentaire ou encore un pourcentage d'air en excès a la quantité théorique.

$$\left(\begin{array}{c} \text{Masse d'air} \\ \text{réel} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Masse d'air} \\ \text{théorique} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \text{Masse d'air} \\ \text{en excès} \end{array} \right)$$

$$m_{a.r} = m_{a.th} + m_{a.xc}$$

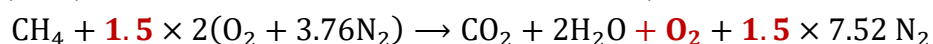
Remarque :

Dans les résultats de la combustion réelle à cause de l'excès d'air on trouve toujours de l'oxygène libre et une augmentation de la quantité de l'azote

Exemple:

Soit la combustion réelle du méthane CH₄ avec l'oxygène de l'air qui se réalise avec 50% d'air en excès a la combustion théorique. Alors

- a) Théorique : (100% pas d'excès d'air a la quantité théorique)
1mol(CH₄) → 2mol(O₂) Équivalent à 2 × 4.76 = 9,52mol(air)
- b) Pratique : (100 + 50 = 150% = 1.5 Avec Excès d'air)



- Théorique (Stœchiométrique masse d'air = masse théorique)

$$AC = \frac{m_{Air}}{m_{Comb}} = \frac{2 \times (1 + 3.76) \times 29}{1 \times (1 \times 12 + 4 \times 1)} = \frac{276.08}{16} = 17.255 \text{ Kg}_{Air} / \text{Kg}_{Comb}$$

- Pratique (Réel masse d'air théorique avec une quantité supplémentaire de 50%)

$$m_a = m_{a.th} + m_{a.xc}$$

$$AC = \frac{m_a}{m_{Comb}} = \frac{3 \times (1 + 3.76) \times 29}{1 \times (1 \times 12 + 4 \times 1)} = \frac{276.08}{16} = 17.255 \text{ Kg}_{Air} / \text{Kg}_{Comb}$$

f) Pouvoir calorifique :

C'est la quantité de chaleur libérée lorsqu'un combustible est brûlé entièrement durant une évolution avec écoulement permanent et que les produits sont ramenés à l'état des réactifs.

$$PC = |\bar{h}_c| = |\bar{h}_f| \equiv [kJ/Kg (\text{combustible})]$$

h_c Représente l'enthalpie de combustion et h_f l'enthalpie de formation.

On distingue deux types de PC selon l'état de l'eau (Liquide/Vapeur) qui se trouve dans les résultats de la combustion.

- ✓ PCS : Pouvoir calorifique supérieur lorsque l'eau se trouve sous forme liquide
- ✓ PCI : Pouvoir calorifique inférieur lorsque l'eau se trouve sous forme vapeur (gazeuse)

$$PCS = PCI + (m \cdot h_{fg})_{H_2O}$$

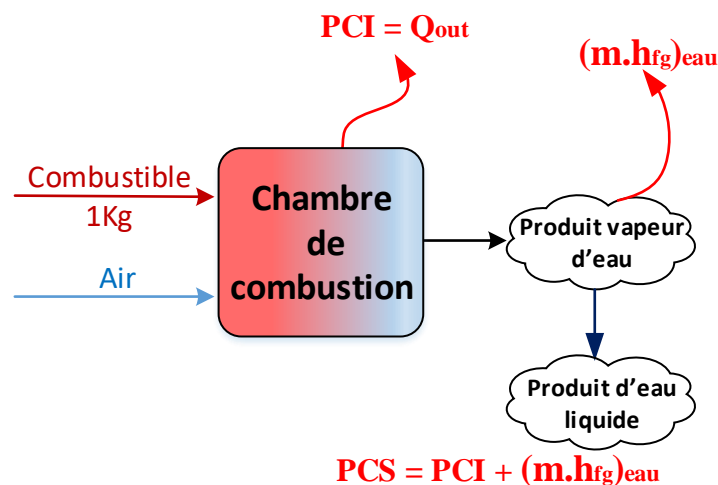


Fig.1.3 : Schéma explicative du pouvoir calorifique supérieur et inférieur

Avec

m : La masse d'eau présente dans les produits par kg combustible

h_{fg} Représente la chaleur latente de l'eau (ou Enthalpie de vaporisation/condensation) à la température et la pression de saturation donnée.

Exemple la chaleur latente à Etat de référence standard ($T = 25^\circ C$ et $P = 1atm$)

Exemple (Calcul de l'enthalpie de combustion) :

Déterminez l'enthalpie de combustion de l'octane liquide C_8H_{18} à 1atm et à $25^\circ C$ en utilisant les valeurs de l'enthalpie de formation donnée ci-dessous. Supposez que l'eau se trouve sous forme liquide dans les produits de la combustion.

Solution

Il faut déterminer l'enthalpie de combustion de l'octane liquide (C_8H_{18}) à 1atm et à $25^\circ C$. On utilise les valeurs de l'enthalpie de formation

Variables thermodynamiques	Enthalpie de formation à 1atm et $25^\circ C$
CO_2	-393520 kJ/Kmol
$H_2O(\text{liquide})$	-285830 kJ/Kmol
$C_8H_{18}(\text{liquide})$	-249950 kJ/Kmol

Tableau.1.7 Enthalpie de formation [2]

Analyse : la combustion de l'octane est illustrée dans le schéma de la figure ci-dessous.

L'équation stœchiométrique pour la réaction est

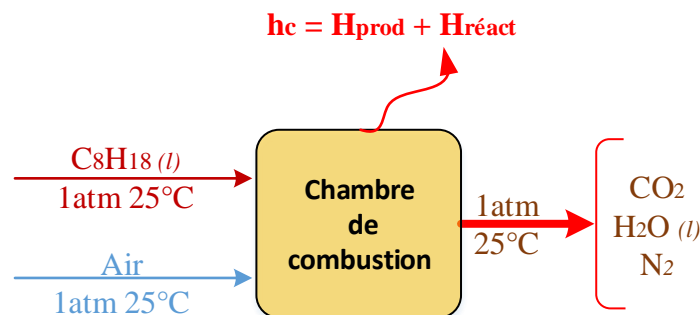
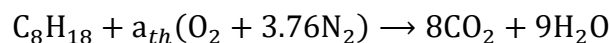


Fig.1.4 : Schéma explicative de la combustion du C_8H_{18} avec l'air

Les réactifs et les produits se trouvent à 1atm et $25^\circ C$ (Etat de référence standard). L'oxygène O_2 et l'azote N_2 sont des éléments stables. Par conséquent leurs enthalpie de formation est de zéro. Enthalpie de formation est définie par l'équation suivante

$$\bar{h}_C = H_{\text{prod}} - H_{\text{réact}}$$

On utilise cette équation pour estimer l'enthalpie de combustion de l'octane C_8H_{18}

$$\bar{h}_C = H_{\text{prod}} - H_{\text{réact}}$$

$$= \sum N_p \bar{h}_{fp} - \sum N_R \bar{h}_{fR} = (N_p \bar{h}_{fp})_{CO_2} + (N_p \bar{h}_{fp})_{H_2O} - (N_p \bar{h}_{fp})_{C_8H_{18}}$$

Soit, en substitution les valeurs numériques

$$\begin{aligned} \bar{h}_C &= (8\text{Kmol})(-393520 \text{ kJ/Kmol}) + (9\text{Kmol})(-285830 \text{ kJ/Kmol}) \\ &\quad - (1\text{Kmol})(-249950 \text{ kJ/Kmol}) = -47891 \text{ kJ/Kmol } C_8H_{18} \end{aligned}$$

Cette valeur est presque identique à la valeur de l'enthalpie de combustion de 47890 kJ/Kmol , l'enthalpie de combustion calculée ici correspond au pouvoir calorifique supérieur du C_8H_{18} car l'eau se présente sous forme liquide dans les produits de la combustion

Remarque :

Si les calculs sont refaits pour l'octane gazeux l'enthalpie de combustion devient -5512200 kJ/Kmol , soit -48255 kJ/Kg .

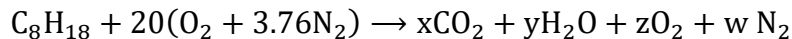
Application

Un kilomole d'octane (C_8H_{18}) est brûlée dans l'air qui contient 20 Kmol d'oxygène O_2 . Déterminez le nombre de moles de chacun des gaz qui constituent les produits de combustion et le rapport Air – Combustible AC .

Supposons que les produits de la combustion sont le CO_2 , H_2O , O_2 et N_2 avec la masse molaire de l'air $M_{\text{air}} = 29 \text{ Kg/mol}$

Solution

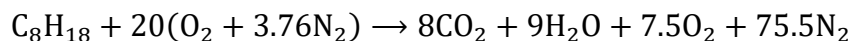
Ci-dessous un schéma d'éclaircissement de la réaction chimique de l'équation de la combustion est



Principe de conservation de la masse à chaque élément

- a) $\text{C} : 8 = x \rightarrow x = 8$
- b) $\text{H} : 18 = 2y \rightarrow y = 9$
- c) $\text{O} : 40 = 2x + y + 2z \rightarrow z = 7.5$
- d) $\text{N} : 20 \times 2 \times 3.76 = 2w \rightarrow w = 75.2$

L'équation de la combustion devient



$$\text{Rapport Air/Combustible } AC = \frac{m_{\text{Air}}}{m_{\text{Comb}}}$$

La masse molaire de l'air $M_{\text{Air}} = 29 \text{ Kg/mol}$

Le nombre de mole d'air nécessaire N_{Air} pour obtenir 20Kmol (O_2)

$$N_{\text{Air}} = N_{\text{O}_2} + N_{\text{N}_2} = 20 + 20 \times 3.76 = 95.2 \text{ mol}$$

e) Masse d'air :

$$m_{\text{Air}} = N_{\text{Air}} M_{\text{Air}} = 95.2(\text{mol}) \times 29(\text{Kg/mol}) = 2760.8\text{Kg}$$

f) Masse combustible :

$$m_{\text{Comb}} = 8 \times 12 + 18 \times 1 = 96 + 18 = 114\text{Kg}$$

Donc

$$AC = \frac{m_{\text{Air}}}{m_{\text{Comb}}} = \frac{2760.8}{114} = 24.2 \text{ Kg}_{\text{Air}}/\text{Kg}_{\text{Comb}}$$

C'est-à-dire 24.2 Kg d'air sont utilisées pour brûler 1Kg d'octane.

I.6. Exercices

Exercice N° 1

- a) Quelles sont les conditions « normales » de pression et de température ?
 b) Quelles sont les conditions « standards » de pression et de température ?

Exercice N°2

Quelle est la quantité d'énergie libérée par la combustion de 10 L d'octane (C_8H_{18}), un des principaux constituants de l'essence ? La combustion de l'octane est une réaction exothermique avec $\Delta H_c^0 = -5464$ kJ/mol, la masse volumique de l'Octane est : $\rho = 0.698$ kg/L et la masse molaire $M = 114.22852$ g/mol.

Exercice N°3

Calculez l'enthalpie standard de formation ΔH_f^0 de l'hexane (C_6H_{14}) à partir de son enthalpie de combustion. $\Delta H_f^0(CO_2) = -394$ kJ/mol ; $\Delta H_f^0(H_2O, \ell) = -286$ kJ/mol ; $\Delta H_c^0(C_6H_{14}) = -4158$ kJ/mol

Exercice N°4

Un gramme de benzène (C_6H_6) dégage en brûlant environ. 41.9 kJ (formation de H_2O liq) . Les enthalpies de formation du CO_2 de H_2O étant connues, calculer l'enthalpie de combustion du benzène ainsi que son pouvoir calorifique et son enthalpie de formation.

$$\Delta H_f^0(CO_2) = -394 \text{ kJ/mol}$$

$$\Delta H_f^0(H_2O, \ell) = -286 \text{ kJ/mol}$$

Exercice N°5 :

Déterminer les pouvoirs calorifiques à pression constante (PCI et PCS) du méthane CH_4 , les grandeurs seront évaluées par unité de combustible (m^3), le méthane est assimilé à un gaz parfait dans les conditions normales.

On donne les enthalpies suivantes

$$\Delta H_r(CH_4) = -892.66 \text{ kJ/mol (l'eau formée étant à l'état liquide)}$$

$$L_{vap}(H_2O) = 44 \text{ kJ/mol}$$

Exercice N°6 :

Déterminer, à l'aide des données ci-dessous, la chaleur dégagée par la combustion complète d'une mole de méthane dans les conditions standards (25°C).

Remarque : En ramenant les Produits de combustion à 25°C, il ya **condensation** de l'eau.

Espèces chimiques	O ₂ (g)	H ₂ O (l)	CO ₂ (g)	CH ₄ (g)
ΔH_f° (kJ/mol)	0	-285.0	-393.5	-74.8

Exercice N°7

- Calculez la chaleur de réaction complète d'une mole de méthane, dans les conditions de pression égale à 1 bar et à T=273 K, l'eau formée étant à état liquide.

$$\Delta H_c^\circ(\text{CH}_4) = -890.31 \text{ kJ/mol}$$

Quelle est la quantité d'énergie libérée par la combustion (en kJ) de 10 m³ de méthane ? La masse volumique de méthane $\rho = 0,6709 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$, La masse molaire de méthane $M = 16,0425 \text{ g/mol}$. Les capacités thermiques molaires (Cp) à pression constante en $\text{J}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{mol}^{-1}$

CO ₂ (g)	H ₂ O (l)	O ₂ (g)	CH ₄ (g)
32,2 + 22.10 ⁻³ T	75,4	28+4,2.10 ⁻³ T	35,75

Exercice N° 8

Un bruleur utilise un mélange de (air + Ethane)

a) Ecrire la réaction de combustion complète d'un hydrocarbure brute C_xH_y

b) Ecrire l'équation-bilan de la combustion complète de l'Ethane (C₂H₆)

c) Calculer le volume d'air (air stœchiométrique) nécessaire à la combustion complète de 10 m³ d'Ethane.

Exercice N° 9

On introduit dans une chambre de combustion du Butane (C₄H₁₀) à 25°C et de l'air pur à 7°C. On suppose que la combustion se fait avec une quantité d'air excédentaire égale à 50 % et le débit massique de propane est égal à 0,025 kg/min. Ainsi, l'analyse des produits de réaction révèle que : 80 % de l'hydrogène provenant du fuel produira de l'H₂O. 20 % de l'hydrogène provenant du fuel produira du OH. 70 % du carbone provenant du fuel produira du CO₂. 30 % du carbone provenant du fuel produira du CO. Écrire l'équation de réaction Butane /air pour un mélange stœchiométrique. Déduire les rapports (air/fuel) molaire et massique pour un mélange stœchiométrique. Écrire l'équation de réaction Butane /air avec les 80% d'excès d'air. Déduire le rapport (air/fuel). Quel est le débit d'air nécessaire à cette combustion.

Exercice N° 10

- 1°) Écrire et équilibrer l'équation de combustion du butane
 - 2°) Calculer en Nm^3 la quantité d' O_2 strictement nécessaire pour effectuer la combustion d'un kg de butane
 - 3°) La combustion complète d'un kg de butane est réalisée avec de l'air en excès de 10% par rapport à la stochiométrie. Calculer le nombre de moles de chaque constituant contenu dans les fumées.
 - 4°) La combustion d'une mole de butane à 25°C dégage 2636.7 kJ (les produits de la combustion étant ramenés à 25°C et l'eau étant produite à l'état vapeur). Rappeler la définition du PCI et calculer le PCI du butane.
 - 5°) Rappeler la définition du PCS et calculer le PCS du butane.
- Données: Chaleur latente de vaporisation de l'eau à 25°C : $44 \text{ kJ}\cdot\text{mol}^{-1}$. Masse molaire du butane: $58.12 \text{ g}\cdot\text{mol}^{-1}$.

Exercice N° 11

- Un mélange gazeux a la composition suivante (en vol): 50% de dihydrogène, 10% de monoxyde de carbone, 30% de méthane et 10% de diazote.
- a) Quel volume d'air faut-il pour brûler 1 m^3 de ce gaz et quel volume de gaz carbonique dégagera cette combustion ?
 - b) Calculer le pouvoir calorifique de ce gaz (inf. et sup. c'est à dire en considérant respectivement la formation d'eau liquide ou gazeuse).

Exercice N° 12

Un gramme de benzène dégage en brûlant env. 41.9 kJ (formation de H_2O liq). Les enthalpies de formation du CO_2 et de H_2O étant connues, calculer l'enthalpie de combustion du benzène ainsi que son pouvoir calorifique et son enthalpie de formation.

Exercice N° 13

Soit l'équation $\text{C} + \text{H}_2\text{O} = \text{CO} + \text{H}_2$. Calculer l'enthalpie de cette réaction, l'enthalpie de formation de la vapeur d'eau ainsi que celle de CO étant connues. Calculer l'enthalpie de combustion du mélange gazeux obtenu ainsi que son pouvoir calorifique inf. et sup.

Exercice N° 14

On introduit dans un eudiomètre (appareil servant à l'analyse et à la synthèse des mélanges gazeux) 20 cm^3 d'un mélange d'hydrogène, de méthane et d'éthylène (C_2H_4). On ajoute 60 cm^3 d'oxygène. Après la combustion, le résidu gazeux est de 42 cm^3 , dont 26 cm^3 sont absorbés par la potasse (le CO_2). Quelle est la composition du mélange initial?

Exercice N° 15

- Un mélange gazeux a la composition suivante (en vol): 50% d'hydrogène, 10% d'oxyde de carbone, 30% de méthane et 10% d'azote.
- a) Quel volume d'air faut-il pour brûler 1 m^3 de ce gaz et quel volume de gaz carbonique dégagera cette combustion ?
 - b) Calculer le pouvoir calorifique de ce gaz (inf. et sup.

Exercice N° 16

On introduit dans un eudiomètre (appareil servant à l'analyse et à la synthèse des mélanges gazeux) 20 cm^3 d'un mélange d'hydrogène, de méthane et d'éthylène (C_2H_4). On ajoute 60 cm^3 d'oxygène. Après la combustion, le résidu gazeux est de 42 cm^3 , dont 26 cm^3 sont absorbés par la potasse (le CO_2). Quelle est la composition du mélange initial?

Exercice N° 17

On recueille un volume de 1 m^3 de gaz (composé de CO_2 , CO et H_2) en faisant passer de la vapeur d'eau sur du carbone chauffé au rouge. On constate qu'il faut 400 l d'oxygène pour le brûler entièrement. Quelle est la composition du mélange gazeux initial?

Exercice N° 18

On brûle du méthane et on recueille $3,23 \text{ g}$ d'eau. La chaleur dégagée est de $80,4 \text{ kJ}$. Déduire de ces données l'enthalpie de formation du méthane.

Exercice N° 19

Deux gramme de benzène (C_6H_6) dégage en brûlant environ 84 kJ (formation de H_2O liq) . Les enthalpies de formation du CO_2 de H_2O étant connues

- Calculer l'enthalpie de combustion du benzène ainsi et son enthalpie de formation.
- Déterminer les pouvoirs calorifiques à pression constante (PCI et PCS) de benzène

On donne les enthalpies suivantes

$$\Delta H_0^f (\text{CO}_2) = -394 \text{ kJ/mol}$$

$$\Delta H_0^f (\text{H}_2\text{O}, \ell) = -286 \text{ kJ/mol}$$

$$L_{\text{vap}} (\text{H}_2\text{O}) = 44 \text{ kJ/mol}$$

Exercice N° 20

La combustion complète d'un volume $V = 780 \text{ mL}$ de butane libère une énergie $E = 92,1 \text{ kJ}$.

La masse volumique du butane est $\rho = 2,48 \text{ g.L}^{-1}$.

- a. Calculer la masse de butane mise en jeu.
- b. En déduire le pouvoir calorifique du butane

Exercice N° 21

Soit 1 Volume d'éthanol ($\text{C}_2\text{H}_6\text{O}$) brûlée dans l'air qui contient 20 Volume d'oxygène O_2 .

Déterminez :

- 1) Le nombre de moles de chacun des gaz qui constituent les produits de la combustion
- 2) Le rapport Air/Combustible AC.

On vous donne :

- Les produits de la combustion : CO_2 , H_2O , O_2 et N_2 ,
- Les masses molaires en (g/mol) de l'air

$$M_{(\text{air})} = 29, \text{ Carbone } M_{(\text{C})} = 12, \text{ Oxygen } M_{(\text{O})} = 16,$$

$$\text{Hydrogene } M_{(\text{H})} = 1 \text{ et l'Azote } M_{(\text{N})} = 14$$

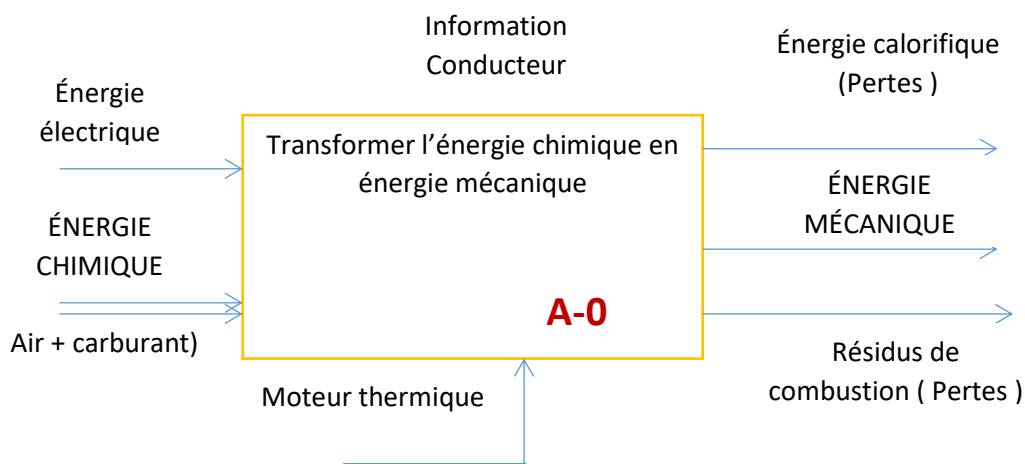
-

Chapitre II. La thermodynamique des cycles moteurs

Chapitre II. La thermodynamique des cycles moteurs

II.1. Introduction

Le moteur transforme l'énergie contenue dans le carburant en énergie mécanique. Pour libérer l'énergie chimique potentielle du carburant, il est nécessaire d'effectuer une transformation chimique appelée combustion. Par la combustion, le carburant est transformé en énergie calorifique ou thermique. Cette énergie thermique est enfin transformée en travail mécanique. Celui-ci étant ensuite appliqué aux roues motrices par l'intermédiaire de la transmission. La transformation en chaleur se produisant à l'intérieur même du moteur, nous appellerons celui-ci moteur thermique à combustion interne (voir le niveau A-0).



II.2. Brève Historique

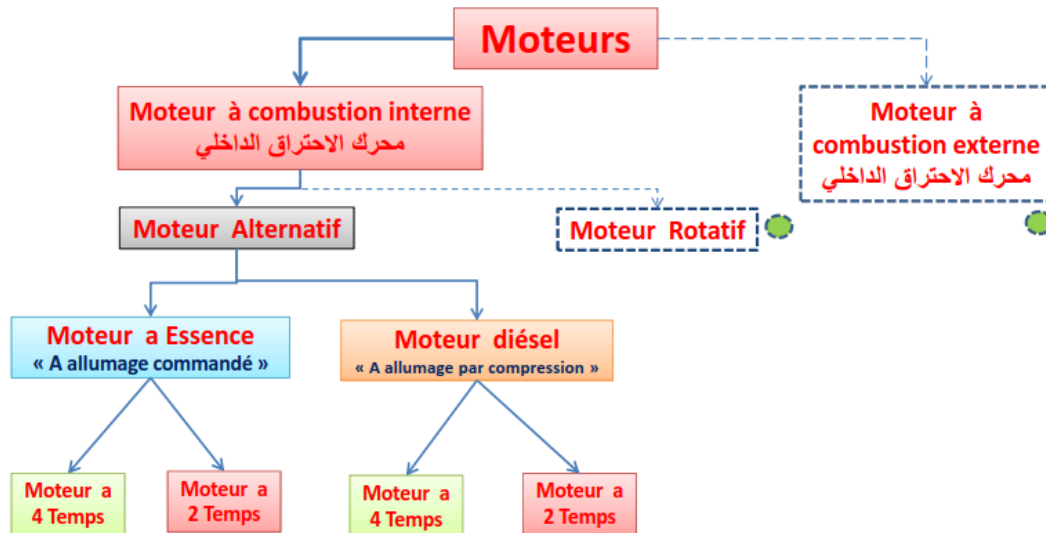
- ☞ 1860 : Cycle de **Lenoir** moteur à deux temps avec piston à double effet, la pression agissant à chaque demi-tour sur l'une des faces du piston.
- ☞ 1862 : Cycle de **Beau de Rochas**. Il propose un moteur à quatre temps. La même année **Otto** (Allemagne) réalise le moteur à quatre temps.
- ☞ 1892 : 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 comprime. Son moteur commencera à fonctionner avec une injection d'huile lourde.

II.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 :



1) Les moteurs fournissant un couple sur un arbre.

✓ Moteurs thermiques à combustion interne à pistons alternatifs

Les moteurs alternatifs peuvent être classés de différentes manières. Les principales formes de classification sont les suivantes :

- Selon la disposition des cylindres dans le moteur
- Selon le déplacement
- Selon le taux de compression
- Selon le rapport diamètre/course
- Selon le nombre de mouvements de chaque cycle

Les moteurs à combustion sont en outre classés de deux manières :

Moteurs à allumage commandé. Il est également connu sous le nom de moteur à essence, moteur Otto ou moteur à combustion interne. Dans ce cas, la bougie d'allumage initie la combustion du carburant.

- Le moteur diesel. Il est également connu sous le nom de moteur à allumage par compression. Dans le moteur diesel, l'air à l'intérieur du cylindre est comprimé, lorsqu'il est comprimé, il se réchauffe permettant au carburant de s'enflammer.



Fig II.1 Schéma de principe MCI à piston alternatifs[13]

✓ **Moteurs thermiques à combustion interne à Pistons Rotatifs**

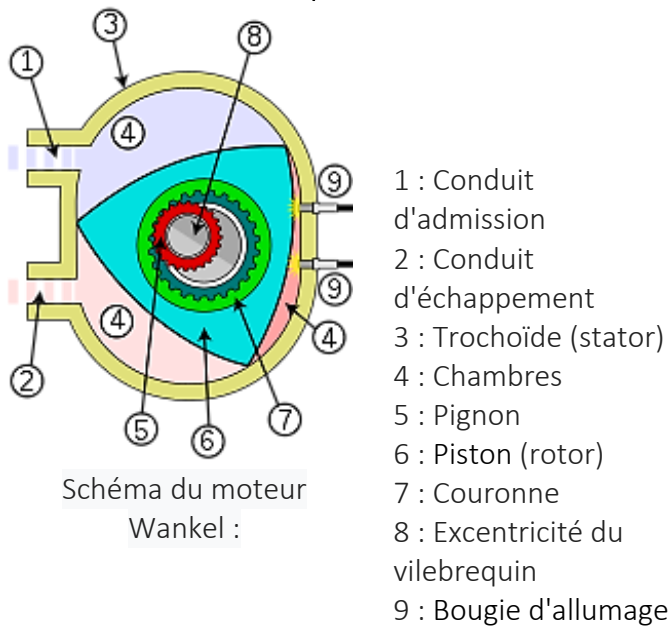


Fig II.2 : Schéma de principe MCI à piston rotatif[1]

✓ **Turbines à gaz.**

Les moteurs alternatifs présentent des inconvénients (vibrations, pertes d'énergie dans l'embellage, pertes de chaleur à chaque aller et retour du piston, etc). Pour éviter cela, on utilisera l'écoulement d'un gaz dans une turbine pour produire le travail mécanique.

Une turbine à gaz (ou à combustion) est une machine thermique qui fonctionne schématiquement comme l'indique le dessin ci-dessous (Fig.II.5).

L'air pris à l'atmosphère ambiante subit d'abord une compression sensiblement adiabatique dans un turbo compresseur. On injecte par pulvérisation le combustible (fuel, kérosène) et le mélange air combustible ainsi obtenue est brûlé dans une chambre de combustion sous pression sensiblement constante. Les gaz brûlés sont ensuite détendus dans les aubes fixes d'une turbine et leur énergie cinétique est communiquée aux aubes mobiles solidaires de l'arbre moteur où est monté le compresseur. Une partie du travail obtenu pendant la détente est ainsi utilisée pour entraîner le compresseur. L'arbre commun est relié à une boîte de réduction relié à l'arbre de sortie. Si l'on a une turbine équipant un avion, l'arbre de sortie fait tourner l'hélice et on a un turbo propulseur. Si la détente est fractionnée, on détend le gaz dans une turbine simplement pour faire tourner le compresseur et ensuite, la fin de la détente se fait dans une tuyère où le gaz prend de l'énergie cinétique et il sort du moteur à grande vitesse, on a alors un moteur à réaction ou turboréacteur.

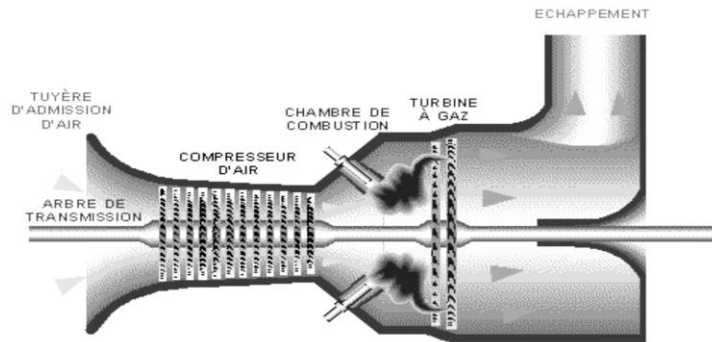


Fig.II.3 : Principe d'une turbine à gaz[5]

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

II.4. MCI à piston alternatifs

II.4.1 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.

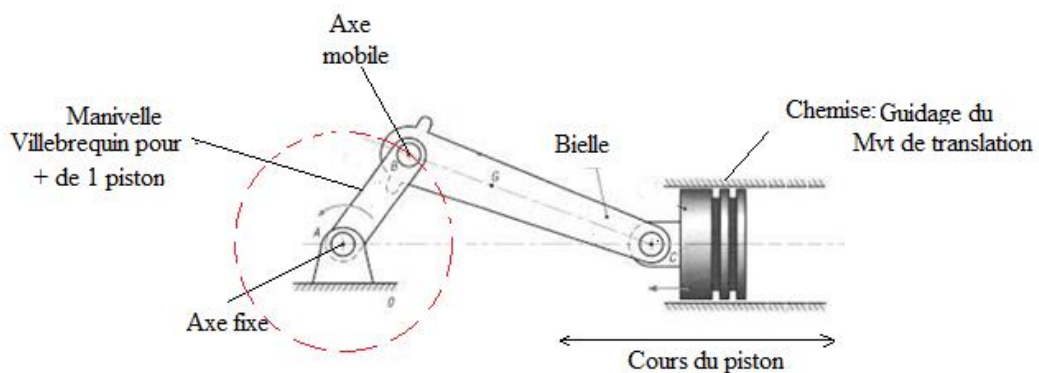


Fig.II.4: Système biellemanivelle

b) Composon principale du moteur a combustion interne alternatifs

- 1 - Pompe à eau
- 2 - Courroie distribution
- 3 - Soupape
- 4 - Arbre à cames
- 5 - Bougie
- 6 - Injecteur
- 7 - Culasse
- 8 - Allumeur
- 9 - Boîtier sortie d'eau
- 10 - Reniflard

- 11 - Tubulure d'admission
- 12 - Volant moteur
- 13 - Carter moteur
- 14 - Bielle
- 15 - Carter d'huile
- 16 - Filtre à huile
- 17 - Pompe à huile
- 18 - Vilebrequin
- 19 - Piston
- 20 - Chemise

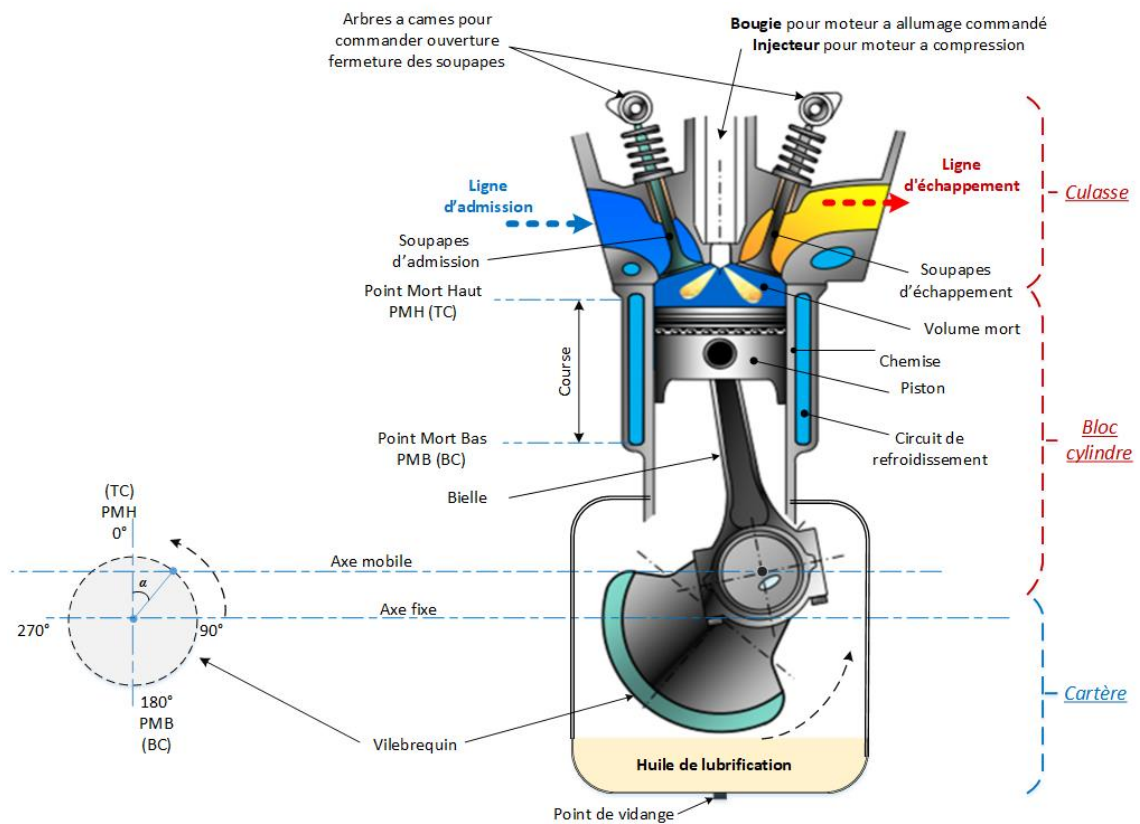
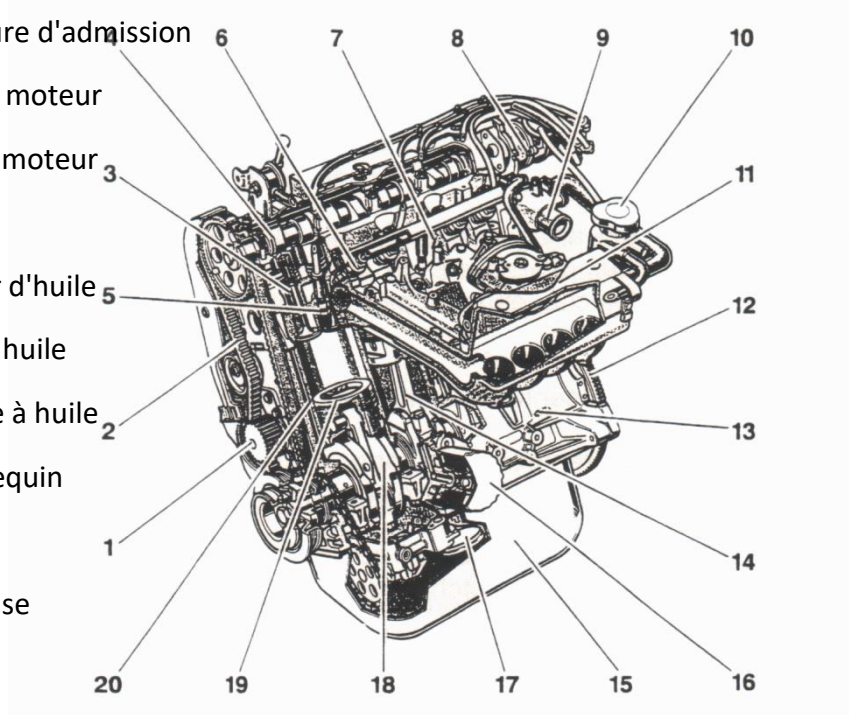


Fig.II.5 Composition principale du moteur a combustion interne alternatifs[1]

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.

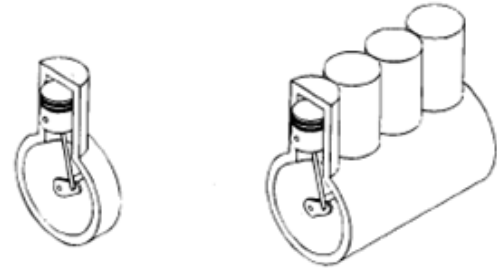
■ Multicylindres:

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

■ Disposition des cylindres

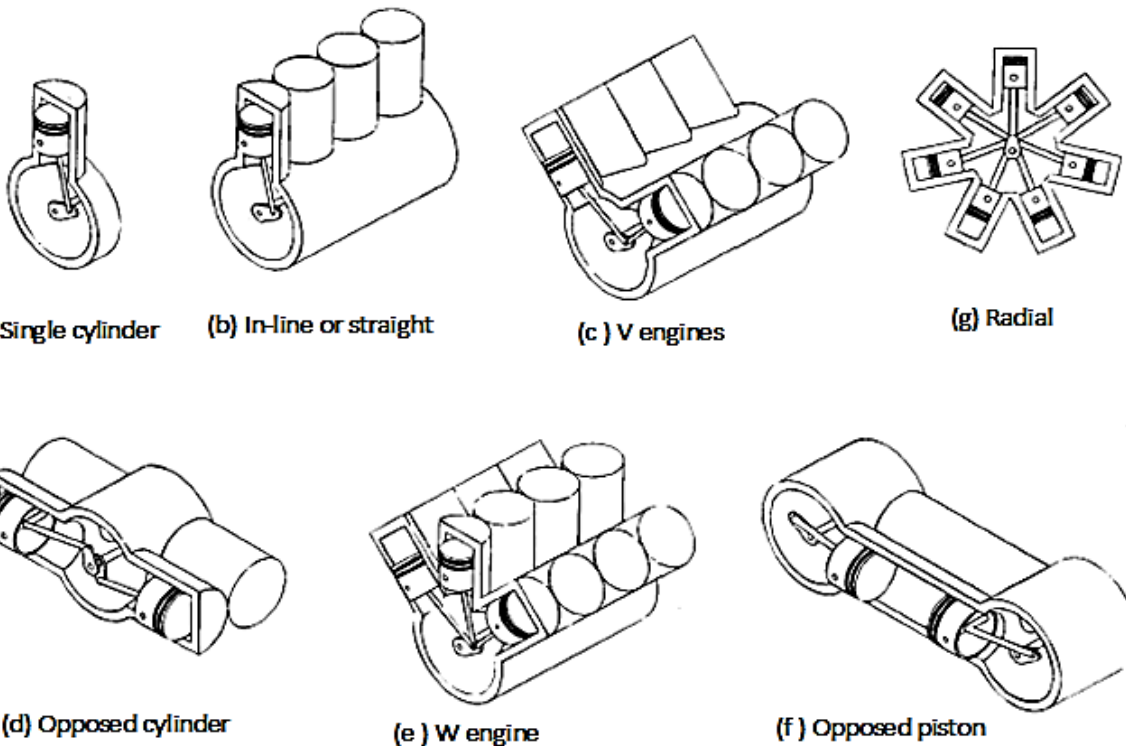
On peut trouver les configurations suivantes :

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



MCI: Monocylindre

MCI: Multicylindres



(a) Single cylinder

(b) In-line or straight

(c) V engines

(g) Radial

(d) Opposed cylinder

(e) W engine

(f) Opposed piston

Fig. II. 6 Différentes disposition des cylindres dans un MCI a piston alternatif

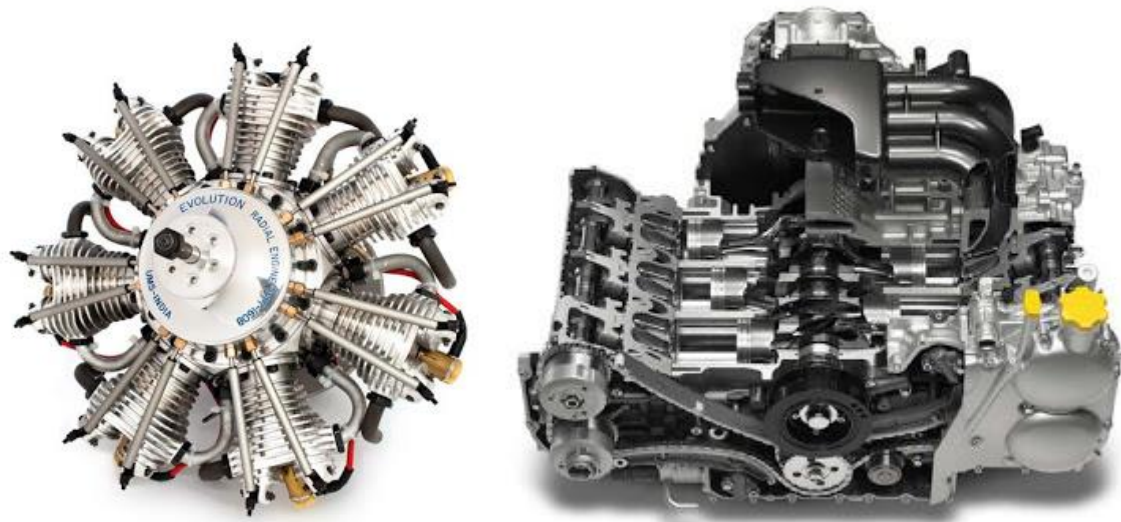
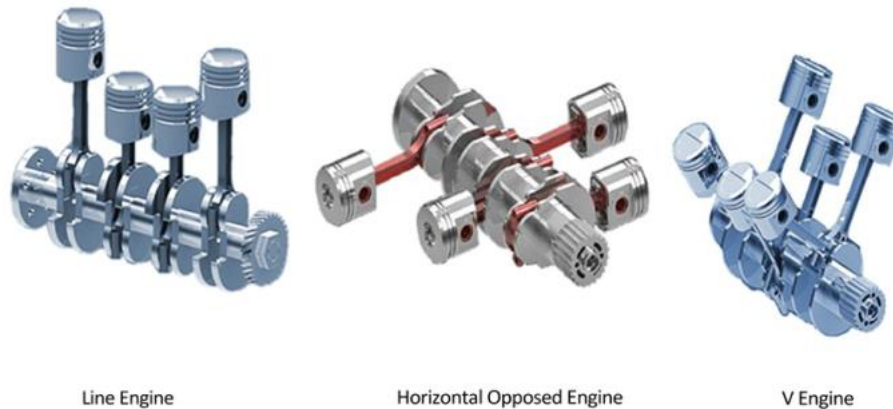


Fig.II. 7 Moteur cylindre étoile 7 cylindre et Moteur à plat a quatre cylindres[1]



Moteur en ligne, Moteur à plat, Moteur en V [1]

Fig.II. 8 Position des cylindres

II.4.2 .Moteurs essence et moteur a Diesel (caractéristique 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

II.5 Cycles thermodynamique

II.5.1 Opérations fondamentales

a) Les moteurs à quatre temps : qui réalisent le cycle en quatre courses de piston et deux tours de vilebrequin, Les quatre phases de fonctionnement du moteur ont été définies dès 1862 par Beau de Rochas. Dans notre cas, le cycle comprend quatre phases ou temps :

Première phase : admission : aspiration d'air ou de mélange d'air et d'essence.

Deuxième phase : compression : de l'air ou du mélange.

Troisième phase : inflammation et détente: inflammation rapide provoquant la détente du gaz (temps moteur).

Quatrième phase : échappement : évacuation des gaz brûlés

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

b)-Les moteurs à deux temps : qui réalisent ce cycle en deux courses de piston et un seul tour de vilebrequin,

Le cycle se décompose ainsi⁵ :

1. Compression, combustion, détente puis échappement avec transfert du mélange combustible frais par la fenêtre de transfert ;
2. Admission, aspiration puis compression du mélange dans la partie basse du moteur

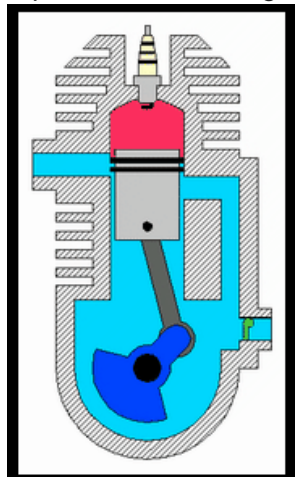


Fig.II. 9 Fonctionnement d'un moteur à deux temps[1]

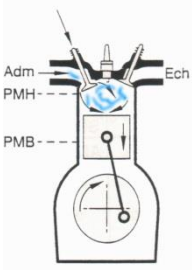
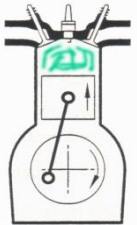
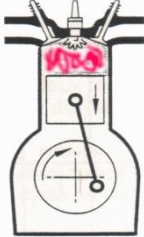
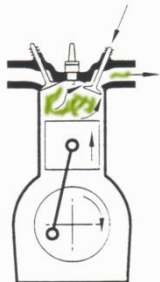
TEMPS	DEPLACEMENTS		POSITIONS SOUPAPES		OPERATIONS
	Schéma	Piston et vilebrequin	Adm.	Ech.	
ADMISSION		Le piston descend 180°	O	F	Le piston en descendant crée une baisse de pression qui favorise l'aspiration des gaz.
COMPRESSION		Le piston monte 180°	F	F	Le piston comprime les gaz jusqu'à ce qu'ils n'occupent plus que la chambre de combustion (pression + chaleur).
COMBUSTION DETENTE		Le piston descend 180°	F	F	L'étincelle d'une bougie (ou l'injection de gazole comprimé) enflamme le mélange. La chaleur dégagée dilate le gaz qui pousse violemment le piston vers le bas. TEMPS MOTEUR
ECHAPPEMENT		Le piston monte 180°	F	O	En remontant, le piston chasse les gaz brûlés devant lui. A ce moment, le moteur se trouve à nouveau prêt à effectuer le premier temps.

Table.II.1 L'ensemble des phases qui se succèdent dans le moteur.

c)-Les moteurs rotatifs : dont le mouvement rectiligne alternatif du piston classique est remplacé par la rotation d'un organe jouant le rôle d'un piston. Il réalise le cycle en un tour de piston

Contrairement au moteur à piston, au mouvement linéaire dans un cylindre, le moteur Wankel n'utilise pas de système bielle-manivelle. Il n'engendre aucun mouvement alternatif, ce qui réduit les transformations de mouvement, les frottements, les vibrations et le bruit

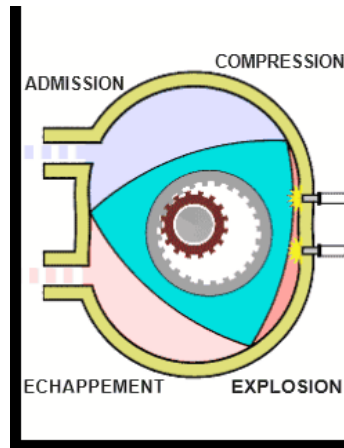


Fig.II. 10 : Le moteur Wankel est un moteur à piston rotatif[2]

II.5.2 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 :

a) Cycle thermodynamique théorique :

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

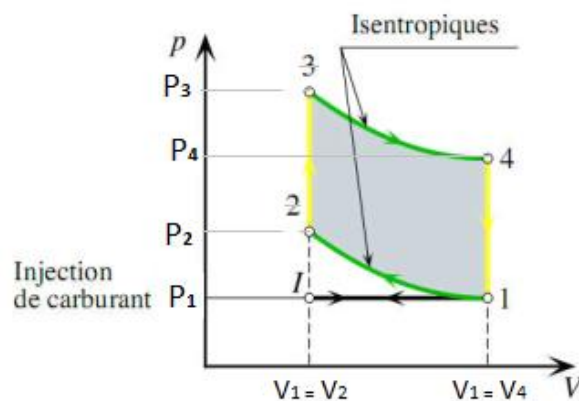


Fig. II. 11: Diagramme P.V Cycle d'OTTO

- 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 a 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} .

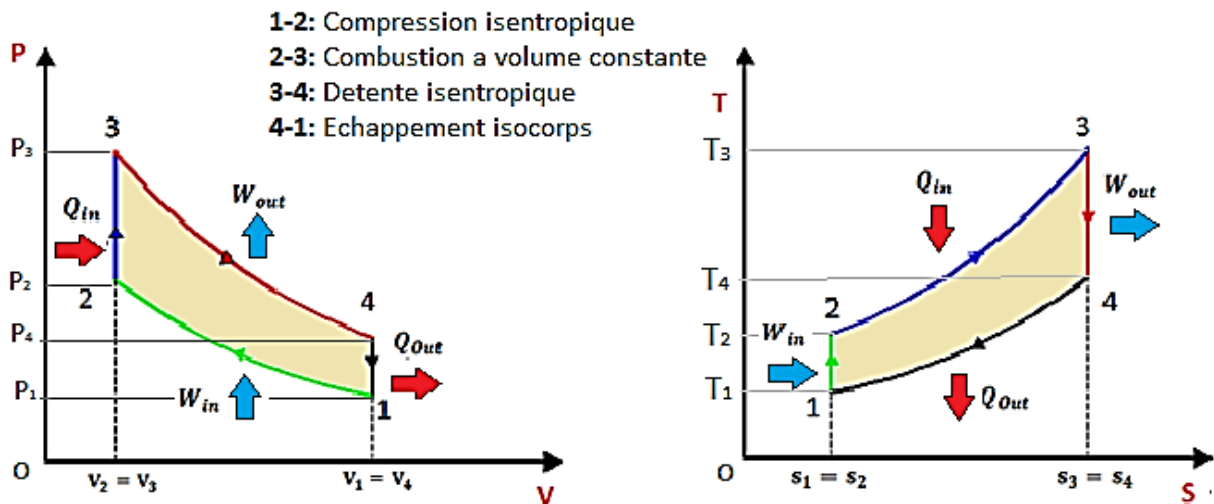


Fig. II. 12 : Diagramme P.V et (T.S) de Cycle d'OTTO

■ Le rapport de compression volumique est défini par

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

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 a 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:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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 défini 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

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

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

Et encore, si on suppose que

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

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

D'où

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

Pour les évolutions adiabatique ($PV^\gamma = \text{Const}$) 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

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

Or

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

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

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

Si on suppose

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

Donc, on aura

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

II.5.3 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 :

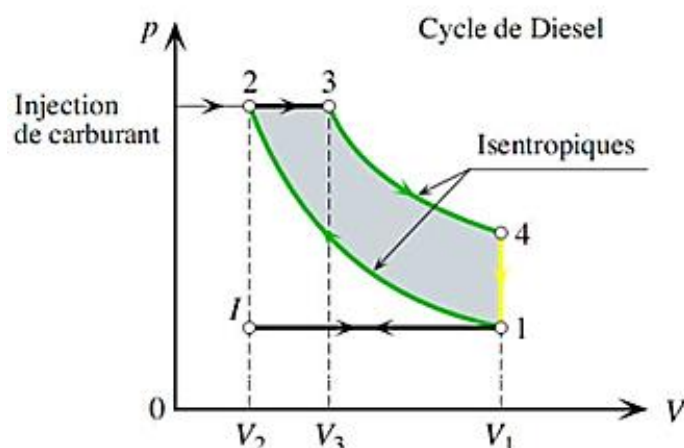


Fig.II.13:Cycle théorique d'un moteur Diesel

- 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.

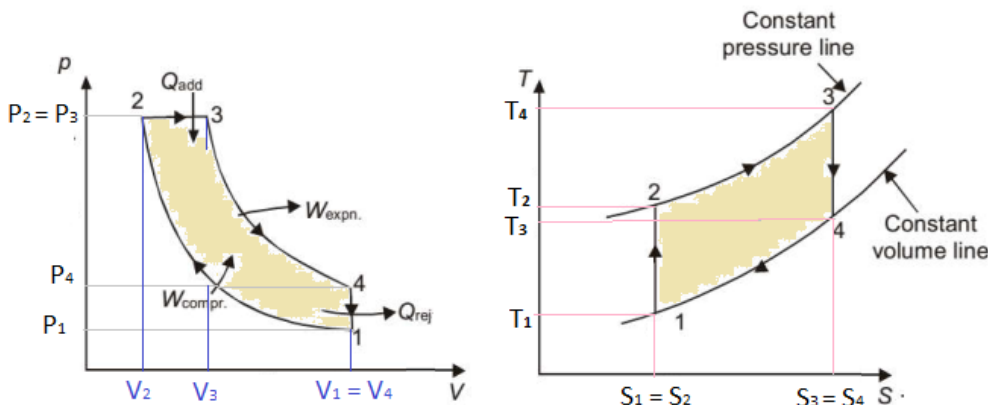


Fig. II.14 : Diagramme (P, V) et (T,S) du Cycle théorique d'un moteur Diesel

- Le rapport de compression volumique est défini par

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

La transformation 2-3 est isochore à volume constante ($V_2 = V_3$) 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 :

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

Ainsi le rapport de détente volumétrique est défini par

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

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 chaleurs 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 ϵ et ρ . Ecrivons nous la température (T_4, T_3 et T_2) on 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

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

→ 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

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

→ 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

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

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

D'où

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

Le rendement s'écrit alors :

Ou encore

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

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

■ **Pression effective moyenne**

La pression moyenne effective est défini par

$$w_{net} = \frac{P_3V_3 - P_4V_4}{\gamma - 1} + P_2(V_3 - V_2) - \frac{P_2V_2 - P_1V_1}{\gamma - 1}$$

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

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

Or

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

D'où

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

Finalement

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

II.5.4. Cycle de Sabathé (Cycle mixte)

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

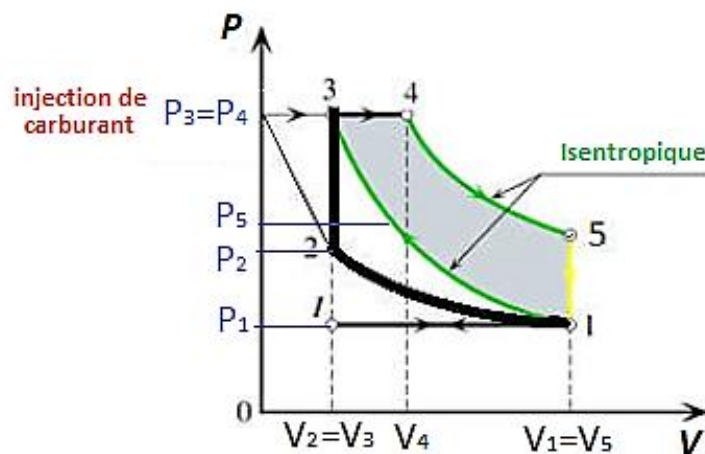


Fig.II.15: Diagramme (P, V) Cycle théorique Sabathé

- A. 1→1 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→I Les gaz brulés sont évacués.

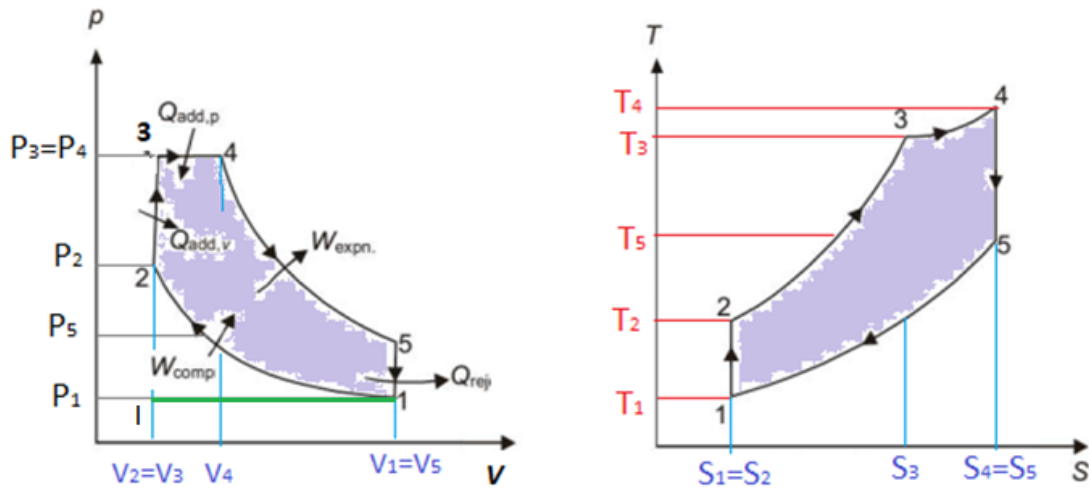


Fig.II.16: Diagramme (P, V) et (T, S) du Cycle théorique Sabathé

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

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

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 a volume constante de gaz.
- C_{pg} : est la chaleur spécifique a 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)

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

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

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

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

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

→ 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

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

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

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

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

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

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 composés

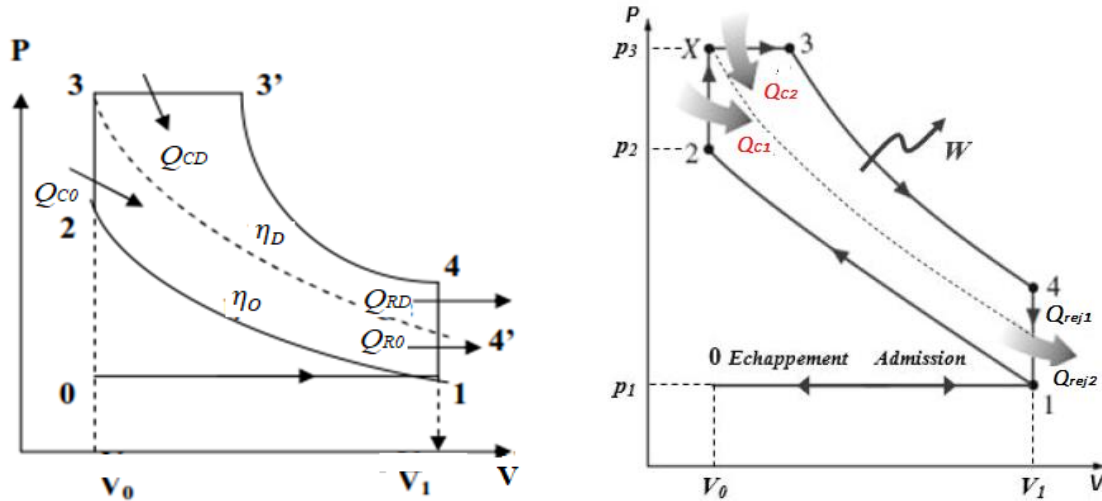


Fig.II. 17. Cycle mixte

- ✓ (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

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

II.6 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.

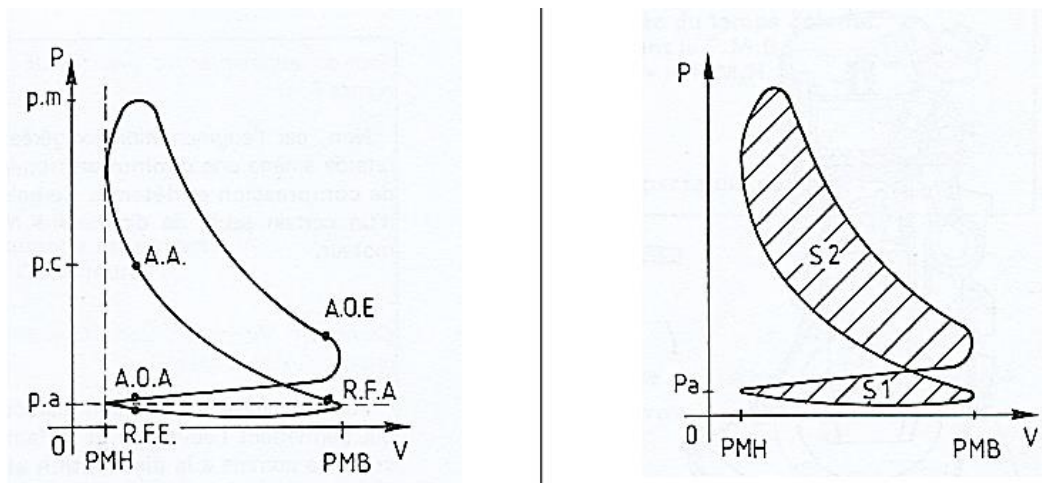


Fig. II.18. Diagramme réel après réglage

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.

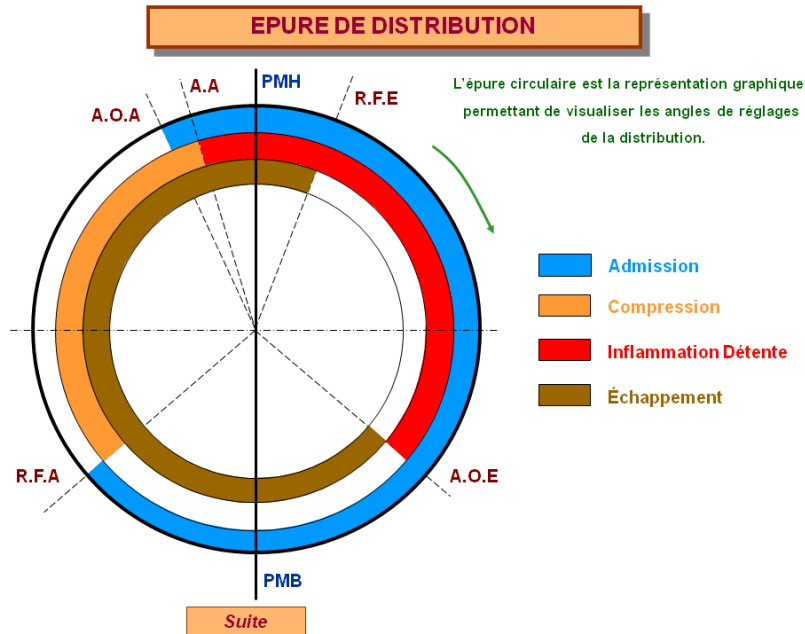


Fig. II.19 : Épure de distribution

II.6.1 Comparaison entre les moteurs 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
Échappement	700 - 985°C	370- 485°C
Efficacité	22 à 28	32 à 38

Tableau II. 2 : comparaisons les moteurs à quatre temps à essence et diesel

II. 7 . Exercices

Exercice 1

Une masse d'air de 1 kg prise dans l'état initial 1 (1bar, 17°C) subit les transformations suivantes :

- Compression adiabatique réversible 1-2 jusqu'à la pression $P_2 = 10 \text{ bars}$;
- Détente isobare 2-3 au cours de laquelle le gaz reçoit une quantité de chaleur $Q = 100 \text{ kcal/kg}$;
- Détente isotherme 3-4 jusqu'à la pression initiale ;
- Compression isobare 4-1 jusqu'à l'état initial.

- Déterminer les paramètres (P, V, T) de l'air à chaque point du cycle.
- Représenter le cycle 1-2-3-4 sur le diagramme de Clapeyron (P, V)
- Calculer le travail échangé le long de chacune des transformations partielles.
- Déduire le travail total échangé avec le milieu extérieur
- Déterminer la quantité de chaleur échangée le long du cycle.

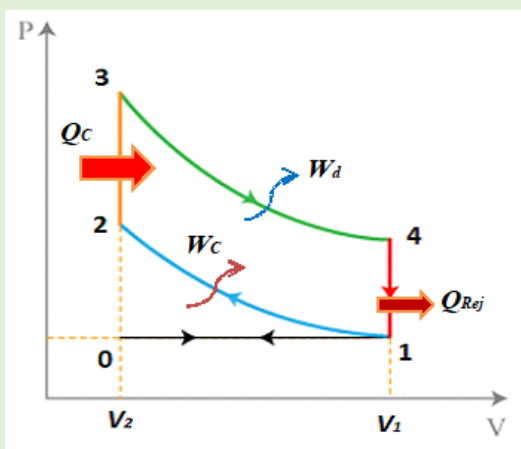
On donne : $C_p = 0,244 \text{ kcal/kg.deg}$; $C_v = 0,175 \text{ kcal/kg.deg}$; $\gamma = 1,4$; $r = 287,1 \text{ J/kg.deg}$

Exercice 2

Un moteur à combustion interne II fonctionne suivant le cycle de Beau de Rochas ou cycle d'Otto. Il est caractérisé par, le taux de compression volumétrique $r = 9$ et les températures $T_1 = 293\text{K}$ et $T_3 = 1220\text{K}$

- Tracer schématiquement ce cycle de Beau de Rochas dans diagramme de Clapeyron en faisant figurer, les points (0, 1, 2, 3 et 4), les entrées et les sorties.
- Écrire le bilan thermique du cycle
- Calculé les quantités des chaleurs et travaux échangées avec le cycle.
- Donner l'expression et la valeur du rendement de ce moteur
- Calculer le rendement (par rapport au moteur de Carnot idéal) de ce cycle.

AN : Pour l'application numérique, on considère : Le mélange air/carburant est un fluide parfait $\gamma = 1.4$



Exercice 3

Le moteur à explosion est un moteur à combustion interne dont l'allumage est commandé par des bougies. Il fonctionne suivant le cycle de Beau de Rochas. Ce peut être décrit en quatre temps :

- un cylindre admet le mélange à travers une soupape d'admission dans un volume V_A (portion IA du cycle);
- les soupapes sont fermées et le mélange subit une compression isentropique jusqu'à un volume V_B (portion AB). Au point B se produit l'explosion du mélange qui augmente la pression de B à C;
- les soupapes sont toujours fermées et les produits de la combustion subissent une détente isentropique en repoussant le piston jusqu'à sa position initiale (portion CD);
- La soupape d'échappement s'ouvre : la pression chute brutalement (portion DA), et les gaz brûlés sont évacués.

Le cycle est caractérisé par le taux de compression volumétrique r qui vaut: $r = \frac{V_A}{V_B}$. Les températures du mélange en A et C valent $T_A = 293 \text{ K}$ et $T_C = 1220 \text{ K}$.

- Tracer schématiquement ce cycle de Beau de Rochas dans le diagramme de Clapeyron, en faisant figurer les 5 points I, A, B, C, et D.
 - Identifier sur le cycle les quantités de chaleur échangées et leurs signes, les travaux fournis et leurs signes, et écrire le bilan thermique sur un cycle.
 - Donner l'expression des quantités de chaleur échangées et donner l'expression de l'efficacité η_m de ce moteur thermique. Faire l'application numérique.
 - Montrer que l'efficacité de ce moteur ne dépend que du taux de compression r .
 - Calculer le rendement (par rapport au moteur de Carnot idéal) de ce cycle.
- Pour l'application numérique, on considère: $\gamma = 1,4$ et $r = 9$.

Exercice 4

Un moteur Diesel est un moteur à combustion interne dont l'allumage se fait par une compression élevée. Il fonctionne suivant le cycle Diesel qui est constitué de deux isentropiques, d'une isobare et d'une isochore. Le cycle peut être décrit en quatre temps :

- un cylindre admet l'air seul à travers une soupape d'admission dans un volume V_B (portion IA du cycle);
- les soupapes sont fermées. L'injection de combustible démarre au point B et est progressive jusqu'à un point C de sorte que la pression reste constante;
- les soupapes sont toujours fermées et les produits de la combustion subissent une détente isentropique en repoussant le piston jusqu'à sa position initiale (portion CD);
- La soupape d'échappement s'ouvre : la pression chute brutalement (portion DA), et les gaz brûlés sont évacués.

Le cycle est caractérisé par le taux de compression volumétrique : $\alpha = \frac{V_A}{V_B}$ le rapport de détente préalable: $\beta = \frac{V_C}{V_D}$ Les températures du mélange en A et C valent $T_A = 293 \text{ K}$ et $T_C = 1220 \text{ K}$.

- Tracer schématiquement ce cycle de Diesel dans le diagramme de Clapeyron, en faisant figurer les 5 points I, A, B, C, et D.
- Identifier sur le cycle les quantités de chaleur échangées et leurs signes, les travaux fournis et leurs signes, et écrire le bilan thermique sur un cycle.
- Donner l'expression des quantités de chaleur échangées et donner l'expression de l'efficacité η_m de ce moteur thermique. Faire l'application numérique.
- Montrer que l'efficacité de ce moteur ne dépend que du taux de compression α et du rapport de détente β

■ On donne : $\gamma = 1,4$ et $\alpha = 14$ et $\beta = 1,55$

Exercice 5 : Moteur à essence [2]

Nous nous proposons d'étudier le fonctionnement de principe du moteur à pistons/cylindres d'un avion de tourisme (figure 10.31). Le moteur est dit « à essence » et est basé sur le cycle théorique d'Otto.

- Au début du cycle, l'air est à 21 °C et 1 bar ;
- La chaleur spécifique fournie à chaque cycle pendant la croisière est de 500 kJ kg⁻¹ ;
- Le taux de compression $r = V_{max}/V_{min}$ est de 7.

Dans notre étude, nous considérons que la compression et la détente sont isentropiques et que l'apport et le rejet de chaleur se font à volume constant.

1. Tracez le cycle suivi sur un diagramme pression-volume ou température-entropie, de façon qualitative et en y représentant tous les transferts de chaleur et de travail.
2. Quelles sont les températures de l'air au début et à la fin de la combustion ?
3. Quelle est la quantité de chaleur rejetée lors du refroidissement ?
4. Quel est le rendement de ce cycle moteur théorique ?
5. En pratique, l'évolution de l'air sur le diagramme pression-volume est fort différente du cycle décrit par Otto. Proposez deux raisons expliquant cela.
6. On constate que lorsque l'appareil gagne de l'altitude, la puissance que le moteur peut fournir baisse très significativement. Quelle modification peut-on apporter au moteur pour compenser ce phénomène ?

$$C_{v.(air)} = 718 \text{ J/kg.K}, \quad C_{p.(air)} = 1005 \text{ J/kg.K}, \quad R_{air} = 287 \text{ J/kg.K}, \quad \gamma_{air} = 1.4$$

$$C_{v.(gaz)} = 823 \text{ J/kg.K}, \quad C_{p.(gaz)} = 1150 \text{ J/kg.K}, \quad R_{gaz} = 327 \text{ J/kg.K}, \quad \gamma_{gaz} = 1.333$$

Exercice 6 : Moteur Diesel suralimentation [2]

Un moteur à pistons-cylindres utilisé pour propulser un navire est suralimenté par un turbocompresseur qui augmente la pression et la température de l'air d'admission à partir d'énergie extraite des gaz d'échappement (le turbocompresseur est une pièce ne nécessitant aucun apport extérieur d'énergie sous forme de travail ou de chaleur). Le moteur a ainsi les caractéristiques de fonctionnement suivantes :

- l'air admis dans les cylindres est à 115 °C et 3 bar ;
- la chaleur spécifique fournie chaque cycle est de 1 250 kJ kg⁻¹ ;
- le taux de compression $r = V_{max}/V_{min}$ est de 17.

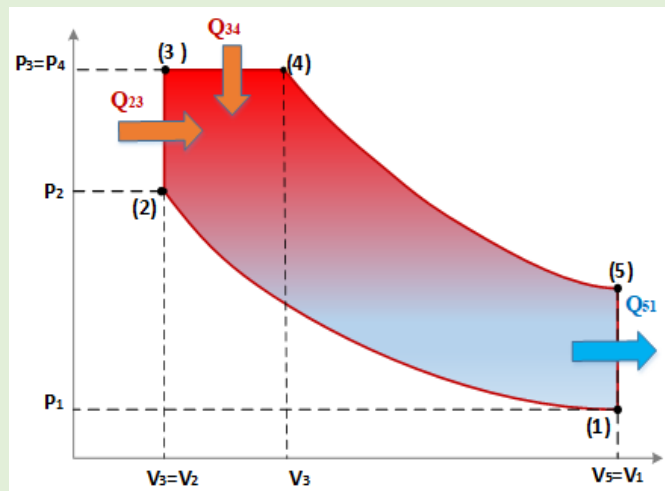
Nous considérons le cas de fonctionnement optimal, c'est-à-dire le suivi du cycle de Diesel, selon les caractéristiques suivantes :

- compression et détente isentropiques ;
 - combustion à pression constante ;
 - rejet de chaleur à volume constant.
1. Tracez le cycle thermodynamique suivi sur un diagramme pression-volume ou température-entropie, de façon qualitative et en y indiquant tous les transferts de chaleur et de travail.
 2. Quelle est la température de l'air à la fin de la compression ?
 3. Quelle est la température des gaz à la fin de la combustion ?
 4. Quelle est la pression maximale atteinte dans le moteur ?
 5. Quelle est la température à la fin de la détente ?
 6. Quel est le rendement du moteur ?
 7. Il est aisé de montrer qu'à taux de compression égal, un cycle Diesel est moins efficace qu'un cycle dit « à essence » (cycle d'Otto). Pourquoi est-il alors utilisé ?

Exercice 7

Dans un cycle diesel à double combustion (Cycle mixte voir figure ci-dessus), le carburant est injectée au point 2 et sa combustion commence en 2 et se termine en 4. Il s'agit d'un cycle réversible décrit par l'aire (1-2-3-4-5-1). Les transformations 1-2 et 4-5 sont adiabatiques. On considère que le fluide du cycle est de l'air, ça masse $m = 1\text{ kg}$ au cours de chaque transformation, il est supposé comme un gaz parfait diatomique ($\gamma = C_p/C_v = 1.4$) et de masse molaire $M = 29\text{ g/mol}$. La constante des gaz parfait est $R = 8.32\text{ J/mol.K}$. Si on a :

- Le taux de compression : ($a = V_1/V_2 = 19$)
- Au point 1 : $\{ P_1 = 1\text{ bar et } T_1 = 293\text{ K} \}$
- Au point 4 : $\{ P_4 = 65\text{ bar et } T_4 = 2200\text{ K} \}$
- Au point 5 : $\{ T_5 = 928.8\text{ K} \}$

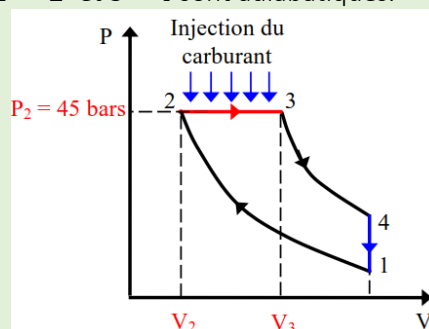


Calculer :

- 1) Les températures et les pressions de l'air aux points 2, 3, et 5 du cycle.
- 2) Les chaleurs échangées.
- 3) Exprimer le rendement de ce cycle en fonction des chaleurs échangées uniquement.
Calculer ce rendement

Exercice 8 [1]

Le cycle idéal d'un moteur Diesel est présenté sur la figure suivante. A l'état 2, une masse $m = 1\text{ g}$ d'un gaz parfait (air) se trouve dans un cylindre à $P_2 = 45\text{ bars}$ et $T_2 = 890\text{ K}$. Cette masse d'air subit une détente isobare $2 \rightarrow 3$ résultant de la combustion du carburant injecté dans le cylindre. Au cours de cette détente, l'air reçoit une quantité de chaleur $Q_{23} = 3100\text{ J}$ qui provient de la combustion du carburant. Les transformations $1 \rightarrow 2$ et $3 \rightarrow 4$ sont adiabatiques.



1. Évaluer les variables d'état du gaz avant et après injection (aux points 2 et 3). On se servira de Q_{23} et de l'équation d'état pour déterminer ces variables.
 2. Déterminer le travail W_{23} échangé par le gaz au cours de cette détente isobare.
 3. Calculer les variations d'énergie interne et d'enthalpie au cours de la détente $2 \rightarrow 3$.
 4. On suppose qu'au cours d'un cycle, l'air échange avec le milieu extérieur un travail $W_{cycle} = -1590 J$. Déterminer le rendement ρ_d de ce moteur Diesel.
 5. Sachant que le pouvoir calorifique du carburant (énergie libérée par la combustion d'un gramme de carburant) est $PCI = 44 \times 10^3 J/g$, déterminer la masse de carburant m_{car} consommée au cours d'un cycle.
 6. On considère que le nombre de tours du moteur est $N = 3000 \text{ tours/min}$. On signale qu'un cycle correspond à 2 tours du moteur. Déterminer le temps d'un cycle et en déduire la puissance du moteur (donner cette puissance en chevaux : $1 \text{ cheval} = 1 \text{ ch} = 736 W$).
 7. Une voiture à moteur Diesel roule avec une vitesse $v = 90 \text{ km/heure}$. Déterminer la distance parcourue pendant un cycle (on se servira de la première partie de la question 6).
 8. En déduire la consommation en litre de carburant correspondant à 100 km de distance parcourue (on calculera la masse de carburant et on en déduira son volume en litres). La masse volumique du carburant (gasoil) est : $\rho_{carburant} = 0.85 \text{ kg/litre}$.
- On donne :**
- Constante des gaz parfaits : $R = 8.314 J.mol^{-1}.K^{-1}$
 - Masse molaire de l'air : $M_{air} = 29 g.mol^{-1}$
 - Capacité calorifique molaire à pression constante de l'air : $C_{PM} = 7R/2$.

Exercice 09

Dans un climat calme (caractérisé par : vitesse du vent nulle, Pression 1bar Température $T_a = 30^\circ C$), une voiture se déplace par une vitesse de 100 km/h avec un moteur à combustion interne à 4 temps et 4 cylindres. Le volume total des cylindrées unitaire égale 2litres, le rapport des vitesses entre le moteur et les roues de la voiture égale à 4.2, le diamètre des roues égales à 75cm.

-Calculer :

-La vitesse de rotation du moteur T_r/min

-Nombre des cours par min Cours/min

-Nombre des cycles par min

-Le temps d'un cycle

-Le temps de l'évolution adiabatique (on suppose que la compression et la détente ont le même temps)

-Le volume de la cylindrée unitaire V_0 si le diamètre du piston est de 10cm

-La cours du piston

-La vitesse moyenne du déplacement du moteur

-Le volume V_1 et V_2 si le rapport de compression $r = \frac{V_1}{V_2} = 8$

-Quelle est la valeur angulaire d'un temps ?

-Quelle est la valeur angulaire d'un cycle ?

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

-Pendant un cycle, combien de tours doit faire l'organe mécanique qui commande chaque soupape ?

Calculer le rapport volumétrique si le volume de la chambre de combustion représente $1/9$ du volume unitaire V_0

-Calculer la force exercée sur un piston

Si le rayon du vilebrequin $R = 4\text{cm}$, calculer la force exercée sur la bielle et le couple moteur pour les cas suivants

- Le piston au point PMH
- Le piston au point PMB
- Le rayon du vilebrequin avec l'axe qui passe par le centre du cylindre fait un angle de 90° deg
- Le rayon du vilebrequin avec l'axe qui passe par le centre du cylindre fait un angle de 270° deg
- Quelle la puissance du moteur (puissance effective)

Exercice 10

(Cycle Otto)

Un Moteur à combustion interne type Otto à un cylindre de volume $V_{PMB} = 1.5\text{ litre}$ et $V_{PMH} = 0.1\text{ litre}$ quelle est son rendement thermique si le coefficient du gaz $\gamma = 1.33$

Exercice 11 (Cycle mixte)

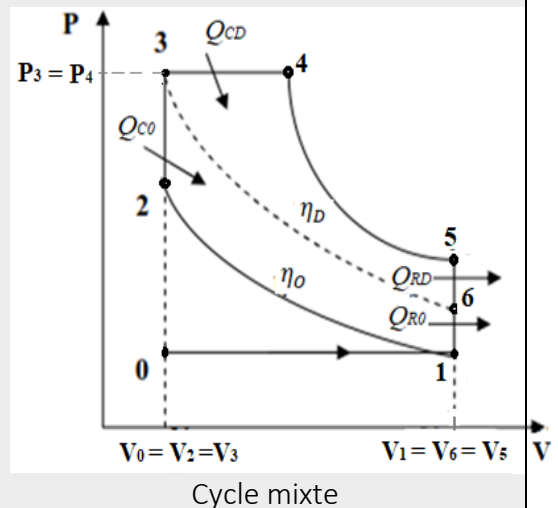
Pour une masse du fluide (gaz parfait) de 1Kg , et $n = 1\text{ mol}$, montrer qu'on peut écrire l'expression du rendement du cycle mixte η_{mix} en fonction des :

- a) Rendements Diesel η_D , Otto η_O et les chaleurs de combustion Q_{CD}, Q_{CO}

$$\eta_{mix} = f(\eta_D, \eta_O, Q_{CD}, Q_{CO})$$

- b) Rendements Diesel η_D , Otto η_O , des températures (T_2, T_3, T_4) , et de la constante de la transformation adiabatique γ

$$\eta_{mix} = f(\eta_D, \eta_O, \gamma, T_2, T_3, T_4)$$



Exercice 12

- 1) Donner un schéma bien détaillé qui exprime les quatre temps d'un moteur à combustion interne
- 2) Quelle sont les temps qui correspondent aux angles 200° deg et 400° deg de rotation du vilebrequin

Exercice 1 3

a) Compléter la grille de fonctionnement du moteur 4 cylindres avec l'ordre d'allumage 1 ;3 ;4 ;2
 Compléter la grille de fonctionnement du moteur 6 cylindres en ligne dont l'ordre d'allumage est 153624

	Cylindre1	Cylindre2	Cylindre3	Cylindre4
0° __ 180°	Admission			
180° __ 360°				
360° __ 540°				
540° __ 720°				

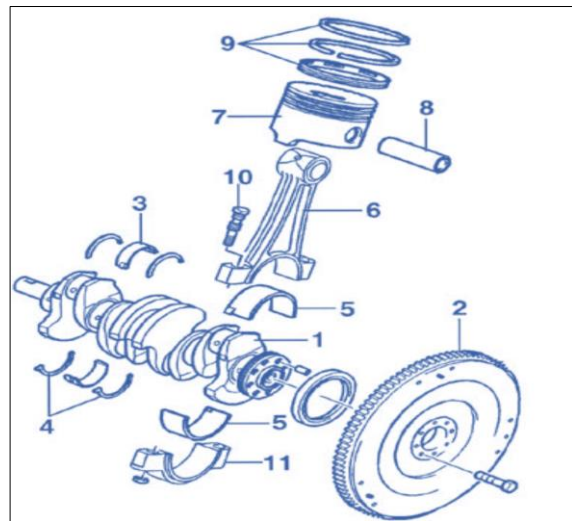
b) Compléter la grille de fonctionnement du moteur 6 cylindres en ligne dont l'ordre d'allumage est 153624

	Cylindre1	Cylindre2	Cylindre3	Cylindre4	Cylindre5	Cylindre6
0°						
60°						
120°						
180°						
240°						
300°						
360°						
420°						
480°						
520°						
600°						
660°						
720°						

Exercice 14

Citez les organes mobiles du moteur

1.
2.
3.
4.
5.
6.
7.
8.
9.
10.
11.



Exercice 15

Quel est le système qui crée le couple moteur dans un véhicule ?

Quel est le principe utilisé ?

Comment est assuré le déplacement du piston relié au système bielle-manivelle ?

Quelle est la valeur angulaire d'un temps ?

Quelle est la valeur angulaire d'un cycle ?

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

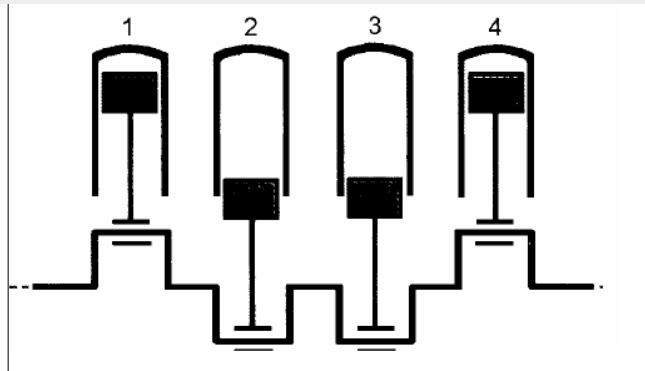
Pendant un cycle, combien de tours doit faire l'organe mécanique qui commande chaque soupape ?

Comment s'appelle cet organe ?

Exercice 16

Complétez les phrases suivantes en vous aidant du schéma ci-dessus :

Les pistons des deux cylindres **1** et **4** se trouvent ensemble au Si le cylindre 1 est en fin de compression, l'autre cylindre 4 est en fin Où si le cylindre est en fin de compression, l'autre cylindre 1 est en fin



Les pistons des deux autres cylindreset se trouvent ensemble au Si le cylindre ... est en fin l'autre cylindre 3 est en fin
 Lorsque le cylindre 1 descend pour le temps admission, le cylindre opposé 4 descend pour le temps C'est le temps
 Lorsque le cylindre 2 monte pour le temps compression, le cylindre opposé 3 monte pour le temps C'est un temps

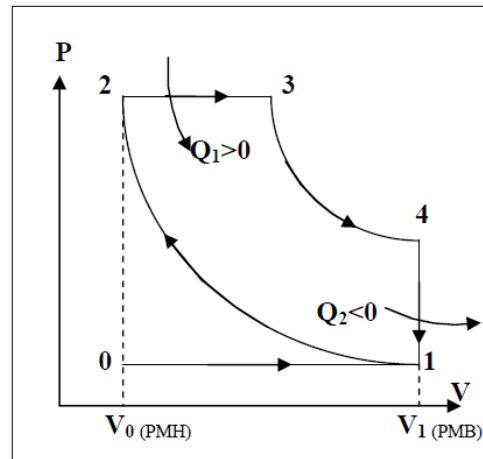
Exercice 17

- 1) Un Moteur à combustion interne type Otto à un cylindre de volume $V_{PMB}=1.5$ litre et $V_{PMH}=0.1$ litre quelle est son rendement thermique si le coefficient du gaz $\gamma=1.33$
- 2) Le moteur à combustion interne MCI est un system de convertie d'énergie
 - a) Calorifique \leftrightarrow Travail. b) Chimique \leftrightarrow Mécanique. c) Combustion \leftrightarrow Rotation
- «3) Transforme le mouvement de translation en mouvement de rotation
 - a) Vilebrequin. b) Arbre à came. c) Système biellemannivelle. d) Piston et cylindre.
- 4) 940° angle de rotation du vilebrequin qui correspond au 3^{ème} cycle à l'état de
 - a) Compression b) Echappement c) Détente d)

4) vrai ou Faux	Vrai/Faux
Dans un Moteur diesel l'injection du carburant se fait avant l'étincèle de la bougie d'allumage	
Un cycle thermodynamique du MCI fait 720°	
Le MCI à cycle thermodynamique mixte fonctionne à 5 temps.	
Un temps représente un angle de rotation = 90°	
T_{max} du diesel est supérieur à celle du Moteur à essence	
Le moteur à essence est un moteur à allumage contrôlé	
Un temps équivalent a une évolution dans le cycle thermodynamique	
Un moteur à essence peut fonctionner avec un carburant gaz	

Exercice 18

- 1 calculer les quantités de chaleur Q_1 et Q_2 en fonction de T_1, T_2, T_3, T_4
- 2) Déterminer le rendement théorique η du cycle Diesel en fonction de γ et des taux de compression $V_1/V_2=\epsilon$ et $V_1/V_3=\epsilon'$
- 3) Déterminer le rendement théorique du cycle Diesel en fonction de $\delta=V_3/V_2$



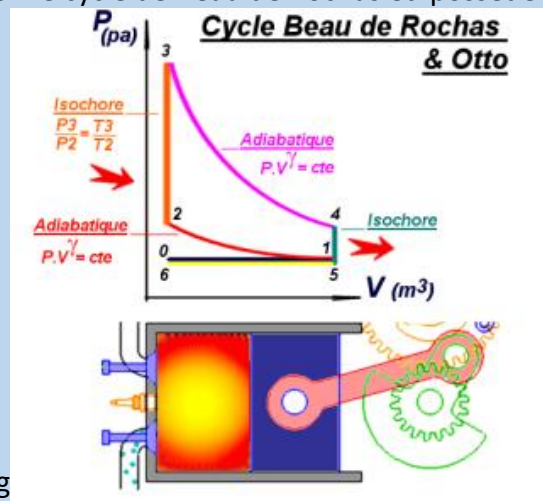
Exercice 19

Un moteur léger à base Volkswagen fonctionne selon le cycle de Beau de Rochas et possède les caractéristiques suivantes:

- 4 cylindres à plats opposés, cycle à 4 temps,
- Cylindrée totale $V=1585 \text{ cm}^2$,
- Alésage $A=85.5 \text{ mm}$,
- Course $C=69 \text{ mm}$,
- Rapport volumétrique $\epsilon=V_1/V_2=7,8$

On donne:

- $P_0=P_1=10^5 \text{ pa}$;
- $T_0=T_1=300 \text{ K}$;
- $C_p=1000 \text{ J/kg.K}$; $C_v=713 \text{ J/kg.k}$; $\gamma=1.4$; $r_{\text{air}}=287 \text{ J/kg}$
- $PC=42 \text{ MJ/kg}$ (pouvoir calorifique de combustion de l'essence)



1. Calculer la cylindrée V_c balayé par le piston; le volume total V_1 du cylindre et le volume mort V_2 en fin de compression.
2. Calculer la masse d'air admise dans le cylindre. On supposera un taux de remplissage de 100%; calculer la masse d'essence correspondante sachant que la proportion d'essence en masse est 1/15.
3. Calculer la pression P_2 en fin de compression ainsi que la température T_2 .
4. Calculer la quantité d'énergie fournie par la combustion de l'essence. En déduire la température T_3 en fin de combustion ainsi que la pression P_3 .
5. Calculer P_4 et T_4 en fin de détente adiabatique. En déduire la quantité de chaleur Q_{41} .
6. Exprimer le rendement thermodynamique du cycle de Beau de Rochas en fonction de taux de compression ϵ et puis calculer sa valeur.
7. La fiche constructeur indique une consommation spécifique de carburant de 0.21 kg /cv/h ; calculer le rendement réel du moteur. Sachant que la puissance $P=50 \text{ Cv}$ à 3200 tr/min ; calculer la pression moyenne effective PME.
- 8-A la vitesse de 120 km/h le vilebrequin tourne à 3200 tr/min , déterminer la durée d'un cycle et la distance parcourue par le véhicule pendant ce cycle.
- 9- Calculer la puissance effective en 10 tours si le couple de moteur est $C_{\text{eff}}=159 \text{ N.m}$

Exercice 20

Moteur à combustion interne à essence à quatre temps, décrit le cycle suivant

A1A2 : Compression adiabatique.

A2A3 : Inflammation à volume constant.

A3A4 : Détente adiabatique.

A4A1 : Refroidissement à volume constant.

On assimile le mélange des gaz à une mole de gaz parfait, le rapport volumétrique de compression est $\epsilon=10$. 1. Les gaz sont admis à une pression $P_1=1\text{bar}$ et à une température $T_1=27^\circ\text{C}$.

- Calculez les volumes V_1, V_2, V_3 et V_4 .
 - Calculer la pression P_2 et la température T_2 .
2. Sachant que la température en fin de combustion est $T_3=2700^\circ\text{K}$, calculer P_3, P_4 et T_4
3. Calculer la quantité de chaleur et le travail à chaque transformation.
4. En appliquant le premier principe de la thermodynamique, vérifié que la variation de l'énergie interne d'un cycle est nulle.
5. Dédurre que le rendement théorique du cycle est comme suit : $\eta_m = 1 - 1/\epsilon^{(\gamma-1)}$
- On donne pour un gaz parfait ($PV^\gamma=Cte$; $TV^{\gamma-1}=Cte$; $\gamma=1.4$; $R=8.2\text{ J.K}^{-1}.\text{mol}^{-1}$; $C_p=29\text{ J.K}^{-1}$)

Exercices 21

Un moteur 6 cylindres en V à 60° - transversale avec suralimentation; son régime de rotation est de 5000 tr/min. Sa cylindrée totale est de 2946 cm^3 et son rapport volumétrique est $\epsilon=12$.

- 1) Trouver les valeurs de la course, le volume mort V_0 , la cylindrée unitaire V_u et le volume total V_T ; sachant que l'alésage $D=87\text{mm}$
- 2) Calculer la pression dans le collecteur d'admission et la température d'admission sachant que et le rapport de compression $R_c = \frac{P_{\text{admission}}}{P_0} = 1.5$ (la pression atmosphérique de $P_0=1000\text{ mbar}$ et une température de l'air à 22°C).
- 3) Calculer le débit d'air total pour un rendement volumétrique de $\eta_{\text{vol}} = 0.9$; (l'air est assimilé à un gaz parfait, $r=287\text{J/kg.k}$)
- 4) Si le dosage est de $1/29$ (c'est-à-dire que chaque fois que l'on absorbe 1 kg d'essence on absorbe 29 Kg d'air), quel est le débit de carburant, qui a un pouvoir calorifique (PCI) d'environ $42\,000\text{ kJ/kg}$.
- 5) Calculer les grandeurs suivantes, sachant que le rendement effectif du moteur η_e est de 0.40 au point nominal
 - Puissance thermique théorique que peut produire le carburant après combustion en Watts, KW et CV
 - Puissance et couple effective du moteur : $P_{\text{eff}}, C_{\text{eff}}$
 - Pression moyenne effective : P_{ME}
 - Consommation spécifique effective : C_{SE}

Exercice 22 (moteur à explosion)

Les contraintes de fabrication et d'utilisation imposent de ne pas dépasser une pression de 50 bars dans le cylindre. Dans tout le problème, les gaz, quels qu'ils soient, sont assimilés à des gaz parfaits de rapport $\gamma = 1,4$ et $R = 8,314 \text{ J K}^{-1} \text{ mol}^{-1}$.

Les transformations seront considérées comme mécaniquement réversibles.

Le principe de fonctionnement est le suivant :

O \rightarrow A : Phase d'admission.

Le mélange gazeux est constitué d'air et de $n=2 \cdot 10^{-4}$ mol d'essence. Il est admis de façon isobare à la pression P_A dans le cylindre. La soupape d'admission est refermée. Le mélange air-carburant se trouve alors dans les conditions $V_A = 1 \text{ L}$, $P_A = 1 \text{ bar}$, $T_A = 293 \text{ K} = 20^\circ \text{C}$

Le gaz subit alors la suite de transformations suivantes :

- A \rightarrow B : compression adiabatique réversible. $V_B = V_A/8$
- B \rightarrow C : une étincelle provoque la combustion isochore, instantanée, de toute l'essence.
- C \rightarrow D : détente adiabatique réversible ; on donne $V_D = V_A$;
- D \rightarrow A : refroidissement isochore. (la pression chute à cause de l'ouverture du cylindre vers l'extérieur)

A \rightarrow O : refoulement isobare des gaz vers l'extérieur à la pression P_A . C'est l'échappement.

Dans toute l'étude de ce modèle de moteur à explosion, on suppose constant le nombre total de moles gazeuses.

1- le cycle ABCDA appelé cycle Beau de Rochas, représenter l'ensemble des transformations sur un diagramme (P, V). Indiquer le sens de parcours. Commenter

2-Pourquoi parle-t-on de moteur à combustion interne ?

3-Pourquoi parle-t-on de moteur à 4 temps ? Préciser les 4 temps.

4-Calculer n_A , le nombre de moles de gaz initialement admis dans le cylindre. Le mélange gazeux est assimilé à un gaz parfait de rapport $\gamma = 1$.

4-Déterminer la pression du mélange dans l'état B.

5-Déterminer la température du mélange dans l'état B.

On devrait en réalité prendre $\gamma = 1,34$. La valeur $\gamma = 1,4$ correspond au gaz diatomique (O_2 , N_2). Ici, il faut prendre en compte l'essence. Le mélange air-essence s'enflamme spontanément à 330°C , ce que l'on souhaite éviter ...

7-Calculer le taux de compression $\tau = V_A/V_B$ maximal permettant d'éviter cet « autoallumage » entre A et B.

On supposera ici $T_C = 2100 \text{ K}$.

8-Calculer P_C . Respecte-t-on la contrainte de pression mentionnée en introduction ?

En réalité la pression maximale est légèrement inférieure. Proposer une justification.

9-Calculer la température en D.

10-Exprimer, en fonction de C_{vm} , n et des températures puis en fonction de n , R , γ et des températures, le travail fourni par le gaz au système mécanique au cours d'un cycle. Le calculer.

11-Définir le rendement du cycle, l'exprimer en fonction des différentes températures, le calculer.

Le moteur effectue 2500 cycles par minute.

12- calculer sa puissance. Combien le piston effectue-t-il d'allers-retours par minute ?

Bilan entropique.

Le refroidissement isochore DA s'effectue au contact de l'atmosphère, à la température T_A .

13-Exprimer la variation d'entropie ΔS du gaz lors de cette transformation en fonction des différentes températures.

14-Exprimer l'entropie échangée.

15-En déduire l'entropie créée au sein du mélange gazeux, la calculer.

16-Commenter le résultat : quelle est la cause d'irréversibilité ?

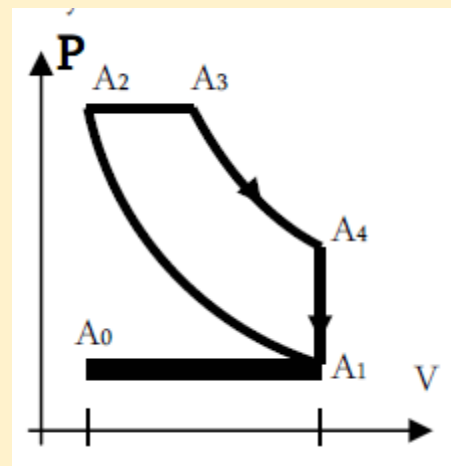
17-Y-a-t-il eu création d'entropie au sein du gaz lors des évolutions : AB, BC et CD ?

18-Dans l'affirmative, quel type d'irréversibilité en est la cause ?

Exercice 23 (Rendement du cycle Diesel)

Le moteur de Rudolf Diesel est un moteur à combustion interne. Il fonctionne par auto-allumage du gazole que l'on injecte dans l'air préalablement comprimé sous pression élevée. Cette forte compression porte le fluide à une température supérieure à son point d'inflammabilité, et il n'y a alors pas besoin de bougie. On peut ainsi atteindre des taux de compression plus importants, ce qui augmente les rendements des moteurs. Le cycle du moteur Diesel comporte toujours 4 temps :

- _ 1er temps : admission de l'air seul A_0A_1 .
- _ 2eme temps : compression isentropique A_1A_2 .
- _ 3eme temps : introduction du combustible après la compression de l'air seul et échauffement isobare A_2A_3 suivi d'une détente isentropique A_3A_4 .
- _ 4eme temps : refroidissement isochore A_4A_1 puis échappement A_1A_0 .



1. Quelle est la différence avec le cycle Beau de Rochas ? Quel en est le but ?
2. Déterminer le rendement η du cycle Diesel en fonction de γ et des taux de compr

Chapitre III. Dynamique des moteurs alternatifs

Chapitre III. Dynamique des moteurs alternatifs

III.1. Système bielle-manivelle

III.1.1 La bielle

La bielle est la pièce mécanique dont une extrémité est liée au piston par l'axe de piston et l'autre extrémité au maneton du vilebrequin. Elle permet la transformation du mouvement rectiligne alternatif du piston en mouvement circulaire continu du vilebrequin.

Description de la bielle, elle se compose de trois parties

a) **Le pied de bielle**: Relié à l'axe du piston soit généralement avec une bague en bronze emmanchée à force soit dans certains cas avec une bague à aiguilles.

b) **Le corps de bielle**: Relie le pied de bielle à la tête de bielle.

c) **La tête de bielle** Qui tourne sur le maneton du vilebrequin est coupée dans un plan perpendiculaire à l'axe de la bielle pour permettre la pose des coussinets et son montage sur le maneton du vilebrequin.

III. 1.2 Le vilebrequin

Le vilebrequin ou arbre moteur est la manivelle en forme de Z qui reçoit la poussée de la bielle et **fournit un mouvement rotatif à partir du mouvement alternatif du piston**.

La force exercée par la bielle ne passant pas par l'axe du vilebrequin applique à celui-ci un couple qui se trouve en bout de vilebrequin sous forme de **couple moteur**.

À l'une des extrémités du vilebrequin le couple moteur est utilisé pour entraîner le véhicule. À l'autre extrémité une fraction du couple disponible est prélevée pour entraîner les auxiliaires du moteur (arbre à cames soupapes etc.).

Le vilebrequin est composé de «manivelle » chaque manivelle est composée de deux « bras » qui joignent les «tourillons » aux «manetons ». Les tourillons sont les portions d'axe placées en ligne entre lesquelles se débattent les bielles. Ils tournent dans des coussinets et sont supportés par les «paliers » du carter cylindre. Les manetons constituent les axes des «tête de bielle ». On trouve également un coussinet anti-frottement.

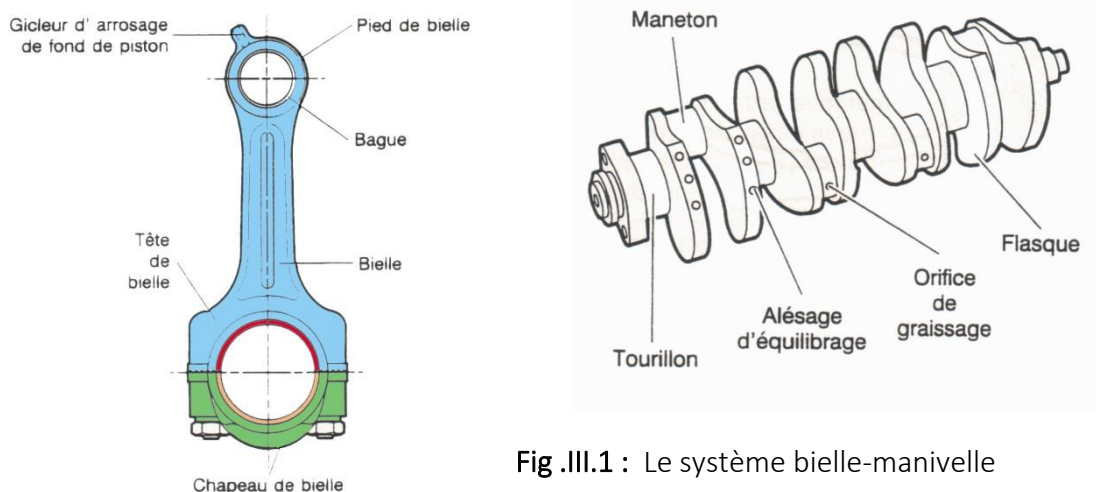


Fig .III.1 : Le système bielle-manivelle

Le système bielle-manivelle est un mécanisme qui transforme le mouvement alternatif du piston en un mouvement de rotation continu disponible sur la manivelle. Il est constitué de :

Piston à la position x du P

Manivelle, appelée aussi vilebrequin de rayon R

Bielle de longueur L

$$x = L + R - L \cos(\beta) - R \cos(\alpha)$$

III. 1.3 Cinématique

a) Description et définition

Le système bielle-manivelle permet la transformation d'un mouvement circulaire continu en mouvement rectiligne alternatif (application aux pompes, compresseurs alternatifs, ...) et réciproquement mouvement rectiligne alternatif en mouvement circulaire continu (application aux moteurs à pistons); la figure ci-dessous en présente le principe.

OB est le manivelle de rayon r_m entraînée la vitesse

angulaire : $\omega = \dot{\theta}$

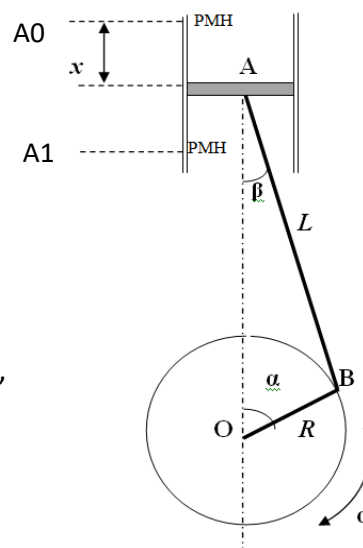


Fig III . 2 mouvements alternatifs du piston

AB est la bielle de longueur L , A est appelé pied de bielle et B est appelé tête de bielle

Le pied de bielle décrit une trajectoire rectiligne, entre A0 ("Point Mort Haut") et A1 ("Point Mort Bas"); la distance A0A1 est la "**course**" du pied de bielle. Si la droite qui contient cette trajectoire passe par O, le mécanisme est dit "**à attaque centrale**"; sinon, le système bielle-manivelle est "**à attaque excentrée**".

b) Mouvement de la tête de la bielle

Le mouvement de la tête de la bielle B est un mouvement circulaire varié (ou uniforme si la vitesse angulaire ω est constante).

Vitesse de B : $V_B = \omega R$

Accélération de B : $a_B = \sqrt{a_n^2 + a_{tg}^2} = \sqrt{(\omega R)^2 + (\varepsilon R)^2}$

$$\left\{ \begin{array}{l} \omega : \text{vitesse angulaire} \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] \\ \varepsilon : \text{accélération angulaire} \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right] \\ R : \text{rayon} [\text{m}] \\ a_n : \text{accélération normale} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] \\ a_{tg} : \text{accélération tangentielle} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] \end{array} \right.$$

Et dans le cas d'un mouvement circulaire uniforme $\varepsilon=0$ et a_B se réduit à l'accélération normale a_{Bn} .

III .1.4 Dynamique

a) Bielle équivalente

Tout équilibrage fait intervenir les forces d'inertie que développent les organes mobiles. Pour simplifier le problème, on est conduit, dans le cas d'un système bielle-manivelle, à lui substituer un système dynamiquement équivalent, constitué par deux masses ponctuelles, situées l'une (m_A) au pied de bielle, animée d'un mouvement alternatif, l'autre, m_B à la tête de bielle, animé d'un mouvement de rotation

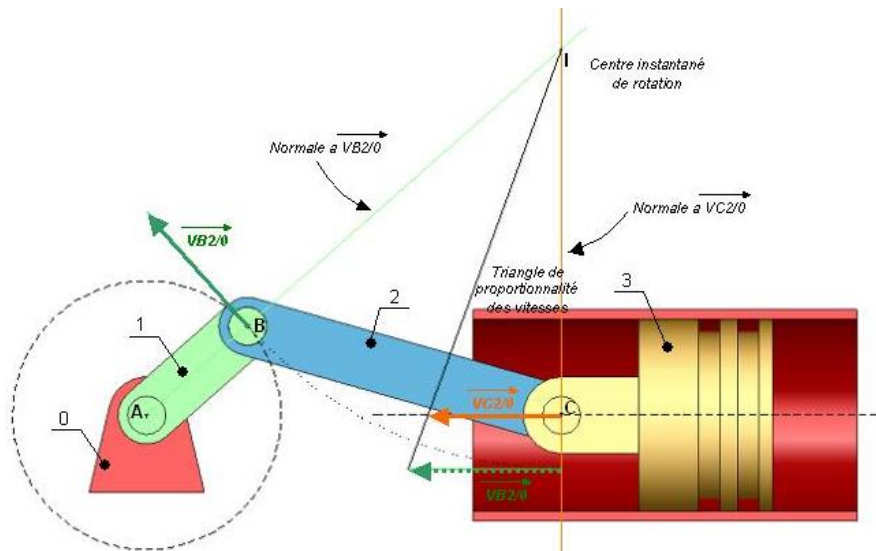


Fig. III. 3 : bielle équivalente[2]

D'après les théorèmes de la dynamique, la bielle réelle et la bielle de remplacement ont même centre de gravité, même masse totale et même moment d'inertie I par rapport à G. Nous pouvons écrire

- ▶ $m_{bielle} = m_A + m_B$ même masse
- ▶ $(m_A g) l_1 = (m_B g) l_2$ même centre de gravité

La rotation de la bielle autour de son centre de gravité fait naître un couple d'inertie :

$$\begin{aligned}
 - I_G \frac{d^2 \beta}{dt^2} &= - m_{bielle} r_g^2 \frac{d^2 \beta}{dt^2} \\
 \text{▶} \quad &= - (m_A l_1^2 + m_B l_2^2) \frac{d^2 \beta}{dt^2} + q \quad \text{même moment d'inertie} \\
 \text{▶} \quad L &= l_1 + l_2 \quad \text{(} r_g = \text{rayon de giration)} \\
 & \quad \quad \quad \text{On impose les masses en A et B}
 \end{aligned}$$

Les deux premières équations déterminent (m_A) et (m_B) mais le moment d'inertie formée par (m_A) et (m_B) autour de (G) n'est pas nécessairement égal à (I_G) et pour avoir un système de remplacement équivalent il faut ajouter un couple correcteur (q).

$$q = m_{bielle} (l_1 l_2 - r_g^2) \frac{d^2 \beta}{dt^2}$$

Le couple (q) engendre deux forces perpendiculaires à la bielle et appliquées respectivement en A et en B. En général (q) est négligeable (les bielles sont construites en ayant : $l_1 l_2 \approx r^2 g$) dans ce cas la bielle équivalente est constituée uniquement par deux masses, l'une en A, l'autre en B et rien de plus.

En général on a pour un :

$$\text{moteur lent : } \begin{cases} m_A = \frac{1}{3} m_{\text{bielle}} \\ m_B = \frac{2}{3} m_{\text{bielle}} \\ l_2 = \frac{L}{3} \end{cases} \quad \text{moteur rapide : } \begin{cases} m_A = \frac{1}{4} m_{\text{bielle}} \\ m_B = \frac{3}{4} m_{\text{bielle}} \\ l_2 = \frac{L}{4} \end{cases}$$

b) Forces externes et forces d'inerties

Le système bielle - manivelle pris dans son ensemble, de même que chaque organe isolé sont en équilibre dynamique sous l'action :

- des forces agissantes externes
- des forces d'inertie

Les forces intérieures deux à deux égales et opposées se feront équilibre et ne seront pas à considérer.

Les forces agissantes externes sont de deux types :

- les forces de pressions
- les forces de frottement

Les forces de pressions sont dues à la combustion des gaz et se calcule par :

$$\boxed{\vec{F}_{\text{pression}} = \bar{p} A}$$

avec : \bar{p} : pression relative s'exerçant sur le fond du piston

A : surface du fond du piston

Quant aux forces d'inerties, elles se déterminent par :

$$\boxed{\vec{F}_{\text{inertie}} = -m \vec{a}}$$

(Le sens de la force d'inertie est contraire à celui de l'accélération !)

avec : m : masse de l'objet

\vec{a} : accélération totale de cet objet

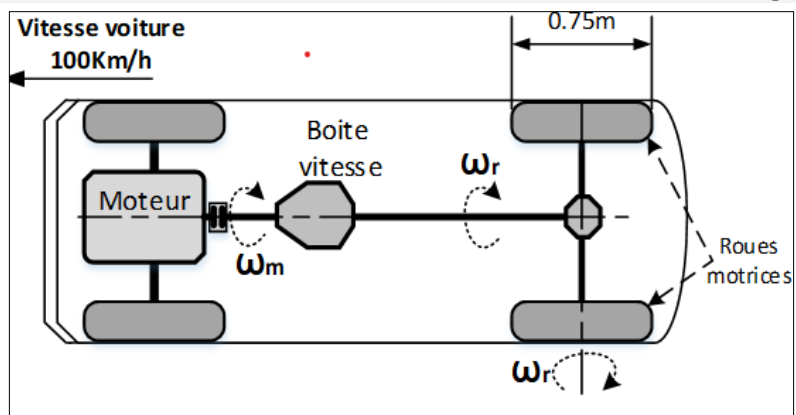
III.2 Exercices

Exercice 1

Une voiture à 4 roues de diamètre extérieur 75 cm roule à une vitesse de 120km/h, elle est équipée d'un moteur à 4 temps de type Diesel, en mesure a l'admission du moteur la température et la pression de l'air égale 30°C, 1bar et la température à l'échappement 350°C. Le rapport de compression volumétrique

($r = \frac{V_2}{V_3} = 9$) et le diamètre d'alésage du cylindre ($D_c = 5.5\text{cm}$). Le rapport de vitesse entre l'axe des roues et l'axe du vilebrequin du moteur ($R_\omega = \frac{\omega_m}{\omega_r} = 3.77$). Pour simplifier les calculs, on considère que le fluide du cycle thermodynamique est de l'air, ça masse $m = 1\text{kg}$

au cours de chaque transformation, il est supposé comme un gaz parfait diatomique ($\gamma = C_p/C_v = 1.4$) et de masse molaire $M = 29\text{g/mol}$, la constante des gaz parfait est $R = 8.32\text{J/mol.K}$.

**Questions :**

- 1) Calculer la vitesse de rotation du vilebrequin du moteur en [Tr/s] et [Tr/min]
- 2) Calculer le nombre de cycle thermodynamique par second
- 3) Calculer le temps d'un cycle thermodynamique.
- 4) Calculer le temps d'une course.
- 5) Calculer le volume du cylindrée (Volume parcouru par le piston) et la course du piston si le volume mort du cylindre $V_m = 28.26 \times 10^{-6}\text{m}^3$.
- 6) Calculer la vitesse moyenne de déplacement du piston.
- 7) Représentez le cycle thermodynamique en indiquant les entrées, sorties, type d'évolution, et sens avec les points (1, 2, 3, 4).
- 8) Calculer la pression et la température à la fin de la compression adiabatique
- 9) Calcule la température à la fin de la combustion si la chaleur fournie $Q_{23} = 325\text{KJ}$
- 10) Calculer la pression à l'échappement
- 11) Calculer la quantité de chaleur dégagée à l'échappement $Q_{41} = ?$

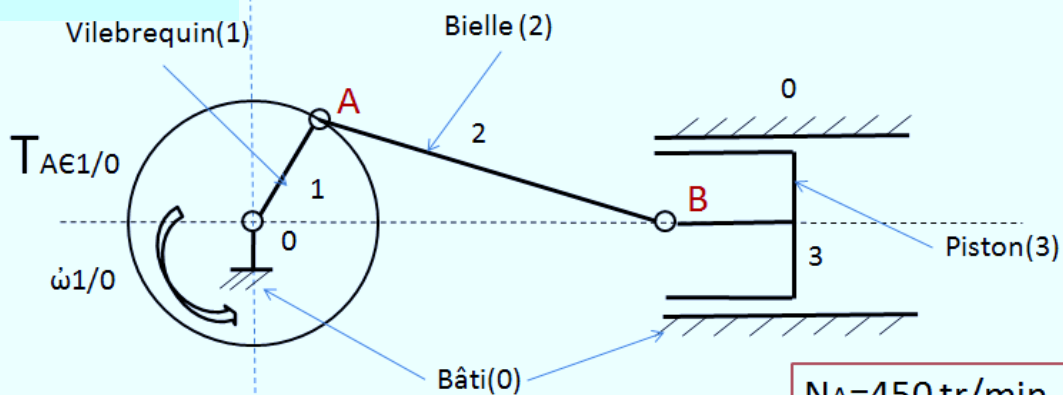
Exercice 02

Une voiture à 4 roues de diamètre extérieur 75 cm roule à une vitesse de 120km/h, elle est équipée d'un moteur à 4 temps et 4 cylindres de type Diesel dont le rapport de compression volumétrique ($r = 9$) et le diamètre de l'alésage du cylindre ($D_c = 5.5\text{cm}$). Le rapport de vitesse entre l'axe des roues et l'axe du vilebrequin ($R_\omega = 3.77$)

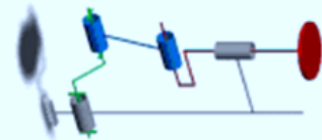
Questions :

- 1) Calculer la vitesse de rotation du vilebrequin du moteur en [Tr/s] et [Tr/min]

- 2) Calculer le nombre de cycle thermodynamique par second
- 3) Calculer le temps d'un cycle thermodynamique.
- 4) Calculer le temps d'une course.
- 5) Calculer le volume du cylindré (Volume parcouru par le piston) et la course du piston si le volume mort du cylindre $V_m = 28.26 \times 10^{-6} \text{m}^3$.
- 6) Calculer la vitesse moyenne de déplacement du piston.
- 7) Si la pression moyenne effective sur le piston $P_{mef} = 50 \text{ bar}$ et l'angle de rotation du vilebrequin $\beta = \{0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 180^\circ, 200^\circ, 400^\circ, 700^\circ\}$ mesuré dans le sens horaire à partir de l'axe verticale du piston, indiqué dans un tableau pour chaque angle β :
 - La force exercée par une bielle sur le vilebrequin, les point PMH et PMB
 - Le temps et l'évolution thermodynamique

Exercices 3**Questions**

1. Calculer la vitesse de rotation $\omega_{A1/0}$ en rad/s
 2. Calculer $\vec{V}_{A1/0}$ en m/s
 3. Quelle est la trajectoire du point A, de B?
 4. Quelle est le mouvement du point A, B?
 5. Déterminer le vecteur $\vec{V}_{B3/0}$ par la méthode d'équiprojectivité.
- Echelle $1 \text{m/s} = 1 \text{cm}$



Chapitre IV .

Performances et caractéristiques des moteurs alternatifs

Chapitre IV . Performances et caractéristiques des moteurs alternatifs

IV. 1. Définitions de quelques caractéristiques thermodynamiques.

IV.1.1 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 :

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

Ou

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

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 réel 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 :

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

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

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

IV.1.2 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 cylindrée unitaire par le nombre de cylindre N_c

$$V = V_0 N_c$$

Remarque : la cylindrée totale s'exprime en général en cm^3

IV.1.3 Le rapport volumétrique (ϵ) :

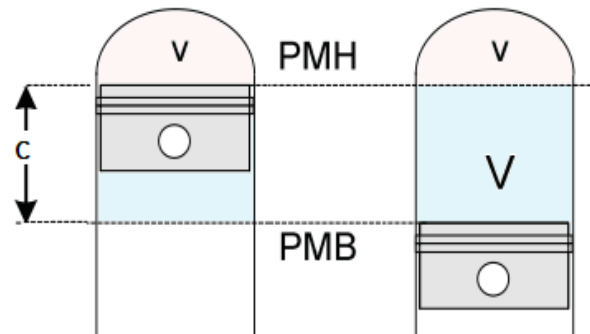
c'est le rapport entre le volume total d'un cylindre ($V + v$) et le volume de la chambre de combustion (appelé aussi chambre morte) (v).

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

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



IV.1.4 Le couple moteur :

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

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

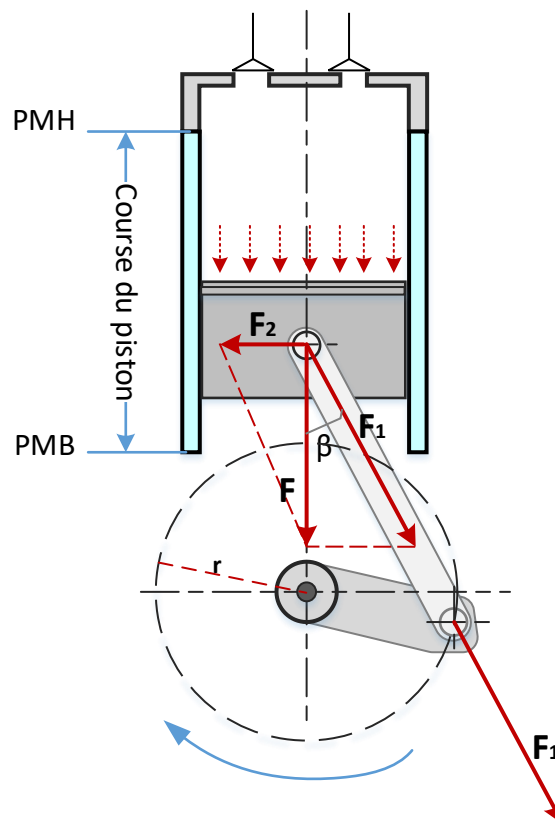


Fig.IV.1. Décomposition des forces agissant sur le maneton du vilebrequin

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° .

IV.1.5 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 $[Rad/sec]$

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

IV.1.6 Rendement :

Soient :

Q_c : Quantité de chaleur que fait apparaître 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 Mecanique : $\eta_m = \frac{W_e}{W_i} = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{P_e}{P_i}$
- Le rendement Global : $\eta_g = \frac{W_e}{Q_c} = \eta_i \cdot \eta_m$

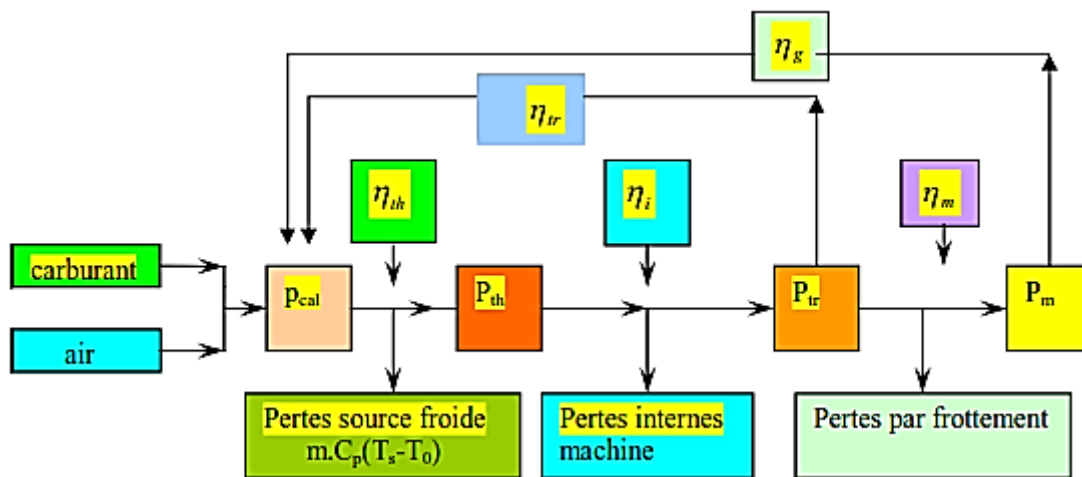


Fig.IV.2. Différents rendements

IV.1.7 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

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

IV.2. 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 suralimentation 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 suralimentation 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 suralimentation:

- *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

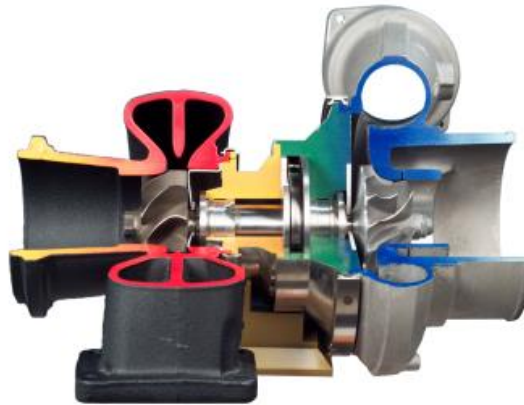
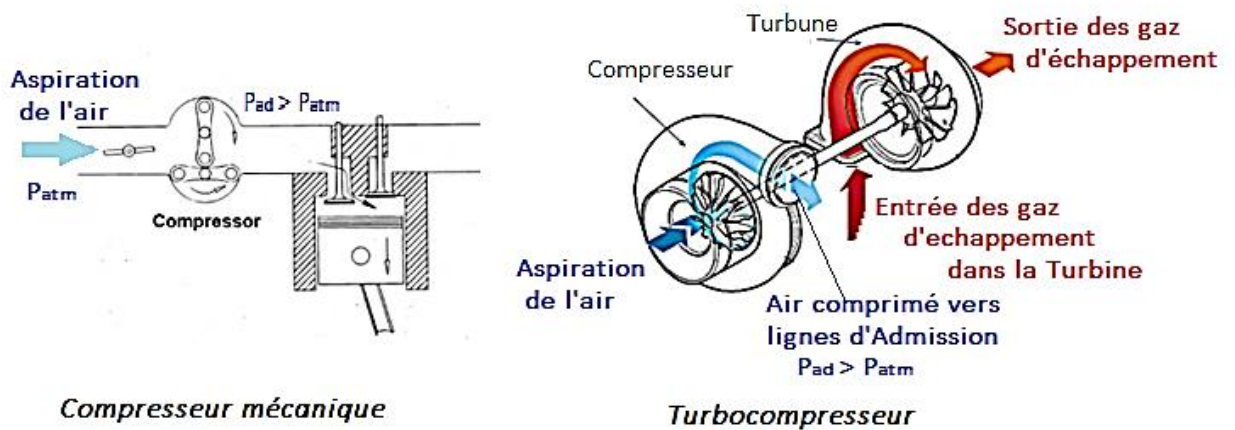


Fig.IV.3 : Schéma de principe d'une installation de suralimentation[1]

Un turbo fonctionne comme une pompe centrifuge. Sous l'effet de la force centrifuge, due à une vitesse de rotation élevée (150000 tr/min) l'air est chassé vers le périphérique de la roue du compresseur, ce qui entraîne une aspiration en centre. Le flux de gaz d'échappement entraîne une turbine « 1 ». Le mouvement de celle-ci est transmis directement au compresseur alimente le moteur en air sous pression.

Pour que le turbo soit efficace, il doit tourner à un régime élevé (>100000 tr/min). En dessous du régime d'accrochage (<60000 tr/min) le turbo tourne lentement (500 à 10000 tr/min) en régime veille.

Le moteur fonctionne alors en phase atmosphérique.

L'augmentation de la pression d'admission entraîne une augmentation importante de la température du mélange (20°C à l'entrée du turbo, >100°C à la sortie).

Le mélange se dilate, sa densité diminue. L'amélioration du remplissage n'est pas aussi importante qu'elle puisse l'être. Le refroidissement de l'air (T° admission -5à°C) à l'aide d'un échangeur améliore la performance de la suralimentation. Chaque abaissement de 10°C de la température d'admission permet une augmentation de puissance de -3%

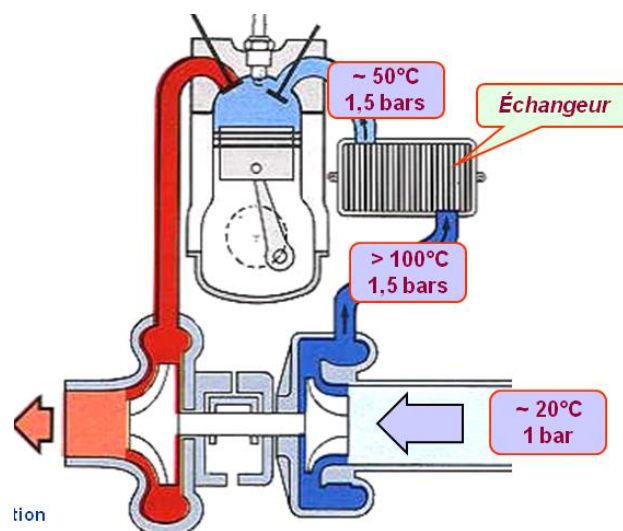
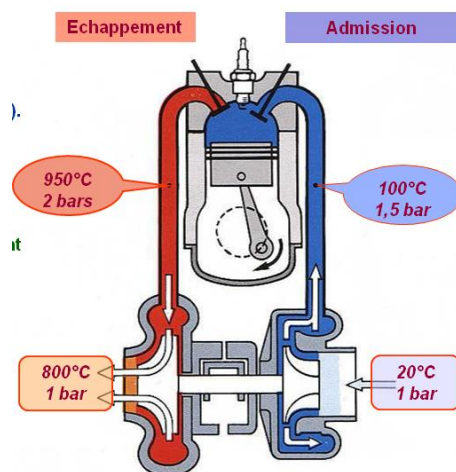
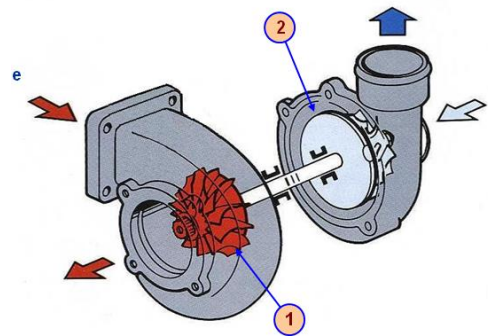


Fig .IV.4 Suralimentation refroidie

IV.3. 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 %.

IV.4. Utilisation de l'énergie des gaz d'échappement

IV.4.1 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[1] : 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 :

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

IV.4.2 Rendement de la turbine

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[1].

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

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 %.

IV.4.3 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

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

- 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 $\dot{m}_g = 1 \text{ kg/s}$.

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

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

IV.4.4 Refroidissement de l'air d'admission

Dans la plupart des applications actuelles, l'air d'admission est refroidi à la sortie du compresseur, avant de pénétrer dans le moteur[1]. Les refroidisseurs d'air de suralimentation (RAS) peuvent être air-air ou, pour une plus grande efficacité, air-eau.

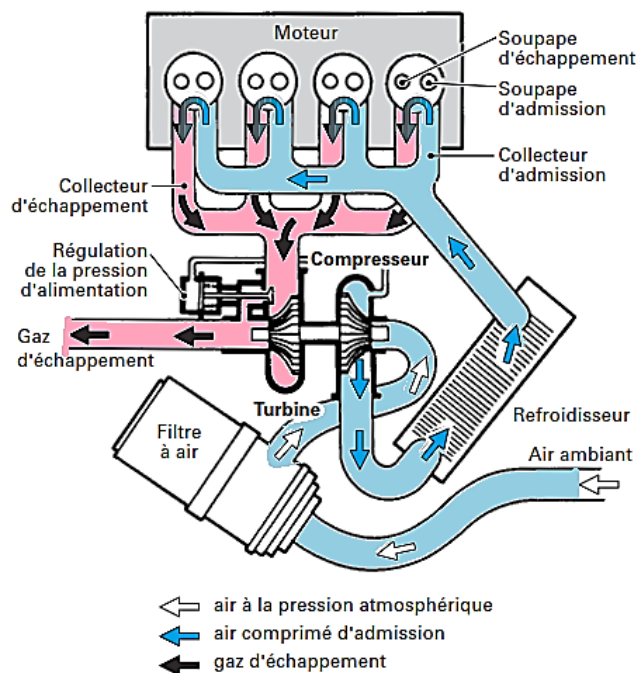


Fig.IV.5. Installation d'un turbocompresseur sur un moteur automobile

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.

IV.5. couple moteur (système bielle-manivelle)

IV.5. 1 Consommation spécifique

a) 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 g/(kW·h) - grammes de carburant par kilowatt de puissance et par heure, ou bien...
- en g/(kN·s) - grammes de carburant par kilonewton et par seconde.

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

b) 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 N.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

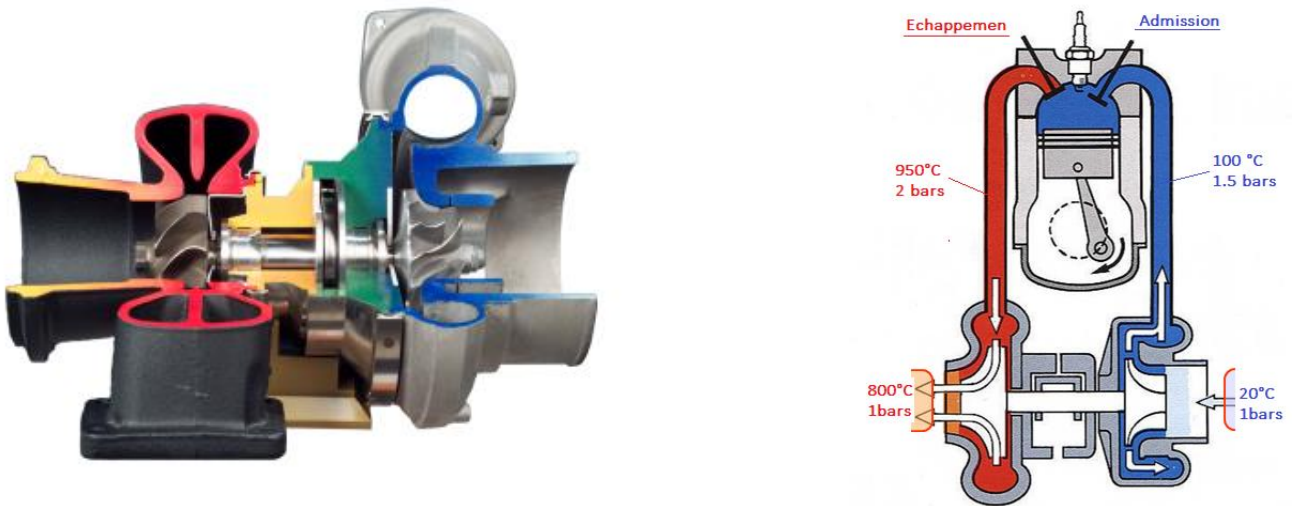


Fig.IV.7. Un turbo sectionné pour en montrer l'agencement intérieur[1]

IV.5 Exercices

Exercice 1

Calcul d'un rendement à partir d'un essai moteur. A partir des courbes suivantes, relevées lors d'un essai au banc moteur, déterminer le rendement global maxi du moteur thermique diesel quatre temps, quatre cylindres avec $\rho_{\text{gazole}} = 0,85 \text{ g/cm}^3$ et $P_{\text{cigazole}} = 45000 \text{ J/g}$.

Méthode

Il est nécessaire de déterminer :

- 1) L'énergie, le travail ou la puissance d'entrée du système. Dans le cas des moteurs thermique on détermine la puissance potentiellement dégagée par le carburant en fonction de la masse introduite et de son pouvoir calorifique.
- 2) L'énergie, le travail ou la puissance en sortie du système. Dans le cas des moteurs thermique on détermine la puissance mécanique sortie vilebrequin en fonction de la fréquence de rotation du moteur et du couple transmissible.
- 3) Calculer le rapport de ces deux grandeurs afin de donner le rendement en %.

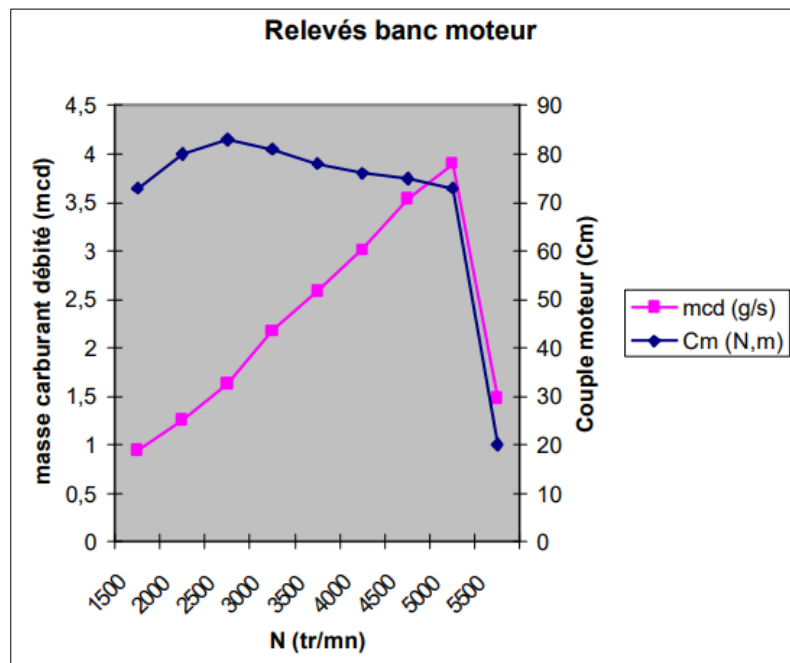
Le motoriste s'intéresse à la consommation spécifique C_{se} qui est le débit de carburant par rapport à la puissance du moteur. La C_{se} , exprimée en g/kW.h , permet de comparer des moteurs complètement différents.

$$C_s = \frac{3600}{\eta_g \cdot PCI}$$

Connaissant les caractéristiques du carburant (PCI), on peut calculer le rendement global η_g du moteur :

$$\eta_g = P_m / P_a = \frac{\frac{\pi N}{30} C}{\frac{\dot{m}}{t} PCI}$$

Remarque : La C_s et le η_g sont liés : $C_{se} = k \cdot 1/\eta$



	Cm	Pm	mcd	Pc	rendement
1500					
2000					
2500					
3000					
3500					
4000					
4500					
5000					
5500					

Exercice 2

Soit un moteur ayant les caractéristiques suivantes :

$C_{\text{eff}}=159\text{N.M}$ à 3000 tr/min

$C_{\text{eff}}=150\text{ N.m}$ à 4000 tr/min

Calculer pour ces deux conditions de fonctionnement

Le travail mécanique fournit par le moteur en 10 tours.

La puissance effective de ce moteur

-A la vitesse de 130 km/h le vilebrequin tourne à 3000 tr/min, déterminer la durée d'un cycle et la distance parcourue par le véhicule pendant ce cycle.

– Calculer la **puissance thermique théorique** ($P_{\text{thé}}$) que peut produire le carburant de PCI= 42 000kJ/Kg, avec un débit $m_c=0.0006\text{kg/s}$

Exercice 3

Un moteur 4 cylindres fonctionne avec un dosage de 1/12 (c'est-à-dire que chaque fois que l'on absorbe 1 kg d'essence on absorbe 12 Kg d'air), son régime de rotation est de 5000 tr/min et il développe un couple effective de 133 N.m . Sa cylindrée totale est de 1950 cm^3 ; son rapport volumétrique est de 9 et la course, $L= 7\text{ cm}$. La masse volumique de l'air est de $1,225\text{ kg/ m}^3$ (pour une pression atmosphérique de 1000 mbar et une température de l'air à 22°C). La masse volumique de l'essence est de 730 g/l. Le rendement volumétrique du moteur est égal à 1 (pas de perte de remplissage). Le rendement de combustion est de 0,85. Le rendement mécanique du moteur est de 0,85.

- Calculer la **puissance effective** (P_{eff}) de ce moteur en watts, en KW et en chevaux.
- Calculer la consommation massique d'air réelle de ce moteur si on considère que le rendement volumétrique est égal à 1, c'est-à-dire sans perte de remplissage
- Sachant que ce moteur fonctionne avec un rapport air carburant de 12, calculer la consommation massique de carburant de ce moteur
- Calculer la **puissance thermique théorique** ($P_{\text{thé}}$) que peut produire le carburant de PCI= 42 000kJ/Kg, après combustion en Watts
- Imaginons que l'on veut augmenter la puissance thermique théorique dégagée par la combustion en brûlant encore plus de carburant, quel paramètre faut-il proportionnellement augmenter ?
- Comment peut-on augmenter la puissance thermique théorique dégagée par la combustion en brûlant la même quantité de carburant ?
- Le rendement de combustion est de 0,85. Calculer la **puissance thermique réelle** $P_{\text{réel}}$ délivrée par la combustion.
- Calculer le rendement du moteur lorsqu'il fonctionne suivant le cycle théorique
- A partir de la puissance thermique réelle et du rendement thermique du cycle théorique, calculer la puissance récupérée (**puissance indiquée**, P_{in}) si le moteur fonctionne avec le cycle théorique.
- Proposer une solution pour augmenter le rendement du cycle théorique.
- Calculer la **puissance récupérée** en tenant compte du cycle réel (puissance indiquée sur la plaque moteur) à partir de la puissance mécanique effective (P_{eff}) et du rendement mécanique ($\eta=0.85$).
- En déduire le rendement de forme (interne).
- Calculer le rendement global du moteur.
- calculer la consommation spécifique du moteur, en Kg/KWh,

Exercice 4

Un moteur diesel équipé par un turbocompresseur (suralimenté) fonctionne selon les caractéristiques suivantes :

- l'air admis dans les cylindres est à 115°C et 3 bar;
- la chaleur spécifique fournie chaque cycle est de 1250 kJ/kg ;
- le taux de compression $\varepsilon = V_{\text{max}}/V_{\text{min}} = 17$.

Nous considérons le cas de fonctionnement optimal du moteur, c'est à-dire le suivi du cycle de Diesel, selon les caractéristiques suivantes :

- Compression et détente isentropiques ;
- à pression constante ;
- Rejet de chaleur à volume constant.

L'air gaz parfait avec

$$C_{p,\text{air}} = 1005 \text{ J/Kg. K}, \quad C_{v,\text{air}} = 718 \text{ J/Kg. K}, \quad \gamma_{\text{air}} = 1.4, \quad R_{\text{air}} = 287 \text{ J/Kg. K},$$

$$C_{p,\text{gaz}} = 1150 \text{ J/Kg. K}, \quad C_{p,\text{gaz}} = 823 \text{ J/Kg. K}, \quad \gamma_{\text{gaz}} = 1.3, \quad R_{\text{gaz}} = 327 \text{ J/Kg. K}$$

- 1) Tracez le cycle thermodynamique suivi sur un diagramme pression-volume ou température-entropie, de façon qualitative et en y indiquant tous les transferts de chaleur et de travail.
- 2) Quelle est la température de l'air à la fin de la compression ?
- 3) Quelle est la température des gaz à la fin de la combustion ?
- 4) Quelle est la pression maximale atteinte dans le moteur ?
- 5) Quelle est la température à la fin de la détente ?
- 6) Quel est le rendement du moteur ?

Exercices 5

Le diamètre intérieur du cylindre porte le nom d'alésage. La distance séparant la position haute du piston (Point mort haut) et sa position basse (Point mort bas) s'appelle la course.

- 1- calculez la cylindrée (en cm^3) de « cyclomoteur ».
- 2- déterminez le volume mort V_{mort} en cm^3
- 3- calculez la vitesse moyenne de piston V_{mp} , si $N=800\text{tr/mn}$
- 4- quelle est le type du moteur (carré ; super carré ; a course longue)

Caractéristiques du moteur

Type Monocylindre 4 temps

Taux de compression 10,5/ 1

Alésage-course 39 x 41,4

Puissance 2,2 kw (3 CV) à 800 tr/min

Exercice 6

Pilotée par Michael Schumacher en 2006 ; la F1 possède un tout nouveau V8 de 2400 cm³.

D'après les données suivantes,

- 1-déterminez la course du piston de ce moteur.
- 2-déterminez la cylindrée totale
- 3- calculez la vitesse moyenne de piston V_{mp} , si $N=5250$ tr/mn
- 4-déterminez le taux de compression si le volume mort $V_{mort}=50$ cm³
- 5- quelle est le type du moteur (carré ; super carré ; a course longue)

Caractéristique du moteur : Type : 056, Bloc moteur : aluminium, Culasse : aluminium

Vilebrequin : acier, Architecture : V à 90°, Distribution : pneumatique

- Nombre de cylindres : 8
- Nombre de soupapes : 32 (4 par cylindre)
- Cylindrée : 2400 cm³
- Alésage de chaque piston : 98 mm

Exercice 7

Les caractéristiques d'un moteur à essence à quatre temps du ce problème sont les suivantes :

1 kg d'air, $\gamma = 1.4$, $c_p = 1$ kJ/kg.k, $\varepsilon = 7.5$, élévation de température due à la combustion 1800 °K, le volume du cylindre (cylindrée) $v=25$ cm³.

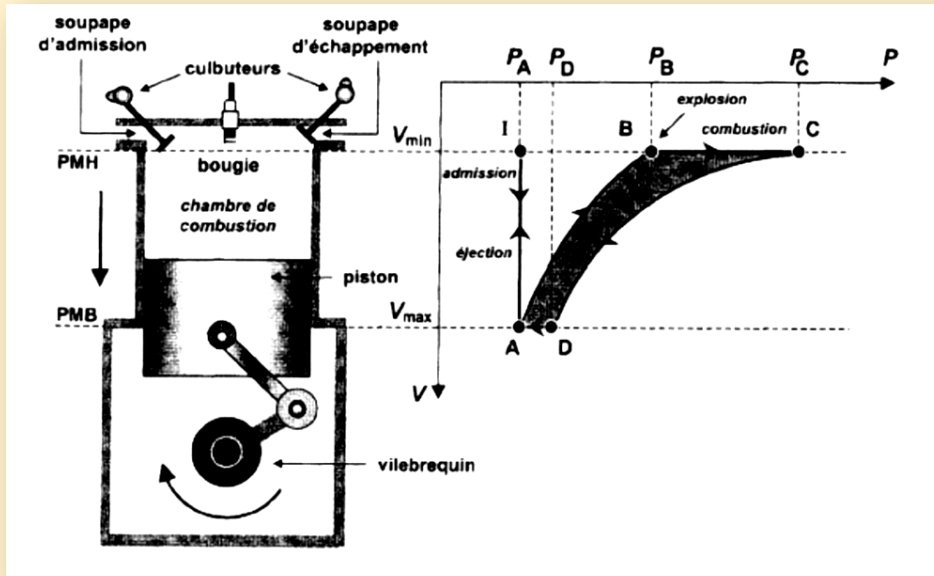
- 1 - Déterminer le rendement thermodynamique
- 2 - Déterminer l'énergie théorique du cycle.
- 3 - Calculer la pression moyenne du cycle.

Exercice 8 : Moteur automobile (essence)

Les moteurs sont classés en deux catégories suivant la technique d'inflammation du mélange air carburant : les moteurs à allumage commandé (moteurs à essence) et les moteurs à allumage par compression (auto-inflammation du mélange, moteurs Diesel). Ce sont tous deux des moteurs à combustion interne car la combustion s'effectue à l'intérieur du moteur. Dans le cas des moteurs à allumage commandé, un mélange convenable air essence obtenu à l'aide d'un carburateur est admis dans la chambre de combustion du cylindre. L'allumage y est provoqué par une étincelle éclatant entre les deux électrodes d'une bougie. Le moteur comporte en général plusieurs cylindres. Dans chaque cylindre, le piston entraîné par le vilebrequin permet de recevoir le travail mécanique des forces pressantes lors de la dilatation des gaz chauds produits par la combustion de l'essence. Il coulisse entre le point mort haut (PMH) où le volume V_{\min} de la chambre de combustion est minimal et le point mort bas (PMB) où le volume V_{\max} de la chambre de combustion est maximal. Le volume ainsi balayé est appelé la cylindrée, il est noté $C_V = V_{\max} - V_{\min} = 2000 \text{ cm}^3 = 2\text{L}$. Le mélange détonant air essence est introduit dans le cylindre par l'intermédiaire d'une valve : la soupape d'admission. Les gaz de combustion sont évacués par une autre valve : la soupape d'échappement. L'ouverture et la fermeture des valves sont commandées par l'arbre à cames et les culbuteurs. Le fonctionnement du moteur est cyclique. Il se décompose en 4 temps successifs décrit comme suit :

- 1er temps : l'admission. La soupape d'admission s'ouvre ; le piston descend et aspire le mélange gazeux air essence venant du carburateur.
- 2eme temps : la compression. Les soupapes d'admission et d'échappement sont fermées ; le piston, en remontant, comprime le mélange.
- 3eme temps : la combustion et la détente. Les soupapes sont encore fermées : une étincelle jaillissant de la bougie provoque la combustion du mélange. La pression augmente brutalement, le piston est repoussé : ce temps est moteur.
- 4eme temps : l'échappement. Le piston remonte, la soupape d'échappement s'ouvre. Les gaz brûlés sont éjectés. A la fin du quatrième temps, le piston et les soupapes sont revenus dans leur position initiale.

Le fonctionnement du moteur est schématisé sur un diagramme de Watt (P,V) où P est la pression du gaz contenu dans le volume V de la chambre du cylindre. Les étapes successives du cycle sont décrites comme suit :



- I_A : admission du mélange gazeux air essence dans la chambre de combustion à la température ambiante $T_A = 300\text{K}$ et sous la pression atmosphérique $P_A = 1\text{ bar}$;
- A_B : compression adiabatique réversible du mélange air essence (les frottements du piston sur le cylindre sont négligés) ;
- B_C : en B, l'étincelle provoque l'explosion du mélange suivie d'une compression isochore ;
- C_D : en C, fin de la combustion suivie d'une détente adiabatique réversible du gaz brûlé ;
- D_A : l'ouverture de la soupape d'échappement ramène le gaz brûlé à la pression atmosphérique ;
- A_I : la remontée du piston évacue le gaz brûlé vers l'extérieur

Le système fermé constitué du fluide gazeux décrit indéfiniment le cycle ABCDA appelé cycle Beau de Rochas (brevet d'invention déposé en 1862, première mise en application sur monocylindre en 1876 par Otto). Dans cette approche idéalisée, le mélange initial air essence et les gaz brûlés d'échappement sont assimilés à un même gaz de coefficient $\gamma = C_{pm} / C_{vm} = 1,35$ constant et le nombre n de moles de gaz admis dans le cylindre (à l'état A) est supposé inchangé par la combustion interne

1. Etude du cycle

1.1. Justifier le caractère adiabatique de la compression A_B, de la détente C_D et le caractère isochore de la combustion B_C et du refroidissement D_A. Pourquoi ne prend-t-on pas en compte les étapes I_A et A_I au cours desquelles le système constitué par le gaz contenu dans le cylindre est un système ouvert ?

1.2. Exprimer le transfert thermique Q_{BC} mis en jeu dans l'étape B_C, en fonction de R , n , γ , T_B et T_C . Dans quel sens le transfert thermique Q_{BC} s'effectue-t-il ?

1.3. Exprimer le transfert thermique Q_{DA} dans l'étape D_A, en fonction de R , n , γ , T_D et T_A . Dans quel sens le transfert thermique Q_{DA} s'effectue-t-il ?

1.4. Exprimer le travail échangé W au cours du cycle AB_{CD} , en fonction de Q_{BC} et Q_{DA} .

2. Rendement thermique

2.1. Définir puis exprimer le rendement thermique η_{th} (celui habituellement étudié) en fonction de Q_{BC} et Q_{DA} , puis en fonction de T_A , T_B , T_C et T_D .

2.2. Le rapport volumétrique a , encore appelé taux de compression est défini par $a = V_{max} / V_{min}$. Exprimer le rendement thermique η_{th} en fonction de γ et de a uniquement. Comment η_{th} varie-t-il en fonction de a ? Calculer sa valeur pour un rapport volumétrique $a = 9$ (cette valeur sera conservée dans la suite du problème).

2.3. Le rendement global η du moteur dépend du rendement thermique η_{th} mais aussi du rendement mécanique η_{meca} caractérisant le transfert d'énergie du piston vers le vilebrequin. Le rendement mécanique n'excède pas 85% et peut descendre en dessous de 60% pour un moteur usage. Calculer le rendement global η du moteur pour un rendement mécanique $\eta_{meca} = 75\%$ et en déduire le volume d'essence produisant effectivement du travail sur 10L d'essence consommées.

3. Influence de la combustion

La réaction qui a lieu au sein de la chambre est une réaction de combustion entre le carburant (dans le problème, l'octane C_8H_{18} , de masse volumique $\mu_{oct} = 720 \text{ kg.m}^{-3}$, sera choisi) et le comburant, l'air. Ceux-ci sont injectés dans des proportions stœchiométriques.

3.1. Exprimer puis calculer le nombre de moles du mélange gazeux aspiré par le cylindre au cours de la phase d'admission I_A, en fonction de P_A , T_A , R et C_V .

3.2. Au point B du cycle, exprimer la température T_B et la pression P_B qui règnent dans la chambre de combustion au moment de l'explosion, en fonction de T_A , P_A , a et γ . Effectuer les applications numériques.

3.3 Une particularité de combustion est l'auto-allumage qui limite l'augmentation a priori recherchée du rapport volumétrique : le mélange air essence s'enflamme spontanément dans certaines conditions de confinement avant le déclenchement de l'étincelle. Ce phénomène est reconnaissable aux cliquetis métalliques émis par le moteur. La température d'auto-allumage étant de 430°C , calculer le rapport volumétrique maximal a_{max} permettant d'éviter l'auto-allumage au cours de la phase A_B. en déduire le rendement thermique maximal du moteur dans ces conditions.

3.4. Écrire l'équation de la combustion. En déduire la masse m d'octane injectée pour la combustion, sachant que la composition de l'air (en pourcentages molaires) est 20,9% en O_2 et 79,1% en N_2 .

3.5. Expliquer pourquoi le mélange initial air essence et les gaz d'échappement peuvent être assimilés en première approximation à un même gaz parfait. Justifier qualitativement pourquoi le meilleur fonctionnement du moteur est obtenu lorsque carburant et comburant constituent un mélange stœchiométrique.

3.6. Le Pouvoir Calorifique Inferieur (note PCI) est la quantité de chaleur libérée par kilogramme de carburant. Dans le cas de l'octane et dans ces conditions de confinement, il est de 44700 kJ.kg⁻¹. Calculer la température T_C et la pression P_C qui règnent dans la chambre en fin de combustion. Comment expliquez-vous ces valeurs anormalement élevées?

3.7. L'automobile se déplace sur une autoroute à la vitesse constante de 110 km.h⁻¹, le vilebrequin effectuant 3500 tours par minute. En supposant que le moteur fonctionne exactement selon le cycle Beau de Rochas, un cycle correspondant à 2 tours du vilebrequin, calculer la consommation en carburant C pour 100km parcourus et la puissance P développée par le véhicule en chevaux (un cheval-vapeur est équivalent à une puissance de 736W). Commenter ce résultat

Solution d'exercices

Chapitre I

Solution d'exercice chapitre I

Solution Exercice 1

a) Quelles sont les conditions « normales » de pression et de température ?

$$p = 101325 \text{ Pa} ; T = 0 \text{ }^\circ\text{C} = 273.15 \text{ K.}$$

b) Quelles sont les conditions « standards » de pression et de température ?

$$p = 100000 \text{ Pa} = 1 \text{ bar} ; T = 25 \text{ }^\circ\text{C} = 298.15 \text{ K.}$$

Solution Exercice 2

Quelle est la quantité d'énergie libérée par la combustion de 10.0 L d'octane ?

$$m(\text{C}_8\text{H}_{18}) = \rho \cdot V = 0.698 \text{ kg} \cdot \text{L}^{-1} \cdot 10.0 \text{ L} = 6.98 \text{ kg} = 6980 \text{ g}$$

$$n(\text{C}_8\text{H}_{18}) = m / M = 6980 \text{ g} / (114.22852 \text{ g/mol}) = 61.10558 \text{ mol}$$

$$\Delta H_{\text{tot}} = n \cdot \Delta H^0$$

$$\Delta H_{\text{tot}} = 61.10558 \text{ mol} \cdot (-5464 \text{ kJ/mol}) = -333880.89 \text{ kJ} \approx 3.34 \cdot 10^5 \text{ kJ.}$$

Solution Exercice 3

Calculez l'enthalpie standard de formation ΔH^0_f de l'hexane à partir de son enthalpie de combustion.



$$\Delta H^0_c (\text{C}_6\text{H}_{14}) = 6 \Delta H^0_f (\text{CO}_2) + 7 \Delta H^0_f (\text{H}_2\text{O}, \ell) - \Delta \Delta H^0_f (\text{C}_6\text{H}_{14}).$$

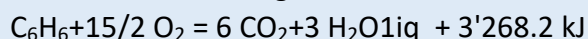
$$\text{Par conséquent, } \Delta H^0_f (\text{C}_6\text{H}_{14}) = 6 \Delta H^0_f (\text{CO}_2) + 7 \Delta H^0_f (\text{H}_2\text{O}, \ell) - \Delta H^0_c (\text{C}_6\text{H}_{14})$$

$$= 6 (-394 \text{ kJ/mol}) + 7 (-286 \text{ kJ/mol}) - (-4158 \text{ kJ/mol}) = -208 \text{ kJ/mol.}$$

(Littérature : -199 kJ/mol).

Solution Exercice 4

La Mol de C_6H_6 = 78 g. La chaleur de combustion de C_6H_6 = $78 \cdot 41.9 = 3'268.2 \text{ kJ}$.



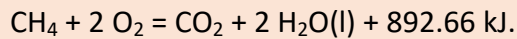
$$\text{P.C. sup.} = (1000/78) = 41'900 \text{ kJ/kg.}$$

En appliquant la loi de Hess, on obtient la chaleur de formation du benzène.

$$(3 \cdot (-285.8) + 6 \cdot (-394)) - x = -3268.2$$

$$x = 46.8 \text{ kJ/mol.}$$

Solution Exercise 5



PCI : Pouvoir calorifique inferieur = la valeur absolu de l'enthalpie de combustion par unité de combustible

$$1 \text{ kmol} \longrightarrow 22.4 \text{ m}^3 \text{ (dans les conditions normales)}$$

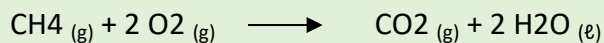
$$1 \text{ mol} \longrightarrow 22.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$\text{PCI} = \left| -892.66 / 22.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \right| = 12.93 \cdot 10^3 \text{ kJ/m}^3$$

$$\text{PCS} = \text{PCI} + 2 \text{ L}_{\text{vap}} = 12.93 \cdot 10^3 + 2 \cdot 44 / 22.4 \cdot 10^{-3} + 15.85 \cdot 10^3 \text{ kJ/m}^3$$

↙
2 H₂O

Solution Exercise 6



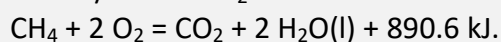
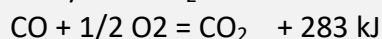
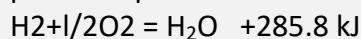
Équation générale de l'enthalpie $\Delta H_r (T) = \Delta H_r^0 + \sum_P \int_{298}^{273} C_p \cdot dT - \sum_R \int_{298}^{273} C_p \cdot dT$

$$\Delta H_r (273) = \Delta H_r^0(298) + \int_{298}^{273} C_{p(\text{CO}_2)} dT + 2 \int_{298}^{273} C_{p(\text{H}_2\text{O})} dT - \int_{298}^{273} C_{p(\text{CH}_4)} dT - 2 \int_{298}^{273} C_{p(\text{O}_2)} dT$$

$$= 892.66 \text{ kJ/mol}$$

Solution Exercise 10

Un mètre cube de gaz renferme: 500 l de H₂, 300 l de CH₄, 100 l de CO et 100 l de N₂. Il est question dans ce problème d'un mélange, il faut donc établir une équation de combustion pour chaque constituant.



Ces équations montrent que pour brûler:

500 l de H₂ il faut 250 l de O₂

100 l de CO il faut 50 l de O₂ et qu'on obtient 100 l de CO₂

300 l de CH₄ il faut 600 l de O₂ et on obtient 300 l de CO₂

9001 de O₂ soit 4500 l d'air et 4001 de CO₂

P.C. sup. — Les équations thermochimiques ci-dessus nous permettent d'écrire que

22,4 l de H₂ dégagent en brûlant 285.8 kJ (H₂O liq.)

22,4 l de CO dégagent en brûlant 283 kJ

22,4 l de CH₄ dégagent en brûlant 890.6 kJ (H₂O liq.)

et ainsi:

500 l de H₂ dégagent 6'379 kJ

1001 de CO dégagent 1'263 kJ

3001 de CH₄ dégagent 11'928 kJ (On trouve le P.C. inf. en remplaçant dans les calculs 285.8

kJ par 241.8 kJ et 890.6 kJ par 802.6 kJ) **P.C. sup. = 19'570 kJ On obtient: P.C. inf. = 17'409 kJ**

Masse volumique. — On calcule par exemple la masse d'un mètre cube de gaz et on divise le résultat par 1000.

Masse de 5001 de H₂ = 45 g

Masse de 3001 de CH₄ = 214 g

Masse de 1001 de CO = 125 g

Masse de 1001 de N₂ = 125 g

Ps = 0,509 g/l 509 g

Solution Exercice 12

La Mol de C₆H₆ = 78 g. La chaleur de combustion de C₆H₆ = 78 · 41.9 = **3'268.2 kJ.**

C₆H₆ + 15/2 O₂ = 6 CO₂ + 3 H₂O liq + 3'268.2 kJ

P.C. sup. = (1000/78) = **41'900 kJ.**

En appliquant la loi de Hess, on obtient la chaleur de formation du benzène.

(3 * (- 285.8) + 6 * (-394)) - x = - 3268.2

x = **46.8 kJ.**

Solution Exercice 13

Soit l'équation $C + H_2O = CO + H_2$.

La chaleur de réaction = - 110.5 + 241.8 = 131.3 kJ elle est donc endothermique.

L'équation de combustion du gaz à l'eau (H₂+CO) s'écrit:

CO + H₂ + O₂ = CO₂ + H₂O + x

ΔH_r^o max = (- 394) + (- 285.8) - (-110.5) = - 569.3 kJ chaleur de combustion

ainsi 44,81 de gaz à l'eau dégagent en brûlant 569.3 kJ

1000 l de gaz à l'eau dégagent en brûlant y kJ

y = (1000/44.8) * 569.3 = **12'707 kJ P.C. sup.**

On obtient le P.C. inf. en prenant pour chaleur de formation de l'eau 241.8 kJ au lieu de 285.8 kJ

Solution Exercice 16

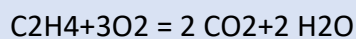
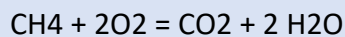
Soit $x \text{ cm}^3$ le volume de H_2

Soit $y \text{ cm}^3$ le volume de CH_4

Soit $z \text{ cm}^3$ le volume de C_2H_4

$$x + y + z = 20 \text{ cm}^3.$$

Il s'agit d'établir les équations de combustion du mélange gazeux



Le volume d'oxygène ayant participé aux réactions est de

$$60 - (42 - 26) = 44 \text{ cm}^3 \quad x/2 + 2y + 3z = 44$$

Le volume de gaz carbonique formé est de 26 cm^3 $y + 2z = 26$

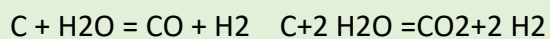
La résolution de ces équations donne:

$$x = 4 \text{ cm}^3 \text{ d'hydrogène} \quad y = 6 \text{ cm}^3 \text{ de CH}_4 \quad z = 10 \text{ cm}^3 \text{ de C}_2\text{H}_4$$

Solution Exercice 17

On recueille un volume de 1 m^3 de gaz (composé de CO_2 , CO et H_2) en faisant passer de la vapeur d'eau sur du carbone chauffé au rouge. On constate qu'il faut 400 l d'oxygène pour le brûler entièrement. Quelle est la composition du mélange gazeux initial?

Dans cette opération, deux réactions distinctes se manifestent:

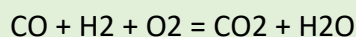


$$x \quad x \quad x \quad x \quad y \quad 2y \quad y \quad 2y$$

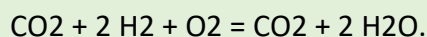
Soit x le volume de CO formé et y celui de CO_2 .

Le volume total de H_2 est donc $(x + 2y)$.

Ecrivons les équations de combustion des gaz obtenus:



$$x \quad x \quad x \quad x \quad x$$



$$y \quad 2y \quad y \quad y \quad 2y$$

Elles nous permettent d'écrire:

$$2x + 3y = 1000 \text{ l}$$

(volume du mélange gazeux initial)

$$x + y = 400 \text{ l}$$

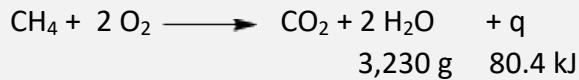
(volume d'oxygène nécessaire à la combustion du mélange gazeux).

$$x = 200 \text{ l} \quad \text{et} \quad y = 200 \text{ l}$$

Le volume gazeux initial était donc composé de **200 l de CO , de 200 l de CO_2 et de 600 l d'hydrogène**

Solution Exercice 18

On brûle du méthane et on recueille 3,23 g d'eau. La chaleur dégagée est de 80.4 kJ. Déduire de ces données l'enthalpie de formation du méthane.



$$n(\text{CH}_4) = (3.23/18)/2 = 0.0897$$

$$\Delta H_r^\circ = -(80.4/0.0897) = -896 \text{ kJ}$$

$$\text{D'autre part } \Delta H_r^\circ = -896 = 2 * (-285.8) + (-394) - \Delta H_f^\circ(\text{CH}_4)$$

$$\text{d'ou } \Delta H_f^\circ(\text{CH}_4) = -69.6 \text{ kJ} \text{ (-75 kJ dans la table fournie)}$$

Solution Exercice 19

1) L'enthalpie de combustion du benzène

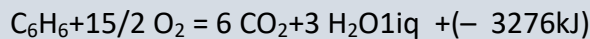
$$2\text{g} \longrightarrow 84\text{kJ}$$

$$78\text{g} \longrightarrow x$$

$$x = 78 \times 84 / 2 = 3276 \text{ kJ}$$

l'enthalpie de combustion est donc : $\Delta H_c^0 = 3276 \text{ kJ}$

2) l'enthalpie de formation.



En appliquant la loi de Hess, on obtient la chaleur de formation du benzène.

$$\Delta H_c^0(\text{C}_6\text{H}_6) = 6 \Delta H_f^0(\text{CO}_2) + 3 \Delta H_f^0(\text{H}_2\text{O}, \ell) - \Delta H_f^0(\text{C}_6\text{H}_6) - 15/2 \Delta H_f^0(\text{O}_2).$$

$$\text{Par conséquent, } \Delta H_f^0(\text{C}_6\text{H}_6) = 6 \Delta H_f^0(\text{CO}_2) + 3 \Delta H_f^0(\text{H}_2\text{O}, \ell) - \Delta H_c^0(\text{C}_6\text{H}_6)$$

$$\Delta H_f^0(\text{C}_6\text{H}_6) = (6 * (-394)) + 3 * (-286) - (-3276) = 54 \text{ kJ.}$$

$$\Delta H_f^0(\text{C}_6\text{H}_6) = 54 \text{ kJ.}$$

3) Pouvoirs calorifiques à pression constante (PCI et PCS)

PC : Pouvoir calorifique = la valeur absolue de l'enthalpie de combustion par unité de combustible

$$2\text{g} \longrightarrow 84\text{kJ}$$

$$1\text{Kg} \longrightarrow \text{PCS (parce que H}_2\text{O formé est liquide)}$$

$$PCS = \frac{84}{2 \times 10^{-3}} = 42000 \text{ kJ/kg}$$

$$PCS = PSI + nL_v$$

$$PSI = 42000 - 3 \times 44 = 41868 \text{ kJ/kg}$$

Solution Exercice 20

La combustion complète d'un volume $V = 780 \text{ mL}$ de butane libère une énergie $E = 92.1 \text{ kJ}$.
La masse volumique du butane est $\rho = 2.48 \text{ g.L}^{-1}$.

a. Calculer la masse de butane mise en jeu.

b. En déduire le pouvoir calorifique du butane

$$\begin{aligned} m &= \rho V \\ &= 2.48 \text{ g.L} \times 780 \text{ mL} \\ &= 2.48 \text{ g.L} \times 0.780 \text{ L} \\ &= 1.93 \text{ g} \end{aligned}$$

b.

$$\begin{aligned} PC &= E/m = 92.1 \text{ kJ} / 1.93 \text{ g} \\ &= 92.1 \text{ kJ} / 1.93 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \\ &= 47.7 \times 10^3 \text{ kJ} \\ &= 47.7 \text{ MJ} \end{aligned}$$

Solution d'exercices

Chapitre II

Solution d'exercice chapitre II

Solution exercice 1

1. Détermination des variables (P, V, T) aux différents points du cycle :

Transformation 1-2 : (compression adiabatique) :

$$P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma \text{ et } P_1 V_1 = m r T_1$$

On a les données suivantes :

$$P_1 = 1 \text{ bar}; T_1 = 17^\circ \text{C}$$

$$V_1 = \frac{m r T_1}{P_1} = \frac{1 \cdot 287,1 \cdot 290,16}{1 \cdot 10^5} = 0,883 \text{ m}^3$$

Transformation 2-3 : (détente isobare) :

On a $P_1 = P_3 = 10 \text{ bar}$ et $Q_{23} = 100 \text{ kcal/kg}$ (quantité de chaleur reçue)

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 290,16 \cdot (10)^{\frac{0,4}{1,4}} = 553 \text{ K}$$

$$V_2 = V_1 \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{\gamma}} = 0,883 \cdot \left(\frac{1}{10} \right)^{\frac{1}{1,4}} = 0,16 \text{ m}^3$$

$$Q_{23} = m C_p (T_3 - T_2) = 418000 \text{ J/Kg}$$

$$T_3 = \frac{Q_{23}}{m C_p} + T_2 = \frac{100}{1 \cdot 0,24} + 553 = 962,82 \text{ K}$$

$$P_3 V_3 = m r T_3 \Rightarrow V_3 = \frac{m r T_3}{P_3}$$

$$V_3 = \frac{1 \cdot 287,1 \cdot 962,86}{10 \cdot 10^5} = 0,28 \text{ m}^3$$

Transformation 3-4 : (détente isotherme) :

On a : $T_3 = T_4$ Il vient donc :

$$T_4 = 962,82 \text{ K}$$

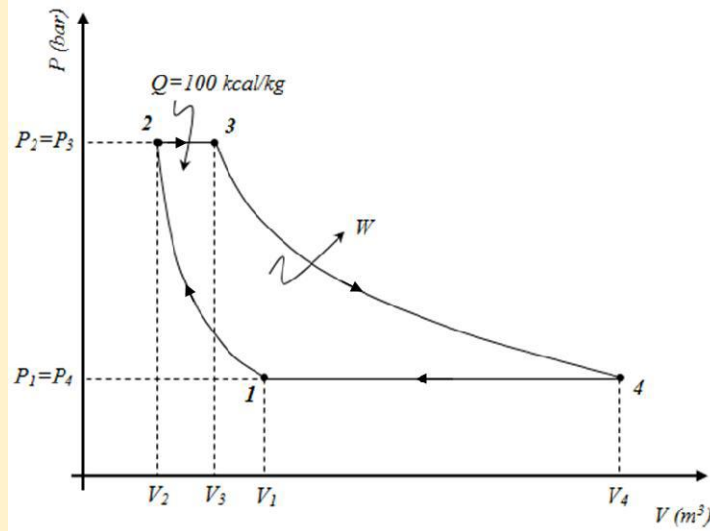
$$P_3 V_3 = m r T_3 = m r T_4 = P_4 V_4$$

$$V_4 = \frac{P_3 V_3}{P_4} = \frac{10 \cdot 10^5 \cdot 0,28}{10^5} = 2,8 \text{ m}^3$$

Transformation 4-1 : (compression isobare) :

$$P_4 = P_1 = 1 \text{ bar}$$

2. Représentation du cycle de transformations :



Représentation du cycle de transformations

3. Calcul du travail lors de chaque évolution :

$$W_{12} = \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{\gamma - 1} = \frac{10 \cdot 0,159 - 1 \cdot 0,832}{0,4} 10^5 = 194360 \text{ J/kg}$$

$$W_{23} = -P_2(V_3 - V_2) = -10 \cdot 10^5(0,323 - 0,159) = -164000 \text{ J/kg}$$

$$W_{23} = P_3 V_3 \ln\left(\frac{P_4}{P_3}\right) = -743740 \text{ J/kg}$$

$$W_{41} = -P_1(V_1 - V_4) = -10^5(0,833 - 3,224) = 239200 \text{ J/kg}$$

4. Le travail total échangé avec le milieu extérieur

$$W_{Total} = W_{12} + W_{23} + W_{34} + W_{41}$$

$$W_{Total} = 194360 - 164000 - 743740 + 239200 = -474180 \text{ J/kg}$$

5. La quantité de chaleur échangée le long du cycle:

Le gaz étant revenu à son état initial, on a donc :

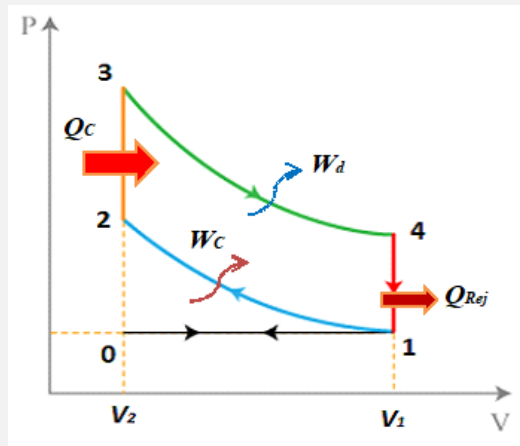
$$\Delta U_{cycl} = Q_{cycl} + W_{Total}$$

$$\text{Alors : } Q_{cycl} = -W_{Total} = 474180 \text{ J/kg}$$

$$Q_{cycl} = 113.291 \text{ Kcal/kg}$$

Solution Exercice 2

1. Voir la figure 1 ci-dessous.



Le cycle est parcouru dans le sens horaire; c'est un cycle moteur. Sur les deux isentropiques 1-2 et 3-4, aucune chaleur n'est échangée par définition. Le mélange reçoit de la chaleur ($Q_C > 0$) au cours de l'explosion (portion 2-3), et perd de la chaleur ($Q_{Rej} > 0$) lors de la détente isochore (portion 3-4). Le travail net fourni par le cycle est $W_{net} < 0$ il résulte d'un travail $W_{12} > 0$ fourni au gaz au cours de sa compression entre 1 et 2, et d'un travail $W_{34} < 0$ que génère le gaz par sa détente entre 3 et 4.

2. Le bilan thermique sur un cycle est le suivant :

$$\Delta U = W_{12} + Q_C + W_{34} + Q_{Rej} = 0$$

Soit

$$W_{net} = W_{12} + W_{34} = -Q_C - Q_{Rej}$$

3. Au cours des transformations isochores, les quantités de chaleur échangées sont égales à la variation d'énergie interne du gaz, dont l'expression est simple, soient :

$$Q_C = \Delta U_{23} = C_v(T_3 - T_2) \text{ et } Q_{Rej} = \Delta U_{41} = C_v(T_1 - T_4)$$

4. Le rendement ou l'efficacité η_m de ce moteur thermique est donnée par

$$\eta_m = \frac{|W_{net}|}{Q_C} = \frac{Q_C + Q_{Rej}}{Q_C} = 1 + \frac{Q_{Rej}}{Q_C} = 1 + \frac{T_1 - T_4}{T_3 - T_2}$$

5. Puisque les transformations 1-2 et 3-4 sont deux isentropiques, et en considérant que le mélange air/carburant est un fluide parfait, on a

$$\frac{T_A}{T_B} = \left(\frac{V_B}{V_A}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{1}{\alpha}\right)^{\gamma-1} \text{ et } \frac{T_C}{T_D} = \left(\frac{V_D}{V_C}\right)^{\gamma-1} = \alpha^{\gamma-1}$$

Alors, l'efficacité s'écrit

$$\eta = 1 + \frac{T_B \times \alpha^{1-\gamma} - T_D}{T_D \times \alpha^{\gamma-1} - T_B} = 1 + \alpha^{1-\gamma} \frac{T_B - T_D \times \alpha^{\gamma-1}}{T_D \times \alpha^{\gamma-1} - T_B} = 1 - \frac{1}{\alpha^{\gamma-1}}$$

Numériquement,

$$\eta = 1 - \frac{1}{90,4} = 58,5\%$$

6. L'efficacité du moteur de Carnot idéal de ce cycle fonctionnant entre les températures T_A et T_C vaut

$$\eta_c = 1 - \frac{T_C}{T_A} = 1 - \frac{293}{1220} = 76\%$$

$$r = \frac{\eta}{\eta_c} = \frac{58,5}{76} = 77\%$$

Le rendement du cycle de Beau de Rochas vaut donc

Solution Exercices 3

Voir figure 1 ci-dessous.

1 Sur les deux isentropiques AB et CD, aucune chaleur n'est échangée par définition. Le mélange reçoit de la chaleur ($Q_c > 0$) au cours de la combustion isobare (portion BC), et perd de la chaleur ($Q_f < 0$) lors de la détente isochore (portion DA). Sur un cycle, du travail est fourni $W_{total} < 0$ (le cycle est parcouru dans le sens horaire; c'est un cycle moteur) et il résulte d'un travail $W_{AB} > 0$ fourni au gaz au cours de sa compression entre A et B, et d'un travail $W_{CD} < 0$ que génère le gaz entre C et D.

2 Le bilan thermique sur un cycle est le suivant :

$$\Delta U = W_{AB} + Q_c + W_{CD} + Q_f = 0 \quad \text{soit} \quad W_{total} = W_{AB} + W_{CD} = -Q_c - Q_f$$

3 Au cours de la transformation isobare, la quantité de chaleur échangée est égale à la variation d'enthalpie du gaz (en effet $dH = d(U + PV) = \delta Q + VdP$), dont l'expression est simple, soit :

$$Q_c = \Delta H_{B \rightarrow C} = C_p(T_C - T_B)$$

Au cours de la transformation isochore, la quantité de chaleur échangée est égale à la variation d'énergie interne du gaz, dont l'expression est simple, soit :

$$Q_f = \Delta U_{D \rightarrow A} = C_v(T_A - T_D)$$

L'efficacité η_m de ce moteur thermique est donnée par

$$\eta = \frac{|W|}{Q_c} = \frac{Q_c + Q_f}{Q_c} = 1 + \frac{Q_f}{Q_c} = 1 + \frac{C_v(T_A - T_D)}{C_p(T_C - T_B)}$$

Puisque les transformations AB et CD sont deux isentropiques, et en considérant que le mélange air/carburant est un fluide parfait, on a

$$\frac{T_A}{T_B} = \left(\frac{V_B}{V_A}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{1}{\alpha}\right)^{\gamma-1} \quad \text{et} \quad \frac{T_C}{T_D} = \left(\frac{V_D}{V_C}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{V_A V_B}{V_B V_C}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{\alpha}{\beta}\right)^{\gamma-1}$$

Alors, l'efficacité s'écrit

$$\eta = 1 + \frac{1}{\gamma} \frac{T_B \times \alpha^{1-\gamma} - T_C \times \alpha^{1-\gamma} \beta^{\gamma-1}}{T_C - T_B}$$

Par ailleurs, la transformation entre B et C est une isobare. D'après la loi des gaz parfaits, on peut

écrire qu'alors $\frac{T_C}{V_C} = \frac{T_B}{V_B}$, soit $T_C = \frac{V_C}{V_B} T_B = \beta T_B$. En remplaçant T_C par son expression dans l'équation précédente, on obtient :

$$\eta = 1 + \frac{1}{\gamma} \frac{T_B \times \alpha^{1-\gamma} (1 - \beta^\gamma)}{T_B (\beta - 1)} = 1 - \frac{1}{\gamma \alpha^{\gamma-1}} \frac{1 - \beta^\gamma}{1 - \beta}$$

Numériquement,

$$\eta = 1 - \frac{1}{1,4 \times 14^{0,4}} \frac{1 - 1,55^{1,4}}{1 - 1,55} = 61,7\%$$

Cette efficacité est supérieure à celle obtenue dans le cas de moteur à explosion.

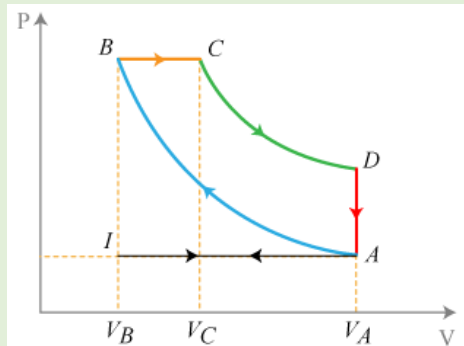
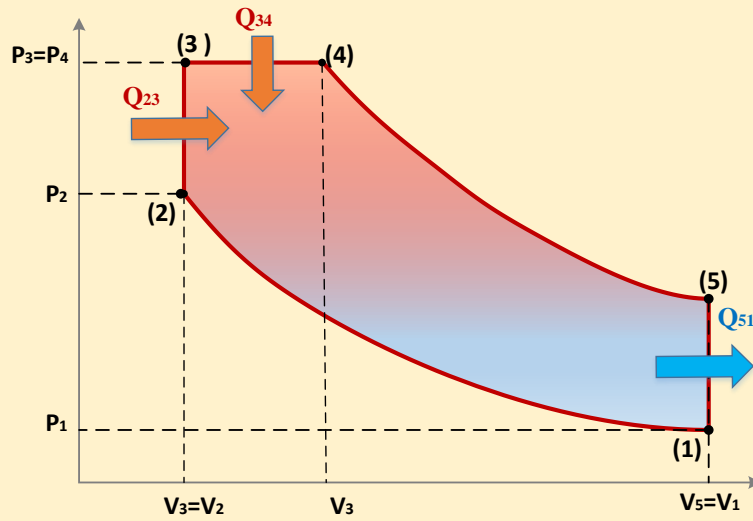


Figure 1

Solution Exercice 7



1) Températures et les pressions de l'air aux points 2, 3, et 5

Points 2 :

1 → 2: Transformation adiabatique $PV^\gamma = cte$

Alors $P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma$ et on a Loi des GP : $PV = nRT \Rightarrow P = \frac{nRT}{V}$

$$T_1 V_1^{\gamma-1} = T_2 V_2^{\gamma-1} \Rightarrow T_2 = T_1 \frac{V_1^{\gamma-1}}{V_2^{\gamma-1}}$$

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

AN: $T_2 = T_1 a^{\gamma-1} = 293(19)^{1.4-1} = 951,4K$

La pression P_2

$$P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma \Rightarrow P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\gamma = P_1 a^\gamma$$

AN: $P_2 = P_1 a^\gamma = 1 \cdot (19)^{1.4} = 61.69bar$

Points 3 : $P_3 = ?$ et $T_3 = ?$

2 → 3: Transformation isochore $V = V_2 = V_3 = Cste$

3 → 4: Transformation isobare $P_3 = P_4 = Cste \Rightarrow P_3 = 65 bar$

$$\begin{cases} P_3 V_3 = nRT_3 \\ P_2 V_2 = nRT_2 \\ V_2 = V_3 \end{cases} \Rightarrow \frac{P_3}{P_2} = \frac{T_3}{T_2}$$

Alors

$$T_3 = T_2 \frac{P_3}{P_2} = 951 \frac{65}{61.69} = 1002.45K$$

Points 5 : $T_5 = 928.8 K$ et $P_5 = ?$

5 → 1: Transformation isochore $V = V_5 = V_1 = Cste$

$$\begin{cases} P_5 V_5 = nRT_5 \\ P_1 V_1 = nRT_1 \\ V_5 = V_1 \end{cases} \Rightarrow \frac{P_5}{P_1} = \frac{T_5}{T_1} \Rightarrow P_5 = P_1 \frac{T_5}{T_1}, \text{ AN: } P_5 = 1 \frac{928.8}{279} = 3.33bar$$

2) Chaleurs échangées pour une masse d'air $m = 1\text{kg}$ au cours de chaque transformation du cycle.

■ Chaleur Forni par la combustion, Q_{C23} à volume constante et Q_{C34} à a pression constante

■ Chaleur rejeté par échappement des gaz brulés Q_{R51} à volume constante.

✓ Transformation isochore 2-3 : $Q_{C23} = mc_V(T_3 - T_2)$ $m = 1\text{kg}$

✓ $c_V = ?$, $c_p = ?$ en [J/Kg. °C] Chaleur spécifique à $V = \text{Const}$ et à $P = \text{Const}$

On a:

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} = \frac{c_p}{c_v} \text{ et } c_p - c_v = nR = \frac{m}{M}R = m \left(\frac{R}{M} \right) = mr \Rightarrow \frac{c_p}{m} - \frac{c_v}{m} = \left(\frac{R}{M} \right) \Rightarrow c_p - c_v = r$$

$$c_p - c_v = \gamma c_v - c_v = c_v(\gamma - 1) = r \Rightarrow \begin{cases} c_v = \frac{r}{\gamma - 1} = \frac{R}{M(\gamma - 1)} \\ c_p = \frac{\gamma r}{\gamma - 1} = \frac{\gamma R}{M(\gamma - 1)} \end{cases}$$

$$Q_{C23} = m \frac{R}{M(\gamma - 1)} (T_3 - T_2)$$

$$\text{AN: } Q_{C23} = \frac{1000}{29} \frac{8.32}{1.4-1} (1002.45 - 951,4) = \mathbf{36,61 \times 10^3 J = 36.61Kj}$$

✓ Transformation isobare 3-4 : $Q_{C34} = mc_p(T_4 - T_3) = m \frac{\gamma R}{M(\gamma-1)} (T_4 - T_3)$

$$\text{AN: } Q_{C23} = \frac{1000}{29} \frac{1.4 \times 8.32}{1.4-1} (2200 - 1002.45) = \mathbf{1202,5Kj}$$

✓ Transformation isochore 5-1 :

$$Q_{R51} = mc_V(T_1 - T_5) = m \frac{R}{M(\gamma - 1)} (T_1 - T_5)$$

$$\text{AN: } Q_{R51} = \frac{1000}{29} \frac{8.32}{1.4-1} (293 - 951,4) = \mathbf{-472,23 \times 10^3 J = -472.23Kj}$$

$Q_{C23} > 0$ et $Q_{C34} > 0$ Sont des chaleurs reçues et $Q_{R51} < 0$ Chaleur rejeté

3) Rendement en fonction des chaleurs échangées uniquement

Expression du rendement

$$\eta_{mix} = \frac{\text{Travail net}}{\text{Chaleur fourni au cycle}} = \left| \frac{W_{net}}{Q_c} \right|$$

✓ Chaleur fourni au cycle $Q_c = Q_{c23} + Q_{c34}$

✓ Travail net $W_{net} = W_{det} - W_{comp} = W_{45} - W_{12}$

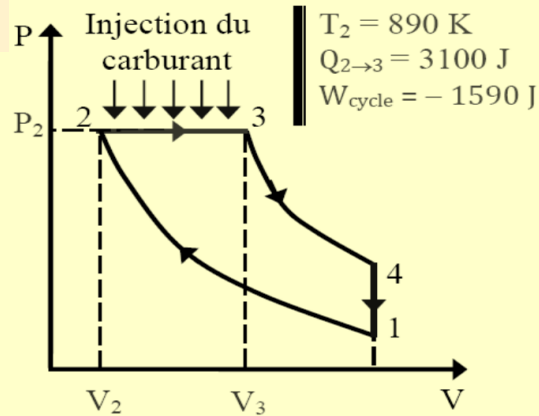
✓ 1^{er} Principe de la thermodynamique pour ce cycle

$$W_{net} + \sum Q = 0 \Rightarrow W_{net} = - \sum Q = -(Q_{c23} + Q_{c34} + Q_{R51})$$

$$\eta_{mix} = \frac{Q_{c23} + Q_{c34} + Q_{R51}}{Q_{c23} + Q_{c34}} = 1 + \frac{Q_{R51}}{Q_{c23} + Q_{c34}}$$

$$\text{AN: } \eta_{mix} = 1 + \frac{-472.23}{36,61+1202,5} = 0,6188 = 61.89\% \approx 62\%$$

Solution Exercise 8



1. $V_2 = nRT_2/P_2 = mRT_2/(M \times P_2)$ A. N. : $V_2 = 5,67 \times 10^{-5} \text{ m}^3$
 $Q_{2 \rightarrow 3} = n C_{PM} (T_3 - T_2) \Rightarrow T_3 = Q_{2 \rightarrow 3} / (n C_{PM}) + T_2$ A. N. : $T_3 = 3979,45 \text{ K}$
 $V_3 = nRT_3/P_3$ A. N. : $V_3 = 0,253 \times 10^{-3} \text{ m}^3$

2. $W_{2 \rightarrow 3} = -P_2(V_3 - V_2)$ A. N. : $W_{2 \rightarrow 3} = -885,71 \text{ J}$

3. $\Delta U_{2 \rightarrow 3} = W_{2 \rightarrow 3} + Q_{2 \rightarrow 3} = 2214,28 \text{ J}$
 $\Delta H_{2 \rightarrow 3} = Q_{2 \rightarrow 3} = 3100 \text{ J}$

4. Rendement $\rho = -W_{\text{cycle}} / Q_{2 \rightarrow 3} = 0,5129$

5. La masse de carburant au cours d'un cycle est : $m_{\text{car}} = Q_{2 \rightarrow 3} / P_c = 0,0704 \text{ g}$

6. Temps d'un cycle = $t_{\text{cycle}} = 2/N = 0,04 \text{ s}$
 Puissance du moteur = $P = -W_{\text{cycle}} / t_{\text{cycle}} = 39750 \text{ Watts} = 54,008 \text{ ch}$

7. Distance parcourue pendant un cycle = $d_{\text{cycle}} = \text{vitesse} \times t_{\text{cycle}} = 1 \text{ m}$

8. La masse de carburant consommée en 100 km est :
 $m_{100 \text{ km}} = 100 \times 10^3 \times m_{\text{car}} / d_{\text{cycle}} = 7045,45 \text{ g}$
 Le volume de carburant consommé en 100 km est :
 $V_{100 \text{ km}} = m_{100 \text{ km}} / \rho_{\text{carburant}} = 8,28 \text{ litres}$

Solution Exercice 10 :

Le rendement du cycle d'Otto en fonction de γ et r s'écrit :

$$\eta_{otto} = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}}$$

On sait que le rapporte volumétrique

$$r = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_{PMH}}{V_{PMB}} = \frac{1.5}{0.1} = 15 \quad \text{donc}$$

$$\eta_{otto} = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} = 1 - \frac{1}{(15)^{1.33-1}} = 0.5908 = 59.1\%$$

Solution Exercice 11:

a) Le cycle de Sabathé ou mixte peut être représenté par deux cycles composés

✓ (1-2-3-6-1) Représente le cycle Otto avec

- $Q_{CO} > 0$ Chaleur de combustion fournie au cycle

- $Q_{RO} < 0$ Chaleur rejeté par le cycle

✓ (6-3-4-5-6') Représente le cycle Diesel

- $Q_{CD} > 0$ Chaleur de combustion fournie au cycle

$Q_{RD} < 0$ Chaleur rejeté par le cycle

Le rendement théorique du cycle mixte 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 $Q_R = Q_{RO} + Q_{RD}$

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

On a les rendements :

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

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

Donc

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

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

b) Les expressions des chaleurs Q_{CO} et Q_{CD}

- Chaleur de combustion cycle Otto : $Q_{CO} = mC_V(T_3 - T_2)$

- Chaleur de combustion cycle Diesel : $Q_{CD} = mC_p(T_4 - T_3)$

On remplace dans l'expression du rendement du cycle mixte

$$\eta_{mix} = \frac{mC_V(T_3 - T_2)\eta_O + mC_p(T_4 - T_3)\eta_D}{mC_V(T_3 - T_2) + mC_p(T_4 - T_3)} = \frac{C_V(T_3 - T_2)\eta_O + C_p(T_4 - T_3)\eta_D}{C_V(T_3 - T_2) + C_p(T_4 - T_3)}$$

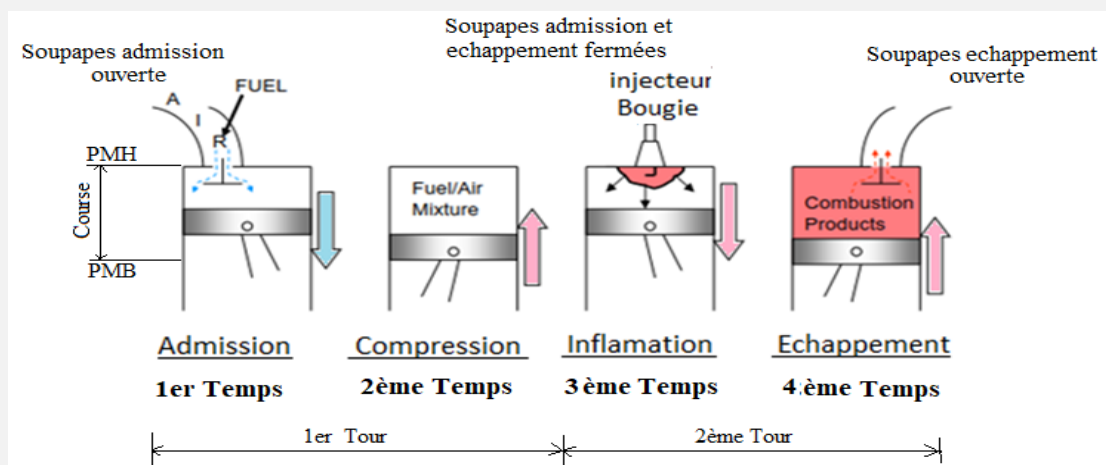
Comme le fluide est un gaz parfait $\gamma = C_p/C_V$

$$\eta_{mix} = \frac{(T_3 - T_2)\eta_O + \frac{C_p}{C_V}(T_4 - T_3)\eta_D}{(T_3 - T_2) + \frac{C_p}{C_V}(T_4 - T_3)}$$

$$\eta_{mix} = \frac{\eta_O(T_3 - T_2) + \gamma\eta_D(T_4 - T_3)}{(T_3 - T_2) + \gamma(T_4 - T_3)}$$

Solution Exercice 12

1) Schéma de principe d'un moteur a quatre temps



2) L'angle de rotation 200 deg correspond au 2^{ème} temps Compression et l'angle 400 deg correspond au 3^{ème} temps Combustion.

Exercice 1 3

a) L'angle de rotation pour un moteur à 4 cylindres en ligne est $720 \text{ cycle}/4 = 180^\circ$, la distribution de ses phases est suivant le tableau (l'ordre d'allumage est 1342) :

	Cylindre1	Cylindre2	Cylindre3	Cylindre4
$0^\circ \text{ -- } 180^\circ$	Admission	COMP	ECH	INF-DET
$180^\circ \text{ -- } 360^\circ$	Compression	INF-DET	ADM	ECH
$360^\circ \text{ -- } 540^\circ$	Inflammation-Détente	ECH	COMP	ADM
$540^\circ \text{ -- } 720^\circ$	Échappement	ADM	INF-DET	COMP

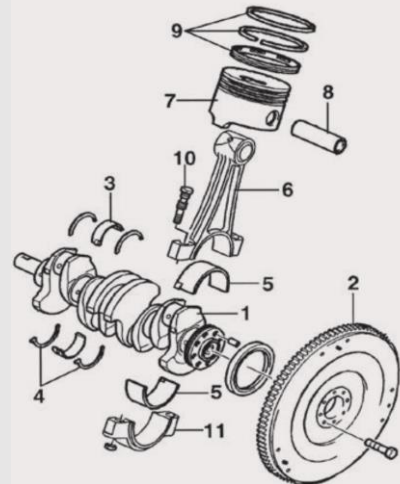
b) L'angle de rotation pour un moteur à 6 cylindres en ligne est $720(\text{cycle}) / 6 = 120^\circ$, la distribution de ses phases est suivant le tableau (l'ordre d'allumage est 153624) :

	Cylindre1	Cylindre2	Cylindre3	Cylindre4	Cylindre5	Cylindre6
0°	ADM	COMP	INF- DET	ADM	ECH	INF- DET
60°			ECH	COMP		
120°		INF- DET	ADM	INF- DET	COMP	
180°	COMP					ECH
240°		INF- DET	COMP	ECH		
300°					ADM	INF- DET
360°	ECH	ADM	INF- DET			
420°				COMP		ECH
480°	INF- DET	COMP	ECH			
520°				ECH	ADM	INF- DET
600°	COMP	INF- DET				
660°			INF- DET		ADM	
720°	ECH	COMP		INF- DET		

Solution Exercice 14

Équipage mobile et son volant moteur.

- | | |
|------------------------|-----------------------|
| 1. vilebrequin | 7. piston |
| 2. volant moteur | 8. axe de piston |
| 3. coussinet de palier | 9. segments |
| 4. cales latérales | 10. vis de chapeau |
| 5. coussinet de bielle | 11. chapeau de bielle |
| 6. bielle | |



Solution Exercice 15

Quel est le système qui crée le couple moteur dans un véhicule ?

C'est le moteur à combustion interne

Quel est le principe utilisé ?

Avec le principe du système bielle manivelle

Comment est assuré le déplacement du piston relié au système bielle-manivelle ?

En créant une combustion d'un mélange air-essence. Il en résulte une pression importante qui se traduit par une force F_0 sur le piston

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

Pendant un cycle, combien de tours doit faire l'organe mécanique qui commande chaque soupape ?

1 tour

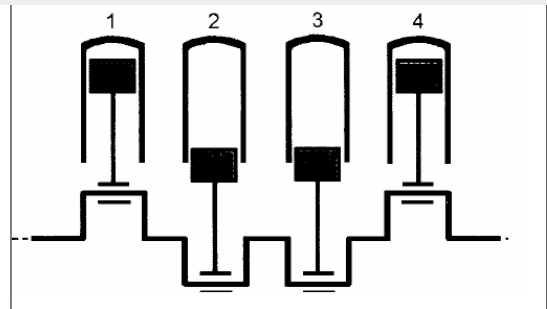
Comment s'appelle cet organe ?

L'arbre à came

Exercice 16

Les pistons des deux cylindres **1** et **4** se trouvent ensemble au **PMH**. Si le cylindre **1** est en fin de compression, l'autre cylindre **4** est en fin **d'échappement**. Où si le cylindre **4** est en fin de compression, l'autre cylindre **1** est en fin **d'échappement**.

Les pistons des deux autres cylindres **2** et **3** se trouvent ensemble au **PMB**. Si le cylindre **2** est en fin **d'admission** l'autre cylindre **3** est en fin **de combustion détente**.



Lorsque le cylindre **1** descend pour le temps admission, le cylindre opposé **4** descend pour le temps **combustion détente**. C'est le temps **MOTEUR**.

Lorsque le cylindre **2** monte pour le temps compression, le cylindre opposé **3** monte pour le temps **échappement**. C'est un temps **MORT**

Solution Exercice 17

Un Moteur à combustion interne type Otto à un cylindre de volume $V_{PMB} = 1.5 \text{ litre}$ et $V_{PMH} = 0.1 \text{ litre}$ quelle est son rendement thermique si le coefficient du gaz $\gamma = 1.33$

$$\eta_{otto} = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}}$$

$$r = \frac{V_{PMH}}{V_{PMB}} = \frac{1.5}{0.1} = 15$$

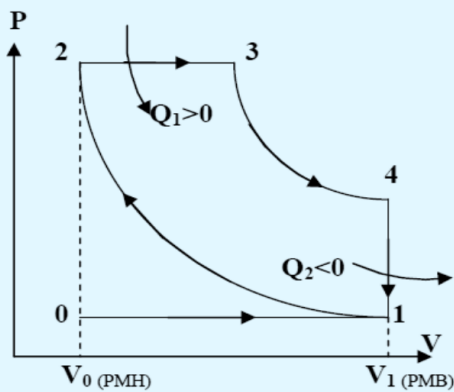
$$\eta_{otto} = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} = 1 - \frac{1}{(15)^{1.33-1}} = 0.5908 = 59.1\%$$

- 1) Le moteur à combustion interne MCI est un system de convertie d'énergie
- b) Calorifique ↔ Travail. b) Chimique ↔ Mécanique. c) Combustion ↔ Rotation
- 2) Transforme le mouvement de translation en mouvement de rotation
- b) Vilebrequin. b) Arbre à came. c) Système biellemanivelle. d) Piston et cylindre.
- 3) 1710° angle de rotation du vilebrequin qui correspond au 3^{ème} cycle à l'état de
- b) Compression b) Echappement c) Détente d)

4) vrai ou Faux	Vrai/Faux
Dans un Moteur diesel l'injection du carburant se fait avant l'étincèle de la bougie d'allumage	Faux
Un cycle thermodynamique du MCI fait 720°	Faux
Le MCI à cycle thermodynamique mixte fonctionne à 5 temps.	Vrai
Un temps représente un angle de rotation = 90°	Faux
T_{max} du diesel est supérieur à celle du Moteur à essence	Vrai
Le moteur à essence est un moteur à allumage contrôlé	Vrai
Un temps équivalent a une évolution dans le cycle thermodynamique	Faux
Un moteur à essence peut fonctionner avec un carburant gaz	Vrai

Solution Exercise 18

a_ Cycle diesel pur (combustion à pression constante)



0 → 1 : Admission de l'air.

1 → 2 : Compression adiabatique de l'air

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

2 → 3 : Combustion isobare, apport de chaleur

$$Q_1 = (m_a + m_c) C_p (T_3 - T_2) = m_c \cdot P c_i$$

0 → 4 Détente adiabatique des gaz.

$$\begin{cases} \frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^\gamma = \epsilon'^\gamma \\ \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{\gamma-1} = \epsilon'^{\gamma-1} \end{cases}$$

4 → 1 : Echappement des gaz brûlés. La chaleur dégagée est :

$$Q_2 = (m_a + m_c) C_v (T_1 - T_4)$$

Rendement théorique du cycle diesel :

$$\eta_{th} = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1} = 1 + \frac{Q_2}{Q_1} = 1 + \frac{(m_a + m_c) C_v (T_1 - T_4)}{(m_a + m_c) C_p (T_3 - T_2)} \quad \rightarrow \quad \eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

L'équation d'état des gaz parfait $P.V = m.r.T \Rightarrow T = \frac{P.V}{mr}$ d'où :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{P_4 V_4 - P_1 V_1}{P_3 V_3 - P_2 V_2} \quad \text{avec} \quad P_2 = P_3 \text{ (isobare)}, V_1 = V_4 \text{ (Isochore)}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{V_1 (P_4 - P_1)}{P_2 (V_3 - V_2)} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{\left(\frac{P_4}{P_2} - \frac{P_1}{P_2}\right)}{\frac{V_3}{V_1} - \frac{V_2}{V_1}}$$

Or, on sait que :

$$\left. \begin{array}{l} \frac{P_4}{P_2} = \frac{P_4}{P_3} = \frac{1}{\varepsilon'^{\gamma}} \\ \frac{P_1}{P_2} = \frac{1}{\varepsilon^{\gamma}} \\ \frac{V_3}{V_1} = \frac{V_3}{V_4} = \frac{1}{\varepsilon'} \\ \frac{V_2}{V_1} = \frac{1}{\varepsilon} \end{array} \right\} \Rightarrow \eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} \left[\frac{\left(\frac{1}{\varepsilon'}\right)^{\gamma} - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\gamma}}{\frac{1}{\varepsilon'} - \frac{1}{\varepsilon}} \right] = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{\left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\gamma} \left[\left(\frac{1}{\varepsilon'}\right)^{\gamma} - 1 \right]}{\left(\frac{1}{\varepsilon}\right) \left[\left(\frac{1}{\varepsilon'}\right)^{\gamma} - 1 \right]}$$

$$\left. \begin{array}{l} \eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{\varepsilon}{\varepsilon^{\gamma}} \frac{\left[\left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon'}\right)^{\gamma} - 1 \right]}{\left[\left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon'}\right) - 1 \right]} \\ \varepsilon = \frac{V_1}{V_2} \\ \varepsilon' = \frac{V_4}{V_3} = \frac{V_1}{V_3} \end{array} \right\} \Rightarrow \frac{\varepsilon}{\varepsilon'} = \frac{V_1}{V_2} \cdot \frac{V_3}{V_1} = \frac{V_3}{V_2} = \delta$$

Finalement on obtient :
$$\boxed{\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}} \cdot \frac{\delta^{\gamma} - 1}{\delta - 1}}$$

Le rendement de ce moteur dépend du rapport volumétrique de compression ε et du rapport δ qui caractérise la durée de l'injection ou de la combustion.

Solution Exercice 19

1) calculer la cylindrée V_c balayé par le piston

$$V_c = V_u = \frac{\pi \times D^2 \times C}{4} = \frac{3.14 \times 85.5^2 \times 69}{4} = 396.2 \times 10^{-6} m^3,$$

ou avec la relation

$$V_c = \frac{V_{cy}}{4} = \frac{1585}{4} = 396.25 cm^3$$

2) le volume V_1 de cylindre

$$V_1 = V_{total} = V_c + V_2 \text{ donc on a } \epsilon = \frac{V_1}{V_2} \Rightarrow V_2 = \frac{V_1}{\epsilon}$$

$$\text{donc } V_1 = V_c + \frac{V_1}{\epsilon} \Rightarrow V_1 = \frac{\epsilon \cdot V_c}{\epsilon - 1} = 454.2 \times 10^{-6} m^3$$

- Le volume V_2 à fin de compression (C.à.d. le volume mort)

$$V_1 = V_c + V_2 \Rightarrow V_2 = V_1 - V_c = 58.2 \times 10^{-6} m^3$$

3) La masse d'air admise dans le cylindre. On supposera un taux de remplissage de 100%.

$$PV = mrT, \Rightarrow m_{air} = \frac{P_1 V_1}{r T_1} = \frac{10^5 \times 454 \times 10^{-6}}{287 \times 300} = 0.53 \times 10^{-3} kg$$

Calculer la masse d'essence correspondante sachant que la proportion d'essence en masse est de 15 kg d'air).

$$M_{essence} = M_{air} / 15 = 0.035 \times 10^{-3}$$

- La pression P_2 en fin de compression ainsi que la température T_2

$$P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma \Rightarrow P_2 = P_1 V_1^\gamma / V_2^\gamma = P_1 \epsilon^\gamma = 17.74 \times 10^5 pa$$

$$\begin{cases} P_1 V_1 = mrT_1 \\ P_2 V_2 = mrT_2 \end{cases} \Rightarrow \frac{P_1 V_1}{P_2 V_2} = \frac{T_1}{T_2} \Rightarrow \frac{P_2}{P_1} = \epsilon^\gamma \Rightarrow \frac{T_1}{T_2} = \frac{\epsilon^\gamma}{\epsilon} = \epsilon^{\gamma-1} \Rightarrow T_2 = 682 K$$

4) Calculer la quantité d'énergie fournie par la combustion de l'essence, en déduire la température T_3 en fin de la combustion ainsi que la pression P_3

$$Q_{23} = M_{ess} \times L_c = 1470 J$$

$$W_{23} + Q_{23} = \Delta U_{23} = m_{air} C_{v,air} \times \Delta T_{23}$$

$$\Delta T_{23} = \frac{Q_{23}}{m_{air} C_{v,air}} = 3890 K = (T_3 - T_2) \Rightarrow T_3 = 4572 K$$

$$\frac{P_3 V_3}{P_2 V_2} = \frac{T_3}{T_2} \Rightarrow \frac{P_3}{P_2} = \frac{T_3}{T_2} \Rightarrow P_3 = \frac{T_3}{T_2} P_2 = 119 \times 10^5 pa$$

La quantité de chaleur Q_{41}

5. Calculer P_4 et T_4 en fin de détente adiabatique

$$P_4 V_4^\gamma = P_3 V_3^\gamma \Rightarrow P_4 = P_3 \times \epsilon^{-\gamma} = 6.71 \times 10^5 pa$$

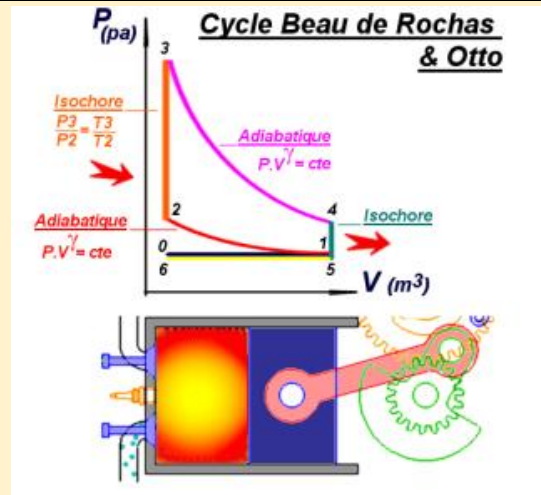
$$\frac{T_4}{T_3} = \epsilon^{1-\gamma} \Rightarrow T_4 = T_3 \times \epsilon^{1-\gamma} = 2010 K$$

- Quantité de chaleur Q_{41}

$$Q_{23} = m_{air} C_{v,air} \times \Delta T_{41} = -646 J$$

6. Exprimer le rendement thermodynamique du cycle de Beau de Rochas en fonction de taux de compression ϵ et puis calculer sa valeur

$$\text{Premiers principes pour un cycle fermé } \Delta U = 0 \text{ (cycle fermé)} \Rightarrow W + Q_{BC} + Q_{DA} = 0$$



$$\eta_{th} = \left| \frac{W_{cycle}}{Q_{23}} \right| = \frac{Q_{23} + Q_{41}}{Q_{23}} = 1 + \frac{(T_1 - T_4)}{T_3 - T_2} \Rightarrow \eta_{th} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\gamma-1}} = 1 - \frac{1}{7.8^{0.4}} = 0.56 \text{ (56\%)}$$

7) la fiche constructeur indique une consommation spécifique de carburant de 0.21 kg /cv/h ; calculer le rendement réel (effective) du moteur. Sachant que la puissance $P=50$ Cv à 3200 tr/min ; calculer la pression moyenne effective PME

$$C_{SE} = \frac{3600}{\eta_e \cdot PCI}, \quad \mapsto \quad \eta_e = \frac{1cv(736)}{\frac{C_{SE} \times PCI}{3600}} = 0.3$$

$$Pme = \frac{Peff \times 1200}{N \times Vcy} \quad Peff=50cv, N=3200, Vcy=2946$$

Solution Exercice 20

1. Calcul des volumes V_1, V_2, V_3 et V_4 :

On a la loi des gaz parfait : $PV = nRT$, n est le nombre de mole du mélange carburé.

$$V_1 = \frac{RT_1}{P_1} = 24.96 \text{ litres}, \quad V_4 = V_1 = 24.96 \text{ litres}$$

$$\epsilon = \frac{V_1}{V_2} \Rightarrow V_2 = \frac{V_1}{\epsilon} = 2.496 \text{ litres}, \quad V_3 = V_2 = 2.496 \text{ litres}$$

2. Calcul de la pression P_2 et la température T_2

$$P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma \Rightarrow P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\gamma = 25.11 \text{ bars}$$

$$P_2 V_2 = nRT_2 \Rightarrow T_2 = \frac{P_2 V_2}{nR} = 753 \text{ }^\circ\text{K}$$

3. Calculer la quantité de chaleur et le travail à chaque transformation

L'exposant adiabatique γ est $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$

A_1A_2 : Compression adiabatique

$$W_{12} = P_2 V_2 - P_1 V_1 = 9.319 \text{ KJ}$$

A_2A_3 : Inflammation à volume constant

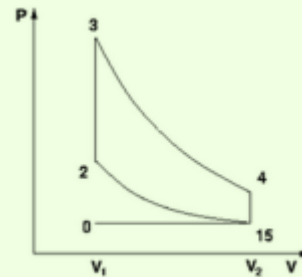
$$Q_{23} = C_v(T_3 - T_2) = 40.384 \text{ KJ}$$

A_4A_1 : Refroidissement à volume constant

$$Q_{41} = C_v(T_1 - T_4) = -16.172 \text{ KJ}$$

A_3A_4 : Détente adiabatique

$$W_{34} = P_4 V_4 - P_3 V_3 = -33.527 \text{ KJ}$$



4. Le premier principe de la thermodynamique appliqué au cycle s'écrit :

$$\Delta U_{cycles} = W + Q_{cycles}$$

Où W est le travail total échangé entre le système et le milieu extérieur au cours d'un cycle et Q_{cycle} est la chaleur totale échangée entre le système et le milieu extérieur au cours du même cycle.

Solution Exercice 21

1) la course, le volume mort V_0 , La cylindrée V_{cy} , et le volume total $V_T \Leftrightarrow$

$$V_u = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot L}{4} \text{ ou } V_u = V_{cy}/6 \rightarrow L = 4 \cdot V_{cy} / 6 \cdot \pi \cdot D^2 \Rightarrow L = 2946 \times \frac{4}{6} \times 3.14 \times (8.7)^2 = 82.6 \text{ mm}$$

-Le volume mort v

$$\varepsilon = \frac{V_u + v}{v} \Rightarrow v = \left(\frac{V_u}{\varepsilon - 1} \right),$$

$$\text{-Volume unitaire : } V_u = V_{cy}/6 = 2946/6 = 491 \text{ cm}^3$$

$$\text{-Volume mort : } v = \left(\frac{491}{12-1} \right) = 44.6363 \text{ cm}^3$$

$$\text{-Volume totale } V_t = V_u + v = 491 + 44.6363 = 535.6363 \text{ cm}^3$$

2) La pression d'admission

$$P_{ad} = R_c \times P_o = 1.5 \times 1000 = 1500 \text{ mbar}$$

- La température d'admission

$$T_{ad} = T_o \left(\frac{P_{ad}}{P_o} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 295 \times (1.5)^{0.286} = 331.27 \text{ K}$$

3) le débit d'air total

$$\dot{m}_{air} = \eta_v \times \rho_{adm} \times V_{cy} \times \left(\frac{N}{120} \right)$$

$$\eta_v = 0.92, \quad PV = mRT, \Rightarrow P = \frac{mRT}{V} = \rho RT \Rightarrow$$

$$\rho_{adm} = \left(\frac{P_{ad}}{r \cdot T_{ad}} \right) = \frac{1.5 \times 10^5}{287 \times 331.27} = 1.577 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m} = 0.92 \times 1.577 \times 2946 \times \left(\frac{5000}{120} \right) \times 10^6 = 0.174 \text{ kg/s}$$

4) le débit de carburant

$$\rho_{adm} = \left(\frac{\dot{m}_{air}}{\dot{m}_{carburant}} \right) = \frac{\dot{m}_c}{29}, \text{ AN } \dot{m}_c = \frac{0.174}{29} = 0.006 \text{ kg/s}$$

5) Puissance thermique

$$P_{th} = \dot{m}_c \times PCI \Rightarrow P_{th} = 0.006 \times 42000 = 252 \text{ kw}$$

$$1 \text{ ch} = 0.736 \text{ Kw} \Rightarrow P_{th} = 252 / 0.736 = 342.4 \text{ ch}$$

6) Puissance effective

$$P_{eff} = \eta_e \times P_{th} \Rightarrow P_{eff} = 0.4 \times 252 = 100.8 \text{ kw}$$

7) Couple effective

$$C_{eff} = \frac{P_{eff} \times 30}{N \times \pi} \Rightarrow C_{eff} = \frac{100.8 \times 30 \times 10^3}{5000.3 \times 14} = 192.6 \text{ N.m}$$

8) Pression moyenne effective

$$P_{me} = \frac{P_{eff} \times 1200}{N \times V_{cy}} \Rightarrow P_{me} = \frac{100.8 \times 1200}{5000 \times 2946} = 8.22 \text{ bar}$$

9) Cconsommation spécifique

$$C_{SE} = \frac{3600}{\eta_e \cdot PCI} \Rightarrow C_{SE} = \frac{3600}{0.4 \times 4200} = 214.28 \text{ g/kwh}$$

$$\text{En peut calculer aussi par la formule } C_{SE} = \frac{m_c \times 3600}{P_{eff}}$$

Solution Exercice 22 (Moteur à explosion).

Le principe de fonctionnement est le suivant :

O --> A : Phase d'admission.

Le mélange gazeux est constitué d'air et de $n=2 \cdot 10^{-4}$ mol d'essence. Il est admis de façon isobare à la pression P_A dans le cylindre. La soupape d'admission est refermée. Le mélange air-carburant se trouve alors dans les conditions $V_A = 1$ L, $P_A = 1$ bar, $T_A = 293K = 20^\circ C$

Le gaz subit alors la suite de transformations suivantes :

- A-->B : compression adiabatique réversible. $V_B = V_A/8$
 - B--> C : une étincelle provoque la combustion isochore, instantanée, de toute l'essence.
 - C-->D : détente adiabatique réversible ; on donne $V_D = V_A$;
 - D -->A : refroidissement isochore. (la pression chute à cause de l'ouverture du cylindre vers l'extérieur)
- A-->O : refoulement isobare des gaz vers l'extérieur à la pression P_A . C'est l'échappement.

Dans toute l'étude de ce modèle de moteur à explosion, on suppose constant le nombre total de moles gazeuses.

Représenter l'ensemble des transformations sur un diagramme (P, V). Indiquer le sens de parcours. Commenter.

Pourquoi parle-t-on de moteur à combustion interne ?

La combustion du mélange air-essence a lieu à l'intérieur du cylindre.

Pourquoi parle-t-on de moteur à 4 temps ? Préciser les 4 temps.

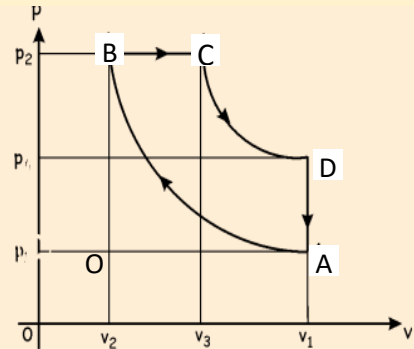
temps n°1 : admission du mélange air-essence.

temps n°2 : compression ;

temps n°3 : combustion et détente ;

temps n°4 : refroidissement des gaz puis refoulement de ces derniers à l'extérieur.

Les étapes d'admission et de refoulement se compensent et on raisonne donc sur le système fermé effectuant le « cycle » ABCD.



Calculer n_A , le nombre de moles de gaz initialement admis dans le cylindre.

Le mélange air-carburant se trouve alors dans les conditions $V_A = 10^{-3} \text{ m}^3$, $P_A = 10^5 \text{ Pa}$, $T_A = 293K$

$$n_A = P_A V_A / (RT_A) = 10^5 \cdot 10^{-3} / (8,314 \cdot 298) = 4,036 \cdot 10^{-2} \text{ mol} = \mathbf{4 \cdot 10^{-2} \text{ mol}}$$

Le mélange gazeux est assimilé à un gaz parfait de rapport $\gamma = 1,4$

Déterminer la pression du mélange dans l'état B.

$$A \rightarrow B : \text{compression adiabatique réversible. } V_B = V_A/8, \quad P_A V_A^\gamma = P_B V_B^\gamma.$$

$$P_B = P_A (V_A / V_B)^\gamma = 10^5 \cdot 8^{1,4} = 1,838 \cdot 10^6 \text{ Pa} = \mathbf{18 \text{ bar}}$$

Déterminer la température du mélange dans l'état B.

$$P_B V_B = n_A R T_B.$$

$$T_B = P_B V_B / (n_A R) = 1,838 \cdot 10^6 \cdot 10^{-3} / (8 \cdot 4,036 \cdot 10^{-2} \cdot 8,314) = \mathbf{685 \text{ K}}$$

On devrait en réalité prendre $\gamma = 1,34$. Suggérer une justification.

La valeur $\gamma=1,4$ correspond au gaz diatomique (O_2, N_2). Ici, il faut prendre en compte l'essence.

Le mélange air-essence s'enflamme spontanément à 330°C, ce que l'on souhaite éviter ...

Calculer le taux de compression $\tau = V_A/V_B$ maximal permettant d'éviter cet « autoallumage » entre A et B.

Pour l'application numérique de cette question - uniquement - on prendra $\gamma = 1,34$.

A-->B : compression adiabatique réversible. $V_B = V_A/8$

$$T_A V_A^{\gamma-1} = T_B V_B^{\gamma-1}.$$

$$\tau = V_A/V_B = (T_B/T_A)^{1/(\gamma-1)} \text{ avec } T_B = 273+330 = 603 \text{ K., } \tau_{\max} = (603/293)^{1/0,34} = \mathbf{8,4}.$$

On supposera ici $T_C = 2100 \text{ K}$.

Calculer P_C . Respecte-t-on la contrainte de pression mentionnée en introduction ?

B--> C : une étincelle provoque la combustion **isochore**, instantanée, de toute l'essence.

$$V_B=V_C= V_A/8. \quad P_C V_C = n_A R T_C.$$

$$P_C = n_A R T_C / V_C = 8 n_A R T_C / V_A = 8 * 4,038 \cdot 10^{-2} * 8,31 * 2100 / 10^{-3} = 5,637 \cdot 10^6 \text{ Pa} = \mathbf{56 \text{ bar}}.$$

En réalité la pression maximale est légèrement inférieure. Proposer une justification.

La combustion du mélange air essence n'est pas instantanée. La pression est donc un peu inférieure à 56 bar et on respecte la contrainte imposée. ($P < 50 \text{ bar}$)

Calculer la température en D.

C-->D : détente **adiabatique réversible** ; on donne $V_D = V_A$;

$$T_C V_C^{\gamma-1} = T_D V_D^{\gamma-1}, \quad T_C V_B^{\gamma-1} = T_D V_A^{\gamma-1}, \quad T_D = T_C (V_B/V_A)^{\gamma-1} = 2100 * (1/8)^{0,4} = \mathbf{914 \text{ K}}.$$

Exprimer, en fonction de $C_{v,m}$, n et des températures puis en fonction de n , R , γ et des températures, le travail fourni par le gaz au système mécanique au cours d'un cycle. Le calculer.

C_v représente la capacité thermique molaire à volume constant du mélange gazeux.

• A-->B : **compression adiabatique réversible**. $Q_{AB}=0$.

$$\Delta U_{AB} = W_{AB} + Q_{AB} = n C_{v,m} (T_B - T_A), \quad W_{AB} = n C_{v,m} (T_B - T_A).$$

• B--> C : **combustion isochore**, $dW = - PdV$; $W_{BC}=0$ (volume constant)

• C-->D : **détente adiabatique réversible** ; $W_{CD} = n C_{v,m} (T_D - T_C)$.

• D -->A : **refroidissement isochore**. $W_{DA}=0$ (volume constant), $W_{\text{cycle}} = n C_{v,m} (T_B - T_A + T_D - T_C)$.

Or $C_{v,m} = R/(\gamma-1)$ d'où : $W_{\text{cycle}} = nR/(\gamma-1) (T_B - T_A + T_D - T_C)$.

$$W_{\text{cycle}} = 4,036 \cdot 10^{-2} * 8,314 / 0,4 * (685 - 293 + 914 - 2100) = \mathbf{-666 \text{ J}}.$$

Définir le rendement du cycle, l'exprimer en fonction des différentes températures, le calculer.

rendement = travail récupéré / énergie libérée par la combustion du mélange air-essenc $\eta = |W| / Q_{BC}$.

La transformation B → C est isochore ; le travail mis en jeu est nul ; la variation d'énergie interne est égale à l'énergie libérée par la combustion.

$$Q_{BC} = n C_{v,m} (T_C - T_B) = nR/(\gamma-1) (T_C - T_B), \quad Q_{BC} = 4,038 \cdot 10^{-2} \cdot 8,314 / 0,4 \cdot (2100 - 603) = 1256 \text{ J.}$$

$$\eta = 666 / 1256 = \underline{\underline{0,53}}.$$

Le moteur effectue 2500 cycles par minute.

Quelle est sa puissance ? La calculer. Combien le piston effectue-t-il d'allers-retours par minute ?

Travail pour 2500 cycles : $666 \cdot 2500 \text{ J}$

$$\text{Puissance (W)} = \text{travail (J)} / \text{durée (s)}, \quad P = 666 \cdot 2500 / 60 = \underline{\underline{27,7 \text{ kW}}}.$$

Le piston effectue un aller-retour à chaque cycle : 2500 "aller-retour" en une minute.

Bilan entropique.

Le refroidissement isochore DA s'effectue au contact de l'atmosphère, à la température T_A .

Exprimer la variation d'entropie ΔS du gaz lors de cette transformation en fonction des différentes températures.

La transformation est isochore. le travail mis en jeu est nul.

$$dU = \delta Q = n C_{v,m} dT.$$

$$dS = \delta Q / T = n C_{v,m} dT / T = n C_{v,m} d(\ln T), \quad \Delta S = n C_{v,m} \ln(T_A / T_D), \quad \Delta S = n R / (\gamma - 1) \ln(T_A / T_D).$$

$$\Delta S = 4,036 \cdot 10^{-2} \cdot 8,314 / 0,4 \ln(298 / 914) = -0,94 \text{ J K}^{-1}.$$

Exprimer l'entropie échangée

$$S_{\text{échangée DA}} / T_A = n C_{v,m} (1 - T_D / T_A), \quad S_{\text{échangée}} = n R / (\gamma - 1) (1 - T_D / T_A),$$

$$S_{\text{échangée}} = 4,036 \cdot 10^{-2} \cdot 8,314 / 0,4 (1 - 914 / 293) = -1,78 \text{ J K}^{-1}.$$

En déduire l'entropie créée au sein du mélange gazeux, la calculer.

$$S_{\text{créée}} = \Delta S - S_{\text{échangée}}, \quad S_{\text{créée}} = -0,94 + 1,78 = \underline{\underline{0,84 \text{ J K}^{-1}}}.$$

Commenter le résultat : quelle est la cause d'irréversibilité ?

L'entropie créée est positive : la transformation est irréversible. Les températures entre le système et l'extérieur sont différentes.

Y-a-t-il eu création d'entropie au sein du gaz lors des évolutions : AB, BC et CD ?

Dans l'affirmative, quel type d'irréversibilité en est la cause ?

Les transformations AB et CD sont adiabatiques et réversibles : $S_{\text{créée}} = 0$.

La transformation BC est irréversible $S_{\text{créée}} > 0$: la combustion du mélange air-essence est irréversible.

Solution d'exercices

Chapitre III

Solution d'exercice chapitre III

Solution Exercise 1

1) La vitesse de rotation du vilebrequin du moteur en [Tr/s] et [Tr/min]

$$R_{\omega} = \frac{\omega_{moteur}}{\omega_{roue}} \Rightarrow \omega_{moteur} = \omega_{roue} \cdot R_{\omega}$$

Vitesse de la voiture

$$120 \text{ Km/h} = \frac{120 \times 1000}{3600} = \mathbf{33.33 \text{ m/s}}$$

Périmètre d'une roue de la voiture :

$$2\pi r = \pi D_{roue} = 3.14 \times 0.75 = \mathbf{2.353 \text{ m}}$$

Vitesse de rotation des roues :

$$\omega_{roue} = \frac{\mathbf{33.33 \text{ m/s}}}{\mathbf{2.353 \text{ m}}} = \mathbf{14.165 \text{ Tr/s}} = 849.98 \cong \mathbf{850 \text{ Tr/min}}$$

Vitesse de rotation du moteur

$$\begin{aligned} \omega_{moteur} &= \omega_{roue} \cdot R_{\omega} = 14.165 \times 3.77 \\ &= \mathbf{53.4 \text{ Tr/s}} \\ &\cong \mathbf{3204 \text{ Tr/min}} \end{aligned}$$

2) Nombre de cycle thermodynamique par second

Moteur a 4 temps \Rightarrow 2 Tour du vilebrequin fait 1 Cycle thermodynamique

Donc à cette vitesse (120Km/h) le nombre de cycle par sec sera :

$$\frac{53.4 \text{ Tr/s}}{2} = \mathbf{26.7 \text{ Cycl/s}}$$

3) Le temps d'un cycle thermodynamique.

$$\frac{1}{26.7} = \mathbf{0.03745 \text{ s/Cycl}} = \mathbf{37.45 \text{ ms/Cycl}}$$

4) Le temps d'une course **tc** =?

Moteur a 4 temps \Rightarrow 2 Tour = 4 Courses

Donc le temps de 1 course

$$\mathbf{tc} = \frac{0.03745 \text{ Sec}}{4} = \mathbf{0,009363 \text{ Sec}} = \mathbf{9.36 \text{ ms}}$$

5) Le volume du cylindré et la course du piston

Volume de la cylindré $V_{cylindré} = ?$

$$V_{cylindré} = \Delta V = V_T - V_m = V_1 - V_2$$

On sait que le rapport de compression volumétrique

$$r = \frac{V_T}{V_m} \Rightarrow V_T = rV_m$$

$$V_{cylindré} = rV_m - V_m = V_m(r - 1)$$

$$V_{cylindré} = 28.26 \times 10^{-6} \times (9 - 1) = \mathbf{226,08 \times 10^{-6} \text{ m}^3}$$

$$\text{Course du piston } c = ? V_{cylindré} = S_{cylind} \times c = \frac{\pi}{4} (D_c)^2 \times c$$

C=

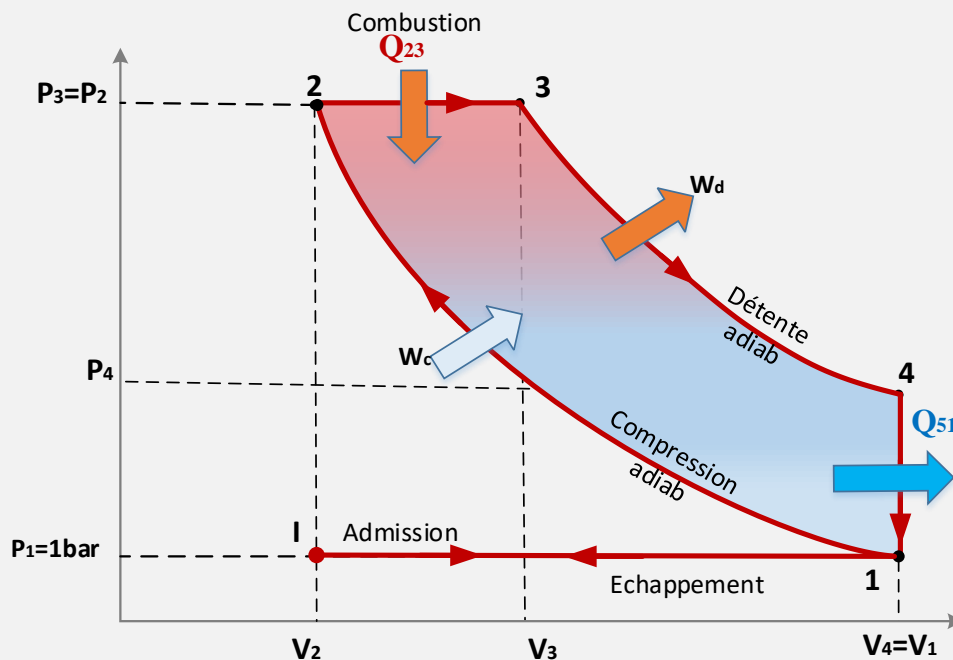
$$\Rightarrow c = \frac{V_{\text{cylindré}}}{S_{\text{cylindré}}} = \frac{4 \times V_{\text{cylindré}}}{\pi(D_c)^2} = \frac{4 \times 226,08 \times 10^{-6}}{3,14 \times (0,055)^2} = 95206,61 \times 10^{-6} \text{m}$$

$$c = 95,2 \times 10^{-3} \text{m} = \mathbf{95,20 \text{ mm}} = \mathbf{9,52 \text{ cm}}$$

6) Vitesse moyenne du piston $V_{m,p} = ?$

$$V_{m,p} = \frac{c}{t_c} = \frac{95,2 \times 10^{-3}}{0,009363} = \mathbf{10,16 \text{ m/s}}$$

7) Cycle thermodynamique du moteur diesel.



8) Pression et température à la fin de la compression adiabatique.

De 1 à 2 compression adiabatique $PV^\gamma = \text{const} \rightarrow P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma$

La pression $P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\gamma = P_1 (r)^\gamma = 1 \times (9)^{1,4} = 21,67 \approx \mathbf{21,7 \text{ bar}}$

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

$$T_2 = T_1 (r)^{\gamma-1} = (30 + 273)(9)^{1,4-1} = 303 \times (9)^{0,4} = \mathbf{729,7^\circ \text{K}} = \mathbf{456,7^\circ \text{C}}$$

9) Température à la fin de la combustion

De 2 à 3 combustion à pression constante isobare $P = \text{const}$

On la chaleur fournie par combustion $Q_{23} = m C_p (T_3 - T_2)$

$$\Rightarrow T_3 = T_2 + \frac{Q_{23}}{m C_p}, \quad m = 1 \text{Kg}, \quad C_p = !$$

Chaleur spécifique en fonction de (γ, r) . On sait que

$$\begin{aligned}
 - \quad C_P - C_V &= nR = \frac{m}{M}R = m \left(\frac{R}{M} \right) = mr \Rightarrow \frac{C_P}{m} - \frac{C_V}{m} = \left(\frac{R}{M} \right) \Rightarrow c_P - c_V = r \\
 - \quad \frac{C_P}{C_V} &= \gamma \Rightarrow C_V = \frac{C_P}{\gamma} \\
 - \quad c_P - \frac{C_P}{\gamma} &= c_P \left(1 - \frac{1}{\gamma} \right) = c_P \left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right) = r \Rightarrow c_P = \frac{\gamma r}{\gamma-1} \\
 - \quad r &= \frac{R}{M} \\
 \Rightarrow c_P &= \frac{\gamma R}{M(\gamma-1)} = \frac{1.4 \times 8.32(\text{J/mol.K})}{29(\text{g/mol})(1.4-1)} = 1,00414 \text{ J/g.K} = 1004.14 \text{ J/kg.K}
 \end{aligned}$$

La température

$$\Rightarrow T_3 = T_2 + \frac{Q_{23}}{mC_p} = 729,7(^{\circ}\text{K}) + \frac{325 \times 1000(\text{J})}{1(\text{Kg}) \times 1004,14(\text{J/kg.K})} = \mathbf{1053.36^{\circ}\text{K}} = \mathbf{780.36^{\circ}\text{C}}$$

10) La pression à l'échappement P_4

De 4 à 1 transformation isochore $V = V_4 = V_1 = \text{const}$

$$\begin{aligned}
 \Rightarrow \frac{P_4}{T_4} &= \frac{P_1}{T_1} \Rightarrow P_4 = T_4 \frac{P_1}{T_1} = T_4 \frac{P_1}{T_1} = \frac{T_4}{T_1} P_1 \\
 P_4 &= \frac{(350 + 273)}{(30 + 273)} 1 \times 10^5 = \frac{623}{303} 10^5 = \mathbf{2.05 \times 10^5 \text{ Pa}} = \mathbf{2.05 \text{ bar}}
 \end{aligned}$$

11) Calculer la quantité de chaleur dégagée à l'échappement $Q_{41} = ?$

La quantité de chaleur à évacuer entre (4 et 1) à volume constante s'écrit :

$$Q_{41} = mc_v(T_4 - T_1)$$

La chaleur spécifique à volume constante peut être calculé par deux façon :

$$\gamma = \frac{C_P}{C_V} = 1.4 \Rightarrow C_V = \frac{C_P}{\gamma} = \frac{1004.14(\text{J/kg.K})}{1.4} = \mathbf{717.24 \text{ J/kg.K}}$$

$$c_v = \frac{R}{M(\gamma-1)} = \frac{8.32(\text{J/mol.K})}{29(\text{g/mol})(1.4-1)} = \mathbf{0.7172 \text{ J/g.K}} = \mathbf{717.24 \text{ J/kg.K}}$$

Donc,

$$Q_{41} = mc_v(T_4 - T_1) = 1(\text{Kg}) \times 717.24(\text{J/kg.K})(30 - 350) = \mathbf{229516,8 \text{ J}} = \mathbf{229.517 \text{ KJ}}$$

Solution Exercice 2:

1) La vitesse de rotation du vilebrequin du moteur en [Tr/s] et [Tr/min]

$$R_{\omega} = \frac{\omega_{moteur}}{\omega_{roue}} \Rightarrow \omega_{moteur} = \omega_{roue} \cdot R_{\omega}$$

Vitesse de la voiture

$$120 \text{ Km/h} = \frac{120 \times 1000}{3600} = \mathbf{33.33 \text{ m/s}}$$

Périmètre des roues de la voiture :

$$2\pi r = \pi D_{roue} = 3.14 \times 0.75 = \mathbf{2.353 \text{ m}}$$

Vitesse de rotation des roues :

$$\omega_{\text{roue}} = \frac{33.33 \text{ m/s}}{2.353 \text{ m}} = \mathbf{14.165 \text{ Tr/s}} = 849.98 \cong \mathbf{850 \text{ Tr/min}}$$

Vitesse de rotation du moteur

$$\begin{aligned} \omega_{\text{moteur}} &= \omega_{\text{roue}} \cdot R_{\omega} = 14.165 \times 3.77 \\ &= \mathbf{53.4 \text{ Tr/s}} \\ &\cong \mathbf{3204 \text{ Tr/min}} \end{aligned}$$

2) Nombre de cycle thermodynamique par second

Moteur a 4 temps \Rightarrow 2 Tour du vilebrequin fait 1 Cycle thermodynamique

Donc à cette vitesse (120Km/h) le nombre de cycle par sec sera :

$$\frac{53.4 \text{ Tr/s}}{2} = \mathbf{26.7 \text{ Cycl/s}}$$

26.7 Cycl/s pour une seul cylindre mais le moteur constituer de 4 cylindre qui fonctionnes en même temps donc le nombre de cycles effectuer par le MCI dans une seconde sera

$$26.7 \text{ Cycl/s} \times 4 = \mathbf{106.8 \text{ Cycl/s}}$$

Le nombre des courses effectuer par le MCI dans une seconde sera

$$106.8 \text{ Cycl/s} \times 4 = \mathbf{427.2 \text{ Courses/Sec}}$$

Les soupapes s'actionnent (ouverture/fermeture) 2 fois par cycle donc dans une seconde

$$26.7 \text{ Cycl/s} \times 2 = \mathbf{53.4 \text{ ASP/Sec}}$$

3) Le temps d'un cycle thermodynamique.

$$\frac{1}{26.7} = \mathbf{0.03745 \text{ s/Cycl}} = \mathbf{37.45 \text{ ms/Cycl}}$$

4) Le temps d'une course $tc = ?$

Moteur a 4 temps \Rightarrow 2 Tour = 4 Courses

Donc le temps de 1 course

$$tc = \frac{0.03745 \text{ Sec}}{4} = \mathbf{0,009363 \text{ Sec}} = \mathbf{9.36 \text{ ms}}$$

5) Le volume du cylindrée et la course du piston

Volume de la cylindrée $V_{\text{cylindrée}} = ?$

$$V_{\text{cylindrée}} = \Delta V = V_T - V_m = V_1 - V_2$$

On sait que le rapport de compression volumétrique

$$r = \frac{V_T}{V_m} \Rightarrow V_T = rV_m$$

$$V_{\text{cylindrée}} = rV_m - V_m = V_m(r - 1)$$

$$V_{\text{cylindrée}} = 28.26 \times 10^{-6} \times (9 - 1) = \mathbf{226,08 \times 10^{-6} \text{ m}^3}$$

Course du piston $c = ?$

$$V_{\text{cylindrée}} = S_{\text{cylindrée}} \times c = \frac{\pi}{4} (D_c)^2 \times c$$

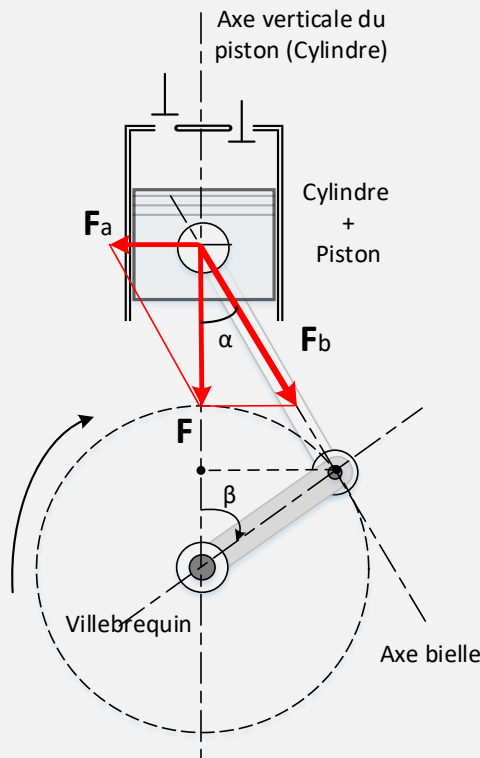
$$\Rightarrow c = \frac{V_{\text{cylindrée}}}{S_{\text{cylindrée}}} = \frac{4 \times V_{\text{cylindrée}}}{\pi (D_c)^2} = \frac{4 \times 226,08 \times 10^{-6}}{3.14 \times (0.055)^2} = 95206,61 \times 10^{-6} \text{ m}$$

$$c = 95,2 \times 10^{-3} \text{ m} = \mathbf{95,20 \text{ mm}} = \mathbf{9,52 \text{ cm}}$$

6) Vitesse moyenne du piston $V_{m,p} = ?$

$$V_{m,p} = \frac{c}{tc} = \frac{95,2 \times 10^{-3}}{0,009363} = \mathbf{10,16 \text{ m/s}}$$

7) La force exercée par une bielle sur le vilebrequin



La force créée par la pression sur la tête du piston

$$F = S_{\text{cylind}} \times P_{\text{mef}} = \frac{\pi}{4} (D_c)^2 \times P_{\text{mef}}$$

$$= \frac{3.14 \times (0.055)^2}{4} \times 50 \cdot 10^5 = \mathbf{11873,125N \cong 12KN}$$

Force F_b exercée par une bielle sur le vilebrequin

$$\cos \alpha = \frac{F}{F_b} \Rightarrow F_b = \frac{F}{\cos \beta}$$

$$F_b = \frac{\mathbf{12KN}}{\cos \beta}$$

Avec :

$$\alpha = 180^\circ - \beta \text{ et } \alpha < 90^\circ$$

$$\beta = \{0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 180^\circ, 200^\circ, 400^\circ, 700^\circ\}$$

$$\alpha = \{0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 180^\circ, 200^\circ, 400^\circ, 700^\circ\}$$

β°	0°	45°	90°	180°	200°	400°	700°
F_b [KN]	12	16.97					

Solution d'exercices

Chapitre IV

Solution d'exercice chapitre IV

Solution Exercice 2:

1) Le travail effectif

Pour 10 tours et à 3000 tr/min

$$W_{eff} = C_{eff} \times \theta = 159 \times 2 \times \pi \times 10 = 9985.2J (N.m \times rd)$$

À 4000 tr/min

$$W_{eff} = C_{eff} \times \theta = 150 \times 2 \times \pi \times 10 = 9420J$$

2) La puissance effective de ce moteur

$$P_{eff} = C_{eff} \times \omega = 9985.2 \times 3000 = 2995.56 \text{ Kj/min}$$

$$P_{eff} = C_{eff} \times \omega = 9420 \times 4000 = 3768 \text{ Kj/min}$$

3) à la vitesse 130 km/h le vilebrequin tourne à 3000 tr/min, sachant qu'un cycle correspond à deux aller-retour du piston c'est-à-dire deux tours de vilebrequin.

2 Tours \rightarrow 1 cycle

3000 tr \rightarrow x cycle

$$X = \frac{3000}{2} = 1500 \text{ cycles} \rightarrow 1 \text{ min}$$

1min \rightarrow (correspond) à 1500 cycle

1 cycle $\rightarrow = \frac{60}{1500} = 0.04 \text{ s}$, donc 1 cycle à une durée de 0.04s.

130 km par heure (3600s)

Donc pour la durée de 0.04 s (1 cycle), on a la distance parcourue

$$d = \frac{130 \times 0.04}{3600} = 0.00144 \text{ km} = 1.444 \text{ m}$$

4) Puissance thermique

$$P_{th} = mc \times PCI = 0.0006 \times 42000 = 252$$

Solution Exercice 3

1- $P_u(W) = C \cdot \Omega = 133 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 5000 / 60 = 69638 \text{ W}$ $P_u(CV) = P_u(W) / 736 = 94,6 \text{ CV}$

2- $Q_{m_a_th} = (N / 120) \cdot V \cdot \rho$ $Q_{m_a_th} = (5000 / 120) \cdot 1,95 \cdot 10^{-3} \cdot 1,225 = 0,0995 \text{ Kg/s}$

3- $R = Q_{m_a} / Q_{m_c}$ soit $Q_{m_c} = Q_{m_a} / R = 8,294 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$

4- $P_{t_th} = Q_{m_c} \cdot pc = 8,294 \cdot 10^{-3} \cdot 42000 = 348,36 \text{ kW}$

5- Il faut augmenter le volume d'air car le rapport Q_{m_a} / Q_{m_c} doit être constant.

6- Il faut utiliser un carburant avec un pouvoir calorifique plus élevé ! *Mais comment le trouver avec la réglementation actuelle sur les carburants ?*

7- $P_{t_reelle} = 0,85 \cdot 348,36 = 296,11 \text{ kW}$

$$8- \eta_{th_ess} = 1 - (1 / \rho(\gamma-1)) = 1 - (1 / 9(1,4-1)) = 0,584$$

Observation

Sur le cycle theorique on considere :

- qu'il n'y a pas d'echange de chaleur entre le gaz et les parois du moteur (transformation adiabatique),

- que la combustion est instantanee,

- qu'il n'y a pas de perte de charge.

$$9- P_{meca_th} = P_{t_reelle} \cdot \eta_{th_ess} = 296,11 \cdot 0,584 = 172,93 \text{ kW}$$

10- Il faut augmenter le rapport volumetrique (ou taux de compression), avec un turbo (turbine sur les gaz d'echappement pour augmenter la compression !).

$$11- \eta_{meca} = P_{meca_u} / P_{indiquee} \text{ soit } P_{indiquee} = P_{meca_u} / \eta_{meca} = 69\,638 / 0,85 = 81\,927 \text{ kW}$$

$$12- \eta_{forme} = P_{indiquee} / P_{meca_th} = 81\,927 / 172\,928 = 0,473$$

$$13- \text{Methode 1 : } \eta_{global} = 0,85 \cdot 0,584 \cdot 0,470 \cdot 0,85 = 0,2$$

$$\text{Methode 2 : } \eta_{global} = 69,638 / 348,36 = 0,2$$

Le rendement global du moteur n'est que de 20% environ !

14 – Commenter ce resultat dans le contexte de la recherche du « Developpement Durable ».

14- Ce type de moteur presente un mauvais rendement. Dans le contexte de la recherche du « Developpement Durable » des solutions alternatives doivent être recherchées.

15- La plage du régime moteur a privilegier est de 1 750 tr/min a 5 000 tr/min, avec un rendement Maximal a 3 400 tr/min

Solution Exercice 4:

1) **Cycle thermodynamique suivi sur un diagramme pression-volume**

Voir le schéma ci-dessous

2) **Température de l'air à la fin de la compression**

De 1 → 2 compression isentropique de l'air

$V_1 = V_{max}$ Représente le volume maximal du cylindre

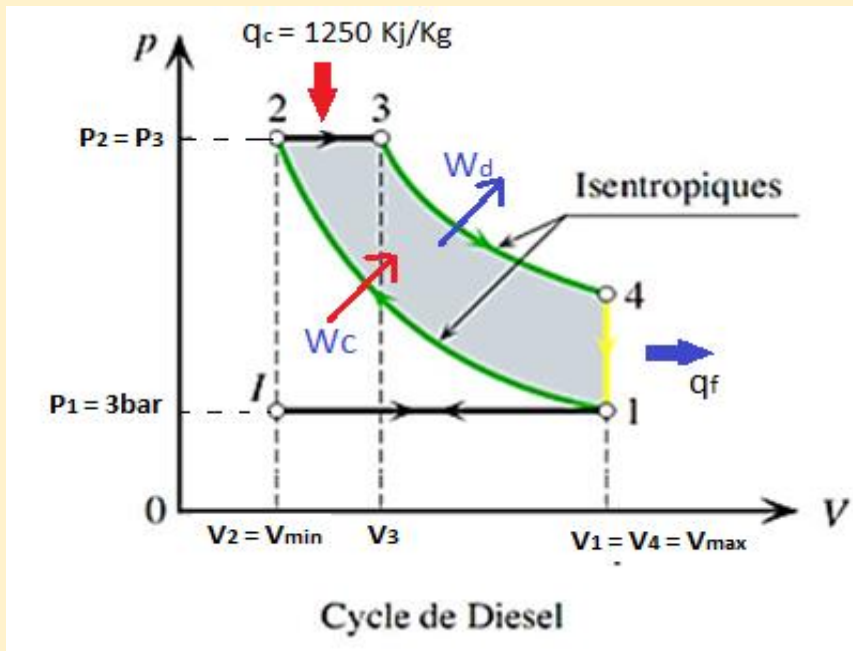
$V_2 = V_{min}$ Représente le volume minimal du cylindre

$$\varepsilon = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_1}{V_2}$$

$$PV^\gamma = Const \quad \text{et} \quad PV = nRT$$

$$P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma \quad \text{et} \quad P = \frac{nRT}{V}$$

$$\Rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} \Rightarrow T_2 = T_1 \left(\frac{V_{max}}{V_{min}}\right)^{\gamma-1} = T_1 \epsilon^{\gamma-1}$$



$$T_2 = (115 + 273.15) \times 17^{1-1.4} = 388.15 \times 17^{0.4} = 1205.5K = 932.4^\circ C$$

3) Température des gaz à la fin de la combustion

De 2 → 3 combustion à pression constante c.-à-d. évolution isobare

$$Q_{2.3} = Q_{comb} = C_{p,gaz} T_3 - C_{p,air} T_2$$

$$T_3 = \frac{Q_{2.3} + C_{p,air} T_2}{C_{p,gaz}}$$

$$T_3 = \frac{1250\,000 + 1005 \times 1205.5}{1150} = 2140.5K = 1867.3^\circ C$$

4) Pression maximale atteinte dans le moteur

Pression maximal $P_{max} = P_2 = P_3$

On sait que pour l'air de 1 à 2

$$P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma \Rightarrow P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\gamma = P_1 \left(\frac{V_{max}}{V_{min}}\right)^\gamma = P_1 \epsilon^\gamma \quad (\text{air uniquement})$$

$$P_2 = 3 \times 17^{1.4} = 158.4bar$$

5) Température à la fin de la détente T_4

De 3 → 4 détente isentropique

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

La température $T_3 = 2140.5K$ reste à trouver $\frac{V_4}{V_3} = ?$

- Au point 1 on a $V_4 = V_1 = !$ donc $P_1 V_1 = n R_{air} T_1 \Rightarrow V_4 = V_1 = \frac{n R_{air} T_1}{P_1}$
- Au point 3 on a $V_3 = !$ Donc $P_3 V_3 = n R_{gaz} T_3 \Rightarrow V_3 = \frac{n R_{gaz} T_3}{P_3}$

$$\frac{V_4}{V_3} = \frac{n R_{air} T_1}{P_1} \times \frac{P_3}{n R_{gaz} T_3} = \frac{R_{air} P_3 T_1}{R_{gaz} P_1 T_3} \quad \text{mais} \quad \frac{P_3}{P_1} = ?$$

De 2 → 3 combustion a pression constante $P_3 = P_2$

$$\frac{P_3}{P_1} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{n R_{air} T_2}{n R_{air} T_1} \times \frac{V_1}{V_2} = \varepsilon \frac{T_2}{T_1} \quad \text{donc}$$

$$\frac{V_4}{V_3} = \frac{R_{air}}{R_{gaz}} \left(\frac{P_3}{P_1} \right) \frac{T_1}{T_3} = \frac{R_{air}}{R_{gaz}} \frac{T_1}{T_3} \varepsilon \frac{T_2}{T_1} = \varepsilon \frac{R_{air}}{R_{gaz}} \frac{T_2}{T_3}$$

On remplace

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\varepsilon \frac{R_{air}}{R_{gaz}} \frac{T_2}{T_3} \right)^{\gamma_{gaz} - 1}$$

La température à la fin de la détente isentropique s'écrit :

$$T_4 = T_3 \left(\varepsilon \frac{R_{air}}{R_{gaz}} \frac{T_2}{T_3} \right)^{1 - \gamma_{gaz}}$$

$$T_4 = 2140.5 \times \left(17 \frac{287}{327} \times \frac{1205.5}{2140.5} \right)^{1 - 1.3} = 1130.27 \text{K} = 857.12^\circ\text{C}$$

6) Le rendement du moteur

$$\eta_{mot} = \frac{w_{net}}{q_c} = \frac{q_c - q_f}{q_c} = 1 - \frac{q_f}{q_c}$$

- $q_c = 1250 \text{ kJ/kg}$: Chaleur spécifique fournie chaque cycle
- q_f : Chaleur spécifique rejeté à chaque cycle

$$q_f = C_{v,gaz} (T_1 - T_4) = 823(115 - 857.12) = 610.76 \text{ kJ/kg}$$

Le rendement :

$$\eta_{mot} = 1 - \frac{610.76}{1250} = 0.5114 = 51.14\%$$

Solution Exercice 7

1. Le rendement thermodynamique :

$$\eta = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}} \Rightarrow \eta = 0.55 \text{ ou } 55 \%$$

2. L'énergie théorique du cycle est le travail fourni lors de la phase de combustion :

$$\eta = \frac{W}{Q_1} \Rightarrow W = \eta \times Q_1$$

$$Q_1 = C_v \Delta T = \frac{C_p}{\gamma} \Delta T \Rightarrow Q_1 = 1285.71 \text{ KJ}$$

$$W = 0.55 \times 1285.71 = 707.14 \text{ KJ}$$

3. La pression moyenne du cycle :

$$P = \frac{W}{V_h} \Rightarrow P = 28.29 \text{ bars}$$

Solution Exercice 8

1.1. Transformation adiabatique : les transferts thermique lors de la compression et de la détente sont lents par rapport à la durée des évolutions

Transformation isochore : la combustion et le refroidissement sont trop rapides pour le piston ait le temps de se déplacer.

Prise en compte des étapes I A et AI : Non nécessaire car les travaux et chaleurs se compensent sur l'ensemble.

1.2 Étape BC : $Q_{BC} = \Delta U = C_V(T_C - T_B) = \frac{nR}{\gamma-1} (T_C - T_B)$

On a $Q_{AB} > 0$ (chaleur reçu par le gaz lors de la combustion)

1.3 Étape DA : $Q_{DA} = \Delta U = C_V(T_A - T_D) = \frac{nR}{\gamma-1} (T_A - T_D)$

On a $Q_{DA} < 0$ (chaleur fournie par le gaz)

1.4 Premiers principes pour un cycle fermé $\Delta U = 0$ (*cycle fermé*) $\Rightarrow W + Q_{BC} + Q_{DA} = 0$

$$W = -Q_{BC} - Q_{DA}$$

2.1. Rendement

$$\eta_{th} = \left| \frac{W}{Q_{BC}} \right| = -\frac{W}{Q_{BC}} = \frac{Q_{BC} + Q_{DA}}{Q_{BC}} = 1 + \frac{(T_A - T_D)}{T_C - T_B}$$

2.2. On la loi de Laplace lors des évolutions adiabatiques réversibles AB et BC : $TV^\gamma = Cst$

$$\begin{cases} T_A V_A^\gamma = T_B V_B^\gamma \\ T_D V_D^\gamma = T_C V_C^\gamma \end{cases} \text{ avec } \frac{V_A}{V_B} = \frac{V_D}{V_C} = a$$

$$\text{Donc } T_A a^\gamma = T_B, T_D a^\gamma = T_C$$

$$\text{On obtient } \eta_{th} = 1 - a^{1-\gamma}$$

$$\text{Si en dérive : } \frac{d\eta_{th}}{da} = -(1-\gamma)a^{-\gamma} = \frac{\gamma-1}{a^\gamma} > 0$$

Le rendement est une fonction croissante de a , il faut augmenter le taux de compression pour augmenter le rendement (η_{th}).

$$\text{AN : Pour } a=9, \eta_{th}=0.54=54\%$$

$$2.3 \text{ Le rendement global } \eta_g = \eta_{th} \times \eta_{méc} = 0.40 = 40\%$$

Sur 10L d'essence, seuls 4L produisent du travail.

3.1. Gaz absorbé $n = \frac{P_A C_{ylin}}{RT_A} = 80.2 \text{ mmol}$ (il en reste toujours un peu, correspondant à $V_{min}=V_B$, absorbe la différence C_{ylin}).

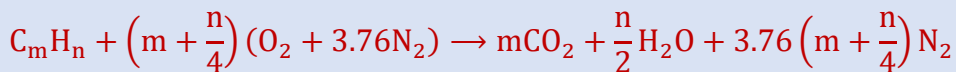
3.2. Point B :

$$\begin{cases} \frac{T_A V_A^\gamma}{V_B^\gamma} = T_B = T_A a^{\gamma-1} = 647.3K \\ \frac{P_A V_A^\gamma}{V_B^\gamma} = P_B = P_A a^\gamma = 19.4bar \end{cases}$$

$$3.3 \text{ si } T_{auto}=430^\circ C=703K, \text{ alors } a_{max} = \sqrt[\gamma-1]{\frac{T_{auto}}{T_A}} = 11.4,$$

$$\text{Et le rendement max } \begin{cases} \eta_{th_{max}} = 1 - a^{\gamma-1} = 57.3\% \\ \eta_{th_{max}} \times \eta_{méca} = 43.0\% \end{cases}$$

3.4. Combustion



Il ya a donc 1mole d'octane pour $25/2=12.5$ moles d'O₂ et donc pour $12.5/0.209=59.8$ moles d'air . A chaque injection, de n moles de gaz, $n_{oct} = \frac{n}{1+59.8} = \frac{80.2}{60.8} = 1.32 \text{ mmol}$, d'où une masse injectée : $m = n_{oct} \times M(C_8 H_{18}) = 0.15g$

Remarque cela fait un pourcentage molaire de 1.64% , et massique de 6.15%

3.5. Les mélanges peuvent être assimilés en première approximation à un gaz parfait car il Ya en majorité du N2 dans les deux, à une pression qui reste faible (<50bar). Le meilleur fonctionnement (rendement) du moteur est obtenu lorsque carburant et comburant constituent un mélange stœchiométrique car alors, tout le carburant est utilisé pour générer de l'énergie.

Remarque : la combustion incomplète pollue, notamment à l'origine de la production de CO (manque d'O2....) qui est toxique, et d'autre polluants (suie, cendres, godron, autres oxydes d'azotes ou d'hydrocarbures,.....).

3.6. On brule à chaque explosion 0.15 g , ce qui génère une chaleur

$$Q_{BC} = 6705 = \frac{nR}{\gamma-1} (T_C - T_B) \text{ (on approxime la quantité totale de gaz par n), et}$$

$$\begin{cases} T_C = T_A + \frac{\gamma-1}{nR} Q_{BC} = 4167K \\ P_C = P_B \frac{T_C}{T_B} = 124.9bar \end{cases}$$

Valeur anormalement élevée due au caractère idéal de ce qui a été considéré ici, combustion totale, octane pur, pas de pertes de chaleur, valeur calculées pour des molécules diatomiques, alors que beaucoup sont complexes.

3.7. On a 3500 tr/min \rightarrow 1750 injections/min=262.5g/min=364.6 mL/min=21.9 L/h=19.9L/100km

Puissance développée : on sait que le rendement est de 40%, donc sur les 6.08L/s consommés, 2.43mL/s produisent un travail, c'est-à-dire 1.75g/s, c'est-à-dire d'après le PCI, $P=78.2\text{kJ/s}=78.2\text{kW}=106.28\text{cv}$.

On obtient des valeurs d'un bon ordre de grandeur, mais un peu surévaluées, du fait que l'on suppose que le moteur est parfait et que l'on prend pas en compte tous les paramètres...De plus , 3500 tr/min pour aller à 100km/h avec un moteur de 2L signifie qu'il doit avoir une forte charge à tirer, d'où la valeur importante de la consommation en essence.

Références

- [1] Aimé PAROIS, *Suralimentation des moteurs de véhicules par turbocompresseur*, Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique BM 2 631
- [2] Technique de l'ingénieur Caractéristiques et similitude des turbomachines hydrauliques par André L. JAUMOTTE et al.
- [3] Modélisation du moteur à allumage par compression.MA03. Polycopié Ecole Militaire Polytechnique
- [4] STI2D-EE2-1- Mobilité automobile – Enjeux énergétiques.
- [5] Modélisation 0D/1D de la Combustion Diesel du Mode Conventionnel au Mode Homogène. THÈSE « Nicolas BORDET » UNIVERSITÉ D'ORLÉANS
- [6] B. Mahfoud (2015), Combustion, polycopié Université de AMO -BOUIRA
- [7] Le moteur thermique (Combustion interne) pour les nuls-LES BASES: TOME 1(New édition)
- [8] Jean-Claude Guibet, Carburants et moteurs, t. 1, Technip, 8 août 1997, 480 p. (ISBN 2-7108-1091-3 et 9782710810919,
- [9] Flandrin et al. (2000), Détermination des émissions à chaud de COV par espèces du parc automobile français de 2001 sur cycles de conduite représentatifs, Actes INRETS (résumé [archive]).
- [10] J.B. Heywood. Internal combustion engine fundamentals. Mc Graw and Hill Series in Mechanical Engineering. McGraw-Hill, New-York, 1988.
- [11] A. Giovannini, B. Bédard. *Transfert de chaleur*. Cépaduès Editions
- [12] P. ARQUES *Conception et Construction des moteurs alternatifs*, Ellipses, Technosup
- [13] <https://fr.demotor.net/types-moteurs/moteur-alternatif>