



République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur
et de la Recherche Scientifique
Université de Tissemsilt



Faculté des Sciences et de la Technologie
Département des Sciences et de la Technologie

Mémoire de fin d'études pour l'obtention du diplôme
de Master académique en

Filière : génie mécanique

Spécialité : INSTALLATION ÉNERGETIQUE ET TURBOMACHINE

Présenté par : **KACIMI Amine**

Thème

**Étude thermique et dynamique d'un moteur diesel
de type TDI 2.0 L et 140 chevaux**

Soutenu le, 26/06/2022

Devant le Jury :

Mr MERGHACHE Sidi Mohammed	Président. MCA U.	Tissemsilt
Mr ZEBBAR Djallel	Encadreur Prof. U	Tissemsilt
Mr MOSTEFA Kouider	Examineur MCA U.	Tissemsilt

Année universitaire : 2021-2022

Remerciements

En premier, je remercie Allah de m'avoir donné la force, le courage, la patience et la volonté de mener à bien ce travail.

Je remercie sincèrement mon encadrant, Prof. ZEBBAR Djallel qui m'a apporté une aide précieuse. Je lui exprime ma gratitude pour sa grande disponibilité ainsi que pour les encouragements qu'il m'a apportés.

Mes remerciements vont également à tous les enseignants qui ont assuré ma formation.

Je remercie les membres du jury qui ont pris la peine d'évaluer mon travail.

Dédicace

*Je dédie ce travail à mes parents qui trouveront dans ce travail
le fruit de leur amour pour moi ainsi qu'à ma mère, mes frères,
mes enfants, ma grande famille et mes amis*

Nomenclature

Symbole	
A_p	Accélération de piston m/s^2
A_{surplus}	Travail en surplus du couple moteur J
b_e	Consommation spécifique effective du carburant, kg/ (kW h)
b_i	Consommation spécifique indiquée de carburant kg/ (kW h)
C	Composition massique du carbone
C_m	Couple moteur Nm
C_{moy}	Couple moteur moyenne Nm
\bar{c}_{vc}''	Capacité calorifique du mélange d'air et gaz résiduels au cours de la compression kJ/(K mole K)
\bar{c}_v'	Capacité calorifique isochore molaire moyenne de l'air kJ/(K mole K)
\bar{c}_v''	Capacité calorifique isochore molaire moyenne des produits de combustion kJ/(K mole K)
\bar{c}_{vb}''	Capacité calorifique isochore moyenne au point b c, kJ/(K mole k)
\bar{c}_{vz}''	Capacité calorifique isochore moyenne au point z kJ/(K mole)
D_{vm}	Diamètre du volant moteur mm
F_i	Surface du diagramme p-v
F_p	Section du piston :
f_{surplus}	Surface au-dessus de la droite du couple moyen,
H	Composition massique de l'hydrogène
J_0	Moment d'inertie des masses en mouvement de tout le moteur Kg/m^2
J_m	Moment d'inertie de volant moteur Kg/m^2
K	Force agissant le long du rayon de la manivelle N
K_r	Force centrifuge d'inertie des masses en rotation N
K_{rk}	Force centrifuge d'inertie des masses tournantes de la manivelle N
K_{rm}	Force centrifuge d'inertie des masses tournantes de la bielle N
L	Quantité d'air réelle nécessaire pour la combustion, K mole/kg
L_0 :	Quantité théorique molaire d'air nécessaire pour la combustion de 1 kg
L_b	Longueur de la bielle mm
m'_{gb}	Masse de groupe bielle kg/m^3
m'_{gp}	Masse structurale de groupe piston kg/m^3
m'_k	Masse structurale des parties déséquilibrées d'un coude d'arbre sans contrepoids kg/m^3
m_{bcp}	Masse de bielle concentre sur l'axe piston kg

m_{bcv}	Masse de bielle concentre sur vilebrequin kg
m_{gb}	Masse de groupe bielle kg
m_{gp}	Masse de groupe piston kg
m_j	Masse effectuant un mouvement alternatif kg
m_k	Masse des parties déséquilibrées d'un coude d'arbre sans contrepoids kg
m_m	Echelle du couple, n.m par mm
m_r	Masse effectuant un mouvement de rotation kg
M_{vm}	Masse du volant moteur kg
m_ϕ	Echelle de l'angle de rotation du vilebrequin rad/mm
N	Force normale N
N	Vitesse de rotation tour/min
n_1	Valeur moyenne de l'exposant du polytrophe de compression
n_2	Valeur moyenne de l'exposant du polytrophe de détente
n_{cy}	Nombre de cylindre
N_e	Puissance effective, KW
n_k	Coefficient du polytrophe de compression dans le compresseur
O	Composition massique de l'oxygène
P	Force totale concentrée sur l'axe de l'axe de piston N
p'_i	Pression indiquée moyenne théorique
p_0	Pression atmosphérique MPa
p_a	Pression de l'air à la fin du remplissage, MPa
p_b	Pression à la fin de la détente, MPa
p_c	Pression à la fin de la compression MPa
p_e	Pression effective moyenne MPa
p_i	Pression indiquée moyenne réelle MPa
p_{id}	Pression indiquée moyenne MPa
P_j	Forces d'inertie des masses alternatives N
p_k	Pression de suralimentation MPa
P_r	Force des gaz N
p_s	Pression de l'air avant le moteur MPa
p_z	Pression maximale de combustion
Q_L	Pouvoir calorifique inferieur du carburant
R	Rayon de la manivelle
S	Course du piston mm
S_b	Force agissant le long de la bielle N
T	Force tangentielle produisant un couple sur la manivelle N

T_0 ,	Température du milieu extérieur K
T_a	Température de la charge à la fin du remplissage, K
T_b	Température à la fin de la détente, K
T_c	Température à la fin de la compression, K
T_k	Température de l'air après le compresseur K
T_r	Température des gaz résiduels K
T_s	Température de l'air avant le moteur K
T_z ,	Température maximale de combustion K
V_c	Volume de la chambre de combustion m^3
V_p	Vitesse de piston m/s
X	Déplacement de piston mm

Lettre grecque

α	Coefficient d'excès d'air
β	Angle que fait la bielle avec l'axe du cylindre.(°)
β_0	Coefficient chimique de la variation moléculaire
β_r	Coefficient réel de la variation moléculaire
β_z	Coefficient de la variation moléculaire au point z
γ_r	Coefficient des gaz résiduels
δ	Taux de détente ultérieure
δ_i	Coefficient de l'irregularite de la rotation
$\Delta P_{ref,}$	Perte de pression dans le refroidisseur d'air
$\Delta T_a,$	Réchauffage de l'air par les parois K
$\Delta T_{ref,}$	Réduction de la température dans le refroidisseur K
ε	Rapport de compression
ζ	Coefficient d'arrondissement du diagramme indique
η_e	Rendement effectif moyen
η_i	Rendement indique
η_m	Rendement mécanique du moteur
η_r	Coefficient de remplissage
λ	Taux d'augmentation de la pression durant la compression
λ_b	Rapport du rayon de la manivelle par rapport longueur de la bielle
ξ_b	Coefficient d'utilisation de chaleur en b
ξ_z	Coefficient d'utilisation de chaleur en z
ρ	Taux de détente préliminaire
φ	Angle de rotation de vilebrequin.(°)
χ_z	Portion de carburant brûlée au point z

ω Vitesse angulaire de la manivelle rad/s

Abréviation,

PMB	Point mort bas
PMH	Point mort haut
SA	Soupape admission
SE	Soupape échappent
T.O	Température Extérieur

Liste des figures

Fig. 1- Le cycle de Sabathé	18
Fig. 2- Moteur 2 temps à compression dans le carter	19
Fig. 3-. Principe moteur 4 temps Diesel	19
Fig. 4-. Moteurs en ligne inversés.	20
Fig. 5-. Moteurs en ligne normal.	20
Fig. 6-. Moteurs V 8.	21
Fig. 7-. Moteurs w 16	21
Fig. 8- Moteur à cylindres opposées.....	22
Fig 9.- Culasse	23
Fig. 10- Piston	24
Fig. 11- vilebrequin	25
Fig. 12- Volant moteur rigide.....	25
Fig. 13- Volant moteur bi masse	26
Fig. 14- Diagramme P/(V/Vc).....	37
Fig. 15- Déplacement du piston	41
Fig. 16- Représentations graphiques de déplacement du piston.....	42
Fig. 17- Représentations graphiques de vitesse du piston.....	42
Fig. 18- Représentations graphiques d'accélération du piston.....	43
Fig. 19- . Masse du groupe Piston	45
Fig. 20- Distribution des masse de groupe piston et groupe bielle manivelle.....	46
Fig. 21 -Les forces exercées sur le système bielle-manivelle	47
Fig. 22- Distribution des force d'inertie de groupe piston en fonction des l'angle de rotation.....	48
Fig. 23-Distribution de la force totale concentre sur l'axe piston en fonction des l'angle de rotation	48
Fig. 24- Distribution des pressions en fonction des angles de rotation	50
Fig. 25- Représentation graphique de la force d'inertie, force des gaz et la force totale concentre sur l'axe piston	51
Fig. 26- Distribution de la force normale en fonction des angles de rotation	52
Fig. 27- Distribution de la force agissant sur le long de la bielle en fonction des angles de rotation	52
Fig. 28-Distribution de la force agissant sur le long du rayon de la manivelle fonction des angles de rotation.....	52
Fig. 29- Distribution de la force tangentielle produisant un couple sur la manivelle	53
Fig. 30- variation du couple moteur en fonction d'angle de rotation pour une cylindre.....	53
Fig. 31- Couple moteur en fonction de l'angle de rotation	55
Fig. 32- comparaison de Couple moteur et le couple moyenne	55

Liste des tableaux

Tableau 1- des paramètres du moteur.....	28
Tableaux 2- regroupe les résultats trouvés durant le calcul.....	35
Tableau 3- Les valeurs approximatives des masses structurelles spécifiques pour les moteurs automobiles	44
Tableau 4- représente le rapport de compression en fonction de l'angle de rotation.....	49
Tableau 5- suivant présente les pressions en fonction des angles de rotation du vilebrequin.....	49
Tableau 6- Le décalage des différentes étapes	54
Tableau 7- Le couple du moteur en fonction de l'angle de rotation	54

SOMMAIRE

Nomenclature	4
Liste des figures.....	8
Liste des tableaux	9
SOMMAIRE.....	10
Introduction générale.....	14
Chapitre 1 Aperçu sur les moteurs à combustion interne.....	15
1 Histoire	16
2 Le cycle de Sabathé	18
3 Classification des moteurs à combustion interne :	19
3.1 Classification des moteurs à combustion interne selon le temps :.....	19
3.1.1 Moteur à deux temps :.....	19
3.1.2. Moteur à quatre temps :.....	19
3.2. Classification des moteurs à combustion interne selon la disposition des cylindres.....	20
3.2.1 Moteur en ligne	20
3.2.2 Moteur en V	21
3.2.3 Moteur en W	21
3.2.4 Moteur à cylindres opposées	22
3.3 Classification des moteurs à combustion interne selon le carburant	22
3.3.1 .Moteur à allumage commandé (essence)	22
3.3.2 Moteur à allumage par compression(Diesel)	22
4- Construction des moteurs contemporain.....	22
4.1 Le sous-dimensionnement	23
4.2 Désactivation des cylindre	23
4.3 Evolution des pièces de moteur	23
4.3.1 Culasse.....	23
4.3.2 Piston	24
4.3.3 Vilebrequin	24
4.3.4 Le volant moteur.....	25
Conclusion.....	26
Chapitre 2. Étude thermodynamique du cycle et tracé du diagramme p-V.....	27
Introduction	28
2.1 Choix des paramètres principaux du moteur.....	28
2.2 Calcul du processus de remplissage	29
2.2.1 La température de l'air après le compresseur T_k	29
2.2.2 La température de l'air avant le moteur T_s	29

2.2.3	La température de la charge à la fin du remplissage T_a	29
2.2.4	La pression de l'air avant le moteur P_s	30
2.2.5	La pression de l'air à la fin du remplissage P_a	30
2.2.6	Le coefficient de remplissage η_r	30
2.2.7	La capacité calorifique isochore molaire moyenne de l'air cv'	30
2.2.8	La capacité calorifique isochore molaire moyenne des produits de combustion cv''	30
2.2.9	La capacité calorifique du mélange d'air et gaz résiduels au cours de la compression cvc''	30
2.3	Calcul du processus de compression	31
2.3.1	Valeur moyenne de l'exposant du polytrophe de compression n_1	31
2.3.2	La pression à la fin de la compression P_c	31
2.3.3	La température à la fin de la compression T_c	31
2.4	Calcul du processus de combustion.....	31
2.4.1	La quantité d'air réelle nécessaire pour la combustion L	32
2.4.2	Coefficient chimique de la variation moléculaire β_0	32
2.4.3	Coefficient réel de la variation moléculaire β_r	32
2.4.4	La portion de carburant brûlée au point z x_z	32
2.4.5	Le coefficient de la variation moléculaire au point z β_z	32
2.4.6	La capacité calorifique isochore moyenne au point z cvz''	32
2.4.6	La capacité calorifique isochore moyenne au point b cvb''	32
2.4.7	La température maximale de combustion T_z	33
2.4.8	La pression maximale de combustion P_z	33
2.5	Calcul du processus de détente.....	33
2.5.1	Taux de détente préliminaire ρ	33
2.5.2	Taux de détente ultérieure δ	33
2.5.3	Valeur moyenne de l'exposant du polytrophe de détente n_2	34
2.5.4	La température à la fin de la détente T_b	34
2.5.5	La pression à la fin de la détente P_b	34
2.6	Définition des paramètres indiqués :	34
2.6.1	La pression indiquée moyenne théorique P_i'	34
2.6.2	La pression indiquée moyenne réelle P_i	34
2.6.3	Consommation spécifique indiquée de carburant bi	34
2.6.4	Le rendement indiqué η_i	34
2.7	Définition des paramètres effectifs.....	35
2.7.1	La pression effective moyenne P_e	35
2.7.2	La consommation spécifique effective du carburant b_e	35

2.7.3 Le rendement effectif moyen η_e	35
2.8 Construction du diagramme indiquée théorique.....	37
2.9 La pression indiquée moyenne <i>pid</i>	38
Conclusion.....	38
Chapitre 3.Etude cinématique et dynamique du moteur	39
Introduction	40
3.1 Étude cinématique du moteur.....	40
3.1.1 Fonctions et représentations graphiques de déplacement X	40
3.1.2 Fonctions et représentations graphiques de vitesse du piston <i>Vp</i>	42
3.1.3 Fonctions et représentations graphiques d'accélération du piston <i>Ap</i>	43
3.2 Étude dynamique du moteur.....	44
3.2.1 Calcul des masses	44
3.2.1.1 La masse groupe de piston	44
3.2.1.2 La masse groupe de bielle	45
3.2.1.3 La masse des parties déséquilibrées d'un coude d'arbre sans contrepoids	45
3.2.1.4 La masse de bielle concentre sur l'axe piston	46
3.2.1.5 La masse de bielle concentre sur vilebrequin	46
3.2.1.6 La masse effectuant un mouvement alternatif, <i>mj</i>	46
3.2.1.7 La masse effectuant un mouvement de rotation, <i>mr</i>	46
3.2.2 Calcul des forces exercées sur le système bielle-manivelle.	46
3.2.2.1 Calcul de la force d'inertie des masses alternatives.	47
3.2.2.2 Calcul de La force totale concentrée sur l'axe de piston.	48
3.2.2.3 Calcul de La force des gaz en fonction de l'angle de rotation de vilebrequin.	48
3.2.2.4 Calcul de la force centrifuge d'inertie des masses en rotation	51
3.2.2.5 Calcul La force centrifuge d'inertie des masses tournantes de la bielle	51
3.2.2.6 Calcul La force centrifuge d'inertie des masses tournantes de la manivelle	51
3.2.2.7 Calcul La force normale	51
3.2.2.8 Calcul la force agissant sur le long de la bielle	52
3.2.2.9 Calcul la force agissant le long du rayon de la manivelle.....	52
3.2.2.10 Calcul la force tangentielle produisant un couple sur la manivelle	53
3.2.3 Calcul de couple moteur	53
3.2.4 Calcule de la masse du volant moteur	56
Conclusion.....	56
Conclusion générale.....	58
Bibliographie	59

Introduction

Introduction générale

Les diesels sont à ce jour considérés comme étant les moteurs les plus économiques. Ceci peut être expliqué par le rendement thermique de leur cycle thermodynamique qui est relativement très élevé par rapport à d'autres moteurs thermiques. Ce moteur est largement utilisé et exploité dans les transports (routier, ferroviaire, aérien, fluvial et maritime) en raison de sa simplicité, rigidité et son haut rapport puissance/poids. Ils sont aussi utilisés pour la génération d'électricité. La conception et le principe (paramètres) de fonctionnement de ce type de moteur sont fondamentalement différent des autres types de moteur. La réalisation d'un tel moteur passe forcément par plusieurs étapes. La toute première est la phase de conception à l'issue de laquelle sont déterminés tous les paramètres que ça soient thermiques, cinématiques et dynamiques en plus des paramètres géométriques (dimensions de la cylindrée, gabarit,...).

Cette étude a pour objectif de reproduire quelques étapes parmi les plus importantes rencontrées durant la phase de conception esquisse d'un moteur diesel. Ces étapes renferment les études thermiques, cinématique et dynamique.

Le manuscrit est composé d'une introduction générale, trois chapitres et une conclusion générale.

Le premier chapitre intitulé "Aperçu sur les moteurs à combustion interne" est consacré à l'histoire sur l'origine des moteurs thermiques. On y trouve également abordé la classification des moteurs et la fabrication des moteurs modernes.

Le deuxième chapitre s'intitule est consacré l'étude thermodynamique du cycle et au tracé du diagramme p-V. Le modèle de cycle adopté est basé sur la méthode classique des calculs thermiques, développée par le professeur Grenevetski V.I. et améliorée par la suite par les chercheurs soviétiques Mazing E.K., Briling N.R., Orlin A.S. et Steshkin B.S. La méthode de calcul du modèle de cycle est basée sur les méthodes bien connues de la thermodynamique et de la thermochimie. Elle couvre suffisamment la nature des phénomènes thermiques rencontrés à l'intérieur du cylindre et qui relèvent des différents domaines de l'ingénierie.

L'étude cinématique et dynamique du moteur est abordée dans le troisième chapitre dans lequel ont été déterminés le mouvement, la vitesse et l'accélération des pistons, le poids des pièces mobiles et les forces agissant sur les pistons et le vilebrequin pour enfin déterminer le couple moteur et le poids et les dimensions du volant moteur.

Enfin, le travail a été achevé par une conclusion générale dans laquelle ont été soulignées les recommandations les plus importantes

Chapitre 1

Aperçu sur les moteurs à combustion interne

1 Histoire [1]

En 1680, le physicien allemand Christian Huygens dessine, mais ne construit pas, ce qui semble être un moteur à combustion interne alimenté par de la poudre à canon. Selon le principe développé par l'allemand Otto Von Guericke, Huygens utilise l'explosion produite par la poudre pour faire le vide partiel dans un cylindre équipé d'un piston. La pression atmosphérique engendre le retour du piston dans sa position initiale, générant ainsi une force.

Vers 1775 Le suisse François Isaac de Rivaz, entrevoit le développement de l'automobile. Alors que ses multiples voitures à vapeur n'ont guère de succès du fait de leur manque de souplesse, il s'inspire du fonctionnement du « pistolet de Volta » pour construire ce qui ressemble à un moteur à explosion dont il obtient le brevet le 30 janvier 1807. En 1856, les italiens Eugenio Barsanti et Felice Matteucci présentent à Florence leur moteur à explosion. Il est alimenté par un mélange d'air et de gaz.

En 1859, l'ingénieur belge Étienne Lenoir dépose son brevet d'un « moteur à gaz et à air dilaté », un moteur à combustion interne à deux temps et c'est en 1860 qu'il met au point la première ébauche d'un moteur à explosion. Ce moteur inédit est, dans un premier temps, alimenté au gaz d'éclairage.

Quelque temps plus tard, Lenoir invente un carburateur permettant de remplacer le gaz par du pétrole. Souhaitant expérimenter au plus vite son moteur, il l'installe sur une voiture rudimentaire, et, partant de Paris, parvient à rejoindre Joinville-le-Pont.

Il faut ainsi attendre l'américain George Brayton pour imaginer un carburateur efficace utilisant le pétrole, donnant ainsi naissance à la première machine à combustion interne à huile lourde.

Par la suite, Beau de Rochas améliore l'invention de Lenoir, qui souffre cruellement d'un mauvais rendement en raison de l'absence de compression des gaz. Beau de Rochas résout ce problème en mettant au point un cycle thermodynamique 4 temps (admission/échappement - compression - explosion - détente). Étant davantage théoricien que praticien, Beau de Rochas ne sait pas mettre en applications ses théories. Il dépose le brevet en 1862, mais en raison de difficultés financières, il ne peut s'acquitter des redevances de protection de son invention si bien que c'est uniquement en 1876 que l'on voit apparaître les premiers moteurs quatre temps. L'invention théorique du cycle à quatre temps par Beau de Rochas permet enfin d'exploiter véritablement le moteur à explosion.

Le pyr  lophore est un prototype de moteur, développée par les frères Niépce en 1807, dont l'amélioration progressive donnera lieu à certains des moteurs à combustion interne dont celui mis au point par Rudolf Diesel, le moteur Diesel. Le pyr  lophore est un moteur à air dilaté par la chaleur et s'apparente encore aux machines à vapeur. Cependant, celui-ci n'utilise pas uniquement le charbon comme source de chaleur. Dans un premier temps, les frères Niépce optent pour une poudre constituée des spores d'une plante, le lycopode, puis dans un second temps, pour un mélange de charbon et de résine, additionné à du pétrole.

En 1880, le français Fernand Forest invente la première magnéto d'allumage basse tension et en 1885, on lui doit le carburateur à flotteur et à niveau constant. C'est sur ce principe que seront fabriqués tous les carburateurs pendant plus de 70 ans. Mais l'empreinte majeure de Forest dans l'histoire de l'automobile demeure ses réalisations sur les moteurs à explosion. On lui doit ainsi l'invention du moteur 6 cylindres (1888) et en 1891, celle du moteur à 4 cylindres verticaux et à soupapes command  es. Il ne s'agit là que de deux exemples parmi tant d'autres.

En 1876, l'ingénieur allemand Gottlieb Daimler développe pour le compte de la firme Deutz, le premier moteur fixe à gaz fonctionnant sur le principe présenté par Beau de Rochas. Néanmoins, les moteurs Daimler ne sont pas encore installés sur des châssis qui en feront des automobiles à part entière. C'est en 1889 que René Panhard et Émile Levassor installent le premier moteur à quatre temps - celui de Daimler - sur une voiture à quatre places.

C'est en 1883 que Édouard Delamare-Deboutteville fait circuler sa voiture dont le moteur est alimenté au gaz, mais la durt   d'alimentation en gaz ayant éclaté au cours de ce premier essai, il remplace le gaz par du carbure de pétrole. Pour utiliser ce produit, il invente un carburateur    m  ches. Ce véhicule circule pour la première fois dans les premiers jours de février 1884 et le brevet est déposé le 12 février 1884 sous le numéro 160267. L'antériorité d'Édouard Delamare-Deboutteville sur Karl Benz est donc, semble-t-il, incontestable. Cependant, cette paternité pour l'automobile est très contestée et il semble que les véhicules développés par Delamare-Deboutteville sont loin de fonctionner correctement, explosant même pour certains lors de leur brève utilisation.

En effet, bien qu'il soit difficile de définir la première voiture de l'histoire, il est généralement admis qu'il s'agit de la Benz Patent Motorwagen, produite par Karl Benz, même si le « British Royal Automobile Club » et l'Automobile Club de France s'accordent à dire qu'il s'agit du fardier de Cugnot. En janvier 1891, Panhard et Levassor font déjà rouler dans les rues de Paris les premiers modèles français équipées du moteur Benz. Ce sont les premières voitures à moteur à explosion commercialisée. M. Vurpillod devient ainsi la même année, le premier acquéreur d'une automobile

Peugeot sous licence Panhard & Levassor, « sans chevaux ». L'histoire semble néanmoins oublier l'inventeur allemand Siegfried Marcus qui dès 1877, met au point une automobile équipée du moteur 4 temps d'une puissance de 1 cheval, dénommée « machine à carboniser l'air atmosphérique ».

2 Le cycle de Sabathé [2]

Le cycle de Sabathé, appelé aussi cycle mixte de Sabathé, cycle de Trinkler ou cycle de Seiliger est un cycle de fonctionnement des moteurs thermiques. Il permet d'expliquer les cycles D'Otto/Beau de Rochas (moteurs à essence, combustion uniquement à volume constant) et Diesel (moteur diesel, combustion uniquement à pression constante). Ces deux exemples de cycles thermodynamiques sont en réalité des cas particuliers du cycle de Sabathé. Ce cycle est dit mixte car il a particularité de diviser sa combustion en deux parties l'une à volume constant et l'autre à pression constante. Cette décomposition semble plus adaptée dans la réalité car elle permet une combustion complète et donc moins de rejets d'imbrûlés (monoxyde de carbone CO ou carburant non-utilisé).

Le cycle se compose de 5 transformations élémentaires

- compression isentropique, adiabatique réversible (1-2) ;
- combustion à volume constant, isochore (2-3) ;
- combustion à pression constante, isobare (3-4) ;
- détente isentropique, adiabatique réversible (4-5)
- refoulement à volume constant, isochore (5-1).

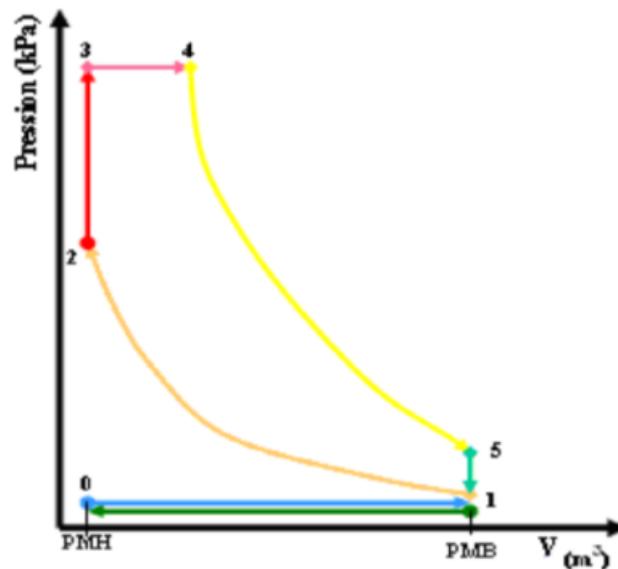


Fig. 1- Le cycle de Sabathé [2]

3 Classification des moteurs à combustion interne

3.1 Classification des moteurs à combustion interne selon le temps

3.1.1 Moteur à deux temps

Le moteur à 2 temps réalise le cycle Beau de Rochas (aspiration, compression, détente, échappement) en 2 courses de piston [2]

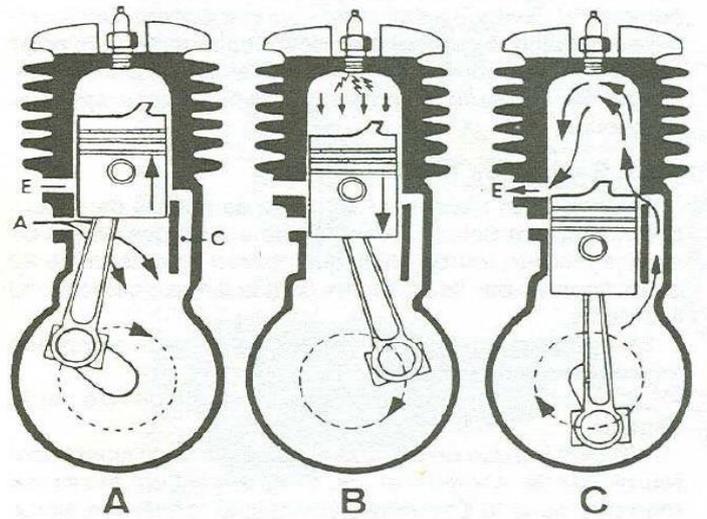


Fig. 2- Moteur 2 temps à compression dans le carter [2]

- A. Admission dans le carter et compression dans le cylindre.
- B. Compression dans le carter et explosion-détente dans le cylindre.
- C. Transfert carter/cylindre et échappement du cylindre

3.1.2. Moteur à quatre temps

Le moteur thermique à quatre temps est le type de moteur le plus utilisé dans le monde actuel, les quatre temps sont l'admission, la compression, la combustion/détente, et l'échappement.

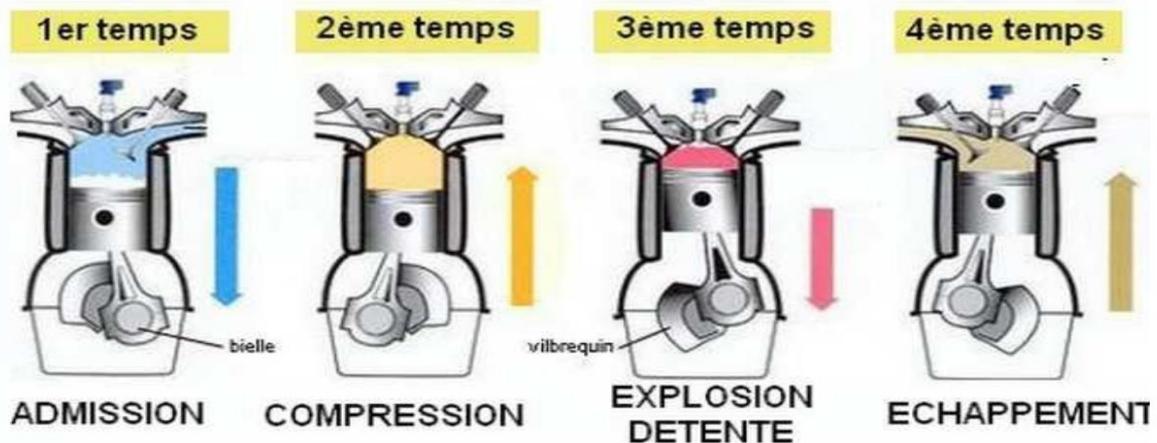


Fig. 3-. Principe moteur 4 temps Diesel [3].

Les quatre temps correspondent à deux tours de rotation de vilebrequin. Dans ce cycle nous avons les phases suivantes :

1er temps : Admission (Soupape Admission ouverte ; Soupape Echappement fermée)

Le piston va se déplacer du PMH vers PMB aspirant de l'air frais pour remplir le cylindre ; soit ½ tour de vilebrequin.

2ème temps : Compression : (SA fermée ; SE fermée)

Le piston se déplaçant de PMB vers PMH comprime l'air frais qui se trouve emprisonné dans le cylindre.

3ème temps : - Injection – Combustion – Détente (SA fermée ; SE fermée)

Le piston est au PMH, l'air comprimé puis porté à haute température, on injecte de gasoil finement pulvérisé dans la chambre de combustion. La pression d'injection doit être supérieure à la pression régnant alors dans le cylindre pour permettre l'introduction de combustible.

4ème temps : Echappement (SA fermée ; SE ouverte)

La soupape d'échappement s'ouvre, il s'ensuit une retombée instantanée de pression ensuite les gaz brûlés sont chassés par le piston qui remonte vers le PMH. La température est tombée à 500°c environ, la soupape d'admission s'ouvre et le cycle recommence [3].

3.2. Classification des moteurs à combustion interne selon la disposition des cylindres

3.2.1 Moteur en ligne

Les cylindres sont alignés en une seule rangée. On distingue les moteurs en ligne normaux, pour lesquels l'ensemble cylindre-piston est au-dessus de l'arbre moteur, et les moteurs en ligne inversés, pour lesquels l'ensemble cylindre-piston est au-dessous de l'arbre moteur, C'est l'architecture de moteur automobile la plus utilisée actuellement [2].

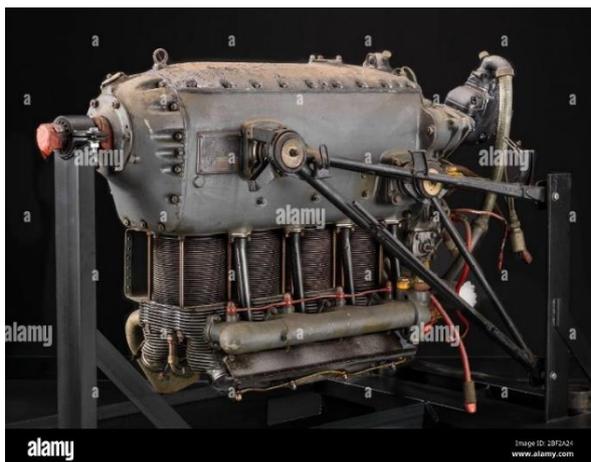


Fig. 4-. Moteurs en ligne inversés. [4]

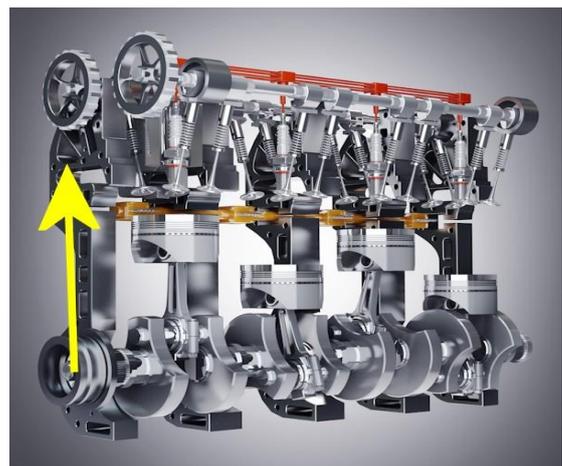


Fig. 5-. Moteurs en ligne normal. [5]

3.2.2 Moteur en V

Un moteur avec cylindres en V est un moteur où les cylindres sont placés les uns à côté des autres longitudinalement mais décalé d'un certain angle (15 à 135°) latéralement par paire, ce qui permet de les placer plus près les uns des autres, les têtes de cylindre s'intercalant les unes avec les autres. Les bielles d'une paire de cylindres sont généralement placées sur le même maneton du vilebrequin, rarement sur deux manetons décalés. Lorsqu'elles partagent le même maneton, elles peuvent être placées côte à côte ou entrecroisées [3].



Fig. 6-. Moteurs V 8. [6]

3.2.3 Moteur en W

On appelle moteur à cylindres en W, un assemblage en V de deux blocs moteurs en V fermé. Chaque bloc en V présente un bloc et une culasse unique, comme celle d'un moteur en ligne, les cylindres étant disposés en quinconce [3].

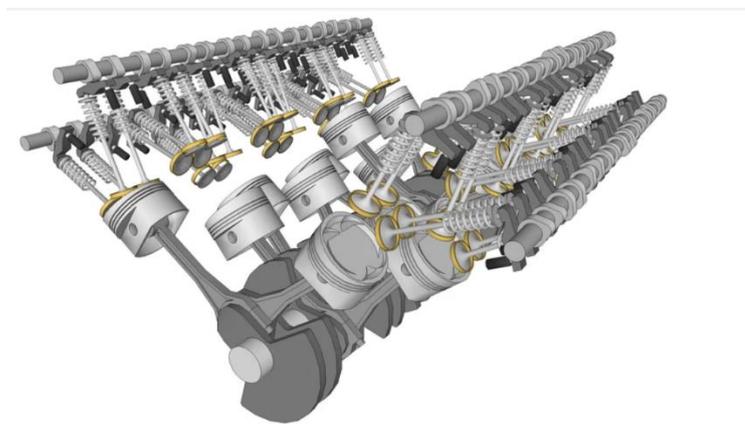


Fig. 7-. Moteurs w 16. [7]

3.2.4 Moteur à cylindres opposées

Un moteur avec cylindres en H est un moteur à combustion interne qui se présente comme deux moteurs à cylindres opposés à plat, enfermés l'un au-dessus de l'autre dans un seul carter. Les deux vilebrequins sont calés angulairement, pour une régularité de fonctionnement optimum, et accouplés par un ou plusieurs engrenages. [3].



Fig. 8- Moteur à cylindres opposées. [3]

3.3 Classification des moteurs à combustion interne selon le carburant

3.3.1 .Moteur à allumage commandé (essence)

Il s'agit de tous les moteurs utilisant comme carburant de l'essence, de l'alcool, voire un gaz (GPL...etc.) ou autre, et dont la combustion doit être déclenchée par une source d'énergie externe (bougie, trembleur, etc.). [3].

3.3.2 Moteur à allumage par compression(Diesel)

Les moteurs Diesel, dont la combustion est déclenchée par l'injection de gazole sous pression dans de l'air fortement comprimé (T° élevée) ; il se produit alors une auto-inflammation, ce qui signifie que le mélange s'enflamme spontanément [3].

4- Construction des moteurs contemporain

Les moteurs à combustion interne continuent de s'imposer après près de 150 ans. Lenoir, Otto et Benz, des pionniers de la mécanique et de l'automobile, seraient sidérés de constater à quel point leurs inventions ont fait du chemin. La façon dont ont évolué les moteurs est tout simplement incroyable.

De toute évidence, la plupart des innovations liées aux moteurs à combustion interne ont été motivées par un désir effréné d'améliorer leurs performances. Cela dit, grâce aux initiatives actuelles pour préserver l'environnement, ces moteurs sont plus puissants et plus efficaces que

jamais. Voici un aperçu de l'évolution du moteur à combustion interne, ainsi que des conseils sur l'entretien des moteurs d'aujourd'hui.

4.1 Le sous-dimensionnement

Récemment, les constructeurs automobiles ont adopté une nouvelle philosophie dans la construction des moteurs, le sous-dimensionnement des moteurs est la réduction de la vitesse est nouvelle destination de construction. Ces techniques offre des avantages significatifs en matière d'économie de carburant dans les applications de voitures particulières. En effet, un moteur plus petit fonctionnant à bas régime et dans des conditions de charges plus élevées a un frottement réduit, des pertes de chaleur plus faibles et un rendement plus élevé. Cependant, l'impact négatif des émissions de NOx plus élevées et des performances transitoires compromises sont des limites critiques à l'application des stratégies de réduction de la taille et de la vitesse des moteurs. [8]

4.2 Désactivation des cylindre

Les constructeurs de véhicules installent des systèmes de désactivation des cylindres (SDC) sur certains véhicules légers afin de respecter les normes régissant les émissions de gaz à effet de serre de plus en plus sévères au Canada. Un SDC peut réduire la consommation de carburant de 4 à 10 %, diminuer les effets sur l'environnement. Un SDC équipant un moteur à 6 ou 8 cylindres désactive la moitié des cylindres lorsque le véhicule fonctionne à puissance réduite. [9]

4.3 Evolution des pièces de moteur

4.3.1 Culasse

Les culasses sont réalisées en fonte ou en alliage d'aluminium. Sur les moteurs modernes, les alliages légers sont en général préférés, en raison des avantages importants qu'ils présentent au point de vue de la réduction du poids ou de leurs excellentes caractéristiques de fusion et de transmission thermique. Pour les culasses en alliage léger, on utilise des guides de soupapes rapportés en bronze, qui s'adaptent mieux aux dilatations. Les sièges des soupapes sont en fonte ou en acier et mis en place à la presse, avec un apport éventuel de matériau résistant aux températures élevées et à la corrosion [10]



Fig 9.- Culasse [7]

4.3.2 Piston

Les pistons des moteurs à combustion sont des pièces techniques très sollicitées. Dans l'automobile, les alliages d'aluminium se sont imposés aujourd'hui pour cette fonction. Les pistons aluminium sont en général moulés, mais ils peuvent également être forgés pour les moteurs haut de gamme. Par contre, pour les gros pistons (moteurs marins, compresseurs, ...), la fonte moulée est encore très largement utilisée. Les pistons en aluminium sont très majoritairement moulés. Certains pistons aluminium haut de gamme sont forgés et nécessitent alors un usinage important. On trouve également des pistons en acier forgé pour les camions mais l'aluminium est également utilisé selon les modèles.

Les pistons en fonte, pour les applications hors automobile (marine, pompe, industrie, ...) sont réalisés, quant-à-eux, en moulage sable. Pour les pistons des moteurs de bateaux, locomotives ou centrales, des variantes hybrides composées d'une partie supérieure du piston en acier et d'une partie inférieure en fonte s'imposent de plus en plus. [10]



Fig. 10- Piston [7]

4.3.3 Vilebrequin

Le vilebrequin est une pièce de moteur à combustion interne. Il est l'élément principal du dispositif bielle-manivelle. Il permet la transformation du mouvement linéaire alternatif du ou des piston(s) en un mouvement de rotation continu. Le mouvement linéaire alternatif est dû aux déflagrations successives du mélange carburant-comburant dans la chambre de combustion.

Les vilebrequins sont généralement en fonte GS moulée pour les moteurs de faible puissance spécifique (jusqu'à 40kW/l). Pour les moteurs plus puissants, suralimentés ou turbocompressé (puissance spécifique de 40 à 60 kW/l), les vilebrequins sont en aciers fortement alliés forgé. [10]



Fig. 11- vilebrequin [11]

4.3.4 Le volant moteur

Le volant moteur a plusieurs fonctions. Il participe à la transmission de la rotation depuis le moteur jusqu'aux roues, mais il joue également un rôle très important dans l'embrayage. Il régule aussi la rotation du moteur et il assiste le démarrage. Ce sont en effet les dents du volant moteur qui servent à entraîner le démarreur. [10]

Il existe deux types de volant moteur : le volant moteur rigide et le volant moteur bi masse. Le volant moteur rigide a été utilisé sur tous les véhicules avant l'arrivée du volant moteur bi masse. Il est composé d'un seul disque fixe et stable, vissé au bout du vilebrequin. Sa conception est relativement simple et il a une excellente durée de vie. [10]



Fig. 12- Volant moteur rigide [11]

Le volant moteur bi masse, lui, se compose de 2 parties, ou masses. C'est un ensemble de ressorts accompagnés de roulements à billes et de taquets, qui permettent de relier la première masse à la transmission du véhicule et la seconde au vilebrequin. [10]



Fig. 13- Volant moteur bi masse [10]

Conclusion

Dans le premier chapitre, l'histoire des moteurs à combustion interne a été évoquée, et une classification des moteurs a également été réalisée, et après cela, un aperçu sur les moteurs contemporains a été effectué

Chapitre 2.

Étude thermodynamique du cycle et tracé
du diagramme p-V

Introduction

Le calcul thermique a pour objectif de déterminer les caractéristiques principales pour le dimensionnement des moteurs à combustion interne

"Dans ce travail on a adopté le modèle de cycle basé sur la méthode classique des calculs thermiques, développée en 1907 par le professeur Grenevetski V.I. et améliorée par la suite par les chercheurs soviétiques Mazing E.K., Briling N.R., Orlin A.S. et Steshkin B.S. Cette méthode est exposée en détail dans le polycopié de cours du prof. ZEBBAR Dj. [11].

Ce modèle de calcul permet :

- d'évaluer tous ces phénomènes aux étapes de conception et post-construction du moteur ;
- d'avoir une idée sur les paramètres principaux du cycle et sur les facteurs ayant une influence sur les évolutions du cycle de travail.
- de déterminer les valeurs des paramètres d'état dans les points caractéristiques, ainsi que celles des indicateurs effectifs caractérisant le fonctionnement du moteur d'une façon générale.

On a choisi le moteur Diesel suralimenté avec intercooler de type TDI de 2.0 de cylindrée et de 140 chevaux. Ce moteur est utilisé sur plusieurs véhicules comme la Volkswagen Golf V et Passat VI

2.1 Choix des paramètres principaux du moteur

Les paramètres d'entrée sont regroupés dans le tableau Tab.1.

Tableau 1- des paramètres du moteur

Paramètres d'entrée	Valeurs	Unités
Puissance effective, Ne	102,9	kW
Vitesse de rotation, n	4000	min-1
Pression atmosphérique P0,	0,103	MPa
Nombre de cylindre n_{cy}	4	
Température du M.E. T0,	300	K
Pression de suralimentation p_k ,	0,15	MPa
Coefficient d'excès d'air α	2	
Coefficient des gaz résiduels γ	0,02	
Coefficient d'utilisation de chaleur en z ξ_z	0,85	
Coefficient d'utilisation de chaleur en b ξ_b	0,96	
Rapport de compression ε	18,5	
Taux d'augmentation de la pression durant la compression λ	1,47	

Réchauffage de l'air par les parois ΔT_a ,	30	K
Coefficient d'arrondissement du diagramme indiqué ζ	0,95	
Le rendement mécanique du moteur η_m	0.88	
Perte de pression dans le refroidisseur d'air ΔP_{ref} ,	0.004	MPa
Réduction de la température dans le refroidisseur ΔT_{ref} , K	20	K
Température des gaz résiduels T_r	663	K
	0.87	C=
Composition massique du carburant,	0.126	H=
	0.004	O=
La quantité théorique molaire d'air nécessaire pour la combustion de 1 kg L_0 :	0.495	Kmole/kg
Le pouvoir calorifique inférieur du carburant Q_L ,	41870	kJ/kg
Coefficient du polytrophe de compression dans le compresseur n_k	1.4	
Coefficient de sur remplissage ϕ_{sr}	1.16	

2.2 Calcul du processus de remplissage

Au cours de l'admission le cylindre est rempli par l'air nécessaire pour la combustion du carburant au cours du cycle suivant. Plus le cylindre est rempli d'air, plus est importante la quantité de carburant pouvant être introduite et brûlée et d'autant élevée est la puissance développée par le moteur.

Pour cela on doit déterminer paramètres suivant

2.2.1 La température de l'air après le compresseur T_k

Parce que notre moteur est équipé d'un turbocompresseur on doit calculer la température de l'air après le compresseur [11].

$$T_k = T_0 \left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} \quad (1)$$

$$T_k = 334.01 \text{ K}$$

2.2.2 La température de l'air avant le moteur T_s [11]

$$T_s = T_k - \Delta T_{ref} \quad (2)$$

$$T_s = 314.01 \text{ K}$$

2.2.3 La température de la charge à la fin du remplissage T_a

Dans les moteurs diesel avec suralimentation 4-temps la température T_a varie dans l'intervalle : 320-400 K [11].

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \quad (3)$$

$$T_a = 350.26 \text{ K}$$

2.2.4 La pression de l'air avant le moteur P_s . [11]

$$P_s = P_k - \Delta P_{ref} \quad (4)$$

$$P_s = 0.146 \text{ MPa}$$

2.2.5 La pression de l'air à la fin du remplissage P_a [11]

$$P_a = 0.97 P_s \quad (5)$$

$$P_a = 0.141 \text{ MPa}$$

2.2.6 Le coefficient de remplissage η_r [11]

Ce coefficient et le rapport des quantités d'air réel et théorique pouvant occuper le volume de travail à la pression P_s et température T_s

$$\eta_r = \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \right) \left(\frac{P_a}{P_s} \right) \left(\frac{T_s}{T_a} \right) \left(\frac{1}{1 + \gamma_r} \right) \quad (6)$$

$$\eta_r = 0.90$$

2.2.7 La capacité calorifique isochore molaire moyenne de l'air \bar{c}'_v [11]

$$\bar{c}'_v = 19.26 + 0.0025T \quad (7)$$

2.2.8 La capacité calorifique isochore molaire moyenne des produits de combustion

\bar{c}''_v [11].

$$\bar{c}''_v = 20.47 + 0.0036T \quad (8)$$

2.2.9 La capacité calorifique du mélange d'air et gaz résiduels au cours de la compression

\bar{c}''_{vc} [11]

$$\bar{c}''_{vc} = \frac{\gamma_r \bar{c}'_v + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] \bar{c}''_v}{\alpha(1 + \gamma_r)} = a_{vc} + b_c T \quad (9)$$

$$\bar{c}''_{vc} = \frac{\gamma_r(20.47 + 0.0036T) + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r](19.26 + 0.0025T)}{\alpha(1 + \gamma_r)}$$

$$\bar{c}''_{vc} = \frac{\gamma_r 20.47 + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] 19.26 + 0.0036T \gamma_r + 0.0025T [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r]}{\alpha(1 + \gamma_r)}$$

$$\bar{c}''_{vc} = \frac{\gamma_r 20.47 + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] 19.26}{\alpha(1 + \gamma_r)} + \frac{0.0036\gamma_r + 0.0025[\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r]}{\alpha(1 + \gamma_r)} T$$

$$\bar{c}''_{vc} = 19.27 + 0.0025T$$

Alors $a_{vc} = 19.27$

Et $b_c = 0.0025$

2.3 Calcul du processus de compression

Au cours de la compression la température du mélange de travail atteint un niveau suffisamment supérieur à celui d'auto inflammation du carburant injecté vers la fin de la transformation. De plus la différence de température assurée vers la fin de la compression ne fait que croître le rendement du cycle. La compression correspond au déplacement du piston du PMB vers le PMH après la fermeture des organes d'admission Parmi tous les paramètres pouvant bien caractériser le processus de compression on note: l'exposant de la transformation polytropique n_1 , la pression p_c et la température T_c à la fin de la compression ainsi que le rapport de compression ϵ [11].

2.3.1 Valeur moyenne de l'exposant du polytrophe de compression n_1

L'équation peut être résolue par la méthode des approximations successives, en fixant les valeurs de n_1 dans la plage de 1.34...1.42 jusqu'à la vérification de l'équation. [11]

$$n_1 - 1 = \frac{8.314}{(a_{Vc} + b_c T_a (1 + \epsilon^{n_1 - 1}))} \quad (10)$$

Alor on trouve que $n_1 = 1.366$

2.3.2 La pression à la fin de la compression P_c

Dans les moteurs avec suralimentation 4-temps la pression P_a varie dans l'intervalle :4-11 MPa [11].

$$P_c = P_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1} = P_a \epsilon^{n_1} \quad (11)$$

$$P_c = 7.64 \text{ MPa}$$

2.3.3 La température à la fin de la compression T_c

Selon des données expérimentales la température T_c prend des valeurs dans l'intervalle (850 à 1100 °K) [11]

$$T_c = T_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1 - 1} = T_a \epsilon^{n_1 - 1} \quad (12)$$

$$T_c = 1021.84 \text{ K}$$

2.4 Calcul du processus de combustion

Dans le calcul du processus de combustion sont considérés que les résultats définitifs des réactions chimiques. Les transformations physico-chimiques intermédiaires ne sont pas considérées.

Pour déterminer les paramètres définitifs du processus de combustion- les valeurs maximales de la pression p_z et de température T_z , il faut déterminer en premier lieu les quantités d'air L introduite dans le cylindre pour la combustion de 1kg de carburant et de produit de combustion. [11].

2.4.1 La quantité d'air réelle nécessaire pour la combustion L [11]

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad (13)$$

$$L = \frac{1.7}{0.21} \left(\frac{0.87}{12} + \frac{0.126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0.004}{32} \right)$$

$$L = 0.989 \text{ Kmole/kg}$$

2.4.2 Coefficient chimique de la variation moléculaire β_0 [11]

$$\beta_0 = 1 + \frac{8H+O}{32 \alpha L_0} \quad (14)$$

$$\beta_0 = 1 + \frac{8(0.126) + 0.004}{32 * 2 * 0.495}$$

$$\beta_0 = 1.031$$

2.4.3 Coefficient réel de la variation moléculaire β_r [11]

$$\beta_r = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad (15)$$

$$\beta_r = 1.031$$

2.4.4 La portion de carburant brûlée au point z x_z [11]

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad (16)$$

$$x_z = 0.88$$

2.4.5 Le coefficient de la variation moléculaire au point z β_z [11]

$$\beta_z = 1 + \frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} x_z \quad (17)$$

$$\beta_z = 1.02$$

2.4.6 La capacité calorifique isochore moyenne au point z \bar{c}_{v_z}'' [11]

$$\bar{c}_{v_z}'' = \frac{(mx_z + \gamma_r)\bar{c}_v'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)]\bar{c}_v'}{\alpha(1 + \gamma_r) + (m - 1)} = a_{V_z} + b_{V_z}T \quad (18)$$

$$\frac{(mx_z + \gamma_r)20.47 + [\alpha(1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)]19.47}{\alpha(1 + \gamma_r) + (m - 1)} + \frac{(mx_z + \gamma_r)0.0036 + [\alpha(1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)]0.0025}{\alpha(1 + \gamma_r) + (m - 1)} T = a_{V_z} + b_z T$$

Alors

$$19.859$$

Et $b_z = 0.00299$

$$a_{V_z} =$$

2.4.6 La capacité calorifique isochore moyenne au point b \bar{c}_{v_b}'' [11]

$$\bar{c}_{v_b}'' = \frac{(m + \gamma_r)\bar{c}_v'' + (\alpha - 1)(1 + \gamma_r)\bar{c}_v'}{\alpha(1 + \gamma_r) + (m - 1)} = a_{V_b} + b_b T \quad (19)$$

$$\bar{c}_{v_b}'' = \frac{(m + \gamma_r)20.47 + (\alpha - 1)(1 + \gamma_r)19.26}{\alpha(1 + \gamma_r) + (m - 1)} + \frac{(m + \gamma_r)0.0036 + (\alpha - 1)(1 + \gamma_r)0.0025}{\alpha(1 + \gamma_r) + (m - 1)} T$$

$$= a_{v_b} + b_b T$$

Alors $a_{v_b} = 19.883$

$b_b = 0.0030$

2.4.7 La température maximale de combustion T_z [11]

$$\frac{\xi_z Q_l}{\alpha L_0} + [\bar{C}_v' + 8.314\lambda + \gamma_r(\bar{C}_v'' + 8.314\lambda)]T_c = \beta_z(1 + \gamma_r)\bar{C}_{p_z}''T_z \quad (20)$$

Avec $\bar{C}_{p_z}'' = \bar{C}_{v_z}'' + 8.314$

Alors

$$\frac{\xi_z Q_l}{\alpha L_0} + [19.26 + 0.0025T_z + 8.314\lambda + \gamma_r(20.47 + 0.0036T_z + 8.314\lambda)]T_c$$

$$= \beta_z(1 + \gamma_r)(20.47 + 0.0036T_z + 8.314)T_z$$

$$0 = AT_z^2 + BT_z - C$$

Avec : $A = 0.0036\beta_z(1 + \gamma_r)$ Alors $A = 0.0037739$

$$B = [\beta_z(1 + \gamma_r)(20.47 + 8.314)] - [T_c(0.0025 + 0.0036\gamma_r)]$$

Alors $B = 27.54$

$$C = \frac{\xi_z Q_l}{\alpha L_0} + [(19.26 + 8.314\lambda + \gamma_r(20.47 + 8.314\lambda))]T_c$$

Alors $C = -68812.28$

Alors on trouve $T_z = 1967.64k$

2.4.8 La pression maximale de combustion P_z [11]

$$P_z = \lambda P_c \quad (21)$$

$$P_z = 11.23 \text{ MPa}$$

2.5 Calcul du processus de détente

2.5.1 Taux de détente préliminaire ρ [11]

$$\rho = \frac{T_z}{\lambda T_c} \quad (22)$$

$$\rho = 1.309$$

2.5.2 Taux de détente ultérieure δ [11]

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad (23)$$

$$\delta = 14.12$$

2.5.3 Valeur moyenne de l'exposant du polytrophe de détente n_2 [11].

$$n_2 - 1 = \frac{8.314(T_z \frac{\beta_z}{\beta} - T_b)}{\frac{Q_L(\xi_b - \xi_z)}{L(1+\gamma_r)\beta_r} + \frac{\beta_z}{\beta_r}(a_{V_z} + b_{V_z}T_z)T_z - (a_{V_b} + b_{V_b}T_b)T_b} \quad (24)$$

$$n_2 - 1 = \frac{15743.45 - 8.314T_b}{51891.56 - (a_{V_b} + b_{V_b}T_b)T_b}$$

2.5.4 La température à la fin de la détente T_b [11]

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} \quad (25)$$

Ces deux équations sont résolues par la méthode des approximations successives

$$n_2 - 1 = 0.24 \text{ alors } n_2 = 1.24 \text{ et } T_b = 1018.09 \text{ K}$$

2.5.5 La pression à la fin de la détente P_b [11]

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} \quad (26)$$

$$P_b = 0.41 \text{ MPa}$$

2.6 Définition des paramètres indiqués

2.6.1 La pression indiquée moyenne théorique P'_i [11]

$$P'_i = \frac{p_c}{\varepsilon-1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{(n_2-1)} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] \quad (27)$$

$$P'_i = 1.04 \text{ MPa}$$

2.6.2 La pression indiquée moyenne réelle P_i [11]

$$P_i = \zeta p'_i \quad (28)$$

$$P_i = 0.99 \text{ MPa}$$

2.6.3 Consommation spécifique indiquée de carburant b_i [11]

$$b_i = \frac{433(p_s \eta_r)}{(\alpha L_0 T_s P_i)} \quad (29)$$

$$b_i = 0.18 \text{ Kg/(kW h)}$$

2.6.4 Le rendement indiqué η_i [11]

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i Q_L} \quad (30)$$

$$\eta_i = 0.46$$

2.7 Définition des paramètres effectifs

2.7.1 La pression effective moyenne P_e [11]

$$P_e = P_i \eta_m \quad (31)$$

$$P_e = 0.87 \text{ MPa}$$

2.7.2 La consommation spécifique effective du carburant b_e [11]

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m} \quad (32)$$

$$b_e = 0.209 \text{ Kg}/(\text{KW h})$$

2.7.3 Le rendement effectif moyen η_e [11]

$$\eta_e = \frac{\eta_i}{\eta_m} \quad (33)$$

$$\eta_e = 0.41$$

Tous les résultats obtenus sont regroupés dans le tableau Tab 2

Tableaux 2- groupe les résultats trouvés durant le calcul

Calcul du processus de remplissage	
La température de l'air après le compresseur T_k (K)	334.01
La température de l'air avant le moteur T_s (K)	314.01
La température de la charge à la fin du remplissage T_a , K	350.26
pression de l'air avant le moteur P_s , MPa	0.146
La pression de l'air à la fin du remplissage P_a , MPa	0.141
Le coefficient de remplissage η_r	0.901
La capacité calorifique isochore molaire moyenne de l'air	$\bar{c}'_v = 19.26 + 0.0025T$
La capacité calorifique isochore molaire moyenne des produits de combustion	$\bar{c}''_v = 20.47 + 0.0036T$
La capacité calorifique du mélange d'air et gaz résiduels au cours de la compression	$\bar{c}''_{vc} = 19.27 + 0.0025T$
Valeur moyenne de l'exposant du polytrophe de compression n_1	1,36
La pression à la fin de la compression P_c , MPa	7.64
La température à la fin de la compression T_c , K	1021.84
Calcul du processus de combustion	
La quantité d'air réelle nécessaire pour la combustion L , kmole/kg	0,989
Coefficient chimique de la variation moléculaire β_0	1.031
Coefficient réel de la variation moléculaire β	1,031
La portion de carburant brûlée au point z x_z	0,88
Le coefficient de la variation moléculaire au point z β_z :	1,027

La capacité calorifique isochore moyenne au point z kJ/ (kmoleK)	$\bar{c}_{v_z}'' = 19.85 + 0.00299T$
La capacité calorifique isochore moyenne au point b c, kJ/ (kmole K)	$\bar{c}_{v_b}'' = 19.88 + 0.00306 T$
La température maximale de combustion Tz, K	1967.64
pression maximale de combustion MPa	11.23

Calcul du processus de détente

Taux de détente préliminaire ρ	1.309
Taux de détente ultérieure δ	14.12
Valeur moyenne de l'exposant du polytrophe de détente n_2	1,248
La température à la fin de la détente Tb, K	1018.098
La pression à la fin de la détente Pb, MPa	0.41

Définition des paramètres indiqués :

La pression indiquée moyenne théorique	1.04
La pression indiquée moyenne réelle	0.995
Consommation spécifique indiquée de carburant bi, kg/ (kW h)	0.184
Le rendement indiqué	0.466

Définition des paramètres effectifs

La pression effective moyenne P_e	0.87
la consommation spécifique effective du carburant b_e , kg/ (kW h)	0.209
Le rendement effectif moyen η_e	0.41

2.8 Construction du diagramme indiquée théorique

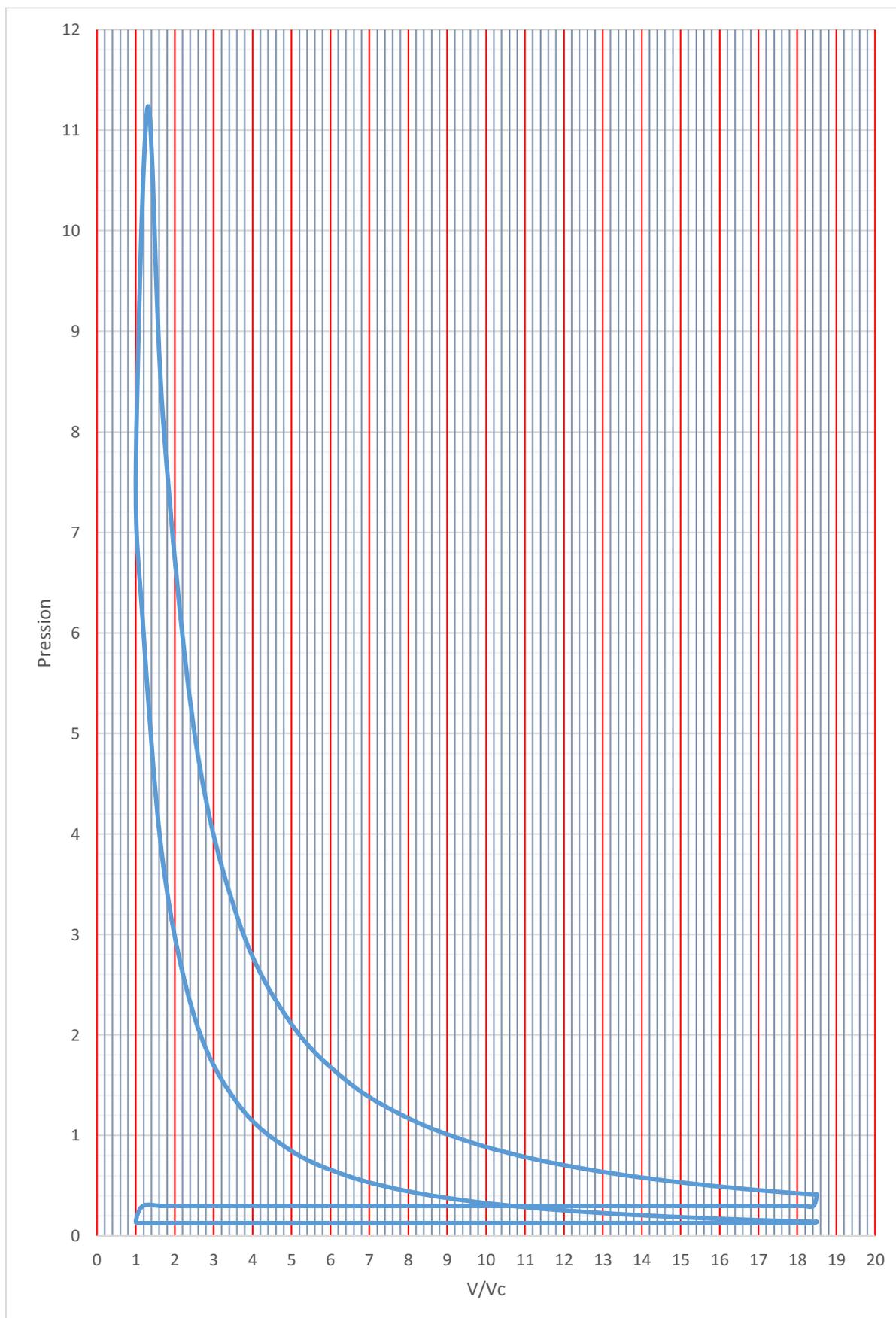


Fig. 14- Diagramme P/(V/Vc)

2.9 La pression indiquée moyenne p_{id} [11]

La surface du diagramme a été calculée par le programme origine8

$$F_i = 16075 \text{ mm}^2$$

L'échelle $m_{v/vc}$ pour l'axe des abscisses est 15 mm pour l'unité

L'échelle m_p pour l'axe des ordonnées (pressions) est 0.04 MPa/mm

l La longueur de courbe

$$p_{id} = \frac{F_i}{l} * m_p \quad (34)$$

$$p_{id} = 0.995 \text{ MPa}$$

La différence entre p_{id} et p_i

$$différence = \frac{p_i - p_{id}}{p_i} * 100 = 0.22\%$$

Conclusion

Dans ce chapitre une étude thermodynamique a été effectuée pour déterminer les paramètres caractérisant les 4 temps, les paramètres indiqués et les paramètres effectifs pour pouvoir construire le diagramme p-V

Chapitre 3.

Etude cinématique et dynamique du moteur

Introduction

Une étude cinématique et dynamique est obligatoire pour le dimensionnement des moteurs à combustion interne,

Dans la première partie de ce chapitre on va déterminer la position, la vitesse et l'accélération du piston par rapport à la position du vilebrequin,

Dans la deuxième partie on a déterminé les masses de piston, bielle et maneton du moteur ensuite on va déterminer tous les efforts agissant sur le piston et le vilebrequin,

Par la suite on calcule le couple moteur provoqué par les efforts agissant sur le système bielle manivelle,

Enfin on va estimer la masse de volant moteur nécessaire pour réduire les coups de moteur

3.1 Étude cinématique du moteur

L'étude de la cinématique d'embellage est nécessaire pour le calcul des variations de volume de la cylindrée qui résultent du déplacement du piston et pour les calculs relatifs à la détermination des efforts, à la résistance des organes, à l'équilibrage des forces d'inertie.

3.1.1 Fonctions et représentations graphiques de déplacement X

Pour étudier la cinématique du moteur il faut avoir des données de départ comme suit :

Longueur de la bielle : $L_b = 144 \text{ mm}$

Alésage de piston : $D = 81 \text{ mm}$

Course du piston : $S = 95.5 \text{ mm}$

Rayon de la manivelle : $R = \frac{S}{2} \text{ mm}$

Le rapport du rayon de la manivelle par rapport à la longueur de la bielle : $\lambda_b = \frac{R}{L}$

La vitesse angulaire de la manivelle : $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \text{ rad/s}$

Section du piston : $F_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$

β : l'angle que fait la bielle avec l'axe du cylindre.

φ : l'angle de rotation de vilebrequin.

Le volume de la chambre de combustion est $V_c = 28.106 \text{ cm}^3$

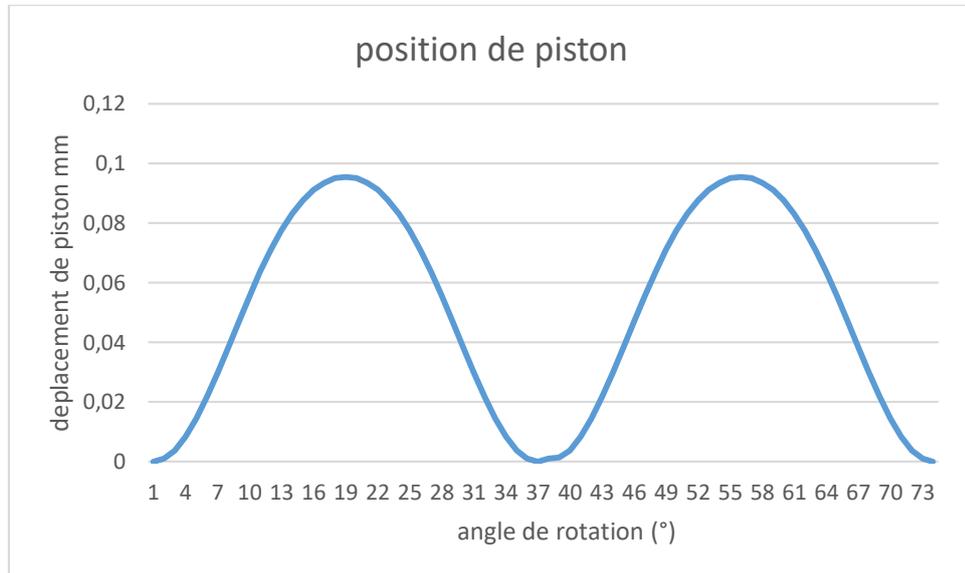


Fig. 16- Représentations graphiques de déplacement du piston

3.1.2 Fonctions et représentations graphiques de vitesse du piston V_p

La vitesse de déplacement du piston est obtenue par la dérivation de l'équation de déplacement par rapport au temps c-à-dire

$$V_p = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\varphi} * \frac{d\varphi}{dt}$$

Avec $\frac{d\varphi}{dt} = \omega$ donc

$$V_p = \omega \frac{dx}{d\varphi} = \omega R \left[\sin \varphi + \frac{\lambda_b}{2} \sin 2\varphi \right] \quad [12] \quad (38)$$

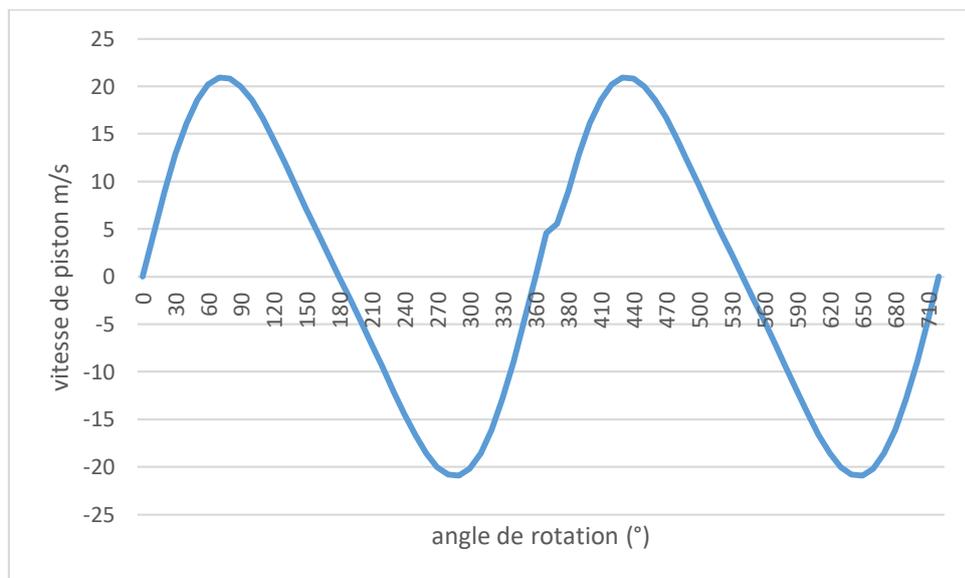


Fig. 17- Représentations graphiques de vitesse du piston

3.1.3 Fonctions et représentations graphiques d'accélération du piston A_p

La variation de l'équation de la vitesse ou la deuxième dérivée de déplacement du piston par rapport au temps nous donnera l'expression de l'accélération :

$$A_p = \frac{dV_p}{dt} = \frac{dV_p}{d\varphi} * \frac{d\varphi}{dt} = \omega * \frac{dV_p}{d\varphi}$$

Donc on trouve

$$A_p = R\omega^2[\cos \varphi + \lambda_b \cos 2\varphi] \quad [12] \quad (39)$$

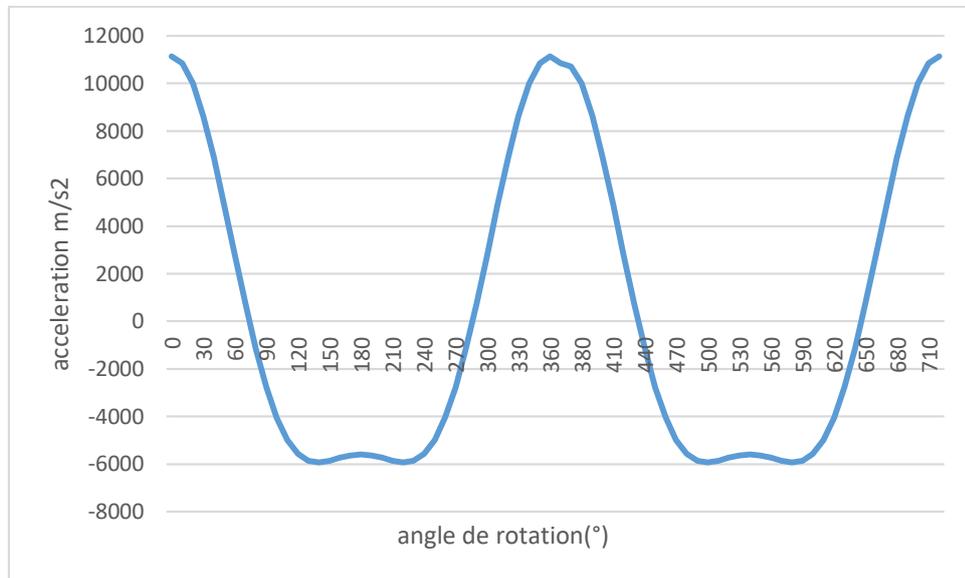


Fig. 18- Représentations graphiques d'accélération du piston

3.2 Étude dynamique du moteur

L'étude dynamique a pour objective de détermine les différents efforts agissons sur le piston et le vilebrequin du moteur à combustion interne

3.2.1 Calcul des masses

Les valeurs approximatives des masses structurelles spécifiques pour les moteurs automobiles sont données dans le tableau suivant

Où D est le diamètre du cylindre du moteur, en mm

Tableau 3- Les valeurs approximatives des masses structurelles spécifiques pour les moteurs automobiles [13]

Eléments du mécanisme bielle-manivelle		Moteur à allumage commande			Diesel	
		De 0.06	à	0.10	De 0.08	à. 0.120
Groupe de piston (kg/m ²)	Alliage aluminium	80		150	150	300
	fonte	150		250	250	400
Bielle (kg/m ²)		100		200	250	400
Balourds de vilebrequin (sans contrepoids) Kg/m ²	Vilebrequin en acier forgé avec tourillon plein	150		200	200	400
	Vilebrequin en fonte forgé avec tourillon plein	100		200	260	300

On a adopté les coefficients suivant port calculé les masse des pièces mobile du moteur :

Pour group piston r $m'_{gp} = 300 \frac{Kg}{m^2}$

Pour group bielle m'_{gb} : 1.9 Alor $m'_{gp} = 400 \frac{Kg}{m^2}$

Pour les parties déséquilibrées d'un coude d'arbre sans contrepoids $m'_k = 300 \frac{Kg}{m^2}$

3.2.1.1 La masse groupe de piston

La masse du groupe piston et la somme du masse du piston proprement dit, la masse de l'axe du piston, la masse des clips de l'axe du piston et la masse des segments

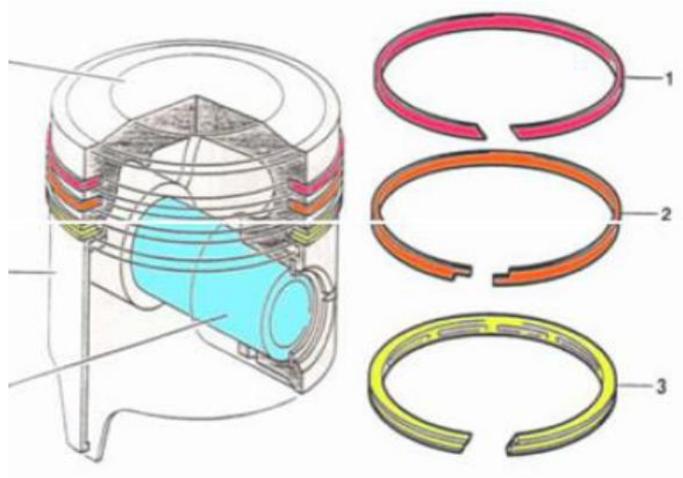


Fig. 19- . Masse du groupe Piston [12].

On peut calculer la masse du groupe piston par la relation suivante

$$m_{gp} = m'_{gp} * F_p \quad [13] \quad (40)$$

Alors :

$$m_{gp} = 1.54 \text{ kg}$$

3.2.1.2 La masse groupe de bielle

On peut calculer la masse du groupe bielle par la relation suivante

$$m_{gb} = m'_{gb} * F_p \quad [13] \quad (41)$$

Alors :

$$m_{gb} = 2.06 \text{ kg}$$

3.2.1.3 La masse des parties déséquilibrées d'un coude d'arbre sans contrepoids

La masse des parties déséquilibrées d'un coude d'arbre sans contrepoids est calculée par la relation suivante :

$$m_k = 1.54 \text{ kg} \quad [13] \quad (42)$$

Pour simplifier le calcul dynamique, le mécanisme à manivelle proprement dit est remplacé par un système dynamiquement équivalent de masses concentrées

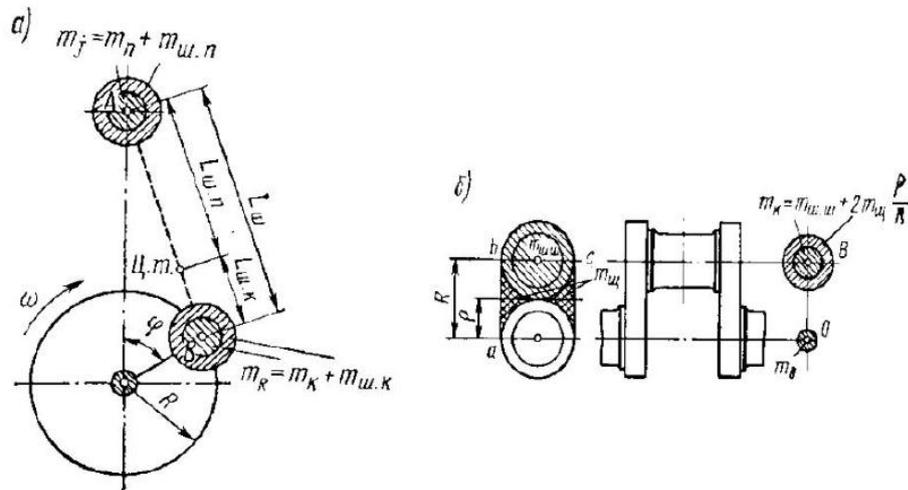


Fig. 20- Distribution des masse de groupe piston et groupe bielle manivelle [13]

Pour ça la masse du groupe bielle est divisée en deux parties, l'une est concentrée sur l'axe piston et l'autre concentré sur l'axe du tourillon de bielle de la manivelle du vilebrequin.

3.2.1.4 La masse de bielle concentre sur l'axe piston m_{bcp}

Cette masse calcule par la relation suivante :

$$m_{bcp} = m_{gb} * 0.275 \quad [13] \quad (43)$$

$$m_{bcp} = 0.56 \text{ kg}$$

3.2.1.5 La masse de bielle concentre sur vilebrequin : m_{bcv}

$$m_{bcv} = m_{gb} * 0.725 \quad [13] \quad (44)$$

$$m_{bcv} = 1.4 \text{ kg}$$

3.2.1.6 La masse effectuant un mouvement alternatif, m_j

La somme de la masse de groupe piston et la masse de bielle concentre de la bielle sure l'axe piston donne la masse des pièces effectuant un mouvement alternatif [12]

$$\text{Alor } m_j = m_{gp} + m_{bcp} \text{ donc } m_j = 2.11 \text{ kg} \quad (45)$$

3.2.1.7 La masse effectuant un mouvement de rotation, m_r

C'est la somme de la masse des parties déséquilibrées d'un coude d'arbre sans contrepoids et la masse de bielle concentre sur vilebrequin alors on trouve que [13]

$$m_r = m_k + m_{bcv} \quad (46)$$

$$m_r = 3.60 \text{ kg}$$

3.2.2 Calcul des forces exercées sur le système bielle-manivelle

Les force exercées sur le system bielle-manivelle son représente sur la fuguer suivante

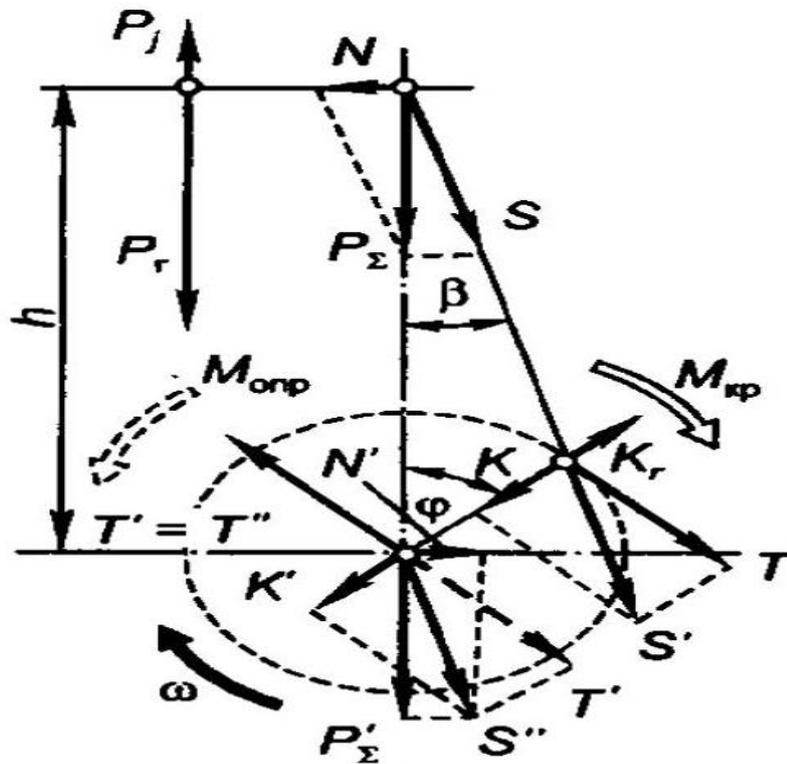


Fig. 21 -Les forces exercées sur le système bielle-manivelle [13]

Avec P_j Et la forces d'inertie des masses alternatives.

P_r La force des gaz.

P La force totale concentrée sur l'axe de l'axe de piston

K_r La force centrifuge d'inertie des masses en rotation

K_{rm} La force centrifuge d'inertie des masses tournantes de la bielle

K_{rk} La force centrifuge d'inertie des masses tournantes de la manivelle

N La force normale

S_b La force agissant le long de la bielle

K La force agissant le long du rayon de la manivelle

T La force tangentielle produisant un couple sur la manivelle

3.2.2.1 Calcul de la force d'inertie des masses alternatives

La force d'inertie et calcule à partir de l'équation suivante [13]

$$P_j = -m_j * A_p \quad (47)$$

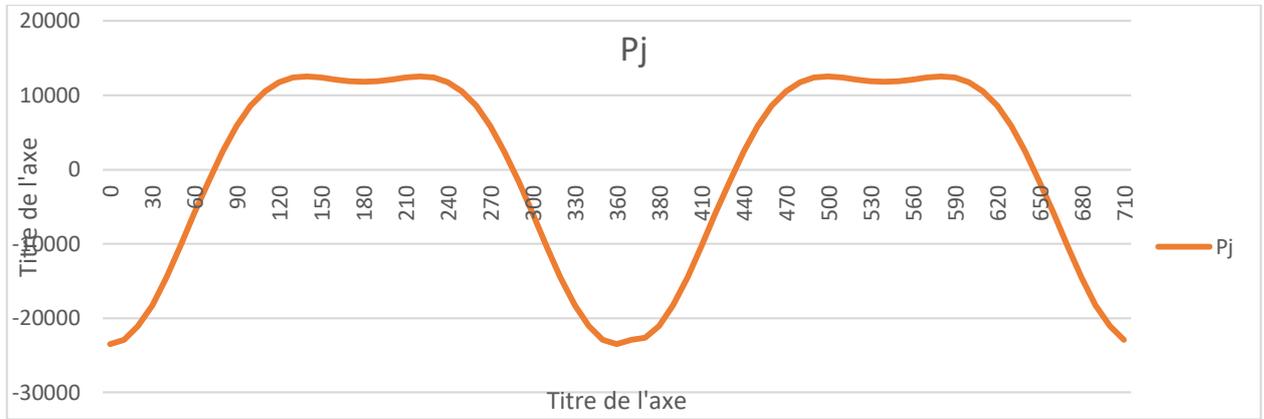


Fig. 22- Distribution des force d'inertie de groupe piston en fonction des l'angle de rotation

3.2.2.2 Calcul de La force totale concentrée sur l'axe de piston

C'est la somme de la force des gaz et la force d'inertie [13]

$$\text{Alors } \sum P = F_g + P_j \quad (48)$$

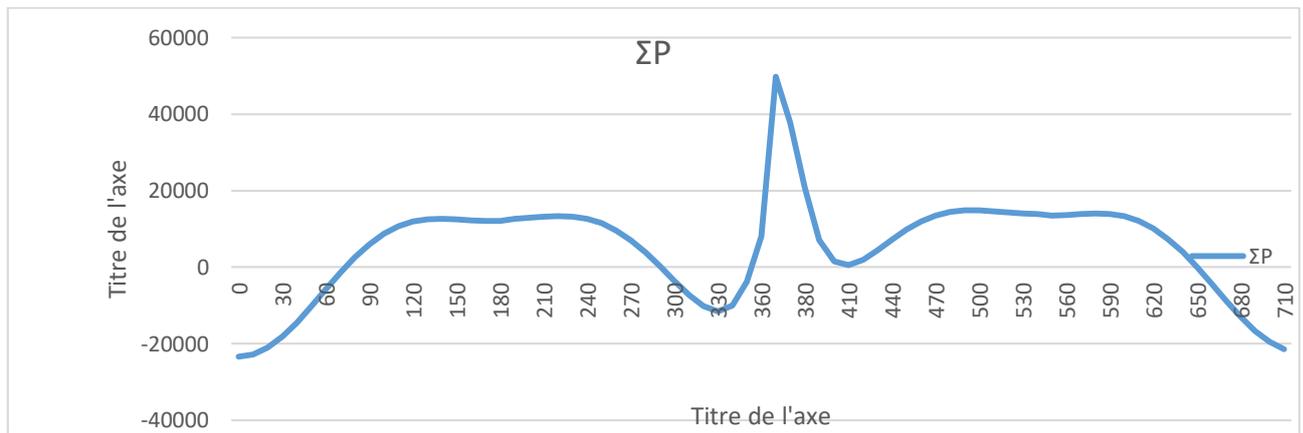


Fig. 23-Distribution de la force totale concentre sur l'axe piston en fonction des l'angle de rotation

3.2.2.3 Calcul de La force des gaz en fonction de l'angle de rotation de vilebrequin

La relation suivante aide a calculé la force des gaz dans le cylindre en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin [13]

$$F = P_g * F_p \quad (49)$$

Le volume de cylindre est calculé par la relation suivante [13]

$$V_{cy} = x * F_p \quad (50)$$

$$V_{cy} = F_p * R \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_b}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right]$$

Le

volume total du cylindre : [13]

$$V_{tcy} = V_{cy} + V_c \quad (51)$$

$$V_{tcy} = V_c + F_p * R \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_b}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right]$$

Le rapport de compression et [13]

$$\varepsilon = \frac{V_{tcy}}{V_c} \quad (52)$$

Tableau 4- représente le rapport de compression en fonction de l'angle de rotation

Remplissage		Compression		Combustion +détente		échappement	
$\varphi(^{\circ})$	E	$\varphi(^{\circ})$	ε	$\varphi(^{\circ})$	ε	$\varphi(^{\circ})$	ε
0	1	190	18,41081295	372,097	1,258010029	550	18,41081295
10	1,17667726	200	18,14201453	380	1,697393659	560	18,14201453
20	1,697393659	210	17,69040675	390	2,534962179	570	17,69040675
30	2,534962179	220	17,05229882	400	3,646521056	580	17,05229882
40	3,646521056	230	16,22571951	410	4,976936333	590	16,22571951
50	4,976936333	240	15,21305339	420	6,463053388	600	15,21305339
60	6,463053388	250	14,02371002	430	8,038357506	610	14,02371002
70	8,038357506	260	12,67641431	440	9,637571198	620	12,67641431
80	9,637571198	270	11,20073785	450	11,20073785	630	11,20073785
90	11,20073785	280	9,637571198	460	12,67641431	640	9,637571198
100	12,67641431	290	8,038357506	470	14,02371002	650	8,038357506
110	14,02371002	300	6,463053388	480	15,21305339	660	6,463053388
120	15,21305339	310	4,976936333	490	16,22571951	670	4,976936333
130	16,22571951	320	3,646521056	500	17,05229882	680	3,646521056
140	17,05229882	330	2,534962179	510	17,69040675	690	2,534962179
150	17,69040675	340	1,697393659	520	18,14201453	700	1,697393659
160	18,14201453	350	1,17667726	530	18,41081295	710	1,17667726
170	18,41081295	360	1	540	18,50000001	720	1
180	18,50000001						

En suite on peut calculer les pressions des gaz apparier l'étude thermique du moteur en trouvant les pressions des gaz en fonction des angles de rotation.

Tableau 5- suivant présente les pressions en fonction des angles de rotation du vilebrequin

remplissage		Compression		Combustion +détente		échappement	
$\varphi(^{\circ})$	$P_g \text{ MPa}$						
0	0,18042	190	0,181613563	372,097	15,46546347	550	0,1425
10	0,18042	200	0,185294901	380	10,65897788	560	0,1425
20	0,18042	210	0,191778869	390	6,475686348	570	0,1425
30	0,18042	220	0,201636878	400	4,121791555	580	0,1425

40	0,18042	230	0,215780804	410	2,800560266	590	0,1425
50	0,18042	240	0,235613244	420	2,024190553	600	0,1425
60	0,18042	250	0,263291466	430	1,5436537	610	0,1425
70	0,18042	260	0,302196369	440	1,23208455	620	0,1425
80	0,18042	270	0,357788762	450	1,022189225	630	0,1425
90	0,18042	280	0,43923295	460	0,876490415	640	0,1425
100	0,18042	290	0,562615678	470	0,773113111	650	0,1425
110	0,18042	300	0,757640256	480	0,698741196	660	0,1425
120	0,18042	310	1,082160912	490	0,644973367	670	0,1425
130	0,18042	320	1,654255885	500	0,606359109	680	0,1425
140	0,18042	330	2,71678308	510	0,579303242	690	0,1425
150	0,18042	340	4,69593764	520	0,561440128	700	0,1425
160	0,18042	350	7,741701597	530	0,551273398	710	0,1425
170	0,18042	360	9,665914669	540	0,547973204	720	0,18042
180	0,18042						

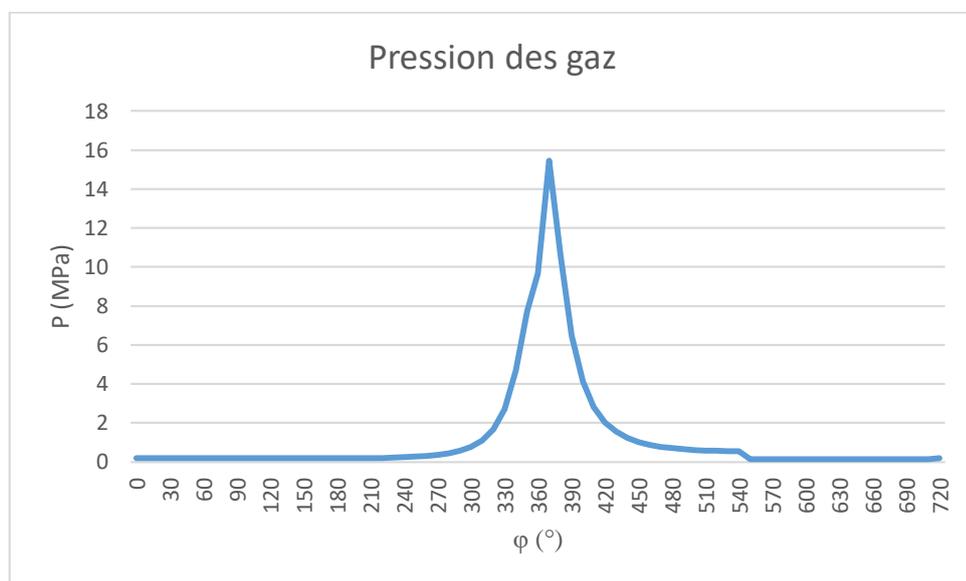


Fig. 24- Distribution des pressions en fonction des angles de rotation

Les force des gaz sont calculé partir la relation suivante [13]

$$F_g = F - F_0 \quad (53)$$

Ou :

F : effort des gaz exercé sur la tête du piston.

F_0 : effort provoqué par la pression ambiante qui existe au-dessus du piston

Le graphe suivant présente la distribution des sommes des forces concentrées sur l'axe de piston, force d'inertie et force des gaz en fonction d'angle de rotation

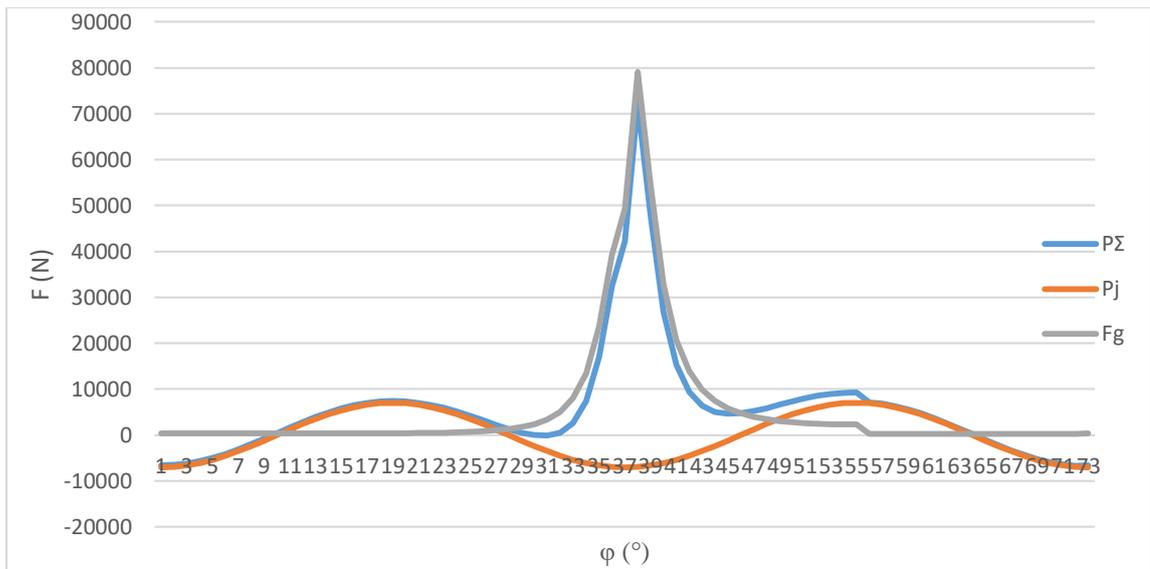


Fig. 25- Représentation graphique de la force d'inertie, force des gaz et la force totale concentrée sur l'axe piston

3.2.2.4 Calcul de la force centrifuge d'inertie des masses en rotation [13]

$$K_r = -m_r R \omega^2 \quad (54)$$

$$K_r = -0.01 \text{ MN}$$

3.2.2.5 Calcul La force centrifuge d'inertie des masses tournantes de la bielle [13]

$$K_{rm} = -m_{bcv} * R * \omega^2 \quad (55)$$

$$K_{rm} = -0.01 \text{ MN}$$

3.2.2.6 Calcul La force centrifuge d'inertie des masses tournantes de la manivelle [13]

$$K_{rk} = -m_k * R * \omega^2 \quad (56)$$

$$K_{rk} = -0.012 \text{ MN}$$

3.2.2.7 Calcul La force normale [13]

$$N = \sum P * \tan \beta \quad (57)$$

Avec

$$\beta = \arcsin(\lambda_b \sin \varphi) \quad (58)$$

Le graphe Fig 26 présente la distribution de la force normale en fonction des angles de rotation

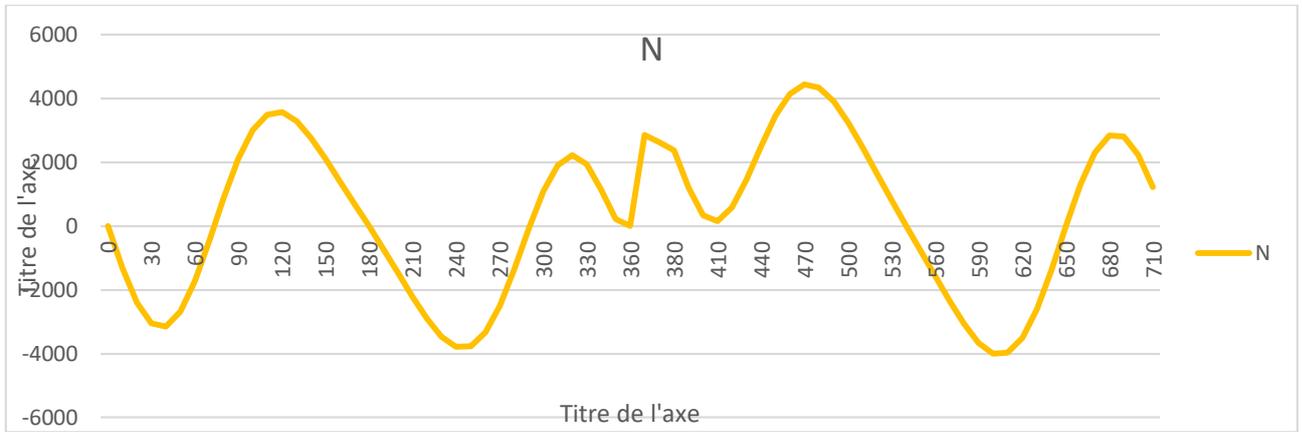


Fig. 26- Distribution de la force normale en fonction des angles de rotation

3.2.2.8 Calcul la force agissant sur le long de la bielle [13]

$$S_b = \sum P * \left(\frac{1}{\cos \beta} \right) \quad (59)$$

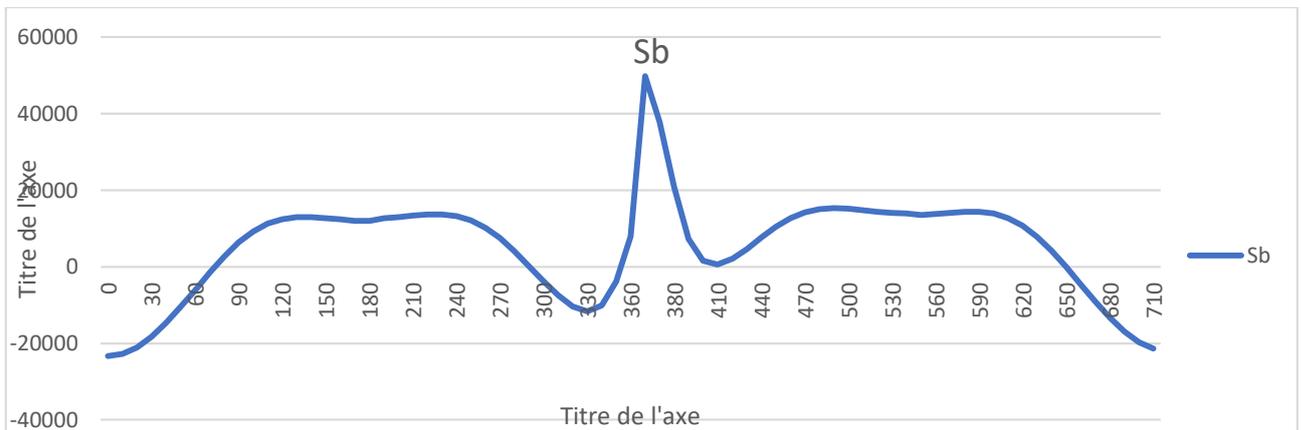


Fig. 27- Distribution de la force agissant sur le long de la bielle en fonction des angles de rotation

3.2.2.9 Calcul la force agissant le long du rayon de la manivelle [13]

$$K = \sum P * \left(\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \right) \quad (60)$$

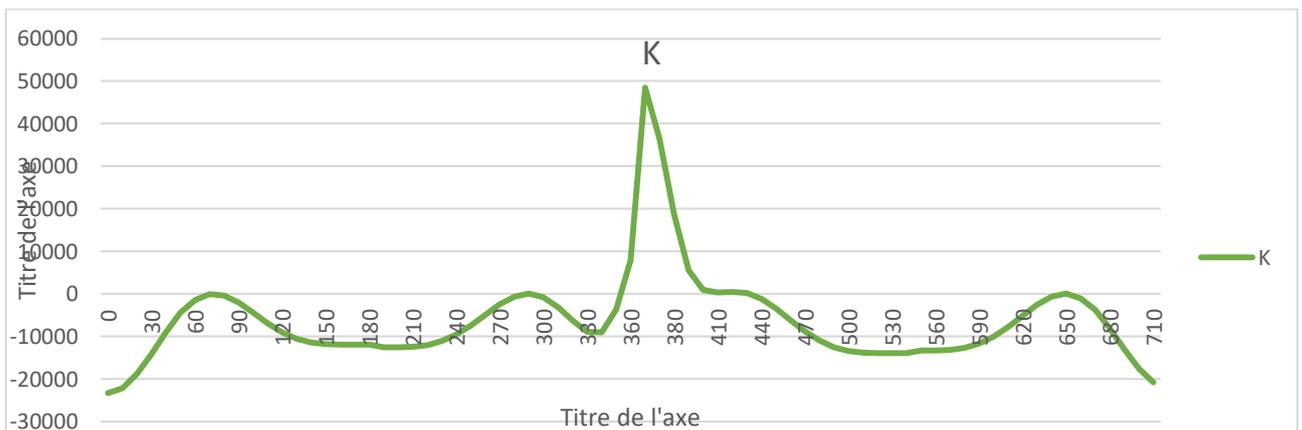


Fig. 28- Distribution de la force agissant sur le long du rayon de la manivelle fonction des angles de rotation

3.2.210 Calcul la force tangentielle produisant un couple sur la manivelle [13]

$$T = \sum P * \left(\frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta} \right) \quad (61)$$

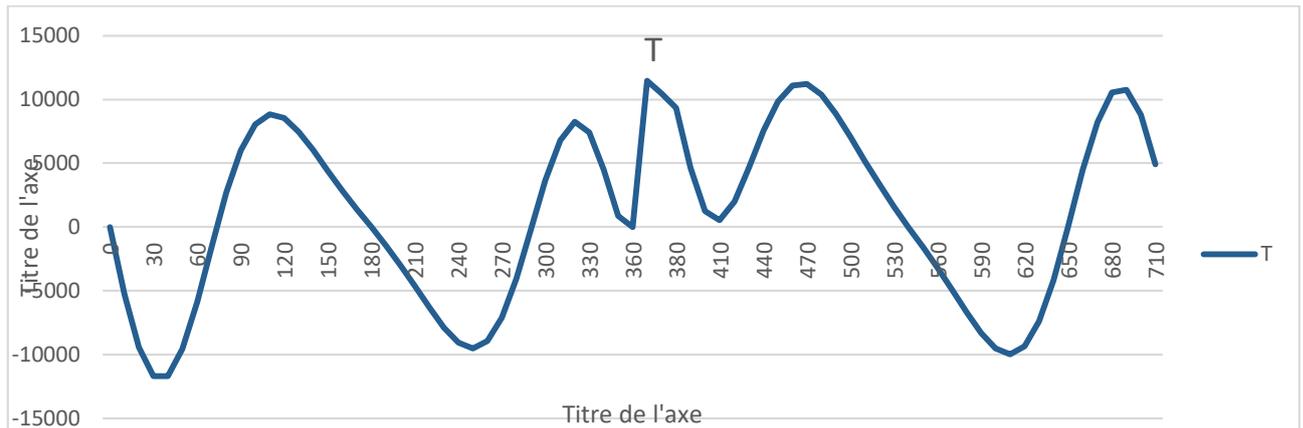


Fig. 29- Distribution de la force tangentielle produisant un couple sur la manivelle

3.2.3 Calcul de couple moteur

Le couple moteur est déterminé par la relation suivante : [13]

$$C_m = R * T \quad (62)$$

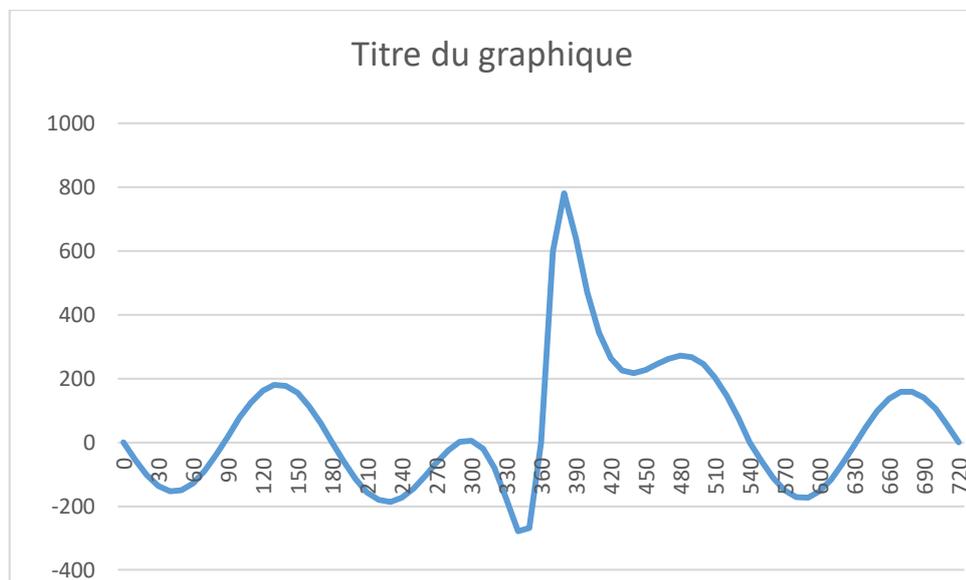


Fig. 30- variation du couple moteur en fonction d'angle de rotation pour un cylindre

Pour calculer le couple moteur on doit superposer les quatre temps

Alors [13]

$$C_m = R * T_i \quad (63)$$

Admission, compression, détente et l'échappement correspondent aux quatre cylindres dans un moteur à quatre temps peuvent être représentés sous forme d'un tableau

Tableau 6- Le décalage des différentes étapes

	0-----180	180-----360	360-----540	54-----720
1	Admission	Compression	Détente	Echappement
2	Compression	Détente	Echappement	Admission
3	Echappement	Admission	Compression	Détente
4	Détente	Echappement	Admission	Compression

Le couple moyen et la somme de couple instantané

Avec T_i les valeurs instantanées des efforts

Le tableau (Tab 7) représente la superposition des quatre temps en 180°

Tableau 7- Le couple du moteur en fonction de l'angle de rotation

0-----180	180----360	360-----540	540--720	
T1 (N)	T2 (N)	T3 (N)	T4 (N)	$C_m = \sum T_i * R$ (Nm)
0	0	0	0	0
-5248,146079	-1475,5	11451,547	-1570,82345	150,749867
-9416,363467	-3017,25822	9332,340376	-3207,61704	-301,249896
-11683,66611	-4651,45808	4606,876841	-4933,55011	-795,600829
-11676,97576	-6324,83215	1259,831384	-6690,95774	-1118,92261
-9539,185777	-7879,59515	545,0225604	-8315,43698	-1202,78408
-5859,448946	-9051,78242	2008,775988	-9533,35801	-1071,31009
-1489,715605	-9506,19337	4679,322903	-9996,18872	-778,934996
2692,672419	-8916,49858	7548,485626	-9360,35601	-383,70451
5999,694126	-7083,51106	9828,049682	-7405,74923	63,9125878
8060,019196	-4060,56123	11075,07713	-4161,72354	521,086752
8832,628319	-234,878919	11197,17835	10,7567908	945,721437
8526,445825	3685,11024	10365,23698	4431,00225	1289,62223
7475,702362	6798,13112	8884,19626	8224,719	1498,52625
6022,143069	8234,5572	7072,477006	10538,2008	1521,6673
4435,245554	7438,08321	5180,501208	10775,9156	1328,87035
2877,538899	4519,38618	3354,887572	8784,64327	932,86577
1406,52947	878,772406	1639,506301	4924,12225	422,536428
0	0	0	0	0

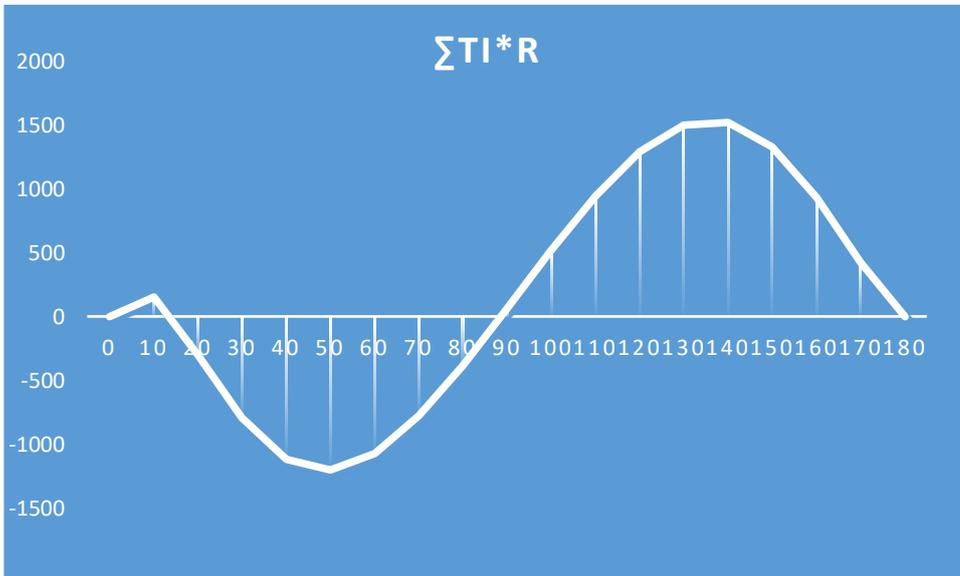


Fig. 31- Couple moteur en fonction de l'angle de rotation

Après avoir calculé l'aire de la courbe et soustrait l'aire négative du positif

$$f = 4461 \text{ mm}^2$$

Le couple moyenne peut être calculé partie de l'équation suivante [13]

$$C_{moy} = f * mc / 180 \tag{64}$$

Avec mc l'échelle de l'axe du couple

Alors

$$C_{moy} = 188 \text{ Nm}$$

Le calcul de la surface $f_{surplus}$ est obligatoire pour le dimensionnement du volant moteur

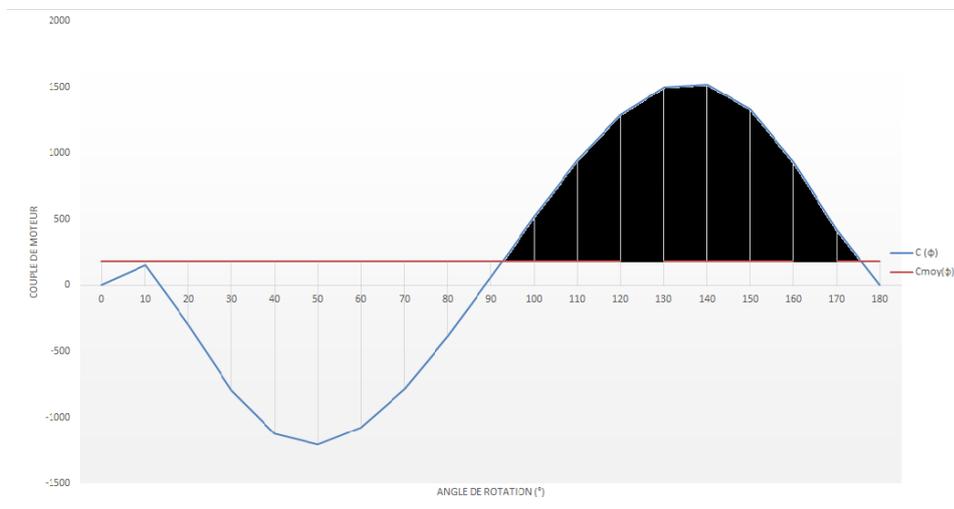


Fig. 32- comparaison de Couple moteur et le couple moyenne

La surface noire dans le graphe 32 représente $f_{surplus}$

$$f_{surplus} = 9222 \text{ mm}^2$$

3.2.4 Calcule de la masse du volant moteur [13]

La masse du volant moteur et calcule par l'équation suivante :

$$M_{vm} = \frac{4 \cdot J_m}{D_{vm}^2} \quad (65)$$

Avec

D_{vm} Le diamètre du volant moteur

$$J_m = J_0 * (0.8 - - - -0.9) \quad (66)$$

J_m Le moment d'inertie de volant moteur.

Et

$$J_0 = \frac{A_{surplus}}{\delta \cdot \omega^2} \quad (67)$$

J_0 : Le moment d'inertie des masses en mouvement de tout le moteur

Avec

$$A_{surplus} = f_{surplus} * m_m * m_\varphi \quad (68)$$

$A_{surplus}$ - Le Travail en surplus du couple moteur

m_m : Échelle du couple, N.m par mm

$m_\varphi = \pi/180$ Échelle de l'angle de rotation du vilebrequin

$\delta_i = 0.02$ Le coefficient de l'irrégularité de la rotation

Alor

$$M_{vm} = 141 \text{ Kg}$$

Conclusion

Dans ce chapitre une étude cinématique et dynamique a été effectuée pour connaître le déplacement, la vitesse et l'accélération de piston et pour déterminée les efforts agissant sur le piston et le vilebrequin afin de dimensionnée le volant moteur.

Conclusion

Conclusion générale

D'après les calculs thermiques et dynamique on il en ressort que pour amortir les à-coups du moteur on a besoin une masse de 140 kg pour le volant moteur.

La masse du volant moteur est énormément grande par rapport à la dimension de volant moteur qui ne peut pas dépasser trois fois la course de piston. En réalité le volant moteur prototype utilisé le 2.0 L TDI 140 chevaux ne dépasse pas les 11 kg.

C'est la raison pour laquelle il en faudra adopter d'autres solutions pour diminuer les amplitudes du couple moteur parmi lesquelles l'adoption de volant moteur de type "bi mass". Cette technologie a permis aux motoristes d'obtenir des moteurs puissants avec des dimensions réduites. Ce concept est connu sous l'appellation du "downsizing" ou le sous dimensionnement.

Enfin, en perspective il serait recommandé de compléter le travail par une étude de résistance des pièces mobile et étude de l'équilibrage de moteur

Bibliographie

- [1] <http://marc.mistral.free.fr/moteurs/01.htm#b>
- [2] PAN Sovanna. 10/2004. / ITC/GIM- « Moteur thermique/chapitre 1, 2 et 3 ».
- [3] SALHI ZINEDDINE 2018/2019 Etude thermodynamique et dimensionnement du moteur à combustion interne Université 8 mai 1945 – Guelma dirige Dr. Kribes Nabil
- [4] <https://www.alamyimages.fr/hitachi-hatsukaze-11-ha-11-modele-11-moteur-en-ligne-inverse-4-type-alternatif-4-cylindres-inverse-en-ligne-air-cooledpuissance-nominale-82-kw-110-hp-a-rpmcylindree-3-97-l-242-44-cu-in-alesage-et-course-105-mm-4-13-in-x-115-mm-4-53-in-poids-sec-116-kg-256-lb-note-description-pour-hirth-h4-hm-50-a-conglomerat-japonais-image353479004.html?pv=1&stamp=2&imageid=684C3796-2508-4112-B903-2089421E5EED&p=1268345&n=0&orientation=0&pn=1&searchtype=0&IsFromSearch=1>
- [5] <https://www.fiches-auto.fr/articles-auto/fonctionnement-d-une-auto/s-726-fonctionnement-d-un-moteur.php>
- [6] <https://www.marine-motors.fr/produit/moteur-marin-reconditionne-gm-5-7l-v8-350-cid-rotation-standard-non-vortec-pompe-mecanique-type-gm350-lc-1987-a-1996/>
- [7] <https://3dwarehouse.sketchup.com/model/ff6bfff3070129b852b4f731958954f/W16-Bugatti-Veyron-engine?hl=fr>
- [8] Integrated thermal management for a downsized diesel engine with low CO₂ emissions C ROUAUD, A MARCHI and B COOPER Ricardo UK
- [9] <https://www.rncan.gc.ca/efficacite-energetique/efficacite-energetique-transports-carburants-remplacement/vehicules-personnels/choisir-bon-vehicule/conseils-lachat-dun-vehicule-ecoenergetique/systemes-de-desactivation-des>
- [10] <https://metalblog.ctif.com/2020/12/07/les-pistons-de-moteurs-thermiques/>
- [11] <https://www.techno-science.net/definition/274.html>
- [12] Prof ZEBBAR Djallel 2022 .Calcul du cycle réel du moteur à combustion interne Préparé par : Département Des Sciences Et De La Technologie Faculté Des Sciences Et De La Technologie Université De Tissemsilt
- [13]. Etude thermodynamique, cinématique et dynamique d'un moteur à combustion interne, Mémoire de fin d'étude Pour L'obtention de Diplôme de Master Présenté par : SALHI ZINEDDINE, Université 8 mai 1945 – Guelma.

[14] Calcul thermique et dynamique des moteurs automobiles Lignes directrices pour la mise en œuvre du projet de cours dans la discipline "Moteurs automobiles" pour la spécialité 190601.65 AAX et papier de cours bots dans la discipline "Processus de travail, conception et bases du calcul de l'énergie installations tychekih" pour la spécialité 190603 SEM Auteur : Professeur agrégé du Département de l'ICE, PNU Scott A. V

RESUME:

L'objectif de ce projet est l'étude thermique, cinématique et dynamique d'un moteur diesel de 2 L de cylindrée et 140 chevaux de puissance similaire à son prototype monté sur certains véhicules du constructeur Volkswagen. La première partie est consacrée à l'histoire et origine des moteurs à combustion interne. On y retrouve aussi représentés dans cette partie quelques éléments de construction des moteurs contemporains. La deuxième partie du mémoire est consacrée à l'étude thermodynamique du cycle moteur et au tracé du diagramme P-V. Le modèle de cycle adopté est basé sur la méthode de Grenevetski - Mazing. Enfin, l'étude cinématique et dynamique du moteur est abordée dans la troisième partie du mémoire dans laquelle ont été déterminés le mouvement, la vitesse et l'accélération des pistons, le poids des pièces mobiles et les forces agissant sur les pistons et le vilebrequin pour enfin déterminer le couple moteur et le poids et les dimensions du volant moteur.

Mots clés : diesel 2.0 LTDI 140 chevaux, pression, température, diagramme p-v, dynamique, volant moteur, couple moteur

ABSTRACT:

The objective of this project is the thermal, kinematic and dynamic study of a diesel engine of 2 L and 140 horsepower similar to its prototype mounted on certain cars of the manufacturer Volkswagen. The first part is devoted to the history and origin of internal combustion engines. There are also represented in this part some construction elements of contemporary engines. The second part is devoted to the thermodynamic study of the engine cycle and to the layout of the P-V diagram. The cycle model adopted is based on the Grenevetski - Mazing method. Finally, the kinematic and dynamic study of the engine is approached in the third part of this project in which were determined the movement, the speed and the acceleration of the pistons, the weight of the moving parts and the forces acting on the pistons and the crankshaft to determine the engine torque and the weight and dimensions of the flywheel.

Keywords: diesel 2.0 L TDI 140 horsepower, pressure, temperature, p-v diagram, dynamics, flywheel, engine torque:

المخلص:

الهدف من هذا المشروع هو الدراسة الحرارية والحركية والديناميكية لمحرك ديزل سعة 2 لتر و 140 حصاناً على غرار النموذج الأولي الذي تم تركيبه على مركبات معينة من الشركة المصنعة فولكس فاجن. الجزء الأول مخصص لتاريخ وأصل محركات الاحتراق الداخلي. كما يوجد في هذا الجزء بعض العناصر الإنشائية للمحركات المعاصرة. الجزء الثاني من الأطروحة مخصص للدراسة الديناميكية الحرارية لدورة المحرك ولتخطيط مخطط PV ، بنموذج الدورة معتمد على طريقة Grenevetski - Mazing. أخيراً ، دراسة حركية وديناميكية للمحرك في الجزء الثالث من المذكرة حيث تم تحديد الحركة وسرعة المكابس وتسارعها ووزن الأجزاء المتحركة والقوى المؤثرة على المكابس و العمود المرفقي لتحديد عزم دوران المحرك ووزن وأبعاد دولاب الموازنة في النهاية.

الكلمات المفتاحية : محرك ديزل 2.0 ل 140 حصاناً ، ضغط ، درجة حرارة ، مخطط p-v ، ديناميكي ، دولاب الموازنة ، عزم دوران المحرك