

I.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous allons tout d'abord présenter une généralité sur les moteurs diesel. Nous prenons un moteur diesel quelconque comme un exemple pour notre étude. Puis, nous donnons une description du système chemise-piston ; à savoir, les éléments qui le constituent et leur technologie de conception ; parce que ces deux pièces sont les plus vulnérable dans le moteur car elles doivent assurer des fonctions multiples. Après, nous évoquons sur les frottements qui suivent au fonctionnement du système chemise-piston et la lubrification qui s'inscrit dans l'optique de la diminution des pertes par ces frottements et de la réduction de l'usure des moteurs. Parmi les lubrifiants, on trouve les huiles que nous allons étudier, leurs types et leur viscosité.

I.2 Cycle de fonctionnement d'un moteur diesel à quatre temps

Le moteur diesel est un moteur à combustion interne dont l'allumage n'est pas commandé mais spontané par phénomène d'autoallumage (auto-inflammation). Pendant le temps de compression, l'air est comprimé à une pression comprise entre 30 et 55 bars (moteurs atmosphériques) ou entre 80 et 110 bars (moteurs suralimentés par turbocompresseur) et simultanément chauffé à une température comprise entre 700 et 900 °C. Cette température suffit pour provoquer l'auto-inflammation du carburant injecté peu avant la fin de la compression au voisinage du point mort haut du piston.

Le cycle de fonctionnement du moteur diesel se décompose en quatre temps : Admission, compression, détente et échappement (voir figure I.1). Ce cycle correspond à deux allers-retours de piston et deux tours de rotation du vilebrequin soit 720 en Angle Vilebrequin (AV). Il se déroule de manière identique et déphasé dans chacun des cylindres.

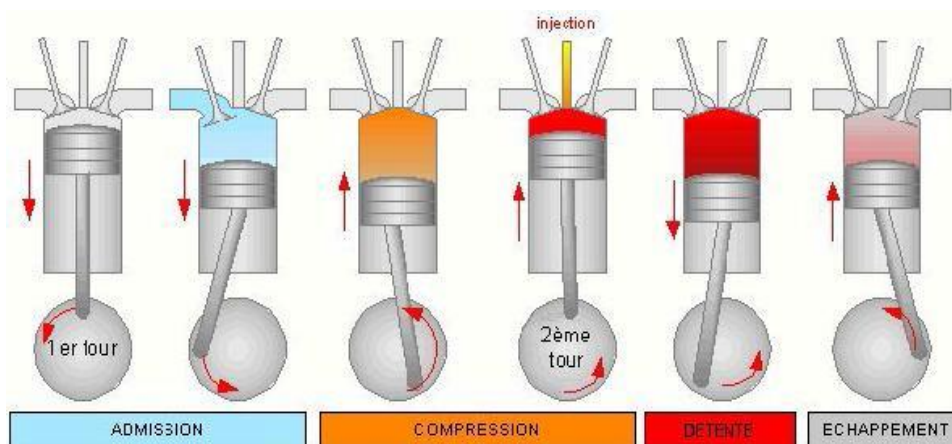


Figure I.1 : Cycle de fonctionnement d'un moteur diesel à 4 temps.

❖ Admission

Le premier temps correspond à l'admission d'air frais. La soupape d'admission est ouverte. Le piston descend du point mort haut (PMH), position haute extrême, au point mort bas (PMB), position basse extrême. La dépression créée par la descente du piston permet l'aspiration d'air frais dans le cylindre.

Cette phase d'admission est primordiale. La quantité d'air frais introduite dans le cylindre détermine la quantité de combustible pouvant être brûlée en phase de combustion et ainsi la puissance du moteur.

❖ Compression

Le deuxième temps correspond à la compression de l'air frais. Les soupapes d'admission et d'échappement sont fermées. Le cylindre est donc hermétiquement clos. Le piston monte du PMB au PMH et comprime l'air précédemment admis. Le taux de compression volumétrique du moteur diesel est élevé. La pression de l'air atteint de 10 à 25 fois sa valeur initiale. La température augmente également considérablement et dépasse le point d'inflammation du carburant. Un peu avant que le piston atteigne le PMH, le combustible est pulvérisé sous très haute pression dans la chambre de combustion par le biais de l'injecteur. Le combustible se mélange à l'air chaud, se vaporise puis s'enflamme spontanément.

❖ Détente

Le troisième temps correspond à la détente des gaz. L'injection se poursuit sur une dizaine de degrés après le PMH et pilote le déroulement de la combustion. La combustion libère l'énergie du carburant. Il en résulte une augmentation importante de la pression dans la chambre de combustion qui repousse le piston vers le PMB. C'est au cours de la phase de détente que le moteur produit un travail mécanique. Ce travail est converti en mouvement de rotation du vilebrequin par l'intermédiaire du système bielle-manivelle.

❖ Échappement

Le dernier temps correspond à l'échappement des gaz brûlés. La soupape d'échappement est ouverte. Le piston remonte du PMB au PMH et refoule les gaz brûlés.

Le cycle moteur est alors bouclé.

I.3 Avantages et inconvénients du moteur Diesel

Le moteur Diesel fournit de l'énergie mécanique meilleure que le moteur à essence pour les raisons suivantes :

- Le rendement est élevé ;
- Le combustible employé pour les moteurs diesel est relativement bon marché ;
- Les gaz d'échappement sont moins toxiques ;
- Les dangers d'incendie sont réduits. En effet, le gas-oil ne produit des vapeurs inflammables que chauffé aux environs de 80 °C, soit à une température nettement supérieure à celle de l'été. Par contre, l'essence produit des vapeurs inflammables à une température bien inférieure.

Cependant le moteur Diesel présente les inconvénients suivants :

- Les organes du moteur sont soumis à des pressions et des températures élevées donc à des efforts considérables, si bien que la construction de ces moteurs pose des problèmes mécaniques plus complexes que ceux des moteurs à explosion. Les hautes températures sont indispensables pour enflammer spontanément le carburant injecté, ce qui nécessite des matériaux ayant une bonne tenue aux températures élevées.
- Les pressions en cours de combustion normale sont élevées et augmentent s'il se produit des "ratés d'inflammation". En effet, au combustible non brûlé à la sortie de l'injecteur, s'ajoute le combustible injecté au cycle suivant, l'inflammation s'accompagne alors d'une élévation de pression considérable. En conséquence :
 - Les pièces doivent être largement calculées.
 - La construction est donc lourde.
 - L'étanchéité entre piston et cylindre est difficile à réaliser, d'où l'obligation de disposer sur les pistons un nombre suffisant de segments.
 - Une température constante assez élevée est indispensable pour obtenir une bonne combustion. Il faut donc prévoir un refroidissement correct du moteur.
 - L'entretien d'organes de précision tels que les injecteurs ou la pompe d'injection nécessite l'intervention de spécialistes qualifiés.
 - Le graissage est délicat en raison des pressions élevées transmises par le piston à tous les organes mobiles du moteur [1].

I.4 Description et technologie du système chemise-piston

Le système chemise-piston est constitué principalement de deux éléments qui sont le piston et la chemise. Dans ce qui suit, nous allons décrire séparément chacun de ces éléments ; à savoir : leurs composants, leurs matériaux de fabrication et leurs dimensions.

I.4.1 Piston :

Le piston peut être décomposé en quatre parties principales :

- la tête ou fond qui reçoit les efforts dus aux gaz de combustion ;
- le porte-segments qui, par l'intermédiaire des segments, assure l'étanchéité aux gaz et à l'huile et dissipe une partie des échauffements vers le fluide de refroidissement ;
- le logement de l'axe de piston ou trou d'axe ;
- la jupe, ou partie frottante, dont le rôle est de guider le porte-segments et de dissiper une partie de la chaleur dégagée.

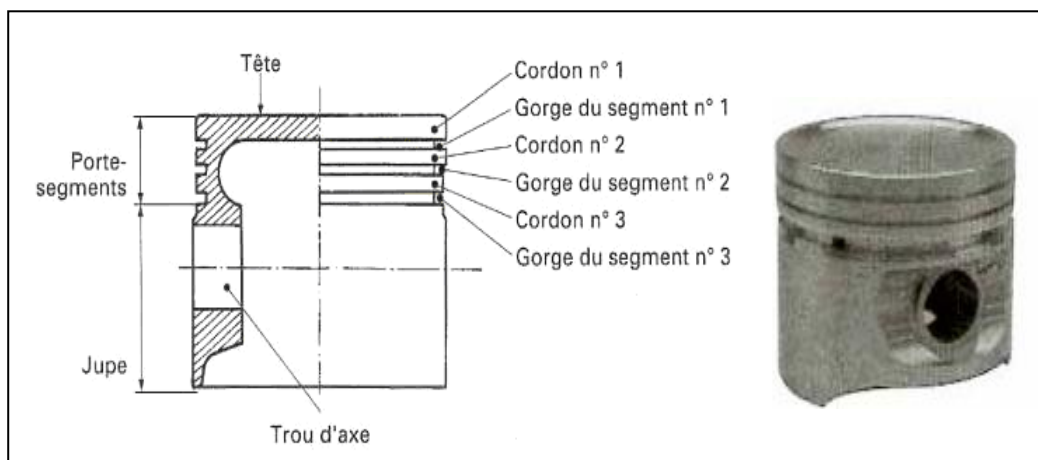


Figure I.2 : *Eléments du piston* [2].

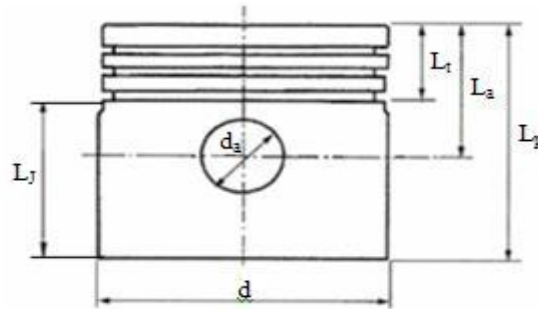
Différents matériaux peuvent être utilisés dans la fabrication des pistons (fonte, acier et les alliages d'aluminium). Il faut noter que la dureté des alliages ferreux ne varie quasiment pas dans la plage de température allant de 0 à 200 °C, alors que celle des alliages légers diminue de moitié dans le même intervalle. Les pistons en fonte présentent un inconvénient qui est le poids, et ceux en acier ne sont surtout utilisés qu'aux USA. La faible masse volumique et la grande conductivité thermique de

l'aluminium en font un matériau privilégié. L'ajout de silicium dans les pistons en aluminium utilisés aujourd'hui permet de réduire le coefficient de dilatation, d'améliorer la conductivité thermique, et d'augmenter la dureté et la résistance à la rupture ; il rend cependant l'usinage très difficile. La température normale de fonctionnement des pistons en alliage léger est de 250 à 350 °C au niveau de la tête et de 150 °C sur la jupe. On peut trouver des dépôts céramiques sur la tête de piston pour améliorer la résistance thermique. Le tableau I.1 qui suit reporte les propriétés mécaniques et thermiques des matériaux d'élaboration du piston [2].

Caractéristique	AS 12 UNG	AS 12 UNG renforcé	Fonte GS	Acier austénitique	Acier Cr/Mo
Résistance à la rupture à 350 °C (MPa)	45	100	400	1100	700
Limite de fatigue à 350 °C et 10^7 cycles (MPa)	30	50	200	400	250
Module d'Young à 350 °C (GPa)	55	55	160	190	190
Coefficient de dilatation linéique de 100 °C à 350 °C ($10^{-6} K^{-1}$)	24	20	12	12	13
Conductivité thermique à 100 °C ($Wm^{-1}K^{-1}$)	150	100	35	20	40
Masse volumique (kg/m^3)	2700	2700	7200	7800	7800

Tableau I.1 : Propriétés des matériaux du piston [2].

L'observation d'un grand nombre de pistons permet de dégager les règles de dimensionnement suivantes (Voir figure I.3) [2].



$d_a \approx 0,26 \text{ à } 0,30 d$	$L_1 \approx 0,28 \text{ à } 0,32 d$	$L_a \approx 0,5 d$	$L_p \approx 0,75 \text{ à } 1,10 d$	$L_J > 0,5 d$
--------------------------------------	--------------------------------------	---------------------	--------------------------------------	---------------

Figure I.3 : Dimensionnement du piston [2].

La forme du piston n'est en outre pas cylindrique à froid afin de garantir un bon appariement piston-chemise à chaud. Il est en tonneau dans le sens vertical avec une décroissance en tête de l'ordre de 5 dixièmes, et ovale vu de dessus (5 dixièmes d'ovalisation), avec le plus grand diamètre perpendiculaire à l'axe de piston. Le premier cordon doit être le moins haut possible (entre 6 et 10 mm) pour réduire le volume entre ce cordon et la chemise (source d'imbrûlés), mais la hauteur ne peut être trop faible car de hautes températures dans le fond de la première gorge risquent d'entraîner un gommage du segment et d'augmenter l'usure de la chemise.

Le deuxième cordon doit avoir une bonne tenue mécanique car la pression d'appui du premier segment est de l'ordre des pressions de combustion. Il a une hauteur de l'ordre de 3 mm avec des rayons de raccordements en fond de gorge du premier segment pour ne pas créer de concentration excessive de contraintes. Le jeu entre le second cordon et la chemise ne doit pas être trop faible car il est nécessaire d'avoir une bonne différence de pression entre le dessus et le dessous du premier segment. On usine parfois une gorge de détente dans le deuxième cordon pour créer cette différence de pression. Des trous sont généralement usinés en fond du troisième cordon pour assurer le retour de l'huile arrêtée par le troisième segment.

Le premier segment, en partant de la tête de piston, est appelé "coup de feu" ; le second est le segment d'étanchéité, et le troisième est le segment racleur. Les segments sont fréquemment en fonte ou en acier fortement allié ; leurs rôles sont d'assurer l'étanchéité aux gaz et à l'huile de lubrification et d'évacuer la chaleur du piston vers la chemise. Le segment "coupe de feu" est soumis à des températures proches de 250 °C. Il est en général revêtu d'une couche de chrome ou de molybdène ; sa hauteur (de 1 à 1,75 mm) tend à diminuer pour réduire son inertie. On rencontre différentes formes de conception du premier segment ; à savoir : rectangulaire, trapézoïdale et AEconoseal. Pour cette dernière conception, le segment est en forme de U à l'intérieur duquel est insérée une lame en acier [2].

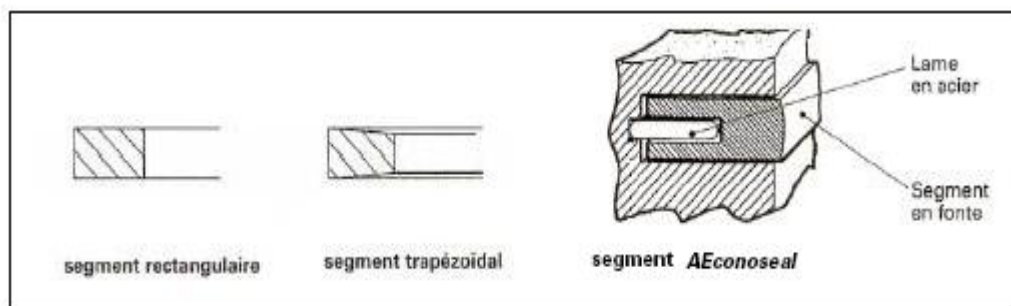


Figure I.4 : *Formes de segments coup de feu* [2].

Le segment d'étanchéité est généralement de type conique, à bec d'aigle ou à chanfrein de torsion.

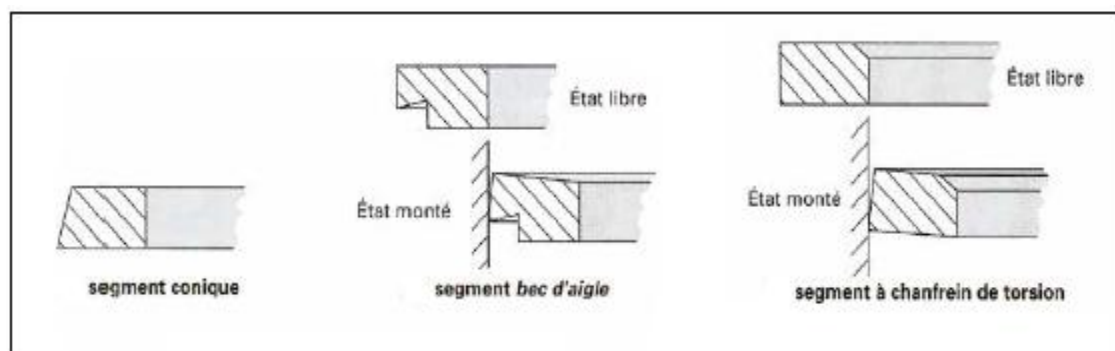


Figure I.5 : *Formes de segments d'étanchéité* [2].

Le segment racleur peut être à ressort spiroïdal ou à deux rails d'acier ; sa forme globale est rectangulaire, ce qui lui garantit une bonne efficacité pour le raclage de l'huile. Les hauteurs des deuxième et troisième segments sont respectivement de l'ordre de 1,75 et de 3 mm.

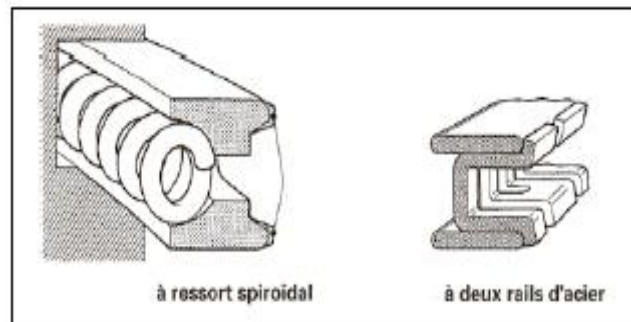


Figure I.6 : *Segments racleurs* [2].

I.4.2 Chemise :

La chemise tapisse les cylindres du bloc-moteur ; elle délimite la chambre de combustion et permet le déplacement du piston. Il existe plusieurs types de chemise : intégrée, rapportée ou amovible. La chemise doit se déformer le moins possible pour éviter des consommations d'huile importantes ou même des grippages de piston et avoir un état de surface permettant la lubrification correcte du piston et des segments sans usure excessive (voir figure I.7).

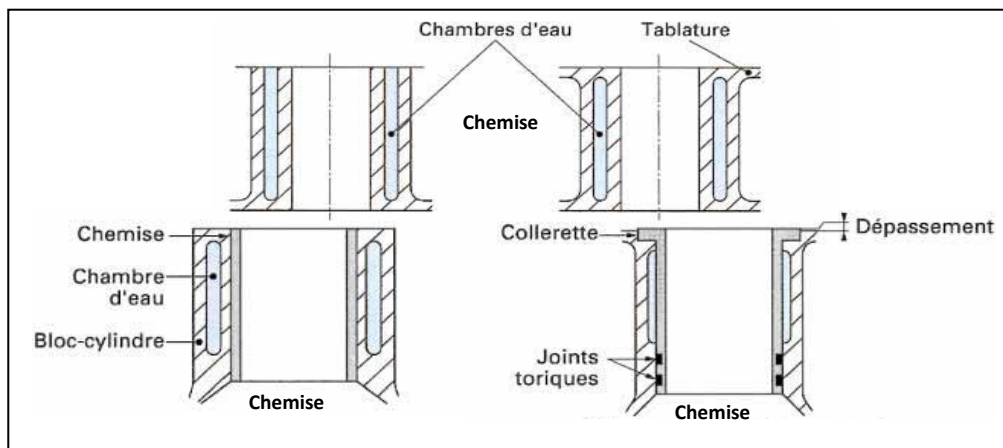


Figure I.7 : *Différentes conceptions de chemises* [2].

La chemise intégrée désigne la partie interne du cylindre donc réalisée avec le même matériau que le cylindre. La conception avec ce type de chemise est habituellement réservée à la fonte ; aussi, il existe des carter-cylindres en alliage léger.

La chemise sèche rapportée est rajoutée au cylindre et n'est pas en contact avec l'eau de refroidissement ; on distingue la chemise emmanchée à force qui peut être en fonte (épaisseur de 1,7 à 2 mm ou en tôle roulée d'épaisseur d'environ 1 mm) et celle en

fonte insérée à la coulée dans un bloc en aluminium. Cette dernière technique est très utilisée par les Japonais (Honda, Toyota, Daihatsu ...) et par Volvo (5 et 6 cylindres) ; l'épaisseur des chemises est de 2 à 3 mm.

La chemise humide amovible est en contact avec l'eau de refroidissement dont on distingue les chemises : suspendue, comprimée et celle appuyée au milieu ou en appui intermédiaire.

I.5 Situation du problème

I.5.1 Frottement dans le moteur

Il a été prouvé qu'une quantité importante d'énergie par friction du moteur (20-30 % du total du frottement dans le moteur) provient de l'interaction de la jupe du piston avec le cylindre. La force de frottement axiale entre la jupe et le cylindre est l'une des grandeurs de sorties principales obtenues par une modélisation du mouvement secondaire qui intègre un calcul hydrodynamique de la jupe du piston.

Ainsi, un tel modèle facilitera considérablement la compréhension et le contrôle de ce composant important du frottement dans le moteur.

I.5.1.1 Les éléments soumis au frottement

Le déplacement des organes mobiles dans un moteur engendre des frottements. Le tableau suivant présente les éléments soumis au frottement :

Mouvement	Organes	Sens de déplacement
Rectiligne alternatif	-piston dans le cylindre	-Haut
	-poussoir dans le bloc cylindre	-Bas
Oscillant	-axe de piston	-Bascule
	-culbuteurs	-Balancement
Circulaire continue	-arbre à cames	-Rotation
	-vilebrequin	

Tableau I.2 : *Les éléments soumis au frottement.*

I.5.1.2 Pertes de puissance par frottement

Le rendement du moteur est un paramètre très important dans l'utilisation de l'énergie. Les travaux de Richadson montrent que seul 33% de l'énergie issue de la combustion est transformée en énergie en puissance utile. 34% sont perdus à l'échappement, 23% représente les pertes calorifiques et 10% sont les pertes par frottements. Ces dernières sont réparties comme suit :

La distribution intervient pour 10%,

La pompe à huile intervient pour 10%,

L'ensemble vilebrequin intervient pour 20%

L'ensemble segment-piston-chemise représente à lui seul 60% des pertes par frottement dans un moteur.

(a) : Taux du frottement dans le moteur.

(b) : Taux du frottement des systèmes frottant.

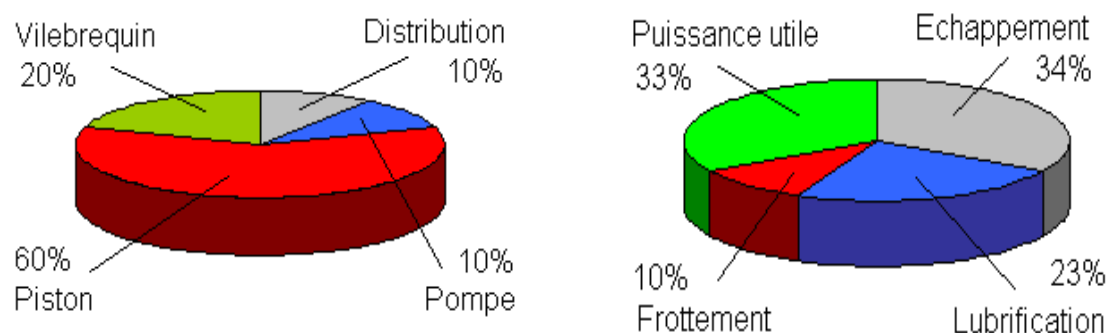


Figure I.8 : Pertes de puissance par frottement [3].

I.5.2 Usure de la chemise

L'usure des cylindres particulièrement accentuée au droit des positions qu'occupe le segment de tête aux points morts de la course du piston. En ces points les vitesses des pistons s'annulent et le film d'huile situé entre le segment et la chemise devrait se rompre conformément aux lois de l'hydrodynamique : en réalité la question paraît moins simple car nous ne sommes pas en régime établi et il semble que lorsque les gradients de vitesse et de charge régnant dans le film sont élevés ils puissent induire une énergie dynamique s'opposant à la rupture du film et diminuant l'importance du frottement à sec.

Dans le point PMH, les températures sont élevées, donc la viscosité de l'huile est faible ; par ailleurs les pressions unitaires exercées par le segment de tête sur la paroi de la chemise sont élevées du fait des pressions exercées par les gaz sur l'arrière de segment, l'usure est donc maximale en ce point ; cette usure au PMH est toujours prise comme usure de référence de la chemise.

I.6 Lubrification

I.6.1 Le principe

Le principe consiste à interposer entre deux pièces en contact un corps qui pourra transformer un glissement (frottement) en « roulement ».

Le lubrifiant est la base du roulement et peut être assimilé à un certain nombre de boules de caoutchouc s'aplatissant entre les pièces.



Figure I.9 : Démonstration avec deux pièces en contact.

I.6.2 Rôle du lubrifiant

La lubrification est indispensable au bon fonctionnement du moteur. Les lubrifiants doivent assurer le bon fonctionnement des mécanismes en s'intercalant entre les surfaces en mouvement relatif [4]. Ils ont pour rôle de :

- Réduire la friction entre les pièces en mouvement (donc l'usure) ;
- Absorber et évacuer la chaleur ;
- Assurer l'étanchéité entre les segments des pistons et les parois des cylindres ;
- Nettoyer, évacuer et filtrer les particules étrangères sur les pièces en mouvement ;
- Protéger contre la corrosion ;
- Permettre la mise en mouvement des pièces (quelle que soit la température).

I.7 Les huiles lubrifiantes

Les huiles lubrifiantes actuellement utilisées sont généralement constituées d'un fluide de base appelé « lubrifiant de base » qui peut être synthétique ou d'origine minérale, auquel sont ajoutés de nombreux additifs dont la nature varie avec la destination du produit.

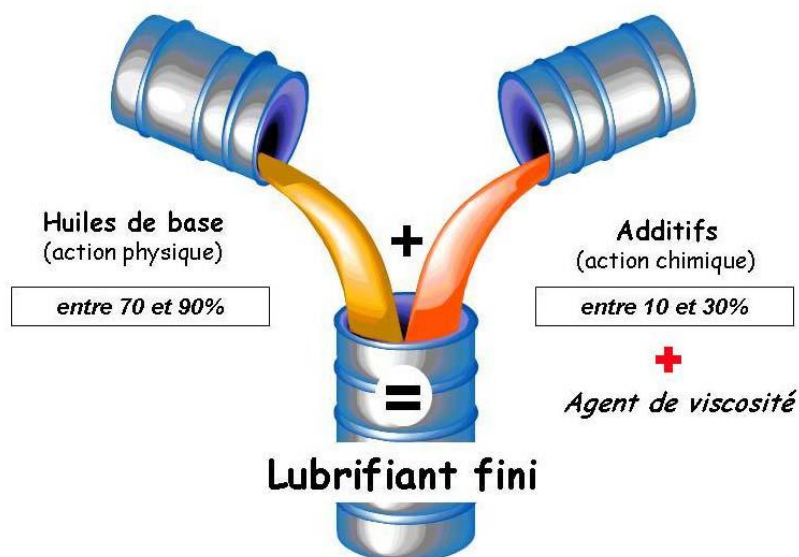


Figure I.10 : Composition d'un lubrifiant [5].

I.7.1 Composition des huiles de base

On distingue 2 catégories :

- ❖ Les huiles minérales ;
- ❖ Les fluides synthétiques.

1° Les huiles minérales

Il s'agit des huiles de base obtenues par distillation du pétrole, puis par raffinage et qui répondent à trois grandes tendances de caractère spécifique [5] :

- ❖ **Paraffinique :**
 - Reflet couleur verte
 - Indice de viscosité naturel voisin de 100
 - Point d'écoulement naturel de -10°C

Principalement utilisées pour les huiles de graissage et les huiles de transmission hydraulique.

❖ Naphténique :

- Reflet bleu
- Indice de viscosité de l'ordre de 40 à 60
- Point d'écoulement de -30 °C

Principalement utilisées dans les compresseurs frigorifiques comme huile isolante.

❖ Aromatique :

Leur instabilité ne permet pas de les utiliser comme lubrifiant. Grâce à leur grand pouvoir solvant on les utilise en tant qu'additif dans la fabrication des caoutchoucs et des encres.

2° Les fluides synthétiques

Ils sont obtenus par synthèse chimique à partir de produits simples issus de la pétrochimie. Ils sont de structure mieux définie que les bases minérales. Cela permet d'ajuster certaines de leurs propriétés [5].

I.7.2 Les additifs

Les propriétés des bases utilisées sont généralement modifiées par des composés de structures chimiques très variées, appelés additifs ou dopes selon notre besoin ; on cite les exemples suivants :

- Additifs " améliorant d'indice de viscosité".
- Additifs de point d'écoulement.
- Additifs anti-usure et extrême pression.

I.7.3 Classification des huiles

On utilise les classifications suivantes [5] :

- **SAE J 300** pour les lubrifiants moteurs (c'est l'objet de notre étude).
- **SAE J 306** pour les lubrifiants de transmission.
- **ISO** pour les huiles industrielles.

Le grade : C'est lui qui définit la viscosité de l'huile à froid ou à chaud.

• Monograde

Elles sont définies par leur viscosité :

Soit dynamique à basse température (de -10 à -35 °C suivant les grades) et cinématique à 100°C pour les grades SAE 0W, 5W, 10W, 15W, 20W, 25W.

Soit cinématique à 100°C uniquement pour les grades SAE 20, 30, 40, 50, 60.

- **Multigrade**

Le grade à froid se situe devant la lettre W et le grade à chaud se situe après la lettre W qui est la première lettre du mot anglais "Winter" (hiver).

Le 1^{er} grade traduit la viscosité dynamique à froid : la capacité à démarrer le moteur et à amorcer la pompe à huile : 0W : env. -30°C ; 5W : env. -25°C ; 10W : env. -20°C ; 15W : env. -15°C.

Le 2^{ème} grade traduit la viscosité cinématique à chaud (100°C et 150°C sous cisaillement) : 20, 30, 40, 50, 60. Plus le nombre est élevé, plus épais sera le film d'huile à chaud. Il favorise la protection et l'étanchéité. - Plus le nombre est bas, meilleure sera la réduction de frottement à chaud. Il favorise les économies de carburant. Afin d'assurer une protection immédiate à chaque démarrage du moteur, le choix du grade de viscosité à froid est primordial. L'huile la plus fluide est la plus rapide pour le temps de mise en huile du moteur.

I.8 Viscosité des lubrifiants

De toutes les propriétés physiques et chimiques à considérer en lubrification, la viscosité est l'une des plus importantes. Dans les paliers, les engrenages et les systèmes hydrauliques où le régime de fonctionnement est hydrodynamique, c'est la viscosité qui détermine les pertes par frottement, la capacité de charge et l'épaisseur du film d'huile.

Elle est véritablement une mesure de l'aptitude physique d'un fluide à assurer la lubrification par film complet sous des conditions définies de vitesse, de charge et de température.

I.8.1 Définition de la viscosité

Selon la norme N.F. T 60-100 de Novembre 1959 : « La viscosité d'un liquide est la propriété de ce liquide, résultant de la résistance qu'opposent ses molécules à une force tendant à les déplacer par glissement dans son sein ».

Ainsi la viscosité d'un fluide caractérise la résistance opposée par ce fluide à tout glissement interne de ses molécules les unes sur les autres. Cette force de résistance peut être calculée par la formule de Newton relative à l'écoulement laminaire d'un fluide entre une surface mobile animée d'une vitesse V et une surface fixe (figure

1.11). Entre ces deux surfaces les différentes « pellicules » de fluide vont également se déplacer à des vitesses v différentes variant de 0 à V .

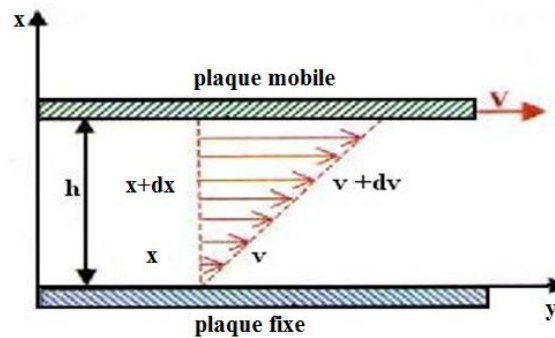


Figure I.11 : Distribution des vitesses entre deux plaques [6].

Si à une distance y de la surface fixe, la vitesse de la pellicule de fluide est v et devient $v + dv$ à la distance $y + dy$ alors la contrainte tangentielle σ_{xy} appelée fréquemment contrainte de cisaillement, et notée τ est donnée par :

$$\tau = \sigma_{xy} = \mu \frac{dv}{dy} \quad (\text{I.1})$$

Où μ est un coefficient caractéristique du fluide appelé viscosité dynamique. L'hypothèse selon laquelle il existe un coefficient de proportionnalité, appelé viscosité dynamique, entre la contrainte de cisaillement et le gradient de vitesse est justifié par l'expérience pour un grand nombre de fluides, dits fluides Newtoniens. Parmi ceux-ci, on trouve l'eau et de nombreuses huiles lubrifiantes. La présence de macromolécules ou des conditions sévères d'utilisation font que la relation de proportionnalité n'existe pas toujours : le fluide est alors non Newtonien.

Dans le cas général, pour un fluide newtonien, la relation qui lie le tenseur des contraintes σ_{ij} au tenseur des taux de déformation ε_{ij} s'écrit :

$$\sigma_{ij} = (-p + \lambda\theta)\delta_{ij} + 2\mu\varepsilon_{ij} \quad (\text{I.2})$$

Avec : $\theta = \frac{\partial u_i}{\partial x_i}$

Dans cette relation, p est la pression, θ le taux de dilatation cubique, δ_{ij} le symbole de Kronecker et λ le coefficient de viscosité. Pour un fluide incompressible $\theta = 0$: le second coefficient de viscosité λ n'intervient plus.

I.8.2 Unités de la viscosité

De la relation (I.1), on tire immédiatement l'équation dimensionnelle de la viscosité dynamique μ :

$$[\mu] = [ML^{-1}T^{-1}]$$

En mécanique des fluides, s'introduit fréquemment dans les calculs la quantité

$\nu = \mu/\rho$; rapport de la viscosité dynamique à la masse volumique du fluide. Cette viscosité ν s'appelle la viscosité cinématique. Ses dimensions sont :

$$[\nu] = [L^2T^{-1}]$$

L'unité de viscosité dynamique, dans le système normalisé (S.I) est le Pascal seconde (Pa.s) identique au Poiseuille (Pl) anciennement utilisé dans le système M.K.S.A. C'est le coefficient de proportionnalité d'un fluide dans lequel la contrainte de cisaillement est 1 N/m^2 pour un gradient de vitesse de 1 s^{-1} . Dans le système C.G.S, l'unité de viscosité dynamique est le Poise (Po). Ces unités étant généralement trop grandes pour les huiles couramment employées, on utilise souvent le milli Pascal seconde (mPa.s) et le centipoise (cPo) qui correspondent sensiblement à la viscosité de l'eau à 20° C .

Dans le système C.G.S ; l'unité de viscosité cinématique est le Stokes (St). Dans la pratique on utilise le centistokes (cSt). Il n'existe pas de nom à l'unité de viscosité cinématique dans le système S.I. c'est donc le m^2/s . Le tableau I.3 résume les données relatives aux unités de viscosité.

Viscosité	Dimension	C.G.S.	S.I.	Correspondance
μ (dynamique)	$ML^{-1}T^{-1}$	Poise (Po)	Pascal seconde (Pa.s)	1 cPo
		g/cm.s	Kg/m.s	1 mPa.s
ν (cinématique)	L^2T^{-1}	Stokes (St)		1 cSt
		cm ² /s	m ² /s	1 mm ² /s

Tableau I.3 : Unités de viscosité [6].

I.8.3 Les Viscosimètres

Pour mesurer la viscosité d'un liquide, on emploie des viscosimètres qui se rangent en deux catégories, les viscosimètres absolus et les viscosimètres empiriques.

1° Les viscosimètres absolus

Il existe plusieurs types de viscosimètres :

- Les viscosimètres à capillaire.
- Les viscosimètres de Couette.
- Les viscosimètres à disques ou à cônes.
- Les viscosimètres à chute de billes.
- Les viscosimètres absolus étalonnés.

2° Les viscosimètres empiriques

Dans ces appareils, dont les plus courants sont les viscosimètres Saybolt (Etats-Unis), Redwood (Angleterre) et Engler (Europe continentale), on mesure le temps d'écoulement d'un volume donné de fluide à travers un ajutage. Les mesures sont généralement faites pour des températures fixées à l'avance et à chaque type de viscosimètre correspond une unité de viscosité qui lui est propre. Comme le régime d'écoulement au travers l'ajutage n'est pas permanent la relation qui permet de déterminer la viscosité cinématique dans un système d'unités cohérent est une loi empirique qui, pour les viscosimètres Saybolt et Redwood, dépend de la température à laquelle les mesures sont effectuées. Par contre, il existe pour le viscosimètre Engler

une relation, dite d'Ubbelodhe, valable quelle que soit la température :

$$\nu = 7,55E - 3,6/E$$

Où ν est la viscosité cinématique exprimée en centistokes et E la viscosité exprimée en degrés Engler ($E > 3$).

Le tableau I.4 résume l'essentiel concernant les viscosimètres empiriques en usage dans la pratique.

Nom du viscosimètre	Quantité d'huile	Expression des résultats	Température de référence	Unité de viscosité
ENGLER (Europe continentale)	200 cm ³	Temps d'écoulement de l'huile divisé par celui de la même quantité d'eau à 20°C	20°C 50°C 100°C 150°C	Degré Engler
SAYBOLT (Etats-Unis)	60 cm ³	Temps d'écoulement en secondes	70°F 100°F 130°F 210°F	Seconde Saybolt Universelle S.U.S.
REDWOOD (Angleterre)	50 cm ³	Temps d'écoulement en secondes	70°F 100°F 140°F 200°F	Seconde Redwood

Tableau I.4 : *Viscosimètres empiriques* [6].