

TABLE DES FIGURES

1.1	6
1.2	7
1.3	Convertisseur	8
1.4	Partie du moteur	8
1.5	Segmentation	9
1.6	Segments	10
1.7	Courbe de stribeck	11
1.8	Repartition des pertes dans le SPC	12
1.9	Repartition de regime de lubrification	12
1.10	Repartition de d'énergie	13
2.1	Défaut géométrique du surfacee	18
2.2	surface texturée	18
2.3	profil surface	19
2.4	analyseRugosité	19
2.5	exemple de texture de surface	21
2.6	Etat de lubrification triplet	22

LISTE DES TABLEAUX

1.1	Tables des Additifs et leur rôles [9]	6
-----	---------------------------------------	---

Pour mieux aborder ce sujet, il est essentiel d'avoir une compréhension globale des lubrifiants et du système (circuit) de lubrification des moteurs. Ce chapitre sera structuré en deux grandes parties, permettant une analyse claire et progressive.

Dans un premier temps, nous nous concentrerons sur la nature et les caractéristiques des lubrifiants. Cela inclura leur processus de production, les différents types existants, leurs applications dans des contextes variés, ainsi que les impacts environnementaux liés à leur utilisation. Une attention particulière sera portée aux défis actuels et aux innovations visant à réduire l'empreinte écologique des lubrifiants.

Dans un second temps, nous explorerons le système SPC (Segment-piston-cylindre) en détaillant le circuit de lubrification, son rôle dans l'amélioration du rendement moteur, ainsi que les spécificités de sa lubrification. Une analyse approfondie des interactions entre le système SPC et les performances mécaniques permettra de mieux comprendre son importance dans les moteurs modernes.

1.1 GÉNÉRALITÉ SUR LA LUBRIFICATION

Il serait tout de même naturel avant de plonger dans notre étude sur la **lubrification**, de bien vouloir en parler quelque soit peu, en vue de donné quelques bases au lecteur pour la suite ; ainsi nous allons définir la lubrification, donné quelques sortes et insister sur ce qui nous intéresse, parler de l'utilisation passant par certaines caractéristiques de Lubrifiants.

1.1.1 Lubrifiant Moteur

Le lubrifiant se met entre les surfaces en mouvement relatif afin d'éviter le contact solide entre elles, limiter le frottement et, par conséquent, assurer le bon fonctionnement des mécanismes. Il peut être solide, liquide ou gazeux. Les lubrifiants destinés à la lubrification des MCI sont généralement liquides. C'est sur cette catégorie que porte l'étude dans le présent travail.

D'un point de vue technologique, le lubrifiant assure plus que son simple rôle de réduction de frottement, il faut aussi tenir compte des propriétés thermodynamique (un rôle de liquide refroidissement), la protection contre l'usure chimique, la repartition de la pression dans certain cas l'évacuation de debris. Le contrôle de telles propriétés est géré par le type de lubrifiant et certains additifs qui entrent dans sa composition. Mais la fonction essentielle d'un lubrifiant réside dans sa capacité à réduire les pertes d'énergie mécanique par frottement afin d'améliorer le rendement.

Pour ce faire, Les lubrifiants sont alors composés majoritairement d'une huile de base, à laquelle sont ajoutés des additifs. La teneur de ces derniers est généralement faible, de l'ordre de 5% de la masse totale du lubrifiant, mais peuvent atteindre parfois des proportions beaucoup plus importantes (plus de 25%) selon les applications auxquelles le lubrifiant est destiné[16]

1.1.2 Les Huiles Lubrifiants

De par leur composition chimique et leur provenance, les huiles peuvent être classées en deux familles principales : minérales et synthétiques, Il y a également des huiles de bases végétales qui ne sont pratiquement pas utilisées dans l'industrie automobile.[9]

Les huiles minérales

Provenant du pétrole, les huiles sont extrait de la distillation du pétrole brute. Ces coupes subissent des opérations de raffinage dont la complexité dépend à la fois de l'origine du brut utilisé et de la qualité recherchée des produits

- Les huiles paraffiniques sont composées d'hydrocarbures saturés linéaires (n-paraffines) ou ramifiés (isoparaffines). Ils ont une bonne stabilité à l'oxydation et un indice de viscosité élevé (plus que 60 SSU¹). Leur pouvoir solvant est par contre limité (indice S ou NS pour Solvant ou Neutral Solvant) et leur point de congélation élevé. Les isoparaffines peuvent avoir un point de congélation moins élevé, mais présentent un plus faible indice de viscosité.
- Les huiles naphthéniques sont composées d'hydrocarbures saturés cycliques. Contrairement à la catégorie précédente, ils sont moins stables à l'oxydation, possèdent des indices de viscosité plus faibles (moins que 60 SSU), mais ont un grand pouvoir solvant et possèdent de meilleures caractéristiques d'écoulement à basse température.

Les huiles synthétique

Les huiles minérales présentent des limitations (notamment une forte dépendance de la viscosité à la température) qui a conduit au développement d'huile plus performantes dites de synthèse. Leur obtention nécessite un processus chimique qui est généralement beaucoup plus coûteux que la distillation et le raffinage. Les composants utilisés dans la composition de ces huiles proviennent de la pétrochimie, carbochimie, lipochimie et de la chimie minérale (oléphines aromatiques, alcools, acides, composés halogénés, phosphorés, silicatés, ...). Cette famille d'huiles présente de meilleures performances que la famille des huiles à base minérale en terme de tenue thermique, résistance à l'oxydation et indice de viscosité

1.1.3 Les Additifs

Les performances des lubrifiants sont généralement améliorées grâce à l'ajout d'additifs. Ils en existent de plusieurs sortes des produits organiques, minéraux ou organométalliques qui agissent chimiquement ou physiquement à différents niveaux pour assurer plusieurs fonctions, selon l'utilisation à laquelle un lubrifiant est destiné et les conditions de fonctionnement. Sans être exhaustif, nous énumérons quelques propriétés additifs, notamment celles qui concernent les huiles utilisées dans la lubrification des MCI.[9]

Comportement Tribologique de MoDTC et ZDDP

Il nous est parue important de parler un peu plus dans l'exposer sur le dithiocarbamate de molybdène (MoDTC) et le dithiophosphate de zinc (ZnDTP ou ZDDP). ces additifs sont les plus utilisés comme nous allons le voir plus loin. En effet, on peut distinguer entre la fonction de réduction de frottement, assurée le plus souvent par le MoDTC et la réduction de l'usure assurée majoritairement par le ZDDP.

La courbe typique de l'évolution du frottement associée au MoDTC est représentée par la (la figure 1.1) Une nette diminution du frottement peut être observée en présence de l'additif MoDTC dans le lubrifiant. Le frottement est élevé au début de l'essai puis il chute à des valeurs faibles et stables. Le temps nécessaire pour que le frottement diminue entre le début de l'essai et le régime stationnaire correspond à l'activation de la molécule MoDTC. Il est appelé temps d'induction. Le coefficient de frottement dans des conditions du régime limite peut être aussi faible que 0.04[16]

La (figure 1.2) représente le facteur d'usure qui indique l'efficacité du lubrifiant dans la réduction de l'usure. En comparant avec l'huile de base et les autres lubrifiants contenant le MoDTC, l'usure la plus faible est observée dans le test où le ZDDP est ajouté au lubrifiant. On peut également remarquer que la présence du MoDTC, c'est-à-dire le lubrifiant 003A, a un effet réducteur d'usure. Coefficient d'usure

1. SSU (Second Saybolt Universal) est l'ancien système d'unité empirique de la viscosité.

Point de vu chimie		
Additifs	Rôles	Mode de fonctionnement
Anti-usure	Réduire l'usure et le frottement prévenir du grippage.	Ces additifs réagissent chimiquement avec la surfacemétallique pour former un film sacrificiel présentant une résistance au cisaillement plus faible que le métal.
Anticorrosion	Empêcher la corrosion des surfaces.	Formation d'un film adsorbé sur la surface qui protège de la corrosion.
Antioxydation	Empêcher l'oxydation du lubrifiant.	Décompose les composants (hydroperoxydes) qui conduisent à l'oxydation des huiles
Antimousse	Empêcher la formation de mousse dans le lubrifiant	Réduit la tension de surface du lubrifiant pour faciliter la destruction des bulles d'air.
Point de vu Physique		
Amélioration de l'indice de viscosité	d'améliorer la viscosité à haute température	Ils épaississent le lubrifiant et réduisent la chute de viscosité observée à chaud,
Abaissement du point d'écoulement	d'abaisser le point de température où l'huile peut couler	perturbant le processus de cristallisation des paraffines dans l'huile de base.

TABLE 1.1 – Tables des Additifs et leur rôles [9]

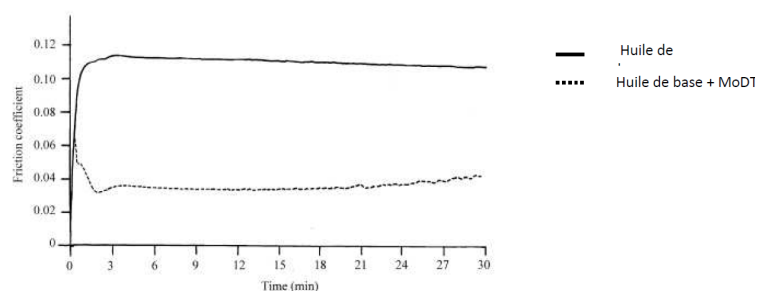


FIGURE 1.1 – Evolution de la friction avec MoTDC et sans MoDTC

en fonction des lubrifiants, mesuré après 6 heures de frottement à 100 °C, vitesse de glissement de 0.1 m/s et une charge de 188 N.

nous tenons à préciser que la La bibliographie présentée ci-haut fait référence aux tests de frottement menés dans de contacts acier/acier lubrifiés en régime limite avec des huiles contenant la molécule MoDTC et la molécule ZDDP.

1.1.4 Les Revêtements de surface

Les revêtements sont aujourd'hui de plus en plus employés pour améliorer les caractéristiques tribologiques telles que le frottement et la résistance à l'usure des surfaces en mouvement relatif. Il s'agit de déposer une ou plusieurs couches d'un matériau (ou plusieurs matériaux) sur les surfaces en contact. Les revêtements fréquemment utilisés dans le domaine automobile sont le chromage CrN , dépôt des couches minces de carbone amorphe DLC (Diamond-like carbon), dépôt des couches de nanoparticules du MoS_2 (bisulfure de molybdène) et des couches de WS_2 (bisulfure de tungstène).[16]

Dans certains environnements extrêmes, il n'est pas possible d'utiliser des lubrifiants fluides. C'est le cas d'applications cryogéniques, d'applications à très haute température ou dans l'espace. On fait alors appel à des lubrifiants solides. Ils sont déposés en couches entre les solides en frottement et jouent le rôle d'un troisième corps qui peut se cisailer facilement pour réduire le frottement et limiter l'usure.

Nous ne pouvons guère entrer plus loin dans les revêtement étant donné que notre étude est basée sur les huiles de lubrification et non dans le revêtement car il y a un monde derrière ce type de lubrification.

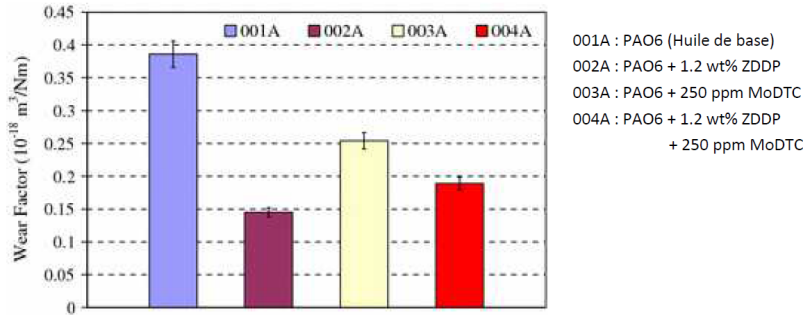


FIGURE 1.2 – Histogramme comparatif entre le ZDDP et MoDTC

1.1.5 Impacte de lubrifiant moteur dans la nature

Les lubrifiants issus du pétrole posent des problèmes environnementaux majeurs, principalement en raison de leur faible biodégradabilité, de leur toxicité, et de leur potentiel à polluer les sols, les eaux, et l'air. La contamination des sols et des eaux : Les lubrifiants pétroliers, lorsqu'ils sont mal éliminés ou rejetés accidentellement, infiltrent les sols et contaminent les eaux souterraines. Cela entraîne une diminution de la qualité des sols et affecte la biodiversité environnante[18]

Le ZDDP et le MoDTC comme vue plus haut (partie 1.1.3), sont des additifs principales pour renforcer les qualités des lubrifiants de base. néanmoins, ils sont tout aussi polluant. Lorsque ZDDP est rejeté dans l'environnement, il libère des composés de zinc et de phosphore, qui peuvent contaminer les sols et les eaux. Le phosphore contribue à l'eutrophisation des cours d'eau, entraînant une prolifération d'algues et une diminution de l'oxygène disponible pour la faune aquatique. Les particules de zinc, en concentration élevée, peuvent être toxiques pour les organismes vivants, affectant les plantes et les animaux.[12] Quant au MoDTC L'accumulation de molybdène dans les sols et les eaux peut être nocive, bien que ses effets écotoxicologiques soient moins connus que ceux du phosphore ou du zinc. Les études indiquent également que le MoDTC peut se dégrader thermiquement, produisant des sous-produits qui augmentent la corrosivité des lubrifiants.[12]

Face à cette problématique, des recherches se concentrent sur le développement de lubrifiants issus de matières végétales ou synthétiques, qui permettent de réduire significativement l'impact environnemental. Cependant, il convient de noter que même les huiles dites biodégradables peuvent contenir jusqu'à 50% de composés d'origine pétrolière, limitant ainsi leur véritable efficacité écologique.[18]

En conclusion, bien que les lubrifiants pétroliers soient encore largement utilisés, leur impact environnemental nécessite une transition vers des alternatives plus respectueuses, accompagnée de réglementations plus strictes et d'initiatives de recyclage globales.

1.2 VUE D'ENSEMBLE DU SYSTÈME SEGMENTATION-PISTON-CHEMISE ET ÉTAT DE L'ART

Le système de segmentation, piston et chemise (SPC) est au cœur de la performance d'un moteur, où les segments jouent certains rôles garantissant l'étanchéité et la dissipation de la chaleur tout en minimisant les pertes par frottement. Cette section présente une vue d'ensemble de ce système ainsi qu'un état de l'art, en explorant l'évolution des techniques et matériaux utilisés pour la lubrification et la réduction de frottement.

1.2.1 Moteur à combustion interne

Le système SPC dans le cadre de notre travail est employé dans le moteur à combustion interne, il est ainsi naturelle de définir le moteur et de parler de son fonctionnement.

Le moteur à combustion interne peut être défini comme un convertisseur de l'énergie chimique (la chaleur) contenue dans le fluide de travail en énergie mécanique ici recueilli dans le couple de l'arbre

moteur. Nous allons donc en distinguer deux sortes : moteur à apport de chaleur externe et moteur à combustion interne.[19] Nous distinguons deux types des moteurs dans la famille de moteur à combustion

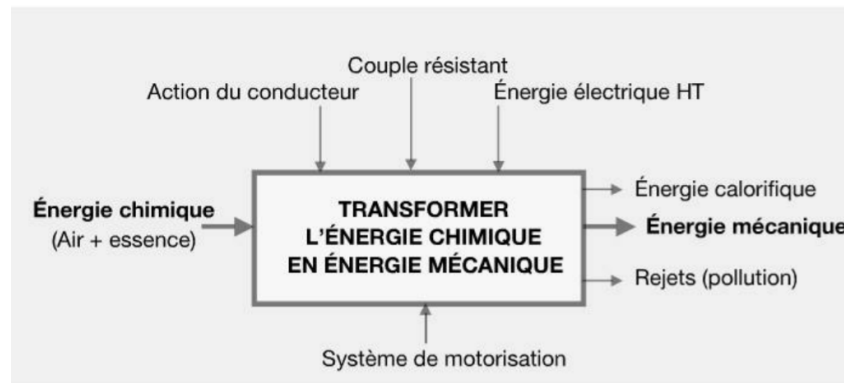


FIGURE 1.3 – Convertisseur d'énergie thermique en mécanique

interne, nous pouvons citer :

- Moteur à explosion (à essence) dans lequel la combustion du mélange aire - carburant est amorcée par l'étincelle d'une bougie d'allumage. Ils possèdent donc un système d'allumage commandé.[17]
- Moteur à combustion interne (Diesel) dont la combustion est déclenchée par l'injection des gaze sous pression dans de l'aire fortement comprimé. il se produit une auto - inflammation.[17]

Tous les moteurs à combustion interne à mouvement alternatif se comporte de la même manière; on y trouve essentiellement les mêmes éléments comme le montre la (figure 1.4) : La **chambre de combustion** qui est un volume où pénètrent et réagissent les gaz; le **cylindre**, qui est le prolongement de la chambre de combustion; le **piston**, qui se déplace dans le cylindre et fait varier le volume de la chambre de combustion; le **Système bielle - manivelle**, qui est solidaire, à une extrémité, du piston et, à l'autre, du **vilebrequin**, et qui transforme le mouvement de va-et-vient du piston en un mouvement de rotation. le **bloc-moteur**, qui constitue l'enveloppe mécanique de l'ensemble.[2]

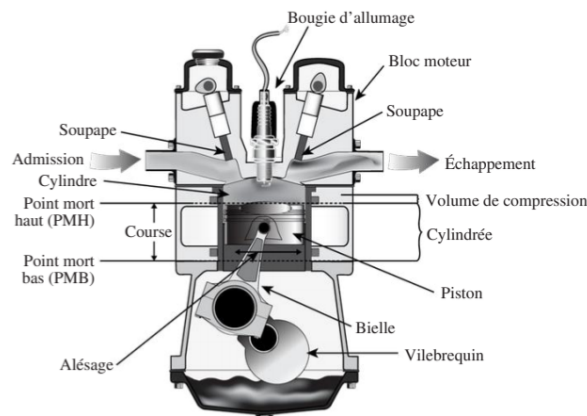


FIGURE 1.4 – Partie du moteur
[2]

1.2.2 Description du Segment

Les segments sont des anneaux brisés, de section carrée ou parallélépipédique, travaillant en extension. Ils doivent assurer des pressions radiales uniformes sur les parois du cylindre. La fonte douce qui les compose reçoit un chromage évitant une usure rapide par frottement. Leur position dans les gorges permet à la pression des gaz d'accentuer leur étanchéité.[17] Ils peuvent être au nombre de 2,3 ou 4 allant jusqu'à 5 sur les grands moteurs diesels suralimentés cela dépend du diamètre du piston. La fonction primaire de la segmentation est d'empêcher les fuites de gaz entre le piston et la chemise. Cependant,

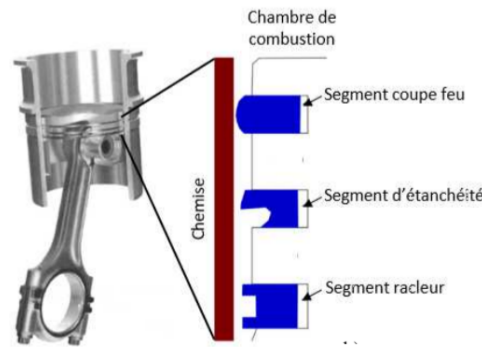


FIGURE 1.5 – Segmentation

sans lubrification, ce contact étroit entre le segment et la chemise aurait comme conséquence de grandes pertes de puissance par frottement. En conséquence, l'autre objectif principal des segments est de distribuer efficacement le lubrifiant le long de l'interface segment/chemise, sans permettre à l'huile excessive de passer l'interface et de fuir vers la chambre de combustion où il pourrait être brûlé. Une troisième fonction des segments qui est particulièrement importante pour le segment supérieur est la dissipation de la chaleur du piston vers le cylindre, comme montre la (figure 1.5).

Afin que ce système puisse atteindre efficacement ces objectifs globaux, chaque segment a un rôle unique. Le segment de dessus **coup de feu** scelle l'interface segment/chemise afin d'empêcher le gaz à haute pression de s'échapper de la chambre de combustion vers le carter (Blow by)². Le segment **racleur** règle la quantité d'huile qui passe du carter pour lubrifier les segments supérieurs. Un deuxième segment est également présent dans la plupart des moteurs **segment d'étanchéité**, ce segment érafle en bas l'huile excessive qui passe l'interface segment racleur d'huile/chemise et vient en aide au premier segment afin de chasser le reste des gaz fuyards. La deuxième interface segment **d'étanchéité/chemise** fournit ainsi une barrière contre l'écoulement d'huile dans la gorge supérieure, et des gaz pour les parties plus inférieures du piston, ce qui réduit la consommation d'huile. [5]

le segment **coup de feu** c'est le segment qui est soumis aux plus fortes températures : une température pouvant se lever jusqu'à 250°C . Ainsi il faut trouver le bon compromis thermodynamique et de géométrie pour éviter le risque de matage³, une faible épaisseur donc une faible surface de contact, diminuant les échanges thermiques, et une faible masse permettant des fonctionnements à des régimes plus élevés. Le segment coup de feu est généralement revêtu d'une couche de chrome ou de molybdène. [1].

Le segment **d'étanchéité** peut également être un segment rectangulaire mais on trouve souvent : la portée du segment sur une arête lui confère une grande efficacité pour le raclage de l'huile, il existe aussi le segment à bec d'aigle qui est bien placé pour la consommation d'huile et pour finir nous le segment à chanfrein de torsion : ce type de segment permet d'assurer le contact sur une arête [1]

Il est impératif de prévoir à l'arrière du segment racleur des passages par lesquels l'huile va pouvoir s'écouler (trous en fond de gorge ou embrèvements dans la partie inférieure de la gorge), pour remplir cette fonction, le segment est conçu avec une certaine technologie qui est différent aux autres : Segment racleur à ressort spiroïdal dont les lèvres peuvent être chromées ou non suivant la pression de contact ; les segment racleur à deux rails d'acier ; le segment UFLEX dont a un problème principal est sa difficulté de montage liée à sa grande longueur à vide. Son principal avantage est son faible coût. [1]

Les segments sont généralement en fonte mais on peut en trouver en acier surtout dans les segments racleurs. Les caractéristiques que l'on exige des matériaux constituant les segments sont : une bonne élasticité permettant une perte modérée de la tare tangentielle ; de bonnes caractéristiques de frottement y compris dans des cas de lubrification limite ; une bonne résistance à l'usure ; une bonne résistance mécanique aux températures élevées.

2. Dans un moteur, le blow-by est une fuite de gaz de combustion qui s'échappe des cylindres vers le carter d'huile

3. Le matage est une déformation plastique localisée de la matière sous l'effet d'un choc ou d'une pression élevée.

1.2.3 Description de la 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 chemises intégrées, rapportées ou amovibles que nous avons déjà étudiées dans le paragraphe. [1]

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. Un bon état de surface est obtenu par un usinage des chemises à traits croisés avec un angle compris entre 30° et 70° . [16] Cet usinage peut-être un pierrage avec un outil au carbure de silicium ou un rodage à l'outil diamanté. L'état de surface recherché est un profil en plateau. La courbe d'*Abbot-Firestone* (nous y reviendrons plus en détaille dans le (chapitre2)) permet de définir trois critères de profondeur :

- C_R , le critère de rodage, détermine la faculté d'adaptation des surfaces lors du rodage ;
- C_F , le critère de fonctionnement, détermine la durée de vie de la surface en fonctionnement ;
- C_L , le critère de lubrification, détermine la possibilité d'avoir une bonne lubrification entre le moment où la surface est rodée et celui où elle est trop polie, ce qui entraînerait une mauvaise rétention d'huile et par conséquent une consommation d'huile plus importante et des risques de grippage.

Les chemises sont souvent en fonte GLC 1 ou GLC 2 (graphite lamellaire). La température des chemises augmente quand on se rapproche du haut de la chemise. [17] Actuellement, avec des refroidissements par eau, la température maximale en haut de chemise est d'environ :

- 210 oC pour les blocs en fonte avec chemise intégrée ;
- 200 oC pour les blocs en aluminium avec chemise amovible en fonte ;
- 180 oC à 190 oC pour les blocs en aluminium avec chemise intégrée.

Les défauts de forme rencontrés sur les chemises sont des défauts de rectitude, des défauts de cylindricité, des déformations locales. Ces défauts peuvent être provoqués par le serrage de la culasse. [17] Les conséquences peuvent être les suivantes :

- consommation d'huile excessive ;
- gaz de carter ou blow-by ;
- usure des cylindres

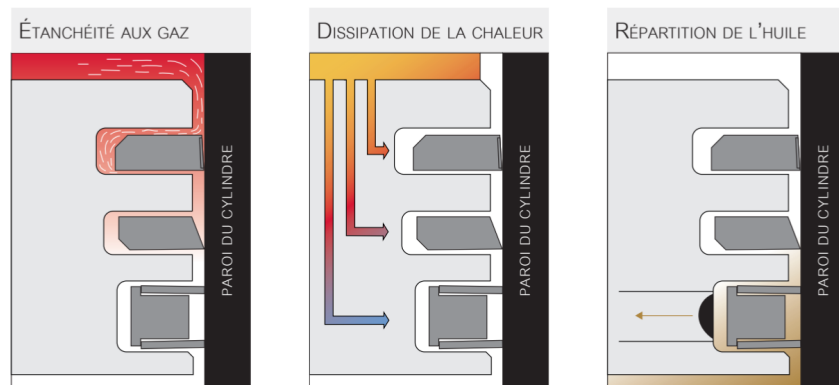


FIGURE 1.6 – fonctionnement des segments

1.2.4 Lubrification du système Segment-Chemise-Piston

Le carter a pour rôle de contenir l'huile dont le moteur a besoin pour sa lubrification. Les masses d'équilibrage du vilebrequin trempent dans l'huile du carter, pour qu'une lubrification par barbotage et projection soit assurée lors de la rotation du vilebrequin. La rotation du maneton du vilebrequin dans le carter fait qu'il y ait projection importante de la quantité d'huile à la surface de la chemise. cette huile se coulerait naturellement vers le carter si le piston ne disposé pas des segments qui poussait l'huile vers la chambre de combustion (il est aussi import de comprendre que dans un moteur qui tourne à 2000 tour la minute, le piston accomplit sa course en moins de 0,01 seconde). En effet, durant la course descendant du piston, les segments raclent effectivement l'huile mais, conformément à l'équation fondamental

d'équilibre de force, la mettent sous pression.

L'interaction entre les segments et la chemise est décrit par le comportement tribologique le plus compliqué dans les moteurs à combustion interne.[13] Lors du glissement du piston dans la chemise, le contact est soumis à des variations cycliques importantes et rapides de pression, de vitesse et de température. Cette variation a pour conséquence de faire balayer le contact segment-chemise par tous les régimes de lubrification. Les régimes de lubrification sont souvent illustrés par la courbe de Stribeck, illustrée dans la (figure 1.7). Même si la courbe de Stribeck a été initialement développée pour les paliers lisses, elle est considérée comme applicable à d'autres systèmes lubrifiés.[9] Car c'est une bonne représentation de la façon dont les régimes de lubrification dépendent de la vitesse, de la viscosité du lubrifiant et de la charge.

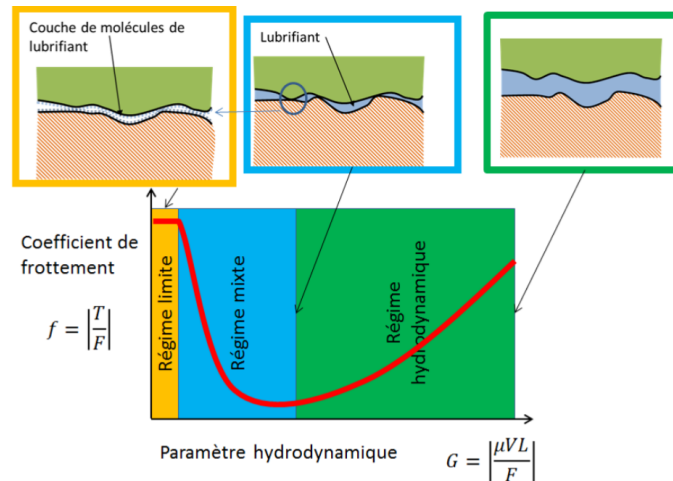


FIGURE 1.7 – Régime de lubrification courbe de Stribeck [9]

Dans le système SPC, les pertes par frottement proviennent de deux types de contact « jupe de piston-chemise et segments-chemise ». La contribution de chaque compartiment est schématisée dans la (figure 1.8), repris dans [4]. Si on positionne les sous-systèmes du moteur sur la courbe de Stribeck représentée sur la (figure 1.7), on peut observer la large gamme des pertes par frottement occupée par le contact piston-segments-chemise (Figure 1.8).

Les différents régimes de lubrification possible entre segments-chemise sont : la lubrification limite, mixte, et hydrodynamique.[4]

Dans le régime hydrodynamique « au voisinage du point-milieu⁴ », la charge est supportée uniquement par le film d'huile, la totalité de la surface du segment est couverte de lubrifiant d'où un frottement quasi-inexistant ; ce régime intervient uniquement lorsque la vitesse de glissement est élevée, et la pression derrière le segment faible. Dans le régime lubrification mixte « au voisinage du PMH et PMB » : une partie du segment est seulement lubrifiée ; la charge étant supportée par le film d'huile et les aspérités des surfaces ; ce régime intervient uniquement lorsque la vitesse est faible et la pression derrière le segment élevée. Enfin, pour la lubrification limite, cas où la présence du lubrifiant est inexistante, la charge est entièrement supportée par les aspérités de surface.

Des études expérimentales et théoriques sur la lubrification de l'ensemble SPC ont démontré que le régime de lubrification hydrodynamique est dominant au milieu de la course, là où la vitesse du piston est maximale et la pression et la température sont relativement faibles. En ce régime, le film lubrifiant est assez épais, permettant la séparation complète des surfaces en contact. La charge appliquée est entièrement supportée par le film et le comportement tribologique dépend uniquement des propriétés rhéologiques du lubrifiant dans la zone de contact. Aux extrémités du parcours du piston dans la chemise, point mort haut et bas, les sollicitations deviennent très sévères en raison de la combinaison de plusieurs facteurs : vitesse faible voire nulle, gradient élevé de pression et de température, manque de lubrification.[16]

Afin de réduire le frottement et l'usure et par conséquent l'efficacité énergétique de ce contact, une

4. Correspond au point équidistant entre le PMH et le PMB, où le piston atteint sa vitesse maximale

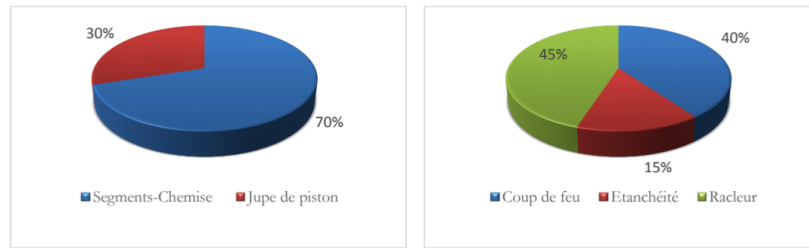


FIGURE 1.8 – Repartition des pertes dans le système SPC

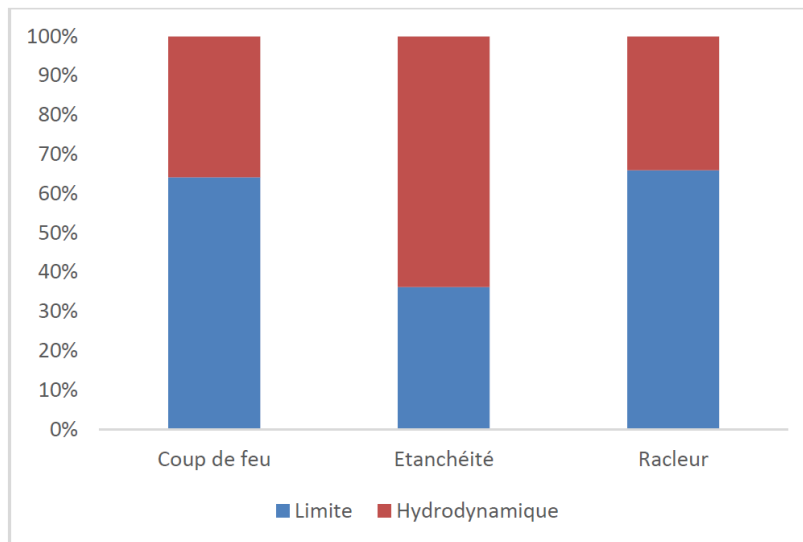


FIGURE 1.9 – Repartition de regime de lubrification dans la zone SPC

lubrification optimale est recherchée. Les travaux de recherche et d'ingénierie actuels visent à établir une lubrification qui à la fois s'approche du point de fonctionnement minimisant les pertes mécaniques en frottement et qui se situe entre la lubrification en film complet et le régime mixte. De même, les stratégies d'optimisation visent, à iso-valeurs de vitesse, pression et viscosité, à décaler le régime de fonctionnement vers un régime purement visqueux, si possible dans la zone de rendement maximale.

Le contact segments-chemise a fait l'objet de plusieurs études et modélisation dans le régime hydrodynamique, mixte, et élastohydrodynamique. Cependant, comme l'indique la (figure 1.7), l'augmentation des charges rend les paramètres tribologiques difficiles et amène la lubrification du contact segments-chemise à la frontière des régimes mixte et limite. Ceci se traduit par une forte contribution du frottement limite (figure 1.9) qui mène à une importante augmentation de la dissipation d'énergie, il est donc essentiel de renforcer la compréhension du mécanisme de frottement dans ces régimes-là.

Pour répondre à la problématique de lubrification du contact SPC, plusieurs paramètres peuvent être optimisés, tel que la géométrie et les caractéristiques élastiques du segment, le matériau des surfaces en contact et les conditions de fonctionnement. Mais il y a deux leviers qui se sont montrés particulièrement intéressants et sur lesquels porteront les études effectuées dans le cadre du présent travail : l'état de surface des chemises et les propriétés du lubrifiant.

Les propriétés du lubrifiant représentent un paramètre d'une grande importance pour l'amélioration des performances tribologiques des MCI. On parle notamment de l'apport des additifs ajoutés aux huiles formulées par rapport aux huiles de base. Les additifs permettent de réduire la viscosité du lubrifiant en maintenant une épaisseur suffisante de ce dernier entre les surfaces en mouvement relatif. Ils permettent également d'optimiser les propriétés chimiques des lubrifiants afin de mieux s'adapter aux conditions de fonctionnement, tout en permettant de réduire l'impact environnemental. La qualité de l'huile est ainsi

l'un des éléments clés pour assurer un meilleur rendement des MCI.

Il apparaît donc nécessaire de récapituler l'état des connaissances dans ces deux domaines clés. Ainsi, les prochaines parties présentent un état de l'art sur la topographie des surfaces et sur la composition du lubrifiant en considérant ces deux leviers comme des solutions technologiques.

1.2.5 Influence du système SPC sur rendement moteur

L'usage répandu du MCI dans diverses applications est dû à ses performances et à sa fiabilité. Néanmoins, son rendement énergétique est limité par des considérations thermodynamiques.[15] En effet, l'énergie générée par la combustion du carburant et transmise au piston n'est pas tout à fait disponible sur l'axe sortant du moteur, uniquement 21.5% de l'énergie effectivement libérée par la combustion est transformée en énergie utile[15]. La (Figure 1.10) présente la répartition de la consommation énergétique pour un véhicule fonctionnant à une vitesse de 60 km/h. Une grande partie de l'énergie est dissipée sous forme de perte thermique à l'échappement. Les pertes mécaniques par frottement sont relativement importantes, de l'ordre de 11% de l'énergie libérée, soit environ un quart des pertes thermiques[15], Dans le cadre de ce travail, on s'intéresse en particulier à l'étude comparatif des performances de la lubrification synthétique usée et éco-lubrifiant.

Les pertes par frottement à l'intérieur du moteur apparaissent au niveau de toutes les pièces mécaniques en mouvement relatif. Afin de les réduire et augmenter le rendement du moteur, il faut tout d'abord identifier les éléments responsables de ces pertes. La (Figure 1.10(b)) montre une répartition typique du frottement mécanique à l'intérieur du moteur. Le système Segment-Piston-Chemise (SPC) représente le pourcentage le plus élevé (entre 38et68%).[15] En conséquence, il apparaît judicieux de s'intéresser en priorité à la réduction du frottement dans cet ensemble.

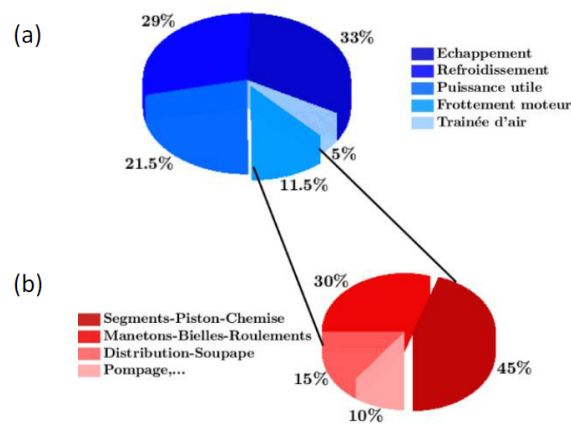


FIGURE 1.10 – Répartition de l'énergie dans un moteur à combustion interne [16]

Aujourd'hui, des efforts considérables sont consacrés à la production de véhicules et de machines de plus en plus efficaces et économes en énergie, non seulement pour des raisons économiques, mais aussi pour contribuer à répondre aux exigences de réduction des émissions polluantes. Les réglementations gouvernementales, de plus en plus strictes, exigent une économie de carburant et des émissions réduites comme L'Environmental Protection Agency (EPA) impose des normes sur les émissions des véhicules légers, ciblant une réduction constante des émissions de CO. Pour les modèles 2023, la consommation moyenne de carburant a atteint un record de 27,1 miles par gallon, avec une réduction des émissions réelles de CO à 319 grammes par mile. Les véhicules électriques et hybrides jouent un rôle croissant, représentant 11,5% de la production en 2023 et atteignant 14,8% en 2024. Ces avancées s'inscrivent dans des efforts de longue date visant à réduire les émissions des véhicules de près de 31% depuis 2004, tout en améliorant l'efficacité énergétique de 40%. [3]

L'industrie automobile doit faire face est l'épuisement progressif des ressources pétrolières, entraînant une augmentation significative de leur coût. Cette réalité accentue la nécessité de réduire la consommation énergétique des véhicules, en mettant l'accent sur des solutions visant à diminuer la consommation de carburant.

Des véhicules économes en carburant et amis de l'environnement ont fait objet de plusieurs travaux de recherche. De nombreuses solutions techniques ont été mises en place, mais l'amélioration du rendement des MCI via la réduction des pertes mécaniques en frottement est toujours un sujet d'actualité.[16] Par conséquent, l'étude du contact SPC trouve ici tout son intérêt.

En résumé, bien que les moteurs à combustion interne soient essentiels à de nombreuses applications, leur rendement reste limité par des contraintes thermodynamiques. Une grande partie de l'énergie est perdue sous forme de chaleur et de frottement. Ces limites énergétiques rendent cruciales les recherches sur la réduction des pertes mécaniques, afin d'améliorer l'efficacité des moteurs actuels

1.3 ETAT DE L'ART

Durant cette section, nous allons mettre en lumière quelques études précédemment menées, par des chercheurs, dans les domaines de la tribologie et la lubrification en générale et de l'ensemble Segment - Pyston - chemise (SPC) en particulier. Depuis 1880 av J-C en Égypte passant par la révolution industrielle aux alentours de 1760, jusqu'à nos jours, les avancées dans ce domaines cité ci-haut sont énorme, ainsi nous aurons le plaisir d'y naviguer dans la suite.

1.3.1 Perspective historique

L'histoire de l'invention et l'utilisation des segments remonte à bien loin avant la révolution industrielle. Les Grecs aux alentours de 250 avant J.C., ont été les premiers à employer un système qui scelle un cylindre pour soulever de l'eau. Cependant, le développement de telles machines a été abandonné pendant le moyen âge, et la technologie du système piston-cylindre n'a pas été reprise qu'au 17^{siècle}. Repris dans [4].

De grandes avancées ont été réalisées pendant le développement du moteur à vapeur, James WATT a boulonné une matrice de chanvre étroitement attachée au piston afin d'empêcher la fuite des gaz à haute pression. Ce n'était qu'en 1797 que le Révérend Edward CARTRIGHT a proposé l'utilisation des anneaux métalliques au lieu de la garniture court-durable de chanvre. Cependant, les ensembles devenus plus complexes impliquaient en général le montage de ressorts pour assurer une bonne étanchéité. Dans la moitié du 19^{siècle}, John RAMSBOTTOM a proposé un modèle simple et ingénieux qui éliminerait tout le besoin des assemblages complexes déjà utilisés. Sa conception consistée en un anneau de diamètre plus grand de 10% que le diamètre du cylindre dans lequel il serait installé, tout en utilisant sa propre élasticité pour sceller l'interface du cylindre [4].

Durant les années 20, les anneaux métalliques de Ramsbottom ont été employés intensivement, et il n'y avait pas de besoin réel de développement en raison des conditions de fonctionnement simple et basique. Cependant, avec le développement et la progression des vitesses et des charges, la consommation d'huile et le transfert thermique posaient de plus en plus de problèmes dans un environnement de plus en plus dur. Des efforts étaient donc nécessaires pour optimiser la conception des anneaux de Ramsbottom dans un but de minimiser le frottement et l'usure. Des études plus détaillées sur le frottement et la lubrification des segments ont ainsi commencés [4].

1.3.2 Modelisation de la lubrification et du frottement

Une évolution substantielle a été faite par les chercheurs durant les décennies passées, et qui a mené à une meilleure compréhension du comportement des segments et de leur effet sur le fonctionnement du moteur. L'application de la théorie hydrodynamique de lubrification aux segments a été utilisée pour la première fois par Castleman en 1936[14]. Une grande progression a été faite pour modéliser numériquement et obtenir la variation cyclique de l'épaisseur de film d'huile par Furuhashi[4], avec la considération d'une vision plus réaliste de la course du segment, le profil de surface et les effets des pressions des gaz Blow-By. Par la suite, une analyse complète a été faite dans le travail de Dowson avec l'application de conditions aux limites plus réalistes. Les contributions les plus importantes de cette référence sont : 1^{ere} condition d'entrée appliquée en considérant différentes sources d'huile pour différents segments, et 2^{eme}

condition de sortie (condition de Reynolds) est appliquée pour la lubrification hydrodynamique. L'effet de la forme du segment sur l'épaisseur de film d'huile a été aussi considéré et s'est avéré très significatif.

Par la suite, plusieurs modèles et études ont vu le jour ayant comme axe de recherche : les différents régimes de fonctionnement du moteur, les différentes caractéristiques des segments et des chemises, le type de lubrification, le frottement, l'usure et l'épaisseur du film d'huile Akalin et Newaz ont proposé un modèle qui simule le contact segments-chemise en lubrification mixte. Les résultats trouvés comparés avec des résultats expérimentaux montrent que l'essentielle du cylindre se trouve en régime de lubrification hydrodynamique. Néanmoins, le coefficient de frottement subit une légère augmentation aux PMB et PMH, et cela en raison du passage d'un régime hydrodynamique à un régime mixte. Quelques chercheurs ont également développé des modèles uni et bidimensionnel, en se concentrant sur les effets de la déformation du cylindre, la dynamique des segments, la géométrie du segment, l'épaisseur de film d'huile et des écoulements des gaz Blow-By [16][13][5].

Taylor et son équipe étaient les premiers à faire une étude sur les effets du taux de cisaillement des couches d'huiles sur le frottement et l'épaisseur du film d'huile. Les prévisions de leur modèle unidimensionnel ont été également comparées aux mesures expérimentales de l'épaisseur du film d'huile pour différents types de lubrifiants. D'excellents résultats ont été obtenus, qui démontrent qu'un modèle unidimensionnel convient à étudier le frottement et les effets des types des huiles sur le contact segments-chemise

Dans les modèles de lubrification du contact segments-chemise, plusieurs hypothèses simplificatrices sont généralement faites. Le lubrifiant est souvent considéré comme Newtonien. Néanmoins, il existe des modèles plus complets et sophistiqués pour lesquels la viscosité varie avec les contraintes de cisaillement[6][8]. Des études sur le transport de l'huile dans le système segments-piston-chemise ont été aussi menées par Gamble, Thirouard, Stark, où ils présentent son influence sur l'épaisseur minimale de film d'huile. Il existe aussi des techniques qui permettent de visualiser le transport d'huile et mesurer l'épaisseur du film lubrifiant[6].

Des conditions aux limites variées sont utilisées pour les modèles de simulation. Les conditions de Sommerfeld permettent des valeurs de pression positives aussi bien que négatives. Les conditions de Swift-Steiber en revanche désignent les régions de pression négative comme zone de cavitation où la pression est nulle. Plusieurs études ont proposé de nouvelles conditions aux limites, avec des modèles prenant en compte le phénomène de cavitation et de rupture du film d'huile[8].

1.3.3 La texturation de surface

la rugosité des surfaces est un des éléments clé pour la réduction du frottement et de l'usure ; elle a bénéficié d'une attention particulière dans la littérature spécialisée. Une bonne façon de relater son histoire se trouve dans l'étude de Masuzawa et Etsion [4].

Le frottement entre les segments et la chemise est en fonction de la charge, la topographie des surfaces et la lubrification du contact qui elle, est liée à la viscosité de l'huile. Rohde était le premier à proposer un modèle de lubrification mixte pour les segments, en utilisant le modèle d'équation de Reynolds en régime mixte établi par Pâtir et Cheng, des conditions aux limites de Sommerfeld, et un modèle de contact de surface rugueuse Greenwood-Tripp[9]. Son modèle a étudié l'effet de la rugosité des surfaces et l'orientation des aspérités sur le frottement entre les segments et la chemise, un contact dur des aspérités a été détecté aux extrémités de la course, particulièrement autour du PMH lors de la compression/explosion, où la pression élevée des gaz donne une charge radiale supplémentaire sur le segment supérieur. Il a également constaté qu'une augmentation de la surface de rugosité augmente non seulement la magnitude des aspérités mais également la perte de puissance par frottement, en outre, l'orientation de la rugosité et la différence entre un segment rugueux/chemise lisse et un segment lisse/chemise rugueuse ont été revues.[6]

Dans le modèle de Sui et Ariga qui prend en considération la topographie de la chemise dans un mode de lubrification mixte, des résultats de simulation ont été comparés aux résultats expérimentaux. Ces résultats montrent une possibilité de réduction du frottement atteignant les 9% par une modification de l'orientation des aspérités de la texture. Selon cette étude, l'épaisseur du film lubrifiant entre le segment

coupe-feu et la chemise est en moyenne peu influencée par la texture, d'où les changements en frottement aussi. Cependant, ce segment subit les frottements les plus importants par rapport au deux autres, et cela est dus principalement à un contact plutôt limite qu'hydrodynamique ou mixte avec la chemise. Quant aux segments d'étanchéité et racleur, l'étude montre en revanche que les valeurs du frottement sont différentes selon la texture utilisée. repris dans [4]

La microgéométrie de la surface de la chemise joue un rôle très important dans les pertes par frottement et dans la consommation de l'huile dans un moteur à combustion interne. Une des texturations classiques de cette surface est celle créée par pierrage. Une étude Hamed BOUASSIDA a permis d'écrire un modèle simplifié du contact Segment chemise en présence de la microgéométrie. Puis, un code de calcul basé sur la méthode numérique multigrille a été développé. Les résultats mettent en évidence deux mécanismes distincts de génération de portance selon le type du segment.[7]

Tout au long de ce chapitre nous avons appréhendé quelques notions de bases dans la compréhension de notre travail notamment : le moteur à combustion interne à mouvement alternatif, le système SPC. On peut donc apercevoir que l'étude du triplet segments-chemise est passionnante et présente un intérêt majeur, malgré les résultats divergents et incohérents de temps à autre. Les avancées scientifiques actuelles sur ce sujet présentent un consensus sur l'utilisation de la texturation pour une importante réduction du frottement et perte de charge.

CHAPITRE 2

MODÉLISATION DU SYSTÈME SEGMENT PISTON CHEMISE (SPC)

La compréhension du comportement des surfaces en contact dans les système *SPC*, a une importance capitale dans l'amélioration de performance du moteur à combustion interne comme nous le verrons plus loin dans l'exposé. La lubrification qui se produit dans l'interface *SPC* impose une certaine forme assez particulière de mode de lubrification qui couvre le régime mixte, hydrodynamique et critique (Chapitre 1). Ainsi pour la tribologie. On peut classer les défauts en fonction de leur longueurs d'onde L Image 2.1 [9] :

2.1 Caractérisation de la topographie de la chemise

La prise en compte de la caractérisation de la surface, influence en grande partie sur les performances du moteur. celle-ci influence la qualité de la séparation du contact mais aussi le transport du lubrifiant par les segments le long de la chemise.

Il existe plusieurs théories qui expliquent les phénomènes de frottement dans la littérature. Parmi celles-ci, trois approches majeures se distinguent : la théorie de la **rugosité**, qui s'intéresse aux irrégularités de surface ; la théorie de l'**attraction moléculaire**, qui met en évidence les forces d'attraction entre les molécules des surfaces en contact ; et enfin, la théorie de l'**adhésion**, qui se concentre sur les interactions directes au niveau microscopique entre les matériaux. Parmi ces théories, celle de l'adhésion de Tabor et Bowden est souvent considérée comme la plus précise, car elle prend en compte une gamme complète de paramètres influençant les frottements. Cependant, nous avons choisi d'adopter la théorie de la **rugosité** pour cette étude, car elle est plus simple à intégrer dans notre modèle, tout en étant suffisamment représentative pour les applications liées aux moteurs à combustion interne (MCI). De plus, la théorie de l'adhésion de Tabor et Bowden est surtout appliquée dans le domaine des matériaux composites et des surfaces, plutôt que directement dans les moteurs à combustion interne.

Dans la suite, gardons à l'esprit que la prise en compte des effets de la rugosité en lubrification des corps en mouvement relatif, est un problème assez compliqué faisant intervenir de nombreux aspect ; entre autre le caractère changeant du domaine occupé par le fluide en mouvement relatif, ou la déformation de surface de corps en mouvement relatif. En outre les difficultés liées à la physique des fluides, qui peut être plus ou moins complexe suivant les cas ou la nature du lubrifiant : effets de compressibilité, effets piézo-visqueux, cavitation, couplage avec la thermique pour ne cité que ça. Aussi, une autre difficulté est liée à la différence nette entre l'échelle de grandeur de la rugosité et celle de l'ingénieur qui est généralement de plusieurs ordres de grandeur plus grandes que celle de la rugosité (généralement inférieur à 0.001%) [9].

Quelque soit le moyen de mise en oeuvre utilisé, les surfaces présentent des écarts géométriques par rapport à leur forme théorique. Ces défauts jouent un rôle primordial en tribologie. On peut classer les défauts en fonction de leur longueurs d'onde la (Figure 2.1)

— si L est de l'ordre de la taille de la surface, on parle de défaut de forme ;

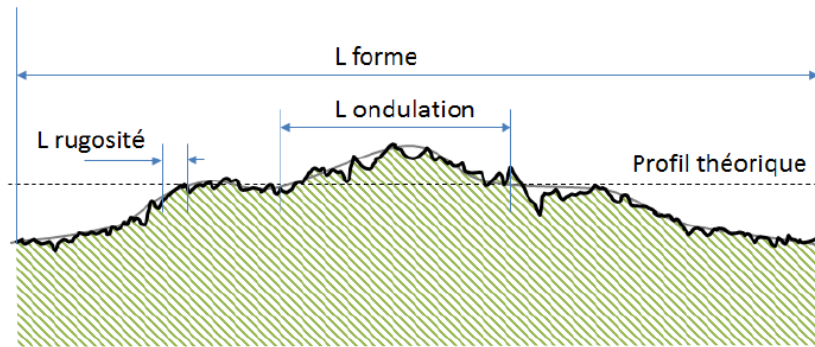


FIGURE 2.1 – Défaut géométrique du surface

- Lorsque $0.001m < L < 0.01m$, on parle de défaut d'ondulation ;
- les défauts de longueur d'onde inférieure sont appelés rugosité.

La rugosité est donc l'ensemble des irrégularités microscopique et macroscopique d'une surface. Toutes les surfaces, naturel ou fabriqué, ne sont pas parfaitement lisses. La surface la plus douce dans les corps normaux est celle du *mica*. Le *mica* a une rugosité approximativement de $0.002032microns$. [5]

2.1.1 Méthodes des texturations des chemises

La majeure partie des pièces de moteur vient de l'industrie métallurgique. Dans leur procédé de fabrication plusieurs méthodes de finissage de la surface sont employées. La principale étant l'abrasion par *galetage*¹ et *grenailage*² sont les premières opérations qui vont permettre une maîtrise de rugosité jusqu'à un ordre de grandeur de $0.5mm$. [5] À partir de l'état de surface obtenu, on cherchera à introduire une "texturation" qui va permettre de créer une rugosité plus "précise" sur l'interface de la surface (figure 2.2).

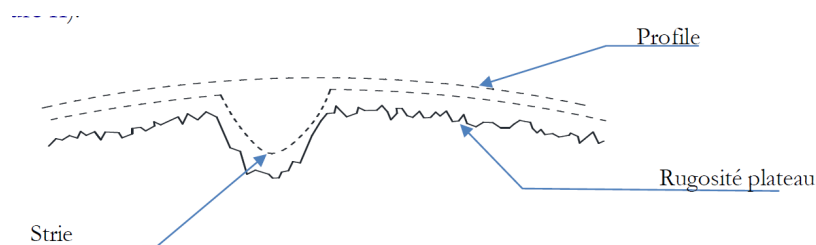


FIGURE 2.2 – Profil de rugosité de surface texturée

Texturation avec procédé chimique

Dans cette technique, un film protecteur est posé sur la surface de la pièce. Ce film est muni de motif par lequel un acide va s'infiltrer pour attaquer l'interface. La concentration utilisée et le temps laissé avant le rinçage déterminent la profondeur de la texture souhaitée. Cette technique a l'avantage de ne pas entraîner de déformation du matériau autour de la texture, de ne pas générer de débris pouvant subsister dans le contact, mais elle est très lourde à mettre en place sur une chaîne de production, car il faut isoler toutes les parties qui ne seront pas concernées par la texturation.

Texturation à l'aide d'un diamant

Dans ce procédé d'usinage, un diamant est utilisé pour réaliser la texturation, 3 paramètres permettent de contrôler la texture obtenue :

- La vitesse de déplacement verticale ;

1. Technique de finissage de la surface qui peut avoir plusieurs objectifs comme le renforcement mécanique de la surface
 2. c'est une technique qui consiste à projeter à grande vitesse des billes sur la surface d'un objet pour en modifier la structure superficielle, a fin d'améliorer l'aspect et les caractéristiques techniques.

- La vitesse de rotation du rodoir ;
- La vitesse d'abrasion des diamants.

Ce procédé a plusieurs avantages : rapidité, bonne finition, peu coûteux, facile à mettre en place sur les chaînes de production, mais la surface s'en trouve légèrement déformée autour de la texture.

2.1.2 Paramètres de rugosités

Le tout premier appareil de mesure du profil de la surface est le palpeur en diamant. Cet appareil se déplace longitudinalement sur la face en donnant généralement un ensemble des points n de variation de la hauteur z_i espacé d'un intervalle latéral δx . À partir de cette série, on peut calculer des paramètres d'amplitude. Le plus utilisé dans la communauté des mécaniciens est le R_a [9]. Pendant longtemps un seul paramètre était connu et utilisé R_a (Roughness Average), d'autres paramètres sont venus après comme RMS (Root Mean Square). Aujourd'hui, les paramètres de mesure de surface sont définis suivant plusieurs normes internationales où il y a même des variantes sectorielles (la sidérurgie ou l'automobile). On distingue trois groupes de paramètres de mesure utilisés selon le type de profil [5] :

- Paramètres de préfixe P calculés sur le **profil primaire** ;
- Paramètres de préfixe R calculés sur le **profil de rugosité** ;
- Paramètres de préfixe W calculés sur le **profil d'ondulation**.

Dans le cadre de notre travail ; nous allons être indulgent envers nous-même en limitant notre travail dans l'étude de la surface par le préfixe de R du *profil de rugosité* pour simplifier le travail.

La figure 2.3 présente un exemple de profil de surface. L'échelle verticale est amplifiée par rapport à l'échelle horizontale pour que les rugosités puissent être discernées. En coupant le profil par une ligne horizontale, il est possible de calculer le pourcentage de points situés au-dessus de la ligne. En balayant verticalement le profil avec la ligne horizontale, on obtient l'évolution de ce pourcentage en fonction de la hauteur z . La courbe obtenue est appelée *courbe de portance* ou *courbe d'Abbott* (Figure 2.4). Elle indique le pourcentage de points qui entrerait en contact avec un plan rigide situé à la hauteur z . [9]

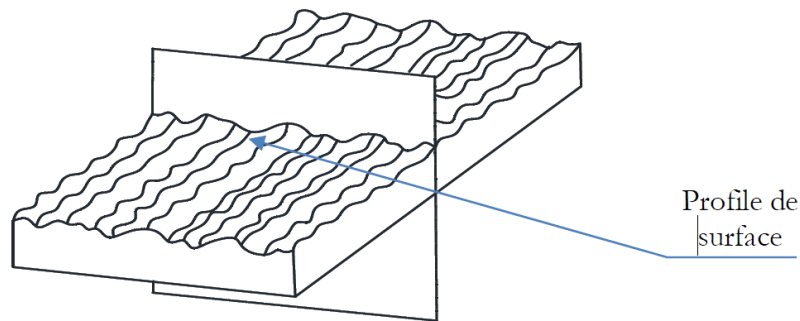


FIGURE 2.3 – Profil de surface

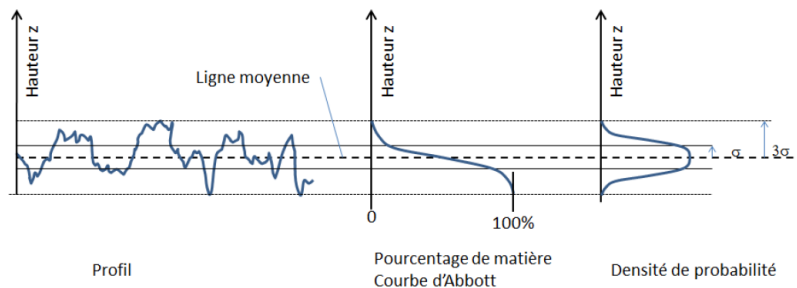


FIGURE 2.4 – Analyse de rugosité

Les paramètres d'évaluation de la topographie d'une surface sont référencés par une lettre majuscule R indicé d'une lettre minuscule propre au paramètre. Dans le soucis de la préservation de la tradition du métier de mécanicien, nous allons garder la même notation :

$$R_a = \frac{1}{n} \sum_1^n |z_i| \quad (2.1)$$

$$R_a = \frac{1}{L} \int_0^L |z| dx \quad (2.2)$$

On utilise également R_q ou RMS :

$$R_q = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_1^n z_i^2} \quad (2.3)$$

$$R_q = \sqrt{\frac{1}{L} \int_0^L z^2} \quad (2.4)$$

Ce paramètre R_q est équivalent à l'écart type, on utilisons aussi un paramètre de symétrie

$$RSk = \frac{1}{nR_q^3} \sum z_i^3 \quad (2.5)$$

$$RSk = \frac{1}{LR_q^3} \int_0^L z^3(x) dx \quad (2.6)$$

Une valeur positive de ce paramètre indique des pics plus marqués que les vallées. La situation inverse correspond à une valeur négative de RSk . Enfin, le paramètre d'étalement indique sur quelle étendue sont distribués les points de la surface. Koshy et Tovey (2011) ont montré que l'asymétrie et la kurtosis (applatissement) sont de bons indicateurs de la réduction de la friction sur la face de coupe des outils, particulièrement après une modification de la rugosité via l'usinage par décharge électrique[8] :

$$RKu = \frac{1}{nR_q^4} \sum z_i^4 \quad (2.7)$$

$$RKu = \frac{1}{LR_q^4} \int_0^L z_i^4 \quad (2.8)$$

2.2 Modélisation de la surface de la chemise

La surface d'une chemise texturée, est composée d'une micro géométrie comportant des stries de géométrie bien définie, réparties de façon régulière sur des plateaux rugueux qui les séparent (Figure 2.5). Une chemise non-texturée comporte uniquement la rugosité des plateaux.

Les stries forment des motifs uniformes qui se répètent de manière alternative sur toute la surface de la chemise. Dans le souci de calcul, il sera très difficile de discretiser toute la chemise car elle va nécessiter un grand nombre de calcul pour l'ordinateur. En effet, pour une largeur de strie de $100\mu m$ prise sur une hauteur de $10cm$ et un périmètre de $25cm$, il faudrait utiliser une grille de $50\,000 \times 20\,000$ points pour représenter correctement chaque strie (20 points par strie), ce qui entraîne un temps de calcul machine de plusieurs jours voire des semaines. Mais comme les motifs de texturation se répètent de manière cyclique, la chemise peut être assimilée à un plan infini dans le sens circonférence, ce qui donne la possibilité de prendre un motif élémentaire de la texturation complète.

En ce qui concerne les rugosités des plateaux et des segments, l'ordre de grandeur de la hauteur moyenne des aspérités³ est inférieur à la profondeur des stries de texturation, l'influence de leurs rugosités sur la lubrification peut donc être étudiée séparément en utilisant un modèle statistique, qui détermine la pression moyenne du contact des aspérités entre les surfaces

3. Rugosités de plateau

2.3 Rôle de la topographie de la chemise

La topographie de la surface du cylindre joue un rôle essentiel dans le cadre du contact segments-piston-chemise et influence considérablement la lubrification et le frottement ; elle est souvent le résultat d'un compromis entre une bonne isolation de la chambre de combustion et une bonne lubrification du cylindre.

La texture des surfaces affecte la pression générée dans le contact segment chemise ainsi que l'huile qui coule à travers. En expliquant l'effet des aspérités sur le frottement de la segmentation, on peut donc contrôler ses effets indésirables, pour cela on a supposé que la distribution de la rugosité sur la chemise et le segment est isotropique et gaussienne en nature.

Dans le monde aujourd'hui, il existe un consensus dans le monde automobile concernant la texture des chemises des cylindres ; la texture classique est constituée de plateaux lisses et réguliers, séparés par des stries de lubrification. Les images de la (Figure 2.5) montrent un exemple de surface de cylindre et ont été acquises par relevé topographique à l'aide d'un palpeur mécanique.[10].

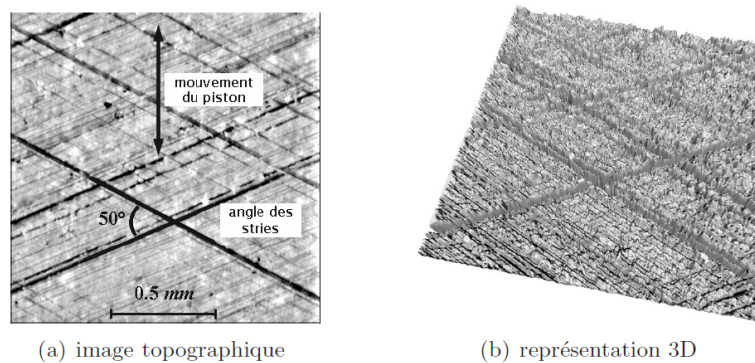


FIGURE 2.5 – exemple de texture de surface

pour obtenir ce genre de surface, la pièce doit être usinée généralement de la manière suivante :

1. alésage, pour donner la géométrie du cylindre ;
2. pour donner la géométrie du cylindre ;
3. rodage fin, pour obtenir la rugosité désirée ;
4. rodage de plateaux, pour le lissage.

2.4 Lubrification dans le Segment et le piston

Tout au long de notre travail nous avons décrit le comportement du système SPC. durant cette section nous allons modéliser le comportement de l'huile en prenant en compte les exigences du comportement de fonctionnement du système.

Tout au long du cycle du moteur, chaque segment est soumis à un mode de lubrification différent en raison de la variation d'approvisionnement en huile. Ces modes de la lubrification ont un important effet sur la force de frottement produite par le mouvement des segments le long de la chemise.

Tels que vue dans la (section 1.2) La lubrification sera dite limite lorsque les deux surfaces sont en contact direct, sinon bien évidemment les deux surfaces seront séparées par une quantité d'huile suffisante soutenant la charge due au segment dans ce cas nous parlerons de la lubrification hydrodynamique. Il existe une zone entre les deux où la charge est supportée par le lubrifiant et les aspérités, dans ce cas-là on parle de régime mixte.

Les modes de lubrification sont caractérisés par un espacement entre les lignes nominales des deux surfaces du triplet. Selon la distance entre les lignes nominales $h(x)$ la (figure 2.6), trois modes de lubri-

fications sont possible :

- Lubrification Hydrodynamique si $H_\sigma > 3$;
- Lubrification limite si $H_\sigma < 1$;
- Lubrification mixe $1 < H_\sigma < 3$.

avec :

$$H_\sigma = \frac{h_T}{\sigma}$$

Et

$$\sigma = \sqrt{R_{q\text{segment}}^2 + R_{q\text{chemise}}^2} \quad (2.9)$$

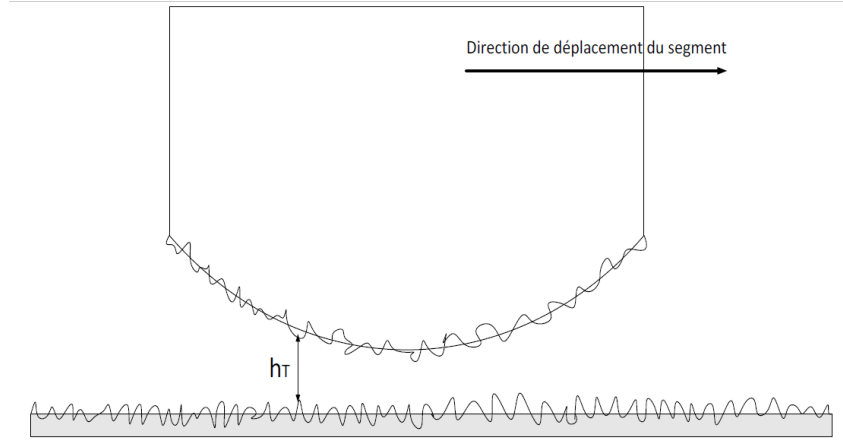


FIGURE 2.6 –

2.4.1 Equation de Reynold

L'équation qui régit le comportement du film d'huile entre segment et chemise est l'équation de base de la lubrification hydrodynamique dite équation de Reynolds[6]. Cette équation relie la taille, la largeur et la forme du film d'huile entre le segment et la chemise, avec le gradient de pression qui se produit dedans et est donnée dans sa forme la plus générale par :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\rho \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6 \frac{\partial}{\partial x} [(U_1 + U_2) \rho h] + 6 \frac{\partial}{\partial x} [(V_1 + V_2) \rho h] + 12 \frac{\partial}{\partial t} (\rho h) \quad (2.10)$$

Dans cette équation nous exprimons bien évidemment la variation de h en fonction de temps comme :

$$\frac{\partial h}{\partial t} = W_1 - U_2 \frac{\partial h_2}{\partial x} - V_2 \frac{\partial h_2}{\partial y} - W_1 + U_1 \frac{\partial h_1}{\partial x} + V_1 \frac{\partial h_1}{\partial y} \quad (2.11)$$

Notons que l'équation présentée ici est valable pour des fluides compressibles ou incompressibles dont la viscosité ne varie pas suivant z en outre il découle de l'équation de Navier-Stokes. Il est utile de rappeler les hypothèses ayant permis d'établir cette équation :

- Le fluide est Newtonien de viscosité constante suivant h ;
- La densité du fluide est constante suivant h ;
- Le fluide adhère parfaitement aux parois;
- L'écoulement est laminaire et le nombre de Reynolds suffisamment petit pour que l'inertie du fluide soit négligeable;
- Le milieu est continu.

Dans le cadre de notre travail, une étude en 2-D est employée, dans laquelle les paramètres définissant la lubrification du contact sont déterminés sur des endroits circonférentiels spécifiques du piston et l'équation de Reynolds se réduit ainsi à une forme 1-D à chacun de ces endroits, et en plaçant l'origine du système d'axe sur l'une des parois du contact, l'équation (2.10) devient donc :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{dp}{dx} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (2.12)$$

p étant la pression hydrodynamique dans le film d'huile, μ la viscosité dynamique de l'huile, h épaisseur du film d'huile sous les segments, U la vitesse de rotation. ainsi nous obtenons une équation beaucoup plus potable.

2.4.2 Equation de Reynold Modifiée

Le modèle de lubrification dynamique proposé par Patir et Cheng repose sur une adaptation de la théorie classique de Greenwood et Williamson, qui décrit les contacts entre surfaces rugueuses. Leur approche modifie les équations classiques pour inclure les effets de rugosité en utilisant des facteurs correctifs pour le débit et la pression à travers les micro-cavités des surfaces en contact. Cette méthode permet d'intégrer à la fois les effets hydrodynamiques et ceux dus à la micro-géométrie des aspérités, rendant le modèle plus réaliste pour des applications pratiques, notamment dans des conditions de lubrification mixte.[6]

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\phi_x \frac{h^3}{\mu_m} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = \frac{U}{2} \frac{\partial}{\partial x} (h_T - \partial \phi_s) + \frac{\partial h_T}{\partial t} \quad (2.13)$$

si Nous prenons

$$U \frac{\partial h}{\partial x} \sim LN \frac{h}{b}$$

Et aussi

$$\frac{\partial h}{\partial t} \sim hN$$

en faisant le rapport de ce deux nous obtenons donc

$$\frac{\frac{\partial h}{\partial t}}{U \frac{\partial h}{\partial x}} \sim \frac{b}{L} < 1$$

Cette manœuvre viser à reduire l'équation de Reynold tels que modifiée, cette simplification est vlidle dans toute les parties du cycle, ainsi l'équation (2.13) devient donc :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\phi_x \frac{h^3}{\mu_m} \frac{dp}{dx} \right) = \frac{U}{2} (h_T - \sigma \phi_s) \quad (2.14)$$

- N est la vitesse du moteur en tr/s ;
- L est la longueur de la course ;
- h est l'épaisseur de film d'huile sous le segment ;
- U est la vitesse de piston ;
- μ_m est la viscosité dynamique du lubrifiant ;
- b est la taille axiale du segment.

La vitesse instantanée U du piston peut être décrite par une fonction quasi harmonique de la position angulaire du vilebrequin, en relation avec la vitesse angulaire , conformément à l'expression :

$$U = \frac{R}{b} \sin \theta \left(1 - \frac{\cos \theta}{\sqrt{(\frac{L}{b})^2 - \sin^2 \theta}} \right) b\omega \quad (2.15)$$

La vitesse angulaire est elle-même liée à la vitesse du moteur par la relation :

$$\omega = \frac{2\pi}{60} N \quad (2.16)$$

- [1] *Technologie des moteurs alternatifs à combustion interne*. traité Génie mécanique.
- [2] *THERMODYNAMIQUE, une approche pragmatique*. Chanelière éducation, 2014, ch. chapter 9.
- [3] AGENCY, U. E. P. Epa report shows us fuel economy hits record high and co2 emissions reach a record low.
- [4] AYAD, A. *MODELISATION DES PERFORMANCES DE LA SEGMENTATION DANS UN MOTEUR A COMBUSTION INTERNE*. PhD thesis, Université Badji Mokhtar.
- [5] AYAD, A. Etude du contact segment racleur/ chemise dans un moteur À combustion interne. Master's thesis, UNIVERSITE BADJI MOKHTAR-ANNABA, 2008.
- [6] BOOSER, M. M. K. E. R. *Applied Tribology, Bearing Design and Lubrification*. Wiley, 2017.
- [7] BOUASSIDA, H. *Lubricated piston ring cylinder liner contact : Influence of the liner microgeometry*. PhD thesis, L'INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES DE LYON, 2014.
- [8] BRUCE, R. W. *HANDBOOK of LUBRICATION and TRIBOLOGY*. Taylor Francis, 2012.
- [9] BRUNETIÈRE, N. *Initiation à la tribologie*. Institut Pprime - Futuroscope, 2016.
- [10] CACIU, C. *Analyse et optimisation des surfaces des chemises de moteurs thermiques*. PhD thesis, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, le 15 Mai 2006.
- [11] CACIU, C. A. *Analyse et optimisation des surfaces des chemises de moteurs thermiques*. PhD thesis, l'Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, Fontainebleau, Soutenue le 15 Mai 2006.
- [12] G. LISKIEWICZ, P. KULAA, A. N. R. P. A. M. T. L. Hydrogen influence on material interaction with zddp and modtc lubricant additives.
- [13] GANGOPADH, A. Development of a piston ring-cylinder bore wear borne. *SAE Transactions* (2000).
- [14] HILL, S. H., AND NEWMAN, B. A. 841222 piston ring designs for reduced friction. *SAE Transactions* (1984).
- [15] HOMLBERG, K. Global energy consumption due to friction in passenger cars. *Tribologie internationale* (2012).
- [16] HRIOUECH, A. *Étude de surfaces texturées pour chemise moteur : physico-chimie des tribofilms et lois de frottement associées*. PhD thesis, L'UNIVERSITÉ DE LYON, 15 novembre 2021.
- [17] HUBERT MÈMETEAU, B. C. *Technologie fonctionnelle de l'automobile*. Dunod, 2014.
- [18] PAULINA NOWAK *, K. K., AND KAMINSKI, M. Ecological and health eects of lubricant oils emitted into the environment.
- [19] SUMUNA. *MOTEURS ALTERNATIFS A COMBUSTION INTERNE*.