



**République Algérienne Démocratique et
Populaire**



**Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la
Recherche Scientifique**

UNIVERSITE D'EL-OUED

FACULTE DES SCIENCES ET TECHNOLOGIE

Mémoire de fin d'étude

Présenté pour l'obtention du diplôme de

LICENCE ACADEMIQUE

Domaine : Science technique

Spécialité : Génie mécanique

Option : Maintenance des équipements Industrielles

Thème

**Etude du comportement tribologique d'un contact
métallique entre segments-cylindre dans un moteur à
combustion interne**

Devant le jury composé de :

Président:Garbi .M^{ed} Taher

Examineur:Mansoure khaled

Encadreur MENECEUR Nouredine

Présenté par :

- Achour Imad

- Kellal Azeddine

2012-2013

Dédicace

J'ai toujours pensé faire où offrir quelque chose à mes parents en signe de reconnaissance pour tout ce qu'ils ont consenti comme efforts, rien que pour me voir réussir, et voilà, l'occasion est venue.

A ceux qui m'ont donné la vie, symbole de beauté, et de fierté, de sagesse et de patience.

A ceux qui sont la source de mon inspiration et de mon courage, à qui je dois de l'amour et de la reconnaissance.

✚ *A mes parents.*

✚ *A mes frères et mes chères sœurs, pour leurs aides et leurs précieux conseils.*

✚ *A mon grand père et mes grandes mères.*

✚ *A tous mes Amis sans exception.*

✚ *A tout le groupe 3^{ème} GM promotion 2013 ainsi que les étudiants d'EL OUED.*

Kellal Azeddine

Dédicace

Je dédie ce travail à :

*A celle qui a inséré le goût de la vie et le sens de la
responsabilité....merci MÈRE.*

*A celui qui a été toujours la source d'inscription
et de couragemerci PÈRE.*

A mes frères

A ma grand-mère, mes tantes et mes tantons. A mes oncles

A mes cousins et cousines

Et à toute ma famille.

A Monsieur : MÈNECEUR NOUREDDINE pour son aide.

A toutes mes amis de près ou de loin.

A mes amies de la promotion de maintenance 2013.

Achour Imad

Remerciement

*Tout d'abord, nous remercions ALLAH, notre créateur de nous avoir
donné les forces*

Pour accomplir ce travail.

*Nous adressons le grand remerciement notre encadreur
M.MENECEUR Noureddine qui a proposé le thème de ce
mémoire, aussi pour ses conseils et ses orientations.*

*Nous avons également l'honneur de remercier l'Administration du
Département de
Mécanique d'avoir facilité le processus de sélection du mémoire et de
l'encadreur, ainsi
que de l'organisation et la bonne coordination.*

*Un grand merci est adressé aux examinateurs d'avoir accepté la
lecture et l'évaluation
de notre mémoire.*

*Finalement, nous remercions tous ceux qui ont participé à réaliser
ce mémoire.*

SOMMAIRE

Liste des figures	i
Introduction générale	1

CHAPITRE I

Généralités sur le frottement, l'usure et la lubrification

I.1 Frottement.....	2
I.1.1 Introduction	2
I.1.2 Définition.....	3
I.1.3 Surface	3
I.1.4 Divers types de frottement.....	3
I.1.5 Les différents types de frottement	5
I.1.5.1 Frottement statique et dynamique	5
I.1.6 La théorie de frottement	8
I.1.6.1 Formulation	8
I.1.6.2 Coefficient de frottement.....	8
I.1.6.3 Coefficient de frottement des surfaces lubrifiées loi de PETROFF	9
I.1.6.4 Evolution du coefficient de frottement.....	10
I.1.6.5 Importance du coefficient de frottement	10
I.1.7 Modèles et lois de frottement	10
I.1.7.1 Modèles de frottement.....	10
I.1.7.2 Lois de frottement.....	11
I.1.8 L'énergie dissipée en frottement	15
I.2 l'usure	17
I.2.1 Lois d'usure	17
I.2.2 Formes d'usure	19
I.2.2.1 Classification empirique.....	19
I.2.2.2 Classification technologique	19
I.2.2.3 Classification scientifique.....	19
I.2.3 Evaluation de l'usure	25

I.3	Lubrification	26
I.3.1	Champ d'application	26
I.3.2	Les différents modes de lubrification	26
I.3.3	Fonctions essentielles des lubrifiants	27

Chapitre II

Théorie sur la géométrie du contact mécanique

II.1	Introduction	28
II.2	Nature des surfaces solides et région de contact	28
II.2.1	Forme et contour des surfaces solides	28
II.2.2	Rappels sur la géométrie du contact	28
II.2.3	Région de contact réel	30
II.2.4	Contact électrique	34
II.3	Température de surface	36
II.3.1	Calcul de la température moyenne de surface	36
II.4	L'étude de la rugosité des surfaces	37
II.4.1	définition de la rugosité	37
II.4.2	Principaux paramètres de rugosité	38
II.4.3	Contrôle de la rugosité	41
II.4.4	L'influence de la rugosité	42
II.5	L'influence des paramètres mécaniques et électriques sur le frottement et l'usure	43
II.5.1	Influence de la charge sur le comportement tribologique	43
II.5.2	Influence de la pression	44
II.5.3	L'influence de la vitesse	45
II.5.4	Influence de la nature des corps en contact	45
II.5.5	Influence de la dureté des corps en contact	46
II.5.6	Influence de l'état des surfaces en contact, surfaces rugueuses ou lisses	46
II.5.7	Influence de la pellicule interposée entre les surfaces en contact	46
II.5.8	Influence de la forme des corps en contact	47
II.5.9	Influence de la température	47
II.5.10	Influence de l'environnement sur le frottement et l'usure	49
II.5.11	Effet du courant électrique sur le frottement et l'usure	50
II.5.11.1	Effet de la polarité	50

Chapitre III

Frottement et usure de contact entre Segments-cylindre

III.1 Introduction.....	52
III.2 Les pertes par frottement	52
III.3 Cylindre	52
III.3.1 Cylindre coulés en fonderie	53
III.3.2 Les cylindres rapportés	53
III.3.3 Elaboration des cylindres	53
III.3.4 Etats de surface des cylindres	54
III.4 Segmentation	57
III.4.1 Rôles de la segmentation	57
III.4.2 Matériaux utilisés.....	57
III.4.3 Etat de surface des segments.....	57
III.4.4 Fonctionnement d'un segment.....	58
III.5 Usure générale du contact segment-cylindre	59
III.5.1 Usure par abrasion	60
III.5.2 Usure adhésive	60
III.5.2.1 Aspects tribologiques de l'usure adhésive.....	60
III.5.2.2 Mécanisme de l'usure adhésive	61
III.5.2.3 Régime d'usure adhésive	62
III.5.2.4 Aspects visuels des détériorations d'origine adhésive.....	63
III.5.2.5 Taux d'usure (théorie de J.F.Archard).....	65
III.5.2.6 Comportement des métaux purs	65
III.5.2.7 Comment combattre l'usure adhésive.....	67
III.6 Vérification de l'usure des gorges de segment	67
III.7 Les dissipations par frottements mécaniques.....	69
III.7.1 Les dissipations dues aux segments.....	70
III.7.2 Les dissipations dues au frottement entre piston et cylindre	72
III.7.3 Les sollicitations mécaniques et l'architecture générale.....	74
Conclusion générale.....	75
Références Bibliographique.....	76

Liste des figures



CHAPITRE I

Généralités sur le frottement, l'usure et la lubrification

Fig I.1 : Glissement d'un corps solide sur un autre.....	4
Fig I.2 : Force de frottement.	5
Fig I.3 : Un solide est appliqué sur un plan avec une force	5
Fig I.4 : Les quatre régimes de frottement	7
Fig I.5 : Définition du coefficient de frottement	7
Fig I.6 : Coefficient de frottement glissement, pivotement, roulement	8
Fig I.7 : Représentation schématique d'un glissement élémentaire sur une aspérité.....	11
Fig I.8 : Loi de Tresca	12
Fig I.9 : Loi de Coulomb	13
Fig I.10 : Cône de Coulomb en 2D	13
Fig I.11 : Cône de Coulomb en 3D	13
Fig I.12 : Régularisation de la loi de Coulomb	14
Fig I.13 : Loi de Norton-Hoff	14
Fig I.14 : Contact dynamique de deux corps.....	16
Fig I.15 : Toute l'énergie de frottement passe dans l'un des corps.....	16
Fig I.16 : valeurs du coefficient d'usure (a-b).....	18
Fig I.17 : Usure adhésive.....	20
Fig I.18 : Les quatre modes d'usure abrasive.....	21
Fig I.19: Usure abrasive	22
Fig I.20 : Compétitivité entre usure adhésive et corrosive.....	23
Fig I.21 : Usure par fatigue	23
Fig I.22 : Usure par oxydation	25
Fig I.23 : Aspect d'un profil d'usure.....	25
Fig I.24 : Différents modes de lubrification.....	26

Chapitre II

Théorie sur la géométrie du contact mécanique

Fig II.1.(a, b) : Les surfaces réelles et apparentes de contact	29
Fig II.2: Représentation de deux surfaces ou le contact réel est établi	30
au niveau des jonctions	30
Fig II.3 : Représentation du contact sphère-plan	31
Fig II.4 : Distribution de champ de pression.....	32
Fig II .5 : Schématisation d'un contact élastique – plastique	33
Fig II.6 : Représente un contact mécanique.....	34
Fig II.7 : Représente les différentes aires de contact.	35
Fig II.8 : Définition de la rugosité.	37
Fig II.9 : Classement des irrégularités de surface.	38
Fig II.10 : Définition schématique de quelques paramètres de rugosité.....	39
Fig II.11.a : Visualisation du paramètre RSK.....	40
Fig II.11.b : courbe de portance	40
Fig II .12 : Exemple de rugosité tridimensionnelle.....	41
Fig II.13 : Représentation des critères de rugosité après usure.....	41
Fig II.14 : Influence de la rugosité de l'antagoniste(metal) sur le comportement d'un thermoplastique.....	42
Fig II.15 : Evolution du taux d'usure volumique en fonction de la charge.	44
Fig II.16 : Effet de la pression de contact ; a : Nitralloy, b : carbure de chrome.....	45
Fig II.17 : Variation du coefficient de frottement en fonction de la vitesse	45
Fig II.18 : coefficient de frottement de deux surfaces rugueuses et lisses.....	46
Fig II.19 : Schéma d'un contact lubrifié.	47
Fig II.20 : formation des couches d'oxydes Sur la surface du fer à 625 °C	49
Fig II.21 : Effet de la température acier de nitruration	49
Fig II.22 : Influence du courant électrique sur le frottement	50
Fig II.23 : Influence de la polarité sur le frottement.....	50

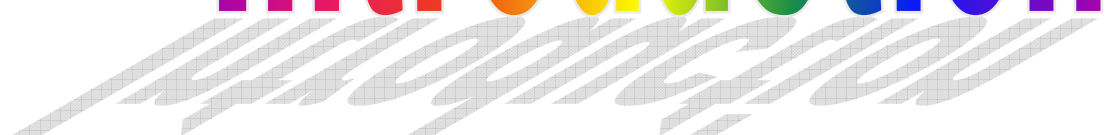
Chapitre III

Frottement et usure de contact entre Segments-cylindre

Fig III.1 : position des répliques et des mesures de rugosités dans un cylindre.	54
--	----

Fig III.2 : photos au MP des répliques des cylindres.....	55
Fig III.3 : réplique dans un cylindre.	56
Fig III.4 : morphologie de la surface des cylindres.	56
Fig III.5 : morphologie de surface des segments en PC46.	58
Fig III.6 : hypothèse sur les effets de l'usinage.....	58
Fig III.7 : Fonctionnement du segment.....	59
Fig III.8.(A.B) : type de jonction.....	61
Fig III.9 : Transfert adhésif entre segment et gorge de piston de moteur (X1000)	62
Fig III. 10 : Mécanisme de l'usure adhésive.....	62
Fig III.11.(A, B et C) : Aspects des détériorations adhésives	64
Fig III.12 : dissipation par frottement au niveau d'un segment.....	70
Fig III.13 : Dissipation par frottement au niveau de la jupe du piston	72

Introduction



Introduction générale

Nous savons que le but essentiel de la tribologie est l'optimisation de la durée de vie des couples dynamiques, par un choix judicieux des matériaux mis en jeu dans un tribocontact. De plus, si le contact se trouve dans/ou proche d'un environnement sec ou humide, en tenant compte de son influence.

La tribologie des matériaux prend une extension considérable. Cette extension a pour cause principale les conditions de fonctionnements toujours plus sévères imposés aux mécanismes et par conséquent à leurs matériaux constitutifs. Ces conditions provoquent des usures de surfaces, grippage, échauffement qui est du à l'énergie absorbée et transformée en chaleur, les diminutions du rendement ; car une partie de l'énergie reçue dans les machines est utilisée pour vaincre le frottement. Par exemple 20% de la puissance d'un moteur de voiture et ainsi perdu.

Le processus de frottement fait intervenir en même temps les problèmes de volumes et de surface complexes. Cette complexité explique le manque d'une théorie globale qui permet de résoudre simultanément les deux types de problème. Dans le domaine de la tribologie, l'usure est une des conséquences du frottement. Elle correspond à une perte d'usage par suite de déformations plastiques, de fracturations, ou d'un enlèvement de matière d'un ou des corps en glissement.

Les différentes parties de cette mémoire tentent de répondre tant aux objectifs de développement de l'approche phénoménologique de l'usure de contact segment-cylindre dans un moteur a combustion interne.

Le travail présenté dans ce mémoire contribué à l'étude de comportement en frottement, usure de contact entre segments-cylindre dans un MCI. Il est structure comme suite :

- Le premier chapitre présente des généralités sur le frottement, l'usure et la lubrification.
- Le deuxième chapitre, nous décrivons des rappels sur la géométrie du contact mécanique.
- Le troisième chapitre est consiste le frottement et l'usure de contact entre segments-cylindre.

CHAPITRE I:

Généralités sur le frottement, l'usure

Calculs du frottement, usure

CHAPITRE I

CHAPITRE I

Généralités sur le frottement, l'usure et la lubrification

I.1 Frottement

I.1.1 Introduction

Il existe un nombre considérable des paramètres qui président au comportement des surfaces frottantes. La plupart de ces paramètres peuvent interagir fortement et leur influence est régie par des lois non linéaires, de sorte qu'aucune théorie général n'est à même de prendre en compte et de décrire l'extrême diversité des situations possibles [1].

Tableau (I-1) : Principaux paramètres à prendre en compte dans une situation trilogique

Mouvement des pièces	- Roulement ou glissement - Amplitude des déplacements - Mouvement continu ou discontinu
Forme des pièces Géométrie De contact	- Contact ouvert ou fermé - Contact surfacique ou hertzien - Jeux de fonctionnement
Matériaux constituants Les pièces	- Caractéristiques mécaniques - Structure - Propriétés physiques - Composition - Affectation aux deux corps
Topographie	- Rugosités - Rupture
Sollicitations	- Charge ou pression de contact - Vitesse de glissement - Durée de fonctionnement - Propreté
Lubrifiant	- Viscosité - Tension superficielle - Composition

I.1.2 Définition

Le frottement peut être défini comme la résistance tangentielle à l'interface commune entre deux corps lorsque, sous l'action d'une force externe, un corps se déplace ou tend à se déplacer relativement à la surface de l'autre.

Le frottement est aussi défini comme la résistance au mouvement qui existe lorsqu'un objet solide est déplacé tangentiellement par rapport à la surface d'un autre qu'il touche, ou lorsque l'on essaie de provoquer un autre déplacement.

En frottement métal / métal, et avec ou sans lubrification, les alignements d'aspérités provenant du mode d'usinage des pièces (tournage, fraisage, rectification) doivent être, perpendiculaires au sens du mouvement. Toutes autres choses égales par ailleurs, cette configuration réduit les risques de grippage et conduit au plus bas coefficient de frottement.

I.1.3 Surface

En Tribologie, la surface ne se limite pas uniquement à la notion d'aire d'appui des corps, mais concerne plus généralement les éléments du contact qui jouent un rôle sur le frottement, c'est-à-dire sur les contraintes mécaniques, les températures, le comportement du troisième corps (lubrifiant, débris d'usure ...), ces éléments sont les propriétés mécaniques, physiques et chimiques des matériaux en présence, les caractéristiques géométriques incluant, par extension, la forme des pièces. [2]

I.1.4 Divers types de frottement

Selon le cas de contact qui existe entre deux solides ou bien entre un solide et un fluide, on peut définir le type de la force de frottement qui peut être dans le premier cas [deux solides] un glissement, un roulement ou un pivotement, alors que dans le dernier cas [solide - fluide] c'est celui d'un frottement fluide.

a) - Frottement de glissement

Lorsqu'on déplace un corps solide sur un autre corps solide sans le faire rouler, le frottement résultant est celui de glissement, ce dernier type est le plus fréquent.

Comme exemples de contacts produisant un frottement de glissement, on peut citer les cas suivants : un piston glissant dans un cylindre, un arbre tournant à sec dans un palier. L'opération de faire glisser un corps reposant par une surface sur un plan horizontal nécessite l'application d'une force horizontale F .

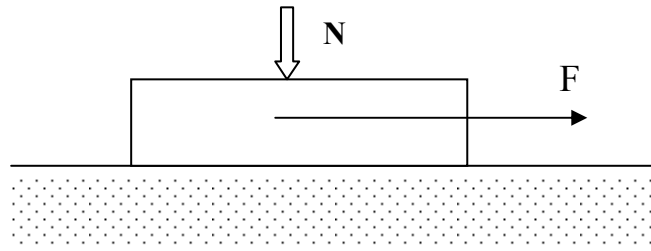


Fig I.1 : Glissement d'un corps solide sur un autre.

La force exercée horizontalement F présente un certain nombre de propriétés qui sont données par expérience.

- Elle est indépendante de la vitesse de déplacement du corps.
- Elle est indépendante de la surface de contact, c'est pour quoi lorsque on fait glisser un parallélépipède sur une surface petite ou grande, la force nécessaire sera toujours la même.
- Elle est proportionnelle à la charge N que support le corps.

$$F = \mu N \quad (\text{I. 1})$$

μ : S'appelle coefficient de frottement de glissement qui dépend que de la nature et de l'état de surface de contact.

b)- Frottement de roulement

Le frottement de roulement se produit lorsqu'un cylindre ou une sphère roule sur une surface plane ou moins courbée. On note que ce type de frottement peut être rencontré dans les roulements à billes ou à rouleaux.

On constate que pour vaincre le frottement de roulement, il est nécessaire de développer moins de force que vaincre le frottement de glissement [8].

Pour faire rouler une sphère, il est nécessaire d'appliquer au centre de cette dernière qui supporte une charge N une force F parallèle au plan sur laquelle repose. La charge N et la force F dépendant l'un de l'autre [8].

c)- Frottement de pivotement

Lorsqu'une surface oscille tourne en reposant par le même point sur une autre surface, le résultat est un frottement de pivotement. Prenons comme exemple le cas de mouvement d'une toupie.

Théoriquement, dans le cas d'un frottement de pivotement, le contact entre les deux surfaces devrait être ponctuel, est en fait constitué par une certaine surface plus au moins importante selon la charge et l'élasticité des matériaux en présence.

d)- Frottement fluide

Si on déplace un corps par rapport à l'autre et lorsqu'on introduit un fluide entre ces deux corps solides, le film lubrifiant formé, se partage en plusieurs couches.

La résistance du fluide à cette action de partage, la tendance que les différentes couches de lubrifiant ont à coller les unes aux autres est appelée frottement fluide.

I.1.5 Les différents types de frottement

Lorsqu'une pièce A en contact avec une pièce B (effort de contact F) se déplace par rapport à B, il apparaît une force F_f qui s'oppose au déplacement de A et qui a pour intensité [4].

$$F_f = f \cdot F \quad (I.2)$$

f : Coefficient de frottement.

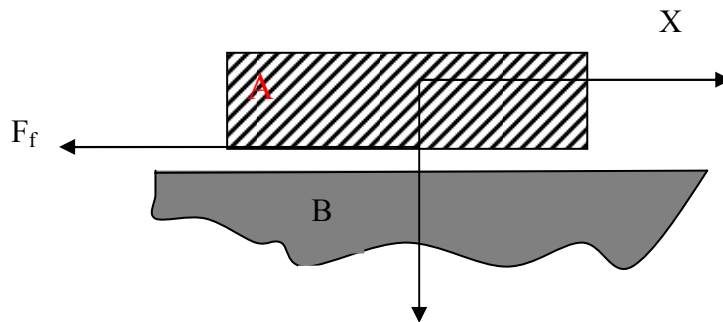


Fig I.2 : Force de frottement.

I.1.5.1 Frottement statique et dynamique

Soit un solide placé sur un support horizontal, et appliqué avec une force F_z , on appelle F_{xs} , la force tangentielle seuil nécessaire à la mise en glissement de ce solide sur le support, et F_{xd} , la force requise pour maintenir le solide en mouvement.

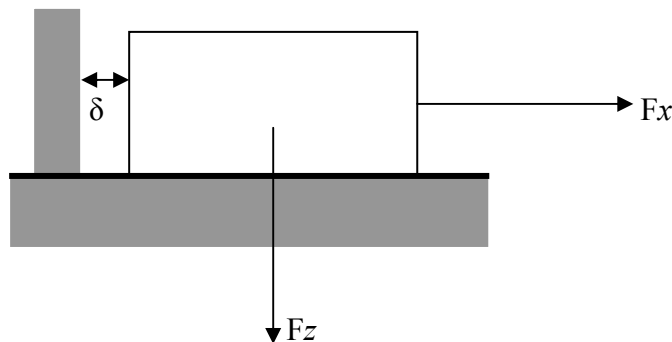


Fig I.3 : Un solide est appliqué sur un plan avec une force

Constant F_z , on exerce une force tangentielle F_x croissant. La force seuil, qui permet de détecter le premier déplacement irréversible δ , définit le coefficient de frottement statique μ_s .

On définit alors deux coefficients :

$$\mu_s = \frac{F_{xs}}{F_z} \quad \text{et} \quad \mu_d = \frac{F_{xd}}{F_z} \quad (I.3)$$

Appelés respectivement coefficient de frottement statique et coefficient de frottement dynamique, et qui vérifient les points suivants [3]:

- Ils sont, en général, indépendants de la charge normale et de l'aire apparente de contact entre les solides, ce qui n'est pas vrai pour le contact adhésif.
- En général, pour un contact à sec, μ_d est inférieur à μ_s .

a- Frottement sec

Le coefficient de frottement dépend de la nature des matériaux, de l'état de surface et de la dureté des matériaux en contact. Ce type de frottement est dangereux car il dégage beaucoup d'énergie et l'augmentation de température au contact peut amener certains points d'un des deux matériaux à leur température de fusion et conduire à une soudure des deux pièces. On dit qu'il y a « grippage » [4].

Exemples de coefficient de frottement :

- . Acier sur Acier : 0.1 à 0.3
- . Acier sur Bronze ou sur Fonte grise : 0.16 à 0.2.

b- Frottement onctueux (également appelé lubrifiant limite)

Pour améliorer le glissement entre deux pièces, on a souvent recours à une lubrification. Les coefficients de frottement sont alors plus faibles avec par exemple, acier sur acier lubrifié : 0.04 à 0.12 [4].

c- frottement hydrodynamique

Dans le cas où les pièces en mouvement ont :

- Des bons états de surface.
- Un jeu modéré entre les pièces.
- Une vitesse de rotation élevée.
- Un lubrifiant pas trop fluide.
- Un débit de lubrifiant très abondant.

On constate que les surfaces se séparent légèrement sous l'action de l'huile qui se met sous pression : c'est le phénomène du « coin d'huile ». Ce phénomène s'explique en remarquant que l'arbre entraîne l'huile le long de sa périphérie : lorsque l'espace entre l'arbre et l'alésage se réduit, l'huile cherche à passer et de ce fait agit à la manière d'un coin, sans

avoir le temps de revenir en arrière si la vitesse de rotation est assez élevée. Le coefficient de frottement devient très faible, il prend couramment des valeurs voisines de 0.002 à 0.005 ce qui explique par la suppression du contact métal sur métal.

d- Frottement élasto-hydrodynamique

Dans certains cas (contacts came/ poussoir ou came/culbuteur) l'effet combiné de la pression sur le lubrifiant et des déformations élastiques des surfaces, produit entre celles-ci la formation d'un film mince de lubrifiant (quelques dixièmes de micro). C'est le régime élasto-hydrodynamique qui est régi en particulier par la théorie des déformations de Hertz [4].

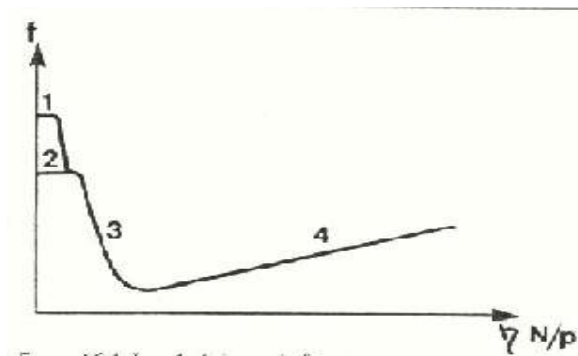


Fig I.4 : Les quatre régimes de frottement.

f : Coefficient de frottement

η : Viscosité du lubrifiant en [Pa .S]

N : Régime de rotation en [tr/min]

P : Pression

$$P = F / (L.D)$$

- 1- Fonctionnement avec rupture de film onctueux.
- 2- Régime onctueux.
- 3- Régime mixte (hydrodynamique + onctueux).
- 4- Régime hydrodynamique.

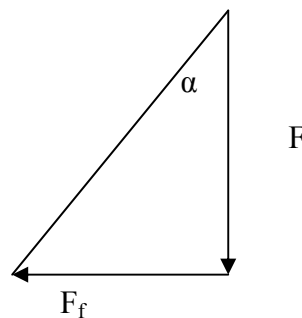


Fig I.5 : Définition du coefficient de frottement.

I.1.6 La théorie de frottement

I.1.6.1 Formulation

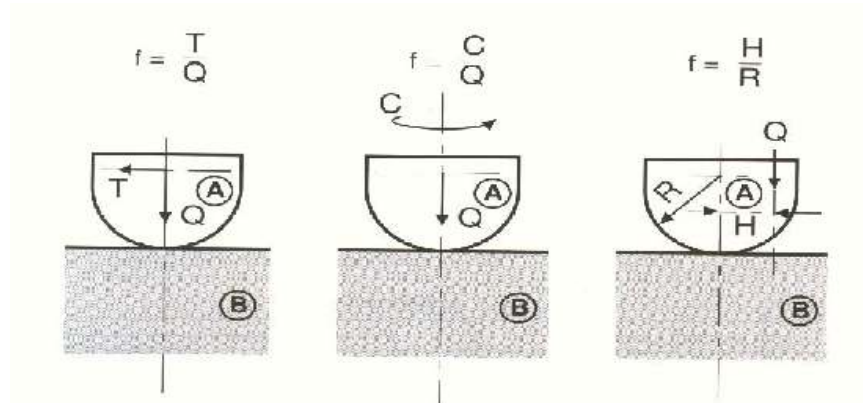


Fig I.6 : Coefficient de frottement glissement, pivotement, roulement.

Soient deux corps A et B appuyant l'un sur l'autre avec une force Q , et se mouvant l'un par rapport à l'autre en restant en contact [2].

- Le cas le plus général est celui du « frottement de glissement » si on désigne par T , la force tangentielle parallèle au plan tangent commun à A et B ; le coefficient de frottement de glissement f , est un nombre sans dimension.

$$f = \frac{T}{Q} \quad (I.4)$$

- Lorsqu'il s'agit de « frottement de pivotement », c'est-à-dire lorsqu'il existe un point de A qui coïncide pendant tout le mouvement avec un point de B le mouvement s'obtient en exerçant un couple C : le coefficient de pivotement f est alors homogène à une longueur :

$$f = \frac{C}{Q} \quad (I.5)$$

- Lorsqu'il s'agit d'un « frottement de roulement » c'est-à-dire lorsqu'il un point ou une ligne de contact de A et de B joue le rôle de centre instantané de rotation, le mouvement peut s'obtenir en déplaçant la direction de la force Q parallèlement à elle-même d'une longueur H le coefficient de frottement de roulement f est un nombre sans dimension ;

$$f = \frac{H}{R} \quad (I.6)$$

R : Rayon de courbure de A

I.1.6.2 Coefficient de frottement

Le frottement est un phénomène évident qui n'a pas encore dévoilé tous ses secrets. En 1699 deux lois fondamentales ont été proposées par AMONTON à l'académie royale des sciences, la première est que le frottement est indépendant de la surface de contact, et le

deuxième est que le frottement est proportionnel à la charge qui se trouve au dessus de la surface de contact.

Les hypothèses d'AMONTONS sont expérimentés par COULOMB en 1871, c'est pourquoi on appelé la loi de COULOMB ; la loi fondamentale du frottement sec lubrifiée [7].

$$\mu = \frac{F}{N} \quad (I.7)$$

Ou :

μ : Coefficient de frottement.

F : Force nécessaire pour vaincre le frottement.

N : Charge normale au plan de contact de surface.

1.1.6.3 Coefficient de frottement des surfaces lubrifiées loi de PETROFF

Le coefficient de frottement est :

$$\mu = 2 \pi^2 \eta \frac{\eta R}{WC} \quad (I.8)$$

η : Viscosité de l'huile à la température de frottement.

η : Vitesse de l'arbre en tours par unité de temps.

W : Charge de l'arbre en tours par unité de surfaces.

R : Rayon de coussinet.

C : Jeu radial.

Les ordres de grandeur du coefficient de frottement (glissement) sont présentés dans le tableau (I.2):

Tableau I.2 : Ordres de grandeur du coefficient de frottement.

Type de frottement	Ordre de grandeur de f
Frottement sur film gazeux	10^{-4}
Roulement (billes - aiguilles)	10^{-3}
Lubrification hydrodynamique	10^{-3} à 10^{-2}
Lubrification à la graisse	10^{-2}
Frottement à sec ;	10^{-1}
- matériaux de freinage	$\approx 5.10^{-1}$
- matériaux autolubrifiants à base de lubrifiants solides	$< 1.10^{-1}$
- lubrifiants solides les plus performants	$\approx 5.10^{-2}$

I.1.6.4 Evolution du coefficient de frottement

Au cours du fonctionnement d'un mécanisme, ces types de frottement successivement [4] :

- Au démarrage, le frottement à lieu à sec.
- Lorsque la lubrification est réalisée par un débit d'huile faible ou quand la vitesse est lente, le frottement est onctueux.
- Si toutes les conditions précédemment énoncées sont simultanément réalisées, il y a frottement hydrodynamique.

I.1.6.5 Importance du coefficient de frottement

Le coefficient de frottement est l'expression directe de l'énergie dépensée qui se dissipe sous forme de chaleur. Cette énergie est proportionnelle aux trois facteurs Q , V , f correspondant respectivement à la charge, à la vitesse et au coefficient de frottement [1].

Le réseau de contraintes mécaniques superficielles évolue dangereusement avec l'accroissement du coefficient de frottement. Sauf cas particuliers de l'utilisation positive du frottement, par exemple pour accroître les caractéristiques d'adhérence entre deux corps (mécanismes d'entraînement, assemblages freinés...) ou pour absorber de l'énergie (freinage), on cherchera donc à abaisser le plus possible le coefficient de frottement.

Les fluctuations du coefficient de frottement peuvent être à l'origine d'instabilités de comportement agissant sur la précision des mouvements, la génération de vibration et de bruit. Tel est le cas notamment des certains phénomènes de broutage ou « stick-slip », qui se manifestent plus particulièrement dans les situations où des vitesses de déplacement sont faibles ou très faibles et la « rigidité » mécanique du contact insuffisante : déformation élastiques des composants, utilisation de matériaux viscoélastiques (par exemple frottement élastomère, métal). La maîtrise du coefficient de frottement est un critère déterminant pour la fiabilité et la sécurité de fonctionnement de certains composants tels que les assemblages freinés, vissés, ainsi le rôle de certains traitements de surfaces est-il principalement dévolu au contrôle des couples de serrage sur les éléments de visserie, de boulonnerie.....etc.

I.1.7 Modèles et lois de frottement

I.1.7.1 Modèles de frottement

La résistance au glissement a pour origine les interactions entre les aspérités où se produisent des phénomènes de dissipation d'énergie pendant les différents stades de la formation et de la séparation des microcontacts [6].

Les modèles de frottement partent du principe que la force de frottement macroscopique est la somme de toutes les forces de frottement microscopiques agissant individuellement sur

ces microcontacts, ce qui nécessite plusieurs approximations, compte tenu de l'insuffisance des données sur les propriétés de surface des solides.

A l'échelle de la micro géométrie des contacts, le glissement peut se diviser en trois stades principaux Figure (I.7), dans un premier stade, les microcontacts subissent successivement des déformations élastiques, puis plastiques accompagnées de l'interpénétration des aspérités ou, dans le deuxième stade, vont se développer des liaisons adhésives, dans le troisième stade, se produit le cisaillement des jonctions, suivi par une détente élastique de l'aspérité.

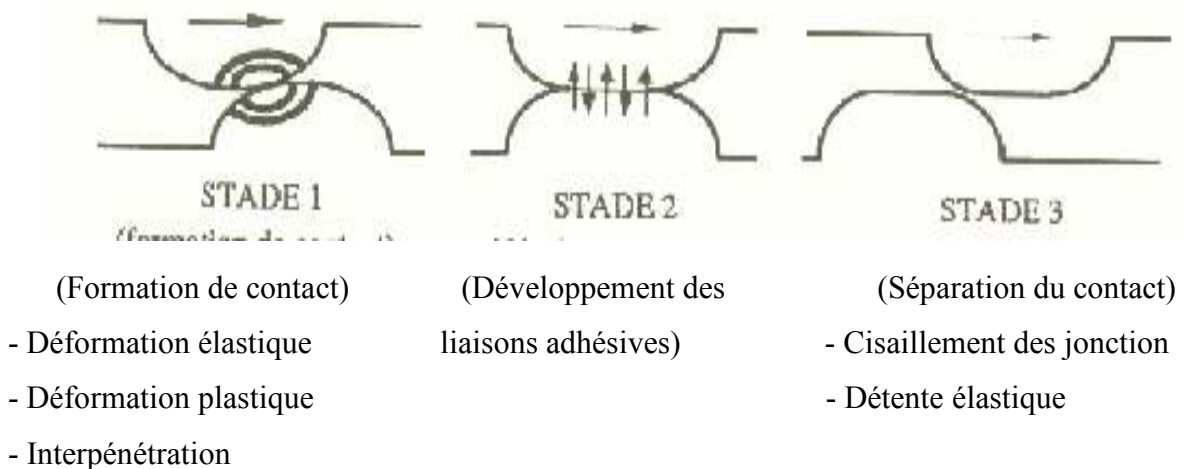


Fig I.7 : Représentation schématique d'un glissement élémentaire sur une aspérité.

Ces différentes contributions au frottement résultent de deux mécanismes principaux : mécanismes de déformation (élastique, plastique) et mécanismes d'adhésion. Bien qu'en général ces mécanismes ne soient pas indépendants, dans certains cas un processus peut s'avérer prépondérant, les autres pouvant être négligés en première approximation. Nous allons considérer les deux cas simples d'une interaction géométrique puis de l'adhésion de deux aspérités.

I.1.7.2 Lois de frottement

Les phénomènes physiques à faire apparaître dans une loi de frottement sont l'existence d'un seuil d'effort en dessous duquel aucun glissement n'est possible et une éventuelle dépendance de ce seuil à l'intensité des efforts normaux. Par ailleurs le déplacement de glissement semble irréversible ce qui pousse à imaginer, pour les lois de frottement, des relations entre les forces de frottement et la vitesse de glissement [26].

Bien évidemment, ces lois ne doivent intervenir que lorsqu'il n'y a pas de décollement sur la zone de contact.

Pour définir les lois de frottement, on définit le glissement et la vitesse de glissement par :

$$[\vec{u}_t] = (\vec{u}_2 - \vec{u}_1) - ((\vec{u}_2 - \vec{u}_1) \cdot \vec{n})\vec{n} \quad (I.9)$$

$$[\vec{\dot{u}}_t] = \frac{\partial [\vec{u}_t]}{\partial t} \quad (I.10)$$

A- Loi de Tresca

La plus simple (en apparence) des lois de frottement est la loi de Tresca qui s'écrit de la manière suivante :

$$\left| \begin{array}{ll} \text{Si } \|\vec{F}_t\| < g & \text{alors } [\vec{u}_t] = 0 \quad (\text{Adhérence}) \\ \text{Si } \|\vec{F}_t\| = g & \text{alors } \exists \lambda > 0 \text{ tel que } [\vec{u}_t] = \lambda \vec{F}_t \quad (\text{Glissement}) \end{array} \right.$$

Où :

g : Un seuil de d'adhérence/glissement fixe a priori. Le graphe de cette loi est tracé sur la figure (I.8), en posant :

$$[\vec{\dot{u}}_t] = [\dot{u}_t] \frac{[\vec{u}_t]}{\|[\vec{u}_t]\|} \quad \text{et} \quad \vec{F}_t = F_t \frac{\vec{F}_t}{\|\vec{F}_t\|} \quad (I.11)$$

B- Loi de Coulomb

Pour décrire la dépendance de ce seuil à l'intensité des efforts normaux. On utilise une loi de Tresca dont le seuil g est proportionnel à l'effort normal. C'est la loi de Coulomb (1785) :

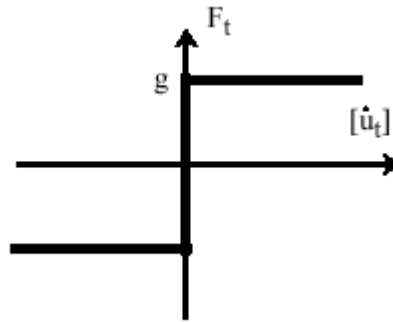
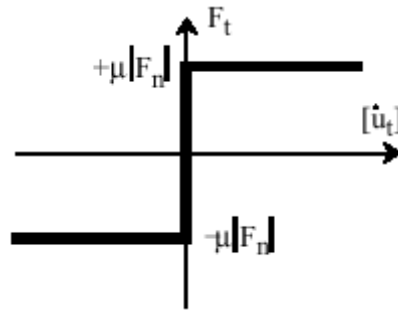


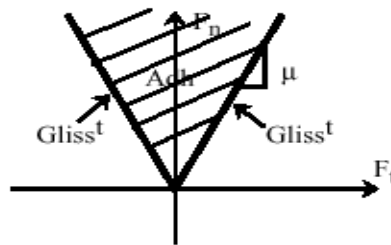
Fig I.8 : Loi de Tresca .

$$\left| \begin{array}{ll} \text{Si } \|\vec{F}_t\| < \mu |F_n| & \text{alors } [\vec{u}_t] = 0 \quad (\text{Adhérence}) \\ \text{Si } \|\vec{F}_t\| = \mu |F_n| & \text{alors } \exists \lambda > 0 \text{ tel que } [\vec{u}_t] = \lambda \vec{F}_t \quad (\text{Glissement}) \end{array} \right.$$

Où μ est le coefficient de frottement qui dépend des matériaux en présence et des états de surface. Le graphe de cette loi est tracé sur la figure (I.9).

**Fig I.9 :** Loi de Coulomb.

On peut tracer le lieu géométrique de l'extrémité du vecteur force de contact sous forme d'un cône, en 2D figure (I.10) ou en 3D figure (I.11). On l'appelle cône de Coulomb. L'enveloppe de ce cône est la surface seuil du glissement dont la définition et l'utilisation est à rapprocher de la définition de la surface seuil en plasticité.

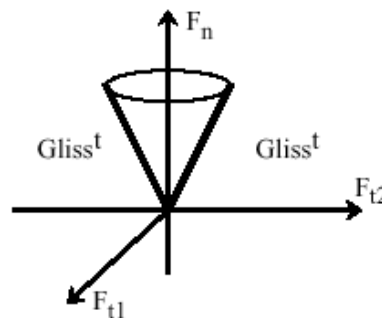
**Fig I.10 :** Cône de Coulomb en 2D.

Il est possible de définir du frottement anisotrope, c'est-à-dire que le coefficient de frottement dépend de la direction de glissement. Une forme simple de frottement anisotrope est celle qui donne au cône de Coulomb une section elliptique.

Les inconvénients majeurs de la loi de Coulomb sont :

- L'absence de relation biunivoque entre les forces de frottement et la vitesse de glissement.
- Le caractère non- différentiable de la loi.
- Le changement brutal de comportement au passage adhérence/glissement.

Ces inconvénients sont les mêmes que ceux d'une loi de plasticité parfaite, par exemple.

**Fig I.11 :** Cône de Coulomb en 3D.

C- Lois de Coulomb régularisées

Pour palier à ce défaut de la loi de Coulomb, on utilise souvent des lois régularisées qui sont plus douces. La plus couramment rencontrée est celle dont le graphe est tracé sur la figure (I.12).

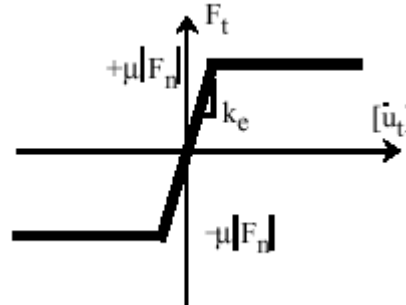


Fig I.12 : Régularisation de la loi de Coulomb.

Elle autorise un glissement élastique réversible paramétré par une raideur élastique K_e . Cette raideur, justifiée par certains par une élasticité des aspérités de la zone de contact, est difficile à évaluer. Elle prend souvent une valeur très grande de manière à être proche de la loi de Coulomb. Mais, si K_e est trop grand, des problèmes numériques de conditionnement apparaissent.

Cette loi de Coulomb régularisée garde quand même une relation non biunivoque entre efforts et vitesses lorsqu'il y a glissement irréversible. C'est la loi de frottement par défaut d'ABAQUS, par exemple.

D- Autres lois

Une loi couramment utilisée est la loi de Norton-Hoff qui s'écrit :

$$\vec{F}_t = \mu |F_n| \cdot ||[\vec{u}_t]||^{(\rho-1)} [\vec{u}_t] \quad (\text{I.12})$$

Et dont le graphe est représenté sur la figure (I.13).

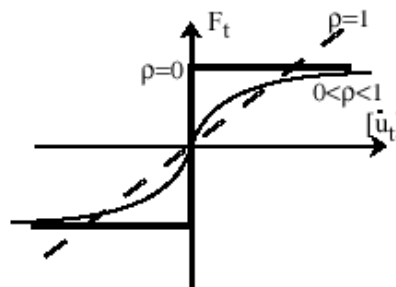


Fig I.13 : Loi de Norton-Hoff.

Dans le cas où $\rho = 0$, on retrouve la loi de Coulomb. Lorsque $0 < \rho < 1$, la loi donne une relation biunivoque entre les efforts tangentiels et la vitesse de glissement. Lorsque ρ est faible, elle reste proche de la loi de Coulomb.

E- Loi de Coulomb en quasi-statique

Dans le cas des problèmes statiques ou monotones quasi-statiques, la loi de Coulomb peut s'écrire comme une relation entre les forces de frottement et le déplacement de glissement :

$$\left\{ \begin{array}{ll} \text{Si } \|\vec{F}_t\| < \mu |F_n| & \text{alors } [\vec{u}_t] = 0 \quad (\text{Adhérence}) \\ \text{Si } \|\vec{F}_t\| = \mu |F_n| & \text{alors } \exists \lambda > 0 \text{ tel que } [\vec{u}_t] = \lambda \vec{F}_t \quad (\text{Glissement}) \end{array} \right.$$

En fait, la condition à assurer pour obtenir cette formulation est qu'en tout point de la zone de contact la variation des efforts soit monotone. Ainsi, si en aucun point il n'y a de décharge, les formulations en déplacement et en vitesse sont équivalentes. La difficulté est qu'une monotonie du chargement extérieur n'assure par forcément une monotonie des forces de contact.

Dans les cas où cette formulation s'applique, il est possible de construire une inéquation variationnelle du problème. Par contre, cette inéquation variationnelle contient des termes non-différentiables. Ainsi, il n'y a pas de théorème de minimum de l'énergie associé à cause de la présence du seuil de glissement dépendant de l'effort normal. Il n'est pas possible d'écrire une énergie uniquement en déplacement. Par contre, dans le cas de la loi de Tresca, où le seuil est fixé, il existe un théorème de l'énergie potentielle :

La solution $\bar{u}$ est telle que $\bar{u} \in K$ et minimise l'énergie potentielle :

$$\vec{v} \in K \longrightarrow E_c(\vec{v}) = \frac{1}{2}a(\vec{v}, \vec{v}) - l(\vec{v}) + j(\vec{v})$$

$$j(\vec{v}) = \int_{\Gamma} g \|[\vec{u}_t]\| dS$$

On voit aisément que, dans le cas où $g = \mu |F_n|$, l'énergie dépend de l'effort normal qui n'est pas mis en relation biunivoque avec le saut de déplacement normal. Par contre, dans le cas de lois de contact régularisées, cette relation biunivoque existe et une énergie de déformation dépendant uniquement du déplacement peut être écrite. C'est là un grand intérêt de ces lois régularisées.

I.1.8 L'énergie dissipée en frottement

[7]. Pour simplifier l'étude, le corps (1) est supposé immobile, et le corps (2) mobile,

ce dernier se déplace avec une vitesse U tangent à la surface de contact Figure (I.14).

(1) résiste au mouvement de (2) en exerçant à la surface une scission τ . La puissance dissipée sur un élément de surface d'unité vaut [7].

$$W_s = \tau \cdot U \quad (I.13)$$

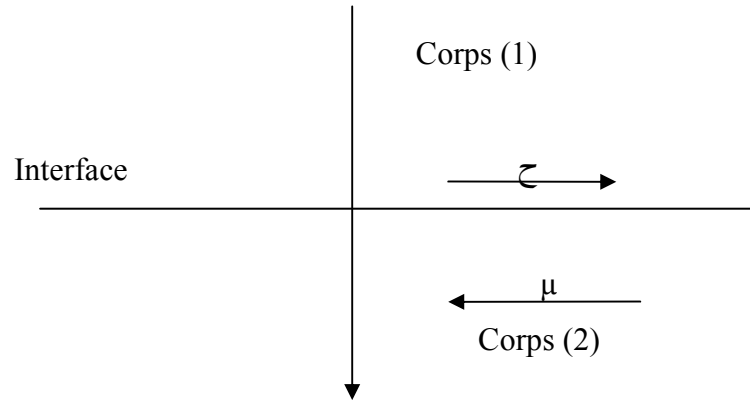


Fig I.14 : Contact dynamique de deux corps.

Les phénomènes de frottement n'intéressent souvent qu'une bande de matière de très faible épaisseur, située de part et d'autre de l'interface compte de l'échelle où nous déplaçons, nous négligerons la largeur de cette bande.

Dans le cas général, les flux de chaleur qui traversent ces matériaux ne sont alors plus égaux, la chaleur produite par le frottement se partage entre les deux milieux, il peut même arriver que toute la chaleur produite par frottement traverse un seul des milieux.

Tout se passe comme si l'interface dégage un flux de chaleur Φ tel que [7] :

$$\Phi = W_s = \tau \cdot U \quad (I.14)$$

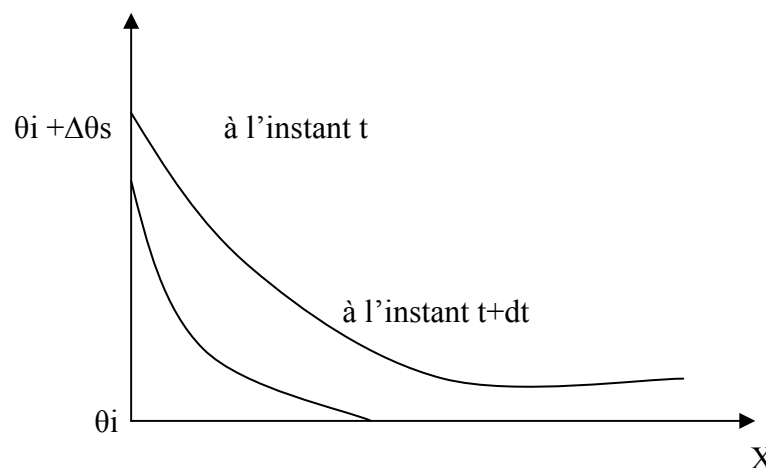


Fig I.15 : Toute l'énergie de frottement passe dans l'un des corps.

Les études sur le frottement concernent en général, l'aspect mécanique du phénomène, mais ne s'attachent pas à résoudre le problème de la résistance thermique de contact. Nous

pouvons étudier dans quelle mesure la vitesse de glissement entre les deux matériaux peut influencer sur cette résistance [7].

I.2 l'usure

Dans le domaine de la tribologie, l'usure est une des conséquences du frottement. Elle correspond à une perte d'usage par suite de déformations plastiques, de fracturations, ou d'un enlèvement de matière, d'un ou des corps en glissement [1].

Les causes possibles de l'usure sont extrêmement variées ; les différents types de phénomènes pouvant intervenir, séparément ou simultanément, appartiennent à deux groupes de facteurs :

- Effets du contact proprement dit ; interactions mécaniques, chimiques, métallurgiques, entre les deux corps en présence.
- Effets de l'environnement (atmosphère, lubrifiant)

La diversité des formes et causes possibles d'endommagement des surfaces explique l'étendue des moyens d'action à disposition, par exemple en termes de matériaux.

I.2.1 Lois d'usure

Dans de nombreuses situations industrielles, les utilisateurs et les concepteurs désirent disposer de lois d'usure afin de prédire le comportement et la durée de vie d'un système.

Cette question est très délicate car les lois permettant de décrire quantitativement l'usure sont très imprécises et peu faibles. Ces approches sont par ailleurs en général très fortement critiquées par les scientifiques qui peuvent mettre en avant de nombreux contre-exemple.

Malgré cela, il est utile de disposer de certaines lois que l'on sait être imprécises mais qui permettent néanmoins d'analyser des situations de façon très grossière [1].

Dans ce sens, Archard a établi une loi d'usure en considérant comme paramètres tribologiques la charge appliquée au contact Q , la dureté H , du corps auquel on s'intéresse et la distance parcourue D , le volume usé U est donnée par la relation :

$$U = K \frac{Q \cdot D}{H} \quad (\text{I.15})$$

Avec :

K : Coefficient d'usure.

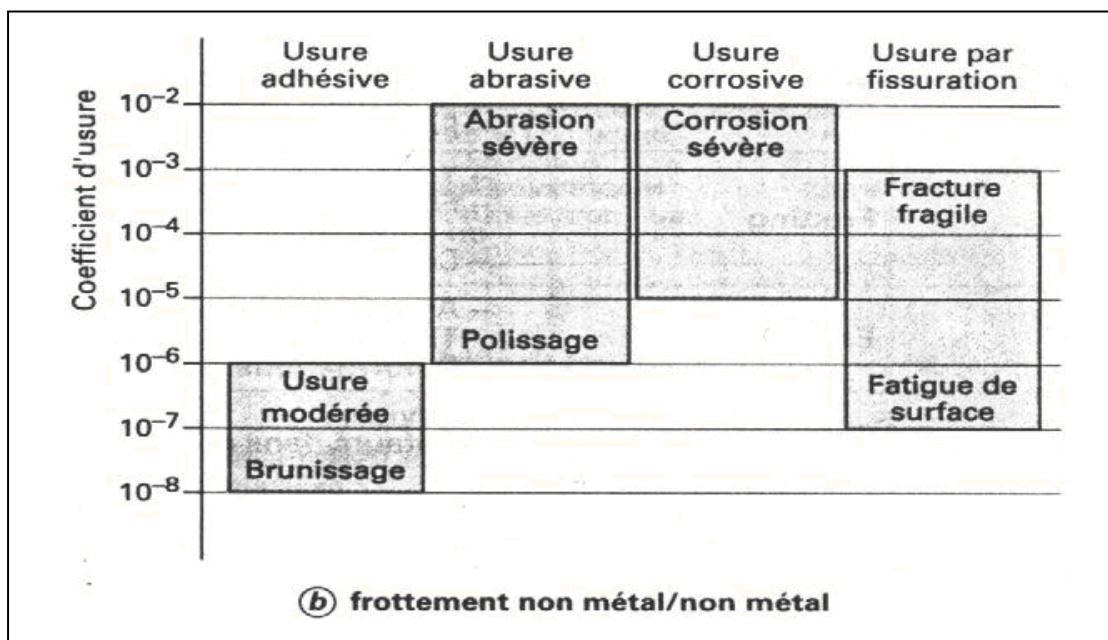
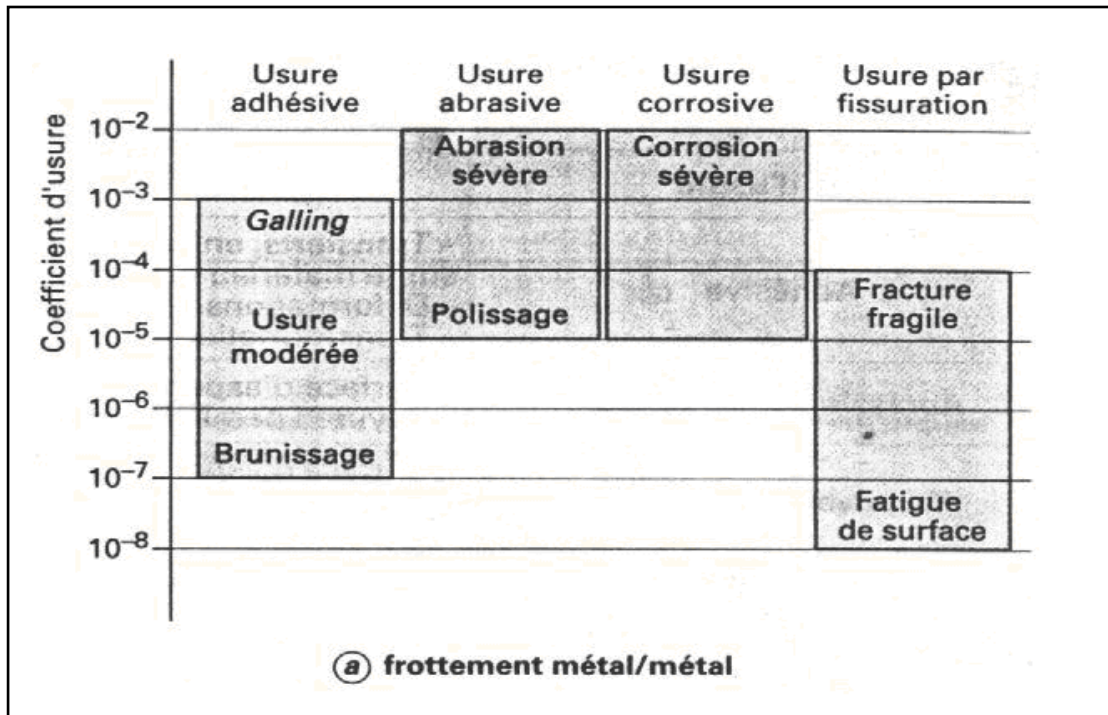


Fig I.16 : valeurs du coefficient d'usure (a-b).

Ce coefficient d'usure varie lui-même bien entendu avec les autres paramètres tribologiques comme la température, l'environnement, la nature des corps frottants, la vitesse de glissement, la charge normal.

Sa valeur est aussi reliée à la nature de l'usure, a titre de référence, on peut considérer la valeur indicative de coefficient d'usure des figures I.16 (a – b).

I.2.2 Formes d'usure

A partir des phénomènes élémentaires qui viennent d'être évoqués, de nombreux processus d'usure ont été établis qui peuvent être classés de différentes façons [2] :

I.2.2.1 Classification empirique

Cette classification s'appuie sur un constat plutôt global du comportement du système frottant : on définit alors [1] :

- L'usure douce ou ultradouce : le système s'use peu, les surfaces des corps restent lisses et la taille des particules émises ne dépasse pas quelques micromètres.
- L'usure sévère : la durée de vie du système est faible, les surfaces des corps sont profondément modifiées et les particules d'usure sont d'une taille pouvant dépasser 100 μm .
- L'usure catastrophique : la durée de vie est très réduite ; cette situation correspond le plus souvent à un grippage généralisé du système.

I.2.2.2 Classification technologique

Cette seconde classification s'appuie sur l'état de dégradation du système et sur le faciès (morphologie) des pièces usées [1]. On parle alors par exemple de :

- Grippage et micro grippage, dans le cas de blocage de mécanismes par soudure, de transfert d'un matériau sur l'autre.
- Pitting (ou piquage, écaillage), qui correspond à des pertes locales de matière sous forme d'écaillés. Cet endommagement est dû à un phénomène de fatigue du matériaux initié par les sollicitations répétitives exercées en cours de frottement, et conduisant à une propagation de fractures parallèles à la surface frottante.
- Fritting-corrosion ; type d'usure associé à des oscillations tangentielles de faible amplitude se produisant lors d'un contact quasistatique en présence d'un milieu corrosif.
- Polissage, qui correspond à une diminution importante de la rugosité initiale.

I.2.2.3 Classification scientifique

Cette dernière classification est basée sur la nature des phénomènes à l'origine des dégradations, les principaux types d'usure (usures liées au frottement) sont : [1]

- Usure adhésive.
- Usure abrasive à deux ou trois corps.
- Usure corrosive ou tribochimique.
- Usure par fissuration.

- Usure par fretting.

En distinguant ceux pouvant être initiés dans d'autres circonstances que le frottement proprement est :

- Usure par érosion.
- Usure par cavitation.

a)- Usure adhésive

Elle se manifeste par le transfert de matière de l'un des premiers corps sur le corps antagoniste et elle est susceptible d'aboutir au grippage du dispositif. L'usure adhésive résulte de la formation des micros jonctions entre les surfaces en contact et la création de micro rupture.

Adhésion

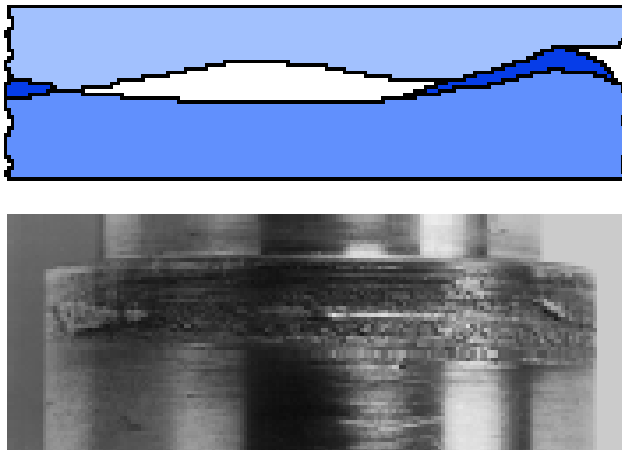


Fig I.17 : Usure adhésive.

b)- L'usure abrasive

L'usure abrasive est due au contact entre une particule et la surface d'un solide. Lors de son passage dans le contact, cette particule peut enlever de la matière selon quatre modes d'enlèvement de matière. Elle peut :

- Couper, si elle est suffisamment aiguisée.
- Repousser la matière en surface.
- Provoquer une fracture, si le solide est fragile.
- Enlever des grains, si le matériau est insuffisamment homogène.

Ces deux derniers modes se produisent plus rarement que les deux premiers.

La nature de l'usure abrasive est aussi déterminée par le mode d'acheminement des particules dans le contact [19].

- Si les particules sont fixées à l'une des deux surfaces, il s'agit d'abrasion à deux corps.
- Si les particules sont libres de rouler ou de glisser par rapport aux deux surfaces, on parle alors d'abrasion à trois corps.

L'usure abrasive est donnée par l'expression :

$$U_{\text{abrasive}} = K_g P C_f V_g \quad (\text{I.16})$$

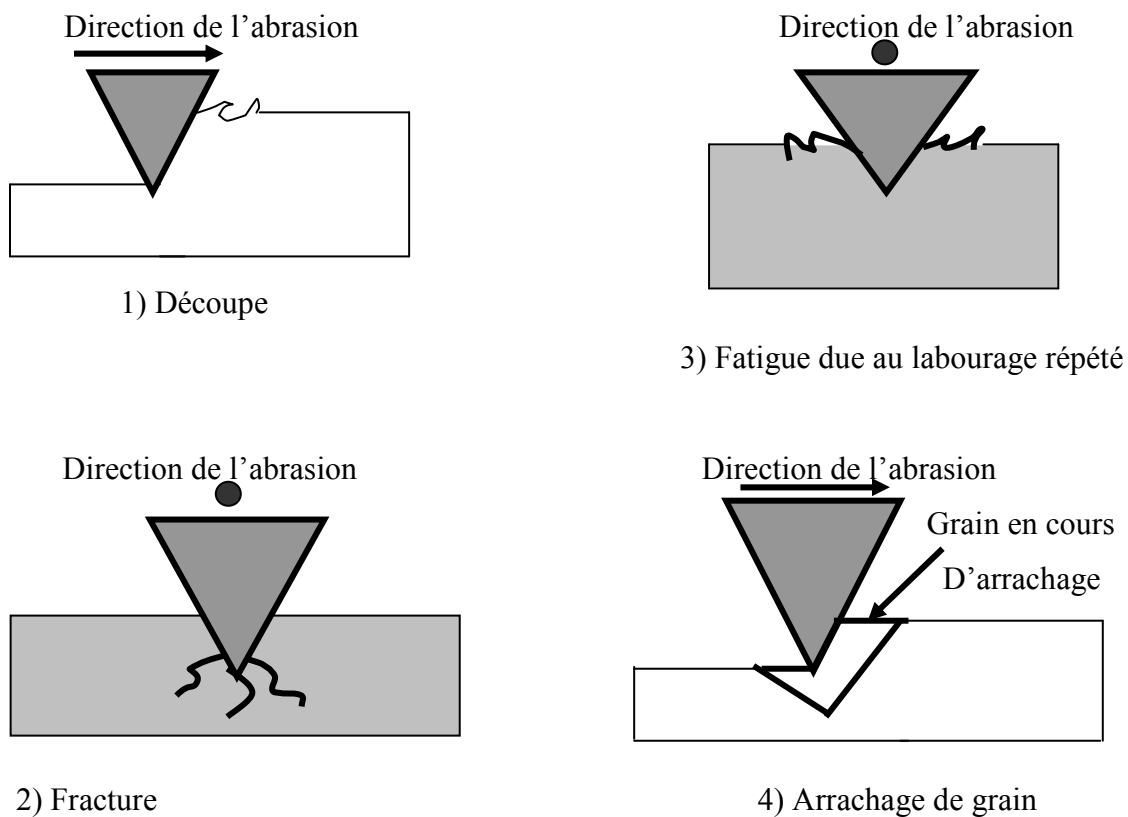


Fig I.18 : Les quatre modes d'usure abrasive.

Pour une cinématique donnée, il existe deux moyens de prolonger la durée de vie d'un contact vis-à-vis de l'usure par abrasion. Il faut soit diminuer la teneur en abrasif, soit en diminuer ses effets. L'efficacité d'un abrasif est liée à sa forme, à sa taille, et au rapport de sa dureté à celle du matériau abrasé.

Williams (1992) montrent que si la taille de l'abrasif est plus petite que celle du film d'huile, l'usure sera faible et aucune direction d'usure privilégiée n'apparaîtra. Si la taille des

particules abrasives est supérieure à celle du film, des stries apparaîtront dans la direction du glissement [20].

Dans le cas d'une abrasion à trois corps avec des particules dures, il est donc intéressant d'augmenter la durée de vie des surfaces à protéger. Cependant, si l'un des deux solides en contact est beaucoup plus mou que l'autre, les particules vont s'enchaîner sa surface (figure I.18) et l'abrasion à trois corps revient à une abrasion à deux corps. Seul le matériau dur va alors s'user, le matériau mou étant protégé par les particules dure.

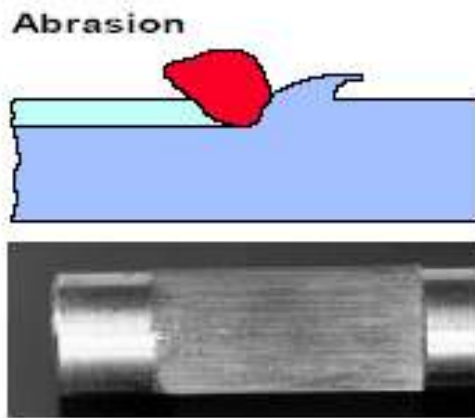


Fig I.19: Usure abrasive.

c) – L'usure corrosive

Cette forme d'usure intervient lorsque le frottement se produit dans un environnement réactif (atmosphère, lubrifiant....), pour les matériaux en présence. Dans ce cas l'usure peut être initiée ou accentuée par la réaction chimique entre l'environnement et les surfaces frottantes. Cette réaction, qui peut être créée ou activée par l'énergie dissipée en frottement dans l'interface, conduit à la formation d'une couche superficielle (film réactionnel) solide, non soluble dans l'environnement, de faible épaisseur, adhérente aux substrats, qui protège généralement les surfaces de l'usure adhésive.

L'usure se manifeste alors lorsque les sollicitations de frottement au contact conduisent à l'élimination des couches formées.

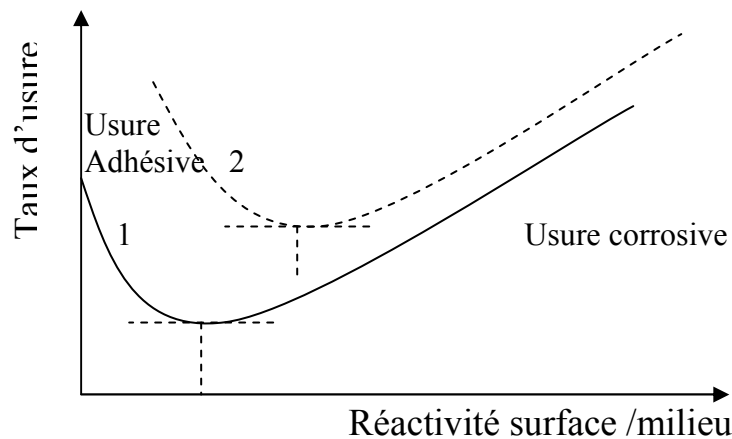


Fig I.20 : Compétitivité entre usure adhésive et corrosive.

La courbe 2 correspond à des conditions plus sévères que la courbe 1 (par exemple vitesse et / au pression et / au température plus élevées)

d)- Usure érosive

Elle correspond à une perte de matière par la surface d'un solide au contact d'un fluide en mouvement contenant des particules solides. Elle se manifeste sur les matériaux fragiles par des fissures et des éclats microscopiques et sur les métaux ductiles par des piqûres, rayures ou alors par polissage.

e)- Usure par fatigue

L'application sur les surfaces de contact de charges élevées soumises à des nombreuses fluctuations est responsable d'un endommagement par fatigue mécanique superficielle, se traduisant par l'apparition de fissure en surface se propageant dans le volume.

Fatigue de surface (Pitting)

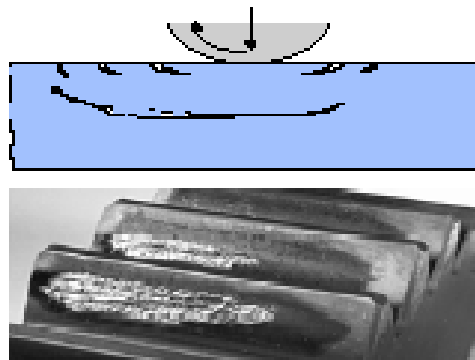


Fig I.21 : Usure par fatigue.

f)- Usure par oxydation

- **Identification des types d'usure par adhésion**

Il est généralement admis, que l'usure par adhésion peut être divisée en deux classes : L'usure sévère et l'usure douce. Ces deux types d'usure sont entièrement phénoménologiques [23], pour les distinguer, on se base sur les observations suivantes [6] :

La résistance électrique de contact, la composition et la taille des débris d'usure et enfin la topographie des surfaces usées.

- **La mesure de la résistance électrique de courant**

L'usure sévère est caractérisée par de faibles valeurs de la résistance électrique de contact, tandis que l'usure douce est marquée par des résistances de contact élevées.

- **Analyse des particules d'usure**

Pour une usure sévère, les débris contiennent beaucoup de métal et sont de dimensions supérieurs à $10\mu\text{m}$, par contre, si l'usure est douce, les particules sont constituées essentiellement d'oxydes obtenus par réactions chimiques avec le milieu ambiant, leurs diamètres étant compris entre $100\text{\AA}$ à $1\mu\text{m}$ [22].

- **Examens microscopiques des surfaces usées**

Lorsqu'il s'agit d'une usure sévère, les traces engendrées par frottement sont profondes, par conséquent, les surfaces sont rugueuses, alors que pour une usure douce, les surfaces frottées sont lisses, souvent plus lisses que leur finition initiale [23].

- **Mécanisme de l'usure par oxydation**

L'usure par oxydation est un mécanisme d'usure douce, elle découle de l'adsorption de l'oxygène sur les surfaces métalliques mises à nu lors du frottement et des réactions chimiques de cet oxygène avec le métal [24]. Le taux d'oxydation est ensuite contrôlé par la diffusion de l'oxygène dans les couches superficielles. Ainsi, les films d'oxyde se développent sur le plateau de contact à la température θ_o , l'usure se produit alors par écaillage de l'oxyde et émission de débris, soit quand la couche oxydée atteint une épaisseur critique ζ_c (1 à $3\mu\text{m}$)[21], soit lors du contact des aspérités.

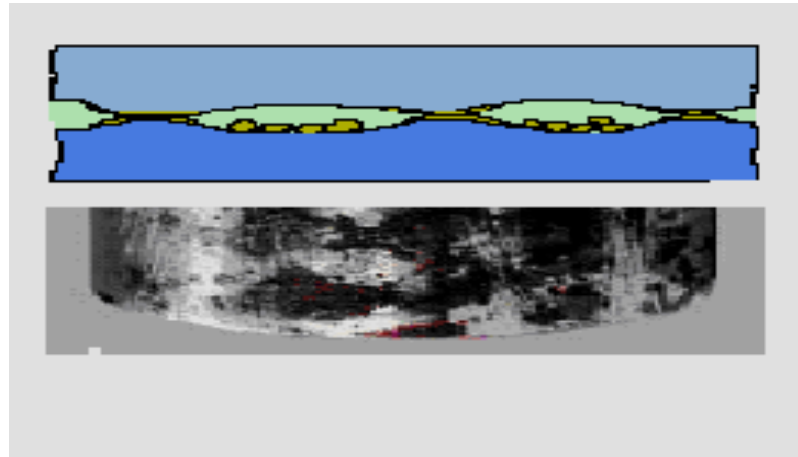


Fig I.22 : Usure par oxydation.

I.2.3 Evaluation de l'usure

Après l'essai de frottement, les différentes caractéristiques permettent de quantifier l'usure : largeur L_{US} , profondeur Z_{US} et aire d'usure S_{US} de la section de la piste d'usure sont déterminées avec un microfilomètre à palpeur. Avant chaque profilométrie, les échantillons sont nettoyés dans un bain ultrasonique d'éthanol afin d'éliminer les débris d'usure [21].

Le volume d'usure, V_{US} , équivaut au produit de l'aire d'usure, S_{US} , par le périmètre $2\pi R_p$ de la piste de frottement. Et le taux d'usure volumique, K_{US} , est déterminé en divisant, V_{US} , par la charge appliquée, F_N , et la distance totale de glissement, D_g :

$$K_{US} = \frac{2\pi R_p S_{US}}{F_N D_g} \quad (I.17)$$

Ou :

R_p : Est le rayon de giration de la piste, F_N la charge appliquée [N]

D_g : La distance totale de glissement [m].

Les caractéristiques d'usure L_{US} , Z_{US} et S_{US} sont relevées dans chaque enregistrement microprofilométrique figure (I.16).

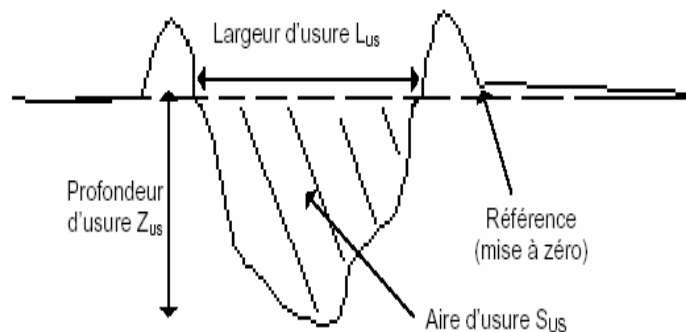


Fig I.23 : Aspect d'un profil d'usure.

I.3 Lubrification

I.3.1 Champ d'application

Le frottement lubrifié s'adresse à tous les contacts utilisant un film plus ou moins fluide entre les surfaces, qui peut être constitué [2]:

- D'un lubrifiant au sens propre du terme (huile, graisse), amené intentionnellement au contact
- D'un produit liquide ou visqueux constituant l'ambiance naturelle de fonctionnement du mécanisme. On citera comme exemple celui des pompes dans les quelles le fluide véhiculé (eau, alcool, carburant) peut être utilisé comme lubrifiant des principaux organes tels que paliers, butées, ...etc.

I.3.2 Les différents modes de lubrification

Selon les caractéristiques des contacts (géométrie, rugosité,), la nature du lubrifiant (viscosité, additifs....), les conditions de charge, vitesse..., différents régimes de lubrification sont susceptibles de s'établir Figure (I.24) [2].

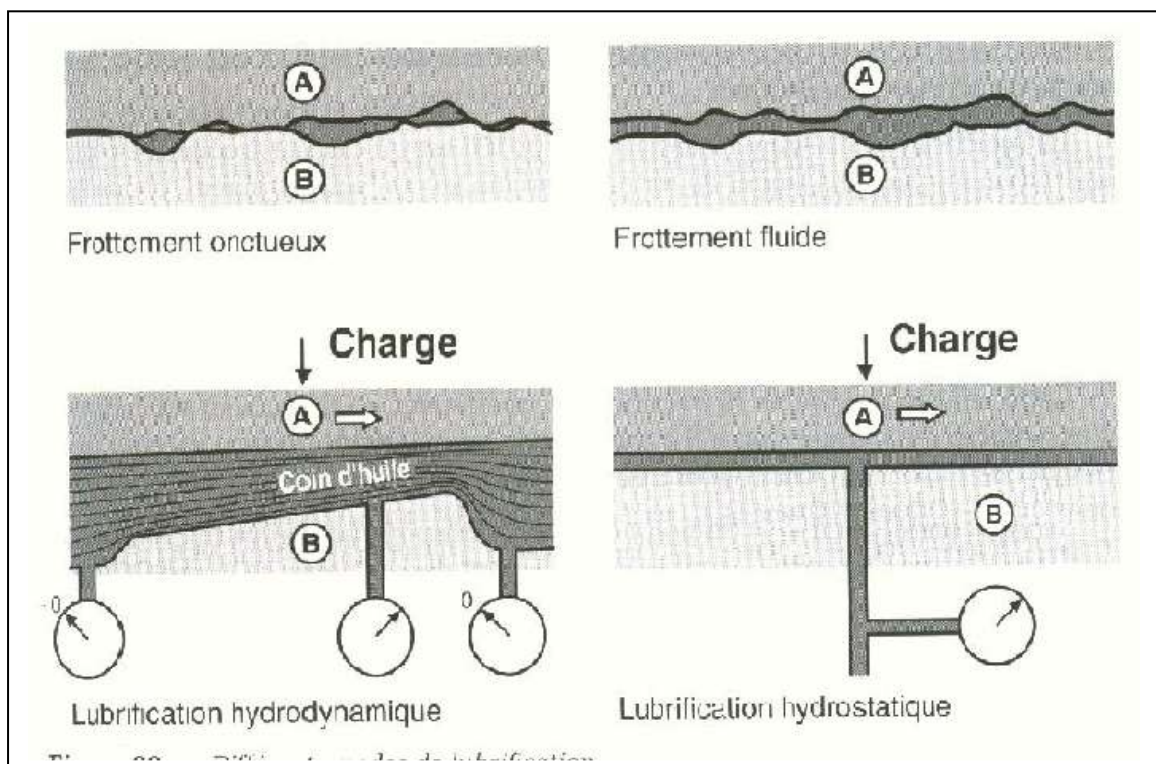


Fig I.24 : Différents modes de lubrification.

a). Le frottement onctueux (ou lubrification limite)

Correspond au cas où la séparation des surfaces n'est pas suffisante pour empêcher tout contact entre les solides [1].

b). Le frottement fluide

Intervient lorsque la pression dans le fluide est suffisante pour créer un effet de portance qui sépare complètement les corps et supprime par conséquent toute possibilité de contact ou d'un bridement entre aspérités [1].

c). Lubrifications hydrostatique et hydrodynamique

Peuvent coexister sur des systèmes dont la sécurité de fonctionnement nécessite une séparation complète des surfaces avant mise en mouvement [1].

d). Lubrification élasto-hydrodynamique

Est un cas particulier du régime hydrodynamique dans lequel de fortes pressions au contact entraînent d'une part des déformations locales significatives, d'autre part un accroissement important de la viscosité du lubrifiant, lié au coefficient de piézoviscosité [1].

e). Lubrification mixte

Correspond à une situation intermédiaire (ou à la transition), entre les régimes hydrodynamique et limite [1].

I.3.3 Fonctions essentielles des lubrifiants

- Réduire les pertes d'énergie par frottement (en diminuant le coefficient de frottement).
- Réduire l'usure des organes frottants en les séparant par un film de lubrifiant, partout où cela est possible. Ou en interposant, dans les zones de contact inévitables, un film d'un matériau dont la résistance au cisaillement est plus faible que celle des deux corps constituant les surfaces frottantes [4].
- Protéger contre la corrosion.
- Evacuer la chaleur.
- Evacuer les impuretés.
- Empêcher la formation des boues.
- Réduire les bruits mécaniques.

Chapitre II:

Théorie sur la géométrie du contact

Théorie sur la géométrie du contact

Chapitre II

Chapitre II

Théorie sur la géométrie du contact mécanique

II.1 Introduction

Lorsque deux surfaces sont mises en contact, des sollicitations mécaniques sont imposées aux deux matériaux antagonistes et peuvent donner lieu à des dégradations. Afin d'estimer l'usure, il importe d'évaluer le type et l'amplitude des sollicitations mécaniques imposées. La mécanique des contacts est la première tentative rationnelle pour faire converger les formalismes du frottement et de l'usure.

L'objectif de ce thème est une approche analytique, à partir des chargements extérieurs, de la nature et des caractéristiques du contact, pour la détermination de l'état de contraintes et l'évaluation des grandeurs mécaniques caractéristiques. L'absence de moyens simples pour mesurer les pressions conduites à une vision trop statique des phénomènes mis en jeu dans le contact, ce qui biaise les interprétations.

Il s'agit plutôt d'une introduction où est abordée l'influence du chargement normal et tangentiel pour le cas simple du contact sphère-plan.

II.2 Nature des surfaces solides et région de contact

II.2.1 Forme et contour des surfaces solides

Pour comprendre le phénomène de la friction, nous devons connaître en premier lieu la région exacte des contacts entre les solides. Pour répondre à cette question, nous devons posséder auparavant une connaissance plus approfondie de la forme et la géométrie des surfaces solides. Un certain nombre de méthodes sensibles ont été mises au point pour déterminer les contours des surfaces telles que [12] :

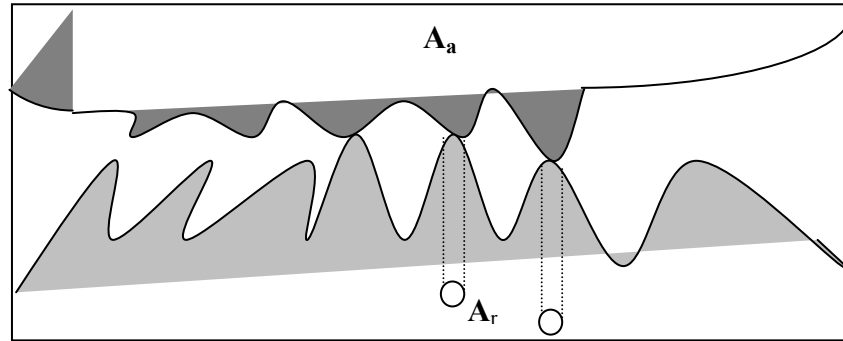
- Profilomètre.
- Section optique.
- Méthodes optiques interférentielles.
- Microscopie électrique.

II.2.2 Rappels sur la géométrie du contact

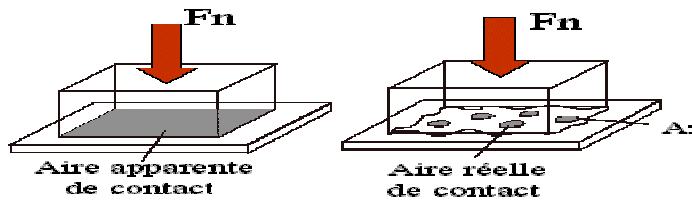
Considérons deux surfaces en contact, soumises à une charge normale P . L'aire apparente est A_a , par contre, les irrégularités de surface relèvent toujours d'une échelle macroscopique et le

contact s'effectue pour un nombre restreint de zones d'aires $A_1, A_2, \dots, A_n$. Appelées jonctions, leur somme donne la surface réelle A_r [13].

Le rapport A_r / A_a n'atteindra que quelques centimètres ou même que la charge d'appui unitaire effective soit des centaines de fois plus élevées que la charge unitaire répartie figure (II.1).



a)



b)

Fig II.1 (a, b) : Les surfaces réelles et apparentes de contact.

Lorsqu'il s'agit d'un contact dynamique, il y a des contraintes tangentielles (force de frottement), les jonctions sont soumises à des contraintes très élevées et à des variations de Température micro localisées, figure (II, 2), donc il on distingue trois surfaces de contacts [14] :

- Surface de contact apparent A_a
- Surface de contact réel A_r .
- Surface de contact électrique A_e .

$$A_a > A_r > A_e$$

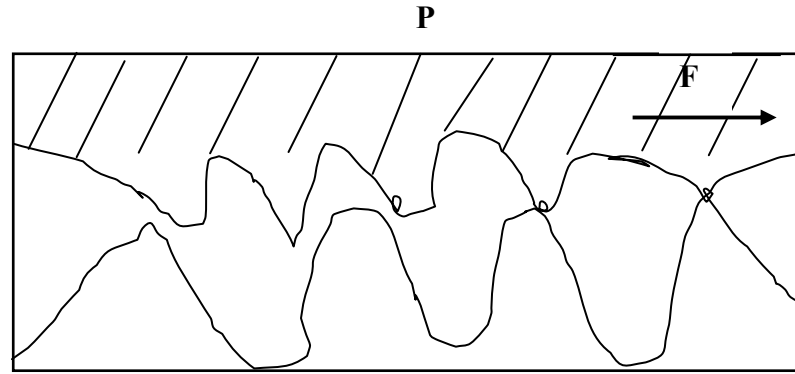


Fig II.2 : Représentation de deux surfaces où le contact réel est établi au niveau des jonctions.

II.2.3 Région de contact réel

Nous sommes maintenant en mesure de comprendre ce qui se passe lorsque deux corps sont en contact. Les surfaces mêmes les plus polies, sont grossières à l'échelle atomique. Le contact se produit aux deux extrémités des pics des surfaces pour les autres parties en regard on peut trouver des épaisseurs, d'air de l'ordre de cent angströms ou plus puisque l'ordre de grandeur des forces superficielle est excessivement faible.

Sous conditions statistiques, la région de contact grandie jusqu'à ce que la région est assez grande pour supporter la charge, alors la pression moyenne sur une aspérité, P_m/A_r , est simplement égale à la dureté local H, de la matière [9].

$$H = \frac{P_m}{A_r} \quad (\text{II.1})$$

a) Cas d'une déformation élastique

Considérons une aspérité caractéristique comme une portion de sphère de rayon r et supposons que la surface sur laquelle elle repose soit localement plane. En premier lieu la déformation est élastique et peut s'exprimer par une équation donnée par HENRICH, HERTZ [15], pour la déformation élastique des surfaces sphériques. La région de contact est un cercle de diamètre :

$$d = 1.75 \left[p.r \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (\text{II.2})$$

Dans le cas d'un contact entre deux sphères lisses, la surface de contact A_b plane circulaire figure (II.3).

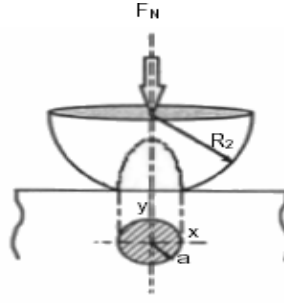


Fig II.3 : Représentation du contact sphère-plan.

Si la déformation est élastique, la formule de hertz [I, 2] donne le rayon de la surface porteuse en fonction de la force [16] :

$$a = \left\{ \frac{3}{4} F \left[\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right] \left[\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (\text{II.3})$$

En considérant la théorie de Hertz, pour un contact de deux sphères de rayon respectivement r_1 et r_2 et dans le cas de déformation élastique, la pression de contact P en fonction du rayon de l'empreinte a est donnée par :

$$P = \frac{3F}{2\pi a^2} \left[1 - \left(\frac{r}{a} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad \text{Ou} \quad a = \sqrt[3]{\frac{3Fr}{4E}} \quad (\text{II.4})$$

- Pour un contact convexe convexe :

$$\frac{1}{r} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \quad (\text{II.5})$$

- Pour un contact convexe concave :

$$\frac{1}{r} = \frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \quad (\text{II.6})$$

Le module d'élasticité composé est défini par :

$$\frac{1}{E} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \quad (\text{II.7})$$

- La pression moyenne, de contact : $P_m = \frac{P}{\pi a^2}$ (II.8)

- La pression Maximale centrée : $P_a = \frac{3}{2} \frac{P}{\pi a^2}$ (II.9)

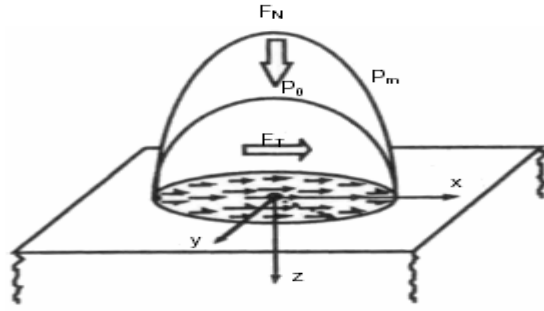


Fig II.4 : Distribution de champ de pression.

La formule (II, 3), s'applique également à un contact sphère – plan ($r_2 = \infty$) et à un contact « 2 cylindre croisés » (r_i rayon du cylindre i).

On constate donc que pour des surfaces lisses et pour de la géométrie de contact citée précédemment, la surface A_r est proportionnelle à $F^{2/3}$.

$$A_r = K.F^{2/3} \quad (\text{II.10})$$

K: Constante dépendant de la géométrie et de la nature du matériau.

D'une façon générale, la relation entre la surface A_r et la force F , pour une déformation d'élastique, est de la forme :

$$A_r = K.F^n \quad (\text{II.11})$$

Avec : $2/3 < n < 1$

En supposant que le coefficient de poisson soit de 0,3 pour chaque surface. La pression sur le cercle de contact a pour valeur.

$$p = 0.42 P^{1/3} \left[r \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right) \right]^{2/3} \quad (\text{II.12})$$

Dans des nombreuses application, le rayon de la surface de contact réel est donné par :

$$a = \sqrt{\frac{F}{H}} \quad (\text{II.13})$$

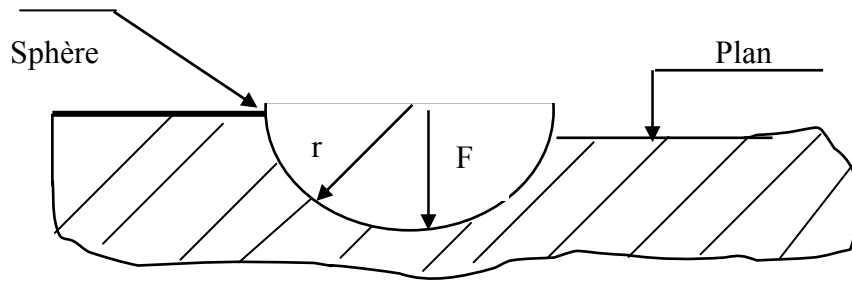


Fig II.5 : Schématisation d'un contact élastique – plastique.

b) Cas d'une déformation plastique

Comme la charge augmente, la pression P croît jusqu'à ce qu'elle atteigne la valeur correspondant à la limite d'élasticité de l'un des matériaux. A ce moment, une déformation plastique commence et en augmentant la charge, la région plastique s'accroît encore ainsi que la pression moyenne. Pour une charge relativement élevée, elle atteint une valeur à peu près stable.

La déformation est maintenant plastique en totalité et la pression agissant sur l'aspérité déformée est la même tant que :

- $P_m \leq 1.1\sigma_e$, le contact est élastique.
- $P_m \geq 1.1\sigma_e$, le contact est plastique.

La valeur stable de pression moyenne de contact est exprimée par [13] :

$$P_m \cong 3\sigma_e = H \quad (\text{II.14})$$

- ❖ Dans le cas d'une déformation plastique, la surface A_r est proportionnelle à la force appliquée F .

$$A_r = F/\xi H. \quad (\text{II.15})$$

c) Limite d'élasticité ou seuil de plasticité

Au seuil de plasticité du contact, Y , la pression de contact maximale, P_o est :

$$p_o = 1.60Y \quad (\text{II.16})$$

La limite d'élasticité ou le seuil de plasticité, Y , s'écrit :

$$Y = \frac{H}{3} \quad (\text{II.17})$$

Avec son incertitude :

$$\frac{u(Y)}{Y} = \frac{u(H)}{H} \quad (\text{II.18})$$

Les formules présentées ne prennent pas en compte l'influence du frottement et l'énergie inter faciale entre les deux corps solides en interaction, contrairement aux principes de la théorie Johnson Roberts. On a montré que l'influence des caractéristiques mécaniques sur le modèle mécanique de Hertz n'est observée que pour des différences significatives de propriétés élastiques. Cette approche mécanique semble raisonnable pour relier frottement et usure aux débris de troisième corps activés dans un contact.

II.2.4 Contact électrique

La détermination de la surface conductrice est basée sur la mesure de la résistance de construction.

- **Mesure de la résistance électrique**

Cependant dans le cas des métaux, une détermination exacte et rapide de cette surface de contact peut être faite en mesurant la résistance électrique présentée par le contact.

Si des précautions spéciales sont prises, on peut obtenir des résultats reproductibles. RAGNAR HOLM montre que lorsque les surfaces métalliques sont placées en vis-à-vis, les mesures montrent qu'un contact intime se produit seulement sur une faible fraction de la surface apparente de contact [17].

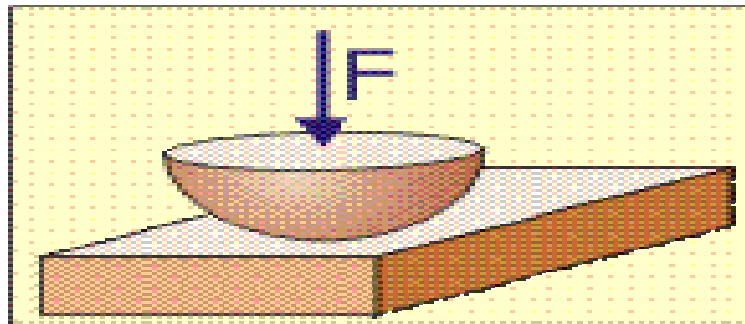


Fig II.6 : Représente un contact mécanique.

On établit un contact électrique en pressant l'une contre les autres deux électrodes conductrices. Si l'on reste dans un domaine de fréquences relativement basses, un contact électrique peut être représenté par une résistance de valeur R_c que l'on nomme « résistance de contact ». Sauf dans certains cas particuliers, on cherche à faire en sorte que cette résistance soit suffisamment faible, et surtout stable dans le temps, de façon à ce qu'un « faux contact » n'apparaisse pas. Pour cela, il faut que la mise en pression des électrodes provoque l'établissement d'un ou de plusieurs passages conducteurs entre elles [18]. Malheureusement, les surfaces des métaux bons conducteurs et "bon marché" comme le cuivre et l'aluminium est constitué de fines couches mauvaises conductrices, voire isolantes, comme l'alumine sur

l'aluminium. La formation de ces couches provient de réactions chimiques du métal avec des constituants de l'atmosphère ; ces constituants pouvant être gazeux "naturels" (O_2) et "polluants" (NO_x , SO_2 , H_2S et Cl_2) ou liquides (brouillard salin, près de la mer). Ainsi, lorsqu'on presse l'une contre l'autre, les deux électrodes, on prend en "sandwich" les couches mauvaises conductrices présentes à leurs surfaces. Pour lutter contre ce phénomène et permettre la création de passages conducteurs, on peut agir sur quatre paramètres principaux :

- Le revêtement terminal des électrodes.
- La force de contact F .
- Les courbures des surfaces des électrodes.
- Le frottement d'une électrode par rapport à l'autre

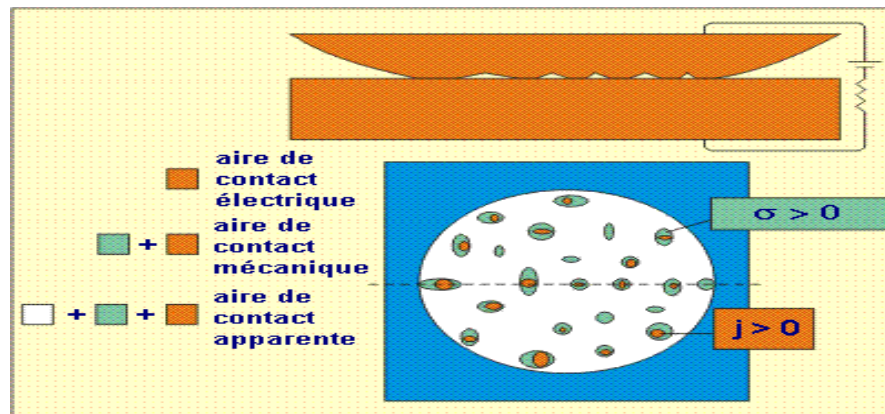


Fig II.7 : Représente les différentes aires de contact.

Dans un contact sphère plan, la forme de la sphère concentre les contraintes à l'intérieur d'un disque, représenté en blanc, appelé "aire de contact apparente". Cependant, du fait de la rugosité, la sphère ne touche le plan qu'en un certain nombre d'îlots, représentés en vert et orange. Ces îlots, où la contrainte d'interface n'est pas nulle, constituent l'"aire de contact mécanique". Enfin, la couche superficielle mauvaise conductrice n'est percée qu'en un certain nombre de zones constituant l'"aire de contact électrique". Il n'y a qu'au niveau de ces zones que la densité de courant électrique n'est pas nulle [18]. Le lecteur averti constatera que ce qui précède correspond à une représentation simple mais non simpliste de la situation. En pratique, dans le cas d'un contact cuivre/cuivre, par exemple, l'aire de contact électrique peut ne représenter qu'une faible fraction (quelques %) de l'aire de contact apparente. On observe alors une résistance de contact trop élevée. Pour améliorer le contact, et abaisser la valeur de cette résistance, on peut déplacer, sous contrainte, la sphère sur le plan. On "rode" ainsi les aspérités et on élimine une partie de la couche superficielle mauvaise conductrice. Pour en

terminer, il faut ajouter, d'une part, que plus la force de contact est importante, plus la résistance de contact est faible, et, d'autre part, que l'utilisation de revêtements en métaux nobles, comme l'argent, et surtout l'or, permet de réduire considérablement la néfaste influence de la couche superficielle mauvaise conductrice.

Tableau II.1 : Représente la surface de contact réel entre des surfaces planes d'acier.

Charge [Kg]	Surface de contact [Cm ²]	Fraction de surface macroscopique en contact
500	0.05	1/400
100	0.01	1/2000
05	0.0005	1/40 000
02	0.0002	1/100 000

II.3 Température de surface

Quand deux surfaces glissent l'un sur l'autre, la plupart du travail résistant au frottement est transformé en chaleur, cet apport de chaleur peut modifier les propriétés mécaniques, métallurgiques et mécano chimiques des surfaces glissantes, l'énergie perdue est dissipée principalement sous forme de chaleur dans des petites régions de contact à l'interface glissent [9].

La quantité de chaleur Q crée lors du frottement, par unité de surface et de temps est :

$$Q = (\mu \cdot P_m \cdot V) / A_r \quad (\text{II.19})$$

Avec :

μ : Coefficient de frottement

P_m : La pression moyenne

V : Vitesse de glissement

La température superficielle est la somme de deux termes :

L'un de la température ambiante et de l'accumulation de chaleur dans les pièces frottantes lors du fonctionnement, l'autre est dit température éclair correspond à une croissance brutale de la température en un point de la surface en mouvement lorsqu'il est sollicité dans la zone de contact cette température peut atteindre la température de fusion du corps possédant la plus basse température de fusion.

II.3.1 Calcul de la température moyenne de surface

La quantité de chaleur générée par le frottement d'un frotteur en mouvement sur une surface plane, par unité de surface et de temps, s'exprime sous la forme :

$$q = \frac{\mu F_z V}{An} \quad (\text{II.20})$$

L'équation peut aussi s'écrire de la façon suivant :

$$q = \mu PV = rV \quad (\text{II.21})$$

Le flux total de chaleur est :

$$Q = An q \quad (\text{II.22})$$

II.4 L'étude de la rugosité des surfaces

La rugosité est un paramètre important dont on connaît par ailleurs les effets sur la résistance à la corrosion et le comportement mécanique des matériaux [2].

La rugosité intervient de manière prépondérante dans le processus de rodage, auquel est systématiquement liée une diminution des irrégularités de surface.

II.4.1 définition de la rugosité

La rugosité est l'ensemble de petites irrégularités d'une surface ou ces irrégularités dépendent directement des propriétés superficielles à caractères microgéométriques (frottement, résistance à l'usureetc.) .

L'évolution rapide de la technique de mesure des surfaces a amené à définir et normaliser la rugosité de surface, dont nous donnons ici un extrait de définitions principales. Voir Figure (II.8).

La rugosité est la représentation des motifs géométriques élémentaires à caractère répétitif. Ces motifs correspondent, par exemple aux traces d'outils générées par l'usinage, aux impacts des projectiles sur une surface grenillée, à la morphologie de certains revêtements (macrostructure, porosités) [7].

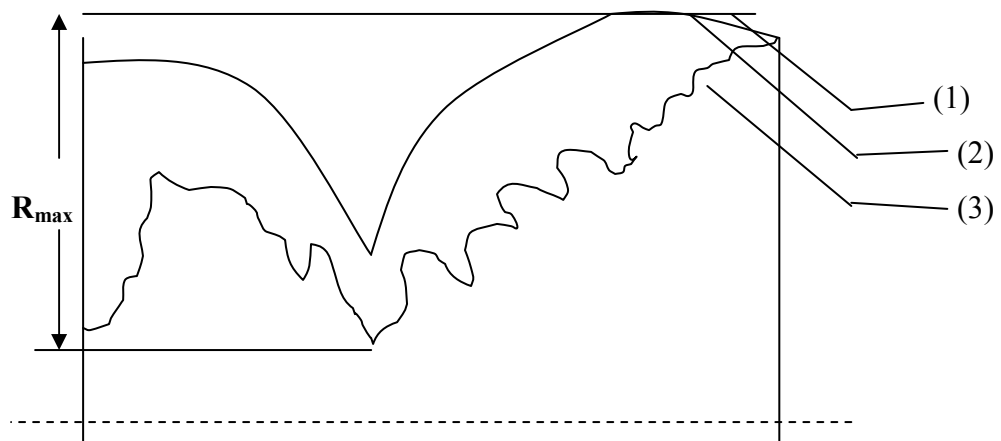


Fig II.8 : Définition de la rugosité.

- (1) : profil géométrique
- (2) : la ligne enveloppe
- (3) : profil effectif

II.4.2 Principaux paramètres de rugosité

Les irrégularités d'une surface peuvent être classées en trois niveaux, en fonction de leur longueur d'onde, celles relevant plus précisément de la rugosité ayant une largeur ou pas moyen compris entre 2 et 500 à 800 microns Figure (II.9).

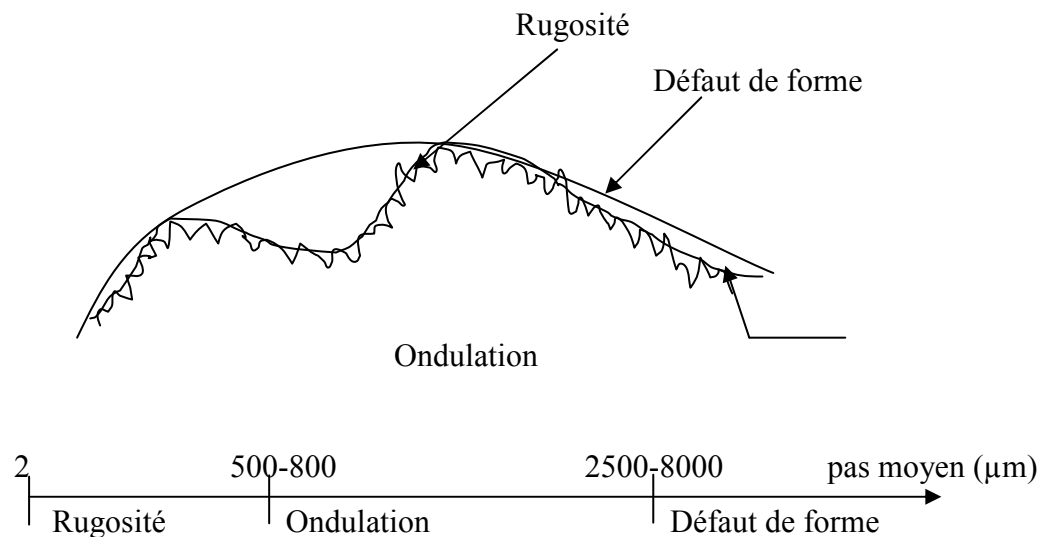


Fig II.9 : Classement des irrégularités de surface.

La rugosité est la représentation des motifs géométriques élémentaires à caractère répétitif. Ces motifs correspondent, par exemple, aux traces d'outils générées par l'usinage, aux impacts des projectiles sur une surface grenillée, à la morphologie de certains revêtements (macrostructure, porosités....) [2].

La mesure de rugosité permet de quantifier la grandeur des écarts géométriques (par rapport à la surface théorique), la forme des motifs de surface et leur répartition, de prévoir quelle sera l'évolution la plus probable de la surface de contact avec celle de la hauteur des aspérités les paramètres d'état de surface sont obtenus au moyen d'appareils dont le plus utilisé est la rugosimètre à palpeur ou profilomètre, qui délivre, à partir de l'exploration suivant une ligne de contact :

- Un enregistrement de profil.
- Une évaluation des écarts géométriques correspondants.

Les paramètres d'état de surface le plus couramment utilisés et leur signification sont récapitulés Figure (II.10 et II.11).

Il est important de choisir les conditions de mesure de profil (localisation, orientation du plan de mesure.....), pour avoir accès aux valeurs représentatives des écarts géométriques qui doivent être identifiés, ce qui conduit souvent dans la pratique, à réaliser plusieurs mesures.

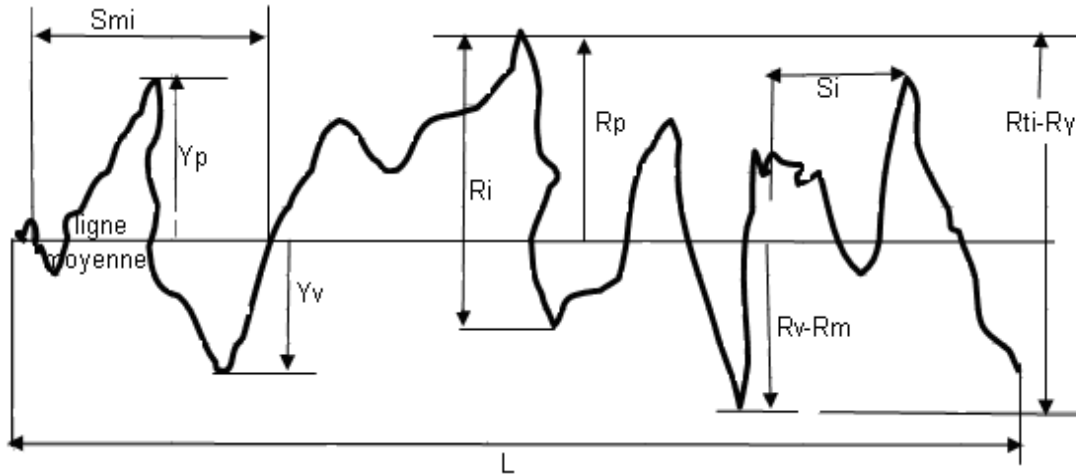


Fig II.10 : Définition schématique de quelques paramètres de rugosité.

- L : Longueur de base sur laquelle sont mesurés ou calculés les paramètres élémentaire.
- Ligne moyenne : Indique la direction générale du profil.
- Ra : Moyenne arithmétique des écarts de profil par rapport à la ligne moyenne.
- Yp - Yv : Hauteur d'un pic profondeur d'un creux, par rapport à la ligne.
- Rp - Rv (ou Rm) : Hauteur profondeur maxi des pics et creux, par rapport à la ligne Moyenne.
- Rti (ou Ry) : Ecart entre le pic le plus haut et le creux le plus profond ($Ry = Rp + Rm$) sur la longueur de base.
- Rtm : Moyenne de Rti sur la longueur totale d'évaluation.
- Ri : Profondeur élémentaire de la rugosité est égale la distance entre un pic et un creux (Ou entre un pic et un creux) consécutifs.
- R : Profondeur moyenne de la rugosité est égale la moyenne des Ri sur la longueur d'évaluation.
- Si : Pas de saillies locales du profil – S = moyenne des Si sur la longueur de base.
- Smi : Pas d'irrégularités du profil.
- Sk ou RSK : Mesure de l'asymétrie de la densité de distribution des amplitudes.
- courbe de portance : Représente l'évolution du taux de la longueur portante avec le niveau de coupe du profil.

Certaines caractéristiques (maxi – moyen) de rugosité sont déterminées à partir de la mesure réalisée sur plusieurs longueurs de base (en général 5) qui correspondent à la longueur totale d'évolution.

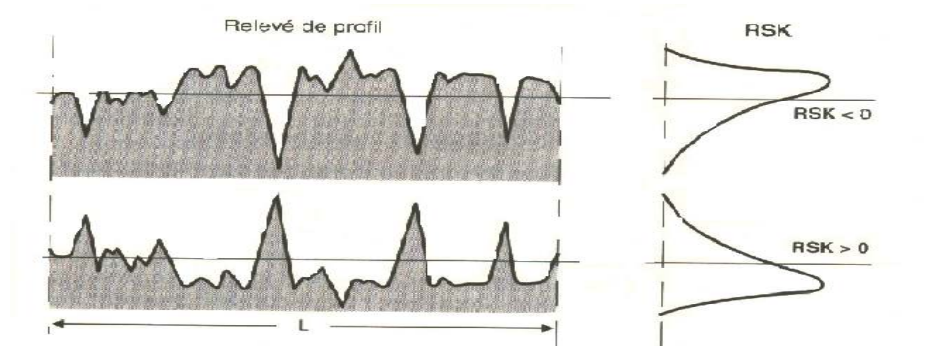


Fig II.11.a : Visualisation du paramètre RSK.

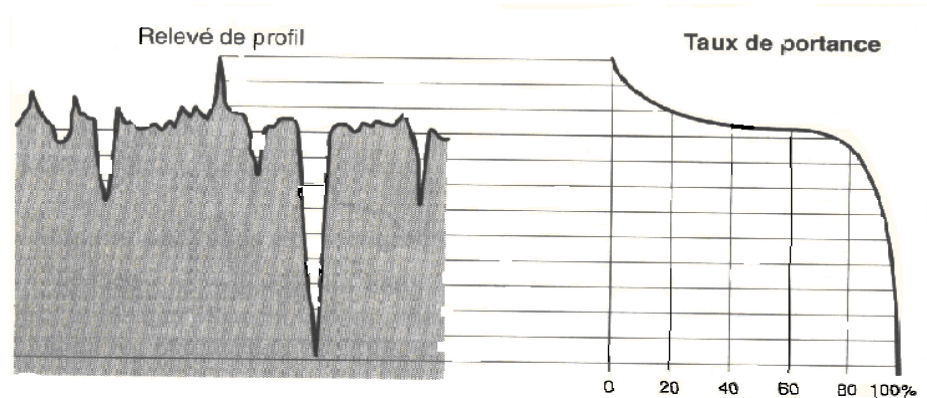


Fig II.11.b : courbe de portance.

Pour avoir une visualisation plus large des facteurs de forme, de l'orientation des rugosités.

Une représentation en trois dimensions de la surface peut être obtenue, qui procure :

- La restitution sous forme de visualisation tridimensionnelle de la surface à analyser Figure (II.12).
- L'évaluation multidirectionnelle des écarts géométriques.

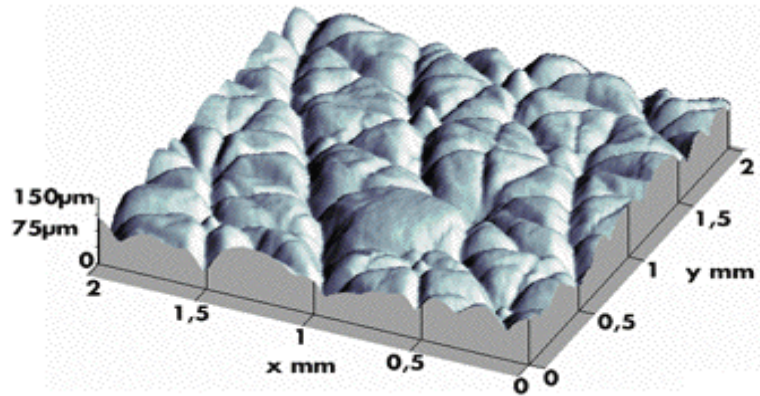


Fig II.12 : Exemple de rugosité tridimensionnelle.

II.4.3 Contrôle de la rugosité

Pour exprimer les variations des éléments verticaux et horizontaux de l'état de surface des échantillons qui ont subi l'usure. Nous avons relevé les critères de rugosité à partir d'un profilomètre dont les résultats sont illustrés par la figure (II.13).[27]

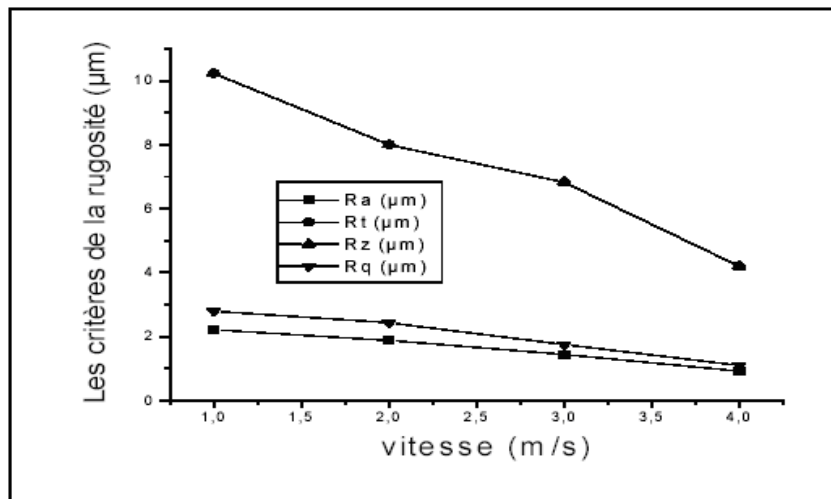


Fig II.13 : Représentation des critères de rugosité après usure.

Ces résultats nous permettent de comparer entre l'état de surfaces initiales des échantillons et leur état après usure. Alors nous remarquons que les valeurs des critères ont connu quelques changements. Pour les petites vitesses et les faibles températures la rugosité de l'échantillon usée est beaucoup plus élevée que celle de l'état initial. Quand aux grandes vitesses on constate une diminution des valeurs des critères qui expriment la rugosité des surfaces usées. Ces deux différents comportements sont dus en premier lieu à l'enlèvement des débris du matériau. Par la suite les débris qui restent en mouvement dans le circuit tribologique viennent se coller et occupent les creux sur la surface en contact. Le tableau – représenté les valeurs moyennes des critères de la rugosité avant usure de quatre différents échantillons.

Tableau II.2 : Représente les valeurs moyennes des critères de la rugosité avant usure de quatre différents échantillons.

Echantillon	N° : 1	N° : 2	N° : 3	N° : 4
Rugosité				
Ra	0.065	0.063	0.061	0.068
Rq	0.065	0.066	0.064	0.062
Rt	0.31	0.34	0.37	0.36
Rz	0.34	0.36	0.33	0.33

Ra : Ecart moyen arithmétique du profil.

Rq : L'écart moyen quadratique.

Rt : Rugosité maximale (total).

Rz : La rugosité moyenne ou la hauteur des irrégularités.

II.4.4 L'influence de la rugosité

Le frottement est bonifié par la formation de films transferts d'origine mécanique : frottement mettant en jeu des lubrifiants solides.

Le coefficient de frottement doit être augmenté pour accroître l'adhérence (mécanique) entre deux corps. Dans cette catégorie peut être inclut le cas particulier de certains contacts lubrifiés pour lesquels on recherche (cycliquement) un accroissement par rupture du film d'huile.

La réduction des surfaces de contact pour minimiser la force d'adhérence entre les matériaux.

Pour les contacts alimentés par une quantité limitée de lubrifiant (graissage à vie ou périodiques, lubrification hydrostatique), les discontinuités doivent, de préférence, ne pas déboucher hors du contact [1].

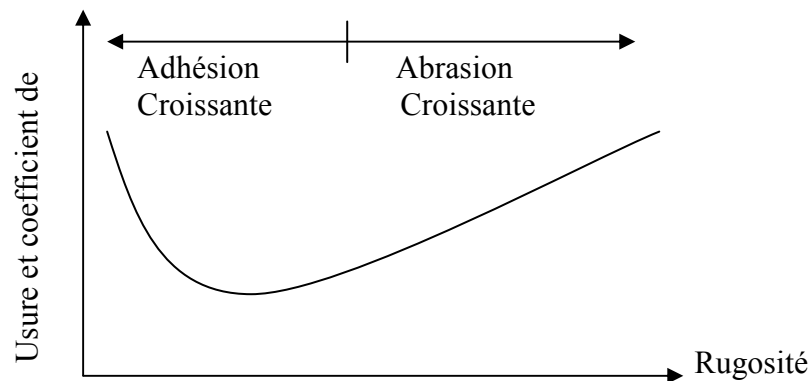


Fig II.14 : Influence de la rugosité de l'antagoniste(metal) sur le comportement d'un thermoplastique.

II.5 L'influence des paramètres mécaniques et électriques sur le frottement et l'usure

II.5.1 Influence de la charge sur le comportement tribologique

Le glissement sur les surfaces traitées par fusion laser est effectué sous diverses charges afin de quantifier l'usure et l'énergie dissipée pendant le frottement. Les charges appliquées sont 1, 2, 5 et 10 N.

Les essais sont effectués sur les revêtements BN7 et B6, présentant les taux d'usure les plus faibles sous une charge de 1N, ainsi que l'acier inoxydable X30Cr13 non traité, en tant que témoin.

■ Quantification de l'usure

Les taux d'usure volumique K_{us} (tableau II.3) sont estimés comme précédemment à partir des enregistrements microprofilométriques transversaux de la piste d'usure.

Tableau II.3 : valeurs de la dureté, de la limite d'élasticité et du taux d'usure volumique à différentes charges de l'acier X30Cr13 non traité, BN7 et B6.

		X30Cr13 non traité	BN7	B6
Taux d'usure volumique K_{us} ($10^{-15} \text{ m}^3 \cdot \text{N}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$)	Dureté H (GPa)	$4,2 \pm 0,1$	$10,0 \pm 0,2$	$14,2 \pm 0,4$
	Limite d'élasticité Y (GPa)	$1,4 \pm 0,1$	$3,3 \pm 0,1$	$4,7 \pm 0,2$
	1 N	$21,0 \pm 2,2$	$0,6 \pm 0,2$	$0,6 \pm 0,1$
	2 N	$37,7 \pm 16,8$	$2,0 \pm 0,9$	$6,3 \pm 0,8$
	5 N	181 ± 37	$11,5 \pm 2,8$	$6,9 \pm 1,7$
	10 N	277 ± 9	113 ± 30	$92,0 \pm 10,3$

L'évolution du taux d'usure en fonction de la charge est représentée graphiquement Fig II.15.

Dans le cas de l'acier non traité, le taux d'usure augmente quasi linéairement en fonction de la charge pour atteindre $277 \cdot 10^{-15} \text{ m}^3 \cdot \text{N}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$ sous la charge de 10 N. alors que les échantillons traités, BN7 et B6, montrent un taux d'usure faible jusqu'à 5 N et n'excèdent pas $\approx 10 \cdot 10^{-15} \text{ m}^3 \cdot \text{N}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$. En revanche, leur taux d'usure est frottement accru sous 10 N et atteint une valeur de l'ordre de $100 \cdot 10^{-15} \text{ m}^3 \cdot \text{N}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$.

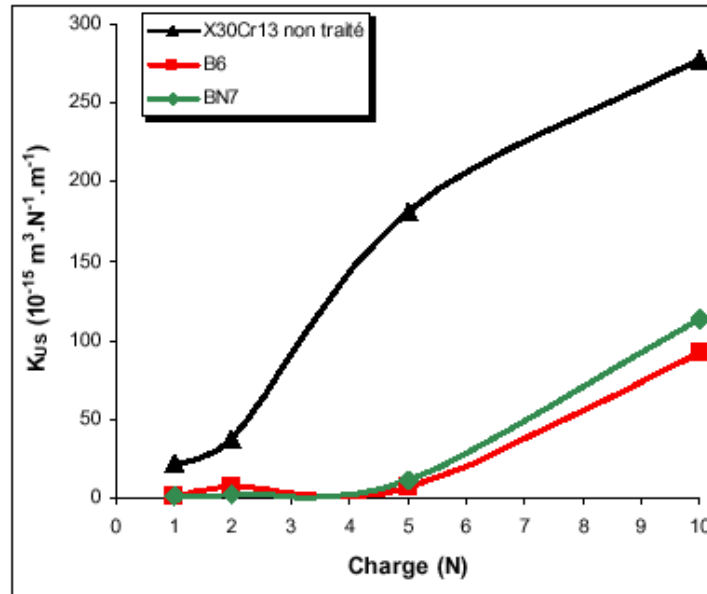


Fig II.15 : Evolution du taux d'usure volumique en fonction de la charge.

II.5.2 Influence de la pression

La force de frottement est proportionnelle à la pression totale P exercée entre deux corps :

$$F = f P \quad (\text{II.23})$$

D'après Ximenes (1782), la variation du coefficient de frottement f , due au changement de la grandeur de la surface de contact, est extrêmement petite et d'un caractère irrégulier. En général f diminue très légèrement quand la pression P augmente.

S.D.Poisson émis l'opinion que ce n'est pas la pression totale P qui influe sur la valeur du coefficient de frottement mais la pression par unité de surface de contact.

$$p = \frac{P}{S} \quad (\text{II.24})$$

D'après A.Morin, la première loi de Coulomb affirmant que le frottement est proportionnel à la pression existant entre les surfaces frottantes, figure (II.16) n'est valable qu'au cas où les surfaces en contact éprouvent une désorganisation pas trop profonde.

Il est essentiel, toutefois, de préciser que cette loi est valable uniquement pour le cas de frottement à sec [5].

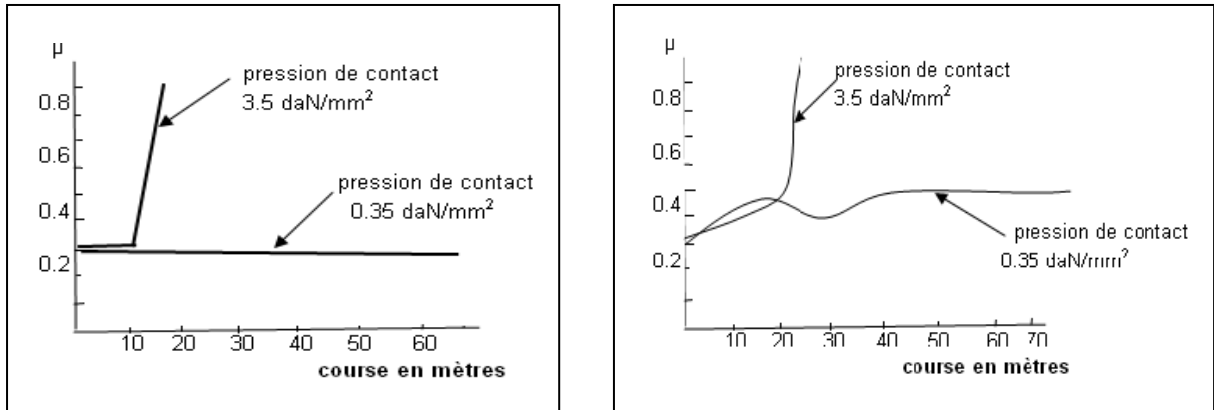


Fig II.16 : Effet de la pression de contact ; a : Nitralloy, b : carbure de chrome.

II.5.3 L'influence de la vitesse

La troisième loi de Coulomb, énonce que le frottement est indépendant de la vitesse du mouvement d'une surface sur l'autre. Hirn a trouvé que si le frottement est sensiblement indépendant de la vitesse lorsque les surfaces sont sèches, il est au contraire, fonction de la vitesse lorsque les surfaces sont lubrifiées. Dans ce dernier cas, il se produit un brassage de la graisse ou de l'huile, brassage d'autant plus énergique que la vitesse est plus élevée et que c'est en majeure partie à ce phénomène qu'on doit attribuer l'augmentation du coefficient, lorsque la vitesse augmente, figure (II.17).

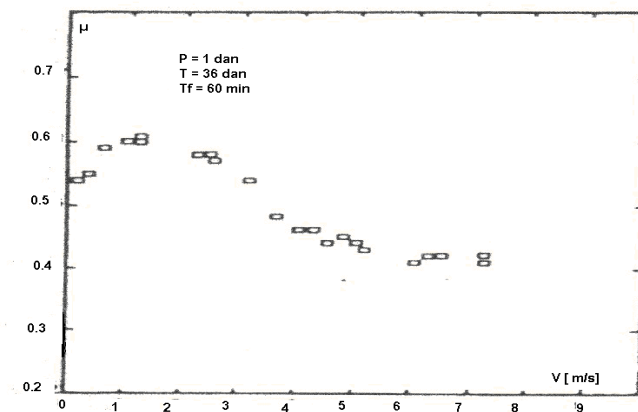


Fig II.17 : Variation du coefficient de frottement en fonction de la vitesse.

II.5.4 Influence de la nature des corps en contact

La plupart des auteurs semblent admettre que le coefficient de frottement de glissement ne dépend, en première approximation du moins, que de la nature des surfaces en contact et que d'après les expériences de Coulomb et de Morin, il est indépendant de l'étendue des surfaces en contact et de la vitesse des éléments en contact.

II.5.5 Influence de la dureté des corps en contact

J. Mercier et J. Dubois, en rendant compte des premiers résultats de leurs essais relatifs à la valeur du coefficient de frottement f , ont mentionné que la dureté joue un très grand rôle et que la valeur moyenne du coefficient de frottement est elle-même d'autant plus petite que les plaques frottantes sont plus dures [5].

II.5.6 Influence de l'état des surfaces en contact, surfaces rugueuses ou lisses

Le coefficient de frottement dépend non seulement de la nature et de l'état physique des corps en contact, mais également de l'état de leurs surfaces, figure tous les expérimentateurs ont été unanimes pour déclarer que la résistance due au frottement est d'autant plus grande que le corps est plus rugueux et qu'elle diminue à mesure que les corps en contact sont mieux polis.

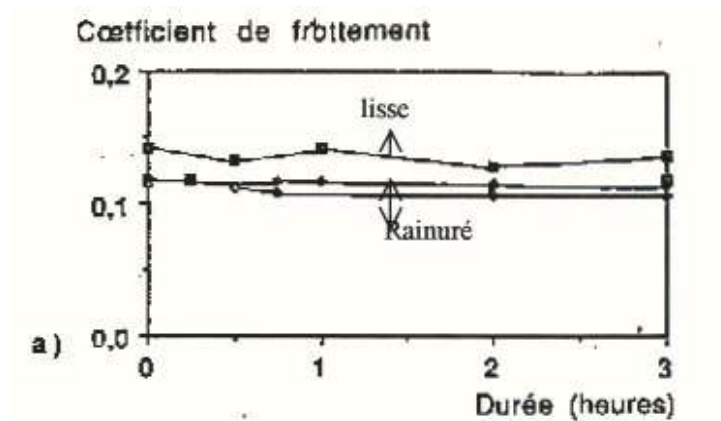


Fig II.18 : coefficient de frottement de deux surfaces rugueuses et lisses.

II.5.7 Influence de la pellicule interposée entre les surfaces en contact

Tous les expérimentateurs qui ont étudié le frottement sont d'accord sur le fait que l'introduction entre deux surfaces frottantes d'une mince couche de corps gras, modifie du tout à la fois la résistance de frottement et de glissement.

Leibniz estimait que l'emploi des corps gras rend les surfaces « moins rugueuses » et que, « la graisse sert à rendre les surfaces plus égales et plus unies ». Mais les recherches récentes ont d'après L. Euler montré cependant que l'influence prépondérante doit être attribuée à la propriété qu'on désigne sous le nom d'onctuosité. On donne ce nom à la propriété qui se rattache à la faculté des liquides d'adhérer aux corps solides et de former une couche adsorbée.

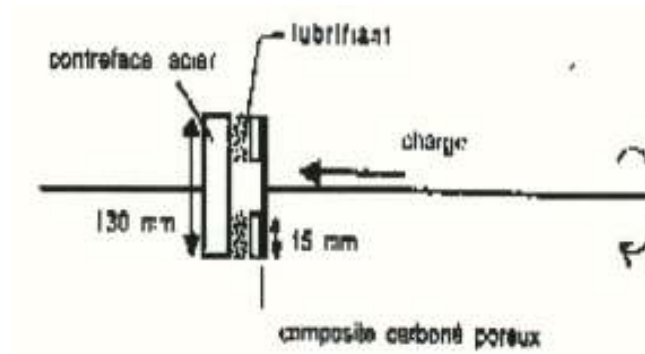


Fig II.19 : Schéma d'un contact lubrifié.

II.5.8 Influence de la forme des corps en contact

Lorsque les surfaces en contact ne sont pas des plans, le coefficient de frottement n'a pas la même valeur que pour des surfaces planes. Il dépend donc non seulement de la nature mais aussi de la forme des corps en contact.

Lorsqu'un corps de poids P , de forme cubique, par exemple, et un autre corps, de forme sphérique ou cylindrique, de même poids et dont les surfaces sont usinées avec le même degré de précision, sont placés sur un même plan incliné on constate que l'angle de frottement est plus petit et que le coefficient de frottement $f = \tan \varphi$ est en général sensiblement moins élevé pour la sphère ou le cylindre que pour le cube.

L'influence de la forme des corps en contact est particulièrement sensible dans le cas du mouvement de roulement. La résistance de frottement est, dans ce cas, fonction du rayon des corps de révolution en contact.

La forme des corps en contact influe, en outre, en raison de l'élasticité de ces corps, sur les déformations des corps et des surfaces de contact ; cette influence a été étudiée par H.Hertz.

II.5.9 Influence de la température

Ch.Hannocq (1927) a trouvé que le coefficient de frottement croît rapidement quand la température diminue.

On peut affirmer que les valeurs des coefficients de frottement dépendent de la température, sans pouvoir donner une loi précise de leur variation en fonction de la température.

Il faut noter que, lorsque la température varie dans les limites assez larges, elle peut influe sur l'état physique des corps en contact et modifier leur dureté.

L'étude de l'influence de la température sur la grandeur de la résistance de frottement présente des difficultés particulières du fait que, dans une telle étude, il faut tenir compte non

seulement de la température ambiante mais également de l'élévation locale de la température des corps en contact produite par le frottement. Les expériences effectuées en 1937 par F.P.Bowden, montrent que la température locale sur l'aire de contact peut atteindre des valeurs très élevées, parfois supérieures au point de fusion de l'une des substances en contact. Il a notamment constaté que les diminutions de la force de frottement correspondaient aux augmentations de la température et que les augmentations de la force de frottement correspondaient aux diminutions de la température.

Bowden a, en outre, remarqué que les phénomènes chimiques qui se produisent aux températures élevées pouvant être atteintes localement sont loin d'être négligeables. C'est, notamment, par l'action de la chaleur qu'il explique l'oxydation superficielle par l'air ambiant, oxydation qui était attribuée antérieurement à la pression régnant entre les surfaces en contact.

Cette formation de l'oxyde métallique peut présenter tantôt des avantages et tantôt des inconvénients. Dans le cas où les coefficients de dilatation de l'oxyde et du métal sont très différents, on doit s'attendre à une usure rapide. De même, quand l'oxyde a un point de fusion élevé, il se détache par parcelles et joue le rôle de l'abrasif. Au contraire, quand son point de fusion est relativement bas, il coule facilement et joue le rôle analogue à celui d'un lubrifiant. Enfin, l'oxygène chaud peut attaquer en profondeur le réseau cristallin du métal et y provoquer de fines crevasses entraînant sa corrosion progressive.

De plus il a remarqué, au cours de ses expériences, des fluctuations très rapides de la température locale. Il a, tout d'abord, interprété ce fait par la variation du nombre de points de contact effectifs due aux irrégularités des surfaces. Jugeant cette interprétation non convaincante Bowden a eu l'idée d'étudier, en même temps que la température, la force de frottement entre les deux corps. Il a constaté que, pour une pression normale déterminée, cette force de frottement était loin d'être constante et subissait elle-même des fluctuations très rapides et très régulières en corrélation exacte avec la variation de la température. Les diminutions de la force de frottement correspondant aux augmentations de température. La période de ces fluctuations était fonction de la vitesse de glissement.

En 1941, F.Charron a étudié la répartition de la chaleur entre deux corps frottants lorsque le frottement a lieu à sec et lorsque les deux corps sont séparés par un film lubrifiant. Il a étudié successivement, les cas du régime permanent et du régime variable. Il a trouvé que la lubrification atténue très nettement l'inégalité du partage de la chaleur entre les deux corps frottants. Il estime que, dans le cas de frottement lubrifié, la chaleur prend naissance dans le film lubrifiant et qu'elle est due au travail des forces de viscosité.

En 1966, I.V.Kraguelsky a mentionné que, pour des vitesses de glissement de 10 à 100 m/s, la température des surfaces frottantes peut être de l'ordre de 100 à 1000 °C. L'auteur ajoute que la haute température des surfaces de glissement est atteinte presque instantanément [5].

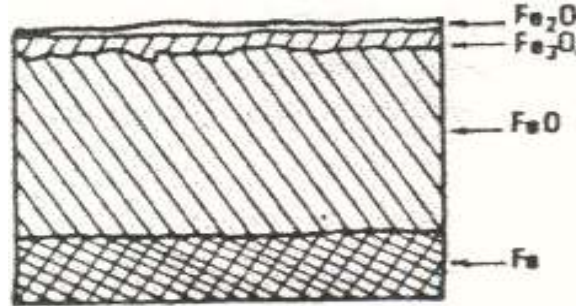


Fig II.20 : formation des couches d'oxydes Sur la surface du fer à 625 °C.

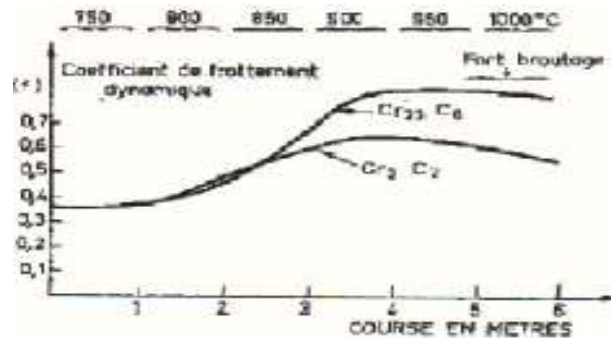


Fig II.21 : Effet de la température acier de nitruration

II.5.10 Influence de l'environnement sur le frottement et l'usure

L'environnement joue un rôle majeur dans le comportement tribologique des surfaces solides. On pensait que l'air ou l'oxygène réduit le frottement et l'usure, du fait que l'oxyde obtenu en surface gêne la formation des jonctions (soudures) métalliques ou les affaiblit, de telle manière que leur rupture se produit au niveau de l'interface. Ce point de vue n'est pas toujours vrai.

Les résultats expérimentaux révèlent que le coefficient de frottement est plus élevé sous vide que dans l'air, en revanche, l'usure est plus forte dans l'air que sous vide. Par conséquent le coefficient de frottement et l'usure varient en sens inverse.

D'autres études ont confirmé que l'usure décroît lorsque la quantité d'oxygène diminue car ceci retarde l'oxydation du matériau transféré depuis le pion (mou) vers le disque (dur) et réduit les produits d'usure. De plus, si l'oxyde du métal est dur et les conditions sont favorables pour une abrasion, la production continue des débris oxydés peut conduire à une augmentation de l'usure de la surface molle.

II.5.11 Effet du courant électrique sur le frottement et l'usure

Des études ont montré que le courant électrique n'influe pas directement sur l'usure, sauf dans le cas où on observe une électrolyse occasionnelle, mais, il peut être la cause d'une haute élévation de température, et agit donc par les conséquences que celle-ci entraîne : [5]

- Adoucissement du métal le plus doux.
- Oxydation accrue à l'interface.

Des expériences récentes ont confirmé que le passage de courant électrique à travers un tribocontact carboné réduit le coefficient de frottement et le taux d'usure.

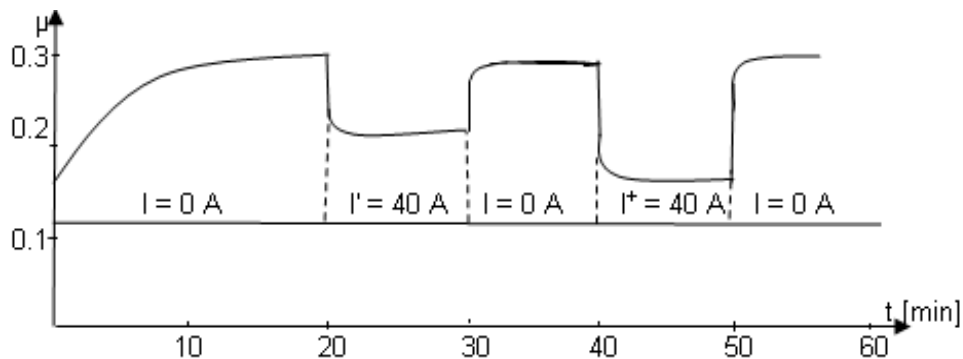


Fig II.22 : Influence du courant électrique sur le frottement

II.5.11.1 Effet de la polarité

a- Effet de la polarité sur le frottement

La polarité électrique des matériaux en contact joue parfois un rôle important sur les mécanismes de frottement et d'usure, mais les résultats publiés nous amènent à conclure que le passage du courant électrique diminue le coefficient de frottement surtout lorsque le disque est cathode.

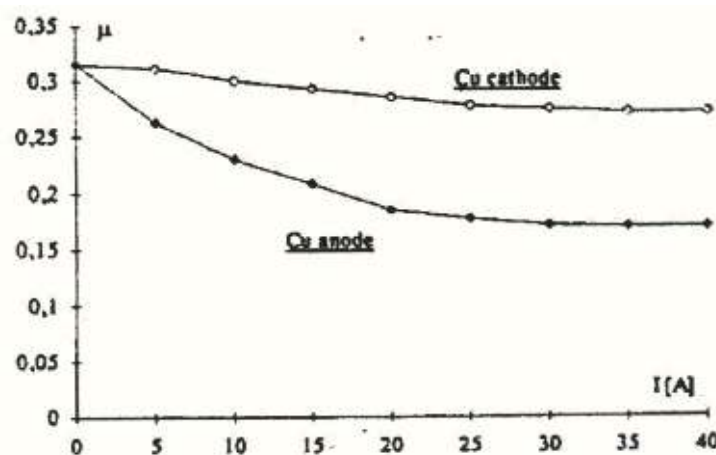


Fig II.23 : Influence de la polarité sur le frottement.

b- Effet de la polarité sur l'usure

Des auteurs ont étudié l'effet de la polarité du courant électrique sur l'usure d'un disque en cuivre frottant contre du graphite, l'influence étant parcourue par un courant continu.

A cause de la chaleur générée par frottement et par effet joule, une couche d'oxyde se développe à l'interface ou les points de contact deviennent résistants. Dans ces conditions, la condition du courant se produit à travers les surfaces nues en contact, obtenues par rupture du film d'oxyde. De plus, les ions positifs de cuivre se déplacent à travers le film résistif pour former des filaments se rompent et leur extrémités nues s'oxydent.

Quand le disque en cuivre devient cathode, les filaments métalliques ne peuvent pas se former à cause du champ électrique dirigé contre la diffusion des ions positifs. La couche oxydée mince et bien accrochée au cuivre joue le rôle de protecteur et réduit l'usure des frottements.

Chapitre III:

Frottement et usure de contact entre

Chapitre III

Frottement et usure de contact entre Segments-cylindre

III.1 Introduction

Dans les moteurs a combustion internes, les chambres a combustion sont soumises a des charges thermiques très fortes résultants des conditions physiques très sévères régnant dans ces chambres notamment pour la température.

Les hauts niveaux de température causent beaucoup de problèmes notant :

- La détérioration du film du fluide lubrifiant, car l'huile ne peut travailler dans des conditions de température pareilles pour assurer une bonne lubrification du contact (segment-cylindre) et aussi de diminuer les risques de grippage du piston ou de gommage des segments.
- Un cylindre trop chaud entraînera la dilatation exagérée du mélange et par suite la réduction de la quantité. Introduite dans le cylindre d'où un mauvais taux de remplissage.

Dans un moteur on distingue plusieurs sortes de pertes d'énergie lors des transformations et l'utilisation, permet les pertes d'énergie on a :

- Les pertes mécaniques dues aux frottements entre pièces mobiles qui engendrent de la chaleur a dissipé.

III.2 Les pertes par frottement

Elles englobent tous les frottements réels (palier, piston, chemise) car les différentes pièces mécaniques qui constituent le moteur frottent entre elles, la chaleur produite par ces frottements est évacuée par l'huile de graissage.

Les frottement augmentant significativement avec la cylindrée et le régime et relativement peu avec la charge. Leur influence sur le rendement effectif est capitale, surtout lorsque la charge est faible, puisque alors le travail pour les vaincre devient comparable au travail produit.

En moyenne les pertes par frottement segment-cylindre représentent 73 % des pertes totales, quelques soit la vitesse de piston [10].

III.3 Cylindre

Théoriquement, les cylindres sont des tubes dans lesquels les pistons coulissent. Il y a deux sortes de cylindres :

- Cylindres venus de fonderie avec le bloc.
- Les cylindres rapportés constitués par des chemises

Voyons les différences entre ces deux sortes de cylindre.

III.3.1 Cylindre coules en fonderie

En générale, les moteurs d'automobiles sont des types à cylindre coulés en fonderie, les cylindres font partie intégrante du bloc et forment un tout.

III.3.2 Les cylindres rapportés

Le principal avantage des cylindres rapportés est qu'ils sont d'un remplacement moins onéreux.

Dans le cas de gros moteurs ou les cylindres représentent des pièces séparées boulonnées sur un carter, il est possible de construire un moteur ayant un nombre presque illimité de cylindres. Dans les moteurs à régime élevé, ces cylindres séparés sont constitués par des chemises ou manchons.

Les chemises de cylindres sont de deux sortes :

- Les chemises sèches.
- Les chemises humides.

a) Les chemises sèches

Doublent simplement la paroi interne d'un cylindre déjà constitué. Ces chemises ne représentent qu'une surface de frottement pour le piston. Elles ne sont pas en contact avec le liquide de refroidissement du moteur, d'où leur appellation de « sèches ».

b) Les chemises humides

Constituent non seulement le fut du cylindre lui-même, mais aussi la paroi interne des chambres d'eau du moteur, les chemises humides doivent être munies de joint pour assurer l'étanchéité à l'eau.

III.3.3 Elaboration des cylindres

Les cylindres sont en fonte FGL250. Ce sont des pièces brutes de fonderie qui sont usinées par le compresseuriste.

Les cylindres sont alésés sur un tour vertical, sans lubrifiant, avec un outil carbure, la profondeur de passe est de 1 mm maximum. La partie frottante est usinée en deux passes. Entre ces deux passes, les autres parties du cylindre sont usinées. Lors de cet usinage l'alésage est en contact avec le fluide de coupe.

Ensuite le rodage de l'alésage se fait avec une pierre à roder (grains de 200 microns) puis le toileage avec de la toile abrasive (grains de 100 microns puis 40 microns). Le rodage et le

toilage de la partie frottante se font avec un mouvement hélicoïdal, et lubrifié au pétrole.

Le cylindre est ensuite lavé avec de l'eau savonneuse sous pression.

Un essai de mise sous pression est ensuite effectué avec de l'eau industrielle. Cet essai se fait à la pression de service pour les chambres d'air et d'eau. Les cylindres sont alors stockés après "huilage" de l'alésage. Avant le montage, les cylindres sont dégraissés et nettoyés avec de la solvabilité et un chiffon [28].

III.3.4 Etats de surface des cylindres

En allant du volume du matériau vers l'extrême surface, il y a d'abord le métal intact, non perturbé par l'usinage mais ayant ses propres défauts (impuretés, joints de grains, inclusions). Ensuite, se présente une zone texturée où les modifications induites par la coupe sont essentiellement structurales. Puis vient une zone écrouie caractérisée par un grand désordre des grains et la présence de nouvelles impuretés introduites dans le matériau au moment de l'usinage. Cette région est recouverte d'une couche d'une zone oxydée (oxyde natif) dont l'épaisseur va dépendre du matériau et de la cinétique d'oxydation. Finalement, des couches physisorbées et chimisorbées de molécules organiques sont présentes à l'extrême surface. Sur plan, la rugosité demandée par le compressoriste est de $R_a = 0,4$ microns. Des mesures de rugosités ont été effectuées dans des cylindres basse pression de diamètre 250 mm ainsi que des répliques de leurs surfaces. Les mesures et les répliques ont été faites sur 4 cylindres numérotés 02, 04, 06, 07. Sur chaque cylindre, 6 zones ont été étudiées (figure III.1). Les critères de rugosités qui ont été retenus sont le R_a et le R_T [28].

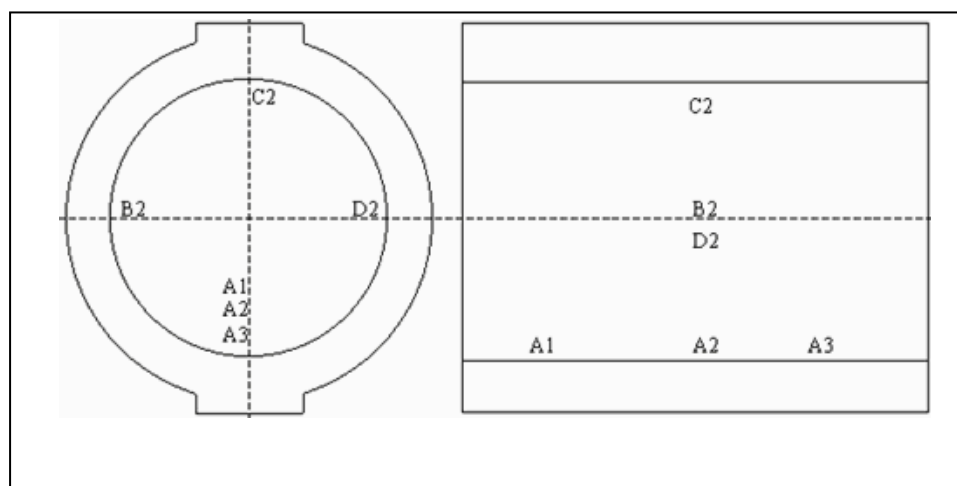


Fig III.1 : position des répliques et des mesures de rugosités dans un cylindre.

Les mesures de rugosités ont été effectuées avec un rugosimètre mécanique PERTHOMETER M4Pi, les longueurs de palpée étant de 15 mm.

Avant le rodage, la surface des cylindres est brute d'usinage. Les Ra et les RT mesurées (tableau IV.1a) sont tous du même ordre de grandeur, leur valeur moyenne est respectivement de 5,4 microns et 44,7 microns.

Après le rodage (tableau III.1b), les Ra et les RT mesurées ont pour valeur moyenne, respectivement, 0,86 microns et 15,5 microns. Sur les 4 cylindres, le Ra mesuré est supérieur à celui demandé sur plan qui est de 0,4 microns.

Tableau III.1 : mesures de rugosités dans les cylindres.

Ra (μm)	02	06	04	07	moyenne	RT (μm)	02	06	04	07	moyenne
A2	6,89	5,20	4,12	4,62	5,21	A2	40,4	54,2	33,7	39,2	41,9
B2	7,82	5,20	4,49	4,93	5,61	B2	50,4	56,0	45,3	41,7	48,4
C2	6,33	6,02	4,07	5,02	5,36	C2	36,9	53,7	33,4	61,2	46,3
D2	6,05	5,92	4,32	4,68	5,24	D2	34,9	42,9	49,6	41,0	42,1
moyenne	6,77	5,59	4,25	4,81	5,36	moyenne	40,7	51,7	40,5	45,8	44,7

a) avant rodage

Ra (μm)	02	06	04	07	moyenne	RT (μm)	02	06	04	07	moyenne
A2	0,48	0,95	1,63	0,68	0,94	A2	11,9	14,2	19,0	20,2	16,3
B2	0,56	1,01	0,75	0,65	0,74	B2	6,7	12,0	23,3	24,5	16,6
C2	0,46	1,21	0,53	1,12	0,83	C2	5,4	9,6	11,6	29,4	14,0
D2	0,43	0,87	0,51	1,91	0,93	D2	8,0	11,3	9,7	30,5	14,9
moyenne	0,48	1,01	0,86	1,09	0,86	moyenne	8,0	11,8	15,9	26,2	15,5

b) après rodage

Des répliques des surfaces frottantes des cylindres (figure III.2) ont été effectuées car elles ne peuvent pas être observées au microscope sans procéder à la découpe des cylindres. Les répliques sont des films de polymère, qui une fois ramollies par l'immersion dans un solvant sont posées sur la surface, en séchant, elles prennent une empreinte de la surface.

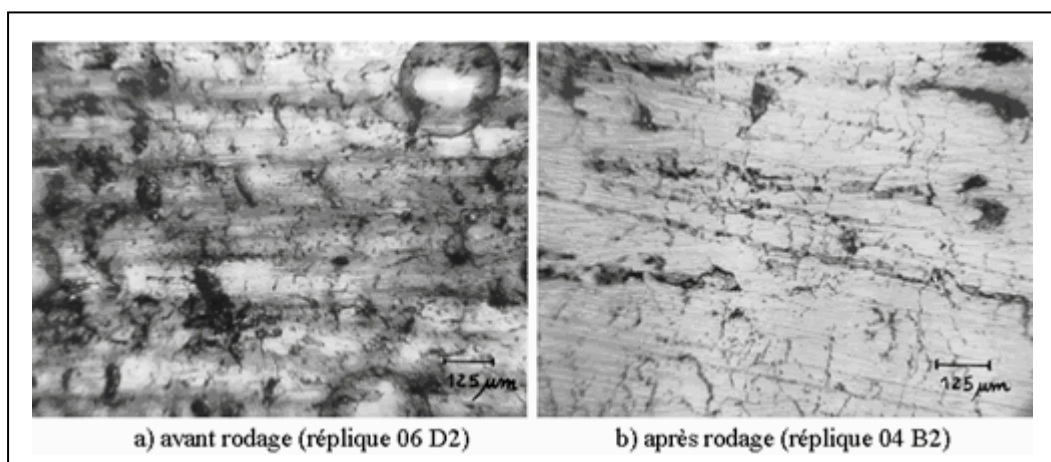


Fig III.2 : photos au MP des répliques des cylindre.

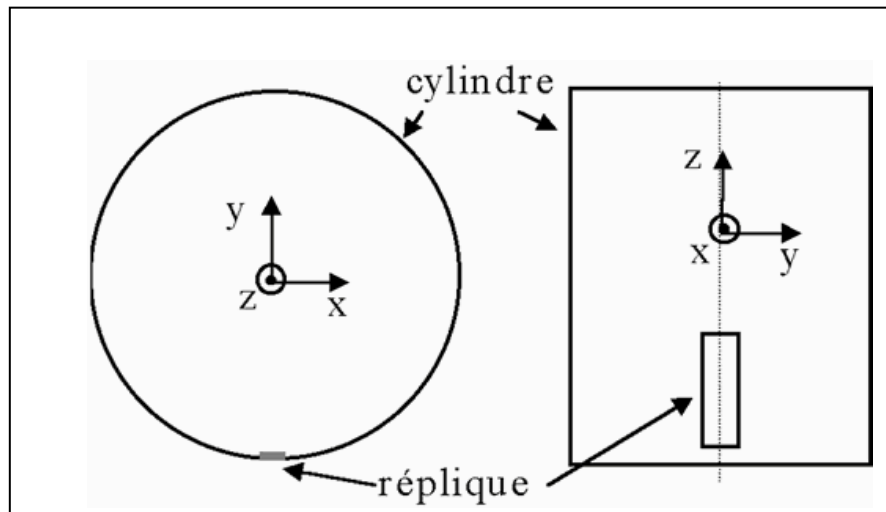


Fig III.3 : réplique dans un cylindre.

La surface des cylindres après rodage est lisse avec des "imperfections" qui sont les sommets de stries d'usinage couchés lors du rodage orientés dans tous les sens, les creux des stries d'usinage et les stries de rodage toutes orientées dans le même sens (figure III.4).

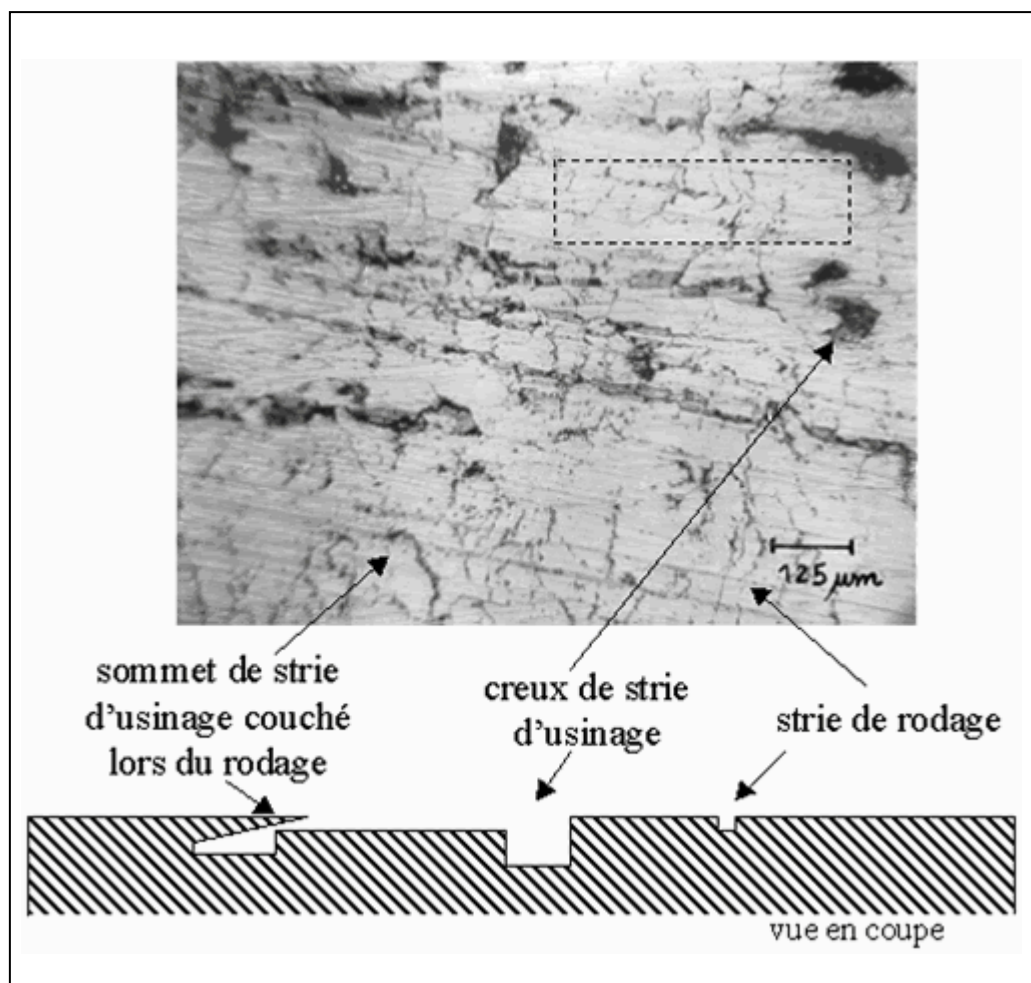


Fig III.4 : morphologie de la surface des cylindres.

Le Ra et le RT mesurés sur les cylindres après rodage prennent en compte les creux des stries d'usinage, les sommets couchés de stries d'usinage et les stries de rodage, ce sont donc des critères globaux de rugosités. Si les mesures avaient été effectuées dans une zone comme celle indiquée en pointillé sur la figure (III.4), le Ra et le RT auraient été plus faibles. Les critères de rugosités sont donc des données insuffisantes pour caractériser la morphologie d'une surface, l'observation de la surface est nécessaire afin de connaître la morphologie réelle de la surface.

III.4 Segmentation

III.4.1 Rôles de la segmentation

- Assurer l'étanchéité aux Gaz : ce rôle sera surtout assuré par le segment coup de feu, il est essentiel pour diminuer le blow-by (passages des gaz de combustion dans le bloc moteur), et la température des segments inférieurs [4].
- Assurer l'étanchéité à l'huile : ce sera surtout le rôle du segment racleur mais le segment d'étanchéité a aussi une grande importance
- Evacuer la chaleur du piston vers le cylindre.

III.4.2 Matériaux utilisés

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.
- Une bonne caractéristique de frottement y compris dans des cas de lubrification limite.
- Une bonne résistance à l'usure.
- Une bonne résistance aux températures élevées.

III.4.3 Etat de surface des segments

L'état de surface des segments est dû à leur usinage sur un tour vertical avec un outil diamant. Les photos et le profil de cette surface se trouvent dans la figure (III.5). Les stries d'usinage sont parallèles et dans le sens de la circonférence du segment. Le profil de rugosité (figure III.5d) montre qu'il y a 8 stries d'usinage pour 2 mm, le pas de l'outil de tournage doit donc être de 0,25 mm. Les mesures de rugosités sur les segments ont donné un Ra = 5,8 microns et un RT = 44,3 microns [28].

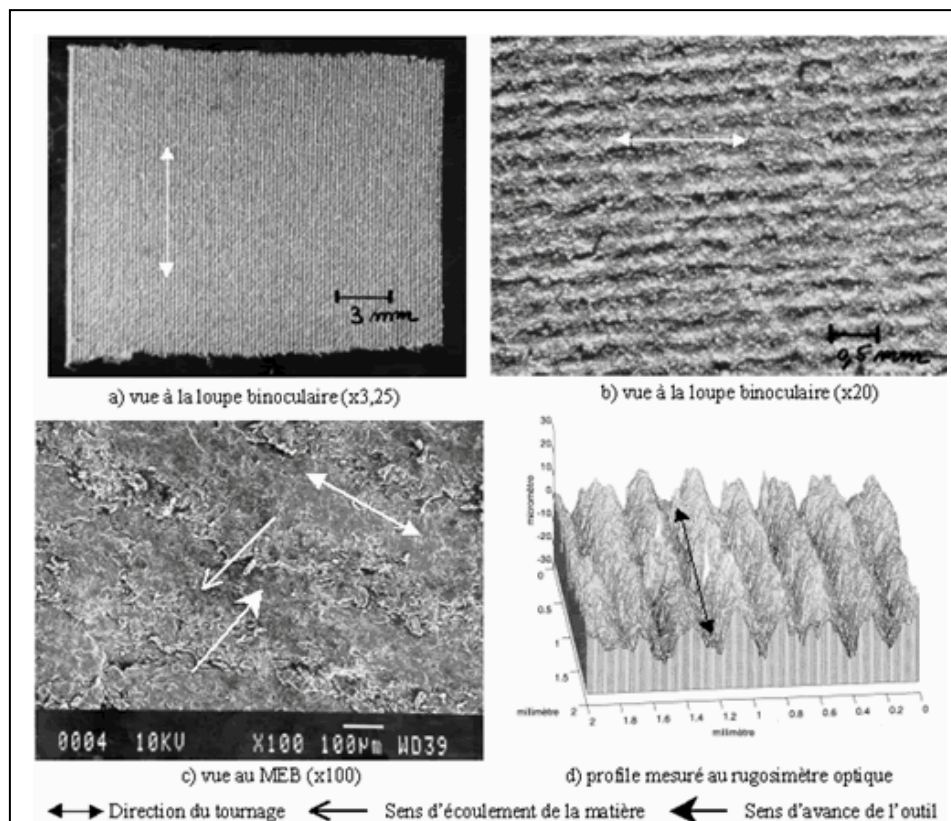


Fig III.5 : morphologie de surface des segments en PC46.

Sur la photo de la figure (III.5c), la matière s'écoule dans un sens perpendiculaire à la direction des stries et dans le sens inverse du sens d'avance supposé de l'outil, dans ce cas la matière recouvre alors en partie la strie précédente (figure III.6).

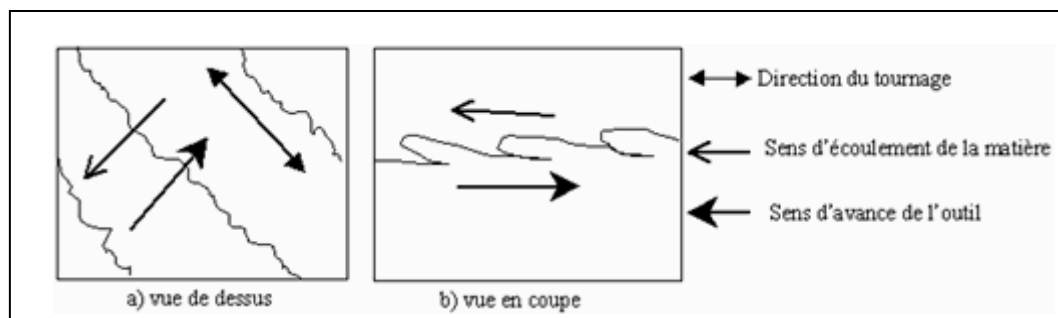


Fig III.6 : hypothèse sur les effets de l'usinage.

Du fait de cette orientation privilégiée, l'action du premier demi-cycle de frottement entre le segment et le cylindre sera fonction de son sens par rapport à celui de l'avance de l'outil.

III.4.4 Fonctionnement d'un segment

La pression de contact entre le segment et la chemise est assurée par l'élasticité propre du segment (ou du ressort dans certains cas de racleurs) et par la pression de gaz derrière le segment ; voir Figure (III.7) [4].

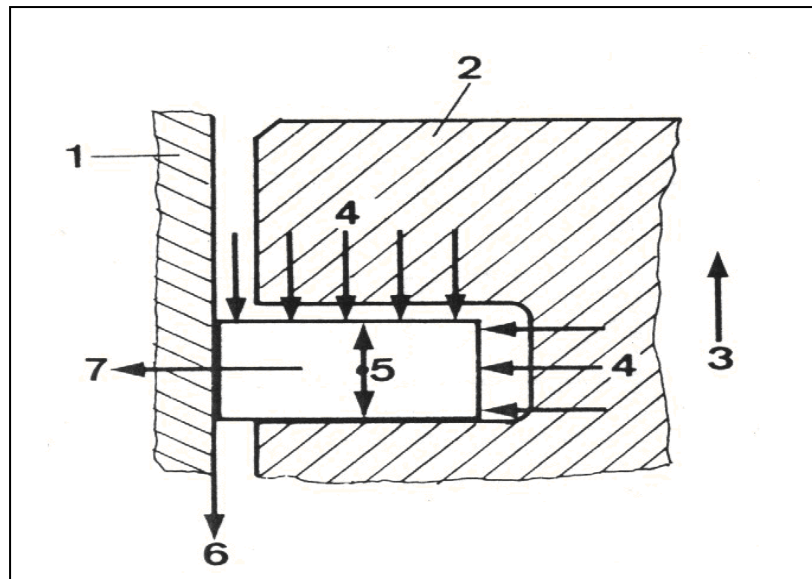


Fig III.7 : Fonctionnement du segment.

- 1- Chemise
- 2- Piston
- 3- Sens de déplacement du piston
- 4- Pression de gaz
- 5- Force d'inertie
- 6- Force de frottement
- 7- Force à la pression des gaz

III.5 Usure générale du contact segment-cylindre

Les organes les plus sensibles étant l'ensemble segments-cylindre des moteurs à essence et Diesel, l'ensemble piston-cylindre des moteurs à 2 temps.

L'usure adhésive entre deux surfaces métalliques en glissement peut revêtir deux formes caractéristiques :

- L'usure adhésive douce ou modérée que l'on qualifiera « d'usure adhésive normal » est celle qui effectue, en régime limite ou mixte. C'est cette forme d'usure, relativement contrôlée, qui affecte l'ensemble des organes lubrifiés d'un moteur.
- L'usure adhésive sévère ou « usure adhésive anormale » est caractérisée par un frottement élevé et irrégulier. Le terme ultime d'évolution de ce type d'usure est le « grippage ».

C'est cette forme d'usure grave qui est la plus redoutée des motoristes car elle peut entraîner la mise hors service du moteur.

III.5.1 Usure par abrasion

Quand la face d'un segment est couverte de rayures verticales, d'un gris terne et sa coupe est trop grand (la vérifier dans un cylindre neuf), c'est qu'il est usé par abrasion.

Une autre indication de la présence de particules abrasives dans le moteur est donnée par des rayures verticales, grises et ternes sur la jupe des pistons, sur la paroi des alésages des cylindres, par un cardon prononcé en haut du cylindre, par un piston lâche et par des coussinets de bielle et de palier profondément rayés.

Des segments de compression très usés se reconnaissent à la diminution de leur largeur. Donne une comparaison entre un segment dont la largeur est diminuée par usure sur la gauche, et un segment neuf sur la droite.

Nous avons ce qui cause l'usure par abrasion mais comment ces agents abrasifs pénétrant ils dans le moteur ?

Peut être par de la saleté laissée dans le moteur, lors de la dernière révision. Par le système d'admission d'air, par le reniflard du carter ou par le système d'alimentation ces particules abrasives sont aussi produites par le frottement des pièces à frottement et à mesure de leur usure [10].

III.5.2 Usure adhésive

III.5.2.1 Aspects tribologiques de l'usure adhésive

L'usure adhésive est le type d'usure le plus fondamental. Elle est due au cisaillement par frottement des micro-soudures ou jonctions qui se forment entre deux aspérités en contact direct métal-métal.

En effet lorsque les deux surfaces sont en mouvement relatif, l'énergie thermique dissipée par frottement, alliée aux très fortes pressions ponctuelles suffit pour provoquer un écoulement plastique localisé du métal et souder les aspérités en contact. Les « jonctions » ou « ponts » sont appelés « points chauds » par Bowden et Tabor [11].

- ❖ **Des soudures chaudes :** c'est-à-dire des soudures métallurgiques accompagnées d'une interdiffusion et d'une recristallisation du matériau près de l'interface (figure III.8.A).
- ❖ **Des soudures froides :** c'est-à-dire des jonctions dues à l'adhésion des métaux à des températures qui peuvent être relativement basses (figure III.8.B).

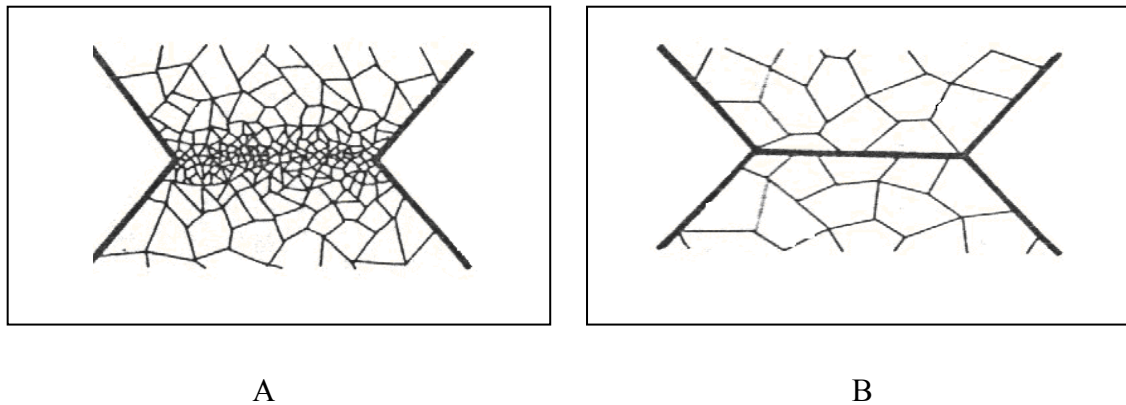


Fig III.8.(A.B) : type de jonction.

A : soudure chaud ou métallurgique

B : soudure froide ou joint adhésif

III.5.2.2 Mécanisme de l'usure adhésive

a) Usure sévère

La résistance au cisaillement, des soudures est supérieure à la résistance au cisaillement du corps le plus tendre, la rupture se produit à l'intérieur du corps le plus tendre B (Fig III. 10A).

Le fragment d'usure cisailé du métal B peut soit rester fixé sur la surface la plus dure A, on dit qu'il y a « transfert métallique » et rapidement de frottement de A sur B devient le frottement de B sur B.

Soit être détaché et expulsé du contact sous forme de particule d'usure, ce dernier frottement durci par écrouissage et oxydation, contribue ensuite à l'usure des pièces frottantes selon processus purement abrasif. Dans ce cas, le frottement est appelé « frottement par soudure » ou « frottement interne » et l'usure importante qui en résulte est appelée « l'usure sévère ».

Le transfert métallique adhésif est montré sur la figure (III.9) ; une coupe métallographique, pratiquée dans la première gorge d'un segment « gomme » de moteur Diesel, représente un fragment d'alliage léger de piston (métal le plus tendre) transféré, après cisaillement d'une jonction adhésive, sur la surface dure du flanc inférieur du segment en fonte à graphite lamellaire ici le « gommage » dû aux dépôts accompagne d'une adhésion métallique.

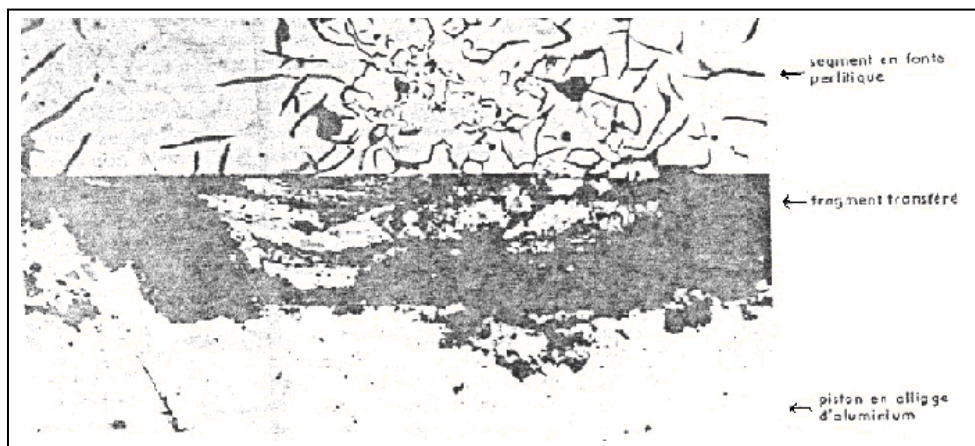


Fig III.9 : Transfert adhésif entre segment et gorge de piston de moteur (X1000).

b) Usure modérée

Lorsque les soudures de l'interface sont plus fragiles que le matériau le plus mou, elles sont alors le siège du cisaillement ; il n'y aura ni transfert, ni déchirement, le coefficient de frottement sera plus faible que dans le cas précédent, c'est le « frottement par cisaillement » figure (III.10B) ou appelé encore « frottement externe » ce cas de frottement se produit, par exemple, lorsque les surfaces métalliques sont oxydées, ce qui accompagnant ce frottement est dit « usure douce ou modérée » [11].

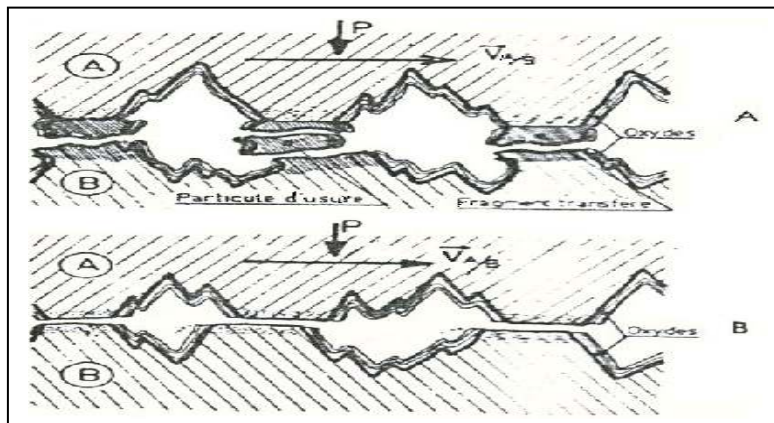


Fig III.10 : Mécanisme de l'usure adhésive.

A : frottement par « soudure » (cisaillement dans le métal le plus tendre) – usure sévère-

B : frottement par « cisaillement » (cisaillement à la jonction) – usure modérée –

III.5.2.3 Régime d'usure adhésive

a) Régime d'usure sévère

Les débris sont des fragments métalliques de dimensions relativement importantes, qui se détachent du film transféré selon un processus expliqué par J.K.Lancaster. selon lequel la couche transférée atteint un état d'équilibre dynamique, le matériau la constituant étant

continuellement enlevé et remplacé, les particules transférées subissent toute une série de transformations (oxydation, écrouissage,...), avant de quitter l'interface, les débris détachés du contact étant en moyenne cinquante fois plus grand que les particules initiales.

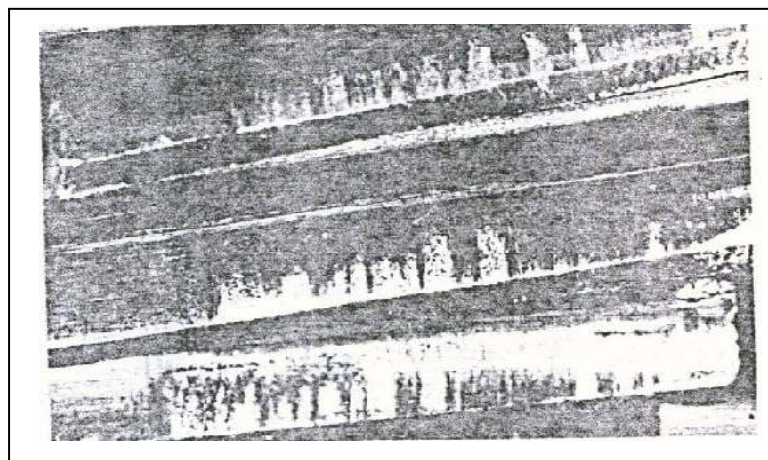
b) Régime d'usure modérée

Les particules détachées du contact, de très petites dimensions sont constituées d'oxydes métalliques. L'usure douce est atteinte lorsque l'équilibre entre le taux de formation de surface métallique libre par contact intermétallique suivi d'un transfert de fragment et le taux de formation d'oxyde est atteint, cet équilibre est très pointu [11].

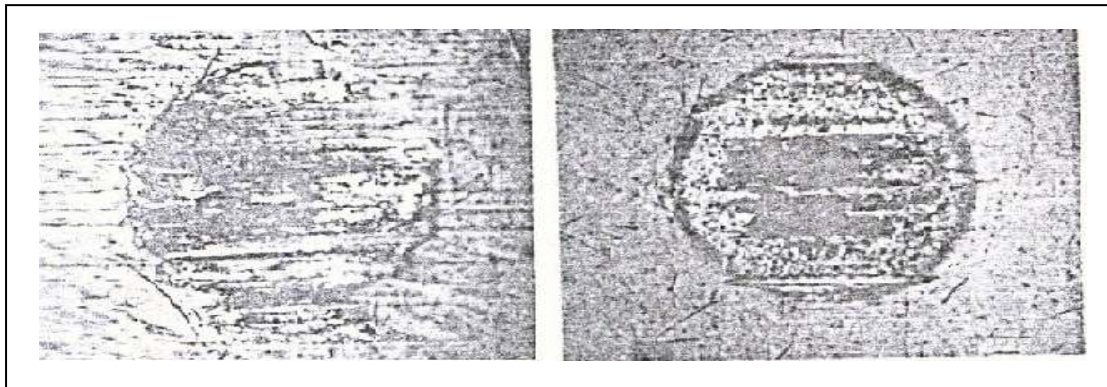
L'usure modérée apparaît surtout aux faibles charges et aux faibles vitesses lorsque le film d'oxyde n'est pas enlevé de l'interface trop brutalement, mais, elle peut aussi être favorisée par l'élévation de température due aux grandes vitesses, et/ ou aux fortes charges qui entraîne une forte oxydation.

III.5.2.4 Aspects visuels des détériorations d'origine adhésive

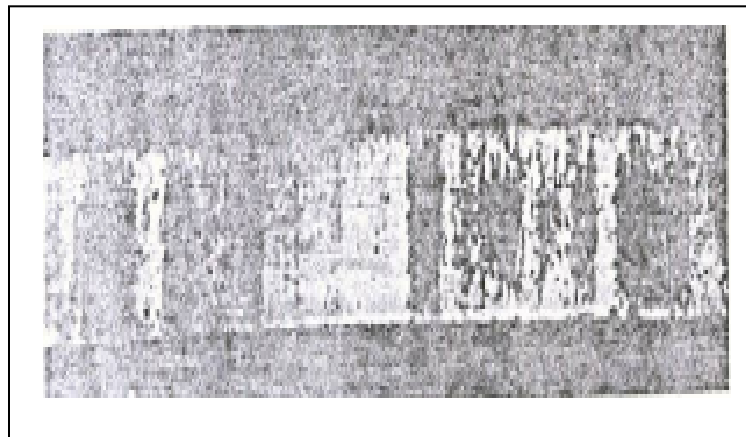
Il est assez difficile en observant sur une surface usée des détériorations en forme de rayures, ou de griffures de dire si elles sont d'origine adhésive ou abrasive. Néanmoins, l'usure adhésive pure est toujours accompagnée d'un échauffement au moins local des surfaces métalliques, qui à l'observation visuelle, se traduit par l'aspect caractéristique d'éraillage dû à l'avrachment de microsoudures comme le montre la photographie des flancs de dentures d'engrenage grippé (figure III.11A) et des empreintes d'usure, sur éprouvettes de frottement sphériques (figure III.11B) ou de zones colorées sombres (brunissage ou brûlage) orientées dans la direction du glissement et traduisant un échauffement important comme il apparaît sur les photographies des segments rayés de la figure (III.11C) [11].



(A) : Usure adhésive (grippage) sur dentures d'engrenage.



(B) : Empreinte d'usure adhésive sur frotteurs sphériques.



C- Rayage de segment de moteur Diesel.

Fig III.11.(A, B et C) : Aspects des détériorations adhésives.

Selon l'aspect et la sévérité de la détérioration, le dommage causé par usure adhésive se nomme :

- **Le grippage**

Certains entendent par ce terme une avarie localisée n'entraînant pas l'arrêt brutal du mouvement et d'autres voient dans celui-ci un arrêt total du mouvement relatif des surfaces frottantes par soudure franche ou blocage par coincement. En fait, le grippage né du contact brutal de deux surfaces métalliques peut revêtir toutes les formes allant du microgrippage ou soudure d'aspérités antagonistes à la soudure franche de deux pièces. Il n'y a pas de différence de nature entre ces phénomènes mais seulement différence d'échelle.

- **Le rayage adhésif**

Est une détérioration localisée causée par la présence d'une soudure en phase solide entre les surfaces frottantes, sans fusion locale de surface.

- **Le rayage féger ou griffage**

Est la formation de fines rayures dans la direction du glissement. C'est une détérioration mineure d'origine soit adhésive, soit abrasive, soit les deux à la fois.

Tous ces termes dont la signification physique exacte est toujours subtile, correspondent plus à un résultat qu'une cause d'usure, celle-ci étant généralement adhésive mais pouvant aussi être abrasive.

III.5.2.5 Taux d'usure (théorie de J.F.Archard)

Certains auteurs ont cherché à relier le taux d'usure adhésive aux différents paramètres qui interviennent dans le frottement.

C'est aussi que J.F.Archard, émettant le premier l'idée d'une certaine probabilité pour qu'une particule d'usure puisse se former à partir de la jonction.

$$v = \alpha \frac{K}{3} \cdot \frac{PL}{Hr} \quad (\text{III.1})$$

v : Taux d'usure adhésive en volume ;

α : Coefficient caractérisant le type de frottement ;

$\alpha = 1$ pour le frottement sec ou à très faible vitesse

$\alpha < 1$ pour le frottement lubrifié

K : Probabilité pour qu'un fragment d'usure soit produit par une jonction donnée.

K est considéré comme le coefficient d'usure adhésive. K varie de 0.1 à 0.01 pour l'usure sévère (frottement sec contact métal-métal). Il est l'ordre de 10^{-5} en régime d'usure douce (frottement lubrifié limite, surfaces oxydées) et peut atteindre 10^{-6} à 10^{-7} pour un frottement bien lubrifié.

3 : Facteur de forme pour une particule d'usure de forme hémisphérique, ce facteur est différent de 3 pour les autres formes de particule ;

P : Charge normale appliquée ;

L : Distance de glissement ;

Hr : Dureté du matériau le plus tendre (analogue à la pression d'écoulement plastique du métal) ;

Il apparaît que le diamètre des jonctions ou la dimension de la particule d'usure n'intervient pas dans l'expression du taux d'usure.

III.5.2.6 Comportement des métaux purs

La compatibilité métallurgique des couples de matériaux a été reliée à leur comportement à l'usure adhésive et au frottement. C'est ainsi que L.F.Coffin Jr a pu grâce à des expériences de frottement sec conduites sous atmosphères variées (air, oxygène, hélium, hydrogène,

...etc.) vérifier les relations [propriétés de frottement, capacité de donner des alliage] de couples de métaux purs qu'il a classés en 4 catégories comme l'indique le tableau (III.2)

Tableau III. 2 : Compatibilité métallurgique des métaux et comportement à l'usure adhésive

Classe	Compatibilité métallurgique	Comportement à l'usure et au frottement	Exemples
A	Solubilité solide complète	Frottement par soudure - Grippage - Transfert et usure très importante - Coefficient de frottement élevé	Cu – Ni Mo – Cr Fe – Ni Fe – Cr
B	Solubilité solide partielle et éventuellement formation de composées intermétalliques	Frottement par soudure - Usure adhésive sévère - Transfert important - Coefficient de frottement élevé	Ag – Cu Ni – Cr Fe – W
C	Faible solubilité solide mais formation de composés intermétalliques selon le diagramme d'équilibre	Cisaillement dans le métal le plus tendre - Manques sur le matériau dur - Transfert et usure plus ou moins importants - Coefficient de frottement intermédiaire	Al – W Fe – Ta Fe – Zn Cu – Sn Ni – Sn Fe - Zr
D	Pas d'alliage Très faible solubilité lorsque le métal le plus fusible est liquide	Frottement par cisaillement à l'interface - Adhésif faible - Usure faible - Coefficient de frottement faible	Fe – Ag Ag – Ta Fe – Pb Cr – Mo

Il a été démontré que statistiquement et en première approximation, la résistance à l'usure adhésive des métaux frottant sur de l'acier, augmentait lorsque leurs températures de fusion.

Il a également été trouvé que les métaux se comportant bien avec l'acier étaient soit les métaux insolubles dans le Fer, soit ceux formant avec celui-ci des composés intermétalliques, en fait, les bons couples anti-usure sont ceux qui possèdent une liaison covalente et les mauvais ceux qui possèdent une liaison métallique prononcée.

III.5.2.7 Comment combattre l'usure adhésive

a)- Au niveau de la conception technologique et géométrique des surfaces de contact, il est possible de prévenir l'usure adhésive en diminuant les échauffements interraciaux dus au frottement, ce que l'on obtient :

- En limitant la distribution des pressions de contact et / ou des vitesses de glissement (facteur PV).
- En assurant un refroidissement convenable des surfaces ; par un choix de matériaux thermoconducteurs, par un dessin des pièces au voisinage du contact favorisant la dissipation des calories et éventuellement par l'emploi d'un fluide réfrigérant (air, eau,.....) qui d'ailleurs peut être constitué par le lubrifiant lui-même.

b)- Au niveau du choix des matériaux des surfaces en frottement, il y a intérêt à utiliser des couples de matériaux possèdent de faibles interactions, donc une énergie d'adhésion W_{ad} faible, c'est-à-dire des matériaux ne donnant pas lieu à des soudures en phase solide.

Exemples : bronze -acier ; chrome – fonte ; alliage antifriction – acier ; cermets et carbures métalliques – métaux ; matériaux plastiques – métaux.

Il y a également intérêt à utiliser des matériaux durs afin de diminuer à la fois le taux d'usure (formule de Archard) et la grosseur des particules d'usure.

C'est ainsi que l'on peut utiliser les aciers trempés, cémentés, nitrurés et carbonitrurés. Le revêtement de chrome dur, les cermets (stellites) carbure, nitrures ou oxydes métalliques (céramiques).

c)- Il est particulièrement intéressant d'interposer entre les deux matériaux antagonistes un film autolubrifiant à faible résistance au cisaillement.

III.6 Vérification de l'usure des gorges de segment

En cas d'usure excessive des gorges des segments, il faut remplacer les pistons ou refaire les gorges de segment.

L'usure est estimée excessive, quand le jeu latéral des segments dépasse 0.2 mm (0.008 in) (Plusieurs moteurs diesel de fort alésage et à deux temps ont des limites d'usure différentes. Se reporter aux instructions du constructeur de ces moteurs, pour chaque cas).

Vérifier les gorges de segment en plusieurs endroits, car l'usure n'est pas uniforme, c'est la gorge du segment de fin qui s'use le plus, mais il convient de vérifier toutes les gorges du piston.

Pour vérifier l'usure des gorges, puis introduire une jauge d'épaisseur entre la face supérieure du segment neuf et le cordon du piston pour évaluer. La vérification de l'usure des gorges de segments Keystone peut également se faire en utilisant une jauge spéciale. Beaucoup de fabricants de segments fournissent les jauges spéciales permettant de mesurer l'usure des gorges. Ces jauges sont disponibles aussi bien pour mesurer les gorges de segment rectangulaires que les gorges de segments Keystone. Tous les pistons dont les gorges sont trop usées doivent être remplacées ou avoir leurs gorges refaites. On refait les gorges à l'aide d'un outil à retailler les gorges (mais seulement si cette opération est conseillée) [10].

a- Gorges de segments rapportes

Certains pistons, montés sur des moteurs assurent un service très dur, sont la gorge du segment de garnie d'un fourreau en acier ou en alliage, rapportée par usinage, l'usure latérale de la gorge et du segment s'en trouve retardée et la durée des pistons des segments prolongée.

b- Retaillage des pistons de segment d'un piston

Sur certains pistons, les gorges de segments usées, peuvent être remises en état, à l'aide d'une machine à retailler les gorges.

Ci cette opération est conseillée, refaire les gorges aux dimensions d'un segment neuf d'origine en ajoutant une entretoise plate en acier qui sera placée au dessus du segment.

Ces entretoises en acier traité doivent être posées au dessus des segments pour compenser la perte de métal résultant du retaillage. Ces entretoises sont plates et assurent une bonne surface d'appui sur toute la profondeur de la gorge on obtient ainsi une bonne étanchéité et un bon transfert de la chaleur entre la gorge et le segment. Les entretoises se montent facilement sans le secours d'outils spéciaux.

c- Vérification du jeu entre piston et cylindre

La plupart des pistons s'usent en cours de fonctionnement et peuvent prendre un jeu excessif, vérifier ce jeu lors de chaque révision du moteur. Remplacer les pistons quand leur jeu est supérieur à celui indiqué dans les spécifications du moteur. (Certains pistons de voitures automobiles peuvent être portés à un diamètre plus grand par moletage).

Mesure le jeu des pistons de la façon suivante :

1. mesurer le diamètre des cylindres à angle droit par rapport au vilebrequin, dans la partie inférieure ou la moins usée du cylindre utiliser un comparateur à cardan une jauge d'intérieure ou télescopique et un palmer.
2. Mesurer le diamètre du piston à l'aide d'un palmer entre ses faces de poussée.
3. La différence entre ces deux mesures donner au jeu du piston.

On peut aussi déterminer le jeu du piston à l'aide d'une jauge ruban et d'un peson, de la façon suivante :

- Introduire la jauge ruban dans le cylindre, le long des parois du cylindre où s'exerce la poussée.
- Retourner le piston et l'introduire dans le cylindre, sa face de pousse contre le ruban de la jauge.
- Pousser le piston vers le bas dans la partie inférieure du cylindre. Le ruban de la jauge doit se trouver coincer entre la face du piston et la parois du cylindre où s'exerce la poussée si non la mesure sera incorrecte.
- Tirer sur le ruban de la jauge pour le sortir d'entre le piston et la paroi du cylindre avec une force mesurée, par le peson de 2.5 Kg – 5.3 Kg.
- L'épaisseur du ruban de jauge qui peut être retiré avec une telle force de traction, indiquera le jeu du piston.

III.7 Les dissipations par frottements mécaniques

Une fraction de la puissance indiquée, produit de la pression moyenne indiquée par la cylindrée et la fréquence des cycles, est dissipée au sein même du moteur par les frottements mécaniques. L'étude de la chaîne cinématique principale d'un moteur conduit à distinguer [28]:

- Les dissipations résultant de frottement sec, ou plus précisément de frottement onctueux, c'est-à-dire avec contact immédiat des organes en mouvement relatif, imparfaitement séparés par une couche mince de lubrifiant partiellement adsorbé. Ce frottement est essentiellement présent au couple segment-cylindre et aux organes auxiliaires à faible vitesse de glissement.
- Les dissipations résultant de frottement visqueux obtenu en lubrification hydrodynamique, c'est-à-dire sans contact entre organes en mouvement relatif, grâce à l'interposition d'un film épais de lubrifiant dont l'écoulement des paliers et de la jupe de piston, de même que de tous les organes auxiliaires à vitesse de glissement élevée.

III.7.1 Les dissipations dues aux segments

Les dissipations au niveau d'un segment résultent de son application sur la chemise avec une pression spécifique P_s . Celle-ci résulte elle-même d'une pression P_{el} due à l'élasticité propre du segment et de la pression P_g des gaz agissant sur sa face postérieure figure (III.12).

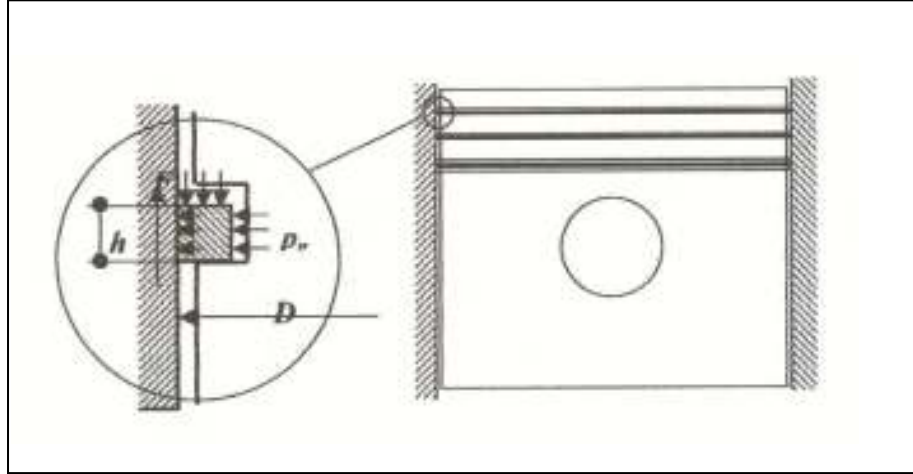


Fig III.12 : dissipation par frottement au niveau d'un segment.

La force F de frottement résultant de l'application du segment sur le cylindre par sa pression spécifique sur la surface πDh est liée au coefficient de frottement f qui prévaut au contact segment-chemise, et sa valeur s'écrit :

$$F = f P_s \pi D h \quad (\text{III.2})$$

Elle a pour équivalent de pression sur l'aire $\pi D^2/4$ du piston :

$$P_{fs} = 4 f \frac{h}{D} P_s \quad (\text{III.3})$$

L'intégration de cette "pression" dissipative sur un cycle opératoire du moteur, conduit à distinguer, pour le premier segment :

- Un terme propre à l'élasticité du segment, agissant durant les t courses du cycle
- Un terme propre à la pression venant de la chambre et agissant sur la face arrière, durant la course de compression
- Un terme propre à la pression venant de la chambre et agissant sur la face arrière, durant la course de détente
- Pour les moteurs à quatre temps, un terme propre à la pression venant de la chambre ou du carter d'embiellage et agissant sur la face arrière, durant les courses d'admission et d'échappement.

Il est commode à ce stade d'introduire les notions de :

- Pression moyenne de compression p_{mc} définie par la relation :

$$P_{mc} = \frac{1}{V_c} \int_1^2 p dV = r P_0 \frac{T_1}{T_0} \frac{\tau^{x_0} - 1}{x_0} \quad (\text{III.4})$$

Où l'exposant x_0 est la valeur moyenne de $\gamma - 1$ applicable à la phase de compression :

$$x_0 = 0.397 - 0.006 \tau^{0.5} \quad (\text{III.5})$$

- Pression moyenne de détente p_{md} , dont doit résulter la pression moyenne indiquée par soustraction de la pression moyenne de compression :

$$p_{mi} = p_{md} - p_{mc} \quad (\text{III.6})$$

- Pressions d'aspiration et d'échappement, assimilables à l'expression :

$$P_{ae} = r P_0 \frac{T_1}{T_0} \quad (\text{III.7})$$

Il vient ainsi pour le premier segment une pression moyenne équivalente au frottement :

$$p_{mf_{sl}} = 4 f \frac{h}{D} (t P_{el} + 2 P_{mc} + p_{mi} + (t - 2) P_{ae}) \quad (\text{III.8})$$

Pour les autres segments, soumis pratiquement à la pression de carter assimilée à la pression atmosphérique P_0 , on peut raisonnablement admettre qu'ils soient appliquées sur le cylindre par leur seule élasticité, de sorte que la contribution de chacun d'eux à la pression moyenne équivalente au frottement s'écrit :

$$p_{mf_{s>1}} = 4 f \frac{h}{D} t P_{el} \quad (\text{III.9})$$

La pression moyenne équivalente au frottement des n_s segments que comporte un moteur a donc pour formulation :

$$P_{mf_s} = 4 f \frac{h}{D} (n_s t P_{el} + (t - 2) P_{ae} + 2 P_{mc} + P_{mi}) \quad (\text{III.10})$$

Le rapport h/D des segments est toujours proche de 0.025 pour les moteurs d'alésage supérieur à 100 mm, et croît en raison inverse de l'alésage pour les moteurs plus petits. Le coefficient de frottement f est voisin de 0.20, malgré la présence de lubrifiant à l'interface segment-cylindre : ceci est dû aux conditions sévères d'étanchéité que doit assurer le segment et qui impliquent une lubrification réduite au minimum, mais suffisante pour maintenir l'usure à un taux acceptable. Enfin, la pression due à l'élasticité, qui doit précisément assurer le contact lorsqu'il y a dépression (phase d'aspiration), a pour valeur courante $P_{el} = 100 \text{ kPa}$

Ainsi, pour un moteur à quatre temps, de taux de compression $\tau = 10$ et comportant 3 segments, le fonctionnement à plein remplissage conduit à des valeurs $P_{mc} \approx 350 \text{ kPa}$ et $P_{mi} \approx 1200 \text{ kPa}$, ce qui donne $P_{mf_s} \approx 80 \text{ kPa}$. Cette dissipation est constituée pour plus de 50 % d'une composante constante, pour moins de 20 % de la contribution de la pression de compression et pour 30 % de la contribution de la pression moyenne indiquée.

Un calcul semblable effectué pour un moteur à quatre temps, de taux de compression $\tau = 17$, comportant 5 segments et fonctionnant à $P_{mc} = 500 \text{ kPa}$ et $P_{mi} = 900 \text{ kPa}$, conduit à une valeur $P_{mf_s} = 100 \text{ kPa}$, constituée pour plus de 60 % d'une composante, la contribution de la pression moyenne de compression et celle de la pression moyenne indiquée étant chacune de l'ordre de 20 %.

III.7.2 Les dissipations dues au frottement entre piston et cylindre

Une estimation raisonnable de l'énergie dissipée par frottement au niveau de la jupe du piston, (de même que celles intervenant au niveau des articulations) repose sur l'approximation de Petroff du fonctionnement hydrodynamique d'assemblages lubrifiés à géométrie cylindrique. Dans de tels assemblages en effet, l'hypothèse de concentricité exclut la notion d'une portance hydrodynamique telle que l'établit l'équation de Reynolds mais fournit une bonne approximation de la dissipation au sein du film lubrifiant.

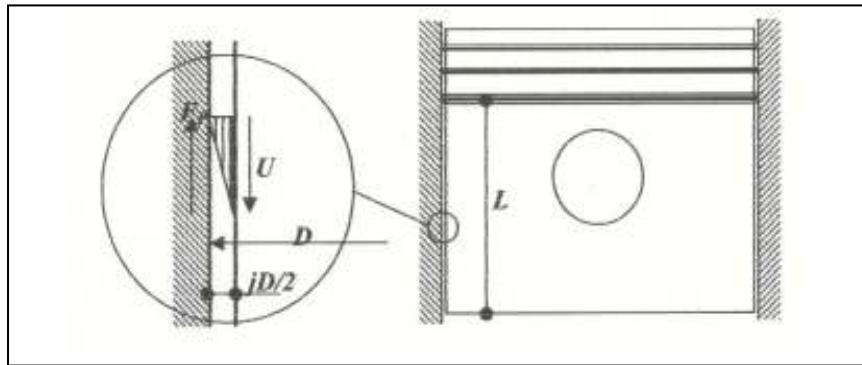


Fig III.13 : Dissipation par frottement au niveau de la jupe du piston

Appliquée à la coulisse cylindrique que constitue la jupe du piston (fig III.13), l'approximation de Petroff donne la valeur de la contrainte de cisaillement du lubrifiant, constante dans toute l'épaisseur du film :

$$\tau = \frac{\mu U}{jD/2} \quad (\text{III.11})$$

Où respectivement :

μ : est la viscosité dynamique du lubrifiant interposé entre jupe et chemise

U : est la vitesse relative de glissement

D : est l'alésage

j : est le jeu relatif entre jupe et chemise, jD étant le jeu diamétral de montage

L'effort tangentiel de frottement, produit de la tension de cisaillement par la surface de contact, a ainsi pour valeur :

$$F_p = \frac{\mu U}{jD / 2} \pi DL \quad (\text{III.12})$$

Pour une jupe de longueur L et donc de surface πDL . Il en résulte une pression équivalente sur la face du piston :

$$Pf_p = 8 \frac{\mu U}{jD} \frac{L}{D} \quad (\text{III.13})$$

L'expression de la pression moyenne équivalente au frottement du piston s'obtient par l'intégration sur un cycle de cette fonction en faisant intervenir le nombre de temps t du cycle opératoire :

$$Pmf_p = \frac{t}{V_C} \int_{V_{\min}}^{V_{\max}} P_{fp} dV \quad (\text{III.13})$$

Notant encore que l'on a par cylindre :

$$V_C = \frac{\pi D^2 C}{4} \quad \text{et} \quad dV = \frac{\pi D^2}{4} \frac{U}{\omega} d\theta \quad (\text{III.14})$$

Où C est la course du piston et ω la vitesse angulaire du vilebrequin, on obtient l'expression :

$$Pmf_p = \frac{t}{\pi D^2 C / 4} \int_0^x 8 \frac{\mu}{jD} \frac{\pi D^2}{4} \frac{L}{D} U^2 \frac{d\theta}{\omega} \quad (\text{III.15})$$

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

$$U = \frac{\pi}{2} u \sin \theta \quad (\text{III.16})$$

La vitesse angulaire est elle-même liée à la course et la vitesse linéaire moyenne du piston par la relation :

$$u = 2vC = \frac{\omega}{\pi} C \quad (\text{III.17})$$

Les substitutions ainsi effectuées conduisent à l'expression finale de la pression moyenne équivalente à la dissipation dans le film lubrifiant séparant la jupe du piston du cylindre :

$$Pmf_p = 2\pi t \frac{\mu u}{jD} \frac{L}{D} \int_0^x \sin^2 \theta d\theta \quad (\text{III.18})$$

C'est-à-dire :

$$Pmf_P = \pi^2 t \frac{\mu u}{jD} \frac{L}{D} \quad (\text{III.19})$$

Dans cette formulation, les valeurs usuelles sont $L/D \approx 0.75$, $\mu \approx 10^{-5} \text{ kPa}$ et $j \approx 10^{-3}$, lorsque le moteur a atteint son état normal de température.

III.7.3 Les sollicitations mécaniques et l'architecture générale

Lorsque la puissance est suffisante, l'architecture la plus souvent retenue est à nombre pair de cylindres, généralement multiples de 4 et /ou de 3, pour des raisons d'équilibrage des forces d'inertie génératrices de vibrations, et de régularité du couple instantané.

Pour les petites puissance, on trouve cependant nécessairement des architectures à 1.2 à 3 cylindres, qui sont toujours comme telles génératrices de vibrations, nécessitant des moyens extérieurs d'équilibrage et donnant lieu à des variations importantes du couple instantané, sollicitant la transmission.

Conclusion générale

Conclusion générale

Conclusion générale

Dans le travail qui a fait l'objet de ce mémoire, nous nous sommes intéressés à l'étude de comportement en frottement, usure de contact entre segments-cylindre dans un MCI.

Les surfaces métalliques, soumis à un frottement solide ou fluide, en présence ou non de lubrifiants, sont affectées par des formes d'usure qui peuvent aller de l'usure douce régulière et contrôlable (usure normale) à la détérioration brutale entraînant la mise hors service du mécanisme.

En augmentant les valeurs de la charge normale, la pression de contact augmente ce qui entraîne une augmentation de la température pendant le mouvement du système.

Contrairement à ce qu'il été dit par une partie des lois générales du frottement la vitesse à une grande influence du couple ce qui entraîne une diminution du coefficient de frottement.

D'après cette étude on conclue qu'il existe deux types principaux d'usure dans la zone de contact segments-cylindre.

Cite par ordre d'importance :

- usure abrasive
- usure adhésive

L'usure adhésive est le plus rencontrés. Ainsi que l'usure par polissage des cylindres des moteurs Diesel suralimentés, qui a pour origine, tout au moins partiellement une abrasion douce causée par les sels de calcium provenant du lubrifiant.

Dans le cas d'apparition de l'un de ces types, causé par la friction entre les pistons et les parois des cylindres et aussi de la résistance offerte par la compression.

L'un des inconvénients des phénomènes frottement-usure est la perte d'énergie sous forme de chaleur, n'oublions pas que l'énergie ne peut pas être détruite, on ne peut que la convertir ou la partager.

Si les éléments du moteur chauffent pendant que l'énergie accomplit un travail mécanique, une partie de cette énergie sera convertie en chaleur et sera perdue dans le système de refroidissement.

Pour remédié cet inconvénient l'utilisation du l'huiles de graissage est importante leur rôle est d'interposer un film d'huile entre deux surfaces dans la plupart des moteurs, et la friction s'en trouve réduite.

Références Bibliographique

- [01] TECHNIQUE D'INGENIEUR, Usure des contacts Mécanique BM5067.
- [02] FABIENNE GAZANION, Amélioration de la résistance à l'usure abrasive : titane grâce a la réalisation de traitements de surface par laser, Thèse de doctorat, Canada (2000).
- [03] NICCOLINI E. Adhérence du contact roue / rail en traction réalités tribologique en condition de démarrage. Thèse de Mécanique, Villeurbanne: INSA de Lyon, 2001,244.
- [04] OLIVIER BARRAU, Etude du frottement et de l'usure d'acier à outils de travail à chaud, Thèse de doctorat, Toulouse (2004).
- [05] NICOLAS FILLOT, Etude mécanique de l'usure - modélisation par éléments discrets des débits de troisième corps solide-, thèse de doctorat, INSA de Lyon (2004).
- [06] J-CAUBET et R-COURTEL, Théorie et pratique industrielle du frottement, Dunod Paris (1964).
- [07] JEAN-MARIE GEORGES, Frottement, Usure et lubrification, la tribologie ou science des Surfaces, EDITION EYROLLES. Paris (2000).
- [08] Traitement des surfaces, 2ème édition Paris (2001).
- [09] J-C.BALACEANU, Les lubrifiants moteur pertes par frottement et usure, publications de L'institut français du pétrole, Paris novembre (1978).
- [10] BLAU.P.J., Friction and Wear Transitions of Materials, Materials Science and Process Technology Series. Noyes Publications, Park Ridge, New Jersey, (1989)
- [11] HALLING J., Introduction to Tribology, Wykeham Publications, London, page157 - 160 (1976).
- [12] A.BOUCHOUCHA, Etude du comportement en frottement et usure des couples cuivre Acier et cuivre graphite dans un contact électrique glissant, Thèse doctorat d'état, Institut Génie mécanique (1988).

Résumé

Dans ce mémoire, nous nous sommes intéressés à l'étude de comportement en frottement, usure de contact entre segments-cylindre dans un MCI.

Les surfaces métalliques, soumis à un frottement solide ou fluide, en présence ou non de lubrifiants, sont affectées par des formes d'usure qui peuvent aller de l'usure douce régulière et contrôlable (usure normale) à la détérioration brutale entraînant la mise hors service du mécanisme.

En augmentant les valeurs de la charge normale, la pression de contact augmente ce qui entraîne une augmentation de la température pendant le mouvement du système.

Contrairement à ce qu'il été dit par une partie des lois générales du frottement la vitesse à une grande influence du couple ce qui entraîne une diminution du coefficient de frottement.

D'après cette étude on conclue qu'il existe deux types principaux d'usure dans la zone de contact segments-cylindre.

Mot clés: frottement, usure, lubrification, contact métallique, MCI, ...

ملخص:

في هذه المذكرة، إهتمنا في دراسة سلوك الاحتكاك، و التآكل الناتج بين القطاعات في اسطوانة محركات الاحتراق الداخلي.

السطوح المعدنية تتعرض للاحتكاك الصلب أو اللدن، مع أو من دون تشحيم، و التي تتأثر بأشكال ارتداء، و يمكن أن تتراوح من ارتداءات غازية عادية و تصعب السيطرة عليها يؤدي إلى تدهور حاد مما يسبب في اغلاق آلية الخدمة.

من خلال زيادة القيم من الحمل الطبيعي، الزيادة من ضغط الاتصال، والذي يسبب زيادة في درجة الحرارة خلال حركة النظام، على عكس ما قيل من قبل بعض القوانين العامة من سرعة الاحتكاك والتأثير الكبير من عزم الدوران مما أدى إلى انخفاض في معامل الاحتكاك.

من هذه الدراسة نستنتج أن هناك نوعان رئيسيان من التآكل بين القطاعات في إسطوانة المحرك.

كلمات المفاتيح : الاحتكاك، ارتداء، تزييت، معادن الاتصال، تآكل، ...