

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

Université du 20 Août 1955 Skikda
Faculté de Technologie
Département de Génie Mécanique



N° d'ordre :.....

Série :.....

THESE

Présentée en vue de l'obtention du diplôme de

DOCTEUR EN SCIENCES

Spécialité: Mécanique des Matériaux et des Surfaces

Par :

Djalab Abdelhakim

THEME

*Investigation expérimentale et statistique de la
dégradation des contacts secs dans un milieu pollué*

Soutenue le :

Devant le Jury composé de :

Président :	<i>BOUZAOUIT</i>	<i>Azzedine</i>	<i>Pr</i>	<i>U. Skikda</i>
Rapporteur :	<i>SARI</i>	<i>Mohamed Rafik</i>	<i>Pr</i>	<i>U. Annaba</i>
Examineurs :	<i>BENRETEM</i>	<i>Abdelouahab</i>	<i>Pr</i>	<i>U. Annaba</i>
	<i>KHOCHEMANE</i>	<i>Lakhdar</i>	<i>Pr</i>	<i>U. Skikda</i>
	<i>DIB</i>	<i>Amar</i>	<i>M.C./A</i>	<i>U. Annaba</i>
	<i>KELAIAIA</i>	<i>Ridha</i>	<i>M.C/A</i>	<i>U. Skikda</i>

Année : 2017



Remerciements

*Remerciements à **Dieu** – le tout puissant – qui m’a aidé à réaliser ce travail.*

*Je tiens à remercier vivement mon encadreur le **Pr. Sari Mohamed Rafik**, Professeur à l’université d’Annaba, d’avoir proposé, dirigé et suivi ce travail.*

*Je remercie vivement l’ensemble des membres du jury, en commençant par Mr **Bouzaouit Azzedine** professeur à l’Université de SKIKDA, pour avoir accepté de présider le jury de cette thèse. Je remercie également Monsieur **Benretem Abdelouahab**, professeur à l’Université d’ANNABA, Monsieur **Khochemane Lakhdar**, professeur à l’Université de SKIKDA, Monsieur **Dib Ammar** Maître de conférences à l’Université d’ANNABA et Monsieur **Kelaiaia Ridha** Maître de conférences à l’Université de SKIKDA pour avoir accepté d’examiner cette thèse.*

Mes remerciements vont également à l’ensemble des enseignants et les collègues d’études, qui m’ont aidé pour la réalisation de ce travail.

Sans oublier tout le personnel du département de génie mécanique.

Dédicace

Je dédie ce travail:

Aux deux personnes qui ont su me soutenir tout au long de mes études, parfois me réconforter dans les moments difficiles, et qui sans eux je n'aurai pu effectuer ce travail.

«Mon très cher père et Ma très Chère Mère».

A mes frères et mon grand-père et à mes grandes mères.

A ma femme S .Ch , et ça familles.

A tous mes oncles et leurs familles, mes tentes et leurs familles.

A tous mes amis.

.....Abd Elhakim

Résumé

Thème

«Investigation expérimentale et statistique de la dégradation des contacts secs dans un milieu pollué »

Résumé :

Dans ces dernières années, l'effet des particules solides sur la dégradation des surfaces en contact a fait l'objet de nombreuses études. En effet, la présence de ces particules indésirables entre deux corps en mouvement relatif, peut endommager les surfaces et conduire à la destruction totale des mécanismes.

Ce travail de thèse s'intéresse en premier lieu aux effets de la pollution solide sur la dégradation des contacts purement secs, se traduisant par l'évolution de l'usure, de la rugosité, de la vibration et de la température de fonctionnement. Dans un second temps, une investigation statistique de l'effet des paramètres de fonctionnement (charge, taille des particules, vitesse) sur la dégradation du contact sec pollué a été réalisée en utilisant à la fois la méthodologie de surface de réponse (MSR) et l'analyse de variance (ANOVA).

Enfin, la présence inévitable des particules solides dans un contact mécanique a un effet nuisible vu qu'elle accélère la dégradation des surfaces en contact. En effet les résultats obtenus expriment de la plus belle manière les raisons de réduction de la durée de vie des systèmes tribologiques dans un milieu fortement pollué.

Mots-clés : contact sec, pollution solide, dégradation, modélisation statistique

ABSTRACT

Thème

«Investigation expérimentale et statistique de la dégradation des contacts secs dans un milieu pollué »

Abstract

In recent years, the effect of solid particles on the failure of contacting surfaces were the subject of several studies. Indeed, the presence of these undesirable particles between two bodies in relative motion can damage the surfaces and lead to the overall failure of the mechanisms.

This thesis focuses primarily on the effects of solid contamination on the failure of purely dry contacts. In fact, our attention was dedicated to the evolution of wear, roughness, RMS vibration and contact temperature. The rafter, a statistical investigation of the effect of operating parameters (i.e. Load " Q ", Particle Size " S " and Rotational Speed " V ") on the failure of contaminated dry contact was studied using both response surface methodology (RSM) and analysis of variance (ANOVA) techniques.

Finally, the inevitable presence of solid particles between the contacting surfaces has a detrimental effect because it accelerates the failure. In fact, the obtained results express the reasons of lifetime reduction of tribological systems in highly contaminated medium.

Keywords: Dry Contact, Solid Contamination, Failure, Statistical Modeling

ملخص

Thème

«Investigation expérimentale et statistique de la dégradation des contacts secs dans un milieu pollué »

في السنوات الأخيرة، كان تأثير الجزيئات الصلبة على تدهور الأسطح المتلامسة موضوعا للعديد من الدراسات. في الواقع، إن وجود هذه الجزيئات غير المرغوب فيها بين جسمين في حركة نسبية، قد تلحق الضرر بالأسطح ويؤدي إلى خراب كلي للآليات.

هذه الأطروحة تركز في المقام الأول عن آثار التلوث الصلب على تدهور المتلامسات الجافة البحتة. مما يؤدي إلى تطور التآكل، والخشونة، والاهتزاز ودرجة الحرارة. في الخطوة الثانية، تحقيق إحصائي لتأثير عوامل التشغيل (الثقل، وحجم الجسيمات، والسرعة) على تدهور التلامس الجاف الملوث الذي أنجز باستعمال كل من منهجية استجابة السطح (RSM) و تحليل التباين (ANOVA).

وأخيرا، فإن وجود الجزيئات الصلبة لا مفر منه في اتصال ميكانيكي فيترك أثرا سلبيا لأنه يسرع تدهور الأسطح المتلامسة. والواقع أن النتائج التي يتم الحصول عليها تعبر بأفضل طريقة عن الأسباب التي تحد من مدة حياة الأنظمة ذات الاحتكاك في محيط شديد التلوث.

كلمات مفتاحية: تلامس جاف، تلوث صلب، تدهور، النمذجة الإحصائية

Table des matières

Nomenclature	1
Introduction générale	3

CHAPITRE I
GENERALITES ET CONTEXTE DE L'ETUDE

I.1 Introduction	5
I.2 Historique	5
I.3. Actions de contact	9
I.3.1. Définition d'un contact	9
I.3.2. Etude des contacts mécaniques	10
I.3.2.1 Formes de contacts	10
I.3.2.2 Types de contacts mécaniques	12
I.3.2.2.1 Contact sur une aspérité	12
I.3.2.2.2 Contact ponctuel ou linéique	13
I.3.2.2.3 Contact plan	14
I.3.2.2.4 Contact du cylindre sur un plan	15
I.3.2.2.5 Contact extérieur de deux cylindres parallèles	16
I.3.3 Sollicitations du contact	16
I.3.3.1 Mode de contact	16
I.3.3.2 La charge ou dynamique du contact	17
I.3.3.3 La vitesse ou cinématique du contact	17
I.3.3.4 La température	18
I.3.3.5 Ambiance (Environnement)	19
I.3.3.6 Matériaux	19
I.3.3.6.1 Caractéristiques mécaniques des matériaux solides	19
I.3.3.7 Etats de surface	20
I.3.3.7.1 Description des surfaces	20
I.3.3.7.2 La rugosité	21
I.3.3.7.3 Surface de contact	21
I.3.3.7.3.1 Surface de contact nominale	21
I.3.3.7.3.2 Surface de contact réelle	22
I.3.3.7.3.3 Surface de contact en présence d'une force de cisaillement	22
I.4. La tribologie	24
I.4.1 Définition	24
I.4.2 Importance de la tribologie	25
I.4.3 Aspects scientifiques de la tribologie	25
I.4.4 Le circuit tribologique	26

I.4.5 Perspectives de la tribologie	27
I.5. Le frottement	27
I.5.1 Définition	27
I.5.2 Mode de frottement	27
I.5.2.1 Frottement de roulement	27
I.5.2.2 Frottement de pivotement	28
I.5.2.3 Frottement de glissement	28
I.5.3 Force et coefficient de frottement	28
I.5.3.1 Comportement du coefficient de frottement	30
I.5.3.2 Valeurs pratiques du coefficient de frottement	32
I.5.4 Lois de frottement	33
I.6 L'usure	33
I.6.1 Formes d'usure	34
I.6.1.1 Classification technologique	34
I.6.1.2 Classification scientifique	34
I.6.1.2.1 Usure adhésive	34
I.6.1.2.2 Usure abrasive	35
I.6.1.2.3 Usure par fatigue	36
I.6.1.2.4 Autres formes d'usure	37
I.6.1.2.4.1 Usure par érosion	37
I.6.1.2.4.2 Usure corrosive	37
I.6.1.2.4.3 Usure induite par petits débattements	37
I.7 La lubrification	38
I.7.1 Régimes de lubrification	38
I.7.2 Pollution solide du lubrifiant	39
I.7.2.1 Types de particules polluantes	39
I.8 Conclusion	41

CHAPITRE II

METHODOLOGIE DE L'ETUDE EXPERIMENTALE

II.1 Introduction	42
II.2 Outils expérimentaux	42
II.2.1 Dispositif expérimental	42
II.2.2 Matériel utilisé	43
II.2.3 Consommables	43
II.2.3.1 Les éprouvettes	44
II.2.3.1.1 Acier C45	44
II.2.3.1.2 Composition chimique	44
II.2.3.1.3 Caractéristiques mécaniques	45
II.2.3.2 Les roulements	45

II.2.3.3 Le polluant	46
II.2.3.4 Caractéristiques mécaniques et géométriques des disques de contact	46
II.3 Procédure expérimentale	47
II.3.1 Etalonnage	47
II.3.2 Déroulement de l'essai	50
II.3.3 Mesures expérimentales	51
II.3.3.1 Mesure des températures	51
II.3.3.2 Mesure de la perte de côte	51
II.3.3.3 Mesure de la rugosité	52
II.3.3.4 Mesure des vibrations	53
II.4 Résultats et Interprétations	54
II.4.1 Evolution de la température du contact	55
II.4.2 Evolution de l'usure	58
II.4.3 Evolution de la rugosité Ra (état de surface)	60
II.4.4 Evolution des vibrations	63
II.4.5 Comparaison des résultats à travers la rugosité (Ra)	65
II.4.6 Photographies et les photomicrographies des éprouvettes après fonctionnement	68
II.5 Conclusion	71

CHAPITRE III

INVESTIGATION EXPERIMENTALE ET STATISTIQUE PAR LA METHODE DE TAGUCHI

III.1 Introduction	72
III.2 Modélisation par la méthode des plans d'expériences	72
III.2.1 Définition	72
III.2.2 Conception expérimentale en utilisant la méthode Taguchi	73
III.2.3 Planification des expériences	74
III.2.4 Analyse statistique	75
III.2.4.1. Analyse de variance (ANOVA)	75
III.3 Mesures expérimentales	77
III.4 Déroulement de l'essai.....	78
III.5 Résultats et discussion	79
III.5.1 Analyse de variance	79
III.5.1.1 ANOVA pour l'usure	79
III.5.1.2 ANOVA pour la rugosité de surface Ra	83
III.5.1.3 ANOVA pour l'accélération de vibration RMS	86
III.6 Modèles de régression	89
III.7 Confrontation des résultats	90
III.8 Approche probabiliste	92
III.9. Conclusion	94

Conclusion générale	95
Références bibliographiques	98
Liste des figures	103
Liste des tableaux	106
Travaux réalisés	107

NOMENCLATURE

Symboles	Unité	Définition
A	[m ²]	Aire de contact apparente.
a, b		Constantes d'étalonnage.
a_0		Terme libre des modèles équations.
a_1, a_2, \dots, a_k et $a_{12}, a_{13}, \dots, a_{ik}$		Termes d'interaction respectivement (termes linéaires et termes d'interaction).
ANOVA		L'analyse de variance.
A_r	[m ²]	Aire de contact réelle.
A_{ri}	[m ²]	Surface de contact de l'aspérité.
A_{riT}	[m ²]	Aire de la surface de contact avec des charges normales et tangentielles.
b	[m]	Longueur de la ligne de contact.
c	[g]	- Constante c a été déterminée empiriquement, est comprise entre 12 et 27. - Pente (constante d'étalonnage).
d	[mm]	Diamètre de la bague intérieur de roulement.
D	[mm]	Diamètre de la bague extérieur de roulement.
DF		Degré de liberté
$d\Gamma$		Elément de surface autour de M.
E	[GPa]	Module d'élasticité (Module de Young)
$E(a,b)$		Erreur.
f'	[Pa.s]	Viscosité dynamique.
f	[μ m]	Enfoncement réel.
F- test		Test de variance (test de Fisher).
F	[N]	Force normale.
f_0	[μ m]	Déformation.
\hat{F}	[N]	Charge par unité de longueur reprise par l'aspérité.
F_l	[N]	Charge appliquée.
\overline{F}_1		Moyennes des charges F_{1i} .
h	[m]	Hauteur d'une section de poutre fléchie.
H	[Pa]	Dureté du matériau le plus tendre.
k'	[N/m]	Rigidité.
K		Coefficient d'usure.
K_{abr}		Coefficient d'usure par abrasion.
K_f		Coefficient d'usure par fatigue.
L	[mm]	Largeur de roulement.
M	[g]	Masse de volume considéré.
MS_e		Carré moyen de l'erreur.
MS_i		Moyenne des carrés.
p	[bars]	Pression de contact nominale ou apparente.
\bar{p}	[bars]	Pression moyenne de référence.
$P(M)$		Fonction de répartition de la pression de contact agissant au point M appartenant à la surface (Γ).
Pc		Pourcentage de contribution (P%) des variables d'entrée.
P_0	[bars]	Pression hertzienne.
p_e	[bars]	Pression de plastification.
p_r	[bars]	Pression de contact réelle.
p_{ri}	[N/m ²]	Contrainte de compression.

Prob.		Probabilité de l'échantillon observé.
q	[N]	Charge linéique.
Q	[kg]	Charge.
Q_e	[m ³ /s]	Débit externe ou éjection du troisième corps du contact.
Q_i	[m ³ /s]	Débit interne ou circulation du troisième corps dans le contact.
Q_r	[m ³ /s]	Débit de recirculation.
Q_s	[m ³ /s]	Débit source ou alimentation du contact.
Q_u	[m ³ /s]	Débit d'usure.
R	[mm]	Diamètre.
$R_{1/2}$ et $M_{1/2}$		Résultante et les moments des actions exercées par le solide (S_1) sur le solide (S_2), respectivement.
R^2		Coefficient de détermination.
R_a	[μ m]	Rugosité de surface.
R_e	[N/mm ²]	Limite élastique d'un matériau.
R_{lim}	[N/mm ²]	Résistance limite du matériau.
RMS	[mm/S ²]	Vibration (moyenne quadratique).
RSM		Méthodologie de surface de réponse.
S	[mm]	Distance de glissement.
S	[μ m]	Taille des particules.
S_1 et S_2		Deux solides en contact en O suivant une aire (Γ).
SS_d		Somme des carrés.
SS_e		Somme des carrés de l'erreur.
SS_T		la somme totale des carrés des écarts
T	[N]	Force tangentielle.
$\{T_{1/2}\}_0$		Torseur en O représentatif de l'action de (S_1) sur (S_2).
\dot{V}	[m ³]	Volume d'usure adhésive.
V	[rpm]	Vitesse de rotation.
ω	[m/s]	Vitesse de glissement.
W	[mm]	Usure.
X_1, X_2, X_3		Facteurs codés.
X_i		Paramètres d'entrée (S, V et Q).
Y		Réponses mesurées (les paramètres de sortie).
Y_I	[mm]	Déplacement (ou de déviation) de l'éprouvette cylindrique.
\bar{Y}_I		La moyenne des déformations mesurées Y_{1i} .
Y_i		Fonction de prédiction définissant la déformation de l'éprouvette cylindrique.
α		Niveau de signification du test, généralement $\alpha = 0,05$ (niveau de confiance 95%).
γ		Coefficient caractérisant le type de frottement.
δ	[m]	Déplacement du solide.
μ		Coefficient de frottement dynamique.
μ_0		Coefficient de frottement statique (à l'arrêt).
π		Nombre pi =3,1416
σ_m	[N/m ²]	Contrainte moyenne.
σ_{zz}	[N/m ²]	Contrainte maximale.
τ_{ri}	[N/m ²]	Contrainte de cisaillement.
ψ		Facteur de correction.

INTRODUCTION GENERALE

Introduction générale

Au cours de ces dernières décennies, les effets de la présence des particules solides polluantes sur la dégradation des éléments machines ont attiré l'attention des chercheurs tribologistes et ont fait par conséquent l'objet de nombreuses contributions. En effet, à cause de la présence inévitable de ces particules polluantes au niveau des surfaces en contact, la proportion d'apparition d'avaries en surface voire la dégradation complète des mécanismes augmente considérablement. De plus, il est bien connu que les polluants solides peuvent avoir diverses sources ou origines. Les particules solides peuvent être ingérés du milieu environnant (sable, poussières,etc.), générées par l'usure des surfaces en contact, ou encore introduites au cours du fonctionnement et des opérations d'entretien et de montage.

Dans les milieux pollués comme le Sahara, durant les périodes de chaleur, la teneur de l'air en sable est très élevée (15 à 35 mg/m³) et elle est de 10 à 100 fois plus élevée durant les vents de sable. Par conséquent, ces particules indésirables peuvent avoir des conséquences dramatiques. En effet, si leurs tailles est grande, ils endommagent les surfaces provoquant une usure sévère et conduisant ainsi à la dégradation rapide. Cette dégradation affecte la fiabilité et les performances des éléments machines.

L'étude présentée ici, tente de répondre à quelques questions relatives à la présence des particules polluantes dans les contacts mécaniques, en termes d'endommagement pouvant se manifester. Elle s'articule essentiellement autour de trois chapitres organisés comme suit:

Dans le premier chapitre, un contexte de l'étude est établi. Après un bref aperçu historique sur les principales études en relation avec la thématique abordée, nous présentons les différents types de contact, leurs définitions, ainsi que les principales sollicitations du contact. Nous traitons par la suite les éléments de base de la tribologie, à savoir : frottement, usure et lubrification.

Dans le second chapitre, consacré à l'étude expérimentale, nous décrivons, d'une part, les différents outils expérimentaux utilisés pour le bon déroulement des expériences planifiées dans l'étude de la dégradation des contacts secs. D'autre part, nous analyserons lors des essais de pollution menés :

- l'influence des particules polluantes de sable sur la dégradation des éprouvettes cylindriques (perte de côte) en fonction du temps.
- l'évolution de la température au point de contact roulement-éprouvette.
- l'évolution de la rugosité de surface de l'éprouvette.
- l'évolution du paramètre "RMS" caractérisant l'accélération des vibrations.

Les paramètres étudiés ont été reproduits pour les cas d'essais suivants :

- Cas d'un contact de roulement purement sec.
- Cas d'un contact de roulement purement sec pollué (Contact sec avec la présence des particules de sable).

Le troisième chapitre représente les résultats d'une investigation statistique utilisant à la fois la méthodologie de surface de réponse (MSR) et l'analyse de variance (ANOVA). En effet, la matrice des expériences planifiées est obtenue à l'aide du plan orthogonal L_9 de TAGUCHI. Cette investigation statistique explore l'effet de trois paramètres de fonctionnement, à savoir : la taille des particules (S), la vitesse de rotation (V) et la charge appliquée (F) sur l'évolution de l'usure (W), de la rugosité de surface (Ra) et de l'accélération des vibrations (RMS). Cette partie permettra également l'obtention des modèles de type "linéaire" et "linéaire-interaction" caractérisant les évolutions de l'usure, de la rugosité et des vibrations.

Enfin, nous terminons notre travail par une conclusion générale et quelques perspectives.

CHAPITRE I

GENERALITES ET CONTEXTE DE L'ETUDE

I.1 INTRODUCTION

I.2 HISTORIQUE

I.3 ACTION DE CONTACT

I.4 TRIBOLOGIE

I.5 FROTTEMENT

I.6 USURE

I.7 LUBRIFICATION

I.8 CONCLUSION

I.1 INTRODUCTION

Il est bien établi que la mécanique des contacts est la première tentative sérieuse pour faire converger les formalismes du frottement et de l'usure. Les contacts entre deux corps qu'ils soient statiques ou dynamiques, constituent donc la base de toutes les liaisons des mécanismes. Il est également bien établi que la tribologie, qui concerne le frottement, la lubrification et l'usure des surfaces en contact et en mouvement relatif, est un domaine récent de la science.

Dans ce chapitre, nous présentons, dans un premier temps, un aperçu historique sur les principales études en relation avec le thème abordé. Par la suite, nous abordons la théorie générale de la mécanique des contacts (définitions, caractéristiques, types et sollicitations) et les éléments de base de la tribologie, à savoir : frottement, usure et lubrification. Nous terminons par la description du phénomène de la pollution solide des lubrifiants et les différents polluants rencontrés.

I.2 HISTORIQUE

Si on fait une petite rétrospective, on se rend compte que durant le dernier quart du siècle passé et le début du 21^{ème} siècle, le thème de la dégradation des contacts mécaniques dans un milieu pollué a été abordé avec acuité par de nombreux chercheurs.

Dans cette partie, on va citer les travaux les plus importants par ordre chronologique pour mieux marquer l'évolution, dans le temps, de la recherche concernant le phénomène de dégradation des contacts mécaniques dans les conditions de fonctionnement les plus sévères.

En 1976, Wedeven [1] a étudié l'influence des indents et des débris d'usure sur la lubrification EHD. Dans cette étude, il montre comment l'indentation influe sur l'épaisseur du film d'huile.

En 1977, Fitzsimmons et al. [2] ont étudié l'effet de la pollution sur la détérioration des roulements à rouleaux coniques. Au travers de cette étude, ils ont prouvé que l'usure est étroitement liée à la concentration, la taille et la dureté des particules polluantes.

En 1978, Wedeven et Cusano [3] ont réalisé, sur un dispositif bille-plan lisse, une étude expérimentale qui montre l'effet de la présence d'un indent produit artificiellement sur l'épaisseur du film d'huile. Ils montrent, d'une part, qu'un défaut artificiel est directement impliqué dans le processus de lubrification EHD et indiquent, d'autre part, les risques de fatigue provoqués par ce type de défauts.

En 1979, Loewenthal et Moyer [4] ont étudié l'effet de la filtration sur l'état de santé des roulements à billes opérant dans un milieu pollué. Dans cette recherche, les auteurs montrent le rôle

que joue la filtration dans l'accroissement de la durée de vie des mécanismes. Durant la même année, Perrotto et al. [5] ont également procédé à une étude qui concerne les effets de la contamination sur les performances des roulements à billes. Dans cette étude, une série de tests par des huiles contaminés ont été réalisées afin de déterminer les effets des particules abrasives, en suspension dans l'huile, sur les performances des roulements. Ils ont utilisé une large gamme de particules polluantes de tailles allant de 0,06 μm jusqu'à 50 μm . Électriquement, des mesures de résistance de contact, complétée par l'examen post-test des composants du roulement, ont été utilisées comme critère pour déterminer l'étendue des dégâts. Dans cette étude, les effets de la taille des particules et leur concentration ont été également examinés.

En 1982, Cusano et Wedeven [6] ont mené des travaux dont l'objectif est de montrer l'influence des indents et des défauts de surface sur la traction par glissement des points de contacts EHD.

En 1988, Sayles et Ioannides [7] ont étudié l'impact des débris d'usure sur la durée de vie et la fatigue des roulements. Le principe consiste à voir les conséquences de la formation des indents et de la déformation des particules dans les contacts hertziens sur les mécanismes. Durant la même période, Wan et Spikes [8] ont pu suivre le comportement d'une large variété de particules solides dans les contacts E.H.D. en utilisant une caméra rapide.

En 1990, Dwyer-Joyce et al. [9] ont pu établir une classification des particules en fonction de leur comportement dans le contact. Cette étude montre également la nature des endommagements causés par les particules.

En 1991, Johnson et Spence [10] ont procédé expérimentalement à la détermination du frottement entre dentures d'engrenages, en utilisant un banc d'essai de type machine à disque.

En 1993, Dwyer-Joyce et al. [11] ont mené une étude sur les mécanismes d'usure abrasive à trois corps. Cette investigation, a été principalement consacrée à la prédiction de l'usure et de la durée de vie des pièces mécaniques dans un mécanisme lubrifié par une huile pollué. Ils montrent que l'analyse d'huile permettra de renseigner sur la taille des particules et la concentration de la matière contenue dans le lubrifiant.

En 1995, Sayles [12], dans sa revue générale, discute et explique en détail les effets de la rugosité et les particules de troisième corps (débris par exemple) sur les systèmes tribologiques. Une revue particulière a été réservée aux contacts roulants et ceux où le roulement et le glissement se manifestent simultanément.

En 1996, Dwyer-Joyce et Heymer [13] ont effectué une étude quantitative sur l'entraînement des particules solides dans un contact EHD roulant. Ils ont montré que la concentration des particules en volume peut être utilisée comme indicateur qui renseigne sur le taux des particules entrant dans le contact.

En 1998, Ville et Nelias [14] ont prouvé expérimentalement sur une machine à galets couplé à un système de lubrification spécifique, l'influence de la nature et de la taille des particules solides sur les caractéristiques des indents produits dans les contacts E.H.D. lubrifiés. Durant la même période, Zum Gahr [15] a étudié le phénomène d'usure par des particules dures. Il a déduit que l'usure par abrasion peut être causée par des particules dures glissant sur une surface solide tendre. Les modèles théoriques sont comparés aux résultats expérimentaux à partir d'études sur des matériaux métalliques ou céramiques.

En 1999, Hisakado et al. [16] ont mené une étude visualisant les conséquences de la taille des particules abrasives sur la fraction des débris contenue dans le volume d'usure. Dans cette étude, une estimation du degré d'abrasivité a été faite par utilisation d'un classement des grains abrasifs selon la grosseur. Ce classement est basé sur les résultats analytiques et topographiques de la surface des métaux usés.

En 2001, Dwyer-Joyce et Gao [17] ont étudié la fatigue du contact roue-rail dans les voies de chemin de fer. Dans ce travail, ils ont pu voir l'importance que joue les défauts de surface dans les roues et de déterminer les dommages provoqués. Durant la même année, Bureau et al. [18] avaient étudié le frottement sec entre solides opérant à de faibles vitesses de glissement (inférieures à $100 \mu\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$). Dans cette étude, une analyse des mécanismes physiques responsables du frottement a été faite. Cette analyse s'appuie sur de multiples études expérimentales dépendant, en temps et en vitesse, des forces de frottement statique et dynamique, ainsi que du glissement non stationnaire.

En 2003, Tatjana Lazović et al. [19] de leur part ont analysé l'influence de la géométrie des particules et de la nature du matériau sur le mode d'usure abrasive. Dans cette étude des analyses qualitative et quantitative ont été effectuées et les résultats obtenus peuvent être utilisés dans la modélisation mathématique de l'usure abrasive.

En 2004, Dwyer-Joyce [20] donne une vue d'ensemble sur les variations importantes du cycle de vie des particules d'usure dans le contact. Cette étude s'intéresse à l'entraînement des particules, la dégradation des surfaces, la réduction de la durée de vie des éléments machines et la génération de particules par fatigue et usure.

En 2005, l'étude menée par Ville et al. [21] montre l'influence de la pollution solide des lubrifiants sur la durée de vie des mécanismes. Ce travail traite, d'une part, les mécanismes d'indentation et les conséquences sur la fatigue de roulement initiée en surface, et, présente, d'autre part, des analyses numérique et expérimentale afin de prédire le risque d'endommagement lié à ce type de défaut. Les auteurs donnent également une démarche précise de prédiction du risque d'endommagement lié à la présence des défauts au niveau des surfaces.

En 2006, les travaux réalisés par Akagaki et al. [22] sont concentrés sur le comportement des roulements lubrifiés par des huiles polluées. Dans ces travaux, le frottement et l'usure des composants du roulement sont surveillés et analysés par des techniques d'analyses ferrographiques et vibratoires.

En 2007, Sari et al. [23] ont prouvé que l'utilisation d'un lubrifiant contaminé par des particules polluantes de sable, conduit à une usure importante dans les premiers cycles de fonctionnement et dans les zones à fort taux de glissement. Durant la même année, Emmanuelle Querlioz et al. [24] ont étudié l'influence des rugosités de surface sur la fatigue de contact en roulement. Dans cette étude, les auteurs montrent que la rugosité modifie la pression de contact ce qui induit des concentrations de contraintes proches de la surface.

En 2008, Green et Lewis [25] ont également montré les effets de la pollution des huiles moteurs sur l'évolution et de l'usure des contacts mécaniques.

En 2009, Sari et al. [26] montrent l'influence de la pollution solide sur les mécanismes lubrifiés. Dans cette étude ils ont observé l'effet d'un lubrifiant pollué par du sable sur les surfaces en contact d'une part et l'évolution des principales caractéristiques du lubrifiant au cours du temps d'autre part. Les résultats obtenus expriment les raisons de réduction de la durée de vie des mécanismes dans un milieu pollué.

En 2010, Sari et al [27] ont également étudié les effets de la contamination sur le frottement et l'usure d'un contact EHD lubrifié dans un mouvement de glissement pur. Dans ce travail, les résultats obtenus montrent que la présence des particules solides dans le lubrifiant perturbe la séparation entre massifs, ce qui entraîne des fluctuations notables de l'épaisseur du film d'huile et du coefficient de frottement.

En 2015, l'étude réalisée par Bouchireb et Sari [28] est destinée aux effets des polluants solides sur la dégradation des engrenages. Les travaux menés montrent que la présence des particules solides de sable, au niveau des dentures d'engrenages, fait croître considérablement la dégradation.

En 2016, Sari et al. [29] ont étudié expérimentalement l'effet de la pollution solide des lubrifiants sur la dégradation des contacts E.H.D. roulants. Cette étude a été complétée par une investigation statistique en utilisant à la fois la méthodologie de surface de réponse (MSR) et l'analyse de variance (ANOVA). Durant la même année, Strubel et al. [30] ont étudié expérimentalement et numériquement l'emprisonnement des particules dans les contacts élasto-hydrodynamiques (E.H.D.). Cette étude montre également la nature des endommagements causés par les particules polluantes.

I.3 ACTIONS DE CONTACT

I.3.1 Définition d'un contact

On appelle actions de contact entre deux solides, les efforts et moments qu'ils exercent l'un sur l'autre au niveau de leur surface commune.

La Figure I.1 représente deux solides (S_1) et (S_2) en contact en O suivant une aire (Γ) contenue dans le plan tangent commun (P) aux deux solides [31].

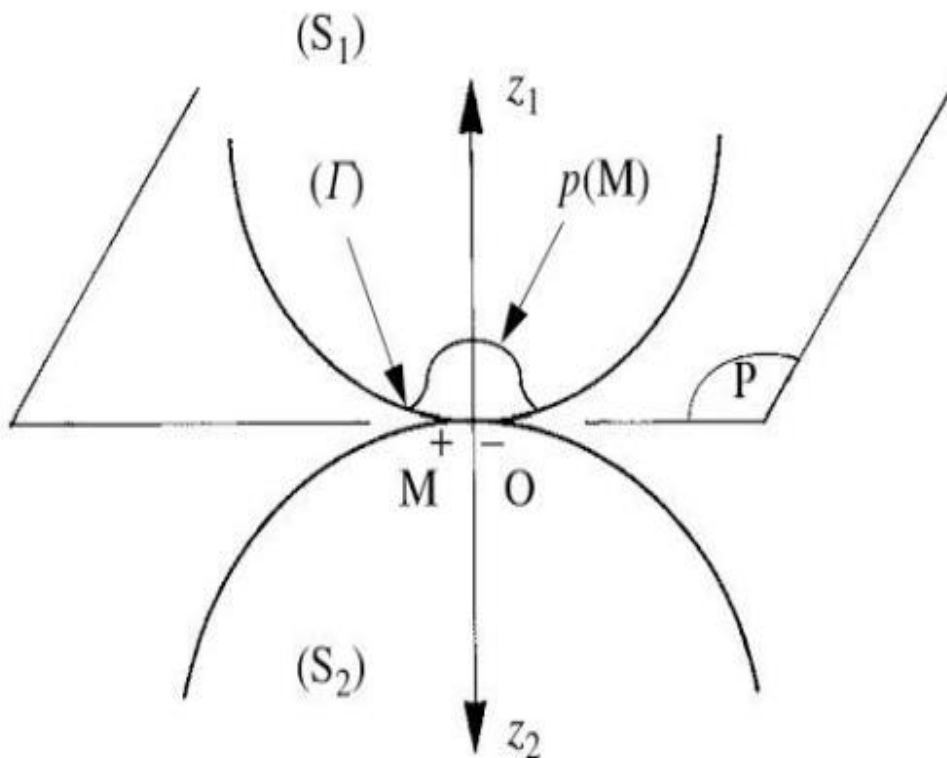


Figure I.1: Contact de deux solides [31].

Le torseur en O représentatif de l'action de (S₁) sur (S₂) s'écrit :

$$\{T_{1/2}\}_O = \begin{cases} R_{1/2} = \int_{(\Gamma)} p(M)d\Gamma \\ M_{1/2} = \int_{(\Gamma)} OM \times p(M)d\Gamma \end{cases} \quad (I.1)$$

R_{1/2} et M_{1/2} représentent la résultante et les moments des actions exercées par le solide (S₁) sur le solide (S₂); p(M) représente la fonction de répartition de la pression de contact agissant au point M appartenant à la surface (Γ) et dΓ un élément de surface autour de M.

I.3.2 Etude des contacts mécaniques

I.3.2.1 Formes de contacts

La liaison mécanique est la relation de contact entre deux pièces mécaniques. Réaliser une liaison entre deux pièces, c'est choisir les dispositions constructives qui suppriment un ou plusieurs degrés de liberté entre elles (voir Tableau I.1).

Selon le nombre et la nature du degré de liberté à supprimer pour une pièce donnée, on obtient une forme de contact bien définie.

NATURE DU CONTACT	DEGRES DE LIBERTE A SUPPRIMER	
	NOMBRE	NATURE
Ponctuel	1	1 Translation
Linéaire	2	1 Translation + 1 Rotation
Plan	3	1 Translation + 2 Rotations
Cylindrique	4	2 Translations + 2 Rotations
Conique	5	3 Translations + 2 Rotations
Sphérique	3	3 Translations
Hélicoïdal	5	3 Translations + 2 Rotations

Tableau I.1 : degrés de liberté de quelque contact mécanique [32]

Les types de contact entre les surfaces varient avec la géométrie des solides en contact (plan/ plan, cylindre/ plan, sphère /plan,... etc.). Ils se ramènent aux types suivants (voir Figures I. 2 et I.3):

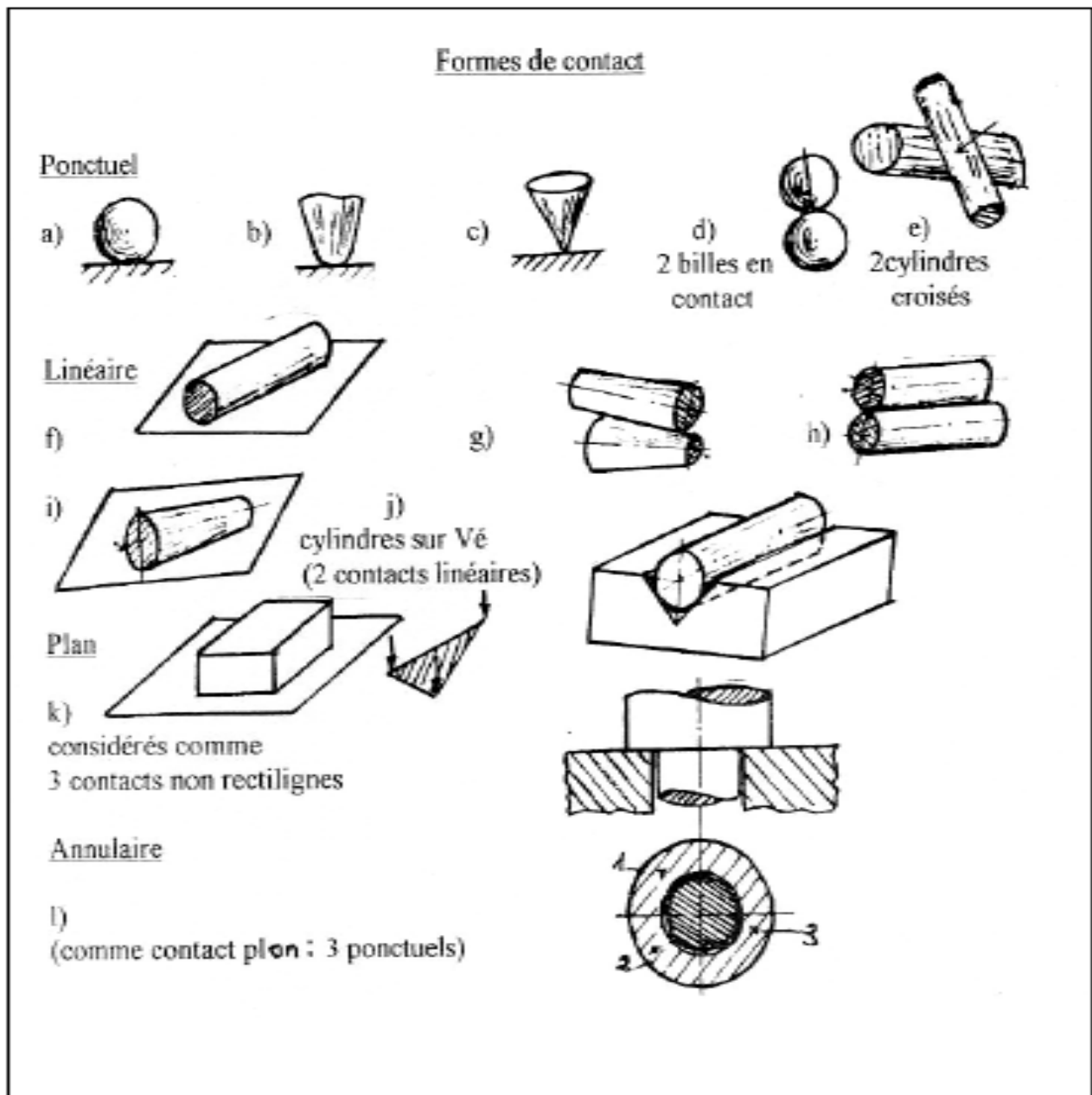


Figure I.2 Formes de contacts [32].

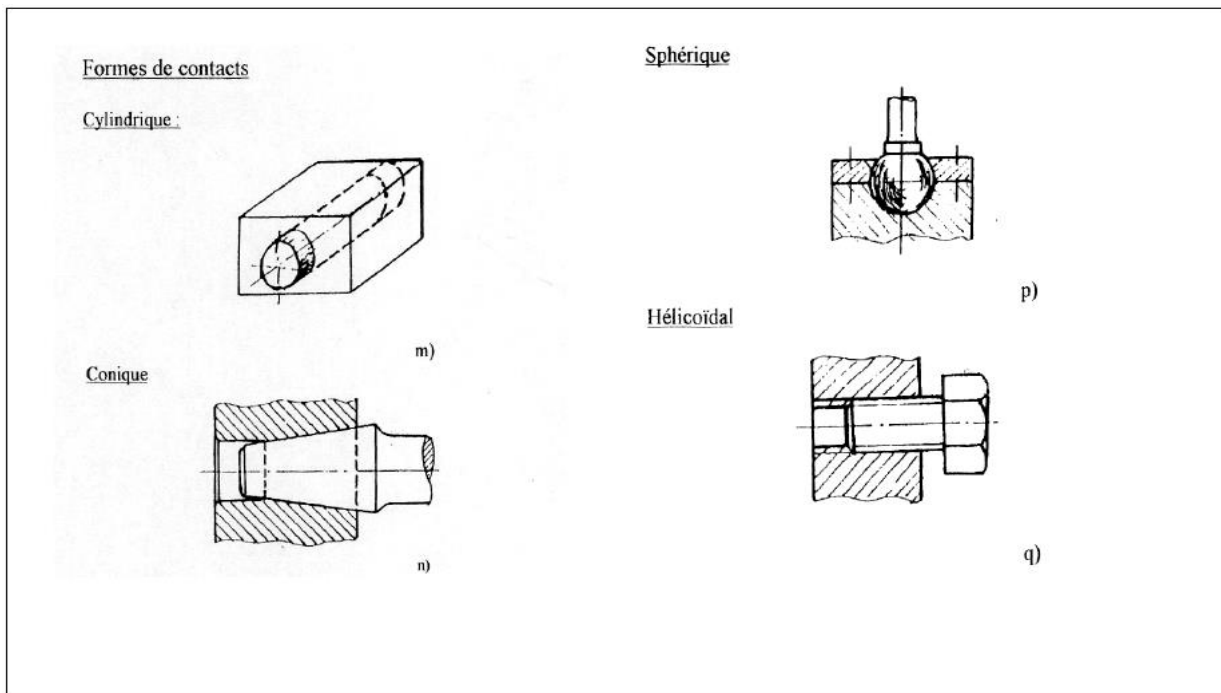


Figure I.3 Formes de contacts [32].

I.3.2.2 Types de contacts mécaniques

I.3.2.2.1 Contact sur une aspérité

Quand deux solides sont en contact, ils se touchent par le sommet de leurs aspérités. Ils feront d'abord contact par une aspérité. Au début du contact, la charge $F=0$ et les deux aspérités vont tout simplement s'effleurer et se touchent par un point ou une ligne (Figure I.4).

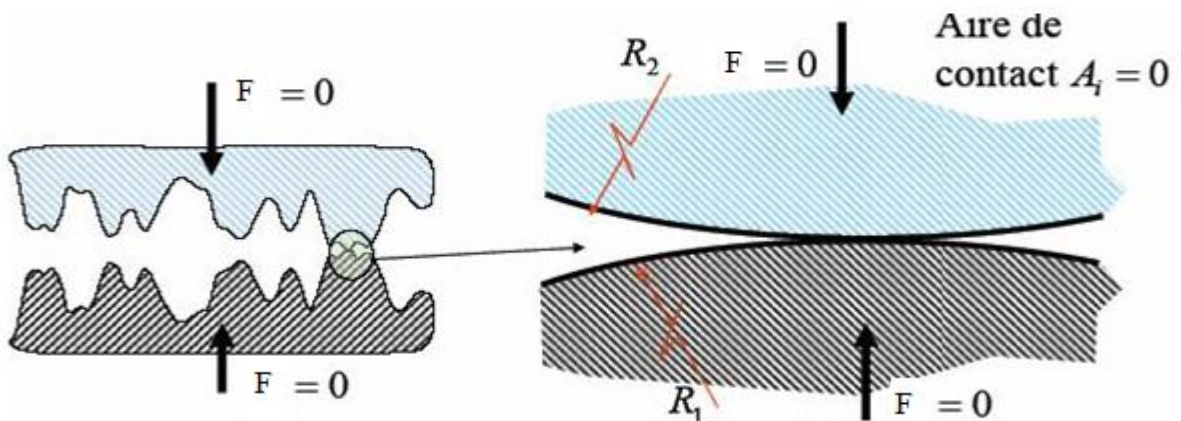


Figure I.4 : Contact sur une aspérité [33].

Pour une charge $F > 0$, il y a une déformation élastique sur la surface de contact. Elle se repose sur les hypothèses suivantes:

- Les solides sont soumis à de petites déformations sans dépasser leur limite.
- Les surfaces sont continues et non conformables.
- La déformation élastique est calculée en admettant que chaque corps en contact est un demi-espace élastique.

➤ Les surfaces sont sans frottement, les composantes de la force tangentielle dans le plan du contact sont nulles.

Les dimensions de l'aire de contact, par exemple la demi largeur de contact a , sont petites par rapport au rayon de courbure des surfaces ($a \ll R$) (Figure I.5).

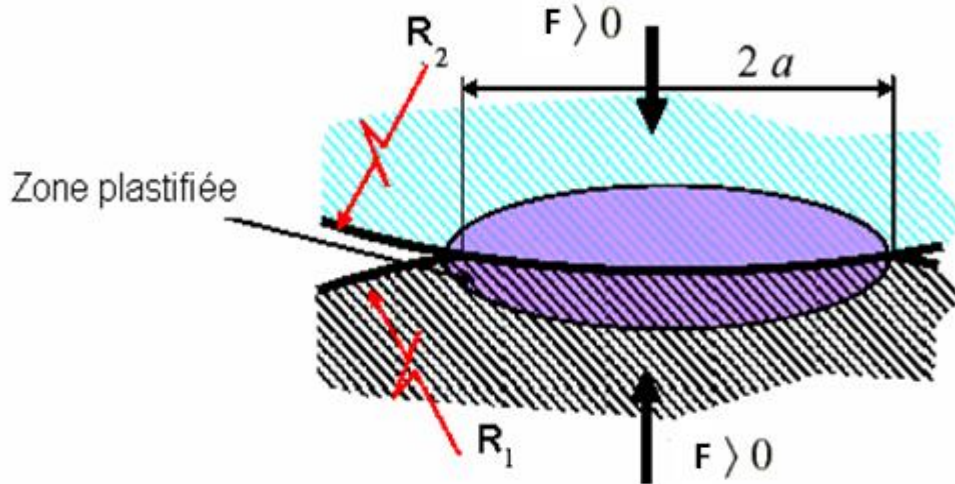


Figure I.5 : Déformation élastique de la surface de contact [34].

I.3.2.2.2 Contact ponctuel ou linéique

Deux solides non conformes se touchent apparemment en un point, ou selon une ligne de contact. Si une force F est transmise de l'un à l'autre, on dit que la charge de contact est ponctuelle dans le premier cas (Figure I.6), linéique dans le second (Figure I.7).

La charge de contact se répartit le long de la ligne de contact. Désignons par q la charge linéique répartie le long d'une ligne de contact de longueur l ; on a alors [35] :

$$F = \int_0^l q(s) ds \quad (1.2)$$

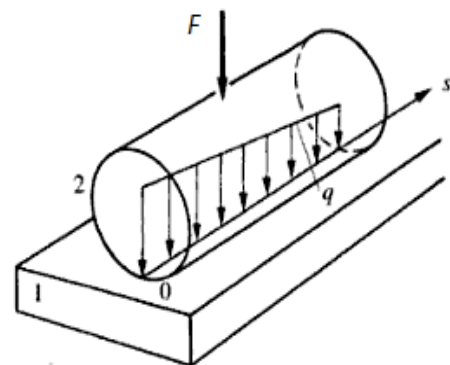
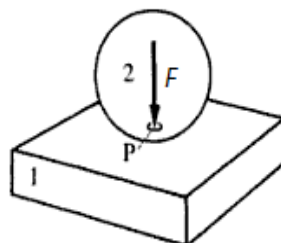
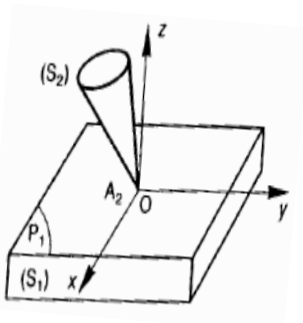


Figure I.6 : Contact ponctuel [35, 36].

Figure I.7 : Contact linéique [35].

La distribution $q(s)$ dépend des déformations locales.

L'aire de contact étant A , la pression de contact est :

$$p = \lim_{n \rightarrow 0} \frac{F}{A} = \infty \tag{I.3}$$

C'est un résultat évidemment absurde. En réalité, les solides se déforment au voisinage du contact de manière à former une surface d'aire finie (Figure I.8).

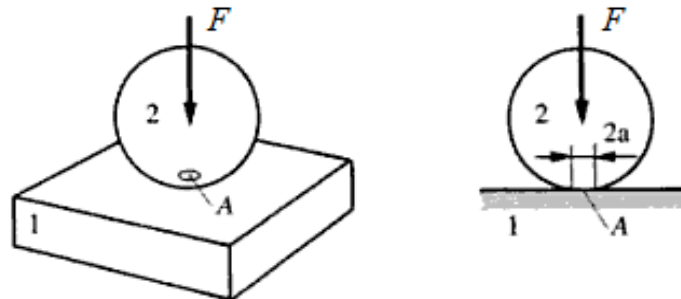


Figure I.8 : Aire de contact d'une bille sur un plan [35].

I.3.2.2.3 Contact plan

Une pièce (2) supposée infiniment rigide est appliquée sur une plaque épaisse reposant elle-même sur une base rigide (Figure I.9(a)). La pièce s'enfonce dans la surface de la plaque comme on peut l'observer facilement dans le cas d'un objet posé sur du sable, la pression de contact, maximale au milieu de la surface d'appui, diminue vers le bord.

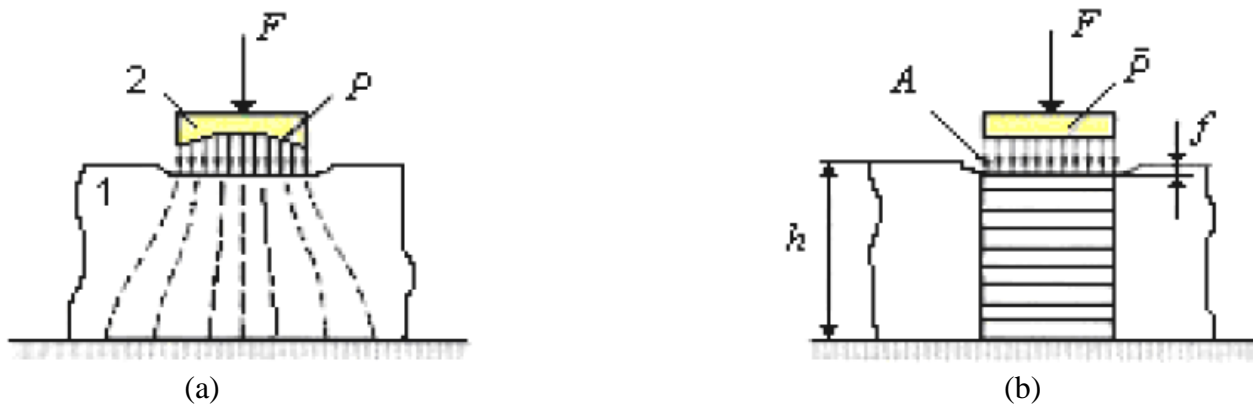


Figure I.9 : Enfoncement d'une pièce dans une plaque(a) champ de force ; (b) modèle de calcul [35].

Le calcul de la distribution de la pression et des déformations est difficile, il a surtout été développé en mécanique des sols. Pour des raisons simplificatrices, admettons (Figure I.9(b)) que la pression soit uniformément répartie sur la surface d'appui d'aire A et qu'elle comprime une colonne imaginaire de même section. La déformation de la colonne est donnée par la loi de Hooke:

$$f_0 = \frac{h}{EA} F = \frac{\bar{p}}{E} h \tag{I.4}$$

L'enfoncement réel f est plus petit que la déformation théorique parce que la colonne est encastree dans la plaque. On écrit alors:

$$f = \psi \frac{h}{EA} F = \psi \frac{\bar{P}}{E} h = \psi f_0 \tag{I.5}$$

Le facteur de correction ψ est plus petit que l'unité, il dépend de la forme de la surface d'appui, des proportions géométriques et du coefficient de Poisson.

Dans le cas d'une surface circulaire de diamètre R et d'un métal avec $\mu=0,3$, on a par exemple:

$$R= 20 h \quad \psi= 0,55 \quad R= 2 h \quad \psi= 0,65$$

On voit toute l'importance de l'effet d'encastrement. La rigidité de la plaque vis-à-vis de l'écrasement vaut :

$$k' = \frac{EA}{\psi h} \tag{I.6}$$

I.3.2.2.4 Contact du cylindre sur un plan

La déformation ne peut pas se calculer par la théorie d'Hertz. Palmgreen donne un résultat empirique pour de l'acier [35] :

$$f = 1,53 \cdot 10^{-10} \frac{F^{0,9}}{b^{0,8}} \tag{I.7}$$

Où F est la charge exprimée en [N] et b la longueur de la ligne de contact en [m].

La Figure I.10 représente la relation entre force et déformation d'un cylindre et d'une sphère sur un plan.

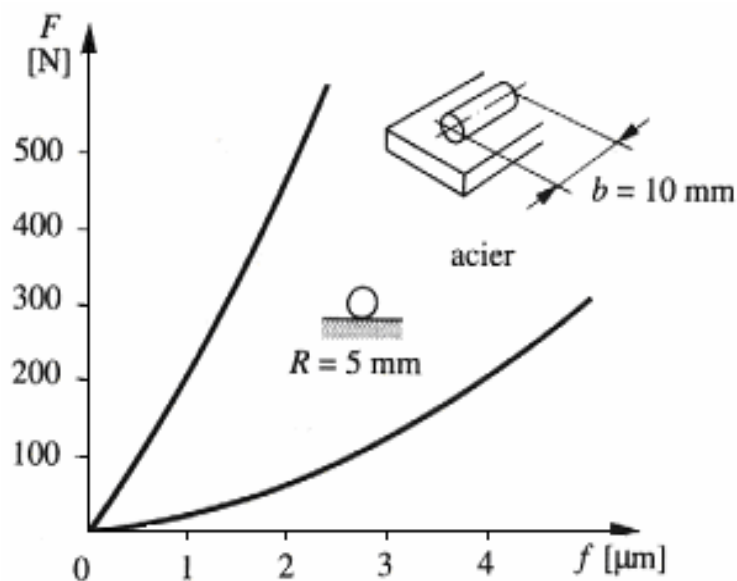


Figure I.10 : Relation force-déformation d'un cylindre et d'une sphère sur un plan [35].

I.3.2.2.5 Contact extérieur de deux cylindres parallèles

La surface de contact est un rectangle de longueur L (longueur du cylindre le plus court) et de demi-largeur b (Figure I.11).

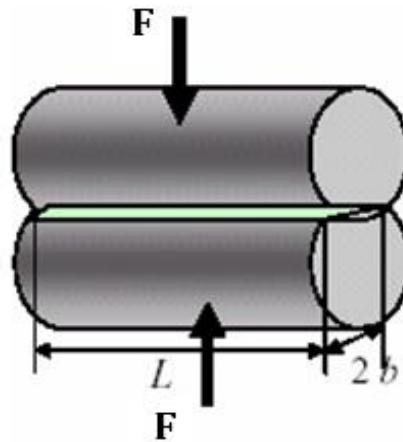


Figure I.11 : Contact extérieur de deux cylindres parallèles [33].

La demi-largeur de contact :

$$b = \sqrt{\frac{8F}{\pi \cdot l E \frac{1}{R}}} \tag{I.8}$$

L'aire de contact : $A = 2bL$

La pression hertzienne sur l'axe du rectangle de contact vaut :

$$P_0 = 0.3979 \sqrt{\frac{F}{l} E \cdot \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}\right)} \tag{I.9}$$

$P_0 = \sigma_{ZZ}$ (La contrainte maximale)

La contrainte moyenne est :

$$\sigma_m = \frac{F}{2bL} = \frac{1}{4} \sqrt{\frac{\hat{F} \pi \cdot E}{R}} \tag{I.10}$$

Avec

$$R = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \text{ et } \hat{F} = \frac{F}{L}$$

\hat{F} : est la charge par unité de longueur reprise par l'aspérité.

I.3.3 Sollicitations du contact

I.3.3.1 Mode de contact

Il s'agit de définir la nature et la géométrie du contact. Ces informations participeront à l'évaluation du champ de contraintes imposé au contact [31].

Par nature du contact on entend la définition générale de ce qui constitue le contact: solide/solide, liquide/solide, liquide + particules/solide, liquide + vapeur/ solideetc.

La géométrie du contact caractérise la forme des surfaces qui limitent les solides au voisinage de la zone de contact. On définit trois types de contact:

- les contacts de type ponctuel ;
- les contacts linéiques ;
- les contacts surfaciques.

Les deux premiers types constituent les contacts hertziens ou contacts concentrés.

La géométrie du contact précise aussi les caractéristiques principales et les dimensions du contact: plans de courbure principaux et rayons de courbure principaux, par exemple pour les contacts hertziens. Elle sera prise en compte dans la détermination du champ de contraintes généré par le contact.

A partir de la géométrie des surfaces, on peut introduire la notion de surface cinématique et de fréquence de service: on désigne par petite surface cinématique la surface dont les points sont sollicités en permanence et par grande surface [31].

I.3.3.2 La charge ou dynamique du contact

La charge est le facteur déterminant du comportement mécanique des matériaux frottant, puisqu'elle régit l'ensemble du réseau de contraintes superficielles au contact: contrainte normale dues aux seules forces d'appui, et contrainte tangentielle correspondant à la résistance au déplacement (coefficient de frottement). Par ailleurs, la charge influe [37]:

- d'une part sur le comportement du troisième corps et notamment la lubrification, l'agressivité des particules abrasives éventuellement présentes à l'interface (contraintes superficielles au contact abrasif / surface).
- d'autre part sur les possibilités de liaisons d'origine chimique et / ou métallurgique entre les corps (adhésion), qui sont liées à la dégradation des films superficiels, à l'accroissement de l'aire de contact, ainsi qu'à la température (produit PV).

Le mode de chargement joue un rôle prépondérant sur les modes d'évolution, de vieillissement et d'usure des matériaux.

I.3.3.3 La vitesse ou cinématique du contact

Ce paramètre consiste à préciser les différents éléments du torseur cinématique (ensemble des vitesses et moments cinétiques) appliqué au contact, c'est-à-dire la nature et la cinématique du mouvement. Suivant l'orientation des composantes de ce torseur au niveau du contact, le déplacement pourra s'effectuer en roulement, glissement ou pivotement. De même, une orientation du vecteur «vitesse» non parallèle à la surface de contact introduira l'éventualité de chocs [31].

La caractérisation de ce paramètre exige aussi la mise en évidence de la fréquence des sollicitations qui peuvent être continues, alternées ou répétées, les unes ou les autres pouvant avoir des conséquences variables sur le comportement du système et faire apparaître des phénomènes de fatigue de contact ou des difficultés dans le maintien des films de lubrifiant [31].

La vitesse contribue à l'énergie dissipée dans le contact. Elle est aussi l'un des facteurs intervenant dans l'évaluation de la durée de vie des surfaces; combinée au temps de fonctionnement, elle permet le calcul de la distance à parcourir.

I.3.3.4 La température

Ce paramètre, qui est abordé ici globalement en prenant en compte indistinctement les élévations de température dues au frottement et l'ambiance de fonctionnement, a de multiples effets dont les principaux sont récapitulés dans le Tableau (I.2) [37].

Effets	Conséquences
Dilatations.	- changement de la géométrie. - rattrapage des jeux.
Chute de dureté.	- déformation plastique: dégradation des films superficiels. - usure d'origine mécanique: fluage.
Diminution de la viscosité des lubrifiants.	- endommagements des surfaces. - diminution du domaine de stabilité des films lubrifiants.
Interactions métallurgiques (diffusion entre les matériaux).	- adhésion.
Transformation physico-chimiques selon la réactivité de l'ambiance (l'oxydation-réaction des additifs des lubrifiants).	- dégradation des propriétés des matériaux et des lubrifiants (formation de nouveaux composés).

Tableau I.2 Influence de l'accroissement de la température sur les propriétés tribologiques [37].

Il existe d'autres effets tel que:

- La présence des corps abrasifs dans le lubrifiant qui favorisant le frottement et accélèrent l'usure, conduit à un mauvais état de surface. En effet, c'est un problème de pollution solide des lubrifiants qui conduit à une température élevée.
- L'accroissement de la température agit sur les propriétés du troisième corps:
 - diminution de la viscosité du lubrifiant.
 - Les débris d'usure devient dures par écrouissage.

I.3.3.5 Ambiance (Environnement)

Il s'agit de préciser le milieu dans lequel évolue le contact. Ce milieu intervient sur le comportement tribologique du système par [31] :

- sa nature: liquide ou gaz, composition chimique,
- sa température, son débit éventuel,
- ses propriétés mécaniques et physiques qui interviennent dans le comportement mécanique du contact, dans l'énergie mise en jeu et dans sa dissipation,
- ses propriétés chimiques: la réactivité du milieu ambiant avec les matériaux constituant les solides en contact est à l'origine de la création ou de la destruction des films superficiels dont la présence modifie considérablement le comportement du contact; un environnement oxydant favorise la formation ou le maintien de films, un milieu neutre limite leur durée, un milieu réducteur la diminue.

De même, la présence et le rôle éventuel de champs magnétiques [31] ou électriques, de potentiels électrochimiques libres ou imposés, doivent être évalués avec précision. La réactivité des additifs ajoutés aux lubrifiants est largement utilisée en lubrification pour créer des films superficiels qui permettent, d'une part, d'accepter des charges et performances plus élevées et, d'autre part, d'assurer une durée de vie prolongée des mécanismes. C'est le cas des boîtes de vitesses, réducteurs, engrenages, ...etc.

I.3.3.6 Matériaux

Bien que les caractéristiques de frottement ne soient pas une propriété intrinsèque des matériaux, ceux-ci peuvent intervenir d'une manière décisive dans le comportement général du système tant par leurs propriétés mécaniques que physicochimiques [31].

I.3.3.6.1 Caractéristiques mécaniques des matériaux solides

- **Élasticité :**

La théorie de l'élasticité est le comportement des substances qui ont la propriété de se rendre à leurs dimensions et formes initiales lorsque les forces qui produisent les déformations sont supprimées. Dans certaines mesures, nous trouvons cette propriété d'élasticité dans tous les corps solides [38].

Lorsque nous exerçons une pression sur un échantillon de matériau quelconque, celui-ci : est déformé. Si la force est suffisamment petite, les déplacements relatifs des divers points du matériau sont proportionnels à la force, nous disons alors que le comportement est élastique [38].

- **Plasticité:**

Le comportement plastique se traduit par une déformation permanente sans rupture d'un corps solide qui est soumis à l'action d'une charge. On admet généralement que ces déformations permanentes se produisent au-delà d'un seuil de contraintes appelé seuil de plasticité ou limite d'élasticité [39].

I.3.3.7 États de surface

I.3.3.7.1 Description des surfaces

Le paramètre état de surface prend en compte deux éléments capitaux de description du contact [31] :

- État de surface micro-géométrique ;
- État de surface physico-chimique.

La micro-géométrie est l'un des éléments d'appréciation de l'aire réelle de contact, des raideurs normales et tangentielles du contact, des résistances mécanique, électrique et thermique de l'interface, de l'aptitude à l'adhésion et de la perméabilité du contact. Les paramètres à prendre en compte sont accessibles par la topographie des surfaces.

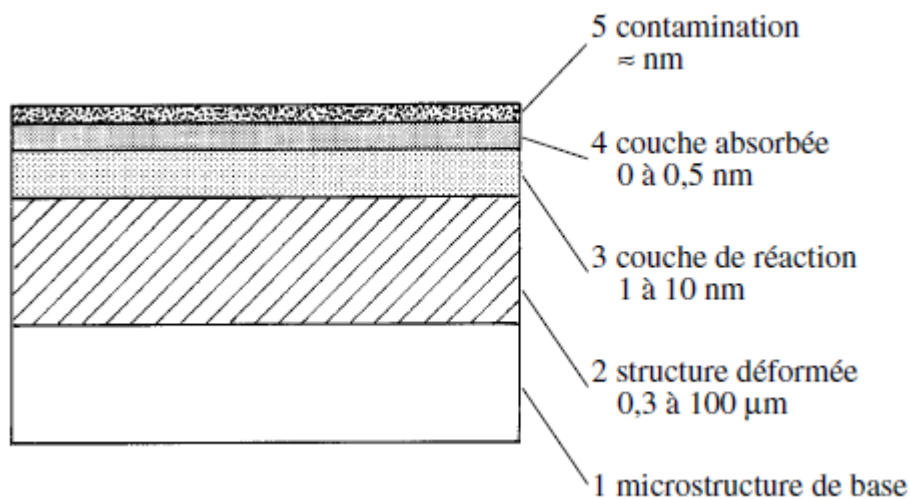


Figure. I.12 Représentation schématique d'une section des couches superficielles d'une surface technique [31].

Ainsi que l'ont récemment confirmé les études du frottement à l'échelle atomique réalisées en nanotribologie, le contact des solides met en jeu, non seulement les aspects micro-géométriques, mais aussi les interactions moléculaires interfaciales et les forces de surfaces. Les unes et les autres sont largement tributaires de la physicochimie de la surface. Celle-ci est donc déterminante dans l'aptitude à l'adhésion et au glissement, ainsi que dans la réactivité de la surface avec

l'environnement dont le rôle est essentiel en lubrification par exemple. Les surfaces réelles sont, en effet, constituées par la superposition de plusieurs couches de nature, structure et composition qui peuvent être très différentes de celles du métal de base. La Figure I.12 donne une représentation schématique et un ordre de grandeur de l'épaisseur des principales couches que l'on rencontre généralement dans les surfaces techniques. Leur présence et leur importance dépendent essentiellement du mode d'élaboration et de l'environnement [31].

I.3.3.7.2 La rugosité

La rugosité et l'ondulation dépendent des techniques d'usinage utilisées et présentent souvent un aspect aléatoire ou imposé. L'établissement du contact et l'amplitude des contraintes mécaniques générées sont affectés par les caractéristiques géométriques et topographiques des surfaces solides en présence [40].

Un échantillon rugueux conduit à un coefficient de frottement plus faible que celui obtenu avec un échantillon poli. En effet, la surface rugueuse s'oxyde plus vite que la surface polie. La quantité des particules pulvérulentes présentes sur la surface rugueuse est plus importante que sur la surface polie. La surface rugueuse devient donc plus friable, ce qui produit un troisième corps plus pulvérulent et peu adhérent d'où un coefficient de frottement plus faible [40].

I.3.3.7.3 Surface de contact

I.3.3.7.3.1 Surface de contact nominale

Deux pièces conformes se touchent par une surface géométrique finie (Figure I.13), leur contact est dit surfacique. L'aire A contenue dans le contour de contact apparent est appelée surface de contact nominale ou apparente. La force normale d'appui étant F , on définit la pression de contact nominale ou apparente [35] :

$$p = \frac{F}{A} \quad (\text{I. 11})$$

Ce serait la pression de contact qui régnerait entre les surfaces si elles étaient idéalement lisses et si les pièces étaient indéformables.

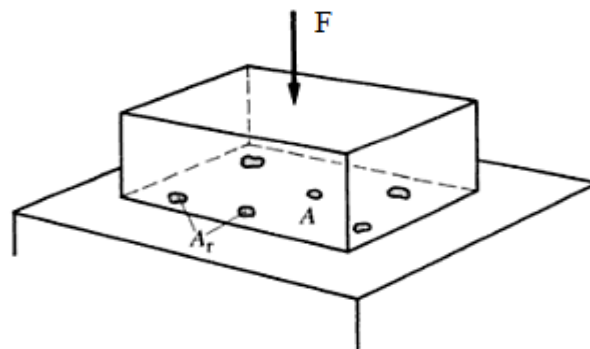


Figure I.13 Aire de contact [35].

I.3.3.7.3.2 Surface de contact réelle

Agrandissons fortement la coupe de la surface de contact de deux corps (Figure I.14). Même si les surfaces paraissent macro-géométriquement parfaitement polies, elles présentent chacune des aspérités dont certaines touchent ponctuellement la surface opposée.

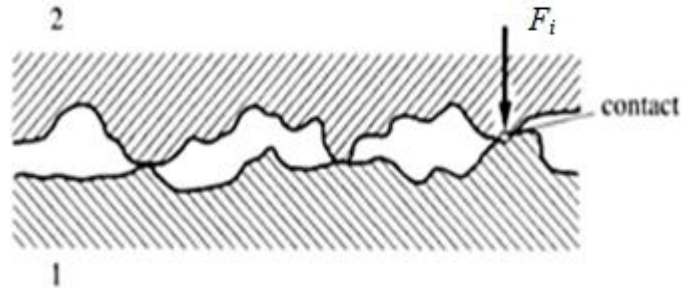


Figure I.14 Contact de deux surfaces [35].

L'aire de la surface de contact effective des aspérités est appelée surface de contact réelle A_r . Elle est naturellement plus petite que la surface apparente, c'est pourquoi la pression de contact réelle P_r est beaucoup plus forte que la pression nominale P .

Une aspérité progressivement chargée par une force F_i subit tout d'abord une déformation élastique. En admettant que l'extrémité de l'aspérité soit sphérique, le matériau subit une déformation plastique et l'aspérité s'écrase en augmentant l'aire de contact. La pression de contact ne peut pas dépasser la pression de plastification P_e tant que l'aspérité n'est pas complètement aplatie. La surface de contact de l'aspérité est alors :

$$A_{ri} = \frac{F_i}{P_e} \quad (I.12)$$

En état de déformation plastique, l'aire de contact d'une aspérité croît proportionnellement à la charge. La pression de plastification est en relation avec la limite élastique R_e du matériau. Pour les métaux et une aspérité de nature sphérique :

$$P_e \approx 3R_e \quad (I.13)$$

On notera que, même si la pointe d'une aspérité est déformée plastiquement, la charge est transmise au corps de la pièce par une zone plus massive où les déformations restent le plus souvent dans le domaine élastique.

I.3.3.7.3.3 Surface de contact en présence d'une force de cisaillement

Supposons qu'une aspérité chargée par une force normale F_i soit plastifiée (pression d'écrasement plastique p_e), elle est en contact par une surface d'aire (voir Figure I.15(a)) :

$$A_{ri} = \frac{F_i}{p_e} \quad (I.14)$$

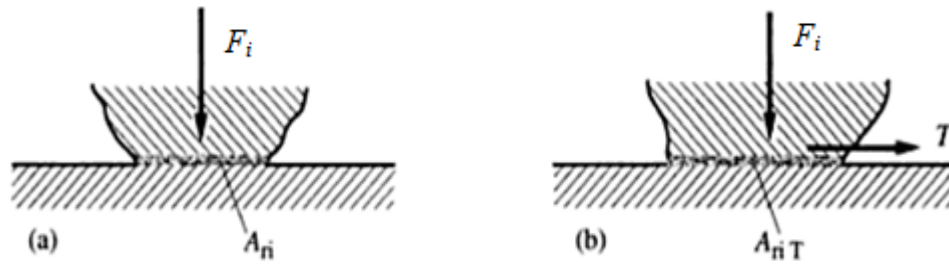


Figure I.15 Aire de contact d'une aspérité: (a) charge normale seule; (b) avec force tangentielle.

L'application d'une force tangentielle T_i provoque une déformation latérale qui accroît la surface de contact jusqu'à la valeur A_{riT} (Figure I.15(b)). Les sollicitations de la nouvelle surface de contact sont alors :

- Contrainte de compression :

$$p_{ri} = \frac{F_i}{A_{riT}} \quad (I. 15)$$

- Contrainte de cisaillement :

$$\tau_{ri} = \frac{T_i}{A_{riT}} \quad (I. 16)$$

Selon la théorie de Von Mises pour l'écoulement plastique des matériaux, la plastification intervient lorsqu'une relation de la forme suivante est satisfaite [35] :

$$p_{ri}^2 + C \tau_{ri}^2 = R_{lim}^2 \quad (I. 17)$$

Où C est une constante et R_{lim} une limite caractéristique du matériau. Si $T_i = 0$, la plastification intervient lorsque : $p_{ri} \approx p_e$, donc $R_{lim} = P_e$ et :

$$P_{ri}^2 + c \tau_{ri}^2 = P_e^2 \quad (I. 18)$$

En introduisant l'expression des contraintes, cette équation fournit l'aire de la surface de contact avec des charges normales et tangentielles :

$$A_{riT} = \sqrt{\left(\frac{F_i}{P_e}\right)^2 + c \left(\frac{T_i}{P_e}\right)^2} \quad (I. 19)$$

En tenant compte de (I.14), on trouve :

$$A_{riT} = A_{ri} \sqrt{1 + c \left(\frac{T_i}{F_i}\right)^2} \quad (I. 20)$$

La constante c , déterminée empiriquement, est comprise entre 12 et 27. On voit que la surface de contact d'une aspérité augmente lorsqu'elle est sollicitée par une force tangentielle.

I.4 TRIBOLOGIE

I.4.1 Définition

La tribologie est définie comme la science et la technique qui permet le mouvement relatif entre des surfaces qui interagissent. Le mot tribologie est dérivé du mot grec "tribos" qui signifie gratter, frotter. La tribologie est l'étude ou la science du frottement. Plus généralement, la tribologie regroupe l'étude de la lubrification, du frottement et de l'usure des éléments machines [41]. La tribologie est donc une science faisant appel à la pluridisciplinarité, elle requiert des connaissances relatives aux surfaces, à la science des matériaux et à la mécanique [42]. La compréhension du processus de frottement est importante à la fois pour affiner la théorie et pour résoudre les problèmes industriels.

Un système tribologique se définit comme un système mécanique, formé de deux matériaux antagonistes en contact, animés de mouvements relatifs. Ces deux solides évoluent dans un milieu ambiant et peuvent être séparés par un film intercalaire appelé troisième corps. Sur le plan tribologique, le troisième corps est un opérateur qui transmet la charge (ou portance) d'un premier corps sur l'autre et accommode en s'écoulant (débit) d'une façon dissipative (frottement) l'essentiel de la différence de vitesse entre deux corps. Les troisièmes corps séparent partiellement ou entièrement les premiers corps [43].

Pour décrire cette situation, on s'appuiera sur un répertoire de références présenté dans le Tableau I.3 où sont regroupés les éléments principaux à identifier [31] :

Variables opérationnelles	Phénomènes observés	Mécanismes d'endommagement
Mode de contact	Résistance au déplacement	Adhésion
Etat de surface	Vibrations	Abrasion
Charge	Phénomènes thermiques	Erosion (Cavitation)
Vitesse	Transformations superficielles	Déformation
Ambiance	Transformations structurales	Fatigue de contact (Fretting-fatigue)
(avec lubrification)	Perte de matière	Corrosion (Tribo-corrosion)
Matériaux		

Tableau I.3 Eléments de description d'une situation tribologique [31].

Dans la première colonne, on trouve les paramètres principaux ou variables opérationnelles définissant la situation tribologique. Ils précisent les conditions initiale, nominale ou maximale de l'expérimentation ou de l'utilisation [31].

La deuxième colonne regroupe les phénomènes les plus communément observés, décrits et commentés dans la littérature spécialisée, qui peuvent se manifester lors du fonctionnement et modifier rapidement les conditions initiales [31].

La troisième colonne présente les processus les plus couramment admis qui peuvent conduire à l'endommagement des surfaces. Ces processus sont regroupés en six familles fondamentales, chacune pouvant être reliée à un mécanisme de base qui est à l'origine de l'endommagement [31].

I.4.2 Importance de la tribologie

On observe des phénomènes de frottement dans tous les systèmes mécaniques, et cette composante tribologique est décisive dans les domaines d'application variés qui vont de la mécanique industrielle aux systèmes du vivant [38].

La tribologie s'intéresse à l'étude et à l'interprétation scientifique des faits expérimentaux, elle entre en jeu de façon significative dans de nombreux domaines industriels. La connaissance de la tribologie est devenue une nécessité pour de multiples raisons [44] :

- Assurer le bon fonctionnement et la fiabilité des machines ;
- Diminuer le coût d'obtention des surfaces frottantes ;
- Améliorer le rendement et la longévité des machines ;
- Assurer la sécurité des biens et des personnes, particulièrement dans le domaine de transport ;
- Contribuer à la santé publique et au confort, par exemple en diminuant les bruits, très nombreux, liés aux contacts mécaniques.

I.4.3 Aspects scientifiques de la tribologie

La tribologie est un domaine pluridisciplinaire, dans lequel interviennent, bien sur, les bases fondamentales de la mécanique, mais aussi les aspects scientifiques multiples de la science des matériaux.

Les échelles dimensionnelles des phénomènes étudiés vont en général du mètre (caractéristique des dimensions d'une machine) à l'angström (caractéristique des interactions d'origine atomique et moléculaire).

L'analyse scientifique de la tribologie peut se structurer en trois grands domaines qui concernent les matériaux, les surfaces et les écoulements de la matière.

Le comportement des matériaux apparaît comme un élément essentiel. Selon leur ductilité ou leur fragilité, la nature de leur contact diffère énormément, et les lois de frottement et d'usure varient aussi.

La compréhension des lois physico-chimiques des surfaces permet dans certains cas, d'apercevoir l'origine de leurs comportements particuliers [38].

La compréhension de la tribologie nécessite l'application des lois de la mécanique des fluides complexes, de la mécanique des solides, pour pouvoir comprendre les régimes de lubrification.

On a dit d'une science, qu'elle a l'âge de ses instruments de mesure. La tribologie, qui utilise les toutes dernières de la physique, de la chimie, de la mécanique et aussi de l'informatique, est donc une science jeune et actuelle.

En fin, les efforts entrepris dans le domaine de la tribologie ne concernent pas uniquement les laboratoires de recherche, mais aussi concernent les laboratoires industriels [38].

I.4.4 Le circuit tribologique

Le circuit tribologique [45] permet de traduire les écoulements du troisième corps dans le contact sous la forme de cinq débits différents (Figure I.16) :

- un débit source Q_s correspondant à l'apport extérieur de particules Q_s^e mais surtout au détachement de particules Q_i issues des deux premiers corps.
- un débit interne Q_i correspondant au débit du troisième corps entre les deux surfaces des premiers corps.
- un débit d'éjection Q_e correspondant aux particules de troisième corps qui s'échappent du contact. Il est la somme d'un débit de recirculation Q_r et d'un débit d'usure Q_u .
- un débit de recirculation Q_r correspondant à la partie du débit externe qui est réintroduite dans le contact.
- le débit d'usure Q_u correspondant à l'autre partie du débit externe, qui est définitivement perdue pour le contact. Une usure élevée des premiers corps se traduit par un débit d'usure important.

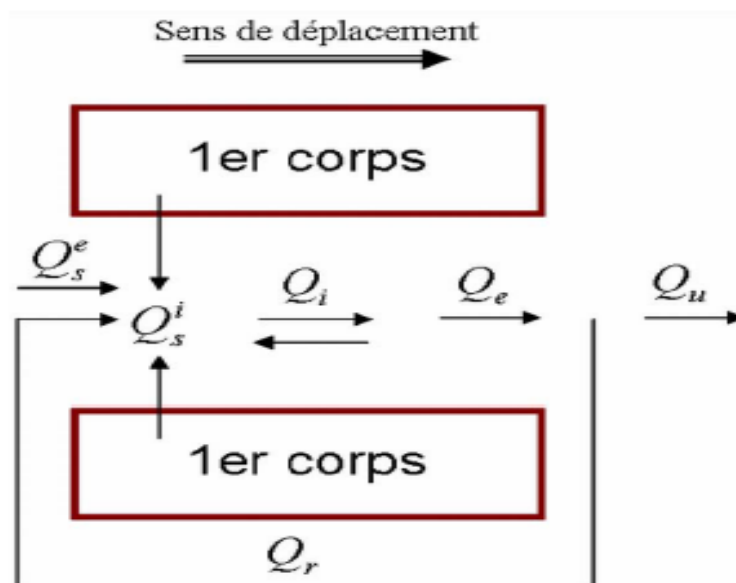


Figure I.16. Circuit tribologique théorique [45].

I.4.5 Perspectives de la tribologie

Confrontée aux exigences du monde moderne, la tribologie doit affronter des situations nouvelles. L'accroissement des performances, la miniaturisation, les soucis d'économie d'énergie et de matière, les exigences de fiabilité et de longévité, la variété des environnements (vide spatial, températures élevées, milieux cryogéniques ou chimiquement agressifs, protection environnementale ou sanitaire,etc.) conduisent à mettre en œuvre de nouveaux concepts et de nouvelles solutions [31].

Recherches fondamentales et finalisées sont souvent associées pour prendre en compte la complexité et la variété de ces situations. L'amélioration des techniques connues ou la création de nouvelles (sustentation magnétique, nano-tribologie, bio-tribologie, tribologie spatiale,etc.) font apparaître de nouveaux aspects concernant la compréhension du frottement, la conception des mécanismes, des matériaux à usage tribologique et des méthodes et moyens de lubrification.

I.5. FROTTEMENT

I.5.1 Définition

Le frottement peut être défini comme la force résistante 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 [35].

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

Le frottement est une « résistance » freinant tout mouvement relatif entre deux corps [46]:

- les deux corps sont solides : frottement solide de :
 - roulement;
 - glissement;
 - pivotement (combinaisons de glissement/roulement).
- un des corps est un fluide : frottement fluide.

I.5.2 Mode de frottement: Il existe trois types :

I.5.2.1 Frottement de roulement

Le frottement de roulement se produit lorsqu'un cylindre ou 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 [47].

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

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'une de l'autre.

I.5.2.2 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, et en fait constitué par une certaine surface plus au moins importantes selon la charge et l'élasticité des matériaux en présence [47].

I.5.2.3. 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 type est le plus fréquent. Comme exemple de contacts produisant un frottement de glissement, on peut citer les cas suivants : un piston glissant dans un cylindre et un arbre tournant à sec dans un palier [47].

Dans le glissement, il y a une nette différence entre les vitesses des surfaces en contact. Cette distinction est d'autant plus importante selon qu'on a un frottement sec [47].

Dans la Figure I.18 sont illustrés les principaux modes de frottement.

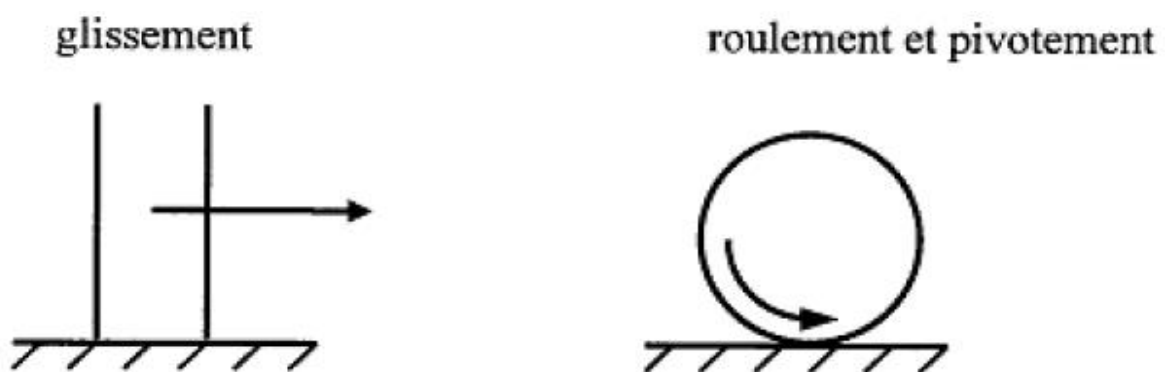


Figure I.17 : Différents systèmes en frottement [48].

I.5.3 Force et coefficient de frottement

Soit deux corps en contact et N la force normale entre eux (Figure I.18). L'expérience montre qu'on peut appliquer à la pièce (2) une force T parallèle à la surface de contact sans qu'elle se mette en mouvement. Il existe donc une force F , appliquée par le corps (1) à la pièce (2) capable de s'opposer à T et d'empêcher le mouvement [35].

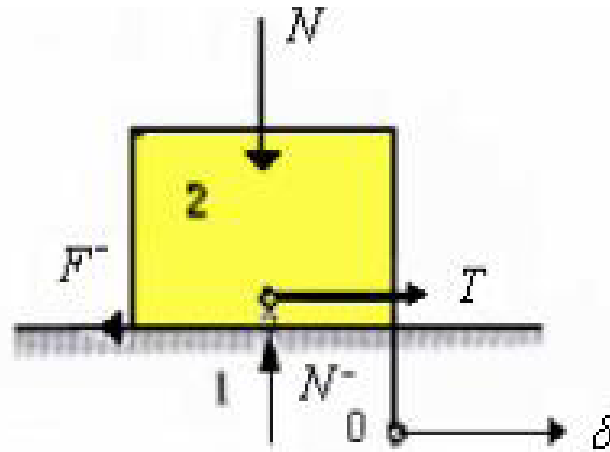


Figure I.18 : Force de frottement [35].

En observant le déplacement δ du solide (2) à partir de sa position où $T = 0$, on observe d'abord un très petit mouvement qu'on appelle micro glissement lorsque T croît (Figure I.19). Pour une certaine valeur $T_0 = F_0$, la pièce se met en mouvement, en supprimant la force tangentielle T , la pièce ralentit, puis s'arrête [49].

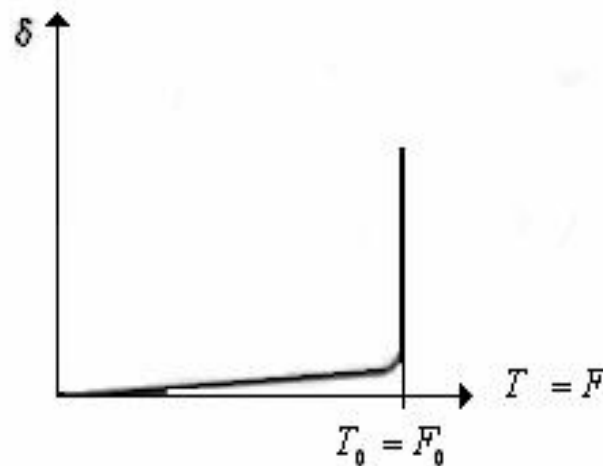


Figure I.19 : Mouvement de glissement [35].

Ces observations montrent qu'il existe un phénomène dans la surface de contact des pièces qui s'oppose à leur glissement relatif, c'est le frottement. On peut en donner la définition suivante : le frottement est un phénomène à la surface d'un corps qui empêche son glissement sur un autre corps (frottement statique) ou qui dissipe de l'énergie mécanique en cas de glissement (frottement dynamique).

Par définition, le coefficient de frottement μ est le rapport de la force tangentielle de frottement, lorsque les pièces glissent, à la force normale appliquée au point de contact entre les deux corps. Il est donné par la relation suivante :

$$\mu = \frac{F}{N} \quad (\text{I.21})$$

I.5.3.1 Comportement du coefficient de frottement

a) Vitesse de glissement

La valeur du coefficient de frottement est différente à l'arrêt que lorsque les corps glissent l'un sur l'autre. Généralement, on distingue :

- Le coefficient de frottement statique (à l'arrêt) μ_0 ;
- Le coefficient de frottement dynamique (avec glissement) μ .

Dans le cas de métaux secs, le coefficient de frottement dynamique est généralement plus petit qu'à l'arrêt (figure I.20, courbe (1)), il atteint rapidement la valeur dynamique lorsque la vitesse dépasse quelques cm/s. A très grande vitesse, plus de 150m/s, le coefficient de frottement des métaux diminue fortement, il peut tomber jusqu'à 0.02, parce que le métal fond dans les zones de contact et forme un film lubrifiant. Certains matériaux non métalliques présentent au contraire une augmentation du frottement avec la vitesse, courbe (2) de la figure I.20 [35].

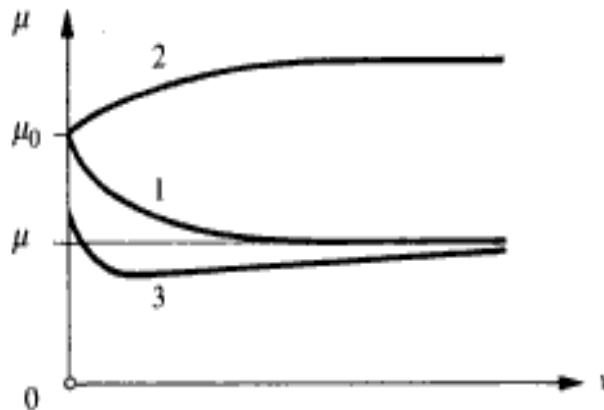


Figure I.20 : Influence de la vitesse sur le coefficient de frottement [35].

La différence entre le coefficient de frottement dynamique et le coefficient de frottement statique est plus marquée avec les polymères qu'avec les métaux.

Si les surfaces sont abondamment lubrifiées en régime de frottement mixte, courbe (3) de la même figure, le coefficient de frottement statique est plus bas qu'en régime sec et diminue relativement moins avec le glissement, puis il augmente lentement du fait du cisaillement du liquide ou de la graisse [35].

b) Chemin de glissement parcouru

La Figure I.21 représente l'allure de l'évolution du coefficient de frottement dynamique des surfaces techniques sèches avec le chemin de glissement. Ici on distingue six stades :

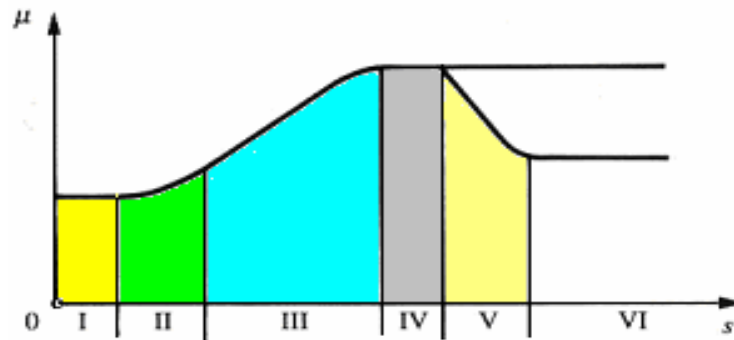


Figure I.21 : Evolution du frottement avec la distance de glissement [35].

- I : Les surfaces sont initialement propres, le frottement résulte principalement de phénomènes de labourage et de déformation.
- II : Le frottement commence à croître lentement à cause de petits arrachements de matière. Avec des surfaces lubrifiées, le stade I persiste longtemps et le stade II peut faire défaut.
- III : Le coefficient de frottement croît parce que les débris d'usure entre les surfaces s'incrusteront dans l'une ou l'autre des surfaces en provoquant un intense labourage.
- IV : Le coefficient de frottement se stabilise lorsque le nombre de nouveaux débris d'usure est égal au nombre de débris qui quittent la surface.
- V : On observe parfois qu'un matériau dur se polit lorsqu'il frotte contre une surface tendre. Le coefficient de frottement diminue parce que le labourage est moins intense.
- VI : Si les deux surfaces se polissent et que les débris d'usure sont enlevés ou assez profondément incrustés dans la surface tendre pour ne pas rayer la surface dure, le coefficient de frottement prend une valeur constante de fin de rodage.

Ces stades dépendent des matériaux, des conditions expérimentales, de la contamination des surfaces et des conditions ambiantes. On retient le fait que le coefficient de frottement évolue avec la distance de glissement [35].

c) Etat de surface

Le coefficient de frottement est relativement grand lorsque les surfaces sont très rugueuses.

d) Nature des métaux

Le frottement diminue lorsque l'un des matériaux du couple tribologique est tendre, car l'effort de labourage est faible. C'est pourquoi on revête, les surfaces d'une fine couche d'un matériau tendre ou d'un film d'oxyde.

e) Pression de contact nominale

On admet dans la pratique industrielle que le coefficient de frottement est indépendant de la charge appliquée, par conséquent, aussi indépendant de la pression de contact nominale, sauf en cas de lubrification solide et avec certains polymères [35].

f) Température ambiante

Le coefficient de frottement des métaux diminue souvent légèrement lorsque la température des pièces s'élève; puis, au-delà de 500°C à 800 °C, il augmente fortement. Ce comportement peut s'expliquer par le fait que la dureté du métal tombe rapidement et par conséquent les points de contact tendent vers une plastification étendue.

Le coefficient de frottement des céramiques croît fortement à des températures de 400 à 600 °C, puis diminue au-delà de ces valeurs [35].

I.5.3.2 Valeurs pratiques du coefficient de frottement

L'étude théorique des mécanismes du frottement sec et mixte ne permet pas de prédire avec exactitude la valeur réelle du coefficient de frottement dans les couples cinématiques et dans les assemblages. Mais la compréhension du phénomène est précieuse pour choisir correctement les matériaux et savoir comment agir pour obtenir les caractéristiques de frottement souhaitées [35].

Le tableau I.4 donne des valeurs du coefficient de frottement statique de quelques couples de matériaux [50, 51,36].

Matériau en contact	Coefficient de frottement statique μ_0
Métal/métal, surfaces propres dans le vide.	> 5
Métal/métal, surfaces propres dans l'air sec.	0,8 à 2
Métal/métal, surfaces propres dans l'air humide.	0,5 à 1,5
Acier/alliage pour coussinets de palier.	0,1 à 0,5
Acier/céramique.	0,05 à 1
Céramique/céramique.	0,05 à 0,5
Polymère/polymère.	0,05 à 1
Métal/polymère.	0,05 à 0,5
Fonte sur bronze	0,10
Métaux sur bois	0,30
Céramique/polymère.	0,05 à 0,5
Métal/métal avec lubrification.	0,05 à 0,2
Lubrification hydrodynamique.	0,001 à 0,005
Acier sur ferodo.	0,3 à 0,4
Acier sur laiton.	0,5
Acier sur acier (oxydé).	0,27

Tableau I.4 Ordres de grandeur du coefficient de frottement statique de quelques couples de matériaux [50, 51,36].

I.5.4 Lois de frottement

Depuis quelques millénaires qu'on s'intéresse aux problèmes de frottement entre deux surfaces solides et à l'énergie dissipée par le frottement. Léonard de Vinci, Amontons puis Coulomb ont exprimé les lois de base du frottement [31]. Ils ont conclu que :

- la force de frottement est proportionnelle à la charge normale ;
- la force de frottement est indépendante de l'aire apparente de contact ;
- la force de frottement est indépendante de la vitesse de glissement.

I.6 USURE

L'usure est un processus complexe, qui correspond à l'endommagement des surfaces en contact. Elle peut être une détérioration physique ou une attaque chimique selon l'environnement. Elle dépend des propriétés des matériaux [48].

L'usure est un terme englobant tous les phénomènes de frottement entraînant des pertes de côtes par émission de débris ; et plus généralement, c'est la perte de matière solide, et selon l'évolution de ce phénomène, on peut distinguer qu'il existe trois phases d'usure (Figure I.22) [52] :

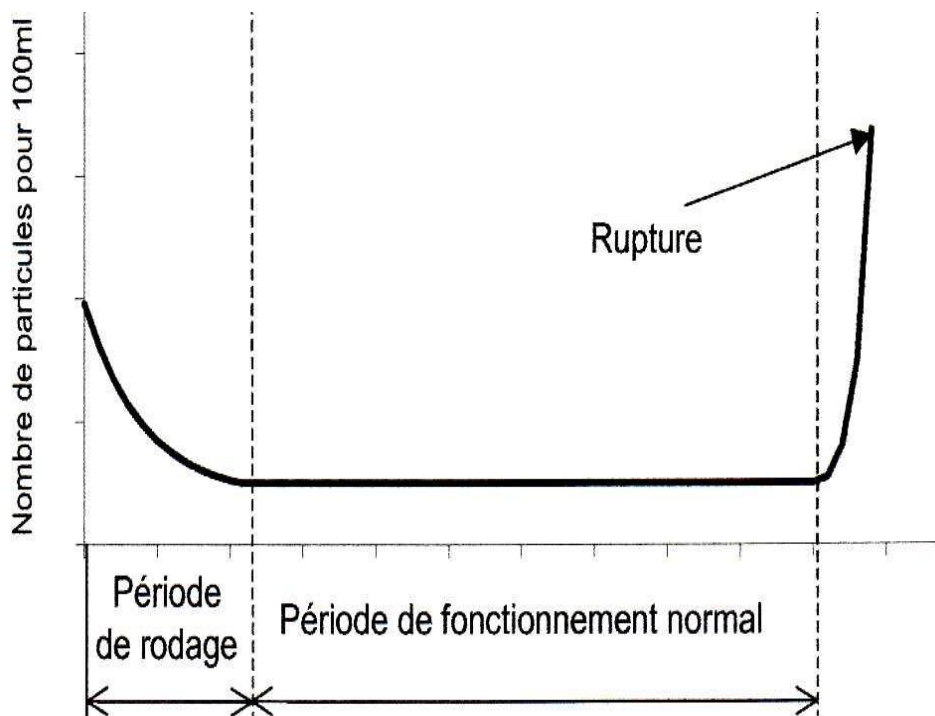


Figure I.22 Courbe d'usure [52].

- **Usure de rodage** : C'est une usure rapide qui conduit à l'élimination des aspérités des surfaces (les rugosités) en donnant un meilleur fini de surface et par conséquent un meilleur fonctionnement du mécanisme.

- **Usure normale** : Usure très lente que subit tout matériel en service, cette usure mène au vieillissement des machines qui ne seront plus fonctionnelle quand elle aura causée des jeux exagérés.
- **Usure catastrophique** : Usure qui conduit à la destruction rapide et complète de la surface, voire même tout le mécanisme.

I.6.1 Formes d'usure

De nombreux processus d'usure ont été établis et qui peuvent être classés de différentes façons [53]:

I.6.1.1 Classification technologique

Cette seconde classification distingue les détériorations de surfaces fonctionnelles suivantes [35, 53]:

- **L'usure induite par petits débattements** ou **fretting** est une usure particulière qui se produit lorsque des surfaces glissent, sous charge, avec de très petits mouvements oscillants;
- **L'écaillage** est l'enlèvement d'assez gros morceaux de matière avec apparition de cratères à la surface;
- **L'érosion** est l'enlèvement de matière par l'impact d'un fluide ou de particules solides;
- **Le grippage** est l'arrachement massif et brutal de matière avec éventuellement la soudure de larges zones des surfaces en contact;
- **Le marquage d'une surface** est un enfoncement localisé par une charge ponctuelle très élevée;
- **Le rayage** est la trace que laisse le passage d'un objet dur;
- **Le polissage** correspond à une diminution importante de la rugosité initiale.

I.6.1.2 Classification scientifique

Cette classification est basée sur la nature des phénomènes à l'origine des dégradations. Les principaux types d'usure (usure liées au frottement) sont:

I.6.1.2.1 Usure adhésive

Cette usure se traduit par une augmentation progressive du jeu nécessaire au bon fonctionnement des mécanismes et peut s'accompagner de détériorations des surfaces visibles à l'œil nu : parfois elle s'achève par un blocage catastrophique : c'est le grippage (Figure I.23) [52].

Le volume d'usure adhésive, s'exprime à l'aide de la formule suivante :

$$\dot{V} = \frac{(\gamma \cdot K \cdot F \cdot s)}{3 \cdot H} \quad (\text{I.22})$$

Ou :

\dot{V} : Volume d'usure adhésive.

γ : Coefficient caractérisant le type de frottement

$\gamma = 1$: pour le frottement sec ou à très faible vitesse.

$\gamma < 1$: pour le frottement lubrifié

$K = 0.1 \div 0.01$: pour le frottement sec (usure sévère)

$K = 10^{-5} \div 10^{-7}$: pour le frottement lubrifié (usure douce)

F : Charge normale appliquée ; s : Distance de glissement ; 3 : facteur de forme pour une particule d'usure hémisphérique, il est différent de 3 pour les autres formes de particules.

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

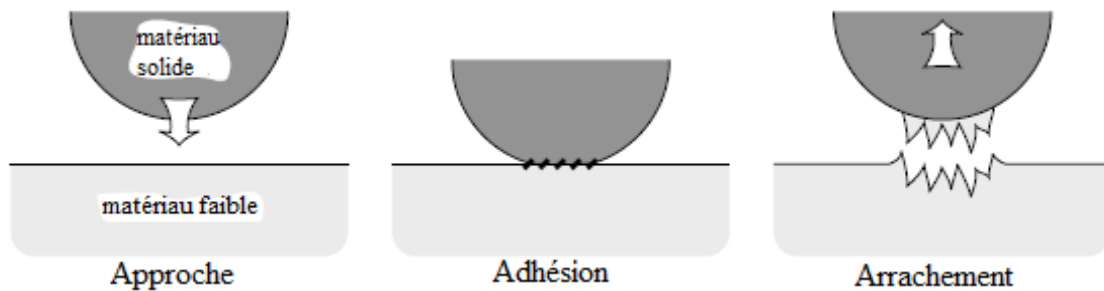


Figure I.23 Procédé de transfert de métal par adhérence [54].

I.6.1.2.2 Usure abrasive

L'usure abrasive est due à la présence de particules dures dans le contact. Ces particules peuvent être étrangères ou issues de la dégradation des surfaces elles-mêmes (Figure I.24). L'usure abrasive peut se produire alors par deux mécanismes. Premièrement les particules peuvent demeurer collés (ou incrustées) dans la surface la plus tendre et rayent la plus dure. Ceci est connu comme usure à deux corps. La particule peut également rouler à travers le contact causant une série d'indents sur les deux surfaces, c'est l'usure abrasive à trois corps [52].

Le taux d'usure abrasive s'exprime par la relation :

$$\frac{d\dot{V}}{ds} = K_{abr} \cdot \frac{F}{H} \quad (\text{I.22})$$

Ou :

$\frac{d\dot{V}}{ds}$: Taux d'usure par unité de longueur de glissement ; F : Charge appliquée ;

H : Dureté de la surface la plus tendre ;

K_{abr} : Coefficient d'usure par abrasion qui dépend de la géométrie des aspérités ou des grains abrasifs.

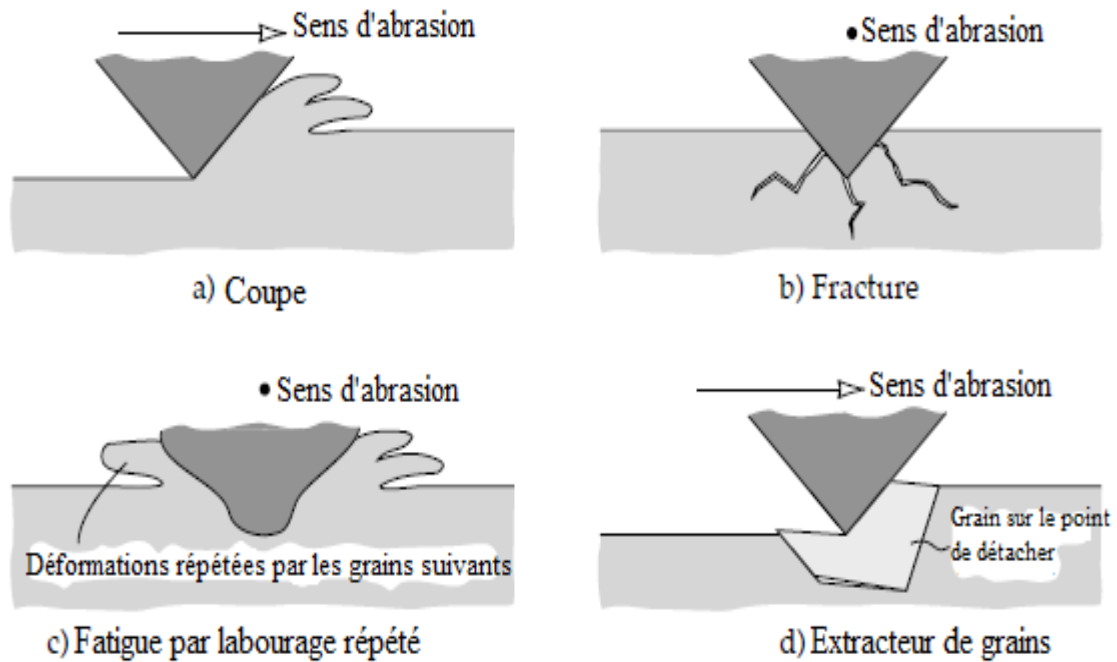


Figure I.24 Mécanismes d'usure abrasive: micro-coupe, fracture, fatigue et extraction du grain [54].

I.6.1.2.3. Usure par fatigue

La fatigue est le phénomène de formation et de propagation de fissures sous l'action répétée d'efforts alternés. Le mécanisme de fatigue commence par la formation d'une fissure en surface qui plonge dans la matière. Puis sous l'action répétée du corps frottant, cette fissure se propage en profondeur et parallèlement à la surface pour ensuite remonter. Alors, un morceau de matière se détache et provoque un fragment d'usure appelé "écaillage". Ce fragment peut à son tour donner naissance à de l'abrasion à trois corps ou de l'érosion (Figure I.25) [52].

Le taux d'usure par fatigue se calcule à l'aide de la formule suivante :

$$\dot{V} = K_f \cdot s \cdot \frac{F}{H} \cdot M \quad (\text{I.23})$$

Avec :

\dot{V} : volume usé ; K_f : coefficient d'usure par fatigue ; F : la charge appliquée (N) ; s : distance de glissement ; M : la masse de volume considéré ; H : dureté du matériau le plus tendre (Pa).

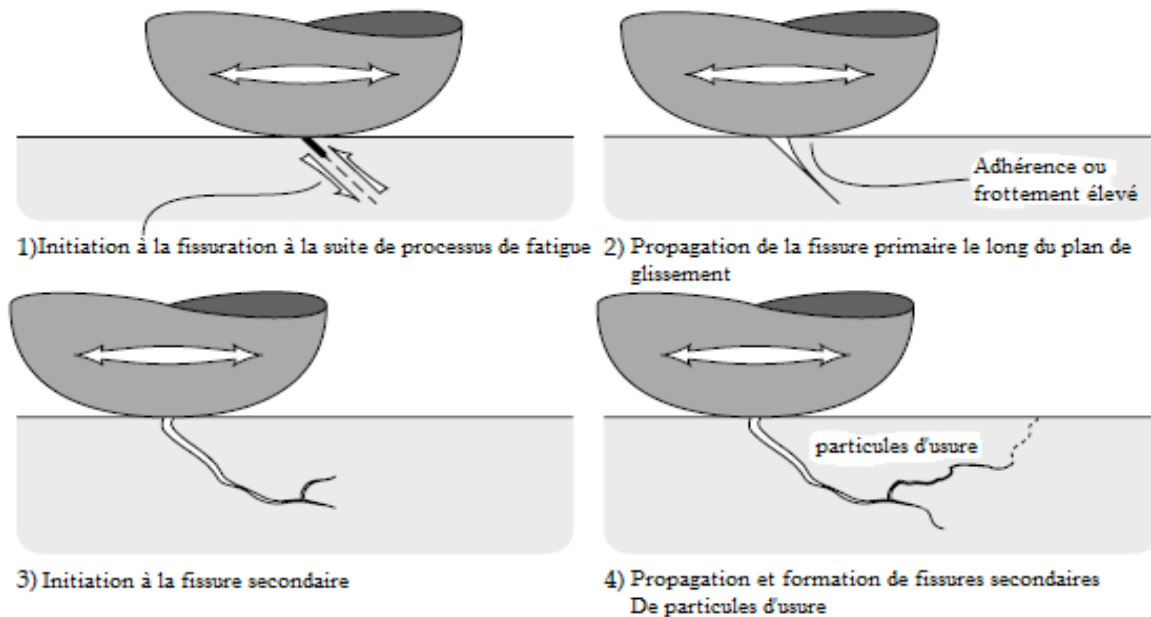


Figure I.25 Illustration schématique du processus d'initiation et de propagation des fissures de surface [54].

I.6.1.2.4 Autres formes d'usure

Il existe d'autres modes d'usure tels que :

I.6.1.2.4.1 Usure par érosion

L'érosion est une usure abrasive particulière, causée par des impacts de particules solides contenues dans un fluide en mouvement ou par des particules liquides en milieu gazeux. Lors de l'impact, la particule animée d'une grande vitesse percute et agresse le matériau en surface.

I.6.1.2.4.2 Usure corrosive

C'est l'enlèvement par frottement mécanique des produits de réaction formés par attaque chimique des surfaces métalliques par des agents corrosifs contenus dans l'ambiance (gaz de combustion dans le cas des moteurs), ou formés dans le lubrifiant par altération : oxydation de l'huile de base, hydrolyse des additifsetc.

I.6.1.2.4.3 Usure induite par petits débattements

Il s'agit d'un phénomène affectant des mécanismes ou des assemblages fortement chargés et subissant des mouvements relatifs de faible amplitude (de l'ordre de 100 μm). Par exemple des vibrations. Ce phénomène très général se manifeste dans toutes les industries : dégradation de roulements de véhicules transportés par chemin de fer ou par bateau, rupture de ressorts à lames, endommagements d'assemblages, blocage de charnières de voitures....etc.

Cette dégradation est un phénomène grave qui s'accompagne de la formation de fissures conduisant au grippage ou à une rupture de fatigue : fatigue induite en petits débattements.

I.7 LUBRIFICATION

Le rôle principal de la lubrification est de réduire le frottement et l'usure des surfaces en frottement en introduisant un film entre les surfaces en contact glissant. Une grande variété de matériaux peut être utilisée comme lubrifiants à l'état de gaz, liquide ou solide. La diversité des conditions de fonctionnement des éléments de machines, impose des mouvements s'orientant vers des performances élevées et de basses consommations de carburant. Il y a également un effort constant pour accroître la durée de vie et réduire les coûts de maintenance. De plus un nouvel élan à la recherche a été donné par une nouvelle réglementation sur l'environnement, à propos des exigences sur les émissions d'échappement et les lubrifiants biodégradables [42].

I.7.1 Régimes de lubrification

Lors du déplacement de deux surfaces antagonistes en contact, on distingue quatre régimes de lubrification selon Stribeck (Figure I.26) : la courbe montre l'évolution du coefficient de frottement μ en fonction de la variable $(f' \cdot \Omega / p)$ (variable de Hershey, f' = viscosité dynamique, Ω = vitesse de glissement, p = pression) :

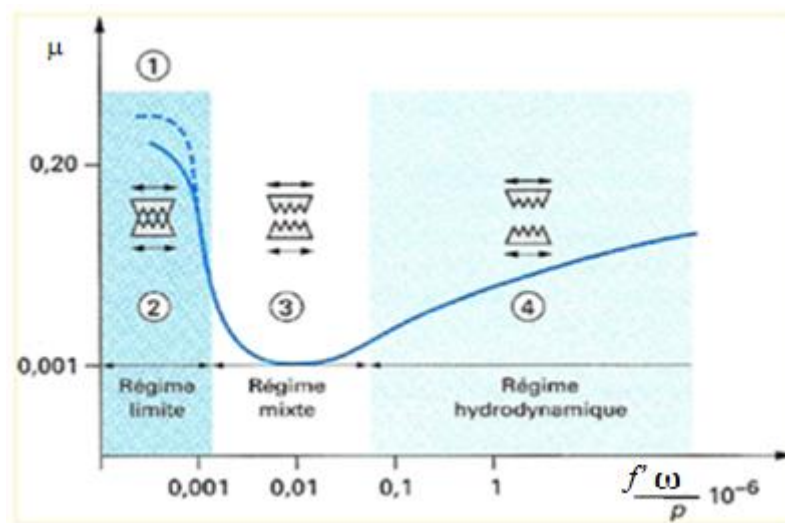


Figure I.26 Courbe de Stribeck [55].

- Dans la première zone (1), il s'agit d'un régime de frottement sans interposition de lubrifiant liquide ou frottement à sec. Toutefois, nous concentrerons sur le frottement lubrifié.
- Dans le cas du régime de lubrification limite (2), la charge appliquée est totalement supportée par les aspérités en contact. L'épaisseur du film d'huile est négligeable par rapport à la rugosité des surfaces. Le coefficient de frottement est élevé dans ce cas.
- Lorsque la charge diminue et la viscosité ou la vitesse augmentent, les conditions tribologiques deviennent moins sévères et l'épaisseur du film d'huile augmente. La viscosité du lubrifiant a une

forte influence sur le phénomène de portance. Il y a toujours des zones de contact entre les deux surfaces et la charge du système est supportée en partie par le film d'huile, en partie par les aspérités : il s'agit d'un régime de lubrification mixte (3). Le coefficient de frottement présente des valeurs élevées, puis faibles avec une augmentation de la variable de Hershey. La lubrification mixte se définit comme intermédiaire entre le régime hydrodynamique et le régime limite [56].

– Dans le cas du régime de lubrification hydrodynamique (4), l'épaisseur du film d'huile entre les deux surfaces frottantes est importante par rapport à la rugosité des surfaces : il n'y a pas de contact entre les deux surfaces. En effet, la charge est totalement portée par le film d'huile. Le coefficient de frottement est relativement faible dans le cas du régime de lubrification hydrodynamique.

I.7.2 Pollution solide du lubrifiant

Un polluant est une substance non désirée qui peut conduire à la détérioration d'éléments de mécanismes. Pour bien appréhender le rôle de la pollution solide des lubrifiants, il convient tout d'abord d'identifier l'origine, la nature et la forme des polluants [57].

La pollution peut être liquide, gazeuse, ou solide. Cette étude ne s'intéressera qu'à la pollution solide.

I.7.2.1 Types de particules polluantes

Des études menées sur des huiles utilisées dans des applications aéronautiques ont montré qu'il y avait une grande diversité de particules polluantes (voir tableau I.5) [57].

Type	Source	Génération
Particules métalliques (Fe, Cu, Al...).	Usinage, montage.	très importante pour les pièces neuves.
	Usure, avaries.	importante en période de rodage.
Carbures (B ₄ C, SiC,...).	Usinage.	faible et limitée aux pièces neuves.
Minéral (Si...).	Interne: sable de fonderie.	faible et limitée aux pièces neuves.
	externe : ingestion en fonctionnement ou durant la maintenance.	faible à très importante (fonction de l'environnement et du type de moteur).
Oxydes et sulfures métalliques.	corrosion de surface, des particules en suspension.	tout au long de la vie du mécanisme (fonction de la température et des réactifs chimiques présents dans le lubrifiant).

Tableau I.5 : Types de particules polluantes présentes dans les turbines aéronautiques [57].

Ces polluants ont des formes diverses. Hunt [58] propose de les classer en sept familles présentées dans le tableau I.6. Cette classification basée essentiellement sur la forme des particules, permet de déterminer leurs origines. Hunt constate que la taille des particules est prise dans une gamme de 1 μm à environ 2 mm.








Forme	Schémas	Origine
Sphères.		agglomération et fusion de débris métalliques d'usure.
Ovoïdes déformés lisses (galets).		poussières (quartz, silice...) issues de l'extérieur.
Gros morceaux et pavés.		particules métalliques produites par la fatigue des surfaces.
Plaquettes et écailles.		particules métalliques produites lors du rodage ou d'une usure dite normale.
boucles, copeaux et lamelles		particules produites lors de l'usinage ou par « labourage » de la surface.
Rouleaux.		particules étant à la fois des copeaux et des écailles.
brins et fibres.		particules non métalliques en général issues d'une atmosphère polluée.

Tableau I.6 Classification des particules polluantes selon la forme [59, 60].

Pour terminer sur les types de particules polluantes présentes dans les huiles, il convient de rappeler les travaux de Akl et Kalifha [59, 60]. A partir de l'analyse des huiles utilisées lors d'essais sur une machine à galets qui simule un contact hertzien lubrifié, ils effectuent une classification des particules (Tableau I.7). Ce classement a été défini à partir des spécificités en forme, taille et quantité dues aux conditions de fonctionnement. Ces quatre classes correspondent aux périodes de rodage, de fonctionnement normal, de transition et de rupture du mécanisme.


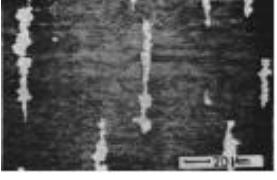
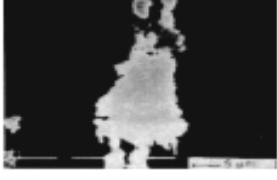


Famille des particules	Photos	Caractéristiques
R		<ul style="list-style-type: none"> - Particules issues du rodage; - Dimension jusqu'à 50 μm; - Correspond à l'adaptation des surfaces.
N		<ul style="list-style-type: none"> - Particules d'usure par frottement; - Dimensions de 5 à 20 μm; - Apparition après le rodage.
U		<ul style="list-style-type: none"> - Formes plates et sphériques; - Dimensions de 25 à 60 μm; - Les particules U correspondent à la formation des fissures.
\bar{U}		<ul style="list-style-type: none"> - Les particules \bar{U} apparaissent après les U pour des déformations importantes des surfaces accompagnées d'effets thermiques.
U*		<ul style="list-style-type: none"> - Les particules U* indiquent une fissuration plus profonde; - Détermine le début de la transition vers une usure plus sévère et correspond à l'apparition d'avaries.
G et S	Particules produites lors du grippage.	

Tableau I.7 : Classification des particules polluantes selon Akl et Kalifha [59, 60].

I.8 Conclusion

Dans ce chapitre, un contexte de l'étude a été établi. Dans un premier temps, nous avons rappelé les principaux travaux réalisés sur les effets des particules polluantes sur la dégradation des contacts mécaniques. Par la suite, on a essayé de se familiariser avec les notions de base de la mécanique des contacts. En effet, une connaissance précise des zones de contact est primordiale dans de nombreux domaines de la tribologie. Enfin nous avons étudié d'une façon approfondie les notions fondamentales de la tribologie. Une attention particulière a été également dédiée au phénomène de la pollution solide des lubrifiants.

CHAPITRE II

METHODOLOGIE DE L'ETUDE EXPERIMENTALE

II.1 INTRODUCTION

II.2 OUTILS EXPERIMENTAUX

II.3 PROCEDURE EXPERIMENTALE

II.4 RESULTATS ET INTERPRETATIONS

II.5 CONCLUSION

II.1 INTRODUCTION

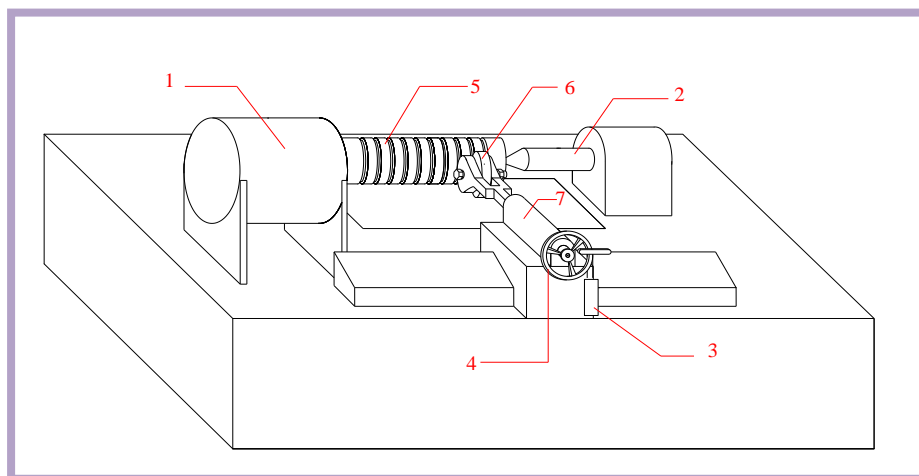
Afin d'étudier l'effet des polluants sable sur la dégradation des contacts secs de roulement, des expériences simulant le fonctionnement d'un mécanisme au Sahara (cas du sud Algérien) est réalisée.

Pour le présent travail, on s'intéresse plus particulièrement aux effets de la présence des particules polluantes solides sur la dégradation des contacts mécaniques purement secs. Après une présentation du dispositif expérimental utilisé, nous détaillerons les résultats obtenus avec et sans présence de polluants au niveau du contact étudié. Nous nous sommes intéressés aux effets des paramètres de fonctionnement sur l'évolution de la température, de la rugosité de surface et des vibrations. Ces dernières sont évaluées par la mesure du paramètre RMS caractérisant l'accélération de vibration.

II.2 OUTILS EXPERIMENTAUX

II.2.1 Dispositif expérimental

Les essais sont réalisés sur un dispositif original (Figure II.1) ou sont montés en contact deux roues cylindriques. Ce dispositif reproduit les conditions de fonctionnement d'un contact de roulement de type linéaire. Le principe consiste à faire entrer en contact une éprouvette cylindrique en acier C45 avec une roue cylindrique constituée d'un roulement en acier 100C6 et d'une bague en acier C45. Le roulement et la bague sont assemblés par serrage. L'éprouvette est actionnée à une vitesse de rotation à l'aide d'un moteur électrique. La roue guidée en rotation est ensuite mise en mouvement sous l'action de l'éprouvette cylindrique.



1- Moteur électrique, 2- pointe tournante, 3- Jeux de poids, 4- volant de manœuvre, 5- Éprouvette cylindrique, 6- Roue cylindrique, 7- Chariot transversal.

Figure II.1 Diagramme schématique du dispositif expérimental

Les expériences prévues sont réalisées pour deux types de contacts :

- Contact purement sec ;
- Contact sec pollué par des particules de sable.

Pour les essais de pollution, comme le montre Figure II.2, le contact entre disques est alimenté par un jet des particules polluantes (polluant utilisé est le sable). sont alimenté par jet des particules contaminants solides.

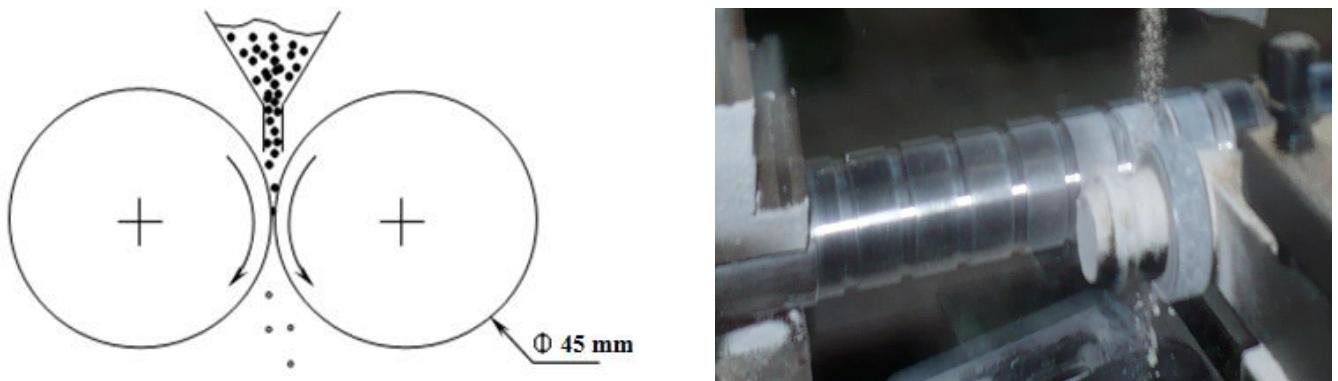


Figure II. 2 Modèle de contact de roulement purement sec alimenté par un jet de sable.

II.2.2 Matériel utilisé

Pour le bon déroulement des expériences, le matériel utilisé est le suivant :

- Des roulements;
- Eprouvette cylindrique (pièce en acier C45) ;
- Comparateur ;
- Des charges ;
- Un tour ;
- Particules solides polluantes (sable);
- Un thermocouple infrarouge (pour les mesures de la température);
- Un pied à coulisse à lecture digitale pour la mesure de la perte de côte;
- Un rugosimètre pour la mesure de la rugosité de surface;
- Un vibromètre pour la mesure de l'accélération de vibration ;
- Un microscope optique de type A15.0204-B pour une visualisation de la microstructure (des photomicrographies) des éprouvettes avant et après fonctionnement.

II.2.3 Consommables

Cette partie a pour objectif de décrire les différents éléments nécessaires pour réaliser les expériences. Il s'agit des éprouvettes d'essais et des particules solides polluantes (sable).

II.2.3.1. Les éprouvettes

Les éprouvettes d'essais sont de type cylindrique en acier C45. Chaque éprouvette se compose de dix bandes de longueur 12 mm, séparées entre elles par de petites gorges de 2 mm de profondeur et de 5 mm de longueur (Figure II.3).

La réalisation de l'éprouvette est effectuée sur un tour à charioter et à fileter disponible au niveau du Hall de Technologie au niveau du département génie mécanique à l'université de Skikda.

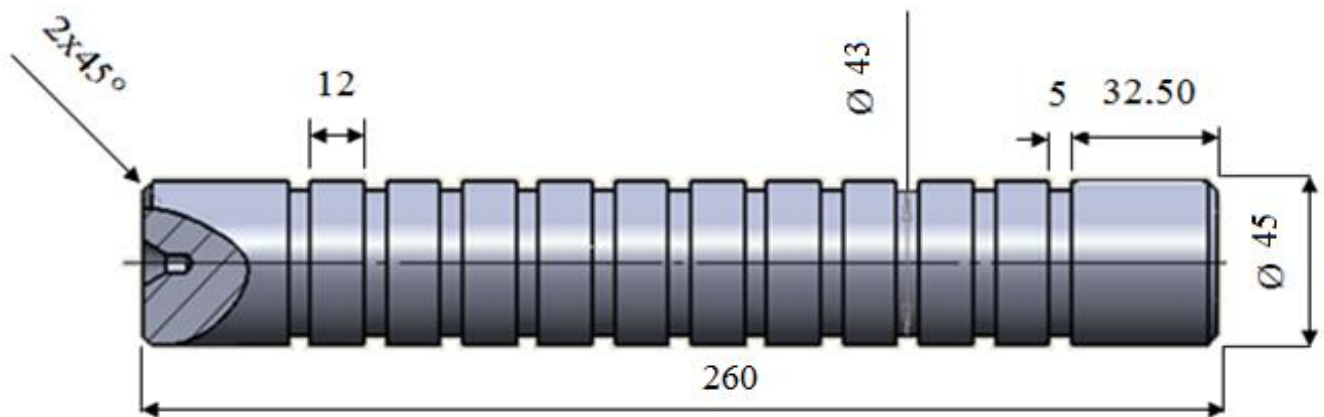


Figure II.3 Schéma de l'éprouvette.

II.2.3.1.1 Acier C45

C'est un acier de construction mécanique non allié pour traitement thermique défini essentiellement par sa composition chimique (0.52% de carbone). Il est largement utilisé dans la fabrication des bielles, essieux, tiges de piston, vilebrequins, arbres moyeux, galets des ponts roulants, pièces d'armes etc. Il est employé lorsque les caractéristiques mécaniques demandées sont sévères et nécessitent des transformations de structure par traitements thermiques. Le pourcentage de carbone doit être connu avec précision [61, 62].

II.2.3.1.2 Composition chimique

Le Tableau II.1 donne la composition chimique des échantillons analysés au niveau des laboratoires du complexe sidérurgique d'El Hadjar. Cette analyse est réalisée pour déterminer la composition chimique de l'acier C45.

Méthodes et normes d'essai	Analyse par fluorescence aux rayons X. Carbone et soufre par spectrométrie d'absorption en infrarouge.									
	C	Mo	Cu	Ni	Mn	Cr	P	Si	V	S
Composés										
% de masse	0.520	0.007	0.082	0.056	0.625	< 0.05	0.009	0.454	< 0.01	0.0345

Tableau II.1 Composition chimique de l'acier C 45 [52].

II.2.3.1.3 Caractéristiques mécaniques

Les caractéristiques mécaniques de l'acier C45 sont présentées dans le Tableau II.2.

Matériau	Dureté (HRC)	Coeff de Poisson (ν)	module d'Young E(Gpa)	R_{eq} (N/mm ²)
C 45	34	0,3	210	540

Tableau II.2 Caractéristiques mécaniques des matériaux du contact utilisé [52].

II.2.3.2 Les roulements

Le roulement utilisé est à une seule rangée de bille, de type (SKF) 6202 2 RS (Figure II. 4 (a)) sur lequel est placé une bague en acier C45 (Figure II.4 (b)). Les caractéristiques dimensionnelles du roulement et de la bague sont :

- Le roulement en acier 100 C6 : diamètre extérieur de la bague du roulement $D_e = 35$ mm, diamètre intérieur de la bague du roulement $d = 15$ mm et la largeur : $L = 11$ mm.
- La bague en acier C45 : diamètre extérieur de la bague $D = 45$ mm, diamètre intérieur de la bague : $d = 35$ mm et la largeur : $L = 11$ mm.

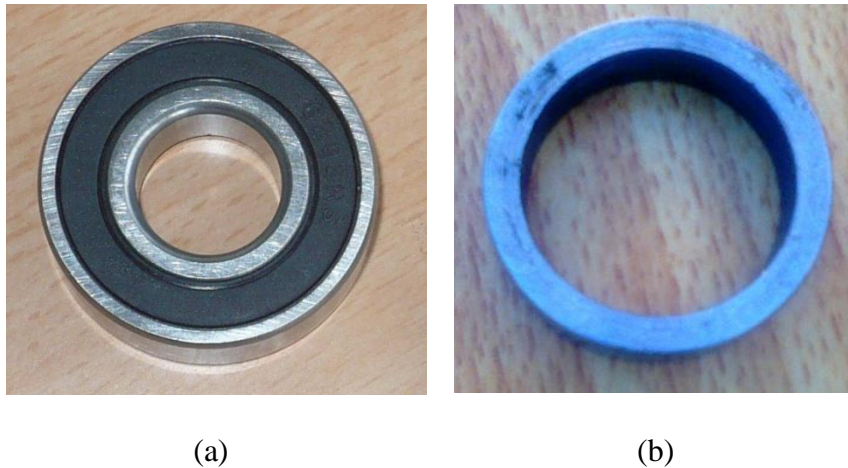


Figure II.4 Roulement (a) et bague cylindrique (b)

La bague est usinée de sorte à obtenir un diamètre extérieur $D=45$ mm et un diamètre intérieur $d=35$ mm. Elles sont montées par assemblage serré sur les roulements.

- **Dispositif de maintien**

Le dispositif de maintien, de la roue cylindrique (roulement-bague) en contact avec l'éprouvette, est constitué de deux supports comme il est bien visualisé sur la Figure II.9. Ce dispositif est monté à la place de l'outil de coupe sur la tourelle de tel sorte que l'axe du roulement et celui de la pièce soient toujours parallèles.

II.2.3.3 Le polluant

Il existe en pratique une large variété de polluants (ductiles, fragiles et céramiques-dures). Le polluant utilisé dans notre étude est le sable de Sahara connu par sa dureté, sa fragilité, sa richesse en silice, avec 90 % de quartz et qui peut être véhiculé par le vent jusqu'en Europe voire même en Amérique. Le sable a été nettoyé, filtré à 40 µm et analysé chimiquement. La composition chimique et la morphologie du sable utilisé dans les essais sont données par les Figures III.5 et III.6 respectivement.

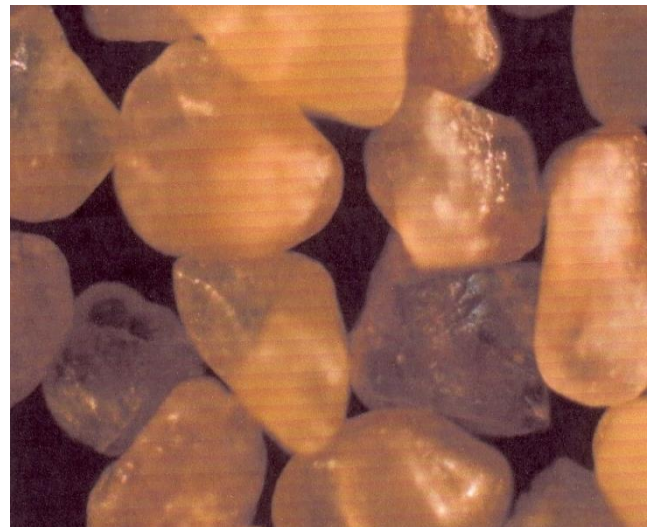
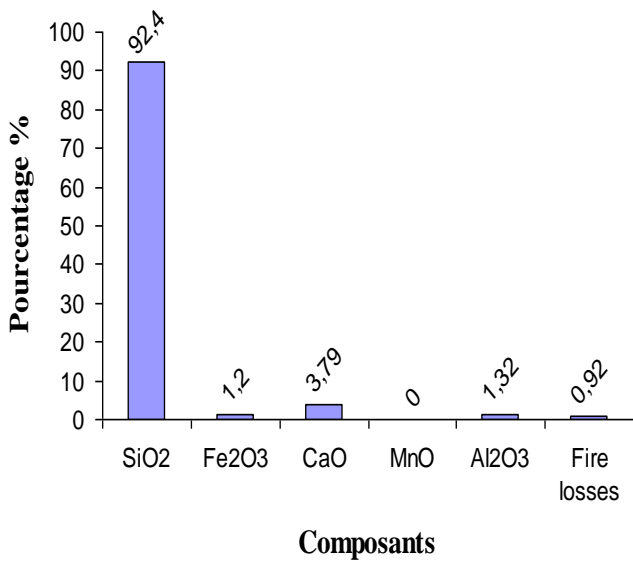


Figure II.5 Composition chimique du sable

Figure II. 6 Morphologie du sable

II.2.3.4 Caractéristiques mécaniques et géométriques des disques de contact

Les caractéristiques mécaniques et géométriques des roues cylindriques en acier C45 sont regroupées dans le Tableau II.3.

Caractéristiques	Eprouvette cylindrique	Roue cylindrique
diamètre d (mm)	45	45
Longueur L_l (mm)	260	-
Matériau	C45	C45
Dureté (HRC)	34	34
Coeff. de Poisson(ν)	0,3	0,3
Module de Young, E (Gpa)	210	210
R_{eq} (N/mm ²)	540	540
Largeur du contact, L (mm)	12	12

Tableau II.3 Caractéristiques mécaniques et géométriques des disques en contact

II.3 PROCEDURE EXPERIMENTALE

II.3.1 Etalonnage

Afin de déterminer l'effort de contact entre les disques, une procédure spéciale d'étalonnage du dispositif expérimental construit est effectuée. Le principe de l'étalonnage consiste à établir une relation entre la charge appliquée (F) et la déformation (ou flèche) " Y " de l'éprouvette cylindrique.

Les étapes d'étalonnage sont:

- On fixe l'éprouvette cylindrique entre le mandrin et la pointe tournante de la machine de tournage. Le dispositif de maintien de la roue cylindrique est placé, à son tour, dans l'endroit de fixation de l'outil de coupe ;
- La flèche (déformation de l'éprouvette) est mesurée à l'aide d'un comparateur mécanique comme le montre la Figure II.7(a) ;
- On rapproche la roue cylindrique, en avançant la tourelle, jusqu'au contact de l'éprouvette (S'assurer de la tangente entre roue cylindrique et éprouvette), puis on règle le comparateur à zéro ;
- A l'aide d'un fil inextensible, on fait suspendre des charges sur le levier de la tourelle.

Ces charges influent directement sur la roue cylindrique (c.à.d. chargement de la roue). Pour chaque charge on relève la valeur indiquée sur le comparateur de précision 0,01 mm.

La flèche se calcule alors comme suit :

$Y_1 = \text{La graduation indiquée sur le comparateur} \times \text{la précision.}$

- Résultats d'étalonnage :

Le Tableau II.4 donne les résultats de mesure de la déformation (flèche) de l'éprouvette cylindrique qui est considérée comme une poutre encastrée (Figure II.7(b)).

Charge Q (kg)	2	3	4	6	7	9	10	13	15
Charge F (N)	19,62	29,43	39,24	58,86	68,67	88,29	98,1	127,53	147,15
Y_1 (mm)	0.02	0.04	0.05	0.09	0.11	0.14	0.17	0.20	0,23

Tableau II.4 Valeurs de la déformation de l'éprouvette cylindrique en acier C45.

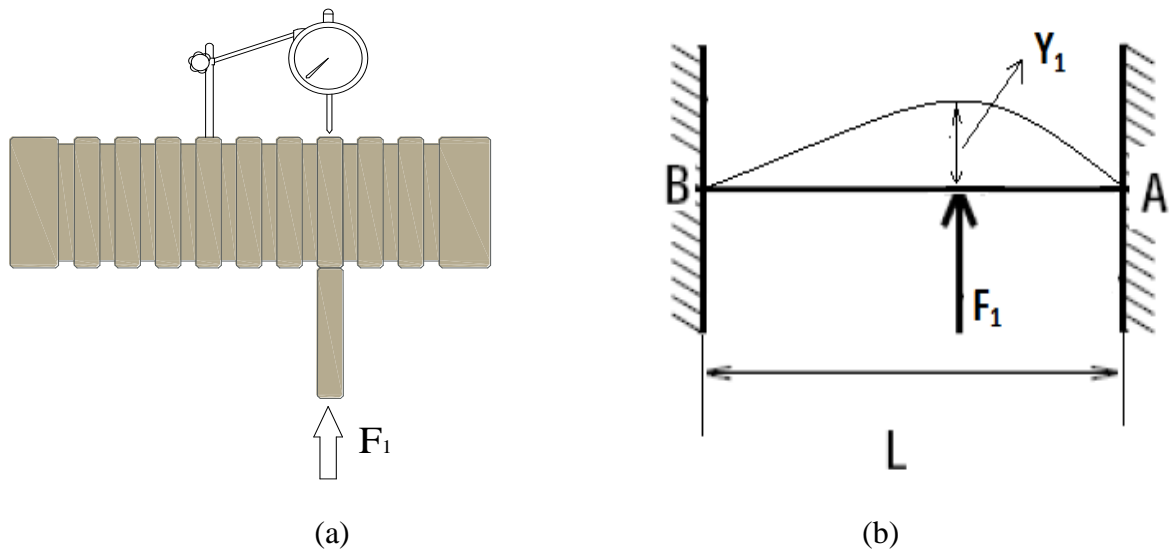


Figure II.7 Principe d'étalonnage (a) et déformée Y_1 en fonction de la charge F_1 (b).

La représentation graphique de la déformée Y_1 en fonction de la charge F_1 , pour l'acier C45, est donnée par la Figure II.8.

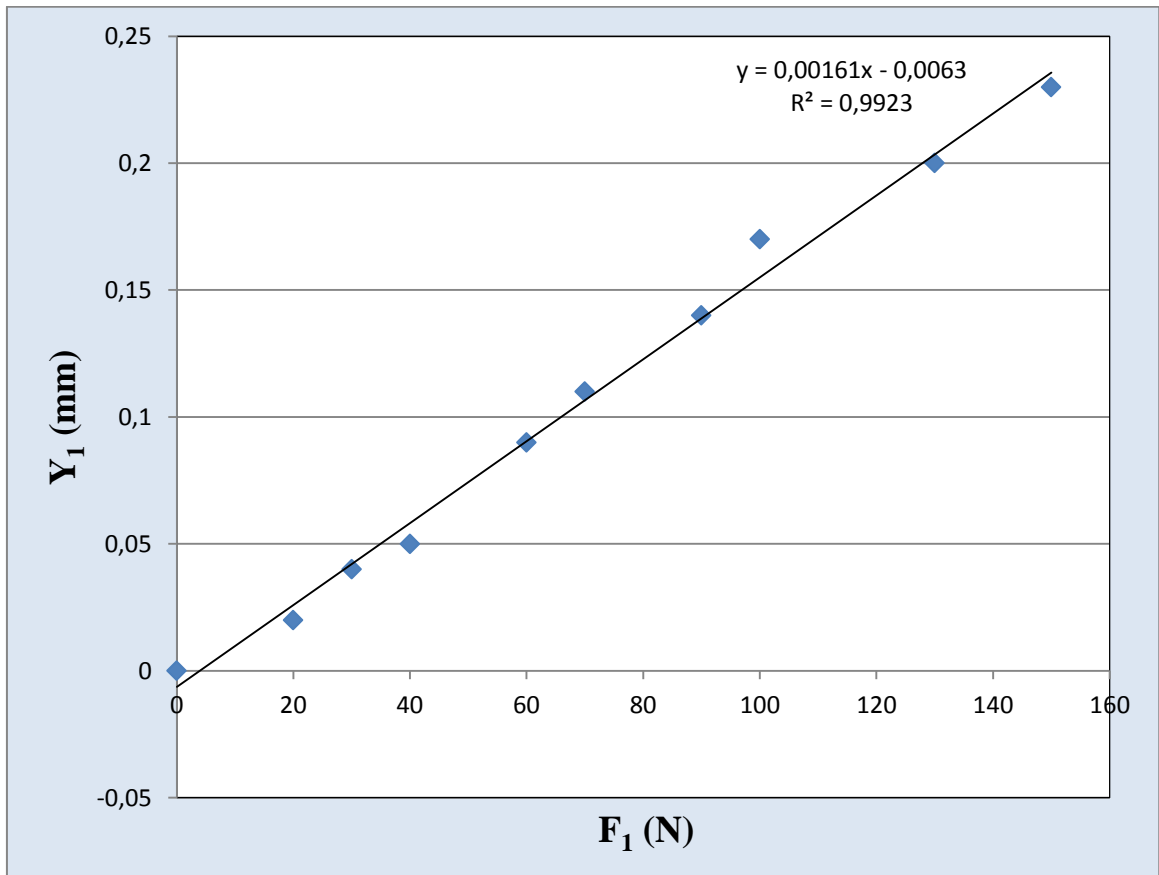


Figure II.8 Courbe d'étalonnage de l'acier C45

La figure II.8 montre que la courbe d'étalonnage, $Y_1 = f(F_1)$, a la forme d'une droite parfaitement linéaire. En effet, la déformation Y_1 varie linéairement en fonction de la charge appliquée F_1 . La relation $Y_1 = f(F_1)$ s'exprime alors par :

$$Y_i = a \cdot F_{1i} + b \tag{II.1}$$

Où:

Y: déformation (flèche).

F1: charge appliquée.

“a”, “b” : constantes d'étalonnage.

La question qui se pose est comment déterminer les constantes “a” et “b”. Pour ce faire, on fait appel à la méthode des moindres carrés. Cette dernière est une technique de calcul robuste permettant de définir la droite de meilleur ajustement aux données mesurées.

Le principe de la méthode des moindres carrés est comme suit:

Considérons les données $\{(F_1, Y_{11}), \dots, (F_{1N}, Y_{1N})\}$.

L'erreur, qui caractérise la somme des carrés des différences entre les valeurs expérimentales Y_1 et celles de la fonction " $Y_i = a \cdot F_{1i} + b$ ", est définie par:

$$E(a, b) = \sum_{i=1}^N (Y_{1i} - (a \cdot F_{1i} + b))^2 \tag{II.2}$$

L'objectif principal est de trouver les valeurs de "a" et "b" qui minimisent l'erreur. Afin d'atteindre à cet objectif, le calcul requiert l'utilisation de la formule suivante :

$$\frac{\partial E}{\partial a} = 0, \quad \frac{\partial E}{\partial b} = 0 \tag{II.3}$$

A partir de l'équation de (II.3), on obtient les équations suivantes :

$$\sum_{i=1}^N (Y_{1i} - (a \cdot F_{1i} + b)) \cdot F_{1i} = 0 \tag{II.4}$$

$$\sum_{i=1}^N (Y_{1i} - (a \cdot F_{1i} + b)) = 0 \tag{II.5}$$

Par ailleurs, les équations (II.4) et (II.5) peuvent être réécrites comme suit :

$$(\sum_{i=1}^N F_{1i}^2) \cdot a + (\sum_{i=1}^N F_{1i}) \cdot b = \sum_{i=1}^N F_{1i} \cdot Y_{1i} \tag{II.6}$$

$$(\sum_{i=1}^N F_{1i}) \cdot a + (\sum_{i=1}^N 1) \cdot b = \sum_{i=1}^N Y_{1i} \tag{II.7}$$

Par la suite, sous forme matricielle, les équations (II.6) et (II.7) peuvent être écrites comme suit :

$$\begin{pmatrix} \sum_{i=1}^N F_{1i}^2 & \sum_{i=1}^N F_{1i} \\ \sum_{i=1}^N F_{1i} & \sum_{i=1}^N 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} a \\ b \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sum_{i=1}^N F_{1i} \cdot Y_{1i} \\ \sum_{i=1}^N Y_{1i} \end{pmatrix} \tag{II.8}$$

La résolution de la matrice (II.8) donne les valeurs des constantes d'étalonnage "a" et "b" :

$$a = \frac{\sum_{i=1}^N (F_{1i} - \bar{F}_1) \cdot (Y_{1i} - \bar{Y}_1)}{\sum_{i=1}^N (F_{1i} - \bar{F}_1)^2} \quad (\text{II.9})$$

$$b = \bar{Y}_1 - a \cdot \bar{F}_1 \quad (\text{II.10})$$

Avec :

N : nombre total d'observations.

\bar{F}_1 et \bar{Y}_1 sont les valeurs moyennes des charges appliquées F_{1i} et des déformations mesurées Y_{1i} (déformation de l'éprouvette cylindrique) respectivement.

Par utilisation données du Tableau II.3, on obtient les valeurs suivantes :

$$a = 0.00167438$$

$$b = - 0.0092633$$

Enfin, la charge réelle, appliquée entre les surfaces des deux disques, est donnée comme suit:

$$F_1 = \frac{1}{a} \cdot (Y_1 - b) = \frac{1}{0.00167438} \cdot (Y_1 + 0.0092633) \quad (\text{II.11})$$

II.3.2 Déroulement des essais

L'éprouvette contenant les bandes est montée, en montage mixte, entre le mandrin de la machine de tournage et la contre-poupée mobile. L'entraînement en rotation de l'éprouvette est assuré par le moteur électrique de la machine de tournage. Par la suite, la roue cylindrique est mise en rotation sous l'action de l'éprouvette cylindrique. L'objectif des essais menés est de voir l'effet des paramètres opératoires sur la dégradation des contacts objet d'étude.

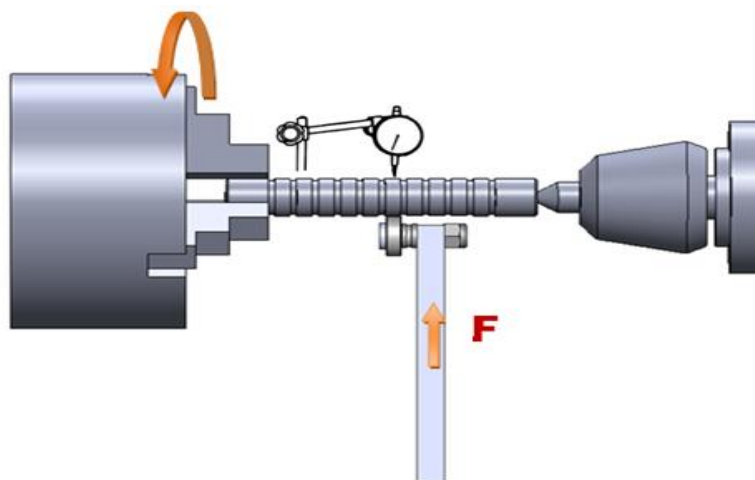


Figure II.9 Diagramme schématique du montage expérimental

II.3.3 Mesures expérimentales

II.3.3.1 Mesure des températures

A l'aide d'un thermocouple infrarouge (Figure II.10), les températures sont mesurées au point de contact roue-éprouvette, en fonction du temps pour un fonctionnement sous différentes vitesses, par exemple 250 tr/min et 500 tr/min, et différentes charge de l'ordre de 100 N et 200 N. Les mesures de la température ont été effectuées pour les cas suivants :

- Contact sec (roue-éprouvette).
- Contact sec "roue-éprouvette" alimenté par un jet du sable.



Figure II.10 Thermocouple infrarouge à visée croisée FT2500

Le FT 2500 est un thermomètre infrarouge à visée croisée, permettant de mesurer une surface de diamètre réduit (\varnothing 13 mm). Il dispose d'une diode lumineuse qui éclaire la zone mesurée, très utile dans les endroits sombres. Il possède les spécifications techniques suivantes:

- Etendue de mesure : -32°C $+535^{\circ}\text{C}$.
- Réponse spectrale : 8-14 μm .
- Alimentation : pile 9 V.
- Visée laser : double laser croisé
- Affichage : T max, en $^{\circ}\text{C}$.
- Emissivité : fixe à 0.95.

II.3.3.2 Mesure de la perte de côte

Avant chaque essai, on doit d'abord mesurer le diamètre de la bande étudiée de l'éprouvette à l'aide d'un pied à coulisse de précision et à lecture digitale (Figure II.11). Ce type de pied à coulisse permet une lecture plus simple de la mesure grâce à un affichage direct de la dimension mesurée. Sa manipulation s'effectue avec une seule main grâce à deux boutons de commande.

Avant le lancement de l'essai, on procède à l'étalonnage du dispositif expérimental afin de déterminer l'effort de contact entre la roue et l'éprouvette. Ensuite, la machine est mise en marche de tel sorte à assurer un bon fonctionnement. Il faut s'assurer que le jet de sable, soit constant et régulier tout au long des essais menés. Après une certaine période de fonctionnement, on arrête l'essai pour mesurer la perte de côte (diminution du diamètre).

Les mesures ont été effectuées pour les cas suivants :

- Contact sec ;
- Contact sec alimenté par un jet de sable ;

Pour chaque essai, les mesures ont été reproduites en trois endroits différents sur le diamètre de l'éprouvette. C'est la valeur moyenne qui a été considérée.

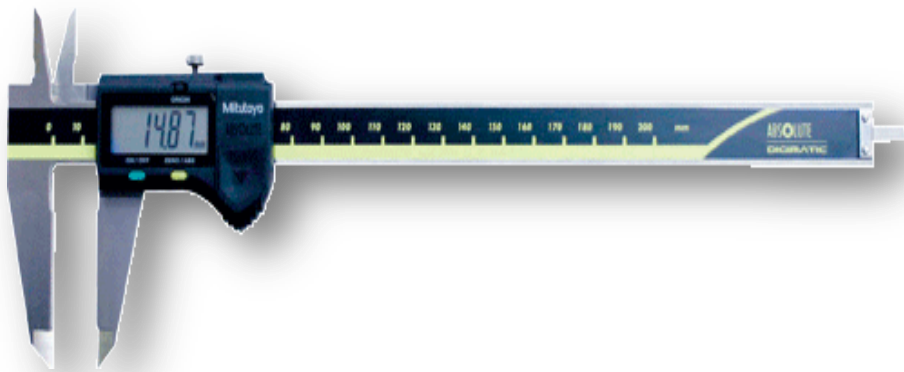


Figure II.11 Pied à coulisse MITUTOYO 500-181 U.

II.3.3.3 Mesure de la rugosité

La mesure des états de surface peut être réalisée à l'aide de plusieurs méthodes :

- Par comparaison (échantillons Viso-tactile) ;
- Par mesure (appareils électroniques à capteurs ou appareils optiques).

Dans cette étude, on utilise un rugosimètre à palpeur mécanique tel que schématisé dans la FigureII.12.

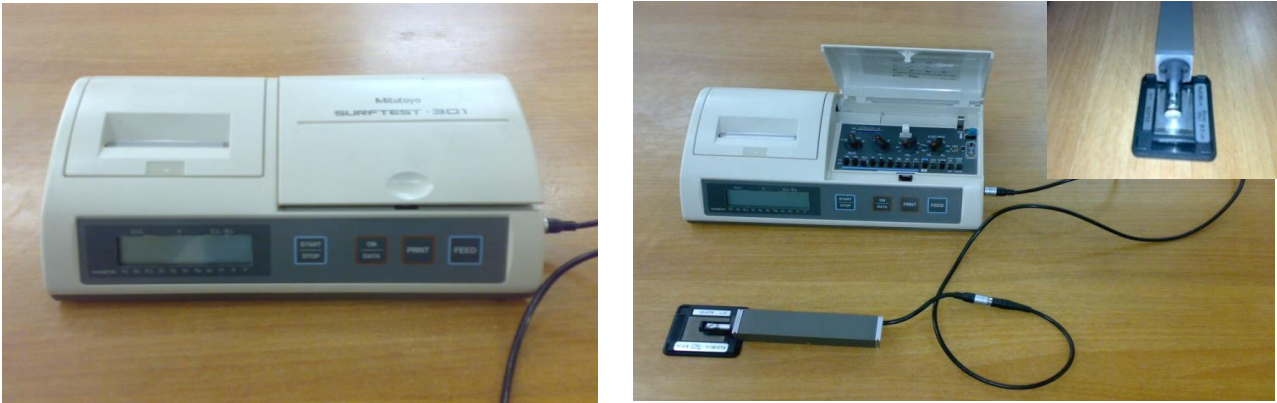


Figure II.12 Rugosimètre à stylet de type "MITUTOYO SURFTEST-301".

Le SURFTEST-301 est un appareil portable avec écran graphique LCD tactile et une imprimante intégrée. Il est utilisé pour la mesure des états de surface.

II.3.3.4. Mesure des vibrations

Dans cette partie, une mesure des niveaux vibratoires pour diverses conditions de fonctionnement, à savoir : contact sec avec et sans présence de polluants solides, est réalisée.

Pour ces essais, les paramètres de fonctionnement sont :

- Vitesses de rotation : 250 tr/min et 500 tr/min ;
- Charges : 100 N et 200 N.

Les mesures ont été relevées, à l'aide d'un appareil de mesure de type Svantek SVAN 956 (Figure II.13). Cet instrument permettra de mesurer la valeur efficace (RMS en $[mm/s^2]$) du côté verticale, horizontale ou perpendiculaire pour chaque type de contact étudié.

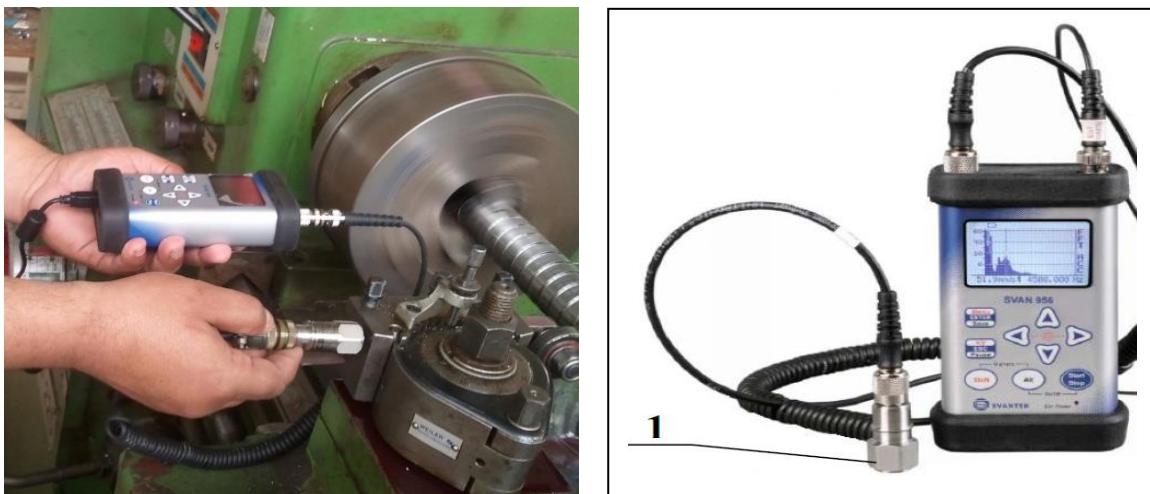


Figure II.13 SVAN 956 avec accéléromètre détecteur piézo-électrique de l'accélération de vibration

II.4 RESULTATS ET INTERPRETATIONS

Avant de commencer les essais, il est très utile de connaître les paramètres de l'état mécanique et de fonctionnement du contact étudié. Il s'agit de calculer les niveaux des pressions et des vitesses.

Le contact entre les roues cylindriques (éprouvette-roue) est de type linéaire. En effet, la pression hertzienne maximale pour le contact étudié est donnée par :

$$P_0 = \frac{2 \cdot F_1}{\pi \cdot a \cdot L} \quad (\text{II.12})$$

Avec :

$$a : \text{demi largeur du contact, } a = \left[\frac{8 \cdot F_1 \cdot R_x}{\pi \cdot L \cdot E'} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{II.13})$$

$$R_x : \text{rayon de courbure réduit, } R_x = \left(\frac{1}{R_{x1}} + \frac{1}{R_{x2}} \right)^{-1} \quad (\text{II.14})$$

$$E' : \text{module de Young équivalent, } E' = \left[\frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \right]^{-1} \quad (\text{II.15})$$

Par ailleurs, les vitesses de glissement relative et d'entraînement sont données par les formules suivantes :

$$\text{Vitesse de glissement relatif : } |U_1 - U_2| = \left| \frac{\pi \cdot V_1}{30} \cdot R_x - \frac{\pi \cdot V_2}{30} \cdot R_x \right| \quad (\text{II.16})$$

$$\text{Vitesse d'entraînement : } |U_1 + U_2| = \left| \frac{\pi \cdot V_1}{30} \cdot R_x + \frac{\pi \cdot V_2}{30} \cdot R_x \right| \quad (\text{II.17})$$

Finalement, le glissement spécifique entre roues se calcule comme suit :

$$g_s = \left| \frac{U_1 - U_2}{U_1 + U_2} \right| \quad (\text{II.18})$$

L'indice 1 concerne l'éprouvette cylindrique.

L'indice 2 concerne la roue cylindrique.

V_1 : vitesse de rotation de l'éprouvette.

V_2 : vitesse de rotation de la roue (mesuré par tachymètre).

Par utilisation des données du Tableau II.3, les résultats de calcul de ces paramètres sont regroupés dans le Tableau II.5.

Etat mécanique		Fonctionnement du contact			
Pression hertzienne P_0		Vitesses de rotation V_1 et V_2	Vitesse relative $ U_1 - U_2 $ (m/s)	Vitesse d'entraînement $ U_1 + U_2 $ (m/s)	Glissement spécifique (%)
$F_1=100$ N	$F_1=200$ N				
		$V_1=250$ rpm $V_2=247$ rpm	0,0035	0.5855	(0,0059) 0.59%
$P_0=164,75$ MPa	$P_0=233,31$ MPa	$V_1=500$ rpm $V_2=490$ rpm	0,0117	1,1657	(0,01) 1%

Tableau II.5 Paramètres de l'état mécanique et de fonctionnement du contact étudié

II.4.1 Evolution de la température du contact

Dans cette partie, on s'intéresse à l'évolution de la température au point de contact "roue-éprouvette". Les températures, pour différents essais à des vitesses de rotation 250 tr/min et 500 tr/min et des charges de l'ordre de 100 N et 200 N respectivement, sont relevées à l'aide du thermocouple infrarouge. Elles sont présentées dans les figures (II.14 à 17).

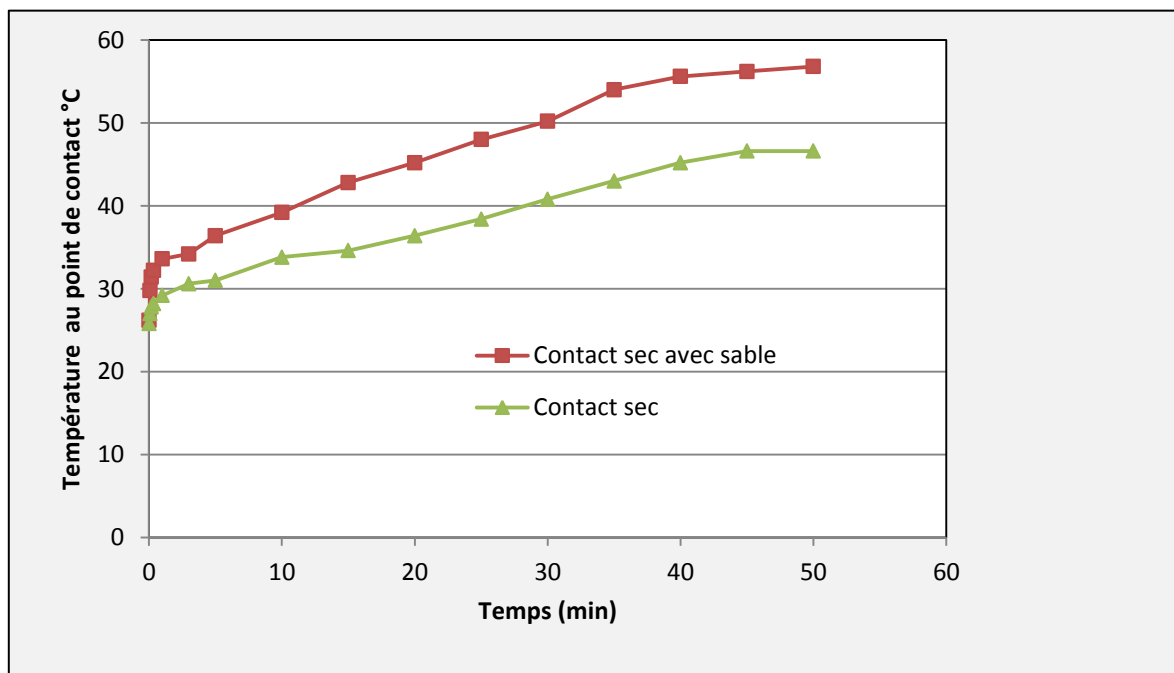


Figure II.14 Evolution de la température au point de contact en fonction du temps : $V= 250$ tr/min et $F = 100$ N.

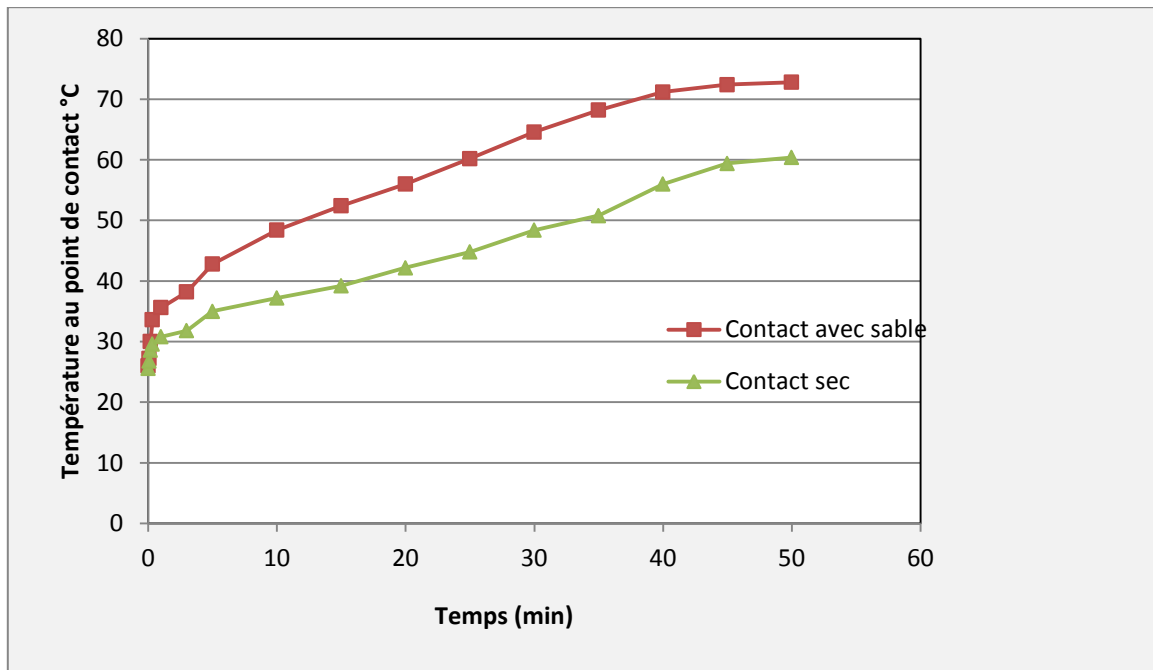


Figure II.15 Evolution de la température au point de contact en fonction du temps :
V= 500 tr/min et F = 100 N.

L'énergie mécanique perdue par frottement, transformée en chaleur, est généralement irrécupérable et parfois très difficile à évacuer. Les aspects thermiques du frottement peuvent avoir des conséquences inattendues. Nous constatons, d'après les courbes (Figures II.14 à 17) exprimant l'évolution de la température au cours du temps, que la température augmente très rapidement de la température ambiante jusqu'à une certaine valeur, puis se stabilise autour d'elle. Cet échauffement important provient des déformations élastiques et plastiques se succédant à grande vitesse accompagnée de contraintes de frottement interne entre massifs.

D'après les résultats obtenus, on voit clairement que la température est élevée pour un contact sec. En effet, pour ce type de contact, le frottement est considérable, ce qui conduit à un échauffement important. Par ailleurs, la température est nettement supérieure en présence des particules polluantes de sable au niveau du contact. Ces dernières qui favorisent d'avantage le frottement et l'usure, conduisent à l'accélération de l'échauffement et justifiant par conséquent les valeurs très élevées de la température comparées à celles manifestées pour un fonctionnement sans la présence des particules polluantes.

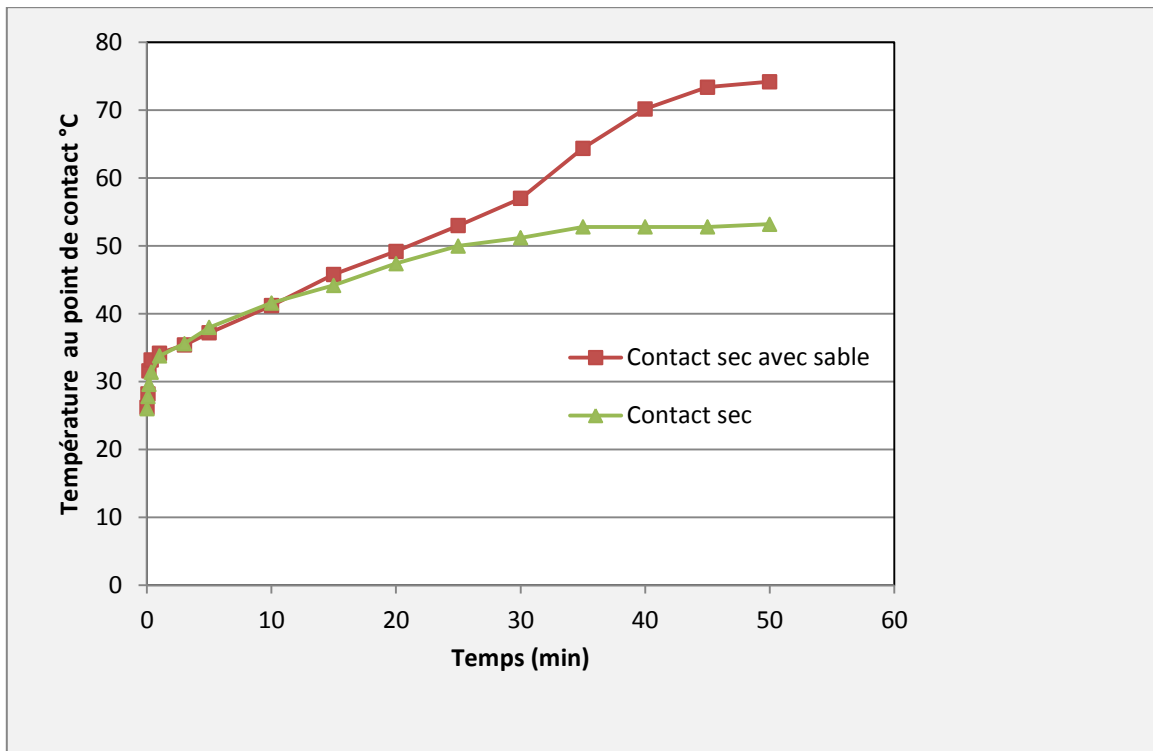


Figure II.16 Evolution de la température au point de contact en fonction du temps :
 $V = 250 \text{ tr/min}$ et $F = 200 \text{ N}$.

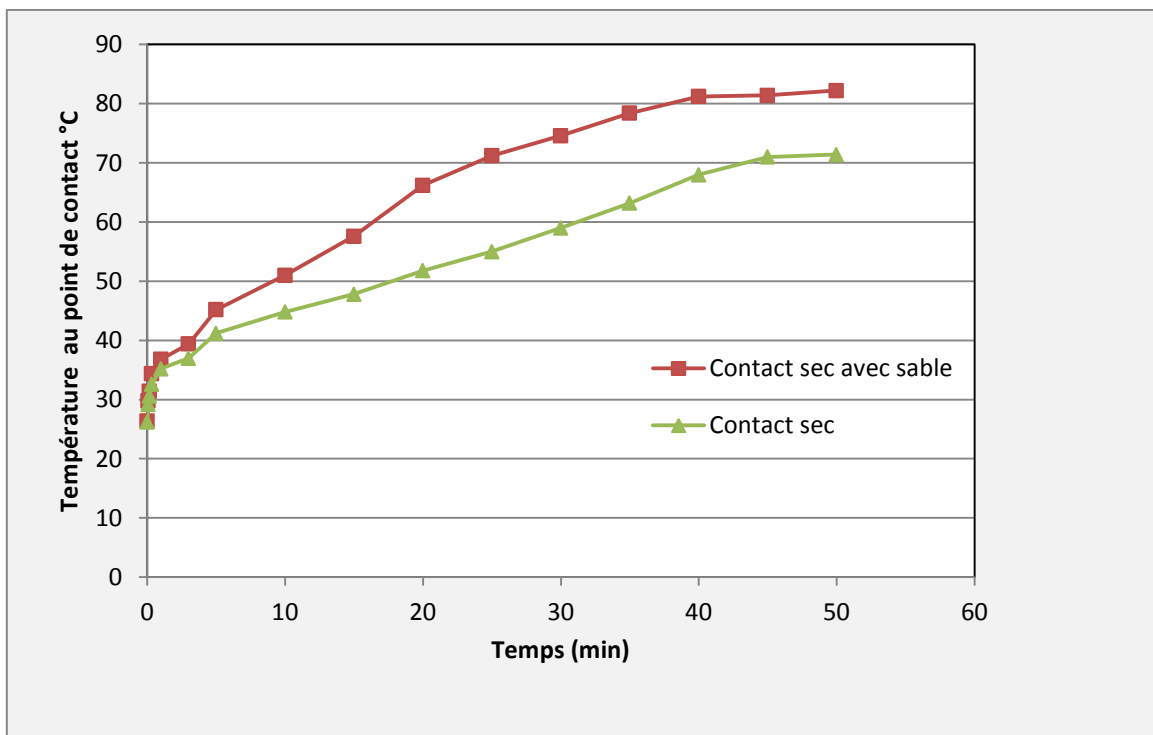


Figure II.17 Evolution de la température au point de contact en fonction du temps :
 $V = 500 \text{ tr/min}$ et $F = 200 \text{ N}$.

L'échauffement dans un contact roulant est affecté aussi par la vitesse de rotation et la charge normale. On constate que la température à une vitesse 500 tr/min est supérieure à celle observée à une vitesse 250 tr/min. La température à une charge 200 N est également supérieure à celle constaté à une charge 100 N.

II.4.2 Evolution de l'usure

L'usure est évaluée par la mesure de la perte de côte (diminution du diamètre). Trois mesures sont effectuées sur le diamètre et c'est la valeur moyenne qui a été considérée.

Les résultats présentés par les Figures II.18 à 21 montrent que l'allure des courbes décrivant la tenue à l'usure (perte de côte) pour l'acier C45 est pratiquement la même pour les différents essais menés. A première vue, on constate, d'une part, qu'elle obéit à la loi universelle de l'usure (rodage, usure normale et usure sévère). D'autre part, elle augmente avec le temps de fonctionnement et diffère selon les conditions de fonctionnement des mécanismes.

L'usure augmente pour les deux types de fonctionnement étudiés : contact sec et contact sec pollué. Cependant, une augmentation considérable de l'usure est observée en la présence des particules solides polluantes au niveau des surfaces en contact. En effet, la présence de la pollution engendre une élévation du frottement, de la température du contact et par conséquent l'usure se sera augmenté. La présence des particules solides dans les contacts mécaniques perturbent le fonctionnement du contact, s'explorent et donnent naissance à de nouvelles particules de petites tailles.

On note également que l'usure est légèrement élevée à une vitesse de rotation de l'ordre de 500 tr/min. Avec une vitesse élevée, l'éprouvette et la roue cylindrique entre plus en contact qu'un contact fonctionnant à une vitesse moins élevée de l'ordre de 250 tr/min. En effet, le contact parcourt plus de cycles à une vitesse élevée et par conséquent l'usure est très importante.

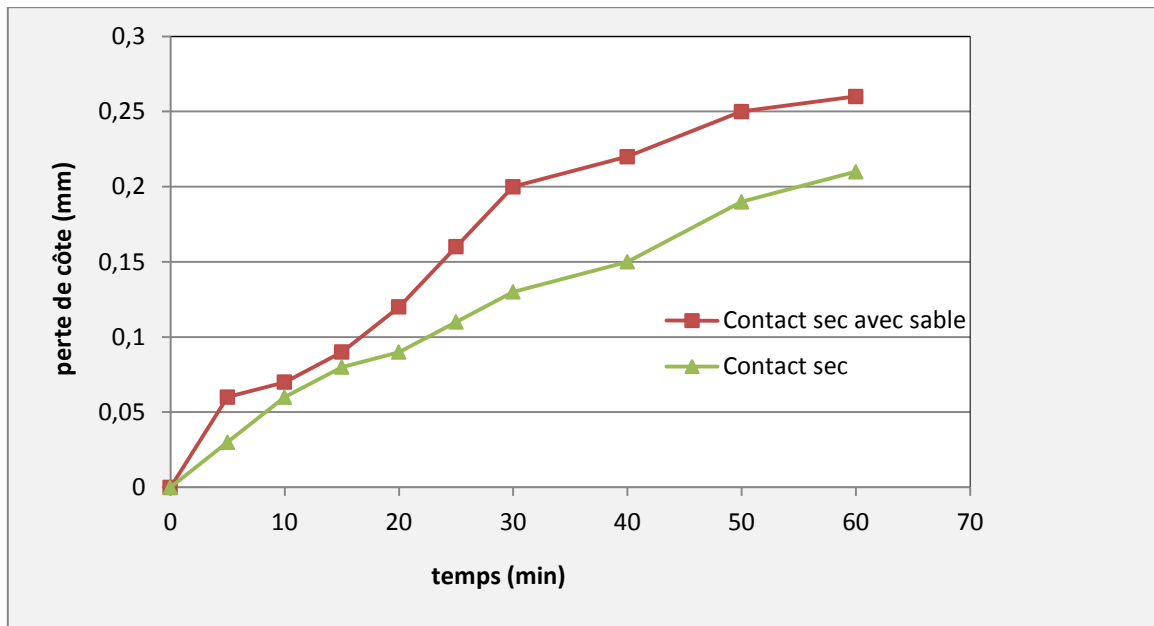


Figure II.18 Evolution de l'usure en fonction du temps : V=250 tr/min et F=100 N

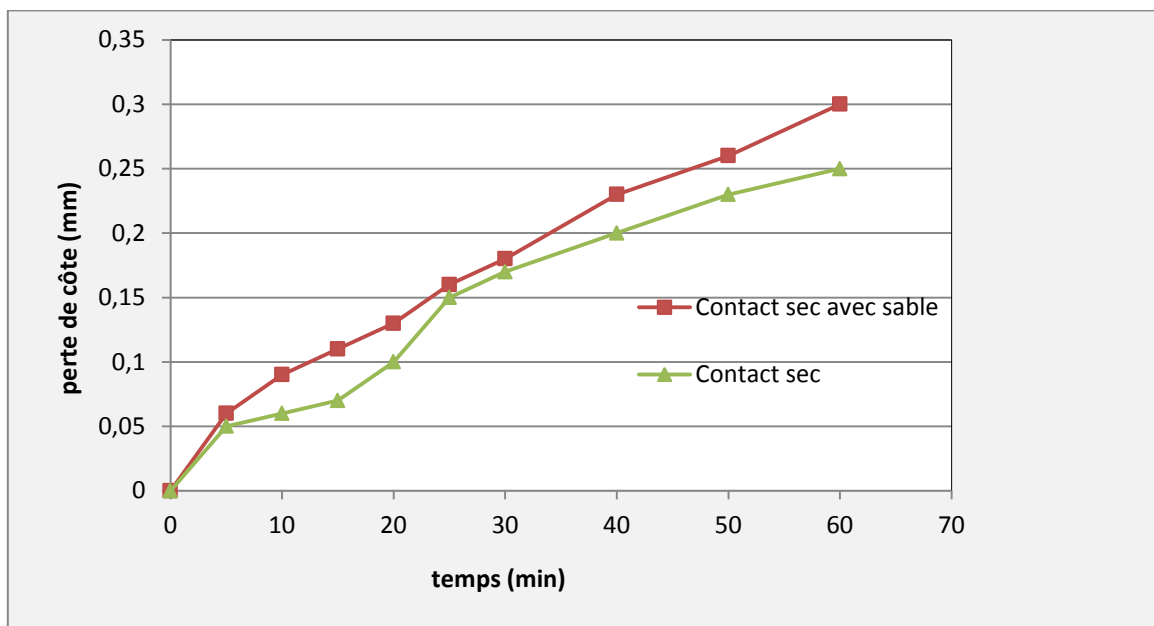


Figure II.19 Evolution de l'usure en fonction du temps : V=500 tr/min et F=100 N

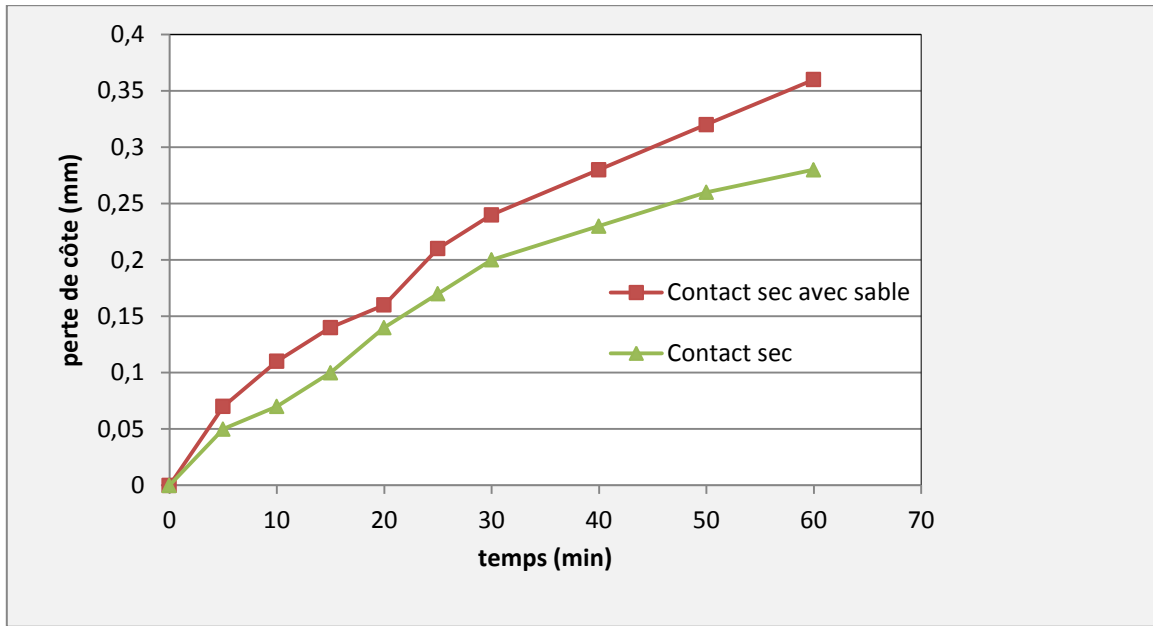


Figure II.20 Evolution de l'usure en fonction du temps : V=250 tr/min et F=200 N

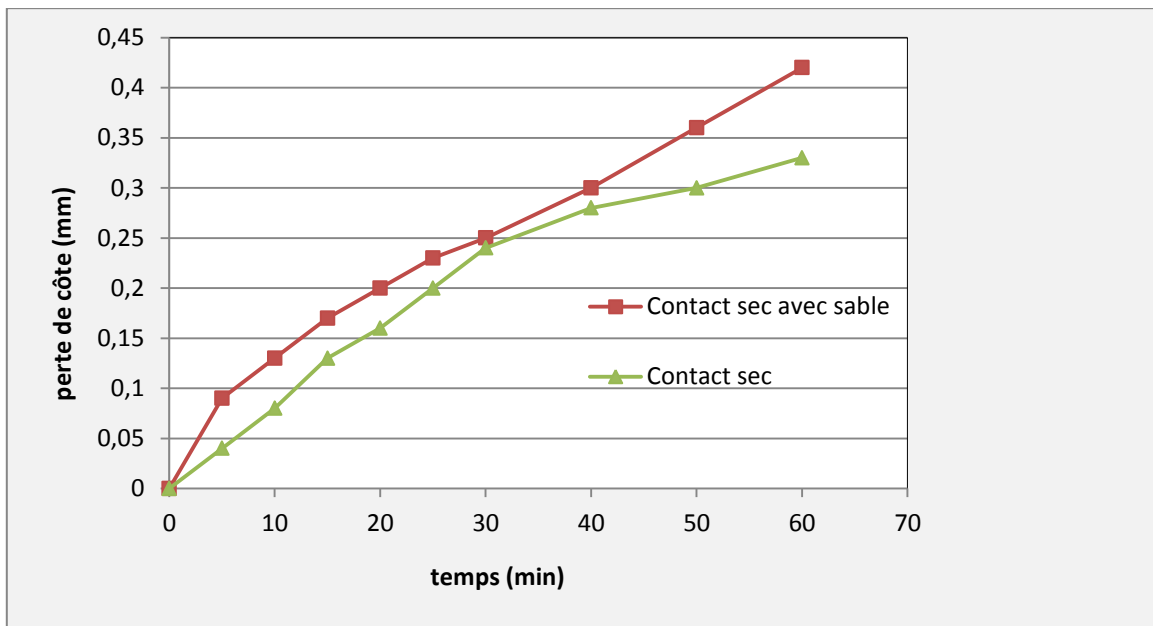


Figure II.21 Evolution de l'usure en fonction du temps : V=500 tr/min et F=200 N

II.4.3 Evolution de la rugosité Ra (état de surface)

Dans cette étude, nous nous sommes également intéressés à l'évolution de la rugosité de surface Ra. Par définition, la rugosité est l'ensemble des irrégularités d'une surface à caractère micrographique et macrographique. Généralement les surfaces usinées, ne sont pas parfaites. Elles présentent des irrégularités dues aux procédés d'obtention et de fabrication, aux outils, ainsi qu'à la matière.

D'après les résultats obtenus (Figures II.22 à 25), on constate qu'au cours de fonctionnement, la surface perd ses caractéristiques et son état devient mauvais. La dégradation des pièces mécaniques au cours du fonctionnement qui se manifeste généralement par des arrachements de la matière conduit à la dégradation des états de surface.

On constate également, en analysant les résultats obtenus pour le type d'acier utilisé C45, que la présence du sable, dans un contact sec roulant, qui favorise le frottement et l'usure, conduit à un très mauvais état de surface, ce qui est un signe d'une dégradation catastrophique. En effet, le passage d'une proportion élevée de particules dans le contact fait considérablement augmenter la rugosité de surface. Par ailleurs, pour un fonctionnement dans un contact sec sans présence des particules de sable, la rugosité Ra est de loin faible à celle observée pour un fonctionnement dans un contact pollué. Le frottement dans un milieu non pollué est moins intense par rapport à celui observé dans un milieu pollué.

Pour un fonctionnement avec une rotation élevée, la rugosité est faible par rapport à celle manifestée pour un fonctionnement avec une vitesse moindre. Une vitesse élevée améliore l'état de surface en conduisant à l'élimination rapide des aspérités. Donc la combinaison d'une vitesse de rotation élevée et une pression de contact importante, conduit à la fragmentation du sable en petites particules, minimisant ainsi le risque d'avoir des rugosités élevées.

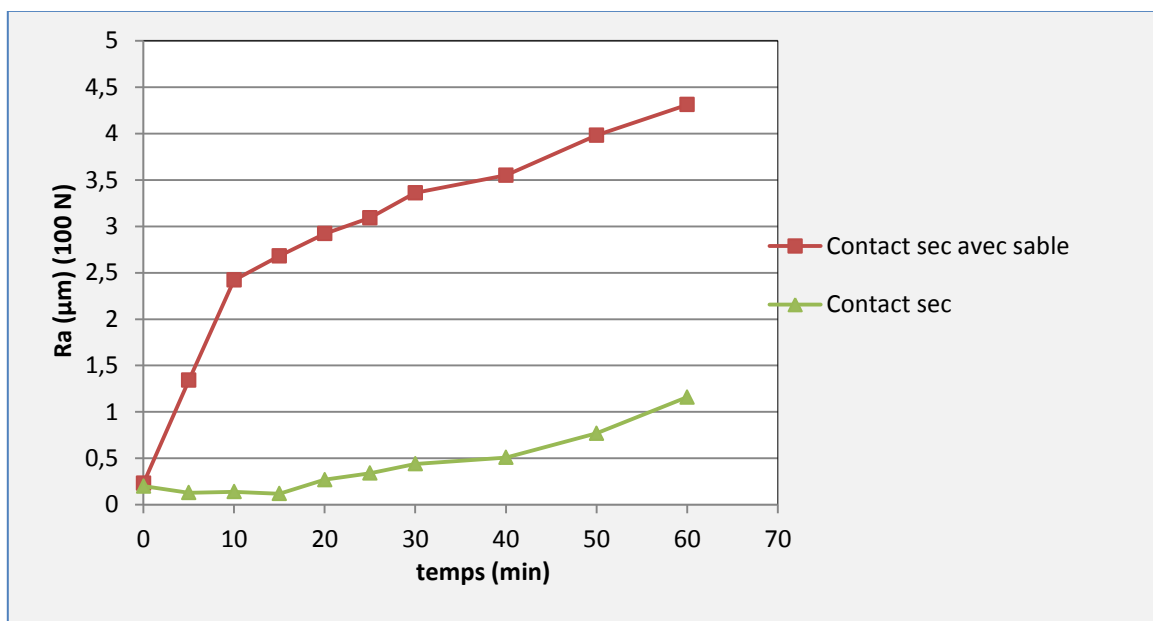


Figure II.22 Evolution de la rugosité Ra en fonction du temps :

$V= 250 \text{ tr/min}$ et $F=100\text{N}$

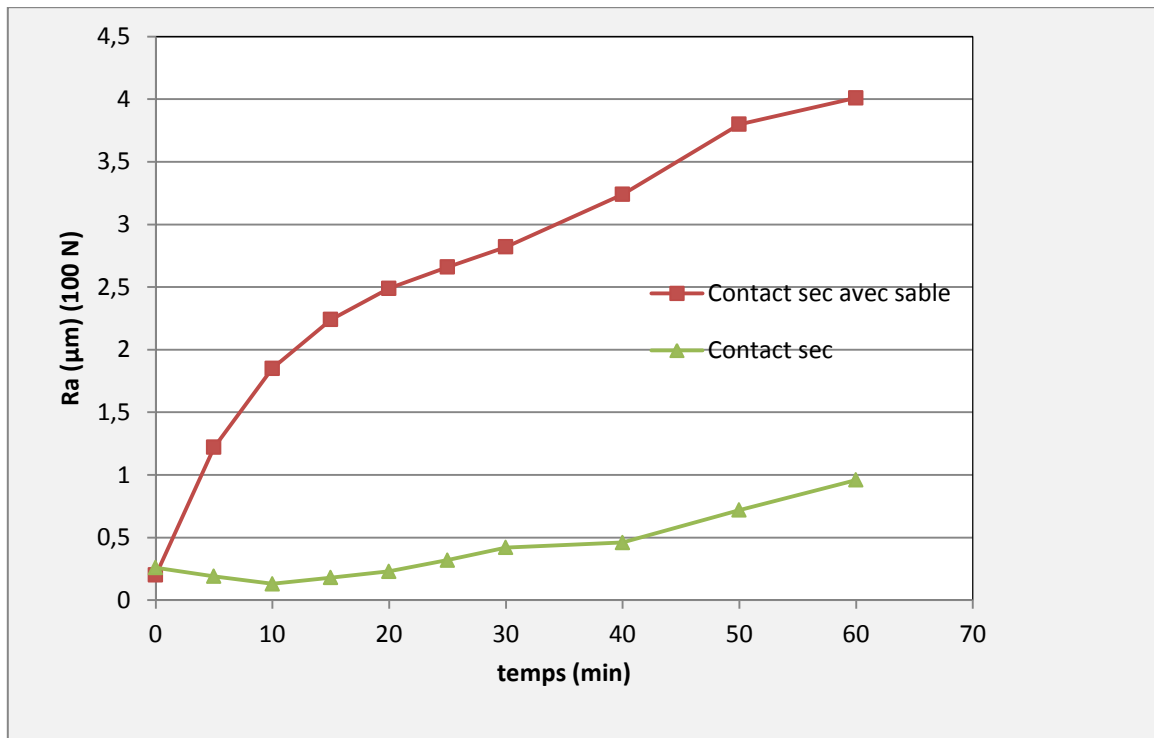


Figure II.23 Evolution de la rugosité Ra en fonction du temps :
V= 500 tr/min et F=100N

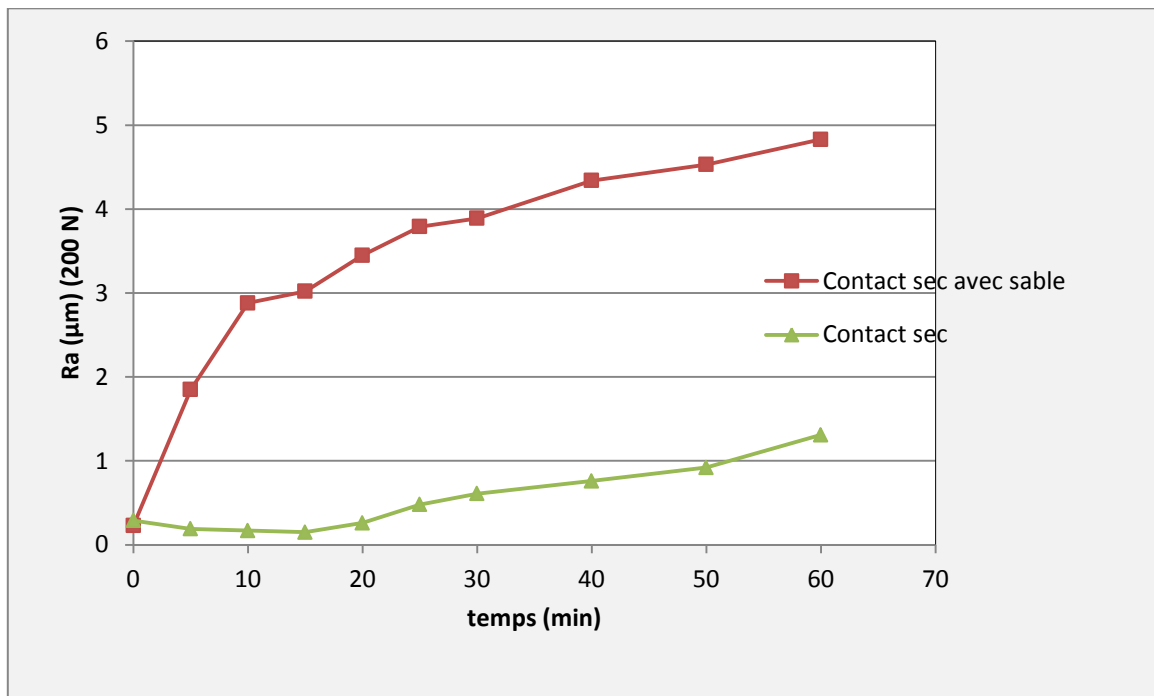


Figure II.24 Evolution de la rugosité Ra en fonction du temps : **V= 250 tr/min et F=200N**

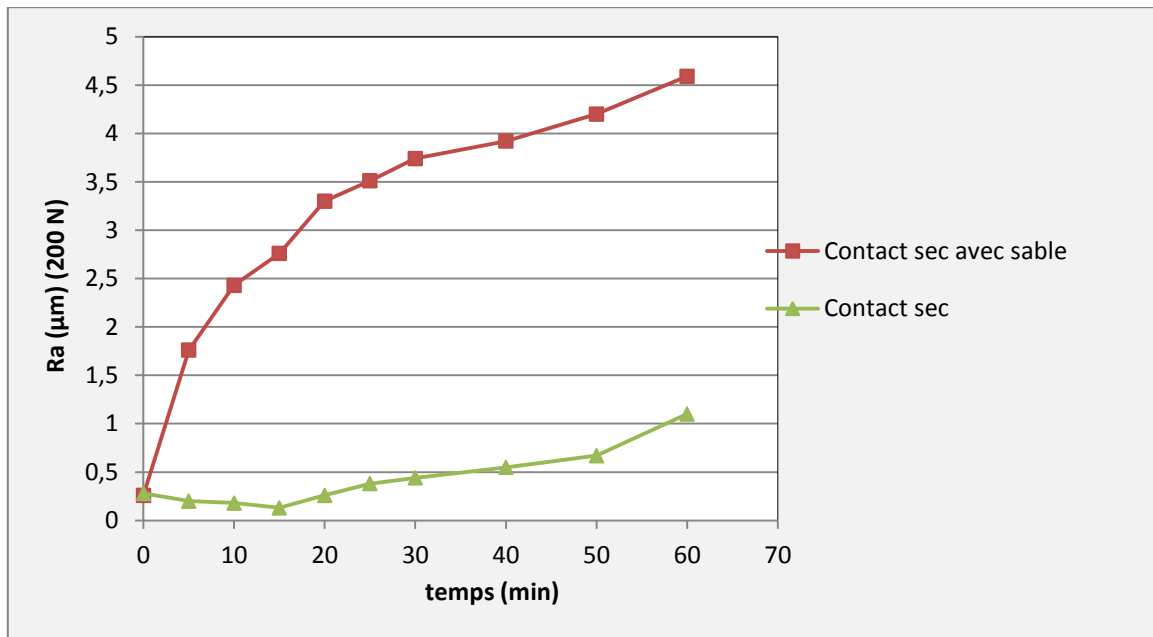


Figure II.25 Evolution de la rugosité Ra en fonction du temps : $V= 500$ tr/min et $F=200N$

II.4.4 Evolution des vibrations

Dans cette partie, on s'intéresse à l'évolution de l'accélération des vibrations (RMS) en fonction du temps de fonctionnement. Par définition, une vibration est le mouvement d'un système mécanique qui reste voisin d'un état de repos. Un tel mouvement peut :

- être provoqué par une excitation : on parle alors de vibration forcées ;
- être le résultat d'une action imposée à un instant donné (telle que le déplacement d'un système de sa position de repos, ou de lui imposer une impulsion initiale) : on parle alors d'oscillations libres.

D'après les résultats des Figures II.26 à 29, on constate que l'accélération de vibration (RMS) augmente avec le temps de fonctionnement du mécanisme pour les deux types de contacts étudiés (contacts secs avec et sans présence de polluants). Par ailleurs, la présence des particules de sable dans le contact fait croître les niveaux vibratoires des mécanismes. Ces particules indésirables favorisent le frottement et accélèrent la dégradation des contacts mécaniques. Cette dégradation se traduit généralement par une usure inégale sur le profil des disques et qui sera considérée comme l'une des origines des vibrations.

Nous constatons également que l'accélération de vibration (RMS) augmente considérablement au fur et à mesure que la vitesse de rotation deviennent très élevées et elle s'accélèrent en présence des particules polluantes.

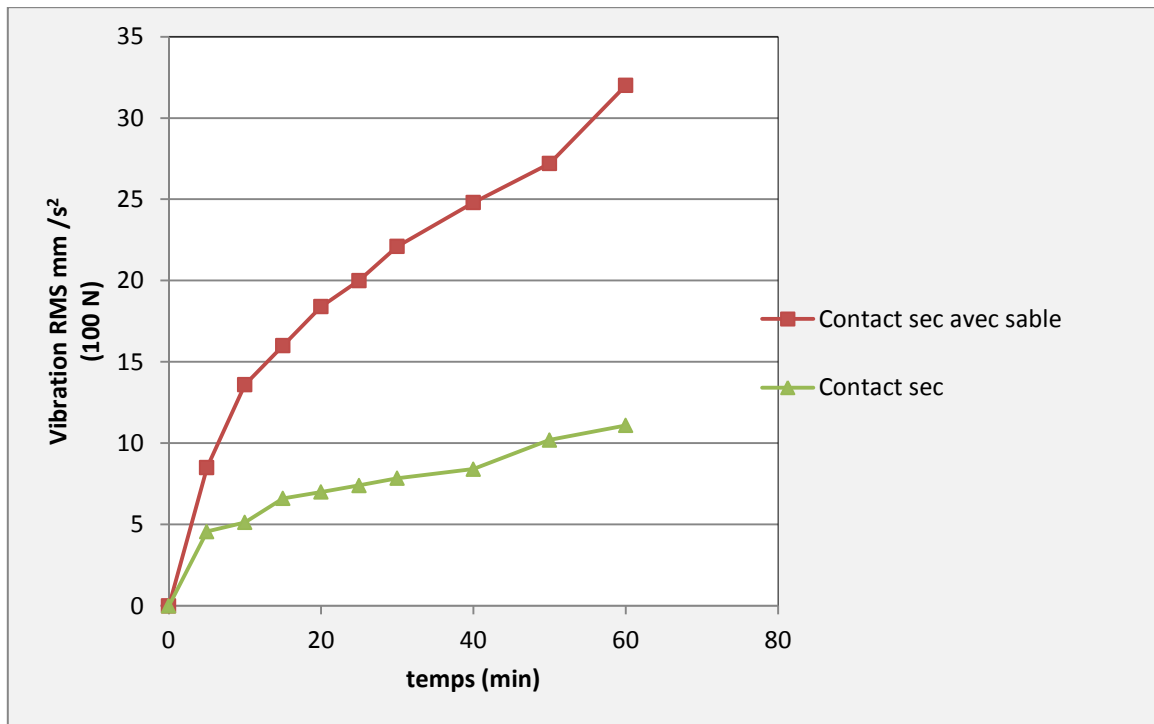


Figure II.26 Evolution de l'accélération de vibration RMS en fonction du temps :
V= 250 tr/min et F=100N

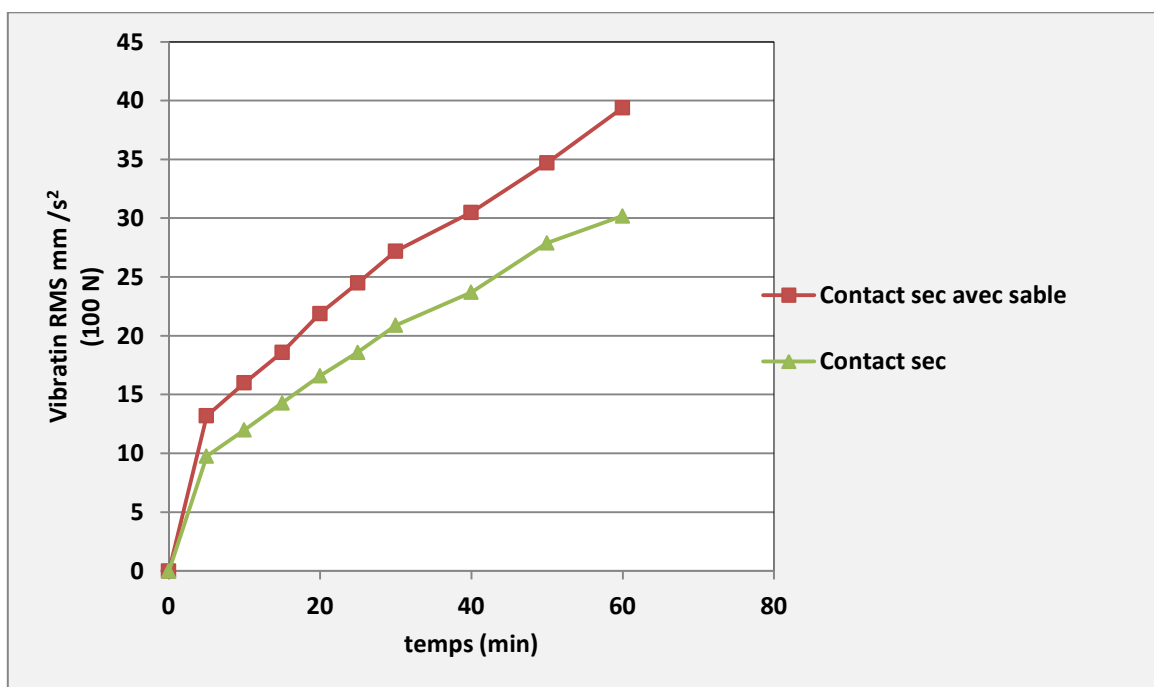


Figure II.27 Evolution de l'accélération de vibration RMS en fonction du temps :
V= 500 tr/min et F=100N

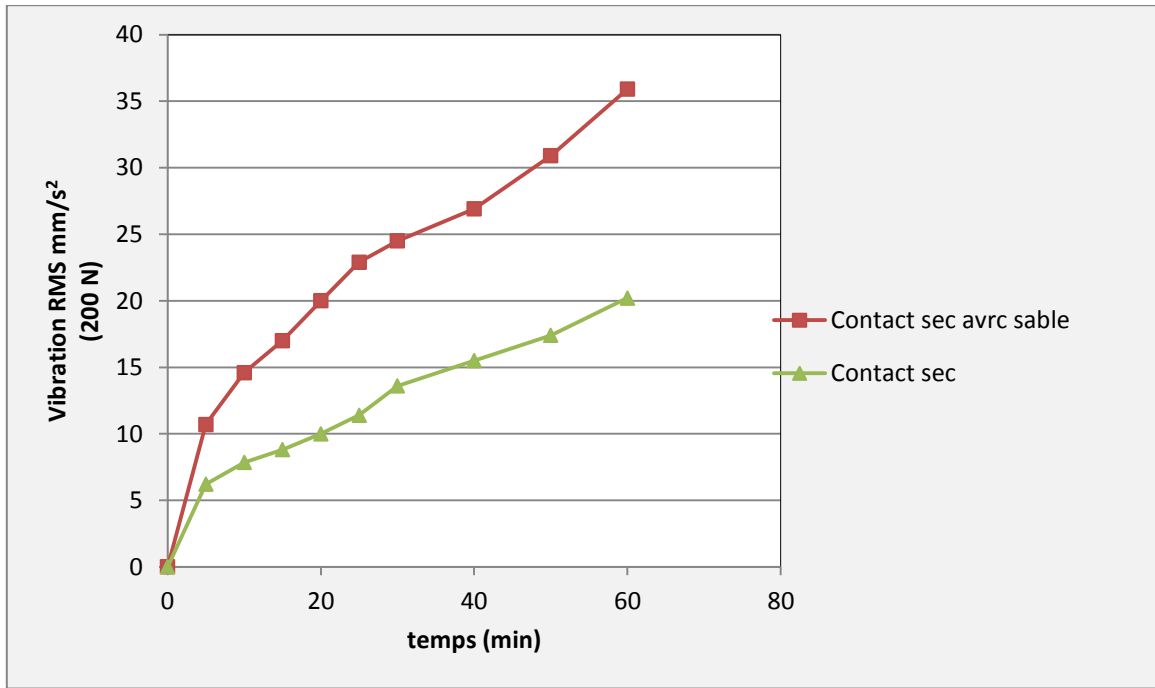


Figure II.28 Evolution de l'accélération de vibration RMS en fonction du temps :
V= 250 tr/min et F=200N

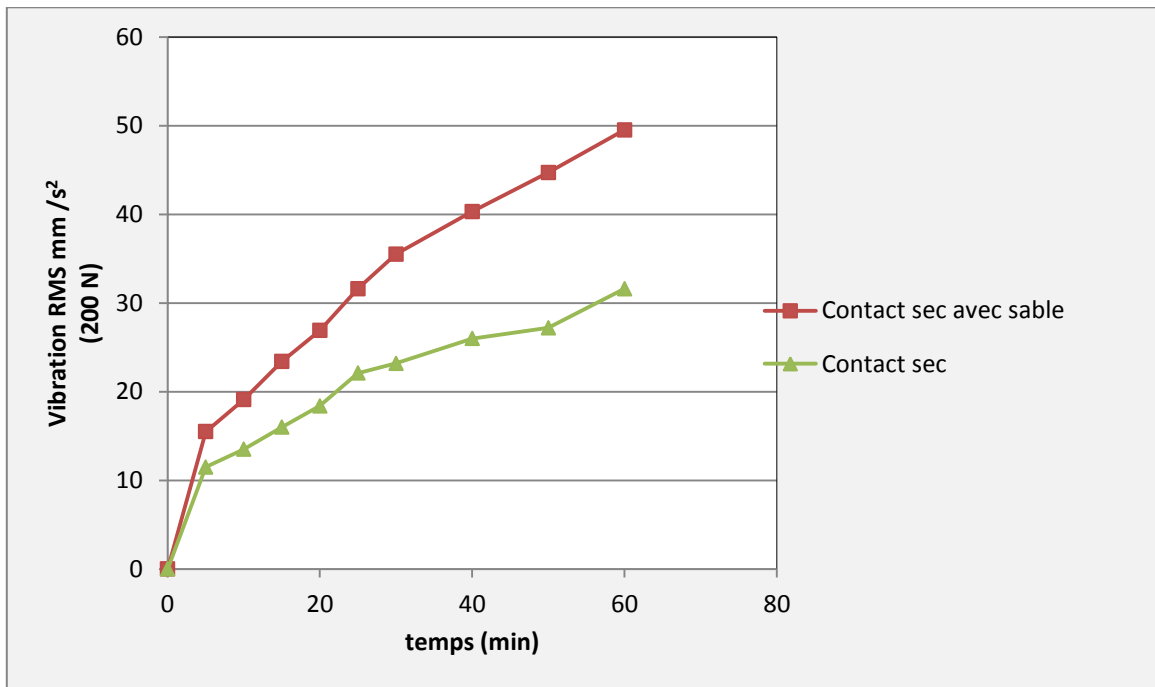


Figure II.29 Evolution de l'accélération de vibration RMS en fonction du temps :
V= 500 tr/min et F=200N

II.4.5 Comparaison des résultats à travers la rugosité (Ra)

Comme mentionné plus haut, deux essais sont réalisés :

- Contact sec ;
- Contact sec pollué (présence des particules solides de sable entre les surfaces en contact).

Ces essais ont donc pour objectif de bien visualiser l'effet des particules polluantes sur les phénomènes de dégradation (usure, état de surface, vibration,etc.).

Dans cette partie, on va seulement se concentrer à la comparaison de l'évolution de la rugosité (Ra) dans un contact sec pollué avec celle observée dans un contact purement sec sans présence de la pollution. Pour une meilleure visualisation de la différence, le mécanisme a été mis en marche pendant 1 heure de fonctionnement. D'après les résultats obtenus (Figures II.30 et II.31), on constate que la présence des polluants solides favorisant le frottement et l'usure, font croître la rugosité de surface (Ra), et, par conséquent, la qualité des surfaces se verra affectée (une mauvaise qualité est observée). Par ailleurs, la comparaison de la rugosité de surface avec et sans présence des particules solides, montre clairement l'effet dévastatrice de la pollution solide sur l'évolution de la rugosité de surface. En effet, comme visualisé par les Figures II.32 et II.33, la limite de la rugosité de surface dans un contact pollué est d'environ 4 fois supérieure à celle produite pour un fonctionnement dans un contact sec. Les valeurs des rugosités représentées sur les Figures II.32 et II.33 sont évaluées comme suit:

$$\text{Erreur} = |R_{\text{après l'opération}} - R_{\text{avant l'opération}}| \quad (\text{II.12})$$

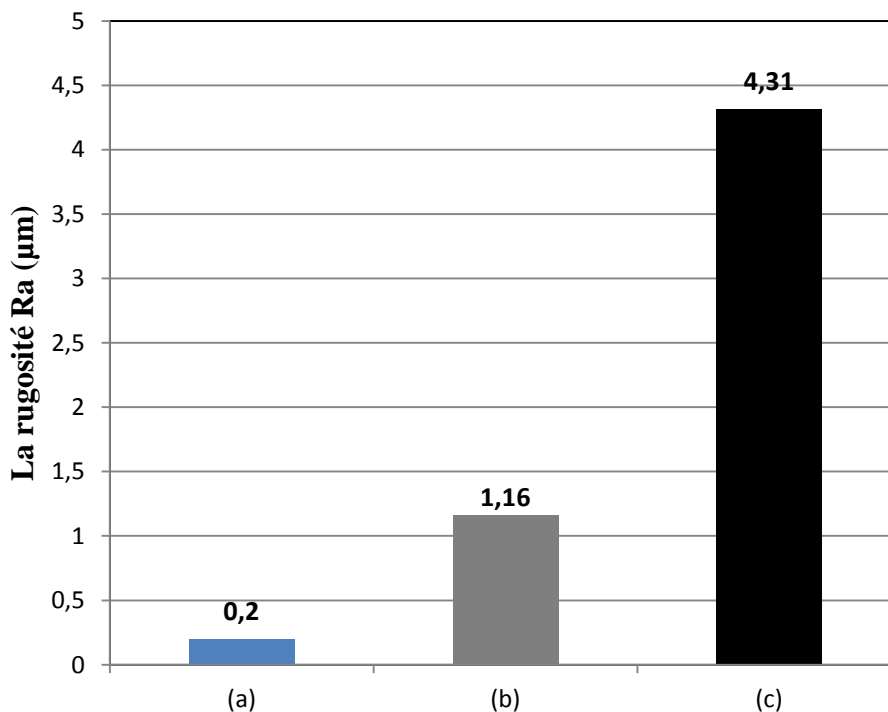


Figure II.30 Rugosité de surface (Ra) du disque d'acier de disques: (a) avant fonctionnement; (b) après fonctionnement - contact de roulement purement sec (F=100 N et V=250 tr/min) ; (c) après fonctionnement dans un contact de roulement sec pollué (F=100 N, V=250 tr/min et S= 500 µm).

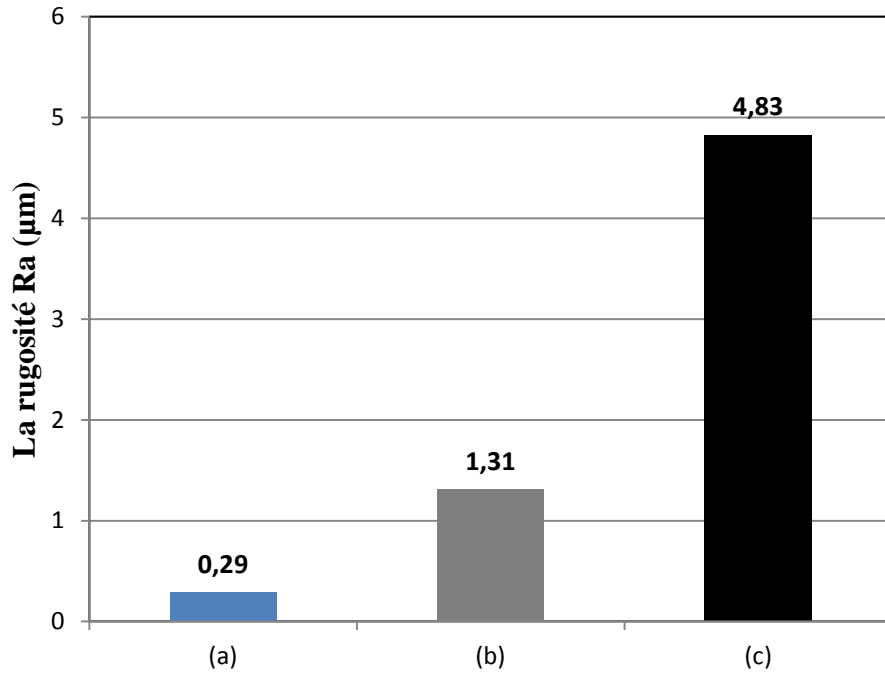


Figure II.31 Rugosité de surface (Ra) du disque d'acier de disques: (a) avant fonctionnement; (b) après fonctionnement - contact de roulement purement sec ($F=200\text{ N}$ et $V=250\text{ tr/min}$) ; (c) après fonctionnement dans un contact de roulement sec pollué ($F=200\text{ N}$, $V=250\text{ tr/min}$ et $S=500\ \mu\text{m}$).

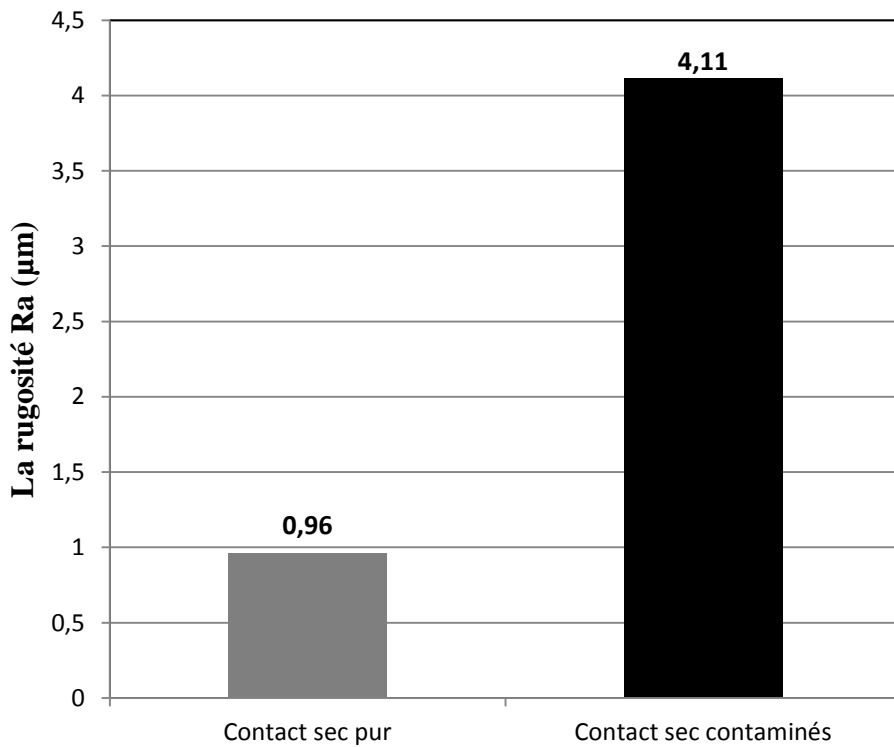


Figure II.32 Barres d'erreurs de la rugosité après fonctionnement ($F=100\text{ N}$ et $V=250\text{ tr/min}$)

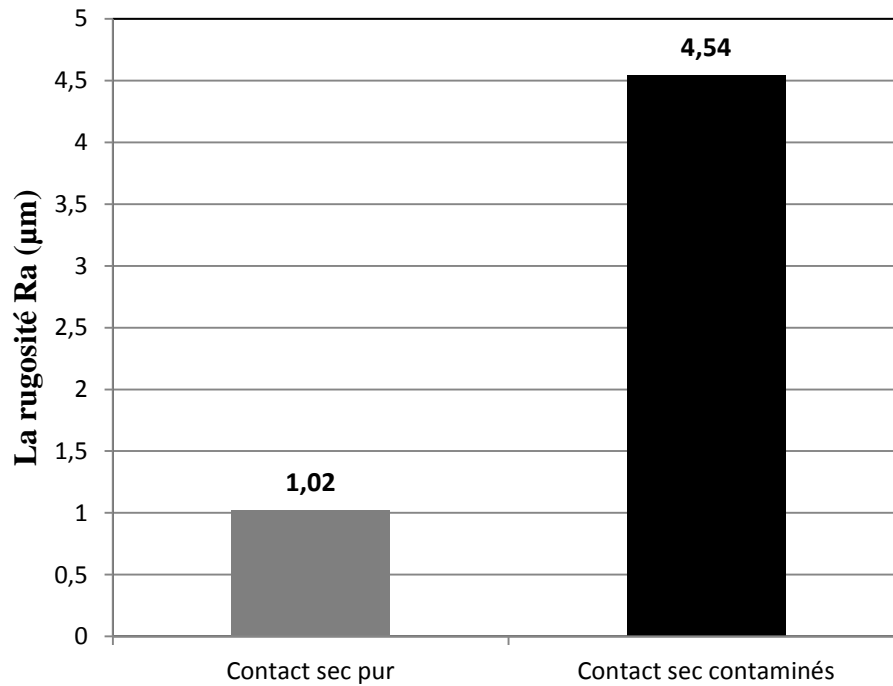


Figure II.33 Barres d'erreurs de la rugosité après fonctionnement ($F=200\text{ N}$ et $V=250\text{tr/min}$)

II.4.6 Photographies et les photomicrographies des éprouvettes après fonctionnement

Pour mieux comprendre le phénomène d'usure dans un contact sec sous l'effet des polluants solides (présence des particules de sable), des photomicrographies à l'aide d'un microscope optique (Figure II.34) sont prises.



Figure II.34 Microscope optique A15.0204-B

Les photographies (Figure II.35) et photomicrographies optiques (Figures II.36, 37 et II.38) sont prises pour les disques en acier. La Figure II.36 caractérise l'aspect de surface du disque d'acier avant fonctionnement. Les Figures II.37 et II.38 donnent une image détaillée de l'aspect de surface pour les deux types de contacts considérés : contact sec et contact sec pollué respectivement. Comme le montre la Figure II.37, on observe une usure très sévère. En effet, la présence de sillons, des rayures et d'un écoulement plastique sont notables au niveau de la surface du disque. Par ailleurs, l'analyse de la surface usée révèle également que l'usure s'apparente à de l'adhésion et de l'indentation. Les indents au niveau de la surface sont donc notables (Figure II.35 (b)). Ces indents sont considérés comme un site spécifique de la fatigue. Toutefois, comme indiqué dans la Figure II.38, l'usure pour un fonctionnement dans un contact de roulement purement sec s'avère moins intense comparée à celle observée dans un contact de roulement sec pollué. L'analyse de la surface du disque, opérant dans un contact purement sec, montre une striée avec des traces d'usure abrasive.

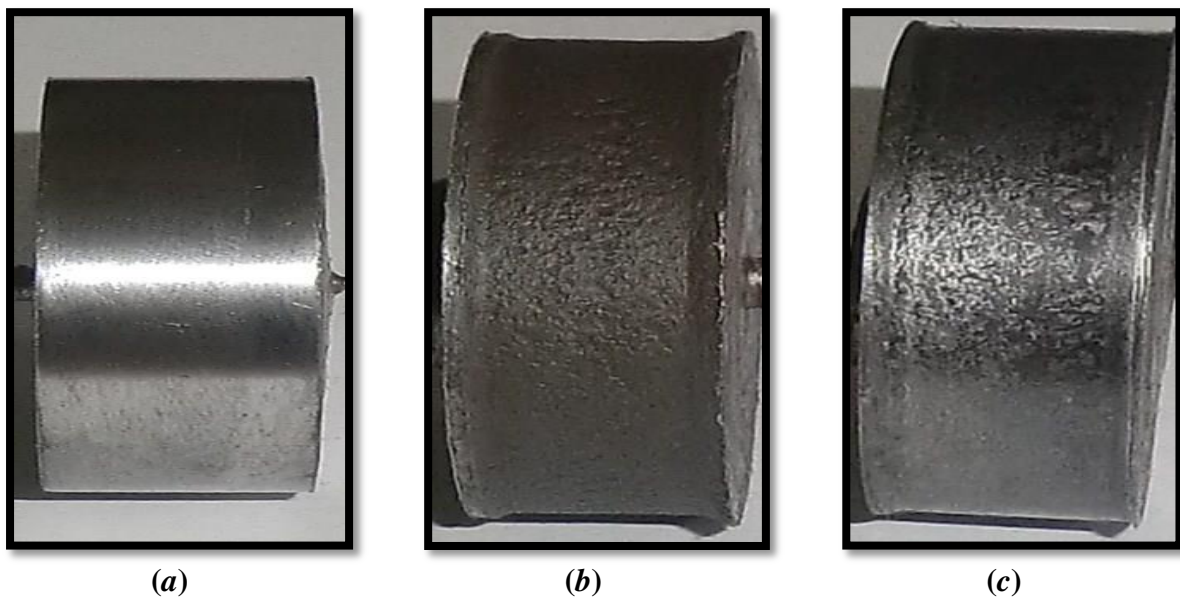


Figure II.35 Aspect de surface du disque en acier: (a) avant fonctionnement; (b) après fonctionnement : contact pollué ; (c) après fonctionnement : contact purement sec.

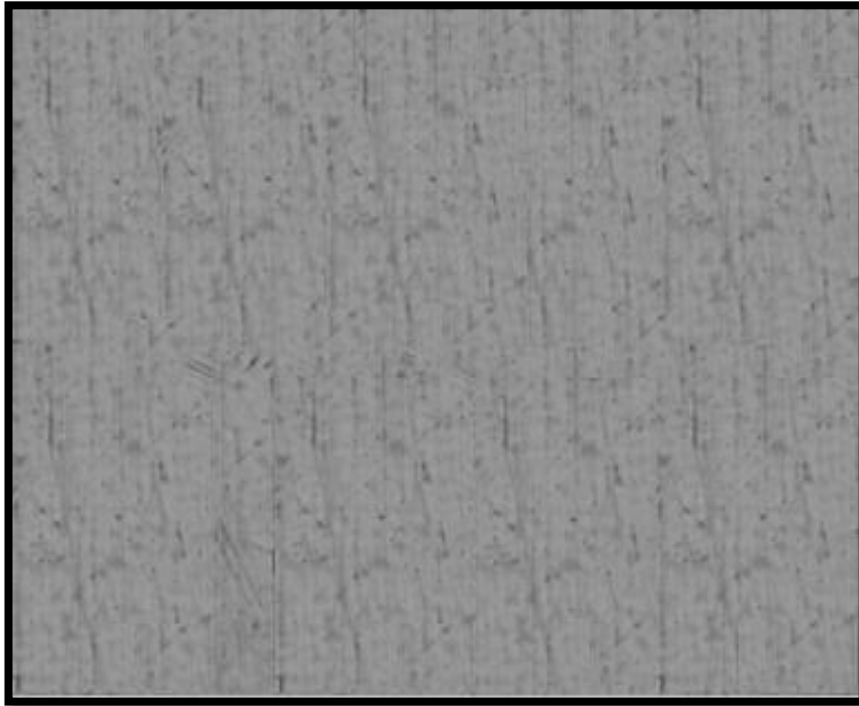


Figure II.36 Photomicrographie optique (grossissement, x60) de la surface du disque en acier avant fonctionnement

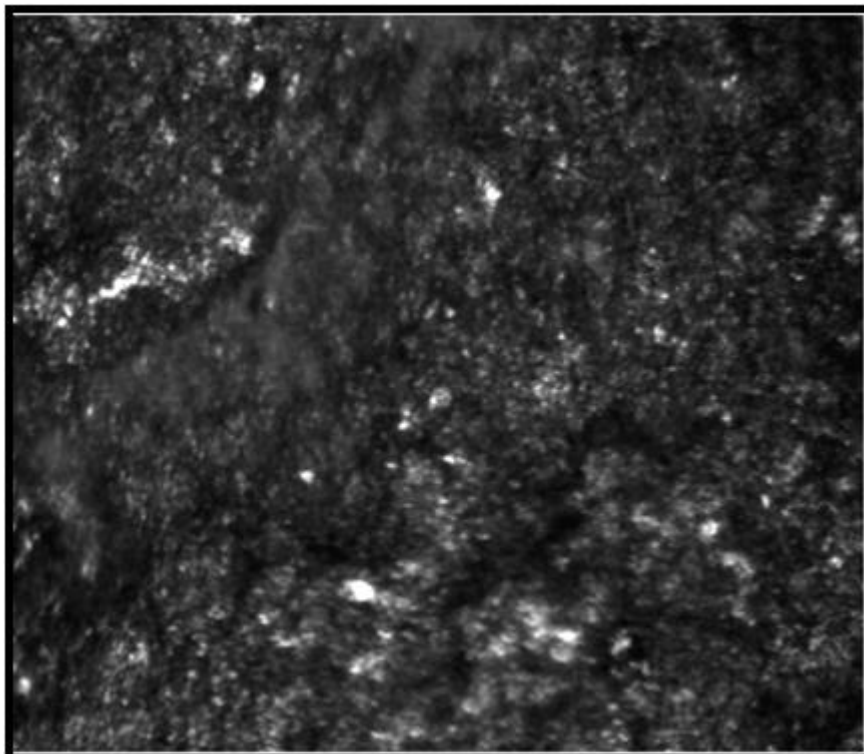


Figure II.37 Photomicrographie optique (grossissement, x60) du disque en acier après fonctionnement dans un contact sec pollué (particules de taille $S \leq 500 \mu\text{m}$, charge $F=100 \text{ N}$ et la vitesse de rotation $V=250 \text{ tr/min}$).

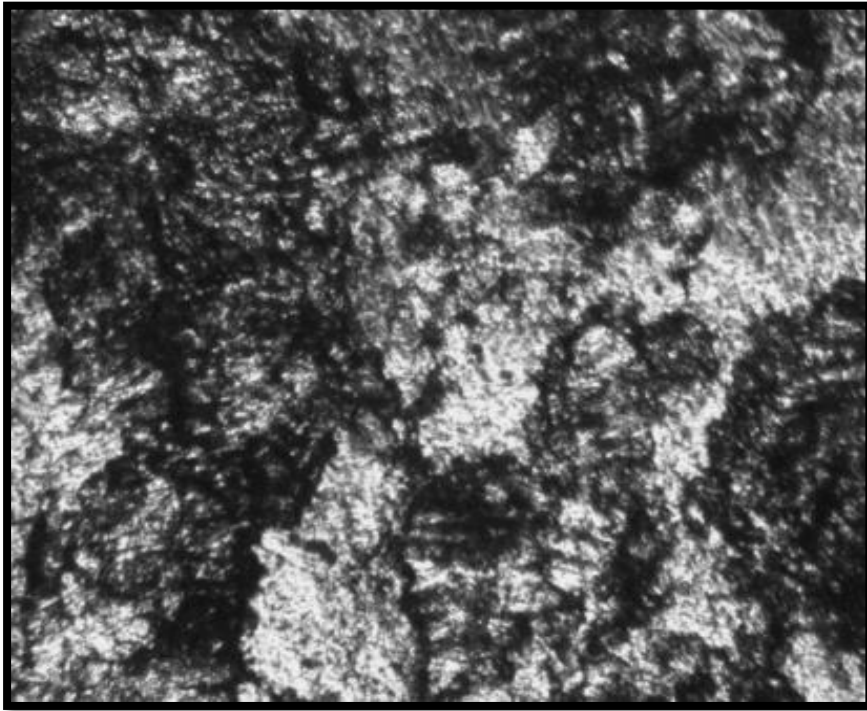


Figure II.38 Photomicrographie optique (grossissement, x60) du disque en acier après fonctionnement dans un contact purement sec (charge $F=100$ N et vitesse de rotation $V=250$ tr/min).

II.5 CONCLUSION

Dans ce chapitre nous nous sommes particulièrement intéressés, dans un premier lieu, à la présentation des outils et techniques expérimentales nécessaires pour le bon déroulement des essais planifiées. Dans une seconde étape, on a procédé, d'une part, à l'évaluation de la température, de l'usure, de la rugosité Ra et des vibrations dans les conditions de contamination les plus sévères. D'autre part et afin de mieux comprendre la dégradation des pièces mécaniques sous l'effet de la pollution solide (présence des particules de sable entre les surfaces en contact), des photographies et photomicrographies, de l'état de surface des éprouvettes, ont été prises.

Les résultats obtenus montrent clairement l'impact des particules solides sur la dégradation des contacts mécaniques et expriment par conséquent les raisons de réduction de la durée de vie des mécanismes dans de tels milieux.

CHAPITRE III

INVESTIGATION EXPERIMENTALE ET STATISTIQUE PAR LA METHODE DE TAGUCHI

III.1 INTRODUCTION

III.2 MODELISATION PAR LA METHODE DES PLANS D'EXPERIENCES

III.3 MESURES EXPERIMENTALES

III.4 DEROULEMENT DE L'ESSAI

III.5 RESULTATS ET DISCUSSIONS

III.6 MODELES DE REGRESSION

III.7 CONFRONTATION DES RESULTATS

III.8 APPROCHE PROBABILISTE

III.9 CONCLUSION

III.1 INTRODUCTION

De nos jours, quelque soit le domaine d'étude abordé, les chercheurs expérimentateurs sont toujours confrontés au problème majeur de l'organisation optimale des essais à réaliser. La question qui se pose alors : est comment obtenir les bonnes informations dans les meilleurs délais et pour le moindre coût ?

La méthode des plans d'expériences est au moins trois à quatre fois plus efficace que les démarches habituelles de conduite des essais, c'est-à-dire qu'elle permet d'arriver aux mêmes résultats avec trois à quatre fois moins d'essais. Ajoutons que cette méthode apporte à l'expérimentateur un puissant outil de réflexion et d'analyse qui lui permettra de conduire son expérimentation avec sûreté et précision [63].

Dans ce chapitre, une investigation statistique de l'effet des paramètres de fonctionnement, à savoir : la taille des particules (S), la charge appliquée (F) et la vitesse de rotation (V), sur l'évolution de l'usure (W), de la rugosité de surface (Ra) et des vibrations (accélération de vibration : RMS) d'un contact de roulement purement sec est présentée. Les essais planifiés sont réalisés en adoptant un plan d'essai orthogonal L_9 de Taguchi. Les résultats obtenus sont analysés statistiquement, en utilisant à la fois l'analyse de variance (ANOVA) et la méthodologie de surface de réponse (MSR). Par ailleurs, des modèles mathématiques, caractérisant les réponses étudiées en fonction des facteurs (variables d'entrée), sont également développés.

III.2 MODELISATION PAR LA METHODE DES PLANS D'EXPERIENCES

III.2.1 Définition

Un plan d'expériences peut être défini [64] comme une suite d'essais organisés à l'avance, de manière à déterminer, au moyen d'un nombre réduit d'essais et avec un maximum de précision, l'influence de multiples paramètres (facteurs) sur une (ou plusieurs) propriété (s) étudiée(s) (réponses).

La compréhension de la méthode des plans d'expériences s'appuie sur deux notions essentielles, celle d'espace expérimental et celle de modélisation mathématique des grandeurs étudiées [65].

Régression c'est la méthode de recherche d'une relation exprimant le lien entre une variable dite dépendante et une / ou plusieurs variables dite indépendante.

Le but de l'analyse de régression n'est pas uniquement de déterminer l'équation de la variable dépendante, mais aussi d'établir le degré de fiabilité de l'estimation et par conséquent, des prédictions obtenues grâce à cette équation. L'analyse de régression permet aussi d'examiner si les résultats sont significatifs et si la relation entre les variables est réelle ou n'est qu'apparent [66].

La corrélation se définit comme une relation linéaire entre deux variables et le coefficient de corrélation comme une mesure qui exprime l'intensité de cette relation.

Les valeurs possibles du coefficient de corrélation sont comprises entre -1 et +1. Ces deux valeurs extrêmes représentent une relation parfaite entre les variables, positive dans le premier cas et négative pour l'autre. La valeur 0 (zéro) signifie l'absence de relation : ce qui veut dire que chaque variable varie "indépendamment" de l'autre, L'ajustement est valide pour ($0.70 < |R| < 1$).

III.2.2 Conception expérimentale en utilisant la méthode Taguchi

Aujourd'hui, il est bien établi que les méthodes traditionnelles de conception des expériences sont complexes voire très difficile à réaliser. En effet, si le nombre de variables d'entrée (sources) est très élevé, ces méthodes nécessitent un grand nombre d'essais à réaliser.

La méthode dite de Taguchi est une technique statistique puissante. Elle est développée par Genichi Taguchi en 1960 pour améliorer la qualité des produits japonais. Par la suite, cette méthode a reçu un intérêt croissant de la part des scientifiques et des chercheurs. La méthode de Taguchi est appliquée dans de nombreux domaines, tels que l'ingénierie, la biotechnologie et la commercialisation. Par ailleurs, grâce à une conception robuste d'expériences, la méthode Taguchi permettra la réduction de la variation dans un processus de fabrication. L'objectif principal de cette méthode est d'arriver à la production de produits de haute qualité à faible coût et un temps de réalisation très réduit.

Dans la méthode Taguchi, la conception des plans d'expériences est principalement réalisée en trois étapes :

- Planification ;
- Réalisation ;
- Analyse.

La première étape consiste à définir les variables d'entrée et les réponses de sortie par adoption d'un plan expérimental. Ce plan s'obtient en utilisant une approche factorielle à l'aide de tableaux orthogonaux.

La deuxième étape est consacrée à la façon avec laquelle sont menés les expériences afin d'obtenir des résultats utiles et valables.

Enfin, **la troisième étape** peut être réalisée au moyen d'une analyse de variance (ANOVA) pour définir les paramètres les plus significatifs affectant les réponses étudiés.

III.2.3 Planification des expériences

La méthodologie de surface de réponse (MSR) est considérée comme l'une des méthodes de modélisation empirique permettant d'explorer une relation entre plusieurs paramètres (c.à.d. sources de variation ou entrées) d'un procédé et les variables réponses (c.à.d. sorties).

Dans cette étude, les expériences sont réalisées selon le plan orthogonal de Taguchi. Comme schématisé dans le Tableau III.1, un réseau orthogonal L_9 est utilisé pour étudier l'effet de trois paramètres de fonctionnement, à savoir : la taille des particules (S), la vitesse de rotation (V) et la charge (Q), sur l'évolution de l'usure (W), de la rugosité de surface (Ra) et l'accélération de vibration (paramètre RMS) dans un contact de roulement purement sec pollué. Les expériences sont essentiellement constituées de 9 essais. Les variables du problème étudié (sources de variation et réponses) sont données dans les colonnes du tableau III.1. Une fois les essais achevés, les résultats de mesures pour l'usure (W), la rugosité de surface (Ra) et le niveau vibratoire (RMS), sont soumis à l'analyse de variance (ANOVA).

Numéro de l'essai	Facteurs codés			Réponses mesurées Y		
	X_1	X_2	X_3	W	Ra	RMS
1	-1	-1	-1			
2	-1	0	0			
3	-1	1	1			
4	0	-1	0			
5	0	0	1			
6	0	1	-1			
7	1	-1	1			
8	1	0	-1			
9	1	1	0			

Tableau III.1 Matrice d'expériences selon le plan orthogonal L_9 de Taguchi.

Dans cette étude, la relation entre les paramètres d'entrée et les réponses de sortie est donnée comme suit:

$$Y = f(S, V, Q) \quad (\text{III.1})$$

Où f est la fonction réponse.

L'approximation des valeurs expérimentales "Y" est donnée par des modèles mathématiques. En effet, ces modèles sont considérés comme un outil très utile pour étudier les effets des paramètres de fonctionnement sur la dégradation des contacts E.H.D. lubrifiés et des contacts secs.

Dans la présente étude, deux types de modèles sont considérés :

- Linéaire ;
- Linéaire avec interaction.

Ces modèles mathématiques s'expriment comme suit:

$$\text{Modèle linéaire} \rightarrow Y = a_0 + \sum_{i=1}^k a_i \cdot X_i \quad (\text{III.2})$$

$$\text{Modèle linéaire d'interaction} \rightarrow Y = a_0 + \sum_{i=1}^k a_i \cdot X_i + \sum_{i,j}^k a_{ij} \cdot X_i \cdot X_j \quad (\text{III.3})$$

Avec :

a_0 : terme libre ;

a_1, a_2, \dots, a_k : termes linéaires ;

$a_{12}, a_{13}, \dots, a_{ik}$: termes d'interaction ;

X_j : paramètres d'entrée (S, V et Q).

III.2.4 Analyse statistique

Comme prévu via la méthode de Taguchi, un ensemble de 9 essais est adopté au lieu du plan factoriel complet constitué de 27 expériences. Il faut mentionner, qu'on a adopté, pour chaque essai des neuf proposés selon Taguchi, une durée de 30 minutes. Par ailleurs, les résultats expérimentaux de l'usure (W), de la rugosité de surface (Ra) et du niveau vibratoire (paramètre RMS), pour différentes combinaisons entre les paramètres d'entrée (S, V et Q), sont représentés dans le Tableau III.2.

L'analyse statistique est effectuée en deux étapes:

- Analyse de variance (ANOVA) ;
- Modélisation statistique en utilisant les résultats des réponses.

III.2.4.1. Analyse de variance (ANOVA)

L'analyse de variance est un outil très usuel montrant l'effet des différents paramètres d'entrée sur les réponses (sortie) étudiées. En se basant sur la méthode des moindres carrés principalement appliquée aux données expérimentales, l'analyse de variance (ANOVA) examine l'influence des

paramètres de fonctionnement en visualisant les paramètres qui ont le plus d'effet sur les réponses de sortie. Par exemple, dans notre étude, les paramètres qui ont le plus d'influence sur l'usure, la rugosité de surface et les vibrations d'un contact sec pollué seront visualisés.

Dans les tables ANOVA [67], il existe trois possibles sommes de carrés, à savoir : SS_d , SS_e et SS_T . La somme des carrés " SS_d " entre les groupes est utilisée pour calculer la variabilité totale des facteurs d'entrée et leur interactions. La somme des carrés " SS_d " représente une estimation des carrés d'écart et examine les différences entre les moyennes du groupe en évaluant la variation de chaque moyenne (\bar{Y}_i) autour de la moyenne générale (\bar{Y}). La quantité " SS_d " s'exprime alors par :

$$SS_d = N \cdot \sum_{i=1}^N (\bar{Y}_i - \bar{Y})^2 \tag{III.4}$$

Où: N est le nombre total d'observations.

Par ailleurs, il est bien connu que la somme totale des carrés des écarts " SS_T " considère, à la fois, la somme des carrés de l'erreur " SS_e " et celle des variables sources " SS_d ". En effet, la somme totale SS_T peut être calculée comme suit:

$$SS_T = SS_d + SS_e \tag{III.5}$$

La moyenne des carrés (MS_i) est le rapport entre la somme des carrés (SS_{d_i}) et le degré de liberté (DF). MS se calcule donc par :

$$MS_i = \frac{SS_{d_i}}{DF} \tag{III.6}$$

Le degré de liberté DF est défini comme suit:

$$DF(=5) = \text{nombre total d'observations } (=9) - \text{Somme des degrés de liberté des facteurs sources } (=3) - 1 \tag{III.7}$$

- signification statistique :

L'objectif est de voir la contribution des facteurs sources aux réponses étudiées. Pour ce faire, il faut vérifier l'hypothèse suivante :

hypothèse nulle $H_0 : a_0 = a_1 = a_2 = a_3 = \dots = a_k = 0 \rightarrow$ pas de contribution des facteurs à la source.

Hypothèse $H_1 : a_i \neq 0 \rightarrow$ au moins un facteur contribue à la réponse.

Pour rejeter l'hypothèse nulle H_0 , il est plus que nécessaire de calculer les valeurs de la probabilité "**P**" ou de l'index "**F-test**" (appelé aussi test de Fisher).

Dans la théorie des statistiques, le paramètre "**P**" est la probabilité de l'échantillon analysé. Ce paramètre est très important pour tester une hypothèse statistique :

Si la valeur de $P > \alpha$, le facteur est statistiquement insignifiant. Par contre, si la valeur $P < \alpha$, c'est une indication que les valeurs observées sont statistiquement significatives et par conséquent l'hypothèse nulle H_0 est rejetée.

Le paramètre α représente le niveau de signification du test, généralement pris égal à 0,05 (c.à.d. le niveau de confiance est de l'ordre de 95%).

Par ailleurs, à un niveau de confiance de 95%, si la valeur de l'index "**F-test**" calculée est supérieure à la valeur "**F-test**" tabulée, c'est une indication claire sur la signification statistique du facteur source sur les réponses étudiées. En effet, d'après l'analyse de variance (ANOVA), le paramètre "**F-test**" se calcule comme suit :

$$F_i = \frac{MS_i}{MS_e} \quad (\text{III.8})$$

Avec :

MS_e : carré moyen de l'erreur.

Dans la dernière colonne d'une table ANOVA (Tableaux III.4 à 6) sont affichés les pourcentages de contribution (P%) des variables sources sur la variation totale des réponses. Ces valeurs indiquent le niveau d'influence sur les résultats. Ils peuvent être calculés par la formule suivante:

$$P\% = \frac{SS_d}{SS_T} \quad (\text{III.9})$$

III.3 MESURES EXPERIMENTALES

Après avoir établi le plan orthogonal L_9 de Taguchi, on a procédé à la réalisation des essais planifiés. En effet, nous nous sommes intéressés aux réponses suivantes : usure (**W**), rugosité de surface (**Ra**) et niveau vibratoire (paramètre **RMS**). L'usure (**W**) est mesurée par un pied à coulisse à lecture digitale. La rugosité de surface (**Ra**) est évaluée à l'aide d'un rugosimètre portable de type Mitutoyo Surf test 301. Le paramètre **RMS** caractérisant le niveau vibratoire est mesuré en utilisant un vibromètre de type SVANTEK SVAN 956. Il est à noter qu'un minimum de trois mesures pour l'usure, la rugosité de surface et la vibration, a été prise et c'est les valeurs moyennes qui ont été considérées.

Pour la conception Taguchi, nous avons également examiné les valeurs moyennes d'usure et de rugosité de surface Ra et les vibrations mesures. La gamme de la répétabilité des mesures a été jugée 6.3%. En fait, cet intervalle est jugée très satisfaisant pour l'établissement de modèles empiriques.

III.4 DEROULEMENT DE L'ESSAI

Pourquoi le choix d'un plan orthogonal réduit L_9 ?

Il est bien établi que les expériences à grand nombre de variables sont d'une part coûteux, et, d'autre part, nécessitent beaucoup d'effort et de temps. Genichi Taguchi a proposé des tables d'essais permettant d'économiser le temps et l'argent. En effet, ces tables sont largement exploitées vu qu'elles sont efficaces et facilement réalisables.

Par ailleurs, le choix des Tables dépend essentiellement du choix de l'expérimentateur. Ce dernier est responsable sur le choix des paramètres de fonctionnement (variables d'entrée) avec leurs niveaux de variation.

• Paramètres d'entrée :

Dans la présente étude qui concerne les effets de la pollution solide sur la dégradation des contacts secs, les facteurs sources (variables du problème) utilisés dans les essais sont la taille des particules (S), la charge appliquée (Q) et la vitesse de rotation (V). Chaque facteur d'entrée est varié sur trois niveaux codés comme suit : -1, 0 et + 1. Les niveaux de variation sont donnés par le Tableau III.2.

Niveau	Taille des particules, S (μm)	Charge, Q (Kg)	Vitesse de rotation, V (rpm)
-1	250	10	250
0	350	15	355
1	500	20	500

Tableau III.2 Les variables du problème.

• Paramètres de sortie :

Les y_i sont les paramètres de sortie. Les mesures d'usure, de rugosité de surface et de niveau vibratoire (RMS) sont effectuées après 30 minutes de fonctionnement du mécanisme. Les mesures d'usure et de rugosité sont effectuées en trois endroits différents sur le diamètre de l'éprouvette cylindrique et ce sont les valeurs moyennes qui ont été considérées. De même pour la mesure de l'accélération de vibration RMS, trois mesures ont été prises et c'est la valeur moyenne qui a été considérée.

En plus des relations à établir entre réponses (paramètres de sortie) et variables d'entrée (Eqs. III.2 et III.3), on s'intéresse également à la force de liaison entre ces paramètres et à l'analyse des résultats expérimentaux.

Les modèles à déduire en fonction des variables (S , Q et V) ont la forme suivante :

- Modèle linéaire :

$$Y = a_0 + a_1 \cdot V + a_2 \cdot Q + a_3 \cdot S \quad (\text{III.10})$$

- Modèle linéaire avec interaction :

$$Y = a_0 + a_1 \cdot V + a_2 \cdot Q + a_3 \cdot S + a_{12} \cdot V \cdot Q + a_{13} \cdot V \cdot S + a_{23} \cdot Q \cdot S \quad (\text{III.11})$$

Avec :

a_0 : terme libre ;

a_1, a_2 et a_3 : termes linéaires ;

a_{12}, a_{13} et a_{23} : termes d'interaction ;

S, V et Q : paramètres d'entrée.

Les résultats expérimentaux de l'usure (W), de la rugosité de surface (Ra) et de l'accélération de vibration (RMS) pour différentes combinaisons entre les paramètres d'entrée (S, V et Q) sont représentés dans le Tableau III.3.

N° Tester	facteurs codés			Les paramètres de fonctionnement			facteurs de réponses		
	$X1$	$X2$	$X3$	S (μm)	Q (Kg)	V (rpm)	W (mm)	Ra (μm)	RMS (mm/S^2)
1	-1	-1	-1	250	10	250	0.06	1.58	4,84
2	-1	0	0	250	15	355	0.12	1.86	5,68
3	-1	1	1	250	20	500	0.15	2.41	7,30
4	0	-1	0	350	10	355	0.09	1.66	10,10
5	0	0	1	350	15	500	0.18	1.8	10,40
6	0	1	-1	350	20	250	0.12	2.32	10,30
7	1	-1	1	500	10	500	0.17	1.88	18,45
8	1	0	-1	500	15	250	0.11	1.64	17,40
9	1	1	0	500	20	355	0.16	2.14	19,50

Tableau III.3 Résultats expérimentaux d'usure (W), de rugosité (Ra) et de vibration (RMS)

III.5 RESULTATS ET DISCUSSION

III.5.1 Analyse de variance

III.5.1.1 ANOVA pour l'usure

Les principaux résultats de l'analyse de variance (ANOVA) pour l'évolution de l'usure d'un contact de roulement purement sec, fonctionnant dans un milieu pollué, sont représentés dans le Tableau III.4. Comme mentionné plus haut, l'analyse de variance est effectuée pour un niveau de signification $\alpha = 0,05$ (c.à.d. niveau de confiance de l'ordre de 95%).

Source de variance	DF	SS _d	MS	F-test	Prob.	Pc (%)
V	1	0.0019803	0.0019803	9.8366	0.0257728	15.85*
Q	1	0.0020167	0.0020167	10.0174	0.0249538	16.14*
S	1	0.0074854	0.0074854	37.1822	0.0017172	59.93*
Error	5	0.0010066	0.0002013	-		8.05

DF, degré de liberté ; SS_d, somme des carrés ; MS, moyenne des carrés ; F-test, test de variance ; Prob., probabilité ; Pc, pourcentage de contribution (%).

* indique la signification statistique à un niveau de confiance de l'ordre de 95 %.

Tableau III.4 Résultats de l'analyse de variance pour l'usure (W)

Dans le Tableau III.4 de l'ANOVA, il est fortement constaté que la taille des particules polluantes (contribution : 59,93%) est le principal facteur qui montre la plus grande influence sur l'évolution de l'usure (W). La Charge (Q) et la vitesse de rotation (V) influent également sur l'évolution de l'usure avec 16,14% et 15,85% de contribution respectivement. Les valeurs de probabilités Prob. < 0,05 indiquent clairement sur la signification statistique des paramètres étudiés.

Pour mieux visualiser les effets des paramètres opératoires (S, Q et V) sur l'évolution de l'usure, des graphiques 3D sont donnés par les Figures III.1 à 3. Ces figures ont été obtenues en utilisant la méthodologie de surface de réponse (RSM). Elles permettent d'obtenir les régimes de fonctionnement optimaux.

L'effet de la charge et de la vitesse de rotation sur l'évolution de l'usure est tracé sur la Figure III.1. D'après les résultats obtenus, on constate que l'usure dans un contact sec pollué augmente avec l'augmentation de la vitesse de rotation et de la charge. Par ailleurs, à partir de cette figure, on voit clairement que l'usure la plus faible peut être observée pour un fonctionnement avec de faibles niveaux de la charge et de la vitesse de rotation.

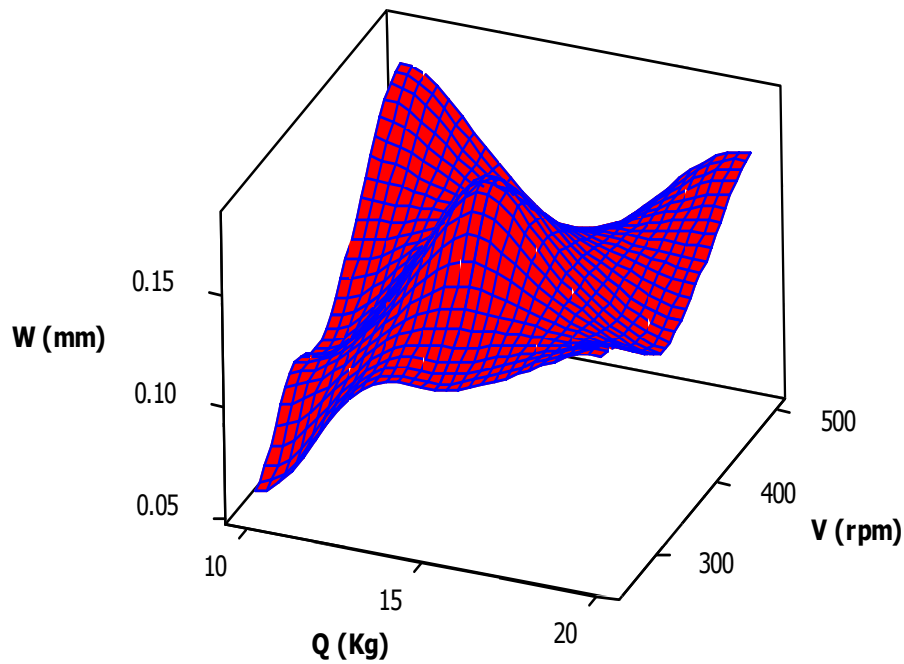


Figure III.1 Courbe 3D - Effet de la charge et de la vitesse de rotation sur l'évolution de l'usure ($S = 350 \mu\text{m}$).

Les Figures II.18 à 21 du chapitre précédent, concernant l'évolution de l'usure, montrent que la présence des particules polluantes, entre les surfaces en contact sec, fait croître le frottement et par conséquent l'usure augmente considérablement. Par ailleurs, comme le montre la Figure III.2 caractérisant l'effet de la taille des particules (S) et de la vitesse de rotation (V) sur l'évolution de l'usure (W), on constate que l'usure la plus faible (minimale) s'obtient par une combinaison de faibles valeurs de S et V .

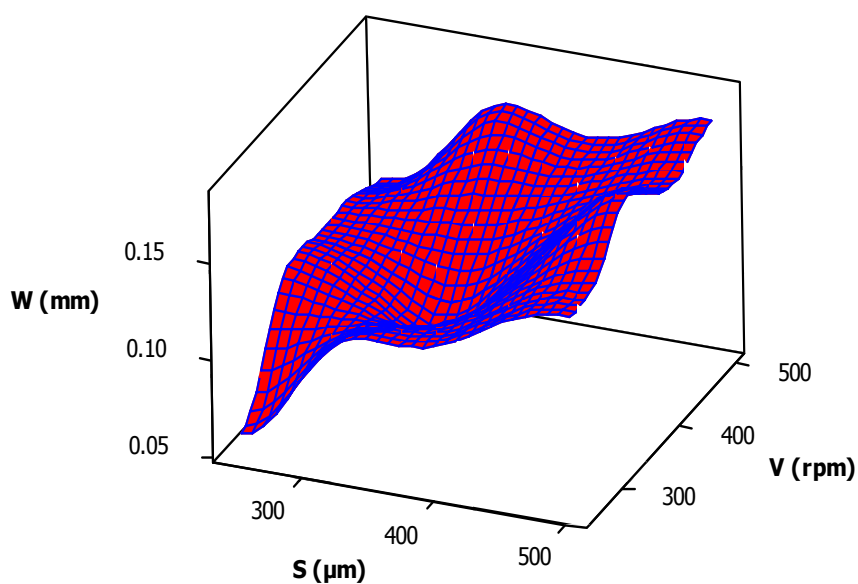


Figure III.2 Courbe 3D - Effet de la taille des particules et de la vitesse de rotation sur l'évolution de l'usure ($Q = 15 \text{ kg}$).

De la Figure III.3 qui représente l'évolution de l'usure sous l'effet de la taille des particules (S) et de la charge (Q), on observe, d'une part, que l'usure apparaît comme une fonction croissante des variables S et Q . D'autre part, les valeurs optimales de l'usure pour le contact étudié s'obtiennent par une combinaison des valeurs les plus faibles de la taille des particules (S) et de la charge (Q).

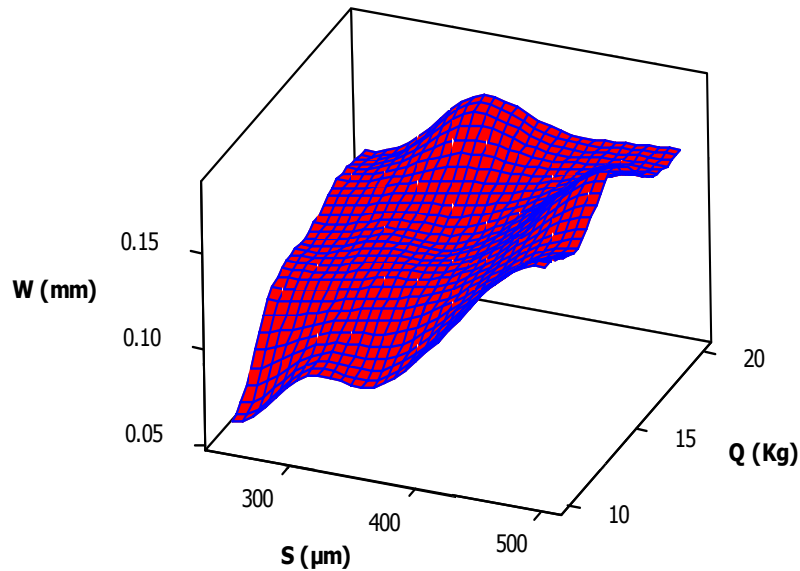


Figure III.3 Courbe 3D - Effet de la taille des particules et de la charge sur l'évolution de l'usure ($V = 355 \text{ rpm}$).

La Figure III.4 illustre l'effet des facteurs source sur les valeurs moyennes de l'usure. En effet, on constate que l'usure apparaît comme une fonction croissante des trois variables d'entrée (S , Q et V).

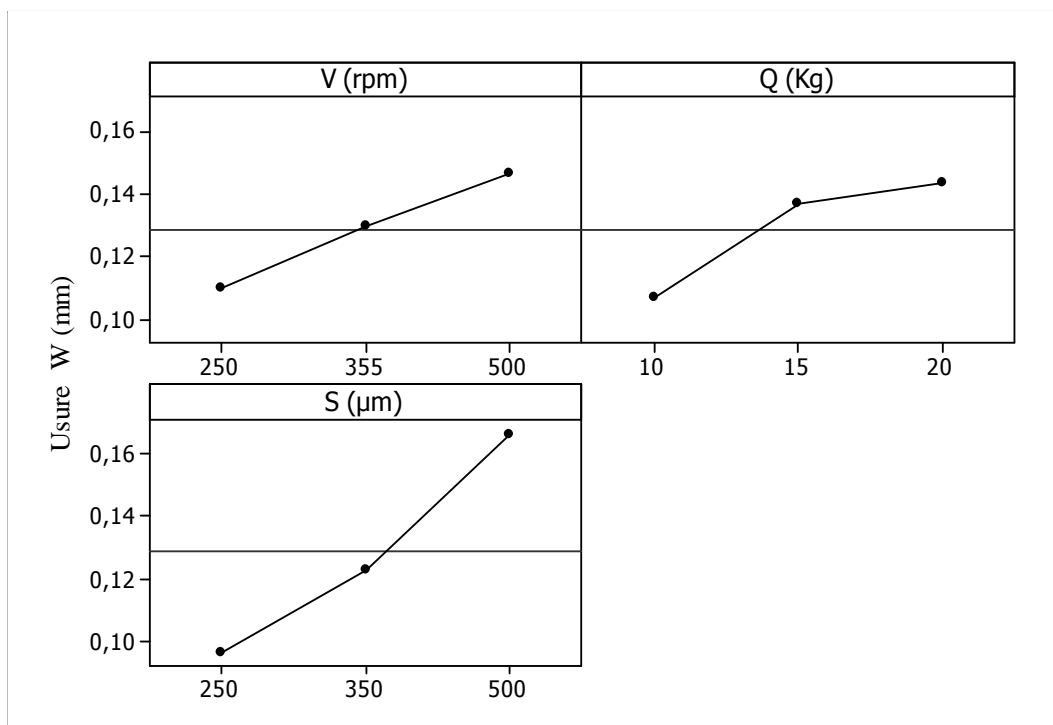


Figure III.4 Graphique des effets sur l'usure (W)

III.5.1.2 ANOVA pour la rugosité de surface Ra

Les résultats de l'analyse de variance pour la rugosité de surface Ra sont visualisées dans le Tableau III.5

Source de variance	DF	SS _d	MS	F-test	Prob.	Pc (%)
V	1	0.006134	0.006134	0.1922	0.679379	0.84
Q	1	0.510417	0.510417	15.9930	0.010332	69.94*
S	1	0.053563	0.053563	1.6783	0.251735	7.34
Error	5	0.159575	0.031915	-	-	21.86

DF, degré de liberté ; SS_d, somme des carrés ; MS, moyenne des carrés ; F-test, test de variance ; Prob., probabilité ; Pc, pourcentage de contribution (%).

* indique la signification statistique à un niveau de confiance de l'ordre de 95 %.

Tableau III.5 Résultats de l'analyse de variance pour la rugosité de surface (Ra)

D'après les résultats de l'analyse de variance pour la rugosité de surface **Ra**, comme indiqué dans le Tableau III.5, il est bien clair que la charge (**Q**) est le facteur qui domine l'évolution de la rugosité Ra avec une contribution de l'ordre de 69,94 %. Par ailleurs, la taille des particules (**S**) et la vitesse de rotation (**V**) n'ont aucune signification statistique dans l'évolution de la rugosité : Prob. est nettement supérieure à 0.05. Leurs contributions dans la variabilité totale de la rugosité sont de l'ordre de 7,34 % et de 0,84 % respectivement.

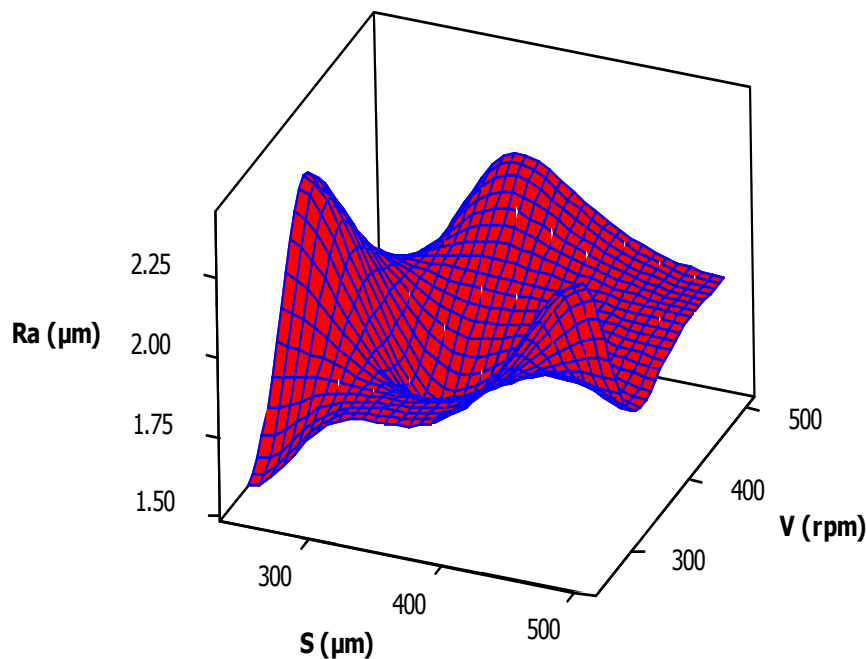


Figure III.5 Courbe 3D - Effet de la taille des particules et la vitesse de rotation sur la rugosité de surface Ra ($Q = 15$ kg)

Pour mieux visualiser les effets des paramètres de fonctionnement (S , Q et V) sur l'évolution de la rugosité de surface, des graphiques 3D sont donnés par les Figures III.6 à 8. Ces dernières ont été obtenues en utilisant la méthodologie de surface de réponse (MSR). Elles permettent donc d'avoir les régimes de fonctionnement optimaux.

La Figure. III.5 visualise l'évolution de la rugosité de surface (Ra) en fonction de la taille des particules (S) et de la vitesse de rotation (V). En effet, il apparait clairement que la rugosité a un comportement oscillatoire. Les valeurs optimales de la rugosité (Ra) peuvent être aisément obtenues avec la combinaison des valeurs les plus faibles de la taille des particules (S) et de la vitesse de rotation (V).

L'effet de la taille des particules (S) et de la charge (Q) sur la rugosité de surface est présenté sur la Figure III.6. Cette dernière montre clairement que la rugosité de surface (Ra) augmente avec l'augmentation des paramètres (S) et (Q). Par contre, la rugosité de surface optimale (la plus faible) est obtenue avec une association des valeurs les plus faibles de la taille des particules (S) et de la charge (Q).

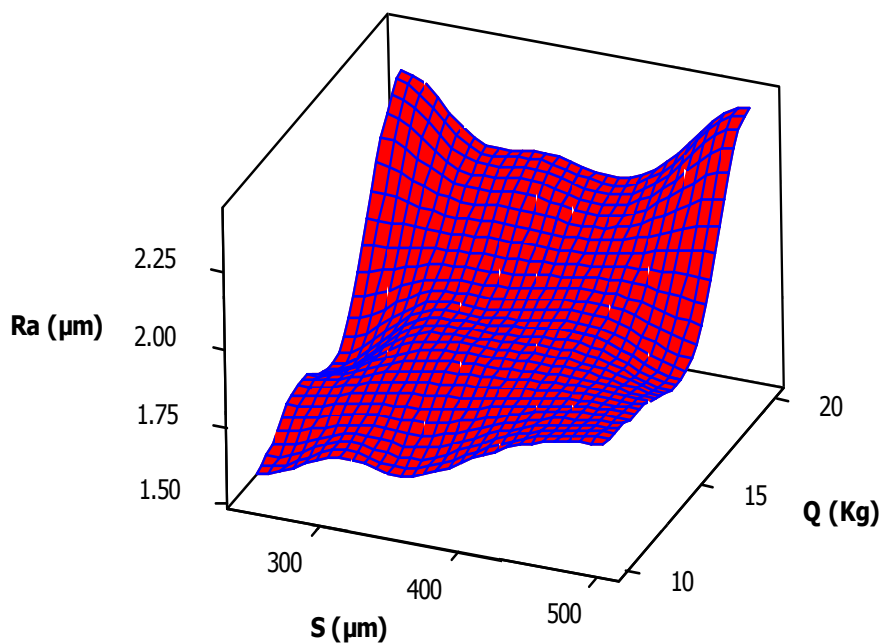


Figure III.6 Courbe 3D - Effet de la taille des particules et la charge sur la rugosité de surface Ra
($V = 355\text{rpm}$)

D'après l'analyse de variance (ANOVA) de la rugosité de surface (Ra) en fonction de la charge (Q) et de la vitesse de rotation (V), telle que schématisée sur la Figure III.7, les résultats révèlent que la rugosité (Ra) est une fonction croissante de (Q) et (V). La Figure III.7, montre clairement que la rugosité de surface optimale (minimale) est observée pour de faibles valeurs de la charge et de la

vitesse de rotation. Par contre, la plus mauvaise qualité de surface (des rugosités Ra très élevées) se produit avec une association des valeurs de la charge (Q) et de la vitesse de rotation (V), les plus élevées.

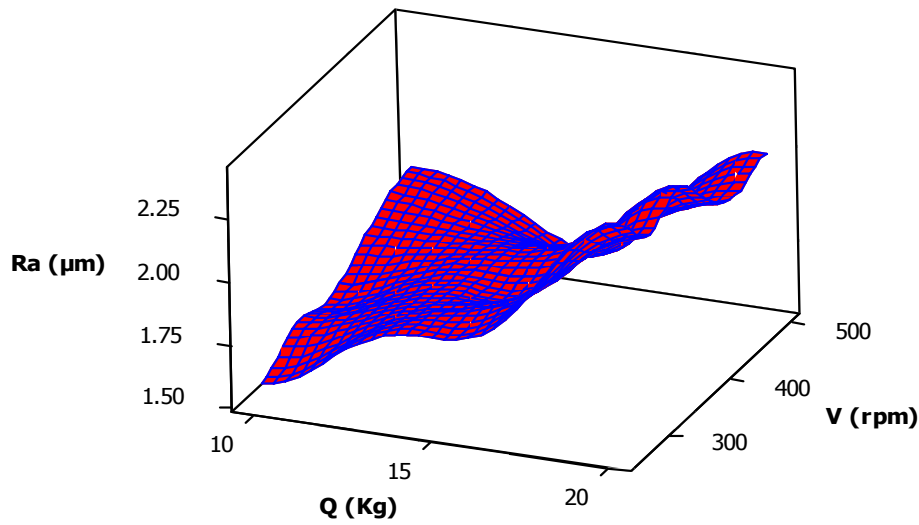


Figure III.7 Courbe 3D - Effet de la charge et de la vitesse de rotation sur la rugosité de surface Ra ($S = 350\mu\text{m}$)

L'effet des variables d'entrée sur les valeurs moyennes de la rugosité de surface (Ra), comme indiqué sur la Figure III.8, montre que la rugosité est fortement affectée par la charge (Q), tandis que la taille des particules (S) a peu d'effet. On constate également que la rugosité apparaît comme une fonction décroissante de la vitesse de rotation (V).

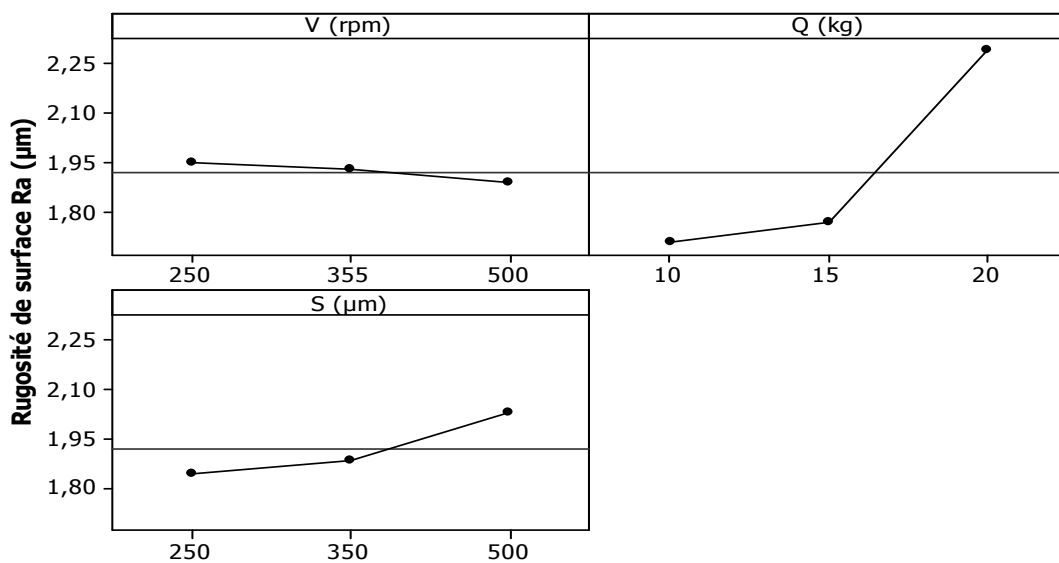


Figure III.8 Graphique des effets sur la rugosité de surface (Ra).

III.5.1.3 ANOVA pour l'accélération de vibration RMS

Les résultats de l'analyse de variance pour l'accélération de vibration RMS sont visualisés dans le Tableau III.6.

Source de variance	DF	SS _d	MS	F-test	Prob.	Pc (%)
<i>V</i>	1	240,481	240,481	430,510	0,000005	97.13*
<i>Q</i>	1	2,294	2,294	4,107	0,098548	0.926
<i>S</i>	1	1,998	1,998	3,577	0,117175	0.807
Error	5	2,793	0,559	-		1.128

DF, degré de liberté ; SS_d, somme des carrés ; MS, moyenne des carrés ; F-test, test de variance ; Prob., probabilité ; Pc, pourcentage de contribution (%).

* indique la signification statistique à un niveau de confiance de l'ordre de 95 %.

Tableau III.6 résultats de l'analyse de variance pour l'accélération de vibration (RMS)

Les résultats de l'analyse de variance effectuée sur l'accélération de vibration (**RMS**) sont visualisés par le Tableau III.6. Statistiquement, les résultats montrent que la vitesse de rotation (**V**) est le seul facteur qui affecte le paramètre **RMS** avec une contribution dominante de l'ordre de 97,13%. Par ailleurs, la charge (**Q**) et la taille des particules (**S**) ne présentent aucune influence sur la variabilité de l'accélération de vibration, leurs contributions sont de l'ordre de 0,926% et de 0,807% respectivement.

De même, pour mieux visualiser les effets des paramètres d'entrée (**S**, **Q** et **V**) sur l'évolution de l'accélération de vibration (RMS), des graphiques 3D sont donnés par les Figures III.9 à 11. Elles ont été obtenues en utilisant la méthodologie de surface de réponse (MSR). Les graphiques 3D donnent les valeurs optimales des vibrations.

La figure III.9 illustre l'effet de la charge (**Q**) et la vitesse de rotation (**V**) sur l'évolution de l'accélération de vibration (**RMS**). Cette Figure visualise que l'accélération de vibration (RMS) croît avec l'accroissement de la vitesse de rotation (**V**) et de la charge (**Q**). Les vibrations optimales s'obtiennent pour des fonctionnements à de faibles valeurs de (**V**) et (**Q**).

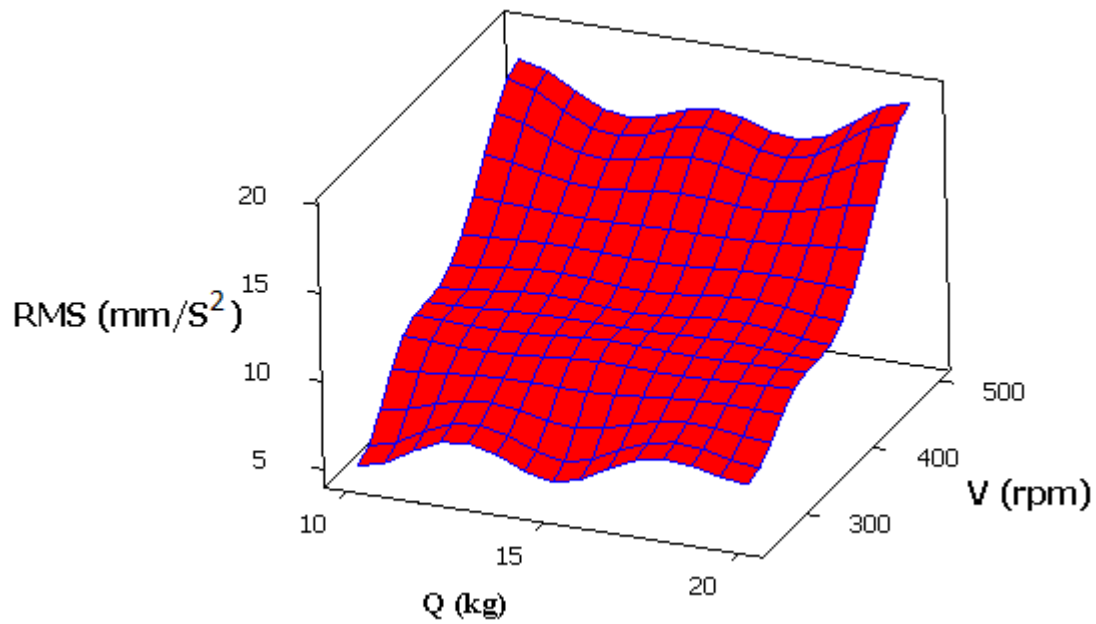


Figure III.9 Courbe 3D - Effet de la charge et de la vitesse de rotation sur l'évolution de l'accélération de vibration RMS ($S = 350 \mu\text{m}$)

D'après la Figure III.10, visualisant l'effet de la vitesse de rotation (V) et de la taille des particules (S) sur la vibration, on voit clairement que l'accélération de vibration est une fonction croissante de la vitesse de rotation (V) et de la charge (Q). On constate également que les plus faibles valeurs de la vitesse (V) et de la charge (Q) donnent les vibrations les plus faibles.

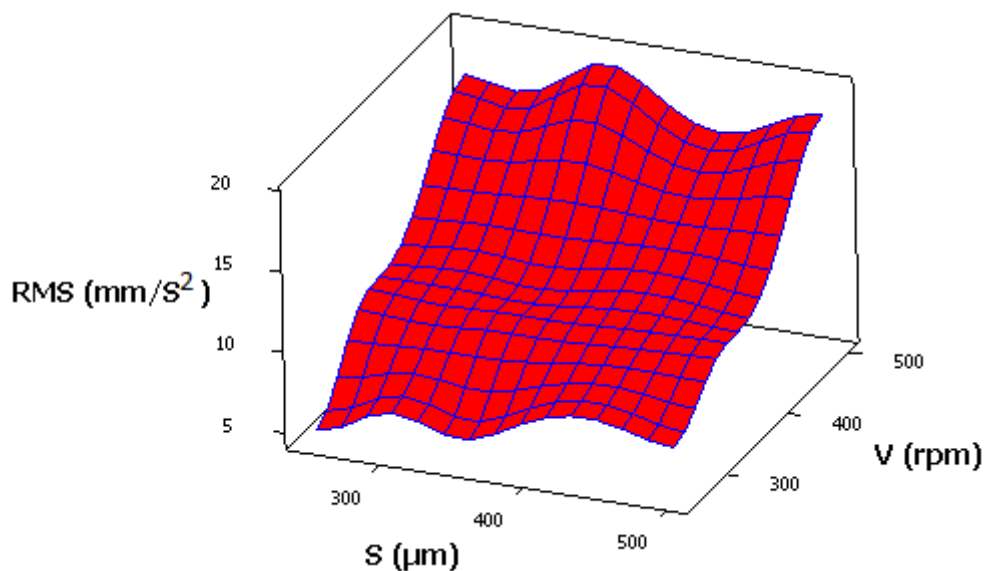


Figure III.10 Courbe 3D - Effet de la taille des particules et la vitesse de rotation sur l'évolution de l'accélération de vibration RMS ($Q = 15 \text{ kg}$)

La Figure III.11 qui représente l'évolution de l'accélération de vibration (*RMS*) en fonction de la taille des particules (*S*) et de la charge (*Q*), montre un comportement oscillatoire. Par ailleurs, on peut facilement déduire que les vibrations les plus faibles se procurent avec la combinaison des plus faibles valeurs des paramètres : taille des particules (*S*) et charge (*Q*).

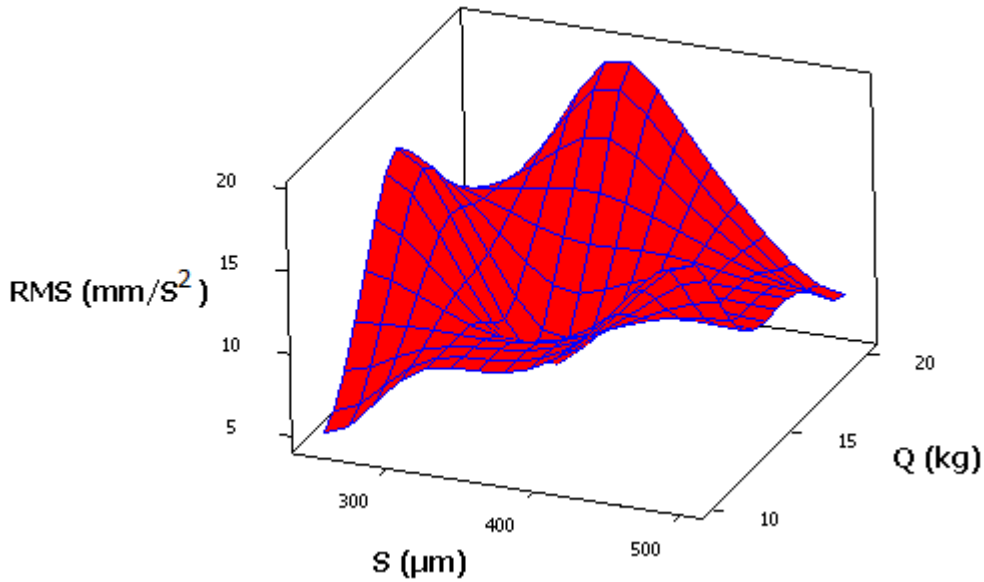


Figure III.11 Courbe 3D - Effet de la taille des particules et la charge sur l'évolution de l'accélération de vibration RMS (*V* = 355 rpm)

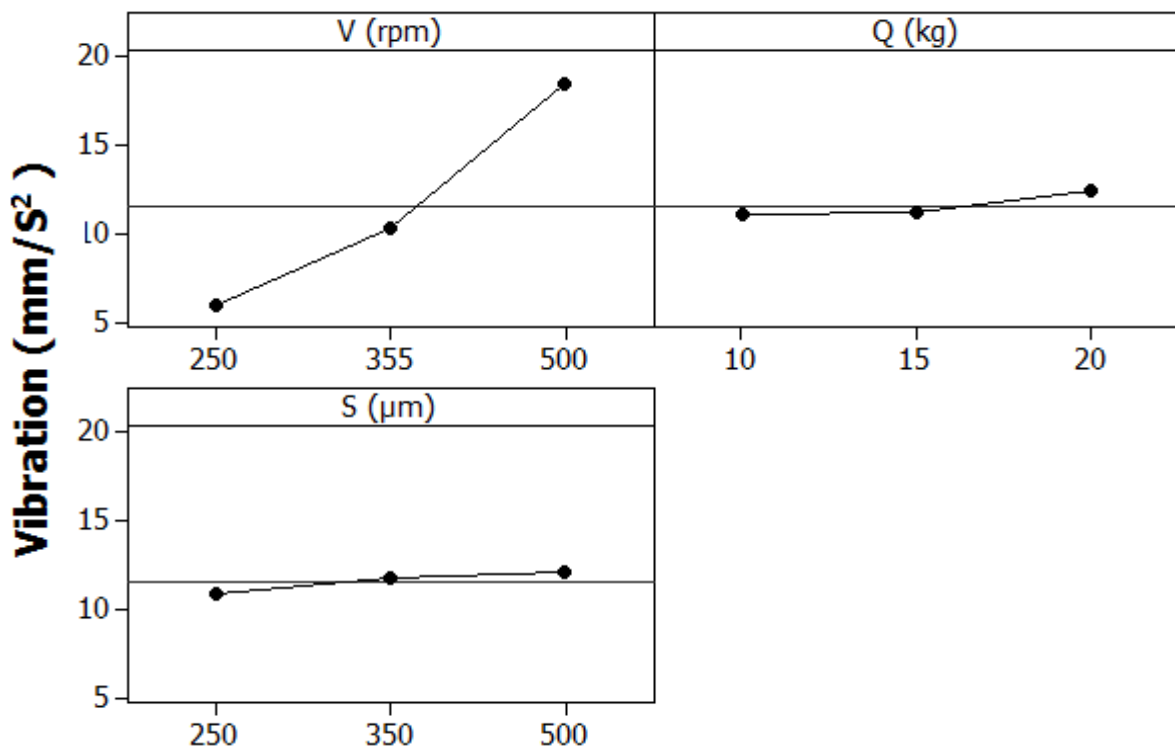


Figure III.12 Graphique des effets sur l'accélération de vibration (RMS)

La Figure III.12 montre l'effet des principaux paramètres de fonctionnement sur les valeurs moyennes de la vibration. En effet, il apparait que la vibration moyenne est une fonction croissante de la charge, de la vitesse de rotation et de la taille des particules. Par ailleurs, on constate clairement que la vitesse est le seul paramètre qui présente le plus d'effet.

III.6 MODELES DE REGRESSION

Afin d'obtenir une meilleure approximation, des équations de régression représentant des modèles "linéaires" et "linéaires avec interaction", pour l'usure, la rugosité de surface et l'accélération de vibration d'un contact de roulement purement sec en présence des particules polluantes, ont été développés en utilisant la méthodologie de surface de réponse (MSR). En se basant sur l'application de la méthode des moindres carrés aux données expérimentales, les modèles linéaires représentant l'usure (**W**), la rugosité moyenne arithmétique de surface (**Ra**) et l'accélération de vibration (**RMS**), en fonction des variables d'entrée, à savoir la taille des particules (**S**), la vitesse de rotation (**V**) et la charge (**Q**), s'expriment comme suit :

$$W_{\text{Linéaire}} = -0,0823405 + 0,000144721 V + 0,00366667 Q + 0,00280702 S \quad (\text{III.12})$$

(R²=91.94%)

$$Ra_{\text{Linéaire}} = 0,86461 - 0,000254715 V + 0,0583333 Q + 0,000750877 S \quad (\text{III.13})$$

(R²=78.13%)

$$RMS_{\text{Linéaire}} = -10,5602 + 0,0504324 V + 0,123667 Q + 4,58596 S \quad (\text{III.14})$$

(R²= 98,87%)

Par ailleurs, les modèles "linéaires-interactions" sont :

$$W_{\text{Linéaire-interaction}} = - 0,156855 - 0,000135485 V + 0,00761959Q + 0,000849977 S + 1,83574.10^{-5}V.Q - 1,94969.10^{-7}V.S - 3,00723.10^{-5}Q.S \quad (\text{R}^2=96.8\%) \quad (\text{III.15})$$

$$Ra_{\text{Linéaire-interaction}} = 1,88577 - 0,00050902 V + 0,138607 Q - 0,00848484 S - 0,000330413 V.Q + 1,54596.10^{-5}V.S + 0,000180446 Q.S \quad (\text{R}^2=93.35\%) \quad (\text{III.16})$$

$$RMS_{\text{Linéaire-interaction}} = 1,98941 + 0,043221 V - 0,229012 Q - 0,0494482 S - 0,000713539 V.Q + 6,23623. 10^{-5}V.S + 0,00195076 Q.S \quad (\text{R}^2=99,49\%) \quad (\text{III.17})$$

Pour mesurer la qualité de l'ajustement des modèles obtenus, le coefficient de détermination est adopté. Selon les équations de régression décrites ci-dessus, nous constatons que les modèles linéaires de l'usure, de la rugosité de surface et de la vibration, présente de faibles coefficient de détermination de l'ordre de 0,9194, 0,7813 et 0,9887 respectivement. Ces valeurs expliquent

seulement 91.94%, 78.13% et 98.87% de la variabilité dans les réponses étudiées W, Ra et RMS respectivement. Par ailleurs, il est bien clair que les modèles "linéaires-interactions" montrent des coefficients de détermination supérieurs : $R^2 = 0.968$, $R^2 = 0.9335$ et $R^2 = 0.9949$ pour l'usure, la rugosité et l'accélération de vibration respectivement. Ces valeurs sont nettement élevées par rapport à celles observées pour les modèles linéaires du premier ordre. En effet, la prédiction la plus fiable des modèles est obtenue lorsque les valeurs du coefficient de détermination sont proches de l'unité ($R^2 \cong 1$).

III.7 CONFRONTATION DES RESULTATS

Les valeurs prédites par les modèles sont comparées avec les données expérimentales. Cette comparaison est visualisée par les Figures III.13 à 15. Les résultats montrent que les modèles linéaires sont bonnes, mais les modèles "linéaires-interactions" sont les plus appropriés pour la prédiction de la dégradation d'un contact de roulement purement sec fonctionnant dans un milieu pollué.

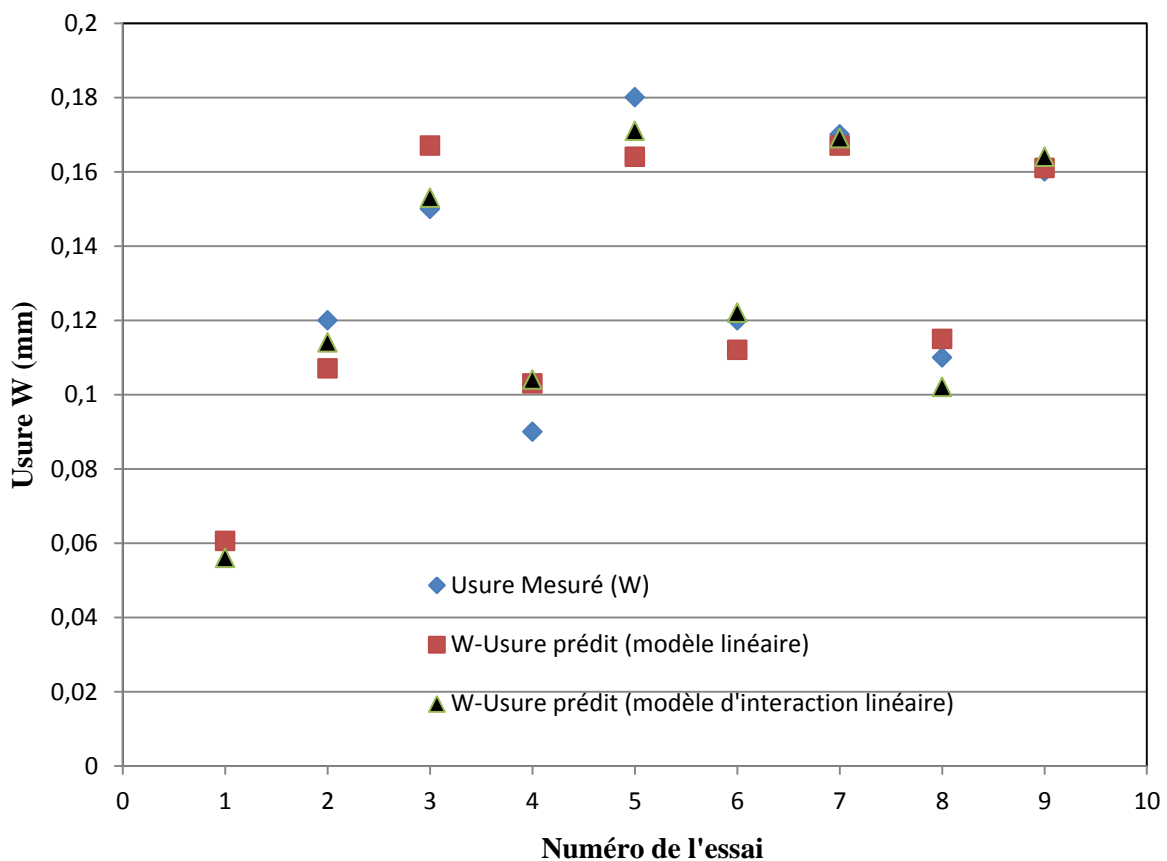


Figure III.13 Valeurs mesurées et prédites de l'usure de surface

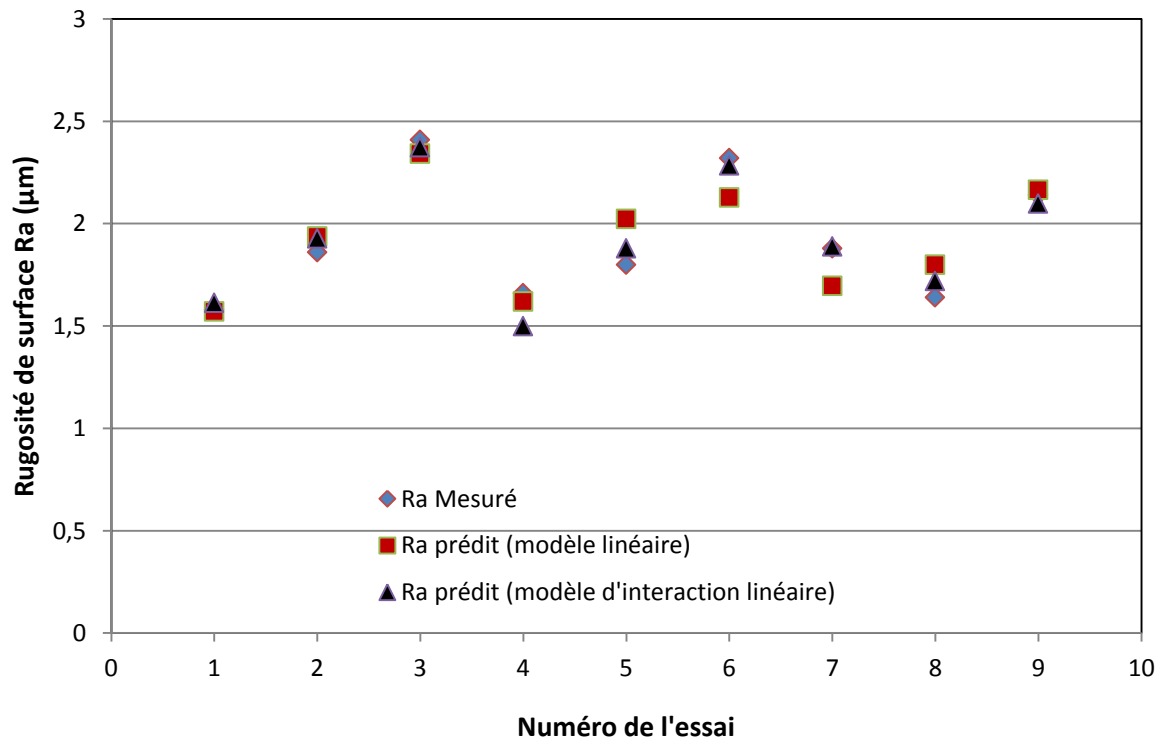


Figure III.14 Valeurs mesurées et prédites de la rugosité de surface Ra

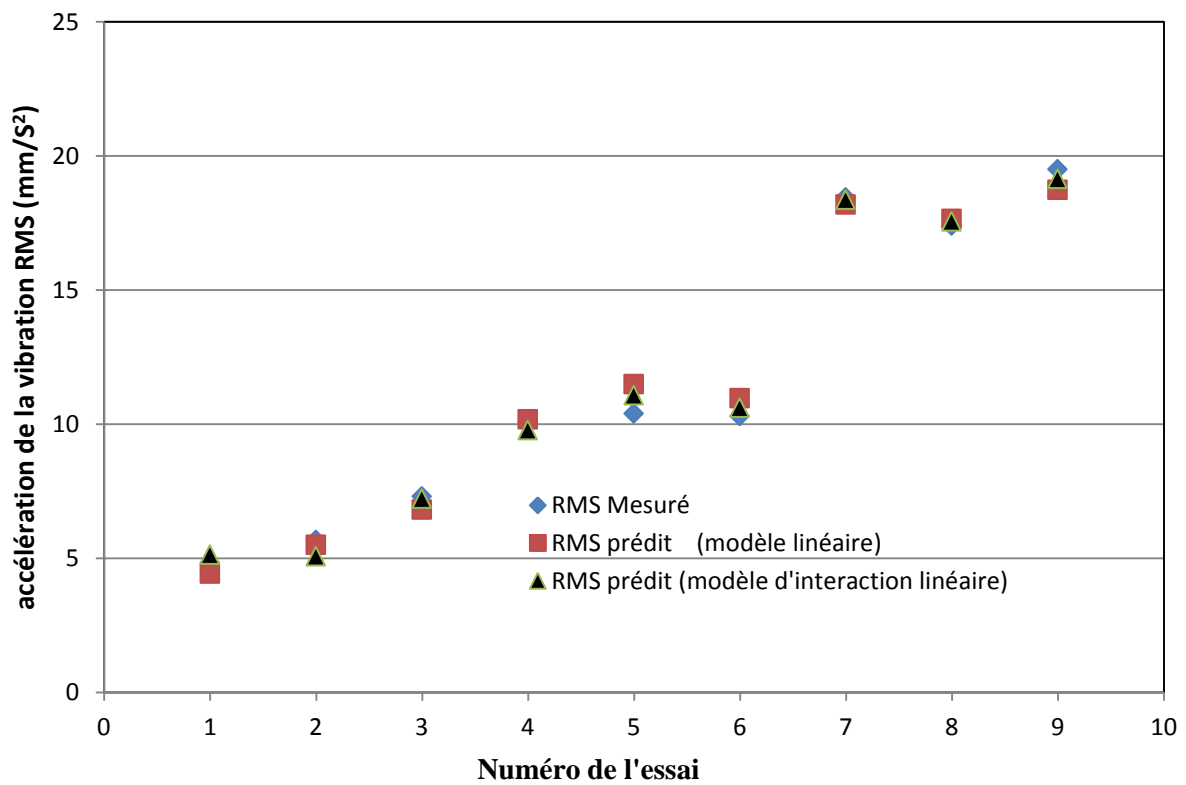


Figure III.15 Valeurs mesurées et prédites de la vibration RMS

III.8 APPROCHE PROBABILISTE

Tel qu'il apparaît sur les Figures III.16 à 18, pour la probabilité normale des résidus (Valeurs représentant les différences entre les valeurs prédites à partir des modèles et les données expérimentales) des modèles obtenus, on constate que les résidus sont très proches de la ligne droite (en bleu). Ici, on peut dire que les résidus s'ajustent raisonnablement à la ligne droite, ce qui permet de conclure que les erreurs ont une distribution normale et par conséquent les termes des modèles de l'usure (W), de la rugosité (Ra) et de l'accélération de vibration (RMS) sont très significatifs.

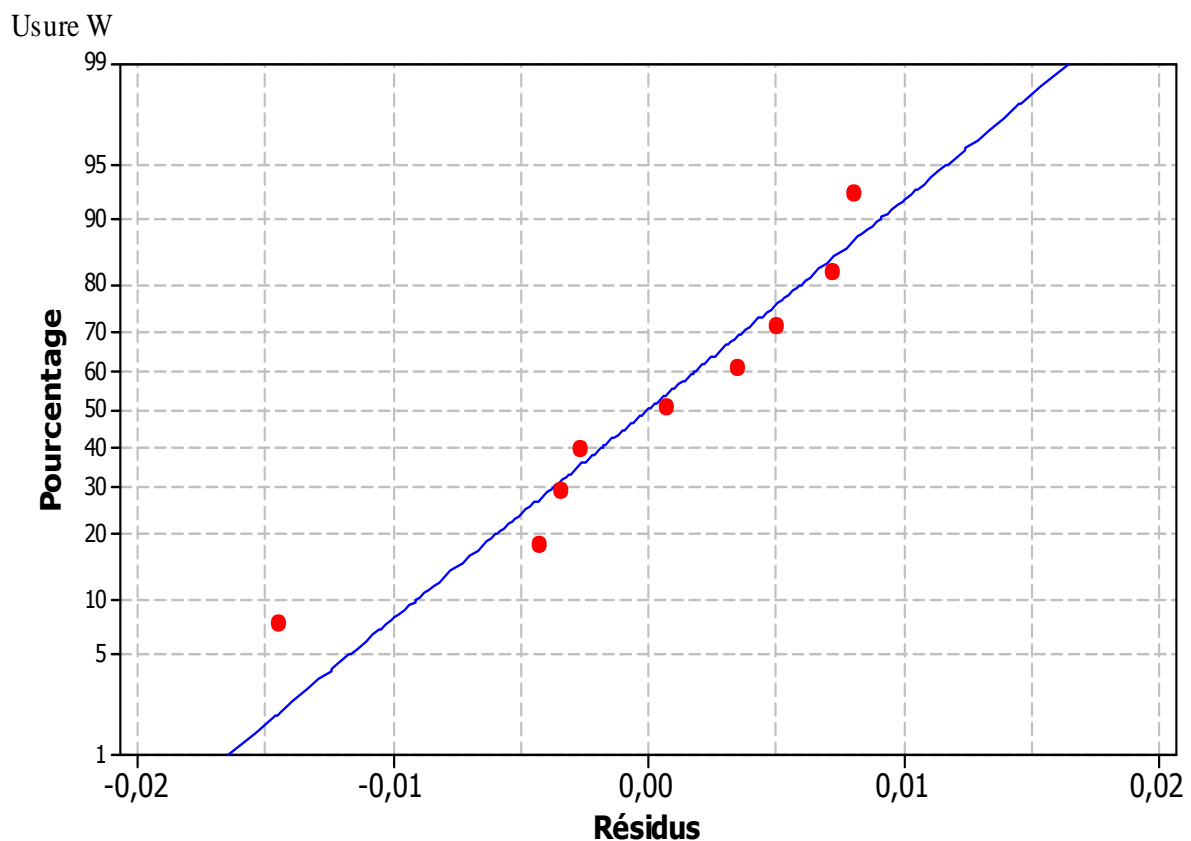


Figure III.16 Graphique de probabilité normale des résiduels pour l'usure W

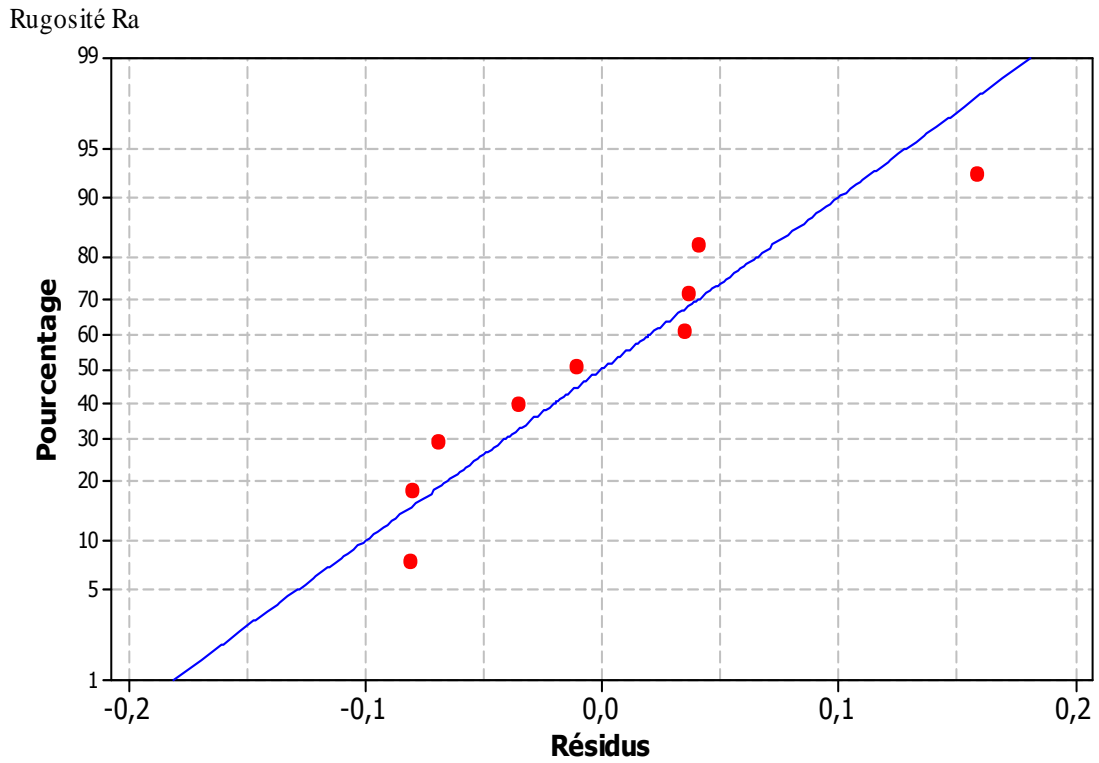


Figure III.17 Graphique de probabilité normale des résiduels pour la rugosité de surface Ra

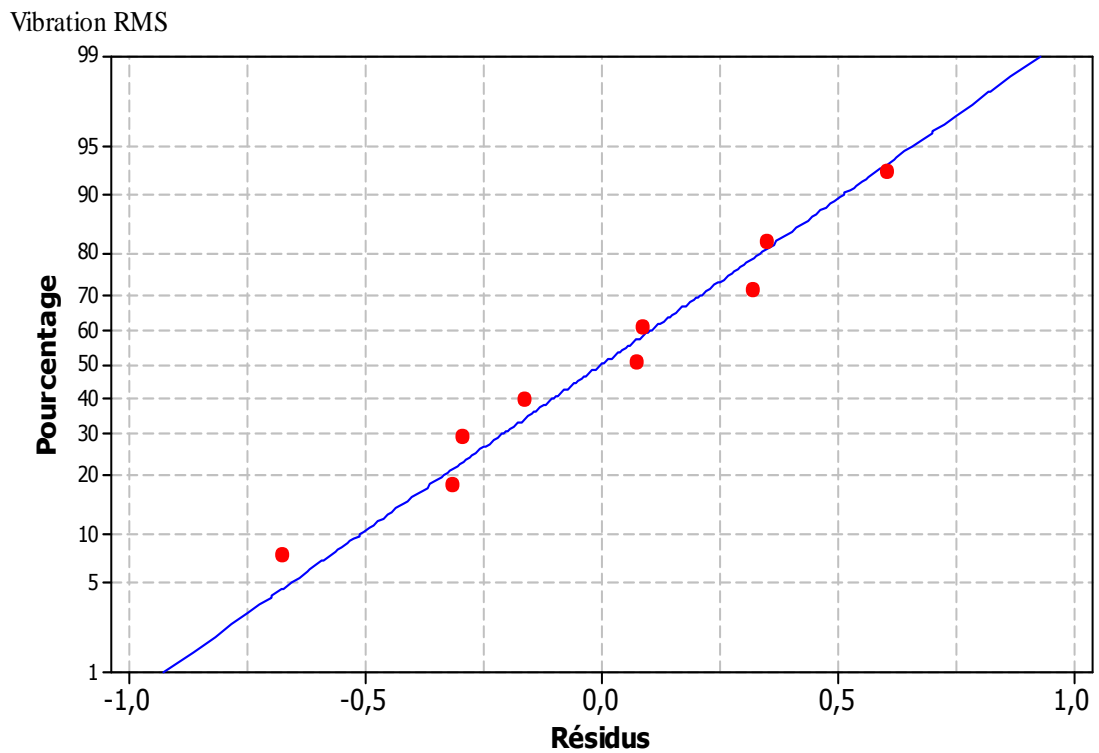


Figure III.18 Graphique de probabilité normale des résiduels pour la vibration RMS

III.9 CONCLUSION

L'investigation statistique menée dans ce chapitre montre clairement la dégradation des contacts mécaniques secs fonctionnant dans les conditions de contamination les plus sévères en présence des particules solides de sable. Cette investigation utilise à la fois la méthodologie de surface de réponse (MSR) et l'analyse de variance (ANOVA).

D'après les résultats de modélisation MSR, on peut également conclure que les valeurs du coefficient de détermination R^2 tendent tous vers 1, ce qui explique la bonne concordance entre modèles et expérimentation. Par ailleurs, les modèles "linéaires-intéactions" montrent des coefficients de détermination peu élevées comparés à ceux déduits à partir des modèles linéaires, justifiant ainsi leur supériorité.

CONCLUSION GENERALE

Conclusion générale

L'objectif principal du travail présenté dans cette thèse est, d'une part, d'étudier l'effet des particules polluantes solides sur la dégradation des contacts mécaniques secs (les deux corps en contact en particulier). D'autre part, l'effet des paramètres de fonctionnement, à savoir : la taille des particules (S), la vitesse de rotation (V) et la charge appliquée (Q), sur l'évolution de l'usure (W) et de la rugosité de surface (Ra) et l'accélération des vibration d'un contact de roulement purement sec, est exploré statistiquement par utilisation, à la fois, de l'analyse de variance (ANOVA) et de la méthodologie de surface de réponse (MSR).

Les essais sont réalisés sur un dispositif original qui simule les conditions de contamination les plus sévères (cas du sud algérien). Il s'agit d'un banc expérimental où sont montés en contact une éprouvette cylindrique et une roue cylindrique (c.à.d. contact entre deux roues cylindriques).

Dans cette étude expérimentale qui concerne la dégradation des pièces mécaniques dans un milieu pollué, des mesures de température, de perte de côte, de l'évolution de l'état de surface (rugosité Ra) et du paramètre (RMS) caractérisant l'accélération des vibrations, ont été réalisées. Pour bien visualiser les paramètres de dégradation, plusieurs expériences sont planifiées. En effet, les essais sont réalisés pour deux types de contact. Il s'agit d'un contact de roulement purement sec et un autre avec la présence de particules de forte granulométrie.

Les principales conclusions qu'on peut tirer de cette étude sont :

- Au cours du fonctionnement, les composants machines se dégradent. Cette dégradation est évaluée par l'évolution des paramètres étudiés (augmentation de la température, de l'usure, de la rugosité Ra et de l'accélération de vibration RMS).
- La présence des polluants solides entre les surfaces en contact conduit à une augmentation du frottement, et, par conséquent, provoque la dégradation rapide des surfaces en contact sec de roulement. En effet, une usure accrue a été observée.
- L'usure du contact purement sec est moins intense comparée à celle produite pour un fonctionnement avec la présence des particules polluantes au niveau du contact entre surfaces frottantes.
- Une qualité de surface médiocre a été observée avec la présence des particules solides polluantes dans un contact de roulement purement sec.

- Les résultats de l'analyse de variance (ANOVA) montrent que la taille des particules (S) est le facteur qui présente la plus grande influence dans l'évolution de l'usure d'un contact sec pollué (la contribution de la taille des particules S est de l'ordre de 59,93%), tandis que la vitesse de rotation (V) et la charge (Q) ont un effet moindre avec 15,85 % et 16,14 % de contribution, respectivement.
- De l'analyse statistique de variance (ANOVA), il est également remarqué que la charge (Q) qui montre la plus forte influence sur l'évolution de la rugosité de surface (Ra) avec 69,94% de contribution. Par ailleurs, la taille des particules (S) et la vitesse de rotation (V) montrent les plus faibles contributions par rapport à la variabilité totale de la rugosité de surface. Leurs contributions sont donc de l'ordre de 7,34% et de 0,84% respectivement.
- D'après les résultats de l'analyse de variance (ANOVA), il est également bien clair que la vitesse de rotation (V), avec 97,13% de contribution, caractérise la plus grande influence sur l'évolution des vibrations (accélération RMS). On a également constaté que les faibles effets reviennent à la taille des grains (S) et à la charge (Q) avec 0,926% et 0,807% de contribution seulement.
- Les modèles mathématiques ont été établis en utilisant la modélisation MSR (méthodologie de surface de réponse).
- Les coefficients de détermination R^2 de 91,94% et de 78,13% et de 98,87% pour les modèles "linéaires" d'usure (W), de rugosité de surface (Ra) et de vibration (paramètre RMS) respectivement, montrent des valeurs plus faibles par rapport à celles observées pour les modèles "linéaires- interaction". En effet, pour ces derniers, on a trouvé : $R^2 = 96,8\%$ pour l'usure, $R^2 = 93,35\%$ pour la rugosité de surface et $R^2 = 99,49\%$ pour l'accélération de vibration RMS.
- La méthode de Taguchi est un outil très puissant qui permet d'étudier l'effet des conditions de fonctionnement sur la dégradation d'un contact de roulement purement sec pollué.
- La méthode de Taguchi donne des résultats significatifs en un temps réduit, en un nombre réduit d'expériences (soit 9 essais qui sont utilisés à la place des 27 essais factoriels complets) et avec un faible coût.
- La comparaison des valeurs prédites obtenues à partir des modèles "linéaires" et "linéaires-interaction" avec les observations expérimentales, montre un excellent accord.
- Les modèles "linéaires-interaction" sont les plus appropriées pour prédire la dégradation d'un contact de roulement purement sec pollué.

Le travail ainsi présenté a permis de défricher une thématique d'actualité très intéressante et offre par conséquent un certains nombres de perspectives :

- Il serait souhaitable de développer un modèle mathématique permettant de caractériser la dégradation des contacts secs opérant dans les conditions de pollution les plus sévères.

- Essayer de comprendre les mécanismes de dégradation causés par les particules solides au niveau des contacts secs. Une étude expérimentale plus développée sera dédiée à l'entrée et à la déformation des particules dans ce type de contact.

Enfin, la présence inévitable des particules solides dans un contact mécanique a un effet nuisible vu qu'elle accélère la dégradation des surfaces en contact. En effet les résultats obtenus expriment de la plus belle manière les raisons de réduction de la durée de vie des systèmes tribologiques dans un milieu fortement pollué.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

Rréférences bibliographiques

- [1] **L. D. WEDEVEN**, *Influence of Debris Dent on EHD Lubrication* 1976. *ASLE Transactions*, Vol. 21(1), pp. 41-52.
- [2] **B. FITZSIMMONS & H. D. CLEVINGER**, *Contaminated Lubricants and Tapered Roller Bearing Wear*, 1977, *ASLE Transactions*, Vol. 20(2), pp. 97-107.
- [3] **L. D. WEDEVEN & C.CUSANO**, *Elastohydrodynamic film thickness measurements of artificially produced surface dents and grooves*, 1978, *ASLE Transactions*, pp. 369-381.
- [4] **S. H. LOEWENTHAL & D. W. MOYER**, *Filtration effects on ball bearing life and condition in a contaminated lubricant*, 1979, *ASME J. Lubric. Technol.* Vol. 101, pp. 171–179.
- [5] **J. A. PERROTTO, E. L. DUPOINT DE NEMOURS, R. R. RIANO & S. F. MURRAY**, *Effect of Abrasive Contamination on Ball Bearing Performance*, 1979, *ASLE Lubrication engineering*, Vol. 35(12), pp. 698-705.
- [6] **C. CUSANO & L. D. WEDEVEN**, *The Influence of Surface Dents and Grooves on Traction in Sliding EHD Point Contacts*, 1982, *ASLE Transactions*, Vol. 26, pp. 306-310.
- [7] **R. S. SAYLES & E. IOANNIDES**, *Debris Damage in Rolling Bearings and its Effects on Fatigue Life*, 1988, *Transactions of the ASME*, Vol. 110, pp. 26-31.
- [8] **WAN GTY, SPIKES H.** *The behaviour of suspended solid particles in rolling and sliding elastohydrodynamic contacts.* *STLE Tribol Trans* 1988; 31: 12–21.
- [9] **K. L. JOHNSON & D. I. SPENCE**, *Determination of gear tooth friction by disc machine*, *Tribology international*, 1991, Volume 24, Issue 5, Pages 269-275.
- [10] **DWYER-JOYCE RS, HAMER JC, SAYLES RS, IOANNIDES E.** *Surface damage effects caused by debris in rolling bearing lubricants, with an emphasis on friable materials.* In *Proc of the IMechE symposium on rolling element bearings-towards the 21st century London (UK) 1990*; 1-8.
- [11] **R.S. DWYER-JOYCE, R.S. SAYLES & E. IOANNIDES**, *Investigations into the mechanisms of closed three-body abrasive wear*, *Tribology Section*, 1993, Vol. 175, *Wear*, pp. 133-142.
- [12] **SAYLES RS.** *Debris and roughness in machine element contacts: some current and future engineering implications.* *Proc IMechE Part J: J of Eng Tribol* 1995; 209(3): 149-172.
- [13] **R.S. DWYER-JOYCE & J. HEYMER**, *The entrainment of solid particles into rolling elastohydrodynamics contacts*, 1996, *Proceedings of 22nd Leeds-Lyon Symposium on Tribology- Amsterdam: Elsevier*, pp. 135-140.
- [14] **F. VILLE & D. NELIAS**, *Influence of the nature and size of solid particles on the indentation features in EHL contacts*, 1998, *Tribology series "Tribology for Energy Conservation"*, D. Dowson et al. Editeurs, Elsevier, Amsterdam, Vol. 34, pp. 399-409.

- [15] **ZUM GAHR, K.-H.**, *Wear by hard particles*, 1998, *Tribology Int.*, Vol 31, pp. 587-596.
- [16] **T. HISAKADO, T. TANAKA & H. SUDA**, *Effect of abrasive particle size on fraction of debris removed from plowing volume in abrasive wear*, Elsevier Science, 1999, Vol. 236, pp. 24-33.
- [17] **R. S. DWYER-JOYCE & N. GAO**, *Contact Fatigue in Damaged Railway Track*, *Tribology Series*, Vol. 39, 2001, Pages 811-817.
- [18] **LIONEL BUREAU, TRISTAN BAUMBERGER, CHRISTIANE CAROLI & OLIVER RONSIN**, *Low-velocity friction between macroscopic solids*, 2001, *C. R. Acad. Sci. Paris*, t. 2, Série IV, p. 699–707.
- [19] **TATJANA LAZOVIĆ, RADIVOJE MITROVIĆ & MILETA RISTIVOJEVIĆ**, *Influence of abrasive particle geometry and material on the abrasive wear mode*, 2003, *International Tribology Conference*, 8-10 October 2003, Belgrade, Serbia, pp. 83-86.
- [20] **DWYER-JOYCE RS.** *The life cycle of a debris particle*. In: *Proc of 31st Leeds-Lyon Symposium on Tribol.* Elsevier Tribol and Interface Engn Series Leeds (UK) 2004; 48: 681-690.
- [21] **F. VILLE, S. COULON & A. A. LUBRECHT**, *Influence de la pollution solide des lubrifiants sur la durée de vie des mécanismes*, 2005, *Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Solides (LaMCoS), UMR CNRS- INSA n°5514*, pp. 1-6.
- [22] **T. AKAGAKI, M. NAKAMURA, T. MONZEN & M. KAWABATA**, *Analysis of the behavior of rolling bearings in contaminated oil using some condition monitoring techniques*, 2006, *Journal of Engineering Tribology*, Vol. 220, pp. 447-453.
- [23] **M. R. SARI, A. HAIHAHEM & L. FLAMAND**, *Effect of lubricant contamination on gear wear*, 2007, *Tribology Letters*, Volume 27, pp. 119-126.
- [24] **E. QUERLIOZ, F. VILLE, P. SAINSOT & T. LUBRECHT**, *Influence des rugosités de surface sur la fatigue de contact en roulement*, 2007, *Congrès Français de Mécanique*.
- [25] **D. A. GREEN & R. LEWIS**, *The effects of soot-contaminated engine oil on wear and friction*, *Department of Mechanical Engineering, University of Sheffield, Sheffield, UK*. 2008, Vol. 222, pp. 1669-1689.
- [26] **M. R. SARI, A. HAIHAHEM & L. FLAMAND**, *Influence de la pollution solide sur les mécanismes lubrifiés*, 2009, *Congrès Français de Mécanique*.
- [27] **M. R. SARI, A. HAIHAHEM & L. FLAMAND**, *Effect of lubricant contamination on friction and wear in an EHL sliding contact*, 2010, *MECHANIKA*, Vol. 82, pp. 43-49.
- [28] **BOUCHIREB A, SARI MR.** *Effect of solid particles on gear tooth failure*. *J of Central South Univ* 2015; 22(5): 1667-1675.

- [29] **M. R. SARI, S. MAATALLAH, ADJABI R. and KHOCHEMANE L.**, *Experimental and statistical investigation on the failure of contaminated elastohydrodynamic lubrication rolling contact*, *Proceeding IMechE Part J: Journal of Engineering Tribology*, Vol. 230 (3), pp. 300–322
- [30] **V. STRUBEL, N. FILLOT, F. VILLE, J. CAVORET, P. VERGNE, A. MONDELIN and Y. MAHEO**, *Particle Entrapment in Rolling Element Bearings : the Effect of Ellipticity*, *Nature of Materials and Sliding*, *Tribology Transactions*, 2016, DOI: 10.1080/10402004.2016.1168901.
- [31] **H. J. MATHIEU, E. BERGMANN, R. GRAS**, *analyse et technologie des surfaces 4(Couches minces et tribologie)*, 2003, *presses polytechniques et universitaires romandes*, CH – 1015 Lausanne, 946 p.
- [32] **S. BENZAADA**, *Métrieologie Dimensionnelle*, 2010, *Cours Univ. de Biskra*, 236 p.
- [33] **G. DROUIN**, *Eléments de machines*, 1986, *Editions de l'Ecole Polytechnique de Montréal*, 543 p.
- [34] **K. L. JOHNSON**, *Contact Mechanics*, 1996, *Cambridge University Press*.
- [35] **G. SPINLER**, *Conception des machines*, *Presses polytechniques et universitaires romandes*, 1997, *Lausanne*, vol. 1, 566 p.
- [36] **P. AGATI, Y. BREMONT, G. DDELVILLE**, *Mécanique du solide applications industrielles*, *DUNOD, Parise*1996, 270p.
- [37] **M. CARTIER & P. KAPSA**, *Usure des contacts mécaniques*, 2001, *Techniques de l'ingénieur*, (BM 5066).
- [38] **J.-M. GEORGES**, *Frottement, Usure et lubrification, la tribologie ou science des surfaces*, 2000, *EDITION EYROLLES*, Paris, 424 p.
- [39] **M. NOUREDDINE**, *Contribution à l'étude des mécanismes d'usure dans les contacts métalliques secs glissants avec et sans passage du courant électrique*, 2007, *mémoire de magister*, université de Skikda.
- [40] **M. ABD ESSELAM**, *Influence du champ magnétique sur le comportement tribologique des couples métalliques glissants acier XC 48/acier XC 48, laiton/acier XC 48 et aluminium/acier XC 48*, 2008, *Thèse de Doctorat université mentouri Constantine*.
- [41] **J. FRENE**, *La tribologie de l'antiquité a nos jours*, 2003, *Université de Poitiers, Laboratoire de Mécanique des Solides, UMR CNRS, France (Support de cours)*
- [42] **G. ZAMBELLI & L. VINCENT**, *Matériaux et contacts*, 1998, *Presses polytechniques et universitaires romandes*, *Lausanne*, 337 p.
- [43] **O. BARRAU**, *Etude du frottement et de l'usure d'acier à outils de travail à chaud*, 2004, *Thèse de Doctorat de l'Institut National Polytechnique de Toulouse France*.

- [44] **A. M.ELHADI**, *Influence des paramètres mécaniques lors de l'endommagement par les phénomènes tribologiques des couples des matériaux XC48/XC55 et A60/XC55*, 2006, mémoire de magister, université de M'sila.
- [45] **A. SAULOT**, *Analyse tribologique du contact roue-rail Modélisation et expérimentations – Cas de l'usure ondulatoire*, 2005, Thèse de Doctorat, L'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon
- [46] **A. CORNET & J-P. DEVILLE**, *Physique et ingénierie des surfaces*, 1998, EDP Sciences, Paris, 337 p.
- [47] **M. REDHA**, *Contribution à l'étude des contacts mécaniques du couple cuivre acier traversé par le courant électrique*, 2007, mémoire de magister, université de Skikda.
- [48] **D. FAIZA**, *frottement et usure des têtes prothétique*, 2009, mémoire de magister, université de Batna.
- [49] **J. -L. LIGIER**, *Lubrification des paliers moteurs*, 1997, Ecole Nationale Supérieure du Pétrole et des Moteurs, 575 p.
- [50] **M. DUPEUX**, *Aide-mémoire science des matériaux*, 2004, Eds Dunod, Paris, 354 p.
- [51] **L. GARBUIO**, *Etude du phénomène de lubrification électro-active à l'aide d'actionneurs piézoélectriques*, 2006, Thèse de Doctorat L'institut national polytechnique de Toulouse.
- [52] **M. R. SARI**, *Effets des polluants solides des lubrifiants sur les surfaces des roues dentées*, 2008, Thèse de Doctorat université Badji mokhtar-Annaba.
- [53] **M. CARTIER & P. KAPSA**, *Usure de contact mécanique. Technique de l'ingénieur (BM 5067)*.
- [54] **GWIDON W. STACHOWIAK, ANDREW W. BATCHELOR**, *engineering tribology, quatrième édition 2014, Elsevier,883p*.
- [55] **J. KELLER**, *Etude de l'endommagement tribologique des chemises de moteurs Diesel poids lourds et optimisation des matériaux et états de surface*, 2006, Thèse de doctorat de l'école centrale de Lyon.
- [56] **M. CARTIER & P. KAPSA**, *Usure de contact mécanique, Technique de l'ingénieur (BM 5065)*.
- [57] **F. Ville**, *Pollution solide des lubrifiants, indentation et fatigue des surfaces*, 1998, Thèse de doctorat, INSA de Lyon.
- [58] **T. M. HUNT**, *Handbook of Wear Debris Analysis and Particle Detection in Liquids*, 1993, London: Elsevier Applied Science, 488 p.

- [59] **AKL E. S. Y**, *La Méthode Ferrographique, Morphologique, Avaries. Etude de la Séparation Morphologique des Particules dans un Contact Hertzien Lubrifié. Application aux Mécanismes d'Avaries*, 1983, I. N. S. A. de Lyon et Université de Lyon-I.
- [60] **AKL E. Y., KHALIFA S. E., FLAMAND L. & BERTHE D**, *Investigation of Wear Debris Associated with Different Stages of Operation in EHD Contact*, 1987, *Second A.S.A.T. Conference, Caire*, pp. 671-687.
- [61] **R. BUTIN & M. PINOT**, *Fabrications mécaniques*, 1981, *Technologie*, tome 1, 223 p.
- [62] **CETIM / CERMO**, *Catalogue tribologique de matériaux pour glissière*, 1985, *Première édition*.
- [63] **Jacques GOUPY**, *Plans d'expériences, Technique de l'ingénieur (PE 230)*.
- [64] **A. KAMOUN, M.M. CHAABOUNI, H. F. AYEDI**, " *Plans d'expériences et traitements de surface, Technique de l'ingénieur (M 1428)*.
- [65] **JACQUES GOUPY**, *Modélisation par les plans d'expériences, Technique de l'ingénieur (R 275)*.
- [66] **Y. DODGE**, *Premiers pas en statistique*, 2006, *Springer-Verlag, France*, 427 p.
- [67] **DOUGLAS C. MONTGOMERY, GEORGE C. RUNGER**, *Applied Statistics and Probability for Engineers, Third Edition 2003, USA*, 706p.

LISTE DES FIGURES

Liste des figures

Figure I.1 Contact de deux solides.....	09
Figure I.2 Formes de contacts.....	11
Figure I.3 Formes de contacts	12
Figure I.4 Contact sur une aspérité.....	12
Figure I.5 Déformation élastique de la surface de contact.....	13
Figure I.6 Contact ponctuel.....	13
Figure I.7 Contact linéique.....	13
Figure I.8 Aire de contact d'une bille sur un plan.....	14
Figure I.9 Enfoncement d'une pièce dans une plaque(a) champ de force ; (b) modèle de calcul	14
Figure I.10 Relation force-déformation d'un cylindre et d'une sphère sur un plan	15
Figure I.11 Contact extérieur de deux cylindres parallèles.....	16
Figure I.12 Représentation schématique d'une section des couches superficielles d'une surface technique.....	20
Figure I.13 Aire de contact	21
Figure I.14 Contact de deux surfaces	22
Figure I.15 Aire de contact d'une aspérité: (a) charge normale seule; (b) avec force tangentielle	23
Figure I.16 Circuit tribologique théorique.....	26
Figure I.17 Différents systèmes en frottement.....	23
Figure I.18 Force de frottement	29
Figure I.19 Mouvement de glissement	29
Figure I.20 Influence de la vitesse sur le coefficient de frottement.....	30
Figure I.21 Evolution du frottement avec la distance de glissement.....	31
Figure I.22 Courbe d'usure	33
Figure I.23 Procédé de transfert de métal par adhérence.....	35
Figure I.24 Mécanismes d'usure abrasive: microcoupe, fracture, fatigue et extraction du grain	36
Figure I.25 Illustration schématique du processus d'initiation et de propagation des fissures de surface.....	37
Figure I.26 Courbe de Stribeck.....	38
Figure II.1 Diagramme schématique du dispositif expérimental.....	42
Figure II.2 Modèle de contact de roulement purement sec alimenté par jet de sable.....	43
Figure II.3 Schéma de l'éprouvette.....	44
Figure II.4 Roulement (a) et bague cylindrique (b).....	45
Figure II.5 Composition chimique du sable.....	46
Figure II.6 Morphologie du sable.....	46
Figure II.7 Principe d'étalonnage (a) et déformée Y1 en fonction de la charge F1 (b).....	48
Figure II.8 Courbe d'étalonnage de l'acier C45	48
Figure II.9 Diagramme schématique du montage expérimental.....	50
Figure II.10 Thermocouple infrarouge à visée croisée FT2500	51
Figure II.11 Pied à coulisse MITUTOYO 500-181 U.....	52
Figure II.12 Rugosimètre à stylet de type "MITUTOYO SURFTEST -301"	53
Figure II.13 SVAN 956 avec accéléromètre détecteur piézo-électrique de l'accélération de	

vibration.....	53
Figure II.14 Evolution de la température au point de contact en fonction du temps :V= 250 tr/min et F = 100 N.....	55
Figure II.15 Evolution de la température au point de contact en fonction du temps :V= 500 tr/min et F = 100 N.....	56
Figure II.16 Evolution de la température au point de contact en fonction du temps :V= 250 tr/min et F = 200 N.....	57
Figure II.17 Evolution de la température au point de contact en fonction du temps V= 500 tr/min et F = 200 N.....	57
Figure II.18 Evolution de l'usure en fonction du temps :V=250 tr/min et F=100 N.....	59
Figure II.19 Evolution de l'usure en fonction du temps : V=500 tr/min et F=100 N.....	59
Figure II.20 Evolution de l'usure en fonction du temps : V=250 tr/min et F=200 N.....	60
Figure II.21 Evolution de l'usure en fonction du temps : V=500 tr/min et F=200N.....	60
Figure II.22 Evolution de la rugosité Ra en fonction du temps :V= 250 tr/min et F=100N	61
Figure II.23 Evolution de la rugosité Ra en fonction du temps :V= 500 tr/min et F=100N.....	62
Figure II.24 Evolution de la rugosité Ra en fonction du temps :V= 250 tr/min et F=200N.....	62
Figure II.25 Evolution de la rugosité Ra en fonction du temps :V= 500 tr/min et F=200N.....	63
Figure II.26 Evolution de la vibration RMS en fonction du temps :V= 250 tr/min et F=100N...	64
Figure II.27 Evolution de la vibration RMS en fonction du temps :V= 500 tr/min et F=100N...	64
Figure II.28 Evolution de la vibration RMS en fonction du temps : V= 250 tr/min et F=200N...	65
Figure II.29 Evolution de la vibration RMS en fonction du temps : V= 500 tr/min et F=200N...	65
Figure II.30 Rugosité de surface (Ra) du disque d'acier de disques: (a) avant fonctionnement; (b) après fonctionnement - contact de roulement purement sec (F=100 N et V=250 tr/min) ; (c) après fonctionnement dans un contact de roulement sec pollué (F=100 N, V=250 tr/min et S= 500 µm).....	66
Figure II.31 Rugosité de surface (Ra) du disque d'acier de disques: (a) avant fonctionnement; (b) après fonctionnement - contact de roulement purement sec (F=200 N et V=250 tr/min) ; (c) après fonctionnement dans un contact de roulement sec pollué (F=200 N, V=250 tr/min et S= 500 µm).....	67
Figure II.32 Barres d'erreurs de la rugosité après fonctionnement (F=100 N et V=250 tr/min)..	67
Figure II.33 Barres d'erreurs de la rugosité après fonctionnement (F=200 N et V=250tr/min)...	68
Figure II.34 Microscope optique A15.0204-B	68
Figure II.35 : Aspect de surface du disque en acier: (a) avant fonctionnement; (b) après fonctionnement : contact pollué ; (c) après fonctionnement : contact purement sec.....	69
Figure II.36 Photomicrographie optique (grossissement, x60) de la surface du disque en acier avant fonctionnement.....	70
Figure II.37 Photomicrographie optique (grossissement, x60) du disque en acier après fonctionnement dans un contact sec pollué (particules de taille $S \leq 500 \mu\text{m}$, charge F=100 N et la vitesse de rotation V=250 tr/min).	70
Figure II.38 Photomicrographie optique (grossissement, x60) du disque en acier après fonctionnement dans un contact purement sec (charge F=100 N et vitesse de rotation V=250 tr/min).	71
Figure III.1 Courbe 3D-Effet de la charge et de la vitesse de rotation sur l'évolution de l'usure (S = 350 µm).....	81
Figure III.2 Courbe 3D-Effet de la taille des particules et la vitesse de rotation sur l'évolution	

de l'usure ($Q = 15$ kg).....	81
Figure III.3 Courbe 3D-Effet de la taille des particules et la charge sur l'évolution de l'usure ($V = 355$ rpm).....	82
Figure III.4 Graphique des effets sur l'usure (W)	82
Figure III.5 Courbe 3D-Effet de la taille des particules et la vitesse de rotation sur la rugosité de surface R_a ($Q = 15$ kg).....	83
Figure III.6 Courbe 3D- Effet de la taille des particules et la charge sur la rugosité de surface R_a ($V = 355$ rpm).....	84
Figure III.7 Courbe 3D- Effet de la charge et de la vitesse de rotation sur la rugosité de surface R_a ($S = 350$ μ m).....	85
Figure III.8 Graphique des effets sur la rugosité de surface, R_a	85
Figure III.9 Courbe 3D-Effet de la charge et de la vitesse de rotation sur l'évolution de l'accélération de vibration ($S = 350$ μ m).....	87
Figure III.10 Courbe 3D-Effet de la taille des particules et la vitesse de rotation sur l'évolution de l'accélération de vibration ($Q = 15$ kg).....	87
Figure III.11 Courbe 3D- Effet de la taille des particules et la charge sur l'évolution de l'accélération de vibration ($V = 355$ rpm).....	88
Figure III.12 Graphique des effets sur l'accélération de vibration (RMS).....	88
Figure III.13 Valeurs mesurées et prédites de l'usure de surface.....	91
Figure III.14 Valeurs mesurées et prédites de la rugosité de surface R_a	91
Figure III.15 Valeurs mesurées et prédites de la vibration RMS.....	90
Figure III.16 Graphique de probabilité normale des résidus pour l'usure W	92
Figure III.17 Graphique de probabilité normale des résidus pour la rugosité de surface R_a	93
Figure III.18 Graphique de probabilité normale des résidus pour la vibration RMS.....	93

LISTE DES TABLEAUX

Liste des tableaux

Tableau I.1 Degrés de liberté de quelques contacts mécaniques.....	10
Tableau I.2 Influence de l'accroissement de la température sur les propriétés tribologiques.....	18
Tableau I.3 Eléments de description d'une situation tribologique.....	24
Tableau I.4 Ordres de grandeur du coefficient de frottement statique de quelques couples de matériaux.	32
Tableau I.5 Types de particules polluantes présentes dans les turbines aéronautiques.....	39
Tableau I.6 Classification des particules polluantes selon la forme.....	40
Tableau I.7 Classification des particules polluantes selon Akl et Kalifha.....	41
Tableau II.1 Composition chimique de l'acier C 45	44
Tableau II.2 Caractéristiques mécaniques des matériaux du contact utilisé.....	45
Tableau II.3 Caractéristiques mécaniques et géométriques des disques en contact	46
Tableau II.4 Valeurs de la déformation de l'échantillon cylindrique en acier C45.....	47
Tableau II.5 Paramètres de l'état mécanique et de fonctionnement du contact étudié ..	55
Tableau III.1 Matrice d'expériences selon le plan orthogonal L ₉ de Taguchi.....	74
Tableau III.2 Les variables du problème.....	78
Tableau III.3 Résultats expérimentaux d'usure (W), de rugosité (Ra) et de vibration (RMS)	79
Tableau III.4 Résultats de l'analyse de variance pour l'usure (W).....	80
Tableau III.5 Résultats de l'analyse de variance pour la rugosité de surface (Ra).....	83
Tableau III.6 Résultats de l'analyse de variance pour l'accélération de vibration (RMS).....	86

TRAVAUX REALISES

TRAVAUX REALISES

La thèse présentée concerne l'étude des effets des particules polluantes solides de sable sur la dégradation des contacts purement sec. Elle a fait l'objet d'une publication internationale.

PUBLICATION INTERNATIONALE

Auteurs: Abdelhakim DJALAB, Mohamed Rafik SARI, Ammar HAIAHEM, Louis FLAMAND

Titre: Mathematical Modeling and Statistical Analysis of Wear and Surface Roughness in Contaminated Dry Rolling Contacts

Journal: Journal of the Balkan Tribological Association.

Indexation:

- Scopus.

- ISI-Thomson Reuters.

Impact factor 2016: 0,737

Année de publication: Volume 22, No 4-III, 4593–4617, 2016.