



Département de Génie Mécanique

MEMOIRE DE FIN D'ETUDE

En vue de l'obtention du diplôme de :

MASTER

En Génie Mécanique

Option : **CONSTRUCTION Mécanique**

Présenté par :

SAADA FarouQ & BEYRAGHEDE Messaoud

Thème

ÉTUDES DES MODÈLES DE CONTACT ENTRE SOLIDE / SOLIDE

Devant le jury composé de :

NOM et Prénom	Grade	Qualité
ZAAOUI Moussa	Professeur	Président
BOUDILMI Aissa	MCA	Encadreur
DEBIH Ali	MCA	Examineur

Année Universitaire : 2021 / 2022

N° d'ordre : GM/...../2022

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ
الْحَمْدُ لِلَّهِ الَّذِي
خَلَقَ السَّمَوَاتِ وَالْأَرْضَ
وَالَّذِي يُضَوِّبُ الْمَوْتَى
إِنَّ رَبَّهُ لَسَدِيدٌ
إِلَىٰ عَرْشِهِ الرَّحِيمُ
الَّذِي يُرْسِلُ الرِّيَّاحَ
تُضَوِّبُ السَّحَابَ الْمَوْبِقَ
الَّذِي يُسْقِطُ مِنَ السَّمَاءِ
مِثْرًا مَاءً بَارِكًا
لِقَوْمٍ يَعْلَمُونَ
وَالَّذِي يُنَزِّلُ مِنَ السَّمَاءِ
مِثْرًا مَاءً فَسَيِّدُهُ
سُحُبًا مُّجَرَّاتٍ فَسَيَّدُهُ
مَاءً بَارِكًا
لِقَوْمٍ يَعْلَمُونَ
وَالَّذِي يُنَزِّلُ مِنَ السَّمَاءِ
مِثْرًا مَاءً فَسَيِّدُهُ
سُحُبًا مُّجَرَّاتٍ فَسَيَّدُهُ
مَاءً بَارِكًا
لِقَوْمٍ يَعْلَمُونَ

Dédicaces

** A nos chers parents, pour tous leurs sacrifices, leurs soutiens et leurs prières tout au long de nos VJE,*

** A toute nos familles pour leurs soutiens tout au long de nos parcours universitaire,*

** A tous nos meilleurs amis et à toute la promotion 2022.*

A tous ceux qui luttent contre l'injustice et l'ignorance.

Merci d'être toujours là pour nous.

BEYRAGUED Messaoud et SAADA Farouk

Remerciements

Il est primordial de remercier «Allah» de j'avoir donné le courage, la patience et la sante qui nous ont été utiles tout au long de mes années d'études et pour réaliser ce modeste travail.

Je tiens à remercier chaleureusement notre encadreur 'Dr. Boudilmi' Pour son aide et son encadrement, ses encouragements et surtout sa compréhension durant toute la période de préparation de ce travail.

Je tiens à remercier tous mes Professeurs de notre département.

Je remercie toute personne du corps enseignant ou administratif de Génie mécanique, ayant contribué de près ou de loin à ma formation.

Ma gratitude aux membres de jury qui me font l'honneur de juger mon travail de fin d'étude.

BEYRAGUED Messaoud et SAADA Farouk

Table des Matières

Introduction Générale	1
CHAPITRE I : THÉORIE DE HERTZ – FORMULAIRE	4
I.1 Introduction	4
I.2 Contact entre solides de révolution d'axe (o ;z)	4
I.3 Contact entre solides cylindriques le long d'une directrice (O ;y)	5
I.4 Contact ponctuel entre solides	6
I.5 Modèle géométrique du contact hertzien	8
I.6 Notions de base des contacts élastiques	11
I.7 Contact de profils quelconques	13
I.8 Contact entre deux corps de révolution	18
I.9 Contact entre deux surfaces rugueuses	19
I.10 Modèle de Greenwood et Williamson	19
I.11 Modèle Whitehouse et Archard (modèle WA)	21
I.12 Modèle de Nayak	21
I.13 Modèle de Robbe-valloire (modèle FRV1)	21
CHAPITRE II : TYPES DES CONTACTS SOLIDE –SOLIDE	23
II.1 Introduction	23
II.2 Formes de contacts	23
II.2.1 Contact entre deux sphères et entre une sphère et un plan	24

II.2.2 : Contact cylindre sur plan	26
II.2.3 : Contact extérieur de deux cylindres parallèles (Hertz, H., 1882)	28
II.2.4 Contact entre deux cylindres croisés : (de même rayon R)	29
II.2.5 Contacte entre un solide conique et un plan	29
CHAPITRE III : CONTACT SURFACIQUE	32
III.1 Introduction	32
III.2 Contact élastique	33
III.3 Adhésion	36
III.4 Frottement	40
III.5 Usure	46
CHAPITRE IV : ESSAIS DE LA RESISTANCE AU FROTTEMENT	53
IV.1 Introduction	53
IV.2 La tribologie	54
IV.3 Essais tribologiques	55
IV.4 Mesure de frottement	56
IV.5 Essais de la résistance au frottement	57
IV.6 Essais de résistance au frottement, à l'usure et à l'abrasion	57
IV.7 Méthode d'essais de résistance au frottement, à l'usure et a l'abrasion	57
IV.8 Etude de l'usure	58
CONCLUSION GENERALE	64

Liste des figures

Figure I.1 : Contact entre solides de révolution.....	5
Figure I.2 : Contact entre solides cylindriques le long d'une directrice.....	6
Figure I.3 : Contact ponctuel entre solides.....	7
Figure I.5 : Géométrie générale d'un contact hertzien convexe.....	8
Figure I.6 : Modèle géométrique "tonneau circulaire/plan".....	9
Figure I.7 : Déformation élastique sous une charge normale P.....	10
Figure I.8 : Déformation dans un contact hertzien.....	12
Figure I.9 : Fonction de Hertz.....	17
Figure II.1 : Degrés de liberté.....	23
Figure II.2 : Contact sphère - sphère.....	24
Figure II.3 : Conditions du Contact sphère - plan.....	25
Figure II.4 : Contrainte cylindre sur plan.....	27
Figure II.5 : Relation force-déformation d'un cylindre et d'une sphère sur un plan).....	27
Figure II.6 : Contact extérieur de deux cylindres parallèles (Chang, W. R., 1987).....	28
Figure II.7 : Contact entre deux cylindres croisés.....	29
Figure II.8 : Contact entre un pénétrateur conique rigide et un demi-espace élastique.....	30
Figure III.1 : Configuration du contact surfacique dans le modèle de Greenwood et William-son.....	33
Figure III.2 : Comparaison des distributions Gaussienne et exponentielle.....	34
Figure III.3 : Principe du modèle de contact surfacique.....	35

Figure III.4 : Forces de van der Waals entre deux surfaces planes.....	36
Figure III.5 : Énergies mises en jeu lors de la séparation de deux surfaces planes.....	38
Figure III.6 : Effet de l'état de surface sur le risque d'adhésion dans un contact surfacique.....	40
Figure III.7 : Contact entre deux solides en présence de frottement.....	41
Figure III.8 : Ancrage mécanique.....	42
Figure III.9 : Aire de contact entre deux solides.....	43
Figure III.10 : Frottement résultant de la déformation plastique d'un matériau.....	44
Figure III.11 : Sphère rigide frottant sur un matériau déformable.....	45
Figure III.12 : Effet du rayon de contact sur le frottement d'origine plastique.....	46
Figure III.13 : Importance relative des mécanismes d'usure dans l'industrie.....	47
Figure III.15 : Mécanisme de l'usure adhésive.....	48
Figure III.16 : Exemple de grippage, manifestation sévère de l'usure adhésive.....	48
Figure III.17 : Mécanisme de l'usure abrasive.....	49
Figure III.18 : Les différentes phases d'usure d'un contact frottant.....	50
Figure III.19 : Evolution de la hauteur des rugosités pendant la période de rodage - Modèle qualitatif (sans unité) avec $Sq_0 = 0.5$	51
Figure IV.1 : Frottement sec.....	54
Figure IV.2 : Tribomètre Vinci.....	55
Figure IV.3 : Profil géométrique d'une trace (piste) d'usure.....	60
Figure IV.4 : Enfoncement d'une bille dure dans une plaque molle.....	61
Figure IV.5 : Dispositif du tribomètre.....	62

Liste des Tableaux

Tableau II.1 : Formes de contacts.....	24
Tableau III.1 : Travail d'adhésion des couples de matériau courants.....	37

Résumé

Les hypothèses de la théorie du contact d'Hertz qui permettent la résolution d'un problème d'élasticité sont restrictives. L'étude proposée met en œuvre un plan d'expériences rassemblant les facteurs suivants : la force tangentielle et la rigidité des matériaux en contacts l'angle de contact, la force normale. La réalisation d'un tel plan a nécessité la conception et la réalisation d'un dispositif expérimental composé principalement d'un assemblage mécanique pour la fixation des échantillons en contact et à assurer l'application des forces normale et tangentielle.

Abstract

The hypotheses of the Hertz contact theory that allow the resolution of an elasticity problem are restrictive. The proposed study implements a plan of experiments gathering the following factors : the tangential force and the rigidity of the materials in contact the angle of contact, the normal force. The realization of such a plan required the design and the realization of an experimental device consisting mainly of a mechanical assembly for the fixation of the samples in contact and to ensure the application of normal and tangential forces.

ملخص

إن فرضيات نظرية اتصال هيرتز التي تسمح بحل مشكلة المرونة مقيدة. تنفذ الدراسة المقترحة خطة من التجارب تجمع العوامل التالية: القوة العرضية وصلابة المواد التي تلامس زاوية التماس، القوة العادية. ويتطلب تنفيذ هذه الخطة تصميم وتنفيذ جهاز تجريبي يتألف أساساً من تجميع ميكانيكي لتثبيت العينات المتلامسة ولضمان استخدام قوى عادية وعرضية.

Introduction Générale

La théorie de Hertz publiée en 1881 permet de déterminer les caractéristiques de l'interaction entre deux solides déformables dans la zone de contact entre deux solides. On sait depuis longtemps que les surfaces sont rugueuses à l'échelle microscopique et que, de ce fait, la surface réelle de contact est extrêmement petite par rapport à la surface nominale. Le calcul de la surface de contact, ou même la prédiction de sa variation avec la charge, est très difficile. Les premières tentatives de calcul en appliquant la théorie hertzienne du contact entre sphères aux points de contact individuels se sont heurtées à deux difficultés : la surface du point de contact dépend du rayon de l'aspérité, qui n'est généralement pas connu, et la variation prévue de la surface avec la charge s'est avérée incorrecte. Ces deux obstacles ont été levés lorsque Holm a introduit l'idée, bien que les contraintes globales soient dans la plage élastique.

Les contraintes locales aux points de contact sont beaucoup plus élevées, de sorte que la limite élastique sera dépassée et que le contact cédera plastiquement ; chaque contact peut alors être visualisé comme une petite indentation de la dureté, de sorte que la pression de contact moyenne sera égale à la dureté et effectivement indépendante de la charge et de la géométrie du contact. Ce concept a été très fructueux, à la fois dans l'étude du contact électrique et, comme développé par Bowden & Tabor (1954, 1964), dans le sujet connexe de la friction. C'est dans cette étude connexe que l'objection à ce concept a été formulée pour la première fois.

L'analyse des problèmes de contact avec frottement est très importante et intervient dans de nombreuses applications d'ingénierie industrielle. Le mouvement relatif du contact élastique est un problème complexe. Dans la plupart des systèmes de la mécanique des structures, il existe des situations dans lesquelles un corps entre en contact avec d'autres corps. Le caractère de ce contact joue un rôle fondamental dans le comportement du solide, la détérioration de la surface du contact peut prendre différentes formes : déformation plastique, usure, fatigue de contact, etc. Pour assurer une bonne fiabilité du contact et en améliorer les performances il faut étudier les distributions des forces sur l'aire de contact et le champ des contraintes produit par celles-ci.

Le mouvement relatif du contact élastique est un problème complexe qui nécessite de prendre en compte les différents facteurs qui l'induisent : chargement. Déformations élastiques et plastiques, géométrie du contact, le matériau du massif et de leurs inter. On comprend alors la nécessité de développer des modèles pour caractériser le phénomène de micro glissement à l'interface.

Dans cette thèse, nous passons en revue l'étude du frottement de contact et de l'usure en quatre chapitres

- Dans la première, nous passons en revue la théorie de Hertz et le modèle géométrique du contact hertzien.
- Deuxièmement, les types de contacts entre les matériaux solides et leurs différentes formes.
- Troisièmement, une étude théorique du frottement et de l'usure et de ses types.
- Quatrième et dernier, Essais de résistance au frottement et observation, analyse et mesure sur échantillon.

Chapitre I

THÉORIE DE HERTZ – FORMULAIRE

CHAPITRE I : THÉORIE DE HERTZ – FORMULAIRE

I.1 Introduction :

Historiquement, le premier modèle de contact mécanique a été proposé par Hertz en 1882. La théorie établie par Hertz est reconnue comme constituant la base du développement de la mécanique des contacts, La théorie du contact se permet de prévoir l'allure de la surface de contact et l'évolution de ses dimensions en fonction de la charge appliquée, déterminer l'aire de contact et la distribution des contraintes et des déformations, qui sont transmises au travers de l'interface et la répartition des contraintes dans les deux solides au voisinage du contact.(Oberson & Lang, 2004)

I.2 Contact entre solides de révolution d'axe ($\mathbf{o}; \vec{z}$) :

Le Rayon (a) de la zone de contact :

$$a = \left(\frac{3PR}{4E^*} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Rapprochement normal (δ)des deux solides :

$$\delta = \left(\frac{9P^2}{16RE^{*2}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Pression maximale(P_0) sous le contact :

$$P_0 = \left(\frac{6PE^{*2}}{\pi^3 R^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Avec :

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$$

Le module d'élasticité effectif (E^*) est défini par :

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}$$

Cisaillement maximal : $0,31 P_0$ à $0,48 a$ sous le contact.

Contrainte principale maximale : $0,13 P_0$ sur le bord du contact.

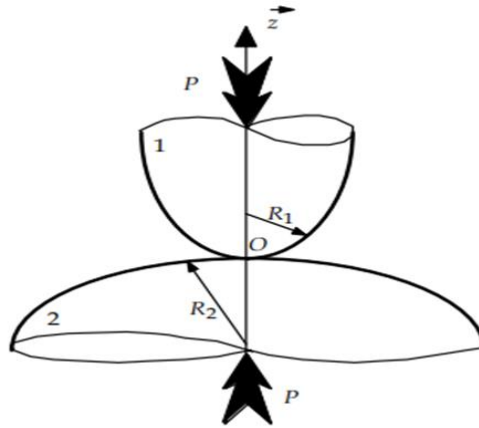


Figure I.1 : Contact entre solides de révolution.

I.3 Contact entre solides cylindriques le long d’une directrice (O ; \vec{y}) :

1/2 Largeur de la zone de contact :

$$a = \left(\frac{4qR}{\pi E^*} \right)^{\frac{1}{2}} \text{ avec } q = \frac{P}{L}$$

Pression maximale sous le contact :

$$P_0 = \left(\frac{qE^*}{\pi R} \right)^{\frac{1}{2}}$$

Cisaillement maximal : $0,3 P_0$ à $0,78 a$ sous le contact.(Calloch et al. 1999).

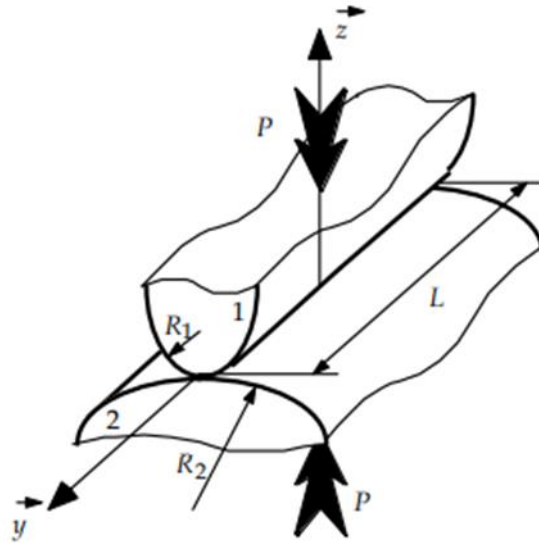


Figure I.2 : Contact entre solides cylindriques le long d'une directrice.

I.4 Contact ponctuel entre solides :

Soient ρ'_1, ρ''_1 et ρ'_2, ρ''_2 les torsions fondamentales des deux solides au point de contact.

$$\Sigma\rho = \rho'_1 + \rho''_1 + \rho'_2 + \rho''_2$$

$$F(\rho) = \frac{f(\rho)}{\Sigma\rho}$$

Donc :

$$f(\rho) = ((\rho'_1 - \rho''_1)^2 + (\rho'_2 - \rho''_2)^2 + 2(\rho'_1 - \rho''_1)(\rho'_2 - \rho''_2) \cos(2\alpha))^{1/2}$$

Et α l'angle entre les directions de courbure maximale des deux solides.

Demi-axes de l'ellipse(e) de contact :

$$a = e_a \left(\frac{11550P}{E^* \Sigma P} \right)^{1/3}$$

$$b = e_b \left(\frac{11550P}{E^* \Sigma P} \right)^{1/3}$$

Rapprochement (δ) des deux solides :

$$\delta = e_{\delta} \left(P^2 \Sigma \rho \left(\frac{11550}{E^*} \right)^2 \right)^{1/3}$$

Pression maximale (P_0) sous le contact :

$$P_0 = \frac{3P}{2\pi ab}$$

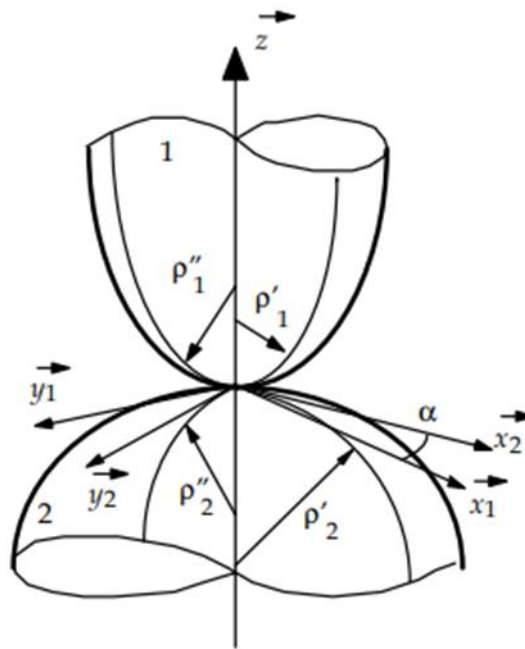
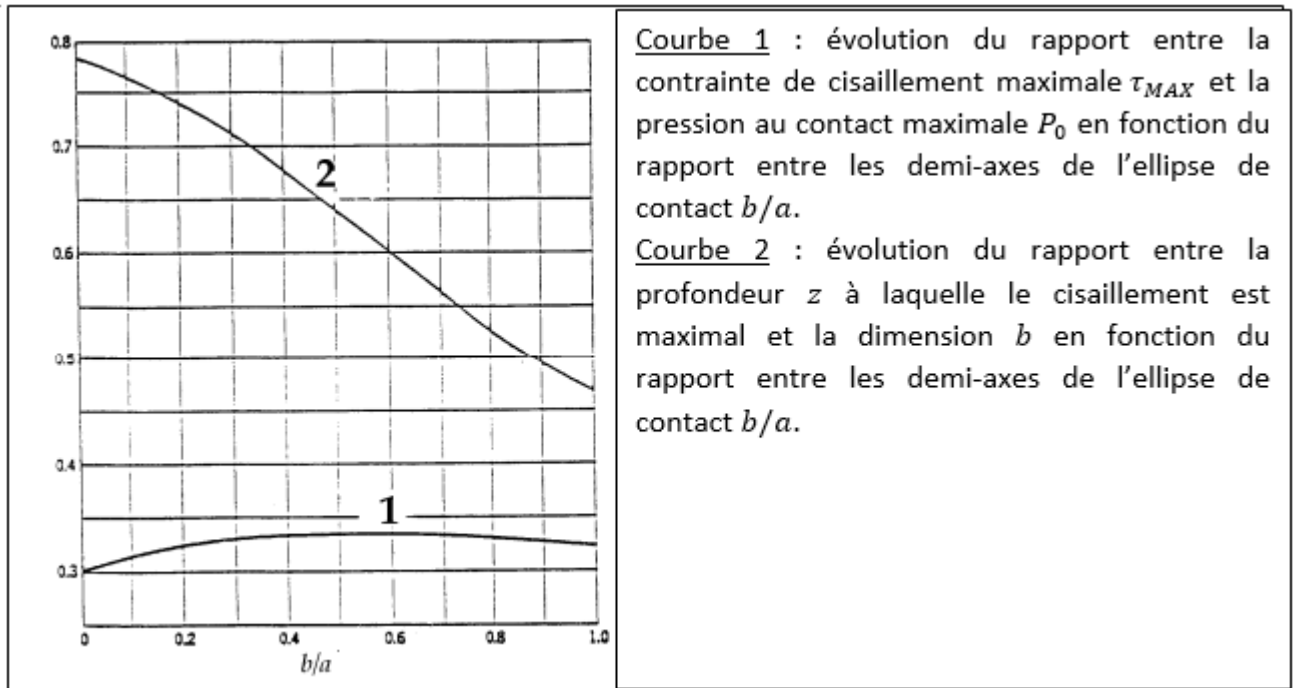


Figure I.3 : Contact ponctuel entre solides.



Courbe 1 : évolution du rapport entre la contrainte de cisaillement maximale τ_{MAX} et la pression au contact maximale P_0 en fonction du rapport entre les demi-axes de l'ellipse de contact b/a .

Courbe 2 : évolution du rapport entre la profondeur z à laquelle le cisaillement est maximal et la dimension b en fonction du rapport entre les demi-axes de l'ellipse de contact b/a .

I.5 Modèle géométrique du contact hertzien :

Quand deux solides 1 et 2 non conformes sont mis en contact sous charge ils se touchent dans un premier temps en un point O puis sur une surface finie, petite face aux dimensions des deux corps. Cette surface augmente à mesure que la charge augmente. La figure suivante illustre la description.

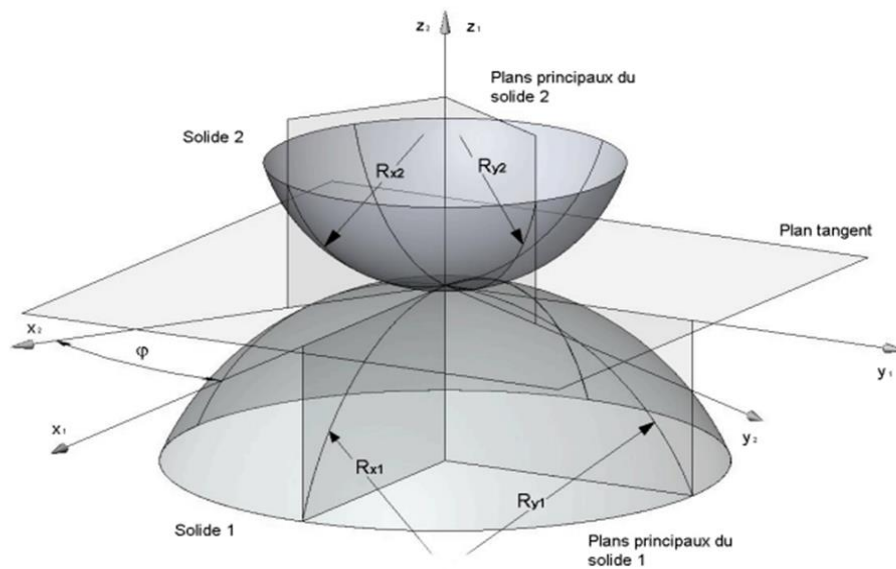


Figure I.5 : Géométrie générale d'un contact hertzien convexe. (Adapté de Frédy Oberson et Fred Lang2003-2004).

R_j et R'_i sont les torsions fondamentales du corps 1 et 2 respectivement, U_i et V_j sont des axes dans le plans tangent et alignés avec les courbures principales les surfaces des deux solides 1 et 2 en contact en un seul point O, supposé non singulier, peuvent être considérées, au voisinage de ce point, comme des surfaces régulières, l'axe z constitue la normale commune aux deux corps au points de contact initial et $(x - y)$ constitue un repère général dans le plan tangent. (Oberson & Lang, 2004)

La distance de séparation des deux corps est donnée par :

$$d = z_1 + z_2$$

Et $z_{1,2}$ C'est la distance entre les corps 1 et 2 dans le plan tangent.

Supposant que les surfaces en contact sont sans d'aspérité totalement, les profils surfaciques en contact peuvent être décrits par des polynômes de deuxième degré.

$$Z_1 = A_1X^2 + B_1y^2 + C_1xy$$

$$Z_2 = A_2X^2 + B_2y^2 + C_2xy$$

Pour une orientation particulière des axes, on peut écrire les profils en fonction des rayons de courbure principaux des deux solides.

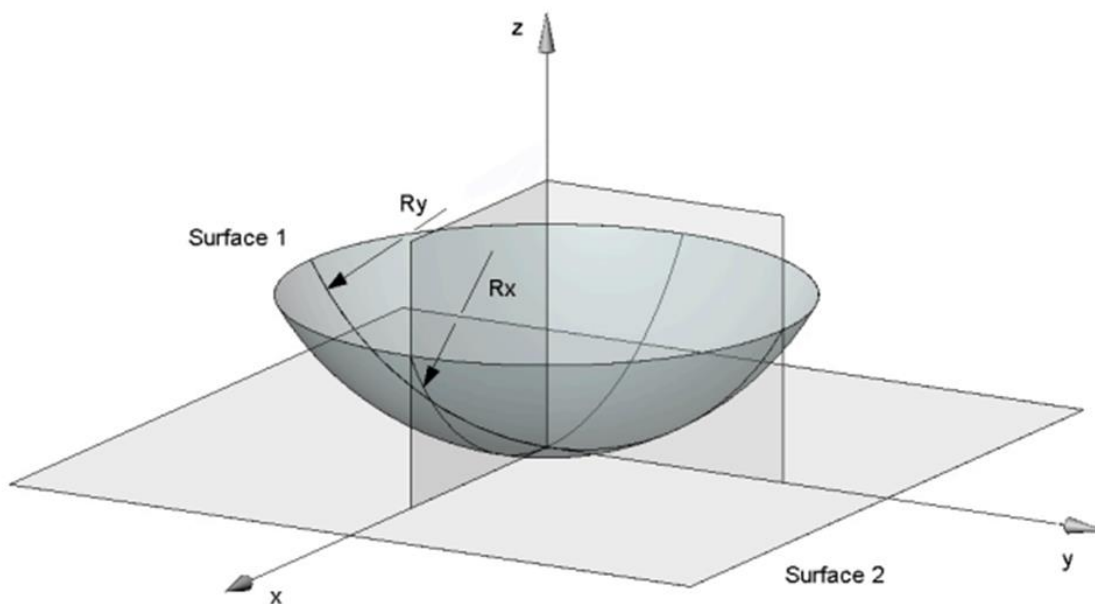


Figure I.6 : Modèle géométrique " tonneau circulaire/plan". (Adapté de Frédy Oberson et Fred Lang 2003-2004).

$$z_1 = u_1 \tan(0.5\beta) = 0.5u_1\beta$$

$$\sin(\beta) = \beta = \frac{u_1}{R_1}$$

$$z_1 = \frac{u_1^2}{2R_1}$$

$$d = \frac{1}{4} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R'_1} + \frac{1}{R'_2} \right)$$

$$-\frac{1}{4} \left\{ \left[\left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R'_1} \right) + \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R'_2} \right) \right]^2 - 4 \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R'_1} \right) \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R'_2} \right) \sin^2(\alpha) \right\}^{\frac{1}{2}} x^2$$

$$+ \frac{1}{4} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R'_1} + \frac{1}{R'_2} \right)$$

$$+ \frac{1}{4} \left\{ \left[\left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R'_1} \right) + \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R'_2} \right) \right]^2 - 4 \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R'_1} \right) \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R'_2} \right) \sin^2(\alpha) \right\}^{\frac{1}{2}} y^2$$

Ou sous forme plus simplifiée:

$$d = Ax^2 + By^2$$

l'écrasement des deux solides convexes par la charge normale P . Sous l'effet de la compression, chaque point de la surface des solides est déplacé parallèlement à OZ d'une quantité u_{z_1} et u_{z_2} .

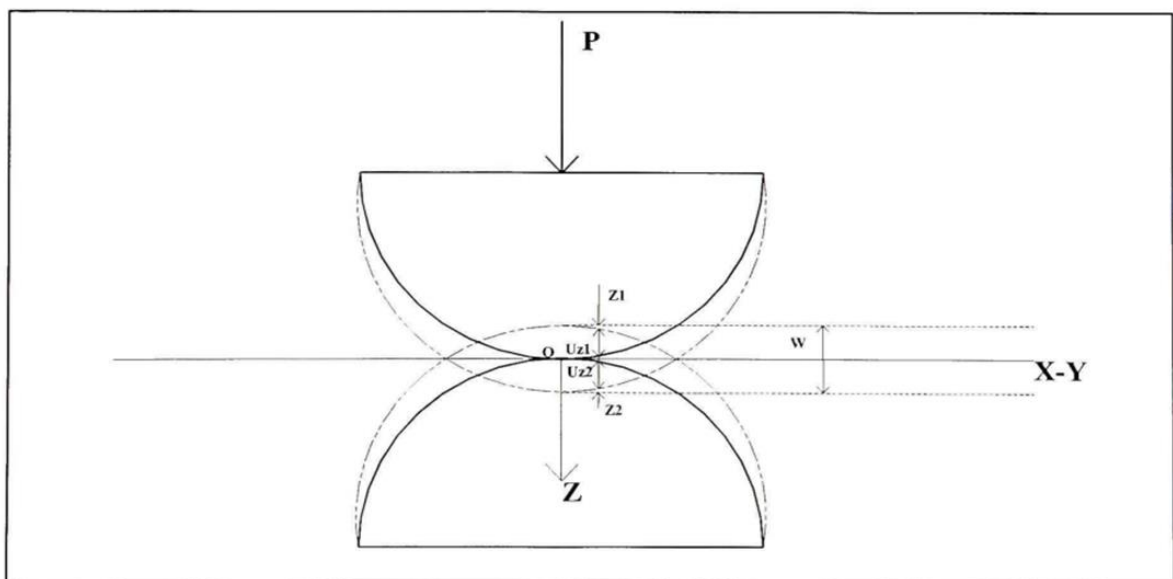


Figure I.7 : Déformation élastique sous une charge normale P .

Dans la zone de contact interne, nous obtenons :

$$w - (\mathbf{u}_{z_1} + \mathbf{z}_1) - (\mathbf{u}_{z_2} + \mathbf{z}_2) = 0$$

Dans la zone de contact externe, nous obtenons :

$$w - (\mathbf{u}_{z_1} + \mathbf{z}_1) - (\mathbf{u}_{z_2} + \mathbf{z}_2) < 0$$

\mathbf{u}_{z_1} Est le déplacement du corps 1.

\mathbf{u}_{z_2} Est le déplacement du corps 2.

w Est la distance d'approche des deux corps.

I.6 Notions de base des contacts élastiques :

On applique une charge P sur deux solides déformables plaqués l'un contre l'autre, choisis de forme convexe par exemple.

Avant déformation, la distance entre les surfaces $S1$ et $S2$ est donnée par la relation ($d = Ax^2 + By^2$). On remarque que les corps sont symétriques par rapport au centre O , qui sera conservé lors de la déformation.

Pendant la déformation, les points $T1$ et $T2$ de chacun des solides se rapprochent de O , parallèlement à l'axe Oz , des quantités δ_1 et respectivement δ_2 . Si les solides s'étaient déplacés sans se déformer, leurs profils se chevaucheraient comme le montrent les courbes en pointillé.

Du fait de la pression de contact, $S1$ se serait traduit de quantité δ_1 et $S2$ de quantité δ_2 parallèlement à Oz , (comptées positivement pour chacun des solides) par rapport aux points éloignés $T1$ et $T2$.

Si, après déformation, les points $T1$ et $T2$ coïncident dans l'aire de contact, on peut écrire :

$$\delta_{z_1} + \delta_{z_2} + h = \delta_1 + \delta_2 = \delta$$

Puis, les déplacements élastiques satisfont la relation :

$$\delta_{z_1} + \delta_{z_2} = \delta - Ax^2 - By^2$$

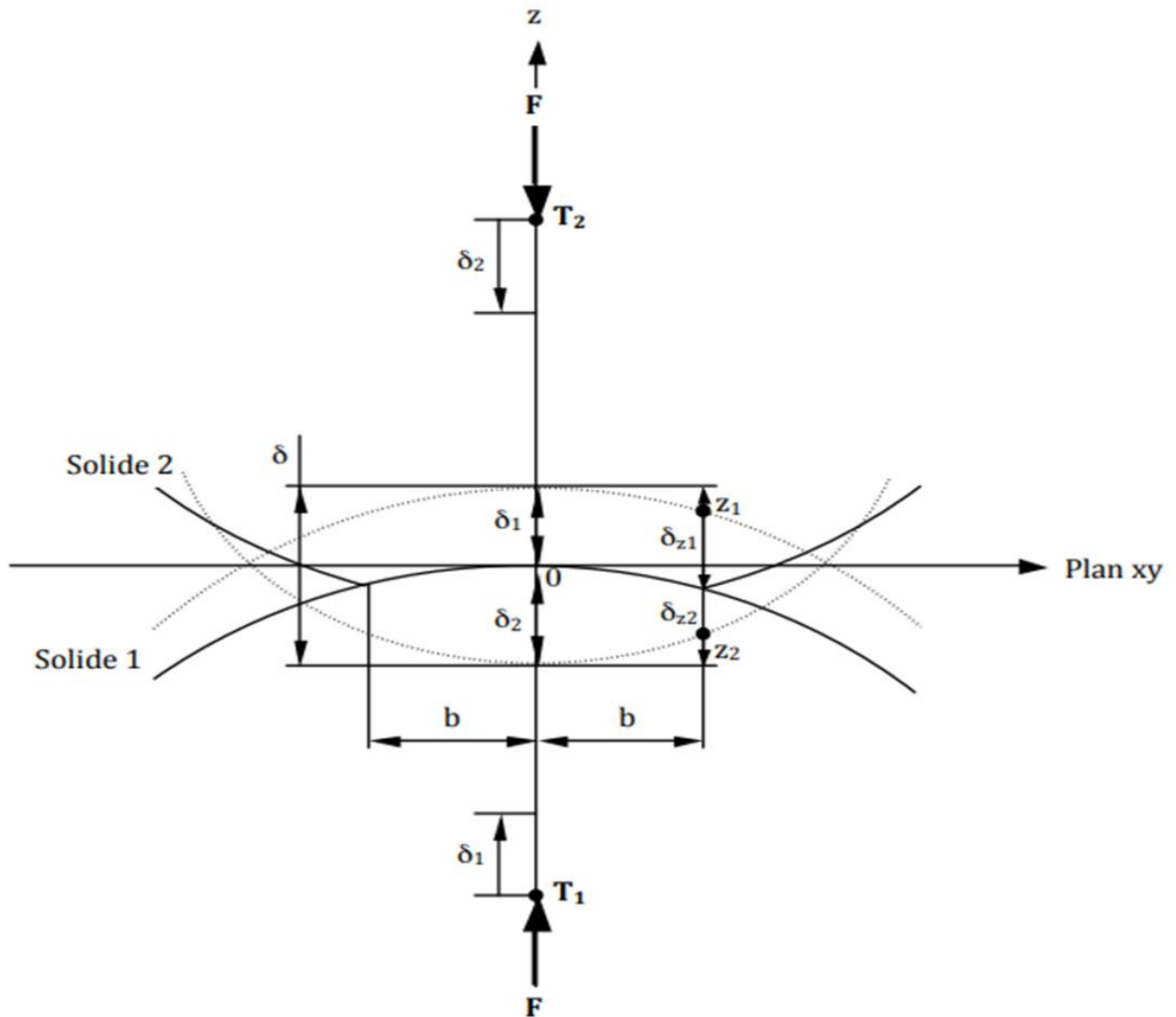


Figure I.8 : Déformation dans un contact hertzien. (Adapté de Frédy Oberson et Fred Lang 2003-2004).

Puis, les déplacements élastiques satisfont la relation :

$$\delta_{z1} + \delta_{z2} = \delta - Ax^2 - By^2$$

Dans tous les points de x et y sont les coordonnées communes de $T1$ et $T2$ toujours dans le plan Oxy .

Si les points $T1$ et $T2$ n'appartiennent pas à l'aire de contact, il s'ensuit que :

$$\delta_{z1} + \delta_{z2} > \delta - Ax^2 - By^2$$

La solution du problème consiste à déterminer la distribution de la pression transmise d'un solide à l'autre au travers de leur surface de contact de manière à ce que les déplacements élastiques résultants satisfassent

- $\delta_{z1} + \delta_{z2} = \delta - Ax^2 - By^2$ Dans la zone du contact et
- $\delta_{z1} + \delta_{z2} > \delta - Ax^2 - By^2$ en dehors.

La solution de ce problème a été obtenue pour la première fois par Hertz théoriquement en 1882, en faisant les hypothèses suivantes :

- Les corps sont sans mouvement relatif.
- La surface de contact est plane.
- Les solides sont limités par des surfaces lisses admettant au point de contact O un plan tangent commun.
- Les corps sont homogènes et isotropes.
- La surface de contact est petite par rapport aux surfaces totales.
- Le contact se fait sans frottement.
- Leur comportement est linéaire et élastique (*loi de Hooke*).
- Les corps sont pressés l'un contre l'autre par une force dirigée selon la normale commune en O .

Du point de vue de l'élasticité, le problème peut être formulé comme la recherche de la distribution de la pression mutuelle $p(x, y)$, agissant sur une surface S de deux demi-espaces élastiques, la pression de contact et les déformations associées augmentent en proportion directe avec la zone de contact, qui provoque les déplacements normaux δ_{z1} et δ_{z2} satisfaisant la relation $\delta_{z1} + \delta_{z2} = \delta - Ax^2 - By^2$ à l'intérieur de S et la relation $\delta_{z1} + \delta_{z2} > \delta - Ax^2 - By^2$ à l'extérieur. (Oberson & Lang, 2004)

I.7 Contact de profils quelconques : (Fischer-Cripps, 1999 ; Oberson & Lang, 2004; Poincaré, 1897) :

Les déformations par l'effort d'une force concentrée F , d'un milieu élastique occupant tout le demi-espace limité par un plan, appliquée à sa surface libre et agissant à l'origine, dans le cas où celle-ci est purement normale, sont données par :

$$\delta_x = -\frac{1+\nu}{2\pi E} \cdot \frac{(1-2\nu)x}{r^2} \cdot F$$

$$\delta_y = -\frac{1+\nu}{2\pi E} \cdot \frac{(1-2\nu)y}{r^2} \cdot F$$

$$\delta_z = \frac{1 - \nu^2}{\pi E r} \cdot F$$

$$r = \sqrt{x^2 + y^2}$$

Les relations ci-dessus sont applicables à l'étude des déformations locales pour deux profils quelconques supportés symétriquement le suivant de la normale en O.

En remplaçant dans la relation F par $dF = p(\xi, \zeta) d\xi d\zeta$, on obtient :

$$d\delta_z = \frac{1 - \nu^2}{\pi E r} \cdot p(\xi, \zeta) d\xi d\zeta$$

$$r = \sqrt{(x - \xi)^2 + (y - \zeta)^2}$$

Pour obtenir δ_z dans le cas d'un contact étendu à une certaine région, il faut invoquer le principe de superposition, valable sous l'hypothèse de la loi de Hooke et intégrer sur toute la surface de contact :

$$\delta_z = \iint \frac{1 - \nu^2}{\pi E r} \cdot p(\xi, \zeta) d\xi d\zeta = \frac{1 - \nu^2}{\pi E} \iint \frac{1}{r} p(\xi, \zeta) d\xi d\zeta$$

Appliquée à notre cas, pour chacun des deux corps, on obtient :

$$\frac{1 - \nu_1^2}{\pi E_1} \iint \frac{1}{r} p(\xi, \zeta) d\xi d\zeta + \frac{1 - \nu_2^2}{\pi E_2} \iint \frac{1}{r} p(\xi, \zeta) d\xi d\zeta = \delta - Ax^2 - By^2$$

En posant :

$$\epsilon_1 = \frac{1 - \nu_1^2}{\pi E_1} \quad \text{et} \quad \epsilon_2 = \frac{1 - \nu_2^2}{\pi E_2}$$

La relation devient :

$$(\epsilon_1 + \epsilon_2) \iint \frac{1}{r} p(\xi, \zeta) d\xi d\zeta = \delta - Ax^2 - By^2$$

On peut trouver sa solution par analogie avec une relation identique connue en théorie du potentiel pour détermine la distribution de la pression dans la région de contact. Cette relation s'écrit :

$$\iint_{(E)} \frac{1}{r} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\xi}{a}\right)^2 - \left(\frac{\zeta}{b}\right)^2} d\xi d\zeta = \frac{\pi ab}{2} \int_0^\infty \frac{\frac{-x^2}{a^2 + \tau} - \frac{-y^2}{b^2 + \tau} + 1}{\sqrt{(a^2 + \tau)(b^2 + \tau)\tau}} d\tau$$

$(x, y) \in (E)$, intérieur de l'ellipse de demi-axes a, b .

On en conclut que la surface de contact des corps est une ellipse d'équation par ce que voit que leurs seconds membres contiennent des fonctions quadratiques de x et de y de même forme et des intégrales de même type figurent dans les premiers membres.

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1$$

La fonction $p(x, y)$ est de la forme :

$$p(x, y) = \text{const.} \cdot \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}}$$

La constante est déterminée de sorte que l'intégrale $\iint p(x, y) dx dy$ étendue à la surface de contact soit égale à la force totale F .

En intégrant, on détermine la constante

$$p(x, y) = \frac{3F}{2\pi ab} \cdot \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}}$$

Notons que la pression atteint son maximum au centre ($x = y = 0$) et vaut :

$$p_{max} = \frac{3F}{2\pi ab}$$

La pression moyenne est égale à la force totale F divisée par l'aire πab de l'ellipse, elle vaut donc :

$$p_{moy} = \frac{F}{\pi ab}$$

Et la comparaison donne

$$p_{max} = \frac{3}{2} p_{moy}$$

Substituons $p(x, y)$

$$(\epsilon_1 + \epsilon_2) \frac{3F}{2\pi ab} \iint \frac{1}{r} \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}} d\xi d\zeta = \delta - Ax^2 - By^2$$

L'équation finale :

$$(\epsilon_1 + \epsilon_2) \frac{3F}{2\pi ab} \cdot \frac{\pi ab}{2} \int_0^\infty \frac{\frac{-x^2}{a^2 + \tau} - \frac{-y^2}{b^2 + \tau} + 1}{\sqrt{(a^2 + \tau)(b^2 + \tau)\tau}} d\tau = \delta - Ax^2 - By^2$$

Cette égalité a lieu pour tout point de l'ellipse de contact ce qui entraîne l'égalité des coefficients de x, y et des termes constants dans les deux membres de l'équation ci-dessus. On peut écrire :

$$\delta = (\epsilon_1 + \epsilon_2) \frac{3F}{4} \int_0^\infty \frac{1}{\sqrt{(a^2 + \tau)(b^2 + \tau)\tau}} d\tau$$

$$A = (\epsilon_1 + \epsilon_2) \frac{3F}{4} \int_0^\infty \frac{1}{(a^2 + \tau)\sqrt{(a^2 + \tau)(b^2 + \tau)\tau}} d\tau$$

$$B = (\epsilon_1 + \epsilon_2) \frac{3F}{4} \int_0^\infty \frac{1}{(b^2 + \tau)\sqrt{(a^2 + \tau)(b^2 + \tau)\tau}} d\tau$$

L'intégration fait appel aux fonctions elliptiques K et E . On trouve :

$$\delta = (\epsilon_1 + \epsilon_2) \frac{4F}{2a} K(e)$$

$$A = (\epsilon_1 + \epsilon_2) \frac{4F}{2a^3} \cdot \frac{K(e) - E(e)}{e^2}$$

$$B = (\epsilon_1 + \epsilon_2) \frac{4F}{2b^3} \cdot \frac{\sqrt{1 - e^2} (E(e) - (1 - e)K(e))}{e^2}$$

Où

$$e = \sqrt{1 - \frac{a^2}{b^2}}$$

Est l'excentricité de l'ellipse.

Le calcul de A/B et la substitution

$$\frac{b^3}{a^3} \rightarrow (1 - e^2)^{3/2}$$

Donne l'équation de Hertz et la définition de la fonction H de Hertz :

$$H(e) = \frac{A}{B} = \frac{(1 - e^2).E(e) - K(e)}{(1 - e^2).K(e) - E(e)}$$

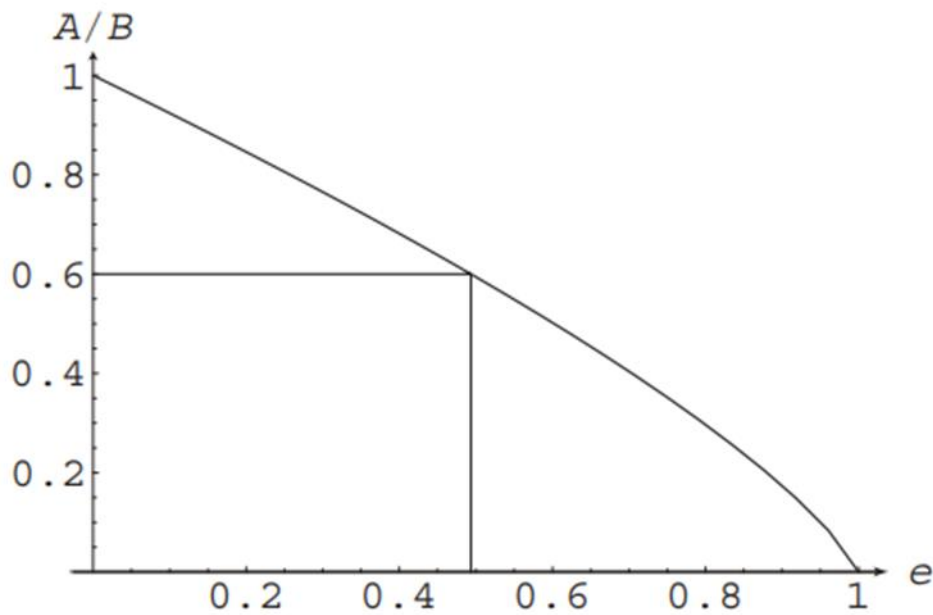


Figure I.9 : Fonction de Hertz : $H(e) = A/B$ (Frédy Oberson et Fred Lang1 2004-2013).

En pose :

$$d = \frac{3}{2}F(\epsilon_1 + \epsilon_2)$$

Donc :

$$a^3 = \frac{d(K(e) - E(e))}{e^2 A}$$

$$b^3 = \frac{d \sqrt{1 - e^2} (E(e) - (1 - e^2)K(e))}{e^2 b}$$

$$\delta^3 = \frac{d^3 e^2 AK(e)^3}{K(e) - E(e)}$$

De plus :

$$p_{max} = \frac{3F}{2\pi ab}$$

I.8 Contact entre deux corps de révolution :

Dans ce cas, les courbures sont égales :

$$\rho'_1 = \rho_1 = \frac{1}{R_1} \quad \rho'_2 = \rho_2 = \frac{1}{R_2}$$

Ce qui implique

$$A = B = \frac{1}{2}(\rho_1 + \rho_2) = \frac{1}{2}\rho = \frac{1}{2R}$$

Où ρ est la courbure relative et R le rayon de courbure relatif. On'a alors, d'après le graphe de la fonction de *Hertz* :

$$\frac{A}{B} = 1 \Rightarrow e = 0$$

Quelques calculs de limites donnent et des substitutions nous permettent de retrouver les résultats

$$a^3 = \lim_{e \rightarrow 0} \frac{d(K(e) - E(e))}{e^2 A} = \frac{\pi d}{4 A} = \frac{3FR}{4E^*}$$

Où

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}$$

$$b^3 = \lim_{e \rightarrow 0} \frac{d \sqrt{1 - e^2} (E(e) - (1 - e^2)K(e))}{e^2 b} = \frac{\pi d}{4 b} = a^3$$

$$\delta^3 = \lim_{e \rightarrow 0} \frac{d^3 e^2 AK(e)^3}{K(e) - E(e)} = \frac{\pi^2}{2} d^2 A = \frac{9F^2}{16RE^{*2}} = \frac{a^6}{R^2}$$

Ces formules sont les mêmes pour deux cylindres perpendiculaires et de mêmes rayons.

I.9 Contact entre deux surfaces rugueuses :

La rugosité de surface a un impacte beaucoup de particularités réelles telles que le meulage, l'usure, la fixation, la fixation et les contacts électriques et chauds. Au début, en supposant que deux corps aux surfaces rugosité soient serrés l'un contre l'autre, la surface de contact "réelle" est beaucoup plus modeste que la surface de contact "évidente". Est beaucoup plus modeste que la surface de contact "évidente". La taille de la "véritable" région de contact détermine, par exemple, l'obstruction électrique et chaude entre les corps.

Les corps. La taille de la région de contact et la plus grande pression déterminent finalement la taille des particules d'usure et par conséquent le rythme d'usure. La taille de la surface de contact réelle est en outre un élément critique dans les cycles de frottement. La raison des pouvoirs de friction peut être envisagée comme la rupture de connexions infinitésimales entre des corps en contact. Corps en contact. La résistance à la rupture, et par conséquent le pouvoir de frottement, devrait être, comme l'indique cette perspective, de l'ordre de la "véritable" surface de contact. De contacts. Dans cette section, nous nous concentrerons sur la dépendance de la surface de contact, la longueur et la conception globale de la puissance typique.

I.10 Modèle de Greenwood et Williamson :

Greenwood et Williamson ont développé leur modèle en 1966 communément appelé modèle GW est le premier modèle venant traiter le contact élastique en tenant compte de la rugosité en supposant que :

- Il n'y a pas de déformation globale de la surface, seules les aspérités se déforment pendant le contact.
- La surface rugueuse est isotrope.
- Les aspérités sont suffisamment loin les unes des autres.
- Les sommets d'aspérités sont sphériques avec un rayon de courbure R_c constant.
- La hauteur des aspérités est supposée suivre une distribution gaussienne (aléatoire) selon un plan moyen

L'idée principale de ce modèle est de représenter le comportement d'une aspérité quelconque utilise la théorie de Hertz pour chaque aspérité entrant en contact avec un plan rigide Mathématiquement parlant, cette probabilité s'exprime :

$$P(z > d) = \int_d^{\infty} p(z) dz$$

$p(z)$ Est la densité de probabilité

La relation entre la surface réelle de contact et la surface nominale de contact est donnée par :

$$A_t = \pi R \eta A_n \int_d^{\infty} (z - d) p(z) dz$$

$$\eta = N_a / A_n \text{ la densité d'aspérités}$$

Où

N_a : Le nombre total d'aspérités.

A_n : La surface nominale de contact.

L'extension au régime de déformation plastique est introduite à l'aide d'un paramètre, appelé indice de plasticité, donc l'indice de plasticité ψ déterminé par la relation suivante :

$$\psi = \frac{E^*}{H} \left(\frac{\sigma_s}{R} \right)^{1/2} \text{ ou } \psi = \frac{2E^*}{\pi k H} \left(\frac{\sigma_s}{R} \right)^{1/2}$$

Où :

H : La dureté du matériau le plus "mou".

k : Le facteur de pression de contact maximum.

σ_s : La distribution de hauteur des aspérités.

Cet indice de plasticité donne ainsi une indication sur le mode de déformation de l'aspérité : si $\psi < 0.6$, le contact est majoritairement élastique, si $\psi > 1$ le contact est majoritairement plastique. Entre ces deux valeurs, le mode de déformation n'est pas caractérisable sans incertitudes.

La valeur critique de déformation élastique par la relation :

$$\sigma_s = R \left(\frac{\pi 0,6 H}{2 E^*} \right)^2 = 0,89 \left(\frac{H}{E^*} \right)^2$$

Pour le régime plastique, les relations utilisées deviennent :

$$A_p = \pi a a_p^2 = 2\pi R \delta$$

On en tire également :

$$a_p = \sqrt{(2R\delta)}$$

I.11 Modèle Whitehouse et Archard (modèle WA) :

Whitehouse et Archard élaborent leur modèle en 1970. Ils considèrent que la représentation des surfaces aléatoires (gaussienne) va donc tenir en compte de la variabilité de la distribution du rayon de courbure des sommets des aspérités contrairement au modèle GW (Rc constant).(Cherfia, n.d.-a)

$$R(\beta) = \lim_{L \rightarrow \infty} \frac{1}{L} \int_{-\frac{1}{L}}^{\frac{1}{L}} z(x)z(x + \beta) dx$$

I.12 Modèle de Nayak :

Nayak (1971) utilise les techniques de la théorie du processus aléatoire en se basant sur les travaux de Longuet-Higgins (1957) sur les surfaces aléatoires des océans considère que la théorie des sommets des aspérités de forme sphérique (modèle GW) est souvent invalide.(Cherfia, n.d.-a)

I.13 Modèle de Robbe-valloire (modèle FRV1) :

Robbe-Valloire (2001) développe son modèle en décrivant les surfaces rugueuses comme étant des processus statistiques dont les paramètres sont tirés de la norme ISO 12085 (1996) appelée « norme motifs ».

$$f(z, R) = f_1(z)f_2(R)$$

Ce modèle, contrairement aux autres, se caractérise par son indépendance de la forme de surface à étudier. Il peut être donc appliqué à plusieurs types de surfaces.(Cherfia, n.d.-b)

Chapitre II

Type des contacts solides-solides

CHAPITRE II : types des contacts solide -solide

II.1 Introduction :

Dans le mécanisme, si une pièce est en contact avec une autre, il existe une liaison mécanique entre ces deux pièces. Cette pièce se déplacera par rapport aux autres pièces si vous modifiez ultérieurement la position de départ, excitation par force ou couple.

Les trajectoires représentant le mouvement caractérisent les liaisons à travers deux fonctions mécaniques de base :

- L'immobilisation relative totale ou partielle des deux pièces adjacentes.
- Le guidage ou déplacement d'une pièce par rapport à une autre.

On distingue les guidages suivants :

1. En translation.
2. En rotation.
3. Rotation hélicoïdale (par filetage) composé par translation et rotation simultanées.

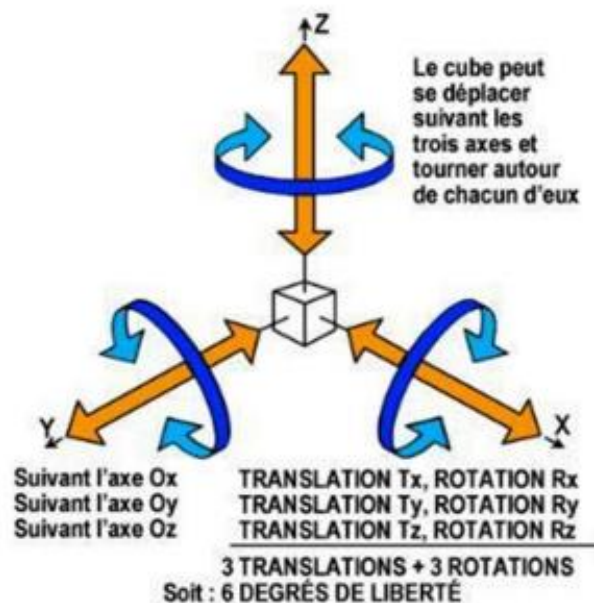


Figure II.1 : Degrés de liberté.

II.2 Formes de contacts :

On peut distinguer 3 types de contacts entre solides :

- contact ponctuel.
- Contact linéaire (la ligne n'est pas forcément une droite).
- Contact surfacique Dans ce cas les surfaces de contact sont le plus souvent: planes /cylindriques / sphériques / hélicoïdales /coniques.

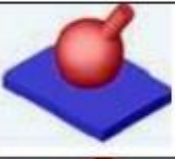

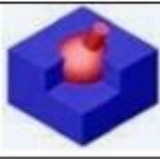
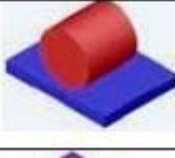
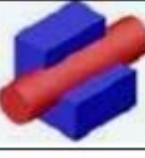
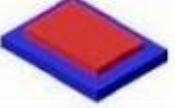
	Plan	Cylindre	Sphère
Sphère			
Cylindre			
Plan			

Tableau II.1 : Formes de contacts.

II.2.1 Contact entre deux sphères et entre une sphère et un plan :

Si deux sphères de rayons R_1 et R_2 sont en contact, on peut obtenir un rayon équivalent R par le calcul suivant :

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$$

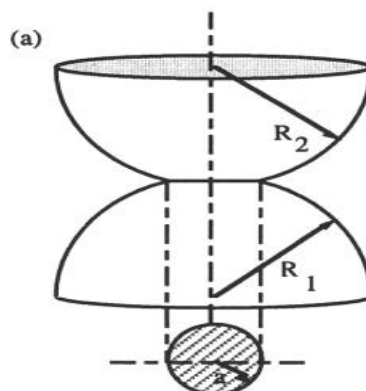


Figure II.2 : Contact sphère - sphère.

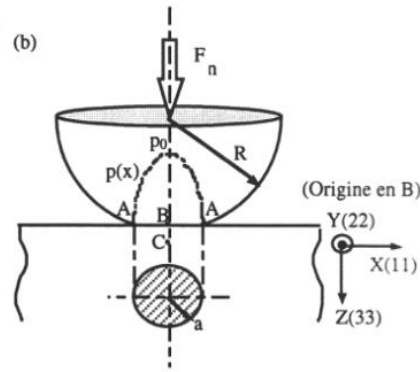


Figure II.3 : Conditions du Contact sphère - plan.

La distribution de la pression sur la zone de contact est donnée par :

$$P = P_0 \left(1 - \frac{r^2}{a^2}\right)^{\frac{1}{2}}$$

Avec :

$$P_0 = \frac{3F_N}{2\pi a^2} = \frac{3}{2} F_M$$

Est la pression maximale appliquée au centre de la surface.

Où F_M est la pression moyenne.

$$a = \left[\frac{3F_n R}{4E^*}\right]^{\frac{1}{3}}$$

Est le rayon de contact :

$$r^2 = x^2 + y^2$$

L'enfoncement δ_0 des surfaces est égal à :

$$\delta_0 = \frac{a^2}{R} = \left[\frac{9F_N^2}{16RE^*2}\right]^{\frac{1}{3}}$$

La contrainte maximale de cisaillement se situe à : $z = 0.49 a$.

II.2.2 : Contact cylindre sur plan :

Une approche similaire peut être appliquée au contact cylindre-plan.

La théorie d'Hertz pour les contacts élastiques avec les hypothèses ci-dessous énumérées donne les relations de calcul ci-après pour le calcul de la pression, de la demi-largeur de contact et des contraintes développées à l'intérieur des modèles en contact.

Les hypothèses posées par Hertz :

- Les surfaces sont continuées et non-conformes
- Les allongements sont petits.
- Chacun des solides en contact peut être considéré comme un demi-espace élastique.
- Les surfaces sont sans frottement.

La répartition de pression sur l'aire de contact est alors donnée par : (K. L. Johnson)

$$p(y) = p_0 \left(1 - \frac{y^2}{b^2}\right)^{\frac{1}{2}}$$

Où p_0 désigne la pression au centre du contact et b la demi-largeur de pression. Les valeurs de p_0 et b sont données par les relations suivantes où E_{eq} est le module d'élasticité équivalent et R_{eq} le rayon de courbure équivalent.

$$p_0 = \frac{2W}{\pi bL}$$

$$b = 2 \sqrt{\frac{wR_{eq}}{\pi E_{eq}L}}$$

W : effort appliqué.

L : épaisseur du modèle.

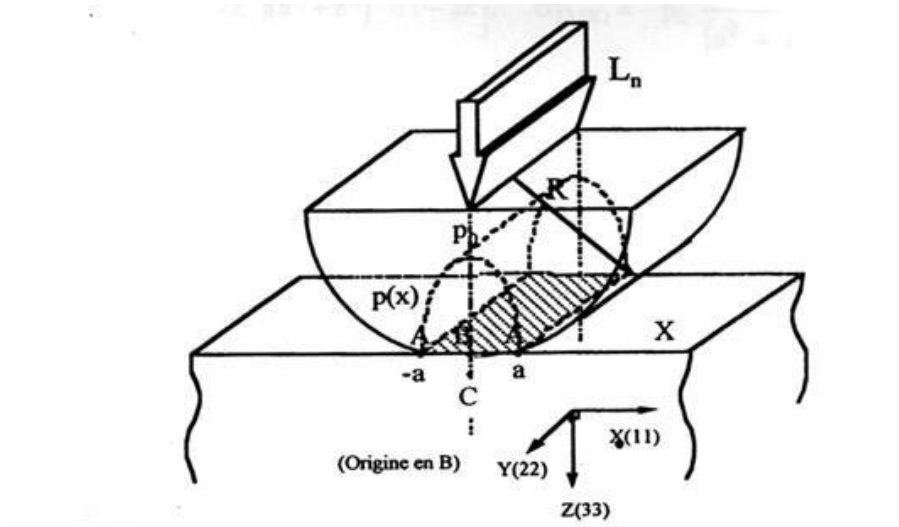


Figure II.4 : Contrainte cylindre sur plan.

La déformation ne peut pas se calculer par la théorie d’Hertz. Palme green donne un résultat empirique pour de l’acier (Jackson, R. L., Green, I., 2005) :

$$f = 1,53 \cdot 10^{-10} \frac{F^{0.9}}{b^{0.8}}$$

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

La figure II.5 représente la relation entre force et déformation d’un cylindre et d’une sphère sur un plan.

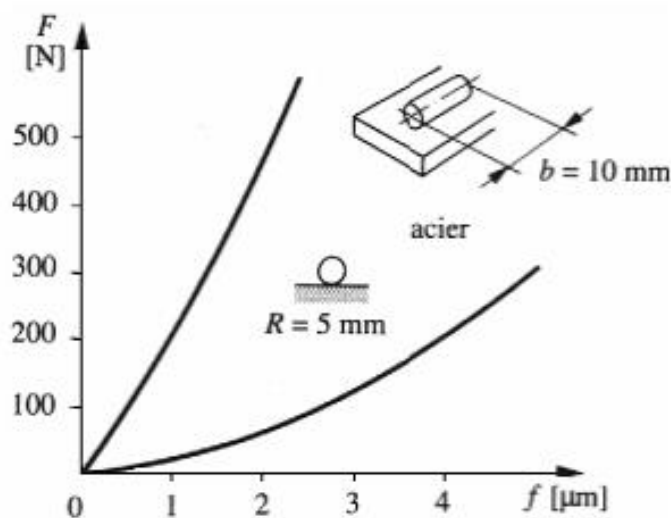


Figure II.5 : Relation force-déformation d’un cylindre et d’une sphère sur un plan (Jackson, R. L., Green, I., 2005).

II.2.3 : Contact extérieur de deux cylindres parallèles (Hertz, H., 1882) :

La surface de contact est un rectangle de longueur L (longueur du cylindre le plus court) et de demi-largeur b (Figure II.6).

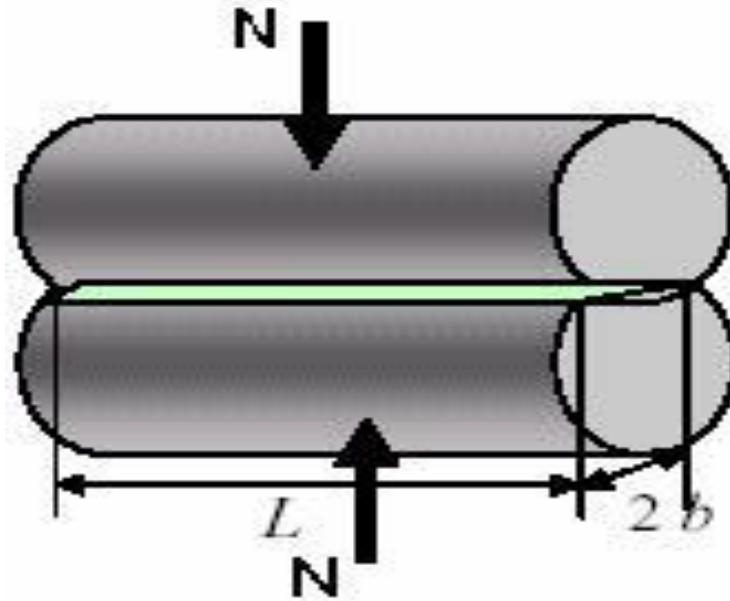


Figure II.6 : Contact extérieur de deux cylindres parallèles (Chang, W. R., 1987).

$$b = \sqrt{\frac{8F}{\pi \cdot L E \frac{1}{R}}}$$

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

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

$$P_0 = 0.3979 \sqrt{\frac{F}{L} E \cdot \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)}$$

$P = \sigma_{zz}$ (la contrainte maximale).

La contrainte moyenne est :

$$\sigma_m = \frac{F}{2bL} = \frac{1}{4} \sqrt{\frac{F' \pi \cdot E}{R}}$$

Avec :

$$R = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}$$

$F' = \frac{f}{L}$: est la charge par unité de longueur reprise par l'aspérité.

II.2.4 Contact entre deux cylindres croisés : (de même rayon R)

Cela équivaut au contact entre une sphère de rayon R et un avion.

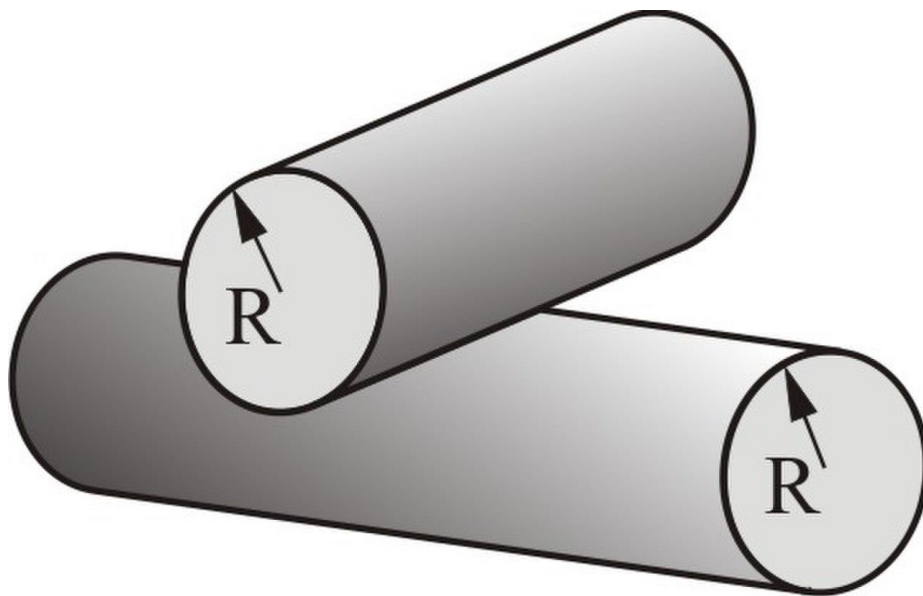


Figure II.7 : Contact entre deux cylindres croisés.

II.2.5 Contacte entre un solide conique et un plan :

Dans le cas de l'indentation d'un demi-espace élastique du module d'Young E à l'aide d'un pénétrateur conique rigide, la profondeur de la zone de contact ϵ et rayon de contact a sont liés par (B.Sneddon, I. N, 1965) :

$$e = a \cdot \tan(\theta)$$

Avec θ défini comme l'angle entre le plan et la surface latérale du cône. La profondeur totale d'indentation d est donné par :

$$d = \frac{\pi}{2} e$$

La force totale est :

$$F = \frac{\pi E}{2(1-\nu^2)} a^2 \tan(\theta) = \frac{2E}{2(1-\nu^2)} \frac{a^2}{\tan(\theta)}$$

La distribution de pression est donnée par :

$$P(r) = \frac{Ed}{\pi a(1-\nu^2)} \ln\left(\frac{a}{r} + \sqrt{\left(\frac{a}{r}\right)^2 - 1}\right) = \frac{Ed}{\pi a(1-\nu^2)} \cosh^{-1}\left(\frac{a}{r}\right)$$

La contrainte a une singularité logarithmique à la pointe du cône.

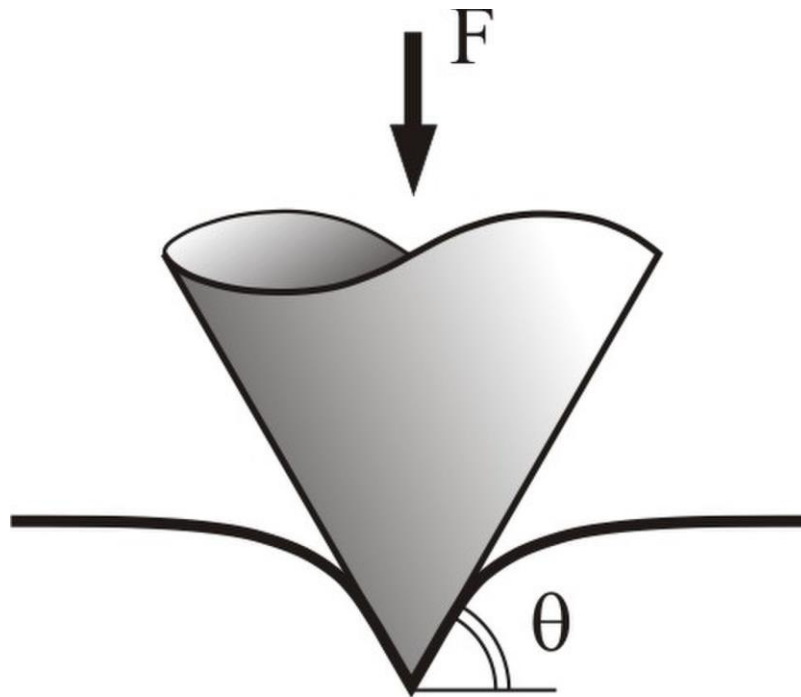


Figure II.8 : Contact entre un pénétrateur conique rigide et un demi-espace élastique.

CHAPITRE III

Contact surfacique

CHAPITRE III : CONTACT SURFACIQUE

III.1 Introduction :

Quelle est la taille de la surface de contact réel lorsque deux solides sont mis en contact ? Cette question fondamentale intéresse les scientifiques depuis les travaux pionniers de Hertz publiés en 1882.

Hertz publié en 1882. Le problème est d'une importance pratique importance pratique, puisque la surface de contact réel influence un grand nombre de propriétés physiques telles que la résistivité de contact, le transfert de chaleur, l'adhérence, le frottement et l'usure entre des solides en contact stationnaire ou glissant.

L'aire de contact et l'espace entre les deux solides sont également d'une importance cruciale pour les joints et pour les systèmes d'étanchéité. Également d'une importance cruciale pour les joints et pour les propriétés optiques des systèmes composites, par exemple l'interférence optique entre des lentilles de verre. Hertz a étudié le contact sans frottement entre des solides élastiques avec des profils de surface lisses. Solides élastiques avec des profils de surface lisses qui peuvent être approximés comme paraboliques à proximité de la zone de contact. Cette théorie prédit que l'aire de contact A augmenté de manière non linéairement avec la force d'écrasement F_N comme $A \sim F_N^{2/3}$. Le site modèle le plus simple d'une surface plane nominale mais aléatoirement rugueuse nominale est constitué d'un ensemble régulier de bosses sphériques (ou tasses) ayant un rayon de courbure R égal et une hauteur égale. Si une telle surface est pressée contre un solide élastique avec une surface plate, la méthode de Hertz est appliquée. Une surface plane, la théorie du contact de Hertz peut être appliquée (approximativement) à chaque région de contact des aspérités et on peut s'attendre à ce que l'aire de contact réel s'étende comme $F_N^{2/3}$. Avec la charge ou la force d'écrasement F_N . Cependant, ceci n'est pas en accord avec l'expérience pour les surfaces aléatoirement rugueuses, qui montre que même lorsque le contact est purement élastique (c'est-à-dire sans écoulement plastique), la surface de contact réelle est proportionnelle à F_N tant que l'aire de contact A est petite par rapport à l'aire de contact nominale A_0 . C'est, par exemple, l'origine physique de la loi de frottement de Coulomb qui stipule que la force de friction est proportionnelle à la charge normale. (Persson, 2006).

III.2 Contact élastique :

Cette partie s'appuiera sur Un modèle un peu plus utile du point de vue des applications a été présenté par Greenwood et Williamson 1966. Ils ont proposé une description très simplifiée du contact surfacique mais qui a l'avantage de conduire à des relations analytiques très facile à manipuler et exploiter. Ils ont décrit la surface rugueuse comme étant constituée de bosses sphériques de rayon de courbure égal R , mais avec une distribution gaussienne des hauteurs. Ce modèle prédit que la surface de contact réel est presque proportionnelle à la charge. Un modèle plus raffiné basé sur la même image a été développé par Bush et al. Ils ont approximé les sommets avec des paraboloides auxquels ils ont appliqué la théorie du contact hertzien.

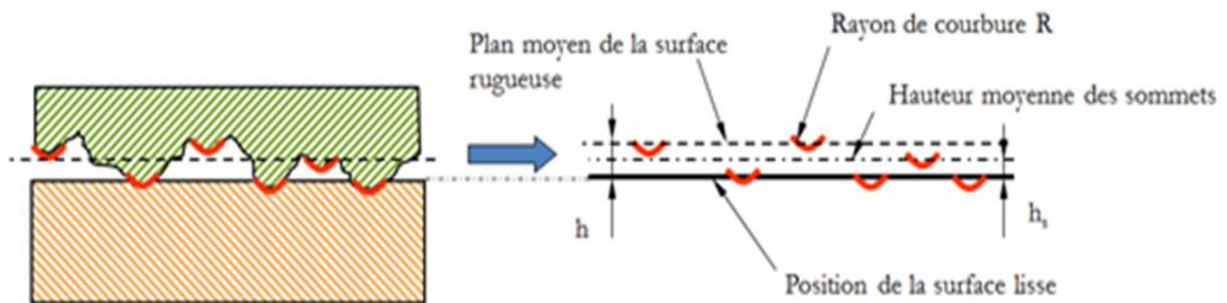


Figure III.1 : Configuration du contact surfacique dans le modèle de Greenwood et Williamson.

Afin de simplifier encore le problème, nous supposons que la distribution des sommets est exponentielle. Cette hypothèse est utilisable lorsque la distance moyenne des surfaces reste supérieure à $z = \sigma$. A partir de ces hypothèses, Greenwood et Williamson obtiennent l'équation du nombre de n sommets en contact en fonction de la distance hs entre la surface lisse et le plan

Moyen des sommets :

$$n = \eta \mathcal{A} \exp\left(-\frac{2h_s}{\sigma}\right)$$

η Est le nombre de sommets par unité de surface.

\mathcal{A} L'aire nominale de contact. L'aire réelle de contact A vaut alors :

$$A = \pi R \frac{\sigma}{2} \eta \mathcal{A} \exp\left(-\frac{2h_s}{\sigma}\right)$$

La force de contact F peut s'exprimer :

$$F = \eta \frac{E'}{2} \sqrt{\pi R} \frac{\sigma^3}{8} \mathcal{A} \exp\left(-\frac{2h_s}{\sigma}\right)$$

E' est le module d'Young équivalent précédemment introduit pour le contact localisé.

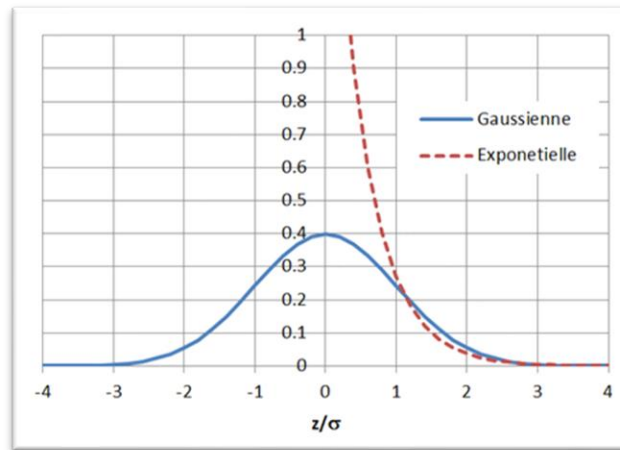


Figure III.2 : Comparaison des distributions Gaussienne et exponentielle.

L'aire nominale de contact vaut ici $\mathcal{A} = L^2$. Chacun des n sommets en contact présente une aire de contact circulaire (contact sphère plan). La somme totale des n aires de contact vaut A . La distribution des hauteurs a été décrite par un processus aléatoire, et ils ont constaté qu'à faible force de compression, la surface de contact réelle augmente linéairement avec FN.

A partir des relations précédentes, il est possible de calculer la pression moyenne pm Sur l'ensemble des points de contact :

$$pm = \frac{F}{A} = \frac{E'}{2} \sqrt{\frac{\sigma}{2\pi R}}$$

Cette relation met en évidence que la pression reste constante en moyenne quel que soit la force appliquée et la distance des surfaces. Si un sommet est en contact et que les deux surfaces sont rapprochées, la pression au niveau de ce sommet doit augmenter comme le prédit la théorie de Hertz pour un contact sphère plan. C'est le cas pour tous les sommets initialement en contact. Cependant, lors du rapprochement des surfaces, de nouveaux sommets vont entrer en contact. Ces nouveaux sommets subiront une pression de contact plus faible mais d'autres termes, si une aspérité est pressée contre une

surface plane et dure, elle ne se déformera pas seulement localement, mais le champ de déformation élastique s'étendra sur une certaine distance à partir de l'aspérité et influencera donc la déformation d'autres aspérités. La moyenne des pressions va finalement rester constante grâce à ces nouvelles zones de contact.

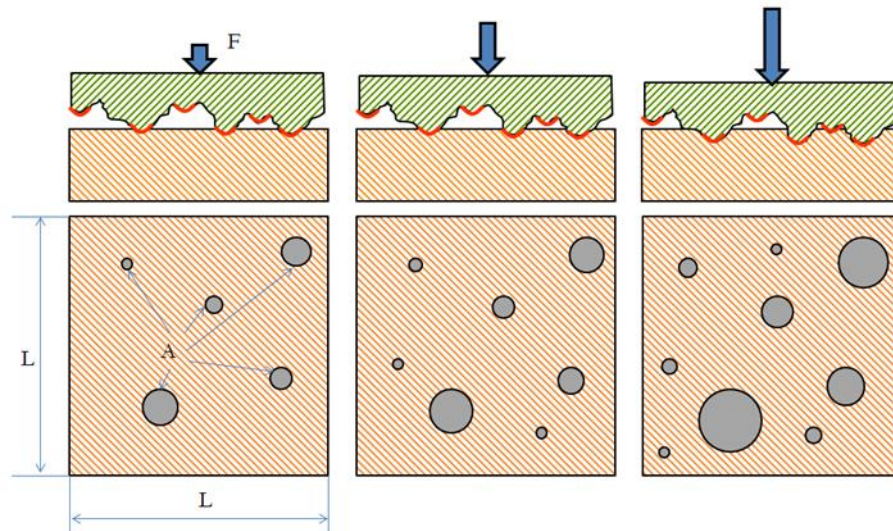


Figure III.3 : Principe du modèle de contact surfacique.

Le modèle de Greenwood et Williamson donne une assez bonne approximation du comportement du contact.

En introduisant les longueurs de corrélation de la surface rugueuse :

$$\eta \approx \frac{1}{4\lambda_x\lambda_y}$$

$$R \approx \frac{\lambda_x\lambda_y}{Sq}$$

Enfin, il faut relier la distance entre la surface lisse et le plan moyen des sommets h_s à la distance moyenne des surfaces h :

$$h_s \approx h - \frac{Sq}{2}$$

Comme pour le contact localisé sphère-plan, il est possible de ramener le cas de deux surfaces rugueuses à une surface lisse et une surface rugueuse qui combine les propriétés des deux autres :

$$Sq = \sqrt{Sq_1^2 + Sq_2^2}$$

$$\frac{1}{\lambda} = \frac{1}{\lambda_1} + \frac{1}{\lambda_2}$$

(Persson, 2006)

III.3 Adhésion :

Contact et adhésion avec des solides élastiques Lorsque deux solides se rapprochent l'un de l'autre, des forces d'attraction intermoléculaires apparaissent avant même que le contact ne soit établi, que nous appellerons forces d'adhésion.(BARQUINS, 1994).

III.3.1 Force de van der Waals :

A l'échelle des interactions entre atomes ou molécules, classiquement différentes forces existent. Mais il faut noter que pour comprendre l'interaction d'objets macroscopiques, il faut être capable de sommer toutes les interactions individuelles, à l'échelle des surfaces. Notons que les forces à longue distance, forces de Van der Waals Pour deux plans lisses séparés d'une distance h , les forces d'attraction de van der Waals s'expriment :

$$F_{vdw} = -S \frac{A}{6\pi h^3}$$

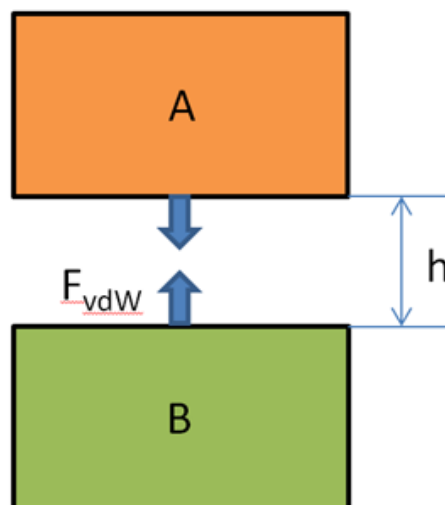


Figure III.4 : Forces de van der Waals entre deux surfaces planes.

S : Est l'aire du plan

A : La constante de Hamaker

La distance h ne s'annule pas et est limitée par la distance interatomique ce qui évite une valeur infinie des forces. La distance minimale est de l'ordre de $h = h_0 = 0.165nm$.

Hamaker (1938) a développé les équations en faisant des sommes d'interaction de paires. Il est possible de relier la constante de Hamaker A à l'énergie de surface γ des solides :

$$A(J) = 2,1 \times 10^{-21} \gamma (mJ/m^2)$$

Tableau III.1 : Travail d'adhésion des couples de matériau courants.

Contact	w_{ad} (mJ/m ²)
Métal – Métal	1000-3000
Céramique – Céramique	100-500
Polymère – Polymère	< 100
Métal – Polymère	100-200
Métal – Céramique	200-400
Céramique - Polymère	50-150

III.3.2 Travail d'adhésion :

Lorsque deux solides parfaitement plans sont en contact, il faudra fournir un travail w_{ad} , qu'on appelle travail d'adhésion, pour les séparer.

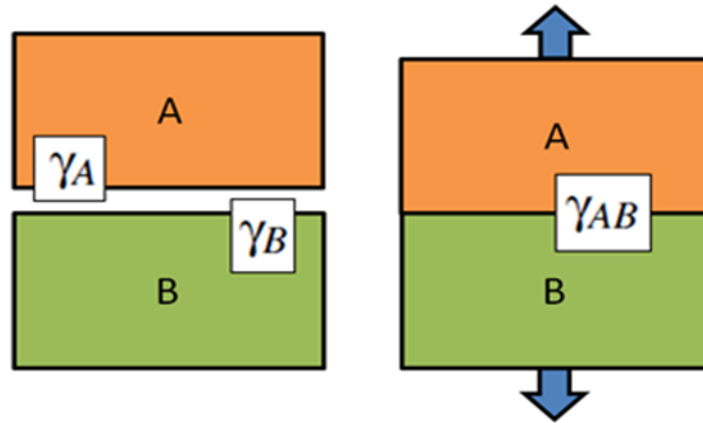


Figure III.5 : Énergies mises en jeu lors de la séparation de deux surfaces planes.

Entre les deux solides A et B en contact il existe une énergie interfaciale γ_{AB} . Une fois qu'ils ont été séparés, ils retrouvent leur énergie de surface respectives γ_A et γ_B . On en déduit le travail d'adhésion par unité de surface :

$$w_{ad}(AB) = \gamma_A + \gamma_B - \gamma_{AB}$$

Pour deux matériaux de même nature, il n'existe pas d'énergie interfaciale résiduelle. On obtient donc directement le travail d'adhésion à partir de l'énergie de surface :

$$w_{ad}(AA) = 2\gamma_A$$

III.3.3 Critère d'adhésion :

Le travail réel d'adhésion W_{ad} , lorsque deux surfaces sont mises en contact, est le produit de w_{ad} par l'aire réelle de contact A . Une énergie élastique W_{el} a été stockée lors de la mise en contact est supérieure au travail d'adhésion :

$$\frac{W_{el}}{W_{ad}} > 1$$

Si ce critère n'est pas respecté, les solides vont rester collés.

Dans le cas du contact localisé, on a :

$$\frac{W_{el}}{W_{ad}} = \frac{2}{5\pi} \frac{F}{w_{ad}R}$$

Dans les cas du contact localisé le phénomène d'adhésion est négligeable lorsque la force F ou l'interférence δ va devenir suffisamment grande. On peut définir une force critique F_{ad} correspondant au cas où le travail d'adhésion et l'énergie élastique sont égaux :

$$F_{ad} = \frac{5\pi}{2^{1/3}} w_{ad} R$$

Pour le contact surfacique, le rapport entre l'énergie élastique et le travail d'adhésion s'exprime :

$$\frac{W_{el}}{W_{ad}} = \frac{E'}{w_{ad}} \sqrt{\frac{\sigma^3}{R}} \sqrt{\frac{1}{32\pi}}$$

Ce rapport est constant et indépendant de la force appliquée car la force et l'aire réelle de contact sont proportionnelles. Gras présente un index d'adhésion pour les contacts surfaciques :

$$\alpha = \frac{E'}{2w_{ad}} \sqrt{\frac{\sigma^3}{R}}$$

Cet index est lié au rapport des énergies élastique et d'adhésion :

$$\alpha = \frac{W_{el}}{W_{ad}} \sqrt{8\pi} \approx 5 \frac{W_{el}}{W_{ad}}$$

Si ce coefficient est inférieur à 5, le risque d'adhésion est élevé. Pour le réduire, il faut opter pour des matériaux plus rigides ou avec une plus faible énergie de surface. Il est également possible de modifier l'état de surface. En introduisant les paramètres d'état de surface, l'index d'adhésion devient :

$$\alpha = \frac{E'}{2w_{ad}} S q^2 \sqrt{\frac{1}{\lambda_x \lambda_y}}$$



Figure III.6 : Effet de l'état de surface sur le risque d'adhésion dans un contact surfacique.

III.4 Frottement :

III.4.1 Lois et mécanismes du frottement :

Lorsque deux solides 1 et 2 sont mis en contact par une force F Le frottement est caractérisé généralement par le coefficient de frottement (f) qui représente la résistance au déplacement de la force tangentielle (T) sur la portance global (F) , la force T correspond à $T_{2 \rightarrow 1}$ et la vitesse de glissement V à $V_{1/2}$.

$$f = \left| \frac{T}{F} \right|$$

On identifie deux situations :

- Lorsque $V \neq 0$, on parle de frottement dynamique et $|T| = f |F|$.
- Lorsque $V = 0$, on parle de frottement statique et $|T| < f |F|$.

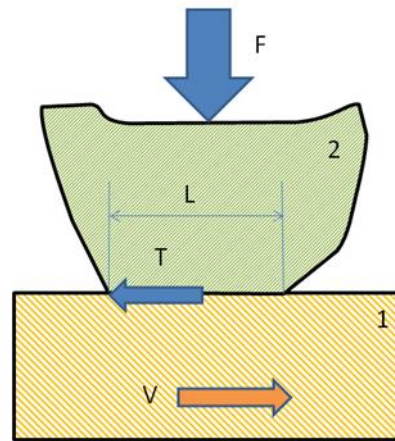


Figure III.7 : Contact entre deux solides en présence de frottement.

Lors du frottement dynamique, une puissance est dissipée :

$$\dot{\varphi} = TV = fFV$$

Pour de nombreux matériaux, la force de frottement dynamique peut être expliquée par des forces adhésives T_a et des forces de déformation plastique T_d :

$$T = T_a + T_d = (f_a + f_d)F$$

Amontons, en 1699, puis Coulomb, en 1780, ont été les premiers à formuler les lois du frottement solide que nous connaissons actuellement. La première loi d'Amontons montre qu'il n'y aura pas de glissement entre deux solides en contact, L'expérience montre que cette force est également proportionnelle à la charge normale appliquée :

$$F_D = \mu_D F_N$$

μ_D : Coefficient de frottement dynamique.

III.4.2 Frottement statique :

Le frottement statique est une force F_s qui empêche un mouvement de démarrer, C'est lui qui nous permet, en s'appuyant sur le sol, d'avancer et de tenir la route En effet, les forces adhésives ont tendance à augmenter avec le temps de contact en raison de mécanismes à plus long terme comme la diffusion solide. Ceci conduit à une augmentation de la contribution adhésive au frottement.

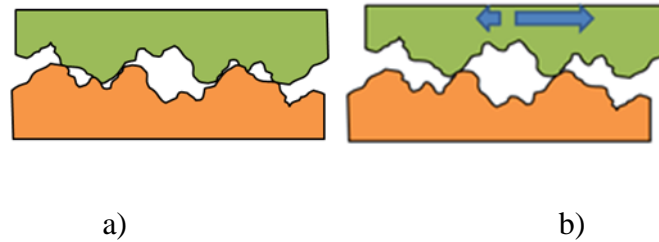


Figure III.8 : Ancrage mécanique a) en frottement statique - b) en frottement dynamique.

III.4.3 Contribution adhésive au frottement :

Dans les zones où les surfaces solides sont en contact intimes, des forces d'adhésion dues aux interactions atomiques se développent. La rugosité surfacique devient alors la cause de fragmentation de l'aire apparente de contact en un grand nombre de microcontacts représentés par des jonctions adhésives individuelles qui se créent entre les aspérités appartenant aux deux surfaces en contact A :

$$T_a = \tau_a A$$

Le facteur de frottement adhésif s'exprime donc :

$$f_a = \frac{\tau_a A}{F}$$

Pour un contact élastique surfacique, il existe une relation entre la force normale et l'aire réelle de contact :

$$\frac{F}{A} = \frac{E'}{2} \sqrt{\frac{\sigma}{2\pi R}}$$

On obtient alors l'expression du facteur de frottement f_a :

$$f_a = \tau_a \frac{2}{E'} \sqrt{\frac{2\pi R}{\sigma}}$$

Le coefficient de frottement est lié à la rugosité initiale des surfaces pendant un certain temps. Si l'index de plasticité du contact ψ est supérieur à 1, les aspérités se déforment essentiellement de manière plastique. La pression moyenne de contact, c'est-à-dire le rapport entre la force normale et l'aire réelle de contact F/A , est alors égale à la dureté H du matériau le plus mou. Dans ce cas, le facteur de frottement s'exprime :

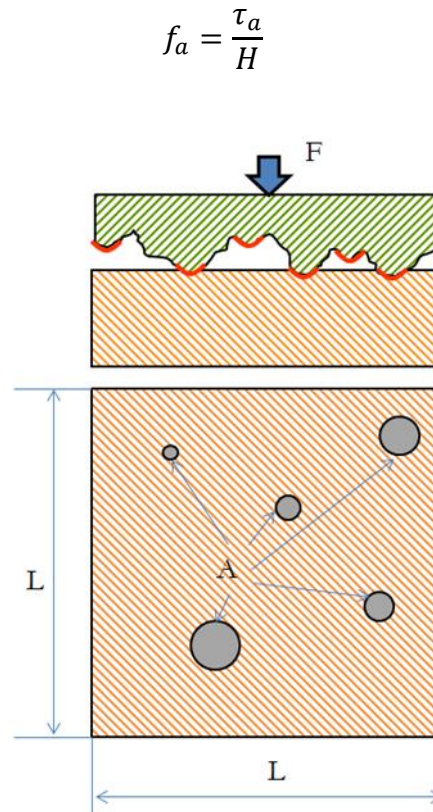


Figure III.9 : Aire de contact entre deux solides.

Notons que ces relations ne sont pas valables lorsqu'il y a aussi une force tangentielle et dans ce cas, la surface réelle est plus grande. L'estimation quantitative de ces phénomènes reste malgré tout difficile, car les aspérités doivent être de géométries très simples.

L'index de plasticité s'exprime :

$$\psi = \frac{E'}{2H} \sqrt{\frac{\sigma}{R}}$$

Le facteur de frottement pour un contact élastique peut alors s'exprimer :

$$f_a = \frac{\tau_a \sqrt{2\pi}}{\psi H}$$

Comme ψ est inférieur à 1, le frottement est nécessairement plus élevé si le contact est élastique. Il faut que pour une force donnée l'aire de contact réelle soit suffisamment grande pour éviter une pression de contact conduisant à des déformations plastiques.

Le travail fourni peut être supposé égal au travail d'adhésion w_{ad} et la distance d approximée par le paramètre de maille des cristaux dans le cas d'un métal. On a alors :

$$\tau_a \propto \frac{w_{ad}}{d}$$

Dans ce cas, le coefficient de frottement pour un contact élastique peut être approché par :

$$f_a \propto \frac{w_{ad}}{d} \frac{2}{E'} \sqrt{\frac{2\pi R}{\sigma}}$$

Et pour un contact purement plastique :

$$f_a \propto \frac{w_{ad}}{dH}$$

III.4.4 Contribution plastique au frottement :

Un matériau infiniment rigide de surface rugueuse glisse sur un matériau mou de surface lisse les aspérités de la surface dure vont laisser des sillons sur la surface molle. Il est possible d'estimer le frottement en calculant la force nécessairement à l'écoulement plastique du matériau mou.

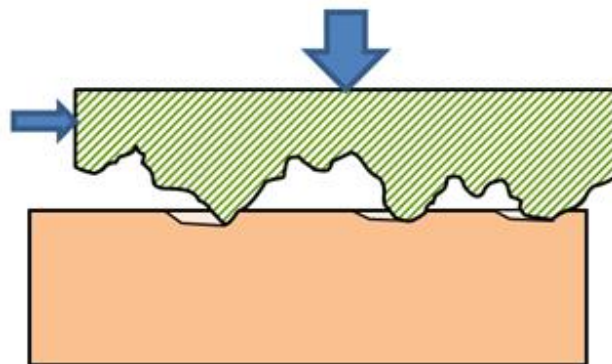


Figure III.10 : Frottement résultant de la déformation plastique d'un matériau.

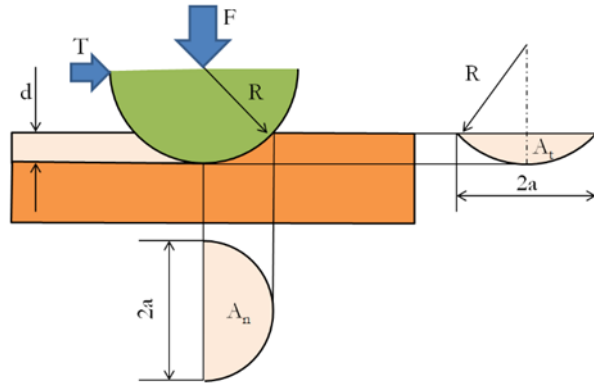


Figure III.11 : Sphère rigide frottant sur un matériau déformable.

Nous supposons ce matériau parfaitement plastique. Pour un matériau plastique idéal la pression au niveau du contact est saturée à une valeur H , et les aspérités se déforment alors de façon que :

$$F = HA_n$$

Et :

$$F = HA_t$$

Le coefficient de frottement est alors égal au rapport des deux aires. Donc le cas, où le rayon de contact a est petit devant le rayon R de la sphère, on montre que :

$$f_p = \frac{A_t}{A_p} \approx \frac{4}{3\pi} \frac{a}{R}$$

Le rayon de contact a n'est pas une constante et dépend de la force appliquée, F :

$$a = \sqrt{\frac{2F}{\pi H}}$$

Le facteur de frottement s'exprime finalement :

$$f_p = \frac{A_t}{A_p} \approx \frac{4}{3\pi} \sqrt{\frac{2F}{R^2 \pi H}}$$

Dans la compréhension des mécanismes physiques responsables du phénomène de frottement, l'équation au-dessus est d'une importance majeure car, elle permet d'introduire les caractéristiques

mécaniques des surfaces en contact, à savoir τ et H . Elle n'est pas suffisante parce que la proportionnalité qu'elle exprime est obtenue sur la base d'une relation empirique entre l'aire réelle de contact A_r et la charge normale P .

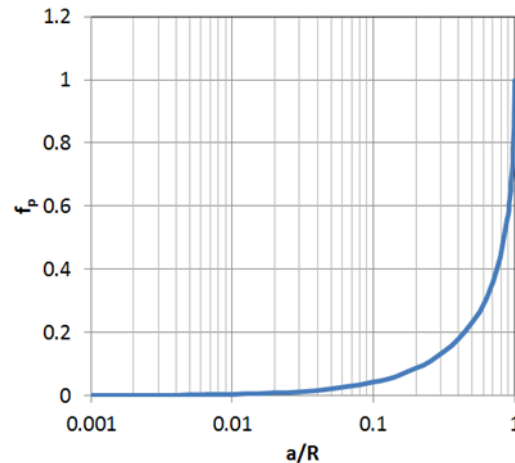


Figure III.12 : Effet du rayon de contact sur le frottement d'origine plastique.

On remarque sur cette courbe que le frottement commence à devenir effectif lorsque le a/R atteint 0.1. Le coefficient de frottement plastique ne peut théoriquement pas dépasser 1, valeur qui correspond au cas où l'hémisphère est intégré à la surface lisse. Dans le cas de la surface rugueuse, seule l'extrémité des fragments est sphérique et le rapport a/R ne peut dépasser 0,3 ce qui correspond au facteur de frottement $f_p = 0.13$.

III.5 Usure :

L'usure d'un solide est généralement définie comme une perte de matière, à cause de faire fonctionner les liaisons ou les mécanismes qui existent dans toutes les machines un mouvement de matière ou une transformation de matière en surface du solide sous l'effet d'une interaction avec un autre milieu.

III.5.1 Les différents mécanismes d'usure :

Naturellement, les différents mécanismes répertoriés aujourd'hui sont directement liés aux différentes formes que prend la dégradation des matériaux de contact. Et lorsque le frottement est élevé on parle d'usure adhésive (abrasive), lorsque la rugosité est responsable de l'enlèvement de la matière ; (corrosion), lorsqu'une réaction chimique est à l'origine d'une détérioration des pièces en contact ; (érosion), si l'usure est due à la chute de particules et à la fatigue, à la détérioration causée par des mouvements périodiques rapides.

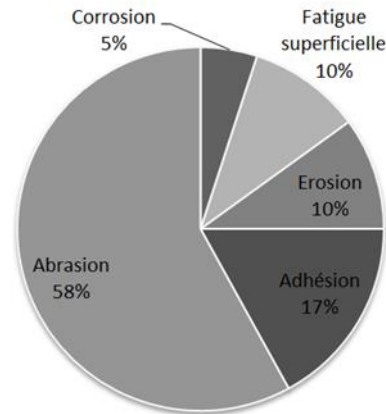


Figure III.13 : Importance relative des mécanismes d'usure dans l'industrie.

III.5.2 Usure adhésive :

L'usure adhésive est due au cisaillement par frottement des microsoudures ou jonctions qui se forment entre deux aspérités en contact direct. Elle peut s'exprimer :

$$\tau_a = f_a p_m$$

p_m : est la pression moyenne de contact

f_a : La contribution adhésive du coefficient de frottement

On comprend alors qu'il est parfois plus facile de rompre le matériau (le moins résistant) sous sa surface plutôt que de rompre la liaison adhésive.

Cela se manifeste par le transfert de matière d'une des deux surfaces en Contact avec la surface opposée.

En fait, En cas de contact à faible résistance, le transfert de matière est limité par l'échauffement bénin ; Par contre, les particules séparées par contact sont de très petites dimensions.

En revanche, une forte érosion apparaît Lorsqu'un matériau se rompt d'une surface, ses débris sont Ce processus produit un Augmentation significative de la température de contact.

Adhésive est Il a des températures très élevées dans tout le volume et une transmission intense Des matériaux qui endommagent les matériaux de contact.

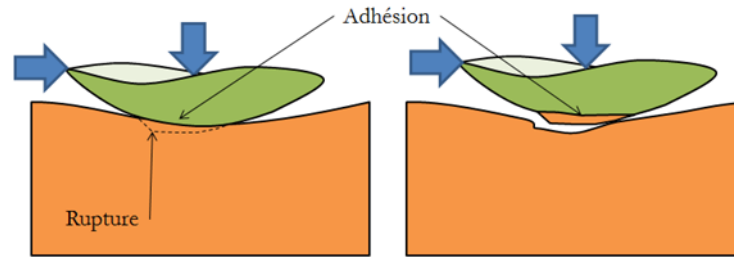


Figure III.15 : Mécanisme de l'usure adhésive.

L'adhésion dépend de l'énergie de surface des matériaux et plus particulièrement de leur travail d'adhésion w_{ad} .

Lorsque les pressions de contact sont élevées et que les matériaux ont un travail d'adhésion élevée, il est possible d'atteindre un régime sévère d'adhésion où les surfaces sont soudées.

Le mécanisme est alors complètement bloqué, on parle de grippage.

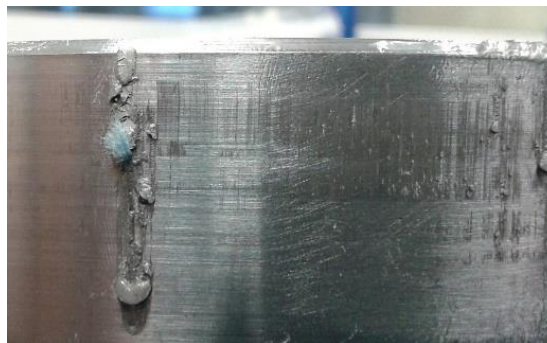


Figure III.16 : Exemple de grippage, manifestation sévère de l'usure adhésive.

III.5.3 Usure abrasive :

Elle consiste dans la dégradation des surfaces par déplacement ou enlèvement de matière sous l'action de particules dures. Cette forme d'usure se manifeste par des sillons formés parallèlement au sens de glissement.

Dans le cas d'abrasion à deux corps, il est souhaitable de réduire l'index de plasticité ψ afin de rester en régime élastique et limiter le labourage d'une des surfaces. Notons que l'abrasion est un moyen de production de surfaces (rodage, polissage). Par un effet de polissage ou des arrachements de particules. Elle peut provoquer ainsi des modifications marquées dans la structure et l'orientation des couches superficielles.

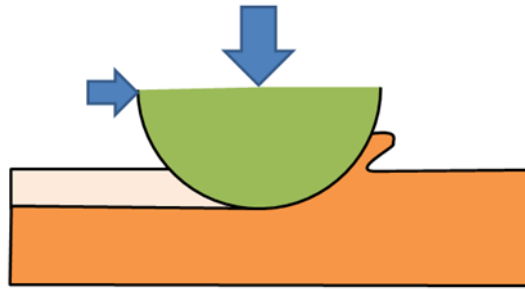


Figure III.17 : Mécanisme de l'usure abrasive.

III.5.4 Modèle d'usure :

L'usure est un phénomène complexe qui fait intervenir plusieurs mécanismes. Un modèle d'usure assez simple qui a été largement utilisé Le volume de matière usée w :

$$w = KFd$$

d : la distance de glissement

F : charge appliquée

K : est un coefficient d'usure (en $mm^3/N/m$)

La hauteur usée u :

$$u = Kp_n d = Kp_n V t$$

p_n : la pression nominale de contact

Dans le dernier terme, la distance a été remplacée par la vitesse V multipliée par le temps d'usage t . En se fixant, une hauteur maximale d'usure u_M , il est possible de calculer une durée de vie t_d .

$$t_d = \frac{u_M}{Kp_n V}$$

Détermination du coefficient d'usure qui varie de plusieurs ordres de grandeur suivant les matériaux :

$$u = k \frac{p_n}{H} d$$

Où :

$$K = \frac{k}{H}$$

La corrosion passe par trois étapes de base : premièrement, il y a une étape d'adaptation de la surface, généralement appelée course. Deuxièmement, le contact entre dans une phase d'usure normale pour laquelle la forme peut être utilisée. Enfin, on assiste à une phase rapide d'érosion en fin de vie

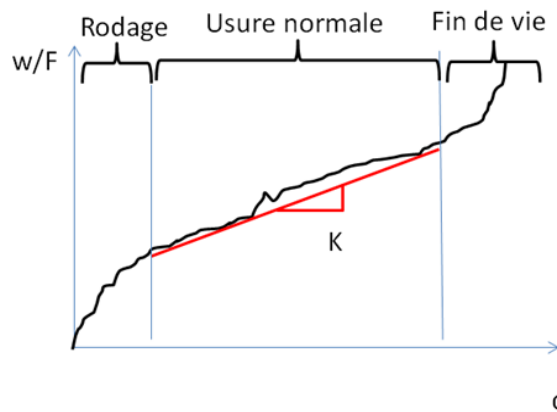


Figure III.18 : Les différentes phases d'usure d'un contact frottant.

Nosonovsky a proposé un modèle simple qui permet de décrire la phase de rodage. L'intensité de cette usure sera d'autant plus grande que Sq est faible. D'autre part, l'usure abrasive tend à réduire Sq . Elle sera d'autant plus élevée que Sq est grand. On en déduit une loi de comportement pour Sq :

$$\frac{dSq}{dt} = -\alpha Sq + \frac{\beta}{Sq}$$

Où α et β sont respectivement des coefficients d'usure abrasive et adhésive. Cette équation différentielle présente la solution suivante :

$$Sq = \sqrt{\left(Sq_0^2 - \frac{\beta}{\alpha}\right) e^{-\alpha t} + \frac{\beta}{\alpha}}$$

Sq_0 : est la hauteur initiale des rugosités

$\sqrt{\beta/\alpha}$: représente la valeur finale de la hauteur des rugosités.

Soit $\alpha = 0$, la solution est :

$$Sq = \sqrt{2\beta t + Sq_0^2}$$

C'est la compétition entre l'usure abrasive et adhésive qui va contrôler le régime d'usure normale. Le temps caractéristique de rodage est $\frac{1}{2\alpha}$. Dans ce cas, une usure par abrasion se produit.

Au contraire s'il n'y a pas d'adhésion, la solution devient :

$$Sq = Sq_0 e^{-\alpha t}$$

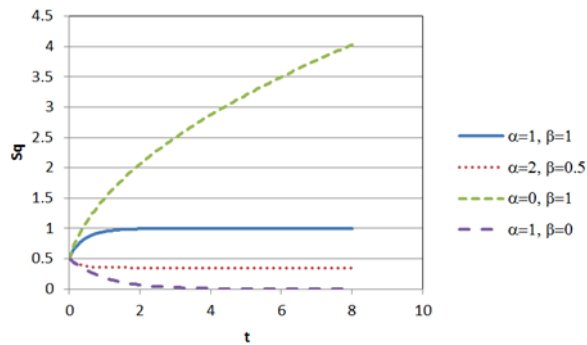


Figure III.19 : Evolution de la hauteur des rugosités pendant la période de rodage - Modèle qualitatif (sans unité) avec $Sq_0 = 0.5$.

Chapitre IV

**Essais de la résistance au frottement et
observation, analyse et mesure sur
échantillon**

CHAPITRE IV : ESSAIS DE LA RESISTANCE AU FROTTEMENT ET OBSERVATION, ANALYSE ET MESURE SUR ECHANTILLON

IV.1 Introduction :

En physique, le frottement (ou friction) est une interaction qui s'oppose au mouvement relatif entre deux systèmes en contact. Le frottement peut être étudié au même titre que les autres types de force ou de couple. Son action est caractérisée par une norme et une orientation, ce qui en fait un vecteur. L'orientation de la force (ou du couple) de frottement créé sur un corps est opposée au déplacement relatif de ce corps par rapport à son environnement (Champagne 2009, p. 183).

On distingue deux principaux types de frottements :

- **Frottement sec :** Le frottement sec est indépendant de la vitesse de glissement. Il se décompose en deux situations issues de la loi de Coulomb ; frottement sec statique et frottement sec cinétique.
- **Frottement visqueux :** Un frottement visqueux est une force (ou un couple) de frottement qui dépend de la vitesse relative des deux corps en mouvement. Il s'exprime différemment selon qu'il s'agisse du contact entre deux solides lubrifiés ou du déplacement d'un corps dans un milieu fluide.

Les frottements interviennent dans la grande majorité des phénomènes physiques de la vie courante. Ils sont parfois exploités (par exemple pour le freinage, le sciage, le polissage, le lavage, etc.), mais ils ont également des conséquences fâcheuses (usure, perte d'énergie et de rendement, échauffement, etc.) pour les êtres vivants et de nombreuses applications technologiques et économiques.

La science qui étudie le frottement entre solides est la tribologie. Et Un tribomètre est un instrument qui mesure le frottement sur une surface.

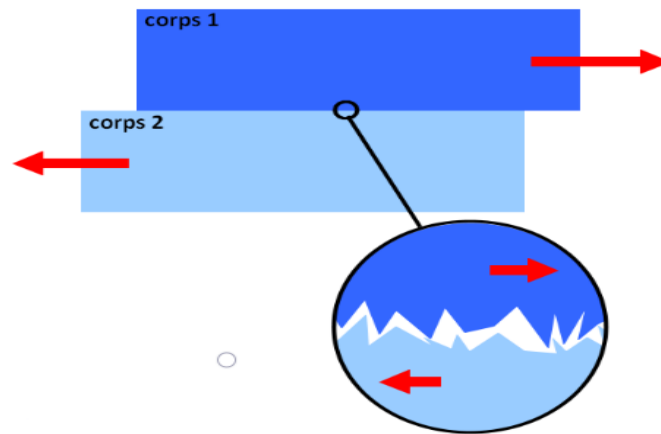


Figure IV.1 : Frottement sec.

IV.2 La tribologie :

La tribologie (science qui étudie, entre autres, les traces de frottements et frictions laissées sur les objets au cours de leur usage) est la science qui étudie les phénomènes susceptibles de se produire entre deux systèmes matériels en contact, immobiles ou animés de mouvements relatifs. Ce terme recouvre, entre autres, tous les domaines du frottement, de l'usure, de l'étude des interfaces et de la lubrification. (fr.wiktionary.org)

On distingue plusieurs types d'usure, auxquels la tribologie s'intéresse :

- Usure par adhésion (arrachement de matériaux adhérents l'un à l'autre).
- Usure par abrasion ou érosion, où des particules extérieures, par frottements ou chocs, ôtent de la matière en surface.
- Usure par fatigue, due à l'action répétée de contraintes à la surface, typiquement des pressions ou chocs.
- Usure par tribocorrosion.

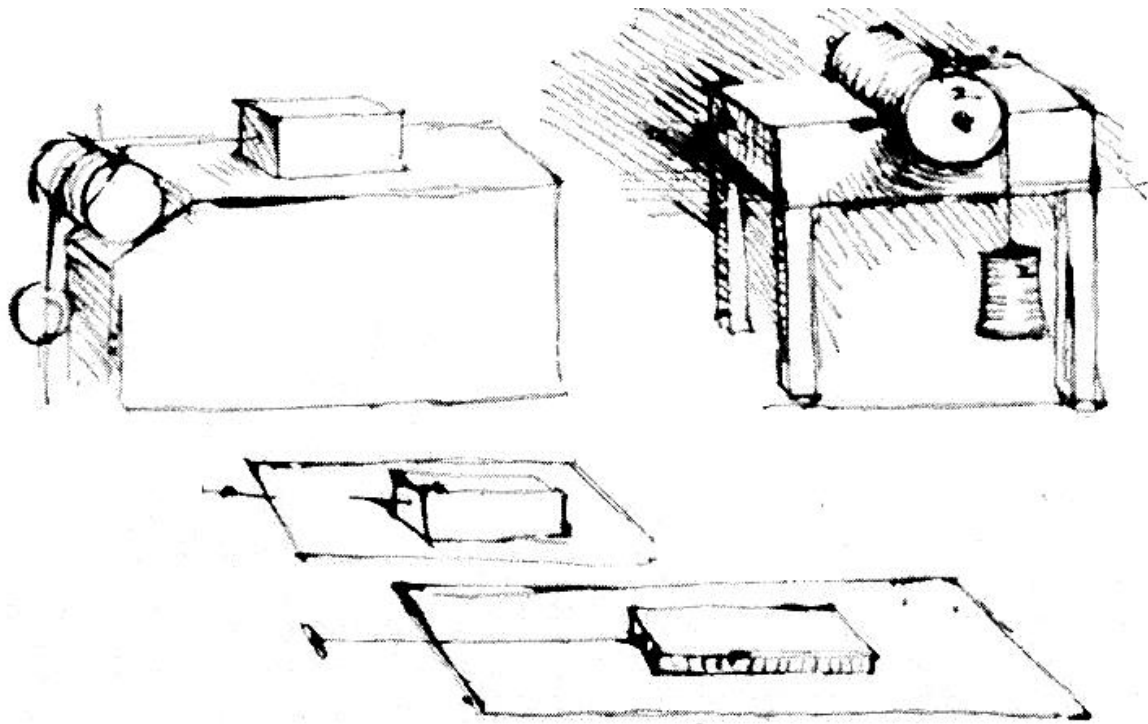


Figure IV.2 : Tribomètre Vinci.

IV.3 Essais tribologiques :

Les essais de résistance au frottement et à l'usure sont réputés fournir des valeurs complètement différentes selon la forme de l'échantillon, la méthode appliquée et les conditions atmosphériques, et ce pour un même matériau. De ce fait, il est indispensable de comprendre les conditions réelles à l'origine de l'état de la cible et de réaliser les essais en conditions identiques. La performance d'un lubrifiant dépend en grande partie de ses propriétés physiques et des propriétés chimiques de l'interface. Les lubrifiants solides, notamment, possèdent une capacité de charge bien supérieure à celle des huiles et graisses et sont ainsi également employés comme additifs à ces produits.

Les essais tribologiques sont menés dans des conditions proches des conditions d'utilisation, par reproduction de l'environnement réel dans lequel se produit le frottement observé. Les matériaux composant les pièces à engagement par contact ainsi que les lubrifiants et les caractéristiques liées à la forme de la pièce sont évalués.

La résistance de frottement constitue une charge et une perte conséquentes pour les pièces à engagement par contact, à l'instar des roulements. Cette résistance doit être réduite de manière globale en adoptant une approche multi-facette, réunissant la mécanique des matériaux (propriétés mécaniques

des pièces), la mécanique des fluides des lubrifiants et la thermodynamique, qui mesure l'état de surface sous l'effet de la chaleur.

La tribologie est la science du contrôle et de l'évaluation de l'impact du frottement dans une vaste perspective. Les essais menés pour évaluer les propriétés pertinentes sont appelés essais tribologiques.

IV.3.1 Importance des essais tribologiques :

La chaleur et la perte de matière générées par le frottement, qui se produisent dans les systèmes mécaniques, engendrent une résistance mécanique, première cause des défauts et défaillances des machines. La réduction et la régulation du frottement et de l'usure ne constituent pas une simple approche préventive mais une véritable technique d'amélioration de la fiabilité et des performances des systèmes mécaniques et ainsi de réduction des pertes économiques.

IV.3.2 Caractéristiques des essais tribologiques :

Les essais de résistance au frottement et à l'usure sont réputés fournir des valeurs complètement différentes selon la forme de l'échantillon, la méthode appliquée et les conditions atmosphériques, et ce pour un même matériau. De ce fait, il est indispensable de comprendre les conditions réelles à l'origine de l'état de la cible et de réaliser les essais en conditions identiques. La performance d'un lubrifiant dépend en grande partie de ses propriétés physiques et des propriétés chimiques de l'interface. Les lubrifiants solides*, notamment, possèdent une capacité de charge bien supérieure à celle des huiles et graisses et sont ainsi également employés comme additifs à ces produits.

Les essais tribologiques sont menés dans des conditions proches des conditions d'utilisation, par reproduction de l'environnement réel dans lequel se produit le frottement observé. Les matériaux composant les pièces à engagement par contact ainsi que les lubrifiants et les caractéristiques liées à la forme de la pièce sont évalués.

IV.4 Mesure de frottement :

La mesure de frottement fait partie des mesures mécaniques où l'on calcule un coefficient de frottement à l'aide d'un tribomètre. La mesure de frottement est fréquemment utilisée dans plusieurs domaines tels que la mécanique, la maintenance des machines.

Un tribomètre est un appareil utilisé pour mesurer en particulier le coefficient de frottement entre deux surfaces en contact, μ , et la durée de vie des lubrifiants, en simulant différentes conditions tribologiques.

IV.5 Essais de la résistance au frottement :

Un essai de résistance au frottement mesure les caractéristiques de frottement, tout comme l'essai de résistance à l'abrasion, et le résultat est généralement calculé à l'aide du coefficient de frottement. Un essai de résistance à l'usure mesure les variations d'état consécutives au frottement et le résultat est obtenu à partir des déformations, rayures et enfoncements observés sur les surfaces en interaction.

Il existe plusieurs manières de mesurer le coefficient de frottement : en mesurant la force de frottement à l'aide d'une jauge, en mesurant et convertissant la puissance de charge du moteur d'entraînement, en le calculant à partir du comportement d'amortissement des vibrations lors du frottement et en calculant la force de frottement statique maximale à partir de l'angle auquel un objet placé sur une surface inclinée commence à glisser. Ces essais permettent non seulement de contrôler le frottement et l'usure mais également l'efficacité et la détérioration des lubrifiants.

IV.6 Essais de résistance au frottement, à l'usure et à l'abrasion :

Une pièce d'essai est mise en interaction avec une surface d'interfaçage suivant un mouvement relatif, afin de mesurer le coefficient de frottement* et le volume d'usure.

Dans les industries faisant usage des pièces à engagement par contact, les essais de résistance au frottement, à l'usure et à l'abrasion sont monnaie courante pour évaluer les variations du matériau dans le cadre de contrôles qualité, d'analyses mandatées et de la recherche et du développement de nouveaux produits. Ces essais font partie intégrante des procédures d'assurance qualité de nombreux professionnels, notamment les fabricants de graisses et lubrifiants, les fournisseurs de roulements, poulies et autres pièces et les constructeurs de moteurs.

IV.7 Méthode d'essais de résistance au frottement, à l'usure et à l'abrasion :

Un essai de résistance au frottement mesure les caractéristiques de frottement, tout comme l'essai de résistance à l'abrasion, et le résultat est généralement calculé à l'aide du coefficient de frottement. Un

essai de résistance à l'usure mesure les variations d'état consécutives au frottement et le résultat est obtenu à partir des déformations, rayures et enfoncements observés sur les surfaces en interaction.

Il existe plusieurs manières de mesurer le coefficient de frottement : en mesurant la force de frottement à l'aide d'une jauge, en mesurant et convertissant la puissance de charge du moteur d'entraînement, en le calculant à partir du comportement d'amortissement des vibrations lors du frottement et en calculant la force de frottement statique maximale à partir de l'angle auquel un objet placé sur une surface inclinée commence à glisser. Ces essais permettent non seulement de contrôler le frottement et l'usure mais également l'efficacité et la détérioration des lubrifiants.

IV.8 Etude de l'usure :

IV.8.1 Principe de l'essai d'usure :

L'échantillon sous forme d'une plaque subit un mouvement rotatif tout en étant mis en contact avec une bille stationnaire sur laquelle une charge de compression axiale est appliquée.

IV.8.1.1 Protocole d'essai :

Le frotteur réalise des mouvements rotatifs sur l'échantillon en continu pendant un temps connu en min. La surface de frottement (les traces d'usure) est observée pour évaluer l'évolution de l'endommagement grâce au microscope optique.

IV.8.1.2 Tenue à l'usure du matériau :

La valeur du coefficient de frottement est établie selon la formule classique suivante :

$$\mu = \frac{F_t}{F}$$

F_t : est la force tangentielle.

F : La force normale appliquée.

Le taux d'usure est exprimé par le volume de la matière usée rapporté à la distance de glissement totale parcourue et à la charge appliquée au contact :

$$\mathbf{K} = \frac{V}{L.F}$$

➤ **Paramètres imposés :**

- r : rayon de la piste (en mm).
- F : charge normale appliquée (N).
- La vitesse angulaire (tour/min).
- t : La durée d'essai (min).

➤ **Paramètres mesurés (en continu) :**

- F_t : effort tangentiel mesuré (N).
- μ : coefficient de frottement.

➤ **Paramètres calculés :**

- V : volume enlevé.
- K : constante d'usure.
- L : distance totale parcourue (en m).

Evaluation de la dégradation

- **Volume d'usure de métal :**

Le volume d'usure en glissement est évalué par la trace d'usure laissée sur la surface de la pièce échantillon qui est de forme d'une calotte torique (partie d'un tore) et est produite par déformation plastique.

On peut adopter, la même approche analytique pour le calcul du volume et du taux.

D'usure. La méthode de calcul volume de métal perdu de que nous avons adoptée est basée sur la mesure de la largeur de la trace d'usure sur la plaque.

Le volume d'usure (partie d'un tore) est défini comme étant le volume de matière arrachée de la surface de la plaque échantillon. Ce volume de perte est calculé en supposant qu'il n'y a pas d'usure de la bille (la bille plus dure que la plaque).

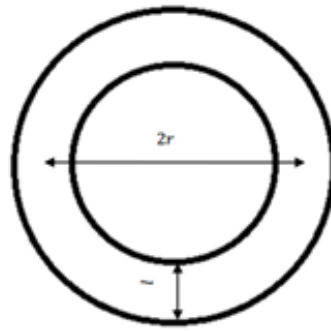


Figure IV.3 : Profil géométrique d'une trace (piste) d'usure.

Le volume de cette section usée est calculé analytiquement par la formule suivante :

$$V = \pi r R^2 (\beta - \sin \beta)$$

Ou :

V : Volume d'usure (μm^3) ;

h : Profondeur de la trace (μm) ;

R : Rayon de la bille (μm) ;

$\frac{\beta}{2}$: Angle entre l'axe de la bille et le bord de la trace (radian) ;

l : Largeur de la trace (μm) ;

Les éléments h et β sont établis graphiquement a partir du rayon R et la largeur de la trace l comme montre les figures.

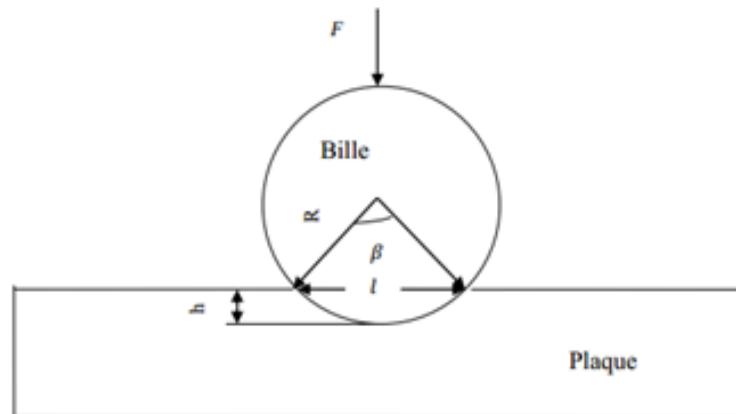


Figure IV.4 : Enfoncement d'une bille dure dans une plaque molle.

Ou :

$$h = R (1 - \cos \frac{\beta}{2})$$

Et :

$$\beta = 2 \arcsin(\frac{l}{2R})$$

IV.8.2 Montage utilisé :

L'équipement utilisé pour déterminer le coefficient de frottement est un tribomètre Nanovèa.

Le tribomètre est de configuration pion sur disque de la société Nanovèa sous pilotage par microordinateur (fig IV.5) il est formé par un disque rotatif portant l'échantillon et soumis à un contact d'une bille (pion) positionnée à une certaine distance du centre de rotation. La force normale est assurée par une masse fixée sur le pion. La mesure de la force tangentielle est effectuée par un capteur de charge monté sur le bras sollicité en flexion. Sur ce tribomètre, on peut varier la force normale, la vitesse de rotation, le rayon de la piste et la lubrification et la nature du matériau de la bille.



Figure IV.5 : Dispositif du tribomètre.

CONCLUSION

GENERALE

CONCLUSION GENERALE

La théorie développée par Hertz conduit à un ensemble de relations qui donnent l'aire réelle totale de contact, le nombre de microcontacts, la charge et la conductance entre deux surfaces en fonction de la séparation de leurs plans moyens. Alors que la séparation dépend de la pression nominale (c'est-à-dire de la charge divisée par la surface nominale de contact), le nombre de microcontacts et la surface totale de contact ne dépendent que de la charge.

Le frottement entre corps solides, dissipe de l'énergie et use les surfaces en contact. L'étude de ces phénomènes appartient au domaine de la tribologie qui étudie les aspects scientifiques et technologiques liés au frottement, à la lubrification et à l'usure des matériaux. Expérimentalement et la tenue à l'usure. Le processus d'usure peut, en effet, être introduit si seulement les cinq éléments de base, agissent l'un avec l'autre

- 1) Corps de frottement
- 2) La contre-matière
- 3) Matière intermédiaire
- 4) La charge
- 5) Le mouvement.

Ils existent des méthodes qui permettent de mesurer la vitesse d'usure en continu pendant l'essai, on détermine le volume usé en fin d'essai seulement. En divisant par la durée de l'essai, on obtient alors la vitesse d'usure moyenne. Les mesures suivantes permettent de quantifier le volume usé.

- ❖ Pesage de l'échantillon usé.
- ❖ Déplacement du crayon par rapport à la surface de départ.
- ❖ Etendu de la zone usée (surface, section).
- ❖ Quantité de produit d'usure.

REFERENCES

BIBLIOGRAPHIQUES

Références Bibliographiques

A. Cornet and J-P. Deville. Physique et Ingénierie des Surfaces. Monographie de Matériologie. EDS Sciences, Les Ulis, France, 1998.

Adrian – Ciprian PALADE, CARACTERISATION DU COMPORTEMENT MECANIQUE DE LA SOUS SURFACE D'UN POLYMERE PERCE, SOUS UNE SOLLICITATION DE TYPE HERTZIENNE, L'UNIVERSITE DE BOURGOGNE 2013.

AMRANI Hichem, CALCUL DE LA PRESSION MAXIMALE HERTZIENNE DU CONTACT CYLINDRE/PLAN (SIMULATION DU CONTACT AU NIVEAU DE LA HANCHE), UNIVERSITÉ DE BATNA 2012.

B. Bhushan. Introduction to Tribology. John Wiley & Sons, 2002.

B.Sneddon, I. N, 1965, The Relation between Load and Penetration in the Axisymmetric Boussinesq Problem for a Punch of Arbitrary Profile. Int. J. Eng. Sci. v. 3, pp. 47–57.

BARQUINS, M. (1994a). La tribologie, La science pour comprendre et maîtriser le frottement et l'usure. Bulletin de l'Union Des Physiciens N, 764.

Brunetière, N. (2021). Introduction à la tribologie.

C. FISCHER-CRIPPS The Hertzian contact surface Department of Applied Physics, University of Technology, Sydney, P.O. Box 123, Broadway, NSW 2007, Australia.

Cherfia, A. (n.d.). Étude comparative des modèles de contact entre deux surfaces rugueuses.

D. WHITEHOUSE et J. ARCHARD, «The properties of random surfaces of significance in the contact, » Proc. Roy. Soc. Lond. A, vol. 316, pp. 97-121, 1970.

Darque-Ceretti, E. (1997a). L'adhésion : les concepts et les causes. Revue de Métallurgie, 94(5), 617–633.

Définition de la tribologie, sur le site fr.wiktionary.org.

E. Darque-Ceretti, L'adhésion : les concepts et les causes, CEMEF - URA-CNRS, École Supérieure des Mines de Paris, Sophia Antipolis.

HADRI, Farouk, ETUDE EXPERIMENTALE ET NUMÉRIQUE DE L'EFFET DES PARAMÈTRES GÉOMÉTRIQUES D'UN CONTACT COIN SOUS CHARGEMENT COMBINÉ, UNIVERSITÉ DU QUÉBEC 2008.

INGLEBERT, G., DA SILVA BOTELHO, T. and LEMAIRE CARON, I, 2011. Théorie du contact de Hertz - Contacts ponctuels ou linéiques. Frottement, usure et lubrification.

J. A. Greenwood and J. B. P. Williamson. Contact of nominally flat surfaces. Proceedings of the Royal Society (London),

J. F. ARCHARD, Contact and Rubbing of Flat Surfaces, Research Laboratory, Associated Electrical Industries Limited, Aldermaston, and Berkshire, England 1953.

J.F. Archard. Contact and rubbing of flat surfaces. Journal of Applied Physics, 24 :981–988, 1953.

Jean Jacques Moreau, Contact et frottement en dynamique des systèmes de corps rigides, Laboratoire de Mécanique et Génie Civil Université Montpellier II, 2000.

Julian Durand. Approche multi-échelles des problèmes de contact et d'étanchéité. Autre. Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2012. Français.

K.L. Johnson. Contact Mechanics. Cambridge University Press, Cambridge, 1985.

M. Dupeux. Aide-Mémoire Sciences des Matériaux. Dunod, Paris.

Maëlen AUFRAY, Fascicule : Adhésion et Adhérence des Matériaux 2019.

Mohammed Nouari. Modélisation de l'usure par diffusion des outils de coupe en usinage à grande vitesse. Mécanique [physics.med-ph]. Université Paul Verlaine - Metz, 2000.

Persson, B. N. J. (2006). Contact mechanics for randomly rough surfaces. Surface Science Reports, 61(4), 201–227.

Poincaré, H. (1897). Les idées de Hertz sur la mécanique. Revue Générale Des Sciences VIII, 734.

R. Gras. Tribologie - Principes et Solutions Industrielles. Mécanique et Matériaux. Dunod.

RESSOURCE internet, mot clé (Élasticité, photoélasticimétrie, point isotrope, castem, Éléments finis).

SENHADJI Salima, Etude expérimentale du comportement au frottement et à l'usure en contact plan du laiton et du bronze en milieu lubrifié, UNIVERSITÉ DE ORAN 2018.

Sylvain Calloch, David Dureisseix, Didier Marquis. Mécanique des contacts. Licence. Mécanique des contacts, Cachan, France. 1999.

Valentin L. Popov, Contact Mechanics and Friction, Berlin University of Technology Institute of Mechanics.

Vencl, A. Otovic. Friction and wear processes - thermodynamic approach. Tribology in Industry,

Vincent, L., Berthier, Y., & Godet, M. (1990). Frottement et usure. Matériaux & Techniques, 78(11), 42–44.