

CONCEPTION ET OPTIMISATION D'UN NOUVEAU TRIBOMETRE UTILISANT LE PRINCIPE (BILLES SUR PLAN) POUR LE CONTACT ROULANT

M. RAHMANI, A. YOUSFI², D. BENSahal³

¹Univerité de Laghouat, BP G67 Laghouat, rahmanimed2@gmail.com

²Univerité de Laghouat, BP G67 Laghouat, a.yousfi@mail.lagh-univ.dz

³ Univerité de Laghouat, BP G67 Laghouat, d.bensahal@lagh-univ.dz

RÉSUMÉ

Les tests du contact roulant peuvent avoir l'avantage d'être des tests accélérés de la fatigue par contact roulant (RCF). Ceci est possible en testant les matériaux en un nombre minimum de cycles de chargement. Jusqu'à présent il existe peu de types de testeurs pour mesurer l'endurance des matériaux et le coefficient de frottement dans les conditions de roulement pur. Un dispositif de contact roulant qui utilise le principe (billes sur échantillon plat) à vitesse constante et continue a besoin d'être développé. Dans ce travail nous présentons un nouvel appareil utilisant le principe billes sur échantillon plat dans les conditions de pur contact roulant. Cet instrument est non seulement capable de mesurer l'endurance RCF mais il est capable aussi de mesurer le couple de frottement de roulement. Cet appareil a été conçu dans le but de neutraliser le spin des billes dans leur contact avec l'éprouvette. Dans ce système les deux bagues interne et externe sont en mouvement de rotation et entraînent les billes dans un mouvement contrôlé par deux points de contact angulaires. En plus du contact roulant sans spin cette conception offre un meilleur control des paramètres cinématiques que toutes les autres machines du genre. Une étude cinématique et mécanique complète a été effectué afin d'optimiser le design et démontrer son utilité.

Mots Clés: Tribomètre, Mécanique du contact, contact roulant, spin, RCF,

NOMENCLATURE

Symboles :

A : point de contact entre la bille et la bague extérieure
B : point de contact entre la bille et la bague intérieure
S : point de contact entre la bille et la surface de l'échantillon.
L = Durée de vie en nombre de cycles
P = Charge de contact [N/ bille]
 $r = d/2$ = rayon de la bille
 $R = D/2$ = rayon de l'orbite de la bille
S : point de contact entre la bille et la surface de l'échantillon.
V= Volume du matériau sous contrainte de cisaillement orthogonal τ_o
VA, VB, & VS= Vitesse linéaire du point A,B et S respectivement

z = Axe vertical instantané de Rotation passant par le centre de la bille

z_o = Profondeur en (mm) du cisaillement orthogonal maximum

Z = Axe principal de rotation.

Lettres grecques :

τ_o = Contrainte maximale de cisaillement orthogonal

ω = Vitesse angulaire du rotor [rad/sec].

ω_z = Résultante instantanée des projection des vitesses angulaires sur l'axe z

σ_{max} = Contrainte maximale de contact.

θ = demi angle du cône de la bague

Indices :

s= pour éprouvette plane (Point S)

i= pour bague intérieure (Point B)

o= pour bague extérieure (Point A)

1. INTRODUCTION

Jusqu'à présent il existe peu de testeur RCF communément utilisés dans la mesure de la durée de vie et du frottement des matériaux sous contrainte de contact roulant. Parmi ces testeurs RCF il y a ceux à contact linéaire (cylindres parallèles) [1-3], qui sont utilisés pour tester les matériaux impliqués dans des conditions de contact roulant. Pour le contact ponctuel on a le testeur pion/bille sur disque, [4], ainsi que le Testeur Billes sur cylindre [5], le testeur rainure en V et billes [6], les tribomètres à quatre billes [7], et celui à cinq billes [8], sont bien adaptés pour tester les éléments roulants et les échantillons sphériques (billes), Pour les échantillons plats plusieurs types de tribomètres sont disponibles [9-14].

Dans le cas des tribomètres utilisant des billes sur échantillons plats, le contact roulant est souvent accompagné de mouvement de glissement de billes. Dans le cas des billes qui roulent entre deux plans parallèles [10, 13, 14], les billes ne sont pas libres de rouler à cause de la cage. Il est de même pour la fameuse machine à quatre billes [12], où les billes roulent simultanément sur l'échantillon plat et sur la paroi latérale interne fixe du récipient cylindrique. Aucun des testeurs du contact roulant rotatifs existants et utilisant le principe billes sur plan, n'est capable de reproduire un pur contact roulant sans spin ni glissement dans de réelles conditions thermomécaniques.

Chaque bille qui roule sur un échantillon plat a deux mouvements différents. Le premier est la rotation dans le sens du roulement et il produit un contact roulant pur. Le second est appelé le spin, il consiste en une rotation autour de l'axe normal au plan de l'échantillon au point de contact, et produit donc un frottement de glissement supplémentaire pendant le test à la surface de contact. Dans les meilleures conditions tribologiques, l'usure et le frottement dû au spin peuvent être non négligeables.

Les résultats d'études sur le frottement de roulement de plusieurs thermoplastiques représentent une preuve supplémentaire que, pour des quantités équivalentes de déformation, le frottement de roulement est directement proportionnel aux pertes dynamiques mécaniques [13, 14]. Pour le frottement de roulement des effets de spin et autres déviations du mouvement de roulement pur ont été démontrées [14]. Toutefois, dans ce travail, nous présentons une solution pour les tests en utilisant des échantillons RCF plat comme dans le standard de la machine à quatre billes. En outre, ce dispositif est bien conçu pour mesurer les pertes mécaniques élevées dans les matériaux viscoélastiques tels que thermoplastiques et élastomères dans des conditions de contact de roulement pur.

2. MODELE MATHEMATIQUE/METHODE EXPERIMENTALE

2.1 Etude cinématique :

L'objectif principal dans la conception du noyau de ce tribomètre est de réduire le spin à zéro. Pour y arriver nous allons faire un balayage des paramètres géométriques afin de déterminer leur impact dans une étude cinématique aussi complète que possible. Les paramètres géométriques qui ont le plus d'influence sont : θ_o , et θ_i , Le diamètre D de la piste de roulement, et le diamètre des billes qui dans cette étude sera maintenu fixe $d=12.7$ mm.

Pour commencer il faut d'abord examiner le mouvement des billes. Chaque bille est tenue en position par trois points de contact A, B, et S. Les vitesses de ces trois points peuvent être déterminées en fonction des paramètres géométriques. Voir figures (II-1 a,b,c). En supposant que le contact aux points A, B, et S se fait sans glissement, on peut exprimer les vitesses linéaires de ces trois points comme suit :

$$V_A = \omega(R + r\cos\theta_o) \quad (1), \quad V_B = \omega(R - r\cos\theta_i) \quad (2), \quad V_S=0 \quad (3)$$

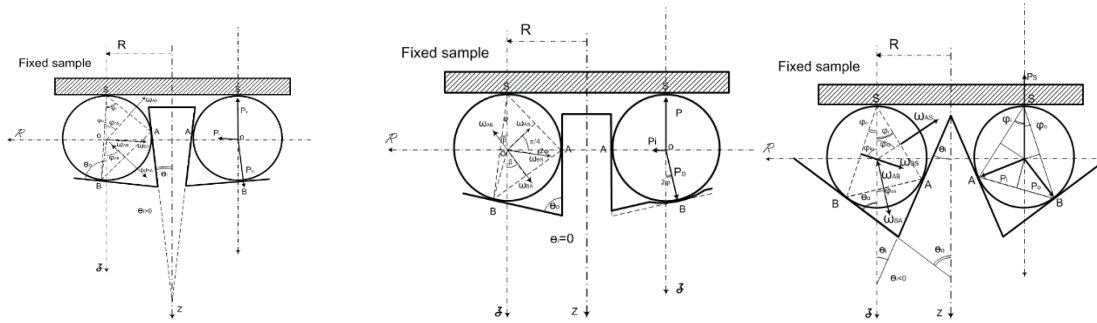


Figure (1-a) $\theta_0 > 0$, et $\theta_i > 0$ Figure (1-b) $\theta_0 > 0$, et $\theta_i = 0$ Figure (1-c) : $\theta_0 > 0$, et $\theta_i < 0$

Chaque bille selon la figure (1) est en train de tourner simultanément autour de trois axes différents à des vitesses angulaires ω_{AS} , ω_{AB} , ω_{BA} et ω_{BS} où

$$\omega_{AS} = \frac{V_A}{AS} = \frac{2}{AS} \omega (R + r \cos \theta_0) \quad (4) \quad \omega_{BS} = \frac{V_B}{BS} = \frac{2}{BS} \omega (R - r \cos \theta_i) \quad (5)$$

$$\omega_{AB} = \frac{V_A}{AB} = \frac{2}{AB} \omega (R + r \cos \theta_0) \quad (6) \quad \omega_{BA} = \frac{V_B}{BA} = \frac{2}{BA} \omega (R - r \cos \theta_i) \quad (7)$$

La projection des vitesses angulaires citées ci-dessus sur l'axe vertical instantané z permet d'avoir après traitement et simplification la résultante instantanée ω_z comme suit :

En posant $\rho = R/r = D/d$ et après simplification l'équation (8) devient

$$\omega_z = \omega \left[\frac{\rho + \cos \theta_0}{\tan(\frac{\pi}{4} + \frac{\theta_0}{2})} + 1 + \cos(\theta_0 + \theta_i) - \frac{\rho - \cos \theta_i}{\tan(\frac{\pi}{4} - \frac{\theta_i}{2})} \right] \quad (8) \quad \text{avec } \rho = R/r = D/d$$

Nous posons $\omega_z = 0$ pour un spin nul, et nous obtenons l'équation suivante :

$$\frac{\rho + \cos \theta_0}{\tan(\frac{\pi}{4} + \frac{\theta_0}{2})} + 1 + \cos(\theta_0 + \theta_i) - \frac{\rho - \cos \theta_i}{\tan(\frac{\pi}{4} - \frac{\theta_i}{2})} = 0 \quad (9)$$

En prenant $\theta_0 \in]0 - \pi/2$ [on peut résoudre l'équation (9) pour chaque valeur de ρ : figure 2

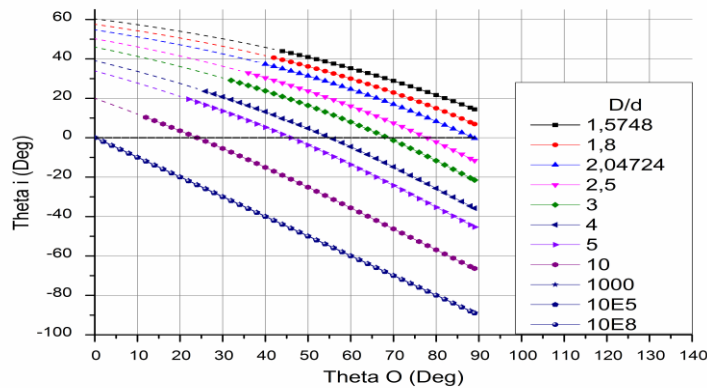


Figure (2) : Courbes représentatives de θ_i en fonction de θ_0 convertis en degrés pour trois valeurs de $\rho = D/d$.

Nous constatons cependant que pour $\rho < 2.047$ l'angle θ_i reste toujours positif. Pour les très grandes valeurs de ρ l'angle θ_i est toujours égal à $(-\theta_0)$ ce qui donne une rainure droite en V symétrique. Les zones en pointillés sur les graphes sont des zones où $\theta_i \geq \theta_0$ le design est inconcevable.

2.2 Étude mécanique : Les réactions aux forces de contact entre la bille et la surface plane de l'échantillon P_s sont respectivement P_i sur la bague intérieure et P_o sur la bague extérieure. La figure (3) montre que pour les

angles θ_0 proche de $\pi/2$ on a (P_i/P_s) tend vers une valeur négligeable alors que (P_o/P_s) est décroissant et tend vers l'unité.

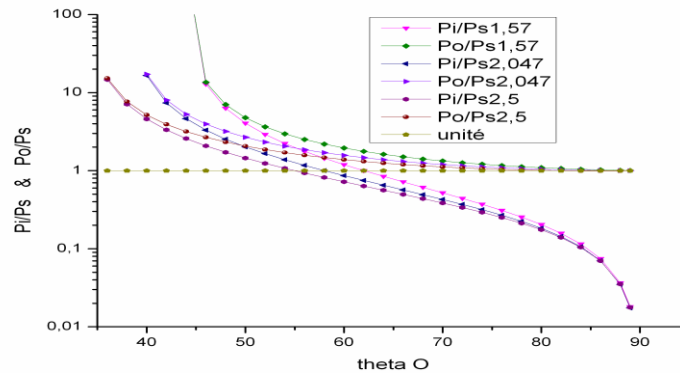


Figure (3) : Variations des rapports de forces de contact (P_i/P_s) et (P_o/P_s) en fonction de θ_0 pour différentes valeurs du rapport de $\rho=D/d$.

Donc pour réduire les contraintes de contact il est judicieux de creuser une gorge profonde dans la bague extérieure voir la partie droite de la figure (1-b)

2.3 Choix des matériaux et des paramètres géométriques des bagues :

La rainure en V est formée par l'axe central qui joue le rôle de la bague intérieure de conicité θ_i et une bague extérieure de conicité $\theta_o > 0$. La bague extérieure doit contenir une gorge profonde de rayon de courbure $r_g=6.63$ mm comme dans les roulements afin de réduire les contraintes de contact avec les billes. Le matériau sélectionné pour ces deux bagues est le 42CrMo4 (42CD4) pour sa trempabilité ($E=200$ GPa, $\nu=0.29$). Les billes ont un diamètre de 12.7 mm. Elles sont faites d'acier spécial pour roulements. Les éprouvettes peuvent être des disques de différentes épaisseurs. elles peuvent être de matériaux élastiques ou viscoélastiques, mais pour cette étude nous allons sélectionner le 42CrMo4 (42CD4) pour comparer la durée de vie des bagues contre celle de l'échantillon. En utilisant des méthodes conventionnelles le fini de surfaces doit être de l'ordre de $R_a = 0.05 \mu\text{m}$ pour les bagues et meilleur que $0.05 \mu\text{m} R_a$. Pour les billes.

3. RESULTATS

Les résultats de cette étude peuvent être mis en évidence par une analyse des contraintes de contact, et un calcul comparatif de la durée de vie.

3.1 Contraintes de contact

La contrainte de contact σ_{\max} et de cisaillement orthogonal $2\tau_o$ calculées par la théorie de Hertz pour une charge $P_s=100\text{N/bille}$ sont exprimées dans la figure (4) en fonction de θ_0 . Pour les angles θ_0 proches de $\pi/2$ les solutions sont très confortables et fort intéressantes pour les deux bagues extérieure et intérieure.

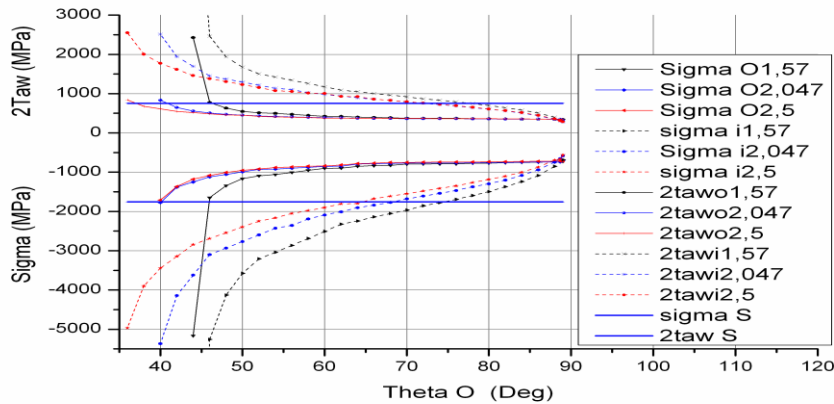


Figure (4) : Contraintes de contact σ_{\max} et $2\tau_o$ dans les deux bagues intérieure et extérieure en fonction de θ_o pour $\rho=D/d= 1.57$, $\rho=2.047$, et $\rho=2.5$

3.2 Calcul et analyse de la durée de vie :

L’approche de Lundberg-Palmgren [18] est utilisée pour prédire la durée de vie des éléments impliqués dans le contact. En utilisant les valeurs $e = 1.11$; $c/e = 9.3$; and $h = 2.33$ de l’article de Lundberg and Palmgren [18], et en prenant $A=1$ pour des conditions idéales, la durée de vie L des éléments peut être exprimée comme suit :

$$L = A \left[\frac{1}{\tau_0} \right]^{9.3} \left[\frac{1}{V} \right]^{1/1.11} [Z]^{2.33/1.11} \quad (10)$$

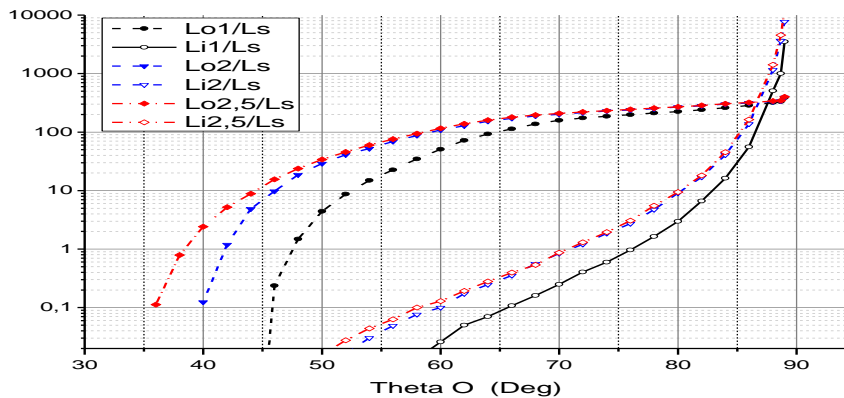


Figure (5) Variations des rapports de durées de vie Lo/Ls , et Li/Ls des bagues extérieure et intérieure en fonction de l’angle θ_o pour $D/d=1.57$ $D/d=2.047$ et $D/d=2.5$

4. CONCLUSIONS

L’objectif principal de ce travail est l’investigation des différentes possibilités offertes lors de la conception du noyau d’un nouveau tribomètre. Durant les différentes étapes de la conception de ce nouveau tribomètre, nous avons été guidé dans une étude cinématique par une relation reliant différents paramètres géométriques qui ensemble permettent d’avoir une conception d’un système tribologique qui utilise des billes sur échantillon plat sans glissement du au spin. Une étude mécanique du contact en utilisant la théorie de Hertz nous a à son tour

guidé à restreindre et à cibler les intervalles de sélection des paramètres géométriques en réduisant les contraintes de contact sur les surfaces des pièces maîtresses du noyau. Enfin l'étude de la durée de vie par l'approche de Lundberg et Palmgren a permis de cerner, de confirmer et d'apporter plus de précision aux résultats des études précédentes. En conclusion pour un bon design on doit utiliser un rapport D/d le plus faible possible, un angle θ_0 le plus élevé possible tout en restant en dessous de $\pi/2$.

REFERENCES

- [1] Soda N, Kimura Y, Sekizawa M. Wear of steel rollers under rolling-sliding contact. *Bull. JSME* 1972; 15(85)
- [2] Chen Y K. *Tribology of polymers and composites in unlubricated rolling-sliding contact*. PhD. Thesis, The University of Birmingham, 1993.
- [3] Al-Sabti S L, and Stolarski T A. Surface fatigue of brittle polymers in rolling line contact. *Tribology International* 1998; 31(11), pp 695-699.
- [4] Kelly GR., and Finlayson TR. Modification of a pin on disk wear machine for rolling contact wear. *Wear* 1998; 214: 287-288
- [5] Glover D., A ball-rod rolling contact fatigue tester. in: J.J.C. Hoo Ed..., Rolling Contact Fatigue Testing of Bearing Steels, *ASTM STP771* 1982; pp. 107-124.
- [6] Galbato AT, Cundill RT, Harris TA. Fatigue life of silicon-nitride balls. *Lubr Eng* 1992; 48(11) pp 886-894.
- [7] Tourret R, and Wright EP. *Rolling contact fatigue: Performance testing of lubricants*, Heyden & Son LTD, London, 1977; pp 1-148.
- [8] Parker RJ, Zaretsky EV. Fatigue life of high-speed bearing with silicon nitride balls. *J Lubr Technol, Trans ASME* 1975; 7, pp 350-357.
- [9] Dalal HM, Chiu YP, Rabinowicz E. Evaluation of hot pressed silicon nitride as a rolling bearing materials. *ASLE Trans* 1975; 18(3), pp 211-221.
- [10] Choi BY, shin JH, Bahng GW, Yoon KB. Metallographic study on rolling contact fatigue of 0.44%C-1.71Mn induction-hardened bearing steels. *Wear* 1996; 192: 1-5
- [11] Kalin M, Vizintin J. A rolling-contact device that uses the ball-on-flat testing principle. *Wear* 2004; 256
- [12] Hadfield M. *Rolling contact fatigue of ceramics*, PhD thesis, Dept. of mechanical engineering , Brunel University. 1993
- [13] Flom DG. Rolling Friction of Polymeric Materials. I. Elastomers, *J. Appl. Phys.* 1960; 31(2), pp. 306-314.
- [14] Flom, DG. Rolling Friction of Polymeric Materials. II. Thermoplastics, *J. Appl. Phys.* 1961; 32(8), pp. 1426
- [15] Ahmad R, Hadfield M. Rolling contact fatigue performance of detonation gun coated elements. *Tribology International* 1997; 30(2), pp 129-137.
- [16] Rahmani, M, Tribomètre à trois billes pour le frottement de roulement. *Algerian patent* 2005; PCT/DZ2005/000003
- [17] Kingsbury E, Pepper SV, Ebihara BT. Vacuum Three-Ball Tribometer for Testing Liquid Lubricants. *Trans. ASME, J. Trib.* 1997; 119: 525-530.
- [18] Lundberg G, Palmgren A. Dynamic Capacity of Rolling Bearings, *Acta Polytechnica Mech. Eng. Series* 1947; 1(3).
- [19] Stolarski TA, Hosseini SM, Tobe S. Surface fatigue of polymers in rolling contact. *Wear* 1998; 214
- [20] Hosseini SM, Stolarski TA. Phenomenology of surface failure of poly(methylmethacrylate) resulting from rolling contact fatigue. *J. Appl. Polym. Sci.* 1995; 56: 311-316.