

## INFLUENCE DES RUGOSITES DE SURFACE SUR LA FATIGUE DE CONTACT EN ROULEMENT

Emmanuelle QUERLIOZ, Fabrice VILLE, Philippe SAINOT & Ton LUBRECHT

Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures

LaMCoS, INSA-Lyon, CNRS UMR5259, F69621, France

*fabrice.ville@insa-lyon.fr*

### Résumé :

*La fatigue de contact est essentiellement initiée en surface. Un modèle analytique a été développé afin de déterminer les surpressions dues aux rugosités en condition de contact sec élastique. Une analyse du champ de contrainte a été conduite ensuite afin d'identifier le cisaillement maximum. Enfin, un abaque de risque en fonction des paramètres de rugosité et des conditions de contact est proposé.*

### Abstract :

*The authors have developed an analytical model in order to evaluate the pressure increase due to roughness profile under elastic dry contact assumptions. An analysis of the stress field is conducted in order to identify the maximum shear stress induced by the surface roughness and its position. Thus a risk master curve is proposed as a function of the roughness parameters and contact conditions. Finally, an analysis of the surface roughness influence on the damage encountered in rolling element bearings is proposed. The experimental fatigue life reduction observed is compared to the numerical results.*

### Mots-clefs :

**Fatigue de Contact, rugosité, roulement**

### 1 Introduction

De nos jours, la fatigue de contact est essentiellement due à des endommagements initiés en surface par des défauts produits par la pollution solide du lubrifiant (Lubrecht *et al.* - 1992, Coulon *et al.* - 2002) ou par la finition des surfaces (Zhou *et al.* - 1989). Le but du travail présenté ici est d'analyser l'influence, sur la fatigue de contact, de la rugosité qui modifie la distribution de la pression de contact ce qui induit des concentrations de contraintes proches de la surface.

La distribution de pression dans un contact ponctuel sec due à la rugosité est d'abord étudiée. Cette étude est alors complétée par une analyse des contraintes maximales de cisaillement utilisées comme critère de fatigue puisque à l'origine de la mobilité des dislocations qui conduisent à l'initiation et à la propagation de fissures : Lamagnère *et al.* (1998). Un critère de limite d'endurance est établi en utilisant les relations simples obtenues entre la contrainte de cisaillement et la distribution de pression due à la rugosité. Ce critère permet de prévoir si il y a risque d'endommagement mais ne donne pas de valeur quantitative de la réduction de la durée de vie. Le volume surcontraint est finalement étudié puisque, quelque soit l'approche concernant la prédiction de la fatigue de contact (Coulon -2001), il apparaît que le niveau de contrainte et le volume concerné sont les deux paramètres principaux. Finalement une courbe de risque de fatigue due aux rugosités est établie.



avec :

- a : rayon de l'aire de contact,
- $R_x$  : rayon de courbure réduit des corps en contact,
- $\delta$  : déformation maximale en  $x=y=0$ .

Ainsi, le paramètre de Johnson devient :  $\chi = \frac{\pi^2}{2} \frac{\overline{\text{amp}}}{\bar{\lambda}}$

Pour un contact rugueux, la distribution de pression peut être considérée comme la superposition de la pression due aux surfaces lisses et d'une modulation due à la rugosité. Cette modulation dépend de deux paramètres : l'amplitude et la longueur d'onde de la rugosité.

### 3 Contrainte de cisaillement maximale

#### Valeur et position

Pour un contact hertzien linéique ou ponctuel, la valeur et la position de la contrainte de cisaillement maximale dépendent de la pression maximale de Hertz et de la demi-largeur de contact :

- contact ponctuel :  $T_{\max} = \tau_{\max} / p_{hc} = 0.31$  ;  $Z = z/a = 0.48$
- contact linéique :  $T_{\max} = \tau_{\max} / p_{hl} = 0.30$  ;  $Z = z/b = 0.78$

Pour un contact rugueux, le champ de contrainte est la superposition du champ hertzien et de celui dû à la rugosité. A partir des hypothèses des massifs semi-infinis et en utilisant les transformées de Fourier, pour une distribution de pression donnée ( $p(y) = \Delta p \cos(\frac{2\pi}{\lambda} y)$ ), le maximum de la contrainte de cisaillement maximale et sa position sont calculés :

$$z = \frac{\lambda}{2\pi} ; \quad \tau_{\max} = \frac{|\sigma_{zz} - \sigma_{yy}|}{2} = \left| \frac{\Delta p}{e} \right| \approx 0.368 \Delta p$$

Dans le cas d'un contact hertzien lisse, en considérant les contraintes dans la peau du massif (premiers micromètres), les différences entre les termes du tenseur des contraintes donnent :

$$\begin{cases} |\sigma_{xx} - \sigma_{yy}| = 0 \\ |\sigma_{zz} - \sigma_{xx}| = |\sigma_{zz} - \sigma_{yy}| = 0.2 p_h \end{cases}$$

Ainsi, pour un contact rugueux ponctuel, le maximum de la contrainte de cisaillement maximale totale devient :

$$\tau_{\max} = \frac{|\sigma_{zz} - \sigma_{yy}|}{2} = 0.368 \Delta p + 0.1 p_h$$

Soit sous forme adimensionnée :  $T_{\max} = \frac{\tau_{\max}}{0.31 p_h} = 1.187 \Delta P + 0.3226$

Ainsi, il est montré que le maximum de la contrainte de cisaillement maximale est observé à la profondeur de Hertz jusqu'à  $\Delta P = 0.57$  soit  $\chi = 0.57$  et proche de la surface pour  $\chi \geq 0.57$ . En utilisant un modèle numérique (Mayeur *et al.* – 1995), les résultats précédents sont confirmés (Figure 2). La figure 3 donne le maximum de la contrainte de cisaillement maximale en fonction du paramètre  $\chi$ .

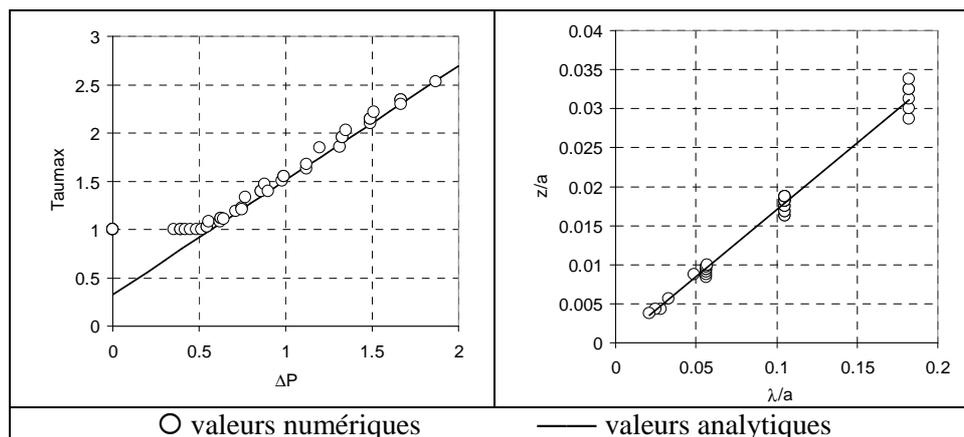


FIG. 2 – Contrainte de cisaillement maximale due à la rugosité

### Limite d'endurance

Dans la littérature, une limite inférieure H1 de la durée de vie infinie est définie en terme de pression hertzienne comme la valeur maximale qui ne provoque aucune déformation plastique locale dans le matériau : Lamagnere *et al.* (1998). Cette limite inférieure est obtenue en comparant la contrainte de cisaillement maximale à la limite d'élasticité de cisaillement obtenue à 20  $\mu\text{def}$ .

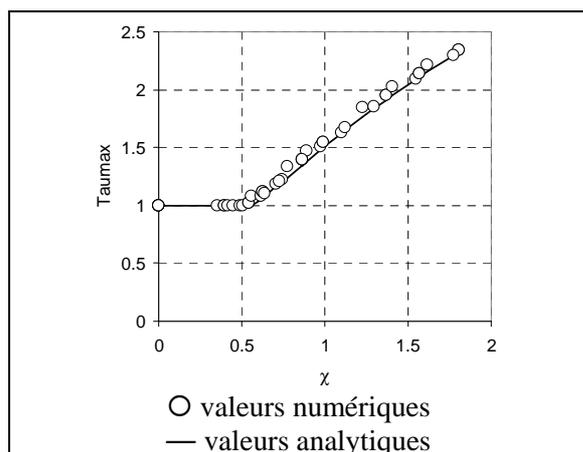
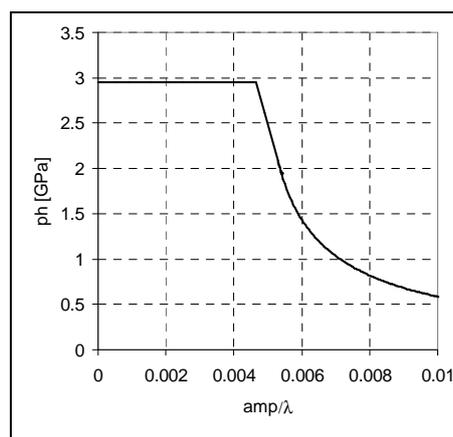
FIG. 3 – Contrainte de cisaillement maximale en fonction du paramètre  $\chi$ 

FIG. 4 – Limite d'endurance H1 pour l'acier 100Cr6

A partir du paramètre  $\chi$ , le maximum de la contrainte de cisaillement maximale  $T_{\max}$  peut être calculé et comparé à la valeur limite adimensionnée ( $T_{\text{lim}} = \tau_f / (0.31 p_h)$ ). Si  $T_{\max} < T_{\text{lim}}$ , il n'y a pas de risque d'endommagement dans le cas contraire, il y a risque.

La limite d'endurance est tracée en valeurs dimensionnées (pour une pression maximale de Hertz donnée  $p_{hc}$ , la géométrie de la surface rugueuse pour laquelle la contrainte de cisaillement maximale est inférieure à la limite élastique  $\tau_f$  est déterminée). Par exemple pour un acier 100Cr6 avec une limite élastique en cisaillement de 915 MPa, la limite d'endurance H1 est donnée à la figure 4.

La figure 4 est très utile car tracée en valeurs dimensionnées mais elle dépend des propriétés du matériau. Par contre la figure 3, tracée en valeurs adimensionnées, peut être utilisée quelquesoit le matériau.

### Volume contraint

Le niveau de contrainte et le volume surcontraint sont les deux paramètres principaux déterminant la durée de vie en fatigue de contact. Pour un contact rugueux, le niveau de contrainte dépend directement de la surpression. La figure 5 montre la distribution de pression et les champs de contrainte élastiques associés pour deux surfaces rugueuses.

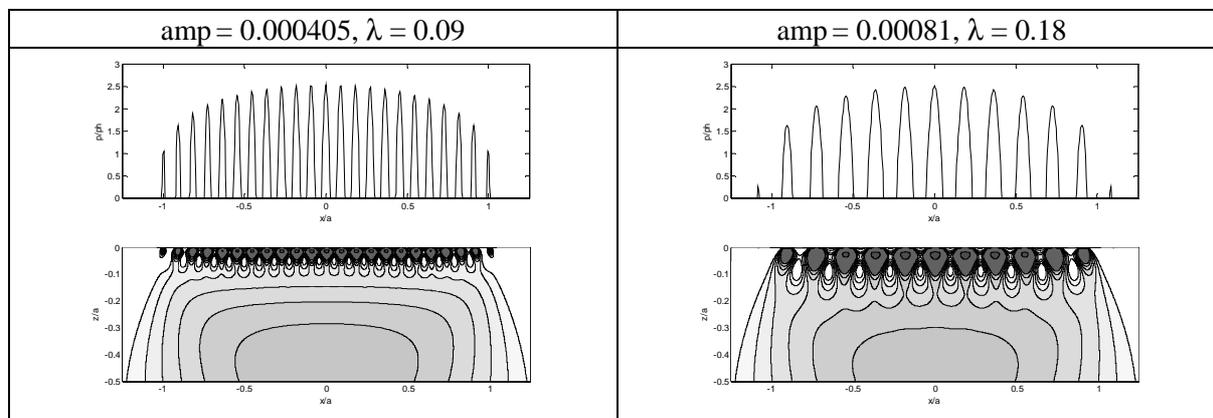


FIG. 5 – Pression adimensionnée et Contrainte de cisaillement maximale dans le plan  $X = 0$

Le rapport amplitude sur longueur d'onde, pente de la rugosité, est constant, mais chacune des caractéristiques est divisée par 2 et la configuration correspond à un contact continu. La surpression dépend directement de la pente de la rugosité et est donc identique dans les deux cas. Le volume surcontraint associé dépend uniquement de la longueur d'onde (aires elliptiques de demi largeurs  $\bar{\lambda}/5$  et  $\bar{\lambda}/4$ ).

### 4 Courbe de risque d'endommagement

La courbe de risque est obtenue en intégrant la contrainte de cisaillement maximale  $\tau$  à la puissance  $31/3$  sur le volume contraint :  $r_e = \int_v \tau^{31/3} dv$

Le risque d'endommagement adimensionné est défini comme le rapport du risque pour un contact rugueux sur le risque d'un contact lisse sous la même pression maximale de Hertz. A partir des résultats précédents sur la valeur et la position de la contrainte de cisaillement maximale et des volumes contraints, le risque adimensionné pour un contact rugueux peut être obtenu analytiquement (figure 6) :

$$R_e = \frac{\int_v T_{\text{rough}}^{31/3} dV}{\int_v T_{\text{smooth}}^{31/3} dV} = \frac{2\pi\bar{R} T_{\text{max}}^{10} \frac{\pi\bar{\lambda}}{60} + 2\pi\bar{R} \times 0.22}{2\pi\bar{R} \times 0.22} = \frac{T_{\text{max}}^{10} \frac{\pi\bar{\lambda}}{60}}{0.22} + 1$$

### 5 Conclusion

Basé sur l'étude des surpressions induites par la rugosité en fonction des paramètres géométriques, amplitude et longueur d'onde, une analyse des contraintes a été conduite. Une relation simple entre la surpression et la contrainte de cisaillement de maximale a permis d'obtenir une limite d'endurance utile pour estimer la sévérité du contact. Malheureusement, un tel critère ne peut pas prévoir la réduction de durée de vie en fatigue. De ce fait, un risque d'endommagement est défini comme l'intégrale de la contrainte de cisaillement sur le volume

contraint. Connaissant la géométrie de la rugosité et les conditions de fonctionnement, un abaque de risque d'endommagement, qui prévoit le risque relatif pour les contacts rugueux, est obtenu. Quelques expériences confirment que l'approche de risque d'endommagement pourrait donner une bonne idée de la réduction de la vie de fatigue : Paulin (2003).

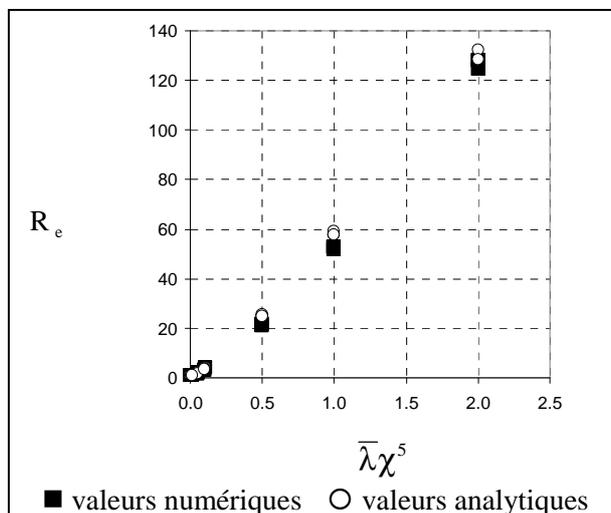


FIG. 6 – Risque adimensionné

### Remerciements

Les auteurs remercient Anne Labiau, Hervé Julien et Christophe Paulin pour leur aide.

### Références

- Lubrecht, A.A., Dwyer-Joyce, R.S., Ioannides, E, 1992, "Analysis of the Influence of Dentation on Contact Life", Proceedings of the 19<sup>th</sup> Leeds-Lyon Symposium on Tribology, D. Dowson, C.M. Taylor and M. Godet, Elsevier, Amsterdam, in Tribology Series, Vol.27, pp.173-181.
- Coulon, S.; Ville, F ; Lubrecht, A A, 2002, "Effect of a Dent on the Pressure Distribution in Dry Point Contacts", Journal of Tribology, vol. 124, no.1, pp. 220-223
- Zhou, R.S., Cheng, H.S., Mura, T., 1989, "Micropitting in Rolling and Sliding Contact Under Mixed Lubrication", Journal of Tribology, vol. 111, n°4, pp. 605-613.
- Lamagnere P., Fougères R., Lormand G., Vincent A., Girodin D., Dudragne G., Vergne F., A Physically Based Model for Endurance Limit of Bearing Steels, Journal of Tribology, 1998, Vol. 120, pp.421-426.
- Mayeur C., Sainsot P. and Flamand L., 1995, "A numerical elastoplastic model for rough contact", Journal of Tribology, vol. 114, no.3, pp.422-429
- Johnson K.L., 1985, "Contact mechanics", Cambridge University Press, Cambridge, 452 p.
- Coulon, S., "Prediction de la durée de vie des contact ponctuels lubrifiés en présence d'indentation", Thèse de doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2001.
- Paulin, C. ; Ville, F. ; Sainsot, P. ; Coulon, S. ; Lubrecht, A. A., 2003, "Effect of rough surfaces on rolling contact fatigue – Theoretical and experimental analysis", 30th Leeds-Lyon Symposium on Tribology. Elsevier tribology series , Lyon, Vol.43. p. 611 -617.