

# IMPACT DE LA LUBRIFICATION ET DE LA CONTAMINATION

## *sur la durée de vie des roulements, partie 2*

De nombreux facteurs influent sur la durée de vie des roulements. La lubrification et la contamination figurent parmi les plus importants. Une meilleure compréhension des mécanismes conduisant à une réduction de la durée de vie des roulements sous l'influence de ces facteurs peut nous aider à améliorer la conception et, par conséquent, le fonctionnement des roulements. La seconde et dernière partie sur ce thème est consacrée à la contamination.

**L'utilisation de roulements** dans les machines offre l'avantage indéniable de réduire les pertes par frottement et d'augmenter ainsi l'efficacité globale du système mécanique. Pour ce faire, il est indispensable que le risque de défaillance liée à la fatigue soit suffisamment réduit. Des indentations dues à l'intrusion de particules et des marques de contamination sur les pistes des roulements peuvent induire des concentrations de contraintes et favoriser les défaillances liées à la fatigue. Toutefois, le film lubrifiant qui se forme au niveau de l'indentation et des contraintes locales induites en surface joue un rôle important pour atténuer l'effet de mécanisme déclencheur de la fissuration.

Cette deuxième et dernière partie de notre article est consacrée à une méthodologie visant à faire le lien entre, d'une part, le film micro-EHD et les contraintes locales qui découlent des indentations dues à la contamination et, d'autre part, la résistance à la fatigue des roulements. Une évaluation de la méthode appliquée au calcul de la capacité

de charge dynamique des roulements est également présentée. La comparaison entre la durée de vie déterminée de façon expérimentale et celle calculée d'après la théorie prédictive dont il est question ici montre l'aptitude du modèle présenté à tenir compte de l'effet combiné de la lubrification et du niveau de contamination sur la durée de vie du roulement.

### 1. LE COEFFICIENT DE CONTAMINATION

D'après Ioannides et al. [1] et la norme internationale ISO 281:2007 [2], la durée de vie nominale modifiée des roulements est fournie (avec une fiabilité de 90 %) par la formule suivante :

$$L_{10m} = a_{skf} \left( \frac{C}{P} \right)^p \quad (1)$$

Dans cette équation, C représente la charge dynamique de base du roulement, P est la charge équivalente et p, un exposant (3

pour les roulements à billes et 10/3 pour les roulements à rouleaux).  $a_{skf}$  est le coefficient de correction de la durée de vie tel que défini dans les références [1] et [2] d'après la formule suivante :

$$a_{skf} = \frac{1}{10} \left\langle 1 - \left( \eta \frac{P_u}{P} \right)^w \right\rangle^{-c/e} \quad (2)$$

Dans l'équation (2),  $P_u$  représente la limite de fatigue du roulement,  $w$ ,  $c$  et  $e$  sont des exposants constants et  $\eta$  est un coefficient de pénalité défini comme suit :  $0 \leq \eta \leq 1$ . Cette pénalité appliquée à la charge vise à fournir une moyenne pour le niveau de contrainte réelle du contact roulant qui s'ajoute à la contrainte hertzienne idéalisée. Comme expliqué dans la référence [3], ainsi que dans la partie 1 du présent article [4], ce coefficient de pénalité peut être décrit comme le produit de deux valeurs concomitantes, le coefficient de lubrification  $\eta_b$  et le coefficient de contamination  $\eta_c$ ; comme suit :  $0 \leq \eta_b \cdot \eta_c \leq 1$ .

En présence de pistes de roulement lisses et parfaitement lubrifiées avec un lubrifiant exempt de particules de contamination, nous pouvons supposer dans l'idéal que  $\eta_b = 1; \eta_c = 1$ , et aucune autre pénalité n'est appliquée à la durée de vie du roulement. Cette condition est indiquée par l'indice  $s$  signifiant *smooth* (lisse).

Pour des conditions de service similaires mais avec une huile contenant des particules de contamination, les formules  $\eta_b = 1$  et  $\eta_c < 1$ , seront utilisées pour tenir compte des contraintes supplémentaires localisées induites par l'indentation des pistes causée par cette contamination. Cette condition est indiquée par l'indice  $d$  signifiant *dented* (*indentation*).

Nous pouvons alors redéfinir le coefficient de correction de la durée de vie pour les conditions *lisse* et *indentation* comme suit :

$$a_{skf, smooth} = \frac{1}{10} \left\langle 1 - \left( \frac{P_u}{P} \right)^w \right\rangle^{-c/e} \quad (3)$$

with  $\eta_b = 1; \eta_c = 1$

$$a_{skf, dented} = \frac{1}{10} \left\langle 1 - \left( \eta_c \frac{P_u}{P} \right)^w \right\rangle^{-c/e} \quad (4)$$

with  $\eta_b = 1; \eta_c < 1$

La réduction de la résistance à la fatigue, résultant de l'indentation de la piste de roulement sous l'effet de la contamination, peut être quantifiée par rapport à la durée en fatigue théorique d'un roulement dans des conditions *lisses* et d'*indentation*. Cette évaluation repose sur le coefficient de durée de vie suivant :

$$\frac{L_{10, d}}{L_{10, s}} = \frac{a_{skf, dented}}{a_{skf, smooth}} \quad (5)$$

Le coefficient ci-dessus peut être évalué numériquement, en revenant à la contrainte et en utilisant la formule de durée en fatigue de Ioannides-Harris [5] appliquée à la géométrie réelle du contact roulant :

$$\ln \frac{1}{S} \approx A \cdot N^e \int_{V_R} \frac{\langle \tau_i - \tau_u \rangle^c}{z^h} dv \quad (6)$$

Dans l'équation (6),  $S$  représente la probabilité de survie du contact roulant,  $N$  est le nombre de cycles de contrainte en fatigue,  $A$  est une constante d'échelle,  $\tau_i$  est le critère de fatigue,  $\tau_u$ , la contrainte de cisaillement,  $z^h$  la profondeur moyenne pondérée de la contrainte et  $V_R$ , le volume de contrainte concerné par le contact hertzien. Il convient de noter toutefois que la grandeur pertinente de l'équation (6) influant sur le coeffi-

cient de durée de vie (5) est l'intégrale des contraintes liées au volume, à savoir :

$$I = \int_{V_R} \frac{\langle \tau_i - \tau_u \rangle^c}{z^h} dv \quad (7)$$

À partir de la notation ci-dessus, la résistance à la fatigue d'un contact roulant peut être exprimée comme suit (avec  $u$  correspondant au nombre de passages des indents dans le contact par tour) :

$$L_{10} = \frac{N}{10^6 u} \approx \frac{1}{u} \cdot \left( \frac{\ln(1/S)}{A \cdot I} \right)^{1/e} \quad (8)$$

Dans cette équation, l'intégrale des contraintes ( $I$ ) peut être calculée pour un contact indenté et pour un contact idéalement lisse. Elle peut ainsi être utilisée pour l'estimation de l'effet attendu sur la durée de vie du roulement également indiquée par le coefficient de durée de vie de l'équation (5). En d'autres termes, la formule suivante s'applique :

$$\frac{L_{10, d}}{L_{10, s}} = \frac{a_{skf, dented}}{a_{skf, smooth}} = \left( \frac{I_{smooth}}{I_{dented}} \right)^{1/e} \quad (9)$$

L'insertion des équations (3) et (4) dans l'équation (9) conduit à l'équation théorique décrivant le coefficient de conta-

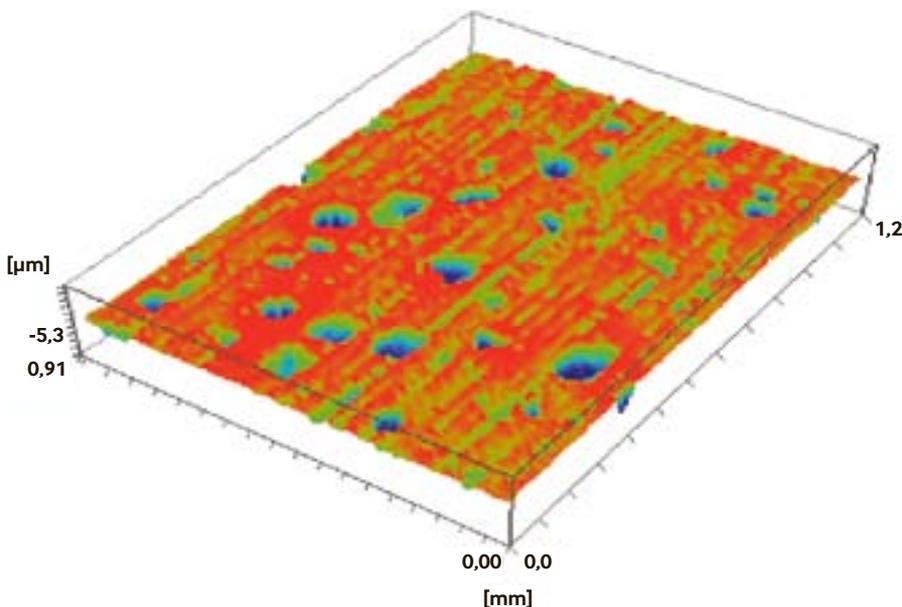


Fig. 1 : exemple de mappage 3D type d'un échantillon de piste de roulement indentée par des particules de contamination.

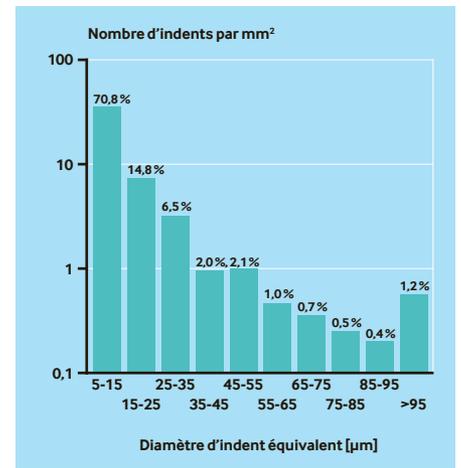


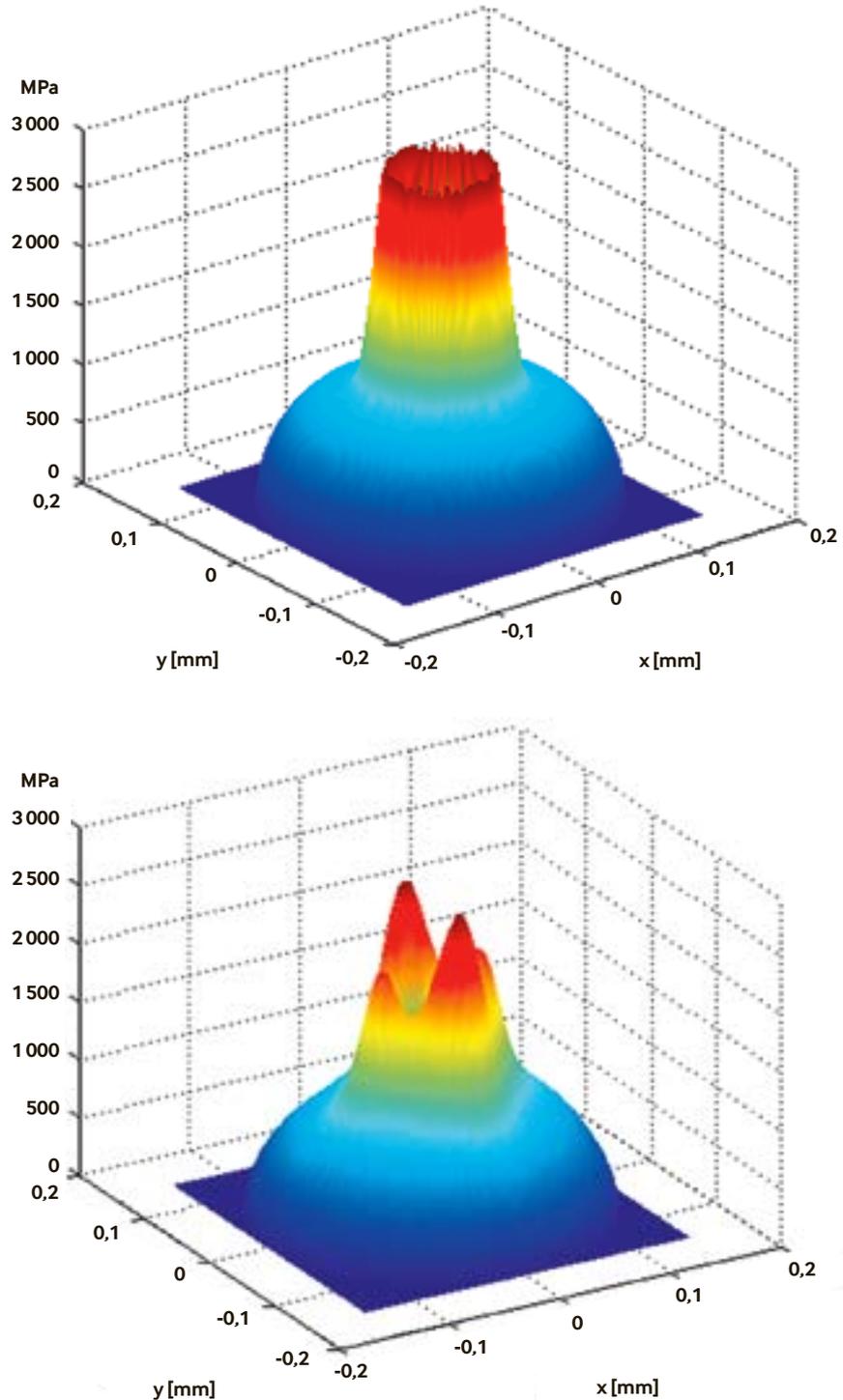
Fig. 2 : exemple de statistiques sur une population d'indents fournies par le mappage 3D d'un échantillon de piste de roulement. Le roulement était soumis à un niveau élevé de contamination, compris dans la plage -/19/16 à -/21/17, selon la méthode de codification du niveau de pureté ISO 4406.

mination  $\eta_c$  sur la base des conditions de contraintes réelles d'un contact indenté par des particules :

$$\eta_c = \frac{P}{P_u} \left\langle 1 - \left\langle 1 - \left( \frac{P}{P_u} \right)^w \right\rangle \cdot \left( \frac{I_{smooth}}{I_{dented}} \right)^{-1/c} \right\rangle^{1/2} \quad (10)$$

Grâce à l'équation (10), des valeurs numériques de  $\eta_c$  peuvent être déterminées en partant du calcul de l'intégrale des contraintes en fatigue liées au volume, estimée pour les différents niveaux d'indentation due à la contamination. Concrètement, le coefficient de durée de vie de l'équation (9) est évalué pour représenter des roulements exposés à des lubrifiants présentant différentes teneurs en particules en s'appuyant sur la méthodologie micro-EHD décrite dans la première partie du présent article [4]. Ce calcul requiert une mesure de la quantité d'indents présents sur des pistes types de roulements exposées à des lubrifiants présentant divers degrés de contamination par des particules. La mesure statistique de la quantité d'indents présents sur la piste de roulement (Fig. 2) peut fournir une représentation directe de l'impact de la pureté d'une huile donnée et des conditions de service associées.

L'évaluation de ces conditions de contraintes résultant de différents types de distribution des indents peut être réalisée de différentes manières : i) selon une méthode directe explicite, en partant du mappage 3D des zones indentées des pistes (Fig. 1) et en procédant comme indiqué dans la première partie [4] pour le calcul de l'intégrale des contraintes du coefficient de lubrification ; ou ii) implicitement, en calculant l'intégrale des contraintes pour différentes géométries d'indents (indents de référence) et conditions de lubrification associées. Ces données de base peuvent ensuite être utilisées pour évaluer les surfaces indentées réelles en introduisant de façon adéquate l'effet de l'intégrale des contraintes liées au volume décrivant chacune des catégories spécifiques d'indents présents dans la zone indentée du roulement. Cette méthode nécessite un comptage et une classification automatiques des indents à partir d'échantillons 3D de la surface de la piste. Une version spécifique de cette méthode implicite a été appliquée à l'aide d'un système de comptage et



**Fig. 3 : exemple de calcul de la pression de contact au niveau d'un indent typique (150 microns de diamètre et 5 microns de profondeur) sans et avec lubrification. En haut : contrainte de contact à sec (pas de film lubrifiant). En bas : indent identique, atténuation de la contrainte de contact induite par un film d'huile de 0,3 micron d'épaisseur présent au niveau du contact roulant. Dans les deux cas, la pression hertzienne nominale est de  $P_0 = 1,255 \text{ GPa}$ .**

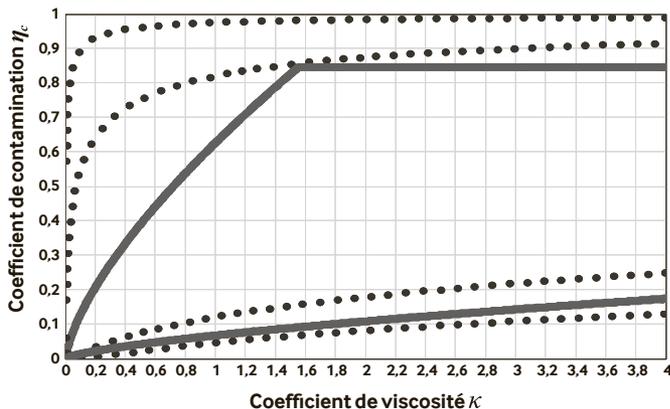


Fig. 4a : comparaison entre le coefficient de contamination déduit numériquement (valeur-plage calculée indiquée par les pointillés) et le coefficient de contamination obtenu à partir de l'équation 11 (ligne pleine). Roulement de diamètre moyen  $d_m = 50$  mm lubrifié avec une huile extrêmement pure (code ISO 4406 -/13/10 ; courbes du haut) et dans des conditions de contamination sévère (code ISO 4406 -/19/16 ; courbes du bas).

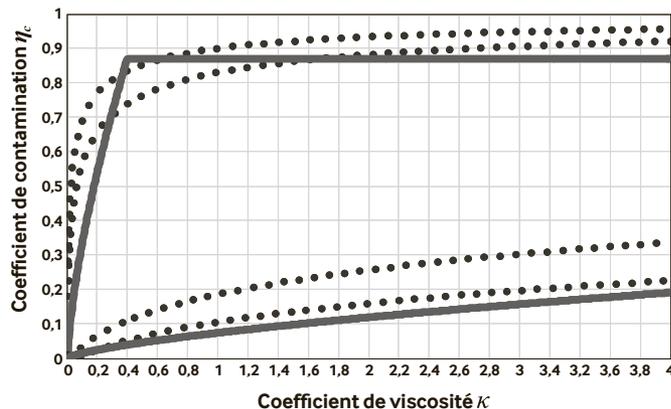


Fig. 4b : comparaison entre le coefficient de contamination déduit numériquement (valeur-plage calculée indiquée par les pointillés) et le coefficient de contamination obtenu à partir de l'équation 11 (ligne pleine). Roulement de diamètre moyen  $d_m = 25$  mm pour un niveau de pureté de l'huile -/15/12 selon ISO 4406 (courbes du haut) et roulement de diamètre moyen  $d_m = 25$  mm pour un niveau de pureté de l'huile -/17/14 selon la norme ISO 4406 (courbes du bas).

de classification mis au point en interne. Cet outil permet d'établir les caractéristiques des différents profils d'indents rencontrés dans les applications de roulements, en relation avec les conditions de service (Fig. 2). Nous savons que des roulements fonctionnant dans des conditions similaires peuvent présenter des variations significatives au niveau du profil d'indentation et de la quantité d'indents. Cela peut s'expliquer par des différences au niveau du débit d'huile local ou de la configuration géométrique du roulement lui-même. Toutefois, cette situation se présente généralement lorsqu'un roulement est exposé à un degré élevé de contamination ou, à l'inverse, utilisé dans des conditions de pureté extrême.

Les cas intermédiaires peuvent également être délimités et le niveau de pureté correspondant défini à partir d'une simple règle de proportionnalité. Cette méthode est par conséquent parfaitement adaptée pour évaluer la population d'indents dus à la contamination présente sur une piste de roulement réelle, comme par exemple sur la Fig. 2, et faire le lien avec le niveau de pureté du lubrifiant correspondant, exprimé sur une plage donnée.

Dans le cadre de la mise en œuvre de la méthodologie ci-dessus, l'intégrale majorée des contraintes liées au volume d'un groupe spécifique de géométries d'indents de référence a été appliquée. Ce calcul a été élargi pour inclure l'effet de l'épaisseur du

film lubrifiant (conditions de lubrification) sur les concentrations de contraintes induites au niveau de l'indent.

Il s'agit d'une caractéristique importante du modèle décrit ici : permettre la prise en compte explicite des effets locaux du film lubrifiant dans le cadre de l'évaluation du coefficient de contamination. L'effet de réduction des contraintes induit par le film lubrifiant, comme illustré par l'exemple de calcul de la Fig. 3, peut être significatif et doit par conséquent être inclus dans l'analyse. De cette manière, l'effet lié au film lubrifiant peut être dissocié de l'effet global de la rugosité de surface, ce qui permet d'établir  $\eta_b = 1$  dans l'évaluation du coefficient de contamination de l'équation (10).

Type de roulement	Désignation	Charge - C/P	Lubrification – K
Roulements rigides à billes	6305, 6205, 6206, 6207, 6309, 6220	1 2,8 2,4 2,1 3,1 3,5 4 6	4 3,4 2,1 2 1
Roulements à rouleaux cylindriques	NU 207 E, NU 309 E	2,5 2,77 2,82	4 1 0,8
Roulements à rotule sur rouleaux	22220 E, 22220 CC	2,2 2,3 2,5 2,3 2,7 3 4,7	4 3,6 1,8 0,37 0,28
Roulements à rouleaux coniques	331274, K-LM11749/10, K-HM89449/10, K-580/572	1 1,1 1,3 2,5 3,5	4 2,9 0,9

Tableau 1 : résumé des conditions d'essai appliquées pour les essais d'endurance des roulements.

Comme le montre la Fig. 3, la présence du film lubrifiant dans le contact roulant a de fortes répercussions sur la magnitude et la distribution de la concentration de contraintes au niveau de l'indent pour une géométrie d'indent donnée. Des films lubrifiants plus épais auront pour effet une réduction (atténuation) et une redistribution des contraintes de contact qui se développent au niveau de l'indent, tandis qu'un film de très faible épaisseur amplifiera les contraintes et se traduira par une concentration de contrainte maximale.

Pour tenir compte de ce phénomène, une atténuation des contraintes en fonction du film lubrifiant a été appliquée dans le cadre de l'évaluation paramétrique de la distribution de la pression de contact de l'indent conformément aux résultats des calculs fournis par les références [6], [7], [8] et [9]. Dans cette approche, l'atténuation des contraintes est liée au coefficient de viscosité  $\kappa$  du roulement, en partant de l'hypothèse que l'épaisseur moyenne attendue du film lubrifiant au niveau du contact roulant sera proportionnelle à ce paramètre de lubrification. Il est à noter que la variation de la taille du roulement influe également sur le coefficient de durée de vie utilisé dans l'équation (9) et sur la valeur correspondante de  $\eta_c$  de l'équation (10). Pour des roulements de grandes dimensions, l'intégrale des contraintes pour un contact lisse sera supérieure et aura un effet dominant sur l'intégrale des contraintes pour un contact indenté. De plus, la concentration de contraintes maximale pour un contact indenté présente une limite supérieure naturelle liée à la taille maximale des particules pouvant être transportées par le flux du lubrifiant ; par conséquent, elle ne dépend pas tant de la taille du roulement que du niveau de pureté du lubrifiant. Ainsi, les roulements de grandes dimensions sont moins sensibles aux effets de la contamination par rapport à des roulements de diamètres inférieurs.

## 2. LE COEFFICIENT DE CONTAMINATION DANS LA PRATIQUE

Comme nous l'avons vu précédemment, la solution numérique à l'équation (10) apporte une base théorique pour l'estimation du coefficient de contamination  $\eta_c$ , en permettant l'évaluation paramétrique de ce facteur pour des degrés de contamination

par des particules, des conditions de lubrification et des tailles de roulements divers. Les résultats de cette analyse peuvent être confrontés au modèle d'ingénierie de  $\eta_c$  obtenu à partir des diagrammes et tableaux fournis par les références [1] et [2]. Dans la réf. [2], le coefficient de contamination  $\eta_c$  est fourni sous forme de fonction de  $\kappa$  pour différentes valeurs de diamètre moyen de roulement  $d_m$ . Les courbes sont données pour plusieurs plages courantes de classification de pureté du lubrifiant. Concrètement, le modèle d'ingénierie de  $\eta_c$  peut être décrit à l'aide de l'équation de base suivante [2] :

$$\eta_c(\kappa, d)_{\beta_{cc}} = \min \left( c_1(\beta_{cc}) \kappa^{0.68} d_m^{0.55}, 1 \right) \cdot \left[ 1 - \left( c_2(\beta_{cc}) d_m^{-1/3} \right) \right] \quad (11)$$

dans laquelle  $c_1$  et  $c_2$  sont des constantes attribuées en fonction de la classe de pureté de l'huile. Cette classification repose sur l'échelle de pureté ISO 4406 (ou une échelle de qualité de filtration correspondante, par ex. ISO 16899) [2]. Contrairement au modèle  $\eta_b, \eta_c$  dépend de trois paramètres, ce qui complique la comparaison entre les valeurs de  $\eta_c$  estimées numériquement à partir de l'équation (10) et les valeurs de  $\eta_c$  tirées de l'équation (11). Pour faciliter la comparaison, deux cas distincts liés aux systèmes de circulation d'huile avec filtration sont pris en considération. Les résultats de cette comparaison sont illustrés par les Figures 4a et 4b.

- Cas i) dans lequel le diamètre du roulement est maintenu constant et deux classes de pureté extrêmes sont évaluées concernant le système de circulation d'huile avec filtration (voir Fig. 4a).
- Cas ii) dans lequel le diamètre du roulement varie entre deux tailles extrêmes et un niveau de contamination intermédiaire est pris en compte concernant le système de circulation d'huile avec filtration (Fig. 4b).

Concernant la dépendance fonctionnelle de  $\eta_c$  par rapport au paramètre de lubrification  $\kappa$ , il est à noter que :

- i) pour des valeurs élevées de  $\kappa$ , le modèle

d'ingénierie, indiqué par une ligne pleine sur les figures 4a et 4b, affiche une bonne corrélation avec la valeur théorique  $\eta_c$  (valeur pléguée indiquée par des pointillés), tandis que, ii) pour des valeurs basses de  $\kappa$ , le modèle d'ingénierie (11) se révèle plus restrictif dans certains cas.

En lien avec ce qui précède, il convient de noter que c'est en effet dans la région des valeurs basses de  $\kappa$  que le modèle théorique présente la plus grande incertitude car il repose sur une simple épaisseur de film nominale, tandis que le mécanisme de défaillance est un événement essentiellement local. L'approche prudente adoptée dans le modèle d'ingénierie (11) semble par conséquent justifiée. Nous pouvons en conclure que l'équation (11) est un modèle d'ingénierie raisonnable pour l'évaluation du coefficient de contamination utilisé pour les calculs de durée de vie des roulements.

## 3. RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX

Tester l'endurance de roulements soumis à des conditions de contamination prédéfinies n'est pas chose facile [10]. La simulation en environnement d'essai des profils d'indents et des dommages associés typiquement rencontrés dans une application industrielle standard donnée, une boîte d'engrenages par exemple, caractérisée par une classe de pureté ISO 4406 définie pose de nombreuses difficultés. Par exemple, en environnement d'essai, le réservoir de lubrifiant peut être beaucoup plus gros (coefficient >100) qu'au sein d'une application normale. En outre, la façon dont l'huile est acheminée à travers le roulement peut différer de façon significative de ce qui se passe en règle générale dans une application réelle. Par conséquent, au moment de paramétrer les conditions d'essai, le nombre total réel de particules qui atteindront le roulement testé et seront refoulées doit être considéré comme le niveau de contamination de référence. Cette mesure est nécessaire pour éviter tout dommage par indentation excessif qui constituerait une fausse représentation des conditions habituelles des applications de roulements typiques. La détermination du niveau de contamination consiste en outre à faire la balance entre les contaminants initialement présents dans le système et les particules générées par la suite et extraites de l'huile en circulation. Ce sont, entre

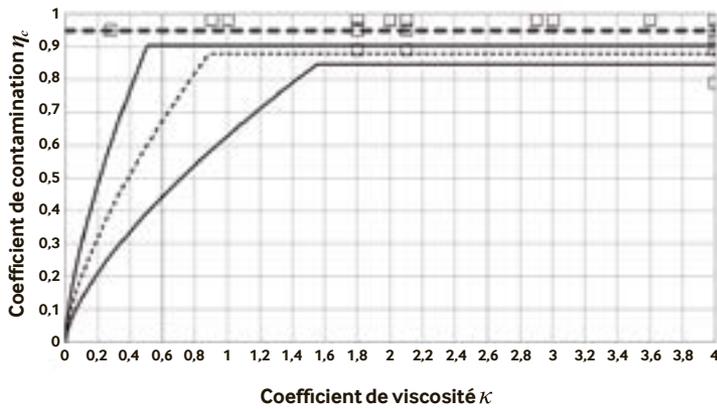


Fig. 5a : comparaison entre le coefficient de contamination  $\eta_c$  obtenu à partir de l'essai d'endurance (symboles carrés) et les courbes correspondantes de  $\eta_c$  (lignes pleines) résultant de l'équation (11), pour des roulements de diamètre moyen  $d_m = 50-200$  mm (courbes supérieure et inférieure) Essai d'endurance réalisé dans des conditions de pureté (équivalent à un code ISO 4406 -/13/10; -/14/11). Les tirets en gras correspondent à la courbe de tendance (lissage des points de données expérimentales).

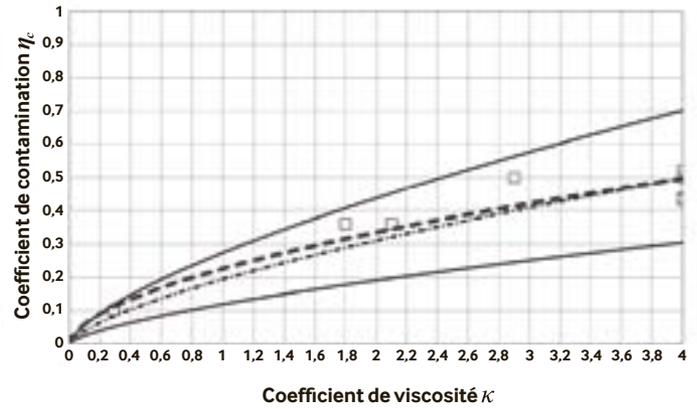


Fig. 5b : comparaison entre le coefficient de contamination  $\eta_c$  obtenu à partir de l'essai d'endurance (symboles carrés) et les courbes correspondantes de  $\eta_c$  (lignes pleines) résultant de l'équation (11), pour des roulements de diamètre moyen  $d_m = 30-100$  mm (courbes supérieure et inférieure) Essai d'endurance sur des roulements munis de joints filtrants (conditions de contamination légère : -/15/12; -/16/13 selon la norme ISO 4406). Les tirets en gras correspondent à la courbe de tendance (lissage des points de données expérimentales, origine imposée). La ligne point-tirets représente le modèle d'ingénierie correspondant avec  $d_m = 60$  mm.

autres, ces difficultés qui ont voué à l'échec les tentatives antérieures d'adoption de méthodes expérimentales pour l'élaboration d'un coefficient de contamination pour la formule de durée de vie des roulements.

Des essais d'endurance ont toutefois été réalisés dans différentes conditions de lubrification et de contamination par le passé et ont permis de disposer d'une quantité significative de résultats d'essais fournis par la référence [10]. Il est ainsi envisageable de vérifier la réponse du modèle de coefficient de contamination (11) par rapport à ces essais d'endurance. Les résultats d'essais repris ici se rapportent à 172 échantillons de roulements testés au cours de ces dernières années. Sachant que chaque échantillon est généralement constitué de 30 roulements, plusieurs milliers de roulements ont ainsi été testés pour cette série de résultats expérimentaux. Un résumé de certaines informations essentielles relatives aux types de roulements et aux conditions d'essai est fourni par le Tableau 1. Comme l'indique ce tableau, les roulements testés étaient principalement de petites et moyennes dimensions et lubrifiés avec des huiles turbo appartenant aux classes de viscosité ISO VG 9, VG 32 et VG 68. Les essais ont été réalisés à différentes vitesses de rotation comprises entre 1 000 et 6 000 tr/min et sélectionnées de manière à ce que la température de la ba-

gue extérieure reste dans les limites requises pour l'essai.

L'évaluation du coefficient de contamination repose sur une comparaison directe avec le coefficient tiré, par le biais d'une procédure de rétro-calcul, de la durée de vie moyenne L10 fournie par des essais d'endurance. Les facteurs de contamination obtenus de façon expérimentale sont ensuite comparés au modèle d'ingénierie de  $\eta_c$  selon l'équation (11). Cette comparaison est illustrée par les figures 5a, 5b et 5c.

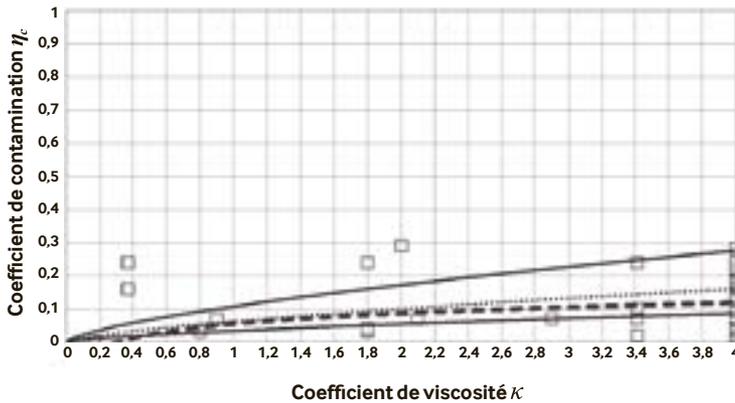
Les conditions de pureté établies pour les essais d'endurance des roulements peuvent être classées principalement en trois catégories :

- Essais dans des conditions de pureté standard (Fig. 5a). Ces essais sont réalisés avec une bonne filtration de l'huile par un système de filtration multi-passage haute performance  $\beta_{x(c)} = 3$  (ou supérieur). Cette filtration permet d'atteindre des codes de pureté -/13/10 à -/14/11 selon ISO 4406. Compte tenu de la plage de diamètres moyens des roulements, la valeur escomptée du coefficient  $\eta_c$  pour ce type d'essai dans des conditions de lubrification idéale est comprise entre 0,8 et 1.
- Essais avec joints filtrants (Fig. 5b). Essais d'endurance réalisés avec une huile pré-contaminée par une quantité définie de

particules métalliques dures (750 HV).

Les particules de contamination sont distribuées uniformément sur la plage de taille de 25 à 50 microns. L'huile circule librement à travers le roulement qui est équipé de joints en caoutchouc. Les joints du roulement exercent une action filtrante et seule une quantité limitée de particules de petite taille sera en mesure de pénétrer la barrière du joint et, par conséquent, de contaminer le roulement. Ces types de tests correspondent à une contamination légère (bain d'huile avec codes -/15/12 à -/16/13 selon ISO 4406). Dans les conditions d'essai données, la valeur du coefficient  $\eta_c$  escomptée pour ce type d'essai peut varier entre 0,3 et 0,5.

- Essais avec pré-contamination (Fig. 5c). Le test démarre après 30 minutes de fonctionnement avec un système de circulation d'huile contaminé par une quantité définie de particules métalliques dures (~750 HV) (de 25 à 50 microns). Au bout de ce temps de rodage dans des conditions de contamination, le roulement est testé dans des conditions de pureté standard. Cette procédure s'est révélée très utile pour l'élaboration d'un motif d'indent répétable, autrement dit pour produire une indentation prédéfinie sur les pistes de roulement. Dans les conditions données, ce type de test est considéré comme re-



**Fig. 5c :** comparaison entre le coefficient de contamination  $\eta_c$  obtenu à partir de l'essai d'endurance (carré) et les courbes correspondantes de  $\eta_c$  (lignes pleines) résultant de l'équation (11), pour des roulements de diamètre moyen  $d_m = 25-100$  mm (courbes supérieure et inférieure). Résultats des essais d'endurance réalisés sur des roulements pré-contaminés à l'issue d'un temps de fonctionnement (condition représentative d'une contamination sévère correspondant aux codes  $-/17/14$  à  $-/19/15$  selon la norme ISO 4406). Les pointillés en gras correspondent à la courbe de tendance (lissage des points de données expérimentales, origine imposée). La ligne claire en pointillés (juste au-dessus de la courbe de tendance) est la courbe correspondante provenant de l'équation (11).

présentatif d'une contamination sévère (bain d'huile avec code  $-/17/14$  à  $-/19/15$  selon ISO 4406). La valeur escomptée de  $\eta_c$  pour ce type d'essai d'endurance peut varier entre 0,01 et 0,3.

Sur les figures 5a, 5b et 5c, nous observons des points de données expérimentales en nombre limité et, par conséquent, insuffisants pour dessiner une tendance nette par rapport au modèle d'ingénierie  $\eta_c$  de l'équation (11). Il ressort toutefois une bonne concordance entre les valeurs moyennes des points relatifs aux trois différents niveaux de pureté utilisés dans l'essai d'endurance et le coefficient de contamination  $\eta_c$  obtenu à partir du modèle d'ingénierie simple de l'équation (11). En effet, la courbe de tendance obtenue à partir du lissage des points de données expérimentales apparaît parfaitement alignée avec la courbe correspondante de  $\eta_c$  pour les trois cas pris en considération. Une évaluation détaillée de la réponse du modèle uniquement basée sur des données expérimentales semble par ailleurs difficile en raison de la dispersion inhérente des résultats de durée en fatigue. Le soutien théorique fourni par le résultat de l'équation (10) est par conséquent essentiel dans le développement du modèle d'ingénierie simplifié  $\eta_c$  basé sur l'équation (11).

#### 4. DISCUSSION ET CONCLUSIONS

La méthodologie de base permettant de déterminer le coefficient de lubrification  $\eta_b$  et le coefficient de contamination  $\eta_c$  utilisés pour le calcul de la durée de vie des roulements a été présentée. Il apparaît qu'une simple théorie élémentaire de micro-EHD peut être appliquée pour l'évaluation de ces deux facteurs. Cette théorie repose sur l'utilisation des pressions micro-EHD et sur l'évaluation paramétrique de l'intégrale des contraintes liées au volume, selon Ioannides-Harris, pour des surfaces réelles de roulements lisses/indentées. L'estimation de l'intégrale des contraintes en fatigue liées au volume est basée sur une méthode de calcul numérique par TFR des contraintes en surface et internes du contact roulant.

Cette méthode est particulièrement adaptée aux champs de contraintes spéciaux générés au moment du passage des indents du roulement dans le contact. Une caractéristique importante du calcul des contraintes du contact roulant est la prise en compte de l'effet du film lubrifiant dans la réponse élastique aux aspérités de surface lors du passage de l'indent dans le contact. Il en résulte une prédiction plus réaliste du champ de contraintes internes en cas de variation des conditions de lubrification du contact roulant. Les équations utilisées dans le cadre des normes relatives aux rou-

lements pour l'estimation des coefficients de lubrification et de contamination ont été évaluées à partir de la méthode de calcul décrite ci-dessus. Les conclusions que l'on peut en tirer sont les suivantes :

1. Comme le montrent les équations (4) et (10), l'effet escompté de la lubrification sur la durée de service du roulement est fonction de la charge. Ceci diffère des modèles disponibles dans la littérature et est en phase avec l'expérience commune. La comparaison entre le modèle présenté et des expérimentations sur des roulements illustrée par les Fig. 5a, 5b et 5c valide ce constat.

2. La théorie de base du coefficient de lubrification  $\eta_b$  et du coefficient de contamination  $\eta_c$  montre clairement que la qualité du film d'huile et la pureté du lubrifiant constituent des conditions de service déterminantes. Pour pouvoir prédire la durée de vie des roulements de façon réaliste, il est essentiel de déterminer correctement ces coefficients. ■

*Par Antonio Gabelli, Guillermo Morales Espejel et Stathis Ioannides – Centre de recherche ERC SKF – Nieuwegein (Pays-Bas).*

#### Références

- [1] Ioannides, E., Bergling, G., Gabelli, A., *An Analytical Formulation for the Life Rating of Rolling Bearings*, Acta Polytechnica Scandinavica, Mech. Eng. Series, 137, 1999.
- [2] International Standard: *Rolling Bearings – Dynamic load rating and rating life*, ISO 281: 2007.
- [3] Gabelli, A., Morales-Espejel, G.E., Ioannides, E., *Particle Damage in Hertzian Contacts and Life Ratings of Rolling Bearings*, Tribol. Trans., vol. 51, pp. 428-445, 2008.
- [4] Morales-Espejel G.E., A. Gabelli, Ioannides E., *Impact de la lubrification et de la contamination sur la durée de vie des roulements, partie 1* – SKF Evolution #2-2010.
- [5] Ioannides, E., and Harris, T.A., *A New Fatigue Life Model for Rolling Bearings*, Trans. ASME, J. of Trib., 107, pp. 367-378, 1985.
- [6] Morales-Espejel, G.E., Lugt, P.M., Van Kuilenburg, J., Tripp, J.H., *Effects of Surface Micro-Geometry on the Pressures and Internal Stresses of Pure Rolling EHL Contacts*, STLE Tribology Transaction Vol. 46, pp. 260-272, 2003.
- [7] Tripp, J.H., Van Kuilenburg J., Morales-Espejel G.E., Lugt, P.M., *Frequency Response Functions and Rough Surface Stress Analysis*, STLE Tribology Transaction Vol. 46, pp. 376-382, 2003.
- [8] Venner, C.H., and Lubrecht, A.A., *Multi-Level Methods in Lubrication*, Elsevier Science, 2000.
- [9] Greenwood, J.A., and Morales-Espejel, G.E., *The Behaviour of Transverse Roughness in EHL Contacts*, Proc. Instn. Mech. Engrs., part J, J. of Eng. Tribol., 208, pp.121-132, 1994.
- [10] Gabelli A., Kerrigan A.M., de Blic E., *HN treated rolling bearings for extended service life in: Progress in Heat Treatment and Surface Engineering*, Proceedings of the fifth ASM Heat Treatment Conference, Mittemeijer, E.J. and Grosch, J., Ed., juin 2000, Göteborg, Suède.