

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

BADJI MOKHTAR-ANNABA UNIVERSITY  
UNIVERSITE BADJI MOKHTAR-ANNABA

جامعة باجي مختار – عنابة



Faculté des sciences de l'ingénieur.

Année 2008

Département génie mécanique.

## THESE

Présentée en vue de l'obtention du grade de Docteur

# EFFETS DES POLLUANTS SOLIDES DES LUBRIFIANTS SUR LES SURFACES DES ROUES DENTÉES

## Option

Construction mécanique

## Par

**Mohamed Rafik SARI**

**DIRECTEUR DE THESE : AMMAR HAIAHEM Pr. U. Annaba**

## DEVANT LE JURY

**PRESIDENT : Bachir MERZOUG Pr. U. de Annaba**

**EXAMINATEURS :** Benyebka BOU-SAID Pr. INSA de Lyon  
Ali BOUCHOUCHA Pr. U. de Constantine  
Lakhdar KHOCHEMANE M. C. U. de Skikda  
Kamel BEY M. C. U. de Annaba  
**INVITE:** Louis FLAMAND Pr. INSA de Lyon

## **Résumé**

*L'étude des effets de la pollution solide des lubrifiants est le centre d'intérêt de nombreuses études dans ces dernières années. En effet, la présence des particules polluantes dans les lubrifiants est inévitable. Ces particules indésirables peuvent endommager les surfaces et conduire à la fatigue et à l'usure des éléments de machines.*

*L'objectif principal de cette étude est d'une part de mieux comprendre le phénomène de la pollution solide de la lubrification et d'autre part, d'appréhender l'usure abrasive des surfaces, lié à ce type de problème.*

*Dans un premier temps, le glissement et l'usure ont été étudiés numériquement. Il s'agit tout d'abord, d'étudier le glissement en fonction de l'angle de roulement du pignon  $\theta_1$  et de voir l'effet des paramètres géométriques sur son intensité. Après, un modèle linéaire simulant l'usure dans un engrenage droit a été développé. Dans ce modèle, l'approche simplifiée d'une pression constante tout au long du cycle de fonctionnement de l'engrenage est utilisée. Ici on s'intéresse à l'effet du glissement spécifique sur l'usure en fonction du nombre de cycles à différentes charges de fonctionnement.*

*D'un point de vue expérimental, nous nous intéressons à l'usure des pièces mécaniques lubrifiées dans un environnement poussiéreux sévère. Cette partie tente de répondre aux questions relatives à l'effet de la présence de corps solides en suspension dans les lubrifiants sur les surfaces des roues dentées. Nous montrons que l'utilisation d'un lubrifiant pollué par le sable très fin provoque des usures notables aux premiers cycles de fonctionnement surtout dans les zones à fort glissement. Nous observons également que la présence des grains abrasifs dans l'huile de lubrification favorise le frottement et par conséquent l'augmentation de la température dans les massifs en contact. Ces particules polluantes qui favorisent l'usure et le frottement influent d'une manière considérable sur l'état de surface.*

**Mots clés** : Glissement - Contamination solide - Dégradation - Engrenage - Usure - Rugosité.

## **Abstract**

*The problem of the effects of solid lubricant contamination has been studied by various authors over the last decades. The presence of solid contaminants in lubricants is inevitable. These undesirable particles can damage surfaces and lead to fatigue and wear of machine elements.*

*The aim of this work is twofold. First we seek to better understand the effects of solid contamination of lubrication on contact surfaces; and, second to understand surface wear in relationship to this type of problem.*

*As a first step, a numerical simulation of sliding and wear in gear was carried out. First the sliding velocity is studied as a function of  $\theta_1$ , the pinion roll angle. In this study we show the effect of geometrical parameters on the theoretical sliding velocity. After, a linear computer model for simulation of the wear behaviour in spur gears has been developed. In this model, the simplified approach who assumed a constant pressure throughout a mesh is used. The wear is studied under the effect of specific sliding velocity at different load values.*

*In the experimental study, we show that the use of a contaminated lubricant by very fine sand particles, leads to significant wear in the first few operating cycles, in zones with a high rate of sliding. This wear is more significant at the gear tooth root than at the tip. The presence of contaminants, leads to an increase in friction, and therefore raises the temperature; consequently the roughness increases.*

**Keywords** : Sliding - Solid contamination - Failure - Gear - Wear - Roughness.

## ملخص

إن دراسة تأثيرات الملوثات الصلبة لزيوت التشحيم، أصبح يشكل في السنوات الأخيرة مركز اهتمام عدد معتبر من البحوث العلمية. كما أصبح من المعروف جيدا انه من غير الممكن تفادي تواجد الجسيمات الصلبة الملوثة في زيوت التشحيم. هذا النوع من الجسيمات الغير مرغوب فيه يمكن أن يؤدي إلي تدهور حالة الأسطح المتلامسة ويتسبب بصفة مباشرة في تعب وتآكل مكونات الآلات.

إن الهدف الرئيسي من هذه الدراسة يتمثل، من جهة، في فهم ظاهرة التلوث الصلب لعملية التشحيم، ومن جهة أخرى، في فهم تآكل أسطح المتلامسات الناجم عن تواجد الملوثات الصلبة في زيوت التشحيم.

في بادئ الأمر، قمنا بدراسة نظرية ورقمية لظاهرتي الانزلاق والتآكل في العجلات المسننة المستقيمة. في هذا الجانب فقد تم دراسة ظاهرة الانزلاق في المسننات بدلالة زاوية الدوران، كما تم توضيح تأثير العوامل الهندسية للمسنن على شدة سرعة الانزلاق. بعد ذلك، قمنا بإنشاء نموذج رياضي خطي يهتم بدراسة التآكل في المسننات المستقيمة. النموذج المقدم يستعمل النظرية المبسطة لضغط ثابت طوال عمل المسنن. الدراسة النظرية المقدمة تهتم بصفة خاصة بتأثير سرعة الانزلاق على ظاهرة التآكل.

القسم التجريبي للأطروحة يهتم بدراسة تآكل القطع الميكانيكية المشحمة في الأماكن ذات درجة تلوث عالية. هذا الفصل من الدراسة يحاول الإجابة على بعض التساؤلات المرتبطة بتواجد الجسيمات الصلبة في زيوت التشحيم وتأثيرها على أسطح العجلات المسننة. من خلال التجارب المحققة قمنا من جهة بتبيان بان استعمال زيت تشحيم ملوث بجسيمات الرمل الصلبة سيؤدي إلى تآكل واضح في اللحظات الأولى لعمل المسنن وبالأخص في الأماكن ذات سرعة انزلاق معتبرة. من جهة أخرى، قمنا بتوضيح بان تواجد الجسيمات الصلبة على مستوى الأسطح المتلامسة سيسرع من ظاهرة الاحتكاك مما يؤدي إلى ارتفاع درجة حرارة الأسطح. أخيرا فان الجسيمات الملوثة التي تفعل الاحتكاك والتآكل تؤثر بصفة معتبرة على حالة الأسطح المتلامسة.

**الكلمات المفتاحية:** الانزلاق، التلوث الصلب، التدهور، العجلات المسننة، التآكل، حالة السطح.

## TABLE DES MATIERES

<i>AVANT PROPOS</i> .....	1
<i>TRAVAUX REALISES</i> .....	3
<i>NOTATIONS UTILISEES</i> .....	4
<i>INTRODUCTION GENERALE</i> .....	7

### *CHAPITRE I*

#### *GENERALITES*

I.1. INTRODUCTION .....	10
I.2. ENGRENAGES ET LUBRIFICATION EHD .....	10
I.2.1. QU'EST-CE QU'UN ENGRENAGE?.....	10
I.2.1.1. HISTORIQUE .....	10
I.2.1.2. DEFINITION ET CARACTERISATION .....	10
I.2.1.3. CYCLE DE FONCTIONNEMENT D'UN ENGRENAGE (ETUDE DE L'ENGREMENT) .....	12
I.2.2. LUBRIFICATION ELASTOHYDRODYNAMIQUE .....	14
I.2.2.1. DEFINITION .....	14
I.2.2.2. HISTORIQUE DE L'ELASTOHYDRODYNAMIQUE .....	16
I.2.3. POLLUTION SOLIDE DE LA LUBRIFICATION .....	17
I.2.3.1. ORIGINES ET NATURE .....	17
I.2.3.2. TYPES DES PARTICULES POLLUANTES.....	18
I.2.3.3. POLLUANTS SOLIDES .....	20
I.2.3.4. FATIGUE DES CONTACTS EN PRESENCE DE POLLUANTS .....	21
I.2.3.5. COMPORTEMENT DES PARTICULES ET PROCESSUS D'INDENTATION .....	21
I.3. TECHNIQUES D'ANALYSE D'HUILES.....	23
I.4. ETUDE DES MECANISMES D'USURE .....	24
I.4.1. DEFINITION .....	24
I.4.2. MODES D'USURE .....	24
I.5. RAPPEL BIBLIOGRAPHIQUE.....	27
I.6. CONCLUSION.....	28

### *CHAPITRE II*

#### *FAMILLES D'AVARIES DANS LES ENGRENAGES*

II.1. INTRODUCTION .....	29
II.2. ORIGINES D'AVARIES D'ENGRENAGES .....	29
II.3. FAMILLES D'AVARIES .....	30
II.3.1. AVARIES SUPERFICIELLES.....	31
II.3.1.1. GRIPPAGE .....	31
II.3.1.2. PIQUES .....	32
II.3.1.3. USURES .....	34
II.3.1.4. ASPECT POLI MIROIR .....	35
II.3.1.5. BROUTAGE .....	36
II.3.1.6. FATIGUES SUPERFICIELLES .....	36
II.3.2. DETERIORATIONS PAR RUPTURE .....	38
II.3.2.1. RUPTURES PAR SURCHARGE.....	38

II.3.2.2. RUPTURES DE FATIGUE .....	39
II.3.2.3 RUPTURES PAR CONCENTRATION DE CONTRAINTES .....	40
II.3.2.4. RUPTURES PROVENANT DE DEFAUTS DE TRAITEMENT THERMIQUE.....	41
II.3.2.5. RUPTURES PROVENANT DE DEFAUTS DE RECTIFICATION .....	41
II.4. CONCLUSION.....	41

### *CHAPITRE III*

#### *ETUDE DU GLISSEMENT ET DE L'USURE DANS UN ENGRENAGE*

III.1. INTRODUCTION.....	42
III.2. ETUDE DU GLISSEMENT .....	42
III.2.1. DEFINITION DU GLISSEMENT .....	42
III.2.2. EXPRESSION DE LA VITESSE DE GLISSEMENT THEORIQUE .....	43
III.2.2.1. GLISSEMENT RELATIF.....	43
III.2.2.2. GLISSEMENT SPECIFIQUE .....	44
III.2.3. ETUDE NUMERIQUE DU GLISSEMENT.....	45
III.2.3.1. EXPRESSION DU GLISSEMENT EN FONCTION DE L'ANGLE DE ROULEMENT DU PIGNON .....	45
III.2.3.2 SIMULATION NUMERIQUE .....	46
- DISCUSSION DES RESULTATS .....	52
III.3. ETUDE DE L'USURE.....	53
III.3.1. INTRODUCTION .....	53
III.3.2. MODELE DE L'USURE .....	54
III.3.3. RESOLUTION NUMERIQUE .....	55
III.3.4. DONNEES DE SIMULATION.....	59
III.3.5 RESULTATS ET DISCUSSION.....	61

### *CHAPITRE IV*

#### *ETUDE EXPERIMENTALE EFFET DU POLLUANT SABLE SUR L'USURE D'UN ENGRENAGE*

IV.1. METHODOLOGIE EXPERIMENTALE .....	69
IV.1.1. INTRODUCTION.....	69
IV.1.2. OUTILS EXPERIMENTAUX.....	69
IV.1.2.1. DISPOSITIF EXPERIMENTAL A ENGRENAGE.....	69
- PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT.....	69
IV.1.2.2. LES EPROUVETTES D'ESSAI (ROUES DENTEES).....	70
IV.1.2.3. LA MICRO-GEOMETRIE DES ROUES DENTEES.....	71
IV.1.2.4. LE LUBRIFIANT.....	71
IV.1.2.5. LE POLLUANT.....	71
IV.1.3. PROCEDURE DE REALISATION DE L'ESSAI D'USURE.....	73
IV.1.3.1 ESSAI D'USURE DANS UN MILIEU POLLUE.....	73
IV.1.3.2. ESTIMATION DES PARAMETRES FONCTIONNELS ET DE L'ETAT MECANIQUE DU CONTACT.....	73
IV.1.3.3. CONTROLE DE L'ESSAI (MESURES EXPERIMENTALES).....	79
IV.1.3.3.1. CONTROLE DE L'USURE.....	79
IV.1.3.3.2. CONTROLE DE LA TEMPERATURE ET DE LA RUGOSITE.....	80
IV.2. RESULTATS ET DISCUSSIONS .....	81
 <i>CONCLUSION GENERALE</i> .....	 87
<i>REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES</i> .....	90

<i>ANNEXE I</i> .....	95
<i>ANNEXE II</i> .....	97
<i>TABLES DES FIGURES</i> .....	100
<i>LISTES DES TABLEAUX</i> .....	104

## AVANT PROPOS

*Ce travail de thèse a été réalisé au laboratoire de Mécanique Industrielle (L. M. I.) de l'université Badji Mokhtar d'Annaba, dirigé par Monsieur le Professeur Ammar Haiahem.*

*Le plus grand merci revient à DIEU qui lui seul guide nos pas dans le bon sens durant notre vie.*

*Je tiens à remercier vivement Monsieur le Professeur A. Haiahem pour la confiance qu'il m'a accordée en encadrant ce travail. Il trouve ici mes profondes reconnaissances pour ses constants encouragements et conseils durant toute la période de ma thèse.*

*Mes remerciements vont également à Monsieur le professeur Hannech El-Bahi du département de physique de l'université d'Annaba pour son aide précieuse au cours des photomicrographes prises par Microscope Electronique à Balayage.*

*Mes plus vifs remerciements vont également à Monsieur le Professeur Louis Flamand de l'INSA de Lyon pour sa contribution à l'explication et à la discussion des résultats et phénomènes observés.*

*Mes profonds remerciements à Monsieur le Professeur MERZOUG Bachir de l'université d'Annaba pour avoir accepté de présider mon jury.*

*Je remercie Monsieur BOU-SAID Benyebka de l'INSA de Lyon pour avoir accepté de participer au jury.*

*Mes remerciements vont également au chef du département génie mécanique Monsieur le Dr KAMEL Bey de l'université d'Annaba pour avoir accepté de participer au jury.*

*Je tiens à remercier également Messieurs : Pr. BOUCHOUCHA Ali de l'université de Constantine et Dr Khochmane Lakhdar de l'université de Skikda pour avoir accepté de participer au jury.*

*Cette thèse n'aura jamais vu le jour sans l'aide précieuse des techniciens du département génie mécanique de l'université d'Annaba. Je remercie plus particulièrement Messieurs : Hocine Messaadia, Ali Haiahem, Cherif Touhami et Kamel Reffes.*

*Je tiens à remercier également Ami SALAH pour ses encouragements, ainsi que l'ensemble des travailleurs du département Génie Mécanique de l'université d'Annaba.*

*Enfin, je ne saurais oublier tous mes collègues docteurs ou en devenir. Je pense ici à : Amar Dib, Benamira Mohamed, Zelmati Djamel, Tourab Mohamed, Salim Kadri, Daoud Lotfi, ghalloudj walid, Assala Ahmed, Wahid Keblouti, Bendjedou walid et Masmoudi youcef.*

*A toute la famille SARI  
A ma mère  
A mon Père  
A mes chers frères et sœurs (Samir, Réda,  
Nadia, Naouel et Billel)*

*A ma future femme DALILA K.  
A la famille Kirati.*

## TRAVAUX REALISES

La thèse présentée concerne l'étude de l'effet des polluants solides des lubrifiants sur les surfaces des roues dentées. Elle a fait l'objet de deux communications internationales et une publication internationale.

Les références des travaux réalisés sont les suivants :

### I- PUBLICATIONS INTERNATIONALES

- 1- SARI M. R., HAIAHEM A., FLAMAND L., Effect of Lubricant Contamination on Gear Wear, **Tribology Letters**, Volume 27, Issue 1, July 2007, pp. 119-126, **Eds Springer (U. S.)**.

### II- COMMUNICATIONS INTERNATIONALES

- 1- SARI M. R., HAIAHEM A., Effet des paramètres de fonctionnement sur le glissement et le rendement dans un engrenage, Conférence Internationale de Mécanique Avancée, CIMA'04, Boumerdes, 30 nov.-1-é déc. 2004.
- 2- SARI M. R., HAIAHEM A., KADI S., Effet du lubrifiant pollué sur la température de fonctionnement d'un engrenage et ses conséquences sur le système tribologique, Séminaire Internationale sur les Systèmes Electromécaniques, SISEM 05, 22-23 nov. 2005, Annaba, Algérie.

NOTATIONS UTILISEES

$a$	<i>Entraxe de fonctionnement</i>
$a_H$	<i>Demi-largeur du contact</i>
$A_i$	<i>Aire d'une aspérité</i>
$A_p$	<i>Surface réelle du contact</i>
$A_r$	<i>Surface réelle du contact</i>
$C$	<i>Vide à fond de la dent</i>
$C_M$	<i>Mécanisme d'usure</i>
$Cy(i)$	<i>Nombre de cycles parcourus</i>
$d$	<i>Diamètre primitif ou distance du point de contact au point primitif</i>
$d_a$	<i>Diamètre de tête</i>
$d_f$	<i>Diamètre du pied</i>
$d_{1,2}$	<i>Diamètre primitif du pignon et de la roue respectivement</i>
$d_{b1}, d_{b2}$	<i>Diamètre de base du pignon et de la roue respectivement</i>
$d_{f1}, d_{f2}$	<i>Diamètre de pied du pignon et de la roue respectivement</i>
$ds$	<i>Élément de distance</i>
$E$	<i>Module de Young</i>
$E_p, E_g$	<i>Module de Young pour le pignon et la roue respectivement</i>
$E'$	<i>Module d'élasticité équivalent</i>
$F$	<i>Effort appliqué</i>
$g_f$	<i>Longueur d'approche</i>
$g_a$	<i>Longueur de retraite</i>
$g_{s1}, g_{s2}$	<i>Glissement spécifique pour le pignon et la roue respectivement</i>
$G^*$	<i>Paramètre adimensionné du matériau</i>
$h$	<i>hauteur des dents ou profondeur d'usure</i>
$h_m$	<i>Épaisseur minimale du film d'huile</i>
$h_a$	<i>Saillie de la dent</i>
$h_f$	<i>Creux de la dent</i>
$h_p$	<i>Profondeur d'usure pour le pignon</i>
$h_g$	<i>Profondeur d'usure pour la roue</i>
$H$	<i>Dureté du matériau le plus tendre</i>
$H_m$	<i>Valeur adimensionné du film d'huile</i>
$i$	<i>Rapport de transmission ou indice</i>
$k$	<i>Coefficient adimensionné d'usure</i>
$K_f$	<i>Coefficient d'usure par fatigue</i>
$K_r$	<i>Constante liant la surface réelle à la charge transmise</i>
$K_{abr}$	<i>Coefficient d'usure par abrasion</i>
$K$	<i>Coefficient d'usure</i>
$L$	<i>Largeur de denture</i>
$m$	<i>Module</i>
$M$	<i>Masse du volume</i>
$n$	<i>Nombre total de cycles</i>
$n_1$	<i>Vitesse de rotation du pignon</i>
$N_{asp}$	<i>Nombre total d'aspérités</i>
$O_1, O_2$	<i>Centre du pignon et de la roue respectivement</i>

$P$	<i>Pas primitif</i>
$P_p$	<i>Pression locale au point P</i>
$P_b$	<i>Pas de base</i>
$P_o$	<i>Pression maximale ou de référence</i>
$r_1, r_2$	<i>Rayon primitif du pignon et de la roue respectivement</i>
$r_{b1}, r_{b2}$	<i>Rayon de base du pignon et de la roue respectivement</i>
$r_{a1}, r_{a2}$	<i>Rayon de tête du pignon et de la roue respectivement</i>
$R_x$	<i>Rayon de courbure réduit</i>
$R_{xp}$	<i>Rayon de courbure du profil du pignon</i>
$R_{xg}$	<i>Rayon de courbure du profil de la roue</i>
$R_{eq}$	<i>Résistance équivalente</i>
$R_a, R_z$	<i>Rugosités des dentures</i>
$s$	<i>Distance de glissement</i>
$s_p$	<i>Distance de glissement parcouru par le pignon</i>
$s_g$	<i>Distance de glissement parcouru par la roue</i>
$t$	<i>Temps</i>
$T$	<i>Température</i>
$T_0$	<i>Température de référence</i>
$u_1, u_2$	<i>Vitesse d'entraînement du pignon et de la roue respectivement</i>
$U^*$	<i>Paramètre adimensionné de vitesse</i>
$v$	<i>Vitesse absolue</i>
$v_g$	<i>Vitesse de glissement</i>
$V$	<i>Volume d'usure ou vitesse de glissement</i>
$V_s$	<i>Vitesse de glissement relative</i>
$V_r$	<i>Vitesse d'entraînement</i>
$V_i$	<i>Volume d'usure pour une seule aspérité</i>
$V_t$	<i>Volume total d'usure</i>
$V_{rp}$	<i>Vitesse d'entraînement du pignon</i>
$V_{rg}$	<i>Vitesse d'entraînement de la roue</i>
$V_{ss}$	<i>Glissement spécifique</i>
$V_{ssp}$	<i>Glissement spécifique du pignon</i>
$V_{ssg}$	<i>Glissement spécifique de la roue</i>
$w_1, w_2$	<i>Vitesse relative instantanée du pignon et de la roue respectivement</i>
$W$	<i>Charge normale transmise</i>
$W^*$	<i>Paramètre adimensionné de charge</i>
$x$	<i>Angle de déport</i>
$Z_{1,2}$	<i>Nombre de dents pour le pignon et la roue respectivement</i>
$\pi$	<i>Nombre pi = 3,1416</i>
$\alpha$	<i>Angle de pression</i>
$\gamma$	<i>Coefficient caractérisant le type de frottement</i>
$\bar{\Omega}$	<i>Rotation instantanée</i>
$\omega_1, \omega_2$	<i>Vitesse angulaire du pignon et de la roue respectivement</i>
$\theta_1$	<i>Angle de roulement du pignon</i>

$\nu$	<i>Coefficient de poisson</i>
$\nu_p, \nu_g$	<i>Coefficient de poisson pour le pignon et la roue respectivement</i>
$\mu_0$	<i>Viscosité dynamique du lubrifiant à <math>(T_0, P_0)</math></i>
$\alpha_{p-v}$	<i>Coefficient de piezo-viscosité du lubrifiant</i>
$\theta_{1a}, \theta_{1b}$	<i>Angle de roulement du pignon pour les périodes d'approche et de retraite respectivement</i>

## INTRODUCTION GENERALE

## INTRODUCTION GENERALE

L'engrenage, élément indispensable pour les systèmes de transmission de puissance, est partout présent. En effet, il est largement utilisé dans l'industrie mécanique, du transport ou de l'électronique. La fiabilité de cet élément joue donc un rôle-clé dans la durée de vie des mécanismes.

La durée de vie et la fiabilité des engrenages connaissent aujourd'hui une nette progression. Ceci est due essentiellement au développement acquis dans les domaines de l'élaboration des aciers, ainsi que dans les domaines de l'usinage, de la lubrification et de la protection contre les pollutions des lubrifiants.

En contre partie, les exigences en termes de coût et de performance sont toujours très élevées. Les engrenages fonctionnent dans des conditions pénibles notamment à de très hautes températures avec un film d'huile qui diminue rapidement. Dans ces conditions, le risque de dégradation se trouve augmenté. Il est également établi que des endommagements tels que : le grippage, le micro-écaillage, l'écaillage et l'usure peuvent nuire au bon fonctionnement du contact. Le grippage est un phénomène lié principalement à un mauvais état de surface ou à un défaut majeur de lubrification. Le micro-écaillage se manifeste dès la présence de défauts à l'échelle des rugosités. L'écaillage peut être initié en surface suite à un défaut géométrique à l'échelle du contact ou au cours du fonctionnement. Enfin, le développement de l'usure est lié en grande partie à la charge et à la vitesse de glissement en chaque point des surfaces frottantes, ainsi qu'à la présence plus ou moins grande d'éléments abrasifs dans l'huile de lubrification.

Une bonne lubrification est une condition nécessaire et suffisante pour le bon fonctionnement des contacts E.H.D. En effet, un film d'huile protège les pièces et les empêche de frotter les unes sur les autres. Ce film permet d'éviter le contact direct, métal-métal, des pièces, réduisant ainsi le risque de dégradation. L'amélioration des états de surface permet également une réduction des avaries initiées en surface.

Aujourd'hui, il est bien établi que la présence des particules solides dans le lubrifiant est inévitable. Les lubrifiants utilisés sont déjà pollués même à l'état neuf, ils le sont davantage lors des opérations de montage, de maintenance ou de fonctionnement. Ces particules indésirables peuvent endommager les surfaces et conduire à la fatigue et à l'usure des éléments de machines. Dans les milieux pollués comme le Sahara, durant les périodes de chaleur, la teneur de l'air en sable est très élevée (15 à 35 mg/m<sup>3</sup>) et elle est de 10 à 100 fois plus élevée durant les vents de sable. Les grains de poussières emportés par les vents ont différentes tailles et peuvent atteindre quelques millimètres. D'autre part, les filtres qui jouent un rôle-clé dans la protection des mécanismes sont utilisées pour nettoyer les lubrifiants, mais la filtration n'élimine pas complètement le problème car les toutes petites particules arrivent à passer à travers les mailles du filtre et lorsque leur taille est supérieure à l'épaisseur du film

lubrifiant, elles perturbent le film et indentent et rayent les surfaces. La pollution solide des lubrifiants est donc très importante notamment pour l'évaluation du cycle de vie (LCA) [1].

Par ailleurs, il est également bien connu qu'une particule solide en suspension dans le lubrifiant passant dans un engrenage peut endommager les surfaces des dentures. Le souci majeur des industriels et chercheurs est donc : est-il possible d'éviter la présence des particules polluantes au niveau du contact entre dentures, et si cela est impossible, quelles en sont les endommagements manifestés. L'étude présentée ici est consacrée alors aux effets de la pollution solide des lubrifiants (c.-à-d. : présence des particules polluantes de sable dans le lubrifiant) sur le comportement à l'usure des roues dentées.

Le travail ainsi présenté s'articule autour de quatre chapitres organisés comme suit :

Dans le premier chapitre, un contexte de l'étude est présenté, il s'agit de la pollution solide des lubrifiants. Après quelques rappels sur les engrenages parallèles à dentures droites et la lubrification élasto-hydrodynamique (E.H.D.), nous traitons la pollution solide des lubrifiants et les conséquences en termes de fatigue en décrivant le comportement de diverses particules dans le contact mécanique. Nous définissons par la suite les techniques d'analyses d'huiles et les modes d'usure les plus rencontrés dans les contacts élasto-hydrodynamiques. Enfin, nous terminons par une revue bibliographique des différentes études effectuées dans le domaine de la pollution solide de la lubrification et qui sont en relation avec le thème abordé.

Le deuxième chapitre est principalement consacré à la présentation de l'ensemble d'avaries rencontrées dans les engrenages. Tout d'abord, nous donnons leurs origines. En second lieu, nous identifions les sources d'avaries. Enfin, une classification des avaries, selon les sources, est présentée. On distingue généralement deux grandes familles. Il s'agit :

- D'avaries superficielles (localisées et réparties).
- Des détériorations par rupture.

Dans le troisième chapitre que nous avons consacré à l'étude du glissement et de l'usure dans les engrenages parallèles à dentures droites, nous nous sommes intéressés :

- à l'évolution de la vitesse de glissement en fonction de l'angle de roulement du pignon  $\theta_1$  suivant la position du point de contact sur la ligne d'action.
- à l'effet des paramètres géométriques, à savoir, l'angle de pression,  $\alpha$ , les nombres de dents  $z_1$  et  $z_2$  et le module,  $m$ , sur l'intensité de la vitesse de glissement.
- à l'usure des engrenages parallèles à dentures droites. Dans cette partie, un modèle linéaire, donnant la profondeur d'usure aux différents points sur le profil de la denture, est développé. L'usure est ensuite étudiée en fonction du nombre de cycles pour différentes charges de fonctionnement. Dans le modèle développé, le concept d'observation de l'usure en un point singulier est utilisé. L'approche simplifiée d'une pression constante tout au long du fonctionnement a été également utilisée.

Dans la partie expérimentale présentée au quatrième chapitre, nous analyserons lors des essais de pollution :

- l'influence des particules polluantes de sable sur la dégradation des épaisseurs des dentures (pertes de côtes) en fonction du nombre de cycles pour le pignon et pour la roue.
- L'évolution de la température et de la rugosité au pied de denture.

Cette partie expérimentale constitue donc une première tentative afin de donner des explications, sur le rôle que joue la pollution solide des lubrifiants dans les contacts E.H.D. roulants-glissants (Cas des engrenages), en termes d'endommagements manifestés.

## CHAPITRE I

### GENERALITES

I.1. INTRODUCTION

I.2. ENGRENAGES ET LUBRIFICATION EHD

I.3. TECHNIQUES D'ANALYSE D'HUILES

I.4. ETUDE DES MECANISMES D'USURE

I.5. RAPPEL BIBLIOGRAPHIQUE

I.6. CONCLUSION

## I.1. INTRODUCTION

Dans cette étude on s'intéresse plus particulièrement aux effets de la pollution solide des lubrifiants sur la dégradation des contacts EHD. Afin de mieux aborder le sujet choisi, il convient de présenter les engrenages et leur régime de lubrification, de décrire les différents polluants rencontrés (externes et internes) et enfin de présenter les différentes études menées et qui sont en relation avec le thème abordé.

## I.2. ENGRENAGES ET LUBRIFICATION EHD

Les engrenages sont parmi les mécanismes lubrifiés les plus utilisés.

### I.2.1. QU'EST-CE QU'UN ENGRENAGE ?

#### I.2.1.1. HISTORIQUE

Afin de réaliser des économies, l'être humain a toujours concentré ses efforts dans la minimisation de l'usure et la réduction des pertes causées par le frottement. Aujourd'hui, il est bien connu que les automobiles perdent en frottement, durant la transmission, une puissance élevée comparée à celle indiquée par le moteur. En contre partie, il est à souligner que le frottement ne présente pas que des effets nuisibles, ainsi la tenue de route d'une automobile dépend directement du frottement entre les pneumatiques et la chaussée. Par ailleurs, il est également bien établi que, sans frottement, l'être humain ne peut plus marcher.

Les engrenages existent depuis l'avènement des machines rotatives. Dès les premiers siècles, ces organes de transmission de puissance mécanique ont été employés pour soulever des charges lourdes (matériaux de construction par exemple). Les premiers engrenages ont été fait à partir du bois et ils sont à l'époque lubrifiés par de la graisse animale. Ils ont été également utilisés dans l'industrie éolienne et la production de vapeur. Aujourd'hui, vu les progrès résultant d'une constante amélioration des procédés d'élaboration des aciers, de la lubrification, des processus de fabrication, du soin apporté lors du montage et de la propreté inclusionnaire des aciers, la durée de vie des engrenages est nettement améliorée.

#### I.2.1.2. DEFINITION ET CARACTERISATION

Par définition, les roues dentées sont des corps de révolution contenant des dents. Elles sont destinées à transmettre, par l'intermédiaire du contact entre dentures, une puissance d'un arbre en rotation (arbre moteur) à un autre arbre tournant à une vitesse généralement différente (arbre récepteur).

L'engrenage est constitué d'un ensemble de deux roues dentées. La plus petite roue se nomme pignon, la grande roue extérieure s'appelle la roue et la grande roue intérieure s'appelle la couronne.

Selon la théorie des engrenages, le profil de denture le plus utilisé est le profil en développante de cercle.

Une roue dentée d'un engrenage droit (Fig. 1) se caractérise généralement par [75] :

- le pas primitif est la longueur de l'arc du cercle primitif entre deux profils homologues consécutifs : 
$$P = \pi.m \quad (1)$$

- le module est le rapport du pas primitif sur  $\pi$ , le rapport du diamètre primitif sur le nombre de dents :

$$m = \frac{P}{\pi} = \frac{d}{Z} \quad (2)$$

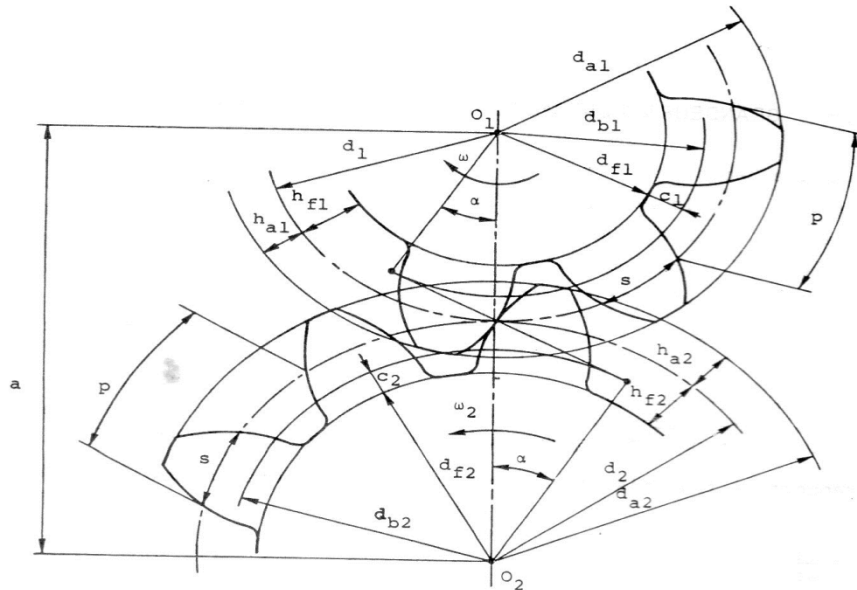


Fig. 1 Caractéristiques d'un engrenage [75]

- La hauteur des dents : elle représente la distance radiale entre la tête et le pied :

$$h = 2.m + C \quad (3)$$

Avec C : le vide à fond de la dent ( $C=2,25 m$ ).

- La saillie est la distance radiale entre la tête et le primitif :

$$h_a = m \quad (4)$$

- Le creux est la distance radiale entre le pied et le primitif :

$$h_f = m + C \quad (5)$$

- Le diamètre primitif :

$$d = m.Z \quad (6)$$

- Le diamètre de tête :

$$d_a = d \pm 2.h_a = d \pm 2.m \quad (7)$$

Avec + : denture extérieure.

- : denture intérieure.

- Le diamètre du pied :

$$d_f = d \pm 2.h_f = d \pm 2.(m + C) \quad (8)$$

- L'entraxe est la demi-somme (engrenage extérieur), demi-différence (engrenage intérieur) des diamètres primitifs du pignon et de la roue:

$$a = \frac{(d_2 \pm d_1)}{2} \quad (9)$$

Les principaux avantages des roues dentées sont :

- Rapport de transmission constant ;
- Rendement élevé ;
- Encombrement réduit ;
- Sécurité de fonctionnement et longévité élevée ;
- Transmission des plus petites aux plus grandes puissances ;
- Entretien restreint.

Les inconvénients sont :

- Transmission rigide des efforts ;
- Bruit ;
- Prix de revient relativement élevé ;
- Interchangeabilité limitée.

### I.2.1.3. CYCLE DE FONCTIONNEMENT D'UN ENGRENAGE (ETUDE DE L'ENGRENEMENT)

Le point de contact entre les profils [70] en développante de cercle se déplace sur une droite appelée ligne d'action et définie par  $T_1T_2$  (Fig. 2).

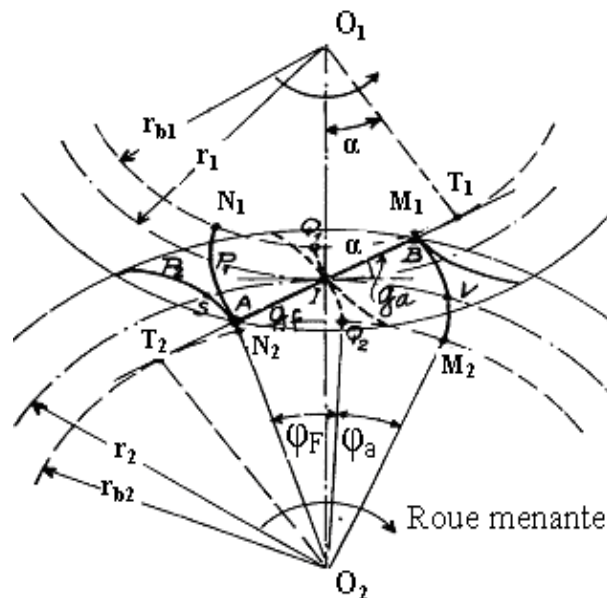


Fig. 2 Principe d'engrènement [70]

La ligne d'action est donc une droite passant par le point I de contact des deux cercles primitifs, tangente aux deux cercles de base et inclinée d'un angle  $\alpha$  (angle de pression) par rapport à la tangente commune aux deux cercles primitifs en I.

L'engrènement [70] d'un pignon et d'une roue se caractérise par :

• Début d'engrènement :

Dans le début d'engrènement, le profil  $P_1$  est attaqué à sa pointe par le profil  $P_2$ . Le début se caractérise donc par le point d'intersection  $A$  de la ligne d'action et du cercle de tête de la roue menée.

• Fin d'engrènement :

Dans cette situation, le profil  $P_2$  est en contact par sa pointe avec le profil  $P_1$ . Le point extrême d'action  $B$  est l'intersection de la ligne d'action avec le cercle de tête de la roue menante.

• Période d'approche et de retraite :

La période d'approche est celle qui est comprise entre le début de l'action et le moment où le point de contact est au primitif (point  $I$  sur la ligne d'action). La longueur d'approche est alors :

$$g_f = AI \quad (10)$$

La période de retraite est comprise entre le moment où le point de contact est en  $I$  et la fin de l'action (point  $B$  sur la ligne d'action). Elle est donnée par :

$$g_a = IB \quad (11)$$

Pour un engrènement parallèle à denture droite, les paramètres [63] (Fig. 3) essentiels d'engrènement sont :

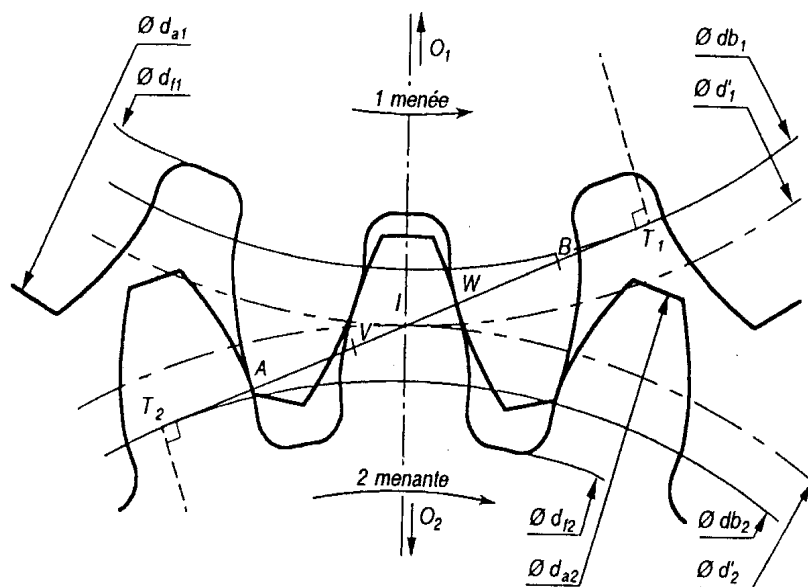


Fig. 3 Paramètres d'engrènement [63].

- $O_1O_2$  : entraxe de fonctionnement  $a$  ;  
 $\alpha$  : angle de pression de fonctionnement ;  
 $T_1T_2$  : droite d'action ;  
 $AI$  : segment d'approche ;

IB : segment de retraite ;  
 AB : segment de conduite ;  
 VW : segment de contact unique ;  
 $d_{b1}$ ,  $d_{b2}$  : diamètre de base des roues 1 et 2 respectivement ;  
 $d_1$ ,  $d_2$  : diamètre primitif des roues 1 et 2 respectivement ;  
 $d_{a1}$ ,  $d_{a2}$  : diamètre de tête des roues 1 et 2 respectivement ;  
 $d_{f1}$ ,  $d_{f2}$  : diamètre de pied des roues 1 et 2 respectivement.

## I.2.2. LUBRIFICATION ELASTOHYDRODYNAMIQUE

### I.2.2.1. DEFINITION

Le frottement est une caractéristique très importante permettant d'évaluer la sévérité du chargement dans un contact. Ainsi, la lubrification qui consiste à maintenir un film d'huile entre les corps en contact (dentures d'engrenages par exemple) est un moyen efficace pour réduire le frottement et ses conséquences, l'usure par exemple. La présence du lubrifiant dans le contact entre les profils conjugués joue le rôle de film séparateur, c'est le troisième corps (Fig. 4). Son rôle est très important puisqu'il permet [49]:

- l'accommodation des vitesses entre les premiers corps ;
- La transmission de la charge normale ;
- L'évacuation permanente des calories produites dans le contact ;
- L'évacuation des corps étrangers, les débris d'usure par exemple.

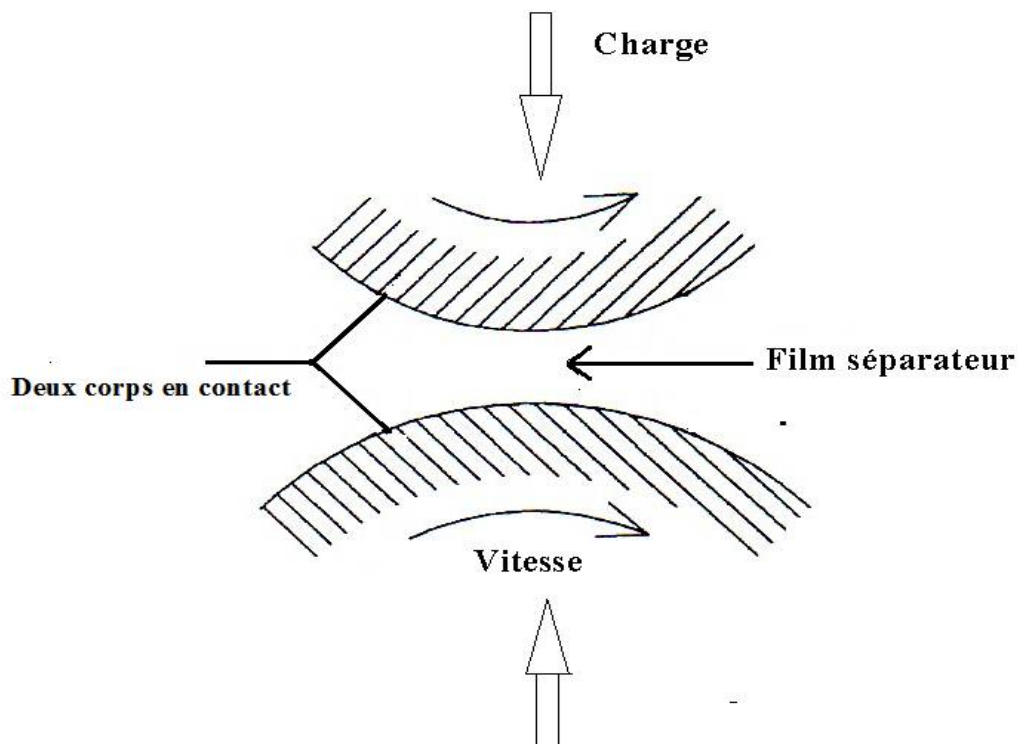


Fig. 4 Géométrie du contact

L'étude de la lubrification élasto-hydrodynamique est très complexe. Elle prend en considération le comportement piezo-visqueux du lubrifiant (augmentation de la viscosité

avec la pression) et la déformation élastique des massifs. L'étude d'un problème de contact EHD consiste alors en la détermination du champ de pression et de l'épaisseur du film lubrifiant. Le champ de pression permet d'estimer l'état de chargement du contact. L'épaisseur du film d'huile permet pour sa part de déduire les conditions de lubrification EHD.

Les travaux publiés par Dowson-Higginson [2] en 1966, puis par Hamrock- Dowson [3, 4, 5, 6] en 1976, permettent de donner des solutions numériques complètes pour le contact E.H.D. newtonien, lisse et isotherme de type cylindre/plan et ellipsoïde/plan. Les résultats obtenus par les auteurs, donnent l'allure de la géométrie du film d'huile et du champ de pression dans le contact. Cette allure est représentée par la (Fig. 5).

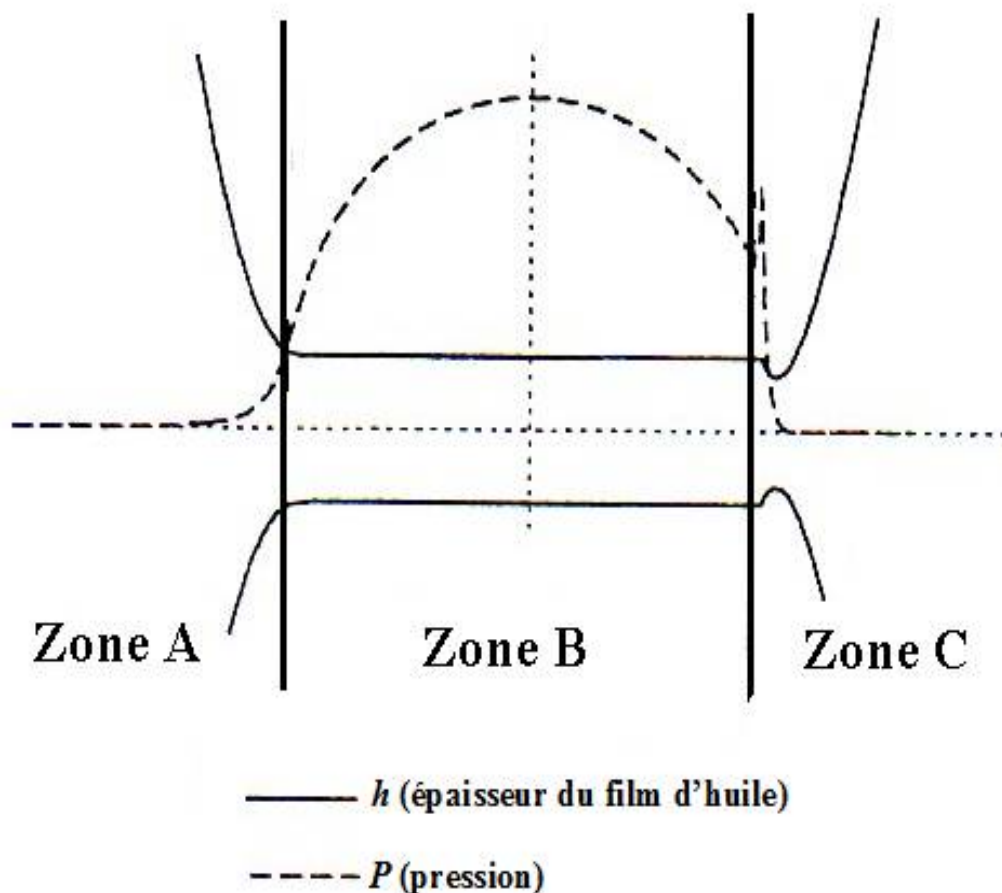


Fig. 5 Film d'huile ( $h$ ) et pression ( $P$ ) dans un contact EHD

D'après la (Fig. 5), le contact E.H.D. est divisé en trois zones:

- La zone A : Elle présente l'entrée du contact. Les deux corps forment un convergent et sous l'effet de la pression générée dans le lubrifiant, une séparation des surfaces est induite. Cette zone est caractérisée par les effets hydrodynamiques et la piezo-viscosité du lubrifiant.

- La zone B : Les pressions dans cet endroit sont très élevées (zone de hautes pressions). Ici, le lubrifiant possède une rigidité supérieure à celle des massifs ; il est hyper-visqueux. De ce fait, le lubrifiant va déformer les surfaces qui vont présenter un plateau. C'est dans cette zone que la quasi-totalité de la charge est transmise.
- La zone C : Elle correspond à la sortie du contact. Les massifs en regard forment un divergent. La pression dans cette zone est celle de l'ambiance. La dépression ainsi créée expulse le lubrifiant hors du contact. Le débit du lubrifiant dans cette zone est limité et un pic de pression peut être observé.

### I.2.2.2. HISTORIQUE DE L'ELASTOHYDRODYNAMIQUE

Selon la littérature, Hirn [7], en 1854, est l'un des premiers auteurs qui a étudié expérimentalement les problèmes de lubrification. La théorie de base d'un contact EHD a été donc établie depuis longtemps. Hertz [8], en 1881, a publié ses études reportant sur la déformation des massifs semi-infinis. Par la suite, Reynolds [9] a établi la théorie de génération de pression dans le contact en 1886.

Les notions de base de l'hydrodynamique ont été posées par Reynolds [9], Petrov [10] et Tower [11, 12]. Petrov a montré que le frottement est dû au cisaillement du lubrifiant. Tower, a prouvé l'existence d'un champ de pression entre les massifs. Reynolds [9] a développé, pour sa part, une théorie permettant d'expliquer les résultats expérimentaux obtenus par Petrov et Tower. En effet, il a donné une formule reliant la pression de contact aux différents paramètres de fonctionnement. Reynolds a donc établi les premières équations mathématiques utilisées dans le calcul des contacts EHD.

Les premières utilisations de l'équation de Reynolds reviennent à Michell [13]. Par la suite, la théorie de Reynolds est appliquée par Martin [14] et Gumbel [15].

Ertel [16] puis Grubin [17], dans leurs calculs, tiennent compte des effets de la piezo-viscosité traduites par la loi de Barus [18] et de la déformation élastique des massifs. Les résultats obtenus par Ertel et Grubin sur l'épaisseur du film d'huile sont en excellent accord avec la réalité.

Il faut attendre les travaux de Petrusевич [19] pour avoir la première résolution numérique du problème E.H.D. En effet, il a pu déduire la géométrie du film lubrifiant et le champ de pression dans la zone du contact. Les résultats obtenus montrent un pic de pression à la sortie du contact. Ce pic mal compris à l'époque a fait l'objet de nombreuses discussions.

En 1966, Dowson et Higginson [2] donnent les premières solutions du contact E.H.D. lisse. Ils ont donné l'épaisseur du film d'huile et le champ de pression en fonction des conditions de fonctionnement.

Une solution numérique détaillée du contact E.H.D. lisse a été également proposée par Hamrock et Dowson [3, 4, 5, 6] en 1976. À partir de ces travaux, de simples formules mathématiques pour le calcul de l'épaisseur du film lubrifiant sont établies.

Il est également à noter que l'aspect thermique des contacts E.H.D., en introduisant un coefficient correcteur, a été apporté pour la première fois par Cheng [20] en 1965.

Au cours de ces vingt dernières années, avec le développement et l'évolution des moyens de calcul numérique et technologique, les problèmes des contacts E.H.D. complets peuvent être aisément abordés, en tenant compte des:

- effets des rugosités ;
- effets rhéologiques ;
- effets thermiques ;
- effets de sous alimentation en lubrifiant.

On peut citer, comme exemple, la méthode numérique utilisée par Lubrecht [21, 22]. Grâce à la technique multi-grille, les problèmes de contact E.H.D. qui considèrent les effets de la rugosité peuvent être aisément résolus. Les travaux sur la rugosité sont donc abordés numériquement par Couhier [23] et Venner [24, 25, 26]. Les problèmes de sous alimentation en lubrifiant sont également traités à plusieurs reprises [27, 28, 29].

### I.2.3. POLLUTION SOLIDE DE LA LUBRIFICATION

#### I.2.3.1. ORIGINES ET NATURE

Un polluant est une substance non souhaitée qui peut nuire au bon fonctionnement des mécanismes et conduire à la dégradation prématurée des éléments de machines. Afin de bien comprendre le rôle que joue la pollution solide des lubrifiants dans les contacts EHD, il est plus que nécessaire d'identifier l'origine, la nature et la forme des polluants.

La pollution peut être solide, gazeuse ou liquide. Notre étude ne s'appuiera que sur la pollution solide des lubrifiants.

Elle a diverses origines. Il s'agit de la pollution [49]:

- Présente dans une huile neuve.
- Due à la fabrication. Lors des usinages, il arrive que des copeaux ou encore des particules issues des outils coupants ou des meules de rectification restent dans le mécanisme.
- Produite lors du fonctionnement : il arrive que des particules d'usure se forment au cours de la marche du mécanisme. On peut noter également de la pollution due à l'oxydation et à la décomposition du lubrifiant.
- Issue de l'environnement. Cela provient d'une mauvaise étanchéité, des filtres de tailles de 40  $\mu\text{m}$  utilisés dans les automobiles, n'éliminent pas toutes les particules par exemple.
- Lors des opérations de maintenance, il arrive parfois que des particules pénètrent dans le contact. Cela se produit lors des démontages et remontages des pièces ou lors des pleins et appoints en lubrifiants.

## I.2.3.2. TYPES DES PARTICULES POLLUANTES

Des études [30, 49] menées sur des huiles utilisées dans des applications aéronautiques ont montré qu'il existe plusieurs particules polluantes, voir tableau 1 [49].

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

Tableau 1 : Types de particules polluantes présentes dans les turbines aéronautiques [49].

Ces polluants ont des formes diverses. Hunt [31, 49] dans ses travaux propose de les classer en sept familles. Cette classification basée essentiellement sur la forme des particules, permet de déterminer leurs origines. Les résultats obtenus par Hunt sont présentés dans le tableau 2. Hunt constate que la taille des particules est prise dans une gamme de 1  $\mu\text{m}$  à environ 2 mm.








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

Tableau 2 : Classification des particules polluantes selon la forme [31, 49]

Enfin, Akl et Kalifha [32, 33], en se basant sur l'analyse des huiles utilisées au cours d'expérimentation sur une machine à galets, simulant un contact hertzien lubrifié, ont procédé à une classification des particules polluantes. Dans ces travaux, les auteurs ont pu ainsi

classifier les particules en quatre classes. Il s'agit des périodes de rodage, de fonctionnement normal, de transition et de rupture du mécanisme.


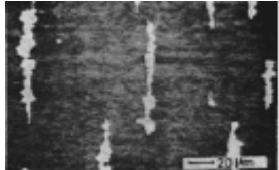
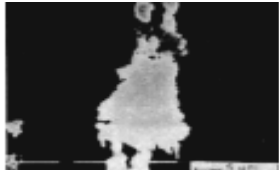

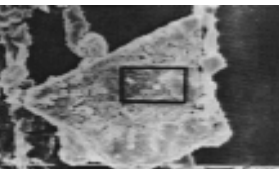
Famille des particules	Photos	Caractéristiques
R		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Particules issues du rodage</li> <li>- Dimension jusqu'à 50 <math>\mu\text{m}</math></li> <li>- Correspond à l'adaptation des surfaces</li> </ul>
N		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Particules d'usure par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

Tableau 3 : Classification des particules polluantes selon Akl et Kalifha [32, 33, 49]

### I.2.3.3. POLLUANTS SOLIDES

On peut citer trois familles de polluants solides [49] qui sont établies d'après les propriétés mécaniques des particules. Il s'agit :

- Des particules fragiles ;
- Des particules céramiques dures ;
- Des particules ductiles.

- LES PARTICULES FRAGILES : (tel que le sable).

Les particules de sable connues dans la littérature sous la dénomination SAE Arizona Fine Test Dust (SAE AFTD) sont les plus utilisées pour des tests de pollution sur les roulements et les engrenages. En effet, elles simulent la pollution externe.

- LES PARTICULES CERAMIQUES DURS

Ces particules sont des carbures tels que : les carbures de bore ( $B_4C$ ) et les carbures de silicium ( $SiC$ ). Les carbures proviennent généralement d'outils coupants ou abrasifs. Elles sont obtenues lors de fabrication des roulements, engrenages..... etc.

- LES PARTICULES DUCTILES: (débris d'usure).

Ce sont des particules métalliques obtenues lors du fonctionnement du mécanisme. Pour des tests de pollution, les poudres M50 sont les plus employées.

I.2.3.4. FATIGUE DES CONTACTS EN PRESENCE DE POLLUANTS

Du fait des progrès réalisés dans les procédés d'élaboration [49] des aciers et la qualité des matériaux, la fatigue résultant des hétérogénéités de surface comme les inclusions par exemple, est peu courante dans nos jours. Par contre, un risque de fatigue de roulement dû aux défauts de surface tels que les stries d'usinage et la présence d'indents reste présent. Ce mode d'avarie classique pour les contacts roulants (cas de roulements), se trouve dans les engrenages au niveau du primitif de la denture ou le taux de glissement est très faible, voire même nul. Le risque d'apparition des indents dans les surfaces est fortement lié à la présence des particules de tailles et de propriétés très variées dans le lubrifiant. Dans le paragraphe suivant on va expliquer le processus d'indentation à travers le comportement des particules solides dans le contact.

I.2.3.5. COMPORTEMENT DES PARTICULES ET PROCESSUS D'INDENTATION

Une histoire du comportement des particules dans le contact peut être déduite à partir d'une analyse de la taille et de la forme des indents et des particules déformées. La question qui se pose ici : comment les particules sont déformées et comment elles ont indenté la surface.

Selon la nature des particules trois processus différents sont présentés [49] :

1. Les particules fragiles tel que le sable, s'explodent à l'entrée du contact (zone du convergent). Les particules générées de l'explosion (des fragments) pénètrent dans le contact (Fig. 6) comme l'a montré Dwyer-Joyce [34]. Ces fragments produisent généralement peu d'indents qui sont peu profonds.

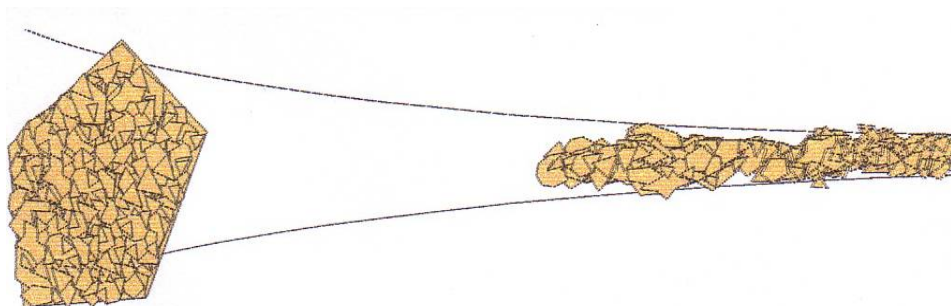


Fig. 6 Comportement des particules fragiles [49].

2. Les particules céramiques dures se brisent à l'entrée du contact et produisent des débris. L'observation des débris produits montre qu'elles sont plus grosses que les fragments produits par les particules fragiles (Fig. 7-a). Ces débris ne restent plus associés et se répartissent dans le contact (Fig. 7-b). La dispersion des débris se trouve favorisée par le glissement. Dans les contacts roulants-glissants, les particules brisées à l'entrée du contact sont de grosses tailles et produisent des indents de grandes tailles. Après dispersion des particules sous l'effet du glissement, les débris répartis dans le contact produisent des indents moins profonds.

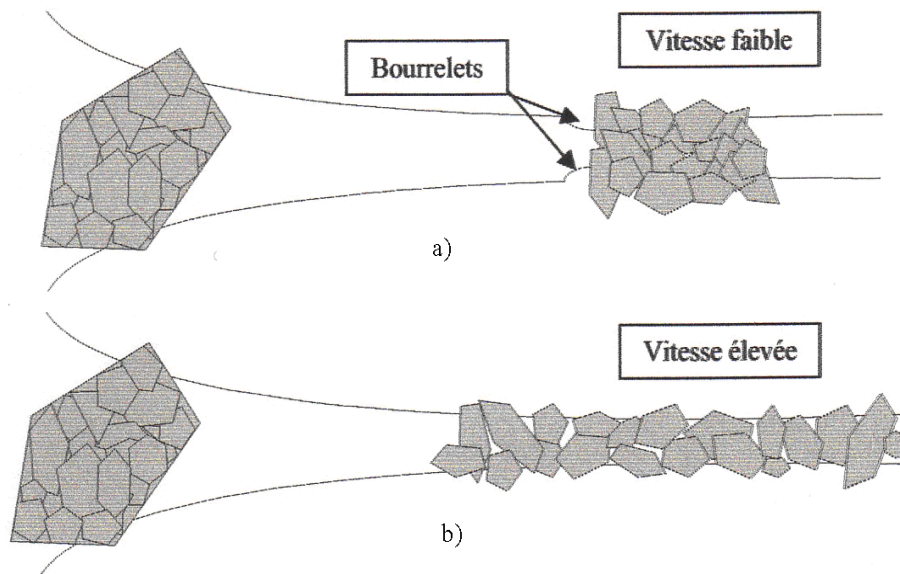


Fig. 7 Comportement des particules céramiques-dures [49].

3. Les particules ductiles se déforment à l'entrée et s'aplatissent au milieu du contact comme montré dans la (Fig. 8). Les déformations produites provoquent une bosse sur les particules et un trou au fond des indents.

Une analyse profonde des (Figs. 6, 7 et 8) montre clairement que les indents se produisent dans deux zones différentes : à l'entrée du contact et la zone centrale du contact.

La présence des indents dans les contacts EHD est nuisible au bon fonctionnement des éléments de machines. Les indents présentent donc un défaut géométrique qui sera assurément un site spécifique de fatigue.

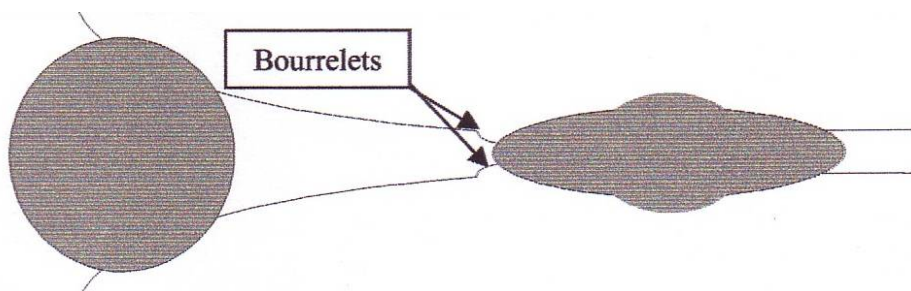


Fig. 8 Comportement des particules ductiles [49].

### I.3. TECHNIQUES D'ANALYSE D'HUILES

Il existe plusieurs techniques qui permettent de connaître le niveau d'usure des mécanismes, mais également la nature, la forme et le nombre des polluants présents. Ces techniques permettent de suivre l'état de santé du lubrifiant et du mécanisme. Elles reposent sur l'étude du lubrifiant prélevé directement sur le mécanisme.

L'ensemble des techniques peut être classé en quatre catégories :

- Analyse physico-chimique ;
- Analyse spectrométrique ;
- Analyse ferrgraphique ;
- Comptage des particules.

L'analyse physico-chimique permet de connaître les propriétés du lubrifiant utilisé telles que :

- La viscosité : Ce paramètre nous renseigne sur l'échauffement de l'huile ;
- La teneur en eau : Cette mesure peut détecter une infiltration possible de l'extérieur ;
- L'indice de basicité et d'acidité : Il nous renseigne sur le niveau de dégradation de l'huile. La destruction des additifs favorise l'acidification du lubrifiant ;
- En plus de l'indice d'éclair, la densité.....etc.

Le comptage de particules nous informe sur le degré de dégradation (usure en particulier) des pièces en contact. Il est bien établi que la vie d'un mécanisme se lit sur sa courbe d'usure (Fig. 9). Une bonne lecture de cette courbe permettra de conclure qu'un suivi quantitatif des particules permet de prévoir les avaries et donc les interventions avant que la rupture survienne (zone d'usure catastrophique). Deux types de comptages sont couramment utilisés. Le premier est le comptage en ligne ou le compteur est branché directement à la machine. Le deuxième se fait par prélèvement et les échantillons seront analysés ultérieurement.

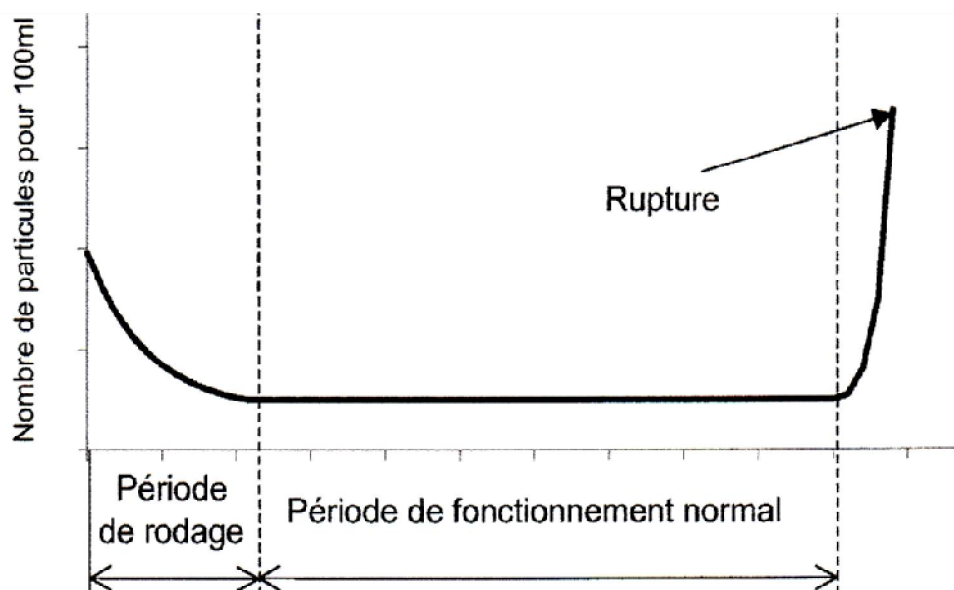


Fig. 9 Courbe d'usure [49]

L'analyse spectrométrique nous informe sur la composition chimique des particules présentes dans le lubrifiant. Ces dernières ont plusieurs origines et proviennent :

- de l'usure des pièces en mouvement ;
- de l'extérieur du mécanisme ;
- de la dégradation des additifs du lubrifiant ;

Deux modes d'analyse spectrométriques sont employés :

- L'analyse spectrométrique à émission optique : elle permet de déterminer de manière rapide les concentrations, exprimées en ppm (particules par million) en masse, des différents éléments présents dans les lubrifiants.
- L'analyse spectrométrique à absorption : elle sert à déterminer la structure chimique d'un corps ou d'un mélange de corps ainsi que la concentration dans le mélange des composés à l'aide d'un rayonnement infrarouge.

Finalement la ferrographie qui nous renseigne sur l'indice de sévérité de l'usure ou sur la morphologie des particules présentes dans le lubrifiant. Elle est de deux types :

- L'analyse ferrographique à lecture directe : elle permet de déterminer des quantités relatives de petites et grosses particules ferreuses pour indiquer tout changement dans le taux et la sévérité de l'usure dans les roulements et les engrenages.
- L'analyse ferrographique analytique : c'est une procédure de diagnostic très développée pour détecter les particules de grosses tailles de l'ordre de 100 microns. L'analyse de l'échantillon prélevé informe sur l'évolution du mode d'usure.

Dans nos jours, la technique d'analyse d'huile est considérée comme l'un des outils les plus performants dans la maintenance. Elle permet, non seulement de connaître le degré d'usure d'un mécanisme, mais aussi la taille, la nature et le nombre des particules véhiculées par le lubrifiant.

## I.4. ETUDE DES MECANISMES D'USURE

### I.4.1. DEFINITION

L'usure est un terme enfermant tous les phénomènes de frottement provoquant des pertes de côtes ou de matières solides. Selon l'évolution de la (Fig. 9), on distingue trois phases d'usure :

- Usure de rodage : C'est une phase d'usure rapide qui conduit à l'élimination des rugosités de surfaces donnant lieu à un meilleur fini de surface et par conséquent un meilleur fonctionnement du mécanisme.
- Usure normale : C'est une phase d'usure très lente. L'usure produite conduit au vieillissement des machines qui ne seront plus fonctionnelles si les jeux causés sont exagérés.
- Usure catastrophique : C'est une usure qui conduit à la détérioration rapide et complète de la surface, voire même l'arrêt total du mécanisme.

### I.4.2. MODES D'USURE

Les modes d'usures les plus rencontrés en pratique sont :

- Usure adhésive ;
- Usure abrasive ;
- Usure par fatigue.

• Usure adhésive : C'est une dégradation [76] habituellement rencontrée et se traduit par une augmentation progressive du jeu nécessaire au bon fonctionnement des mécanismes. Cette dégradation peut s'accompagner par une détérioration très grave : c'est le grippage.

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

$$V = \frac{(\gamma \cdot K \cdot W \cdot s)}{3 \cdot H} \quad (12)$$

Ou :

$V$  : Volume d'usure adhésive.

$\gamma$  : Coefficient caractérisant le type de frottement

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

$\gamma < 1$  : pour le frottement lubrifié

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

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

$W$  : Charge normale appliquée

$s$  : Distance de glissement

$3$  : facteur de forme pour une particule d'usure hémisphérique, il est différent de 3 pour les autres formes de particules.

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

• Usure abrasive : L'usure abrasive [76] est causée par la présence de particules dures entre les surfaces en contact. Ces particules peuvent être étrangères ou issues de la dégradation des surfaces elles mêmes. Deux mécanismes d'usure abrasive existent. D'une part, les particules peuvent demeurer collés (ou incrustées) dans la surface la plus tendre et rayent la plus dure. Ceci est connu comme usure à deux corps. D'autre part, les particules peuvent rouler à travers le contact causant des endommagements sur les deux surfaces en regard : c'est l'usure abrasive à trois corps.

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

$$\frac{dV}{ds} = K_{abr} \cdot \frac{W}{H} \quad (13)$$

Ou :

$\frac{dV}{ds}$  : Taux d'usure par unité de longueur de glissement ;

$W$  : Charge appliquée ;

$H$  : Dureté de la surface la plus tendre ;

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

• Usure par fatigue :

La fatigue [76] est le phénomène de formation et de propagation de fissures sous l'action répétée d'efforts alternés. Le mécanisme de fatigue débute par la naissance d'une fissure en surface qui plonge dans la matière. Ensuite cette fissure se propage en plusieurs directions. En conséquence, un morceau de matière se détache et donne naissance à un fragment d'usure appelé "écaillage". Ce dernier peut à son tour provoquer de l'abrasion à trois corps ou de l'érosion.

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

$$V = K_f \cdot s \cdot \frac{W}{H} \cdot M \quad (14)$$

Avec :

$V$  : volume usé.

$K_f$  : coefficient d'usure par fatigue ;

$W$  : la charge appliquée (N) ;

$s$  : distance de glissement ;

$M$  : la masse de volume considéré ;

$H$  : dureté du matériau le plus tendre (Pa).

- Autres formes d'usure :

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

• Usure par érosion :

L'érosion [76] est une forme particulière de l'usure abrasive. Elle est engendrée par l'impact des particules solides contenues dans un fluide en mouvement ou par des particules liquides en milieu gazeux. Dans le cas de l'érosion, le matériau est agressé en surface par des particules animées d'une vitesse très élevée.

• Usure corrosive :

Ce mode d'usure [76] se caractérise par l'enlèvement, au cours du frottement mécanique des corps en contact, des produits de réaction formés lors de l'attaque chimique des surfaces métalliques par des agents corrosifs. Ces derniers sont créés dans l'huile de lubrification par oxydation ou par hydrolyse, ou contenus dans l'ambiance (émission des gaz de combustion par exemple).

• Usure induite par petits débattements :

Ce type d'usure [76] affecte les surfaces fortement chargés et subissant des mouvements à faible amplitude (des vibrations, par exemple). Ce phénomène se manifeste généralement dans toutes les industries : dégradation des roulements des véhicules transportés par chemin de fer ou par bateau, endommagements d'assemblages, rupture de ressorts à lames ..... etc.

Ce mode de dégradation très grave s'accompagne par la formation de fissures et conduit à une rupture par fatigue : fatigue induite en petits débattements.

### I.5. RAPPEL BIBLIOGRAPHIQUE

Dans ces vingt dernières années, plusieurs études ont été menées sur la pollution solide de la lubrification et ses conséquences sur les contacts EHD et les mécanismes. En effet, pour mieux comprendre le fonctionnement des mécanismes dans les milieux pollués, il est très utile de s'intéresser au contact ponctuel lubrifié (Contact EHD).

La plupart des auteurs, s'intéressant au contact E.H.D., utilisent un dispositif bille/plan lisse ou la bille est animée d'un mouvement de rotation (en roulement pur) sur un disque en verre. Wedeven-Cusano [35, 36] et Kaneta et al. [37, 38, 39] ont utilisé ce dispositif dans leurs études. Ils ont indenté la surface de la bille et ont suivi l'évolution de l'indent dans le contact et son effet sur l'épaisseur du film d'huile. Ville [40], à son tour, a montré que la présence du glissement conduit à une modification importante de l'épaisseur du film d'huile autour et au niveau de l'indent. Cette augmentation fait croître les contraintes et par conséquent le risque important de fatigue. Wan et Spikes [41], dans leur étude qui consiste à suivre le comportement des particules dans le contact, ont utilisé un dispositif équipé d'une caméra rapide. Ils ont pu décrire le comportement de toute une gamme de particules de nature diverses dans un contact EHD. Dwyer Joyce [42] a mené une étude en utilisant des particules de tailles et de natures diverses. Il a ainsi établi une classification des particules (ductiles, fragiles, céramiques-dures) en fonction de leur comportement dans le contact. Cette étude basée principalement sur l'impact des particules céramiques-dures est comparée avec les particules ductiles en termes d'endommagement qu'elles produisent. Cann et al. [43] par la technique d'interférométrie optique ont observé l'entraînement et la déformation des particules dans le contact. Cette technique donne une mesure directe de la taille des indents produits et permet le calcul de la pression supportée par les particules lors de leur passage dans le contact. Ville et Nelias [44] ont mené également une étude expérimentale qui montre l'effet de la présence et de la déformation des particules métalliques ductiles de forme sphérique dans un contact EHD. De nombreux auteurs ont évalué le champ de pression avec la présence d'un indent [45, 46]. Ils ont montré que l'indent augmente les contraintes dans les massifs.

Les études sur les mécanismes ont été également abordées par certains auteurs. Il faut rappeler donc les études menées par Lowenthal [47, 48] qui a mis l'accent sur l'importance que joue la filtration, pour un fonctionnement dans un milieu pollué, en utilisant diverses particules polluantes (Arizona Fine Test Dust, Acier et Carbure). Les résultats obtenus montrent qu'une filtration efficace conduit à l'augmentation de la durée de vie des mécanismes.

La plupart des endommagements liés au phénomène de pollution solide des lubrifiants sont principalement causés par la présence des indents au niveau des surfaces. Pour voir le niveau de dégradation provoqué par l'indent, plusieurs études ont été menées. L'objectif principal de ces travaux est, d'une part, de suivre l'évolution de l'indent jusqu'à rupture et, d'autre part, de prédire les conséquences de l'indentation sur la durée de vie des mécanismes. Comme exemple, on peut citer les travaux menés par Ville et Coulon [41, 44, 49, 50, 51, 52, 53, 54, 55].

Récemment, d'autres travaux ont été également réalisés. Young et al. [56] ont développé un modèle qui tient compte de l'effet des particules solides sur le champ de pression et l'épaisseur du film d'huile dans un contact E.H.D. Ce modèle a été obtenu en introduisant dans l'équation de Reynolds, la géométrie d'une particule de forme ellipsoïdale. Dwyer Joyce [57] a donné une vue d'ensemble sur les variations importantes du cycle de vie des particules d'usure dans le contact. Enfin, De Pellegrin et Stachowiak [58] ont simulé des particules abrasives tridimensionnelles réelles produites en coupant un corps par un plan d'orientation et profondeur de pénétration aléatoires.

## I.6. CONCLUSION

Nous montrons dans ce chapitre que de nombreux travaux ont été menés dans le domaine de l'élasto-hydrodynamique et de la pollution solide des lubrifiants.

La plupart des travaux menés dans le domaine de la pollution solide de la lubrification, ont pour objectif principal de voir :

- L'entrée ou non des particules dans le contact. Une évaluation du taux d'entrée des particules est effectuée à partir de la concentration dans le volume.
- La nature des particules entrant dans le contact.
- La nature des endommagements causés par la présence des particules dans le contact.
- La nature des indents produits dans les surfaces.
- L'effet du phénomène d'indentation sur la fatigue des surfaces.

Une analyse des huiles polluées permettra d'évaluer le niveau de risque d'une dégradation et d'en déduire, à partir de la concentration des particules polluantes, la durée de vie des mécanismes.

L'étude présentée ici va porter sur l'effet de la pollution solide de la lubrification sur les contacts roulants-glissants (cas des engrenages) où le taux de glissement est élevé. On s'intéresse exactement à l'effet d'un lubrifiant pollué par du sable sur le comportement à l'usure des roues dentées.

## CHAPITRE II

### FAMILLES D'AVARIES DANS LES ENGRENAGES

II.1. INTRODUCTION

II.2. ORIGINES D'AVARIES D'ENGRENAGES

II.3. FAMILLES D'AVARIES

II.4. CONCLUSION

## II.1. INTRODUCTION

Les avaries de surfaces dans les contacts EHD et en particulier dans les engrenages ont fait l'objet de multiples études. Parmi ces études, il convient de citer les travaux de Clarke [59] sur l'usure, Dyson [60, 61] sur le grippage et Tallian [62] qui a étudié la fatigue de roulement.

La plupart des mécanismes qui possèdent des pièces en mouvement comportent des engrenages, des roulements... etc. Le fonctionnement de ces mécanismes est lié essentiellement à la durée de vie de ces composants. Ces derniers subissent, sous l'effet des paramètres de fonctionnement tels que charge transmise, dureté des matériaux, vitesse de glissement, rugosité, frottement, lubrifiant, ... etc., des avaries qui peuvent déstabiliser leur bon fonctionnement.

Dans les engrenages, les avaries sont multiples suivant la conception, l'entretien, la lubrification et les conditions de fonctionnement des mécanismes. Par exemple, lorsque les efforts de frottement et les vitesses de glissement sont élevés, elles s'apparentent le plus souvent à l'usure et parfois au grippage. Lorsque les vitesses de glissement sont faibles et les charges transmises élevées, ces avaries se caractérisent par des déformations plastiques ou bien des écailles et micro-écailles (c-à-d des fatigues superficielles).

Dans ce chapitre sont présentées les principales familles d'avaries rencontrées dans les engrenages. Il s'agissait des défauts localisés qui apparaissent au niveau du cercle primitif des dentures et les défauts répartis sur toutes les dents, ainsi que les détériorations par rupture.

## II.2. ORIGINES D'AVARIES D'ENGRENAGES

Les avaries des engrenages en service représentent un coût important pour l'industrie et il est essentiel de les prévenir. Les statistiques concernant les causes des défaillances et la localisation des défauts dans les transmissions de puissance à engrenages permettent de conclure que les organes les plus sensibles sont les roulements et les engrenages.

Une enquête réalisée par une société des assurances [63] a permis d'établir des statistiques sur les causes des défaillances. Les résultats de cette enquête sont résumés dans le Tableau 4.

Origine et localisation des défauts dans les engrenages			
Origine des défauts	%	Localisation des défauts	%
Fabrication (Calcul des assemblages, matériaux).	40	Dentures	60
		Arbres	19
Exploitation (maintenance).	43	Carettes	7
Autres (machines adjacentes).	17	Autres	4

Tableau 4 Origines et localisation des défauts [63]

Cette enquête montre que [63] :

- La denture concerne la majorité des sources des défaillances.
- Les erreurs de conception et les défauts de fabrication sont à l'origine de 40% des avaries.
- Une maintenance conditionnelle et préventive devrait permettre de réduire les nuisances occasionnées par les avaries en cours d'exploitation.

Les sources d'avaries d'engrenages sont multiples et peuvent être classées suivant leurs origines. Le fonctionnement d'un engrenage entraîne généralement une modification de la macro et de la micro-géométrie des dentures et de l'état du métal dans les endroits sollicités. Cette modification est très complexe et difficile à expliquer : elle est liée aux conditions de fonctionnement, à l'entretien et à la lubrification.

Les avaries souvent rencontrées dans les engrenages ont alors pour origine :

- Les effets normaux, dus à la charge transmise et à la pression de contact : c'est le cas par exemple des déformations plastiques et des fatigues superficielles.
- Les effets tangentiels superposés aux effets normaux, dus à la vitesse de glissement des surfaces : c'est le cas de l'usure et des piquûres.
- Les effets thermiques superposés aux deux effets précédents : elles sont dus à l'énergie dissipée à l'interface ; cas du grippage par exemple.

### II.3. FAMILLES D'AVARIES

Selon les sollicitations imposées au contact, les avaries de surface dans les engrenages ont été répertoriées et classées en plusieurs types selon la norme AFNOR E23-014 [64]. Ces avaries peuvent être également classées en deux grandes familles. Il s'agit :

- des avaries superficielles ;
- des détériorations par rupture.

Les avaries superficielles souvent rencontrées sont :

- L'usure normale ;
- L'usure abrasive ;
- L'aspect poli miroir ;
- Les piquûres ;
- L'écaillage ;
- Le micro-écaillage ;
- Le grippage localisé ;
- Le grippage généralisé ;
- Le broutage.

Pour les détériorations par rupture, on peut trouver :

- La rupture par surcharge ;
- La rupture par fatigue ;
- La rupture par concentration de contraintes.

### II.3.1. AVARIES SUPERFICIELLES

#### II.3.1.1 GRIPPAGE

Le grippage est une modification soudaine de l'aspect de surface des dents, se traduit par la fusion d'une couche superficielle, associée à des vibrations, au bruit et à une augmentation importante de l'énergie dissipée dans le contact et de la température superficielle des massifs [60, 61]. Il se produit brutalement et conduit à la destruction des surfaces en contact voire l'arrêt de la machine. Ce mode d'avarie traditionnel dans les engrenages se manifeste dans tous types de mécanismes : lubrifiés ou non, lorsque la combinaison (charge normale, vitesse de glissement) excède une limite encore mal définie.

Pour mieux comprendre les phénomènes conduisant au grippage, trois théories ont été suggérées. Ces théories sont basées essentiellement sur des analyses thermique, chimique et hydrodynamique.

La première approche est thermique; elle est proposée par Block [65] en 1939. Cette approche est considérée comme la plus célèbre des théories développées sur le grippage. En effet, elle suggère que le grippage se manifeste une fois la température des massifs dépasse une valeur admissible. Le modèle développé par Block donne la température maximale effective de la surface des massifs " $T_s$ " en associant à la température du matériau " $T_B$ " une température locale instantanée du film d'huile " $T_f$ " dite température éclair. La température " $T_s$ " ne doit pas être supérieure à une certaine température critique " $T_C$ ", sinon le film d'huile se casse brutalement et le contact métal-métal s'installe.

Dyson [60, 61] a formulé l'approche chimique en 1975. Par le biais d'expérimentation, il a pu montrer que la disparition d'oxygène dans le gaz ambiant génère du grippage pour des fonctionnements à de très faibles charges. En 1994, Cotiongco et Chung [66] ont utilisé une technique très efficace permettant de prédire le grippage. Cette technique est essentiellement basée sur la formation et l'enlèvement du film oxyde au niveau de la surface d'un contact en acier 100Cr6 lubrifié par une huile Poly-Alpha-Oléphine (PAO).

L'approche hydrodynamique formulée par Dyson [67, 68] propose un critère de grippage essentiellement basé sur la rupture du film séparateur dans un contact E.H.D. glissant. En effet, Dyson a pu établir que le grippage ne se produit pas si la viscosité est très élevée dans le convergent du contact. Par ailleurs, dès que la pression dans le convergent s'élève et dépasse une valeur critique, le lubrifiant se vitrifie et sa raideur se trouve supérieure à celle des massifs en contact. En conséquence, le lubrifiant devient un agent protecteur et permet d'éviter le contact direct, métal-métal, entre les aspérités.

En se basant sur l'une des approches mentionnées plus haut, plusieurs critères sur le grippage ont été proposés. Toutefois, aucun de ces critères ne peut s'appliquer avec précision pour prédire exactement la limite de grippage pour une gamme très large des paramètres de fonctionnement des contacts E.H.D.

Le grippage est affecté par plusieurs paramètres. Les plus notables sont expliqués par Dyson [60]. Il s'agit notamment :

- Des paramètres favorisant le grippage tels que : la charge, la vitesse de glissement, la rugosité et la température.

- Des paramètres ne favorisant pas le grippage tels que : les propriétés du lubrifiant et la vitesse du roulement.

Pour de faibles vitesses de glissement et de charges normales élevées, le grippage se caractérise par un adoucissement puis une fusion d'une épaisse couche superficielle. Lorsque les vitesses de glissement sont grandes et les charges sont faibles, le grippage s'apparente à de l'adhésion et de l'abrasion. En effet, une élévation de la température sous la couche superficielle résulte de la combinaison d'une charge élevée et d'une faible vitesse de glissement. Au contraire, la combinaison d'une faible charge et d'une vitesse de glissement élevée, localise l'élévation de la température dans la couche superficielle des massifs : c'est le cas du micro-grippage [69].

Des exemples de surfaces grippées sont présentés dans la (Fig. 10). Elles sont extraites d'une large publication du CETIM [70] " Aspect des dentures après fonctionnement".

La (Fig. 10-a) caractérise un grippage localisé [70] affectant seulement certaines zones des flancs de dents. Il se manifeste par de fines rayures parallèles au profil, comme si l'on avait passé un abrasif fin sur les dentures. Ce mode de grippage survient souvent à la mise en service d'un engrenage neuf : un fonctionnement à faible charge peut le faire disparaître. La (Fig. 10-b) montre un grippage destructif affectant l'ensemble des zones des flancs de dents. Ce grippage est dû au contact métal-métal résultant de la rupture du film d'huile et conduit généralement à la mise hors service de l'engrenage.

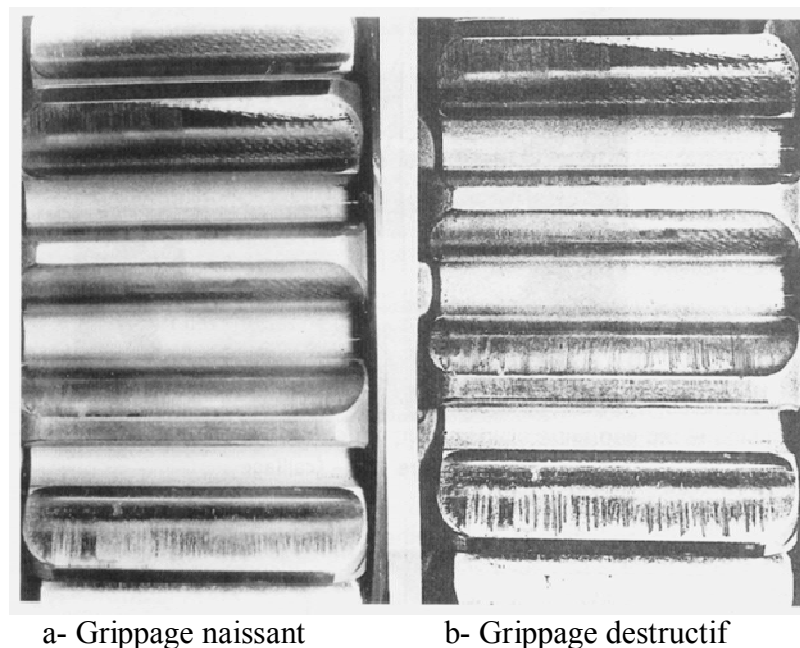


Fig. 10 Grippage [70]

### II.3.1.2. PIQURES [70]

Les piqûres [70] sont des trous peu profonds, en forme d'éventail caractéristique, qui affectent toutes les dents, dans la zone du primitif ou légèrement en dessous. La pointe de l'éventail est en général tournée vers le pied de la dent dans le cas d'un pignon menant, vers le sommet dans le cas d'une roue menée. Ce type de détérioration dépend généralement de la

pression superficielle d'Hertz. Afin d'éviter l'apparition de piqûres destructrices, il faut que la pression de Hertz ne dépasse pas une certaine limite admissible.

Dans un contact EHD, la pression superficielle d'Hertz atteint son maximum au point de contact géométrique, c'est-à-dire au milieu de contact.

La contrainte de cisaillement atteint également son maximum à une certaine profondeur  $h$ , dans la sous couche. Ce cisaillement provoque un glissement moléculaire intense entraînant un échauffement capable de provoquer la désagrégation de la matière. Des criques se développent alors vers la surface. Leur propagation se trouve accélérée par l'onde de déformation de la denture introduite par le glissement.

Si la pression superficielle est raisonnable, nous avons des piqûres naissantes (Fig. 11-a), surtout pour des aciers non durcis. Elles ne sont pas dangereuses si elles ne s'amplifient pas pendant la période de rodage. Elles disparaîtront au bout d'un certain temps de fonctionnement par polissage. Un choix d'huile approprié peut en retarder également la progression (Fig. 11-b)

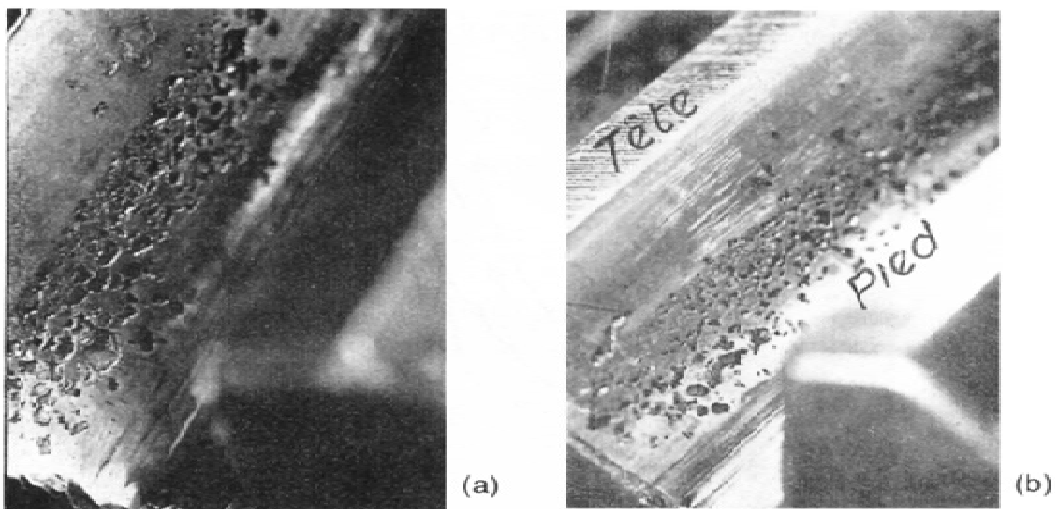


Fig. 11 Piqûres [70]

Par contre si la pression d'Hertz est trop forte suite à un dimensionnement défectueux de l'engrenage, ou d'une localisation de la portée importante, ces piqûres peuvent devenir destructrices et affecter toutes les parties de dents situées au dessous de la zone du primitif de fonctionnement. Si le phénomène se poursuit, les surfaces non piquées des dentures sont de plus en plus réduites et deviennent alors incapables de supporter la pression élevée. Le profil des engrenages est par conséquent complètement détruit (Fig. 12). Cet incident est indépendant du choix d'huile.

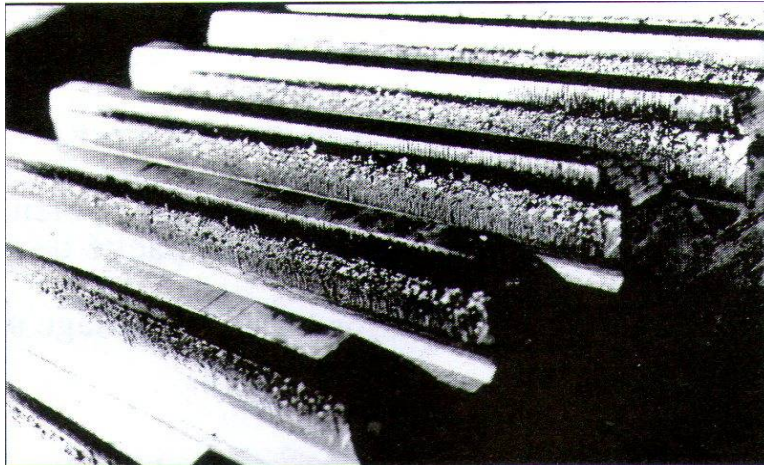


Fig. 12 Piqûres catastrophiques dans un engrenage [71]

### II.3.1.3 USURES [63, 70]

L'usure est un phénomène normal caractérisé par un enlèvement de matière dû au glissement de deux surfaces l'une sur l'autre.

Dans les engrenages, l'usure se caractérise par une diminution lente et régulière de l'épaisseur des dents, accompagnée d'une modification plus ou moins prononcée de la surface des dents due au glissement. L'usure est généralement observée lorsque les effets normaux et/ou tangentiels sont importants. Le développement de l'usure est lié à la charge et à la vitesse de glissement en chaque point des surfaces en contact, ainsi qu'à la présence, dans le lubrifiant, d'éléments abrasifs. Ces éléments abrasifs peuvent correspondre à une pollution externe et à une pollution interne.

L'usure normale (Fig. 13), inversement proportionnelle à la dureté superficielle des dentures, progresse lentement, elle est nettement faible pour un engrenage bien conçu, bien construit, utilisé sans grande surcharge et possédant des surfaces bien polies. Un lubrifiant bien choisi du point de vue viscosité et propriétés extrême pression doit réduire cette usure.

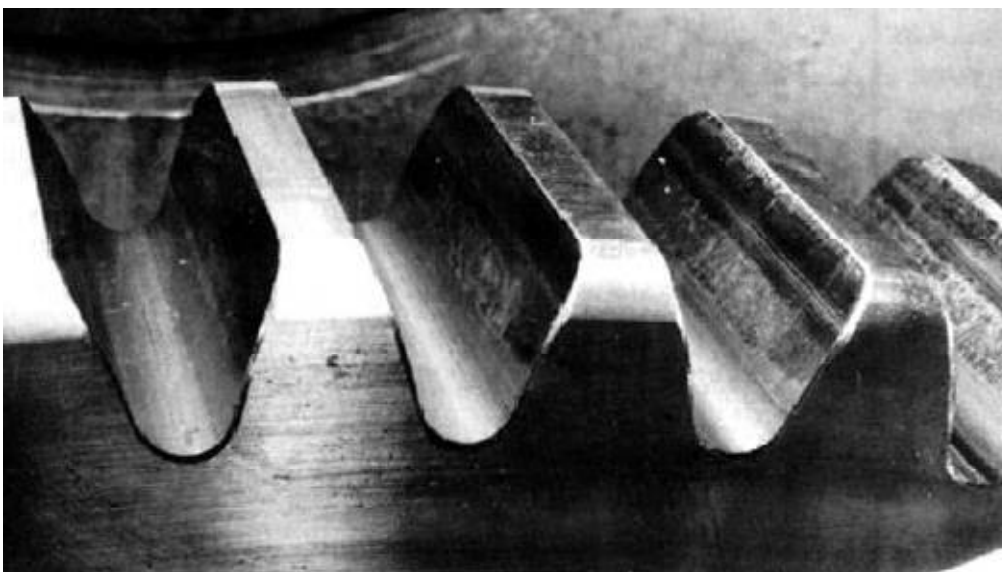


Fig. 13 Usure normale d'un pignon [63]

Dans les engrenages lourdement chargés fonctionnant à faible vitesse, le film séparateur risque d'être de dimension inférieure aux rugosités de surface des dents. En conséquence, un contact métal-métal peut s'établir donnant naissance à une usure catastrophique qui conduit généralement à la mise hors service de l'engrenage. Cette usure est d'autant accélérée si l'huile de lubrification contient des grains abrasifs ou lorsqu'il est corrosif. Pour éviter ce mode de dégradation, il est conseillé de mettre les engrenages dans un carter aussi étanche que possible et de placer un filtre sur le circuit d'huile ou de prévoir des vidanges à intervalles raisonnables. La (Fig. 14) montre un pignon qui a subi une usure abrasive importante.

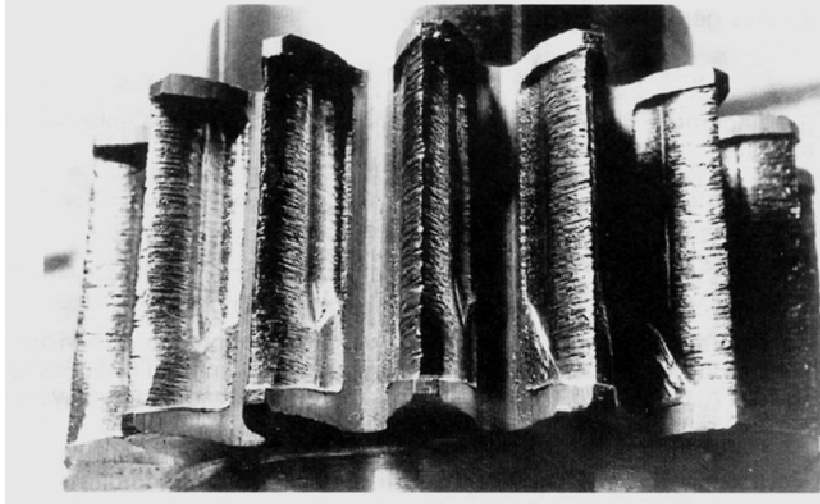


Fig. 14 Usure exagérée [70]

#### II.3.1.4 ASPECT POLI MIROIR

L'aspect poli miroir est un mode de dégradation qui présente une plastification et un écrouissage. Son évolution est lente et témoigne d'un bon état de fonctionnement de l'engrenage. La (Fig. 15) montre un engrenage qui a subi un poli miroir.

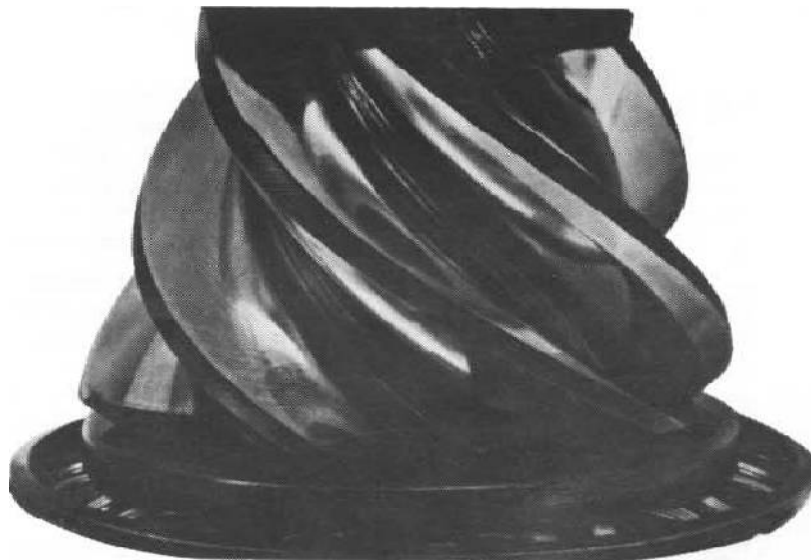


Fig. 15 Aspect poli miroir [72]

### II.3.1.5. BROUTAGE

Ce type d'avarie (Fig. 16) se caractérise par l'apparition d'ondulations ou de vagues sur la surface des dentures. Ce phénomène apparaît sur les engrenages traités (cémentés et trempés) et fonctionnant à de très fortes vitesses de glissement.

Les ondulations créées au niveau de la surface de la denture ont tendance de s'étirer perpendiculairement à la direction du glissement. Cette avarie est largement rencontrée dans les ponts hypoïdes.

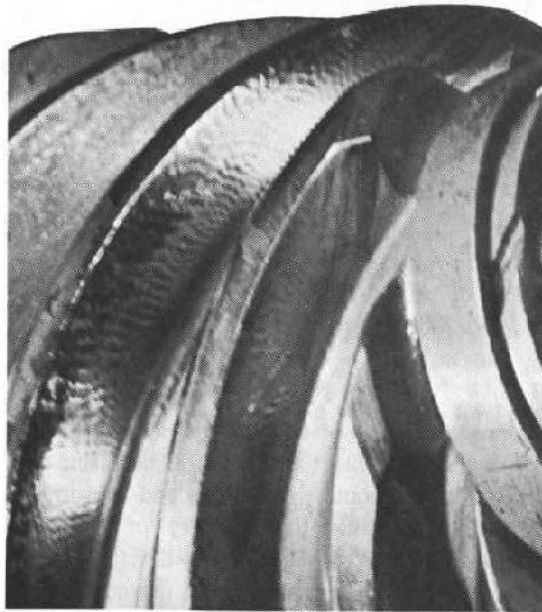


Fig. 16 Broutage [72]

### II.3.1.6 FATIGUES SUPERFICIELLES [63, 73, 74]

Elles apparaissent dans les zones de faible glissement. En fonction de leurs dimensions par rapport à celles du contact, on distingue deux échelles d'endommagements de fatigue superficielle : l'écaillage et le micro-écaillage.

#### - ECAILLAGE

L'écaillage est une cavité de [73] dimensions analogues à la largeur de la zone de contact. Il a quelques millimètres carrés de surface et quelques dixièmes de millimètres de profondeur (Fig. 17). Généralement, il se manifeste par la formation d'une écaille à l'échelle du contact hertzien classique.

L'écaillage survient dans des contacts très chargés. Il résulte de la répétition cyclique des contraintes dans la sous couche du massif. Il apparaisse après une période importante, de l'ordre de plusieurs dizaines de millions de cycles. Il est précédé et associé à un réseau de fissures à la même profondeur. C'est une dégradation classique dans les engrenages.

Dès leur apparition, les trous d'écaillage ont une forme irrégulière et n'affectent pas toutes les dents. Ils sont plus profonds et de dimension plus grande que les piqûres.

Dans les engrenages durcis superficiellement, l'écaillage est une avarie très grave, elle évolue vers la rupture : elle témoigne de l'effondrement de la couche durcie suite à la formation de trous internes au dessous de cette couche. Par contre, il est rarement rencontré dans les engrenages peu durs. La (Fig. 18) montre un écaillage très sévère se manifestant tout au long de la ligne primitive d'un engrenage hélicoïdal et conduisant à la dégradation rapide des dentures. La (Fig.19) présente un pignon cémenté trempé dont l'une des dents est presque totalement écaillée.

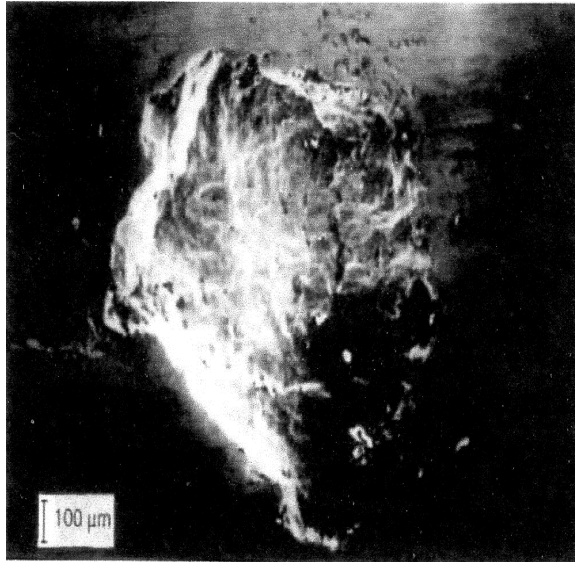


Fig. 17 Ecaillage [73]



Fig. 18 Ecaillage sévère avec effondrement [74]



Fig. 19 Pignon totalement écaillé [63]

### - MICRO-ECAILLAGE

C'est une cavité [73] beaucoup plus petite par rapport à celle de l'écaillage (Fig. 20). Il est de dimensions dix à vingt fois plus faibles que la largeur du contact et se manifeste par la formation des microfissures et des micro-écailles à l'échelle des rugosités.

Le micro-écaillage survient dans les contacts faiblement chargés. Il résulte de la répétition cyclique des contraintes dans la peau du massif après une période plus courte que pour l'écaillage, de l'ordre de quelques millions de cycles.

Cette avarie est dangereuse, car elle détruit la micro-géométrie des surfaces et conduit à la rupture du mécanisme si les microfissures se propagent jusqu'à la profondeur de hertz.

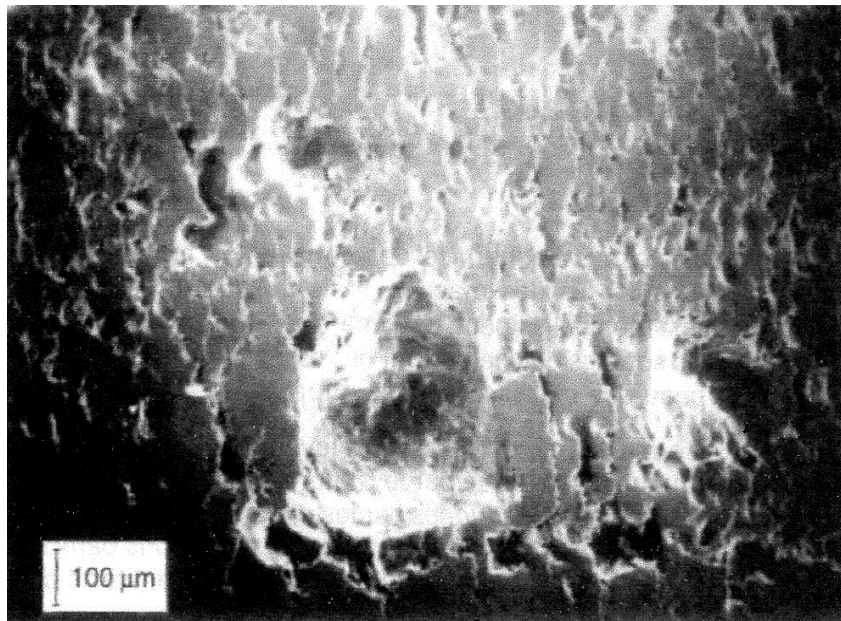


Fig. 20 Micro Ecaillage [73]

### II.3.2. DETERIORATIONS PAR RUPTURE [70]

Les causes de détériorations des dents sont multiples [70]. La rupture est une avarie brutale et souvent inattendue. Elle est parmi les plus dangereuses, car elles entraînent l'arrêt de l'installation, et parfois la destruction généralisée par suite de l'entraînement de partie de dents dans l'engrènement. On distingue généralement :

- Ruptures par surcharge;
- Ruptures de fatigue ;
- Ruptures par concentration de contraintes ;
- Ruptures provenant de défauts de traitement thermique ;
- Ruptures provenant de défauts de rectification.

#### II.3.2.1. RUPTURES PAR SURCHARGE

Ces ruptures surviennent le plus souvent [70] d'un seul coup, c'est-à-dire en une seule mise en charge de la dent.

La surface de rupture peut indiquer (Fig. 21) :

- Des zones granuleuses et brillantes, appelées "zones de rupture fragile" ou le métal s'est rompu parce qu'il n'a pu supporter les contraintes de traction atteintes.
- Des zones avec arrachements ou même bourrelets lisses, appelées "zones de rupture ductile" ou le métal a perdu sa cohésion par suite des contraintes de cisaillement atteintes.

La surface de rupture peut alors présenter l'un des deux modes de rupture mentionnés ci-dessus.

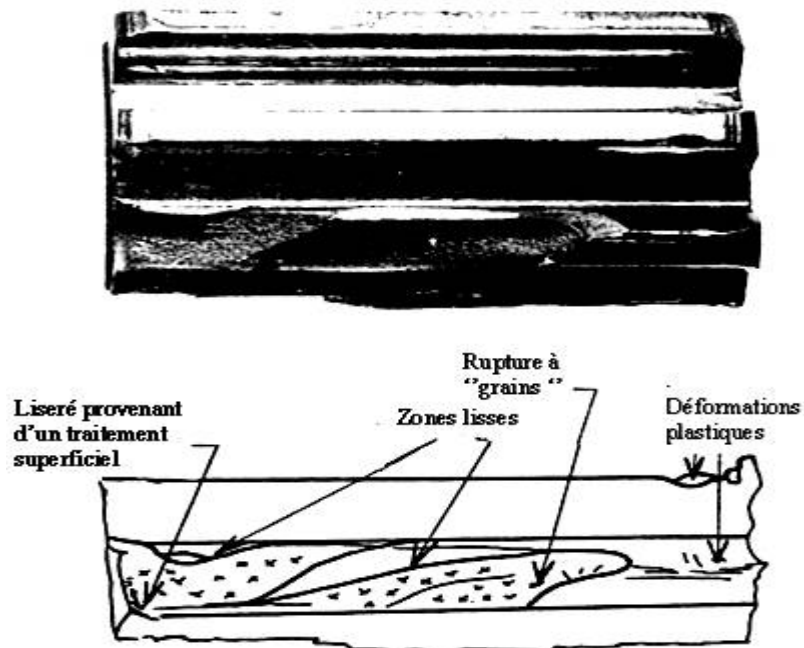


Fig. 21 Rupture par surcharge instantanée [70]

### II.3.2.2. RUPTURES DE FATIGUE

Il est bien connu que lorsque la contrainte [70] dépasse une certaine valeur limite dite de fatigue, il se produira rupture au bout d'un certain nombre de cycles.

Ce mode de rupture évolue à chaque mise en charge à partir d'un point initial localisé au pied de la dent, diminuant la section d'encastrement qui se trouve ainsi affaiblie jusqu'au point où manifeste la rupture. La zone de rupture schématisée par la (Fig. 22) comporte :

- Une zone de progression de fissure, qui peut être mâte à grain fin ou bien striée par des lignes d'arrêt caractéristiques.
- Une zone de rupture par surcharge.

La rupture de fatigue est de nature évolutive. Elle a pour origine un défaut existant en surface (une crique par exemple) qui se remplit d'huile et s'étend jusqu'à ce qu'une partie de dent, ou toute la dent se détache.

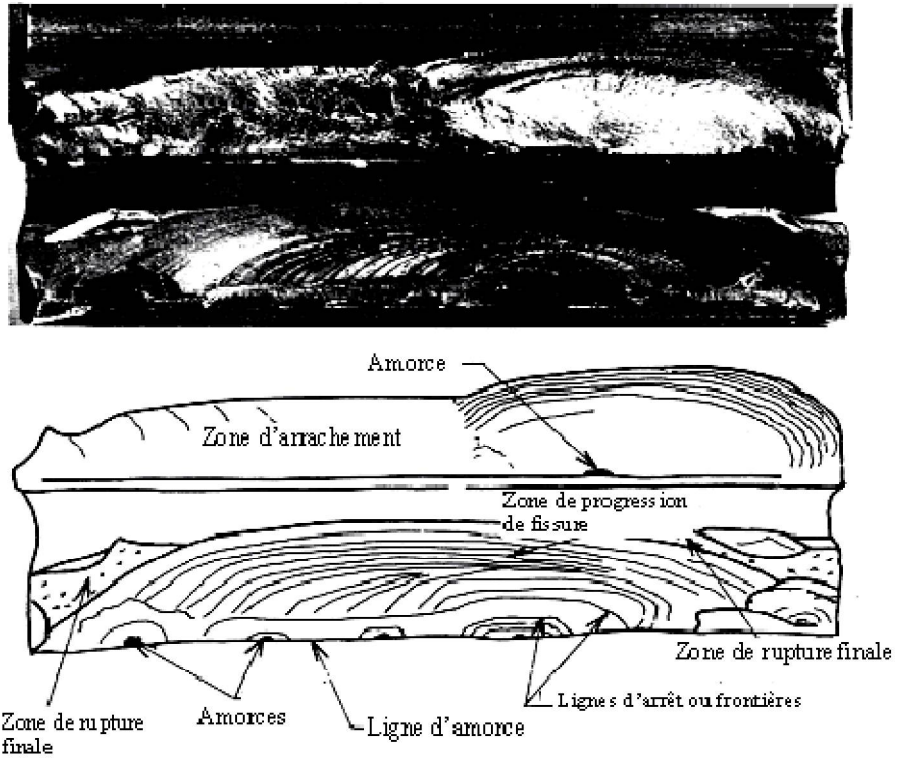


Fig. 22 Rupture de fatigue [70]

IL.3.2.3 RUPTURES PAR CONCENTRATION DE CONTRAINTES

Cette avarie (Fig. 23) se manifeste suite à des défauts de positionnement [70] des dentures les unes par rapport aux autres, dus par exemple à :

- Une erreur relative de distorsion des dentures conjuguées.
- Un mauvais alignement des axes (fabrication, déformation).

Ce mode de rupture est souvent accompagné de traces de piqûres et d'écaillage dans les zones de portage.

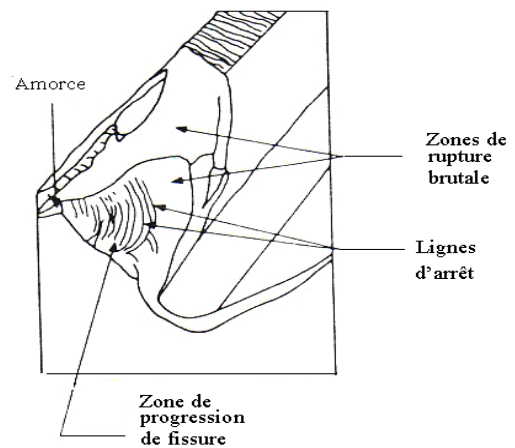
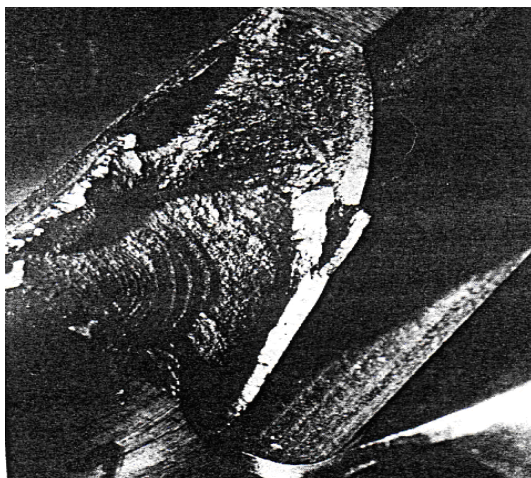


Fig. 23 Rupture par concentration de contraintes [63]

#### II.3.2.4. RUPTURES PROVENANT DE DEFANTS DE TRAITEMENT THERMIQUE

Un traitement thermique peut être à l'origine de nombreux cas de rupture [70] de dents :

- Criques sur les flancs, ou en profondeur, provoquant des amorces de rupture inévitables. Un contrôle par ultrasons est fortement recommandé.
- Dans le traitement de durcissement superficiel par cémentation, une surcarburation entraîne une fragilité excessive (une dureté élevée est nuisible).
- Lors des traitements, la variation brutale de la dureté donne naissance à des écaillages et des ruptures.

#### II.3.2.5. RUPTURES PROVENANT DE DEFANTS DE RECTIFICATION

Des criques peuvent apparaître par suite d'un échauffement superficiel [70] important, et sont des amorces de rupture (Fig. 24). Un contrôle par resuage ou magnaflux est plus que nécessaire. Il vaudrait mieux éviter de rectifier les fonds des dents.

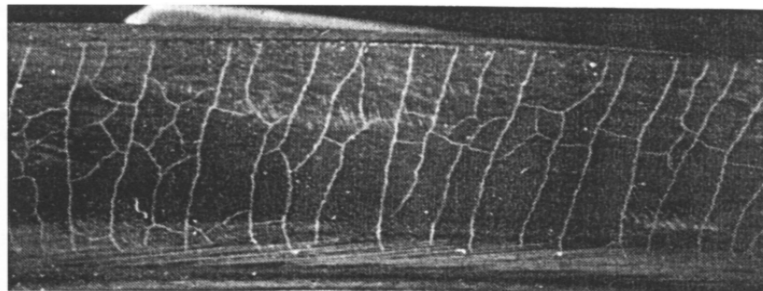


Fig. 24 Criques de rectification [70]

#### II.4. CONCLUSION

L'objectif de ce chapitre est de montrer les principales familles d'avaries rencontrées dans les engrenages. Elles sont classées selon les sollicitations imposées dans le contact en deux grandes familles. En effet, il s'agit :

- Des avaries superficielles ;
- Des détériorations par rupture.

Ces avaries sont néfastes et peuvent interrompre le bon fonctionnement des composants machines, voire même la mise hors service des mécanismes.

## CHAPITRE III

### ETUDE DU GLISSEMENT ET DE L'USURE DANS UN ENGRENAGE

III.1. INTRODUCTION

III.2. ETUDE DU GLISSEMENT

III.3. ETUDE DE L'USURE

### III.1. INTRODUCTION

Ce chapitre est consacré à l'étude du glissement et de l'usure dans un engrenage parallèle à denture droite. Dans un premier temps, on a essayé de définir le glissement et de donner sa forme générale. Par la suite, on a étudié la variation de la vitesse de glissement en fonction de l'angle de roulement du pignon  $\theta_1$ , ainsi que l'effet des paramètres géométriques, à savoir : les nombres de dents  $z_1$  et  $z_2$ , le module  $m$  et l'angle de pression  $\alpha$ , sur le glissement. Dans une seconde étape, nous nous sommes intéressés à l'étude de l'usure dans les engrenages droits. Un modèle linéaire donnant la profondeur d'usure, aux points remarquables sur le profil de la denture, a été développé. L'usure est évaluée en fonction du nombre de cycles parcouru par le pignon et par la roue pour différentes charges de fonctionnement (300 N, 1000 N, 10000 N et 50000 N).

### III.2. ETUDE DU GLISSEMENT

#### III.2.1. DEFINITION DU GLISSEMENT

Dans un engrenage, l'usure des profils en contact dépend de plusieurs facteurs tels que : la dureté, la rugosité, la lubrification, la vitesse de rotation et la durée de fonctionnement. Ces facteurs étant constants ne peuvent alors provoquer des usures inégales sur les dentures.

Dans un engrenage, l'engrènement n'est pas un roulement pur [70] des profils conjugués ; le roulement est accompagné d'un glissement relatif. Ce dernier peut alors fortement accélérer l'usure des profils durant la transmission.

Le vecteur  $\vec{v}_g$  représentatif de la vitesse de glissement est tangent aux profils conjugués  $P_1$  et  $P_2$  en leur point de contact (Fig. 25).

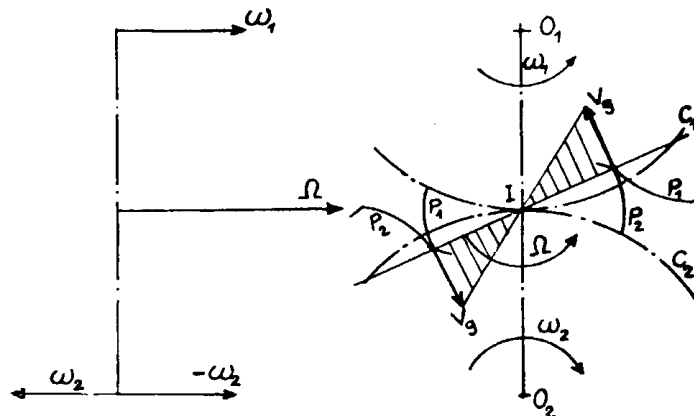


Fig. 25 vitesse de glissement [70]

Pour un engrenage, le mouvement relatif du pignon 1 par rapport à la roue 2 est une rotation instantanée de centre I fixe. Son intensité est déterminée par les relations suivantes :

$$|\vec{\Omega}| = |\vec{\omega}_1| \pm |\vec{\omega}_2| \quad (15)$$

Avec + : pour un engrenage extérieur  
 - : pour un engrenage intérieur

L'intensité de la vitesse de glissement est alors égale à :

$$|\vec{v}_g| = |\Omega| \cdot IM \tag{16}$$

Etant donné que l'intensité de la rotation instantanée est constante, la formule (16) indique alors une variation linéaire de  $v_g$  selon la position du point de contact sur la ligne d'action.

III.2.2. EXPRESSION DE LA VITESSE DE GLISSEMENT THEORIQUE

III.2.2.1. GLISSEMENT RELATIF

Considérons deux profils en développante de cercle d'un engrenage [75] en contact au point B (Fig. 26). On réfère au pignon 1 et la roue 2, les vitesses de rotation  $\omega_1$  et  $\omega_2$  respectivement.

Le point de contact se déplace alors suivant la ligne d'action à la vitesse absolue :

$$v = 0.5 \cdot \omega_1 \cdot db_1 = 0.5 \cdot \omega_2 \cdot db_2 \tag{17}$$

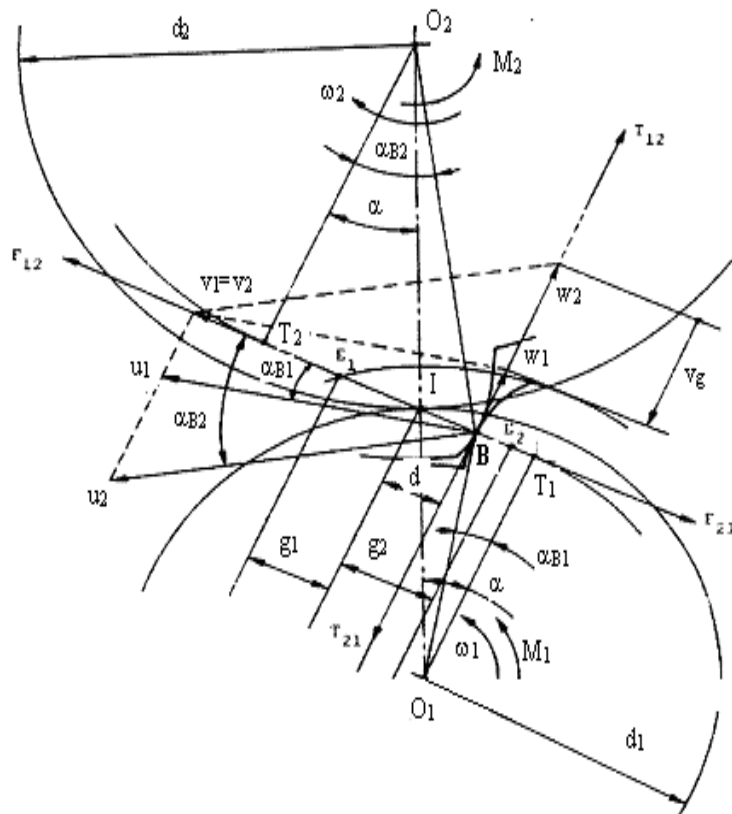


Fig. 26 Contact entre dentures [75]

Au point de contact B, les vitesses d'entraînement instantanées sont données par les relations suivantes :

$$\text{Pour le pignon 1 : } u_1 = \omega_1 \cdot BO_1 \quad (18)$$

$$\text{Pour la roue 2 : } u_2 = \omega_2 \cdot BO_2 \quad (19)$$

Les vitesses relatives instantanées  $w_1$  et  $w_2$ , tangentes aux profils conjugués dans leur point de contact B s'écrivent :

$$\text{Pour le pignon 1 : } w_1 = (T_1 I - d) \cdot \omega_1 \quad (20)$$

$$\text{Pour la roue 2 : } w_2 = (T_2 I + d) \cdot \omega_2 \quad (21)$$

D'après la (Fig. 26), on peut mettre également l'égalité :  $\frac{T_2 I}{T_1 I} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = i$ , qui représente le rapport de transmission.

La vitesse de glissement relatif n'est que la différence des vitesses relatives instantanées. En tenant compte du rapport de transmission  $i$ , Cette vitesse vaut :

$$v_g = w_2 - w_1 = (\omega_1 \pm \omega_2) \cdot d \quad (22)$$

Avec + : pour un engrenage extérieur

- : pour un engrenage intérieur

$d$  : distance du point de contact au point primitif.

On constate que le vecteur représentatif de la vitesse de glissement est tangent aux profils conjugués en leur point de contact B. Le glissement est nul au niveau du point primitif, c'est-à-dire qu'en ce point il y'a roulement pur.

### III.2.2.2. GLISSEMENT SPECIFIQUE

Le glissement relatif ne suffit pas à lui seul pour caractériser [75] les conditions d'usure des profils conjugués.

Dans ce contexte, il est fortement recommandé d'utiliser le rapport du glissement au roulement, dit glissement spécifique. Il est donné par les relations suivantes :

- Pour le pignon :

$$gs_1 = \frac{w_1 - w_2}{w_1} = \frac{d \cdot (\omega_1 + \omega_2)}{(N_1 C - d) \cdot \omega_1} \quad (23)$$

- Pour la roue :

$$gs_2 = \frac{w_2 - w_1}{w_2} = \frac{d \cdot (\omega_1 + \omega_2)}{(N_1 C + d) \cdot \omega_2} \quad (24)$$

Pour avoir une usure faible, il est évidemment nécessaire d'avoir la plus faible valeur possible de glissement spécifique.

### III.2.3. ETUDE NUMERIQUE DU GLISSEMENT

Dans cette partie, le glissement est traité numériquement. Il s'agit d'établir sa distribution suivant la ligne d'action en fonction de l'angle de roulement du pignon  $\theta_1$ , ainsi que de voir l'effet des paramètres géométriques sur son intensité.

#### III.2.3.1. EXPRESSION DU GLISSEMENT EN FONCTION DE L'ANGLE DE ROULEMENT DU PIGNON

La vitesse de glissement dans un engrenage parallèle à denture droite selon la position du point de contact sur la ligne d'action, se traduit généralement par la formule suivante :

$$v_g = w_2 - w_1 = (\omega_1 \pm \omega_2).d \quad (25)$$

En fonction de l'angle de roulement du pignon  $\theta_1$  (Fig. 27), La vitesse de glissement devient :

$$v_g = (\omega_1 + \omega_2). \frac{r_1 \cdot \sin \theta_1}{\cos(\alpha + \theta_1)} \quad (26)$$

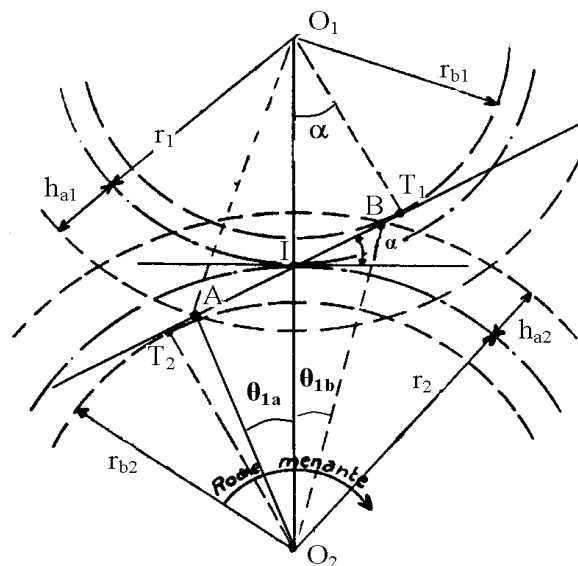


Fig. 27 variation du glissement en fonction de l'angle de roulement du pignon

L'angle de roulement du pignon  $\theta_1$ , lors de l'engrènement, varie de  $\theta_{1a}$  à  $\theta_{1b}$ .

D'après la (Fig. 27), on peut tirer les valeurs de  $\theta_{1a}$  et  $\theta_{1b}$  :

- L'angle  $\theta_{1a}$  varie du point A jusqu'au point I. Sa déduction est purement géométrique ; il est donné par les formules suivantes :

$$\operatorname{tg}(\alpha - \theta_{1a}) = \frac{T_2 A}{r_{b2}} \Rightarrow \alpha - \theta_{1a} = \operatorname{arctg}\left(\frac{T_2 A}{r_{b2}}\right)$$

$$T_2 A = T_2 I - AI = r_2 \cdot \sin \alpha - (T_1 A - IT_1)$$

$$IT_1 = r_1 \cdot \sin \alpha, \quad T_1 A^2 = r_{a1}^2 - r_{b1}^2 \quad \text{et} \quad a = r_1 + r_2$$

Il vient finalement :

$$\theta_{1a} = \alpha - \arctg\left(\frac{a \cdot \sin \alpha - \sqrt{(r_{a1}^2 - r_{b1}^2)}}{r_{b2}}\right) \quad (27)$$

- L'angle  $\theta_{1b}$  varie du point I au point B. De même, il se détermine géométriquement et il se calcule à l'aide des formules suivantes :

$$\cos(\alpha + \theta_{1b}) = \frac{r_{b2}}{r_{a2}} \Rightarrow \theta_{1b} = \arccos\left(\frac{r_{b2}}{r_{a2}}\right) - \alpha \quad (28)$$

### III.2.3.2 SIMULATION NUMERIQUE

Afin de visualiser, d'une part, la variation de la vitesse de glissement en fonction de l'angle de roulement du pignon  $\theta_1$ , et, d'autre part, l'effet de la variation des paramètres géométriques tels que: les nombres de dents ( $z_1$  et  $z_2$ ), le module  $m$  et l'angle de pression  $\alpha$ , sur le glissement, des exemples ont été pris en considération. Il s'agit tout d'abord, de déterminer la géométrie de l'engrenage étudié. Les caractéristiques géométriques de l'engrenage se calculent à l'aide des formules présentées au premier chapitre (paragraphe I.2.1.2). Par la suite, un programme numérique est développé. En effet, il permet de calculer les caractéristiques géométriques de l'engrenage, ainsi que la variation de l'angle de roulement du pignon ( $\theta_{1a}$  et  $\theta_{1b}$ ).

Le programme développé montre l'évolution de la vitesse de glissement en fonction de l'angle  $\theta_1$  et les paramètres géométriques de l'engrenage.

Les exemples pris en considération sont les suivants :

#### EXEMPLE 1

L'engrenage 1, pris comme exemple, est constitué d'un pignon et d'une roue de nombres de dents 16 et 24 respectivement et possédant un module  $m=4$  mm. Le pignon est animé d'une vitesse de rotation  $n_1=200$  tr/min.

Le calcul numérique des propriétés géométriques, l'angle de roulement  $\theta_1$  et la vitesse de glissement, pour l'engrenage pris comme exemple, donne les résultats suivants :

- Les paramètres géométriques de l'engrenage 1 :

• Les rayons primitifs :

- Pour le pignon :  $r_1=32$  mm
- Pour la roue :  $r_2=48$  mm

• Les rayons de base :

- Pour le pignon :  $r_{b1}=30,07210$  mm
- Pour la roue :  $r_{b2}=45,10815$  mm

• Les rayons de tête :

- Pour le pignon :  $r_{a1}=36$  mm
- Pour la roue :  $r_{a2}=52$  mm

- Le calcul de  $\theta_{1a}$  et  $\theta_{1b}$  donne :

$$\theta_{1a} = 10,48385^\circ \text{ et } \theta_{1b} = 9,849817^\circ$$

Donc on aura :  $10,48385^\circ \leq \theta_1 \leq 9,849817^\circ$

La variation de la vitesse de glissement en fonction de l'angle  $\theta_1$  est illustrée par la (Fig. 28) :

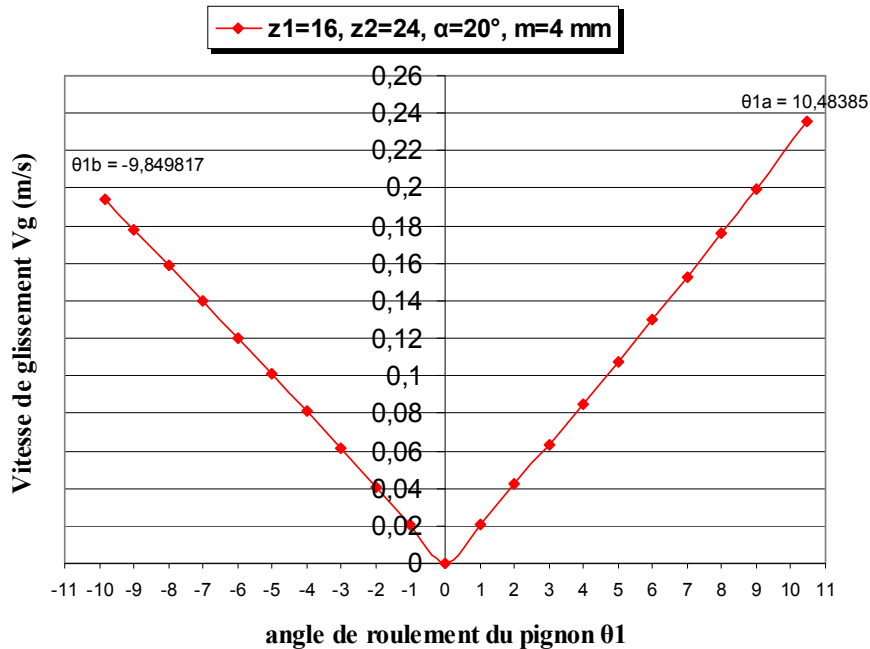


Fig. 28 Variation de la vitesse de glissement en fonction de l'angle de roulement du pignon pour  $\alpha = 20^\circ$  (engrenage 1)

**EXEMPLE 2** Effet des nombres de dents sur l'intensité de la vitesse de glissement (Pour le cas :  $\alpha = 20^\circ$  et  $z_1, z_2$  variables).

Dans cet exemple, on a essayé de voir l'effet de variation de la géométrie de l'engrenage sur l'intensité de la vitesse de glissement. La variation de la géométrie s'obtient par variation des nombres de dents  $z_1$  et  $z_2$ . Les résultats obtenus sont donnés par le tableau 5 et les Figs. 29 et 30.

Paramètres	Engrenage 2		Engrenage 3	
	Pignon	Roue	Pignon	Roue
Nombre de dents	32	55	55	55
Rayons primitifs (mm)	64	110	110	110
Rayons de tête (mm)	68	110	114	114
Rayons de base (mm)	60,14420	103,3728	103,3728	103,3728
Module (mm)	4		4	
L'angle de pression $\alpha$	20 °		20 °	
L'angle de roulement $\theta_{1a}$	4,963549°		5,279340°	
L'angle de roulement $\theta_{1b}$	4,948645°		4,948645°	

Tableau 5 Caractéristiques géométriques et de fonctionnement des engrenages 2 et 3

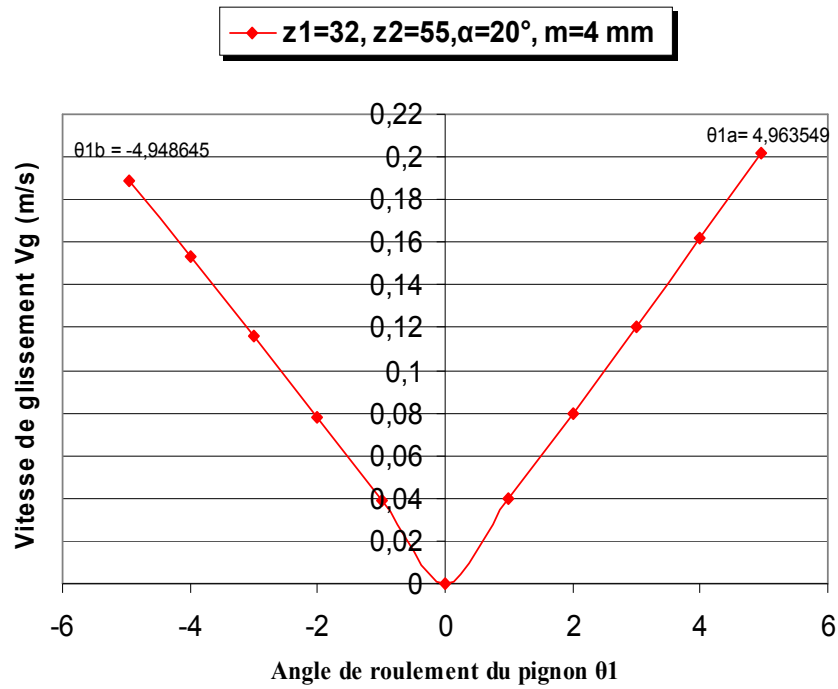


Fig. 29 Evolution de la vitesse de glissement en fonction de l'angle de roulement du pignon pour  $z_1=32, z_2=55$  et  $\alpha = 20^\circ$  (engrenage 2)

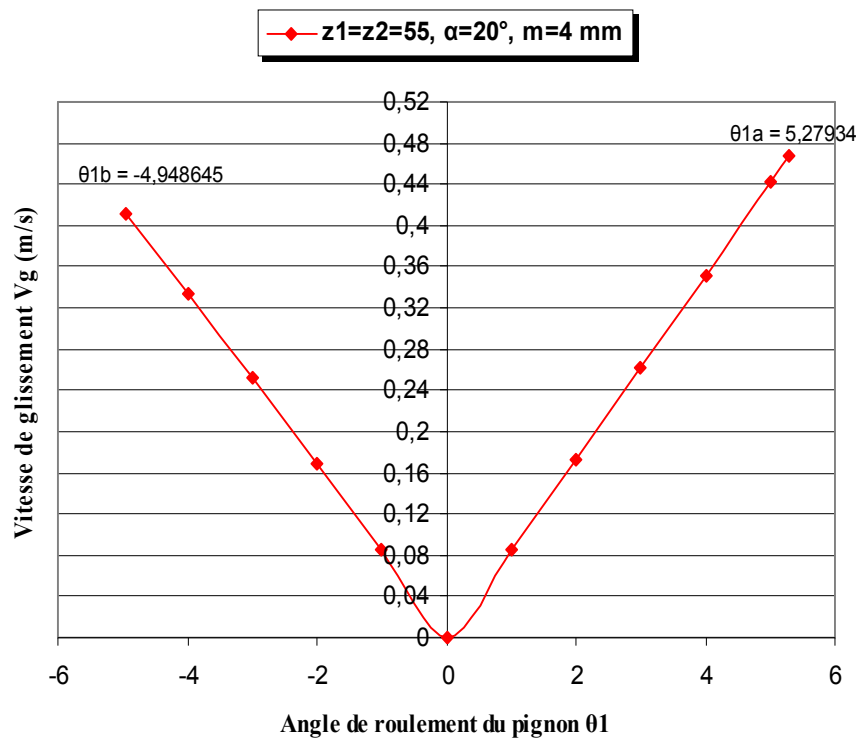


Fig. 30 Evolution de la vitesse de glissement en fonction de l'angle de roulement du pignon pour  $z_1=z_2=55$  et  $\alpha = 20^\circ$  (engrenage 3)

**EXEMPLE 3** Effet de l'angle de pression  $\alpha$  sur l'intensité de la vitesse de glissement.

L'angle  $\alpha$  variable,  $z_1=16$  et  $z_2=24$ .

Le tableau 6 donne les caractéristiques géométriques et de fonctionnement des engrenages pris comme exemple. Les (Figs. 28, 31 et 32) visualisent l'intensité de la vitesse de glissement en fonction de l'angle de pression et l'angle de roulement du pignon.

Paramètres	Engrenage 4		Engrenage 5	
	Pignon	Roue	Pignon	Roue
Nombre de dents	16	24	16	24
Rayons primitifs (mm)	32	48	32	48
Rayons de tête (mm)	36	52	36	52
Rayons de base (mm)	30,91072	46,36609	29,00484	43,50726
Module (mm)	4		4	
L'angle de pression $\alpha$	15 °		25 °	
L'angle de roulement $\theta_{1a}$	12,23039°		8,999472°	
L'angle de roulement $\theta_{1b}$	11,93163°		8,225866°	

Tableau 6 Caractéristiques géométriques et de fonctionnement des engrenages 4 et 5

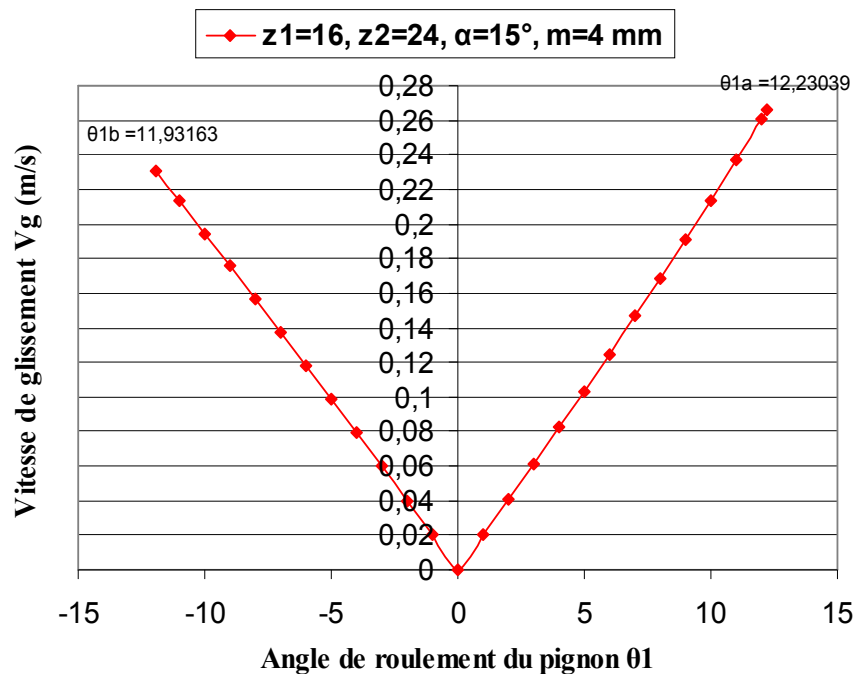


Fig. 31 Evolution de la vitesse de glissement en fonction de l'angle de roulement du pignon pour  $z_1=16$ ,  $z_2=24$  et  $\alpha = 15^\circ$  (engrenage 4)

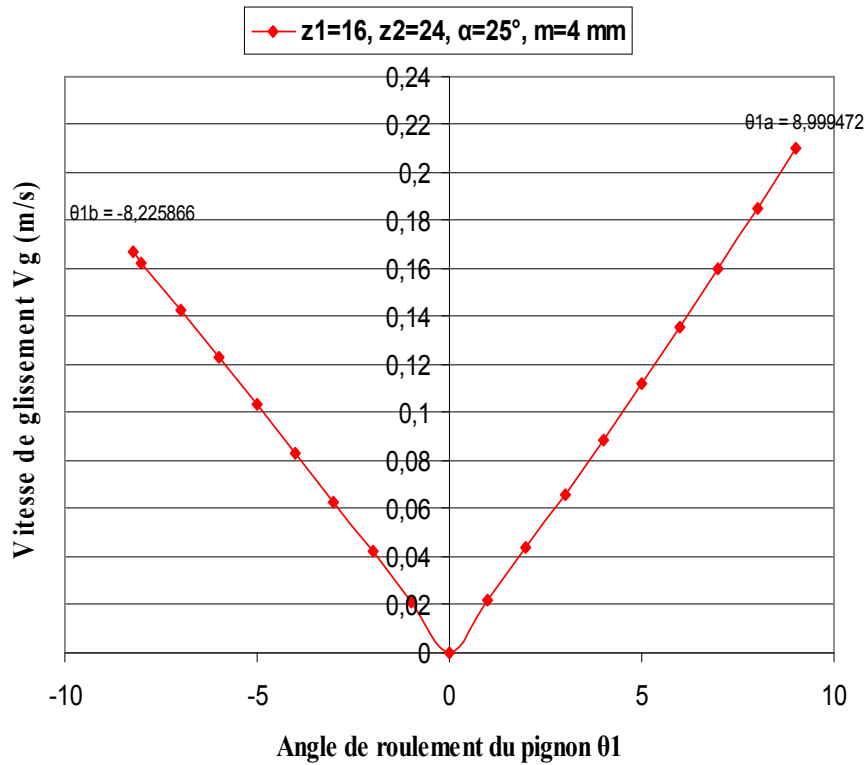


Fig. 32 Evolution de la vitesse du glissement en fonction de l'angle de roulement du pignon pour  $z_1=16$ ,  $z_2=24$  et  $\alpha = 25^\circ$  (engrenage 5)

**EXEMPLE 4** Effet du module  $m$  sur l'intensité de la vitesse de glissement.  
Module  $m$  variable,  $z_1=16$  et  $z_2=24$ .

L'effet de variation du module  $m$  est caractérisé par le tableau 7 et les (Figs. 28, 33 et 34). Dans cet exemple, le module  $m$  est pris égale à (2 ; 4 et 6) mm.

Paramètres	Engrenage 6		Engrenage 7	
	Pignon	Roue	Pignon	Roue
Nombre de dents	16	24	16	24
Rayons primitifs (mm)	16	24	48	72
Rayons de tête (mm)	18	26	54	78
Rayons de base (mm)	15,03605	22,55408	45,10815	67,66222
Module (mm)	2		6	
L'angle de pression $\alpha$	20 °		20 °	
L'angle de roulement $\theta_{1a}$	10,48385		10,48385 °	
L'angle de roulement $\theta_{1b}$	9,849817°		9,849820°	

Tableau 7 Caractéristiques géométriques et de fonctionnement des engrenages 6 et 7

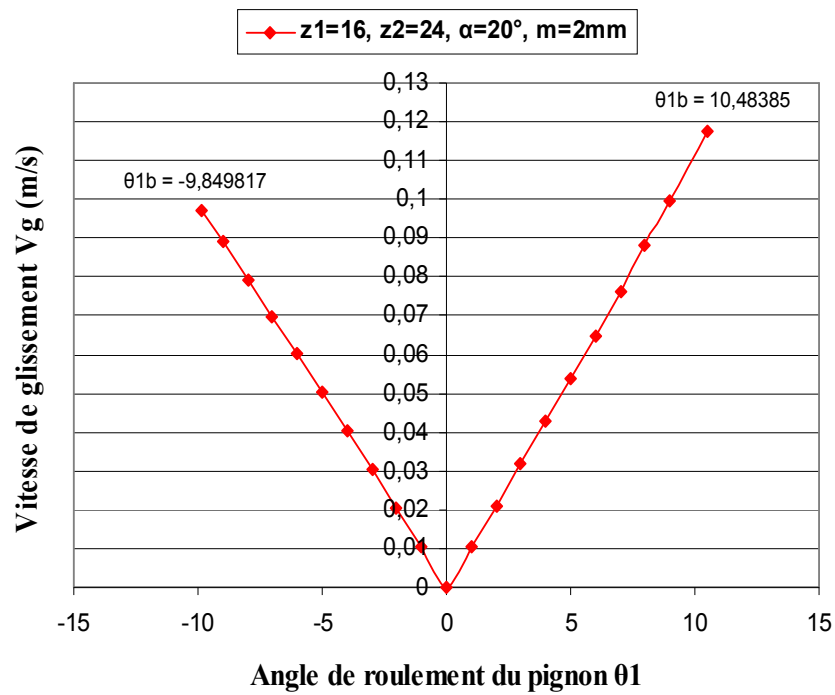


Fig. 33 Evolution de la vitesse de glissement en fonction de l'angle de roulement du pignon pour  $z_1=16$ ,  $z_2=24$ ,  $\alpha = 20^\circ$  et  $m=2$  mm (engrenage 6).

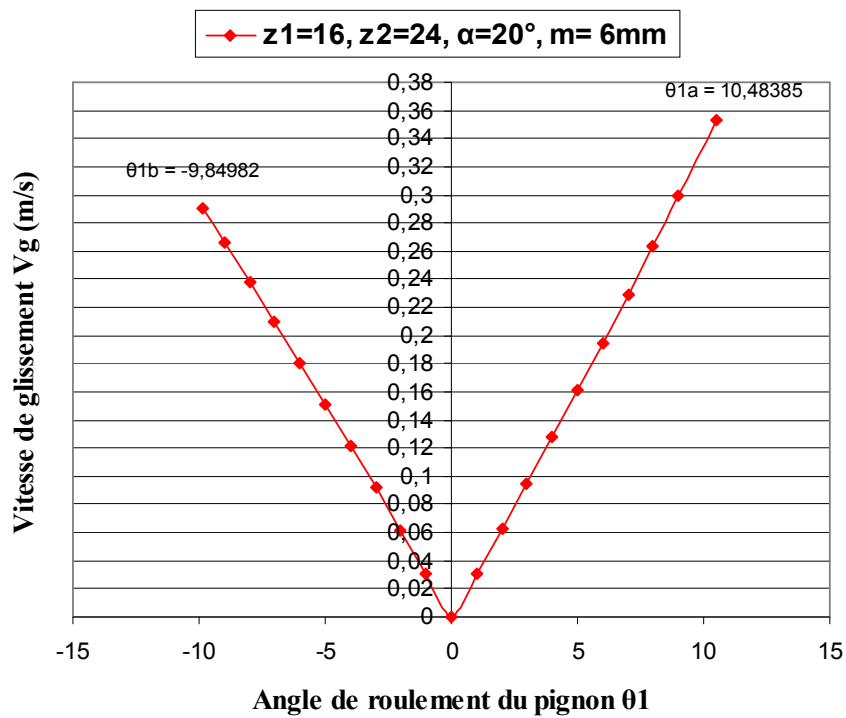


Fig. 34 Evolution de la vitesse de glissement en fonction de l'angle de roulement du pignon pour  $z_1=16$ ,  $z_2=24$ ,  $\alpha = 20^\circ$  et  $m=6$  mm (engrenage 7).

- DISCUSSION DES RESULTATS :

Les résultats présentés par les (Figs. 28 à 34) visualisent, d'une part, la variation de la vitesse de glissement en fonction de l'angle de roulement du pignon  $\theta_1$  et montrent, d'autre part, l'effet de la variation des paramètres géométriques sur son intensité.

La (Fig. 28) indique une variation linéaire du glissement en fonction de l'angle  $\theta_1$ . L'angle  $\theta_1$ , qui représente l'angle de roulement du pignon, varie de  $\theta_{1a}$  au point A (début d'action) jusqu'au  $\theta_{1b}$  au point B (fin d'action) et s'annule au point primitif I. Il montre alors la position du point de contact sur la ligne d'action.

Les longueurs d'approche et de retraite AI et IB augmentent avec l'augmentation de  $\theta_1$  et par conséquent l'intensité de la vitesse de glissement augmente (du fait que le glissement varie linéairement suivant la position du point de contact sur la ligne d'action).

- Effet de la géométrie sur le glissementa- Effet des nombres de dents  $z_1$  et  $z_2$  :

Cet effet est caractérisé par les (Figs. 29 et 30). Nous constatons que l'augmentation du nombre de dents de l'un des éléments de l'engrenage fait croître son rayon primitif, ce qui conduit à l'accroissement de la longueur d'action et par conséquent l'angle  $\theta_1$  augmente. Les (Figs. 29 et 30) montrent clairement que l'angle  $\theta_{1a}$  croît de  $4,963549^\circ$  jusqu'à  $5,27934^\circ$ . L'augmentation de  $\theta_1$  et du rayon primitif de l'élément pignon fait croître l'intensité de la vitesse de glissement.

Par ailleurs, une augmentation du nombre de dents des deux éléments de l'engrenage fait diminuer l'angle  $\theta_1$ . L'augmentation des nombres de dents se traduit également par l'accroissement des rayons primitifs. Cet accroissement des rayons a un effet majeur sur l'augmentation de l'intensité de la vitesse de glissement.

b- Effet de l'angle de pression  $\alpha$  :

L'effet de l'angle de pression est visualisé par les (Figs. 28, 31 et 32). Les angles considérés sont :  $\alpha = (15^\circ, 20^\circ \text{ et } 25^\circ)$ .

L'augmentation de l'angle de pression a pour effet une diminution de la longueur d'action et par conséquent une diminution de l'angle de roulement du pignon  $\theta_1$ . Le décroissement de  $\theta_1$  fait diminuer l'intensité de la vitesse de glissement.

La (Fig. 35) explique mieux l'influence de la variation de l'angle de pression  $\alpha$ . En effet, l'augmentation de  $\alpha$  fait diminuer la longueur d'action de  $A'B'$  jusqu'à  $AB$ .

c- Effet de variation du module  $m$  :

Cette variation est indiquée par les (Figs. 28, 33 et 34). Les résultats montrent que l'augmentation du module  $m$  fait croître la vitesse de glissement. Ceci est expliqué par

l'accroissement de la longueur d'action qui fait croître l'angle  $\theta_1$ . L'augmentation de la longueur d'action est généralement causée par l'augmentation du rayon primitif du pignon et la hauteur des saillies ( $h_{a1}$  et  $h_{a2}$ ) des éléments de l'engrenage.

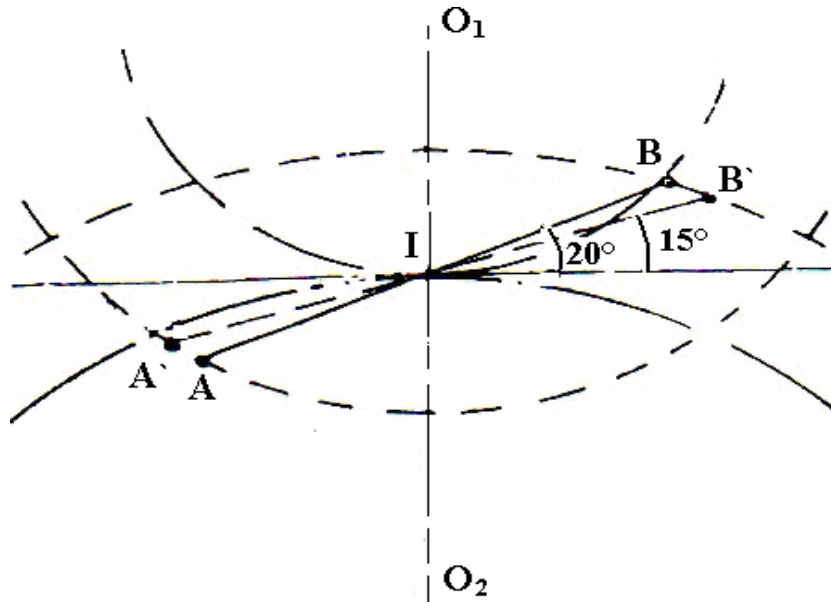


Fig. 35 Influence de l'angle de pression [70]

### III.3. ETUDE DE L'USURE

#### III.3.1. INTRODUCTION

La transmission par engrenage, joue un rôle important dans la technologie moderne. Au cours de l'engrènement entre dentures, le contact entre profils conjugués est largement affecté par l'usure. Cette dernière est très mauvaise pour le bon fonctionnement des engrenages, non seulement elle conduit à la non uniformité des profils et diminue l'énergie, elle peut mener également à la rupture des dentures et par conséquent l'arrêt total des machines.

Dans les engrenages, le régime de lubrification dit mixte ou limite est souvent le plus rencontré. Dans ce cas, le film d'huile n'est pas toujours épais et par conséquent le contact entre les aspérités des surfaces peut s'établir, ce qui implique que les propriétés des massifs, ainsi que du lubrifiant ont un effet majeur sur le comportement du contact en général et sur l'usure en particulier.

Dans un contact glissant sec ou lubrifié, l'usure peut se traduire en général par une équation différentielle de la forme suivante :

$$\frac{dh}{ds} = f(p, v, T, \text{matériau, lubrification} \dots) \quad (29)$$

Ou :

$$\frac{dh}{dt} = f(p, v, T, \text{matériau, lubrification} \dots) \cdot v \quad (30)$$

Avec :

$$ds = v \cdot dt \quad (31)$$

III.3.2. MODELE DE L'USURE

Tout d'abord, considérons que la zone de contact est divisé en un certain nombre de points (ou en petits éléments de surface). Chaque point est caractérisé par une aire spécifique  $A_p$ . A l'intérieur de  $A_p$ , la surface réelle de contact est donnée par :

$$A_r = \frac{P_p \cdot A_p}{K_r} \quad (32)$$

Ou :

$P_p$  : La pression locale au point P ;

$K_r$  : Constante liant la surface réelle de contact à la charge appliquée, elle est souvent prise égale à la dureté de la surface la plus douce ( $K_r = H$ ).

Si dans le contact, une aspérité a une aire  $A_i$ , le nombre d'aspérités à l'intérieur de  $A_p$  sera donc :

$$N_{asp} = \frac{P_p \cdot A_p}{K_r \cdot A_i} \quad (33)$$

Dans ce qui suit, on adopte comme hypothèse que le volume d'usure d'une seule aspérité est proportionnel à sa surface et à la distance de glissement. Cette dernière n'est que le produit du temps et de la vitesse de glissement.

A partir de cette hypothèse, le volume d'usure pour une seule aspérité est donné par:

$$V_i = A_i \cdot s \cdot C_M \quad (34)$$

Ou :

$V_i$  : Volume d'usure pour une seule aspérité ;

$A_i$  : L'aire d'une aspérité ;

$s$  : Distance de glissement ;

$C_M$  : Mécanisme d'usure.

En considérant le nombre total d'aspérités, le volume d'usure total s'exprime par :

$$V_t = N_{asp} \cdot V_i = N_{asp} \cdot A_i \cdot s \cdot C_M \quad (35)$$

$K_r$  est égale à la dureté H et  $C_M$  est une constante qui représente le coefficient d'usure.

L'équation (35), en tenant compte de (33), peuvent être écrite sous la forme suivante :

$$\frac{V_t}{s} = \frac{P_p \cdot A_p}{H} \cdot K \quad (36)$$

De plus, on sait que :

$$P_p = \frac{W}{A_p} \quad (37)$$

Tenant compte de (37), l'équation (36) devient alors :

$$\frac{V_t}{s} = K \cdot \frac{W}{H} \quad (38)$$

Ou :

$V_t$  : Volume d'usure ;

$s$  : Distance de glissement ;

$K$  : Coefficient d'usure ;

$W$  : Charge transmise ;

$H$  : Dureté de la surface la plus tendre.

L'équation (38) représente la fameuse équation d'Archard.

Pour un point sur l'une des deux surfaces en contact, l'équation (38) prend la forme :

$$\frac{h}{s} = k \cdot P \quad (39)$$

Avec :  $h = \frac{V}{A}$  ,  $P = \frac{W}{A}$  et  $k = \frac{K}{H}$

$h$  : profondeur d'usure ;

$k$  : coefficient d'usure ;

$P$  : Pression locale au point considéré ;

$\frac{h}{s}$  : Taux d'usure.

Les quantités  $k$  et  $P$  sont indépendantes du temps, par contre  $h$  et  $s$  dépendent du temps à chaque instant. On aura alors :

$$\frac{dh}{ds} = k \cdot P \quad (40)$$

L'équation (40) est une équation différentielle du premier ordre caractérisant l'usure en un point sur le profil conjugué.

### III.3. 3. RESOLUTION NUMERIQUE

L'équation différentielle ordinaire (40) du premier ordre de type linéaire se résout par une simple intégration en utilisant la méthode d'Euler ou de Runge Kutta d'ordre 4. Pour notre part, l'approche d'observation d'un point singulier est utilisée. Il s'agit de suivre l'usure en chaque point appartenant aux deux surfaces en contact individuellement tout au long du cycle de fonctionnement de l'engrenage.

Dans cette approche, on suppose que le coefficient d'usure  $k$  et la pression  $P$  sont constants durant tout le fonctionnement.

Pour un point appartenant aux deux surfaces, on a :

$$\frac{h}{s} = k \cdot P \quad (39)$$

Comme  $k$  et  $P$  sont constants, l'équation (39) devient :

$$h = \int_0^s k.P.ds \quad (41)$$

Pour chaque contact, il faut déterminer en premier :

- La demi-largeur du contact  $a_H$  ;
- La pression locale  $P$  .

Par la suite, on détermine la distance de glissement  $s$  pour un seul cycle de fonctionnement.

L'usure au point considéré se détermine finalement par la formule suivante :

$$h(i) = h(i-1) + k.P.s \quad (42)$$

Où :

$h(i)$  : désigne l'usure à l'instant  $t$  ( $i$ )

$h(i-1)$  : correspond à l'usure à l'instant  $t$  ( $i-1$ )

$s$  : Distance de glissement pour un seul cycle.

- Calcul de  $s$  et  $P$  :

• La distance de glissement  $s$  pour un seul cycle de fonctionnement est donnée par la relation suivante :

$$s = V_{ss} . 2.a_H \quad (43)$$

Avec :

$V_{ss}$  : Glissement spécifique.

$2.a_H$  : Largeur du contact.

Pour le pignon et la roue, la distance de glissement est exprimée par :

Pour le pignon :  $s_p = V_{ssp} . 2.a_H$

Pour la roue :  $s_g = V_{sg} . 2.a_H$

Durant les cycles de fonctionnement, la formule (43) devient :

$$s(i) = V_{ss} . 2.a_H . cy(i) \quad , \quad i = 1, n \quad (44)$$

Où :

$cy(i)$  : Nombre de cycles parcouru.

Finalement, la distance de glissement pour le pignon et la roue se traduit par :

Pour le pignon :  $s_p = V_{ssp} . 2.a_H . cy(i) \quad , \quad i = 1, n \quad (45)$

Pour la roue :  $s_g = V_{sg} . 2.a_H . cy(i) \quad , \quad i = 1, n \quad (46)$

Le glissement spécifique  $V_{ss}$ , supposé constant durant le fonctionnement de l'engrenage, se détermine par la relation suivante :

$$V_{ss} = \frac{V_s}{V_r} \tag{47}$$

Avec :

$V_s$  : Vitesse de glissement relative ;

$V_r$  : Vitesse d'entraînement.

La vitesse de glissement relative  $V_s$  a une forme linéaire et se calcule suivant la position du point de contact sur la ligne d'action par :

$$V_s = (\omega_1 + \omega_2).IM \tag{48}$$

Ou :

I : point primitif.

M : Position du point de contact sur la ligne d'action.

Aux points remarquables d'engrènement (Fig. 36) A, B, I, C et D, la vitesse de glissement relatif prend les valeurs suivantes :

$$\left. \begin{aligned} V_{sA} &= |V_{rpA} - V_{rgA}| \\ V_{sB} &= |V_{rpB} - V_{rgB}| \\ V_{sI} &= 0. \\ V_{sC} &= |V_{rpC} - V_{rgC}| \\ V_{sD} &= |V_{rpD} - V_{rgD}| \end{aligned} \right\} \tag{49}$$

Le glissement relatif peut être calculé également en fonction de l'angle de roulement du pignon  $\theta_1$  en utilisant la formule (26). Il suffit seulement de calculer la valeur de  $\theta_1$  aux points remarquables d'engrènement. La vitesse de glissement est supposée constante durant la transmission.

Les vitesses d'entraînement  $V_r$  aux points remarquables d'engrènement sont données par les formules suivantes :

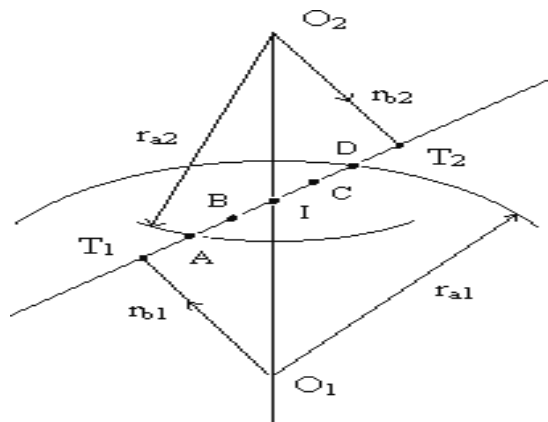


Fig. 36 Points remarquables d'engrènement

- Pour le pignon :

$$\left. \begin{aligned} V_{rpA} &= \omega_1.T_1A \\ V_{rpB} &= \omega_1.T_1B \\ V_{rpI} &= \omega_1.T_1I \\ V_{rpC} &= \omega_1.T_1C \\ V_{rpD} &= \omega_1.T_1D \end{aligned} \right\} \quad (50)$$

- Pour la roue :

$$\left. \begin{aligned} V_{rgA} &= \omega_2.T_2A \\ V_{rgB} &= \omega_2.T_2B \\ V_{rgI} &= \omega_2.T_2I \\ V_{rgC} &= \omega_2.T_2C \\ V_{rgD} &= \omega_2.T_2D \end{aligned} \right\} \quad (51)$$

• La pression P, aux points remarquables d'engrènement, se calcule pour un contact linéaire (cas des engrenages) à l'aide de la formule suivante :

$$P = \frac{W}{\pi.a.L} \quad (52)$$

Ou :

$W$  : charge transmise.

$a$  : demi-largeur du contact.

$L$  : largeur de la denture.

Lors de l'engrènement, la charge  $W$  est répartie comme suit :

$$\left. \begin{aligned} \text{Au point A : } W_1 &= \frac{F}{2} \\ \text{Au point B : } W &= W_1 + W_2 = F \\ \text{Au point I : } W &= W_1 + W_2 = F \\ \text{Au point C : } W &= W_1 + W_2 = F \\ \text{Au point D : } W_2 &= \frac{F}{2} \end{aligned} \right\} \quad (53)$$

La demi-largeur de contact  $a$ , s'exprime par la formule suivante :

$$a = \sqrt{\frac{8.W.R_x}{\pi.L.E_{eq}}} \quad (54)$$

Ou :

$R_x$  : le rayon de courbure réduit ; il varie selon la position du point de contact sur la ligne d'action. Il est donné par la relation suivante :

$$R_x = \left( \frac{1}{R_{xp}} + \frac{1}{R_{xg}} \right)^{-1} ; \quad (55)$$

$E_{eq}$  : module d'élasticité équivalent ; il est donné par :

$$E_{eq} = \left[ \frac{1}{2} \left( \frac{1-\nu_p^2}{E_p} + \frac{1-\nu_g^2}{E_g} \right) \right]^{-1} \quad (56)$$

$E$  et  $\nu$  sont le module de Young et le coefficient de poisson respectivement ;

$L$  : Largeur de la denture ;

$W$  : charge transmise.

### III.3.4. DONNEES DE SIMULATION

Dans cette étude, on considère que la pression est constante tout au long du cycle de fonctionnement. Elle est donnée en fonction de la charge selon la position du point de contact sur la ligne d'action (Voir formule (52)).

Le tableau 8 regroupe l'ensemble des données utilisées dans le calcul numérique. L'usure est étudiée aux différents points situés entre sommet et pied sur le profil de la denture. Plus exactement, elle est évaluée aux points remarquables d'engrènement (A, B, I, C et D).

Données de simulation
Nombre de dents du pignon $z_1=33$
Nombre de dents de la roue $z_2=38$
Rapport de transmission $i=1,15$
Module $m=3,5$ mm
Angle de pression $\alpha=20^\circ$
Largeur de la denture $L=17,5$ mm
Diamètre primitif du pignon $d_1=115,5$ mm
Diamètre primitif de la roue $d_2=133$ mm
Pas de base $P_b = \pi.m.\cos\alpha = 10,227$ m
Coefficient d'usure $k=1 \times 10^{-17} \text{ m}^2/\text{N}$
Charge transmise $W$ est variable
La vitesse de rotation du pignon $n_1=2660$ tr/min
Module de young $E=210 \times 10^9 \text{ N/m}^2$
Coefficient de Poisson $\nu = 0,3$

Tableau 8 Données de simulation

L'usure caractérisée par le modèle linéaire de l'équation 40, se calcule par un simple processus itératif. Les variables utilisées dans le calcul sont :

- Le glissement spécifique  $V_{ss}$  ;
- Le rayon de courbure relatif  $R_x$  ;
- La charge  $W$  ;
- La pression  $P$  ;
- La demi-largeur de contact  $a_H$  ;
- Selon Flodin [77], le coefficient d'usure  $k$  est pris égal à  $1 \times 10^{-17} \text{ m}^2/\text{N}$ .

• L'évaluation numérique du rayon de courbure relatif  $R_x$ , des vitesses d'entraînement  $V_{rp}$  et  $V_{rg}$ , du glissement relatif  $V_s$ , du glissement spécifique  $V_{ss}$ , de la demi-largeur de contact  $a_H$  et de la pression  $P$  aux points remarquables d'engrènement est représentée dans les tableaux 9 et 10.

Points remarquables d'engrènement	Rayon de courbure		Vitesse d'entraînement		Glissement relatif		Glissement spécifique	
	Pignon $R_{xp}$ (mm)	Roue $R_{xg}$ (mm)	Pignon $V_{rp}$ (m/s)	Roue $V_{rg}$ (m/s)	Pignon $V_{sp}$ (m/s)	Roue $V_{sg}$ (m/s)	Pignon $V_{ssp}$ (m/s)	Roue $V_{ssg}$ (m/s)
A	10,93882	31,53652	3,045515	7,624901	- 4,579386	4,579386	-1,503649	-0,6005830
B	18,06663	24,40871	5,029992	5,901538	- 0,8715463	0,8715463	-0,1732699	-0,1476812
I	19,74206	22,73328	5,496453	5,496454	-0,0000000	0,0000000	-0,0000000	-0,0000000
C	21,26671	21,20863	5,920937	5,127823	0,7931137	- 0,7931137	0,1339507	0,1546687
D	28,39452	14,08082	7,905414	3,404462	4,500952	- 4,500952	0,5693506	1,322075

Tableau 9 Paramètres d'engrènement

Points remarquables d'engrènement	Rayon de courbure relatif $R_x$ (mm)	Demi-largeur du contact $a_H$ (m)	Pression (GPa)			
			W=300N	W=10 <sup>3</sup> N	W=10 <sup>4</sup> N	W=5x10 <sup>4</sup> N
A	8,121710	1,5997933. 10 <sup>-4</sup>	0,19702850	0,35972317	1,1375446	2,5436268
B	10,38210	2,5579834. 10 <sup>-4</sup>	0,24644794	0,44995030	1,4228678	3,1816289
I	10,56617	2,5805601. 10 <sup>-4</sup>	0,24429181	0,44601379	1,4104195	3,1537938
C	10,61882	2,5869807. 10 <sup>-4</sup>	0,24368552	0,44490685	1,4069190	3,1459666
D	9,412949	1,7222769. 10 <sup>-4</sup>	0,18301635	0,33414064	1,0566455	2,3627313

Tableau 10 Paramètres d'engrènement

### III.3.5 RESULTATS ET DISCUSSION

Dans le modèle d'usure développé, on a considéré l'approche simplifiée d'une pression de contact constante tout au long du cycle de fonctionnement aux différents points d'engrènement. Cette approche est contradictoire avec la réalité. En effet, au cours de fonctionnement une usure se produit et par conséquent la charge transmise par le contact se trouve affectée, ce qui implique la variation automatique de la pression. L'approche simplifiée a été adoptée alors dans les calculs en raison de la difficulté trouvée au cours de la formulation mathématique de la pression en fonction de l'usure.

Il est bien établi que la vitesse de glissement au point primitif I est nulle. L'approche proposée conduit dans ce cas à une usure nulle au point primitif pour le pignon et pour la roue, c'est-à-dire que ( $hp_I \approx 0$  et  $hg_I \approx 0$ ) tout au long du fonctionnement de l'engrenage.

L'usure est évaluée aux points remarquables d'engrènement A, B, I, C et D. Sur le profil du pignon : le point A correspond au pied de la denture et le point D à sa tête. Par contre, pour la roue : le pied est caractérisé par le point D et la tête par le point A.

On s'intéresse dans cette étude, à l'évolution de l'usure, dans le pignon et dans la roue, en fonction du nombre de cycles pour différentes charges transmises (300 N, 1000 N, 10000 N et 50000 N).

#### - Evolution de l'usure dans le pignon

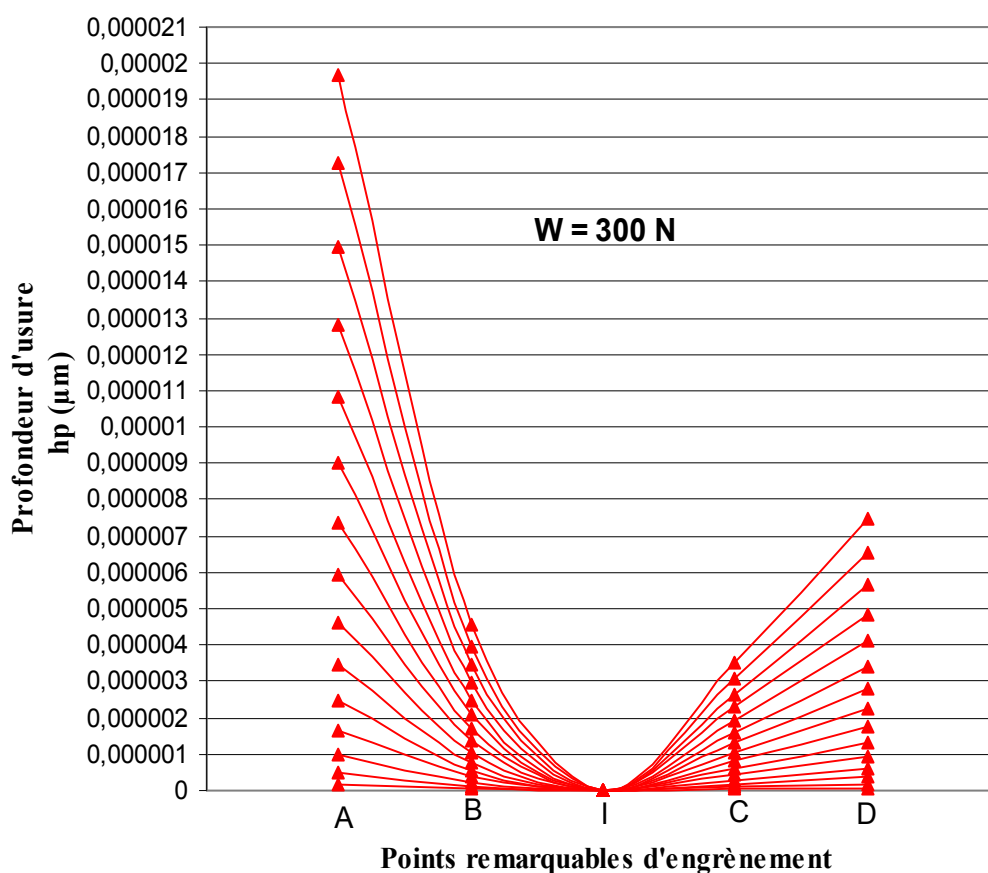


Fig. 37 Evolution de l'usure dans le pignon après 15 cycles de fonctionnement ( $W = 300 \text{ N}$ )

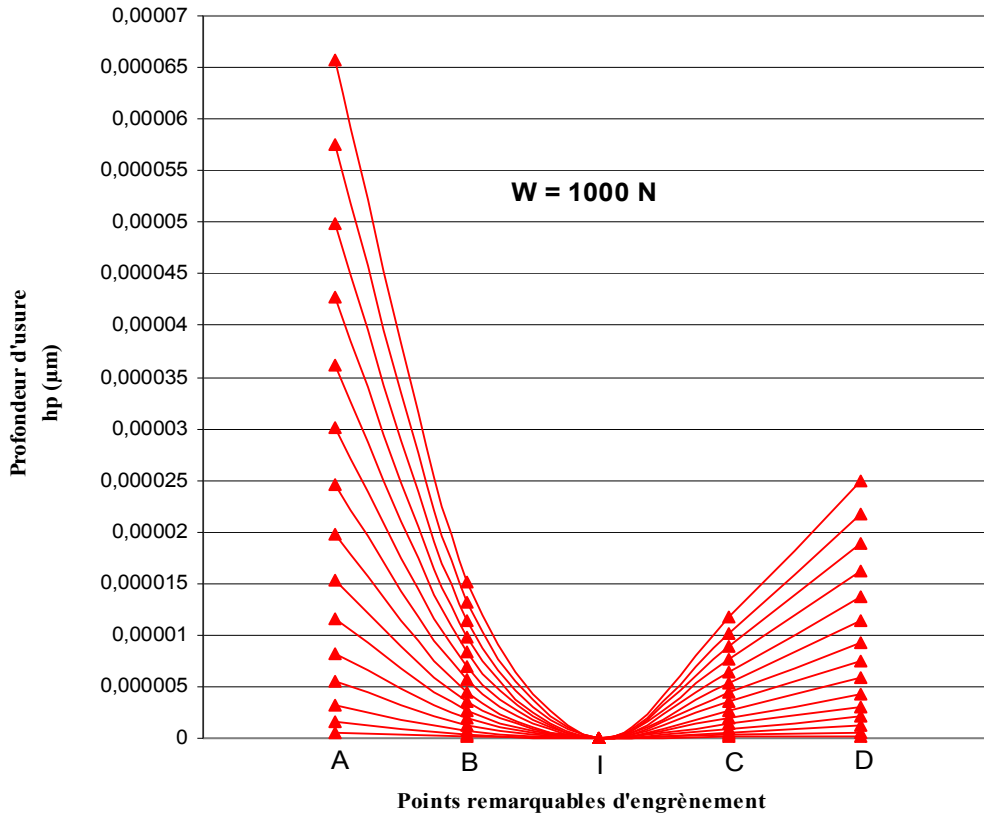


Fig. 38 Evolution de l'usure dans le pignon après 15 cycles de fonctionnement ( $W = 1000 \text{ N}$ )

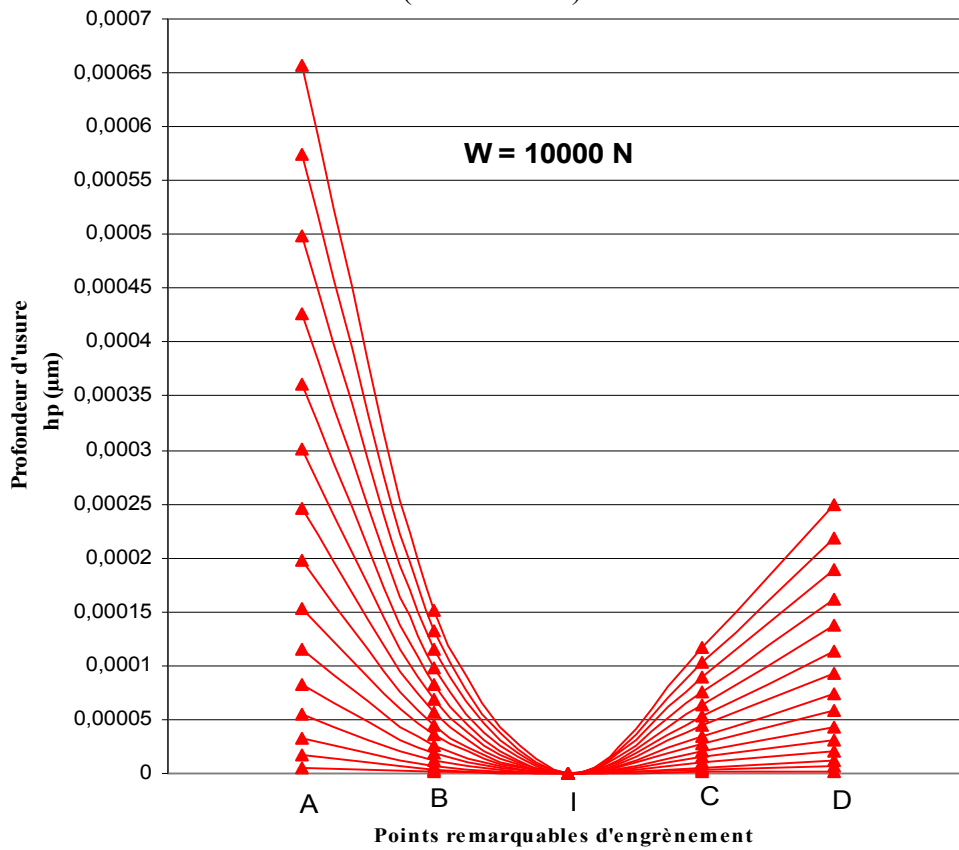


Fig. 39 Evolution de l'usure dans le pignon après 15 cycles de fonctionnement ( $W = 10000 \text{ N}$ )

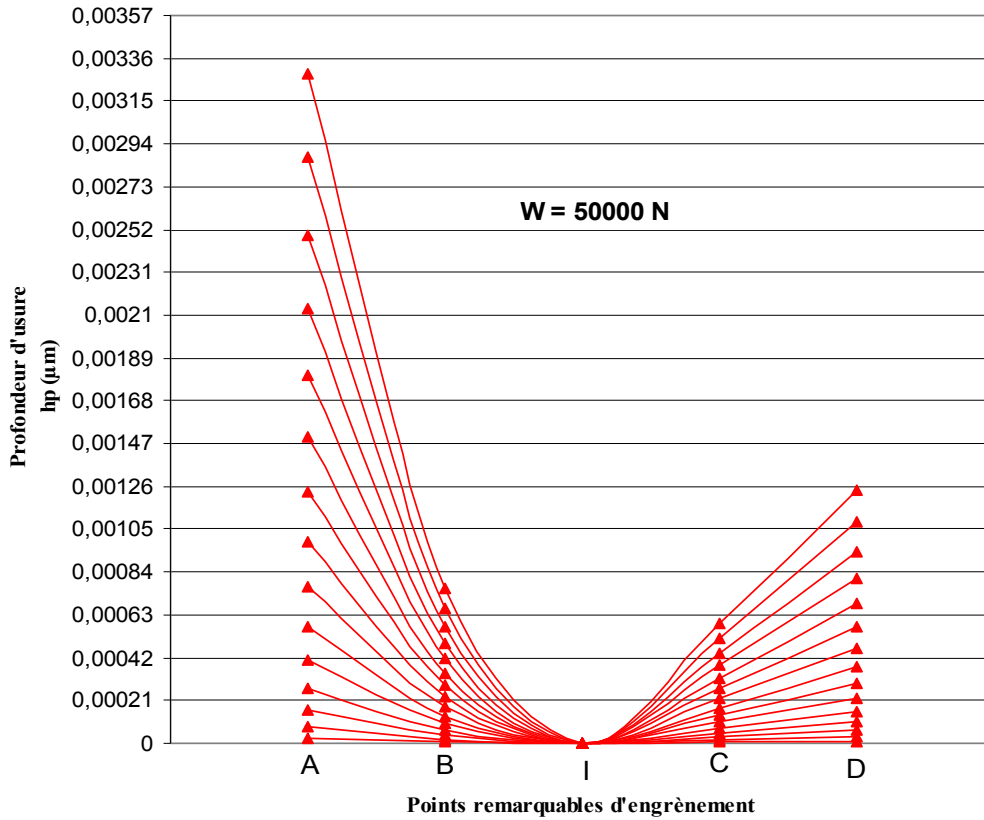


Fig. 40 Evolution de l'usure dans le pignon après 15 cycles de fonctionnement ( $W = 50000 \text{ N}$ )

- Evolution de l'usure dans la roue

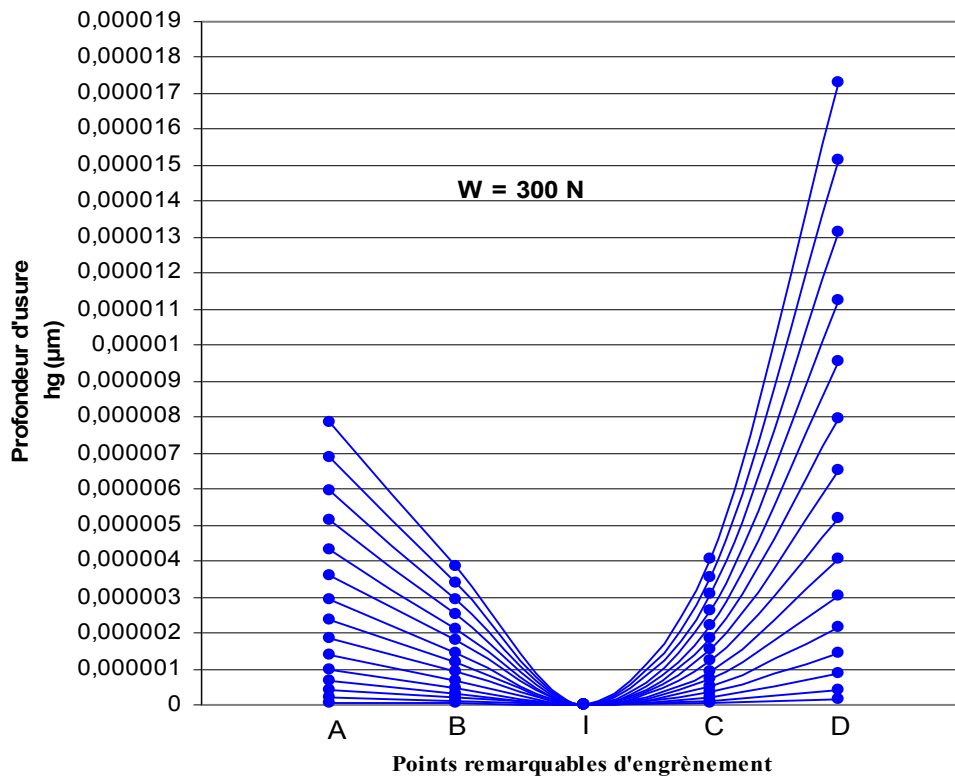


Fig. 41 Evolution de l'usure dans la roue après 15 cycles de fonctionnement ( $W = 300 \text{ N}$ )

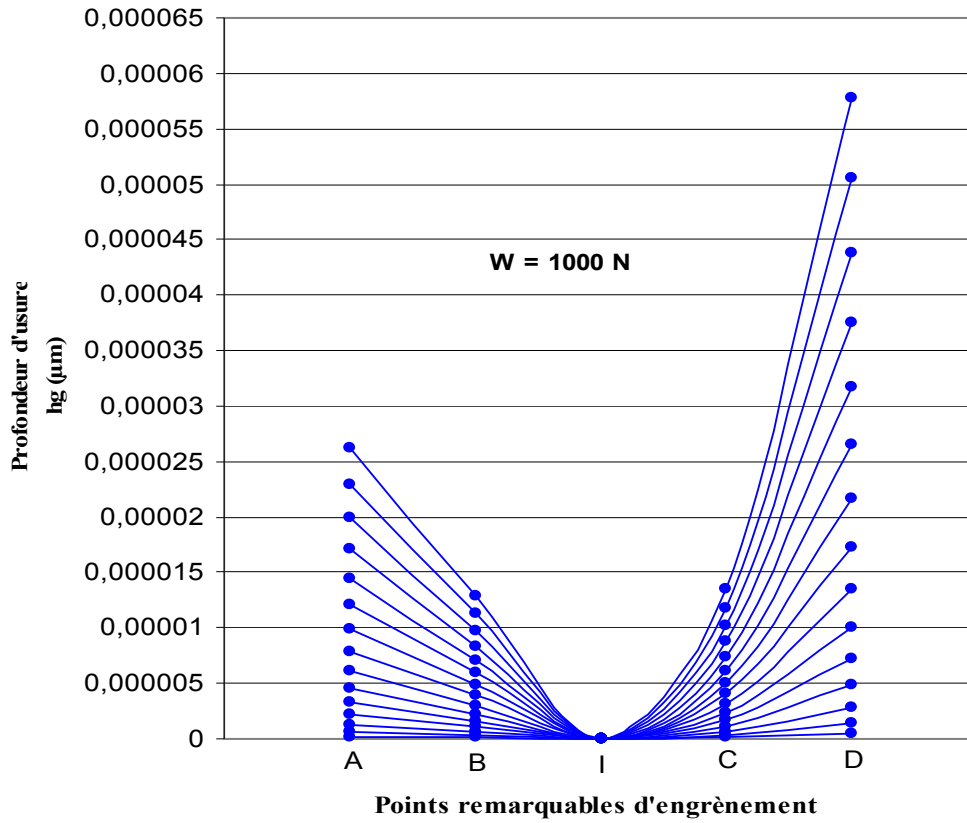


Fig. 42 Evolution de l'usure dans la roue après 15 cycles de fonctionnement (W = 1000 N)

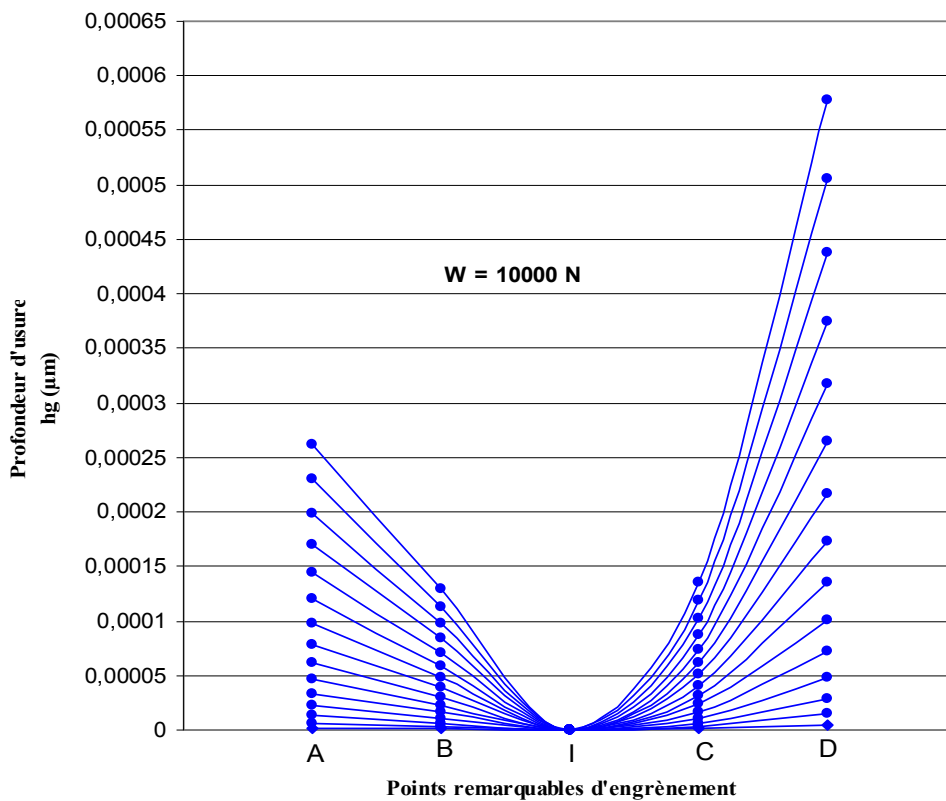


Fig. 43 Evolution de l'usure dans la roue après 15 cycles de fonctionnement (W = 10000 N)

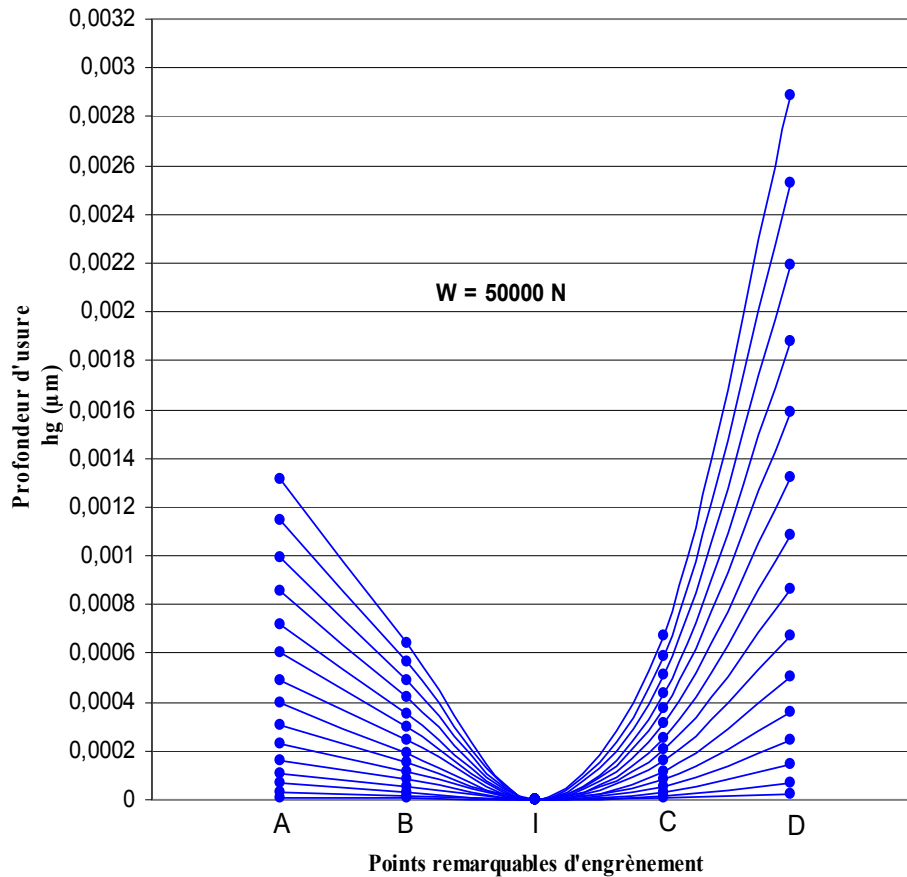


Fig. 44 Evolution de l'usure dans la roue après 15 cycles de fonctionnement ( $W = 50000 \text{ N}$ )

D'après les résultats obtenus (Figs. 37 à 44), nous constatons que l'usure augmente avec l'augmentation du nombre de cycles aussi bien pour le pignon que pour la roue. L'usure des profils est évaluée, d'une part, à différentes charges de fonctionnement (300 N, 1000 N, 10000 N et 50000 N), et, visualisée, d'autre part, pour les 15 premiers cycles parcourus par le pignon et par la roue.

La distance de glissement, pour le pignon et pour la roue, croît avec l'accroissement du nombre de cycles. Cette augmentation fait croître considérablement l'intensité de l'usure.

D'après les représentations graphiques, il est clairement noté que l'usure varie sur le profil des dentures et atteint son maximum en pied de denture (Point A pour le pignon et D pour la roue). Ceci est expliquée, d'une part, par les valeurs très élevées du glissement spécifique,  $V_{ss}$  (Tableau 9), en pied de denture, et, d'autre part, par la rigidité en flexion qui est également très élevée dans cet endroit.

Pour le pignon et la roue, l'usure en tête de denture (points D et A respectivement) est moins intense par rapport à celle produite en pied. En effet, l'intensité du glissement spécifique est relativement faible (voir Tableau 9) en tête de denture, ce qui justifie les faibles valeurs d'usure obtenues.

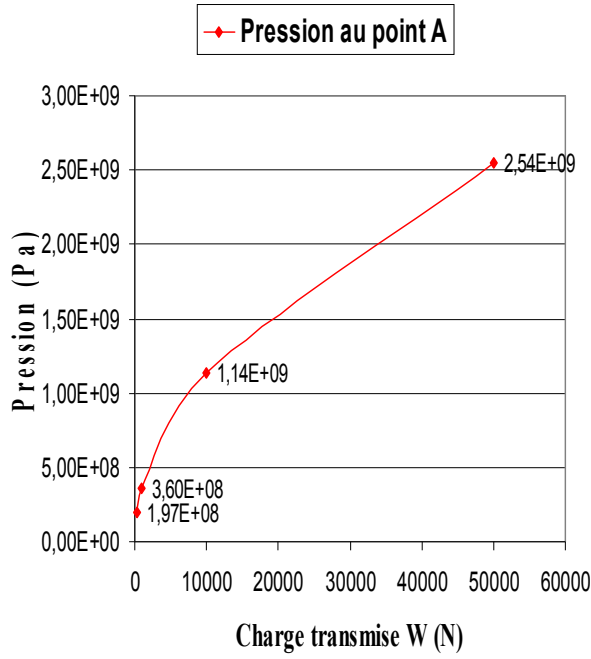


Fig. 45 Evolution de la pression au point A

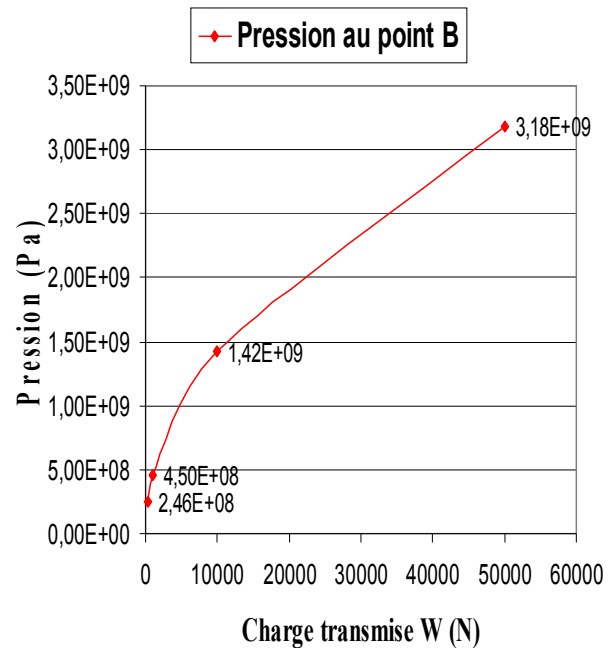


Fig. 46 Evolution de la pression au point B

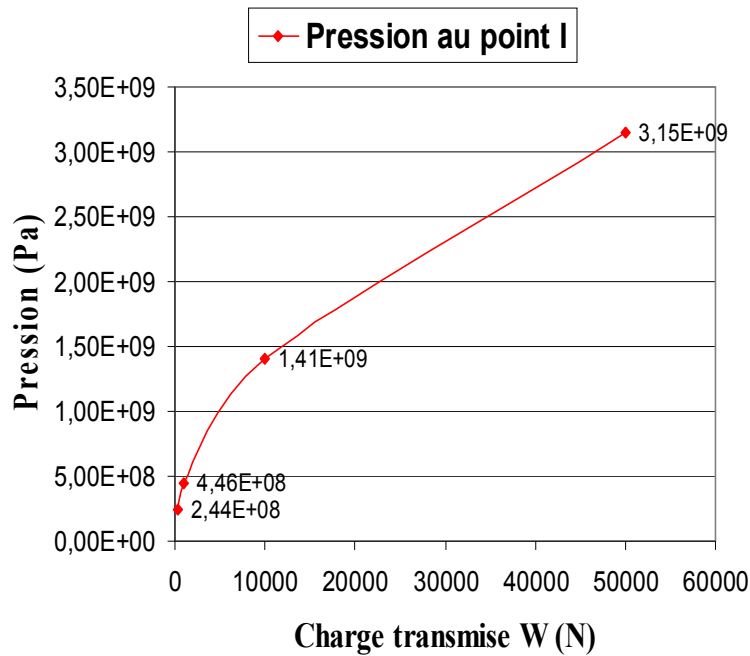


Fig. 47 Evolution de la pression au point I

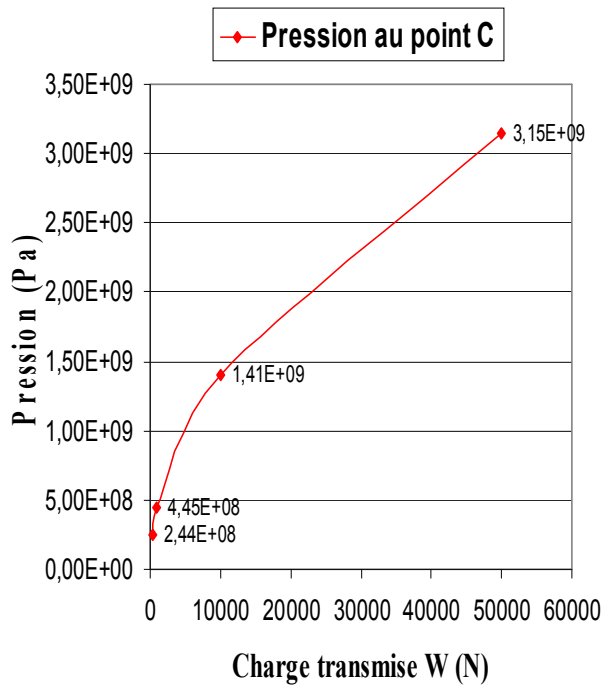


Fig. 48 Evolution de la pression au point C

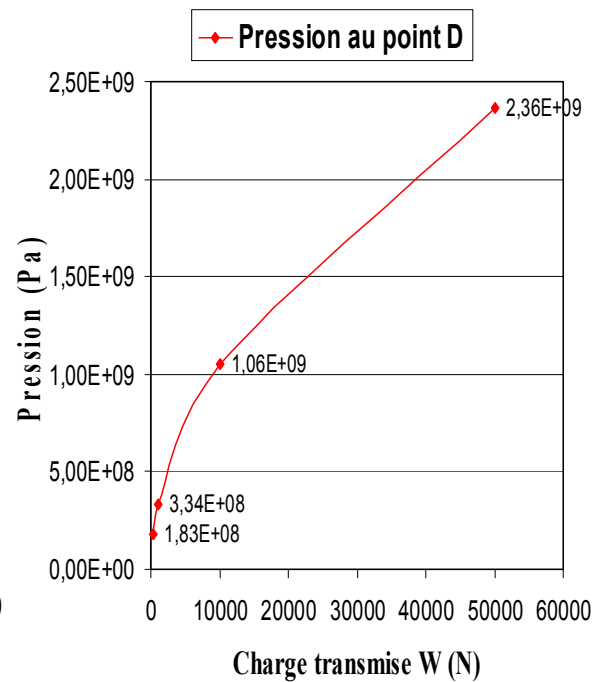


Fig. 49 Evolution de la pression au point D

Par ailleurs, il est clairement visualisé que l'usure augmente avec l'augmentation de la charge. Pour de faibles charges (300 N par exemple), l'usure est faible. Par contre, elle est peu élevée à de très hautes charges (50000 N par exemple). L'augmentation de la charge fait croître la pression dans le contact aux différents points d'engrènement (Figs. 45 à 49). En effet, l'accroissement de la pression a tendance à déformer les profils conjugués qui vont présenter un plateau central. Sous l'effet d'une charge élevée, les profils des dents vont s'altérer et par conséquent l'usure augmente.

La (Fig. 50) montre l'évolution de l'usure totale aux points remarquables d'engrènement en fonction du nombre de cycles. L'usure totale est caractérisée par la somme des usures produites dans le pignon et dans la roue aux différents points étudiés. Elle est nettement élevée aux endroits à fort taux de glissement (Points A et D).

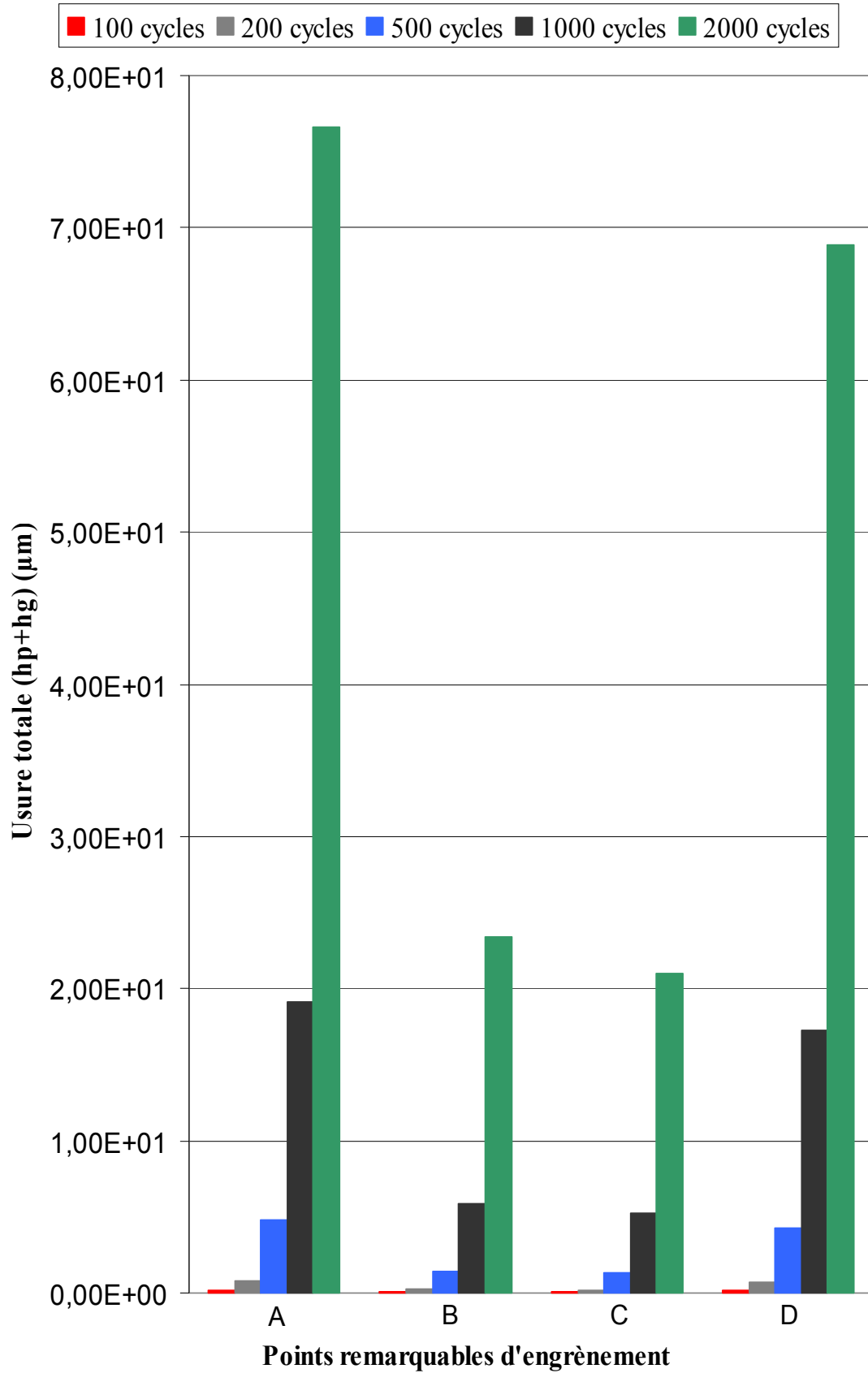


Fig. 50 Usure totale aux points remarquables d'engrènement

## CHAPITRE IV

### ETUDE EXPERIMENTALE

- IV.1. METHODOLOGIE EXPERIMENTALE
- IV.2. RESULTATS ET DISCUSSIONS

## IV.1. METHODOLOGIE EXPERIMENTALE

### IV.1.1. INTRODUCTION

Dans cette partie, nous présentons les procédures expérimentales, ainsi que les outils expérimentaux utilisés pour réaliser et suivre les essais d'usure d'un engrenage à denture droite.

Pour cette étude, on s'intéresse très particulièrement à l'effet de la pollution solide de la lubrification sur l'usure des pièces mécaniques lubrifiées dans un environnement poussiéreux sévère. Un essai d'usure a été planifié et réalisé sur un dispositif original à engrenage. Le polluant utilisé est le sable de Sahara. Le choix des paramètres de fonctionnement, des caractéristiques des roues dentées et du lubrifiant permet d'obtenir les conditions de lubrification élastohydrodynamique.

Le contrôle de l'usure a été réalisé à l'aide d'un pied à module, appareil qui permettra de suivre l'usure des dentures aux différents endroits sur le profil. La microstructure de l'usure aux endroits de mesure, a été visualisée à l'aide d'un microscope électronique à balayage (SEM). Le suivi de la température est effectué à l'aide d'un thermocouple infrarouge et la rugosité est mesurée par un rugosimètre à palpeur mécanique.

### IV.1.2. OUTILS EXPERIMENTAUX

Dans l'intention d'étudier la dégradation des éléments de machines sous l'effet accentué de l'environnement poussiéreux, une expérience qui simule le fonctionnement d'un mécanisme au Sahara (cas du sud algérien) a été réalisée. On observe lors des essais menés, l'effet de la pollution solide du lubrifiant sur les surfaces des roues dentées.

#### IV.1.2.1. DISPOSITIF EXPERIMENTAL A ENGRENAGE

##### PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT

Les expériences sont réalisées sur un dispositif original (Fig. 51) ou sont montés en contact une roue et un pignon. Le pignon est actionné à une vitesse de rotation  $n_1=200$  tr/min à l'aide d'un moteur électrique. La roue est mise alors en rotation sous l'action du pignon moteur. Cette dernière est chargée par un couple de frottement (couple résistant). Un simple mécanisme est utilisé pour appliquer et mesurer le couple de frottement. Le principe consiste à freiner le mouvement de rotation d'un disque solidaire à l'arbre mené à l'aide des plaquettes qui, sous l'action d'une commande hydraulique, pressent le disque, empêchant sa rotation et en assurant ainsi un couple résistant.

La force nécessaire au freinage (force de frottement) est mesurée à l'aide d'un dynamomètre placé au dessous du mécanisme de freinage (plaquettes-piston).

Le contact entre les roues dentées est alimenté par un jet d'huile pollué. Le système de lubrification est constitué des éléments suivants :

- Un réservoir à fond conique ;
- Une pompe pour recycler l'huile dans le contact ;
- Une conduite d'alimentation ;

- Bac de récupération.

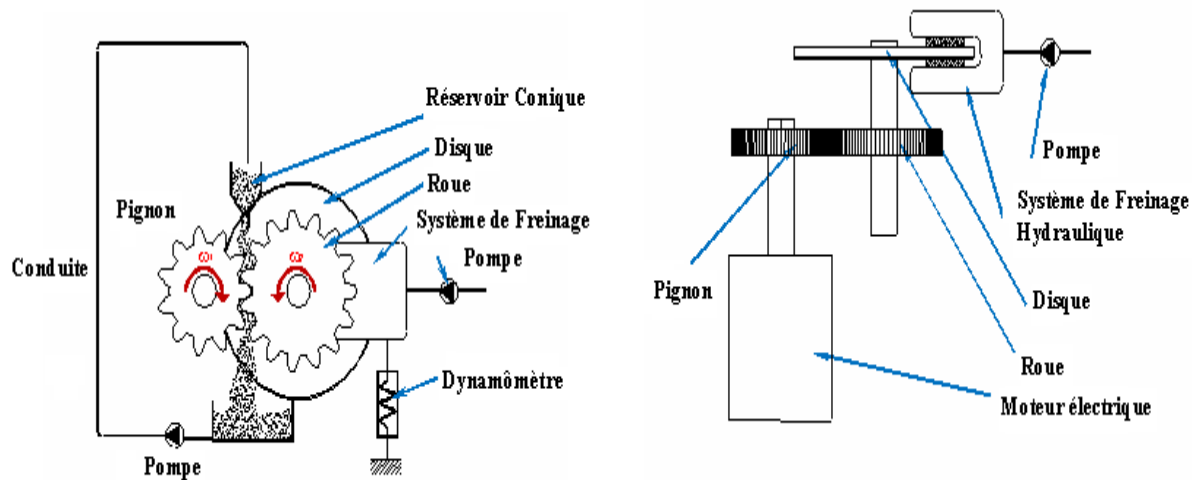


Fig. 51 Dispositif expérimental à engrenage

#### IV.1.2.2. LES EPROUVETTES D'ESSAI (ROUES DENTÉES)

Les roues dentées sont connectées à de l'acier XC48 selon la norme NFA 35-552-553 [78, 79]. Pour les expériences réalisées, nous considérons un seul type de matériau.

L'ensemble des propriétés mécaniques, géométriques et chimiques des roues dentées sont regroupées dans les tableaux 11 et 12.

Caractéristiques	Pignon	Roue
Nombre de dents (z)	32	55
Rapport de Transmission	1.71875	
Angle de déport (x)	0.00	0.00
Angle de pression ( $\alpha$ )	20°	20°
Hauteur (mm)	5.40	5.40
Module (mm)	2.40	2.40
Largeur (mm)	17.50	17.50
Diamètre primitif (mm)	76.84	135.10
Diamètre de pied (mm)	72.20	126.95
Diamètre de tête (mm)	81.64	140
Matériau	XC48	XC48
Dureté (HRB)	86.00	86.00
Coeff. De poisson ( $\nu$ )	0.3	0.3
Module de Young E (Gpa)	210	210
$R_{eq}$ (N/mm <sup>2</sup> )	540	540

Tableau 11 Caractéristiques géométriques et mécaniques des roues dentées.

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

Tableau 12 Composition chimique de l'engrenage

#### IV.1.2.3 LA MICRO-GEOMETRIE DES ROUES DENTÉES

La micro géométrie diffère suivant les directions et elle varie au cours du processus d'usure des surfaces. Sa modélisation en frottement semble très difficile et le problème réside dans la complexité des irrégularités de ses paramètres. Les paramètres  $R_a$  et  $R_z$  sont mesurés à l'aide d'un rugosimètre à palpeur mécanique. Les résultats de mesure donnent :

$$R_a = 0,2\mu m \text{ et } R_z = 0,54\mu m.$$

#### IV.1.2.4. LE LUBRIFIANT

Les huiles utilisées dans les systèmes mécaniques assurent de multiples fonctions. Elles permettent de réduire le frottement, évacuer les calories, refroidir les surfaces, nettoyer et diminuer la variation de la viscosité avec la température. Le lubrifiant utilisé dans notre étude est une huile extrême pression de type ISO VG 220. Il a une viscosité dynamique  $\mu_0 = 0,033 Pa.s$  à  $T_0 = 40^\circ C$  et un coefficient de piezo-viscosité  $\alpha_{p-V} = 18,2 \cdot 10^{-9} Pa^{-1}$ . Il est représentative d'une huile de transmission et couramment utilisé dans la lubrification des engrenages et roulements.

Les caractéristiques rhéologiques du lubrifiant ISO VG 220 sont représentées dans le tableau 13. En effet, il est caractérisé par :

- Une bonne séparation avec l'eau (Densité < 1) ;
- Une très bonne tenue au cisaillement ;
- Un indice de viscosité très élevée lui permettant une bonne viscosité à de très hautes températures ;
- Une très bonne capacité anti-oxydante, anti-usure et antirouille.
- Sans saveur, inodore, incolore, .....etc.

#### IV.1.2.5 LE POLLUANT

Il existe en pratique une grande variété de polluants (ductiles, fragiles et céramiques-dures). Le polluant utilisé dans notre étude est le sable de Sahara connu par sa dureté, sa fragilité, sa richesse en silice, avec 90 % de quartz et qui peut être véhiculé par le vent jusqu'en Europe voire même en Amérique. Le sable a été nettoyé, filtré à 40  $\mu m$  et analysé chimiquement. La composition chimique est donnée par la (Fig. 52). La (Fig. 53) représente la morphologie du sable utilisé.

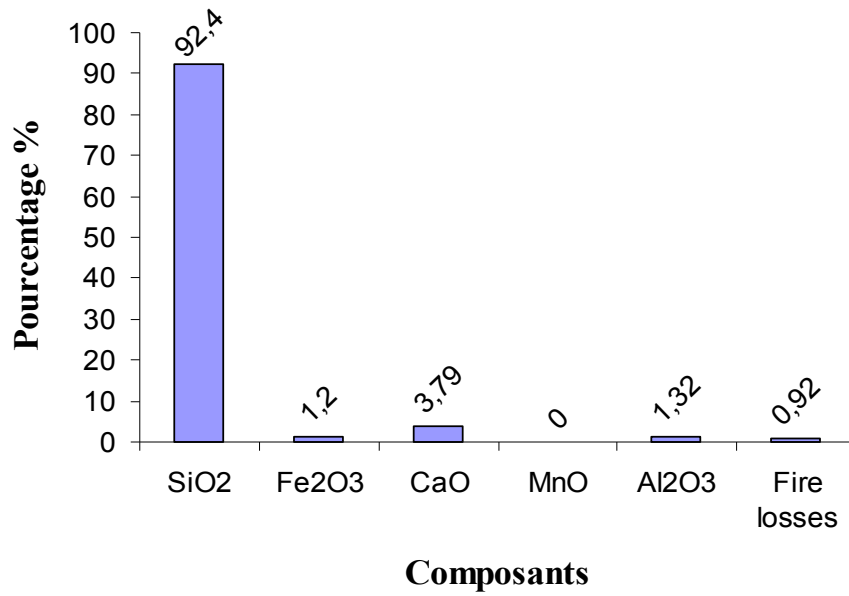


Fig. 52 Composition chimique du sable



Fig. 53 Morphologie du sable

Caractéristiques	Unités	Valeurs
Classe	ISO VG 220	
Densité	Kg/dm <sup>3</sup>	0.915
Viscosité à 40 °C	mm <sup>2</sup> /s	220
Viscosité à 100 °C	mm <sup>2</sup> /s	21
Indice de viscosité, VI	/	95
Point éclair	°C	242
Point d'écoulement	°C	- 9

Tableau 13 Caractéristiques rhéologiques du lubrifiant

### IV.1.3. PROCEDURE DE REALISATION DE L'ESSAI D'USURE

#### IV.1.3.1 ESSAI D'USURE DANS UN MILIEU POLLUE

Le but de cet essai est de donner des informations concernant l'influence de la pollution solide de la lubrification sur le comportement à l'usure des engrenages.

La première étape dans les essais de pollution commence par la préparation des roues dentées, le choix du lubrifiant et du polluant, ainsi que les paramètres d'essai.

Les roues dentées avant d'être exploitées sont nettoyées au gasoil. Cette étape permettra d'éliminer toute pollution issue de l'entreposage. Le lubrifiant utilisé est une huile extrême pression ISO VG 220 à laquelle nous avons rajouté du sable filtré à 40  $\mu\text{m}$ .

Avant l'essai, le bac de récupération placé sous les roues dentées est nettoyé. Ce bac permet la récupération de l'huile polluée après son passage dans le contact.

La solution polluée est assurée via un mélange de 2 litres d'huile et 10 g de sable. Durant tout l'essai une agitation régulière du mélange est assurée.

Les paramètres d'essai sont :

- La micro géométrie des roues dentées ( $R_a = 0,2 \mu\text{m}$  et  $R_z = 0,54 \mu\text{m}$ ) ;
- Le lubrifiant (huile ISO VG 220) ;
- Le polluant (sable filtré à 40  $\mu\text{m}$ ) ;
- La charge normale transmise  $W = 265 \text{ N}$  ;
- Le matériau XC48 ;
- La solution polluée de concentration 5 g/l ;
- La vitesse de rotation du pignon moteur,  $n_1 = 200 \text{ tr/min}$ .

Dans cette expérience, on s'intéresse, d'une part, à l'évolution de l'usure des engrenages droits et sa répartition sur le profil des dents, sous l'effet du polluant sable, en fonction du nombre de cycles pour le pignon et pour la roue. Cette usure se caractérise par la mesure de la perte de côte des profils en contact. D'autre part, les évolutions de la température et de la rugosité de surface, dans de tels milieux pollués, ont été également étudiées.

#### IV.1.3.2. ESTIMATION DES PARAMETRES FONCTIONNELS ET DE L'ETAT MECANIQUE DU CONTACT

Afin de mieux comprendre le fonctionnement des engrenages, il est très utile d'estimer les paramètres fonctionnels et de l'état mécanique du contact [73]. Ces paramètres sont représentés dans le tableau 14. Ce dernier donne les valeurs numériques de ces paramètres aux points remarquables d'engrènement.

Les points remarquables du fonctionnement d'un engrenage sont situés sur la droite d'action  $T_1 T_2$  (Fig. 54). Ils sont au nombre de cinq :

- Le premier point de contact A ;
- Le point de contact I correspondant au primitif ;
- Le dernier point de contact B ;
- Le point de début du contact unique B ;
- Le point de fin du contact unique C.

Pour le contact unique, il y'a seulement deux couples de dents en prise.

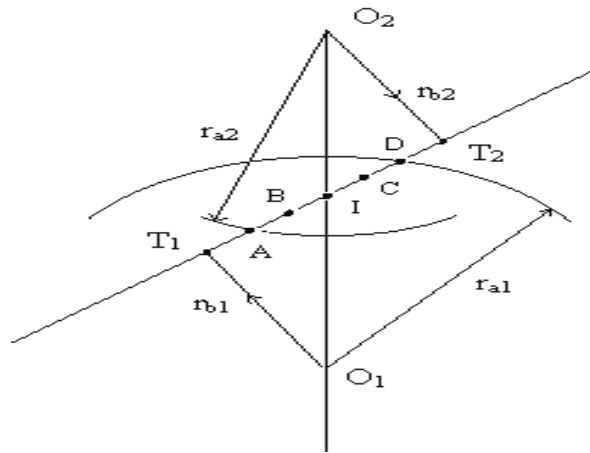


Fig. 54 Points remarquables de l'engrènement

Points.	Etat mécanique.				Fonctionnement du contact.		
	R <sub>x</sub> (mm).	u <sub>1</sub> +u <sub>2</sub>   (m/s).	u <sub>1</sub> -u <sub>2</sub>   (m/s).	W (N).	h <sub>m</sub> (µm)	P <sub>0</sub> (Mpa).	$\frac{ u_1-u_2 }{ u_1+u_2 }$
A	5.788	0.504	0.202	132.5	0.095	219.15	0.40
B	8.138	0.549	0.033	265	0.107	261.38	0.06
I	8.376	0.556	0.006	265	0.109	257.64	0.01
C	8.661	0.566	0.032	265	0.112	253.36	0.056
D	9.103	0.610	0.202	132.5	0.132	174.75	0.33

Tableau 14 Estimation de la sévérité du contact

Dans le tableau 14 sont regroupés, d'une part, les paramètres de l'état mécanique, à savoir :

- La somme des vitesses de roulement (u<sub>1</sub> + u<sub>2</sub>)
- Le rayon de courbure réduit R<sub>x</sub>,

$$R_x = \left( \frac{1}{R_{xp}} + \frac{1}{R_{xg}} \right)^{-1}$$

- La valeur absolue de la vitesse de glissement |u<sub>1</sub> - u<sub>2</sub>|.
- La charge transmise par le contact W.

D'autre part, les paramètres de fonctionnement du contact qui sont :

- L'épaisseur minimale du film lubrifiant, calculée d'après la formule de Dowson-Higginson [2, 73], pour des surfaces lisses :

$$h_m = H_m \cdot R_x$$

H<sub>m</sub> : valeur adimensionnée du film d'huile.

$$H_m = 0,985 \cdot U_*^{0,7} \cdot G_*^{0,6} \cdot W_*^{-0,13}$$

Avec:

$$G^* = \alpha \cdot E'$$

$$U^* = \mu_0 \cdot (u_1 + u_2) / (E' \cdot R_x)$$

$$W^* = W / (E' \cdot R_x \cdot L), \quad L: \text{Largeur de la denture.}$$

$$E' = \left[ \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{1 - \nu_p^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_g^2}{E_2} \right) \right]^{-1}$$

- La pression hertzienne maximale  $P_0$  pour un contact linéaire est calculée par :

$$P_0 = \frac{2 \cdot W}{\pi \cdot a \cdot L} ; \quad \text{Ou :}$$

$$a : \text{demi largeur du contact, } a = \left[ \frac{8 \cdot W \cdot R_x}{\pi \cdot L \cdot E'} \right]^{\frac{1}{2}}$$

- Le taux de glissement (glissement spécifique) :

$$s.s. = \frac{|u_1 - u_2|}{|u_1 + u_2|}$$

. Visualisation graphique :

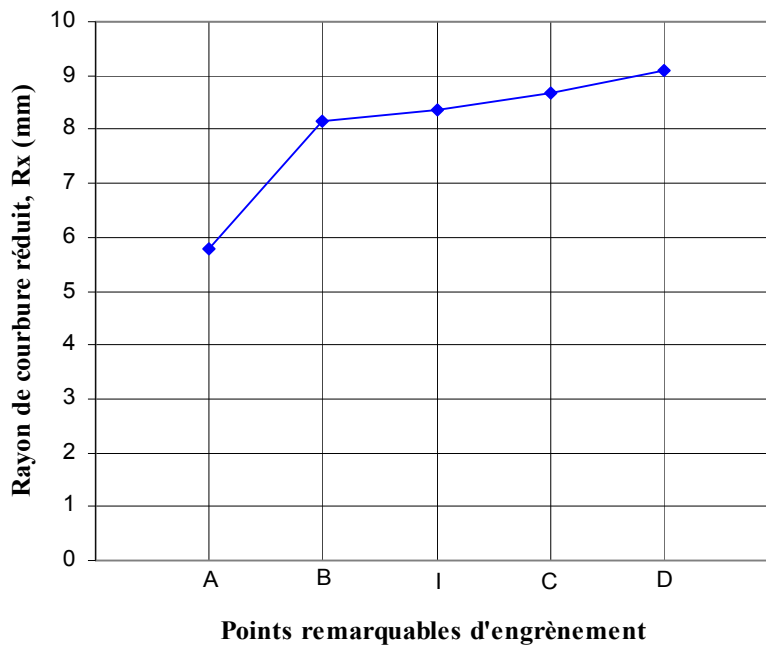


Fig. 55 Evolution du rayon de courbure  $R_x$  aux points remarquables d'engrènement

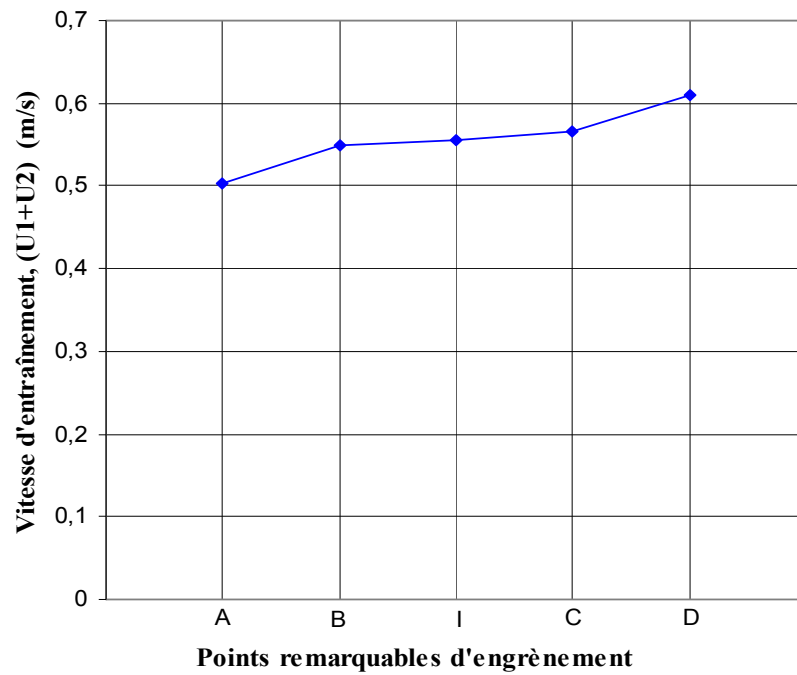


Fig. 56 Evolution de la vitesse d'entraînement  $(U_1+U_2)$  aux points remarquables de l'engrènement

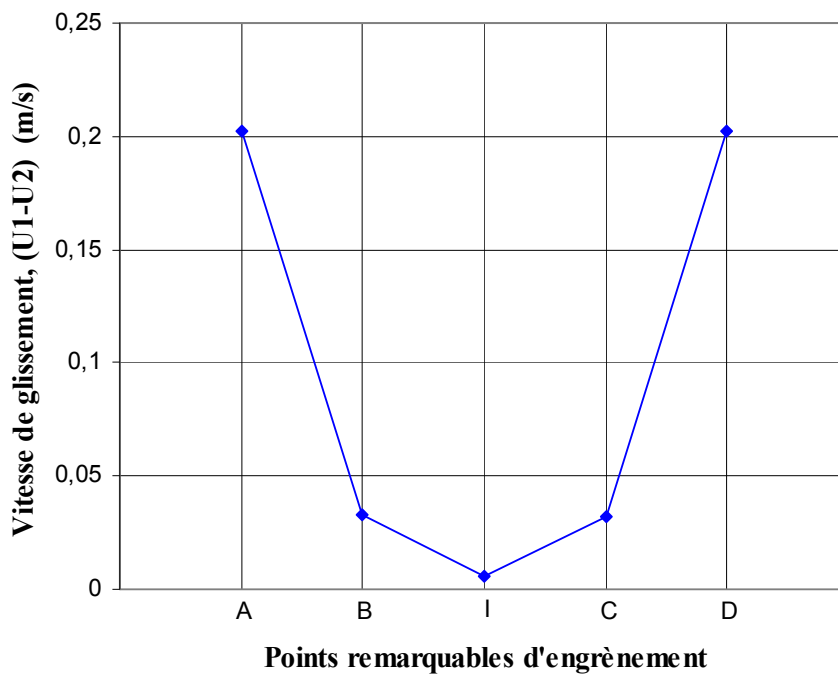


Fig. 57 Evolution de la vitesse de glissement  $(U_1-U_2)$  aux points remarquables d'engrènement

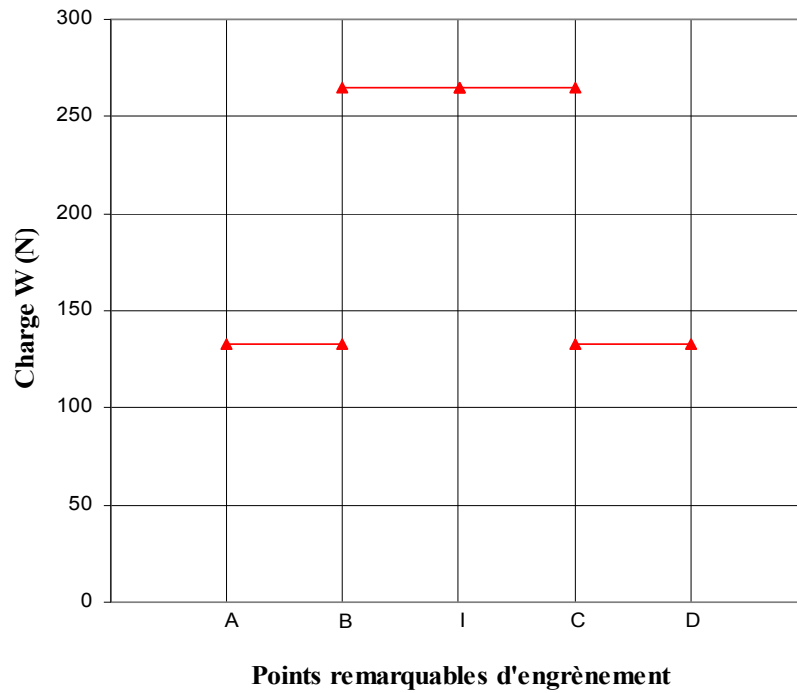


Fig. 58 Evolution de la charge  $W$  aux points remarquables d'engrènement

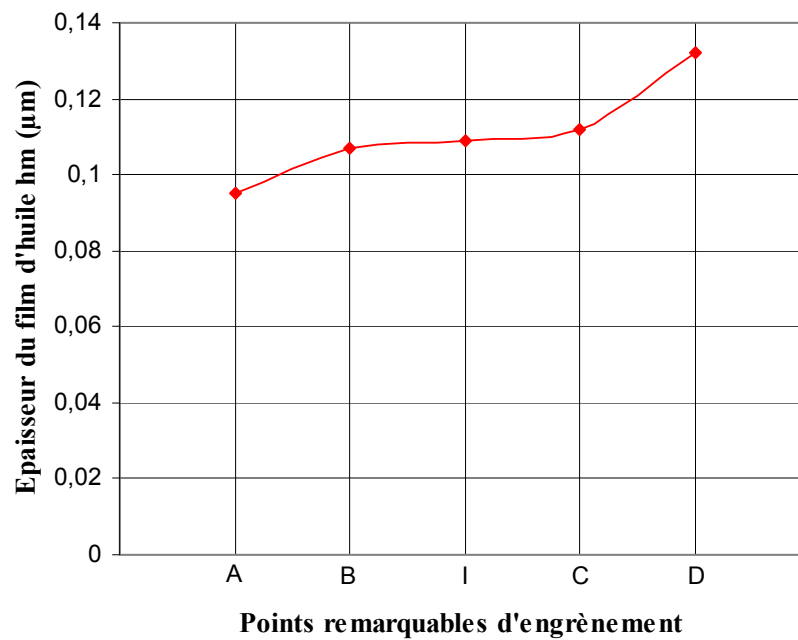


Fig. 59 Evolution de l'épaisseur du film d'huile  $h_m$  aux points remarquables d'engrènement

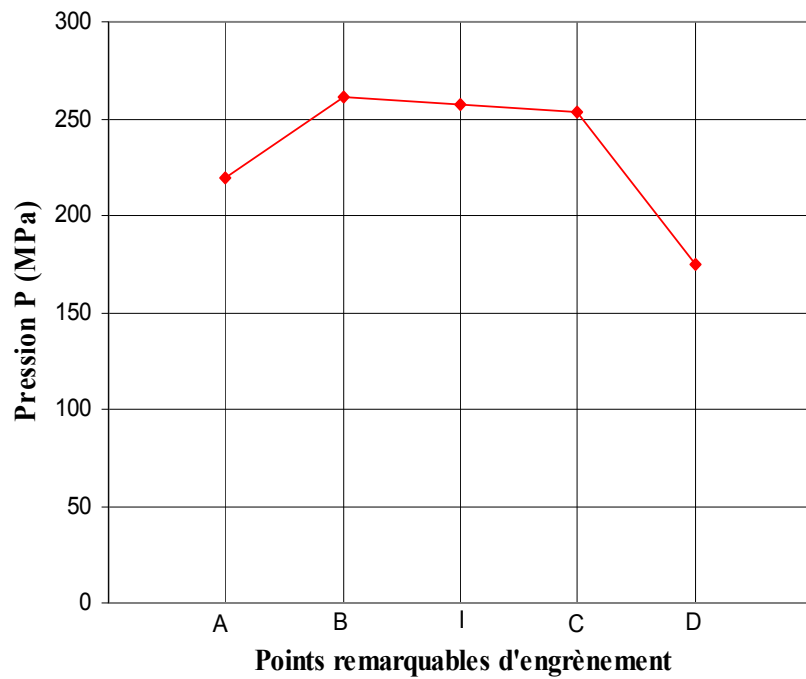


Fig. 60 Evolution de la pression P aux points remarquables d'engrènement

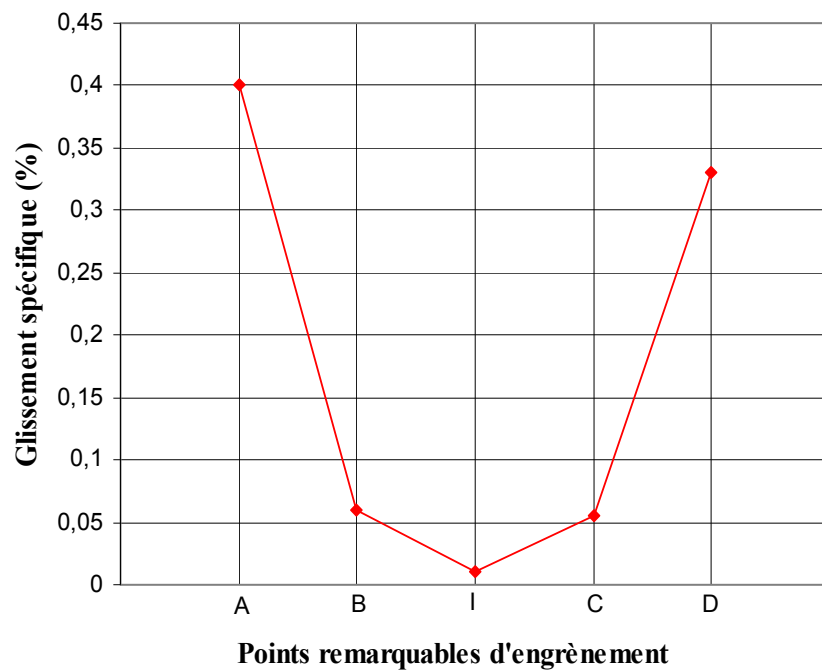


Fig. 61 Evolution du glissement spécifique aux points remarquables d'engrènement

Les (Figs. 55 à 61) visualisent les évolutions des paramètres du fonctionnement et de l'état mécanique de l'engrenage étudié.

En ce qui concerne les paramètres de l'état mécanique, on remarque que :

- Le rayon de courbure  $R_x$  et la vitesse totale de roulement  $U_1 + U_2$  varient peu, moins de 35 % ;
- La vitesse de glissement  $U_1 - U_2$  est très faible au primitif ( $\approx 0$ ) ;
- La charge normale  $W$  varie brutalement en B et C, ce qui est une conséquence de l'indéformabilité des engrenages.

En ce qui concerne les paramètres de fonctionnement du contact, on observe que :

- L'épaisseur minimale  $h_m$  varie peu, ce qui est dû à sa quasi insensibilité à la charge normale ;
- La pression hertzienne maximale  $P_0$  est liée à la charge normale transmise par le contact. Elle demeure assez faible.

#### IV.1.3.3. CONTROLE DE L'ESSAI (MESURES EXPERIMENTALES)

##### IV.1.3.3.1. CONTRÔLE DE L'USURE

L'usure est évaluée par la mesure de la perte de côte. Un pied à module, appareil à double lecture (Fig. 62), a été utilisé pour la mesure des différentes épaisseurs des dents. Les mesures ont été prises en trois endroits différents (Fig. 63), au niveau du pied de la dent, de sa tête et du diamètre primitif. Pour le pignon, les endroits de mesure correspondent respectivement aux points A, D et I sur la ligne d'action (Fig. 54). Par contre, pour la roue, les endroits de mesure correspondent aux points D, A et I. Les mesures ont été reproduites sur trois dents faisant un angle entre elles de  $120^\circ$  aussi bien sur le pignon que sur la roue. C'est la valeur moyenne qui a été considérée.

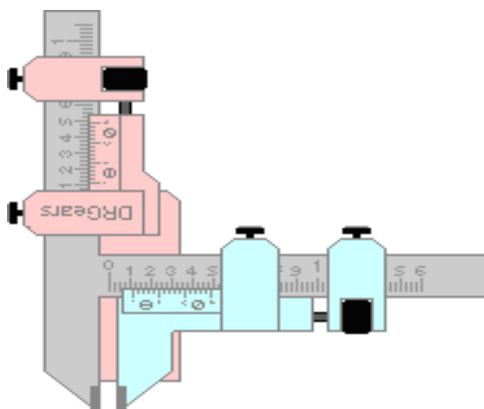


Fig. 62 Pied à module

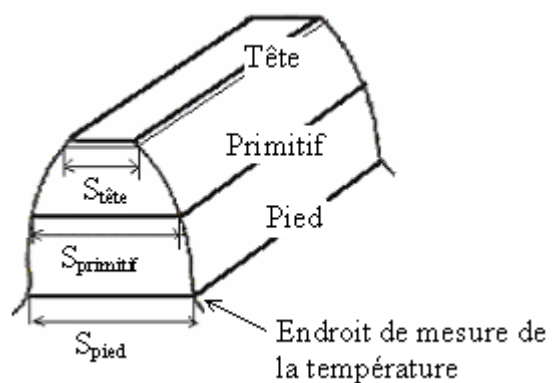


Fig. 63 Endroits de mesure

Afin de mieux comprendre les mécanismes d'usure produite, des photomicrographies, à l'aide d'un microscope électronique à balayage, ont été prises aux différents endroits de mesure.



Fig. 64 Microscope Electronique à Balayage (MEB) [80]

La microscopie électronique à balayage [80] (Fig. 64) est une technique de microscopie électronique permettant la production des photo-micrographiques de haute résolution d'une surface en utilisant le principe des interactions électrons-matière.

#### IV.1.3.3.2. CONTROLE DE LA TEMPERATURE ET DE LA RUGOSITE

La température est évaluée en pied de denture pour un fonctionnement avec et sans pollution. Un thermocouple infrarouge est utilisé pour le relevé de la température. La rugosité est mesurée avant et après essai dans l'endroit qui représente un fort taux de glissement (pied de denture) à l'aide d'un rugosimètre à palpeur mécanique.

IV.2. RESULTATS ET DISCUSSIONS

Sachant que le sable est composé essentiellement de quartz ( $SiO_2$ ), qui a une dureté très élevée, la vitesse d'usure des éléments se verra accentuée. L'usure abrasive des corps en contact est donc causée par des grains durs contenus dans la poussière.

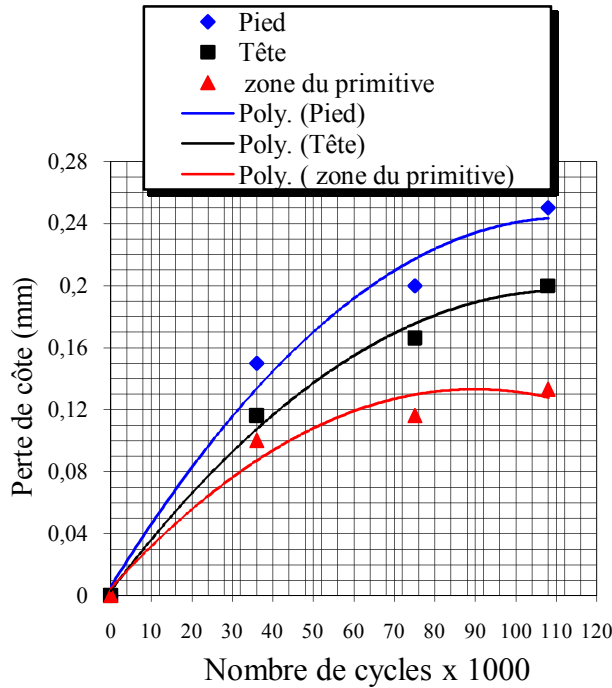


Fig. 65 Perte de côte dans le pignon

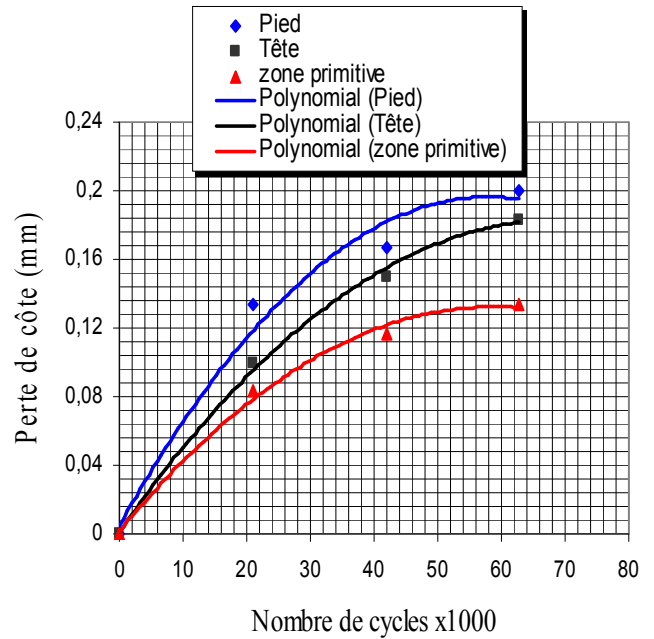


Fig. 66 Perte de côte dans la roue

Lorsqu'une grande quantité des particules de sable se trouve entre deux surfaces en mouvement relatif, une partie du métal s'arrache sous forme de copeaux, une partie des particules roule et laisse des sillons et une partie importante des particules transite sans érafler les surfaces et sans laisser des sillons.

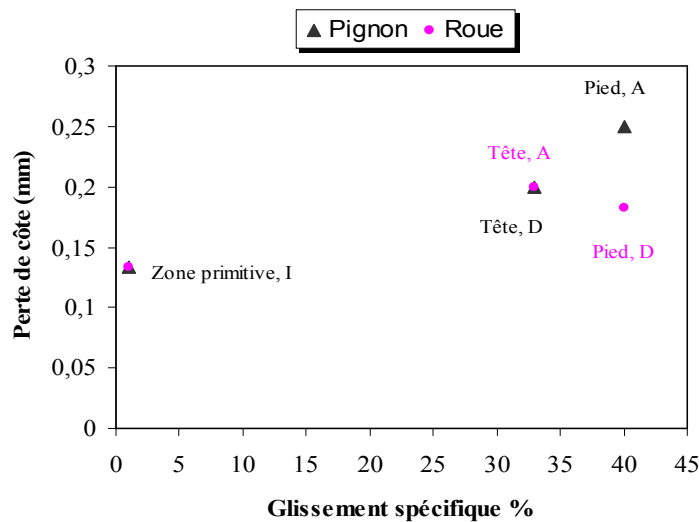


Fig. 67 Perte de côte en fonction du taux de glissement.

D'après les résultats obtenus (Figs. 65 et 66), on constate que la présence des particules de sable dans le lubrifiant provoque des pertes de côtes notables aux premiers cycles de fonctionnement. Cette perte est élevée au niveau de la racine de la dent (au pied) du fait que les particules de sable présents dans le lubrifiant dans leur passage par le contact s'associent au glissement qui est à son maximum au pied. La présence de ces particules dans cette zone (racine de la dent) a pour effet l'accentuation du degré d'usure.

La perte de côte au niveau de la tête de la dent est moins accentuée par rapport à l'usure au pied. En tête de denture, le glissement est moins intense comparée à celui manifesté au niveau de la racine de la dent. Il est à souligner, qu'il n'y a pas uniquement l'effet du glissement ; la dent est également soumise à des efforts de flexion. Ces efforts font fléchir la tête tandis que la racine reste rigide, donc lorsque le couple transmis augmente, la perte de côte dans le pied (racine de la dent) est importante. Par contre, au niveau de la zone primitive, le degré d'usure est très faible. Dans cette zone, le glissement est quasiment absent (zone de roulement pur). Donc s'il y a arrachement de matière à ce niveau, il est provoqué par l'écrasement (indentation de la surface) non accompagné du glissement des particules de sable passant par la zone de contact.

La (Fig. 67) montre clairement que la perte de côte est élevée, surtout dans les endroits à fort taux de glissement (Pied et tête de denture). Par contre, elle est relativement faible dans les zones à faible glissement (zone primitive).

L'usure peut être également exprimée en fonction de la distance de glissement "  $s$  " parcourue par le pignon et par la roue. La distance de glissement, pour chaque élément de l'engrenage, se calcule d'après les formules suivantes :

$$\text{Pour le pignon : } s_p = V_{ssp} \cdot 2a_H \cdot n$$

$$\text{Pour la roue : } s_g = V_{ssg} \cdot 2a_H \cdot n$$

Avec :

$s_p$ ,  $s_g$  : distance de glissement parcourue par le pignon et par la roue respectivement.

$V_{ssp}$ ,  $V_{ssg}$  : glissement spécifique du pignon et de la roue respectivement.

$a_H$  : demi-largeur de contact.

$n$  : nombre de cycles.

Le calcul des glissements spécifiques, de la demi-largeur de contact et de la distance de glissement au niveau de la tête, du primitif et du pied de la denture, pour le pignon et la roue, donne les résultats suivants :

Paramètres	$V_{ss}$ (m/s)		$a_H$ (m)	$s$ (m)					
	Pignon	Roue		Pignon			Roue		
				36000 cycles	72000 cycles	108000 cycles	20940 cycles	41890 cycles	62830 cycles
D	0,4975370	0,9901961	2,7434546E-05	0,983	1,97	2,95	1,14	2,28	3,41
A	1,337748	0,5722380	2,1985044E-05	2,12	4,24	6,35	0,527	1,05	1,58
I	0,021818181	0,021352313	3,7402140E-05	0,0588	0,118	0,176	0,0334	0,0669	0,1

Tableau 15 Calcul de la distance de glissement

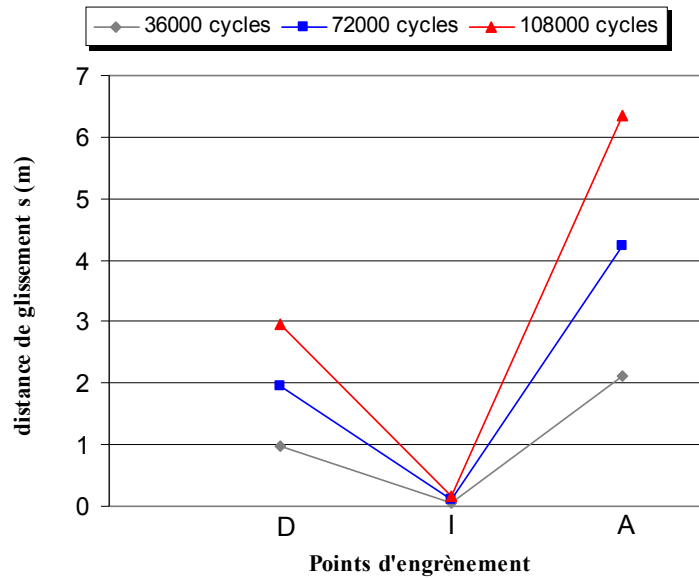


Fig. 68 Evolution de la distance de glissement dans le pignon en fonction du nombre de cycles

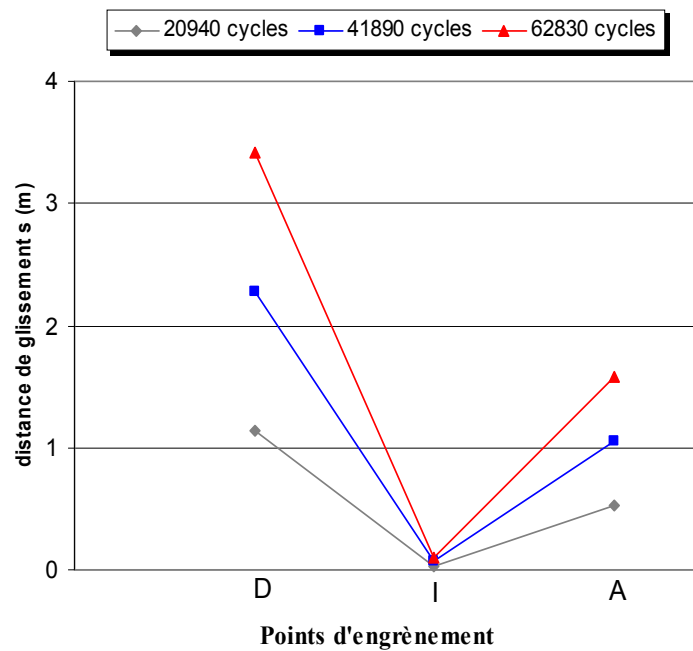


Fig. 69 Evolution de la distance de glissement dans la roue en fonction du nombre de cycles

La perte de côte et la distance de glissement sont visualisées aux différents points d'engrènement par les (Figs. 68, 69, 70 et 71). Elles sont proprement proportionnelles aux nombres de cycles et élevées aux endroits à fort glissement (Pied et tête de denture). Les figures obtenues visualisent clairement que la perte de côte croît avec l'accroissement de la distance de glissement aussi bien pour le pignon que pour la roue.

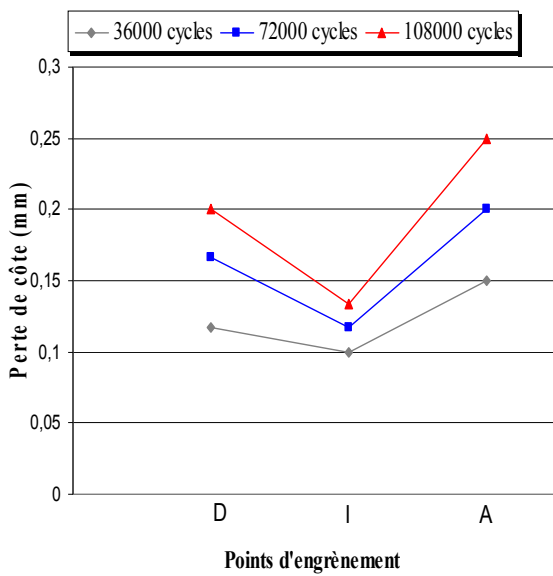


Fig. 70 Perte de côte aux points d'engrènement (D, I et A) dans le pignon

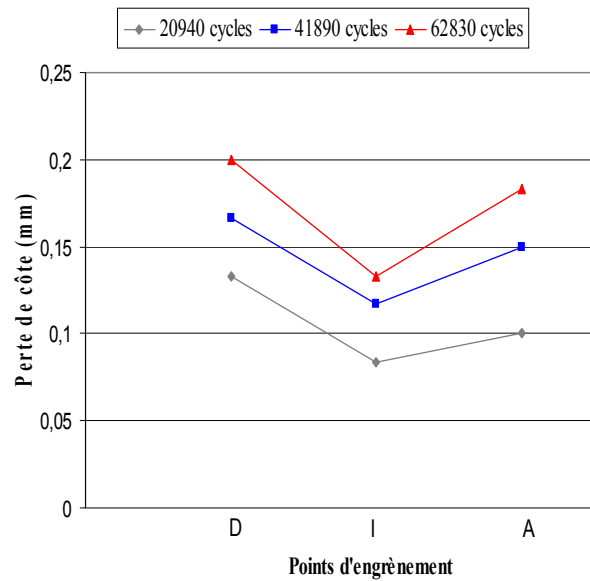


Fig. 71 Perte de côte aux points d'engrènement (D, I et A) dans la roue

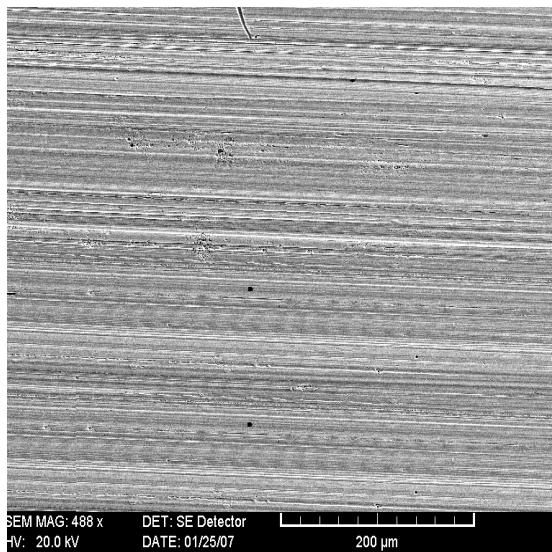


Fig. 72 Image SEM (Aspect de la denture avant fonctionnement)

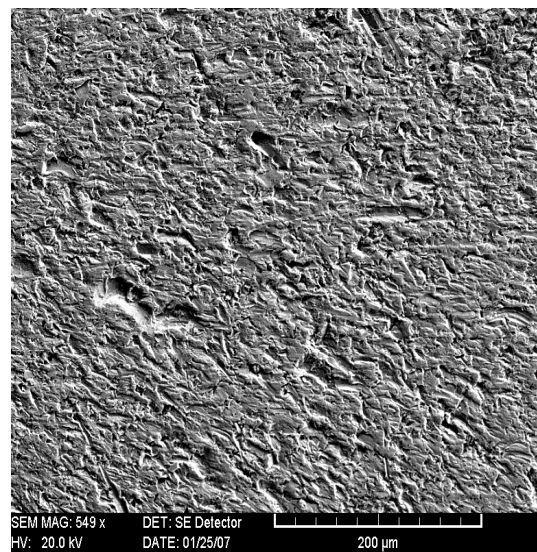


Fig. 73 Image SEM au niveau du primitif (Aspect après fonctionnement).

Pour mieux comprendre le phénomène d'usure dans les conditions de contamination les plus sévères (présence des particules de sable dans le lubrifiant), des photomicrographies SEM ont été prises sur une denture du pignon. La (Fig. 72) caractérise l'aspect de la denture avant fonctionnement. Les (Figs. 73, 74 et 75), qui donnent une image détaillée de l'aspect des dentures après fonctionnement, montrent une abrasion sévère (rayures, sillons et écoulement plastique) dans la direction du glissement. L'abrasion est très sévère, surtout en

ped de denture (Fig. 74). Au niveau de la tête (Fig. 75), les traces d'usure sont moins intenses. Dans cette dernière zone, la denture travaille en flexion et le glissement est relativement faible en comparaison avec le pied de denture. Au primitif, l'usure s'apparente beaucoup à de l'adhésion et de l'indentation (Fig. 73). La présence des indents est notable dans cette zone. Ces derniers constituent un défaut géométrique, qui sera assurément un site spécifique de fatigue.

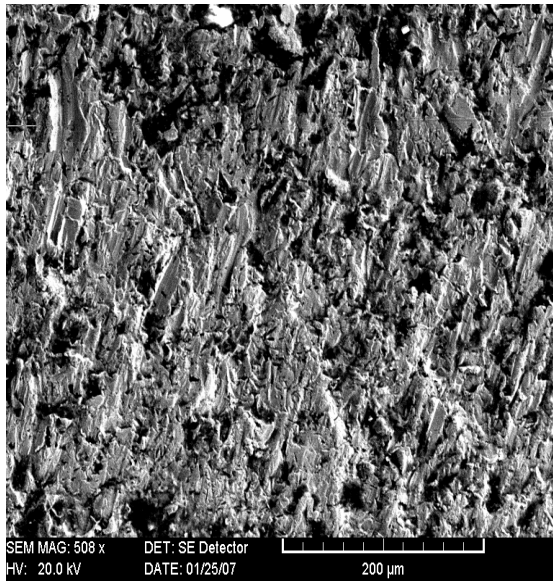


Fig. 74 Image SEM au niveau du pied  
(Aspect après fonctionnement)

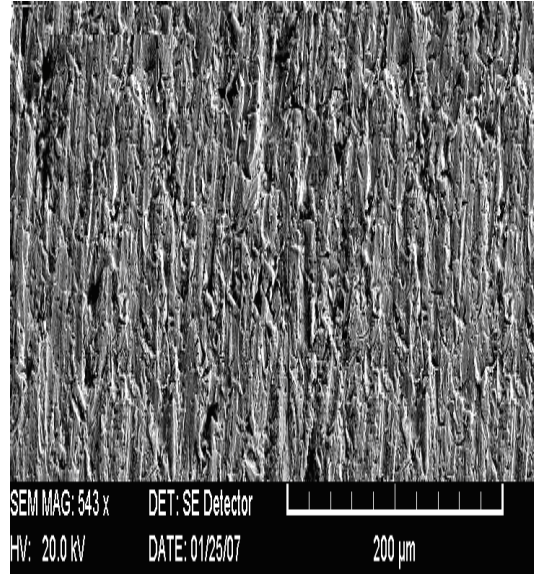


Fig. 75 Image SEM au niveau de la tête  
(Aspect après fonctionnement)

L'énergie mécanique perdue par frottement, transformée en chaleur, est généralement irrécupérable et parfois très difficile à évacuer. Les aspects thermiques du frottement peuvent avoir des conséquences inattendues. Nous constatons, d'après les résultats de la (Fig. 76) exprimant l'évolution de la température ( $T^\circ$ ) au cours du temps, qu'elle augmente très rapidement de la température ambiante jusqu'à une certaine valeur puis elle se stabilise autour d'elle. Cet échauffement important provient des déformations élastiques se succédant à grande vitesse et accompagnée de contraintes de glissement et de frottement internes dans les dents. D'un point de vue comparatif, nous observons que la présence des grains abrasifs dans l'huile de lubrification favorise le frottement, l'usure et par conséquent l'augmentation de la température ( $T^\circ$ ) dans les massifs en contact. Par ailleurs, nous constatons que les particules polluantes qui favorisent l'usure et le frottement influent d'une manière considérable sur l'état de surface (Fig. 77). En effet, ce dernier a plus que doublé aussi bien pour le pignon que pour la roue en présence seulement de particules inférieures à  $40\mu\text{m}$ .

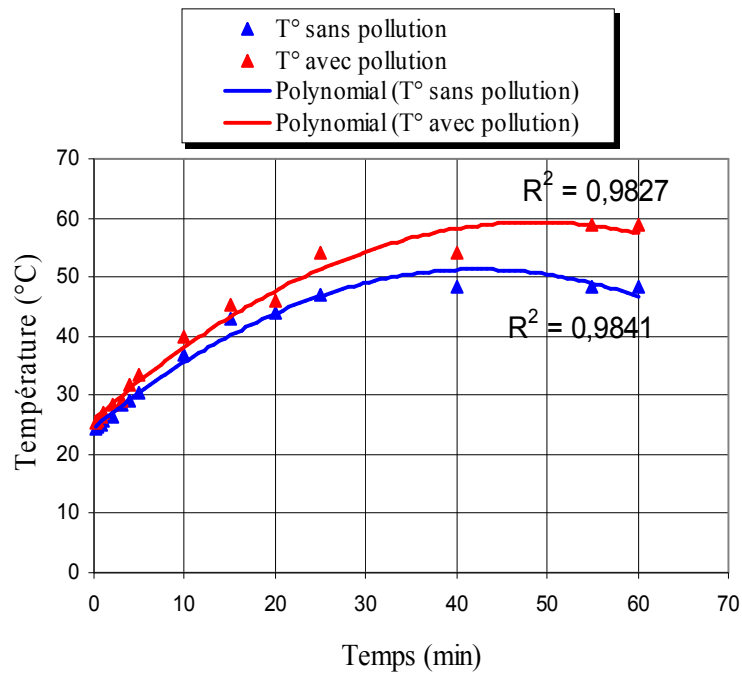


Fig. 76 Evolution de la température au pied de denture avec et sans pollution

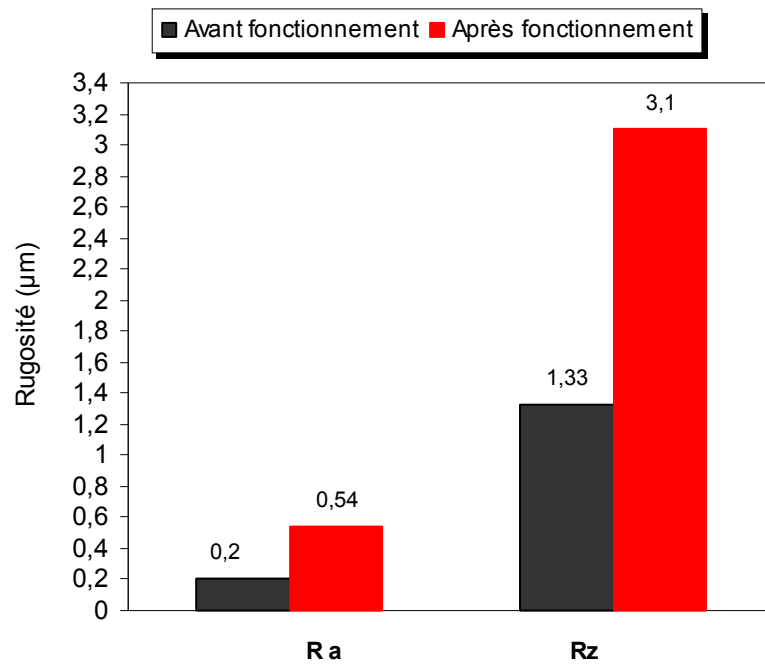


Fig. 77 Evolution de la rugosité des dentures avant et après fonctionnement

## CONCLUSION GENERALE

## CONCLUSION GENERALE

L'objectif du travail abordé était, d'une part, de mieux comprendre le phénomène de la pollution solide de la lubrification, et, d'autre part, d'appréhender l'usure abrasive des roues dentées liée à ce type de phénomène. Pour ce faire, des outils ont été utilisés ; d'autres ont été développés.

Un dispositif original, permettant de simuler les conditions de fonctionnement réelles d'un engrenage, a été développé. Il est constitué essentiellement d'un pignon, d'une roue et d'un système de freinage pour assurer un couple de frottement. La force de frottement est mesurée à l'aide d'un dynamomètre solidaire au mécanisme. La lubrification des roues dentées est réalisée à l'aide d'un système constitué d'un réservoir, une conduite d'amenée et une pompe hydraulique assurant le recyclage de l'huile dans le contact. Pour voir l'effet de la pollution solide de la lubrification sur les surfaces des roues dentées, une solution polluée est préparée. Il s'agit d'un mélange de 2 litres d'huile avec 10 g de sable filtrée à 40  $\mu\text{m}$ .

Dans un engrenage, l'engrènement n'est pas un roulement pur des profils conjugués. En effet, le roulement est accompagné d'un glissement relatif. Ce dernier peut conduire à l'usure des dentures durant la transmission des efforts agissant le long de la ligne d'action.

Le glissement dans un engrenage a été le sujet d'une première étude principalement théorique. Nous avons tout d'abord établi une équation liant la vitesse de glissement à l'angle de roulement  $\theta_1$  du pignon. Par la suite, on a montré l'effet de la variation de cet angle sur l'intensité de la vitesse de glissement. L'effet de variation des paramètres géométriques, à savoir : les nombres de dents  $z_1$  et  $z_2$ , l'angle de pression  $\alpha$  et le module  $m$ , sur le glissement, a été également visualisé. D'une manière générale, les résultats obtenus indiquent que le glissement croît avec l'accroissement de l'angle de roulement du pignon.

L'usure dans un engrenage droit a fait l'objet d'une deuxième étude également théorique. Un modèle linéaire, donnant la profondeur d'usure aux points remarquables sur le profil de la denture, a été développé. Par ailleurs, il est bien établi que l'usure peut se produire à chaque cycle de fonctionnement des engrenages. L'usure, ainsi produite, affecte la charge transmise et par conséquent la pression de contact se trouve également affectée. La difficulté dans ce type de modèle réside dans la détermination de la variation de la pression en fonction de l'usure produite. Pour relever cette difficulté, on a utilisé l'approche simplifiée d'une pression constante tout au long du cycle de fonctionnement de l'engrenage. Dans cette partie, nous nous sommes donc intéressés à l'effet du glissement sur la profondeur d'usure aux points remarquables d'engrènement.

Le modèle établi est utilisé pour les contacts secs. Il peut s'appliquer aux contacts lubrifiés en introduisant les propriétés rhéologiques du lubrifiant.

L'usure est évaluée en fonction du nombre de cycles parcouru par le pignon et par la roue pour différentes charges de fonctionnement (300 N, 1000 N, 10000 N et 50000 N). Les résultats obtenus indiquent que l'usure augmente avec l'augmentation de la charge et du nombre de cycles. Elle est élevée surtout aux endroits à fort taux de glissement, c'est-à-dire: pied et tête de denture.

L'étude expérimentale a permis, pour sa part, de confirmer que la présence des particules solides polluantes dans l'huile de lubrification provoque des usures notables aux premiers cycles de fonctionnement. Cette usure est élevée au niveau de la racine de la dent (au pied de denture) par rapport à la tête de celle-ci où l'usure est moins accentuée. Ceci est expliqué, d'une part, par le glissement qui est nettement élevée à la racine de la dent, et, d'autre part, par la rigidité en flexion qui est élevée également au niveau de la racine de la dent. L'usure au niveau du primitif est très faible du fait que l'intensité du glissement est presque nulle (zone de roulement pur). L'influence des particules solides est clairement visualisée par les photomicrographies prises par la Microscopie Electronique à Balayage (MEB). Ces photos ont permis de mieux comprendre le phénomène d'usure dans un milieu pollué et viennent pour confirmer les résultats de mesures effectuées.

La température au pied de denture est mesurée pour un fonctionnement avec et sans pollution. Les résultats montrent que la présence des corps abrasifs dans le lubrifiant favorise et accélère le frottement et par conséquent la température augmente. La mesure de la rugosité, avant et après fonctionnement, a permis de conclure que les particules polluantes, qui favorisent l'usure et le frottement, influent d'une manière considérable sur l'état de surface.

Le travail présenté dans cette thèse a permis de défricher un sujet très original. En conséquence, il offre plusieurs perspectives. Ainsi, sans perdre de vue que l'objectif principal est de montrer l'effet des particules solides sur l'usure des surfaces en contact E.H.D, nous proposons d'explorer les champs suivants:

- Il semble très important de connaître le niveau d'usure des composants de machines (roulements, engrenages,...) et des mécanismes dans un milieu pollué. En effet, l'utilisation des techniques d'analyse d'huile et plus particulièrement le comptage des particules, va nous renseigner sur le degré de sévérité de la pollution solide sur la dégradation des pièces mécaniques.
- Le travail mené nous a également conduits vers une des origines des vibrations dans les engrenages. En effet, lorsque les débits de polluants sont différents d'une dent à une autre, les usures sur les dents sont différentes, donc les épaisseurs des dents seront légèrement différentes, ce qui peut être une source de vibration. Cette vibration va perturber le fonctionnement et conduit à la destruction des surfaces d'engrenages et par conséquent la ruine du mécanisme.
- Il serait souhaitable de développer un modèle d'usure qui tient compte des effets de :

- Variation de la pression en fonction de l'usure produite ;
- La rhéologie du lubrifiant ;
- La pollution solide de la lubrification.

REFERENCES  
BIBLIOGRAPHIQUES

## **REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES**

- [1] Taylor R. I., Dixon R. T., Wayne F. D., Gunse S., *Lubricants and energy efficiency: Life-cycle analysis, 31<sup>st</sup> Leeds-Lyon symposium on tribology, Leeds, septembre 2004.*
- [2] Dowson D., Higginson G. R., *Elasto-Hydrodynamic Lubrication, Oxford: Pergamon Press Ltd, 1966 236 p.*
- [3] Hamrock B. J., Dowson D.-*Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Points Contacts, Part I - Theoretical Formulation. Trans. Of the ASME: Journal of Lubrication Technology, 1976, vol. 98, n°2, pp. 223-229.*
- [4] Hamrock B. J., Dowson D.-*Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Points Contacts, Part II - Ellipticity Parameter Results. Trans. Of the ASME: Journal of Lubrication Technology, 1976, vol. 98, n°3, pp. 375-383.*
- [5] Hamrock B. J., Dowson D.-*Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Points Contacts, Part III – Fully Flooded Results. Trans. Of the ASME: Journal of Lubrication Technology, 1977, vol. 99, n°2, pp. 264-276.*
- [6] Hamrock B. J., Dowson D.-*Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Points Contacts, Part IV – Starvation Results. Trans. Of the ASME: Journal of Lubrication Technology, 1977, vol. 99, n°1, pp. 15-23.*
- [7] Hirn G. – *Sur les principaux phénomènes qui présentent les frottements médiats. Bull. Soc. Ind. Mulhouse, 1854, vol. 26, pp. 188-277.*
- [8] Hertz H. – *Über die Berührung fester Elastischer Körper. J. reine und angew. Math., 1882, vol. 92, pp. 156-171.*
- [9] Reynolds O. – *On the Theory of the Lubrication and its Application to Mr Beauchamp Tower's Experiments, Including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil. Phil. Trans. Roy. Soc., 1886, vol. 177, pp. 157-234.*
- [10] Petrov N. P. – *Friction in Machine and Effect of the Lubricant. Inzh. Zh., St-Peterb., 1883, vol. 1, pp. 71-140.*
- [11] Tower B. – *First Report on Friction Experiments (Friction of Lubricated Bearings). Proc. Instn. Mech. Engrs., 1883, pp. 632-659.*
- [12] Tower B. – *Second Report on Friction Experiments (Experiments on the Oil Pressure in a Bearing). Proc. Instn. Mech. Engrs., 1885, pp. 58-70.*
- [13] Michell. – *Lubrication of Plane Surfaces. Zeit. Math. U. Phys., 1905, vol. 52, pp. 123-137.*
- [14] Martin H. M. – *Lubrication of Gear Teeth. Engineering (London), 1916, vol. 102, pp. 119-121.*
- [15] Gumbel L. – *Über geschmierte Arbeitsräder. Z. Ges. Turbinenwissen, 1914, n°13, pp. 22-26.*
- [16] Ertel A. M. – *Hydrodynamic Lubrication Based on New Principles). Akad. Nauk SSSR Prikadnaya Matematika I Mechanika, 1939, vol. 3, n)2, pp. 41-52.*
- [17] Grubin A. N., Vinogradova I. E. – *Investigation of the contact of machine components, Moscow : Kh. F. Ketova, 1949, Central Scientific Research Institute for Technology and Mechanical Engineering, vol. 30 (En russe).*

- [18] Barus C. – *Isothermals, Isopiestic and Isometrics Relative to Viscosity*. *American Journal of Science*, 1893, vol. 45, pp. 87-96.
- [19] Petrushevich A. I. – *Fundamental Conclusions from the Hydrodynamic Contact Theory of Lubrication*. *Izv. Akad., Nauk. SSSR (OTN)*, 1951, vol. 2, p. 209.
- [20] Cheng H. S. – *A Refined Solution to the Thermal-Elastohydrodynamic Lubrication of Rolling and Sliding Cylinders*. *ASLE Transactions*, 1965, vol. 8, pp. 397-410.
- [21] Lubrecht A. A. – *The Numerical Solution of the Elastohydrodynamical Lubricated Line and Point Contact using Multigrid Techniques*. *Thèse de Doctorat, University of Twente, Enschede, The Netherlands*, 1987, 219 p.
- [22] Lubrecht A. A., Ten Napel W. E. and Bosma R. – *Multigrid, an Alternative Method for Calculating Film Thickness and Pressure Profiles in Elastohydrodynamically Lubricated Line Contacts*. *ASME Journal of Tribology*, 1986, vol. 108, n° 4, pp. 551-556.
- [23] Couhier F. – *Modélisation du contact Elastohydrodynamique Cylindre/Plan : Influence des Rugosités de Surface sur les Mécanismes de Lubrification*. *Thèse de Doctorat, I. N. S. A. de Lyon*, 1996, 150 p.
- [24] Venner C. H., Lubrecht A. A. – *Numerical Simulation of a Transverse Ridge in a Circular EHL Contact Under Rolling/Sliding*. *ASME Journal of Tribology*, 1994, vol. 116, n°4, pp. 751-761.
- [25] Venner C. H., Lubrecht A. A. – *Transient Analysis of Surface Features in an EHL Line contact in the Case of Sliding*. *ASME Journal of Tribology*, 1994, vol. 116, n°2, pp. 186-193.
- [26] Venner C. H. – *Multilevel Solution of the EHL Line and Point Contact Problems*. *Thèse de Doctorat, University of Twente, Enschede, The Netherlands*, 1991, 318 p.
- [27] Cann P. M. E., Chevalier F. and Lubrecht A. A. – *Track depletion and Replenishment in Grease Lubricated Point Contact: a Quantitative Analysis*. *Elastohydrodynamic Lubrication, Proceeding of the 23 rd Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, D. Dowson et al. Editeurs, Amsterdam : Elsevier, 1997, pp. 405-413.
- [28] Chevalier F. – *Modélisation des Conditions d’Alimentation dans les Contacts Elastohydrodynamiques Ponctuels*. *Thèse Doct. Ing. : I. N. S. A. de Lyon*, 1996, 159 p.
- [29] Damiens B. – *Modélisation de la Lubrification sous-Alimenté dans les Contacts Elastohydrodynamiques Elliptiques*. *Thèse de Doctorat, I. N. S. A. de Lyon*, 2003, 133 p.
- [30] Nelias D. - *Étude du glissement dans les roulements à billes grande vitesse de turbomachine - Influence de la pollution du lubrifiant*, I. N.S.A.de Lyon et Université Lyon-I, 1989.
- [31] Hunt T. M. – *Handbook of Wear Debris Analysis and Particle Detection in Liquids*. *London : Elsevier Applied Science*, 1993, 488 p.
- [32] Akl E. S. Y. - *La Méthode Ferrographique, Morphologique, Avaries. Etude de la Séparation Morphologique des Particules dans un Contact Hertzien Lubrifié. Application aux Mécanismes d’Avaries*, I. N. S. A.de Lyon et Université Lyon-I, 1983.
- [33] Akl E. Y., Khalifa S. E., Flamand L., Berthe D. - *Investigation of Wear Debris Associated with Different Stages of Operation in EHD Contact*, *Second A.S.A.T. Conference, Caire*, 1987, pp. 671-687.

- [34] Dwyer Joyce R. S., Hamer J. C., Sayles R. S. and Ioannides E. – *Lubricant Screening for Debris Effects on Improve Fatigue and Wear Life. Proceeding of 18<sup>th</sup> Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, D. Dowson et al. Editeurs, Amsterdam: Elsevier, 1992, pp. 57-63.
- [35] Cusano C., Wedeven L. D, *The influence of surface dents and grooves on traction in sliding EHD point Contacts*, ASLE Trans. (1982) 306-310.
- [36] Wedeven L. D, Cusano C., *Elastohydrodynamic film thickness measurements of artificially produced surface dents and groove*, ASLE Trans. (1979) 369-381.
- [37] Kaneta M., Sakai T., Nishikawa H., *Optical interferometric observations of the effects of a bump on point contact EHL*, ASME J. of Tribology (1992) 779-784.
- [38] Kaneta M., Nishikawa H., *Local reduction in thickness of point contact EHL films caused by a transversely oriented moving groove and its recovery*, ASME J. of Tribology (1994) 635-639.
- [39] Kaneta M., Kanada T., Nishikawa H., *Optical interferometric observations of the effects of a moving dent on point contact EHL*, in : Dowson D. et al. (Eds.), *Proceedings of 23rd Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, Amsterdam : Elsevier, 1997, pp. 69-79.
- [40] Coulon S., Ville F., Lubrecht A. A., *Experimental investigations on rolling contact fatigue for dented surfaces using artificial defects*, 31<sup>st</sup> Leeds-Lyon symposium on tribology, Leeds, septembre 2004.
- [41] Wan G. T. Y., Spikes H. A., *The behaviour of suspended solid particles in rolling and sliding elastohydrodynamic contacts*, Tribology Trans. (1988) 12-21.
- [42] Dwyer Joyce R. S., Hamer J. C., Sayles R. S., Ioannides E., *Surface damage effects caused by debris in rolling bearing lubricants, with an emphasis on friable materials*, Mechanical Engineering Publications for the I. Mech. E. (1990) 17-24.
- [43] Cann P. M. E., Hamer J. C., Sayles R. S., Spikes H. A., Ioannides E. - *Direct Observation of Particle Entry and Deformation in Rolling EHD Contact*, in : Dowson D. et al. (Eds.), *Proceedings of 22nd Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, Amsterdam : Elsevier, 1996, pp. 127-134.
- [44] Ville F., Nelias D., *An experimental study on the concentration and shape of dents caused by spherical metallic particles in EHL contacts*, STLE Tribology Trans., (1999) 231-240.
- [45] Ai X., Lee S. C., *Effect of slide-to-roll ratio on interior stresses around a dent in EHL contacts*, Tribology Trans. (1996) 881-889.
- [46] Gupta V., Bastias P., Hann G. T., Rubin C. A., *Influence of indent geometry on repeated two-dimensional rolling contact*, ASME J. of Tribology ( 1995) 655-659.
- [47] Lowenthal S. H., Moyer D. W. – *Filtration effects on Ball Bearing Life and Condition in a Contaminated Lubricant*. ASME Journal of Lubrication Technology, vol. 101, 1979, pp. 171-179.
- [48] Lowenthal S. H., Moyer D. W., Needelman W. M. – *Effects of ultra-clean and centrifugal filtration on rolling element bearing life*. ASME Journal of Lubrication Technology, vol. 104, 1982, pp. 283-292.
- [49] Ville F. – *Pollution solide des lubrifiants, indentation et fatigue des surfaces*. Thèse de Doctorat, I. N. S. A. de Lyon, 1998, 163 p.

- [50] Coulon S. – *Prédiction de la Durée de Vie des Contacts Ponctuels Lubrifiés en Présence d'Indentations*. Thèse de Doctorat, I. N. S. A. de Lyon, 2001, 202 p.
- [51] Ville F., Nélias D. – *Influence of the Nature and Size of Solid Particles on the Indentation Features in EHL Contacts*. Tribology Series, vol. 34, 1998, pp. 399-409.
- [52] Ville F., Nélias D. – *Early Fatigue Failure Due to Dents in EHL Contacts*. Tribology Transactions, vol. 42, n° 4, 1999, pp. 795-800.
- [53] Coulon S., Ville F., Lubrecht A. A. – *An Abacus for Predicting the Rolling Contact Fatigue Life Reduction due to Debris Dent*. Tribology Series, n° 40, 28<sup>th</sup> Leeds-Lyon Symposium, 2002, pp.283-294.
- [54] Coulon S., Ville F., Lubrecht A. A. – *Effect of a Dent on the Pressure Distribution in Dry Point Contacts*. ASME Journal of Tribology, vol. 124, n° 1, 2002, pp. 220-223.
- [55] Diab Y., Coulon S., Ville F., Flamand L. – *Experimental Investigations on Rolling Contact Fatigue of Dented Surfaces using Artificial Defects : Subsurface Analyses*. Tribology Series n° 41, 29<sup>th</sup> Leeds-Lyon Symposium, pp. 359-366.
- [56] Kang Y. S., Sadeghi F., Ai X., *Debris effect on EHL contact*, ASME J. of tribology, (2000), 711-720.
- [57] Dwyer Joyce R. S., *The life cycle of a debris particle*, 31<sup>st</sup> Leeds-Lyon symposium on tribology, Leeds, septembre 2004.
- [58] De Pellegrin D. V., Stachowiak G. W., *Simulation of three-dimensional abrasive particles*. Journal of wear, 2005, pp. 208-216.
- [59] Clarke T. R., Miller G. R., Keer L. M., Cheng H. S. – *The Role of Near Surface Inclusions in the Pitting of Gears*. ASLE Trans., 1985, vol. 28, pp. 111-116.
- [60] Dyson A. – *Scuffing: A Review, Part I*. Tribology International, vol. 8, n° 2, 1975, pp. 77-87.
- [61] Dyson A. – *Scuffing: A Review, Part II*. Tribology International, vol. 8, n° 3, 1975, pp. 117-122.
- [62] Tallian T. E. – *Fatigue par Contact Roulant*. La Revue des Roulements, 1984, n° 217, pp. 5-13.
- [63] Aublin M., Boncompain R., Boulaton M, Caron D., Jeary E., Lacage B., Rea J. – *Systèmes Mécaniques : Théorie et Dimensionnement*. Dunod, 1998, Paris.
- [64] Norme NF E23-014, *Usure et défauts des dentures-Terminologie*. Mars 2006.
- [65] Block H. – *Seizure Delay Method for Determining the Protection against Scuffing Afforded Extreme Pressure Lubricant*. J. Soc. Auto. Eng., 1939, vol.44, n° 5, pp. 193-210.
- [66] Cutiongco E. C., Chung Y. W. – *Prediction of Scuffing Failure Based on Competitive Kinetics of Oxyde Formation and Removal: Application to Lubricated Sliding of AISI 52100 Steel on Steel*. Tribology Transactions, 1994, vol. 37, n°3, pp.622-628.
- [67] Dyson A. – *Elastohydrodynamic Lubrication of Rough Surfaces with Lay in the Direction of Motion*. Proceeding of 4<sup>th</sup> Leeds-Lyon Symposium on Tribology, 1977, pp. 201-209.
- [68] Dyson A. – *The Failure of Elastohydrodynamic Lubrication of Circumferentially Ground Rough Discs*. Proc. Inst. Mech. Engrs., vol. 190, n° 1, 1976, pp. 52-76.

- [69] Nelias D., Nasarre F., Flamand L. – *Scuffing at very High Speed and Low Normal Load: An Experimental Investigation*. Proc. Int. Tribology Conferences, Yokohama, Japan, 1995, pp. 187-192.
- [70] Henriot G. – *Engrenages : Conception, Fabrication et Mise en oeuvre*. 7<sup>ème</sup> Edition, Dunod, 1999, Paris.
- [71] Dufailly J. - *Calcul de la capacité de charge des engrenages cylindriques de transmission de puissance présentation et analyse des méthodes I.S.O. 6336*, Ellipses, 1998, Paris (France).
- [72] Ressource électronique : [www.xtek.com/pdf/wp-gear-failures.pdf](http://www.xtek.com/pdf/wp-gear-failures.pdf)
- [73] Flamand L. – *Fatigue des Surfaces*. Technique de L'ingénieur, BM 5055, 1993.
- [74] Fernandes P. J. L., McDuling C. - *Surface contact fatigue failures in gears*, Engineering Failure Analysis, vol. 4, n° 2, 1997, pp. 99-107.
- [75] Szwarcman M. – *Eléments de machine*, Tec et Doc, Lavoisier, 1983.
- [76] Cornet A., Deville J. P. – *Physique et ingénierie des surfaces*, EDP Sciences, 1998, France.
- [77] Flodin A. - *Wear Investigation of Spur Gear Teeth*, Tribotest Journal, vol. 7(1), 2000, pp.45-60
- [78] NFA 35-552, *Non Alloyed and Alloyed Heat Treated Special Structural Steels-Grades, Semi Products, Bars and Wire Rods (E)*, 1986.
- [79] NFA 35-553, *Non Alloyed and Alloyed Heat Treated Special Structural Steels-Hot rolled Strip*, 1987.
- [80] Ressource électronique : <https://fr.wikipedia.org> (Microscopie électronique à balayage).

## ANNEXES

## ANNEXE I

### EXPRESSION DE LA VITESSE DE GLISSEMENT EN FONCTION DE L'ANGLE DE ROULEMENT DU PIGNON $\theta_1$

La vitesse de glissement théorique dans un engrenage parallèle à denture droite, suivant la position du point de contact sur la ligne d'action, se traduit généralement par la formule suivante :

$$v_g = w_2 - w_1 = (\omega_1 \pm \omega_2).d \quad (\text{A-1})$$

Ou :

$w_1$  et  $w_2$  : les vitesses relatives instantanées du pignon et de la roue respectivement ;

$\omega_1$  et  $\omega_2$  : les vitesses angulaires du pignon et de la roue respectivement ;

$d$  : distance du point de contact au point primitif.

D'après la (Fig. a-1), La distance  $d$  s'exprime par :

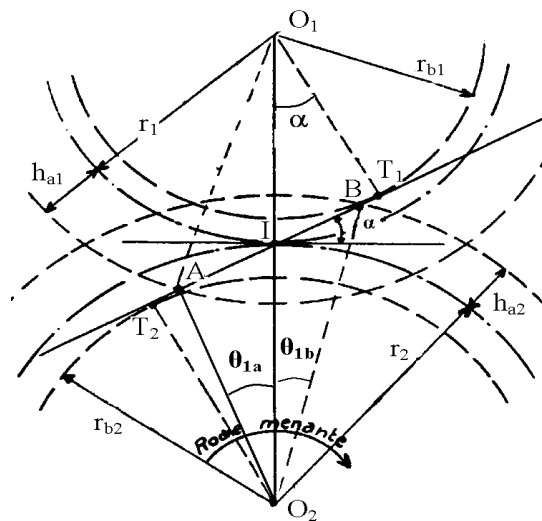


Fig. a-1 Contact entre dentures d'engrenages [70]

$$d = BI = T_2B - T_2I \quad (\text{A-2})$$

Avec :

$$T_2B = r_{a2} \cdot \sin(\alpha + \theta_1) \quad (\text{A-3})$$

$$T_2I = r_2 \cdot \sin \alpha \quad (\text{A-4})$$

De la (Fig. a-1), on peut déduire que :

$$\cos(\alpha + \theta_1) = \frac{r_{b2}}{r_{a2}} \Rightarrow r_{a2} = \frac{r_{b2}}{\cos(\alpha + \theta_1)} \quad (\text{A-5})$$

En remplaçant (A-5) dans (A-3), on aura :

$$T_2B = r_{b2} \cdot \frac{\sin(\alpha + \theta_1)}{\cos(\alpha + \theta_1)} \quad (\text{A-6})$$

Il vient donc :

$$d = BI = r_{b2} \cdot \left[ \frac{\sin(\alpha + \theta_1)}{\cos(\alpha + \theta_1)} \right] - r_2 \cdot \sin \alpha \quad (\text{A-7})$$

De plus, on a:

$$r_{b2} = r_2 \cdot \cos \alpha \quad (\text{A-8})$$

$$\sin(\alpha + \theta_1) = \sin \alpha \cdot \cos \theta_1 + \sin \theta_1 \cdot \cos \alpha \quad (\text{A-9})$$

$$\cos(\alpha + \theta_1) = \cos \alpha \cdot \cos \theta_1 - \sin \alpha \cdot \sin \theta_1 \quad (\text{A-10})$$

$$\cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha = 1 \quad (\text{A-11})$$

En tenant compte de (A-8, A-9, A-10 et A-11), l'équation (A-7) après simplification prend la forme suivante:

$$d = BI = \frac{r_2 \cdot \sin \theta_1}{\cos(\alpha + \theta_1)} \quad (\text{A-12})$$

Il vient finalement :

$$v_g = (\omega_1 \pm \omega_2) \cdot \frac{r_2 \cdot \sin \theta_1}{\cos(\alpha + \theta_1)} \quad (\text{A-13})$$

La vitesse de glissement  $v_g$ , en tenant compte de ( $d = BI$ ), s'exprime également par :

$$v_g = (\omega_1 \pm \omega_2) \cdot \frac{r_1 \cdot \sin \theta_1}{\cos(\alpha + \theta_1)} \quad (\text{A-14})$$

## ANNEXE II

### CALCUL DES RAYONS DE COURBURES ET DES VITESSES DE GLISSEMENT AUX POINTS REMARQUABLES D'ENGRENEMENT

L'engrenage pris comme exemple dans la partie de simulation possède les caractéristiques suivantes :

$$z_1 = 33$$

$$z_2 = 38$$

$$m = 3,5\text{mm}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

Alors :

$$r_1 = m.z_1 = 115,5\text{mm}, \quad r_2 = m.z_2 = 133\text{mm} \quad \text{et} \quad P_b = \pi.m.\cos\alpha = 10,327\text{mm}$$

De plus,  $AC = BD = P_b$  (Fig. a-2) et  $h_a = h_{a1} = h_{a2} = m$ .

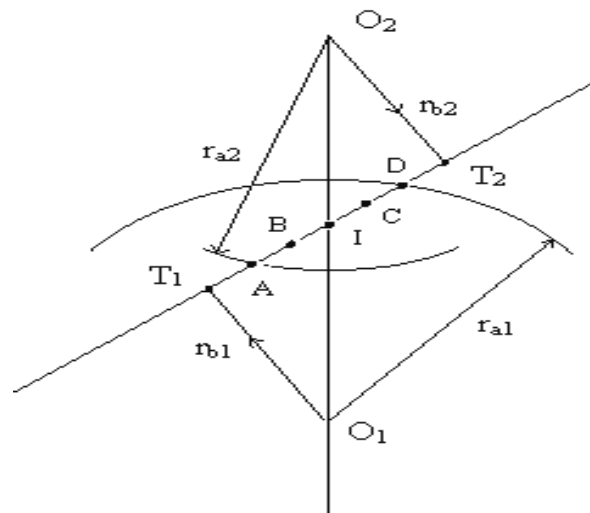


Fig. a-2 Points remarquables de l'engrènement

A) Le calcul du rayon de courbure réduit, aux points remarquables d'engrènement, se fait à l'aide de la formule suivante :

$$R_x = \left( \frac{1}{R_{xp}} + \frac{1}{R_{xg}} \right)^{-1}$$

Avec :

$R_{xp}$  et  $R_{xg}$  : rayons de courbure des profils conjugués pour le pignon et la roue respectivement.

Aux points remarquables d'engrènement (Fig. a-2), le calcul de  $R_{xp}$  et  $R_{xg}$  donne :

- Au point A :

$$R_{xp1} = T_1A = T_1I - AI = T_1I - (AT_2 - IT_2) = r_1 \cdot \sin \alpha - (\sqrt{(r_2 + h_{a2})^2 - r_2^2 \cdot \cos^2 \alpha} - r_2 \cdot \sin \alpha)$$

$$\text{Avec: } h_a = m$$

$$R_{xp1} = 10.93882 \text{ mm}$$

$$R_{xg1} = AT_2 = AI + IT_2 = (\sqrt{(r_2 + h_{a2})^2 - r_2^2 \cdot \cos^2 \alpha})$$

$$R_{xg1} = 31.53652 \text{ mm}$$

$$D'ou: R_x = 8.121710 \text{ mm}$$

- Au point I :

$$R_{xp3} = T_1I = r_1 \cdot \sin \alpha$$

$$R_{xp3} = 19.74206 \text{ mm}$$

$$R_{xg3} = T_2I = r_2 \cdot \sin \alpha$$

$$R_{xg3} = 22.73328 \text{ mm}$$

$$D'où : R_x = 10.56617 \text{ mm}$$

- Au point B:

$$R_{xp2} = T_1B = T_1I - BI = T_1I - (BD - DI) = T_1I - [P_b - (T_1D - T_1I)] =$$

$$= r_1 \cdot \sin \alpha - (P_b - [\sqrt{(r_1 + h_{a1})^2 - r_1^2 \cdot \cos^2 \alpha} - r_1 \cdot \sin \alpha])$$

$$R_{xp2} = 18.06663 \text{ mm}$$

$$R_{xg2} = T_2B = T_1T_2 - R_{x1} = (r_1 + r_2) \cdot \sin \alpha - R_{x1}$$

$$R_{xg2} = 24.40871 \text{ mm}$$

$$D'où : R_x = 10.38210 \text{ mm}$$

- Au point C :

$$R_{xp4} = T_1C = T_1I + IC = T_1I + (AC - AI) = r_1 \cdot \sin \alpha + (P_b - [\sqrt{(r_2 + h_{a2})^2 - r_2^2 \cdot \cos^2 \alpha} - r_2 \cdot \sin \alpha])$$

$$R_{xp4} = 21.26671 \text{ mm}$$

$$R_{xg4} = T_2C = T_1T_2 - R_{x1} = (r_1 + r_2) \cdot \sin \alpha - R_{x1}$$

$$R_{xg4} = 74.65317 \text{ mm}$$

$$D'où : R_x = 10.61882 \text{ mm}$$

- Au point D :

$$R_{xp5} = T_1D = T_1I + ID = T_1I + (T_1D - T_1I) = (\sqrt{(r_1 + h_{a1})^2 - r_1^2 \cdot \cos^2 \alpha})$$

$$R_{xp5} = 28.39452 \text{ mm}$$

$$R_{xg5} = T_2D = T_1T_2 - R_{x1} = (r_1 + r_2) \cdot \sin \alpha - R_{x1}$$

$$R_{xg5} = 14.08082 \text{ mm}$$

D'où :  $R_x = 9.412949 \text{ mm}$

B) Le calcul des vitesses de glissement, aux points remarquables d'engrènement, est donné par le système d'équations suivant :

$$\left. \begin{aligned} V_{sA} &= |V_{rpA} - V_{rgA}| \\ V_{sB} &= |V_{rpB} - V_{rgB}| \\ V_{sI} &= 0. \\ V_{sC} &= |V_{rpC} - V_{rgC}| \\ V_{sD} &= |V_{rpD} - V_{rgD}| \end{aligned} \right\} \quad \text{(I)}$$

Les vitesses d'entraînement  $V_r$ , aux points remarquables d'engrènement, sont données par les formules suivantes :

- Pour le pignon :

$$\left. \begin{aligned} V_{rpA} &= \omega_1 \cdot T_1 A \\ V_{rpB} &= \omega_1 \cdot T_1 B \\ V_{rpI} &= \omega_1 \cdot T_1 I \\ V_{rpC} &= \omega_1 \cdot T_1 C \\ V_{rpD} &= \omega_1 \cdot T_1 D \end{aligned} \right\} \quad \text{(II)}$$

- Pour la roue :

$$\left. \begin{aligned} V_{rgA} &= \omega_2 \cdot T_2 A \\ V_{rgB} &= \omega_2 \cdot T_2 B \\ V_{rgI} &= \omega_2 \cdot T_2 I \\ V_{rgC} &= \omega_2 \cdot T_2 C \\ V_{rgD} &= \omega_2 \cdot T_2 D \end{aligned} \right\} \quad \text{(III)}$$

En remplaçant le système d'équations (II) dans le système (III), le glissement en chaque point prend les valeurs suivantes :

$$v_A = 4,579386 \text{ m/s.}$$

$$v_B = 0,8715463 \text{ m/s.}$$

$$v_I = 0.$$

$$v_C = 0,7931137 \text{ m/s.}$$

$$v_D = 4,500952 \text{ m/s.}$$

## TABLE DES FIGURES

TABLE DES FIGURES

*Fig. 1* Caractéristiques d'un engrenage.....11

*Fig. 2* Principe d'engrènement.....12

*Fig. 3* Paramètres d'engrènement.....13

*Fig. 4* Géométrie du contact.....14

*Fig. 5* Film d'huile et pression dans un contact EHD.....15

*Fig. 6* Comportement des particules fragiles.....21

*Fig. 7* Comportement des particules céramiques-durs.....22

*Fig. 8* Comportement des particules ductiles.....22

*Fig. 9* Courbe d'usure.....23

*Fig. 10* Grippage.....32

*Fig. 11* Piqûres.....33

*Fig. 12* Piqûres catastrophiques dans un engrenage.....34

*Fig. 13* Usure normale d'un pignon.....34

*Fig. 14* Usure exagérée.....35

*Fig. 15* Aspect poli miroir.....35

*Fig. 16* Broutage.....36

*Fig. 17* Ecaillage.....37

*Fig. 18* Ecaillage sévère avec effondrement.....37

*Fig. 19* Pignon totalement écaillé.....37

*Fig. 20* Micro Ecaillage.....38

*Fig. 21* Rupture par surcharge instantanée.....39

*Fig. 22* Rupture de fatigue.....40

*Fig. 23* Rupture par concentration de contraintes.....40

*Fig. 24* Criques de rectification.....41

*Fig. 25* vitesse de glissement.....42

*Fig. 26* Contact entre dentures.....43

*Fig. 27* variation du glissement en fonction de l'angle de roulement du pignon.....45

*Fig. 28* Variation de la vitesse de glissement en fonction de l'angle de roulement du pignon Pour  $\alpha = 20^\circ$  (engrenage 1).....47

<i>Fig. 29 Evolution de la vitesse du glissement en fonction de l'angle de roulement du pignon pour <math>z_1=32, z_2=55</math> et <math>\alpha =20^\circ</math> (engrenage 2).....</i>	48
<i>Fig. 30 Evolution de la vitesse du glissement en fonction de l'angle de roulement du pignon pour <math>z_1=z_2=55</math> et <math>\alpha =20^\circ</math> (engrenage 3).....</i>	48
<i>Fig. 31 Evolution de la vitesse du glissement en fonction de l'angle de roulement du pignon pour <math>z_1=16, z_2=24</math> et <math>\alpha =15^\circ</math> (engrenage 4).....</i>	49
<i>Fig. 32 Evolution de la vitesse du glissement en fonction de l'angle de roulement du pignon pour <math>z_1=16, z_2=24</math> et <math>\alpha =25^\circ</math> (engrenage 5).....</i>	50
<i>Fig. 33 Evolution de la vitesse du glissement en fonction de l'angle de roulement du pignon pour <math>z_1=16, z_2=24, \alpha =20^\circ</math> et <math>m=2</math> mm.....</i>	51
<i>Fig. 34 Evolution de la vitesse du glissement en fonction de l'angle de roulement du pignon pour <math>z_1=16, z_2=24, \alpha =20^\circ</math> et <math>m=6</math> mm.....</i>	51
<i>Fig. 35 Influence de l'angle de pression.....</i>	53
<i>Fig. 36 Points remarquables d'engrènement.....</i>	57
<i>Fig. 37 Evolution de l'usure dans le pignon après 15 cycles de fonctionnement (<math>W = 300</math> N).....</i>	61
<i>Fig. 38 Evolution de l'usure dans le pignon après 15 cycles de fonctionnement (<math>W = 1000</math> N).....</i>	62
<i>Fig. 39 Evolution de l'usure dans le pignon après 15 cycles de fonctionnement (<math>W = 10000</math> N).....</i>	62
<i>Fig. 40 Evolution de l'usure dans le pignon après 15 cycles de fonctionnement (<math>W = 50000</math> N).....</i>	63
<i>Fig. 41 Evolution de l'usure dans la roue après 15 cycles de fonctionnement (<math>W = 300</math> N).....</i>	63
<i>Fig. 42 Evolution de l'usure dans la roue après 15 cycles de fonctionnement (<math>W = 1000</math> N).....</i>	64
<i>Fig. 43 Evolution de l'usure dans la roue après 15 cycles de fonctionnement (<math>W = 10000</math> N).....</i>	64
<i>Fig. 44 Evolution de l'usure dans la roue après 15 cycles de fonctionnement (<math>W = 50000</math> N).....</i>	65
<i>Fig. 45 Evolution de la pression au point A.....</i>	66
<i>Fig. 46 Evolution de la pression au point B.....</i>	66
<i>Fig. 47 Evolution de la pression au point I.....</i>	66

<i>Fig. 48 Evolution de la pression au point C.....</i>	<i>67</i>
<i>Fig. 49 Evolution de la pression au point D.....</i>	<i>67</i>
<i>Fig. 50 Usure totale aux points remarquables d'engrènement .....</i>	<i>68</i>
<i>Fig. 51 Dispositif expérimental à engrenage.....</i>	<i>70</i>
<i>Fig. 52 Composition chimique du sable.....</i>	<i>72</i>
<i>Fig. 53 Morphologie du sable.....</i>	<i>72</i>
<i>Fig. 54 Points remarquables de l'engrènement.....</i>	<i>74</i>
<i>Fig. 55 Evolution du rayon de courbure <math>R_x</math> aux points remarquables d'engrènement.....</i>	<i>75</i>
<i>Fig. 56 Evolution de la vitesse d'entraînement <math>(U_1+U_2)</math> aux points remarquables de l'engrènement.....</i>	<i>76</i>
<i>Fig. 57 Evolution de la vitesse de glissement <math>(U_1-U_2)</math> aux points remarquables d'engrènement.....</i>	<i>76</i>
<i>Fig. 58 Evolution de la charge <math>W</math> aux points remarquables d'engrènement.....</i>	<i>77</i>
<i>Fig. 59 Evolution de l'épaisseur du film d'huile <math>h_m</math> aux points remarquables d'engrènement.....</i>	<i>77</i>
<i>Fig. 60 Evolution de la pression <math>P</math> aux points remarquables d'engrènement.....</i>	<i>78</i>
<i>Fig. 61 Evolution du glissement spécifique aux points remarquables d'engrènement.....</i>	<i>78</i>
<i>Fig. 62 Pied à module.....</i>	<i>79</i>
<i>Fig. 63 Endroits de mesure.....</i>	<i>79</i>
<i>Fig. 64 Microscope à Balayage Electronique (MEB).....</i>	<i>80</i>
<i>Fig. 65 Perte de côte dans le pignon .....</i>	<i>81</i>
<i>Fig. 66 Perte de côte dans la roue.....</i>	<i>81</i>
<i>Fig. 67 Perte de côte en fonction du taux de glissement.....</i>	<i>81</i>
<i>Fig. 68 Evolution de la distance de glissement en fonction du nombre de cycles dans le pignon.....</i>	<i>83</i>
<i>Fig. 69 Evolution de la distance de glissement en fonction du nombre de cycles dans la roue.....</i>	<i>83</i>
<i>Fig. 70 Perte de côte aux points d'engrènement (D, I et A) dans le pignon .....</i>	<i>84</i>
<i>Fig. 71 Perte de côte aux points d'engrènement (D, I et A) dans la roue.....</i>	<i>84</i>
<i>Fig. 72 Image SEM (Aspect de la denture avant fonctionnement).....</i>	<i>84</i>
<i>Fig. 73 Image SEM au niveau du primitif (Aspect après fonctionnement).....</i>	<i>84</i>

*Fig. 74 Image SEM au niveau du pied (Aspect après fonctionnement).....85*

*Fig. 75 Image SEM au niveau de la tête (Aspect après fonctionnement).....85*

*Fig. 76 Evolution de la température au pied de denture avec  
et sans pollution.....86*

*Fig. 77 Evolution de la rugosité des dentures avant et après fonctionnement.....86*

## LISTE DES TABLEAUX

## LISTE DES TABLEAUX

<i>Tableau 1 Types de particules polluantes présentes dans les turbines aéronautiques.....</i>	<i>18</i>
<i>Tableau 2 Classification des particules polluantes selon la forme.....</i>	<i>19</i>
<i>Tableau 3 Classification des particules polluantes selon Akl et Kalifha .....</i>	<i>20</i>
<i>Tableau 4 Origines et localisation des défauts.....</i>	<i>29</i>
<i>Tableau 5 Caractéristiques géométriques et de fonctionnement des engrenages 2 et 3.....</i>	<i>47</i>
<i>Tableau 6 Caractéristiques géométriques et de fonctionnement des engrenages 4 et 5.....</i>	<i>49</i>
<i>Tableau 7 Caractéristiques géométriques et de fonctionnement des engrenages 6 et 7.....</i>	<i>50</i>
<i>Tableau 8 Données de simulation.....</i>	<i>59</i>
<i>Tableau 9 Paramètres d'engrènement.....</i>	<i>60</i>
<i>Tableau 10 Paramètres d'engrènement.....</i>	<i>60</i>
<i>Tableau 11 Caractéristiques géométriques et mécaniques des roues dentées.....</i>	<i>70</i>
<i>Tableau 12 Composition chimique de l'engrenage.....</i>	<i>71</i>
<i>Tableau 13 Caractéristiques rhéologiques du lubrifiant.....</i>	<i>72</i>
<i>Tableau 14 Estimation de la sévérité du contact.....</i>	<i>74</i>
<i>Tableau 15 Calcul de la distance de glissement.....</i>	<i>82</i>