

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 2004

Département génie mécanique.

MEMOIRE

Présenté en vue de l'obtention du diplôme de Magister

Effet du Lubrifiant Pollué Sur le Glissement et l'Usure D'un Engrenage

Option

Mécanique de la Rupture

Par

Mohamed Rafik SARI

DIRECTEUR DE MEMOIRE : Ammar HAIHEM

M. C.

U. Annaba

DEVANT LE JURY

PRESIDENT :

Bachir MERZOUG

Pr.

U. Annaba

EXAMINATEUR:

Abdelaziz M. BOUCHELACHEM

M. C.

U. Annaba

EXAMINATEUR:

Ali HADDOUCHE

M. C.

U. Annaba

Résumé

Aujourd'hui, il est bien connu que la présence des particules polluantes dans l'huile de lubrification est inévitable. En effet, ces particules indésirables peuvent endommager les surfaces et conduire à la dégradation rapide des éléments de machines.

L'objectif principal de cette étude est de montrer l'effet de la présence des particules solides de sable dans le lubrifiant sur le comportement à l'usure des contacts élasto-hydrodynamiques roulants-glissants. Le contact entre dentures d'engrenages a été considéré.

Par ailleurs, il est bien établi que l'engrènement entre dentures d'engrenages n'est pas un roulement pur. Ce dernier est accompagné d'un glissement relatif. Dans un premier temps, le glissement a été étudié théoriquement. En effet, cette partie d'étude concerne l'influence des paramètres géométriques de l'engrenage sur l'intensité de la vitesse de glissement.

Expérimentalement, nous montrons l'effet de la combinaison "glissement-pollution solide" sur l'usure d'un engrenage droit. Les résultats montrent que l'usure la plus élevée se manifeste dans les zones à fort taux de glissement (Pied et Tête de denture), tandis que l'usure la plus faible se produit au niveau de la zone primitive (zone de roulement pur). Finalement, on peut conclure que l'usure des roues dentées est fortement accélérée avec la présence des particules de sable dans le lubrifiant.

Mots clés : Contact - Glissement - Pollution solide - Lubrification - Usure.

Abstract

Nowadays, it is well known that the presence of solid particles in lubricant oil is inevitable. In fact, these undesirable particles can damage surfaces and lead to the fast degradation of machine elements.

The main aim of this work is to visualize the effect of sand particles on the wear behaviour in an EHL rolling-sliding contact. To achieve this goal, the contact between gear teeth is considered.

Moreover, it is well established that the meshing between gear teeth is not a pure rolling. The rolling is accompanied by a relative sliding. As a first step, the sliding phenomenon in gear mechanisms has been studied theoretically. In fact, this part of study concerns the effect of the geometrical parameters on the relative sliding intensity.

Experimentally, we show the effect of the combination "Sliding speed - Solid contamination" on the wear of spur gear. Results show that the highest wear is observed in zones which represents a high rate of sliding (Foot and Tip), however the lowest wear occurs on the level of pitch diameter zone. Finally, we can conclude that the gear wear is highly accelerated with the presence of sand particles in lubricant oil.

Keywords : Contact - Sliding - Solid contamination - Lubrication - Wear

ملخص

في هذه الأيام، من المعروف جيدا انه من غير الممكن تفادي تواجد الجسيمات الملوثة في زيوت التشحيم. هذه الجسيمات الغير مرغوب في تواجدها تتسبب في أضرار جسيمة على مستوى الأسطح المتلامسة وتؤدي إلى الانهيار السريع لمكونات الآلات.

الهدف الرئيسي من هذه الدراسة يتمثل في توضيح الآثار الناجمة عن تواجد جسيمات الرمل الصلبة في زيوت التشحيم على ظاهرة تآكل المتلامسات الالستوهيدرو ديناميكية. في هذه المذكرة، التلامس بين أسنان العجلات المسننة المستقيمة خص بالدراسة.

من جهة أخرى،فانه أيضا من المعروف بان التعشيق في المسننات لايمثل حركة دورانية خالصة. إن الحركة الدورانية في هذا النوع من الميكانيزمات مصحوبة بحركة انزلاقية.

في بادئ الأمر قمنا بدراسة نظرية لسرعة الانزلاق، حيث تم توضيح وبصفة مفصلة تأثير المكونات الهندسية للمسنن على شدة سرعة الانزلاق.

في القسم التجريبي قمنا بدراسة التأثير المباشر لسرعة الانزلاق والتلوث الصلب على ظاهرة تآكل المسننات المستقيمة. النتائج المتحصل عليها تبين بوضوح بان التآكل يكون جد مرتفع في الأماكن ذات سرعة انزلاق معتبرة (قدم ورأس المسنن)، بينما التآكل يكون بدرجة اقل على مستوى المنطقة التي تمثل حركة دورانية (منتصف المسنن). وأخيرا فانه يمكن استخلاص بان تواجد الجسيمات الصلبة الملوثة بين أسنان العجلات المسننة قد يؤدي إلى تآكل سريع للأسنان

الكلمات المفتاحية: التلامس، الانزلاق، التلوث الصلب، التشحيم، التآكل

REMERCIEMENTS

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

*Je remercie beaucoup mon encadreur monsieur le Dr Ammar HAIAHEM pour
m'avoir guidé avec sérénité et trouve ici l'expression de ma gratitude pour
l'aide qu'il m'a apporté afin de réaliser ce travail de mémoire dans les
meilleures conditions. Je lui rend hommage en disant :*

"Vous êtes un grand monsieur"

- Mes remerciement vont aussi à:

- . Mr HAIAHEM ALI : Technicien.*
- . Mr MESSAADIA Hocine : Ingénieur de labo.*
- . Mr TOUHAMI A. Cherif : Tourneur.*
- . Mr REFFES Kamel dit Djamel : Technicien.*
- . Mr Zita Mohamed : Ingénieur de labo.*
- . M^{lle} MECHERI Ounassa : Ingénieur de labo (Département de génie civil).*

Pour l'aide qui m'ont fournies pour aboutir à réaliser mes expériences.

*Mes remerciements vont aussi à l'ensemble des enseignants pour leurs
dévouements, conseils et critiques pour le bon déroulement des études.*

DEDICACES

Je dédie mon simple travail :

A ma mère signe de tendresse et qui a sacrifiée toute sa vie pour mon bien dont je ne peux jamais oublier ses sacrifices.

A mon père qui n'a jamais ménagé d'efforts pour mon éducation, et qui a toujours fait beaucoup de sacrifices pour mon bien. Je te dis mon cher père, ce n'est qu'un grain de ta récolte que t'as trop souffert à semer.

A mes chers frères et sœurs : SAMIR, REDA, BILLEL, NADIA et NAOUEL.

A toute la promotion de Magister "mécanique de la rupture"

A tous mes amis, plus particulièrement mes très chers amis : Smaine Makhlouf, Foughali Abderrahmane et Djamel Lahkiri.

A tous ce que j'aime.

M^{ed} Rafik SARI

SOMMAIRE

Notations utilisées.....	1
Introduction générale.....	3
Revue Bibliographique.....	5
 <u>Chapitre I – Etude théorique et connaissances associées</u>	
I .1 Généralités.....	7
I .2 Profil en développante de cercle.....	7
I .2.1 Définition.....	7
I .2.2 Intérêt du profil en développante de cercle.....	8
I .3 Différents types d’engrenages.....	8
I .3.1 Engrenages à axes parallèles.....	8
I .3.2 Engrenages à axes concourants.....	8
I .3.3 Engrenages à axes quelconques	9
I .4 Etude des engrenages parallèles.....	9
I .4.1 Engrenages parallèles à dentures droites.....	9
I .4.1.a Définition.....	9
I .4.1.b Caractéristiques des dentures.....	10
I .4.1.c Etude de l’engrènement.....	11
I .4.1.d Efforts sur les dentures.....	13
I .4.2 Engrenages parallèles à dentures hélicoïdales.....	13
I .4.2.a Définition.....	13
I .4.2.b Grandeurs fondamentales.....	14
I .4.2.c Efforts sur les dentures.....	15
I .4.3 Comparaison entre les engrenages parallèles droits et hélicoïdaux.....	15
I .5 Interférence d’engrènement et correction de denture.....	16
I .5.a Interférence théorique.....	16
I .5.b Correction de denture.....	17
I .6 Lubrification des engrenages	17
I .7 Paramètres influant sur la forme de la dent.....	17
I .7.1 Influence du coefficient de déport.....	18
I .7.2 Influence du nombre de dents.....	19
I .7.3 Influence de l'angle de pression.....	20
I .8 Méthodes de dimensionnement des engrenages.....	21
I .8.1 Dimensionnement à la rupture par fatigue.....	21
I .8.2 Dimensionnement à la pression superficielle.....	21
I .9 Calcul des engrenages parallèles à dentures droites.....	22
I .9.1 Calcul à la flexion.....	22
I .9.1.1 Méthode de Lewis	22
I .9.1.2 Contrainte maximale à la flexion.....	23
I.9.2 Calcul au contact.....	23
 <u>Chapitre II – Etude du glissement dans les engrenages parallèles</u>	
II.1 Introduction.....	26
II.2 Expression de la vitesse de glissement.....	28
II.3 Glissement relatif total.....	29
II.4 Glissement spécifique.....	30

II.5 Equilibrage du glissement spécifique maximum	30
II.6 Influence des paramètres de fonctionnement sur le glissement dans un engrenage droit extérieur.....	31
II.6.1 Expression de la vitesse de glissement en fonction des paramètres géométriques (α , Z et x).....	31
II.6.2 Traitement numérique.....	33
II.6.3 Résultats et discussion.....	34
II.6.4 Construction d'abaques.....	35
II.7 Influence des paramètres de fonctionnement sur le rendement d'un engrenage droit.....	38
II.7.1 Expression du rendement d'un engrenage droit.....	38
II.7.2 Expression du rendement en fonction des paramètres géométriques de fonctionnement	39
II.7.3 Traitement numérique.....	40
II.7.4 Résultats et discussion.....	41
II.7.4.1 Influence du nombre de dents.....	41
II.7.4.2 Influence de l'angle de pression.....	44
II.8 Conclusion.....	46

Chapitre III – Dégradation des engrenages et effet du glissement

III.1 Introduction.....	48
III.2 Origines des défaillances des systèmes à engrenages.....	48
III.3 Différents types de détérioration des dentures d'engrenages.....	48
III.3.1 Détériorations superficielles.....	49
III.3.1.a Grippage et micro-grippage	49
III.3.1.b Défaut répartis sur toutes les dents.....	50
III.3.1.b.1 Piqûres.....	50
III.3.1.b.2 Usure des dentures.....	53
III.3.1.c Défauts localisés.....	53
III.3.1.c.1 Fatigues superficielles.....	53
- Ecaillage.....	54
- Micro-écaillage.....	55
III.3.2 Détériorations par rupture.....	55
III.3.2.a Ruptures par surcharge instantanée.....	55
III.3.2.b Ruptures de fatigue.....	56
III.3.2.b Ruptures provenant de défauts de traitement thermique.....	57
III.3.2.d Ruptures provenant de défauts de rectification.....	57
III.4 Conclusion.....	58

Chapitre IV – Essai d'usure d'un engrenage droit dans un milieu pollué

IV.1 Introduction.....	59
IV.2 Origine et nature de la pollution.....	59
IV.2.1 Types de particules polluantes.....	59
IV.3 Etude expérimentale.....	61
IV.3.1 Outils expérimentaux.....	61
IV.3.1.1 Dispositif expérimental.....	61
IV.3.1.2 Consommables.....	63
IV.3.1.2.a Roues dentées.....	63

IV.3.1.2.a.1 Matériau utilisé.....	63
IV.3.1.2.a.2 Caractéristiques géométriques.....	64
IV.3.1.3 Le lubrifiant.....	64
IV.3.1.3.1 Propriétés.....	64
IV.3.1.3.2 Domaines d'application	64
IV.3.1.3.3 Caractéristiques physico-chimiques	64
IV.3.1.4 Le polluant.....	65
IV.3.2 Procédure expérimentale.....	66
IV.3.2.1 Préparation du matériel.....	66
- Les roues dentées.....	66
- Le lubrifiant.....	66
- Le polluant.....	66
- Le dispositif d'essai.....	66
IV.3.2.2 Réalisation de l'essai d'usure.....	67
IV.3.2.3 Instrument de mesure de l'usure des dentures d'engrenages.....	67
IV.3.3. Résultats de mesure.....	67
IV.3.3.1. Visualisation graphique.....	69
IV.3.4. Interprétation des résultats.....	74
Conclusion générale.....	76
Références Bibliographiques.....	78
Annexe I: Symboles de Programmation.....	81

Notations utilisées

1	Indice désignant le pignon
2	Indice désignant la roue
a	Entraxe de fonctionnement (denture droite)
2a	Largeur d'écrasement
a'	Entraxe de fonctionnement (denture hélicoïdale)
a''	Epaisseur de la dent à l'encastrement
b''	Largeur de la dent à l'encastrement
b	Largeur de contact
c _{1,2}	Vide à fond de dent
d	Distance du point de contact au point primitif
d _{1,2} , d _{a1,2}	Diamètre primitif et de tête pour le pignon et la roue respectivement (denture droite)
d _{f1,2} , d _{b1,2}	Diamètre de pied et de base pour le pignon et la roue respectivement (denture droite)
d', d _a ', d _f '	Diamètre primitif, de tête et de pied pour une denture hélicoïdale
E _c	Module d'élasticité relatif
E _{1,2}	Module d'élasticité des deux corps en contact
f	Coefficient du frottement
F _t	Effort tangentiel
F _n	Effort normal pour une denture droite
F _{bn}	Effort normal pour une denture hélicoïdale
F _{nu}	Force par unité de longueur
F _r	Effort radial
F _x	Effort axial
g _f	Glissement relatif en période d'approche
g _a	Glissement relatif en période de retraite
g _t	Glissement relatif total
g _{s1,2}	Glissement spécifique dans le pignon et la roue
g ₁ , g ₂	Longueurs d'approche et de retraite respectivement
g _f , g _a	Longueurs d'approche et de retraite respectivement
h ₁	Profondeur de la sous couche de cisaillement
h ₁ , h ₂	Hauteur de la dent pour le pignon et pour la roue respectivement
h _{a1} , h _{a2}	Saillie de la dent pour le pignon et pour la roue respectivement
h _{f1} , h _{f2}	Creux de la dent pour le pignon et pour la roue respectivement
h''	Bras de levier de la force (F _n .sinθ)
h _{min}	Epaisseur minimale du film d'huile
i	Rapport de transmission
I _z	Moment d'inertie
K _v	Facteur de charge dynamique
m	Module
m _t	Module apparent
m _n	Module réel
M ₁	Couple moteur agissant sur le pignon
n _{1,2}	Fréquence de rotation du pignon et de la roue respectivement
P	Puissance disponible (fournie par le moteur)
p	Pas primitif
p _t	Pas (primitif) apparent
p _n	Pas (primitif) réel

Q	Composante tangentielle de l'effort F
r	Rayon primitif
$r_{1,2}$	Rayon primitif du pignon et de la roue respectivement
R_r	Rayon de courbure relatif
s	Épaisseur curviligne de la dent sur le cercle primitif
u'	Vitesse de roulement des surfaces
$u_{1,2}$	Vitesse d'entraînement instantanée pour le pignon et la roue respectivement
v	Vitesse absolue des profils
v_t	Vitesse tangentielle
v_g	Vitesse de glissement des profils en contact
$w_{1,2}$	Vitesse relative instantanée des profils pour le pignon et la roue respectivement
w_z	Charge normale
x	Coefficient de déport des dentures
$x_{1,2}$	Coefficient de déport pour le pignon et la roue respectivement
Y	Coefficient de saillie réduite
Y_s	Facteur de service
Y_v	Facteur dynamique
Y_e	Facteur de conduite
Y_F	Facteur de forme
Z	Nombre de dents
η_0	Viscosité absolue
ζ	Coefficient de piezo-viscosité.
σ_H	Contrainte de Hertz
σ_{Hmax}	Contrainte de Hertz maximale
σ_{Hlim}	Contrainte admissible
σ_E	Limite élastique
σ_C	Contrainte de cisaillement
σ_f	Contrainte de flexion
β	Angle d'hélice
α	Angle de pression
θ	Angle entre l'effort normal et l'axe de symétrie de la dent
α_n	Angle de pression réel
η	Rendement
λ	Rapport de l'épaisseur du film d'huile à la hauteur des aspérités
$\delta_{1,2}$	Déport des dentures.
$\omega_{1,2}$	Vitesses de rotation pour le pignon et la roue respectivement
Ω	Rotation instantanée
τ_m	Travail perdu par frottement par tour de roue
τ_μ	Travail fourni par le pignon
(Δ_1) et (Δ_2)	Axes de rotation
(Σ_1) et (Σ_2)	Cônes de révolution
(S_1) et (S_2)	Surfaces primitives
LR et LP	Lignes de référence et primitive de taillage respectivement
(C_0)	Cercle primitif
(C_a)	Cercle de tête
(C_b)	Cercle de base
(C_f)	Cercle de pied

INTRODUCTION GENERALE

Introduction générale

L'engrenage est un élément de précision pour les systèmes de transmission de puissance mécanique. Cet élément vital est partout présent. En effet, on le trouve dans les vélos, les voitures, les navires et les avions. La fiabilité de cet organe est très importante pour le bon fonctionnement des systèmes mécaniques.

Dans nos jours, la fiabilité et la durée de vie des engrenages progressent sans cesse. Ceci est dû essentiellement aux développements apportés dans les domaines de fabrication et de l'élaboration des matériaux. En contre partie, les exigences sont d'une proportion très élevée. Les conditions dans lesquelles fonctionnent les engrenages sont très pénibles, ce qui conduit à la dégradation rapide des surfaces en contact. En effet, des avaries de surface telles que : la fatigue (écaillage et micro-écaillage), le grippage et l'usure apparaissent notablement.

Les lubrifiants utilisés contiennent de multiples polluants même à l'état neuf. Des particules sont également introduites au cours des opérations de montage ou de maintenance. Au cours de fonctionnement, de nouvelles particules polluantes naissent. En effet, elles proviennent du milieu extérieur ou au cours de la marche du mécanisme (dégradation des surfaces). Ces particules indésirables peuvent donc endommager les surfaces et conduire à la fatigue et à l'usure des éléments de machines, voire même la mise hors service des mécanismes.

Des filtres qui jouent un rôle-clé dans la protection des mécanismes sont utilisées pour éliminer le passage des particules polluantes, malheureusement la filtration n'élimine pas complètement le problème car les particules de tailles fines arrivent à passer à travers les mailles du filtre et lorsque leur taille est supérieure à l'épaisseur du film lubrifiant, elles perturbent la séparation et indentent et rayent les surfaces. La pollution solide des lubrifiants est très importante : elle est donc un sujet d'actualité.

La présente étude tente de répondre aux questions relatives à la présence des particules solides dans l'huile de lubrification. En effet, on va essayé de voir l'effet qu'engendre la combinaison corps abrasifs-vitesse de glissement sur la dégradation des surfaces en contact. Dans cette contribution, le contact entre roues dentées a été considéré.

D'un point de vue théorique, on va essayé, en premier lieu, de donner une revue bibliographique sur les principaux travaux réalisés dans le domaine du contact mécanique entre corps solides. En second lieu, les principales études sur les effets de la pollution solide des lubrifiants sur les surfaces en contact seront décrites.

Le travail présenté dans ce mémoire s'articule essentiellement autour de quatre chapitres organisés comme suit :

Dans le premier chapitre, nous avons rappelé les principales notions fondamentales et connaissances associées concernant les engrenages parallèles à dentures droites et hélicoïdales.

Dans le second chapitre que nous avons consacré à l'étude du glissement dans les engrenages parallèles à dentures droites, nous montrons :

- D'une part, l'effet des paramètres de fonctionnement géométriques tels que : l'angle de pression, α , le nombre de dents, Z , et le coefficient de déport, x , sur la vitesse de glissement dans un engrenage droit.
- D'autre part, l'effet du glissement et les paramètres de fonctionnement géométriques sur le rendement d'un engrenage droit.

Le troisième chapitre est consacré principalement aux phénomènes de dégradation rencontrés dans les engrenages et qui sont causées par le glissement des profils et la pression superficielle du contact. Ici, nous décrivons:

- Les défauts localisés qui apparaissent au niveau du cercle primitif des engrenages : dans les endroits qui présentent des vitesses de glissement et des efforts de frottement peu élevés.
- Les défauts répartis sur toutes les dents dans le cas où les vitesses de glissement et les efforts de frottement sont nettement élevés.

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

- L'influence des particules polluantes de sable sur la dégradation des épaisseurs des dentures (perte de côtes) en fonction du nombre de cycles parcouru par les éléments de l'engrenage (Roue et Pignon).

REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

Revue Bibliographique

Au cours de ces dernières années, l'étude du contact entre corps solides a été abordée de différentes façons par plusieurs chercheurs. Parmi ces différentes études, voici une chronologie des plus récentes :

Velex et Cahouet [1] ont mené une étude qui consiste à développer un modèle mathématique pour analyser l'influence du frottement des dents (frottement de glissement) dans les engrenages dynamiques droits et hélicoïdaux. Les résultats obtenus indiquent la fameuse contribution du frottement des dents aux vibrations et bruit dans les engrenages.

Velex et Baud [2] ont développé un code spécifique visant la simulation du chargement dynamique des dents dans les systèmes à engrenages adapté d'un rotor.

Siniawskia et al. [3] ont étudié le déclenchement et le développement de l'usure des boules en acier 52100 glissant sur des disques revêtus par du carbure de bore (B_4C).

Harris et al [4] ont également contribué à l'étude de la variation des caractéristiques de surface des boules en acier 52100 glissant sur des disques revêtus par du carbure de bore (B_4C).

L'objectif du travail dirigé par Busquet et al. [5] est d'étudier le rôle des particules isolées et emprisonnées dans le contact quand une aspérité cylindrique dure glisse au dessus d'une surface douce molle.

Descartes et Berthier [6] de leur part ont étudié le frottement et l'usure des corps en contact à partir de la rhéologie et des débits du troisième corps solide issu d'un revêtement MoSx. Cette étude montre que le frottement et l'usure résultent de l'interactivité entre les environnements mécanique et physico-chimique. Ils ont pu établir qu'un fonctionnement plus stable du contact mécanique ne peut se réaliser que par la minimisation de cette interactivité, ce qui pourrait être obtenu par élaboration des revêtements pouvant produire, à partir d'un seul des premiers corps et pour un environnement mécanique donné, un troisième corps le moins sensible possible à l'environnement physico-chimique.

L'étude réalisée par Bartlemus et Zimroz [7] est principalement consacrée à l'identification des signaux provenant des défauts tels que les ruptures des dents d'engrenages ou les fissures produites dans une boîte de vitesse. Cette étude basée sur la simulation numérique et la modélisation mathématique consiste à développer un modèle permettant de mettre en œuvre l'effet de la conception, des techniques de production et du fonctionnement.

Dans un autre contexte, de multiples études ont été réalisées sur les effets de la pollution solide de la lubrification sur la dégradation des contacts EHD. En effet, ces études peuvent être classées en deux familles. La première concerne l'étude de la dégradation de tout le mécanisme et la seconde s'intéresse au contact EHD proprement dit.

Selon la littérature, la plupart des chercheurs s'intéressant au contact E.H.D. ont utilisé un dispositif bille/plan lisse ou la bille est animée d'un mouvement de rotation (mouvement de roulement pur) sur un disque dur en verre. Ce banc expérimental a été utilisé avec succès par Gohar [8] dans l'étude du contact lisse. Wedeven et Cusano [9, 10, 11] et

Kaneta et al. [12, 13, 14] ont également utilisé ce dispositif dans leurs études consistant à suivre l'évolution d'un indent dans le contact et de voir son effet sur le film séparateur.

Afin de bien décrire le comportement des particules dans le contact, plusieurs auteurs ont utilisé des techniques expérimentales plus développées. En effet, Wan et Spikes [15], dans leur étude, ont utilisé un dispositif équipé d'une caméra rapide pour décrire le comportement de toute une gamme de particules de nature diverses dans un contact EHD. Dwyer Joyce [16] a également mené une étude en utilisant des particules de tailles et de natures diverses. Il a donné une classification des particules en fonction de leur comportement dans le contact. Cann et al. [17], par la technique d'interférométrie optique, ont visualisé l'entraînement et la déformation des particules dans le contact. Cette technique donne une mesure directe de la taille des indents produits et permettra le calcul de la pression dans le contact.

Il convient également de rappeler que de nombreux auteurs sont intéressés à l'évaluation du champ de pression sous l'effet de l'indentation [18, 19, 20, 21]. Les résultats obtenus visualisent que l'indent fait considérablement augmenter les contraintes dans les massifs.

CHAPITRE I

ETUDE THEORIQUE ET CONNAISSANCES ASSOCIEES

I- Etude théorique et connaissances associées :**I-1 : Généralités :**

Les mécanismes de transmission de puissance par engrenages sont partout présents. En effet, ils sont utilisés dans une grande variété de produits industriels : boîtes de vitesses, réducteurs, renvoi d'angle, boîtier de direction, poignet de robot,etc.

Les engrenages servent à la transmission de mouvement de rotation et de moments entre des arbres dont les axes sont soit parallèles, soit perpendiculaires ou concourants.

Les avantages de la transmission par engrenage sont :

- Rapport de transmission stable ;
- Encombrement réduit ;
- Rendement très élevé ;
- Fonctionnement sécurisé et durée de vie longue.

Les inconvénients sont :

- Transmission rigide ;
- Beaucoup de bruit ;
- Coût très élevé ;
- Interchangeabilité très limitée.

D'après la forme du profil, il existe plusieurs dentures :

- Droites ;
- Hélicoïdales ;
- En chevrons ;
- En arc de cercle ;
- En spirale ;
- En développante de cercle.

I-2 : Profil en développante de cercle :**I-2-1 : Définition :**

Une développante de cercle est une courbe décrite par un point appartenant à une droite qui roule sans glisser sur un cercle (Fig. 1). C'est le profil le plus répandu.

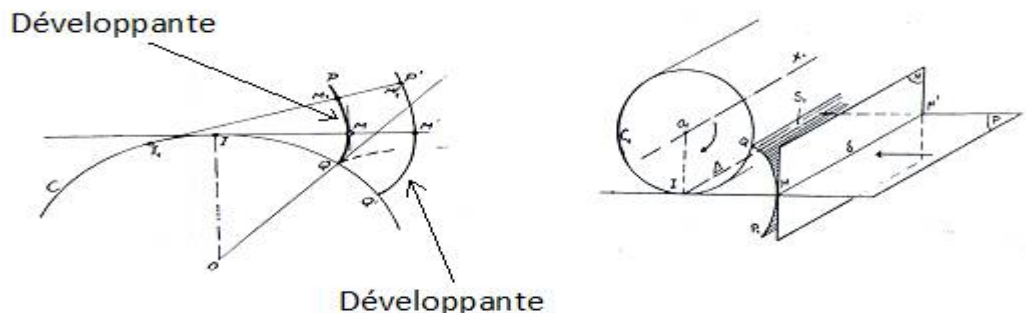


Fig. 1 Développante de cercle [38]

I-2-2 : Intérêt du profil en développante de cercle : [36]

Le profil en développante de cercle [36] permet le taillage de tout pignon d'un moule à l'aide d'une seule crémaillère de taillage.

Au cours de l'engrènement, la ligne d'action est une droite tangente aux cercles de base. Lorsque l'on néglige la résistance au glissement au contact des profils, les inter-efforts se réduisent à un glisseur constant lorsque le couple est constant, ce qui n'engendre qu'un minimum de vibrations, si l'on considère le profil indéformable.

I-3 : Différents types d'engrenages :

Les engrenages sont conçus pour transmettre un mouvement de rotation d'un arbre moteur vers un autre arbre mené. Ce transfert de mouvement s'effectue avec un rapport constant des vitesses angulaires ω_1 et ω_2 .

Selon la position des deux axes de rotation (les deux arbres), il existe trois familles d'engrenages :

I-3-1 : Engrenages à axes parallèles :

Dans ce type d'engrenages, les deux axes de rotation (Fig. 2) sont parallèles et les surfaces primitives sont des cylindres. Les circonférences des cylindres roulent sans glissement l'une sur l'autre.

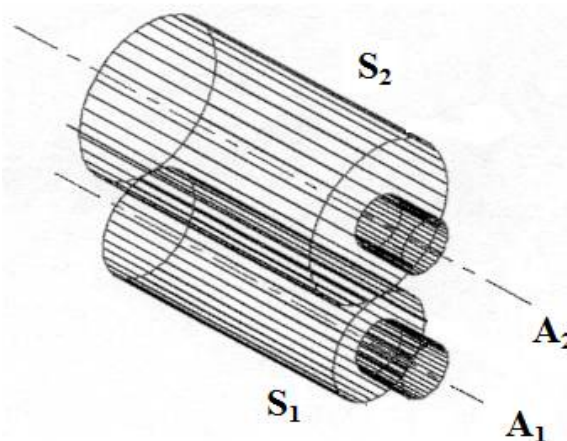


Fig. 2 Engrenage à axes parallèles

Parmi les engrenages à axes parallèles, on trouve :

- L'engrenage extérieur ;
- L'engrenage intérieur ;
- L'engrenage à crémaillère ;
- L'engrenage planétaire.

I-3-2 : Engrenages à axes concourants :

Le prolongement des axes A_1 et A_2 se coupent en un point au sommet (Fig. 3). Les surfaces primitives S_1 et S_2 sont des cônes qui roulent sans glissement l'un sur l'autre.

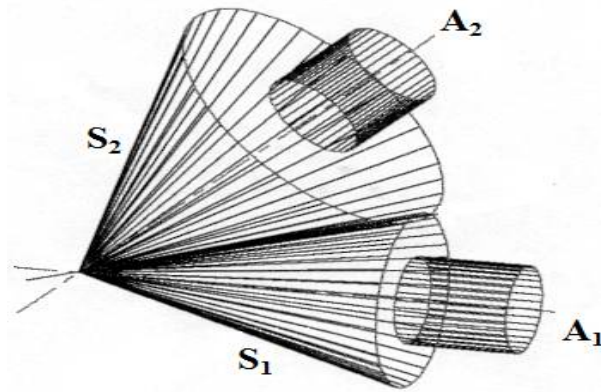


Fig. 3 Engrenage à axes concourants.

Pour cette catégorie, on distingue :

- L'engrenage intérieur ;
- L'engrenage extérieur ;
- Roue conique extérieure.
- Roue conique plane ;
- Engrenage planétaire à roues coniques.

I-3-3 : Engrenages à axes quelconques :

Les deux surfaces (Fig.4) primitives S_1 et S_2 ont la forme des hyperboloïdes (surface enveloppe d'une droite autour d'un axe) seulement si les deux axes A_1 et A_2 sont quelconques. Le mouvement de la surface S_2 par rapport à la surface S_1 est constitué à la fois d'une translation parallèle à l'axe central et d'une rotation autour de cet axe.

Ces deux surfaces ne présentent plus un roulement sans glissement au niveau du contact.

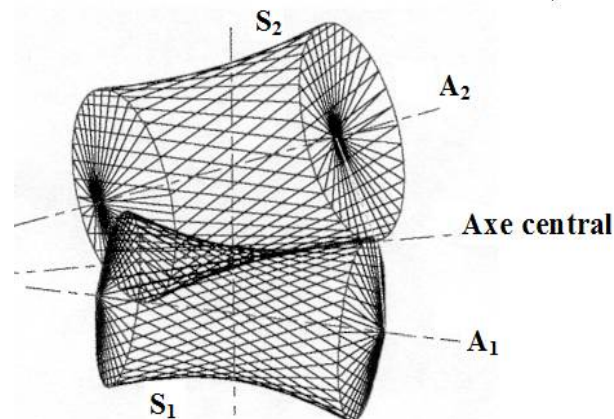


Fig. 4 Engrenage à axes quelconques.

I-4 : Etude des engrenages parallèles :

I-4-1 : Engrenages parallèles à dentures droites :

I-4-a : Définition :

Un engrenage droit est une roue dentée dont les dents sont parallèles à l'axe de rotation de l'engrenage. En effet, c'est la denture la plus économique, la plus utilisée et la plus facile à réaliser.

I-4-1-b : Caractéristiques des dentures :

Sur la (Fig. 5) sont représentées, pour des roues cylindriques à dentures droites, les grandeurs suivantes [37] :

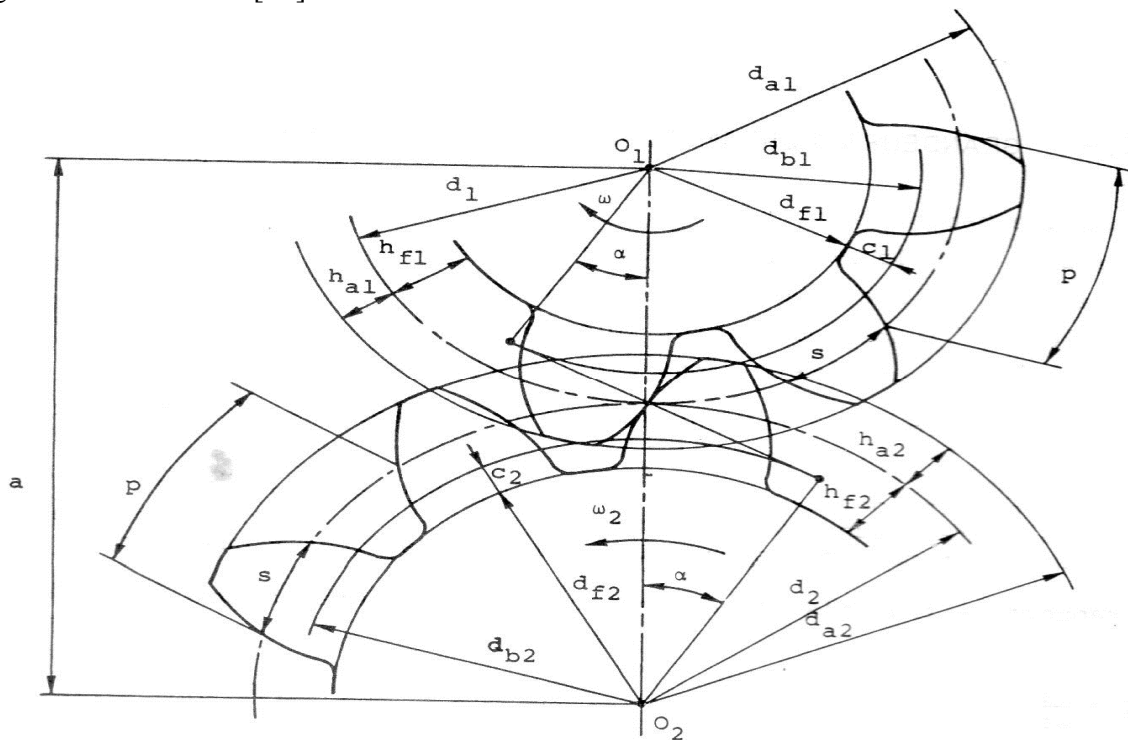


Fig. 5 Caractéristiques géométriques des roues dentées [37]

- le pas primitif est la longueur de l'arc du cercle primitif entre deux profils homologues consécutifs :
$$P = \pi.m$$
- le module est le rapport du pas primitif sur π , le rapport du diamètre primitif sur le nombre de dents : $m = \frac{P}{\pi} = \frac{d}{Z}$
- la hauteur des dents : il caractérise la distance radiale entre la tête et le pied :
$$h = 2.m + C$$

Avec C : le vide à fond de la dent.

- La saillie est la distance radiale entre la tête et le primitif : $h_a = m$
- Le creux est la distance radiale entre le pied et le primitif : $h_f = m + C$
- Le diamètre primitif : $d = m.Z$
- Le diamètre de tête : $d_a = d \pm 2.h_a = d \pm 2.m$

Avec + : denture extérieure.

- : denture intérieure.

- Le diamètre du pied : $d_f = d \pm 2.h_f = d \pm 2.(m + C)$
- L'entraxe est la demi somme (engrenage extérieur), demi différence (engrenage intérieur) des diamètres primitifs du pignon et de la roue:

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

Avec :

d_1 : diamètre du pignon (mm) ;

d_2 : diamètre de la roue ou de la couronne (mm).

I-4-1-c : Etude de l'engrènement d'un pignon et d'une roue :

La (Fig. 6) présente l'engrènement d'un couple de profils conjugués P_1 et P_2 de deux roues d'un engrènement parallèle extérieur [38].

La ligne d'action est une droite passant par le point I de contact des deux cercles primitifs, tangente aux deux cercles de base et inclinée d'un angle α (angle de pression) par rapport à la tangente commune aux deux cercles primitifs en I [38].

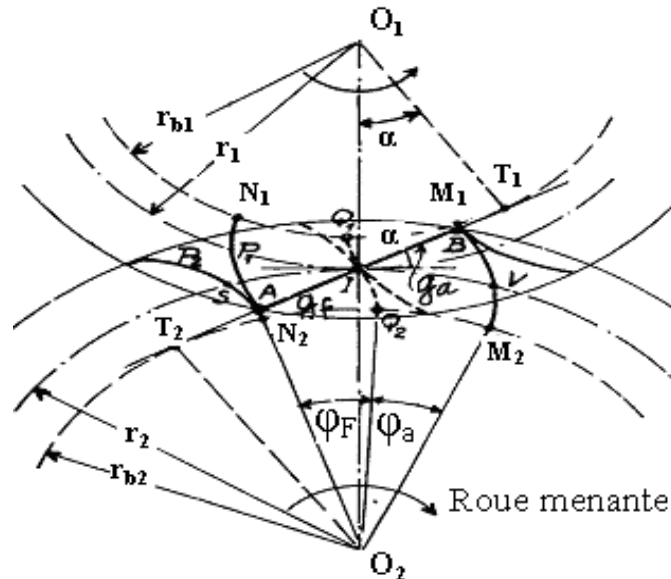


Fig. 6 Engrènement de deux profils conjugués [38]

• Début de l'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 [38].

• Fin de l'engrènement :

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 [38].

• Période d'approche et de retraite : [38]

La période d'approche est celle qui est comprise entre le début de l'action et le moment où le point de contact est en I.

$AI = g_f$ est la longueur d'approche.

La période de retraite est comprise entre le moment où le point de contact coïncide avec I et la fin de l'action.

$IB = g_a$ est la longueur de retraite.

• Condition de contact entre deux développantes homologues :

Le contact doit s'établir au-delà des points de rebroussement des profils en développante (Fig. 7) [36].

Condition: $a > (d_{b1} + d_{b2}) / 2 = m_0 \cdot (Z_1 + Z_2) \cdot \cos \alpha_0 / 2$

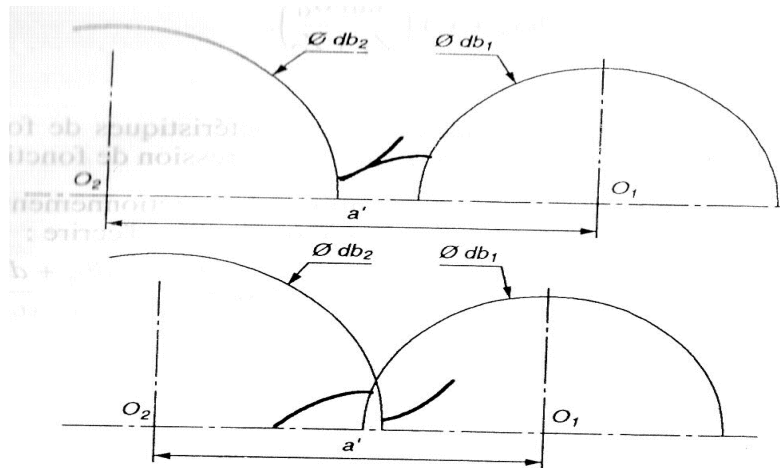


Fig. 7 Possibilité de contact entre deux développantes [36]

• Paramètres de l'engrènement:

La (Fig. 8) présente les paramètres d'engrènement d'un engrenage à dentures droites [36].

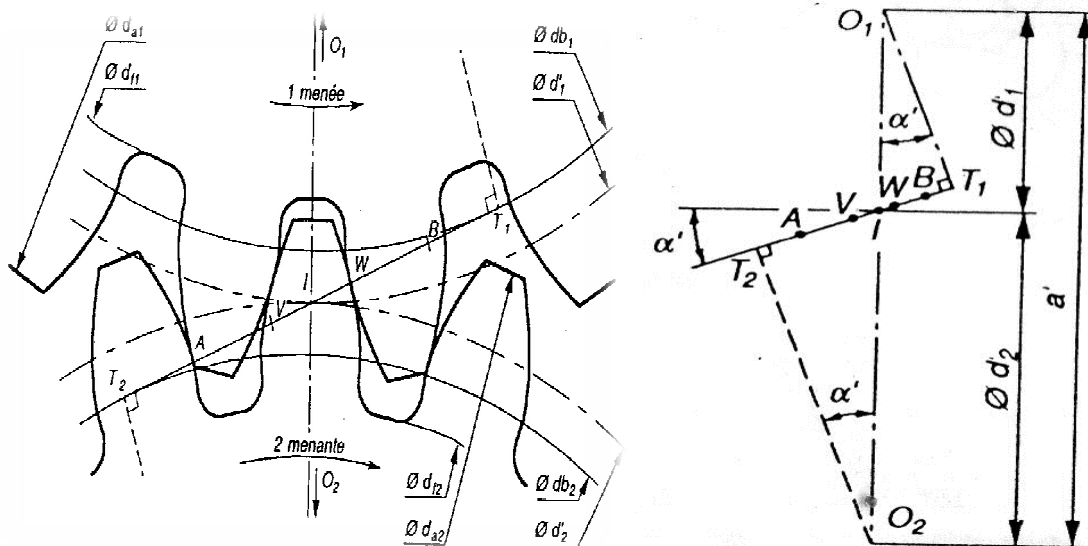


Fig. 8 Paramètres d'engrènement [36]

- O_1O_2 : entraxe de fonctionnement α ;
- α : 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-4-1-d : Efforts sur les dentures :

La (Fig. 9) présente un engrenage entre roue et pignon. L'action de la denture du pignon sur celle de la roue se caractérise par une force F_n dirigée tout au long de la normale commune aux dentures en leur point de contact [38].

F_n a comme support la ligne d'action et elle se décompose en une force tangentielle F_t et une autre radiale F_r .

Considérons le rayon de base r_{b1} et le couple moteur M_1 , il vient alors [38] :

$$F_n = M_1 / r_{b1}$$

$$F_t = F_n \cdot \cos\alpha$$

$$F_r = F_n \cdot \sin\alpha = F_t \cdot \tan\alpha$$

La force tangentielle se détermine facilement si on connaît la puissance transmise et la vitesse tangentielle. Nous avons donc [38] :

$$F_t = P_1 / V$$

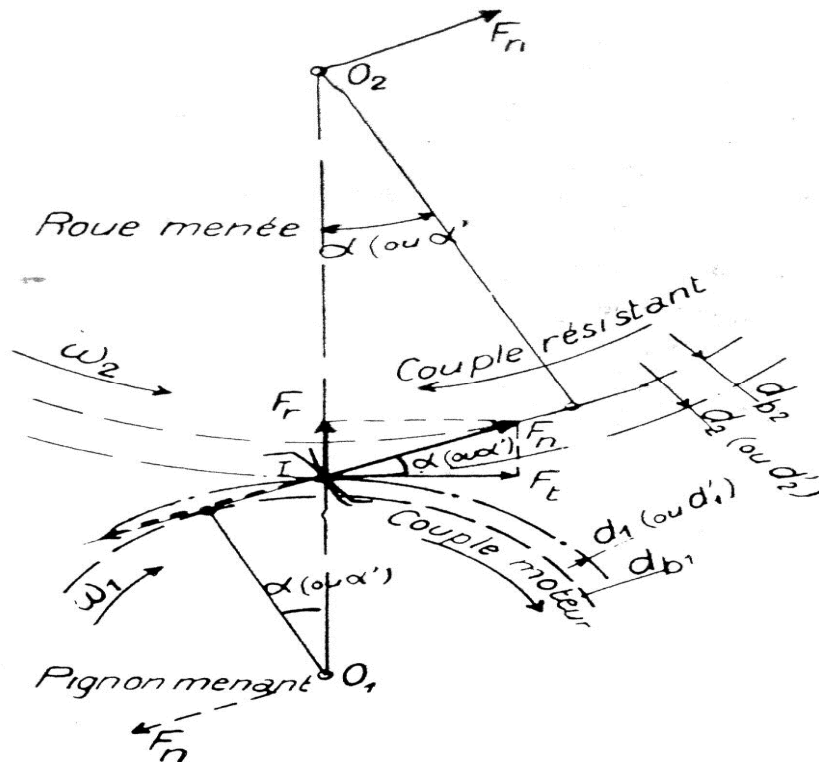


Fig. 9 Efforts dans un engrenage extérieur à dentures droites [38]

I-4-2 : Engrenages parallèles à dentures hélicoïdales :**I-4-2-a : Définition :**

On parle d'un engrenage hélicoïdal s'il présente des dentures inclinées par rapport à l'axe de la roue. Ce type de dentures, très complexe à usiner, est très performant dans la transmission de couples et puissances.

Par ailleurs, du fait de l'inclinaison de la denture, ces engrenages engendrent des efforts axiaux importants. Pour encaisser ces efforts, il est souhaitable d'utiliser des roulements.

I-4-2-b : Grandeurs fondamentales :

Pour une denture hélicoïdale, on définit des caractéristiques apparentes et des caractéristiques réelles [38] :

Les caractéristiques apparentes sont celles mesurées dans un plan perpendiculaire à l'axe de la roue.

Les caractéristiques réelles sont mesurées dans un plan inclinée de l'angle d'hélice.

Les caractéristiques réelles et apparentes sont définies par rapport à la crémaillère hélicoïdale.

• **Angle d'hélice β** : Il est mesuré entre la ligne du flanc de dent sur le diamètre primitif et l'axe de la roue. Les valeurs usuelles de β sont comprises entre 15° et 30° .

Plus l'angle d'hélice β est grand, plus le fonctionnement est doux (sans à coup), mais les efforts axiaux sont très importants.

• **Relations entre pas et module** : (Fig. 10)

Selon la (Fig. 10), on peut déduire les relations suivantes :

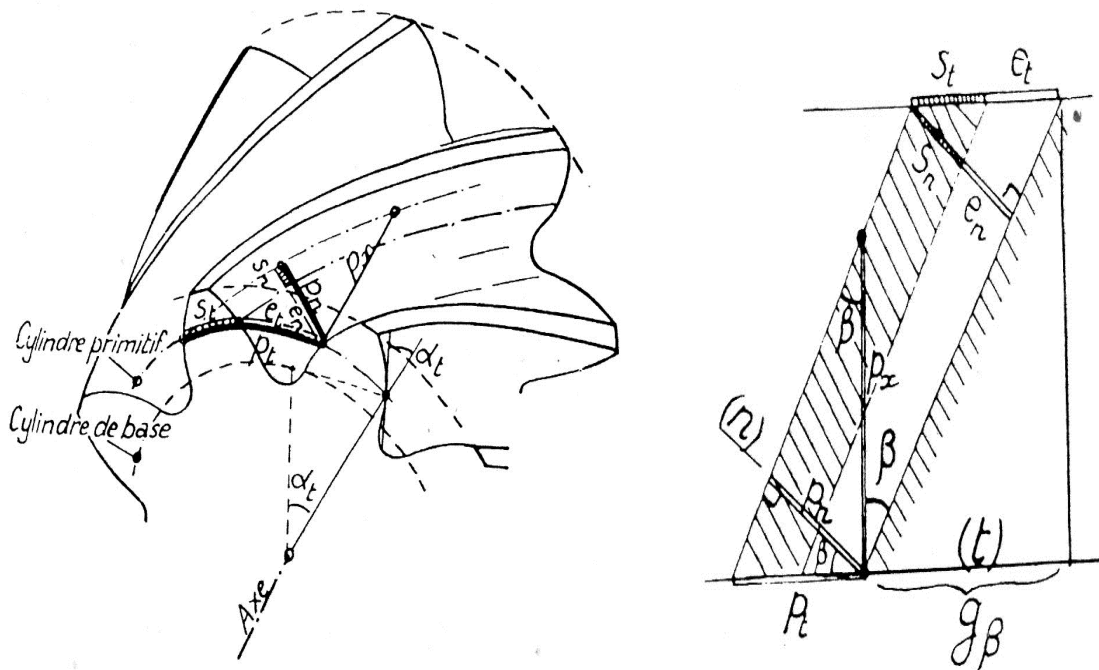


Fig. 10 Eléments réels et apparents [38]

• **Dimensions de roues, entraxe** :

- Diamètre primitif :

$$d' = m_t \cdot Z = Z \cdot m_n / \cos \beta$$

- Diamètre primitif de tête, d_a :

$$d'_a = d + 2 \cdot m_n$$

- Diamètre primitif de pied, d_f :

$$d'_f = d - 2 \cdot (m_n + c) \approx d - 2,4 \cdot m_n$$

- L'entraxe :

$$a' = \frac{d_1 + d_2}{2} = m_t \cdot \frac{Z_1 + Z_2}{2} = m_n \cdot \frac{Z_1 + Z_2}{2} \cdot \cos \beta$$

I-4-2-c : Efforts sur les dentures :

L'action de la roue 2 sur la roue 1 est modélisable par un torseur au point de contact I des deux roues. Cette action, en considérant la forme de la denture (hélice), se décompose en un effort tangentiel, un effort radial et un autre axial (Fig. 11) [38].

L'effort axial qui se produit dans un engrenage hélicoïdal nécessite la réalisation de liaisons capables d'absorber ces efforts (roulement à contact oblique, par exemple).

Considérons les grandeurs suivantes [38] :

- P_1 : Puissance transmise ;
- M_p : Moment sur l'arbre du pignon ;
- β : Inclinaison primitive ;
- α_n : Angle de pression réel.

Alors, il vient [38] :

Effort radial :

$$F_r = F_n \cdot \operatorname{tg} \alpha_n$$

Effort axial :

$$F_x = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$$

Effort normal :

$$F_{bn} = F_n / \operatorname{Cos} \alpha_n = F_t / \operatorname{Cos} \beta \cdot \operatorname{Cos} \alpha_n$$

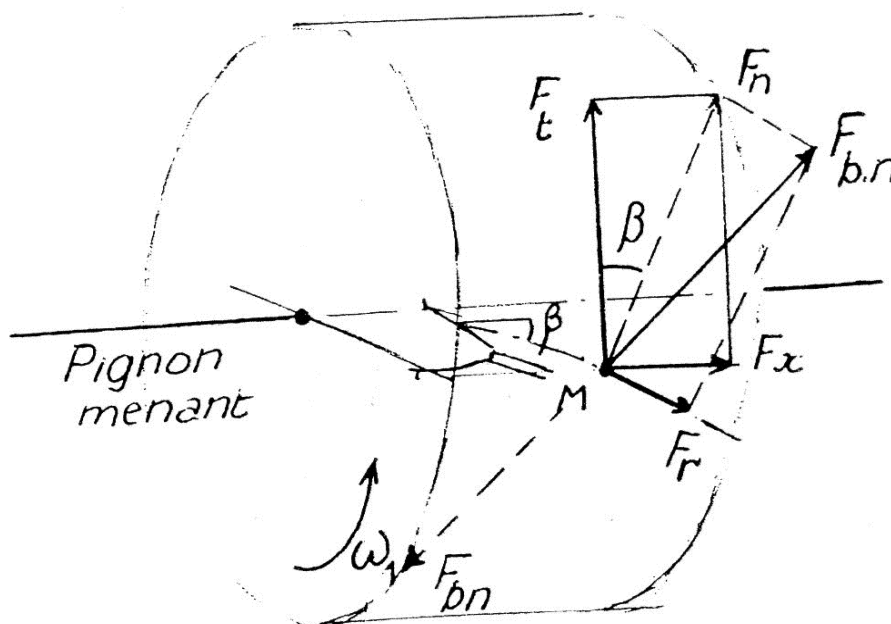


Fig. 11 Efforts dans un engrenage à dentures hélicoïdales [38]

I-4-3 : Comparaison entre les engrenages parallèles à dentures droites et à dentures hélicoïdales :

La comparaison entre les deux types d'engrenages droits et hélicoïdaux est visualisée dans le Tableau 1.

Comparaison entre engrenage droit et engrenage hélicoïdal			
Engrenage à denture droite		Engrenage à denture hélicoïdale	
Avantages	Inconvénients	Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> • Absence des efforts axiaux. • Rendement élevé. • Dents larges \Rightarrow pression de contact petite \Rightarrow usure faible. 	<ul style="list-style-type: none"> • Bruit et vibration engendrés à grande vitesse. • Résistance faible. 	<ul style="list-style-type: none"> • Fonctionnement silencieux et régulier. • Supportent de grandes charges. • Conseillé pour un fonctionnement à des vitesses élevées. 	<ul style="list-style-type: none"> • Rendement peu élevé. • L'entraxe et les diamètres primitifs des roues augmentent avec l'accroissement de l'angle d'hélice.

Tableau 1 Comparaison entre engrenages parallèles droits et hélicoïdaux

I-5 : Interférence d'engrènement et correction de denture :

I-5-a : Interférence théorique :

L'interférence consiste en un contact incorrect des profils. Ce mauvais contact n'assure pas les conditions cinématiques d'engrènement. L'interférence concerne les profils en développante durant leur action. Pour l'éviter, il suffit que la droite de conduite AB soit située à l'intérieur de la droite d'action T_1T_2 , ce qui peut se vérifier par les conditions : $IA < IT_2$ et $IB < IT_1$ [36].

La (Fig. 12) présente un exemple d'interférence (c.-à-d. contact en dehors du segment T_1T_2).

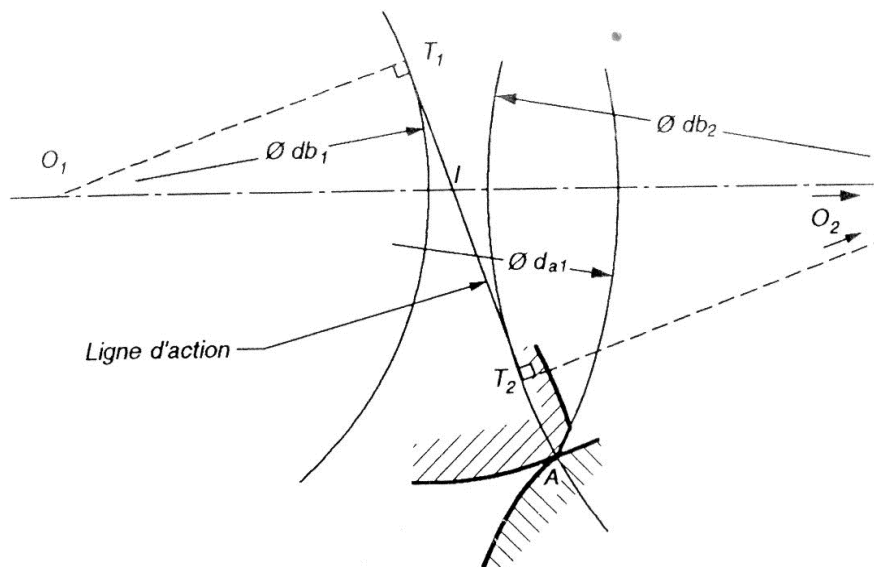


Fig. 12 Contact en dehors du segment d'action [36]

Pour une denture normale, avec $\alpha=20^\circ$, le minimum absolu d'interférence est $Z_1=17$, ce qui signifie qu'un pignon de 17 dents peut entraîner correctement une roue quelconque de nombre de dents supérieur ou égal à 17.

I-5-b : Correction de denture :

L'objectif de la correction des dentures est de modifier les proportions normalisées afin d'éviter les interférences, afin d'obtenir un nombre de dents réduit et afin d'éviter l'affaiblissement à la racine dû au profil parasite ou au mode de taillage [39].

Si on veut éviter l'interférence, il faut réaliser un déport de profil, surtout pour les engrenages à petits nombres de dents. Le déport peut être positif ou négatif. Le déport positif permet d'éviter l'étranglement de la racine de la dent et par conséquent l'augmentation de la racine de la dent. Un déport négatif donne une augmentation du rapport de conduite [39].

I-6 : Lubrification des engrenages :

Il est bien établi que la lubrification est plus que nécessaire pour le bon fonctionnement des systèmes mécaniques et en particulier les engrenages. En effet, le film séparateur permet, d'une part, d'éviter le contact direct, métal-métal, entre les aspérités, et, de refroidir les surfaces en contact d'autre part. Dans les problèmes de lubrification, le souci majeur est de vérifier est ce que l'épaisseur minimale (h_{min}) du film d'huile est réellement capable d'assurer la séparation entre massifs.

Par ailleurs, pour avoir une bonne lubrification, il faut que le rapport λ , entre la hauteur maximale des aspérités et l'épaisseur du film lubrifiant, soit inférieur à une valeur de 2.

Il est également bien établi que la théorie de la lubrification E.H.D. donne plusieurs solutions numériques qui sont en excellent accord avec la réalité.

Hamrock et Dowson [22] ont donné une formule visualisant l'effet des paramètres de fonctionnement sur l'évolution de l'épaisseur minimale du film d'huile dans un contact entre dentures d'un engrenage droit. Cette formule s'exprime comme suit :

$$h_{min} = 1.714 \cdot E_c^{0.032} \cdot w_z^{-0.128} \cdot (\eta_0 \cdot u')^{0.694} \cdot \xi^{0.568} \cdot R_x^{0.434}$$

D'après la formule donnée, on constate que h_{min} est :

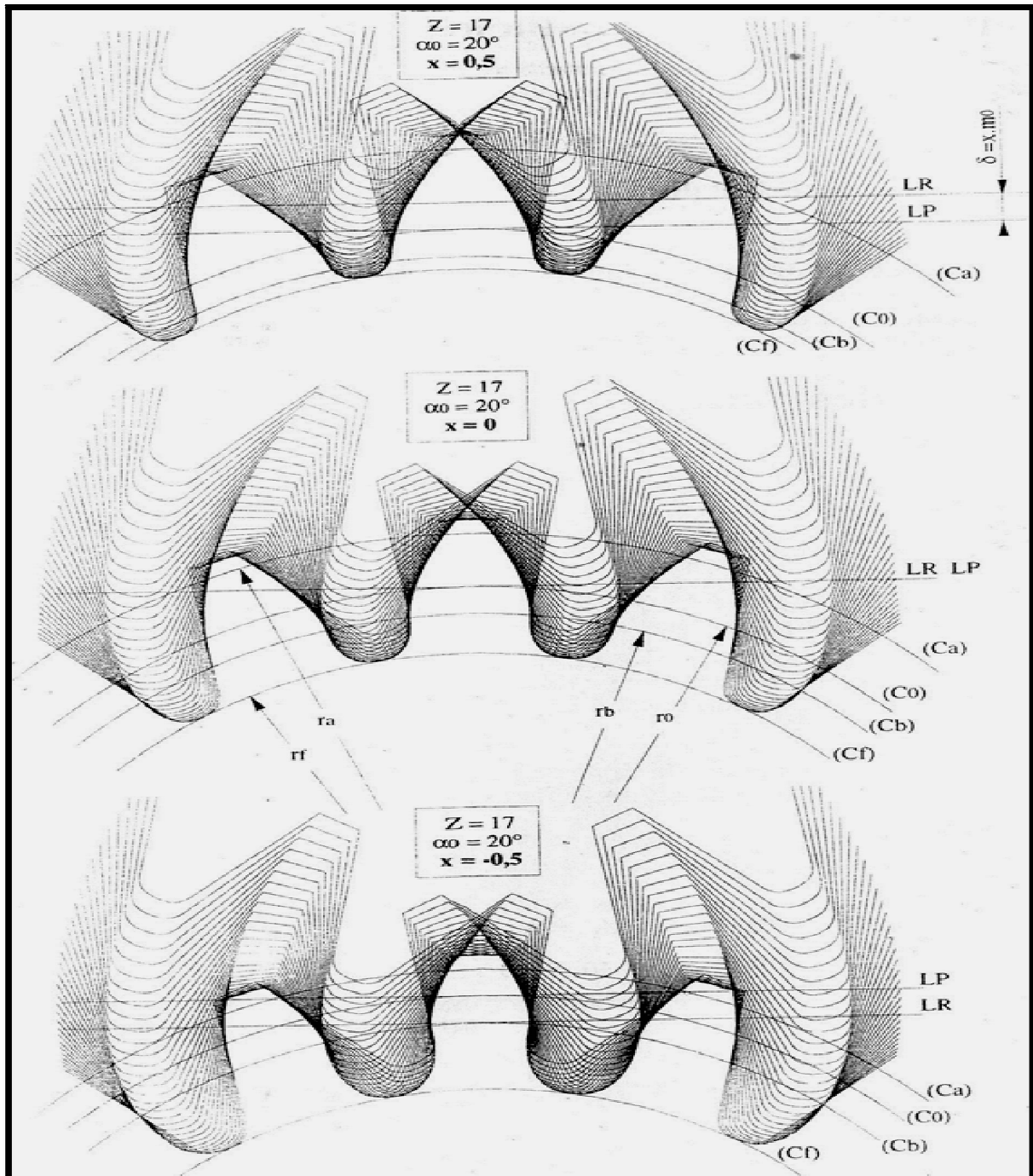
- indépendante du module d'élasticité relatif E_c .
- peu dépendante de la charge w_z .
- affectée par la vitesse relative (u') et la viscosité du lubrifiant (η_0).

La théorie de lubrification discutée concerne un contact présentant un mouvement de roulement pur (c.-à-d. vitesse de glissement nulle). Il est bien connu que le glissement a plusieurs effets. En effet, il fait augmenter l'épaisseur du film d'huile, mais en contre partie il provoque un accroissement de la température. Cette dernière fait diminuer la viscosité du lubrifiant et par conséquent le film d'huile se trouve dégradé.

Dans la formule présentée ci dessus, la rugosité des surfaces est supposée constante. De ce fait, le rapport λ est en relation directe avec l'épaisseur minimale du film lubrifiant.

I-7 : Paramètres influant sur la forme de la dent :

Afin d'illustrer l'importance des différents paramètres géométriques sur la forme des dents d'engrenages, les Figs. 13, 14 et 15 simulent diverses générations à partir d'un outil crémaillère [40].

L-7-1 : Influence du coefficient de déport :**Fig. 13 Influence du déport sur la forme de la dent [40]**

- Un déport de denture négatif a pour effet d'élargir le pied de dent (augmentation de l'épaisseur curviligne de base S_b) et de diminuer l'épaisseur curviligne de tête S_a .

L'accroissement de S_b contribue dans l'augmentation de la résistance de la racine de la dent, d'où l'intérêt de ce paramètre dans l'optimisation d'un engrenage vis à vis le critère de résistance [40].

Le décroissement de S_a présente un inconvénient. En effet, ce phénomène limite la hauteur de la dent.

- Contrairement, un déport de denture négatif diminue l'épaisseur curviligne de base S_b et augmente l'épaisseur curviligne de tête S_a [40].

I-7-2 : Influence du nombre de dents :

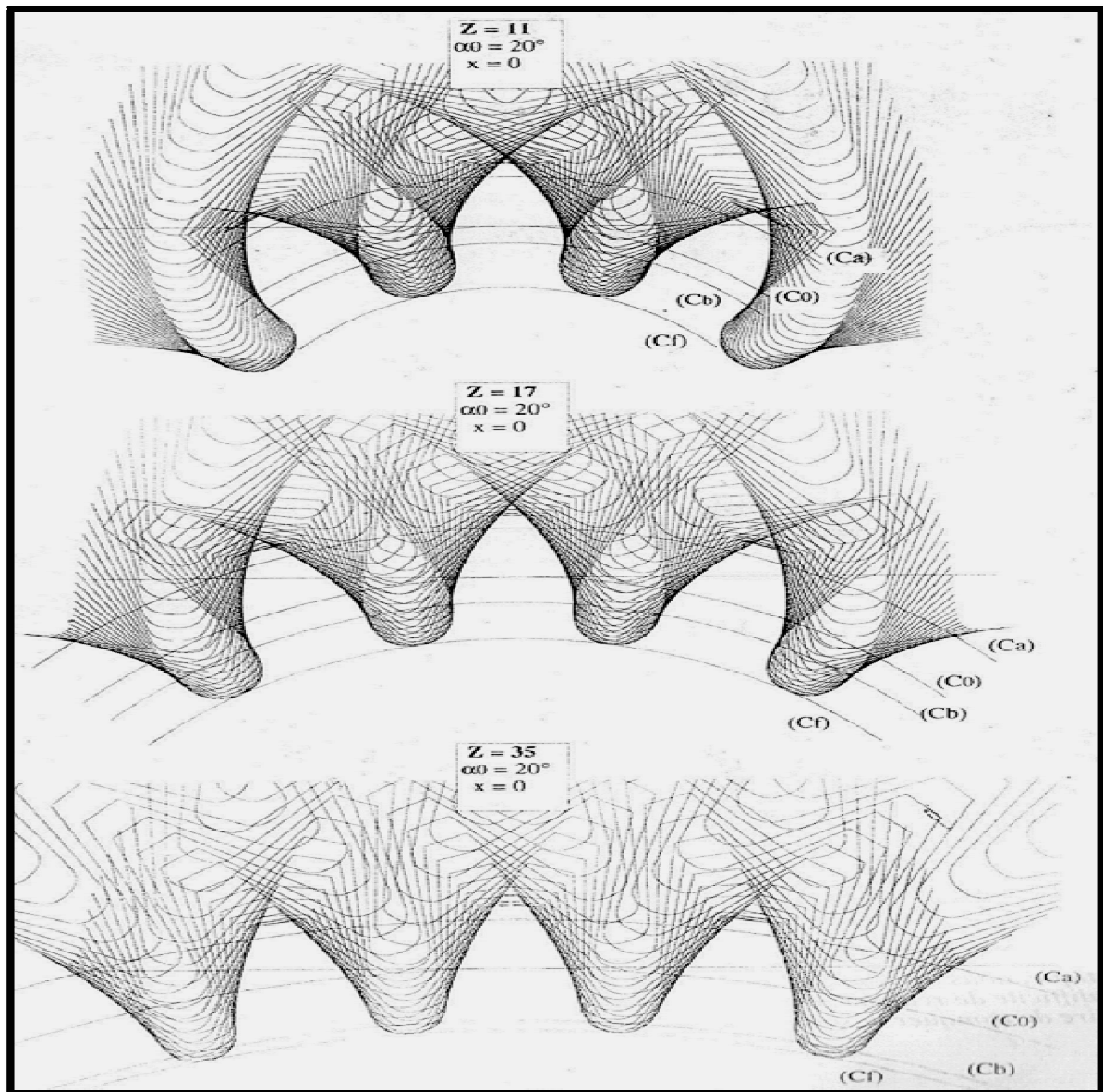


Fig. 14 Influence du nombre de dents sur la forme de la dent [40]

Généralement, une augmentation du nombre de dents a le même effet sur la géométrie de la dent qu'un accroissement du déport de denture.

Plus le nombre de dents est grand, plus l'épaisseur curviligne de base est importante et plus l'épaisseur curviligne de tête diminue, et inversement [40].

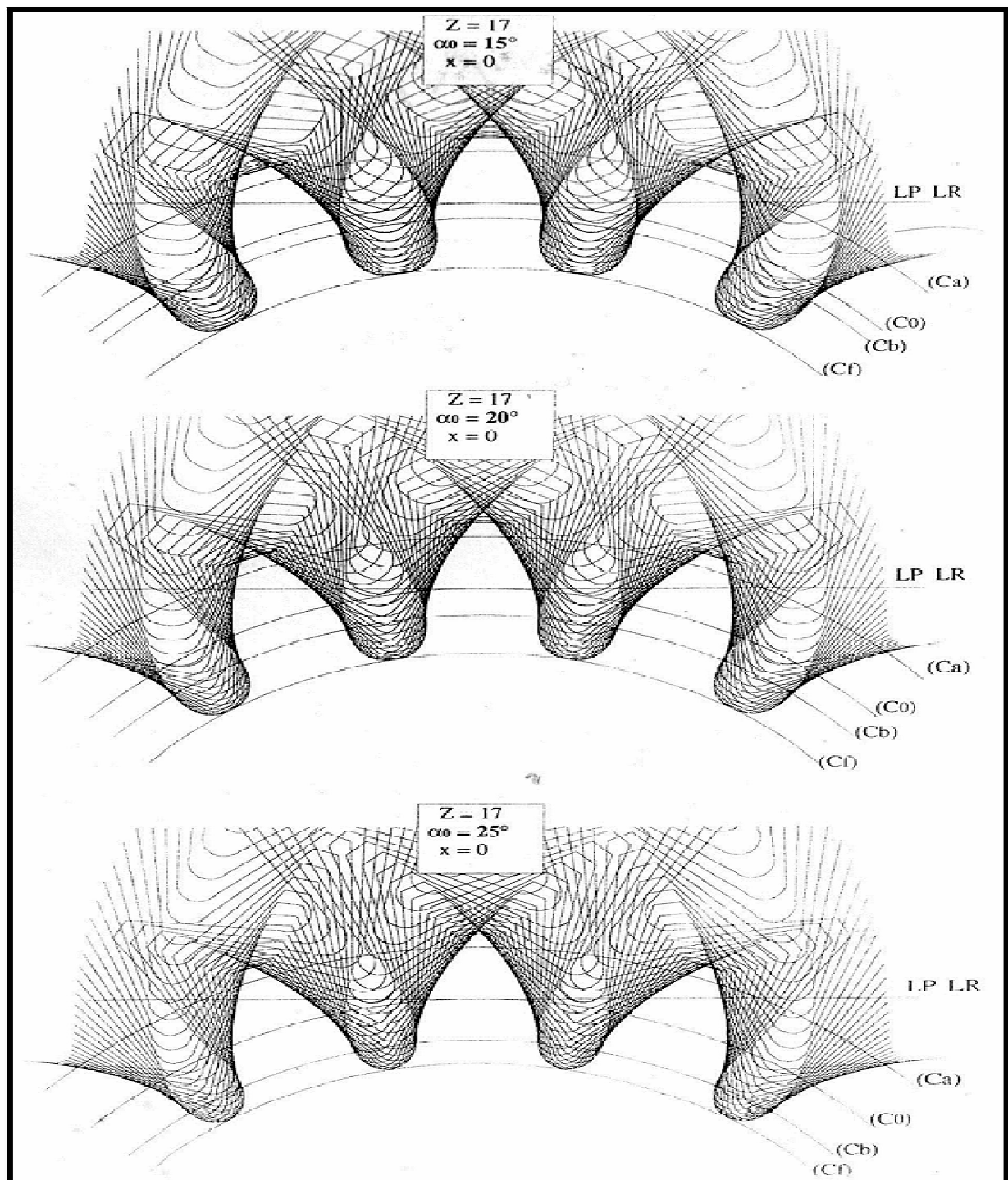
I-7-3 : Influence de l'angle de pression :

Fig. 15 Influence de l'angle de pression sur la forme de la dent [40]

Une augmentation de l'angle de pression présente le même effet sur la géométrie de la dent qu'un accroissement du déport de denture.

Plus l'angle de pression est important, plus l'épaisseur curviligne de base est grande et plus l'épaisseur curviligne de tête diminue, et inversement [40].

I-8 : Méthodes de dimensionnement des engrenages :

Les défauts observés sur les dentures nous obligent d'utiliser un critère de fatigue associé à la contrainte au pied de la dent (calcul à la rupture ou vérification de la résistance de la racine de la dent) et à la pression de contact entre les dents (calcul à la pression superficielle ou vérification de la résistance des flancs de dentures) [36].

Pour qu'un engrenage soit résistant, il faut le calculer à la flexion et au contact [36] :

I-8-1 : Dimensionnement à la rupture par fatigue (calcul à la flexion) :

Le dimensionnement des engrenages, à la rupture par fatigue, est vérifié à l'aide de l'équation suivante : $\sigma_{\max} < \sigma_{\text{autorisée}}$;

σ_{\max} : contrainte maximale au pied de la dent dans une section critique. Elle est corrigée par des facteurs associés :

- . à la géométrie de la dent;
- . à la répartition de la charge sur la denture;
- . aux effets dynamiques.
-etc.

$\sigma_{\text{autorisée}}$: contrainte limite de base à la rupture (limite d'endurance à la rupture). Elle est corrigée par des facteurs associés :

- . aux conditions de service;
- . à la durée de vie;
- . à la fiabilité;
- . à la rugosité des dentures;
- . aux matériaux en contact.
-etc.

I-8-2 : Dimensionnement à la pression superficielle (calcul au contact) :

Pour vérifier le dimensionnement des engrenages, à la pression superficielle, on utilise l'équation suivante : $P_{\max} < P_{\text{autorisée}}$;

P_{\max} : pression de contact maximale, selon la théorie de Hertz, pour une pression de référence de l'engrènement. Elle est corrigée par des facteurs associés :

- . à la géométrie de la denture;
- . à la répartition de la charge sur la denture;
- . aux effets dynamiques;
- . à l'élasticité des matériaux,
-etc.

$P_{\text{autorisée}}$: la limite d'endurance à la pression superficielle pour un matériau donné. Elle est corrigée par des facteurs associés :

- . à la durée de vie;
- . à la lubrification;
- . aux effets d'entailles,
-etc.

I-9 : Calcul des engrenages parallèles à dentures droites :**I-9-1 : Calcul à la flexion :**

Il existe plusieurs modèles de calcul de denture à la flexion, qui diffèrent par le point d'application de l'effort entre les dents, ainsi que par les simplifications admises [37].

I-9-1-1 : Méthode de Lewis : [37]

Elle est particulièrement indiquée pour le contrôle de la contrainte de la flexion dans le pied de la dent quand il s'agit d'engrenages lents fortement chargées, de réducteurs soumis à des à coups, ainsi que pour des dentures durcies superficiellement par traitement thermique.

Les hypothèses admises par Lewis pour le calcul de la flexion sont :

- Il y'a qu'un seul couple de dents en contact;
- L'effort normal F_n est appliqué au sommet de la dent. Il a deux composantes :
 - a- $F_n \sin\theta$ provoquant la flexion de la dent.
 - b- $F_n \cos\theta$ provoquant la compression de la dent.

Sur la Fig. 16, on constate que le moment fléchissant est maximal quand l'effort agit sur la dent au point A.

La contrainte de flexion engendrée par l'effort $F_n \sin\theta$ dans la section dangereuse GED:

$$\sigma_f = F_n \cdot \sin\theta \cdot \frac{6h''}{b'' \cdot a''^2}$$

Sachant que : $F_n = \frac{F_t}{\cos\alpha}$, il vient:

$$\sigma_f = \frac{6F_t h'' \cdot \cos\theta}{\cos\alpha \cdot b'' \cdot a''^2}$$

Avec :

$$\frac{b'' \cdot a''^2}{6} = \frac{2I_z}{a''} \quad \text{est le module de résistance.}$$

La composante $F_n \cos\theta$ provoque la compression de la dent :

$$\sigma_c = \frac{F_n \cdot \cos\theta}{b'' \cdot a''} = \frac{F_t \cdot \cos\theta}{b'' \cdot a'' \cdot \cos\alpha}$$

Les contraintes résultantes sont :

Au point D, la contrainte résultante est de compression.

Au point G, la contrainte résultante est de tension.

$$\sigma_r = \sigma_f \pm \sigma_c = \frac{F_t \cdot Y_F}{b'' \cdot m}$$

Avec :

$Y_F = \left(\frac{6 \cdot h'' \cdot \sin\theta}{\cos\alpha \cdot a''^2} \right) \pm \left(\frac{m \cdot \cos\theta}{a'' \cdot \cos\alpha} \right)$, facteur de forme de la dent; il dépend seulement du nombre de dents et du coefficient du déport.

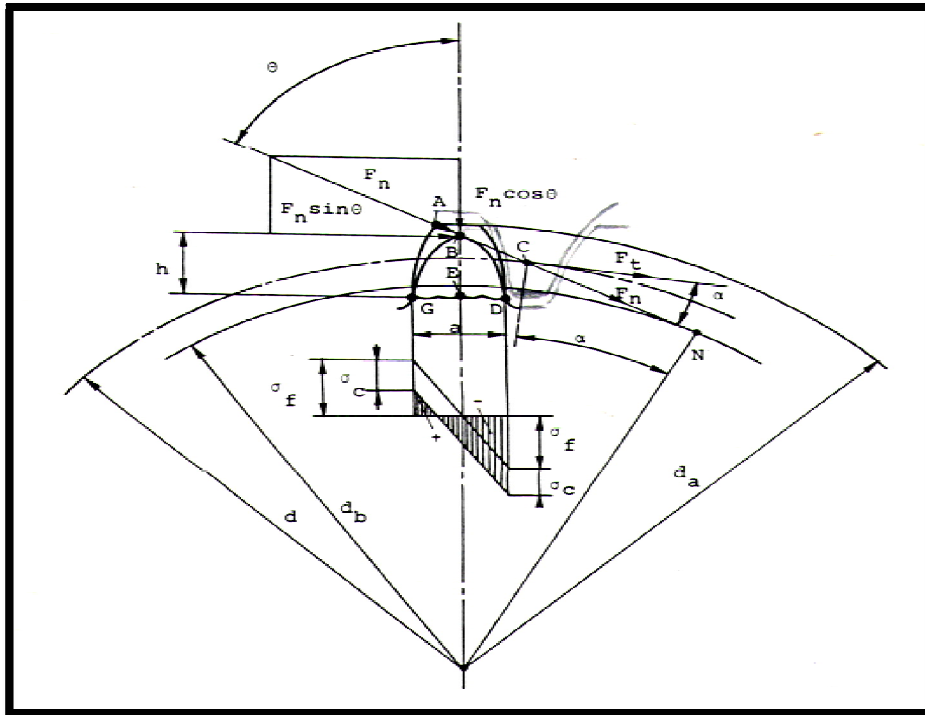


Fig. 16- Calcul à la flexion [37]

I-9-1-2 : Contrainte maximale de la flexion :

La contrainte de flexion atteint son maximum au pied de la dent. Elle a comme valeur [37]:

$$\sigma_r = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot Y_F \cdot Y_E \cdot Y_S \cdot Y_V$$

Avec :

$$Y_V = \frac{1}{K_V},$$

K_V : facteur de charge dynamique.

$$K_V = \frac{a_0}{a_0 + \sqrt{V}}$$

Ou :

a_0 : facteur dépendant de la précision de la denture.

V : vitesse tangentielle au cercle primitif.

Y_S : facteur de service dépendant de la précision de l'organe moteur et l'organe récepteur.

Y_E : facteur de conduite.

I-9-2 : Calcul du contact : [37]

La valeur de la pression de contact sur les flancs des dents a une grande signification pour la durée de vie des engrenages. En effet, du début de fonctionnement de l'engrenage jusqu'à l'apparition des piqures est une mesure de durée de vie [37].

La (Fig. 17-a) montre le contact entre deux dentures qui peuvent être assimilées à deux cylindres d'une largeur b et de rayons de courbures r_1 et r_2 .

L'effort F fait naître, entre les cylindres, une surface dite d'écrasement, ainsi qu'une pression superficielle de contact σ_H . La surface d'écrasement est un rectangle d'une aire $(b.h)$ (Fig. 17-b) où le maximum de la pression superficielle est situé au milieu du contact (points 1 et 2).

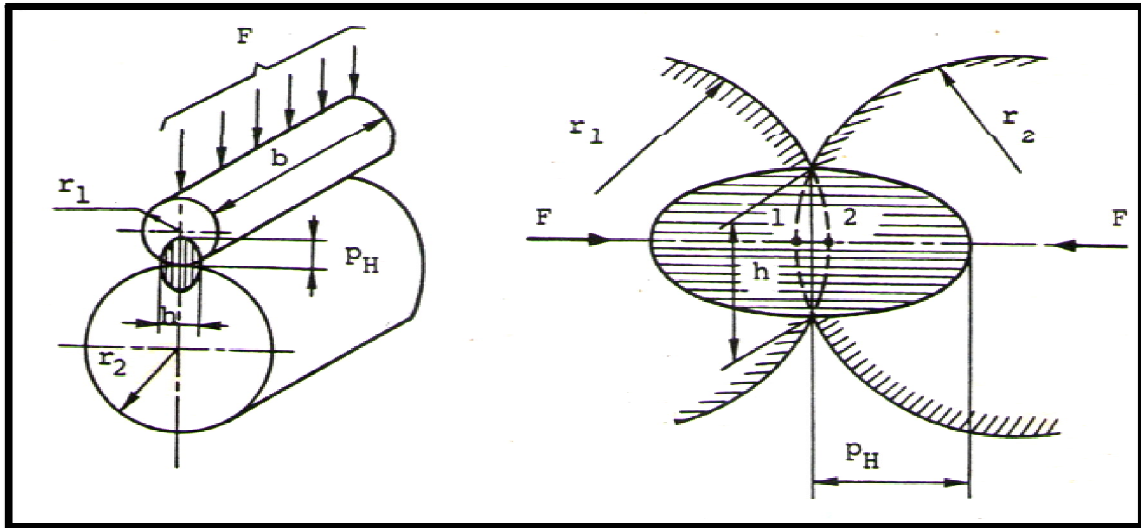


Fig. 17- Pression superficielle de contact [37]

Un phénomène similaire au contact entre dentures d'engrenages, peut être également observé (Fig. 18).

Il est fortement recommandé que la pression superficielle de contact soit inférieure à une certaine limite admissible autorisée pour éviter une usure sévère des dentures.

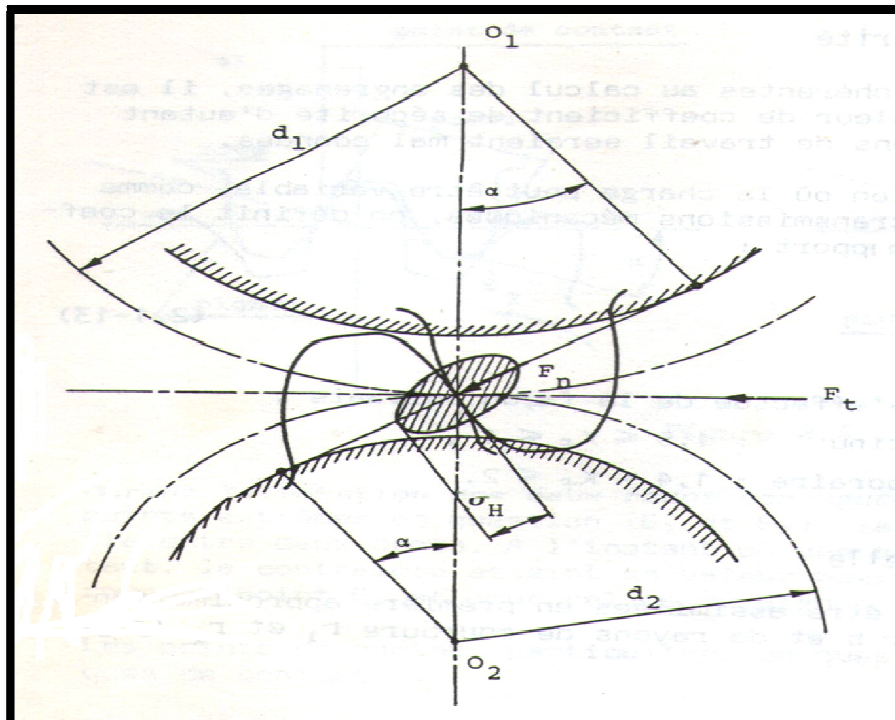


Fig. 18- Pression superficielle de contact dans un engrenage [37]

La pression superficielle est maximale au milieu du contact (Figs. 19-a et b). Le milieu correspond en effet au point de contact géométrique. Cette valeur maximale que nous appellerons σ_H est donnée par la relation de Hertz [37]:

$$\sigma_H = 0.59 \sqrt{F_n \cdot \frac{\left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}\right)}{\left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}\right) \cdot b}}$$

Avec :

F_n : effort normal par unité de longueur.

$$\rho_1 = \frac{d_1}{2} \cdot \sin\alpha \quad \text{et} \quad \rho_2 = \frac{d_2}{2} \cdot \sin\alpha.$$

Cette relation est valable pour un état statique du contact.

A l'état dynamique, tenant compte du facteur de service Y_S et du facteur dynamique Y_V , on peut calculer la pression spécifique maximale.

Soit le rapport de transmission défini par :

$$i = \frac{d_2}{d_1}, \quad \text{on peut écrire :}$$

$$\frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}\right) = \frac{1 + \frac{1}{i}}{d_1 \cdot \sin\alpha}$$

Il vient alors :

$$\sigma_{Hmax} = \sqrt{\frac{0.7E_C}{\sin 2\alpha}} \cdot \sqrt{\frac{P}{b \cdot n_1 \cdot d_1^2} \cdot \left(\frac{1}{i} + 1\right) \cdot Y_S \cdot Y_V}$$

Avec :

$$E_C = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$$

Il est parfois intéressant de réaliser le calcul au contact à partir de la puissance disponible :

$$\sigma_{Hmax} = 4.37 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{0.7E_C}{\sin 2\alpha}} \cdot \sqrt{\frac{P}{b \cdot n_1 \cdot d_1^2} \cdot \left(\frac{1}{i} + 1\right) \cdot Y_S \cdot Y_V}$$

En pratique, il est souvent souhaitable de déterminer les dimensions de la roue à partir de la pression superficielle admissible.

$$b \cdot d_1^2 = 19 \cdot 10^6 \cdot \frac{0.7E_C}{\sin 2\alpha} \cdot \frac{P}{n_1 \cdot \sigma_{Hlim}^2} \cdot \left(\frac{1}{i} + 1\right) \cdot Y_S \cdot Y_V$$

Ou :

σ_{Hlim} : est la contrainte superficielle admissible. A noter qu'il faut toujours vérifier la relation suivante :

$$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{Hlim}$$

Avec :

$$\sigma_{Hlim} = \left(\frac{2}{3} \text{ à } \frac{3}{4}\right) \sigma_E$$

σ_E est la limite élastique.

CHAPITRE II

ETUDE DU GLISSEMENT DANS LES ENGRENAGES PARALLELES

II-1 : Introduction :

La qualité du travail d'un engrenage est conditionnée en grande partie par l'exactitude de forme des dentures conjuguées, qui peut s'altérer s'il y a usure excessive [37].

En effet, dans un engrenage, l'usure de la denture dépend de plusieurs facteurs tels que la contrainte, la dureté, l'état des surfaces, la lubrification, la vitesse de rotation et la durée de fonctionnement [37].

Les facteurs cités ci-dessus étant constants, ils ne peuvent donc provoquer une usure inégale suivant la longueur des profils en contact [37].

Par contre, l'usure des profils peut être fortement accélérée par le glissement des dents, l'une sur l'autre, durant la transmission des efforts agissant tout au long de la ligne d'action [37].

Dans un engrenage, l'engrènement n'est pas un roulement pur des profils conjugués l'un sur l'autre; le roulement est accompagné d'un glissement relatif. Le vecteur représentatif V_g de la vitesse de glissement est tangent aux profils conjugués en leur point de contact M (Fig. 19) [38].

L'intensité de la vitesse de glissement est égale à [38]:

$$|V_g| = |\Omega| \cdot IM \quad (\text{II. 1})$$

Le sens du glissement est similaire à celui de la rotation instantanée. Le mouvement relatif instantané de la roue 1 par rapport à la roue 2 est une rotation instantanée de centre I fixe, dont le vecteur représentatif est déterminé par les relations suivantes [38]:

$$\text{Engrenages extérieurs : } |\vec{\Omega}| = |\vec{\omega}_1| + |\vec{\omega}_2| \quad (\text{II.2})$$

$$\text{Engrenages intérieurs : } |\vec{\Omega}| = |\vec{\omega}_1| - |\vec{\omega}_2| \quad (\text{II.3})$$

D'après les formules (II.2) et (II.3), l'intensité de la rotation instantanée apparaît constante. De ce fait, la formule (II.1) présente une variation linéaire de la vitesse de glissement V_g suivant la position du point de contact M sur la ligne d'action.

La comparaison de (II.2) et (II.3) montre que le glissement est plus important dans un engrenage extérieur que dans un engrenage intérieur. Ceci est confirmée par les Figs. 20 et 21 relatives aux engrenages extérieur et intérieur respectivement [38].

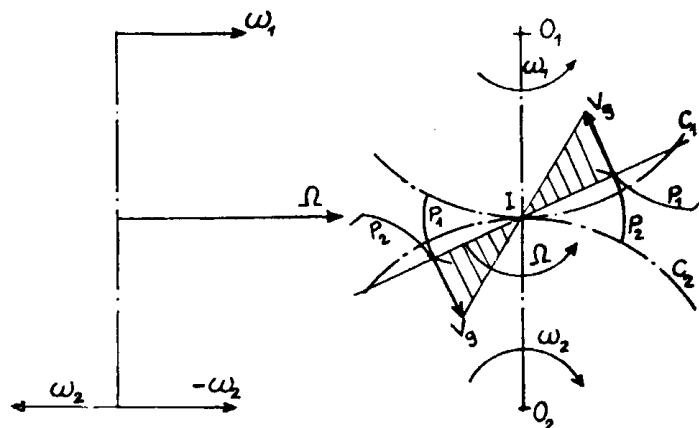


Fig. 19 Vitesse de glissement [38]

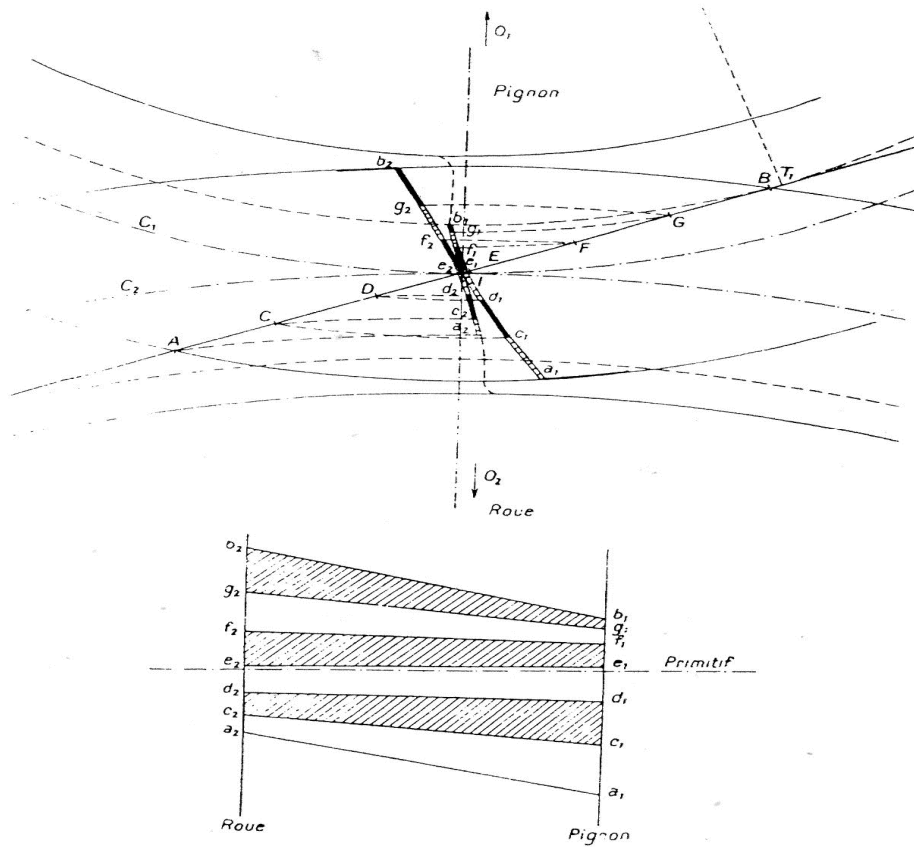


Fig. 20 Visualisation du glissement dans un engrenage extérieur [38]

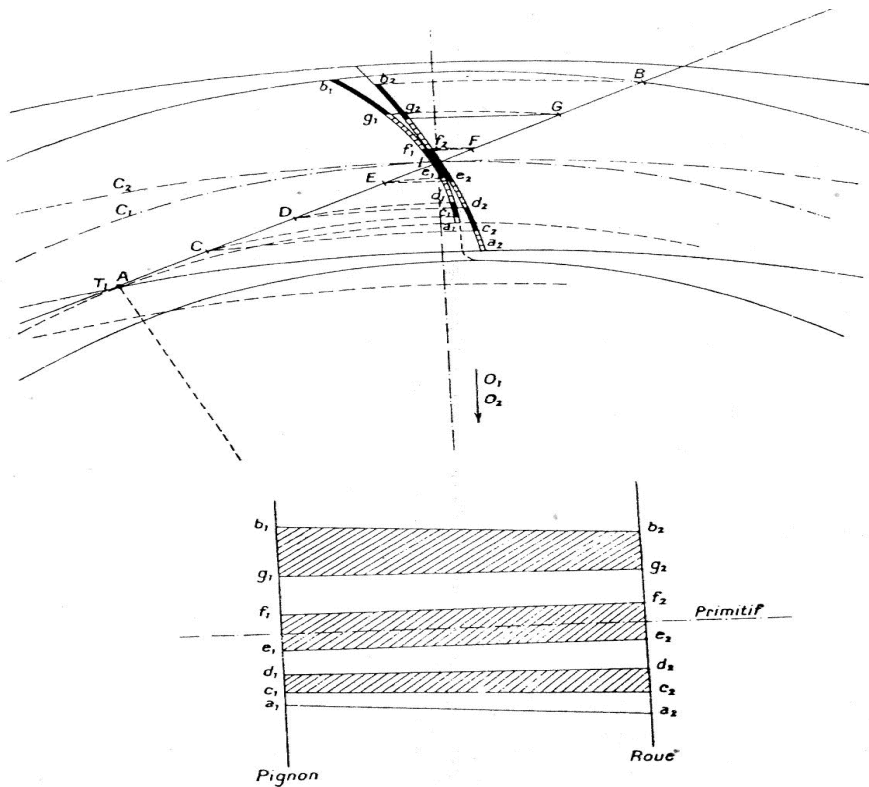


Fig. 21 Visualisation du glissement dans un engrenage intérieur [38]

La partie inférieure des Figs 21 et 22, présente le glissement relatif des profils en contact. A partir de ces visualisations, on peut tirer que [38] :

- le glissement s'annule au primitif I.
- le glissement est plus important dans l'engrenage extérieur.
- le glissement augmente dès que l'on s'éloigne du point primitif.

II-2 : Expression de la vitesse de glissement :

Considérons deux profils en développante de cercle en contact au point B (Fig. 22) [37].

Le pignon 1 et la roue 2 sont animés des vitesses de rotation ω_1 et ω_2 respectivement. Le point de contact se déplace alors suivant la ligne d'action à la vitesse absolue [37]:

$$v = 0.5.\omega_1.db_1 = 0.5.\omega_2.db_2 \quad (\text{II.4})$$

Les vitesses d'entraînement instantanées, au point de contact B, sont exprimées par les relations suivantes [37]:

$$\text{Pour le pignon 1 : } u_1 = \omega_1.BO_1 \quad (\text{II.5})$$

$$\text{Pour la roue 2 : } u_2 = \omega_2.BO_2 \quad (\text{II.6})$$

Les vitesses relatives instantanées w_1 et w_2 , tangentes aux profils conjugués dans leur point de contact B, s'écrivent [37]:

$$\text{Pour le pignon 1 : } w_1 = (N_1C - d).\omega_1 \quad (\text{II.7})$$

$$\text{Pour la roue 2 : } w_2 = (N_2C + d).\omega_2 \quad (\text{II.8})$$

$$\text{D'après la (Fig. 26), on peut admettre que : } \frac{N_2C}{N_1C} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = i \quad (\text{II.9})$$

Si l'on tient compte de (II.9), la vitesse de glissement vaut [37]:

$$v_g = w_2 - w_1 = (\omega_1 \pm \omega_2).d \quad (\text{II.10})$$

$$\text{On peut également écrire : } \omega_1 \pm \omega_2 = \omega_1 \cdot \left(1 \pm \frac{1}{i}\right) ; \omega_1 = \frac{\pi.n_1}{30}$$

$$\text{Il vient alors : } V_g = 0.1047.n_1 \cdot \left(1 \pm \frac{1}{i}\right) \cdot d \cdot 10^{-3} \quad (\text{II.11})$$

Avec + : pour un engrenage extérieur

- : pour un engrenage intérieur

d : distance du point de contact au point primitif.

On constate que l'intensité de la vitesse de glissement s'annule au point primitif C pour une valeur $d=0$. En ce point, il y'a roulement pur.

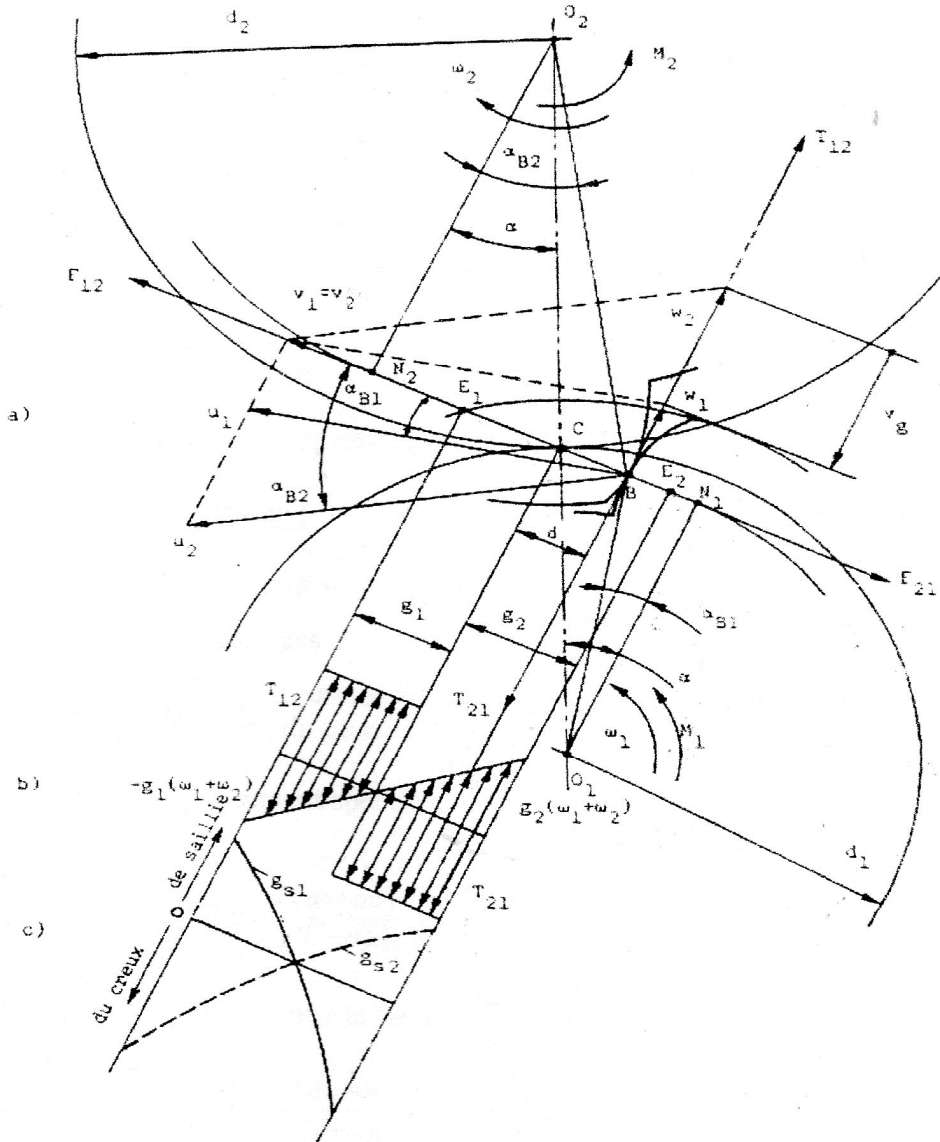


Fig. 22 Glissement relatif et glissement spécifique [37]

II-3 : Glissement relatif total :

La (Fig. 23) représente l'engrènement de deux profils conjugués. La roue (2) est considérée menante. Durant la période dite d'approche, les arcs Im_1 et In_2 se correspondent [38].

Le glissement en période d'approche se caractérise par la différence : $G_f = |Im_1 - In_2|$

Le glissement en période de retraite est désigné par la différence : $G_a = |Im_2 - In_1|$

Le glissement relatif total, qui se produit du début jusqu'à la fin de l'action, est défini comme étant la somme des glissements durant les périodes d'approche et de retraite.

$$G_t = G_f + G_a \tag{II.12}$$

Les valeurs des glissements sont [38]:

$$\text{En approche : } G_f = \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right) \cdot \frac{g_1^2}{2 \cdot \cos \alpha} \tag{II.13}$$

$$\text{En retraite : } G_a = \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right) \cdot \frac{g_2^2}{2 \cdot \cos \alpha} \tag{II.14}$$

Le glissement total est alors :

$$G_t = \left(\frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2} \right) \cdot \frac{g_1^2 + g_2^2}{2 \cdot \cos \alpha} \quad (\text{II.15})$$

Avec + : pour un engrenage extérieur

- : pour un engrenage intérieur

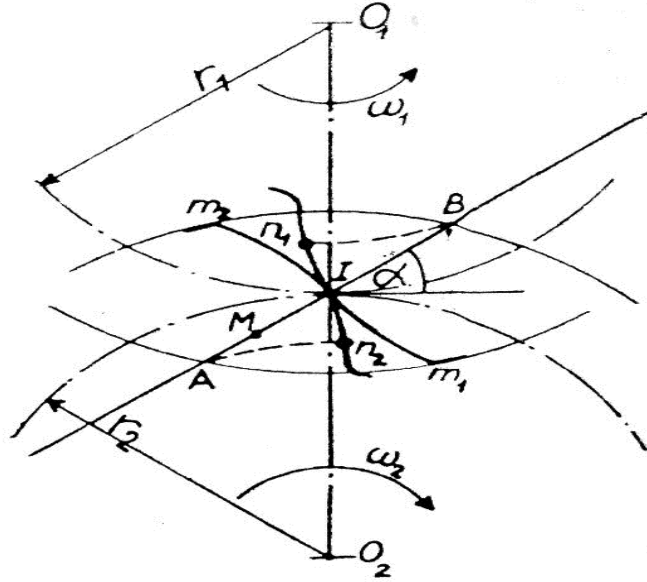


Fig. 23 Glissement relatif total [38]

II- 4 : Glissement spécifique :

Le glissement relatif ne suffit pas à lui seul pour caractériser les conditions d'usure des profils conjugués [37].

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 : il atteint son maximum en pied de denture (point E1 : Fig.22-c) [37]:

$$g_{s1} = \frac{w_1 - w_2}{w_1} = \frac{d \cdot (\omega_1 + \omega_2)}{(N_1 C - d) \cdot \omega_1} \quad (\text{II.16})$$

- Pour la roue : De même, il atteint son maximum en pied de denture (point E2 : Fig.22-c) [37]:

$$g_{s2} = \frac{w_2 - w_1}{w_2} = \frac{d \cdot (\omega_1 + \omega_2)}{(N_1 C + d) \cdot \omega_2} \quad (\text{II.17})$$

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

II- 5 : Equilibrage du glissement spécifique maximum :

Pour équilibrer le glissement spécifique maximal sur les deux éléments de l'engrenage (roue et pignon), il est évident de vérifier la relation suivante [36] :

$$g_{s,1} \text{ en B} = g_{s,2} \text{ en A.} \quad (\text{II.18})$$

Dans le cas d'une denture normale, la (Fig. 24) montre que les glissements spécifiques sont mal équilibrés. Ici, on note que : $g_{s,1B} \gg g_{s,2A}$

Pour y remédier à ce phénomène, il faut réaliser une correction de denture [36].
 $\delta_1 = x_1 \cdot m > 0$ pour le pignon.
 $\delta_2 = x_2 \cdot m < 0$ pour la roue.

La ligne d'action est conservée et le segment de conduite AB devient A'B'. En conséquence, il arrive que [36]: $g_{s,2A'} \gg g_{s,1B'}$

Finalement, avec l'équilibrage des glissements spécifiques, le pignon et la roue ont la même vitesse d'usure.

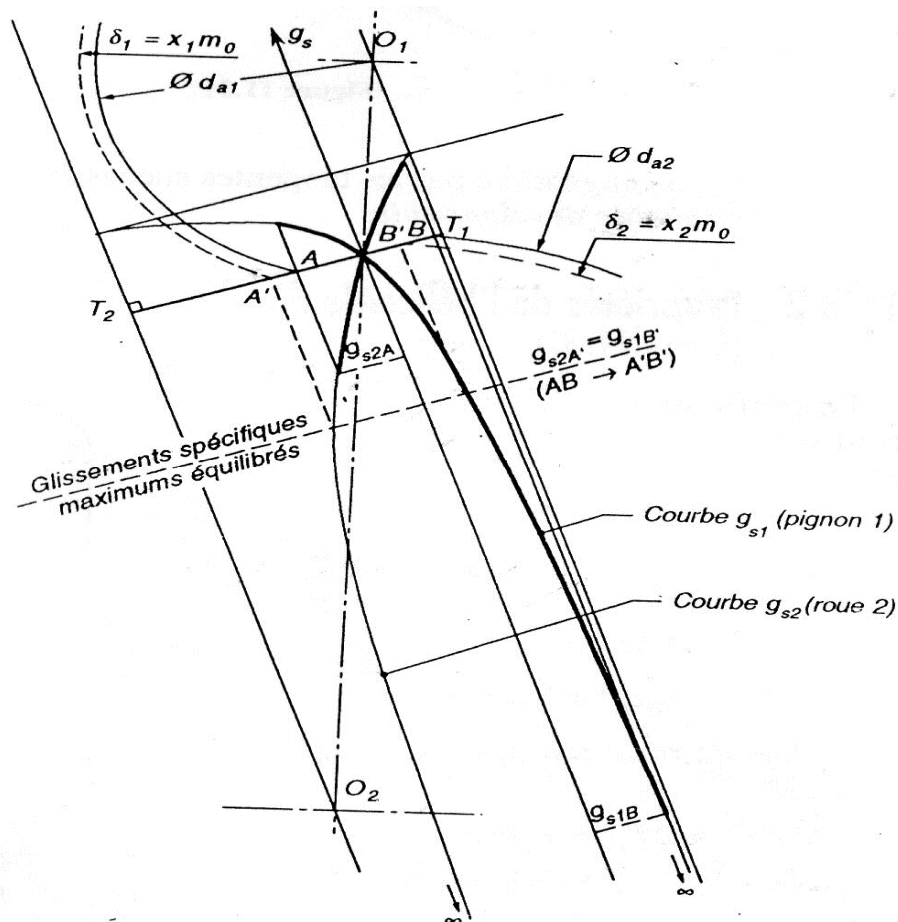


Fig. 24 Equilibrage des glissements spécifiques [36]

II- 6 : Influence des paramètres de fonctionnement sur le glissement dans un engrenage droit extérieur :

II- 6-1 : Expression de la vitesse de glissement en fonction des paramètres géométriques (α , Z , et x) :

Comme illustrée précédemment, pour le cas d'un engrenage extérieur, la vitesse de glissement vaut :

$$V_g = \omega_1 \cdot \left(1 + \frac{1}{i}\right) \cdot d \tag{II.19}$$

Avec :

i : rapport de transmission.

d : distance du point de contact au point primitif.

. Calcul de la distance d :

La distance " d " sera exprimée en fonction des paramètres géométriques, à savoir : le nombre de dents Z , la hauteur de saillie h_a , l'angle de pression α et le module m .

En fonction des paramètres géométriques de l'engrenage (Fig. 25), la distance d s'exprime par :

$$d = AI = \sqrt{(r + h_a)^2 - r^2 \cdot \cos^2 \alpha} - r \cdot \sin \alpha \quad (\text{II.20})$$

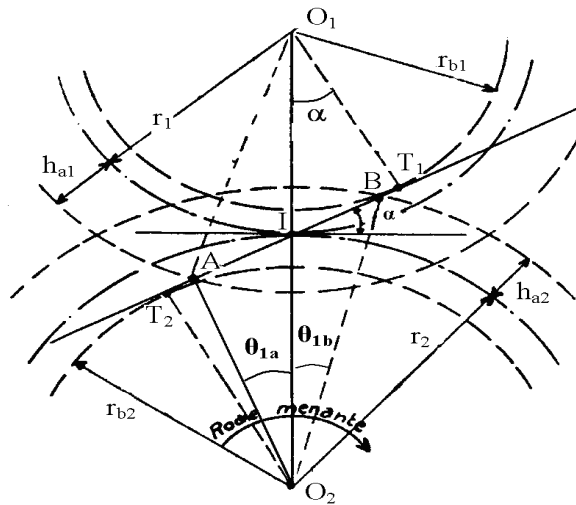


Fig. 25 Calcul de la distance d .

Le rayon primitif a comme expression :

$$r = \frac{m \cdot Z}{2} \quad (\text{II.21})$$

La saillie h_a s'exprime par [40]:

$$h_a = y \cdot m \quad (\text{II.22})$$

Avec :

y : coefficient de saillie réduite.

Tenant compte de (II.21) et (II.22), la distance " d " devient alors :

$$d = \sqrt{\left[\frac{m^2 \cdot Z^2}{4} \cdot \sin^2 \alpha + 2 \cdot \frac{m \cdot Z}{2} \cdot y \cdot m + (y \cdot m)^2 \right]} - \frac{m \cdot Z}{2} \cdot \sin \alpha \quad (\text{II.23})$$

Avec [40]:

$$y = \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_0} \cdot \left[\frac{Z}{2} + (1 + x) \right] - \frac{Z}{2} \quad (\text{II.24})$$

Ou :

α_0 : angle de pression de taillage ($\alpha_0 = 20^\circ$).

α : angle de pression de fonctionnement.

x : coefficient de déport des dents.

Par substitution de (II.23) et (II.24) dans (II.19), il vient finalement :

$$V_g^* = \sqrt{\left[\frac{m \cdot Z^2}{4} \cdot \sin^2 \alpha + Z \cdot \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_0} \cdot \left[\frac{Z}{2} + (1 + x) \right] - \frac{Z}{2} \right) + \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_0} \cdot \left[\frac{Z}{2} + (1 + x) \right] - \frac{Z}{2} \right)^2 \right]} - \frac{Z}{2} \cdot \sin \alpha \quad (\text{II.25})$$

Avec :

$$V_g^* : \text{Vitesse de glissement adimensionnée } (V_g^* = \frac{V_g}{\omega_1 \cdot (1 + \frac{1}{i}) \cdot m})$$

L'équation (II.25) représente la vitesse de glissement adimensionnée en fonction des paramètres de fonctionnement de l'engrenage, à savoir : l'angle de pression α , le module m , le nombre de dents Z et le coefficient de déport x .

II- 6-2 : Traitement numérique :

Afin de visualiser l'effet des paramètres géométriques de fonctionnement sur la variation de la vitesse de glissement dans un engrenage parallèle à dentures droites, des exemples d'illustration ont été considérés.

Dans cette étude, le glissement relatif est examiné en période d'approche ou en période de retraite. En effet, la variation de la vitesse de glissement adimensionnée V_g^* est étudiée numériquement. Les paramètres de fonctionnement des exemples pris en considération sont donnés par les tableaux 2 et 3.

. Exemple 1 : Effet du nombre de dents (Z variable).

$$V_g^* \text{ représente le rapport } \frac{V_g}{\omega_1 \cdot (1 + \frac{1}{i}) \cdot m}$$

Dans cet exemple, le nombre de dents est considéré comme variable.

Les caractéristiques de l'engrenage étudié sont regroupées dans le Tableau 2.

Influence du nombre de dents Z		
Caractéristiques	Pignon	Roue
Nombre de dents (Z)	Variable	Variable
Coefficient de déport (x)	$x = - 0.2$	
	$x = 0$	
	$x = + 0.2$	
Angle de pression de taillage, α_0	20°	
Angle de pression de fonctionnement, α	$20,43^\circ$	

Tableau 2 Caractéristiques de l'engrenage pris comme exemple (nombre de dents Z variable)

. Exemple 2 : Effet de l'angle de pression de fonctionnement (α variable).

$$V_g^* \text{ représente le rapport } \frac{V_g}{\omega_1 \cdot (1 + \frac{1}{i}) \cdot m}$$

Dans cet exemple, l'angle de pression de fonctionnement est considéré comme variable.

Les caractéristiques de l'engrenage étudié sont regroupées dans le Tableau 3.

Influence de l'angle de pression de fonctionnement α		
Caractéristiques	Pignon	Roue
Nombre de dents (Z)	17	20
Coefficient de déport (x)	$x = - 0.2$	
	$x = 0$	
	$x = + 0.2$	
Angle de pression de taillage, α_0	20°	
Angle de pression de fonctionnement, α	Variable	

Tableau 3 Caractéristiques de l'engrenage pris comme exemple (angle de pression de fonctionnement α variable)

II-6-3 : Résultats et Discussions :

Il est bien connu que la vitesse de glissement, au cours de l'engrènement, varie linéairement avec la longueur d'action. Elle change également de sens entre les périodes d'approche (T_2I) et de retraite (IT_1), ce qui traduit un phénomène de glissement variable.

Dans ce travail, le glissement est étudié sous l'effet de la variation des paramètres géométriques de fonctionnement.

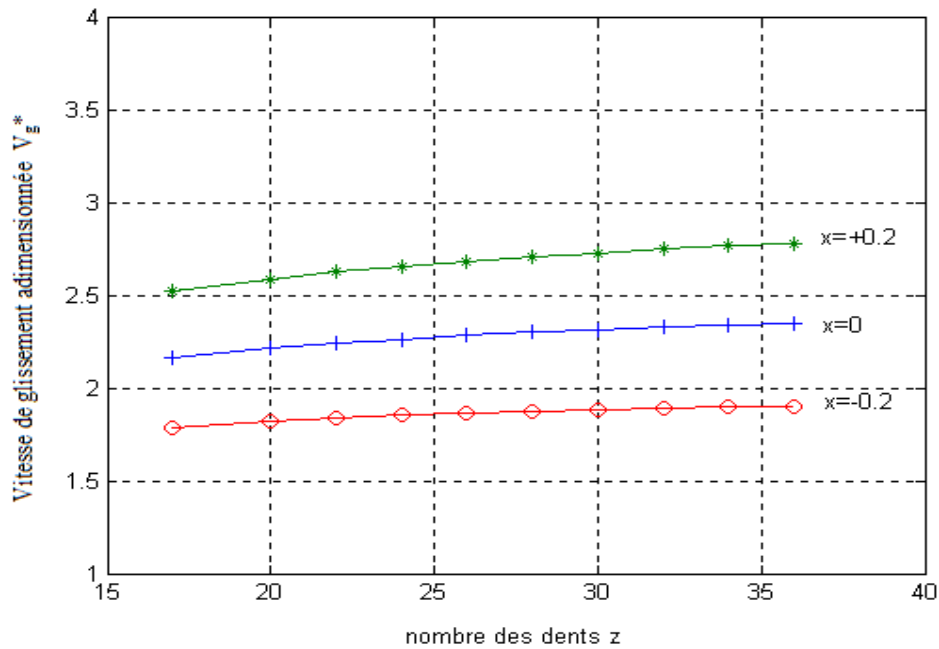


Fig. 26 Influence du nombre de dents sur la vitesse de glissement

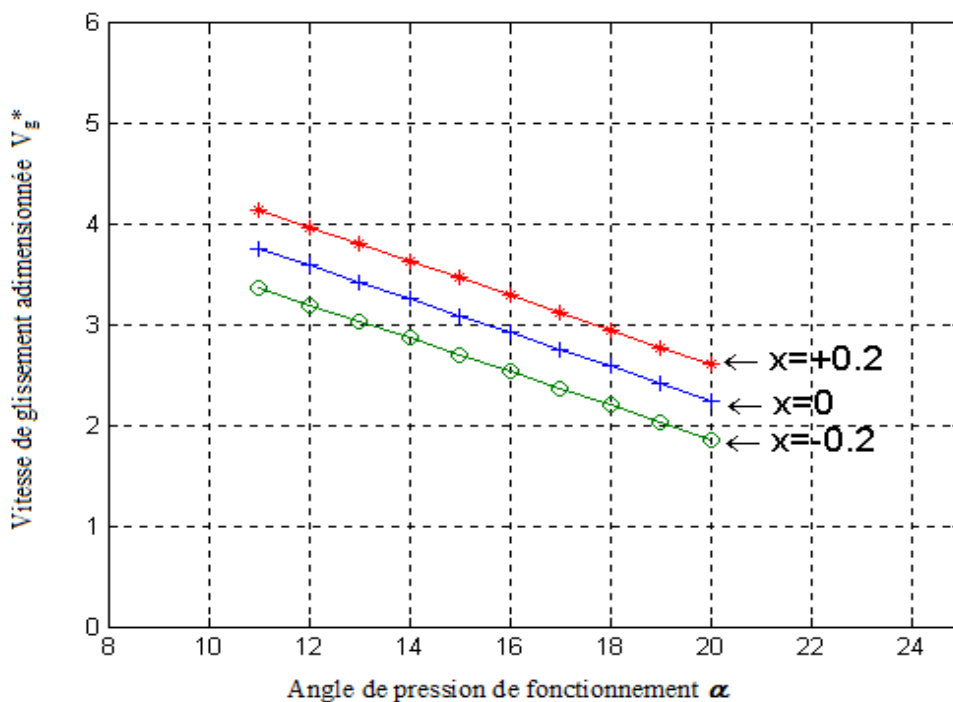


Fig. 27 Influence de l'angle de pression α sur la vitesse de glissement

D'après les résultats obtenus, nous remarquons que la vitesse de glissement augmente avec l'augmentation du nombre de dents (Fig. 26). En effet, l'accroissement du nombre de dents modifie la géométrie de la dent qui se traduit par l'accroissement de l'épaisseur de base S_b et le décroissement de l'épaisseur de tête S_a . Par ailleurs, la modification géométrique de la forme de la dent fait croître le rayon primitif et par conséquent la longueur d'action augmente; en conséquence l'intensité de la vitesse de glissement augmente.

D'après la Fig. 27, on constate que la vitesse de glissement est inversement proportionnelle à l'angle de pression de fonctionnement α . Ceci s'explique du fait que l'accroissement de l'angle α fait diminuer la longueur d'action (conduite diminuée) et par conséquent la vitesse de glissement se trouve diminuée.

- Influence du déport sur la vitesse de glissement :

- Déport positif :

Tel qu'il apparaît sur les Figs. 26 et 27, on constate que le glissement croît avec un déport positif. En effet, un déport positif fait croître la saillie de la dent. Cette dernière contribue à l'accroissement de la longueur d'action et par conséquent le glissement augmente.

- Déport négatif :

Contrairement à un déport positif, l'intensité de la vitesse de glissement diminue avec un déport négatif. Cette diminution est expliquée par le décroissement de la longueur d'action. En effet, la saillie de la denture diminue avec un déport négatif et par conséquent la longueur d'action se trouve largement diminuée.

II-6-4 : Construction d'abaques :

L'étude menée sur l'effet des paramètres géométriques de fonctionnement, sur l'intensité de la vitesse de glissement dans un engrenage droit, nous a permis de construire des abaques. Pour ce faire, il faut respecter la condition suivante :

les points de contact ne doivent pas dépasser les points T_1 et T_2 situés sur les cercles de base (Fig. 25). Cette condition se traduit par les relations suivantes :

$$g_1 \leq r_2 \cdot \sin \alpha \quad (\text{II.26})$$

$$g_2 \leq r_1 \cdot \sin \alpha \quad (\text{II.27})$$

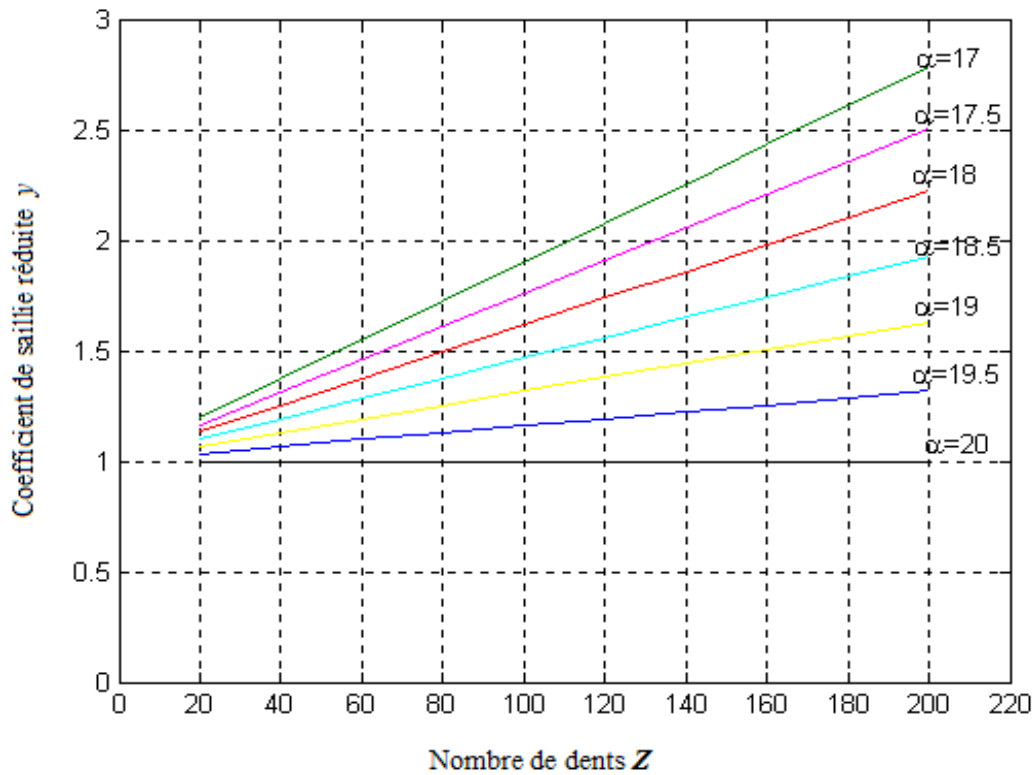


Fig. 28 Calcul du coefficient de saillie réduite pour Z et α variables (sans correction, $x=0$).

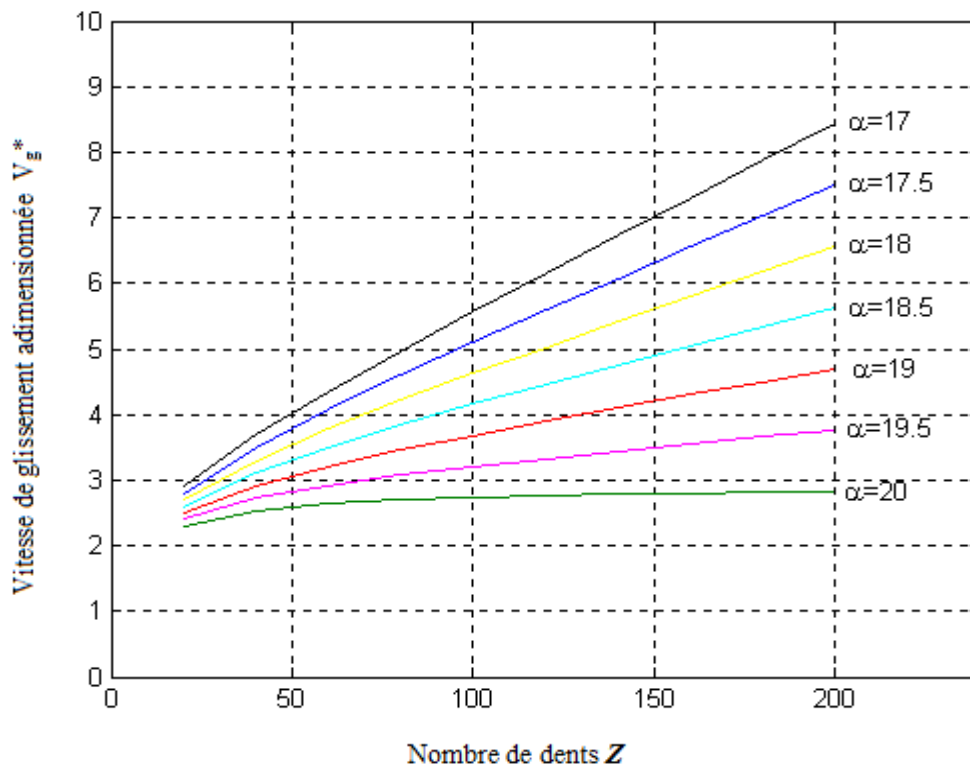


Fig. 29 Calcul de la vitesse de glissement pour Z et α variables (sans correction, $x=0$).

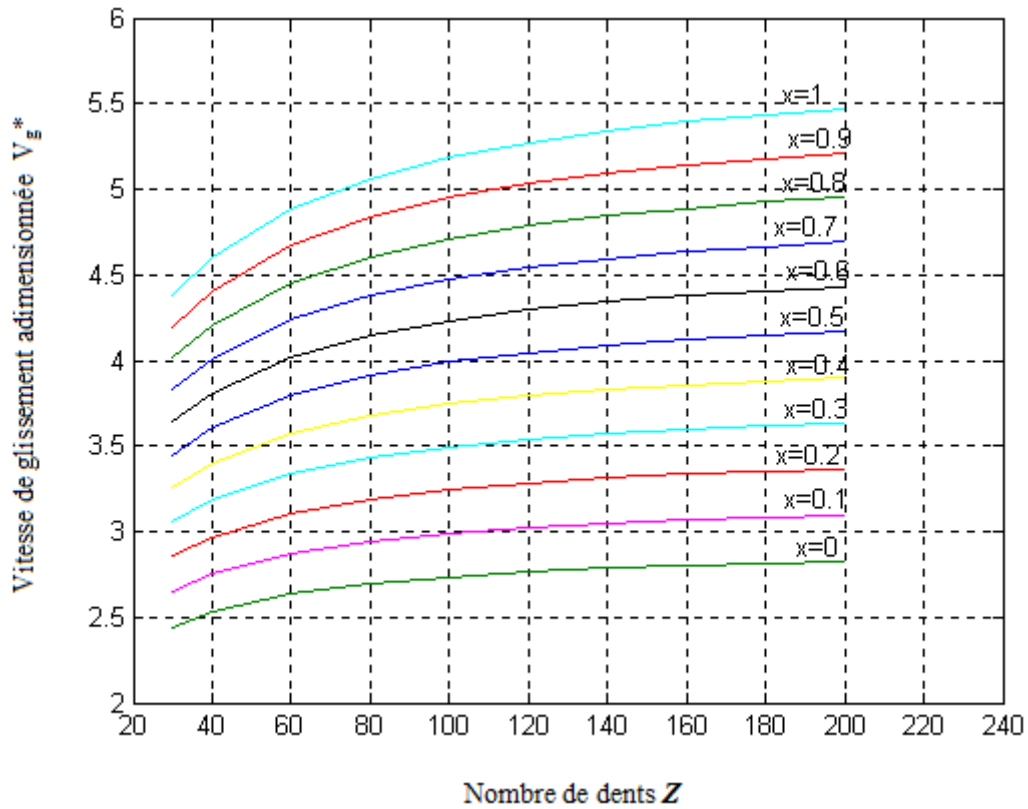


Fig. 30 Calcul de la vitesse de glissement pour Z et x variables ($\alpha=20^\circ$).

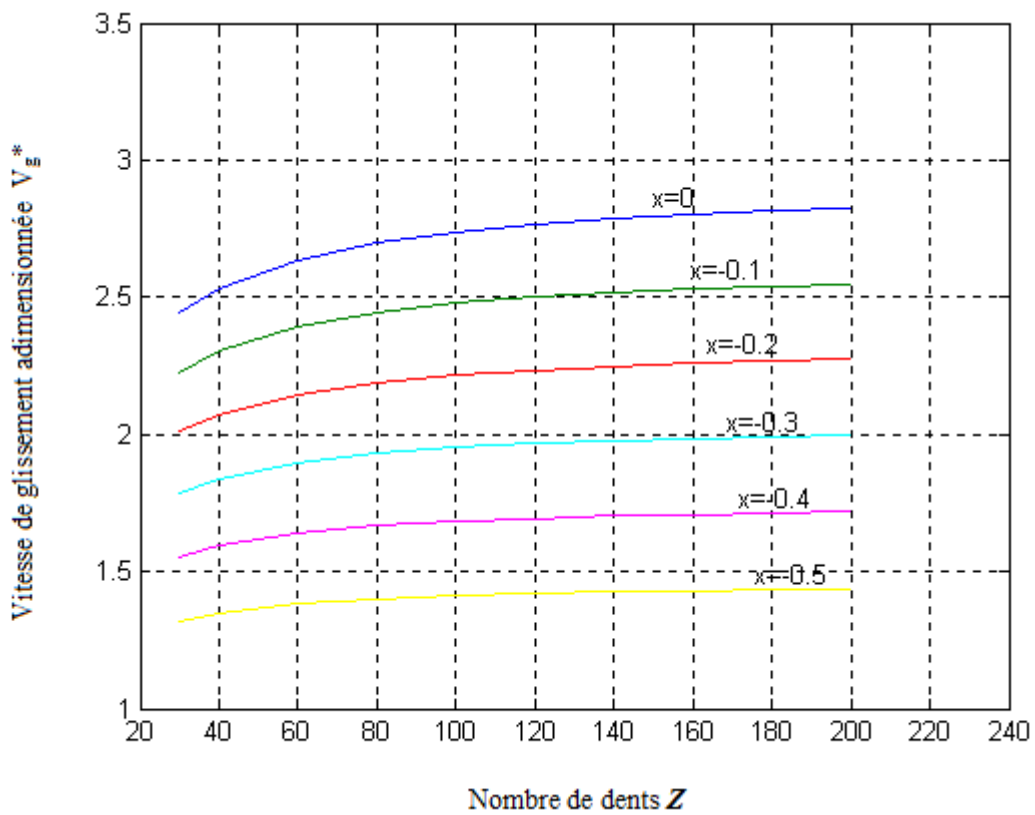


Fig. 31 Calcul de la vitesse de glissement pour Z et x variables ($\alpha=20^\circ$).

Les abaques construites sont uniquement valable pour une gamme bien définie des paramètres de fonctionnement de l'engrenage. En effet, elles sont conçues en respectant les conditions de non interférence II.26 et II.27.

L'abaque de la Fig.28 donne le coefficient de saillie réduite pour plusieurs valeurs de l'angle de pression α (s'échelonnant de 17° à 20°) et du nombre de dents Z (le nombre de dents varie de 30 à 200). De même, l'abaque de la Fig. 29 permet de déterminer aisément la vitesse de glissement en fonction de l'angle de pression α et le nombre de dents Z .

Les abaques présentées par les Figs. 30 et 31 permettent de déterminer la vitesse de glissement pour diverses valeurs du nombre de dents ($Z=30$ à 200 dents) et du coefficient de déport. En effet, la Fig. 31 donne le glissement pour des valeurs du coefficient de déport x s'échelonnant de 0 à +1, tandis que le coefficient de déport varie de 0 à - 0.5 dans la Fig. 32.

Les abaques construites vont essentiellement donner une idée sur la variation de la vitesse de glissement en fonction des paramètres géométriques des engrenages droits. Par ailleurs, ces abaques vont également permettre de choisir la géométrie optimale qui donne les plus faibles valeurs du glissement relatif et par conséquent les plus faibles valeurs de l'usure des dentures au cours du fonctionnement.

Par exemple, on peut constater que la combinaison d'un déport négative élevée ($x = - 0.5$) et d'un petit nombre de dents ($Z=30$) donne la plus faible valeur du glissement relatif ($V_g^* \approx 1.35$). En effet, cette géométrie de l'engrenage donne les plus faibles valeurs de l'usure.

II-7 : Influence des paramètres de fonctionnement sur le rendement d'un engrenage droit :

II-7-1 : Expression du rendement d'un engrenage droit :

Considérons la (Fig. 32) qui représente l'effet du frottement au cours de l'engrènement entre dentures d'engrenages. Dans un engrenage, il est bien établi que la combinaison glissement-pression normale engendre une force de frottement entre les flancs opposés des dents. Il est également bien établi que le rendement d'un engrenage est principalement lié à la puissance perdue par frottement durant la période d'engrènement d'un couple de dents [38].

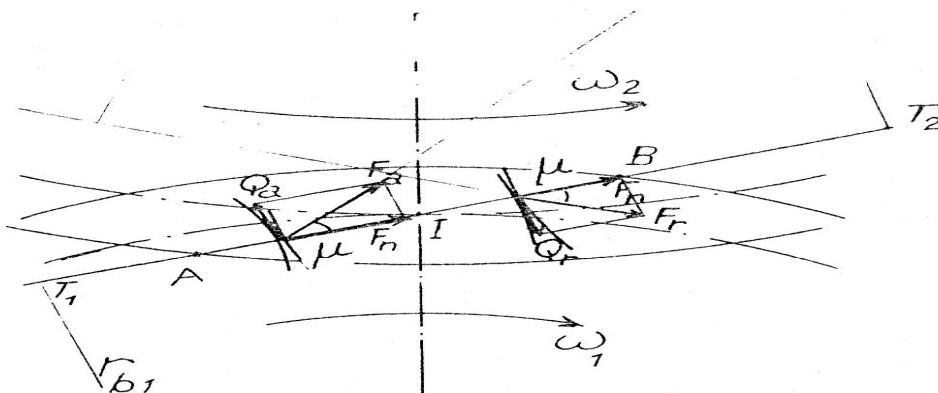


Fig. 32 Engrènement des dentures - Influence du frottement [38]

Supposons qu'il n'y a pas de frottement au niveau du primitif de denture du pignon moteur (zone de roulement pur), la réaction de contact serait alors l'effort normal : $F_n = \frac{F_t}{\cos\alpha}$. Par ailleurs, du fait de l'existence du frottement au delà (vers le haut et vers le bas) du point primitif, l'action de contact est en réalité une force " **F** " inclinée de l'angle [38]:

$$\mu = \text{Arct}gf \quad (\text{II.28})$$

Avec :

f : coefficient de frottement.

La composante tangentielle de la force **F** est :

$$Q = F_n \cdot f \quad (\text{II.29})$$

Le travail perdu par frottement depuis le début jusqu'à la fin de l'action a comme expression [38]:

$$\tau_\mu = Q \cdot G_t \quad (\text{II.30})$$

G_t : glissement relatif total des profils conjugués, il est donné par la formule (II.15).

La substitution de (II.15) et (II.29) dans (II.30) donne pour un engrenage extérieur droit :

$$\tau_\mu = F_n \cdot f \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \cdot \frac{g_1^2 + g_2^2}{2 \cdot \cos\alpha} \cdot \frac{2\pi}{\frac{g_1 + g_2}{r_2 \cdot \cos\alpha}} = \pi \cdot r_2 \cdot F_n \cdot f \cdot \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \cdot \frac{g_1^2 + g_2^2}{g_1 + g_2} \quad (\text{II.31})$$

Pendant ce temps, le pignon moteur fournit à la roue un travail [38]:

$$\tau_m = F_t \cdot 2\pi \cdot r_2 = F_n \cdot \cos\alpha \cdot 2\pi \cdot r_2 \quad (\text{II.32})$$

Le rendement d'engrènement s'exprime par [38]:

$$\eta = \frac{\tau_m - \tau_\mu}{\tau_m} \quad (\text{II.33})$$

Finalement, le rendement d'engrènement, après simplification, devient [38]:

$$\eta = \frac{\tau_m - \tau_\mu}{\tau_m} = 1 - f \cdot \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \cdot \left[\frac{g_1^2 + g_2^2}{2 \cdot (g_1 + g_2) \cdot \cos\alpha} \right] \quad (\text{II.34})$$

II-7-2 : Expression du rendement en fonction des paramètres géométriques de fonctionnement :

Afin d'exprimer le rendement d'engrènement en fonction des paramètres de fonctionnement d'un engrenage parallèle à dentures droites, à savoir : l'angle de pression α , le module m , le nombre de dents Z et le déport x , il suffit de remplacer les paramètres g_1 , g_2 , r_1 et r_2 de l'expression (II.34) par les quantités suivantes :

$$g_1 = \sqrt{\left[\frac{m^2 \cdot Z_1^2}{4} \cdot \sin^2\alpha + 2 \cdot \frac{m \cdot Z_1}{2} \cdot y_1 \cdot m + (y_1 \cdot m)^2 \right]} - \frac{m \cdot Z_1}{2} \cdot \sin\alpha \quad (\text{II.35})$$

$$g_2 = \sqrt{\left[\frac{m^2 \cdot Z_2^2}{4} \cdot \sin^2\alpha + 2 \cdot \frac{m \cdot Z_2}{2} \cdot y_2 \cdot m + (y_2 \cdot m)^2 \right]} - \frac{m \cdot Z_2}{2} \cdot \sin\alpha \quad (\text{II.36})$$

$$r_{1,2} = \frac{m \cdot Z_{1,2}}{2} \quad (\text{II.37})$$

Avec :

$$y_1 = \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_0} \cdot \left[\frac{Z_1}{2} + (1 + x_1) \right] - \frac{Z_1}{2} \quad (\text{II.38})$$

$$y_2 = \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_0} \cdot \left[\frac{Z_2}{2} + (1 + x_2) \right] - \frac{Z_2}{2} \quad (\text{II.39})$$

Pour visualiser l'influence des différents paramètres de fonctionnement : α , m , Z et x (ou bien la vitesse de glissement), sur l'évolution du rendement d'un engrenage parallèle à denture droite pour un régime de fonctionnement sec ou lubrifié, des exemples d'illustration sont utilisés. Pour ce faire, un simple programme Fortran est développé (voir le détail de la programmation en Annexe I).

II-7-3 : Traitement numérique :

Dans cette étude, nous nous sommes particulièrement intéressés à l'évolution du rendement d'un engrenage parallèle à dentures droites pendant toute la période d'engrènement sous l'effet des paramètres géométriques de fonctionnement du pignon et de la roue. Le traitement numérique de l'équation (II.34), régissant le rendement d'engrènement, nous a conduits à prendre en considération des exemples d'illustration.

Exemple 1 :

Dans cet exemple on s'intéresse aux effets de la variation du nombre de dents Z sur l'évolution du rendement de l'engrenage.

Toutes les caractéristiques de l'engrenage pris comme exemple sont données par le Tableau 4.

Exemple 2 :

Cet exemple visualise les effets de la variation de l'angle de pression de fonctionnement α sur l'évolution du rendement de l'engrenage.

Toutes les caractéristiques de l'engrenage pris comme exemple sont données par le Tableau 5.

Influence du nombre de dents Z		
Caractéristiques	Pignon	Roue
Nombre de dents (Z)	Variable	Variable
Matériau	Acier	Acier
Coefficient de déport (x)	0	0
	+0.2	-0.2
	+0.2	+0.2
	-0.2	-0.2
Module (m)	2 mm	
Coefficient de frottement, f	Régime sec, $f = 0.2$	
	Régime lubrifié, $f = 0.05$	
Angle de pression de taillage, α_0	20°	
Angle de pression de fonctionnement, α	20,43°	

Tableau 4 Caractéristiques de l'engrenage pris comme exemple (nombre de dents Z variable)
- Effet du nombre de dents sur le rendement.

Influence de l'angle de pression de fonctionnement α		
Caractéristiques	Pignon	Roue
Nombre de dents (Z)	17	20
Matériau	Acier	Acier
Coefficient de déport (x)	0	0
	+0.2	-0.2
	+0.2	+0.2
	-0.2	-0.2
Module (m)	2 mm	
Coefficient de frottement, f	Régime sec, $f = 0.2$	
	Régime lubrifié, $f = 0.05$	
Angle de pression de taillage, α_0	20°	
Angle de pression de fonctionnement, α	Variable	

Tableau 5 Caractéristiques de l'engrenage pris comme exemple (angle de pression de fonctionnement α variable) - Effet de l'angle de pression de fonctionnement sur le rendement.

II-7-4 : Résultats et discussion :

Il est bien établi que le rendement d'un engrenage est généralement fonction du glissement relatif des profils conjugués. En effet, l'amélioration du rendement de l'engrenage passe sans doute par l'optimisation du glissement (c.-à-d. diminution de son intensité).

II-7-4-1 : Influence du nombre de dents :

Comme le montre les Figures 33, 34, 35 et 36, l'accroissement du nombre de dents fait diminuer le rendement d'un engrenage. En effet, cette diminution s'explique par l'augmentation de la vitesse de glissement comme démontré par les résultats de la Fig. 26. Comme visualisée, la diminution du rendement est confirmée avec ou sans correction de denture. Par ailleurs, il est clairement constatée que les valeurs du rendement sont légèrement différentes. Cette différence est donc engendrée par le système de correction des dentures adopté (pour plus de détail voir la 'effet du déport sur la vitesse de glissement : un déport positif fait croître le glissement, l'usure et par conséquent le rendement diminue; tandis qu'un déport négatif fait diminuer le glissement et l'usure, ce qui justifie en conséquence l'amélioration du rendement).

D'après les résultats obtenus, il est également clairement observé qu'une lubrification imposée fait considérablement augmenté le rendement. En effet, une bonne lubrification permettra de diminuer le frottement et ses conséquences.

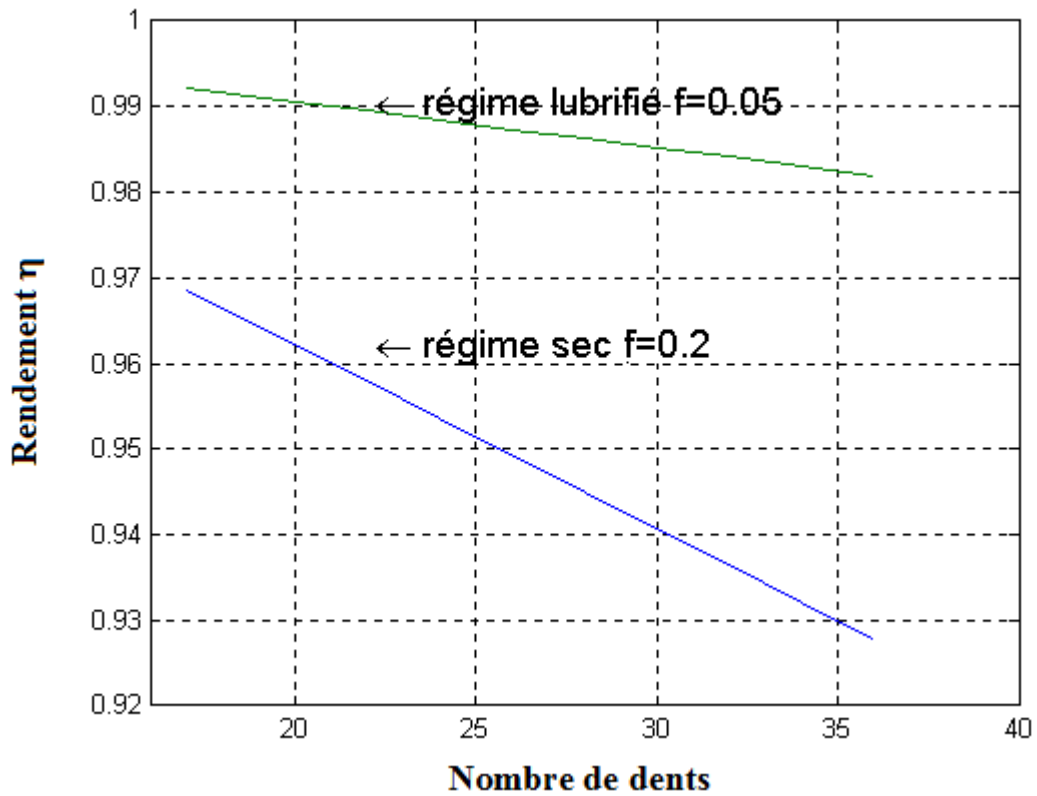


Fig. 33 Influence du nombre de dents Z sur le rendement de l'engrenage ($x_1=x_2=0$)

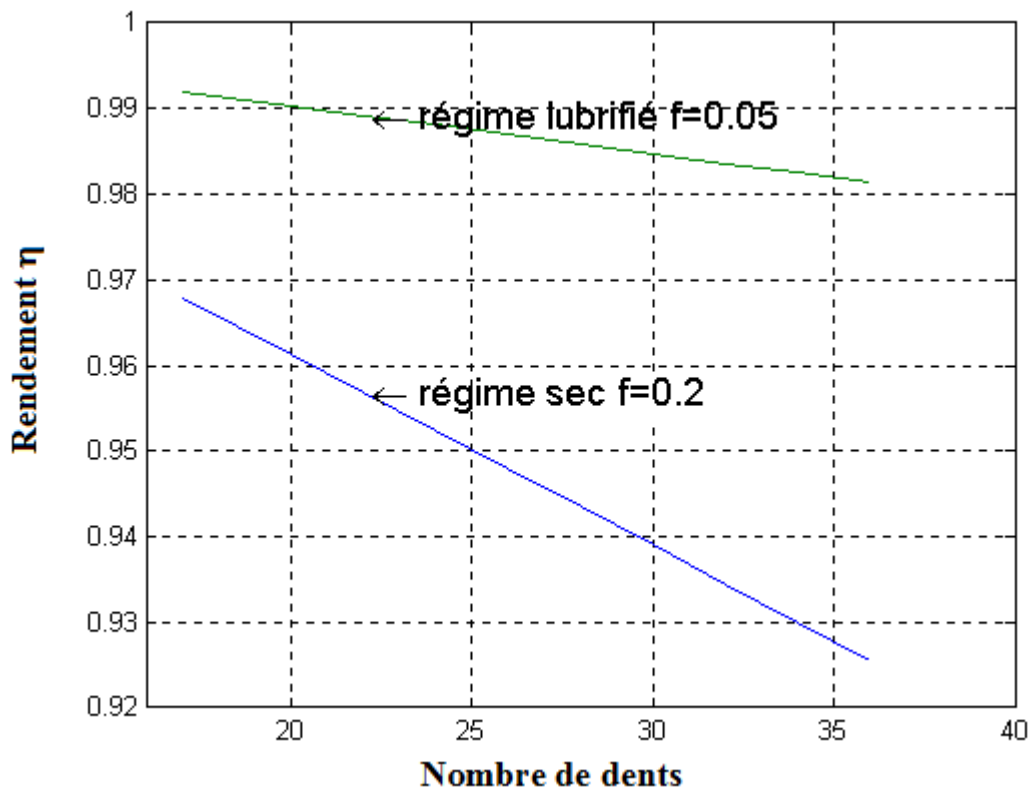


Fig. 34 Influence du nombre de dents Z sur le rendement de l'engrenage ($x_1=+ 0.2$ et $x_2=- 0.2$)

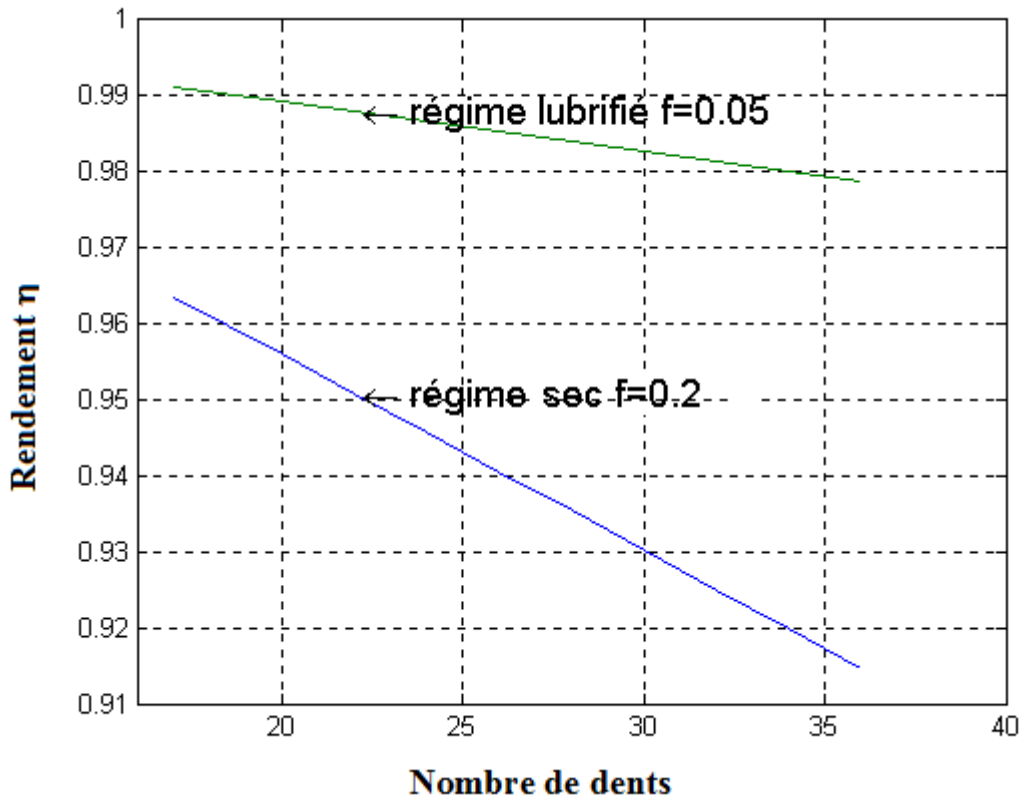


Fig. 35 Influence du nombre de dents Z sur le rendement de l'engrenage ($x_1=x_2=+ 0.2$)

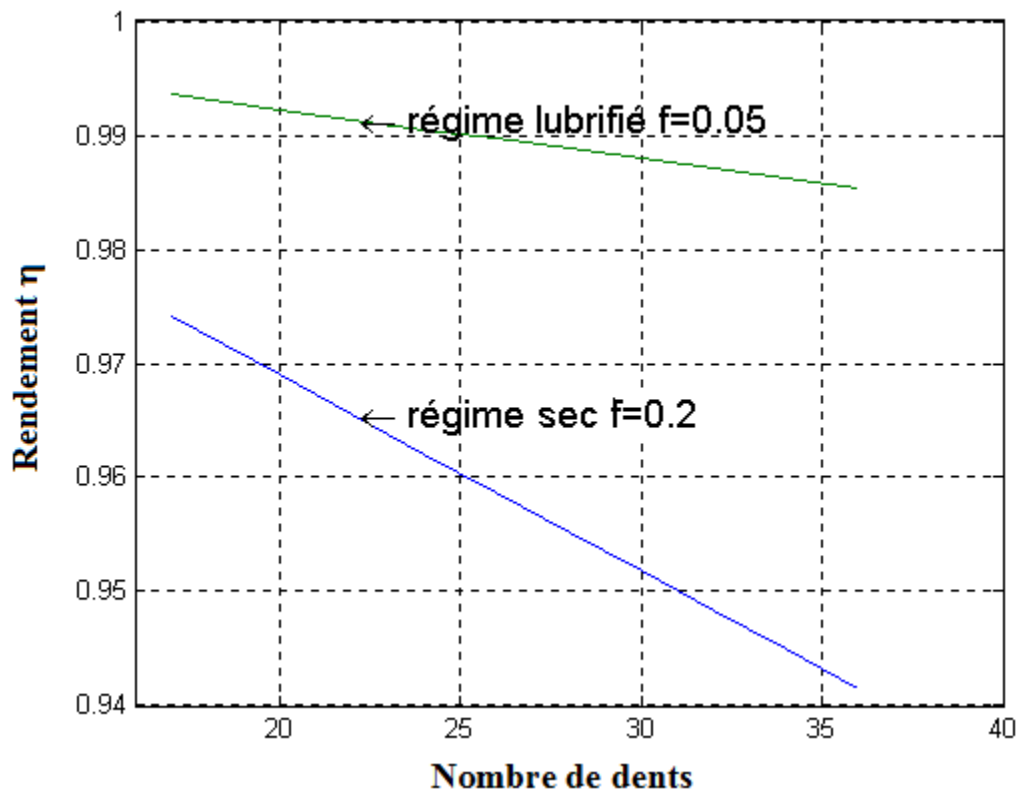


Fig. 36 Influence du nombre de dents Z sur le rendement de l'engrenage ($x_1=x_2= - 0.2$)

II-7-4-2 : Influence de l'angle de pression :

Les Figures 37, 38, 39 et 40 visualisent l'effet de l'angle de pression de fonctionnement α sur l'évolution du rendement d'engrènement pour deux types de contacts : lubrifié et sec avec ou sans correction de dentures. Les résultats obtenus montrent que l'accroissement de l'angle de pression fait croître le rendement de l'engrenage. Ce comportement est expliqué par la diminution de l'intensité de la vitesse de glissement lorsque le paramètre angle de pression de fonctionnement α augmente. En effet, le décroissement en vitesse (Fig. 27) est engendré par la diminution de la longueur d'action. De même que pour le cas précédent (effet du nombre de dents sur le rendement), on constate une légère différence entre les quatre cas étudiés. Cette différence est en effet engendrée par le système de correction adopté (effet du déport sur l'intensité de la vitesse de glissement qui affecte le rendement d'engrènement).

Selon les visualisations graphiques, on constate, d'une part, que la lubrification de l'engrenage fait considérablement augmenter son rendement comparé au rendement obtenu pour un régime de fonctionnement sec. D'autre part, il est également constaté que l'augmentation du rendement, sous l'effet de l'angle de pression de fonctionnement α , est très légère (pente douce) pour un régime de fonctionnement lubrifié.

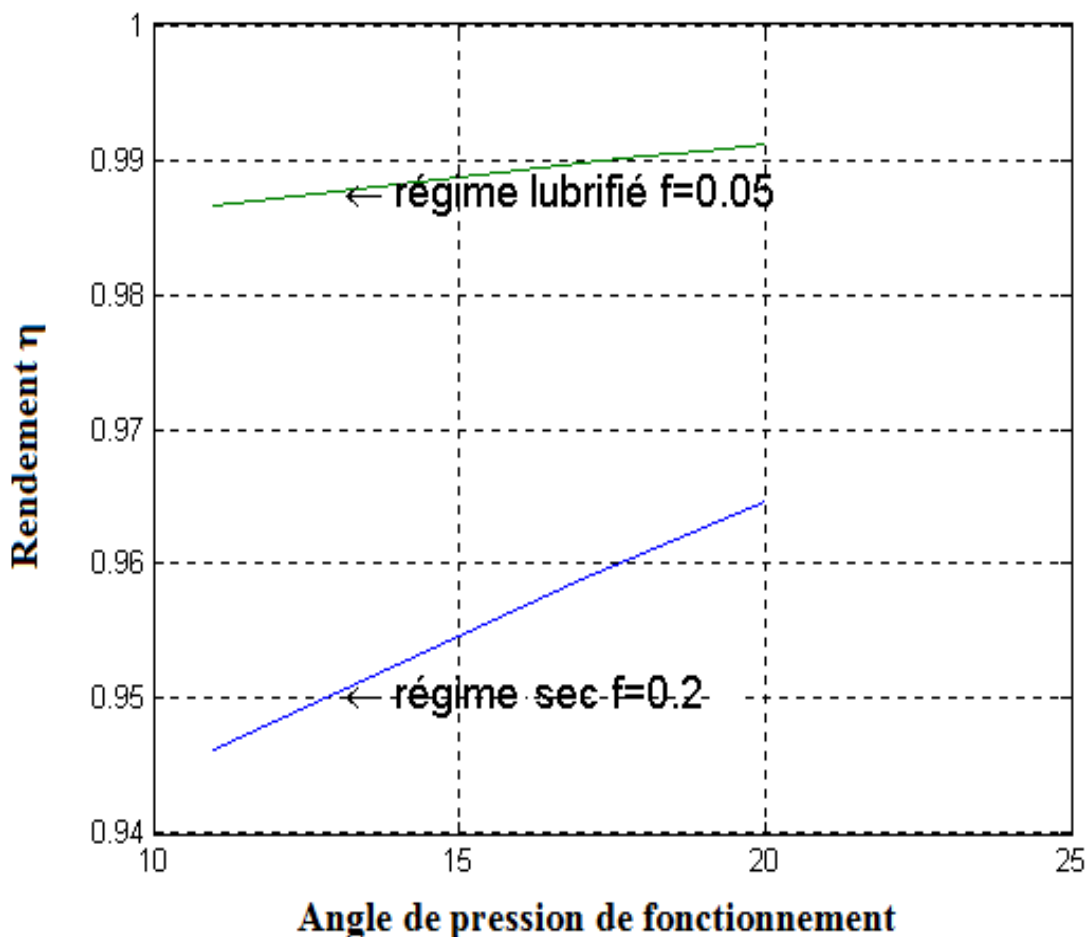


Fig. 37 Influence de l'angle de pression α sur le rendement de l'engrenage ($x_1=x_2=0$)

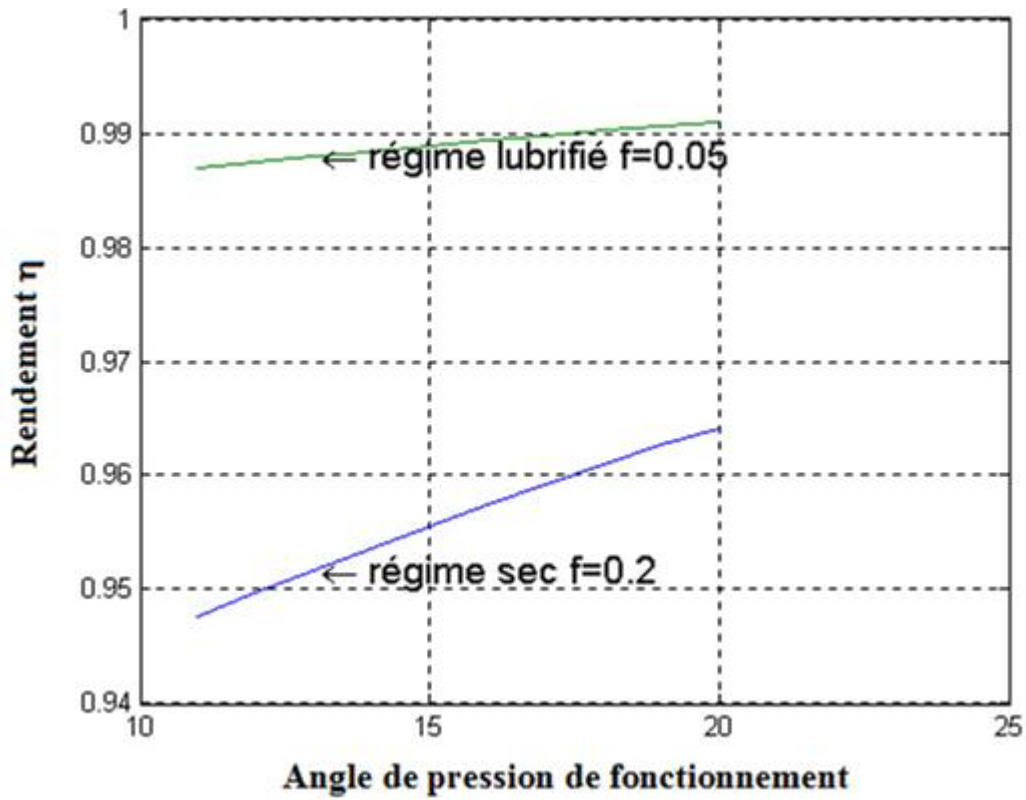


Fig. 38 Influence de l'angle de pression α sur le rendement de l'engrenage ($x_1=+ 0.2$ et $x_2= - 0.2$)

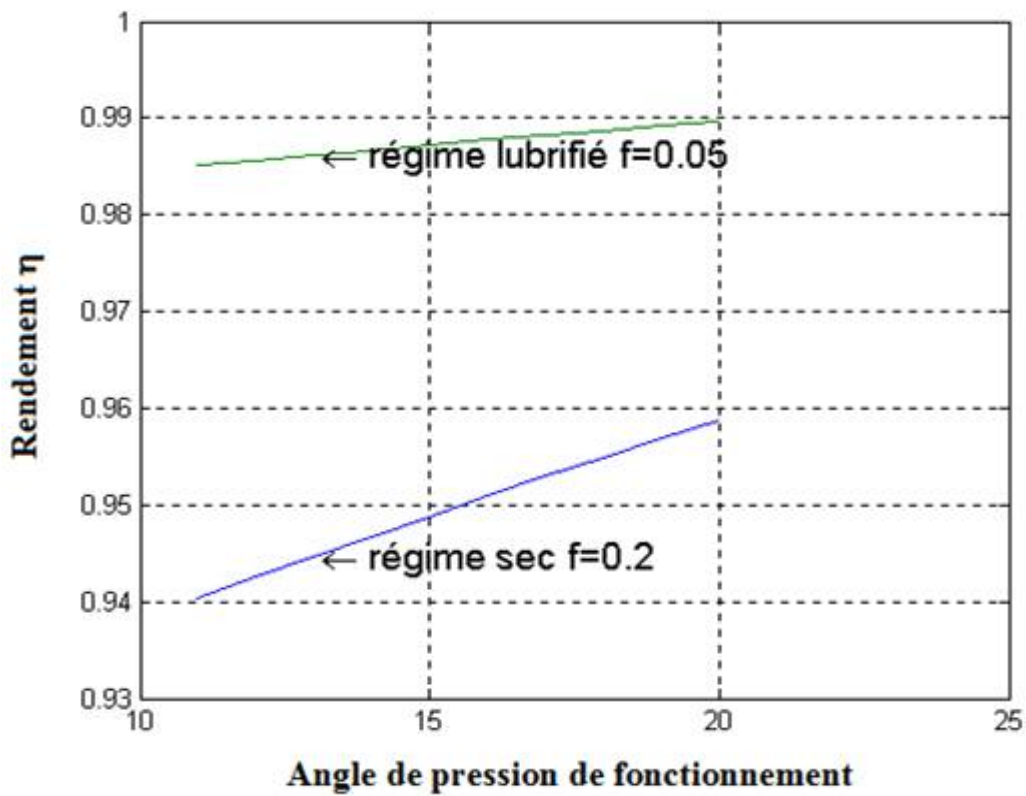


Fig. 39 Influence de l'angle de pression α sur le rendement de l'engrenage ($x_1=x_2=+ 0.2$)

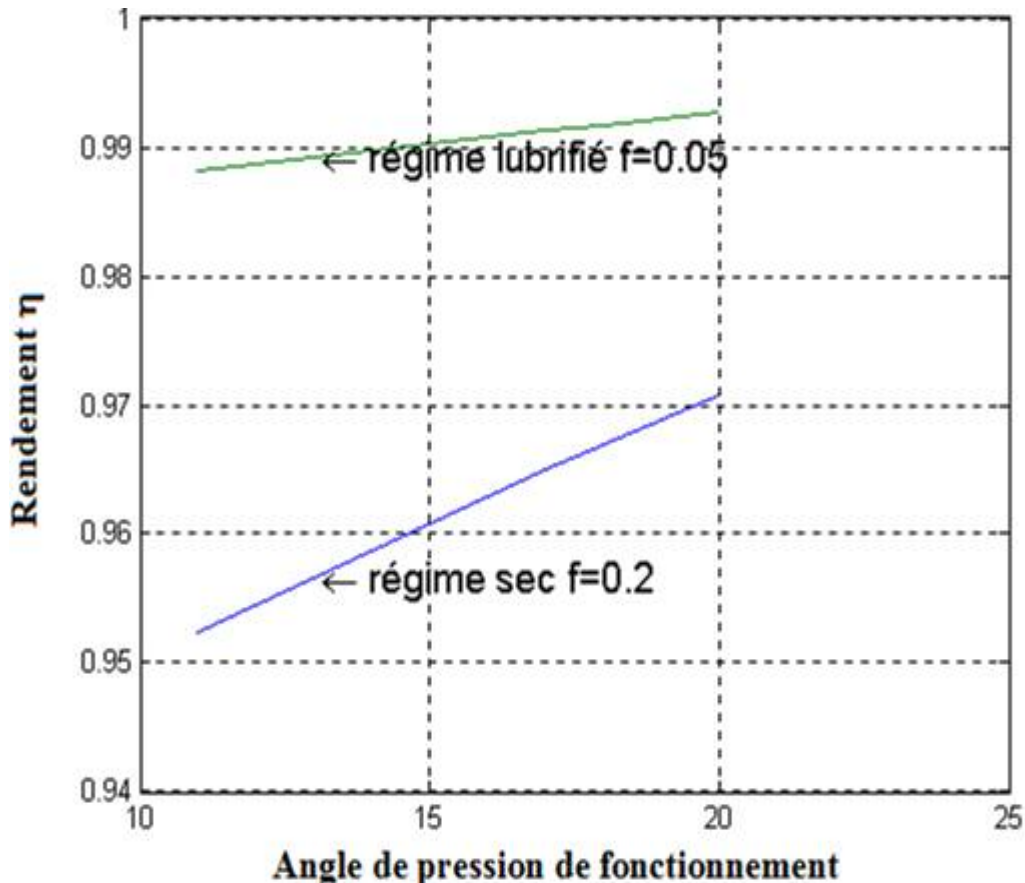


Fig. 40 Influence de l'angle de pression α sur le rendement de l'engrenage ($x_1=x_2= - 0.2$)

II-8 : Conclusion :

De cette étude théorique, sur le glissement dans un engrenage parallèle à dentures droites, on peut tirer les conclusions suivantes :

- Le glissement est un paramètre très important dans l'étude des engrenages. En effet, il accentue l'usure des dents, entraîne du bruit et par conséquent le rendement de l'engrenage se trouve diminué.
- L'effet des paramètres géométriques de fonctionnement, à savoir : l'angle de pression de fonctionnement α , le nombre de dents Z et le coefficient de déport x , a été visualisé. L'objectif de cette partie est de montrer l'importance du glissement afin de prévoir des solutions pour son optimisation.
- Une optimisation des paramètres de fonctionnement peut réduire considérablement le phénomène de glissement entre dentures et par conséquent le rendement et la durée de vie se verront augmenter.
- La longueur d'action est une caractéristique très importante dans l'étude des engrenages. Non seulement elle permet de vérifier la continuité d'engrènement, elle caractérise également la qualité de fonctionnement d'un engrenage.

- Le rendement d'un engrenage est généralement très satisfaisant pour des conditions correctes de manufacture et de lubrification. En effet, une bonne lubrification fait considérablement augmenter le rendement et la durée de vie de l'engrenage.
- Dans les chapitres qui suivent, on s'intéresse plus particulièrement aux effets du glissement et de la pollution solide de la lubrification sur la dégradation des engrenages. Une étude expérimentale sera réalisée afin de bien comprendre l'effet du glissement et de la pollution solide des lubrifiants sur l'usure d'un engrenage parallèle à dentures droites.

CHAPITRE III

DEGRADATION DES ENGRENAGES ET EFFET DU GLISSEMENT

III.1. Introduction

De multiples mécanismes, possédant des éléments en mouvement, comportent des composants mécaniques tels que : engrenages, roulements..... etc. La fiabilité et la durée de vie de ces composants joue un rôle très important pour le bon fonctionnement des contacts mécaniques. Par ailleurs, ces composants subissent, sous l'effet des conditions de fonctionnement des mécanismes, des détériorations qui peuvent déstabiliser leur bon fonctionnement.

Dans les engrenages, les détériorations sont multiples et dépendent essentiellement des conditions de fonctionnement des mécanismes. La dégradation manifestée s'apparente le plus souvent à de l'usure et du grippage pour un régime de fonctionnement avec des efforts de frottement et des vitesses de glissement trop élevés. Par contre, lorsque les charges normales sont grandes et les vitesses de glissement sont faibles, la dégradation se caractérise par des déformations plastiques ou bien des écailles et micro-écailles (c.-à-d. des fatigues superficielles).

Dans ce chapitre sont présentés les défauts localisés qui apparaissent au niveau du cercle primitif des dentures d'engrenages (zone à faible vitesse de glissement et faible effort de frottement) et les défauts répartis (Dans cette zone, les vitesses de glissement et les efforts de frottement sont élevés), ainsi que les détériorations par rupture survenant dans les engrenages.

III.2. Origines des défaillances des systèmes à engrenages

La dégradation des engrenages en service représente un coût très important dans l'industrie mécanique. En effet, les statistiques concernant les défaillances et les défauts dans les transmissions de puissance à engrenages montrent que les organes les plus sensibles sont les engrenages et les roulements.

D'après une enquête réalisée par une société des assurances (Tableau 6), des statistiques sur les principales causes des défaillances des engrenages ont été établies [36].

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 6 Origines et localisation des défauts dans les engrenages [36]

Cette enquête montre que [36] :

- 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.

III-3 : Différents types de détérioration des dentures d'engrenages :

Les principales détériorations manifestées sur les dents d'engrenages sont les détériorations par rupture et les détériorations superficielles. En effet, elles ont différentes causes :

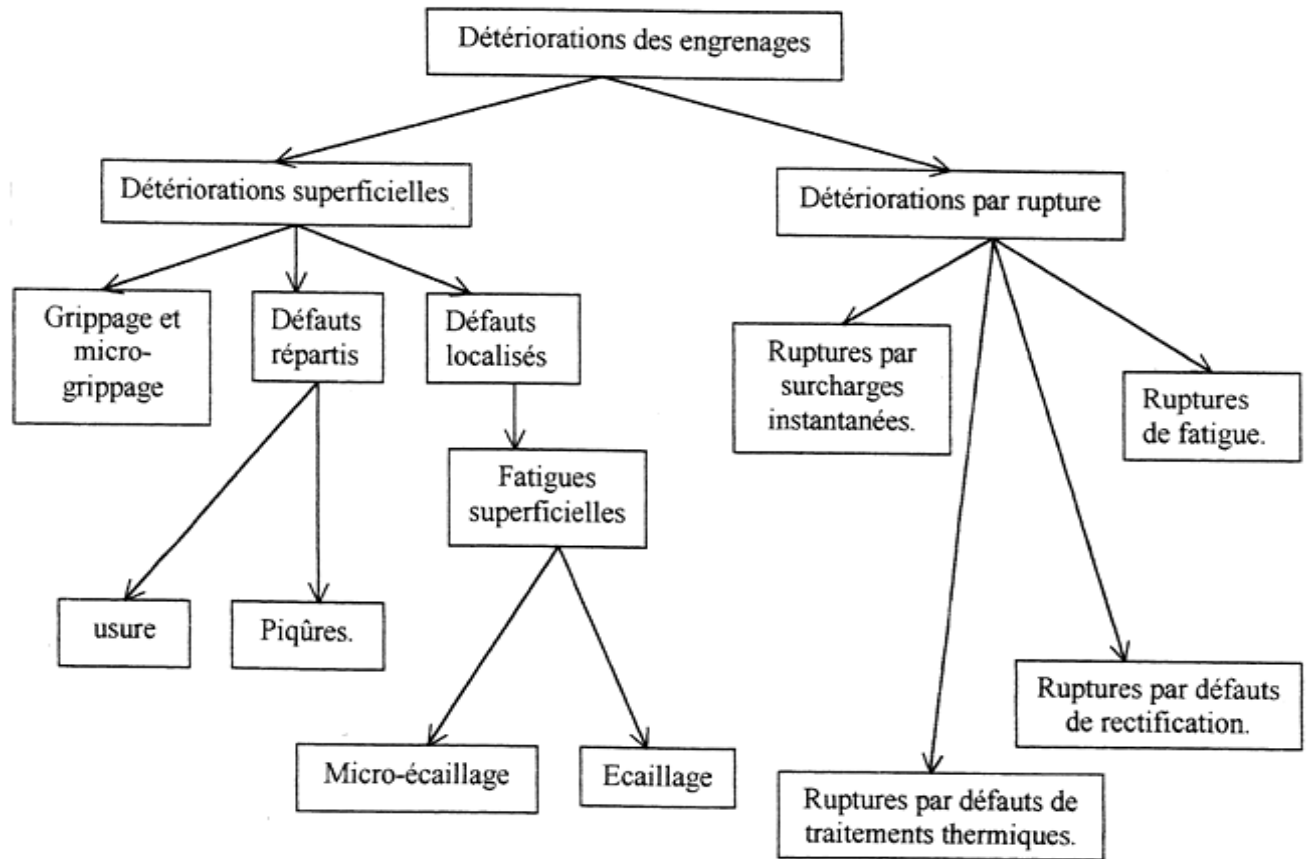


Fig. 41- Différents types de détériorations des engrenages.

Toutes ces détériorations sont complexes et peuvent intervenir de plusieurs façons, provoquant ainsi des avaries catastrophiques.

III-3-1 : Détériorations superficielles :

III-3-1-a : Grippage et micro-grippage :

Le grippage est une modification se produisant au niveau de la surface des dents. Ce phénomène, souvent rencontré dans les engrenages, se traduit par la fusion de la couche superficielle des corps en contact. En effet, il est associé à une émission des vibrations et à une augmentation importante de la température superficielle [23, 24]. Le grippage est un mode de dégradation très sévère qui peut nuire au bon fonctionnement des éléments de machines, conduisant ainsi à l'arrêt total des mécanismes.

Selon la littérature, plusieurs études ont été réalisées sur le phénomène de grippage. En effet, trois théories, basées essentiellement sur des analyses thermique, chimique et hydrodynamique, sont suggérées. Ces théories sont discutées et résumées par Lee Cheng [25] :

La première approche est thermique; elle est proposée par Block [26]. Par la suite, les travaux de Dyson [23, 27, 28] postulent les approches chimique [23] et hydrodynamique [27, 28].

En se basant sur l'une des approches mentionnées plus haut, plusieurs critères sur le grippage ont été envisagés. Malheureusement, ces critères ne sont pas fiable pour prédire avec exactitude la limite de grippage pour une gamme très large des paramètres de fonctionnement des contacts E.H.D.

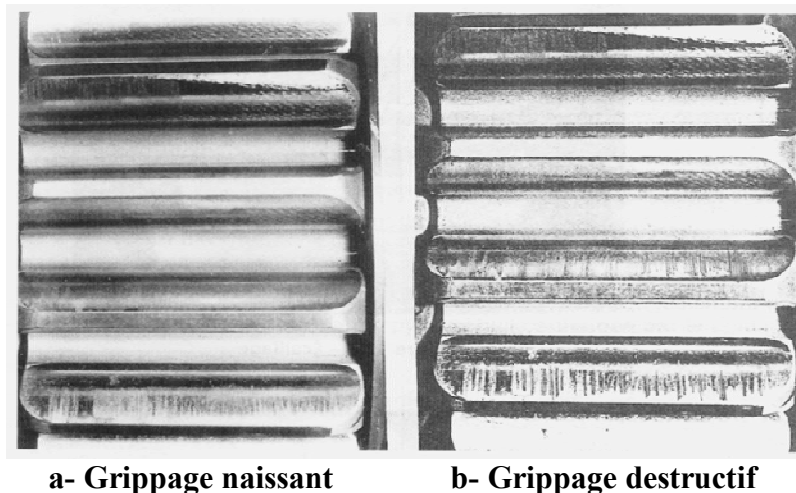
Il convient également de mentionner que les derniers développements sur le grippage sont proposés par Cheng et al. [29, 30] et Tian et Kennedy [31].

Pour un fonctionnement à faible vitesse de glissement et haute charge normale, le grippage se caractérise par une fusion d'une épaisse couche superficielle au moins de l'un des massifs en contact. Par contre, pour un fonctionnement à grande vitesse de glissement et faible charge normale, le grippage s'apparente à de l'adhésion.

Il est également bien établi que le micro-grippage se manifeste sous certaines conditions de fonctionnement. En effet, il apparaît essentiellement pour une combinaison : faible charge et vitesse de glissement élevée.

Des exemples de surfaces grippées sont présentés dans la (Fig. 42). Elles sont extraites d'une large publication du CETIM [38] " Aspect des dentures après fonctionnement".

La (Fig. 42-a) caractérise un grippage localisé 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. 42-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 [38].



a- Grippage naissant

b- Grippage destructif

Fig. 42 Grippage [38]

III-3-1-b : Défauts répartis sur toutes les dents

II-3-1-b-1 : Piqûres [38]

L'apparition de piqûres est liée en grande partie à la pression superficielle de Hertz. Si la pression de Hertz dépasse une certaine valeur critique, les piqûres deviennent catastrophiques.

D'après la (Fig. 43), on constate que la pression superficielle de Hertz possède un maximum au milieu du contact (point de contact géométrique). Il est également clairement visualisé que la contrainte de cisaillement atteint son maximum à une certaine profondeur h_1 dans la sous couche [38]:

$$h_1 = 0.8 a \text{ (largeur de Hertz).}$$

$$2a = 0.0063 \sqrt{F_m \cdot R_r} \quad (\text{mm}) \quad \text{d'ou :}$$

$$\sigma_c = 0.3 \sigma_H.$$

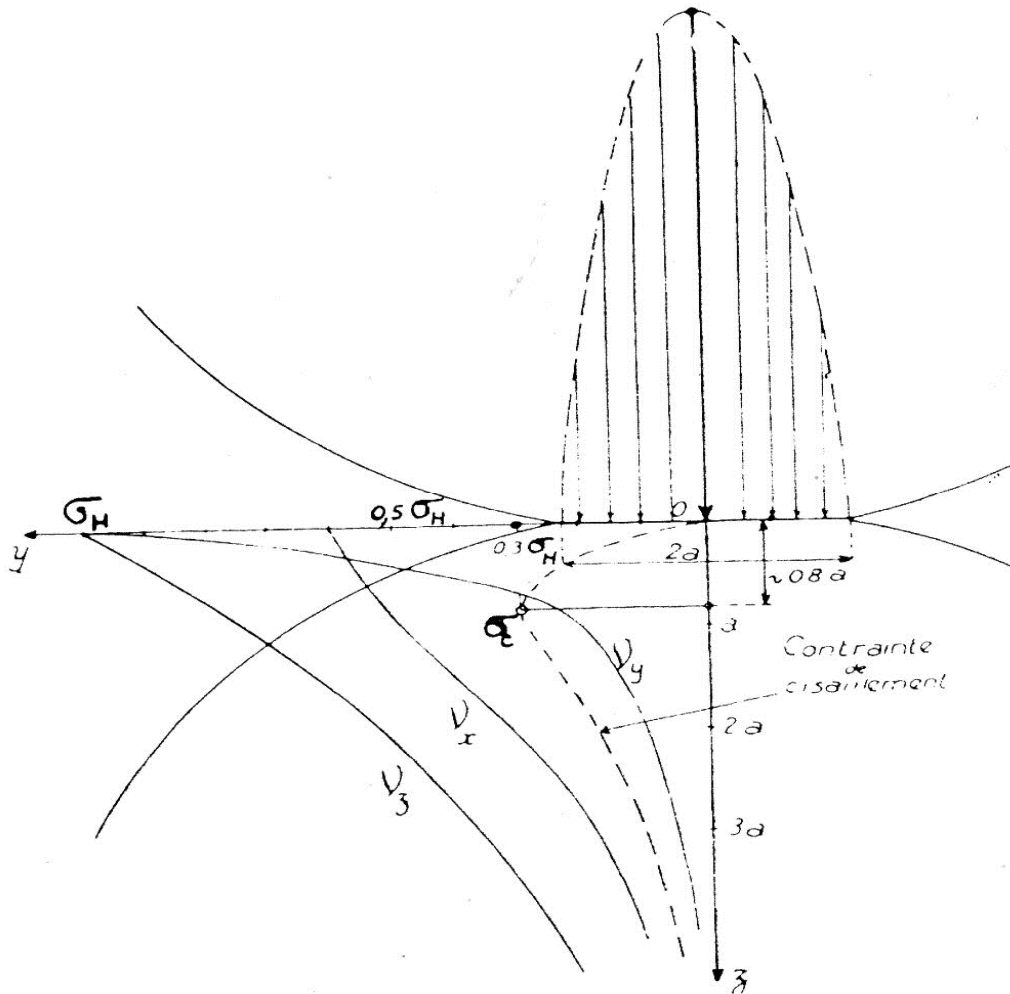


Fig. 43 Contraintes principales dans la sous couche [38]

Ce cisaillement fait naître un glissement moléculaire intense. Ce dernier provoque un échauffement qui peut entraîner 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.

Par ailleurs, les piqûres se caractérisent par des trous peu profonds. Ce type de détérioration affecte toutes les dents et apparaisse généralement dans la zone du primitif ou légèrement en dessous.

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.

Si la pression superficielle est raisonnable, nous avons des piqûres naissantes (Fig. 44-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. 44-b) [38].

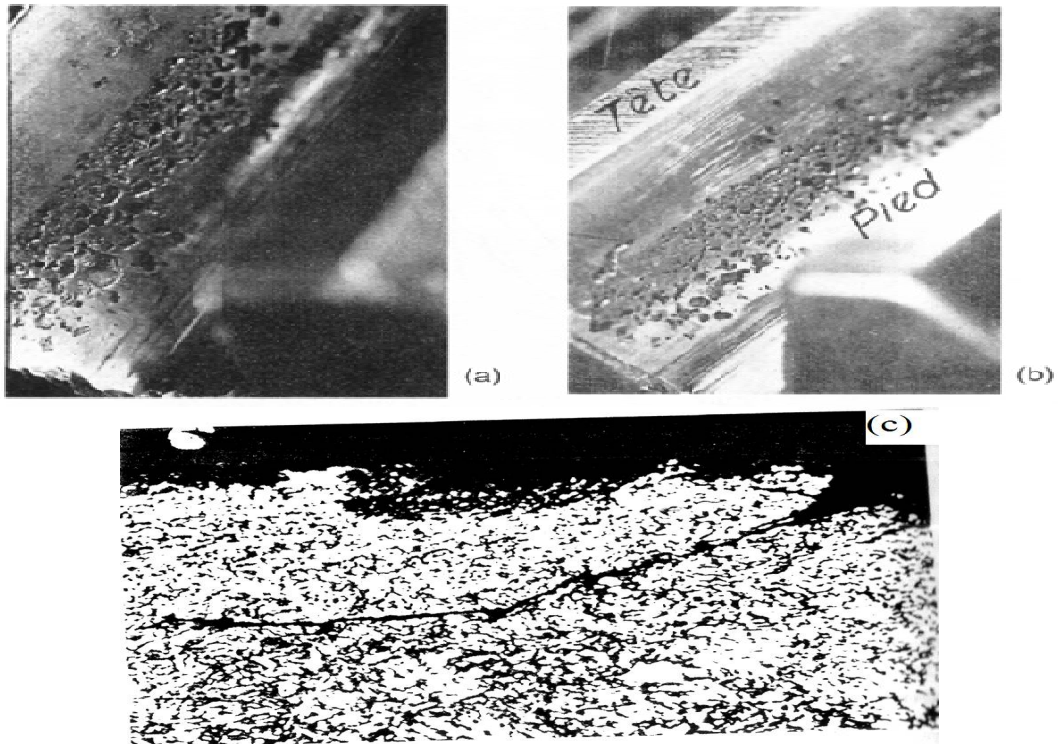


Fig. 44 Piqûres [38]

Le Tableau 7 visualise le sens de la vitesse de glissement V_g et le sens du point de contact V (Fig. 45) :

	Roue menante	Roue menée
Sens du déplacement du contact (V)	Du pied à la tête	De la tête au pied
Sens du glissement V_g sur le creux de dent	Du primitif vers le pied	Du pied vers le primitif
	Glissement opposé au roulement	
Sens du glissement V_g sur la saillie de la dent	Du primitif vers la tête	De la tête vers le primitif
	Glissement de même sens que le roulement	

Tableau 7 Sens de la vitesse de glissement et du point de contact [38].

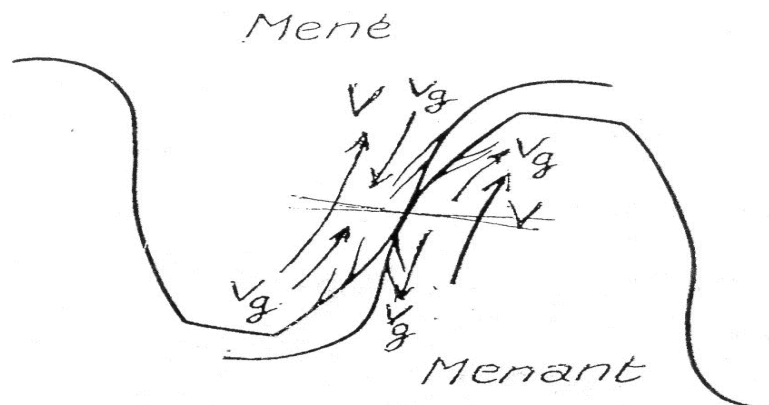


Fig. 45 Directions des vitesses de glissement et des vitesses de déplacement du point de contact [38]

Il est admis que le glissement peut provoquer un fluage du métal : des micrographies prises sur une denture permettent de vérifier que les piqûres sont dirigées dans le sens de la vitesse de glissement (Fig. 44-c). Il est bien clair que les piqûres, sur le creux de la denture, sont couchées par le fluage [38].

III-3-1-b-2 : Usure des dentures [38]

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

Dans les engrenages, le phénomène d'usure se caractérise par une diminution lente et régulière de l'épaisseur des dents, accompagné d'une modification plus ou moins prononcée de la surface des dents due au glissement. L'usure est généralement liée à la charge et à la vitesse de glissement en chaque point des surfaces en contact, ainsi qu'à la présence d'éléments abrasifs dans l'huile de lubrification.

Dans les engrenages lourdement chargés et à faible vitesse, la dimension du film séparateur risque d'être inférieure aux aspérités de surface des dents. En conséquence, une usure anormale se produit à cause du contact métal-métal qui peut se produire. Ce type d'usure conduit généralement à la mise hors service de l'engrenage. Cette usure est d'autant accélérée si l'huile de lubrification contient des particules polluantes ou lorsqu'il est corrosif. La (Fig. 46) montre un pignon qui a subi une usure abrasive accentuée [38].



Fig. 46 Usure exagérée destructive [38]

III-3-1-c- : Défauts localisés

III-3-1-c-1 : Fatigues superficielles

Les fatigues superficielles apparaissent dans les endroits à faible vitesse de glissement. Généralement, on distingue deux échelles d'endommagements de fatigue superficielle : l'écaillage et le micro-écaillage. Cette distinction est faite en fonction des dimensions des endommagements par rapport à ceux du contact [42].

- **Ecaillage** :

Ce type de dégradation se caractérise par une cavité de dimension analogue à la largeur de la zone de contact. Tel qu'il apparaît sur la Fig. 47, il a quelques millimètres carrés de surface et quelques dixièmes de millimètres de profondeur. Généralement, il se manifeste par la formation d'une écaille à l'échelle du contact hertzien classique [42].

L'écaillage survient dans des contacts très chargés. C'est le résultat d'une répétition cyclique des contraintes dans la sous couche du massif. Il apparaisse après 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 roulements et les engrenages [42].

Dans les engrenages durcis superficiellement, l'écaillage est une avarie dangereuse qui évolue vers la rupture. Par contre, il est rarement rencontré dans les engrenages peu durs. La (Fig.48) présente un pignon qui a subi un écaillage affectant presque la totalité des dents.

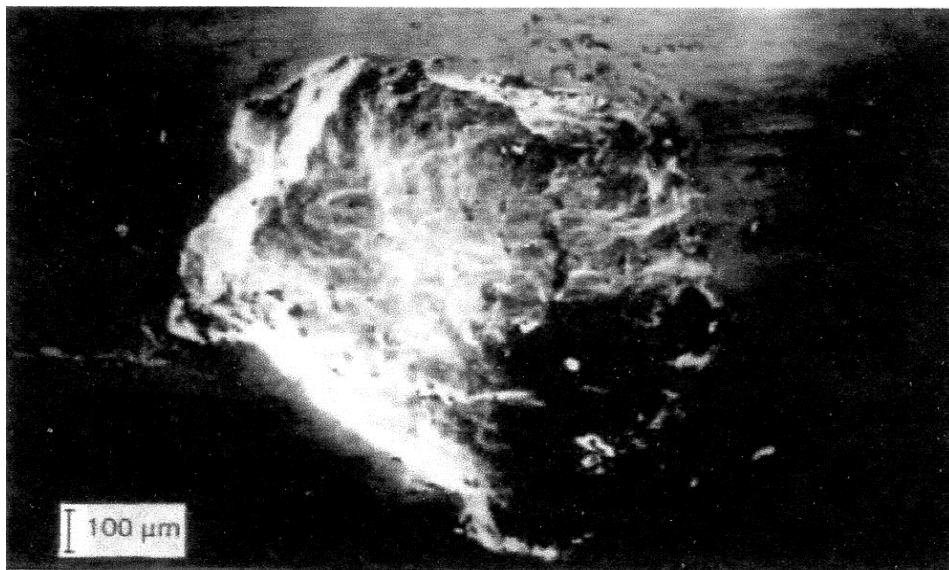


Fig. 47 Ecaillage [42]

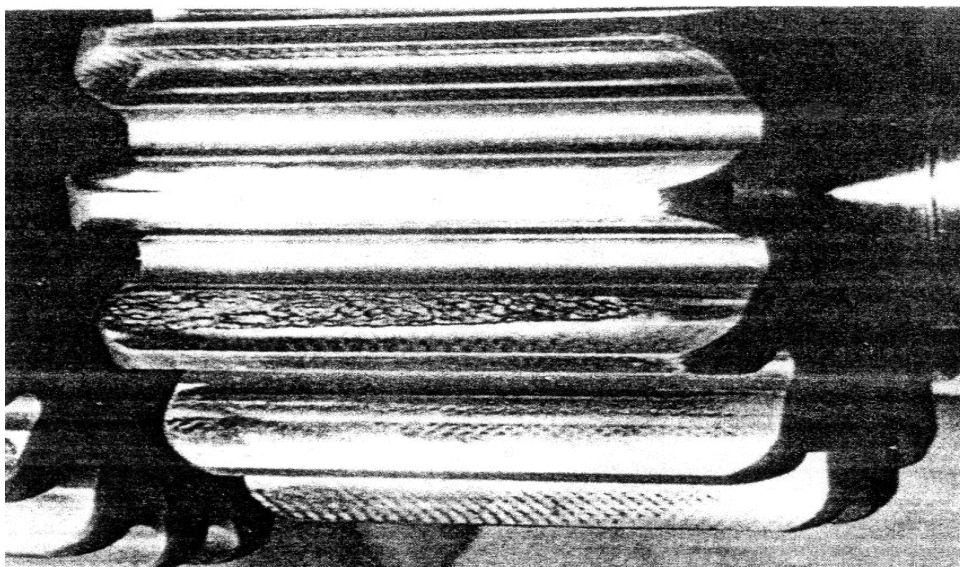


Fig. 48 Pignon totalement écaillé [38]

- **Micro-écaillage** :

C'est une cavité de dimension très petite comparée à celle de l'écaillage (Fig. 49). Sa dimension est presque dix à vingt fois plus faible que la largeur du contact. Ce type de dégradation se manifeste par la formation des microfissures et des micro-écailles à l'échelle des rugosités de surface [42].

Le micro-écaillage survient dans les contacts faiblement chargés. En effet, il résulte de la répétition cyclique des contraintes dans la peau du massif après une période de l'ordre de quelques millions de cycles [42].

Par ailleurs, cette avarie très dangereuse détruit la micro-géométrie des surfaces et conduit à la rupture du mécanisme si les microfissures se propagent jusqu'à la profondeur de hertz.

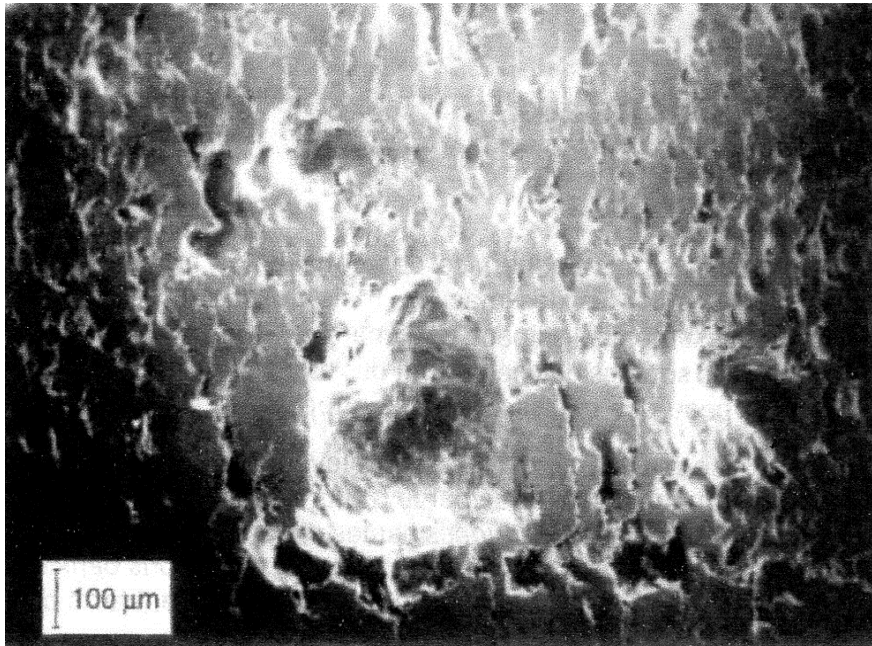


Fig. 49 Micro Ecaillage [42]

III.3.2 : Détériorations par rupture

Les causes de détériorations des dents par rupture sont nombreuses. Ces détériorations sont trop dangereuses du fait qu'elles entraînent l'arrêt total des mécanismes [38].

II.3.2.a : Ruptures par surcharge instantanée :

Ces ruptures surviennent le plus souvent d'un seul coup, c'est-à-dire en une seule mise en charge de la dent. Les à-coups de surcharge peuvent donc entraîner une cassure de la dent [38].

La surface de rupture peut indiquer (Fig. 50) [38] :

- Des zones granuleuses et brillantes, appelées 'zones de rupture fragile'. Dans cette zone, le métal se rompt car il ne peut pas supporter les contraintes de traction atteintes.
- Des zones avec arrachements ou même bourrelets lisses, appelées 'zones de rupture ductile'. Ici, le métal perd sa cohésion à cause des contraintes de cisaillement atteintes.

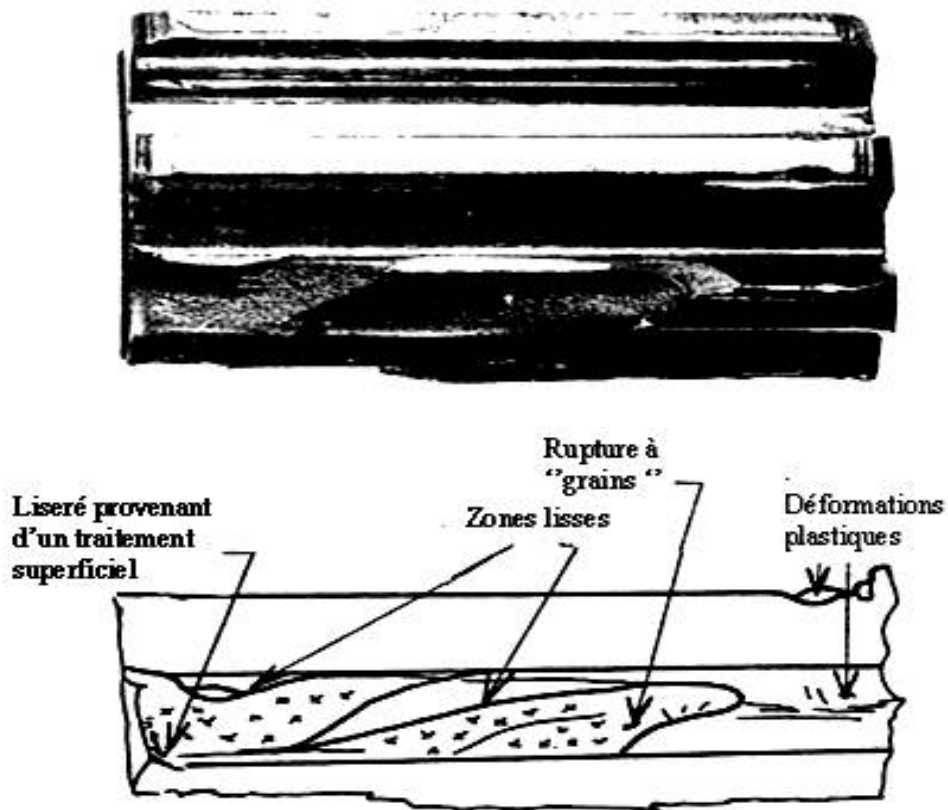


Fig. 50 Rupture par surcharge instantanée [38]

III.3.2.b : Ruptures de fatigue

Selon la fameuse courbe de Wöhler, au bout d'un certain nombre de cycles, une rupture se produit lorsque la contrainte dépasse la limite de fatigue [38].

La rupture de fatigue progresse à chaque mise en charge à partir d'un point initial au niveau du pied de la dent, diminuant ainsi la section d'encastrement qui se trouve affaiblie jusqu'à rupture. La (Fig. 51) représente une surface de rupture qui comporte [38]:

- 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.

Ce mode de détérioration (rupture de fatigue) est de nature progressive. Il commence par l'existence d'un défaut (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.

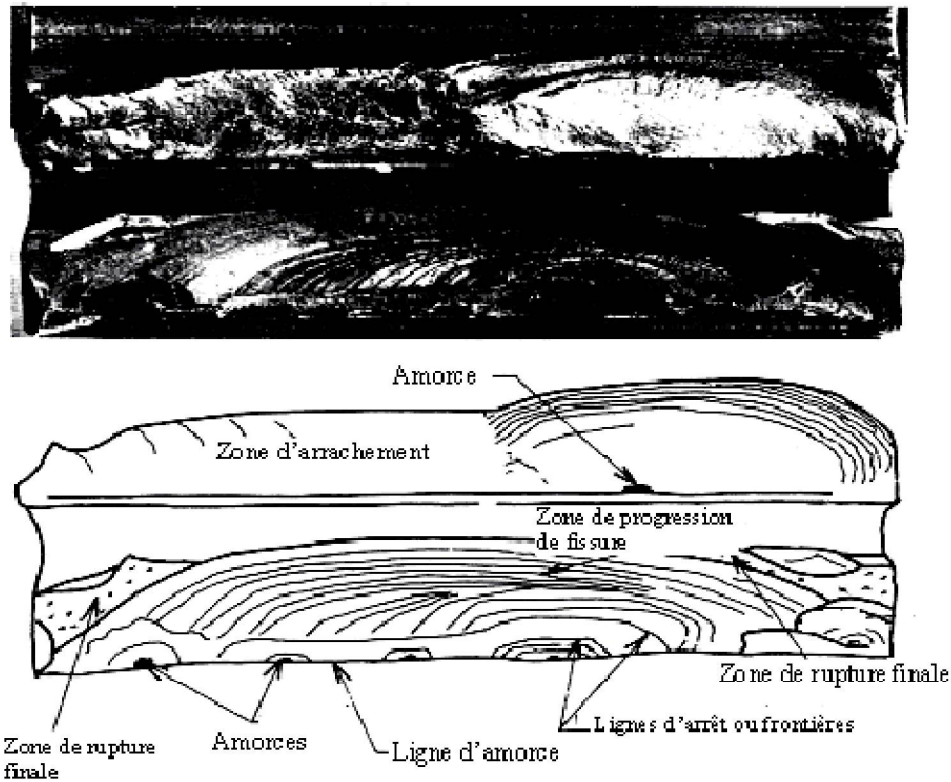


Fig. 51 Rupture de fatigue [38]

III.3.2.c : Ruptures provenant de défauts de traitement thermique :

Un traitement thermique peut être à l'origine de nombreux cas de rupture de dents [38] :

- Criques sur les flancs, ou en profondeur, provoquant des amorces de rupture inévitables.
- Au cours d'un traitement de durcissement superficiel par cémentation, une sur-carburation entraîne une fragilité excessive. En effet, une dureté élevée des dentures est non souhaitée.
- Lors des traitements, la variation brutale de la dureté fait naître des écaillages et des ruptures.

III.3.2.d : Ruptures provenant de défauts de rectification :

Des criques peuvent apparaître par suite d'un échauffement superficiel important, et sont des amorces de rupture (Fig. 52). Un contrôle par resuage ou par magnaflux est fortement recommandé (obligatoire). Il vaudrait mieux éviter de rectifier les fonds des dents [38].

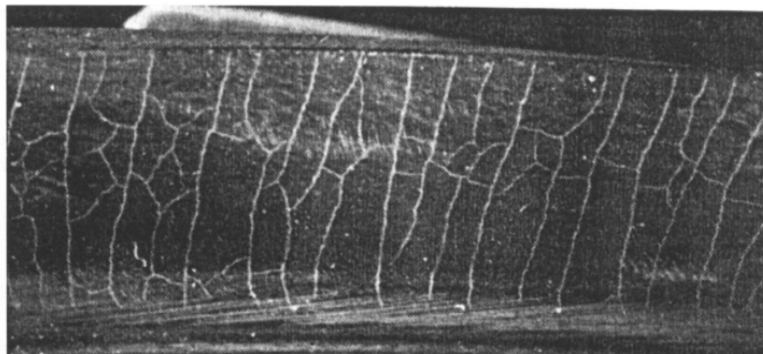


Fig. 52 Criques de rectification [38]

III.4 : Conclusion :

Ce chapitre a pour objectif de montrer les familles de dégradation les plus manifestées dans les engrenages. En effet, nous nous sommes intéressés aux :

- Dégradations superficielles ;
- Détériorations par rupture.

CHAPITRE IV

ESSAI D'USURE D'UN ENGRENAGE DROIT DANS UN MILIEU POLLUE

IV-1 : Introduction :

Cette partie concerne l'étude de l'usure des roues dentées fonctionnant dans les conditions de contamination les plus sévères (c.-à-d. présence du sable dans l'huile de lubrification). Avant de procéder à la présentation de la démarche expérimentale suivie et la visualisation des résultats d'expérimentation, un petit aperçu sur les particules polluantes (origines, nature et type) est donné.

IV-2 : Origines et nature de la pollution :

Un polluant est un composant non désiré qui peut provoquer une dégradation sévère des éléments de machines. Afin de bien comprendre le rôle que joue la pollution solide des lubrifiants dans les contacts EHD, une identification de l'origine, de la nature et de la forme des polluants est plus que nécessaire.

La pollution peut être liquide, gazeuse ou solide.

La pollution solide de la lubrification, objet de cette étude, a diverses origines. Il s'agit de la pollution :

- Contenue dans une huile neuve.
- Produite au cours des opérations de fabrication. Durant la phase d'usinage, quelques déchets de fabrication restent dans la machine : copeaux par exemple.
- Due au fonctionnement du mécanisme. Par exemple, des particules d'usure se forment.
- Due à la dégradation du lubrifiant.
- Issue d'une étanchéité insuffisante. Par exemple, des filtres de tailles très fines qui sont utilisés dans les voitures n'éliminent pas la présence des particules dans le contact.
- Produite au cours de la maintenance des mécanismes.

IV-2-1 : Types de particules polluantes :

Des études [31, 32] menées sur des huiles utilisées dans des applications aéronautiques ont montré qu'il existe plusieurs particules polluantes, voir tableau 8 [31, 32].

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 ₄ 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 8 Pollution présente dans les turbines aéronautiques [31, 32]

Ces polluants ont différentes formes. Hunt [32, 33], en se basant sur la forme des particules, a proposé sept classes de particules polluantes. Cette classification permet de déterminer aisément les origines des polluants. Le tableau 9 résume les résultats obtenus par Hunt. Ce dernier a pu constater que la taille des particules est prise dans une gamme de 1 μm 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 9 Forme des particules [32, 33]

Pour terminer sur les types de particules polluantes rencontrés dans les huiles lubrifiantes, il convient de citer les travaux de Akl et Kalifha [34, 35]. En se basant sur l'analyse des huiles utilisées au cours d'expérimentation sur une machine à galets, simulant un contact hertzien lubrifié, une classification des particules a été effectuée. Ils ont pu ainsi classer les particules en quatre classes. Il s'agit des périodes de rodage, de fonctionnement normal, de transition et de rupture du mécanisme.


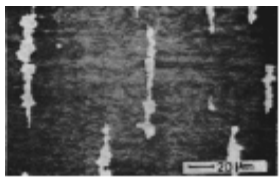
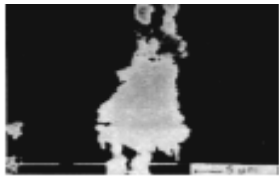
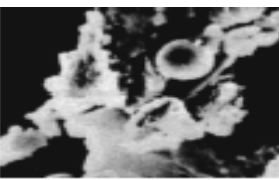
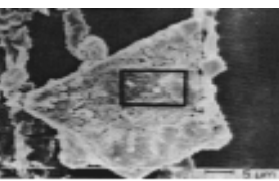
Famille des particules	Photos	Caractéristiques
R		<ul style="list-style-type: none"> - Particules issues du rodage - Dimension jusqu'à 50 µm - Correspond à l'adaptation des surfaces
N		<ul style="list-style-type: none"> - Particules d'usure par frottement - Dimensions de 5 à 20 µm - Apparition après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

Tableau 10 Familles de particules polluantes selon Akl et Kalifha [32, 34, 35]

IV-3 : Etude expérimentale :

Afin d'étudier le phénomène d'usure des pièces mécaniques sous l'effet accentué de l'environnement poussiéreux, on a réalisé une expérience qui simule le fonctionnement d'un mécanisme au Sahara (cas du sud algérien).

Dans cette expérience, on s'intéresse à l'effet de la pollution solide de la lubrification sur les surfaces en contact (cas des dentures d'engrenages).

IV-3.1- Outils expérimentaux :

IV-3.1.1- Dispositif expérimental :

Les essais sont effectués sur la machine de tournage 16K20 disponible à l'atelier de fabrication au niveau du département génie mécanique de l'université d'Annaba. Cette machine permet de reproduire les conditions de fonctionnement du contact entre les dents d'un engrenage.

Pour simuler le fonctionnement d'un engrenage, on a conçu un banc d'essai dont le schéma de principe est représenté par la (Fig. 53) ; il est essentiellement constitué d'un pignon et d'une roue de géométries différentes. Le banc d'essai est monté sur la machine de tournage qui assure son fonctionnement.

Le jet d'huile polluée est assuré par un petit réservoir placé juste au dessus du mécanisme conçu. La récupération de l'huile passant par le contact est assurée dans un bac situé au dessous du mécanisme (Fig. 54).

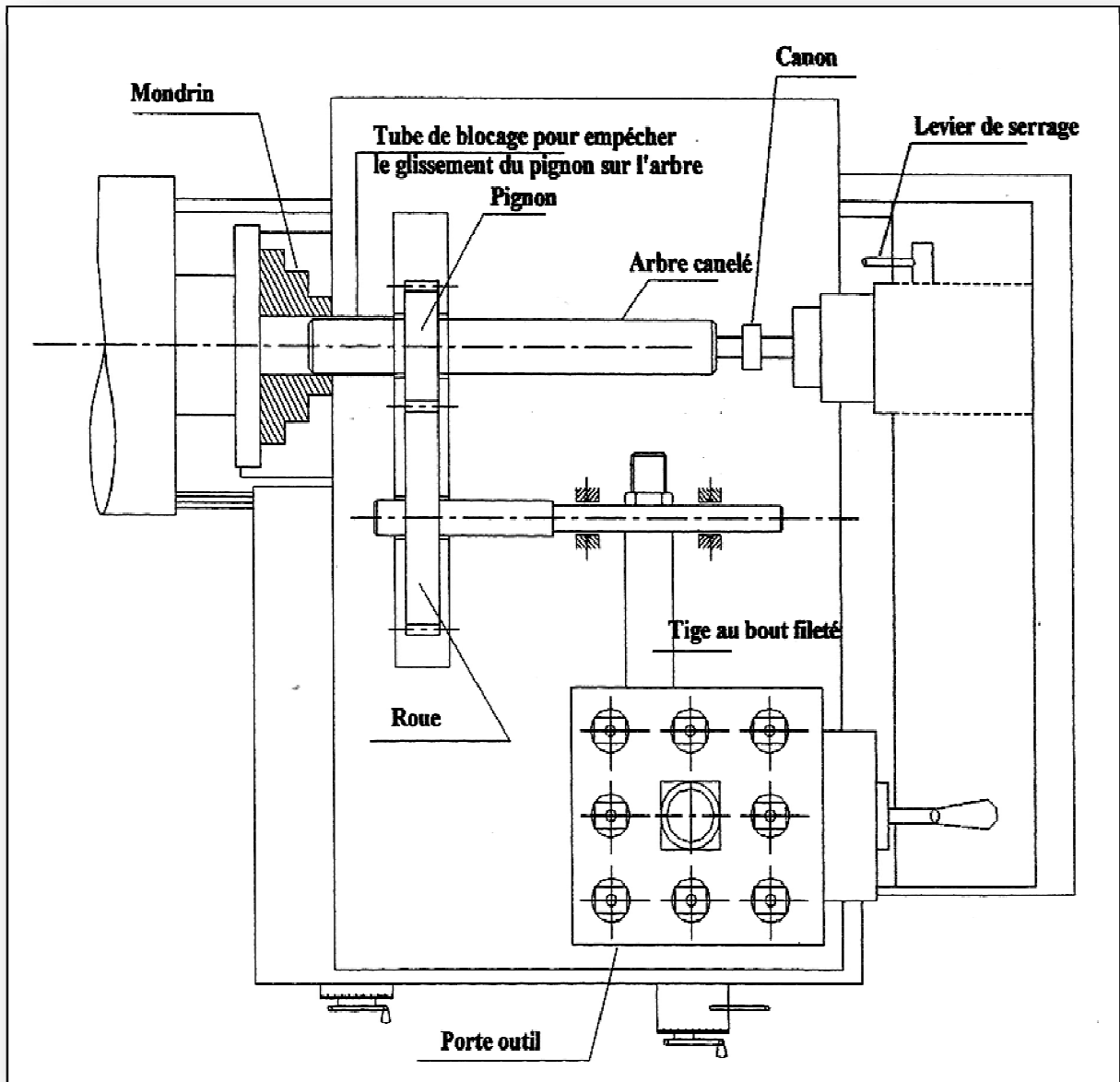


Fig. 53- Schéma de principe du banc d'essai à engrenage

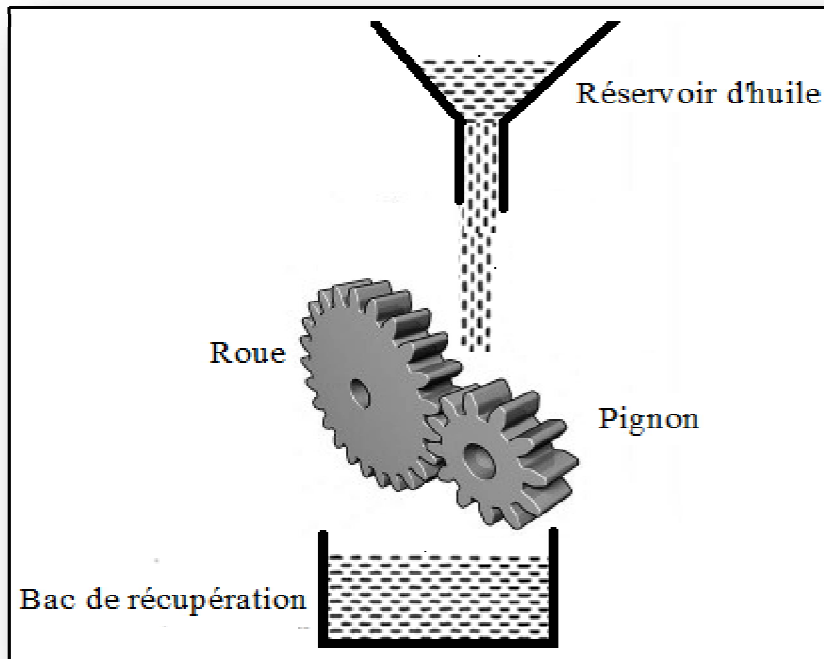


Fig. 54- Principe de la lubrification des engrenages par jet d'huile

IV-3.1.2- Consommables :

Cette partie a pour objectif de présenter les différents éléments nécessaires pour réaliser les essais. Il s'agit des roues dentées, du lubrifiant et des particules solides polluantes.

IV-3.1.2.a- Roues dentées :

Les roues dentées assurant le contact étudié sont en acier. En effet, nous nous sommes cantonnés à un seul type de matériau et une géométrie différente.

IV-3.1.2.a.1 – Matériau utilisé :

Le matériau utilisé est l'acier XC55. Cette classe peut éventuellement subir des traitements thermiques afin de modifier quelques propriétés mécaniques. Ce type d'acier est couramment employé pour la fabrication des engrenages.

Le tableau 11 visualise la composition chimique de l'acier XC55. Les inclusions résiduelles existantes sont le plus souvent des oxydes, des sulphures et aluminates.

Constituant	C	Si	Mn	Cr	Ni	Mo	Cu
% de masse	1.03	0.27	0.30	1.53	0.13	0.037	0.09

Tableau 11 Composition chimique de l'acier XC55.

Le tableau 12 donne les caractéristiques mécaniques de l'acier XC55.

Matériau	Limite élastique [MPa]	Résistance à la rupture [MPa]	Module de Young, E [GPa]	Coefficient de Poisson, ν
XC 55	490	1000	210	0.3

Tableau 12 Caractéristiques mécaniques de l'acier XC55.

Selon la littérature, la dureté superficielle de l'acier XC 55 est comprise entre 90 et 95 HRC.

IV-3.1.2.a.2 Caractéristiques géométriques des roues dentées :

Elles sont regroupées dans le Tableau 13.

Caractéristiques	Pignon	Roue
Nombre de dents	31	55
Angle de pression	20°	20°
Hauteur (mm)	5	5
Module (mm)	2.5	2.5
Diamètre primitif (mm)	78.60	133.70
Diamètre de base (mm)	73.60	129.10
Diamètre de tête (mm)	83.60	138.70
Largeur (mm)	17	17

Tableau 13 Caractéristiques géométriques des roues dentées.

IV-3.1.3- Le lubrifiant :

Le lubrifiant utilisé est de type ISO VG 220.

IV-3.1.3.1- Propriétés :

Le lubrifiant utilisé possède les propriétés suivantes :

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

IV-3.1.3.2- Domaines d'application :

Il est très utilisé dans la lubrification des contacts lourdement chargés par circulation et par barbotage.

IV-3.1.3.3- Caractéristiques physico-chimiques :

Les principales caractéristiques physico-chimiques du lubrifiant utilisé sont données par le Tableau 14.

Caractéristiques	Unités	Valeurs
Classe		ISO VG 220
Densité	Kg/m ³	915
Viscosité à 40 °C	mm ² /s	220
Viscosité à 100 °C	mm ² /s	21
Indice de viscosité		95
Point éclair	°C	242
Point d'écoulement	°C	-9

Tableau 14 Caractéristiques de l'ISO VG 220

IV-3.1.4- Le polluant :

Pour nos essais, on a utilisé une seule famille des polluants. Il s'agit des particules fragiles de sable. Ces particules sont souvent utilisés dans les essais de pollution sur les engrenages et roulements.

Le polluant utilisé simule en effet une pollution externe. Une analyse minéralogique a été réalisée sur les particules de sable dont l'objectif est de déterminer les caractéristiques mécaniques et la composition chimique. Cette étude est effectuée au laboratoire central de SIDER Annaba. Les résultats obtenus sont regroupés dans le Tableau 15.

Elément	SiO ₂	CaO	Al ₂ O ₃	MgO	MnO	FeO ₃	Pertes au feu
% de masse	92.4	2.79	0.30	-	-	1.2	2.24

Tableau 15 Caractéristiques du polluant sable

D'après le Tableau 15, on constate que les particules sont fragiles et essentiellement composées d'oxyde de Silicium (SiO₂) connu pour sa dureté très élevée de l'ordre de 1 GPa. La (Fig . 55) présente une photographie des particules de sable.



Fig. 55- Particules de sable.

IV.3.2- Procédure expérimentale :

Pour effectuer les expériences concernant l'effet de la pollution solide de la lubrification (polluant sable) sur le comportement à l'usure des roues dentées, des procédures ont été établies. Les étapes suivies sont :

IV.3.2.1- Préparation du matériel :

La première phase au cours des essais planifiées consiste à la préparation du matériel : roues dentées, lubrifiant et polluant, ainsi que les paramètres des essais.

- **Les roues dentées :**

Avant exploitation, les roues dentées sont nettoyées au gasoil pour éliminer une éventuelle pollution due à l'entreposage.

- **Le lubrifiant :**

Le lubrifiant utilisé est une huile extrême pression, destinée à la lubrification des engrenages, à laquelle nous avons rajouté du polluant sable.

- **Le polluant :**

Le polluant utilisé est le sable du sud algérien. Il est tamisé pour avoir seulement des particules qui ont un diamètre inférieur ou égal à 50 μm . La solution polluée est obtenue par le mélange de 1.5 litres d'huile avec 11.2 g de sable.

- **Le dispositif d'essai :**

Avant de débiter l'essai, le bac de récupération placé au dessous des roues dentées est nettoyé. Ce bac permet de récupérer l'huile polluée après son passage dans le contact. La roue menante est montée sur la broche de la machine de tournage et la seconde roue est placée sur le porte outil de la machine. Ensuite, le moteur est mis en rotation pour vérifier le bon fonctionnement du dispositif d'essai et d'en avoir par conséquent un régime de marche stable. Ceci est réalisé avant de démarrer l'essai proprement dit. Il est à noter que la vitesse de rotation du pignon (roue menante) est celle de la broche de la machine de tournage, $n_1=500$ tr/min.

IV.3.2.2- Réalisation de l'essai d'usure :

Une fois le débit d'huile soit continu, les roues dentées sont mises en rotation. Il est à mentionner que le jet d'huile pollué est maintenu constant tout au long de l'essai.

On associe au pignon la vitesse de rotation de la broche de la machine de tournage. Cette vitesse est de l'ordre de $n_1=500$ tr/min. Quant à la vitesse de rotation de la roue menée n_2 , elle est donnée par :

$$n_2 = \frac{n_1}{i}, \text{ avec :}$$

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{55}{31} = 1.774, \text{ alors il vient :}$$

$$n_2 = \frac{500}{1.774} = 281.84 \text{ tr/min.}$$

Les vitesses n_1 et n_2 sont constantes durant toute la période de l'essai d'usure mené.

La charge transmise par le contact est : $W \cong 200 \text{ N}$.

L'essai est effectué par intermittence puisque nous sommes obligés d'arrêter la machine pour récupérer l'huile pollué et le recyclé à nouveau dans le contact.

IV.3.2.3- Instrument de mesure de l'usure des dentures d'engrenages :

Pour mesurer l'usure produite sous l'effet de la présence des particules de sable dans l'huile de la lubrification, on utilise un pied à module conçu pour la mesure des différentes épaisseurs des dents d'engrenages. C'est un appareil à double lecture au $5/100^e$. En effet, il permet de calculer, à la fois, la hauteur et l'épaisseur des dentures.

IV.3.3- Résultats de mesure :

Dans les essais menés, on a pu suivre le comportement à l'usure (perte de côte) des profils en contact, suivant l'épaisseur des dents, en fonction du nombre de cycles parcouru dans le temps par le pignon et par la roue.

Des mesures ont été relevées sur le pignon et sur la roue en trois endroits différents :

- Au niveau de la racine de la dent (base de denture) ;
- Au niveau de la tête de la dent ;
- Au niveau du primitif de la dent.

Dans cette expérience, il convient de mentionner qu'on a choisi arbitrairement trois dents faisant un angle de 120° entre elles aussi bien dans le pignon que dans la roue.

La précision du pied à module, utilisé dans les relevés d'usure des dentures d'engrenages, apparaît faible ($5/100^e$). En effet, à cause de la sévérité d'usure dans les milieux pollués (présence des grains abrasifs du sable dans l'huile de lubrification), on a pu mesurer la perte de côte dans l'engrenage étudié à l'aide du pied à module utilisé.

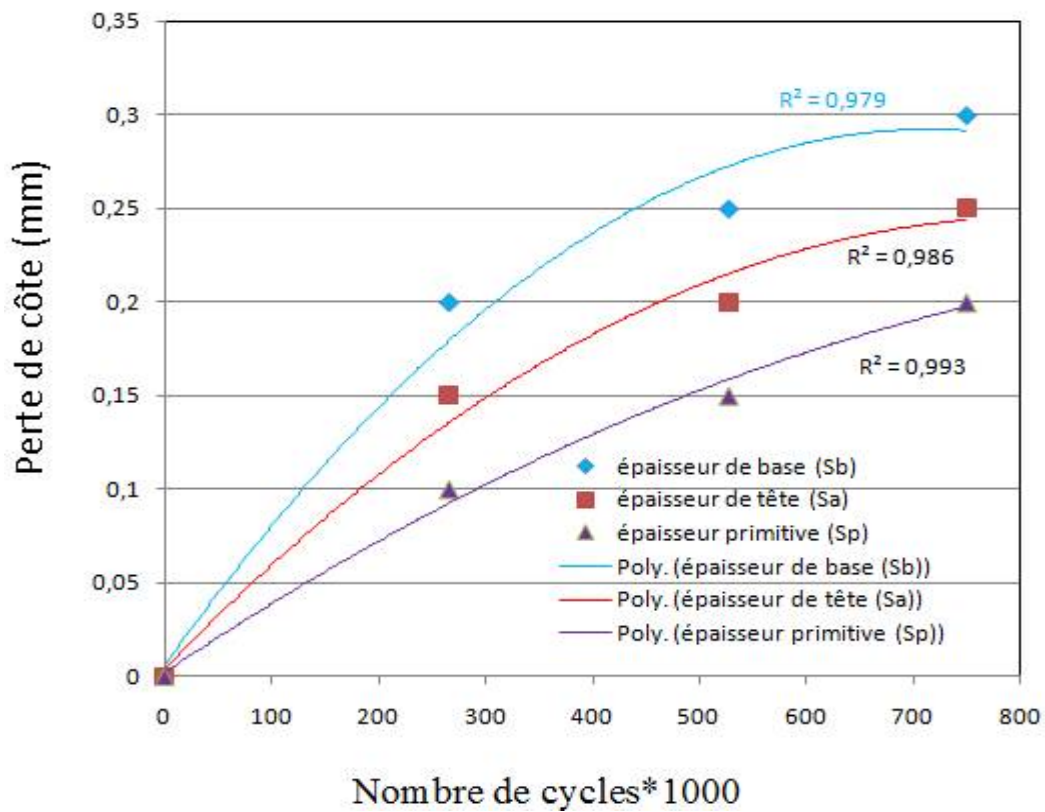
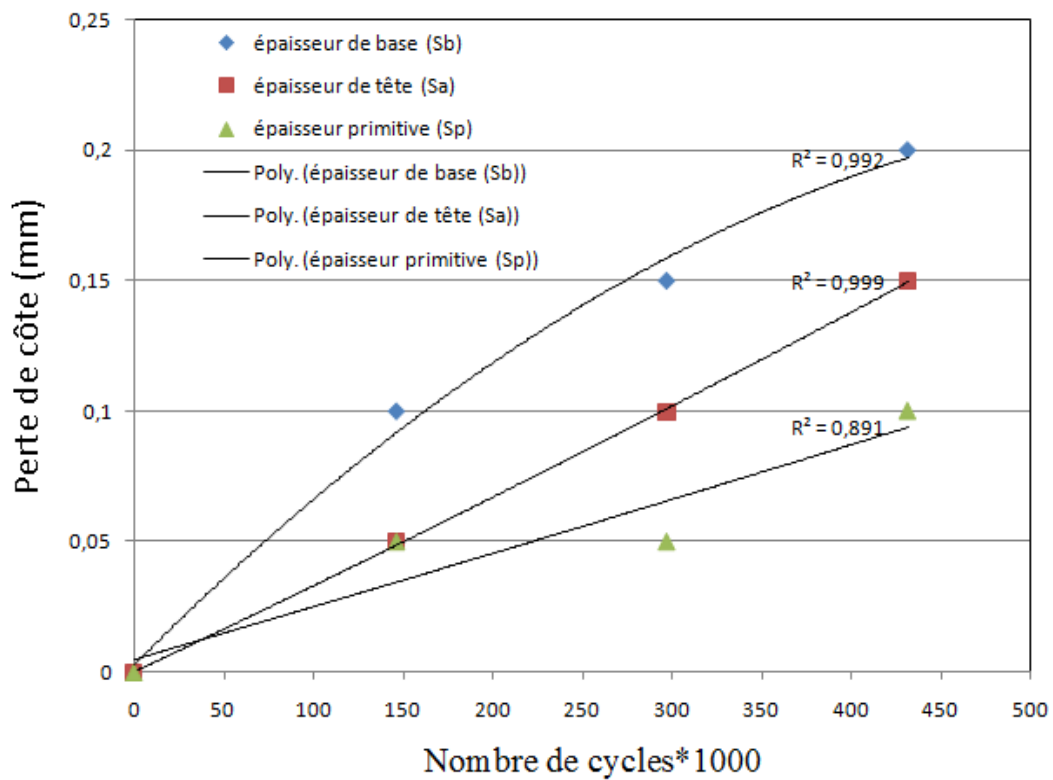
Les résultats de mesure pour le pignon et pour la roue sont représentés dans les tableaux 16 et 17 respectivement.

Mesures expérimentales				
Pignon				
Nombre de cycles N (tours)		Epaisseur de base Sb (mm)	Epaisseur de tête Sa (mm)	Epaisseur primitive Sp (mm)
Mesure initiale (N=0)	dent n°1	5.25	2.15	4.10
	dent n°2	5.25	2.15	4.10
	dent n°3	5.25	2.15	4.10
2,66.10 ⁵ cycles	dent n°1	5.05	2.00	4.00
	dent n°2	5.05	2.00	4.00
	dent n°3	5.05	2.00	4.00
5,275.10 ⁵ cycles	dent n°1	5.00	1.95	3.95
	dent n°2	5.00	1.95	3.95
	dent n°3	5.00	1.95	3.95
7,50.10 ⁵ cycles	dent n°1	4.95	1.90	3.90
	dent n°2	4.95	1.90	3.90
	dent n°3	4.95	1.90	3.90

Tableau 16 Perte de côte dans le pignon.

Mesures expérimentales				
Roue				
Nombre de cycles N (tours)		Epaisseur de base Sb (mm)	Epaisseur de tête Sa (mm)	Epaisseur primitive Sp (mm)
Mesure initiale (N=0)	dent n°1	5.00	2.25	3.80
	dent n°2	5.00	2.25	3.80
	dent n°3	5.00	2.25	3.80
1,466.10 ⁵ cycles	dent n°1	4.90	2.20	3.75
	dent n°2	4.90	2.20	3.75
	dent n°3	4.90	2.20	3.75
2,975.10 ⁵ cycles	dent n°1	4.85	2.15	3.75
	dent n°2	4.85	2.15	3.75
	dent n°3	4.85	2.15	3.75
4,320.10 ⁵ cycles	dent n°1	4.80	2.10	3.70
	dent n°2	4.80	2.10	3.70
	dent n°3	4.80	2.10	3.70

Tableau 17 Perte de côte dans la roue.

IV.3.3.1- Visualisation graphique :**Fig. 56 – Perte de côte dans le pignon****Fig. 57 – Perte de côte dans la roue**

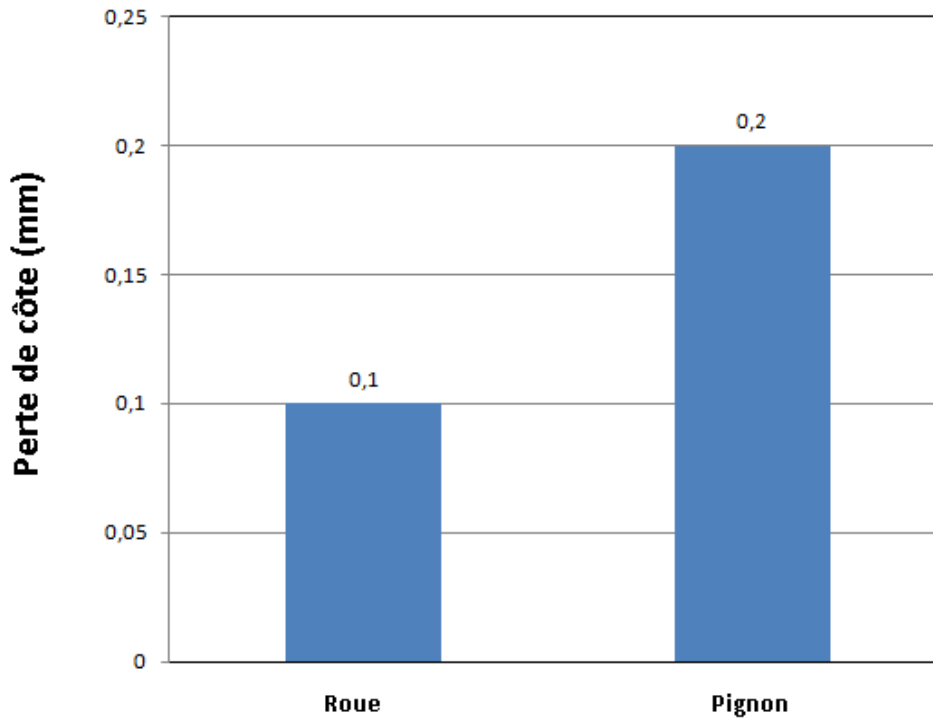
. Confrontation des résultats de mesure pour le pignon et pour la roue :

Fig. 58 – Confrontation des épaisseurs de base (perte de côte) du pignon et de la roue après fonctionnement dans un milieu pollué (Temps de fonctionnement, T= 8,87 Heures)

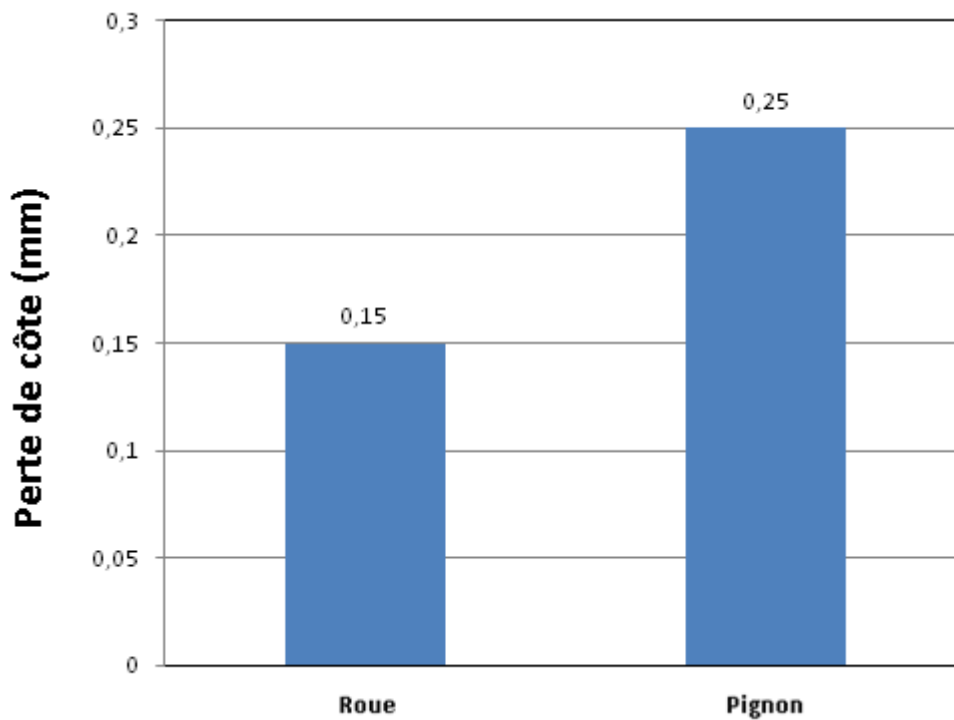


Fig. 59 – Confrontation des épaisseurs de base (perte de côte) du pignon et de la roue après fonctionnement dans un milieu pollué (Temps de fonctionnement, T= 17,58 Heures)

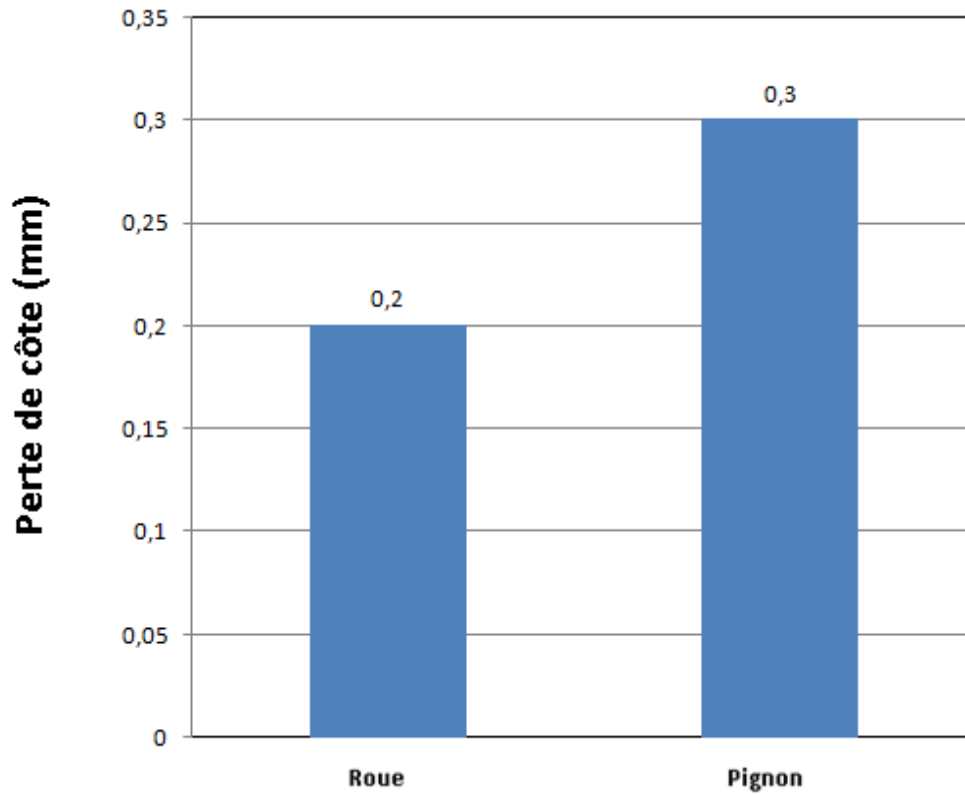


Fig. 60 – Confrontation des épaisseurs de base (perte de côte) du pignon et de la roue après fonctionnement dans un milieu pollué (Temps de fonctionnement, T= 25 Heures)

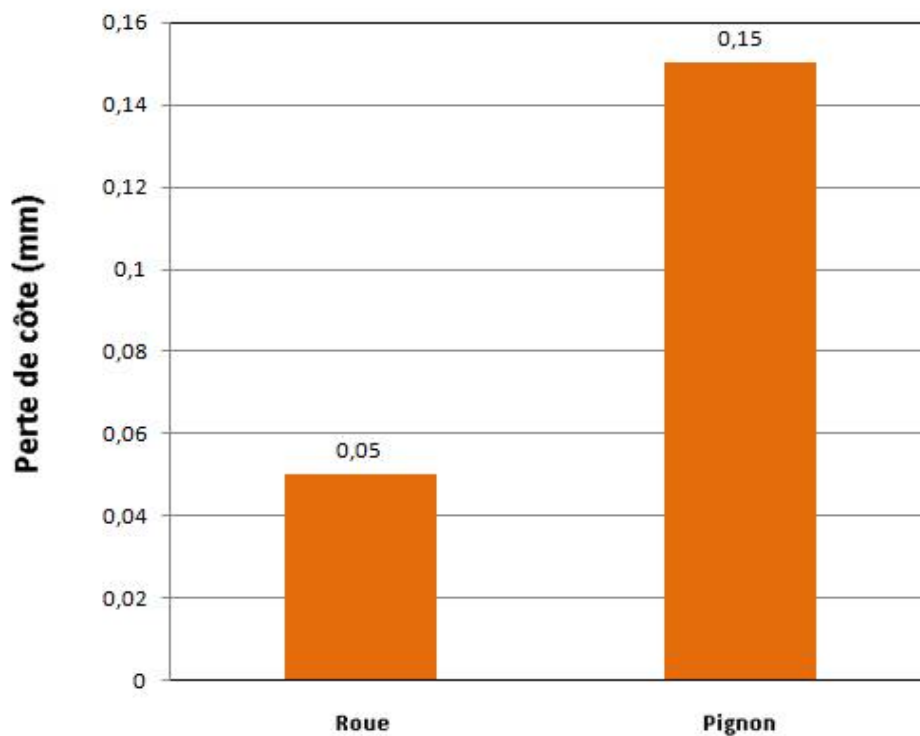


Fig. 61 – Confrontation des épaisseurs de tête (perte de côte) du pignon et de la roue après fonctionnement dans un milieu pollué (Temps de fonctionnement, T= 8,87 Heures)

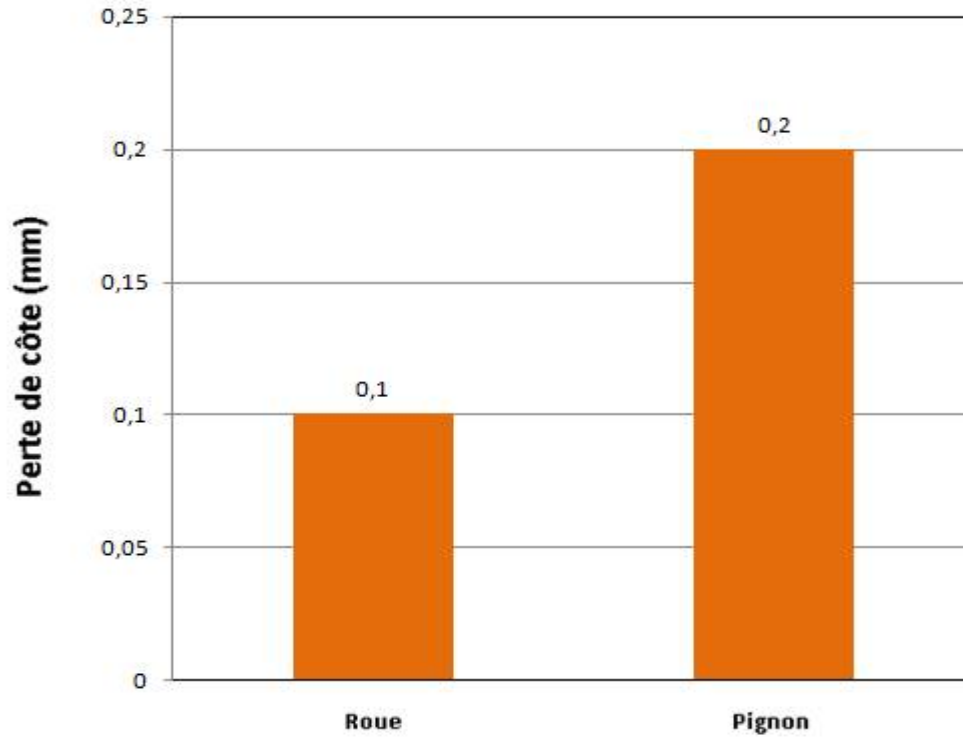


Fig. 62 – Confrontation des épaisseurs de tête (perte de côte) du pignon et de la roue après fonctionnement dans un milieu pollué (Temps de fonctionnement, T= 17,58 Heures)

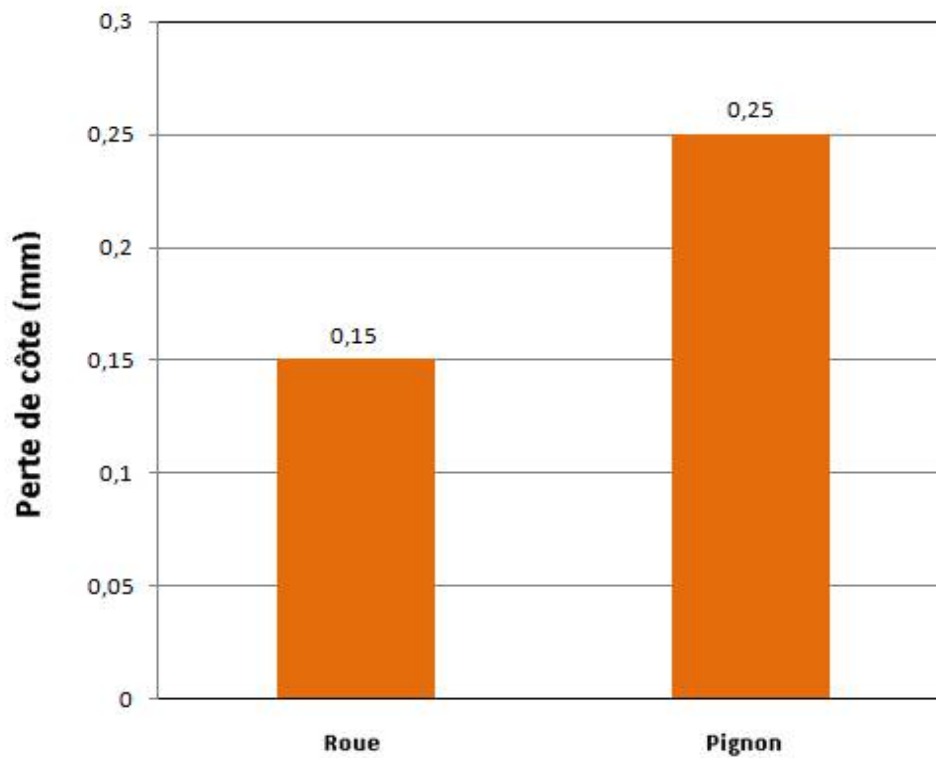


Fig. 63 – Confrontation des épaisseurs de tête (perte de côte) du pignon et de la roue après fonctionnement dans un milieu pollué (Temps de fonctionnement, T= 25 Heures)

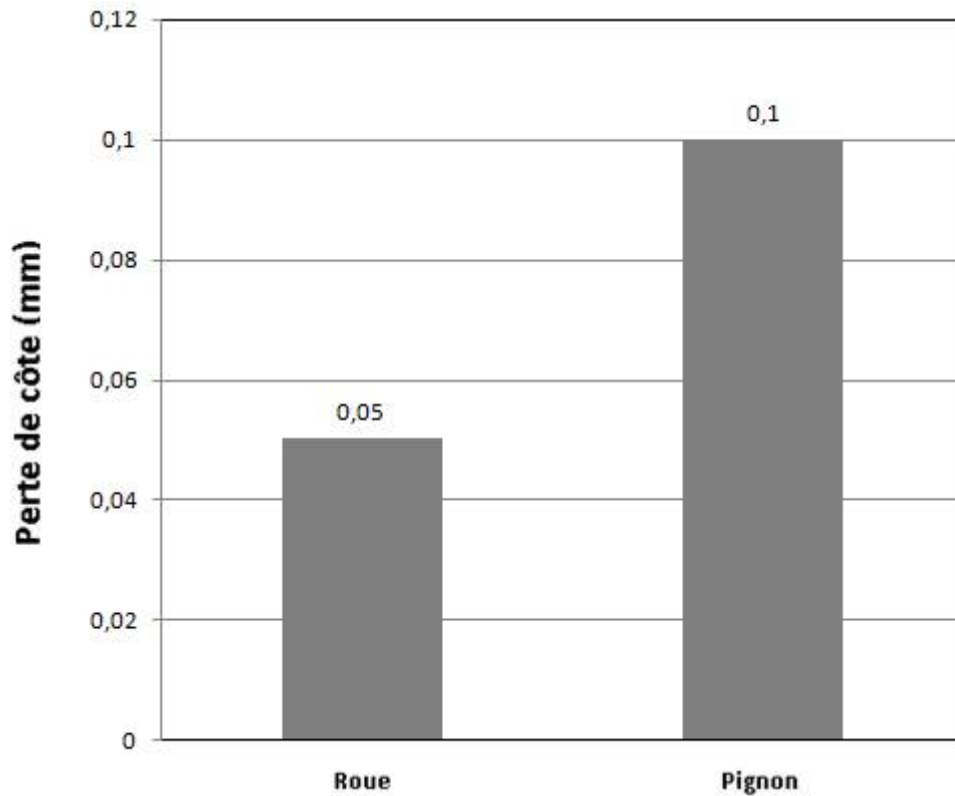


Fig. 64 – Confrontation des épaisseurs primitives (perte de côte) du pignon et de la roue après fonctionnement dans un milieu pollué (Temps de fonctionnement, T= 8,87 Heures)

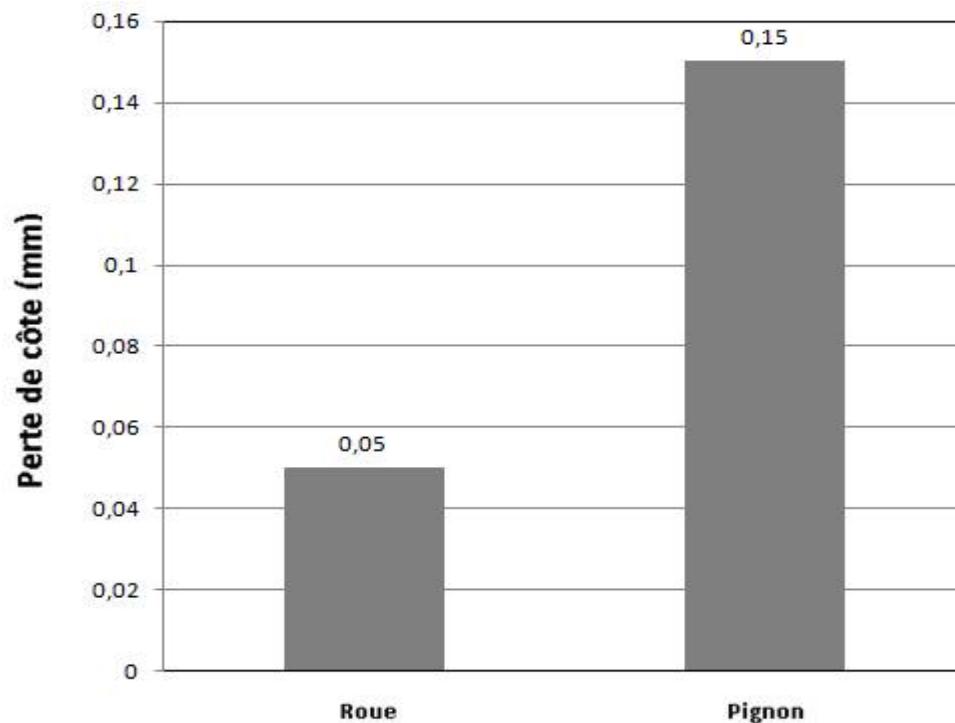


Fig. 65 – Confrontation des épaisseurs primitives (perte de côte) du pignon et de la roue après fonctionnement dans un milieu pollué (Temps de fonctionnement, T= 17,58 Heures)

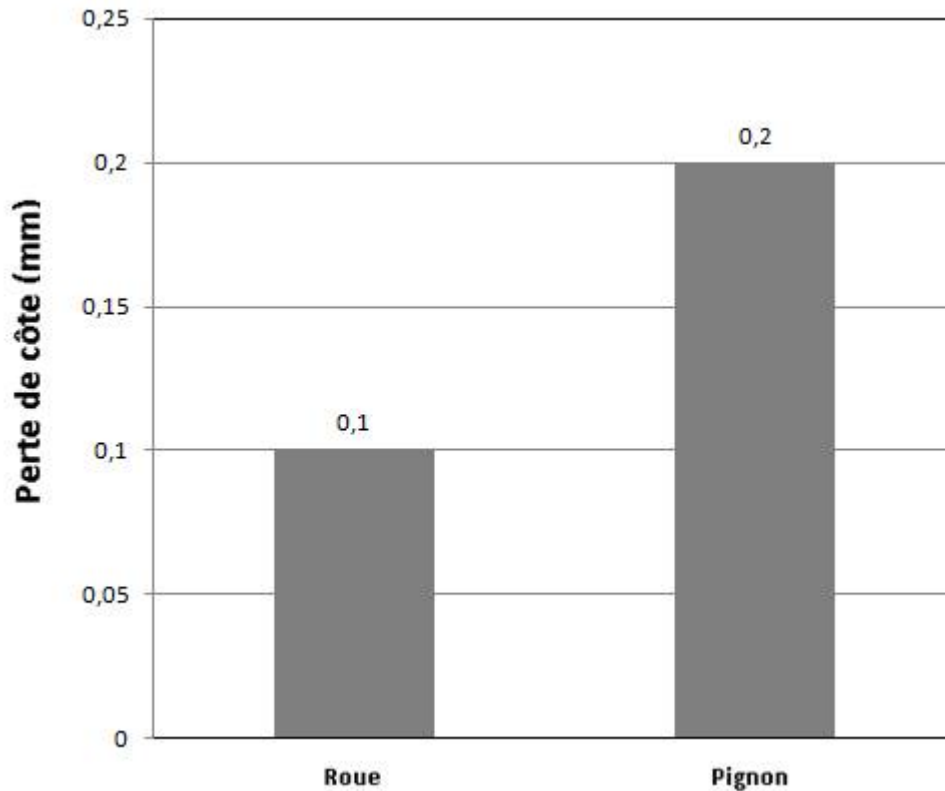


Fig. 66 – Confrontation des épaisseurs primitives (perte de côte) du pignon et de la roue après fonctionnement dans un milieu pollué (Temps de fonctionnement, T= 25 Heures)

IV.3.4- Interprétation des résultats :

Les grains de poussière véhiculés par le vent ont une taille qui peut atteindre quelques millimètres. Les particules de tailles fines peuvent se présenter au niveau des contacts mécaniques et dans l'huile de lubrification. Elles sont classées comme polluants et leur taille est de l'ordre de quelques microns.

Dans les zones désertiques (Sahara par exemple), durant les périodes de hautes températures, la proportion du sable dans l'air est très élevée ($\cong 15$ à 35 mg/m^3). Cette proportion est multipliée par plusieurs fois durant les périodes des vents de sable.

Par ailleurs, il est établi que le sable est principalement constitué de Quartz (SiO_2) connu par sa dureté très élevée. En effet, la vitesse d'usure des éléments de machines se verra accentué pour un fonctionnement dans un environnement présentant des teneurs élevées en Quartz.

Il est également bien établi que les filtres à air peuvent laisser pénétrer, dans les contacts élasto-hydrodynamiques, une certaine quantité de la poussière contenue dans l'atmosphère.

Les lubrifiants qui ont pour rôle de réduire le frottement et l'usure, transportent malheureusement des particules polluantes. Ces dernières peuvent endommager les surfaces et conduire à la dégradation rapide des composants de machines. Il se peut que le degré de dégradation soit atténué par un choix approprié du jeu fonctionnel entre deux surfaces

antagonistes, mais la vitesse de dégradation augmente pour des particules dont les dimensions sont égales ou dépassant ce jeu.

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 traces.

D'après les résultats obtenus (Figs. 56 à 66), on constate que la présence des grains abrasifs de sable dans le lubrifiant peut provoquer des pertes de côtes notables aux premiers cycles. Cette perte est élevée au niveau de la racine de la dent (au pied) du fait que les grains 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 des grains de sable dans cette zone a donc pour effet l'accentuation du degré d'usure. La perte de côte au niveau de la tête de la dent est moins intense par rapport à l'usure au pied, du fait qu'à cet endroit l'intensité de la vitesse de glissement est moins élevée comparée à celle de la racine de la dent. Notons qu'il n'y a pas seulement l'effet du glissement, la dent est également soumise à des efforts de flexion. Ces efforts font fléchir la tête alors que la racine reste rigide, donc lorsque le couple transmis augmente, la perte de côte dans le pied de la dent est importante.

Par contre, au niveau de la zone primitive, le degré d'usure est faible par rapport à la racine et à la tête de la dent, ceci est expliquée par le fait que dans cet endroit l'absence de glissement est presque quasi-totale (zone de roulement pur). Donc, s'il y a arrachement de matière à ce niveau, il est provoqué par l'écrasement non accompagné du glissement des grains présents dans le lubrifiant et passant par la zone de contact.

Entrant dans le contact, les particules de sable sont immédiatement émoussées. A ce stade, les particules ne peuvent produire que des micro-rayures et des microsillons. Après l'écrasement du grain de sable et sa fragmentation à de multiples particules présentant des arêtes vives ; nous sommes devant la naissance des micro-copeaux. Ces derniers se comportent comme un outil de coupe, conduisant ainsi à l'arrachement intense de la matière.

La confrontation des résultats obtenus, pour le même temps de fonctionnement parcouru par le pignon et par la roue, montre que la perte de côte subie par le pignon est importante que celle manifestée dans la roue. En effet, c'est le pignon qui possède la plus grande vitesse de rotation et par conséquent il présente un nombre de cycles élevé que celui parcouru par la roue (c.-à-d. que le pignon entre dans le contact plus de fois que la roue).

Les pertes de côtes provoquées par les grains de sable font augmenter, d'une manière considérable, les jeux fonctionnels entre les profils en contact. Ces jeux créent inévitablement des vibrations excessives qui altèrent le bon fonctionnement du contact, conduisant ainsi à la destruction rapide des profils, voire même la mise hors service du mécanisme.

CONCLUSION GENERALE

Conclusion générale

L'objectif du travail présenté était, d'une part, de bien comprendre les phénomènes du glissement dans un engrenage droit et de la pollution solide des lubrifiants, et, d'autre part, de bien visualiser les effets de la combinaison "glissement-pollution solide" sur le comportement à l'usure des roues dentées. Pour ce faire, des outils mathématiques et expérimentaux ont été exploités.

Un banc expérimental permettant de simuler les conditions de fonctionnement réelles d'un engrenage droit a été développé. La pollution solide de la lubrification est assurée, dans un petit réservoir conique, par un mélange de 11.2 grammes de sable filtré à 50 μm et de 1.5 litres d'huile de type ISO VG 220. L'essai d'usure mené est réalisé sur une machine de tournage de type 16K20. La rotation de la broche de la machine de tournage assure le mouvement de l'arbre moteur du banc expérimental développé.

Par ailleurs, il est bien connu que l'engrènement dans un engrenage n'est pas un roulement pur. En effet, ce dernier est accompagné d'un glissement relatif des profils conjugués. Il est également bien établi qu'au cours de la transmission des efforts agissant tout au long de la ligne d'action, le glissement des profils l'un sur l'autre peut engendrer une usure des dentures de l'engrenage.

Le glissement dans un engrenage a été le sujet d'une première étude principalement théorique. Dans cette partie, nous avons étudié l'effet des paramètres géométriques de fonctionnement, à savoir : le nombre de dents Z , l'angle de pression de fonctionnement α et le coefficient de déport x , sur le glissement dans un engrenage parallèle à dentures droites. Par la suite, nous avons montré l'effet des paramètres géométriques et par conséquent le glissement sur le rendement d'un engrenage droit. Ce travail nous a également permis de construire des abaques permettant de calculer la vitesse de glissement en fonction des paramètres géométriques cités ci-dessus. Ces abaques visent l'optimisation du glissement et par conséquent la réduction de l'usure et l'augmentation du rendement.

L'étude expérimentale a permis, pour sa part, de confirmer que la présence des particules solides de sable, dans l'huile de lubrification, favorise et accélère l'usure des dentures d'engrenages surtout dans les zones à fort taux de glissement (pied et tête de denture). En effet, les pertes de côtes augmentent au cours du temps (c.-à-d. avec l'augmentation du nombre de cycles), conduisant ainsi à une augmentation des jeux fonctionnels entre les profils frottants. Ces jeux vont créer, sans doute, des vibrations qui altèrent le bon fonctionnement des mécanismes et conduisent par conséquent à la dégradation rapide des dentures.

Le travail présenté dans ce mémoire a permis de défricher une thématique très importante et d'actualité. L'objectif visé étant de bien montrer les effets de la pollution solide de la lubrification sur la dégradation des contacts E.H.D. (Usure en particulier).

En termes de perspectives, les investigations suivantes seraient souhaitables :

- Etudier numériquement l'effet combiné de la pollution solide et du glissement sur le comportement à l'usure des dentures d'engrenages. Un programme numérique sera développé.
- Etude du comportement des particules solides dans le contact. Plus exactement, on va essayer de voir comment les particules transitent dans le contact. Ici, une attention particulière sera dédiée aux mécanismes de dégradation mis en jeu (usure, fatigue, etc.).
- Etude poussée du phénomène d'indentation qui se produit au niveau de la zone primitive sur le profil de la denture. En effet, dans cette zone dite de roulement pur, les particules semblent s'écraser et indentent la surface.
- Elargir le champs d'étude aux engrenages parallèles à dentures hélicoïdales.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

Références Bibliographiques

- [1] *Velex P., Cahouet V., Experimental and Numerical investigations on the Influence of Tooth Friction in Spur and Helical Gear Dynamics, Asme Journal of Mech. Design, 2000, vol. 122, pp. 515-522.*
- [2] *Baud S., Velex P., Static and Dynamic Tooth Loading in Spur and Helical Geared Systems - Experiments and Code Validation, Journal of Mechanical Design, 2002, vol. 124, no. 2, pp. 334-346.*
- [3] *Siniawski M. T., Harris S. J., Wang Q., Liu S., Wear Initiation of 52100 Steel Sliding Against a Thin Boron Carbide Coating, Tribology Letters, 2003, vol. 15, no. 1, pp. 29-41.*
- [4] *Harris S. J., Krauss G., Siniawski M. T., Wang Q., Liu S., Surface Feature Variations Observed in 52100 Steel Sliding Against a Thin Boron Carbide Coating, Wear, 2002, vol. 249, pp. 1004-1013.*
- [5] *Busquet M., Descartes S., Berthier Y., Torrance A. A., Influence of Detached Particles Trapped in the Contact When a Hard Cylindrical Asperity Slides Over a Soft Smooth Surface, Mechanical Engineering, 1999, No. 426.*
- [6] *Descartes S., Berthier Y., Frottement et Usure étudiés à partir de la rhéologie et des débits de 3^{ème} Corps Solide : Cas d'un 3^{ème} Corps issu d'un revêtement MoSx, Matériaux et Techniques, 2000.*
- [7] *Bartlemus R., Zimroz R., Vibration Condition Monitoring of Two-Stage Gearboxes, Wroclaw university of Technology, Poland.*
- [8] *Gohar R., Cameron A., The Mapping of Elastohydrodynamic Contacts, ASLE Transactions, 1976, Vol. 10, pp. 215-225.*
- [9] *Cusano C., Wedeven L. D., The influence of surface dents and grooves on traction in sliding EHD point Contacts, ASLE Trans., 1982, Vol. 26, No. 3, pp. 306-310.*
- [10] *Wedeven L. D., Influence of Debris Dent on EHD Lubrication, ASLE Trans., 1977, Vol. 21, pp. 41-52.*
- [11] *Wedeven L. D., Cusano C., Elastohydrodynamic film thickness measurements of artificially produced surface dents and groove, ASLE Trans., 1979, Vol. 22, No. 4, pp. 369-381.*
- [12] *Kaneta M., Sakai T., Nishikawa H., Optical interferometric observations of the effects of a bump on point contact EHL, ASME J. of Tribology, 1992, Vol. 114, No. 4, pp. 779-784.*
- [13] *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, Vol. 116, pp. 635-639.*
- [14] *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.*

- [15] Wan G. T. Y., Spikes H. A., *The behaviour of suspended solid particles in rolling and sliding elastohydrodynamic contacts*, *Tribology Trans.*, 1988, Vol. 31, No. 1, pp. 12-21.
- [16] 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, pp. 17-24.
- [17] 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.
- [18] 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.
- [19] El Sharkawy A. A., Hamrock B. J., *Subsurface Stresses in Micro-EHL Line Contacts*, *ASME Journal of Tribology*, 1991, Vol. 113, No. 3, pp. 645-655.
- [20] Goglia P. R., Conry T. F., Cusano C., *The Effects of Surface Irregularities on the Elastohydrodynamic Lubrication of Sliding Line Contacts. Part I : Single Irregularities*, *ASME Journal of Tribology*, 1984, Vol. 106, pp. 104-112.
- [21] 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.
- [22] 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.
- [23] Dyson A. – *Scuffing: A Review, Part I*. *Tribology International*, 1975, vol. 8, No. 2, pp. 77-87.
- [24] Dyson A. – *Scuffing: A Review, Part II*. *Tribology International*, 1975, vol. 8, No. 3, pp. 117-122.
- [25] Lee S. C., Cheng H. S., *Scuffing Theory Modeling and Experimental Correlations*, *ASME Journal of Tribology*, 1991, Vol. 113, No. 2, pp. 327-334.
- [26] 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.
- [27] Dyson A. – *Elastohydrodynamic Lubrication of Rough Surfaces with Lay in the Direction of Motion*. *Proceeding of 4th Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, 1977, pp. 201-209.
- [28] Dyson A. – *The Failure of Elastohydrodynamic Lubrication of Circumferentially Ground Rough Discs*. *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, vol. 190, n° 1, 1976, pp. 52-76.
- [29] Lee S. C., Cheng H. S., *Experimental Validation of Critical Temperature-Pressure Theory of Scuffing*, *STLE Tribology Transactions*, 1995, Vol. 38, No. 3, pp. 738-742.
- [30] Qiu L., Cheng H. S., *Temperature Rise Simulation of Three-Dimensional Rough Surfaces in Mixed Lubricated Contact*, *ASME Journal of Tribology*, 1998, Vol. 120, No. 2, pp. 310-318.

- [31] 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.
- [32] Ville F. – *Pollution solide des lubrifiants, indentation et fatigue des surfaces*. Thèse de Doctorat, I. N. S. A. de Lyon, 1998, 163 p.
- [33] Hunt T. M. – *Handbook of Wear Debris Analysis and Particle Detection in Liquids*. London : Elsevier Applied Science, 1993, 488 p.
- [34] 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.
- [35] 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.
- [36] Aublin M., Boncompain R., Boulaton M, Caron D., Jeary E., Lacage B., Rea J. – *Systèmes Mécaniques : Théorie et Dimensionnement*. Dunod, 1998, Paris.
- [37] Szwarzman M. – *Eléments de machine, Tec et Doc, Lavoisier, 1983*.
- [38] Henriot G. – *Engrenages : Conception, Fabrication et Mise en oeuvre*. 7^{ème} Edition, Dunod, 1999, Paris.
- [39] Bernard F., Bru A., *Eléments de construction à l'usage de l'ingénieur, Vol. 4, Edition Dunod, 1966*.
- [40] 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)*.
- [41] Cornet A., Deville J. P. – *Physique et ingénierie des surfaces*, EDP Sciences, 1998, France.
- [42] Flamand L. – *Fatigue des Surfaces. Technique de L'ingénieur, BM 5055*

ANNEXE I

SYMBOLES DE PROGRAMMATION

ANNEXE I**Traitement Numérique (Symboles de la programmation FORTRAN)****Symboles fortran:**

x11, x12, x13 et x14 : valeurs des coefficients de déport des dentures.

z1(i), z2(i) : tableaux à une seule dimension contenant les valeurs du nombre de dents.

b(i), c(i) : tableaux à une seule dimension contenant les valeurs de l'angle de pression de fonctionnement en degré et en radian.

y11(i), y12(i) : tableaux à une seule dimension contenant les valeurs de la saillie réduite en fonction du nombre de dents.

y13(i), y14(i) : tableaux à une seule dimension contenant les valeurs de la saillie réduite en fonction de l'angle de pression.

g1(i), g2(i) : tableaux à une seule dimension contenant les valeurs du rapport de conduite en fonction du nombre de dents en approche et en retraite respectivement.

g3(i), g4(i) : tableaux à une seule dimension contenant les valeurs du rapport de conduite en fonction de l'angle de pression en approche et en retraite respectivement.

R1(i), R11(i) : tableaux à une seule dimension contenant les valeurs du rendement de conduite en fonction du nombre de dents pour un régime sec et un régime lubrifié respectivement.

R2(i), R22(i) : tableaux à une seule dimension contenant les valeurs du rapport de conduite en fonction de l'angle de pression pour un régime sec et un régime lubrifié respectivement.

Vgk1(i) et Vgk2(i) : tableaux à une seule dimension contenant les valeurs de la vitesse de glissement adimensionné Vg^* en fonction des différents paramètres de fonctionnement (nombre de dents Z et angle de pression α).

Avec : **i indice (incrément)** de variation des paramètres mentionnés ci-dessus.

a : valeur de l'angle de pression de taillage (de référence) en radian.

d : valeur de l'angle de pression de fonctionnement (en radian).

f₁ : valeur du coefficient de frottement pour un régime sec de fonctionnement.

f₂ : valeur du coefficient de frottement pour un régime lubrifié de fonctionnement.

Programmation:

La programmation consiste à écrire :

1- un programme principal chargé:

- de lire les données, à savoir : le nombre de dents (Z) et l'angle de pression (α).
- de préparer l'argument d'appel au sous programme:

CALL ECRIT : il contient tous les paramètres utilisés (données et résultats) dans le sous programmes **ECRIT**.

- un sous programme de type **SUBROUTINE** qu'on appellera:

SUBROUTINE ECRIT, il est chargé d'imprimer les données et les résultats de l'étude du glissement et du rendement dans un engrenage parallèle à dentures droites (se référer au chapitre II du présent mémoire).