

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université du 20 Août 1955 Skikda

Faculté de Technologie

Département de Génie Mécanique



THESE

Présentée en vue de l'obtention du diplôme de

DOCTORAT LMD

en Électromécanique

Spécialité: Mécanisation industrielle

Par :

AROUDJ Mohammed

THEME

***Influence des contraintes sur le rendement
des engrenages***

Soutenue le :

Devant le Jury composé de :

Président :	BOUZAOUT Azzedine	Professeur	U. Skikda
Rapporteur :	INEL Fouad	M.C.A	U. Skikda
Examineurs :	HADJADJ Aouel Elias	Professeur	U. Annaba
	ZAHZOUH Zoubir	M.C.A	U. Souk Ahras
	BELAADI Ahmed	M.C.A	U. Skikda

Remerciements

Merci et merci à Dieu de m'avoir donné foi et force Faites cet humble travail. Prière et salut pour notre Prophète Muhammad, paix et bénédictions soient sur lui Sur sa famille et ces compagnons.

*Je tiens à exprimer toute ma gratitude à monsieur le professeur **KHOCHEMANE Lakhdar** mon directeur de thèse, pour sa disponibilité, ses nombreux encouragements, et pour toute la confiance qu'il m'a accordée durant mon travail. Ses compétences et ses conseils m'ont été d'une aide précieuse pour achever mon travail.*

*Mes remerciements les plus vifs et chaleureux, vont à mon directeur de thèse monsieur **INEL Fouad MCA** à l'université de Skikda pour son aide, son orientation judicieuse et sa disponibilité, aussi pour la confiance, la patience et la compréhension qu'il m'a toujours manifesté.*

*Mes vifs remerciements vont à monsieur **BOUZAOUIT Azzedine** professeur à l'université de Skikda, qui m'a fait l'honneur de d'accepter de présider mon jury de thèse.*

*J'adresse, aussi mes remerciements aux membres du jury qui ont accepté d'examiner cette thèse en lui apportant de l'intérêt : monsieur **Hadjadj Aouel Elias** professeur à l'université d'Annaba, monsieur **ZAHZOUH Zoubir MCA** à l'université de Souk Ahras et monsieur **BELAADI Ahmed MCA** à l'université de Skikda.*

Je tiens à remercier du fond du cœur mon père, ma mère, mes frères et mes sœurs.

Dédicaces

*A ceux qui ont un cœur plein de tendresse
et d'amour, à mes chers parents.*

A mes adorables sœurs :

Chifa et Afnan et Aridj .

A mes adorables frères :

Abd elhak et Yousef

A tous mes amis.

A la mémoire de monsieur

***Pr.KHOCHEMANE Lakhdar, qui m'a été un
grand soutient jusqu'à son décès.***

Résumé

Les engrenages sont le meilleur moyen et le plus approprié lorsqu'il s'agit de transférer un couple élevé, d'obtenir des réductions de vitesse ou de changer le sens de rotation. Les domaines d'utilisation sont variés, et donc l'amélioration de leur rendement est considérée comme une priorité pour la mécanique, dans ce contexte, les facteurs affectant la rendement doivent être pris en compte.

Notre travail vise à identifier les facteurs les plus influents directement le rendement des engrenages, à réduire ou à contrôler les engrenages pour améliorer l'utilisation des engrenages.

Premièrement, deux méthodes de calcul du rendement, qui dépendent des données techniques des engrenages, ont été utilisées pour plus d'un cas de paires de roue dentée avec des différences dimensionnelles de chaque modèle pour étudier l'importance des données techniques dans le rendement résultant de ces théories, et nous avons utilisé le programme ANSYS WORKBENCH pour compléter les données techniques manquantes pour les roues dentées.

Deuxièmement, nous avons trouvé une nouvelle méthode basée sur des facteurs qui ont un impact direct sur le rendement, tels que le coefficient de frottement, viscosité cinématique de lubrification et la vitesse de rotation, pour calculer le rendement des roues dentées précédemment sélectionnés, puis les comparer avec les résultats obtenus expérimentalement, l'objectif de ce processus est de déterminer la méthode la plus adéquate.

La nouvelle méthode a prouvé qu'elle était la plus proche des résultats expérimentaux.

Mots clés: Viscosité cinématique, vitesse de rotation, rendement, coefficient de frottement, engrenage.

المخلص

تعتبر المسننات هي الوسيلة الافضل والانسب عندما يتعلق الأمر بنقل عزم الدوران العالي أو تحقيق تخفيضات في السرعة أو تغيير اتجاه الدوران فمجالات استعمالها متنوعة ، ولهذا فان تحسين مردوديتها يعتبر من اولويات علماء الميكانيك ، في سياق ذلك يجب مراعات العوامل المؤثرة على المردودية.

يهدف عملنا الى تحديد اهم العوامل المؤثرة بشكل مباشر على مردودية التروس لتخفيضها او السيطرة عليها لتحسين عمل المسننات.

اولا تم استعمال طريقتين من طرق حساب المردودية والتي تعتمد على المعطيات الهندسية للمسننات لأكثر من حالة من الأزواج المسننة مع تغيير في الابعاد الهندسية لكل نموذج لدراسة اهمية المعطيات الهندسية في المردودية الناتجة من تلك النظريات، وقد استعملنا برنامج ANSYS WORKBENCH لاستكمال البيانات الهندسية الناقصة للعجلات المسننة.

ثانيا قمنا بايجاد علاقة جديدة تعتمد على العوامل ذات التأثير المباشر على المردودية مثل معامل الاحتكاك و لزوجة الزيت وسرعة الدوران واستعمالها لحساب مردودية الأزواج المسننة المختارة سابقا، ثم مقارنتها بالنتائج المتحصل عليها سلفا تجريبيا، الهدف من هذه العملية هو تحديد أي النظريات اقرب للنتائج التجريبية

اظهرت النتائج ان العلاقة الجديدة هي الاقرب للنتائج التجريبية المتحصل عليها لكل زوج مسننات.

الكلمات المفتاحية: اللزوجة الحركية ، سرعة الدوران ، الكفاءة ، معامل الاحتكاك ، التروس.

Abstract

Gears are the best and more appropriate when it comes to transferring high torque, achieving speed reductions or changing the direction of rotation. The fields of their use are diverse, and therefore improving their performance is considered a priority for mechanics, in the context of this, the factors affecting yield must be considered.

Our work aims to identify the most important factors directly affecting the yield of gears, to reduce or control gears to improve gear working.

First, two methods of calculating the yield, which depend on the engineering data of the gears, were used for more than one case of pairs of gears with a change in the engineering dimensions of each model to study the importance of the engineering data in the yield resulting from those theories, and we used the ANSYS WORKBENCH program to complete the missing engineering data for the cog wheels.

Second, we finding a new method that relies on factors that have a direct impact on yield, such as the coefficient of friction, oil viscosity, and rotational speed, and used them to calculate the yield of previously selected pairs of gears, and then compare them with the results obtained experimentally, the purpose of this process is to determine which theories are closer to the experimental results.

The results showed the new method is the closest to the experimental results obtained for each pair of gears.

Key words: Kinematic viscosity, rotational speed, efficiency, coefficient of friction, gear.

Table des figures

Fig I.1 : Classification des engrenages	7
Fig I.2 a) : Profil en développante de cercle.	7
Fig I.2 b) : Profil à arc de cercle.	7
Fig I.2 c) : Epicycloïde, Hypocycloïde, Compresseur Root.	8
Fig I.3 : Caractéristiques d'engrenage cylindrique à denture droite extérieur.....	8
Fig I.4 : Caractéristiques d'engrenage cylindrique à denture hélicoïdale.....	10
Fig I.5 : Caractéristiques d'engrenage à axes concourants (conique à denture droite).....	11
Fig I.6 : Types de dentures coniques	8
Fig I.7 : Caractéristiques d'engrenage gauche (système roue et vis sans fin).	13
Fig I.8 : Définition d'une développante de cercle Tirée	15
Fig I.9 : Illustration des profils conjugués Adaptée	15
Fig I.10 : Cinématique de l'engrènement Tirée	16
Fig I.11 a) : Principe des traitements de surface	17
Fig I.11 b) : Epaisseurs traitées possibles suivant le procédé	17
Fig I.12 : Evolution de la dureté d'une dent d'engrenage trempée superficiellement par induction	18
Fig I.13 : Principe des traitements thermochimiques.....	19
Fig I.14 : Principe de la cémentation	19
Fig I.15 : principe de déposition des traitements électrolytiques.....	20
Fig II.1 : Définition de l'erreur de pas individuelle et de l'erreur de pas	23
Fig II.2 : Exemple de mesure de l'erreur de pas cumulée	24
Fig II.3 : Erreur totale de profil.....	25
Fig II.4 : Erreurs de profil	25
Fig II.5 : Différents erreurs de profile.....	26
Fig II.6 : Erreur de faux-rond.....	27
Fig II.7 : Modulation d'amplitude caractéristique d'un défaut de faux-rond (Sabot & Perret-Liaudet 1982)	27
Fig II.8 : Exemple caractéristique de localisation des bandes latérales dues à l'excentricité.....	28
Fig. II.9 : Erreur d'épaisseur de la dent	29
Fig. II.10: Erreur de l'entre-dent.....	29
Fig II.11: Contrôle de l'entre-dents	30
Fig II.12 : Deux stratégies de fabrication des engrenages.	31
Fig. II.13 : Présentation de la denture avant (à gauche) et après (à droite) traitement thermique, avec la représentation schématique de la déformation des flancs de la dent.	33
Fig II.14 : Rupture par fatigue	34
Fig II.15 : Rupture par écaillage	35
Fig II.16 : Axes de rotation d'un train simple.....	36

Table des figures

Fig II.17 : Définition des défauts d'inclinaison et de déviation.....	37
Fig. II.18 : Caractérisation des défauts de déviation et d'inclinaison.....	38
Fig II.19: Détériorations de surface d'engrenages.....	39
Fig II.20 : L'usure sur les dents des engrenages.....	40
Fig II.21 : Déformation plastique par roulage des dentures.....	41
Fig II.22: évaluation du niveau sonore en fonction de la charge et de la vitesse.....	43
Fig III.1 : Répartition des forces et des puissances de frottement sur la longueur de conduite....	47
Fig III.2 : Représentation graphique de ligne de contact g_a	50
Fig III.3 : Courbe de la performance η (%) en fonction du coefficient de frottement μ	51
Fig III.4 : Courbe de le rendement ρ (%) en fonction du coefficient de frottement f	52
Fig III.5 : Comparaison les résultats de Debongnie et de Velex.....	53
Fig III.6 : Représentation graphique g_a et g_f	54
Fig III.7 : Courbe de la performance η (%) en fonction du coefficient de frottement μ	56
Fig III.8 : Courbe de le rendement ρ (%) en fonction du coefficient de frottement f	57
Fig III.9 : Comparaison les résultats de Debongnie et de Velex	58
Fig III.10 : Représentation graphique g_a et g_f	59
Fig III.11 : Courbe de la performance η (%) en fonction du coefficient de frottement μ	60
Fig III.12 : Courbe de le rendement ρ (%) en fonction du coefficient de frottement f	62
Fig.III.13 Comparaison les résultats de Debongnie et de Velex.....	62
Fig IV.1 : Répartition des pertes de puissance en fonction de la vitesse de rotation	64
Fig IV.2 : Répartition des pertes de puissance en fonction de la vitesse de rotation.....	64
Fig IV.3 : Représentation graphique de la ligne de contact g_a	66
Fig IV.4 : Le rendement des engrenages par la méthode théorique optimisée en fonction de la vitesse de rotation.....	67
Fig IV.5 : Représentation graphique g_a et g_f	69
Fig IV.6 : Le rendement des engrenages par la méthode théorique optimisée en fonction de la vitesse de rotation	70
Fig IV.7 : Représentation graphique g_a et g_f	72
Fig IV.8 : Le rendement des engrenages par la méthode théorique optimisée en fonction de la vitesse de rotation	73
Fig IV.9 : Le rendement des engrenages par méthode JF Debongnie en fonction de la vitesse de rotation	74
Fig IV.10 : Le rendement des engrenages par méthode Velex en fonction de la vitesse de rotation	75
Fig IV.11 : Le rendement des engrenages par méthode JF Debongnie en fonction de la vitesse de rotation	76
Fig IV.12 : Le rendement des engrenages par méthode Velex en fonction de la vitesse de rotation	77

Table des figures

Fig IV.13 : Le rendement des engrenages par méthode JF Debongnie en fonction de la vitesse de rotation	78
Fig IV.14 : Le rendement des engrenages par méthode Valex en fonction de la vitesse de rotation	79
Fig IV.15 : Le rendement expérimental des engrenages en fonction de la vitesse de rotation....	80
Fig IV.16 : Le rendement expérimental des engrenages en fonction de la vitesse de rotation....	81
Fig IV.17 : Le rendement expérimental des engrenages en fonction de la vitesse de rotation....	82
Fig IV.18 : le rendement des engrenages théoriques avec le résultat expérimental en fonction de la vitesse de rotation.....	83
Fig IV.19 : le rendement des engrenages théoriques avec le résultat expérimental en fonction de la vitesse de rotation.....	83

Liste des tableaux

Liste des tableaux

Tab I.1 : Caractéristiques d'engrenage cylindrique à denture droite extérieur.....	9
Tab I.2 : Caractéristiques d'engrenage cylindrique à denture hélicoïdale.....	10
Tab I.3 : Caractéristiques d'engrenage à axes concourants (conique à denture droite).....	12
Tab I.4 : Caractéristiques d'engrenage gauche (système roue et vis sans fin)	14
Tab II.1: Variations de volume durant les transformations de phase au chauffage et refroidissement.....	32
Tab III. 1 : Géométries des roues dentées.....	49
Tab III.2 : les résultats des rendements en fonction le coefficient de frottement	51
Tab III.3 : les résultats des rendements en fonction le coefficient de frottement	52
Tab III.4 : Géométries des roues dentées du turbo-réducteur	53
Tab III.5 : les résultats des rendements en fonction le coefficient de frottement	55
Tab III.6 : les résultats des rendements en fonction le coefficient de frottement	56
Tab III.7 : Géométries des roues dentées du réducteur B.A.C.V.....	58
Tab III.8 : les résultats des rendements en fonction le coefficient de frottement	60
Tab III.9 : les résultats des rendements en fonction le coefficient de frottement.	61
Tab IV. 1 : Géométries des roues dentées	65
Tab IV. 2 : les résultats des rendements théoriques en fonction de la vitesse de rotation.....	67
Tab III.3 : Géométries des roues dentées du turbo-réducteur	68
Tab IV. 4 : les résultats des rendements théoriques en fonction de la vitesse de rotation.....	70
Tab IV.5 : Géométries des roues dentées du réducteur B.A.C.V.	71
Tab IV.6 : les résultats des rendements théoriques en fonction de la vitesse de rotation.....	72
Tab IV.7 : les résultats des rendements de méthode de Debongnie en fonction de la vitesse de rotation	74
Tab IV.8 : les résultats des rendements de méthode de P.Velix en fonction de la vitesse de rotation	75
Tab IV.9 : les résultats des rendements de méthode de Debongnie en fonction de la vitesse de rotation	76
Tab IV.10 : les résultats des rendements par la méthode de P. Velix en fonction de la vitesse de rotation	77

Liste des tableaux

Tab IV.11 : les résultats des rendements de méthode de Debongnie en fonction de la vitesse de rotation	78
Tab IV.12 : les résultats des rendements de méthode de P.Velex en fonction de la vitesse de rotation	79
Tab IV. 13 : les résultats de rendement expérimental en fonction de la vitesse de rotation	79
Tab IV.14 : les résultats de rendement expérimental en fonction de la vitesse de rotation	80
Tab IV.15 : les résultats de rendement expérimental en fonction de la vitesse de rotation	81

Table des matières

Table des matières

Table des figures	vii
Liste des tableaux.....	ix
Introduction générale :	1
Chapitre I : État de l'art sur les engrenages	
Introduction.....	3
I.1 Historique sur les engrenages :	3
I.2 Généralité :	4
I.1.2 Les différents types d'engrenages :	4
I.1.3 Classification des engrenages :	6
I.1.3.1. Les engrenages à axes parallèles (engrenages cylindriques) :	8
I.1.3.2. Engrenage à axes concourants (engrenage conique) :.....	11
I.1.3.3 Engrenage gauche (système roue et vis sans fin) :.....	12
I.1.4 Avantages et inconvénients des engrenages :	14
I.2 Étude de l'engrènement :	14
I.3 Traitement de surface :	17
I.3.1 Traitement thermique :.....	17
I.3.1.1 Trempe superficielle :.....	18
I.3.1.2 Traitements thermochimiques :	18
I.3.2 Traitements électrolytiques :.....	20
I.3.2.1 Dépôt anodique (électrolyse anodique) :.....	20
I.3.2.2 Dépôt cathodique (électrolyse cathodique) :.....	21
Conclusion :	21
Chapitre II : Classification les défauts dans les roues dentées	
Introduction.....	22
II.2.3 Défauts De fabrication :.....	22
II.2.1.1 Défauts de taillage :	22
II.2.1.2 Défauts de traitement thermique :.....	30
II.2.1.3 Défauts de rectification :	33

Table des matières

II.2.3 Défauts De Montage :	35
II.2.3.1 Défaut d'alignement ou de parallélisme :	35
II.2.3.2 Les défauts d'excentricités :	37
II.2.4 Défauts De Fonctionnement :	38
II.2.4.1 Détériorations superficielles de dentures d'engrenages :	38
II.2.4.2 Les différents types de détérioration des dentures d'engrenages :	38
II.2.4.3 Défauts répartis sur toutes les dents :	38
II.2.4.4 Défauts localisés sur certaines dents :	42
II.2.4.5 Influence des paramètres de fonctionnement des engrenages :	42
Conclusion	44
Chapitre III : Méthodes de détermination théorique du rendement des engrenages	
Introduction	45
III.1 Méthode de F. Debongnie :	45
III.2 Méthode de P. VELEX :	48
III.3 Méthodes de calcul les rendements théoriquement :	49
III.3.1 Roue dentées cylindrique à denture droite :	49
III.3.2 Roue dentée cylindrique à double hélice :	53
III.3.3 Roue cylindrique à denture droite ayant pour module égal à 4 :	58
Conclusion	62
Chapitre IV : Influence de la vitesse de rotation sur le rendement par la méthode de Marishin	
Introduction	63
IV.I Optimisation de méthode de Marishin :	63
IV.1.1 Roue dentées cylindrique à denture droite :	65
IV.1.2 Roue dentées cylindrique à double hélice :	68
IV.1.3 Roue cylindrique à denture droite ayant pour module égal à 4 :	71
IV.2 Résultats et discussion :	73
IV.2.1 Roue dentées cylindrique à denture droite :	73
IV.2.2 Roue dentées cylindrique à double hélice :	75
IV.2.3 Roue cylindrique à denture droite ayant pour module égal à 4 :	77
IV.2.4 Roue dentées cylindrique à denture droite :	79
IV.2.5 Roue dentées cylindrique à double hélice :	80

Table des matières

IV.2.6 Roue cylindrique à denture droite ayant pour module égal à 4 :	81
IV.2.7 Comparaison des résultats de cas roue dentées cylindrique à denture droite :	82
IV.2.8 Comparaison des résultats de cas roue dentées cylindrique à double hélice :	83
IV.2.9 Comparaison des résultats de cas roue cylindrique à denture droite ayant pour module égal à 4 :	83
Conclusion	84
Conclusion générale :	85

Nomenclatures

F_R : force de frottement [N]

F_n : effort normal [N]

μ, f : coefficient de frottement

Δp : facteur des pertes

m : module de denture [mm]

Z : nombre de dents

P : Pas [mm]

h_a : Saillie de la dent [mm]

h_f : Creux de la dent [mm]

h : Hauteur de la dent [mm]

B : Largeur de denture [mm]

d : Diamètre primitif [mm]

d_a : Diamètre de tête [mm]

d_f : Diamètre de pied [mm]

Δ : Entraxe de l'engrenage [mm]

α : angles de pression [°]

β : angle d'hélice [°]

m_t : Module apparent [mm]

p_t : Pas apparent [mm]

Σ : Angle entre les arbres [°]

i : Rapport de transmission

Δ : Angle primitive [°]

S : Epaisseur de la dent [mm]

E : Intervalle de la dent [mm]

Z_v : Nombre de filets

β_v : Angle d'hélice [°]

m_z : Module axial [mm]

p_x : Pas axial [mm]

L : Longueur de la vis [mm]
 ϵ_{α} : rapport de conduit
 P_b : Pas de base [mm]
 g_{α} : ligne de contact [mm]
 P_{th} : Pas théorique [mm]
 P_{2L} : Pas (2) gauche effectif [mm]
P : La puissance [W]
v : La vitesse de rotation [tr/min]
 P_{fr} : La puissance de frottement [W]
 v_{gl} : La vitesse de glissement [m/s]
 g_P : Distance entre le point C et le point de contact P
 ω : Le travail. [J]
 W_{Ft} : Le travail produit par tour du pignon. [J]
 F_t : La force tangentielle. [N]
 dW_{fr} : Le travail élémentaire. [J]
 C_1 : La puissance instantanée. [W]
u : Rapport de réduction
 W_{fr} : Le travail produit par frottement. [J]
 ϵ_1 : Rapport de conduite partiel 1
 ϵ_2 : Rapport de conduite partiel 2
 ϵ : Rapport de conduite total
 ϵ_{α} : Rapport de conduite
 p : pas primitif. [mm]
 ν_0 : Viscosité cinématique [cst]
U : Vitesse de roulement [m/s]
N : Vitesse de rotation [tr/min]
 $d_{1,2}$: Diamètre primitif [mm]
 V_s : Vitesse de glissement [m/s]
 ω : vitesse angulaire [rad.s-1]

g_f : Line d'action partiel1 [mm]

g_a : Line d'action partiel2 [mm]

g_α : Line d'action [mm]

Introduction générale

Introduction générale :

Les engrenages sont les meilleurs et les plus appropriés lorsqu'il s'agit de transférer un couple élevé, d'obtenir des réductions de vitesse ou de changer le sens de rotation ainsi que de déplacer le mouvement de la rotation à la rétraction. Ses domaines d'application sont très larges, tels que la mécanique générale, le secteur de la production d'énergie, les transports, en parallèle avec l'électronique, le robotique ou encore l'industrie alimentaire. Par conséquent, l'amélioration de ses performances est considérée comme une priorité pour la mécanique, et dans ce contexte, les facteurs affectant la productivité doivent être pris en compte.

Les systèmes d'engrenages sont utilisés depuis des milliers d'années et leur première application artistique remonte au 25^e siècle avant JC. La fabrication des engrenages à cette époque dépendait davantage de l'artisanat et de l'habileté que de la science et au fil du temps, leur utilisation et leur application ont doublé, et ils sont rapidement devenus un composant très diversifié indispensable à la machine pour transmettre et détourner le trafic. Au début le 16^{ème} siècle, les mathématiciens ont commencé à aborder le problème de la théorie des engrenages.

Plusieurs travaux de recherche ont été consacrés à l'étude du comportement des engrenages en vue d'améliorer les performances et d'accroître la puissance transmise. Cette amélioration passe essentiellement par la prise en considération des phénomènes physiques qui influent sur le rendement du système. Une synthèse des différentes sources des pertes des puissances dans une transmission d'engrenages.

Les buts de cette thèse sont :

- application des méthodes théorique pour déterminer le rendement des engrenages se basant sur les paramètres géométriques des roues dentées;
- Détermination des facteurs qui influent sur le rendement des engrenages;
- Optimisation d'une méthode de rendement des engrenages basée sur les coefficients de frottement du loi de Marishin.
- Comparaison des résultats obtenus par la méthode théorique optimisée et les autres méthodes théoriques avec les résultats expérimentaux.
- Utilisation du logiciel ANSYS pour simuler le modèle géométrique des roues, afin de déterminer le rapport de conduite.

Organisation de la thèse : Nous avons structuré notre travail en quatre chapitre :

Le premier chapitre est orienté vers un état de l'art et une classification des engrenages et leurs avantages et inconvénients. Et ce chapitre aboutit à une étude de l'engrènement et du traitement de la surface, et se terminera par une conclusion.

Introduction générale

Le deuxième chapitre sera consacré à une analyse théorique des défaillances causées dans les systèmes mécaniques à engrenages : défauts de fabrication (taillage, contrôle, traitements thermiques, rectification) et les défauts de fonctionnement ; leurs conséquences sur le fonctionnement de la transmission et les remèdes préventifs éventuels afin d'éviter la rupture de ces éléments.

Dans le troisième chapitre nous nous intéresseront au calculs du rendement des engrenages parallèles avec le changement du module et du nombre de dents. Tout ça basé sur l'utilisation de la méthode F.Debongnie et la méthode P.Velex.

Dans le dernier chapitre nous présenterons l'influence de la vitesse de rotation sur le rendement des engrenages, pour cela, nous avons utilisé la formule de Marishin basée sur trois variables ; la viscosité, la vitesse de rotation et la vitesse de glissement.

Une conclusion générale comprend les principaux résultats obtenus au cours de ce travail.

CHAPITRE I : État de l'art sur les engrenages

1 – INTRODUCTION.....	3
2 – GÉNÉRALITE.....	3
3 - ÉTUDE DE L'ENGRENEMENT	13
4 - TRAITEMENT DE SURFACE	16
5 – CONCLUSION.....	18

Introduction

Un engrenage diffère d'un cerceau en ce qu'un engrenage est une roue circulaire avec des saillies (dents) qui s'emboîtent avec les dents de l'autre engrenage, permettant à la force d'être entièrement transmise sans glisser. En fonction de la conception et de la disposition des engrenages, les engrenages peuvent transmettre des forces à des vitesses et des couples différents ou dans des directions différentes à partir de la source de mouvement principale.

Dans ce chapitre, nous présenterons des généralités sur les engrenages et leur classification, leurs avantages et les inconvénients et à la fin une étude de l'engrènement et le traitement de la surface. [1]

I.1 Historique sur les engrenages :

Les cordes et autres matériaux en bois étaient utilisés dans le passé dans des mécanismes simples pour transmettre le mouvement tels que les poulies de levage, mais personne ne sait précisément où ni quand les roues dentées ont commencé à être utilisées, et bien que la littérature chinoise ancienne et la littérature grecque, turque et damascène se réfèrent souvent aux engrenages, elles ne fournissent pas trop de détails.

Le mécanisme d'Anticythère est le mécanisme le plus ancien de l'antiquité, il s'agit d'une calculatrice mécanique astronomique [2] datant de 150 à 100 avant JC. Il se compose de pas moins de trente engrenages en bronze à dents triangulaires. Bien que ce mécanisme soit très ancien, il est considéré comme très avancé en termes techniques, comme le système d'engrenage épicycloïdal, qui était considéré comme l'une des inventions du 19^e siècle avant la découverte de ce mécanisme. Certaines citations de Cicéron indiquent qu'Anticythère n'était pas le seul mécanisme du genre à cette époque, mais il y avait, au moins, deux autres mécanismes similaires. Il est crédité d'avoir été le premier à concevoir la visse sans fin. [3, 4]

La Chine a conservé plusieurs exemples de machines qui dépendent des engrenages dans leur conception. Un exemple est le char de statue indiquant le sud (120-250 m), qui est un chariot avec un mécanisme d'engrenages différentiels reliant ses roues à une statue humaine au-dessus du chariot dont le bras pointe vers le sud. Les engrenages différentiels maintiennent le bras de la statue toujours orienté vers le sud, quelle que soit la direction du véhicule; Les engrenages différentiels aident à déterminer la différence entre la rotation des deux roues du chariot, puis déterminent la rotation de la base du chariot, puis compensent cette rotation en tournant la statue dans l'autre sens, et ainsi cela fonctionne comme un compas non magnétique. Peu de temps avant l'invention de ce chariot, plus précisément vers l'an 50 après JC, les Chinois ont commencé à fabriquer des engrenages hélicoïdaux en sculptant dans le bois, dont l'un a été retrouvé dans une tombe de la ville chinoise de Shensi.

On ne sait pas avec précision comment la technologie des engins s'est répandue au cours des siècles suivants, mais il est possible que les connaissances disponibles à l'époque du mécanisme d'Anticythère n'aient pas disparu avant d'avoir contribué à l'épanouissement de

la science et de la technologie dans le monde islamique du IXe au XIIIe siècle. Et il y a un manuscrit andalou datant du XIe siècle qui mentionne l'utilisation d'engrenages épicycloïdals et leur utilisation pour la première fois dans les montres mécaniques. C'est peut-être les œuvres des musulmans dans les domaines de l'astronomie et de la mécanique qui ont contribué à relancer la production des calculatrices astronomiques à l'ère moderne. Au début de la Renaissance européenne, les technologies d'engrenage inventées par les musulmans ont été utilisées dans le développement d'horloges souvent utilisées pour les bâtiments publics tels que les cathédrales.

Léonard de Vinci (décédé en 1519) - le célèbre peintre italien - derrière un ensemble de dessins et de schémas de certains mécanismes encore en usage aujourd'hui. Ces dessins contenaient des types d'engrenages à vis sans fin et des analyses de plusieurs autres types d'engrenages. [5]

Les premières données disponibles sur la façon dont les engrenages étaient utilisés pour transmettre le mouvement de rotation à une vitesse angulaire uniforme remontent à 1674 après JC, lorsque le célèbre astronome danois Ole Romer (1644-1710) a proposé la forme de la courbe du développant de cercle d'une dent d'engrenage. [6]

Plusieurs travaux de recherche ont été consacrés à l'étude du comportement des engrenages en vue d'améliorer les performances et d'accroître la puissance transmise. Cette amélioration passe essentiellement par la prise en considération des phénomènes physiques qui influent sur le rendement du système. Une synthèse des différentes sources de perte de puissance dans une transmission d'engrenages

En 2006, J.F. Debonnie a trouvé une méthode théorique de calcul du rendement basée sur certain nombre d'hypothèses simplificatrices :

1. le coefficient de frottement μ obéit à la loi de Coulomb et il est supposé constant. La force de frottement est proportionnelle à l'effort normal :
$$F_R = \mu F_n \quad (I.1)$$
2. la force normale sur la dent est assimilée à la force F_b calculée dans les relations précédentes.
3. les pertes par roulement sont négligées.
4. la transmission de l'effort normal s'effectue par paliers selon la figure 21.3 à gauche.
5. les pertes à l'extérieur de l'engrènement sont négligées.
6. l'étude s'effectue dans un engrenage parallèle à denture droite. [7]

Après cela, une étude a émergé disant que les corrections de denture apparaissent comme un paramètre influent sur les niveaux de perte de puissance d'une transmission par engrenage. Dans le but de cerner cette influence, Vexlex et Ville [56] ont proposé une formule analytique définissant le rendement ρ du train d'engrenage en supposant que le coefficient de frottement reste constant au cours du contact. Les comparaisons avec les résultats numériques sont généralement satisfaisantes. D'après les auteurs, ce rendement

dépend essentiellement de quelques paramètres géométriques, du coefficient de frottement f et d'un facteur des pertes noté Δp

I.2 Généralité :

La fonction globale d'un engrenage est de transmettre un mouvement de rotation par obstacles en changeant ses caractéristiques.

L'engrenage est un mécanisme élémentaire constitué de deux roues dentées mobiles autour d'axes de position relative invariable, et dont l'une entraîne l'autre par l'action de dents successivement en contact [8, 9].

Un engrenage conserve le sens de rotation du premier pignon s'il est composé d'un nombre impair de pignons.

2,4,6,8...pignons : sens inverse du pignon d'entrée

3,5,7,9...pignons : même sens que le pignon d'entrée.

Les pignons d'entrée et de sortie ont des vitesses de rotation différentes, s'ils ont des tailles différentes.

Démultiplication = diminution de la vitesse

Surmultiplication = augmentation de la vitesse.

Le module (m) :

Le module d'une denture est la valeur qui permet de définir les caractéristiques d'une roue dentée. Est égale le rapport entre le diamètre primitif de la roue et le nombre de ses dents. Le module est une grandeur normalisée.

Mais selon Shaabidov et Irgashev, la procédure de calcul d'un module d'engrenage de transmission à engrenages fermée fonctionnant sous roulement avec glissement avec et sans particules abrasives dans l'huile de l'unité de friction des machines mobiles, en tenant compte des paramètres géométriques et cinématiques de l'engagement des dents, les propriétés mécaniques du matériau des pignons, la résistance, la concentration et la taille des particules abrasives influençant la résistance à l'usure des dents des pignons sont pris en compte. La procédure de calcul proposée du module d'engrenage de la transmission par engrenage diffère de la procédure de calcul conventionnelle dans leurs études en 2019. [10]

I.2.1 Classification des engrenages :

Les engrenages sont classés dans la catégorie des éléments de transmission indirecte car le but principal de ces mécanismes est de modifier la fréquence de rotation entre les arbres menant et mené. Dans les mécanismes à roues dentées, le rapport de transmission varie avec les nombres de dents des roues formant l'engrenage. Il est invariable en moyenne si l'on néglige les erreurs géométriques toujours présentes dans un engrenage réel. La classification générale des roues dentées et des engrenages peut s'effectuer selon le

catalogue global de la figure I.1. Les roues dentées sont des corps de révolution équipés de denture transmettant le mouvement par emboîtement des dents. Un engrenage simple est un mécanisme élémentaire constitué d'au moins deux roues dentées.

Les engrenages sont classés en différentes catégories caractérisées par [11, 12] :

- la position relative des axes des arbres d'entrée et de sortie ;
- la forme extérieure des roues dentées ;
- le type de denture ;

Selon la position relative des deux arbres, nous distinguons trois classes d'engrenages :

a) Engrenages parallèles : les deux arbres sont parallèles [13] :

a.1) denture droite :

- Les dents sont parallèles à l'axe des roues.

a.2) denture hélicoïdale :

- Les dents sont enroulées sur les cylindres primitifs suivant une hélice

a.3) denture en chevron :

- Deux dentures hélicoïdales juxtaposées, de même inclinaison mais de sens opposés.

b) Engrenages concourants (ou coniques) : les deux arbres sont tels que leurs prolongements se coupent :

b.1) Denture droite :

- Les dents sont rectilignes et convergent vers le sommet des cônes primitifs.

b.2) Denture hélicoïdale.

b.3) Denture spirale.

c) Engrenages gauches : Les deux arbres occupent une position relative quelconque.

d) Les engrenages à vis-sans-fin.

CLASSE		PARTIE PRINCIPALE			DOMAINE D'UTILISATION						APPENDICE
Forme des corps	Type	No	Forme des roues	EXEMPLES DE DISPOSITION	Puissance Fréquence	Rendement mécanique	Niveau sonore	Précision de montage	Usure	Coût d'exécution	Remarques et divers
Cylindre	Engrenage parallèle	1	Cylindrique		< 20 000 kW < 1 000 t/s	$i = 0,05 \text{ à } 20$ $\eta = 96 \text{ à } 99\%$	moyen à grand	moyenne	faible	moyen	Recommandé - grande vitesse - grand couple
Cône	Engrenage concurrent	2	Conique		< 400 kW 0,1 à 50 t/s	$i = 0,2 \text{ à } 6$ $\eta = 92 \text{ à } 96\%$	moyen à grand	sensible aux erreurs d'axe	faible	grand	Forme des flancs droits curviligne
Hyperboloïde	Engrenage gauche	3	Cylindrique Conique		< 400 kW 0,1 à 50 t/s	$i = 0,2 \text{ à } 100$ $\eta = 30 \text{ à } 98\%$	faible à moyen	moyenne à grande	faible à moyenne	moyen	Roue hypoloïde Vis cylindrique Vis globulaire
Cylindre Cône	Train planétaire	4	Cylindrique Conique		< 2 000 kW 0,1 à 50 t/s	$i = 0,1 \text{ à } 30$ $\eta = 30 \text{ à } 98\%$	moyen à grand	exigeante	faible	moyen à grand	Difficultés : Répartition de la charge

Fig I.1 : Classification des engrenages [7]

I.2.1.1. Les engrenages à axes parallèles (engrenages cylindriques) :

C'est le type le plus simple et le moins cher, et leurs broches sont parallèles aux axes de rotation, ainsi que les dents des deux sont parallèles aux axes de rotation

La génératrices des profile des dentures dans ces types la plupart basé sure développante de cercle (figure I.1 a)). Cependant, on a trouvé des autres profils des dentures basé sur d'arc de la cercle (roue à chaîne) (figure I.1 b)), en épicycloïde, en hypocycloïde (compresseur Root) figure I.1 c, mais leur utilisation est moins courante.

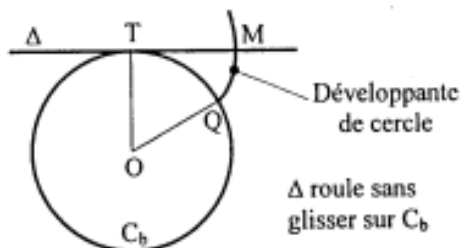


Fig I.2 a) : Profil en développante de cercle.

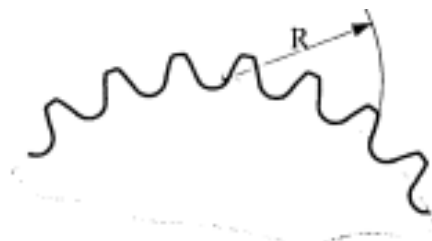


Fig I.2 b) : Profil à arc de cercle.

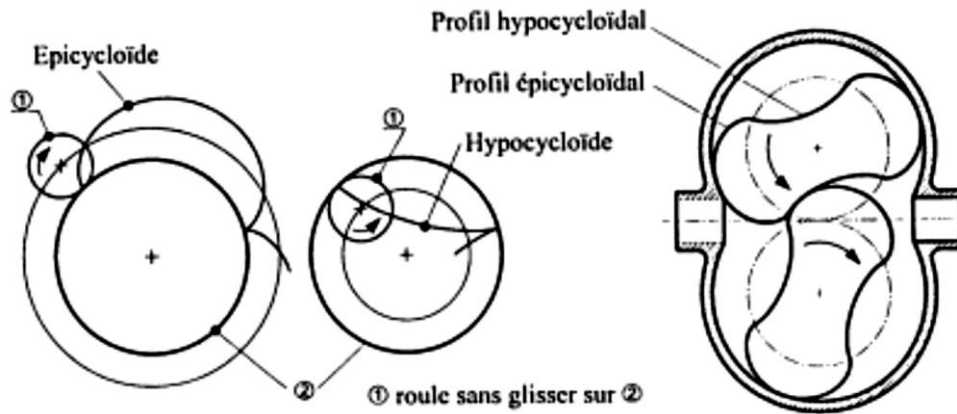


Fig I.2 c) : Epicycloïde, Hypocycloïde, Compresseur Root.

Ce type, elle transmet le mouvement successivement ses dents entrent en contact avec l'autre pignon, elle est largement utilisée dans les applications, mais son défaut est le bruit.

Notez que les roues tournent (par rapport au support) dans des directions opposées les unes des autres.

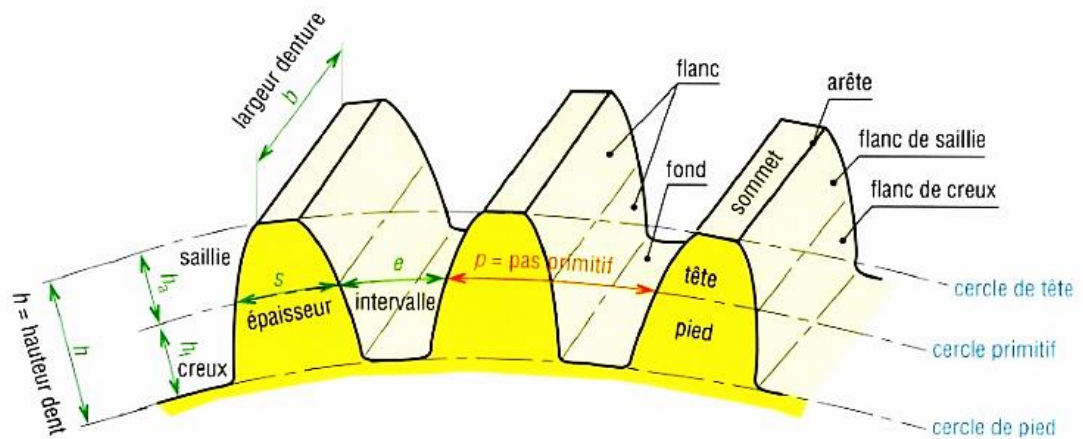


Fig I.3 : Caractéristiques d'engrenage cylindrique à denture droite extérieur.

Tab I.1 : Caractéristiques d'engrenage cylindrique à denture droite extérieur.

Désignation	Symbole	Equation
Module	m	Déterminé par un calcul de résistance des matériaux
Nombre de dents	Z	Nombre entier positif lié conditions de fonctionnement et de fabrication
Pas	P	$P = \pi \cdot m$
Saillie de la dent	h_a	$h_a = m$
Creux de la dent	h_f	$h_f = 1,25 \cdot m$
Hauteur de la dent	h	$h = 2,25 \cdot m$
Largeur de denture	B	$B = k \cdot m$ (k compris entre 8 et 10, souvent 10)
Diamètre primitif	d	$d = m \cdot z$
Diamètre de tête	d_a	$d_a = d + 2h_a = m(Z + 2)$
Diamètre de pied	d_f	$d_f = d - 2h_f = m(Z - 2,5)$
Entraxe de l'engrenage	Δ	$\Delta = (d_1 + d_2) / 2$
Angle de pression	α	Généralement $\alpha = 20^\circ$

b) Engrenage cylindrique à denture hélicoïdale :

Le profil de denture des engrenages coniques droits, hélicoïdaux, est en développante sphérique (denture théorique) ou en octoïde de 1^{ère} ou 2^{ème} espèce (denture pratique). Pour le profil de denture des engrenages spiro-coniques, est défini à partir de la roue plate génératrice dont le profil de denture est un arc de cercle pour la denture Gleason, une développante de cercle pour la denture Klingelnberg, une épicycloïde allongée pour la denture Oerlikon figure I. 2 [11].

La génératrice de forme des dents est une ligne hélicoïdale de même axe que l'axe de rotation. Ce type de denture présente l'avantage d'être plus silencieux que la denture droite, en créant moins de vibrations. Les dentures hélicoïdales permettent également d'augmenter la conduite de la transmission, en faisant en sorte que le nombre de dents simultanément en contact devienne constant, ce qui permet de transmettre des efforts plus importants et surtout d'atténuer les vibrations et les bruits.

En contrepartie ce type de denture engendre un effort axial dont l'intensité dépend de l'angle d'inclinaison de denture. Les roulements ou les paliers doivent être dimensionnés pour reprendre cet effort. Pour les engrenages à axes parallèles, les hélices sont obligatoirement de sens contraires pour que les dentures puissent engrener, sauf dans le cas très particulier de l'engrenage paradoxal. [11].

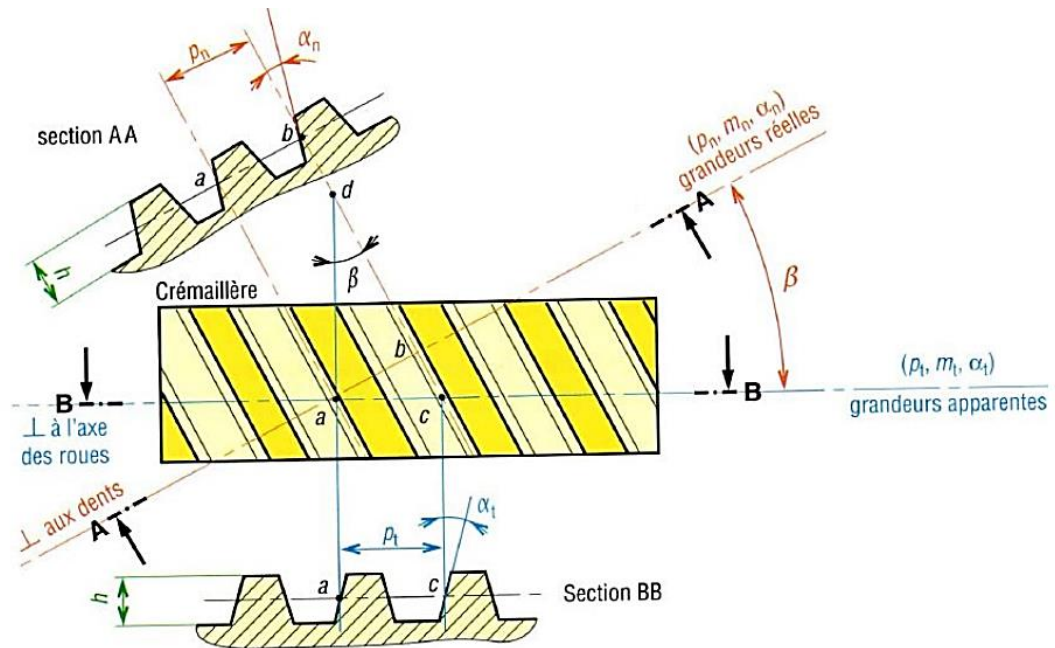


Fig I.4 : Caractéristiques d'engrenage cylindrique à denture hélicoïdale .

Tab I.2 : Caractéristiques d'engrenage cylindrique à denture hélicoïdale .

Désignation	Symbole	Equation
Angle d'hélice	β	Valeur comprise entre 15° et 30°
Sens de l'hélice		Si le pignon à une hélice à gauche, la roue aura une hélice à droite
Nombre de dents	Z	Nombre entier positif lié conditions de fonctionnement et de fabrication
Module	m	Déterminé par un calcul de résistance des matériaux et choisi parmi les valeurs normalisées
Pas	p	$p_n = \pi \cdot m$
Module apparent	m_t	$m_t = m / \cos \beta$
Pas apparent	p_t	$p_t = \pi \cdot m_t$
Diamètre primitif	d	$d = m z$
Entraxe de l'engrenage	Δ	$\Delta = (d_1 + d_2) / 2$
Angle de pression	α	Généralement $\alpha = 20^\circ$

I.2.1.2. Engrenage à axes concourants (engrenage conique) :

Ces engrenages sont généralement utilisés afin d'avoir un angle entre l'entrée et la sortie de l'engrenage. Ce système est utilisé dans les différentiels automobiles afin d'avoir un angle droit entre l'entrée et la sortie de la transmission.

La roue dentée d'un engrenage conique à la forme d'un cône dont la majeure partie de la pointe est coupée (cône tronqué). Lorsque deux roues coniques sont en prise, leurs sommets imaginaires doivent occuper le même point. Leurs axes se croisent également à cet endroit, formant un angle non rectiligne arbitraire entre les arbres. L'angle entre les arbres peut être aigu ou obtus, mais plus souvent forment un angle de 90 degrés.

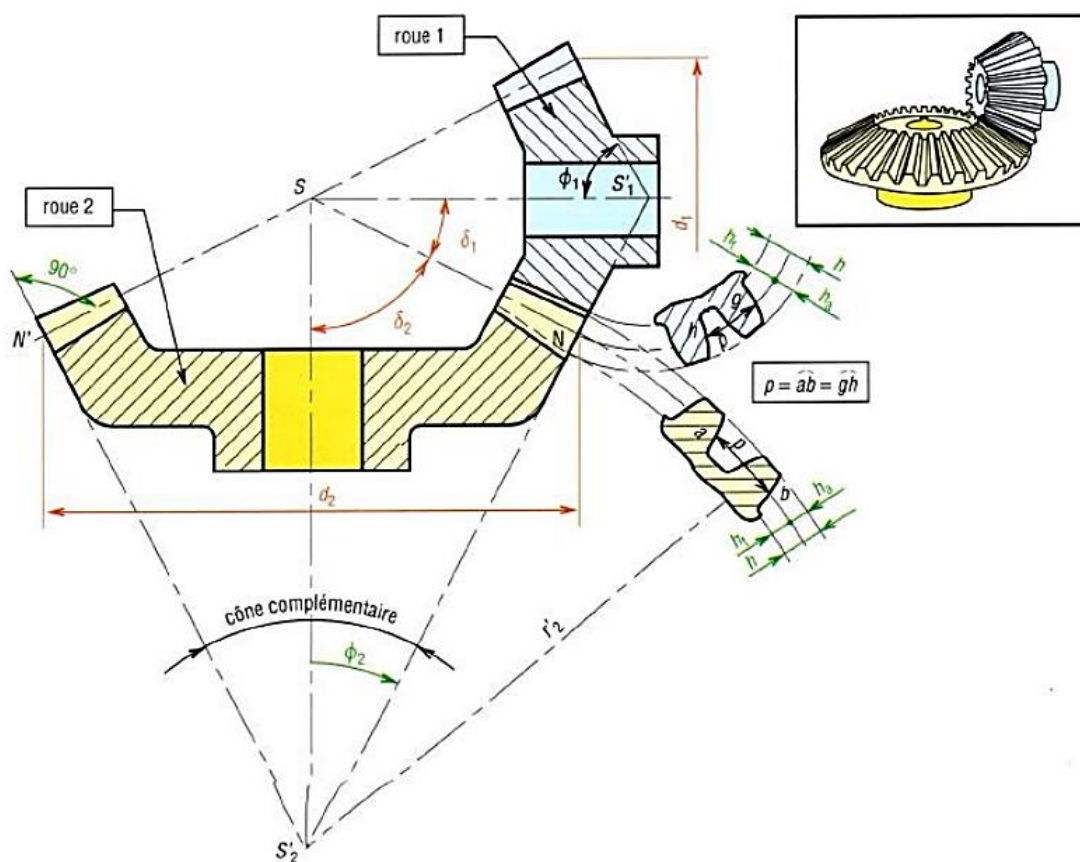
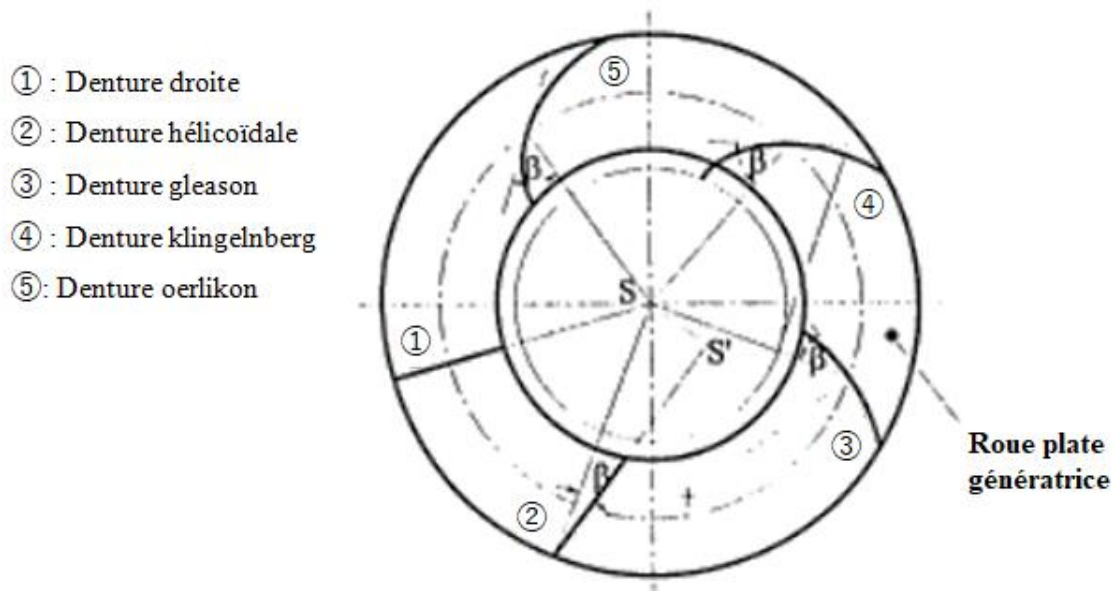


Fig I.5 : Caractéristiques d'engrenage à axes concourants (conique à denture droite).

Tab I.3 : Caractéristiques d'engrenage à axes concourants (conique à denture droite).

Désignation	Symbole	Equation
Module	m	Déterminé par un calcul de résistance des matériaux
Nombre de dents	Z	Nombre entier positif lié conditions de fonctionnement et de fabrication
Pas	P	$p = \pi \cdot m$
Angle entre les arbres	Σ	Fonction de l'architecture du système
Rapport de transmission	i	$i = N_1/N_2 = w_1/w_2 = Z_2/Z_1 = d_2/d_1$
Diamètre primitif	d	$d = m \cdot Z$
Angle primitif	Δ	$\tan \delta_1 = Z_1/Z_2 = N_2/N_1 \quad \tan \delta_2 = Z_2/Z_1 = N_1/N_2$
Saillie de la dent	h_a	$h_a = m$
Creux de la dent	h_f	$h_f = 1,25 \cdot m$
Hauteur de la dent	h	$h = 2,25 \cdot m$
Epaisseur de la dent	S	$s = p/2 = \pi \cdot m/2$
Intervalle de la dent	E	$E = p/2 = \pi \cdot m/2$
Largeur de denture	B	$B = k \cdot m$ (k compris entre 8 et 10, souvent 10)
Diamètre de tête	d_a	$d_a = d + 2h_a \cdot \cos \delta = m(Z + 2 \cos \delta)$
Diamètre de pied	d_f	$d_f = d - 2h_f \cdot \cos \delta = m(Z - 2,5 \cos \delta)$
Angle de pression	α	Généralement $\alpha = 20^\circ$

**Fig I.6 :** Types de dentures coniques [11].

Tab I.4 : Caractéristiques d'engrenage gauche (système roue et vis sans fin) .

Désignation	Symbole	Equation
Nombre de filets	Z_v	
Angle d'hélice	β_v	Valeur comprise entre 15° et 30°
Module	m	Déterminé par un calcul de résistance des matériaux et choisi parmi les valeurs normalisées
Pas	p	$p = \pi \cdot m$
Module axial	m_z	$m_z = m_n / \cos \gamma_{vis}$
Pas axial	p_x	$p_x = p_n / \cos \gamma_{vis}$
Pas de l'hélice	p_z	$p_z = p_x \cdot Z_{vis}$
Diamètre primitif	d	$d = p_z / \pi \cdot \tan \gamma_{vis}$
Diamètre extérieur	d_a	$d_a = d + 2m_n$
Diamètre intérieur (ou du noyau)	d_f	$d_f = d - 2,5 m_n$
Longueur de la vis	L	$L = 5 p_x$ environ

I.2.4 Avantages et inconvénients des engrenages :

Avantages :

- La possibilité de transmettre entre deux arbres des mouvements de rotation et des couples, donc des puissances des plus faibles aux plus élevées.
- D'assurer un rapport de transmission constant entre les deux arbres indépendamment de la charge appliquée. Exception : les mécanismes à roues elliptiques dont le but est justement d'obtenir un rapport de transmission variable.
- de pouvoir disposer les axes des roues d'une manière quelconque dans l'espace. Toutefois, la transmission par engrenages à axes parallèles est la meilleure des solutions possibles.
- D'obtenir une grande sécurité en service et une durée de vie élevée même en présence d'efforts très variables.
- Un entretien relativement restreint, un encombrement modeste et un prix de revient acceptable surtout par l'utilisation de réducteurs de catalogue.

Inconvénients :

- Nécessité d'un entraxe précis et constant.
- Niveau sonore variable suivant type d'engrenage.
- Transmission des à-coups et vibrations.

- Nécessité d'une lubrification, souvent par fluide.
- Réversibilité possible suivant type d'engrenage.
- Coût très variable suivant type d'engrenage et classe de qualité.

I.3 Étude de l'engrènement :

La majorité des engrenages utilisent généralement le principe de l'engrènement des profils de dent par la développante de cercle. Ils apparaissent comme les plus appropriés et les plus performants tant du point de vue mécanique que du point de vue fabrication. Les profils des flancs de dent suivent la géométrie de la développante. Celle-ci est construite à partir du cercle de base (C_b). Elle correspond à la trajectoire d'un point M d'une droite tangente au cercle de base et qui roule sans glisser sur celui-ci. La condition suivante est alors vérifiée (figure I.8) [13, 14, 15].

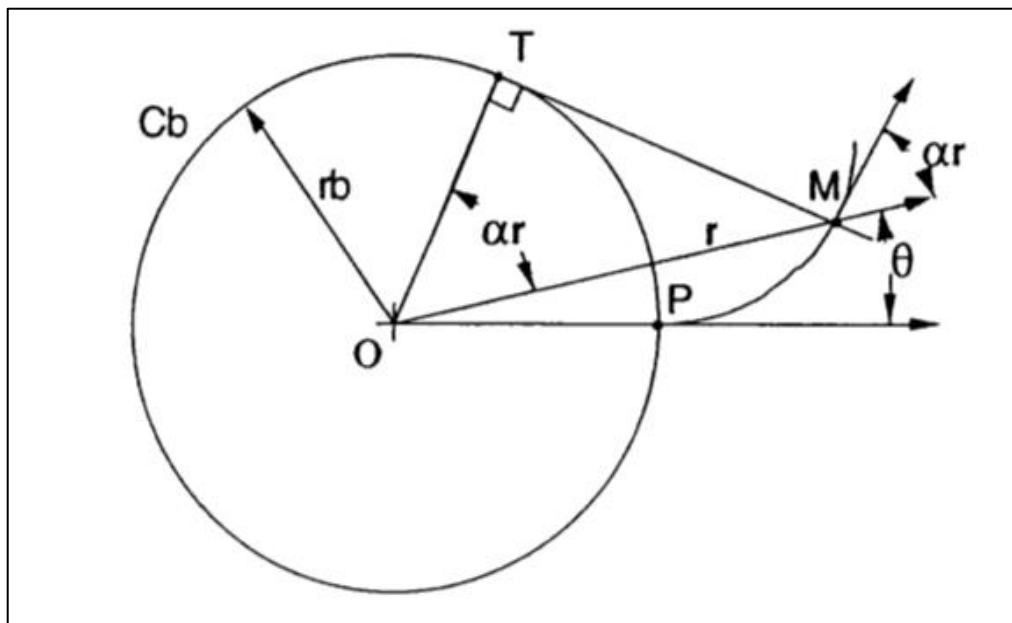


Figure I.8 : Définition d'une développante de cercle Tirée [16]

$$\overline{TM} = \text{arc}(TP) \quad (I.2)$$

Toutes les développantes issues d'un même cercle de base sont parallèles. L'intérêt de ces profils est qu'en considérant un engrenage (deux roues dentées en contact), ils sont dits conjugués, c'est-à-dire que pour tout point M du segment $[T_1 T_2]$ (Figure 1.15) ceux-ci sont tangents en ce point. Il en résulte un mouvement d'une roue à l'autre sans à-coups et sans fluctuation du rapport de l'engrenage [17].

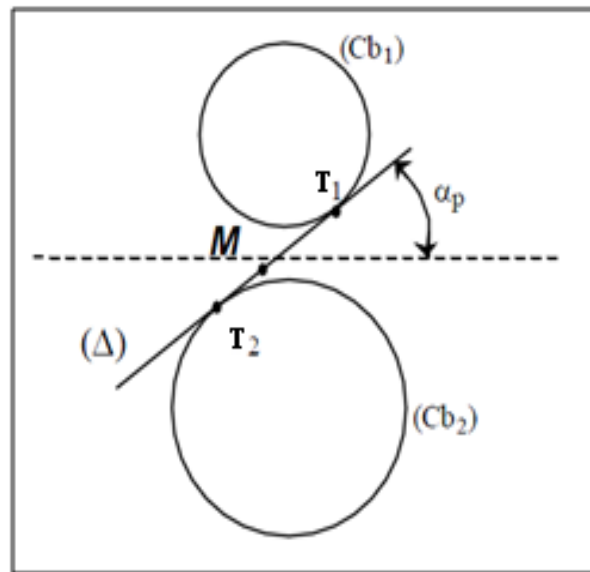


Fig I.9 : Illustration des profils conjugués Adaptée [18]

Le segment [T1 T2] est appelé ligne d'engrènement ou ligne de pression. Comme l'illustre la Figure I.10, cette ligne est tangente aux deux cercles de base et porte en permanence l'effort de contact s'exerçant entre les deux roues [19, 20]. Le point de contact M se déplace toujours sur cette ligne au cours du mouvement, et la tangente en M aux deux profils en contact est toujours perpendiculaire à cette ligne. L'angle de pression α_p définit l'inclinaison de la droite de pression. Cette caractéristique est elle aussi constante au cours du mouvement.

La cinématique de l'engrènement comprend deux phases, illustrées sur la Figure 1.10 ci-dessous.

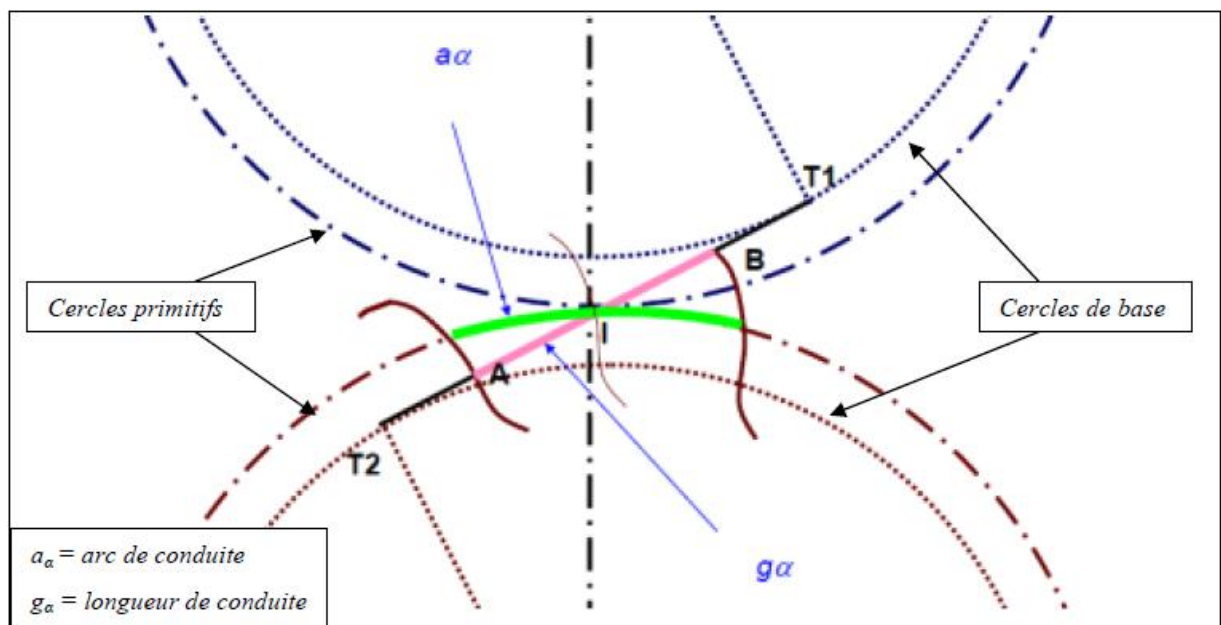


Fig I.10 : Cinématique de l'engrènement Tirée [16]

La première phase est la phase d'approche, du point A (premier point de contact entre les deux dents) jusqu'au point I, puis la phase de retraite, du point I jusqu'au point B (dernier point de contact entre les deux dents). Afin d'assurer une continuité dans l'engrènement, il est indispensable que la longueur de conduite soit supérieure au pas de base. En pratique, la condition se traduit par l'équation 1.2 suivante :

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{g_{\alpha}}{p_b} > 1.25 \text{ avec } \varepsilon_{\alpha} \text{ le rapport de conduit [16]} \quad (1.2)$$

À noter qu'il est intéressant de maximiser ce rapport de conduite. Un rapport supérieur à 1,3 assure l'existence d'une phase au cours de laquelle au moins deux dents sont en prise, ce qui permet de diminuer les efforts repris par chaque dent et améliore donc la durée de vie de la roue [20, 21]. Un autre point important est le problème d'interférence. Lorsque le nombre de dents diminue, ou bien que le rayon de pied de dent est mal dessiné, il peut arriver que les sommets de dents d'une roue entrent en collision avec les creux de dents de l'autre roue de l'engrenage.

S'il y a un jeu important entre les dents, la transmission n'est certes pas arrêtée, mais le contact s'effectue dans de très mauvaises conditions, donnant lieu à des variations de vitesse angulaire, à des vibrations intenses et à une usure très rapide. Si en revanche le jeu entre dents est nul ou faible, il se produit un coincement [21].

Certaines conditions géométriques sont donc à respecter pour éviter le problème d'interférence. Les conditions théoriques principales nécessaires à l'engrènement sont d'avoir deux roues de même module (et donc un pas de base et un angle de pression identiques) ainsi que des épaisseurs de dent et un entraxe favorisant un fonctionnement sans jeu [16].

I.4 Traitement de surface :

Les traitements de surface sont utilisés pour modifier les caractéristiques de la surface d'une pièce dans le but de lui donner des nouvelles : améliorer les propriétés mécaniques (dureté, frottement, résistance à l'usure, au grippage, à la fatigue...), la résistance à la corrosion, l'esthétique et certains comportements (conductivité électrique, réflexion de la lumière, conduction de la chaleur, isolation thermique ou aux rayonnements...) [19, 22, 23, 24]

I.4.1 Traitement thermique :

Les traitements se développent de la surface vers l'intérieur de la pièce sur une couche de faible épaisseur.

Le plus souvent ces traitements superficiels permettant de conserver à cœur les propriétés du métal de base, avec une ductilité et une résilience plus élevées : « peau dure et cœur tendre ».

Ils évitent l'emploi d'aciers fortement alliés en rendant possible l'utilisation d'aciers moins coûteux comme certains C et certains aciers faiblement alliés.

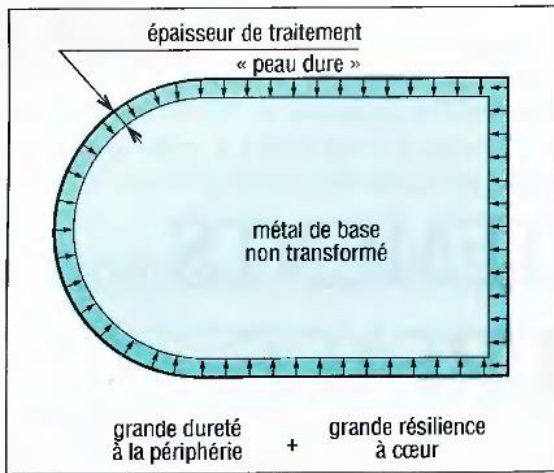


Fig I.11 a) : Principe des traitements de surface [19]

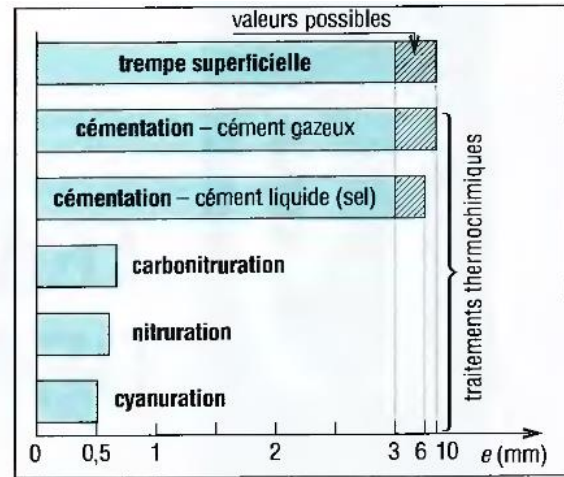


Fig I.11 b) : Epaisseurs traitées possibles suivant le procédé [19]

I.4.1.1 Trempe superficielle :

C'est une trempe réalisée uniquement en surface. Le chauffage est effectué par induction (traitement locaux, formes irrégulières : cames, dents...) ou au chalumeau (grandes pièces) et le refroidissement par aspersion ou immersion. [25]

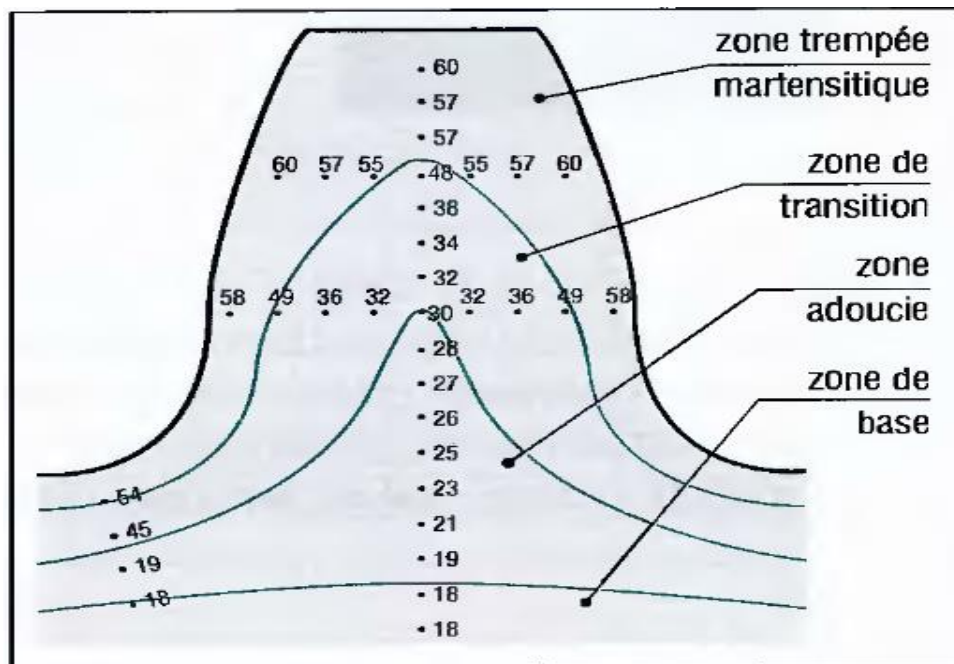


Fig I.12 : Evolution de la dureté d'une dent d'engrenage trempée superficiellement par induction [15].

I.4.1.2 Traitements thermochimiques :

Les traitements sont obtenus avec apport en surface par diffusion chimique, sous l'action de la chaleur, d'un ou plusieurs éléments d'addition comme le carbone, l'azote, le soufre...

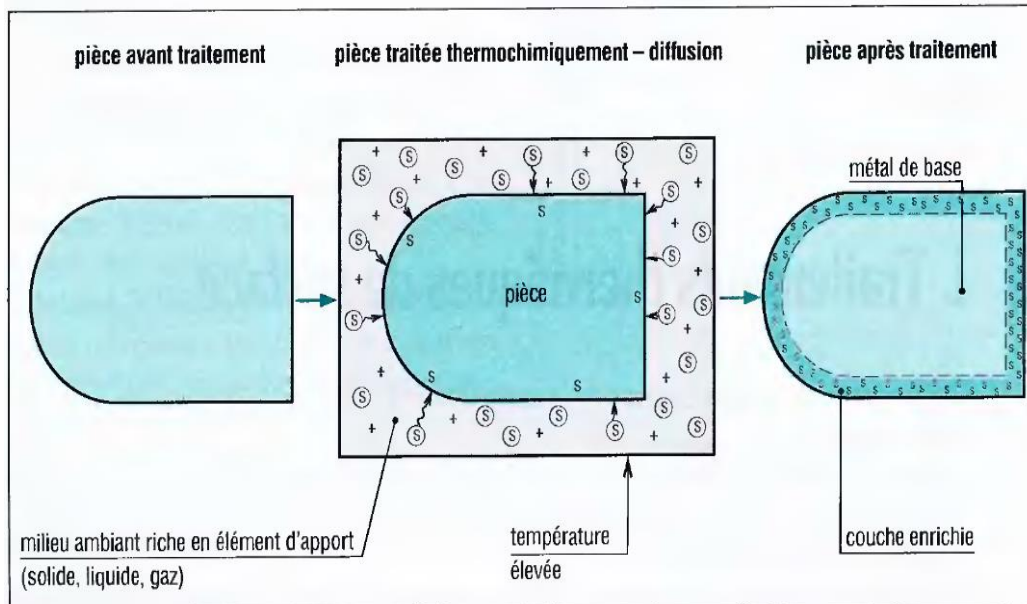


Fig I.13 : Principe des traitements thermochimiques [19].

a) Cémentation :

Traitement le plus classique, il consiste en un apport de carbone dans la surface de la pièce, suivi d'un durcissement par trempe.

Pendant le traitement, la pièce est maintenue en contact avec un corps, solide, liquide ou gazeux, riche en carbone. [25]

L'enrichissement de la surface en carbone rend possible la trempe des aciers utilisés, non trempés au départ. Duretés atteintes : 800 à 850 HV.

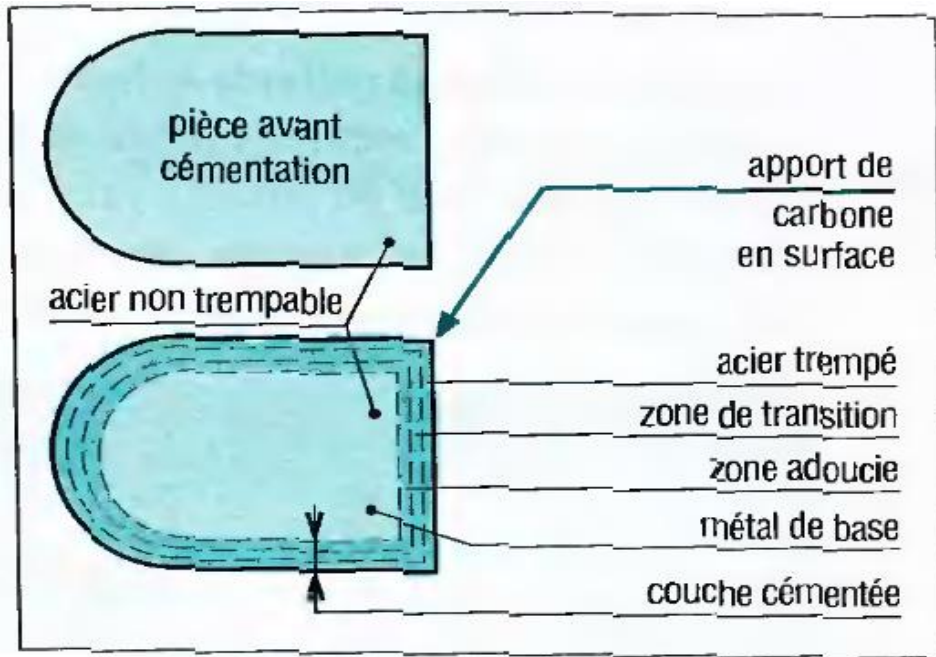


Fig I.14 : Principe de la cémentation [19]

b) Nitruration :

Elle donne une plus grande dureté que la cémentation et amène moins de risques de déformations et de gauchissement des pièces traitées.

Elle est obtenue par diffusion d'azote en surface (pièce en contact avec de l'ammoniaque craquée NH_3 vers 560°C), suivi d'un refroidissement lent.

Le durcissement n'est pas obtenu par trempée superficielle mais par formation de nitrures (fer, chrome et aluminium). Duretés atteintes : 1100 à 1200 HV.

c) Carbonitruration :

Le traitement est un mélange de cémentation et de nitruration. Il y a apport, en surface, de carbone et d'azote par chauffage dans une atmosphère gazeuse, entre 600 et 900°C .

L'opération est généralement suivie par une trempée, parfois par un refroidissement lent, avec 15 % d'ammoniaque, la trempée n'est pas nécessaire ; elle l'est avec 1%. Duretés atteintes : 900 à 950 HV.

I.4.2 Traitements électrolytiques :

Deux cas sont possibles : le dépôt ou l'attaque anodique et le dépôt cathodique.

I.4.2.1 Dépôt anodique (électrolyse anodique) :

La pièce est liée à l'anode et la formation du composé en surface se développe à la fois vers l'intérieur et vers l'extérieur de la surface traitée (épaisseur 0,01 à 0,1 mm environ).

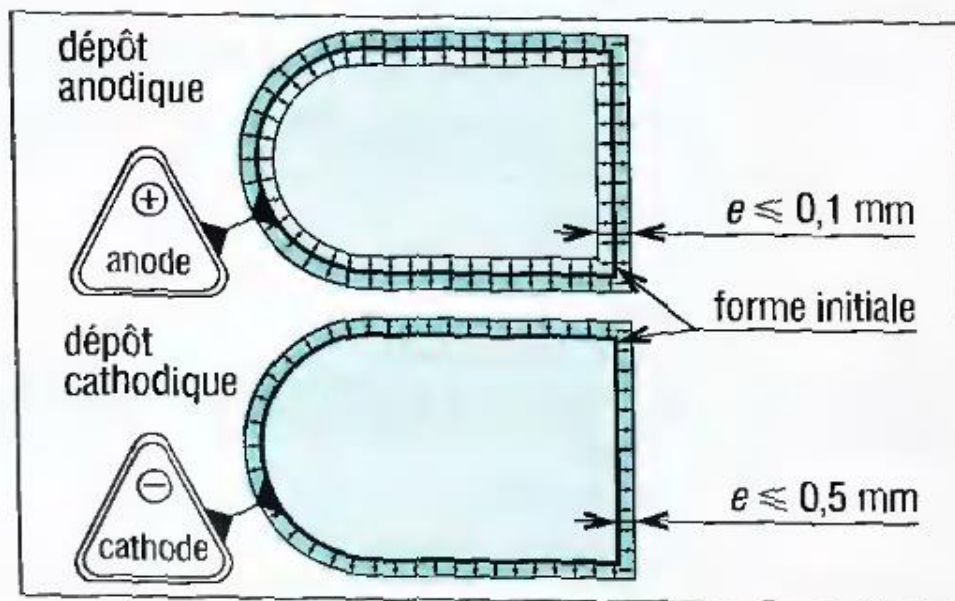


Fig I.15 : principe de déposition des traitements électrolytiques [19].

I.4.2.2 Dépôt cathodique (électrolyse cathodique) :

La pièce est liée à la cathode et le dépôt de matière (métal d'apport) se développe uniquement de la surface vers l'extérieur (épaisseur 0,5 mm environ).

Autres cas qui dont le tableau, protégeant contre la corrosion et pour décoration : chromage (non dur), nickelage, zingage, étampage, cuivrage (sert de « sous couche»), cadmiage (dépôt de cadmium sur ferreux et cuivreux, pour visserie et boulonnerie), dorure (or)...[19]

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté des généralités liées aux engrenages dans leur classification puis les avantages et inconvénients, et nous avons découvert que les meilleurs types et les plus couramment utilisés sont les engrenages cylindriques à dentures hélicoïdale car ils sont solides et ont une longue durée de vie et font le moins de bruit. Au final, nous avons étudié l'engrènement et le transfert du mouvement, ainsi que le traitement de surface, ce qui est indispensable, car cela donne à la dent la capacité de supporter les contraintes.

CHAPITRE II : Classification les défauts dans les roues dentées

1 – INTRODUCTION.....	21
2 - DEFAUTS DE TAILLAGE	21
3 - DEFAUTS DE MONTAGE	34
4- DÉFAUTS DE FONCTIONNEMENT	37
5- CONCLUSION.....	43

Introduction

Les engrenages travaillent dans des conditions en général sévères et sont par conséquent soumis à une détérioration progressive de leur état, notamment au niveau des dentures, d'où la nécessité de soumettre une maintenance conditionnelle continue afin de détecter à un stade précoce les éventuels défauts naissants.

Le deuxième chapitre sera consacré sur une analyse théorique des défaillances causées dans les systèmes mécaniques à engrenages: défauts de fabrication (taillage, contrôle, traitements thermiques, rectification) et les défauts de fonctionnement; leurs conséquences sur le fonctionnement de la transmission et les remèdes préventifs éventuels afin d'éviter la rupture de ces éléments.

II.2.1 Défauts de fabrication :

II.2.1.1 Défauts de taillage :

Ce genre des défauts concernant par la précision des paramètres d'applications suivantes:

- Conception de la machine.
- Etat de la machine.
- Exactitude géométrique des outils (outils de forme).
- Conception des montages.

a) Erreur de pas (p) :

Il se distingue par sa clarté dans les engrenages, et il est lié principalement aux erreurs de positionnement angulaire de la dent pendant sa fabrication par rapport à sa position théorique, notant que cette erreur a deux types, le premier est le cumulatif et le deuxième est l'individuel (Fig II.1).

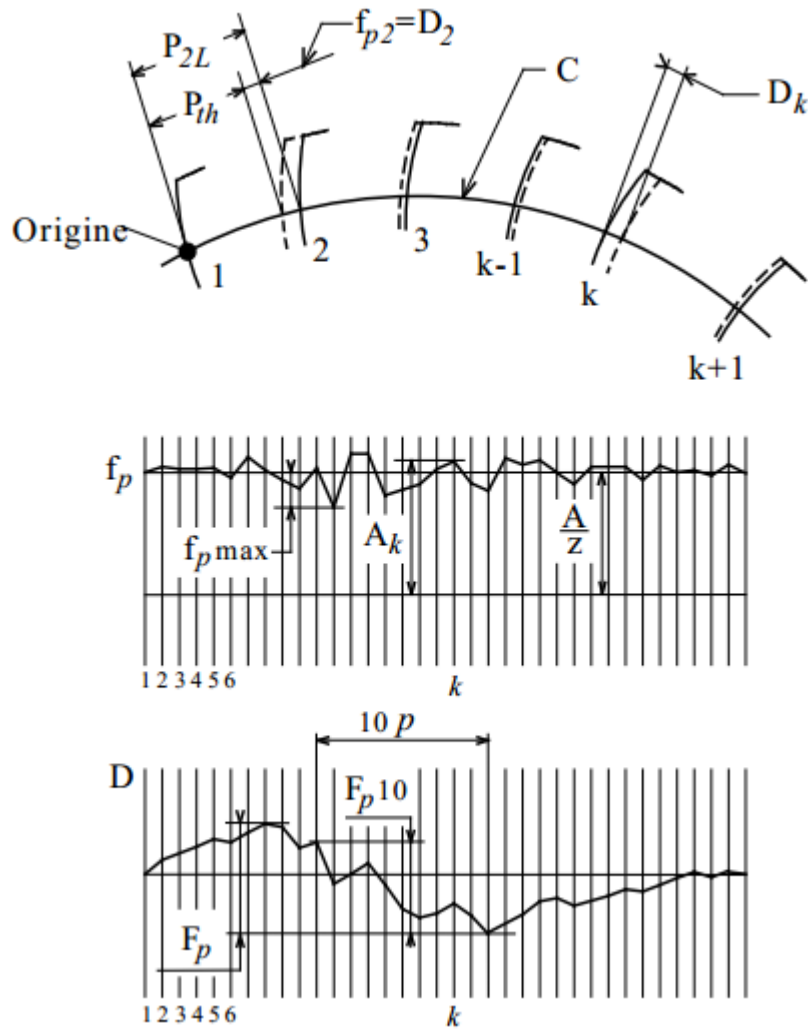


Fig II.1 : Définition de l'erreur de pas individuelle et de l'erreur de pas cumulée [27].

- P_{th} : Pas théorique
- P_{2L} : Pas (2) gauche effectif
- D_k : décalage k (positif)
- f_{p2} : Erreur individuelle (2)
- D_2 : Décalage (2)
- C : Cercle de contrôle
- f_p : Erreur individuelle de pas circulaire
- D : Décalage
- f_{pmax} : Erreur individuelle maximale de pas circulaire
- z : Nombre de dents de la roue
- A : Somme algébrique des lectures de l'appareil
- p : Pas
- A_k : Lecture k de l'appareil
- F_p : Erreur totale de division
- F_{p10} : Erreur cumulée sur 10 pas

On définit l'erreur de pas individuelle par la différence entre la vraie position de la dent (i.e., la position qui doit prendre) et où elle est située après la fabrication. Généralement ce défaut peut être modélisé dans la bibliographie par une distribution aléatoire. [28, 29, 30].

Maintenant, l'erreur de pas cumulée, c'est un cumul algébrique des erreurs de pas individuelles qui a une modulation base fréquence harmonique à la rotation des arbres (Figure II.2). Ce type d'erreurs engendre des effets identiques à ceux associés aux défauts d'excentricité. Les deux erreurs se cumulent et ils sont généralement prises en compte de façon simultanée [13, 29].

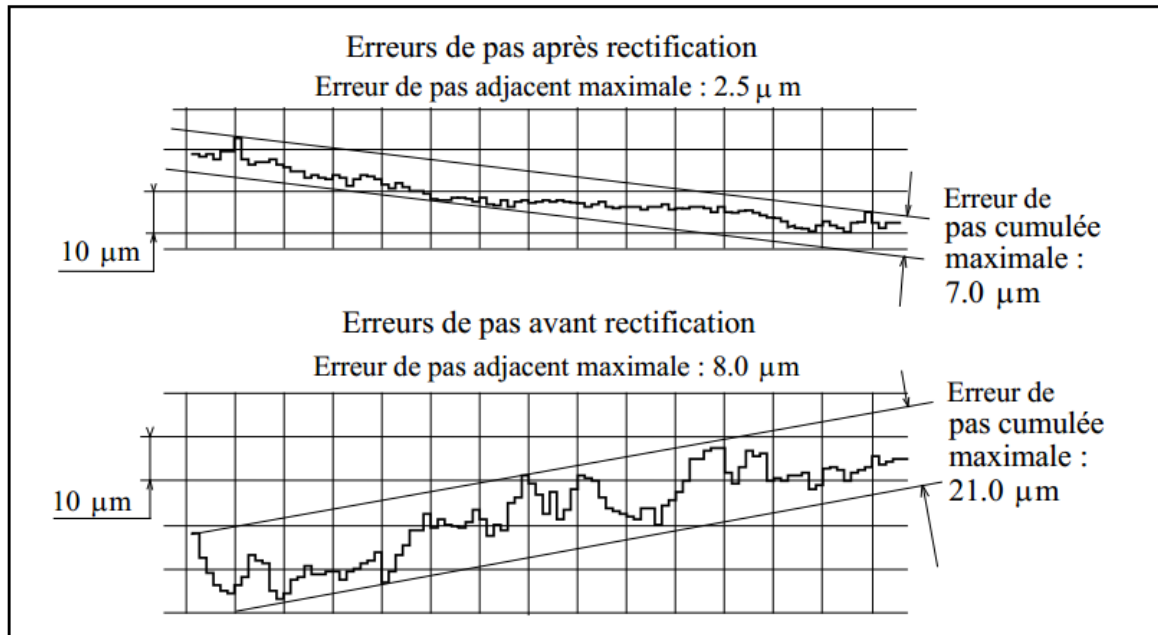


Fig II.2 : Exemple de mesure de l'erreur de pas cumulée [30].

L'erreur de pas circulaire est évaluée par la différence entre la valeur de pas circulaire effectif et la valeur de pas circulaire théorique.[31]

b) Erreurs de profil de denture :

Les erreurs de profil représentent les écarts entre le profil théorique et le profil réel, dans ce type on peut distinguer trois erreurs : [11, 32]

Erreur totale de profil :

La mesure de distance dépend de leur normale commune entre deux tracés de profil conforme au dessin, dont en touchant de part et d'autre sans la couper la partie active du

profile considéré (chanfrein de sommet de dent non compris), i.e., la portion du profil sur laquelle s'effectue le contact avec le profile conjugué comme le montre Fig II.3.

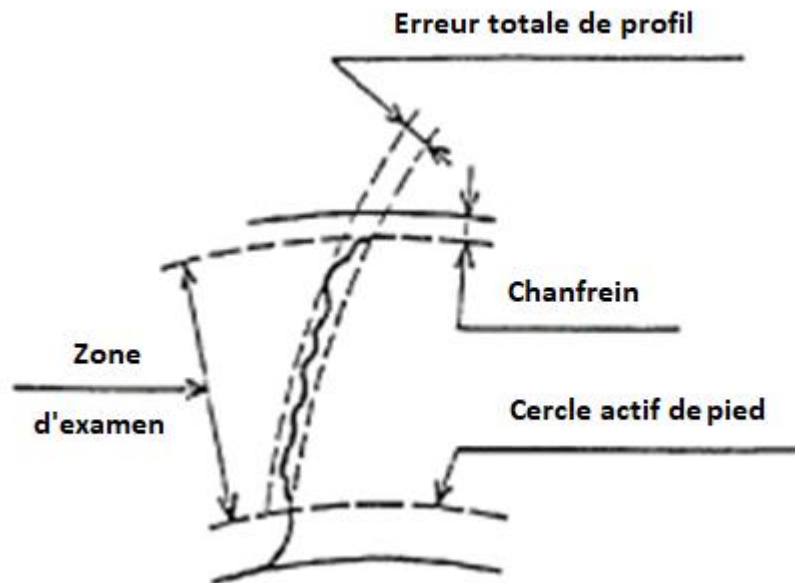


Fig II.3 : Erreur totale de profil [11].

Il est pas obligatoirement la tracés de référence conformes à la développante théorique s'ils comportent des modifications voulues (soit bombé ou soit dépouille par exemple), donc on le considère pas comme des erreurs. La Figure II.4 indique quelques exemples de diagrammes obtenus par des appareils classiques de contrôle de profil.

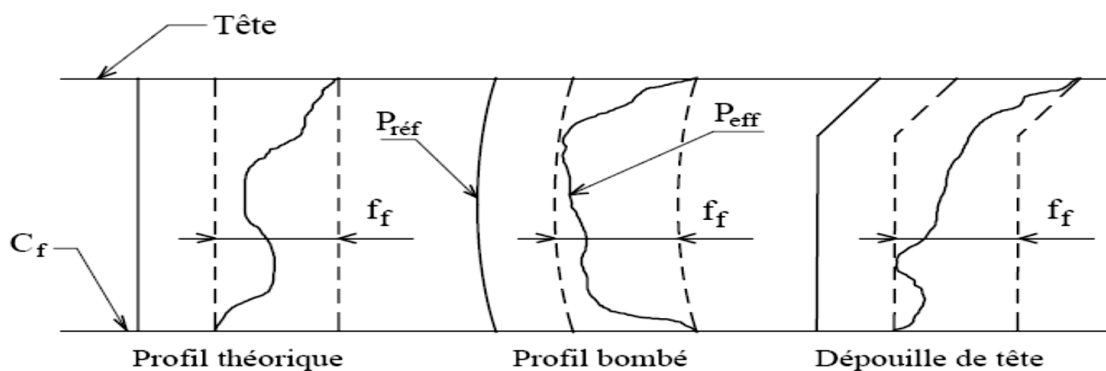


Fig II.4 : Erreurs de profil [28].

- f_f : Erreur de profil
- C_f : Cercle actif de pied
- $P_{réf}$: Profil de référence
- P_{eff} : Profil effectif

Erreur d'inclinaison de profil :

La figure II-5a,b représente une erreur d'inclinaison de profil simple.

- **Erreur négative** : où l'angle de pression est plus faible que la valeur théorique.
- **Erreur positive** : où l'angle de pression est plus grand que la valeur théorique.

Erreur de forme de profil :

En plus de l'erreur d'inclinaison de profil définie autrefois (Fig II-5a,b), la figure II.5c montre une erreur de forme de profil, aussi cette dernière peut être présentée sous forme d'une allure périodique (Fig II.5d).

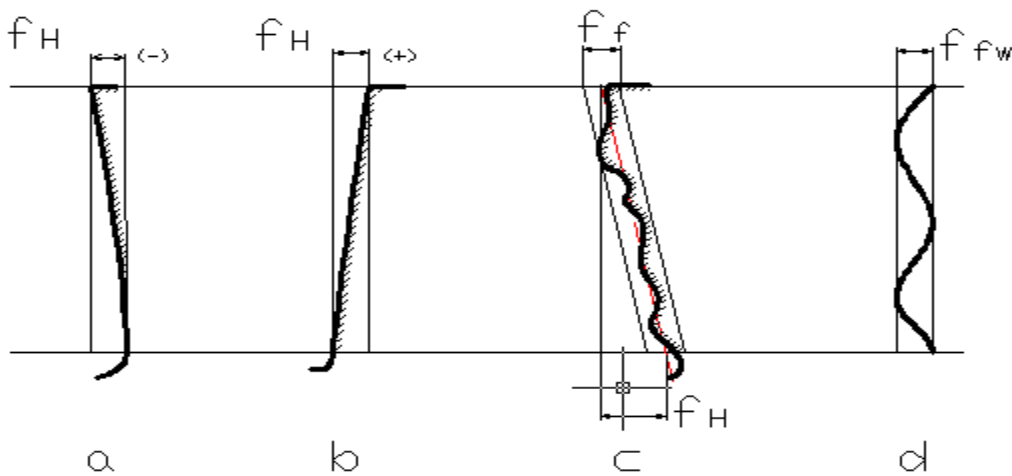


Fig II.5 : Différents erreurs de profile.

c) Erreur d'excentricité du diamètre primitif ou erreur de faux-rond :

Ce défaut est dû à la non-concentricité entre l'axe de rotation de l'arbre auquel la denture est liée et l'axe du cylindre primitif de la denture (Fig II.6) [33]. Il se produit généralement à cause d'erreur de fabrication ou de montage. Dans la pratique le faux-rond de denture se mesure par l'amplitude totale pour un tour complet autour de l'axe de rotation théorique, de la variation d'enfoncement d'une pièce de mesure (bille ou cavalier).

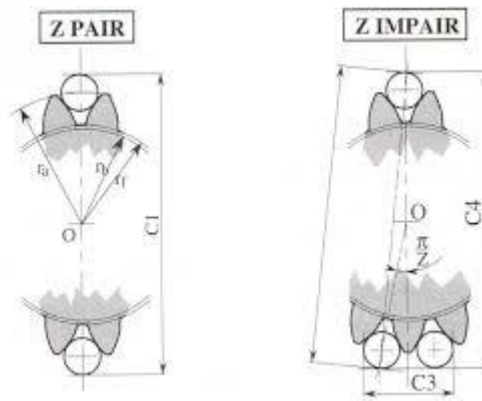


Fig II.6 : Erreur de faux-rond

On peut le traduire par une introduction d'une modulation d'amplitude harmonique à la rotation des arbres sur les signaux d'erreur de transmission et de bruit d'engrènement (Fig II.7).

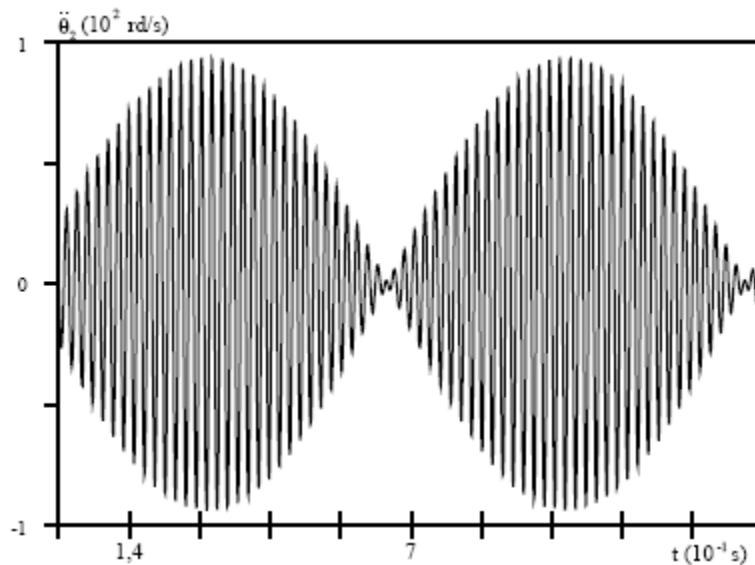


Fig II.7 : Modulation d'amplitude caractéristique d'un défaut de faux-rond [34].

La modulation est exprimé par deux raies basse fréquence (fréquence de rotation des arbres) et ainsi par deux bandes latérales autour des harmoniques de la fréquence d'engrènement (Fig II.8), ces bandes latérales sont situées à $\pm f_{1,2}$ ou f_i exprime la fréquence de rotation de l'arbre [35].

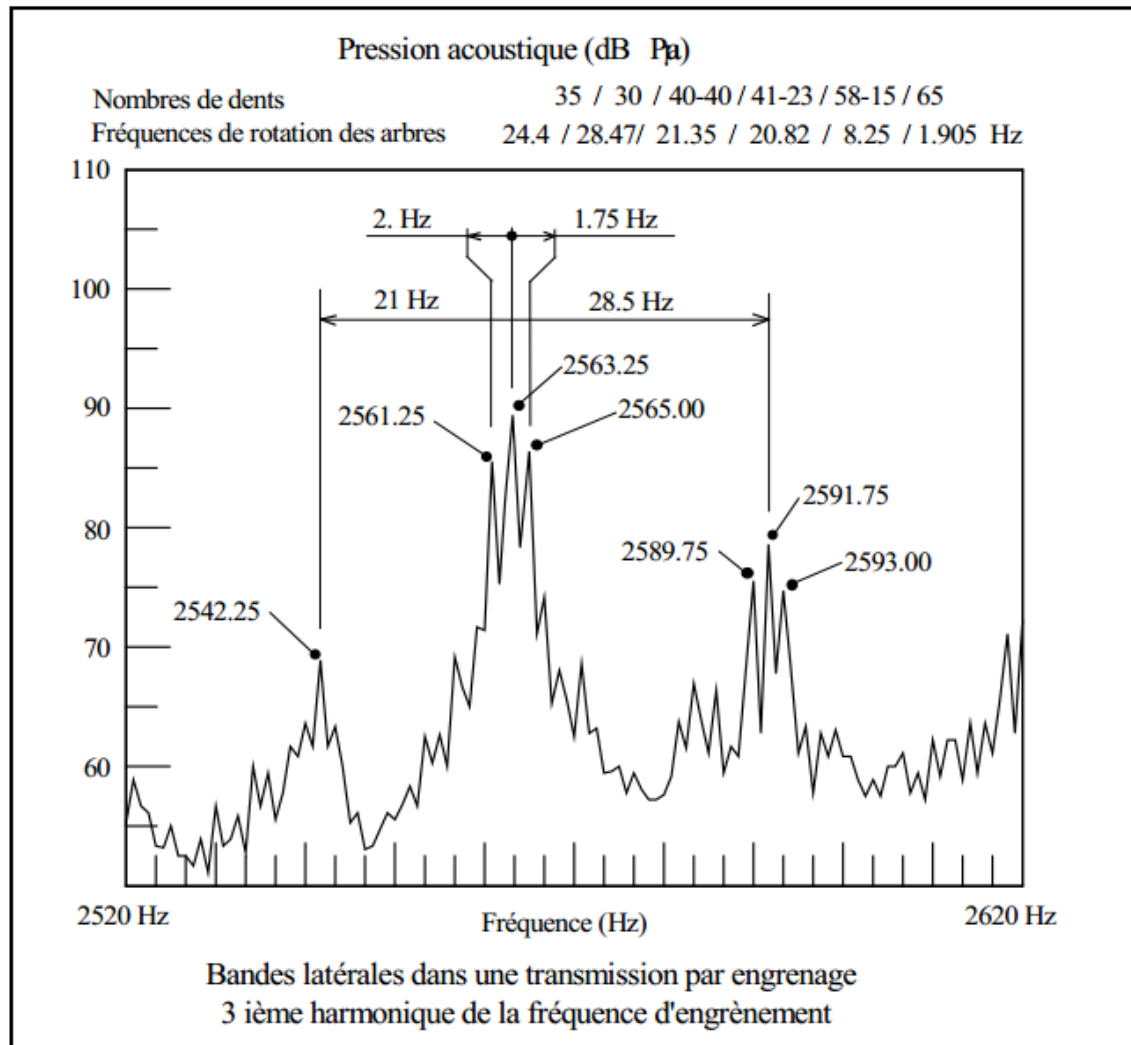


Fig II.8 : Exemple caractéristique de localisation des bandes latérales dues à l'excentricité [11].

Dans la littérature, les effets caractéristiques des défauts de faux-rond sont très connus et les auteurs ont signalé de nombreuses études de l'influence des défauts géométriques [36].

d) Erreur d'épaisseur de la dent :

C'est la différence entre l'épaisseur théorique nominale et celles-ci mesurée:

- Pour une seule dent (Fig II.9) ;
- Pour plusieurs dents (k) où la mesure de l'épaisseur de dent va être remplacée par celle de l'écartement sur un nombre donné de dents (Fig II.10) ;

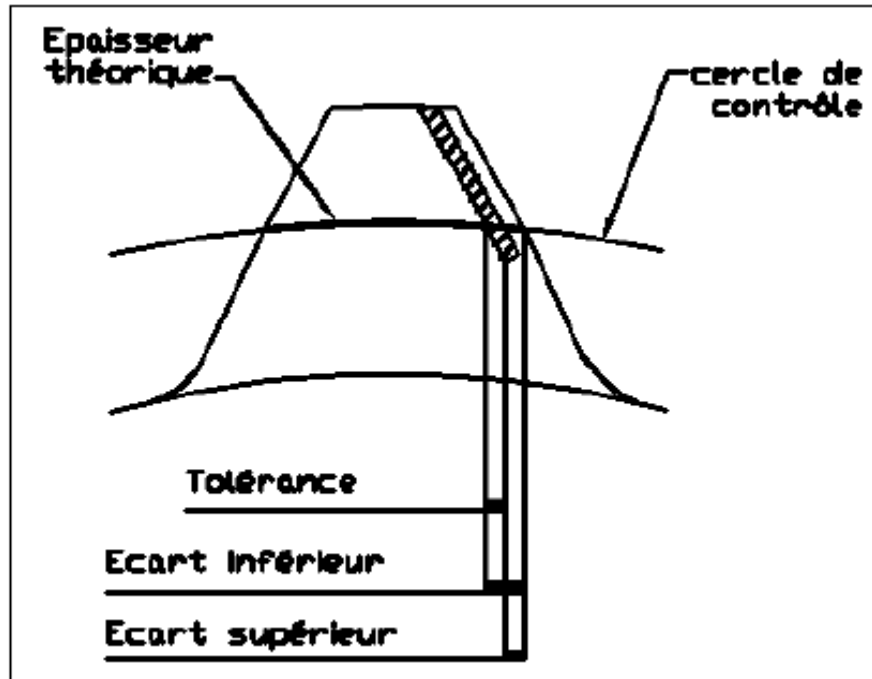


Fig. II.9 : Erreur d'épaisseur de la dent [28].

La cote sur k dents est la distance mesurée dans un plan tangent au cercle de base entre deux plans parallèles touchant, un flanc droit et un flanc gauche par-dessus k entre-dents d'une roue à denture intérieure ou par-dessus k dents d'une roue à denture extérieur, respectivement.

Pour la pratique de la mesure sur k dents, les plans parallèles sont des surfaces de calibrage prévues pour mesurer la distance entre eux. On doit choisir le nombre de dents k entre les surfaces de calibrage de façon que les lignes de contact soient grossièrement à mi-hauteur de dent.

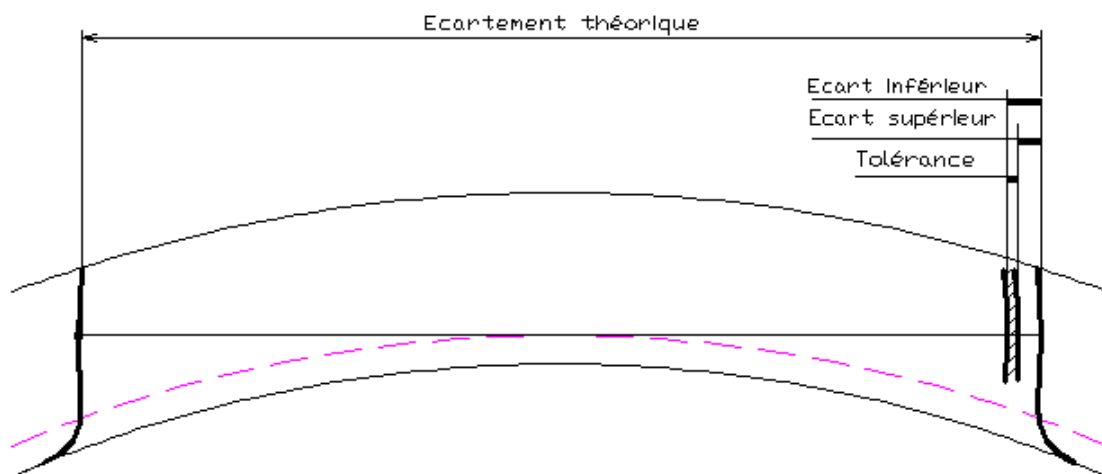


Fig. II.10: Erreur de l'entre-dent [28].

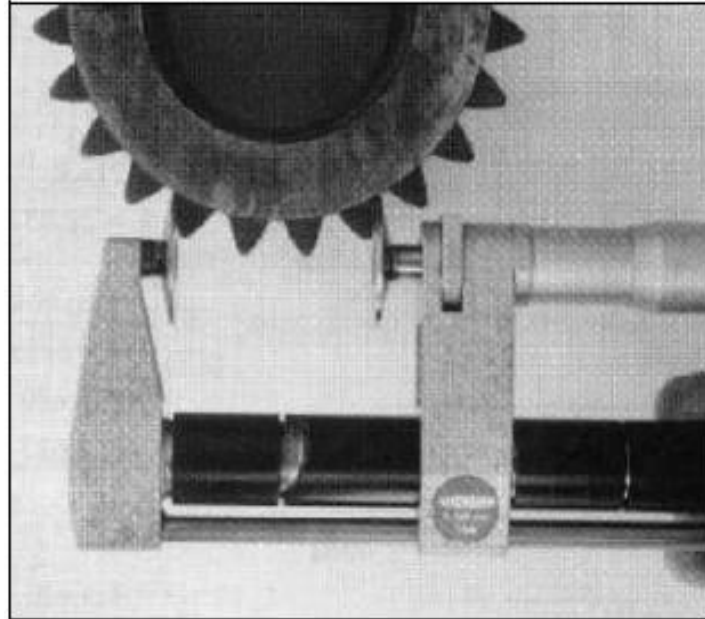


Fig II.11: Contrôle de l'entre-dents [11].

II.2.1.2 Défauts de traitement thermique :

Le traitement thermique est très important. En effet, dans un engrenage, on peut citer deux types de qualités, les qualités géométriques et les qualités mécaniques. Le premier type s'atteint grâce aux procédés modernes de taillage et de bien finition des produits, donc il peut réaliser un très haut degré de perfection. L'autre types est se base sur les caractéristiques physiques de la matière qui constitue l'engrenage, dont les principales caractéristiques sont : la limite élastique, la résilience et la résistance à l'usure, et ils dépendent du traitement thermique, on considère que ce traitement influe aussi sur les qualités géométriques par des grandes déformations qu'ils peuvent entraîner, on a vu la grande importance qu'il doit s'effectuer lors de la fabrication des engrenages [32].

Après le taillage, le traitement thermique est très nécessaire entre des déformations peuvent être importantes et ça selon la forme des pièces, nature de la matière, et les précautions observées.

En générale, il existe dans l'industrie deux stratégies globalement différentes pour fabriquer des dentures, ces stratégies sont définit dans la figure II.12. Dont les bases sont communes, et la différence se réside dans l'ordre relatif des étapes d'usinage de finition et de traitement de durcissement, soit le traitement de durcissement a lieu après l'usinage de finition soit le contraire. Bien sûr, dans chaque stratégie il y a évidemment des avantages et des inconvénients, la première permettant de réduire les coûts de production, la deuxième utilisé pour obtenir des dimensions plus précises [37].

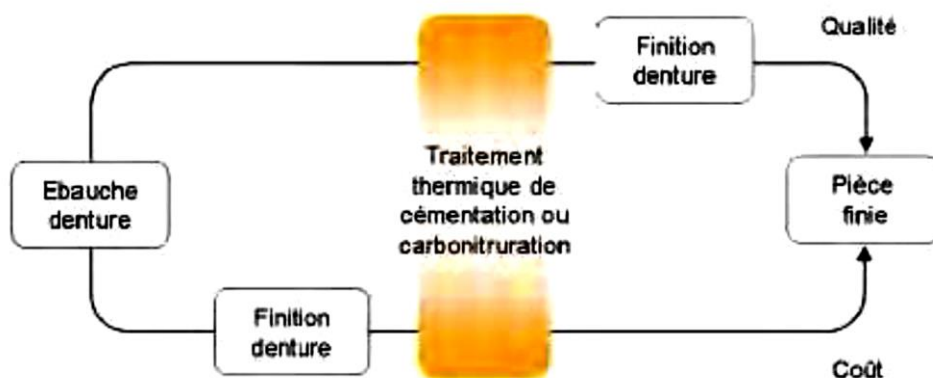


Fig II.12 : Les deux méthodes de fabrication des engrenages.

Le traitement de durcissement est rendu nécessaire par les essentielles sollicitations en service. En effet, les dents des engrenages sont exposés à des gros frottements des mises sous charges élevées (qui peuvent être assez dure..) et cycliques. Ces sollicitations impliquent une usure et un fatigue, donc ils nécessitent l'utilisation des matériau performants mais ce choix est souvent couteuse, ou bien ils nécessitent l'application d'un traitement adéquat à un matériel plus classique.

En rappelant que le processus de cémentation est un traitement thermochimique superficiel d'enrichissement en carbone réalisé en phase austénite. L'enrichissement localisé en carbone nous permet d'obtenir une couche de martensite en surface lors de la trempe. La robustesse de cette couche est liée directement à le contenu de carbone. En plus ce traitement nous garantit la présence de contraintes résiduelles de compression en surface, avec la sauvegarde d'une bonne ductilité au cœur de la pièce. Concernant la carbonituration, il y a une diffusion de carbone mais aussi d'azote, ce dernier a une influence qui consiste à minimiser le temps de traitement, d'abaisser la température de traitement et d'augmenter la trempabilité de la pièce, avec la présence de certains évènements indésirables par exemple la possibilité d'avoir une fraction trop importante d'austénite résiduelle. Pour plus d'informations sur les procédés de cémentation et de carbonituration, se référer à [38].

La trempe appliquée en fin de ce traitement thermochimique implique des distorsions non négligeables qu'il convient d'anticiper dans l'intervalle des tolérances dimensionnelles prescrit. Alors il est évident que ce procédé déforme la pièce quelle que soit son histoire. Pour avoir une production simplifiée il faut que cette déformation être simplement constante. Cependant, ces variations de déformation vont perturber le produit final.

Nombreuses causes peuvent être l'origine de ces dérives, et ça par la combinaison entre elles. Celles-ci ne sont cependant pas toujours à imputer aux seules variations du procédé de trempe. Réellement, parfois, ce dernier ne sera pas le facteur qui détermine mais plutôt

le révélateur d'une variation d'un état induit au préalable dans la pièce, que ce soient une microstructure particulière ou des contraintes résiduelles.

Globalement, lors du traitement thermique d'un acier, le changement de volume de la pièce dû aux transformations de phase, qui est généralement observé. Cependant, diverses particularités sont à l'origine de perturbations du champ de déformation. Plusieurs actions sont observé et ne pas seulement une dilatation ou contraction mais aussi des modulations plus complexes de ce champ.

Parmi les principaux sources de distorsions est l'hétérogénéité du matériau. En effet, malgré la disponibilité de tous les choix dans le marché, le métal brut sera toujours parsemé d'hétérogénéités chimiques ou mécaniques (ségrégation, contraintes résiduelles,...) qui induiront des variations à certains endroits, à différentes échelles. Le corroyage qui suit induit généralement en plus des contraintes résiduelles et des structures fibrées. Toutes ces variations de propriétés peuvent être lissées par des traitements thermiques adéquats, mais la matière parfaitement homogène reste cependant une utopie.

Le traitement de durcissement en lui-même est cause de distorsions. Dans un premier temps, on pourrait seulement tenir compte des déformations soit dues aux contraintes thermiques soit au changement de volume lors de la transformation de phase (Tableau II-1). Le problème n'est pas facile, mais on va trouver que les prédictions sont loin de la réalité.

La concentration de carbone, l'hétérogénéité du matériau, et la plasticité de transformation, entre autres choses, font que le comportement est non prédictif.

Tab II.1: Variations de volume durant les transformations de phase au chauffage et refroidissement [38].

transformation	Variation de volume (%)
Perlite coalescée → austénite	-4,64 +2,21 x (% C)
Perlite coalescée → martensite	1,68 x (% C)
Perlite coalescée → bainite inférieure	0,78 x (% C)
Perlite coalescée → bainite supérieure	0
Austénite → martensite	4,64 -0,53 x (% C)
Austénite → bainite inférieure	4,64 -1,43 x (% C)
Austénite → bainite supérieure	4,64 - 2,21x (% C)

Les résultats de mesures sur des pièces de série sont présentés ici. Evidemment, il faut que la pièce finalisé respecte des caractéristiques prédéfinies par le Bureau d'Etude. C'est pourquoi la déformation dans le four est anticipée et la pièce avant traitement thermique n'est pas une denture parfaite (elle présente des écarts de direction et bombés non nuls). La déformation de la dent de la pièce réelle sera donc connue en montrant la différence après

et avant traitement thermique. Etant donné les observations réalisées lors d'un essai détaillé au suivant, cela ne devrait pas influencer la déformation. Finalement, la déformation du flanc de la dent est représentée par un écart moyen sur les quatre caractéristiques qui représentent le flanc de la dent, ce qui peut être schématisé par le graphique de la figure II.13. Cette moyenne est calculée à partir des résultats de trente pièces qui ont les mêmes charges.

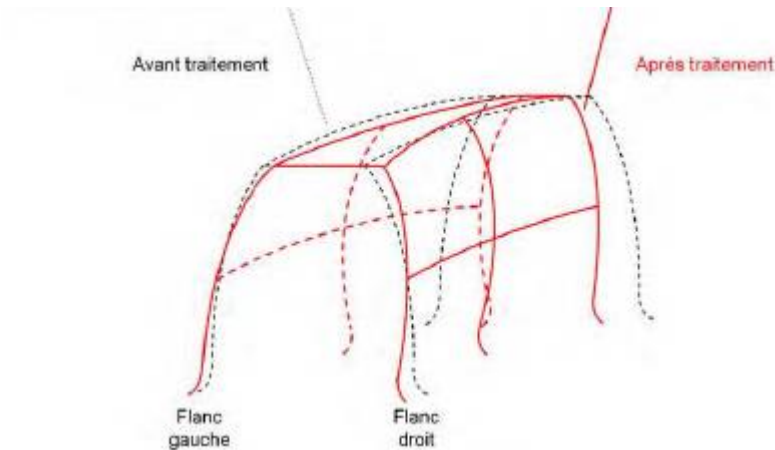


Fig. II.13 : Présentation de la denture avant (à gauche) et après (à droite) traitement thermique, avec la représentation schématique de la déformation des flancs de la dent.

On peut clairement observer sur les PV de la figure II.13 que la déformation de chaque dent n'est pas constante, ou du moins n'est pas mesurée comme telle. Cela est plus observé sur l'hélice de la dent que sur le profil. C'est la prédiction de moyenne de la déformation que l'on cherche [37].

II.2.1.3 Défauts de rectification :

si on n'utilise pas un outil de taillage à protubérance, la figure II-18 nous montre le décrochement qui se produirait inévitablement au pied des dents.

Un avantage supplémentaire de l'outil à protubérance, c'est que de permettre l'utilisation du fond des dents brut de cémentation : ce traitement introduit une pré-compression superficielle très bénéfique pour les tenus des dents à la fatigue de flexion. Une rectification du fond des dents serait malveillant, car elle ajoute une contrainte de tension superficielle n'est pas favorable sur la tenue des dents à la fatigue de flexion.



Fig II.14 : Rupture par fatigue [11].

Le grand échauffement localisé peut faire des criques à cause d'une opération de rectification conduite avec une avance ou une profondeur de passe excessive.

Si les criques sont localisées vers le pied des dents et dans le sens longitudinal, elles peuvent constituer des amorce de rupture, donc il faut prendre attention dans les premières passes, c'est-à-dire jusqu'à ce que les déformations de traitement thermique aient été absorbées, dans cette période, beaucoup de matière locale sont à craindre.

Aussi une dureté superficielle trop importante va être rejeté, de préférence de limiter cette dureté à 58-60 Rockwell C pour les applications de mécanique générale.

Dans certains cas, le choix de la meule de rectification est également considéré comme un facteur prépondérant, de même que le fluide d'arrosage utilisé.

L'origine de cassures est souvent l'écaillage qui peut se produire dans le cas aciers cémentés (Fig II.15) [38].

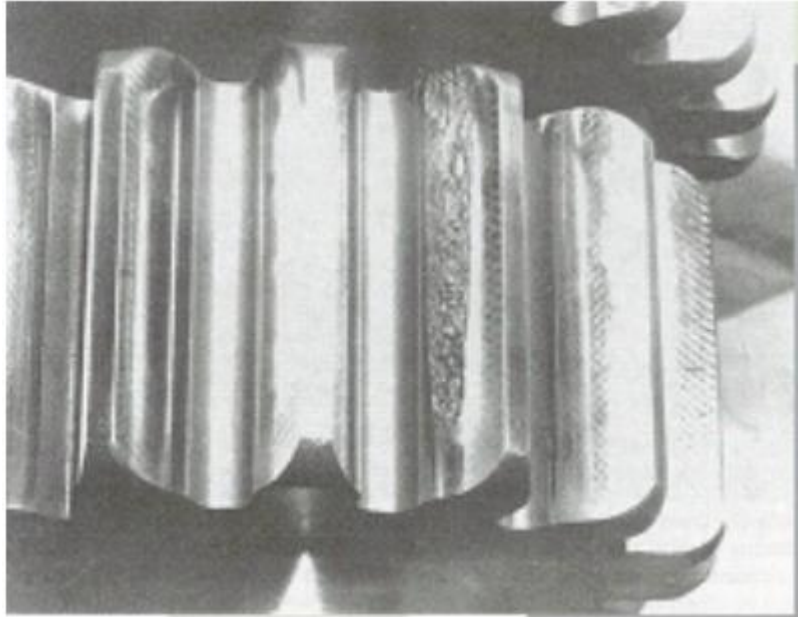


Fig II.15 : Rupture par écaillage [9].

II.2.2 Défauts De Montage :

L'origine des défauts de montage est l'écart de position relative des deux engrenages rigides par rapport au cas idéal (positionnement théorique) [39]. Ils consistent les défauts d'excentricités et les défauts d'alignement caractérisés par le parallélisme des axes supportent les engrenages. Les défauts de montage introduisent un écart normal aux profils qui se superpose aux écarts de formes normaux.

II.2.2.1 Défaut d'alignement ou de parallélisme :

Le motif principal des erreurs de parallélisme est l'assemblage nécessairement imparfait des roues, des arbres et des paliers, aux différents jeux de fonctionnement et aux dilatations thermiques.

Soit le cas d'un train d'engrenage simple (Fig II.16) ayant comme axes de rotation U_1 et U_2 , la déviation et/ou l'inclinaison de ces axes vont produire les défauts d'alignement.

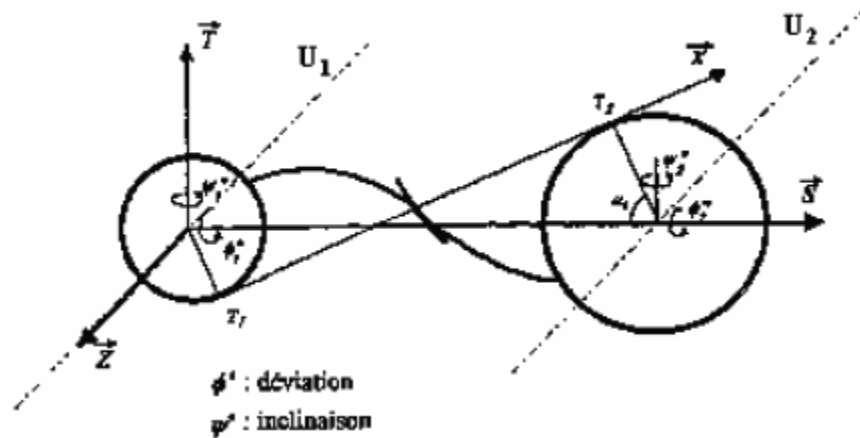


Fig II.16 : Axes de rotation d'un train simple [39].

Parlons sur l'erreur de déviation, c' est l'angle entre l'axe théorique et l'axe réel de l'arbre obtenu par une rotation autour d'un axe perpendiculaire au plan, défini par les axes de rotation de référence des deux engrenages (Fig II.17b). On définit l'erreur d'inclinaison par l'angle entre l'axe réel de l'arbre et son axe théorique (Fig II.17a). Elle résulte d'une rotation autour d'un axe horizontalement aux deux axes de rotation de référence des engrenages [39].

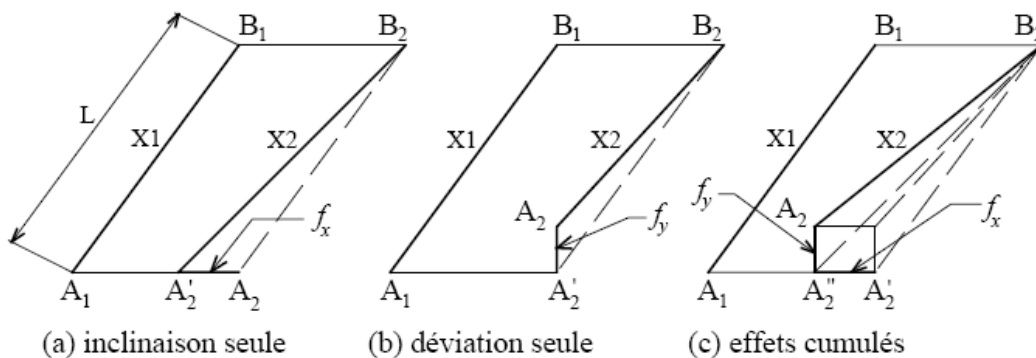


Fig II.17 : Définition des défauts d'inclinaison et de déviation [27].

f_x : Inclinaison

f_y : Déviation

L : Largeur de denture

X1 : Direction de l'axe du pignon

X2 : Direction de l'axe de la roue

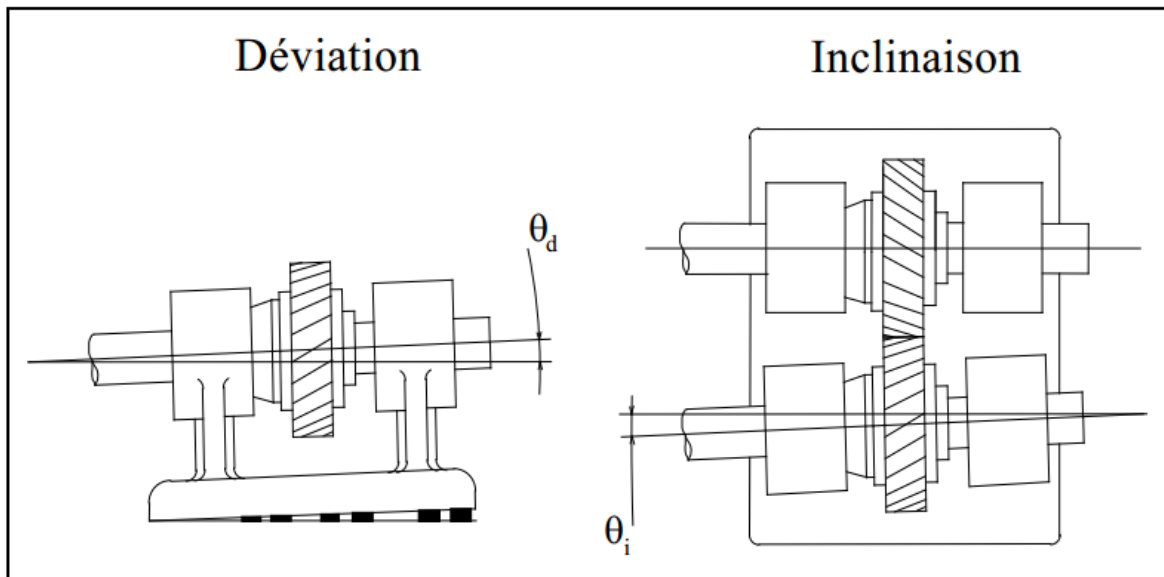


Fig. II.18 : Caractérisation des défauts de déviation et d'inclinaison [40].

II.2.2.2 Les défauts d'excentricités :

Les défauts d'excentricités exprimés par la différence entre l'axe de rotation et l'axe d'inertie polaire de l'engrenage.

On parle maintenant sur un paramètre exceptionnellement important, c'est que l'entraxe, par ce qu'il agit directement sur le jeu de fonctionnement et modifie la géométrie du contact (localisation des points de contact). Mitchell le signale comme un paramètre très important mais aucune étude ne conforte ces indications [41]. Dans son travail [42], Welbourn mentionne des résultats expérimentaux obtenus sur une boîte de transmission de camion qui est silencieuse avec un jeu minimum ou important et bruyante avec un jeu modéré. Dans la littérature les résultats les plus importants sur ce sujet des expérimentaux obtenus sont les résultats de Rémond semblent. Il a remarqué sur plusieurs couples d'engrenages droits une réduction du niveau sonore voisine de 10 dB lorsque l'entraxe nominal de fonctionnement est diminué de 0.1 mm . Cette réduction est très peu affectée par la vitesse et le rapport de conduite mais lorsque le couple appliqué augmente il diminue sensiblement.

Ce dernier résultat semble montre que l'effet de l'entraxe est fortement lié aux déformations élastiques des dentures [43].

II.2.3 Défauts De Fonctionnement :

II.2.3.1 Détériorations superficielles de dentures d'engrenages :

Il y a des différentes sources pour les détériorations de surfaces au niveau des dentures d'engrenages (Fig II.19), qui peuvent perturber la géométrie des engrenages.

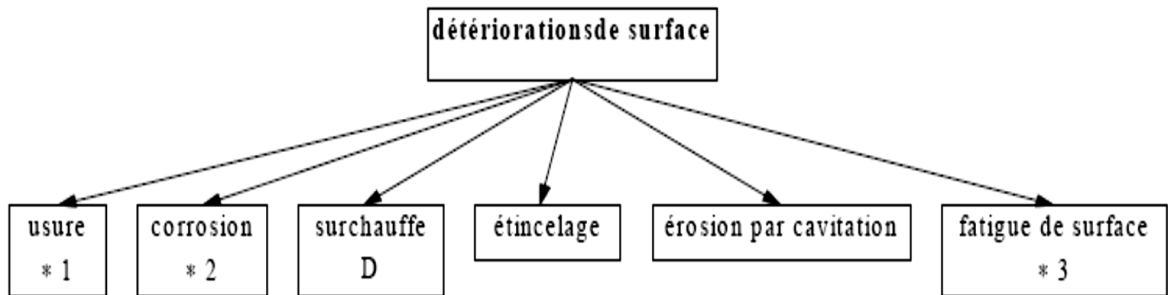


Fig II.19: Détériorations de surface d'engrenages.

Les phénomènes montrés dans Fig II.19 sont eux-mêmes complexes et peuvent intervenir de plusieurs manières, provoquant ainsi des avaries aux caractéristiques particulières (dangereuse, anodine, évolutive, rapide,...) [45].

II.2.3.2 Les différents types de détérioration des dentures d'engrenages :

Il y a deux catégories principaux de défauts [39, 46], les défauts qui affectent toutes les dents (usure, piqûres), et ceux n'affectent que des dents particulières (fissuration, écaillage). Les défauts localisés sur des dents spécifiques produisent rapidement la rupture de celles-ci, contrairement aux défauts tels que l'usure normale.

II.2.3.3 Défauts répartis sur toutes les dents :

a) L'usure :

L'usure c'est la plus essentielle détérioration superficielle de dentures d'engrenages, qui est un phénomène local se caractérise par un enlèvement de matière à cause d'un glissement de deux surfaces, l'une sur l'autre (Fig II.20).



Fig II.20 : L'usure sur les dents des engrenages[11].

L'usure se augmente plus ou moins rapidement dans les transmissions fermées avec le manque lubrifiées selon la valeur de la charge et de la vitesse de glissement en chaque point de contact des surfaces actives. i.e., la présence d'abrasif dans le lubrifiant agrandit la vitesse d'usure et provoque une usure irrégulière des surfaces conjuguées.

On distingue deux types d'usures, l'usure normale et l'usure anormale, la première est inversement proportionnelle à la dureté superficielle des surfaces actives progresse lentement, ce type est en générale négligeable pour les dentures de petits modules et pour les surfaces dures.

La deuxième type d'usure est une conséquence directe de la première, elle apparait lorsque le lubrifiant est souillé de particules abrasives ou lorsque le lubrifiant est corrosif, ce type d'usure conduit inévitablement à une usure irrégulière des surfaces actives donc à un mauvais fonctionnement du couple de roues dentées.

Il est claire que l'usure des surfaces actives des dents étant proportionnelle à leur glissement spécifique et à la contrainte de compression au contact de ces surfaces. L'usure maximale dû au glissement spécifique maximal ayant lieu au début d'approche et à la fin de retrait affecte les racines et les sommets des dents dans la zone des centres instantané de rotation les profils ne glissent pas, aussi est-ce la zone la plus faible usure.

L'usure des dents produise plusieurs problème, parmi eux, il perturbe le profile, accroît la charge dynamique et affaiblit la racine de la dent augmentant ainsi la valeur des contraintes dans la zone du congé de raccordement.

Après un certain temps de de fonctionnement de la transmission les rugosités plus ou moins importantes sur les surfaces de contact définies par le mode d'usinage donnent lieu à une usure remarquable dans les dents qui se développe jusqu'à ce que les surfaces deviennent suffisamment lisses.

Une fois les rugosités aplanies et leur hauteur devenue inférieure à l'épaisseur du film d'huile entre les dents, le rythme d'usure diminue, ce type d'usure prend le nom de rodage.

Ce qui aussi contribue à intensifier l'usure, lorsque l'épaisseur du film d'huile est insuffisante, il n'assure plus le graissage hydrodynamique.

En conséquence, afin de diminuer l'usure il y a deux actions, premièrement il faut réduire le glissement spécifique et les contraintes de compression au contact des dents, deuxièmes il faut aussi augmenter la tenue à l'usure des surfaces actives. Les valeurs du glissement spécifique et des contraintes de compression peuvent être ramenées à la normale par correction de denture [47].

Avant tout changement des organes détruits, il est évident qu'une usure excessive amène à une recherche approfondie de ses causes, sinon l'usure va propager et on peut être à peu près sûr qu'elle se reproduira sur des nouvelles endroits. Cette vérification consiste à faire notre attention particulière à la nature du lubrifiant, à son onctuosité et à sa viscosité, sans oublier son mode d'introduction dans les contacts. On examinera l'efficacité de la filtration et/ou du refroidissement, l'étanchéité du carter.

Il y a aussi des autres causes sont à rechercher sur les dentures elles-mêmes, parmi eux on cite le choix des matériaux, de leurs traitements, qualité du taillage, détermination des dépôts....

Rappelant que dans des certains cas on a une mauvaise portée des dentures provient de déformations excessives des arbres, de leurs appuis (roulement...), voir du carter. Il faut pas oublier aussi les dilatations différentielles, ainsi que les surcharges ou en plus les vibrations introduit par les dispositifs voisins. Parfois, c'est la conception de l'ensemble qu'il faudra revoir [39].

b) Déformation plastique par roulage (Rolling) :

Ce type de déformation provoque des mouvement de matière accompagnés le plus souvent de la formation de bavures. On observe sur les roues menant un gonflement du sommet et du pied des dents et un creusement au niveau du primitif (Fig II.21), tandis que sur les roues menées la matière est repoussée vers le primitif où elle forme un bourrelet.



Fig II.21 : Déformation plastique par roulage des dentures [11].

Cette avarie est propre aux dentures non traitées ou traitées à cœur. Sur des dents traitées en surface peuvent exister des phénomènes analogues mais jamais avec la même ampleur. Les profils sont progressivement détruits, tandis que l'engrenage devient bruyant. Cela conduit forcément à brève échéance à une rupture des dents. La solution consiste à éliminer les surcharges et notamment à réduire le frottement sur les dents par l'adoption d'une huile plus visqueuse.

Fig II.21 montre un morceau du pignon subit à une déformation qui monter au sommet de la dent. On observe que le métal a été écrasé au niveau du diamètre primitif et refoulé non seulement vers la tête et le pied de dent, mais aussi latéralement. La roue complète avait un diamètre de l'ordre de 2 m. On notera les points suivants:

- Que l'on choisit délibérément un acier relativement mou et non traité de façon qu'il est pas fragile. Alors, pour genre d'application, les dents présentent par leur surface plutôt qu'en se rompant brutalement.
- Pour éviter les ruptures de fatigue en diminuant autant que faire se peut l'effet d'entaille que pour la même raison, la base des dents est creusée par des cylindres de grands rayons..
- On retourne la roue après qu'elle a été usée d'un côté par ce qu'il est toujours le même flanc des dents qui travaille, aussi bien à la montée du train qu'à sa descente.

c) Les piqûres (Pitting) :

le piqûres sont des trous peu profonds qui affectent toutes les dents, un pitting est une avarie qui se produit surtout sur des engrenages en acier de construction relativement peu dur. Il est moins à craindre si la viscosité du lubrifiant est élevée. On peut associer l'apparition des piqûres aussi à un rapport épaisseur de film lubrifiant sur rugosité composite insuffisant pour éviter des contacts entre aspérités [11].

II.2.3.4 Défauts localisés sur certaines dents :**a) L'Écaillage :**

L'Écaillage paraît aussi sous forme de trous, mais les écaillage sont beaucoup moins nombreux, plus étendus que ceux des piqûres et plus profond. L'écaillage se trouve dans les engrenages cimentés qui sont les plus répandus actuellement puisque ils permettent avec des faibles dimensions de passer des couples importants.

Ce type d'engrenage ne fait pas en pratique de phénomène d'usure, l'écaillage c'est le principal défaut qui évolue rapidement vers la rupture, dont la cause est la valeur très importante de la pression superficielle.

b) Le grippage :

sous l'influence de la température résultant d'un frottement sous charge, le grippage est une conséquence involontaire de la destruction brutale du film d'huile. Il est favorisé essentiellement par des vitesses élevées, de gros modules, un faible nombre de dents en contact. L'état physico-chimique du lubrifiant et les conditions de mise en service influent directement sur La probabilité de grippage .

c) La fissuration :

Elle se développe à chaque mise en charge, à partir d'un point initial situé souvent au pied de la dent. Elle apparaît généralement sur des aciers fins, durcis par traitement thermique qui sont très sensibles aux concentrations de contraintes. L'apparition de ces fissures est le résultat d'une contrainte au pied de la dent qui dépasse la limite de fatigue du matériau, et il est en général située du côté de la dent sollicitée en traction.

II.2.4.5 Influence des paramètres de fonctionnement des engrenages :

Parmi les plus essentielles paramètres de fonctionnement il y a le couple transmis par les engrenages et leur vitesse de rotation. Des travaux expérimentaux ont montré que le niveau d'émission vibro-acoustique évolue de manière quasi-proportionnelle avec la puissance transmise (produit du couple par la vitesse) (Fig II.22) [42].

En plus, Rémond a étudié les effets dissociés de la vitesse et du couple [44 ;48].

Les résultats obtenus ont démontrés que la vitesse a une faible influence sur le niveau des harmoniques de la fréquence d'engrènement, par contre, son influence est déterminante sur le niveau global (RMS) du bruit rayonné. Toutefois, Rémond a signalé qu'il existe des vitesses critiques autour desquelles le niveau des harmoniques varie fortement.

Ces vitesses sont celles pour lesquelles la fréquence de l'harmonique coïncide avec une fréquence propre du système.

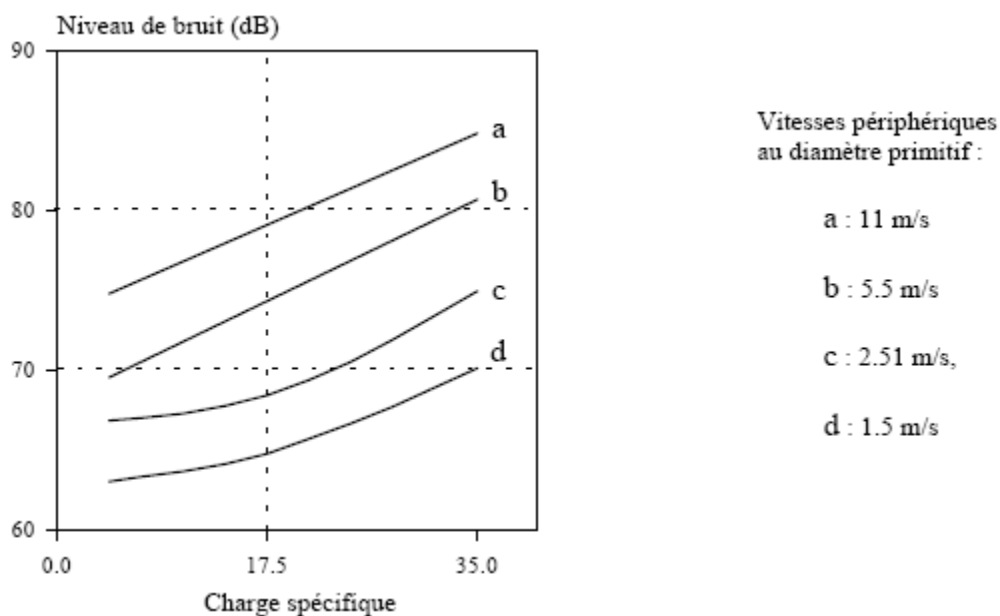


Fig II.22: évaluation du niveau sonore en fonction de la charge et de la vitesse [42].

De sa part, le couple influe principalement sur le niveau des harmoniques et il a un peu d'influence sur le niveau global de la réponse. Alors, le couple est à source des déformations des organes du système et il modifie donc presque tous les paramètres définis précédemment, notamment les désalignements, l'entraxe et par conséquent, la rigidité d'engrènement (i.e., le niveau de l'excitation à la fréquence d'engrènement et ses harmoniques).

La modification de vitesse se traduit par une modification fondamentale du système mécanique étudié, donc les effets du rapport engagé ne seront pas discutés ici (couple d'engrenages différent, position sur les arbres différente). L'influence de ce paramètre doit néanmoins être prise en compte dans la conception et l'optimisation globale de la structure.

Dans les études dynamiques, on considère généralement que le paramètre température est secondaire. Malgré ça, il faut que la dilatation thermique ait le pouvoir de modifier certains paramètres présentés plus haut (jeux de fonctionnement, désalignements,...). La température est aussi à une grande influence sur la viscosité des lubrifiants donc sur les

conditions de contact au niveau des dentures. De plus en plus il faut donc réaliser d'études autour de ce paramètre afin de quantifier plus précisément ses effets.[49]

Conclusion

Dans ce chapitre nous avons fait une analyse théorique des défaillances qui peuvent survenir dans les systèmes mécaniques à engrenages : les défauts de fabrication (taillage, contrôle, traitements thermiques et rectification), les défauts de montage de même que les défauts de fonctionnement.

La transmission du mouvement par les engrenages est liée à l'état de la roue dentée, si celui-ci est optimal alors son rendement sera maximum, et plus elle est exposée aux défauts, moins elle sera efficace.

Nous avons donc conclu que la finition de la roue dentée, après le traitement thermique nous donne une meilleure qualité mais engendre un coût supérieur.

CHAPITRE III : Méthodes de la détermination théorique du rendement des engrenages

1 – INTRODUCTION.....	44
2 - METHODE DE J.F. DEBONGNIE	44
3 - MÉTHODE DE F.VILLE ET VELEX	47
4 - METHODES DE CALCUL THEORIQUE DU RENDEMENT.....	48
5 – CONCLUSION.....	61

Introduction

Dans ce chapitre nous allons étudier le rendement des engrenages cylindriques, et pour cela nous avons utilisé deux méthodes, celle de F. Debonnie et P. VELEX sur trois cas, avec le changement du module et du nombre de dents à chaque situation, puis nous avons comparé les résultats des deux méthodes.

Après la comparaison, nous avons constaté que le coefficient de frottement avait un plus grand impact sur le rendement, c'est-à-dire qu'à chaque fois que le coefficient de frottement diminue nous obtenons un rendement supérieur selon les méthodes F. Debonnie et P. VELEX, à noter que la méthode P. VELEX un autre paramètre en plus qui est le facteur de perte.

III.1 Méthode de F. Debonnie :

L'exposé du calcul du rendement de la transmission des couples entre les roues dentées introduit un certain nombre d'hypothèses simplificatrices :

1. Le coefficient de frottement μ obéit à la loi de Coulomb et il est supposé constant.

La force de frottement est proportionnelle à l'effort normal :

$$FR = \mu F_n \quad (\text{III.1})$$

FR : La force de frottement ;

F_n : La force normal

μ : Coefficient de frottement.

2. La force normale sur la dent est assimilée à la force F_b calculée dans les relations précédentes.

3. Les pertes par roulement sont négligées.

4. La transmission de l'effort normal s'effectue par paliers selon la fig III.1 à gauche.

5. Les pertes à l'extérieur de l'engrènement sont négligées.

6. L'étude s'effectue dans un engrenage parallèle à denture droite.

Le rendement mécanique s'exprime par :

$$\eta = \frac{\text{Energie util}}{\text{Energie absorbée}} = 1 - \frac{\text{Energie perdue}}{\text{Energie absorbée}} \quad (\text{III.2})$$

Nous voulons déterminer l'énergie perdue sur les flancs à partir de la puissance produite par la force de frottement. La puissance d'une force est égale au produit scalaire de cette force par la vitesse de son point d'application :

$$P = FR \cdot v \quad (\text{III.3})$$

P : La puissance.

v : La vitesse.

Appliquons cette définition aux conditions de frottement entre les flancs de la denture. La force de frottement et la vitesse de glissement sont toujours tangentes aux flancs des dents; le produit scalaire de ces deux grandeurs se transforme en produit algébrique positif :

$$P_{fr} = FR \cdot v_{gl} \quad (III.4)$$

P_{fr} : La puissance de frottement.

v_{gl} : La vitesse de glissement.

avec :

$FR = \mu F_b$ dans la zone de contact simple,

Organes de transmission indirecte

$FR = 0,5 \mu F_b$ dans les zones de contact double,

$\mu = 0,04$ à $0,08$ selon les conditions de lubrification des dentures,

$v_{gl} = (\omega_1 \pm \omega_2) g_P$

g_P : Distance entre le point C et le point de contact P .

La puissance perdue devient :

$$P_{fr} = FR (\omega_1 \pm \omega_2) g_P \quad (III.5)$$

ω : Le travail.

Le travail produit par tour du pignon est représenté par le produit de la force tangentielle F_t par la longueur de la circonférence primitive en négligeant l'effet du déport. Par paire de dents en contact, ce travail se trouve simplement sur un pas primitif p par :

$$W_{Ft1} = p F_t = \pi m F_b \cos \alpha \quad (III.6)$$

W_{Ft1} : Le travail produit par tour du pignon.

p : pas primitif.

m : Le module.

F_t : La force tangentielle.

α : Angle de pression.

Pour trouver le travail produit par la force de frottement lors du déplacement du point de contact entre E_2 et E_1 sur les cercles de tête, exprimons le travail élémentaire par :

$$dW_{fr} = P_{fr} dt = P_{fr} \cdot 2 / (d_1 \omega_1 \cos \alpha) \cdot dg \quad (III.7)$$

dW_{fr} : Le travail élémentaire.

car sur la ligne de conduite, la vitesse du point de contact P est :

$$v_P = dg/dt = 1/2 d_1 \omega_1 \cos \alpha \quad (III.8)$$

En remplaçant la puissance par son expression et en simplifiant, le travail élémentaire est :

$$dW_{fr} = FR \cdot (\omega_1 \pm \omega_2) / \omega_1 \cdot 2 / (d_1 \cos \alpha) \cdot g_P dg \quad (III.9)$$

En observant la variation de la puissance instantanée sur la longueur de conduite, cette puissance peut être considérée comme variant linéairement depuis le point *C* jusqu'aux points *E1* et *E2* avec $F_n = 1/2 F_b$ à quoi s'ajoute une variation linéaire dans la zone de simple contact avec la même force normale, d'où : $F_R = 0,5 \mu F_b$. La somme des travaux élémentaires produits par la force de frottement est égale à l'énergie perdue pour une paire de dents. La sommation doit s'effectuer sur les tronçons : $g_1, g_2, pb-g_1, pb-g_2$ à partir du point *C*.

Remplaçons ces longueurs par leurs expressions en fonction des rapports de conduite et du pas de base pb , la partie constante de l'expression par C_1 et intégrons :

$$C_1 = \mu F_b \frac{u \pm 1}{u} \frac{1}{m Z_1 \cos \alpha} \tag{III.10}$$

C_1 : La puissance instantanée.

u : Rapport de réduction ;

Z_1, Z_2 : Nombre des dents du roue, pignon ;

$$W_{fr} = C_1 \cdot 0,5 pb^2 [\varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2 + (1 - \varepsilon_1)^2 + (1 - \varepsilon_2)^2] = C_1 pb^2 (1 + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2 - \varepsilon) \tag{III.11}$$

pb : Pas de base.

W_{fr} : Le travail produit par frottement.

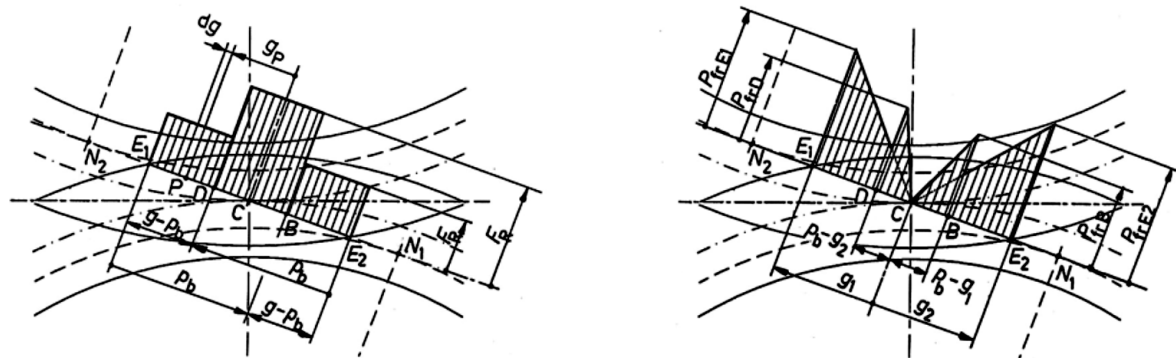


Fig III.1 : Répartition des forces et des puissances de frottement sur la longueur de conduite [7]

Finalement, le rendement mécanique de l'engrènement se trouve par :

$$\eta = 1 - \frac{W_{fr}}{W_{Ft1}} = 1 - \mu \frac{u \pm 1}{u} \frac{\pi}{Z_1} (1 + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2 - \varepsilon) \tag{III.12}$$

μ : Coefficient de frottement ;

u : Rapport de réduction ;

$$u = \frac{Z_1}{Z_2} \quad (\text{III.13})$$

Z_1, Z_2 : Nombre des dents du roue, pignon ;

ε_1 : Rapport de conduite partiel 1 ;

$$\varepsilon_1 = \frac{g_f}{p_b} \quad (\text{III.14})$$

ε_2 : Rapport de conduite partiel 2 ;

$$\varepsilon_2 = \frac{g_a}{p_b} \quad (\text{III.15})$$

ε : Rapport de conduite total ;

$$\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 \quad (\text{III.16})$$

Dans cette expression, les pertes dépendent directement du coefficient de frottement et sont inversement proportionnelles au nombre de dents du pignon. Si l'on désire un bon rendement de l'engrenage, il faut augmenter le nombre de dents de la plus petite des roues car la longueur de conduite diminue à même rapport u . Le frottement entre les flancs de la denture ne suit pas exactement la loi de Coulomb car la lubrification modifie les conditions de fonctionnement.[7]

III.2 Méthode de P. VELEX :

L'amélioration de vue des engrenages passe essentiellement par la prise en considération des phénomènes physiques qui influent sur le rendement du système.

Les corrections de denture apparaissent comme un paramètre influent sur les niveaux de perte de puissance d'une transmission par engrenage [50, 51]. Dans le but de cerner cette influence, Velex et Ville [52] ont proposé une formule analytique définissant le rendement ρ du train d'engrenage en supposant que le coefficient de frottement reste constant au cours du contact. Les comparaisons avec les résultats numériques sont généralement satisfaisantes [52]. D'après les auteurs, ce rendement dépend essentiellement de quelques paramètres géométriques, du coefficient de frottement f et d'un facteur des pertes noté Λ_p (voir équation(III.16))

$$\rho = 1 - \frac{E_{\text{frottement}}}{E_{\text{entré}}} = 1 - f(1 + u) \frac{[\tan \alpha_p J_2 - \frac{2\pi}{Z_1} J_3]}{[J_1 - f \frac{2\pi}{Z_1} J_3]} \quad (\text{III.17})$$

Utilisant les notations utilisées dans l'article, la formule classique de Buckingham 3 prend la forme suivante:

$$\rho = 1 - f(1 + u) \frac{1}{\cos \beta_b} \frac{\pi}{Z_1} \varepsilon_\alpha (2k_0^2 - 2k_0 + 1) \quad (\text{III.18})$$

ce qui correspond à une approximation au premier ordre de la formule proposée lorsque le coefficient de frottement est considéré comme une petite quantité $f \ll 1$. De la même manière, la formule de Niemann et Winter 5–13 peut s'écrire comme suit:

$$\rho = 1 - f(1 + u) \frac{1}{\cos \beta_b} \frac{\pi}{Z_1} \varepsilon_\alpha \left(\frac{1}{\varepsilon_\alpha} - 1 + (2k_0^2 - 2k_0 + 1) \right) \quad (\text{III.19})$$

Malgré quelques différences notables, les formules ci-dessus présentent une structure similaire de la forme suivante:

$$\rho = 1 - f(1 + u) \frac{1}{\cos \beta_b} \frac{\pi}{Z_1} \varepsilon_\alpha \Delta p \quad (\text{III.20})$$

f : Coefficient de frottement ;

u : Rapport de réduction ;

$$u = \frac{Z_1}{Z_2}$$

Z_1, Z_2 : Nombre des dents du roue, pignon ;

ε_α : Rapport de conduite ;

Δp : Facteur des pertes.

en prenant comme coefficient de frottement moyen $f = [0,04; 0,08]$ [7]

III.3 Méthodes de calcul des rendements théoriquement :

III.3.1 Roues dentées cylindrique à denture droite :

Tab III. 1 : Géométries des roues dentées [50]

	pignon	roue
nombre de dents Z	20	20
largeur de denture [mm]	30	30
angle de pression [°]	20	
angle d'hélice [°]	0	
module [mm]	10	
coefficient de saillie	1	
coefficient de déport	0	
coefficient de creux	1,4	
rugosité des surfaces (Rms) [μm]	0,63	

Diamètre primitif :

$$d_1 = d_2 = m \cdot z = 10 \cdot 20 = 200 \text{ mm}$$

Diamètre de tête :

$$d_{a1} = d_{a2} = m (z+2) = 10 \cdot (20+2) = 10 \cdot 22 = 220 \text{ mm}$$

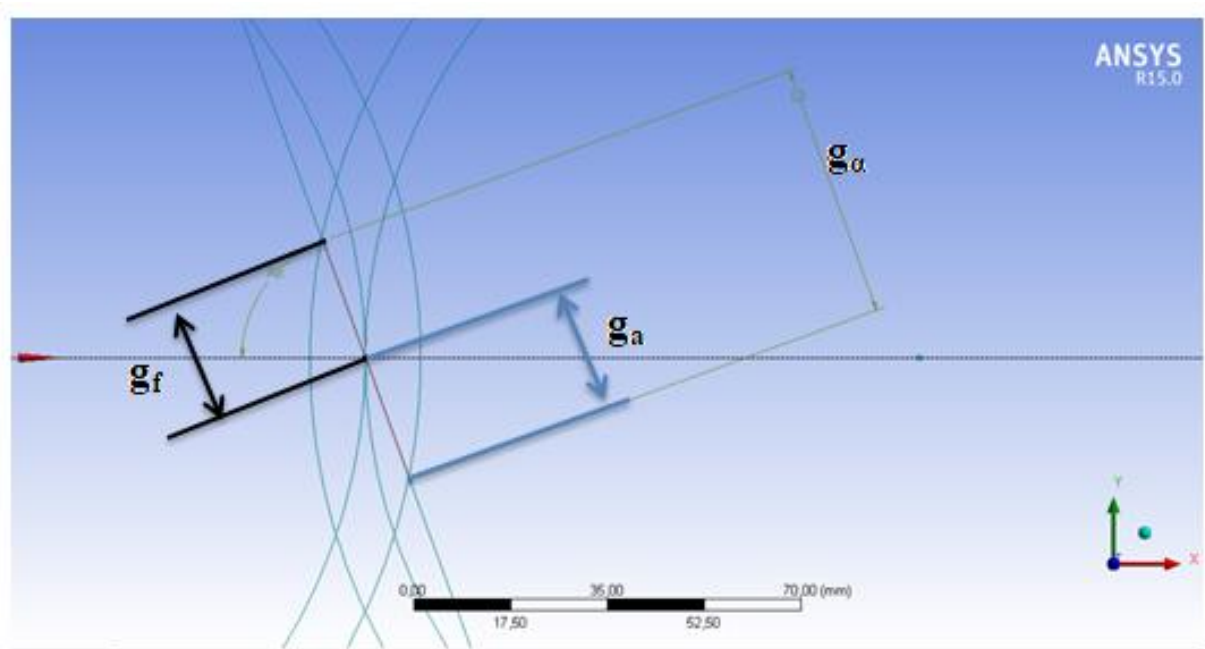


Fig III.2 : Représentation graphique de ligne de contact g_α

$$g_\alpha = g_f + g_a$$

Dans ce cas nous avons :

$$g_f = g_a = 22,964 \text{ mm}$$

$$Z_1 = Z_2 = 20$$

$$\text{Alor : } u = \frac{Z_1}{Z_2} = 1$$

$$P_b = P \cdot \cos \alpha$$

$$P = \pi \cdot m \Rightarrow P_b = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha = 3,14 \cdot 10 \cdot \cos 20 = 29,506 \text{ mm}$$

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \frac{g_f}{P_b} = \frac{22,964}{29,506} = 0,778$$

$$\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 = 0,778 + 0,778 = 1,556$$

a) Détermination du rendement par la méthode de J.F. Debongnie

$$\eta = 1 - \frac{W_{fr}}{W_{Ft1}} = 1 - \mu \frac{u \pm 1}{u} \frac{\pi}{Z_1} (1 + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2 - \varepsilon)$$

en prenant comme coefficient de frottement moyen $\mu = [0,04;0,08]$ [7]

$$\eta = 1 - 0,06 \frac{1+1}{1} \frac{3,14}{20} (1 + 0,778^2 + 0,778^2 - 1,556) = 0,9876$$

$$\eta = 98,76 \%$$

Tab III.2 : les résultats des rendements en fonction le coefficient de frottement

μ	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
η (%)	98,35	98,56	98,76	98,97	99,17

Le tab III.2 montre l'évolution des valeurs du rendement en modifiant le coefficient de frottement selon la méthode F. Debongnie

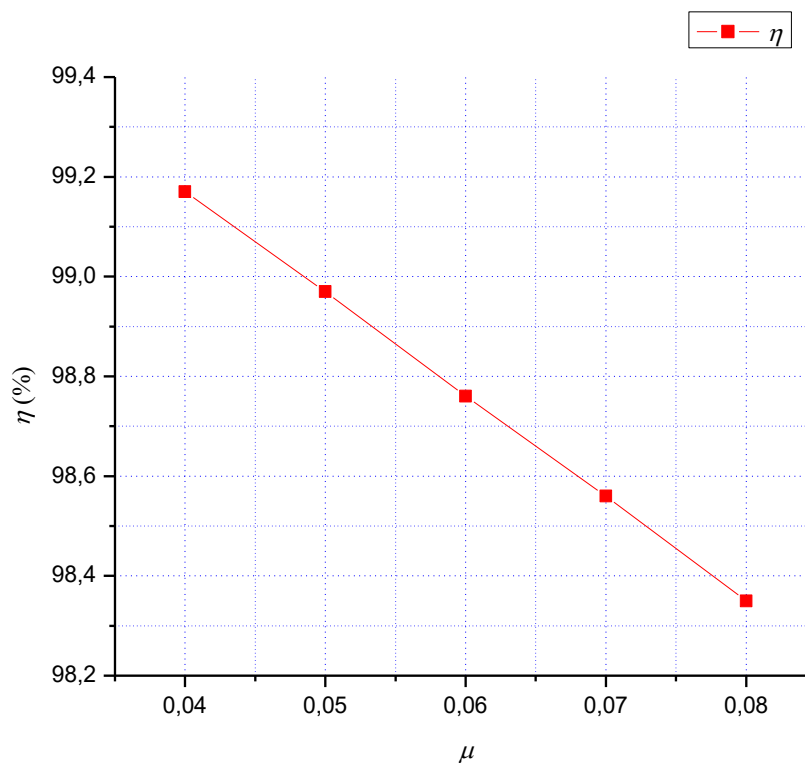


Fig III.3 : Courbe du rendement η (%) en fonction du coefficient de frottement μ

La courbe de la Fig III.3 montre le comportement du rendement (%) dans le tab III.2. en

fonction du coefficient de frottement μ dans le même tableau.

b) Détermination du rendement par la méthode de P. VELEX

$$\rho = 1 - 0,06(1 + 1) \frac{1}{\cos 0} \frac{3,14}{20} 1,556 \times 0,55 = 0,9838$$

$$\rho = 98,38\%$$

Tab III.3 : les résultats des rendements en fonction du coefficient de frottement

f	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
$\rho(\%)$	97,85	98,11	98,38	98,65	98,92

Le tab III.3 montre l'évolution des valeurs du rendement en modifiant le coefficient de frottement selon la méthode P. VELEX

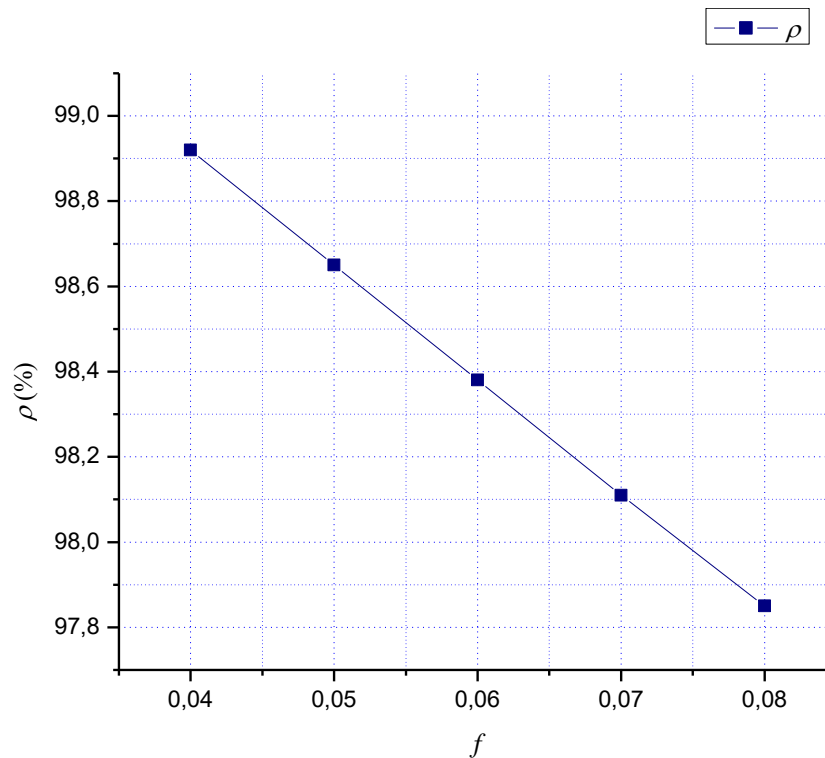


Fig III.4 : Courbe du rendement ρ (%) en fonction du coefficient de frottement f

La courbe de la Fig III.4 montre le comportement du rendement (%) dans le tab III.3 en fonction du coefficient de frottement f dans le même tableau.

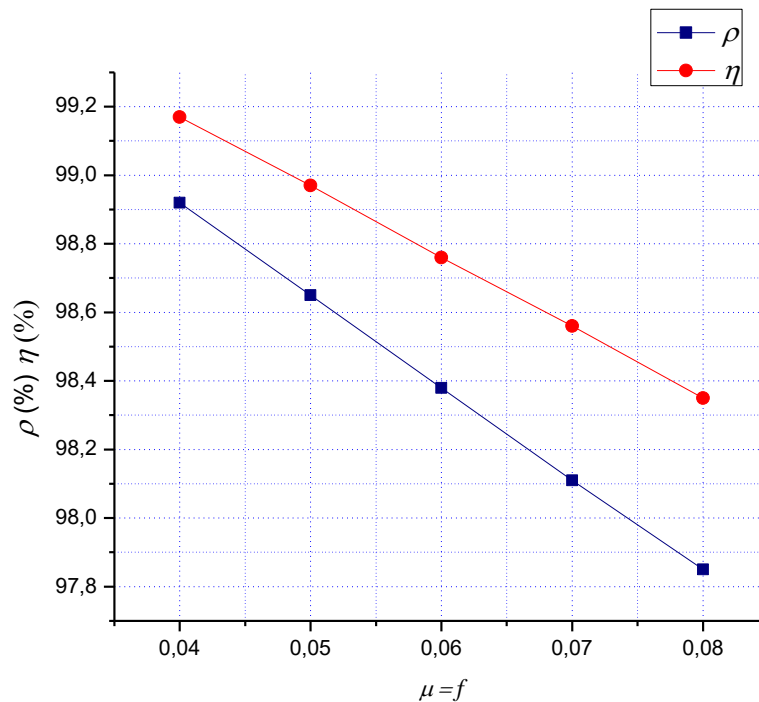


Fig III.5 : Comparaison les résultats de Debongnie et de Velex

Les fig III.5 illustrent la comparaison entre la fig III.3 et fig III.4 La valeur du module est égale à 10, où le rendement augmente avec la diminution du coefficient de frottement, car elles ont un effet direct sur les rendements des engrenages, en tenant compte du fait que la courbe η est le résultat de l'équation de F. Debongnie et la courbe ρ est le résultat du P.VELEX.

III.3.2 Roue dentée cylindrique à double hélice :

Tab III.4 : Géométries des roues dentées du turbo-réducteur [51]

	pignon	roue
nombre de dents	42	155
largeur de denture pour une hélice [mm]	205	200
angle de pression [°]	22,5	
angle d'hélice (β)[°]	29	
module [mm]	10	
coefficient de saillie	0,83	
coefficient de déport (x)	0,314	0,238
coefficient de creux	1,3	
rugosité des surfaces (Rms) [μm]	0,63	

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$$

m_t : Module apparent

m_n : Module réel

$$m_t = \frac{10}{\cos 29} = 11,43$$

Diamètres primitif :

$$d_1 = z_1 \cdot m_t = 155 \cdot 11,43 = 1772,199 \text{ mm}$$

$$d_2 = z_2 \cdot m_t = 42 \cdot 11,43 = 480,209 \text{ mm}$$

Diamètres de tête

$$d_{a1} = d_1 + 2(x_1 + 1) m_n = 1772,199 + 2(0,238 + 1) 10 = 1796,959 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2(x_2 + 1) m_n = 480,209 + 2(0,314 + 1) 10 = 506,489 \text{ mm}$$

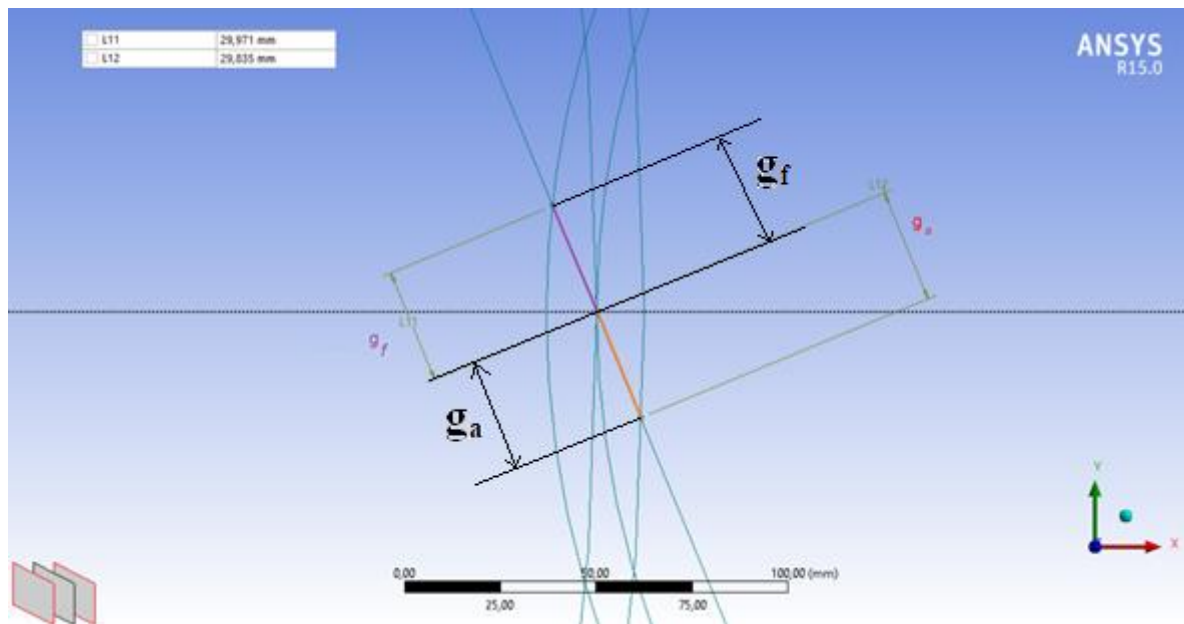


Fig III.6 : Représentation graphique g_a et g_f

$$g_f = 29,971 \text{ mm}$$

$$g_a = 29,835 \text{ mm}$$

$$Z_1 = 155 \quad Z_2 = 42$$

$$\text{Alor : } u = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{155}{42} = 3,690$$

$$P_b = P \cdot \cos \alpha$$

$$P = \pi \cdot m \Rightarrow P_b = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha = 3,14 \cdot 10 \cdot \cos 22,5 = 29,01 \text{ mm}$$

$$\varepsilon_1 = \frac{g_f}{P_b} = \frac{29,971}{29,01} = 1,033$$

$$\varepsilon_2 = \frac{g_a}{P_b} = \frac{29,835}{29,01} = 1,028$$

$$\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 = 1,033 + 1,028 = 2,061$$

a) Détermination de rendement par la méthode de F. Debongnie

$$\eta = 1 - 0,06 \frac{3,444+1}{3,444} \frac{3,14}{155} (1 + 0,806^2 + 0,904^2 - 1,71) = 0,998$$

$$\eta = 99,88 \%$$

Tab III.5 : les résultats des rendements en fonction le coefficient de frottement

μ	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
η (%)	99,84	99,86	99,88	99,90	99,92

Le tab III.5 montre l'évolution des valeurs du rendement en modifiant le coefficient de frottement selon la méthode F. Debongnie

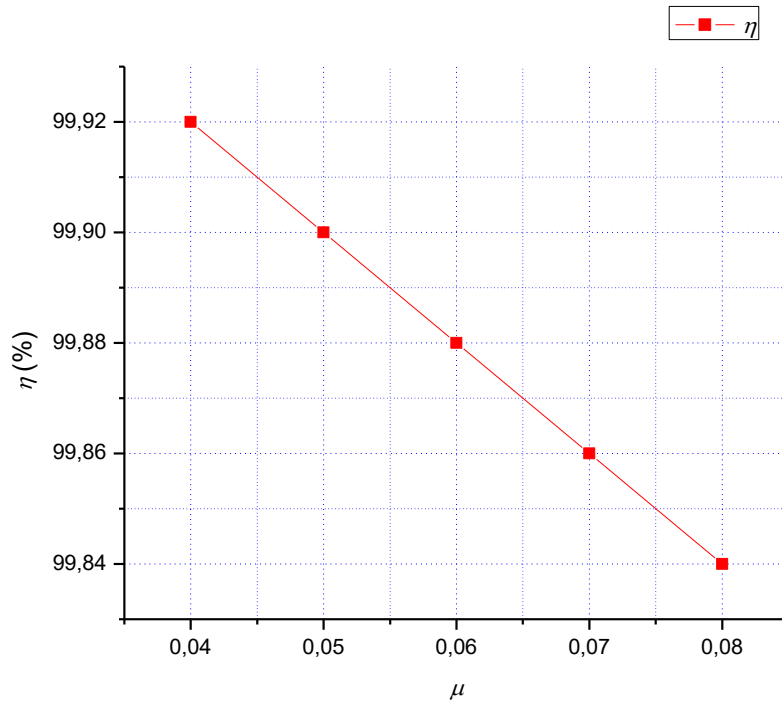


Fig III.7 : Courbe de la performance η (%) en fonction du coefficient de frottement μ

La courbe de la Fig III.7 montre le comportement du rendement (%) dans le tab III.5 en fonction du coefficient de frottement μ dans le même tableau.

b) Détermination de rendement par la méthode de P. VELEX

ρ pour $\Lambda_p = 0,55$

$$\rho = 1 - 0,06(1 + 3,444) \frac{1}{\cos 29} \frac{3,14}{155} 1,71 \times 0,55 = 0,9920$$

$$\rho = 99,41\%$$

Tab III.6 : les résultats des rendements en fonction le coefficient de frottement

f	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
$\rho(\%)$	98,22	99,32	99,41	99,51	99,61

Le tab III.6 montre l'évolution des valeurs du rendement en modifiant le coefficient de frottement selon la méthode VELEX

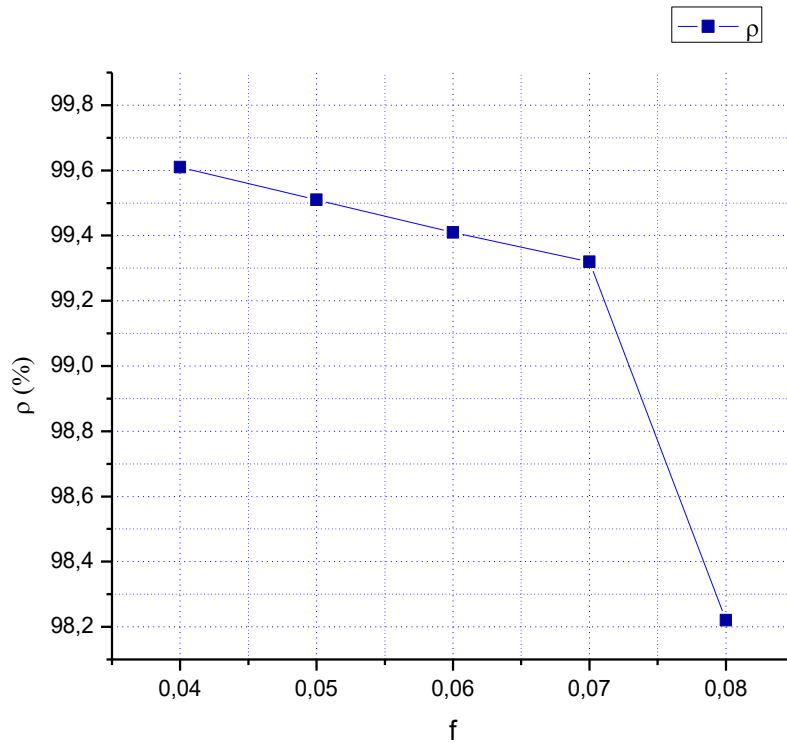


Fig III.8 : Courbe du rendement ρ (%) en fonction du coefficient de frottement f

La courbe de la Fig III.8 montre le comportement du rendement (%) dans le tableau III.6 en fonction du coefficient de frottement f .

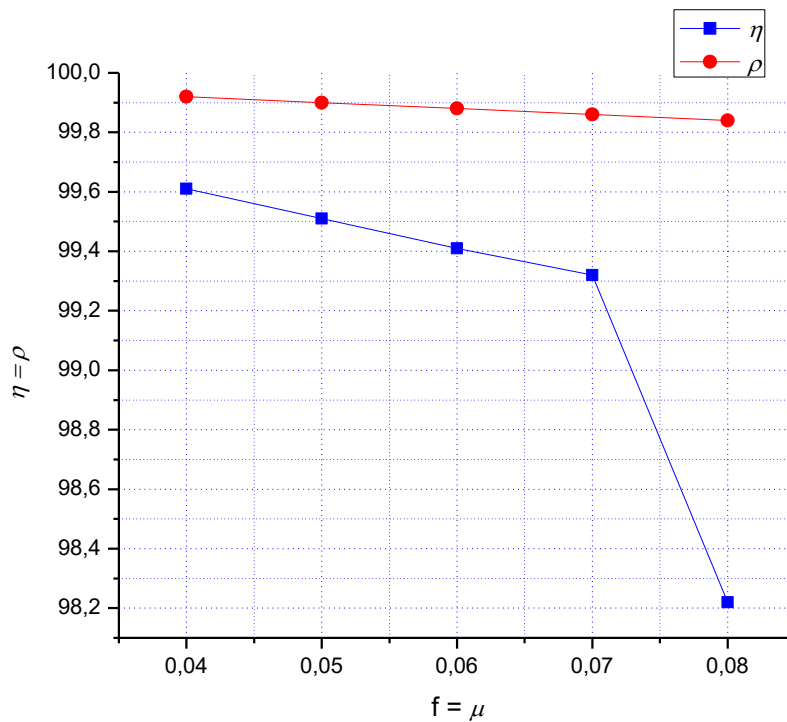


Fig III.9 : Comparaison des résultats de Debonnie et de Velex

La figure III.9 regroupe la comparaison entre les figures III.7. et III.8.

La valeur du module est égale à 10, les rendements augmentent avec la diminution du coefficient de frottement, car elles ont un effet direct sur les rendements des engrenages, en tenant compte du fait que la courbe η est le résultat de l'équation de F. Debongnie et la courbe ρ est le résultat du P.VELEX.

III.3.3 Roue cylindrique à denture droite ayant pour module égal à 4 :

Tab III.7 : Géométries des roues dentées du réducteur B.A.C.V.

	pignon	roue
nombre de dents	26	157
largeur de denture [mm]	50	40
angle de pression [°]	20	
angle d'hélice [°]	0	
module [mm]	4	
coefficient de saillie	1	
coefficient de creux	1,4	
coefficient de déport	0,16	-0,16
entraxe [mm]	366	
rugosité des surfaces (Rms) [μm]	0,63	

Calcules les diamètres :

Diamètre primitif :

$$d_1 = m \cdot z_1 = 4 \cdot 157 = 628 \text{ mm}$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 4 \cdot 26 = 104 \text{ mm}$$

Diamètre de tête :

$$d_{a1} = m (z_1 + 2) = 4 \cdot (157 + 2) = 636 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = m (z_2 + 2) = 4 \cdot (26 + 2) = 112 \text{ mm}$$

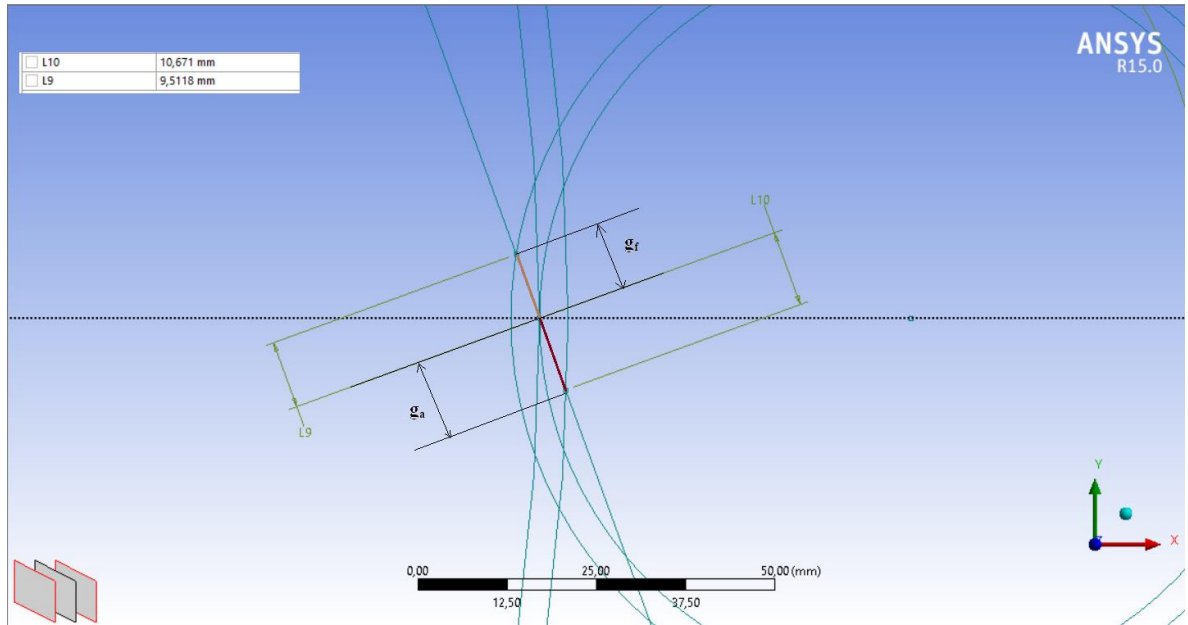


Fig III.10 : Représentation graphique $g_a(L_{10})$ et $g_f(L_9)$

$$P = \pi \cdot m \Rightarrow P_b = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha = 3,14 \cdot 4 \cdot \cos 20 = 11,802 \text{ mm}$$

$$u = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{157}{26} = 6,038$$

$$\varepsilon_1 = \frac{g_f}{P_b} = \frac{9,512}{11,802} = 0,806$$

$$\varepsilon_2 = \frac{g_a}{P_b} = \frac{10,671}{11,802} = 0,904$$

$$\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 = 0,806 + 0,904 = 1,71$$

a) Détermination du rendement par la méthode de F. Debonnie

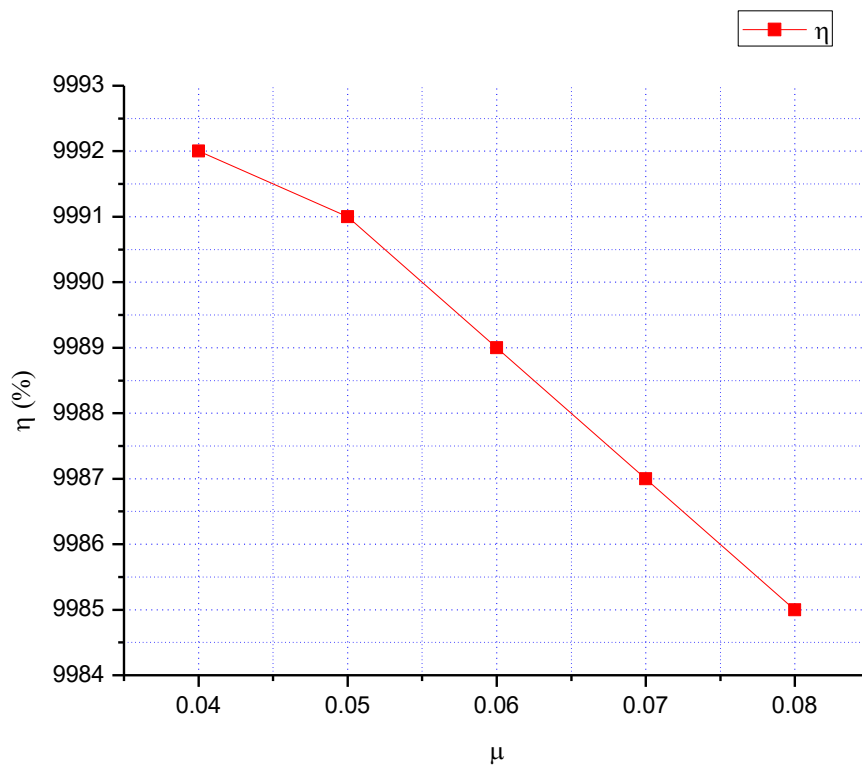
$$\eta_{\text{méc flancs}} = 1 - 0,06 \frac{6,038+1}{6,038} \frac{3,14}{157} (1 + 0,806^2 + 0,904^2 - 1,71) = 0,9989$$

$$\eta = 99,89 \%$$

Tab III.8 : les résultats des rendements en fonction le coefficient de frottement

μ	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
$\eta(\%)$	99,85	99,87	99,89	99,91	99,92

Le tab III.8 montre l'évolution des valeurs de rendement en modifiant le coefficient de frottement selon la méthode F. Debongnie.

**Fig III.11** : Courbe de la performance η (%) en fonction du coefficient de frottement μ .

La courbe de la Fig III.11 montre le comportement de le rendement (%) dans le tab III.8 en fonction du coefficient de frottement μ dans le même tableau.

b) Détermination du rendement par la méthode de P.VELEX

ρ pour $\Delta p = 0,55$

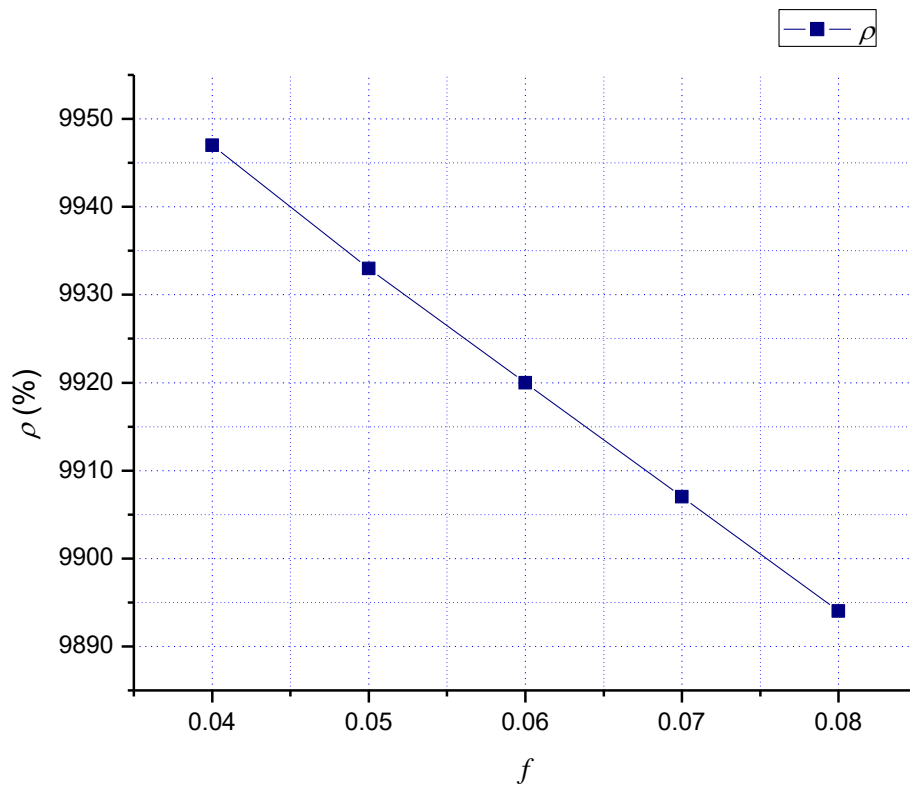
$$\rho = 1 - 0,06(1 + 6,038) \frac{1}{\cos 0} \frac{3,14}{157} 1,71 \times 0,55 = 0,9920$$

$$\rho = 99,20\%$$

Tab III.9 : les résultats des rendements en fonction le coefficient de frottement.

f	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
$\rho(\%)$	98,94	99,07	99,20	99,33	99,47%

Le tab III.9 montre l'évolution des valeurs du rendement en modifiant le coefficient de frottement selon la méthode P. VELEX.

**Fig III.12** : Courbe du rendement ρ (%) en fonction du coefficient de frottement f .

La courbe de la Fig III.12 montre le comportement du rendement (%) dans le tab III.9 en fonction du coefficient de frottement f dans le même tableau.

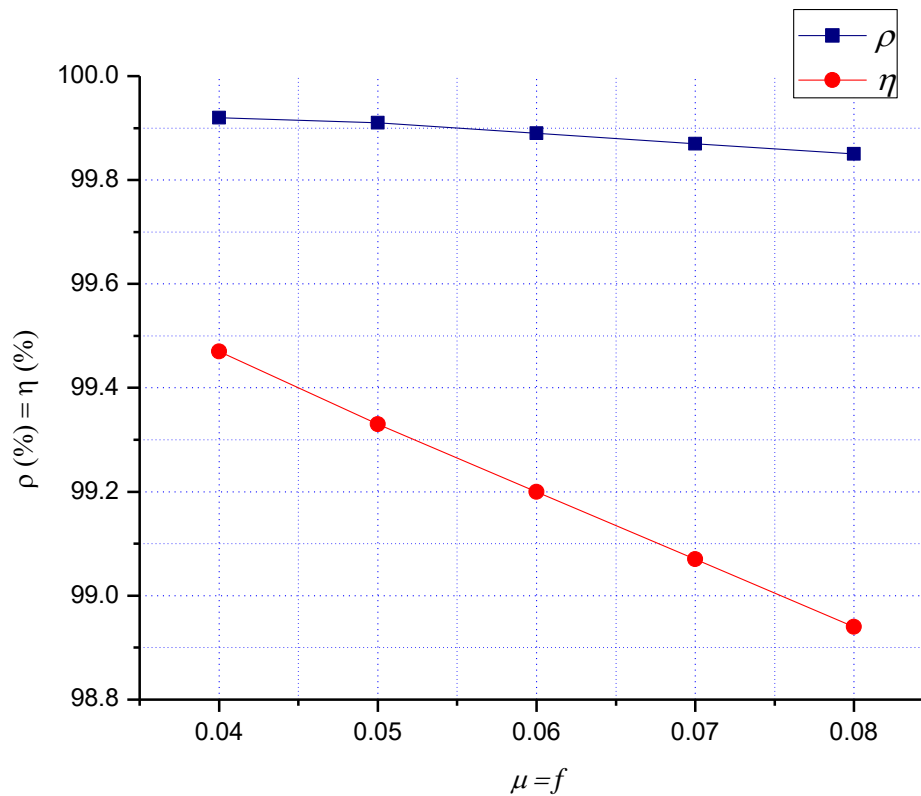


Fig.III.13 Comparaison des résultats de Debongnie et de Velex

La fig.III.13 illustre la comparaison entre la fig.III.11. et fig.III.12. La valeur du module est égale à 4, et les rendements augmentent avec la diminution du coefficient de frottement, car elles ont un effet direct sur les rendements des engrenages, en tenant compte du fait que la courbe η est le résultat de l'équation de F. Debongnie et la courbe ρ est le résultat de l'équation de P. VELEX.

Conclusion

Après l'étude, nous avons conclu que le coefficient de frottement avait un effet direct sur le rendement. Selon l'équation de P.VELEX, il y a plusieurs facteurs pouvant entrainer un déficit du rendement. Notamment le coefficient de frottement ainsi que le facteur de perte en lien avec les matériaux de fabrication ainsi que le traitement thermique et la précision de la correction.

CHAPITRE IV : Influence de la vitesse de rotation sur le rendement par la méthode de Marishin

1 – INTRODUCTION.....	62
2 – OPTIMISATION DE MARISHIN	62
3 – RESULTATS ET DISCUSSION.....	72
4- CONCLUSION.....	83

Introduction

Après avoir comparé les résultats précédents entre les deux formules à savoir celles de J.F Debogine et de P. Velez nous avons observé que les deux méthodes ont omis d'inclure le facteur de vitesse de rotation des roues dentées qui a un effet direct sur le rendement comme l'indiquent les courbes des résultats expérimentaux [50].

Alors, dans ce chapitre nous allons tenter démontrer et présenter l'influence de la vitesse de rotation sur le rendement des engrenages, pour cela, nous avons utilisé la formule de Marishin basée sur les trois variables de viscosité, vitesse de rotation et vitesse de glissement.

IV.I Optimisation de la méthode de Marishin :

Dans cette section, on s'est basé sur le coefficient de frottement de la méthode de Marishin pour optimiser le rendement des engrenages après l'analyse des figures suivantes (Fig IV.1 et Fig IV.2) :

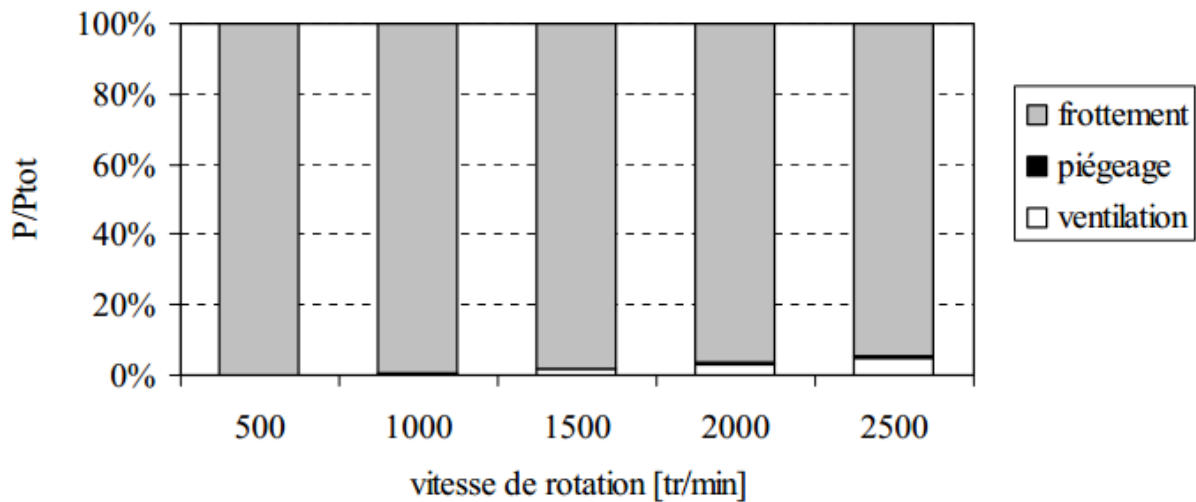


Fig IV.1 : Répartition des pertes de puissance en fonction de la vitesse de rotation [51, 52].

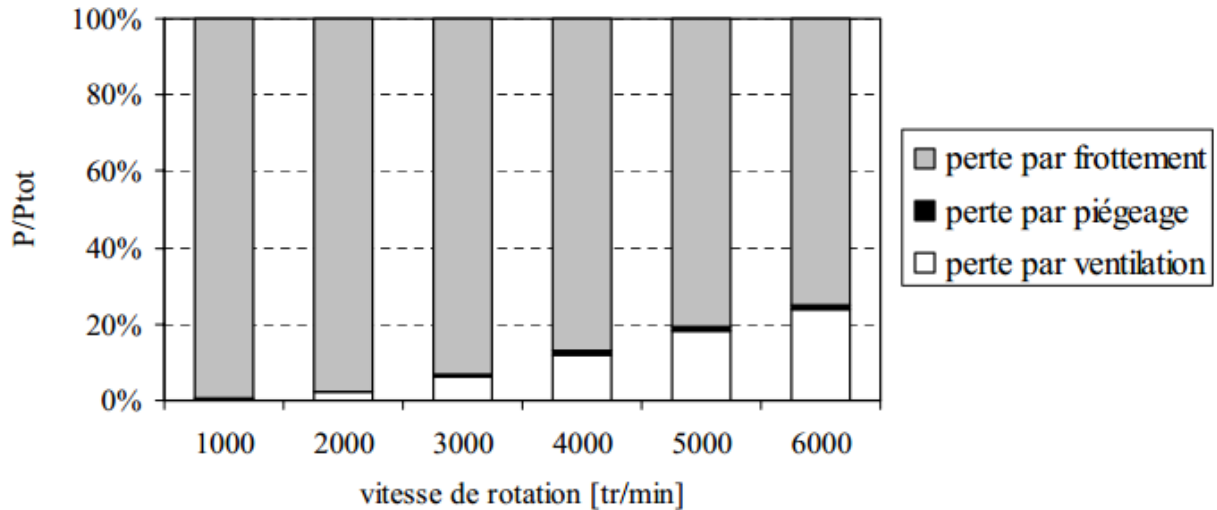


Fig IV.2 : Répartition des pertes de puissance en fonction de la vitesse de rotation[51, 52]

Après l'analyse des courbes de la figure précédente, basé sur la vitesse de rotation, nous avons observé que le facteur le plus influent sur le rendement des engrenages est le coefficient de frottement dans les vitesses lentes.

Après les essais de changement des paramètres géométriques des roues dentées, on a observé que le paramètre le plus influent sur le rendement des engrenages c'est le coefficient de frottement Cf (varié en fonction de la vitesse de rotation des roues dentées).

La loi de coefficient de frottement de Misharin [53, 54] :

$$Cf = \frac{0.325}{(v_0 U V_s)^{0.25}} \quad (IV.1)$$

$$\rho = \frac{P_{sortie}}{P_{entree}} \quad (IV.2)$$

$$\rho = 1 - Cf \quad (IV.3)$$

$$\rho = 1 - \frac{0.325}{(v_0 U V_s)^{0.25}} \quad (IV.4)$$

v_0 : Viscosité cinématique [cst] ;

U : Vitesse de roulement [m/s] ;

$$U = U_1 + U_2 \quad (IV.5)$$

$$U_1 ; U_2 = \frac{N \cdot d_{1,2} \cdot \pi}{60} \quad (IV.6)$$

N : Vitesse de rotation [tr/min] ;

$d_{1,2}$:Diamètre primitif [mm] ;

V_s : Vitesse de glissement [m/s] ;

$$V_{s \max} = (\omega_1 + \omega_2) \cdot \varepsilon_1 P_b \quad (IV.7)$$

$$V_{s \min} = (\omega_1 + \omega_2) \cdot \varepsilon_2 P_b \quad (IV.8)$$

ω : vitesse angulaire [rad.s-1] ; $\omega_2 = \omega_1 \cdot u$

u : Le rapport de réduction est égal à : $\frac{Z_1}{Z_2}$

$$\omega_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \text{ [rad.s-1]} \quad (IV.9)$$

$$V_{s \text{ moyen}} = \frac{V_{s \max} + V_{s \min}}{2} \quad (IV.10)$$

IV.1.1 Roue dentées cylindrique à denture droite :

Tab IV. 1 : Géométries des roues dentées [50]

	pignon	roue
nombre de dents Z	20	20
largeur de denture [mm]	30	30
angle de pression [°]	20	
angle d'hélice [°]	0	
module [mm]	10	
coefficient de saillie	1	
coefficient de déport	0	
coefficient de creux	1,4	
rugosité des surfaces (Rms) [μm]	0,63	

Diamètre primitif :

$$d_1 = d_2 = m \cdot z = 10 \cdot 20 = 200 \text{ mm}$$

Diamètre de tête :

$$d_{a1} = d_{a2} = m (z+2) = 10 \cdot (20+2) = 10 \cdot 22 = 220 \text{ mm}$$

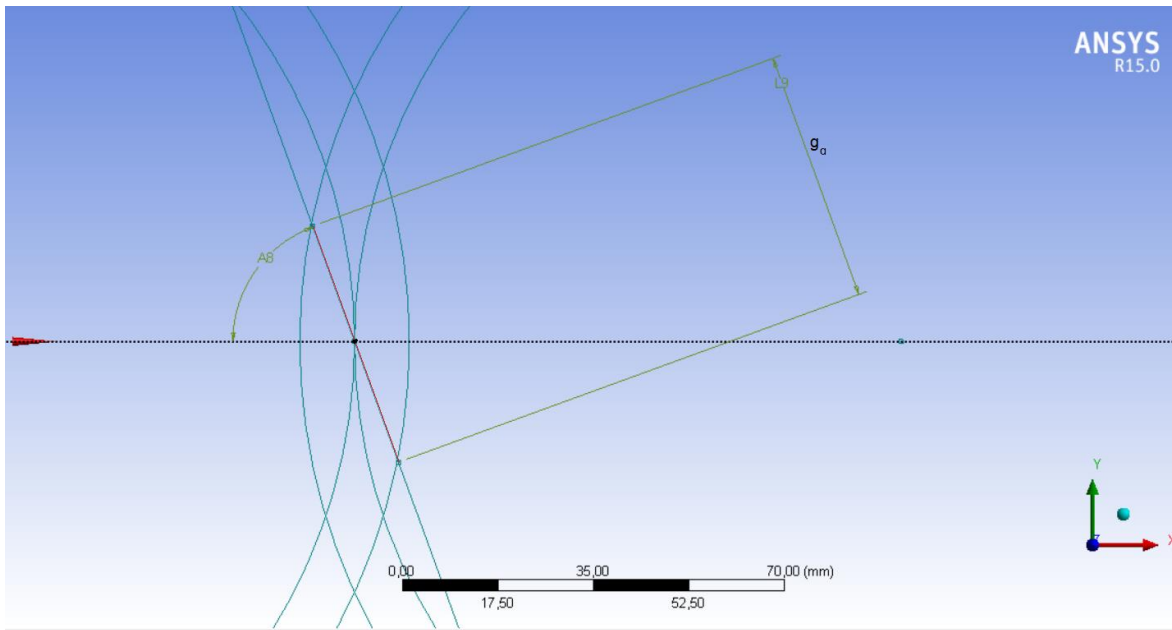


Fig IV.3 : Représentation graphique de la ligne de contact g_α

$$g_\alpha = g_f + g_a$$

Dans ce cas nous avons :

$$g_f = g_a = 22,964 \text{ mm}$$

$$Z_1 = Z_2 = 20$$

$$\text{Alor : } u = \frac{Z_1}{Z_2} = 1$$

$$P_b = P \cdot \cos \alpha$$

$$P = \pi \cdot m \Rightarrow P_b = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha = 3,14 \cdot 10 \cdot \cos 20 = 29,506 \text{ mm}$$

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \frac{g_f}{P_b} = \frac{22,964}{29,506} = 0,778$$

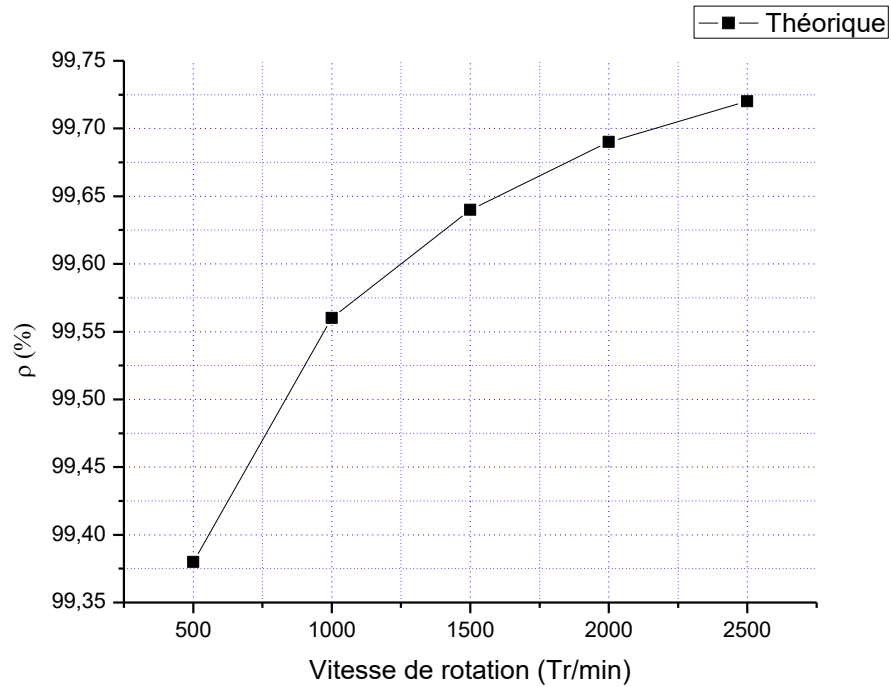
$$\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 = 0,778 + 0,778 = 1,556$$

v_0 : Est égale à 320 cSt [39]

$$\rho = 1 - \frac{0.325}{(v_0 U V_s)^{0.25}}$$

Tab IV. 2 : les résultats des rendements théoriques en fonction de la vitesse de rotation

N (tr/min)	500	1000	1500	2000	2500
ρ (%)	99.38	99.56	99.64	99.69	99.72

**Fig IV.4 :** Le rendement des engrenages par la méthode théorique optimisée en fonction de la vitesse de rotation

IV.1.2 Roue dentée cylindrique à double hélice :

Tab III.3 : Géométries des roues dentées du turbo-réducteur [51]

	pignon	roue
nombre de dents	42	155
largeur de denture pour une hélice [mm]	205	200
angle de pression [°]	22,5	
angle d'hélice (β)[°]	29	
module [mm]	10	
coefficient de saillie	0,83	
coefficient de déport (x)	0,314	0,238
coefficient de creux	1,3	
rugosité des surfaces (Rms) [μm]	0,63	

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$$

m_t : Module apparent

m_n : Module réel

$$m_t = \frac{10}{\cos 29} = 11,43$$

Diamètres primitif :

$$d_1 = z_1 \cdot m_t = 155 \cdot 11,43 = 1772,199 \text{ mm}$$

$$d_2 = z_2 \cdot m_t = 42 \cdot 11,43 = 480,209 \text{ mm}$$

Diamètres de tête

$$d_{a1} = d_1 + 2(x_1 + 1) m_n = 1772,199 + 2(0,238 + 1) 10 = 1796,959 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2(x_2 + 1) m_n = 480,209 + 2(0,314 + 1) 10 = 506,489 \text{ mm}$$

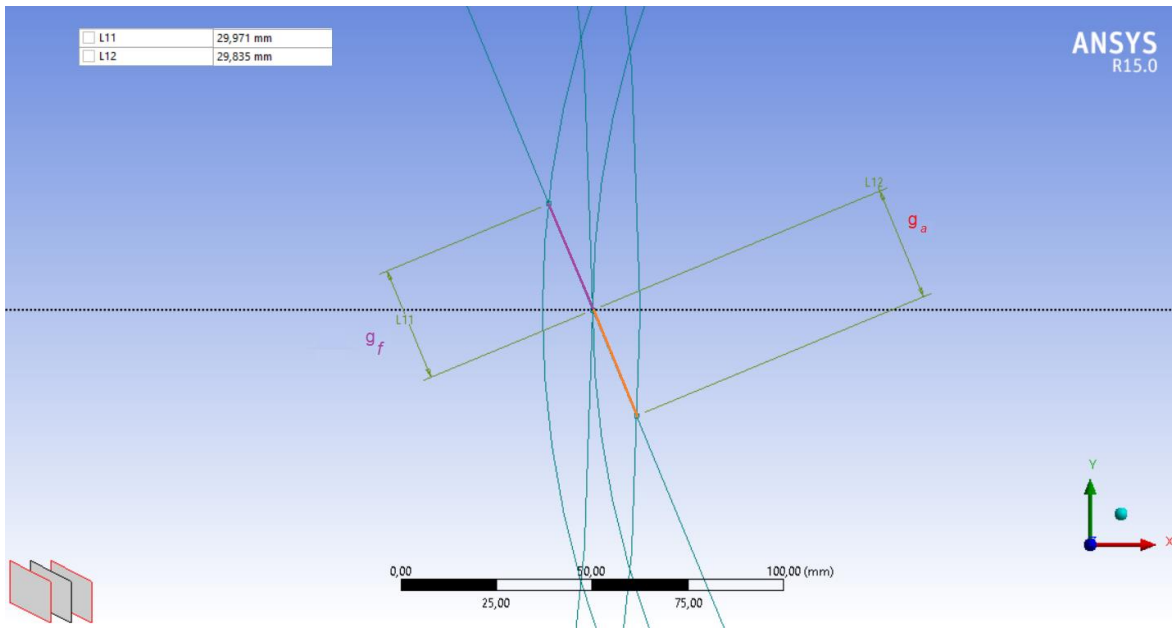


Fig IV.5 : Représentation graphique g_a et g_f

$$g_f = 29,971 \text{ mm}$$

$$g_a = 29,835 \text{ mm}$$

$$Z_1=155 \quad Z_2 = 42$$

$$\text{Alor : } u = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{155}{42} = 3,690$$

$$P_b = P \cdot \cos \alpha$$

$$P = \pi \cdot m \Rightarrow P_b = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha = 3,14 \cdot 10 \cdot \cos 22,5 = 29,01 \text{ mm}$$

$$\varepsilon_1 = \frac{g_f}{P_b} = \frac{29,971}{29,01} = 1,033$$

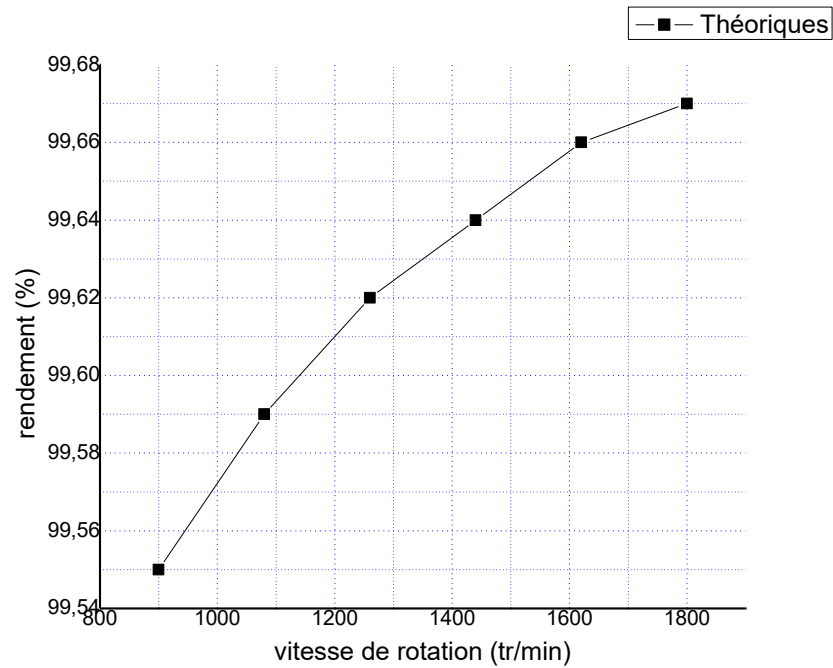
$$\varepsilon_2 = \frac{g_a}{P_b} = \frac{29,835}{29,01} = 1,028$$

$$\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 = 1,033 + 1,028 = 2,061$$

v_0 : Est égale à 60 cSt [43]

Tab IV. 4 : les résultats des rendements théoriques en fonction de la vitesse de rotation

N(tr/min)	900	1080	1260	1440	1620	1800
$\rho(\%)$	99.55	99.59	99.62	99,64	99,66	99.67

**Fig IV.6 :** Le rendement des engrenages par la méthode théorique optimisée en fonction de la vitesse de rotation

IV.1.3 Roue cylindrique à denture droite ayant pour module égal à 4 :

Tab IV.5 : Géométries des roues dentées du réducteur B.A.C.V.

	pignon	roue
nombre de dents	26	157
largeur de denture [mm]	50	40
angle de pression [°]	20	
angle d'hélice [°]	0	
module [mm]	4	
coefficient de saillie	1	
coefficient de creux	1,4	
coefficient de déport	0,16	-0,16
entraxe [mm]	366	
rugosité des surfaces (Rms) [µm]	0,63	

Calcule des diamètres :

Diamètre primitif :

$$d_1 = m \cdot z_1 = 4 \cdot 157 = 628 \text{ mm}$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 4 \cdot 26 = 104 \text{ mm}$$

Diamètre de tête :

$$d_{a1} = m (z_1 + 2) = 4 \cdot (157 + 2) = 636 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = m (z_2 + 2) = 4 \cdot (26 + 2) = 112 \text{ mm}$$

$$P_b = P \cdot \cos \alpha$$

$$P = \pi \cdot m \Rightarrow P_b = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha = 3,14 \cdot 4 \cdot \cos 20 = 11,802 \text{ mm}$$

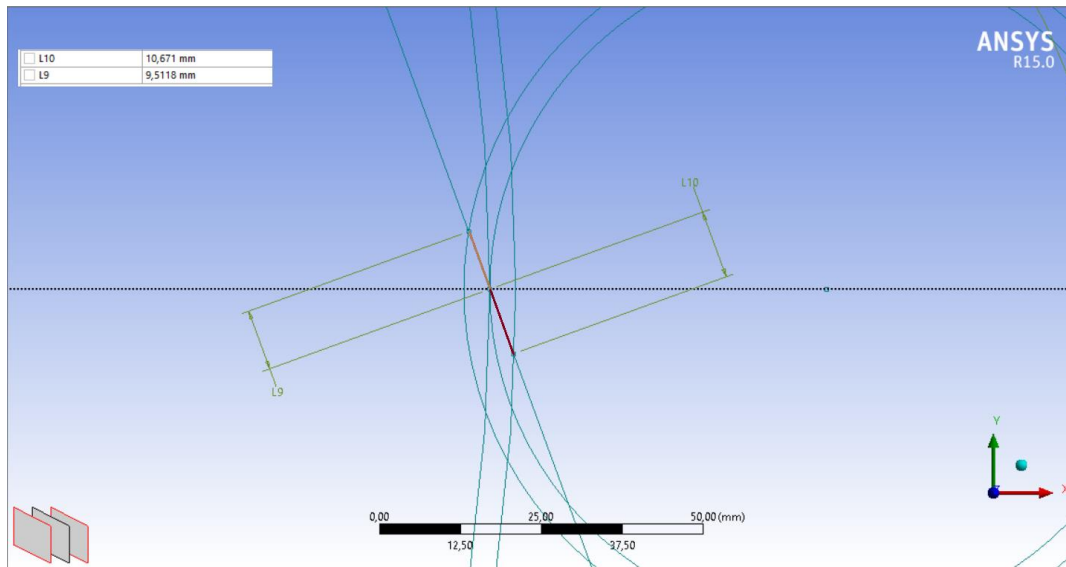


Fig IV.7 : Représentation graphique g_a et g_f

$$P = \pi \cdot m \Rightarrow P_b = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha = 3,14 \cdot 4 \cdot \cos 20 = 11,802 \text{ mm}$$

$$u = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{157}{26} = 6,038$$

$$\varepsilon_1 = \frac{g_f}{P_b} = \frac{9,512}{11,802} = 0,806$$

$$\varepsilon_2 = \frac{g_a}{P_b} = \frac{10,671}{11,802} = 0,904$$

$$\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 = 0,806 + 0,904 = 1,71$$

ν_0 : Est égale à 60 cSt [45]

Tab IV.6 : les résultats des rendements théoriques en fonction de la vitesse de rotation

N(tr/min)	1000	2000	3000	4000	5000	6000
$\rho(\%)$	99.51	99.65	99.72	99.75	99.78	99.80

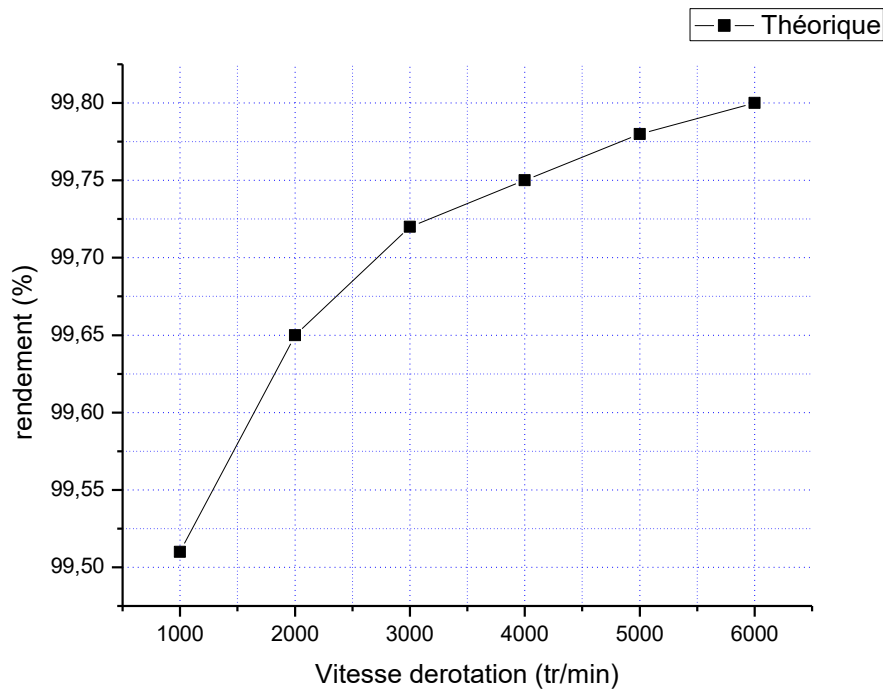


Fig IV.8 : Le rendement des engrenages par la méthode théorique optimisée en fonction de la vitesse de rotation

IV.2 Résultats et discussion :

Dans cette section, nous avons utilisé la formule de Marishin qui correspond au coefficient de frottement afin de l'appliquer dans la méthode de JF Debongnie et la méthode de P.Velex, dans le but de comparer toutes les méthodes théoriques avec les résultats expérimentaux.

IV.2.1 Roue dentées cylindrique à denture droite :

a) Méthode de JF Debongnie :

$$\rho = 1 - \frac{W_{fr}}{W_{Ft1}} = 1 - \mu \frac{u \pm 1}{u} \frac{\pi}{Z_1} (1 + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2 - \varepsilon)$$

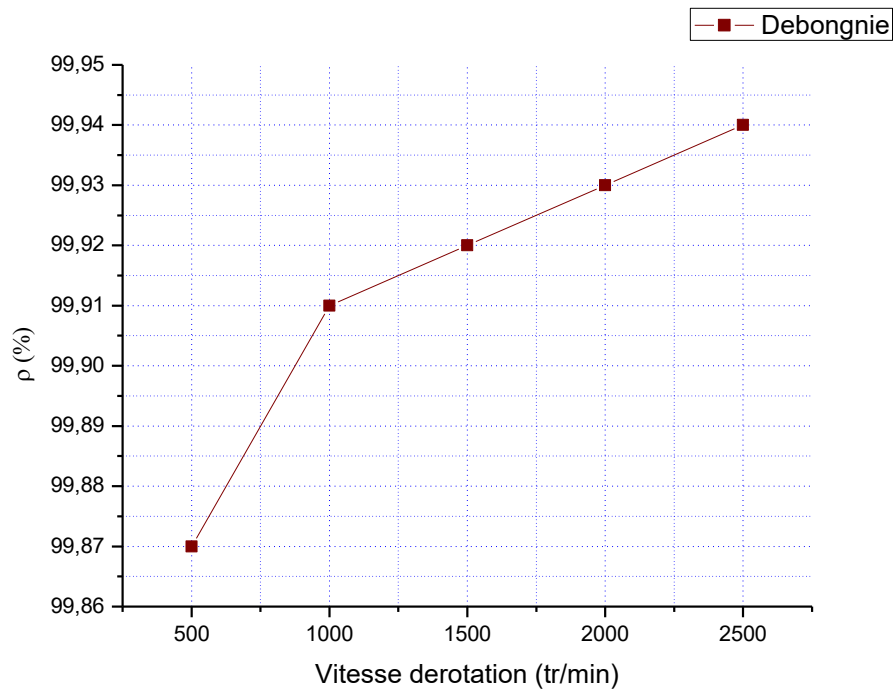
$$\mu = \frac{0.325}{(v_0 U V_s)^{0.25}}$$

$$\rho = 1 - \frac{0.325}{(v_0 U V_s)^{0.25}} \frac{u \pm 1}{u} \frac{\pi}{Z_1} (1 + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2 - \varepsilon)$$

Après les calculs on a conclu le tableau suivant :

Tab IV.7 : les résultats des rendements de méthode de Debongnie en fonction de la vitesse de rotation

N(tr/min)	500	1000	1500	2000	2500
η (%)	99.87	99.91	99.92	99.93	99.94

**Fig IV.9 :** Le rendement des engrenages selon la méthode JF Debongnie en fonction de la vitesse de rotation**b) Méthode de P.Velex**

$$\rho = 1 - f(1 + u) \frac{1}{\cos \beta_b} \frac{\pi}{Z_1} \varepsilon_\alpha \Lambda p$$

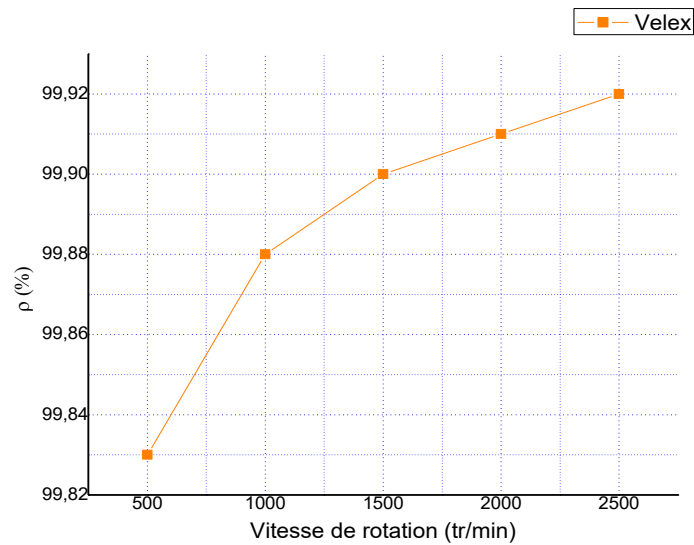
$$f = \frac{0.325}{(v_0 U V_s)^{0.25}}$$

$$\rho = 1 - \frac{0.325}{(v_0 U V_s)^{0.25}} (1 + u) \frac{1}{\cos \beta_b} \frac{\pi}{Z_1} \varepsilon_\alpha \Lambda p$$

Après les calculs on a conclu le tableau suivant :

Tab IV.8 : les résultats des rendements de méthode de P.Velex en fonction de la vitesse de rotation

N(tr/min)	500	1000	1500	2000	2500
$\rho(\%)$	99.83	99.88	99.90	99.91	99.92

**Fig IV.10** : Le rendement des engrenages par méthode Velex en fonction de la vitesse de rotation

IV.2.2 Roue dentée cylindrique à double hélice

a) Méthode de JF Debonnie :

$$\rho = 1 - \frac{W_{fr}}{W_{Ft1}} = 1 - \mu \frac{u \pm 1}{u} \frac{\pi}{Z_1} (1 + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2 - \varepsilon)$$

$$\mu = \frac{0.325}{(v_0 U V_s)^{0.25}}$$

$$\rho = 1 - \frac{0.325}{(v_0 U V_s)^{0.25}} \frac{u \pm 1}{u} \frac{\pi}{Z_1} (1 + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2 - \varepsilon)$$

Après les calculs on a conclu le tableau suivant :

Tab IV.9 : les résultats des rendements selon la méthode de Debonnie en fonction de la vitesse de rotation

N(tr/min)	900	1080	1260	1440	1620	1800
ρ (%)	99,1	99,18	99,24	99,28	99,32	99,34

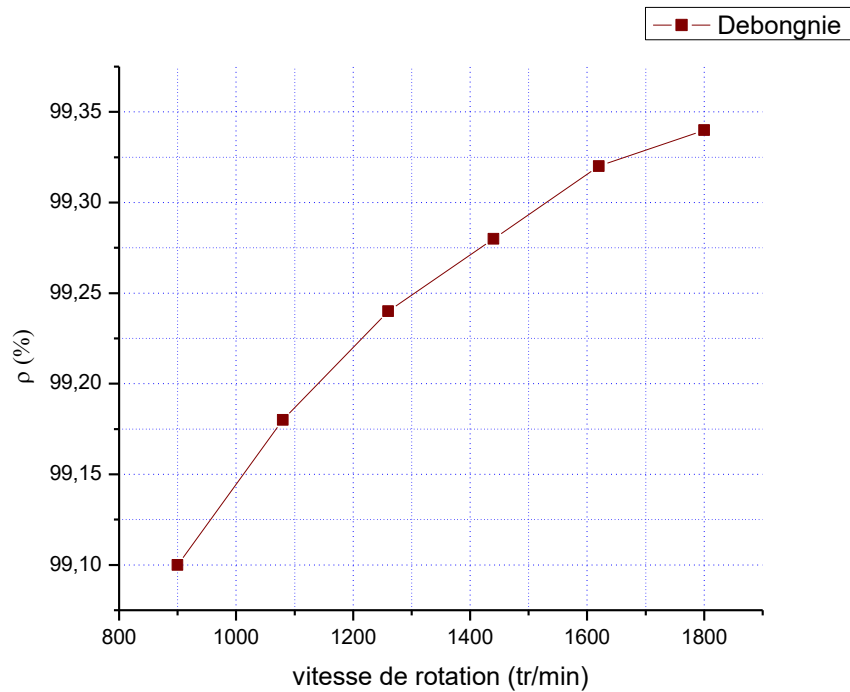


Fig IV.11 : Le rendement des engrenages par méthode JF Debongnie en fonction de la vitesse de rotation

a) Méthode de P.Velex

$$\rho = 1 - f(1 + u) \frac{1}{\cos \beta_b} \frac{\pi}{Z_1} \varepsilon_\alpha \Lambda p$$

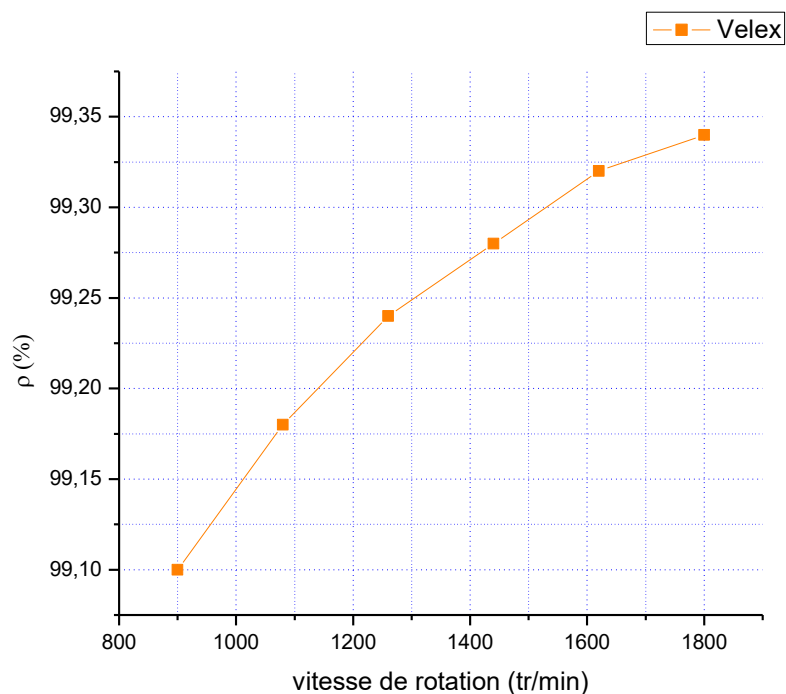
$$f = \frac{0.325}{(v_0 U V_s)^{0.25}}$$

$$\rho = 1 - \frac{0.325}{(v_0 U V_s)^{0.25}} (1 + u) \frac{1}{\cos \beta_b} \frac{\pi}{Z_1} \varepsilon_\alpha \Lambda p$$

Après les calculs on a conclu le tableau suivant :

Tab IV.10 : les résultats des rendements par la méthode de P. Vexex en fonction de la vitesse de rotation

N(tr/min)	900	1080	1260	1440	1620	1800
ρ (%)	95,64	96,03	96,32	96,51	96,7	96,8

**Fig IV.12** : Le rendement des engrenages selon la méthode Vexex en fonction de la vitesse de rotation

IV.2.3 Roue cylindrique à denture droite ayant pour module égal à 4 :

a) Méthode de JF Debongnie :

$$\rho = 1 - \frac{0.325}{(v_0 U V_s)^{0.25}} \frac{u \pm 1}{u} \frac{\pi}{Z_1} (1 + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2 - \varepsilon)$$

Après les calculs on a conclu le tableau suivant :

Tab IV.11 : les résultats des rendements selon la méthode de Debongnie en fonction de la vitesse de rotation

N(tr/min)	1000	2000	3000	4000	5000	6000
ρ (%)	99.99	99.993	99.995	99.995	99.996	99.996

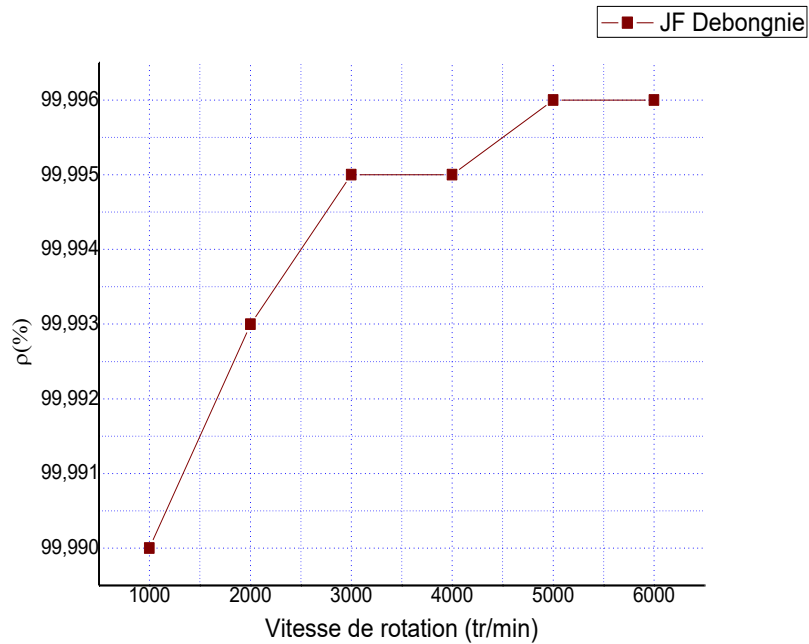


Fig IV.13 : Le rendement des engrenages selon la méthode JF Debongnie en fonction de la vitesse de rotation

b) Méthode de P.Velex

$$\rho = 1 - \frac{0.325}{(v_0 U V_s)^{0.25}} (1 + u) \frac{1}{\cos \beta_b} \frac{\pi}{Z_1} \varepsilon_\alpha \Delta p$$

Après les calculs on a conclu le tableau suivant :

Tab IV.12 : les résultats des rendements selon la méthode de P.Velex en fonction de la vitesse de rotation

N(tr/min)	1000	2000	3000	4000	5000	6000
ρ(%)	99.935	99.954	99.962	99.967	99.971	99.973

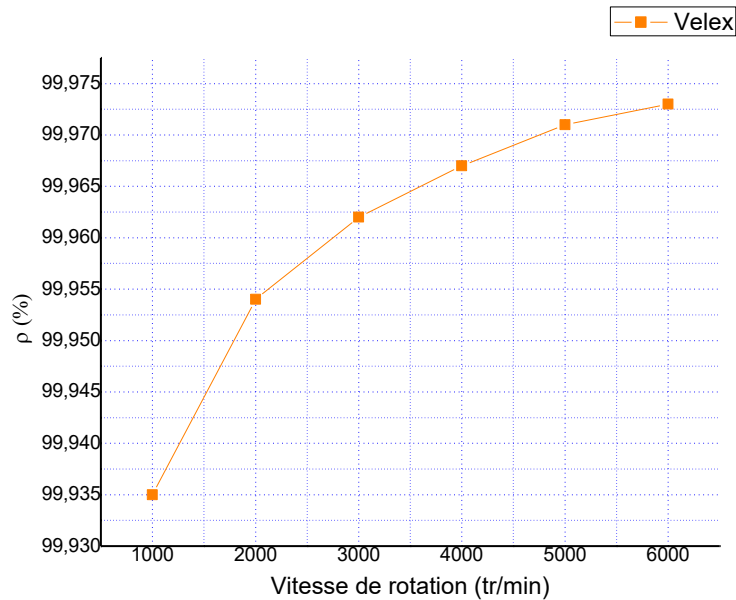


Fig IV.14 : Le rendement des engrenages selon la méthode Velex en fonction de la vitesse de rotation

Pour illustrer l'efficacité de la méthode optimisée basée sur la loi de Marishin par rapport aux deux méthodes théoriques on a comparé tous les résultats obtenus par les méthodes théoriques par rapport aux résultats expérimentaux.

Les tableaux et les courbes suivantes représentent les résultats expérimentaux.

IV.2.4 Roue dentées cylindrique à denture droite :

Tab IV. 13 : les résultats des rendements expérimental en fonction de la vitesse de rotation [52]

N (tr/min)	500	1000	1500	2000	2500
ρ (%)	99.25	99.43	99.49	99.54	99.52

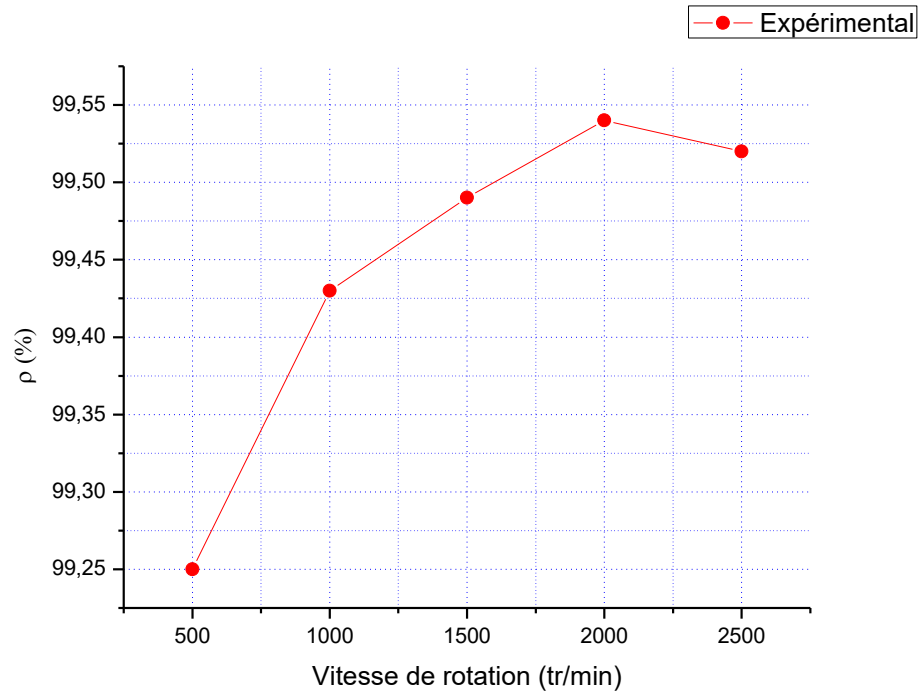


Fig IV.15 : Le rendement expérimental des engrenages en fonction de la vitesse de rotation

IV.2.5 Roue dentée cylindrique à double hélice

Le tableau suivant présente les résultats des rendements expérimentaux en fonction de la vitesse de rotation.

Tab IV.14 : les résultats des rendements expérimental en fonction de la vitesse de rotation [52]

N(tr/min)	900	1080	1260	1440	1620	1800
ρ (%)	99,68	99,61	99,53	99,45	99,30	99,17

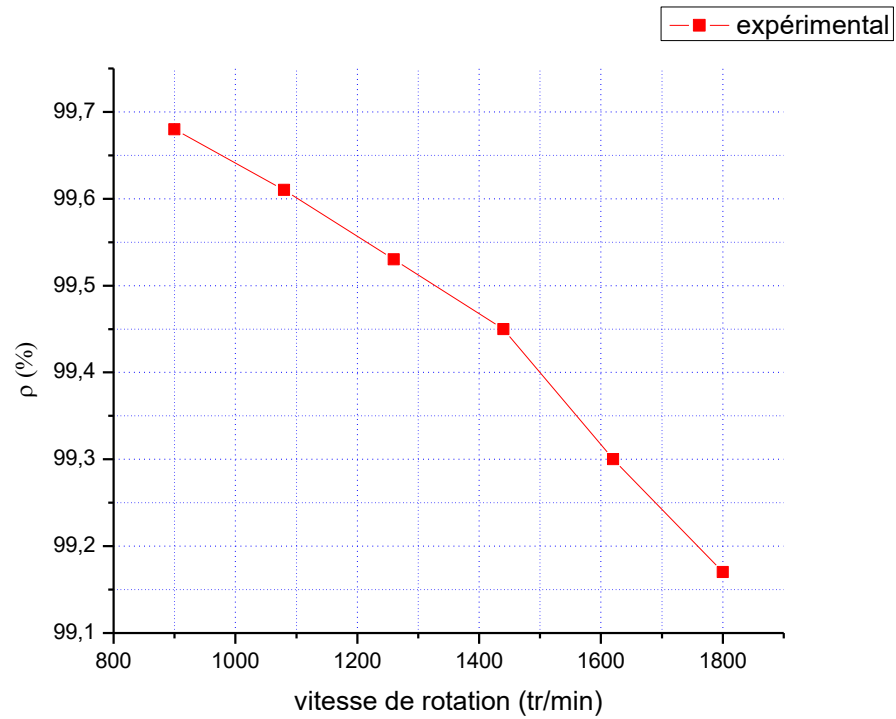


Fig IV.16 : Le rendement expérimental des engrenages en fonction de la vitesse de rotation

IV.2.6 Roue cylindrique à denture droite ayant pour module égal à 4 :

Le tableau suivant présente les résultats des rendements expérimentaux en fonction de la vitesse de rotation.

Tab IV.15 : les résultats des rendements expérimental en fonction de la vitesse de rotation [52]

N(tr/min)	1000	2000	3000	4000	5000	6000
ρ (%)	99,48	99,63	99,68	99,72	99,70	99,67

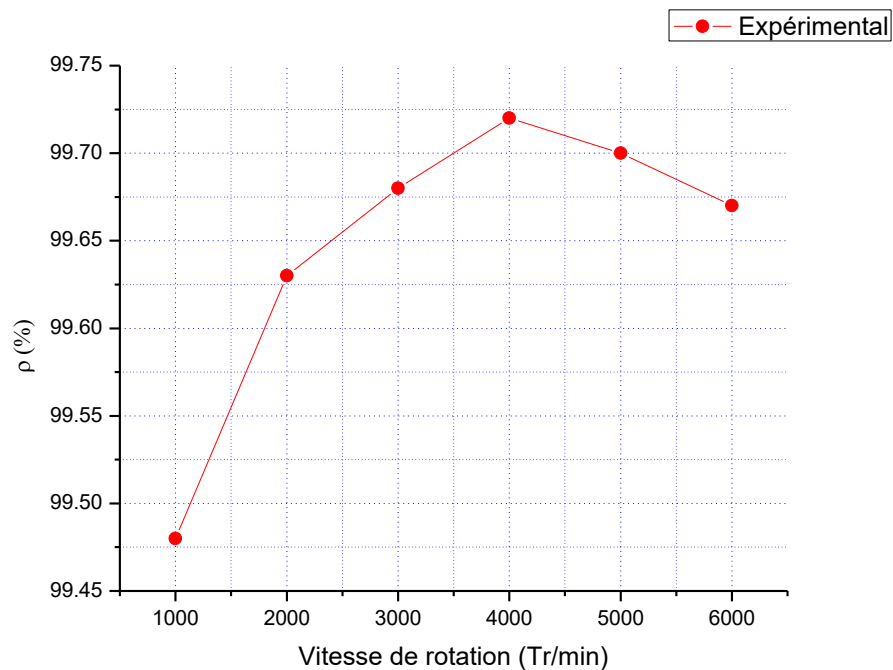


Fig IV.17 : Le rendement expérimental des engrenages en fonction de la vitesse de rotation

IV.3.7 Comparaison des résultats : cas roue dentée cylindrique denture droite

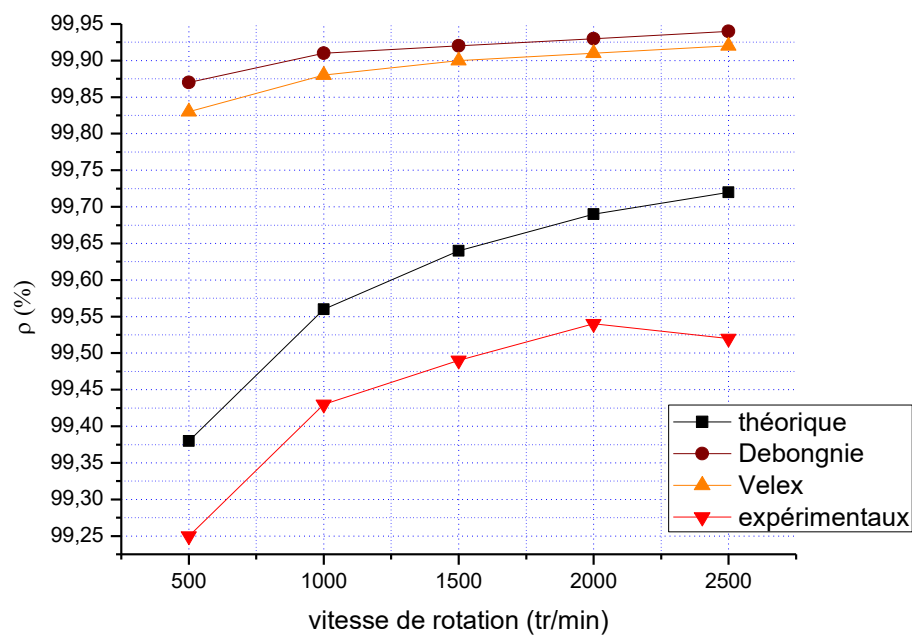


Fig IV.18 : le rendement des engrenages selon les méthodes théoriques avec le résultat expérimental en fonction de la vitesse de rotation

IV.3.8 Comparaison des résultats : cas roue dentée cylindrique à double hélice

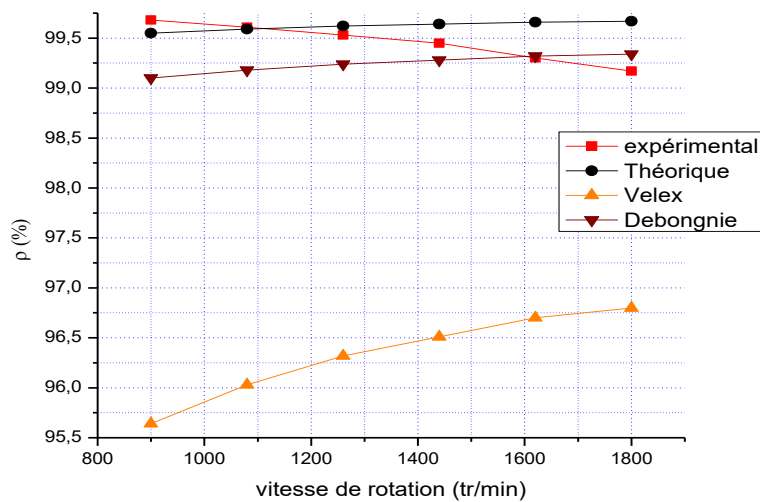


Fig IV.19 : le rendement des engrenages selon les méthodes théoriques avec le résultat expérimental en fonction de la vitesse de rotation

IV.3.9 Comparaison des résultats : cas roue cylindrique à denture droite ayant pour module égal à 4 :

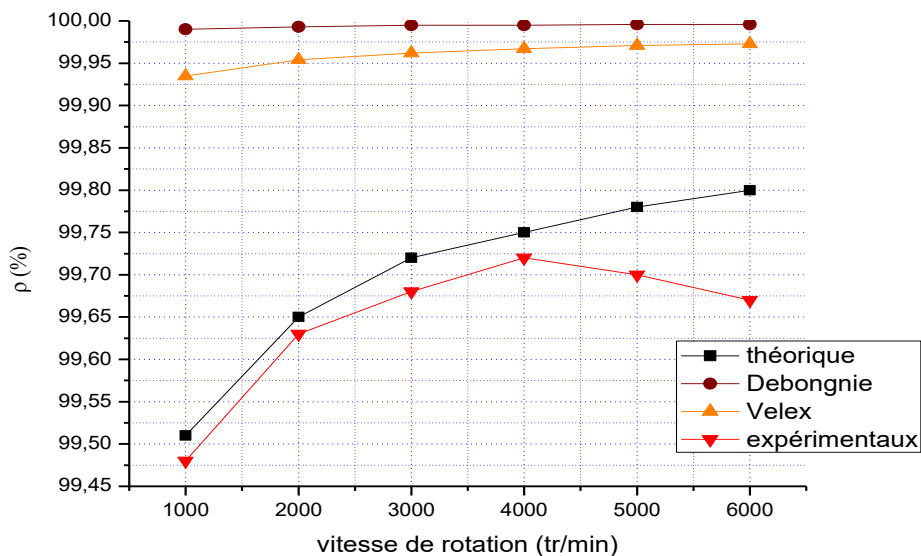


Fig IV.20 : le rendement des engrenages selon les méthodes théoriques avec le résultat expérimental en fonction de la vitesse de rotation

Après comparaison des résultats obtenus par les méthodes théoriques avec les résultats expérimentaux, on a conclu que, les résultats obtenus par la méthode théorique optimisée sont très proche du résultat expérimental par rapport aux autres méthodes (Fig IV.18 ; Fig IV.20).

D'après la Fig IV .19 nous avons remarqué que la direction de la courbe théorique optimisée par la loi de Marishin est opposé par rapport à la courbe des résultats expérimentaux, sur cette base, on peut dire que cette méthode est invalide dans ce cas (roue dentée cylindrique à double hélice).

Par conséquent on peut dire que la nouvelle méthode théorique est très efficace pour calculer le rendement des engrenages cylindriques en fonction de la vitesse de rotation.

Conclusion

Après avoir démontré dans ce chapitre que le coefficient de frottement dispose d'une plus grande influence. Nous avons utilisé une nouvelle méthode basé sur le coefficient de frottement qui celle-ci inclus la méthode de Marishin connu pour être fondé sur la vitesse de rotation, la viscosité et la vitesse de glissement, puis nous l'avons comparer avec les méthode de F. Debongnie et de P. Velez après utilisation de la méthode de Marishin dans les deux cas.

Nous avons obtenu des résultats que nous avons comparés aux résultats expérimentaux, nous avons noté que la nouvelle méthode était la plus proche des résultats expérimentaux dans les cas des engrenages cylindrique.

Conclusion générale

Conclusion générale

Les engrenages fabriqués selon les normes internationales ISO présentent l'avantage d'être facilement interchangeables et permettent des possibilités de fabrication plus économiques (conception type, méthodes de calcul normalisées, taillage et contrôle automatisés, équipements standards). A partir d'une enquête les statistiques ont montré que dans les systèmes mécaniques, la denture concentre la majorité des défaillances (60%). Lorsque les inconvénients fonctionnels sont importants, les calculs incorrects ou le régime normal d'exploitation compromis, les dents d'un engrenage sont susceptibles à des détériorations les plus typiques sont la rupture, les piqûres, l'usure, le grippage et les déformations plastiques des surfaces actives, la plus part de ces contraintes sont causées par le frottement.

L'objectif principal de ce travail est de déterminer les facteurs et les contraintes influentes sur le rendement des engrenages et leur importance. Après avoir étudié deux méthodes de calcul du rendement, nous avons remarqué qu'elles accordent une grande attention aux paramètres géométrique des engrenages.

Les calculs ont été effectués en utilisant les deux méthodes de F. Debongnie et de P. Velez pour plusieurs cas nous avons eu leurs résultats expérimentaux, et nous avons remarqué que ces résultats ne peuvent être comparés aux résultats d'entraînement à cause de l'absence de plusieurs facteurs, dont la vitesse de rotation sur laquelle les résultats expérimentaux étaient fortement basés, alors pour cela, nous avons fait une étude basée sur les facteurs importants (vitesse de rotation, viscosité, vitesse de glissement). Donc, nous avons démontré l'effet de la vitesse de rotation sur l'efficacité des engrenages parallèles sur la base de la loi de Marishin, cette dernière, pour évaluer l'effet des facteurs importants sur l'efficacité de fonctionnement des machines.

Notre étude est basée sur :

- L'application des méthodes théoriques pour déterminer le rendement des engrenages basées sur les paramètres géométriques des roues dentées ;
- Détermination des facteurs, influents sur le rendement des engrenages ;
- La création d'une méthode basée sur les coefficients de frottement de la loi de Marishin pour calculer le rendement des engrenages.
- Comparaison des résultats obtenus par la méthode théorique optimisée et les autres méthodes théoriques avec les résultats expérimentaux.
- Utilisation du logiciel ANSYS WORKBENCH pour simuler les modèles géométriques des roues, afin de déterminer le rapport de conduite.

Dans la première partie de notre travail, on a présenté des généralités sur les engrenages et leurs classifications avec ses avantages et ses inconvénients, d'un côté et d'un autre côté, on a étudié l'engrènement et le traitement de la surface.

Conclusion générale

Nous avons traité dans la deuxième partie une analyse théorique des défaillances causées par les systèmes mécaniques à engrenages : défauts de fabrication (taillage, contrôle, traitements thermiques, rectification) et les défauts de fonctionnement ; leurs conséquences sur le fonctionnement de la transmission et les remèdes préventifs éventuels afin d'éviter la rupture des engrenages.

Dans la troisième partie de cette thèse, nous avons appliqué les méthodes théoriques de P.VELEX et J.F. Debongnie, afin de calculer le rendement théorique pour quelque cas de couple des roues dentées, et pour y parvenir, nous avons utilisé le programme ANSYS WORKBENCH pour compléter certaines données géométriques manquantes.

Dans la dernière partie, on a utilisé la loi de Marishin pour montrer l'influence de la vitesse de rotation sur le rendement des engrenages parallèles, les résultats obtenus par la nouvelle méthode et les méthodes théoriques de P.VELEX et J.F. Debongnie sont comparées avec les résultats expérimentaux, on a conclu que la nouvelle méthode théorique basée sur la loi de Marishin est très efficace pour calculer le rendement des engrenages parallèles en fonction de la vitesse de rotation.

Références bibliographiques

Références bibliographiques :

- [1] : Thierry GUERTIN, «Mesure expérimentale de l'erreur de transmission cinématique d'engrenages spiro-coniques et hypoïdes », Université Laval, 1999, pp 1-2.
- [2]: Gille, B., Les mécaniciens grecs: la naissance de la technologie. 1980, Paris: Seuil. 229
- [3] : Price, Derek de Solla, «Gears from the Greeks: The Antikythera Mechanism, a calendar computer from ca. 80 B.C. », Science History Publications, a div. of Neale Watson Academic Publications, Inc., New York, NY,1974
- [4]: Diderot and D'Alembert, Encyclopédie. Vol. 2. 1765.
- [5]: Price, Derek de Solla, «An Ancient Greek computer», Scientific American, June 1959, pp 60-67
- [6]: Dooner, D.B., On the Three Laws of Gearing. Journal of Mechanical Design, 2002. 124(4): pp. 733-744.
- [7] : J.F Debongnie, 2006, «Conception et calcul des éléments de machines». Version 1, juin 2006, école d'ingénieurs de fribourg, revu en 2006.
- [8]: Liang . X, Z. Hongsheng et L. Libin, «The influence of tooth pitting on the mesh stiffness of a pair of external spur gear», Mechanism and Machine Theory, vol 10, num 08, pp 1-15, 2016.
- [9] : Z. Qunfeng, D, Guangneng, Y, Yanling et W. Tonghai, «Performance deterioration analysis of the used gear oil», Advances in Chemical Engineering and Science, 2016,pp 67-75.
- [10] : A. Shaabidov, B. A. Irgashev, «Computational Procedure of a Gearing Module of Spur Gear Transmissions on Wear Resistance of Gearwheel Teeth»,*ISSN* 1068-3666, Journal of Friction and Wear, 2019, Vol. 40, No. 5, pp. 431–436. Allerton Press, Inc., 2019
- [11] : R. LEBORZEC, « Etude générale de l'engrenage », (polycopie de cours), ENSAM, 1989, Lille, France.
- [12] : Document technique – Transmission de puissance, transformation de mouvement», SSI.Lycée Sud Médoc – 33320 Le Taillan- Médoc.pp1
- [13] : W. KRIKA, «Suivi et diagnostic précoce des avaries des pièces machines basés sur l'analyse des huiles », Thèse doctorat, Université 20 août 1955- Skikda, 2019.
-

Références bibliographiques

- [14]: V.Mirko, «Conception d'un appareil de mesure optique micrométrique de surface métallique machinées», thèse maitre de science. 1999,pp 5,6.
- [15]: G. HENRIOT, « Traité théorique et pratique des engrenages », tome 1, Dunod, 1979, Paris, France.
- [16]: J. PASCAL, « Mesure et prédiction des distorsions des engrenages traités par induction», thèse de MAITRISE, Montréal, 2012, ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE UNIVERSITÉ DU QUÉBEC.
- [17]: ENS Cachan. 2003. « Fiche ressource sur les corrections de denture ». Préparation à l'agrégation de mécanique 2003-2005. En ligne. 5 p. < http://agregb1.dgm.enscachan.fr/Documents/TheorieTP/files/Correction_de_denture.pdf>. Consulté le 30 juillet 2012.
- [18]: V. Roda-Casanova, F. Sanchez-Marin, «A simple procedure for generating locally refined 2D quadrilateral finite element meshes of gears», Mechanism and Machine Theory6 December 2020.
- [19]: Fanchon, Jean-Louis. « Guide des sciences et technologies industrielles», 2001 (1ere édition). Edition 2008. Paris : Nathan/AFNOR, pp 333-365
- [20]: Chaari O, F Fakhfakh, T Haddar,2009. « Analytical modeling of spur gear tooth crack and influence on gear mesh stiffness», European journal of mechanics A/Solids. Vol.28.N°.3,pp 461-468.
- [21]: Bon Michel, Yann Paire et Frédéric Moll. «Transmission mécanique par engrenage. Cours de conception mécanique, Cluny, France : ENSAM 2009, pp 34.
- [22]: Benmohamed H, Y Khadri, Y Karmi. «Modeling and numerical simulation of gear vibratory behavior with and without defects», sci. technol, synthèse 36, 2018, pp 153-169.
- [23]: Henriot Georges, « Tolérances des dentures. Contrôle In Engrenages» Conception – Fabrication – Mise en œuvre. 8e édition, Paris: DUNOD, 2007, pp 656-700.
- [24]: Alban, Lester E. «Systematic analysis of gear failures» Metals Park, Ohio: AmericanSociety for Metals, viii, pp 232.1985
- [25]: Korsunsky, A. M., K. E. James, C. Aylottet B. A. Shaw. « Residual stresses ininduction-hardened gear teeth mapped by neutron diffraction ». Journal of StrainAnalysis for Engineering Design, vol. 37, n" 4, pp 337-344. 2002.
- [26]: Inoue, Katsumi et Masana Kato. « Crack growth résistance due to shot peening in carburized gears ». Joumal of Propulsion and Power, vol. 11, n° 5, pp 973-979. 1995.
-

Références bibliographiques

- [27]: Anderson N. E. and Loewenthal S. H. « Effect of geometry and operating conditions on spur gear system power loss » *ASME, J. Mech. Des.* , 1981, pp. 151-159.
- [28]: MARK W.D., « Gear noise origins », *Gears and Power Transmission Systems for Helicopters and Turboprops*, Proc. AGARD Conf., Lisbon, 1984, pp 13.
- [29]: Welbourn D.B., « Forcing frequencies due to gears », *Proc. Vibrations in rotating systems conference*, I.M.E., Londres, Feb.1972, pp 25-36.
- [30]: Welbourn D.B., « Gear errors and their resultant noise spectra », *Proc. Of th I.M.E.*, 1969-70, Vol. 184, paper 16, part 30, pp 131-139.
- [31]: Thaer OSMAN. «Simulation de l'usure et d'avaries sur des dentures d'engrenages cylindriques - Influence sur le comportement statique et dynamique de transmissions par engrenages», Thèse doctorat, INSA de Lyon, 2012. Français. ffNT : 2012ISAL0006f, 2012
- [32]: HENRIOT G., « *Traité théorique et pratique des engrenages* », tome 2, Dunod, Paris, 1983.
- [33]: GHIGLIONE D., LEROUX C. et TOURNIER C, « Cémentation et Carbonituration », *Technique de l'ingénieur*, Vol BM 5 627-8, 1994).
- [34]: SABOT J. et PERRET LIAUET J., « Excitation dynamique d'un carter de boîte de vitesses par l'erreur de transmission », 3^{ème} Congrè Mondial des engrenages et des transmissions, Fev. 1992, Paris, pp 829-840.
- [35]: WELBOURN D. B., « Fundamental knowledge of gear noise – A survey », *Conf. on noise and vibrations of engines and transmissions*, Cranfield, 1979, paper C 117/79, pp 9-29.
- [36]: Christophe BARD, «Modélisation du comportement dynamique des transmissions par engrenages », Thèse doctorat, INSA Chambéry – ENS, N° d'ordre 95 ISAL 0031, pp 27-28.
- [37]: Laurent VANOVERBERGHE, « Anticipation des déformations lors du traitement thermique de pignons de boîtes de vitesses », thèse d'état de L'Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2008.
- [38]: GHIGLIONE D., LEROUX C., et TOURNIER C. « Cémentation. Carbonituration ». *Technique de l'ingénieur*, 1994.
- [39]: HENRIOT G., « *Traité théorique et pratique des engrenages* », Dunod, Paris 1961, tome 2, pp 1-543.
-

Références bibliographiques

- [40] : Mohamed EL BADAUI., « Contributions au diagnostic vibratoire des réducteurs complexes à engrenages par l'Analyse Cepstrale », Thèse de doctorat 1999. Université Jean Monnet - Saint-Etienne.
- [41] : UMEZAWA K., SUZUKI T., HOUJOH H. & BAGASNA K., « Influence of misalignment on vibration of helical gear ». Proc. 2nd World Congress on Gearing, Paris, Mars 1986, pp. 615-626.
- [42] : MITCHEL L. D., « Gear noise. The purchaser's and the manufacturer's views », Proc. Purdue noise control conference, Lafayette-Indiana, Jul. 1971, pp 95-106
- [43] : WELBOURN D. B., « Gear noise spectra – a rational explanation », A.S.M.E. 77-DTE- 38, pp 1-8.
- [44] : REMOND D., « Contribution à l'étude et à l'analyse expérimentale du bruit d'engrènement. Développement et application de la transformée en ondelettes rapide », Thèse de doctorat, INSA de Lyon, 1991, N° 91ISAL 0067, pp 232.
- [45] : BRENEUR. Claire., « Eléments de maintenance préventive de machines tournantes dans le cas de défauts combinés d'engrenages et de roulements », [En ligne] Thèse : Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2002 [06/01/2004], pp 100-102
- [46] : Aublin M., et al. « Systèmes Mécaniques. Théorie et dimensionnement », Dunod, Paris, 1992, pp 1-657.
- [47] : Höhn B.R and K. Michaelis, « Influence of oil temperature on gear fualures Tribology International », Volume 37, Issue 2, February 2004, pp 103-109.
- [48] : G. HENRIOT, « Traité théorique et pratique des engrenages », tome 1, Dunod, Paris, 1968.
- [49] : B. Bouchra, «Analyse des défauts de denture et leurs influences sur les transmissions mécaniques par engrenages», Thèse de Magister, universite mentouri- constantine 2007
- [50] : Diab Y, «Analyse des pertes de puissance dans les transmissions par engrenages à grande vitesse. Applications aux réducteurs industriels et aux machines textiles». Thèse de doctorat, INSA de Lyon, 2005, pp 25-52
- [51] : Diab, Y., Ville, F., Velex, P., «Prediction of Power Losses Due to Tooth Friction in Gears». Tribol. Trans., 49(2), 2006.
- [52] : Velex, P. Ville, F., «An analytical approach to tooth friction losses in spur and helical gears – Influence of profile modifications». ASME, Journal of Mechanical Design, 131 (10), 10 pages, doi: 10.115/1.3179156, 2009.
-

Références bibliographiques

- [53] : Changenet C. and Pasquier M. « Power losses and heat exchange in reduction gears. Numerical and experimental results » *VDI Berichte*, 2002, Vol.2, No. 1665, pp 603- 613.
- [54] : Tallian T. E. McCool J. I. and Sibley L. B. « Practical elasto-hydrodynamic lubrication in rolling contact » *Proc. Inst. Mech. Eng., London*, 1965/1966, Vol. 180, pp. 169-184.

