

N°.d'ordre: .../.../2012



Série :.../GM/2012

MÉMOIRE

Présenté pour obtenir le diplôme de Magister en Génie Mécanique

ECOLE DOCTORALE

« Mécanique Appliqué en engineering »

Par

Chaabane ROUBA

Intitulé :

**MODELISATION DE L'INFLUENCE DE LA VARIATION DU JEU
FONCTIONNEL SUR LE FONCTIONNEMENT DU COUPLE CONIQUE DE
LA BOITE A VITESSES TW55.4**

JURY:

Président :	Mr. Ahmed BELLAOUAR	Prof. Université Mentouri Constantine
Rapporteur :	Mr. Salim BOUKEBBAB	Prof. Université Mentouri Constantine
Examineur :	Mr. Idriss AMARA	Prof. Université Mentouri Constantine
Examineur :	Mr. Rachid CHAIB	MCA Université Mentouri Constantine

.....2012

REMERCIEMENTS

En premier lieu, Je voudrais bien remercier chaleureusement mon directeur de mémoire de Magister, Monsieur le Professeur Salim BOUKEBBAB; qui a encadré ce travail

Je tiens particulièrement à remercier le Professeur Ahmed BELLAOUAR de l'Université Mentouri Constantine de m'avoir fait l'honneur de présider le jury de ce mémoire.

Mes remerciements vont aussi aux autres membres de jury les professeurs Idriss AMARA et Rachid CHAIB MCA a l'Université Mentouri Constantine pour avoir accepté à évaluer ce travail.

Je n'oublie pas aussi de remercier tous les enseignants de l'ENDMC qui ont contribué à ma première année de formation (2009-2010) et qui a eu lieu à l'Université Badji Mokhtar Annaba sans oublier bien sur le responsable de l'Ecole Mr. T. BOUKHAROUBA, Professeur au département de Génie Mécanique USTHB, Bab Ezouar - Alger.

A MES PARENTS

MON FRERE

MES SOEURS

MA FAMILLE

MES AMIS

ملخص

لِ غُ اث ل شُ و طِ حُ و يَ ل - غُ ا " ه رَا ث اِ عِ عَ ا ل و ا عِ عَ عَ م ب ل شُ ع ا ث ل خ ا طَ تِ بَ ي ع ل م ل ق م ،
دو س ه ا هُ ض ا " ق م ل شُ ل ف ت ب ا ع ط ا ع ع ل ت ب ل ل ح ا و س ل شُ ع ل ي ذة ، ا ل د ا و ل د نِ و ج ي غُ ا ث ي شُ و ط ر و
- غُ ا " حُ و يَ ل عَ ي ذ ا ع ا ع م ي خ م دة و ق ت ت ظُ ع ا ع ا نِ و ض " عَ ت ق م شُ ع ا ف ل ت و ي ق ا و ي ت ا ع ا " ، ا
ل شُ ك م ل شُ ع ل ت ب ظُ ع و ت ط و س ف ر ا ل م ي ع ي ل ل غُ ا ث ي ع م ذة خ ذ ا و ت ت ط م ب ا ط ل ع ذة ل شُ ك ا ل ت شُ ب ي ت ف
ظ ر و ف ع م ل غُ ، ل ه ذ ف ي ف ر ا ل ع م ل ب ض ه ت ت ق ي د غُ ت ت ت ف و و ج ي ل ل غُ ا ث ل شُ و طِ
حُ و يَ ل ا ع ا " ، ط ر و ج ل خ ا ص ر ب ع م ب ل شُ ع ا ث ل خ ا طَ تِ ب ل شُ ل ت ف ل ا ح ت ، TW55.4 ل ه ذ ف ل ع ل و ه
س ا ع ت غُ ن ف ش ا غ ل حُ ح س ي ع م ي طُ ت ل ت ا ل ي ظ ل ا ع ا ل ب ي ا ع ط ت ي د غُ س ر ق " ا ط ر ف ن ب ش ل ي ح
ط و ن ذ و و ر ك ظ و ي ي ن ي ك ا ل ل شُ ا ع ت ف ن ب ش ل ي ح ا غُ ظ

ل ل م ا ت ل ف ت ا ح مة : ب ي غُ ي شُ و ط حُ و ا ع ا " ، ي د غُ ، ط ر و ت ل ع ا ط ر ل ت ه ت ت ا ل ي ظ ا ع ا " ،
ل ت ب ا ع ذ ل حُ ح س ي ' ف ش ا غ ل حُ ح س ي ، ي طُ ت ل ت ا ل ي ظ

RESUME

Les engrenages spiro-coniques sont largement utilisés dans les boîtes de transmission des moyens de transport. Leur rôle est d'assurer une transmission de haute puissance entre les axes concourants. Les performances d'un couple spiro-conique dépendent principalement de la définition précise des dentures pour assurer à la fois un rapport de transmission satisfaisant et la résistance des dentures. Les problèmes de conception et de mise au point d'un couple spiro-conique sont très complexes et nécessitent la fabrication de plusieurs prototypes testés dans les conditions de fonctionnement. L'objectif de ce travail de recherche a été de réaliser un modèle de simulation d'engrenage spiro-conique (COUPLE CONIQUE DE LA BOITE VITESSES TW55.4). L'objectif général du travail a été d'étudier l'influence du changement du jeu axial du couple sur la surface de contact (la portée de contact) des dents de couple en contact par une modélisation numérique (un modèle CAO) de couple donné sur SOLIDWORKS puis sur ANSYS.

MOTS CLES : ENGRENAGES SPIRO-CONIQUE, SIMULATION, MEF, CONTACT ENTRE DENTS, ENTRAXE, JEU FONCTIONNELLE, LA PORTEE DE CONTACT.

ABSTRACT

Spiral bevel gears are widely used in the gearboxes for the transmission of transport. Their role is to ensure a high power transmission between concurrent axels. The performance of a spiral bevel gear mainly depends on the precise definition of the teeth to ensure both an adequate transmission ratio and strength of teeth. The problems of design and development of a spiral bevel gear are very complex and require the production of several prototypes tested under operating conditions. The objective of this research was to create a simulation model of a spiral bevel gear (the TW55.4 gear box). The overall objective of the study was to investigate the influence of changing the axial backlash of the couple on the contact surface (the contact pattern) of the tooth pair in contact by numerical modeling (a CAD model) of the given gear on SOLIDWORKS and ANSYS.

Key words: SPIRAL BEVEL GEARS, SIMULATION, TOOTH CONTACT ANALYSIS, FEM. THE CONTACT PATTERN, BACKLASH,

Sommaire

REMERCIEMENTS	iii
لماخص	v
RESUME	vi
ABSTRACT	vii
Sommaire	viii
TABLE DE FIGURES	xi
Introduction et Problématique	15
a. Introduction	15
b. Problématique	16
Chapitre I: Etude Bibliographique	21
Introduction	21
II. Les engrenages spiro-coniques	21
III. La roue plate génératrice	23
IV. Méthodes d'obtention des engrenages spiro-conique	24
1. Méthode des roulettes	24
2. Méthode des enveloppes	25
3. Forme de la courbe directrice	25
V. Hauteur de la dent	27
1. Denture à hauteur variable	27
2. Denture a Hauteur Constante	27
VI. Systèmes de fabrication	27
VII. Les machines de taillages des engrenages spiro-conique	29
1. Machine de taillage gleason universel	29
VIII. La géométrie	31
IX. La méthode des éléments finis	34
1. Application de la méthode des éléments finis	35
a. La formulation d'élément	35
b. La formulation de système	35
Chapitre II: Création des Models CAO	38
I. Découvrir SolidWorks	38

1.	Fonctionnement.....	38
a.	Les pièces	38
b.	Les assemblages.....	39
c.	Les mises en plan	39
d.	Les extensions des fichiers :.....	40
II.	Découvrir ANSYS.Inc	41
III.	Model CAO pour les engrenages droites	41
1.	La développante de cercle.....	41
2.	Définitions.....	42
3.	Création du Model CAO d'un Couple Droite	43
a.	Les Etapes de Création du model dans SolidWorks	44
a.1	Creation de la Roue	44
a.2	Creation du Pignon.....	48
a.3	L'assemblage.....	49
b.	Convertir le travail vers ANSYS.....	51
IV.	Model CAO pour les engrenages spiro-coniques	53
1.	Les etapes de création du modèle	54
a.	Dessin de la couronne	54
b.	Dessin du Pignon.....	58
Chapitre III: Mise en Equation de la Variation du Jeu Axial		66
I.	La chaine de cotes.....	66
1.	Chaine de cotes linéaire	66
2.	Méthode de construction des chaînes de cotes.....	67
3.	Dessins et cotes	67
a.	Dessin de définition.....	67
b.	Dessin limite.....	68
c.	La cote.....	68
d.	La cotation arbitraire	68
e.	La cotation fonctionnelle et la cote d'indication non fonctionnelle.....	69
f.	La cote absolu et la forme absolu.....	69
4.	Application sur la boite a vitesses TW55.4	72
a.	Dessins de détail des pièces	73
5.	Le Jeu de fonctionnement	77
a.	Le Jeu Axial Ja	77

b.	Application industriel.....	78
c.	Détermination de la cal X.....	78
II.	Caractéristique de fonctionnement : La Portée	79
1.	La Portée de contact de l’engrenage spiro-conique	79
a.	Définition	79
b.	Signification	80
c.	Utilisation dans l’industrie	81
2.	Mesure de la portée de contact par la méthode classique	83
3.	Relation entre les caractéristique de fonctionnement	84
	Chapitre IV: Influence du Jeu Axial sur la Portée de Contact	86
I.	L’influence du jeu axial sur les engrenages cylindriques droites	86
II.	L’influence du jeu axial sur les engrenages spiro-coniques	93
1.	Le model d’etude	94
2.	Etude de l’influence de la variation du jeu axial sur la transmission de vitesse	95
3.	Etude de l’influence de la variation du jeu axial sur la portée de contact.....	97
a.	Maillage de la géométrie	98
b.	Discussion des résultats.....	100
	CONCLUSION.....	113
	Perspective:.....	114
	REFERENCES BIBLIOGRAPHIES.....	115

TABLE DE FIGURES

Figure 1 : La boîte à vitesse TW55.4 (pond avant et pond arrière)	17
Figure 2 : Représentation de la chaîne cinématique de la boîte à vitesse TW55.4	17
Figure 3 : Illustration du couple conique dans la boîte à vitesse	18
Figure 4 : Le taillage de la couronne.....	18
Figure 5 : Etape de rodage du couple conique	19
Figure 6 : Pignon endommagé après fonctionnement.....	20
Figure I- 1 : Les différents types des engrenages conique	21
Figure I- 2 : Un couple conique	22
Figure I- 3 : Exemple d'application : boîte à Vitesse AUDI [2].....	23
Figure I- 4 : La Roue plate génératrice [3].....	23
Figure I- 5 : la Roue plate et les différentes formes de denture conique	24
Figure I- 6 : La Méthode des roulettes	25
Figure I- 7 : La Méthode des enveloppes.....	25
Figure I- 8 : Forme de la courbe directrice par un arc de cercle(Denture Gleason)	26
Figure I- 9 : Forme de la courbe directrice par un arc épicycloïdal(Denture Klingelnberg– Oerlikon)	26
Figure I- 10 : Hauteur de denture variable des roues spiroconiques.....	27
Figure I- 11 : Hauteur de denture constante des roues spiro-coniques	27
Figure I- 12 :Système Cyclo-PalloïdKlingelnberg	28
Figure I- 13 :Machine de taillage <i>Gleason</i> [1].....	30
Figure I- 14 :Simulation de taillage d'une roue conique avec une CNC a trois axes. [2].	30
Figure I- 15 :Exemple d'une machine CNC Oerlikon C50 à 6 axes	31
Figure I- 16 : Outil de taillage de la machine CNC	31
Figure I- 17 :Flancs de la denture représentés par 10x10 points chacun	33
Figure I- 18 : Outil coupant avec cotés droits-c : axe de la fraise de taillage	33
Figure I- 19 : Outil à profils actifs droits et de raccordement circulaires[68].	33
Figure I- 20 :Outil à profils elliptiques[21].	34
Figure I- 21 : maillage en 2D d'une dent d'engrenage cylindrique droit [23].....	36
Figure I- 22 : Modèle d'une dent [12]	36
Figure I- 23 : Conditions aux limites [12]	37
Figure I- 24 : Modèle EF de trois couples [9].....	37
Figure I- 25 : Conditions aux limites de dents [9]	37
Figure II- 1 : Exemple dessin de définition établi avec SolidWorks	40
Figure II- 2 : démonstration de la développante de cercle avec une droite	42
Figure II- 3 : la développante de cercle.....	42
Figure II- 4 : Schéma de définition d'un engrenage cylindrique	43
Figure II- 5 : Plan de face du dessin.....	44

Figure II- 6 : Création des cercles	45
Figure II- 7 : Détermination de la valeur de bossage (extrusion)	45
Figure II- 8 : Etape d'extrusion.....	46
Figure II- 9 : Esquisse de création des flancs en 2D.....	46
Figure II- 10 : Extrusion de l'esquisse de création des flancs	47
Figure II- 11 : Flancs de deux dents successives	47
Figure II- 12 : Etape de la répétition circulaire	48
Figure II- 13 : Roue denté modélisée à SolidWorks.....	48
Figure II- 14 : Pignon dans la phase final de modélisation.....	49
Figure II- 15 : Première étape de construction de l'assemblage importation des pièces	49
Figure II- 16 : Définitions des contraintes de l'assemblage (relations entre les axes)	50
Figure II- 17 : le couple dans son phase final sur SolidWorks	51
Figure II- 18 : Enregistrement du couple au format Parasolid X_T	51
Figure II- 19 : Définition de system d'analyse	52
Figure II- 20 : Importation de la géométrie(. Parasolid X_T).....	52
Figure II- 21 : la géométrie après génération (le couple droite)	53
Figure II- 22 : Façade du software GearTrax.....	55
Figure II- 23 : Introduction des dimensions de la roue en 2D	55
Figure II- 24 : La roue brute en 3D	56
Figure II- 25 : Création des flancs de deux dents successives	56
Figure II- 26 : Répétition circulaire des dents	57
Figure II- 27 : La couronne	57
Figure II- 28 : Support de rotation	58
Figure II- 29 : pignon d'attaque	60
Figure II- 30 : Extrusion de la dimension conique du pignon	60
Figure II- 31 : les flancs	61
Figure II- 32 : l'étape de la répétition circulaire	61
Figure II- 33 : Le pignon d'attaque	62
Figure II- 34 : Le palier.....	62
Figure II- 35 : Construction de l'assemblage phase 1 : importation des pièces	63
Figure II- 36 : le couple spiro-conique dans SOLIDWORKS	64
Figure II- 37 : le couple spiro-conique dans Ansys	64
Figure III- 1 : Dessin d'un ensemble des pièces montées.....	67
Figure III- 2 : Utilisation des cotes absolues	70
Figure III- 3 : chaine de cotes linéaire	70
Figure III- 4 : Boite de vitesses TW55.4.....	72
Figure III- 5 : la chaine cinématique relia au pignon d'attaque.....	73
Figure III- 6 : la roue dentée de la 1 ^{er} vitesse $Z=51$ dents.....	73
Figure III- 7 : Roue dentée de la 2 ^{em} vitesse $Z=40$ dents	74
Figure III- 8 : Roue dentée de la 3 ^{em} vitesse $Z=36$ dents	74
Figure III- 9 : Roue dentée de la 4 ^{em} vitesse $Z=32$ dents	75
Figure III- 10 : Roulement a bille	75
Figure III- 11 : Roulement conique 1	76

Figure III- 12 : Roulement conique 2	76
Figure III- 13 : le carter.....	77
Figure III- 14 : Les deux cônes sont confondus.....	77
Figure III- 15 : Réglage axial par la cale X.....	78
Figure III- 16 : la portée de la dent [8].....	80
Figure III- 17 : Portées de contact optimales pour un engrenage spiro-conique [30].....	81
Figure III- 18 Schéma du procédé itératif de mise en production. [30].....	82
Figure III- 19 Banc engrenages hypoïdes et montage d'essais pour expérimental complet [30].	83
Figure III- 20 : Exemple de portée de contact recueilli sur une denture hypoïde [30]	84
Figure III- 21 : une portée de contact centrée sur le profil de la dent de la roue [30]	85
Figure III- 22 : porté de contact situé dans le haut du profil de la dent de la roue [30].....	85
Figure III- 23 : une portée de contact située dans le bas du profil de la dent de la roue.[30] ...	85
Figure IV- 1 : Simulation du mouvement du couple sous SOLIDWORKS	86
Figure IV- 2 : La vitesse angulaire de la roue pour $a= 120\text{mm}$	87
Figure IV- 3 : La vitesse angulaire de la roue pour $a= 122\text{mm}$	87
Figure IV- 4 : La vitesse angulaire de la roue pour $a= 124\text{mm}$	88
Figure IV- 5 : La vitesse angulaire de la roue pour $a= 119.9\text{mm}$ ($a V=10\text{m/s}$).....	88
Figure IV- 6 : vitesse angulaire de la roue pour $a= 119.9\text{mm}$ ($a V=100\text{t/m}$)	89
Figure IV- 7 : vitesse angulaire de la roue pour $a= 119.8\text{mm}$ ($a V=10\text{t/m}$)	89
Figure IV- 8 : vitesse angulaire de la roue pour $a= 119.8\text{mm}$ ($a V=100\text{t/m}$)	89
Figure IV- 9 : vitesse angulaire de la roue pour $a= 119.7\text{mm}$ ($a V=10\text{t/m}$)	90
Figure IV- 10 : vitesse angulaire de la roue pour $a= 119.7\text{mm}$ ($a V=100\text{t/m}$)	90
Figure IV- 11: vitesse angulaire de la roue pour $a= 119.5\text{mm}$ ($a V=10\text{t/m}$)	90
Figure IV- 12: vitesse angulaire de la roue pour $a= 119.5\text{mm}$ ($a V=100\text{t/m}$)	91
Figure IV- 13 : Changement de vitesse angulaire pour $J=0.5\text{mm}$	91
Figure IV- 14 : Changement de vitesse angulaire pour $J=2\text{mm}$	92
Figure IV- 15 : Changement de vitesse angulaire pour $J=3\text{mm}$	92
Figure IV- 16 : Sens du déplacement axial du pignon.....	93
Figure IV- 17 : Model du couple spiro-conique étudié	94
Figure IV- 18 : La vitesse angulaire transmise par la roue a $J_a=0\text{mm}$	95
Figure IV- 19 : La vitesse angulaire transmise par la roue a $J_a=0.1\text{ mm}$	96
Figure IV- 20 : La vitesse angulaire transmise par la roue a $J_a=0.2\text{ mm}$	96
Figure IV- 21 : La vitesse angulaire transmise par la roue a $J_a= 0.65\text{mm}$	97
Figure IV- 22 : La vitesse angulaire transmise par la roue a $J_a=0.85\text{mm}$	97
Figure IV- 23 : Couple des dents en contact	98
Figure IV- 24 : Rotation des deux flancs, concave de la dent du pignon (a).....	98
Figure IV- 25 : Elément fini utilisé	99
Figure IV- 26 : Maillage de couple sous ANSYS.....	99
Figure IV- 27 : localisation de la portée sur la surface concave de la roue dans la phase nominale ($J_a=0\text{mm}$)	100
Figure IV- 28 : localisation de la portée sur la surface concave du pignon dans la phase nominale ($J_a=0\text{mm}$)	100
Figure IV- 29 : localisation de la portée sur la surface concave de la roue a $J_a=0.05\text{mm}$	101

Figure IV- 30 : localisation de la portée sur la surface concave de la roue a $J_a=0.1\text{mm}$	102
Figure IV- 31 localisation de la portée sur la surface concave de la roue a $J_a=0.15\text{mm}$	102
Figure IV- 32 : localisation de la portée sur la surface concave de la roue a $J_a=0.2\text{mm}$	103
Figure IV- 33 : localisation de la portée sur la surface concave de la roue a $J_a=0.25\text{mm}$	103
Figure IV- 34: localisation de la portée sur la surface concave de la roue a $J_a=0.3\text{mm}$	104
Figure IV- 35 : localisation de la portée sur la surface concave de la roue a $J_a=0.35\text{mm}$	104
Figure IV- 36 : localisation de la portée sur la surface concave de la roue a $J_a=0.4\text{mm}$	105
Figure IV- 37 : localisation de la portée sur la surface concave de la roue a $J_a=0.45\text{mm}$	105
Figure IV- 38 localisation de la portée sur la surface concave de la roue a $J_a=0.50\text{mm}$	106
Figure IV- 39 : localisation de la portée sur la surface concave de la roue a $J_a=0.5\text{mm}$	106
Figure IV- 40 : localisation de la portée sur la surface concave de la roue a $J_a=0.6\text{mm}$	107
Figure IV- 41 : localisation de la portée sur la surface concave de la roue a $J_a=0.65\text{mm}$	107
Figure IV- 42 : localisation de la portée sur la surface convexe du pignon a $J_a=0.65\text{m}$	108
Figure IV- 43 : localisation de la portée sur la surface concave de la roue a $J_a=0.7\text{mm}$	108
Figure IV- 44 : localisation de la portée sur la surface convexe du pignon a $J_a=0.7\text{mm}$	109
Figure IV- 45 localisation de la portée sur la surface concave de la roue a $J_a=0.75\text{mm}$	109
Figure IV- 46 localisation de la portée sur la surface concave de la roue a $J_a=0.8\text{mm}$	110
Figure IV- 47 : localisation de la portée sur la surface concave de la roue a $J_a=0.85\text{mm}$	110
Figure IV- 48 : Evolution de la portée avec la variation du jeu axial J_a	111
Figure IV- 49 : Superposition des résultats de la localisation du portée de contact sur al roue	112

Introduction et Problématique

a. Introduction

Les engrenages sont les composants cruciaux dans les machines modernes agissant en tant que mécanisme de transmission d'énergie. On le sait largement qu'il y a des grandes influences de type d'engrenages et de type de dents de la roue sur le fonctionnement de system.

Les engrenages spiro-conique sont parmi les composantes clés de l'industrie de transport en général, les commandes de vitesses en particulier, qui considèrent la performance, la résistance et la fiabilité comme des sûretés critiques. Par conséquent; concevoir les roues spiro-coniques a toujours une attention particulière des chercheurs dans beaucoup de compagnies et établissements, les conditions de réduire le niveau de bruit et d'augmenter la résistance des roues spiro-conique ont soulevé un défi au concepteur.

L'introduction de la modélisation numérique dans les travaux de conception et développement des engrenages a donné une nouvelle méthode pour étudier la fonctionnalité des engrenages. Dans l'étude de la modélisation numérique du comportement des engrenages, les modèles doivent prendre en compte le comportement élastique des engrenages, le contact entre le pignon et la roue et le partage de la charge entre les différentes dents present en contact simultanément afin de répondre a des exigences industrielles et des géométries complexes des engrenages.

Un pair d'engrenages a besoin d'un certain jeu de fonctionnement de sort que les dents ne soient pas coincer (courant avec les deux flancs en contact). Le présent travail est une contribution à l'étude par simulation numérique de fonctionnement d'un couple spiro-conique par l'utilisation du logiciel SOLIDWORKS 2010 et ANSYS 12.1 ; et déterminer les caractéristiques de fonctionnement. Le premier chapitre est une recherche

bibliographique introductive permettant la définition de l'engrenagespiro-conique, le deuxième chapitre présente la méthode de création du model CAO des engrenages droites et des engrenages spiro-conique. Le troisième chapitre est une démonstration de la chaine de cotes et le calcul du jeu axial de fonctionnement. Le quatrième chapitre et le chapitre d'application.

b. Problématique

Pour que les systèmes mécaniques fonctionnent correctement ils doivent avoir un certain " dégagement " ("espace ", "jeu") entre les composants transmettant le mouvement sous la charge. Ce dégagement est nécessaire pour éviter l'interférence, l'usage, et la génération excessive de la chaleur, assurent la lubrification appropriée, compensez les tolérances de dégagement entre les composants (le jeu) signifie que l'espace occupé par eux dans une chaine cinématique est un peu plus grand que la somme des largeurs de chaque composant, Nous trouvons également un certain dégagement dans les roulements, un petit dégagement entre la course intérieure, le corps de roulement (boule, rouleau) et la course externe du roulement. La clef et la rainure de clavette d'un axe ou d'un moyeu ont habituellement également le dégagement. C'est dans ce cadre qu'entre le présent travail de recherche qui consiste a simulé le fonctionnement réel du couple conique (pignon d'attaque +couronne) par l'utilisation des logiciels SOLIDWORKS 2010 et ANSYS 12.1 et voir l'influence de la variation du jeu fonctionnel entre pignon d'attaque et la couronne sur le fonctionnement de la boite à vitesses TW55.4 du tracteur CIRTA 6807.



Figure 1 : La boîte à vitesse TW55.4 (pond avant et pond arrière)

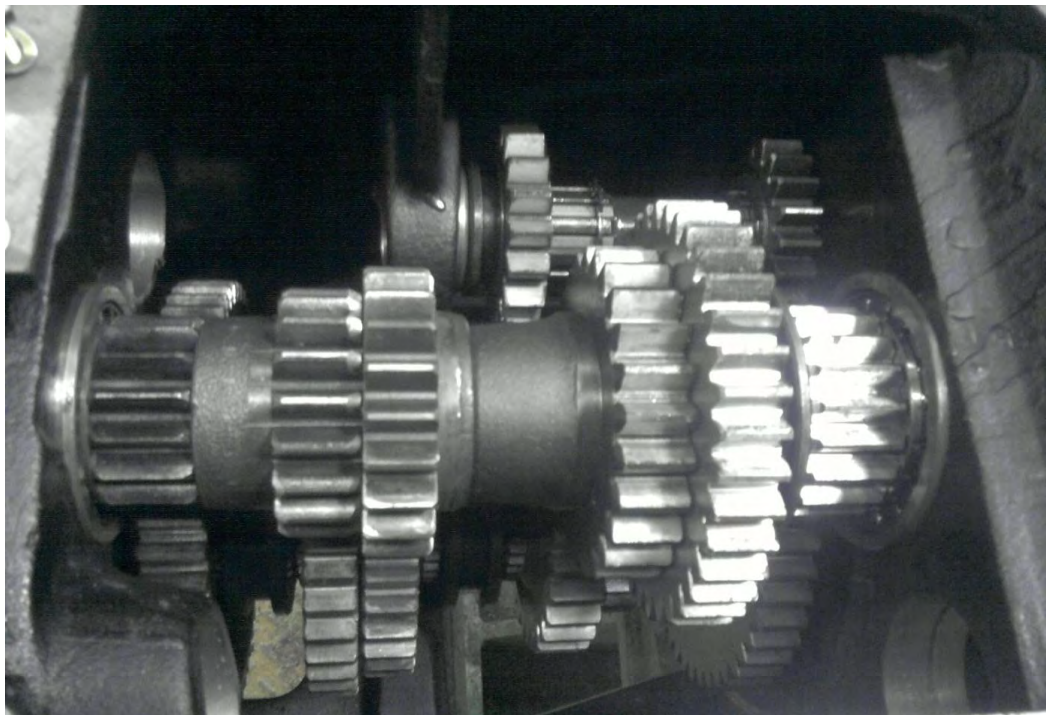


Figure 2 : Représentation de la chaîne cinématique de la boîte à vitesses TW55.4

Et dans le pond avant se trouve le couple conique :



Figure 3 : Illustration du couple conique dans la boîte à vitesses

Les engrenages spiro-coniques sont des engrenages très compliqués à usiner avec des machines de taillages et des outils de coups spéciaux.



Figure 4 : Le taillage de la couronne

Ces couples et avant les misent en marche il faut les rodés dans une machine de rodage, chaque couple est unique et le pignon ou bien la roue d'un couple ne fonctionne pas avec une autre d'un autre couple :

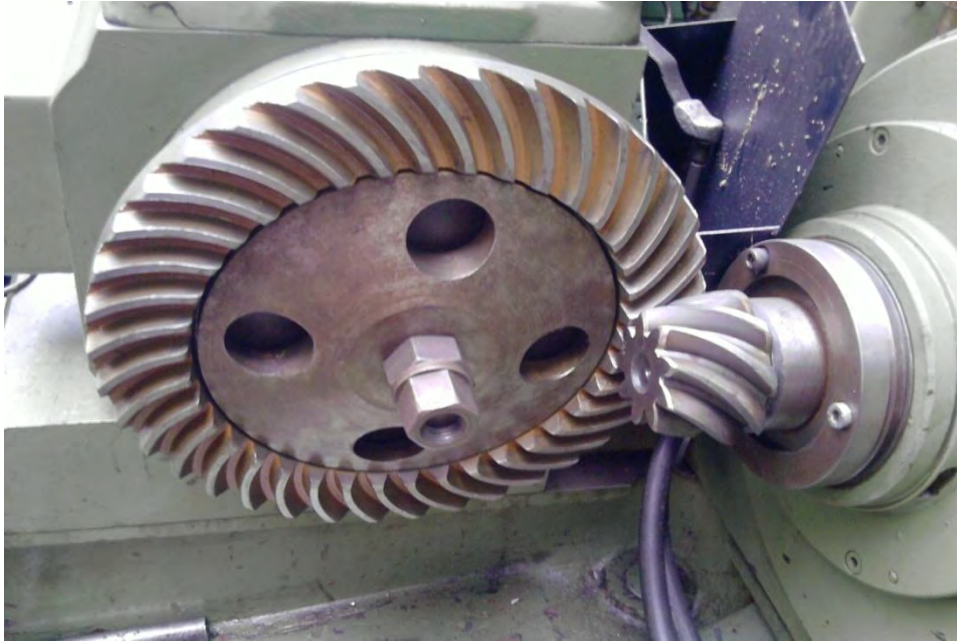


Figure 5 : Etape de rodage du couple conique

Après toutes ces étapes le couple sera prêt pour être monté dans la boîte à vitesses (voir figure 3).

Mais avant le montage de couple dans la boîte à vitesses et sans serrage il faut définir les surfaces fonctionnelles des organes (la chaîne cinématique) et calculer la chaîne de cotes qui aura deux valeurs : MIN et MAX qui définissent l'intervalle de serrage et le jeu de fonctionnement.

Un montage mal fait si on le met en marche il peut causer des problèmes et aussi une défaillance pendant le fonctionnement ; Alors les constructeurs ont développé une méthode pour contrôler le montage durant la fabrication, et il ont trouvé que le meilleur facteur de control est la portée de contact. Et si elle est dans sa position théorique le montage est bien fait si non il faut refaire le montage.



Figure 6 : Pignon endommagé après fonctionnement

Le calcul de la chaîne cinématique permet de déterminer la portée optimale pour un fonctionnement harmonieux du couple conique.

Donc la partie qui nous intéresse dans la boîte à vitesse pour notre étude est la partie qui raccorde le pignon arrière avec le pignon avant. La partie entourée avec un cercle dans la figure 1.

Chapitre I: Etude Bibliographique

Introduction

Les engrenages coniques sont utilisés dans une multitude de domaines, dont les principaux sont l'industrie automobile, la robotique ainsi que l'aéronautique. Les exigences varient beaucoup d'un champ d'application à un autre. Dans l'industrie automobile, le but visé est une production en série à faible coût et un faible niveau de bruit en fonctionnement.

Les engrenages coniques sont des engrenages à axes concourants. Les deux arbres sont tels que leurs axes de rotation se coupent. Selon la géométrie des dents, on distingue les sous-catégories :

- dentures droites, les génératrices passent par le point de concours des axes de rotation,
- dentures spirales, engendrées par des segments rectilignes s'appuyant sur une courbe directrice.
- dentures hélicoïdales conique qui sont en fait un engrenage spiro-conique qui est conçu avec une position excentrée du pignon par rapport à celle de la roue,

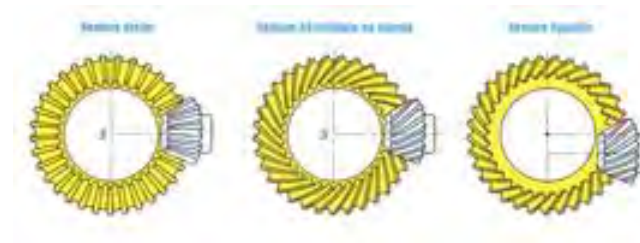


Figure I- 1 : Les différents types des engrenages coniques

II. Les engrenages spiro-coniques

Cette étude se concentre sur les engrenages coniques. Ils sont utilisés dans diverses applications mécaniques. Leur histoire est très étroitement liée au début et au développement de l'automobile. Quatre-vingts pour cent de la

production sont des applications automobiles. Durant le développement, il a fallu répondre à des exigences industrielles de plus en plus strictes :

- grande puissance,
- poids réduit,
- résistance des charges variables,
- fonctionnement sans bruit et vibration.

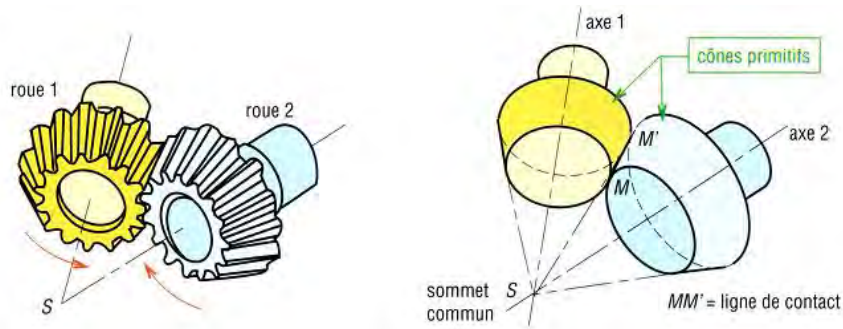


Figure I- 2 : Un couple conique

Le plus petit des engrenages, appelé le pignon, est à la fin de l'arbre d'entraînement et est en prise avec le plus grand engrenage (appelé la roue).

Les engrenages spiro-coniques sont réalisés avec des méthodes de taillage des engrenages parmi les plus complexes. Les formes de denture sont directement liées au développement des machines et des outils de fabrication.

La conception des différents types d'engrenages spiro-coniques dépend de la méthode de génération appliquée. Tous les fabricants ont proposé leurs propres paramètres. La génération des dents se fait à partir soit du concept des cônes primitifs [1], soit du concept de la roue plate génératrice [1]. On peut diviser fondamentalement les engrenages spiro-coniques en deux classes majeures, américaines et européennes. La différence de base est dans:

- la forme de la courbure directrice de la roue plate génératrice,
- la continuité de la courbure directrice de la roue plate génératrice,
- la variation de la hauteur de denture.

La position relative des axes peut être concourante ou gauche. Parmi les systèmes de fabrication les plus connus, on peut citer la denture spirale Gleason et la denture spirale Klingelnberg/Oerlikon.



Figure I- 3 : Exemple d'application :boite à vitesses AUDI[2].

III. La roue plate génératrice

La compréhension de la conception des engrenages coniques passe par la considération du concept de la roue plate génératrice (figure I-4). La roue plate génératrice est une roue conique imaginaire dont le cône primitif est devenu un plan, c'est-à-dire le demi angle au sommet du cône est devenu égal à 90° . Une roue plate tourne autour d'un axe qui est normal à son plan primitif.



Figure I- 4 : la roue plate génératrice[3].

La figure I-4 représente une roue plate génératrice, tournant autour de l'axe passant par son centre et perpendiculaire à son plan [4]. La forme de la roue plate

génératrice dans le plan permet de définir les principaux types de dentures coniques [1, 5, 6,7] :

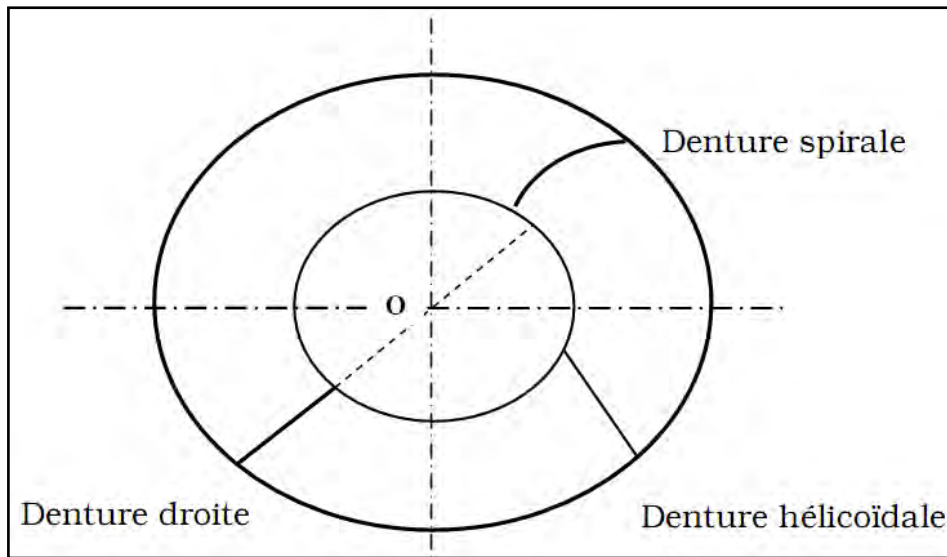


Figure I- 5 : la roue plate et les différentes formes de denture conique

IV. Méthodes d'obtention des engrenages spiro-conique

Deux méthodes d'obtention des surfaces de denture conjuguées pignon et roue existent en pratique [5,7]:

1. Méthode des roulettes

Principe de la méthode (figure I-6): dans cette méthode, les cônes primitifs C_1 et C_2 du pignon et de la roue, de sommet S , sont tangents suivant la génératrice SI . Les dentures conjuguées du pignon et de la roue sont obtenues, par génération, à partir du même ensemble générateur ; cet ensemble est matérialisé par sa surface primitive P roulant sans glisser sur C_1 et C_2 suivant SI , et la surface génératrice N liée invariablement à P . Les deux dentures conjuguées du pignon et de la roue sont engendrées par N , en faisant rouler sans glisser P soit sur le cône C_1 , soit sur le cône C_2 . La surface engendrée par les arrêtes tranchantes matérialise N .

C'est ce principe qui est utilisé ici pour la génération des dentures du pignon et de la roue. Notons que la présence de ce mouvement composé nécessite la prise en considération de l'équation d'engrènement de la roue lors du calcul de la géométrie de la denture de cette dernière, contrairement à la méthode suivante.

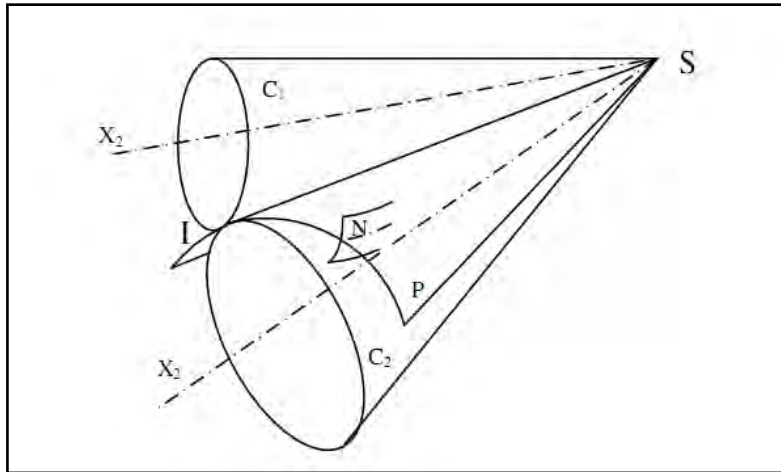


Figure I- 6 : La méthode des roulettes

2. Méthode des enveloppes

Principe de la méthode (figure I-7) : dans ce cas, la denture est engendrée par un ensemble générateur (P-N) matérialisant exactement la roue : ou P est le cône primitif de la roue, et N est la surface de denture de cette roue.

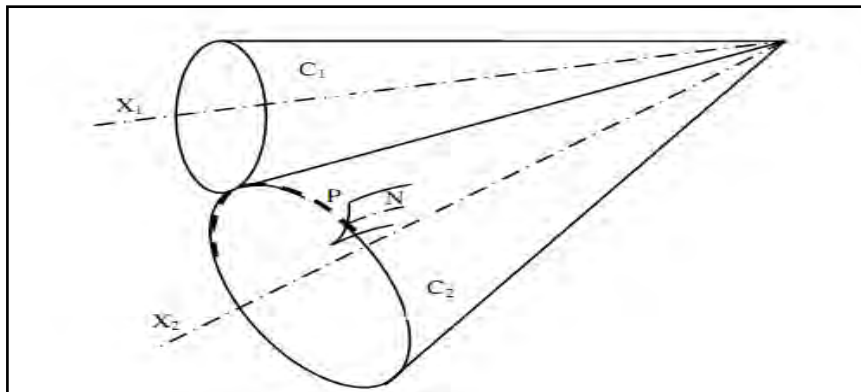


Figure I- 7 : La méthode des enveloppes

3. Forme de la courbe directrice

La direction de dent est déterminée par une courbe directrice. Selon les mouvements de l'outil de taillage on trouve un arc de cercle ou un arc d'épicycloïde. Pour un arc de cercle (Fig. 1.8), dans une position fixe, la génération de dent se réalise par trois rotations simultanées. La fraise (rayon p) tourne sur elle-même, son axe tourne autour de l'axe de la roue plate génératrice (rayon R_m). La pièce tourne aussi sur elle-même. La fraise porte des outils qui imposent une forme de profil de denture. La vitesse de rotation propre de la fraise est indépendante des autres mouvements de génération

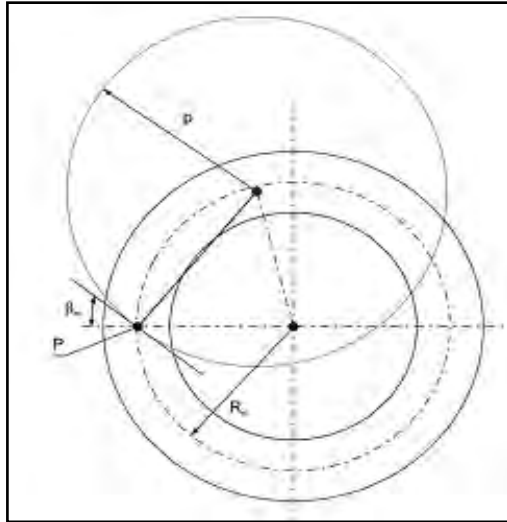


Figure I- 8 : Forme de la courbe directrice par un arc de cercle (Denture Gleason)

Pour une génératrice selon un arc d'épicycloïde, l'axe de la fraise est entraîné par un mouvement provoqué par un cercle roulant de rayon p . La fraise tourne sur elle-même tandis que ce cercle de rayon p roule sans glisser sur un cercle de base de rayon ρ . La pièce tourne autour de son axe. La forme de la courbe directrice est alors une épicycloïde (Fig. 1.9). Les rotations de la fraise et de la roue plate génératrice sont évidemment en relation.

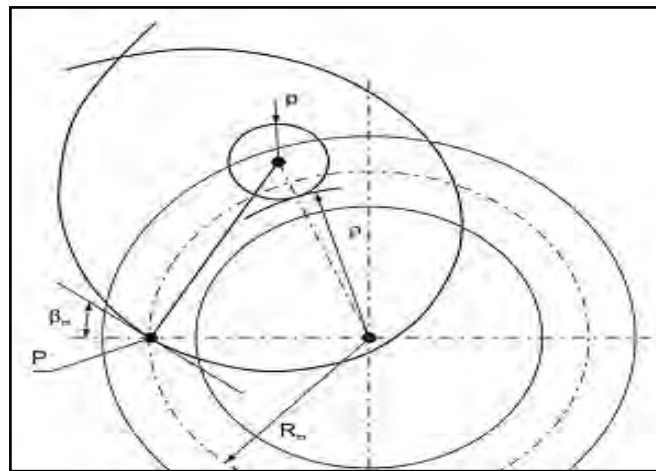


Figure I- 9 : Forme de la courbe directrice par un arc épicycloïdal (Denture Klingelnberg–Oerlikon)

V. Hauteur de la dent

1. Denture à hauteur variable

Les génératrices du cône de pied et du cône de tête ne sont pas parallèles avec la génératrice du cône primitif. La hauteur diminue linéairement du gros bout au petit bout de la dent. (Fig. 1.10),

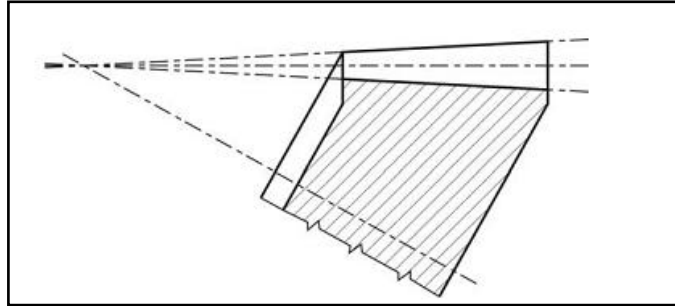


Figure I- 10 : Hauteur de denture variable des roues spiro-coniques

2. Denture a Hauteur Constante

Les génératrices du cône de pied et du cône de tête sont parallèles avec la génératrice du cône primitif. (Fig. 1.11)

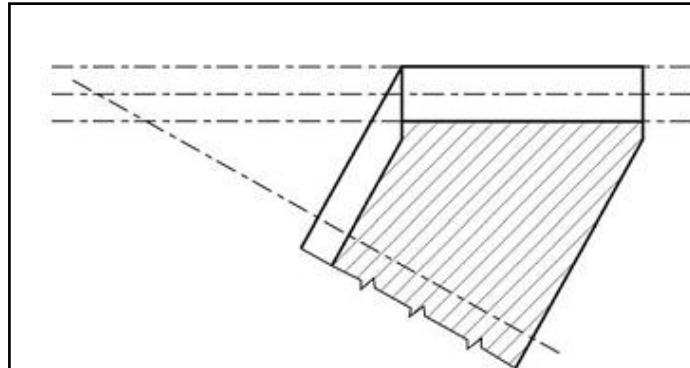


Figure I- 11 : Hauteur de denture constante des roues spiro-coniques

VI. Systèmes de fabrication

Trois systèmes majeurs sont distingués dans la fabrication des engrenages spiro-coniques :

- le système Gleason. La hauteur de denture est généralement variable (Fig. 1.10), la forme de la courbe directrice est un arc de cercle (Fig. 1.8). Cet effet conduit à un développement de denture qui se réalise par étapes pour toutes les dents. Les flancs de denture convexe et concave (actif et rétro) sont taillés par des outils différents.

-système Oerlikon. La hauteur de denture est constante (Fig. 1.11), la forme de la courbe directrice est un arc épicycloïdal (Fig. 1.9). Le développement de la denture est continu. Une fraise porte tous les outils coupants pour le développement de deux flancs du creux de dent,

- le système Klingelnberg. La méthode Klingelnberg (Fig. 1.12) est issue de la méthode Oerlikon. Il y a deux cercles roulants, chacun roule sur son cercle de base en portant une fraise. Ainsi une fraise double est utilisée dans le développement, deux groupes d'outils coupants sont fixés à cette fraise pour le taillage respectivement des flancs convexe et concave du creux de dent. Ce system est nommé le system Cyclo-Palloïd,

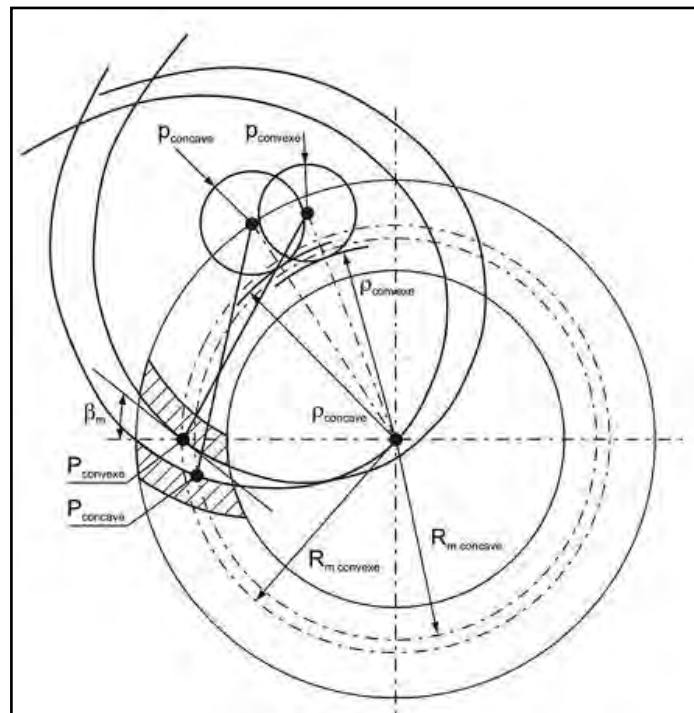


Figure I- 12 :Système Cyclo-PalloïdKlingelnberg

Les machines à tailler les engrenages coniques utilisent essentiellement le procédé de taillage du fabricant Gleason. Ce procédé de taillage génère une denture à hauteur variable. Cette géométrie confère à ce type de denture un meilleur équilibre de rigidité entre les deux extrémités que celle à hauteur constante [8]. Par ailleurs, la non congruence des couteaux de taillage du pignon et de la roue génère des profils non conjugués [37].

VII. Les machines de taillages des engrenages spiro-conique

1. Machine de taillage gleason universel

La figure I-13 montre un schéma général en perspective d'une machine Gleason universelle [10, 11, 12, 13,14] permettant l'utilisation des fraises de taillage de type

Face_mill et *Face hob* et le taillage des engrenages spiro-coniques et hypoïdes.

La machine est constituée principalement de :

- Un berceau (1) animé d'un mouvement de rotation autour de son axe horizontal et permettant le positionnement de l'axe de rotation de l'excentrique par rapport au centre de la machine (12),
- Un excentrique (13) d'axe horizontal parallèle à celui du berceau permettant l'ajustement de la distance radiale entre le centre de la fraise et le centre machine,
- Des glissières (10) permettant le réglage en position horizontale (11) du Chariot (8) portant la poupée (5) animée des mouvements de positionnement vertical et de recule (6 et 7 respectivement) sur laquelle s'implante la tête porte pièce et la pièce à tailler (4), la poupée est posée sur une base coulissante animée du mouvement angulaire (9).

La fraise de taillage (3) s'appuyant sur la face verticale de la tête porte-fraise.

La fraise fait un mouvement de rotation uniforme (mouvement de coupe) autour de son axe. Le tout est supporté par le bâti (2).

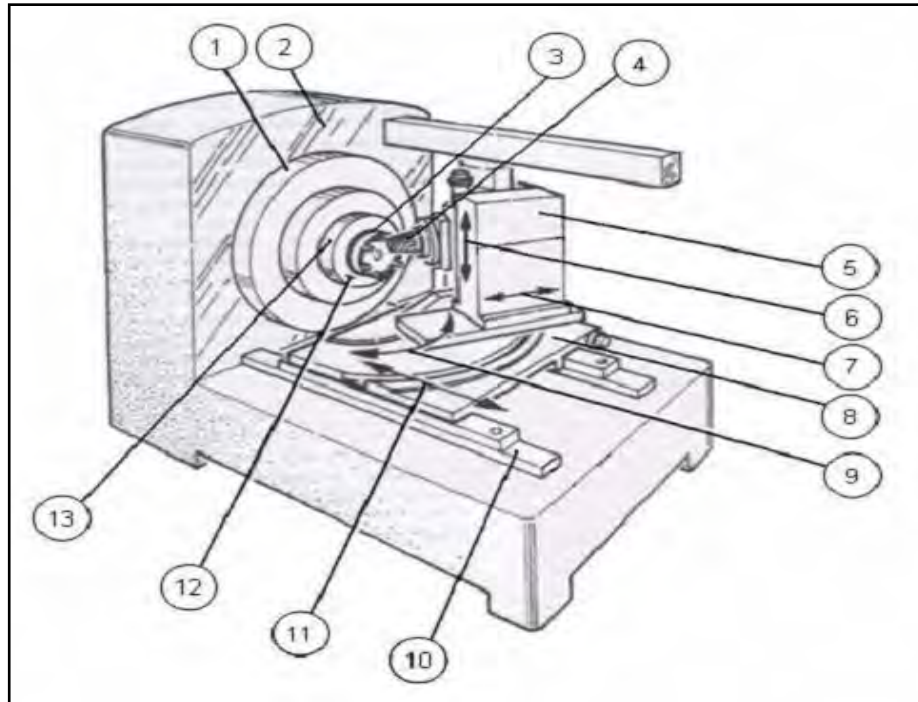


Figure I- 13 : Machine de taillage *Gleason*[1].

Ces dernières années, le développement de la commande numérique par ordinateur (CNC) a permis pour effectuer des mouvements non-linéaires de correction pour le taillage des engrenages spiro-coniques.

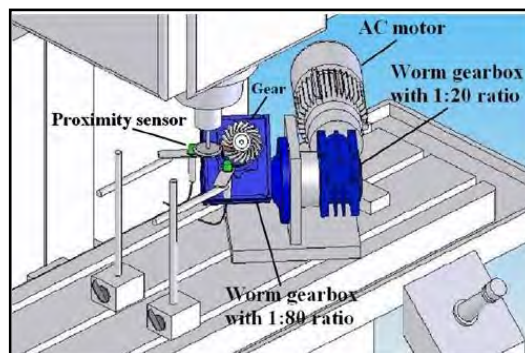


Figure I- 14 : Simulation de taillage d'une roue conique avec une CNC a trois axes.[2].

Les paramètres de la roue indiqués sur le schéma sont directement entrés dans le contrôle de machine. Le contrôle emploie alors les données et génère les axes pour le dégrossissage et finir en temps réel.



Figure I- 15 : Exemple d'une machine CNC Oerlikon C50 à 6 axes



Figure I- 16 : Outil de taillage de la machine CNC

VIII. La géométrie

Peu de chercheurs ont tenté de proposer des modèles mathématiques définissant la géométrie des engrenages spiro-coniques dont le modèle successif par des points générateurs de l'outil de taillage et en prenant en compte de tous les paramètres significatifs et des mouvements accompagnant l'opération. Subba Rao et al [15] ont proposé en une comparaison de la forme de la denture spiro-conique obtenue par simulation mathématique du taillage avec une forme en développante spiraloïde obtenue par déplacement de courbe en développante sphérique suivant la spirale sur le cône de base. Ce déplacement dépend du type de la forme de la spirale désirée (logarithmique, circular-cut ou en développante de cercle). Les auteurs ont

utilisé une spirale circular-cut et une forme de développante spiraloïde ayant comme coordonnées les équations suivantes :

$$x_p = l \cos \alpha_b (1 - \tau^2 \sin^2 \alpha_b / 2) \quad (I-1)$$

$$y_p = l \sin \alpha_b \cos(\sigma + \tau) (1 - \tau^2 \sin^2 \alpha_b / 2) + l \tau \sin \alpha_b \sin(\sigma + \tau) \sqrt{1 - \tau^2 \sin^2 \alpha_b / 4} \quad (I-2)$$

$$z_p = l \sin \alpha_b \sin(\sigma + \tau) (1 - \tau^2 \sin^2 \alpha_b / 2) - l \tau \sin \alpha_b \cos(\sigma + \tau) \sqrt{1 - \tau^2 \sin^2 \alpha_b / 4} \quad (I-3)$$

Les points obtenus par cette forme analytique $(x_p; y_p; z_p)$ et les points obtenus par simulation de taillage $(x_q; y_q; z_q)$ sont exprimés dans le même système de coordonnées et la différence TB-TP est calculée, telle que :

$$TB = \sqrt{(x_t - x_q)^2 + (y_t - y_q)^2 + (z_t - z_q)^2} \quad (I-4)$$

$$TP = \sqrt{(x_t - x_p)^2 + (y_t - y_p)^2 + (z_t - z_p)^2} \quad (I-5)$$

Avec (x_t, y_t, z_t) coordonnée du point T sur le cône de base (figure I-11), données par

$$x_t = l \cos \alpha_b \quad (I-6)$$

$$y_t = l \sin \alpha_b \cos(\sigma + \tau) \quad (I-7)$$

$$z_t = l \sin \alpha_b \sin(\sigma + \tau) \quad (I-8)$$

Les auteurs ont pu déterminer sur un exemple numérique la différence très grande entre les deux modèles (analytique et simulé) pour des éléments devant travailler dans des conditions très exigeantes et comme il est souligné en [16,17,6,18]. Le comportement des engrenages spiro-coniques est très sensible aux variations de la surface. Ce modèle analytique n'a pas été adopté par les chercheurs. Handchuh [12,14], Bibel [19,20] ont étudié les engrenages spiro-coniques par les éléments finis dont la géométrie considérée ne prend pas en compte le profil de raccordement. La simulation de taillage réalisée ne tient en compte que des parties actives (concave et convexe) et le raccordement entre partie active et cône de pied est considérée circulaire (rayon imposée). Hanschuh et Litvin [12,13] ont présenté les deux flancs de la dent par 100 points chacun (figure I-17) :

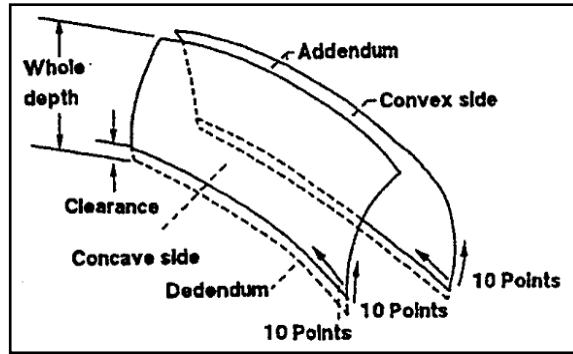


Figure I- 17 : Flancs de la denture représentés par 10x10 points chacun

La partie raccordement qui n'est pas considérée dans des modèles de simulation de taillage est un résultat direct de l'outil de taillage ayant des profils droits (figure I-18)

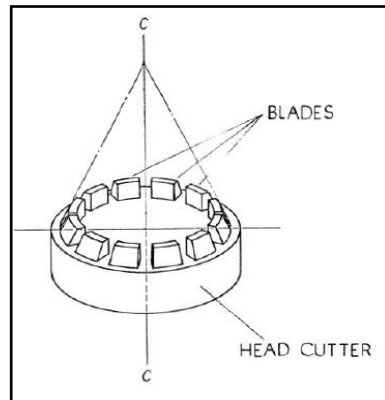


Figure I- 18 : Outil coupant avec cotés droits c-c : axe de la fraise de taillage

D'autres auteurs ont tenu en compte dans leurs modèles la simulation de la partie raccordement en utilisant des outils de taillage à arcs de cercle sur les extrémités des deux côtés.

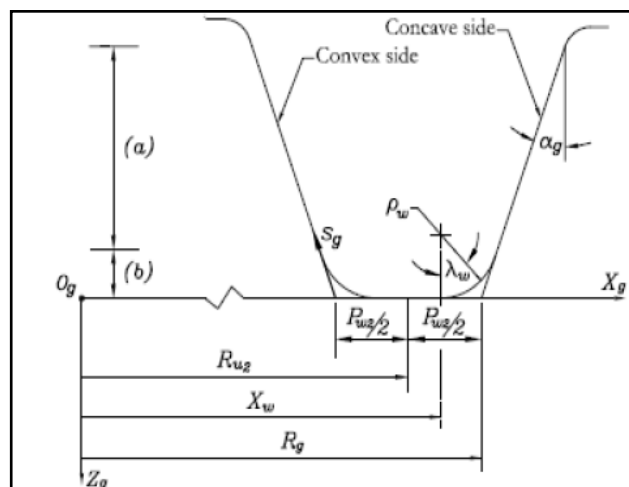


Figure I- 19 : Outil à profils actifs droits et de raccordement circulaires [68].

Litvin et al [21] ont proposé un outil de forme circulaire pour les parties de raccordement et elliptique pour les parties actives (figure I-19), et ce pour le procédé Formate utilisant le principe de taillage sans génération à division discontinue [22]. Récemment cet outil est utilisé dans le taillage avec génération [9].

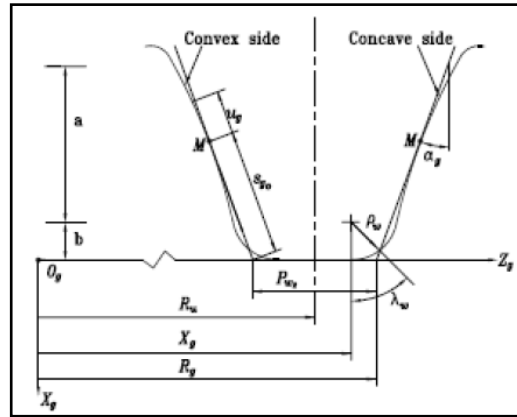


Figure I- 20 :Outil à profils elliptiques[21].

IX. La méthode des éléments finis

Concevoir des roues pour les systèmes de transmission d'énergie forts et silencieux exige les méthodes d'analyse qui peuvent fournir des informations sur le contact et les contraintes résultant, avec des erreurs de transmission. La méthode des éléments finis est capable de fournir ces informations, mais le temps nécessaire pour créer un tel modèle est grand. Afin de réduire le temps de modélisation, une méthode de préprocesseur qui crée la géométrie requise pour une analyse par éléments finis peut être employée, comme cela fourni par SOLIDWORKS. SOLIDWORKS peut produire des modèles des vitesses tridimensionnelles facilement. Dans SOLIDWORKS, la géométrie est sauvgardé comme un dossier et alors il peut être transféré à partir de SOLIDWORKS à ANSYS. Dans ANSYS, on peut cliquer : dossier > l'importation >Parasolid X_T > et ouvrir le fichier modéliser a SOLIDWORKS avec ANSYS.

Le modèle et les méthodes de solution, cependant, doivent être choisis soigneusement pour s'assurer que les résultats sont précis et que le temps de calcul est raisonnable. La méthode des éléments finis est très souvent employée pour analyser l'état d'effort d'un corps élastique avec la géométrie compliquée, telle qu'une roue spiro-conique.

Dans cette thèse, les modèles élément fini et la méthode de solution requise pour le calcul ont été déterminés et calculés en utilisant ANSYS 12.1.

La littérature disponible sur les problèmes d'effort de contact est étendue. Mais ce qui est disponible sur le problème de contact dentaire des engrenages est peu.

1. Application de la méthode des éléments finis

Dans cette analyse par la méthode des éléments finis la géométrie est divisée en un nombre fini d'éléments, ayant des dimensions finies et des degrés de liberté finis. On suppose que les éléments sont reliés seulement aux points nodaux. L'exactitude de la solution augmente avec le nombre d'éléments pris. Cependant, un grand nombre d'éléments aura comme conséquence un coût accru d'ordinateur. Par conséquent le nombre optimum de divisions devrait être pris.

Dans la MEF le problème est formulé en deux étapes:

a. La formulation d'élément

Qui concerne la dérivation de la matrice de rigidité des éléments, elle définit un rapport entre les forces nodales de point et les déplacements nodaux de point.

b. La formulation de système

C'est la formulation de la rigidité et des charges de la structure entière.

Historique de l'utilisation de la MEF dans les calculs des engrenages :

Les premières investigations réalisées sur les engrenages en impliquant la méthode des éléments finis ont été faites par Roland Mathis [23] et Chabert et al [24] (figure I-20). Ces études ont porté sur les engrenages cylindriques à dentures droites vue : la possibilité de les étudier en deux dimensions, contact suivant une ligne parallèle à la génératrice et formes des profils en développante de cercle et trochoïde de raccordement bien établies, malgré que cette dernière n'était pas remarquablement introduite dans la géométrie. Le maillage se faisait manuellement en utilisant des éléments triangulaires ou quadrilatéraux :

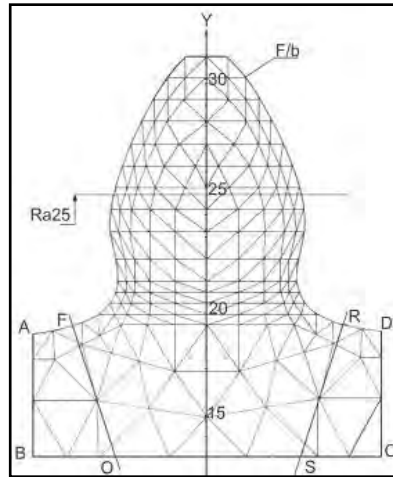


Figure I- 21 : maillage en 2D d'une dent d'engrenage cylindrique droit [23]

Les premiers travaux réalisés sur les engrenages spiro-coniques en appliquant la MEF étaient réalisés par Madrosky [6] en 1987, ensuite par Handschuh [12,13] où il a établi un modèle 3D d'une dent (voir figure I-20). Ils ont utilisé des éléments finis hexaédriques à 20 nœuds.

La majorité des études ne prend qu'une seule dent dans l'analyse des engrenages spiro-coniques, et ce à cause de :

La symétrie axiale du corps d'engrenages par rapport à un motif denture. Ce qui permet la généralisation des résultats obtenus sur une seule dent à tout l'engrenage,

La difficulté de prise en considération de deux ou trois dents en contact simultanément. Néanmoins, des études récentes tiennent en compte de ce point.

Les conditions aux limites considérées pour le modèle d'une dent sont généralement celles représentées sur la figure I-23, et la charge appliquée est ponctuelle compte tenu de la nature du contact entre les dentures spiro-coniques, sauf dans le cas où l'ellipse de contact est à considérer.

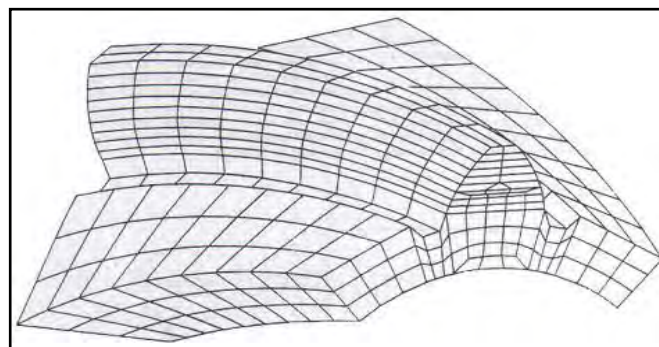


Figure I- 22 : Modèle d'une dent [12]

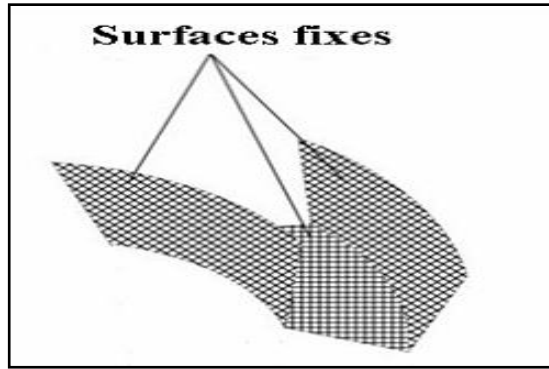


Figure I- 23 : Conditions aux limites [12]

Litvin et all [9, 21, 24, 25,26] ont réalisés des modèles éléments finis dans le code de calcul ABACQUS en modélisant le contact entre le pignon et la roue, en considérant trois couples de dents (trois dents du pignon et trois dents de la roue (figure I-24), et où les auteurs ont démontré que la portée de contact résultant est en accordance avec les résultats de la méthode TCA (TOUTH CONTACT ANALYSIS). Les conditions aux limites dans ce cas sont illustrées sur la figure I-25.

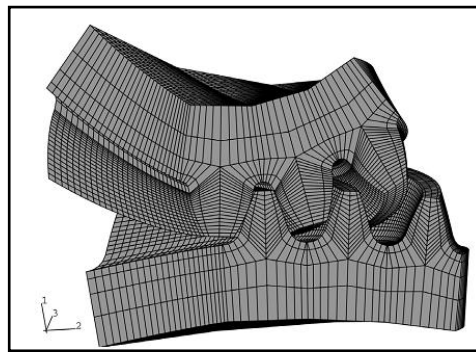


Figure I- 24 : Modèle EF de trois couples [9]

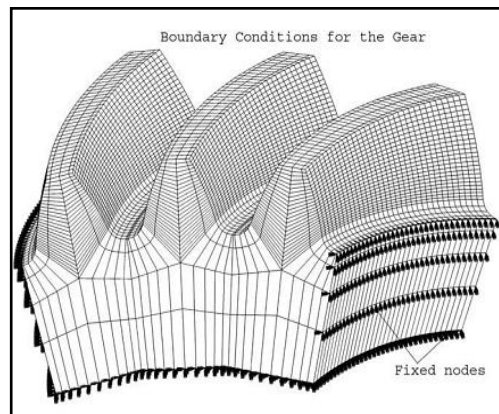


Figure I- 25 : Conditions aux limites de dents [9]

Chapitre II: Création des Modèles CAO

I. Découvrir SolidWorks

Créé en 1993 par l'éditeur américain éponyme, SolidWorks a été acheté le 24 juin 1997 par la société Dassault Systèmes.

Dassault Systèmes SolidWorks Corp. (DS SolidWorks) conçoit des solutions 3D complètes et très intuitives pour la conception, l'analyse et la gestion de données. SolidWorks offre aux équipes de professionnels, aux enseignants et étudiants les outils dont ils ont besoin pour transformer l'innovation en succès.

1. Fonctionnement

SolidWorks est un modèleur 3D utilisant la conception paramétrique. Il génère 3 types de fichiers relatifs à trois concepts de base : la pièce, l'assemblage et la mise en plan. Ces fichiers sont en relation. Toute modification à quelque niveau que ce soit est répercutée vers tous les fichiers concernés.

Un dossier complet contenant l'ensemble des fichiers relatifs à un même système constitue une maquette numérique. De nombreux logiciels viennent compléter l'éditeur SolidWorks. Des utilitaires orientés métiers (tôlerie, bois, BTP...), mais aussi des applications de simulation mécanique ou d'image de synthèse travaillent à partir des éléments de la maquette virtuelle.

a. Les pièces

La pièce est l'objet 3D monobloc. La modélisation d'une telle entité dépendra de la culture de l'utilisateur. Une pièce est la réunion d'un ensemble de fonctions volumiques avec des relations d'antériorité, des géométriques, des relations booléennes (ajout retrait).

Parmi les fonctions génératrices on trouve :

- l'extrusion : déplacement d'une section droite dans une direction perpendiculaire à la section.

- la révolution : déplacement d'une section droite autour d'un axe, ou extrusion suivant un cercle ou un arc de cercle.
- le balayage : déplacement d'une section droite le long d'une ligne quelconque. Lorsque la génératrice de balayage est gauche, l'esquisse est en 3 dimensions
- Des fonctions d'ordre logiciel comme la répétition linéaire, circulaire, curviligne ou par symétrie...

Avec tous ces outils, la méthode de conception d'une pièce très proche du métier du concepteur qui ne se soucie plus de savoir où placer les traits du dessin mais les formes de la pièce. Les possibilités d'éditations sont complétées par un ensemble d'outils de mesures géométriques. Ainsi il est possible de connaître le volume de la pièce, son poids, la position de centre de masse, sa matrice d'inertie, la surface

b. Les assemblages.

Les assemblages sont obtenus par la juxtaposition de pièces. La mise en position de pièces est définie par un ensemble de **contraintes d'assemblage** associant, deux entités respectives par une relation géométrique (coïncidence, tangence, co-axialité...). Dans une certaine mesure, ces associations de contraintes s'apparentent aux liaisons mécaniques entre les pièces. Le mécanisme monté, s'il possède encore des mobilités, peut être manipulé virtuellement. On peut alors aisément procéder à des réglages à l'aide des différents outils disponibles (déplacement composants, détection de collision ou d'interférence, mesure des jeux, etc.)

Comme pour les pièces, la gestion de l'ensemble est portée par un arbre de création qui donne accès à l'arbre de création de chaque pièce.

c. Les mises en plan

Les mises en plan concernent à la fois les pièces (dessin de définition) ou les assemblages (dessin d'ensemble). Pour aboutir à un plan fini d'une pièce on peut estimer mettre 2 fois moins de temps qu'avec un outil DAO (temps de conception et exécution du dessin). En effet, en DAO, chaque trait est indépendant, et c'est au dessinateur de savoir quelles entités graphiques sont concernées par une modification. Le logiciel 3D ne fait qu'une projection de l'objet. Les modifications éventuelles sont opérées sur l'objet représenté, et ne concernent pas directement le plan.

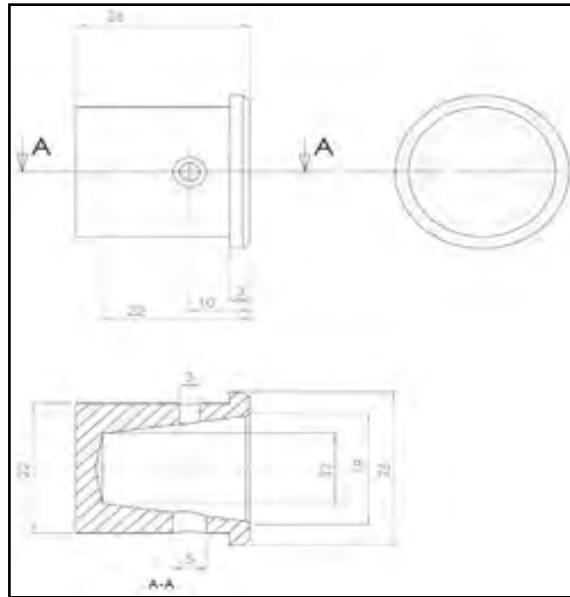


Figure II- 1 : Exemple dessin de définition établi avec SolidWorks

d. Les extensions des fichiers :

La simple ouverture d'un fichier dans une version ultérieure le rend inutilisable pour toute version antérieure.

Vu leur très faible interopérabilité et le fait que leur contenu soit sauvé sans que l'on utilise la commande de sauvegarde, ces fichiers SolidWorks ne doivent pas être considérés comme des sauvegardes à long terme d'un contenu, mais comme une simple extension de la mémoire physique ayant la propriété de rémanence.

Chaque type de fichier possède une extension qui lui est propre. On retrouve :

- .sldprt, pour les fichiers pièce
- .sldasm, pour les fichiers assemblage
- .slddrw, pour les fichiers plans
- .slddrt, pour les fichiers de fond de plan

Certains formats proposés par le logiciel permettent d'envisager une sauvegarde à long terme.

SolidWorks est compatible avec plusieurs logiciels de conception et de calcul numérique. Il suffit d'enregistrer notre travail dans SolidWorks avec l'extension défini pour le logiciel de calcul souhaité, si en veut travailler avec ANSYS il nous faut enregistrer notre travail sous format Parasolid X_T

II. Découvrir ANSYS.Inc

La simulation numérique est l'un des outils permettant de simuler des phénomènes réels.

ANSYS, Inc. est un éditeur de logiciels spécialisé en simulation numérique. L'entreprise a son siège à Canonsburg en Pennsylvanie aux États-Unis. C'est logiciel qui met en œuvre la méthode des éléments finis, afin de résoudre des modèles préalablement discrétisés

- **ANSYS Workbench** : Cette plate-forme propose une approche différente dans la construction d'un modèle en réutilisant le code ANSYS initial. Elle est particulièrement adaptée au traitement de cas à la géométrie complexe (nombreux corps de pièces) et aux utilisateurs non confirmés dans le domaine du calcul. Dans cet environnement, l'utilisateur travaille essentiellement sur une géométrie et non plus sur le modèle lui-même. La plate forme est donc chargée de convertir les requêtes entrées par l'utilisateur en code ANSYS avant de lancer la résolution. Le modèle éléments finis généré reste néanmoins manipulable en insérant des commandes propres au code ANSYS.

III. Model CAO pour les engrenages droites

1. La développante de cercle

La développante d'un cercle est la trajectoire d'un point d'une droite D qui roule sans glisser sur ce cercle fixe ; dans la suite, le cercle C_b correspondra à ce qu'on appellera cercle de base de la denture. L'avantage de ce profil, qui a généralisé son utilisation, est de pouvoir être usiné à partir d'un outil simple, en utilisant le taillage par génération.

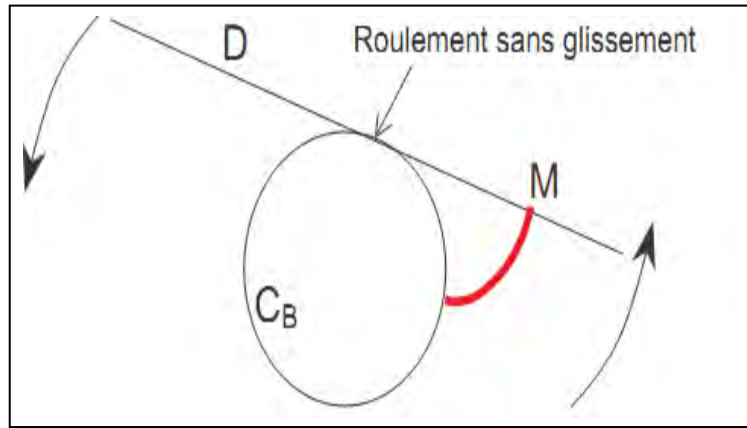


Figure II- 2 : démonstration de la développante de cercle avec une droite

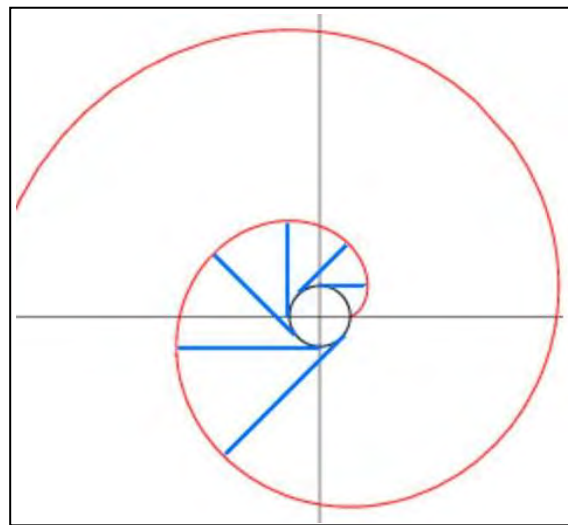


Figure II- 3 : la développante de cercle

La courbe peut être définie paramétriquement par les équations suivantes :

$$x(t) = k(\cos t + t \sin t) \quad (\text{II-1})$$

$$y(t) = k(\sin t - t \cos t) \quad (\text{II-2})$$

2. Définitions

Cylindre primitif de fonctionnement : Cylindre décrit par l'axe instantané de rotation du mouvement relatif de la roue conjugué par rapport à la roue considérée. La section droite du cylindre primitif est le cercle primitif de diamètre d .

Cylindre de tête : cylindre passant par le sommet des dents. Sa section droite est le cercle de tête de diamètre D_a .

Cylindre de pied : Cylindre passant par le fond de chaque entre dent. Sa section droite est le cercle de pied de diamètre D_f .

Flanc : Portion de la surface d'une dent comprise entre le cylindre de tête et le cylindre de pied.

Profil : Section d'un flanc par un plan normal à l'axe (en mécanique générale, on utilise pratiquement que le profil en développante de cercle)

Angle de pression : Angle aigu entre le rayon du cercle primitif passant par le point où le coupe le cercle primitif et la tangente au profil de ce point.

Ligne d'action : Normale commune à deux profils conjugués en leur point de contact. Dans un engrenage à développante, la ligne d'action est une droite fixe tangente intérieurement aux deux cercles de base.

Hauteur de dent : Distance radial entre le cercle de tête et le cercle de pied. Elle se compose de la saillie (h_a) et de creux (h_f).

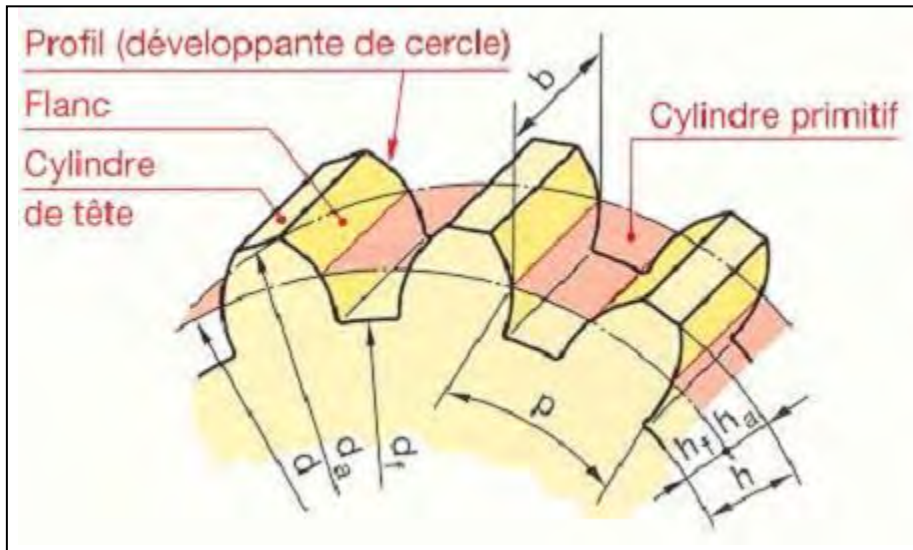


Figure II- 4 : Schéma de définition d'un engrenage cylindrique

3. Création du Model CAO d'un Couple Droite

Il est fréquent en CAO de représenter les engrenages d'une façon simplifiée afin de satisfaire aux exigences de la mise en plan et d'améliorer les performances de l'ordinateur. Et il y a plusieurs softwares pour simulation numérique des pièces mécanique ; nous allons faire une simulation 3D d'un couple des engrenages droite

parallèles utilisant SOLIDWORKS 2010 et puis l'étudier dans un autre software d'analyse numérique qui est ANSYS 12.1.

a. Les Etapes de Création du model dans SolidWorks

Le couple d'engrenage droite a créé est représenté par ces proportions et dimensions générales sur le tableau :

	La Roue	Le pignon
Le module m	2	2
Dp (mm)	80	40
Nombre de dents	40	20
L'entraxe a (mm)	120	120

Tableau II- 1 : Caractéristiques et dimensions du couple droite

a.1 Creation de la Roue

Commençant par créer une nouvelle pièce et définir les plans de travail,

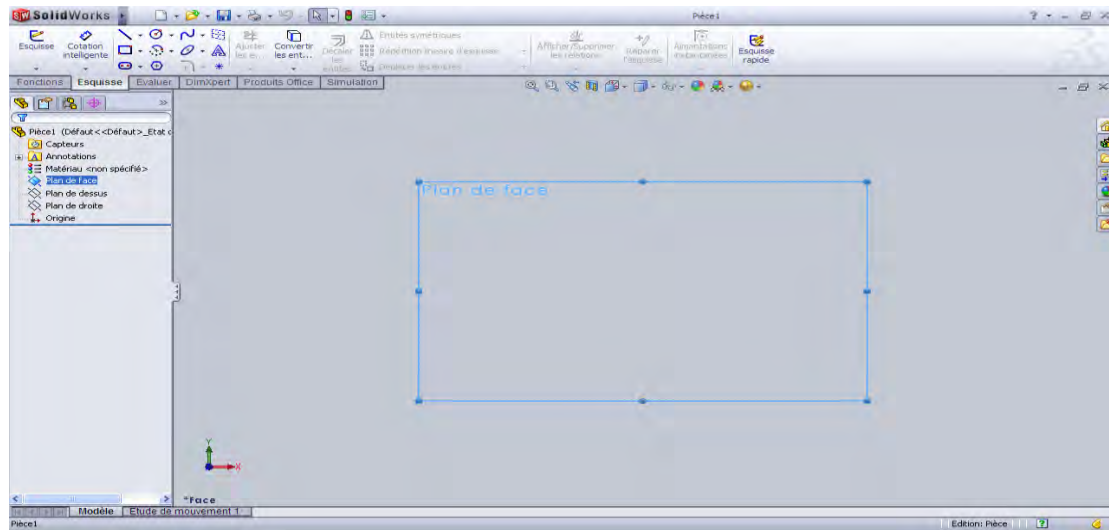


Figure II- 5 : Plan de face du dessin

Après la définition du plan de travail en deux dimensions (2D) la premier étape est le dessin des trois cercles (cercle primitif ; cercle de pied et cercle de tête).

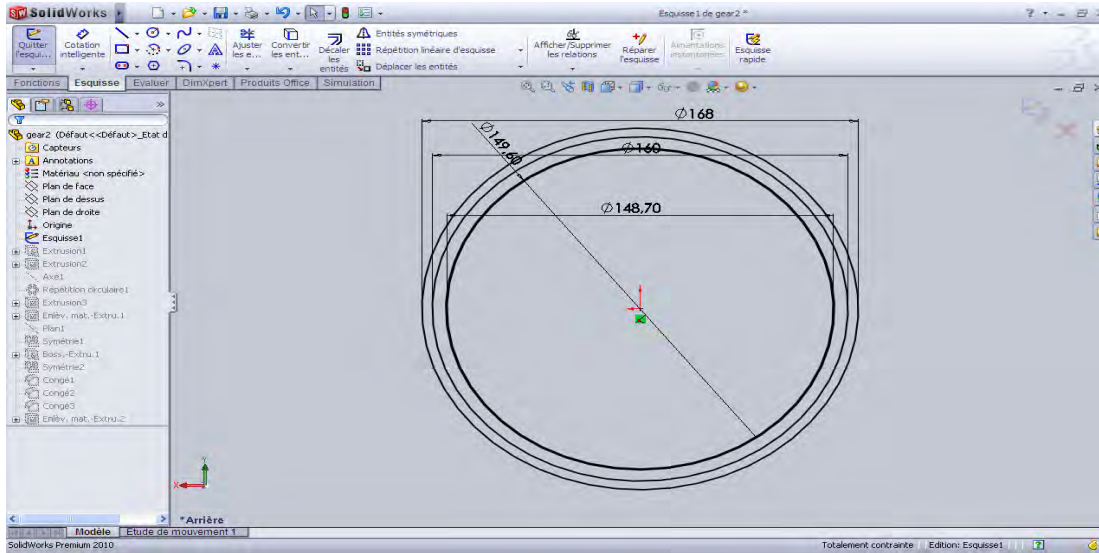




Figure II- 6 : Création des cercles

De deux dimensions (2D) vers trois dimensions (3D) c'est une opération d'extrusion de la section droite. La section est définie dans une esquisse (qui apparaît alors dans l'arbre de création comme élément générateur de la fonction), click sur

l'icône (base/bossage extrudé)  dans la barre d'outils. Cette esquisse contient l'ensemble des spécifications géométriques (cotation : ) nécessaires à la complète définition de la section.

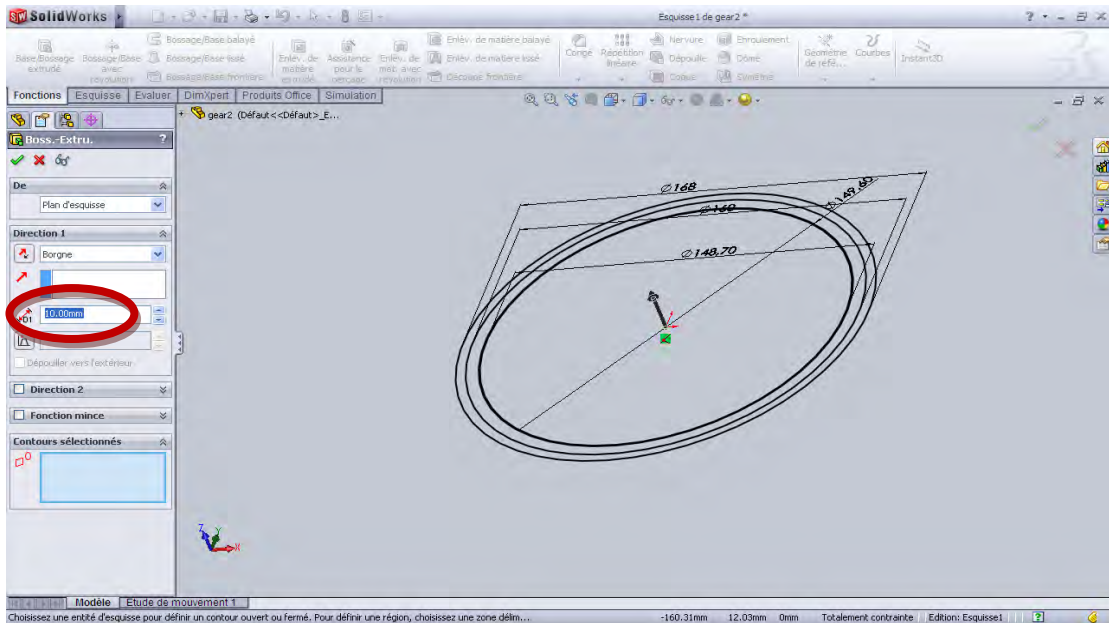


Figure II- 7 : Détermination de la valeur de bossage (extrusion)

La cerce nous montre ou entrer la valeur de bossage extrude. Par exemple 30mm :

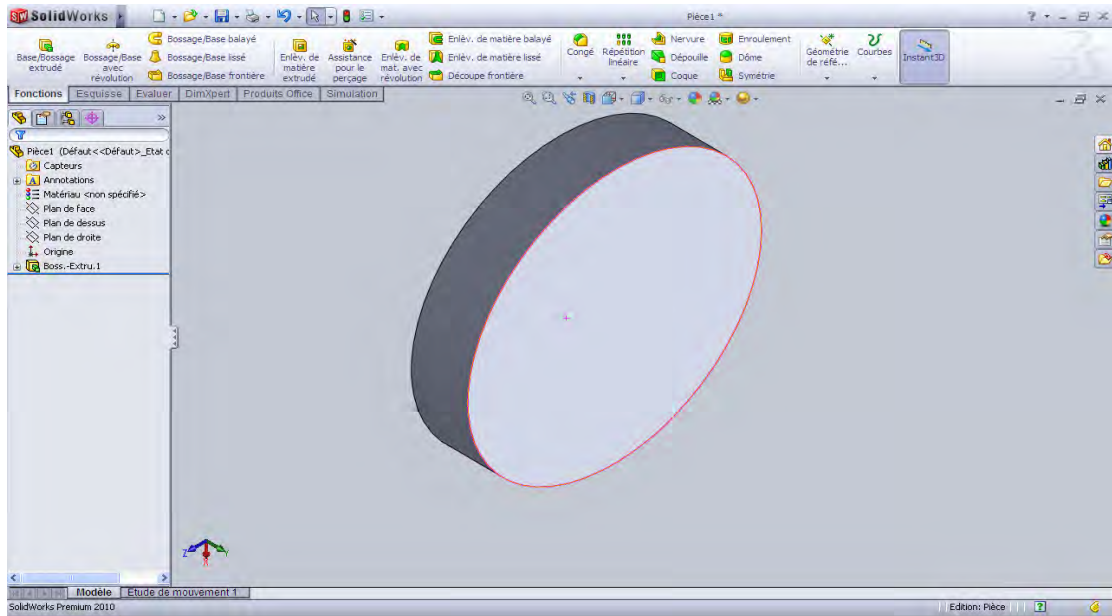


Figure II- 8 : Etape d'extrusion

Est on a le cylindre de tête. Maintenant ; il reste de tracer les dents. Pour les dents il est suffisant de tracer deux flancs opposés de deux dents successives puis activer la commande répétition circulaire

La première étape dans la création des flancs est de les dessiner sur le plan dans un nouveau esquisse avec les dimensions calculés.

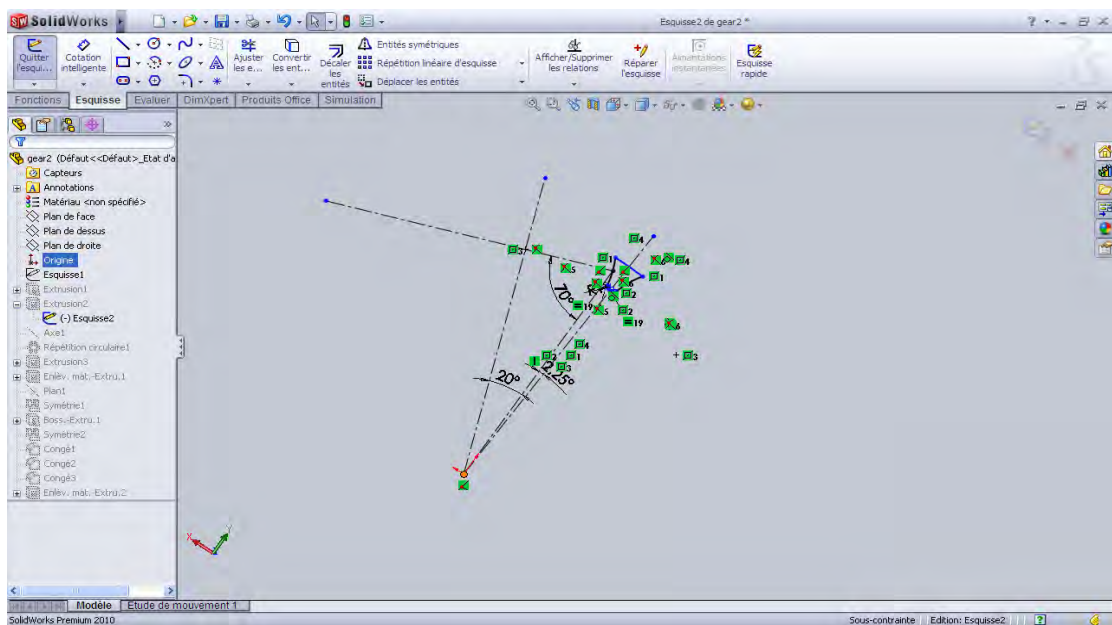


Figure II- 9 : Esquisse de création des flancs en 2D

L'extrusion nous donne :

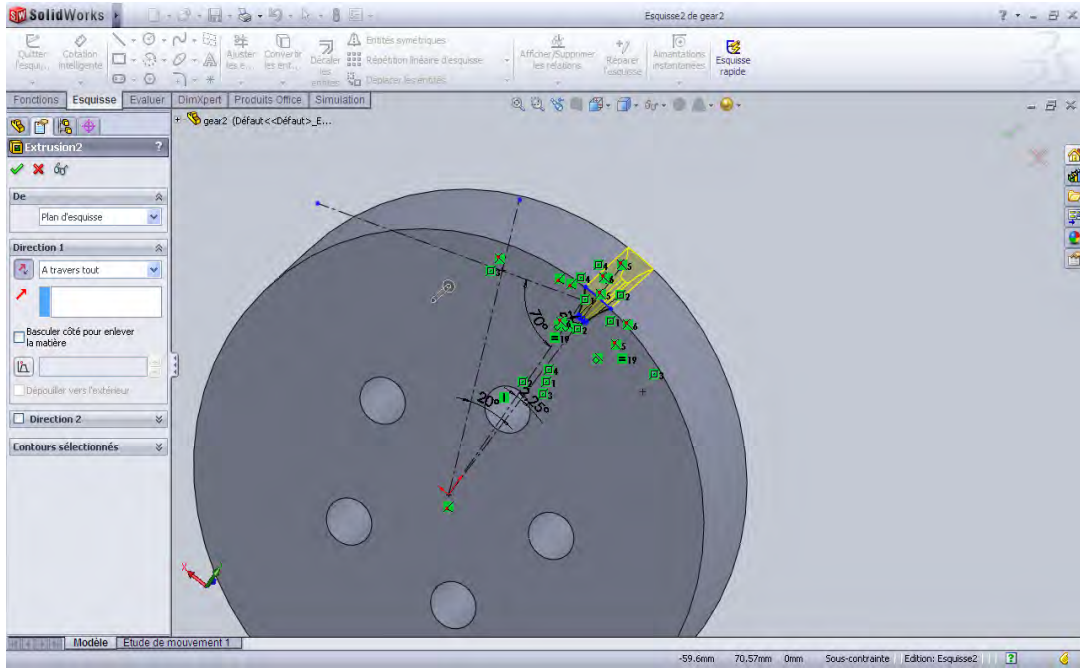


Figure II- 10 : Extrusion de l'esquisse de création des flancs

Et la création des deux flancs est terminée :

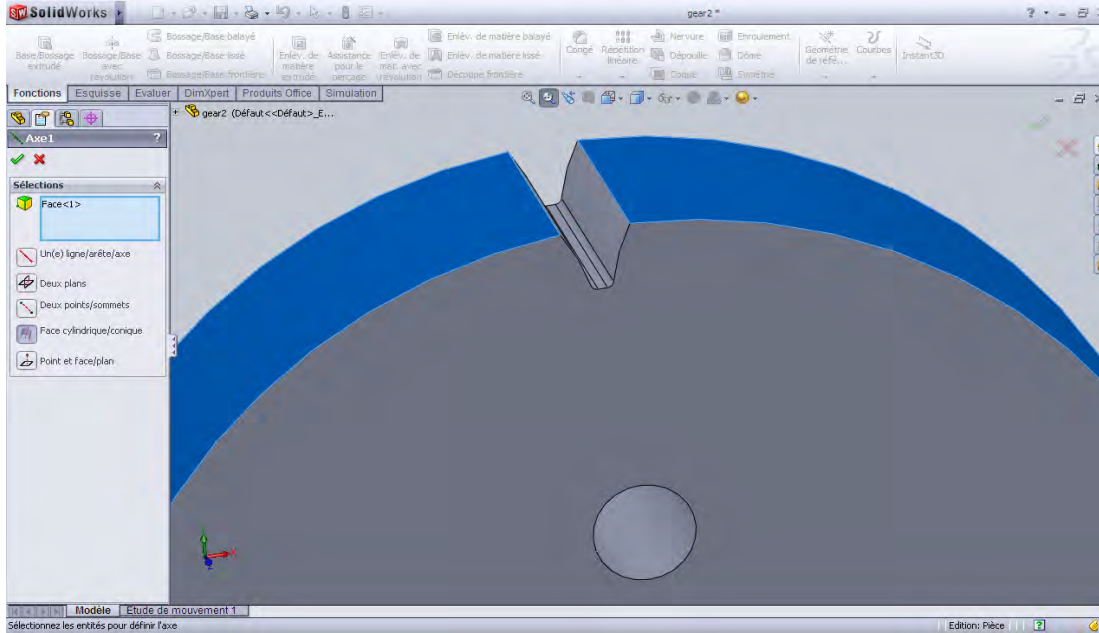



Figure II- 11 : Flancs de deux dents successives

Et puis on Click sur l'icône de répétition circulaire  et donner le nombre des dents qui égale à 40 dans notre exemple :

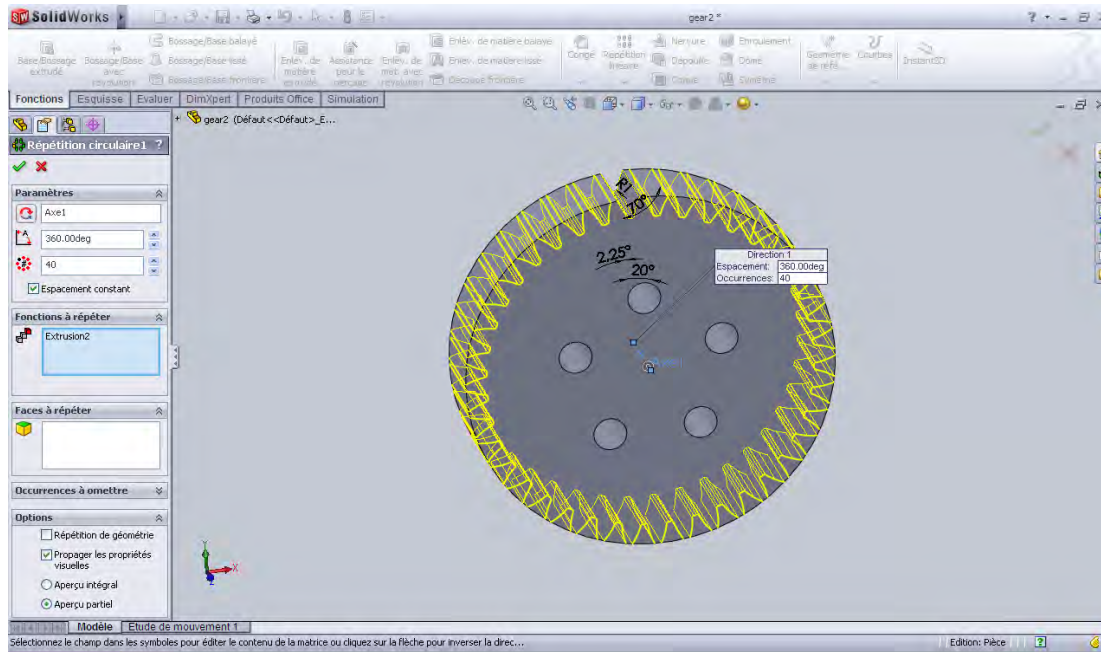


Figure II- 12 : Etape de la répétition circulaire

Finalement on obtient roue dans SOLIDWORKS représentée sur la fig(II-13)

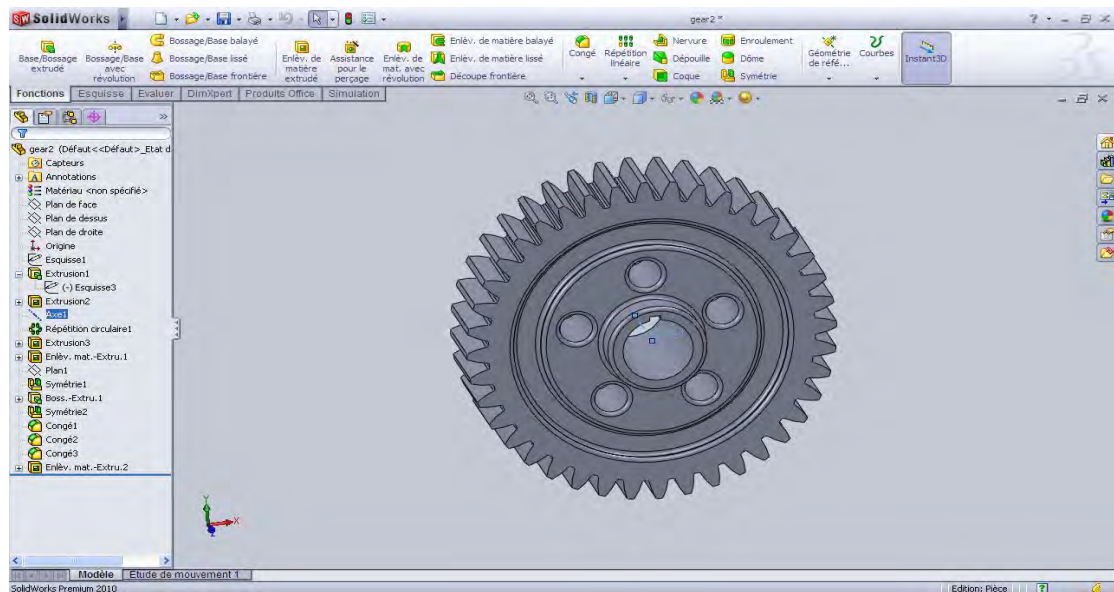


Figure II- 13 : Roue denté modélisée à SolidWorks

Note :

Il y a une autre méthode de création des roues basé sur le dessin de la dent tout seul puis la faire coller (un collage spécial) sur le cylindre de pied.

a.2 Creation du Pignon

Refaire tous les étapes avec le pignon (avec ses propres dimensions).
Finalement on obtient le pignon comme représentée dans la fig (II-14) :

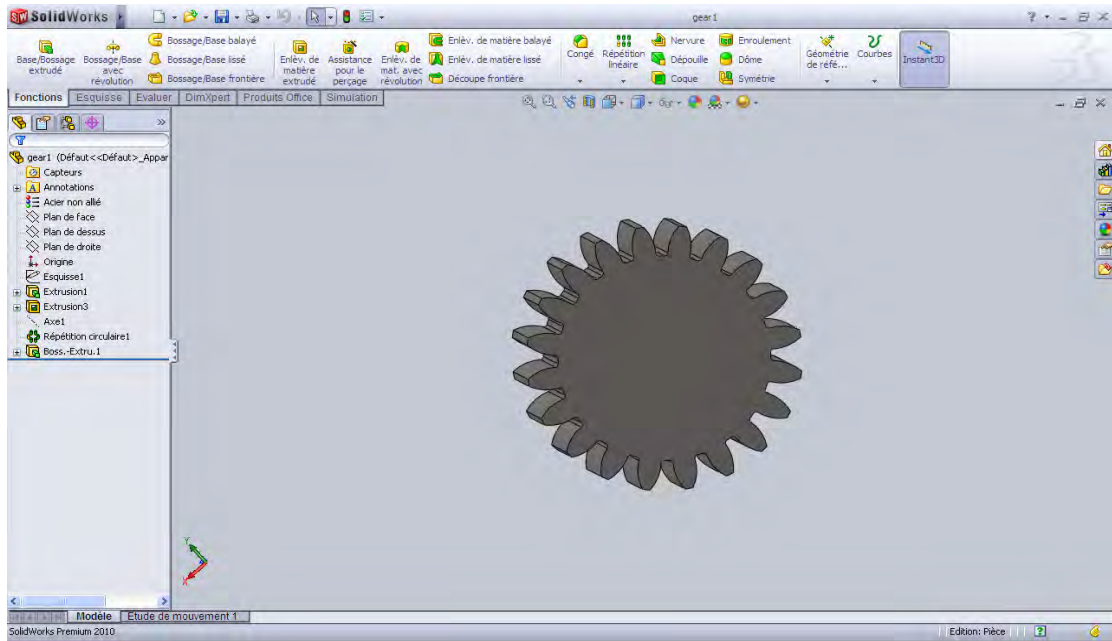


Figure II- 14 : Pignon dans la phase finale de modélisation

a.3 L'assemblage

Après avoir dessiner les deux pièces l'étape prochaine est de les assembler :

Ouvrir un nouveau document SolidWorks>assemblage>parcourir > sélectionner la roue puis le pignon et aussi l'arbre de rotation de la roue :

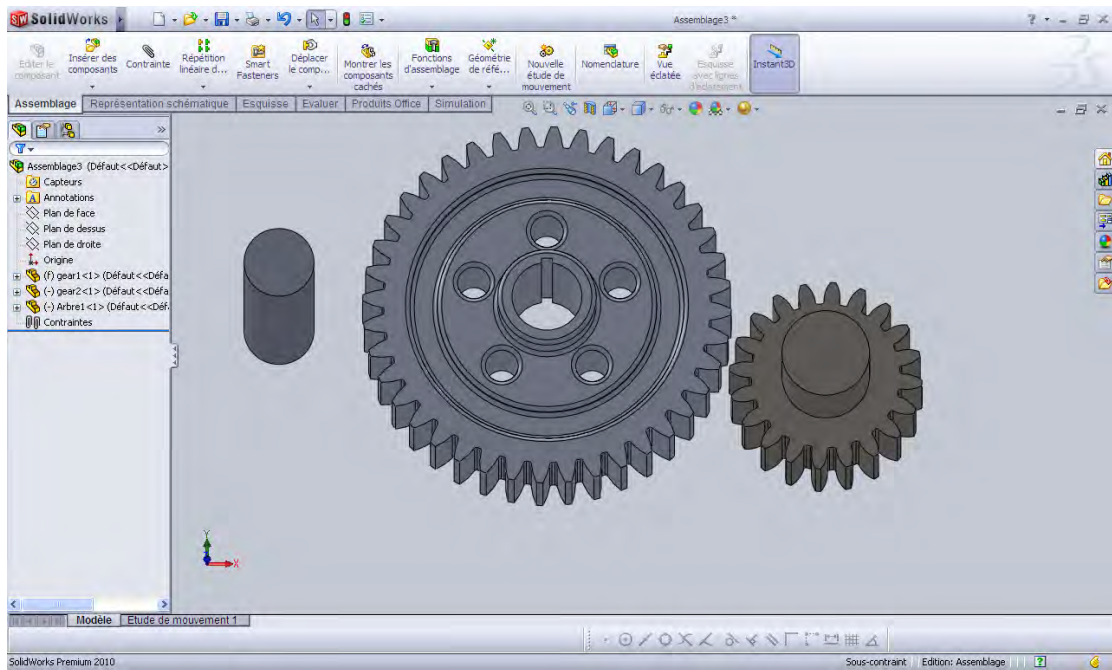



Figure II- 15 : Première étape de construction de l'assemblage : importation des pièces

Le positionnement des deux roues sera contrôlé par l'activation de l'icône

contrainte  qui nous permet de définir la relation entre les axes de rotation : pour un couple des engrenages parallèles les axes sont parallèles à une distance égale à l'entraxe, les contraintes de l'assemblage sont :

- La face de la roue coïncidente avec la face du pignon.
- Le plan de droite de la roue coïncident avec le plan de droit de l'espace de travail.
- Le plan de droite de du pignon coïncident avec le plan de droit de l'espace de travail.
- Distance entre le plan de dessus de la roue et le plan de dessus du pignon. Une distance égal dans sa valeur numérique a l'entraxe qui égal à 120mm
- Co axialité et coïncidence entre la roue et son arbre de rotation
- Co axialité et coïncidence entre le pignon et son palier de rotation

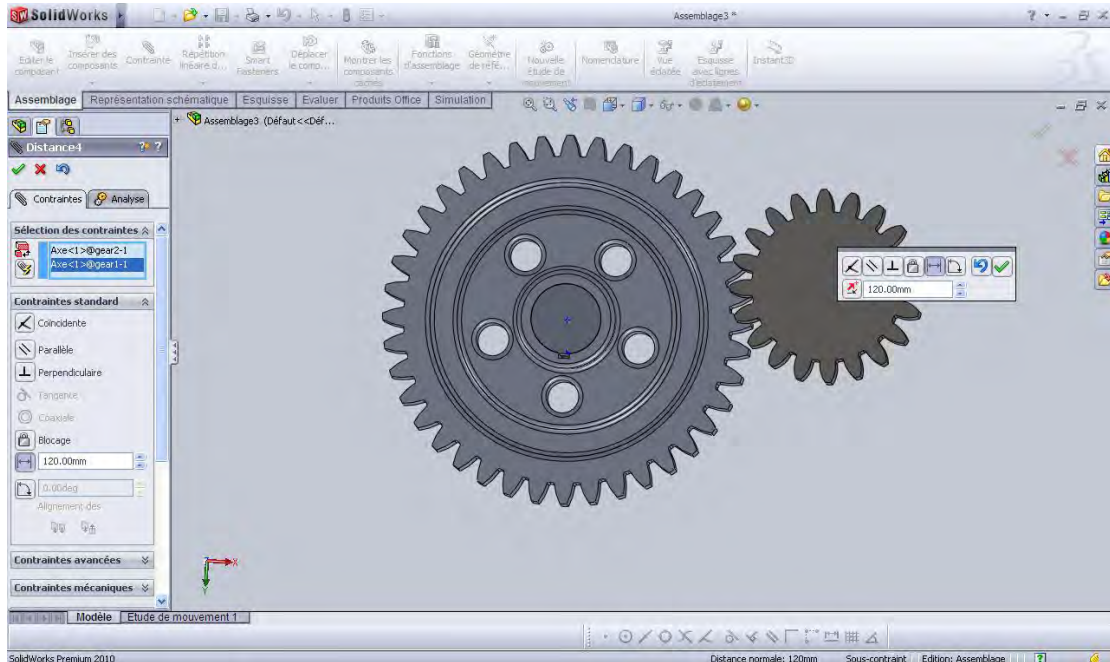


Figure II- 16 : Définitions des contraintes de l'assemblage (relations entre les axes)

Après la validation de l'opération on obtient le couple représenté sur la fig.(II-17) :

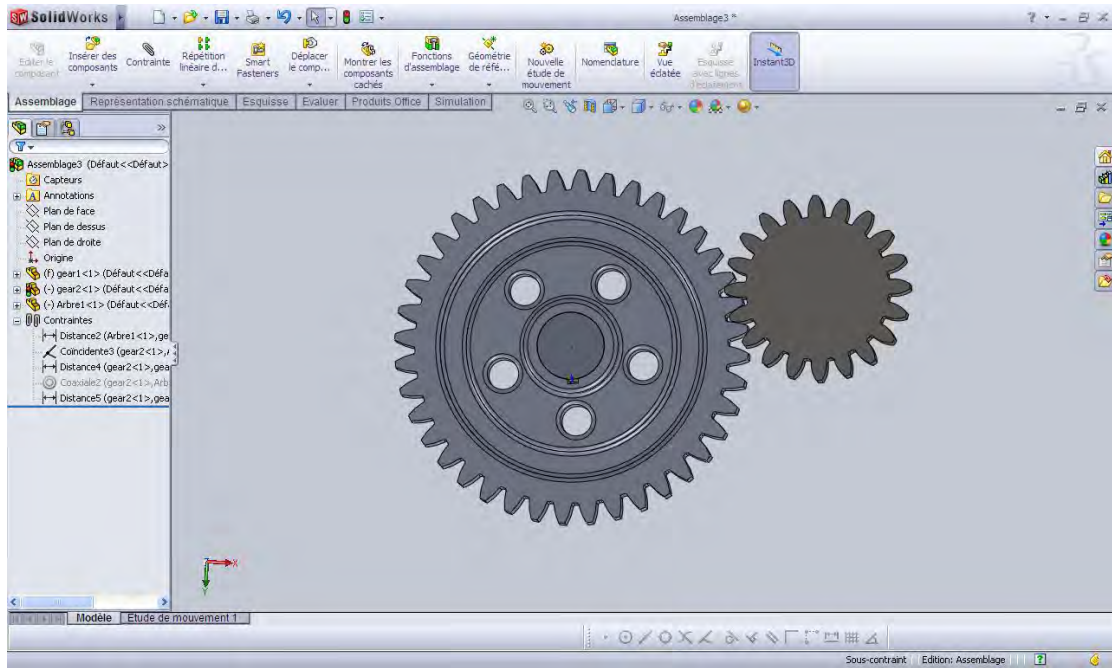


Figure II- 17 : le couple dans son phase final surSolidWorks

b. Convertir le travail vers ANSYS

Ce couple doit être enregistré de format : Parasolid X_T pour que Ansys 12.1 puisse l'ouvrir :

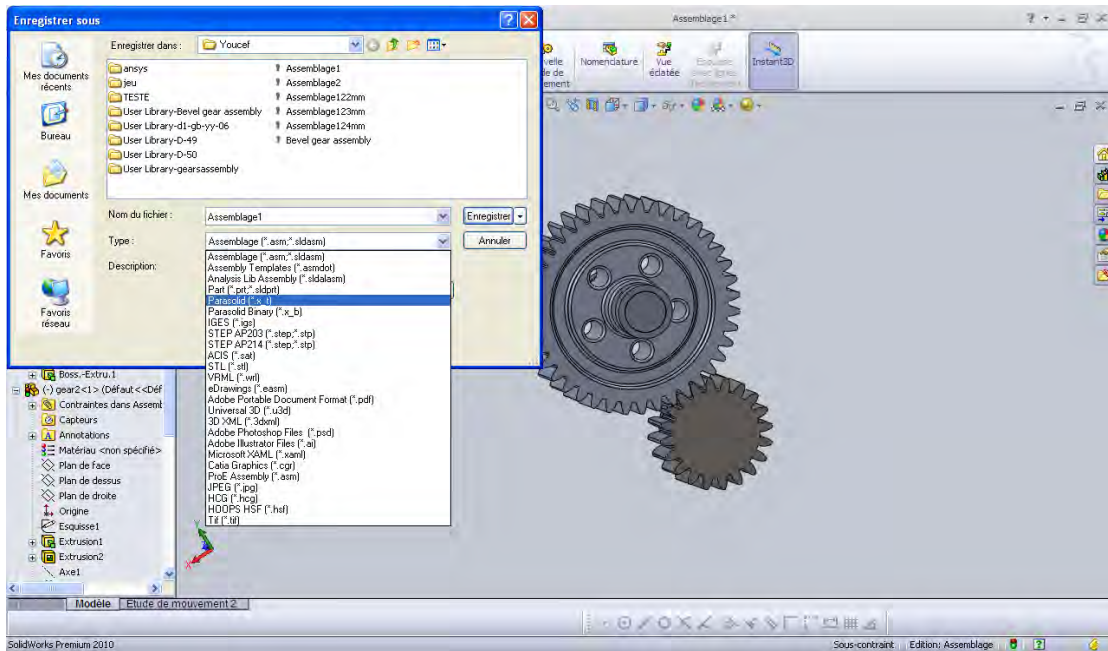


Figure II- 18 : Enregistrement du couple au format Parasolid X_T

Sur Ansys 12.1 : la première étape après l'ouverture d'un nouveau espace de travail Workbench est de définir notre Analysis System : double click sur : StaticStructural .

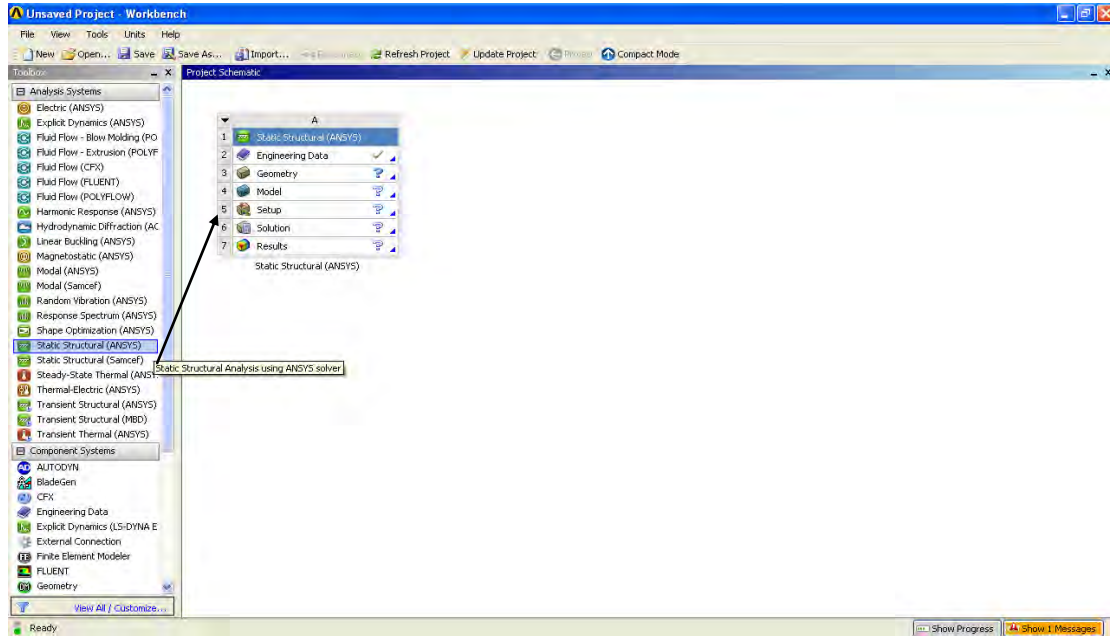


Figure II- 19 : Définition de system d'analyse

Dans Static structural une click avec le bouton droite de la souris sur Geometry>importe>browse> la géométrie dessiner par SolidWorks et enregistré sous format Parasolid X_T :

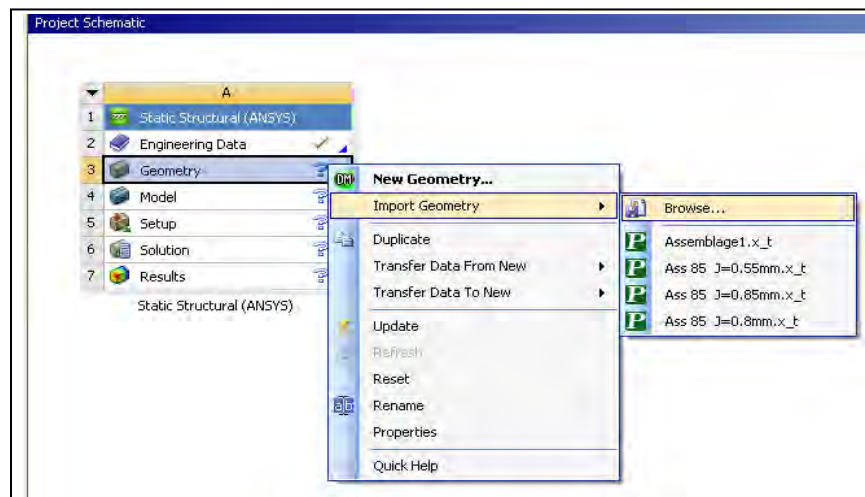


Figure II- 20 : Importation de la géométrie(. Parasolid X_T)

Il faut générer d'abord le system pour qu'AnsysWorkbench puisse définir les liaisons. Puis utiliser les commandes Ansys pour définir les conditions de travail. L'exposition de ce couple sur Ansys12.1 est présenté dans la fig.(II-21) :

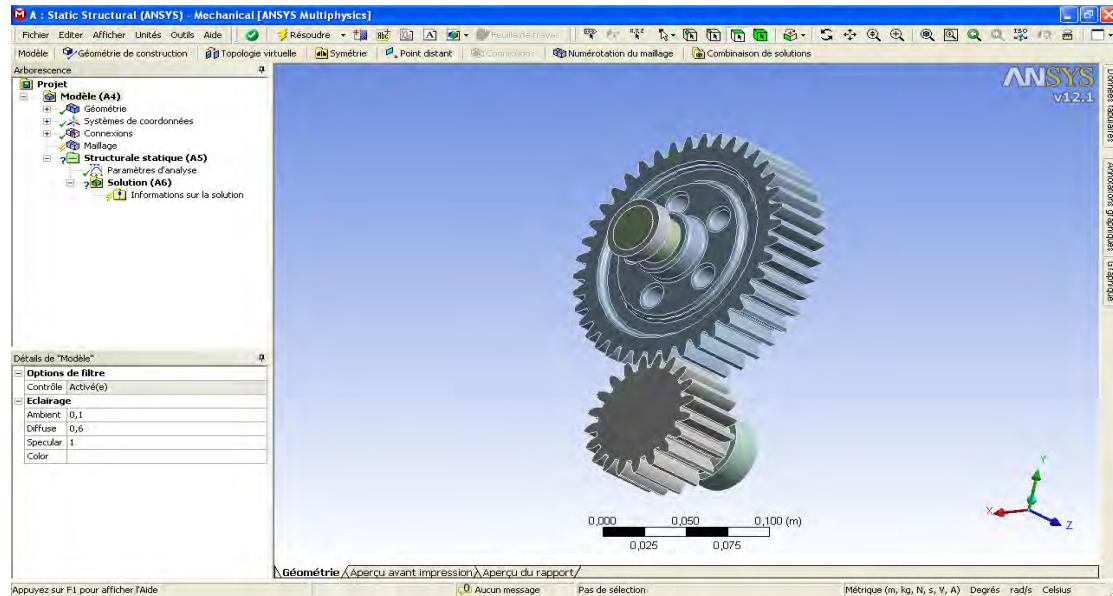


Figure II- 21 : la géométrie après génération (le couple droite)

Les résultats de l'analyse de l'influence du jeu axial sur ce couple qui était donné par SOLIDWORKS 2010 et ANSYS 12.1 seront détaillés dans le CHAPITRE IV.

IV. Model CAO pour les engrenages spiro-coniques

Maintenant on est sur le point de montrer la conception d'un notre type d'engrenage qui est l'engrenage spiro-conique ; un couple avec un angle de renvoi de 90° .

Comme il est assez difficile de dessiner ce genre de pièce, il y a des modules complémentaires de SOLIDWORKS (MITcalc ; GearTrax ; ...) afin de dessiner les pignons conique mais le problème s'arrête pas là, et il y a aussi le problème de chevauchement entre le pignon d'attaque et la couronne.

La différence entre les roues coniques et les roues droites dans le dessin est :

L'extrusion de 2D a 3D d'une roues spiro -conique est conique et les dents sont tracées avec des courbes d'un forme sphérique (Splines).

1. Les étapes de création du modèle

La création du model CAO du couple conique (pignon d'attaque, couronne) commence par avoir les plans de couple pour pouvoir définir les dimensions et les propriétés du couple. Le bureau d'étude de ETRAG (SONACOM de CONSTANTINE) m'a permet d'avoir tout les donnés et les plans de couple conique de la boîte à vitesses TW55.4 pour pouvoir créer le model réel de ce couple.

a. Dessin de la couronne

La couronne est représentée par ces proportions et dimensions générales sur le tableau :

Nombre de dents	38
Module réel extérieur	7,8947
Angle de pression standard	20°
Distance conique	135 ,4
Module standard	5,67386
Angle de spirale	35°5'38''
Espace conique moyen	131,65
Module réel moyen	5,66619
Angle de spirale moyen	35°49'10''
Sens de spirale	GUACH
Déport de profil	-3,0
Tête de porte lames	EN 5-78Lif24
N° de calculation	DTR30
Roues conjuguées	Z=9
Angle des axes	90°
Jeu des flancs	0,24

Tableau II- 2 : dimension de la couronne.

Dans le but de définir la géométrie de la dent on introduit les données du tableau (II-1) dans le module GearTrax.

GEARTRAX :

GearTrax fournit au concepteur un outil facile à utiliser pour créer des modèles solides de composants d'entraînement. GearTrax est intuitivement facile à utiliser pour le concepteur avec une expérience limitée dans les engrenages encore assez

puissants pour l'expert. La fenêtre d'animation montre le maillage engrenage droit / hélicoïdal qui met à jour que les données sont modifiées. Il est extrêmement utile pour comprendre comment les changements aux paramètres d'un engrenage reflètent sur l'engrènement.

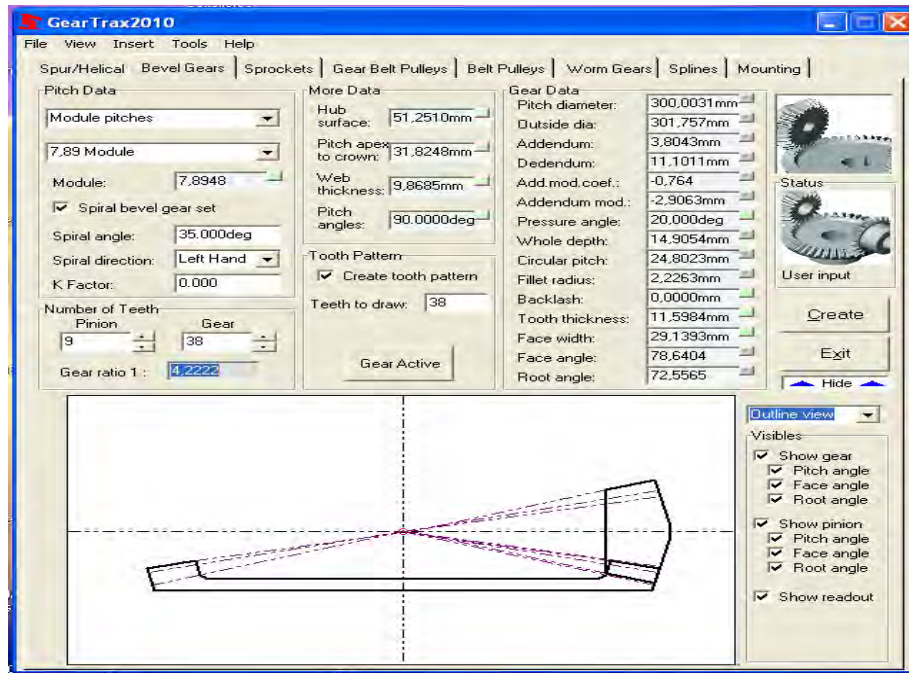


Figure II- 22 : Façade du software GearTrax

Après la définition des plans la 1^{er} étapes est de dessiner la roue brute en 2D :

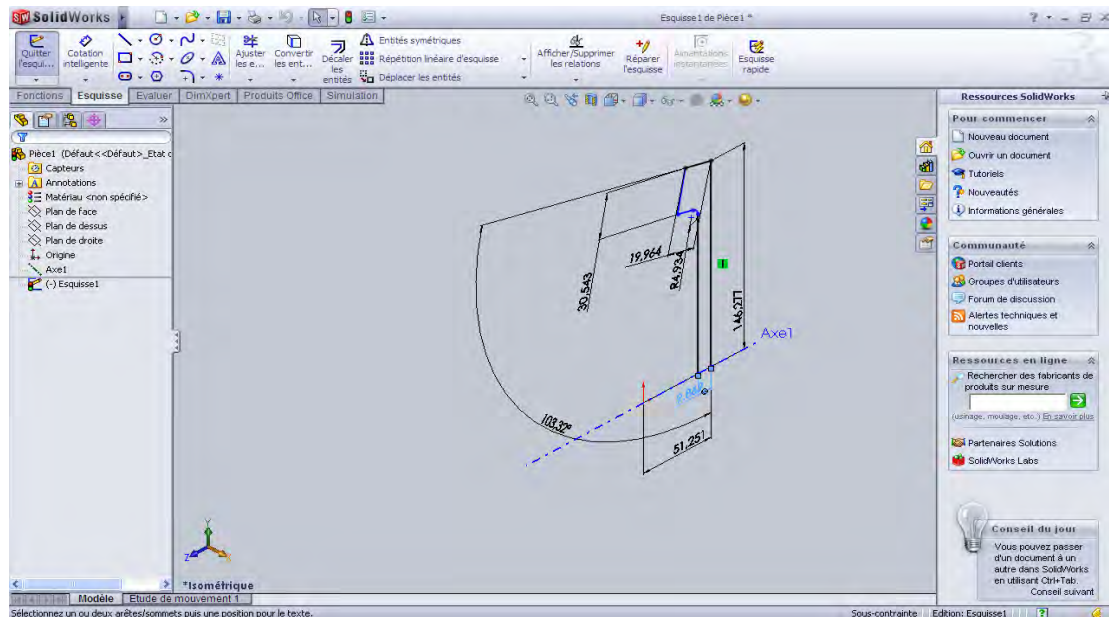


Figure II- 23 : Introduction des dimensions de la roue en 2D

Puis l'extrusion :

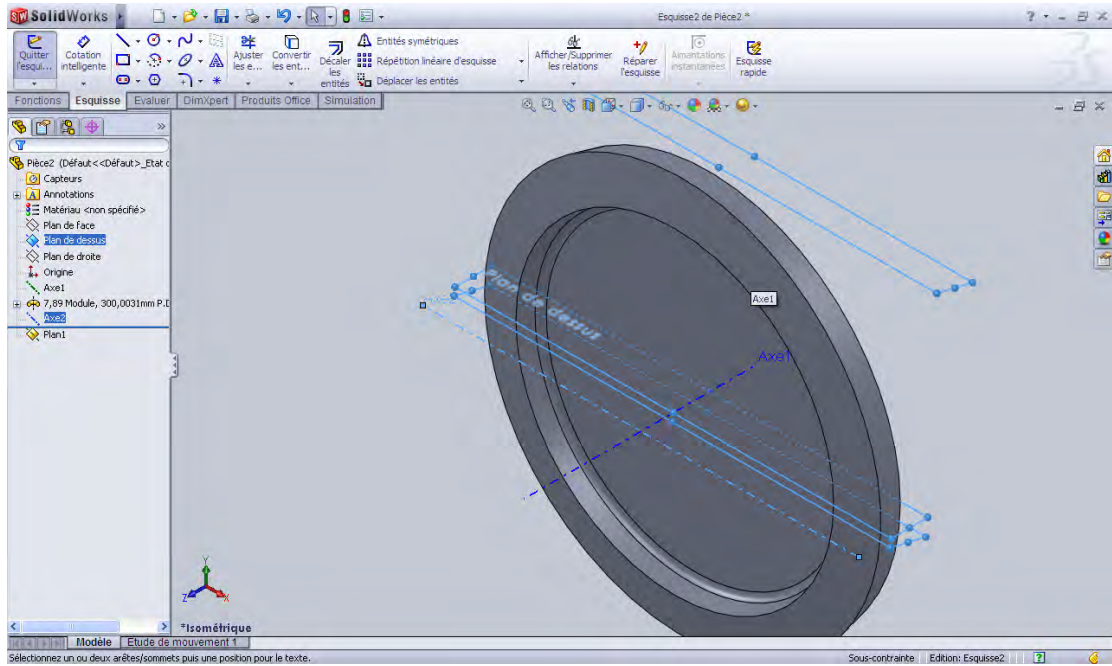


Figure II- 24 : La roue brute en 3D

Ensuite les flancs de deux dents successives dessinés par GearTrax avec des courbes Splines :

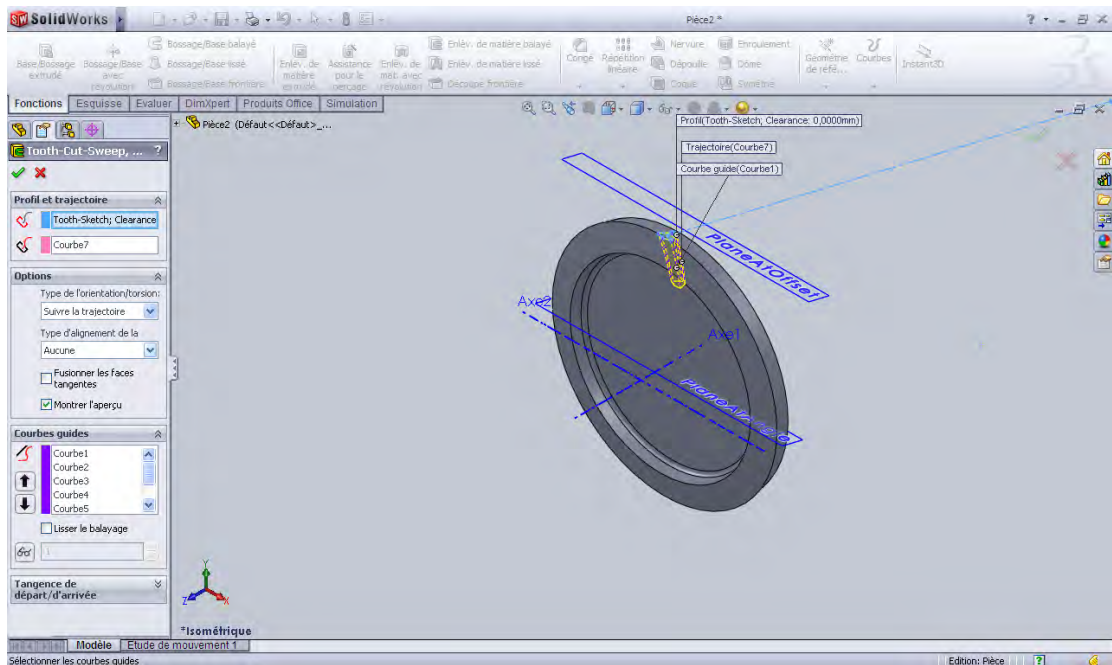


Figure II- 25 : Création des flancs de deux dents successives

Une répétition circulaire de l'opération du dessin des flancs selon le nombre de dents qui égale a 38dents pour la roue :

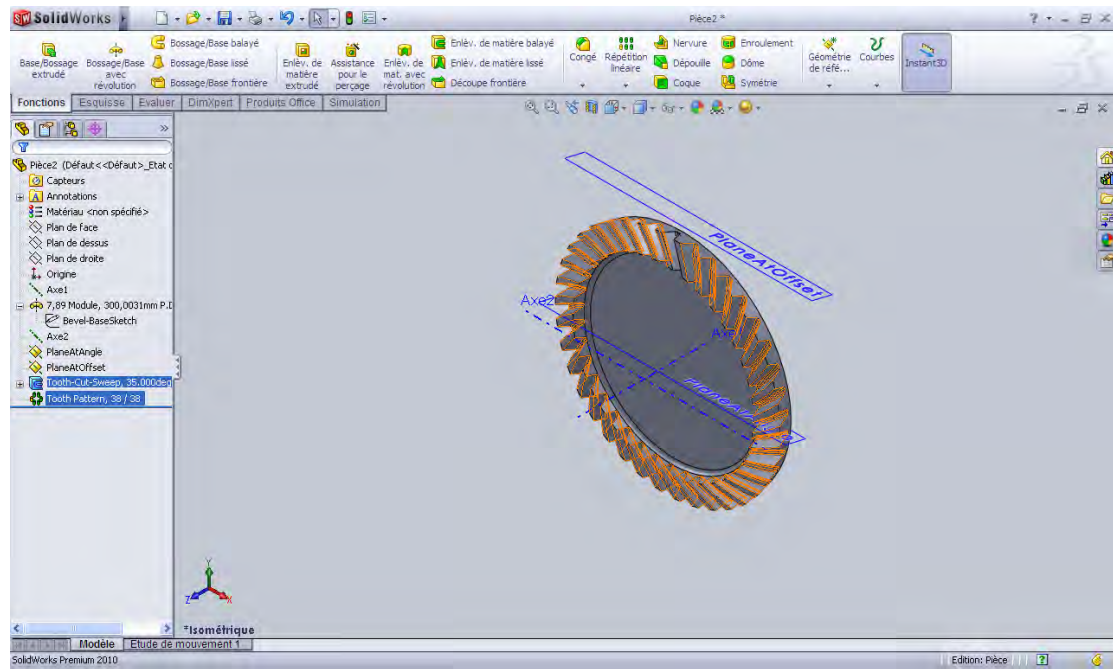


Figure II- 26 : Répétition circulaire des dents

Finalement ; la couronne avec ces caractéristiques et ces dimensions réel est représentée dans la fig(II-27) :

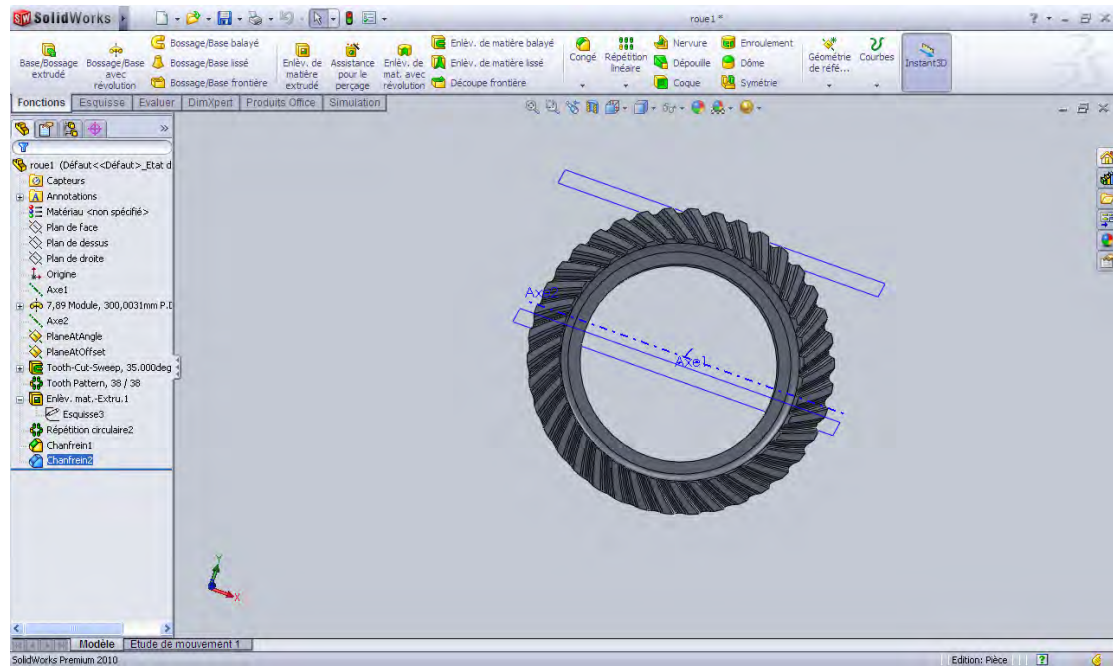


Figure II- 27 : La couronne

Le support sur lequel la roue tourne :

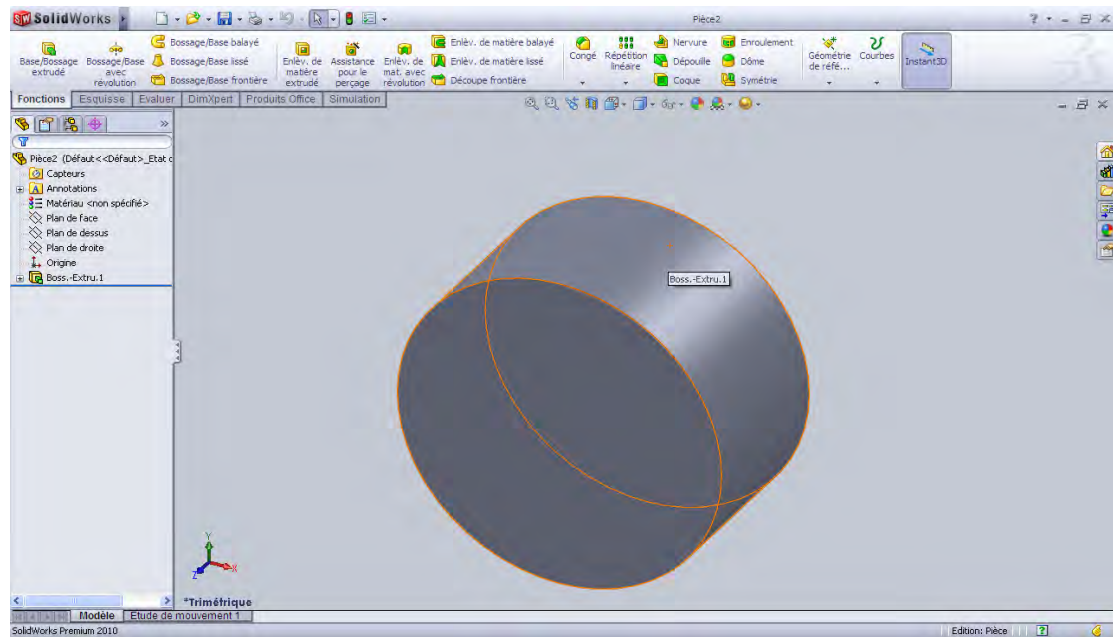


Figure II- 28 : Support de rotation

b. Dessin du Pignon

Le pignon est dessiné avec les mêmes étapes comme la couronne, il est représenté par ces proportions et dimensions générales sur le tableau :

Nombre de dents	9
Module réel extérieur	7,8947
Angle de pression standard	20°
Distance conique	135 ,4
Module standard	5,67386
Angle de spiral	35°5'38''
Espace conique moyen	131,65
Module réel moyen	5,66619
Angle de spiral moyen	35°49'10''
Sens de spiral	Droite
Déport de profil	3,0
Tête de porte lames	EN 5-78Rif24
N° de calcul	DTR30

Roues conjuguées	Z=38
Angle des axes	90°
Jeu des flancs	0,24

Tableau II- 3 : Caractéristique et dimensions du pignon.

Le plan du pignon :

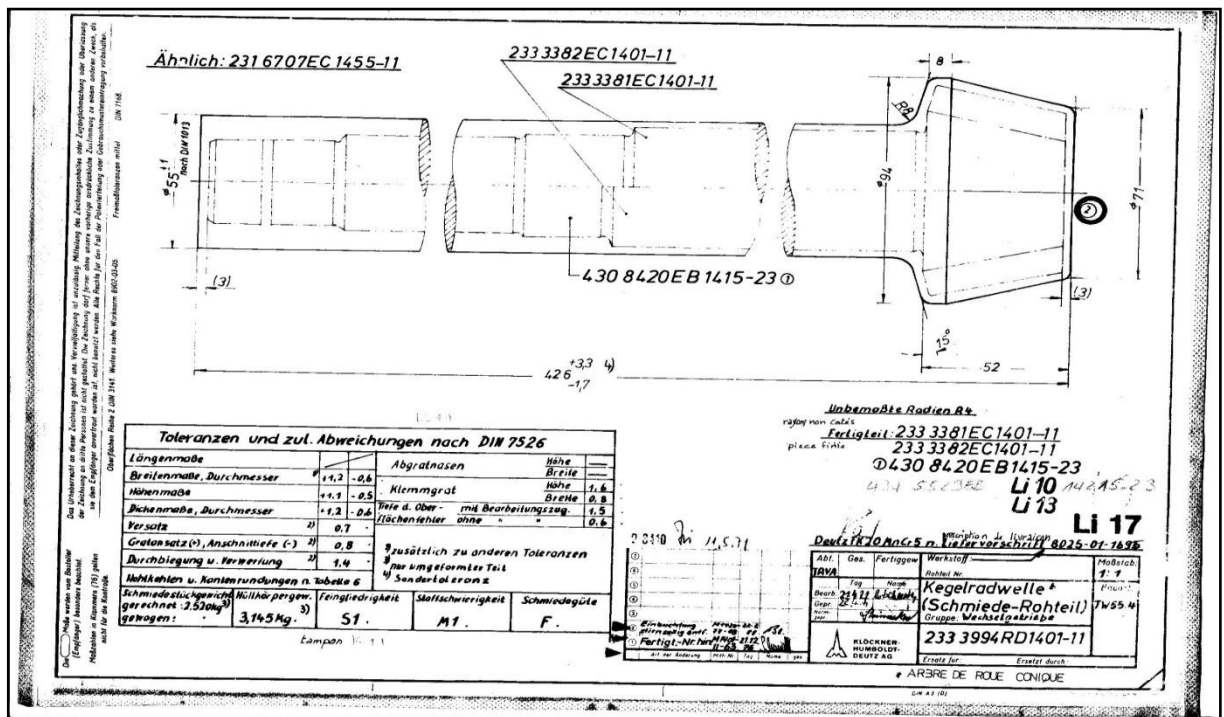


Figure II- 29 : pignon d'attaque

Le cône brut du pignon (une extrusion conique) :

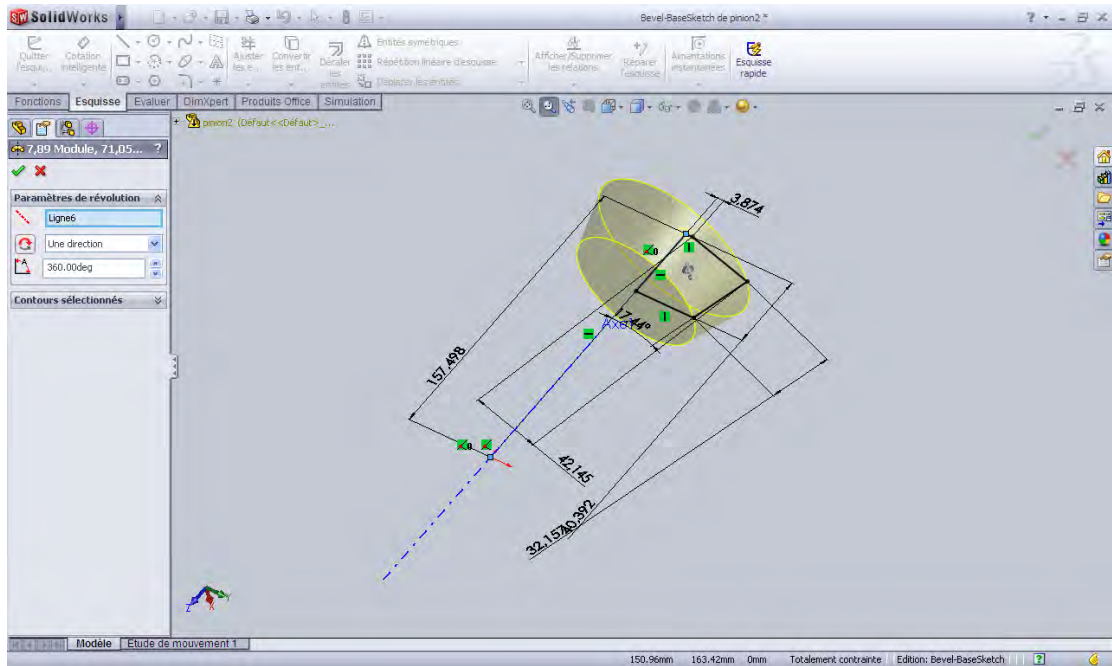


Figure II- 30 : Extrusion de la dimension conique du pignon

Le dessin des flancs de deux dents successives:

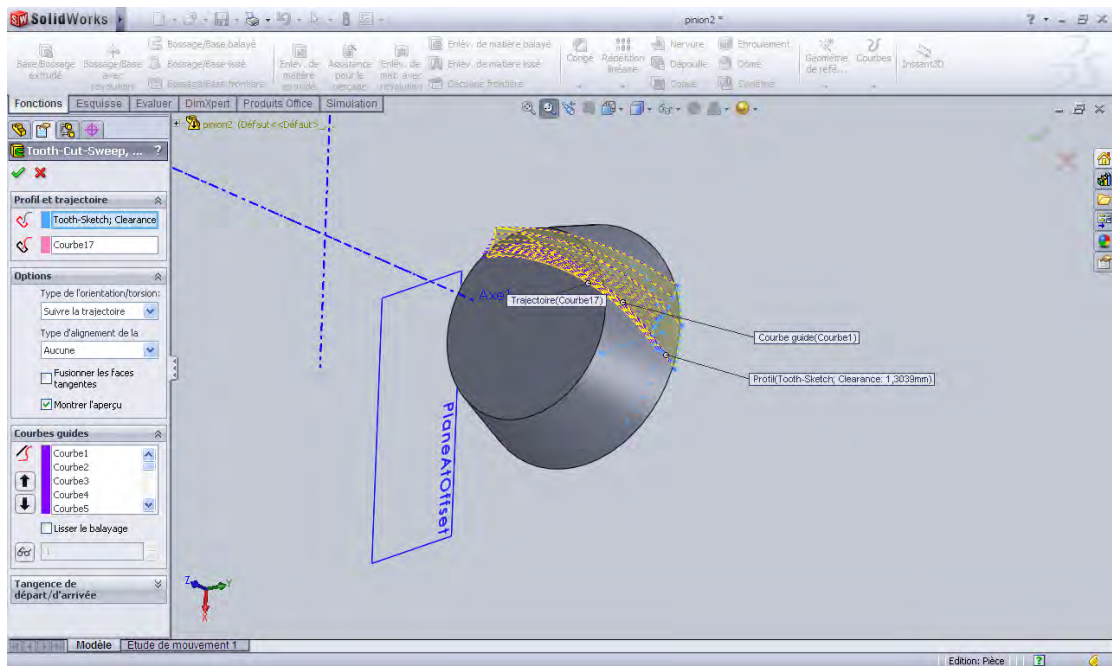


Figure II- 31 : les flancs

La répétition circulaire selon le nombre des dents qui égal a 9 dents :

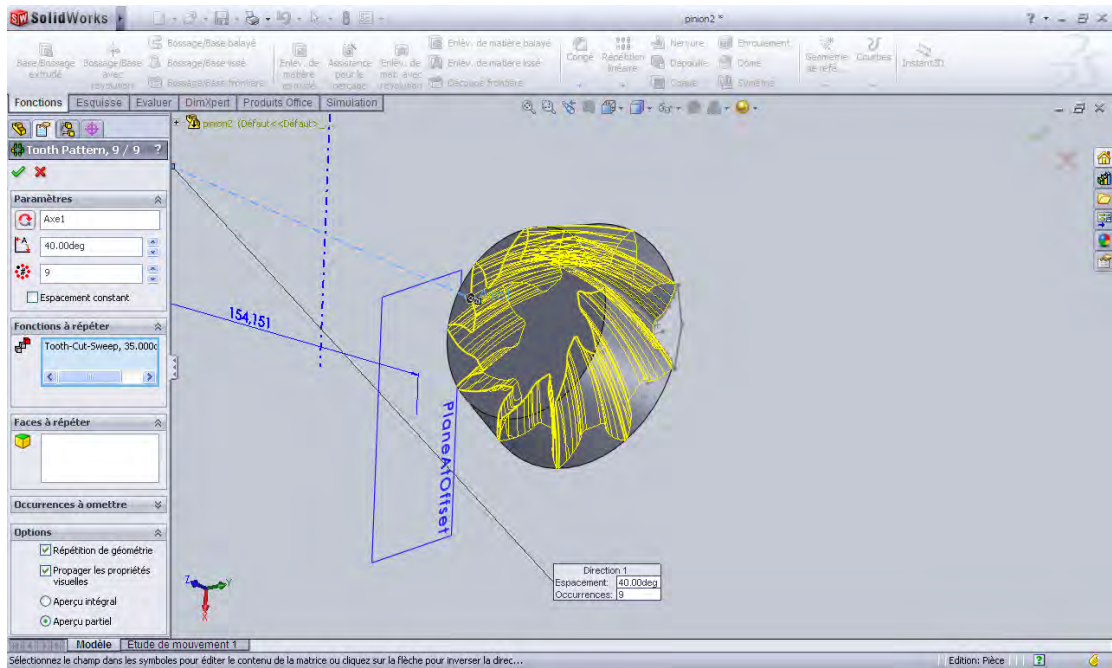


Figure II- 32 : l'étape de la répétition circulaire

Le pignon dans son état final :

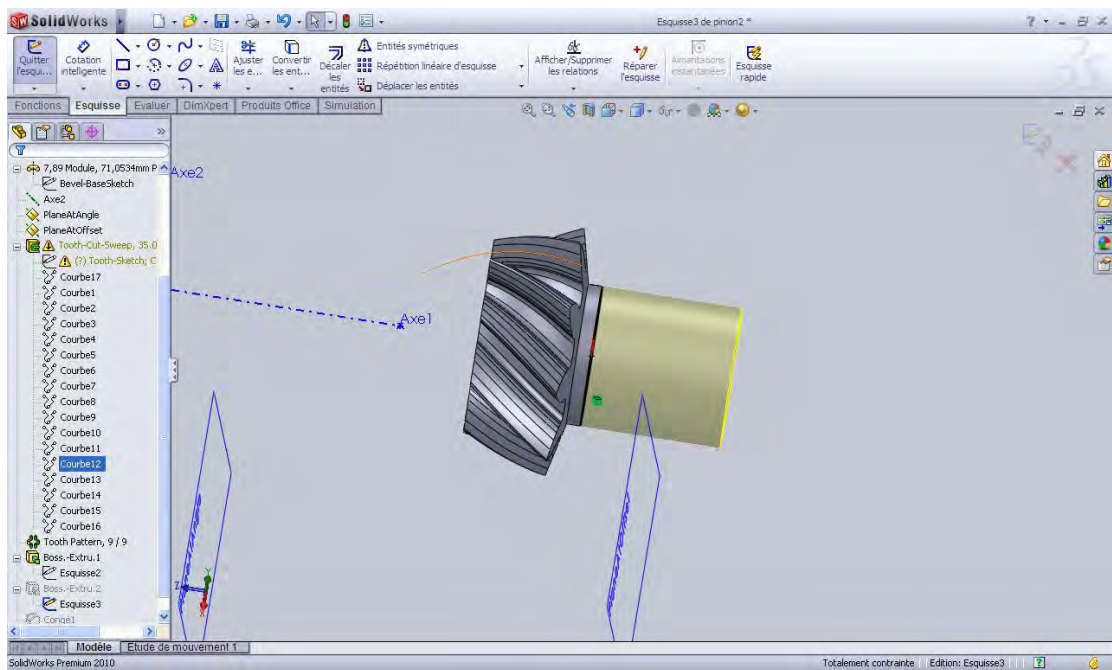


Figure II- 33 : Le pignon d'attaque

Puis le palier sur lequel le pignon tourne :

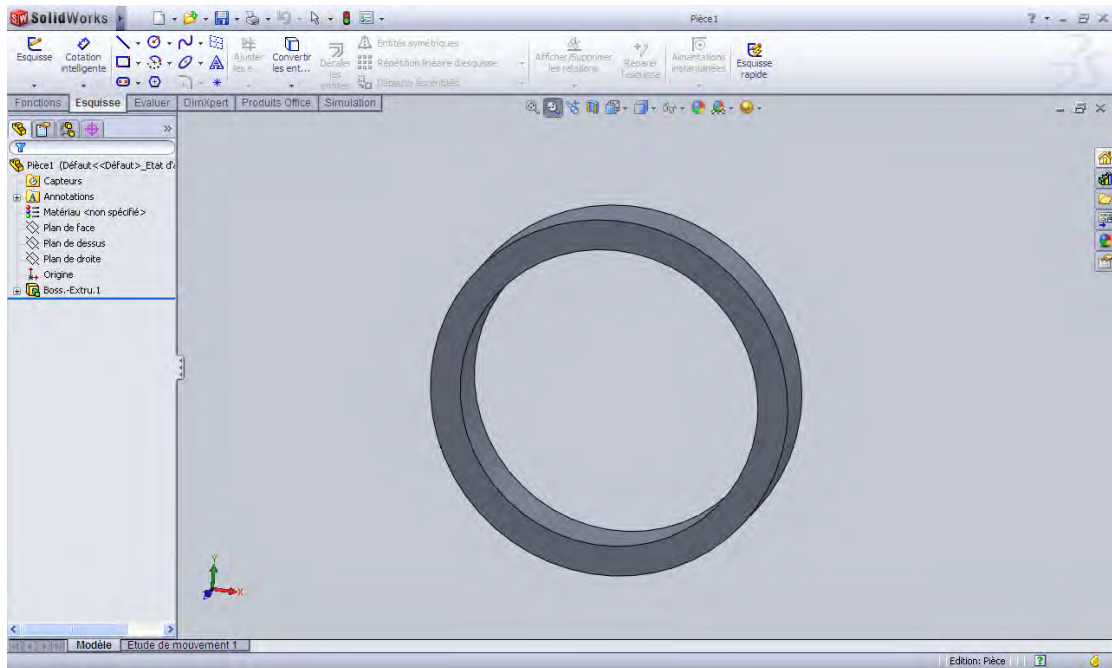


Figure II- 34 : Le palier

Pour créer l'assemblage il nous faut un nouveau document SolidWorks assemblage :

Nouveau document SolidWorks>assemblage>parcourir les deux pièces et aussi l'arbre de rotation de la couronne et le palier du pignon :

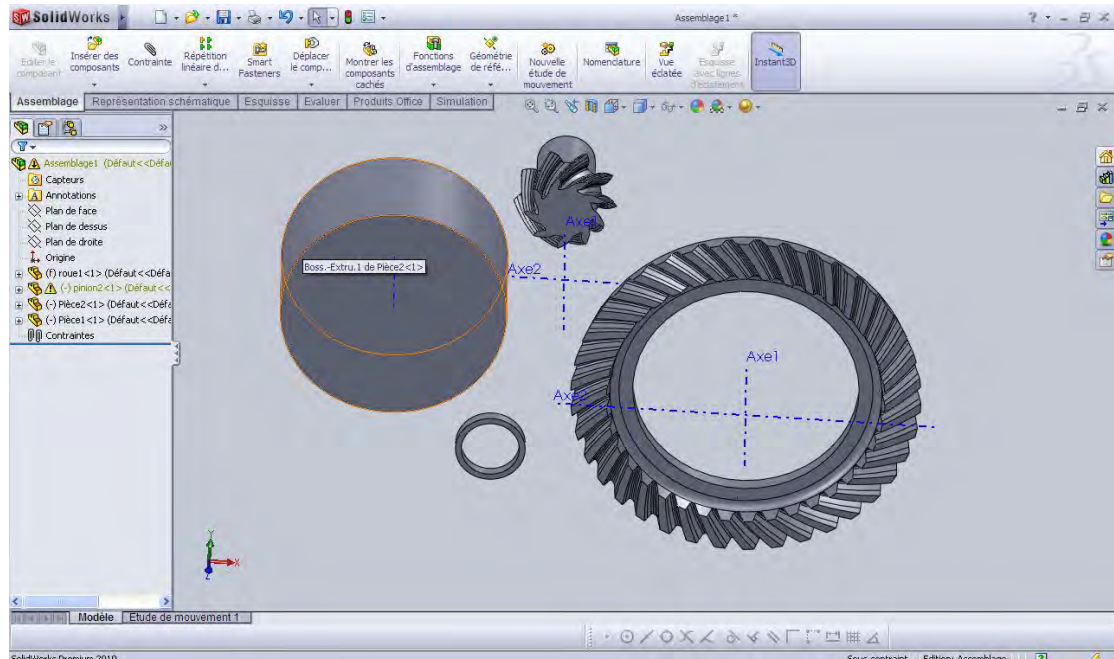


Figure II- 35 : Construction de l'assemblage phase 1 : importation des pièces

Le positionnement des deux roues sera fait par l'activation de l'icône



qui nous permet de définir la relation entre les axes de rotation :

Axe 2 roue @Axe1pignon : contrainte coïncidente

Axe 1 roue @Axe2pignon : contrainte perpendiculaire

Axe 1 roue @Axe2pignon : contrainte distance (0mm)

Axe 1 roue @Axe2pignon : contrainte angle (111,0°)

Axe 2 roue @Axe1pignon : contrainte angle (5,0°)

Face roue@ face support : contrainte coaxial

Face roue@ face support : contrainte coïncidente

Face pignon @ face support pignon : contrainte coaxial

Face pignon @ face support pignon : contrainte coïncidente

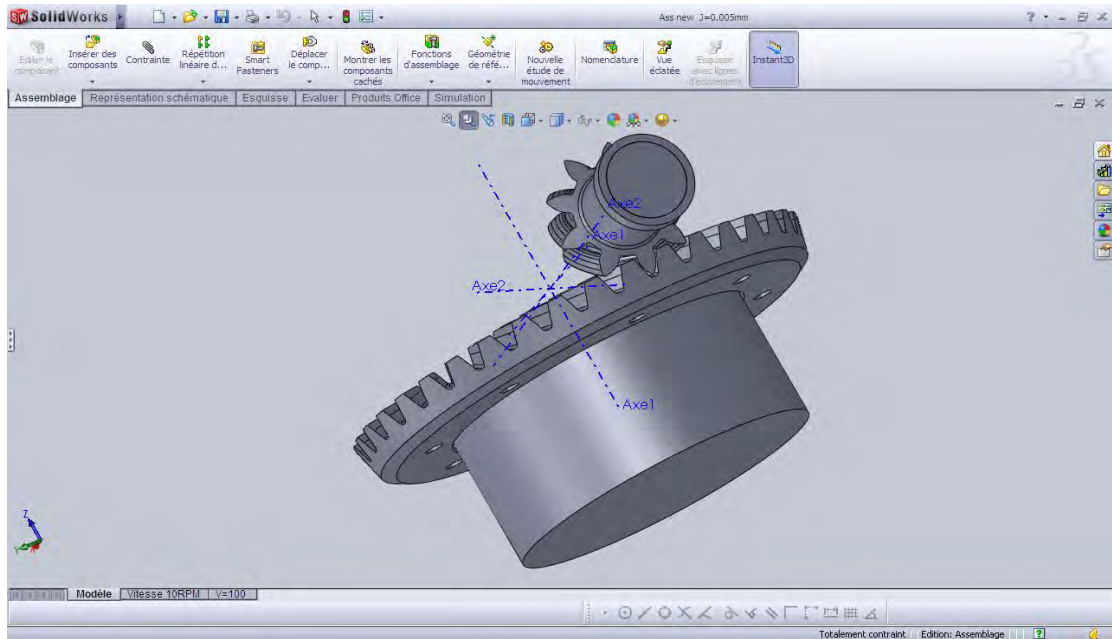


Figure II- 36 : le couple spiro-conique dans SOLIDWORKS

Et la modélisation sous SolidWorks est complète. Après ; et pour l'analyse numérique avec la MEF nous utilisons un autre logiciel qui est aussi très vaste et très développées : ANSYS 12.1.

Après enregistrer l'assemblage sous format Parasolid X_T onpeu l'ouvrir par ANSYS12.1 :

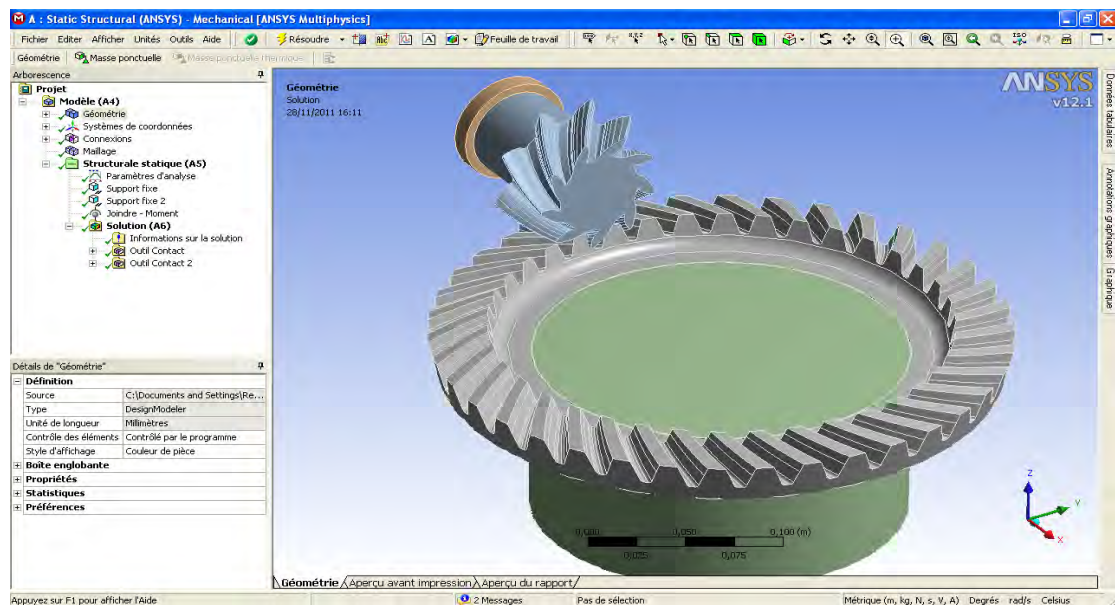


Figure II- 37 : le couple spiro-conique dans Ansys

Les résultats de l'analyse qui était fait sur SolidWorks (influence de la variation du jeu axial de fonctionnement sur la vitesse de transmission) et sur ANSYS 12.1 (influence de la variation du jeu axial de fonctionnement sur la localisation de la portée de contact) et l'interprétation des résultats obtenus seront introduits dans la chapitre IV

Chapitre III: Mise en Equation de la Variation du Jeu Axial

Lors de la conception d'un produit, le concepteur définit une géométrie cible, qui garantit son bon fonctionnement. Or la production de pièces parfaites n'est pas possible. Il est alors nécessaire de trouver un compromis entre le besoin du bureau d'études et les moyens de production. Actuellement, ce compromis est arbitré par le tolérancement en terme de détermination de tolérances, deux grandes familles sont présentes: la chaîne des cotes linéaire unidirectionnelle et le tolérancement géométrique tridimensionnel.

Deux approches sont possibles: le tolérancement au pire des cas et le tolérancement statistique. Le tolérancement au pire des cas garantit le bon fonctionnement si toutes les pièces sont dans leurs tolérances respectives. Le tolérancement statistique suppose que la probabilité de trouver une configuration au pire des cas est faible. On peut alors augmenter les tolérances sur chaque pièce. Cependant, il existe un risque sur la fonctionnalité du mécanisme: la probabilité de cumuler des pièces en limite de tolérances aussi faible soit elle n'est pas nulle. Il est alors nécessaire de maîtriser ce risque: le taux de non conformité des conditions fonctionnelles doit être évalué.

Industriellement, les tolérances géométriques sont déterminées par des modèles très simplifiés (chaîne de cotes)

I. La chaîne de cotes

Formule algébrique donnant en résultat le jeu recherché et reliant par des opérateurs (+, -, ×, /, sin...) des cotes figurant sur les plans des pièces. On peut distinguer les chaînes de cotes en variantes linéaires, surfaciques et volumiques suivant qu'elles s'étendent suivant une, deux ou trois dimensions.

1. Chaîne de cotes linéaire

Somme de cotes mises bout à bout en série permettant de connaître la distance d'un plan de départ P à un plan d'arrivée Q parallèle à P ; chaque cote est affectée d'une tolérance et d'un signe + ou - fonction du sens dans lequel on la parcourt.

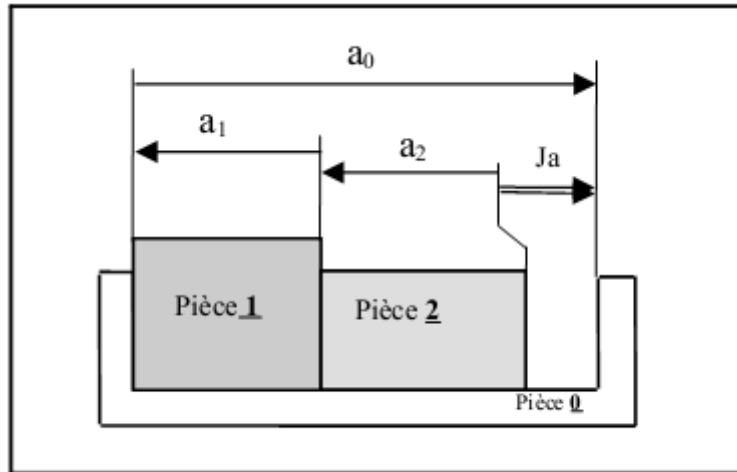


Figure III- 1 : Dessin d'un ensemble des pièces montées

2. Méthode de construction des chaînes de cotes

- Partir de l'origine du jeu et rechercher une surface de contact entre la pièce 2 et une autre pièce, ici la pièce 1.
- Tracer la cote fonctionnelle relative à la pièce 2 et diriger la vers la droite.
- Rechercher une surface de contact entre la pièce 1 et une autre pièce, ici la pièce 0.
- Tracer la cote fonctionnelle relative à la pièce 1 et diriger la vers la droite.
- La cote condition étant entre la pièce 0 et la pièce 2, vous pouvez refermer la chaîne de cote avec la cote a.

3. Dessins et cotes

a. Dessin de définition

Il s'agit d'un dessin définissant, complètement et sans ambiguïté, les exigences fonctionnelles auxquelles doit satisfaire le produit dans l'état de finition prescrit (ce n'est pas nécessairement l'état définitif du produit, par exemple pièce de fonderie et pièce avant revêtement). Ce dessin fait partie des documents qui font foi dans les relations entre les parties contractantes. Il satisfait à la double condition :

- ne pas permettre d'accepter de pièces mauvaises ;
- ne pas faire refuser de pièces bonnes.

Néanmoins, l'aspect du produit, la matière, certaines formes ou dimensions peuvent être imposés plus ou moins arbitrairement. Si l'ensemble étudié est fabriqué en grande série et fait l'objet de prototypes, il faudrait vérifier l'aptitude des pièces aux extrêmes des tolérances de toutes les cotes dans toutes les combinaisons entre

elles, ce qui est souvent impossible (coût, délai) et peut hélas amener à limiter certaines tolérances à ce qui a été essayé.

Il faut bien se rendre compte que c'est à ce moment que l'essentiel est fixé : toute exigence inutile se traduira par une augmentation de prix, de poids... Le dessin de définition constituant un ordre impératif, le produit défini doit pouvoir être réalisé en un lieu quelconque, à une époque quelconque et par des moyens quelconques. Ce dessin exige donc souvent la collaboration des méthodes. Le dessinateur ne doit plus être axé sur tel moyen qui lui semble bon, mais qui semblera médiocre et coûteux à l'exécutant. Cela exige que le dessinateur définition connaisse tous les moyens existants de production.

À cause de cela, le dessin de définition est celui qui donnera les pièces les meilleures et les moins chères.

b. Dessin limite

C'est un dessin fonctionnel absolu, donnant les plus larges possibilités d'obtention. Ce dessin est très difficile à établir d'emblée puisqu'il fait abstraction de toutes idées préconçues. C'est le fruit d'une collaboration étroite avec le bureau des méthodes. Il est généralement établi progressivement, au fur et à mesure de l'augmentation du nombre de pièces fabriquées, en vue de l'utilisation de nouveaux moyens de fabrication.

c. La cote

Elle prend en général (l'exception étant la cote absolue) la forme d'une valeur minimale et d'une valeur maximale .ou des deux. Dans ce dernier cas, elle comprend une valeur nominale, une tolérance minimale et une tolérance maximale : . En notant

: $a_{am\ in}^{a_{max}}$.

On définit l'intervalle de tolérance (IT) comme :

$$IT = a_{max} - a_{min} \quad (III-1)$$

d. La cotation arbitraire

Définition :

C'est une cotation dans laquelle les cotes et les tolérances sont choisies sans raison d'aptitude à l'emploi du produit, ou sans raison bien définie, ou simplement pour satisfaire les recommandations lues dans certains manuels ou enseignées :

a) définir les formes et les positions de toutes les surfaces de la pièce par décomposition en éléments géométriques juxtaposés, en vue de son exécution par l'ouvrier, pour éviter des calculs à l'ouvrier, en vue d'un procédé d'usinage.

b) n'inscrire des cotes que directement mesurables avec les instruments banaux (pied à coulisse, vernier de tour, etc.) ;

c) indiquer une tolérance générale, pour éviter d'inscrire une tolérance à chaque cote.

d) totaliser les cotes partielles ;

e) ne pas mettre de tolérances aux cotes sans importance.

Cote fonctionnelle :

Il s'agit de cote ou de prescription imposée par une condition élémentaire d'aptitude à l'emploi.

e. La cotation fonctionnelle et la cote d'indication non fonctionnelle

Le procédé de cotation fonctionnelle n'utilise que des cotes fonctionnelles et, par extension, des prescriptions fonctionnelles. La cote ou l'indication non fonctionnelle est mise arbitrairement et sans raison directe d'aptitude à l'emploi, tels la longueur d'un axe, d'un goujon, l'altitude d'un plafond, le poids d'une pièce brute, le diamètre d'un bossage de fonderie si c'est une épaisseur de matière autour du trou que l'on veut.

f. La cote absolu et la forme absolu

La cote absolue est une cote sans tolérance pouvant pratiquement être matérialisée par un vérificateur ayant un degré de précision d'ordre supérieur. Cette cote est encadrée (par exemple $\boxed{10}$). On peut utiliser ce genre de cote de différentes façons :

— pour indiquer une cible, par exemple la position du centre d'un trou. Dans ce cas, elle est obligatoirement associée à une tolérance de positionnement car la fabrication ne peut réaliser une cote avec une tolérance strictement nulle (fig. III-2-a) ;

— pour se ramener dans un repère de cotation plus intuitif à comprendre (fig. III-2-b)

— pour limiter l'encombrement d'une pièce ;

— pour définir un plan de mesure sur une pièce conique

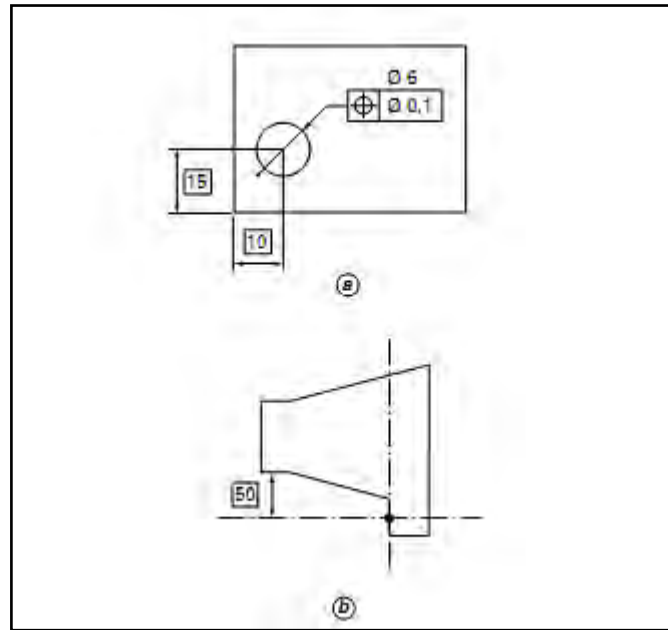


Figure III- 2 : Utilisation des cotes absolues

Exemple chaîne de cotes linéaire :

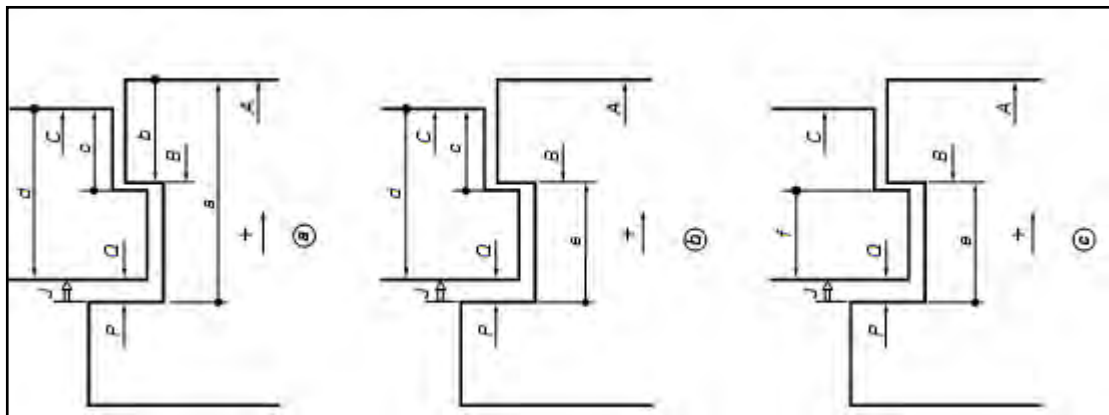


Figure III- 3 : chaîne de cotes linéaire

D'où il résulte :

$$J = a - b + c - d \quad (III-2)$$

J sera maximal lorsque les cotes précédées du signe (+) seront maximales et celles précédées du signe (-) seront minimales :

$$J_{\max} = a_{\max} - b_{\min} + c_{\max} - d_{\min} \quad (\text{III-3})$$

Inversement :

$$J_{\min} = a_{\min} - b_{\max} + c_{\min} - d_{\max} \quad (\text{III-4})$$

$$ITJ = J_{\max} + J_{\min} \quad (\text{III-5})$$

Si la variation de J est trop étendue, il faut réduire dans le sens convenable l'écart sur une ou plusieurs cotes.

Dans le cas de la (fig III-3-a), le jeu J dépend d'une chaîne comprenant 4 termes.

Moins la chaîne comporte de termes, moins il y a de cotes et de tolérances à satisfaire et plus les tolérances peuvent être larges.

En remplaçant les cotes (+a-b) par la cote (+e) (fig. III-3-b), la chaîne s'établit ainsi :

$$J = e + c - d \quad (\text{III-6})$$

Et en remplaçant (+c-d) par (-f) (fig. III-3-c) la chaîne devient :

$$J = e - f \quad (\text{III-7})$$

Cette dernière cotation est la plus directe : elle est fonctionnelle. Elle garantit de la façon la plus économique la condition du jeu J. Les cotes e et f doivent figurer sur les dessins de définition de chaque pièce. S'il n'y a qu'une fonction à satisfaire, la chaîne de cotes la plus courte est celle où il y a une cote par pièce. S'il y a plusieurs fonctions, cette règle n'est plus valable. En général, on commencera par les chaînes où la tolérance admissible sur le jeu est la plus faible pour finir par celles où elle est la plus élevée.

4. Application sur la boite a vitesses TW55.4

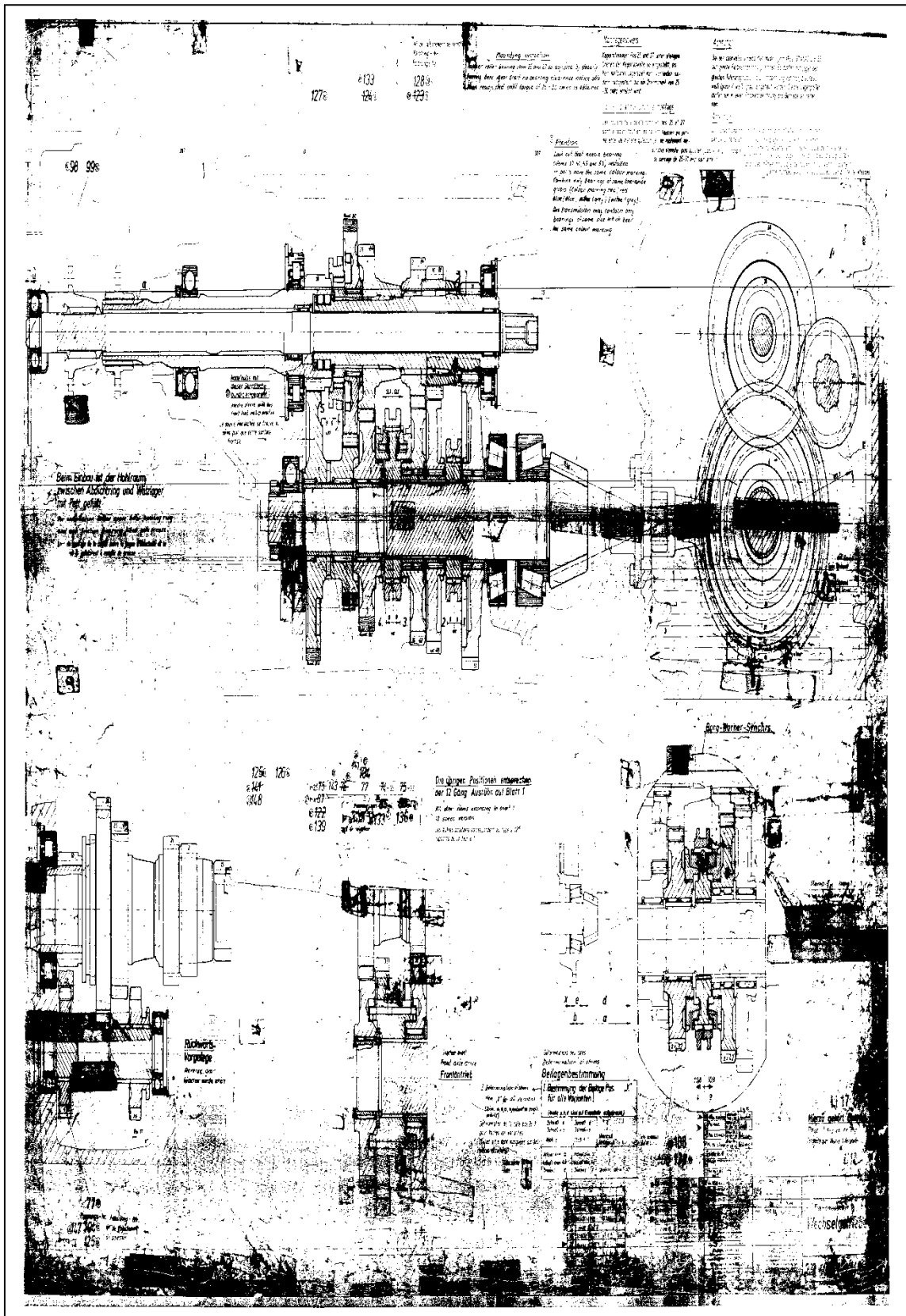


Figure III- 4 : Boite à vitesses TW55.4

La chaîne de cotes qu'on doit calculer pour cette étude est la chaîne montrée dans la figure :

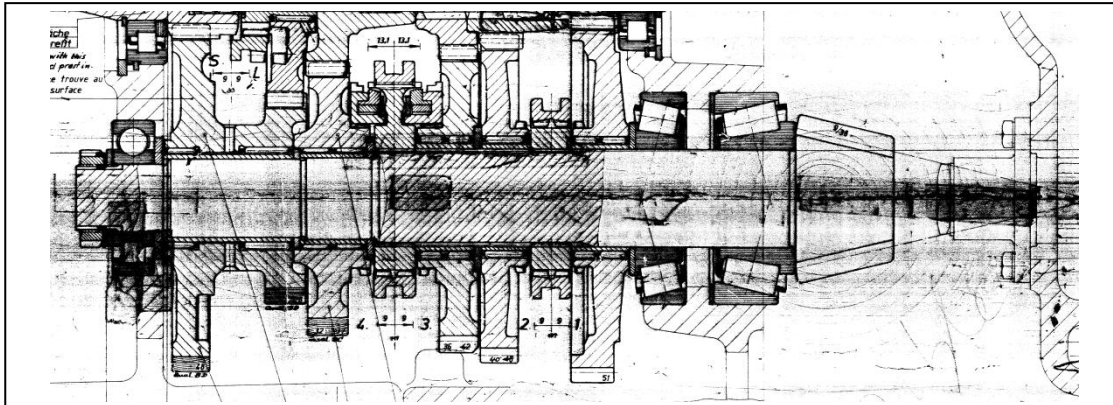


Figure III- 5 : la chaîne cinématique relia au pignon d'attaque

La boîte à vitesse contient des vitesses et des roulements et le carter qui chaque une d'eux a un plan de détail ou se trouve ces dimension nécessaire pour le calcul de la chaîne des cotes et déterminera le jeu axial de fonctionnement du couple.

Dans notre model notre boîte à vitesse a quatre (4) vitesse marche avant et un réducteur marche arrière la partie de la boîte à vitesse qui nous intéresse et la partie couple conique (pignon d'attaque + couronne) et l'arbre du pignon d'attaque avec les organes montés sur l'arbre),

a. Dessins de détail des pièces

Notre boîte à vitesse est a quatre vitesse :

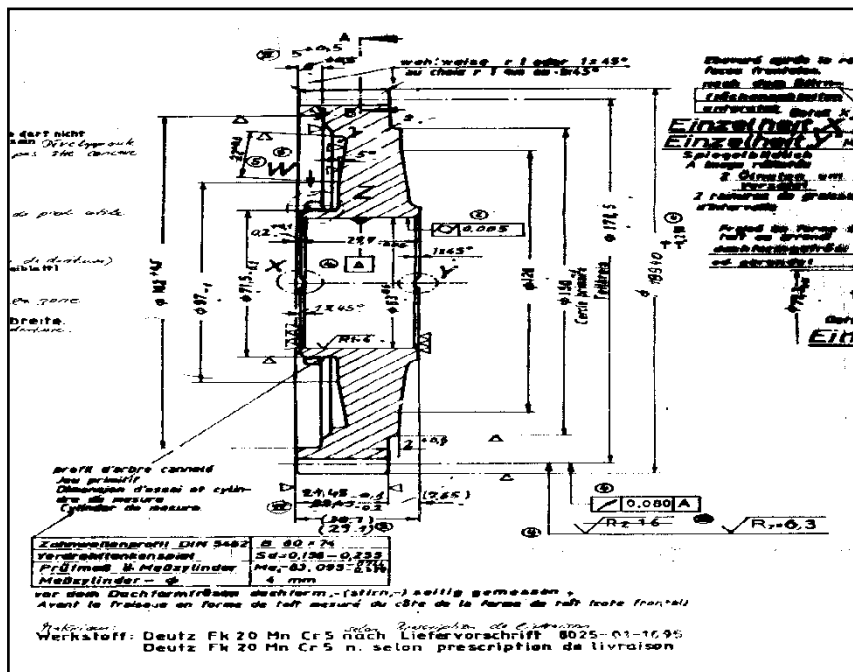


Figure III- 6 : la roue dentée de la 1^{er} vitesse Z=51dents

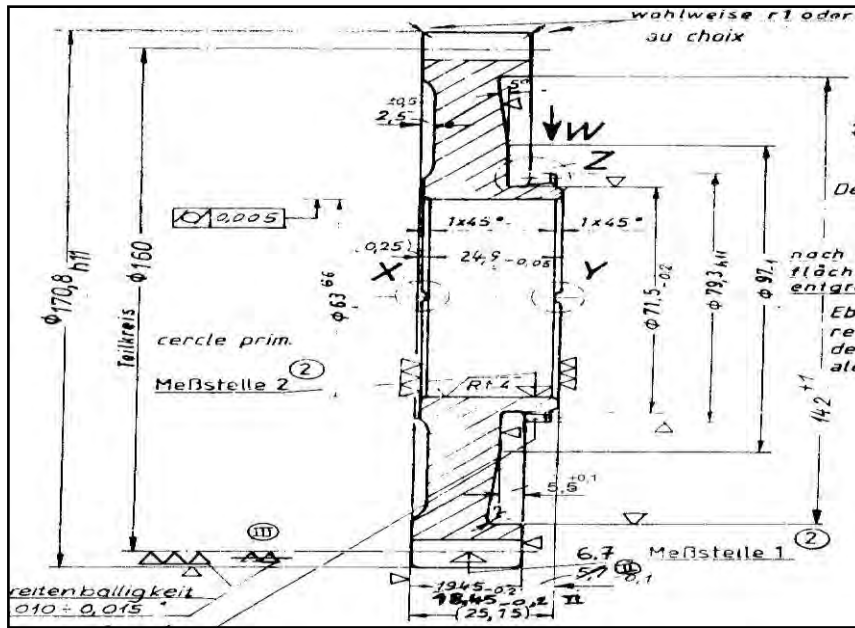


Figure III- 7 : Roue dentée de la 2em vitesse Z=40 dents

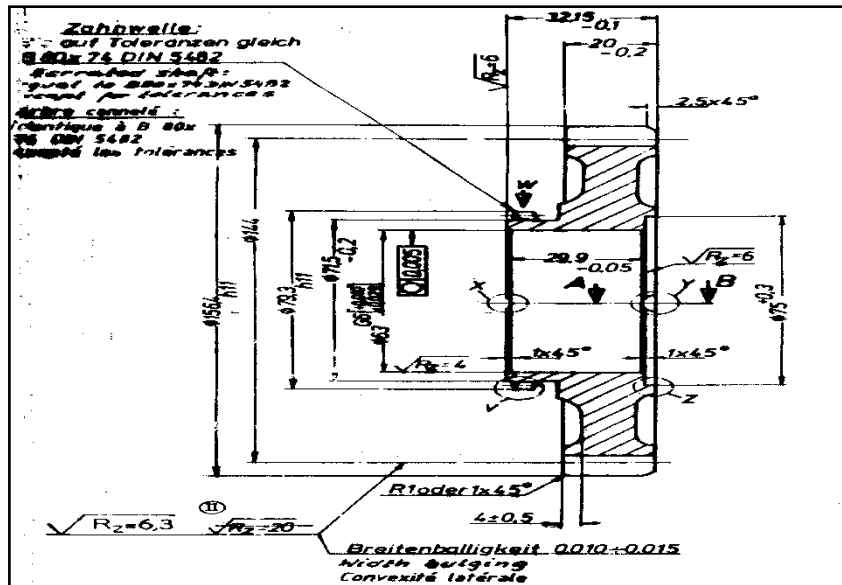


Figure III- 8 : Roue dentée de la 3em vitesse Z=36 dents

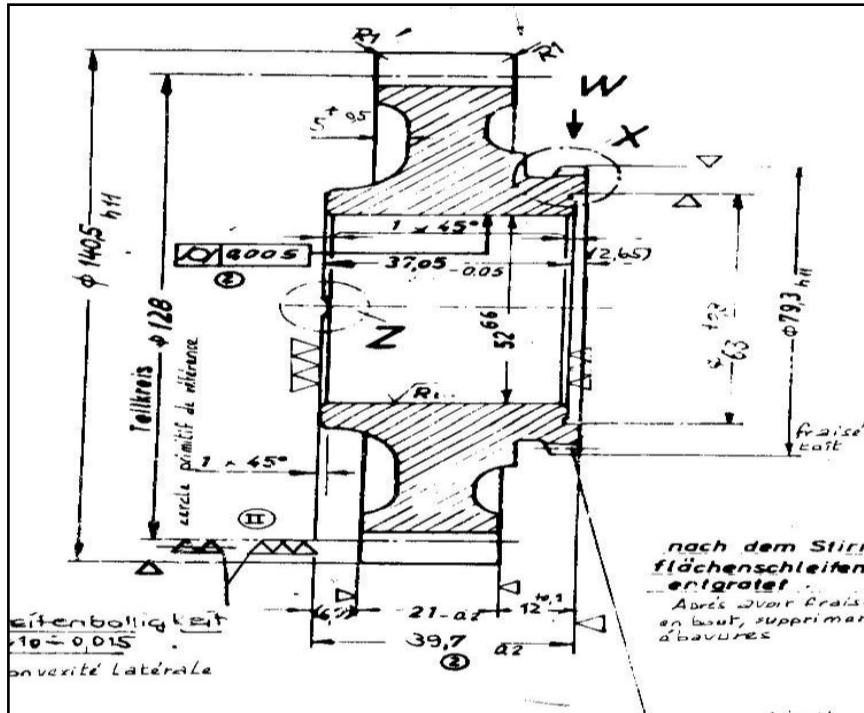


Figure III- 9 : Roue dentée de la 4em vitesse Z=32 dents

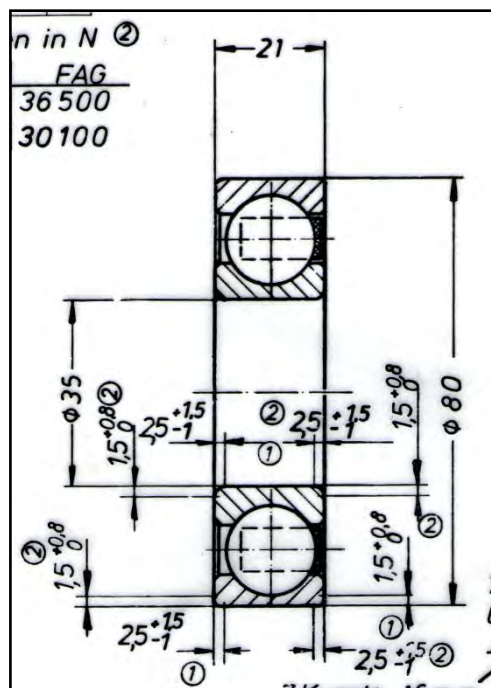


Figure III- 10 : Roulement a bille

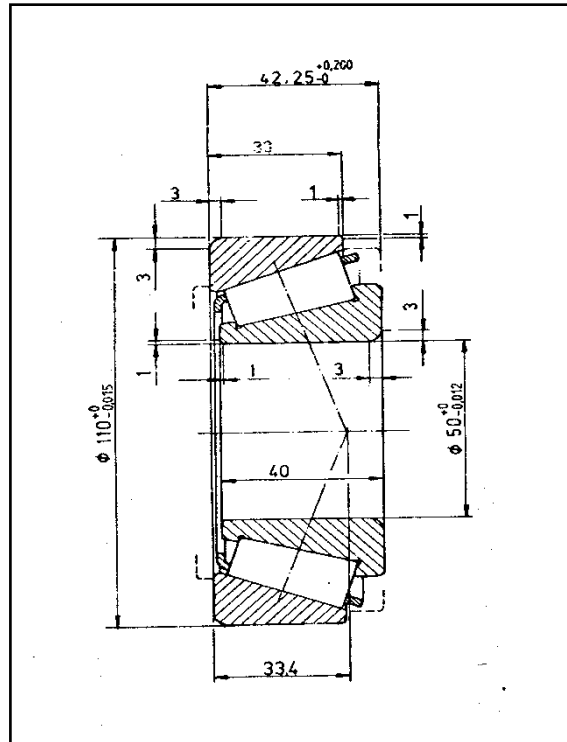


Figure III- 11 : Roulement conique 1

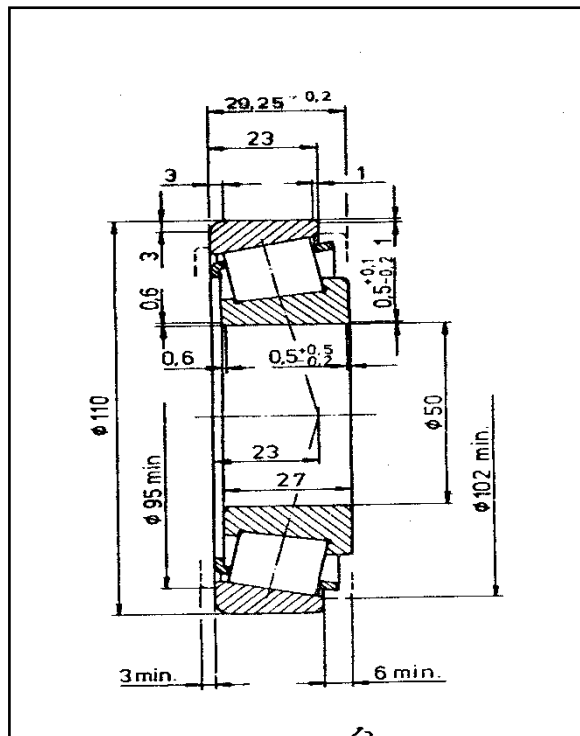


Figure III- 12 : Roulement conique 2

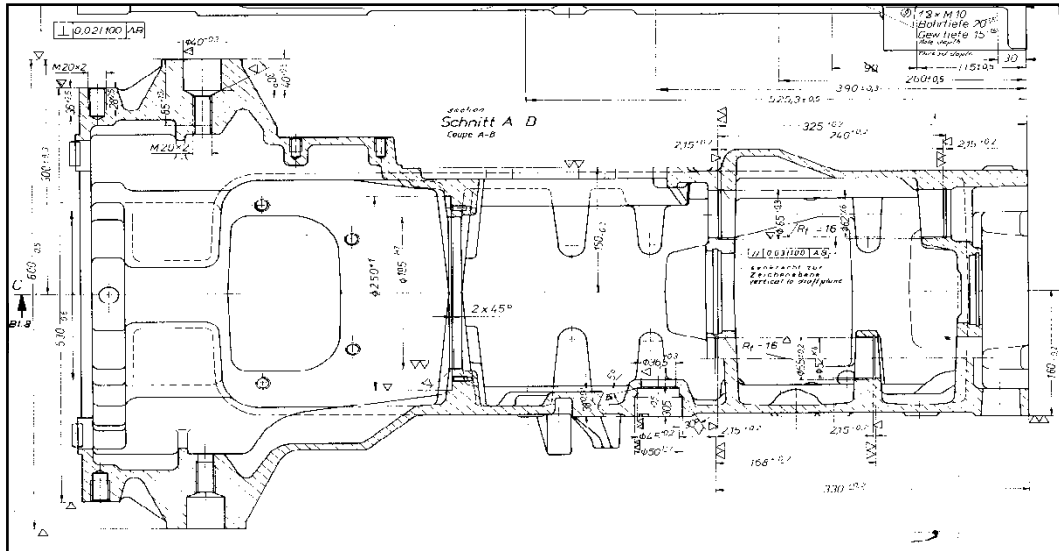


Figure III- 13 : le carter

5. Le Jeu de fonctionnement

Un mécanisme est constitué de différentes pièces. Pour que ce mécanisme fonctionne, des conditions doivent être assurées (jeu, dépassement, retrait, serrage, etc...). Certaines dimensions de pièces dépendent des fonctions techniques que devront remplir ces mêmes pièces. On peut définir ces dimensions « fonctionnelles » en traçant une chaîne de cotes

a. Le Jeu Axial Ja

Les conditions d'engrènement imposent que les sommets des deux cônes soient confondus. Qui oblige le concepteur à un centrage très précis des deux roues pour assurer un fonctionnement correct. Il faut donc prévoir au montage un réglage axial des deux roues. Le jeu axial est la distance comprise entre les sommets des deux cônes sur la direction de l'axe de rotation du pignon.

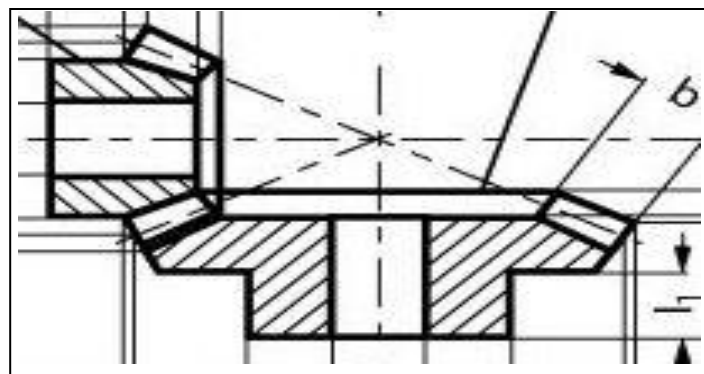


Figure III- 14 : Les deux cônes sont confondus

b. Application industriel

Le réglage axial des deux roues est contrôlé par la cale X qui est représenté dans la figure : III-7.

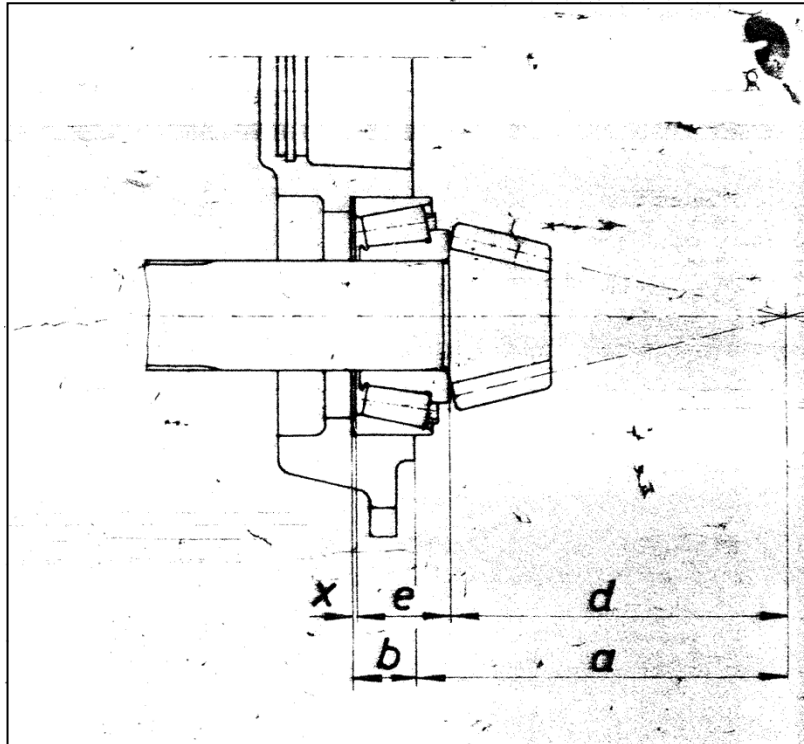


Figure III- 15 : Réglage axial par la cale X

c. Détermination de la cal X

La cal X est un organe réglable qui control le jeu axial et la position du pignon.

$$x = (b + a) - (e + d) \quad (\text{III-8})$$

Donc :

$$x_{max} = (b_{max} + a_{max}) - (e_{min} + d_{min}) \quad (\text{III-9})$$

$$x_{min} = (b_{min} + a_{min}) - (e_{max} + d_{max}) \quad (\text{III-10})$$

Avec :

$$d_{max} = 154.05 \text{ mm} \quad \text{et} \quad d_{min} = 153.95 \text{ mm}$$

$$a_{max} = 170.02 \text{ mm} \quad \text{et} \quad a_{min} = 169.8 \text{ mm}$$

$$e_{max} = 42.45 \text{ mm} \quad \text{et} \quad e_{min} = 42.25 \text{ mm}$$

$$b_{max} = 27.90\text{mm} \quad \text{et} \quad c_{min} = 27.60\text{mm}$$

Application numérique :

On trouve :

$$J_{min} = 0 \text{ mm}$$

$$J_{max} = 0.85 \text{ mm}$$

II. Caractéristique de fonctionnement : La Portée

1. La Portée de contact de l'engrenage spiro-conique

Les méthodes d'inspection des profils de denture couramment utilisées dans le cas des engrenages cylindriques droits et hélicoïdaux ne sont pas réalisables pour les engrenages spiro-coniques et hypoïdes. La complexité géométrique de la surface de denture de ces engrenages, et le fait que la forme et l'épaisseur d'une dent varient sur sa longueur, rendent impossible l'utilisation des méthodes d'inspection traditionnelles, simples et rapides [27. 28]. Dans le passé, à défaut de pouvoir contrôler l'exactitude de la surface réelle obtenue la fabrication, on s'est tourné vers la vérification du comportement de l'engrenage en fonctionnement. La mesure de la portée de contact et du changement de vitesse due au changement d'entraxe et aussi variation du jeu entre dents. Plus communément appelé "rolling check", remplit ce rôle. Cette vérification consiste à placer les engrenages sur une machine d'essais, sous les positions de montage nominales. En rotation et sous faible charge, on mesure la portée de contact lors de l'engrènement. On peut ainsi vérifier la qualité de l'engrenage fabriqué.

a. Définition

La portée de contact est l'empreinte d'une dent qui contient tous les points où il y a eu contact lors de l'engrènement entre le pignon et la roue. La portée de contact peut être prise sur une dent du pignon, ou de la roue. Le résultat obtenu est donc une image qui représente l'ensemble des points d'engrènement entre les dents. L'analyse de cette image est reconnue comme un indice fiable de la qualité de l'engrenage fabriqué. De plus, elle donne une idée de la performance de l'engrenage lorsqu'il sera placé en fonctionnement sous charge. C'est à dire en condition réelle d'opération.

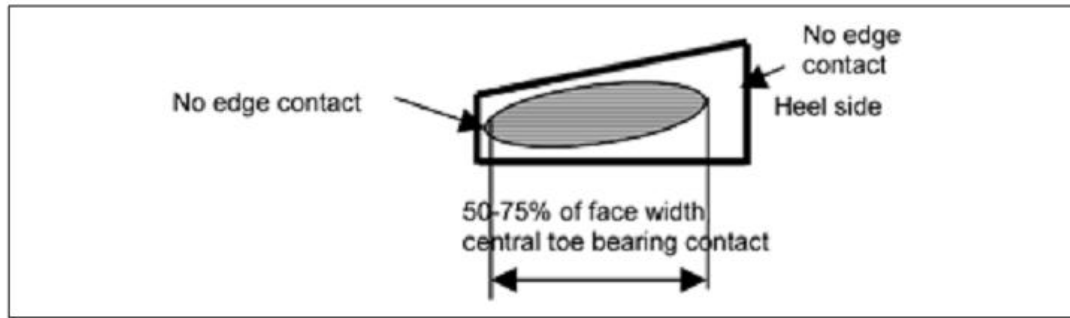


Figure III- 16 : la portée de la dent [8]

b. Signification

L'estimation de la performance des paires d'engrenages est définitivement basée sur la portée de contact, qui est directement reliée à l'erreur de transmission cinématique. Pour des engrenages parfaitement conjugués, l'étendue de la portée de contact couvre toute la zone d'action sans atteindre les zones de concentration des contraintes situées aux extrémités des dents [29].

En réalité pour des raisons liées à la facilité de taillage et à la grande résistance des dentures à hauteur variable, le procédé de fabrication Gleason génère des surfaces non conjuguées. De plus, on modifie souvent volontairement la surface des dentures par de légers bombements dans le sens longitudinal et perpendiculaire de la dent. Cette pratique permet d'éviter de charger les extrémités des dents, où il y a concentration des contraintes. Elle permet aussi de rendre la performance de l'engrenage moins sensible aux erreurs de montage, d'excentricité et aux déplacements des paliers en fonctionnement. Dans ces conditions, l'engrènement se fait selon un "contact point" et non plus selon des lignes de contact instantanées [29]. En fonctionnement sous charge, dû à l'écrasement des surfaces (déformations élastiques), le contact va s'étendre graduellement pour produire à nouveau des ellipses de contact, que nous représentons habituellement par leur axe principal. Idéalement, sous une pleine charge, l'ensemble de ces ellipses de contact remplit la totalité de la zone de travail de la surface de la dent.

En conséquence, sous faible charge, la portée de contact des engrenages spiro-coniques et hypoïdes est localisée. Ainsi, les limites de la portée de contact sont fonction du bombement de la surface des dents, de la charge appliquée et de l'erreur de transmission cinématique due à la non-conjugaison des surfaces de dents [30]. Elle est aussi très sensible aux erreurs de montage et aux excentricités en rotation.

La dimension. La forme. Ainsi que la position de la portée de contact mesurée sur un engrenage donnent une indication de la topologie des dentures en contact. et permettent de prédire le comportement en condition réelle d'opération (sous charge). La figure III-17 montre des portées de contact optimales pour un engrenage spiro-conique. Une portée de contact acceptable doit présenter une forme permettant de tolérer des erreurs de positionnement du pignon et de laroue. sans provoquer de répartition anormale de la charge. Afin qu'un couple d'engrenages puisse atteindre une vie maximale. la portée de contact doit également être bien centrée sur la dent [32].

La mesure de la portée de contact est donc un outil utile de vérification de la qualité de fabrication des engrenages, puisqu'elle se révèle être un indicateur important de la topologie des dents ; et du comportement en fonctionnement. L'information recueillie sur la qualité de l'engrenage est toutefois qualitative et demande une grande expérience de l'opérateur qui analyse les mesures de portées de contact.

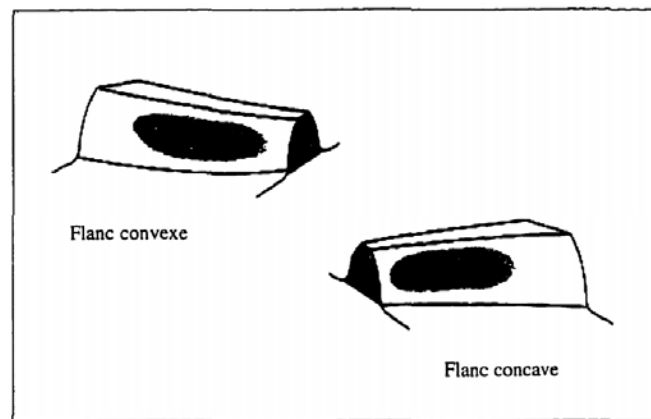


Figure III- 17 : Portées de contact optimales pour un engrenage spiro-conique [30]

c. Utilisation dans l'industrie

Comme la mesure des portées de contact est une opération relativement simple et rapide, elle est largement utilisée dans l'industrie comme outil de vérification et de contrôle de la qualité. Cette technique fait aussi partie intégrante d'un procédé itératif de mise en production. Ce procédé est représenté de façon schématique à la figure suivante :

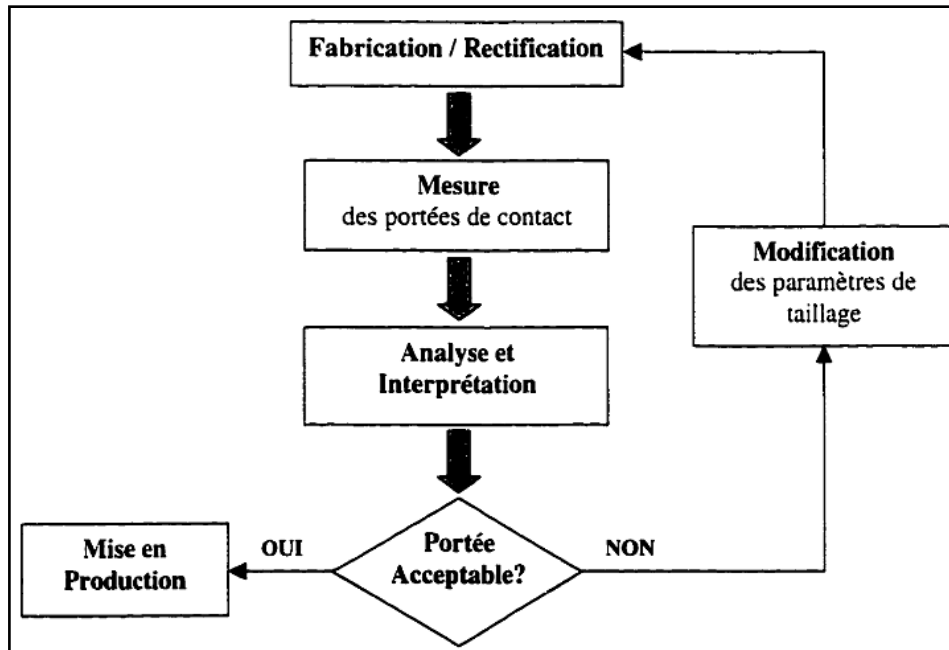


Figure III- 18 Schéma du procédé itératif de mise en production. [30]

Quand un nouveau couple d'engrenage est prévu pour être produit en grande quantité, il est d'abord nécessaire de développer la première paire, qui donnera des performances satisfaisantes en condition réelle d'opération. Le procédé consiste à tailler un premier couple d'engrenages selon les paramètres machine déterminés à la conception. On place ensuite ces engrenages sur une machine d'essais pour en mesurer les portées de contact. L'opérateur analyse le résultat, et juge si la portée de contact est acceptable ou non. Dans ce dernier cas, les engrenages retournent à la rectification et le processus recommence jusqu'à ce que l'on obtienne une portée de contact jugée acceptable. Quand on y arrive, on peut alors lancer la production avec les paramètres machine modifiés. Ce processus itératif, par essais et erreurs, est couramment appelé "développement des portées de contact"

L'optimisation des paramètres de la machine de taillage, à partir d'essais de portées de contact uniquement, est une opération longue et coûteuse. Actuellement, des programmes de simulation du taillage. Le logiciel de simulation. Quant à lui, permet de générer la liste des modifications à apporter sur les paramètres de la machine de taillage pour corriger les écarts, tout en s'assurant de conserver une erreur de transmission cinématique compatible avec le fonctionnement recherché. Il permet ainsi d'optimiser le processus de développement en plus de celui de conception.

Toutefois. La mesure de portée de contact est toujours utilisée comme outil de vérification finale. Aujourd'hui, on utilise donc la combinaison de résultats provenant du logiciel de simulation, d'essais et de mesures des surfaces pour optimiser le développement des engrenages spiro-coniques.

2. Mesure de la portée de contact par la méthode classique

Afin d'observer la portée de contact d'une paire d'engrenage, la première étape consiste à monter les membres de la paire sur une machine d'essais spécialement conçue à cette fin. Cette machine est complètement ajustable selon trois axes, ce qui permet de placer les engrenages dans leur position de montage nominale. L'arbre menant est relié à un moteur qui met l'ensemble en rotation. Finalement, on retrouve un dispositif simple pour appliquer une faible charge et assurer le contact permanent entre les dentures des deux engrenages. Le banc d'essais utilisé pour cette étude est présenté dans la figure III-19.

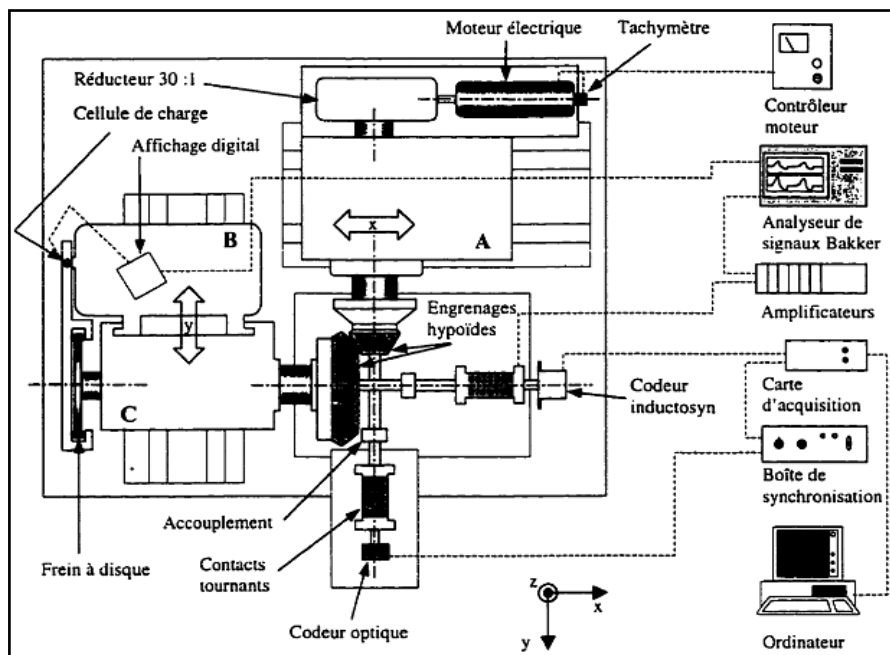


Figure III- 19 Banc engrenages hypoides et montage d'essais pour expérimental complet [30].

La seconde étape consiste à enduire les flancs de la denture de l'engrenage à tester, d'un fluide souvent composé à base d'huile. Lorsque l'on fait tourner le pignon, il y a engrènement et le fluide se retire des endroits où il y a contact entre les dents. Par la suite, on obtient une image précise de la dent contenant tous les points où il y a eu contact en fonctionnement. L'inspection se fait donc de manière visuelle

Dans le cas où l'on voudrait conserver la mesure de la portée de contact, on peut soit photographier la denture résultante, soit récupérer le résidu de l'enduit sur la dent avec un ruban adhésif translucide. Dans ce dernier cas, l'image obtenue est le négatif de la portée de contact réelle. C'est de cette manière que nous procéderons dans le cadre de nos essais. Puisqu'elle donne une image en deux dimensions qui respecte les proportions et les dimensions réelles de la dent et de sa portée. La figure III-20 présente un exemple de portée de contact recueillie de cette façon.



Figure III- 20 : Exemple de portée de contact recueilli sur une denture hypocyloïde [30]

Une fois recueillie. Cette image peut être numérisée afin d'être disponible sur support informatique. Poursuivez la sauvegarde ou la publication. Un traitement de l'image adéquat nous permettra d'accentuer les détails et de comparer. Dans une présentation similaire, ces mesures avec des résultats numériques.

Au cours de cette étude. Nous réaliserons la mesure des portées de contact pour un pairespiro-conique, Des essais seront effectués sous différentes distances de montage et avec un jeu fonctionnel varié. Ces mesures nous permettront de vérifier la correspondance au niveau de la nature du contact,

3. Relation entre les caractéristique de fonctionnement

Les différentes caractéristiques que nous venons de présenter sont toutes reliées entre elles. En effet. la position de la portée de contact qui identifie les points où le contact effectif aura lieu sera conditionnée par la valeur de l'entraxe et aussi la valeur du jeu entre dents, De la même manière. Cette position de la portée de contact sous charge influe sur la répartition et au partage de la charge entre les dents de l'engrenage.

Les sections suivantes démontrent les possibles positions de la portée de contact dans un pair de dents en contact.

Portée de contact centrée

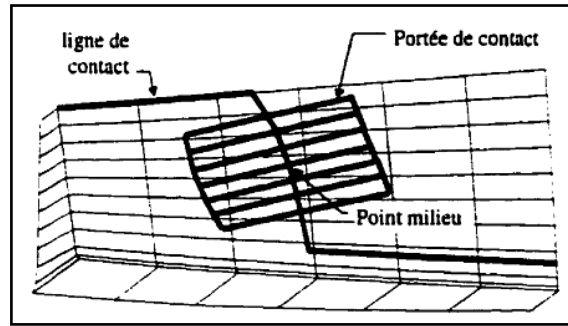


Figure III- 21 : une portée de contact centrée sur le profil de la dent de la roue [30]

Portée de contact en position haute sur le flanc de la dent

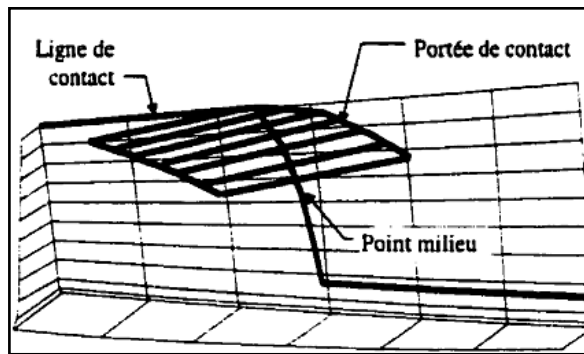


Figure III- 22 : porté de contact situé dans le haut du profil de la dent de la roue [30]

Portée de contact en position basse sur le flanc de la dent

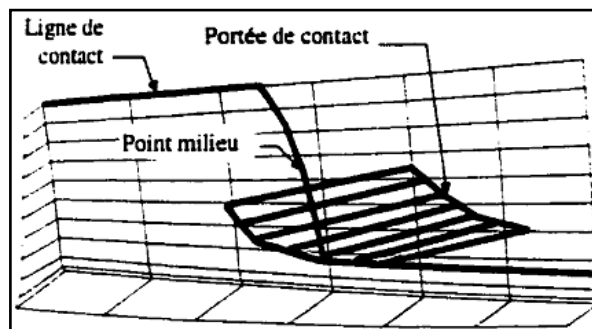


Figure III- 23 : une portée de contact située dans le bas du profil de la dent de la roue.[30]

Chapitre IV: Influence du Jeu Axial sur la Portée de Contact

I. L'influence du jeu axial sur les engrenages cylindriques droites

Une étude de l'influence du jeu fonctionnel sur les engrenages cylindriques droits sera introduit ici avant d'y aller à la présentation du travail fait sur les engrenages conique.

Les engrenages cylindriques sont des engrenages à axes parallèles, et qui présentes moins de difficulté du côté d'études et fabrication vis-à-vis aux engrenages coniques.

Le couple étudié et le couple avec les caractéristiques représentés dans le tableau (III-1), le facteur qui caractérise l'étude est la variation du jeu axial (l'entraxe) et son influence sur le fonctionnement du couple (son influence sur la vitesse)

L'entraxe théorique de ce couple est de 120mm, donc les résultats de cette valeur seront les résultats de référence

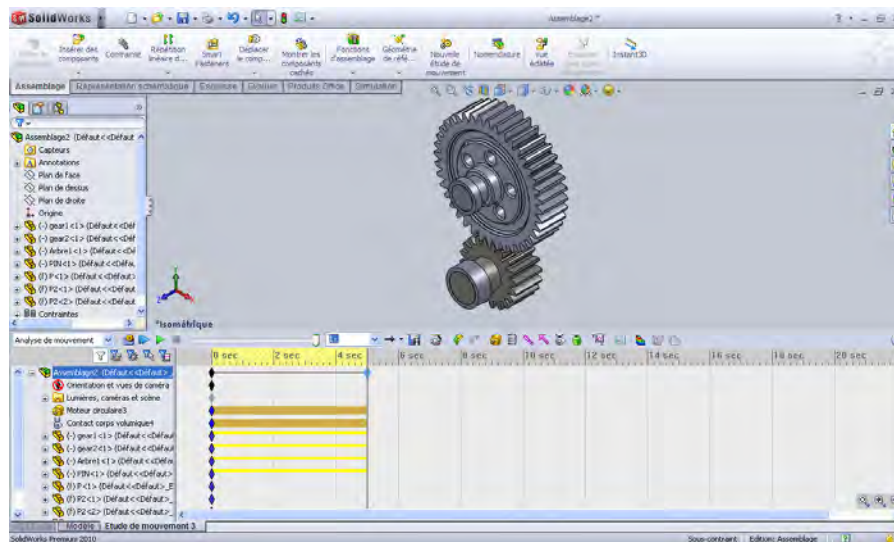


Figure IV- 1 : Simulation du mouvement du couple sous SOLIDWORKS

Ce couple est alimenté par un moteur qui tourne avec 60rd/sec, la vitesse de sortie mesurée sur la roue et représentée dans le graphe suivant :

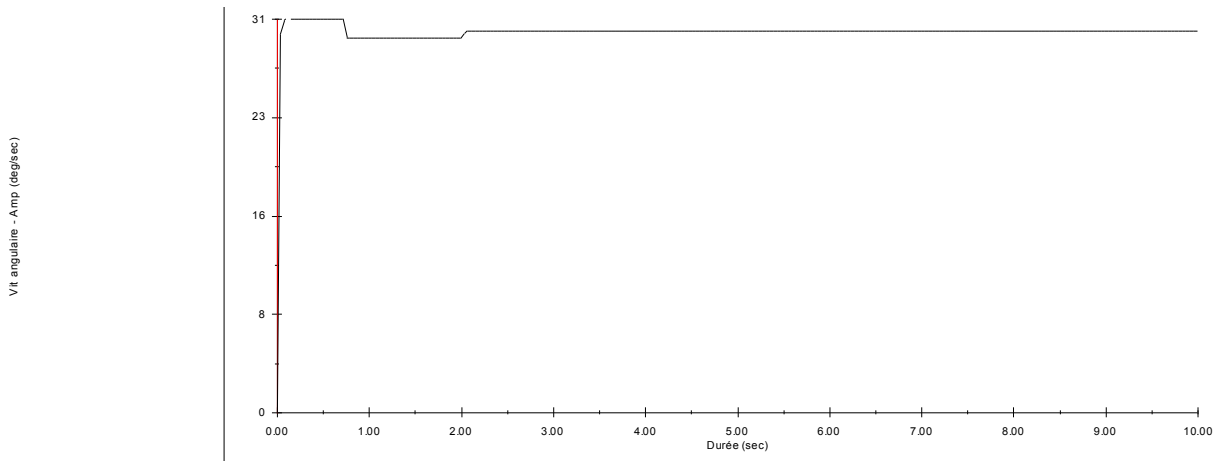


Figure IV- 2 : La vitesse angulaire de la roue pour a= 120mm

A : a=120mm (l'entraxe théorique d'unalignement parfait) la vitesse angulaire $w=30\text{rd /sec}$.

Notre étude est basé sur le changement d'entraxe donc on augmente l'entraxe pour voir son 'influence sur le fonctionnement du couple :

A un entraxe a=122mm

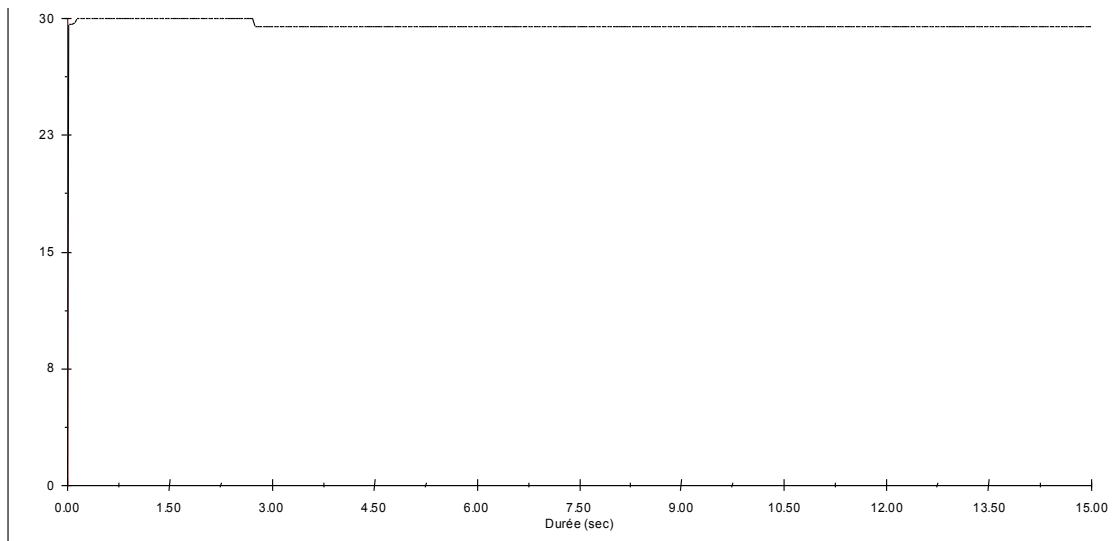


Figure IV- 3 : La vitesse angulaire de la roue pour a= 122mm

La vitesse angulaire w se diminue a $w=29^\circ /\text{sec}$ pour un changement d'entraxe de 2mm.

Pour un entraxe a=124 mm la vitesse de sortie mesurée sur la roue est :

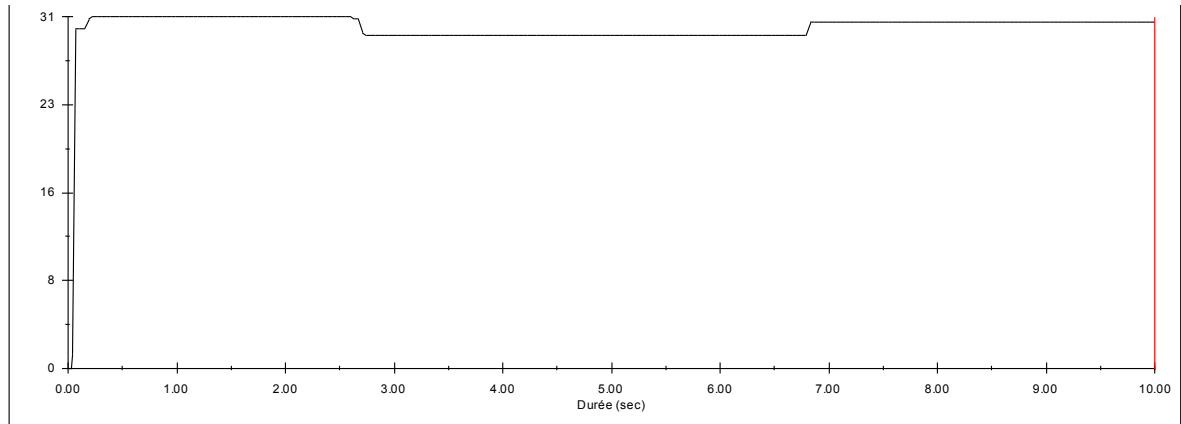


Figure IV- 4 : La vitesse angulaire de la roue pour $a= 124\text{mm}$

A $a=124\text{mm}$ (la valeur max d'entraxe qu'on puisse avoir un contact avec) la vitesse angulaire w atteint des valeurs max et min ; elle n'est pas constante.

L'étude se continue avec le changement d'entraxe dans l'autre sens, diminution d'entraxe .la valeur théorique de l'entraxe de notre couple et $a=120\text{mm}$;

Si $a=119.9$ la vitesse angulaire de sortie mesuré sur la roue est (vitesse d'entrée est de 10t/m) :

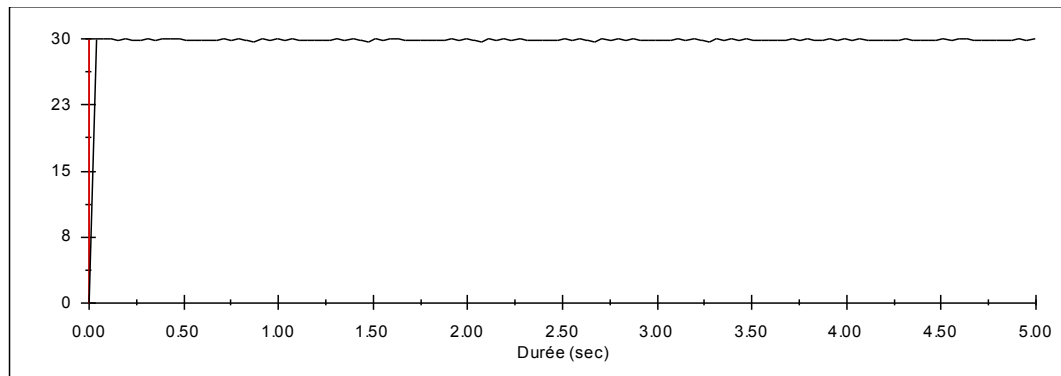


Figure IV- 5 : La vitesse angulaire de la roue pour $a= 119.9\text{mm}$ (a $V=10\text{m/s}$)

Si le moteur tourne avec une grand vitesse ($V=100\text{t/m}$) la vitesse angulaire de sortie mesuré sur la roue est :

Pour $V=100t/m$:

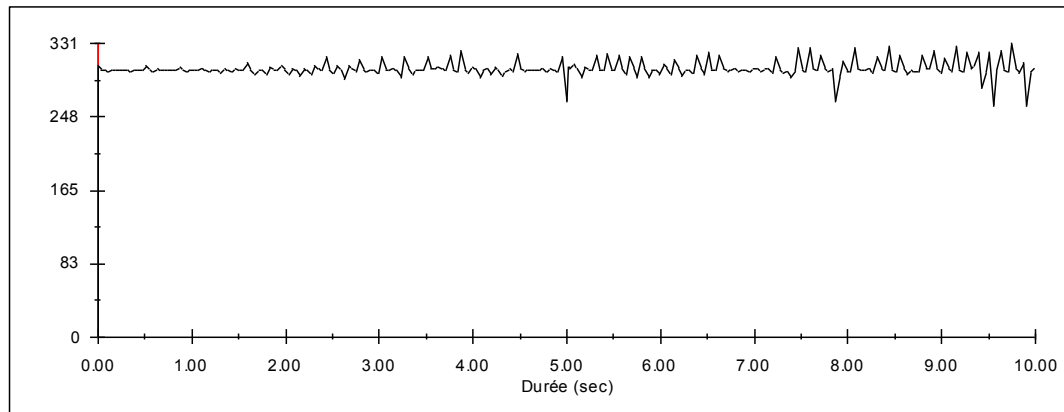


Figure IV- 6 : vitesse angulaire de la roue pour $a= 119.9mm$ ($a V=100t/m$)

A $a=119.8mm$ la vitesse de sortie sera comme suite :

Pour $V=10t/m$:

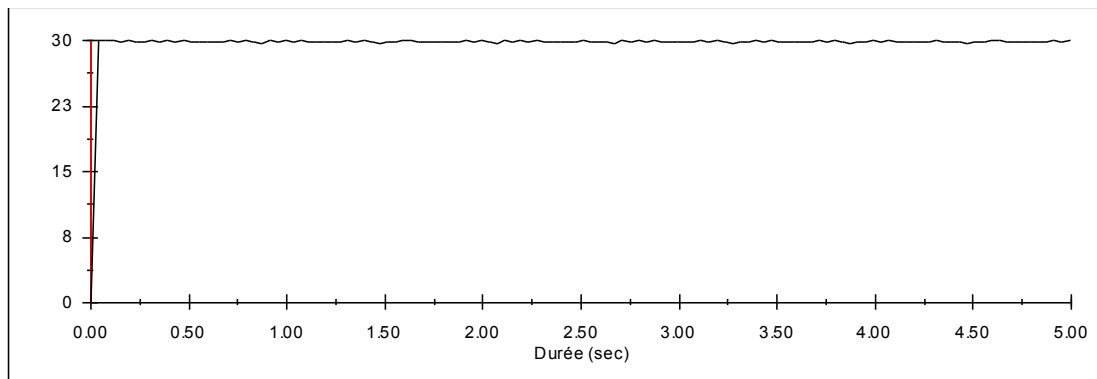


Figure IV- 7 : vitesse angulaire de la roue pour $a= 119.8mm$ ($a V=10t/m$)

Pour $V=100t/m$:

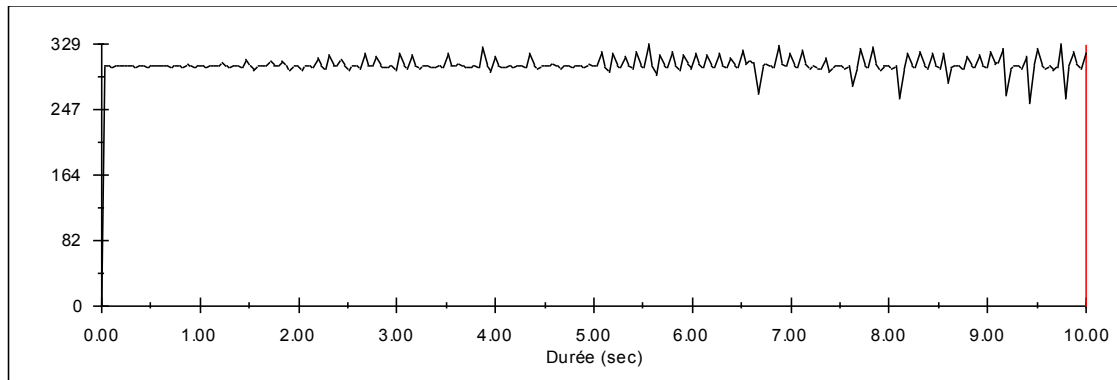


Figure IV- 8 : vitesse angulaire de la roue pour $a= 119.8mm$ ($a V=100t/m$)

A $a=119.7$ l'étude nous a donné les résultats suivants :

Pour $V=10t/m$:

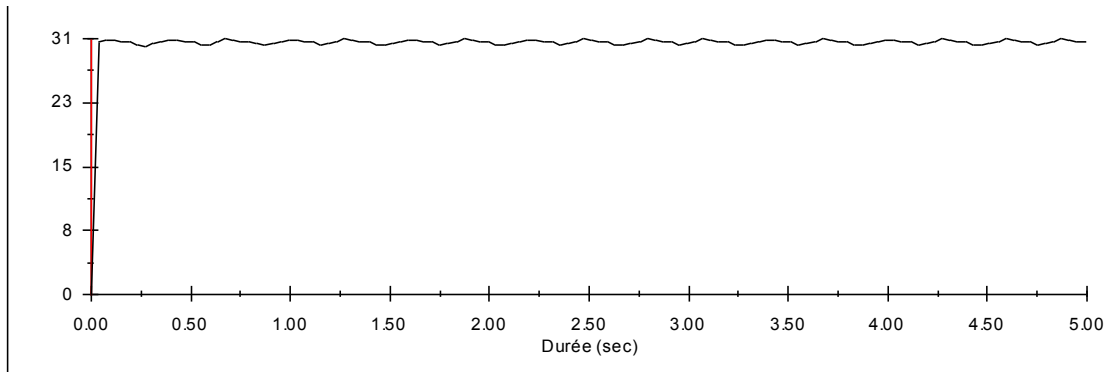


Figure IV- 9 : vitesse angulaire de la roue pour $a= 119.7mm$ ($a V=10t/m$)

Pour $V=100t/m$:

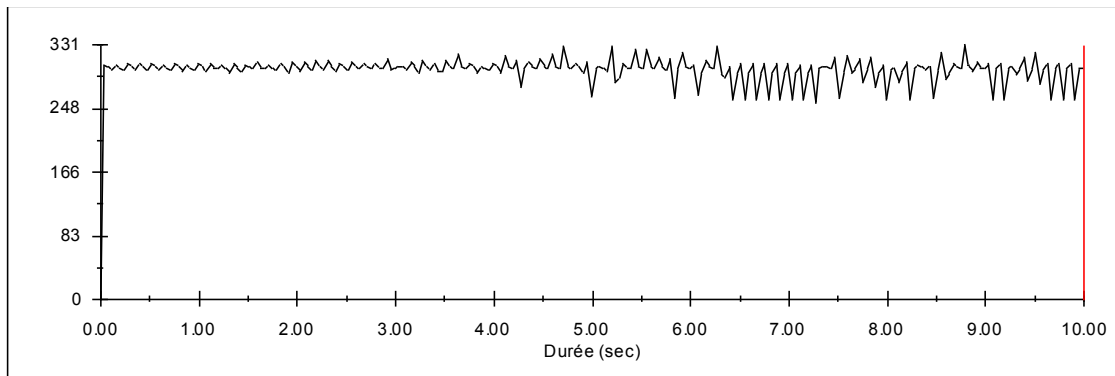


Figure IV- 10 : vitesse angulaire de la roue pour $a= 119.7mm$ ($a V=100t/m$)

A $a=199.5$

Pour $V=10m/t$:

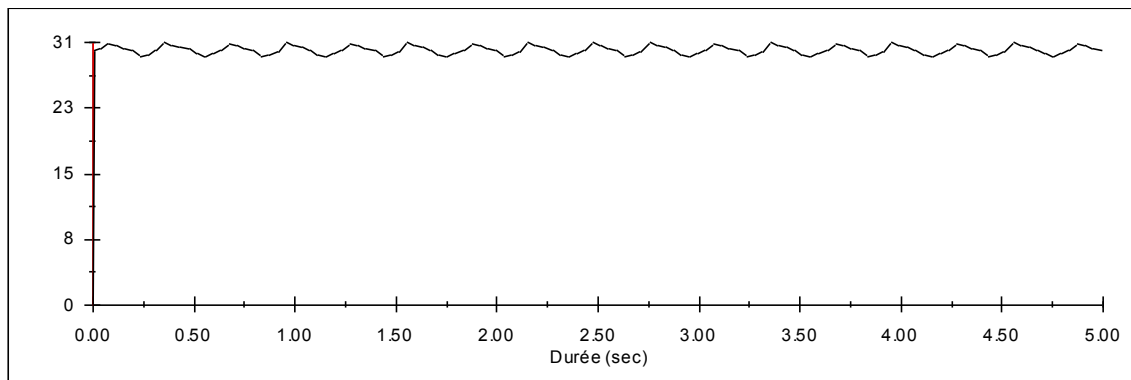


Figure IV- 11: vitesse angulaire de la roue pour $a= 119.5mm$ ($a V=10t/m$)

Pour $V=100t/m$:

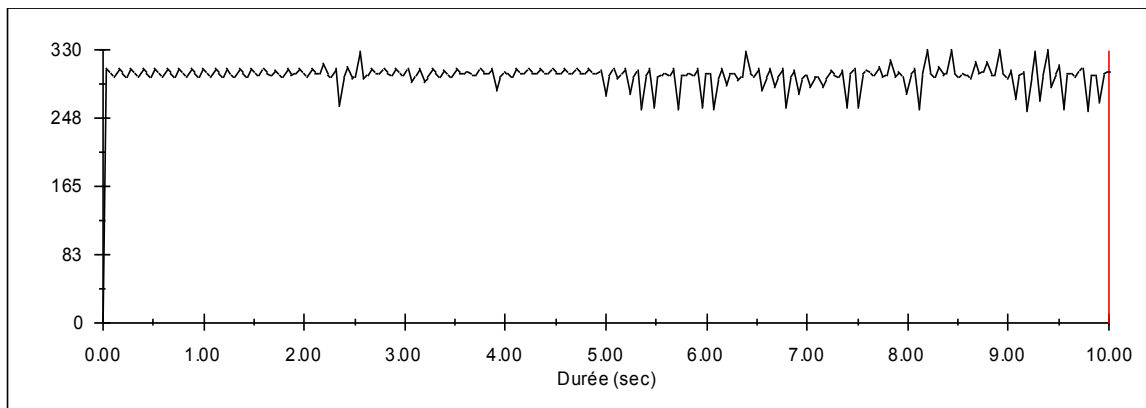


Figure IV- 12: vitesse angulaire de la roue pour $a= 119.5\text{mm}$ ($a V=100t/m$)

Comparons les graphes de vitesse angulaire on trouve que le changement d'entraxe a une influence direct sur la vitesse de rotation et que l'augmentation d'entraxe avec des petites valeurs peut diminuer le mouvement la vitesse de rotation jusqu'à une valeur critique ou la vitesse seras inconstante se qui produit par conséquent une rotation avec bruit et vibration puis endommagement de couple.

Allons maintenant à un autre type du jeu qui est le jeu entre dent (sans variation d'entraxe), le jeu entre dents J qui était définie dans le chapitre précédant , on prend toujours les résultat de l'alignement parfait(Figure IV- 2) comme référence.

Pour un jeu entre dents $J=0.5\text{mm}$ l'étude du mouvement nous donne :

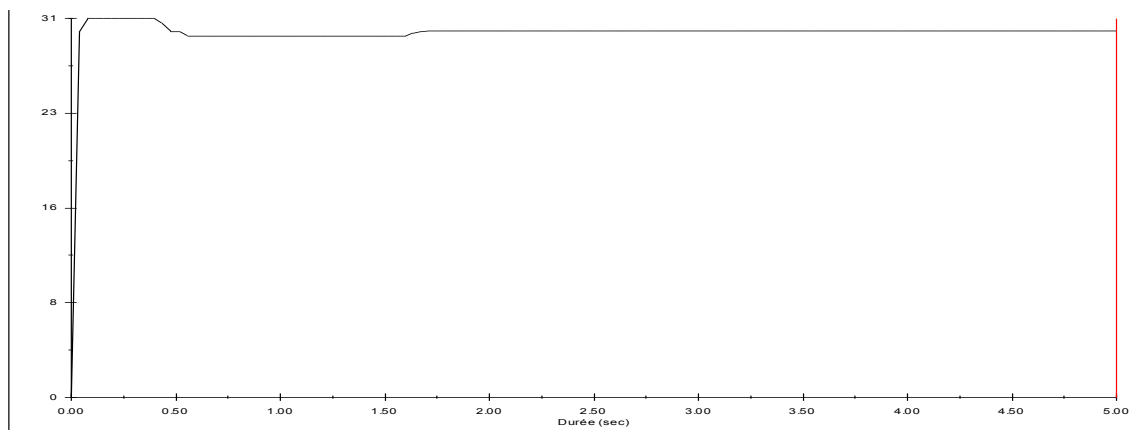


Figure IV- 13 : Changement de vitesse angulaire pour $J=0.5\text{mm}$

On remarque une diminution de vitesse à $29 /\text{sec}$ puis elle retrouve sa valeur a $30^{\circ}/\text{sec}$

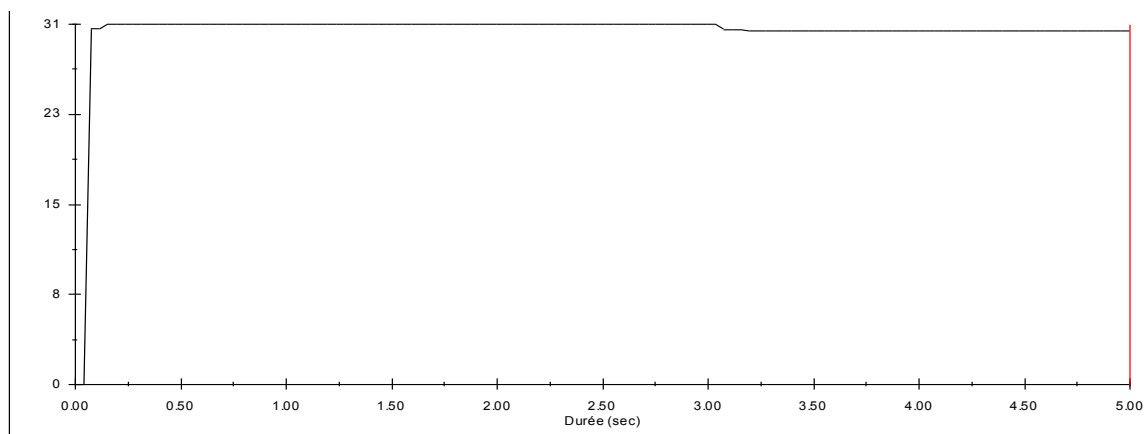


Figure IV- 14 : Changement de vitesse angulaire pour J=2mm

Augmentant le jeu à J=3mm :

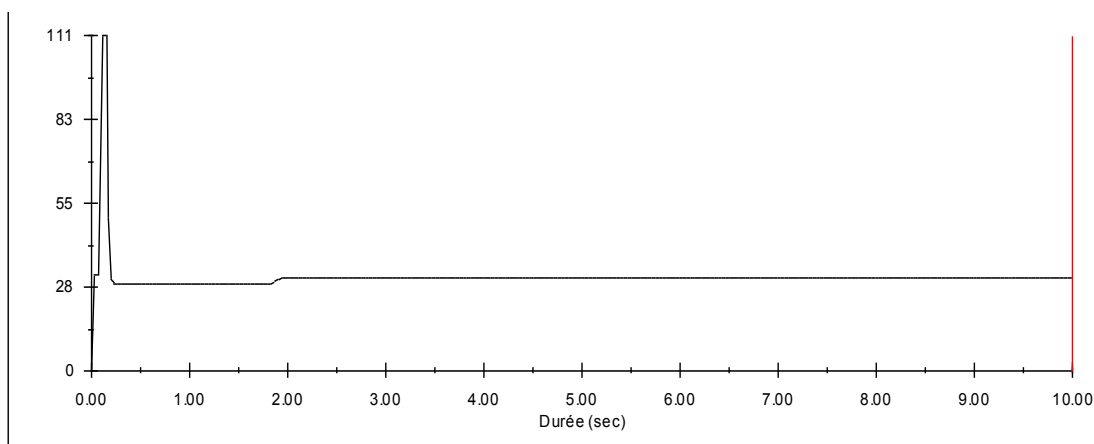


Figure IV- 15 : Changement de vitesse angulaire pour J=3mm

II. L'influence du jeu axial sur les engrenages spiro-coniques

Dans ce chapitre, nous présentons la variation d'une caractéristique de fonctionnement très importante qui est la variation du jeu axial de fonctionnement du couple conique de la boîte à vitesse TW55.4 qui fait l'objet de cette étude. Cette caractéristique est la portée de contact et son comportement en fonction de variation du jeu axial. Le terme est défini et nous développons sur sa signification la méthode utilisée pour mesurer la caractéristique en question son influence sur la fonction du couple.

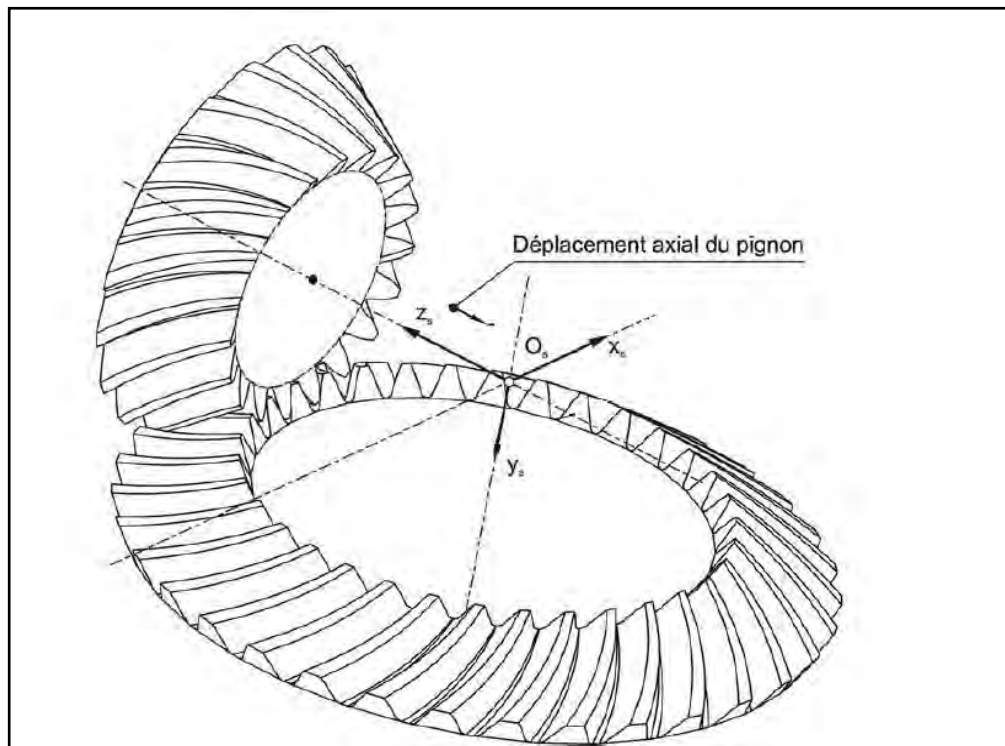


Figure IV- 16 : Sens du déplacement axial du pignon

Un modèle réel était traité dans ce but, extrait par ces données opérationnelles le couple conique de la boîte vitesse TW55.4 est l'objet de cette étude. Les deux volumes (pignon d'attaque et la couronne) sont états modélisés dans le logiciel de simulation SOLIDWORKS (présenté dans le chapitre II), et de calcul et d'analyse des structures par éléments finis ANSYS. La MEF permet la détermination de l'état de contact dans le corps de la denture. Le maillage étant réalisé automatiquement par un élément fini tétraédrique à 10 nœuds et à trois degrés de liberté à chaque nœud.

Cette étude prend en considération deux types de fonctionnement :

- Fonctionnement parfait (hypothèse d'absence total des défauts axiaux et angulaires),
- Fonctionnement en présence d'un jeu axial considérable,

Les résultats obtenus sont représentés graphiquement et interprétés pour chaque cas.

1. Le model d'étude

Les engrenages spiro-conique sont approximativement engrenés .Il signifie que les surfaces des dents de la roue ne sont pas conjuguées. Telles engrenages ne peuvent pas transmettre la rotation avec un rapport constant de vitesse, même s'ils sont idéalement construits et installé [31].

La fonction de rapport de vitesse dépend de la géométrie des surfaces engrenées ; La géométrie à son propre tour dépend des arrangements de machine-outil et de la géométrie de l'outil appliqués au traitement de surfaces de la dent. Les techniques pour la détermination de ces quantités c.-à-d. les techniques pour la synthèse des engrenages spiro-conique sont présentées dans plusieurs travaux [33,34, 35].

Le model numérique faisant l'objet de cette étude est présenté dans la figure IV-17.

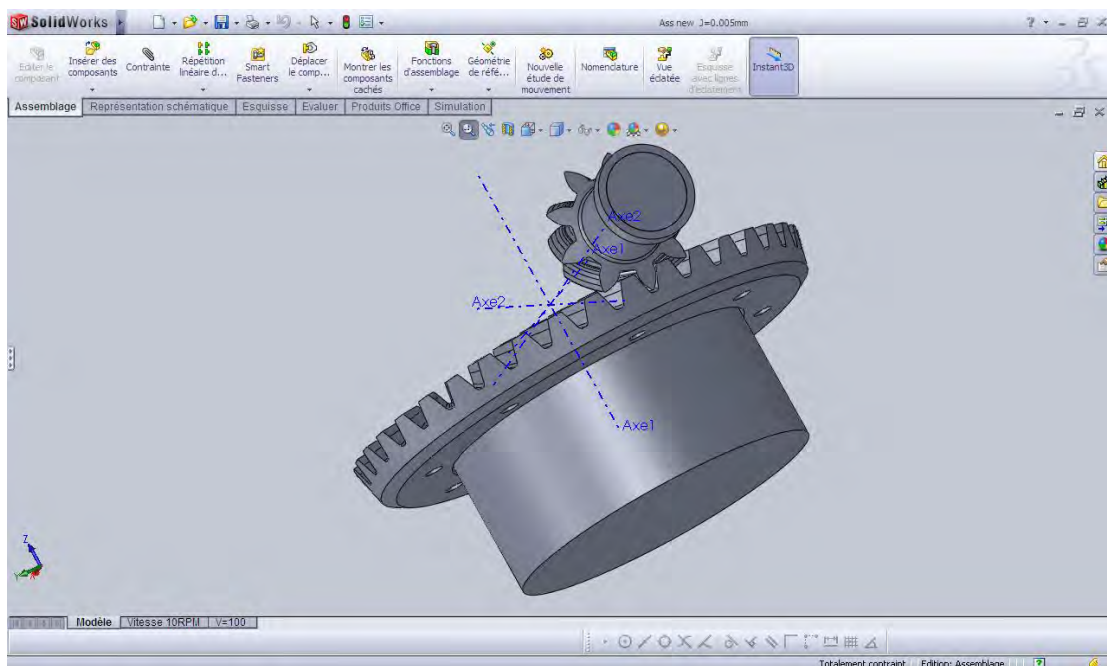


Figure IV- 17 : Model du couple spiro-conique étudiier

Après la modélisation de l'ensemble (roue, pignon d'attaque), l'étude de l'effet du jeu axial de fonctionnement du couple sur la vitesse transmise par ce dernier est pris en considération en premier lieu, en suite on aura son influence sur la portée de contact.

2. Etude de l'influence de la variation du jeu axial sur la transmission de vitesse

Une étudesimulée sur l'influence de la variation du jeu fonctionnel sur la vitesse transmise par le couple spiro-conique sera introduite ici avant d'y aller à la présentation du travail fait sur l'influence du jeu axial sur la transmission de vitesse.

Les figures suivantes montre l'effet de la variation du jeu dans l'intervalle de :

[0 ; 0.85] mm.

La première figure montre la vitesse de sortie pour un alignement parfait quant $j=0$ mm :

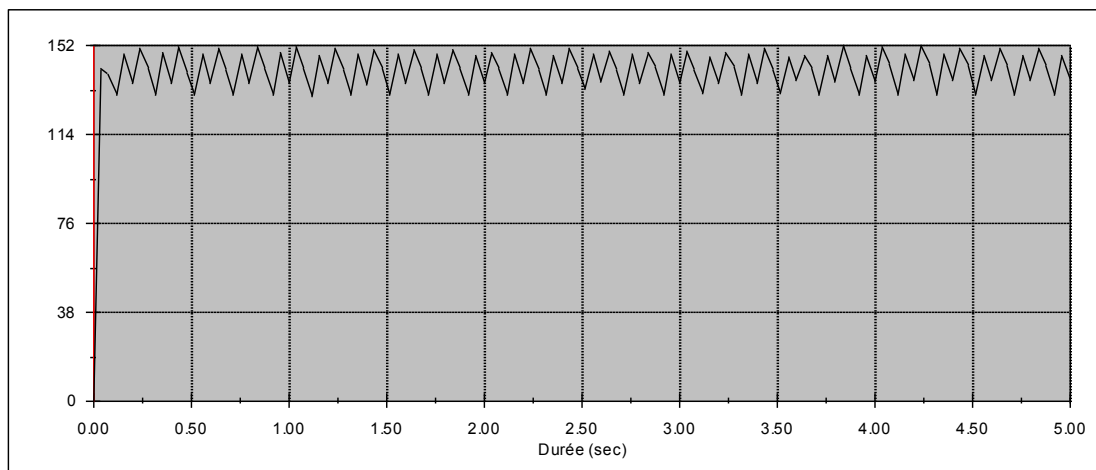


Figure IV- 18 : La vitesse angulaire transmise par la roue a $J_a=0$ mm

Comme on à déjà dit : la vitesse transmise par le couple spiro-conique n'est pas constante[X].

Les figures (IV-19 ; IV-20 ;IV-21 ;IV-22) représentent l'effet de la variation du jeu axial du couple sur la vitesse de transmission.Dans l'intervalle donné.

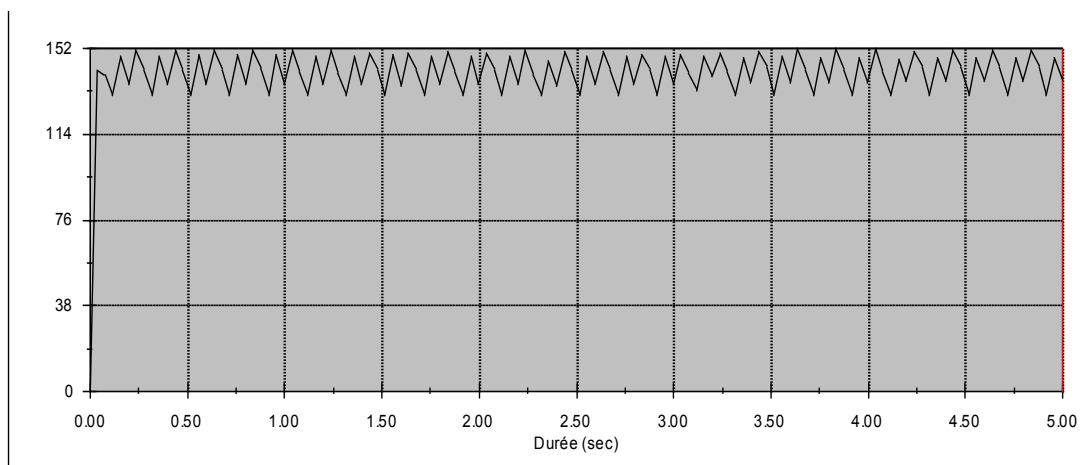


Figure IV- 19 : La vitesse angulaire transmise par la roue a $J_a=0.1$ mm

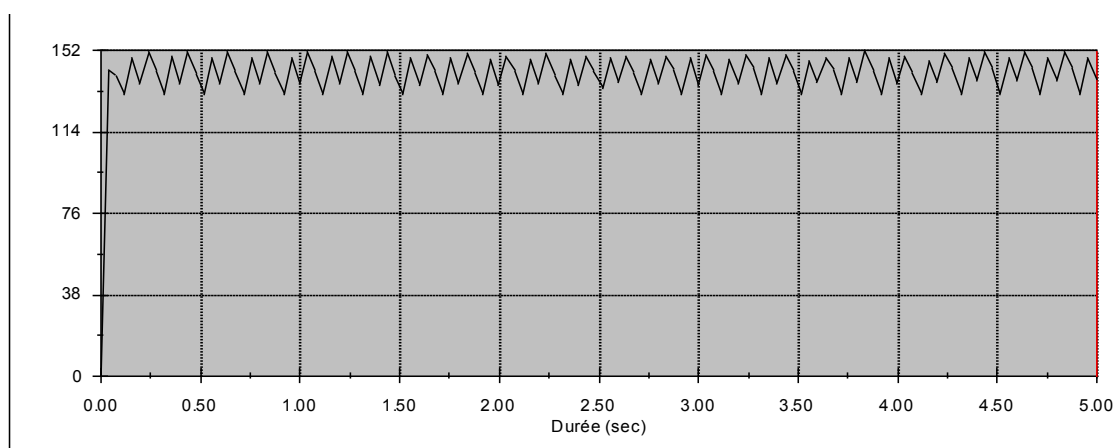


Figure IV- 20 :La vitesse angulaire transmise par la roue a $J_a=0.2$ mm

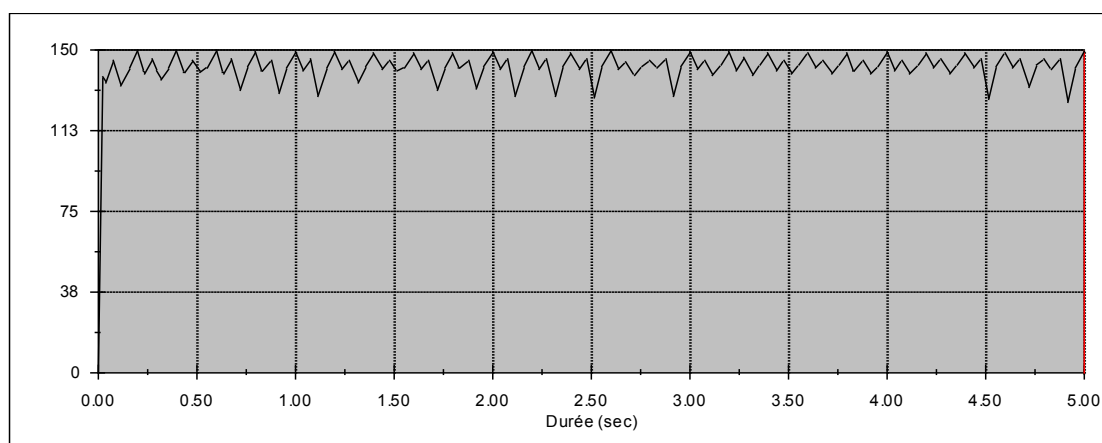


Figure IV- :La vitesse angulaire transmise par la roue a $J_a=0.3$ mm

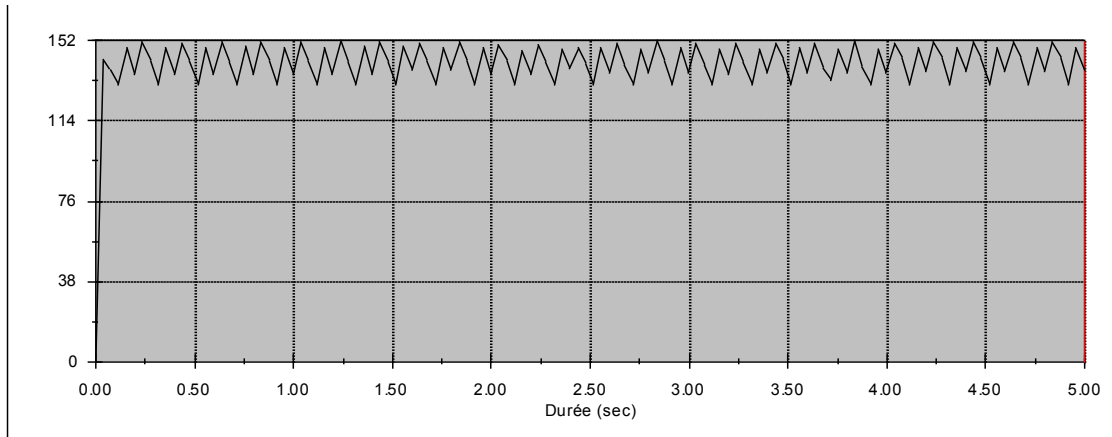


Figure IV- 21 :La vitesse angulaire transmise par la roue a $J_a=0.65\text{mm}$

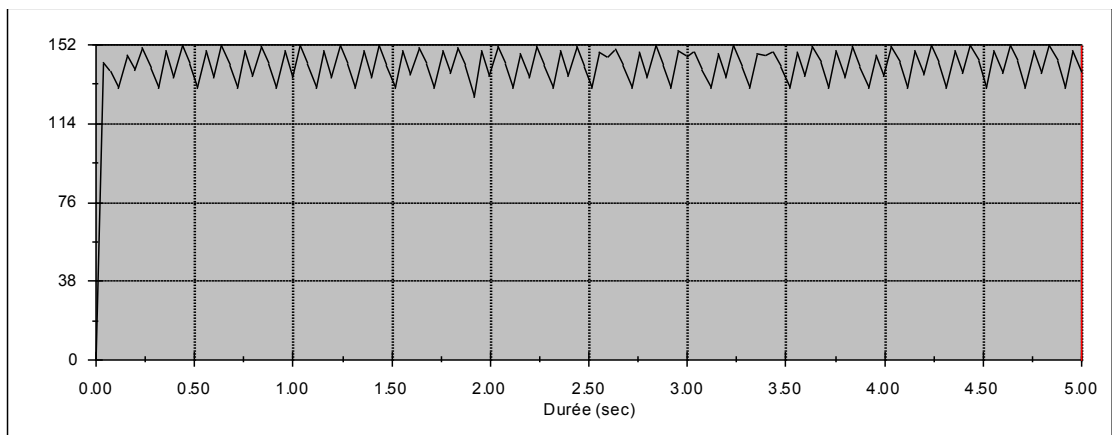


Figure IV- 22 :La vitesse angulaire transmise par la roue a $J_a=0.85\text{mm}$

On constate d'après les graphes que la vitesse transmise par le couple spiro-conique n'est pas stable [X] ; l'intervalle de la vitesse transmise par la couronne (vitesse de sortie) est entre]132 ; 152] dg /sec .Pour une variation du jeu axial de fonctionnement de 0 mm jusqu'à 0.85 mm, L'influence de la variation du jeu axial sur la vitesse transmise par notre couple spiro-conique dans l'intervalle donné est limitée.

3. Etude de l'influence de la variation du jeu axial sur la portée de contact

En considère dans notre étude seulement les couple de dents en contact (une dent du pignon et une dent de la roue, comme montré dans la figureIV-23 pour raison de simplification du fait que l'étude dynamique est assez lourde et prend beaucoup de temps de calcul et nécessite des micro-processeurs assez puissant. On a appliqué un moment M égal à 100N.M sur le pignon au sens de rotation pour faire tourner légèrement le couple dans le plan Y,Z (X est l'axe de rotation du pignon) ;et obtenir par suite le contact désiré.

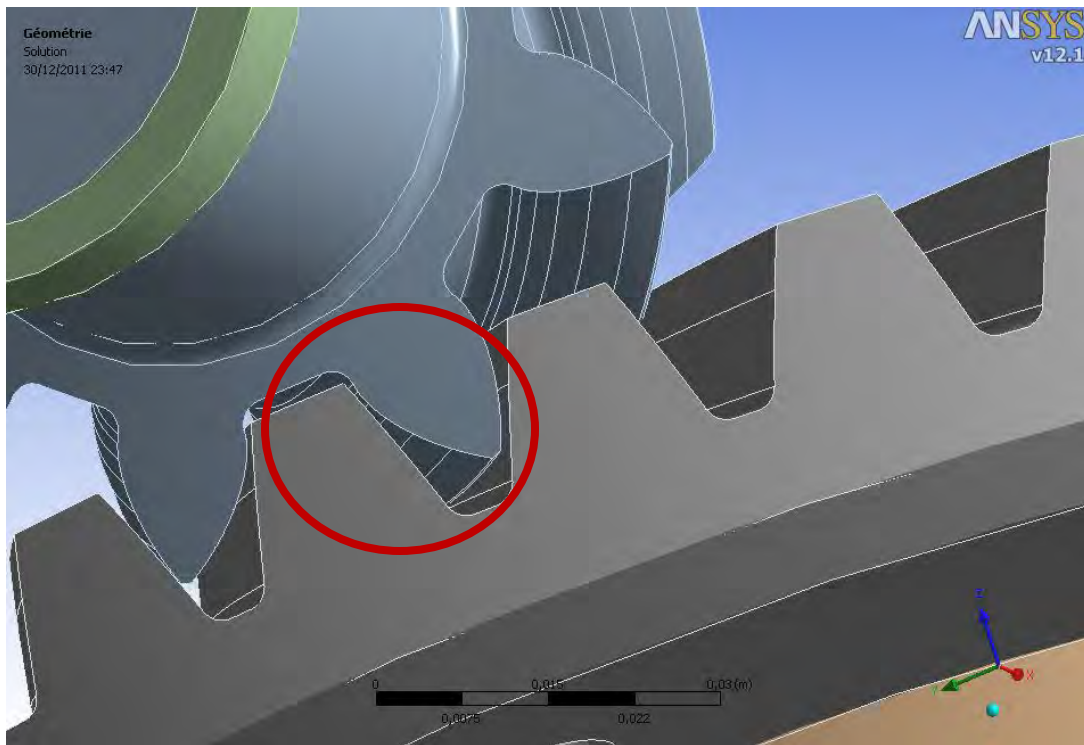


Figure IV- 23 : Couple des dents en contact

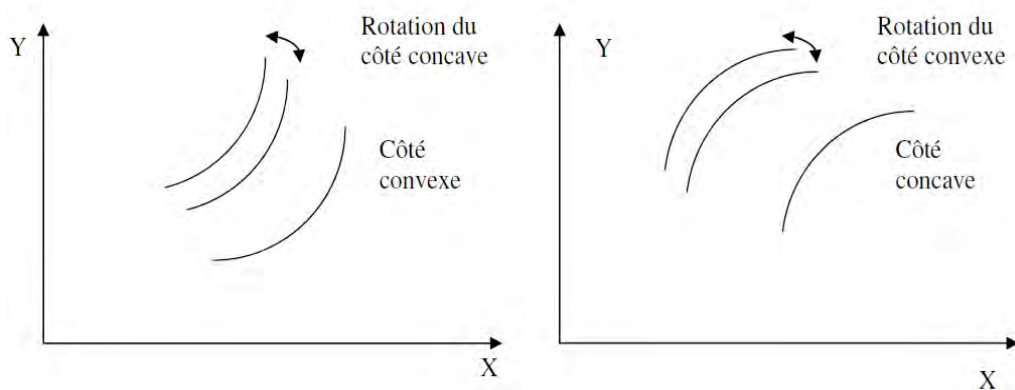


Figure IV- 24 : Rotation des deux flancs, concave de la dent du pignon (a) et convexe de la dent de la roue (b).

a. Maillage de la géométrie

On a utilisé pour le maillage de la géométrie un élément tétraédrique à 10 nœuds à trois degrés de liberté pour chaque nœud (figure IV-25), cet élément représente une bonne accessibilité à la modélisation des corps complexes. Le maillage est réalisé automatiquement dans le logiciel ANSYS qui comporte un mailleur automatique intégré, et à l'aide des options disponibles.

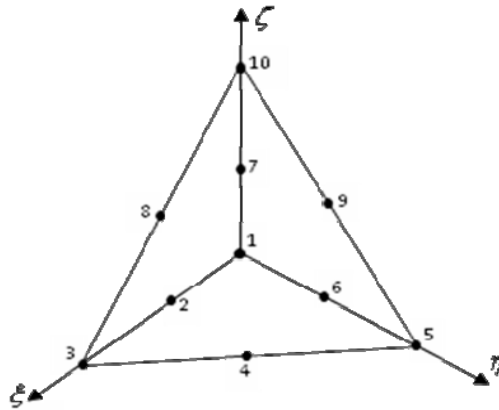


Figure IV- 25 : Elément fini utilisé

Nous appliquons librement des choix sur les segments et Fonctions d'interpolation : [36]

$$N(1) = -\lambda(1-2\lambda)$$

$$N(6) = 4\eta\lambda$$

$$N(2) = 4\xi\lambda \quad N(7) = 4\zeta\lambda$$

$$N(3) = -\xi(1-2\xi)$$

$$N(8) = 4\xi\zeta$$

$$N(4) = 4\xi\eta$$

$$N(9) = 4\eta\zeta$$

$$N(5) = -\eta(1-2\eta)$$

$$N(10) = -\zeta(1-2\zeta)$$

Avec : $\lambda = 1 - \xi - \eta - \zeta$

La structure mailler dans ANSYS sera comme montrée dans la figure IV-26.

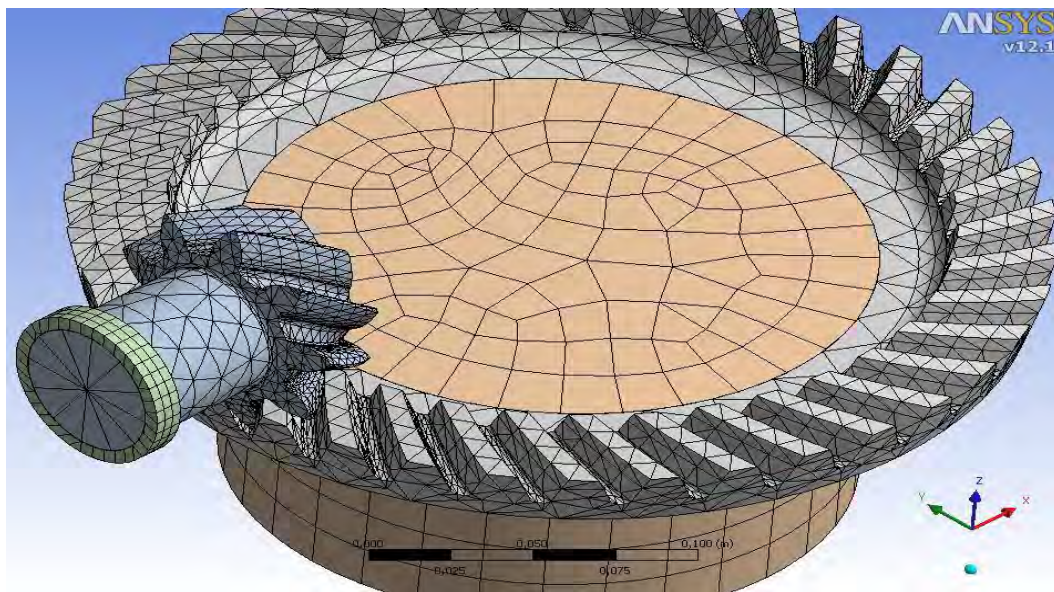


Figure IV- 26 : Maillage de couple sous ANSYS

b. Discussion des résultats

➤ Fonctionnement parfaite

La représentation des résultats sera en comparaison avec le cas d'alignement parfait, le résultat obtenu pour le cas d'un fonctionnement parfait est présenté dans la fig(IV-27).

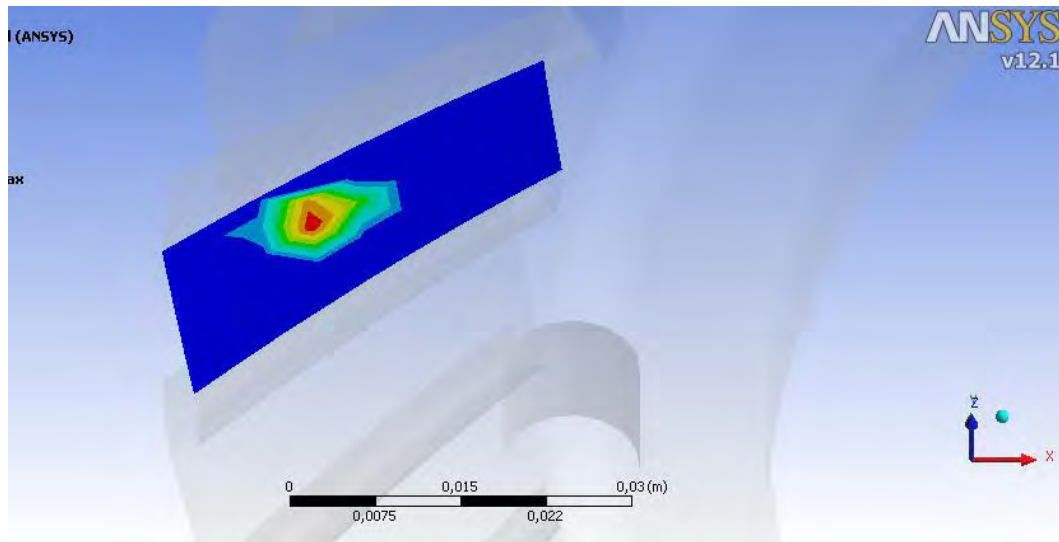


Figure IV- 27 : localisation de la portée sur la surface concave de la roue dans la phase nominale ($J_a=0\text{mm}$)

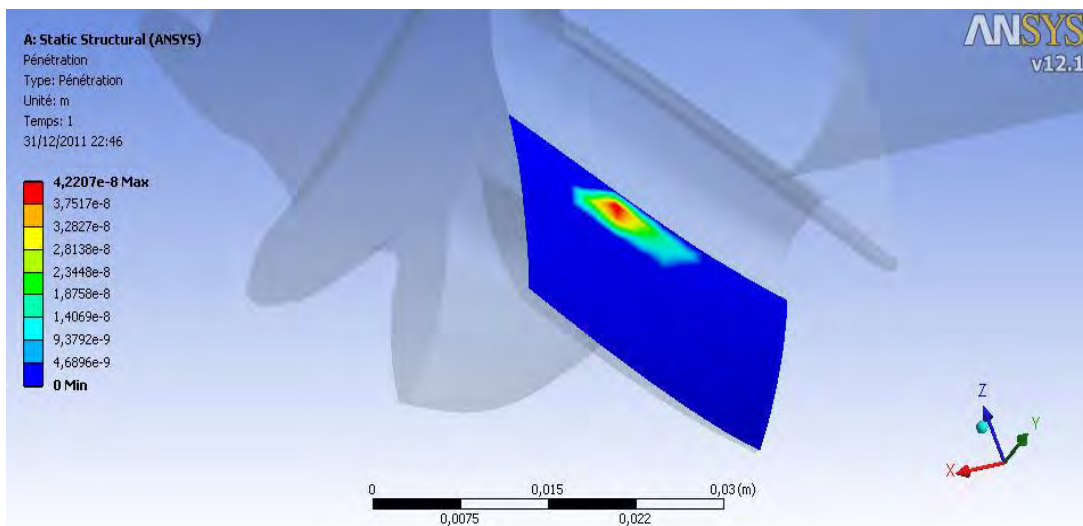


Figure IV- 28 :localisation de la portée sur la surface concave du pignon dans la phase nominale ($J_a=0\text{mm}$)

La bande de contact forme une ellipse au milieu de la denture et l'évolution de contact va du petit bout au gros bout et c'est la position parfaite pour un excellent fonctionnement du couple conique

➤ Cas de la variation du jeu axial :

Les figures présentées dans ce cas représentent l'effet de la variation du jeu axial du couple sur la position de la bande de contact. Le jeu pris dans 0.05 mm jusqu'à la valeur de 0.85 mm avec un pas de 0.05 mm.

La figure (IV-29) ; illustre la portée de contact pour $J_a=0.05$ mm :

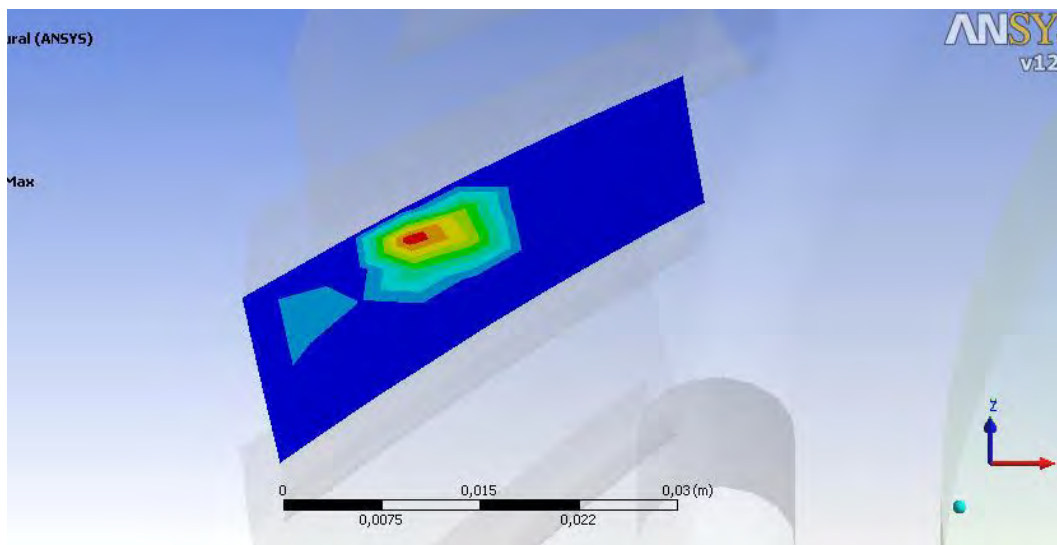


Figure IV- 29 : localisation de la portée sur la surface concave de la roue a $J_a=0.05$ mm

La détermination du changement probable dans la position de la zone de contact après l'analyse numérique peut être visuelle, on distingue que l'augmentation du jeu axial avec une valeur de 0.05mm n'a pas une grande influence sur la position de la portée de contact vis-à-vis avec la phase nominale.

Pour un jeu axial de 0.1 ; 0.15 ;0.2, l'évolution de la portée de contact est représentée dans les figures (IV-30 ; IV-31 ; IV-32) on constate que la position de la band est presque la même pour ces différentes valeurs du jeu. Seulement cette position s'est déplacée légèrement vers le gros bout de la dent vis-à-vis à sa position dans les cas précédentes.

Pour $J_a=0.1\text{ mm}$:

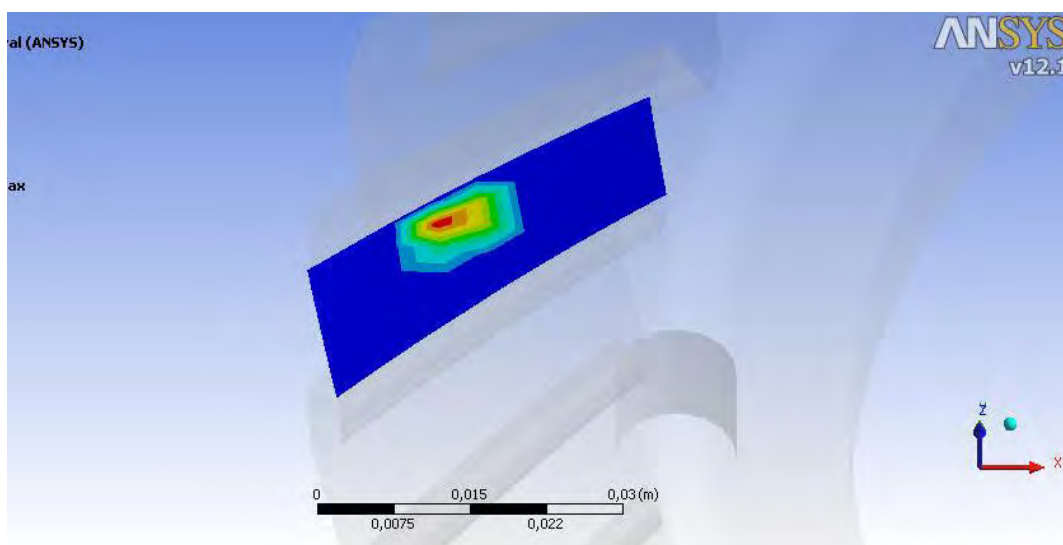


Figure IV- 30 : localisation de la portée sur la surface concave de la roue a $J_a=0.1\text{ mm}$

La bande de contact se tire légèrement vers le gros bout de la dent et vers la haut de la dent aussi mais elle est proche au centre de la dent.

Pour $J_a=0.15\text{ mm}$:

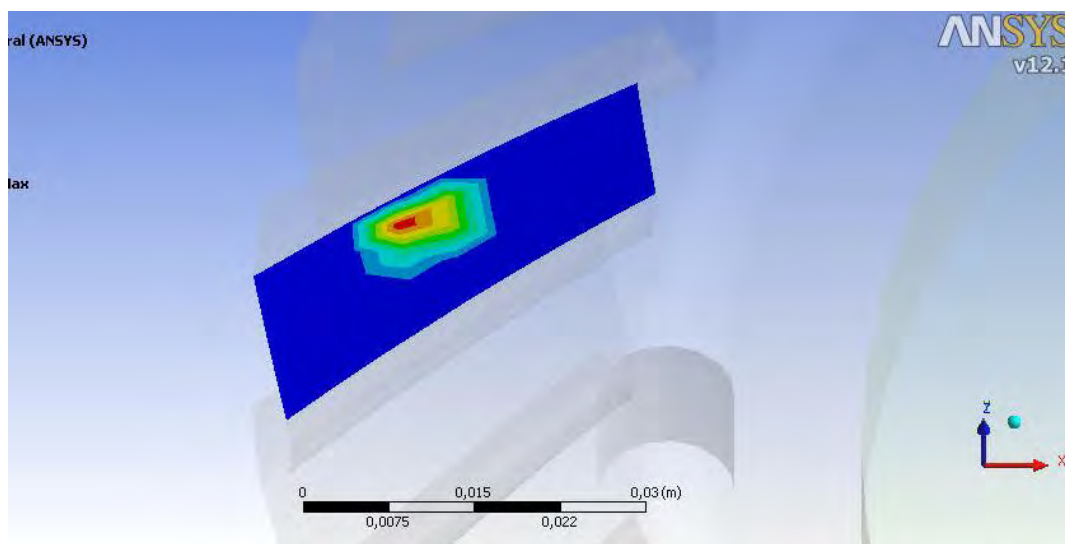


Figure IV- 31 localisation de la portée sur la surface concave de la roue a $J_a=0.15\text{ mm}$

Pour $J_a=0.20\text{mm}$:

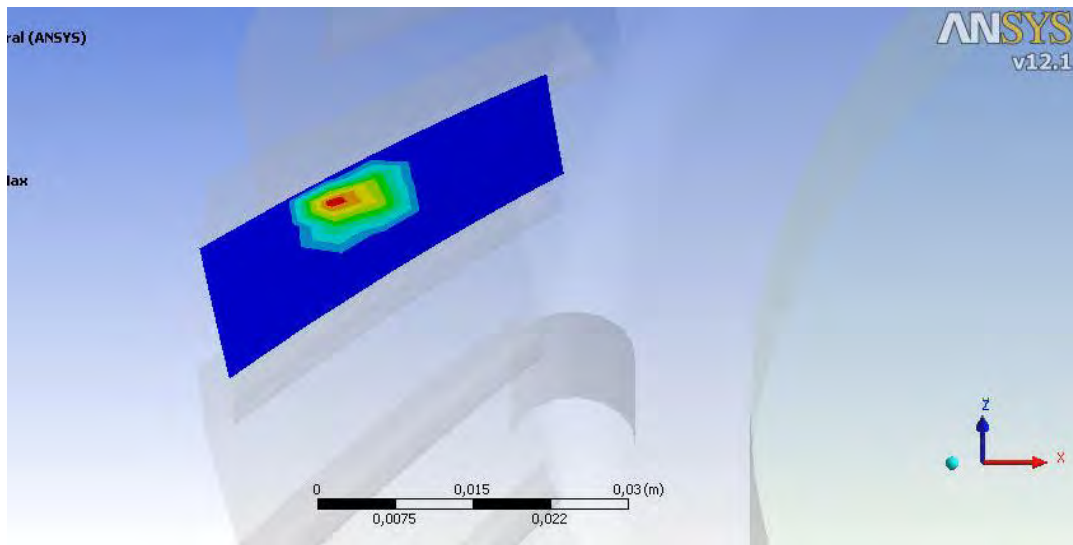


Figure IV- 32 :localisation de la portée sur la surface concave de la roue a $J_a=0.2\text{mm}$

Lorsque le jeu axial varie entre les valeurs 0.25 mm et 0.6 mm. Est presque pareil, est vérifiée à partir des figures (IV-33, IV-34, IV-35, IV-36, IV-37, IV-38, IV-39, IV-40). Tandis-que cette position ne varie pas énormément par rapport à celle lorsque le jeu varie de 0 mm jusqu'à 0.25 mm.

Pour $J_a=0.25\text{ mm}$

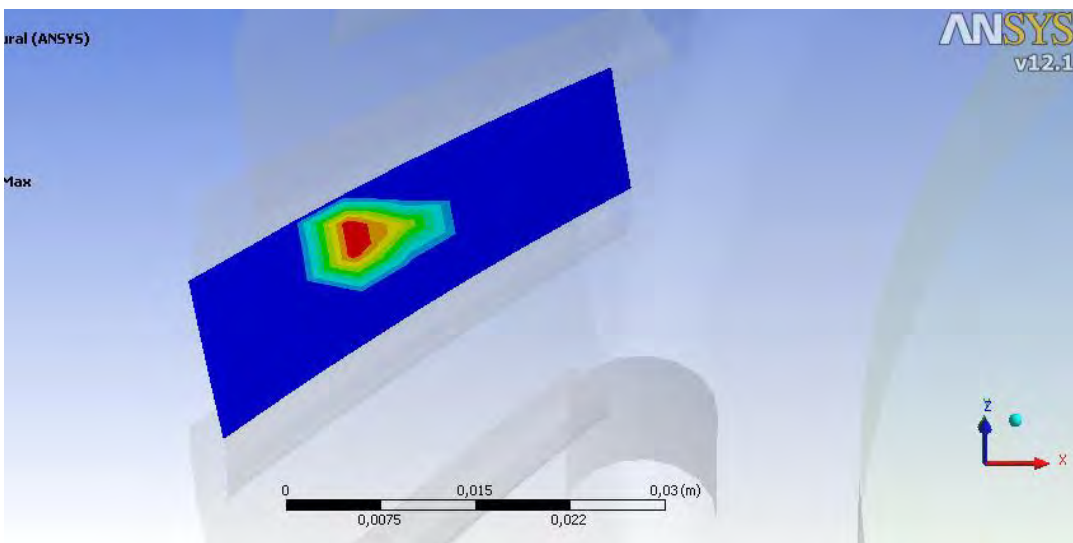


Figure IV- 33 :localisation de la portée sur la surface concave de la roue a $J_a=0.25\text{mm}$

Largeur de la bande un peu plus grand que l'image précédente et aussi tiré vers le gros bout de la dent

Pour $J_a=0.3$ mm :

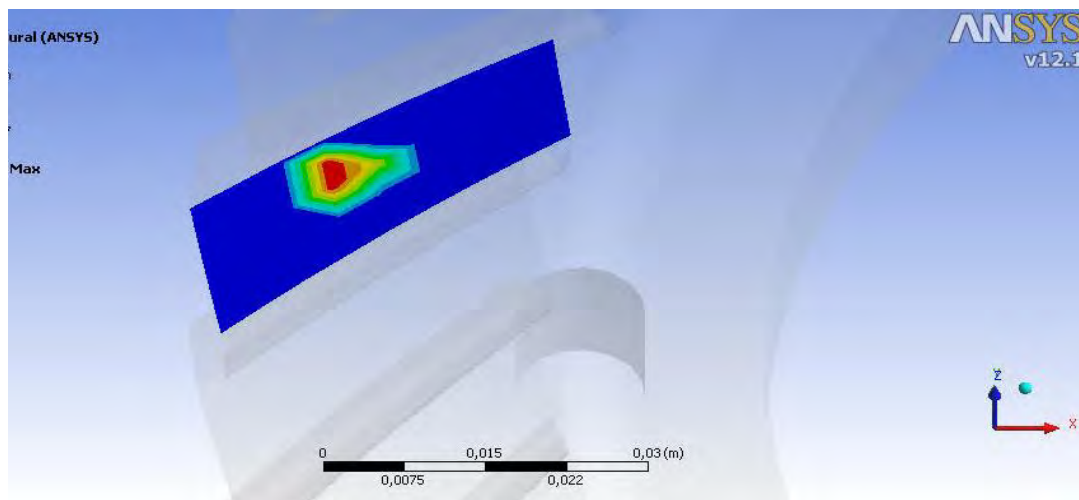


Figure IV- 34: localisation de la portée sur la surface concave de la roue a $J_a=0.3$ mm

Pour $J_a=0.35$ mm :

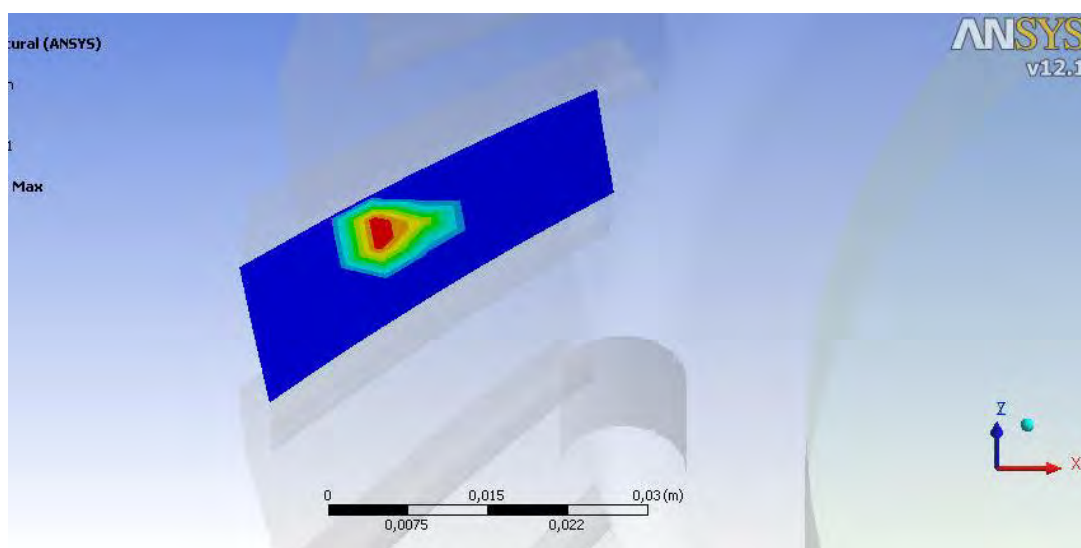


Figure IV- 35 :localisation de la portée sur la surface concave de la roue a $J_a=0.35$ mm

Pour $J_a=0.4\text{mm}$:

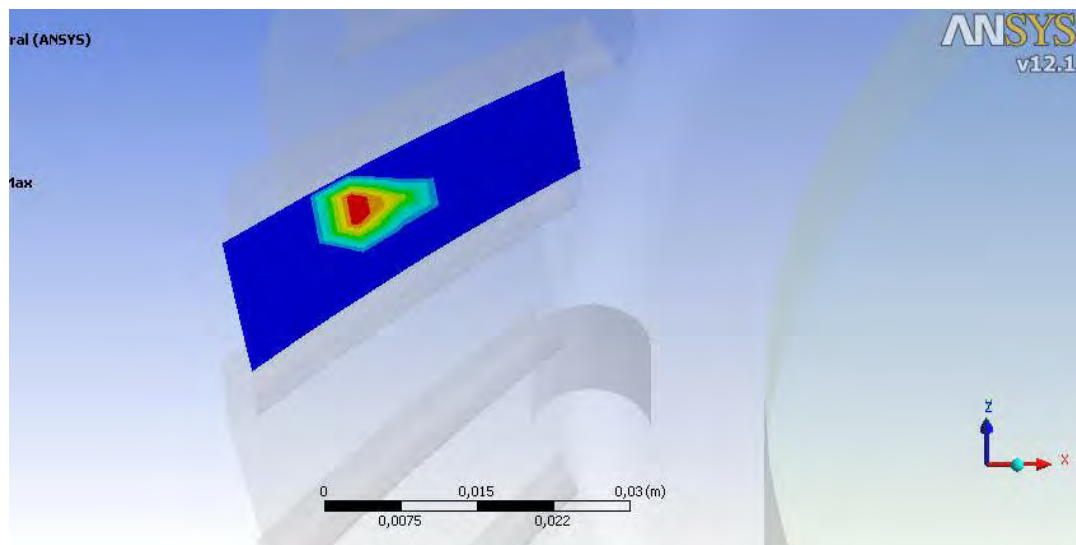


Figure IV- 36 :localisation de la portée sur la surface concave de la roue a $J_a=0.4\text{mm}$

Pour $J_a=0.45\text{ mm}$:

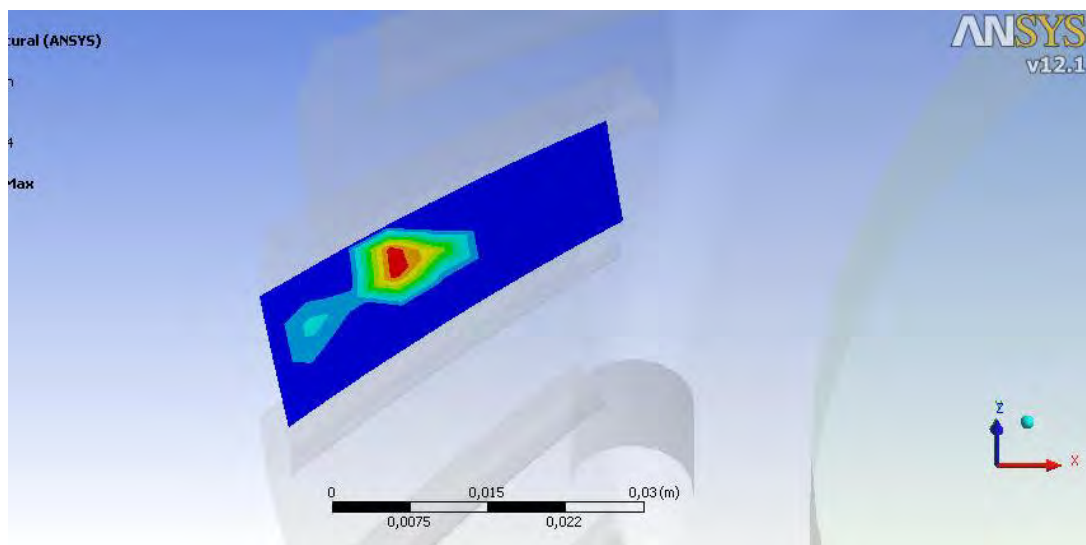


Figure IV- 37 :localisation de la portée sur la surface concave de la roue a $J_a=0.45\text{mm}$

Pour $J_a=0.5\text{ mm}$:

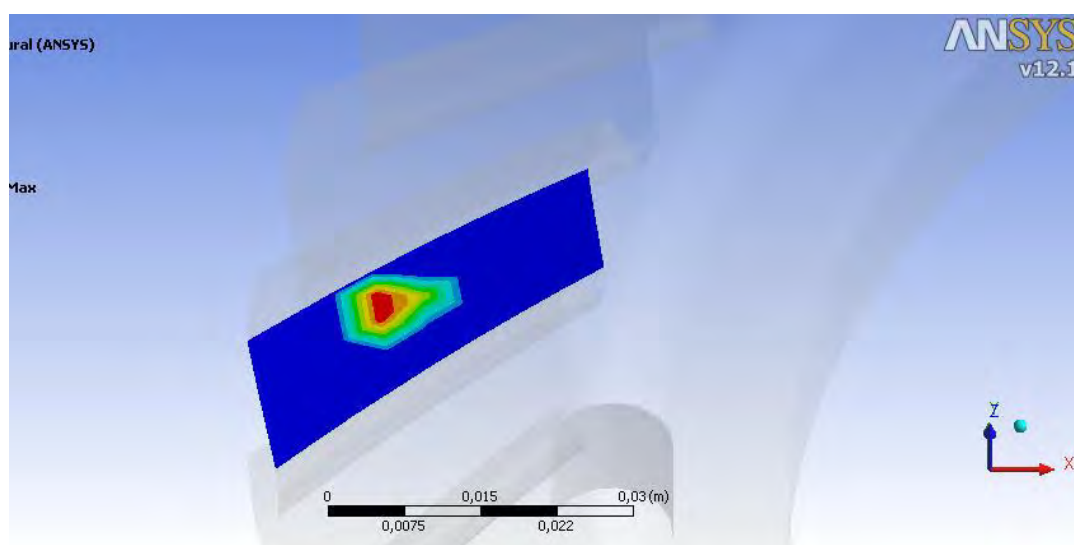


Figure IV- 38 localisation de la portée sur la surface concave de la roue a $J_a=0.50\text{ mm}$

Pour $J_a=0.55\text{ mm}$:

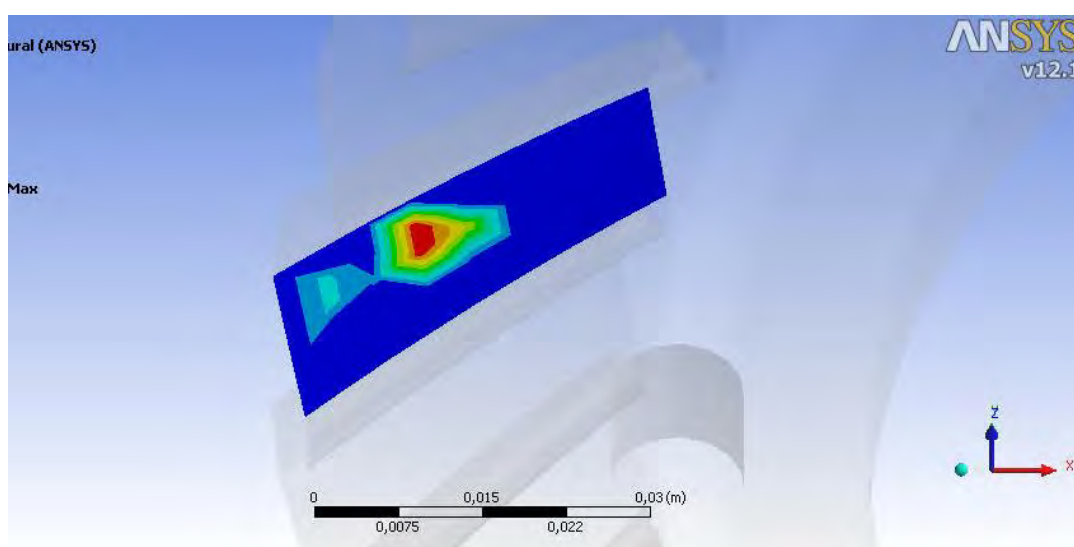


Figure IV- 39 :localisation de la portée sur la surface concave de la roue a $J_a=0.5\text{ mm}$

Pour $J_a=0.6$ mm :

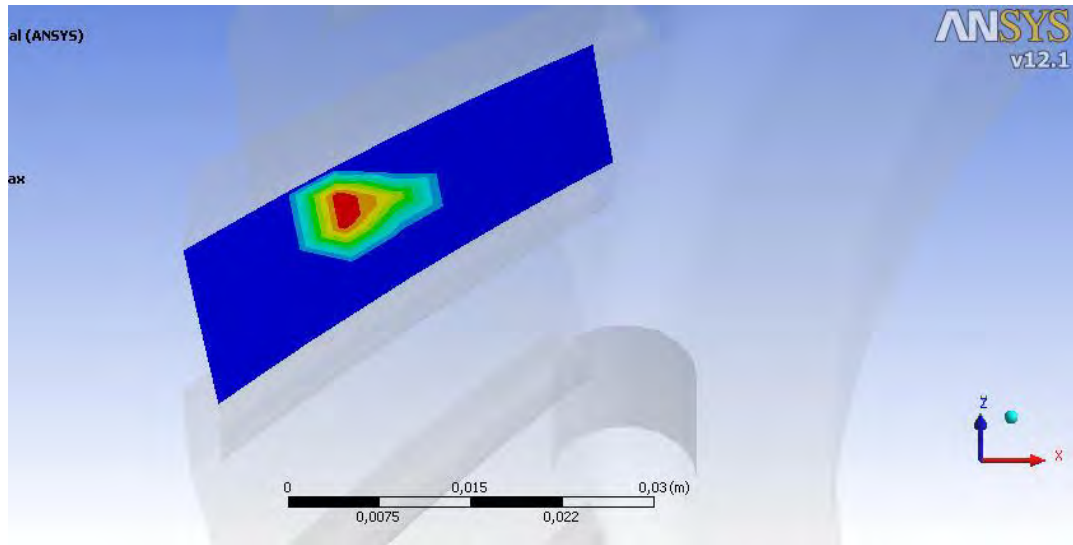


Figure IV- 40 :localisation de la portée sur la surface concave de la roue a $J_a=0.6$ mm

De $J_a=0.25$ mm Jusqu'à $J_a=0.65$ mm les résultats sont presque les mêmes et la bande de contact est resté sans grand variation.

La figure (IV-41) représente l'effet du jeu axial de fonctionnement du couple sur la position de la bande de contact lorsque le jeu est égal à 0.65 mm. On remarquera que la position de la bande est totalement différente par rapport à la précédente ou cette position s'est placée entièrement à l'extrémité de la roue vers le gros bout.

Pour $J_a=0.65$ mm :

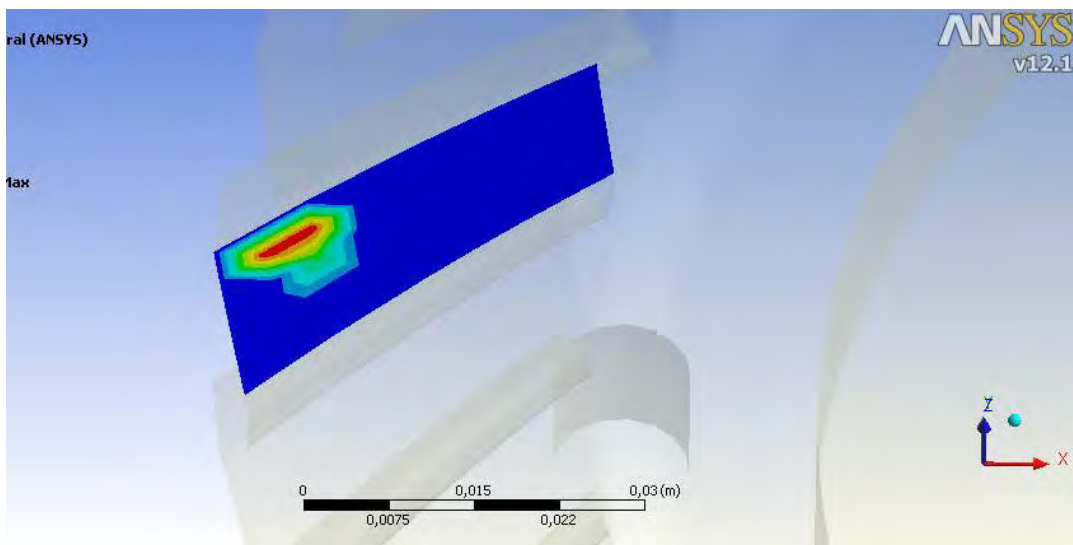


Figure IV- 41 :localisation de la portée sur la surface concave de la roue a $J_a=0.65$ mm

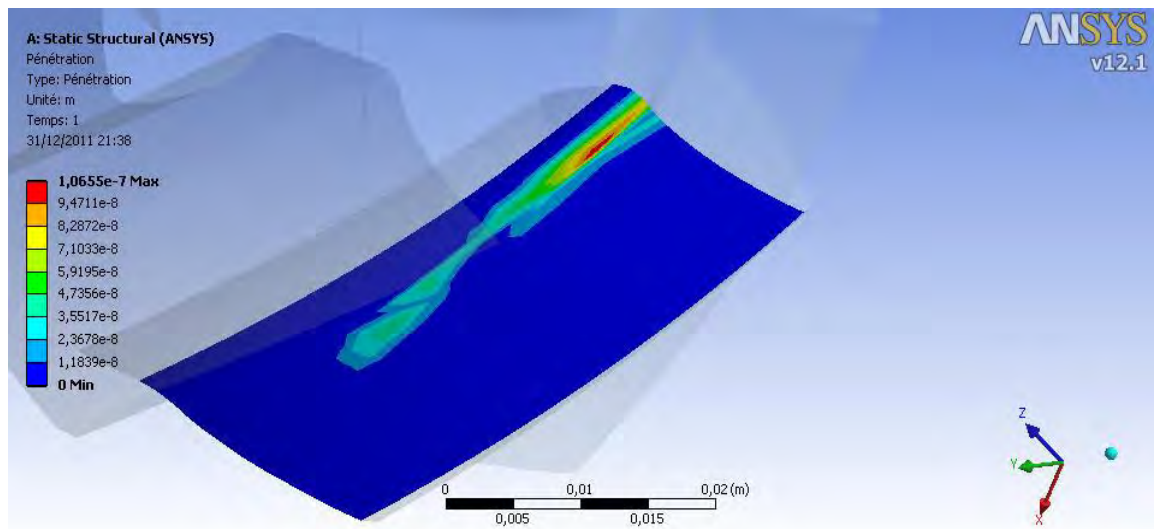


Figure IV- 42 :localisation de la portée sur la surface convexe du pignon a $Ja=0.65m$

Lorsque le jeu axial dépasse la valeur de 0.65 mm on voit clairement d'après les figures (IV-43, IV-45,IV-46,IV-47) que la position de la bande de contact tend à revenir au centre de la roue.

Pour $Ja=0.7$ mm :

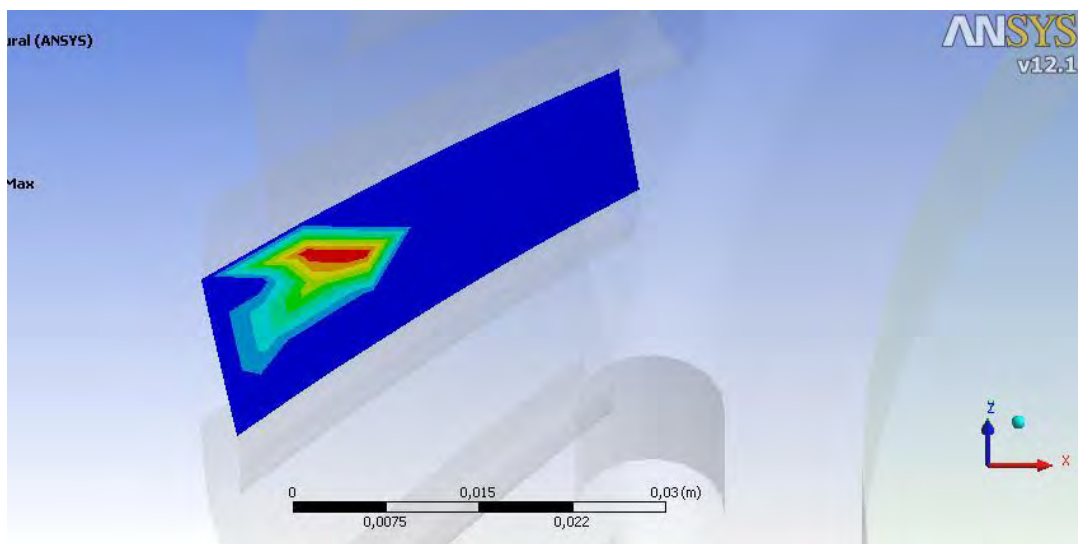


Figure IV- 43 :localisation de la portée sur la surface concave de la roue a $Ja=0.7mm$

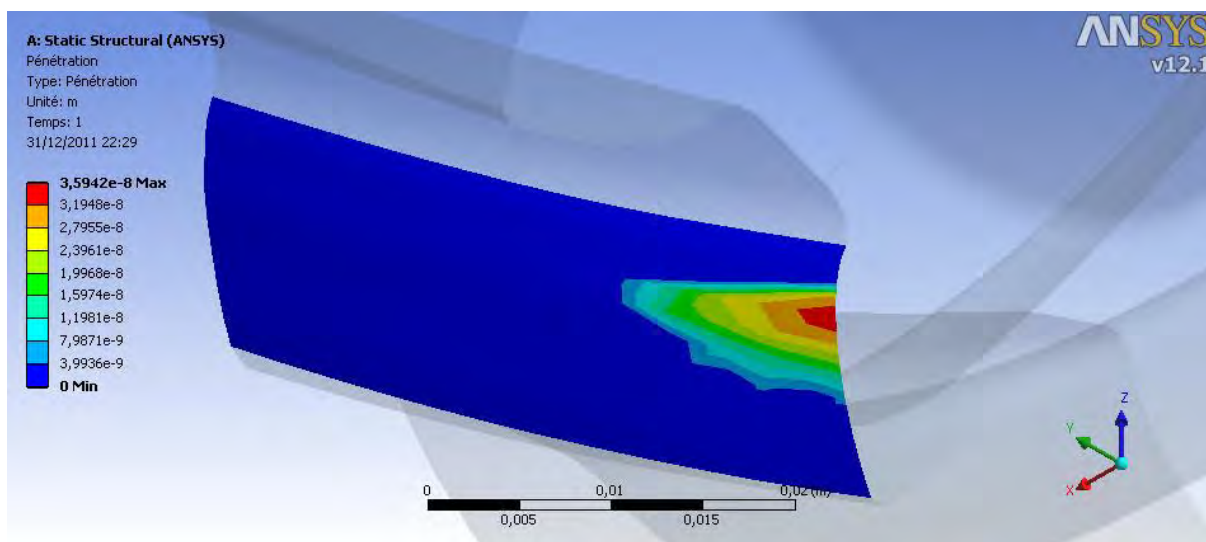


Figure IV- 44 :localisation de la portée sur la surface convexe du pignon a $Ja=0.7$ mm

Pour $Ja=0.75$ mm :

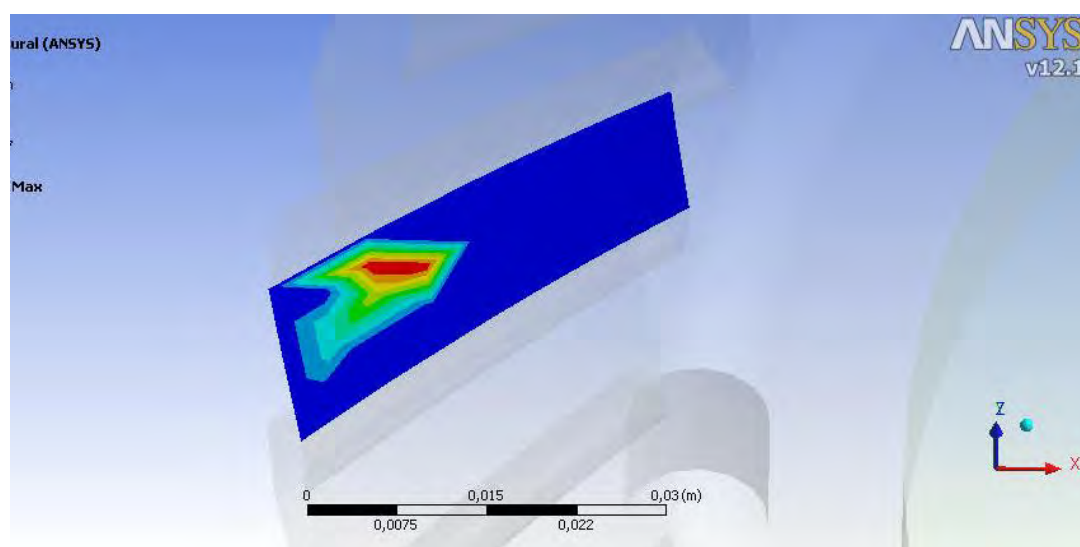


Figure IV- 45 localisation de la portée sur la surface concave de la roue a $Ja=0.75$ mm

Pour $J_a=0.8$ mm :

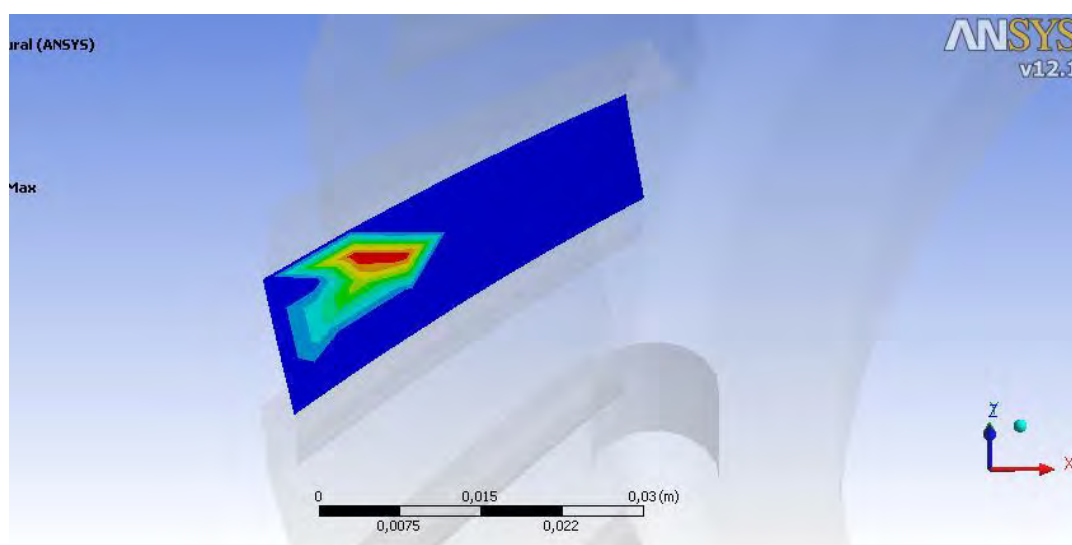


Figure IV- 46 localisation de la portée sur la surface concave de la roue a $J_a=0.8$ mm

Pour $J_a=0.85$ mm :

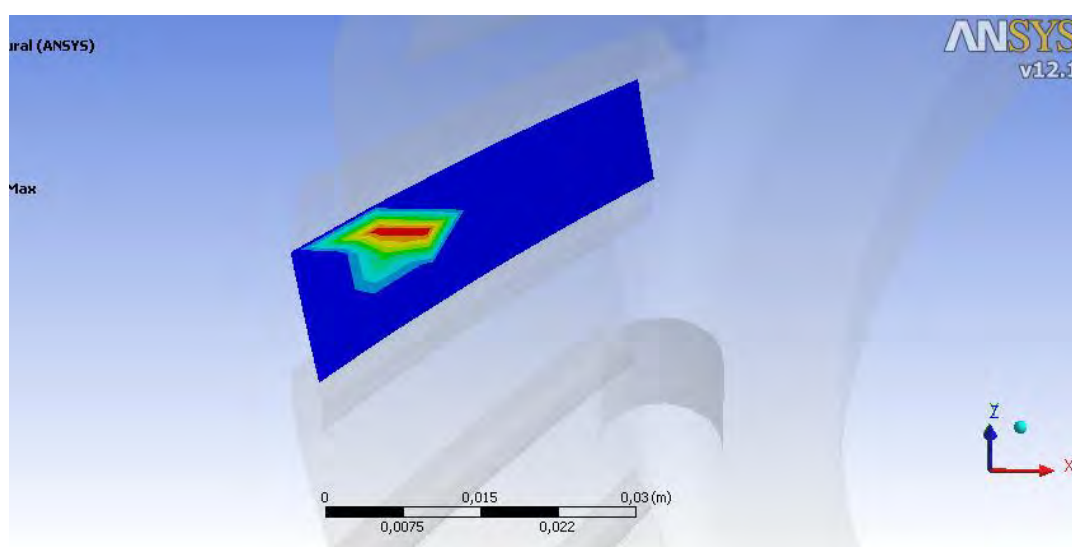


Figure IV- 47 : localisation de la portée sur la surface concave de la roue a $J_a=0.85$ mm

De $J_a=0.7$ mm jusqu'à $J_a=0.85$ mm il n'y a pas de changement remarquable.

Discussion des résultats :

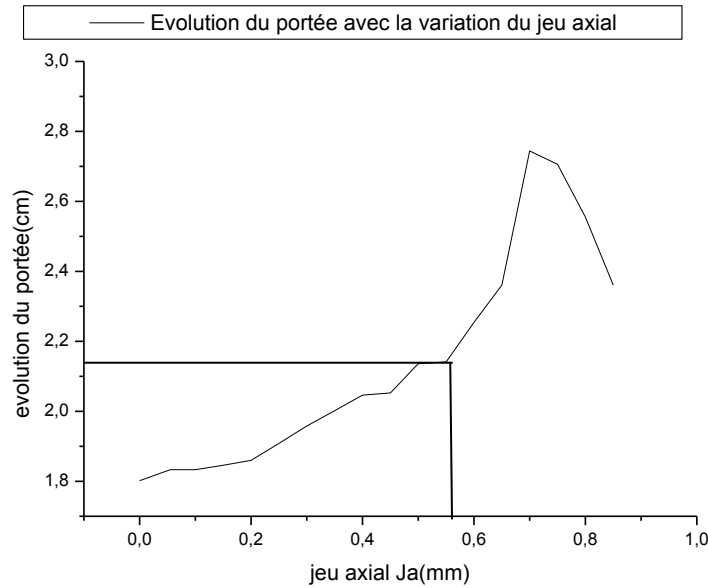


Figure IV- 48 : Evolution de la portée avec la variation du jeu axial Ja

Après la vérification des résultats précédant obtenues à partir des simulation numériques sur l'évolution de la portée due à la variation du jeu axial Ja au cours de l'engrènement on peut dire que la portée de contact dans un couple spiro-conique prend la forme elliptique .elle est localisé au troisième quart à partir du petit bout , lorsque le jeu reste inférieur à 0.6 mm ;tandis-que pour les valeurs du jeu axial supérieur a 0.65 mm, cette position est située à l'extrémité ;pour la valeur de 0.65 mm ; et elle est entre le troisième et le quatrième quart pour le reste des valeurs du jeu axial.

On peut conclure que pour les valeurs du jeu comprise dans l'intervalle de [0 ; 0.6] on obtient un contact meilleur et la zone de la portée est presque située au milieu de la dent. On peut dire aussi que la valeur du jeu axial de 0.65 représente un pic sur la figure et considéré comme une valeur présentant un effet critique du jeu sur la position de la portée.

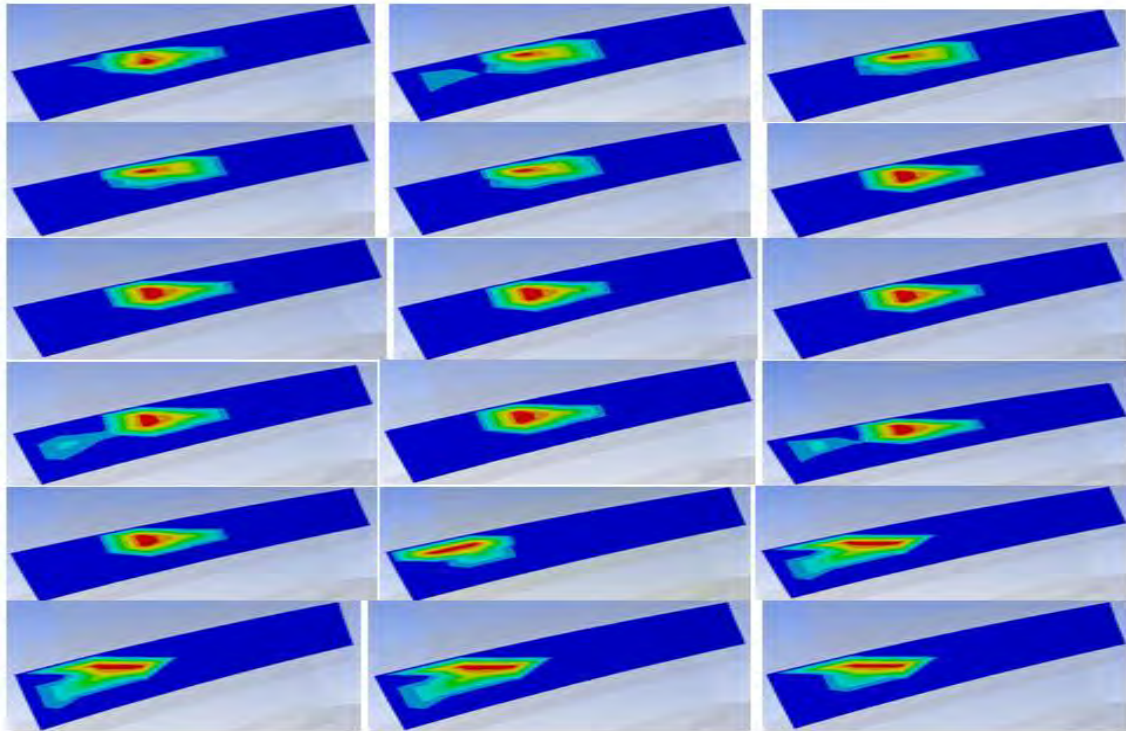


Figure IV- 49 : Superposition des résultats de la localisation du portée de contact sur al roue

La superposition montre bien la localisation du portée durant le travail est la stabilité des résultats jusqu'à $J_a=0.6\text{mm}$ puis la variation. Un portée de contact bien localisée aide a augmenter la durée de vie de couple.

CONCLUSION

La conception assistée par ordinateur (CAO) est devenue l'objet de plusieurs études durant ces dernières années dans le mécanisme. L'objectif principal étant de réduire les coûts élevés de production et des essais expérimentaux surtout pour les surfaces à géométrie complexe.

L'étude représentée dans ce mémoire contribue à la conception d'un modèle CAO d'un couple spiro-conique (pignon d'attaque + la couronne) par SOLIDWORKS2010 et faire une simulation graphique du fonctionnement réel du couple conique en utilisant ANSYS 12.1. Après avoir mettre en équation la variation du jeu fonctionnel de ce mécanisme. Dans ce travail l'étude était orienté vers la détermination de la portée optimal de contact dentaire pour un fonctionnement harmonieux du couple conique qui aide a augmenté sa durée de vie. La mesure de la portée de contact est donc un outil utile de vérification de la qualité de fabrication des engrenages, puisqu'elle se révèle être un indicateur important de la topologie des dents et du comportement en fonctionnement. L'information recueillie sur la qualité de l'engrenage est toutefois qualitative et demande une grande expérience de l'opérateur qui analyse les mesures de portées de contact. La tâche de vérification est subjective et dépend grandement de l'habileté de l'opérateur à interpréter les résultats.

Dans ce présent travail .l'étude de l'effet du jeu axial sur la vitesse transmise et la localisation de la portée de contact a permis de déterminer la zone de la portée théorique. Des futurs travaux objectifs, traitant les engrenages spiro-coniques, pouvant être orientés dans ce sens, et peuvent se confronter à plusieurs caractéristiques et erreurs de transmission tels que :

- L'étude thermique,
- L'étude du comportement dynamique de la denture et de l'engrenage complet,

Enfin, l'analyse expérimentale qui doit toujours accompagner ces méthodes numériques dans le but de combler les insuffisances de ces dernières et d'améliorer et approfondir l'analyse théorique et pratique des engrenages spiro-coniques.

Perspective:

Les études dans le domaine des engrenages Spiro-coniques sont devenues plus en plus complexes. Ce travail a permis de comprendre l'influence des paramètres de réglage de montage. Dans un cas plus général, il serait nécessaire d'étudier les conditions de contact sous charge par un modèle d'éléments finis sophistiqué.

En outre, des mesures statiques sur le banc d'essai par les jauges de déformation seront efficaces de comprendre le comportement de la portée de contact dans des positions différentes de contact. Ainsi, les résultats numériques pourront être comparés aux résultats expérimentaux.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- 1_ Georges Henriot, Traité théorique et pratique des engrenages-Tome 2»,
- 2_ WEKIPEDIA
- 3_ The Basics of Spiral Bevel Gears Dr. Hermann J. Stadtfeld ... GEAR TECHNOLOGY JANUARY / F E B R U A R Y 2001
- 4_ Hermann J. Stadtfeld, «The basics of spiral bevel gears», Gear Technology, February 2001,
- 5_ Henriot Georges, Octure Michel, Allard Maurice, «Engrenages: conception, fabrication et mise en œuvre», 7^{ème} édition, Dunod, Paris, France, 1999,
- 6_ Daniel Madroskey, «Conception des engrenages spiro-coniques, géométrie et simulation du comportement », Thèse de Doctorat soutenue le 3 Juillet 1987 à l'INSA de Lyon, France,
- 7_ Georges Henriot, Traité théorique et pratique des engrenages-Tome 2», 5^{ème} édition, Dunod, Paris, France, 1983,
- 8_ MárkLelkes, János Márialigeti et Daniel Play, «Influence des déplacements axiaux sur les caractéristiques du contact des engrenages spiro-coniques K Klingelinberg», Mécanique&Industrie 5, 289-304 (2004),
- 9_ Faydor L. Litvin, Daniele Vecchiato, Eugene Gurovich, Alfonso Fuentes, Ignacio Gonzalez-Perez, Kenichi Hayasaka² and Kenji Yukishima, «Computerized developments in design, generation, simulation of meshing, and stress analysis of gear drives», Meccanica (2005) 40: 291–324,
- 10_ Bey Mohamed, «Modélisation statique des engrenages spiro-coniques par la méthode des éléments finis», Thèse de Magister soutenue le 02 Février 1999 à l'Ecole Nationale Polytechnique d'Alger, Algérie,
- 11_ Hermann J. Stadtfeld, «Handbook of bevel and hypoid gears», Rochester Institute Technology, 1st Edition, 1993,
- 12_ Robert F. handschuh and Faydor L. Litvin, «A method for determining spiral bevel gear tooth geometry for finite element analysis», NASA TP-3096, AVSCOM-TR-91-C-020, 1991,
- 13_ Robert F. handschuh and Faydor L. Litvin, «How to determine spiral bevel gear tooth geometry for finite element method analysis», NASA/TM-105150, AVSCOM/TR-91-C-018, November 1991,

- 14_ Gleason Works, «Theory of 6-axis CNC generation of spiral bevel and hypoid gears», Publication ETI 4208/ August 1989, Rochester, N.Y, U.S.A,
- 15_ B.SubbaRao, M.S.Shunmugamand V.Jayaprakash, «Mathematical model for spiral bevel gears», Journal of Materials Processing Technology, 44 (1994) 327-334,
- 16_ Faydor L. Litvin, Alfonso Fuentes, Baxter R. Mullinsand Ron Woods, «Design and stress analysis of low-noise adjusted bearing contact spiral bevel gears», NASA/CR-2002-211344,
- 17_ Robert F. Handschuh and George D. Bibel, «Comparison of experimental and analytical tooth bending stress of aerospace spiral bevel gears», NASA/TM—1999-208903, ARL—TR—1891, 1991
- 18_ Chaniac J, «Comment augmenter les performances des engrenages spiro-coniques et hypoïdes», Congrès Mondial des Engrenages, Paris, 22-24 Juin 1977, pp. 1277-1290,
- 19_ Bibel G.D, Reddy S and Kumar A, «Manual for automatic generation of finite element models of spiral bevel gears in mesh», NASA CR-191009, ARL-CR-121, 1994,
- 20_ Bibel.G.D, Kumar.A, Reddy.S and Handschuh. R, «Contact stress analysis of spiral bevel gears using nonlinear finite element analysis», NASA TM-106176, ARL-TR-158, May 1993,
- 21_ Faydor L. Litvin, Alfonso Fuentes, Baxter R. Mullins and Ron Woods, «Computerized design, generation, simulation of meshing and contact, and stress analysis of Formate cut spiral bevel gear drives», NASA/CR-2003-212336,
- 22_ John J. Coy, Dennis P. Townsend and Erwin V. Zaretsky, «Gearing», NASA/AVSCOM/TR-84-C-15, 1985,
- 23_ Roland Mathis, «Etude des contraintes et déformations dans les dentures d'engrenages», les mémoires techniques du CETIM n° 18, Edition Artistique Imprimeur, Paris, 1973.
- 24_ Chabert G, Delfosse M et Mathis R, «Evaluation de contraintes et de la flexion des dents d'engrenages cylindriques Droits sous charge», les mémoires techniques du CETIM n° 15, Edition Artistique Imprimeur, Paris, 974,
- 24_ Faydor L. Litvin, Alfonso Fuentes, Qi Fan and Robert F. Handschuh, «Computerized design, simulation of meshing, and contact and stress analysis of face-milled Formate generated spiral bevel gear», Mechanism and Machine Theory 37 (2002) 441-459,

- 25_ Faydor L. Litvin, Alfonso Fuentes, Baxter R. Mullins and Ron Woods, «Design and stress analysis of low noise adjusted bearing contact spiral bevel gears», NASA/CR-2002-211344,
- 26_ Faydor L. Litvin, Qi Fan and Alfonso Fuentes, «Computerized design, generation, and simulation of meshing, and contact of face-milled Formate cut spiral bevel gear», NASA/CR-2001-210894, ARL-CR-467, May 2001,
- 27_ krenzert.j., computer aided corrective machine settings for manufacturing bevel and hypo gear sets. AGMA paper 84ftm4. October 1984.
- 28_ Krenzer TL, Knebel R., computer aided inspection of bevel and hypoid gears, S AE paper 83 1266. September 1983.
- 29_ Gleason Works, UNDERSTANDING TOOTH CONTACT ANALYSIS, Gleason
- 30_ Falah b..Étude expérimentale de la répartition de charge et du comportement dynamique d'engrenages spiro-coniques, thèse de doctorat, université Laval, juin 1994.
- 31_ Galina I. Sheveleva, Andrey E. Volkov, Vladimir I. Medvedev Algorithms for analysis of meshing and contact of spiral bevel gears Moscow State University of Technology, Moscow 103055, Russia 11 May 2006.
- 32_ Gosselin C.. Cloutier L.. Nguyen Q.D..a general formulation for the calculation of the load sharing and transmission error under load of spiral bevel and hypoid gears, iftomm. p 433-50. 1995.
- 33_ V.I. Medvedev, G.I. Sheveleva, Synthesis of bevel gearing on the basis of the theory of quasilinear contact, Journal of Machinery Manufacture and Reliability (2) (1996) 18–24.
- 34_ G.I. Sheveleva, Theory of Generation and Contact of Moving bodies (in Russian), Stankin, Moscow, 1999, 494 pp
- 35_ J. Argyris, A. Fuetes, F.L. Litvin, Computerized integrated approach for design and stress analysis of spiral bevel gears, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering 191 (2002) 1057–1095.
- 36_ Gouri Dhatt, Gilbert Touzot et Emmanuel Le François, «Méthode des éléments finis», Edition Lavoisier, Hermes Science, 2005,

ل ه خض

ل غ ا ث ل ش و ط ي ض و ت ل - غ ا ه ر ا ت ا ص ع ا ل و ا ع ع ف ع ه ب ل ش ع ا ث ل خ ا ط ت ب ي ع ل م ل ق م ل ش ل ك ت ب ا ع ط ا ع ي ع ل ت ب ل ح ا و س ل ش ع ي ذة ، ا ل ا د ا ل د ن و ج ي غ ا ث ي ش و ط ر و - غ ا ض و ت ي ذ ا ع ا ع ه ي خ ذة و ق ت ت ظ ع ا ع ا ن ض ا ع ت ق م ش ع ا ث ل و ي ق ا و ي ت ا ع ا ، ا ل ش ك م ل ش ع ت ب ط ع و ت ط و س ف ر ا ل ي ع ي ل غ ا ث ي ذة خ ذ ا و ت ت ط ب ا ط ل ع ذة ل ت ر ك ا ل ت ش ر ب ت ف ظ و ف ع م ل غ ، ل م ذ ف ي ف ر ا ل ع م ل ش ه ت ق ي د غ ي ت ت م ت و ج ي ل غ ا ث ل ش و ط ي ض و ت ا ع ا ، ط و ج ل خ ا ص ب ع ه ت ل ش ع ا ث ل خ ا ط ب ل ش ر ل ت ف ل ا ح ت ، 55.4 TW ل م ذ ف ل ع ل و ه س ا ع ت ت خ ش ف ش ا غ ل ح س ي ع ه ي ط ت ل ت ا ي ظ ا ع ا ت ب ا ع ط ي د غ ي س ر ق ا ط ر ف ب ش ل ي ح ط و ن ذ و و ر ك ظ و ي ي ث ي ك ا ل ل ش ا ع ف ب ش ل ي ح ا غ ط

الكلمات المفتاحية: ي غ ا ث ل ش و ط ي ض و ت ا ع ا ، ي د غ ي ، ط و ت ل ع ا ط

ل ت ت ه ت ت ا ي ظ ا ع ا ، ل ت ب ا ع ا ذ ل ح س ي ف ش ا غ ل ح س ي ، ي ط ت ل ت ا ي ظ

RESUME

Les engrenages spiro-coniques sont largement utilisés dans les boites de transmission des moyens de transport. Leurs rôles sont d'assurer une transmission de haute puissance entre les axes concourants. Les performances d'un couple spiro-conique dépendent principalement de la définition précise des dentures pour assurer à la fois un rapport de transmission satisfaisante et la résistance des dentures. Les problèmes de conception et de mise au point d'un couple spiro-conique sont très complexes et nécessitent la fabrication de plusieurs prototypes testés dans les conditions de fonctionnement. L'objectif de ce travail de recherche a été de réaliser un modèle de simulation d'engrenage spiro-conique (COUPLE CONIQUE DE LA BOITE VITESSES TW55.4) l'objectif général du travail a été d'étudier l'influence du changement du jeu axial du couple sur la surface de contact (la portée de contact) des dents de couple en contact par une modélisation numérique (un model CAO) de couple donné sur SOLIDWORKS puis sur ANSYS.

MOTS CLES : ENGRENAGES SPIRO-CONIQUE, SIMULATION, MEF, CONTACT ENTRE DENTS, ENTRAXE, JEU FONCTIONELLE, LA PORTEE DE CONTACT.

ABSTRACT

Spiral bevel gears are widely used in the gearboxes for the transmission of transport. Their role is to ensure a high power transmission between concurrent axels. The performance of a spiral bevel gear mainly depends on the precise definition of the teeth to ensure both an adequate transmission ratio and strength of teeth. The problems of design and development of a spiral bevel gear are very complex and require the production of several prototypes tested under operating conditions. The objective of this research was to create a simulation model of a spiral bevel gear (the TW55.4 gear box). The overall objective of the study was to investigate the influence of changing the axial backlash of the couple on the contact surface (the contact pattern) of the tooth pair in contact by numerical modeling (a CAD model) of the given gear on SOLIDWORKS and ANSYS.

Key words: SPIRAL BEVEL GEARS, SIMULATION, TOOTH CONTACT ANALYSIS, FEM. THE CONTACT PATTERN, BACKLASH,