



**UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA 1**  
**FACULTE DE TECHNOLOGIE**  
**DEPARTEMENT DE MECANIQUE**

Projet de Fin d'Etudes  
Pour l'obtention du Diplôme de Master en  
Construction mécanique

Thème :  
Etude et conception d'un réducteur a train épicycloïdal

Proposé et encadré par :  
Pr.M.Temmar  
Dr.Y.Brazi

Réalisé par :  
HEDIMI Hamza  
HADDOUCHE Djamal

Année universitaire 2018/2019



## REMERCIEMENTS

*Tout d'abord, nous devons remercier le bon Dieu miséricordieux pour de nous avoir donné tout le courage et la santé pour Finaliser ce travail.*

*Nous tenons à exprimer toute nos reconnaissance ,à notre encadreur **Mr. Temmar Mustapha** Nous le remercions de nous avoir dirigé , orienté, aidé et conseillé.*

*Nous tenons à remercier spécialement notre co-encadreur **BRAZI Younes**, qui fut le premier à nous faire découvrir le sujet qui a guidé notre mémoire.*

*L'occasion nous est donnée également de remercier nos enseignants qui nous ont guidé et orienté durant toutes ces année.*

*Nous voudrions exprimer notre reconnaissance envers nos familles et nos amis qui nous ont apporté leur soutien moral et intellectuel tout au long de notre démarche.*

# Sommaire

<b>Liste Des Figures</b> .....	1
<b>Liste Des table</b> .....	4
<b>Introduction générale</b> .....	5
<b>Chapitre I : GENERALITE SUR LES ENGRENAGES</b> .....	8
I.1 Introduction et fonction globale.....	9
I.2 Historique .....	10
I.3 Transmission par engrenages .....	11
I.4 Définition d'un engrenage .....	11
I.5 Types d'engrenages .....	12
I.5.1.1 Engrenages droits à denture droite.....	12
I.5.1.2 Engrenages droits à denture hélicoïdale .....	16
I.5.1.3 Engrenages coniques.....	17
I.5.1.4 Engrenages gauches.....	18
I.5.2 Trains d'engrenages .....	1
.....	8
I.5.2.1 Train à N engrenages d'axes parallèles et fixes.....	18
I.6 Avantages et inconvénients des engrenages.....	20
A / Les avantages.....	20
B / Les inconvénients .....	20

<b>Chapitre II : GENARLITE SUR LE REDUCTEUR ET REDUCTEUR A TRAIN EPICYCLOIDALE</b> .....	21
II.1 DEFINITION D'UN REDUCTEUR .....	22
II.2 ROLE D'UN REDUCTEUR .....	23
II.3 TYPE DE REDUCTEUR .....	24
II.3.1 réducteur à un engrenage .....	24
II.3.2 réducteur à vis sans fin .....	25
II.3.3 Réducteur à trains d'engrenages.....	26
□.3.3.1 Définition d'un train d'engrenages.....	26
□.3.3.2 Classification.....	26
A-Réducteur à trains simples.....	27
1. Train à roues cylindrique.....	27
2. Trains à roues cylindriques et coniques.....	27
B- réducteurs à trains planétaires.....	28
1. Principe.....	28
2. Différents types de trains épicycloïdaux.....	29
□.3.3.3 Trains épicycloïdaux.....	31
□.3.3.4 Types de trains épicycloïdaux.....	33
II.4 Formule de Willis .....	33
□.4.1 Porte-satellites bloqué ( $\Omega_4=0$ ).....	34
□.4.2 Couronne bloquée ( $\Omega_3=0$ ).....	34

□.4.3 Soleil bloqué ( $\Omega_1=0$ ).....	35
□.4.4 Exemple.....	36
□.4.5 Trains épicycloïdaux de types 2,3 et 4.....	36
II.5 Conditions de montage des trains épicycloïdaux .....	36
□.5.1 Condition sur le module (Condition 1).....	36
□.5.2 Condition sur les entraxes (Condition 2).....	37
□.5.3 Règle du «haricot » (Condition3) .....	38
□.5.4 Condition de non contact des satellites (Condition4) .....	38
II.6 Marge permise sur la valeur de k d'un train épicycloïdale de type 1 .....	39
II.7 Etude cinématique d'un train épicycloïdale de type 1 .....	39
II.8 Efforts sur les dentures dans le cas d'un train épicycloïdal de type 1 .....	41
<b>Chapitre III : DIMENSIONNEMENT.....</b>	<b>43</b>
III.1 Caractéristique des réducteur a trains plantaire. ....	44
III.1.1 Détermination de module normal des roues dentées m.....	45
III.1.2 Le rapporte transmission totale .....	45
III.1.3 Le rapport de transmission.....	46
III.1.4 le schéma équivalent.....	47
III.2 CALCUL CINEMATIQUE ET ENERGITIQUE .....	48
III.2.1.1 Calcul de la vitesse de rotation des arbres : .....	48
III.2.2 calcul des puissances transmises par les arbres .....	48
III.2.3 Calcul des moments transmission par les arbre .....	49
□.3.CALCUL DES ELEMENTS GEOMETRIQUES DES ROUES.....	50
□.4 CALCUL DES FORCES DANS LES ENGRENAGES .....	51
□.4.1 Calcul des forces tangentielles .....	51
□.4.2 Calcul des forces radiales.....	51
□.4.3 Calcul des forces axiales.....	52
□.4.3 Calcul des forces normales.....	52
□.5.DIMENSIONNEMENT DES ARBRES.....	52
□.5.1.CHOIX DES MATERIAUX.....	52
□.5.2. CALCUL DES DIAMETRES DES ARBRES.....	53
□.5.2.1Arbre d'entrée (I).....	53
□.5.2.2Arbre intermédiaire II.....	53
□.5.2.3 arbre de sortie III.....	54
□.6 CHOIX ET VERIFICATION DES ROULEMENTS [5].....	54
□.7. LES TRAITEMENTS THERMIQUES DES ACIERS.....	55
<b>Chapitre IV :Modélisation géométrique .....</b>	<b>57</b>
IV.1 Généralités .....	58
IV.1.1 Introduction.....	58
IV.1.2 la conception assistée par ordinateur CAO.....	58
IV.1.2.1. Définition.....	58
IV.1.2.3. Domaines d'application de la CAO.....	58
IV.1.2.4 Les avantages et les inconvénients de la CAO.....	59
IV.1.3 Définition du logiciel CAO solidworks.....	59
IV.2 modélisation géométrique .....	60

IV.2.1 création des pièces en model 2D et 3D.....	60
IV.2.2 IV.2.2 création de l'assemblage.....	62
<b><u>Conclusion générale</u></b> .....	<b>64</b>
<b><u>Bibliographie</u></b> .....	<b>65</b>
<b><u>Annexes</u></b> .....	<b>69</b>



# Liste Des Figures

## Chapitre I :

**FigI.1 : Engrenages**

**FigI.2 : Les dessins de Léonard de Vinci (fin du XV<sup>ème</sup>).**

**FigI.3 : Le contact entre les plots et les rainures**

**FigI.4 : Schéma de deux roues dentées engrainée**

**FigI.5 : Géométrie d'un engrenage droit à denture droite**

**FigI.5 .a : Engrenage en contact extérieur**

**FigI.5 .b : Profil de denture**

**FigI.2 .c : Géométrie d'un engrenage en contact extérieur**

**FigI.5.d : Engrenage en contact intérieur**

**FigI.6 : Relation entre le module et l'épaisseur de la dent**

**FigI.7 : Engrenages droits à denture hélicoïdale**

**FigI.8 : Engrenages coniques**

**FigI.9 : Train à N engrenages d'axes parallèles et fixes**

**FigI.10 : Train à 2 contacts extérieurs**

**FigI.11 : Train à 1 contact extérieur**

## Chapitre □ :

**Fig□.1 : Exemple d'un motoréducteur coaxial**

**Fig□.2 : Schéma de principe de transmission mécanique**

**Fig□.3 : Forces sur le soleil, le satellite et la couronne**



**Fig□.4 : Schémas cinématique d'un réducteur à roues cylindriques**

**Fig□.5 : Schémas cinématique d'un réducteur à roues coniques**

**Fig□.6 : Schémas cinématique d'un réducteur à vis sans fin**

**Fig□.7 : Réducteur à train d'engrenage**

**Fig□.8: Réducteur à chaine d'engrenage**

**Fig□.9 : Réducteur à roues conique et cylindrique**

**Fig□.10 : Réducteur épicycloïdal**

**Fig□.11 : Réducteur à train épicycloïdal**

**Fig□.12 : Réducteurs (épicycloïde-hypocycloïde)**

**Fig□.13 : Trainépicycloïdalplan**

**Fig□.14 : Trainépicycloïdal Sphérique**

**Fig□.15 : Des trains épicycloïdaux**

**Fig□.15.a : Train épicycloïdal**

**Fig□.15.b : Exemple d'un train épicycloïdal avec trois satellites**

**Fig□.16 : Types de trainsépicycloïdaux**

**Fig□.17 : Présentation graphique des modes de fonctionnement d'un train épicycloïdal**

**Fig□.18 : Conditions 1 et 2**

**Fig□.19 : Condition 3**

**Fig□.20 : Forces sur le soleil, le satellite et la couronne**

**Fig□.21 : Deux dents en contact sont considérées comme deux cylindres en contact**

## Chapitre □ :

**Fig□.1 : Schéma cinématique d'un réducteur à deux étages utilisant desRoues dentées cylindrique épicycloïdal**

**Fig□.2 : Montage de deux satellites**

## Chapitre 4 :

**FigIV.1 : pignon en 3D avec modification**

**FigIV.2 : Pièce 3D**

**Fig4.3 : roulement 6204 a 3D**

**FigIV.4 : Vue éclatée du réducteur étudié**

**FigIV.5 : Le réducteur après assemblage des pièces**

**Fig4.6 : Réducteur à deux étages après assemblage**

## **Liste de table :**

**TableauI.1 : Types d'engrenages**

**TableauI.2 : Formules pour les dimensions des engrenages**

**TableauI.3 : Modes de fonctionnement d'un train épicycloïdal avec les équations et un exemple de calculs**

**Tableau□.1 : rendement de quelques couples de frottements**

# INTRODUCTION

## GENERALE

## Introduction générale :

Les réducteurs sont largement utilisés dans l'industrie mécanique comme moyen de transmission de puissance d'un moteur vers une machine réceptrice. Nous retrouvons les réducteurs notamment dans le monde d'automobile, ou plus généralement dans tous les types d'engins motorisés (aéronautique, robotique, aérospatial...etc.). Par exemple dans les mécanismes permettant l'ouverture des vitres des voitures, pour lever des barrières de parking ou même dans les ascenseurs. L'étude de ce mécanisme est donc source d'intérêt. Nous allons, dans ce projet, réaliser l'étude d'un réducteur de vitesse à entrée et sortie alignées comportant quatre roues.

Les engrenages sont utilisés comme moyen de transmission de puissance dans les réducteurs de vitesses où ils réalisent la réduction de la vitesse, l'augmentation du couple et les sens de rotation des éléments de machines. Ces transmissions peuvent être simples ou composées.

Ces engrenages doivent réaliser des rapports de transmission qui sont égaux au rapport des nombres de dents des roues qui constituent la chaîne cinématique. Pour en arriver là il faut calculer les nombres de dents des roues dentées qui doivent réaliser les différents rapports de transmission. Le problème de détermination du nombre de dents pour une paire de roues dentées qui doit réaliser un rapport de transmission donné a fait l'objet de plusieurs études

[3,4,8].

Mais ces méthodes ne considèrent que le cas de la transmission simple. Maintenant, si la transmission est composée et que l'on veuille garder l'entraxe invariable et éviter la correction de denture, il faut envisager une autre méthode de calcul [6].

Dans cette optique, nous proposons une méthode de conception adaptée à la classe de mécanisme de transmission de mouvement rotatif à structure non linéaire, à 1 degré de mobilité et à rapport constant. Le logiciel SolidWorks a été développé pour des utilités générales de conception et de simulation peut illustrer cette démarche qui comporte 3 étapes :

- À l'étape de **synthèse topologique**, un algorithme créatif génère l'ensemble des mécanismes-solutions admissibles. Il est basé sur l'exploration combinatoire d'une base de mécanismes (arbres, engrenages, accouplements,etc.).

- Pour le **pré-calcul dimensionnel**, nous proposons la méthode analytique des mécanismes, qui est une représentation à deux dimensions des arbres, des entraxes et des angles du mécanisme. On peut alors construire un modèle géométrique basé sur les notions de construction des mécanismes c'est à dire l'optimisation du système pour minimiser l'encombrement et vérification des conditions de fermeture du mécanisme.
- La dernière étape de **synthèse dimensionnelle** permet de calculer les dimensions principales du mécanisme en intégrant des contraintes à la fois géométriques (non- interférence des pièces, continuité géométrique et cinématique) et technologiques (résistance des dentures d'engrenages, rapport de réduction, etc.) Au sein d'un même problème d'optimisation. Enfin, l'étude d'un réducteur industriel permet de concevoir ce système sous logiciel solidworks.

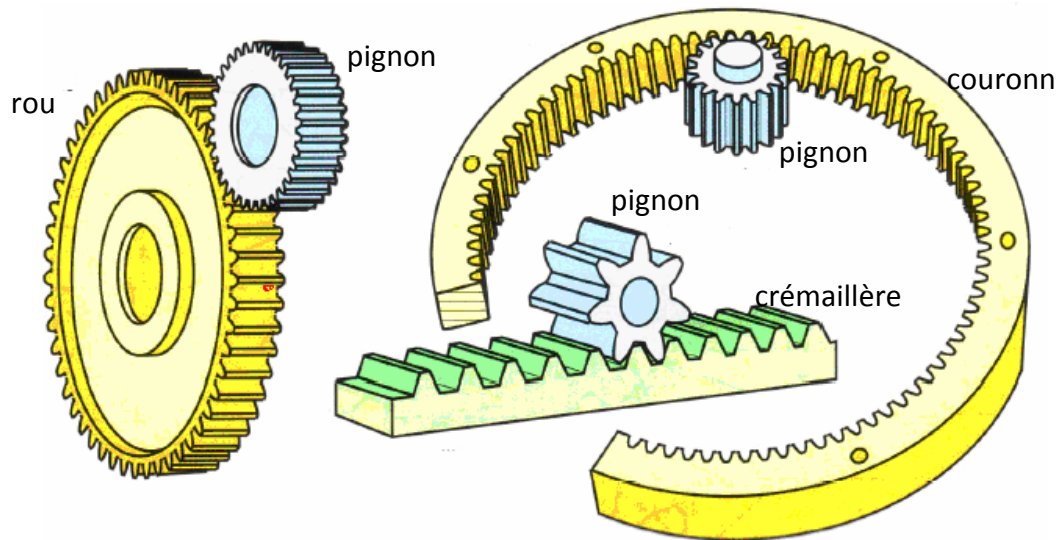
# ***CHAPITRE I***

***GENERALITE SUR LES***

***ENGRENAGES***

## I.1 Introduction et fonction globale

L'engrenage sert à transmettre un mouvement de rotation par obstacles avec changement de ses caractéristiques. Il est constitué de deux roues dentées en contact (figure I.1). La plus petite s'appelle le pignon et la plus grande est la roue. Une roue qui a un rayon infini s'appelle crémaillère. Nous pouvons utiliser en général les engrenages pour transmettre le mouvement et la puissance mécanique entre deux arbres parallèles ou non parallèles, concourants ou non concourants et perpendiculaires ou non perpendiculaires. Les engrenages peuvent avoir diverses utilités comme la réduction (ou la variation) de vitesse de rotation entre deux arbres avec réduction (ou augmentation) du couple moteur [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9].



**FigI.1 : Engrenages [10]**

Pour les systèmes d'engrenages on peut définir le rapport de transmission (rapport de vitesse ou rapport de réduction)  $i$  et le rapport de couple  $G_r$  par les équations I.1 et I.2

$$i = \frac{\omega_{\text{sort}}}{\omega_{\text{entr}}} \quad (1.1)$$

$$G_r = \frac{C_{\text{sort}}}{C_{\text{entr}}} \quad (1.2)$$



Avec ;  $\omega_{sort}$  la vitesse angulaire de l'arbre de sortie en rad/s ,  $\omega_{entr}$  la vitesse angulaire de l'arbre d'entrée en rad/s,  $C_{sort}$  le couple de l'arbre de sortie en Nm et  $C_{entr}$  le couple de l'arbre d'entrée.

La valeur du rapport de transmission  $i$  est définie comme suit :

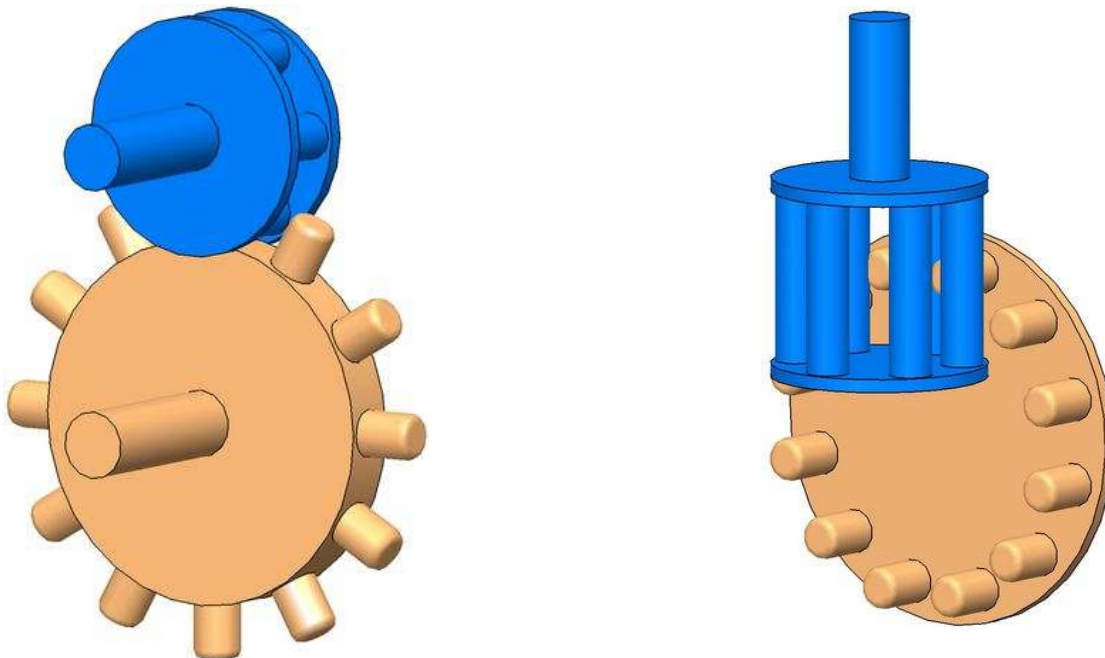
$$i = 1 : \omega_{sort} = \omega_{entr}$$

$i < 1 : \omega_{sort} < \omega_{entr}$ . Le système d'engrenages est un réducteur de vitesse

$i > 1 : \omega_{sort} > \omega_{entr}$ . Le système d'engrenages est un multiplicateur de vitesse

## **I.2 Historique :**

Léonard de Vinci dessina déjà au XV<sup>ème</sup> siècle des systèmes de transmission de puissance par obstacles. Voici leur principe:

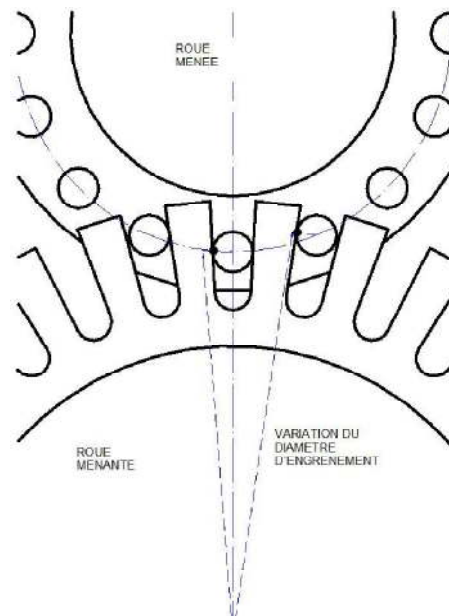


**Fig I.2 : Les dessins de Léonard de Vinci (fin du XV<sup>ème</sup>).**

La variation du diamètre d'engrènement lors du fonctionnement implique une transmission de puissance non homocinétiq (vitesse de sortie non constante pour une vitesse d'entrée constante).

Le glissement important au niveau des contacts entre les plots et les rainures provoque une usure prématurée.

Cette solution n'est donc envisageable que dans le cas de faibles vitesses et d'efforts peu importants



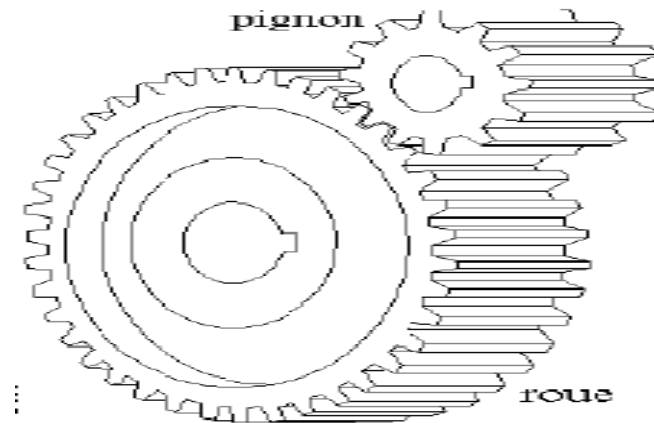
**FigI.3 : Le contact entre les plots et les rainures**

### **I.3 Transmission par engrenages :**

Les transmissions par engrenage sont très répandues dans l'industrie. Elles sont d'une grande utilité lorsqu'il s'agit de transmettre des couples importants, de produire de grandes vitesses de rotation, d'effectuer un changement de direction du mouvement de rotation. Le rapport de vitesses obtenu entre l'entrée et la sortie ne dépend que des nombres de dents des roues en contact. Ils sont transmis la puissance entre deux arbres rapprochés, avec modification du couple transmis et de la vitesse de rotation, le rapport des vitesses étant rigoureux et constant; les deux arbres peuvent être parallèles, concourants, orthogonaux, ou même occuper une position relative quelconque

### **I.4 Définition d'un engrenage :**

Un engrenage est un mécanisme composé de deux roues dentées mobiles autour d'axes de position fixe et dont l'une entraîne l'autre par l'action de dents successivement en contact. On dit que les deux roues sont conjuguées. La plus petite roue est appelée pignon, la plus grande est la roue. [2]



**FigI.4 : Schéma de deux roues dentées engrainée. [3]**

## **I.5 Types d’engrenages**

Il y a trois catégories d’engrenages (tableau I.1). Chaque type a différentes forme et caractéristique de denture [1], [10], [11], [7]

Tableau I.1 Types d’engrenages		
Les engrenages droits (à axes parallèles)	Les engrenages coniques (à axes concourants)	Les engrenages gauches

### **I.5.1.1 : Engrenages droits à denture droite :**

Ce type d’engrenages est considéré comme le plus simple et le plus économique. Il convient pour les arbres qui doivent toujours être parallèles. Mais il est bruyant et génère des vibrations.

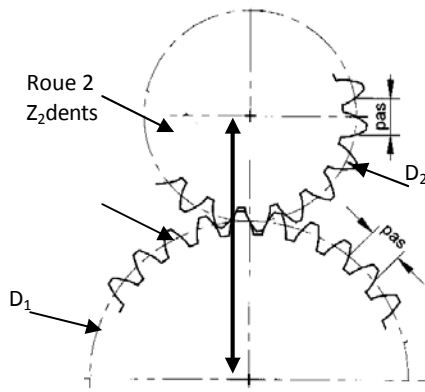


Fig. I.5.a Engrenage en contact extérieur

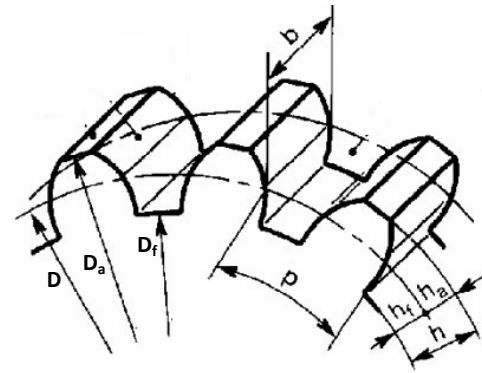


Fig. I.5.b Profil dedenture

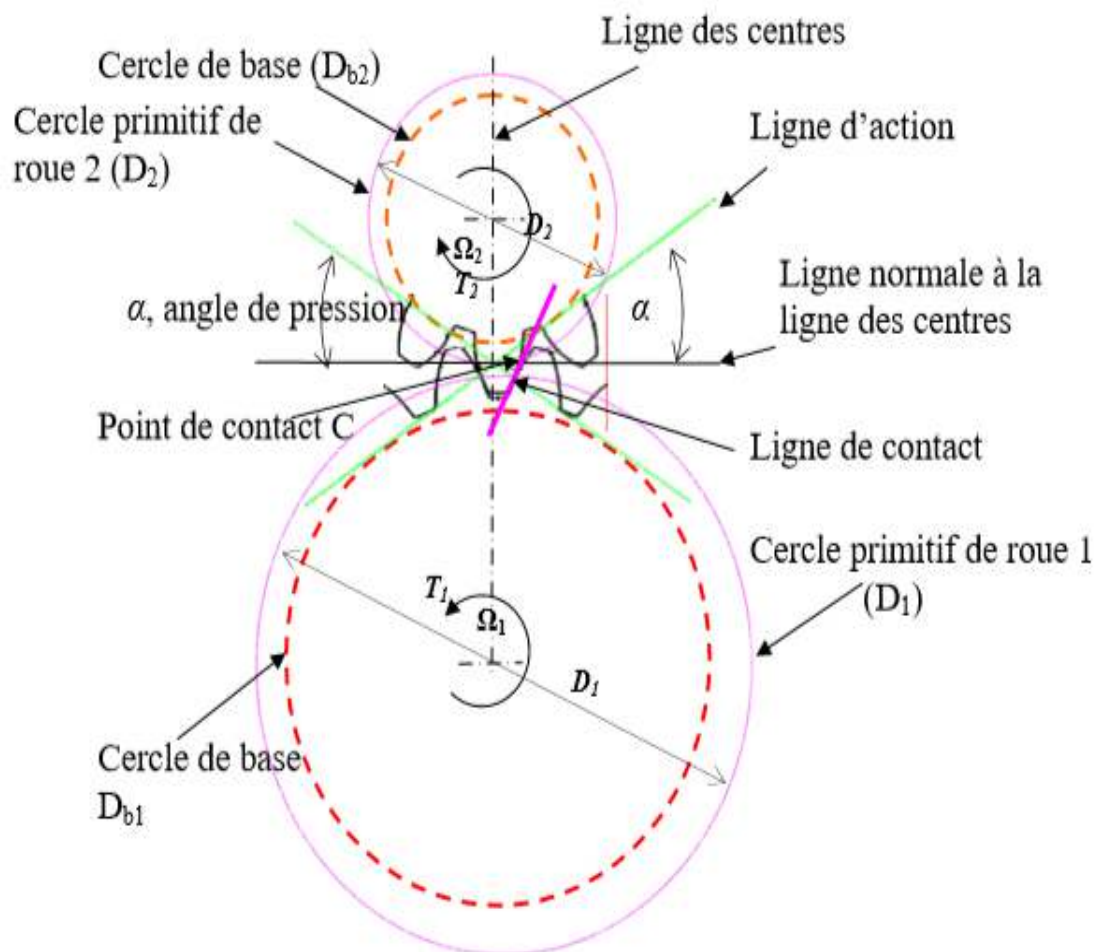


Fig. 5. Géométrie d'un engrenage en contact extérieur

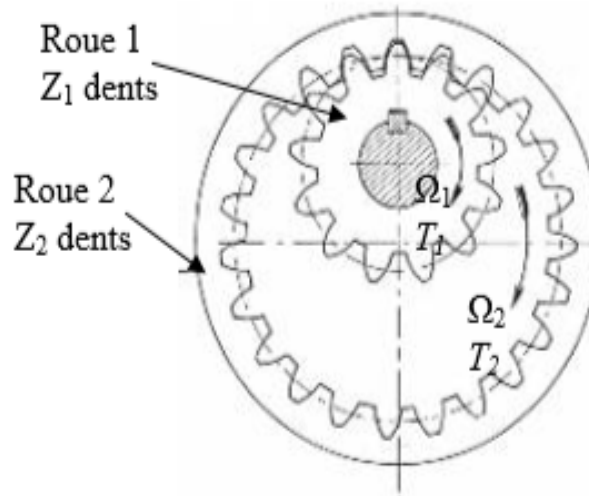


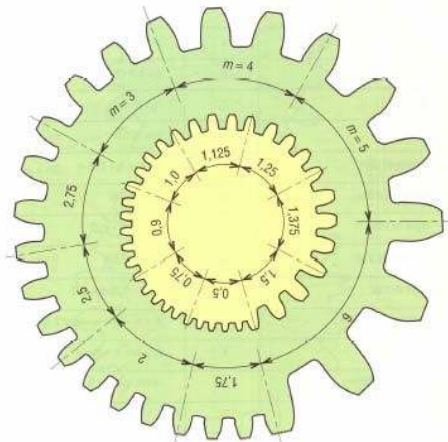
Fig. 5. Engrenage en contact intérieur  
 Fig. 5. Géométrie d'un engrenage droit à denture droite

On se propose de faire une étude géométrique d'un engrenage droit à denture droite (figure I.5). Généralement, on appelle roue menant la roue dentée motrice qui communique le mouvement à l'engrenage et roue menée la roue dentée réceptrice qui subit le mouvement. D'abord on définit quelques termes importants dans la conception de design [7], [8], [12] :

- **La ligne d'action** est la tangente aux deux cercles de base.
- **L'angle de pression  $\alpha$**  est l'angle entre la ligne perpendiculaire à la ligne des centres et la ligne d'action. Cet angle est défini par le constructeur, sa valeur est de l'ordre de  $20^\circ$
- **Le point de pas** est l'intersection de la ligne des centres avec la ligne d'action.
- **Le cercle primitif** est le cercle dont le centre est confondu avec le centre de l'engrenage et qui passe par le point de pas.
- **Le cercle de base** est le cercle dont le centre est celui de l'engrenage et qui est tangent à la droite passant par le point de pas et formant un angle  $\alpha$  avec la ligne normale à la ligne des centres.
- **Le module  $m$**  est la valeur permettant de définir les caractéristiques dimensionnelles de la roue dentée. C'est le rapport entre le diamètre primitif et le nombre de dents. Les dimensions de la dent sont données par le module. Les valeurs de modules normalisés (figure I.3) sont données dans le tableau suivant:

• Série principale des modules en mm											
0,5	0,6	0,8	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	.....

Les modules choisis augmentent quand les couples transmis augmentent.



**FigI.6 : Relation entre le module et l'épaisseur de la dent [8], [10]**

Si on connaît, pour un engrenage donné, la valeur du module  $m$ , le nombre de dents  $Z$ , et en considérant la valeur de l'angle de pression  $\alpha = 20^\circ$ , on peut calculer ses dimensions à partir du tableau I.2. Deux roues engrèment ensemble si elles ont le même module.

Tableau I.2					
Formules pour les dimensions des engrenages[1],[7],[8],[12],[13]					
Désignation	Symbole	Formule	unité	Pignon	roue
Module	$M$		mm	$M$	$M$
Nombre de dents	$Z$	Par un rapport de Vitesse		$Z_1$	$Z_2$
Diamètre primitif	$D$	$D = mZ$	mm	$D_1 = mZ_1$	$D_2 = mZ_2$
Diamètre de tête	$D_a$	$D_a = D + 2m$	mm	$D_{a1} = D_1 + 2m$	$D_{a2} = D_2 + 2m$
Diamètre de pied	$D_f$	$D_f = D - 2,5m$	mm	$D_{f1} = D_1 - 2,5m$	$D_{f2} = D_2 - 2,5m$
Diamètre du cercle de base	$D_b$	$D_b = D \cos \alpha$	mm	$D_{b1} = D_1 \cos \alpha$	$D_{b2} = D_2 \cos \alpha$
Saillie	$h_a$	$h_a = m$	mm	$h_a = m$	$h_a = m$
Creux	$h_{f1}$	$h_f = 1,25m$	mm	$h_f = 1,25m$	$h_f = 1,25m$
Hauteur de dent	$H$	$h = 2,25 m$	mm	$h = 2,25 m$	$h = 2,25 m$
Pas	$P$	$p = \pi m$	mm	$p = \pi m$	$p = \pi m$
Largeur de denture	$B$	$b = km (5 \leq k \leq 16)$	mm	$b = km$	$b = km$
Entraxe	$A$	$a = (D_1 + D_2)/2$	mm	$A$	$A$

Pour un engrenage extérieur (figure I.5.a) et un engrenage intérieur (figure I.5.d), on a, si le rendement est 1, la somme des puissances d'entrée égale à la somme des puissances de sortie, ou de manière générale la somme des puissances égale à zéro donc ;

$$P_1 = - P_2 \quad (I.3)$$

La relation entre la puissance, le couple et la vitesse est ;

$$P=C\omega(I.4)$$

A partir des équations I.1 à I.7, la relation entre  $i$  et  $G_r$  pour l'engrenage défini dans la figure I.5 peut être s'écrire

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = -\frac{C_1}{C_2} = -\frac{1}{G}(I.5)$$

Avec ;  $\omega_2$  la vitesse angulaire de la roue de sortie,  $\omega_1$  la vitesse angulaire de la roue d'entrée,  $C_2$

le couple de la roue de sortie et  $C_1$  le couple de la roue d'entrée

A partir du nombre de dents ou de la valeur de diamètre primitif d'un engrenage, on peut calculer le rapport de transmission  $i$  pour un engrenage extérieur (figure I.5.a) par l'équation I.6 et pour un engrenage intérieur (figure I.5.d) par l'équation I.7.

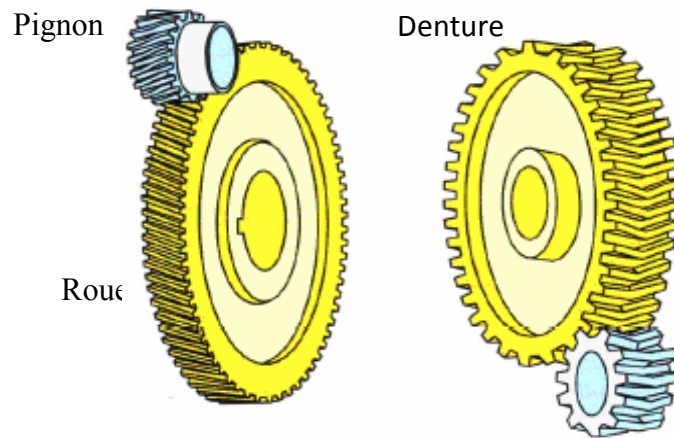
$$i = -\frac{D_1}{D_2} = -\frac{z_1}{z_2}(I.6)$$

$$i = \frac{D_1}{D_2} = \frac{z_1}{z_2}(I.7)$$

Les équations I.6 et I.7 et les figures I.5.c et I.5.d montrent que les 2 roues tournent en sens contraire dans un engrenage en contact extérieur et dans le même sens dans un engrenage en contact intérieur.

### **I.5.1.2 Engrenages droits à denture hélicoïdale :**

On utilise ce type d'engrenage (figure I.7) pour transmettre le mouvement et la puissance mécanique entre les arbres parallèles. De même usage que les précédents, ils permettent une transmission plus progressive, moins bruyante mais ils créent des efforts axiaux supplémentaires.



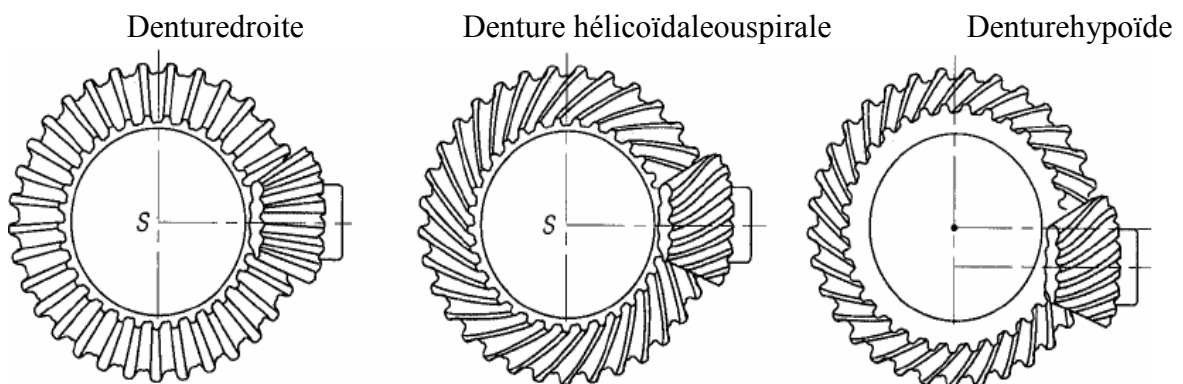
**FigI.7 : Engrenages droits à denture hélicoïdale[10], [8]**

Les hélices sont de sens contraires. Angle d'hélice ( $\beta$ ) : angle formé par la tangente à l'hélice primitive et une génératrice du cylindre primitif.  $\beta = 20$ degrés est une valeur courante [1],[8]

### **I.5.1.3 Engrenages coniques :**

Dans les engrenages coniques (figure I.8) les axes des arbres sont concourants. Dans ces engrenages, on a trois types différents de dents :

- Denturedroite
- Denturespirale
- Denturehypoïde



**FigI.8 : Engrenages coniques [10]**



Les axes de cette engrenage à 90 ° sont les plus courants. Les surfaces primitives ne sont plus des cylindres mais des cônes [1], [7], [8].

#### **I.5.1.4 Engrenages gauches :**

Les axes des engrenages gauches (tableau I.1) sont orthogonaux et non concourants. Ce type d'engrenage, à grands rapports de réduction, est un peu bruyant. Le rendement est faible, et de plus le couple de décollage est beaucoup plus fort que le couple à vitesse de régime normal. Le rendement est meilleur avec les fortes inclinaisons, à condition que les métaux en présence soient bien choisis et que l'exécution des dentures soit très précise, avec des états de surface très soignés. Le frottement est important et donne un rendement moyen, mais suffisant dans le cas des faibles puissances [1], [8]

#### **I.5.2 Trains d'engrenages :**

##### **I.5.2.1 Train à N engrenages d'axes parallèles et fixes :**

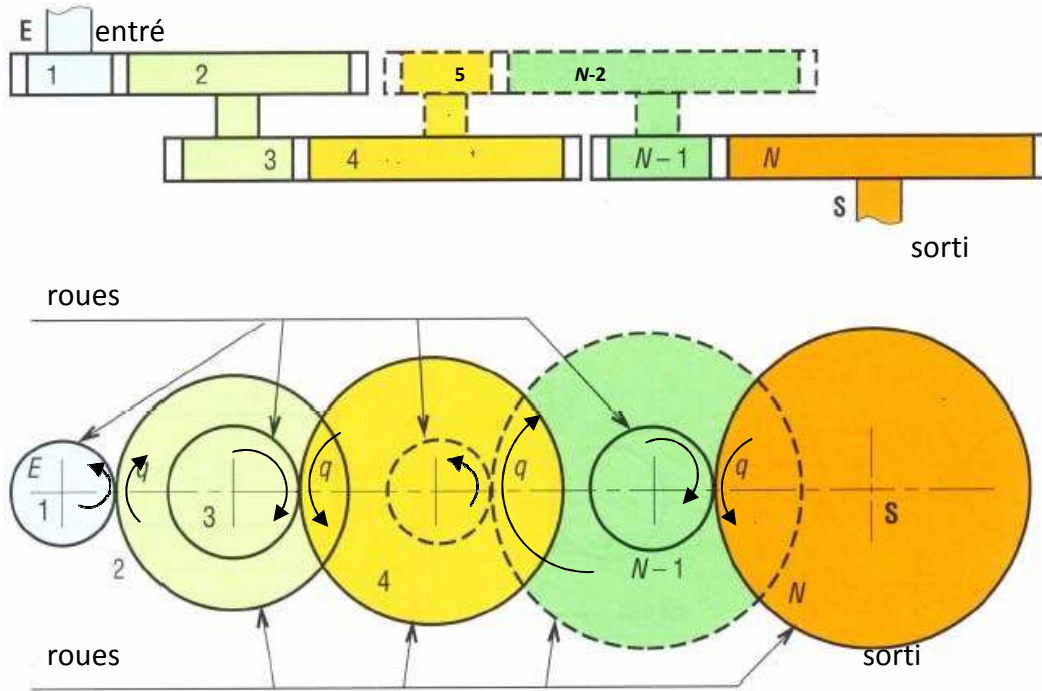
Les trains d'engrenages (figure I.9) ont différentes roues dentées. Ils peuvent transformer le mouvement entre deux arbres ou plus. Le rapport de transmission  $i$  d'un train d'engrenage peut être calculé par l'équation I.8

$$i = \frac{\omega_{sort}}{\omega_{entr}} = (-1)^n \frac{\prod Z_{menantes}}{\prod Z_{menées}} \quad (1.8)$$

C'est le rapport entre le produit du nombre de dents des roues menées et le produit du nombre de dents des roues menâtes. Avec ;  $n$ , le nombre de contacts extérieurs (points  $q$  en figure I.9).

À partir de l'équation I.8 et de la figure I.9 on peut avoir

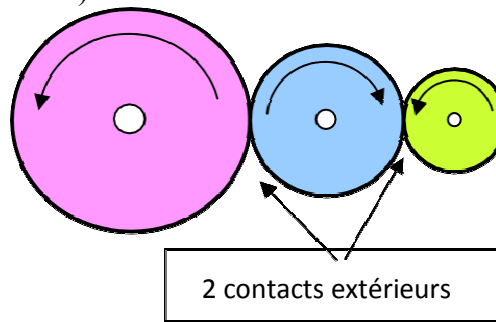
$$i = (-1)^n \frac{Z_1 Z_3 \dots Z_{-1}}{Z_2 Z_4 \dots Z} \quad (1.9)$$



**FigI.9 : Train à  $N$  engrenages d'axes parallèles et fixes [10]**

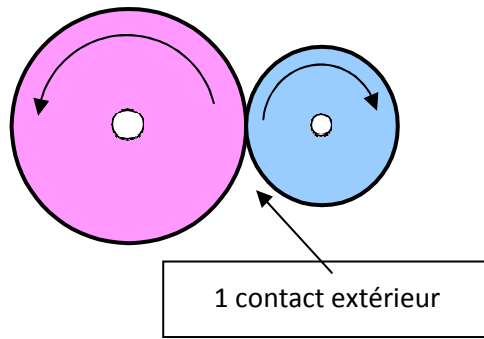
On peut savoir le sens de rotation à partir de la valeur de  $n$  :

- Nombre de contacts extérieurs pairs (2, 4, 6, ...) : le sens de rotation de sortie identique à celui de l'entrée (figureI.10).



**FigI.10 : Train à 2 contacts extérieurs**

Nombre de contacts extérieurs impairs (1, 3, 5, ...) le sens de rotation de sortie est inverse à celui de l'entrée (figureI.11).



**FigI.11 : Train à 1 contact extérieur**

## **I.6. Avantages et inconvénients des engrenages :**

### ***A / Les avantages :***

- Transmission de puissances élevées sous fréquences de rotation élevées.
- Transmission à rapport rigoureusement constante (transmission synchrone).
- Transmission parfaitement homocinétique.
- Possibilités de transmissions entre plusieurs arbres.
- Bon rendement général, suivant classe de qualité.
- Durée de vie importante.
- Bonne fiabilité.

### ***B / Les inconvénients :***

- Nécessité d'un entraxe précis et constant.
- Niveau sonore variable suivant type d'engrenage.
- Transmission des à-coups et vibrations.
- Nécessité d'une lubrification, souvent par fluide.
- Réversibilité possible suivant type d'engrenage.
- Coût très variable suivant type d'engrenage et classe de qualité.

# *CHAPITRE II*

GENARLITE SUR  
LEREDUCTEUR ET  
REDUCTEUR A TRAIN  
EPICYCLOIDALE

## □.1 DEFINITION D'UNREDUCTEUR :

Le réducteur est un ensemble d'organes mécaniques comprenant un générateur de puissance (moteur), des engrenages, des mécanismes entraînés (accouplements, frein), des structures servant de support (arbres, paliers) généralement incorporés dans un carter. Chacun des composants influe sur le comportement dynamique du réducteur, mais il est généralement admis que l'engrenage qui est l'organe de transmission par excellence, constitue une des sources principales d'excitations. S'il répond parfaitement aux exigences de rendement, de précision et de puissance spécifique imposées dans les architectures modernes, les critères de confort acoustique, de tenue vibratoire et de gain du poids sont à l'origine d'une nouvelle pression technologique sur ce composant. Un réducteur est un organe mécanique à base d'engrenages le plus utilisé dans l'industriel, il entraîne aussi bien de grosse installations que de petits matériels il possède deux arbres un arbre d'entrée et de sortie, si on inverse l'entrée et la sortie on obtient un multiplicateur le nom de réducteur est réservé à un mécanisme séparé s'intercalant entre un moteur et un récepteur. Lorsque le moteur est fixe sur le carter du réducteur, l'ensemble porte le nom de motoréducteur (**figure □.1**)[14].



**Fig□.1 : Exemple d'un motoréducteur coaxial**

## 1.2 RÔLE D'UN RÉDUCTEUR :

Un réducteur sert à réduire la vitesse d'un moteur (hydraulique, pneumatique, thermique, électrique) avec transmission de la puissance motrice vers une machine réceptrice en absorbant le moins d'énergie. Il permet d'augmenter le couple moteur afin d'entraîner en rotation un organe récepteur sous l'effet d'un nouveau couple[14].

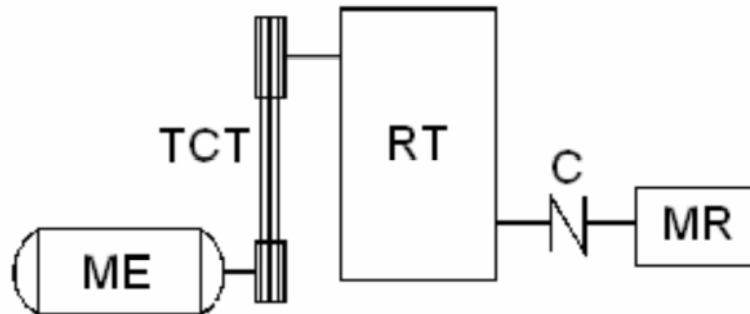


Fig 1.2 : Schéma de principe de transmission mécanique

(ME : moteur électrique ; TCT : transmission par courroies trapézoïdales ; RT : réducteur de vitesse à roues dentées ; C : accouplement ; MR : machine réceptrice [15])

### Condition d'entraînement :

#### Données :

- Puissance motrice :  $P_m$ (kW)
- Vitesse motrice  $N_m$  (tr /min)
- Vitesse réceptrice  $N_r$  (tr /min)

$$\text{Rendement } K = \frac{N_r}{N_m} \quad (\text{I. 1})$$

$$k=1 \rightarrow N_r = N_m$$

$k < 1 \rightarrow N_r < N_m$  Réducteur

$k > 1 \rightarrow N_r > N_m$  Multiplicateur

**Raison d'un réducteur :**

$$r = (-1)^n \frac{Z_{menantes}}{Z_{menées}} \quad (1.2)$$

**n** : nombre de contacts extérieurs

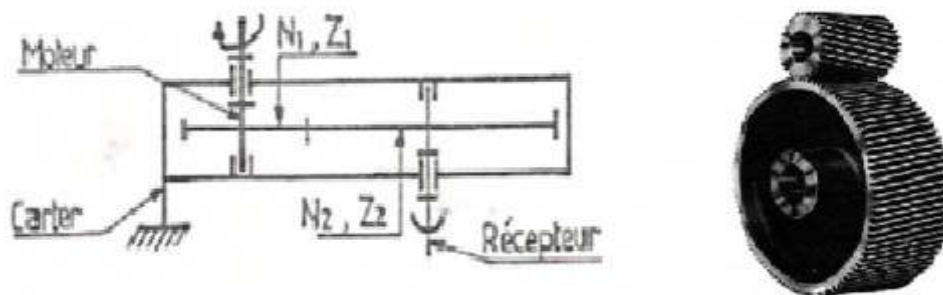
Si **r** est positif, même sens de rotation entre l'entrée et la sortie.

Si **r** est négatif, sens contraire de rotation entre l'entrée et la sortie.

### □.3.TYPE DE REDUCTEUR :

#### □.3.1 réducteur à unengrenage :

##### a) à roues cylindriques:



**Fig. □.4 : Schémas cinématique d'un réducteur à roues cylindriques**

$$K = \frac{N_2}{N_1}, \quad r = (-1)^1 \frac{z^1}{z^2} = -\frac{z_1}{z_2}$$

b) à roues coniques:

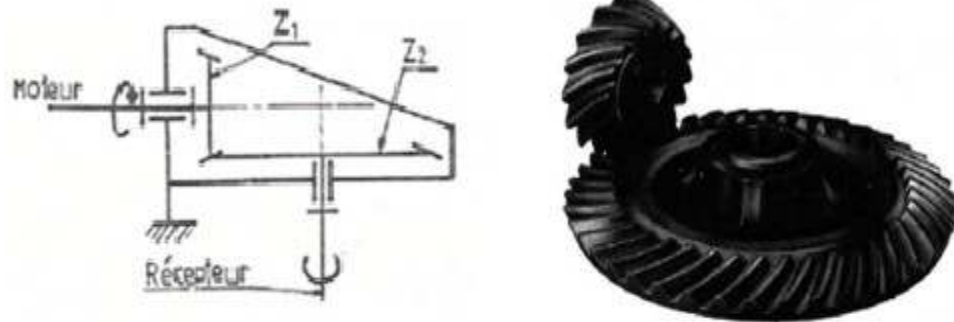


Fig. □.5 : Schémas cinématique d'un réducteur à roues coniques

$$K = \frac{N_2}{N_1}, r = \frac{z_1}{z_2}$$

□.3.2 réducteur à vis sans fin :

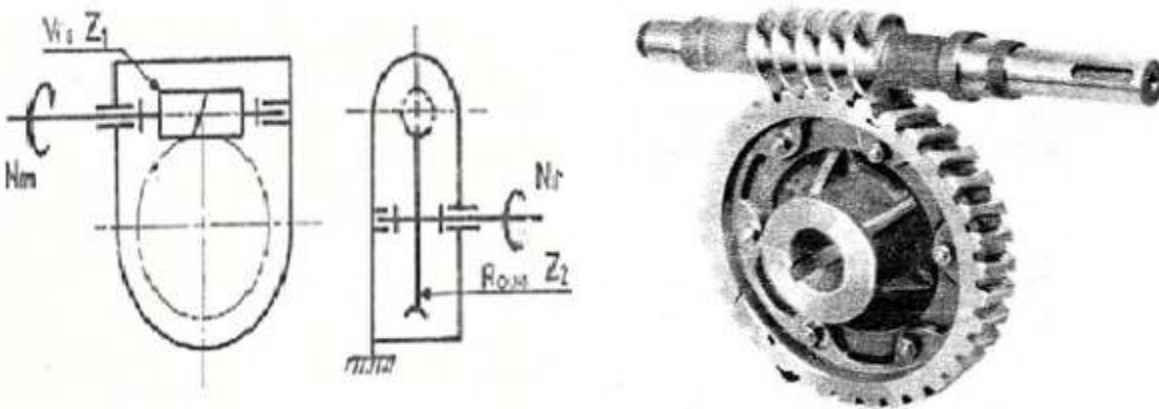


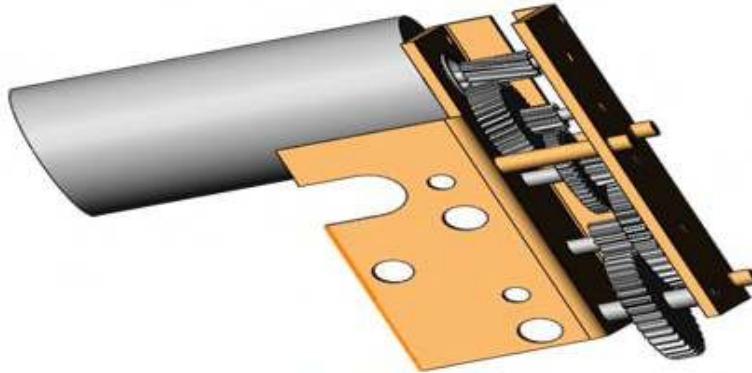
Fig. □.6 : Schémas cinématique d'un réducteur à vis sans fin

- Rapport de réduction relevé



$$K = \frac{N_r}{N_m} = \frac{N_1}{N_2}$$

### □.3.3 Réducteur à trains d'engrenages :



**Fig □.7 : Réducteur à train d'engrenage**

#### □.3.3.1 Définition d'un train d'engrenages :

Un train d'engrenage est une suite d'engrenage destinés à transmettre une puissance d'un arbre d'entrée vers un arbre de sortie avec ou sans modification de la vitesse ou du sens de rotation en absorbant le moins possible d'énergie.

#### □.3.3.2 Classification :

Cinématiquement les trains d'engrenages sont classés en deux familles :

- Les trains simples ou ordinaires
- Les trains épicycloïdaux ou planétaires

**A-Réducteur à trains simples :**

**1. Train à roues cylindrique :**

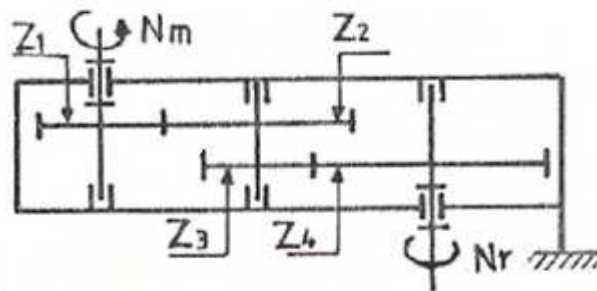


Fig. □.8: Réducteur à chaîne d'engrenage

$$K = \frac{N_4}{N_1} r = (-1)^2 \frac{Z_1 Z_3}{Z_2 Z_4}$$

**2. Trains à roues cylindriques et coniques :**

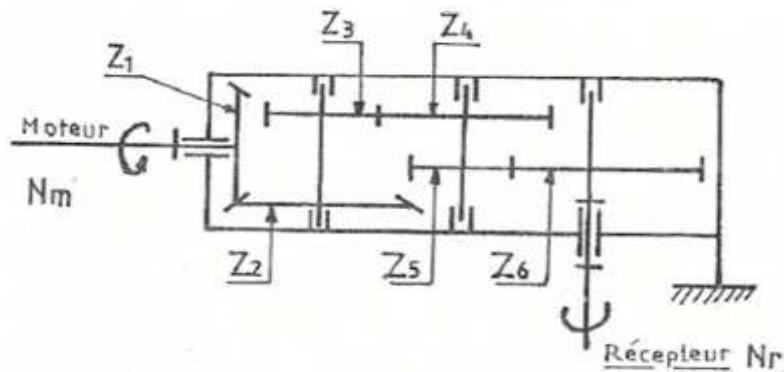


Fig. □.9 : Réducteur à roues conique et cylindrique

$$K = \frac{N_4}{N_1} r = (-1)^2 \frac{Z_1 Z_3 Z_5}{Z_2 Z_4 Z_6}$$

## B. réducteurs à trains planétaires :

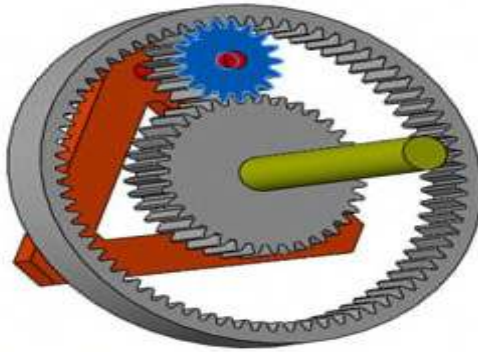


Fig. □.10. : Réducteur épicycloïdal

### 1. Principe:

Un pignon central 1 appelé planétaire transmet un mouvement de rotation aux roues 2 appelées satellites libres autour de leur axe, portés par le bras 3 ou porte satellite mobile autour de l'axe du planétaire (O y). Le satellite transmet le mouvement à la roue 4 appelée dernière roue. Les satellites sont animés de 2 mouvements simultanés, l'un autour de leur axe, l'autre autour de l'axe du planétaire.

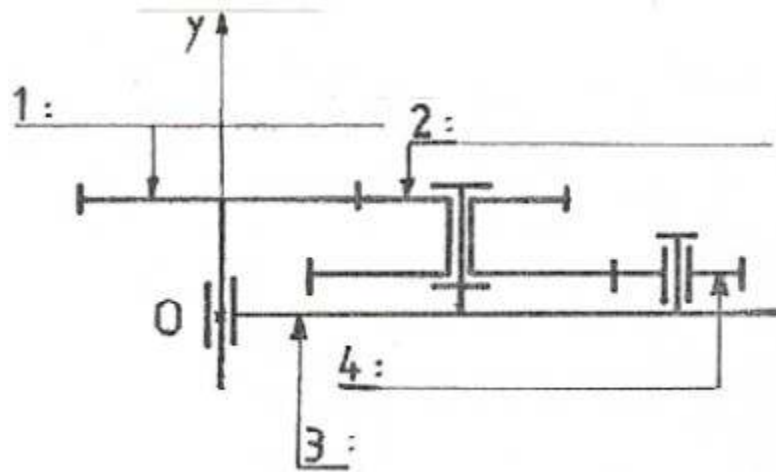


Fig.11 : Réducteur à train épicycloïdal

Chaque point de leur circonférence décrit une épicycloïde (dans le cas d'un engrenage extérieur) ou une hypocycloïde (dans le cas d'un engrenage intérieur).

**Remarque :** Si le bras 3 est fixe le train est dit simple ou ordinaire.

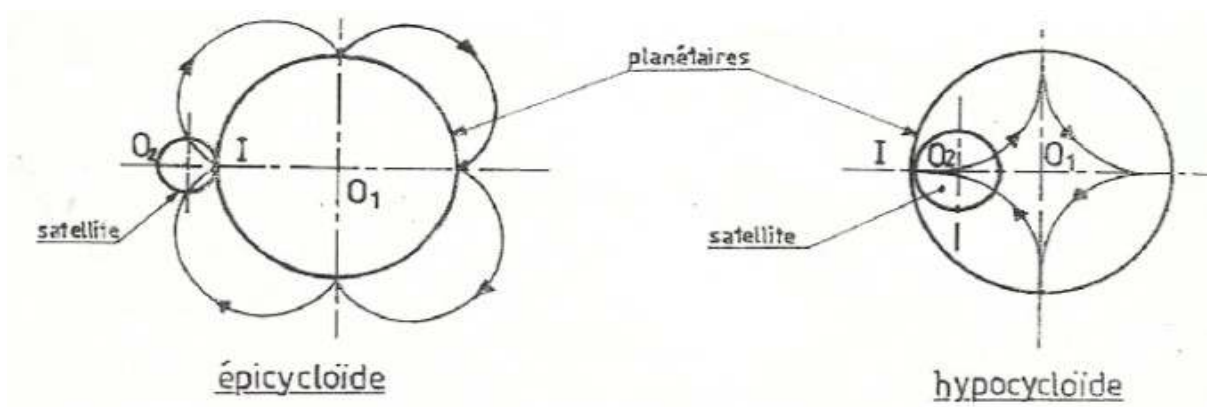


Fig.12 : Réducteurs (épicycloïde-hypocycloïde)

## 2. Différents types de trains épicycloïdaux:

Les trains épicycloïdaux sont dits :

- Plans : quand les axes des roues sont parallèles (engrenages cylindriques)
- Sphériques : quand les axes sont concourants (engrenages concourants)
- Gauches : quand les axes sont quelconques

Notre étude sur les trains épicycloïdaux sera limitée aux trains plans et sphériques

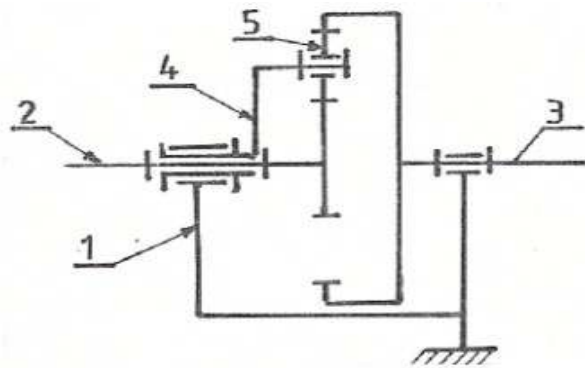


Fig. □.13 : Train épicycloïdal plan

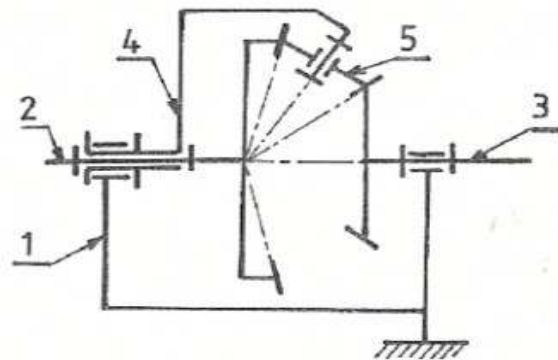


fig. □.14 : Train épicycloïdal Sphérique

Schématiquement ils sont composés de 5 éléments dans le cas général :

1. bâti fixe ;
2. Planétaire (arbre d'entrée) ;
3. Dernière roue (arbre de sortie).
- 4.

### **□.3.3.1 Trainsépicycloïdaux :**

Les trains épicycloïdaux permettent d'obtenir (figure II.15) un grand rapport de réduction. Les configurations sont nombreuses et variées. Sous le nom de train épicycloïdal ou engrenage planétaire, on désigne un système de transmission de puissance entre deux ou plusieurs arbres dont certains tournent non seulement autour de leur propre axe, mais aussi avec leur axe autour d'un autre axe. Les engrenages peuvent être cylindriques ou coniques. Ceux dont l'axe coïncide avec un axe fixe dans l'espace s'appellent "Couronne (3) et soleil (1)" et ceux qui tournent avec leur axe autour d'un autre s'appelle "satellites (2)". Ces derniers sont généralement maintenus en place par une pièce mobile nommée "porte-satellites (4)". Les axes des satellites ne sont pas fixes.



Fig. □.15.a Train épicycloïdal

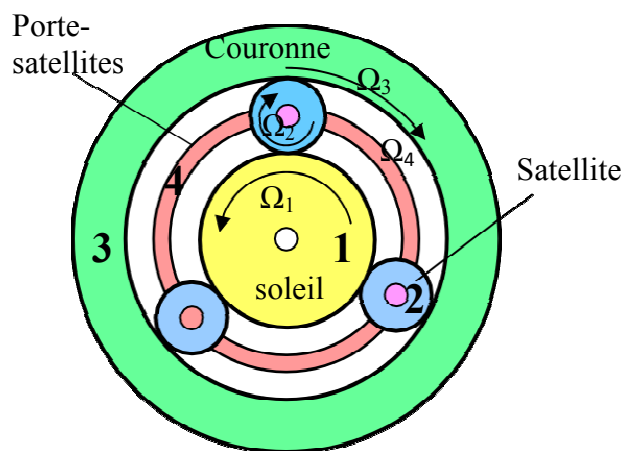


Fig. □.15.b Exemple d'un train épicycloïdal avec trois satellites

Fig. □.15 Des trains épicycloïdaux

**Les systèmes planétaires offrent les avantages suivants :**

- Possibilité d'arrangement coaxial des arbres.
- Réduction du poids et de l'encombrement pour une puissance donnée. Possibilité d'un rapport de réduction très élevé avec un minimum d'éléments pour les transmissions à faible puissance.
- Excellent rendement quand le système est judicieusement choisi.

Le désavantage majeur des systèmes planétaires est la difficulté qu'on rencontre à aligner les éléments et à éviter les déformations qui modifient l'alignement.

Pendant les dernières décennies, les engrenages et les trains planétaires ont bénéficié d'importants progrès, aussi bien dans le domaine du calcul géométrique et de la résistance des

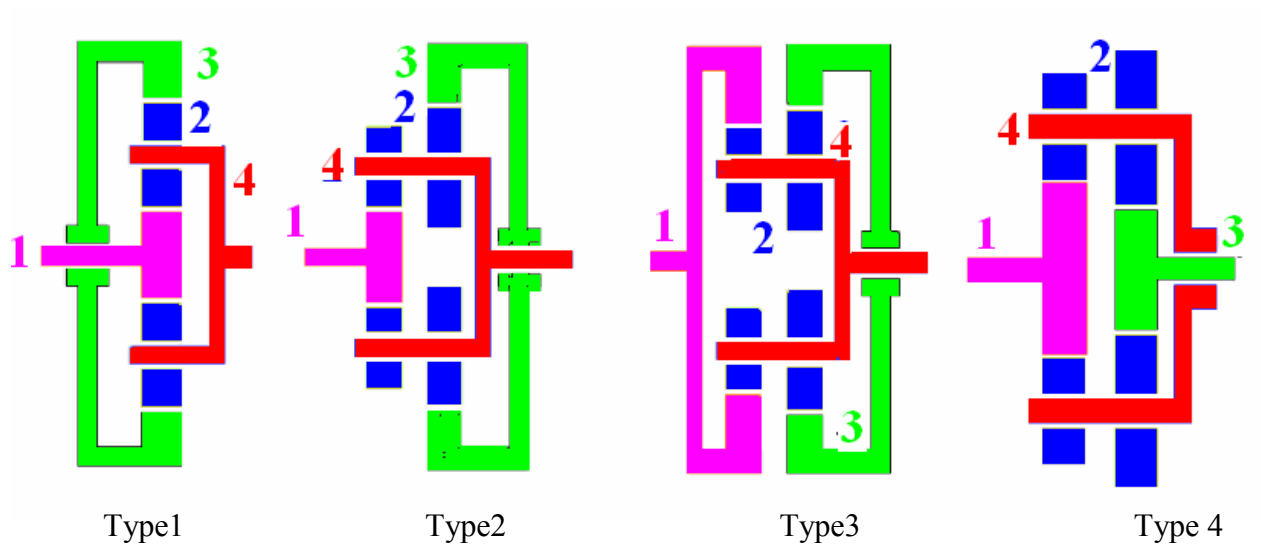
matériaux que dans l'usinage, la lubrification ou la réduction du bruit [16],[17] ,[7],[19],[20],[21],[22], [23], [24], [8].

Il existe de nombreuses applications des trains épicycloïdaux dans tous les domaines dont celui des véhicules, en particulier les véhicules hybrides qui permettent de diminuer la consommation de carburant donc les émissions de produits de combustion. Ces véhicules utilisent un train épicycloïdal mécanique [26],[27] pour gérer le système de transmission des vitesses et des couples.



### □.3.3.2 Types de trains épicycloïdaux :

Il a y quatre types de trains épicycloïdaux (figure II.16). 1 s'appelle le soleil, 2 les satellites, 3 la couronne et 4 le porte-satellites [28], [11].



**Fig. □.16 Types de trainsépicycloïdaux**

Cette classification permet l'identification d'un train en fonction de son corps. Les 4 principaux types présentés permettent le calcul du rapport de vitesse de la plupart des trains d'engrenages.

### □.4 Formule de Willis :

On écrit d'abord la formule de Willis (loi de Willis 1841) pour un train épicycloïdal de type 1 qui permet de déterminer facilement le rapport de réduction  $i$  d'un train épicycloïdal [30]

,[31], [29], [18]

$$k\Omega_1+(1-k)\Omega_4-\Omega_3 =0 \quad (I.10)$$

Avec ;  $\Omega_1, \Omega_2, \Omega_3, \Omega_4$  les vitesses respectives du soleil, d'un satellite, de la couronne et du porte- satellites. Dans la plupart des modes de fonctionnement d'un train épicycloïdal, au moins une des pièces (le soleil, le satellite, la couronne ou le porte-satellites) est fixe. En nous appuyant sur les équations I.10, II.16 et sur la figure II.15.b nous allons donner la valeur du rapport de réduction  $i$  pour chacun descas

#### □.4.1 Porte-satellites bloqué ( $\Omega_4=0$ ) :

##### □.4.1.1 Mode 1 :

- L'entrée se fait par le soleil( $\Omega_1$ ),
- La sortie par la couronne( $\Omega_3$ )

$$\mathbf{i} = \frac{\Omega_{sort}}{\Omega_{entr}} = \frac{\Omega_3}{\Omega_1} = \mathbf{k} = -\frac{Z_1}{Z_3} \text{(I.11)}$$

##### □.4.1.2 Mode 2 :

- L'entrée se fait par la couronne( $\Omega_3$ ),
- La sortie par le soleil( $\Omega_1$ )

$$\mathbf{i} = \frac{\Omega_{sort}}{\Omega_{entr}} = \frac{\Omega_1}{\Omega_3} = \frac{1}{\mathbf{k}} = -\frac{Z_3}{Z_1} \text{(I.12)}$$

#### □.4.2 Couronne bloquée ( $\Omega_3=0$ ) :

##### □.4.2.1 Mode 3

- L'entrée se fait par le soleil( $\Omega_1$ ),
- La sortie par le porte-satellites( $\Omega_4$ )

$$\mathbf{i} = \frac{\Omega_{sort}}{\Omega_{entr}} = \frac{\Omega_4}{\Omega_1} = \frac{\mathbf{k}}{1-\mathbf{k}} = -\frac{Z_1}{Z_3+Z_1} \text{(I.13)}$$

##### □.4.2.2 Mode 4 :

- L'entrée se fait par le porte-satellites( $\Omega_4$ ),
- La sortie par le soleil( $\Omega_1$ ),

$$\mathbf{i} = \frac{\Omega_{sort}}{\Omega_{entr}} = \frac{\Omega_1}{\Omega_4} = \frac{1-\mathbf{k}}{\mathbf{k}} = -\frac{Z_3+Z_1}{Z_1} \text{(I.14)}$$

□.4.3 Soleil bloqué ( $\Omega_1=0$ ) :

□.4.3.1 Mode 5 :

- L'entrée se fait par la couronne( $\Omega_3$ ),
- La sortie par le porte-satellites( $\Omega_4$ ),

$$i = \frac{\Omega_{sort}}{\Omega_{entr}} = \frac{\Omega_4}{\Omega_3} = \frac{1}{1-k} = -\frac{Z_3}{Z_1+Z_3} \quad (1.15)$$

□.4.3.2 Mode 6 :

- L'entrée se fait par le porte-satellites( $\Omega_4$ ),
- La sortie par la couronne( $\Omega_3$ ),

$$i = \frac{\Omega_{sort}}{\Omega_{entr}} = \frac{\Omega_3}{\Omega_4} = 1 - K = \frac{Z_3+Z_1}{Z_1} \quad (1.16)$$

Donc on a obtenu 6 modes différents de fonctionnement et une large marge du rapport de réduction  $i$  de ce train (voir la figure II.17 et le tableau I.3).

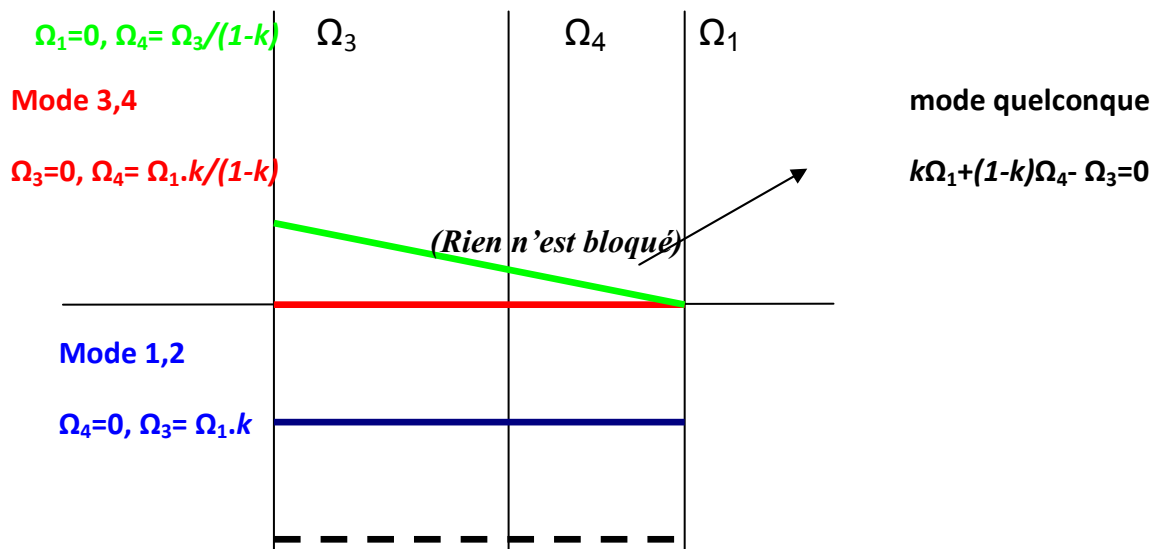


Fig. □.17 Présentation graphique des modes de fonctionnement d'un train épicycloïdal

Tableau I.3 Modes de fonctionnement d'un train épicycloïdal avec les équations et un exemple de calculs						
						Exemple $Z_1=21, Z_2=21, Z_3=63$
Mode	$\Omega_{entr}$	$\Omega_{sort}$	bloqué	$i = \frac{\Omega_{sort}}{\Omega_{entr}}$	$i = \frac{\Omega_{sort}}{\Omega_{entr}}$	$\Omega_{sort} / \Omega_{entr}$
1	$\Omega_1$	$\Omega_3$	$\Omega_4$	$K$	$-Z_1/Z_3$	-0,334
2	$\Omega_3$	$\Omega_1$	$\Omega_4$	$1/k$	$-Z_3/Z_1$	-3
3	$\Omega_1$	$\Omega_4$	$\Omega_3$	$k/(1-k)$	$-Z_1/(Z_1+Z_3)$	-0,25
4	$\Omega_4$	$\Omega_1$	$\Omega_3$	$(1-k)/k$	$-(Z_1+Z_3)/Z_1$	-4
5	$\Omega_3$	$\Omega_4$	$\Omega_1$	$1/(1-k)$	$Z_3/(Z_1+Z_3)$	0,75
6	$\Omega_4$	$\Omega_3$	$\Omega_1$	$(1-k)$	$(Z_1+Z_3)/Z_3$	1,334

#### □.4.4 Exemple :

Si les valeurs de  $Z_1$ ,  $Z_2$  et  $Z_3$  sont respectivement égales à 21, 21, 63 et à partir de l'équation I.11 à l'équation I.16, on peut calculer la valeur de rapport de réduction dans chaque mode de fonctionnement (voir le tableau I.3). A partir des résultats obtenus, on voit bien que ce train planétaire offre une large marge de rapports de réduction (entre -4 et 1,3334).

#### □.4.5 Trains épicycloïdaux de types 2,3 et 4 :

On trouve dans les trains épicycloïdaux de type 1, ceux où les satellites sont en même temps roues menâtes et menées. Mais dans les types 2,3 et 4, les satellites sont faits de deux roues : une qui engrène avec la couronne et une avec le soleil. Les trains épicycloïdaux de type 2,3 et 4 sont également décrits par la formule de Willis (la méthodologie est similaire à celle relative au type 1). La différence est que les satellites ne pourront plus être en même temps menant et menés.

### □.5 Conditions de montage des trains épicycloïdaux :

On a quatre conditions qu'il faut respecter pour bien monter les trains épicycloïdaux. On va les présenter dans ce qui suit [34].

#### □.5.1 Condition sur le module (Condition1) :

Pour tous les engrenages, deux roues ne peuvent engrener que si elles ont un module identique. Donc, le soleil, le satellite et la couronne ont le même module  $m$  (équation I.17 et figure II.8)

$$m_1 = m_2 = m_3 = m$$

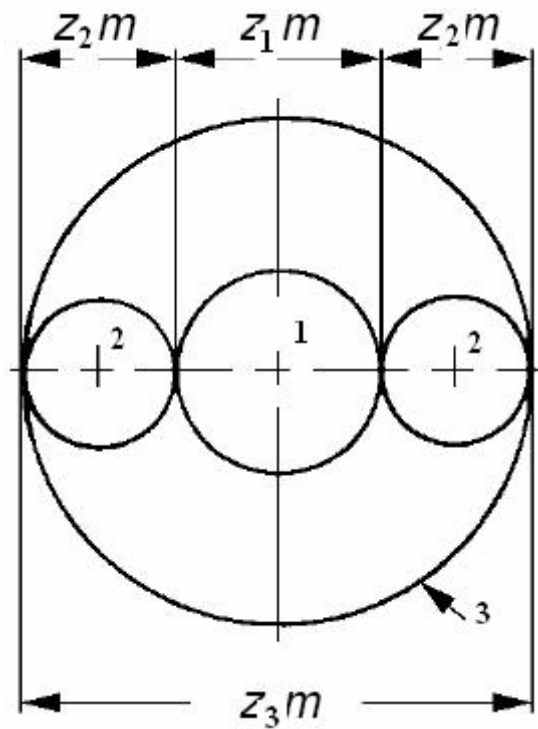


Fig. □.18 Conditions 1 et 2

□ .5.2 Condition sur les entraxes (Condition2) :

Pour fonctionner, il faut que (figure I.12) :

$$D_3 = D_1 + 2D_2 \text{ (I.18)}$$

Comme :

$$D = mZ \text{ (voir le tableau I.2)}$$

Et à partir de l'équation I.18 on obtient

$$Z_3 = Z_1 + 2Z_2 \text{ (I.19)}$$

**□.5.3 Règle du “ haricot”(Condition3) :**

Les trains planétaires ont de nombreux satellites,  $n_{sat}$ (souvent  $n_{sat}=3$ ). Afin que les satellites puissent engrener en même temps avec la couronne et avec le soleil, le nombre de dents comptéssurlecontourenpointillésdelafigureI.13(enformedeharicot)doitêtreentier.

$$\frac{Z_3}{n_e} + \frac{Z_1}{n_e} + \frac{Z_2}{2} + \frac{Z_2}{2} = \eta_1, \eta_1 \text{ est entier (I.20)}$$

donc :

$$\frac{Z_3}{n_e} + \frac{Z_1}{n_e} + Z_2 = \eta_1 \text{ (I.21)}$$

Le nombre de dents  $Z_2$  étant entier. On obtient donc :

$$\frac{Z_3}{n_e} + \frac{Z_1}{n_e} = \eta_2 \text{ (I.22)}$$

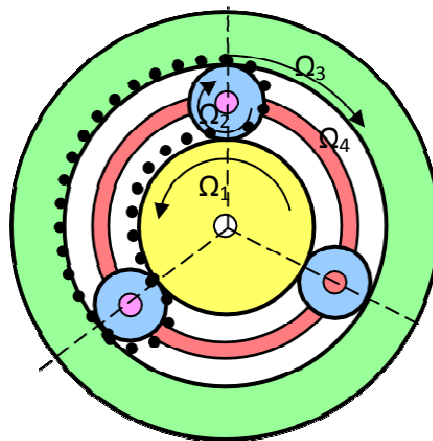


Fig. □.19 Condition 3

**□.5.4 Condition de non contact des satellites(Condition4) :**

Pour que deux satellites adjacents successifs ne se touchent pas il faut que l'équation I.23 soit vérifiée.

$$Z_2 + 2 < (Z_1 + Z_2) \sin\left(\frac{180}{n_e}\right) \text{ (I.23)}$$

**□.6 Marge permise sur la valeur de  $k$  d'un train épicycloïdale de type 1 :**

Pour un train épicycloïdal de type 1, les relations entre les engrenages doivent satisfaire l'équation I.19. Des équations I.11 et I.19, on peut déduire la marge permise de la valeur de  $k$  comme la suivante :

$$-1 < k < 0 \quad (1.24)$$

**□.7 Etude cinématique d'un train épicycloïdale de type 1 :**

On va examiner seulement le cas 1 du tableau I.3, pour lequel le porte-satellites est à l'arrêt ( $\Omega_4 = 0$ ). On considère le couple d'entrée  $T_1$  appliqué sur la roue solaire (soleil) et le couple sortie  $T_3$  sur la couronne (figure II.20). On applique la deuxième loi de Newton (en rotation) au soleil, à un des satellites et à la couronne. Elle conduit aux équations suivantes :

$$T_1 - n_e F_{21} \frac{D_1}{2} = J_1 \frac{d\Omega_1}{dt} \quad (1.25)$$

$$F_{32} \frac{D_2}{2} - F_{12} \frac{D_2}{2} = J_2 \frac{d\Omega_2}{dt} \quad (1.26)$$

$$T_1 - n_e F_{23} \frac{D_3}{2} = J_3 \frac{d\Omega_3}{dt} \quad (1.27)$$

On applique à nouveau la deuxième loi de Newton (en translation) pour le satellite

$$F_{32} + F_{12} - F_{42} = M_2 \frac{D_1 + D_2}{2} \frac{d\Omega_4}{dt} \quad (1.28)$$

En régime permanent, les vitesses sont constantes alors

$$\frac{d\Omega_1}{dt} = \frac{d\Omega_2}{dt} = \frac{d\Omega_3}{dt} = \frac{d\Omega_4}{dt} = 0 \quad (1.29)$$

À partir des équations I.25 à I.29, on obtient :

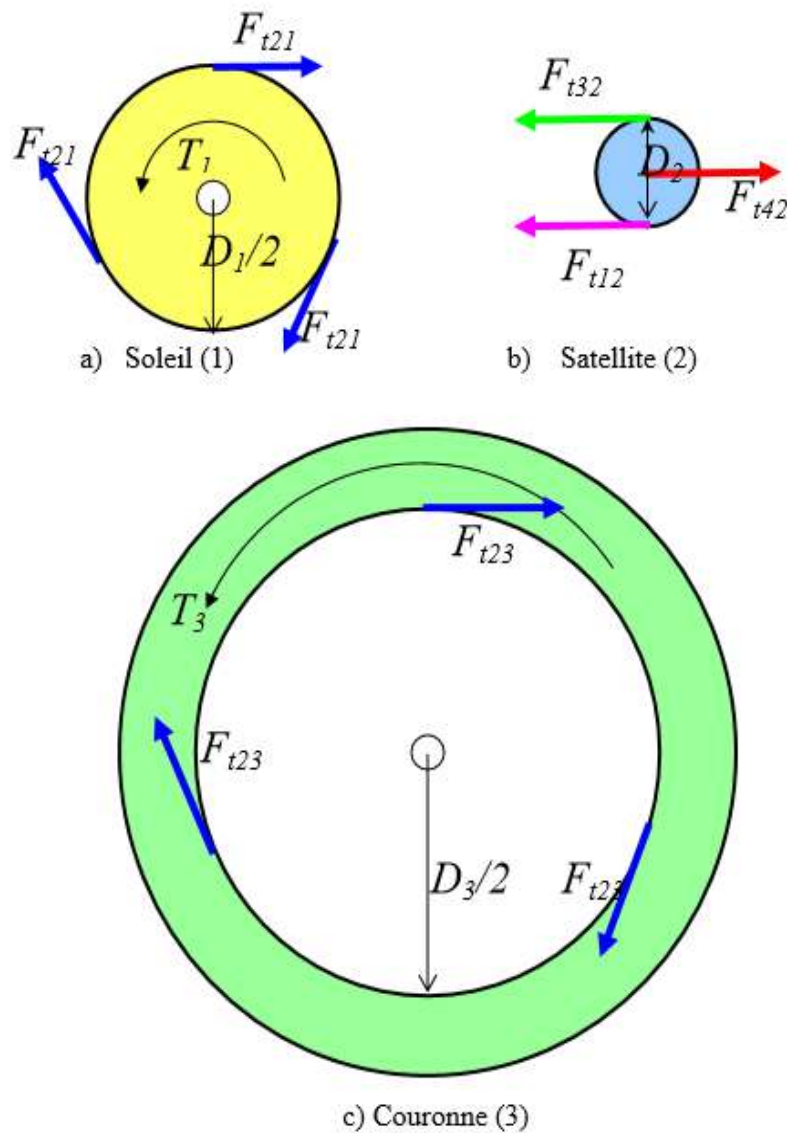
$$F_{t32} = F_{t12} \quad (1.30)$$

On obtient aussi le rapport des couples

$$G_r = \frac{T_3}{T_1} = \frac{D_3}{D_1} \quad (1.31)$$

Comme  $D=mZ$  (voir le tableau I.2) et à partir des équations I.31 et I.11, on obtient (toujours pour le cas 1 du tableau I.3)

$$G_r = \frac{T_3}{T_1} = \frac{D_3}{D_1} = \frac{mZ_3}{mZ_1} = -\frac{1}{k} = -\frac{\Omega_1}{\Omega_3} = -\frac{\Omega_{entr}}{\Omega_{sort}} = -\frac{1}{i} \quad (1.32)$$



**Fig. II.20 Forces sur le soleil, le satellite et la couronne**



## □.8 Efforts sur les dentures dans le cas d'un train épicycloïdal de type1 :

Le tain épicycloïdal de type 1 a deux groupes d'engrenages. Le premier groupe est constitué par le soleil et le satellite et le deuxième groupe par le satellite et la couronne (voir la figureII.20.b).

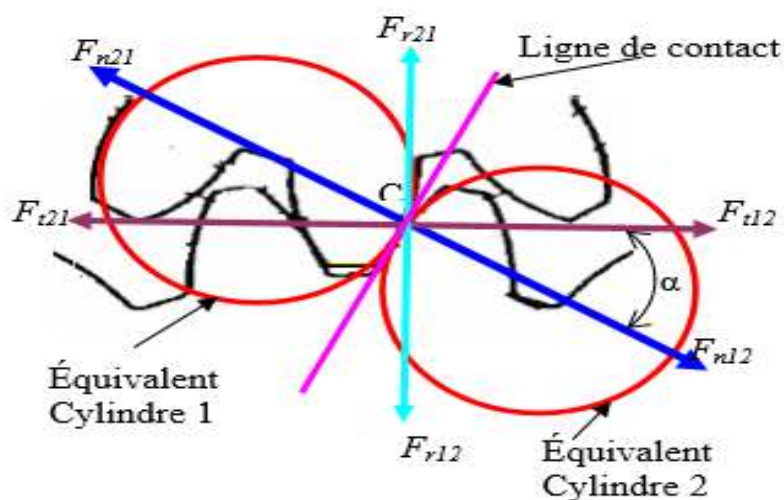
Si on applique un couple d'entrée  $T_1$  au soleil (figure II.21), on peut obtenir les différentes composantes des forces qui sont appliquées au point de contact C(figureII.21) par les équations suivantes[35] ;

$$F_{12} = \frac{T_1}{0.5D_1} \quad (1.33)$$

$$F_{r12} = \tan \alpha \quad (1.34)$$

$$F_{12} = \frac{F_{12}}{\cos \alpha} \quad (1.35)$$

Avec  $F_{n12}$ ,  $F_{t12}$ ,  $F_{r12}$  respectivement la force normale, la force tangentielle et la force radiale exercée par la roue numéro un (soleil) du train sur la roue numéro deux (satellite). Réciproquement, le principe d'action-réaction conduit aux mêmes forces au signe près  $F_{n21}$ ,  $F_{t21}$ ,  $F_{r21}$  (exercée par la roue numéro deux (satellite) du train sur la roue numéro un (soleil)) comme dans l'équation I.33, l'équation I.34 et l'équation I.35



**FigII.21 : Deux dents en contact sont considérées comme deux cylindres en contact**

En supposant qu'il n'y ait pas de glissement entre deux engrenages couplés en contact, le pas de dent donné par l'équation I.36, pour chaque roue, doit avoir la même valeur

$$\frac{\pi D_1}{Z_1} = \frac{\pi D_2}{Z_2} = \frac{\pi D_3}{Z_3} \quad (I.36)$$

On retrouve ainsi la condition donnée par l'équation I.17 sur le module  $m$ . Donc, on atteint la condition primaire de montage du train épicycloïdale. La relation, mise sous forme usuelle, entre la vitesse tangentielle  $v$  en (m/s), la vitesse de rotation  $\Omega$  en (tr/min) et le diamètre du cercle primitif  $D$  en (mm) devient

$$v = \frac{1}{19100} D\Omega \quad (I.37)$$

# *CHAPITRE*

## *DIMENSIONNEMENT*

### □.1. Caractéristique de réducteur a train plantaire :

$P_m$  : la puissance de moteur ;  $p_m=25$  kw

$N_m$ = la vitesse de rotation de moteur,  $N_m= 3410$  tr/min

$$P = c * \omega \quad (\square.1)$$

$$\omega = ?$$

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30} \quad (\square.2)$$

$$\omega = 356.91 \text{ (rad/s)}$$

$\omega$ : *La vitesse angulaire*

$$C = \frac{P}{\omega} = \frac{30P}{\pi n} \quad (\square.3)$$

$$C = \frac{750000}{3.14 * 204600} = 1.16 \text{ (N.m)}$$

C : le couple mécanique

$$C = F \frac{d}{2} \quad (\square.4)$$

$F$  : la force tangentielle (N)

d: le diamètre de pignon (mm)

$$F = \frac{2C}{d} = \frac{2(1.16)}{0.040} = 58 \text{ (N)}$$

### □.1.1 Détermination de module normal des roues dentées m :

$$m \geq 2.34 \sqrt{F / K.Rpe} \dots\dots\dots (\square.5)$$

$F$  : La force tangentielle (N)

K : C'est une constante ( $7 < K < 12$ )

Rpe : la résistance pratique a la traction. Pour détermine (Rpe) et calculer le module il faut d'abord choisir le métal donc choisi le (42CD4)

$$m \geq 2.34 \sqrt{F / K * Rpe}$$

On va calcule le module on prend :  $K = 7$  et la résistance pratique a la traction ( $Rpe = 250Mpa$ )

$$m \geq 2.34 \sqrt{58/7 * 250}$$

$$m \simeq 0.43 (m = 1.075)$$

Si  $K = 12$

$$m \geq 2.34 \sqrt{58/3000}$$

$$m \simeq 0.33 (m = 0.825)$$

$$m \geq 1.075 \text{ on prend } m = 2$$

### □.1.2 Le rapporte transmission totale :

$$R_{S/E} = \frac{1}{169}$$

$$R_{1 S/E} = \frac{1}{13}; R_{2 S/E} = \frac{1}{13}$$

Le diamètre :

$$d=40 \text{ mm} ; D=520 \text{ mm} ; D'=?$$

$$D_1 = 2D_2 + D_3 \quad (\square.6)$$

$$D_2 = \frac{D_1 - D_3}{2} \quad (\square.7)$$

$$D_2 = \frac{520 - 40}{2} = 240 \text{ mm}$$

$$D_p = m * Z \quad ; Z = \frac{D}{m}$$

$$D_1 = m * Z_1 \rightarrow Z_1 = \frac{D_1}{m} = \frac{520}{2} = 260 \text{ dent}$$

$$D_2 = m * Z_2 \rightarrow Z_2 = \frac{D_2}{m} = \frac{240}{2} = 120 \text{ dent}$$

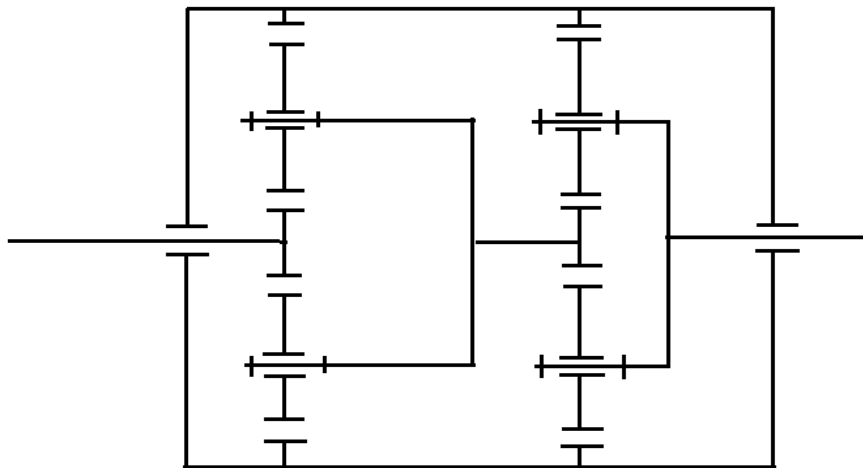
$$D_3 = m * Z_3 \rightarrow Z_3 = \frac{D_3}{m} = \frac{40}{2} = 20 \text{ dent}$$

### □.1.3 Le rapport de transmission :

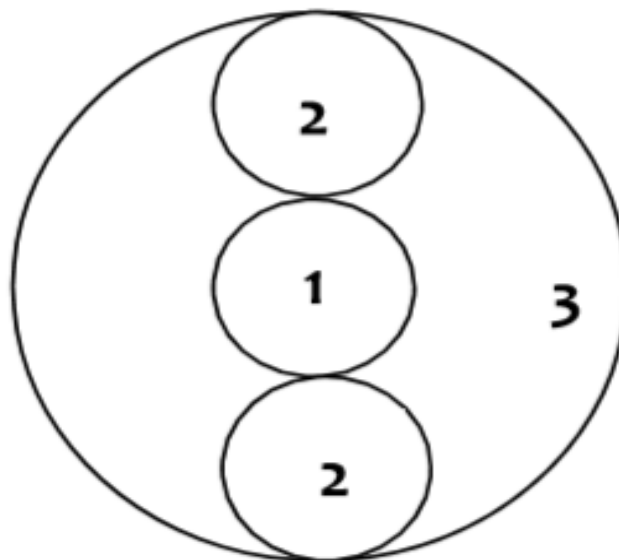
$$R_{S/E} = (-1)^y \frac{Z_{\text{menant}}}{Z_{\text{mene}}} = (-1)^4 \frac{Z_3}{Z_1} (\square.8)$$

$$R_{S/E} = (-1)^4 * \frac{20}{260} = \frac{1}{13} (\square.9)$$

### □.1.4 le schéma équivalent :



**Fig 1.1 : Schéma cinématique d'un réducteur à deux étages utilisant des Roues dentées cylindrique épicycloïdal**



**Fig 1.2 : Montage de deux satellites**

**1.2 CALCUL CINEMATIQUE ET ENERGITIQUE :**

$\eta_{\text{tot}}$ : Rendement total de moteur qui est donné suivant le type de transmission

Dans le tableau 0.1 on donne l'ordre de grandeur de rendement de quelques couples de frottement présents dans une transmission mécanique.

Couples de frottement	Rendement
Engrenage cylindrique	0.97.....0.99
Paire de roulements	0.99.....0.995
Transmission par courroies trapézoïdales	0.94.....0.97

**Tableau 0.1 : rendement de quelques couples de frottements**

### 0.2.1 Calcul de la vitesse de rotation des arbres :

$$N_0 = n_m = 3410 \text{ tr / min}$$

Calcul de vitesse de rotation,  $n_1$ ,  $n_2$  : pour calculer c'est la vitesse on utilise le rapport de transmission de réducteur on peut le rapporter par deux parties équivalentes ( $r_1 = 1/13$ ;  $r_2 = 1/13$ ) donc :

$$r_1 = \frac{n_2}{n} \quad \rightarrow \quad n_2 = r_1 * n$$

$$n_1 = 3410/13 = 262.31 \text{ tr / min}$$

$$r_2 = \frac{n_3}{n_2} \quad \rightarrow \quad n_3 = r_2 * n_2$$

$$n_3 = 262.31/13 = 20.18 \text{ tr / min}$$

### III.2.2 calcul des puissances transmises par les arbres :

En partant de la puissance d'entrée du réducteur  $P_1$ , on calcule les puissances reçues par chacun des arbres de la transmission :



### Arbre d'entrée :

$$P_1 = P_m = 25 \text{kw} = \text{puissance moteur}$$

### Arber intermédiaire :

$$p = p_m * \eta$$

$$p_{\square} = p_m * \eta_r * \eta_{\text{eng}}$$

$$p_{\square} = p_m * \eta_{\square} * \eta_{\square} * \eta_{\text{eng}}$$

$$p_{\square} = 25(0.99)^4 * (0.97)^4$$

$$p_{\square} = 21.26$$

### Arber de sortie :

$$p_{\square} = p_m * \eta_{\square} * \eta_{\text{eng}}^4$$

$$p_{\square} = 25 * (0.99)^5 * (0.97)^4$$

$$p_{\square} = 21.05$$

## □.2.3 Calcul des moments transmission par les arbres :

$$Mt = \frac{P}{\omega} \quad \text{avec} \quad \omega = \frac{2\pi n}{60} \text{ rad/s}$$

$$Mt_{\text{I}} = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{25 * 10^3}{366.46} = 70.05 \text{ N.M} \quad : \quad \omega_1 = \frac{2\pi n_1}{60} = 356.9 \text{ rad/s} (\square.10)$$

$$Mt_{\text{II}} = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{21.26 * 10^3}{27.46} = 774.22 \text{ N.M} \quad : \quad \omega_2 = \frac{2\pi n_2}{60} = 27.46 \text{ rad/s} (\square.11)$$

$$Mt_{\text{III}} = \frac{P_3}{\omega_3} = \frac{21.05 * 10^3}{2.11} = 9976.30 \text{ N.M} \quad : \quad \omega_3 = \frac{2\pi n_3}{60} = 2.11 \text{ rad/s} (\square.13)$$

### □.3.CALCUL DES ELEMENTS GEOMETRIQUES DES ROUES

- Nombre de dents  $Z_1=20$  dents,  $Z_2=120$
- L'angle d'hélice primitive  $\beta = 10^\circ$
- L'angle de pression de référence :  $\alpha = 20^\circ$
- L'angle de pression apparent :  $\alpha = 20.28^\circ$
- L'angle de pression de fonctionnement :  $\alpha_{wt} = 21.77^\circ$
- Le module normal :  $m_n=1.5\text{mm}$
- Le pas normal :  $p_n=\pi m_n$        $p_n=3.14*1.5=4.71\text{mm}$
- Le module apparent :  $m_t = \frac{m}{\cos\beta}$

$$m_t = \frac{1.5}{\cos 10^\circ} = 1.52 \text{ mm}$$

- La pas apparent  $p_t = \pi m_t$

$$p_t = 3.14 * 1.52 = 4.78 \text{ mm}$$

- Le diamètre primitif :  $d_j = m_t Z_j = \frac{m Z_j}{\cos\beta}$

$$d_{1(2)} = m_t Z_{1(2)} = \frac{m Z_{1(2)}}{\cos\beta}$$

$$d_1 = m_t Z_1 = \frac{m Z_1}{\cos\beta} = \frac{1.5 * 20}{\cos 10^\circ} = 22.80 \text{ mm} (\square.14)$$

$$d_2 = m_t Z_2 = \frac{m Z_2}{\cos\beta} = \frac{1.5 * 120}{\cos 10^\circ} = 56.24 \text{ mm} (\square.15)$$

➤ le diamètre de cercle de base :  $d_{bj}=d_j \cos \alpha_t$

$$d_{b1(2)}=d_{1(2)} \cos \alpha_t$$

$$d_{b1}=d_1 \cos \alpha_t=22.8 * \cos 20.28^\circ=21.38 \text{mm} (\square.16)$$

$$d_{b2}=d_2 \cos \alpha_t=56.24 * \cos 20.28^\circ=52.75 \text{mm} \quad . \quad (\square.17)$$

➤ le diamètre de roulement :  $d_{wj}=d_j \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}}$

$$d_{wj1(2)}=d_{j1(2)} \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}}$$

$$d_{wj1}=d_{j1} \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} = 22.80 * \frac{\cos 20.80^\circ}{\cos 23.55^\circ} = 23.02 \text{mm} (\square.18)$$

$$d_{wj2}=d_{j2} \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} = 56.24 * \frac{\cos 20.80^\circ}{\cos 23.55^\circ} = 56.80 \text{mm} (\square.19)$$

#### □.4 CALCUL DES FORCES DANS LES ENGRENAGES :

La force normale  $F_n$  peut être décomposée en trois composantes selon trois directions orthogonales : la force tangentielle  $F_t$ , la force radiale  $F_r$ , et la force axiale  $F_a$ . On calcule les trois composantes sur le cercle primitif de la roue.

##### □.4.1 Calcul des forces radiales :

La force radiale est une composante dirigée vers l'intérieur de la roue :

$$F_{rj}=F_{tj} * \frac{\tan \alpha_t}{\cos \beta}$$

$$F_{r1}=F_{r2}=F_{t1} * \frac{\tan \alpha_t}{\cos \beta} = F_{t1} * \tan \alpha_t (\square.20)$$

AN:  $F_{r1}=F_{r2}=249.25 \text{ N}$

$$F_{r3}=F_{r4}=F_{t3} * \frac{\tan \alpha t}{\cos \beta} = F_{t3} * \tan \alpha t$$

AN :  $F_{r3}=F_{r4}=525.09 \text{ N}$

#### □.4.2 Calcul des forces axiales :

La force axiale est une composante axiale, parallèle à l'axe de rotation de la roue :

$$F_{aj}=F_{tj} * \tan \beta$$

$$F_{a1}=F_{a2}=F_{t1} * \tan \beta \quad (\square.21)$$

AN:  $F_{a1}=F_{a2}=118.94 \text{ N}$

$$F_{a3}=F_{a4}=F_{t3} * \tan \beta \quad (\square.22)$$

AN:  $F_{a3}=F_{a4}=250.56 \text{ N}$

#### □.4.3 Calcul des forces normales :

La force normale totale sur la dent peut se trouver à partir des trois composantes :

$$F_{nj} = \sqrt{(F^2 t_j + F^2 t_j + F^2 t_j)} = \frac{F t_j}{\cos \alpha n * \cos \beta} \quad (\square.23)$$

AN :  $F_{n2}=545.7 \text{ N}$

$F_{n3}=1535.57 \text{ N}$

Le sens des forces  $F_t$  et  $F_a$  et dépend du sens de rotation de la roue et du sens

D'inclinaison des dents.

### □.5. DIMENSIONNEMENT DES ARBRES :

#### □.5.1. CHOIX DES MATERIAUX :

Le dimensionnement des arbres est une des parties les plus importantes, il s'agit de trouver le diamètre minimal que fera l'arbre tout en appliquant l'acier (42CrMo4) qui est un matériau résilient pour sécuriser les éléments favorables contre les chocs de démarrage brusque et les brusques variations des charges...Etc. (annexe1)[33]

## □.5.2. CALCUL DES DIAMETRES DES ARBRES :

Chaque diamètre doit alors satisfaire à la condition suivante :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{Mt}{0.2R_{pg}}} \quad (\square.24)$$

$R_{pg}$ : La résistance pratique est calculée en fonction des particularités de fonctionnement telle que le démarrage brusque au moment de la mise en marche, brusques variations des charges...etc.

### □.5.2.1 Arbre d'entrée (I) :

On pourrait adopter une résistance pratique  $R_p = \frac{R_{pg}}{2} = \frac{250}{2} = 125 N/mm^2$  dans les mêmes conditions de sécurité  $R_{pg} = \frac{R_p}{2} = \frac{125}{2} = 62.5 N/mm^2$  pour tenir de démarrage brusque et l'effort d'inertie correspondant nous prendrons la moitié de cette valeur soit 31.25

$$d_I \geq \sqrt[3]{\frac{Mt_1}{0.2R_{pg}}} = \sqrt[3]{\frac{Ft_1 * d_1}{2 * 0.2R_{pg}}}$$

$d_1$  : Diamètre primitif de la roue 1.

$Ft_1$  : L'effort tangentiel sur le diamètre primitif de la roue 1.

$$d_I \geq \sqrt[3]{\frac{674.56 * 22.8}{2 * 0.2 * 62.5}} = 8.5 mm \quad (\square.25)$$

Donc on prend la valeur normalisée :  $d_I = 14 mm$  (Annexe 2)

### □.5.2.2 Arbre intermédiaire II

$$d_{II} \geq \sqrt[3]{\frac{Mt_2}{0.2R_{pg}}} = \sqrt[3]{\frac{Ft_2 * d_2}{2 * 0.2R_{pg}}}$$

$d_2$  : Diamètre primitif de la roue 2

$Ft_2$ : L'effort tangentiel sur le diamètre primitif de la roue 2 .

$$d_{II} \geq \sqrt[3]{\frac{674.56 * 56.24}{2 * 0.2 * 62.5}} = 11.49 mm$$

On prend la valeur normalisée  $d_2 = 16 \text{ mm}$  (Annexe 2)

### □.5.2.3 arbre de sortie III :

$$d_{III} \geq \sqrt[3]{\frac{Mt_3}{0.2Rpg}} = \sqrt[3]{\frac{Ft_3 * d_3}{2 * 0.2Rpg}}$$

$d_3$  : Diamètre primitif de la roue 3 .

$Ft_2$ : L'effort tangentiel sur le diamètre primitif de la roue 2.

$$d_{III} \geq \sqrt[3]{\frac{1421.05 * 25.84}{2 * 0.2 * 62.5}} = 11.36 \text{ mm}$$

On prend la valeur normalisée  $d_{\square} = 16 \text{ mm}$  (Annexe 2)

## □.6 CHOIX ET VERIFICATION DES ROULEMENTS [32]

Le choix du type de roulements à utiliser dépend des exigences techniques propres à chaque cas (durée de vie exigée, importance des charges appliquées au roulement, place disponible, vitesse de rotation, températures de fonctionnement, jeux, précision, lubrification), et ne peut se faire que dans la connaissance parfaite des caractéristiques techniques de chaque type.

### **Choix du type de roulement pour l'arbre I :**

Le roulement que nous allons choisir pour le coté droite de l'arbre I est le roulement rigide à une rangée de bille à gorge profonde, nous avons opté pour ce type de roulement par ce qu'il doit reprendre à la fois une charge axiale et une charge radiale. En plus ce roulement est excellent pour des vitesses élevées et dont le prix est le plus bas.

### **Les réactions ou les efforts agissant sur le roulement au point B :**

$$C_1 = F_1 * \frac{d_1}{2}, C_1 = \frac{P_1}{\omega_1}, \omega_1 = \frac{2\pi n_1}{60}$$

$$F_1 = \frac{2C}{d_1} = \frac{2 \frac{P_1}{\omega_1}}{d_1} = \frac{2P_1}{\omega_1 * d_1}$$

AN :

$$F_{\square} = 100 \text{ daN}$$

Durée de vie du roulement  $L_{10h}$  :

$$\text{On a } L_{10h} = \left(\frac{c}{p}\right)^n \frac{10^6}{60N}$$

$L_{10h}$  : Durée de vie nominale en heures de fonctionnement

C : capacité de charge dynamique en dnN

P : charge radiale équivalente en dnN

N : vitesse de rotation en tr/min

n : (n = 3) pour les roulements à bille

Calcul de charge radiale équivalente et la capacité de charge dynamique

$P_r$  : Capacité de charge dynamique de charge radiale et axiale

Pour notre cas X=1 et Y=0

Alors  $P_r = F_r = 10 \text{ KN}$

Capacité de charge dynamique d'après le tableau  $C_0 = 1280 \text{ KN}$

$$\text{Donc } L_{10h} = \left( \frac{1280}{100} \right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 3410} = 8449.92 \text{ h}$$

### **Caractéristique du roulement B**

Roulement rigide a une rangée de bille. Type ouvert

D=47, d=20, B =14, référence : **6204**

Montage

- Arbre : J6/k6
- Longuement : H7/J7 (annexe 3)

**Notation : les roulements qui s'applique sur les arbres □, □ c'est le même dimensionnement avec l'arbre I et le même choix de type et référence**

## **II.7. LES TRAITEMENTS THERMIQUES DES ACIERS :**

Les aciers utilisés tel que 20CrMo5 pour les roues dentées. 42CrMo4 pour les arbres .et 34CrMo4 pour les clavettes, sont des aciers faiblement alliés au chrome (Cr) et molybdène dont la teneur en molybdène est inférieure à 1%. La teneur en chrome maximale est de 1.25% pour les aciers 20CrMo5 et 1% pour les aciers 42CrMo4 et 34CrMo4. La teneur en carbone Moyenne est de 0.2 % et ; 0.42% est 0.34% respectivement 20CrMo5 ,42CrMo4 et 34CrMo4. Ces teneurs fait que ces aciers appartiennent à la classe des aciers mi-durs.

La présence des éléments Cr et Mo améliore leur propriété de résistance, ces aciers sont

très utilisés dans l'industrie mécanique comme les pièces de sécurité avec un traitement thermique dit « scorbutique » [9,10] ce dernier est trompé d'une austénitisation à 870°C suivie d'une trempe à l'eau lorsque la teneur en carbone est inférieure à 0.25% et avec trempe à huile lorsqu'elle est supérieure à 0.25%C puis d'un revenu à 550°C avec un refroidissement à l'air.

Ce traitement thermique offre l'avantage d'enfiler à ces aciers de bonnes propriétés à la fois de résistance (limite d'élasticité, dureté) et de ductilité (coefficient de consolidation et résilience). Ce traitement thermique est dit scorbutique du fait de la présence de la s'orbite revenu issue de la martensite issue de traitement de trempe. Cette s'orbite est constituée de très fines particules sphériques de cémentite  $Fe_3C$  uniformément réparties dans la matrice Ferritique de l'acier.

Ces particules de cémentite ont pour rôle de ralentir le mouvement des dislocations en cours de déformation de l'acier ce qui augmente donc les propriétés de résistance et améliore la ductilité plus particulièrement la résilience (résistance aux chocs).



# CHAPITRE □

## Modélisation géométrique

## **IV.1 Généralités**

### **IV.1.1 Introduction**

On terminera finalement ce travail par un chapitre plus intéressant qui est la modélisation géométrique qui nous aide à bien comprendre le phénomène physique qui règne sur la structure étudiée lors de son mouvement.

### **IV.1.2 la conception assistée par ordinateur CAO :**

#### **IV.1.2.1. Définition :**

A partir des résultats de dimensionnement (chapitre □) nous procédons à la modélisation du réducteur à deux trains épicycloïdaux sous le logiciel SolidWorks. On a choisi vis et pignon a Toolbox en tenant compte des données

#### **IV.1.2.3. Domaines d'application de la CAO [34]**

De nombreux domaines d'ingénierie font appel à la CAO, nous avons essayé de faire ici un résumé des plus importants domaines d'applications de la CAO pour voir l'ampleur que prend cette dernière, avec ses outils associés (DAO, FAO...).

- Acoustique : Etudes sur la propagation et réflexion du bruit...etc.
- Automatique : Essentiellement description et simulation des systèmes continus et discrets et de processus.
- Chimie : Conception et représentation 3D de grosses molécules comme les protéines.      Electronique : Conception et simulation de circuits intégrés, circuits imprimés, assemblage de cartes électroniques...etc.
- Hydraulique : Modélisation et calcul des écoulements, pressions (champ scalaire), vitesses (champ vectoriel) ...etc.
- Mécanique : La CAO revêt beaucoup de formes dans ce domaine, la conception et le dessin de pièces mécaniques, la modélisation par la méthode des éléments finis, entre autres, pour le calcul de pressions, déplacements, forces...etc.
- Mécanique des fluides : Etude des phénomènes de pollution thermique...etc.
- Thermique : Etude concernant la diffusion de la chaleur, la modélisation par des méthodes numériques pour le calcul des températures...etc.
- Génie Civil : Dessin et conception de bâtiments et de constructions diverses, calcul de résistance des matériaux, calcul de structures, ...etc.
- Génie électrique : Conception des machines électriques (moteurs, transformateurs, contacteurs...), modélisation de phénomènes électromagnétiques (calcul du champ

magnétique ou électrique) par des méthodes numériques tels que la méthode des éléments finis, étude des vibrations mécaniques (phénomène couplé en mécanique et en magnétique), simulation et conception des circuits en électronique de puissance, simulation des réseaux électriques...etc.

#### **IV.1.2.4 Les avantages et les inconvénients de la CAO**

- **Avantage :**

- ✓ Une fois que la conception d'une pièce est effectuée, son dessin peut être visualisé sous tous les angles et à toutes les échelles. Il peut être exploité dans des simulations et des maquettes virtuelles, réutilisé à volonté, etc.
- ✓ Amélioration de la « justesse » des plans. Quand on modifie un tracé, il est facile de modifier la cote en même temps ;
- ✓ Gain de temps appréciable pour la constitution des plans de détails ;
- ✓ « Remontage sur plan » du mécanisme à partir des dessins de définition ;
- ✓ Stockage de toutes les données pertinentes pour le projet sur un serveur informatique unique ;
- ✓ Incorporation des systèmes d'experts (imitation des connaissances des experts, ingénieurs) ;
- ✓ Système intégré pour le calcul du coût de fabrication de la conception ;
- ✓ Partage des données de conception, accessibilité et travail collaboratif.

- **Inconvénients :**

- ✓ Coût du matériel ;
- ✓ Coût des formations.

#### **IV.1.3 Définition du logiciel CAO SolidWorks**

Le logiciel de CAO SolidWorks est une application de conception mécanique 3D paramétrique qui permet aux concepteurs d'esquisser rapidement des idées, d'expérimenter des fonctions et des cotes afin de produire des modèles et des mises en plan précises. De plus il nous permet d'enregistrer le dessin sous les différents formats (DXF, STL, STEEP, etc...).

## **IV.2 modélisation géométrique**

La modélisation géométrique des pièces du compresseur avec le logiciel SolidWorks passe par 3 étapes :

1. Création des pièces en model de2D (2 Dimensions) ;
2. Création des pièces en model de 3D (3 Dimensions) ;
3. Assemblage des pièces ;

### **IV.2.1 création des pièces en model 2D et 3D :**

Afin de voir les pièces illustrées en mode 3D, il faut d'abord esquisser ces dernières en forme 2D en suivant bien sur les dimensions de la pièce désirant concevoir.

Les figures suivantes représentent les différentes pièces en divers dimensions voir 2D et 3D

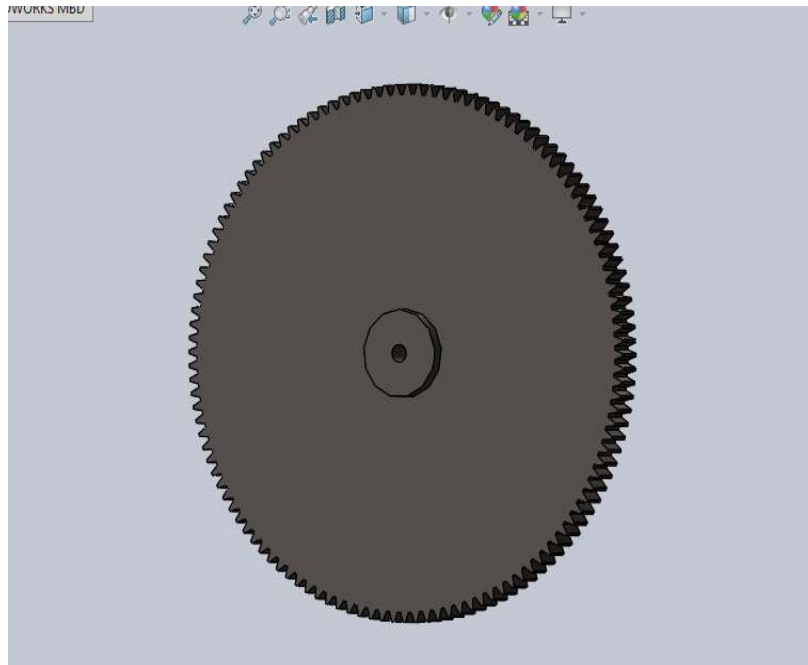
Représentation la pièce en 3D :

#### **Pièce 1 : pignon**



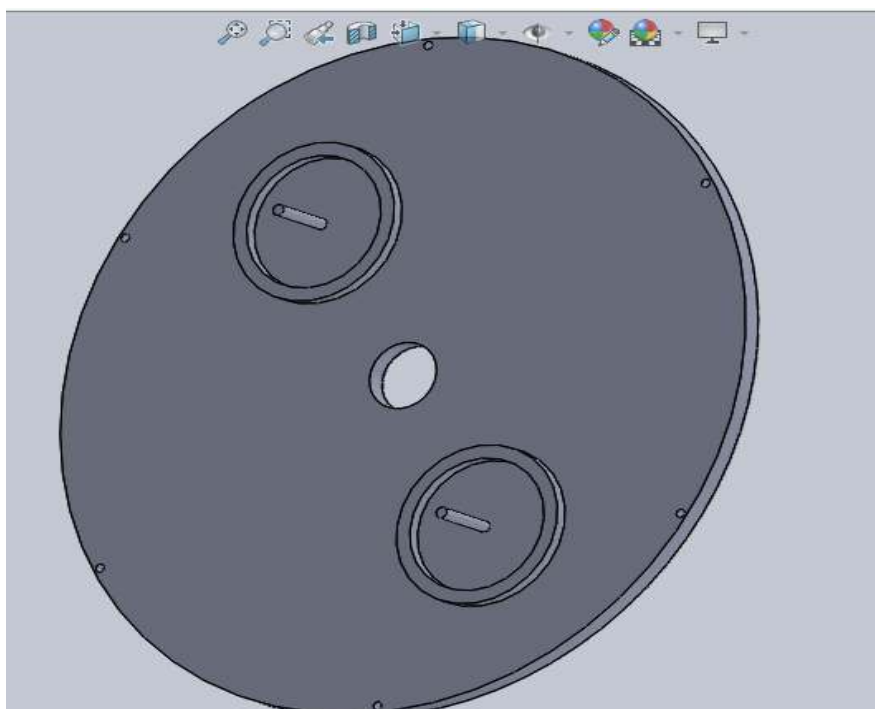
**FigIV.1 : pignon en 3D avec modification**

**Pièce 2 : satellite**



**FigIV.2 : satellite en 3D**

**Pièce 3 :**



**Figure IV.2 :Pièce 3D**

## Pièce 5 : roulement

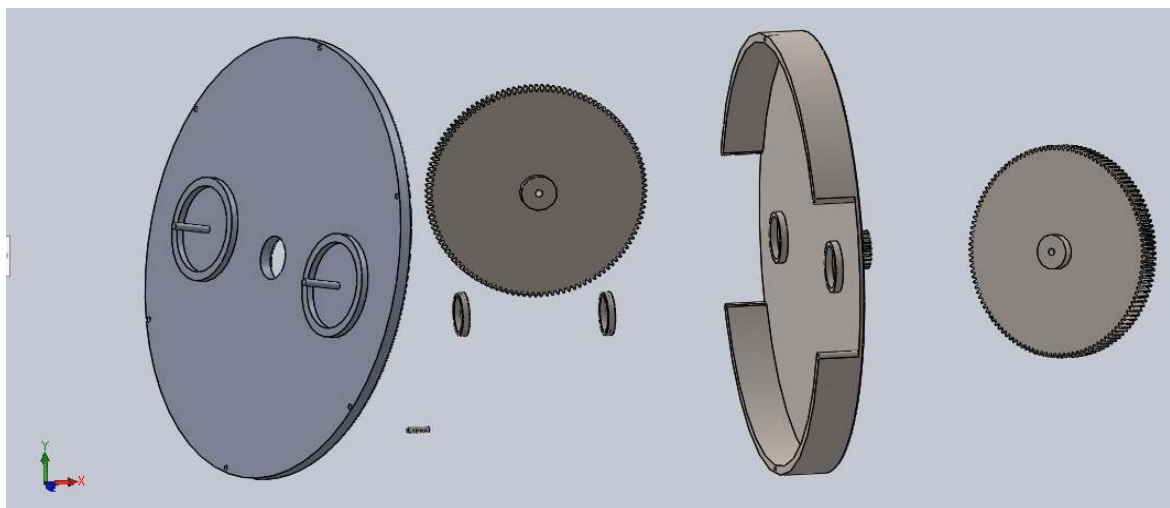


Fig 3 :roulement 6204 a 3D

### IV.2.2 création de l'assemblage

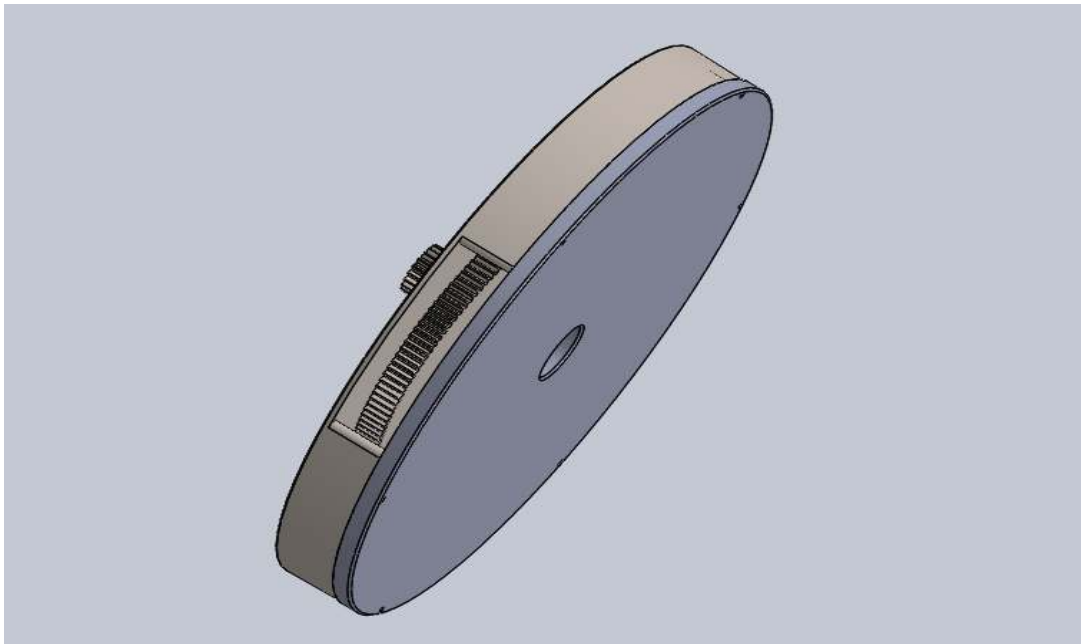
Pour pouvoir concevoir le réducteur il faut d'abord rassembler les ces différents organes cités déjà auparavant (pignons et arbres).

Commençant par illustrer la vue éclatée du réducteur comme le montre la figure suivante :

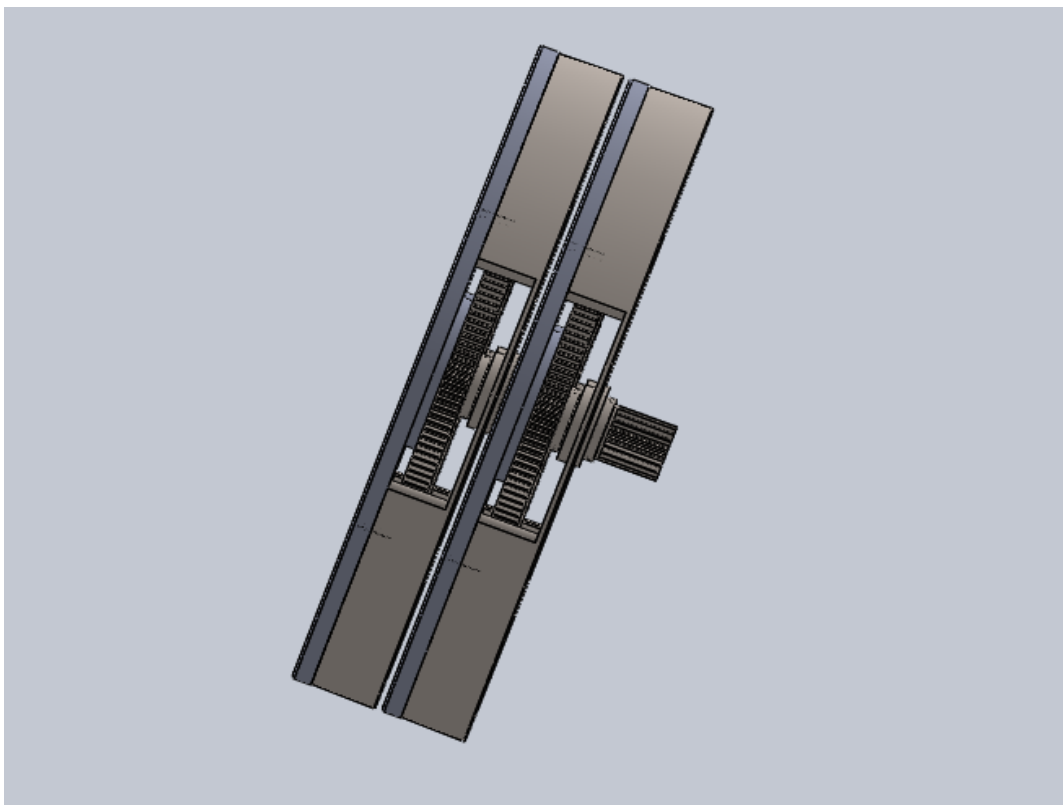


FigIV.4 : Vue éclatée du réducteur étudié

Et maintenant, on peut voir dans la figure qui suit après assemblage des différentes pièces conçues avec le logiciel SolidWorks le réducteur en 1 seul organe ou bien en une unité :



**FigIV.5 : Le réducteur après assemblage des pièces**



**Fig□.6 : Réducteur à deux étages après assemblage**

## **Conclusion générale :**

Le but de ce travail n'était pas seulement la conception du réducteur à train épicycloïdal à denture droite mais aussi l'analyse assistée par ordinateur de ces pièces constitutives avec un logiciel de CAO. Pour aboutir à cet objectif une série d'étapes a été effectuée.

- Tout d'abord, va commencer ce travail sur la généralité des engrenages (définition, historique, différents types, et les avantages et les inconvénients) et le choix de matériaux qui sont utilisés dans leur fabrication. Et ensuite on va commencer avec les généralités sur les réducteurs (définition, différents types ...etc).
- Après on va faire les explications sur le réducteur à train épicycloïdal. On a donné cette partie, on va donner la conception importante sur le réducteur à train épicycloïdal. Aussi on va approfondir de ce travail on va donner le dimensionnement nécessaire sur le réducteur (caractéristiques des réducteurs à train planétaire, calculs sur la géométrie .... Etc)
- Enfin, Ce travail ayant été réalisé par le logiciel de CAO SolidWorks, et les résultats obtenus semblent très logiques.



# Bibliographie

## Références bibliographiques

- [1] G. Henriot, Engrenages Conception Fabrication Mise En Œuvre, 8<sup>ème</sup> Edition, Décembre 2006.
- [2] R. Mathis, The Inverse Equation in Gear Trains, 7th annual Trans. Techn. Symp., G. M. Power train, Detroit USA, 1995.
- [3] R. Mathis and Y. Rémond, Une Méthode Générale de Résolution du Problème Inverse pour Les Systèmes de Trains Epicycloïdaux, Bulletin IET 112, pp. 127- 148,1996.
- [4] R. Mathis and Y. Rémond, “Une Théorie Unifiée des Trains Epicycloïdaux”, Machines, Mécanismes, Robotiques, C.R. Acad. Sci. Paris, t.327, Série II.b, pp.1115-1121,1999.
- [5] R. Mathis and Y. Rémond, Une Théorie Unifiée des Trains d’Engrenages Epicycloïdaux, Bulletin IET 113, pp. 1-75,1997
- [6] R. Mathis, Une Théorie de l’Invention et de l’Optimisation des Concepts de Trains Epicycloïdaux, Thèse de doctorat, Université de Strasbourg, pp. 110, 1998
- [8] F. Esnault, “Construction Mécanique, Transmission de Puissance 1. Principes”, Paris 1994
- [7] J. Dufailly, “Etude Géométrique des Engrenages Cylindriques de Transmissions de Puissance”, Edition Ellipses, Paris 1997.
- [9] H.W. Müller, W. G. Mannhardt and J. H. Glover, Epicyclic Drive Trains Analysis, Synthesis, and Applications, Wayne State University Press, pp. 373, 1982
- [10] M. Bernard, “Les Engrenages, Cours De Construction”, <<http://www.lycee-odilon-redon.net/msma/maintenance/index.html>>, Décembre 2008.
- [11] P. Arquès, “Transmissions Mécaniques de Puissances, Application aux Boîtes de Vitesses Automatiques”, Edition Ellipses, pp. 278, Paris 2001.
- [12] J. L. Marcelin, Conception Optimale des Engrenages Cylindriques Avec Problèmes Corrigés et Programmes de Calcul d’optimisation, Toulouse 2001
- [13] Y. Xiong, Formulaire de Mécanique Transmission de Puissance, Editions Eyrolles, Paris 2006

- [14] : Cours construction mécanique lycée Ahmadou Bamba - Les réducteur de vitesse
- [15] : GINA STOICA-BERNARD LEDUC – Aide-mémoire, Méthodologie de calcul et de conception
- [16] P. Arquès, “Calcul et Conception des Transmissions Automatiques Epicycloïdales”, 2e Congrès mondial des engrenages, Paris, pp. 699-709, 3-5 Mars 1986
- [17] R. Boudet, R. Siestrunck, “Sur les Flux et Pertes d’Energie dans les Transmissions Epicycloïdales”, C. R. Acad. Sci. Paris 280(4), 1975
- [18] J. L. Marcelin, Conception Optimale des Engrenages Cylindriques Avec Problèmes Corrigés et Programmes
- [19] M. P. Foucher, Nouvelle Méthode d’Etude des Trains Planétaires de Boîtes de Vitesses Automatiques, Journée d’études des transmissions automatiques ECAM, Lyon, pp. 1-12, 1990
- [20] G. Henriot, Traité Théorique et Pratique des Engrenages, Editions Dunod, Paris, 1975
- [21] G. Leborzec and J. Lotterie, Principes de la Théorie des Mécanismes, Editions Dunod, Paris, 1975
- [22] R. Mathis, Contraintes et Déformations dans un Engrenage Hélicoïdal, CETIM, 1er Colloque mondial des Engrenages, Paris, 1977
- [23] R. Siestrunck, “Quelques Aspects Nouveaux de la Théorie des Mécanismes et Applications”, Rev. Fr. Méc. 45, pp. 5-12, 1973
- [24] H. Winter and B.R. Hohn, Gears-state of the art, International Gear Conference, Dresden, Germany, 1996
- [26] F. Syed, M. L. Kuang, and H. Ying, “Active Damping Wheel-Torque Control System to Reduce Driveline Oscillations in a Power-Split Hybrid Electric Vehicle”, IEEE Transactions on Vehicular Technology, Vol. 58, No. 9, pp. 4769-4785, November 2009.
- [27] B. S. Kim, J. B. Song, and J. J. Park, “A Serial-Type Dual Actuator Unit with Planetary Gear Train: Basic Design and Applications”, IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, Vol. 15, No. 1, pp. 108-116, February 2010

[28] S. Calloch, J. Cognard et D. Dureisseix, “Les Systèmes de Transmission de Puissance”, Systèmes mécaniques et hydrauliques, Paris, 2003

[29] S. Calloch, J. Cognard et D. Dureisseix, “Les Systèmes de Transmission de Puissance”, Systèmes mécaniques et hydrauliques, Paris, 2003

[30] R. Willis, “Principles of Mechanism”, Parker, London, 1841

[31] R. Mathis and Y. Rémond, A New Approach to Solving the Inverse Problem for Compound Gear Trains, Trans. ASME, J. Mech. Design 121, pp. 98-106, 1999

[32] COPYRIGHT I.S.O. Roulements 1999

[33] DEJEAN\_GARASA : étude et conception d'un réducteur à deux trains d'engrenage

[34] Tutoriel Solidworks online, pour créer une pièce dans un assemblage

# Annexes

## Annexes : 1

	$R_{p0,2}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$R_m$ [N/mm <sup>2</sup> ]	s3	$R_{pe}$ [N/mm <sup>2</sup> ]
Aciers fins au carbone				
<b>XC 25</b>				
d≤16	365	615	1,19	168,96
16<d≤40	305	565	1,08	155,22
<b>XC 38</b>				
d≤16	490	760	1,29	208,79
16<d≤40	400	700	1,14	192,31
<b>XC 42</b>				
d≤16	520	810	1,28	222,53
16<d≤40	430	740	1,16	203,30
<b>XC 48</b>				
d≤16	550	855	1,29	234,89
16<d≤40	460	780	1,18	214,29
Aciers au chrome				
<b>38 C 4</b>				
d≤16	735	1030	1,43	282,97
16<d≤40	635	930	1,37	255,49
Aciers au chrome-molybdène				
<b>34 CD 4</b>				
d≤16	835	1030	1,62	282,97
16<d≤40	715	980	1,46	269,23
<b>42 CD 4</b>				
d≤16	930	1175	1,58	322,80
16<d≤40	815	1080	1,51	296,70
Acier au chrome-vanadium				
<b>50 CV 4</b>				
d≤16	930	1225	1,52	336,54
16<d≤40	785	1080	1,45	296,70

Annexes: 2

d (diamètre) <sup>1</sup>		l	
Nominal	Tolérances	Série longue	Série courte
10	+0.007 -0.002	23	20
11	+0.008 -0.003	23	20
12		30	25
14		30	25
16		40	28
18		40	28
19	+0.009 -0.004	40	28
20		50	36
22		50	36
24		50	36
25		60	42
28		60	42
30		80	58
32		80	58
35	+0.018 +0.002	80	58
38		80	58
40		110	82
42		110	82
45		110	82
48		110	82
50		110	82
55	+0.021 +0.006 +0.030 +0.011	110	82
56		110	82
60		140	105
63		140	105
65		140	105
70		140	105
71		140	105
75		140	105
80		170	130
85		170	130
90	+0.035 +0.013	170	130
95		170	130
100		210	165
110		210	165
120		210	165
125		210	165
130	+0.040 +0.015	250	200
140		250	200
150		250	200

Annexes 3 :

Valeurs pour  $\psi_a$ ,  $\psi_d$ ,  $\psi_{mn}$  aux engrenages cylindriques

Dureté des flancs	Position du pignon		Clases de Précision								
			5 - 6			7 - 8			9 - 10		
			$\psi_a$	$\psi_d$	$\psi_{mn}$	$\psi_a$	$\psi_d$	$\psi_{mn}$	$\psi_a$	$\psi_d$	$\psi_{mn}$
HB ≤ 3500 MPa	Entre appui	Simétrique	0,6	1,3 - 1,4	30	0,5	1,0 - 1,2	25	0,4	0,7 - 0,8	16
		Non simétrique	0,5	1 - 1,2	25	0,4	0,7 - 0,9	16	0,3	0,5 - 0,6	12
	console		0,4	0,7 - 0,9	16	0,3	0,5 - 0,6	12	0,2	0,3 - 0,4	8
HB > 3500 MPa	Entre appuis	Simétrique	0,3	0,6	12	0,25	0,5	10	0,2	0,4	8
		nonsimétrique	0,25	0,5	10	0,2	0,4	8	0,15	0,3	6
	console		0,2	0,4	8	0,15	0,3	6	0,1	0,2	5