



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



Projet fin d'étude
Pour l'obtention du Diplôme
Master en
Fabrication mécanique et productique

Thème

Étude et conception d'un réducteur planétaire : cas particulier

Proposé et encadré par :

- **Dr R.MAGRAOUI**
- **M. I.LAMRI**

Réalisé par

Farhi Mounir
DJOGHLAF Souheil

Année universitaire 2022/2023

TABLEAU DES MATIERES

Introduction générale.....	1
Chapitres 1 : Généralités sur les réducteurs	
1.1) INTRODUCTION.....	2
1.2) Principe de fonctionnement	3
1.3) Types de réducteurs.....	3
1.3.1) Réduction transmission par courroies.....	3
1.3.1.a) Caractéristique cinématique	4
1.3.1.b) types de Courroies	5
1.3.1.c) Avantages de l'alignement des transmissions par courroie	6
1.3.2) Réducteurs Hydraulique	6
1.3.2.a) Principe de fonctionnement	7
1.3.2.b) Avantage du réducteur hydraulique.....	8
1.3.3) Réducteur magnétique	8
1.3.3.a) Principe de fonctionnement	9
1.3.3.b) Avantages du réducteur magnétique.....	9
1.3.4) Réducteur a engrenage.....	10
1.3.4.a) Réducteur a roues cylindriques.....	11
1.3.4.b) Principe de fonctionnement.....	11
1.3.4.c) Réducteur a engrenage conique	12
1.3.4.d) Réducteurs à engrenage vis sans fin :	13
1.3.4.e) Réducteur train épicycloïdal	14
1.4) conclusion	15
Chapitre 2 : les trains épicycloïdaux	
2.1) Introduction.....	16
2.2) La structure des réducteurs planétaires.....	16
2.3) Les types d'entraînement des réducteurs planétaires.....	20
2.3.a) Les réducteurs planétaires à deux arbres.....	21
2.3.b) Les réducteurs planétaires à trois arbres.....	21
2.4) Les avantages des réducteurs planétaires.....	22
2.5) Inconvénients des réducteurs planétaires.....	22
2.6) description de la machine turbo-meca.....	23

2.6.1) caractéristique de la machine	23
2.6.2) comptes rendu fournis par la division maintenance de sonatrach.....	23
2.7) conclusion d'expertise	30
2.8) conclusion.....	31

Chapitre 3 : calcul et dimensionnement

3.1) Caractéristique de réducteur a train plantaire.....	32
3.2) Détermination du module normal des roues dentées m	33
3.3) Le rapport de transmission.....	34
3.4) CALCUL CINEMATIQUE ET ENERGITIQUE.....	34
3.5) Calcul de la vitesse de rotation des arbres.....	34
3.6) Calcul des puissances transmises par les arbres	35
3.7) Calcul des moments transmission par les arbres	35
3.8) Calcule des fréquences des rotation.....	36
3.9) Les grandeurs des dentures.....	37
3.10) Calcul des contraintes sur les dentures	40
a. Entre soleil et les planétaires.....	41
a.1 Calcul de la pression superficielle.....	41
a.2 La Résistance à la pression superficielle	42
a.3) Calcul la contrainte de flexion.....	44
a.4) La résistance à la flexion	45
b). Entre planétaires et couronnes	46
b.1) Calcul de la pression superficielle.....	46
b.2) La Résistance à la pression superficielle	47
b.3) Calcul la contrainte de flexion	47
b.4) La résistance à la flexion.....	48
3.11) Vérification du module	48
3.12) Calcul des diamètres des arbres	49

Chapitre 4 : conception et modélisation

4.1) Introduction	48
4.2) Le dessin assisté par ordinateur.....	48
4.2.1) Définition	48
4.3) Les avantages et les inconvénients de la CAO.....	48
4.3.a) les avantages	48

4.3.b) les inconvénients.....	48
4.4) Définition du logiciel SOLIDWORKS	49
4.5) Modélisation	49
4.5.a) L'esquisse (en 2D et 3D)	49
4.5.b) L'assemblage	51
4.6) simulation numérique de train épicycloïdaux	52
4.7) CONCLUSION	61
BIBLIOTHEQUE	
ANNEX.....	

LISTES DES FIGURES

Figure S 1 carte réseaux internationale Sonatrach	2
Figure 1. 1 position du réducteur par rapport au moteur et au récepteur.....	2
Figure 1. 2 Réducteur à engrenages cylindriques coaxiaux Série M	3
Figure 1. 3 caractéristique cinématique du réducteur poulie courroie	4
Figure 1. 4 transmission par courroie [4]	5
Figure 1. 5 Courroie Trapézoïdale standard [4].....	5
Figure 1. 6 Accouplement d'un réducteur hydraulique VOITH turbo [5].....	6
Figure 1. 7 accouplement magnétique [6]	8
Figure 1. 8 accouplements magnétiques et mécanique [7]	9
Figure 1. 9 schéma du réducteur magnétique [7]	10
Figure 1. 10 Engrenage[8].....	11
Figure 1. 11 Engrenage a roue conique [9]	12
Figure 1. 12 Réducteur a engrenage conique [10]	13
Figure 1. 13 Engrenage a vis sans fin [9]	13
Figure 1. 14 Réducteur a vis sans fin 2	14
Figure 1. 15 Réducteur a vis sans fin 1	14
Figure 1. 16 types des engrenages coniques [8]	14
Figure 2. 1représentation d'un train planétaire [11]	17
Figure 2. 2Train épicycloïdal d'un broyeur à végétaux*	17
Figure 2. 3Différents types de trains épicycloïdaux	18
Figure 2. 4Présentation graphique des modes de fonctionnement d'un train épicycloïdal	20
Figure 2. 5 Groupe turbo-alternateur TM 5000	23
Figure 2. 6 Description du groupe turbo-alternateur (Indice 4) (dimensions en millimètre)	24
Figure 2. 7 Dépôt de débris métallique1.....	26
Figure 2. 8 Dépôt de débris métallique2.....	26
Figure 2. 9 Endommagement de l'arbre	27
Figure 2. 10 Endommagement de l'arbre Endommagement de l'arbre 2.....	27
Figure 2. 11 Endommagement de la denture des engrenages1.....	27
Figure 2. 12 Endommagement de la denture des engrenages2.....	27
Figure 2. 13 Support des roulements de l'arbre.....	29
Figure 2. 14 Siege du roulement et pignons de l'Arbre.....	29
Figure 2. 15 Endommagement des dents des Pignons planétaire1	29
Figure 2. 16 Endommagement des dents des Pignons planétaire2	29
Figure 2. 17réducteur désassemble.....	31
Figure 2. 18Domage peu profond et circonférentiel de largeur 5% à 10 % de l'épaisseur des dentures, traduit par écaillage, déformation ou détérioration vers le fond	32
Figure 3. 1 Schéma cinématique équivalente du réducteur 1	39
Figure 4 1 couronne.....	49
Figure 4 2satellite	50
Figure 4 3 soleil.....	50

Figure 4 4 l'esquisse qui présent les cotation de l'assemblage	51
Figure 4 5 l'assemblage	51
Figure 4 6 l'assemblage finale avec les arbres et le porte-satellite	52
Figure 4 7 Conception du train épicycloïdale par Solidworks.	52
Figure 4 8 Modélisation et conditions de fixation du modèle établis par SolidWorks	53
Figure 4 9 Premier mode de vibrations à la fréquence de 165,495 Hz	54
Figure 4 10 Deuxième mode de vibrations à la fréquence de 165,778 Hz	55
Figure 4 11 Troisième mode de vibrations à la fréquence de 174,581 Hz	55
Figure 4 12 Quatrième mode de vibrations à la fréquence de 174,586 Hz	56
Figure 4 13 Cinquième mode de vibrations à la fréquence de 178,516 Hz	56
Figure 4 14 Sixième mode de vibrations à la fréquence de 192,737 Hz	57
Figure 4 15 Septième mode de vibrations à la fréquence de 192,818 Hz	57
Figure 4 16 Huitième mode de vibrations à la fréquence de 202,227 Hz	58
Figure 4 17 Neuvième mode de vibrations à la fréquence de 224,057 Hz	58
Figure 4 18 Dixième mode de vibrations à la fréquence de 226,559 Hz	59

LISTES DES TABLEAU

Tableau 1. 1 Modes de fonctionnement d'un train épicycloïdal avec les équations et un exemple de calculs.....20

Tableau 3 1tableau des données fournis par Allen gear32

Tableau 3 2rendement de quelques couples de frottements34

Tableau 3 3 les fréquences possible37

Tableau 3 4 Les grandeurs des dentures soleil.....[11]37

Tableau 3 5Les grandeurs des dentures satellite38

Tableau 3 6 Les grandeurs des dentures couronne.....38

Tableau 3 7 résumé des résultat obtenu.....39

~~Erreur ! Signet non défini.~~

Tableau 4- 1 Propriétés de l'étude de la simulation du train épicycloïdale53

Tableau 4- 2Informations sur le maillage du modèle établi par SolidWorks54

Tableau 4- 3 Liste des fréquences propres du système établis parSolidworks59

Remerciement

*M*es remerciements vont tout premièrement à Dieu tout puissant pour la volonté la santé et la patience, qu'il nous a donnée Durant toutes ces longues années.

*A*insi, nous tenons également à exprimer nos vifs remerciements à nos encadreurs **Dr MAGRAOUI Rabah** Monsieur **LAMRI** pour avoir d'abord proposé ce thème, pour suivi continué tout le long de la réalisation de ce mémoire et qui n'ont pas cessé de nous donner des conseils et remarques.

*N*os sincères remerciements à messieurs les membres du jury pour l'honneur qu'ils nous font en participant au jugement de ce travail.

*N*ous tenons à remercier vivement toute personne qui nous ont aidé à élaborer et réaliser ce mémoire, ainsi à tous ceux qui nous ont aidé de près ou de loin à accomplir ce travail.

Dédicace

"À mes parents, dont l'amour et le soutien ont été ma source de force et de motivation tout au long de ce parcours académique. Votre patience, vos encouragements et vos sacrifices ont été essentiels pour que j'atteigne cette étape importante de ma vie. Cette dédicace est un témoignage de ma gratitude infinie envers vous deux.

- À ma famille, qui ont été à mes côtés.*
- A mon binôme FARHI Mounir*
- À mes professeurs.*
- A notre promoteur Dr MAGRAOUI Rabah.*
- À toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce mémoire, je vous exprime ma reconnaissance sincère*

Enfin, à moi-même, pour avoir persévéré dans les moments difficiles, pour avoir relevé les défis et pour avoir cru en mes capacités.

Que cette mémoire soit une contribution modeste à la connaissance et un hommage à tous ceux qui m'ont soutenu. Merci du fond du cœur.

DJOGHLAF Souheil

Dédicace

*Je dédie ce mémoire aussi modeste soit-il à **mes parents**, qu'ils puissent trouver l'expression de tout mon respect et toute ma gratitude pour leur amour inconditionnel, leur soutien infaillible et leur présence dans ma vie.*

*Qu'ils continuent à être fiers de moi
Je le dédie aussi à:*

- Ma famille, mes amis et mes proches qui m'ont soutenu tout au long de ce projet*
- Notre promoteur Dr MAGRAOUI Rabah*
- Toute la promotion FMP*
- Amon binôme DJOGHLAF Souheil*

FARHI MOUNIR

Introduction générale

Les équipements mécaniques jouent un rôle très important dans le domaine industriel, car ils s'assurent l'outil de production. Parmi ces équipements, les mécanismes de transmission tels que les réducteurs de vitesse. Ces derniers sont généralement installés entre les équipements entraineurs comme: les moteurs électriques ou thermiques, les turbines à gaz ou à vapeur...etc. et les autres récepteurs tels que les alternateurs, les pompes, les convoyeurs, etc.

Dans ce mémoire, on se propose d'étudier un cas vécu rencontré dans une usine de production de la société Sonatrach, celui d'un réducteur à train épicycloïdale ou dit planétaire. Ce dernier est un élément d'une chaîne cinématique d'une machine turbo-Meca (TURBO ALTERNATEUR), se trouvant actuellement dans une station de pompage SP6 à LAGHOUAT. Ce mémoire est organisé comme suit :

- Une introduction générale.
- Le premier chapitre contient des généralités sur les réducteurs, leurs types, leurs principes de fonctionnement, leurs avantages et inconvénients, ...etc.
- Dans le deuxième chapitre, on s'est concentré sur le cas du réducteur planétaire su indiquer, présentant des défaillances mécaniques répétés lors de son fonctionnement.
- Le troisième chapitre est consacré pour le calcul et dimensionnement théorique de chaque organe du train épicycloïdal.
- Dans le quatrième chapitre, nous avons enrichi ce modeste travail par une simulation numérique du système par logiciel SolidWorks. Nous avons également établi une analyse modale numérique du système, ou nous avons présenté ses différents modes et fréquences propres. Les résultats de la simulation numérique sont confrontés et validés avec ceux trouvés par la théorie.
- Nous avons terminé ce modeste travail par une conclusion générale.

chapitre 1) **Généralités**

sur les réducteurs

1. 1) INTRODUCTION

Un réducteur de vitesse est un élément permettant de transmettre une puissance entre deux organes d'une machine en réduisant sa vitesse (c'est-à-dire avec un rapport de réduction inférieur à 1). Les réducteurs sont généralement composés de pièces mécaniques comme les engrenages, des mécanismes entraînés (accouplements, frein), des poulies motrices et réceptrices, des structures servant de support (arbres, paliers) généralement incorporés dans un carter. Chacun des composants influe sur le comportement dynamique du réducteur.

Il existe différents types de réducteurs : mécaniques, hydrauliques, pneumatiques. Parmi les réducteurs mécaniques, on rencontre, les systèmes : poulies/courroies, trains d'engrenage ordinaire (parallèle, conique, gauche) et trains épicycloïdaux (plan, sphérique). Un réducteur de vitesse à engrenage est un organe mécanique à base d'engrenages très utilisé dans l'industrie mécanique, il possède au minimum deux arbres, un arbre d'entrée et un arbre de sortie. Voir figure ci-dessous :

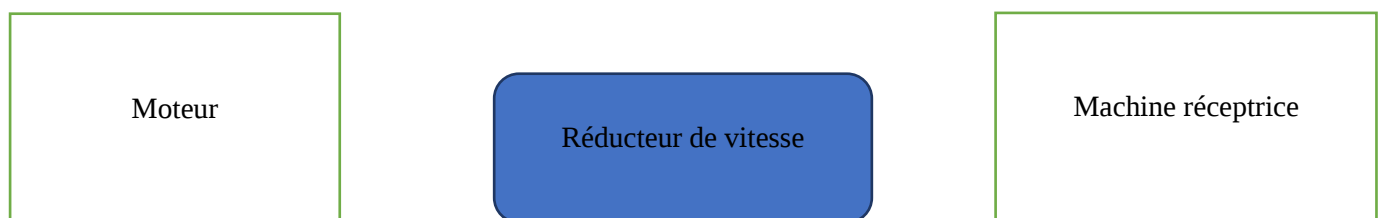


Figure 1. 1position du réducteur par rapport au moteur et au récepteur

1. 2) Principe de fonctionnement [1]

Un réducteur de vitesse à engrenage mécanique, permet de transmettre un couple entre l'axe d'entrée et l'axe de sortie d'un mécanisme.

Il 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 cou

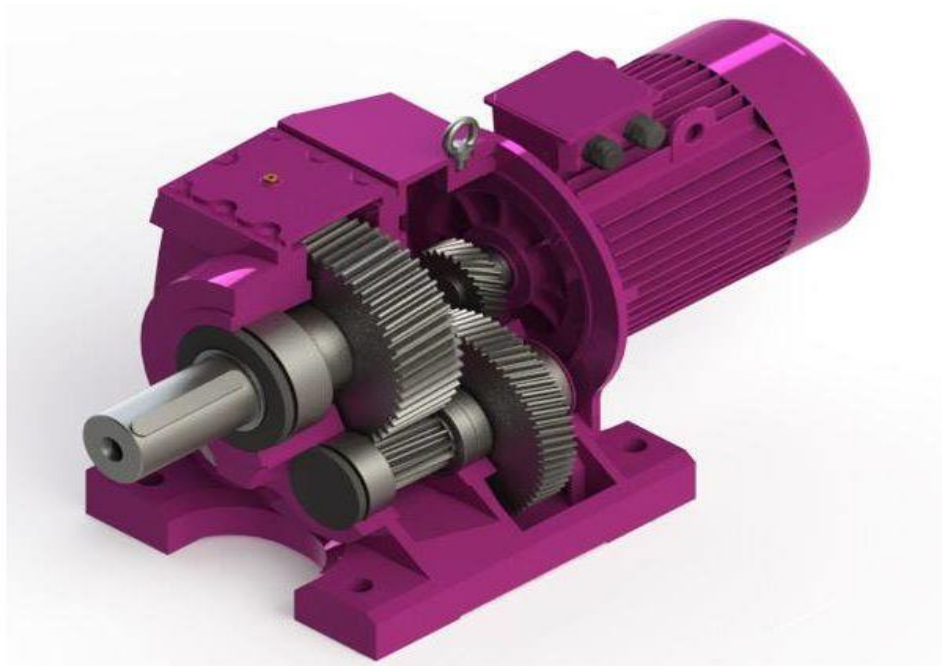


Figure 1. 2 Réducteur à engrenages cylindriques coaxiaux Série M

1. 3) Types de réducteurs

1.3.1 Réduction transmission par courroies

Un système poulie-courroie est composé de deux poulies, montées sur les arbres d'entrée et de sortie d'axe parallèle, en rotation par rapport au bâti. Ces deux poulies sont reliées par une courroie, qui est un lien souple, considéré comme inextensible.

Du fait de l'inextensibilité de la courroie, les vitesses de tous ses points ont la même norme. Si la courroie ne glisse pas sur les poulies la loi ES est liée au rapport des rayons des poulies.

1.3.1.a Caractéristique cinématique :

- D_m : diamètre de la poulie motrice, en mètre (m)
- D_r : diamètre de la poulie réceptrice, en mètre (m)
- Z_m : nombre de dents de la poulie motrice
- Z_r : nombre de dents de la poulie réceptrice
- ω_s : la vitesse angulaire de sortie
- ω_e : la vitesse angulaire d'entrée

Le Rapport de réduction se calcule ainsi :

$$r = \frac{\omega_s}{\omega_e} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{D_r}{D_m} = \frac{Z_m}{Z_r} \quad [3]$$

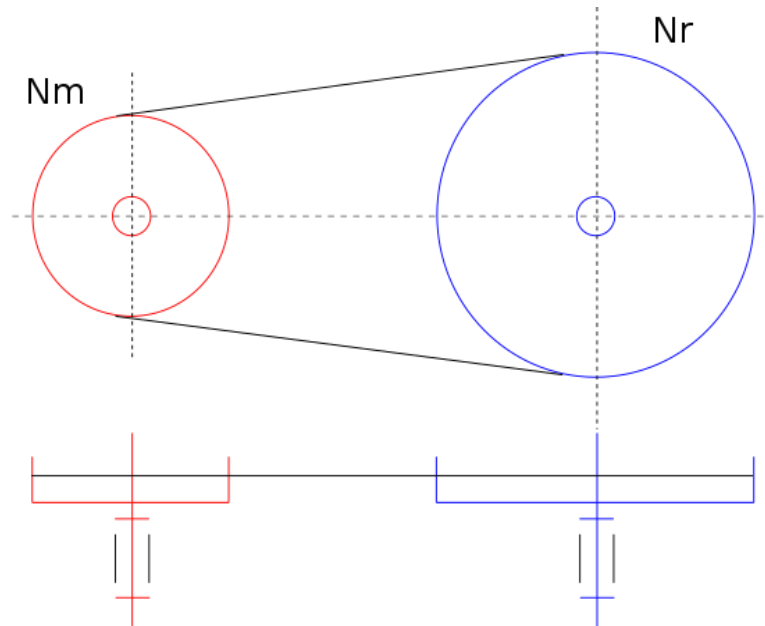


Figure 1. 3 Caractéristiques cinématiques de la réductrice poulie courroie

1.3.1.b -types de Courroies :

Les courroies sont des éléments flexibles qui permettent de transmettre la puissance lorsque l'arbre moteur et l'arbre entraîné sont éloignés l'un de l'autre. Une transmission par courroies ou par chaînes constitue une solution plus simple et plus économique qu'une transmission par engrenage. Par ailleurs, l'élasticité de ces éléments permet d'absorber des chocs et des vibrations, ce qui contribue à rendre la transmission silencieuse et à augmenter leur durée de vie.

Contrairement aux chaînes de transmission de puissance, les courroies de transmission ont généralement une rigidité en torsion très faible permettant leur utilisation. Avec une transmission par courroies, le rapport de la vitesse de l'arbre moteur à celle de l'arbre entraîné n'est pas constant, à cause de glissement qui se produit entre les courroies et

leurs poulies et à cause de fluage des courroies. Par ailleurs, les courroies sont très sensibles aux conditions d'utilisation ; il existe en effet une variation des valeurs du coefficient de frottement et de la traction en fonction de la température, du taux d'humidité, de la présence de saleté, etc... [4]

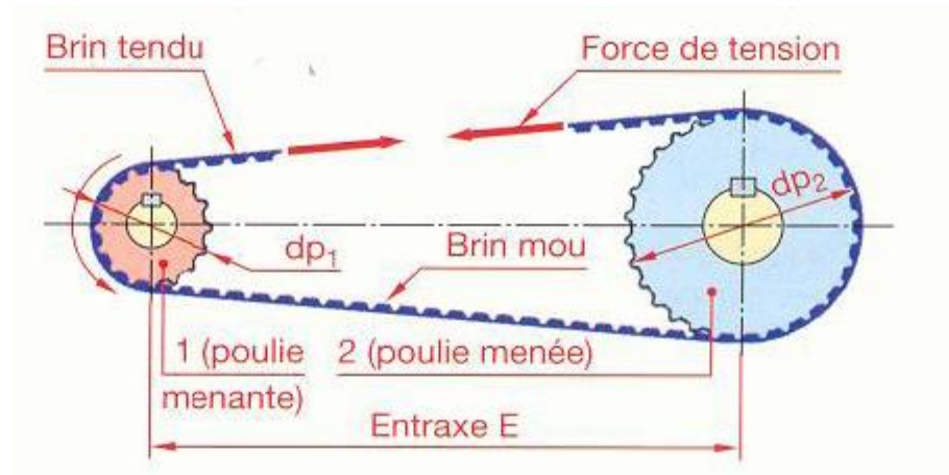


Figure 1. 4 transmission par courroie [4]

Les types de courroies :

1. Courroies trapézoïdales
2. Courroies plates
3. 3-Courroies crantées
4. Courroies synchrones
5. 5-Courroies en polyuréthane
6. 6-Courroies en caoutchouc
7. 7-Courroies à maillons
8. 8-Courroies de distribution

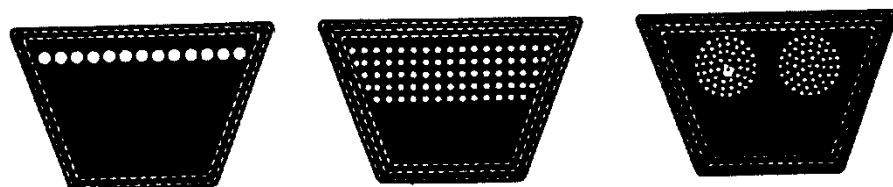


Figure 1. 5 Courroie Trapézoïdale standard [4]

1.3.1.c Avantages de l'alignement des transmissions par courroie :

- Meilleure disponibilité des machines.
- Prolongation de la durée de vie des courroies, des poulies et des paliers.
- Diminution des risques de surchauffe et de dommages secondaires.
- Réduction du niveau de bruit.
- Diminution du risque de pannes graves.
- Environnement de travail plus sûr.
- Économies globales plus importantes grâce à la réduction du nombre de pièces à remplacer, de la consommation d'énergie et des immobilisations non planifiées.

1.3.2 Réducteurs Hydraulique :

Un réducteur hydraulique est un dispositif mécanique utilisé pour réduire la vitesse de rotation d'un moteur hydraulique et augmenter le couple de sortie. Il est généralement utilisé dans les systèmes de transmission de puissance hydraulique pour permettre aux machines et équipements de fonctionner de manière plus efficace.

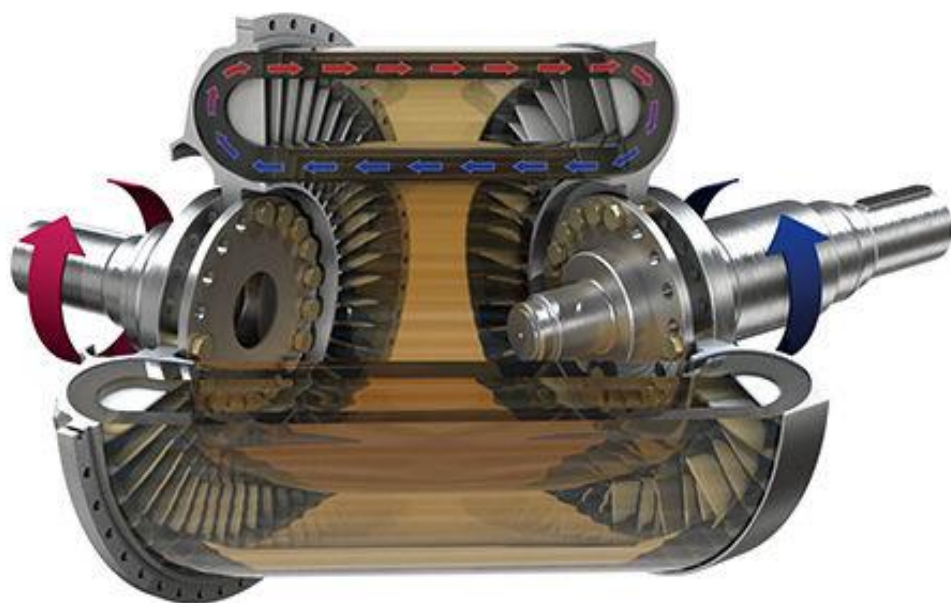


Figure 1. 6Accouplement d'un réducteur hydraulique VOITH turbo [5]

Le réducteur hydraulique utilise un ensemble d'engrenages pour réduire la vitesse de rotation du moteur hydraulique à une vitesse plus faible et augmenter le couple de sortie. Il peut être utilisé dans une variété d'applications, y compris les systèmes de convoyage, les machines agricoles, les machines de construction et les équipements de forage. Les réducteurs hydrauliques sont disponibles dans une variété de tailles et de configurations pour répondre aux besoins spécifiques des applications. Ils sont généralement fabriqués à partir de matériaux de haute qualité pour assurer une longue durée de vie et une fiabilité maximale.

1.3.2.a -Principe de fonctionnement :

Le fonctionnement d'un réducteur hydraulique repose sur le principe de la transmission de puissance par les fluides hydrauliques et l'utilisation d'un ensemble d'engrenages.

Lorsque le fluide hydraulique sous pression est introduit dans le moteur hydraulique, il crée une force de rotation qui entraîne l'arbre de sortie du moteur. Cette rotation de l'arbre d'entrée est transmise à un ensemble d'engrenages à l'intérieur du réducteur hydraulique.

L'ensemble d'engrenages est conçu pour réduire la vitesse de rotation de l'arbre d'entrée et augmenter le couple de sortie. Les engrenages dans le réducteur sont disposés de manière à ce que le mouvement de l'arbre d'entrée soit converti en un mouvement de rotation plus lent mais plus puissant à la sortie.

Le fluide hydraulique est également utilisé pour lubrifier les engrenages et réduire l'usure. Le liquide est pompé à travers le réducteur pour garantir une lubrification constante des engrenages et maintenir une température de fonctionnement optimale.

En fin de compte, le réducteur hydraulique permet de réduire la vitesse de rotation de l'arbre d'entrée et d'augmenter le couple de sortie, ce qui permet de maximiser l'efficacité et la performance de la machine ou de l'équipement à laquelle il est installé.

1.3.2.b -Avantage du réducteur hydraulique :

Les réducteurs hydrauliques présentent plusieurs avantages pour les systèmes de transmission de puissance hydraulique, notamment :

- Augmentation du couple de sortie
- Réduction de la vitesse de rotation
- Contrôle de la vitesse de sortie
- Compacité

1.3.3 Réducteur magnétique :

Un réducteur magnétique est un dispositif mécanique qui utilise des aimants permanents pour réduire la vitesse de rotation d'un moteur électrique ou d'un générateur. Il est également connu sous le nom de "réducteur à aimants permanents".

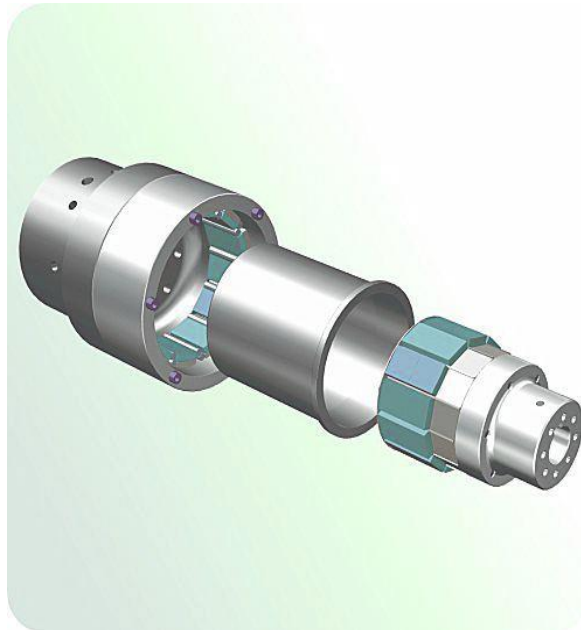


Figure 1. 7accouplement magnétique [6]

1.3.3.a Principe de fonctionnement :

Le principe de fonctionnement d'un réducteur magnétique repose sur l'utilisation d'aimants permanents pour réduire la vitesse de rotation d'un moteur électrique ou d'un générateur. Le réducteur magnétique se compose généralement d'un rotor avec des pôles magnétiques et d'un stator équipé d'aimants permanents. Lorsque le rotor tourne, il produit un champ magnétique qui interagit avec les aimants permanents du stator. Cette interaction génère une force de freinage magnétique qui ralentit la vitesse de rotation du rotor. Le nombre de pôles magnétiques du rotor et des aimants permanents du stator détermine le rapport de réduction de la vitesse de rotation. Plus le nombre de pôles magnétiques est élevé, plus le rapport de réduction est important.

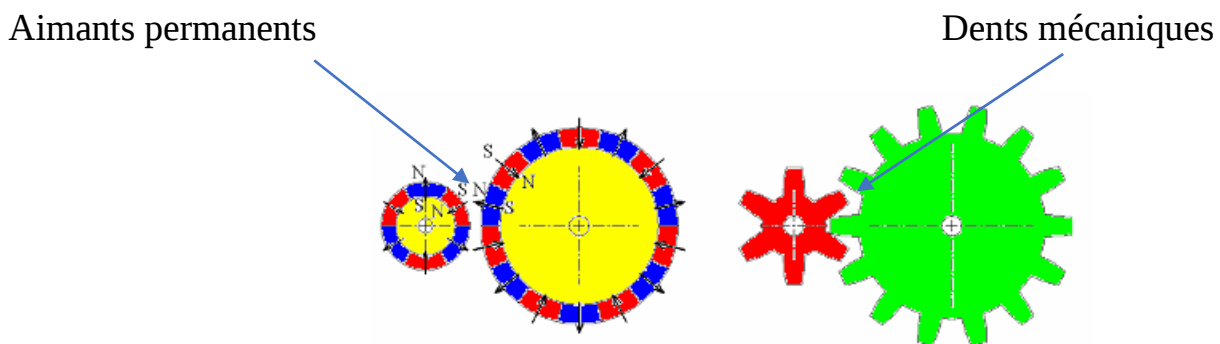


Figure 1. 8accouplements magnétiques et mécanique [7]

1.3.3.b Avantages du réducteur magnétique :

- I. Efficacité
- II. Faible bruit
- III. Faible entretien
- IV. Compacité
- V. Contrôle précis de la vitesse

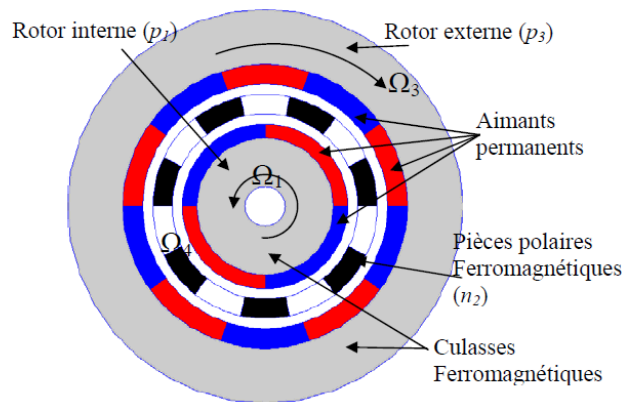


Figure 1. Schéma du réducteur magnétique [7]

1.3.4 Réducteur à engrenage :

Un réducteur à engrenages est un dispositif mécanique utilisé pour réduire la vitesse de rotation et augmenter le couple de sortie d'un système d'entraînement. Il est généralement composé d'un ensemble d'engrenages, disposés de manière à transmettre la puissance de l'arbre d'entrée à l'arbre de sortie. L'engrenage sert à transmettre un mouvement de rotation par obstacle avec changement de ses caractéristiques, et ils sont choisis en fonction du rapport de réduction requis, de la charge à transmettre et de la précision souhaitée.

Les réducteurs à engrenages sont couramment utilisés dans les applications industrielles, telles que les convoyeurs, les machines-outils, les équipements de levage et les turbines. Ils sont appréciés pour leur haute précision, leur rigidité et leur fiabilité. Ils peuvent également être utilisés pour inverser la direction de rotation de l'arbre de sortie par rapport à l'arbre d'entrée, en inversant simplement la position des engrenages.

a) Réducteur a roues cylindriques :

Il est composé d'une roue dentée cylindrique (appelée roue de sortie) et d'une ou plusieurs roues dentées (appelées roues de pignon) qui s'engrènent avec elle.

Les roues dentées sont fabriquées en acier trempé et sont taillées avec des dents hélicoïdales pour assurer une transmission de puissance uniforme et silencieuse. La forme

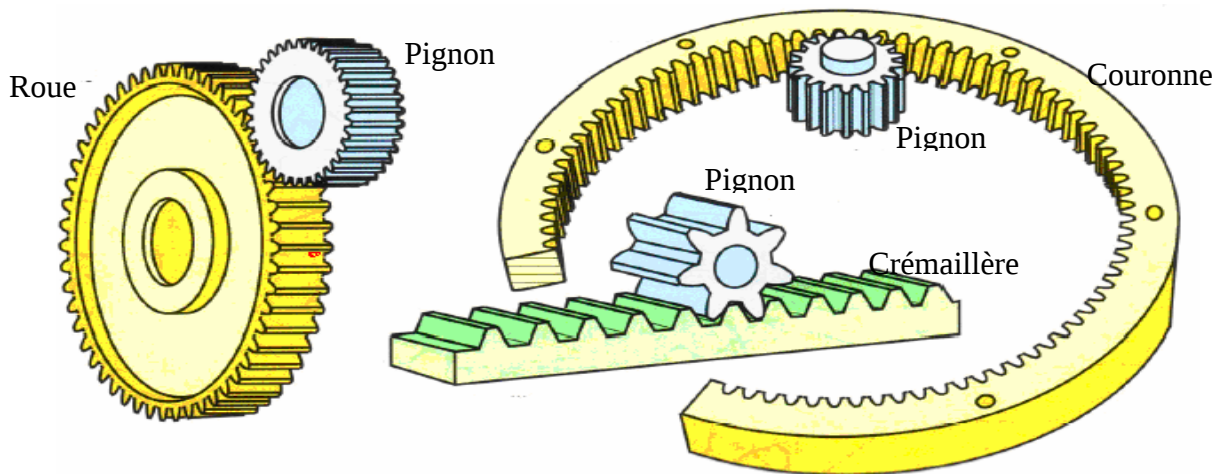


Figure 1. 10Engrenage[8]

hélicoïdale des dents réduit également les forces de frottement et permet une transmission de couple plus élevée. Les réducteurs à roue cylindrique sont couramment utilisés dans les applications industrielles nécessitant des rapports de réduction élevés,

Des charges élevées et des vitesses de sortie faibles. Ils sont couramment utilisés dans les convoyeurs, les laminoirs, les grues et les machines de levage, ainsi que dans les applications marines et minières. Ils sont appréciés pour leur grande capacité de charge et leur fiabilité élevée.

$$k = \frac{N_r}{N_m} r = (-1)^2 \frac{z_1 z_3}{z_2 z_4}$$

Principe de fonctionnement :

Le principe de fonctionnement de ce type de réducteur est relativement simple : l'arbre d'entraînement est relié à un engrenage d'entraînement de grande taille, appelé le pignon. Ce pignon est en contact avec un deuxième engrenage, appelé la roue, de plus petite taille.

Lorsque l'arbre d'entraînement tourne, le pignon commence à tourner également, ce qui entraîne la rotation de la roue. Puisque la roue est de plus petite taille que le pignon, elle tourne à une vitesse de rotation plus lente que le pignon. Cela permet de réduire la vitesse de rotation de l'arbre de sortie par rapport à l'arbre d'entrée.

En fonction de la taille des engrenages, de leur nombre de dents et de leur configuration, il est possible d'obtenir différents ratios de réduction de vitesse.

Les réducteurs à engrenage cylindrique sont souvent utilisés dans les machines industrielles pour réduire la vitesse de rotation des moteurs électriques et des machines-outils, par exemple.

b) Réducteur à engrenage conique :

Un engrenage à roue conique est un type d'engrenage couramment utilisé dans les transmissions pour convertir le mouvement de rotation entre deux axes non parallèles.

Il est composé de deux roues coniques qui s'engrènent l'une avec l'autre, avec leurs axes perpendiculaires entre eux. Les dents de l'engrenage sont taillées sur la surface conique des roues et sont disposées de manière à permettre une transmission de puissance régulière et sans à-coups.

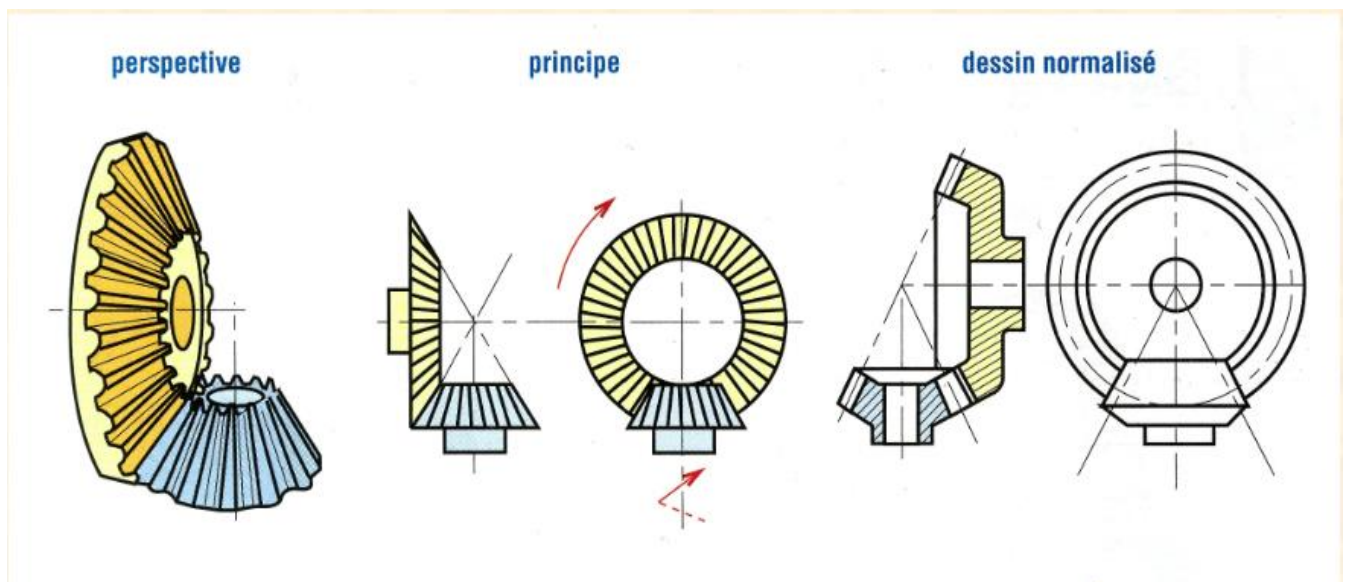


Figure 1.11 Engrenage à roue conique[9]

$$r = \frac{z_1}{z_2} \quad \text{Rapport de transmission}$$

$$K = \frac{N_1}{N_2} \quad \text{rapport de réduction}$$



Figure 1. 12 Réducteur à engrenage conique [10]

c) Réducteurs à engrenage vis sans fin :

C'est un engrenage hélicoïdal dont les axes sont orthogonaux et non concourants. La transmission par ce type d'engrenage donne une solution simple pour les grands rapports de réduction, avec un fonctionnement peu bruyant. La poussée de la vis est forte surtout si la démultiplication est grande. Lorsque l'inclinaison des filets est faible (vis à un filet), la transmission est irréversible, ce qui est souvent utile, car le réducteur s'oppose à toute rotation commandée par la machine réceptrice (exemple : appareils de levage). Toutefois le rendement est alors faible, et de plus le couple de démarrage est beaucoup plus fort que le couple à vitesse de régime. Le rendement est meilleur avec les fortes inclinaisons.

Le frottement est important et donne un rendement médiocre, mais suffisant dans le cas de faibles puissances.

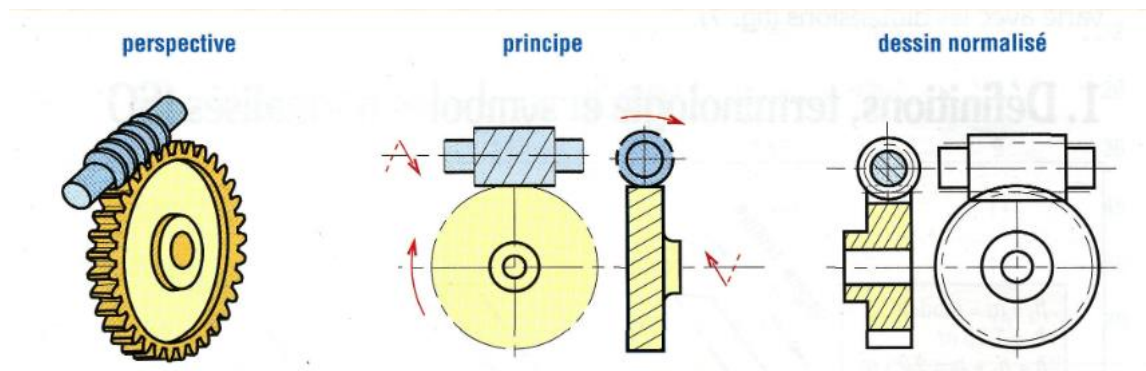


Figure 1. 13 Engrenage à vis sans fin [9]

$$r = \frac{\omega_{r/b}}{\omega_{v/b}} = \frac{z_v}{z_r} k = \frac{N_2}{N_1}$$



Figure 1. 15 Réducteur a vis sans fin 1

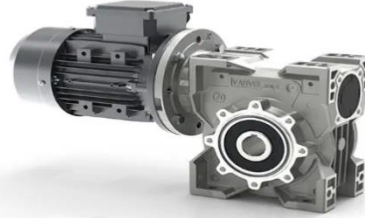


Figure 1. 14 Réducteur a vis sans fin 2

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

- ❖ Denture droite
- ❖ Denture spirale
- ❖ Denture hypoïde

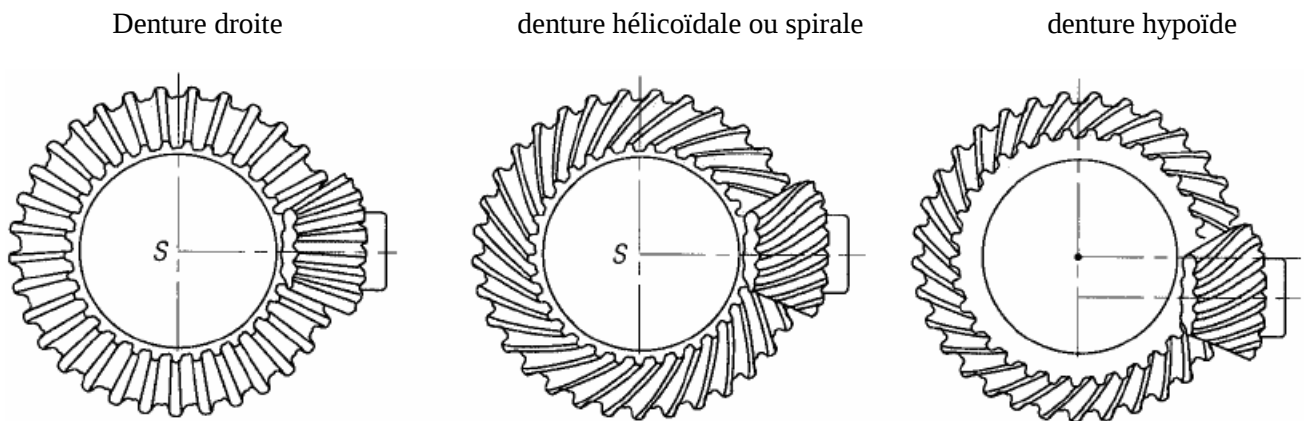


Figure 1. 16 types des engrenages coniques [8]

d) Réducteur train épicycloïdal :

Ces réducteurs ont pour mission de transmettre les couples de rotation et de modifier le régime ou plutôt le couple de l'entraînement vers l'axe de sortie. Les réducteurs planétaires sont utilisés, en général dans plusieurs secteurs ; à savoir : le secteur automobile et industriel dans le but d'augmenter le couple de rotation.

L'utilisation des réducteurs planétaires dans les moyeux à vitesses intégrées des vélos est un ancien principe. En raison de leur compacité, ils sont tout à fait adaptés pour augmenter

le couple de rotation dans un moyeu de roue relativement petit. La construction des réducteurs planétaires se caractérise par un haut rendement et offre une transmission élevée de couple dans un minimum d'espace. Ils peuvent ainsi fonctionner dans le sens horaire ou antihoraire ainsi qu'en alternance, en continu ou en intermittence :

1-4 Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons abordé les différents systèmes de transmission utilisés dans l'industrie ; on cite les plus connus : transmission par courroies et transmission par engrenages. Dans ce travail on se propose d'étudier les trains épicycloïdaux qui seront illustrés dans le chapitre 2

chapitre 2) **Les trains**
épicycloïdaux

2. 1) Introduction :

Les trains épicycloïdaux, également connus sous le nom de systèmes de transmission planétaires, sont des dispositifs mécaniques qui combinent des mouvements de rotation et de translation pour effectuer diverses fonctions de transmission de puissance. Ils sont couramment utilisés dans de nombreuses applications, allant des automobiles aux machines industrielles en passant par les équipements aérospatiaux.

Le terme "épicycloïdal" fait référence à la forme de l'engrenage central du système, appelé "planète", qui tourne autour d'un engrenage interne fixe, appelé "solaire". L'engrenage planétaire est également en interaction avec un engrenage externe circulaire, appelé "couronne". Lorsque ces trois éléments sont combinés, ils créent un mécanisme complexe mais efficace pour transmettre la puissance.

2. 2) La structure des réducteurs planétaires :

Les réducteurs planétaires sont aussi appelés trains épicycloïdaux. Les arbres d'entrée et de sortie sont positionnés sur le même axe. Des réducteurs planétaires comprennent plusieurs roues dentées placées autour d'une roue dentée centrale. Et comme ce positionnement rappelle celui des planètes tournant autour du soleil, la roue centrale est aussi appelée soleil et les roues dentées, satellites. Le bord extérieur du réducteur est formé par la couronne à denture intérieure. Le soleil est entraîné par un moteur et transmet son mouvement aux satellites qui se déplacent sur la couronne extérieure et tournent de manière homogène autour du soleil. Les satellites sont montés sur un support commun qui est relié à l'arbre de sortie. La vitesse de l'arbre de sortie est plus faible que celle de l'arbre d'entrée et le couple de rotation de sortie à l'inverse augmente. Plus il y a de roues dentées à s'engrener, plus le couple est élevé. En général, un réducteur planétaire contient trois à quatre satellites.

Les réducteurs planétaires utilisés sont souvent composés d'une association de plusieurs roues dentées imbriquées les unes dans les autres et montées les unes après les autres, qui repose sur cette conception simple. Plusieurs satellites simples sont associés pour former un entraînement

Multiple. Ceci permet au moyeu à vitesses intégrées d'un vélo d'offrir plus que les trois vitesses d'un jeu d'engrenage simple.

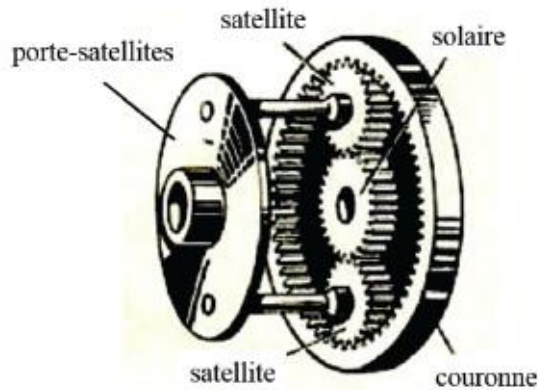


Figure 2. 1représentation d'un train planétaire [11]

Remarque. Importante :

L'utilisation de plusieurs satellites ne change rien à la cinématique du train épicycloïdal. Ils sont ajoutés Pour supprimer les efforts radiaux sur les arbres et réduire les efforts sur les dentures.

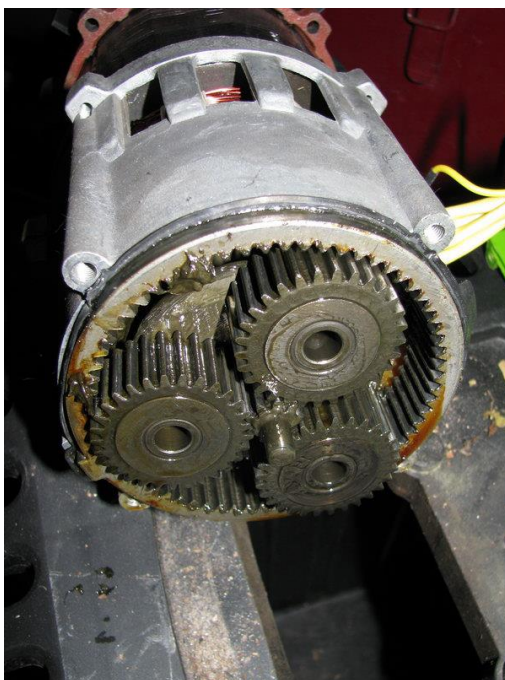


Figure 2. 2Train épicycloïdal d'un broyeur à végétaux*

Formule de Willis :

La relation de Willis correspond à la loi d'entrée sortie d'un train épicycloïdal. Elle fournit la relation entre les vitesses de rotation des trois entrées par rapport au référentiel du bâti. Pour déterminer cette relation, on peut écrire les conditions de roulement sans glissement aux points de contact A et B.

$$\frac{\omega_{S/0} - \omega_{PS/0}}{\omega_{E/0} - \omega_{PS/0}} = \lambda \text{ avec } \lambda = (-1)^n \cdot \frac{\prod \text{Roues menantes}}{\prod \text{Roues menées}}$$

paramètre λ est appelé raison de base du train, c'est une constante qui correspond au rapport de réduction du train d'engrenages simple obtenu en immobilisant le porte satellite [12]

Différents types de trains épicycloïdaux [7]

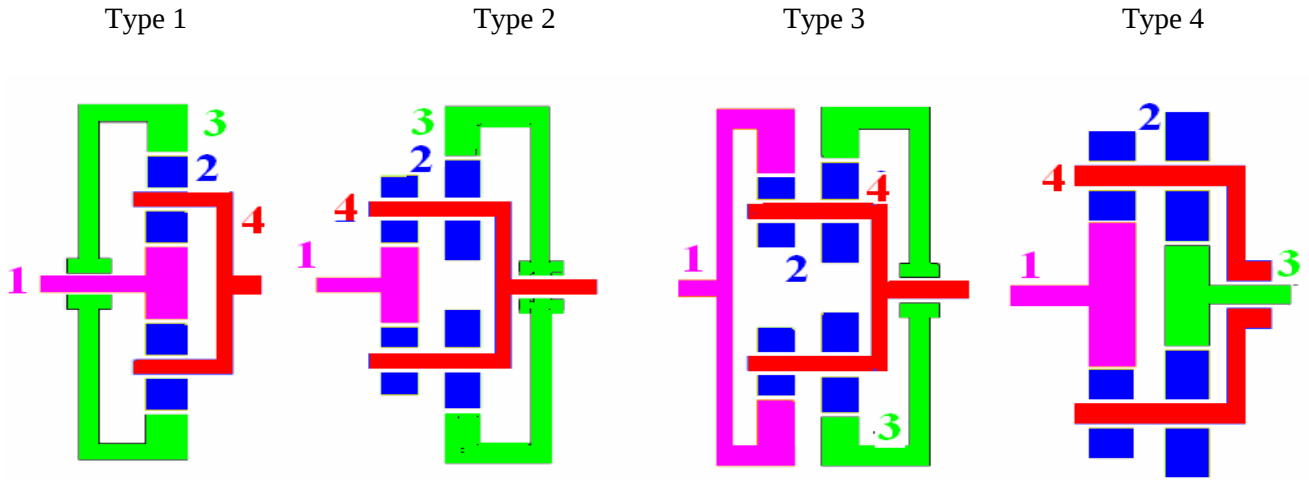


Figure 2.3 Différents types de trains épicycloïdaux

Avec ; $\Omega_1, \Omega_2, \Omega_3, \Omega_4$ les vitesses respectives du soleil, d'un satellite, de la couronne et du portes-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

Mode 1 : Porte-satellites bloqué ($\Omega_4=0$)

- l'entrée se fait par le soleil (Ω_1),
- la sortie par la couronne (Ω_3),

$$i = \frac{\Omega_{sort}}{\Omega_{entr}} = \frac{\Omega_3}{\Omega_1} = k = -\frac{z_1}{z_3} \quad (2.1)$$

Mode 2 : Porte-satellites bloqué ($\Omega_4=0$)

- l'entrée se fait par la couronne (Ω_3),
- la sortie par le soleil (Ω_1),

$$i = \frac{\Omega_{sort}}{\Omega_{entr}} = \frac{\Omega_1}{\Omega_3} = \frac{1}{K} = -\frac{z_3}{z_1} \quad (2.2)$$

Mode 3 : Couronne bloquée ($\Omega_3=0$)

- l'entrée se fait par le soleil (Ω_1),
- la sortie par le porte-satellites (Ω_4),

$$i = \frac{\Omega_{sort}}{\Omega_{entr}} = \frac{\Omega_4}{\Omega_1} = \frac{k}{1-k} = - \frac{z_1}{z_1 + z_3} \quad (2.3)$$

Mode4 : Couronne bloquée ($\Omega_3=0$)

- l'entrée se fait par le porte-satellites (Ω_4),
- la sortie par le soleil (Ω_1)

$$i = \frac{\Omega_{sort}}{\Omega_{entr}} = \frac{\Omega_1}{\Omega_4} = \frac{1-k}{k} = - \frac{z_1 + z_3}{z_1} \quad (2.4)$$

Mode 5 : Soleil bloqué ($\Omega_1=0$)

- l'entrée se fait par la couronne (Ω_3)
- la sortie par le porte-satellites (Ω_4),

$$i = \frac{\Omega_{sort}}{\Omega_{entr}} = \frac{\Omega_4}{\Omega_3} = \frac{1}{1-k} = - \frac{z_3}{z_1 + z_3} \quad (2.5)$$

Mode 6 : Soleil bloqué ($\Omega_1=0$)

- l'entrée se fait par le porte-satellites (Ω_4),
- la sortie par la couronne (Ω_3),

$$i = \frac{\Omega_{sort}}{\Omega_{entr}} = \frac{\Omega_3}{\Omega_4} = 1 - k = - \frac{z_1 + z_3}{z_3} \quad (2.6)$$

Donc on a obtenu 6 modes différents de fonctionnement et une large marge du rapport de réduction de ce train

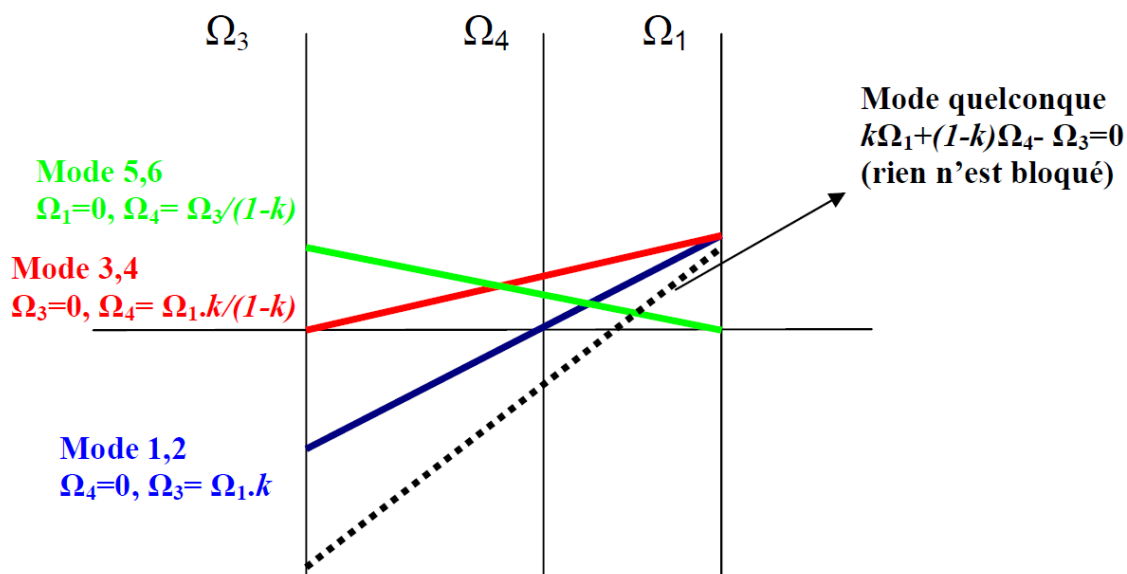


Figure 2. 4Présentation graphique des modes de fonctionnement d'un train épicycloïdal

Tableau des 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	Ω_{entr}	Ω_{sort}	bloqué	$i = \frac{\Omega_{\text{sort}}}{\Omega_{\text{entr}}}$	$i = \frac{\Omega_{\text{sort}}}{\Omega_{\text{entr}}}$	$\Omega_{\text{sort}}/\Omega_{\text{entr}}$
1	Ω_1	Ω_3	Ω_4	k	$-Z_1/Z_3$	-0,334
2	Ω_3	Ω_1	Ω_4	$1/k$	$-Z_3/Z_1$	-3
3	Ω_1	Ω_4	Ω_3	$k/(1-k)$	$-Z_1/(Z_1+Z_3)$	-0,25
4	Ω_4	Ω_1	Ω_3	$(1-k)/k$	$-(Z_1+Z_3)/Z_1$	-4
5	Ω_3	Ω_4	Ω_1	$1/(1-k)$	$Z_3/(Z_1+Z_3)$	0,75
6	Ω_4	Ω_3	Ω_1	$(1-k)$	$(Z_1+Z_3)/Z_3$	1,334

Tableau 2-1 Modes de fonctionnement d'un train épicycloïdal avec les équations et un exemple de calculs

2. 3) Les types d'entraînement des réducteurs planétaires :

En règle générale, un réducteur planétaire est doté de trois arbres (le soleil, le porte-satellite et la couronne). Toutefois, un des arbres est souvent fixe et l'entraînement d'entrée et de sortie s'effectue sur les deux autres arbres. Selon l'architecture, tel arbre ou telle roue sera fixe et servira d'entraînement d'entrée ou de sortie. Dans certains cas, le fonctionnement repose sur trois arbres.

Parmi lesquels deux sont entraînés et un entraîne (transmission totalisatrice) ou inversement (boîte de transfert). Un fonctionnement intermittent sur trois arbres est également possible. Le troisième arbre étant fixé par un embrayage à friction. Ainsi, en cas de charge, le fonctionnement à deux arbres peut être interrompu et rétabli par débrayage et embrayage.

2.3. a) Les réducteurs planétaires à deux arbres :

En principe, il existe six combinaisons possibles pour choisir deux des trois arbres ainsi que l'inversion entre l'arbre entraînant et entraîné. Avec un fonctionnement à deux arbres, il existe deux types de transmissions différentes : une transmission statique ou par rotation. Pour la transmission statique, ce sont les arbres du soleil et de la couronne qui se déplacent. Le porte-satellite est statique et soit fixé sur le cylindre, soit maintenu par un frein. Le soleil s'engrène dans plusieurs satellites, lesquels transmettent leur force commune à la couronne.

Pour la transmission par rotation, la couronne est statique et forme le bâti. Le soleil et l'arbre de porte-satellite forment l'axe d'entrée et de sortie. Ce type de fonctionnement permet des transmissions plus élevées qu'avec la transmission statique ; de sorte que la majorité des réducteurs planétaires industriels sont conçus ainsi.

2.3. b) Les réducteurs planétaires à trois arbres :

Avec un fonctionnement à trois arbres, le réducteur planétaire fonctionne comme une transmission totalisatrice ou une boîte de transfert. Avec la boîte de transfert, un arbre entraîne et deux arbres sont entraînés. Ce faisant, le rapport de vitesse des deux arbres de sortie doit être déterminé. Ils sont habituellement utilisés pour permettre une répartition de puissance sur deux roues dans l'arbre primaire des voitures (différentiel sur une traction). Avec une transmission intégrale

Les deux différentiels sont complétés d'un différentiel central. Sur les véhicules hybrides, la puissance du moteur est répartie sur les roues et un générateur électrique. Les transmissions totalisatrices équipent aussi les véhicules hybrides afin de regrouper la puissance du moteur à combustion et du moteur électrique (hybride parallèle).

2. 4) Les avantages des réducteurs planétaires :

- ❖ Rendement élevé
- ❖ Compacité
- ❖ Grande puissance volumique

Les réducteurs planétaires se caractérisent par un rendement élevé et offrent par rapport aux autres types de conceptions une grande puissance volumique en raison de leur forme compacte.

L'utilisation d'une couronne permet de réduire particulièrement le volume, mais aussi la masse de ce type de réducteurs. Elle permet, au moyen de plusieurs paires de dentures et de plusieurs roues planétaires, une transmission élevée de couple de rotation dans un petit espace. Le couple étant réparti sur plusieurs engrenages, les efforts de la denture sont plus faibles que sur les autres types de réducteurs. En outre, aucune synchronisation ne doit être effectuée, de sorte que les rapports peuvent être changés sans interruption d'adhérence. L'ensemble des roues dentées étant en permanence imbriquées les unes dans les autres, le réducteur planétaire fonctionne sans bruit.

2. 5) Inconvénients des réducteurs planétaires

- ❖ Conception élaborée
- ❖ Perte en puissance plus grande par rapport aux réducteurs à engrenage droit
- ❖ Logement complexe des paliers

Les inconvénients des réducteurs planétaires sont leur conception élaborée, et la plus grande perte de puissance par rapport aux réducteurs à engrenage droit. Comme la puissance s'étend sur au moins deux engrènements,

La perte de puissance double par rapport à un engrenage droit simple. En outre, le réducteur requiert un logement complexe des paliers, en particulier lorsqu'il est utilisé comme réducteur à trois arbres.

Le réducteur train épicycloïdal est largement utilisé dans les industries manufacturières pour réduire la vitesse des machines tout en augmentant leur puissance. Il est également utilisé dans les véhicules automobiles pour réduire la vitesse de rotation des roues et augmenter le couple de traction, ce qui permet une conduite plus efficace et économique en carburant.

2. 6) Description de la machine Turbo-Méca.

Durant notre Stage, nous avons rencontré un problème sur une machine tournante, celle d'un Turbo-méca, non opérationnelle depuis l'année 2021. La machine est composée d'une turbine Rolls Roys relié avec un alternateur de production de l'électricité, par l'intermédiaire d'un réducteur à train épicycloïdale Allen Gear. L'équipement à l'arrêt présente des défaillances au niveau du planétaire, à cause de la pignoterie et arbres endommagés comme l'indique les figures 2-5 jusqu'à 2-18.

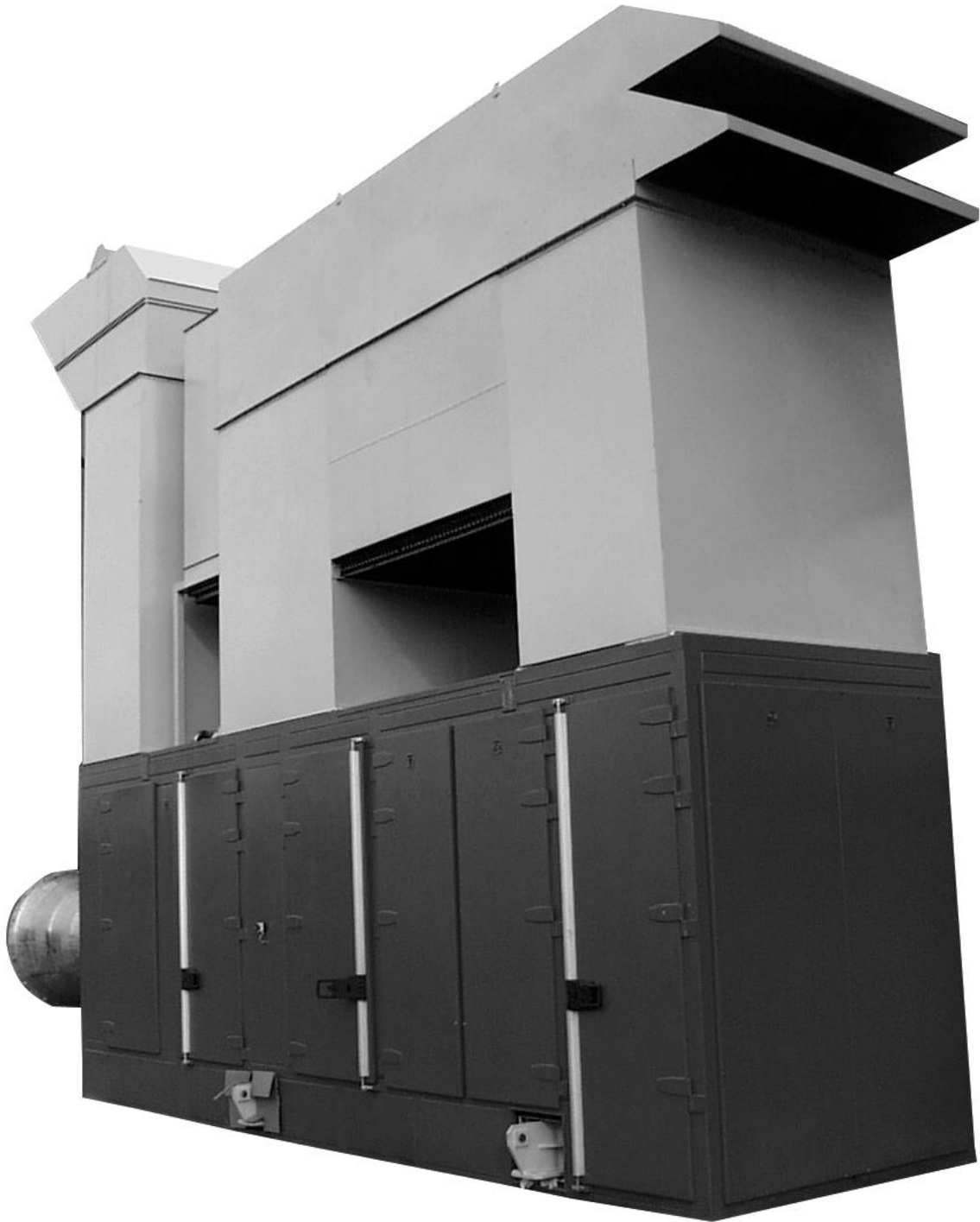


Figure 2. 5 Groupe turbo-alternateur TM 5000

2-6-1 Caractéristiques techniques de la machine :

Le réducteur

Puissance transmise (Normal) 6500 kW

Vitesse d'entrée (Nominal) 14,571 RPM

Vitesse de sortie (Nominal) 1,500 RPM

Lubrification

Type d'huile Huile synthétique selon MIL-L-23699

(Spécification Allison EMS 53)

Viscosité de l'huile 5 centistokes à 210oF / 99 oC

25 centistokes à 100 oF / 38 oC

Quantité d'huile à la boîte de vitesses 206 l/min

Huile vers moteur/alternateur 20 US gpm (75 l/min, 16,7 UK gpm)

Filtration - Filtre préféré à 12 microns

WI772601

Paramètres de pression d'entrée d'huile

Entrée normale 2,07 bar.g

Alarme d'entrée basse 1,65 bar.g

Déclenchement entrée basse 1,40 bar.g

Paramètres de température d'entrée d'huile

Entrée normale 71° C

Alarme d'entrée haute 77° C

Maximum 82° C

Minimum (10° C

Poids de réducteur

Unité de transmission totale (sans démarreur) 2976 kg

Ascenseur de service maximum 1785 kg

Couvercle supérieur d'embase 234 kg

2-6-2 Comptes rendu

Compte rendu sur l'état du réducteur de vitesse ALLENGEARS Du TABSP6OZ2

Suite à la demande d'intervention sur la roue libre du réducteur ALLEN GEARS du TA B SP6 OZ2 ; Une intervention a été réalisée par une équipe DML MCI pour réparation.

Pendant les travaux de préparation pour le remontage d'une nouvelle roue libre nous avons constaté la présence de débris métallique dans le fond du carter du réducteur (fig. 1). Une investigation visuelle à travers les 2 trappes de visite a révélé ce qui suit :

- Endommagement du pignon intermédiaire du démarreur voir photoN°:2.
- Casse du roulement de guidage de l'arbre intermédiaire voir photoN°:3.
- Endommagement de la denture des engrenages voir photoN°:4.0



Figure 2. 7 Dépôt de débris métallique1



Figure 2. 8 Dépôt de débris métallique2

Dépôt de débris métallique



Figure 2. 9 Endommagement de l'arbre



Figure 2. 10 Endommagement de l'arbre Endommagement de l'arbre 2

Endommagement de l'arbre intermédiaire

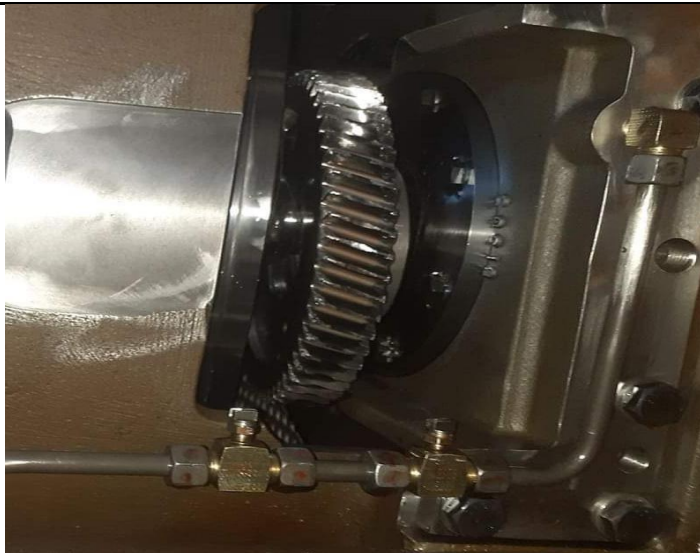


Figure 2. 11 Endommagement de la denture des engrenages1



Figure 2. 12 Endommagement de la denture des engrenages2

Endommagement de la denture des engrenages

Suite à ce constat, il a été décidé de procéder au démontage complet du réducteur pour une investigation plus poussée et réparations.

2-6-3 Travaux et interventions réalisées sur l'équipement :

Après démontage du carter supérieur et des cratères latéraux du réducteur, nous avons constaté les dégâts suivants :

Endommagement des roulements (4), support du pignon intermédiaire (2) reliant l'arbre principal (1) du réducteur à l'arbre d'entraînement du démarreur (3) a engendré des débris métalliques important.

Le passage de ces débris métalliques entres les dents des pignons du réducteur a provoqué l'endommagement de la majorité des dents des engrenages.

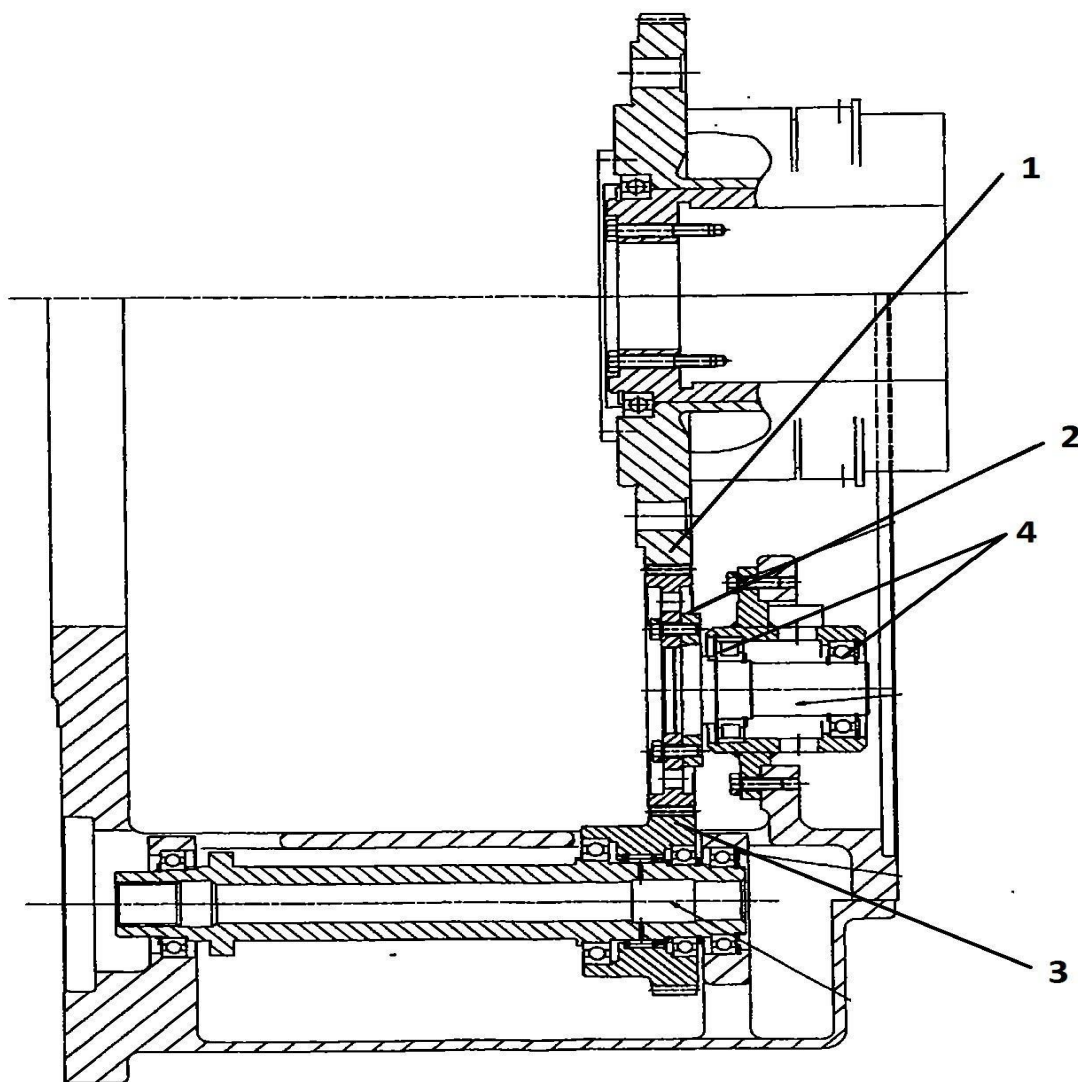




Figure 2. 13 Support des roulements de l'arbre



Figure 2. 14 Siege du roulement et pignons de l'Arbre



Figure 2. 15 Endommagement des dents des Pignons planétaire1



Figure 2. 16 Endommagement des dents des Pignons planétaire2

A cause de la non disponibilité de la documentation et les outils spécifiques nécessaires, ainsi qu'au manque des données techniques du planétaire, les travaux de démontage s'avancent lentement avec beaucoup de précaution. Nous confectionnons les outils nécessaires à cette action au fur et à mesure.

L'analyse des trends est nécessaire pour mieux comprendre l'origine de cette avarie.

Un rapport détaillé sera établi après le démontage complet du réducteur et l'analyse des trends.

Rapport de Constat

Réducteur de TA « B », SP6 déposé suite incident Réceptionné
le 08/03/2022 pour diagnostic

Constat :



Figure 2. 17réducteur désassemblé

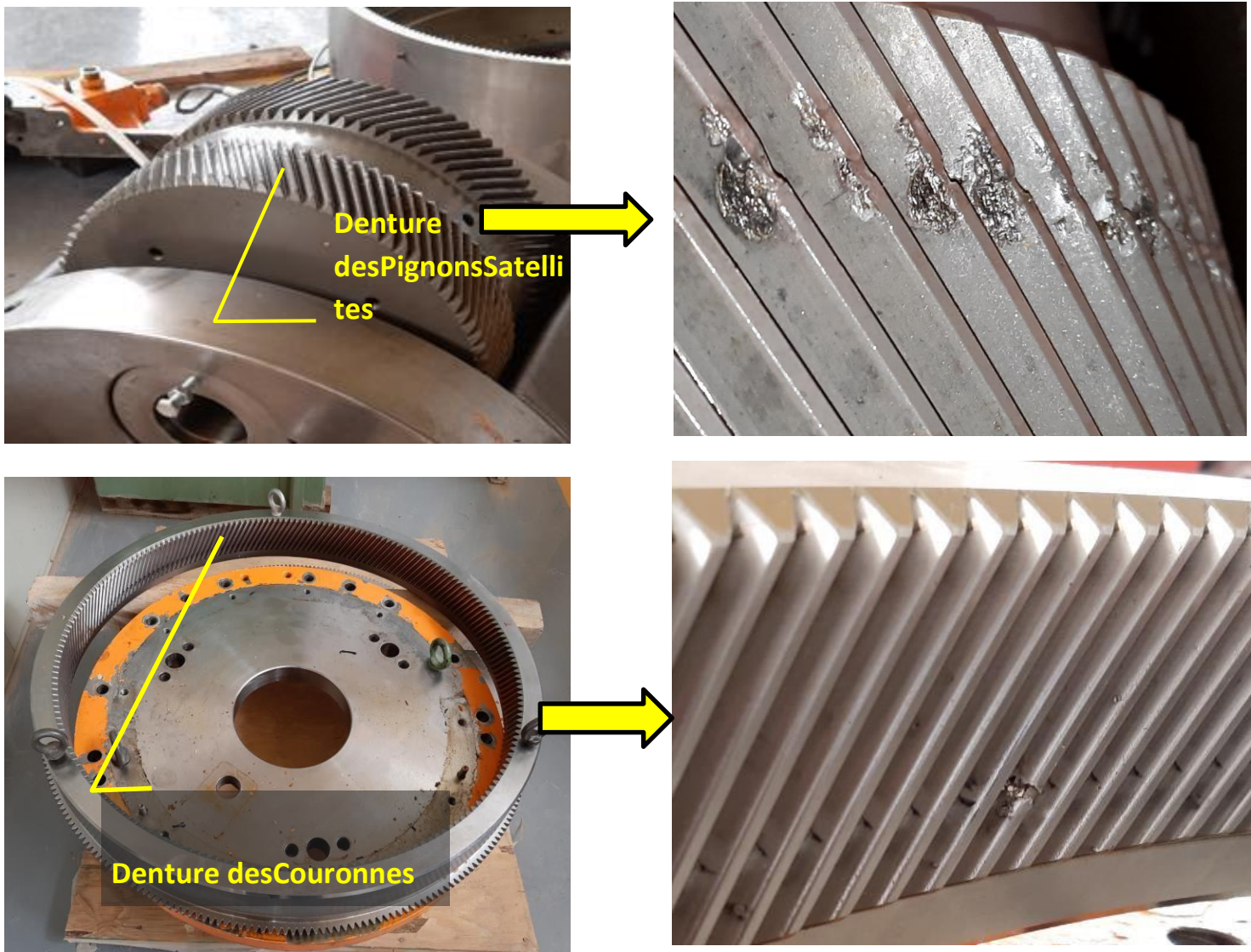


Figure 2. 18 Dommages peu profonds et circonferentiels de largeur 5% à 10 % de l'épaisseur des dentures, traduits par écaillage, déformation ou détérioration vers le fond

2-7 Conclusion d'expertise

Les dentures des trois pignons satellites et des couronnes conjuguées, présentent une empreinte d'un corps étranger circonferentielle et légère, traduite par écaillage, écrasement, voire même arrachement de métal sur quelques dents.

La dimension de cette avarie et sa position s'avèrent rassurantes pour qu'elle soit éliminée simplement par rectification et ajustement manuel puisqu'elle n'affecte pas l'intégrité de la dent (5 à 10% de l'épaisseur de la dent).

L'opération consiste à éliminer par meulage tout métal débordé par déformation ou arrachement, en utilisant un réglet de contrôle un colorant pour ajustement.

Les creux importants sont à recharger par le procédé de soudage TIG puis à rectifier

L'appréciation de l'état du pignon solaire, inaccessible pour rectification, sera effectuée en deuxième étape après l'ajustement de la denture des pignons satellitaires.

Moyens humains :

- Personne ayant une dextérité manuelle fine pour la rectification de précision.

Moyens matériels

- Meuleuse pneumatique avec abrasif nécessaire;
- Poste à souder TIG ;
- Réglet de contrôle ou cale Johnson;
- Bleu de Prusse ou autre colorant pour l'ajustement.
- Chiffons;

Durée

- Estimée à une semaine

2-8 Conclusion

D'après les travaux et expertise établie par les agents de maintenance et après avoir utilisé les outils appropriés, nous avons conclu après avoir examiné leurs rapports et leur aide ce qui suit :

- Usure au niveau des dentures planétaires et la couronne
- Défaut de roulement au niveau d'arbre d'entre
- Endommagement sévère des arbres

Ces défauts provoquent des vibrations mécaniques lors le fonctionnement du réducteur. Par manque des données techniques du planétaire, nous suggérons l'étude et la conception d'un nouveau train épicycloïdale, ayant la même tâche que celui de l'actuel.

L'étude et la conception seront illustrées dans les chapitres 03 et 04.

chapitre 3) **Calcul Et**
Dimensionnement
théoriques

3. 1) Caractéristique de réducteur a train planétaire :

Les données suivantes proviennent de fichiers techniques qui nous ont été fournis par SONATRACH :

Puissance : **P=6500 KW**

la vitesse de rotation d'entrée : **Nm=14571.43 tr /min**

Systèmes principaux et auxiliaires à pleine vitesse :				
Composant	Dent Nombres	Vitesse de rotation (tr/min)	Fréquence de rotation (Hz) 242,86	Fréquence de contact des dents
roue solaire	21	14571.43		(Hz) 728,57
étoile	3 × 91	3362.64	56,04	112,09
Anneau d'engrenage interne	204	1500	25	75
Contact global avec les dents	-	-	-	5100
Roue de décollage de pompe	127	1500	25	50
Pignon d'entraînement de pompe	51	3735.29	62,25	124,5
Pignon d'entraînement de pompe	59	3228.81	53,81	53,81
Entraînement de la pompe dans l'ensemble Contact	-	-	-	3175
Pignon de démarreur	56	3401.79	56,70	113,39
Pignon d'entraînement de démarreur	41	4646.34	77,44	77,44
Entraînement de démarreur dans l'ensemble Contact (pleine vitesse)	-	-	-	3175

Tableau 3 1tableau des données fournis par Allen gear

Et la vitesse de sortie devrait être : 1500 tr /min

$$P = C \times \omega \quad (3-1) \dots [14]$$

P : puissance

C : le couple mécanique

ω : la vitesse angulaire

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30} \quad (3-2) \dots [15]$$

$$\omega = 1536.38 \text{ (rad/s)}$$

$$C = \frac{P}{\omega} = \frac{30P}{\pi n} \quad (3-3) \dots [16]$$

$$C = \frac{30 \times 6500}{3,14 \times 14571.43}$$

$$C = 4259.73 \text{ (N. m)}$$

$$C = F \times \frac{d}{2} \quad (3-4) \dots [17]$$

F: la force tangentielle(N)

d : le diamètre du pignon(mm)

$$F = \frac{2C}{d}$$

$$F = \frac{2 \times 4259,73}{0,1} = 85,1946 \text{ KN}$$

3. 2) Détermination du module normal des roues dentées m:

$$m \geq 2.34 \sqrt{F/K.R_{pe}} \quad (3-5)....[18]$$

K: C'est une constante de coefficient largeur de dent ($7 < K < 12$)

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

$$m \geq 2.34 \sqrt{F/K.R_{pe}}$$

On va calcule le module on prend: $K=7$ et la résistance pratique a la traction ($R_{pe}=250 \text{ Mpa}$)

$$m \geq 2.34 \sqrt{85194.6/7*250}$$

$$m \geq 16.32$$

$$\text{Si } K=12$$

$$m \geq 2.34 \sqrt{85194.6/12*250}$$

$$m \geq 10,30$$

On prend $m=20 \text{ mm}$

Depuis que nous l'avons les nombres des dents on peut calculer les diamètres nécessaires

$$D = m \times Z \quad (3-6)....[19]$$

$$D_1 = m \times Z_1 = 20 \times 22 = 440 \text{ mm}$$

$$D_2 = m \times Z_2 = 20 \times 91 = 1820 \text{ mm}$$

$$D_3 = m \times Z_3 = 20 \times 204 = 4080 \text{ mm}$$

1 : Soleil

2 : Satellite

3 : Couronne

3. 3) Le rapport de transmission

$$R = (-1)^y \frac{Z_{\text{menant}}}{Z_{\text{mene}}} \quad (3-7) \dots [20]$$

$$R = (-1)^4 \frac{Z_3}{Z_1} = (-1)^4 \times \frac{21}{204}$$

$$R = \frac{7}{68}$$

3. 4) CALCUL CINEMATIQUE ET ENERGITIQUE:

η_{tot} : Rendement total de moteur qui est donné suivant le type de transmission

Dans le tableau suivant 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 3 Rendement de quelques couples de frottements

3. 5) Calcul de la vitesse de rotation des arbres

Pour calculer c'est la vitesse on utilise les rapports de transmission de réducteur

r = rapport de transmission

n = vitesse d'entrée

n_2 = vitesse de sortie

$$r = \frac{n_2}{n} \quad (3-8) \dots [23]$$

$$\rightarrow n_2 = n \times r$$

$$n_2 = 14571.43 \times \frac{7}{68}$$

$$n_2 = 1499.95 \text{ tr/min}$$

3. 6) Calcul des puissances transmises par les arbres:

En partant de la puissance d'entrée du réducteur P, on calcul les puissances reçues par chacun des arbres de la transmission

Arbre d'entrée

$$P=6500\text{KW}$$

Arber de sortie:

$$p = P \times \eta \text{ (3-9) ...[13]}$$

$$p = P \times \eta_r \times \eta_{\text{eng}}$$

$$p = 6500(0.99)^4 \times (0.97)^4$$

$$p = 5527.65\text{KW}$$

3. 7) Calcul des moments transmission par les arbres :

$$Mt = \frac{P}{\omega} \quad (3-10) \dots [13]$$

$$\text{Avec } \omega = \frac{2\pi n}{60}$$

$$Mt_I = \frac{P}{\omega_1} = \frac{6500 \times 10^3}{1525.14} = 4261.90 \text{ N.M}$$

$$\omega_1 = \frac{2\pi n}{60} = 1525.14 \text{ rad/s}$$

$$Mt_{II} = \frac{p}{\omega_2} = \frac{5527.65 \times 10^3}{156.99} = 35.03 \text{ KN.M}$$

$$\omega_2 = \frac{2\pi n_2}{60} = 156.99 \text{ rad/s}$$

3. 8) Calcule des fréquences des rotations [2]

- Z_1 =nombre de dents du soleil
- Z_2 =nombre des dents de satellite
- Z_3 =nombre de dents de couronne
- n_1 =vitesse de rotation de pignon

- Vitesse de rotation du porte-satellite

$$n_4 = n_1 \times \frac{Z_1}{Z_1 + Z_3} = 14571 \times \frac{21}{21 + 204} = 1359.95 \text{ tr/min} \quad (3-11)$$

- Vitesse de rotation d'un satellite

$$n_3 = \frac{n_4 \times Z_3}{Z_2} = \frac{1359.95 \times 204}{91} = 3048.67 \text{ tr/min} \quad (3-12)$$

- Fréquence de rotation du porte-satellite

$$Fr_4 = \frac{n_4}{60} = \frac{1359.95}{60} = 22.66 \text{ Hz} \quad (3-13)$$

- Fréquence de rotation d'un planétaire

$$Fr_3 = \frac{n_3}{60} = \frac{3048.67}{60} = 50.81 \text{ Hz} \quad (3-14)$$

Fréquences d'engrènement :

- Planétaire-couronne

$$Fr_4 \times Z_3 = 22.66 \times 204 = 4622.64 \text{ Hz} \quad (3-15)$$

- Sur le pignon

$$3 \times \frac{Z_3}{Z_1} Fr_4 = 3 \times \frac{204}{21} \times 22.66 = 660.37 \text{ Hz} \quad (3-16)$$

- Sur un planétaire

$$\frac{2 \times Z_3}{Z_2} Fr_4 = \frac{2 \times 204}{91} \times 22.66 = 101.95 \text{ Hz} \quad (3-17)$$

- Sur la couronne

$$Fr_4 = 22.66 \text{ Hz}$$

Vitesse d'entrée	14571 tr/min
Dents de pignon	21 dent
Dents de satellite	91 dent
Dents du couronne	204 dent
Vitesse de porte-satellite	1359.95 tr/min
<u>Fréquences possibles</u>	
Fréquence d'entrée	242.85 Hz
Fréquence des satellite	50.81 Hz
fréquence de sortie	22.66 Hz
Défaut sur la couronne	4622..64 Hz
Défaut sur le pignon	660.37 Hz
Défaut sur le satellite	101.95 Hz

Tableau 3 3 les fréquences possible

3. 9) Les grandeurs des dentures

a) Soleil

Désignation	Symbole	Formule et résultat en mm
Module	M	20
Nombre de dents	Z	22
Diamètre primitif	D	$d=mZ= 440$
Diamètre de tête	D_a	$d_a=d+2m=480$
Diamètre de pied	D_f	$d_f=d -2,5m=410$
Saillie	H_a	$h_a=m=20$
Creux	H_f	$h_f=1,25m=25$
Hauteur de dent	H	$h=2,25m=45$
Pas	P	$p=\pi m=62,8$
Largeur de denture	B	$b=km(7 \leq k \leq 12)= 140 \leq b \leq 240$
Entraxe	A	$a=(d_1+d_2)/2 = 1130$

Tableau 3 4 Les grandeurs des dentures soleil.....[11]

➤ L'angle de pression généralement : $\alpha=20^\circ$

b) Satellite

Désignation	Symbole	Formule et résultat en mm
Module	M	20
Nombre de dents	Z	91
Diamètre primitif	D	$d=mZ=1820$
Diamètre de tête	D_a	$d_a=d+2m=1860$
Diamètre de pied	D_f	$d_f=d-2,5m=1770$
Saillie	H_a	$h_a=m=20$
Creux	H_f	$h_f=1,25m=25$
Hauteur de dent	H	$h=2,25m=45$
Pas	P	$p=\pi m=62,8$
Largeur de denture	B	$b=km(7 \leq k \leq 12)=140 \leq b \leq 240$
Entraxe	A	$a=(d_1+d_2)/2=1130$

Tableau 3 5 Les grandeurs des dentures satellite

c) Couronne

Désignation	Symbole	Formule et résultat en mm
Module	M	20
Nombre de dents	Z	204
Diamètre primitif	D	$d=mZ=4080$
Diamètre de tête	D_a	$d_a=d+2m=4120$
Diamètre de pied	D_f	$d_f=d-2,5m=4030$
Saillie	H_a	$h_a=m=20$
Creux	H_f	$h_f=1,25m=25$
Hauteur de dent	H	$h=2,25m=45$
Pas	P	$p=\pi m=62,8$
Largeur de denture	B	$b=km(7 \leq k \leq 12)=140 \leq b \leq 240$
Entraxe	A	$a=(d_1+d_2)/2=2950$

Tableau 3 6 Les grandeurs des dentures couronne

couple mécanique C	4259.73 N.m
Vitesse angulaire	1536.38 rad /s
Force tangentielle F	85.1946 KN
Module m	20 mm
Rapport de transmission	0.10
Vitesse de rotation d'arbre de sortie	1499.95 tr/min
Puissance d'arbre de sortie	5527.65KW
Moment transmission par l'arbre d'entrée	4261.90 N.m
Moment transmission par l'arbre de sortie	35.03 KN.m

Tableau 3 7 résumé des résultat obtenu

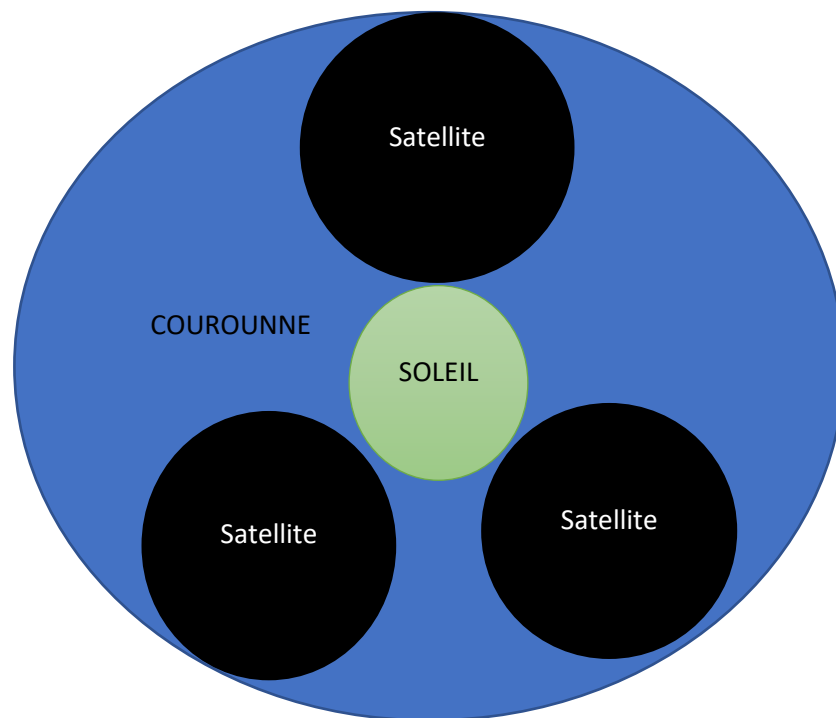


Figure 3. 1 Schéma cinématique équivalente du réducteur

3. 10) Calcul des contraintes sur les dentures [13]

a. Entre soleil et les planétaires :

a.1) Calcul de la pression superficielle (contrainte de hertz) :

La pression superficielle au contact des profils de dentures est donnée par la relation

$$\sigma_{H0} = Z_E Z_H Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \quad (3.18)$$

Où

- σ_{H0} : : Pression d'Hertz de base (MPa)
- Z_E : Facteur d'élasticité (du matériau)
- Z_H : facteur géométrique
- Z_ε : Facteur de conduite
- Z_β : Facteur d'inclinaison ($Z_\beta = 1$ pour les dentures droites)
- F_t : Force tangentielle
- u : rapport d'engrenage ($U = Z_2/Z_1$)
- b : largeur de denture ($b = m \cdot k$)
- (+ : engrenage extérieur, - : engrenage intérieur)

- Facteur d'élasticité Z_E :

$$Z_E = \sqrt{\frac{\sqrt{1}}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (3.19)$$

- ν_i : effcient de poisson de l'élément i
- E_i : module d'élasticité longitudinal de l'élément i

Pour les matériaux identiques :

$$Z_E = 0.59 \cdot \sqrt{E} \quad (3.20)$$

$$Z_E = 0.59 \cdot \sqrt{205\,000}$$

$$Z_E = 267.133 \text{ MPa}$$

- Facteur géométrique Z_H :

$$Z_H = \sqrt{\frac{\cos \beta}{\sin \alpha \cdot \cos \alpha}} \quad (3.21)$$

Pour les engrenages à dentures droite $\beta = 1$

$$z_H = \sqrt{\frac{\cos 1}{\sin 20 \cdot \cos 20}} = 1.76$$

- Facteur de conduite z_ε :

$$z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon}{3}} \quad (3.22)$$

$$\varepsilon = 1.73(\text{annexe1})$$

$$z_\varepsilon = 0.87$$

- Rapport d'engrenage u :

$$u = \frac{z_2}{z_1} = 4.136 \quad (3.23)$$

$$\sigma_{H0} = 501.416 \text{ MPa}$$

Pour le dimensionnement final on doit tenir compte d'autres facteurs :

- k_A : Facteur de service (annexe 2)
- k_v : Facteur dynamique (Annexe 3)
- $k_{H\beta}$: Facteur de distribution de charge longitudinale (annexe 4)
- $k_{H\alpha}$: Facteur de distribution de charge transversale. (Annexe 5)

La contrainte totale est alors donnée par la relation :

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{k_A \cdot k_v \cdot k_{H\beta} \cdot k_{H\alpha}} \quad (3.24)$$

Avec

- k_A : 1.85
- k_v : 1.01
- $k_{H\beta}$: 1.22
- $k_{H\alpha}$: 1

$$\sigma_H = 757.050 \text{ MPa}$$

a.2) La Résistance à la pression superficielle :

σ_H Doit être inférieur à une pression de Hertz limite admissible :

$$\sigma_H \leq \sigma_{Hp} = \frac{\sigma_{Hlim}}{s_{Hmin}} z_{NT} \cdot z_L \cdot z_R \cdot z_v \cdot z_W \cdot z_x \quad (3.25)$$

Les différents termes qui apparaissent dans cette formule sont définis comme suit :

- σ_{Hlim} : Limite d'endurance à la pression superficielle du 42cd4. = 850MPa

s_{Hmin} : : Facteur de sécurité (L'ISO préconise une valeur minimale $s_{Hmin} = 1,0$ avec fiabilité normale).

z_{NT} : *facteur de durée* (Pour un acier de cémentation $z_{NT} = 1.6$)

z_W : Facteur de rapport de dureté (annexe 6)

z_L : Facteur de viscosité

z_v : Facteur de vitesse

z_R : Facteur de rugosité

z_x : Facteur de dimension

- $z_{NT} : 1.6$
- $z_W : 1.13$
- $Z = 0.85$ Ce facteur est le produit de 3 facteurs

$$Z = z_L \cdot z_R \cdot z_v \quad (3.26)$$

Pour des dentures générées par fraise mère, outil-pignon ou outil-crémaillère $Z=0.85$

- $z_x = 1$

Ce facteur rend compte de l'influence des dimensions de la dent sur la pression de Hertz Admissible La valeur $z_x = 1$, peut être adoptée si l'acier est convenablement choisi

On obtient donc :

$$\sigma_{Hp} = 1306.28 \text{ MPa}$$

Alors là, la condition est vérifiée

a.3) Calcul la contrainte de flexion :

C'est la relation du type

$$\sigma_{Fo} = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{sa} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\varepsilon} \quad (3.27)$$

Où

- σ_{Fo} : Contrainte de flexion de base
- Y_{ε} : Facteur de conduite

$$Y_{\varepsilon} = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_{\alpha}} \quad (3.28)$$

$$\varepsilon_{\alpha} = 1.73$$

Y_{Fa} : Facteur de forme (annexe 7)

Y_{sa} : Facteur de concentration de contrainte (annexe 8)

Y_{β} : Facteur d'inclinaison des dentures ($Y_{\beta} = 1$ en denture droite)

F_t : Effort tangentiel a la denture

b : largeur de la denture

On obtient donc

- Y_{ε} : 0.68
- Y_{sa} : 1.58
- Y_{Fa} : 2.7

$$\sigma_{Fo} : 77.23 \text{ MPa}$$

Pour le dimensionnement final on doit tenir compte d'autre facteurs :

K_A : Facteur de service

K_v : Facteur dynamique

$K_{F\beta}$: Facteur de distribution de charge longitudinale (=1.15, annexe9)

$K_{F\alpha}$: Facteur de distribution de charge transversale (= 1, annexe10)

Nous appelons σ_F *contrainte de flexion* de fonctionnement :

$$\sigma_F = \sigma_{Fo} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \quad (3.29)$$

Après le calcul des facteurs, on trouve :

$$\sigma_F = 165.949 \text{ MPa}$$

a.4) La résistance à la flexion :

σ_F Doit être inférieur à une contrainte de flexion limite admissible σ_{FP}

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim}}{s_{Flim}} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{Rrel} \cdot Y_X \quad (3.30)$$

Les différents termes qui apparaissent dans cette formule sont définis comme suit

- σ_{Flim} : Limite d'endurance du matériau (360MPa)
- Y_{NT} : Facteur de durée ($Y_{NT}=2.5$, annexe 11)
- s_{Flim} : Facteur de sécurité (L'ISO recommande une valeur $s_{Flim} = 1.25$ avec fiabilité normale)
- $Y_{\delta relT}$ = Facteur de sensibilité de l'entaille
- Y_{Rrel} = Facteur de rugosité
- Y_X = Facteur de dimension

$$Y = Y_{\delta relT} \cdot Y_{Rrel} \cdot Y_X \quad (Y=1, \text{ annexe 12}) \quad (3.31)$$

On obtient alors

$$\sigma_{FP} = 720 \text{ MPa}$$

La condition est vérifiée

b). Entre planétaires et couronnes :

D'après le travail précédent, pour le cas entre la couronne et les planétaires on obtient le tableau suivant :

b.1) Calcul de la pression superficielle (contrainte de hertz) :

De l'équation (3.25) on obtient : $b = 160 \text{ mm}$ $d_1 = 1820 \text{ mm}$

z_E : Facteur d'élasticité (du matériau)	267.133 MPa
z_H : facteur géométrique	1.76
ϵ_α : Rapport de conduite	1.85
u : rapport d'engrenage	2.241
Facteur de conduite z_ϵ	0.84

La pression superficielle au contact des profils de dentures :

$$\sigma_{H0} = 256.89 \text{ MPa}$$

Pour le dimensionnement final à partir de l'équation (3.24) on obtient :

k_A : Facteur de service	1.85
k_v : Facteur dynamique	1.01
$k_{H\beta}$: Facteur de distribution de charge longitudinale	1.199
$k_{H\alpha}$: Facteur de distribution de charge transversale	1

La contrainte totale :

$$\sigma_H = 384.506 \text{ MPa}$$

b.2) La Résistance à la pression superficielle :

D'après l'équation (3.25) σ_H doit être inférieur à une pression de Hertz limite admissible

σ_{Hlim} : Limite d'endurance à la pression superficielle	850 MPa
s_{Hmin} : Facteur de sécurité	1,0
z_{NT} : facteur de durée	1.6
z_W : Facteur de rapport de dureté	1.13
Z : facteur (3.26)	0.85
z_x : Facteur de dimension	1

On obtient donc :

$$\sigma_{Hp} = 1306.28 \text{ MPa}$$

Donc la condition est vérifiée.

b.3) Calcul la contrainte de flexion :

D'après l'équation (3.27):

ε_α :Rapport de conduite	1.85
Y_ε : Facteurdeconduite	0.655
Y_{sa} :Facteur de concentration de contrainte	1.85
Y_{Fa} : Facteur de forme	2.2

On obtient donc :

$$\sigma_{Fo} = 70.43 \text{ MPa}$$

Pour le dimensionnement final à partir de l'équation (3.29) :

k_A : Facteur de service	1.85
k_v : Facteur dynamique	1.01
$K_{F\beta}$:Facteur de distribution de charge longitudinale	1.15
$K_{F\alpha}$: Facteur de distribution de charge transversale	1

On obtient donc :

$$\sigma_F = 151.338 \text{ MPa}$$

b.4) La résistance à la flexion :

D'après l'équation (3.30) σ_F Doit être inférieur a une contrainte de flexion limite admissible

σ_{FP} on a :

σ_{Flim} : Limite d'endurance du matériau	360 MPa
Y_{NT} : Facteur de durée	2.5
s_{Flim} : Facteur de sécurité	1.25
Y : facteur équation(3.31)	1

On obtient donc

$$\sigma_{FP} = 720 \text{ MPa}$$

La condition est vérifiée

3. 11) Vérification du module :

Soit la formule du module simplifié, où σ_p est la contrainte pratique admissible:

$$m > 2,34. \sqrt{\frac{F_t}{K.\sigma_p}} \quad (3.32)$$

On prend $k=10$ et $\sigma_p = \sigma_{FP} = 720 \text{ MPa}$

On obtient $m > 5.33$

On a pris ($m=20$), la valeur de m est donc bien vérifiée

3. 12) Calcul des diamètres des arbres :

Chaque arbre doit alors satisfaire à la condition suivante :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{C_i}{0,2R_{pg}}} \quad (3.33)$$

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.

On pourrait adopter une résistance pratique

$$R_p = \frac{R_{pe}}{2} = 125 \text{ N / mm}^2 \quad (3.34)$$

Dans les mêmes conditions de sécurité

$$R_{pg} = \frac{R_p}{2} = 62.5 \text{ N / mm}^2 \quad (3.35)$$

a. Arbre d'entrée :

$$d_1 \geq 3 \sqrt[3]{\frac{C_i}{0,2R_{pg}}} = 69.84 \text{ mm} \quad (3.36)$$

b. Arbre de sortie :

Couple de sortie

$$C = \frac{P}{\omega} = 1128.32 \text{ N/m}$$

$$d_2 \geq 3 \sqrt[3]{\frac{C_i}{0,2R_{pg}}} = 44.85 \text{ mm}$$

3- Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons abordé l'étude théorique du système planétaire. Nous avons calculé le module, la puissance mécanique, les différents couples et contraintes s'exerçant sur les dentures de la pignoterie, ainsi que les différentes fréquences de rotation et d'engrènement des organes du planétaire. Ces résultats seront confrontés et validés avec ceux trouvés par la méthode numérique illustrée dans le chapitre 04.

chapitre 4)

MODELISATION

ET SIMULATION

NUMERIQUE DU

PLANETAIRE

4. 1) Introduction

Dans ce dernier chapitre, nous avons abordé la modélisation numérique du système train épicycloïdale par le logiciel SolidWorks. Nous avons également établi la simulation numérique afin de déterminer les modes et fréquences propres de ce système. Les résultats obtenus seront confrontés avec ceux obtenus par la méthode théorique.

4. 2) Le dessin assisté par ordinateur

4.2. 1) Définition :

Le dessin assisté par ordinateur, également connu sous le nom de CAO (dessin assisté par ordinateur) ou CAO (conception assistée par ordinateur), est une technique utilisée pour créer, modifier et optimiser des conceptions et des modèles à l'aide de logiciels spécialisés sur des ordinateurs. C'est un processus qui nous permet de créer des dessins précis et détaillés en utilisant des outils numériques plutôt que des techniques traditionnelles telles que le dessin à la main ou le dessin sur papier.

4. 3) Les avantages et les inconvénients de la CAO :

a) les avantages :

- ❖ Précision
- ❖ Productivité accrue
- ❖ Visualisation réaliste
- ❖ Partagez et collaborez

b) les inconvénients :

- ❖ Coût du logiciel
- ❖ Premier apprentissage
- ❖ Pertes côté métier
- ❖ Limites matérielles

4. 4) Définition du logiciel SOLIDWORKS :

SolidWorks est un logiciel de conception assistée par ordinateur (CAO) 3D utilisé principalement dans les domaines de l'ingénierie mécanique et de la conception de produits. Il est développé par l'entreprise Dassault Systèmes ; SolidWorks offre une suite complète d'outils de modélisation, de simulation et de documentation pour faciliter le processus de conception.

4. 5) Modélisation du système planétaire :

Le système planétaire est composé des éléments suivants :

- La couronne,
- Les satellites planétaires de nombre : 03,
- Le soleil.

La modélisation du système planétaire est passée par les étapes suivantes :

- Esquisser nôtres pièce en 2d (2 Dimension)
- Conversion à la 3D (3 Dimension)
- L'assemblage de réducteur

a) L'esquisse (en 2D et 3D) :

➤ Pièce 1 : Couronne

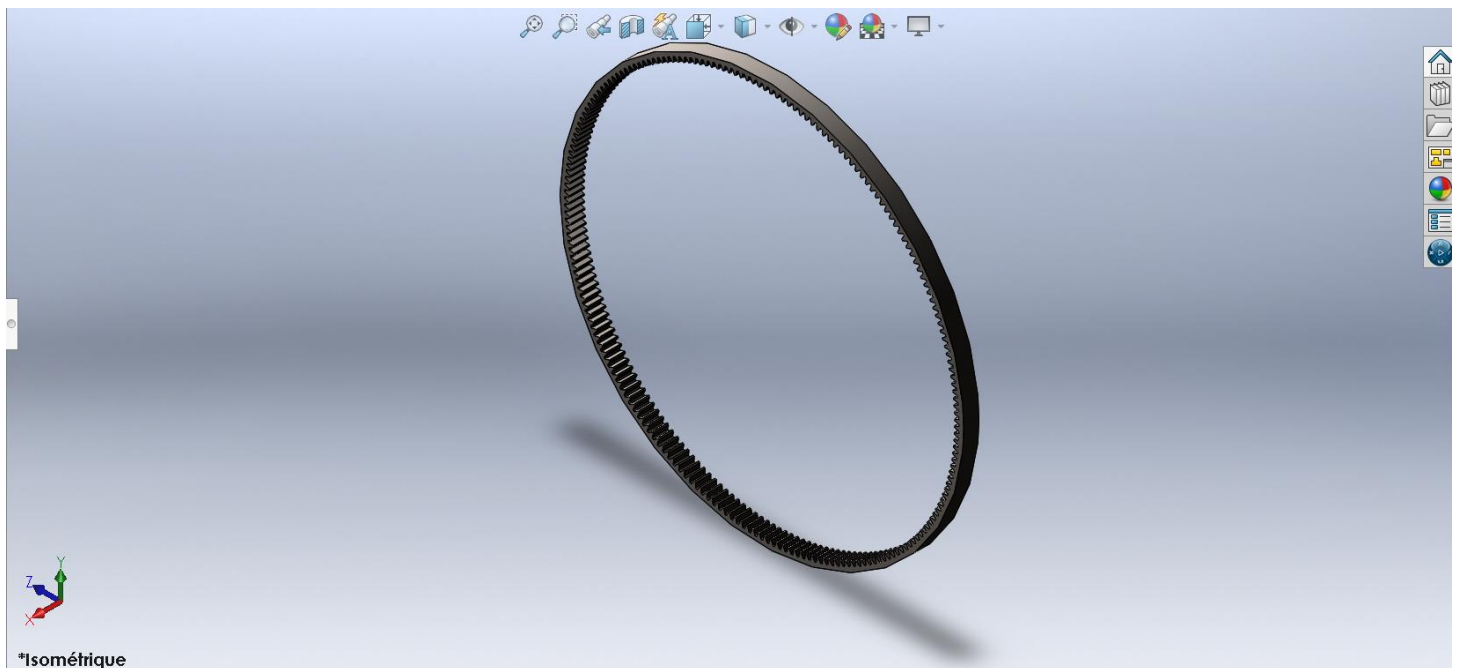


Figure 4 1 couronne

➤ Pièce 2 : satellite planétaire

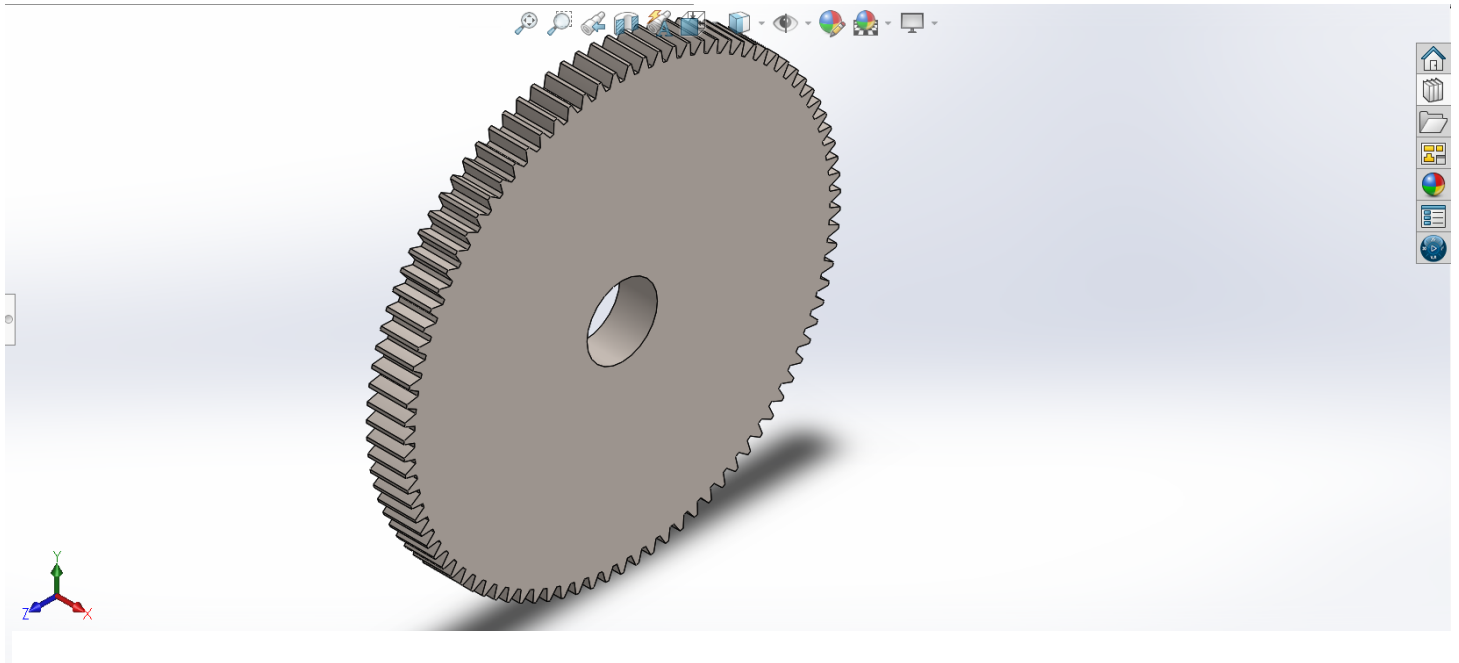


Figure 4 2satellite

➤ Pièce3 : Soleil

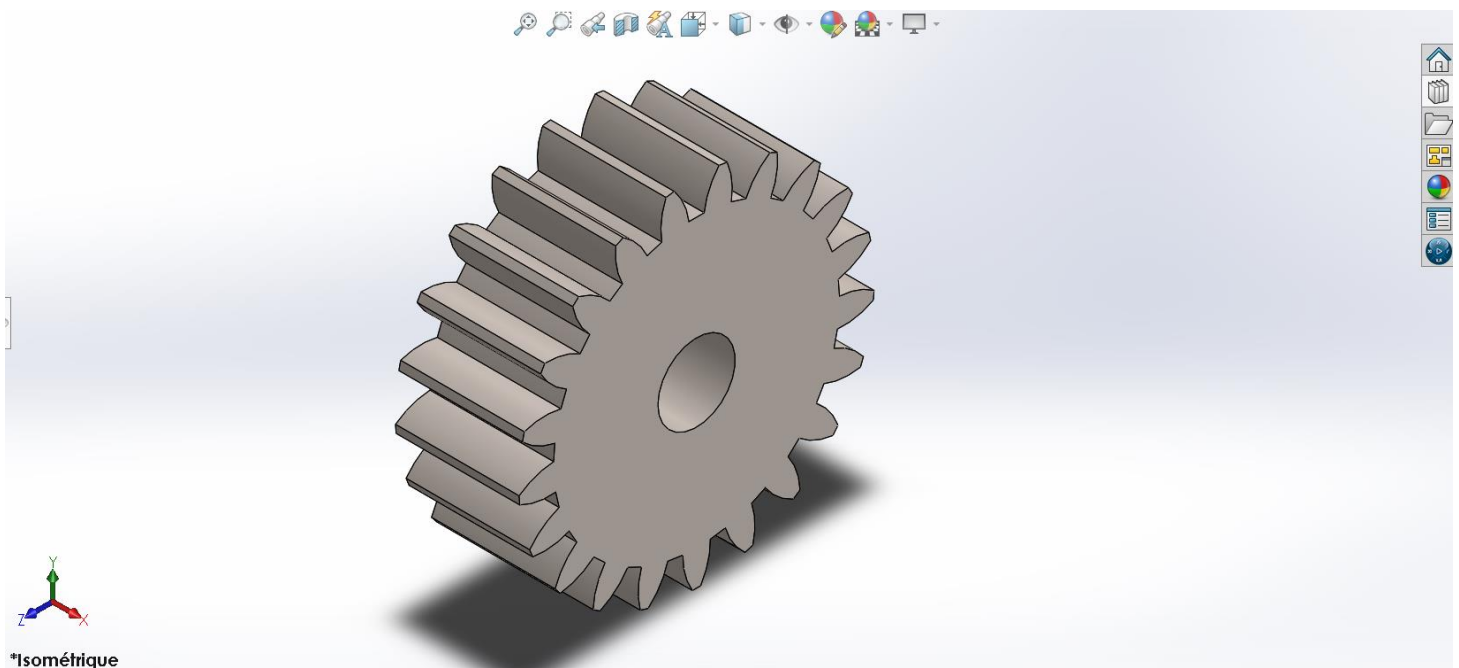


Figure 4 3 soleil

c) L'assemblage :

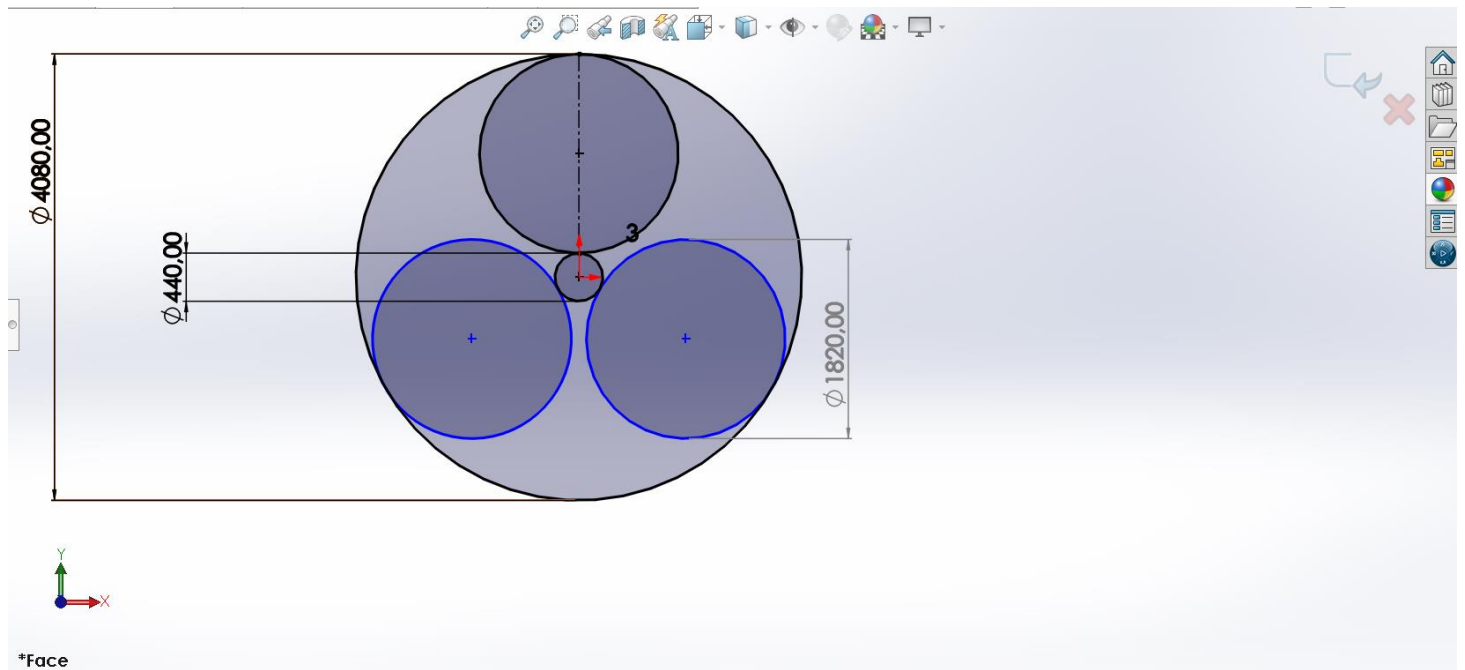


Figure 4 4 l'esquisse qui présent les cotation de l'assemblage

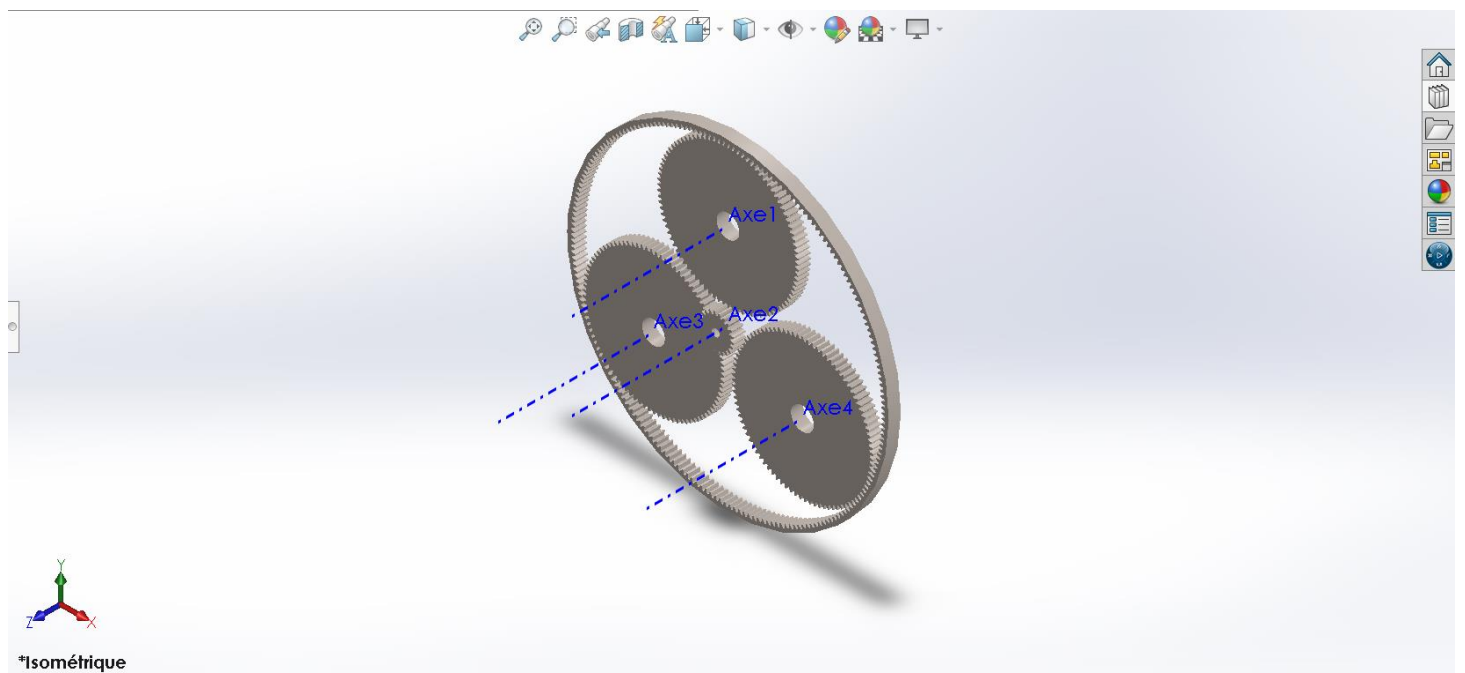


Figure 4 5 l'assemblage

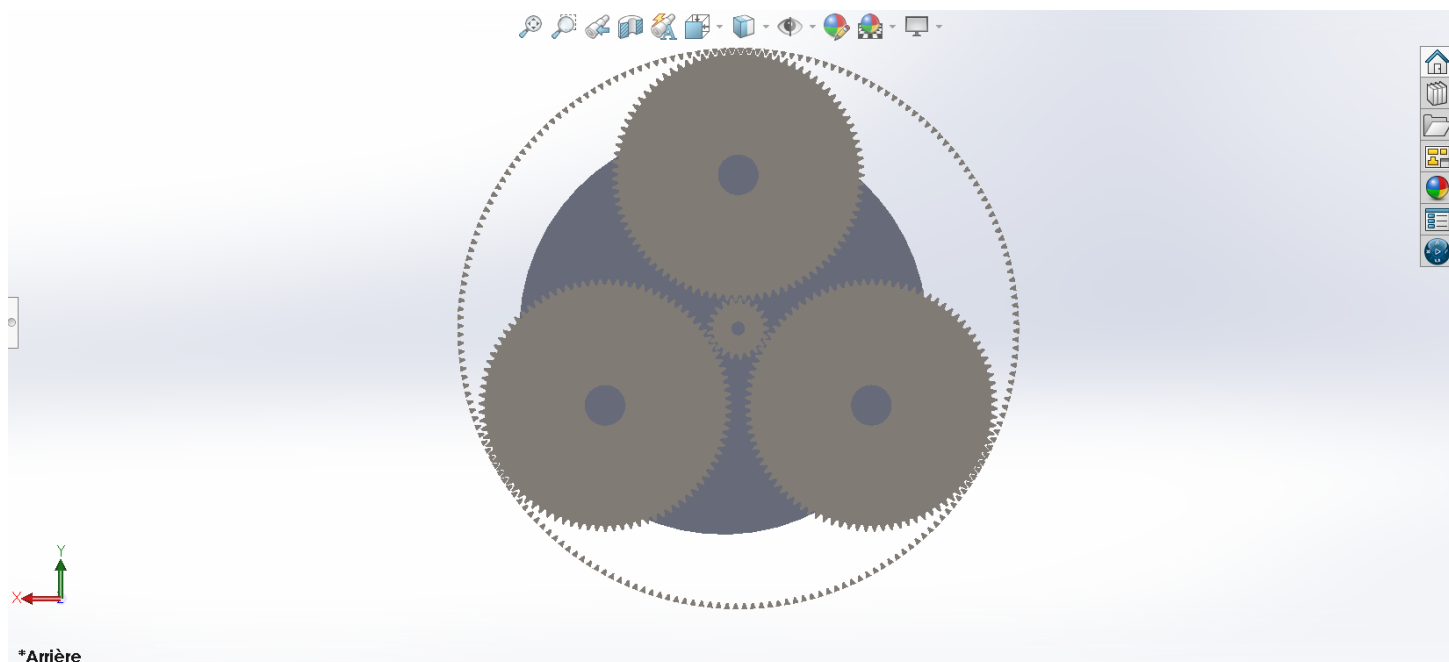


Figure 4 6 l'assemblage finale avec les arbres et le porte-satellite

4-6 Simulation numérique du train épicycloïdale :

La simulation numérique nous a permet de générer une analyse modale numérique du système (figure 4-6). Grace à la conception et à la simulation numérique par SolidWorks, nous avons détermine les modes et les fréquences propres du système.

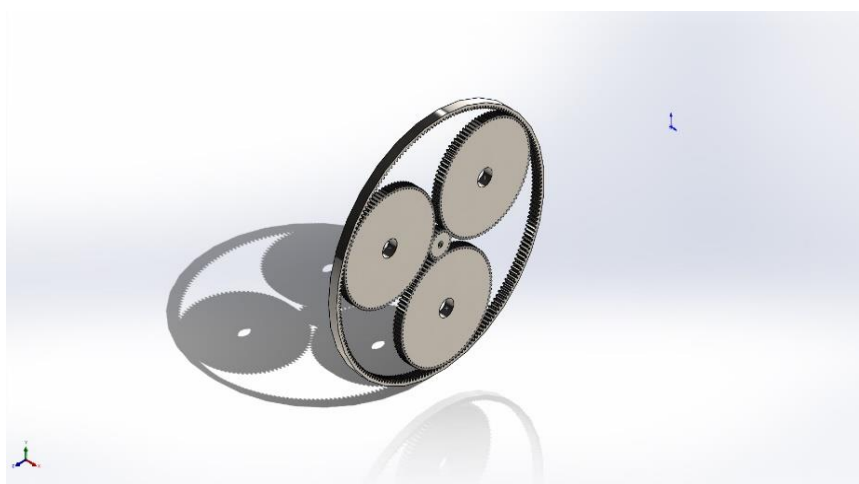


Figure 4 7Conception du train épicycloïdale par SolidWorks.

4-6-1 Propriétés de l'étude de la simulation :

Ces propriétés sont indiquées sur le tableau 4-1, et les conditions aux limites ainsi que le type de fixation sont indiquées dans la figure 4-7.

Study name	Frequency 2
Analysis type	Frequency
Mesh type	Solid Mesh
Number of frequencies	15
Solver type	FFEPlus
Soft Spring:	Off
Incompatible bonding options	Automatic
Thermal option	Include temperature loads
Zero strain temperature	298 Kelvin
Include fluid pressure effects from SOLIDWORKS Flow Simulation	Off
Result folder	SOLIDWORKS document (D:\Documents\solid\réducteur)

Tableau 4- 1 Propriétés de l'étude de la simulation du train épicycloïdale

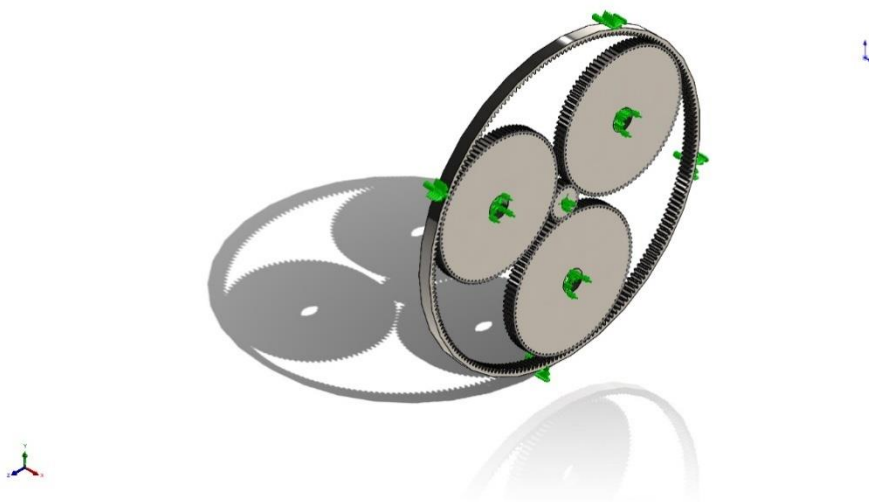


Figure 4 8 Modélisation et conditions de fixation du modèle établis par SolidWorks

4-6-2 Informations sur le maillage :

Les informations sur le maillage sont indiquées dans le Tableau 4-2.

Type de maillage	Maillage volumique
Mailleur utilisé:	Maillage raccordé basé sur la courbure
Points de Jacobien pour un maillage de qualité élevée	16 Points
Taille d'élément maximum	111,199 mm
Taille d'élément minimum	37,0661 mm
Qualité de maillage	Haute
Remailler les pièces en échec indépendamment	Désactivé(e)

Tableau 4- 2 Informations sur le maillage du modèle établi par SolidWorks

4-6-3 Résultats de la simulation par SolidWorks :

Vu la grandeur du système planétaire étudié, la simulation numérique est établis suivant 15 modes de vibrations. Néanmoins, nous avons représenté les dix premier (10) modes de vibrations. Les autres modes sont illustrés dans l'annexe 13.

Model name: Assem111
Study name: Frequency 2(-Défaut-)
Plot type: Frequency Amplitude1
Mode Shape: 1 Value is: 165,49 Hz
Deformation scale: 15,5703

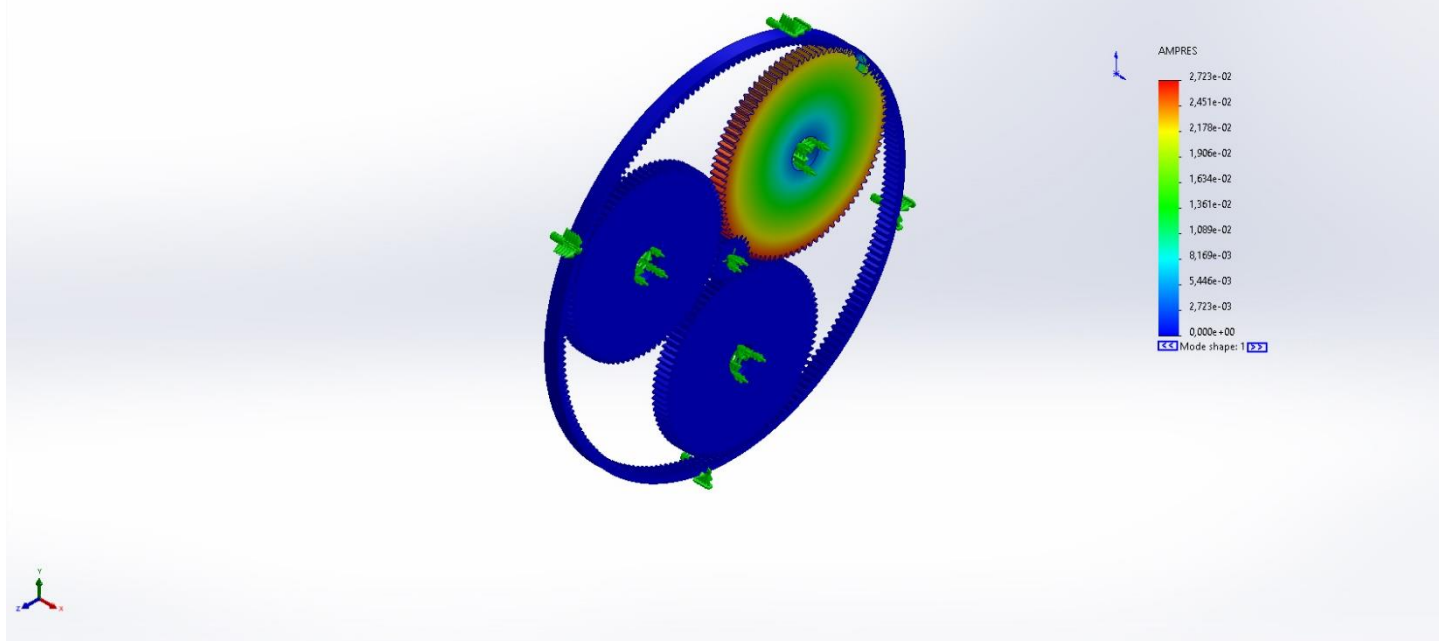


Figure 4 9 Premier mode de vibrations à la fréquence de 165,495 Hz

Model name: Assem111
 Study name: Frequency 2(-Default-)
 Plot type: Frequency Amplitude2
 Mode Shape : 2 Value = 165,78 Hz
 Deformation scale: 15,5428

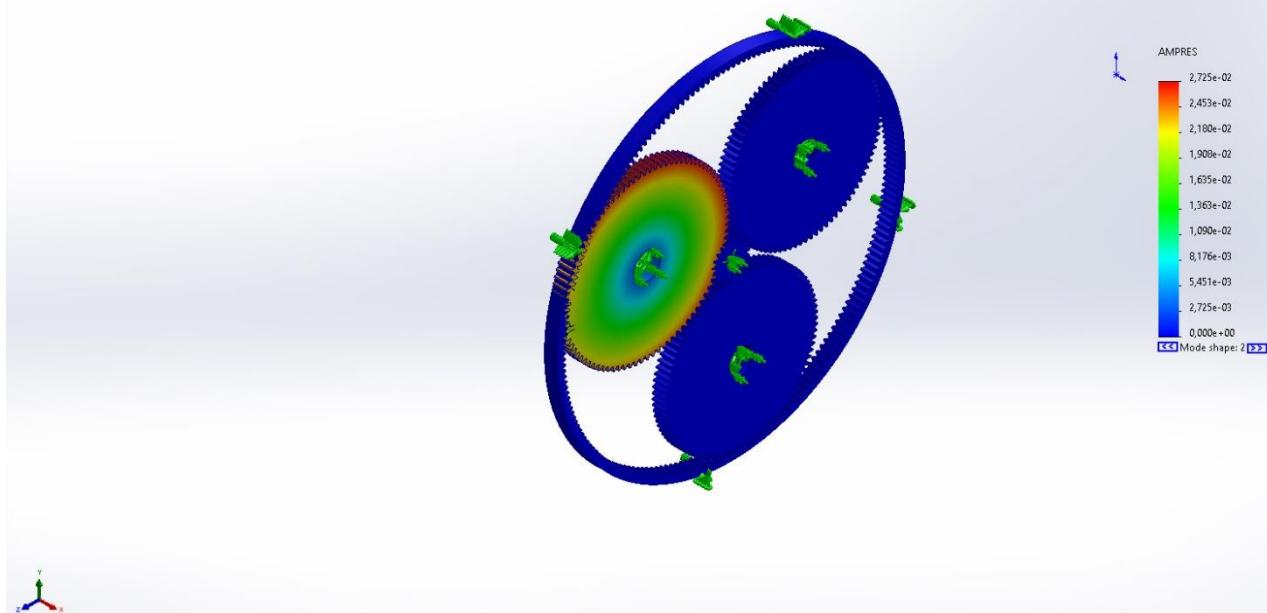


Figure 4 10 Deuxième mode de vibrations à la fréquence de 165,778 Hz

Model name: Assem111
 Study name: Frequency 2(-Default-)
 Plot type: Frequency Amplitude3
 Mode Shape : 3 Value = 174,58 Hz
 Deformation scale: 10,5069

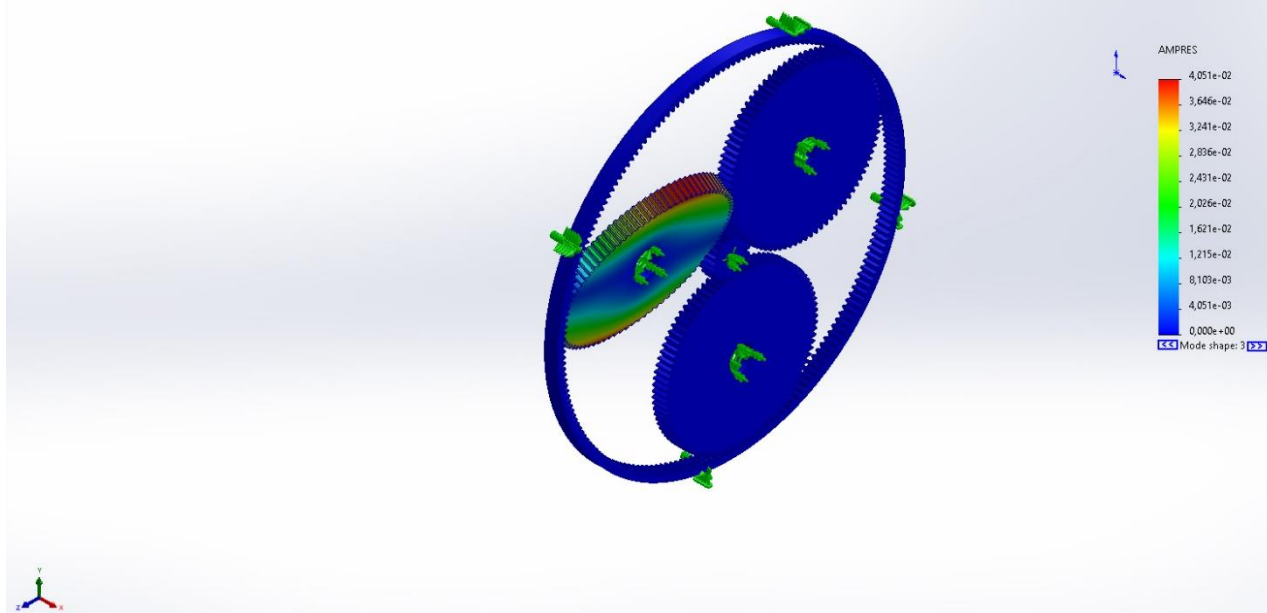


Figure 4 11 Troisième mode de vibrations à la fréquence de 174,581 Hz

Model name: Assem111
 Study name: Frequency 2(-Default-)
 Plot type: Frequency Amplitude4
 Mode Shape : 4 Value = 174,59 Hz
 Deformation scale: 10,5246

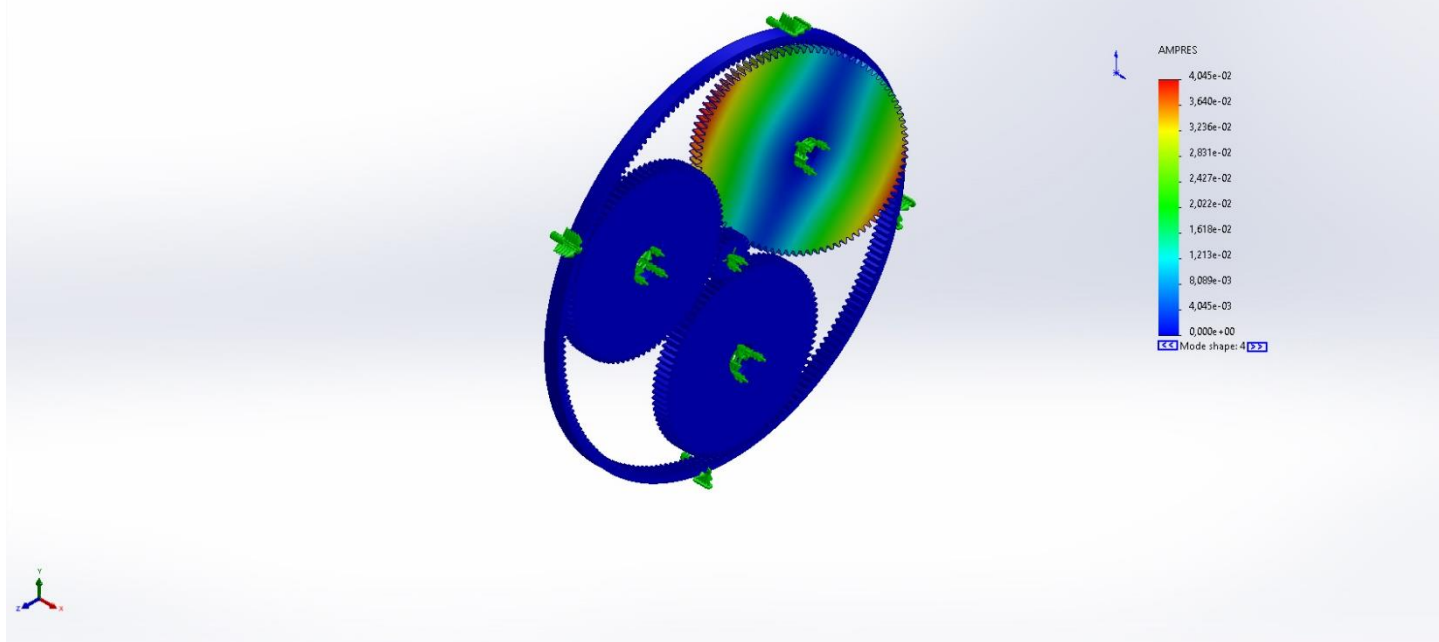


Figure 4 12 Quatrième mode de vibrations à la fréquence de 174,586 Hz

Model name: Assem111
 Study name: Frequency 2(-Default-)
 Plot type: Frequency Amplitude5
 Mode Shape : 5 Value = 178,52 Hz
 Deformation scale: 9,90319

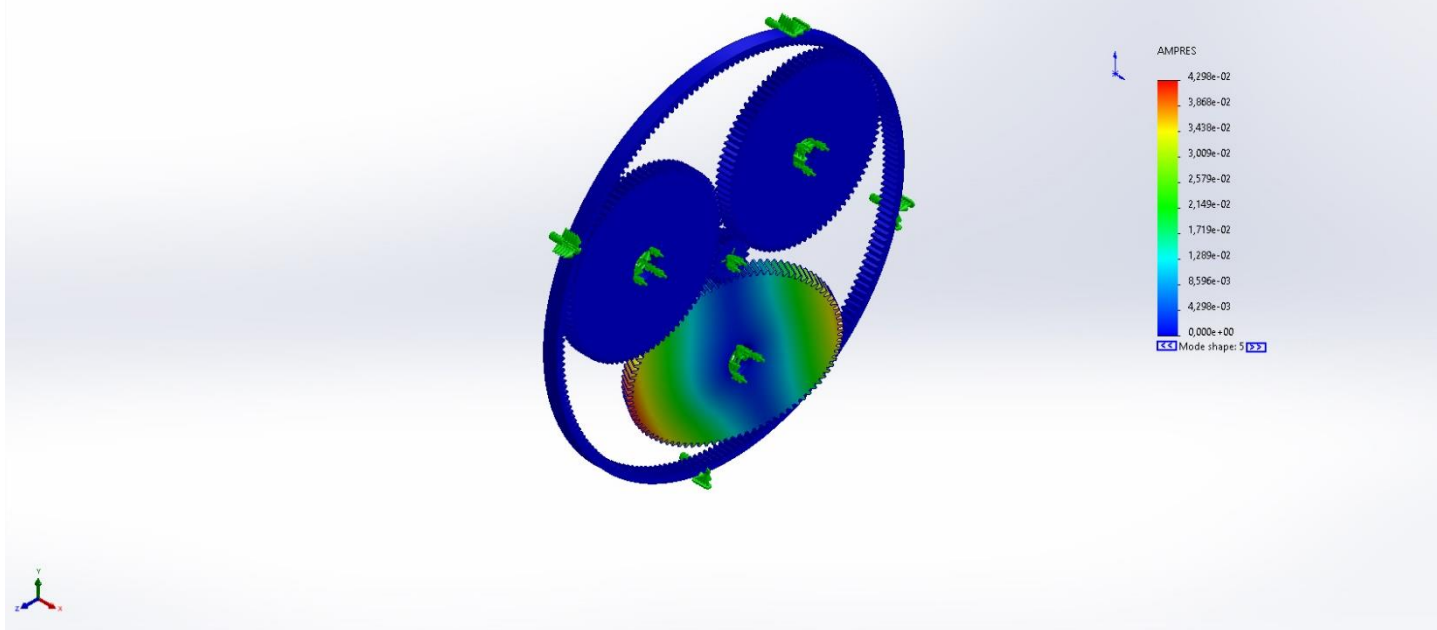


Figure 4 13 Cinquième mode de vibrations à la fréquence de 178,516 Hz

Model name: Assem111
 Study name: Frequency 2(-Default-)
 Plot type: Frequency Amplitude6
 Mode Shape : 6 Value = 192,74 Hz
 Deformation scale: 7,59551

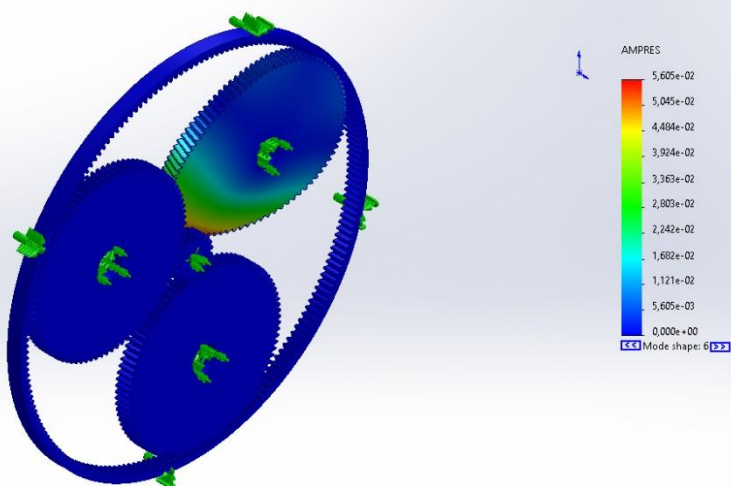


Figure 4 14 Sixième mode de vibrations à la fréquence de 192,737 Hz

Model name: Assem111
 Study name: Frequency 2(-Default-)
 Plot type: Frequency Amplitude7
 Mode Shape : 7 Value = 192,82 Hz
 Deformation scale: 7,59632

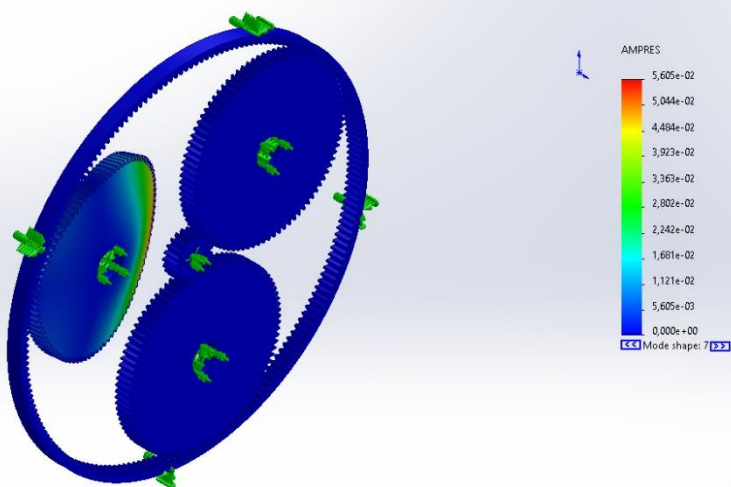


Figure 4 15 Septième mode de vibrations à la fréquence de 192,818 Hz

Model name: Assem111
 Study name: Frequency 2(-Défaut-)
 Plot type: Frequency Amplitude8
 Mode Shape : 8 Value = 202,23 Hz
 Deformation scale: 15,983

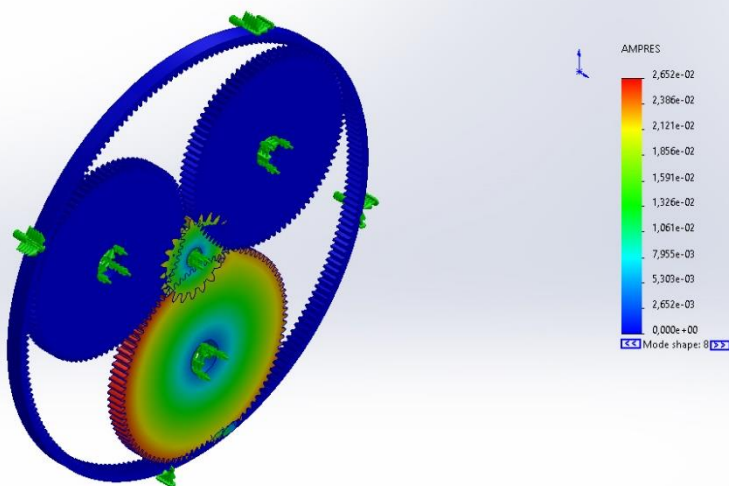


Figure 4 16 Huitième mode de vibrations à la fréquence de 202,227 Hz

Model name: Assem111
 Study name: Frequency 2(-Défaut-)
 Plot type: Frequency Amplitude9
 Mode Shape : 9 Value = 224,06 Hz
 Deformation scale: 8,34406

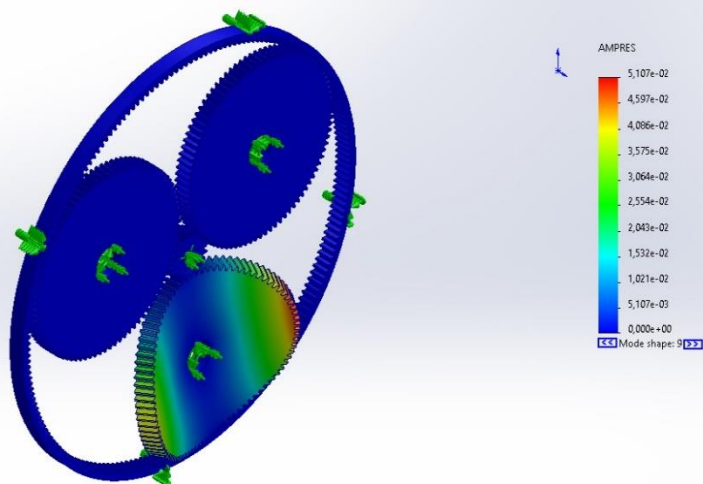


Figure 4 17 Neuvième mode de vibrations à la fréquence de 224,057 Hz

Model name: Assem111
 Study name: Frequency 2(-Default-)
 Plot type: Frequency Amplitude10
 Mode Shape: 10 Value = 226,56 Hz
 Deformation scale: 8,97179

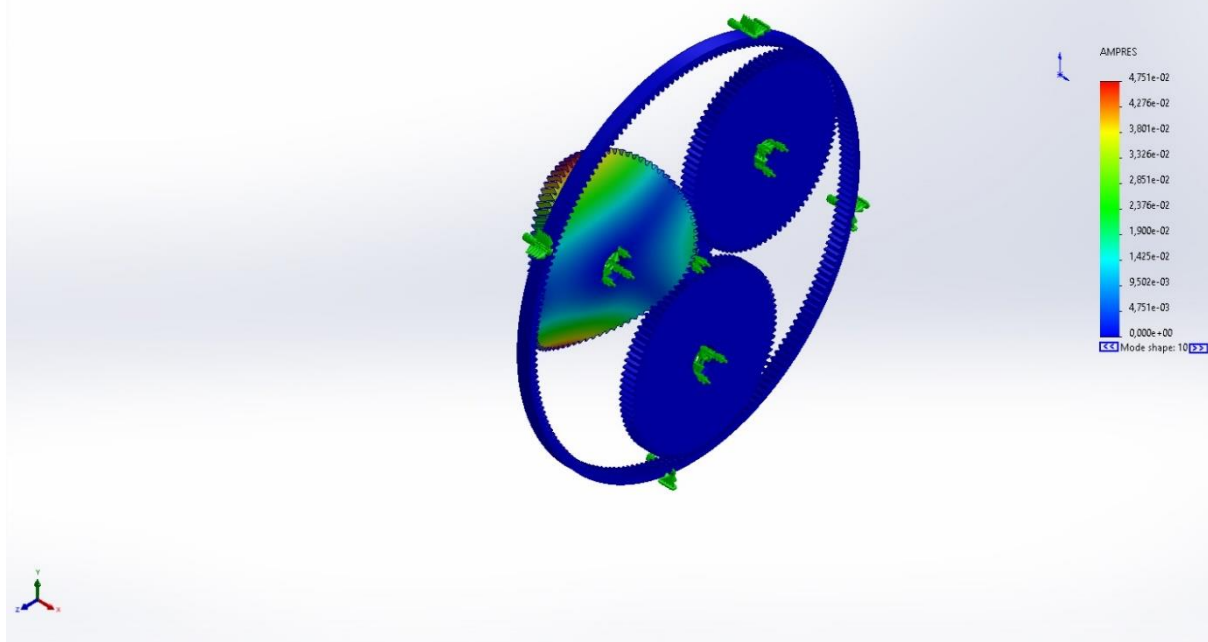


Figure 4 18 Dixième mode de vibrations à la fréquence de 226,559 Hz

Liste des modes propres du système :

Frequency Number	Rad/sec	Hertz	Seconds
1	1 039,8	165,49	0,0060425
2	1 041,6	165,78	0,0060322
3	1 096,9	174,58	0,005728
4	1 097	174,59	0,0057278
5	1 121,7	178,52	0,0056017
6	1 211	192,74	0,0051884
7	1 211,5	192,82	0,0051862
8	1 270,6	202,23	0,0049449
9	1 407,8	224,06	0,0044631
10	1 423,5	226,56	0,0044139
11	1 423,6	226,57	0,0044137
12	1 559,5	248,21	0,0040289
13	1 604,5	255,36	0,0039161
14	1 604,5	255,37	0,0039159
15	2 113,9	336,44	0,0029723

Tableau 4- 3 Liste des fréquences propres du système établis parSolidworks

4-6-4 : Interprétation des résultats de la simulation :

Les résultats de la simulation numérique par SolidWorks (analyse modale) du système planétaire ont été résumés dans le tableau 4-3. En raison de la symétrie du système, les fréquences propres sont égales et les modes de vibrations associés sont conjugués et symétriques, en accord avec les études fondamentales théoriques.

Le premier et le deuxième mode de vibrations représentent le mode de flexion, sont respectivement : **165,49Hz** et **164,78Hz**. Le troisième et le quatrième mode de vibrations se manifestant respectivement à la fréquence de 174,58 Hz et 174,59 Hz, sont aussi des modes de flexion. Le cinquième mode représente le mode de torsion, ainsi que le huitième, le neuvième et le douzième mode de vibrations. Le sixième et le septième mode de vibrations, ainsi que le dixième, le onzième, le treizième et le quatorzième mode de vibrations se manifeste tous à la flexion.

D'après ces résultats, on constate que, sur les quinze (15) modes propres de vibrations, nous avons cinq (05) modes de torsion et les autres modes représentent les modes de flexion, ceci permet de conclure, que notre système travaille à la flexion plus qu'à la torsion.

4-6-5 Confrontation et validation des résultats de la simulation avec ceux de la théorie:

Défaut de résonance probable dû à un défaut sur le soleil (Pignon) :

La vitesse de rotation du soleil est de 14571 tr/min, équivalent à 242,85 Hz. On remarque que cette fréquence d'entrée est proche au douzième, treizième et quatorzième mode de vibrations, ce qui engendre un risque important dans le cas de la présence d'un éventuel déséquilibre du rotor le rotor portant le pignon d'entrée (soleil).

Défaut de résonance probable dû à un défaut sur le satellite :

La vitesse de rotation du satellite est de 3048,67 Tr/min, équivalent à 50,81 Hz. La troisième harmonie de cette fréquence est de 152,43 Hz, est proche du premier et du deuxième mode de vibrations. Ces deux fréquences se coïncident dans le cas d'un éventuel défaut de jeu sur les portées de roulement du satellite.

Défaut de résonance probable dû à un défaut sur la couronne :

la fréquence d'engrènement sur la couronne est de 4622,64 Hz (Tableau de calcul des fréquences 3-7). On remarque que cette fréquence est loin d'être coïncider avec l'une des fréquences propres du système, et ce d'après la liste des fréquences de résonance illustré dans le tableau 4-3.

4-7 Conclusion :

L'examen de tous ces modes propres, nous permet de conclure que les fréquences propres du système et celles du fonctionnement de l'installation, peuvent se coïncider dans le cas d'une éventuelle défaillance mécanique sur le système, à savoir :

- Le défaut de déséquilibre sur les rotors portant le soleil et sur les satellites, ainsi que pour le porte satellite.
- Le défaut d'usure sur la denture de la pignoterie du soleil et des satellites.

- Le défaut de jeu sur la portée de roulement dans les paliers portant l'arbre du soleil et des satellites.
- Les défauts de roulement et leurs écaillages en particules sur les deux bagues intérieur et extérieur.

La présence de ces défaillances constitue un risque énorme pendant le fonctionnement de la machine.

Grâce à l'étude théorique et à la simulation numérique par le logiciel SolidWorks, nous pouvons réduire le pourcentage de pannes mécaniques et leur trouver des solutions.

Conclusion générale

Les machines tournantes produisent des vibrations durant leurs fonctionnements. Ces vibrations constituent un grand risque pour la structure, les organes de machines, l'environnement ...

Dans ce travail, nous avons établis une étude de conception d'un train épicycloïdale d'une machine tournante se trouvant dans une usine de production en Algérie.

Selon l'historique de la machine, depuis le début de son exploitation, elle a été soumise à des pannes mécaniques répétés a cause du planétaire. Ces pannes ont entraîné un arrêt prématuré de l'installation, perturbant à chaque fois la production.

L'objectif est de procéder à des analyses sur site. Etablir une étude théorique et une simulation numérique afin de calculer les modes de vibrations et fréquences propres du système.

Suite à notre intervention et à nos études tant théoriques que de simulation numérique, nous sommes parvenus à proposer certains solutions et modifications.

Dans ce modeste travail ; on confronte les résultats théoriques des modifications proposées suite aux anomalies précitées avec ceux de la simulation numérique.

Les solutions proposées permettent de d'éviter le dysfonctionnement de la machine et augmenter sa disponibilité.

De plus, ce travail nous a permis :

- d'aborder et de se familiariser avec le domaine de la conception de machines tournantes avec toutes leurs complexités et de s'apercevoir de leurs éventuels dysfonctionnements dus à des défauts d'origines diverses.
- d'aborder les défauts des organes des machines en particulier la transmission par engrenage avec trains épicycloïdale et de trouver les solutions pour les traiter.

Les résultats obtenus à l'issue de ce travail témoignent que les résultats théoriques et ceux de numériques sont relativement similaire dans le cas de la présence des éventuelles défaillances mécaniques lors de fonctionnement de la machine.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] Monsieur Madani cours Licence 3 Construction mécanique 1 et 2, Université de Blida 1 département de génie mécanique, 2018
- [2]
- [3] [https://fr.wikiversity.org/w/index.php?title=Réducteurs de vitesse/Poulies-courroie&oldid=786496](https://fr.wikiversity.org/w/index.php?title=Réducteurs_de_vitesse/Poulies-courroie&oldid=786496)
- [4] Monsieur MEGHRAOUI cours master 2 fabrication mécanique éléments machine, université de Blida 1 département de génie mécanique ,2022
- [5] <https://www.nauticexpo.fr/prod/voith-turbo/product-31789-399465.html>
- [6] <https://www.directindustry.fr/prod/jbj-techniques-limited/product-15183-1526725.html>
- [7] Eid Abdelbaki Ahmed Gouda. Transmission planétaire magnétique : étude, optimisation et réalisation. Université Henri Poincaré - Nancy 1, 2011. Français. <NNT : 2011NAN10024>. <Tel-01746166>
- [8] M.Bernard, "LesEngrenages,CoursDeConstruction", <<http://www.lycee-odilon-redon.net/msma/maintenance/index.html>>, Décembre 2008.
- [9] [http://www.zpag.net/Machines Simples/engrenage types 2.htm](http://www.zpag.net/Machines_Simples/engrenage_types_2.htm)
- [10] <https://www.neugart.com/fr-fr/reducteurs/reducteurs-de-precision/wpln>
- [11] Matthieu CHAPRON (Comportementdynamiquedetrainplanétaire/épicycloïdalavecerreursd'assemblage,écartsdeformeetstructuresdéformables:Optimisationd'escorrections dedentures) HALId:tel-01715584 <https://theses.hal.science/tel-01715584>
- [12] cours train épicycloïdal / formule de willis(M. ELBEKRI) math-sup TSI 7
- [13]G. Henriot, Engrenages Conception Fabrication Mise En Œuvre, 8ème Edition, Décembre 2006.
- [14] R. Mathis, The Inverse Equation in Gear Trains, 7th annual Trans. Techn.Symp., G. M. Power train, Detroit USA, 1995.
- [15] 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.
- [16] 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.
- [17] R. Mathis and Y. Rémond, Une Théorie Unifiée des Trains d'Engrenages Epicycloïdaux, Bulletin IET 113, pp. I-75,1997
- [18] PFE Calculs des pressions de contact dans les engrenages cylindriques à dentures droites université du Mostaganem 2020

[19] H.W. Müller, W. G. Mannhardt and J. H. Glover, *Epicyclic Drive Trains Analysis, Synthesis, and Applications*, Wayne State University Press, pp. 373, 1982

[20] PFE Etude et conception d'un réducteur a train épicycloïdal usdblda1 2018

[21] Mémoire magistère ZAHRI ABDELIAMINE *Approches probabilistes aux problèmes de fiabilité des transmissions mécaniques par engrenages*

[22] G. Henriot, "Traité théorique et pratique des engrenages", Paris : Dunod 1979, 6ème édition, Tome I : Théorie et technologie, XII - 662 p.

R. le Borzec, "cours de calcul des engrenages cylindriques", Lille : ENSAM), 31 p.

[23] Mr Kamel Mehdi « Automatisation des calculs normalises des engrenages cylindriques »

Université C. BERNARD de Lyon U.E.R de Mécanique

ANNEXE

Présentation du *lieu de stage*

SONATRACH

**UNE COMPAGNIE NATIONALE PÉTROLIÈRE
ET GAZIÈRE PARMI LES PLUS PERFORMANTES DANS LE MONDE**

SONATRACH est le premier groupe d'hydrocarbures en Afrique

SONATRACH, locomotive de l'économie Algérienne

Depuis plus de 60 ans, SONATRACH joue pleinement son rôle de locomotive de l'économie nationale. Elle a pour mission de valoriser les importantes réserves en hydrocarbures de l'Algérie. Cet acteur majeur de l'industrie pétrolière, surnommé la major africaine, tire sa force de sa capacité à être un groupe entièrement intégré sur toute la chaîne de valeur des hydrocarbures.

Dans l'Amont, SONATRACH opère, en effort propre ou en partenariat avec des compagnies pétrolières étrangères, des gisements parmi les plus importants du monde dans différentes régions du Sahara algérien : Hassi Messaoud, Hassi R'Mel, Hassi Berkine, Ourhoud, Tin Fouyé Tabankort, Rhourde Nouss, In Salah et In Amenas.

En matière de transport, le Groupe dispose d'un réseau de canalisations extrêmement dense qui s'étend aujourd'hui sur près de 22 000 kilomètres sur le territoire national. La Compagnie a également aménagé quatre ports pétroliers de chargement d'hydrocarbures : Alger, Arzew, Bejaia et Skikda afin de permettre le chargement et le déchargement de gros tankers d'une capacité de 80

ACTIVITE TRANSPORT PAR CANALISATION

L'Activité Transport par Canalisation (TRC) a pour missions de développer le réseau d'infrastructures de Transport par Canalisations, de Stockage, de Chargement et

Les opérations internationales de SONATRACH



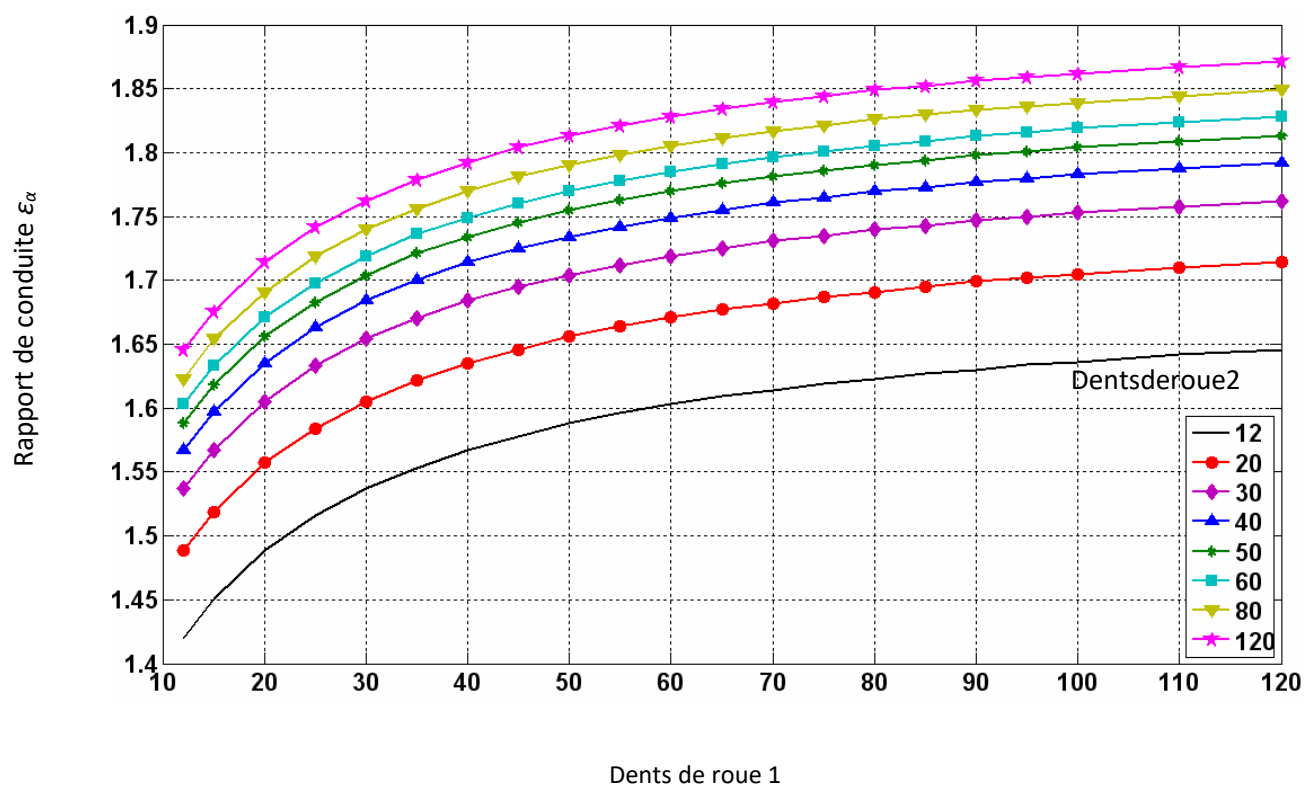
FigureS 1carte réseaux internationale Sonatrach

Déchargement à travers les infrastructures portuaires à quai et en haute mer Elle assure le transport des hydrocarbures depuis les pôles de production au sud vers les pôles de demande et de transformation au nord.

DIVISION MAINTENANCE

Afin d'assurer une exploitation optimale du Réseau de Transport par canalisation, la fonction maintenance s'appuie sur des équipes professionnelles, utilisant des procédures de maintenance spécifiques et un système de gestion de maintenance assistée par ordinateur (GMAO).

Annexe 1 : rapport conduite ε_α



Annexe 2 : facteur de service k_A

Machines menantes	Machine menées			
	Uniforme (Génératrices)	Chocs légers	Chocs modérés	Chocs importants
Uniforme(Moteur électrique, turbines)	1	1,25	1,50	1,75
Chocs légers(Moteur électrique, turbines, à faible couple)	1,10	1,35	1,60	1,85
Chocs modérés (Moteur multicylindres)	1,25	1,50	1,75	2,00
Chocs importants (Monocylindres)	1,50	1,75	2	2,25

Annexe 3 :Facteur dynamique k_v :[27]

Dans le programme de calcul, ces courbes sont traduites par les équations linéaires du type $y = ax + b$. Dans notre cas, $k_v = a(V.Z1 / 100) + 1$.

La pente " a " varie en fonction de la qualité ISO, elle est donnée dans le tableau suivant

Qualité ISO		5	6	7	8
	Dentures droites	0.040	0.060	0.090	0.125
	Dentures	1.025	0.033	0.043	0.070
	Hélicoïdales				

$$V = 2 \cdot \omega_2 \cdot r$$

Annexe 4 :Facteur de distribution de charge longitudinale $k_{H\beta}$: [22]

ϕ est généralement pris dans l'intervalle [1 ; 1,4]. Pour la qualité ISO 6, il est donné par la formule suivante

$$k_{H\beta} = 1.15 + 0.18 \cdot \phi^2 + 0.3 \cdot 10^{-3} \cdot b$$

Avec :

$$\phi: \text{rapport d'encombrement} \phi = \frac{b}{d_1}$$

On trouve : $k_{H\beta}(a) = 1.22$

$k_{H\beta}(b) = 1.199$

Annexe 5 : Facteur de distribution de charge transversale. $k_{H\alpha}$ [23]

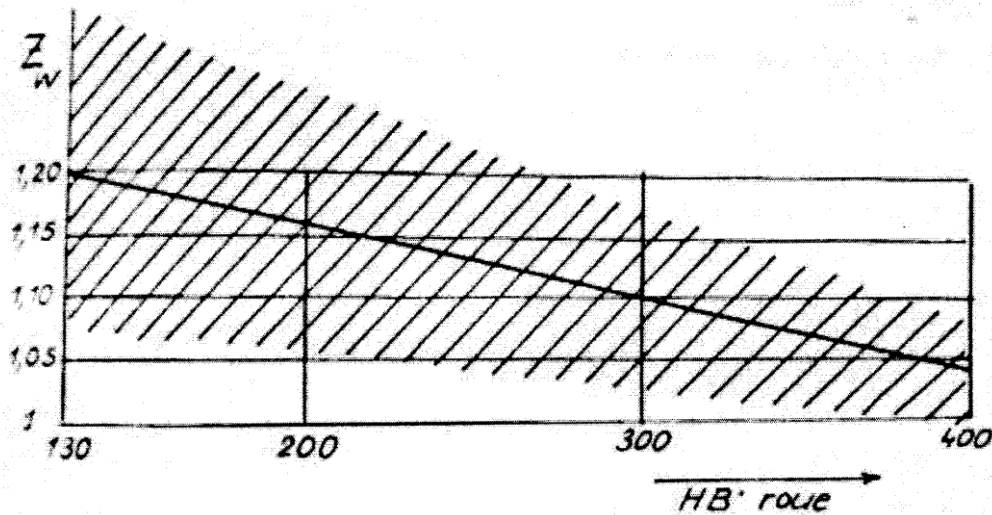
Dans le cas de la mécanique générale, les valeurs de ce facteur sont données par le tableau suivant :

Qualité ISO		5	6	7	8
Valeur du facteur $k_{H\alpha}$	Dentures droites	1	1	1	1,1
	Dentures	1	1	1,1	1,2
	Hélicoïdales				

Pour un engrenage a denture droite de qualité ISO 6 : $k_{H\alpha} = 1$

Annexe 6 : Facteur de rapport de dureté z_W : [16]

Une bonne valeur moyenne pratique de ce facteur est donnée par la figure :



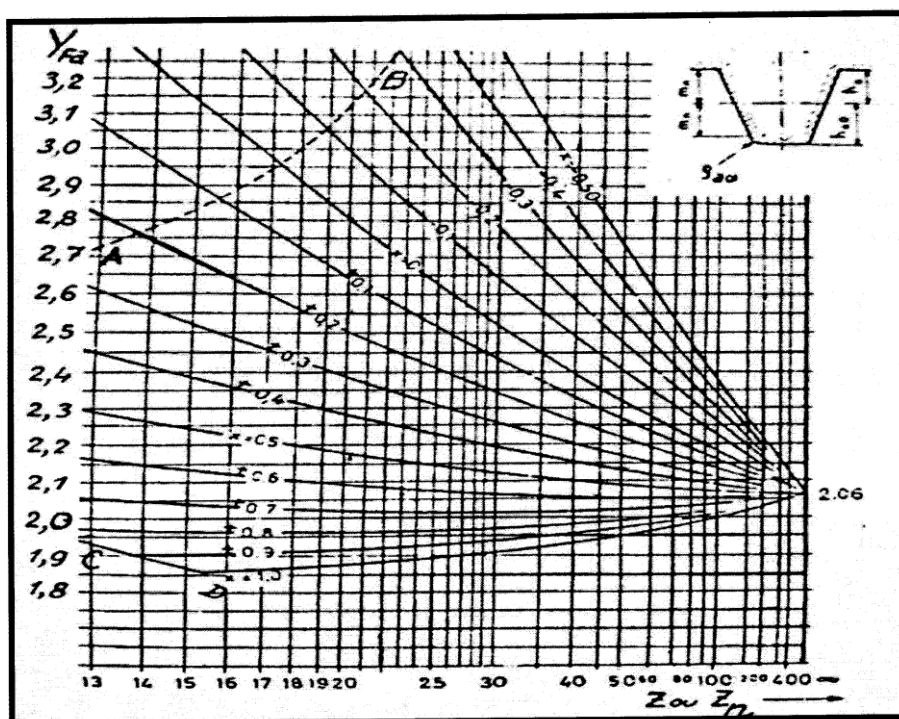
On a $HB \text{ roue} = 250$

La droite correspond à l'équation empirique suivante :

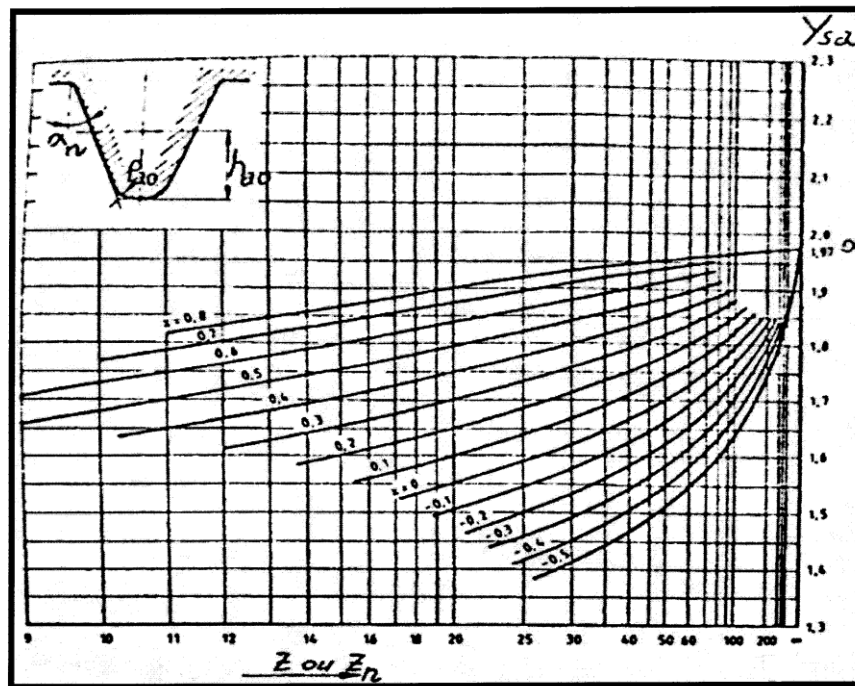
$$z_W = 1.2 - [(HB_{roue} - 130)/1700]$$

$$z_W = 1.13$$

Annexe 7 : Facteur de forme Y_{Fa} : [13]



Annexe 8 : Facteur de concentration de contrainte Y_{sa} : [13]



Annexe 9 : Facteur de distribution de charge longitudinale $K_{F\beta}$: [13]

Ce facteur est donné par la relation :

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}^{NF} = 1.15$$

$$NF = \frac{1}{1 + \frac{h}{b} + \left(\frac{h}{b}\right)^2} = 0.73$$

Annexe 10 : Facteur de distribution de charge transversale $K_{F\alpha}$: [13]

On pourra adopter la valeur du tableau suivant :

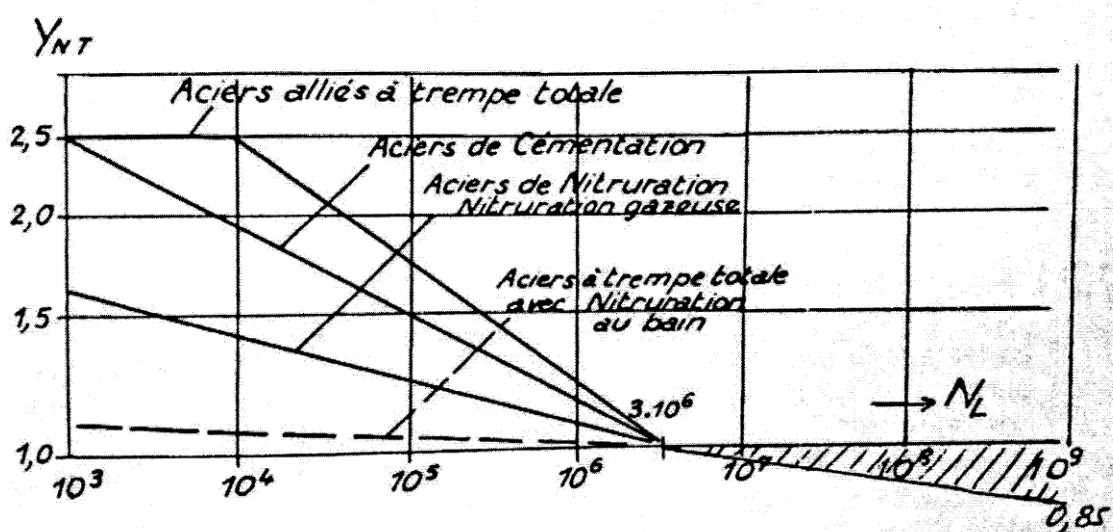
Qualité	6	7	8	9
Denture droite avec durcissement superficiel	1,0	1,0	1,1	1,2
Denture droite sans durcissement superficiel	1,0	1,0	1,0	1,1

Pour la qualité ISO 6 : $K_{F\alpha} = 1$

Annexe 11 : Facteur de durée Y_{NT} : [13]

Le facteur de durée rend compte du fait que dans le cas d'une durée (nombre de cycles) Faible, une contrainte de rupture plus importante peut être admise au pied de la den

Les principaux facteurs d'influence sont :



Le matériau et son traitement thermique

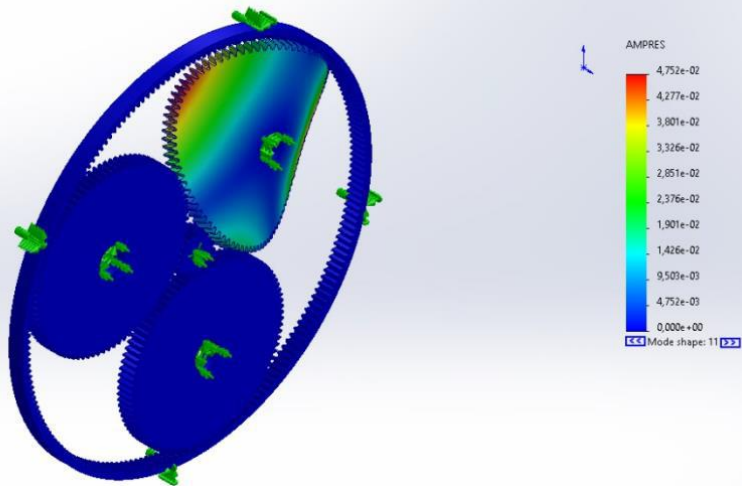
- Le nombre de cycle N_L
Pour un acier de cémentation $N_L \leq 10^3 Y_{NT} = 2,5$

Annexe 12 : valeur de paramètre Y : [28]

Module de taillage	Y	Type du matériau
$m_n \leq 5$	$Y = 1$	Quel que soit le type du matériau choisis
$m_n > 5$	$Y = 1,050 - 0,010 \cdot m_{no}$	Pour les aciers à trempe totale
	$Y = 1,070 - 0,014 \cdot m_{no}$	Pour les aciers durcis superficiellement
	$Y = 1,095 - 0,019 \cdot m_{no}$	Pour les matériaux moulés
	$Y = 1$	Pour tous les autres matériaux

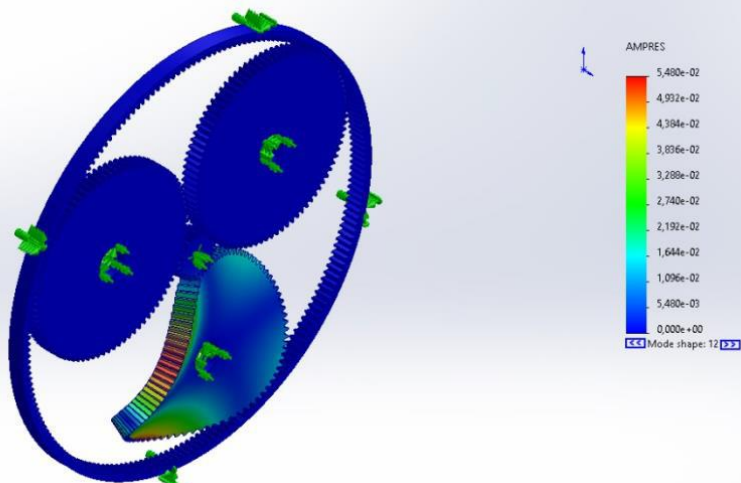
Annexe 13 les autres modes

Model name: Assem111
Study name: Frequency 2(-Default-)
Plot type: Frequency Amplitude11
Mode Shape : 11 Value = 226,57 Hz
Deformation scale: 8,97069



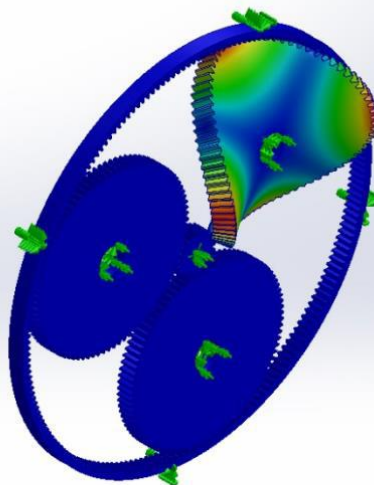
mode 11

Model name: Assem111
Study name: Frequency 2(-Default-)
Plot type: Frequency Amplitude12
Mode Shape : 12 Value = 248,21 Hz
Deformation scale: 7,78774



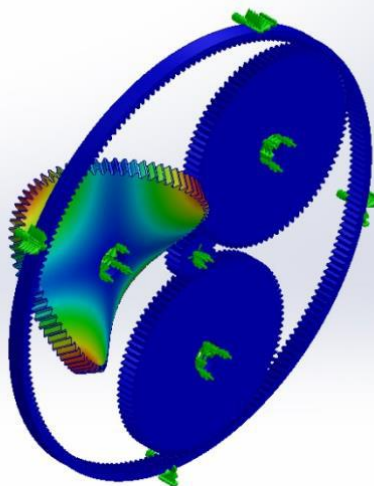
Mode 12

Model name: Assem111
 Study name: Frequency 21-Default
 Plot type: Frequency Amplitude13
 Mode Shape: 13 Value = 255,36 Hz
 Deformation scale: 9,87819



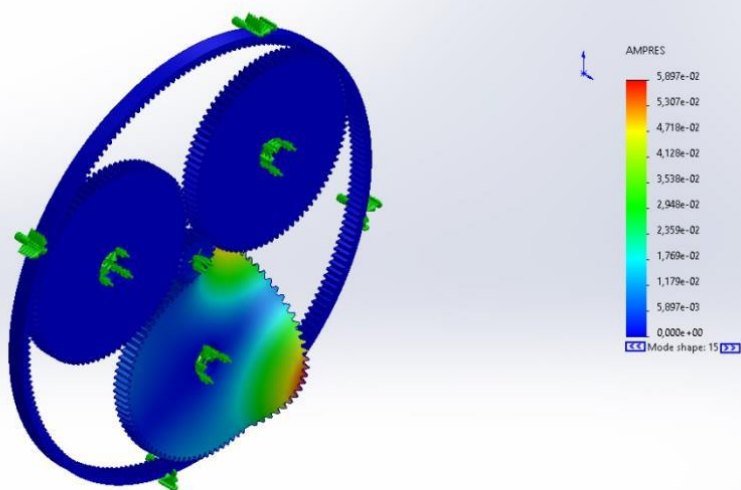
mode 13

Model name: Assem111
 Study name: Frequency 21-Default
 Plot type: Frequency Amplitude14
 Mode Shape: 14 Value = 255,37 Hz
 Deformation scale: 9,87376



Mode 14

Model name: Assem111
Study name: Frequency 21-Default
Plot type: Frequency Amplitude
Mode Shape: 15 Value = 336,44 Hz
Deformation scale: 7,23994



Mode 15