

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université M'Hamed Bougara-Boumerdès
Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie



Département Transport et Equipement des Hydrocarbures

Mémoire de fin d'études
En vue de l'obtention du diplôme de
Master

Domaine : Sciences et Technologies
Filière : Hydrocarbures
Option : Génie mécanique : Mécanique des Chantiers Pétroliers

Présenté par : **METLEF ABDELDJALIL**

SARDOU IBRAHIM

THEME

ETUDE ET CONCEPTION D'UN REDUCTEUR DE VITESSES

	Nom et Prénom	Grade	Université/affiliation
Examineur			UMMB/FHC
Examineur			UMMB/FHC
Encadreur	BLOUL Benattia	MC(A)	UMMB/FHC

Boumerdès :2021

REMERCIEMENTS

On remercie le Dieu le tout puissant de nous avoir donné la santé et la volonté d'entamer et de terminer ce mémoire.

Tout d'abord, ce travail ne serait pas aussi riche et n'aurait pas avoir le jour sans l'aide et l'encadrement de Mr Bloul, on le remercie pour la qualité de son encadrement exceptionnel, pour sa patience, sa rigueur et sa disponibilité durant notre préparation de ce mémoire.

Nos remerciements s'adressent à Mr Ketroussi pour son aide pratique et son soutien moral et ses encouragements.

Nos remerciements s'adressent également à tous nos professeurs.

Pour leurs générosités et la grande patience dont ils ont su faire preuve malgré leurs charges académiques et professionnelles.

Table des matières

Chapitre I.....	8
I. Introduction	8
II. Utilisations de réducteur de vitesse	8
III. Rôle de réducteur de vitesse	8
IV. Avantages et les Inconvénients des transmissions par engrenage :.....	9
V. Technologie de réducteur de vitesse général.....	9
V.1. Réducteurs à engrenage	10
V.2. Réducteurs à trains épicycloïdales	11
V.3. Réducteurs poulies/courroies	11
VI. Présentation de l'entreprise	12
VI.1. Procédé général de fabrication	12
VII. Problématique	13
VIII. Conclusion	14
Chapitre II	15
I. Introduction	15
II. Fonctionnement du réducteur	15
III. Technologie de réducteur	16
III.1. Composants de réducteur	16
III.2. Aperçu générale sur la transmission de mouvement.....	16
III.3. Engrenage à denture hélicoïdale	17
IV. Etude technique	17
IV.1. Caractéristiques technique de réducteur	17
IV.2. Traitement globale et superficiel des engrenages	17
IV.3. Système de lubrification	18
IV.4. Roulements et leurs montages.....	18
V. Installation de réducteur	21
V.1. Description de l'installation.....	21
V.2. Emplacement.....	21
V.3. Fondation	22
V.4. Alignement.....	22
VI. Conclusion	24

Chapitre III	25
Calculs des caractéristiques de réducteur de vitesse	25
II . Description de système de réduction.....	25
II .1 . Dessin d'ensemble de réducteur	25
II .2 . Accouplement hydraulique	25
II .3 . Accouplement rigide	26
II .4 . Schémas cinématique de réducteur.....	27
III . Présentation de réducteur.....	27
III .1 . Vue isométrique de réducteur	27
III .2 . Vue éclatée de réducteur	27
III .3 . Liste des éléments de réducteur de vitesse.....	28
IV . Dessin de définition de réducteur	29
IV .1 . Présentation des éléments principaux de réducteur :	30
V . Calcule cinématique	33
V .1 . Détermination de rapport de transmission :	33
V .2 . Rapport de transmission entre l'arbre d'entrée et l'arbre intermédiaire $i_{1/2}$:	33
V .3 . Rapport de transmission entre l'arbre intermédiaire et l'arbre de sortie $i_{2/3}$	34
V .4 . Vitesse de rotation des arbres.....	34
VI . Calcul des efforts agissant sur les dents	34
VI .1 . Effort sur le pignon A.....	35
VI .2 . Effort sur la roue B.....	35
VI .3 . Effort sur le pignon C.....	36
VI .4 . Effort sur la roue D :	36
VII . Efforts agissant sur les arbres	37
VII .1 . Diagramme d'effort tranchant :.....	39
VII .2 . Diagramme de moment fléchissant.....	42
VIII . Conclusion.....	45

Chapitre IV	46
Comparaison entre l'analyse statique et l'analyse analytique sur l'arbre intermédiaire	46
I. Introduction	46
II. Présentation de SolidWorks	46
II.1. Pièces mécaniques	46
II.2. L'assemblage	47
II.3. La mise en plan	47
II.4. SolidWorks Simulation	47
III. Présentation de la méthode des éléments finis	47
IV. Principes de base de l'analyse par SolidWorks.....	48
IV.1. Etude de simulation.....	49
IV.2. Type de maillage basé sur les éléments géométriques.....	49
IV.3. Etapes d'analyse.....	49
V. Visualisation géométrique de modèle de l'arbre intermédiaire par SolidWorks	51
V.1. Analyse sur l'arbre intermédiaire.....	51
VI. Analyse statique de l'arbre intermédiaire	53
VI.1. Hypothèses :.....	53
VI.2. Discrétisation et dimensionnement d'arbre :	53
VI.3. Group de connexion	53
VI.4. Fixation de la poutre	53
VI.5. Les chargements.....	53
VI.6. Le maillage.....	54
VI.7. Résultats.....	54
VII. Comparaison des résultats de l'analyse statique avec les résultats d'analyse analytique :	56
VIII. Analyse statique sur l'arbre intermédiaire	58
VIII.1. Démarche de l'analyse statique.....	58
VIII.2. Présentation des résultats	60
VIII.3. Interprétation des résultats :	61
IX. Conclusion :.....	62

Figure 1: Illustration le positionnement de réducteur de vitesse dans processus de production	15
Figure 2: disposition des arbres et engrenage dans le réducteur	16
Figure 3: tolérances des roulements [5]	19
Figure 4: montage des roulements sur l'arbre d'entrée	20
Figure 5: montage des roulements sur l'arbre intermédiaire	20
Figure 6: montage des roulements sur l'arbre de sortie	21
Figure 7: schéma d'alignement position initiale	22
Figure 8: schéma d'alignement premier opération	23
Figure 9: schéma d'alignement deuxième opération	23
Figure III-1 Dessin d'ensemble de réduction.....	25
Figure III-2:Accouplement hydraulique.....	26
Figure III-3: Vue éclatée de l'accouplement hydraulique	26
Figure III-4: Accouplement rigide	27
Figure III-4: Dessin schématique de réducteur de vitesse.....	27
Cette figure représente la vue isométrique de réducteur assembler. La Figure III-5 représente la face d'entrée et la Figure III-6 représente la face de sortie.....	27
Figure III-8: vue isométrique de réducteur face de sortie	27
Figure III-9: Vue éclatée de réducteur	28
Figure III-11: Dessin d' ensemble de réducteur de vitesse	30
Figure III-13: Caractéristiques géométriques des dents	30
Figure III-14: Dessin de définition de pignon A	31
Figure III-15 : Dessin de définition de pignon	32
Figure III-17: Dessin de définition de l'arbre intermédiaire.....	33
Figure III-20: Efforts sur les dents. [6]	34
Figure III-21: effort sur les arbres	37
Figure III-22: Effort sur l(arbre intermédiaire.....	37
Figure III-23: Schéma des efforts sur l'arbre intermédiaire	37
Figure III-24: Schéma des efforts réparties dans le plan vertical.....	39
Figure III-25: Diagramme des efforts tranchants dans le plan vertical	40
Figure III-26: schéma des efforts réparties dans le plan horizontal	41
Figure III-27: Diagramme des efforts tranchants dans le plan horizontal.....	42
Figure III-28: Diagramme de moment fléchissant dans le plan vertical	43
Figure III-29: Diagramme de moment fléchissant dans le plan horizontale	45

Introduction générale

Au moyen âge, à partir de 10^{ème} siècle l'utilisation des engrenages devient courante dans les moulins à eau ou à vent, pour le changement de direction (roues hydrauliques ou ailes verticales et meules horizontales) et la démultiplication du mouvement de la roue ou des ailes des moulins. Ces premiers engrenages réellement utilisables sont en bois, à axes parallèles et denture droite extérieure. Leurs dents sont constituées par des barreaux de bois fichés à force dans des alésages pratiqués sur le pourtour de larges tambours de bois, Ces premiers engrenages conviennent aux mouvements lents des moulins, car ils peuvent transmettre des efforts importants. [1]

Maintenant les engrenages sont largement utilisés dans l'industrie pour la transmission de puissance, la technologie des engrenages a été développée ; maintenant on distingue plusieurs types des engrenages chaque type fonctionne dans des conditions bien précises.

Le réducteur de vitesse est un mécanisme de transmission de puissance qui se compose essentiellement par des engrenages. L'entreprise des ciments et dérivé de Chlef (ECDE) utilise des dizaines des réducteurs de différents types qui travaillent dans des conditions différentes pour répondre au même besoin qui est la transmission de puissance.

L'ECDE dépend toujours des fabricants de ces réducteurs pour acheter les pièces de rechange comme les pignons, les arbres et les roues dentées.

Notre étude a pour but d'utiliser des outils informatiques pour la création d'un modèle virtuel de réducteur pour pouvoir fabriquer les pièces de rechange (pignon, roue dentée, arbres ...etc.) par les machines à commande numérique.

Nous proposons une méthode de conception adaptée à la classe de mécanisme de transmission de mouvement rotatif à structure non linéaire, à 1 degré démobilité 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 de 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.

Généralités sur les réducteurs de vitesses

I. Introduction

Un réducteur est un élément permettant de transmettre une puissance entre un moteur et une machine en réduisant la vitesse (c'est-à-dire avec un rapport de réduction inférieur à 1). Les multiplicateurs de vitesses sont aussi des transmetteurs de puissance que nous ne traiterons pas dans cette étude. Les réducteurs sont généralement composés 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.

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 est un organe mécanique à base d'engrenages très utilisé dans l'industrie mécanique, il entraîne aussi bien de grosses installations que de petits matériels, il possède deux arbres un arbre d'entrée et un arbre de sortie, si on inverse l'entrée et la sortie on obtient un multiplicateur, le nom de réducteur est réservé à un mécanismes 'intercalant entre le moteur et le récepteur. Lorsque le moteur est fixé sur le carter du réducteur, l'ensemble porte le nom de motoréducteur.

II. Utilisations de réducteur de vitesse

Les réducteurs sont largement utilisés dans l'industrie mécanique comme moyen de transmission de puissance d'un moteur vers un 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 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

III. Rôle de réducteur de vitesse

Le 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 moins d'énergie.

Il permet aussi d'augmenter le couple moteur afin d'entraîner en rotation un organe récepteur sous l'effet d'un nouveau couple. [2]

IV. Avantages et les Inconvénients des transmissions par engrenage

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> • Transmission de puissances élevées sous fréquences de rotation élevées. • Transmission à rapport rigoureusement constant. • Transmission parfaitement homocinétique. • Possibilités de transmissions entre plusieurs arbres. • Bon rendement général, suivant classe de qualité. • Durée de vie importante. • Bonne fiabilité. 	<ul style="list-style-type: none"> • Nécessité d'un entraxe précis et constant. • Niveau sonore variable suivant le type d'engrenage. • Transmission des vibrations. • Nécessité d'une lubrification, souvent par huile. • Réversibilité possible suivant le type d'engrenage. • Coût très variable suivant type d'engrenage et classe de qualité.

V. Technologie de réducteur de vitesse général

Les réducteurs sont classés selon la position relative des arbres et les types d'engrenages utilisés pour la transmission de puissance (figure 1.1). L'engrenage sert à transmettre un mouvement de rotation par

Obstacle avec changement de ses caractéristiques. Il est constitué d'un pignon et d'une roue.

La plus petite s'appelle le pignon et la plus grande est la roue. La roue et le pignon sont munis de dents à profil particulier (développante de cercle) assurant la transmission.

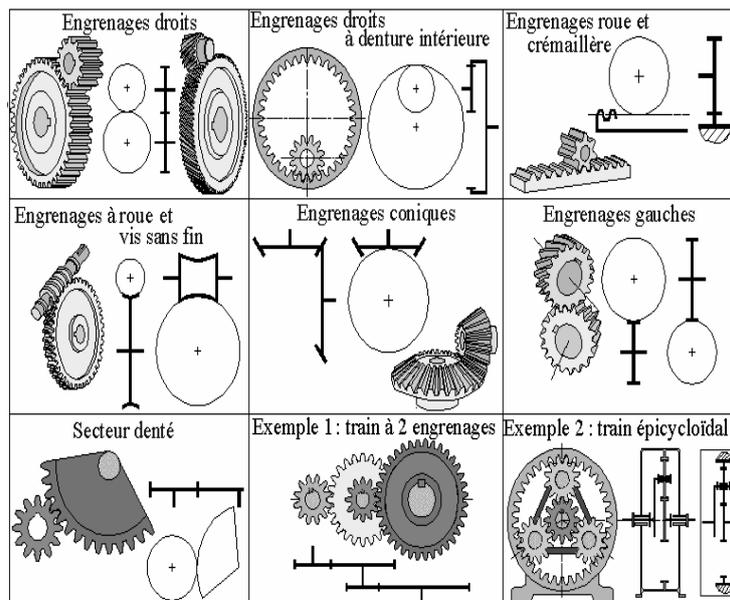


Figure 1.1 Schématisation des engrenages

V.1. Réducteurs à engrenage

Un train d'engrenage est une suite d'engrenage destiné 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.

V.1.1. Train simple ou ordinaire

Les dentures peuvent être droites ou hélicoïdales (figure 1.2).

V.1.1.1 À roues cylindriques

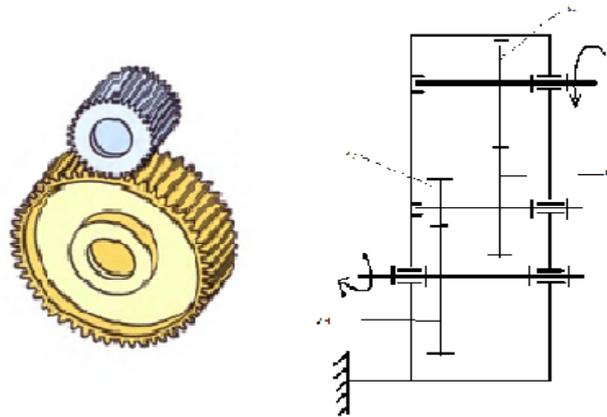


Figure1.2 Schéma cinématique d'un réducteur à roues cylindriques

V.1.1.1 À roues coniques

Les engrenages coniques (figure 1.3) sont des engrenages à axes concourants. Ils permettent de transmettre le mouvement entre deux arbres concourants, avec un rapport de vitesse rigoureux. Les conditions d'engrènement imposent que les deux roues doivent avoir le même module et que les sommets des deux cônes soient confondus. Ce dernier impératif oblige le concepteur à un centrage très précis des deux roues pour assurer un fonctionnement correct. Il faut donc prévoir au montage un réglage axial des deux roues. On peut utiliser par exemple des boîtiers et des cales de réglage.

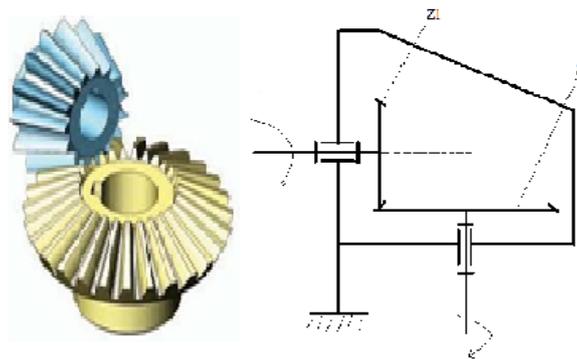


Figure1.3 Schéma cinématique d'un réducteur à roues coniques

V.1.1.2 Orientation des arbres

- Réducteur à vis sans fin

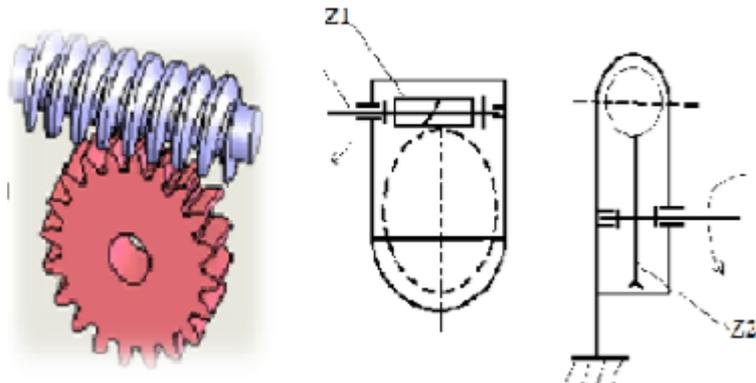


Figure 1.4 Schéma cinématique d'un réducteur à vis sans fin

V.2. Réducteurs à trains épicycloïdaux



Figure 1.5 Réducteur épicycloïdal

Sous le nom de train épicycloïdal ou engrenage planétaire (figure 1.5), on désigne un système de transmission de puissance entre deux ou plusieurs arbres. Les engrenages peuvent être cylindriques ou coniques. Ceux dont l'axe coïncide avec un axe fixe dans l'espace s'appellent "planétaire" et ceux qui tournent avec leur axe autour d'un autre s'appellent "généralement maintenus par un satellite". [3]

V.2.1. Différents types de train épicycloïdaux

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

V.3. Réducteurs poulies/courroies

Une poulie est une pièce en forme de roue servant à la transmission du mouvement (figure 1.6). Elle est destinée à être utilisée avec une courroie, une corde, une chaîne ou un câble. Le système poulie/courroie est utile lorsque le moteur à entraîner est trop loin de la poulie. L'entraînement

se fait alors par frottement. Les différents types de courroies sont les courroies plates, dentées et trapézoïdales.

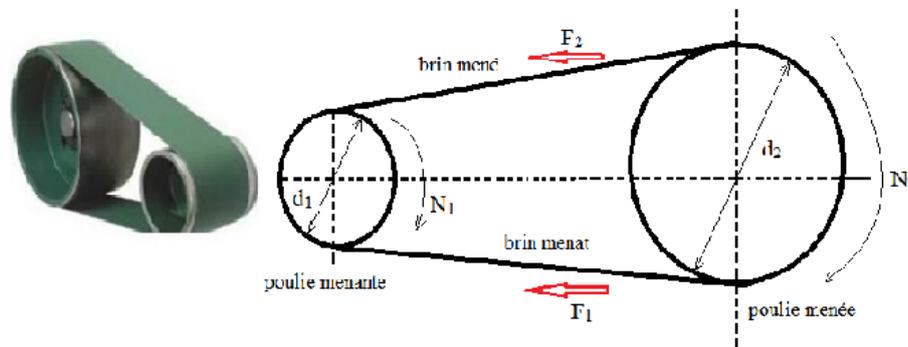


Figure 1.6 Réducteur poulie/courroie

VI. Présentation de l'entreprise

L'E.C.D.E. est une entreprise mono-unité créée par décret N° 82/325 du 30 octobre 1982 suite à la restructuration de la Société Nationale des Matériaux de Construction (S.N.M.C).

Elle est devenue une entreprise publique économique le 09 octobre 1989. L'E.C.D. E est la propriété exclusive du holding public "Bâtiment et matériaux de construction" qui détient la totalité de ses actions.

Les activités de L'E.C.D. E sont centrées sur la production du ciment PORTLAND CPJ CEM II/A 42,5 et sa commercialisation.

L'unité de production se trouve dans la zone industrielle d'OUED SLY, assise sur une superficie d'environ 40HA, elle est composée de deux lignes de production d'une capacité nominale unitaire de 3.000T/J de clinker, avec un concassage calcaire-argile commun aux deux lignes, un parc de pré homogénéisation de 100.000T, deux ateliers de broyage cru de 290T/H chacun, deux lignes de cuisson, un stockage de clinker comportant un hall couvert de 40.000T et 08 silos d'une capacité totale de 48.000T. Le broyage ciment est réalisé par trois broyeurs à boulets d'une capacité globale de 350T/H.

Enfin un stockage ciment de 58.000T, reparté en 10 silos. Les capacités installées de L'unité s'élèvent à plus de : 2.000.000 T. Ciment/An (2.100.000T prévu pour l'année 2012).

La cimenterie d'oued sly est située à environ 9km au sud-ouest de CHLEF. Sa mise en chantier débuté en 1975 par une firme japonaise << Kawasaki >> en collaboration avec une société belge << ACSEC >> pour les équipements électriques.

Cette usine est destinée à produire du ciment spécial et ordinaire par voie sèche et dispose de deux lignes de production d'une capacité totale de fabrication de deux millions de tonnes.

VI.1. Procédé général de fabrication

Le ciment portland s'obtient par broyage d'une roche artificielle le clinker à laquelle on ajoute du gypse. Le plus souvent on ajoute au moment du broyage des constituants secondaires tels que du mélange ou du calcaire ou pouzzolane.

Le clinker est obtenu par cuisson vers 1400°C d'un mélange approprié de calcaire et d'argile et éventuellement du sable et de minerai de fer. Ce mélange est concassé puis broyé à une finesse

suffisante pour faciliter les réactions chimiques ultérieures. Il est également homogénéisé pour diminuer les fluctuations de composition

Après cuisson dans le four. Le clinker obtenu est refroidi brusquement avant son broyage. Il est essentiel de constituer des stocks à l'amont de chaque section pour assurer une indépendance entre les différentes phases de production.

L'entreprise dispose de deux lignes de production d'une capacité de 3000 T/J chacune et le procédé de fabrication du ciment utilisé est la voie sèche vu que les premiers utilisés sont naturellement pauvres en eau.

VI.1.1. L'extraction

Les matières premières (calcaire et argile) sont extraites de carrières à ciel ouvert.

VI.1.2. Préparation de la matière crue

La "farine" crue est obtenue par broyage dans un broyeur vertical à galets. Elle est homogénéisée et stockée. Cette étape est essentielle car c'est elle qui détermine la régularité de la qualité du ciment

VI.1.3. Cuisson

Parfaitement homogénéisé, le cru est introduit dans le four pour être cuit à 1450°C. Sous l'effet de la chaleur, il se produit un processus de décarbonatation puis de clinkérisation qui donne naissance à une roche artificielle : le clinker.

VI.1.4. Broyage

Pour obtenir le ciment, le clinker doit être broyé très finement dans des broyeurs à boulets. Lors de cette opération, on procède à certains ajouts (gypse, calcaire, laitier...) qui permettent d'obtenir différentes qualités de ciment.

VI.1.5. Stockage et expédition

20 % de la production sont distribués en vrac depuis les silos de stockage (6) et 80 % en sacs par l'intermédiaire de 4 lignes automatiques d'ensachage. Les ciments, en vrac ou en sacs, sont expédiés par route ou par raye de fer.

VI.1.6. Salle de contrôle

Les opérateurs de la salle de contrôle conduisent la production de l'usine depuis leurs écrans où s'affichent toutes les informations.

VI.1.7. Contrôle qualité (laboratoire)

A chaque étape de la fabrication, la composition et les caractéristiques de la matière sont contrôlées par le laboratoire.

VII. Problématique

Nous allons faire ce travail à la manière d'un bureau d'étude, en effet, nous devons procéder, Dans un premier temps, aux dimensionnements des différents éléments du réducteur afin de minimiser l'encombrement et respecter les différentes contraintes que l'on pourra rencontrer tout au long de cette étude. Dans un deuxième temps, nous nous pencherons sur certaines vérifications afin de voir si les éléments de notre réducteur ne subissent pas trop de contraintes. L'étude sera également l'occasion pour nous de mettre en application les connaissances en mécanique générale et en résistance des matériaux acquises au cours de notre cycle d'étude et sera consacré aux calculs et dimensionnements d'engrenages.

VIII. Conclusion

Dans ce chapitre on a représenté les grandes familles des réducteurs de vitesse qui sont largement utilisés dans l'industrie. L'entreprise des ciments et dérivées de Chlef ECDE mis en œuvre plusieurs type des réducteurs le choix de type à utiliser dépend des conditions et de l'environnement de travail.

Dans les chapitres suivant on s'intéresse à un seul type des réducteurs qui est le réducteur à train ordinaire à roue cylindrique à denture hélicoïdale.

Chapitre II

Etude technique de réducteur de vitesse type SKK-AC**I. Introduction**

Kawasaki Heavy Industries, Ltd. est une multinationale japonaise spécialisée dans la fabrication de motos, d'équipements lourds, d'engins militaires, la construction aérospatiale, la construction ferroviaire et les chantiers navals. L'entreprise est également présente dans la robotique industrielle et les le secteur de l'énergie.

Kawasaki c'est le constructeur des lignes de production dans l'entreprise des ciments et dérivées de Chlef, la première ligne en 1978 et la deuxième en 1980.

Le réducteur que nous allons étudier dans notre mémoire a été fabriqué et mise en place par Kawasaki en 1978, le réducteur présente une grande fiabilité et robustesse,

Dans ce chapitre, nous présentons les caractéristiques et la technologie de ce réducteur.

II. Fonctionnement du réducteur

Le réducteur SKK-AC doit transmettre une puissance $P=160\text{Kw}$ depuis un moteur électrique qui tourne avec une vitesse de rotation $N_e=1000\text{tr/min}$ vers un tambour lié à une bande transporteuse, le réducteur doit réduire la vitesse d'entrée de $N_e=1000\text{tr/min}$ à une vitesse de sortie $N_s=33.3\text{tr/min}$. La bande transport des blocs de matière primaire (argile, gypse, calcaire, sable) de 1 à 30 mm vers le Staker pour la pré-homogénéisation de mélange. Le rôle de réducteur est de transmettre un couple suffisant à la bande transporteuse avec une vitesse de rotation réduite pour qu'elle transporte la matière primaire.



Figure 1: Illustration le positionnement de réducteur de vitesse dans processus de production

III. Technologie de réducteur

III.1. Composants de réducteur

Le SKK-AC est un réducteur de vitesse à engrenage cylindrique à denture hélicoïdale qui se compose d'un train de réduction ordinaire à deux étages avec trois arbres parallèles, l'arbre d'entrée avec une vitesse de rotation $N=1000\text{tr/min}$, l'arbre intermédiaire et l'arbre de sortie avec une vitesse $N_s=33.3\text{tr/min}$. (figure 2)

L'arbre d'entrée contient un pignon A cylindrique à denture hélicoïdale qui s'engrène avec une roue dentée B.

La roue dentée B est liée avec l'arbre intermédiaire par une clavette à bout rond sur le même arbre se trouve le pignon C.

Le pignon C s'engrène avec la roue D liée avec l'arbre de sortie par une clavette à bout rond.

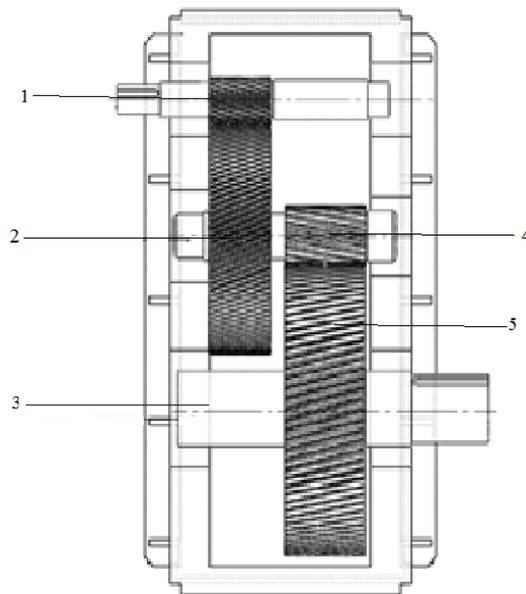
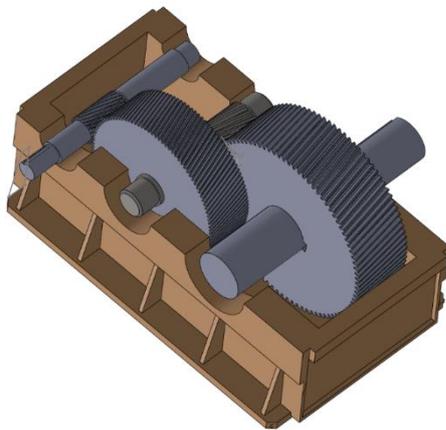


Figure 2: Disposition des arbres et engrenage dans le réducteur

- 1 : pignon A
- 2 : la roue dentée B
- 3 : arbre de sortie
- 4 : pignon C
- 5 : arbre intermédiaire

III.2. Aperçu générale sur la transmission de mouvement

Le moteur électrique fait tourner l'arbre d'entrée avec une vitesse de rotation $N_e=1000\text{tr/min}$. La transmission de mouvement vers l'arbre intermédiaire se fait par l'engrènement de pignon A avec la roue B, le pignon C se trouve dans le même arbre avec la roue B alors il tourne avec la même vitesse de rotation de l'arbre intermédiaire. Le pignon C transmet le mouvement vers l'arbre de sortie en s'engrenant avec la roue D, l'arbre de sortie est lié avec le tambour de la bande transporteuse avec un accouplement rigide à dents.

III.3. Engrenage à denture hélicoïdale

Le réducteur est équipé de deux paires d'engrenage cylindrique à denture hélicoïdale qui présente les avantages suivants :

Transmission plus souple, plus progressive, et moins bruyante. Conduite plus grande (2 à 3 couple de dents toujours en prise). Transmission des efforts importants et des vitesses élevées. Réalisation facile d'un entraxe imposé (en faisant varier la valeur de l'angle de pression) Mais aussi présente les inconvénients suivants : Effort parasite supplémentaire due à l'angle d'hélice (charge axiale sur les paliers de l'arbre) Rendement un peu moins bon.

IV. Etude technique

IV.1. Caractéristiques technique de réducteur

IV.1.1. Les matériaux utilisés

Le tableau ci-dessous représente la composition des matériaux utilisé [4] :

Matériaux	C%	Mn%	S%	P%	Si%	Cr%	Mo%
Pignon A JIS-SNC2	0.26-0.35	0.35-0.65	0.030max	0.030max	0.15-0.35	0.60-1.00	
Roue B JIS-SCM4	0.38-0.43	0.60-0.85	0.030max	0.030max	0.15-0.35	0.85-1.25	0.15-0.35
Pignon C JIS-SCM22	0.18-0.23	0.60-0.85	0.030max	0.030max	0.15-0.35	0.90-1.20	0.15-0.30
Roue D JIS-S50C	0.47-0.53	0.60-0.90	0.035max	0.035max	0.15-0.35		
Arbre de sortie JIS-S45C	0.42-0.48	0.60-0.90	0.035max	0.035max	0.015-0.35		

IV.1.2. Caractéristiques mécaniques des matériaux utilisés

Matériaux	Limite élastique Rp0.2 (Mpa)	Résistance à la traction (Mpa)	Module d'élasticité E (Gpa)	Coef. Poisson
JIS-SNC2 PIGNON A	272	728	522	334
Roue B JIS-SCM4	342	976	142	313
Pignon C JIS-SCM22	124	917	919	431
Roue D JIS-S50C	375	630	200-215	

IV.2. Traitement globale et superficiel des engrenages

Le traitement thermique des engrenages améliore leur propriétés mécaniques (dureté, limite, d'élasticité, limite à la rupture), diminue leur fragilité et supprime les tension interne dans le matériau. L'engrenage doit présenter à la fois une grande résilience et une importante résistance à l'usure. En effets engrenages subissent des efforts brusque (par exemple lors de démarrage du moteur électrique) ces efforts sont assimilables à des chocs et d'où les engrenages doivent être résilients.

a) Cimentation

Il consiste à diffuser le carbone dans les surfaces frottantes des dents en portant ces surfaces à une température supérieure à 930°C. Le traitement de cimentation est suivi d'une trempe et d'un revenu pour éviter l'écaillage de la surface cimentée au moindre choc. L'épaisseur de la couche cimentée est en générale de 1 mm, la vitesse de pénétration est trop rapide. La couche superficielle de matériau devient saturée en carbone ce qui augmente énormément la fragilité de cette couche donc cette vitesse doit être bien contrôlée

- b) **La trempe** : c'est le premier traitement thermique réalisé dans la masse des engrenages, il a pour but d'améliorer certaines propriétés mécaniques (résistance élastique, dureté, etc.) au détriment des autres (résilience et ductilité).
- c) **Le revenu** : est un traitement thermique qui est effectué toujours après la trempe, il améliore la ductilité, la résilience ou la résistance aux chocs en gardant une dureté raisonnable et supprime les contraintes internes créées lors de la trempe et qui sont en partie responsable de la fragilité du matériau, pour que le cœur des dents garde ça ductilité on utilise des aciers à faible teneur en carbone (de 0.02% à 0.5%).

IV.3. Système de lubrification

La méthode de lubrification utilisée est le barbotage le carter de réducteur est aménagé d'une lumière de graissage, d'un bouchon de vidange, d'un détecteur de niveau d'huile, d'une ouverture aérant et de quatre crochets de suspension. Le réducteur reçoit intérieurement une couche de peinture à l'épreuve de l'huile.

La quantité d'huile nécessaire à la lubrification est 120 litres introduit au réducteur par la lumière de remplissage. Le niveau correct est visible par l'intermédiaire d'une jauge graduée, à l'arrêt, le niveau doit se situer entre les repères prévus à cet effet.

Le vidange s'effectue par une vanne qui se trouve au point bas de réducteur. Cette opération doit s'effectuer de préférence immédiatement après un temps de marche de réducteur, lors la température de l'huile s'est stabilisée, l'échauffement donnant une meilleure fluidité au lubrifiant.

Le tableau suivant représente les marques de l'huile recommandé par le constructeur

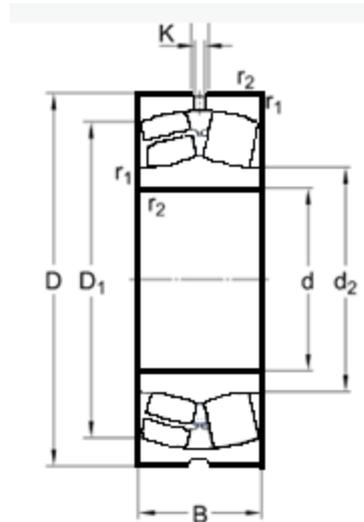
IV.4. Roulements et leurs montages

Les roulements à rotule sur rouleaux comportent deux rangées de rouleaux symétriques roulant entre une piste sphérique commune aux deux rangées sur la bague extérieure et deux pistes séparées sur la bague intérieure. Le centre de la piste sphérique sur la bague extérieure se situe sur l'axe au milieu du roulement. Les roulements à rotule sur rouleaux s'accommodent d'un désalignement. Ils sont auto-aligneurs comme les roulements à rotule sur billes ou les roulements CARB. Ils sont conçus pour supporter de fortes charges radiales et axiales dans les deux sens. Ils sont robustes et possède une longue durée de service. Les rouleaux à guidage automatique réduisent le frottement et la chaleur en résultant. La bague de guidage flottante guide les rouleaux non chargés afin qu'ils pénètrent dans la zone chargée dans une position optimale. [5]

Chaque arbre de réducteur est supporté par deux roulements à rotule sur rouleaux

IV.4.1. Caractéristiques dimensionnelles des Roulements

	22320 arbre d'entr ée	23226 Arbre intermédiaire	23230 Arbre intermédiaire	23044 Arbre de sortie
d mm	100	130	150	220
D mm	215	230	270	340
B mm	73	80	96	90
d ₂ mm	130	151	175	250
D ₁ mm	184	196	228	306
b mm	11.1	8.3	11.1	13.9
k mm	6	4.5	6	7.5
r _{1,2} mm	3	3	3	3



IV.4.2. Montages des roulements

Les roulements sont montés sur l'arbre avec tolérance h6 et sur l'alésage avec un tolérance H6. La figure 3 représente les tolérances sur l'arbre et l'alésage. [5]

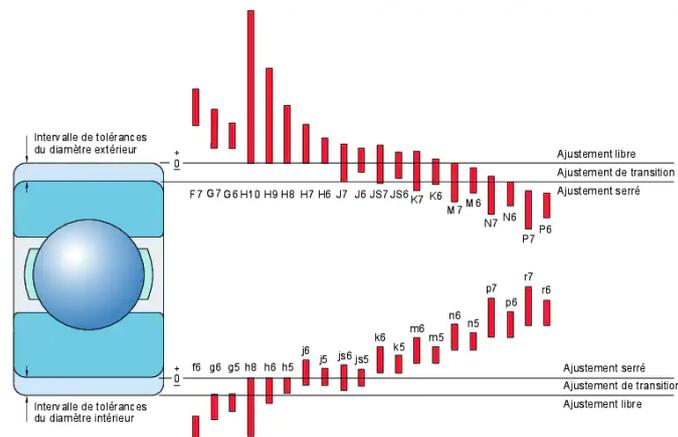


Figure 3: Tolérances des roulements [5]

IV.4.3. Obstacles des roulements

a) Arbre d'entrée

Le roulement A est suspendu par l'épaulement de l'arbre à l'intérieure et par un chapeau de roulement sur la bague supérieure à l'extérieure (figure 4)

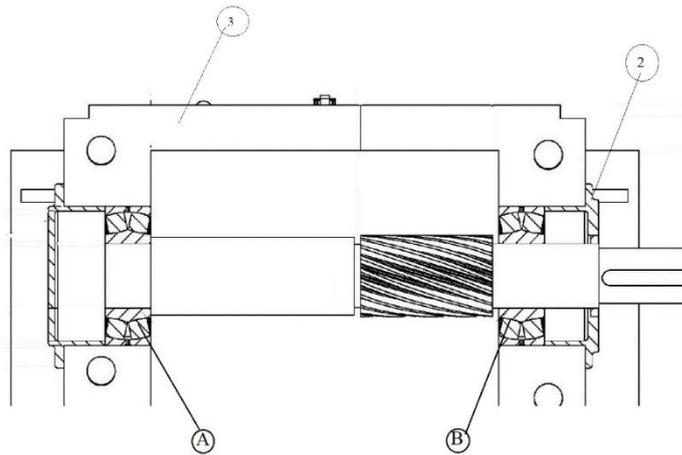


Figure 4: Montage des roulements sur l'arbre d'entrée

b) Arbre intermédiaire

Le roulement C est suspendu par le circlips 2 et par le chapeau de roulement 3

Le roulement D est suspendue par l'épaulement de l'arbre d'un côté et d'un écrou à encoche et rondelle frein sur l'autre, et par un chapeau de roulement sur la bague supérieure (figure 5)

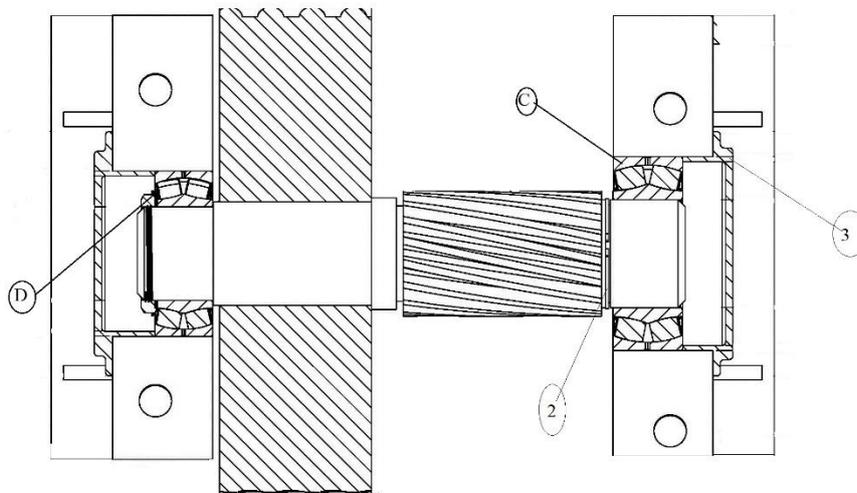


Figure 5: Montage des roulements sur l'arbre intermédiaire

c) Arbre de sortie :

Le roulement E est suspendu par un circlips sur l'arbre et par un chapeau de roulement sur la bague supérieure.

Le roulement E est suspendu par l'épaulement et par le chapeau de roulement sur la bague supérieure. (Figure 6)

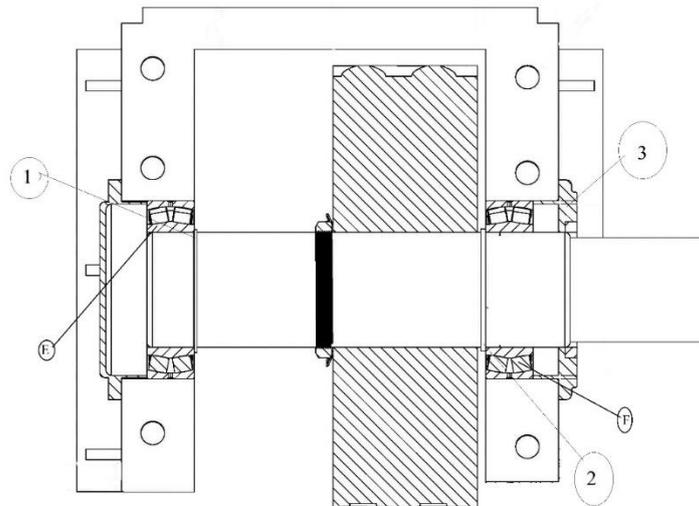


Figure 6: Montage des roulements sur l'arbre de sortie

V. Installation de réducteur

Le réducteur est installé dans le hall de stockage de mélange dans la zone matière primaire. Le hall de stockage de mélange est une grande structure en charpente métallique dans lequel on stock le mélange par la formation de deux tas de 50.000 T chacun, il comporte deux équipement essentiel :

Staker : C'est un appareil de mise en stock et de pré-homogénéisation, qui suivant un mouvement de va et vient décharge la matière le long du tas sous forme de couches superposés sa capacité est 1500T/H entraîné par un moteur de 55 kW pour une band flèche. D'un moteur de 15kw pour le freinage magnétique et d'un moteur de 15 kW pour le levage de la flèche il est équipé d'un système de fin de course magnétique.

Pond récupérateur : C'est un appareil pour reprise du stick et éventuellement pour la pré-homogénéisation, la reprise sera de sorte que lors d'une passe on aura un produit mélange ou toutes les couches stockées entrent dans sa composition. La capacité du pont est de 800 T/H entraîné par 2 moteurs de translation rapide de 15 kW et de translation lente de 0.15 kW, un moteur de la chaine de 75 kW est un moteur de translation des râteaux de 37 kW.

V.1. Description de l'installation

L'ensemble réducteur+ moteur + accouplements peut être installé soit :

- assemblé et aligné sur plaque de base, socle ou châssis, dans ce cas on lui donne le nom de Groupe.
- en éléments séparés qu'il faudra installer et aligner.

V.2. Emplacement

Vérifier que :

Si l'appareil doit fonctionner en extérieur, sa conception le permet. L'entretien et le contrôle sont possibles (libre accès à toutes les parties de l'appareil et de sa machine d'entraînement). L'accès et l'utilisation d'un appareil de levage sont possibles pour la manutention des pièces d'un poids supérieur à 20 Kg.

V.3. Fondation

Le réducteur doit être monté sur une fondation suffisamment rigide et massive pour absorber :

- Les efforts dus au couple transmis avec une déformation minimale qui n'altère pas l'alignement des arbres et l'engrènement des dentures.
- Les vibrations et ne pas créer de résonances.

Le type de fondation qui répond au mieux à ces besoins consiste en un cadre en acier soudé vissé et noyé dans le béton.

Le plan de pose de ce cadre qui reçoit l'appareil sera usiné avec une tolérance de planéité inférieure ou égale à 0,1 mm pour éviter les déformations.

V.4. Alignement

L'alignement, qui consiste à réaliser en service la coïncidence des axes de rotation, est indispensable pour un bon fonctionnement de l'ensemble.

Pour réaliser cet alignement on peut se référer aux schémas de principe donnés dans les figures au-dessous sachant que :

- S'il s'agit d'un groupe, on alignera celui-ci par rapport à l'axe de la machine entraînée.
- S'il s'agit d'éléments séparés on procédera en 2 temps :
- Alignement du réducteur/ multiplicateur par rapport à l'axe de la machine entraînée.
- Alignement du moteur par rapport à l'axe du réducteur / multiplicateur.

L'alignement vertical s'effectue à l'aide de cales disposées sous les pattes, de surface identique à celle du plan d'appui des pattes. Pour les appareils de grosse dimension, des vis vérins sont aménagées pour faciliter cette opération.

L'alignement horizontal s'effectue par glissement latéral éventuellement facilité par des vis vérins.

V.4.1. Schémas de principe d'alignement

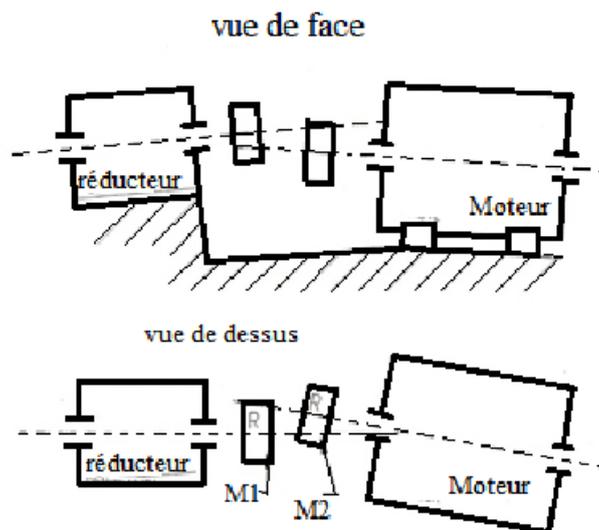


Figure 7: Schéma d'alignement position initiale

a) Position initial

Le réducteur est solidaire du massif, du socle, des tuyauteries et des circuits annexes

Le moteur repose sur le socle, les boulons de fixation approchés à la main

Les repères R sont tracés sur les manchons M1 et M2

M : manchons du réducteur

M2 : mouchons de moteur

b) Première Opération

Amener l'axe du moteur parallèle à l'axe du réducteur :

Le comparateur fixé sur M1 agit sur la face AB de M2.

On lit les distances telles que $L1$ à $12H - 3H - 6H - 9H$ au cours d'une rotation simultanée des deux arbres.

Le parallélisme est réalisé lorsqu'il y a égalité des 4 lectures. Il est obtenu par ripage dans le plan horizontal et calage dans le plan vertical

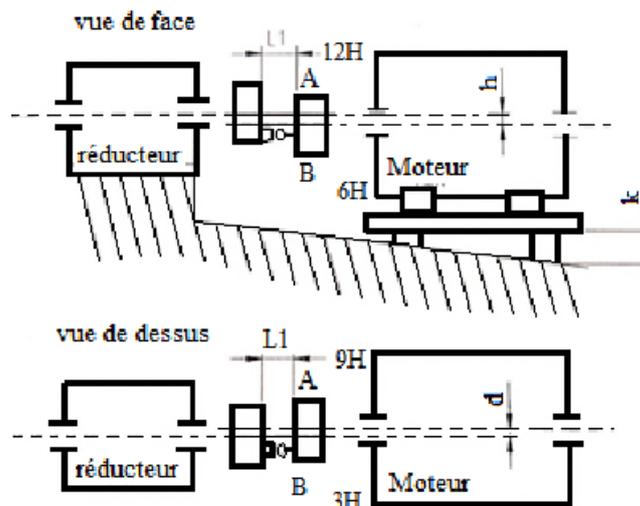


Figure 8: schéma d'alignement premier opération

Le calage K peut être placé soit sous le socle soit sous les pattes du moteur.

Le croquis donne la position des axes après cette opération. Les écarts (h) et (d) sont mesurables.

c) Deuxième Opération

Amener les deux axes en coïncidence :

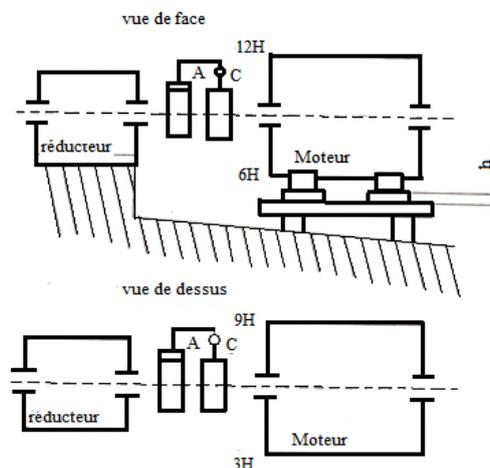


Figure 9: schéma d'alignement deuxième opération

Le comparateur fixé sur M1 agit toujours sur la surface cylindrique AC de M2.

On lit les écarts de concentricité au cours d'une rotation :

(d) entre 3H et 9H

(h) entre 6H et 12H

Un ripage de (d) dans le plan horizontal et un calage de (h) dans le plan vertical amène l'égalité de lecture et entraîne la concentricité des rotations et la coïncidence des axes.

Le calage(h) se fait entre socle et moteur. Le croquis donne la position des axes après cette opération

VI. Conclusion

On a vu dans ce chapitre les principales caractéristiques techniques de réducteur SKK-AC qui est un équipement fiable et robuste. D'après l'ingénieur de maintenance monsieur Ketrroussi le réducteur n'a jamais tombé défaillant pendant toute sa durée de vie. Les opérations de maintenance préventive de réducteur sont la vidange et le changement de l'huile de lubrification, aucune opération de maintenance correctif n'a été appliqué sur le réducteur.

Calculs des caractéristiques de réducteur de vitesse

I .Introduction

L'entreprise qui a fabriquée le réducteur a laissé des données techniques suffisant pour fabriquer un autre réducteur tel que le module, le nombre des dents, et les matériaux.

On a utilisé ces données pour créer un modèle de ce réducteur par un logiciel de conception assisté par ordinateur SolidWorks et effectuer des simulations de mouvement et des efforts sur le réducteur

Dans ce chapitre vous trouvez le dessin de définition de chaque élément de réducteur et les calculs des efforts et des dents son réalisés par Matlab

II . Description de système de réduction

II .1 . Dessin d'ensemble de réducteur

Le réducteur est lié d'un côté d'un moteur électrique de puissance $P=160\text{KW}$ et de vitesse de rotation de 1000tr/min par un accouplement hydraulique. Dans l'autre côté le réducteur est liée à un tambour qui port la bande transporteuse par un accouplement mécanique.

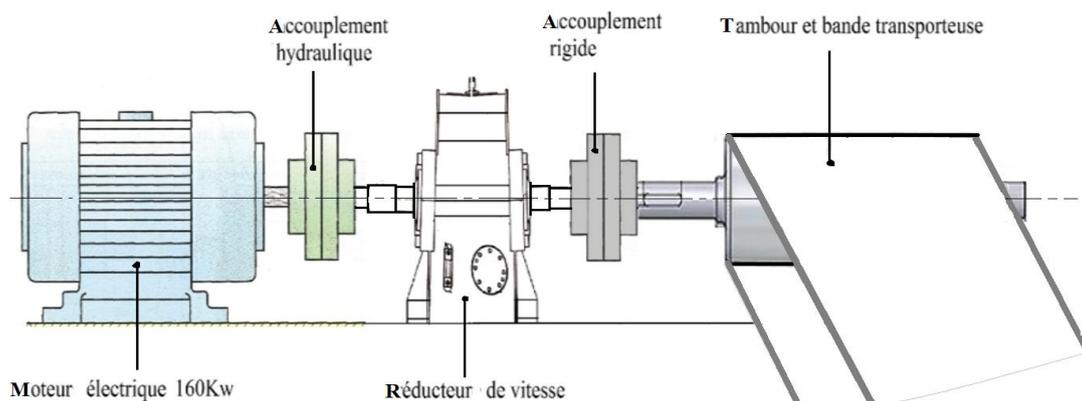


Figure 0-1 Dessin d'ensemble de réduction

II .2 . Accouplement hydraulique

Un accouplement hydraulique, trois composants :

Le carter (muni de joints d'étanchéité à la naissance des arbres), contient le fluide et les turbines.

Deux turbines (munies de pales) :

L'une connectée à l'arbre moteur, appelée « pompe », entraîneur ou primaire ;

L'autre connectée à l'arbre entraîné, appelée turbine, ou secondaire.

La turbine motrice, est mise en rotation par un moteur à combustion interne ou un moteur électrique. Cette roue communique au fluide un mouvement tourbillonnaire vers les pales de la turbine secondaire. Le moindre écart entre la vitesse angulaire de l'« étage d'entrée » et de l'« étage de sortie » développe un couple sur l'arbre secondaire qui l'entraîne en rotation dans la même direction que la pompe.



Figure 0-2:Accouplement hydraulique.

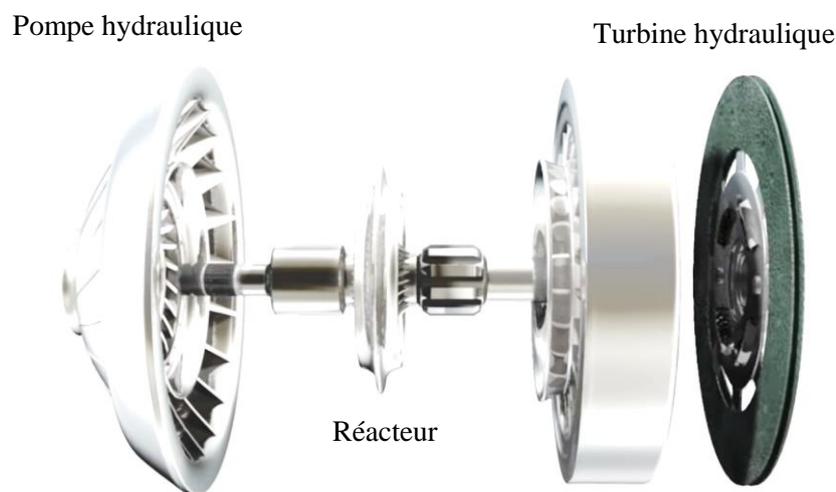


Figure 0-3: Vue éclatée de l'accouplement hydraulique

II .3 . Accouplement rigide

Les accouplements fixes ou rigides comportent deux brides qui viennent se fixer aux extrémités de chaque arbre. Ils sont davantage polyvalents que les coupleurs à manchon, et peuvent être posés sur des arbres en place. Ils sont généralement assez épais pour que des boulons traversant assurent la solidarité en rotation des deux arbres. Les coupleurs rigides à flans sont réservés aux couples élevés pour les machines industrielles : ils sont faits d'un manchon cylindrique terminé à l'about par une collerette. Chacun des deux coupleurs est placé à l'extrémité d'un arbre de façon à plaquer les deux collerettes l'une contre l'autre. On solidarise les deux collerettes par des boulons ou des rivets. Ce système de fixation permet d'ailleurs d'assurer la coaxialité des deux arbres avant la fixation proprement dite.

On a recours à des accouplements rigides lorsqu'un alignement précis des axes de rotation est nécessaire ; un désalignement des arbres affectera les performances de l'accouplement ainsi que sa durée de vie.

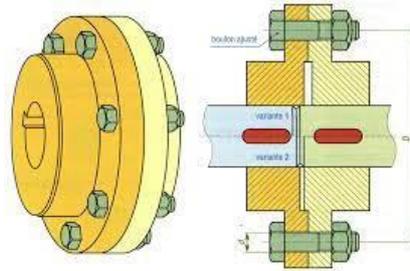


Figure 0-4: Accouplement rigide

II .4 . Schémas cinématique de réducteur

Le réducteur est composé de deux étages de réduction, le premier étage contient le pignon arbré A qui tourne avec une vitesse de 1000tr/min, le pignon arbré A engrène avec la roue denté B qui est fixé à l'arbre intermédiaire par une clavette à bout rond.

Le deuxième étage de réduction contient le pignon arbré C qui se trouve à côté de la roue denté B, et la roue denté D qui est fixé par une clavette à bout rond sur l'arbre de sortie.

L'arbre de sortie tourne avec une vitesse de 33.3tr/min

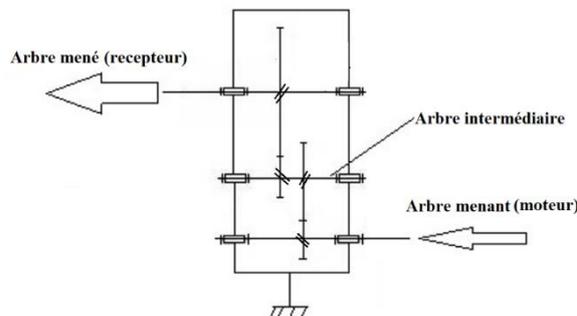


Figure 0-5: Dessin schématique de réducteur de vitesse

III . Présentation de réducteur

III .1 .Vue isométrique de réducteur

Cette figure représente la vue isométrique de réducteur assembler. La Figure 0-6 représente la face d'entrée et la Figure 0-7 représente la face de sortie.

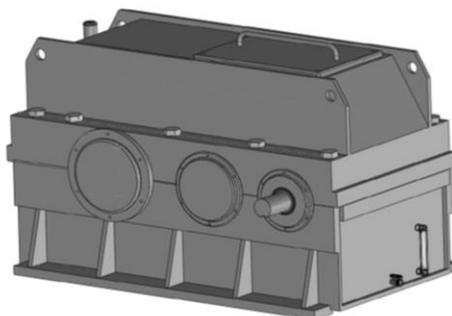


Figure 0-8: Vue isométrique de réducteur face de sortie

III .2 . Vue éclatée de réducteur

La figure représente la vue éclatée de réducteur, toutes le composant de réducteur sans représenter dans cette figure

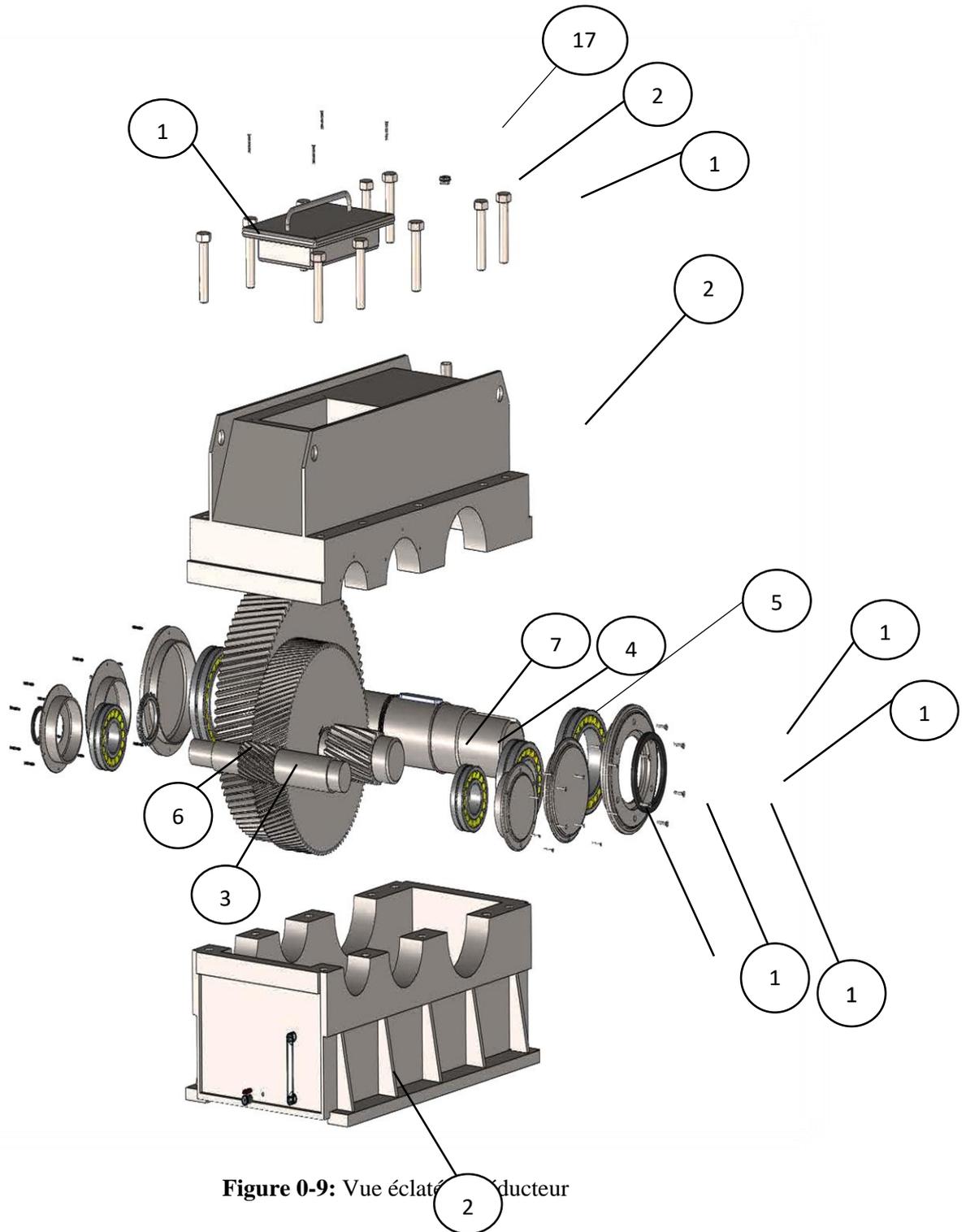


Figure 0-9: Vue éclatée du réducteur

III .3 . Liste des éléments de réducteur de vitesse

1	Carter inférieur
2	Carter supérieur
3	Arbre d'entrée
4	Arbre intermédiaire
4	Arbre de sortie
5	Arbre de sortie

6	Pignon arbré A
7	Pignon arbré C
8	Roue denté B
9	Roue dentée D
10	Roulements (mentionné dans le chapitre 2)
11	Chapeau de roulement
12	Ecrou à encoche et rondelle frein de l'arbre pour la roue D (voir annexe E)
13	Ecrou à encoche et rondelle frein pour roulement
14	Joint d'étanchéité grand vitesse pour l'arbre d'entrée
15	Joint d'étanchéité petit vitesse pour l'arbre de sortie
16	Couvert de l'ouverture aérant
17	Vis pour couvert de l'ouverture aérant
18	Vis de fixation de carter supérieure avec le carter inferieure
19	Vis de fixation de chapeau de roulement avec le carter 6vis/chapeau
20	Vanne de vidange
21	Bouchon de remplissage.

Vous trouvez dans l'annexe toutes les spécifications techniques des accessoires utilisé.

IV . Dessin de définition de réducteur

La figure représente le plan original de réducteur donné par l'entreprise des ciments et dérivées ECDE. A partir de ce plan on a réalisé le modèle 3d.

La figure représente la mise en plan de réducteur réalisé par SolidWorks

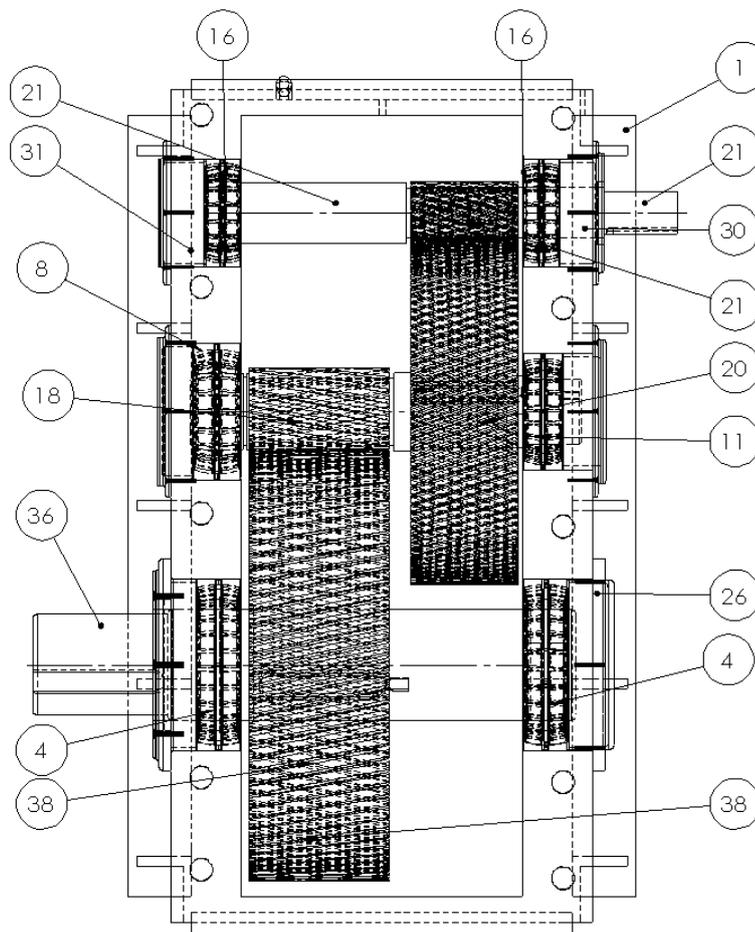


Figure 0-10: Dessin d'ensemble de réducteur de vitesse

IV .1 .Présentation des éléments principaux de réducteur

IV . 1 .1 Le pignon A et la roue B

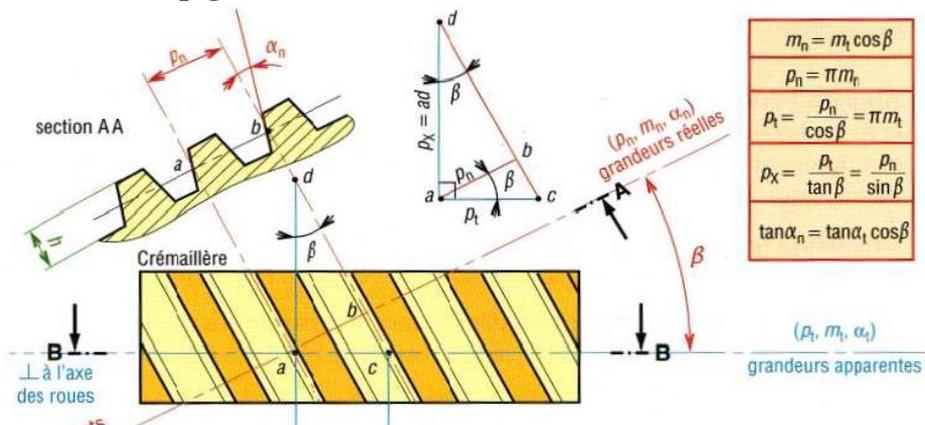


Figure 0-11: Caractéristiques géométriques des dents

Tableau 0-1:Caractéristiques géométriques des dents de pignon A et de la roue B

Caractéristiques	Relations	Pignon A	Pigne B
Module normal	m_n	6	6
nombre de dents	Z	19	106
diamètre primitif	$d=ha/m_n$	120.94mm	674.73mm
saillie de denture	$ha=m_n$	6mm	6mm
creux de denture	$hf= 1.25.m_n$	7.5mm	7.5mm
diamètre de tête	$da=d+2ha$	105.94mm	686.73mm
diamètre de pied	$df=d-2.hf$	132.94mm	659.73mm
Le pas réel	$p_n=\pi.m_n$	18.80mm	18.80mm
Le module apparent	$m_t= m_n/\cos(\beta)$	6.36	6.36
Le pas apparent	$p_t=p_n/\cos(\beta)$	19.94	19.94
L'angle de pression	α	20°	20°
L'angle d'hélice	β	19.5°	19.5°

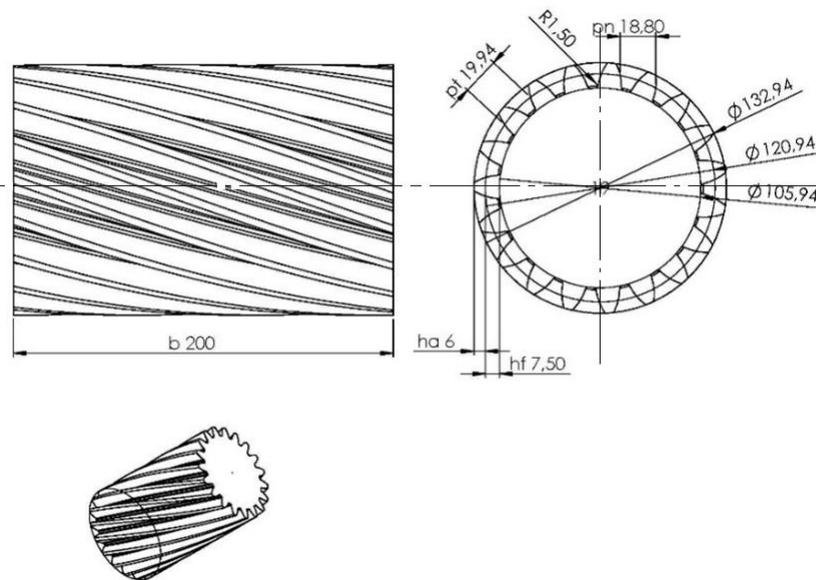


Figure 0-12: Dessin de définition de pignon A

Remarque : le pignon A et le pignon B ont le même module, angle de pression et angle d'hélice il n'est pas nécessaire de présenter les deux.

IV . 1 .2 Le pignon C et la roue D :

Tableau 0-2: caractéristique géométrique des dents de pignon C et de la roue D

Nom	symbole	Pignon C	Roue D
Module normal	m_n	9	9
nombre de dents	Z	17	91
diamètre primitif	$d=m_t.Z$	156.71mm	838.90mm
saillie de denture	$ha=m_n$	9mm	9mm
creux de denture	$hf= 1.25.m_n$	11.25mm	11.25mm
diamètre de tête	$da=d+2ha$	174.71mm	686.73mm
diamètre de pied	$df=d-2.hf$	134.21mm	816.40mm
pas réel	$p_n=\pi.m_n$	27.29mm	27.29mm
module apparent	$m_t=$ $m_n/\cos(\beta)$	9.23mm	9.23mm
pas apparent	$p_t=p_n/\cos(\beta)$	28.87mm	28.87mm
angle de pression	α	20°	20°
angle d'hélice	β	12.5°	12.5°

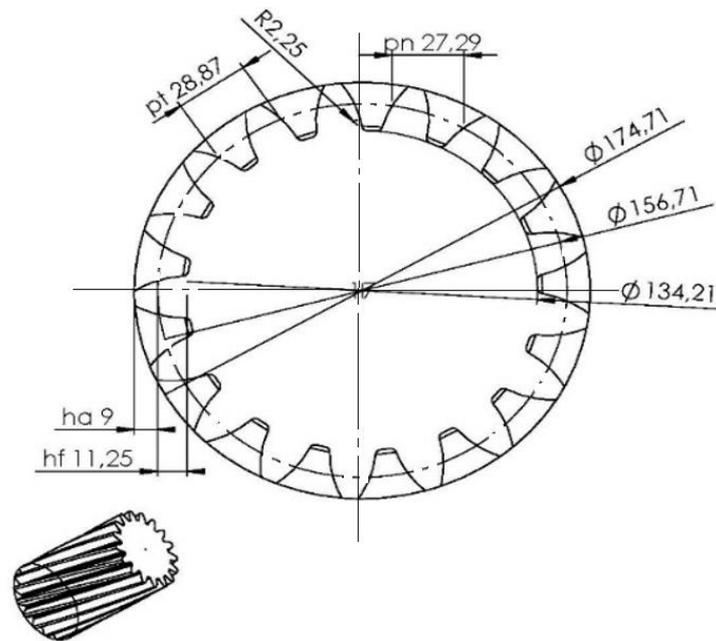


Figure 0-13 : Dessin de définition de pignon

Analyse et observation

Le module (m) c'est la caractéristique principale qui donne la forme aux dents d'engrenage, plus le module est grand plus les dents sont de grande forme et donc plus résistant. Si on compare entre les deux figures précédentes on observe une différence évidente dans la forme entre les engrenages de premier et deuxième étage.

D'après les tableaux le module des engrenages de deuxième étage est supérieur de celle de premier qui donne une grande forme et grande résistance au deuxième étage, ça c'est nécessaire parce que le deuxième étage transmet un couple plus important.

Reference : NF ISO 54 :1996

Valeurs normalisées du module m (NF ISO 54)										
Valeurs principales en mm					Valeurs secondaire en mm					
0.06	0.25	1.25	5	20	0.07	0.28	1.125	5.5	22	
0.08	0.30	1.5	6	25	0.09	0.35	1.375	7	28	
0.10	0.40	2	8	32	0.11	0.45	1.75	9	36	
0.12	0.50	2.5	10	40	0.14	0.55	2.75	11	45	
0.15	0.80	3	12	50	0.18	0.7	3.5	14	55	
0.20	1.0	4	16	60	0.22	0.9	4.5	18	70	

IV . 1 .3 Représentation des arbres

IV .1 .3 .1 Arbre intermédiaire

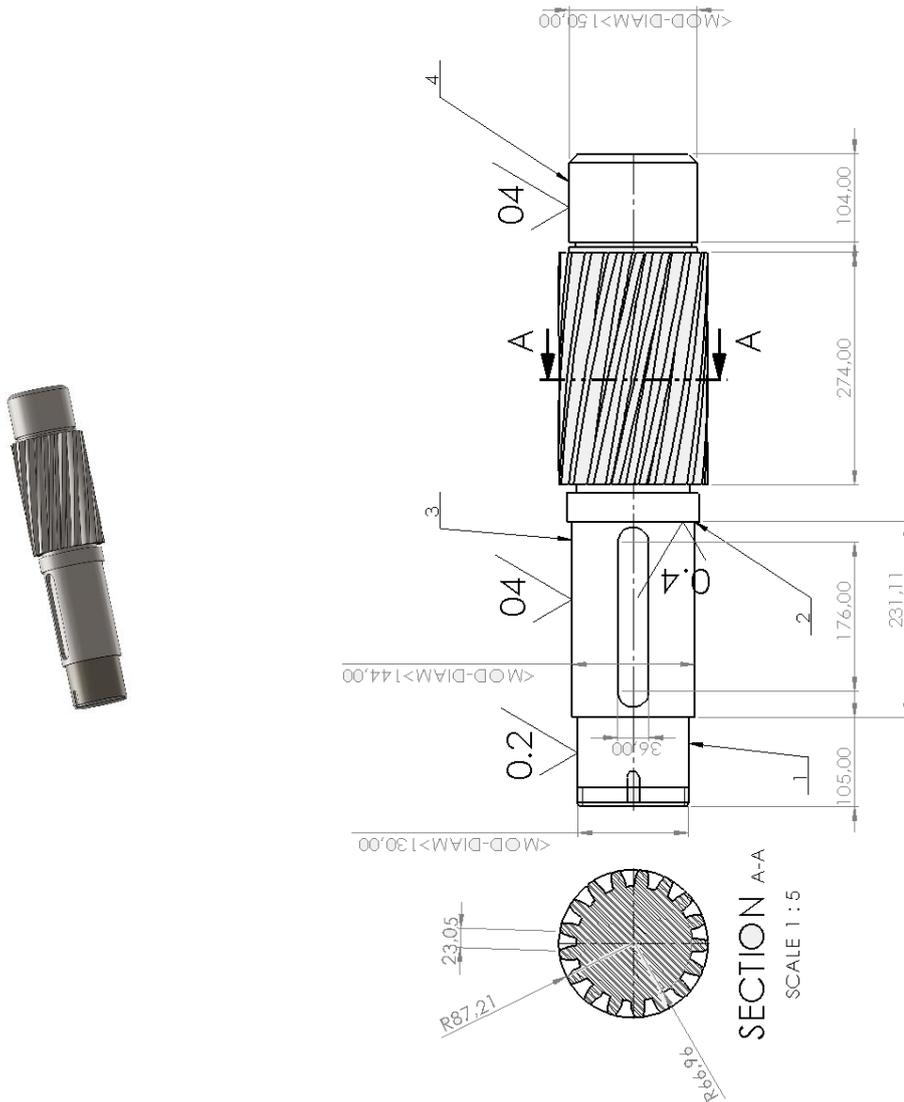


Figure 0-14: Dessin de définition de l'arbre intermédiaire

V . Calcul cinématique

V .1 . Détermination de rapport de transmission :

Le rapport de transmission et le rapport entre la vitesse d'entrée et la vitesse de sortie de réducteur

$N_e = 1000 \text{ tr/min}$

$N_s = 33.33 \text{ tr/min}$

$$i_T = \frac{N_s}{N_e} = 0.033 \dots \dots \dots (1)$$

V .2 . Rapport de transmission entre l'arbre d'entrée et l'arbre intermédiaire $i_{1/2}$:

C'est le rapport entre le nombre des dents de pignon A et le nombre des dents de la roue B

$$i_{1/2} = \frac{z_a}{z_b} = 0.179 \dots \dots \dots (2)$$

V.3 . Rapport de transmission entre l'arbre intermédiaire et l'arbre de sortie i_{2/3}

C'est le rapport entre le nombre des dente de pignon C et le nombre des dents de la roue D

$$I_{2/3} = \frac{Z_c}{Z_d} = 0.187 \dots \dots \dots (3)$$

V.4 . Vitesse de rotation des arbres

V.4.1 Arbre d'entrée :

$$N_1 = N_e = 1000 \text{ tr/min}$$

V.4.2 Arbre intermédiaire :

$$N_2 = N_1 \cdot i_{1/2} = 179 \text{ tr/min}$$

V.4.3 Arbre de sortie :

$$N_3 = N_1 \cdot i_T = 33.33 \text{ tr/min}$$

VI. Calcul des efforts agissant sur les dents

Soit un engrenage de diamètre primitif d_1 et d_2 , d'angle de pression α et d'angle d'hélice β . Supposons le pignon moteur, de vitesse angulaire ω_1 , transmettant un couple moteur M_a . L'action de la denture de pignon sur celle de la roue se traduit par une force F_{bn} que nous supposons appliquée au milieu de la largeur de denture dirigé suivant la normale commune aux dentures en leur point de contact c'est-à-dire en négligeant la composante de frottement.

Nous pouvons donc déjà dire que, pendant tout l'engrènement, cette force normale F_{bn} a comme support la ligne d'action. Décomposant la force F_{bn} on trouve trois composante

Une composante tangentielle F_t , une composante radiale F_r et une composant axiale due à l'angle d'hélice F_x . [6]

F_n c'est la projection de la force F_{bn} sur le plan vertical

$$F_n = \frac{2 \cdot M_a}{D_b} \dots \dots \dots (4)$$

D_b : le diamètre de base de pignon moteur

La force tangentielle F_t

$$F_t = F_n \cdot \cos(\alpha) \dots \dots \dots (5)$$

La force axiale

$$F_x = F_t \cdot \text{tg}(\beta) \dots \dots \dots (6)$$

La force radiale F_r

$$F_r = F_n \cdot \text{tg}(\alpha) \dots \dots \dots (7)$$

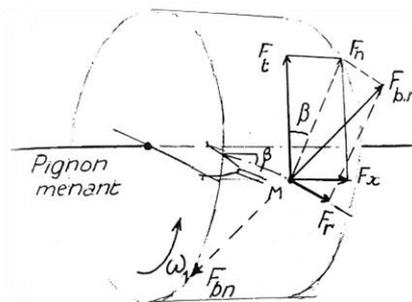


Figure 0-15: Efforts sur les dents. [6]

VI.1 . Effort sur le pignon A

```
2. effort sur la roue B
2.1 le couple moteur
P=160000w
Nb=179.21tr/min
Mb=(30*P)/(pi*Na)
Mb=8525.6819N.m

2.2 l effort normal Fn
Db=0.65973m
Fn=(2*Ma)/Db
Fn=25845.9731N

2.3 effort tangantiel
alpha=20°
Ft=Fn*cos(alpha)
Ft=24287.2702N

2.4 effort axial
Fx=Ft.tan(beta)
Fx=8600.5734N

2.5 effort radial
Fr=Fn.tan(alpha)
Fr=9407.1649N
```

VI.2 .Effort sur la roue B

```
2. effort sur la roue B
2.1 le couple moteur
P=160000w
Nb=179.21tr/min
Mb=(30*P)/(pi*Na)
Mb=8525.6819N.m

2.2 l effort normal Fn
Db=0.65973m
Fn=(2*Ma)/Db
Fn=25845.9731N

2.3 effort tangantiel
alpha=20°
Ft=Fn*cos(alpha)
Ft=24287.2702N

2.4 effort axial
Fx=Ft.tan(beta)
Fx=8600.5734N

2.5 effort radial
Fr=Fn.tan(alpha)
Fr=9407.1649N
```

VI.3 .Effort sur le pignon C

3. effort sur de pignon C

3.1 le couple moteur

$$P=160000w$$

$$Nc=179.21tr/min$$

$$Mc=(30*P)/(pi*Na)$$

$$Mc=8525.6819N.m$$

3.2 l effort normal Fn

$$Dc=0.13422m$$

$$Fn=(2*Mc)/Dc$$

$$Fn=127040.4098N$$

3.3 effort tangantiel

$$\alpha=20^\circ$$

$$Ft=Fn*\cos(\alpha)$$

$$Ft=119378.9356N$$

3.4 effort axial

$$Fx=Ft.\tan(\beta)$$

$$Fx=26465.6729N$$

3.5 effort radial

$$Fr=Fn.\tan(\alpha)$$

$$Fr=46238.9277N$$

VI.4 . Effort sur la roue D :

4. effort sur de la roue D

4.1 le couple moteur

$$P=160000w$$

$$Nd=33.3tr/min$$

$$Md=(30*P)/(pi*Na)$$

$$Md=45882.5061N.m$$

4.2 l effort normal Fn

$$Dd=0.8164m$$

$$Fn=(2*Md)/Dd$$

$$Fn=112402.0238N$$

4.3 effort tangantiel

$$\alpha=20^\circ$$

$$Ft=Fn*\cos(\alpha)$$

$$Ft=105623.3523N$$

4.4 effort axial

$$Fx=Ft.\tan(\beta)$$

$$Fx=23416.1335N$$

4.5 effort radial

$$Fr=Fn.\tan(\alpha)$$

$$Fr=40910.9909N$$

>> |

VII . Efforts agissant sur les arbres

On prend le cas le plus compliqué qui est l'arbre intermédiaire qui porte le pignon C et la roue B. Les charges radiales agissant sur l'arbre sont le poids de la roue B, l'effort radial F_r et l'effort tangentiel F_t

$$\vec{F1} = \vec{Ft} + \vec{Fr} + \vec{Pb}$$

L'effort axial F_x est porté par l'axe de l'arbre.

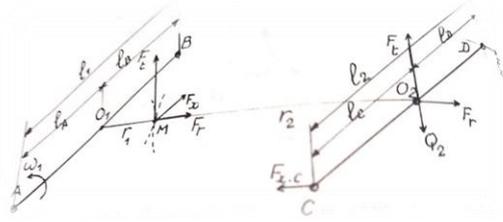


Figure 0-16: Effort sur les arbres

Calcul des réactions aux appuis de l'arbre intermédiaire :

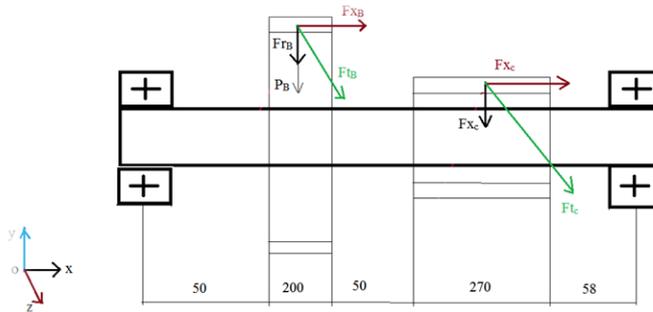


Figure 0-17: Effort sur l'arbre intermédiaire

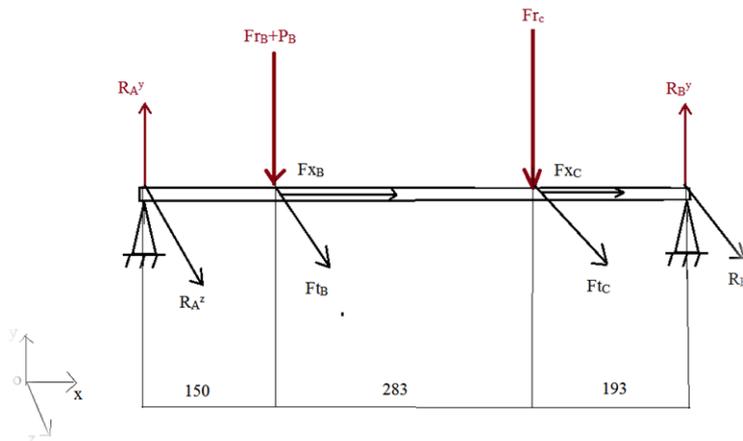


Figure 0-18: Schéma des efforts sur l'arbre intermédiaire

L'équilibre statique :

$$\sum \vec{F}_{ext} = \vec{0}$$

Suivant l'axe (ox) :

$$F_{XB} + F_{XC} = 0$$

$$F_{XB} = -F_{XC}$$

(8)

Suivant l'axe (oy) :

$$R_A^y + R_B^y + Fr_B + P_B + Fr_C = 0 \quad (9)$$

Suivant l'axe (oz):

$$R_A^z + R_B^z + Ft_B + Ft_C = 0 \quad (10)$$

L'équilibre rationnel par rapport au point A :

$$\sum_A \vec{M} = \vec{0}$$

Dans le plan vertical (oxy) :

$$-150 (Fr_B + P_B) - 435 Fr_C + 628 R_B^y = 0$$

$$R_B^y = \frac{150(Fr_B + P_B) + 435 Fr_C}{628} \quad (11)$$

Suivant le plan horizontal (oxz):

$$-150 Ft_B - 435 Ft_C + 628 R_B^z = 0$$

$$R_B^z = \frac{150 Ft_B + 435 Ft_C}{628} \quad (12)$$

Résultat (annexe A) :

```
calcul des réaction aux appuis de l'arbre intermédiaire

Rby=(150*(FrB+Pb)+435*Frc)/628
Rby=35591.4 N

Ray=FrB+Pb+Frc-Rby
Ray=25563.98 N

Rbz=(150*FtB+435*FtC)/628
Rbz=88491.9026 N

Raz=FtB+FtC-Rbz
Raz=55174.2674 N

fx >>
```

VII.1 . Diagramme d'effort tranchant

VII . 1 .1 Suivant le plan vertical (oxy)

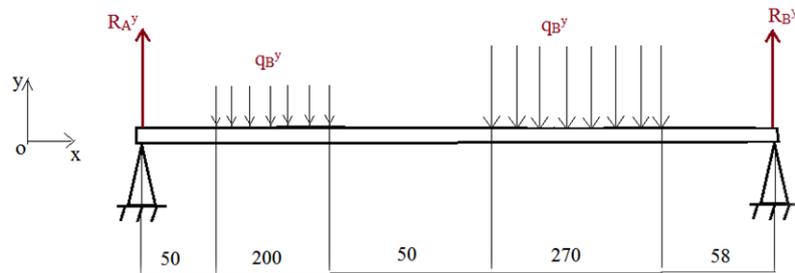


Figure 0-19: Schéma des efforts répartis dans le plan vertical

On suppose que les charges radiales sur l'arbre sont uniformément réparties.

q_B^y : coefficient de répartition des charges appliquées par la roue B sur l'arbre dans le plan vertical

$$q_B^y = \frac{Fr_B + PB}{200} \quad (13)$$

q_C^y : coefficient de répartition des charges appliquées par le pignon C sur l'arbre dans le plan vertical

$$q_C^y = \frac{Frc}{270} \quad (14)$$

$0 \leq x \leq 50$:

$$T(x) = R_A^y \quad (15)$$

$50 \leq x \leq 250$:

$$T(x) = R_A^y - q_B^y \cdot x \quad (16)$$

$250 \leq x \leq 300$:

$$T(x) = R_A^y - (q_B^y \cdot 200) \quad (17)$$

$x \in [300, 570]$:

$$T(x) = R_A^y - (Fr_B + PB) - q_C^y \cdot x \quad (18)$$

$x \in [570, 628]$:

$$T(x) = R_{Ay} - (Fr_B + P_B) - Fr_C \quad (19)$$

Résultat (annexe B1) :

$$0 < x < 50$$

$$T(50) = 25563.98 \text{ N}$$

$$50 < x < 250$$

$$T(250) = 7805.73 \text{ N}$$

$$250 < x < 300$$

$$T(300) = 10647.114 \text{ N}$$

$$300 < x < 570$$

$$T(570) = -86968.236 \text{ N}$$

$$570 < x < 628$$

$$T(628) = -35591.806 \text{ N}$$

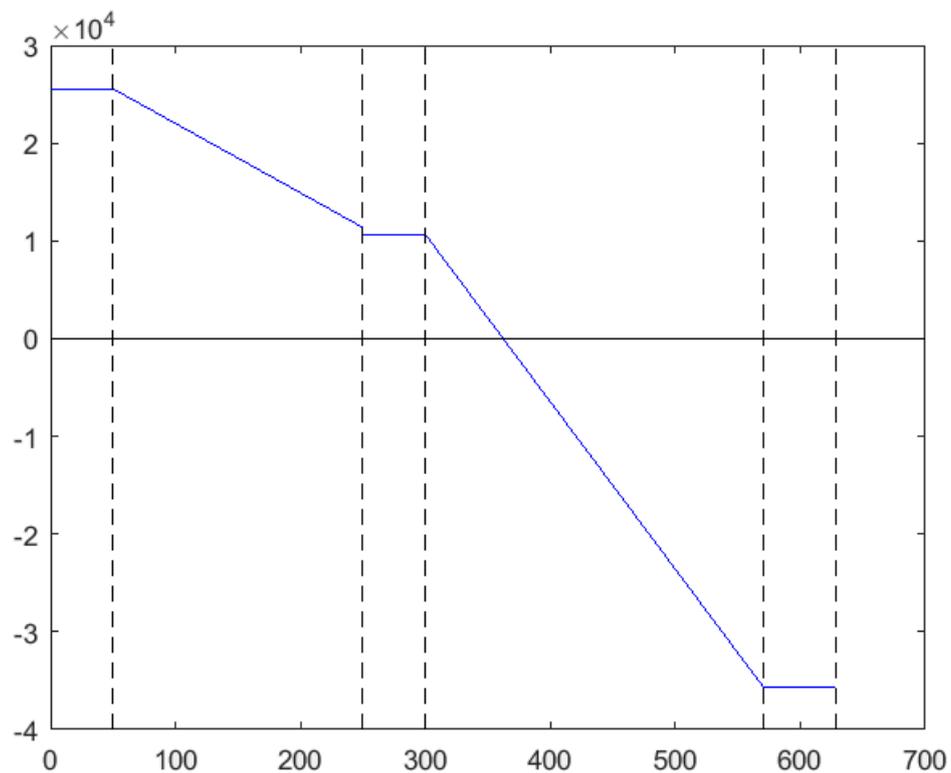


Figure 0-20: Diagramme des efforts tranchants dans le plan vertical

VII . 1 .2 Suivant le plan horizontale (oxz) :

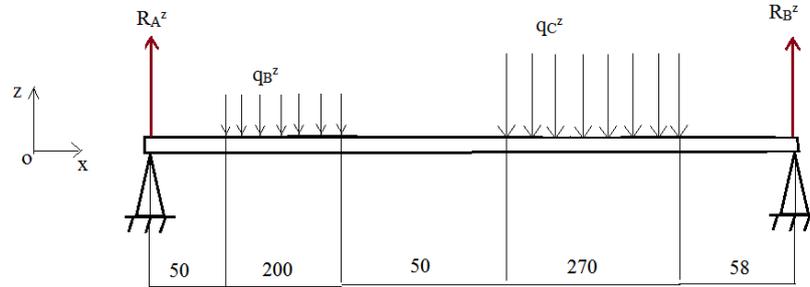


Figure 0-21: Schéma des efforts répartis dans le plan horizontal

q_B^z : coefficient de répartition des charges appliquées par la roue B sur l'arbre dans le plan horizontal

$$q_B^z = \frac{FtB}{200} \quad (20)$$

q_C^z : coefficient de répartition des charges appliquées par le pignon C sur l'arbre dans le plan vertical

$$q_C^z = \frac{Ftc}{270} \quad (21)$$

- $0 \leq x \leq 50$:

$$T(x) = R_A^z \quad (22)$$

- $50 \leq x \leq 250$:

$$T(x) = R_A^z - q_B^z \cdot x \quad (23)$$

- $250 \leq x \leq 300$:

$$T(x) = R_A^z - FtB \quad (24)$$

- $x \in [300, 570]$:

$$T(x) = R_A^z - FtB - q_C^z \cdot x \quad (25)$$

- $x \in [570, 628]$:

$$T(x) = R_A^z - FtB - Ftc \quad (26)$$

Résultat de programmation (annexe B2) :

```

0<x<50
T(50)=55174.2674 N

50<x<250
T(250)=26263.0174 N

250<x<300
T(300)=30887.0074 N

300<x<570
T(570)=-221135.0726 N

570<x<628
T(628)=-88490.9926 N
    
```

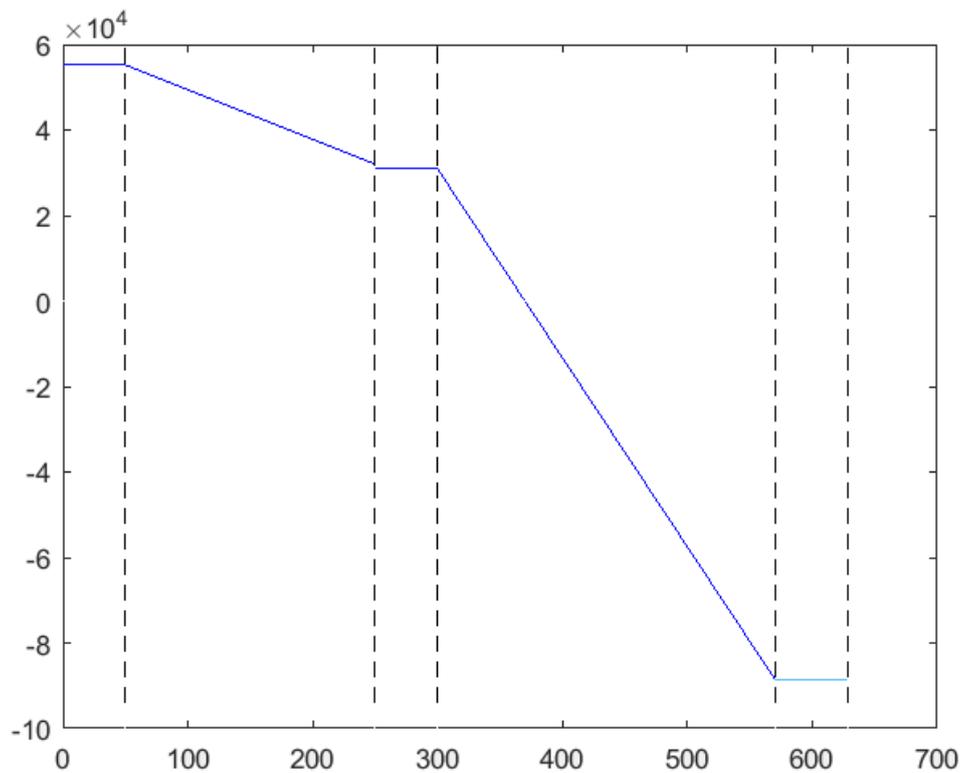


Figure 0-22: Diagramme des efforts tranchants dans le plan horizontal

VII .2 . Diagramme de moment fléchissant

VII . 2 .1 Dans le plan vertical (oxy)

- $0 < x < 50$:

$$M(x) = R_A^y \cdot x \quad (27)$$

- $50 < x < 250$:

$$M(x) = R_A^y \cdot x - q_B^y \cdot (x-50) \cdot \frac{(x-50)}{2} \quad (28)$$

- $250 < x < 300$:

$$M(x) = R_A \cdot x - (Fr_B^y + P_B) \cdot (x - 150) \quad (29)$$

- $300 < x < 570$:

$$M(x) = R_A \cdot x - (Fr_B^y + P_B) \cdot (x - 150) - q_C \cdot (x - 300) \cdot \frac{(x - 300)}{2} \quad (30)$$

- $570 < x < 628$

$$M(x) = R_A \cdot x - (Fr_B^y + P_B) \cdot (x - 150) - Fr_C \cdot (x - 435) \quad (31)$$

Résultat de programmation (annexe C1) :

diagramme de moment fléchissant

$$M(0) = 0$$

$$M(50) = 1278199 \text{ N.mm}$$

$$M(250) = 4970335 \text{ N.mm}$$

$$M(300) = 5431664.1 \text{ N.mm}$$

$$M(570) = 2064140.13 \text{ N.mm}$$

$$M(628) = -194.068 \text{ N.mm}$$

 >>

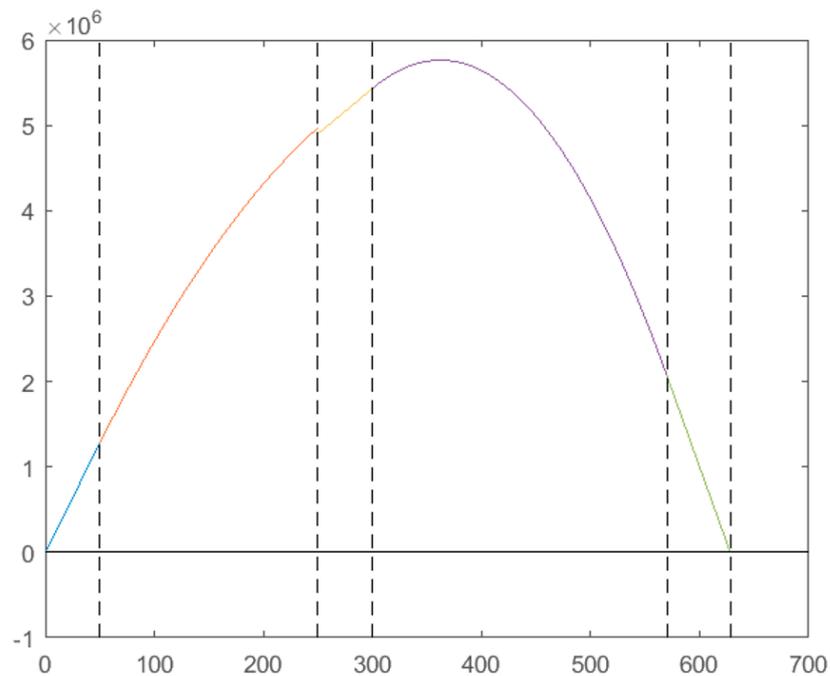


Figure 0-23: Diagramme de moment fléchissant dans le plan vertical

VII . 2 .2 Dans le plan horizontal (oxy) :- $0 < x < 50$:

$$M(x) = R_A^z \cdot x \quad (32)$$

- $50 < x < 250$:

$$M(x) = R_A^z \cdot x - q_B^z \cdot (x-50) \cdot \frac{(x-50)}{2} \quad (33)$$

- $250 < x < 300$:

$$M(x) = R_A^z \cdot x - Ft_B \cdot (x-150) \quad (34)$$

- $300 < x < 570$:

$$M(x) = R_A^z \cdot x - Ft_B \cdot (x-150) - q_C^z \cdot (x-300) \cdot \frac{(x-300)}{2} \quad (35)$$

- $570 < x < 628$

$$M(x) = R_A^z \cdot x - Ft_B \cdot (x-150) - Ft_C \cdot (x-435) \quad (36)$$

Résultats programmation (annexe C2) :

diagramme de moment fléchissant

$$M(0) = 0$$

$$M(50) = 2758713.37 \text{ N.mm}$$

$$M(250) = 11480486.85 \text{ N.mm}$$

$$M(300) = 12909191.22 \text{ N.mm}$$

$$M(570) = 5132534.418 \text{ N.mm}$$

$$M(628) = 0.0172 \text{ N.mm}$$

x >>

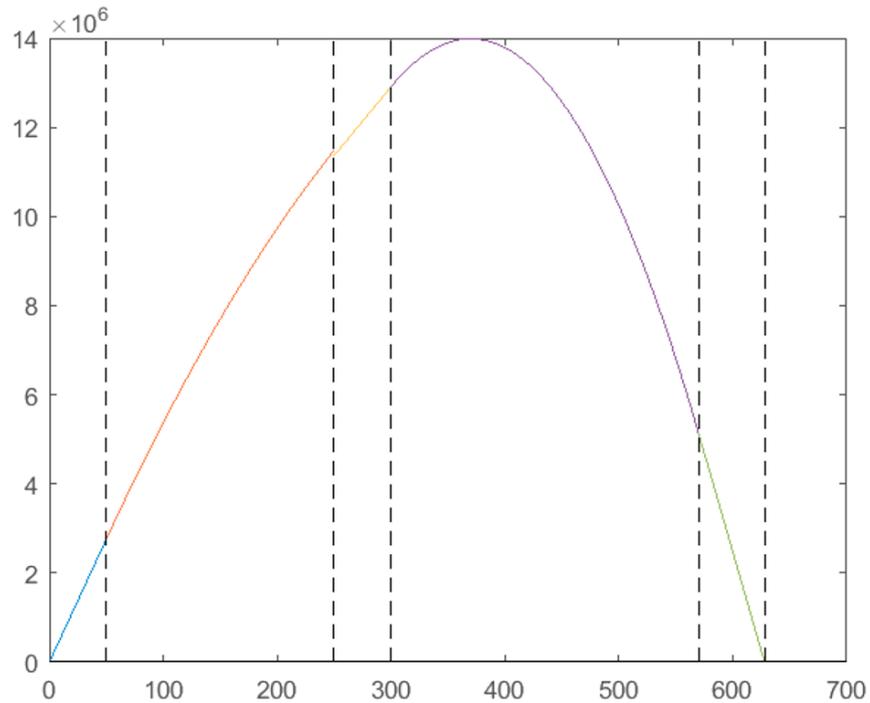


Figure 0-24: Diagramme de moment fléchissant dans le plan horizontale

VIII . Conclusion

On a vu dans ce chapitre les données nécessaires pour la modélisation d'un réducteur à engrenage cylindrique à denture hélicoïdale qui fonctionne d'une façon normale. A l'aide de ces données on peut utiliser un logiciel de CAO pour réaliser des simulations de mouvement et des efforts agissant sur le réducteur. Il est aussi facile d'effectuer des modifications sur le design pour obtenir un modèle amélioré.

Comparaison entre l'analyse statique et l'analyse analytique sur l'arbre intermédiaire

I. Introduction

Le logiciel SOLIDWORKS est un modéleur volumique permettant de créer des pièces complexes en 3 dimensions. Ces pièces peuvent être ensuite utilisées pour créer des mises en plan en 2D et des assemblages de plusieurs pièces entre elles. SolidWorks a été créé en 1993 par l'éditeur américain éponyme, SOLIDWORKS est racheté le 24 juin 1997 par la société Dassault Systèmes. [7]

La conception de notre réducteur a été réalisée SolidWorks. Dans ce chapitre vous trouvez les techniques de conception utilisés pour avoir un modèle virtuel en trois dimensions de notre réducteur.

II. Présentation de SolidWorks

Un modèle SolidWorks est constitué de pièces, d'assemblages et de mise en plan. Les pièces, les assemblages et les mises en plan affichent le même modèle dans des documents différents. Les changements opérés sur le modèle dans l'un des documents se propagent aux autres documents contenant ce modèle.

SOLIDWORKS est un système à cotation piloté. On peut spécifier des côtes et rapports géométriques entre les éléments. Un changement de cote entraîne un changement de taille de la pièce, tout en préservant l'intention de conception.

II.1. Pièces mécaniques

Une pièce est la réunion d'un ensemble de fonctions volumiques avec des relations d'antériorité, des géométriques, des relations booléennes (ajout retrait) ... Cette organisation est rappelée sur l'arbre de construction. Chaque ligne est associée à une fonction qu'on peut renommer à sa guise.

Parmi les fonctions génératrices il existe :

- L'extrusion : déplacement d'une section droite dans une direction perpendiculaire à la section. La section est définie dans une esquisse (qui apparaît alors dans l'arbre de création comme élément générateur de la fonction). Cette esquisse contient l'ensemble des spécifications géométriques (cotation) nécessaires à la complète définition de la section. Cet ensemble de cotes auquel il faut ajouter la (ou les) longueur d'extrusion constitue l'ensemble des paramètres de la fonction ; il est possible de les modifier une fois la fonction validée. Les extrusions peuvent également être réalisées en s'appuyant sur des esquisses 3D
- la révolution : déplacement d'une section droite autour d'un axe, ou extrusion suivant un cercle ou un arc de cercle.
- Le balayage : déplacement d'une section droite le long d'une ligne quelconque. Lorsque la génératrice de balayage est gauche, l'esquisse est en 3 dimensions.

D'autres fonctions, plutôt orientées métier intègrent des notions qu'il serait fastidieux de modéliser :

- congés et chanfreins
- Nervures
- Dépouilles
- Coque (permettant d'évider un objet en lui conférant une épaisseur constante)
- Trous normalisés (perçages, mortaises...)
- Plis de tôle

Des fonctions d'ordre logiciel comme la répétition linéaire, circulaire, curviligne ou par symétrie...

II.2. L'assemblage

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

Comme pour les pièces, la gestion de l'ensemble est portée par un arbre de création qui donne accès à l'arbre de création de chaque pièce. Il est d'ailleurs possible d'assembler des assemblages, donc de former des sous-groupes de pièces. Cette opération étant préalable ou en cours d'édition.

II.3. La mise en plan

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

II.4. SolidWorks Simulation

SolidWorks Simulation est un logiciel de calcul par éléments finis intégré à SolidWorks. Il utilise les fichiers pièces et assemblages auxquels il intègre des études dans chacune desquelles sont définis les matériaux, les chargements, les conditions aux limites ainsi que les paramètres de maillage et d'analyse³. Les résultats sont contenus dans un fichier portant l'extension CWR.

III. Présentation de la méthode des éléments finis

En analyse numérique, la méthode des éléments finis MEF est utilisée pour résoudre numériquement des équations aux dérivées partielles. Celles-ci peuvent par exemple représenter analytiquement le comportement dynamique de certains systèmes physiques (mécaniques, thermodynamiques, acoustiques, etc.).

Concrètement, cela permet par exemple de calculer numériquement le comportement d'objets même très complexes, à condition qu'ils soient continus et décrits par une équation aux dérivées partielles linéaire : mouvement d'une corde secouée par l'un de ses bouts, comportement d'un fluide arrivant à grande vitesse sur un obstacle, déformation d'une structure métallique, etc. [8]

La méthode des éléments finis permet de résoudre une grande variété de problèmes, compris les problèmes de mécanique des solides, mécanique des fluides, réactions chimiques, l'électromagnétisme, de la biomécanique, de transfert de chaleur et de l'acoustique.

L'usage général des logiciels de la MEF sont disponibles à un coût raisonnable, et peut être facilement exécuté sur des micro-ordinateurs comme ils peuvent être couplé à des programmes de CAO afin de faciliter la modélisation solide et de génération de maillage.[9]

IV. Principes de base de l'analyse par SolidWorks

Le logiciel utilise la méthode des éléments finis (FEM, pour Finité Élément Méthode). Cette méthode est une technique numérique d'analyse de conception. Elle est considérée comme la méthode standard d'analyse, du fait de sa généralité et de sa capacité à être traitée par l'informatique. La méthode des éléments finis divise un modèle en un grand nombre de petites entités de formes simples appelées éléments, et remplace ainsi un problème complexe par un ensemble de problèmes simples qui doivent être résolus simultanément.

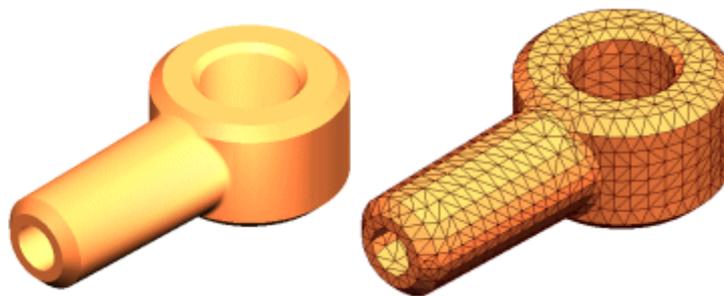


Figure IV. 1: Maillage d'une pièce

Les éléments partagent des points communs appelés nœuds. Le processus qui consiste à diviser le modèle en petites entités est appelé maillage.

Le comportement de chaque élément est connu dans tous les cas possibles de support et de chargement. La méthode des éléments finis utilise des éléments de différentes formes.

La réponse en chaque point d'un élément est interpolée à partir de l'analyse et de l'élément utilisé. Par exemple, la température d'un nœud décrit complètement sa réponse dans une analyse thermique. Dans le cas des analyses structurelles, la réponse d'un nœud est décrite en général par trois translations et trois rotations, Ces capacités à se déplacer sont appelées degrés de liberté (DDL). Une analyse utilisant la méthode des éléments finis est appelée Analyse par éléments finis (FEA). [10]

Le logiciel formule les équations qui gouvernent le comportement de chaque élément en tenant compte de sa connectivité aux autres éléments. Ces équations traduisent les relations entre la réponse et les propriétés des matériaux, les déplacements imposés et les chargements connus. Ensuite, le programme organise ces équations sous forme d'un système d'équations algébriques simultanées et résout ses inconnues.

Dans une analyse de contraintes, le solveur détermine les déplacements de chaque nœud, puis calcule les déformations et enfin les contraintes.

D'après les études réalisables avec SolidWorks on distingue :

de la réponse au niveau de ses nœuds. Chaque nœud est complètement décrit par un nombre de paramètres dépendant du L'étude statique :

L'étude **statiques** (ou de contraintes). Les études statiques calculent les déplacements, les forces de réaction, les déformations, les contraintes et la distribution des coefficients de sécurité. Les matériaux

sont endommagés aux emplacements où les contraintes dépassent un certain niveau. Les calculs de coefficients de sécurité sont basés sur un des quatre critères de ruine.

Les études statiques permettent d'éviter la ruine due à des contraintes élevées. Un coefficient de sécurité inférieur à l'unité indique la ruine du matériau. Des coefficients de sécurité élevés dans une zone indiquent des contraintes faibles ; vous pouvez alors vraisemblablement réduire les épaisseurs de matière dans ces zones.

IV.1. Etude de simulation

Un modèle est généralement soumis à différents environnements d'utilisation et conditions de fonctionnement au cours de sa vie. Il est donc important de tenir compte de tous les scénarios possibles de chargement et de conditions aux limites et d'essayer différentes propriétés de matériaux dans l'analyse d'un modèle.

Une étude de simulation est définie par les facteurs suivants :

- Dimensions du modèle
- Type d'étude et options associées pour définir l'objectif de l'analyse
- Propriétés du matériau
- Chargements et conditions aux limites

IV.2. Type de maillage basé sur les éléments géométriques

Le programme affecte automatiquement le type de maillage approprié aux corps en fonction de leurs caractéristiques géométriques.

- **Maillage volumique.** Tous les modèles volumiques sont maillés par des éléments volumiques (tétraédriques).
- **Maillage coque.** Les géométries de surface et tôles métalliques d'épaisseur uniforme sont maillés par des éléments de coque triangulaire. Les tôles métalliques définies dans une étude d'essai de chute se maillent par des éléments volumiques.
- **Maillage de poutre.** Les éléments mécano-soudés et éléments soudés sont maillés par des éléments de poutre. Vous pouvez traiter une extrusion (maillée par des éléments volumiques par défaut) comme une poutre en cliquant à droite sur l'icône du volume pour sélectionner **Traiter comme une poutre**.
- **Maillage mixte.** Quand il y a plusieurs géométries dans le même modèle, un maillage mixte est généré.

IV.3. Etapes d'analyse

Les étapes nécessaires à l'exécution d'une analyse dépendent du type d'étude. Pour exécuter une étude complète, vous devez suivre les étapes ci-après :

- Créez une étude en définissant son type d'analyse et ses options.
- Au besoin, définissez les paramètres de votre étude. Un paramètre peut être une cote de modèle, une propriété de matériau, une valeur de force ou toute autre donnée d'entrée.
- Définissez les propriétés du matériau. Cette étape n'est pas requise si les propriétés du matériau ont été définies dans le système de CAO. Les études de fatigue et d'optimisation utilisent des études référencées pour la définition des matériaux.
- Spécifiez des déplacements imposés et des chargements. Les études de fatigue et d'optimisation utilisent des études référencées pour les chargements et les déplacements imposés. Les études de test de chute ne permettent pas de définir des chargements et des déplacements imposés différents de ceux spécifiés par le programme.

- Le programme crée automatiquement un maillage de coque pour les surfaces et tôles métalliques d'épaisseur uniforme. Pour les tôles, cliquez à droite sur l'icône de coque et sélectionnez Traiter comme volume pour effectuer le maillage par des éléments volumiques.
- Le programme effectue automatiquement le maillage d'éléments mécano-soudés par des éléments de poutres.
- Le programme crée automatiquement un maillage mixte quand il y a des géométries différentes (volumiques, coques, éléments mécano-soudés, etc.) dans le modèle.
- Définissez des contacts entre composants et des contacts entre ensembles.
- Maillez le modèle pour le diviser en de nombreuses petites parties appelées éléments. Les études de fatigue et d'optimisation utilisent les maillages dans les études référencées.
- Exécutez l'étude.
- Affichez les résultats

IV.3.1. Propriétés du matériau

Avant de lancer une étude, vous devez définir toutes les propriétés de matériau requises par le type d'analyse associée et le modèle de matériau spécifié. Un modèle de matériau décrit le comportement du matériau et détermine ses propriétés requises. Les modèles de matériaux isotropiques et orthotropiques linéaires sont disponibles pour toutes les études structurelles et thermiques. D'autres modèles de matériaux sont disponibles pour les études de contrainte non linéaires. Le bsp; modèle de plasticité de Von Mises est disponible pour les études de test de chute. Les propriétés des matériaux peuvent être spécifiées comme fonction de la température. Il existe trois manières de définir des propriétés de matériau :

- Utilisez les matériaux affectés aux pièces dans le système de CAO.
- Choisissez un matériau dans l'une des bibliothèques par défaut ou dans une bibliothèque de matériaux définie par l'utilisateur.
- Spécifiez manuellement les valeurs des propriétés requises.

IV.3.2. Déplacements imposés et chargements

Les déplacements imposés et les chargements définissent l'environnement du modèle. Chaque condition de déplacement imposé ou de chargement est représentée par une icône dans l'arbre d'études Simulation. Le logiciel fournit des options contextuelles pour définir les déplacements imposés. Par exemple, si toutes les faces sélectionnées sont cylindriques ou si un axe de référence est sélectionné, le programme attend que vous définissiez des contraintes radiales, circonférentielles ou axiales.

Dans le cas d'études non linéaires et d'études thermiques transitoires, les chargements et les déplacements imposés sont définis en fonction du temps.

Les chargements et déplacements imposés sont totalement associatifs et s'ajustent automatiquement aux changements de géométrie. La fonctionnalité de glisser-déposer dans l'arbre d'études Simulation permet de copier des études, dossiers et éléments.

IV.3.3. Connecteurs

Un connecteur simule le comportement d'un mécanisme sans qu'il soit nécessaire de créer de géométrie détaillée. Le logiciel permet de définir des connecteurs de type rigide, ressort, axe, boulon, appui élastique, lien, soudure par points et palier. Ces connecteurs s'utilisent dans de nombreuses conceptions de la vie réelle.

IV.3.4. Maillage

La méthode d'analyse par éléments finis (FEA) constitue une technique numérique fiable d'analyse de conception. Le processus commence par la création d'un modèle géométrique. Ensuite, le programme subdivise le modèle en un réseau de petites entités de formes simples, appelées éléments, interconnectées par des points communs appelés nœuds. Le processus qui consiste à diviser le modèle en petites entités est appelé le maillage. Le programme d'analyse par éléments finis considère le modèle comme un réseau d'éléments interconnectés.

Le maillage est une étape fondamentale de l'analyse. Le logiciel crée automatiquement un maillage mixte d'éléments volumiques, de coques et de poutres. Le maillage volumique convient à des modèles volumiques ou complexes en 3D. Les éléments coque conviennent aux pièces minces (comme les pièces de tôlerie). Les éléments poutre conviennent aux éléments mécano-soudés.

La précision de la solution dépend de la qualité du maillage. En général, plus le maillage est fin, plus la précision est élevée. Le maillage généré dépend des facteurs suivants :

- La géométrie créée
- Les options de maillage actives
- Contrôle du maillage.
- Les conditions de contact
- La taille globale des éléments et la tolérance du maillage. Le logiciel suggère une tolérance et une taille globale pour les éléments. La taille globale des éléments fait référence à la longueur moyenne d'une arête d'un élément. Le nombre d'éléments augmente rapidement si vous utilisez une plus petite taille globale d'éléments.

V. Visualisation géométrique de modèle de l'arbre intermédiaire par SolidWorks

Le modèle de l'arbre intermédiaire a été réalisé d'après les plans obtenus de l'entreprise des ciments et dérivée de chlef.

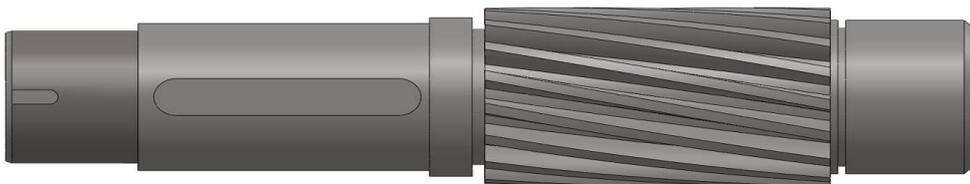


Figure.....

V.1. Analyse sur l'arbre intermédiaire

V.1.1. Analyse de mass :

Propriétés de masse de l'arbre intermédiaire

Configuration : Default

Système de coordonnées : -- par défaut --

Densité = 7.8e+003 kilogrammes par mètre cube

Masse = 102 kilogrammes

Volume = 0.01 mètres cubes

Superficie = 5.63e+005 millimètres carrés

Centre de gravité : (millimètres)

$$\begin{aligned} X &= -0.51 \\ Y &= -0.22 \\ Z &= 112 \end{aligned}$$

Principaux axes et moments d'inertie : (kilogrammes * millimètres carrés)

Pris au centre de gravité.

$$\begin{aligned} I_x &= (0, 0, 1) & P_x &= 2.88e+005 \\ I_y &= (0, -1, 0) & P_y &= 4.88e+006 \\ I_z &= (1, 0, 0) & P_z &= 4.89e+006 \end{aligned}$$

Moments d'inertie : (kilogrammes * millimètres carrés)

Pris au centre de gravité et aligné avec le système de coordonnées de sortie.

$$\begin{aligned} L_{xx} &= 4.89e+006 & L_{xy} &= -13.9 & L_{xz} &= -7.19e+003 \\ L_{yx} &= -13.9 & L_{yy} &= 4.88e+006 & L_{yz} &= 2.57e+003 \\ L_{zx} &= -7.19e+003 & L_{zy} &= 2.57e+003 & L_{zz} &= 2.88e+005 \end{aligned}$$

Moments d'inertie : (kilogrammes * millimètres carrés)

Pris au système de coordonnées de sortie.

$$\begin{aligned} I_{xx} &= 6.17e+006 & I_{xy} &= -2.19 & I_{xz} &= -1.3e+004 \\ I_{yx} &= -2.19 & I_{yy} &= 6.17e+006 & I_{yz} &= -5.01 \\ I_{zx} &= -1.3e+004 & I_{zy} &= -5.01 & I_{zz} &= 2.88e+005 \end{aligned}$$

V.1.2. Caractéristiques de surface

L'outil mesure dans SolidWorks donne les valeurs de surface, périmètre et diamètre de n'importe quelle face de pièce ou assemblage

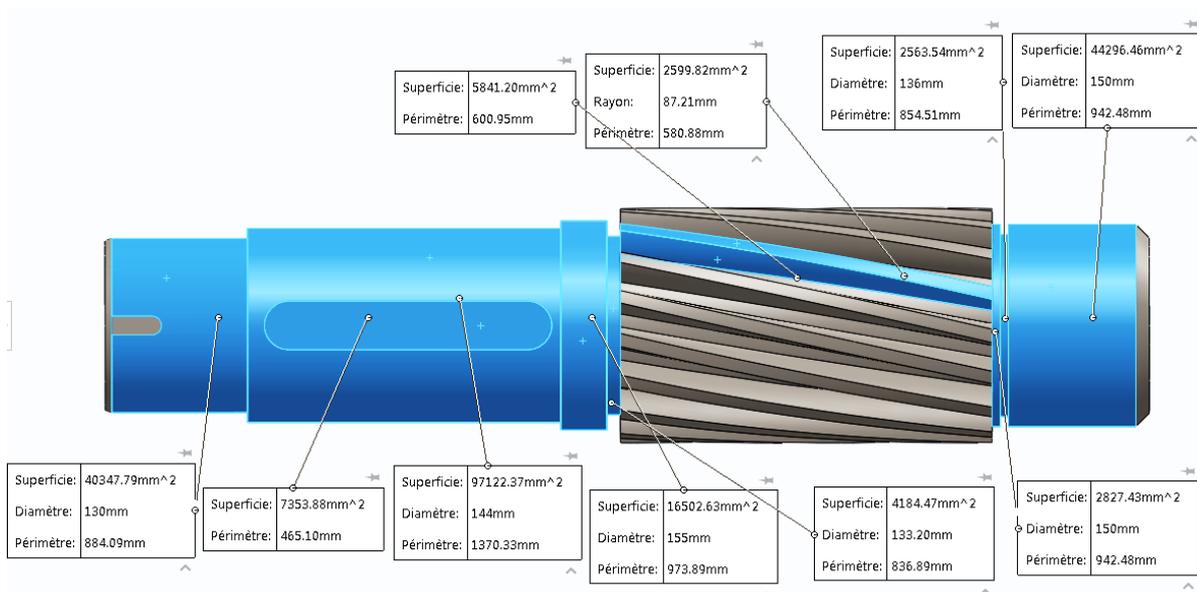


Figure IV. 2: Dimensionnement de chaque face de l'arbre

VI. Analyse statique de l'arbre intermédiaire

VI.1. Hypothèses

L'arbre est traité comme une simple poutre.

L'arbre est divisé en petites intervalles.

Ni le diamètre ni le matériau ne sont importants.

Les forces sont uniformément réparties sur la longueur sollicitée de l'arbre.

VI.2. Discrétisation et dimensionnement d'arbre

La discrétisation des dimensions permet de simplifier les calculs des forces agissant sur chaque intervalle de la poutre

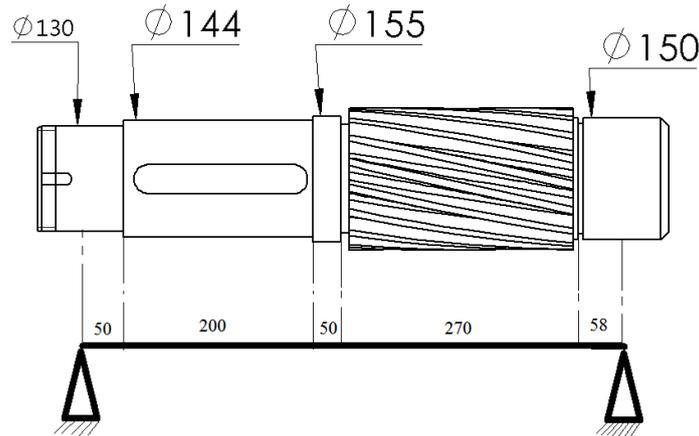


Figure IV. 3: Discrétisation de l'arbre intermédiaire

VI.3. Group de connexion

La fin de chaque intervalle est définie par un point rouge sur la poutre, on a discrétisé notre poutre en cinq intervalles (figure, figure).

VI.4. Fixation de la poutre

On a choisi le type de fixation : < immobile (pas de translation) >

La poutre est fixée d'après ces deux extrémités, la fixation annule toutes translations suivant les trois axes.

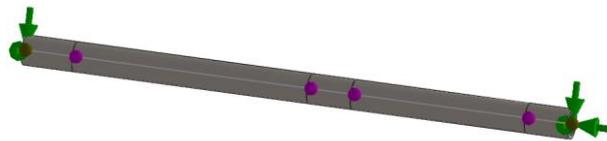


Figure IV. 4: Fixation de la poutre

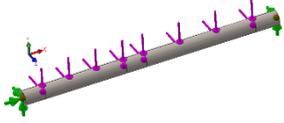
VI.5. Les chargements

Les charges appliquées sur l'arbre intermédiaire sont :

L'effort tangentiel et radial de pignon C (F_{ct} et F_{cr}).

L'effort radial, l'effort tangentiel et le poids de la roue dentée B (F_{Br} , F_{Bt} et P_B).

		Type de chargement	Valeurs sur (oy) N	Valeurs sur (oz) N	Valeurs sur (ox) N
	$0 < x < 50$	Force 1	Négligeable	Négligeable	Négligeable

 <p>Figure IV. 5:chargements sur la poutre</p>					
	50<x<250	Force 2	$F_B + P_B = -14916$	24287.260	8600.57
	250<x<300	Force 3	Négligeable	Négligeable	Négligeable
	300<x<570	Force 4	-46238.92	119.378.91	26465.68
	570<x<628	Force 5	Négligeable	Négligeable	Négligeable

VI.6. Le maillage

Nom d'étude : Static 1
 Type de maillage : Maillage de poutre
 Nombre total de Nœuds : 96
 Nombre total d'éléments : 90



VI.7. Résultats

VI.7.1. Diagramme d'effort tranchant

Plan (oxz)

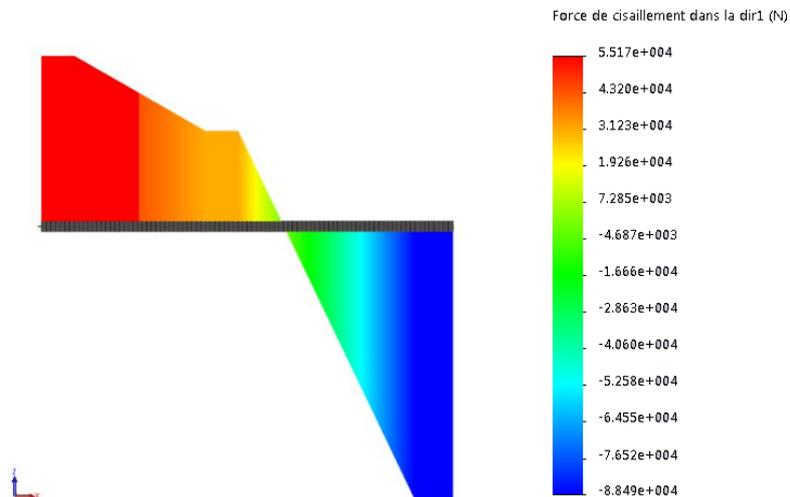


Figure IV. 6:Diagramme des efforts tranchants sur le plan (oxz)

Plan (oxy)

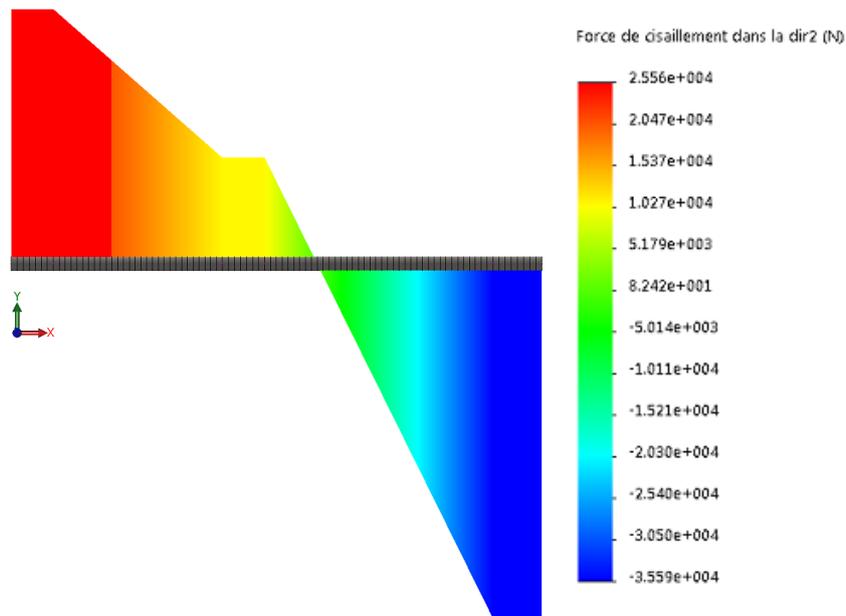


Figure IV. 7:Diagramme des efforts tranchants sur le plan (oxy)

VI.7.2. Observations

D'après les deux diagrammes des efforts tranchant on observe :

- Les charges tangentielles sont plus importantes que les charges radiales
- Les valeurs maximales de l'effort tranchant sont toujours à droite où se trouve le pignon C
- L'arbre est plus sollicité à-côté de pignon C
- L'effort tranchant change la direction dans la zone $300 < x < 570$
- Les réactions d'appuis sont les valeurs maximales et minimales dans le graph en valeur absolu

VI.7.3. Diagramme de moment fléchissant

Plan (oxy) :

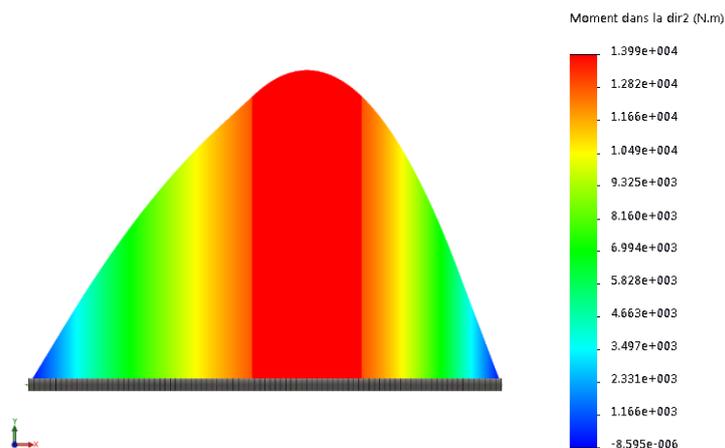


Figure IV. 8: Diagramme de moment fléchissant plan (oxz)

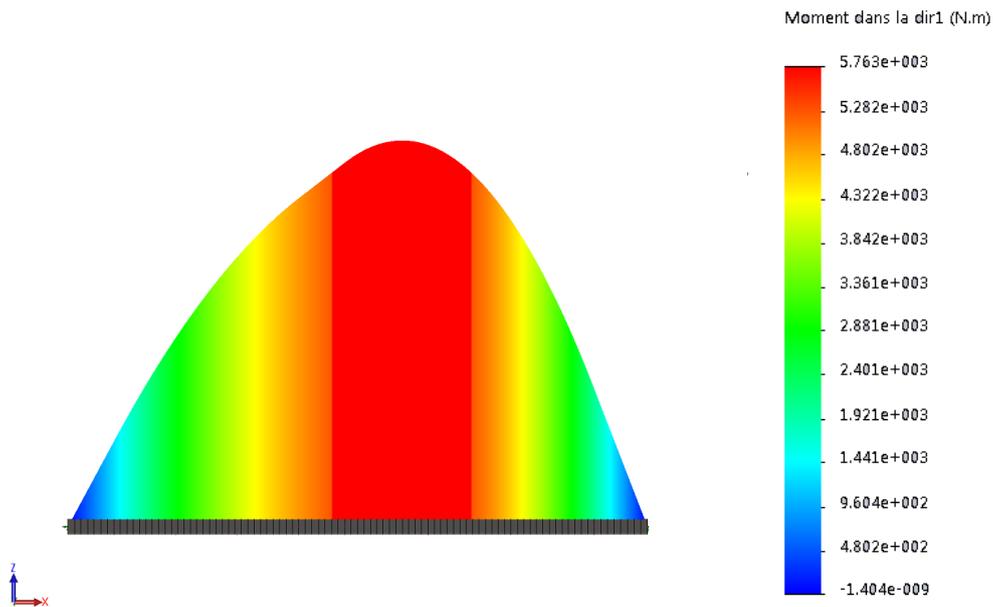


Figure IV. 9: Diagramme de moment fléchissant plan (oxy)

VI.7.4. Observation :

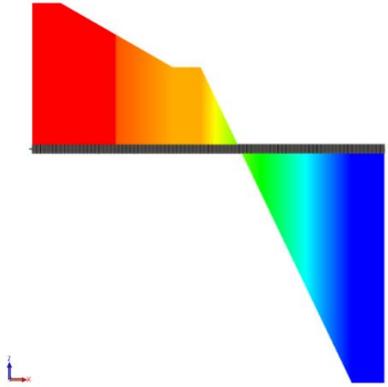
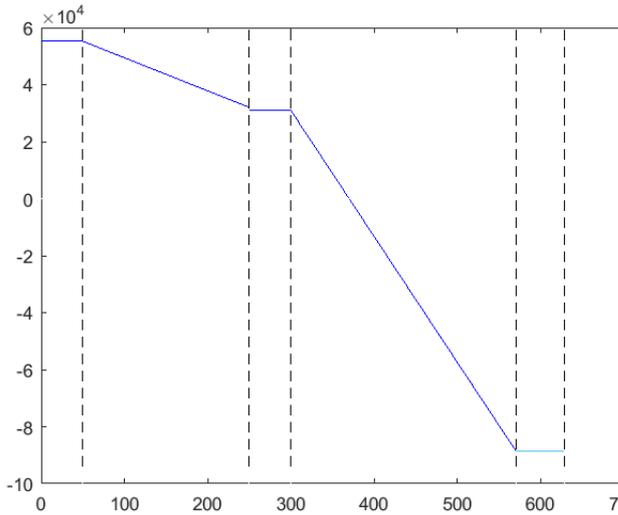
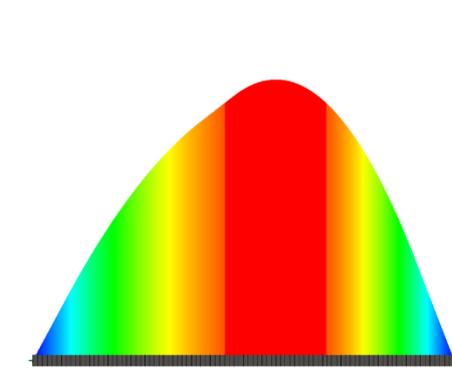
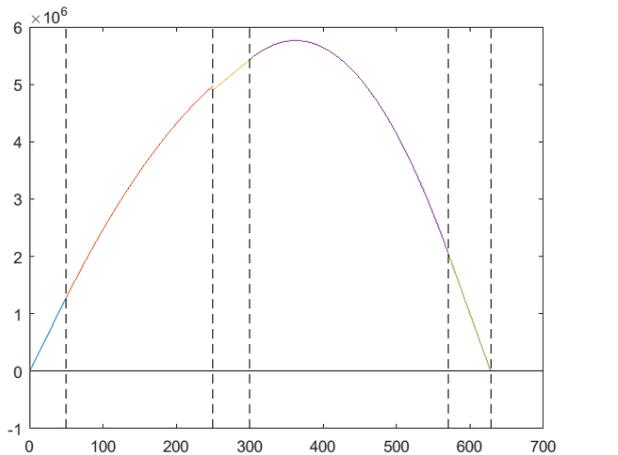
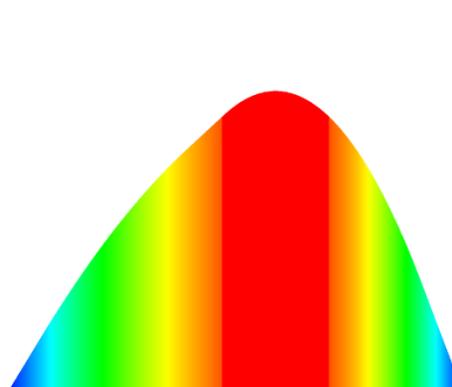
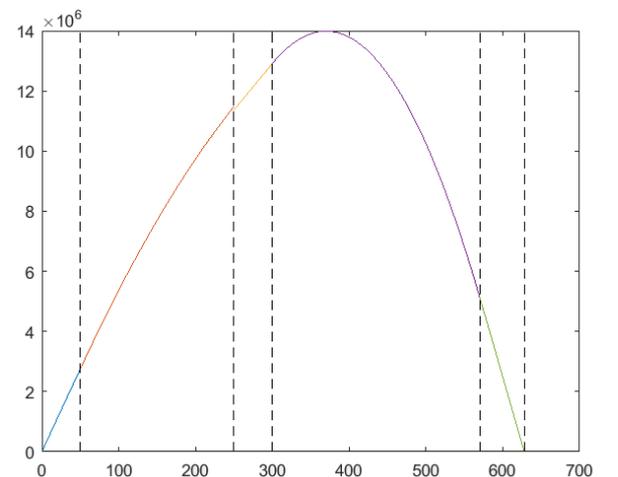
L'intervalle $300 < x < 570$ (ou se trouve le pignon C) est le plus sollicité
 Le moment des efforts radiaux est plus important que le moment des forces tangentielles.
 La valeur maximale de moment fléchissant se trouve dans la zone $300 < x < 570$

VII. Comparaison des résultats de l'analyse statique avec les résultats d'analyse analytique :

L'analyse analytique des efforts sur l'arbre est réalisée par MATLAB (annexe) les résultats sont représentés dans le chapitre 3 :

	Analyse statique par SolidWorks	Analyse analytique par MATLAB
Diagramme d'effort tranchant dans le plan vertical (oxy)		

Figure IV. 10: diagramme des efforts tranchants par Matlab

<p>Diagramme d'effort tranchant dans le plan horizontal (oxz)</p>		 <p><i>Figure IV. 11: diagramme des efforts tranchants par Matlab</i></p>
<p>Diagramme de moment fléchissant dans le plan horizontal (oxz)</p>		 <p><i>Figure IV. 12: diagramme de moment fléchissant par Matlab</i></p>
<p>Diagramme de moment fléchissant dans le plan vertical (oxy)</p>		 <p><i>Figure IV. 13: diagramme de moment fléchissant par Matlab</i></p>

les valeurs max et min de moment fléchissant	$M_{\max}^V = 1.399 * 10^7 \text{ N.mm}$ $M_{\max}^H = 5.736 * 10^6 \text{ N.mm}$	$M_{\max}^V = 1.4 * 10^7 \text{ N.mm}$ $M_{\max}^H = 5.7626 * 10^6$
Les réactions au appuis (N)	$R_A^y = 2.556 * 10^4$ $R_{AZ} = 5.556 * 10^4$ $R_B^y = 3.559 * 10^4$ $R_B^z = 8.849 * 10^4$	$R_A^y = 2.5563 * 10^4$ $R_{AZ} = 5.5174 * 10^4$ $R_B^y = 3.5591 * 10^4$ $R_B^z = 8.8491 * 10^4$

D'après le tableau on observe que les valeurs obtenues par l'analyse statique sur l'arbre intermédiaire par SolidWorks sont presque les mêmes obtenu par l'analyse analytique MATLAB.

VIII. Analyse statique sur l'arbre intermédiaire

Dans la première analyse statique on a traité l'arbre comme une simple poutre pour simplifier les calculs, dans la deuxième analyse on va traiter tous les sections de l'arbre pour visualiser les contraintes les déformations et les déplacements soumis par l'arbre.

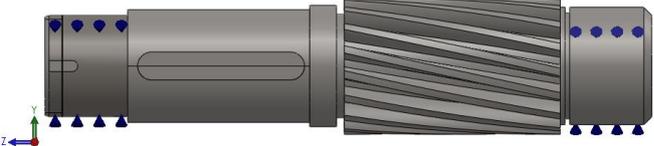
VIII.1. Démarche de l'analyse statique

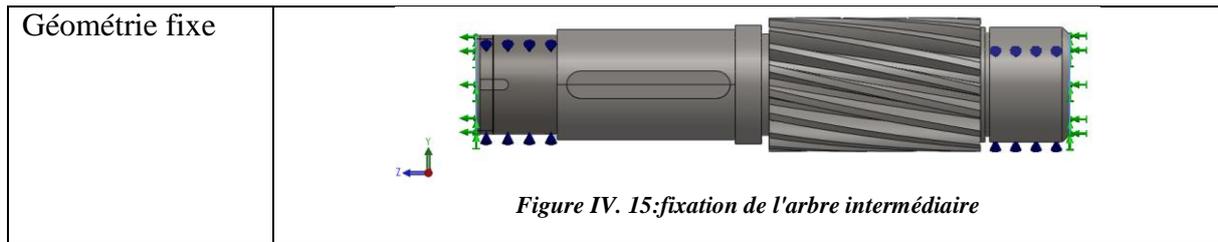
VIII.1.1. Editer le matériau

Le matériau de l'arbre intermédiaire est l'acier JIS SCM22 (annexe D) suivant le système de standardisation japonais, l'équivalent de ce matériau en norme allemand DIN et l'acier 25CrMo4 qui se trouve dans la bibliothèque des matériaux de SolidWorks

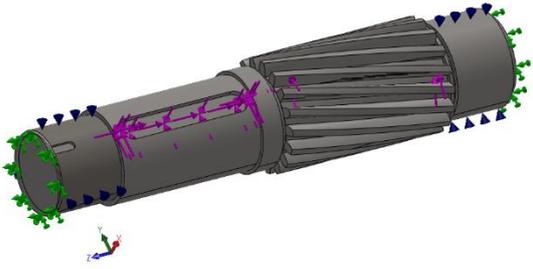
VIII.1.2. Les déplacements imposés

Pour éviter tous déplacement désagréable qui peut affecter l'analyse on a fixé l'arbre par des appuis de type palier sur l'emplacement des roulements et on fixe les extrémités de l'arbre par des géométries fixe pour éviter la translation de l'arbre suivant son axe

Type de fixation	Visualisation
Appui de type palier1 Appui de type palier 2	 <p>Figure IV. 14: appuis de type palier sur l'arbre intermédiaire</p>



VIII.1.3. Les chargements

Type de chargement	Zone d'application	Valeurs (N)	 <p style="text-align: center;"><i>Figure IV. 16: chargements sur l'arbre</i></p>
Force 1	50<x<250 Suivant la largeur de la roue dentée B	Suivant oy : $F_{Br}+P_B=-14916$ Suivant oz : $F_{Bt}=24287.260$ Suivant ox : $F_{Bx}=8600.57$	
Force 2	300<x<570 Suivant la largeur de pignon C	Suivant oy : $F_{Cr}=-46238.92$ Suivant oz : $F_{Ct}=119378.91$ Suivant ox : $F_{Cx}=26456.68$	

VIII.1.4. Le maillage

Nom d'étude	Static 2
Type de maillage	Maillage volumique
Mailleur utilisé	Maillage standard
Transition automatique	Désactivé(e)

Boucles automatiques de maillage	Désactivé(e)
Points de Jacobien	4 points
Taille d'élément	23.5886 mm
Tolérance	1.17943 mm
Qualité de maillage	Haute
Nombre total de Nœuds	20568
Nombre total d'éléments	12990
Aspect ratio maximum	11.284
Pourcentage d'éléments ayant un aspect ratio < 3	90.5
Pourcentage d'éléments ayant un aspect ratio > 10	90.5
% d'éléments distordus	0

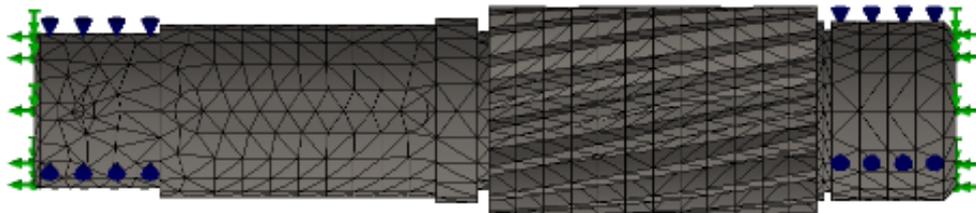


Figure IV. 17: Maillage de l'arbre

VIII.2. Présentation des résultats

VIII.2.1. Contraintes et déformation

Les contraintes représentées sont les contraintes équivalentes de Von mises

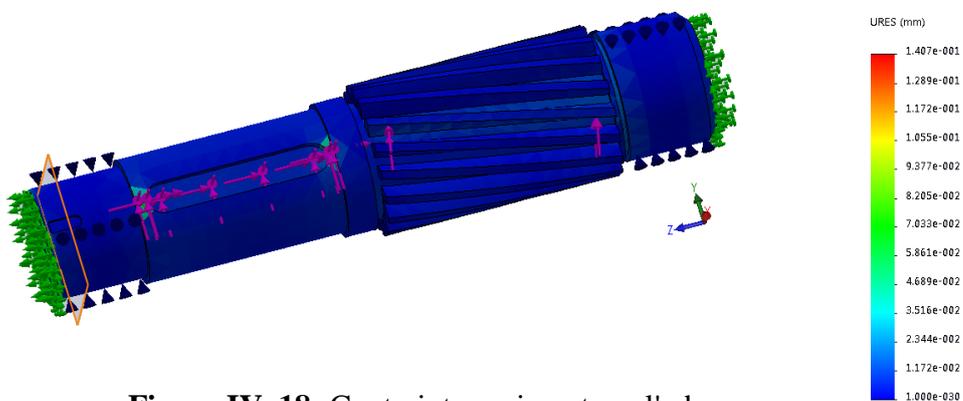


Figure IV. 18: Contraintes agissant sur l'arbre

Les déformations ESTRN en mm

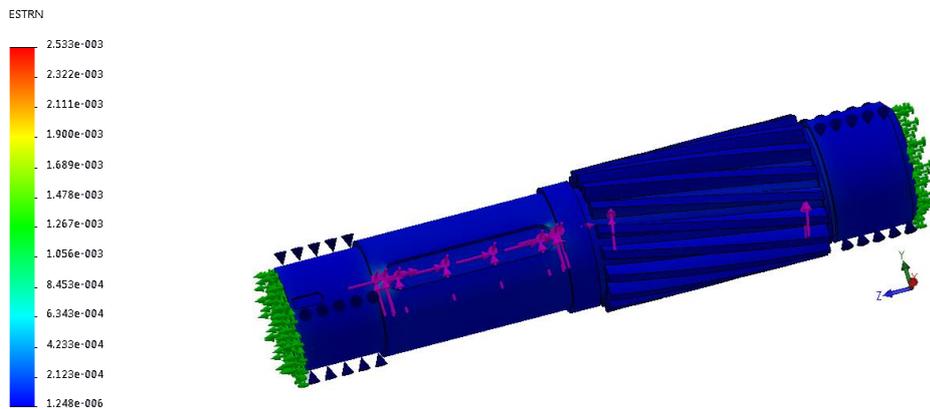


Figure IV. 19: Déformation sur l'arbre intermédiaire

Déplacement URES

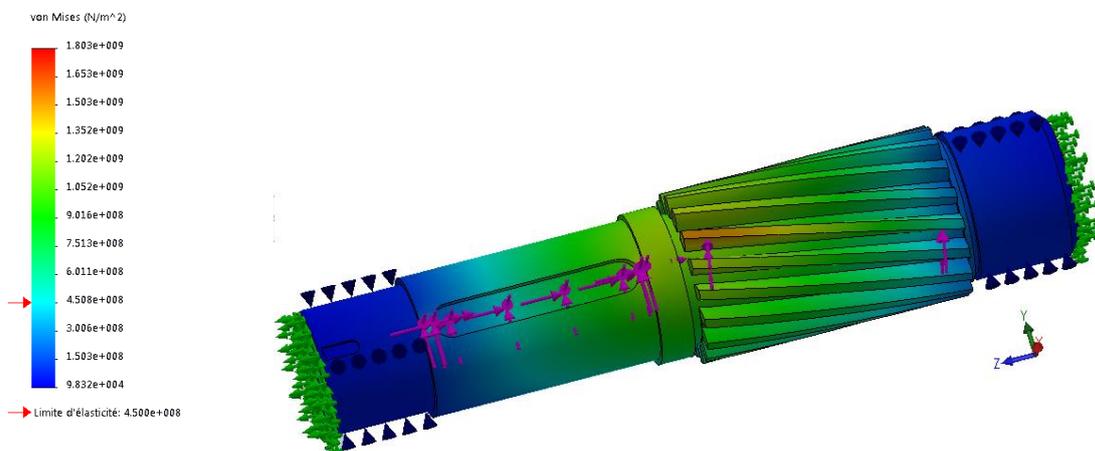


Figure IV. 20: Déplacement URES sur l'arbre

VIII.3. Interprétation des résultats

On observe sur la (figure IV.18) que l'arbre est totalement coloré en bleu foncé ce qui indique qu'il subit une contrainte de $9.8 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$, cette contrainte est inférieure à la limite élastique de matériau alors il n'y a aucun danger sur l'arbre.

Les déformations de l'arbre apparaissent sur le périmètre de base de pignon C, dans les bords de la clavette est dans la gorge de circlips. Le changement de la géométrie et de dimension dans ces zones génère une concentration de contraintes qui provoque des déformations.

Les déformations sont représentées dans la figure IV.19 en bleu clair qui indique une valeur de $4.22 \cdot 10^{-4}$ mm. Cette valeur n'est pas dangereuse car les déformations dans ces zones restent toujours des déformations élastiques.

La figure IV.20 représente les déplacements résultant d'un système de coordonnées de référence, qui donne une visualisation sur les zones déformées de l'arbre. On a vu précédemment dans les diagrammes de moment fléchissant que la zone $300 < x < 570$ est la zone la plus sollicitée ce qui apparaît en couleur vert et rouge dans la figure IV.20. Le déplacement maximal se trouve au niveau de la dent de pignon avec une valeur de

$1.172 \cdot 10^{-1}$ mm.

IX. Conclusion

Dans ce chapitre on a choisi un composant d'un mécanisme qui travaille dans des conditions bien déterminées pour appliquer des simulations par le logiciel de CAO SolidWorks.

SolidWorks nous permet d'introduire et de traiter des informations sur le régime et les conditions de fonctionnement de l'arbre intermédiaire d'un réducteur pour avoir un aperçu sur les contraintes et les déformations appliquées sur l'arbre. Les résultats obtenus sont logiques et conviennent avec ce qui se passe réellement.

Conclusion général

Bien avant, pour réaliser une simulation sur un produit il fallait amener le produit au laboratoire et appliquer manuellement les conditions dans lesquelles ce produit fonction. La simulation était un processus couteux, prend beaucoup de temps et nécessite plusieurs machines.

L'introduction des outils informatique tel que la méthode des élément finis (MEF) dans les logiciels de CAO était une révolution dans le domaine de simulation, maintenant, à l'aide de ces outils informatique la simulation devient un processus simple, facile à réaliser et ne prend pas du temps. La simulation par ces logiciels répond à des besoins impossibles à être réalisé par la simulation traditionnelle, par exemple, les recherches spatiales, il est extrêmement coûteux de réaliser les conditions de fonctionnement d'un vaisseau spatial par exemple, mais à l'aide des logiciels de CAO il est possible.

Le domaine de la mécanique est historiquement l'un des premiers à s'être doté, dans les années 1960, de logiciels de CAO. Elle permet au concepteur d'exprimer et de modéliser un grand nombre de contraintes (fonctionnalités, matériaux, capacité d'assemblage, fabrication, etc.) pendant la phase de conception d'un ensemble mécanique. Les logiciels correspondants sont utilisés lors d'une ou plusieurs phases du développement (ex : spécifications produit/process, esquisses, dimensionnement, analyses cinématiques, analyses dynamiques, préparation de la fabrication, ...). D'après les logiciels de conception mécanique on distingue : SolidWorks, CATIA, SOLID EDGE, AUTOCAD ...etc. [11]

La conception assistée par ordinateur peut être établit dans plusieurs domaines : l'électronique (Atium designer), l'électrotechnique (Axiom CAD), l'électromagnétique (InCa3D), architecture, urbanisme et planification urbaine (3d Turbo), moléculaire (PyMOL) ameublement (spazio3D), confection (Accumark) et l'orthopédie.

Références

- [1] : THEODOR OLIVER, Les engrenages, musée des arts et métiers, page 2, 1793-1853
- [2] : G. SABATIER, F. RAGUSA et HANTZ, manuel de technologie mécanique, Edition DUNOD 2006
- [3] : F. ESNAULT, Construction mécanique, transmission de puissance T3, 3eme édition DUNOD
- [4] : www.steal-grades.com
- [5] : www.SKF.com
- [6] : GEORGES HENRIOT, Engrenages conception fabrication et mise en œuvre, 7eme édition DUNOD
- [7] : Présentation de logiciel SolidWorks –BTS AMCR- www.eduscol.education.fr
- [8] : Méthode des éléments finis, www.techno-science.com
- [9] : VINCENT MANET, Méthode des éléments finis, vulgarisation des aspects mathématique et illustration de la méthode, France, 2013
- [10] : help.solidworks.com
- [11] : application des logiciels CAO dans la mécanique, Fr.wikipedia.org.

Annexe A :

Programme qui calcul les réactions aux appuis

```
clear all
clc
disp('calcul des réaction aux appuix de l'arbre intermédiaire')
disp(' ')
Frb=9407.164;
Pb=5509.296;
Frc=46238.92;
Ftb=24287.260;
Ftc=119378.91;
Rby=(150*(Frb+Pb)+435*Frc)/628;
Ray=Frb+Pb+Frc-Rby;
disp('Rby=(150*(Frb+Pb)+435*Frc)/628')
disp(['Rby=',num2str(Rby),' N'])
disp(' ')
disp('Ray=Frb+Pb+Frc-Rby')
disp(['Ray=',num2str(Ray),' N'])
disp(' ')
disp('Rbz=(150*Ftb+435*Ftc)/628')
Rbz=(150*Ftb+435*Ftc)/628;
Raz=Ftb+Ftc-Rbz;
disp(['Rbz=',num2str(Rbz),' N'])
disp(' ')
disp('Raz=Ftb+Ftc-Rbz')
disp(['Raz=',num2str(Raz),' N'])
```

Annexe B1 :

Programme qui calcul les diagrammes des efforts tranchant

```
clear all
clc
Ra=25563.98;
qb=71.033;
qc=171.255;
Qb=14916.866;
Qc=46238.920;
x1=0:0.1:50;
T1=Ra;
z1=Ra*ones(1,length(x1));
disp('0<x<50')
disp(['T(50)=' ,num2str(T1), ' N'])
disp(' ')
x2=50:0.1:250;
T2=Ra-qb*(x2-50);
t2=Ra-qb*250;
disp('50<x<250')
disp(['T(250)=' ,num2str(t2), ' N'])
disp(' ')
x3=250:0.1:300;
T3=Ra-Qb;
z3=T3*ones(1,length(x3));
disp('250<x<300')
disp(['T(300)=' ,num2str(T3), ' N'])
disp(' ')
x4=300:0.1:570;
T4=Ra-Qb-qc*(x4-300);
t4=Ra-Qb-qc*570;
disp('300<x<570')
disp(['T(570)=' ,num2str(t4), ' N'])
disp(' ')
x5=570:0.1:628;
T5=Ra-Qb-Qc;

z5=T5*ones(1,length(x5));
disp('570<x<628')
disp(['T(628)=' ,num2str(T5), ' N'])
disp(' ')
plot(x1,T1,'b',x1,z1,'b',x2,T2,'b',x3,T3,'b',x3,z3,'b',x4,T4,'b',x5,T5,'b',x5,z5,'b')
y1=get(gca,'ylim');
g1=get(gca,'xlim');
hold on
plot([50 50],y1,'k--')
plot([250 250],y1,'k--')
plot([300 300],y1,'k--')
plot([570 570],y1,'k--')
plot([628 628],y1,'k--')
plot(g1,[0 0],'k-')
```

Annexe B2 :

Programme qui calcule les diagrammes de moment fléchissant

```

clear all
clc
Ra=55174.2674;
qb=115.645;
qc=442.144;
Qb=24287.260;
Qc=119378;
x1=0:0.5:50;
T1=Ra;
z1=Ra*ones(1,length(x1));
disp('0<x<50')
disp(['T(50)=' num2str(T1) ' N'])
disp(' ')
x2=50:0.5:250;
T2=Ra-qb*(x2-50);
t2=Ra-qb*250;
disp('50<x<250')
disp(['T(250)=' num2str(t2) ' N'])
disp(' ')
x3=250:0.5:300;
T3=Ra-Qb;
z3=T3*ones(1,length(x3));
disp('250<x<300')
disp(['T(300)=' num2str(T3) ' N'])
disp(' ')
x4=300:0.5:570;
T4=Ra-Qb-qc*(x4-300);
t4=Ra-Qb-qc*570;
disp('300<x<570')
disp(['T(570)=' num2str(t4) ' N'])
disp(' ')
x5=570:0.5:628;
T5=Ra-Qb-Qc;
z5=T5*ones(1,length(x5));

disp('570<x<628')
disp(['T(628)=' num2str(T5) ' N'])
disp(' ')
plot(x1,T1,'b',x1,z1,'b',x2,T2,'b',x3,T3,'b',x3,z3,'b',x4,T4,'b',x5,T5,x5,z5)
y1=get(gca,'ylim');
g1=get(gca,'xlim');
hold on
plot([50 50],y1,'k--')
plot([250 250],y1,'k--')
plot([300 300],y1,'k--')
plot([570 570],y1,'k--')
plot([628 628],y1,'k--')
plot(g1,[0 0],'k-')

```

Annexe C1 :

Diagramme de moment fléchissant

```
clear all
clc
disp('diagramme de moment fléchissant')
disp(' ')
Ra=25563.98;
qb=71.033;
qc=171.255;
Qb=14916.866;
Qc=46238.920;
x1=0:0.5:50;
M1=Ra*x1;
m1=Ra*50;
disp('M(0)=0')
disp(['M(50)=', num2str(m1), ' N.mm'])
x2=50:0.5:250;
M2=Ra*x2-(qb/2)*(x2-50).^2 ;
m2=Ra*250-(qb/2)*(250-50).^2;
disp(['M(250)=', num2str(m2), ' N.mm'])
x3=250:0.5:300;
M3=Ra*x3-Qb*(x3-150);
m3=Ra*300-Qb*(300-150);
disp(['M(300)=', num2str(m3), ' N.mm'])
x4=300:0.5:570 ;
M4= Ra*x4-Qb*(x4-150)-(qc/2)*(x4-300).^2 ;
m4=Ra*570-Qb*(570-150)-(qc/2)*(570-300).^2 ;
max(M4)
disp(['M(570)=', num2str(m4), ' N.mm'])
x5=570:0.5:628;
M5=Ra*x5-Qb*(x5-150)-Qc*(x5-435);
m5=Ra*628-Qb*(628-150)-Qc*(628-435);
disp(['M(628)=', num2str(m5), ' N.mm'])
plot(x1,M1,x2,M2,x3,M3,x4,M4,x5,M5)
y1=get(gca,'ylim');
g1=get(gca,'xlim');

hold on
plot([50 50],y1,'k--')
plot([250 250],y1,'k--')
plot([300 300],y1,'k--')
plot([570 570],y1,'k--')
plot([628 628],y1,'k--')
plot(g1,[0 0], 'k-')
```

Annexe C2 :

```
clear all
clc
disp('diagramme de moment fléchissant')
disp(' ')
Ra=55174.2674;
qb=115.654;
qc=442.144;
Qb=24287.260;
Qc=119378.910;
x1=0:0.5:50;
M1=Ra*x1;
m1=Ra*50;
disp('M(0)=0')
disp(['M(50)=', num2str(m1), ' N.mm'])
x2=50:0.5:250;
M2=Ra*x2-(qb/2)*(x2-50).^2;
m2=Ra*250-(qb/2)*(250-50).^2;
disp(['M(250)=', num2str(m2), ' N.mm'])
x3=250:0.5:300;
M3=Ra*x3-Qb*(x3-150);
m3=Ra*300-Qb*(300-150);
disp(['M(300)=', num2str(m3), ' N.mm'])
x4=300:0.5:570;
M4= Ra*x4-Qb*(x4-150)-(qc/2)*(x4-300).^2;
m4=Ra*570-Qb*(570-150)-(qc/2)*(570-300).^2;
disp(['M(570)=', num2str(m4), ' N.mm'])
x5=570:0.5:628;
M5=Ra*x5-Qb*(x5-150)-Qc*(x5-435);
m5=Ra*628-Qb*(628-150)-Qc*(628-435);
disp(['M(628)=', num2str(m5), ' N.mm'])
plot(x1,M1,x2,M2,x3,M3,x4,M4,x5,M5)
y1=get(gca,'ylim');
g1=get(gca,'xlim');
hold on
plot([50 50],y1,'k--')
plot([250 250],y1,'k--')
plot([300 300],y1,'k--')
plot([570 570],y1,'k--')
plot([628 628],y1,'k--')
plot(g1,[0 0], 'k-')
```

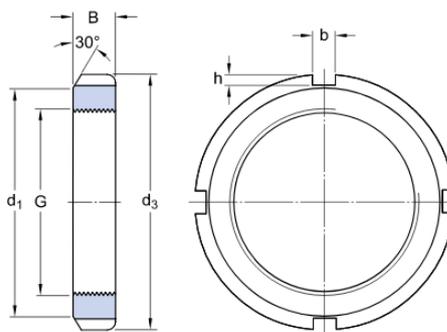
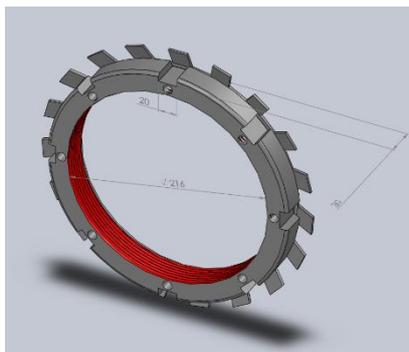
Annexe D : tableau des aciers équivalents

								
	USA	France	Brazil	German W-nr	German DIN	UK	Spain	Japan JIS
FREE MACHINING STEEL	12L13	S250Pb		1.0718	9SMnPb28		F.2112 -	
	1108	10F1		1.0721	10S20	210M15	F.2121 -	
	11L08	10PbF2		1.0722	10SPb20		F.2122 -	
	1215	S300	1215	1.0723	15S20	210A15	F.210F.	
	12L14	S300Pb		1.0736	9SMn36	240M07 EN 1B	F.2113-	
LOW CARBON STEEL	1010	AF34C10/XC10	1010	1.0301	C10	045M10		
	1015	AF37C12/XC18	1015	1.0401	C15	080M15;040A15	F.111	
	1020	AF42C20/XC25	1020	1.0402	C22	055M15 EN2C	F.112	
	1025	AF50C30		1.0406	C25	070M26	F.221	
	1212			1.0711	9S20	220M07		
	1213	S250	1213	1.0715	9SMn28	230M07	F.2111 -	
	1010	XC10	1010	1.1121	Ck10	040A10	F.1510 -	
	1022/1518	20M5		1.1133	20Mn5	120M19	F.1515 -	
	1015	XC15 / C15E	1015	1.1141	Ck15	080M15 EN 32C	F.1511 -	
	1020/1023	XC25 / C22E	1020	1.1151	Ck22	050A20	F.1120 -	
	1025	XC25 / C25E		1.1158	Ck25	070M26	F.1120 -	
	A350-LF5	15N6 / 15Ni6		1.5622	14Ni6		F.2641 -	
	3310/9314	12NC15		1.5752	14NiCr14	655M13/A12 EN 36A		
MEDIUM CARBON STEEL	1035	AF55C35 /XC38	1035	1.0501	C35	060A35	F.113	
	1045	AF65C45 /C45	1045	1.0503	C45	080M46	F.114	
	1040	AF60C40 C40	1040	1.0511	C40		F.114.A	
	1055	C55	1055	1.0535	C55	070M55		
	1060	AF70C55 / C60	1060	1.0601	C60	080A62 EN 43D	F.115	
	1140	35MF6	1140	1.0726	35S20	212M36 EN 8M	F.210G.	
	1146	45MF4		1.0727	45S20	212M44		
	9255	51S7		1.0903	51Si7	250A53 EN 45	F.1450 -	
	9255	55S7	9254	1.0904	55Si7		F.1440-	
	9260	60S7		1.0909	60Si7	250A58	F.1441 -	
	9262	60SC7		1.0961	60SiCr7	250A61	F.1442 -	
	1330/1536	35M5 / 30Mn5		1.1165/66	30Mn5/34Mn5	120M36/150M28	F.1203	
	1335	40M5 / 36Mn5	1335	1.1167	36Mn5	150M36 EN 15	F.1203 -	
	1330	20M5 / 28Mn6	1330	1.117	28Mn6	150M28 EN 14A		
	1035	XC32 / C35R	1035	1.118	Cm35	080M36	F.1135 -	
	1040	XC42H1 / C40E	1040	1.1186	Ck40	060A40/080A40		S 40 C
	1045	XC42H1 / C45/XC45	1045	1.1191	Ck45	080M46/060A47	F.1140 -	S 45 C
	1045	XC42H1 /C45R	1045	1.1201	Cm45	080M46	F.1145 -	
	1055	XC55H1 / C55E	1055	1.1203	Ck55	060A57/070M55	F.1150 -	S55C
	1050	XC48H1 / C50E	1050	1.1206	Ck50	080M50		
1050	XC48H1TS	1050	1.1213	Cf53	060A52			
1060	XC60 / C60E/2C60	1060	1.1221	Ck60	060A62	F.511/F.512	S58C	
1070	XC68	1070	1.1231	Ck67	060A67			
A J L O	1080/1078/1086	XC75 / C75E/XC90	1078	1.1248/1269	Ck75	060A78	F.513/514/515	
	1095	XC100	1095	1.1274	Ck101	060A96		
	4135/4142	34CD4 /42CD4		1.233	35CrMo4/47CrMo4	708A37/M40		SCM435TK
	3135/3140	35NC6		1.571/5711	36NiCr6/40NiCr6	640A35/M40 EN111A		
	8620/8720	20NC D2	8620	1.6523/43	21NiCrMo2	805M20/A20 EN 362	F.1522 -	SNCM220(H)
8740	40NC D2	8640	1.6546	40NiCrMo22	311-Type7	F.1204 -	SNCM240	

		18NC D6		1.6587	17CrNiMo8	820A16	F.1560 -	
5132		32C4 / 34Cr4		1.7033	34Cr4	530A32 EN18B	F.8221 /F.224	SCR430(H)
5135		38C4 / 37Cr4	513 5	1.7034	37Cr4	530A36	F.1201 -	
5140		42C4 / 41Cr4	514 0	1.7035	41Cr4	530M40/A40 EN 18	F.1202 -	SCR440(H)
5140		42C4T S	514 0	1.7045	42Cr4	530A40	F.1202 -	SCR440
5115		16MC 5	511 5	1.7131	16MnCr5	527M17	F.1515 -	
5155		55C3		1.7176	55Cr3	527A60 EN 48	F.1431 -	SUP9(A)
4130		25CD4 / 25CrMo4	413 0	1.7218	25CrMo4	1717CDS110	F.8330 -	SCM420/430
4135/4137		35CD4 / 34CrMo4		1.722	34CrMo4	708A37 EN 19B	F.8231 -	
4140/4142		42CD4 / 42CrMo4	414 0	1.7225	42CrMo4	708M40 EN 19A	F.8232 -	
4150		50CrM o4	415 0	1.7228	50CrMo4	708A47		
6150		50CV4 / 51CrV4	615 1	1.8159	50CrV4	735A50 EN 47	F.1430 -	

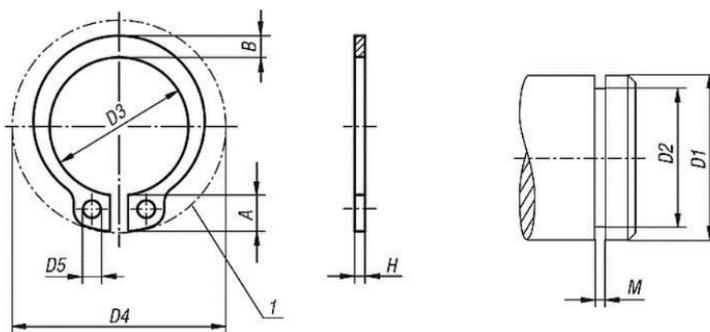
Annexe E :

Ecrou à encoche et rondelle frien



G	Tr 220x4
d ₃	260 mm
B	30 mm
d ₁	242 mm
d ₂	229 mm
B ₅	41 mm
b	20 mm
h	9 mm

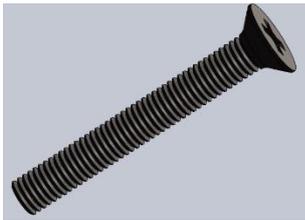
Circlips :



Vis de fixation de carter : ISO 4017 - M42 x 200-C

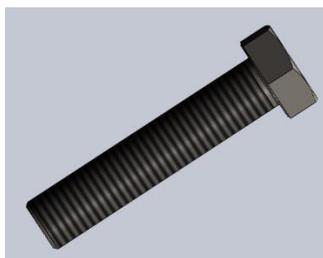
K1	26mm
L1	200mm
D1	M42
S1	65mm

Vis de fixation : ISO 7046-1 - M8 x 60 - Z - 60S

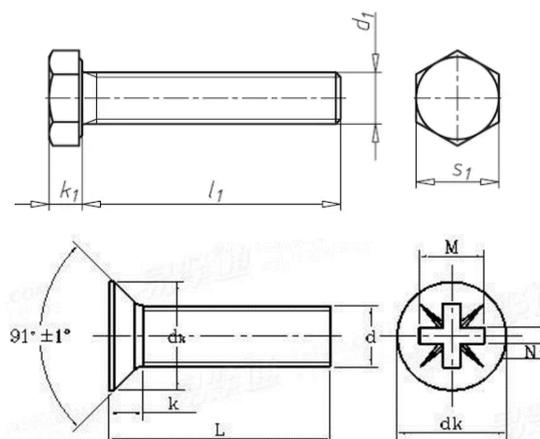


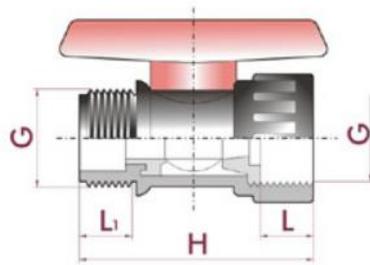
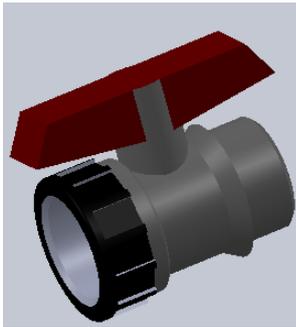
Dk	15.8
d	M8
K	5.417
L	60
M	8.8
N	2.16

Vanne de vidange :

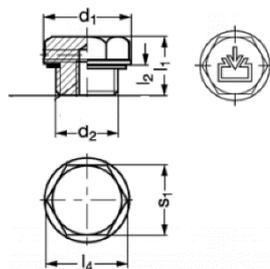
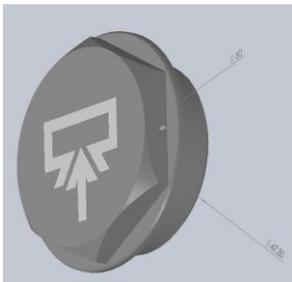


G	26.44
L1	12.5
L	16.6
H	50
G	34.37





Bouchon de remplissage :



d1	60
d2	47.8
l1	22
l2	11.5
S1	50