

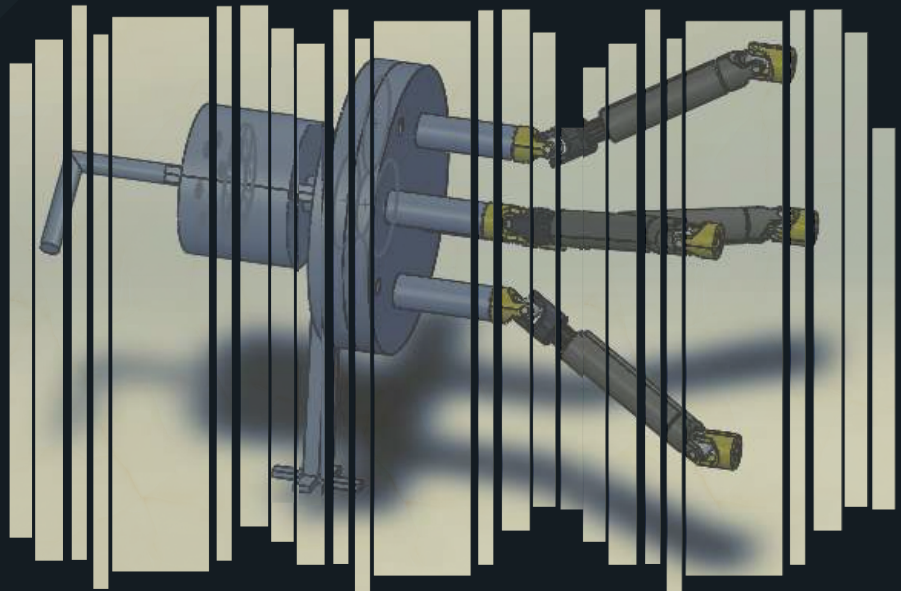


ENSAM

ÉCOLE NATIONALE SUPÉRIEURE D'ARTS ET MÉTIERS
UNIVERSITÉ HASSAN II DE CASABLANCA

RAPPORT DE PROJET DE STAGE

CDRx
clé démonte roue



RÉALISÉ PAR
SABIRI AZIZ
NAJI Zineb

REMERCIEMENT

Tout d'abord, nous tenons à remercier tout particulièrement et à témoigner toute notre reconnaissance à monsieur EL KEBCH, pour son dévouement et son soutien tout au long de ce projet ingénieur. Nous remercions également notre ami NAJI MEHDI pour son aide, sa disponibilité et pour avoir su nous transmettre les bons conseils et recommandations.

Tables des matières

INTRODUCTION

Chapitre 1 : Besoins et objectifs du projet	7
1- Les contraintes	7
a. Contraintes techniques	7
b. Contrainte économique	7
c. Contrainte éducative	7
d. Contrainte du travail en groupe	7
2- Les objectifs	8
a. Objectif technique	8
b. objectif économique	8
c. délai	8
Chapitre 2 : La planification de projet et les outils de gestion.....	9
1- L'équipe	9
2- Les outils de gestion	9
a. Diagramme de GANT	9
b. Diagramme de PERT	10
Chapitre 3 ; Analyse fonctionnelle	12
1- Diagramme Bêtes à cornes	12
2- Diagramme de Pieuvre	13
3- Diagramme de FAST	14
Chapitre 4 : Etude du système	15
1- Modélisation 3D et schéma cinématique	15
a. Modélisation 3D	15
b. Schéma cinématique	16
2- Choix du matériau	16
3- Validation du train épicycloïdal	17
a. Choix du train épicycloïdal	17
b. Tableaux des propriétés	17
c. Calcul du rapport	18

Tables des matières

d. Validation des conditions de montage	18
4- Validation du train simple	21
a. schéma cinématique	21
b. Tableau des propriétés	21
c. Calcul du rapport	22
d. Validation des conditions de montage	22
5- Calcul de la puissance et du couple de sortie	23
6- Dimensionnement des clavettes	24
a. Les dimensions de la clavette du porte satellite	24
b. Vérifications des dimensions	25
c. Les dimensions des autres clavettes	25
7- Etude de l'effort sur les dents	26
8- Dimensions de l'arbre de la manivelle	26
Chapitre 5 ; Estimation du prix	31
CONCLUSION	33

Tables des figures

Figure 1 : Diagramme de GANT	10
Figure 2 : Tables des taches	10
Figure 3 : Diagramme de PERT	10
Figure 4 : Diagramme Bête à cornes	12
Figure 5 : Diagramme de PIEUVRE	13
Figure 6 : Tables des fonctions	13
Figure 7 : Diagramme de FAST	14
Figure 8 : Modélisation 3D	15
Figure 9 : Schéma cinématique	16
Figure 10 : Tables des caractéristiques du matériau	16
Figure 11 : Table de comparaison entre les trains épicycloïdaux	17
Figure 12 : Table des propriétés du train épicycloïdal	17
Figure 13 : Schéma cinématique 2	21
Figure 14 : Table des propriétés du train simple	21
Figure 15 : Tables des prix	31

INTRODUCTION

Chaque moment de la vie est crucial, chaque heure, chaque minute et même chaque seconde.

Cette notion de temps était le motif des mécaniciens de l'équipe de Red Bull de formule 1 qui ont battu leur record de l'arrêt le plus rapide pour changer les quatre pneus d'une voiture en 1"88 ainsi que notre motif pour réaliser ce projet.

Le serrage, desserrage d'une roue d'un véhicule, chaque boulon à son tour, cause une perte de temps inutile, et demande une force non négligeable, et si on est en route le danger est omniprésent.

L'ensemble de ces raisons ont donné naissance à notre projet CDRx « étude d'une clé démonte roue », qui permet de serrer/desserrer les boulons à la fois, chose qui permet de gagner du temps en demandant beaucoup moins de force.

Chapitre 1 : Besoins et objectifs du projet

1- Les contraintes

a. Contraintes techniques

- La masse ainsi que le volume du dispositif représentent un défi réel (système stockable dans le compartiment d'un coffre), ce qui demande une étude approfondie des matériaux qu'on peut utiliser ainsi que les dimensions.
- Le dispositif doit être adaptable à un modèle de véhicule avec 4 boulons (car c'est le modèle le plus répandu au Maroc)
- Le temps de serrage/desserrage dans le cas où l'alimentation est manuelle < 15 s.
- Le couple de sortie maximum de serrage d'un boulon de roue est $C_s = 110\text{N.m} \pm 5\text{N.m}$

b. Contrainte économique

Pouvons-nous proposer un produit abordable avec les moyens à disposition et le temps imparti ?

c. Contrainte éducative

Notre formation en 1ère année CI en génie électromécanique est limitée à la partie électrique, d'où des connaissances restreintes au niveau mécanique.

d. Contrainte du travail de groupe

Enfin et non sans importance, c'est le fait de travailler en groupe et l'opportunité de réaliser un projet d'A à Z tout en exploitant les compétences de chacun de nous.

2- Les objectifs

a. Objectif technique

Bien profiter de nos connaissances techniques pour réaliser le projet souhaité.

b. Objectif économique

Comme évoqué précédemment, un des défis du projet est économique. Un prix « maîtrisé » est synonyme de produit grand public. C'est pourquoi nous avons décidé d'étudier toutes les solutions qui seraient à même de baisser le prix de notre projet.

c. Délai

Étant pour le moment dans un projet universitaire limité en temps, il est important de correctement le gérer et de le tenir à jour grâce aux outils de gestion adéquats.

Chapitre 2 : La planification de projet et les outils de gestion

1. L'équipe

Notre équipe de projet est composée de deux personnalités complémentaires mais provenant du même cursus :

- SABIRI Aziz, élève ingénieur en 1ere année C-I génie Electromécanique
- NAJI Zineb, élève ingénieur en 1ere année C-I génie Electromécanique

Nos diverses expériences professionnelles et personnelles au cours de ces années d'études, nous ont permis d'aiguiser notre curiosité et de nous ouvrir à d'autres domaines et technologies.

De plus notre équipe est muni d'un esprit de coopération et de coordination, ce qui a aidé notre travail à avoir naissance.

2. Les outils de gestion

Pour accompagner le développement du projet dès le stade d'ébauche, un cours de gestion de projet a rapidement été mis en place

a. Diagramme de GANT

Le "Diagramme de GANT" étant un outil efficace, exploite des données brutes tel que les dates de début et de fin et les durées de chacune des tâches afin de générer une visualisation de l'avancement du projet.

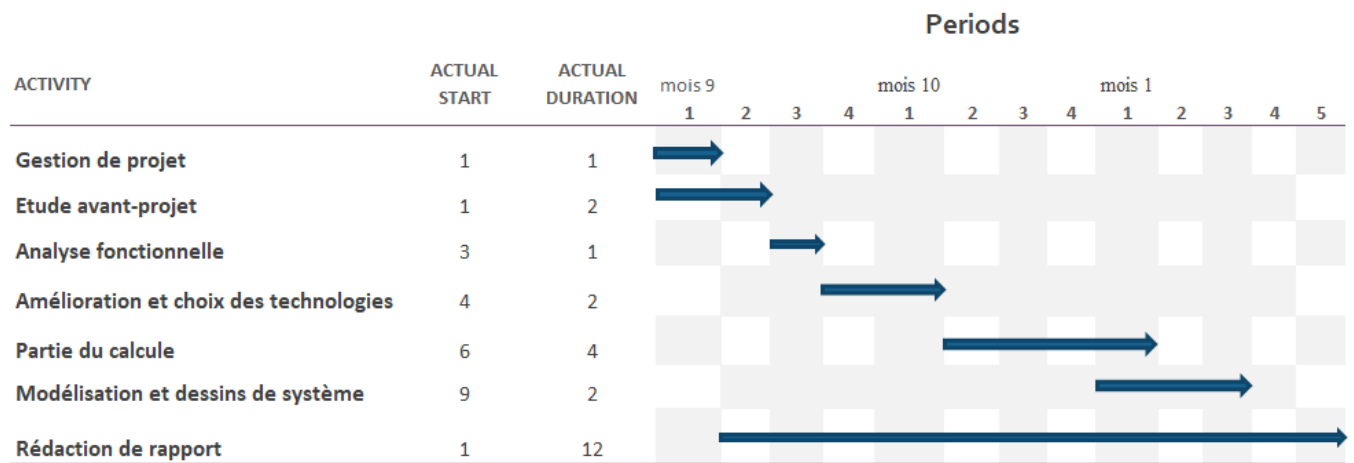


Figure 1 : Diagramme de GANT

b. Diagramme de PERT

Associé au diagramme GANTT, le diagramme PERT permet de mettre en évidence les liaisons entre les différentes tâches afin d'en déduire un chemin dit « critique ». L'état de chacune des tâches évolue ensuite en fonction de la progression du projet et met en évidence la succession des livrables.

Taches	Descriptive de la tâche	Durée en semaine	prédécesseurs
A	Gestion de projet	1
B	Etude avant-projet	2	A
C	Analyse critique et fonctionnelle	1	B
D	Amélioration et choix des technologies	2	B,C
E	Partie du calcul	4	D
F	Modélisation et dessins de maquette	2	D,E
H	Rédaction de rapport	5	...

Figure 2 : Table des tâches

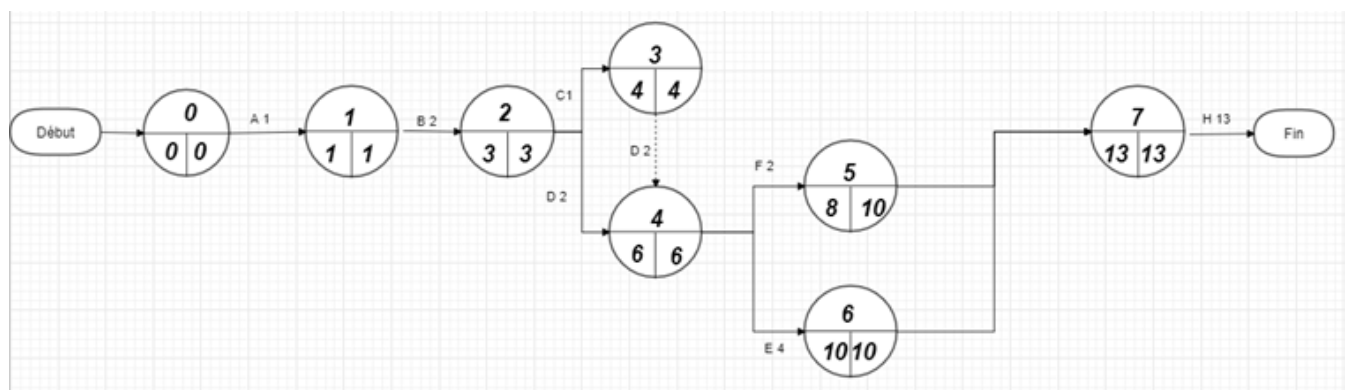


Figure 3 : Diagramme de PERT

La durée totale minimale de réalisation de projet est : 13 semaines

Les tâches qui autorisent un retard est : H

Flottement : Tache F = 2 semaines

Chapitre 3 : Analyse fonctionnelle

1. Digramme Bête à cornes

Le but est de concevoir un dispositif qui permet de serrer ou desserrer les boulons d'une voiture à la fois sans perte de temps et d'énergie.

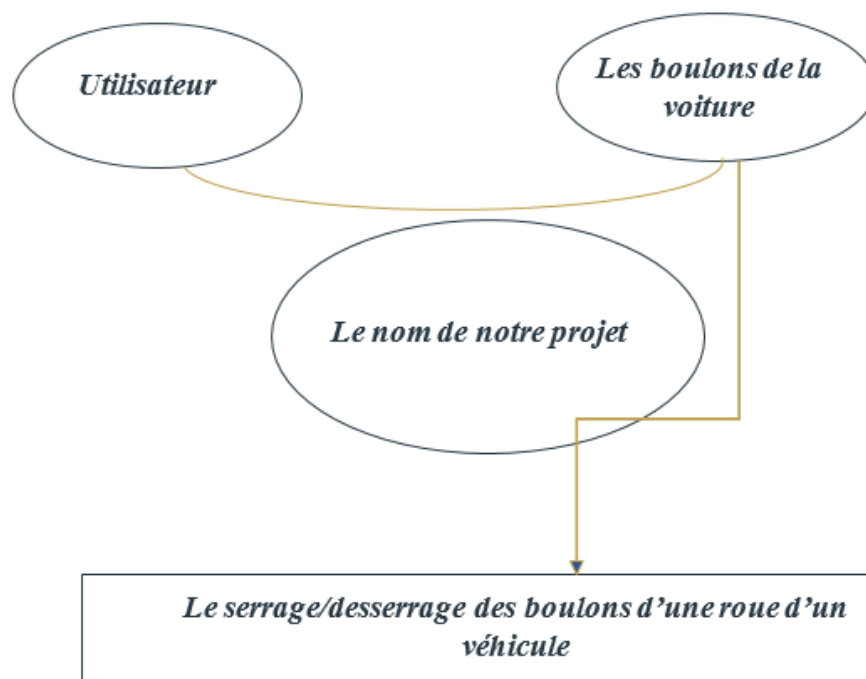


Figure 4 : Diagramme Bêtes à cornes

2. Diagramme de Pieuvre

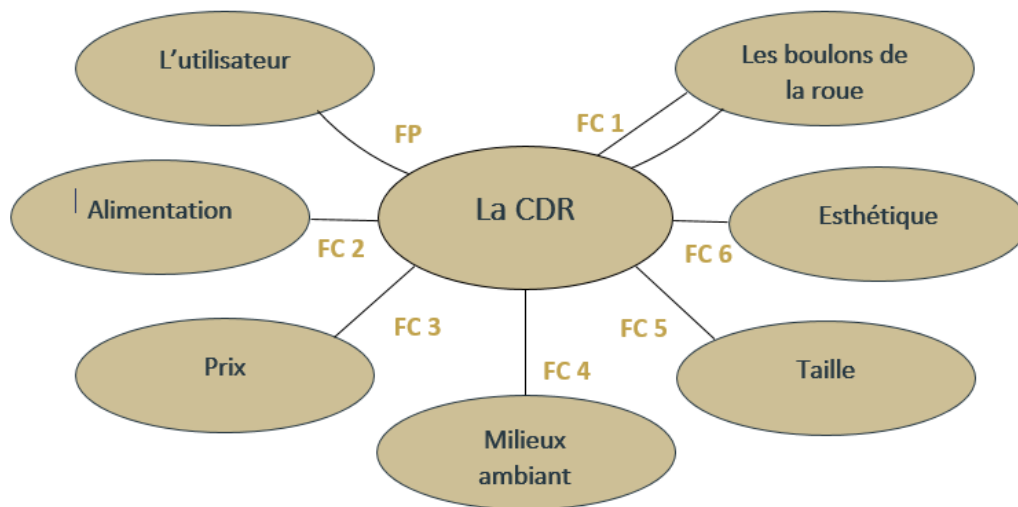


Figure 5 : Diagramme de Pieuvre

FP : Permettre à l'utilisateur de serrer/desserrer les 4 boulons de la roue à la fois.

FC 1 : S'adapter aux boulons.

FC2 : Etre alimenté par énergie manuelle, électrique ou pneumatique.

FC3 : Avoir un cout raisonnable.

FC4 : Résister aux contraintes liées à l'humidité et à la corrosion.

FC5 : Se positionner dans le coffre.

FC6 : Etre esthétique.

Fonction	Critères d'appréciation	Niveau	Flexibilité
FP1	Couple de sortie Temps de serrage/desserrage Rapport de couple Manipulation	115N.m 15s 0,2 Deux mains	±5N ±5s ±0,2
FC1	Longueur de Conducteur carré à sécurité par cisaillement Les douilles	L=75mm Ø17mm, Ø18mm Ø19mm Forme : carré	±8 24mm
FC2	Manuel	Ce=91N.m	Dépend de l'utilisateur
FC3	Prix	3500DHs	±200DHs
FC4	Matériau de carter Résister aux l'humidité et à la corrosion	(Acier faiblement allié, nylon, plastique, aluminium)	(aucun)
FC5	Forme de carter La masse	Rand Ø180mm 2,5Kg	±200g
FC7	Couleur	Gris métallique	Choix de client

Figure 6 : Table des fonctions

2. Diagramme de FAST

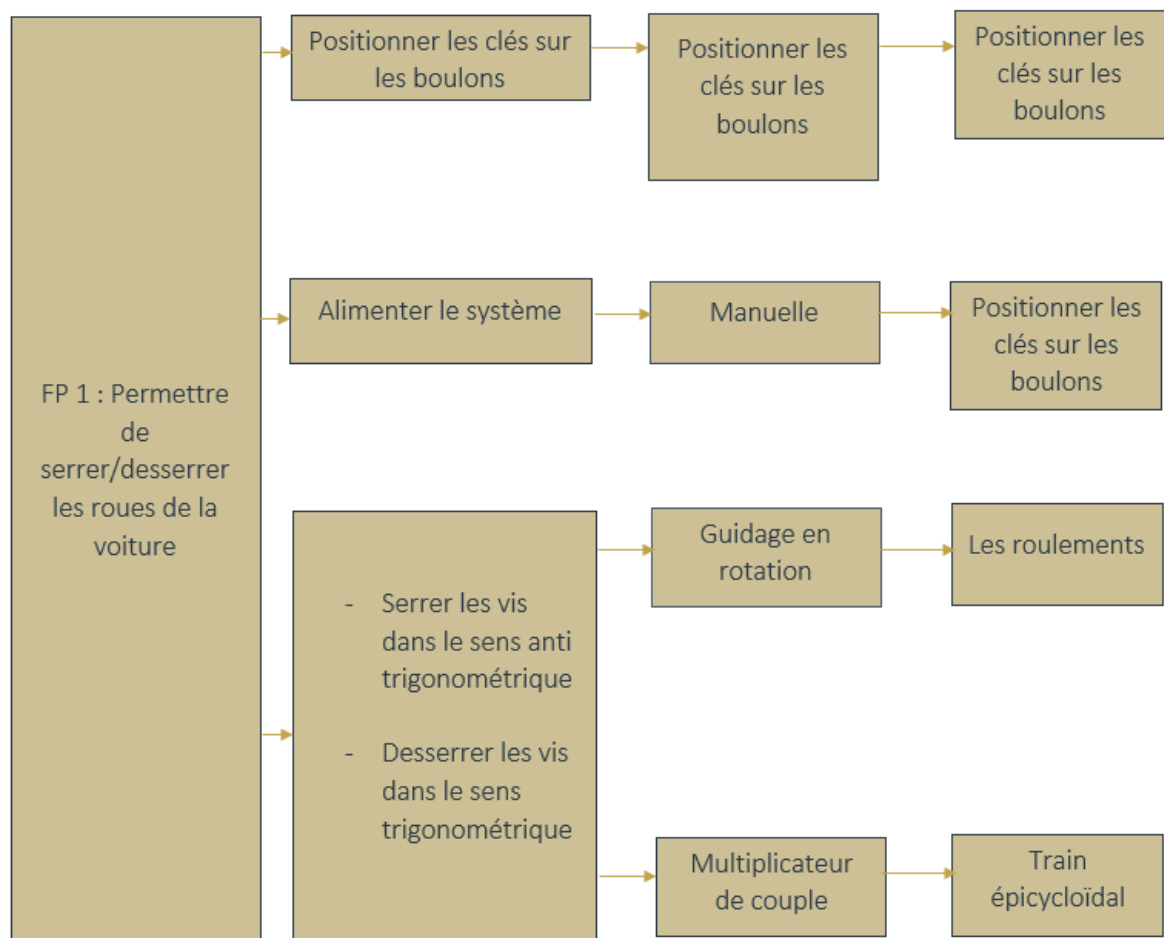


Figure 7 : Diagramme de FAST

Chapitre 4 : Etude du système

1. Modélisation 3D et schémas cinématique

a. Modélisation 3D

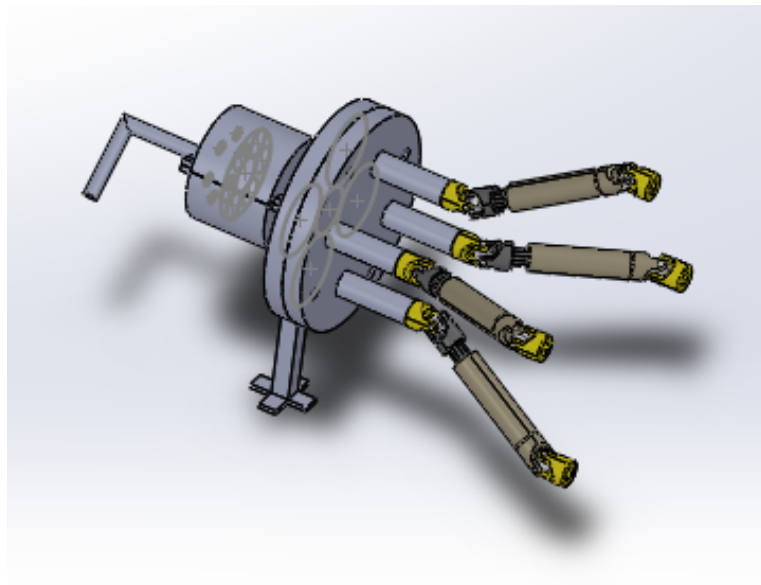


Figure 8 : Modélisation 3D

b. Schéma cinématique

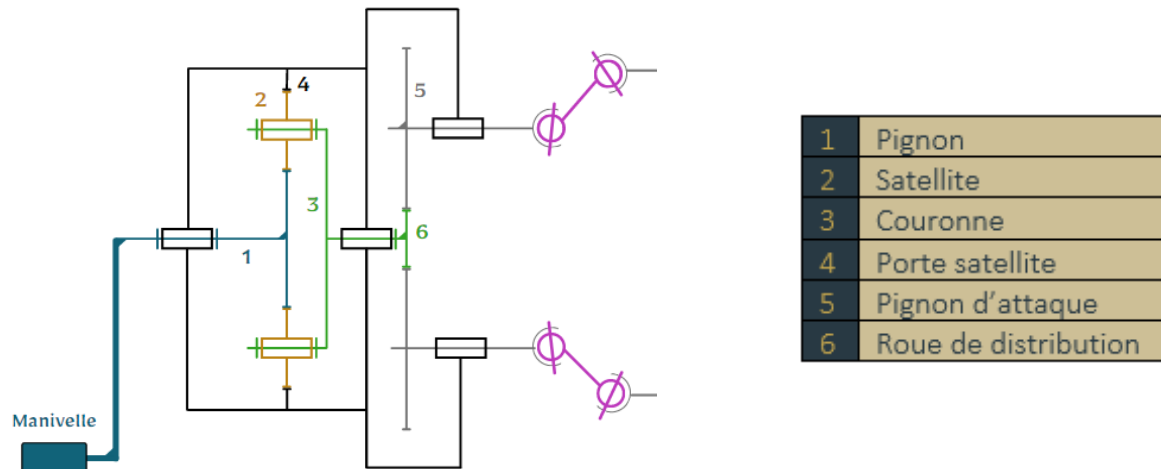


Figure 9: schéma cinématique 1

2. Choix de matériaux

Les qualités recommandées pour les matériaux des engrenages sont :

- Résistance à l'usure.
- Résistance aux différents types d'efforts.
- Résistance aux chocs.
- Silence de fonctionnement.

Les matériaux qui répondent dans le cas général à ces qualités :

- Acier 18CrNiMo7-6.
- Acier 34CrNiMo6.
- Acier 14CrMoV6-9.
- Acier allié 30NC11 forgé et traité.
- Acier allié 30NC16 forgé et traité.

Dans notre cas on va travailler avec le matériau 18CrNiMo7-6, car cet acier est excellent pour la fabrication d'engrenages en raison de son élasticité et de sa capacité à obtenir une dureté de surface élevée.

Code	1,6587
Module de Young [MPa]	2,1e5
Coefficient de Poisson	0,28
Masse volumique [kg/m³]	7800
Limite élastique Re(ou σ_{lim}) [MPa]	1100

Figure 10: table de caractéristiques du matériau

3. Validation du train épicycloïdal

a. Choix du train épicycloïdal

On a choisit de comparer 3 cas : Train à 3 satellites, à 4 satellites et à 6 satellites afin de pouvoir identifier celui qui va nous servir le mieux.

	3 Satellites			4 Satellites			6 Satellites		
	Planétaire	Satellite	Couronne	Planétaire	Satellite	Couronne	Planétaire	Satellite	Couronne
d	22.5	15	52.5	22.5	15	52.5	22.5	15	52.5
m	2			1.5			1.25		
P	6.28			4.71			3.93		
Z	11.25	7.5	26.25	15	10	35	18	12	42
d_a	26.5	19	56.5	25.5	18	55.5	25	17.5	55
d_f	17.5	10	47.5	18.75	11.25	48.75	20	12.5	50
b	20			15			12.5		
m_{da}	4.81	1.57	1.27	4.14	1.49	0.536	3.92	1.53	0.245
Matériaux	18CrNiMo7-6								
Re	1100 Mpa								

Figure 11: table de comparaison entre les trains épicycloïdaux

Avec $b=m.k$ et $k=10$

Dans le but de minimiser le volume et la masse on a choisit de travailler avec un train épicycloïdal à 6 satellites

b. Tableaux des propriétés du train épicycloïdal choisi

	Planétaire	satellite	Couronne
Z	24	18	60
M	1.25		
P	3.92		
D	30	22.5	75
h_a	1.25		
h_f	1.5625		
H	2.8125		
d_a	32.5	25	77.5
d_f	26.875	19.375	71.875
K	10		
d_c	10	10	15
B	12.5		
Matériaux	18CrNiMo7-6		
Re	1100		

Figure 12: table des propriétés du train épicycloïdal

NB : les engrenages qu'on a travaillé avec sont des engrenages standard

lien du catalogue :

https://www.pei-france.com/uploads/tx_etim/engrenages.pdf

c. Calcul du rapport

Pour calculer le rapport on utilise la formule de Willis :

$$\frac{\omega_{1/0} - \omega_{4/0}}{\omega_{3/0} - \omega_{4/0}} = (-1)^1 \frac{Z_2 \cdot Z_3}{Z_{2'} \cdot Z_1}$$

$$\omega_{3/0} = 0 \quad (\text{Couronne fixe})$$

$$\frac{\omega_{1/0} - \omega_{4/0}}{\omega_{4/0}} = \frac{Z_3}{Z_1}$$

$$Z_2 = Z_{2'} \quad (\text{Satellite simple})$$

$$Z_1(\omega_{1/0} - \omega_{4/0}) = Z_3 \cdot \omega_{4/0}$$

$$Z_1 \omega_{1/0} = Z_3 \cdot \omega_{4/0} + Z_3 \cdot \omega_{1/0}$$

Tenant compte que le pignon est l'entrée du train et le porte satellite est sa sortie, on obtient ;

$$r_1 = \frac{\omega_{4/0}}{\omega_{1/0}} = \frac{Z_1}{Z_1 + Z_3}$$

$$\frac{\omega_{4/0}}{\omega_{1/0}} = \frac{24}{24 + 60} = \frac{2}{7} = 0.285$$

$$r_1 = \frac{2}{7}$$

d. Validation des conditions de montage

- **Condition sur le module**

Pour tous les engrenages, deux roues ne peuvent engrener que si elles ont un module identique. Donc, le planétaire d'entrée, le satellite et la couronne ont le même module m .

$$m = \frac{30}{24} = \frac{22.5}{18} = \frac{75}{60}$$

$$m = 1.25$$

- **Condition vérifiée**

- **Condition sur l'entraxe**

Pour que le système fonctionne, il faut vérifier la relation suivante :

$$D_c = D_p + 2D_s$$

Sachant que :

$$D = m.Z$$

D'où :

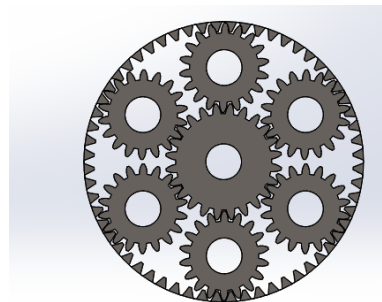
$$Z_c = Z_p + 2Z_s$$

$$24 + 2 \times 18 = 60$$

- **Condition vérifiée**

- **Condition de montage : Règle du « haricot »**

Afin que les satellites puissent engrener en même temps avec la couronne et avec le planétaire d'entrée, le nombre de dents comptées sur le contour en pointillés (en forme de haricot) doit être entier.



La relation est la suivante :

$$Z_2 + \frac{Z_1 + Z_3}{n_{sat}} = \text{entier}$$

Etant donné Z_2 entier, on doit vérifier :

$$\frac{Z_1 + Z_3}{n_{sat}} = \text{entier}$$

$$\frac{24 + 60}{6} = 14$$

- **Condition vérifiée**

- **Condition de non contact des satellites**

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

$$Z_2 + 2 < (Z_1 + Z_2) \sin \frac{180}{n_{sat}}$$

$$18 + 2 < (24 + 18) \sin \frac{180}{6}$$

$$20 < 21$$

- **Condition vérifiée**

- **Validation du module**

Le module doit vérifier la relation suivante :

$$m \geq 2.34 \sqrt{\frac{\|\vec{F}_t\|}{k \times R_{pe}}}$$

Données :

$$R_{pe} = \frac{R_s}{s} = \frac{1100}{2} = 550 \text{ MPa}$$

$$\|\vec{F}_t\| = \frac{C_e}{r_p \times n_{sat}}$$

$$C_e = 100 \text{ N.m}$$

$$m \geq 2.34 \sqrt{\frac{C_e}{k \times R_{pe} \times r_p \times n_{sat}}}$$

$$m \geq 2.34 \sqrt{\frac{91}{10 \times 550 \times 15 \times 10^{-3} \times 6}}$$

$$m \geq 1$$

Avec :

$$m = 1.25$$

- **Condition vérifiée**

4. Validation du train simple

a. Schéma cinématique

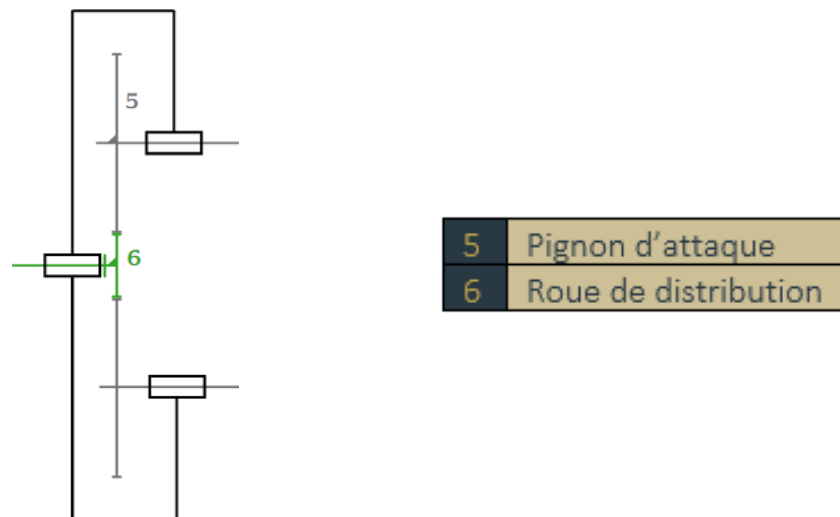


Figure 13: Shéma cinématique 2

b. Tableaux des propriétés

On travaille toujours avec des engrenages standard existants

	Planétaire	roue
Z	20	30
M	2	
P	6.28	
D	40	60
h_a	2	
h_f	2.5	
H	4.5	
d_a	44	64
d_f	35	55
K	10	
B	20	
d_c	15	20
Matériaux	18CrNiMo7-6	
Re	1100	

Figure 14: Table des propriétés du train simple

c. Calcul du rapport

le rapport du train représente la relation entre les dents du pignon d'attaque et celles des roues de distribution

$$r_2 = \frac{Z_5}{Z_6}$$

$$r_2 = \frac{2}{3}$$

$$r_2 = 0.67$$

d. Validation des conditions de montage

- **Condition de non contact des satellites**

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

$$Z_r + 2 < (Z_p + Z_r) \sin \frac{180}{n_{roue}}$$

$$30 + 2 < (20 + 30) \sin \frac{180}{4}$$

$$32 < 35.35$$

- **Condition vérifiée**

- **Validation du module**

Le module doit vérifier la relation suivante :

$$m \geq 2.34 \sqrt{\frac{\|\vec{F}_t\|}{k \times R_{pe}}}$$

Données :

$$R_{pe} = \frac{R_e}{s} = \frac{1100}{2} = 550 \text{ MPa}$$

$$\|\vec{F}_t\| = \frac{C_e}{r_{p2} \times n_{Roue}}$$

$$C_{ps} = \frac{C_e}{r_1} = 318,5 \text{ N.m}$$

Avec :

$$m \geq 2.34 \sqrt{\frac{C_{ps}}{k \times R_{pe} \times r_{p2} \times n_{Roue}}}$$

$$m \geq 2.34 \sqrt{\frac{318,5}{10 \times 550 \times 20 \times 10^{-3} \times 4}}$$

$$m \geq 1.99$$

$$m = 2$$

- Condition vérifiée

5. Calcul de la puissance et du couple de sortie

Le couple et la vitesse d'entrée :

$$C_e = 91 \text{ N.m}$$

$$N_e = 120 \text{ tr/min}$$

On a estimé que l'utilisateur (en tenant compte du sexe et de l'âge) peut effectuer deux tours par seconde.

Et On a :

$$r_1 = \frac{2}{7} \quad \text{Rapport du train épicycloïdal}$$

$$r_2 = \frac{2}{3} \quad \text{Rapport du train simple}$$

D'où

$$C_s = \frac{C_e}{r_1 \times r_2}$$

$$C_s = 477.75 \text{ N.m}$$

$$N_s = N_e \times r_1 \times r_2$$

$$N_s = 22.85 \text{ tr/min}$$

Et

$$C_{ps} = \frac{C_e}{r_1}$$

$$C_{ps} = 318,5 \text{ N.m}$$

$$N_{ps} = N_e \times r_1$$

$$N_{ps} = 34.28 \text{ tr/min}$$

La puissance d'entrée dans la partie de distribution est donc:

$$P_{ps} = C_{ps}\omega_{ps} = C_s\omega_s = C_s \frac{2\pi N_s}{60}$$

$$P_{ps} = 1142.56 \text{ W}$$

D'où la puissance du pignon de distribution égale à **1142.56 W**

On divise cette puissance par 4 pour obtenir la puissance dans chaque douille :

$$P_d = \frac{P_{ps}}{4} = 285.64 \text{ W}$$

Le couple dans chaque douille :

$$C_d = \frac{C_s}{4} = 119.49 \text{ N.m}$$

6. Etude RDM au niveau des clavettes

On a choisit de faire cette étude au niveau de la clavette du porte satellites car c'est là où s'applique le plus grand couple

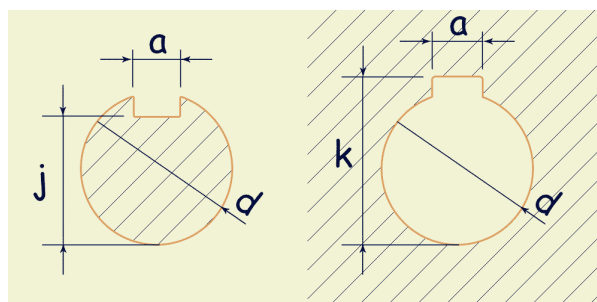
N.B : Toutes les clavettes qu'on a travaillé avec, ont des dimensions normalisées

lien : <https://metals-industry.com/dimensionnement-clavettes-paralleles/>
<http://58consme.free.fr/Cours%20a%20Pdf/Dimensionnement.pdf>

a. Les dimensions de la clavette du porte satellite

d	a	h	j	k	L
15	5	5	12	17.3	20

Tel que :



b. Vérification des dimensions

Afin de valider les dimensions données au préalable, il faut s'assurer que la condition de résistance au cisaillement soit satisfaite. $\tau = \frac{T}{S} < R_{pg}$

On a

$$C_{ps} = \frac{C_e}{r_1} = \frac{91 \times 7}{2} = 318,5 \text{ N.m}$$

D'où

$$T = \frac{C_{ps}}{R_{ps}} = \frac{318,5 \times 2}{15 \times 10^{-3}} = \frac{127400}{3} = 42466.66 \text{ N}$$

$$R_{eg} = 0.8 \times R_e = 880 \text{ MPa}$$

$$R_{pg} = \frac{R_{eg}}{s} = \frac{880}{2} = 440 \text{ Mpa}$$

$$\frac{T}{S} < R_{pg} \Rightarrow S > \frac{T}{R_{pg}}$$

$$S > \frac{127400}{3 \times 440} = 96.51 \text{ mm}^2$$

Tenant compte que $S = a.b$ et $b > 20 \text{ mm}$

On obtient donc :

$$a > \frac{96.51}{20} = 4.825 \text{ mm}$$

- Condition vérifiée

c. Les dimensions des autres clavettes

Pour les autres clavettes utilisées, on a procédé par les mêmes étapes et elles ont toutes satisfait la condition de résistance au cisaillement

-- la clavette de l'arbre de l'entrée

d	a	b	j	k	L
10	4	4	7.5	11.8	12.5

-- la clavette de l'arbre de sortie

d	a	h	j	k	L
20	6	6	16.5	22.8	20

7. Etude de l'effort sur les dents

Comme précédemment, on va étudier là où le couple est le plus grand (le pignon du train simple).

Les efforts de contact sur le pignon du train simple :

L'effort tangentiel :

$$F_T = \frac{C_{ps}}{R_{ps}} = \frac{318,5 \times 2}{40 \times 10^{-3}} = 15925 \text{ N}$$

L'effort radial :

$$F_r = F_T \tan \alpha = 18200 \times \tan 20 = 5796.226 \text{ N}$$

L'effort sur la dent :

$$F = \frac{F_T}{\cos \alpha} = \frac{18200}{\cos 20} = 16947.03 \text{ N}$$

Pour vérifier si les dents peuvent supporter l'effort appliqué sur elles il faut satisfaire l'équation suivante : $\sigma_{maxi} \leq R_{pe}$ Avec $R_e = 550 \text{ Mpa}$

En calculant la résistance de la dent par la Méthode de Lewis.

$$\sigma_{maxi} = \frac{F_T}{b \times m \times Y} < R_{pe}$$

$$\sigma = \frac{18200}{20 \times 2 \times 0.32} = 1244.14 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{maxi} = \frac{\sigma}{n_{dent}} = \frac{1244.14}{20} = 62.207 \text{ MPa}$$

- Condition vérifiée

8. Dimensionnement de l'arbre de la Manivelle

Tout d'abord, il faut définir les torseurs traduisant les forces appliquées sur la manivelle

$$\tau_A = \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & L_A \\ \hline 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & 91 \times 10^3 \\ \hline 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\}$$

$$\tau_B = \left\{ \begin{array}{c|c} X_B & 0 \\ \hline Y_B & M_B \\ Z_B & N_B \end{array} \right\}$$

$$\tau_C = \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & 0 \\ \hline F_t & 0 \\ F_r & 0 \end{array} \right\}$$



- A étant le point où s'applique le couple d'entrée
- C étant le point où s'applique l'effort de la denture

En appliquant le principe fondamental de la statique sur l'arbre de la manivelle on obtient :

$$\{\tau_A\} + \{\tau_B\} + \{\tau_C\} = \{0\}$$

Transportons les torseurs au point où l'on a le plus d'inconnues, c'est-à-dire B :

Exprimons $\{\tau_A\}$ en B

$$\vec{M}_{A/B} = \vec{M}_{A/A} + \vec{BA} \wedge \vec{R}_A = \vec{M}_{A/A}$$

$$\tau_{A/B} = \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & 91 \times 10^3 \\ \hline 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\}$$

Exprimons $\{\tau_C\}$ en B

$$\vec{M}_{C/B} = \vec{M}_{C/C} + \vec{BC} \wedge \vec{R}_C = \begin{pmatrix} 80 \\ 0 \\ 15 \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} 0 \\ F_t \\ F_r \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -15F_t \\ -80F_r \\ 80F_t \end{pmatrix}$$

$$\tau_{C/B} = \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & -15F_t \\ \hline F_t & -80F_r \\ F_r & 80F_t \end{array} \right\}$$

$$\tau_{B/B} = \left\{ \begin{array}{c|c} X_B & 0 \\ \hline Y_B & M_B \\ Z_B & N_B \end{array} \right\}$$

Définissons les équations des moments :

$$-15F_t + 91 \times 10^3 = 0 \quad \Rightarrow \quad F_t = \frac{91 \times 10^3}{15} = 6066.66 \text{ N}$$

On sait que : $F_r = F_t \tan \alpha = 6066.66 \times \tan 20 = 2208.1$

$$-80F_r + M_B = 0 \quad \Rightarrow \quad M_B = 80F_r = 176648 \text{ N.mm}$$

$$90F_t + N_B = 0 \quad \Rightarrow \quad N_B = -90F_t = -545999.4 \text{ N}$$

Définissons les équations des forces :

$$X_B = 0$$

$$F_t + Y_B = 0 \quad \Rightarrow \quad Y_B = -F_t = -6066.66 \text{ N}$$

$$F_r + Z_B = 0 \quad \Rightarrow \quad Z_B = -F_r = -2208.1 \text{ N}$$

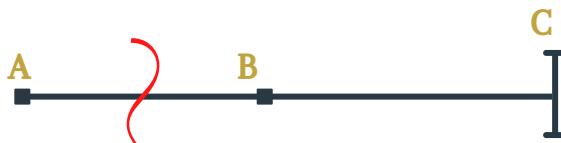
Les torseurs obtenus :

$$\tau_A = \left\{ 0 \middle| \begin{array}{c} 91 \times 10^3 \\ 0 \\ 0 \end{array} \right\} \quad \tau_B = \left\{ 0 \middle| \begin{array}{c} 0 \\ 176648 \\ -485332.8 \end{array} \right\} \quad \tau_C = \left\{ 0 \middle| \begin{array}{c} 0 \\ 0 \\ 0 \end{array} \right\}$$

Calcul des torseurs de cohésion :

Pour la zone AB :

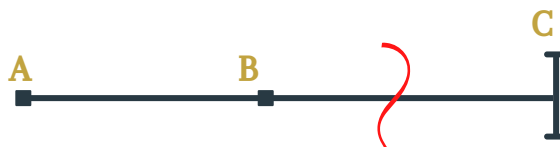
$$0 < x < 50$$



$$\tau_{coh} = -\tau_{A/G} = \left\{ 0 \middle| \begin{array}{c} -91 \times 10^3 \\ 0 \\ 0 \end{array} \right\}$$

Pour la zone BC :

$$50 < x < 130$$



$$\tau_{coh} = -\tau_{A/G} - \tau_{B/G}$$

Déterminons $\tau_{B/G}$:

$$\vec{M}_{B/G} = \vec{M}_{B/B} + \vec{GB} \wedge \vec{R}_B = \begin{pmatrix} 0 \\ 176648 \\ -485332.8 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 90-x \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} 0 \\ -6066.66 \\ -2208.1 \end{pmatrix}$$

$$\vec{M}_{B/G} = \begin{pmatrix} 0 \\ 375377 - 2208.1x \\ -1.03 \times 10^6 + 6066.6x \end{pmatrix}$$

D'où

$$\tau_{coh} = \left\{ \begin{vmatrix} 0 & -91 \times 10^3 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{vmatrix} \right\} + \left\{ \begin{vmatrix} 0 & 0 \\ 6066.66 & -375377 + 2208.1x \\ 2208.1 & 1.03 \times 10^6 - 6066.6x \end{vmatrix} \right\}$$

$$\tau_{coh} = \left\{ \begin{vmatrix} 0 & -91 \times 10^3 \\ 6066.66 & -375377 + 2208.1x \\ 2208.1 & 1.03 \times 10^6 - 6066.6x \end{vmatrix} \right\}$$

Le but de cette étude est de calculer le diamètre minimal à l'aide de la formule de Von-mises et l'équation de résistance

Etudions la sollicitation de Torsion :

Etant donnée le moment de torsion : $M_t = 91 \times 10^3$

On a :

$$\tau_t = \frac{M_t \times d}{I_o}$$

Sachant que :

$$I_o = \frac{\pi \times d^4}{32}$$

D'où :

$$\tau_t = \frac{M_t \times 32}{\pi \times d^3}$$

$$\tau_t = \frac{2.912 \times 10^3}{\pi \times d^3}$$

Etudions la sollicitation de Flexion simple :

On considère les efforts

$$T_y = 6066.66 \text{ N}$$

$$T_z = 2208.1 \text{ N}$$

et les moments suivants :

$$M_{fy} = -375377 + 2208.1x$$

$$M_{fz} = 1.03 \times 10^6 - 6066.6x$$

D'où :

$$M_{feq} = \sqrt{M_{fy}^2 + M_{fz}^2}$$

$$M_{feq} = \sqrt{(-264972)^2 + (726670)^2}$$

$$M_{feq} = 773472.3 \text{ N.mm}$$

Comme le cas d'une flexion pure, la condition de résistance s'écrit :

$$\sigma_{max} = \frac{M_{feq} \times d}{I_o}$$

Sachant que :

$$I_o = \frac{\pi \times d^4}{32}$$

D'où :

$$\sigma_{max} = \frac{M_{feq} \times 32}{\pi \times d^3}$$

$$\sigma_{max} = \frac{24.75 \times 10^6}{\pi \times d^3}$$

On applique le critère de Von-mises :

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{24.75 \times 10^6}{\pi \times d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{2.912 \times 10^3}{\pi \times d^3}\right)^2}$$

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{d^3} \sqrt{\left(\frac{24.75 \times 10^6}{\pi}\right)^2 + 3\left(\frac{2.912 \times 10^3}{\pi}\right)^2}$$

$$\sigma_{eq} = \frac{7878169.847}{d^3}$$

Avec :

$$\sigma_{eq} = \frac{Re}{s} = \frac{1100}{2} = 550 \text{ Mpa}$$

D'où :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{7878169.847}{550}}$$

$$d \geq 24.28 \text{ mm}$$

Chapitre 5 : Estimation du prix

		Quantité	Prix unitaire (€)	Prix total (HT)
Train épicycloïdal (m=1.25)	Satellites et pignon	7	2.5	17.5
	Couronne	1	84.19	84.19
Train simple (m=2)	Roues et pignon	5	3.58	17.9
Roulements		8	7.3	58.4
Clavettes	Train épicycloïdal	7	1.78	12.46
	Train simple	5	1.90	9.5
Joint de cardan		4	10.99	43.96
Manivelle		1	14.91	14.91
Carter	Train épicycloïdal	1	26.6	26.6
	Train simple	1	28.31	28.31
Prix total				313.73

Figure 15 : Table des prix

Le dispositif pourra vous paraître onéreux. En revanche une étude économique faite au long terme mettra en évidence l'importance du dispositif avec des coûts récurrents pas trop important en tenant compte de la réduction du personnel qui peut se limiter à une seule personne qui assurera la fonction, également le gain rapporté en terme de temps vu le démontage de tous les boulons assurant l'assemblage de la roue simultanément avec un effort généré par le dispositif lui-même d'où la nécessité d'un effort humain pas si important.

Lien des prix :

<https://shop.hpceurope.com/fr/categorie.asp?>

[faid=4&caid=4&catalogue=Engrenages+standards&famille=Engrenages+%C3%A0+denture+droite](https://shop.hpceurope.com/fr/categorie.asp?faid=4&caid=4&catalogue=Engrenages+standards&famille=Engrenages+%C3%A0+denture+droite)

<https://shop.hpceurope.com/fr/produit.asp?prid=1034>

<https://shop.hpceurope.com/fr/produit.asp?prid=1344>

https://www.amazon.fr/dp/B07V96KC9M/ref=sspa_dk_detail_0?

[psc=1&pd_rd_i=B07V96KC9M&pd_rd_w=GjrKM&pf_rd_p=366fc4a6-d352-47e9-b664-9fc6d35db13a&pd_rd_wg=tr3gn&pf_rd_r=2T5AJ789Y6D77WQ3KJVJ&pd_rd_r=d5a71c5d-4d1c-4710-90f5-](https://www.amazon.fr/dp/B07V96KC9M/ref=sspa_dk_detail_0?psc=1&pd_rd_i=B07V96KC9M&pd_rd_w=GjrKM&pf_rd_p=366fc4a6-d352-47e9-b664-9fc6d35db13a&pd_rd_wg=tr3gn&pf_rd_r=2T5AJ789Y6D77WQ3KJVJ&pd_rd_r=d5a71c5d-4d1c-4710-90f5-)

[05491db165ca&smid=A1ES8LR4CIKC0F&spLa=ZW5jenlwdGVkUXVhbGlmaWVyPUFLN0FD MFVKTldXWkUmZW5jenlwdGVkSWQ9QTA4NjMzOTNXVUpLTEU2NE1XVjMmZW5jenlwdGVkQWRjZD1BMDU5NDU4OTJMSVZXNVVKWFdGUlgmd2lkZ2V0TmFtZT1zcF9kZXRhaWwm YWN0aW9uPWNsaWNrUmVkaXJlY3QmZG9Ob3RMb2dDbGljaz10cnVl](https://www.amazon.fr/dp/B07V96KC9M/ref=sspa_dk_detail_0?psc=1&pd_rd_i=B07V96KC9M&pd_rd_w=GjrKM&pf_rd_p=366fc4a6-d352-47e9-b664-9fc6d35db13a&pd_rd_wg=tr3gn&pf_rd_r=2T5AJ789Y6D77WQ3KJVJ&pd_rd_r=d5a71c5d-4d1c-4710-90f5-05491db165ca&smid=A1ES8LR4CIKC0F&spLa=ZW5jenlwdGVkUXVhbGlmaWVyPUFLN0FD MFVKTldXWkUmZW5jenlwdGVkSWQ9QTA4NjMzOTNXVUpLTEU2NE1XVjMmZW5jenlwdGVkQWRjZD1BMDU5NDU4OTJMSVZXNVVKWFdGUlgmd2lkZ2V0TmFtZT1zcF9kZXRhaWwm YWN0aW9uPWNsaWNrUmVkaXJlY3QmZG9Ob3RMb2dDbGljaz10cnVl)

https://www.metalaladecoupe.com/francais/barres_rondes_5_50.asp?tbout=alu

<https://www.metalaladecoupe.com/francais/toles.asp?tbout=alu>

CONCLUSION

Le but du projet consiste principalement à améliorer la clé démonte roue par la conception d'un système 4x plus performant (d'où le nom CDRx) avec le montage/démontage de 4 écrous d'un seul coup au lieu d'un, ce qui rentabilise l'organisme ou l'entité l'utilisant et lui permet de gagner en matière de temps et de mettre en œuvre moins d'efforts pour avoir un résultat encore meilleur.

Cette opportunité de travailler sur ce projet fut très constructive et nous a permis de mettre en pratique nos connaissances et d'acquérir d'autres. Ajouté à cela la mise en évidence de l'importance du travail en équipe.

