

*République Algérienne Démocratique & Populaire*  
*Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique*



*Université Abderrahmane Mira de BEJAIA*

*Faculté de Technologie*

*Département de Génie Mécanique*

## **Projet de fin de cycle**

EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE MASTER EN GENIE MÉCANIQUE  
Spécialité « CONCEPTION MÉCANIQUE ET PRODUCTIQUE »

**Thème :**

---

**Etude des éléments de traction et de direction d'une automobile, adaptation  
et conception d'un modèle réduit (voiture électrique).**

---

**Présenté par**

MOUSSA Fares & ZENATI Habib

Le 26/06/2014

**Devant les jurys:**

M <sup>r</sup> ATLA	President
M <sup>r</sup> BELAMRIA	Encadreur
M <sup>r</sup> OURARIM	Examineur 1
M <sup>r</sup> DJERRADA.A	Examineur 2

**Bejaia 2013/2014**

# Remerciement

**M**OUSSA Fares & ZENATI Habib remercient toutes les personnes ayant contribué au bon déroulement et à l'aboutissement de ce projet, tant sur le plan professionnel que sur le plan personnel.

**E**n premier lieu, c'est un agréable plaisir d'exprimer notre profonde reconnaissance envers Monsieur BELAMRI Abdelatif, enseignant à l'université Abderrahmane Mira de Bejaia, promoteur de notre projet, pour son dévouement, sa précieuse disponibilité et pour ses qualités scientifiques et humaines dont il a fait preuve tout au long de la réalisation de ce Projet. On lui exprime toute notre gratitude.

**R**emerciement et profonde gratitude vont également aux membres du jury. Tout d'abord, on tien à exprimer notre profonde reconnaissance envers Monsieur ATI Abdelaziz Professeur à l'université de Bejaia pour avoir accepté d'examiner notre travail et de nous avoir aidé à la réalisation de cette voiture et de présider notre jury de soutenance. Sans oublier de rendre un hommage à Mr BIROUCHE Md Laid et Mr TALANTIKITE Abdelghani pour leur contribution à la réalisation de la coque de notre voiture. On est également reconnaissant à Monsieur DJERRADA Abderrahmane Chef du département de génie mécanique, et Mr OURARI Mahmoud qui nous ont fait l'honneur de jugé notre travail.

**C**'est avec joie qu'on salue le responsable du Hall technologie Monsieur Yousfi Rachid ainsi que tout les travailleurs en particulier : Ouadfel Abdelah, Mezhoud Athmane, Abdenour, Haddadi Zahir. On apprécie leur amitié et leur disponibilité.

**I**l ne sera impossible, enfin, de ne pas saluer notre famille et l'association « Tunnel Vert ». Malgré notre éloignement ces derniers mois, leur confiance et leur amour n'ont cessé de nous prodiguer, tout au long de cette période. On adresse toute notre affection à notre famille, et en particulier à nos pères, mères, frères et sœurs. Notre reconnaissance envers eux est inexprimable.

**MERCI...**

## Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

- ☞ Mes très chers parents pour leur amour, leur sacrifice et leur soutien dans mes échecs et mes réussites durant toutes ces années.
- ☞ Ma grand mère Laldja qui nous à quittée.
- ☞ Mon très cher frère **Lotfi**.
- ☞ Ma très chère sœur **Warda**.
- ☞ Ma meilleur amie **Lamia**.
- ☞ Tous mes cousins **Khaled, Razik ,massinissa, Elyes, Redha, Redouane**.
- ☞ Mes très chers oncles et tantes
- ☞ Mon binôme **Fares** et à toute sa famille.
- ☞ Tous les membres et adhérents de l'association « **Tunnel Vert** ».
- ☞ Mes chers enseignants depuis le cycle primaire
- ☞ Tous mes amis (es) sans exception (**Nabil, kamel, Nourdine, Said, Mehrez, Elyes**)
- ☞ A toute la promotion **Master II Conception mécanique et productique (2013-2014)**.

Habib

## Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

- ☞ Mes très chers parents pour leur amour, leur sacrifice et leur soutien dans mes échecs et mes réussites durant toutes ces années.
- ☞ Mon très cher frère **Amine**.
- ☞ Ma très chère sœur **Ryma**.
- ☞ Tous mes cousins(es) **Mohamed, Fodile, Massi, Kakou, Yanis, Bob, miyou, Meriem, Sissa Cherifa**
- ☞ Mes très chers oncles et tantes
- ☞ Mon binôme **Habib** et à toute sa famille.
- ☞ Tout les membres et adhérents de l'association « **Tunnel Vert** ».
- ☞ Tous mes amis (es) sans exception (**Nabil, Said, Mehrez, Elyes, Farid, Moumouh, Kikou, Massi, Djahid, Hicham, Meriem, Nassima, Sonia , Lila**)
- ☞ Mes chers enseignants depuis le cycle primaire
- ☞ A toute la promotion **Master II Conception mécanique et productique (2013-2014)**.

Fares

## TABLE DES FIGURES

Fig.01 : Schéma descriptif d'une transmission Simple.....	4
Fig.02 : Schéma descriptif d'une transmission intégrale.....	4
Fig.03 : Illustration d'une transmission simple par traction.....	7
Fig.04 : Illustration d'une transmission simple par Propulsion.....	7
Fig.05 : Illustration d'une transmission intégrale.....	8
Fig.06 : Illustration du système de direction d'une voiture.....	9
Fig.07 : Schéma d'une direction à boîtier .....	9
Fig.08 : Schéma d'une direction à crémaillère.....	11
Fig.09 : Système pignon crémaillère.....	11
Fig.10 : Table de translation à chariot mobile.....	12
Fig.11 : Représentation schématique normalisée d'une liaison glissière d'axe X.....	13
Fig.12 : Fonctions et critères d'appréciation du système de guidage en translation.....	13
Fig.13 : Exemple d'un système de guidage en rotation .....	13
Fig.14 : Représentation schématique normalisée d'une liaison pivot d'axe X.....	14
Fig.15 : Fonction du système de guidage en rotation.....	14
Fig.16 : Systèmes d'engrenage.....	15
Fig.17 : Dessins de Léonard de Vinci (fin du XVème) .....	15
Fig.18 : Engrenages cylindrique à denture droite.....	16
Fig.19 : Illustration des paramètres de la denture.....	16
Fig.20 : Engrenement de deux roues dentées.....	17
Fig.21 : Efforts sur les dentures.....	18
Fig. 22 : Tableau de modules normalisés.....	19
Fig.23 : Tableau de nombre minimal de dents.....	19
Fig.24 : Engrenage Roue- vis sans fin.....	20
Fig.25 : Efforts exercés dans le cas d'un système roue et vis sans fin.....	21
Fig.26 : Efforts exercés sur une dent.....	22
Fig.27 : Tableau de la réversibilité - irréversibilité et rendement.....	25

Fig.28 : A gauche, système roue creuse. À droite, vis globique avec roue creuse.....	26
Fig.29 : Schémas d'un système de commande électrique.....	27
Fig.30 : Télécommande radio pour équipement minier .....	27
Fig.31 : Détecteur photoélectrique de proximité.....	27
Fig.32 : Pile alcaline 1.5V.....	28
Fig.33 : Générateur de courant 1 $\mu$ A à 20mA.....	28
Fig.34 : Vérins hydrauliques simple tige pour bateaux.....	28
Fig.35 : Moteur électrique Igarashi 12V.....	28
Fig.36 : Représentation des réactions sur l'essieu suivant l'axe (x) .....	29
Fig.37 : Décomposition du système hyperstatique selon le théorème des (3) moments.....	30
Fig.38 : Représentation des réactions du système décomposé.....	31
Fig.39 : Le diagramme des moments fléchissant du système décomposé. ....	33
Fig.40 : Le diagramme des efforts tranchants du système hyperstatique. ....	38
Fig.41 : Le diagramme des efforts tranchants du système hyperstatique obtenus.....	38
Fig.42 : Le diagramme des moments fléchissant du système hyperstatique.....	39
Fig.43 : Le diagramme des moments fléchissant du système hyperstatique obtenu .....	39
avec le logiciel RDM6.	
Fig.44 : Représentation système roue et crémaillère.....	42
Fig.45 : Représentation cas du frottement.....	42
Fig.46 : Cycle d'une simulation numérique.....	49
Fig.47 : Présentation du processus de simulation. ....	50
Fig.48 : Système de direction et de traction de la voiture en mono bloc.....	51
Fig.49 : Déplacement imposé sur le châssis.....	51
Fig.50 : Application de l'effort sur la table.....	52
Fig.51 : Création du nouveau matériau dans la bibliothèque de solidworks.....	52
Fig.52 : Application du maillage volumique sur le châssis.....	53
Fig.53 : Résultat de simulation de la distribution de la contrainte de Von Mises sur toute la surface du châssis.....	54

Fig.54 : Résultat de simulation du déplacement du châssis .....	55
Fig.55 : Résultat de simulation de la déformation du châssis sous l'effet du chargement. ....	56
Fig.56: Déplacement imposé sur les cotés qui vont supporter les roues.....	56
Fig.57 : Surface application de la charge.....	57
Fig.58 : Création et affectation du nouveau matériau.....	57
Fig.59 : Maillage de l'arbre arrière.....	58
Fig.60 : Résultat de la contrainte de Von mises.....	59
Fig.61 : Résultat du déplacement de l'arbre sous l'effet de la charge.....	59
Fig.62 : Résultat de la déformation de l'arbre sous l'effet de la charge.....	59
Fig.63 : Déplacement imposé charge et maillage de l'essieu.....	60
Fig.64 : Résultat de la contrainte de Von Mises.....	61
Fig.65 : Résultat du déplacement de la structure.....	61
Fig.66 : Résultat de déformation de la structure.....	61
Fig.67 : Application de la charge, déplacement, matériau et génération du maillage.....	62
Fig.68 : Résultat de Contrainte de Von Mises .....	63
Fig.69 : Résultat du déplacement.....	63
Fig.70 : Résultat de simulation de la déformation de la pièce.....	63
Fig.71 : De la charge, déplacement, matériau et génération du maillage.....	64
Fig.72 : Résultat de contrainte de Von mises .....	65
Fig.73 : Résultat contrainte de déplacement.....	65
Fig.74 : Résultat de simulation de la déformation.....	65

$\vec{F}$  : Force de poussée. [N]

$P$  : Poids [kg]

$M$  : Moment. [N.mm]

$\vec{R}$  : Réaction. [N]

$R_e$  : Limite d'élasticité. [N/ mm<sup>2</sup>]

$R_p$  : Résistance pratique à l'extrusion. [N/ mm<sup>2</sup>]

$\varphi$  : Angle de frottement. [ ° ]

$s$  : Facteur de sécurité.

$f$  : Coefficient de frottement Pneu / Route goudronnée.

$M_f$  : Moment de flexion. [N.m]

$k$  : Coefficient de déport en général  $k=10$ .

$m$  : Module de pignon. [mm]

$Z$  : Nombre de dent.

$d$  : Diamètre primitif du pignon. [mm]

$d_p$  : Diamètre de pied du pignon. [mm]

$d_t$  : Diamètre de tête du pignon. [mm]

$b$  : Largeur de la denture. [mm]

$\gamma$  : Coefficient de largeur de denture.

$p$  : Pas de denture. [mm]

$h$  : Hauteur de dent. [mm]

$T$  : Effort tranchant. [N]

$\tau$  : La contrainte de cisaillement. [N/mm<sup>2</sup>]

$F$  : La force tangentielle. [N]

$S$  : aire. [m<sup>2</sup>]

$R_{eg}$  : limite d'élasticité au glissement.[N/mm<sup>2</sup>]

$R_{pg}$  : Résistance pratique de glissement. [N/mm<sup>2</sup>]

$h_a$  : Hauteur de saillie. [mm]

$h_c$  : Hauteur de creux. [mm]

$I$  : Moment d'inertie quadratique. [mm<sup>4</sup>]

$M_\alpha$  : Couple. [N.m]

**e** : Epaisseur de la dent. [mm]

**$P_a$**  : Puissance. [W]

**$n_m$**  : Vitesse de rotation. [tr/min]

**$\sigma_{max}$**  : Résistance de la dent. [N/mm<sup>2</sup>]

**y** : Facteur de la force de la dent.

**Vc** : Vitesse de la voiture. [m / s]

**Lh** : Durée de vie en heures de fonctionnement.

**C** : Charge dynamique de base [KN]. (Catalogue de roulement)

**$(\frac{c}{p})$**  : Rapport de charge.

**k** : Paramètre qui dépend du type de roulement (k=3 pour les roulements à billes).

# TABLE DES MATIERES

Table des matières.....	I
Introduction .....	II
<b>CHAPITRE 1 : Définitions et choix des éléments .....</b>	<b>1</b>
1. Introduction.....	2
2. Système de transmission.....	4
2.1. Définition.....	4
2.2. Son origine .....	5
2.3. Explication simplifiée .....	5
2.4. Quelques éléments et leurs fonctions respectives.....	5
a. L’embrayage .....	5
b. La boîte de vitesses.....	5
c. Le pont.....	5
d. L’arbre de transmission.....	5
e. Les roues motrices.....	6
f. Les roues directrices.....	6
g. Les roues porteuses .....	6
h. La boîte de transfert.....	6
2.5. Les différents modes de transmissions .....	6
2.5.1. Transmission simple .....	6
a. Transmission simple par traction.....	6
a.1. Principaux avantages.....	7
a.2. Principaux inconvénients.....	7

b.	Transmission simple par propulsion.....	7
b.1.	Principaux avantages.....	8
b.2.	Principaux inconvénients.....	8
c.	Transmission Intégrale (Quatre roues motrices ou 4×4) .....	8
c.1.	Principaux avantages.....	8
c.2.	Principaux inconvénients.....	8
3.	Système de direction.....	9
3.1.	Définition.....	9
3.2.	Différents types de direction .....	9
3.2.1.	Système de direction à boîtier.....	9
3.2.1.1.	Description fonctionnelles du système de direction à boîtier.....	10
a.	La colonne de direction et son support .....	10
b.	Le boîtier de direction .....	10
c.	La bielle pendante .....	10
d.	La barre de direction .....	10
e.	Le levier d'attaque .....	10
f.	Les fusées .....	10
g.	Les leviers d'accouplement .....	10
h.	La barre d'accouplement.....	10
3.2.2.	Direction à crémaillère.....	11
3.2.2.1.	Description fonctionnelles du système de direction à crémaillère.....	11
4.	Système de guidage .....	12
4.1.	Définition.....	12
4.2.	Types de guidage.....	12
4.2.1.	Guidage en translation.....	12
4.2.1.1.	Expression fonctionnelle du besoin.....	13
4.2.2	Guidage en rotation.....	13

4.2.2.1 Expression fonctionnelle du besoin.....	14
5. Système d'entraînement par engrenage .....	15
5.1. Définition.....	15
2.2. Bref historique.....	15
3.3. Différents types d'engrenage .....	16
5.3.1. Engrenages cylindrique à denture droite.....	16
a. Paramètres et Formules de base .....	16
b. Condition pour que deux roues dentées puissent engrener.....	17
c. Rapport des vitesses .....	18
d. Efforts sur les dentures – Couple transmis.....	18
e. Dimensions normalisées.....	19
f. Matériaux utilisés.....	19
5.3.2 Engrenages Roue- vis sans fin.....	20
a. Rapport de transmission .....	20
b. Vitesse de rotation $n_2$ de la roue dentée .....	20
c. Efforts sur les dents .....	20
d. Calcul de la résistance de la dent.....	22
e. Principe de calcul de la résistance de la dent .....	23
f. Matériaux utilisés.....	24
g. Réversibilité – irréversibilité et rendement.....	25
h. L'utilité d'un système roue et vis sans fin.....	25
i. En cas d'usure d'un système roue et vis sans fin .....	25
5.3.2.1. Autres types de systèmes roue-vis sans fin.....	26
6. Système de commande électrique.....	27
6.1. Définition.....	27
6.2 Les différentes parties d'un système de commande .....	27
a. L'opérateur .....	27

b. La commande.....	27
c. L'alimentation .....	28
d. Partie opérative (Machine entraînée) .....	28
<b>CHAPITRE 2 : Dimensionnement et calcul</b>	
1. Introduction .....	29
2. Dimensionnement de l'essieu .....	29
2.1. Détermination de l'expression du moment fléchissant .....	29
2.1.1. Théorème des trois (3) moments.....	30
2.1.1.1 Calcul des moments fléchissant du système décomposé .....	32
2.1.1.2 Le diagramme des moments fléchissant du système décomposé	33
2.1.1.3. Détermination de ( ) .....	34
2.1.1.4. Détermination de $R_{ay}$ et $R_{by}$ .....	35
2.1.1.5 Calcul des moments fléchissant pour le système hyperstatique .....	35
2.1.1.6 Le diagramme des efforts tranchants du système hyperstatique .....	37
2.1.1.7 Le diagramme des efforts tranchant du système hyperstatique obtenus avec le logiciel RDM 6 .....	38
2.1.1.8 Le diagramme des moments fléchissant du système hyperstatique	38
2.1.1.9 Le diagramme des moments fléchissant du système hyperstatique obtenus avec le logiciel RDM 6 .....	39
2.1.1.10. Comparaison des résultats analytiques avec les résultats numériques .....	40
2.2. Calcul du diamètre de l'essieu .....	40
2.2.1Vérification de l'essieu aux cisaillements.....	40
3. Système roue et crémaillère.....	41
3.1 Dimensionnement du mécanisme de pignon.....	41
3.1.1. Calcul du module de l'engrenage.....	42
3.1.1.1. Calcul de l'effort tangentiel sur la dent.....	42
3.1.1.2 Le module du pignon.....	43
3.1.2. Calcul du diamètre primitif.....	43
3.1.3. Calcul du diamètre de pied.....	43
3.1.4. Calcul du diamètre de tête.....	43
3.1.5. Calcul de la largeur de la denture.....	43
3.1.6. Calcul du Pas de la denture.....	43
3.1.7. Calcul de la hauteur de la dent.....	44

3.1.8. Calcul de la hauteur de saillie.....	44
3.1.9. Calcul de la hauteur de creux.....	44
3.1.10. Calcul de l'épaisseur de la dent.....	44
3.2 Calcul de la résistance de la dent.....	44
4. Calcul de la puissance du moteur.....	45
4.1. Couple et puissance.....	45
4.1.1. Couple nécessaire pour tourner le pignon.....	45
4.1.2 Puissance motrice nécessaire.....	45
4.1.3. Puissance motrice nécessaire pour l'essieu arrière.....	46
4.2. Roulement.....	46
4.2.1. Le choix des roulements.....	47
4.2.2. Durée de vie des roulements.....	47
4.2.2.1. Roulement des roues avant en heures de fonctionnement.....	47
4.2.2.2. Roulement de l'essieu arrière En heures de fonctionnement.....	47
<b>CHAPITRE 3 : Contribution à la mise en œuvre d'une simulation</b>	
1. Introduction .....	49
2. Simulation numérique.....	49
3. Mise en œuvre d'une démarche de simulation numérique.....	49
4. Les étapes à suivre pour notre étude de simulation.....	50
4.1.Modélisation géométrique de la voiture en mono bloc.....	51
5. la simulation des différents composants de la voiture.....	51
5.1.Simulation sur du châssis .....	51
5.1.1.Les déplacements imposés.....	51
5.1.2. Application du chargement.....	52
5.1.3. Affectation du matériau .....	52
5.1.4. Maillage de la structure.....	53
5.1.5 Exécution de l'analyse.....	54
5.1.6.Affichages et interprétations des Résultats d'étude .....	54
a. Contrainte de Von Mises.....	54
b. Le déplacement.....	55
c. Les déformations.....	55
5.2. Simulation sur l'arbre arrière .....	56
5.2.1. Déplacements imposés .....	56

5.2.2. Application du chargement.....	57
5.2.3. Affectation du matériau.....	57
5.2.4. Maillage de la structure .....	58
5.2.5. Affichages et interprétations des Résultats d'étude .....	59
5.3. Simulation de l'essieu avant .....	60
5.3.2. Application du déplacement, charge et maillage de la pièce	60
5.3.3. Affichage et interprétation des résultats.....	61
5.4. Simulation des supports roues avant.....	62
5.4.1. Affichage et interprétation des résultats.....	63
5.5. Simulation des paliers a roulements .....	64
5.5.1. Affichage et interprétation des résultats.....	65

## 1. Introduction

Dans un secteur industriel fortement concurrentiel qui impose des exigences de qualité et de rentabilité, le technicien d'aujourd'hui doit être capable de raisonner et d'agir méthodiquement en appréhendant l'ensemble dans lequel il exerce son action. Sa culture technique et ses compétences lui permettent de s'adapter et de faire face aux évolutions technologiques. Ce profil de qualification milite pour un enseignement professionnel qui dépasse la transmission de connaissance.

Dans le cadre de ce projet de fin de cycle, la notion de mécanisme se comprend comme un agencement de pièces mis en mouvement en vue d'un fonctionnement d'ensemble. L'agencement des pièces est mis en mouvement par un apport d'énergie. Au sein de cet agencement, le mouvement est transmis de pièce en pièce et parfois transformé. L'énergie susceptible de mettre en mouvement cet agencement peut prendre différentes formes : mécanique (grâce aux muscles, aux fluides comme l'eau et l'air), chimique (les combustibles), rayonnante (le soleil), thermique (nappes géothermiques), électrique, nucléaire. Différents dispositifs techniques assurent une conversion entre énergies.

Le moteur électrique convertit l'énergie électrique en énergie mécanique (pour une bonne part). L'éolienne convertit l'énergie mécanique sous forme cinétique (le vent c'est-à-dire le déplacement d'une masse d'air) en énergie électrique. Le moteur d'une voiture (dit à combustion interne) convertit l'énergie chimique (combustible) en énergie mécanique. Le fonctionnement d'un mécanisme est finalisé, il sert à quelque chose.

Dans le premier chapitre, nous allons présenter des généralités et définitions sur le système de transmission qui se compose de deux parties : la première qui est l'ensemble des organes et dispositifs situés entre le moteur et les roues motrices, et son rôle de transférer l'énergie générée par le moteur à ces dernières, et la deuxième partie présente le système de direction et le système de guidage qui nous permet d'assurer et d'établir un déplacement bien défini d'un organe selon le besoin du concepteur. Après cela nous avons procédé à une analyse des transmissions par engrenages entre deux (ou plus) arbres qui sont les transmissions les plus utilisées, elles présentent de très nombreux avantages : nombreuses possibilités d'utilisation, excellentes fiabilités et longévité...etc. D'où l'idée de mettre autour de la roue des « obstacles », des dents pour augmenter la précision de la transmission de l'effort entre les roues.

Dans le deuxième chapitre, on va passer par différents calculs de ce système, soit en performance ou bien en résistance des matériaux. Ces calculs qu'on a développés vont nous permettre un meilleur choix des éléments de transmission de la voiture électrique.

Dans le dernier chapitre on va valider la conception de notre voiture grâce a des simulations qui vont nous donner une vision élargie sur la distribution des contraintes, elle va nous permettre de prévoir toutes les défaillances de notre structure

## 2. Système de transmission

### 2.1. Définition

La transmission est l'ensemble des organes mécaniques et dispositifs situés entre le moteur et les roues motrices.

Son rôle est de transférer l'énergie générée par le moteur à ces dernières.

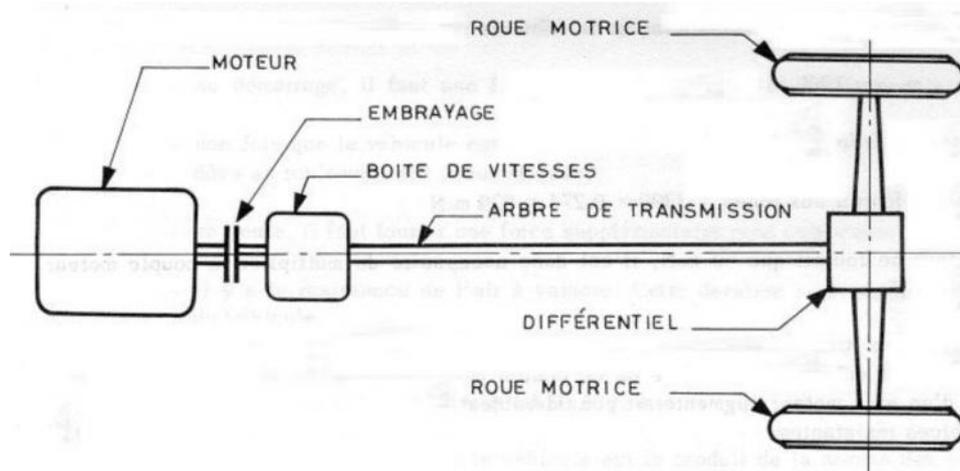


Fig.01 Schéma descriptif d'une transmission Simple

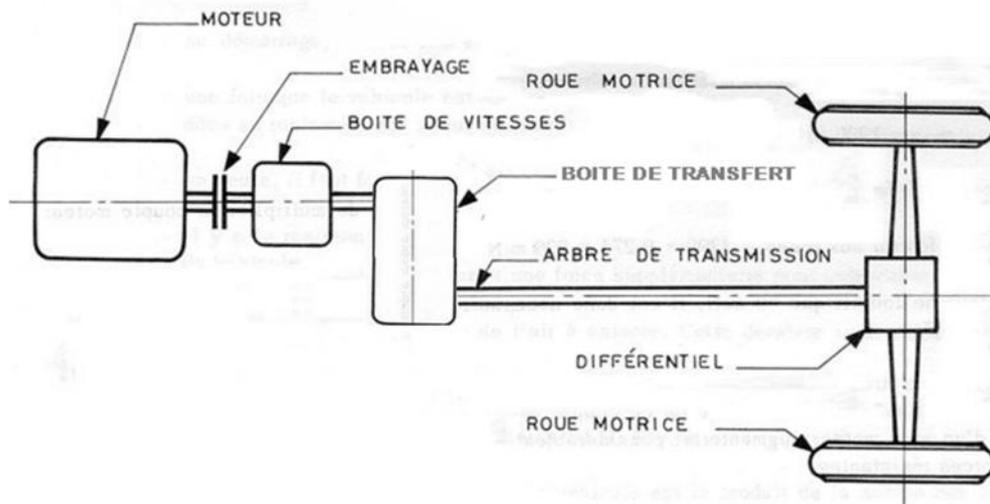


Fig.02 Schéma descriptif d'une transmission intégrale

## 2.2. Son origine

En 1920, deux ingénieurs tentent d'expérimenter la traction avant sur des automobiles engagées en compétition. Ainsi, une Miller « Junior 8 » à traction avant conçue par Cliff Durant participe aux 500 Miles d'Indianapolis de 1925. Conduite par Dave Lewis, elle termine à la seconde place du classement général. Le constructeur Harry Miller continue d'exploiter cette technologie en compétition, mais il ne l'appliquera jamais à une automobile de production SB 24.

Bien que Jean-Albert Grégoire ait fondé en 1929 sa société Tracta sur ce principe, il faut attendre les deux constructeurs américains Ford et Ruxton pour que la traction avant ait un impact significatif. La « L-29 » de Cord se vendra à près de 4 400 unités SB 24. En 1931, DKW opte également pour cette technologie sur sa « Front », qui devient ainsi la première automobile de grande série à traction avant. Mais cette technologie gagne ses lettres de noblesse quelques années plus tard avec la Traction Avant de Citroën, qui popularise ce mode de transmission. [1]

## 2.3. Explication simplifiée

Le mouvement de rotation est pris à la sortie du moteur et transmis à la boîte de vitesse à travers l'embrayage. A la sortie de la boîte de vitesse ; le mouvement est transmis au renvoi d'angle (ou le pont) qui l'achemine aux roues motrices. [2]

## 2.4. Quelques éléments et leurs fonctions respectives

### a. L'embrayage

C'est l'élément intermédiaire situé entre le moteur et la boîte de vitesses. Grâce à lui on peut accoupler (embrayage) ou désaccoupler (débrayage) les deux.

### b. La boîte de vitesse

Elle sert amplifier ou réduire le mouvement de rotation et le couple fourni par le moteur.

### c. Le pont

Appelé aussi différentiel, il sert à transférer le mouvement issu de la boîte de vitesses dans l'axe de rotation des roues motrice. En même temps il permet de « gérer » la différence de vitesse des roues motrices dans les virages (les roues extérieures faisant plus de distance que celles intérieures).

### d. L'arbre de transmission

Généralement appelé « cardan », il sert de liaison entre le pont et les roues motrices.

### **e. Les roues motrices**

C'est grâce à elles que la voiture avance en s'appuyant sur le sol. La surface de contact (état et taille) est très importante pour un bon rendement. La capacité de transfert de mouvement par les roues est appelée motricité...

### **f. Les roues directrices**

C'est grâce à elle que la voiture change de direction. A ne pas confondre avec les roues motrices même si sur la plupart des tractions les roues avant sont à la fois motrices et directrices. Sur la grande majorité des voitures ce sont les roues avant. Sur certains toutes les 4 roues sont directrice (Honda est le pionnier dans ce domaine avec la Prelude de 1987...).

### **g. Les roues porteuses**

Ce sont les roues sur lesquelles repose tout ou partie du poids du véhicule. On observe que sur certain poids lourds toutes les roues arrière ne sont pas porteuses quand le véhicule est vide.

### **h. La boîte de transfert**

Accolée à la boîte de vitesse, cet élément mécanique appelé aussi réducteur, délivre la puissance motrice aux arbres de transmission avant et arrière, la réduction s'exprime sous la forme d'un rapport par exemple 2,56:1. Ce chiffre signifie que pour 2,56 tours d'arbre d'entrée de la boîte de transfert, l'arbre de sortie de la boîte de transfert effectue 1 tour (plus le rapport s'éloigne de 1, plus la réduction est importante). [2]

## **2.5 Les différents modes de transmissions**

Imaginons que nous avons soulevé une voiture dont le moteur est en marche et qu'aucune de ses roues n'a de contact avec le sol. Passons une vitesse et lâchons la pédale d'embrayage. Voici ce que nous aurons

### **2.5.1. Transmission simple**

#### **a. Transmission simple par traction**

Dans un véhicule à transmission simple par traction, la puissance du moteur est transmise aux roues avant. En utilisant la puissance reçue par le moteur, les véhicules à traction avant sont essentiellement «tirés» pour créer un mouvement.

Les roues arrière ne reçoivent pas de puissance et ne font que suivre les roues avant. Par abus de langage on parle souvent de « traction avant ». [2]



**Fig.03 Illustration d'une transmission simple par traction**

#### **a.1 Principaux avantages**

- Meilleure consommation de carburant.
- Tout de même capable d'affronter les hivers doux.
- Dynamique de conduite prévisible. [3]

#### **a.2 Principaux inconvénients**

- Efficacité diminué en conduite hivernale difficile, particulièrement pour franchir des bancs de neige et monter des pentes abruptes.
- Capacité de remorquage limitée.
- Favorise le sous-virage (voiture tirant vers l'avant lorsque vous tournez). [3]

#### **b. transmission simple par propulsion**

Dans ce cas, ce sont les roues arrière qui reçoivent la puissance du moteur, le mouvement est créé par les roues arrière qui « poussent la voiture ». On parle aussi de « traction arrière » dans ce cas. [2]



**Fig.04 Illustration d'une transmission simple par Propulsion**

**b.1 Principaux avantages**

- Comportement routier plus sportif.
- Tenue de route avantageée.
- Agrément de conduite généralement plus élevé. [3]

**b.2 Principaux inconvénients**

- Le système le moins efficace en hiver.
- La capacité de remorquage limitée.
- Favorise le survirage (tête-à-queue). [3]

**c. Transmission Intégrale (Quatre roues motrices ou 4×4)**

Toutes les roues tournent ! Nous avons une transmission intégrale (toutes les roues sont motrices). [3]



**Fig.05 Illustration d'une transmission intégrale**

**c.1 Principaux avantages**

- Système le plus efficace en situation hors-route.
- Offre la meilleure capacité de remorquage. [3]

**c.2 Principaux inconvénients**

- Économie d'essence pénible.
- Pas très utile dans des conditions de conduite de tous les jours. [3]

### 3. Système de direction

#### 3.1. Définition

Le système de direction permet d'orienter les roues directrices, en ligne droite comme en virage selon les désires de rotation du conducteur, et ce, quels que soient les paramètres, On distingue 02 types de direction, direction à crémaillère et direction à boîtier.



Fig.06 Illustration du système de direction d'une voiture

#### 3.2 Différents types de direction

##### 3.2.1. Système de direction à boîtier

En tournant le volant à droite ou à gauche, le conducteur fait pivoter la bielle pendante en arrière ou en avant grâce au renvoi d'angle contenu dans le boîtier de direction. La bielle pendante tire ou pousse la barre de connexion qui fait pivoter la roue gauche, en agissant sur le levier de commande de fusée. La roue droite pivote dans le même sens que la gauche grâce aux leviers de fusée et à la barre d'accouplement. [4]

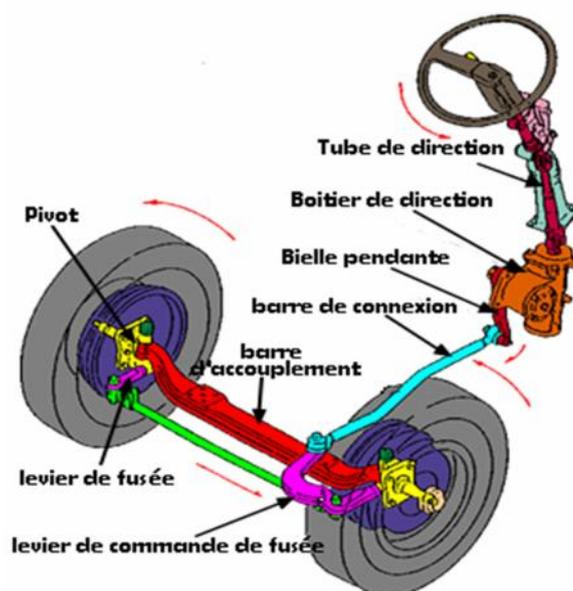


Fig.07 Schéma d'une direction à boîtier

### 3.2.1.1. Description fonctionnelles du système de direction à boîtier

#### a. La colonne de direction et son support

Elle transmet l'effort de rotation au boîtier de direction, elle intègre généralement le contacteur à clé et son antivol. Le support permet généralement le réglage de position du volant.

#### b. Le boîtier de direction

Il assure la démultiplication du mouvement entre la colonne de direction et la bielle pendante. Il réalise l'irréversibilité du système de direction grâce à l'utilisation du système de roue et vis sans fin. Il intègre généralement un système d'assistance hydraulique. De nombreux systèmes ont été développés, dont certains sont maintenant abandonnés et n'apparaissent ici que pour information.

#### c. La bielle pendante

Elle relie l'axe de sortie du boîtier de direction à la barre de direction. Sa position est repérée par rapport à l'axe de sortie du boîtier afin de respecter le point milieu lors du remontage.

#### d. La barre de direction

Elle relie la bielle pendante au levier d'attaque, ses extrémités sont pourvues de rotules permettant de transmettre les efforts de commande tout en restant libre en rotation dans tout les plans. Sa longueur est réglable et permet de modifier l'angle de l'axe de direction de l'essieu sans interférer sur le parallélisme.

#### e. Le levier d'attaque

Il relie la barre de direction à la fusée à laquelle il est solidaire.

#### f. Les fusées

Elles supportent la roue, montées sur pivot elles peuvent tourner par rapport à l'essieu.

#### g. Les leviers d'accouplement

Ils permettent de transmettre les mouvements via la barre d'accouplement d'une fusée à l'autre.

#### h. La barre d'accouplement

Elle relie les fusées et permet par l'intermédiaire des manchons à rotule d'agir sur le parallélisme des roues. [5]

### 3.2.2. Direction à crémaillère

Un boîtier de direction à crémaillère est un mécanisme extrêmement simple et robuste, puisqu'il ne comprend qu'un pignon placé à l'extrémité de l'axe d'entrée du boîtier actionnant une crémaillère (tige dentée, rectiligne). Selon le sens de rotation du pignon de l'arbre de direction, il se produit un déplacement longitudinal de la crémaillère, dans un sens ou dans l'autre. [6]

#### 3.2.2.1. Description fonctionnelles du système de direction à crémaillère

Le volant fait tourner un pignon par l'intermédiaire du tube de direction qui doit être articulé.

Ce pignon peut déplacer la crémaillère d'un côté ou de l'autre. Le mouvement de rotation du volant est transmis à un pignon qui entraîne une crémaillère dans un déplacement latéral, perpendiculairement à l'axe du véhicule. La crémaillère est reliée aux leviers par des biellettes qui permettent le débattement en hauteur des roues. [4]

Les figures 08 et 09 montrent les pièces qui constituent un système de direction à crémaillère.

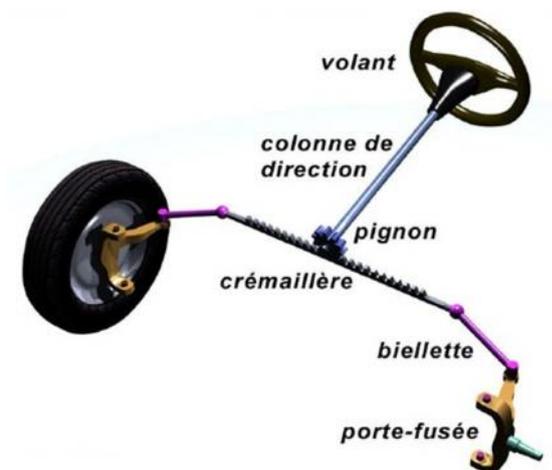


Fig.08 Schéma d'une direction à crémaillère

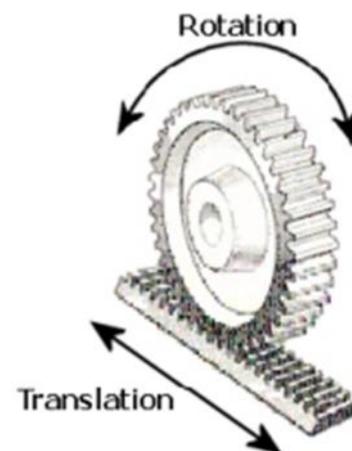


Fig.09 Système pignon crémaillère

## 4. Système de guidage

### 4.1. Définition

Comme son nom l'indique, un système de guidage est une solution qui nous permet d'assurer et d'établir un déplacement bien définis d'un organe selon le besoin du concepteur.

La fonction de guidage est la fonction mécanique élémentaire, on distingue différents types de systèmes de guidage : guidage en translation, guidage en rotation...

la plupart du temps, un guidage demande :

- la réalisation d'une liaison partielle (liaison-pivot ou liaison-glissière).
- un jeu suffisant dans la liaison pour laisser la liberté du déplacement.
- une course suffisante de la pièce mobile.
- la réduction des frottements entre les pièces.

### 4.2. Types de guidage

#### 4.2.1. Guidage en translation

Il y a guidage en translation lorsqu'on dirige une pièce selon un mouvement rectiligne, c'est-à-dire qu'on permet à une pièce un mouvement en ligne droite seulement. [4]

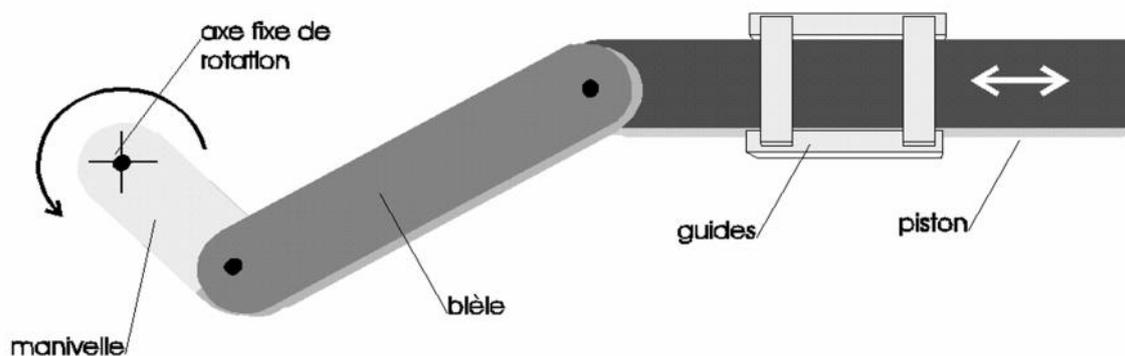
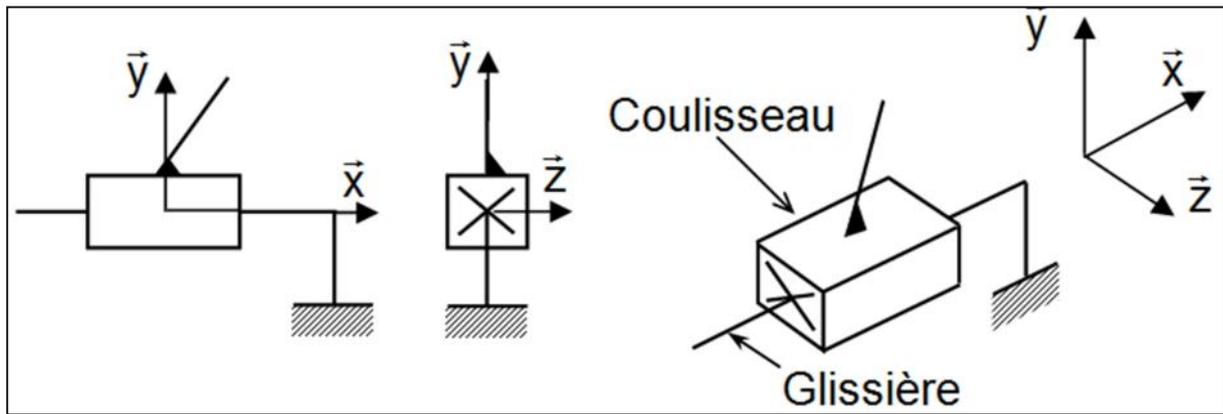


Fig.10 Table de translation à chariot mobile

### Remarque

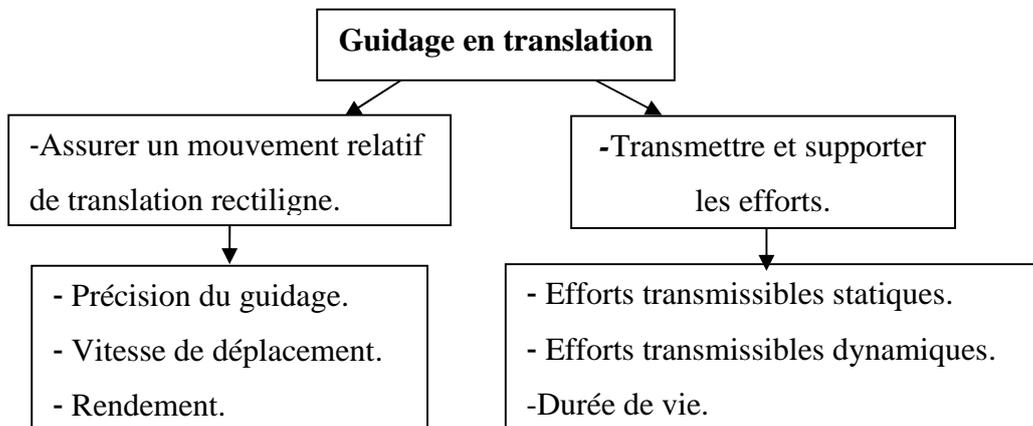
Pour obtenir un guidage par translation, il faut éliminer entre ces deux pièces 5 degrés de liberté : 2T et 3R.



**Fig.11 Représentation schématique normalisée d'une liaison glissière d'axe X.**

#### 4.2.1.1. Expression fonctionnelle du besoin

Le guidage en translation doit réaliser, en phase d'utilisation, deux fonctions définies par des critères :



**Fig.12 Fonctions et critères d'appréciation du système de guidage en translation**

#### 4.2.2. Guidage en rotation

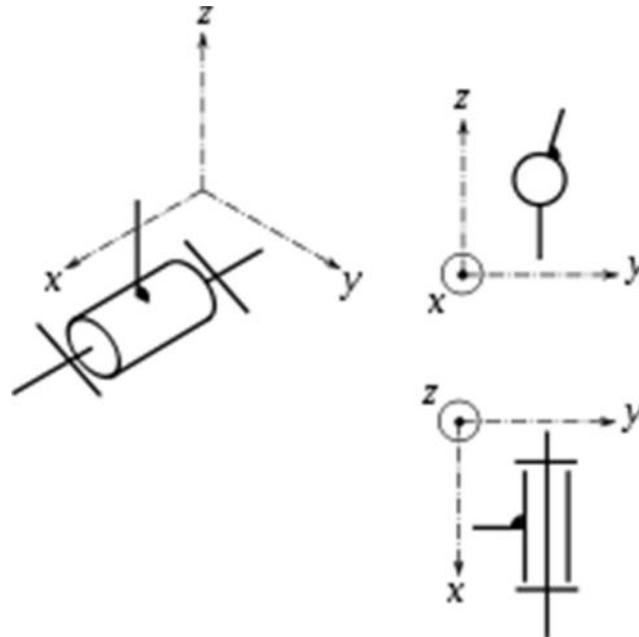
Il y a guidage en rotation lorsqu'on dirige une pièce en rotation, c'est-à-dire qu'on permet à une pièce un mouvement de rotation seulement. (Ce genre de guidage est généralement fait de pièces de formes cylindriques.) [4]



**Fig.13 Exemple d'un système de guidage en rotation**

**Remarque**

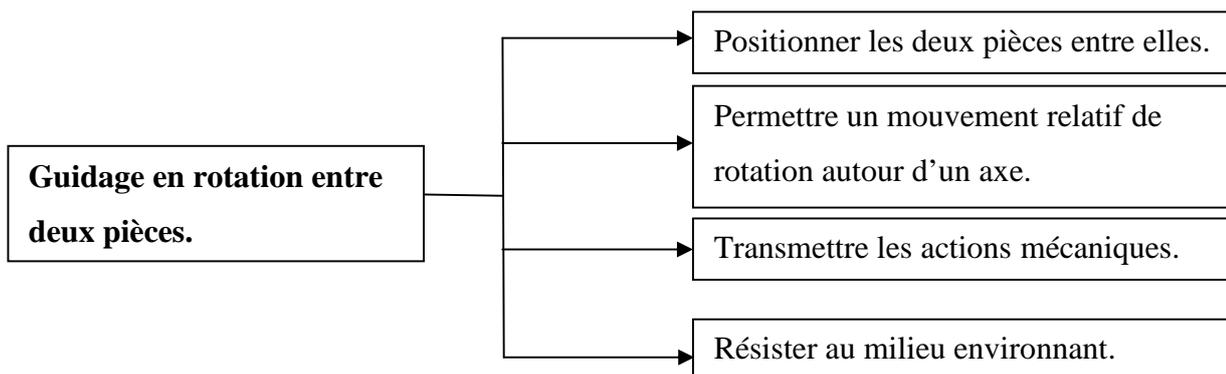
Pour obtenir un guidage par rotation, il faut éliminer entre ces deux pièces 3 degrés de liberté au minimum : 3T.



**Fig.14 Représentation schématique normalisée d'une liaison pivot d'axe X.**

**4.2.2.1. Expression fonctionnelle du besoin**

Dans sa phase d'utilisation, un guidage en rotation entre deux pièces doit assurer les fonctions suivantes:



**Fig.15 Fonction du système de guidage en rotation**

## 5. Système d'entraînement par engrenage

### 5.1. Définition

Les engrenages sont l'un des systèmes élémentaires de transmission du mouvement. Un engrenage est constitué de deux roues dentées qui s'engrènent, c'est-à-dire dont les dents s'emboîtent parfaitement. Il permet donc de transmettre un mouvement qui peut se définir par une force, une vitesse et un sens de rotation, ou de translation (cas de la crémaillère). Les systèmes d'engrenage permettent de surmultiplier (augmenter) ou démultiplier (réduire) une force ou une vitesse. Ils permettent également de changer le sens de rotation ou la direction du mouvement.

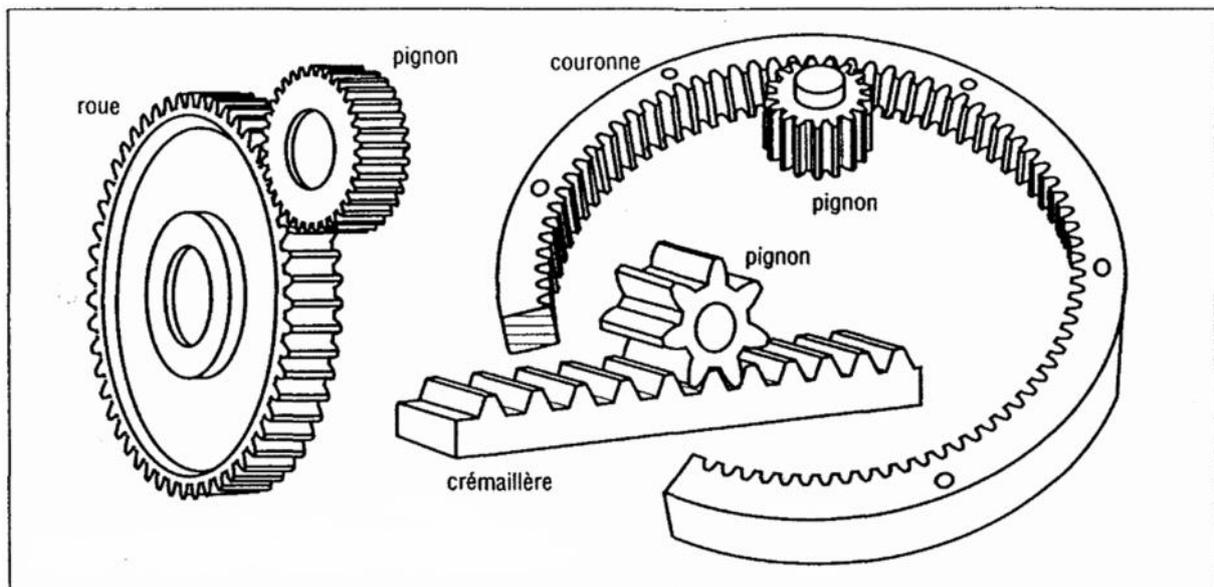


Fig.16 Systèmes d'engrenage

### 5.2 Bref historique

L'entraînement positif entre deux axes a été l'objet de nombreuses évolutions au cours des âges, comme en témoignent les reproductions ci-dessous de dessins de Léonard de Vinci (fin du XVème).

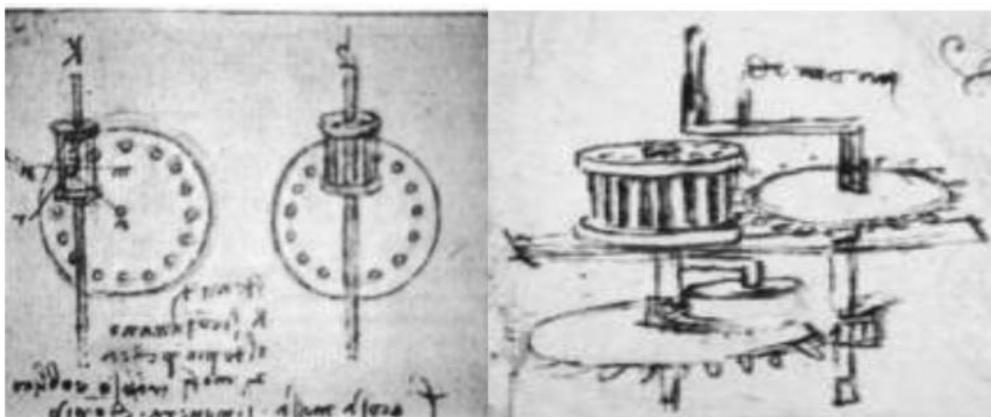


Fig.17 Dessins de Léonard de Vinci (fin du XVème)

### 5.3. Différents types d'engrenages

#### 5.3.1. Engrenages cylindrique à denture droite

Ce sont les engrenages les plus simples et les plus économiques qui sont utilisés pour transmettre les mouvements ou la puissance entre 02 arbres d'axes parallèles.

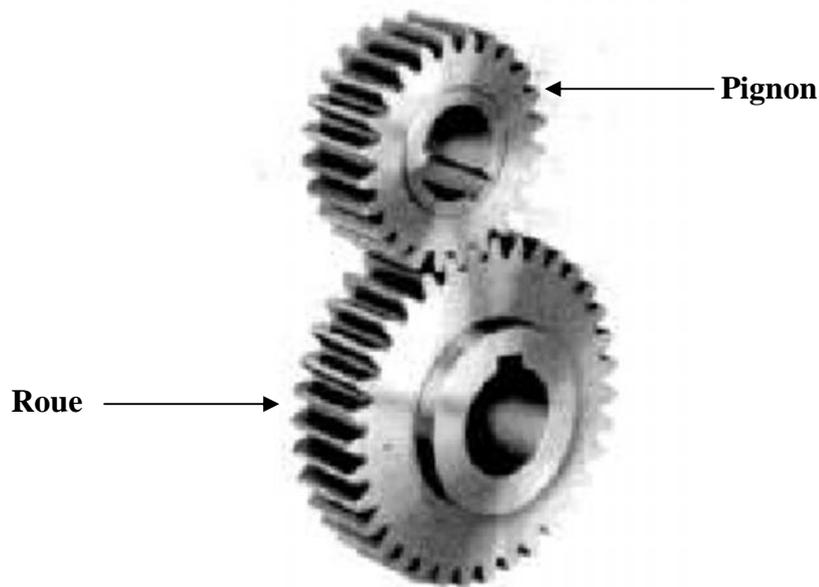


Fig.18 Engrenage cylindrique à denture droite

#### a. Paramètres et formules de base

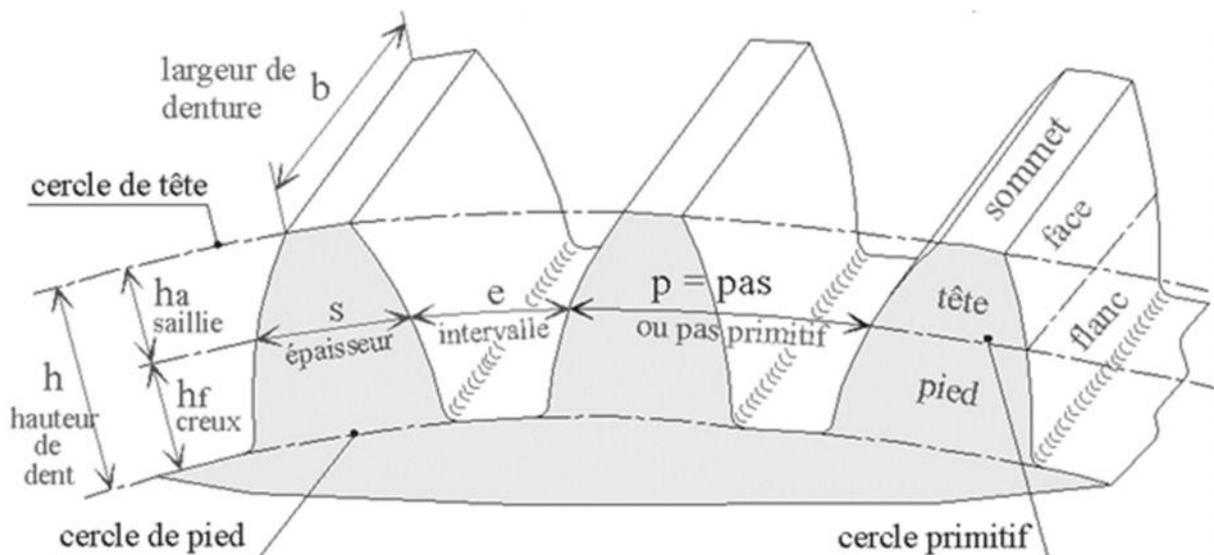


Fig.19 Illustration des paramètres de la denture

$m$  : module normalisé de la roue dentée.

$Z$  : nombre de dents de la roue dentée.

$\alpha$  : angle de pression  $20^\circ$  est la valeur la plus utilisée.

$k$  : coefficient de déport.

Diamètre primitif :  $d = m.Z$

Diamètre de pied :  $d_p = d - 2,5.m$

Diamètre de tête :  $d_t = d + 2.m$

$x$  : entraxe.

$b$  : largeur de la denture.

$b = k.m$  ( $6 < k < 12$ ) en général  $k=10$  ou  $8$

Pas de la denture :  $p = \pi.m$

$h$  : hauteur de la dent =  $2,25.m$

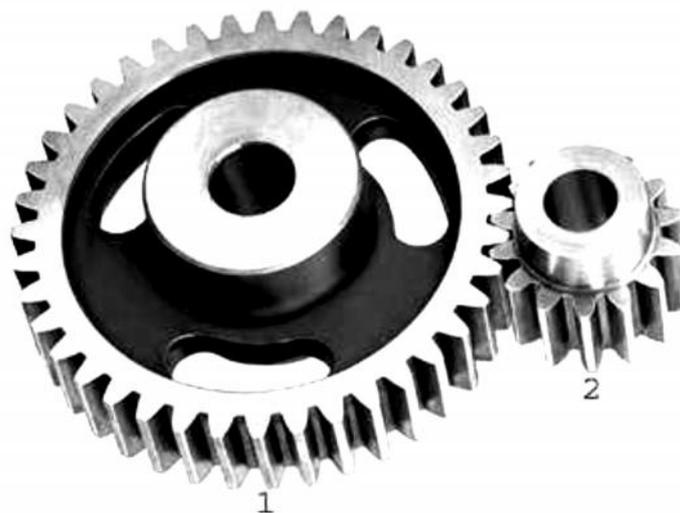
$h_a$  : saillie de la dent =  $m$

$h_f$  : creux de la dent =  $1,25.m$

#### b. Condition pour que deux roues dentées puissent engrener

La condition obligatoire pour que deux roues dentées puissent engrener est que la taille de la dent doit être la même dans les deux cas. Cela veut dire que le pas de l'engrenage doit avoir aussi la même valeur dans les deux cas. De cette affirmation on déduit que le module ( $m$ ) de deux roues dentées doit être de la même valeur pour qu'elles engrènent correctement.

[7]



**Fig.20** Engrenement de deux roues dentées

L'entraxe entre deux roues dentées  $x = \frac{d_1+d_2}{2}$

$$\text{ou bien } x = m \frac{Z_1+Z_2}{2}$$

**Nota :** Deux roues dentées doivent avoir même module pour pouvoir engrener ensemble.

### c. Rapport des vitesses

Si  $N_1$  et  $N_2$  sont les vitesses respectives des roues dentées 1 et 2, on a :  $N_1.Z_1 = N_2.Z_2$ .

Le rapport de transmission  $r = \frac{N_2}{N_1} = \frac{Z_1}{Z_2}$ .

$r < 1$  réducteur.

$r > 1$  multiplicateur.

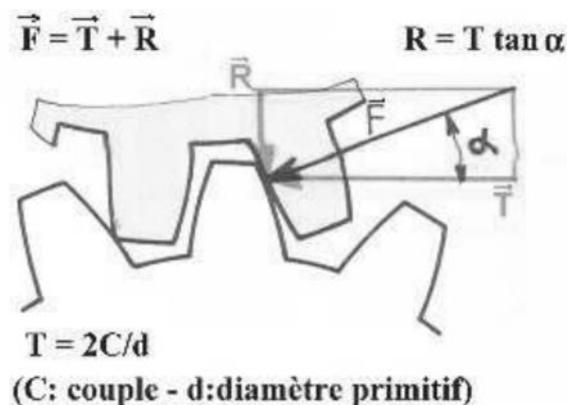
### d. Efforts sur les dentures – Couple transmis

L'effort  $F$  normal à la dent étant incliné de l'angle de pression ( $20^\circ$  en général), on considère les deux projections de  $F$  suivant :

- la tangente commune aux diamètres primitifs :  $\vec{T}$ .
- la normale commune aux cercles primitifs (radiaux) :  $\vec{R}$ .

Les relations sont données sur la figure ci-contre.

L'effort  $T$  est celui utilisé pour le calcul du module  $m$ .



**Fig.21 Efforts sur les dentures**

L'effort totale sur la dent est donné par :  $F = \sqrt{T^2 + R^2}$ .

La puissance  $P$  de la roue est égale à :  $P = C \cdot \omega$  et  $\omega = \pi \times \frac{n}{30}$

$P$  en watts.

$C$  en N.m.

en rad/s.

### e. Dimensions normalisées

Deux valeurs permettent de définir les roues dentées:

- Le module  $m$  choisi parmi les modules normalisés et déterminé par un calcul de résistance des matériaux.

$$m \geq 2.34 \sqrt{\frac{T}{k * Rpe}}$$

$T$  : effort tangentiel sur la dent.

$k$  : coefficient de déport.

$Rpe$  : résistance pratique à l'extension.

MODULES NORMALISÉS			
Valeurs principales		Valeurs secondaires	
0.50	4	0.550	4.5
0.60	5	0.700	5.5
0.80	6	0.900	7
1	8	1.125	9
1.25	10	1.375	11
1.50	12	1.750	14
2	16	2.250	18
2.50	20	2.750	22
3	25	3.500	28

Fig. 22 Tableau de modules normalisés

- Le nombre de dents  $Z$  de chaque roue dentée permettant de définir le rapport des vitesses ( $r$ ) de l'engrenage. Il existe un nombre minimal de dents pour avoir un engrènement correct pignon A / roue B :

NOMBRE MINIMAL DE DENTS*					
$Z_A$	13	14	15	16	17
$Z_B$	13 à 16	13 à 26	13 à 45	13 à 101	13 à ∞

Fig.23 Tableau de nombre minimal de dents

### f. Matériaux utilisés

Fonte à graphite sphéroïdal FGS : Roues de grandes dimensions.

Aciers ordinaires type XC : Engrenages peu chargés.

Aciers au nickel-chrome (10 NC 12) : Engrenages fortement chargés.

Matières plastiques : Nylon, Téflon. [8]

### 5.3.2. Engrenages Roue- vis sans fin

L'engrenage roue- vis sans fin est l'un des engrenages particuliers, Ce système transmet des forces et des mouvements entre deux axes perpendiculaires entre eux. De façon générale la roue dentée avance seulement d'une dent quand la vis sans fin a fait un tour complet. [9]

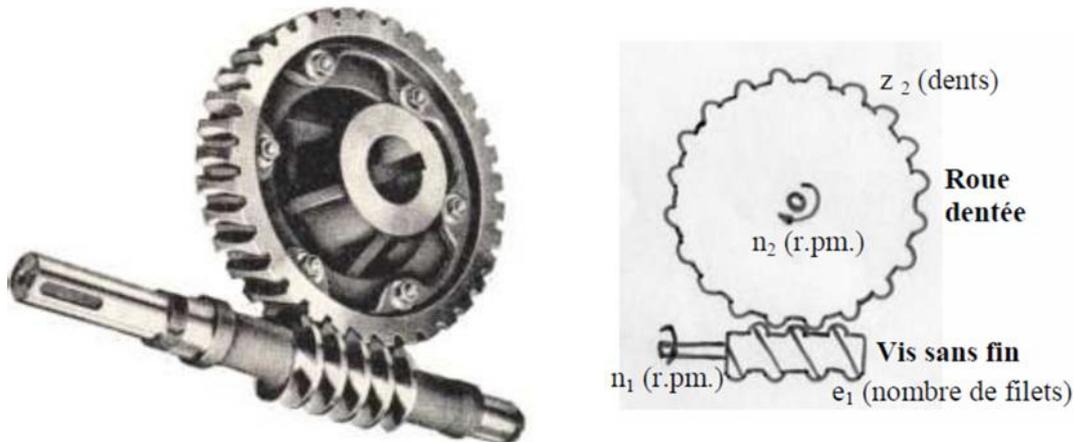


Fig. 24 engrenage Roue- vis sans fin

#### a. Rapport de transmission

$$r = \frac{e_1}{z_2}$$

$e_1$  = Nombre de filets de la vis.

$z_2$  = Nombre de dents de la roue dentée.

#### b. Vitesse de rotation $N_2$ de la roue dentée

Quand on connaît la vitesse de rotation d'entrée  $n_1$  de la vis sans fin.

$$n_2 = r \cdot n_1$$

#### c. Efforts sur les dents

Le sens des actions  $F_{Tr}$  et  $F_{Tv}$  est indiqué pour un filet à droite (vis et roue).

Dans le cas d'un filet à gauche, ce sens doit être inversé.

$F_{Tv}$  : est l'effort tangentiel sur la vis.

$F_{Tr}$  : l'effort tangentiel sur la roue.

Si la vis est motrice ou menante, cas général,  $F_{Tv}$  créé par le couple moteur  $C_v$  est à l'origine, de tous les autres efforts.

Dans les engrenages roue – vis sans fin on doit noter que :

$F_{Tv} = F_{Ar}$  = effort axial sur la roue.

$F_{Tr} = F_{Av}$  = l'effort axial sur la vis.

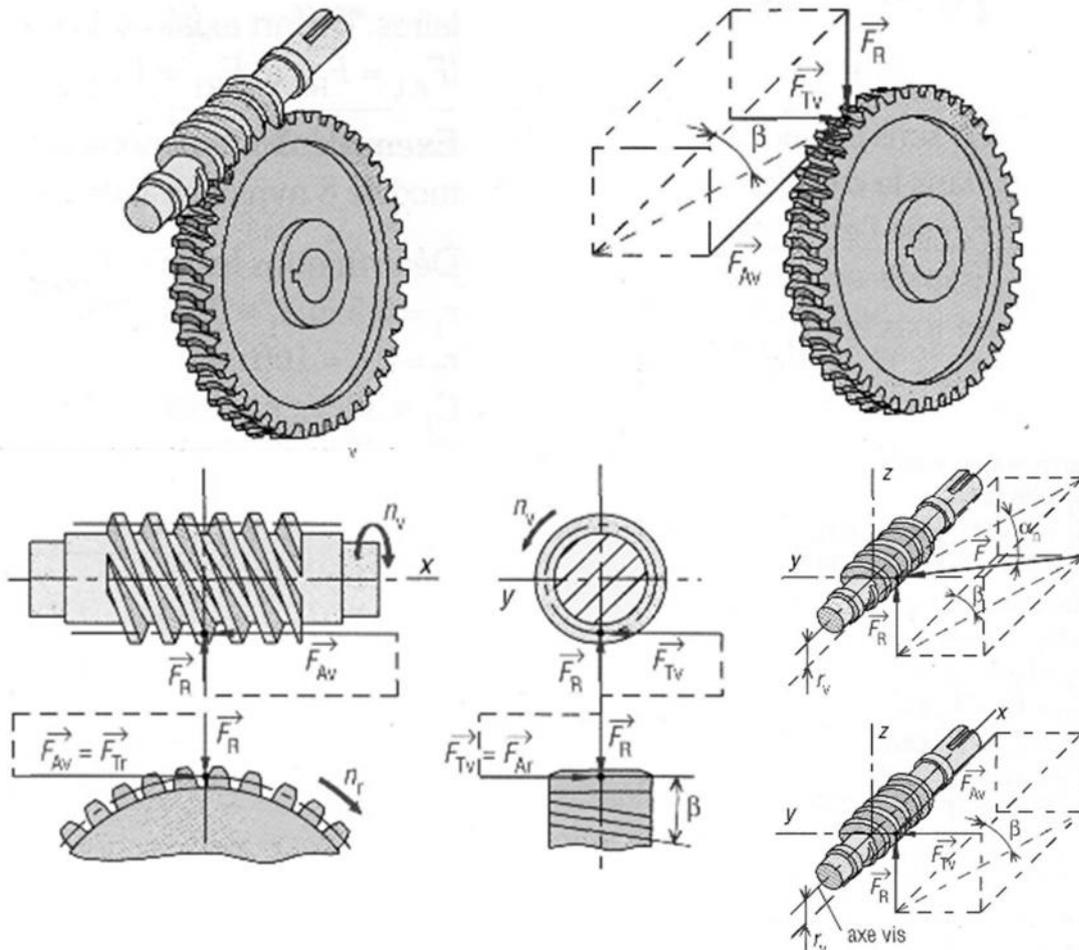


Fig.25 Efforts exercés dans le cas d'un système roue et vis sans fin

$$\text{Couple vis } \mathbf{C_v} = \frac{p}{\omega_v} = \frac{30P}{\pi n_v}$$

$$\text{Effort tangentiel vis } \mathbf{F_{Tv}} = \frac{C_v}{r_v} = \mathbf{F_{Ar}}$$

$$\text{Effort tangentiel roue } \mathbf{F_{Tr}} = \frac{C_v}{\tan\beta} = \mathbf{F_{Av}}$$

$$\text{Effort radial } \mathbf{F_R} = \frac{F_{tv}}{\sin\beta} \tan\alpha_n = \mathbf{F_{Av}}$$

Effort sur la dent  $\mathbf{F} = \frac{F_R}{\sin\alpha_n} \tan\alpha_n$

### Données

P en watts

en rad/s

$n$  ,

n en tr/min

### d. Calcul de la résistance de la dent

La conception d'un engrenage passe par la détermination de l'épaisseur de la dent, du module à partir de l'effort F ( $F/1$ ) exercé entre les roues et des conditions de service.

Cette détermination conduit à deux types de calculs :

- Un calcul de contrainte au pied de la dent (zone fragile).
- Un calcul de résistance (usure, fatigue...) dans la zone de contact entre dents.

### Remarques

L'application des méthodes de calcul normalisées (ISO, AGMA...) est en général un parcours difficile semés de tâtonnements, choix, essais, erreurs et jugements qui exigent de l'expérience (voir ouvrages spécialisés).

Les méthodes abordées dans ce paragraphe, limitées au calcul des contraintes, sont des méthodes approchées permettant une approximation ou une étude simplifiée ; elles ne peuvent pas être utilisées pour des applications importantes. Donc nous allons prendre le cas d'un engrenage droit à denture droite. [10]

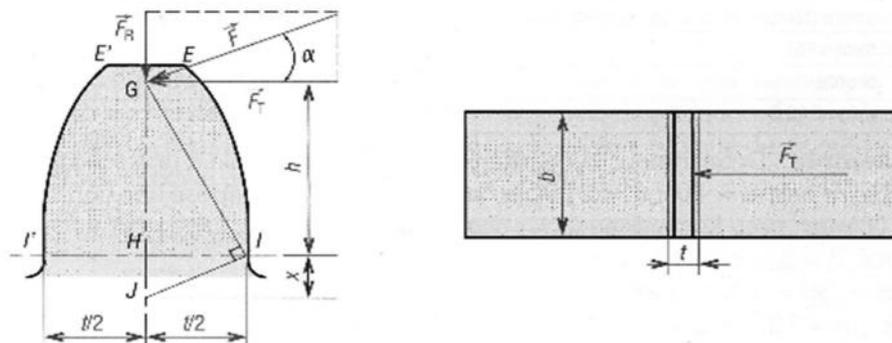


Fig.26 Efforts exercés sur une dent

### e. Principe de calcul de la résistance de la dent

La dent est calculée en flexion comme une poutre encastrée soumise à l'effort F supposé situé à son extrémité E (ou E').

F peut être remplacé par ses composantes  $F_T$  et  $F_R$ . Les effets de  $F_R$  beaucoup plus faibles sont négligés.

La résistance des matériaux (cours de flexion) montre que la contrainte de flexion est maximale en I (ou I', racine de la dent) et qu'en ce point :

$$\sigma_{\max} = \frac{F_T}{b.m.Y} = \frac{F_T}{k.m^2.Y} \quad R_{pe}$$

largeur de la dent  $b = k.m$

m : module de l'engrenage.

$R_{pe}$  : contrainte admissible par le matériau (traction).

La valeur de Y dépend de l'angle de pression ( $\alpha$ ) et du nombre de dents (Z)

### f. Réversibilité – irréversibilité et rendement

Un système composé de deux éléments est dit réversible lorsque les deux éléments peuvent être moteurs ou récepteurs alternativement. Si l'un des deux éléments ne peut pas entraîner l'autre, on dit que le système est irréversible. Pour un système roue et vis sans fin, la réversibilité ou l'irréversibilité dépendent :

- De l'angle d'hélice de la roue : roue.
- De l'angle de frottement : (qui est fonction de la nature des matériaux utilisés).
- Du mode d'utilisation : réducteur ou multiplicateur de vitesse.
- Le rendement est souvent compris entre 0,35 et 0,65.

VIS	ROUE	Irréversible si	rendement
Motrice	Réceptrice	jamais	$= \tan \text{ roue} / \tan ( \text{roue}+ )$
Réceptrice	Motrice	$\text{roue} <$	$= \tan ( \text{roue}- ) / \tan \text{ roue}$

Fig.27 Tableau de la réversibilité - irréversibilité et rendement

### **h. Utilité d'un système roue et vis sans fin**

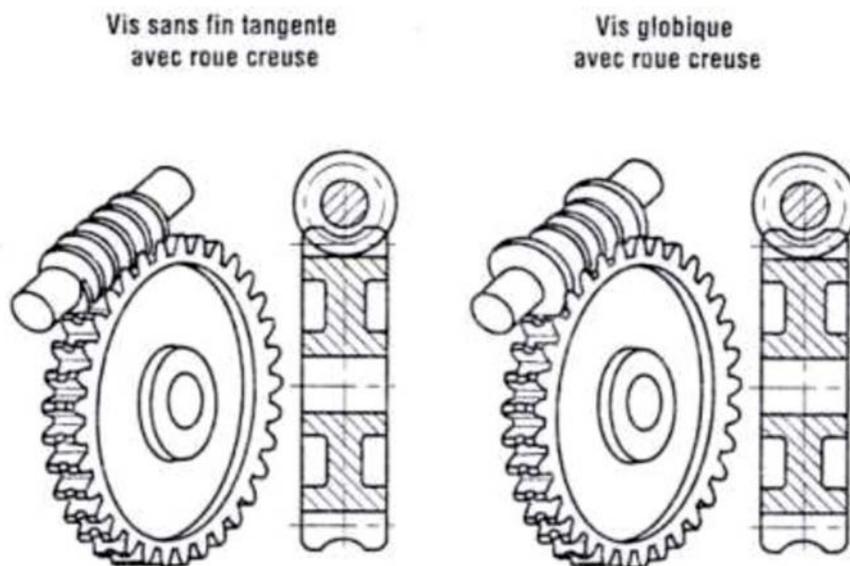
Ce système autorise un rapport de réduction important. Dans certaines conditions, le système peut être irréversible. Le rendement du système est faible. Il augmente en même temps que l'angle d'inclinaison de la denture. Le sens d'hélice est le même pour la vis et pour la roue.

### **i. En cas d'usure d'un système roue et vis sans fin**

Il n'y a pas de standardisation pour les roues et vis sans fin. En cas de panne, il faut remplacer l'élément défectueux par un élément strictement identique : il faudra, la plupart du temps, le fabriquer selon modèle. En effet, chaque fabricant choisit le diamètre de vis qu'il désire. Cela influe sur l'angle d'hélice, le diamètre primitif et sur l'entraxe.

#### **5.3.2.1. Autres types de systèmes roue-vis sans fin**

Afin d'augmenter la surface de contact des dentures, on utilise très souvent des systèmes à roue creuse. L'utilisation d'une vis globique permet d'augmenter encore cette surface, mais le coût de la vis est important.



**Fig.28 Autres types de systèmes roue-vis sans fin**

## 6. Système de commande électrique

### 6.1. Définition

La partie commande d'un automatisme a pour but d'assurer et d'accomplir les ordres de l'opérateur, c'est le cerveau de la partie opérative du système, la partie commande peut être mécanique, électronique ou autre.

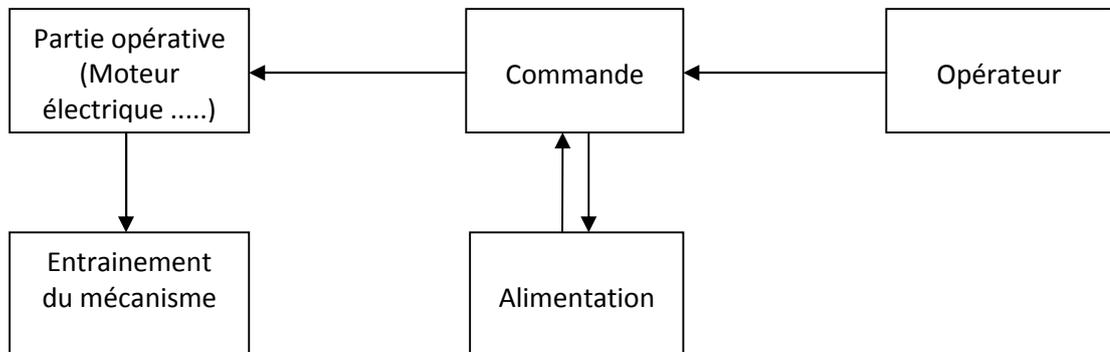


Fig.29 Schémas d'un système de commande électrique

### 6.2. Les différentes parties d'un système de commande

#### a. L'opérateur

Partout où il y a une machine on retrouve un opérateur qui est le chef d'orchestre du système de commande, c'est lui qui ordonne les actions et veille à ce que les tâches soient bien ordonnées.

#### b. La commande

La commande est le cerveau du système, c'est le messenger de l'opérateur, elle a pour tâche d'envoyer le signal électrique à l'actionneur ou le moteur, les signaux qui proviennent des organes de commande sont très divers :

- manuels : boutons-poussoirs, commutateurs, sélecteurs...
- automatiques : fins de course, détecteurs de proximité, cellules photoélectriques, détection de pression, de vitesse, de température.



Fig.30 Télécommande radio pour équipement minier



Fig.31 Détecteur photoélectrique de proximité

### c. L'alimentation

La partie alimentation c'est un système qui nous permet de générer de l'électricité afin d'entraîner la partie opérative de notre système, On peut distinguer deux types principaux d'alimentations :

- Celles de faible puissance qui ne servent qu'à alimenter une petite partie de l'appareil
- Celles par lesquelles transite toute l'électricité consommée par l'appareil.



Fig.32 pile alcaline 1.5V



Fig.33 Générateur de courant 1  $\mu$ A à 20mA

### d. Partie opérative (Machine entraînée)

La partie opérative comprend les actionneurs (moteur électrique, vérins pneumatiques et/ou hydrauliques, ...) qui agissent directement sur le mécanisme, Le rôle de cet actionneur est de transformer l'énergie électrique en énergie mécanique. Il s'associe souvent à un système d'entraînement du type : réducteur ou variateur de vitesse. Il peut être bridé directement sur le réducteur et dans ce cas la transmission du mouvement se fait par engrenages internes. Il peut aussi être séparé du réducteur et avec une transmission du mouvement réalisée par courroies ou chaînes.



Fig.34 Vérins hydrauliques simple tige pour bateaux



Fig.35 Moteur électrique Igarashi 12V

## 1. Introduction

Dans ce présent chapitre nous allons dimensionner les éléments sensibles de notre système de traction et de direction d'une automobile, qui sont : l'essieu et le pignon qui supportent des efforts et le poids d'un modèle réduit (voiture électrique).

## 2. Dimensionnement de l'essieu

Limite d'élasticité du matériau S2 F4.

- L'essieu :  $Re = 40 \text{ N/mm}^2$

### 2.1. Détermination de l'expression du moment fléchissant

L'essieu est en équilibre sous l'action des charges  $\vec{P}_1, \vec{P}_2$ , les réactions  $\vec{R}_1, \vec{R}_2$ , les moments  $\vec{M}_1, \vec{M}_2$ .

$P_1 = P_2 = 490,5 \text{ N}$  : Poids total du modèle réduit (voiture électrique) divisé par quatre (04).

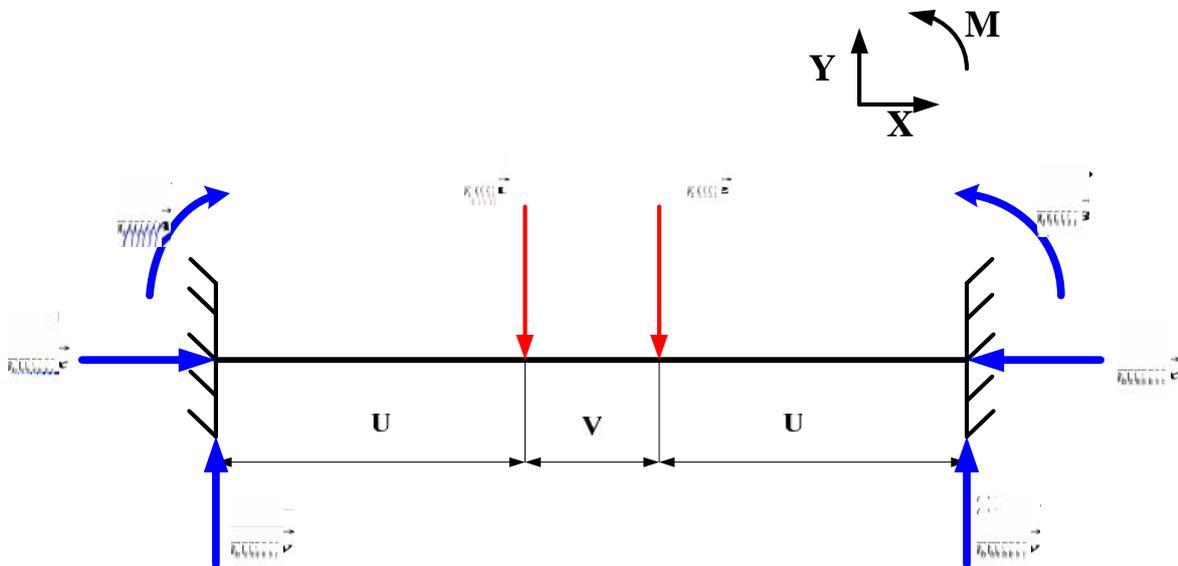


Figure 37 : Représentation des réactions sur l'essieu suivant l'axe (x)

$U = 87.5 \text{ mm}$  ; la distance de l'extrémité de l'appui jusqu'au roulement.

$V = 175 \text{ mm}$  ; la distance entre les deux (02) points d'application des forces ( $P_1$  et  $P_2$ ).

D'après le principe fondamental de la statique. Les conditions d'équilibre du système sont sous la forme suivante :

$$\sum \vec{F}_{ext} = \vec{0} \Rightarrow \vec{R}_A + \vec{R}_1 + \vec{R}_2 + \vec{R}_3 = \vec{0} \quad (1)$$

En projection sur l'axe Y :

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow R_{Ay} + R_{1y} - P_1 - P_2 = 0 \quad (2)$$

$$\sum \vec{M}_A = \vec{0} \Rightarrow M_A + M_{A1} + M_{A2} + M_{A3} = 0 \quad (3)$$

(3), (4), constituent un système de deux (2) équations avec quatre (4) inconnues, donc le système est hyperstatique. Pour résoudre ce genre de système, nous avons besoin d'utiliser le théorème des trois (3) moments.

### 2.1.1. Le théorème des trois (3) moments

$$M_{i-1}l_i + 2M_i \times (l_i + l_{i+1}) + M_{i+1}l_{i+1} = -6 \left[ \frac{\alpha_i}{l_i} + \frac{b_{i+1}}{l_{i+1}} \right] \quad (4)$$

Telle que :

$l_i$  : L'aire du moment.

$\alpha_i, b_i$  : Les coordonnées du centre de gravité de l'aire ( $l_i$ ) à gauche et à droite respectivement.

Ces facteurs sont obtenus par le calcul des moments de chaque partie séparément en les considérant comme simples appuis.

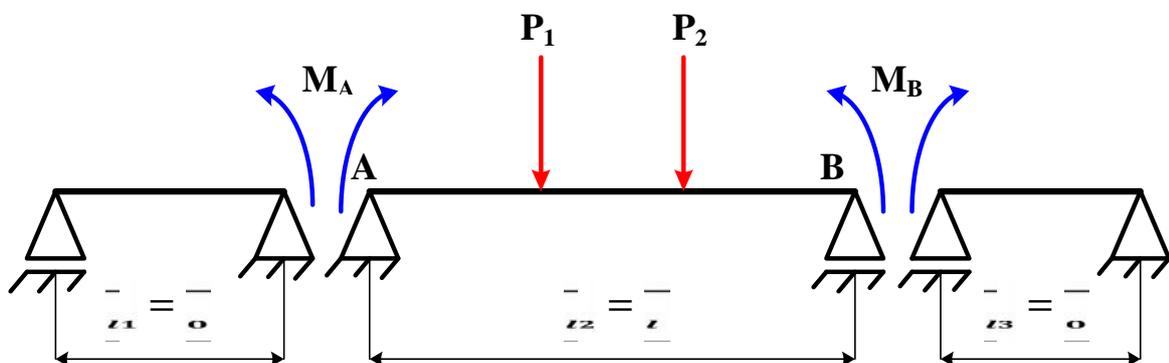


Figure 37: Décomposition du système hyperstatique selon le théorème des (3) moments.

Pour  $i = 1$

$$M_0 l_1 + 2M_1 * (l_1 + l_2) + M_2 l_2 = -6 \left[ \frac{\Omega_1 \alpha_1}{l_1} + \frac{\Omega_2 b_2}{l_2} \right] \quad (5)$$

Pour  $i = 2$

$$M_1 l_2 + 2M_2 * (l_2 + l_3) + M_3 l_3 = -6 \left[ \frac{\Omega_2 \alpha_2}{l_2} + \frac{\Omega_3 b_3}{l_3} \right] \quad (6)$$

$M_1 = M_A$  ;  $M_2 = M_B$

$$\begin{cases} 2 M_A l + M_B l = -6 \left[ \frac{\Omega_2 b_2}{l} \right] \\ M_A l + 2 M_B l = -6 \left[ \frac{-2\alpha_2}{l} \right] \end{cases} \quad (7)$$

$$\begin{cases} 2 M_A l + M_B l = -6 \left[ \frac{\Omega_2 b_2}{l} \right] \\ M_A l + 2 M_B l = -6 \left[ \frac{-2\alpha_2}{l} \right] \end{cases} \quad (8)$$

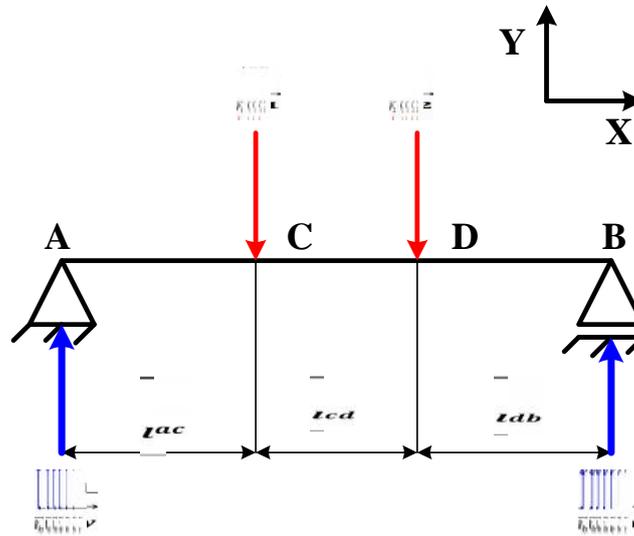


Figure 38: Représentation des réactions du système décomposé

$$l_{ac} = l_{db} = 87.5 \text{ mm}$$

$$l_{cd} = 175 \text{ mm}$$

Equations de la statique :

$$\vec{F}_{ext} = \vec{0} \Rightarrow \vec{R}_A + \vec{P}_1 + \vec{P}_2 + \vec{R}_B = \vec{0} \quad (10)$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow R_{Ay} + R_{By} - P_1 - P_2 = 0 \quad (11)$$

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow M_A(\vec{R}_{Ay}) + M_A(\vec{P}_1) + M_A(\vec{P}_2) + M_A(\vec{R}_B) = \vec{0} \quad (12)$$

$$\Rightarrow P_1 * l_{ac} + P_2 * (l_{ac} + l_{cd}) - R_{By} * (2l_{ac} + l_{cd}) = 0$$

$$R_{By} = \frac{P_1 * l_{ac} + P_2 * (l_{ac} + l_{cd})}{(2l_{ac} + l_{cd})} \quad (13)$$

$R_{By} = 490,5N$     $l_{ac} = 87.5 \text{ mm}$ ,  $l_{cd} = 175 \text{ mm}$ ,  $P_1 = 490,5 \text{ N}$ .

En remplace  $R_{By}$  dans (11) on obtient :

$$R_{Ay} = P_1 + P_2 - R_{By}$$

$$R_{Ay} = 490,5N$$

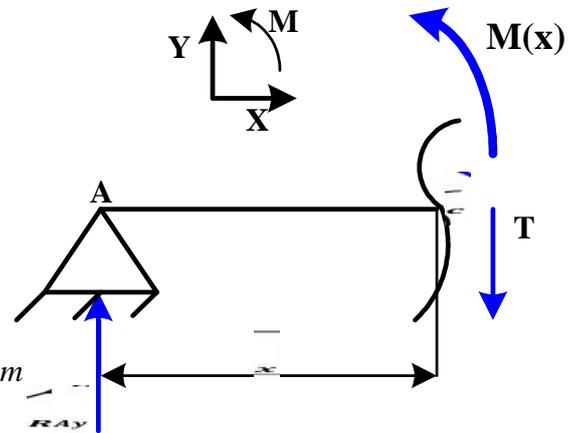
**2.1.1.1. Calcul des moments fléchissant du système décomposé**

Tronçon 1 :  $0 \leq x \leq l_{ac}$

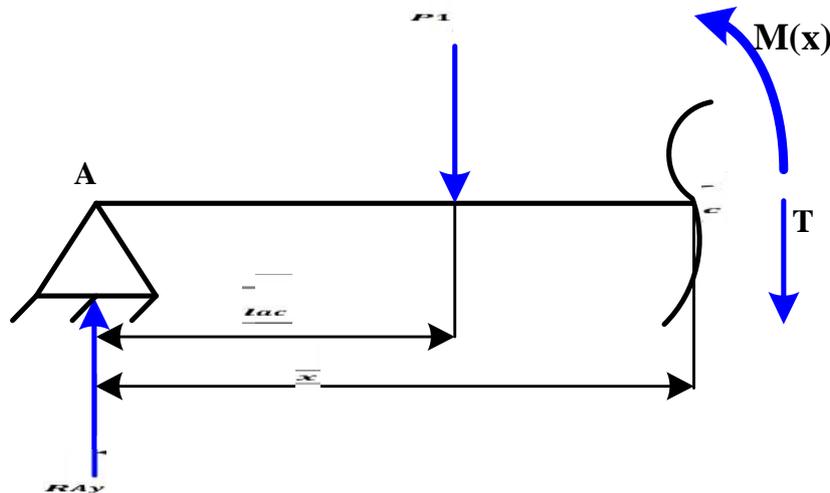
$$\sum M / c = 0 \Rightarrow M(x) - R_{Ay} \times x = 0$$

$$M(x) = R_{Ay} \times x$$

$$\begin{cases} x = 0 \Rightarrow M(0) = 490,5 \times 0 = 0 \text{ N.mm} \\ x = l_{ac} \Rightarrow M(l_{ac}) = 490,5 \times 87,5 = 42,918.10^3 \text{ N.mm} \end{cases}$$



Tronçon 2 :  $l_{ac} \leq x \leq l_{cd}$

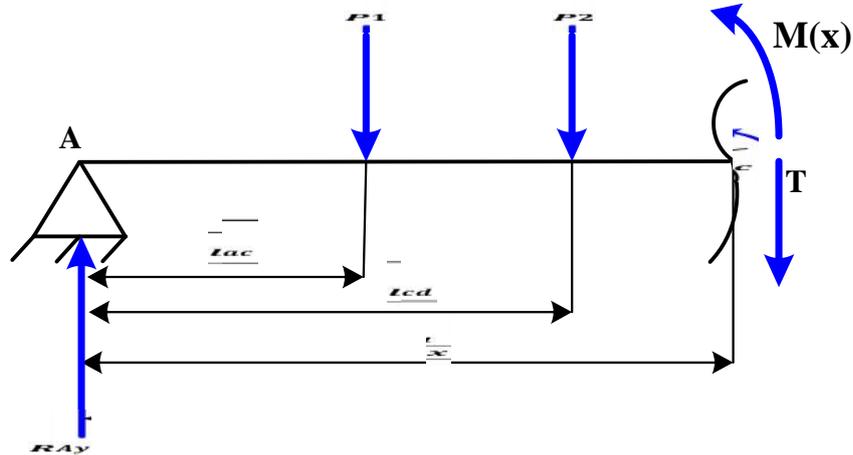


$$\sum M / c = 0 \Rightarrow M(x) + P_1 \times (x - l_{ac}) - R_{Ay} \times x = 0$$

$$M(x) = R_{Ay} \times x - P_1 \times (x - l_{ac})$$

$$\begin{cases} x = l_{ac} \Rightarrow M(l_{ac}) = 490,5 \times 87,5 - 490,5 \times (87,5 - 87,5) = 42,918 \cdot 10^3 \text{ N.mm} \\ x = l_{cd} \Rightarrow M(l_{cd}) = 490,5 \times 175 - 490,5 \times (175 - 87,5) = 42,918 \cdot 10^3 \text{ N.mm} \end{cases}$$

Tronçon 3 :  $l_{cd} \leq x \leq (2l_{ac} + l_{cd})$



$$\sum M/c = 0 \Rightarrow M(x) + P_1 \times (x - l_{ac}) + P_2 \times (x - l_{cd}) - R_{Ay} \times x = 0$$

$$M(x) = R_{Ay} \times x - P_1 \times (x - l_{ac}) - P_2 \times (x - l_{cd})$$

$$\begin{cases} x = l_{cd} \Rightarrow M(l_{cd}) = 490,5 \times 262,5 - 490,5 \times (262,5 - 87,5) - 490,5 \times (262,5 - 262,5) = 42,918 \cdot 10^3 \text{ N.mm} \\ x = (2l_{ac} + l_{cd}) \Rightarrow M(2l_{ac} + l_{cd}) = 490,5 \times 350 - 490,5 \times (350 - 87,5) - 490,5 \times (350 - 262,5) = 0 \text{ N.mm} \end{cases}$$

### 2.1.1.2. Le diagramme des moments fléchissant du système décomposé

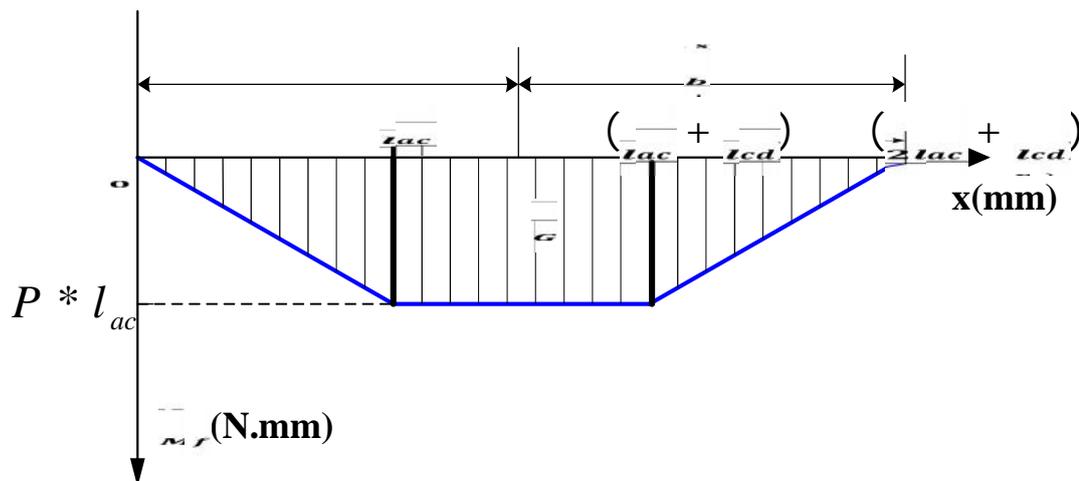


Figure 39. Le diagramme des moments fléchissant du système décomposé.

### 2.1.1.3. Détermination de $M_B$ et $M_A$

( $\Omega_2$ ) Sera déterminé à partir du diagramme des moments fléchissant du système décomposé

$$\Omega_2 = 2 \times \left( \frac{P * l_{ac} \times l_{ac}}{2} \right) + (l_{cd} \times P * l_{ac}) \quad (13)$$

$$\Omega_2 = P * l_{ac}^2 + (P * l_{ac} * l_{cd})$$

$$a_2 = b_2 = \frac{l_{cd}}{2} + l_{ac} \quad (14)$$

$$\Omega_2 a_2 = \Omega_2 b_2 = (P * l_{ac}^2 + (P * l_{ac} * l_{cd})) \times (l_{cd}/2 + l_{ac})$$

$$\left\{ \begin{array}{l} 2 M_A l + M_B l = -6 \left[ \frac{-2b_2}{l} \right] \end{array} \right. \quad (15)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} M_A l + 2 M_B l = -6 \left[ \frac{-2a_2}{l} \right] \end{array} \right. \quad (16)$$

On multipliant (17) par 2 on obtient :

$$\left\{ \begin{array}{l} 2 M_A l + M_B l = -6 \left[ \frac{(P * l_{ac}^2 + (P * l_{ac} * l_{cd})) \times (l_{cd}/2 + l_{ac})}{l} \right] \end{array} \right. \quad (17)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} 2 M_A l + 4 M_B l = -12 \left[ \frac{(P * l_{ac}^2 + (P * l_{ac} * l_{cd})) \times (l_{cd}/2 + l_{ac})}{l} \right] \end{array} \right. \quad (18)$$

$$(18) - (17) \Rightarrow -3 M_B l = 6 \left[ \frac{(P * l_{ac}^2 + (P * l_{ac} * l_{cd})) \times (l_{cd}/2 + l_{ac})}{l} \right] \quad (19)$$

$$M_B = \frac{-6 \left[ \frac{(P * l_{ac}^2 + (P * l_{ac} * l_{cd})) \times (l_{cd}/2 + l_{ac})}{l} \right]}{3l} \quad (20)$$

$$M_B = -3,2189.10^4 \text{ N.mm}$$

On remplaçant  $M_B$  dans (17) on obtient :

$$M_A = \frac{-6 \left[ \frac{(P \cdot l_{ac}^2 + (P \cdot l_{ac} \cdot l_{cd})) \times (l_{cd}/2 + l_{ac})}{l} \right] - 2M_B \cdot l}{l} \quad (21)$$

$$M_A = -3,2189 \cdot 10^4 \text{ N.mm}$$

**2.1.1.4. Détermination de  $R_{Ay}$  et  $R_{By}$  :** cela à partir des équations de la statique

$$\sum F / y = 0 \Rightarrow R_{Ay} - P_1 - P_2 + R_{By} = 0 \quad (22)$$

$$\sum M / A = 0 \Rightarrow -M_A - P_1 \times U - P_2 \times (U + V) + R_{By} \times (2U + V) + M_B = 0 \quad (23)$$

$$R_{By} = \frac{M_A - M_B + P_1 \times U + P_2 \times (U + V)}{(2U + V)} \quad (24)$$

$$R_{By} = 490,5 \text{ N}$$

On remplaçant  $R_{By}$  dans la (23) équation on obtient :

$$R_{Ay} = P_1 + P_2 - R_{By}$$

$$R_{Ay} = 490,5 \text{ N}$$

**2.1.1.5. Calcul des moments fléchissant pour le système hyperstatique**

Tronçon 1 :  $0 \leq x \leq U$

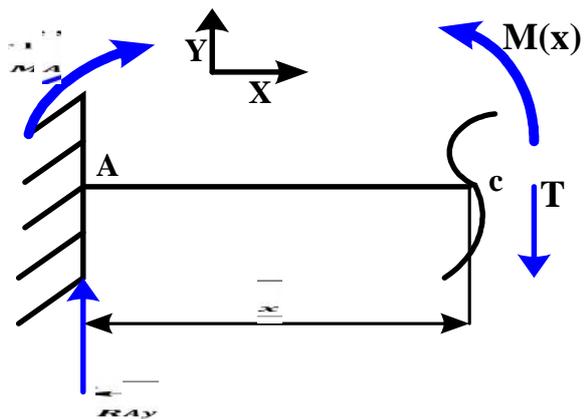
$$\sum F / y = 0 \Rightarrow T + R_{Ay} = 0$$

$$T = -R_{Ay}$$

$$T = -490,5 \text{ N}$$

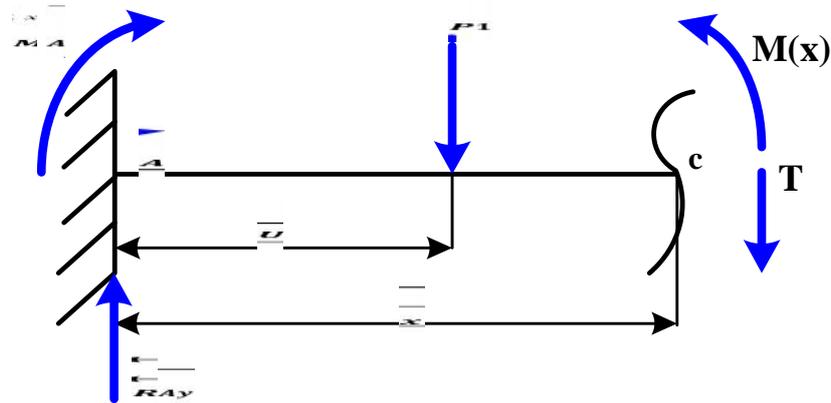
$$\sum M / c = 0 \Rightarrow M(x) - M_A - R_{Ay} \times x = 0$$

$$M(x) = M_A + R_{Ay} \times x$$



$$\begin{cases} x = 0 \Rightarrow M(0) = -3,2189 \cdot 10^4 + 490,5 \times 0 = -3,2189 \cdot 10^4 \text{ N.mm} \\ x = U \Rightarrow M(U) = -3,2189 \cdot 10^4 + 490,5 \times 87,5 = 1,0729 \cdot 10^4 \text{ N.mm} \end{cases}$$

Tronçon 2 :  $U \leq x \leq (U + V)$



$$\sum F / y = 0 \Rightarrow T + R_{Ay} - P_1 = 0$$

$$T = -R_{Ay} + P_1$$

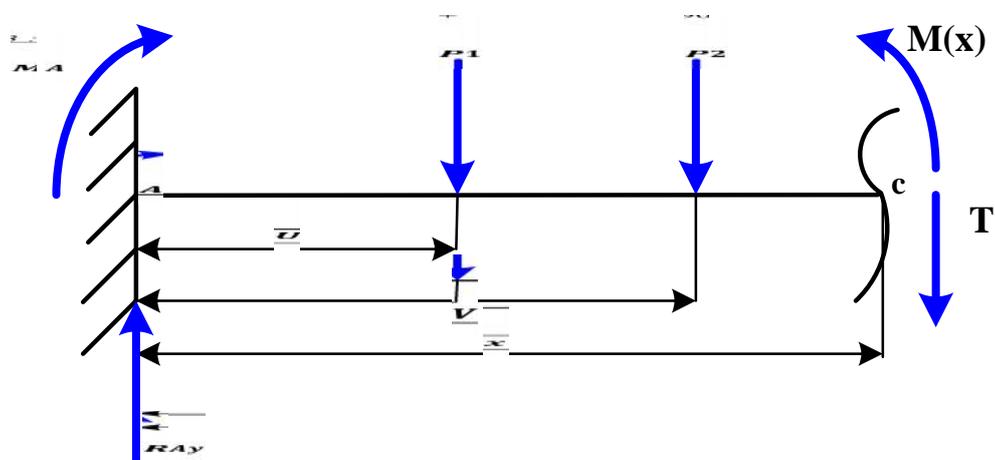
$$T = 0N$$

$$\sum M / c = 0 \Rightarrow M(x) - M_A + P_1 \times (x - U) - R_{Ay} \times x = 0$$

$$M(x) = M_A - P_1 \times (x - U) + R_{Ay} \times x$$

$$\begin{cases} x = U \Rightarrow M(U) = -3,2189 \cdot 10^4 + 490,5 \times 87,5 - 490,5 \times (87,5 - 87,5) = 1,0729 \cdot 10^4 \text{ N.mm} \\ x = (U + V) \Rightarrow M(U + V) = -3,2189 \cdot 10^4 + 490,5 \times 262,5 - 490,5 \times (262,5 - 87,5) = 1,0729 \cdot 10^4 \text{ N.mm} \end{cases}$$

Tronçon 3 :  $(U + V) \leq x \leq (2U + V)$



$$\sum F / y = 0 \Rightarrow T + R_{Ay} - P_1 - P_2 = 0$$

$$T = -R_{Ay} + P_1 + P_2$$

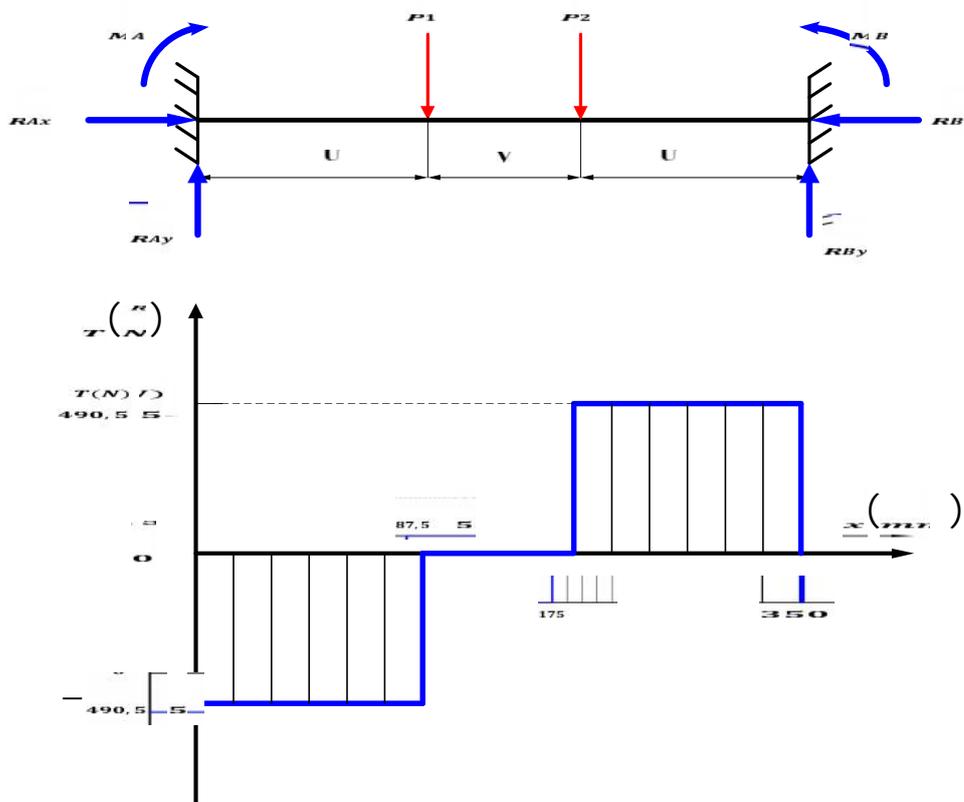
$$T = 490,5N$$

$$\sum M / c = 0 \Rightarrow M(x) - M_A + P_1 \times (x - U) + P_2 \times (x - (U + V)) - R_{Ay} \times x = 0$$

$$M(x) = -M_A + R_{Ay} \times x - P_1 \times (x - U) - P_2 \times (x - (U + V))$$

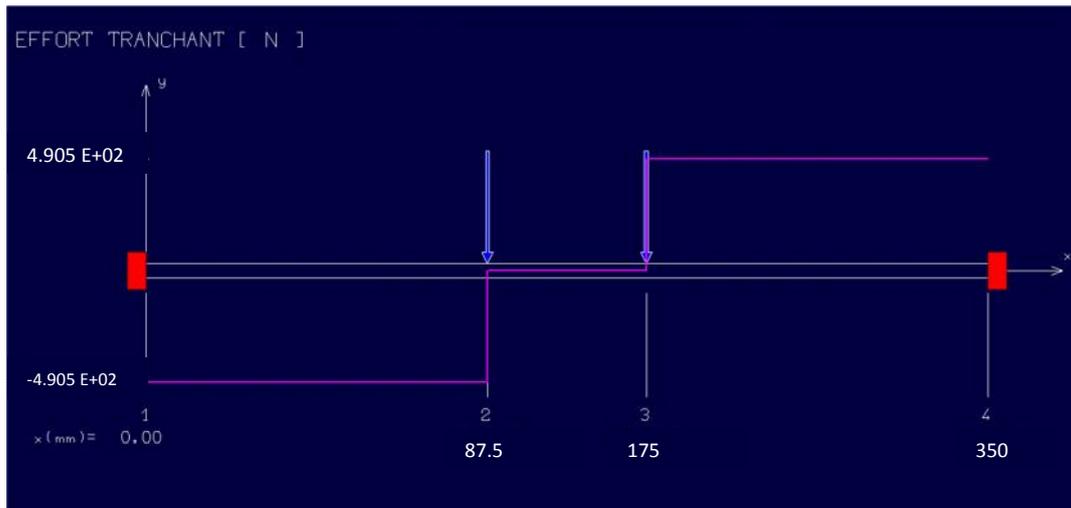
$$\left\{ \begin{array}{l} x = (U + V) \Rightarrow M(U + V) = -3,2189 \cdot 10^4 + 490,5 \times 262,5 - 490,5 \times (262,5 - 87,5) \\ \quad - 490,5 \times (262,5 - (175 + 87,5)) = 0 N \cdot mm \\ \\ x = (2U + V) \Rightarrow M(2U + V) = -3,2189 \cdot 10^4 + 490,5 \times 350 - 490,5 \times (350 - 87,5) \\ \quad - 490,5 \times (350 - 262,5) = -3,2189 \cdot 10^4 N \cdot mm \end{array} \right.$$

**2.1.1.6. Le Diagramme des efforts tranchants du système hyperstatique**



**Figure 40:** Le diagramme des efforts tranchants du système hyperstatique.

**2.1.1.7. Le diagramme des efforts tranchant du système hyperstatique obtenus avec le logiciel RDM 6**

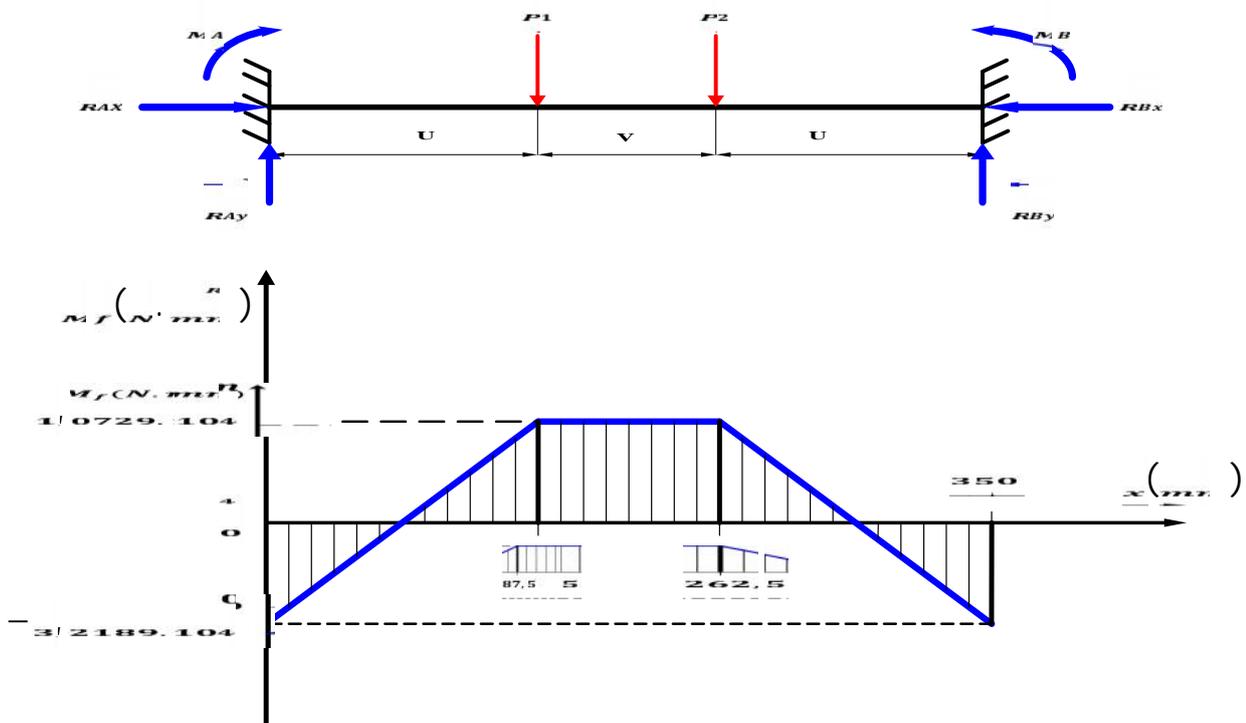


**Figure 41 :** Le diagramme des efforts tranchants du système hyperstatique obtenus avec le logiciel **RDM6**.

Tronçon 1 :  $0 \leq x < 87,5 \text{ mm}$      $T = -490,5 \text{ N}$

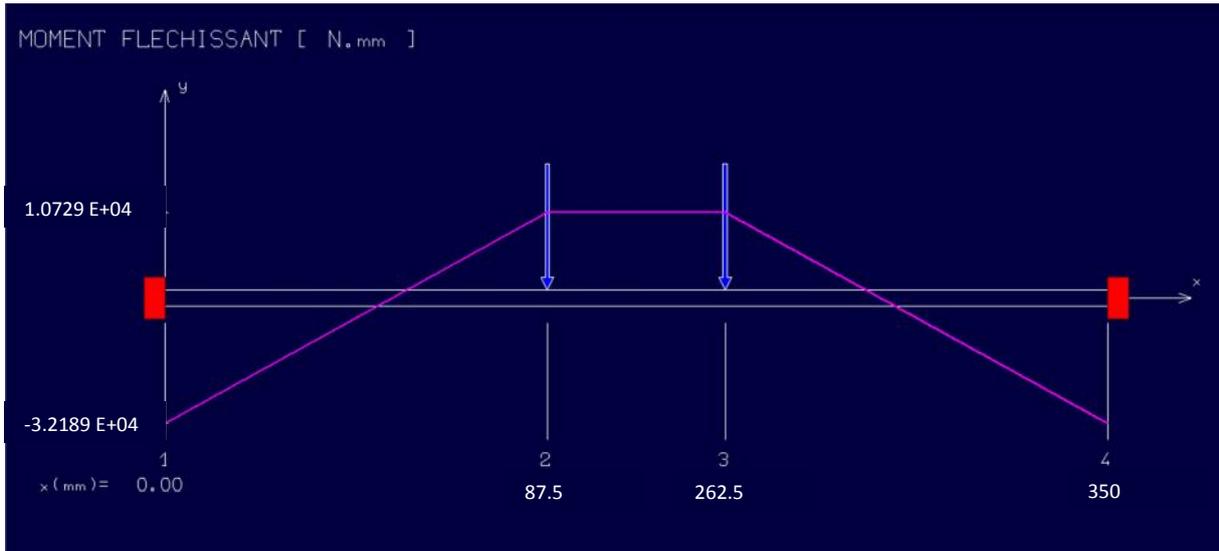
Tronçon 2 :  $175 \leq x < 350 \text{ mm}$      $T = 490,5 \text{ N}$

**2.1.1.8. Le diagramme des moments fléchissant du système hyperstatique**



**Figure 42 :** Le diagramme des moments fléchissant du système hyperstatique.

**2.1.1.9. Le diagramme des moments fléchissant du système hyperstatique obtenu avec le logiciel RDM 6**



**Figure 43 :** Le diagramme des moments fléchissant du système hyperstatique obtenu avec le logiciel **RDM6**.

$$M_f = \begin{cases} -3,2189 \cdot 10^4 \text{ N.mm} & x = 0 \\ 1,0729 \cdot 10^4 \text{ N.mm} & 87,5 \leq x \leq 262,5 \text{ mm} \\ -3,2189 \cdot 10^4 \text{ N.mm} & x = 350 \text{ m} \end{cases}$$

**2.1.1.10. Comparaison des résultats analytiques avec les résultats numériques**

D’après les résultats obtenus avec la méthode analytique et avec le logiciel **RDM 6** nous avons constaté que les valeurs des efforts tranchants sont les mêmes. Sauf un petit écart de  $10^{-4}$  N.mm dans les valeurs des moments fléchissant qui est négligeable, est cet écart dû à l’arrondissement des chiffres après la virgule.

**2.2. Calcul du diamètre de l’essieu**

La valeur du moment fléchissant max ( $M_{fmax}$ )

$$M_{fmax} = | -3,2189 \cdot 10^4 | \text{ N.mm}$$

$$M_{fmax} = 3,2189 \cdot 10^4 \text{ N.mm}$$

$$R_p = R_e / s = 20 \text{ N/mm}^2 \qquad R_e = 40 \text{ MPA}$$

On prend un facteur de sécurité  $s = 2$

$$R_p = 20 \text{ N/mm}^2$$

Le diamètre doit satisfaire la condition suivante :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32.Mfmax}{\pi \times Rp}} \quad (26)$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32.3,2189 \times 10^4}{3,14.20}} \quad d = 25 \text{ mm}$$

### 2.2.1 Vérification de l'essieu aux cisaillements

$$\tau = \frac{F}{S} \quad (27)$$

$\tau$  : La contrainte de cisaillement.

$F$  : La force tangentielle appliquée.

$S$  : L'aire de la section.

$$\tau = \frac{F}{\pi \times r^2} \quad (28)$$

$$\tau = \frac{490,5}{\pi \times (7,5)^2}$$

$$\tau = 2,77 \text{ MPa}$$

La condition de résistance :

$$\tau \leq R_{eg}$$

D'où  $R_{eg}$  est la limite d'élasticité au glissement.

$$R_e \geq 40 \text{ MPa}$$

$R_{eg} = 0,8 \cdot R_e$  ; Pour les matériaux durs.

$$R_{eg} = 32 \text{ MPa}$$

Pour valider une conception, on applique en général un coefficient de sécurité ( $s$ ). La validation à l'état limite ultime (ELU) s'exprime alors par la condition suivante :

$$\tau \leq R_{pg}$$

$$R_{pg} \leq \frac{R_{eg}}{s}$$

On prend un coefficient de sécurité :  $s = 2$

$$R_{pg} \leq \frac{32}{2}$$

$$R_{pg} = 16 \text{ MPa}$$

D'après les résultats obtenus :

$$\tau \ll R_{pg}$$

Donc la condition de résistance est vérifiée.

Tant que le cisaillement est vérifié. Le matériau reste dans le domaine élastique.

### 3. Système roue et crémaillère

Le mouvement rotatif de la roue dentée, aussi appelée pignon, fait déplacer la crémaillère dans un mouvement rectiligne. La condition nécessaire pour que la roue et la crémaillère puissent engrener est que les deux éléments aient le pas de la même valeur.



**Figure 44 :** Représentation système roue et crémaillère

#### 3.1 Dimensionnement du mécanisme de pignon

Avant de commencer le dimensionnement du mécanisme de pignon, il faut d'abord déterminer le module des dents.

### 3.1.1. Calcul du module de l'engrenage

#### 3.1.1.1. Calcul de l'effort tangentiel sur la dent

Soit une roue de poids  $P$  et de centre de gravité  $G$ , en équilibre sur un plan horizontal. Analysons le comportement de la roue et l'évolution des actions de contact (Goudron / Pneu) lorsqu'on exerce une poussée latérale  $F$  graduellement croissante.

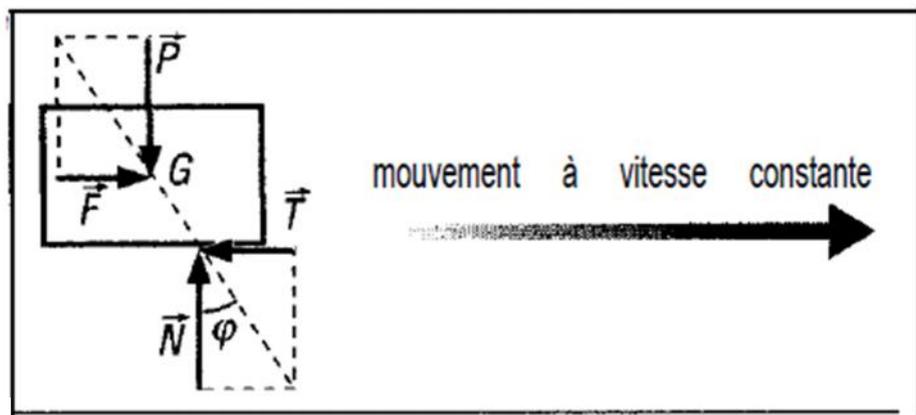


Figure 45 : Représentation cas du frottement

$$P = N$$

$$T = F = f \cdot N$$

$$f = \tan\varphi$$

Donc :

$$T = \tan\varphi \cdot P$$

D'après le contact Pneu / Route goudronnée, nous avons choisi un coefficient de frottement  $f=0.5$ .

On définit un angle de frottement tel que :  $f = \tan\varphi \implies \varphi = \arctg f$

$$\varphi = 26,56^\circ$$

Donc :

$$T = 490,5 \times \tan 26,56$$

$$T = 245,19 \text{ N}$$

### 3.1.1.2 Le module du pignon

$$m \geq \sqrt{\frac{T}{k.R_{pe}}} \quad (29)$$

$$m \geq \sqrt{\frac{245,19}{10.30}}$$

$$m = 2$$

La résistance pratique à l'extrusion est de  $R_{pe}=30$  [N/mm<sup>2</sup>].

On prend le coefficient de déport en général  $k=10$  ou  $8$  ( $6 < k < 12$ ).

### 3.1.2. Calcul du diamètre primitif

$$d = n \times Z$$

On suppose que  $Z=18$

$$d = 2 \times 18$$

$$d = 36 \text{ mm}$$

### 3.1.3. Calcul du diamètre de pied

$$d_p = d - 2,5 \times m$$

$$d_p = 36 - 2,5 \times 2$$

$$d_p = 31 \text{ mm}$$

### 3.1.4. Calcul du diamètre de tête

$$d_t = d + 2 \times m$$

$$d_t = 36 + 2 \times 2$$

$$d_t = 40 \text{ mm}$$

### 3.1.5. Calcul de largeur de la denture

$$b = \quad \times m$$

$$b = 10 \times 2 \quad \text{On prend le coefficient de largeur de denture est } = 10.$$

$$b = 20 \text{ mm}$$

### 3.1.6. Calcul du Pas de la denture

$$P = \quad \times m$$

$$P = \quad \times 2$$

$$P = 6,28 \text{ mm}$$

### 3.1.7. Calcul de la hauteur de la dent

$$h = 2,25 \times m$$

$$h = 2,25 \times 2$$

$$h = 4,5 \text{ mm}$$

### 3.1.8. Calcul de la hauteur de saillie

$$h_a = m$$

$$h_a = 2 \text{ mm}$$

### 3.1.9. Calcul de la hauteur de creux

$$h_c = 1,25 \quad m$$

$$h_c = 1,25 \quad 2$$

$$h_c = 2,5 \text{ mm}$$

### 3.1.10. Calcul de l'épaisseur de la dent

$$e = 1,6 \quad m$$

$$e = 1,6 \quad 2$$

$$e = 3,2 \text{ mm}$$

## 3.2 Calcul de la résistance de la dent

La conception d'un engrenage passe par la détermination de l'épaisseur de la dent, du module à partir de l'effort F.

La contrainte maximale doit satisfaire la condition de résistance suivante :

$$\sigma_{\max} = \frac{4 \times T}{b \times m \times y} \leq R_{pe} \quad (30)$$

$$y = 0,25 \quad Z^{0,25}$$

y : facteur de la force de la dent

$$y = 0,5149$$

$$\sigma_{\max} = \frac{4 \times T}{\gamma \times m^2 \times y} \leq R_{pe}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{4 \times 245,19}{10 \times 2^2 \times 0,5149}$$

$$\sigma_{\max} = 47,61 \text{ N/mm}^2, R_{pe}=30 \text{ [N/mm}^2\text{]}.$$

D'après les résultats obtenus, la condition de résistance n'est pas vérifiée.

$$\sigma_{\max} \quad R_{pe}$$

#### 4. Calcul de la puissance du moteur

##### 4.1. Couple et puissance

Quand on conçoit une voiture, un des facteurs importants est celui du couple moteur nécessaire à un entraînement correct des axes. Il faut connaître autant que possible toutes les valeurs de charge qui se reportent sur le pignon/ crémaillère pour pouvoir sélectionner le moteur qui convient.

##### 4.1.1 Couple nécessaire pour faire tourner le pignon

$$C = T \times \frac{d}{2} \quad (31)$$

$$C = 245,19 \times \frac{36}{2} \times 10^{-3}$$

$$C = 4,41342 \text{ N.m}$$

##### 4.1.2 Puissance motrice nécessaire

$$P_a = C \times \quad (32)$$

On suppose que la crémaillère se déplace à une distance de 20 mm par 04 secondes. La vitesse de la crémaillère suivant l'axe "X" est de  $V_c = 5 \text{ mm/s}$ .

Nous avons :

$$V_c = r \times \omega \implies \omega = \frac{V_c}{r}$$

$$\omega = \frac{5}{18}$$

$$\omega = 0,27 \text{ rd /s}$$

Pour que le pignon génère un mouvement de rotation, il doit tourner à une vitesse  $n$ .

$$n = \frac{30 \times \omega}{\pi}$$

$$n = \frac{30 \times 0,27}{\pi}$$

$$n = 2,58 \text{ tr/mn}$$

Donc :

$$P_a = 4,41342 \times 0,27$$

$$P_a = 1,191 \text{ Watt}$$

#### 4.1.3. Puissance motrice nécessaire pour l'essieu arrière

$$P_a = C \times \quad (33)$$

On suppose que la voiture se déplace d'une vitesse est de  $V_c = 50 \text{ m / mn}$ .

Nous avons :

$$V_c = r \times \omega \implies \omega = \frac{V_c}{r}$$

$$\omega = \frac{833,33}{60}$$

$$\omega = 13,88 \text{ rad / s}$$

Donc :

$$P_a = 4,41342 \times 38,88$$

$$P_a = 61,29 \text{ Watt}$$

$M_a$  = Couple nécessaire [Nm].

T = l'effort tangentiel [N].

y = facteur de la force de la dent.

$\sigma_{max}$  = contrainte maximale de résistance [ $\text{N/ mm}^2$ ].

$P_a$  = Puissance moteur [w].

n = Vitesse de rotation [tr/mn].

Rpe = Résistance pratique à l'extrusion [ $\text{N/ mm}^2$ ].

$\omega$  = vitesse angulaire [rad / s].

## 4.2. Roulement

La fonction d'un roulement est de permettre à deux éléments d'être en relation l'un par rapport à l'autre avec une précision et avec un frottement optimisé (en réduisant considérablement le coefficient de frottement), en remplaçant un glissement par un roulement.

#### 4.2.1. Le choix des roulements

D'après le diamètre de l'essieu et la charge de la voiture, nous avons choisi un roulement à billes à contact radial de référence 6202-2Z/C3 pour les roues avant et pour l'essieu arrière, nous avons choisi un roulement à billes à contact radial de référence 63005-2RS1. Ce choix dépend de la nature des efforts et des conditions d'utilisations, vitesse de rotation et durée de fonctionnement.

Ce roulement se compose :

- De la bague intérieure.
- De la bague extérieure.
- De la cage et des éléments roulants (billes ou rouleaux), la cage maintient l'écartement des billes ou rouleaux.

#### 4.2.2. Durée de vie des roulements

##### 4.2.2.1. Roulement des roues avant en heures de fonctionnement

$$Lh = \frac{10^6}{60 \times n} \left(\frac{C}{P}\right)^k \quad (33)$$

$$Lh = \frac{10^6}{60 \times 172,86} \left(\frac{7,8}{0,4905}\right)^3$$

$$Lh = 378722,24 \text{ heures de fonctionnement}$$

##### 4.2.2.2. Roulement de l'essieu arrière en heures de fonctionnement

$$Lh = \frac{10^6}{60 \times n} \left(\frac{C}{P}\right)^k$$

$$Lh = \frac{10^6}{60 \times 172,86} \left(\frac{11,2}{0,4905}\right)^3$$

$$Lh = 1147866,192 \text{ heures de fonctionnement}$$

$Lh$  = durée de vie en heures de fonctionnement.

$C$  = charge dynamique de base [kN]. (Catalogue de roulement).

$P$  = charge équivalente [kN].

$\left(\frac{C}{P}\right)$  = s'appelle rapport de charge.

$k$  = Paramètre qui dépend du type de roulement ( $k=3$  pour les roulements à billes ou à rouleau).

$N$  = vitesse de rotation [tr / mn].

## 1. Introduction

Dans ce présent chapitre, nous allons mettre en œuvre une simulation numérique pour déterminer les conditions optimales du fonctionnement sous des charges mécaniques. Cette simulation nécessite comme point de départ, une définition quasi complète de la structure à étudier et de son environnement direct. Cela suppose donc une définition des formes, dimensions et matériaux qui constituent le produit ainsi que des conditions aux limites en efforts et déplacements, des conditions initiales du mouvement d'un mécanisme des conditions de contact..... etc. Pour réaliser la simulation numérique, on va utiliser le logiciel solidworks.

## 2. Simulation numérique

La simulation numérique, est une série de calculs effectués sur un ordinateur et reproduisant un phénomène physique. Elle aboutit à la description du résultat de ce phénomène, comme s'il s'était réellement déroulé.

Les calculs de simulation permettent de prédire le comportement du sujet étudié sans avoir à passer par la construction de prototypes ou la réalisation d'essais réels, coûteux et/ou difficiles à mettre en place ; ce qui est un avantage essentiel en matière de coûts de production, notamment dans les domaines innovants.

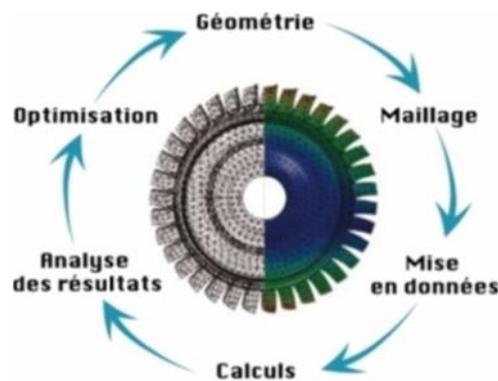
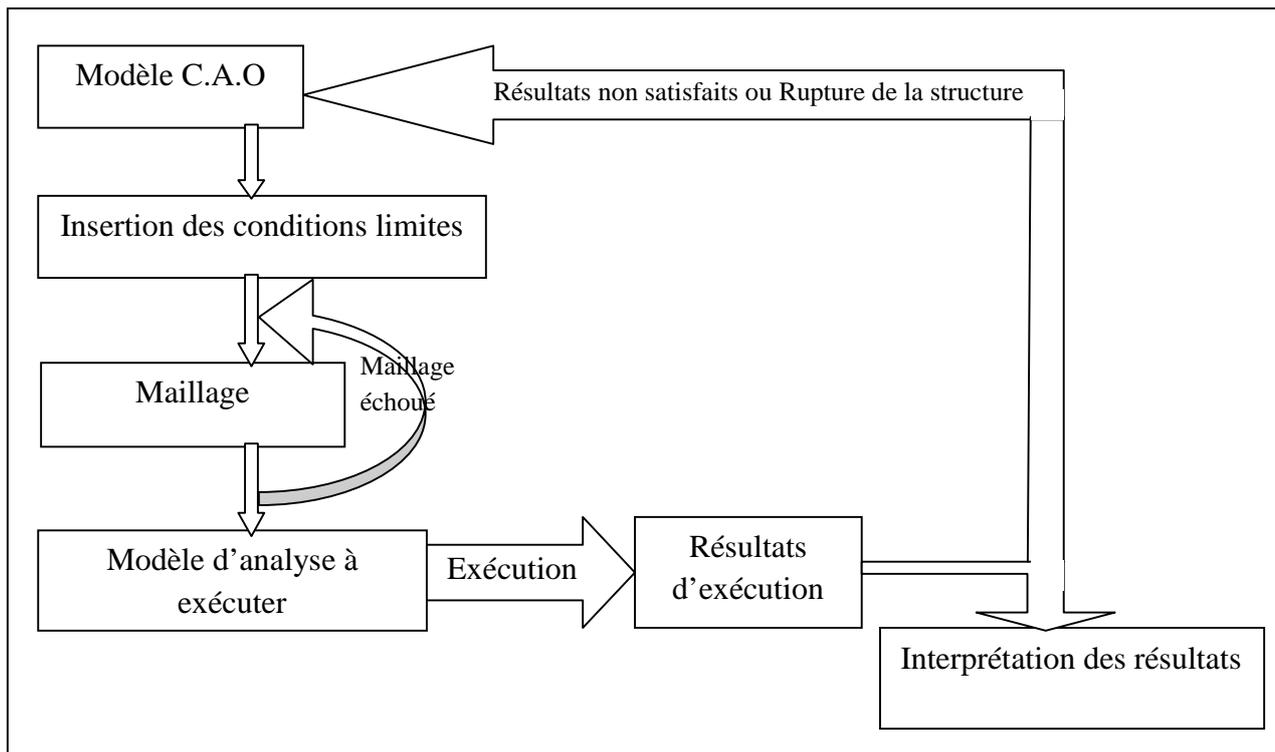


Figure 46. Cycle d'une simulation numérique

## 3. Mise en œuvre d'une démarche de simulation numérique

Pour la mise en œuvre de notre voiture électrique nous avons procédé à une gestion d'une démarche qui est présentée sur la figure suivante :



**Figure 47.** Présentation du processus de simulation.

#### 4. Les étapes à suivre pour notre étude de simulation

La principale difficulté pour mettre en place une simulation numérique correcte consiste à faire le bon choix quant aux hypothèses du ou des phénomènes physique(s) étudié(s). En effet, si les conditions d'étude du phénomène ne sont pas correctement modélisées lors de la mise en place informatique des données sous un code de calcul, les résultats fournis par ce logiciel ne seront pas fiables, quelle que soit la qualité dudit logiciel.

Une autre étape démarre avec l'implantation de la simulation dans le logiciel lui-même. Les codes de calculs logiciels utilisent généralement la méthode dite "des **éléments finis**". Cette méthode permet de résoudre des équations aux dérivées partielles, qui correspondent alors aux lois mathématiques des phénomènes simulés. Pour résoudre ces équations, il est d'abord nécessaire de définir le domaine de l'étude. A l'intérieur de ce domaine, on définit sur la géométrie du sujet de l'étude des conditions particulières dites "**conditions limites**", qui définissent les hypothèses physiques du problème.

Pour la validation de notre système, nous avons besoin d'effectuer une simulation pour les trois cas les plus défavorables suivants:

- Application d'une charge de 50 kg suivant (Z) sur chaque composant du système pour constater son comportement

#### 4.1. Modélisation géométrique de la voiture en mono bloc

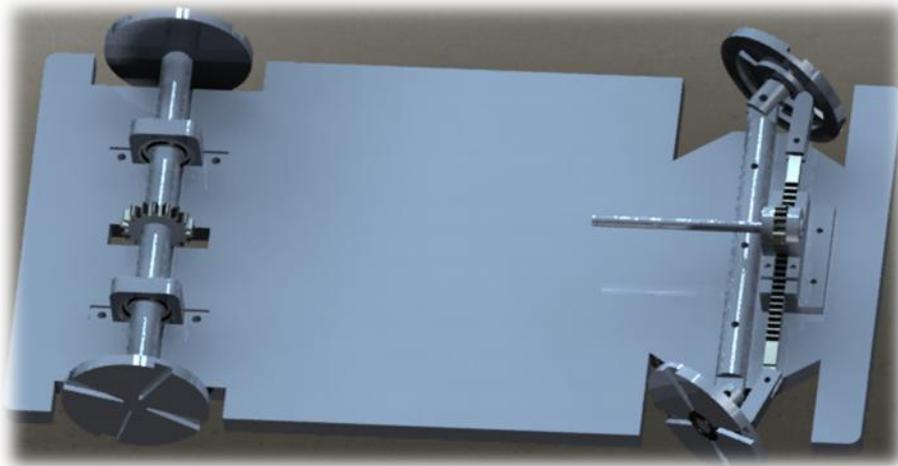


Figure 48. Système de direction et de traction de la voiture en mono bloc

### 5. La simulation des différents composants de la voiture

#### 5.1. Simulation sur le châssis

##### 5.1.1. Les déplacements imposés

Pour faire une étude de simulation, il est nécessaire de définir les déplacements pour indiquer au logiciel l'emplacement de l'équilibre statique, pour cela, nous avons imposé des fixations entre le châssis et les pièces qui sont directement liées à celui-ci, comme montre la figure suivante :

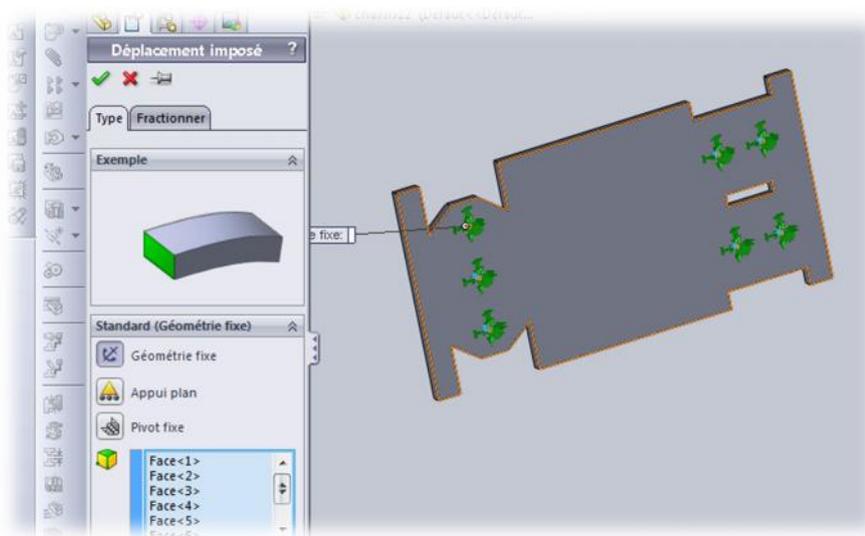
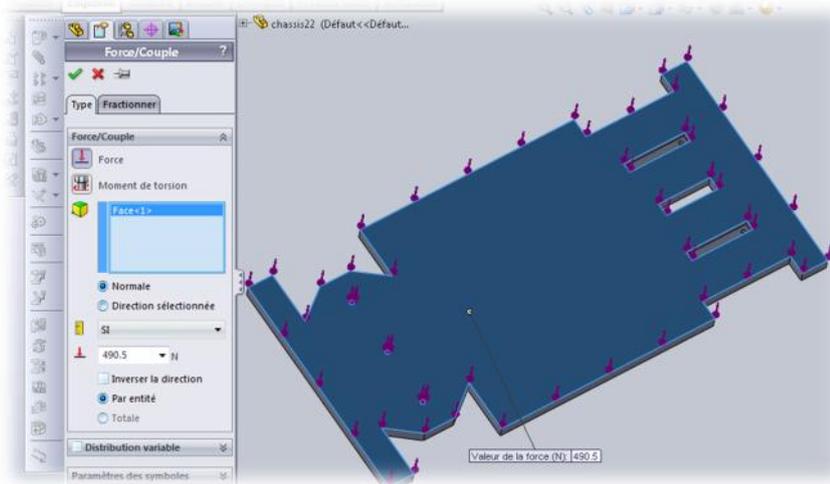


Figure 50. Déplacement imposé sur le châssis

### 5.1.2. Application du chargement

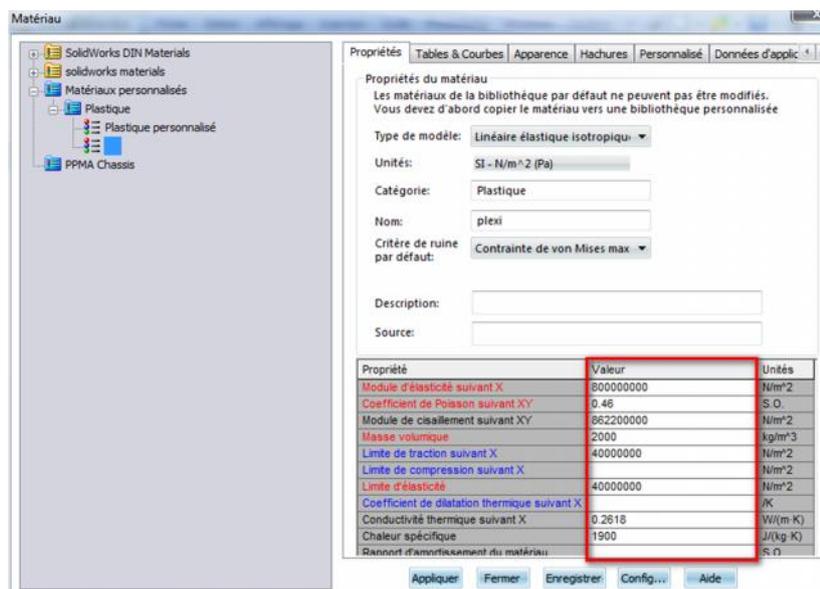
Le chargement qu'on va appliquer est la charge qu'on a imposé sur le châssis, qui est de **490.5N (50kg)**, le chargement sera appliqué uniformément sur la surface du châssis **350×700 mm** comme le montre la **figure**.



**Figure 51. Application de l'effort sur la table**

### 5.1.3. Affectation du matériau

Après la définition des chargements nous avons défini le matériau du châssis, soit le plexiglas, et comme ce matériau n'est pas disponible dans la bibliothèque des matériaux de solidworks nous avons créé ce matériau à l'aide de ses caractéristiques mécanique chimique et thermique que nous a procuré la société d'importation du plexiglas « Bejaia Plexi ».



**Figure 51. Création du nouveau matériau dans la bibliothèque de solidworks.**

#### 5.1.4. Maillage de la structure

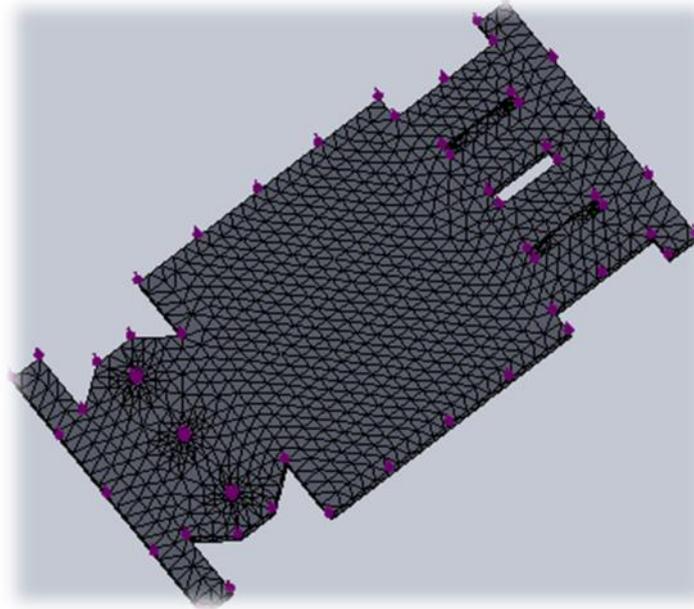


Figure 52. Application du maillage volumique sur le châssis.

Après les déplacements imposés et les chargements, nous avons procédé au maillage volumique de la structure, en version standard du logiciel SolidWorks. Les propriétés du maillage sont reportées sur le tableau suivant :

<b>points de Jacobien</b>	4 Points
<b>Taille de l'élément</b>	16.3258 mm
<b>Tolérance</b>	0.816288 mm
<b>Qualité:</b>	Haute
<b>Nombre d'éléments</b>	11652
<b>Nombre de nœuds</b>	20296
<b>Durée de création du maillage (hh:mm:ss):</b>	00:00:06

Tableau 1. Paramètres du maillage

### 5.1.5 Exécution de l'analyse

Enfin nous avons lancé l'exécution de l'analyse (calcul par éléments finis) en utilisant la base de calcul du logiciel SolidWorks 2012.

### 5.1.6. Affichages et interprétations des Résultats d'études

Après exécution le logiciel nous donne la possibilité de visualiser et de quantifier trois (03) principaux résultats : la distribution de la contrainte de Von Mises, les déplacements des éléments de notre structure ainsi que leurs déformation et en fin la distribution du coefficient de sécurité qui est un critère de fiabilité de calcul de résistance de notre conception.

#### a. Contrainte de Von Mises

La figure suivante illustre la distribution des contraintes de type Von Mises en « MPa ou N/mm<sup>2</sup> », sur le châssis. Sachant que la limite d'élasticité du **PMMA** (plexiglas) est d'ordre de **120 MPa**, nous constatons (en accord avec les couleurs de la barre d'indication à la droite de la figure) que pratiquement toute la structure est de couleur bleu. La sollicitation maximale à laquelle elle sera soumise est d'ordre **14.8 MPa** qui sont aux voisinages des trous de fixation, ce résultat est satisfaisant comparé à la limite d'élasticité de notre matériau.

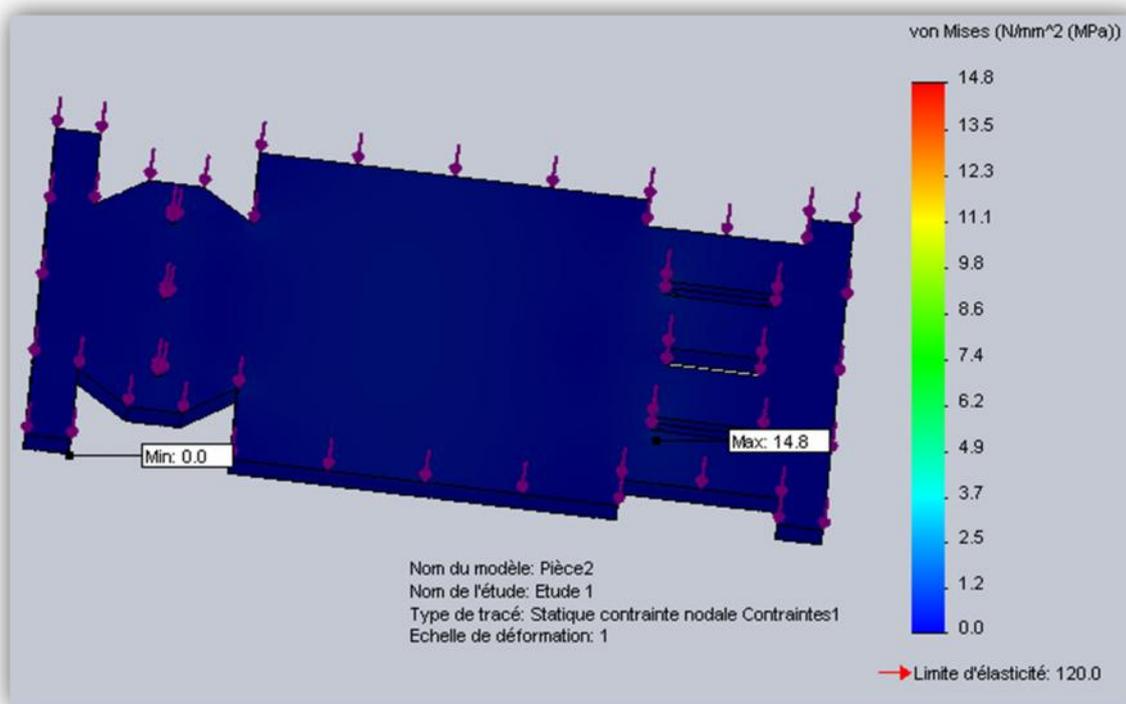


Figure 53. Résultat de simulation de la distribution de la contrainte de Von Mises sur toute la surface du châssis

### b. Le déplacement

La figure suivante illustre le déplacement de notre structure en « mm ». Nous constatons (en accord avec les couleurs de la barre d'indication à la droite de la figure) que le déplacement maximum (Flèche maximale) du châssis (Zone indiquée en rouge) est d'ordre d'environ **0.237 mm**, cette flèche est très faible comparée à celle que peut subir le **PMMA** (plexiglas) en travaillant dans son domaine élastique, donc nous pouvons avancer que c'est un résultat satisfaisant.

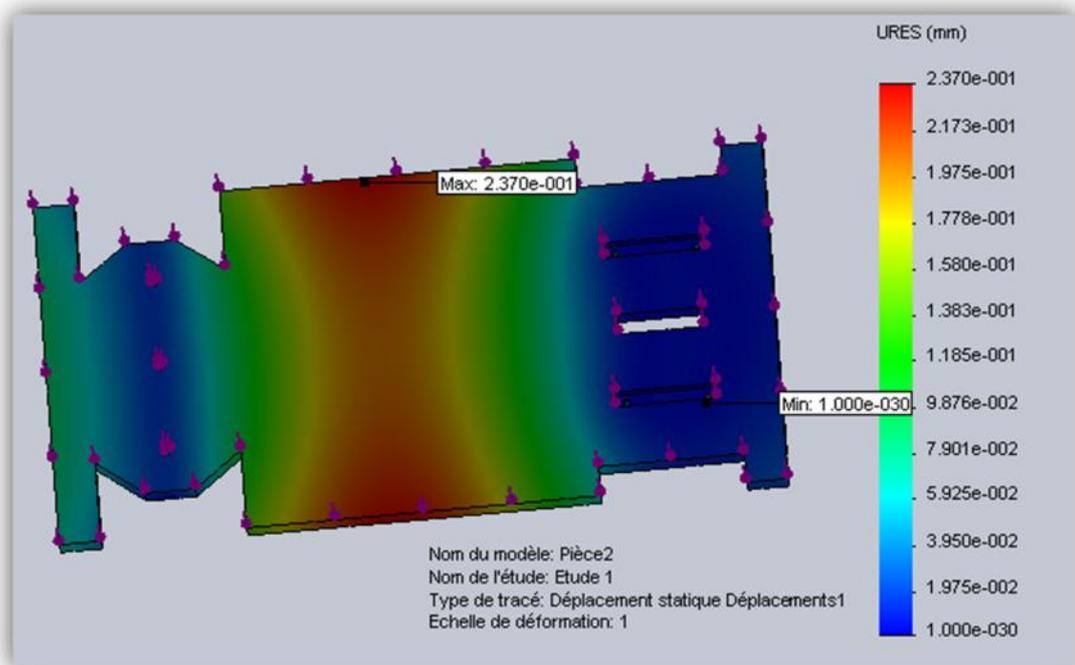
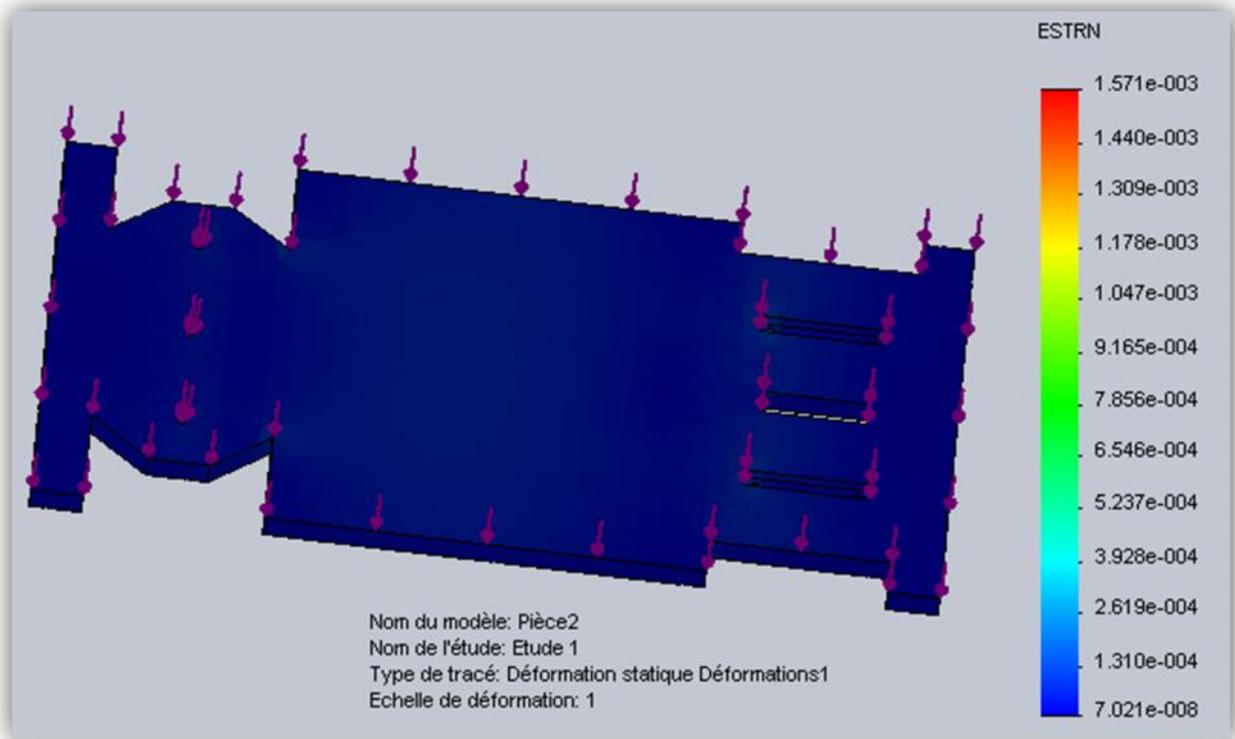


Figure 54. Résultat de simulation du déplacement du châssis

### c. Les déformations

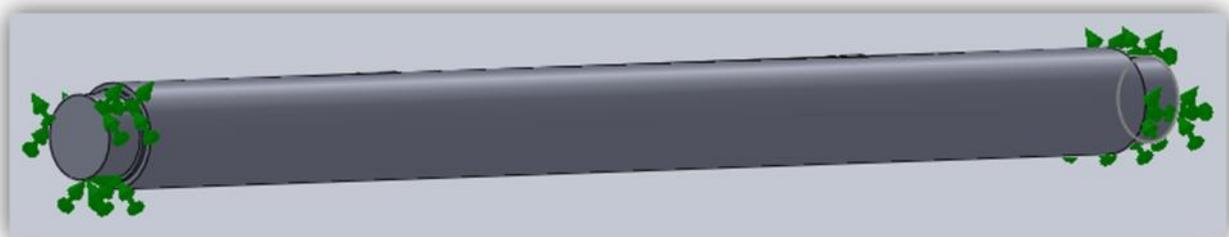
La figure qui suit illustre la déformation  $\epsilon = (L/L_0)$  de notre structure. Nous constatons (en accord avec les couleurs de la barre d'indication sur la droite de la figure) que la déformation maximale sur le châssis (Zone indiquée en rouge) est d'ordre d'environ  $\epsilon = 1,57 \cdot 10^{-3}$  c'est une déformation très faible.



**Figure 55. Résultat de simulation de la déformation du châssis sous l'effet du chargement.**

## 5.2 Simulation sur l'arbre arrière

### 5.2.1. Déplacements imposés



**Figure 56. Déplacement imposé sur les cotés qui vont supporter les roues**

### 5.2.2. Application du chargement

Le chargement qu'on va appliquer est le poids que doit supporter la voiture qui est de **490.5N** qui va être reparti sur l'arbre arrière et l'essieu avant, donc chaque structure doit supporter une charge de **245.25N**, le chargement sera appliqué sur la surface de contact entre le roulement et l'arbre selon l'axe Z.

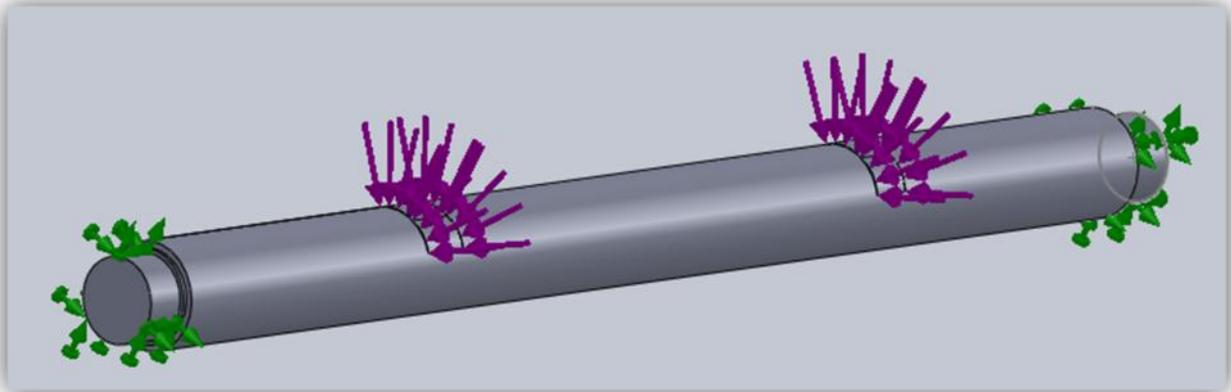


Figure 57. Surface application de la charge

### 5.2.3. Affectation du matériau

Une autre fois le téflon n'est pas présent dans la bibliothèque des matériaux de solid works, donc on va créer le matériaux et l'ajouter à celle-ci

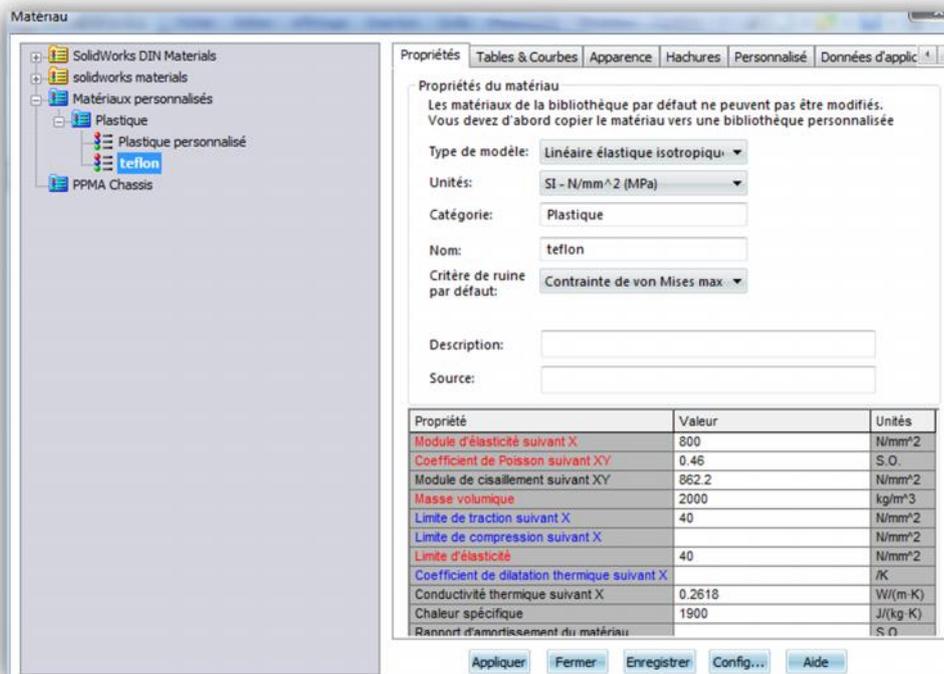
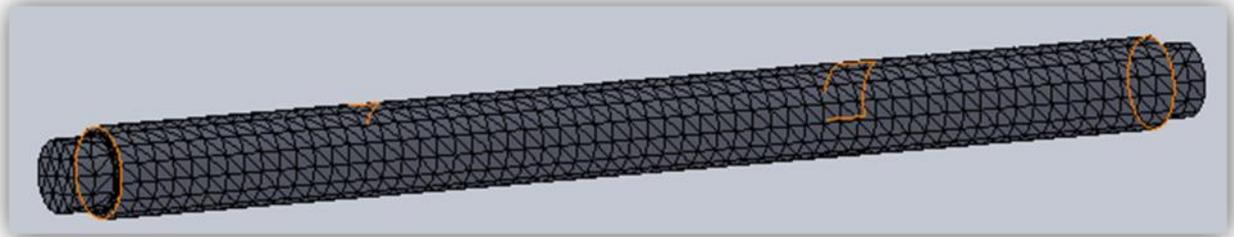


Figure 58. Création et affectation du nouveau matériau

#### 5.2.4. Maillage de la structure



**Figure 59. Maillage de l'arbre arrière**

les propriétés du maillage sont reportées sur le tableau suivant :

<b>Points de Jacobien</b>	4 Points
<b>Taille de l'élément</b>	5.51681 mm
<b>Tolérance</b>	0.27584 mm
<b>Qualité:</b>	Haute
<b>Nombre d'éléments</b>	7970
<b>Nombre de nœuds</b>	12903
<b>Durée de création du maillage (hh;mm;ss)</b>	00:00:06

**Tableau 2:** Paramètres du maillage

5.2.5. Affichages et interprétations des Résultats de l'étude

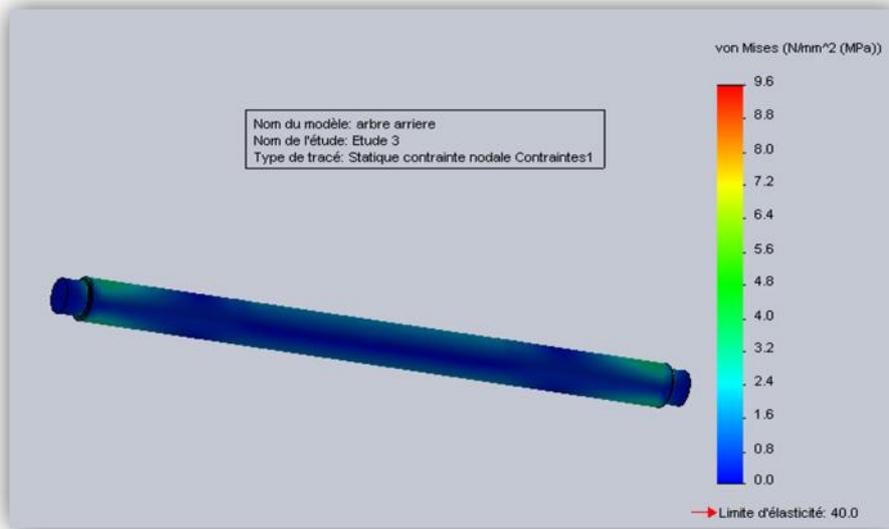


Figure 60. Résultat de la contrainte de Von mises

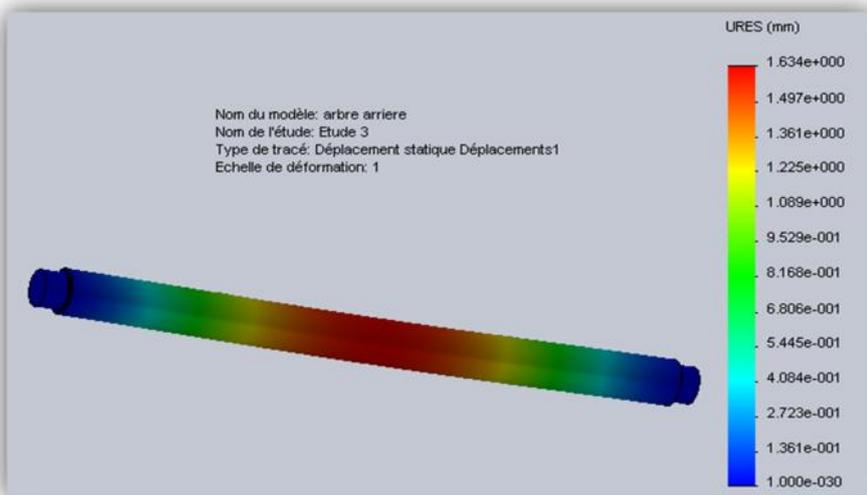


Figure 61. Résultat du déplacement de l'arbre sous l'effet de la charge

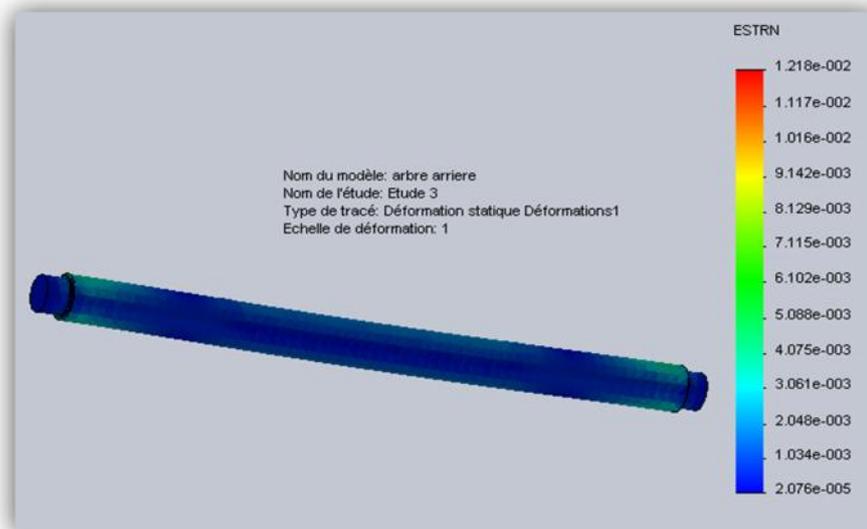


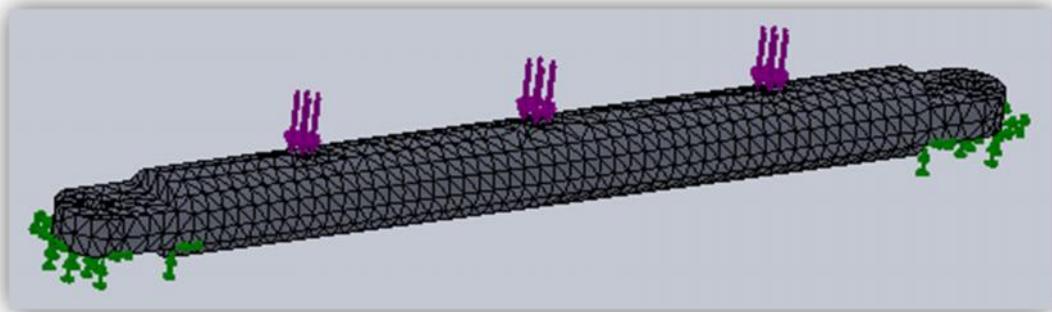
Figure 62. Résultat de la deformation de l'arbre sous l'effet de la charge

D'après les figures et les résultats d'analyse, nous constatons que la distribution de la contrainte de Von Mises est optimale, la sollicitation maximal étant de **9.6MPa** qui est très faible devant la limite d'élasticité du teflon qui est de **40MPa** . De même nous constatons un déplacement de **1.63mm** qui est tout à fait normale et négligeable vu la charge imposé sur la structure et la limite d'élasticité du matériau utilisé , et à la fin on note une déformation  $\epsilon = 1,218$ , c'est une déformation très faible. donc on peut conclure que notre structure va supporter la charge imposé de **245.25N**.

### 5.3. Simulation de l'essieu avant

#### 5.3.2. Application du déplacement, charge et maillage de la pièce

Le chargement qu'on va appliquer est le poids que doit supporter la voiture qui est de **490.5N** qui va être repartis sur l'arbre arrière et l'essieu avant , donc chaque structure doit supporter une charge de **245.25N** , le chargement sera appliqué sur la surface de contact entre la tête de la vis et l'essieu avant . Le déplacement imposé est le même que pour l'arbre arrière.



**Figure 63. Déplacement imposé charge et maillage de l'essieu**

Les propriétés du maillage sont reportées sur le tableau suivant :

<b>Points de Jacobien</b>	4 Points
<b>Taille de l'élément</b>	5.0332 mm
<b>Tolérance</b>	0.25166 mm
<b>Qualité:</b>	Haute
<b>Nombre d'éléments</b>	8145
<b>Nombre de nœuds</b>	13133
<b>Durée de création du maillage (hh:mm:ss)</b>	00:00:06

**Tableau 3. Paramètres du maillage**

### 5.3.3. Affichage et Interpretation des resultats

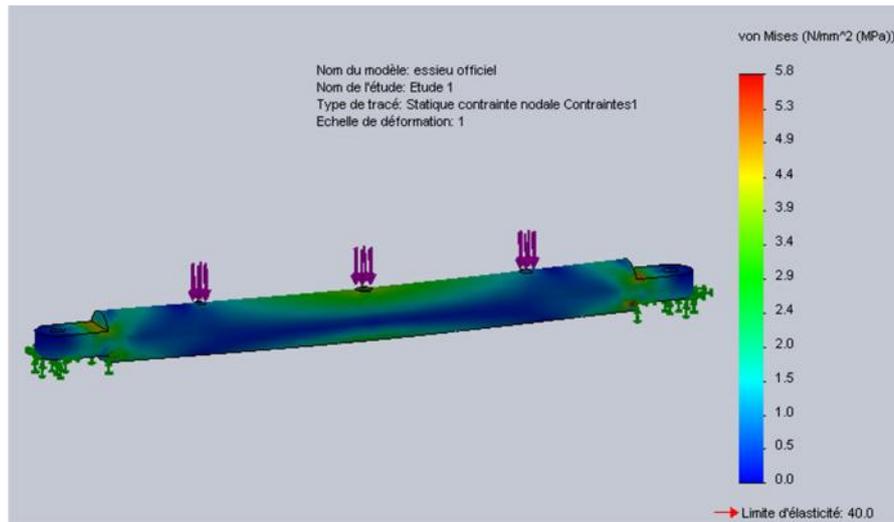


Figure 64. Résultat de la contrainte de Von Mises

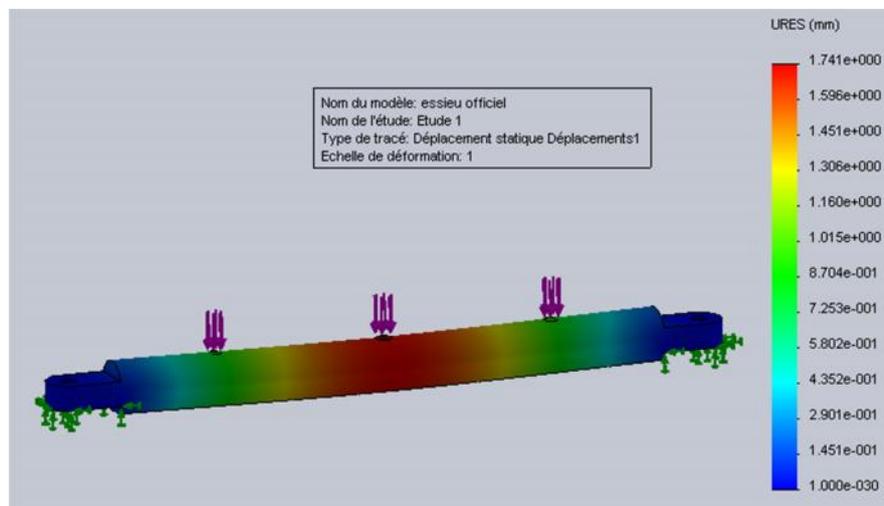


Figure 65. Résultat du déplacement de la structure

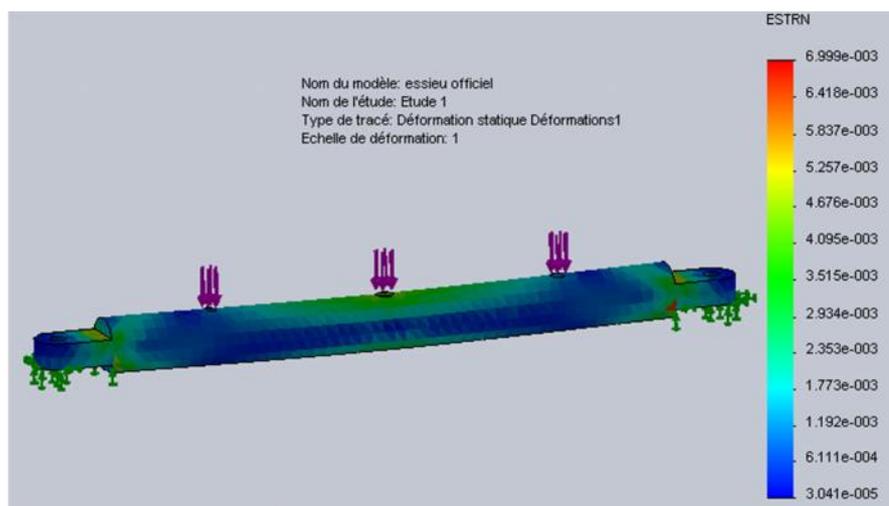
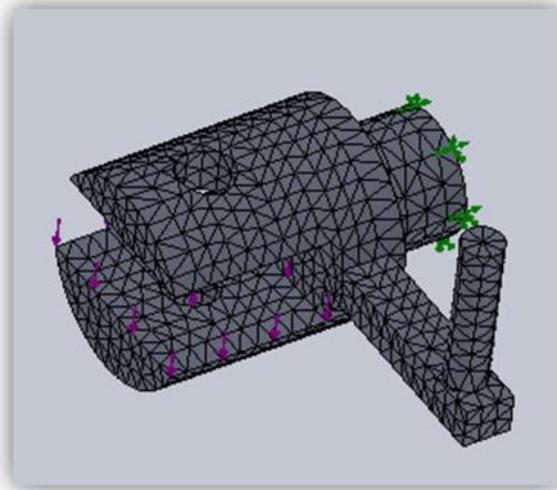


Figure 66. Résultat de déformation de la structure

Les résultats de la simulation nous montrent que la pièce étudié peut supporter la charge imposée sans aucune rupture ou bien dépassement de la zone élastique, ces résultats sont satisfaisants pour continuer la réalisation du châssis, l'arbre et l'essieu avant.

#### 5.4. Simulation des supports roues avant

Les supports roues avant servent à lier l'essieu avant et les roues, il doivent être une résistance remarquable vu que ce sont les pieces maitresse pour assurer le bon fonctionnement du système de direction, pour cela nous avons imposé un appui fixe sur la partie qui va supporter la roue, et nous avons imposé une charge de **245.5N** sur chaque support , par la suite nous avons a appliqué le matériau (teflon ) et nous avons générer le maillage de la pièce , la figure suivant montre ceci :



**Figure 67. Application de la charge , déplacement, matériau et génération du maillage**

Les propriétés du maillage sont reportées sur le tableau suivant :

<b>Points de Jacobien</b>	4 Points
<b>Taille de l'élément</b>	2.263 mm
<b>Tolérance</b>	0.11315 mm
<b>Qualité:</b>	Haute
<b>Nombre d'éléments</b>	8104
<b>Nombre de nœuds</b>	13104
<b>Durée de création du maillage (hh:mm:ss)</b>	00:00:06

**Tableau 4. Paramètres du maillage**

## 5.4.1. Affichage et Interpretation des resultats

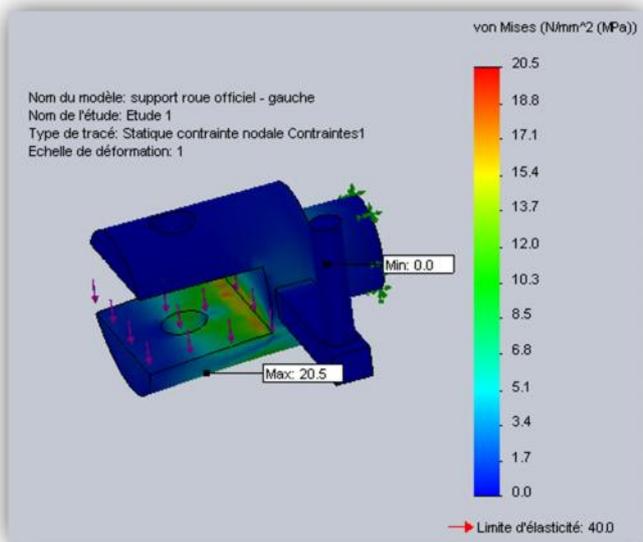


Figure 68. Résultat de Contrainte de Von Mises

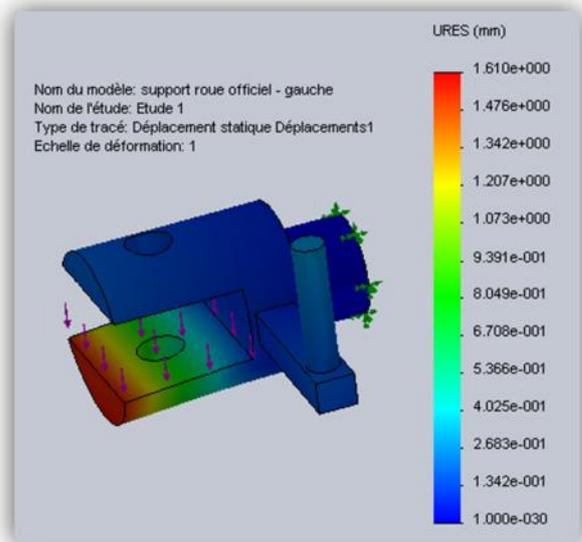


Figure 69. Résultat du déplacement

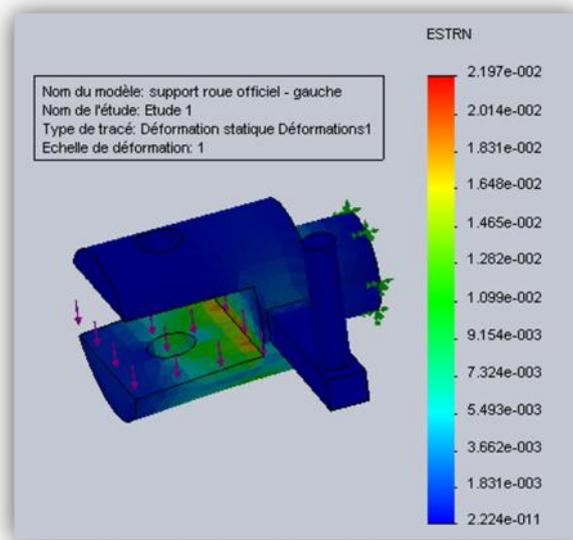
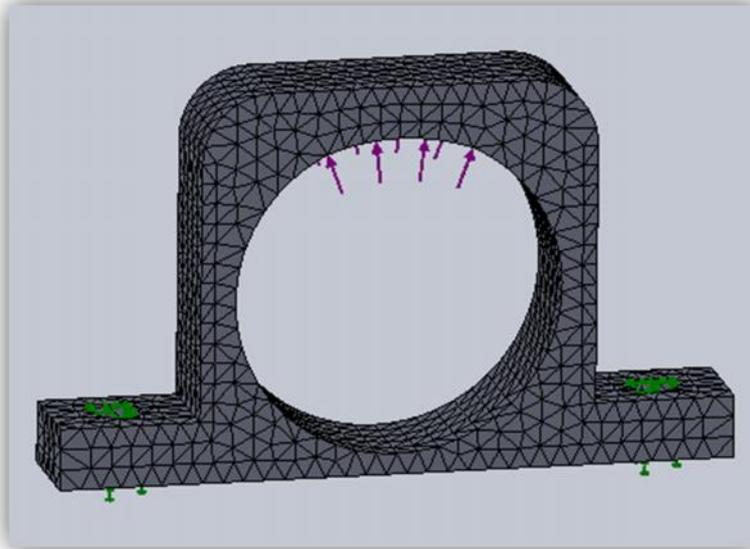


Figure 71. Résultat de simulation de la déformation de la pièce

Les résultats de la simulation nous montrent que la contrainte de Von mises sur la pièce est nettement inférieure à la limite d'élasticité du teflon qui est de l'ordre de 40MPa . D'autre part on remarque un déplacement de l'ordre de 1.610mm qui est négligeable vu les propriétés physiques du teflon , concernant la déformation elle est de l'ordre de 0.02197mm , cette déformation est loin d'être critique pour la pièce. donc on peut conclure que la pièce va supporter toutes les sollicitations imposées et va assurer sa fonction de support pour la roue.

### 5.5. Simulation des paliers à roulements :

Ces paliers vont assurer la fixation des roulements qui vont entrainer l'arbre arrière en rotation et vont supporter la charge repartis de **490.5N** qu'on a imposé sur la structure . Donc on va appliquer un chargement de **245.25N** sur chaque palier , le déplacement imposé étant une géometrie fixe, l'application du matériau dans la bibliotheque de solidworks et le lancement du maillage .



**Figure 71. Application de la charge , déplacement, matériau et génération du maillage**

Les propriétés du maillage sont reportées sur le tableau suivant :

<b>Points de Jacobien</b>	4 Points
<b>Taille de l'élément</b>	2.99267 mm
<b>Tolérance</b>	0.149633 mm
<b>Qualité:</b>	Haute
<b>Nombre d'éléments</b>	6996
<b>Nombre de nœuds</b>	11857
<b>Durée de création du maillage (hh:mm:ss)</b>	00:00:06

**Tableau 5. Paramètres du maillage du palier à roulements**

### 5.5.1. Affichage et Interpretation des résultats

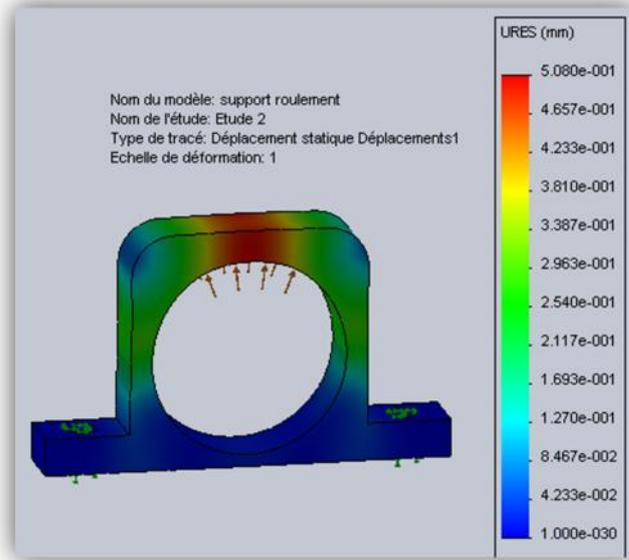
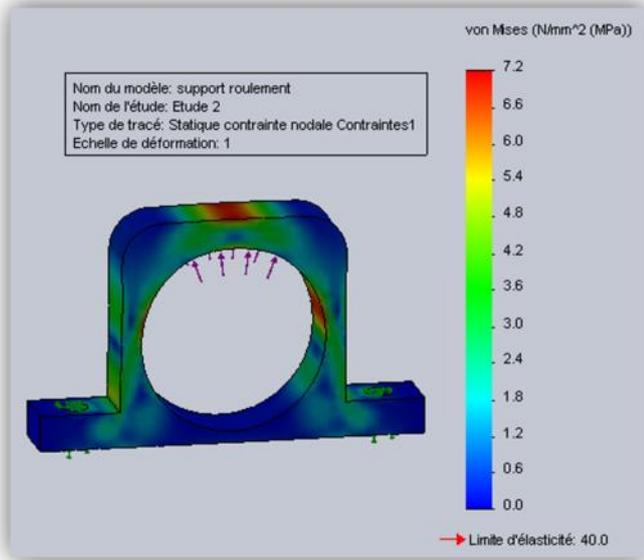


Fig 72.Résultat de contrainte de Von Mises Fig 73.Résultat contrainte de déplacement

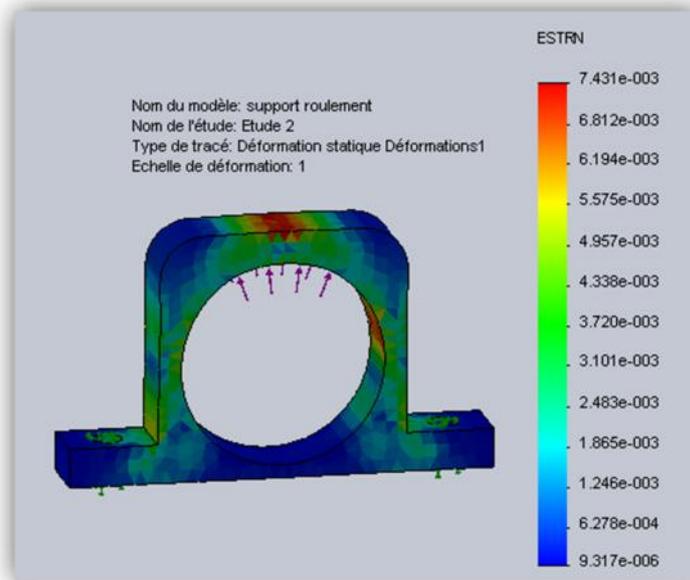


Figure 74. Résultat de simulation de la déformation

Une autre fois les résultats de la simulation sont optimale pour le palier à roulements, on remarque que la contrainte maximale de Von Mises est de l'ordre de 7.2MPa , alors que la limite d'élasticité du teflon est de 40MPa , d'autre part la contrainte de déplacement est de l'ordre de 0.508mm qui est insignifiante devant les caractéristiques physiques du teflon , quand au déplacement il est d'ordre 0.007431 qui influence sur le bon fonctionnement du palier . donc on peut dire que le palier est bien dimensionné pour répondre aux sollicitations imposés.

## **Conclusion**

L'étude menée dans ce projet nous a permis d'étudier les différents systèmes et les composants essentiels pour la conception d'un modèle réduit d'une voiture électrique, elle permet au concepteur de se concentrer sur la réalisation du modèle. Et d'avoir une approche sur les démarches à suivre afin d'aboutir à la réalisation de ce dernier, la réalisation de ce premier prototype permet de préciser les différentes étapes de la conception, d'avoir une connaissance sur les éléments de structure et de manipuler en temps réel les machines, élargir notre vue.

Ce projet nous a permis d'acquérir de très bonnes connaissances en la matière de conception, fabrication et montage, certes on a fait beaucoup d'erreurs, pleins de pièces refaites, mais à la fin c'est un grand pas qu'on a fait en tant que vrais ingénieurs en conception mécanique et productique.

D'une autre part ce projet était d'une grande réussite dans tous les points de vue, soit dimensionnement, calcul, simulation, esthétique et autre.

Il reste encore beaucoup de travail à faire pour que le projet soit plus concret, et on espère que les promotions à venir vont prendre en considération ce modeste projet pour leur donner la volonté et le courage de se donner à fond pour redonner l'éclat à notre spécialité en particulier et à notre université A-MIRA en général.