

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEURS ET DE
LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE



DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

Projet de fin d'étude

*En vue de l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en génie
mécanique*

THEME

Etude et conception d'un véhicule électrique

Proposé et dirigé par :

**Mr. S.RECHAK
Mr. I.BELHADEF**

Etudié par :

Omar GACEM

Promotion Octobre 2010

Remerciements

Je remercie en premier lieu ALLAH le tout puissant de m'avoir donné la santé et le pouvoir d'accomplir ce modeste travail.

Je remercie ma mère pour leur patience, leurs encouragements et leur soutien.

Mes remerciements vont à M. S. RECHAK et M. I.BELHADEF d'avoirs acceptées de m'encadrer, de leurs précieux conseils et de leurs disponibilités,

Je tien aussi, à remercier les membres du jury de me faire l'honneur de lire et évaluer ce travail.

Mes remerciements vont aussi à tous les enseignants du département Génie Mécanique ainsi qu'à tous les enseignants qui ont participé à notre formation.

Dédicaces

Je dédie ce travail

A ma mère

A mes frères et sœurs

A tout ma famille et mes amis

ملخص

الهدف من هذا المشروع هو دراسة و تصميم سيارة كهربائية ذات مقعد واحد يمكنها جر عربة لا تزيد حمولتها عن 250 كلغ وبسرعة قصوى لا تتعدى 30 كلم/ساعة, وقد تم هذا التصميم والدراسة بواسطة برنامجي السوليدوركس و الانسيس.
كلمات مفتاحية: سيارة كهربائية, السوليدوركس, الانسيس.

Résumé

L'objectif de ce projet est l'étude et la conception d'un véhicule électrique monoplace qui pourra tracter une charge de 250 Kg avec une vitesse maximale de 30Km/h. La conception et l'étude sont faites par deux logiciels SOLIDWORKS et ANSYS.

Mots clés : véhicule électrique, solidworks, ansys

Abstract

The objective of this project is the study and the design of a single-seat electric vehicle which could tract a load of 250 kg with a maximum speed of 30Km/h. The design and the study are made by two software SOLIDWORKS and ANSYS.

Key words: electric vehicle, solidworks, ansys

Table des matières

DEDICACES

REMERCIEMENTS

INTRODUCTION GENERALE

CHAPITRE I GENERALITES SUR LES VEHICULES ELECTRIQUES

| | |
|---|----|
| I.1. PRESENTATION | 16 |
| I.2. LA BATTERIE DE TRACTION | 18 |
| I.3. LE MOTEUR ELECTRIQUE DE TRACTION | 18 |
| <i>I.3.1. Le principe de fonctionnement du moteur à courant continu</i> | 19 |
| <i>I.3.2. Construction du moteur à courant continu</i> | 19 |
| <i>I.3.3. Electronique de commande</i> | 21 |

CHAPITRE II CONCEPTION DE LA STRUCTURE DU VEHICULE

| | |
|---|----|
| II.1. INTRODUCTION : | 23 |
| II.2. LE LOGICIEL SOLIDWORKS : | 23 |
| <i>II.2.1. Fonctionnement</i> | 23 |
| II.3. DESCRIPTION DES DIFFERENTES PARTIES DU VEHICULE : | 25 |
| <i>II.3.1. Le châssis</i> : | 25 |
| <i>II.3.2. La carrosserie</i> : | 26 |

| | |
|------------------------------------|----|
| <i>II.3.3. Pare-brises :</i> | 27 |
| <i>II.3.4. Le moteur :</i> | 28 |
| <i>II.3.5. Les roues</i> | 29 |

CHAPITRE III DIMENSIONNEMENT DE LA MOTORISATION

| | |
|--|----|
| III.1. INTRODUCTION | 32 |
| III.2. DIMENSIONNEMENT ET CHOIX DE LA MOTORISATION..... | 32 |
| <i>III.2.1. Caractéristiques mécaniques requises pour l'entraînement d'un véhicule roulant :</i> | 32 |
| <i>III.2.2. Calcul de la motorisation :</i> | 34 |
| <i>III.2.3. Détermination de la puissance nécessaire :</i> | 35 |
| III.3. CALCUL DE LA TRANSMISSION : | 37 |
| <i>III.3.1. Définitions</i> | 37 |
| <i>III.3.2. Courroie trapézoïdale à profil rectiligne type H :</i> | 39 |
| <i>III.3.3. Courroie à profil curviligne HTD :</i> | 42 |

CHAPITRE IV ANALYSE DES STRUCTURES

| | |
|--|----|
| IV.1. INTRODUCTION : | 46 |
| IV.2. PRESENTATION DE LA METHODE DES ELEMENTS FINIS : | 46 |
| <i>IV.2.1. Principes des éléments finis :</i> | 47 |
| <i>IV.2.2. Assemblage de la matrice de raideur et du vecteur effort global</i> | 48 |
| IV.3. LOGICIEL ANSYS..... | 49 |
| IV.4. ANALYSE STATIQUE | 50 |
| <i>IV.4.1. Informations sur le modèle du châssis</i> | 50 |

| | |
|--|----|
| <i>IV.4.2. Résultats de l'étude du châssis:</i> | 52 |
| <i>IV.4.3. Résultats d'étude pour les autres parties du véhicule</i> | 53 |
| <i>IV.4.4. Calcul de coefficient de sécurité:</i> | 60 |
| IV.5. ANALYSE DYNAMIQUE | 63 |
| <i>IV.5.1. Équations du mouvement</i> | 63 |
| <i>IV.5.2. Résultats de l'analyse modale</i> | 65 |

CONCLUSION GENERALE

REFERANCES BIBLIOGRAPHIQUES

ANNEXES

Table des figures

| | |
|--|----|
| Figure I-1 Traction électrique classique..... | 16 |
| Figure I-2 Traction bi-mode | 17 |
| Figure I-3 Traction hybride | 17 |
| Figure I-4 Construction du moteur à courant continu..... | 19 |
| Figure I-5 Moteur électrique | 20 |
| Figure I-6 Principe de fonctionnement d'un hacheur de courant..... | 21 |
| Figure II-1 Vue d'ensemble du véhicule..... | 25 |
| Figure II-2 Le châssis..... | 25 |
| Figure II-3 Joint simple en T | 26 |
| Figure II-4 Joint en V | 26 |
| Figure II-5 La carrosserie | 27 |
| Figure II-6 Fixation de la carrosserie sur le châssis..... | 27 |
| Figure II-7 Montage des pare-brises sur la carrosserie | 28 |
| Figure II-8 Moteur électrique | 28 |
| Figure II-9 Montage moteur sur le châssis..... | 29 |
| Figure II-10 Roue avant | 30 |
| Figure II-11 Roue arrière..... | 30 |
| Figure III-1 Diagramme puissance du moteur en fonction de temps | 36 |
| Figure III-2 Mécanisme de transmission de la puissance par courroie et poulies | 37 |
| Figure III-3 Courroie synchrone | 37 |

| | |
|--|----|
| Figure III-4 Types des profils des courroies synchrones | 38 |
| Figure III-5 Poulie | 39 |
| Figure IV-1 Répartition des charges sur le châssis..... | 51 |
| Figure IV-2 Contraintes dans le châssis..... | 52 |
| Figure IV-3 déplacements dans le châssis..... | 52 |
| Figure IV-4 déformations dans le châssis | 53 |
| Figure IV-5 Contraintes dans la carrosserie01 | 54 |
| Figure IV-6 déplacements dans la carrosserie01 | 54 |
| Figure IV-7 Déformations dans la carrosserie01 | 55 |
| Figure IV-8 Contraintes dans la carrosserie02 | 55 |
| Figure IV-9 Déplacements dans la carrosserie02 | 56 |
| Figure IV-10 Déformations dans la carrosserie02..... | 56 |
| Figure IV-11 Contraintes dans le support de la roue arrière | 57 |
| Figure IV-12 Déplacements dans le support de la roue arrière | 58 |
| Figure IV-13Déformations dans le support de la roue arrière..... | 58 |
| Figure IV-14 Contraintes dans le support de la roue avant..... | 59 |
| Figure IV-15 Déplacements dans le support de la roue avant..... | 59 |
| Figure IV-16 Déformations dans le support de la roue avant | 60 |
| IV-17 Premier mode propre | 66 |
| IV-18 Deuxième mode propre..... | 66 |
| IV-19 Troisième mode propre..... | 67 |
| IV-20 Quatrième mode propre | 67 |

Nomenclature

CRR_{moy} : Couple de résistance au roulement.

M : Masse totale en charge (véhicule + charge) [Kg].

g : Accélération de la pesanteur [ms^{-1}].

F_{roul} : Force de résistance au roulement [N].

$F_{\text{aéro}}$: Force de résistance aérodynamique [N].

ρ : Densité de l'air [Kg.m^{-3}].

V : Vitesse du véhicule [m.s^{-1}].

C_x : Coefficient de pénétration dans l'air.

S_f : Section frontale du véhicule [m^2].

$p \%$: pente .

γ : Accélération [M.s^{-1}].

F_{traction} : Force de traction [N].

C_r : Couple résistance au roulement [N.m].

R_r : Rayon de la roue [mm].

Ω_r : Vitesse de rotation de la roue [rad.s^{-1}].

P_r : Puissance à la roue [W].

P_{mc} : Puissance moteur corrigée ou effective [W].

S_s : Facteur de service .

Z_1 : Nombre de dents de la petite poulie [dent].

Z_2 : Nombre de dents de la grande poulie [dent].

D_1 : Diamètre de la petite poulie [mm].

D_2 : Diamètre de la grande poulie [mm].

η : Rapport de transmission.

p : Pas des poulies [mm].

L : Longueur primitive de la courroie [mm].

P_t : Puissance transmissible par la courroie [W].

T_a : Effort maximal admissible pour une courroie de largeur b_o [N].

m_ℓ : Masse linéique de la courroie [$\text{kg}\cdot\text{mm}^{-1}$]

E : Entraxe entre deux poulies [mm].

\vec{f} : Efforts volumiques [N].

\vec{F} : Efforts sur une partie du bord $\partial\Omega$ [N].

$[\sigma]$: Matrice des contraintes [MPa].

$[\varepsilon]$: Matrice des déformations.

$[\varphi]$: Matrice des fonctions de formes.

φ_{ij} : Élément de la matrice des fonctions de formes.

$[B]$: Matrice des dérivées des fonctions de forme.

$[K]$: Matrice de raideur.

F : Vecteur des efforts [N] :

σ_i , $i=1, 2, 3$: Contraintes principales [MPa].

E : Module du Young [MPa].

ν : Coefficient du poisson.

G : Module de cisaillement [MPa].

J_1 : Premier invariant du déviateur du tenseur des contraintes [MPa]

J_2 : Second invariant du déviateur du tenseur des contraintes [MPa]

$\sigma_{\text{Von Mises}}$: Contrainte du Von Mises [MPa].

T : énergie cinétique [W].

U : énergie potentielle [W].

W_p : potentiel des charges appliquées.

$\{u\}$: Vecteur déplacements [mm].

$\{\dot{u}\}$: Dérivées par rapport au temps.

ρ : Masse volumique du matériaux [$\text{Kg}\cdot\text{mm}^{-3}$].

$[M]$: Matrice d'inertie [Kg].

Introduction Générale

La recherche d'une meilleure qualité de vie et le souci du respect de l'environnement constituent les facteurs essentiels de motivation pour le développement du véhicule électrique.

La voiture électrique, avec moins de bruit et moins d'émission de gaz d'échappement, apparaît comme une nouvelle façon de se déplacer en milieu urbain. Son utilisation est déjà rendue obligatoire pour certains déplacements en milieu fermé ou en atmosphère explosive (usines, zones fermées accueillant du public, industries sensibles).

Les récentes avancées dans le domaine du stockage de l'énergie électrique, apportant une augmentation de l'autonomie de ce véhicule, innovant avec des performances accrues, devrait permettre son développement – sous réserve de faciliter sa commercialisation à l'aide de mesures incitatives émanant des autorités publiques.

Le présent travail de mémoire d'ingénieur consiste en la modélisation et le dimensionnement de la motorisation d'un véhicule électrique en vue d'une réalisation future par une équipe qui suivra notre travail.

A cet effet le présent cahier des charges est établi :

- La vitesse linéaire maximale de circulation 30 Km/h.
- La charge maximale à tracté 250Kg.
- La source d'énergie : électrique à courant continue.
- Monoplace à 4 roues.

Pour cela dans un premier temps, l'étude menant à un choix optimal du châssis du véhicule est entreprise. Dans une seconde étape, la conception en 3D des différentes parties séparément ainsi que leur assemblage à l'aide du logiciel de CAO «SolidWorks» est effectuée. Dans une troisième étape, l'étude pour le calcul de la motorisation et de la transmission du véhicule est établie. On finalise dans la quatrième étape par les analyses statique et dynamique de la structure du véhicule à l'aide du logiciel « Ansys » en vue du dimensionnement.

Chapitre I

**Généralités sur les véhicules
électriques**

I.1. Présentation

Le véhicule électrique connu dès 1890 a été utilisé jusque dans les années trente, période à partir de laquelle le véhicule à moteur thermique prend le dessus en raison de son autonomie.

Depuis 1980, le nombre de véhicules thermiques polluants, augmentent de façon importante. Des solutions de substitution sont envisagées pour les grandes villes.

Les constructeurs de véhicules, de batteries, de moteurs électriques, regroupent actuellement leurs efforts de recherche, pour répondre aux cahiers des charges dressés par les différents services de l'environnement des états.

La motorisation électrique répond doublement aux exigences de la circulation urbaine, par son absence de pollution gazeuse et de nuisance sonore. Actuellement, trois solutions se différenciant par leur chaîne de traction électrique existent.

- ***Traction électrique classique***

C'est la solution la plus répandue. Elle est composée d'un groupe de batteries, d'une gestion électronique du courant et d'un moteur électrique [Figure I-1]. Le montage se fait sur des véhicules légers de série, poids lourds, chariots élévateurs, tracteurs aéroports, Tracteurs de bagages SNCF et deux roues.

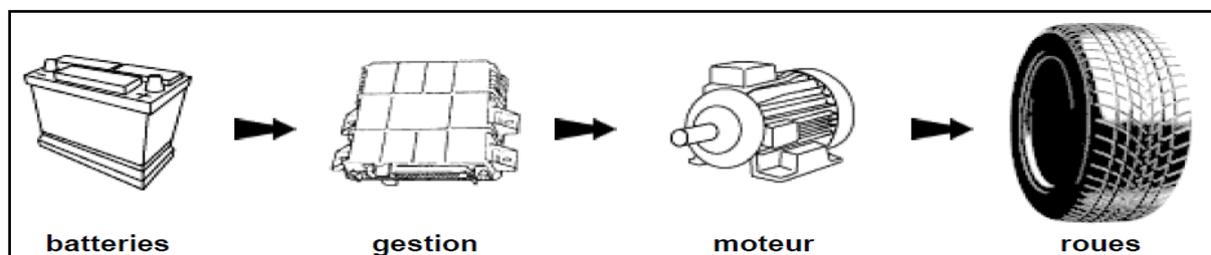


Figure I-1 Traction électrique classique

- ***Traction bi-mode***

La traction thermique classique est utilisée hors des villes, par contre la traction électrique classique est utilisée en ville [Figure I-2].

On cite à titre d'exemple, le montage sur poids lourds de la société PONTICELLI INDUSTRIES.

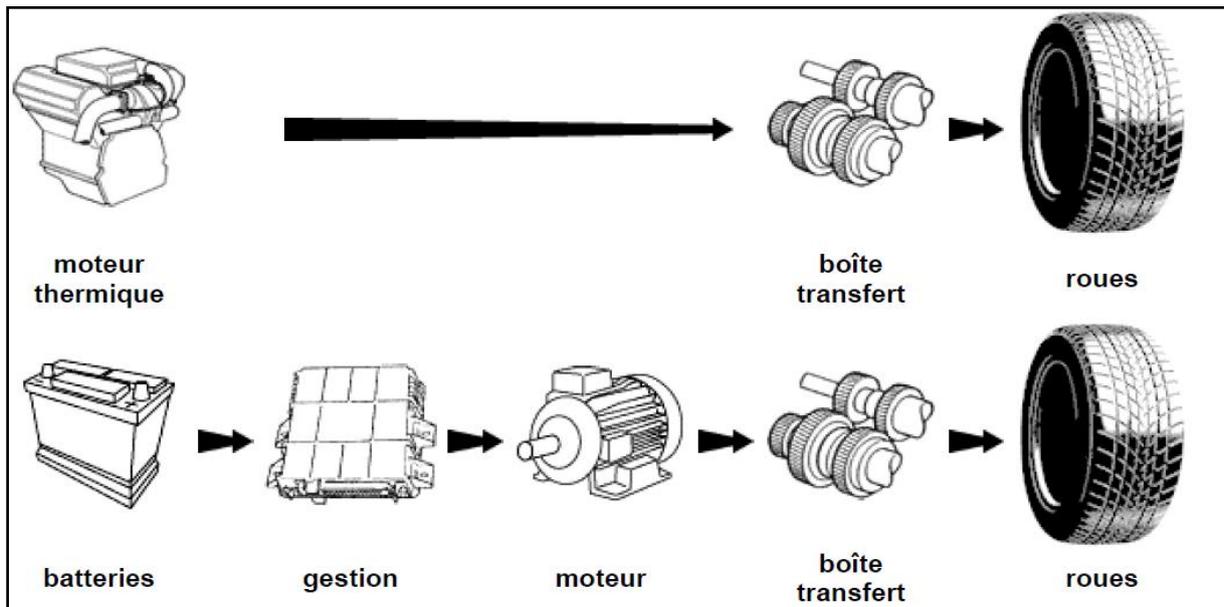


Figure I-2 Traction bi-mode

- *Traction hybride*

Il s'agit d'un groupe électrogène, entraîné par un moteur thermique ou par une turbine à gaz [Figure I-3]. Celui-ci produit du courant, qui recharge en permanence un groupe de batteries. Ces dernières débitent dans un moteur électrique de traction. En site urbain, le groupe est à l'arrêt et on fait recourt au moteur électrique.

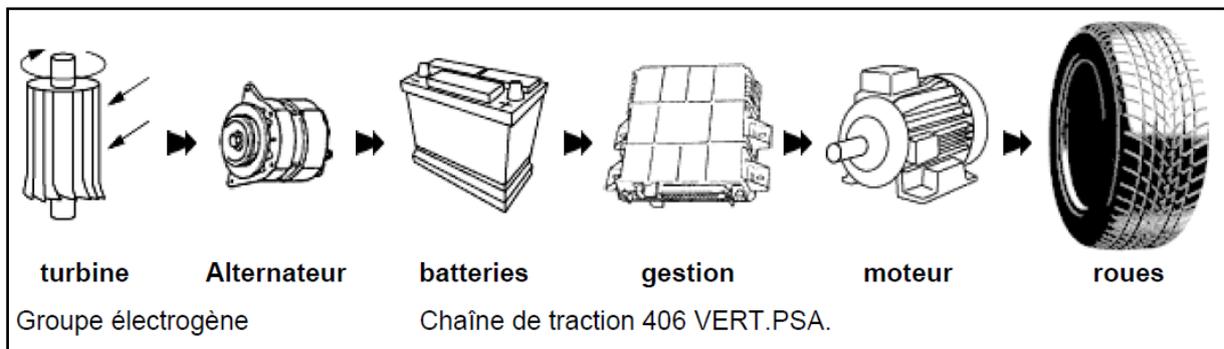


Figure I-3 Traction hybride

1.2. La batterie de traction

La batterie de traction est un générateur électrochimique. Son principe de fonctionnement est identique à celui des batteries de démarrage, de servitude, et d'éclairage courantes.

Toutefois, en raison de son aptitude à générer de très forts courants, pendant des durées importantes, il est très différent des autres batteries, par sa technologie de fabrication, sa gestion de charge et de décharge.

Un générateur électrochimique stocke de l'énergie sous forme chimique et la restitue sous forme électrique.

1.3. Le moteur électrique de traction

Très utilisé, depuis plus d'un siècle, le moteur électrique est souple, silencieux, ne pollue pas et s'adapte à toutes les situations.

De manière spécifique, le moteur électrique de traction doit répondre aux critères suivants :

- Pouvoir tourner et freiner dans les deux sens de rotation ;
- Posséder un couple important à bas régime, ainsi qu'un bon rendement.

Pour ces raisons, et en fonction du type de véhicule fabriqué, les constructeurs orientent leurs choix sur :

- Le moteur série ;
- Le moteur à excitation séparée ;
- Le moteur Brushless (ou moteur synchrone) ;
- Le moteur asynchrone.

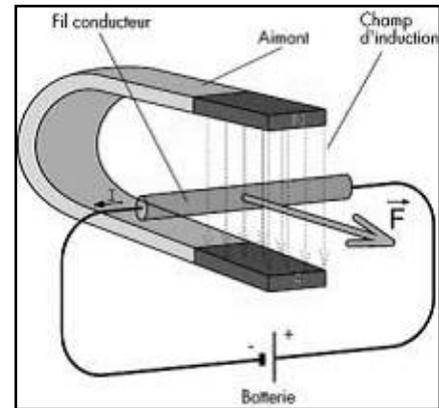
I.3.1. Le principe de fonctionnement du moteur à courant continu

Lorsqu'un conducteur, parcouru par un courant, est placé dans un champ d'induction, il est soumis à une force perpendiculaire au conducteur et au champ d'induction F (loi de Laplace).

Le sens de cette force dépend du sens du courant et de celui du champ.

C'est la force électromagnétique.

- Le fil conducteur est repoussé vers l'extérieur de l'aimant ;
- Si l'on inverse la polarité de la batterie, le fil est attiré vers l'intérieur de l'aimant.



Ces forces d'attraction et de répulsion qu'exercent les aimants et les électro-aimants entre eux permettent à un moteur électrique de fonctionner.

I.3.2. Construction du moteur à courant continu

Un fil conducteur placé à la périphérie de l'induit est appelé brin actif. La façon de disposer les brins actifs sur l'induit permet de créer des forces tangentielles induisant un couple moteur.

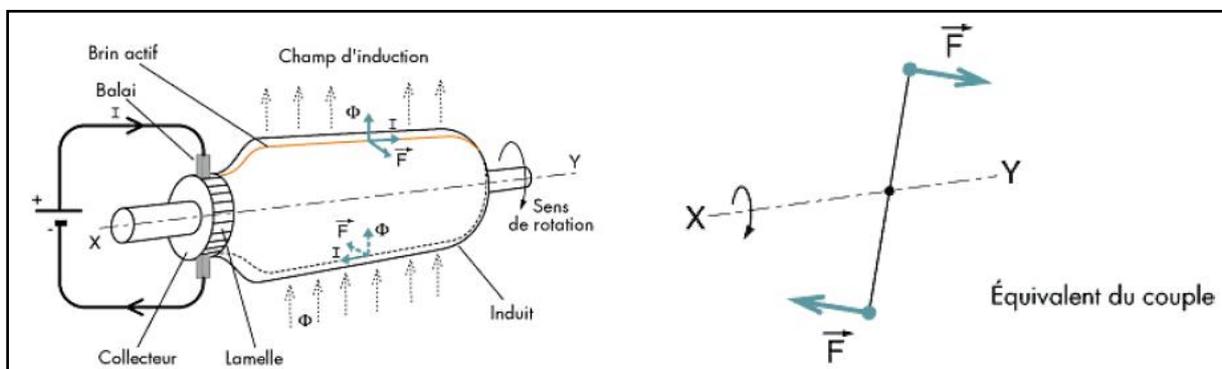


Figure I-4 Construction du moteur à courant continu

Chaque brin actif est soudé à ses extrémités sur deux lamelles du collecteur.

Le collecteur solidaire de l'induit alimente tour à tour chaque brin actif par l'intermédiaire des balais et des lamelles. Il assure ainsi l'alimentation synchronisée de chaque brin.

Le champ d'induction est produit par un électro-aimant fixe appelé inducteur, ou un aimant permanent.

Assemblage Induit + Inducteur = moteur électrique

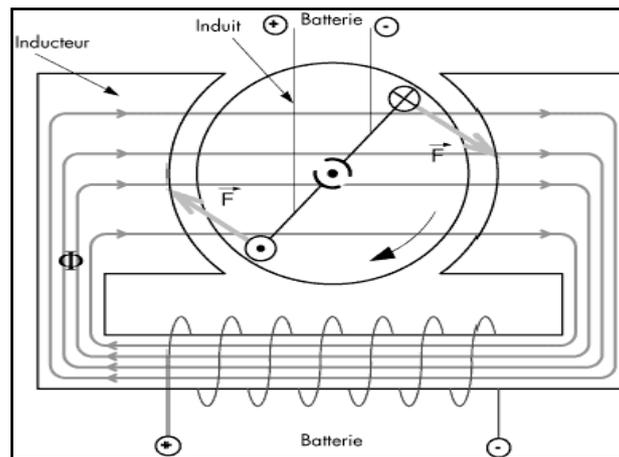
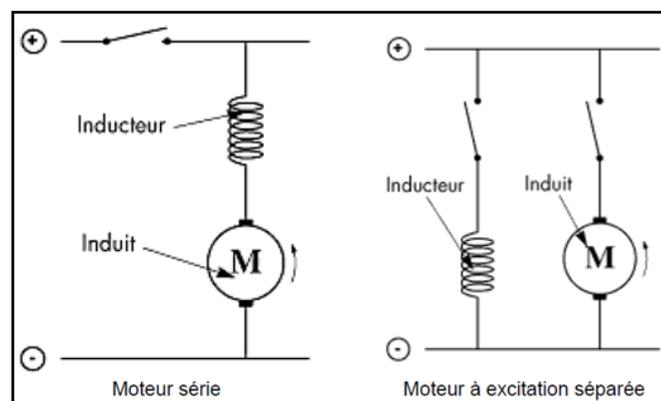


Figure I-5 Moteur électrique

Pour inverser le sens de rotation, il suffit d'inverser le sens du courant dans l'induit ou dans l'inducteur. Par combinaisons des connexions entre induit et inducteur, on réalise un moteur série ou un moteur à excitation séparée.



I.3.3. Electronique de commande

- **Le moteur à courant continu et le hacheur**

Le convertisseur électronique appelé hacheur permet de faire varier la tension aux bornes du moteur et par conséquent la vitesse. Il agit par découpage de la tension d'où son nom de " hacheur ".

Le convertisseur présente une fréquence de travail fixe. Il fait varier le rapport cyclique T_1/T_2 (défini sur la figure I-6), qui provoque la variation de tension (U_{moyen}).

Pour un moteur à excitation séparée, le convertisseur est composé de deux " hacheurs " qui permettent d'adapter le moteur à tous les besoins en couple et en tension. Il en résulte un fonctionnement très souple et économique.

Les convertisseurs sont gérés par un microprocesseur qui limite ou stoppe le fonctionnement en cas de température et d'intensité excessives.

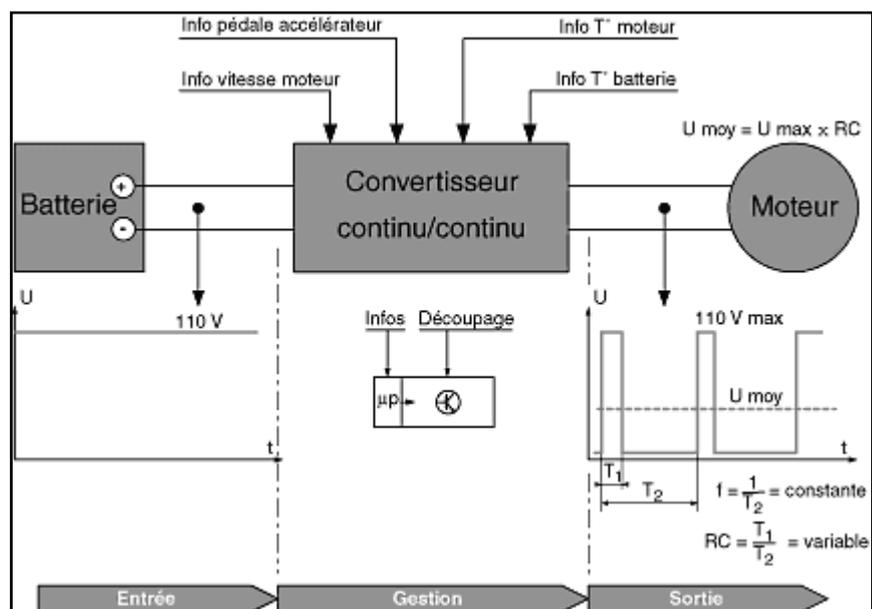


Figure I-6 Principe de fonctionnement d'un hacheur de courant

Chapitre II

Conception de la structure du véhicule

II.1. Introduction :

Le présent chapitre concerne la conception des différentes parties du véhicule à l'aide du logiciel de la CAO « SolidWorks » puis l'assemblage des différentes parties.

II.2. Le logiciel SolidWorks :

SolidWorks est un Logiciel de conception assistée par ordinateur 3D, créé en 1993 par l'éditeur américain Eponyme. Parmi les plus grandes organisations utilisant SolidWorks, on peut citer Michelin, Patek Philippe, Mega Bloks, Axiome, ME2C, SACMO, Le Boulch, Robert Renaud et le Ministère de l'éducation nationale Français.

II.2.1. Fonctionnement

SolidWorks est un modelleur 3D utilisant la conception paramétrique. Il génère 3 types de fichiers relatifs à trois concepts de base : la pièce, l'assemblage et la mise en plan.

- **Les pièces**

La pièce est l'objet 3D monobloc. La modélisation d'une telle entité dépendra de la culture de l'utilisateur. Comme de nombreux logiciels conviviaux, SolidWorks permet d'aboutir à un même résultat apparent par des voies souvent différentes. C'est lors de la retouche de ces fichiers ou de leur exploitation qu'on appréciera la bonne méthode.

Une pièce est la réunion d'un ensemble de fonctions volumiques avec des relations d'antériorité, géométriques et booléennes. Cette organisation est représentée par un arbre de construction de la pièce ou de l'assemblage. Chaque ligne de cet arbre est associée à une fonction qu'on peut renommer ou modifier si nécessaire.

Trois fonctions génératrices de volume peuvent être effectuées à partir d'une même section: droite, révolution partielle, et gauche.

Parmi les fonctions génératrices on trouve :

L'extrusion : déplacement d'une section droite dans une direction perpendiculaire à la section.

La révolution : déplacement d'une section droite autour d'un axe, ou extrusion suivant un cercle ou un arc de cercle.

Le balayage : déplacement d'une section droite le long d'une ligne quelconque.

D'autres fonctions orientées métier intègrent des opérations difficilement modélisables : Congés et chanfreins, nervure, dépouille, coques (permettant d'évider un objet en lui conférant une épaisseur constante), trous normalisés (perçages, mortaises...), plis de tôle...

De plus, des fonctions d'ordre logiciel telles que, la répétition linéaire, circulaire, curviligne ou la symétrie existent.

- ***Les assemblages***

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

- ***Les mises en plan***

Les mises en plan concernent à la fois les pièces (dessin de définition) ou les assemblages (dessin d'ensemble). Le logiciel 3D ne fait qu'une projection de l'objet. Les modifications éventuelles sont opérées sur l'objet représenté, et ne concernent pas directement le plan.

II.3. Description des différentes parties du véhicule :

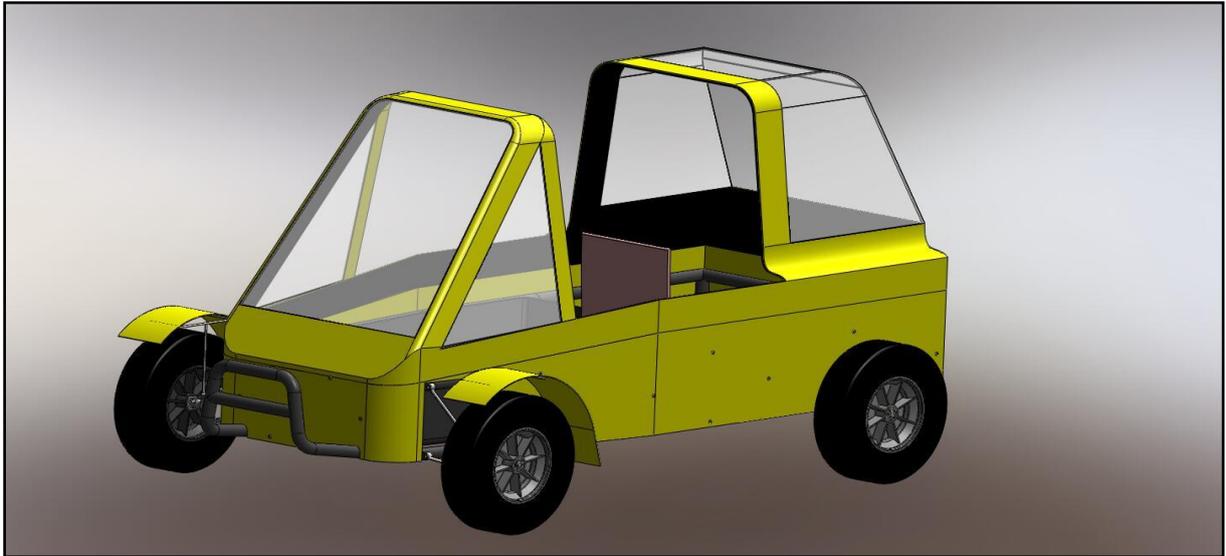


Figure II-1 Vue d'ensemble du véhicule

II.3.1. Le châssis :

Le but d'un châssis d'automobile est de relier chacune des quatre roues à une structure rigide en flexion et en torsion. Il doit être capable de soutenir tous les composants du véhicule ainsi que sa propre charge.

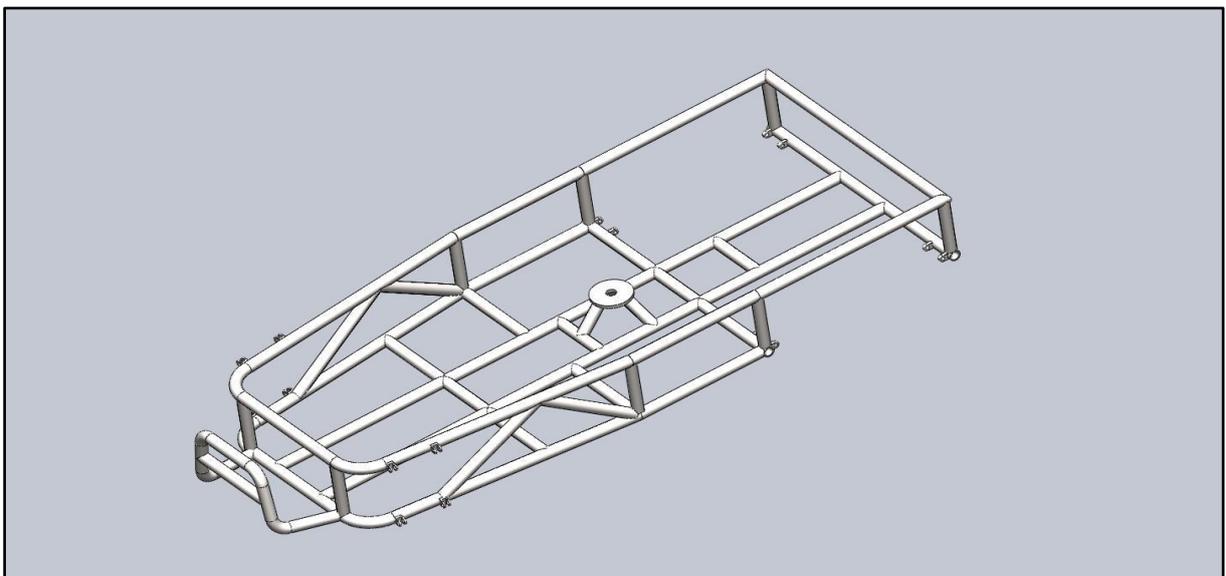


Figure II-2 Le châssis

❖ Le raccordement des tubes :

Le soudage est le procédé le plus utilisé dans l'assemblage des tubes. Les figures ci-dessous, montrent les types de préparation et d'assemblage des tubes.

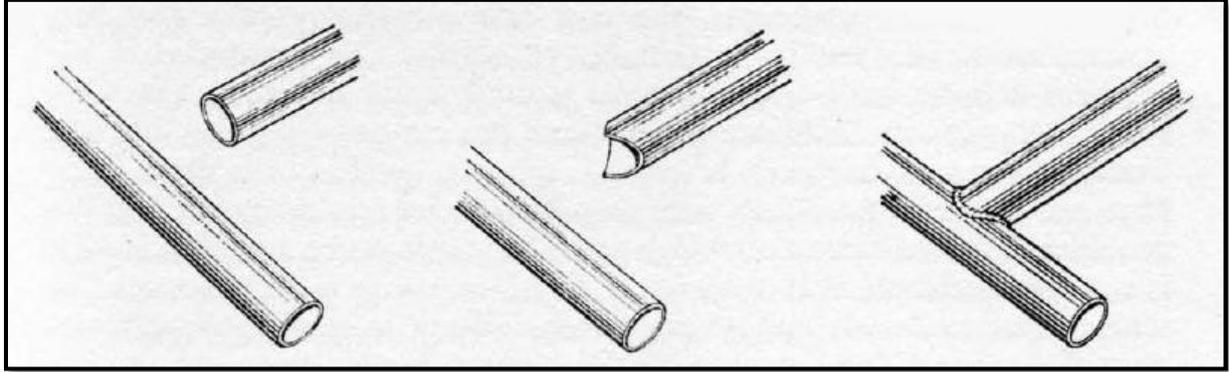


Figure II-3 Joint simple en T

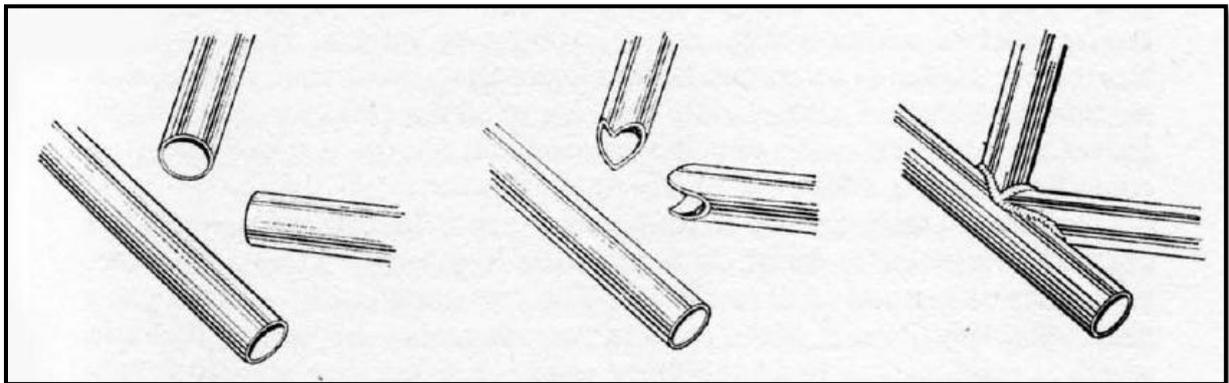


Figure II-4 Joint en V

II.3.2. La carrosserie :

La carrosserie est l'enveloppe rigide d'une machine, destinée à protéger les organes situés à l'intérieur. La carrosserie d'un véhicule protège les personnes et les éléments mécaniques des intempéries. Elle tire son nom des voitures hippomobiles - les carrosses -, dont les chevaux ont été remplacés par un moteur sur les véhicules modernes.

La carrosserie du véhicule conçu est en fibre de verre R. Ce type de fibre à une haute résistance mécanique. Elle est composée de deux parties, l'une fixée au châssis avec des vis de fixation et l'autre mobile.

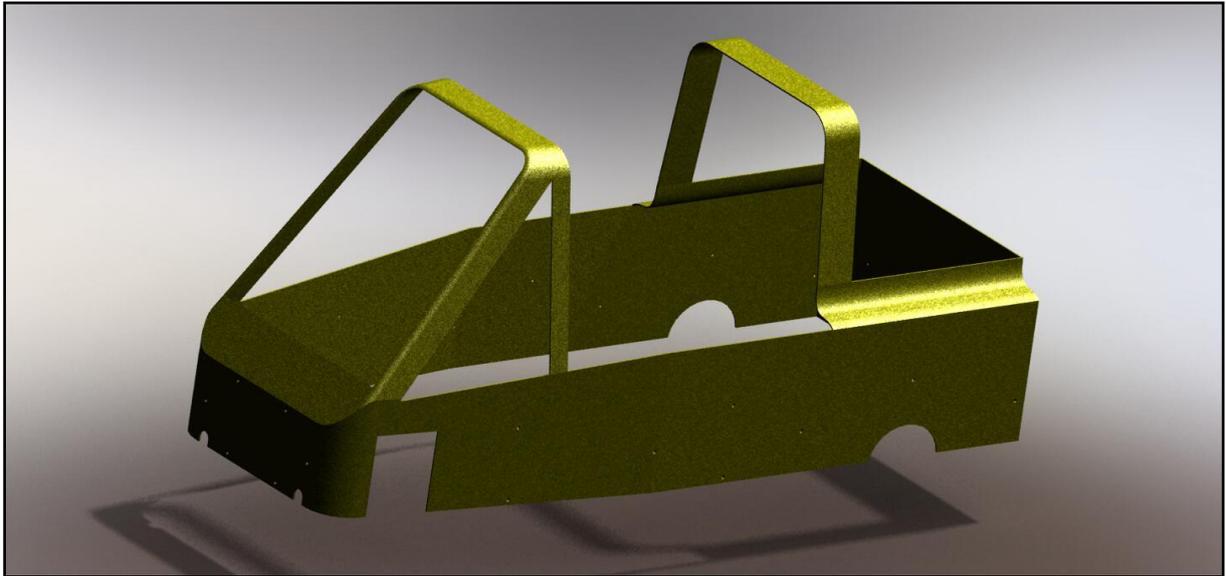


Figure II-5 La carrosserie

- ❖ **Montage de la carrosserie sur le châssis :** la partie fixe de la carrosserie est montée sur le châssis à l'aide des vis de fixation comme l'indique la figure (II-6)

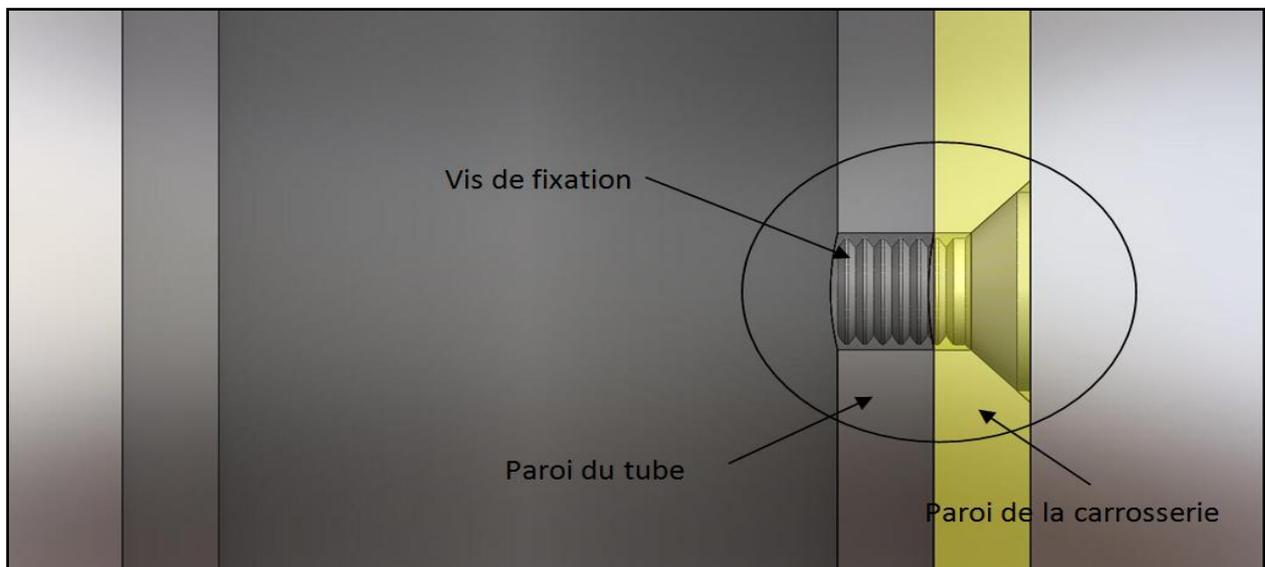


Figure II-6 Fixation de la carrosserie sur le châssis

II.3.3. Pare-brises :

Dans le véhicule conçu le pare-brise comprend quatre pièces: un pour la façade avant, le deuxième pour la façade arrière et deux pour les cotés droit et gauche. Elles sont montées sur la carrosserie partie mobile comme l'indique la figure (II-7)

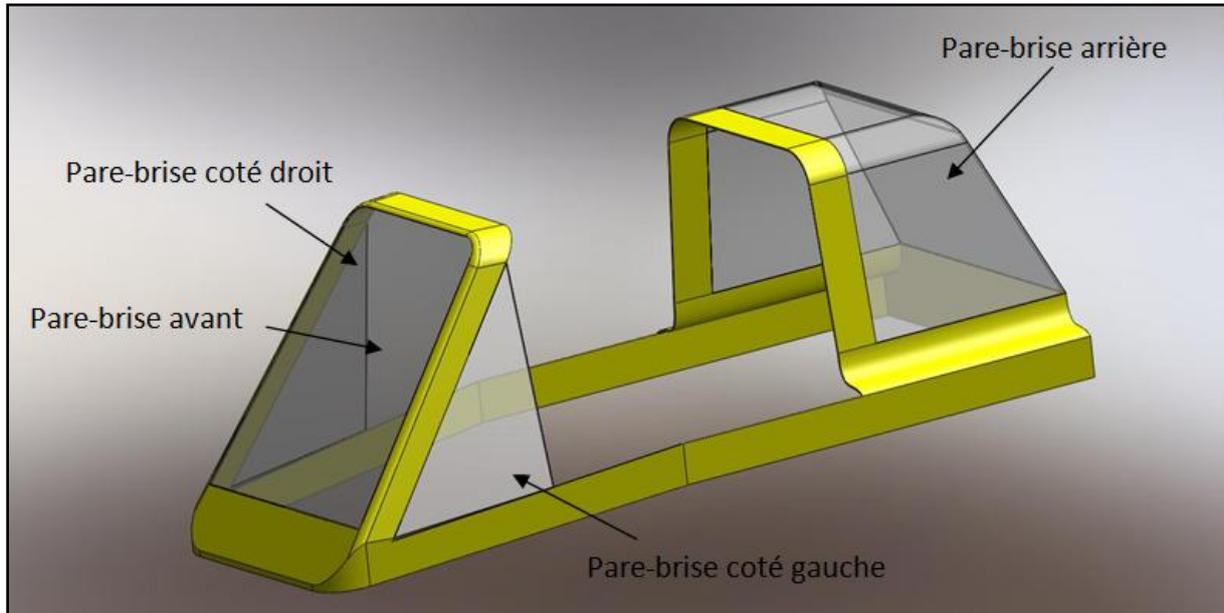


Figure II-7 Montage des pare-brises sur la carrosserie

II.3.4. Le moteur :

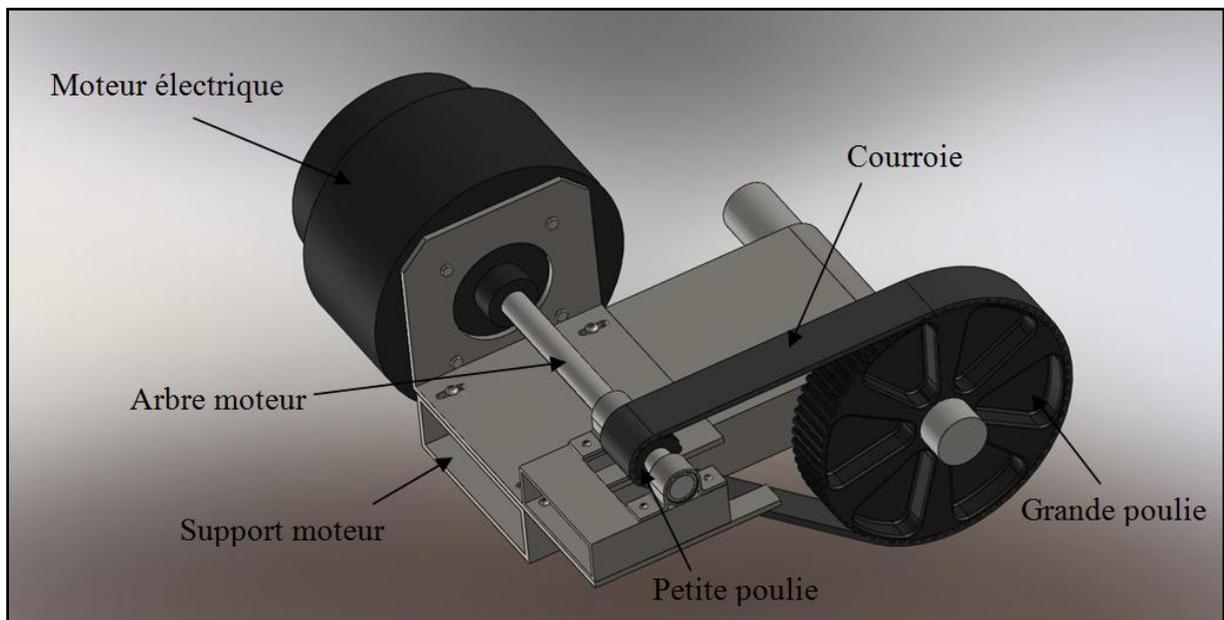


Figure II-8 Moteur électrique

❖ Montage du moteur :

Le moteur est fixé sur son support (figure II-8) à l'aide des boulons. Le support moteur est composé de deux parties :

- Partie fixe : elle est soudée sur le châssis
- Partie mobile : c'est la partie qui supporte le moteur. Elle est montée sur la partie fixe à l'aide de boulons. Elle a un domaine de translation afin d'assurer le montage de la courroie sur les poulies.

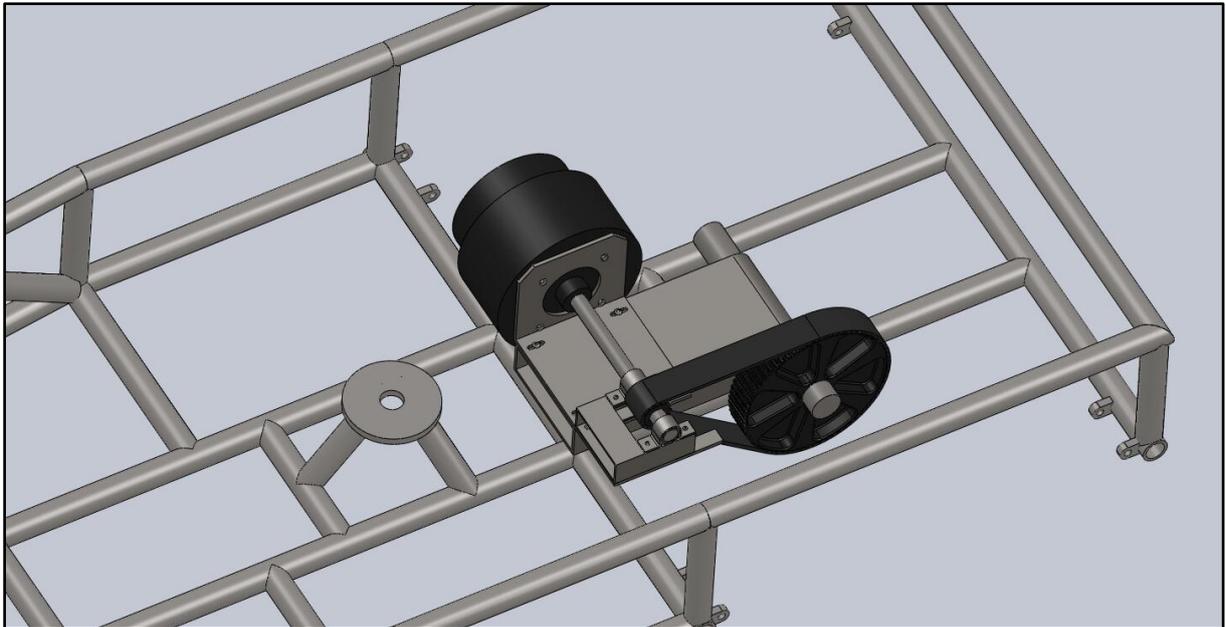


Figure II-9 Montage moteur sur le châssis

II.3.5. Les roues

Le véhicule a quatre roues, deux motrices à l'arrière et deux directrices à l'avant. Elles sont montées sur le châssis comme indiqué sur les figures (II-10) (II-11).

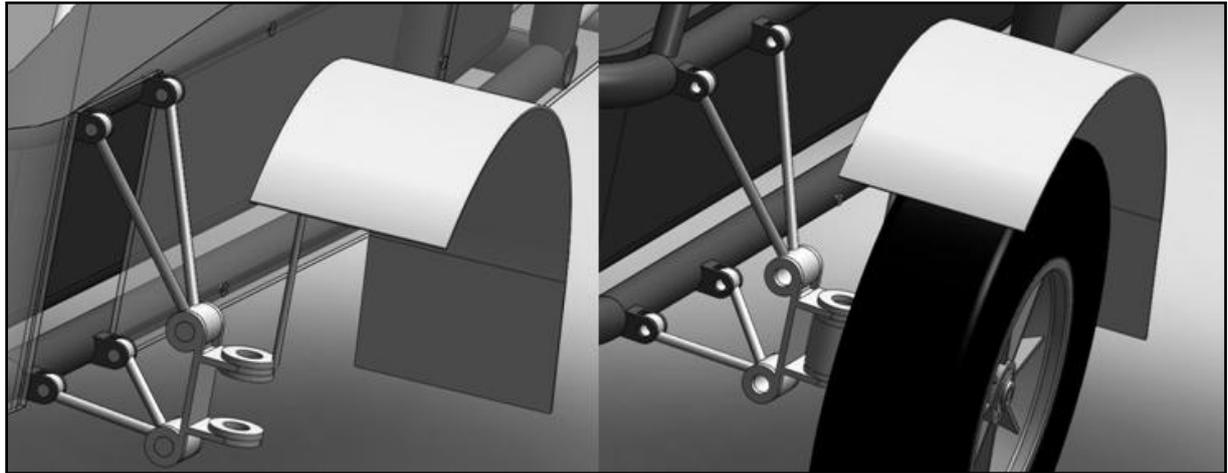


Figure II-10 Roue avant

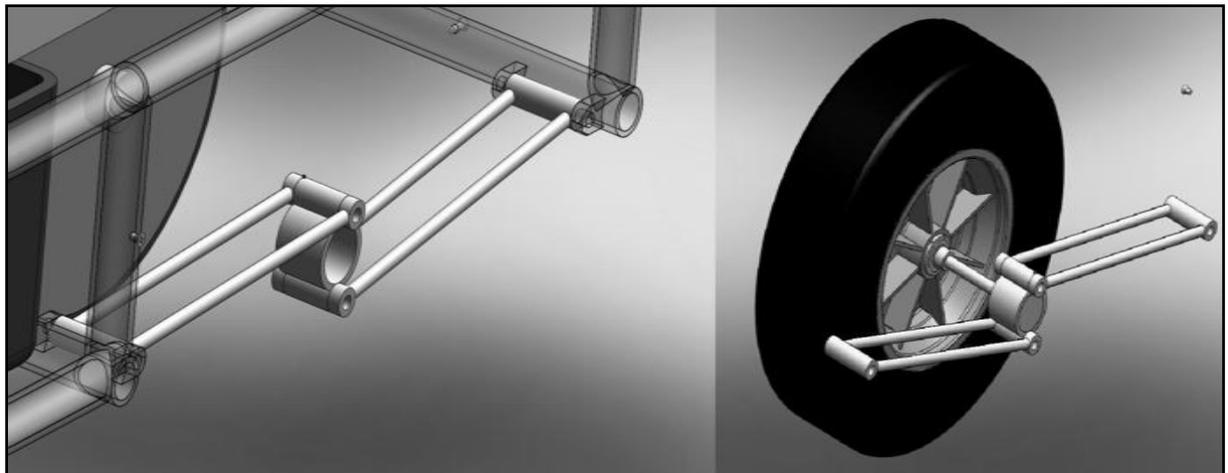


Figure II-11 Roue arrière

Chapitre III
Dimensionnement de la motorisation

III.1. Introduction

Ce chapitre concerne le calcul de puissance du moteur électrique à monté sur le véhicule ainsi que le calcul de la transmission.

III.2. Dimensionnement et choix de la motorisation

III.2.1. Caractéristiques mécaniques requises pour l'entraînement d'un véhicule roulant :

- **L'effort résistant (F_r) à l'avancement** : c'est l'effort que doit vaincre le système de motorisation pour faire rouler le véhicule.

$$F_r = F_{roul} + F_{aéro} + Mgp \% + M\gamma + F_{traction} \quad (3-1)$$

Où:

- ❖ F_{roul} : est la force de résistance au roulement liée au coefficient de roulement des pneus. Elle est donnée par la relation :

$$F_{roul} = CRR_{moy} Mg \quad (3-2)$$

Avec :

CRR_{moy} : est le couple de résistance au roulement, sur le goudron, $CRR_{moy} = 0,0024$

M : est la masse totale en charge (véhicule + charge),

g : est l'accélération de la pesanteur, 9.81m/s^2

- ❖ $F_{aéro}$: est la force de résistance aérodynamique. Elle est proportionnelle à la masse volumique de l'air, au carré de la vitesse (V) relative à celle de l'air, à la section frontale S_f du véhicule et à son coefficient C_x de pénétration dans l'air (environ 0,3 à 0,4 habituellement) :

$$F_{aéro} = \frac{1}{2} \rho V^2 C_x S_f \quad (3-3)$$

Avec :

ρ : est la densité de l'air à l'endroit où l'on se situe, (valeur utilisée de $1,28 \text{ kg/m}^3$)

V : est la vitesse du véhicule par rapport à celle de l'air.

C_x : est le coefficient de pénétration dans l'air, 0,4

S_f : est la section frontale de notre véhicule, $0,8\text{m}^2$

❖ $Mgp\%$: est la force nécessaire, pour vaincre une pente à $p\%$.

Avec :

M : est la masse totale en charge (véhicule + tout ce qui est à l'intérieur),

$p\%$: est la pente exprimée en pourcentage.

❖ $M\gamma$: est le terme dynamique d'accélération.

❖ $F_{traction}$: est la force appliquée par notre véhicule à un autre pour le tracter.

• **Couple nécessaire aux roues :**

Le couple nécessaire aux roues pour vaincre l'effort de résistance est donné par la relation suivante :

$$C_r = F_r R_r = \left[\frac{1}{2} \rho S_f C_x V^2 + CRR_{moy} Mg + Mgp\% + M\gamma + F_{traction} \right] R_r \quad (3-4)$$

Où :

R_r : est le rayon de la roue.

Dans le cas de fonctionnement, où la vitesse reste faible (à moins de 30 km/h, les efforts aérodynamiques sont négligeables), l'effort total ainsi que la puissance sont sensiblement proportionnels à la masse du véhicule et à la force de traction :

$$Cs \approx [CRR_{moy} Mg + Mgp\% + F_{traction}] R_r \quad (3-5)$$

Dans le cas où une accélération γ est souhaitée (cas du démarrage) ; il faut pour cela un surcroît de couple transitoire :

$$Cd = [M\gamma]R_r \quad (3-6)$$

III.2.2. Calcul de la motorisation :

- **La vitesse de rotation de la roue :**

$$\Omega_r = \frac{V}{R_r} \quad (3-7)$$

Avec :

V : est la vitesse linéaire du véhicule.

- **Puissance au niveau de la roue :** Elle est donnée par la relation suivante :

$$P_r = C_r \Omega_r \quad (3-8)$$

- **Puissance du moteur :** Elle est donnée par la relation suivante :

$$P_m = \left(\frac{P_r}{\mu} \right) = \left(\frac{C_r \Omega_r}{\mu} \right) \quad (3-9)$$

Avec :

μ : est le rendement de la transmission, cela dépend de la tension sur la courroie.

➤ **Estimation de la masse totale maximale :**

La masse totale maximale est donnée par la relation suivante :

$$M = M_{chassis} + M_{coque} + M_{moteur} + M_{batteries} + M_{accessoires} + M_{cond}$$

| | |
|---------------------------|--------|
| $M_{chassis} + M_{coque}$ | 120 Kg |
| M_{moteur} | 20 Kg |
| $M_{batteries}$ | 30 Kg |
| $M_{accessoires}$ | 30 Kg |
| M_{cond} | 100 Kg |
| M | 300 Kg |

III.2.3. Détermination de la puissance nécessaire :

Pour calculer la puissance que doit fournir le moteur, on s'intéresse à trois types de situations :

- Situation n°1 : terrain plat et vitesse maximale 30 Km/h
- Situation n°2 : rampe de 10% et vitesse de 20 Km/h
- Situation n°3 : accélération de 0.83m/s^2 en plat avec une vitesse allant de 0 Km/h jusqu'à la vitesse maximale

| | Vitesse (m/s) | Ω_r (rad/s) | $F_{aéro}$ (N) | Effort total (N) | couple à la roue (Nm) | puissance à la roue (W) | puissance de moteur (W) |
|---------------------|------------------|-----------------------|-------------------|---------------------|-----------------------------|-------------------------------|-------------------------------|
| plat | 8,33 | 33,33 | 14,22 | 27,17 | 6,79 | 226,42 | 266,38 |
| penne de 10% | 5,55 | 22,22 | 6,32 | 558,82 | 139,7 | 3104,55 | 3652,41 |

Pour une accélération de 0.83m/s^2 il faudra un temps de 10s et une distance de 51.5m pour atteindre la vitesse maximale de 30 Km/h.

| Temps (s) | Vitesse (m/s) | Ω_r (rad/s) | $F_{aéro}$ (N) | Effort total (N) | couple à la roue (Nm) | puissance à la roue (W) | puissance de moteur (W) |
|--------------|------------------|-----------------------|-------------------|---------------------|-----------------------------|-------------------------------|-------------------------------|
| 0 | 0 | 0 | 0 | 469,44 | 117,36 | 0 | 0 |
| 1 | 0,83 | 3,33 | 0,14 | 469,59 | 117,39 | 391,32 | 460,38 |
| 2 | 1,66 | 6,66 | 0,56 | 470,01 | 117,5 | 783,36 | 921,6 |
| 3 | 2,49 | 9,99 | 1,27 | 470,72 | 117,68 | 1176,82 | 1384,49 |
| 4 | 3,33 | 13,33 | 2,27 | 471,72 | 117,93 | 1572,41 | 1849,9 |
| 5 | 4,16 | 16,66 | 3,55 | 473 | 118,25 | 1970,85 | 2318,65 |
| 6 | 4,99 | 19,99 | 5,11 | 474,56 | 118,64 | 2372,84 | 2791,58 |
| 7 | 5,83 | 23,33 | 6,96 | 476,41 | 119,1 | 2779,1 | 3269,53 |
| 8 | 6,66 | 26,66 | 9,1 | 478,55 | 119,63 | 3190,34 | 3753,34 |
| 9 | 7,49 | 29,99 | 11,51 | 480,96 | 120,24 | 3607,26 | 4243,84 |
| 10 | 8,33 | 33,33 | 14,22 | 483,67 | 120,91 | 4030,59 | 4741,87 |
| 11 | 8,33 | 33,33 | 14,22 | 27,17 | 6,79 | 226,42 | 266,38 |
| 12 | 8,33 | 33,33 | 14,22 | 27,17 | 6,79 | 226,42 | 266,38 |
| 13 | 8,33 | 33,33 | 14,22 | 27,17 | 6,79 | 226,42 | 266,38 |
| 14 | 8,33 | 33,33 | 14,22 | 27,17 | 6,79 | 226,42 | 266,38 |

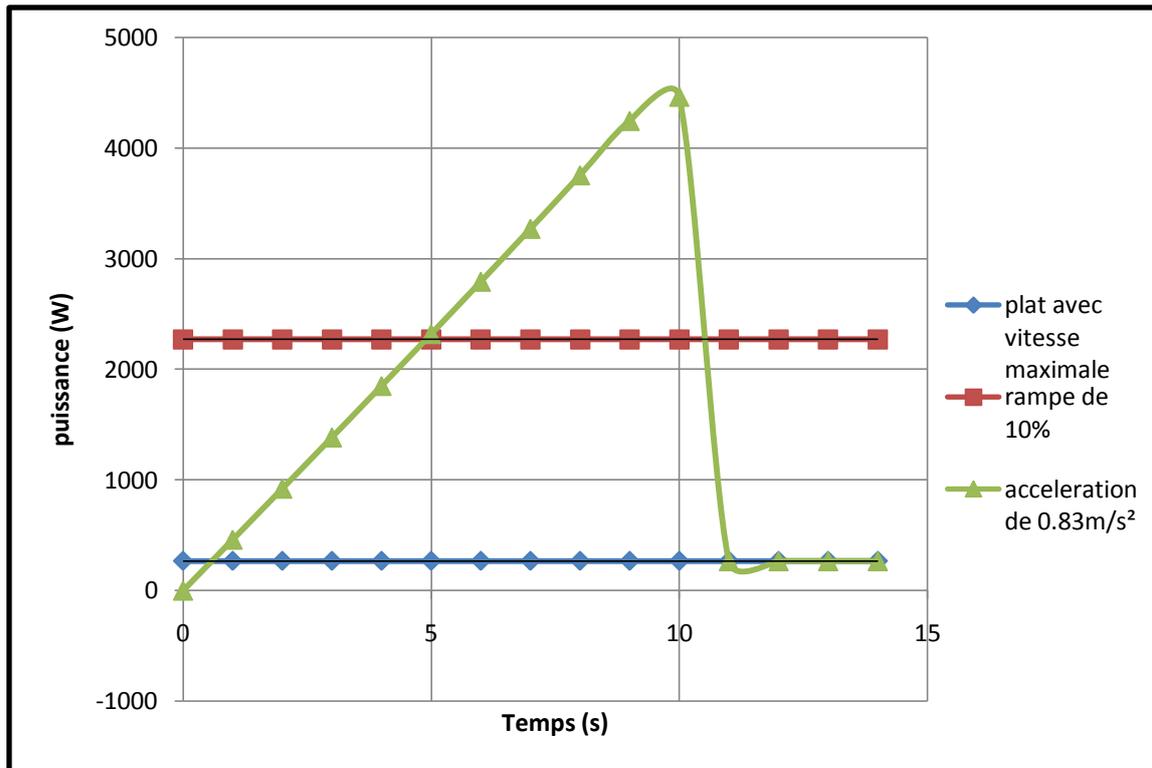


Figure III-1 Diagramme puissance du moteur en fonction de temps

On peut donc choisir le moteur équipant le véhicule électrique selon le cahier des charges préalablement défini.

- Type de motorisation retenu : le moteur admet donc une puissance de :

$$P_m \cong 4.75 \text{ KW}$$

Les autres caractéristiques du moteur électrique sont les suivantes :

- Vitesse de rotation :

$$N_m = 1500 \text{ trs/min}$$

- Rapport de réduction :

$$\eta = N_m / N_r = 4.76$$

III.3. Calcul de la transmission :

La transmission finale est assurée par un réducteur de type « courroie crantée-pignons »

- Entraxe souhaité : $E=300$ mm

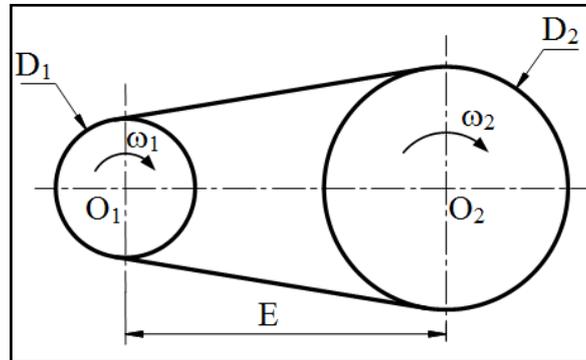


Figure III-2 Mécanisme de transmission de la puissance par courroie et poulies

III.3.1. Définitions

- ❖ **Courroie synchrone** : courroie dont la section droite a la forme générale d'un rectangle mais qui comporte à intervalles réguliers des dents transversales sur sa face intérieure. Des dents peuvent se trouver également sur sa face extérieure : courroie synchrone à double denture.

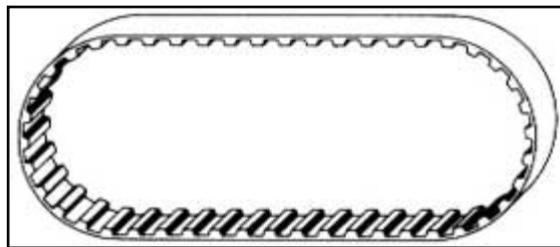
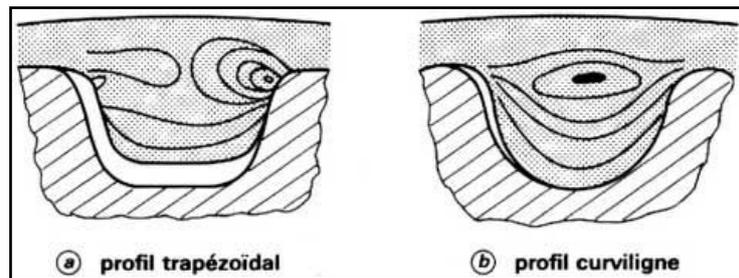


Figure III-3 Courroie synchrone

- ❖ **Dent** : un des éléments transversaux faisant saillie sur la face intérieure de la courroie et ayant le profil adéquat pour engrener avec les dents d'une poulie synchrone.

❖ Types de profils

- **Profils rectilignes:** les courroies à profils trapézoïdaux sont les premières courroies synchrones apparues sur le marché. Elles existent, pour les applications industrielles, en six pas différents normalisés NF et ISO en pouces : profils MXL, XL, L, H, XH et XXH.
- **Profils curvilignes:** c'est une évolution des profils trapézoïdaux. Le but recherché étant d'optimiser la répartition des contraintes sur la dent de la courroie. Ils existent plusieurs pas, dont pour l'industrie, les quatre principaux sont métriques : 3, 5, 8 et 14mm.

**Figure III-4 Types des profils des courroies synchrones**

- ❖ **Poulie :** Une poulie synchrone est une poulie plate munie à sa périphérie de dents transversales équidistantes, assimilable à un pignon d'engrenage. La poulie peut être munie de flasques afin de guider la courroie sur la transmission. Le matériau utilisé est principalement la fonte ou l'acier.

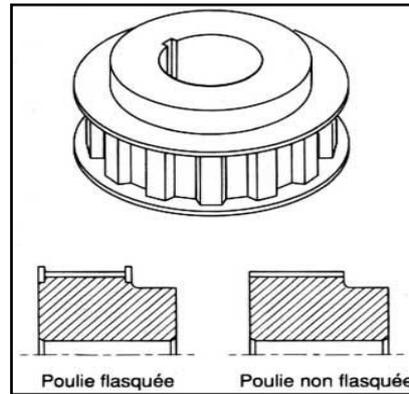


Figure III-5 Poulie

❖ **Puissance effective :**

Pour tenir compte des conditions de service (types de machines motrice et réceptrice, durée de fonctionnement, chocs, à-coups, etc), on majore la puissance P_m du moteur par un coefficient dit facteur de service k_s . On a :

$$P_{eff} = K_s P_m$$

Tel que : $K_s = K_0 + K_1 + K_2$. [ANNEXE 01].

K_0 est le facteur de service dépendant des types de machines motrice et réceptrice, K_1 le facteur dépendant du rapport de transmission et K_2 le facteur pour utilisation permanente.

Soit : $K_s = 2,1$.

Donc : $P_{eff} = 10 \text{ KW}$.

La courroie convenant à la transmission de la puissance effective de 10 KW à 1500 tr/mn est à profil rectiligne type H de pas 12.7 mm ou à profil curviligne HTD le pas 8mm [ANNEXE 01].

III.3.2. Courroie trapézoïdale à profil rectiligne type H :

❖ **Nombre de dents des poulies :**

Pour la courroie type H, le nombre de dents minimal de la petite poulie est de 16. Posons $Z_1 = 20$ dents [ANNEXE 01].

Le nombre de dents de la grande poulie se déduit à partir du rapport de transmission. On a :

$$\eta = \frac{w_1}{w_2} = \frac{N_1}{N_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = 4.76 \quad (3-11)$$

Soit : $Z_2 = \eta Z_1 = 95 \text{ dents}$

❖ *Diamètres primitifs des poulies*

Ils sont donnés par la relation approchée : $D = \frac{pZ}{\pi}$ (3-12)

Où : p est le pas et Z le nombre de dents de la poulie. Soit pour les poulies :

Poulie 1 : $D_1 = 80.9 \text{ mm}$

Poulie 2 : $D_2 = 384.2 \text{ mm}$

❖ *Nombre de dents et longueur de la courroie*

La longueur primitive de la courroie peut être exprimée par la relation :

$$L = \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \beta(D_2 - D_1) + 2E \cos \beta \quad (3-13)$$

Avec : $\sin \beta = \frac{D_2 - D_1}{2E}$

et E = 300 mm, on obtient :

• $\sin \beta = 0.5056$; $\beta = 30.37^\circ = 0.53 \text{ rd}$
 et $L = 1408.62 \text{ mm}$

Le nombre de dents de la courroie est tel que $L = pZ_c$, ce qui donne :

$$Z_c = \frac{L}{p} = 110.91$$

On prend $Z_c = 111$ dents puisque Z_c doit être entier.

La longueur de la courroie est donc de : **$L = 1409.7 \text{ mm}$**

❖ Largeur de la courroie

La puissance transmissible par la courroie de largeur b est donnée par la relation :

$$P_t = \left[K_z K_w T_a - \left(\frac{b}{b_0} \right) m_\ell V^2 \right] V \quad (3-14)$$

Les paramètres K_z , K_w , T_a , b , b_0 , m_ℓ et V sont définis ci-dessous :

➤ K_z est un facteur dépendant du nombre de dents en prise Z_m sur la petite poulie.

On a :

- $K_z = 1$ si $Z_m \geq 6$
- $K_z = 1 - 0,2 \times (6 - Z_m)$ si $Z_m < 6$

➤ K_w est un facteur donné par : $K_w = \left(\frac{b}{b_0} \right)^{1,14}$

➤ T_a est l'effort maximal admissible pour une courroie de largeur b_0 .

Pour la courroie H, on a :

- $b_0 = 76.2$ mm
 - $T_a = 2100$ N
- m_ℓ est la masse linéique de la courroie
- V est la vitesse tangentielle :

$$V = \frac{\pi D_1 N_1}{60} = 6,35 \text{ m/s}$$

❖ Nombre de dents en prise Z_m :

Il est donné par la relation : $Z_m = \text{ent} \left[\frac{Z_1}{2} - \frac{pZ_1}{2\pi^2 E} (Z_2 - Z_1) \right]$ (3-15)

On désigne par ent la partie entière de l'expression entre crochets :

Soit : $Z_m = \text{ent} \left[\frac{20}{2} - \frac{12.7 \times 20}{2\pi^2 \times 300} (95 - 20) \right] = 8 \text{ dents}$

D'où : $K_z = 1$

En négligeant la masse linéique m_l , on obtient :

$$P_t = K_z K_w T_a V = K_z \left(\frac{b}{b_o} \right) T_a V \quad (3-16)$$

Cette quantité doit être égale ou supérieure à la puissance effective P_{eff} . La valeur de b peut être alors exprimée par la relation :

$$b \geq b_o \left(\frac{P_{\text{eff}}}{K_z T_a V} \right)^{\frac{1}{1.14}}$$

Soit : $b \geq 54 \text{ mm}$

❖ *Entraxe définitif*

Il est calculé par la relation :

$$E = \frac{p(Z_2 - Z_1)}{2\pi \cos \theta} \quad (3-17)$$

Où θ est tel que : $\text{inv}\theta = \pi \left(\frac{Z_c - Z_2}{Z_2 - Z_1} \right)$ (3-18)

Avec : $Z_c = 111$; $Z_1 = 20$ et $Z_2 = 95$, on trouve : $\text{inv}\theta = 0.67 \text{ rd}$; soit : $\theta = 59.72^\circ$

L'entraxe définitif est donc :

$$E = 300.6 \text{ mm}$$

III.3.3. Courroie à profil curviligne HTD :

❖ *Détermination de nombre de dents des poulies*

Pour la courroie à profil curviligne HTD de pas 8 mm, le nombre de dents minimal de la petite poulie est de 22. Posons $Z_1 = 30$ dents [ANNEXE 01].

$$Z_2 = \eta Z_1 = 143 \text{ dents}$$

❖ *Diamètres primitifs des poulies*

Poulie 1 : $D_1 = 76.4 \text{ mm}$

Poulie 2 : $D_2 = 364.3 \text{ mm}$

❖ *Nombre de dents et longueur de la courroie*

• $\sin \beta = 0.48$; soit : $\beta = 28.68^\circ = 0.5 \text{ rd}$

et $L = 1364.3 \text{ mm}$

Le nombre de dents de la courroie est tel que :

$$Z_c = \frac{L}{p} = 170.54$$

On prend $Z_c = 171$ dents.

La longueur de la courroie est donc de : **$L = 1368 \text{ mm}$**

❖ *Largeur de la courroie*

Pour la courroie d'un pas de 8mm, on a :

- $b_o = 20 \text{ mm}$
- $T_a = 850 \text{ N}$

$$V = \frac{\pi D_1 N_1}{60} = 6 \text{ m/s}$$

En négligeant la masse linéique m_ℓ , on obtient :

$$\mathbf{b \geq 36.1 \text{ mm}}$$

❖ *Entraxe définitif*

Avec : $Z_c = 171$; $Z_1 = 30$ et $Z_2 = 143$, on trouve $\text{inv}\theta = 0.778 \text{ rd}$; soit : $\theta = 61.68^\circ$

L'entraxe définitif vaut donc :

$$E = 303.4 \text{ mm}$$

❖ **Tableau récapitulatif**

| | Courroie à profil rectiligne type H de pas =12.7mm | Courroie à profil curviligne HTD de pas=5mm |
|--|---|--|
| nombre de dents de la première poulie Z_1 | 20 | 30 |
| nombre de dents de la deuxième poulie Z_2 | 95 | 143 |
| Diamètre primitif de la première poulie D_1 (mm) | 80.9 | 76.4 |
| Diamètre primitif de la deuxième poulie D_2 (mm) | 384.2 | 364.3 |
| longueur de la courroie L (mm) | 1409.7 | 1368 |
| Largeur de la courroie b (mm) | ≥ 54 | ≥ 36.1 |
| Entraxe définitif E (mm) | 300.6 | 303.4 |

Si l'on se place du point de vue technique, la solution retenue serait le profil curviligne HTD pour une question d'encombrement (largeur de courroie plus faible), mais l'étude économique reste à faire pour réaliser le choix final.

Chapitre IV
Analyse des structures

IV.1. Introduction :

Les structures sont rencontrées dans tous les domaines. Elles assurent une fonction de support pour des objets de toutes natures. Ainsi, un pont, un bâtiment, une caisse de voiture, un fuselage d'avion..., sont des structures plus ou moins complexes, dont la première mission est de résister à l'environnement.

Si l'environnement est statique, c'est-à-dire ne dépend pas du temps, tels que les cas de la gravité ou d'une pression constante. Il s'agit donc de vérifier que les contraintes restent dans les limites admissibles par les matériaux.

Si l'environnement dépend du temps, le comportement est par conséquent dynamique et par amplification donne lieu à des niveaux bien supérieurs à ceux du comportement statique. Il importe donc de maîtriser la prévision de ces phénomènes pour comprendre, remédier et optimiser.

La prévision peut reposer sur deux types d'activités : l'analyse et l'expérimentation. Négliger l'un au profit de l'autre est dangereux : l'analyse seule n'est pas suffisamment fiable, l'expérimentation seule ne donne pas une vue complète de la situation. Aussi, ces deux mondes doivent-ils être parfaitement imbriqués dans le développement d'une structure.

IV.2. Présentation de la méthode des éléments finis :

La méthode des éléments finis permet de résoudre un problème dont la solution analytique ne peut éventuellement pas être déterminée. Elle fournit une solution approchée de la solution exacte. Le milieu étudié est discrétisé en plusieurs éléments reliés entre eux par des nœuds. La géométrie d'un élément est caractérisée par un nombre fini de nœuds sur son périmètre. La résolution d'un problème par la méthode des éléments finis consiste à trouver les déplacements des nœuds. Le champ de déplacement en tout point est déterminé par interpolation entre les valeurs déterminées aux nœuds. L'interpolation est basée sur l'utilisation de fonctions de formes.

La méthode des éléments finis a été à l'origine conçue pour l'analyse statique des efforts, mais a été bientôt appliquée aux problèmes de vibration également. Elle est maintenant

employée à l'exclusion de presque toutes autres méthodes pour installer les équations du mouvement des structures .

IV.2.1. Principes des éléments finis :

Pour un problème de mécanique en élasticité, le principe des travaux virtuels s'écrit en un point M d'un domaine Ω chargé par des efforts volumiques \vec{f} et des efforts \vec{F} sur une partie du bord $\partial\Omega$.

$$\int_{\Omega} \vec{f}(M) \vec{u}(M) dV + \int_{\partial\Omega} \vec{F}(M) \vec{u}^*(M) dS - \int_{\Omega} \sigma^t \varepsilon dV = 0 \quad (4-1)$$

Pour le champ de déplacement u^* . La structure étudiée est discrétisée en un ensemble d'éléments. Chaque élément possède n nœuds. La résolution du problème se base sur l'interpolation du champ de déplacement de chaque élément suivant la forme :

$$\vec{u}(M) = \begin{bmatrix} u(M) \\ v(M) \\ w(M) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \varphi_{11} & \varphi_{12} & \varphi_{13} & \dots & \varphi_{1(3n)} \\ \varphi_{21} & \varphi_{22} & \varphi_{23} & \dots & \varphi_{2(3n)} \\ \varphi_{31} & \varphi_{32} & \varphi_{33} & \dots & \varphi_{3(3n)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ w_1 \\ \vdots \\ u_n \\ v_n \\ w_n \end{bmatrix} = [\varphi][u] \quad (4-2)$$

Les fonctions φ_{ij} sont les fonctions de forme. Le tenseur de déformation s'obtient par les équations de la cinématique et s'écrit sous la forme :

$$[\varepsilon(\vec{u}(M))] = [B][u] \quad (4-3)$$

Où $[B]$ désigne la matrice des dérivées des fonctions de forme.

Enfin, le tenseur des contraintes s'obtient grâce à la loi de comportement sous la forme :

$$[\sigma] = [E][B][u] \quad (4-4)$$

Pour un matériau élastique isotrope la matrice d'élasticité est fonction des deux principales caractéristiques de matériau : le module d'Young E et de coefficient de Poisson ν ,

$$[E] = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & (1-2\nu)/2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & (1-2\nu)/2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & (1-2\nu)/2 \end{bmatrix} \quad (4-5)$$

Finalement, le principe des travaux virtuels s'écrit :

$$\left(\int_{\Omega} [f_{int}] [\varphi] dV + \int_{\partial\Omega} [F_{ext}] [\varphi] dS \right) [u] - [u]^t \left(\int_{\Omega} [B]^t [E] [B] dV \right) [u] = 0 \quad (4-6)$$

En considérant que ce principe doit être vérifié pour tout $[u]$ et en introduisant la matrice de raideur :

$$K = \int_{\Omega} [B]^t [E] [B] dV \quad (4-7)$$

Et le vecteur des efforts :

$$F = \int_{\Omega} [f_{int}] [\varphi] dV + \int_{\partial\Omega} [F_{ext}] [\varphi] dS \quad (4-8)$$

Le principe des travaux virtuels se réduit au système :

$$KU = F \quad (4-9)$$

Le problème est résolu par inversion du système. A partir du champ de déplacement, le champ de déformation est calculé avec la relation (IV-3), puis le champ de contrainte est calculé avec la relation (IV-4).

IV.2.2. Assemblage de la matrice de raideur et du vecteur effort global

Pour l'élément 1-2, les grandeurs locales s'écrivent :

$$K = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{12} & K_{22} \end{bmatrix} \text{ et } F = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix}$$

Dans le système global, et pour les nœuds i et j dans la table de connectivité:

$$K = \begin{bmatrix} \ddots & & & & & \\ & \dots & K_{ii} & \dots & K_{ij} & \dots \\ & & \dots & \ddots & \dots & \\ \vdots & \dots & K_{ij} & \dots & K_{jj} & \dots \\ & & & & & \ddots \\ \vdots & \dots & & & & \ddots \end{bmatrix} \text{ et } F = \begin{bmatrix} \vdots \\ F_i \\ \vdots \\ F_j \\ \vdots \end{bmatrix}$$

IV.3. Logiciel ANSYS

ANSYS est un code de calcul basé sur la méthode des éléments finis pour résoudre numériquement une grande variété de problèmes mécaniques. Ces problèmes incluent: les problèmes structuraux de transfert d'analyse de statique/dynamique (linéaire et non linéaire), thermique et de fluide, aussi bien que des problèmes acoustiques et électromagnétiques.

En général, une solution d'élément fini peut être divisée en trois étapes :

- **Prétraitement: définir le problème :** les étapes principales dans le prétraitement sont indiquées ci-dessous:
 - ✓ définition des points/lignes/surfaces/volumes
 - ✓ définition du type d'élément et des propriétés du matériau/et ou de la géométrie
 - ✓ discrétisation des lignes/surfaces/volumes.

La taille du problème dépend de la dimensionnalité de l'analyse (c.-à-d. 1D, 2d, axisymétrique, 3d).

- **Solution:** assigner des conditions aux limites, en chargements (ponctuel ou pression), et en contraintes (de translation et de rotation). la solution est obtenue en résolvant l'ensemble des équations résultantes.
- **Post-traitement:** dans cette étape une visualisation des résultats peut être envisagée. les éléments calculés sont :
 - ✓ Les déplacements nodaux
 - ✓ Les Forces et moments dans l'élément
 - ✓ Diagrammes de concentration des contraintes

IV.4. Analyse statique

IV.4.1. Informations sur le modèle du châssis

- **Type d'élément :**

Les éléments sont des tubes cylindriques de diamètre extérieur de 50mm et d'épaisseur de 2 mm

- **Caractéristiques de matériau :**

Le matériau utilisé dans les analyses du châssis est en acier inoxydable ayant les caractéristiques suivantes :

| propriété | valeur | unités |
|---|----------|-------------------|
| Module d'élasticité | 207000 | N/mm ² |
| Coefficient de Poisson | 0.27 | |
| Coefficient de dilatation thermique | 1.7e-005 | |
| Masse volumique | 0.00786 | g/mm ³ |
| Conductivité thermique | 16.3 | W/m K |
| Chaleur spécifique | 502 | J/kg K |
| Limite de traction | 685 | N/mm ² |
| Limite d'élasticité | 292 | N/mm ² |
| Facteur d'érouissage (0.0-1.0; 0.0=isotropique; 1.0=cinématique) | 8.5e-007 | N/mm ² |

- **Discrétisation :**

Une discrétisation en éléments finis de type poutre est utilisée.

- **Définition des charges :**

Elles sont imposées sur le modèle tel qu'indiqué sur la figure (IV-1) :

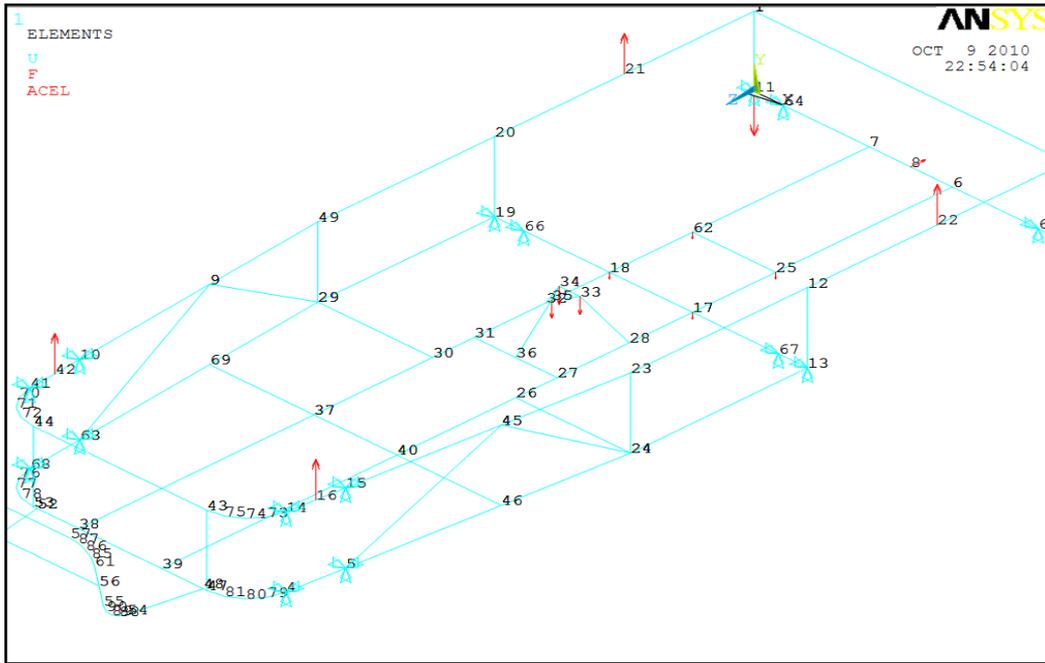


Figure IV-1 Répartition des charges sur le châssis

❖ *Les charges appliquées :*

- Le poids de conducteur 981N
- Le poids de la carrosserie +les accessoires 490.5N
- Le poids de moteur+les batteries 490.5N
- La charge appliquée par les roues sur le châssis 630N/ roue
- La force de traction <260N

❖ *Les contraintes imposées :*

| nœuds | Ux | Uy | Uz |
|-------|----|----|----|
| 3 | 0 | 0 | |
| 4 | 0 | 0 | 0 |
| 5 | 0 | 0 | 0 |
| 10 | 0 | 0 | 0 |
| 11 | 0 | 0 | |
| 13 | 0 | 0 | |
| 14 | 0 | 0 | 0 |
| 15 | 0 | 0 | 0 |

| | | | |
|----|---|---|---|
| 19 | 0 | 0 | |
| 41 | 0 | 0 | 0 |
| 63 | 0 | 0 | 0 |
| 64 | 0 | 0 | |
| 64 | 0 | 0 | |
| 66 | 0 | 0 | |
| 67 | 0 | 0 | |
| 68 | 0 | 0 | 0 |

IV.4.2. Résultats de l'étude du châssis:

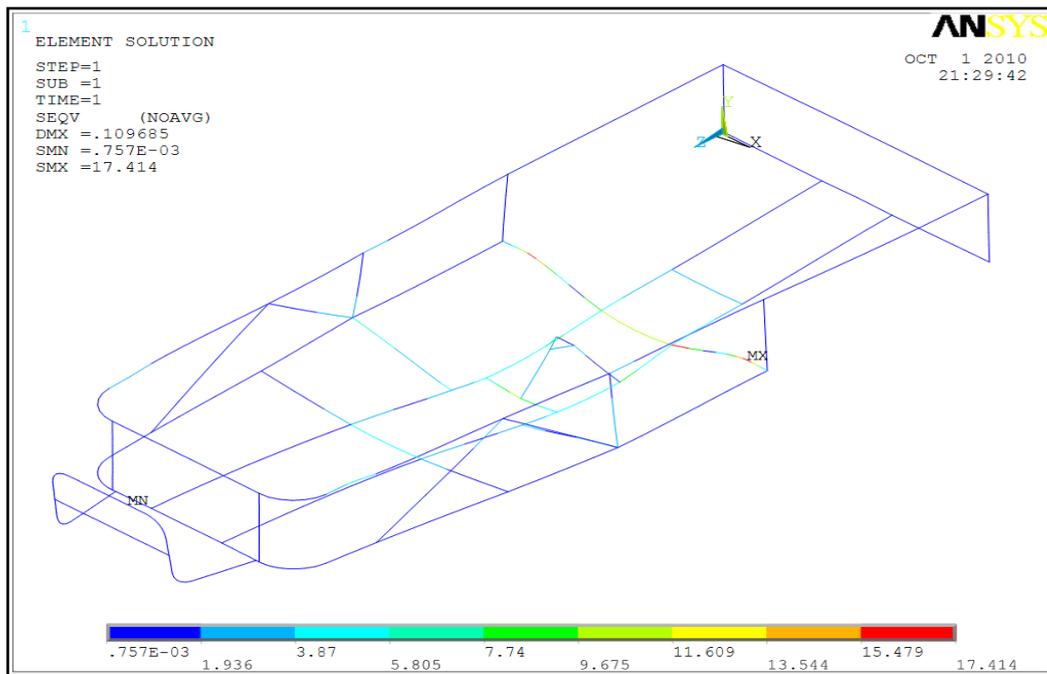


Figure IV-2 Contraintes dans le châssis

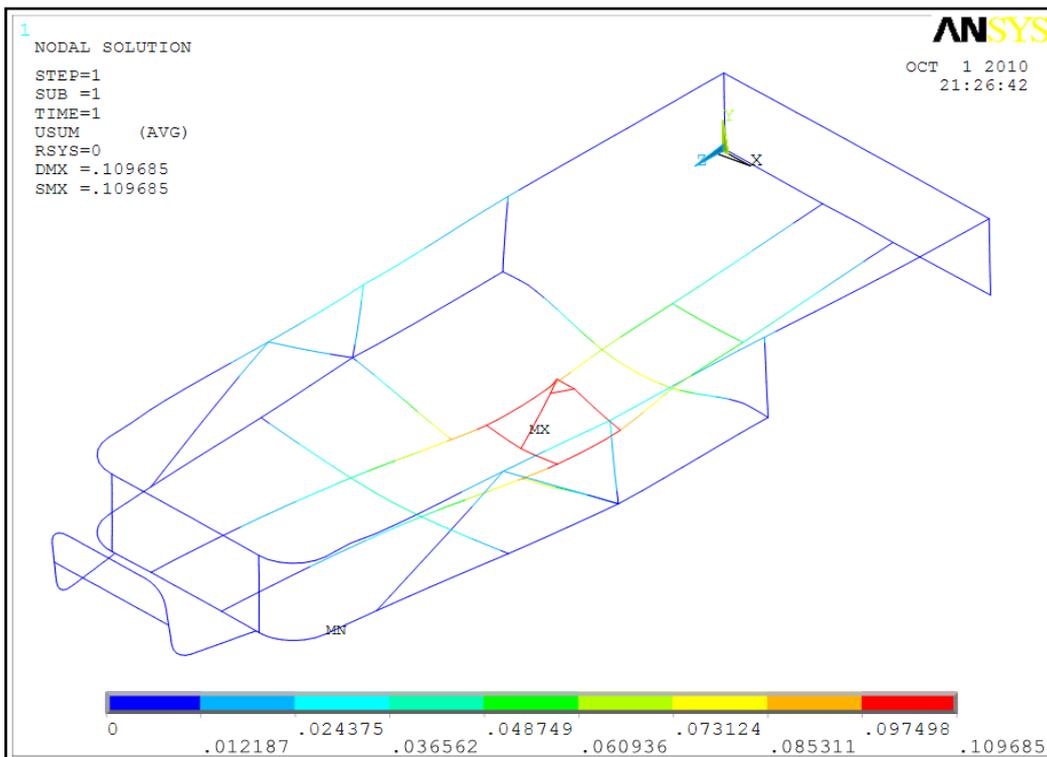


Figure IV-3 Déplacements dans le châssis

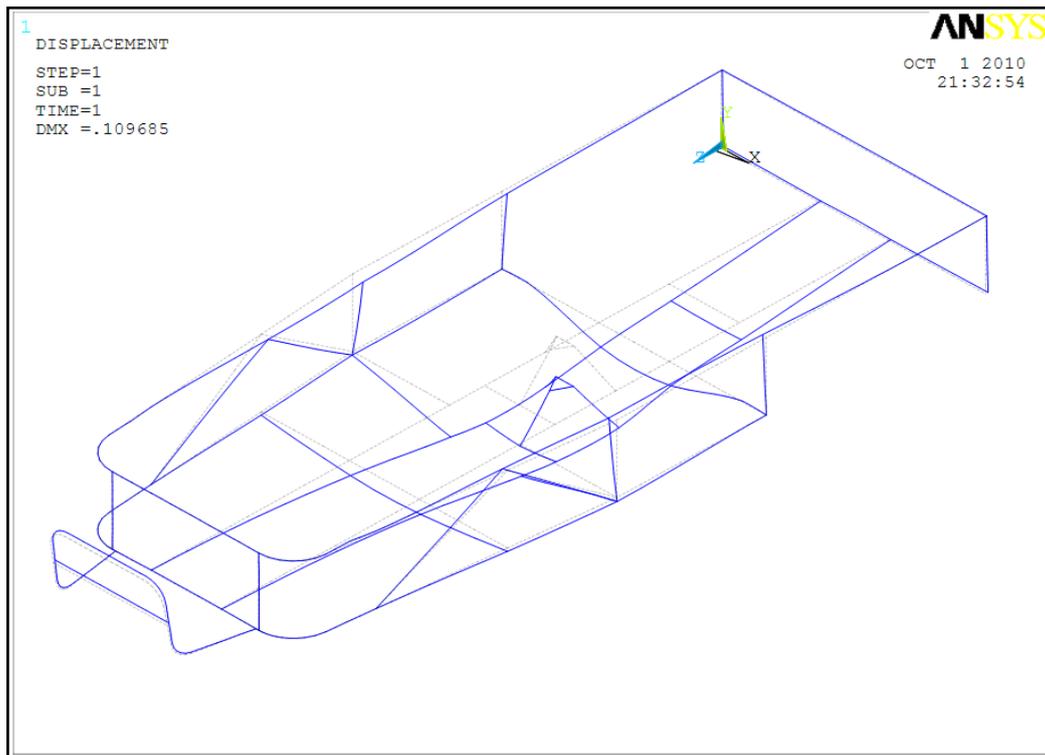


Figure IV-4 Déformations dans le châssis

D'après les trois figures précédentes on tire les résultats suivants :

- Les contraintes de Von Mises sont comprises entre 0 et 17.414 MPa. La zone la plus sollicitée se situe derrière le support de la chaise du conducteur c'est le résultat des chargements appliqués à cette zone (poids du conducteur, du moteur et des batteries).
- Les déplacements dans le châssis sont compris entre 0 et 0.11mm. c'est au niveau du support de la chaise, où il y'a la charge du conducteur, que le déplacement est maximal.
- Les déplacements restent petits par rapport à l'épaisseur des tubes du châssis (0.055 du rapport maximal).
- Les zones avant et arrière restent presque indéformables. Ce qui s'explique par l'absence des charges appliquées à ce niveau.

IV.4.3. Résultats d'étude pour les autres parties du véhicule

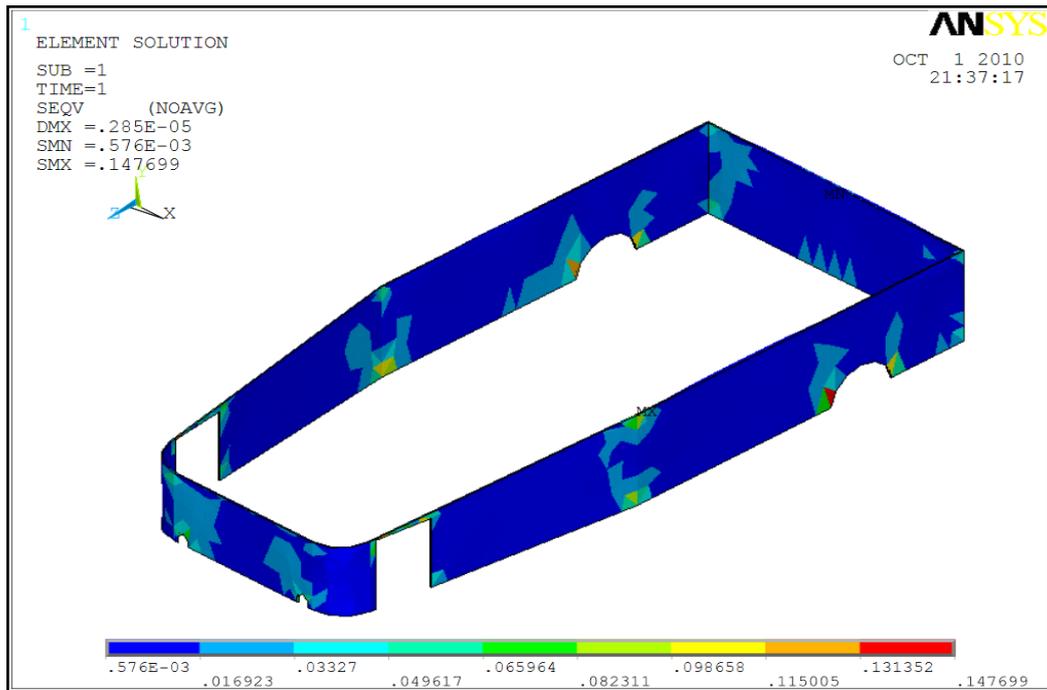


Figure IV-5 Contraintes dans la carrosserie01

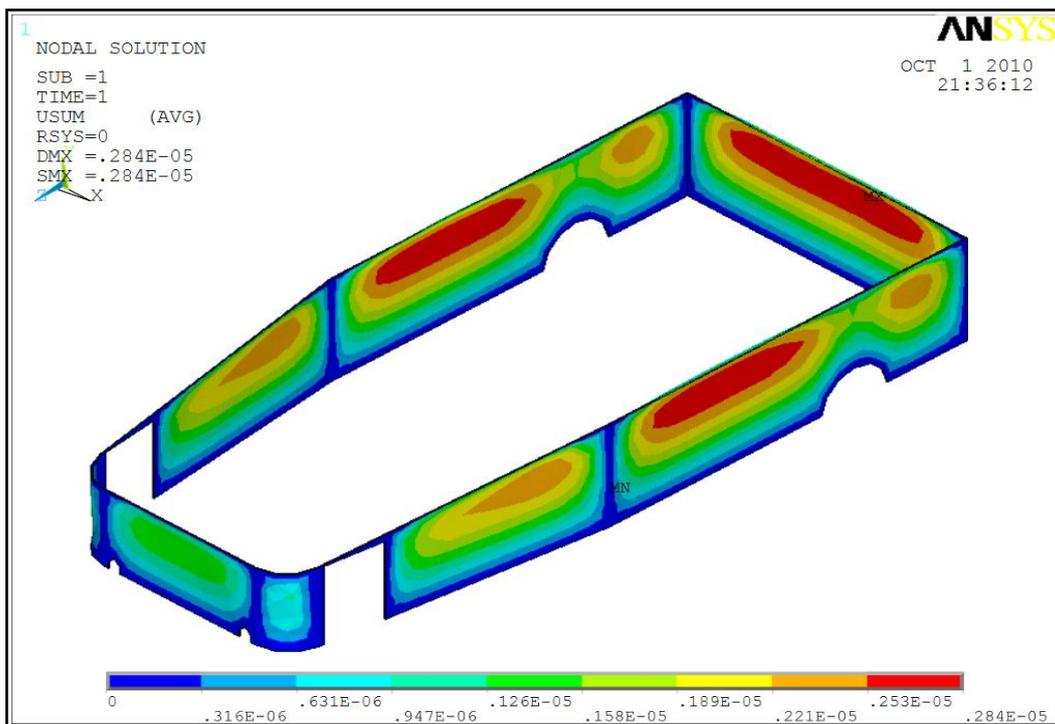


Figure IV-6 Déplacements dans la carrosserie01

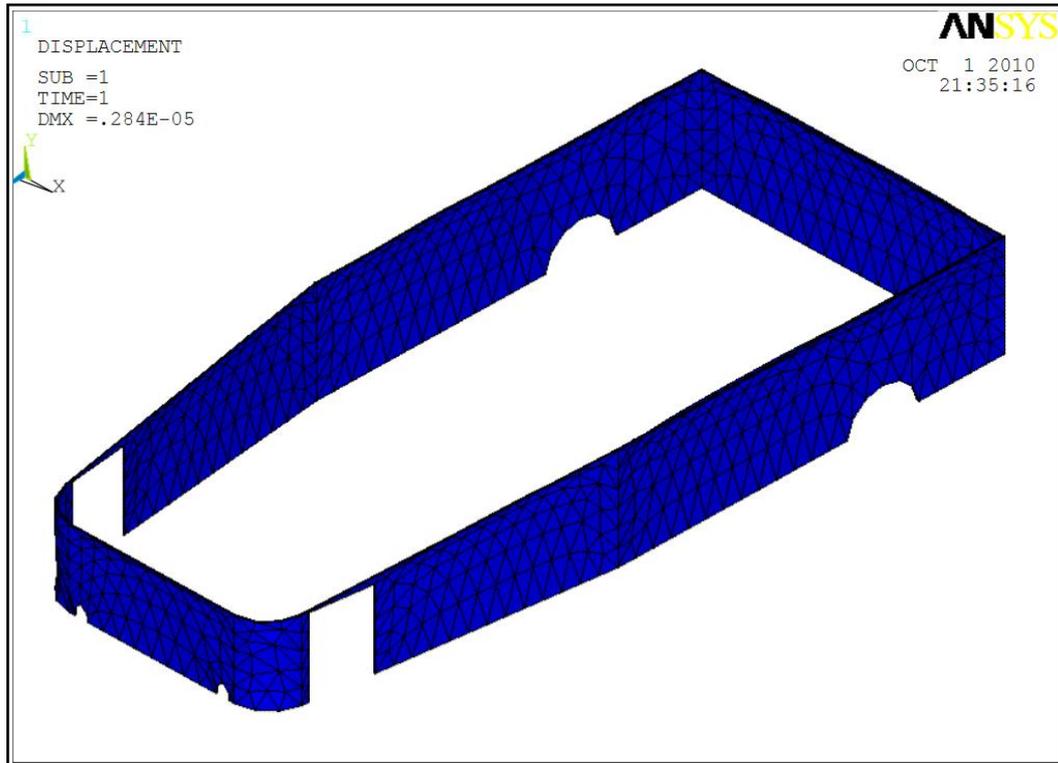


Figure IV-7 Déformations dans la carrosserie01

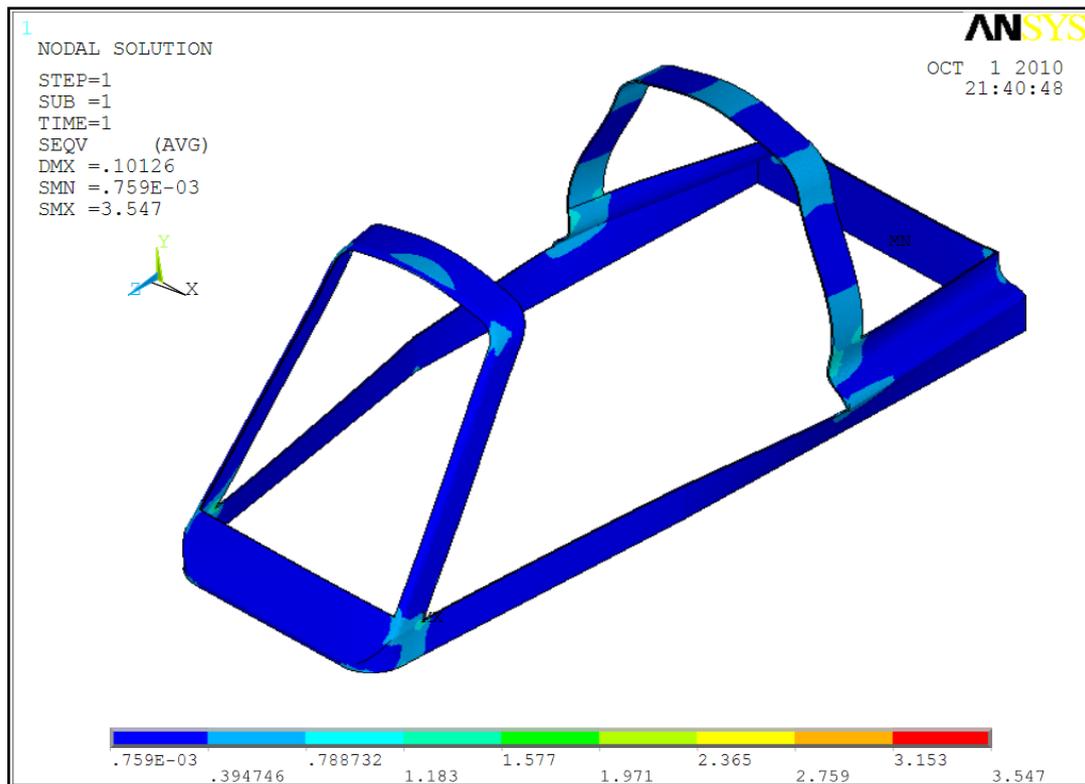


Figure IV-8 Contraintes dans la carrosserie02

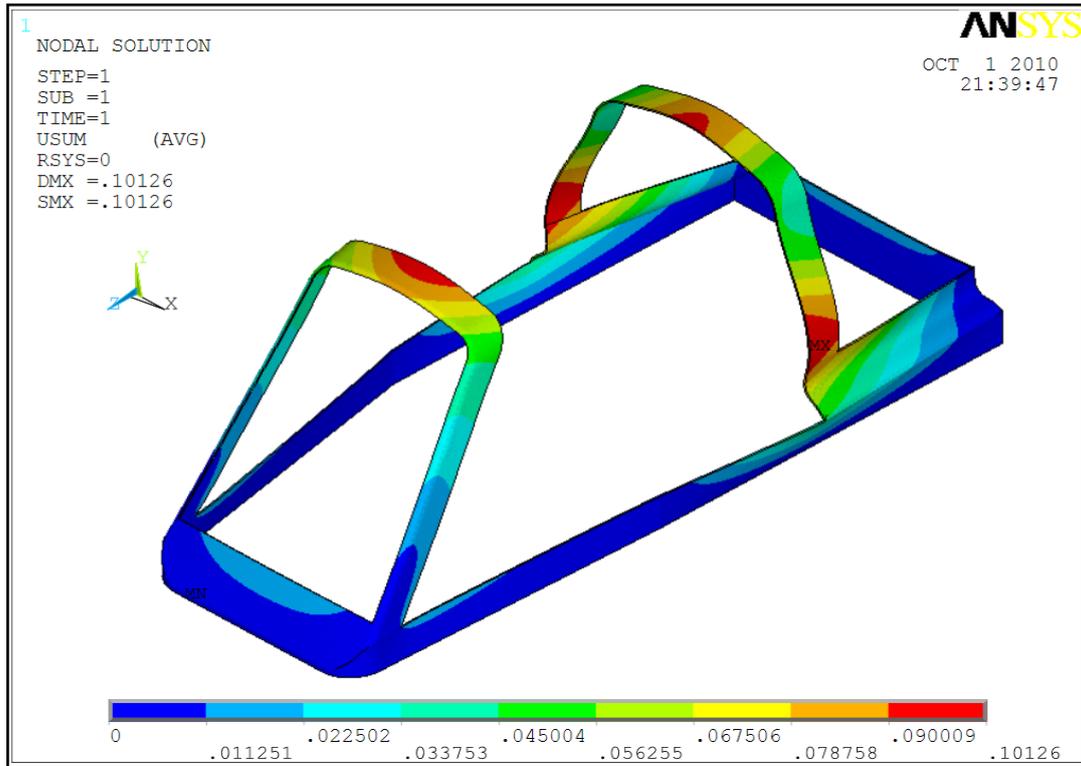


Figure IV-9 Déplacements dans la carrosserie02

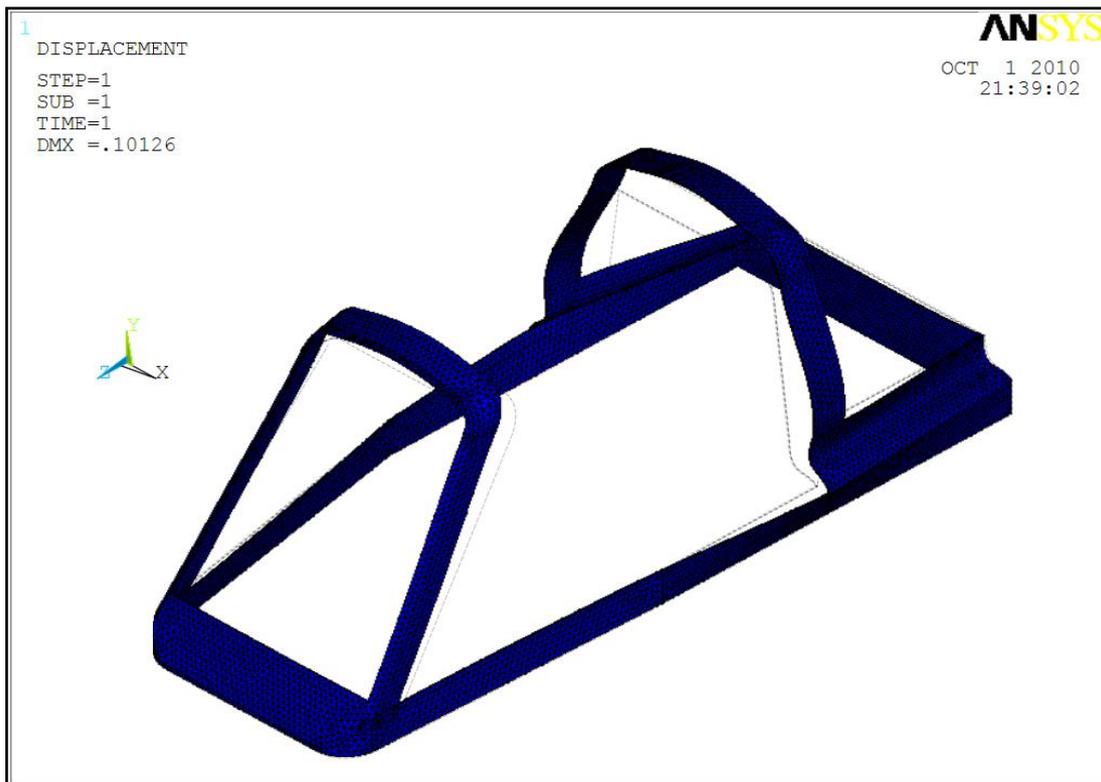


Figure IV-10 Déformations dans la carrosserie02

D'après les figures (IV-5, IV-6, IV-7 IV-8, IV-9 et IV-10) on tire les résultats suivants :

- **Carrosserie 01**

Les contraintes de Von Mises sont très petites (de 0 à 0.15 MPa), parce qu'on n'a pas d'importantes charges appliquées sur cette partie de la carrosserie, d'autre part cela revient à sa géométrie, Les déplacements sont aussi très petits (presque nuls).

- **Carrosserie 02**

Les contraintes de Von Mises sont comprises entre 0 et 3.55 MPa. La partie la plus sollicitée est la partie la plus haute au niveau des deux cotés à cause de son propre poids ainsi que l'absence des contraintes de déplacements appliquées.

Les déplacements sont compris entre 0 et 0.1 mm. C'est La partie supérieure et les deux cotés qui possèdent les déplacements maximaux. Les autres sont presque indéformables à cause de l'absence des charges appliquées.

Remarque : les résultats suivants sont obtenus à l'aide du logiciel CosmosWorks¹.

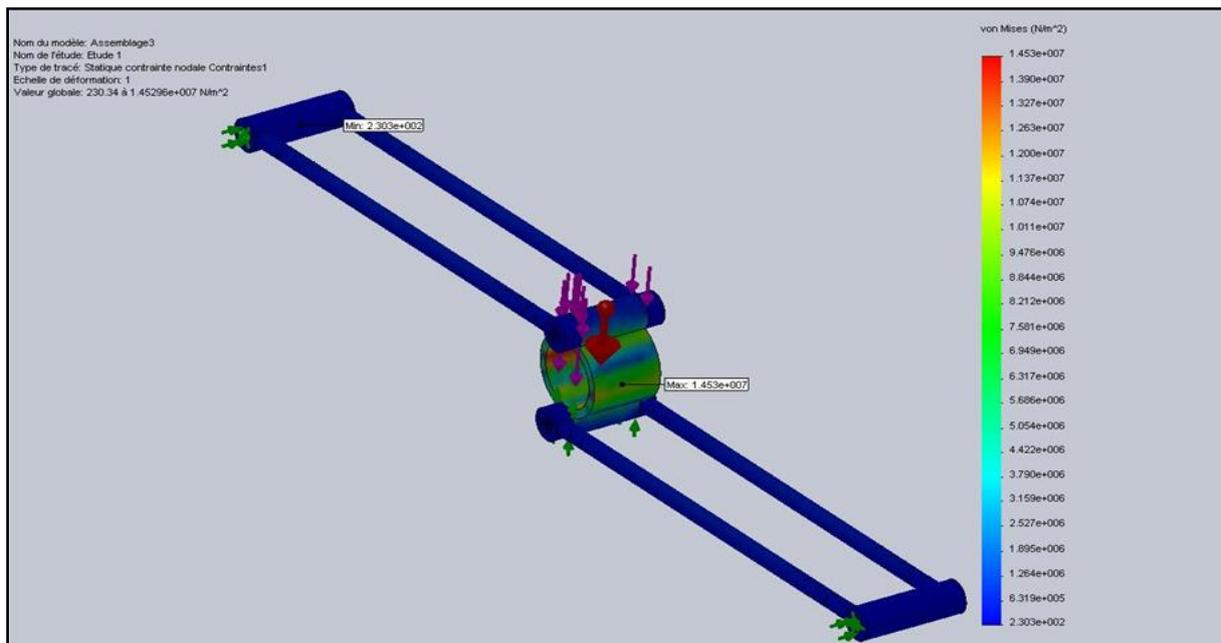


Figure IV-11 Contraintes dans le support de la roue arrière

¹ CosmosWorks est outil du SolidWorks utilisé pour la simulation des structures.

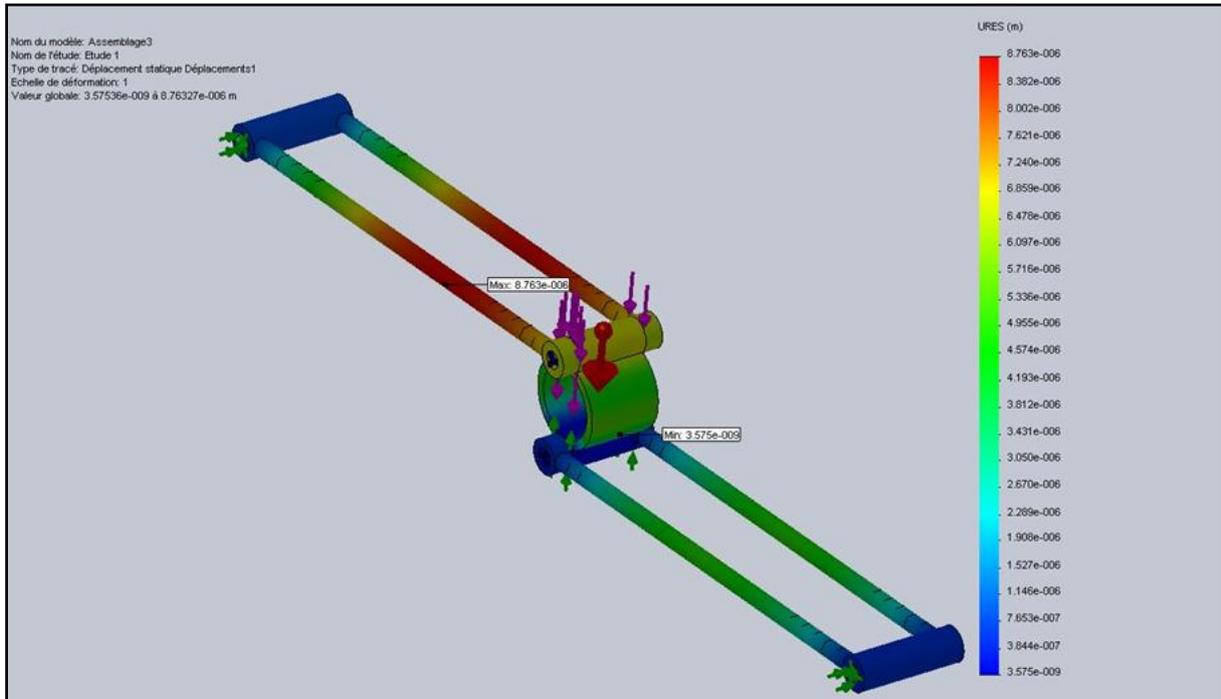


Figure IV-12 Déplacements dans le support de la roue arrière

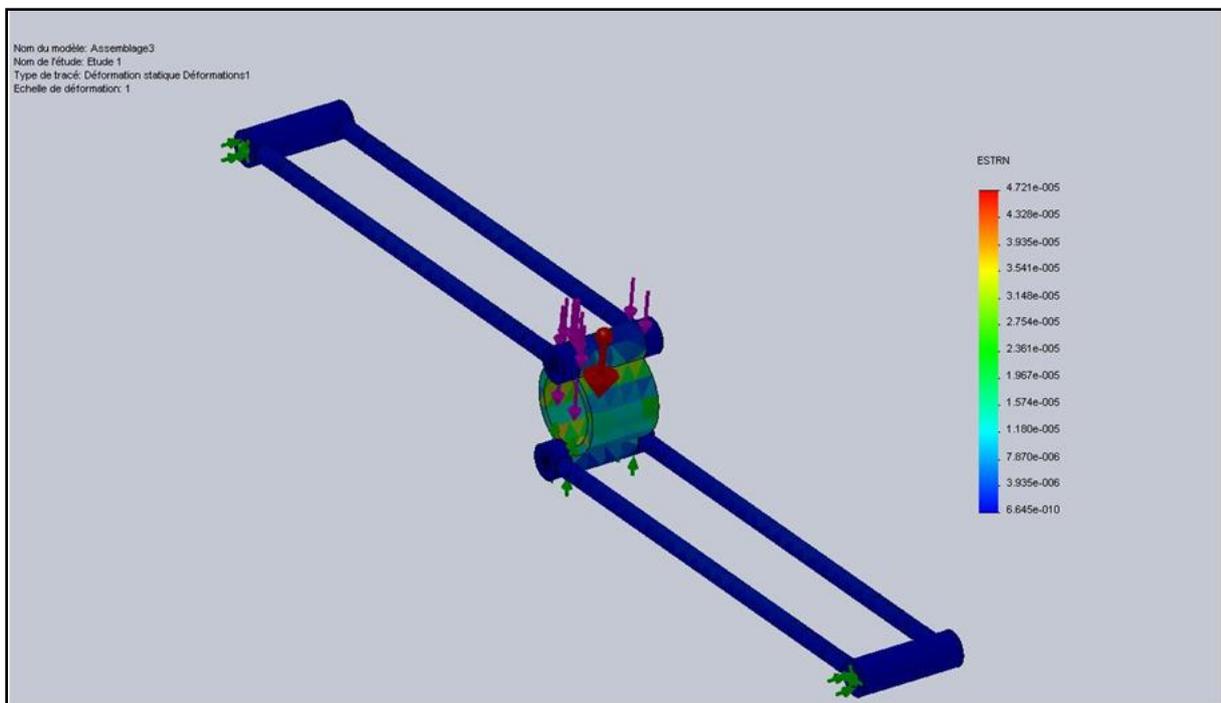


Figure IV-13 Déformations dans le support de la roue arrière

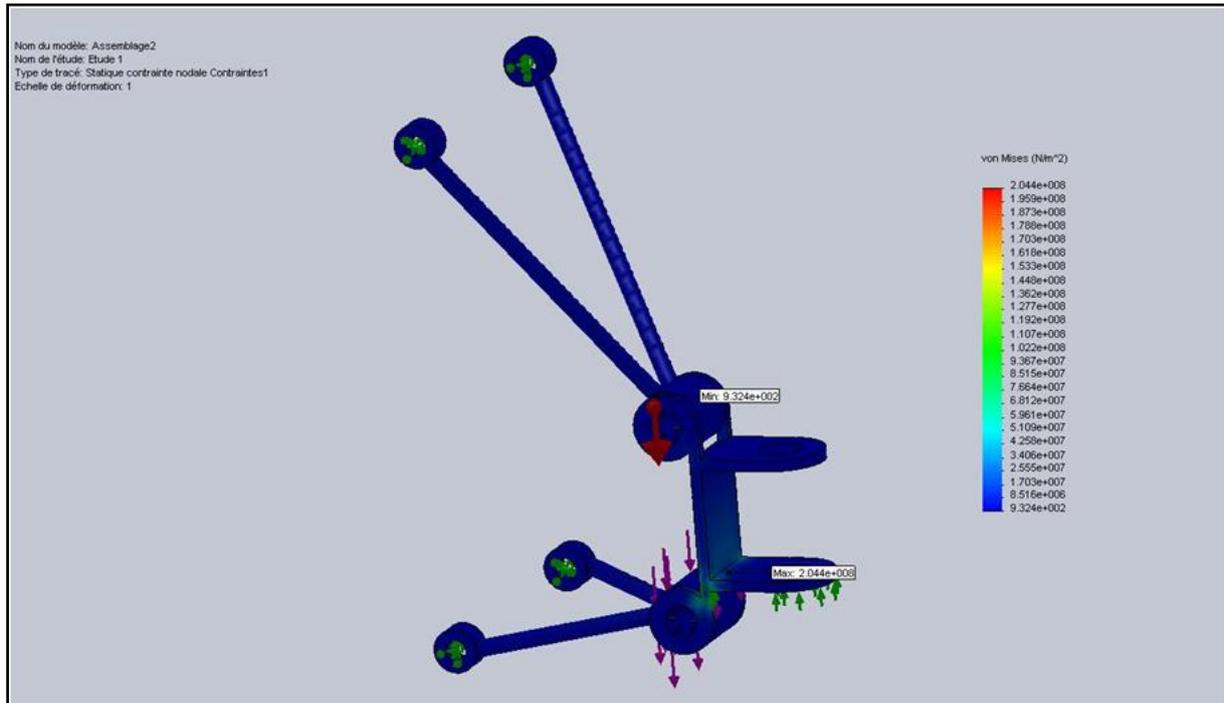


Figure IV-14 Contraintes dans le support de la roue avant

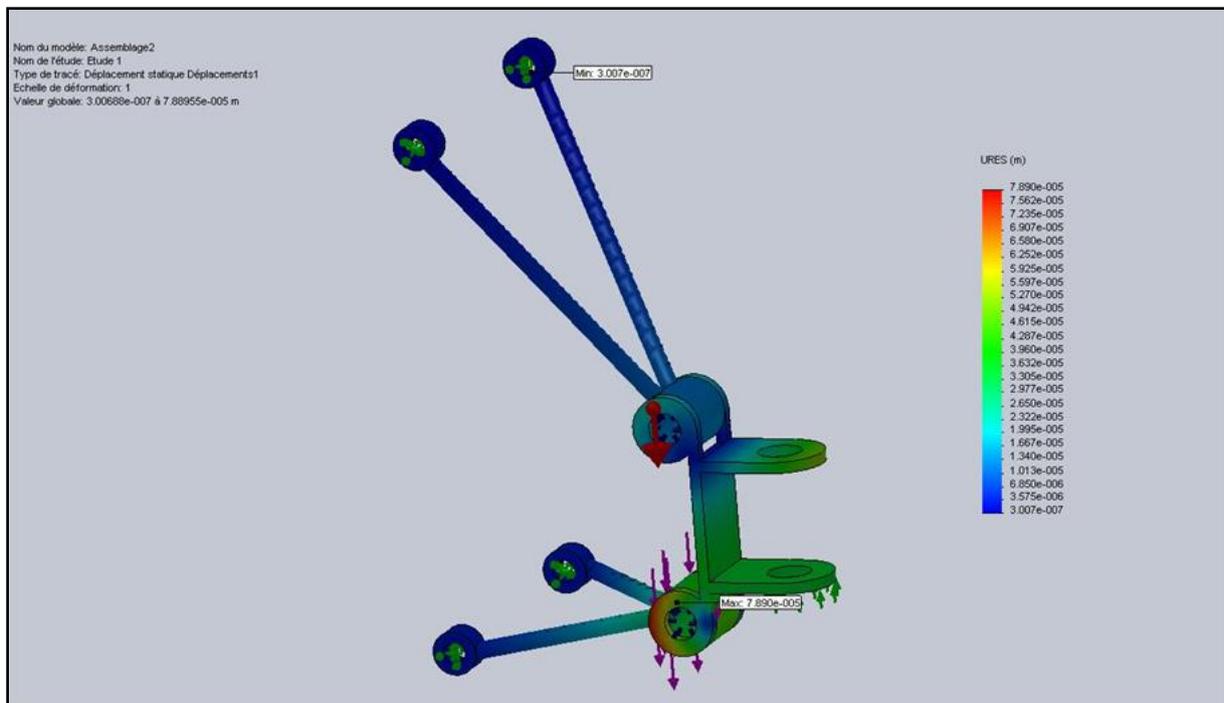


Figure IV-15 Déplacements dans le support de la roue avant

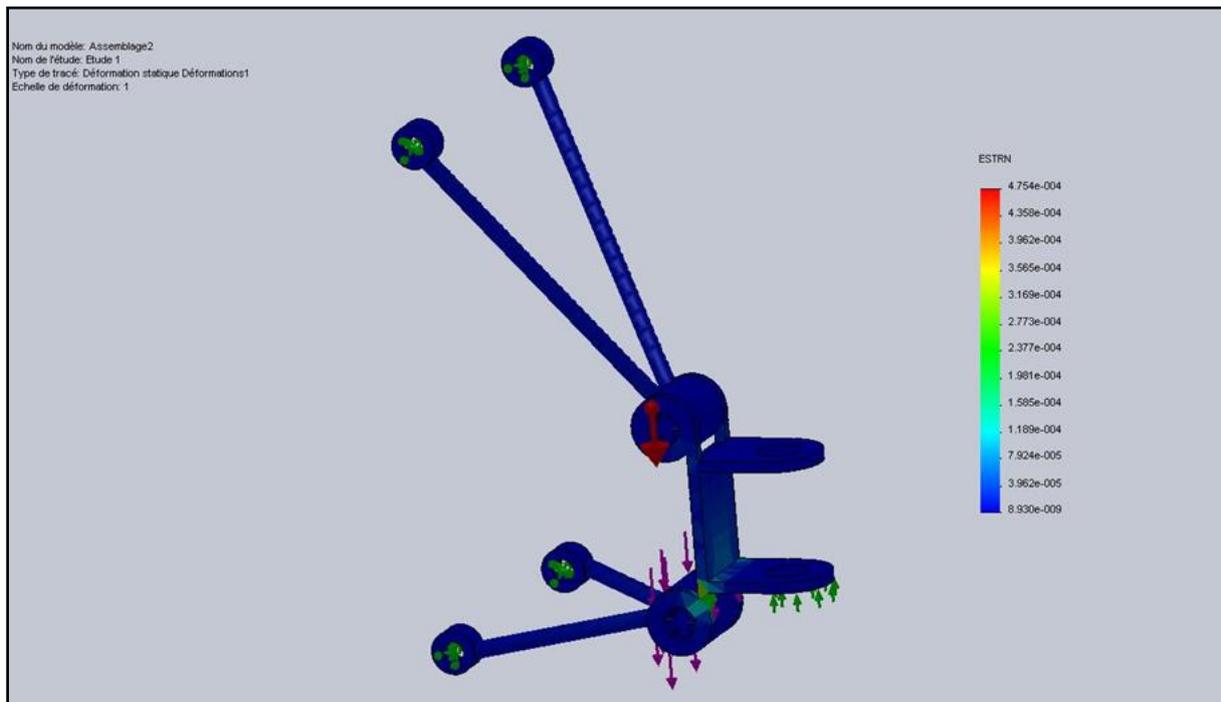


Figure IV-16 Déformations dans le support de la roue avant

D'après les figures (IV-11, IV-12, IV-13, IV-14, IV-15 et IV-16) on tire les résultats suivants :

Les contraintes de Von Mises, sont comprises entre 0 et 14.5 MPa pour le support arrière et entre 0 et 204 MPa pour le support avant.

Les déplacements dans les deux supports sont petits (de 0 à 0.1mm). Ceci implique de petites déformations (de 0 à 0.0004).

IV.4.4. Calcul de coefficient de sécurité:

Dans cette étude, pour le calcul de coefficient de sécurité, on utilise le critère de la contrainte de Von Mises.

- **Critère de Von Mises**

Le critère de Von Mises est un critère énergétique . L'énergie de déformation élastique s'écrit :

$$U = \frac{1}{2}\sigma\varepsilon \text{ en traction-compression} \quad (4-10)$$

$$U = \frac{1}{2}\tau\gamma \text{ en cisaillement.} \quad (4-11)$$

Cette énergie ne doit pas dépasser une valeur limite si l'on veut rester dans le domaine élastique. En contraintes planes, le critère de Von Mises s'écrit :

$$\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2} \leq R_e \quad (4-12)$$

σ_i , $i=1, 2, 3$: contraintes principales.

qui est l'équation d'une ellipse.

Dans le cas de poutres soumises à une flexion et à une torsion, le critère devient:

$$\sqrt{\sigma_{max}^2 + 3\tau_{max}^2} \leq R_e \quad (4-13)$$

De manière générale, l'énergie de distorsion élastique s'écrit :

$$U = \frac{J_2}{2G} \quad (4-14)$$

Où J_2 est le second invariant du déviateur du tenseur des contraintes et G est le module de cisaillement.

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (4-15)$$

$$J_1 = Tr|\sigma| - \sigma_{11} + \sigma_{22} + \sigma_{33} = \sigma_{ii} \quad (4-16)$$

$$J_2 = \frac{1}{2}[(J_1)^2 + Tr|\sigma^2|] \quad (4-17)$$

Le critère est alors :

$$J_2 \leq \frac{1}{3}R_e^2 \quad (4-18)$$

Soit :

$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 \leq 2R_e^2 \quad (4-19)$$

Ou encore

$$\frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2} \leq R_e \quad (4-20)$$

La surface limite est un cylindre dont l'axe est la trisectrice des trois axes $(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3)$.

$$\frac{\sigma_{Von\ Mises}}{R_e} < 1 \quad (4-21)$$

D'où :

$$C_{s\ min} = \frac{R_e}{\sigma_{Von\ Mises\ max}} \quad (4-22)$$

D'après les résultats des contraintes de Von Mises obtenus précédemment pour le châssis $\sigma_{VMmax} = 17.414N/mm^2$

D'où :

$$C_{s\ min} = \frac{R_e}{\sigma_{Von\ Mises\ max}} = \frac{292}{17.414} = 16.76$$

Pour les autres parties du véhicule le critère de Von Mises est justifié.

Donc, on conclue que le véhicule est bien statiquement dimensionné.

IV.5. Analyse dynamique

IV.5.1. Équations du mouvement

Pour résoudre un problème de mécanique vibratoire il est indispensable de disposer d'une matrice d'inertie. En effet, les vibrations résultent toujours d'un échange entre l'énergie cinétique et l'énergie potentielle.

Pour obtenir cette matrice, on applique la méthode variationnelle. On utilise le principe d'Hamilton qui fait appel à une fonctionnelle appelée Lagrangien $L : L = T - U - W_p$ avec :

T : énergie cinétique; U : énergie potentielle; W_p : potentiel des charges appliquées.

Sous forme matricielle, chacun de ces termes s'écrit :

$$dT = \frac{1}{2\rho} \{\dot{u}\}^t \{\dot{u}\} dV ; dU = \frac{1}{2} \rho \{\varepsilon\}^t \{\sigma\} dV ; dW_p = \{u\}^t \{F_v\} dV + \{u\}^t \{F_s\} ds \quad (4-23)$$

$\{u\}$: Vecteur déplacements. $\{\dot{u}\}$: ses dérivées par rapport au temps; ρ : masse volumique du matériau.

La fonctionnelle L a pour expression :

$$L = \frac{1}{2} \int_V [\rho \{\dot{u}\}^t \{\dot{u}\} - \{\varepsilon\}^t \{\sigma\} + 2\{u\}^t \{F_v\}] dV + \int_S \{u\}^t \{F_s\} ds \quad (4-24)$$

Le principe d'Hamilton a pour expression :

« Parmi toutes les variations dans le temps des configurations des déplacements qui satisfont les conditions de compatibilité, de contraintes, ou de conditions cinématiques aux limites et qui satisfont aussi les dites conditions aux temps t_1 et t_2 , est celle qui optimise la fonctionnelle Lagrangienne »

$$\text{Soit : } \delta \int_{t_1}^{t_2} L dt = 0 \quad (4-25)$$

En faisant les substitutions suivantes :

$$\{u\} = [\varphi] \{u_e\}; \{\varepsilon\} = [B] \{u_e\}; \{\sigma\} = [E][B] \{u_e\} .$$

On obtient :

$$-L = \frac{1}{2} \int_V [\{u_e\}^t [B]^t [E][B] \{u_e\} - \rho \{\dot{u}_e\}^t [\varphi]^t [\varphi] \{u_e\} - 2\{u_e\}^t [\varphi]^t \{F_v\}] dv - \int_S \{u_e\}^t [\varphi]^t \{F_s\} ds \quad (4-26)$$

En appliquant le principe d'Hamilton on trouve :

$$\int_{t_1}^{t_2} \left[\{\delta u_e\}^t \int_V [B]^t [E] [B] dV \{u_e\} - \{\delta \dot{u}_e\}^t \int_V \rho [\varphi]^t [\varphi] dV \{\dot{u}_e\} - \{\delta u_e\}^t \int_V [\varphi]^t \{F_v\} dV - \{\delta u_e\}^t \int_S [\varphi]^t \{F_s\} dS \right] dt = 0 \quad (4-27)$$

En intégrant par parties, par rapport au temps, le second terme, on a :

$$\int_{t_1}^{t_2} \{\delta \dot{u}_e\}^t \int_V \rho [\varphi]^t [\varphi] dV \{\dot{u}_e\} dt = \left[\{\delta u_e\}^t \int_V \rho [\varphi]^t [\varphi] dV \{u_e\} \right]_{t_1}^{t_2} - \int_{t_1}^{t_2} \{\delta u_e\}^t \int_V \rho [\varphi]^t [\varphi] dV \{\ddot{u}_e\} dt \quad (4-28)$$

En imposant : $\{\delta u_e(t_1)\} = \{\delta u_e(t_2)\} = 0$

Le premier terme du second membre de cette équation s'annule; en portant le second terme dans l'expression de la forme intégrale de la fonctionnelle L, on obtient :

$$\int_{t_1}^{t_2} \{\delta u_e\}^t \left[\int_V \rho [\varphi]^t [\varphi] dV \{\ddot{u}_e\} + \int_V [B]^t [E] [B] dV \{u_e\} - \int_V [\varphi]^t \{F_v\} dV - \int_S [\varphi]^t \{F_s\} dS \right] dt = 0 \quad (4-29)$$

Les variations des déplacements des nœuds étant arbitraires, la quantité entre crochets s'annule. On reconnaît dans les deux derniers termes le vecteur charge $[f]$ et, dans le second, la matrice raideur $[k]$. La matrice d'inertie $[m]$ est celle multipliée par l'accélération $\{\ddot{u}_e\}$:

$$\begin{cases} [m] = \int_V \rho [\varphi]^t [\varphi] dV \\ [k] = \int_V [B]^t [E] [B] dV \\ [f] = \int_V [\varphi]^t \{F_v\} dV - \int_S [\varphi]^t \{F_s\} dS \end{cases} \quad (4-30)$$

$$[m]\{\ddot{u}_e\} + [k]\{u_e\} = [f] \quad (4-31)$$

Après assemblage des matrices élémentaires, on retrouve l'équation du mouvement de toute la structure :

$$[M]\{u\} + [K]\{u\} = [F] \quad (4-32)$$

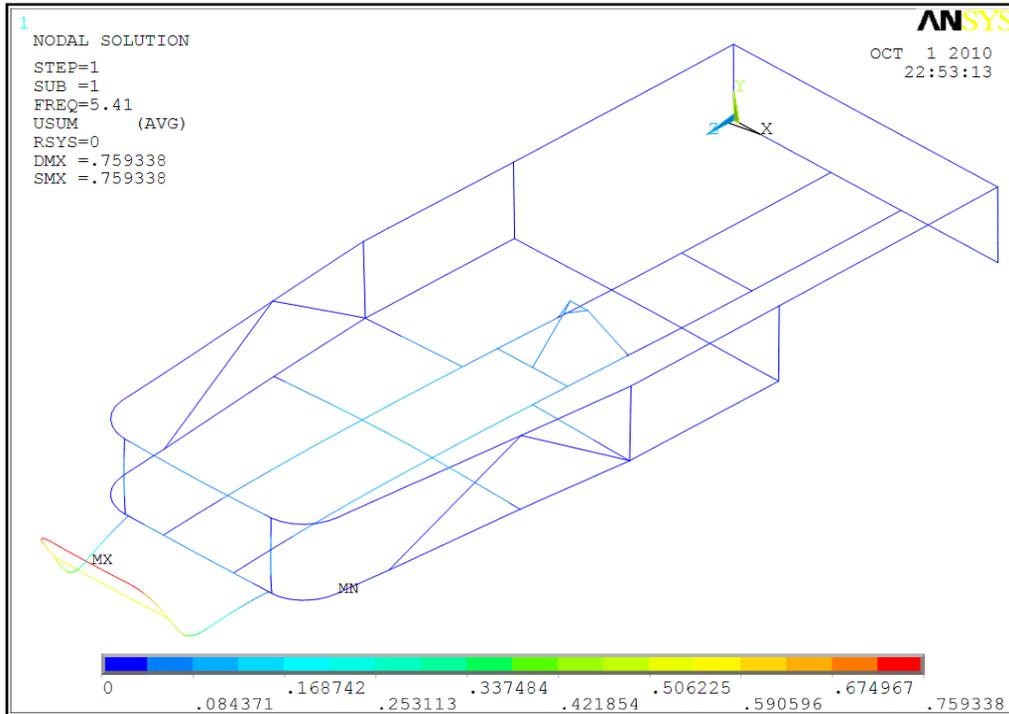
IV.5.2. Résultats de l'analyse modale

Pour l'analyse modale on a suivi la même démarche que pour l'analyse statique sauf que pour cette dernière tous les efforts extérieurs sont éliminés.

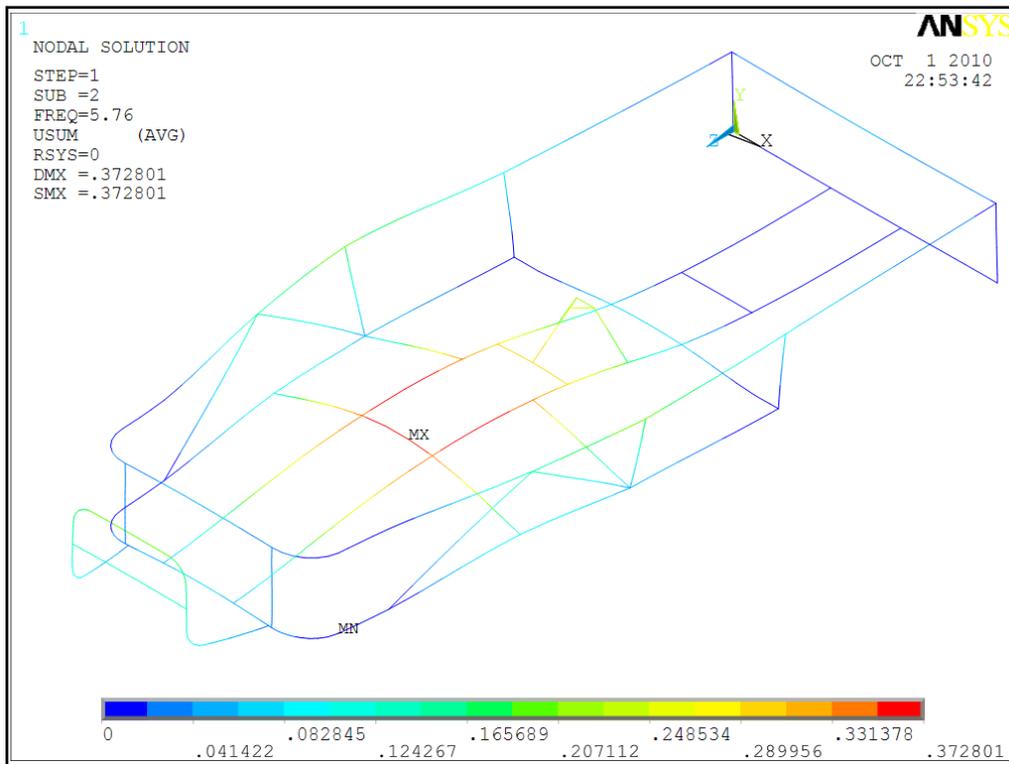
Les quatre² premières fréquences propres obtenues par l'analyse modale du châssis du véhicule sont les suivantes :

| Mode | FREQ (HERTZ) |
|-------------|-------------------------|
| 1 | 5.41 |
| 2 | 5.76 |
| 3 | 6.25 |
| 4 | 8.32 |

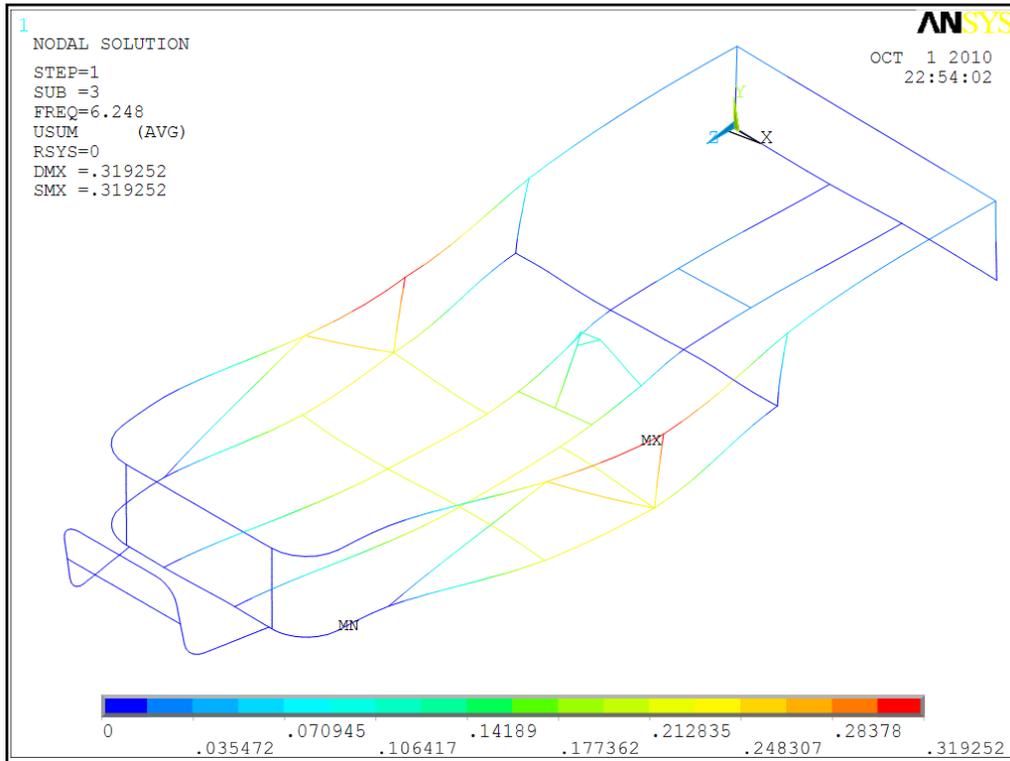
² On peut calculer plusieurs fréquences propres mais la première reste la fréquence la plus importante de calculer.



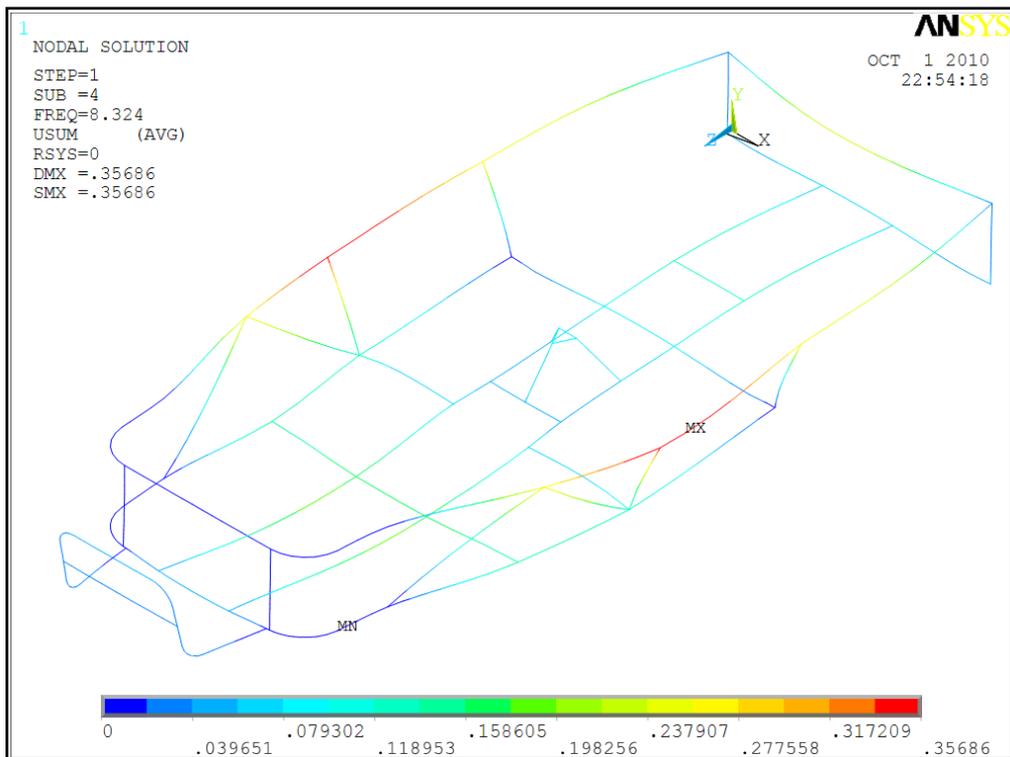
IV-17 Premier mode propre



IV-18 Deuxième mode propre



IV-19 Troisième mode propre



IV-20 Quatrième mode propre

Les vitesses linéaires de la circulation du véhicule conçu qui correspondent aux fréquences propres obtenus par l'analyse modale sont indiquées sur le tableau ci-dessous :

| mode | Fréquence (Hertz) | Ω (rad/s) | Vitesse (Km/h) |
|------|-------------------|------------------|----------------|
| 1 | 5,41 | 33,9748 | 30,57732 |
| 2 | 5,76 | 36,1728 | 32,55552 |
| 3 | 6,25 | 39,25 | 35,325 |
| 4 | 8,32 | 52,2496 | 47,02464 |

D'après les résultats du tableau précédent, toutes les fréquences propres calculées correspondent à des vitesses de circulation linéaires supérieures à 30Km/h ce qui permet de conclure que la structure du châssis est bien sécurisée à la rupture vibrationnelle.

Conclusion générale

Dans la présente étude, on a procédé à la modélisation et au dimensionnement de la motorisation d'un véhicule électrique.

L'objectif futur est la réalisation du véhicule pouvant effectuer des tâches à l'intérieur de l'ENP. Une fois cet objectif atteint, on aura assisté de beaucoup le personnel travaillant à l'ENP, avec un minimum de nuisance.

En perspective, nous proposons que ce travail soit repris par de futures ingénieurs dans le but de le compléter par l'étude des autres parties non traitées, telles que: la suspension, le freinage...

Bibliographie

[1] A. DELAPLACE, F. GATUINGT, F. RAGUENEAU : Mécanique des structures Résistance des matériaux, Aide-mémoire, Dunod, Paris, 2008

[2] Pierre SPITERI : AF505, Méthode des éléments finis- Présentation générale de la méthode des éléments finis. Techniques de l'ingénieur, juillet 2002, France.

[3] R. FARGES : B5683, Poulies et courroies de transmission-Entraînement synchrone. Techniques de l'Ingénieur, février 1990, France.

[4] Alain GIRARD : B5150, Dynamique des structures -Techniques d'analyse et d'essai. Techniques de l'ingénieur, avril 1997, France.

[5] Michael Costin, David Phipps: Racing and sports car chassis design, B. T. BATSFORD LTD, 1973.

[6] A.Chevalier, Guide du dessinateur industriel, édition [HACHETTE Technique 1993].

[7] <http://solidworks.com>

[8] <http://ansys.com>

ANNEXES

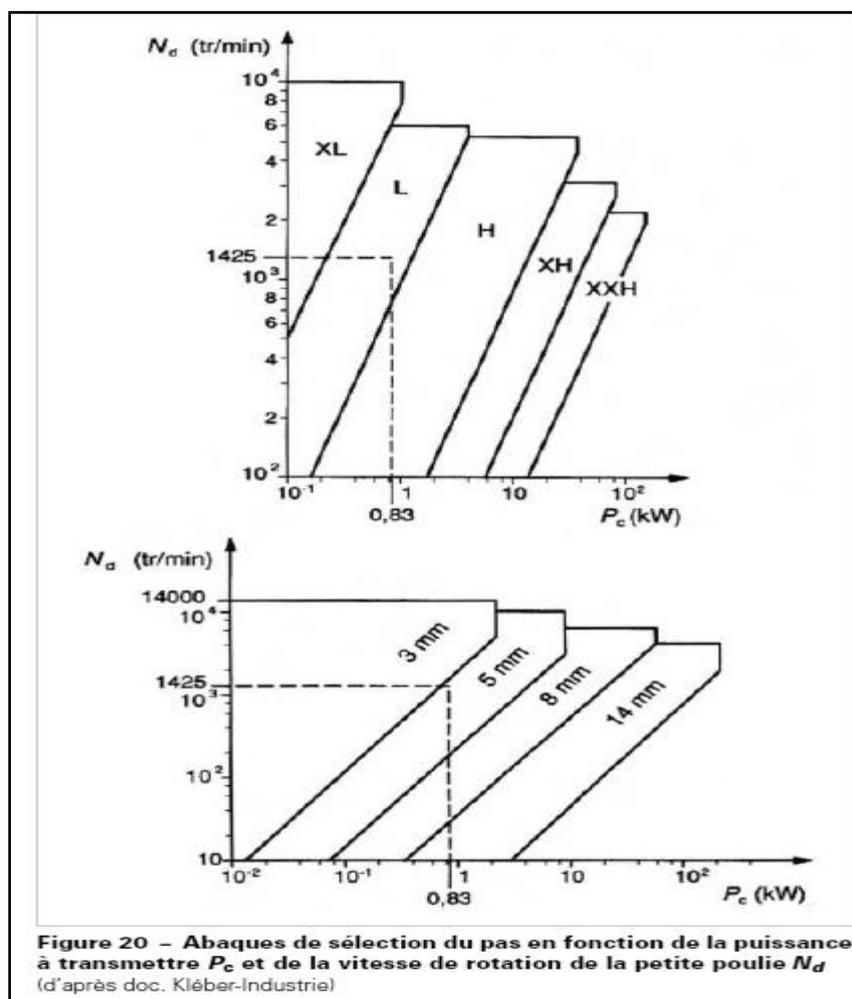
ANNEXE 01 :

| Code de pas | Profil trapézoïdal (1) | | | | | Profil curviligne HTD | | | |
|--------------------------------------|------------------------|-------|-------|--------|--------|-----------------------|-------|-------|--------|
| | XL | L | H | XH | XXH | 3 mm | 5 mm | 8 mm | 14 mm |
| Diamètre minimal des poulies (mm) | 16,17 | 36,38 | 64,68 | 127,34 | 222,34 | 9,55 | 22,28 | 56,02 | 124,78 |
| Nombre de dents minimal | 10 | 12 | 16 | 18 | 22 | 10 | 14 | 22 | 28 |
| Vitesse maximale d'utilisation (m/s) | 50 | 50 | 50 | 40 | 35 | 60 | 60 | 55 | 45 |

(1) Les valeurs pour les profils XXL et MXL ne sont pas communiquées.

| Code de pas | Profil trapézoïdal (1) | | | | | Profil curviligne HTD | | | |
|---------------|------------------------|------|-------|-------|-------|-----------------------|------|------|-------|
| | XL | L | H | XH | XXH | 3 mm | 5 mm | 8 mm | 14 mm |
| T_a (N) | 55 | 250 | 2 100 | 4 100 | 6 400 | 50 | 130 | 850 | 2 400 |
| m (g/m) | 21 | 75 | 330 | 1 200 | 2 100 | 18 | 40 | 125 | 395 |
| ℓ_0 (mm) | 9,5 | 25,4 | 76,2 | 101,6 | 127,0 | 6,0 | 9,0 | 20,0 | 40,0 |

(1) Les valeurs pour les profils XXL et MXL ne sont pas communiquées.

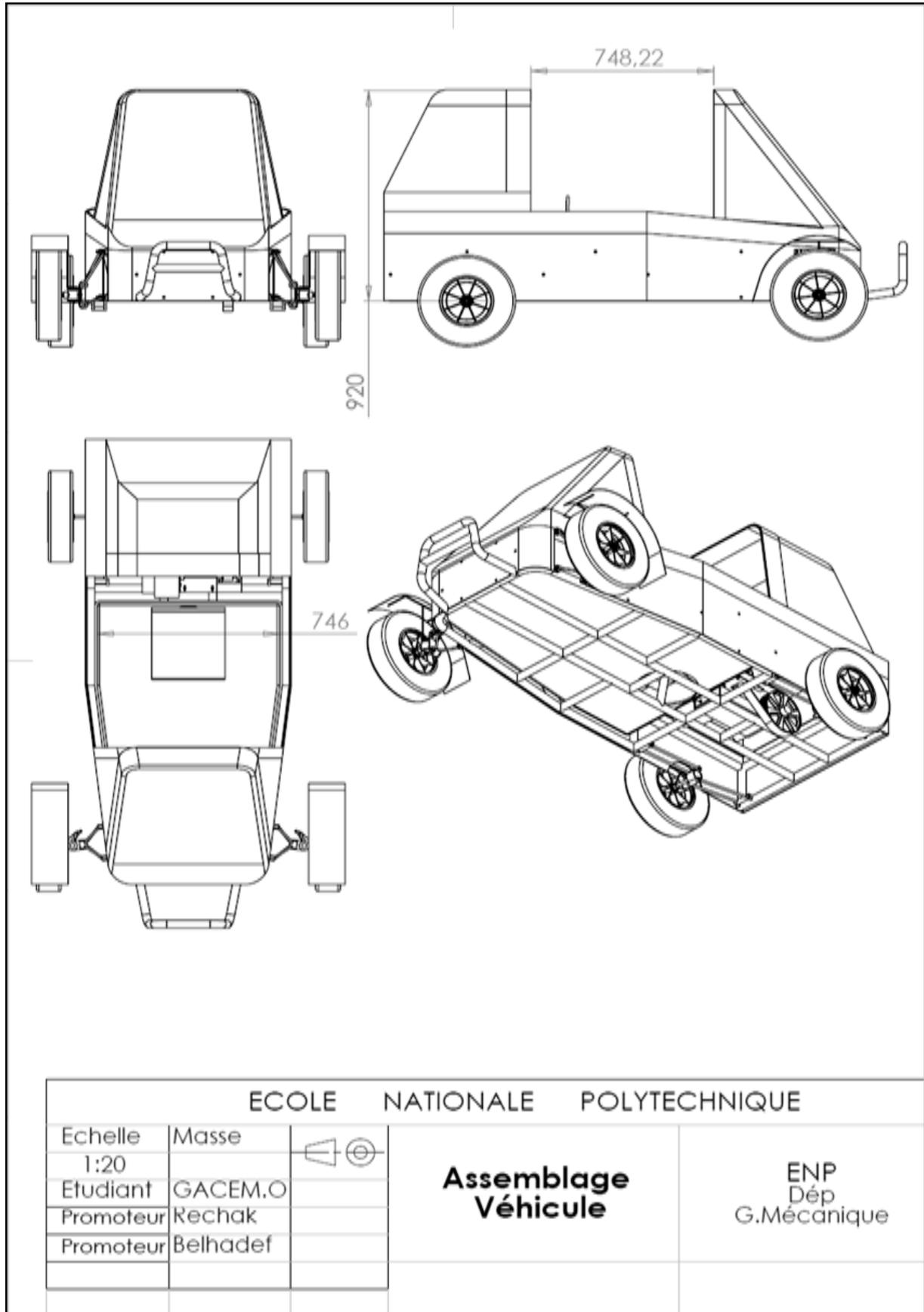


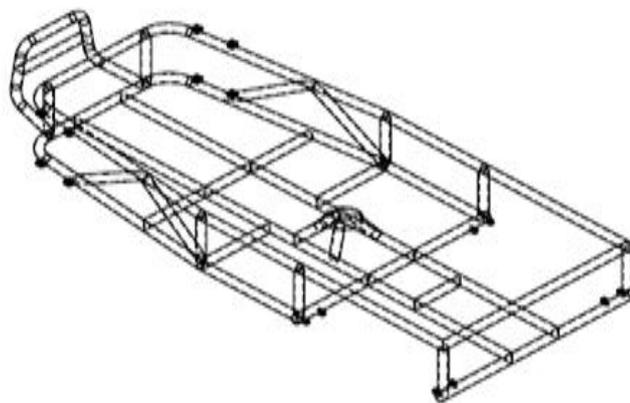
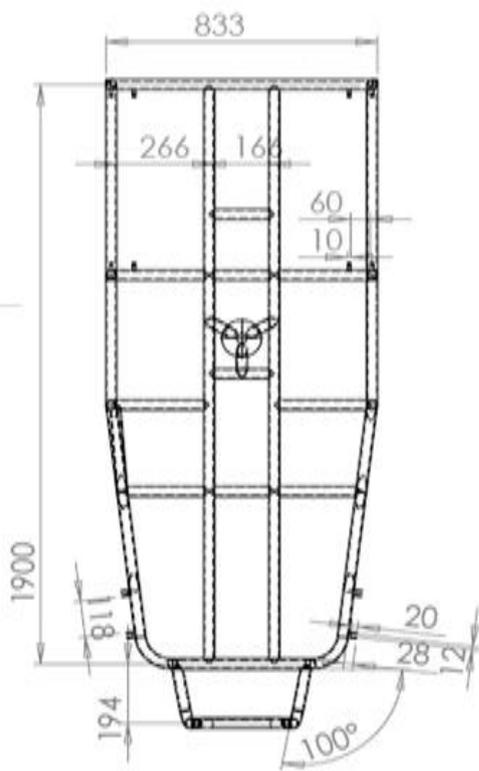
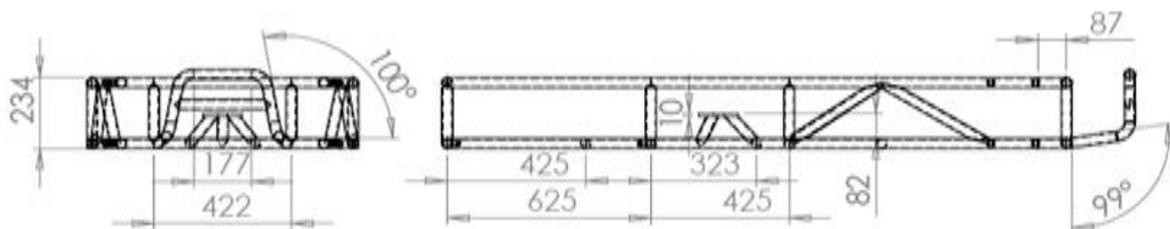
| Tableau XI : Facteur de service k_0 | | | | | | | | | |
|---|---|---------|-------|---|---------|-------|--|---------|-------|
| Machines menantes Machines menées | Moteur faible couple de démarrage. Moteur à courant continu. Moteurs thermiques > 8 cylindres. Turbines hydraulique ou vapeur | | | Moteurs alternatifs ou triphasés à couple normal ou légèrement variable (1,5 à 2,5 du couple nominal). Moteurs à court-circuit. Moteurs thermiques 4 à 8 cylindres. | | | Moteurs alternatifs ou triphasés à haut couple de démarrage (plus de 2,5 du couple nominal). Moteurs monophasés. Moteurs hydrauliques. Moteurs thermiques < 4 cylindres. | | |
| | -10h | 10 -16h | + 16h | -10h | 10 -16h | + 16h | -10h | 10 -16h | + 16h |
| Caméras. Machines à écrire et à calculer. Ordinateurs. Machines d'entretien et petit électroménager. Tachymètres. Tapis roulants de petites machines. | 1,1 | 1,2 | 1,4 | 1,2 | 1,4 | 1,5 | 1,4 | 1,6 | 1,7 |
| Agitateurs. Mélangeurs. Malaxeurs. Séchoirs. Tamiseuses. Souffleries. Machines à papiers. Machines à imprimer. Sérigraphie. Machines à bois. Perceuses. Raboteuses. Scies. Convoyeurs. Petits ventilateurs. Pompes rotatives. Compresseurs. | 1,3 | 1,5 | 1,6 | 1,5 | 1,6 | 1,7 | 1,6 | 1,7 | 1,8 |
| Machines de laverie. Blanchisserie. Machines du textile. presses d'imprimerie. Machines-outils. Machines pour briqueterie. Agitateurs et mélangeurs de semi-liquides. Poinçonneuses. tondeuses. cribleuses. Convoyeurs pour charges moyennes. | 1,5 | 1,6 | 1,8 | 1,6 | 1,8 | 1,9 | 1,8 | 1,9 | 2 |
| Elévateurs. Appareils de levage. pompes à pistons. Calandreuses. Batteurs. Broyeurs. Malaxeurs. Pulvérisateurs. Ascenseurs. Ventilateurs de mines. Souffleries. | 1,6 | 1,7 | 1,9 | 1,7 | 1,9 | 2 | 1,9 | 2 | 2,1 |
| Machines de tuilerie. Machines à pistons. Gros broyeurs. Machines de levage. | 1,8 | 1,9 | 2 | 1,9 | 2 | 2,1 | 2 | 2,1 | 2,2 |

| Tableau XII : Facteur de transmission k_1 | |
|---|-------|
| Rapport de transmission | k_1 |
| 1 - 1,2 | 0 |
| 1,2 - 1,5 | 0,1 |
| 1,5 - 2,35 | 0,2 |
| 2,35 - 3 | 0,3 |
| Plus de 3 | 0,4 |

| Tableau : XIII : Facteur pour utilisation permanente k_2 | | |
|--|-------|-------|
| Durée | -24 h | 24 h |
| k_2 | 0 | + 0,2 |

ANNEXE 02 :



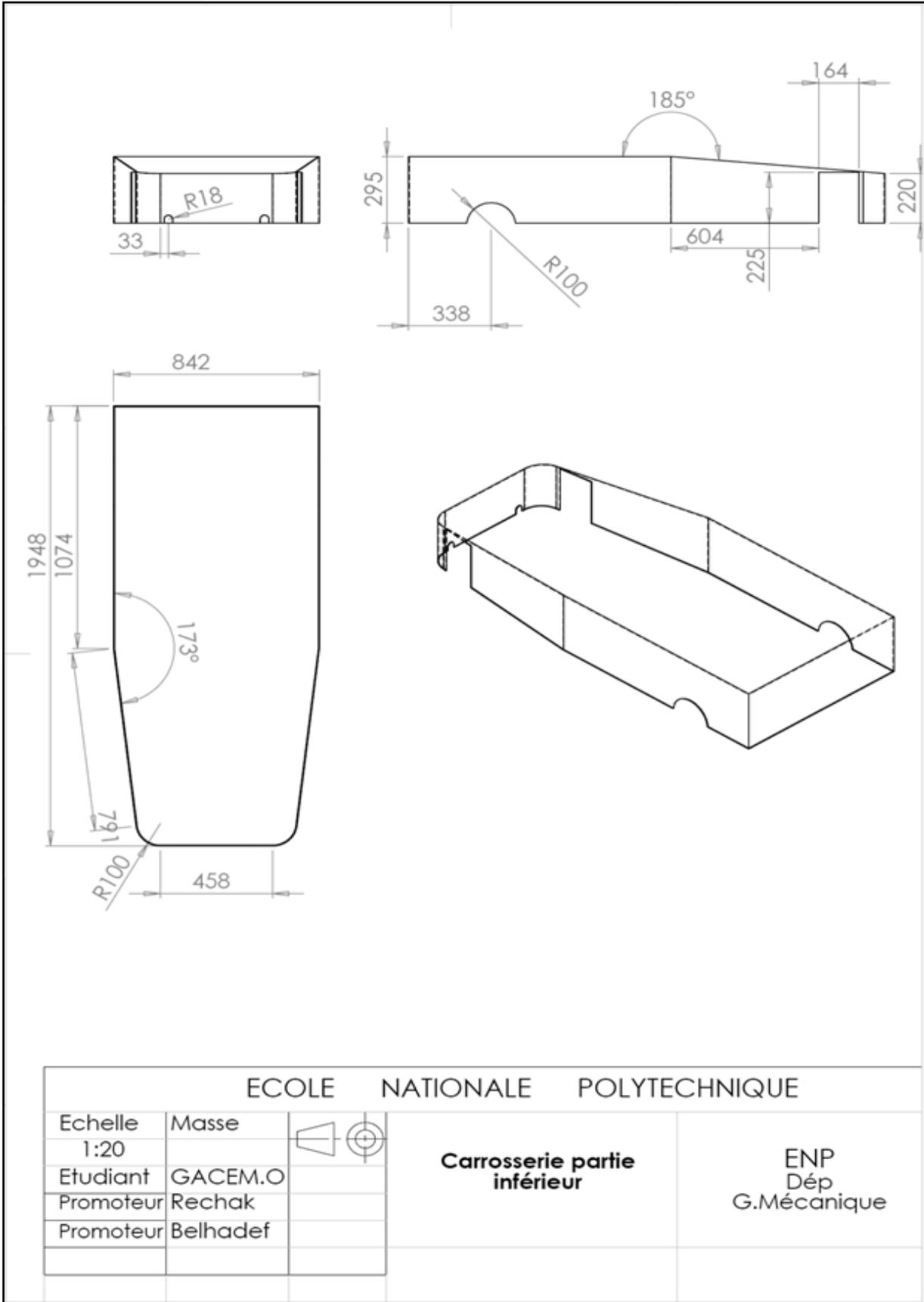


ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

| | | |
|-----------|----------|--|
| Echelle | Masse | |
| 1:20 | | |
| Etudiant | GACEM.O | |
| Promoteur | Rechak | |
| Promoteur | Belhadef | |

Chassis

ENP
Dép
G.Mécanique

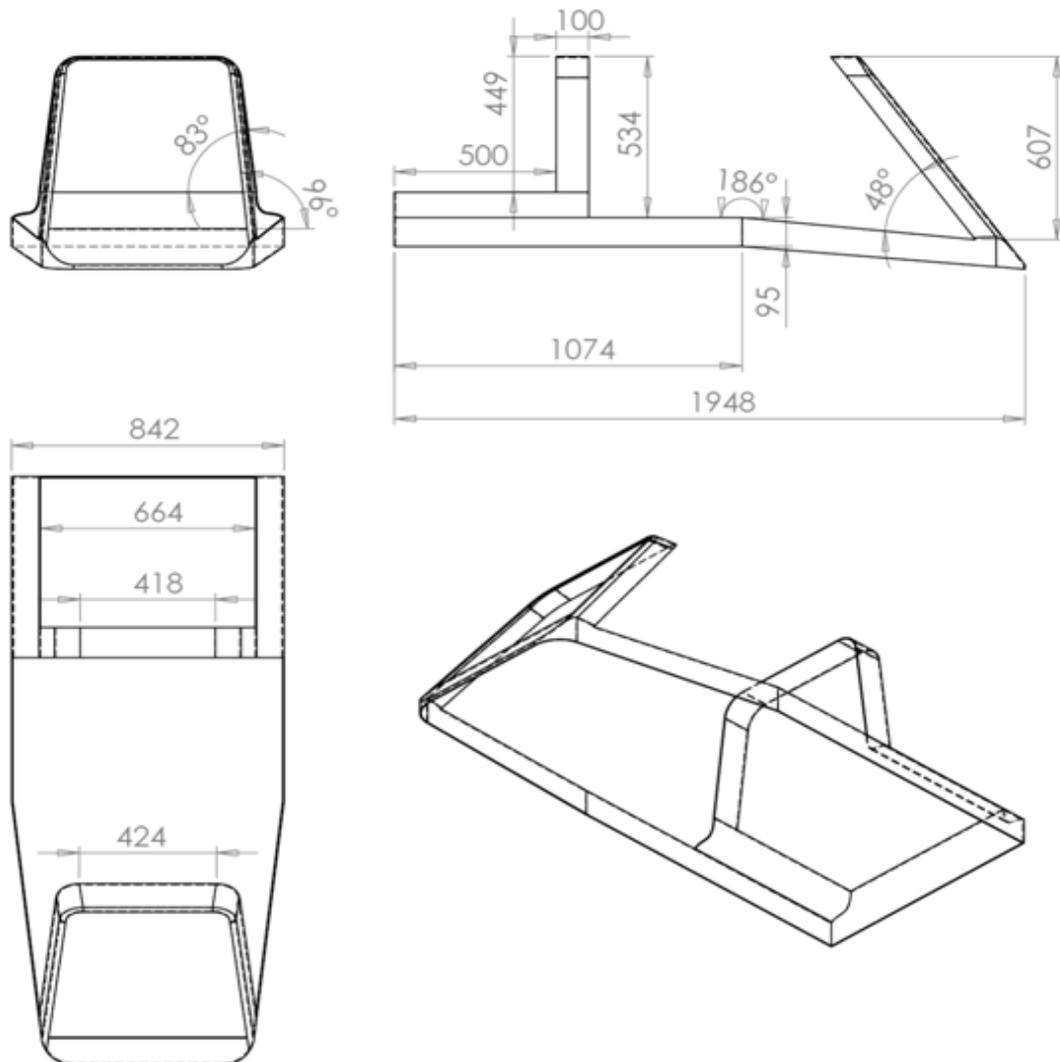


ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

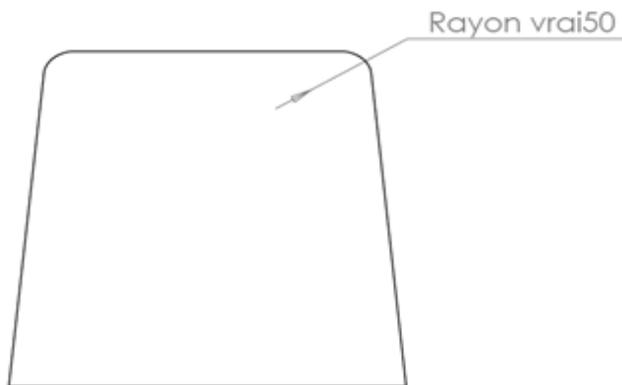
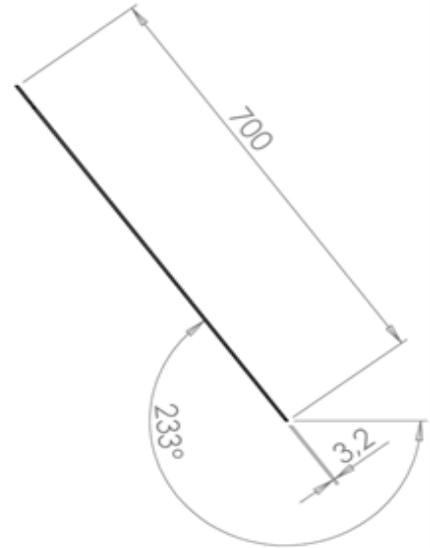
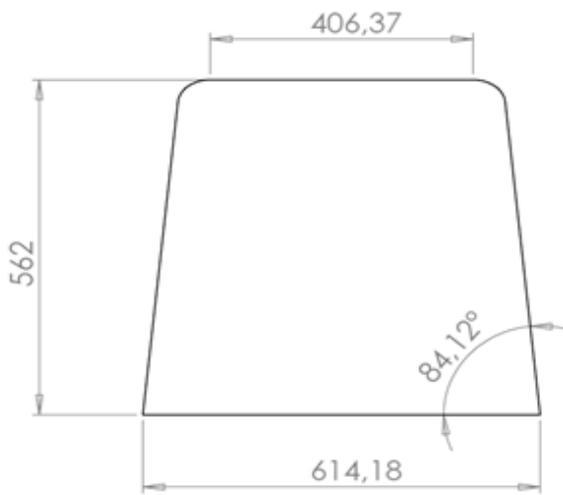
| | | |
|-----------|----------|--|
| Echelle | Masse | |
| 1:20 | | |
| Etudiant | GACEM.O | |
| Promoteur | Rechak | |
| Promoteur | Belhadef | |

Carrosserie partie inférieure

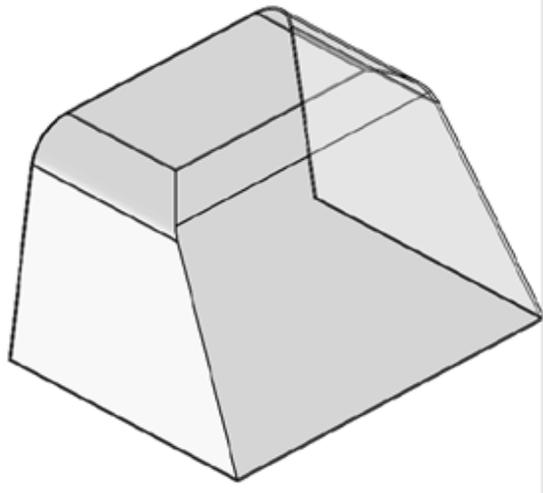
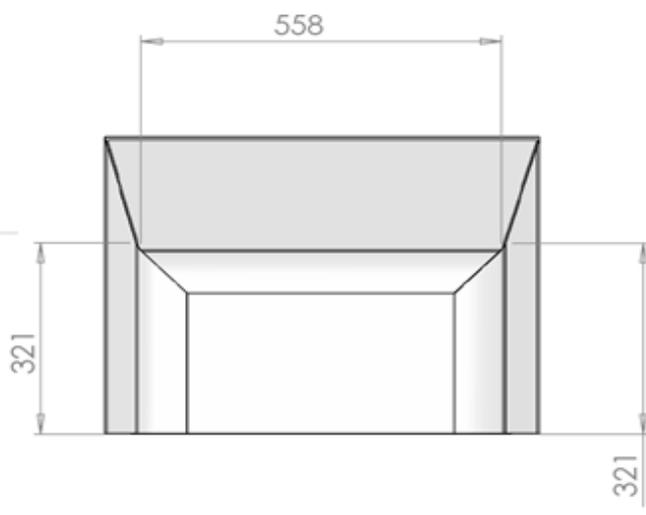
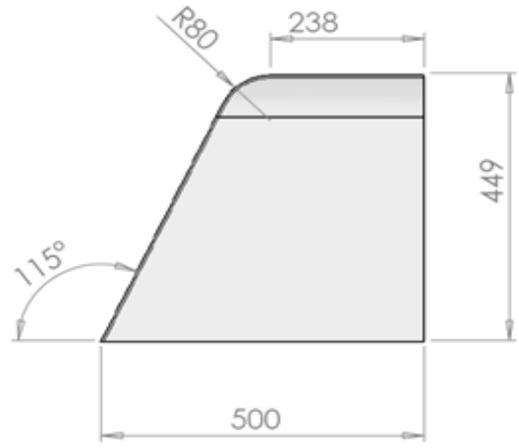
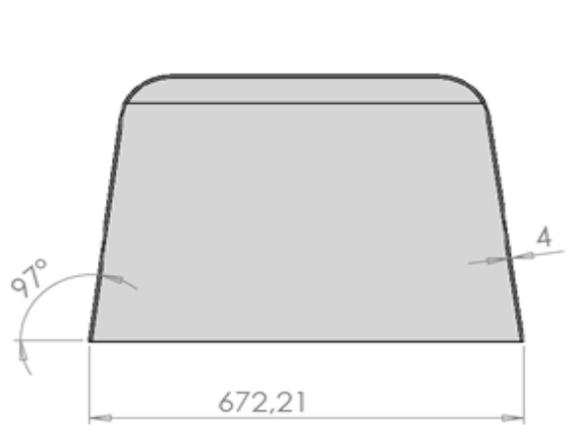
ENP
Dép
G.Mécanique



| ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE | | | | |
|-------------------------------|----------|--|---|---------------------------|
| Echelle | Masse | | Carrosserie partie superieur | ENP Dép G.Mécanique |
| 1:20 | | | | |
| Etudiant | GACEM.O | | | |
| Promoteur | Rechak | | | |
| Promoteur | BelhadeF | | | |
| | | | | |



| ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE | | | | |
|-------------------------------|----------|--|-------------------|---------------------------|
| Echelle | Masse | | Pare-brise | |
| Etudiant | GACEM.O | | | ENP Dép G.Mécanique |
| Promoteur | Rechak | | | |
| Promoteur | Belhadef | | | |
| | | | | |

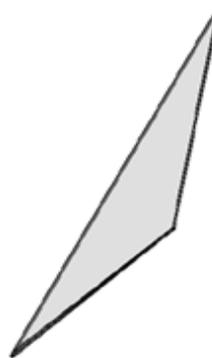
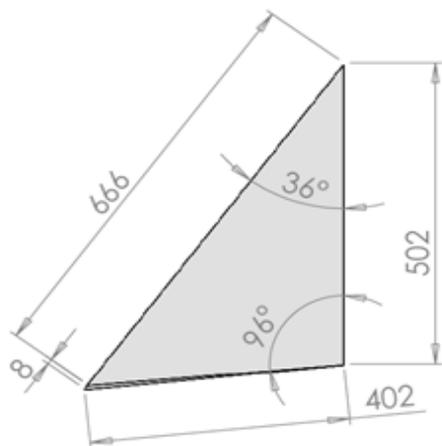


ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

| | | |
|-----------|----------|--|
| Echelle | Masse | |
| 1:10 | | |
| Etudiant | GACEM.O | |
| Promoteur | Rechak | |
| Promoteur | Belhadef | |

Pare-brise arrière

ENP
Dép
G.Mécanique

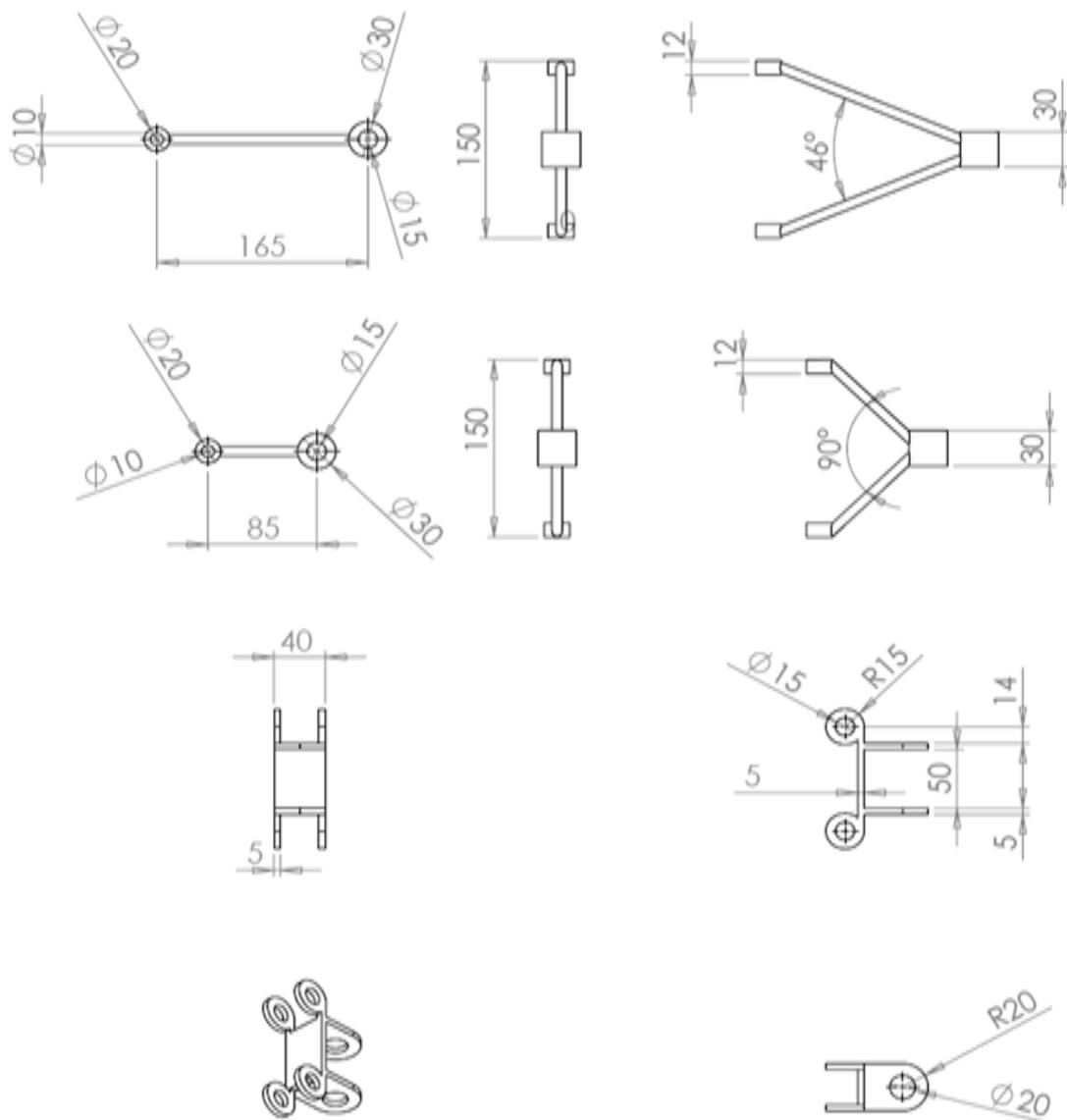


ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

| | | |
|-----------|----------|--|
| Echelle | Masse | |
| 1:10 | | |
| Etudiant | GACEM.O | |
| Promoteur | Rechak | |
| Promoteur | Belhadeh | |

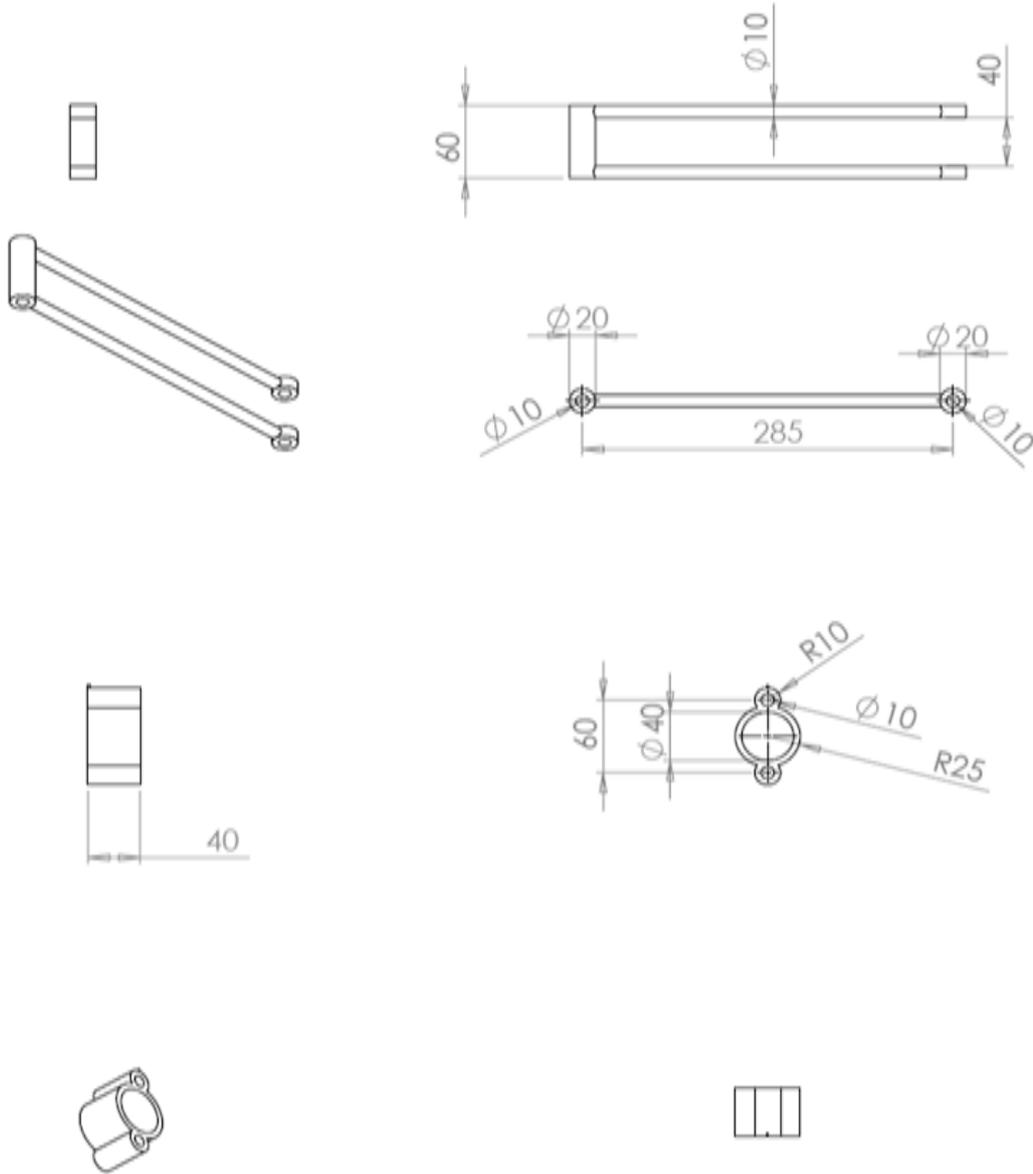
Pare-brise de coté

ENP
Dép
G.Mécanique



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

| | | | | |
|----------------|----------|--|-------------------------------------|---------------------------|
| Echelle 1:5 | Masse | | support de la roue avant | ENP Dép G.Mécanique |
| Etudiant | GACEM.O | | | |
| Promoteur | Rechak | | | |
| Promoteur | Belhadef | | | |
| | | | | |



| ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE | | | Support de la roue arrière | ENP Dép G.Mécanique |
|-------------------------------|----------|--|-------------------------------|---------------------------|
| Echelle 1:5 | Masse | | | |
| Etudiant | GACEM.O | | | |
| Promoteur | Rechak | | | |
| Promoteur | Belhadef | | | |
| | | | | |
| | | | | |

