

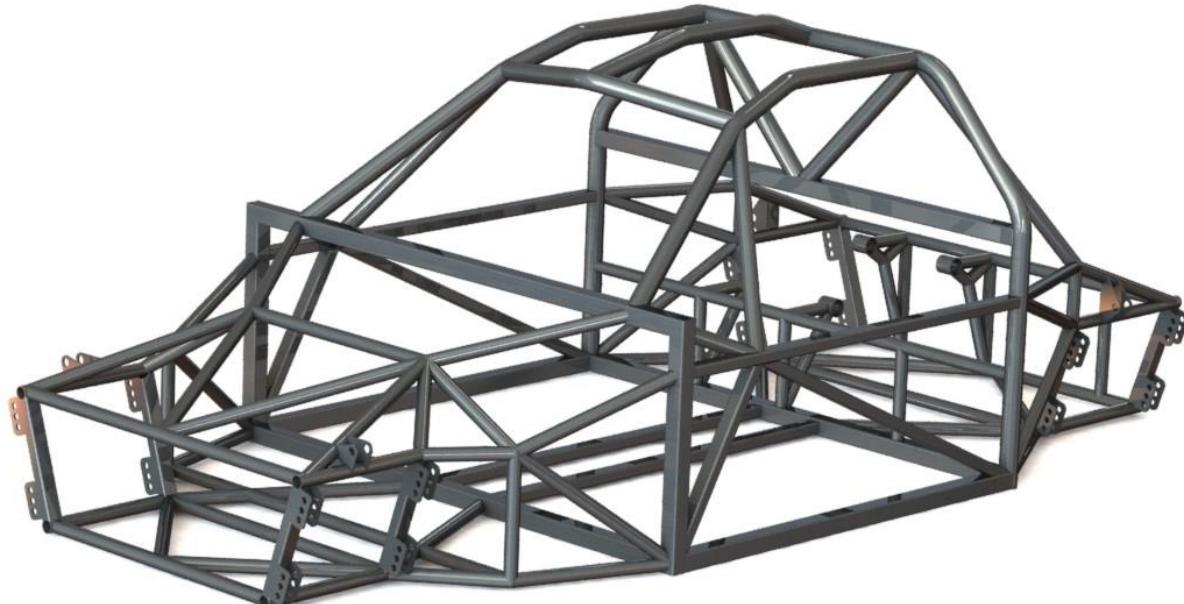


UNIVERSITE D'ANTANANARIVO
ECOLE SUPERIEURE POLYTECHNIQUE
D'ANTANANARIVO
MENTION GENIE MECANIQUE ET
INDUSTRIEL
PARCOURS : GENIE INDUSTRIEL



Mémoire de fin d'études en vue de l'obtention du diplôme d'ingénieur

**CONCEPTION D'UN CHASSIS
ROULANT POUR UN PROTOTYPE
DE VOITURE DE COURSE**



Présenté par :

ANDRIANINANOSINANDRASANA Toavinarivo Joharivelox

Directeur de mémoire :

Monsieur RAKOTONDRAINIBE Faniry, Enseignant Chercheur au sein de la
Mention Génie Mécanique et Industriel

Date de soutenance : 14 février 2020

Année Universitaire : 2016-2017



**UNIVERSITE D'ANTANANARIVO
ECOLE SUPERIEURE POLYTECHNIQUE
D'ANTANANARIVO
MENTION GENIE MECANIQUE ET
INDUSTRIEL**



Premier Partenaire des Professionnels

PARCOURS : GENIE INDUSTRIEL

**Mémoire de fin d'études en vue de l'obtention du
diplôme d'ingénieur**

**CONCEPTION D'UN CHASSIS
ROULANT POUR UN PROTOTYPE DE
VOITURE DE COURSE**

Présenté par : ANDRIANINANOSINANDRASANA Toavinarivo Joharivelo

*Soutenu publiquement le 14 février 2020 au Bloc Technique Vontovorona, devant la
commission d'examen composée de :*

Président du jury :

Monsieur RAKOTONINDRINA Tahiry, Enseignant Chercheur au sein de la
mention Génie Mécanique et Industriel

Examinateurs :

Monsieur RANDRIANATOANDRO Grégoire, Enseignant Chercheur au sein de
la mention Génie Mécanique et Industriel

Monsieur RAVELOJAONA Johnson, Enseignant Chercheur au sein de la
Mention Génie Industriel

Monsieur RAZAFIMAHATRATRA Tafika, Enseignant Chercheur au sein de la
mention Génie Mécanique et Industriel

Directeur de mémoire :

Monsieur RAKOTONDRAINIBE Faniry. Enseignant Chercheur au sein de la
mention Génie Mécanique et Industriel

REMERCIEMENTS

En premier lieu, je rends grâce à l’Eternel qui m’a permis de terminer l’élaboration de ce mémoire de fin d’études.

Ma sincère gratitude s’adresse à tous ceux qui ont contribué, de près ou de loin, à la réalisation de ce mémoire et en particulier à :

- Monsieur RAKOTOSAONA Rijalalaina, Directeur de l’Ecole Supérieure Polytechnique d’Antananarivo ;
- Monsieur RAKOTONINDRINA Tahiry, Chef de Mention Génie Mécanique et Industriel de l’Ecole Supérieure Polytechnique d’Antananarivo ;
- Monsieur RAKOTONDRAINIBE Faniry, Enseignant chercheur à l’Ecole Supérieure Polytechnique d’Antananarivo, qui a bien voulu accepter d’encadrer ce mémoire de fin d’études ;
- Tous les membres du jury qui ont accepté d’apporter des remarques et des suggestions visant à l’amélioration de ce mémoire :
 - Monsieur RANDRIANATOANDRO Grégoire, Enseignant chercheur à l’Ecole Supérieure Polytechnique d’Antananarivo,
 - Monsieur RAVELOJAONA Johnson, Enseignant chercheur à l’Ecole Supérieure Polytechnique d’Antananarivo,
 - Monsieur RAZAFIMAHATRATRA Tafika, Enseignant chercheur à l’Ecole Supérieure Polytechnique d’Antananarivo,
- Tous les enseignants à l’Ecole Supérieure Polytechnique d’Antananarivo et particulièrement ceux de la Mention Génie Mécanique et Industriel, qui ont donné le meilleur d’eux-mêmes tout au long de ma formation ;

Enfin j’exprime ma profonde reconnaissance envers ma famille et mes amis qui m’ont soutenu tant moralement que matériellement durant mes années d’études et surtout durant la réalisation de ce mémoire.

Sincèrement, merci !!

SOMMAIRE

REMERCIEMENTS.....	i
SOMMAIRE	ii
LISTE DES FIGURES	iii
LISTE DES TABLEAUX	v
NOTATIONS ET ABREVIATIONS.....	vi
INTRODUCTION	1
PARTIE 1 – APERCU SUR L'AUTOMOBILE	1
CHAPITRE I : CONTEXTE GENERAL	2
A. L'industrie automobile	2
B. L'automobile et le châssis.....	5
CHAPITRE II : IDENTIFICATION DES BALISES AVANT CONCEPTION.....	13
A. Les objectifs principaux	13
B. Les charges supportées par le châssis	14
C. Les contraintes de fabrication.....	15
D. Les caractéristiques géométriques du châssis	17
PARTIE 2 - CREATION DU PROTOTYPE	20
CHAPITRE I : CONCEPTION DU CHASSIS.....	21
A. Matériel.....	21
B. Conception générale	23
C. Conception détaillée	26
D. Evaluation du châssis par simulation	49
CHAPITRE II : RESULTATS OBTENUS.....	57
A. Tests Euro NCAP	58
B. Tests FIA	70
C. Test de torsion.....	80
PARTIE 3 - DISCUSSIONS ET RECOMMANDATIONS	86
CHAPITRE I : INTERPRETATIONS DES RESULTATS	86
A. Interprétations des caractéristiques du châssis.....	86
B. Interprétations des résultats de simulation	87
CHAPITRE II : RECOMMANDATIONS	90
CONCLUSION.....	95
BIBLIOGRAPHIE ET WEBOGRAPHIE.....	96
ANNEXES	A
TABLE DES MATIERES	30

LISTE DES FIGURES

Figure 1 : Karenjy Mazana II	3
Figure 2 : Voiture Formula Student de l'université de Southampton	4
Figure 3 : Voiture Formula Student de l'équipe d'Autriche	5
Figure 4 : Châssis en échelle	7
Figure 5 : Châssis cruciforme	8
Figure 6 : Châssis en tube de torsion	9
Figure 7 : Châssis tubulaire	10
Figure 8 : Châssis monocoque	11
Figure 9 : Châssis en fibre de carbone	12
Figure 10 : Dimensions générales pour un modèle humain 95 ^{ème} percentile	17
Figure 11 : Transfert de charge à l'accélération	18
Figure 12 : Transfert de charge à la décélération	18
Figure 13 : Transfert de charge latéral	19
Figure 14 : Logo du logiciel Solidworks	22
Figure 15 : Châssis de Corvette Daytona Prototype	25
Figure 16 : Emplacement des composants	30
Figure 17 : Répartition des forces sur les essieux	32
Figure 18 : Esquisse de l'armature de sécurité	36
Figure 19 : Vue en 3D de l'avant de l'armature de sécurité	36
Figure 20 : Vue en 3D de l'arrière de l'armature de sécurité	37
Figure 21 : Esquisse du berceau avant	38
Figure 22 : Berceau avant sous forme de treillis plan	39
Figure 23 : Berceau avant	41
Figure 24 : Esquisse du berceau arrière	42
Figure 25 : Berceau arrière sous forme de treillis plan	43
Figure 26 : Berceau arrière	44
Figure 27 : Silentbloc basique	45
Figure 28 : Silentbloc balancier	45
Figure 29 : Silentbloc anti basculement	45
Figure 30 : Silentbloc hydraulique	45
Figure 31 : Position des supports de moteur	46
Figure 32 : Exemple de suspension à bras triangulés muni de combiné-fileté	47
Figure 33 : Berceau avant avec les points de fixation des éléments de suspension	48
Figure 34 : Berceau arrière avec les points de fixation des éléments de suspension	48
Figure 35 : Simulation du choc frontal	51
Figure 36 : Simulation du choc latéral	52
Figure 37 : Simulation du test FIA	54
Figure 38 : Simulation du test de torsion	56
Figure 39 : Châssis entièrement assemblé	57
Figure 40 : Valeur de la contrainte axiale sur chaque tube	59
Figure 41 : Déplacement observé pour chaque tube	61
Figure 42 : Points faibles remarqués	62
Figure 43 : Etat général de la structure	63
Figure 44 : Valeur de la contrainte axiale sur chaque tube	65

Figure 45 : Déplacement observé pour chaque tube	67
Figure 46 : Points faibles remarqués	68
Figure 47 : Etat général de la structure.....	69
Figure 48 : Valeur de la contrainte axiale sur chaque tube.....	71
Figure 49 : Déplacement suivant l'axe X	73
Figure 50 : Déplacement suivant l'axe Y	75
Figure 51 : Déplacement suivant l'axe Z.....	77
Figure 52 : Points faibles de l'armature de sécurité	78
Figure 53 : Etat général de l'armature de sécurité	79
Figure 54 : Valeur de la contrainte axiale sur chaque tube.....	81
Figure 55 : Déformation angulaire du châssis suivant l'axe Z	83
Figure 56 : Etat général de la structure.....	85
Figure 57 : Représentation du berceau avant sous forme de treillis plan	L
Figure 58 : Représentation du berceau arrière sous forme de treillis plan	V

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1 : Classement des constructeurs automobiles par nombre de véhicules vendus	2
Tableau 2 : Caractéristiques de modèle humain	16
Tableau 3 : Caractéristiques et performances attendues	23
Tableau 4 : Propriétés mécaniques du matériau	26
Tableau 5 : Masse et dimensions des composants	26
Tableau 6 : Coordonnées du centre de gravité des composants	31
Tableau 7 : Equivalence des tubes ronds	34
Tableau 8 : Equivalence des tubes carrés	35
Tableau 9 : Equivalence des tubes rectangulaires	35
Tableau 10 : Estimation du prix total des tubes	92
Tableau 11 : Longueur de cordon de soudure pour les tubes	93

NOTATIONS ET ABREVIATIONS

c :	Couple de forces [N.m]
CAO :	Conception Assistée par Ordinateur
E_c :	Energie cinétique en [J]
Euro NCAP :	European New Car Assessment Program
F :	Force [N]
FIA :	Fédération Internationale de l'Automobile
g :	Accélération de la pesanteur [$m.s^{-2}$]
G :	Centre de gravité
M'_t :	Masse totale du véhicule avec passagers [kg]
M_c :	Masse des composants avec les passagers [kg]
m_i :	Masse du composant i
M_{ns} :	Masse non suspendue [kg]
M_p :	Masse des passagers [kg]
M_s :	Masse suspendue [kg]
M_t :	Masse totale du véhicule sans passagers [kg]
P :	Poids du véhicule sans passagers [N]
p_{ar} :	Pourcentage du poids sur l'essieu arrière [%]
p_{av} :	Pourcentage du poids sur l'essieu avant [%]
P_c :	Poids des composants avec passagers [N]
PSA :	Peugeot Société Anonyme
P_{tc} :	Poids total du véhicule chargé [N]
s :	Coefficient de sécurité
S'_{min} :	Aire minimale de la section du tube à prendre [mm^2]
S_{min} :	Aire minimale de section d'un tube [mm^2]
SUV	Sport Utility Vehicle
t :	Nombre de tubes
T :	Rigidité en torsion [N.m.degré ⁻¹]
Xc :	Abscisse du centre de gravité du châssis

X_G :	Abscisse du centre de gravité G
x_i :	Abscisse du composant i
Y_c :	Ordonnée du centre de gravité du châssis
Y_G :	Ordonnée du centre de gravité G
y_i :	Ordonnée du composant i
α :	Angle de rotation [degré]
σ_{adm} :	Contrainte admissible [MPa]
σ_{max} :	Contrainte maximale [MPa]
σ_{rupt} :	Résistance maximale à la traction [MPa]

INTRODUCTION

L'automobile a pris une place importante dans la vie habituelle de la population en raison de l'étalement urbain et l'éparpillement des activités des citoyens. Elle rend essentiellement service aux déplacements quotidiens tant à courte distance qu'à long trajet. Selon l'évolution de la technologie, les constructeurs de voiture tentent sans cesse à améliorer leurs produits pour un marché toujours plus étendu. La compétition automobile est l'une des manœuvres utilisées pour agrandir ce commerce tout en contribuant simultanément au développement et à l'innovation constante dans le domaine de la recherche.

A Madagascar, la possibilité de recherche dans l'ingénierie automobile est restreinte en raison de l'absence de formation dédiée à ce secteur et du déficit de moyens techniques de production. De plus le domaine d'application est très limité car il n'existe qu'un seul constructeur automobile local. Cela entraîne une dégradation de motivation pour les intéressés ou même l'absence d'intérêt de la recherche.

Pour contribuer au développement de la production automobile à Madagascar, un projet de conception de prototype de voiture de course est lancé. En établissant une base d'études et de recherches, les projeteurs espèrent susciter les étudiants à s'intéresser au domaine de la mécanique automobile et du sport mécanique.

La présente étude vise à constituer un guide pour permettre aux étudiants, aux novices captivés et aux passionnés d'approfondir leurs connaissances dans le domaine de la conception de châssis automobile. Les vertus de la conception assistée par ordinateur seront exploitées pour créer et étudier le prototype.

La présentation des travaux est structurée en trois parties :

- la première partie est un élargissement de connaissances sur le domaine de la conception automobile,
- la deuxième partie concerne le développement des procédures pour la création du châssis suivi de l'étalage des résultats,
- la troisième partie porte sur l'interprétation des résultats obtenus, les modifications à apporter au châssis ainsi que les recommandations nécessaires à la réalisation.

PARTIE 1 – APERCU SUR L'AUTOMOBILE

CHAPITRE I : CONTEXTE GENERAL

A. L'industrie automobile

1. L'industrie automobile au niveau mondial [21] [26] [30]

L'industrie automobile prend une place importante dans le secteur économique de plusieurs grands pays industrialisés par le biais de la production, de la vente et de l'exportation. Le secteur de l'industrie automobile est aujourd'hui organisé en grands groupes d'assembleurs finaux qui utilisent des pièces en provenance d'un grand nombre de fournisseurs et de sous-traitants. Cependant, ces groupes maintiennent généralement en interne les activités industrielles les plus lourdes comme la production de moteurs et la tôlerie.

A titre d'informations, le tableau 1 affiche le classement des dix premiers constructeurs automobiles selon le nombre de véhicules vendus en 2018 :

Tableau 1 : Classement des constructeurs automobiles par nombre de véhicules vendus

Constructeurs	Nombre de véhicules vendus
Groupe Volkswagen	10 830 625
Groupe Toyota	10 520 655
Alliance Renault-Nissan-Mitsubishi	10 360 992
General Motors	8 786 987
Hyundai-Kia	7 507 945
Ford	5 734 306
Honda	5 625 125
Fiat Chrysler Automobiles	4 840 664
PSA	4 125 683
Suzuki	3 213 224

Source : www.focus2move.com

2. L'industrie automobile à Madagascar [21] [27] [32]

Karenjy est un constructeur automobile malgache basé à Fianarantsoa. Sous la tutelle de l'Institut Malagasy de l'Innovation, il a produit des véhicules depuis 1987 à 1992 avant de connaître une période de fermeture due à des aléas politiques. Depuis 2010, « Le Relais Madagasikara » propose un redémarrage des activités et la production reprend. Aujourd'hui, un personnel de 63 personnes produit trois voitures par mois.

Le véhicule en cours de production et de commercialisation est le Mazana 2 (figure 1) : il a été conçu pour supporter les conditions d'utilisation à Madagascar notamment la mauvaise qualité des routes, la grande capacité de chargement et l'utilisation en climat tropical. La partie mécanique est importée depuis le Groupe PSA (Peugeot Société Anonyme) tandis que le châssis, le capitonnage, l'électricité et la carrosserie sont faits au sein de huit ateliers locaux.



Figure 1 : Karenjy Mazana II

Source : lazandraha.com

3. La compétition automobile [21] [23]

a. Généralités :

La première course automobile est créée en 1894, reliant Paris à Rouen. Organisée en 1900, la première course internationale vit le jour et pris le nom de Coupe automobile Gordon Bennett. Depuis, les compétitions se multiplient et on voit émerger divers types d'épreuves mettant en œuvre des véhicules très différents. Certaines de ces compétitions voient s'affronter des

modèles standards commercialisés à grande échelle, mais plus ou moins lourdement modifiées, comme les rallyes. D'autres mettent en scène des véhicules spécialement conçus pour la course à l'instar des Formule 1 et les Sport-prototypes des 24 Heures du Mans.

Le succès dans ce sport dépend tout autant du véhicule et de l'équipe de préparateurs que du pilote. Certaines catégories couronnent à la fois le meilleur pilote, le meilleur constructeur et la meilleure écurie. Les confrontations entre constructeurs ou contre la montre sont les moyens permettant l'innovation et le développement technologique.

L'organisation du sport automobile est parrainée par la Fédération Internationale de l'Automobile (FIA) en collaborant avec les fédérations sportives nationales.

b. [Compétition automobile dans le domaine de la recherche universitaire \[20\] \[21\]](#)

La Formula Student est un championnat mondial fondé en 1981 et organisé par l'« Institution of Mechanical Engineers ». Elle a été créée dans le but de développer la formation des élèves-ingénieurs à l'ingénierie de solutions de mobilité terrestre de compétition. Près de 600 équipes d'étudiants d'universités et d'écoles d'ingénieurs y participent et s'affrontent dans les différentes disciplines. Cette compétition permet aux étudiants de mettre à profit leurs connaissances techniques dans l'élaboration du véhicule, le sens de communication et de négociation. Les figures 2 et 3 présentent deux exemples de véhicules participant à la compétition.



Figure 2 : Voiture Formula Student de l'université de Southampton

Source : 3dhubs.com

Chaque compétition de Formula Student est notée suivant plusieurs épreuves mettant en valeur les qualités dynamiques du véhicule mais également le bien-fondé de sa conception. Les épreuves statiques (Business, Design and Cost) évaluent le travail d'ingénieur grâce à des présentations où chaque équipe doit expliquer ses choix techniques et l'aspect financier. Les épreuves dynamiques permettent de mettre en concurrence les voitures pour évaluer leurs performances en accélération, en comportement et en endurance.

Les participants proviennent des universités de plusieurs pays tels que : les Etats-Unis, le Canada, l'Allemagne, le Royaume-Uni, l'Italie, l'Australie, l'Autriche, le Brésil, la République Tchèque, la Hongrie, le Japon, l'Inde, l'Espagne, Pays-Bas.



Figure 3 : Voiture Formula Student de l'équipe d'Autriche

Source : tu-freiberg.de

B. L'automobile et le châssis [19] [21] [31]

1. Définition de l'automobile :

Selon la Fédération Internationale de l'Automobile (FIA), l'automobile est un véhicule terrestre roulant sur au moins quatre roues complètes non alignées, dont au moins deux assurent la direction et deux au moins la propulsion.

Le principe de l'automobile consiste à placer sur un châssis roulant un groupe motopropulseur et tous les accessoires nécessaires à son fonctionnement. Ces éléments sont contrôlés par le conducteur via des commandes sous la forme d'un volant pour la direction et des pédales pour

l'accélération, le freinage et un levier ou des palettes au volant pour le changement de vitesses. Un châssis et/ou une carrosserie supporte et réunit tous les composants de l'automobile. Il est généralement monté sur quatre roues, dont deux sont directrices et deux motrices. Des éléments de suspensions réalisent une liaison élastique entre le châssis et les roues. Une carrosserie constitue un habitacle en partie vitrée pour le transport de personnes.

Il existe plusieurs types d'automobiles selon la forme de carrosserie, on peut citer :

- pour les voitures légères : la berline, le break, le monospace, le cabriolet, le coupé, la citadine, la sportive, le SUV (Sport Utility Vehicle), le pickup, le 4x4 ;
- pour les véhicules utilitaires : le fourgon, l'autobus, le camion porteur, le camion tracteur.

Une fois le domaine de l'automobile entamé, il convient de se focaliser par la suite sur le sujet principal de l'étude qui est le châssis.

2. Le châssis

a. Définition du châssis [12]

Le châssis est la structure primaire du véhicule autour duquel les autres composants de l'automobile viennent se fixer. Cette structure est généralement formée de poutres et de barres reliées soit par soudage soit par des éléments de liaison démontables tels que les boulons.

b. Les rôles du châssis [8] [12] [14]

Le châssis occupe une place importante dans l'accomplissement des tâches attribuées au véhicule. Que ce soit dans le domaine du moyen de locomotion ou du transport de charges, les rôles du châssis peuvent se résumer aux quelques points cités ci-dessous :

- permettre l'installation de tous les composants du véhicule et en même temps de soutenir leurs poids,
- supporter les charges dues aux accélérations longitudinales, latérales, verticales durant les déplacements du véhicule sans permettre aucun défaut sur la structure,
- réagir aux forces engendrées par les mouvements du moteur, de la transmission et des essieux,
- relier les éléments de suspension avant et arrière,
- fournir une rigidité suffisante afin de garder constante la géométrie des trains roulants,
- reprendre et supporter les chocs transmis par la suspension, les chocs qui sont dus à l'inégalité de surface de la route,

- protéger les passagers en cas d'accident : présence de zone indéformable et de zone d'absorption de chocs sur le châssis,
- améliorer l'ergonomie du véhicule par le confort et l'accès des passagers à l'intérieur du véhicule ainsi que l'emplacement des bagages.

c. Les différents types de châssis [7] [12] [14]

Les différents modèles de châssis sont nés à partir de la variété d'utilisation et aussi de l'évolution de la technologie. En effet, l'amélioration des moyens de production a permis de réaliser des produits variés alliant performance et efficacité. Voici quelques descriptions concernant les principaux types de châssis.

❖ Le châssis en échelle :

Comme son nom l'indique, c'est une structure semblable à une échelle où deux longerons sont écartés par des traverses (figure 4). La carrosserie est facilement installée sur la structure. Les longerons peuvent avoir une section ouverte ou fermée, et la plupart du temps, on utilise une section fermée à hauteur importante afin de gagner en moment d'inertie de flexion.



Figure 4 : Châssis en échelle

Source : fiches-auto.fr

Sa conception et son assemblage sont faciles par rapport aux autres types de châssis et de ce fait sa fabrication est moins coûteuse. Il s'accommode à une très grande variété de formes et de types de carrosseries. Il possède une bonne résistance et une bonne rigidité contre la flexion, par contre sa rigidité en torsion est mauvaise.

Exemples d'utilisateurs : les véhicules utilitaires comme les camions et les autobus.

❖ Châssis cruciforme :

Ce châssis est constitué par deux poutres qui sont disposées en forme de croix (figure 5). Comme le type en échelle, la carrosserie s'installe facilement et des traverses sont ajoutées à l'avant et à l'arrière pour renforcer les poutres. Ces dernières sont uniquement sollicitées en flexion.

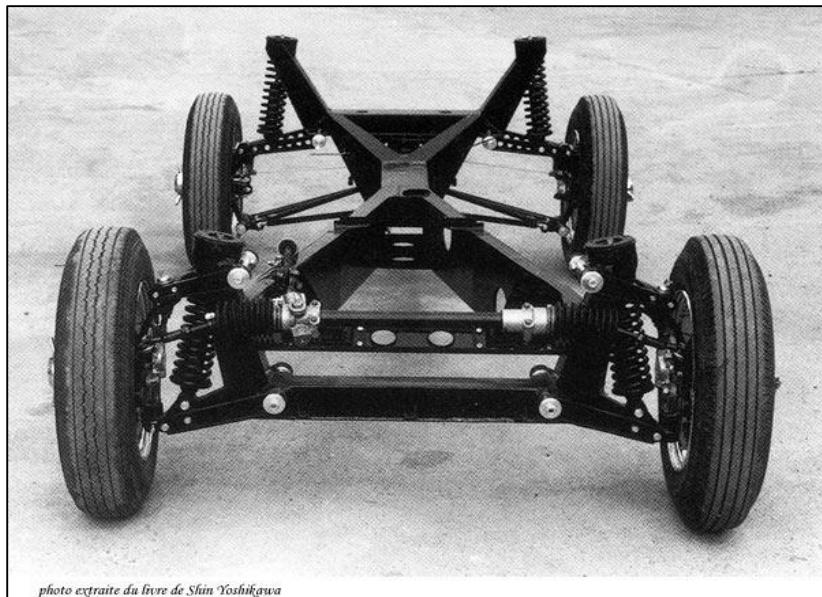


Figure 5 : Châssis cruciforme

Source : 2000gt.net

Le châssis est muni d'une bonne rigidité en torsion puisqu'aucun membre n'est soumis à la torsion. Sa conception est simple mais il faut apporter une importante considération quant à la solidité du joint central car c'est à cet endroit que le moment de flexion est maximal.

Ce système est souvent combiné avec celui du châssis en échelle afin de résoudre le problème fragilité de la jonction des poutres : les longerons sont écartés par une structure en croix au

milieu et ils sont renforcés par des traverses à l'avant et à l'arrière. Ainsi les raideurs en flexion et en torsion sont simultanément accrues.

Exemples d'utilisateurs : certains véhicules tout-terrain et camionnettes.

❖ Châssis en tube de torsion :

Cette structure est tirée du châssis cruciforme auquel on a ajouté un large tube, habituellement rectangulaire, à la place du joint central. Le but est d'éviter l'emploi de ce-dernier pour augmenter à la fois la rigidité en torsion et en flexion. Les extrémités de chaque poutre sont reliées deux à deux par une traverse pour supporter les efforts latéraux. La figure 6 montre un exemple de châssis en tube de torsion.



Figure 6 : Châssis en tube de torsion

Source : fiches-auto.fr

Cette variété de châssis possède une raideur en torsion très importante grâce à la partie centrale qui est formée par une section fermée. Sa fabrication est peu coûteuse. L'absence de structure sur les côtés du châssis impose un renforcement de carrosserie pour une bonne protection latérale.

Exemples d'utilisateurs : les voitures légères Lotus

❖ Châssis tubulaire :

Le châssis est constitué de plusieurs tubes qui forment à la fois une base d'assemblage de composants et une structure de protection pour les passagers. Les tubes sont de section circulaire ou rectangulaire selon le besoin. Sur la figure 7, on peut voir une structure tubulaire montée sur les trains roulants.

La résistance et la rigidité de la construction sont favorisées par le système de triangulation : il permet de répartir les forces pour que les membres ne soient sollicités que soit en traction soit en compression, ce qui limite considérablement les déformations.



Figure 7 : Châssis tubulaire

Source : mdcracing.fr

Le châssis tubulaire est très résistant dans toutes les directions et offre une bonne qualité de protection des passagers. Il est relativement léger malgré sa bonne résistance et sa rigidité élevée. Le gain de poids est favorisé par un assemblage avec une carrosserie en matériau composite. Sa conception est plus ou moins complexe et l'assemblage se fait manuellement.

Exemples d'utilisateurs : voitures de sport telles que : Chevrolet, Ferrari, Lamborghini, Jaguar

❖ Châssis intégral ou monocoque :

Cette configuration combine à la fois la fonction d'un châssis et d'une carrosserie. Le châssis est formé par une structure intégrale faite de tôles embouties et soudées par point, collées ou rivetées (figure 8).

La forme des panneaux sont spécialement étudiées afin de fournir une résistance et une rigidité suffisantes : par exemple, l'utilisation de plusieurs variétés de rainures sur la plateforme du plancher permet une plus grande rigidité en flexion.



Figure 8 : Châssis monocoque

Source : automoto.com

La forme et le profil des panneaux permettent une bonne rigidité en torsion et en flexion ainsi qu'une bonne protection contre les accidents. Les coûts de fabrication sont modérés si on réalise une production en masse.

L'analyse de structure pour sa conception est compliquée et sa production demande un outillage sophistiqué notamment la presse à emboutissage.

Exemples d'utilisateurs : presque toutes les voitures actuelles, produites en grande série.

❖ Châssis en fibre de carbone :

C'est une variante du châssis monocoque mais le matériau utilisé est la fibre de carbone (figure9). Il est principalement utilisé pour les voitures de sport de haut niveau dont les performances exigent un poids très réduit.

Il possède un rapport rigidité-poids très élevé, c'est-à-dire qu'il offre une très bonne rigidité, tant en flexion qu'en torsion, pour un minimum de poids de matériau.

Sa conception est compliquée, similairement au châssis monocoque, et le prix du matériau n'est pas à la portée de tous.



Figure 9 : Châssis en fibre de carbone

Source : negronews.fr

Exemples d'utilisateurs : voitures de sport telles que : McLaren, Formule 1, Ferrari

Remarques : Quelques constructeurs de châssis de voitures de sport [21] [31] [33]

- Dallara : un constructeur italien qui conçoit des monoplaces de Formule 1, Formule 2, Formule 3, Formule 3000, Indycar et des voitures Sport-prototypes,
- Riley Technologies : un constructeur américain fabriquant des châssis de monoplaces en course d'endurance Grand-Am Rolex Sports Car Series,
- Cheever Racing : un constructeur américain produisant des monoplaces qui participent aux courses d'endurance Indianapolis 500, Grand-Am Rolex Sports Car Series, 24 Hours of Daytona, American Le Mans Series,
- Oreca : à la fois un constructeur français et une écurie de course automobile préparant des voitures Sport-prototypes en course d'endurance 24heures du Mans,
- Mygale : un constructeur français qui construit des monoplaces en Formule 4, Formule 3, des cross cars et des voitures Sport-prototypes,
- Port City Racecars : un constructeur américain qui conçoit des châssis de monoplaces et biplaces en course d'endurance Nascar.

CHAPITRE II: IDENTIFICATION DES BALISES AVANT CONCEPTION

Avant de concevoir le châssis, il est primordial de connaître les données qui ont une influence importante sur la qualité du châssis. Pour que ce dernier soit satisfaisant, il importe d'aborder les objectifs principaux et les charges auxquelles le châssis sera soumis pour ensuite exposer les contraintes de fabrication et les caractéristiques géométriques importantes.

A. Les objectifs principaux

I. La sécurité des passagers :

Dans la conduite sportive, les passagers s'exposent à des conditions très dangereuses. À grande vitesse, la maîtrise du véhicule devient moins aisée. Une perte de contrôle peut engendrer un accident tel que : l'impact avec le milieu environnant ou un renversement. Il est fondamental de minimiser les risques de blessures vis-à-vis des occupants du véhicule. Une armature de sécurité est nécessaire pour satisfaire à cette demande. La fatalité des passagers peut être évitée en combinant la résistance à l'impact de la structure ainsi que l'absorption de l'énergie cinétique provoquée par le choc. De ce fait, l'utilisation de structures déformables est nécessaire pour limiter la décélération du véhicule et du corps des passagers.

II. La maniabilité du véhicule :

La maniabilité se traduit par la maîtrise du véhicule même dans des conditions de conduite difficiles. On peut citer par exemple la diminution d'adhérence des pneumatiques lors d'un passage à grande vitesse dans un virage serré ou durant un freinage brusque et forcé. L'efficacité des composants importe considérablement dans la maîtrise du véhicule, par conséquent il est très judicieux de faire le bon choix de chaque composant du véhicule afin d'atteindre un fonctionnement optimal à tout moment.

Il est également important de protéger le conducteur contre la fatigue : l'ergonomie du système de commande est alors à accentuer. On doit fournir un fonctionnement simple et assisté des éléments de commande avec un espace confortable afin que le conducteur puisse opérer aisément.

III. Les variétés de réglages :

Pour atteindre continuellement de bonnes performances, les propriétés du véhicule doivent s'adapter à différents types de pistes comme un circuit formé majoritairement de virages serrés ou de lignes droites, un circuit plat, bosselé ou en montée.

Il faut permettre des ajustements au niveau de la suspension pour le réglage de la hauteur de caisse, la qualité d'amortissement (souple ou rigide) et le débattement des roues. Tout cela dépend des composants mécaniques utilisés ainsi que leurs points de fixation au niveau du châssis. Il faudra en même temps trouver des solutions qui offrent la facilité d'installation de ces éléments mécaniques surtout en cas d'utilisation d'autres modèles de pièces, c'est-à-dire qu'on doit utiliser des moyens simples et standards.

Selon le type de conduite, course sur circuit, course d'accélération, course de côte, ou course d'endurance, le changement de configuration de puissance et de couple du moteur est nécessaire. En utilisant un boîtier de gestion programmable, il sera possible d'agir sur le comportement du moteur selon la demande.

B. Les charges supportées par le châssis [7] [12]

Au cours du déplacement du véhicule, des forces engendrées par la dynamique s'appliquent au châssis. Il est indispensable de résister à ces charges pour contribuer au bon fonctionnement et au contrôle de la voiture.

I. La flexion :

En prenant appui sur les essieux, le châssis subit une contrainte de flexion suivant sa longueur. La sollicitation est causée par le poids propre des composants, des passagers et des charges supplémentaires sur le véhicule. Les forces sont multipliées lorsque le véhicule se déplace sur une route qui varie brusquement en dénivelé. Par exemple, lorsqu'on rebondit par-dessus une bosse le véhicule est poussé promptement vers le haut : à cet instant le cas de charge commence à s'amplifier. Dès le moment où les roues rejoignent la surface horizontale, la charge sous les essieux va regagner en intensité pour engendrer une flexion au niveau du châssis.

II. Les charges latérales :

Elles se manifestent lors des passages en virage à grande vitesse. La force centrifuge agit sur chaque composant suivant l'axe transversal du châssis. Les charges latérales dépendent de la vitesse du véhicule, du rayon du virage et du degré d'inclinaison de la route. Les zones du

châssis les plus affectées par ces charges sont les points de montage de la suspension et les zones qui entourent ces points.

III. Les charges longitudinales :

Dans ce cas, les forces se révèlent au moment des accélérations et des freinages. Les forces d'inertie venant des composants agissent suivant l'axe longitudinal du châssis. Pour les déterminer, il est important de connaître la valeur de l'accélération instantanée du véhicule.

IV. La torsion :

Ce cas de charge se manifeste lorsque le véhicule rencontre une irrégularité de la route sur un seul côté (bosse sous la roue avant droite ou gauche) ou lors d'un passage à grande vitesse dans un virage. La structure se tord à cause des forces agissant sur un coin du châssis ou à cause des forces opposées qui s'appliquent sur deux coins opposés du châssis. C'est le cas de charge le plus important à considérer car il caractérise la rigidité en torsion du châssis. Une bonne rigidité en torsion implique une bonne maniabilité et une bonne tenue de route de la voiture.

C. Les contraintes de fabrication [12]

Ces contraintes décrivent les points essentiels auxquels la conception doit se référer. Chacune d'elles implique une limite et/ou une base à respecter afin que le châssis puisse jouer ses rôles correctement.

I. La résistance et la rigidité de la structure :

Le châssis doit supporter les contraintes mécaniques qu'il subit, c'est-à-dire qu'il faut minimiser les déformations engendrées par les cas de charges citées auparavant (paragraphe B). En conduite sportive, ces charges sont très élevées, ce qui pourra mettre en jeu le fonctionnement de l'ensemble des systèmes mécaniques en cas de déformation excessive. L'emplacement des composants doit demeurer fixe afin d'opérer de manière optimale surtout pour les suspensions. De plus, il faut obligatoirement éviter la rupture des membres de la structure surtout en cas d'accident. La cellule de survie doit demeurer intacte face à un choc pour restreindre la collision des passagers avec l'espace environnant.

II. La légèreté :

Le poids du châssis est crucial vis-à-vis des performances. Le châssis doit peser le minimum possible pour favoriser le contrôle du véhicule surtout durant les passages en virages.

Les accélérations et décélérations s'effectuent aussi plus rapidement lorsqu'il y a moins de masse à déplacer. Plus le châssis sera léger, plus les performances seront faciles à atteindre.

III. La facilité de conception, d'accès, d'assemblage et de maintenance :

La réalisation du châssis doit être simple, elle ne doit pas nécessiter l'utilisation de matériel difficile à se procurer surtout en termes de coût. Il est conseillé d'éviter la complexité pour avoir un temps de fabrication court et aussi pour faciliter la production de pièces de rechange.

Il importe de fournir l'espace permettant un accès aisément pour l'installation des pièces à l'intérieur et à l'extérieur du châssis. La combinaison de ces critères réduit les efforts nécessaires pour la pose ou dépose des composants ainsi que la maintenance. Le temps de remplacement des pièces est également réduit.

IV. Les composants :

Les données concernant chaque composant à installer doivent être complètes autant que possible. Il faut connaître les dimensions, la forme et la masse de chaque élément. On pourra par la suite déterminer les mesures adéquates à attribuer au châssis pour que l'installation des pièces soit cohérente.

La taille des passagers constitue aussi un critère important pour proportionner la cellule de survie. Les mesures maximales sont obtenues à partir du modèle humain le plus utilisé en compétition automobile qui est le 95^{ème} percentile : c'est le gabarit d'un mannequin mâle dont la taille et le poids sont supérieurs à ceux des 95% de la population mâle adulte [3] [16]. Les mesures sont représentées dans le tableau 2 et la figure 10.

Tableau 2 : Caractéristiques de modèle humain

Dimensions	Mesures			
	95 ^{ème} Percentile homme		5 ^{ème} Percentile femme	
	Métrique	Imperial	Métrique	Imperial
Masse	102 kg	225 lb	49 kg	108 lb
Hauteur totale (debout)	186.5 cm	73.4 in	151.5 cm	59.6 in
Hauteur hanches (debout)	100 cm	39.4 in	74 cm	29.1 in
Hauteur tronc (assis)	97 cm	38.2 in	79.5 cm	31.3 in
Hauteur épaules (assis)	64.5 cm	25.4 in	50.5 cm	19.9 in
Largeur épaules (assis)	50.5 cm	19.9 in	37.5 cm	14.8 in
Largeur hanches	40.5 cm	15.9 in	31 cm	12.2 in

Dimensions	Mesures			
	95 ^{ème} Percentile homme		5 ^{ème} Percentile femme	
	Métrique	Imperial	Métrique	Imperial
Longeur épaules-volant	71.5 cm	28.1 in	55.5 cm	21.9 in
Longueur pieds à nu	28.5 cm	11.2 in	22 cm	8.7 in
Largeur pieds à nu	11 cm	4.3 in	8.5 cm	3.3 in

Source : RILEY, B., Formula SAE Anthropometric Reference Data 5th Percentile Female and 95th Percentile Male, 2015

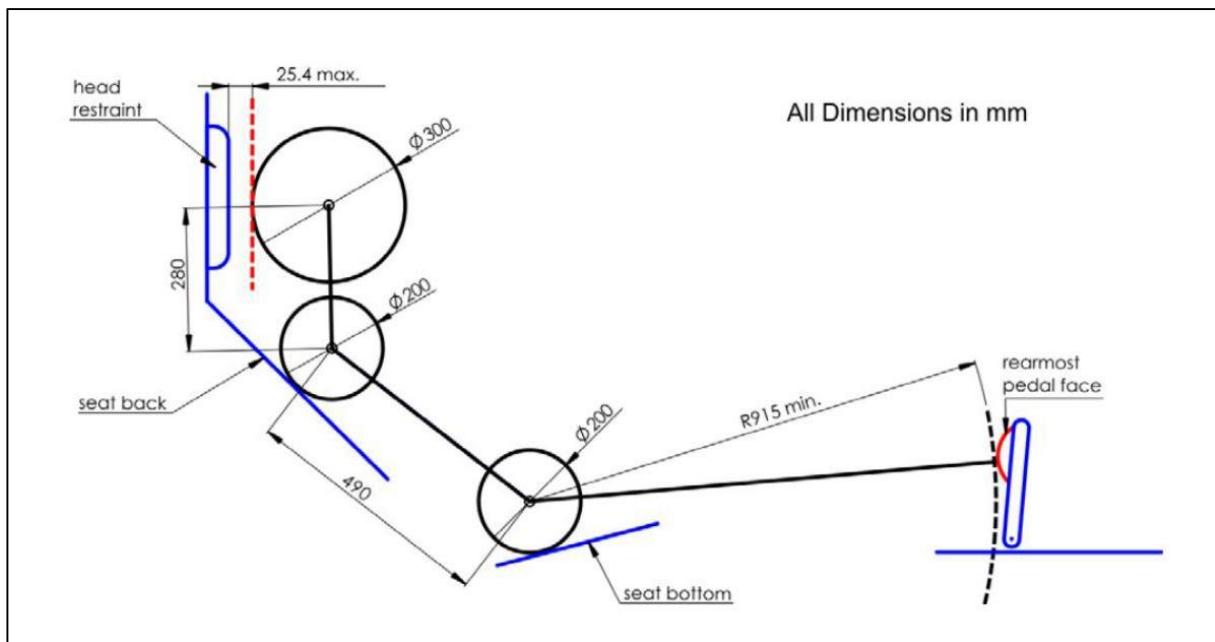


Figure 10 : Dimensions générales pour un modèle humain 95^{ème} percentile

Source : BOYD, D., KILLEN, C., PARKINSON, M., Manikin Design : A Case Study of Formula SAE Design Competition

D. Les caractéristiques géométriques du châssis [15] [28]

Il importe d'abord d'expliquer ce qu'on entend par transfert de charge pour bien cerner les caractéristiques géométriques en question. Le fait d'accélérer, de freiner ou de virer amène le véhicule à modifier son élan. La réaction de la voiture face à ces changements d'élan engendre ce qu'on appelle le transfert de charge. Pour bien illustrer cela, prenons le cas d'une voiture à propulsion.

Lors d'une accélération, les roues arrières génèrent une accélération vers l'avant, la masse du véhicule y réagit en tentant de se déplacer vers les points de contact des roues arrières avec le sol : l'adhérence et la charge supportée par les roues arrières augmentent tandis que celles des roues avant diminuent. La figure 11 esquisse ce type de transfert de charge.

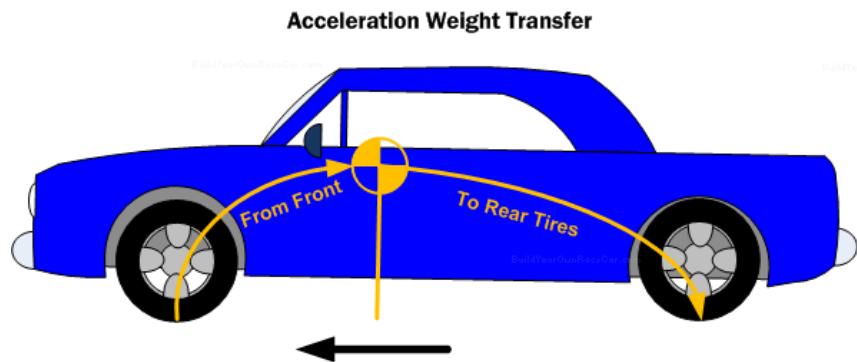


Figure 11 : Transfert de charge à l'accélération

Source : www.buildyourownracecar.com

Lors d'un freinage, les quatre roues ralentissent le véhicule élancé en créant une accélération négative, la même réaction que précédemment se manifeste mais en sens inverse c'est-à-dire que la masse tend à se déplacer vers les points de contact des roues avant avec le sol : l'adhérence et la charge aux roues avant augmentent et celles aux roues arrière diminuent. Ce transfert est explicité sur la figure 12.

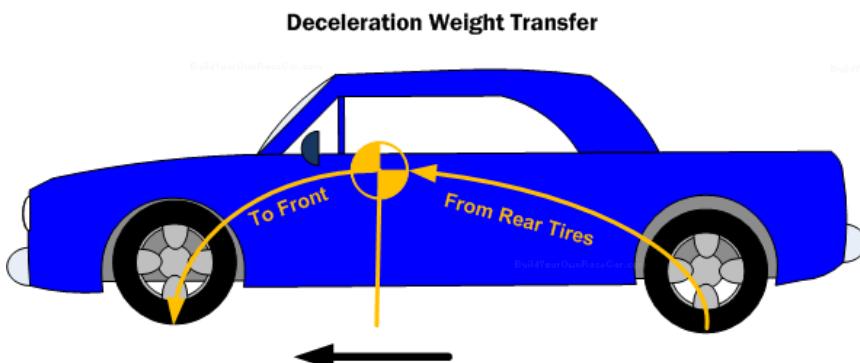


Figure 12 : Transfert de charge à la décélération

Source : www.buildyourownracecar.com

Lors d'un passage en virage, la masse du véhicule tend à garder sa trajectoire initiale qui est droite. Les roues directionnelles modifient cette trajectoire en provoquant une tendance de

déplacement de masse vers le côté extérieur du virage. L'adhérence et la charge augmentent sous les roues extérieures tandis qu'elles diminuent sous les roues intérieures. La figure 13 représente le transfert de charge latéral.

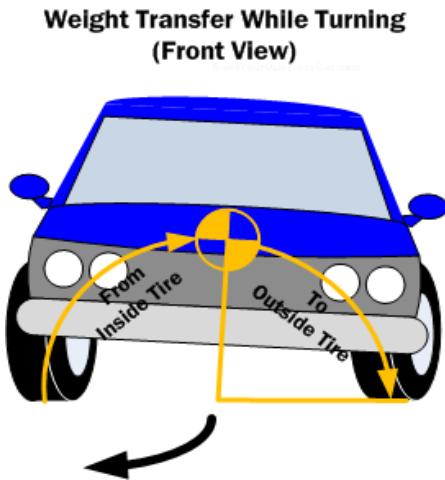


Figure 13 : Transfert de charge latéral

Source : www.buildyourownracecar.com

Tout cela affecte la maniabilité et les capacités du véhicule car l'adhérence des pneumatiques dépend de la charge à laquelle chaque roue est soumise.

Il est important de limiter ces transferts de charge afin de garder un niveau d'adhérence optimal sur chaque roue : c'est pourquoi les caractéristiques suivantes sont à considérer.

I. La position du centre de gravité : [28]

Les distances entre le centre de gravité et les axes de roues avant et arrière décrivent la répartition du poids sur chaque roue du véhicule. Cette répartition est définie par le pourcentage du poids total sur les roues avant ou arrière et le pourcentage du poids total sur les roues du côté gauche ou côté droit du véhicule. Le cas idéal est d'avoir un équilibre parfait sur les quatre roues, c'est-à-dire que le poids doit être partagé à 50%-50% sur l'essieu avant et l'essieu arrière et de même pour les roues du côté gauche et droit. Cet équilibre constitue un point essentiel pour les réglages de suspension.

En réalité, il est très difficile d'atteindre cette configuration d'équilibre en raison de la taille et de l'emplacement nécessaire des composants. Par exemple, une voiture possédant un moteur à l'avant aura une répartition avant-arrière de 60%-40%, puis en ajoutant le poids du conducteur

la répartition gauche-droite sera de 55%-45%. De plus, la charge sous les roues varie une fois que le véhicule est lancé à cause des transferts de charge.

La hauteur du centre de gravité détermine l'amplitude de ces transferts car plus ce point est élevé, plus il se balancera facilement. Un véhicule avec un centre de gravité bas occasionnera moins de transfert de charge et aura plus de stabilité.

II. La géométrie des trains roulants [28]

1. L'empattement :

C'est la distance qui sépare l'axe des roues avant et l'axe des roues arrière ; elle a une influence importante sur le transfert de charge sous les roues avant et arrière durant les accélérations et les décélérations. Voici les comportements du véhicule selon la variation de longueur de l'empattement :

- empattement court : bonne agilité dans les virages, transfert de charge longitudinal favorisé,
- empattement long : plus de stabilité à grande vitesse, moins de transfert de charge durant les accélérations et décélérations, tendance du véhicule à sous-virer.

2. La largeur de voie :

C'est la largeur du véhicule mesurée entre les centres de chaque surface de contact des roues au sol. Elle influe sur le transfert de charge latéral sous les roues d'un même essieu lors d'un passage en virage. La variation de la largeur de voie provoque les effets suivants :

- grande largeur de voie : moins de transfert de charge latéral, plus d'adhérence et de stabilité en virage, grande surface frontale au détriment de l'aérodynamisme,
- petite largeur de voie : transfert de charge latéral favorisé, instabilité du véhicule.

Connaissant les bases de l'automobile et les critères de conception, il est maintenant temps de passer à l'étape de la conception proprement dite.

PARTIE 2 - CREATION DU PROTOTYPE

CHAPITRE I : CONCEPTION DU CHASSIS

A. Matériel

I. La Conception assistée par ordinateur [18] [21] [22]

1. Généralité :

La conception assistée par ordinateur (CAO) comprend l'ensemble des logiciels et des techniques de modélisation géométrique permettant de concevoir, de tester virtuellement, et de réaliser des produits manufacturés et même les outils pour les fabriquer. On peut construire un objet capable de réagir dans un espace virtuel fonctionnant selon les lois régies par le logiciel.

Voici quelques exemples de logiciels de CAO : CATIA et DraftSight de l'éditeur Dassault Systèmes, Autocad et Inventor de l'éditeur Autodesk, Solid Edge et NX de l'éditeur Siemens, PTC Creo Parametric.

2. Les intérêts de son utilisation :

La CAO permet de concevoir des systèmes dont la complexité dépasse la capacité de l'être humain. Comme en microélectronique par exemple, affecter le comportement voulu à chaque composant est faisable de telle sorte qu'il soit ensuite possible d'en simuler le fonctionnement. En mécanique, elle offre au concepteur la possibilité d'exprimer et de modéliser un grand nombre de contraintes ou de conditions pendant la phase de conception comme le choix de matériau, le type d'assemblage.

Par le biais des simulations, la conception virtuelle permet un aperçu du comportement de l'objet créé avant même que celui-ci n'existe, tant au niveau de son aspect que de sa structure et de son fonctionnement. De plus, la précision de calculs en CAO offre une plage de résultats plus fine.

Une fois la création terminée, l'exécution des mises en plans est facilitée par le logiciel tout en respectant les conventions de représentation.

3. Niveau d'utilisation :

La conception assistée par ordinateur fut d'abord très utilisée, aux Etats-Unis notamment, par des programmes militaires avant de s'étendre à d'autres domaines tels que l'automobile, l'informatique, le génie civil et l'aéronautique. Ce sont les progrès de la technologie et la

vulgarisation des outils informatiques qui ont contribués à faire de la CAO une méthode de travail désormais très répandue. Elle est très utilisée dans l'industrie mécanique par les bureaux d'études pour modéliser et évaluer le comportement de matériau, la technique d'assemblage et l'étude de fabrication de pièces.

II. Solidworks [18] [21] [25]

1. Généralités sur Solidworks :



Figure 14 : Logo du logiciel Solidworks

Source : logolynx.com

Solidworks est un logiciel de conception paramétrique dimensionnelle c'est-à-dire que l'entité à créer est définie avec des paramètres géométriques et physiques facilement modifiables. Il est produit et édité par Dassault Systèmes depuis 1995. Solidworks est spécialement dédié au domaine de la mécanique. Ses principaux utilisateurs sont les concepteurs professionnels et amateurs, les ingénieurs, et surtout les étudiants.

2. Les fonctions du logiciel :

Il génère trois types de fichiers relatifs à trois concepts de base : la pièce, l'assemblage, et la mise en plan. D'abord on concrétise les idées et on expérimente avec plusieurs conceptions par le biais de simulations, pour aboutir à des esquisses 2D et 3D, des modèles et des assemblages 3D et des mises en plan 2D. Il y a possibilité d'importation et d'exportation de fichiers vers d'autres logiciels notamment Autocad ou Blender.

3. Explication du choix d'utilisation de Solidworks

Comme Solidworks est un outil d'aide à la conception, il facilite la matérialisation des idées par le biais de ces options. L'imagination et la création de prototype demande alors moins de temps et les fonctions proposées par le logiciel avancent une large possibilité d'expérimentation et de recherche comme l'analyse statique, l'analyse de la fatigue, l'analyse de vibrations et l'analyse thermique. Par la suite, on peut découvrir les erreurs de conception et de dimensionnement avant la réalisation. Grâce à cette facilité d'obtention de données, l'étude est moins coûteuse qu'une expérimentation réelle.

Solidworks est recommandé aux étudiants participants à la compétition Formula Student pour l'étude et la conception de leur véhicule sportif. De ce fait, des documents pédagogiques concernant l'utilisation du logiciel et de la méthodologie de conception sont disponibles. Cela constitue un privilège pour le projet actuel qui se rapproche étroitement à cette perspective de recherche.

B. Conception générale

I. Caractéristiques globales

La configuration du véhicule souhaitée est la suivante :

- automobile biplace à deux roues motrices en mode propulsion,
- moteur position centrale arrière avec une disposition transversale,
- groupe motopropulseur à performances sportives (puissance et couple élevés) avec un système de changement de vitesses accéléré.

Le tableau 3 regroupe quelques informations numériques sur les objectifs fixés.

Tableau 3 : Caractéristiques et performances attendues

Caractéristiques	Valeur estimée
Masse du véhicule entier en kg	750
Masse du châssis en kg	150
Répartition de masse avant-arrière en %	45-55
Puissance maximale du moteur en chevaux	250

Caractéristiques	Valeur estimée
Couple maximal du moteur en N.m	300
Vitesse maximale en km.h ⁻¹	250
Temps d'accélération 0 à 100 km.h ⁻¹ en s	4
Rapport poids/puissance en chevaux par kg	0,3

Source : estimation de l'auteur

II. Choix du type de châssis

Le choix du type de châssis repose sur les critères suivants : la résistance et la rigidité, la légèreté, le niveau de protection des passagers et la facilité de production.

Vu les descriptions de chaque type de châssis cités auparavant (page 8-12) et en raison des explications suivantes, le châssis tubulaire est celui qui convient au mieux à notre demande :

- sa rigidité est très élevée grâce à l'arrangement des tubes qui le constituent,
- il permet un gain de poids par l'utilisation d'une carrosserie en matériau plastique,
- les passagers sont protégés contre les accidents par le biais de l'armature de sécurité,
- sa production peut se faire avec des outils basiques et disponibles (poste à souder, cintreuse, outils de découpe).

Le prototype sera construit en utilisant des éléments déjà existants notamment le châssis, le moteur et la boîte de vitesses. Ces composants seront modifiés et améliorés afin d'atteindre des performances plus élevées.

La base de départ est le châssis de la Corvette Daytona Prototype qui est à la fois un châssis et une armature de sécurité (figure 15). Il est utilisé par les préparateurs de voitures de course dans les courses d'endurance Grand-Am Rolex Sports Car Series et 24 Hours of Daytona. Les constructeurs agréés de ce châssis sont : Riley Technologies, Dallara et Coyote Cheever Racing.

Des modifications seront apportées à cette structure de base afin qu'elle puisse satisfaire à nos besoins :

- la modification de l'armature de sécurité : transformation en véhicule biplaces, c'est-à-dire augmentation de la largeur

- la création des berceaux : ils sont utiles pour maintenir en place les trains avant et arrière, le groupe motopropulseur ;

Le système de triangulation est une technique très efficace pour renforcer les structures tubulaires, c'est pourquoi cette méthode d'arrangement de tubes sera employée dans la création des berceaux. Quelques vérifications et explications sur ce système sont répertoriées en annexe (Annexe B).

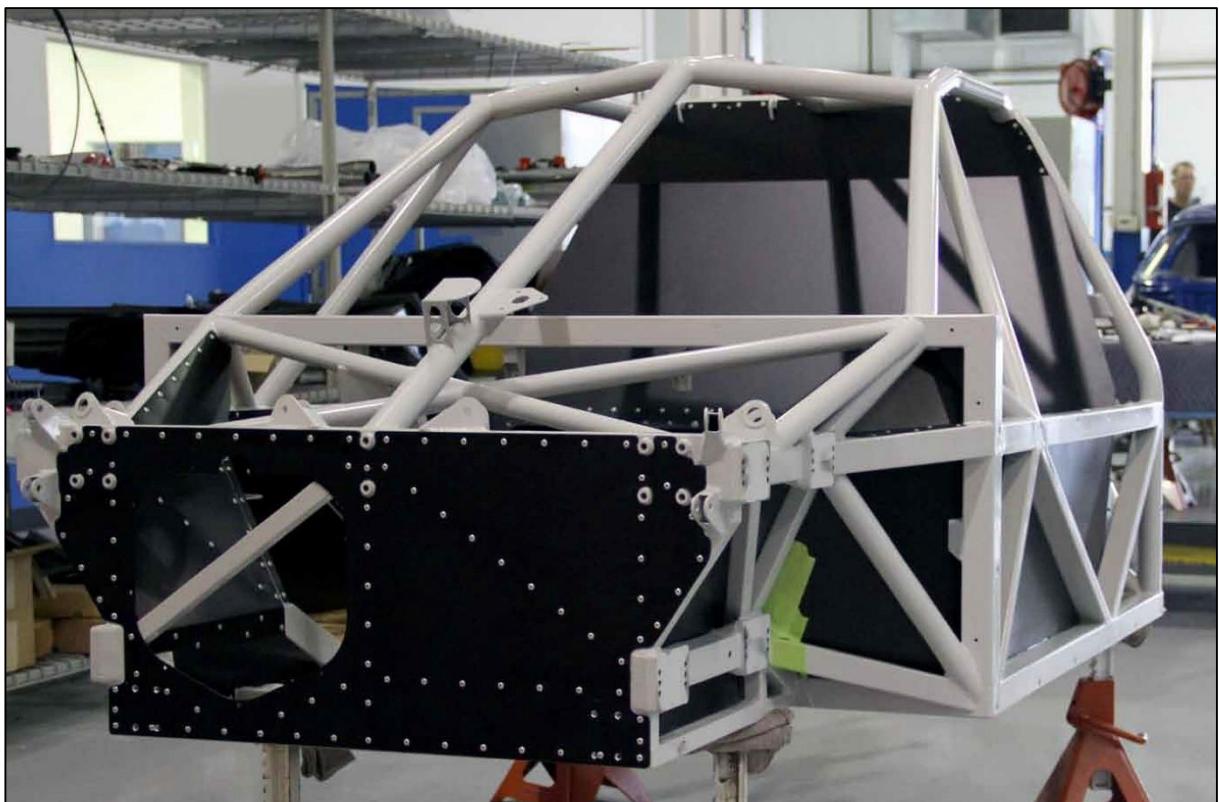


Figure 15 : Châssis de Corvette Daytona Prototype

Source : Game Changer 2012 Chevrolet Corvette Daytona Prototype

III. Choix du matériau [9]

Selon le règlement de la FIA sur les arceaux de sécurité, on doit utiliser de l'acier au carbone non allié avec une proportion de carbone inférieure à 0,3% et pourvu d'une résistance minimale à la traction de 350 MPa. D'autre part, la disponibilité sur le marché et le coût du matériau sont des critères de choix pour cette conception.

Après consultation de catalogues de matériaux et des fournisseurs locaux, le matériau choisi pour former le prototype est l'acier de construction S235JR. Il possède des propriétés mécaniques (tableau 4) qui répondent aux revendications de la FIA. De plus son prix est abordable par rapport aux autres matériaux en vente (acier inoxydable, alliage d'aluminium). Le reste des caractéristiques du matériau est classifié dans l'annexe C.

Tableau 4 : Propriétés mécaniques du matériau

Dimension extérieure en mm	Limite élastique minimale en MPa	Résistance minimale à la traction en MPa	Allongement en %
<16	235	360	26
16,1<40	225	360	26
40,1<63	215	360	25
63,1<100	215	360	24

Source : catalogue OVAKO (annexe C)

C. Conception détaillée

I. Estimation du poids du véhicule

Vu que seuls le moteur et la boîte de vitesses sont les composants à disposition, nous sommes contraints à estimer les données concernant les éléments restants en se basant sur des pièces disponibles sur le marché. Les caractéristiques des composants sont classées dans le tableau 5.

Tableau 5 : Masse et dimensions des composants

Composants	Masse en kg	Longueur*largeur*hauteur ou Longueur*diamètre en cm
Batteries	20*2	34*17*20
Boîtier électrique et électronique	3	35*25*10
Colonne de direction	4	90*3
Complexe pédaliers	4	30*15*25

Composants	Masse en kg	Longueur*largeur*hauteur ou Longueur*diamètre en cm
Conduites d'air	2	80*6
Conduites d'eau	3	290*3
Conduites d'huile	1	45*2
Coque	15	non défini
Crémaillère	10	40*6
Eléments aérodynamiques	10	non défini
Feux avant	2	25*10*12
Feux arrière	1	15*3*4
Moteur essuie-glace	2	15*10*6
Moteur + boîte de vitesses	200	95*50*65
Radiateur d'eau	3	50*30*4
Radiateur d'huile	1	40*20*3
Radiateur d'air	2	50*20*5
Rembourrage de l'intérieur	10	non défini
Réservoir de carburant	45	60*30*25
Sièges et harnais	10*2	35*60*80
Structures déformables	5*2	31*23*30
Volant	2	28*15*6

Source : comparaisons et estimations de l'auteur

La masse totale des composants est de 390 kg et la masse M_p des passagers est de 204kg. (Cf tableau 1)

➤ Masse M_c des composants avec passagers :

$$M_c = 390 + 204 \quad (2.I.C.1)$$

$$M_c = 594 \text{ kg} \quad (2.I.C.2)$$

➤ Poids P_c des composants avec passagers :

$$P_c = M_c * g \quad (2.I.C.3)$$

Où g désigne l'accélération de la pesanteur en m.s^{-2}

$$P_c = 594 * 9.8 \quad (2.I.C.4)$$

$$P_c = 5821,2 \text{ N} \quad (2.I.C.5)$$

➤ Masse totale M_t du véhicule sans passagers :

$$M_t = M_s + M_{ns} \quad (2.I.C.6)$$

Où : M_s désigne la masse suspendue en kg

M_{ns} désigne la masse non suspendue en kg

La masse suspendue s'obtient par la somme de la masse des composants M_c (390 kg) avec la masse du châssis. Cette dernière étant estimée à 150 kg, on a $M_s = 540 \text{ kg}$.

La masse non suspendue est composée des éléments de suspension notamment : les bras, les amortisseurs, les fusées, les moyeux, les disques et étriers de freins, les roues. Elle est estimée au maximum à 200 kg selon les données fournies par l'étude des suspensions, effectuée par un autre projeteur.

D'où :

$$M_t = 540 + 200 \quad (2.I.C.7)$$

$$M_t = 740 \text{ kg} \quad (2.I.C.8)$$

➤ Poids P du véhicule sans passagers :

$$P = M_t * g \quad (2.I.C.9)$$

$$P = 740 * 9,8 \quad (2.I.C.10)$$

$$P = 7252 \text{ N} \quad (2.I.C.11)$$

➤ Masse totale M'_t du véhicule avec passagers :

$$M'_t = M_t + M_p \quad (2.I.C.12)$$

Avec M'_t : masse totale du véhicule avec passagers en kg

M_t : masse totale du véhicule sans passagers en kg

M_p : masse des passagers en kg

$$M'_t = 740 + 204 \quad (2.I.C.13)$$

$$M'_t = 944 \text{ kg} \quad (2.I.C.14)$$

➤ Poids P_{tc} du véhicule chargé :

$$P_{tc} = M'_t * g \quad (2.I.C.15)$$

$$P_{tc} = 944 * 9,8 \quad (2.I.C.16)$$

$$P_{tc} = 9251,2 \text{ N} = 9,3 \text{ kN} \quad (2.I.C.17)$$

II. Répartition des composants

Pour ce faire, il faut d'abord établir une configuration basique qui permet le bon fonctionnement des composants. Ensuite, on modifie l'emplacement de chaque élément selon la nécessité tout en tenant compte des contraintes de conception.

1. Emplacement des composants

Pour que le centre de gravité soit à une position la plus basse, nous avons installé en priorité les composants lourds en basse position autant que possible. On peut citer : le groupe motopropulseur, les batteries, le réservoir de carburant et les passagers. D'autres composants sont contraints à garder une position élevée en raison de leur fonctionnement comme pour le radiateur d'air qui doit recevoir un gros débit d'air frais par le haut, ou encore le volant et la colonne de direction qui doivent laisser un espace suffisant pour les jambes du conducteur.

Une fois que toutes ces considérations sont prises en compte, on a obtenu l'arrangement des composants selon la figure 16.

Esquisse de l'emplacement des composants :

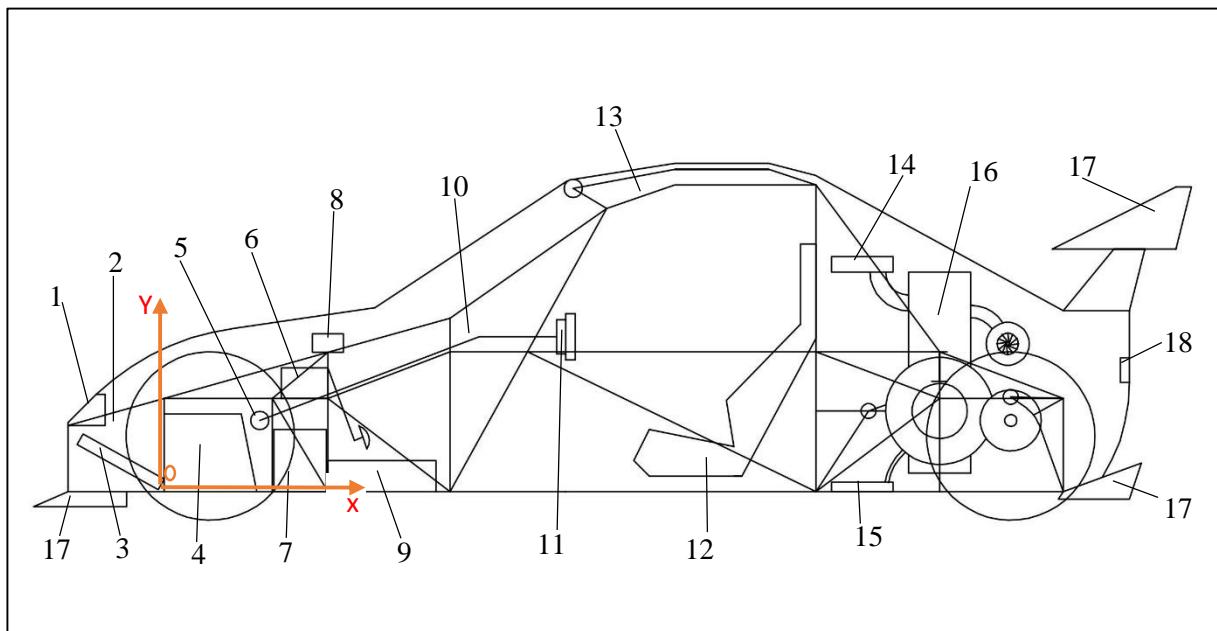


Figure 16 : Emplacement des composants

1 : Feux avant	7 : batteries	13 : esquisse du châssis
2 : structures déformables	8 : moteur essuie-glace	14 : radiateur d'air
3 : radiateur d'eau	9 : boîtier électrique et électronique	15 : radiateur d'huile
4 : réservoir de carburant	10 : colonne de direction	16 : groupe motopropulseur
5 : crémaillère	11 : volant	17 : éléments aérodynamiques
6 : complexe pédaliers	12 : sièges	18 : Feux arrière

Source : l'auteur

2. Calcul des coordonnées du centre de gravité de l'ensemble des composants

Pour situer chaque point du véhicule, un repère orthonormé est dressé (Cf. figure 15) :

- origine : point d'intersection entre le plan de symétrie longitudinal du véhicule et de l'axe central du tube transversal le plus en avant et le plus bas prévu sur le châssis,
- directions : appartenant au plan de symétrie longitudinal du châssis dont l'axe (Ox) suit la longueur du véhicule et l'axe (Oy) est dirigé vers le haut du véhicule.

Les coordonnées du centre de gravité G seront calculées à partir des formules suivantes :

$$x_G = \frac{\sum_{i=1}^n x_i m_i}{\sum_{i=1}^n m_i} \quad (2.I.C.18)$$

$$y_G = \frac{\sum_{i=1}^n y_i m_i}{\sum_{i=1}^n m_i} \quad (2.I.C.19)$$

Où : m_i désigne la masse du composant i

$(x_i ; y_i)$ désigne les coordonnées du composant i

Estimation des coordonnées des centres de gravité de chaque composant

Selon la configuration choisie précédemment, nous avons estimé la position du centre de gravité de chaque élément installé. Le tableau 6 affiche les coordonnées de chaque point.

Tableau 6 : Coordonnées du centre de gravité des composants

Composants	Masse en kg	Abscisse x_i en mm	Ordonnée y_i en mm
Batteries	40	440	100
Boitier électrique et électronique	3	705	50
Colonne de direction	4	790	400
Complexe pédaliers	4	480	350
Conduites d'air	2	1885	130
Conduites d'eau	3	1885	130
Conduites d'huile	1	1885	130
Coque	15	1490	520
Crémaillère	10	310	230
Eléments aérodynamiques	10	1490	520
Feux avant	2	-230	250
Feux arrière	1	3110	452
Moteur essuie-glace	2	530	480
Moteur + boîte de vitesses	200	2560	360
Radiateur d'eau	3	-150	100
Radiateur d'huile	1	2260	30
Radiateur d'air	2	2260	710

Composants	Masse en kg	Abscisse x_i en mm	Ordonnée y_i en mm
Rembourrage de l'intérieur	10	1432	280
Réservoir de carburant	45	150	125
Sièges et harnais	20	1720	180
Structures déformables	10	-155	107
Volant	2	1300	500
Passagers	204	1630	270

Source : estimations de l'auteur

Après calcul, les coordonnées du centre de gravité G des composants sont:

$$\triangleright \quad X_G = 1663 \quad (2.I.C.20)$$

$$\triangleright \quad Y_G = 283 \quad (2.I.C.21)$$

Sachant que l'axe des roues avant et celui des roues arrière se trouvent respectivement à 150 mm et 2740 mm de l'origine, nous avons alors :

- distance entre G et axe roue avant : $1663 - 150 = 1513$ mm
- distance entre G et axe roue arrière : $2740 - 1663 = 1077$ mm

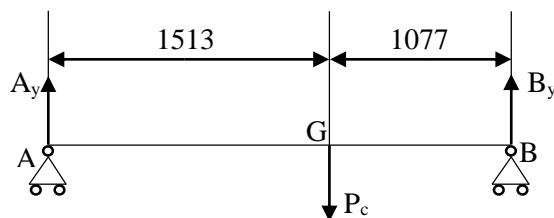


Figure 17 : Répartition des forces sur les essieux

Source : l'auteur

$$\Sigma F_y = 0$$

$$A_y + B_y = P_c \quad (2.I.C.22)$$

$$\Sigma M_{/A} = 0$$

$$B_y * 2590 - P_c * 1513 = 0 \quad (2.I.C.23)$$

$$B_y = \frac{P_c * 1513}{2590} \quad (2.I.C.24)$$

$$B_y = \frac{5821,2 * 1513}{2590} \quad (2.I.C.25)$$

$$B_y = 3400,57 \text{ N} \quad (2.I.C.26)$$

$$A_y = P_c - B_y \quad (2.I.C.27)$$

$$A_y = 5821,2 - 3400,57 \quad (2.I.C.28)$$

$$A_y = 2420,63 \text{ N} \quad (2.I.C.29)$$

On peut en déduire la répartition de poids des composants :

Pourcentage du poids sur essieu avant :

$$p_{av} = \frac{A_y}{P_c} * 100 \quad (2.I.C.30)$$

$$p_{av} = \frac{2420,63}{5821,2} * 100 \quad (2.I.C.31)$$

$$p_{av} = 41,58\% \quad (2.I.C.32)$$

Pourcentage du poids sur essieu arrière :

$$p_{ar} = \frac{B_y}{P_c} * 100 \quad (2.I.C.33)$$

$$p_{ar} = \frac{3400,57}{5821,2} * 100 \quad (2.I.C.34)$$

$$p_{ar} = 58,42\% \quad (2.I.C.35)$$

Plus tard, les coordonnées du centre de gravité du châssis seront ajoutées aux coordonnées des composants et une nouvelle répartition en sera soutirée.

III. Modifications du châssis de base :

1. Description des modifications sur les dimensions

Comme une configuration en deux places est prévue, il faudra augmenter la largeur de l'armature de sécurité. Les dimensions d'origine sont présentées dans le document du châssis Daytona Prototype qui figure dans l'annexe D. La largeur de la base est de 51,75 pouces soit 1315 mm et celle du toit est de 22 pouces soit 559 mm. Afin de fournir l'espace suffisant pour l'emplacement de deux sièges et l'écartement de sécurité sur chaque côté des sièges, la largeur de la base devient 1 460 mm et celle du toit change en 1 100 mm.

2. Changement de tubes :

Il est difficile de se procurer les tubes formant le châssis Daytona Prototype sur le marché local en raison de leurs caractéristiques qui suivent le système impérial en termes de dimension. De plus, les catalogues de tubes du matériau choisi pour notre construction ne proposent que des produits suivant les normes européennes c'est-à-dire que ces tubes possèdent des mesures selon le système métrique. Il est alors impératif de trouver les tubes, employant le système métrique, qui correspondent aux caractéristiques minimales imposées par les constructeurs du châssis de base. Pour cela, nous allons comparer les tubes par l'aire de section transversale et le moment d'inertie de flexion car ce sont les propriétés importantes pour le dimensionnement (tableau 7, 8 et 9).

Une épaisseur minimale de tube de 2,5 mm est choisie au préalable pour favoriser la résistance à la fatigue ainsi que la résistance à la corrosion. Une telle épaisseur est également nécessaire pour que les points de soudure ne soient pas fragilisés. Ce critère de choix sera aussi utilisé pour les tubes des berceaux.

Tableau 7 : Equivalence des tubes ronds

Propriétés	Tube d'origine	Tube équivalent
Diamètre*épaisseur en pouces ou mm	1,75*0,095	48,3*2,5
Aire de section transversale en mm ²	318,7	360
Moment d'inertie de flexion en cm ⁴	7,06	9,45

Source : l'auteur

Tableau 8 : Equivalence des tubes carrés

Propriétés	Tube d'origine	Tube équivalent
Diamètre*épaisseur en pouces ou mm	1,75*1,75*0,095	45*45*2,5
Aire de section transversale en mm^2	405,74	409
Moment d'inertie de flexion en cm^4	12	12,10

Source : l'auteur

Tableau 9 : Equivalence des tubes rectangulaires

Propriétés	Tube d'origine	Tube équivalent
Diamètre*épaisseur en pouces ou mm	1*1,75*0,095	40*30*3
Aire de section transversale en mm^2	313,8	389
Moment d'inertie de flexion en cm^4 (axe fort)	7,92	8,13
Moment d'inertie de flexion en cm^4 (axe faible)	3,2	5,08

Source : l'auteur

3. Représentations de l'armature de sécurité :

L'étape de conception commence par le dessin d'une esquisse. C'est durant cette phase que l'on doit porter plus d'attention sur la saisie des mesures car les lignes dessinées formeront les axes centraux des tubes du châssis. Ainsi, il faut prendre en compte le rayon extérieur des tubes pour respecter les distances requises dans la fiche technique du châssis (annexe D). La figure 18 représente l'esquisse de l'armature de sécurité.

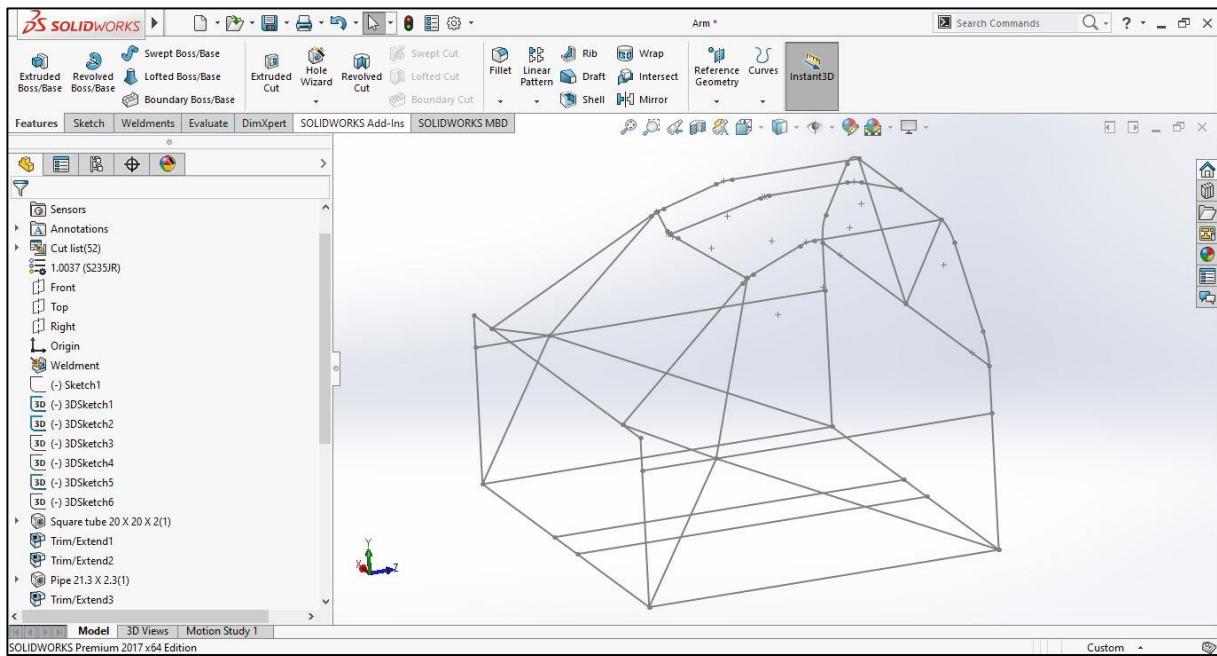


Figure 18 : Esquisse de l'armature de sécurité

Source : l'auteur sur Solidworks 2017

Une fois l'esquisse établie, la fonction « Eléments mécano-soudés » s'occupe de placer les tubes choisis suivant les lignes sélectionnées. Voici deux représentations en 3D de l'armature de sécurité avec les tubes équivalents (figure 19 et 20).

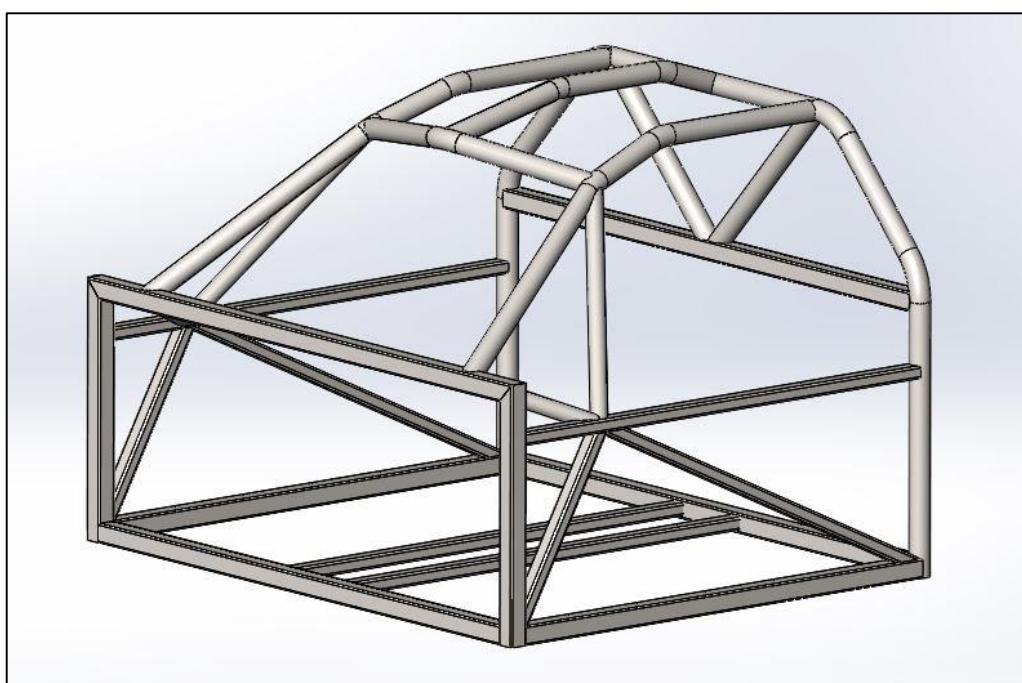


Figure 19 : Vue en 3D de l'avant de l'armature de sécurité

Source : l'auteur sur Solidworks 2017

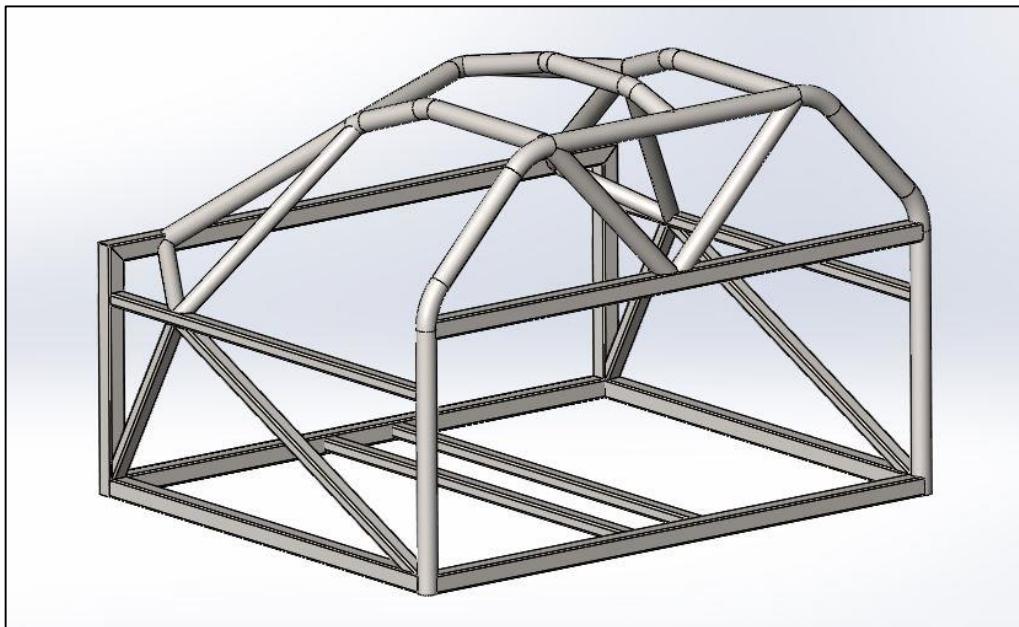


Figure 20 : Vue en 3D de l'arrière de l'armature de sécurité

Source : l'auteur sur Solidworks 2017

IV. Création du berceau avant

1. Paramètres de forme et de taille

La forme du berceau dépend des composants qui y seront installés notamment le réservoir, les batteries, l'ensemble des pédales et la crémaillère. Ensuite les points de fixation des bras de suspension et des amortisseurs viennent préciser les dimensions du berceau. La liaison de ce dernier avec l'armature de sécurité doit être continue, c'est-à-dire que les jonctions des tubes doivent se situer au niveau des nœuds de l'armature de sécurité. Ces nœuds sont les points d'intersection suivants :

- intersection des tubes des montants de pare-brise avec le cadre avant de l'armature,
- intersection des tubes latéraux avec le cadre avant de l'armature,
- intersection des tubes centraux de la base de l'armature avec le cadre avant.

Cette méthode de liaison évite de soumettre les tubes du cadre avant de l'armature à des contraintes de flexion.

2. Esquisse

En tenant compte des paramètres cités ci-dessus, l'esquisse du berceau avant prend la forme représentée sur la figure 21.

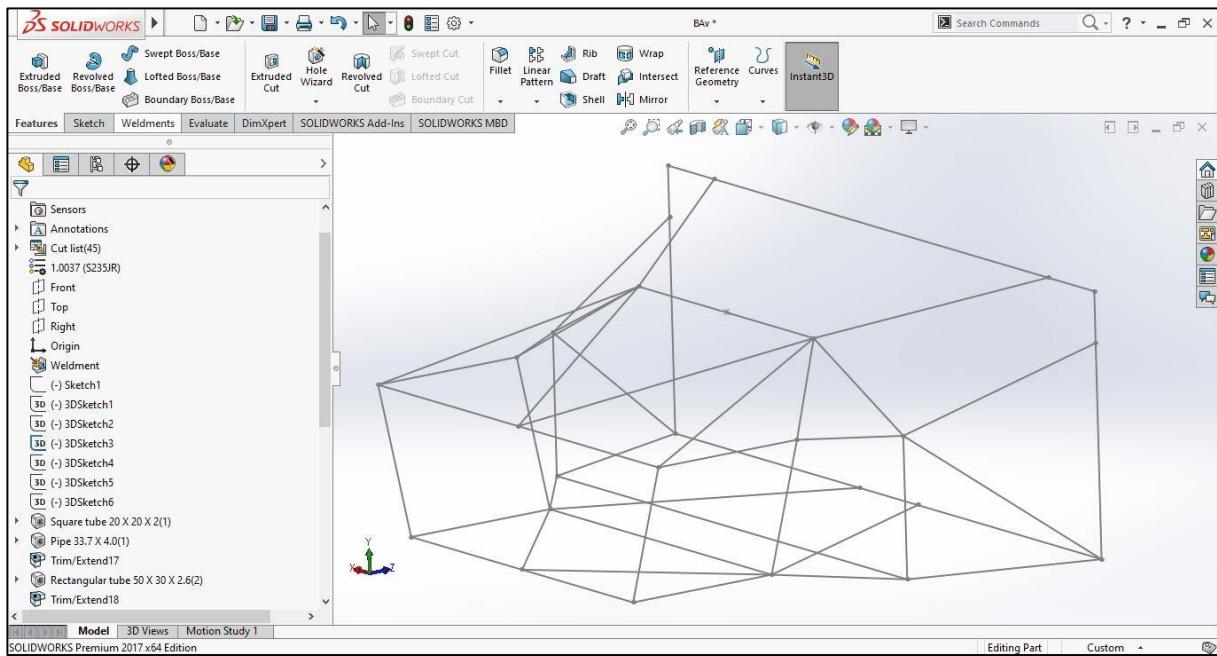


Figure 21 : Esquisse du berceau avant

Source : l'auteur sur Solidworks 2017

3. Dimensionnement

Pour trouver les dimensions des tubes à utiliser, il est nécessaire de connaître l'intensité de force maximale qui s'appliquera au berceau. Nous ne disposons pas de référence concernant la force maximale à supporter, en conséquence la charge de dimensionnement a été paramétrée à vingt fois le poids total chargé du véhicule, soit :

$$20 P_{tc} = 20 * 9,3 \quad (2.I.C.36)$$

$$20 P_{tc} = 186 \text{ kN} \quad (2.I.C.37)$$

Pour le calcul, la structure est considérée comme un treillis plan (figure 22) formé par l'esquisse du berceau avant vu sur le côté. La force de 186 kN est supposée s'appliquer longitudinalement sur les deux nœuds à l'avant. Les détails de calcul sont répertoriés dans l'annexe F.

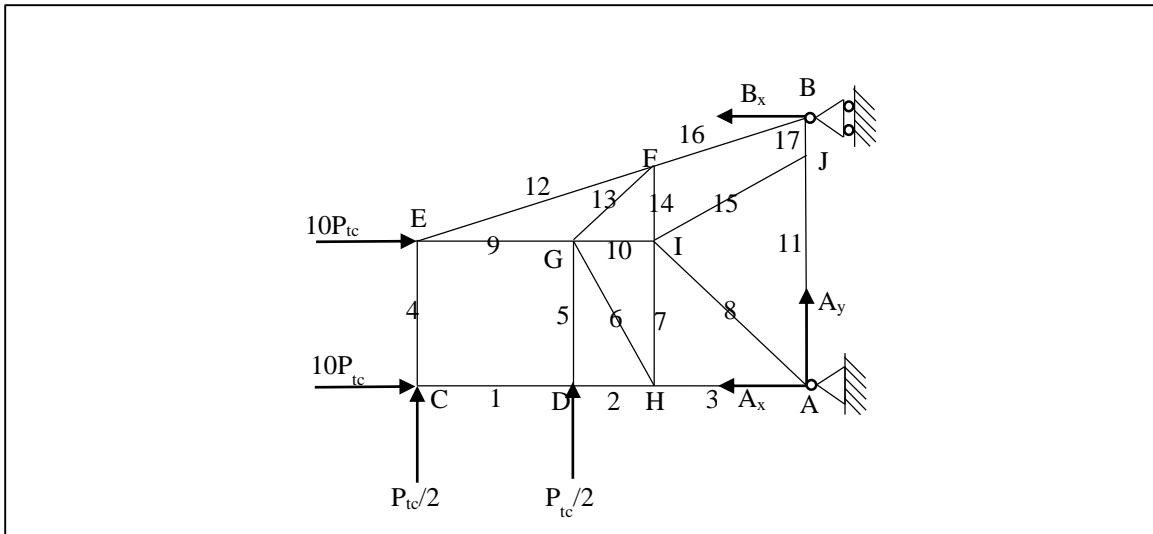


Figure 22 : Berceau avant sous forme de treillis plan

Source : l'auteur

Calcul d'aire minimale

Il est impératif de trouver l'aire minimale S_{min} de section nécessaire qui évitera d'atteindre la contrainte maximale admissible (valeur maximale de contrainte que l'on peut faire subir à un matériau avant que celui-ci ne subisse la rupture).

Condition de résistance :

$$\sigma_{adm} < \sigma_{max} \quad (2.I.C.38)$$

$$\sigma_{max} = \frac{\sigma_{rupt}}{s} \quad (2.I.C.39)$$

Où σ_{adm} désigne la contrainte admissible en MPa

σ_{max} désigne la contrainte maximale admissible en MPa

σ_{rupt} désigne la résistance maximale à la traction en MPa

s est le coefficient de sécurité

La valeur de S_{min} se calcule comme suit :

$$\sigma_{max} = \frac{F}{S_{min}} \quad (2.I.C.40)$$

$$S_{min} = \frac{F}{\sigma_{max}} \quad (2.I.C.41)$$

Avec : S_{min} : aire minimale de la section à utiliser, en mm^2

F : intensité de la force en N

Ensuite S_{min} sera divisé par le nombre de tubes t supportant la charge

$$S'_{min} = \frac{S_{min}}{t} \quad (2.I.C.42)$$

Où S'_{min} est l'aire minimale de la section du tube à prendre, en mm^2

Finalement, on choisit un tube de section supérieure ou égale à S'_{min} dans le catalogue de matériaux (Annexe E).

Dans notre cas, les paramètres de calcul sont les suivants :

- coefficient de sécurité [2] : pour des propriétés de matériau connues, un fonctionnement avec des conditions connues, des forces et contraintes pouvant être déterminées, et l'importance de légèreté : on prend un coefficient $s=1,5$.
- la valeur de la contrainte maximale admissible :

$$\sigma_{max} = \frac{\sigma_{rupt}}{s} \quad (2.I.C.43)$$

$$\sigma_{max} = \frac{360}{1,5} \quad (2.I.C.44)$$

$$\sigma_{max} = 240 \text{ MPa} \quad (2.I.C.45)$$

4. Choix de section de tubes et regroupement

Les barres 11 et 17 : il est inutile de les dimensionner car elles sont formées par les tubes de l'armature de sécurité : tube carré 45*45*2,5 mm. (Cf figure 22)

Les barres 1, 2, 3, 6, 7, 8, 9, 10, 12, 13, 14, 15, 16 : pour rendre l'assemblage plus pratique, ces tubes auront les mêmes dimensions et l'aire minimale de tube à utiliser est 193,8 mm^2 : selon l'épaisseur minimale requise, un tube rond 33,7*2,6 mm de section transversale 254 mm^2 satisfait à la demande.

Les barres 4 et 5 : les points de fixation des bras de suspension seront soudés sur ces deux tubes, ceci implique l'utilisation d'un tube à section rectangulaire : un tube rectangulaire 40*30*3 mm est choisi.

5. Aperçu en 3D

Le berceau avant est représenté sur la figure 23.

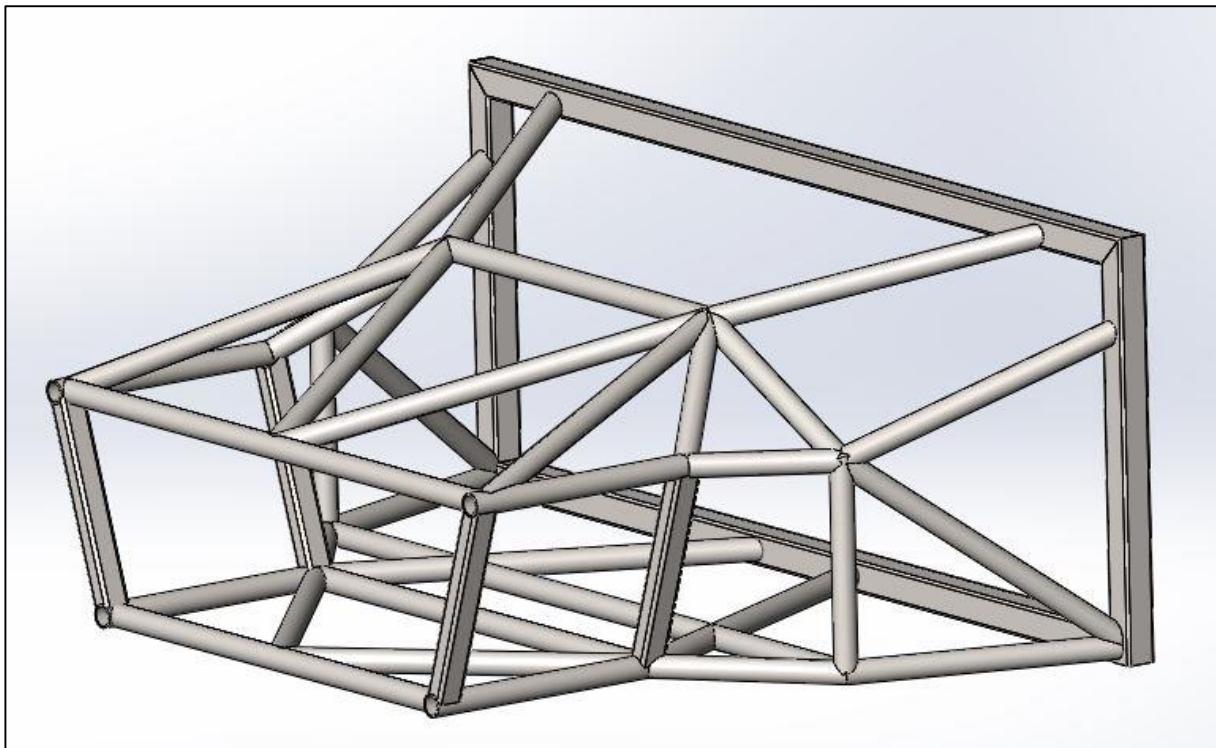


Figure 23 : Berceau avant

Source : l'auteur sur Solidworks 2017

V. Création du berceau arrière

1. Paramètres de forme et de taille

Similairement au berceau avant, les composants et les points de fixation des éléments de suspension régissent la forme et les dimensions du berceau arrière. On peut citer comme composants le moteur, la boite de vitesses. Il faut prévoir un espace qui pourra contenir le groupe motopropulseur avec ces modifications. Les éléments qui pourront augmenter de taille sont : le système d'admission et la gestion d'injection de carburant, la suralimentation et la commande robotisée de la boîte de vitesses.

La liaison du berceau arrière avec l'armature de sécurité se fera sur les points suivants :

- intersection des tubes latéraux du toit avec l'arceau principal,
- intersection des tubes latéraux avec l'arceau principal,
- intersection des tubes centraux de la base de l'armature avec l'arceau principal.

2. Esquisse

La forme du berceau arrière suivra les lignes dessinées sur la figure 24.

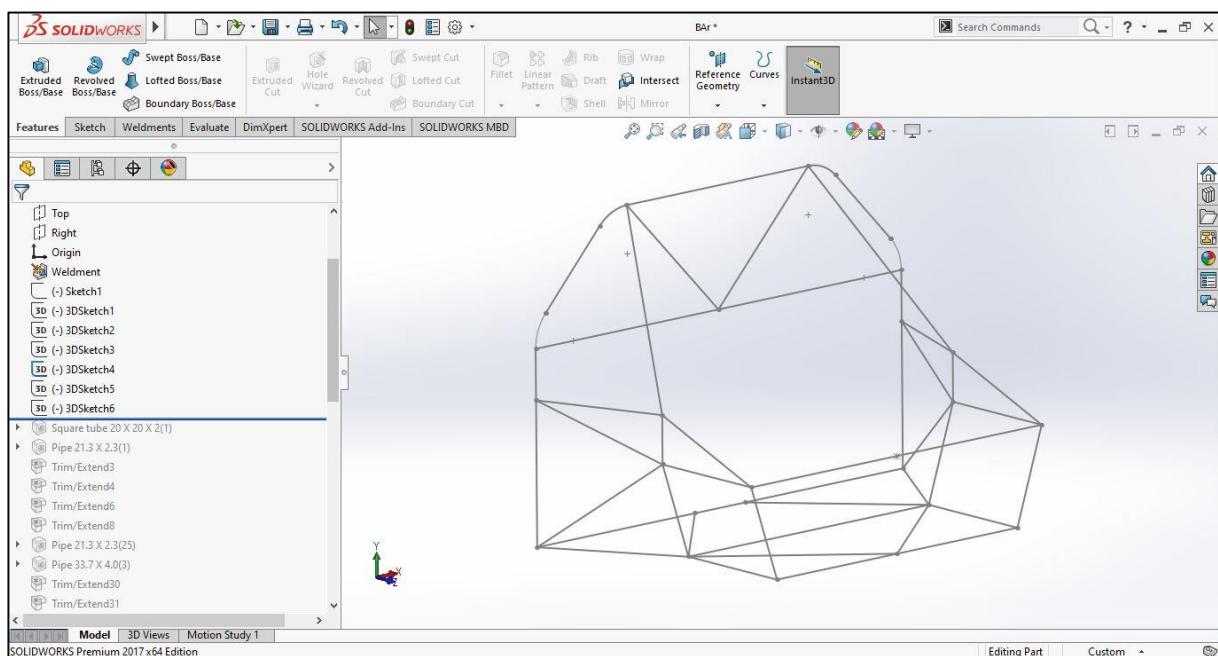


Figure 24 : Esquisse du berceau arrière

Source : l'auteur sur Solidworks 2017

3. Dimensionnement

De même que dans la création du berceau avant, la structure sera considérée comme un treillis plan formé par l'esquisse du berceau arrière vu sur le côté (figure 25). Il est soumis à une charge de dimensionnement de $20P_{tc}=186$ kN, appliquée longitudinalement sur deux nœuds à l'arrière.

Les détails de calculs sont répertoriés dans l'annexe F.

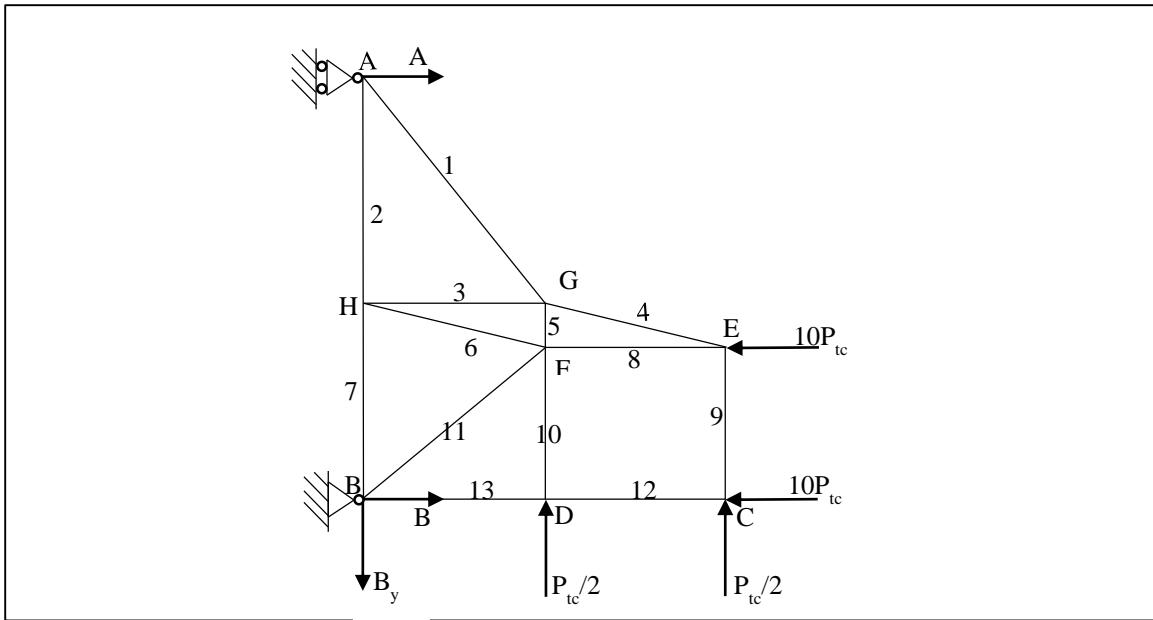


Figure 25 : Berceau arrière sous forme de treillis plan

Source : l'auteur

Calcul d'aire minimale

La méthode de dimensionnement est similaire à celle utilisée pour le berceau avant. Les caractéristiques suivantes restent valables :

- coefficient de sécurité [2] : pour des propriétés de matériau connues, un fonctionnement avec des conditions connues, des forces et contraintes pouvant être déterminées, une importance de légèreté : on prend un coefficient $s=1,5$
- la valeur de la contrainte maximale admissible :

$$\sigma_{max} = \frac{\sigma_{rupt}}{s} \quad (2.I.C.46)$$

$$\sigma_{max} = \frac{360}{1,5} \quad (2.I.C.47)$$

$$\sigma_{max} = 240 \text{ MPa} \quad (2.I.C.48)$$

4. Choix de section de tubes et regroupement

Les barres 2 et 7 : il est inutile de les dimensionner car elles sont formées par l'arceau principal de l'armature de sécurité : tube rond 48,3*2,5 mm. (Cf figure 25)

Les barres 1, 3, 4, 5, 6, 8, 11, 12 et 13 : dans le but de rendre l'assemblage plus commode, des tubes de mêmes dimensions seront attribués à ces barres, l'aire minimale de tube à utiliser est 193,8 mm² : on prend alors un tube rond 33,7*2,6 mm de section transversale 254 mm².

Les barres 9 et 10 : comme pour le berceau avant, on adopte la même sorte de tube pour les supports de fixation des bras de suspension : tube rectangulaire 40*30*3 mm

5. Aperçu en 3D

Le berceau arrière prendra l'aspect sur la figure 26.

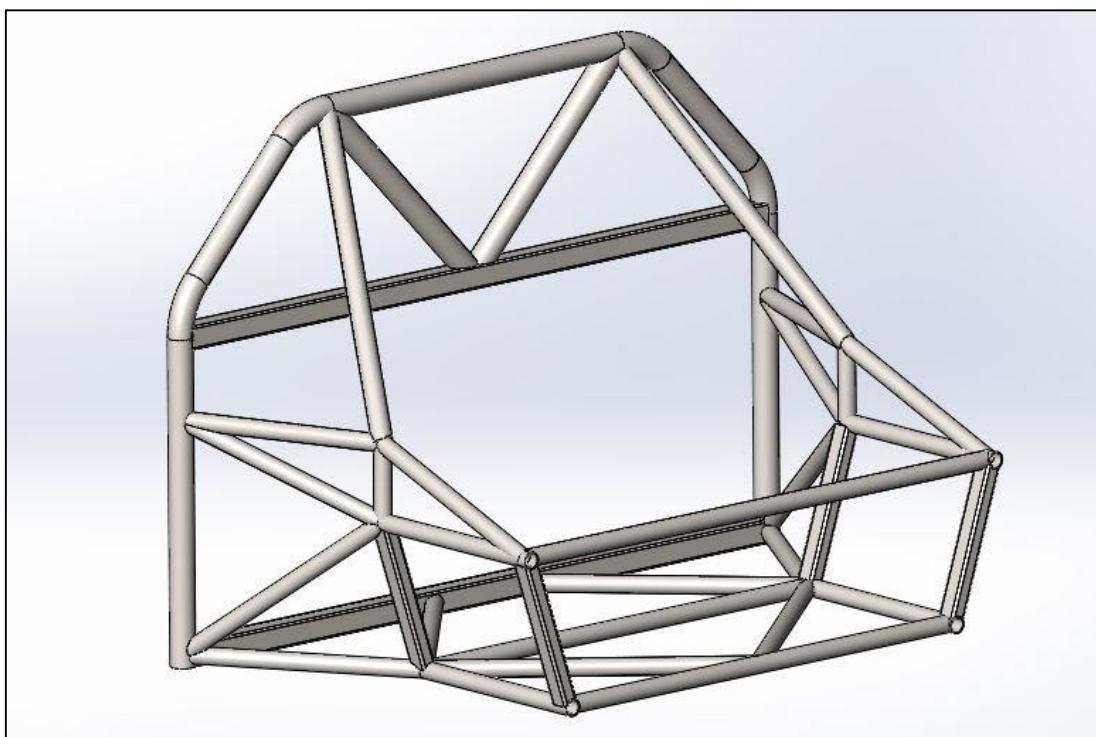


Figure 26 : Berceau arrière

Source : l'auteur sur Solidworks 2017

VI. Support moteur

1. Définition et types [37]

On appelle support moteur l'élément mécanique qui relie le châssis avec le groupe motopropulseur. Il maintient le moteur et la boîte de vitesses en place en limitant leurs débattements. Accompagné de silentbloc, il amortit les vibrations et les à-coups de transmission.

Il existe quatre modèles principaux de silentbloc moteur :

- le silentbloc type basique : formé par deux parties métalliques entre lesquelles est inséré un bloc élastique, les parties métalliques sont reliées d'une part au châssis et de l'autre au moteur ;
- le silentbloc type balancier : toujours installé sur une surface horizontale, il est comprimé par le poids du groupe motopropulseur ;
- le silentbloc anti basculement : il prend la forme d'une biellette avec un bloc élastique de chaque côté, au centre desquels est coulé une entretoise pour les fixations ; ou il prend la forme d'un gros cylindre avec une entretoise métallique à son centre, le tout noyé dans un support métallique ;
- le silentbloc hydraulique : il contient de l'huile dont la pression peut varier selon les modèles et leurs réglages.

Les figures 27, 28, 29 et 30 exposent les principaux types de silentblocs.

	
Figure 27 : Silentbloc basique	Figure 28 : Silentbloc balancier

	
Figure 29 : Silentbloc anti basculement	Figure 30 : Silentbloc hydraulique

Source : www.entretien-voiture.ooreka.fr

On prendra le silentbloc anti basculement de type cylindrique car il est plus convenable pour une utilisation sportive. Les risques de déchirure du support moteur sont très élevés dus aux à-coups d'accélération et décélération intenses et répétitifs. En cas de déchirure, les fixations seront retenues dans le support métallique et cela évitera le dégagement direct du moteur hors de son emplacement.

2. Description

Les pattes-moteur sont réparties en quatre points sur le bloc moteur : deux fixations de chaque côté. Comme le moteur est orienté de manière transversale, les supports seront reliés au châssis comme suit : deux en dessous de l'arceau principal et deux sur les tubes à l'arrière du berceau. Les fixations de la boîte de vitesses ne sont pas encore définies car elles dépendent des modifications à réaliser.

Le poids et le couple délivré par le groupe motopropulseur seront soutenus par des cylindres qui serviront d'emplacement pour les silentblocs. Ces cylindres seront soudés à des structures tubulaires triangulées construites à partir de tube rond de dimension 33,7*2,6 mm. Elles seront soudées à leur tour sous l'arceau principal et à l'arrière du berceau (figure 31). Des goussets serviront de renfort pour retenir les mouvements latéraux du moteur.

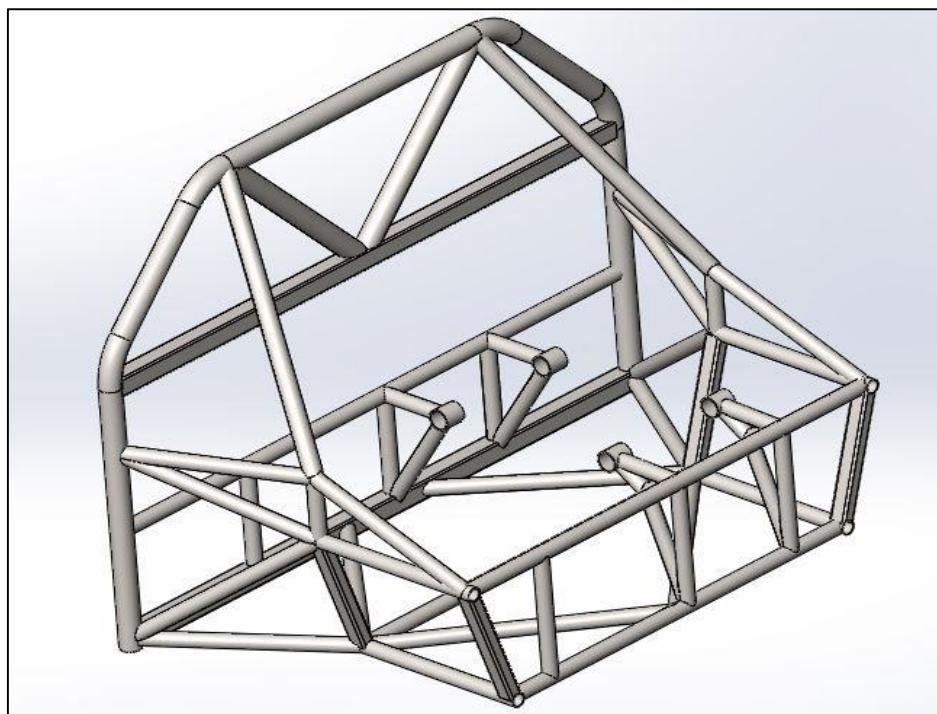


Figure 31 : Position des supports de moteur

Source : l'auteur sur Solidworks 2017

VII. Fixation des éléments de suspension

Le type de fixation repose sur la forme des composants à installer (bras oscillants, amortisseurs et ressorts) et sur la nécessité de réglage de la géométrie des trains roulants.

Comme les données sur les composants ne sont pas encore disponibles, les hypothèses suivantes ont été posées :

- utilisation de doubles bras oscillants triangulés,
- emploi d'un système de ressort-amortisseur réglable (combiné fileté).

La figure 32 illustre ces types de composants.



Figure 32 : Exemple de suspension à bras triangulés muni de combiné-fileté

Source : www.germanlook.org

Ces hypothèses pourront changer en fonction du choix des composants par conséquent les fixations qui seront créées ultérieurement ne sont pas définitives. Une fois que les données seront complètes elles seront dimensionnées correctement. Nous avons directement imposé l'épaisseur des plaques, la forme des fixations et la position des trous.

Deux plaques d'acier, d'épaisseur 4 mm, formeront chaque point de fixation des bras. Elles seront soudées parallèlement le long de chaque tube de support (tubes rectangulaires sur les berceaux). Des trous seront percés symétriquement à différents niveaux pour permettre des variantes de réglages.

Les points d'attache des amortisseurs seront aussi fabriqués à partir de deux plaques d'acier de 4 mm d'épaisseur positionnées en parallèle. Elles ne seront munies que d'une paire de trous car l'utilisation d'un système de suspension réglable sur lui-même est déjà prévue.

Les figures 33 et 34 représentent les fixations installées sur les berceaux avant et arrière.

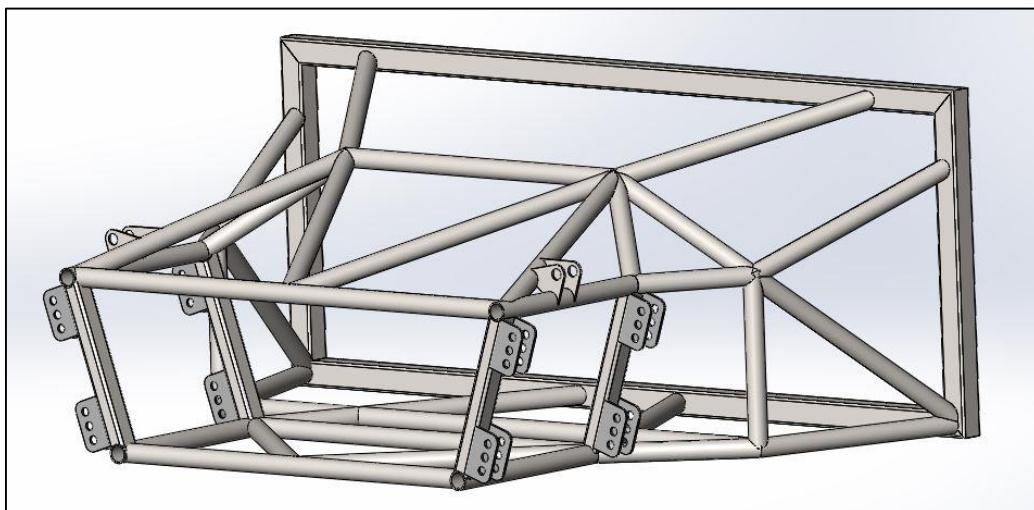


Figure 33 : Berceau avant avec les points de fixation des éléments de suspension

Source : l'auteur sur Solidworks 2017

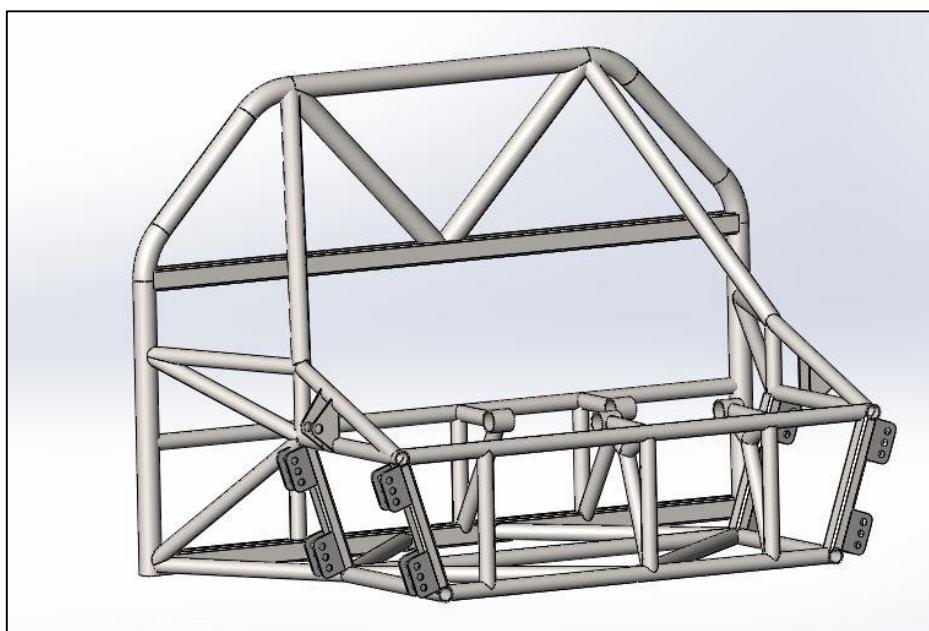


Figure 34 : Berceau arrière avec les points de fixation des éléments de suspension

Source : l'auteur sur Solidworks 2017

En combinant le berceau avant, l'armature de sécurité et le berceau arrière, nous obtenons le châssis en entier. L'aperçu de l'ensemble est exposé dans le chapitre des résultats.

D. Evaluation du châssis par simulation

Le but de chaque test est de vérifier la fiabilité de la conception. A partir des fonctions du logiciel Solidworks, il nous est plus facile de repérer les zones fragiles, c'est-à-dire celles qui risquent la rupture. On pourra ensuite apporter les modifications nécessaires pour renforcer ces zones.

Pour évaluer le châssis, trois groupes de tests seront simulés avec le logiciel :

- le premier s'agit des normes imposées par l'European New Car Assessment Program « Euro NCAP »
- le deuxième concerne les règles prescrites par la Fédération Internationale de l'Automobile « FIA »
- le troisième évaluera la résistance du châssis à la torsion

Ces groupes de tests sont choisis en raison de leur concordance avec la conception du prototype. En effet, la FIA régit des règles sur les véhicules sportifs en imposant des limites tant minimales que maximales. Quant à l'Euro NCAP, il permet d'orienter les constructeurs automobiles vers une conception toujours plus sécuritaire.

I. Crash test Euro NCAP [21] [24] [35]

L'European New Car Assessment Program « Euro NCAP » est un organisme international Indépendant créé en 1997. Etant basé à Bruxelles, Belgique, il a pour fonction d'effectuer des crash-tests afin d'évaluer les capacités d'un véhicule dans le domaine de la sécurité passive, notamment les automobiles. La sécurité passive est l'ensemble des éléments qui, par leur présence ou leur fonctionnement, peuvent minimiser la gravité d'un accident. L'organisme a pour objectif de fournir aux consommateurs une évaluation de la sûreté des voitures les plus vendues en Europe.

Les configurations de chocs utilisées par Euro NCAP se veulent représentatives des accidents les plus fréquents. Voici un descriptif de chaque configuration :

- choc frontal : le véhicule est lancé à vitesse de 64 km.h^{-1} contre une barrière fixe déformable avec environ 40% de recouvrement ; ce choc représente la collision entre deux véhicules
- choc latéral : un chariot ou « bélier » déformable est lancé à 50 km.h^{-1} sur le côté de la voiture ; ce cas simule la collision d'un véhicule avec un autre accomplissant un acte de refus de priorité

- choc poteau : le véhicule est lancé contre un poteau de 25,4 cm de diamètre au niveau du siège conducteur à 32 km.h^{-1} ; c'est une représentation d'une perte de contrôle du véhicule suivie d'un impact avec un mobilier urbain sous un angle de 75° .
- choc piéton : un mannequin est percuté sur l'avant du véhicule lancé à 40 km.h^{-1}

Ces tests sont effectués sur des voitures entièrement assemblées et opérationnelles mais dans notre cas, nous ne pouvons évaluer que le châssis, alors les chocs poteau et piéton seront écartés.

Connaissant les vitesses avant l'impact, il sera possible de calculer l'énergie cinétique que possède le véhicule. Pour arrêter ce dernier, on doit appliquer une force qui effectue un travail de même quantité que l'énergie cinétique de la voiture. L'intensité de la force à appliquer au châssis en sera déduite. On a :

$$E_c = W \quad (2.I.D.1)$$

Où E_c désigne l'énergie cinétique de l'automobile en Joules

W désigne le travail (en Joules) effectué par la Force F à calculer

En supposant que la distance maximale d'affaissement du véhicule durant l'impact soit d'un mètre, le travail de la force s'effectuera également sur un mètre. De ce fait, l'intensité de la force F prend la valeur de l'énergie cinétique pour une vitesse V .

Travail d'une force F :

$$W = F * d \quad (2.I.D.2)$$

Avec W : travail effectué en Joules

F : force en N

d : distance en m

Energie cinétique :

$$E_c = \frac{1}{2} M'_t V^2 \quad (2.I.D.3)$$

Avec E_c : énergie cinétique en Joules

M'_t : masse totale du véhicule chargé en kg

V : vitesse du véhicule en m.s^{-1}

1. Choc frontal :

A partir de l'énergie cinétique du véhicule, lancé à la vitesse de 64 km.h^{-1} , on peut trouver l'intensité de la force F à appliquer à l'avant du châssis.

$$E_c = \frac{1}{2} * 944 * \left(\frac{64}{3,6}\right)^2 \quad (2.\text{I.D.4})$$

$$E_c = 149\,175,31 \text{ J} = 150 \text{ kJ} \quad (2.\text{I.D.5})$$

$$F = 150 \text{ kN} \quad (2.\text{I.D.6})$$

Description du test (figure 35) :

- le berceau arrière est fixé par les contraintes d'immobilisation proposées par le logiciel (flèches vertes) ;
- la force de 150 kN est appliquée sur les deux barres superposées du berceau avant de façon répartie (flèches rouges).

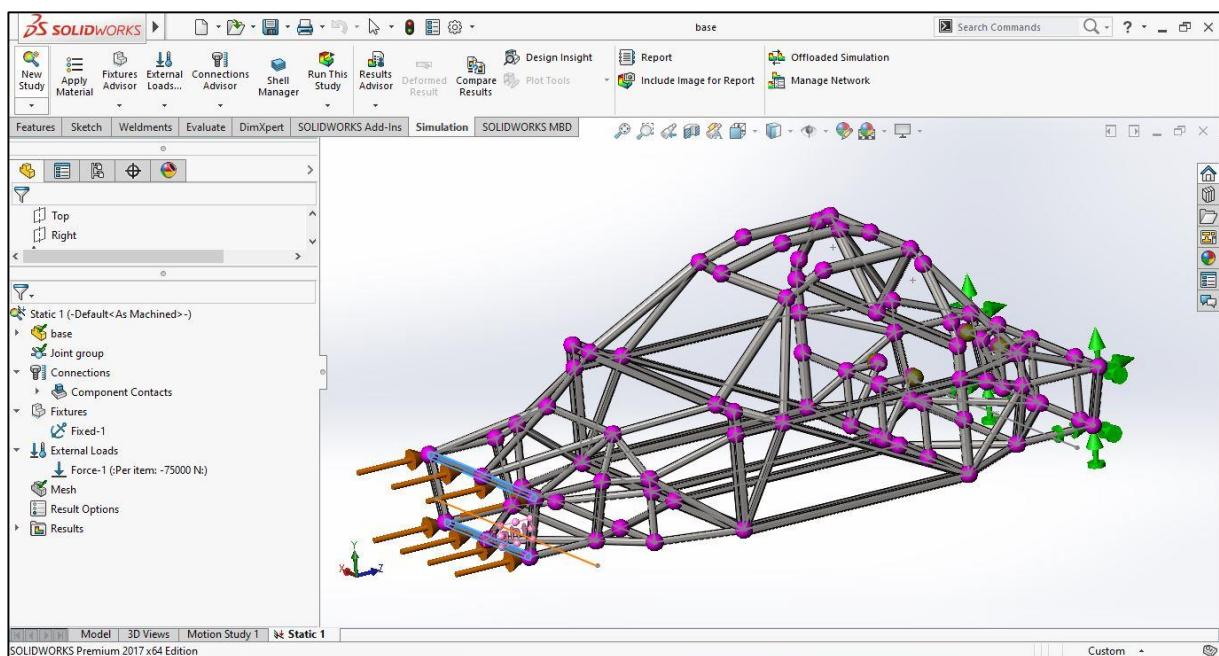


Figure 35 : Simulation du choc frontal

Source : l'auteur sur Solidworks 2017

2. Choc latéral :

L'intensité de la force F à appliquer sur le côté du châssis sera déduite de l'énergie cinétique du véhicule lancé à 50 km.h^{-1} .

$$E_c = \frac{1}{2} * 944 * \left(\frac{50}{3,6}\right)^2 \quad (2.\text{I.D.7})$$

$$E_c = 91\,049,38 \text{ J} = 92 \text{ kJ} \quad (2.\text{I.D.8})$$

$$F = 92 \text{ kN} \quad (2.\text{I.D.9})$$

Description du test (figure 36) :

- les berceaux avant et arrière sont fixés du côté opposé de la force (flèches vertes) ;
- la force de 92 kN s'applique sur les quatre tubes du côté de l'armature de sécurité de façon répartie : soit 23 kN sur chaque tube (flèches rouges).

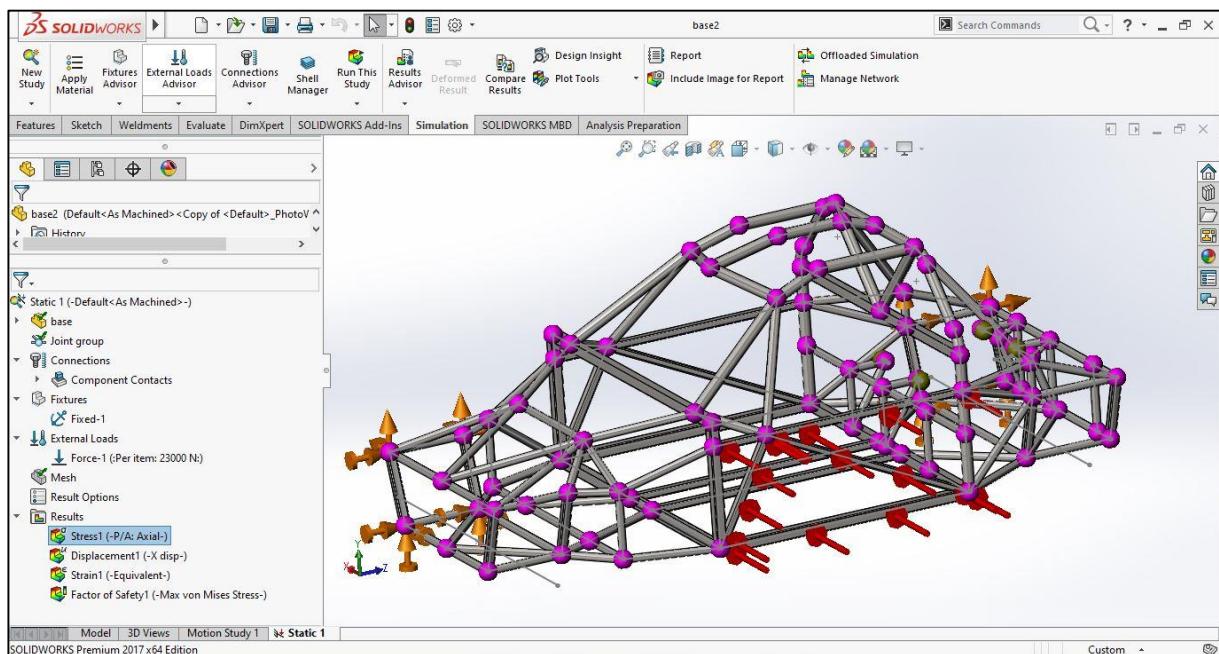


Figure 36 : Simulation du choc latéral

Source : l'auteur sur Solidworks 2017

II. Crash test FIA [9] [10]

La Fédération Internationale de l'Automobile est une organisation à but non lucratif créée en 1904. Elle gère les plus importantes épreuves de course automobile mondiales en s'occupant de tout ce qui concerne l'automobile, la mobilité, les routes, la sécurité routière et l'environnement. Les tests de résistance imposés par FIA concernent surtout la résistance de l'armature de sécurité lors des accidents simulant le renversement du véhicule.

Selon l'article 259/15.1.3 de l'annexe J du règlement FIA [10], la construction doit résister aux contraintes minima ci-dessous, appliquées dans n'importe quelle combinaison sur le sommet de l'armature de sécurité :

- 1,5 P* latéralement avec $P^* = \text{poids de la voiture} + 75 \text{ kg}$
- 5,5 P longitudinalement dans les deux directions avec $P : \text{poids de la voiture}$
- 7,5 P verticalement avec $P : \text{poids de la voiture}$

Nous allons utiliser la valeur du poids total du véhicule chargé P_{tc} pour les tests :

$$- 1,5P_{tc} : 9\ 300 \cdot 1,5 = 13\ 950 \text{ N} \quad (2.I.D.10)$$

$$- 5,5P_{tc} : 9\ 300 \cdot 5,5 = 51\ 150 \text{ N} \quad (2.I.D.11)$$

$$- 7,5P_{tc} : 9\ 300 \cdot 7,5 = 69\ 750 \text{ N} \quad (2.I.D.12)$$

Description du test (figure 37) :

- la base de l'armature de sécurité est fixée par les contraintes d'immobilisation (flèches vertes);
- la force verticale de $7,5P_{tc}$ s'applique juste au niveau de la tête du conducteur (flèche rouge) ;
- la force longitudinale de $5,5P_{tc}$ s'applique sur le point d'intersection du montant de pare-brise gauche avec le toit (flèche rouge) ;
- la force $1,5P_{tc}$ s'applique sur le côté du toit de l'armature de sécurité, à un point proche de la tête du conducteur (flèche rouge).
- comme les côtés du châssis sont symétriques, les résultats seront les mêmes si on effectue les tests d'un côté ou de l'autre ; par conséquent nous n'allons évaluer que le côté gauche.

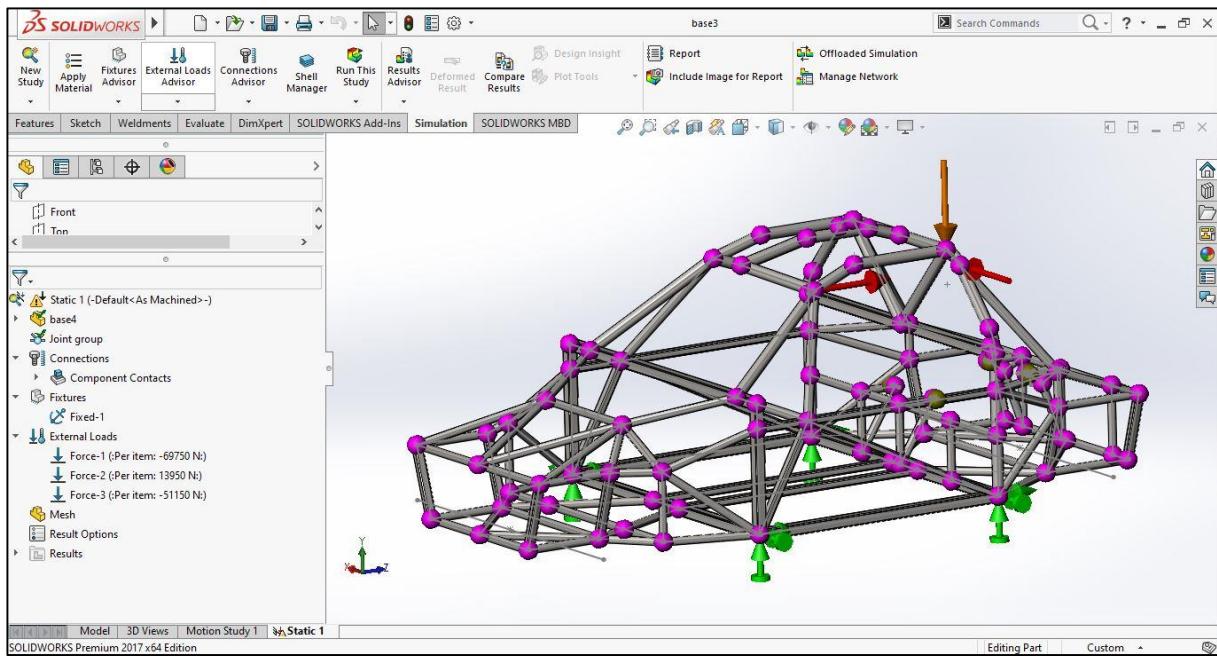


Figure 37 : Simulation du test FIA

Source : l'auteur sur Solidworks 2017

III. Test de torsion [6]

La résistance en torsion du châssis est évaluée en appliquant un couple de torsion suivant l'axe longitudinal du châssis puis en mesurant la déformation angulaire observée au niveau du berceau avant pendant que le berceau arrière est fixé.

Le rapport entre le couple et l'angle de rotation engendré donne la rigidité en torsion : c'est la valeur d'un couple de torsion à appliquer au châssis pour causer une déformation d'une unité angulaire, son unité est le Nm.degré⁻¹.

$$T = \frac{c}{\alpha} \quad (2.I.D.13)$$

Avec T : rigidité en torsion en N.m.degré⁻¹

c : couple appliqué en N.m

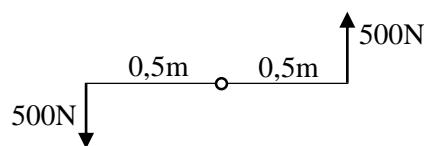
α : angle de rotation en degré

Description du test :

A l'aide du logiciel nous allons déterminer l'angle de rotation engendré par un couple de 10000N.m. Pour se rapprocher des conditions réelles, de faux bras de suspension seront créés pour transmettre au châssis les forces qui s'appliquent au niveau des roues.

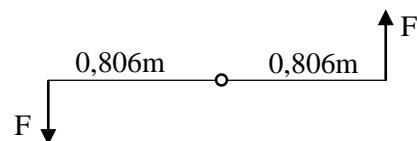
Les points d'application de ces forces sont supposés se situer sur l'axe de centre des roues à une distance égale à la largeur de voie. Nous devons alors trouver l'intensité de force F capable de générer un couple de 10 000 N.m sur une distance de 1 612 mm.

Un couple de 1000 N.m équivaut à deux forces de 1000 N, chacune s'appliquant sur un bras de levier de 0,5 m.



$$10\ 000\ N.m = (10\ 000 * 0,5) * 2 \quad (2.I.D.14)$$

Pour un bras de levier de 0.806 m, on a :



$$10\ 000\ N.m = (F * 0,806) * 2 \quad (2.I.D.15)$$

$$F = \frac{10\ 000}{2 * 0,806} \quad (2.I.D.16)$$

$$F = 6\ 203,5\ N \quad (2.I.D.17)$$

A l'aide de la figure 38, on peut voir que le berceau arrière est fixé par les contraintes d'immobilisation (flèches vertes) et que les forces F s'appliquent sur chaque extrémité des faux bras de suspension (flèches rouges).

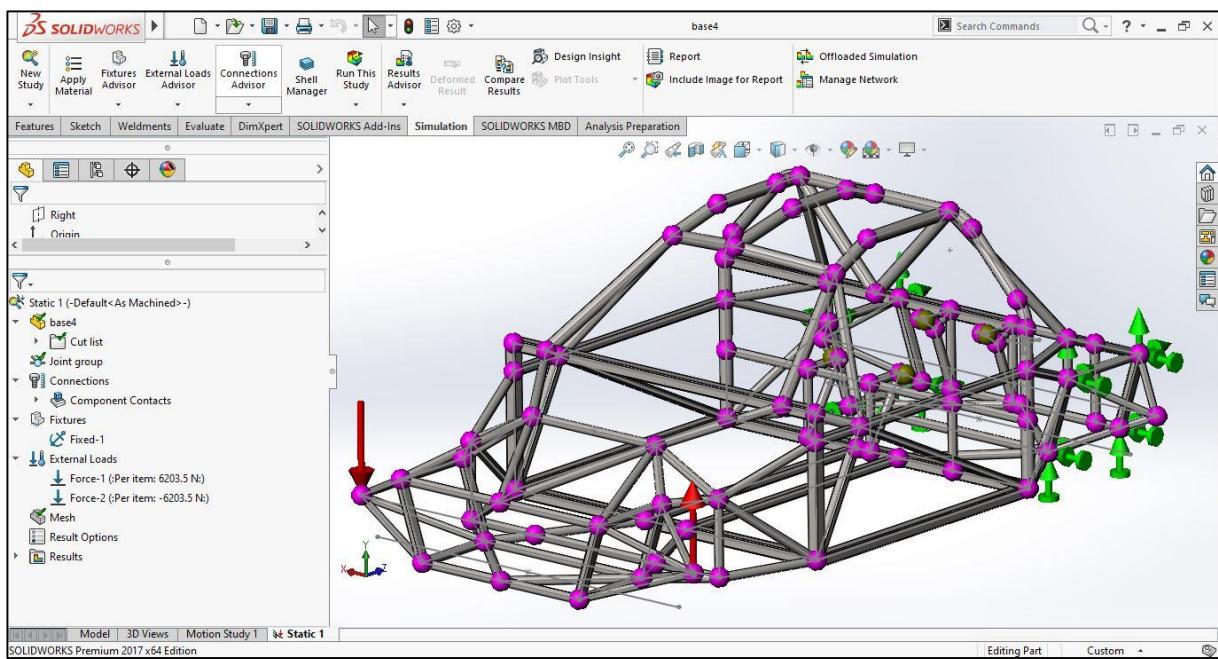


Figure 38 : Simulation du test de torsion

Source : l'auteur sur Solidworks 2017

CHAPITRE II: RESULTATS OBTENUS

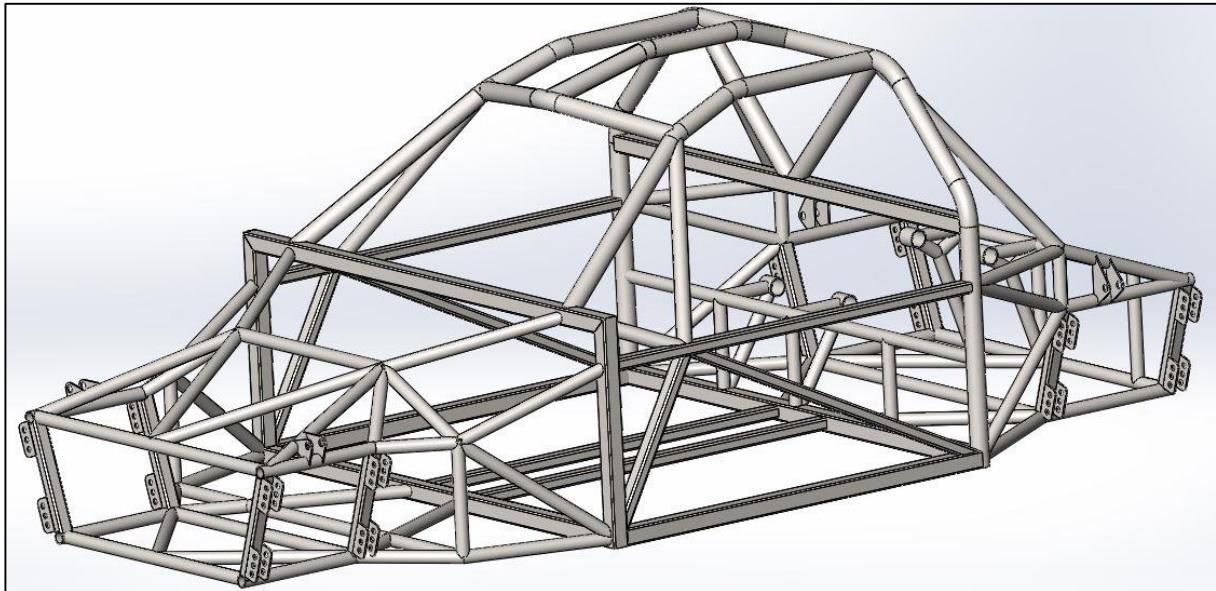


Figure 39 : Châssis entièrement assemblé

Source : l'auteur sur Solidworks 2017

Nous avons la vue en 3D du châssis en entier sur la figure 39.

Dans la fonction « Evaluation » du logiciel, la masse totale du châssis est fournie : 154 624,96g soit 155 kg.

Les coordonnées du centre de gravité du châssis sont également données : $X_c=1233$ et $Y_c=308$.

On en déduit ensuite celles de l'ensemble composants-châssis : $X_G=1574$ et $Y_G=289$.

Ces coordonnées correspondent au repère orthonormé défini auparavant. (Cf. page 32)

Ces distances permettent de déduire une répartition de masse de 44%-56%. Cette valeur concerne uniquement la masse suspendue, elle changera au fur et à mesure que nous rajoutons les données des trains roulants.

Les résultats de simulation dans Solidworks sont exposés par le biais de plusieurs couleurs. Le prototype change de coloration suivant des données numériques bien précises. Sur le côté de chaque image, une plage de couleurs transcrit numériquement les informations que nous voulons connaître telles que la contrainte axiale subie par les tubes, le déplacement ou la déformation des éléments de la structure.

Il est également possible de repérer les zones fragiles du châssis par la fonction « facteur de sécurité suivant le critère de contrainte de von Mises maximum ». Ce critère prévoit qu'un matériau ductile commence à se plastifier lorsque la contrainte équivalente (contrainte de von Mises) atteint la limite d'élasticité du matériau.

Le facteur de sécurité en un point se calcule en divisant la limite d'élasticité du matériau par la contrainte présente en ce point :

- un facteur de sécurité inférieur à 1 en un point indique que le matériau s'est plastifié à cet endroit et que la conception n'est pas sûre : partie du châssis colorée en rouge.
- un facteur de sécurité supérieur à 1 en un point indique que le matériau ne s'est pas plastifié : partie du châssis colorée en bleu.

A. Tests Euro NCAP

I. Choc frontal

1. Contrainte axiale :

Selon la plage de couleur des résultats sur la figure 40, la contrainte maximale en compression est de 156,2 MPa ; ce sont les tubes colorés en bleu foncé qui subissent cette contrainte. La contrainte maximale en traction est de 65,95 MPa et les tubes colorés en rouges la subissent.

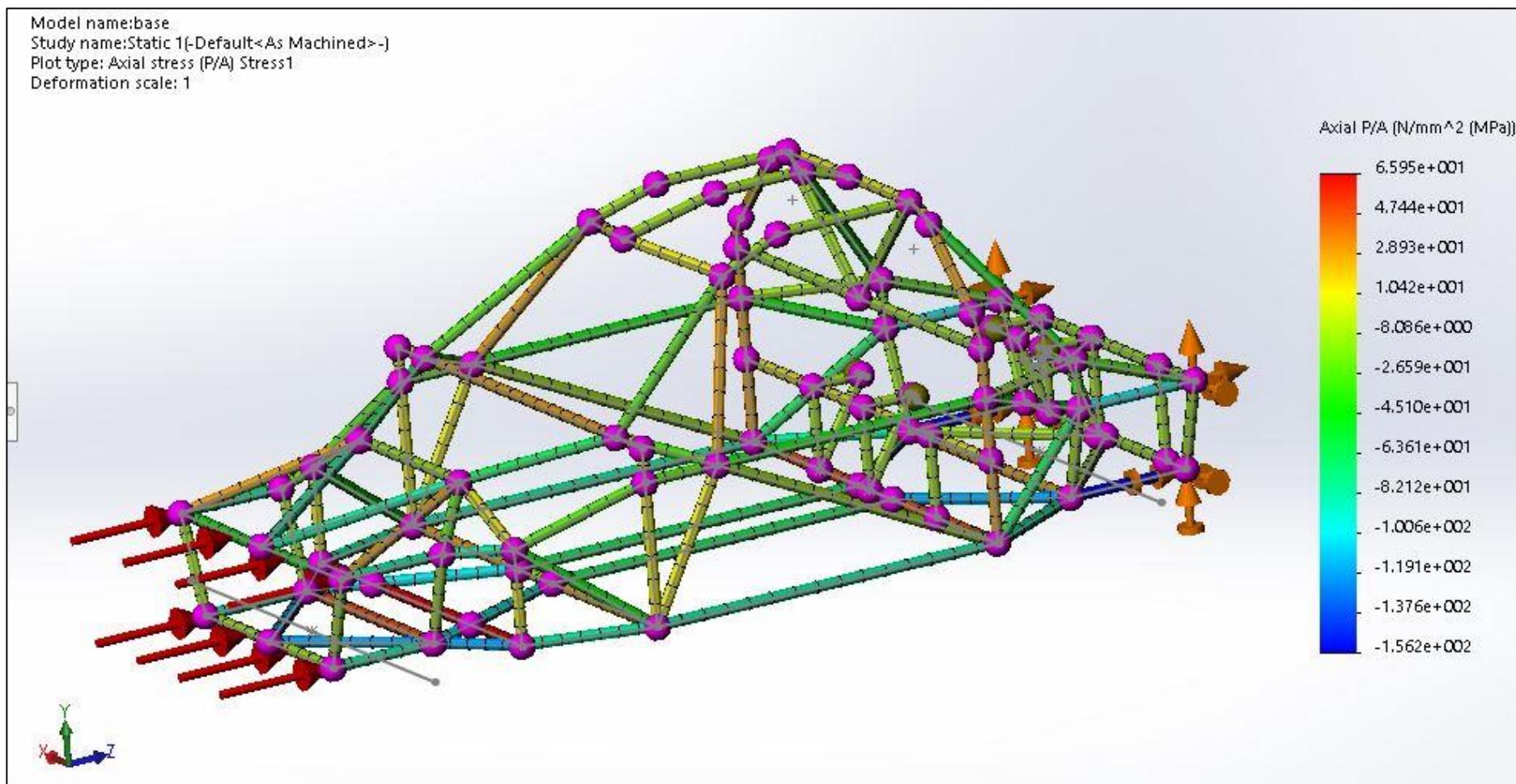


Figure 40 : Valeur de la contrainte axiale sur chaque tube

Source : l'auteur sur Solidworks 2017

2. Déplacement :

Suite à l'application des forces, on observe une déformation de certains membres du châssis sur la figure 41. C'est au niveau des tubes du nez du châssis qu'est mesuré le plus grand déplacement : 5,8 mm. Les parties déformées caractérisées par ce déplacement sont en rouge.

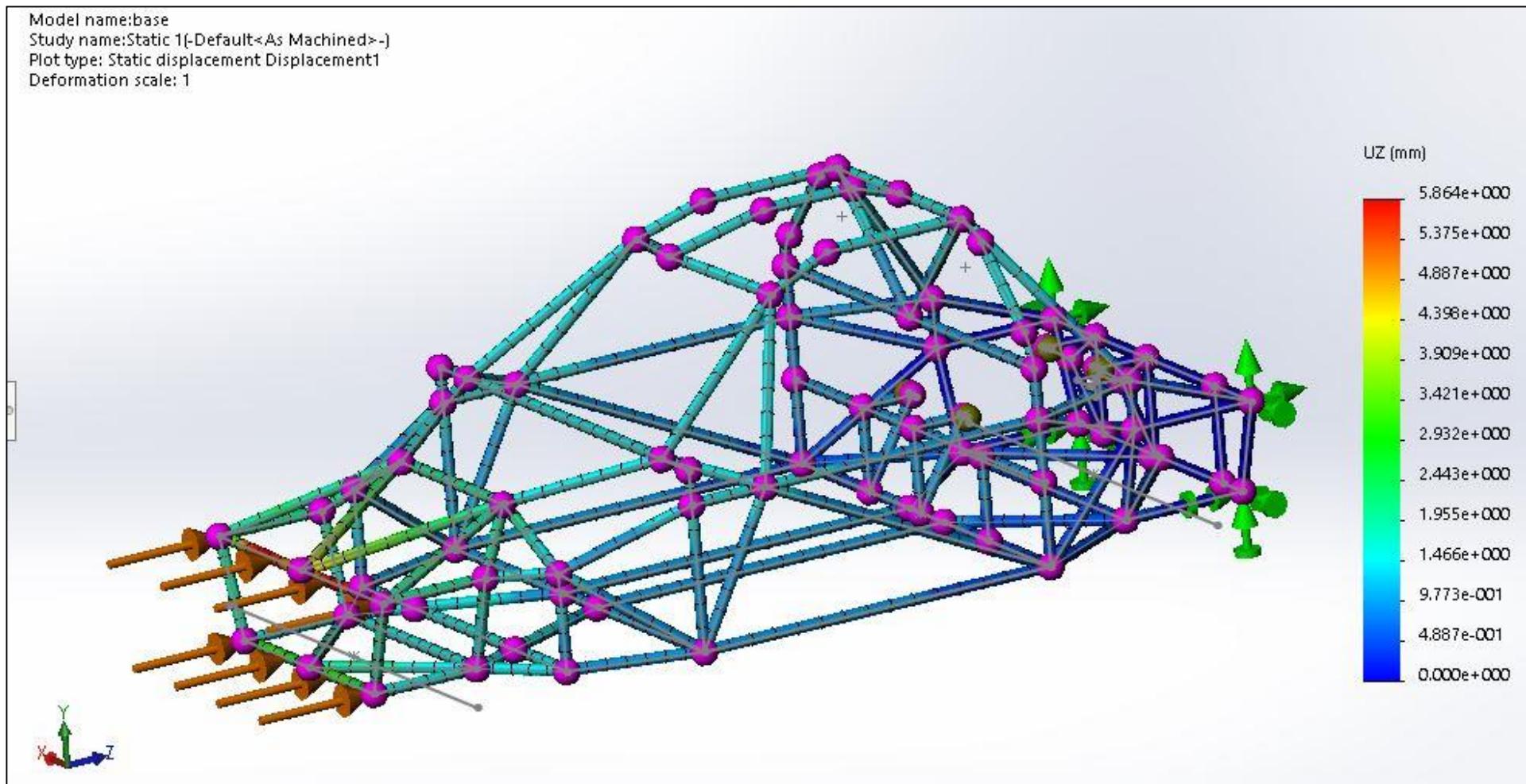


Figure 41 : Déplacement observé pour chaque tube

Source : l'auteur sur Solidworks 2017

3. Facteur de sécurité :

La figure 42 expose plus clairement les zones qui se sont plastifiées (de couleur rouge). Sur la figure 43, la majorité du châssis est colorée en bleu sauf au niveau du berceau avant.

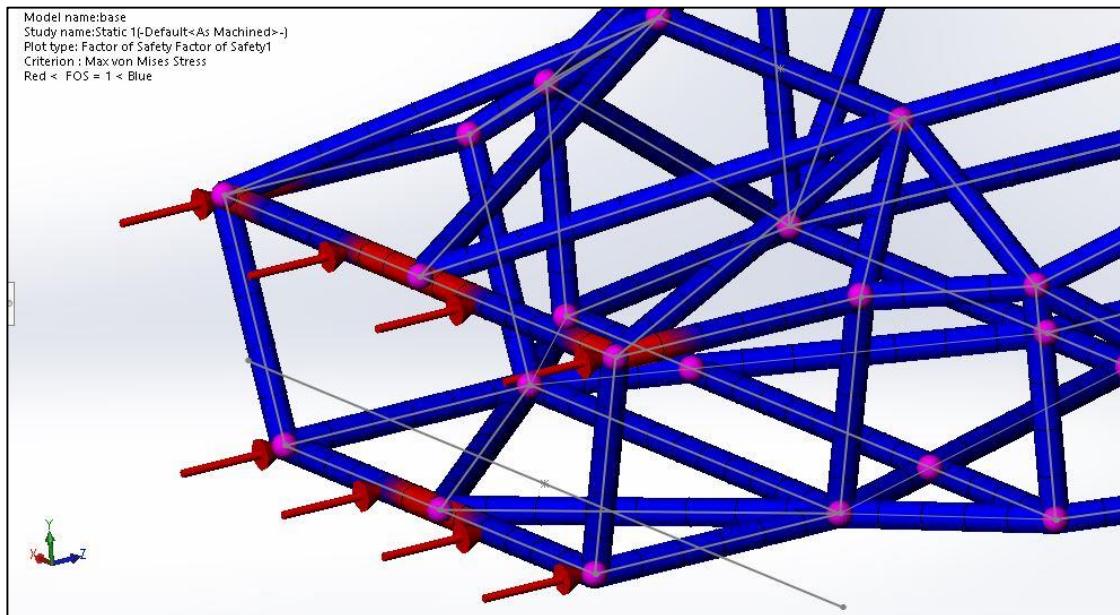


Figure 42 : Points faibles remarqués

Source : l'auteur sur Solidworks 2017

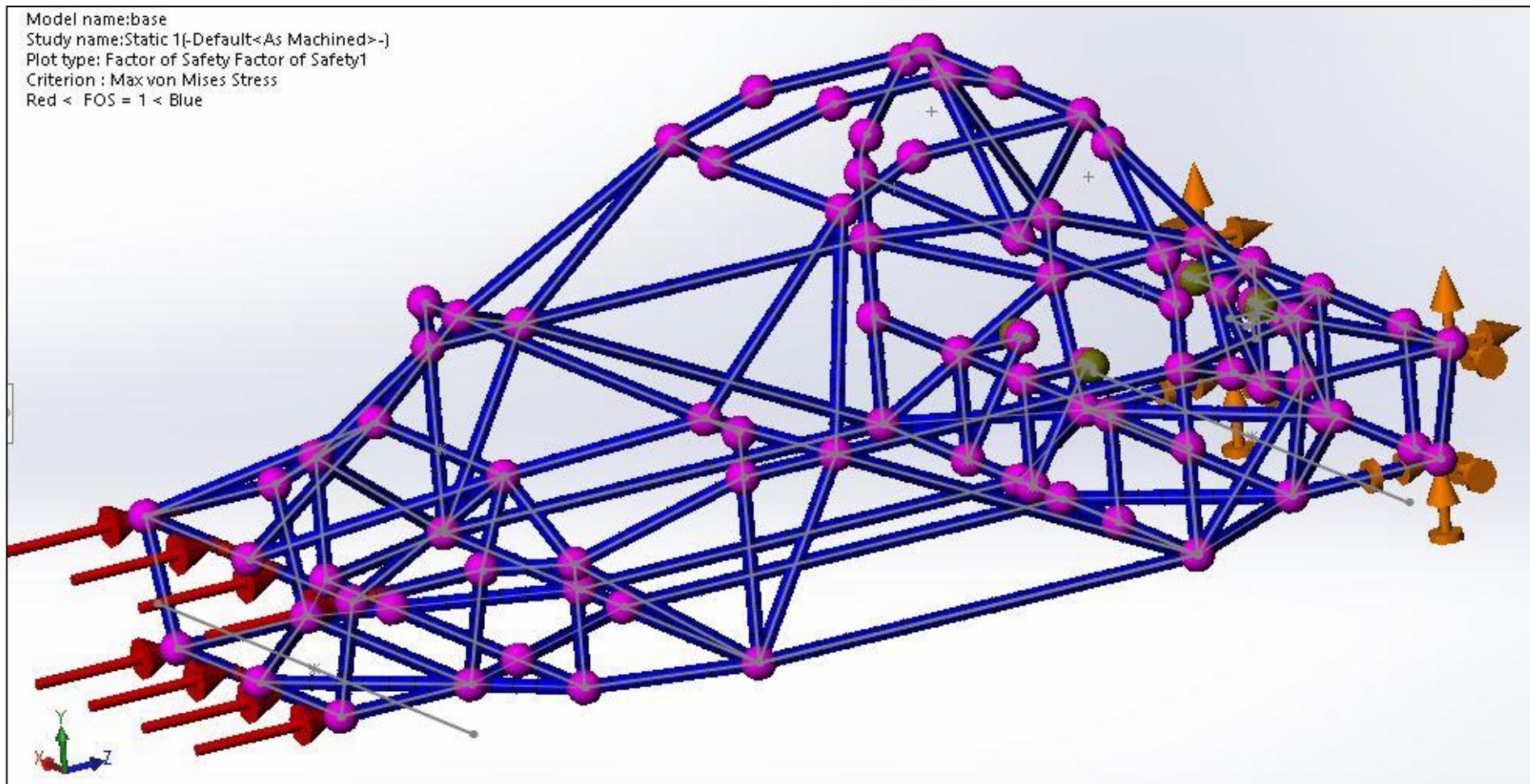


Figure 43 : Etat général de la structure

Source : l'auteur sur Solidworks 2017

II. Choc latéral

1. Contrainte axiale :

Dans la figure 44, les parties en bleu foncé subissent la contrainte maximale en compression de 132,6 MPa tandis que les zones en rouge supportent la contrainte maximale de traction de 136,2 MPa.

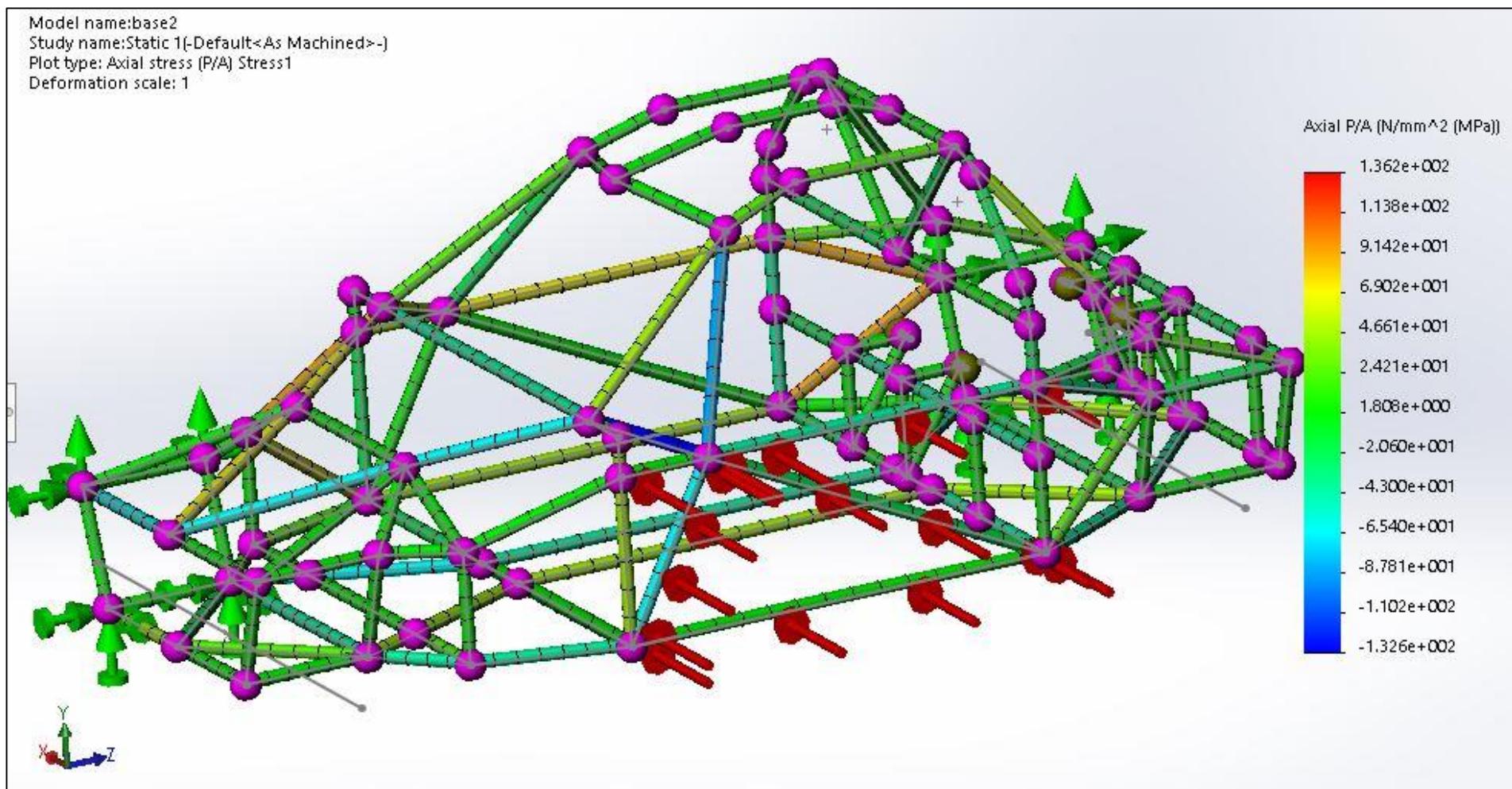


Figure 44 : Valeur de la contrainte axiale sur chaque tube

Source : l'auteur sur Solidworks 2017

2. Déplacement :

Ce qui importe dans cette section est la déformation du côté du châssis, c'est-à-dire qu'il faut connaître jusqu'où les tubes se déplacent au risque d'atteindre le conducteur.

On remarque sur la figure 45 que l'un des tubes sur le côté du châssis est coloré en rouge : ce qui signifie qu'il s'est enfoncé vers l'intérieur sur une distance de 13,69 mm selon la plage de résultats. C'est le déplacement maximal de tube constaté lors de ce test.

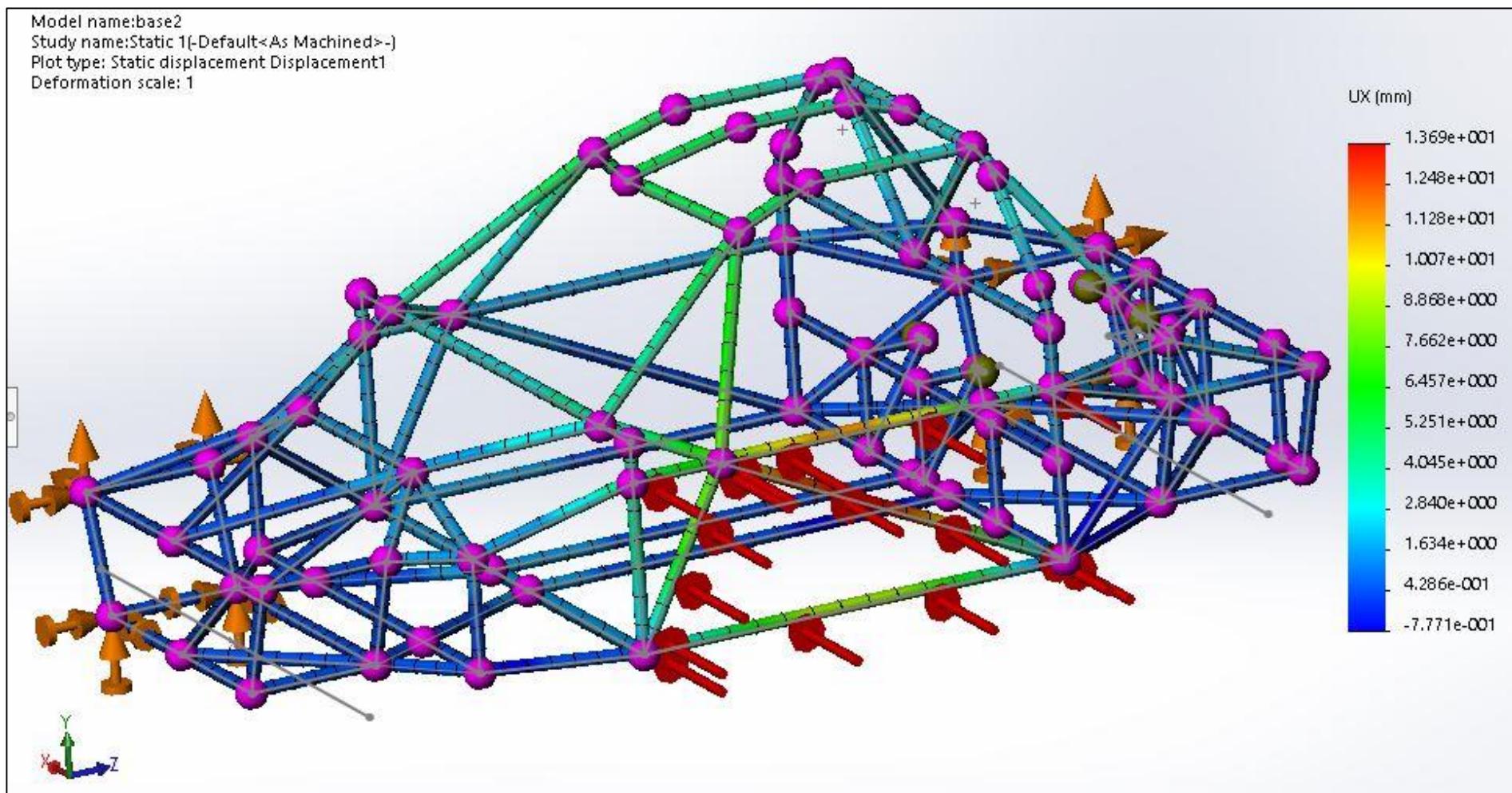


Figure 45 : Déplacement observé pour chaque tube

Source : l'auteur sur Solidworks 2017

3. Facteur de sécurité :

La structure est quasiment en colorée en bleu à part les points de jonction de l'arceau principal avec les tubes latéraux (figure 47). Les parties en rouge sont plus visibles sur la figure 46.

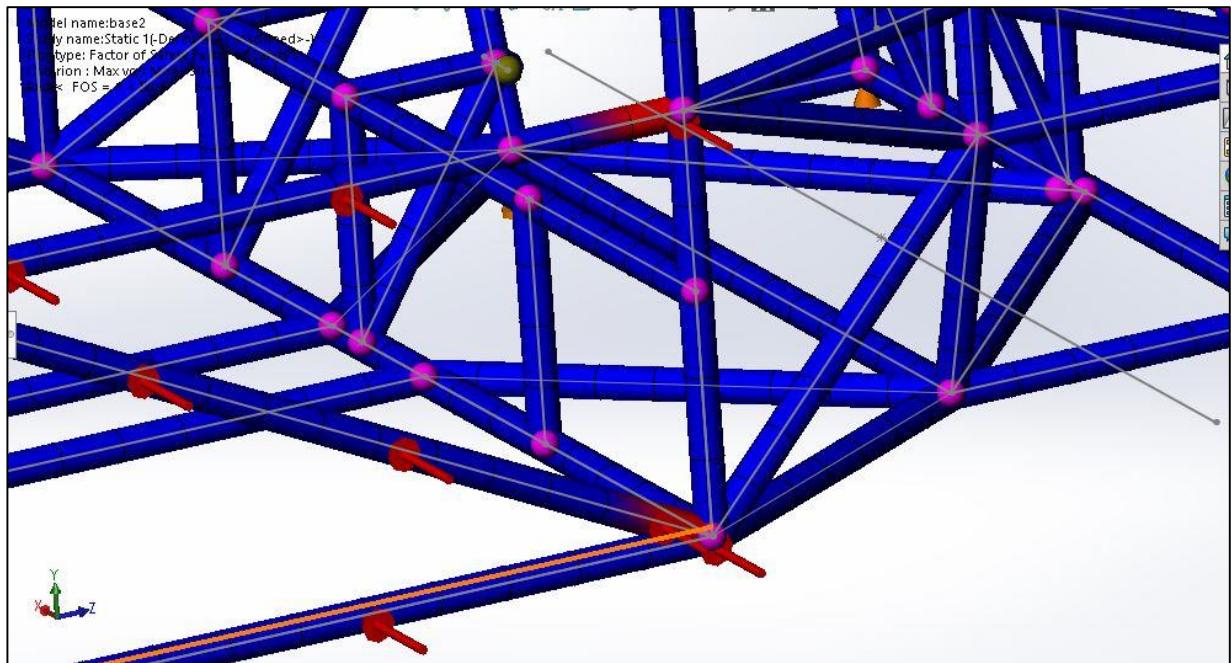


Figure 46 : Points faibles remarqués

Source : l'auteur sur Solidworks 2017

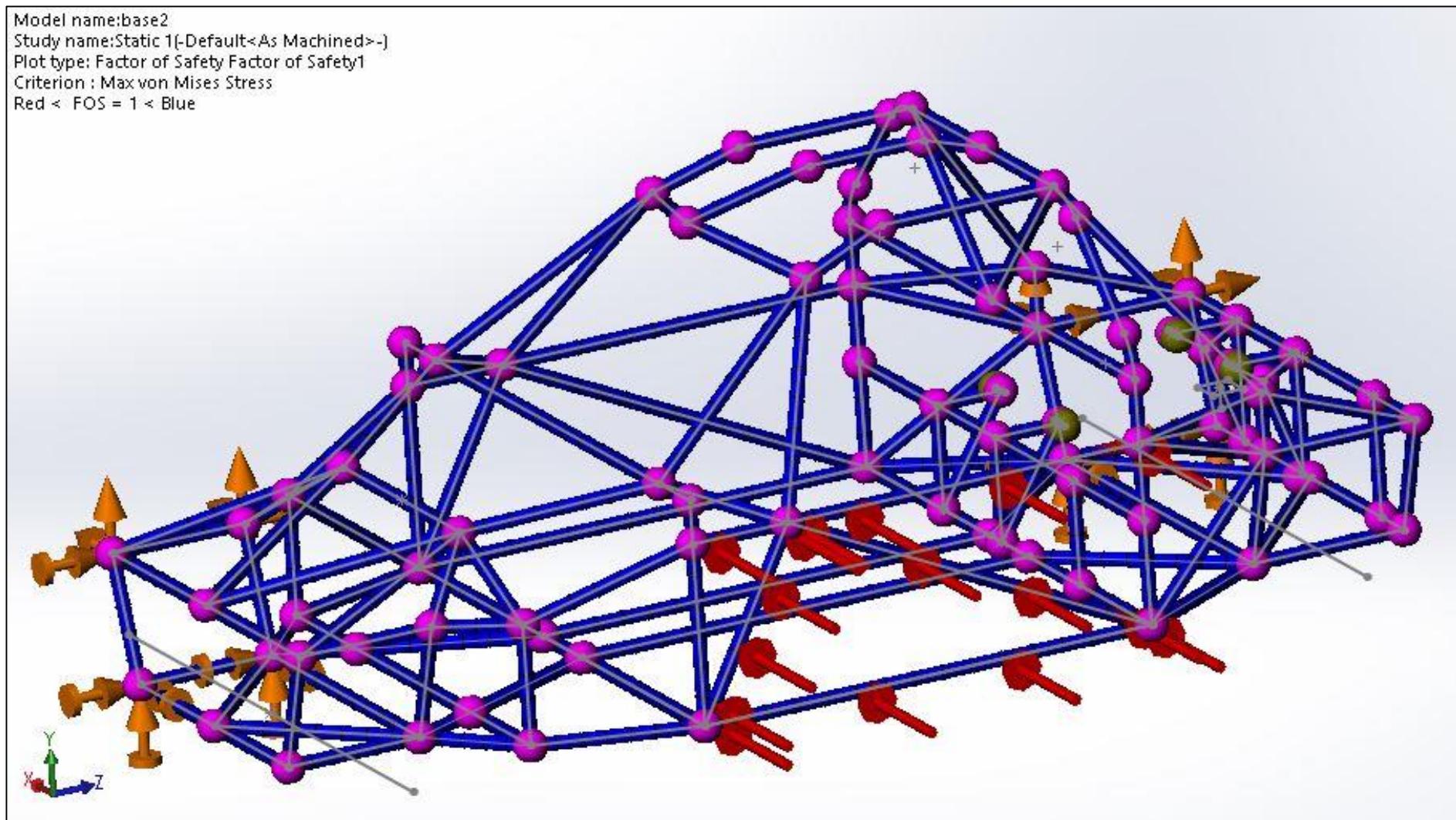


Figure 47 : Etat général de la structure

Source : l'auteur sur Solidworks 2017

B. Tests FIA

Voici les résultats observés lors de l'évaluation de l'armature de sécurité.

1. Contrainte axiale :

Dans la figure 48, on remarque que la contrainte maximale en traction subie par les tubes en rouge est de 105,7 MPa. La contrainte maximale en compression sur les parties en bleu foncé est de 161,9 MPa.

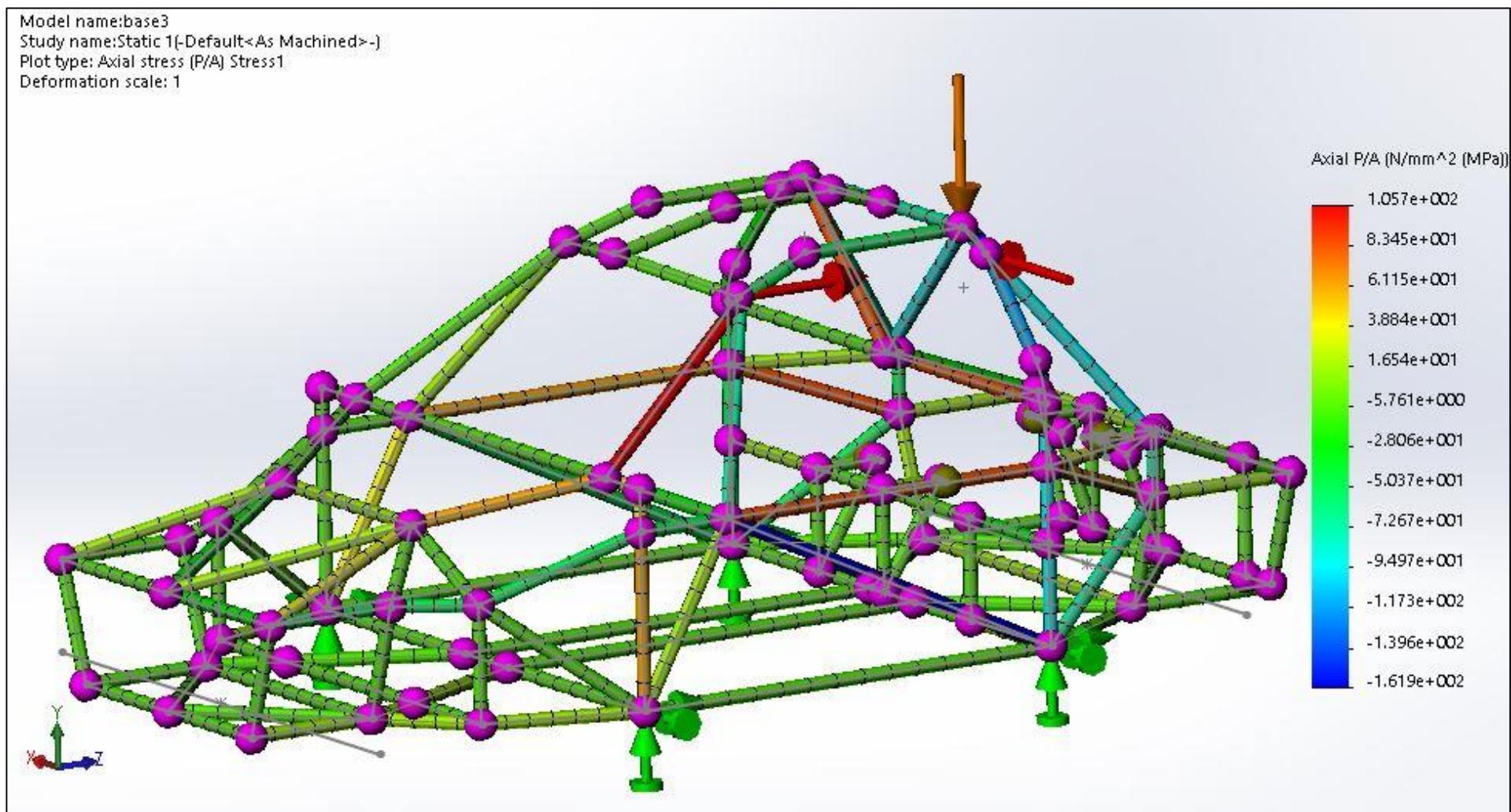


Figure 48 : Valeur de la contrainte axiale sur chaque tube

Source : l'auteur sur Solidworks 2017

2. Déplacement :

Les déformations de l'arceau de sécurité suivant les trois directions X, Y et Z sont toutes importantes car il faut tenir compte des effets de ces déformations sur les passagers.

a. Suivant l'axe X :

La figure 49 expose la déformation mesurée au-dessus de la place du conducteur qui est de 3,851 mm. Le déplacement se fait vers l'intérieur du châssis.

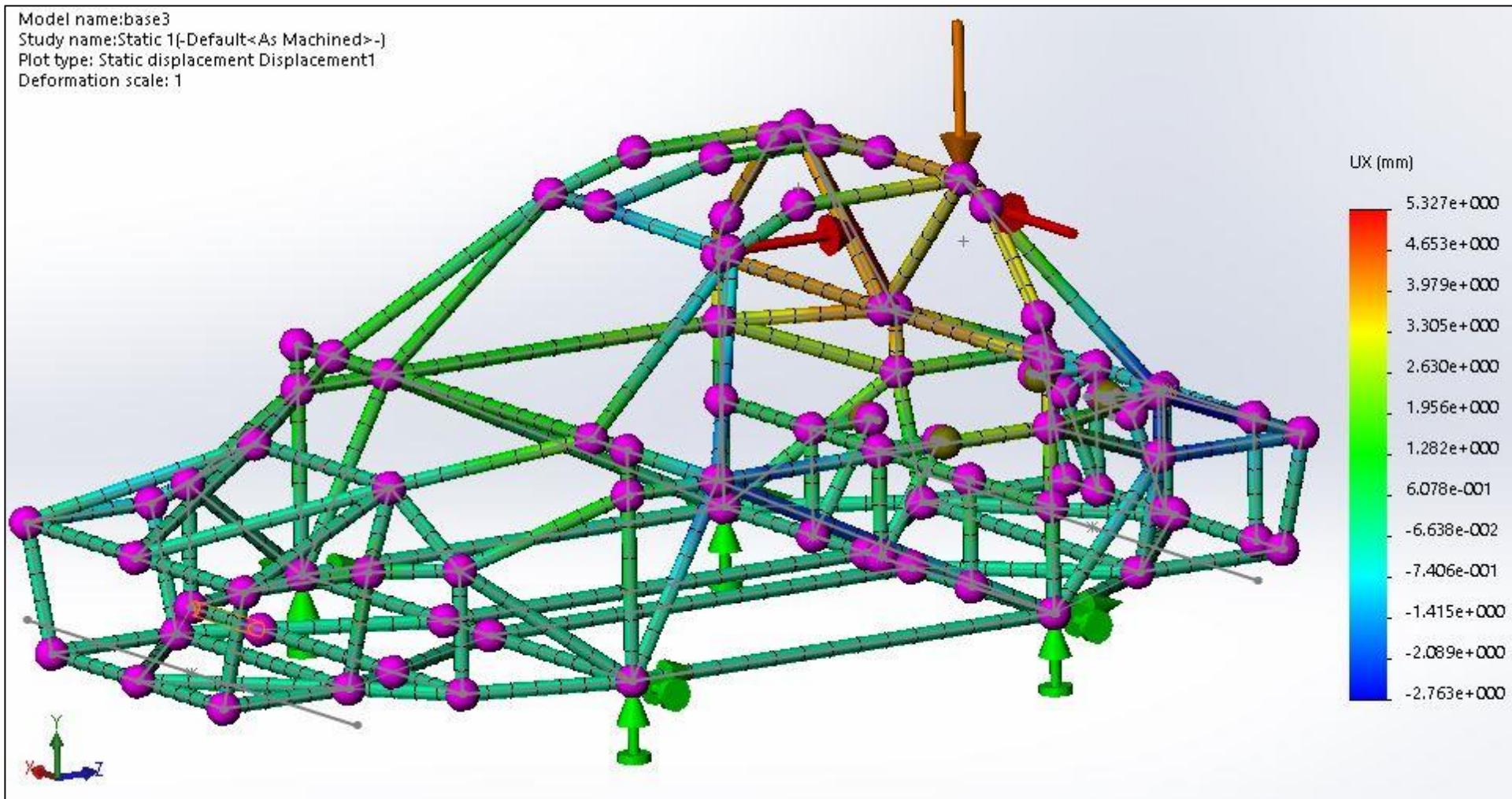


Figure 49 : Déplacement suivant l'axe X

Source : l'auteur sur Solidworks 2017

b. Suivant l'axe Y :

Sur la figure 50, l'arceau principal de déforme de 1,621 mm vers le bas au niveau du conducteur.

Quant au montant de pare-brise, un déplacement vers le bas de 5,951 mm est observé.

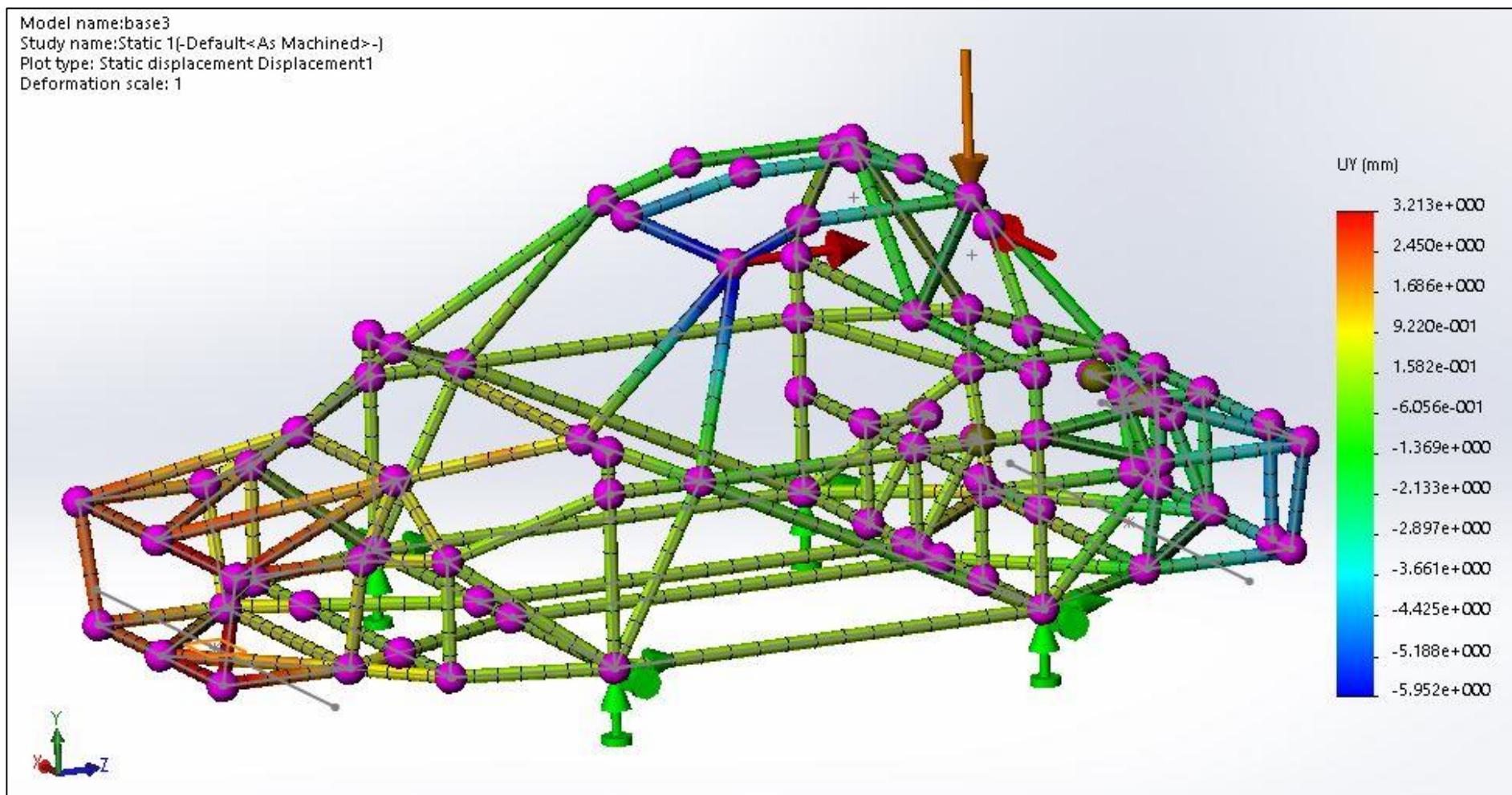


Figure 50 : Déplacement suivant l'axe Y

Source : l'auteur sur Solidworks 2017

c. Suivant l'axe Z :

Selon la figure 51, l'arceau principal se décale de 7,922 mm vers l'arrière au-dessus de la tête du conducteur et le montant de pare-brise se déplace de 8,796 mm vers l'arrière.

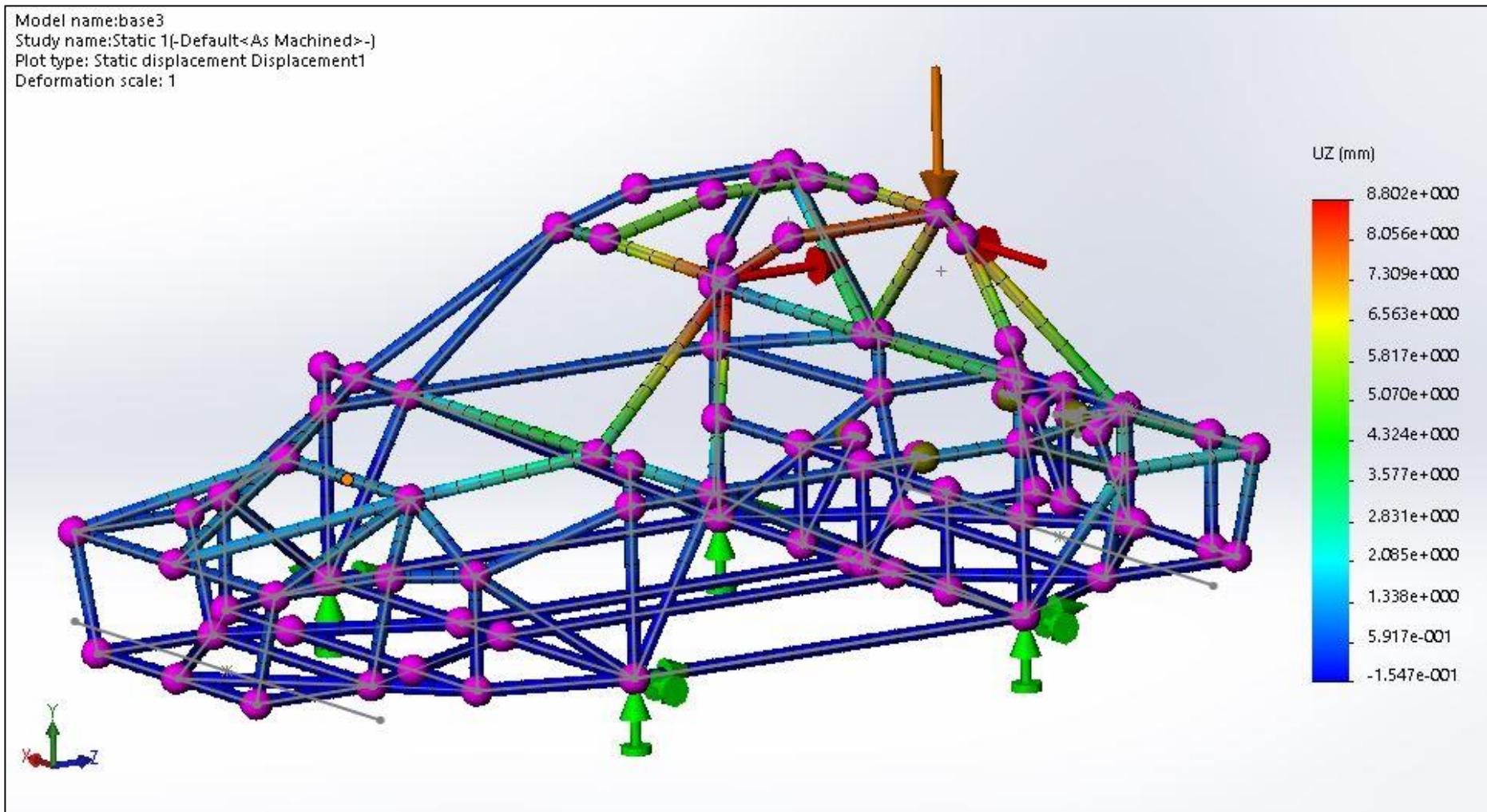


Figure 51 : Déplacement suivant l'axe Z

Source : l'auteur sur Solidworks 2017

3. Facteur de sécurité :

Sur la figure 53, la globalité du châssis est en bleu mais une partie de l'arceau de sécurité est colorée en rouge : plus précisément, elle se situe au niveau de la jonction entre le montant de pare-brise et le toit (figure 52).

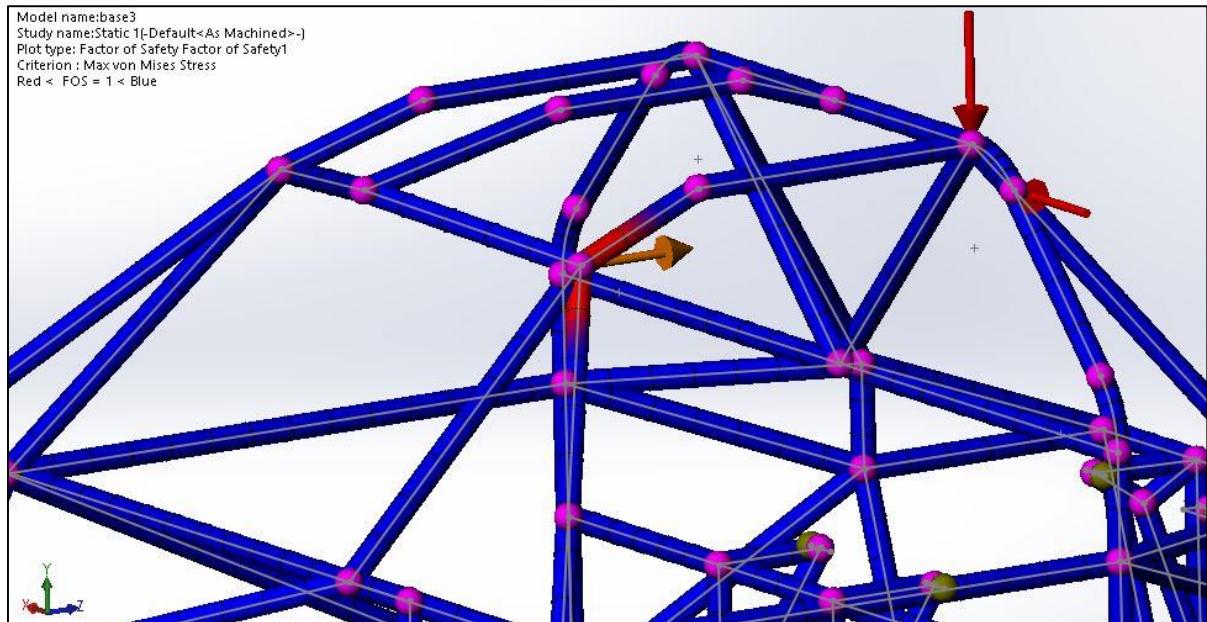


Figure 52 : Points faibles de l'armature de sécurité

Source : l'auteur sur Solidworks 2017

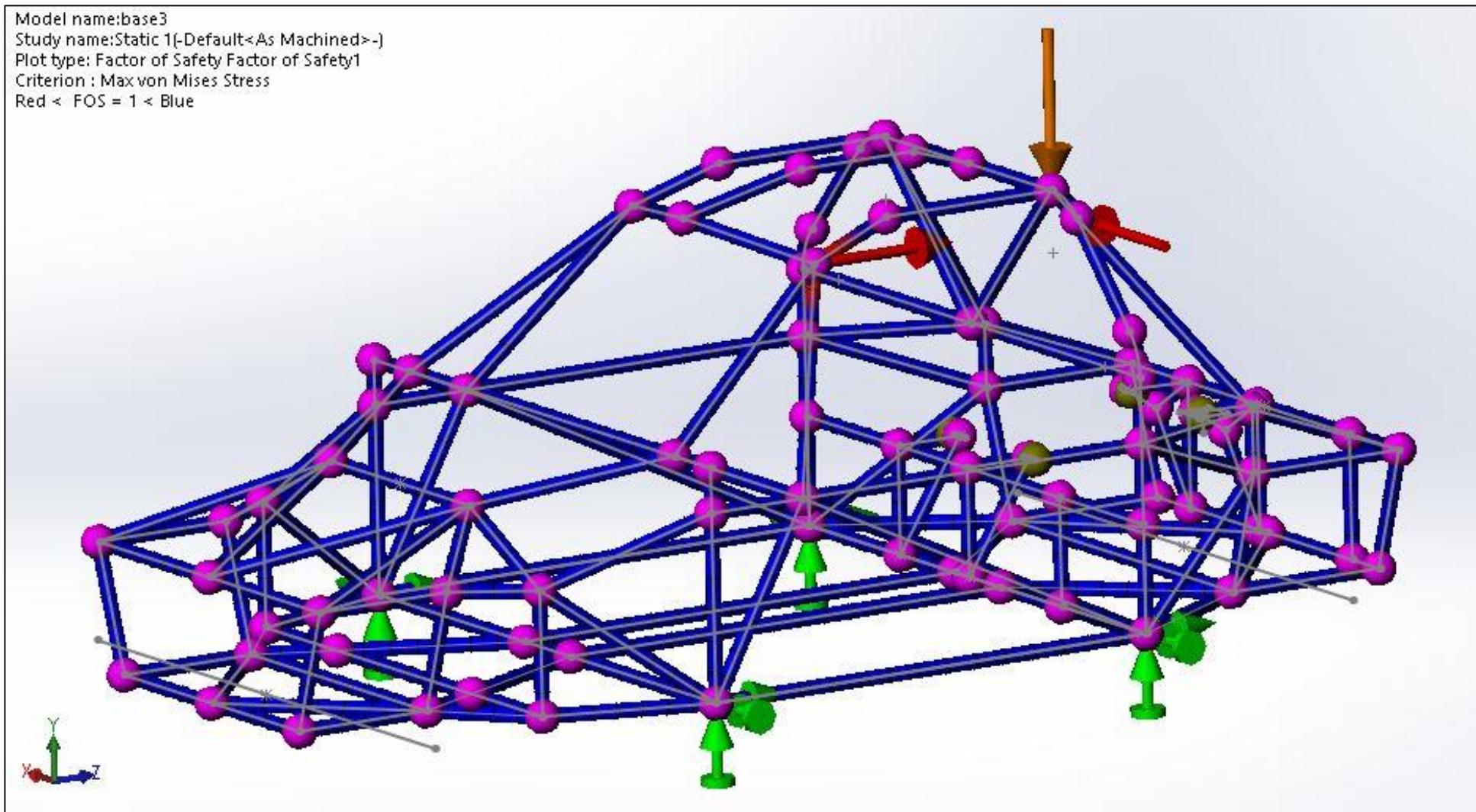


Figure 53 : Etat général de l'armature de sécurité

Source : l'auteur sur Solidworks 2017

C. Test de torsion

1. Contrainte axiale :

La figure 54 montre que la contrainte maximale en traction est de 86,68 MPa, cela est visible sur les parties colorées en rouge. La contrainte maximale en compression est de 86,81 MPa sur les zones en bleu.

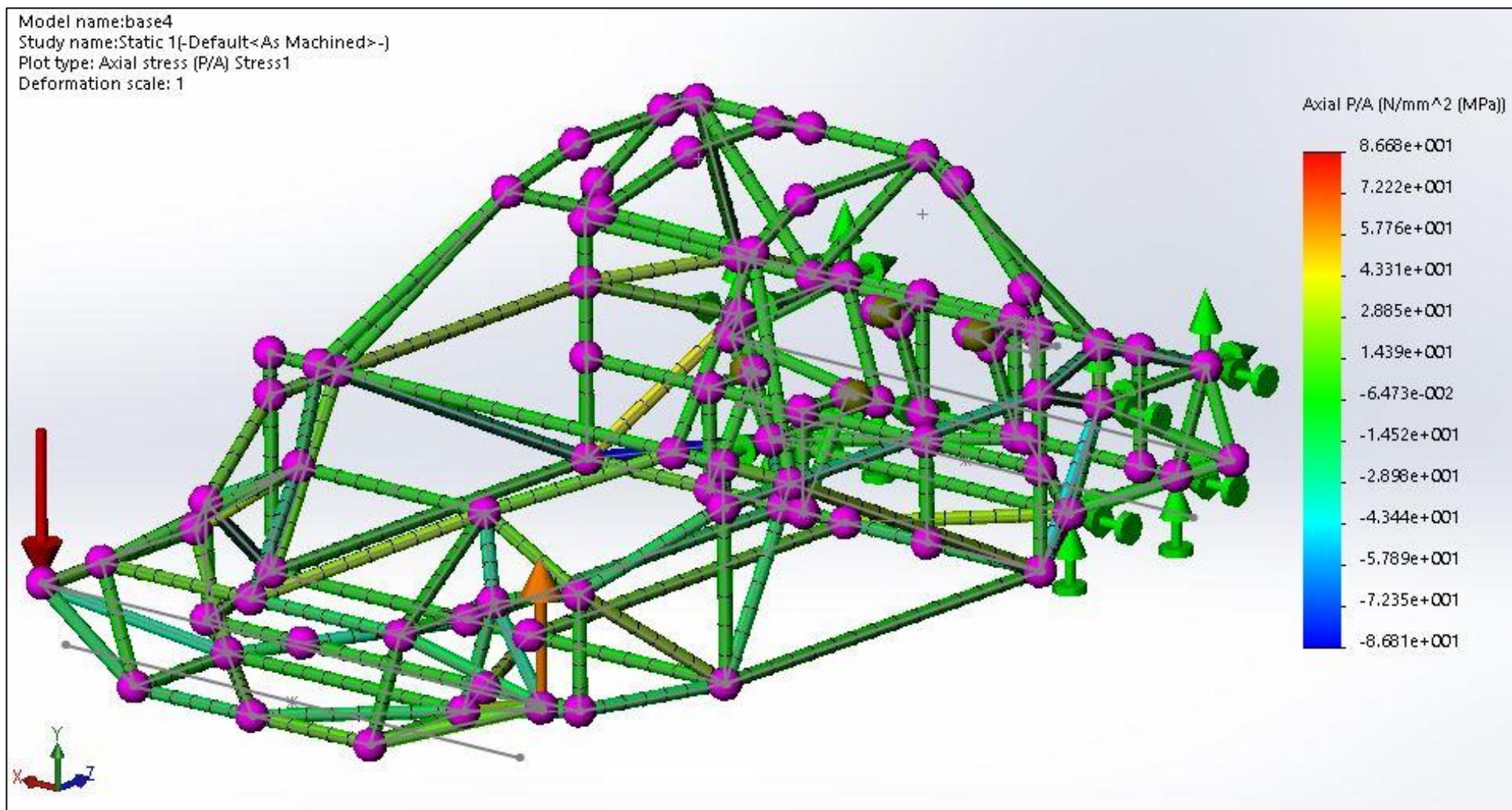


Figure 54 : Valeur de la contrainte axiale sur chaque tube

Source : l'auteur sur Solidworks 2017

2. Déplacement :

Dans l'option des résultats de déplacement, on choisit d'afficher la rotation suivant l'axe longitudinal du châssis soit l'axe Z. On remarque sur la figure 55 que l'angle de rotation maximal est de 0.6187° .

On a alors :

$$T = \frac{10\ 000}{0,6187} \quad (2.\text{II}.\text{C}.1)$$

$$T = 16\ 162,92 \text{ Nm.deg}^{-1} \quad (2.\text{II}.\text{C}.2)$$

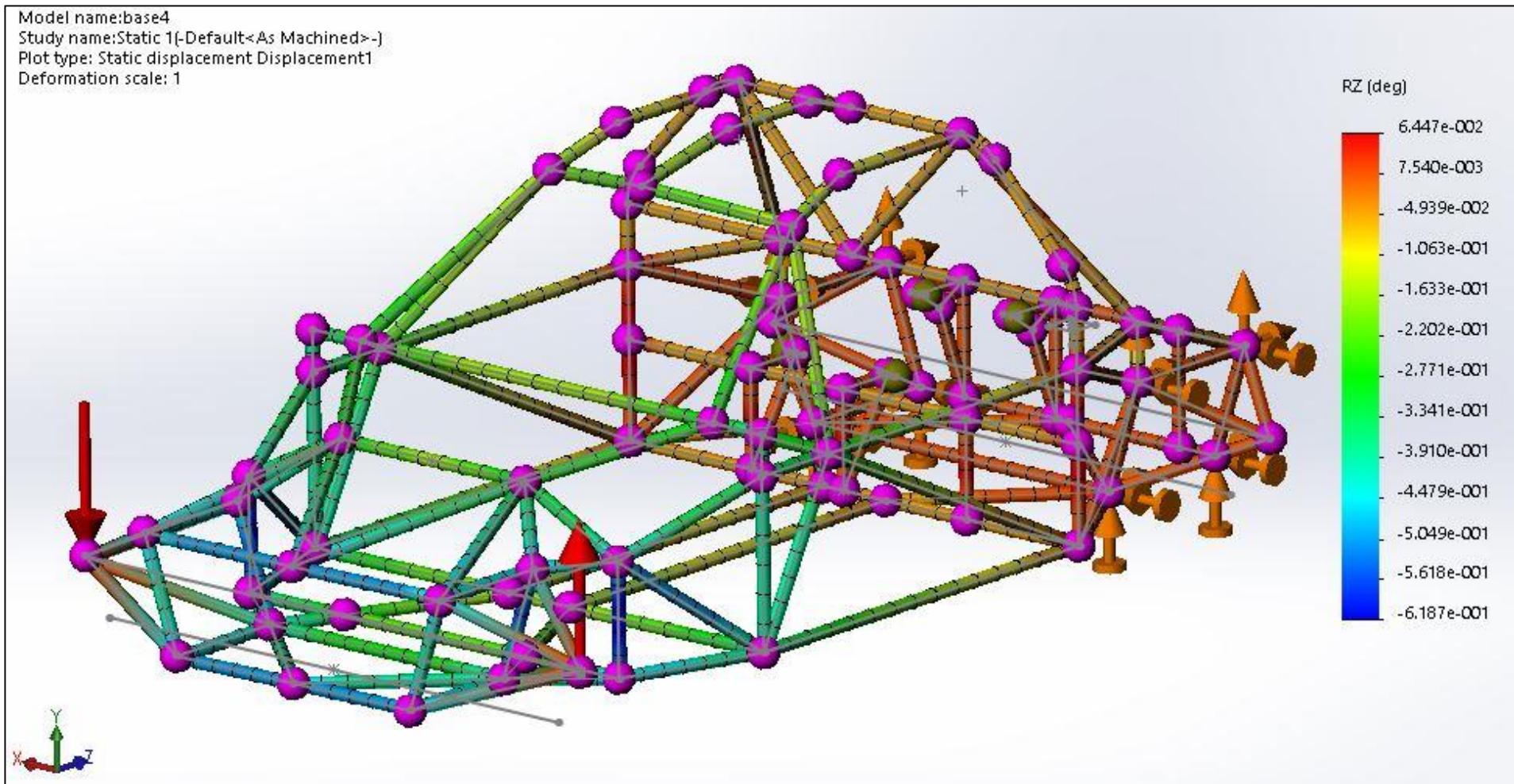


Figure 55 : Déformation angulaire du châssis suivant l'axe Z

Source : l'auteur sur Solidworks 2017

3. Facteur de sécurité :

La figure 56 montre que la structure est entièrement bleue, cela signifie qu'aucune partie n'est sur-contrainte pour un couple de 10 000 N.m.

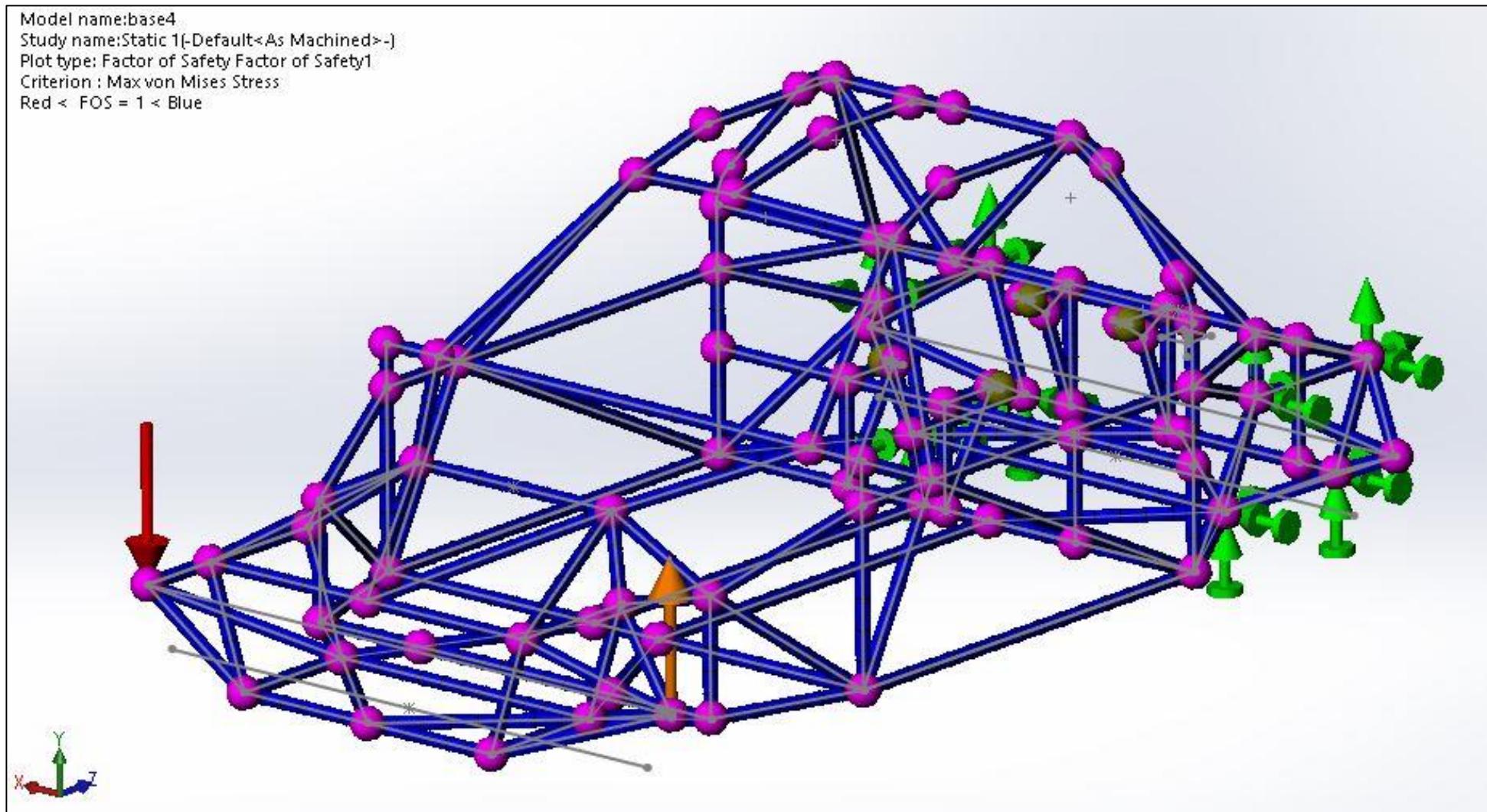


Figure 56 : Etat général de la structure

Source : l'auteur sur Solidworks 2017

PARTIE 3 - DISCUSSIONS ET RECOMMANDATIONS

CHAPITRE I : INTERPRETATIONS DES RESULTATS

A. Interprétations des caractéristiques du châssis

I. Choix du matériau

Il existe des matériaux plus satisfaisants que l'acier de construction S235JR comme l'acier allié type 25CD4 qui est recommandé par la FIA pour les arceaux de sécurité [10] ; sa résistance à la traction est nettement supérieure à celle du S235JR : 500 MPa contre 360 MPa. L'utilisation de ce matériau n'est que bénéfique pour la construction car plus la résistance à la traction est bonne, moins de matières premières est nécessaire. Malgré cela, nous avons choisi ce qui est disponible sur le marché local afin de minimiser les coûts. L'application des connaissances et de la maîtrise du logiciel permettront d'exploiter le matériau au maximum pour satisfaire à notre demande.

II. Masse du châssis

La masse du châssis dépasse l'estimation de 5 kg. Cette marge de dépassement est déjà considérable au niveau performance car tout gain de poids est à éviter. Cependant, nous avons accordé plus d'importance à la résistance du châssis pour la sécurité des passagers au détriment de la légèreté. En effet, la quête de résistance et de rigidité du châssis implique l'emploi d'une plus grande quantité de matériau.

III. Répartition de charge sur chaque essieu

En ajoutant les données calculées par le logiciel sur les coordonnées du centre de gravité du châssis, la répartition de masse suspendue sur les essieux est passée de 41%-58% à 43%-57%. La répartition de charges prise pour objectif est de 45%-55% pour le véhicule en entier, c'est-à-dire que les éléments de suspension et les trains roulants sont pris en compte dans la pesée. Comme ce n'est que la répartition de la masse suspendue que nous avons, il est pour le moment difficile de juger le prototype pour savoir si des modifications doivent être apportées ou non.

Voici quelques avantages d'une répartition dominante à l'arrière : [15]

- bonne maniabilité et tenue de route
- agilité aux départs et sur les pistes en montée
- transmission brève de la puissance grâce à la structure compacte du moteur, de la boîte et du différentiel
- direction légère à cause d'une plus faible charge au niveau de l'essieu avant
- bonne répartition de freinage
- démontage pratique du moteur
- absence de tunnel de transmission dans l'habitacle
- faible porte-à-faux à l'avant

B. Interprétations des résultats de simulation

Une fois les tests réalisés, nous avons pu obtenir les informations nécessaires qui décrivent les qualités du prototype de châssis. A partir de ces informations, il est possible de tirer les détails importants à remettre en question.

I. Discussion sur les résultats des tests Euro NCAP

Les déformations observées ne sont pas considérables selon l'amplitude maximale de déplacement à l'avant qui est de 5,8 mm et celle sur le côté qui est de 13,69 mm. Vu ces données numériques, le risque d'atteindre les passagers est écarté si ces derniers sont bien retenus par les harnais de sécurité contre les sièges baquets. Dans le cas contraire, des matériaux absorbants tels que les mousses en polyuréthane sont prévues pour amortir le contact des passagers avec l'armature de sécurité. D'autant plus que nous avons laissé un écart de 150 mm entre les tubes du côté du châssis et les sièges.

Les points faibles de la structure pour le choc frontal et le choc latéral se situent respectivement sur le nez du châssis et sur les tubes reliés à l'arceau principal. En se référant aux résultats, on peut voir que ce n'est pas toute la partie avant ou la partie latérale qui est délicate mais seulement quelques points précis. De ce fait, il n'est pas difficile de remédier à chaque problème car les dégâts ne sont pas étendus. L'utilisation de goussets sur les jonctions permet de mieux répartir les contraintes entre les tubes et aussi de renforcer la structure. Ainsi, les risques de rupture du matériau sont évités. De plus, l'installation de structures déformables absorbant les

chocs est envisagée sur la partie frontale et les côtés. Cela permettra de diminuer l'intensité de l'impact au niveau des tubes du châssis.

II. Discussions sur les résultats des tests FIA

Selon les données sur les déformations de l'armature de sécurité, on peut déduire les interprétations suivantes. Au niveau de l'arceau principal, c'est-à-dire aux alentours de la tête du conducteur ou du passager, la structure se déforme peu. Le risque de toucher les passagers est par conséquent faible. Par contre sur les montants de pare-brise et le toit, on distingue de plus grandes déformations. Comme les corps des passagers sont distants du toit et des montants, il n'y a aucun risque de contact direct.

La déformation de l'armature de sécurité est nécessaire pour absorber les chocs, mais elle doit être limitée pour ne pas affecter les passagers. Le point le plus important est d'éliminer tout risque de rupture car l'affaissement de la cellule de survie peut être fatal aux passagers. De plus, un espace de dégagement doit exister dans le but de pouvoir s'évacuer hors du véhicule suite à un accident.

Les risques de retournement du véhicule sont moins fréquents que ceux des accidents frontaux et latéraux. C'est pourquoi l'utilisation de structure absorbante sur le toit n'est pas obligatoire. Au niveau conception, l'absence de poids supplémentaire sur les parties élevées comme le toit permet de garder le centre de gravité de l'ensemble à une position basse. Cela diminue les éventualités de retournement et améliore les capacités du véhicule.

Selon les résultats du critère de facteur de sécurité, il y a un risque de rupture sur l'intersection des tubes des montants de pare-brise et ceux du toit pour un choc supérieur à celui qu'on a simulé. Ce cas de figure nécessite une solution de renfort pour plus de sécurité, on peut par exemple consolider la construction au moyen de goussets. Le rajout de tubes est aussi une option envisageable pour mieux trianguler l'arrangement des tubes.

III. Discussion sur le test de torsion

Dans le test de torsion, nous n'avons pas cherché à savoir quel couple de forces amène la structure à la défaillance ou à la rupture. Il a juste été question de déterminer la valeur de la déformation angulaire suite à un couple de 10 000 N.m. Une fois la valeur de la rigidité en torsion calculée, une comparaison par rapport aux véhicules existants sera faite pour situer notre prototype.

Pour un simple véhicule la valeur minimale de raideur en torsion avoisine l'intervalle de 8000-10000 Nm.degré⁻¹ [7]: le châssis est alors pratique pour une utilisation normale.

Pour les voitures de sport, l'intervalle de raideur en torsion varie entre 10 000 Nm.degré⁻¹ (Ferrari 355) et 65 000 Nm.degré⁻¹ (Koenigsegg Agera R) [38]. La raideur du châssis, qui est de 16 163 Nm.degré⁻¹, est encore faible comparée à cette marge : cela demande une amélioration au niveau de la structure. Des tubes doivent être ajoutés de manière stratégique pour s'opposer aux déformations en torsion.

Le site précise que la plupart des constructeurs ne dévoile pas les informations sur la raideur en torsion de leur produit et que ces données ont été obtenues sur des publications médiatiques, des documents industriels ou par interviews avec des personnels de conception automobile. Il est important de préciser que la liste des véhicules qui y sont présentés n'est pas exhaustive et que la comparaison n'est pas limitée à cette liste.

IV. Synthèse

L'objectif de la conception assistée par ordinateur est d'apporter un soutien au niveau de l'étude surtout dans les travaux de calculs. Les fonctions proposées aident énormément le concepteur dans la concrétisation de ces idées depuis l'élaboration de l'esquisse jusqu'à l'évaluation du produit.

Les résultats sont satisfaisants car le châssis a pu résister aux séries de tests de façon générale. Les points faibles de la structure seront renforcés pour que celle-ci soit entièrement conforme.

Accompagné des autres sujets d'étude du projet, cet ouvrage peut constituer une base à laquelle les intéressés pourront s'initier dans le domaine de la conception automobile. Ils pourront également s'en inspirer pour d'autres créations selon leurs besoins. En effet, les principes de conception suivis dans l'étude sont applicables aux autres types de véhicules tels que les karts, les véhicules tout-terrain ou même les deux roues.

CHAPITRE II: RECOMMANDATIONS

Comme certains composants ne sont pas encore définis explicitement, la rédaction du cahier de charge n'est pas encore faisable. En cas de changement de composants, certaines parties du châssis pourront être modifiées et elles devront passer par des tests de résistance. De ce fait, nous n'avons pas encore établi les dessins de définition du châssis.

L'utilisation de tube de dimensions et d'épaisseurs supérieures à celles présentées dans l'étude est libre car les tubes du prototype abordent les caractéristiques minimales. Cependant, il faut toujours tenir compte de la commodité d'assemblage des tubes pour plus de facilité de raccord à la réalisation. Dans le cas où les moyens le permettent, l'emploi de matériau plus performant est conseillé.

Concernant les renforts, les goussets seront fabriqués à partir de tôles pliées en forme de U. La FIA impose une épaisseur minimale de tôle d'un millimètre. Le dimensionnement élémentaire de ces goussets n'est pas nécessaire car il suffit de suivre les règles de la FIA sur ce secteur. [9]

Pour mieux consolider la structure, une épaisseur de 2 mm est conseillée : cela favorisera une meilleure répartition de contraintes à chaque jonction.

Durant la conception, la résistance et la rigidité de la structure ont été nos principaux points de focalisation. Cela a impliqué l'utilisation de plus de matières premières et un excès de poids par rapport à l'estimation. Une étude de diminution du poids du châssis serait une touche d'amélioration pour respecter la contrainte de légèreté.

Pour la réalisation proprement dite, les instructions ci-après sont à considérer.

I. Les étapes de réalisation

L'outillage minimum pour une construction aisée devrait comprendre les instruments suivants: une scie circulaire, une meuleuse d'angles ou une scie à cloche, une cintreuse de tubes et un poste à souder.

1. Création du prototype :

Une fois la conception numérique complétée, la mise en plans du dessin d'ensemble et des dessins de définition est à réaliser. Elle est essentielle pour les calculs en bureau des méthodes.

2. Débit :

L'opération de débitage commence par l'analyse de découpe : le logiciel Solidworks peut exécuter une inspection de chaque tube formant le châssis pour fournir des contours de découpe. Ensuite, on imprime sur papier chaque dessin en grandeur réelle avant de le coller sur le bout du tube à découper. Il reste à exécuter la découpe en suivant les contours.

3. Cintrage :

Selon les règles de la FIA [9], le cintrage doit être effectué à froid et le rayon de courbure, mesuré à l'axe du tube, doit mesurer au moins trois fois le diamètre du tube.

4. Assemblage et soudure :

L'utilisation de gabarit est fortement préconisé pour une précision d'emplacement des tubes et aussi afin d'éviter les déformations provoquées par les tensions durant les opérations de soudage. Les soudures doivent se faire sur tout le périmètre du tube et une pénétration totale est exigée : l'emploi d'un poste de soudure à l'arc sous gaz protecteur est recommandé.

5. Parachèvement :

Plusieurs types d'application peuvent être faits sur les tubes pour améliorer leur résistance à la corrosion. Voici les différents types de parachèvement employés actuellement :

- traitements de surface : traitement électrolytique, phosphatation avec fer et zinc, bichromatage, galvanisation, zingage, etc...
- applications de peintures : peinture liquide ou poudre.

Le châssis est exposé à la corrosion atmosphérique où l'humidité et la rouille sont les éléments nocifs. Pour rester dans la simplicité, l'application d'un antirouille et d'une peinture à l'huile devrait suffire pour protéger la structure.

II. Devis estimatif [35]

Ce devis concerne uniquement les matières premières et les outils d'usure nécessaires à la construction du châssis. Les estimations présentes sont faites pour l'utilisation des outils basiques tels que : un poste à souder par arc électrique avec électrodes enrobées et un appareil portatif électrique pour la découpe et le meulage. La fabrication du gabarit de montage n'est pas prise en compte.

1. Estimation du prix des tubes

Lors de la consultation des fournisseurs, les tubes correspondants à notre construction furent indisponibles alors nous les avons substitués par des tubes avec les caractéristiques suivantes :

- tube rond 33,7*2,6 mm remplacé par un tube rond 33,4*2,9 mm,
- tube rond 48,3*2, mm remplacé par un tube rond 42,2*2,9 mm,
- les tubes de section carrée (45*45*2,5 mm) et rectangulaire (40* 30*3 mm) sont remplacés par un tube carré 50*50*3 mm.

Le prix total de tubes est calculé dans le tableau 10.

Tableau 10 : Estimation du prix total des tubes

Types de tube	Longueur nécessaire en mm	Équivalence en nombre de barre de 5,8 m	Prix unitaire de barre en Ariary	Prix total en Ariary
Tube rond 33,4*2,9	34 063	6	97 000	582 000
Tube rond 42,2*2,9	11 851	3	130 000	390 000
Tube carré 50*50*3	19 306	4	142 800	571 200
			Total	1 543 200

Source : l'auteur

2. Baguettes de métal d'apport

Pour déterminer la quantité de métal d'apport nécessaire, il faut calculer la longueur totale de cordon de soudure. On suppose que la longueur moyenne de cordon pour chaque jointure est 1,5 fois le périmètre du tube à souder. Le tableau 11 regroupe les données nécessaires au calcul de la longueur totale de cordon de soudure.

Tableau 11 : Longueur de cordon de soudure pour les tubes

Types de tube	Périmètre en mm	Longueur moyenne de cordon de soudure en mm	Nombre de jointure à souder	Longueur totale de cordon de soudure en mm
50*50*3	200	300	28	8 400
42,2*2,9	133	200	20	4 000
33,4*2,9	105	158	136	21 488

Source : l'auteur

Pour les tubes, on obtient une somme de 33 888 mm.

Quant aux fixations des bras de suspension, la longueur unitaire de cordon est de 50 mm et le nombre de jointure est 64, soit un total de 3 200 mm. Concernant les fixations d'amortisseur, chaque cordon mesure 60 mm avec un nombre de jointure égal à 32, d'où la mensuration de 1 920 mm.

La longueur totale de cordon à former est de 39 008 mm.

Après quelques tests, nous avons supposé qu'en moyenne une baguette standard de diamètre 2,5 mm est capable de créer un cordon de 150 mm. Par conséquent, 261 baguettes devraient suffire à la construction. Avec une marge d'erreur de 5%, on atteint une quantité finale de 275.

- Deux paquets de 150 unités sont à prévoir pour un prix variant autour de 54 000 Ar selon le fournisseur.

3. Disques

Un test d'usure a été réalisé pour estimer le nombre de disques nécessaires pour les découpes : un disque de diamètre 180 mm est à remplacer au bout de 100 découpes de tube d'épaisseur 3 mm.

Selon le logiciel, le nombre de découpes à effectuer est de 184. On obtient alors l'estimation suivante :

- disque à tronçonner : 2 unités de diamètre 180 mm pour le prix total de 10 000 Ar
- disque à meuler : 2 unités de diamètre 180 mm pour le prix total de 12 000 Ar

Finalement, le coût total de matières premières et d'outils d'usure s'élève à : 1 619 200 Ariary.

Il est important de rappeler que ce devis n'est qu'à titre indicatif pour l'achat de matières premières, la valeur exacte des coûts ne peut être définie qu'après les calculs précis d'un bureau d'études.

CONCLUSION

La conception du châssis met en jeu plusieurs compromis. Satisfaire à toutes les contraintes n'est un cas idéal car tous les points importants ne peuvent pas être favorisés simultanément. Cela relève une prise de décision bien réfléchie parce que le fait de choisir une option en dépit d'une autre engendre d'autres contraintes.

Grâce aux fonctions du logiciel, la concrétisation des idées est facilitée et les temps de conception sont réduits. La vérification du produit a permis de détecter les parties du châssis qui présentent des risques de rupture, et par la suite, on a pu déterminer les modifications nécessaires pour améliorer le produit.

La faiblesse de la recherche réside principalement dans le manque d'informations. Malgré les profondes recherches bibliographiques, les données en termes de référence manquent de précision.

Toutefois, le prototype est créé et il constitue actuellement une base d'étude pour approfondir les connaissances en conception et en mécanique automobile. La fabrication d'une carrosserie en matériau composite ainsi que les éléments aérodynamiques qui l'accompagnent est déjà prévue. Les travaux nécessaires pour l'amélioration du châssis sont axés sur l'optimisation du poids. Il faudrait étudier une stratégie d'emplacement de tubes et exploiter au maximum la triangulation pour permettre une réduction de matières premières.

L'élargissement de l'étude est illimité mais le thème de recherche le plus proche concerne les modifications de la structure pour accueillir un système de transmission intégrale. D'autre part, vu la tendance technologique actuelle, le changement de source d'énergie est aussi envisageable : on peut opter pour un système hybride ou même entièrement électrique.

L'intérêt de cet ouvrage est de former un levier pour le développement de la conception automobile à Madagascar. Au cours de l'étude, nous avons découvert que le manque de connaissances sur le domaine ne peut être comblé qu'en se lançant directement dans l'expérimentation. Avec un minimum de motivation, quiconque pourra construire son propre véhicule avec les matériaux à disposition en se basant sur les procédures exposées dans ce mémoire.

BIBLIOGRAPHIE ET WEBOGRAPHIE

- [1] ADAMS, H., Chassis Engineering : chassis design, building and tuning for high performance handling, New York USA, Penguin Group, 142p.
- [2] ANSEL, C., Mechanical design of machine component, USA, CRC Press, 2015, 1008p
- [3] BOYD, D., KILLEN, C., PARKINSON, M., Manikin Design : A Case Study of Formula SAE Design Competition, The Pennsylvania State University USA, 7p.
- [4] CHURA, K., et al., Game Changer 2012 Corvette Daytona Prototype, USA, Pratt and Miller Engineering and Fabrication Inc., 2012, 151p.
- [5] Dassault Systèmes, Projet de construction d'une voiture de course sur le logiciel Solidworks 2016, 186p.
- [6] Dassault Systèmes, SAE Design and Analysis Project with SolidWorks Software, 200p.
- [7] DUY SINX, P., Conception et analyse structurale des châssis, Université de Liège, 2013, 107 p.
- [8] DUY SINX, P., Le système véhicule et ses constituants, Université de Liège, 2013, 88 p.
- [9] FIA, annexe J article 253, Equipement de sécurité, 2019, 46p.
- [10] FIA, annexe J article 259, Règlement technique pour voitures de Sport-Production, 2019, 23p.
- [11] HADJAZI, K., Support de cours en résistance des matériaux, Université des Sciences et de la Technologie d'Oran Mohamed Boudiaf, 2014, 90p.
- [12] LIEW, Z., Design, analysis, experimental verification of tubular spaceframe chassis for FSAE application, National University of Singapore, Thesis of Master Engineering, 2012, 209p.
- [13] MARC-OLIVIER, G., OLIVIER, P., TREMBLAY, M., Conception du châssis de la formule SAE-UQAC 2009-2010, Université du Quebec à Chicoutimi, 2010, 34p.
- [14] MITHUN, S., Automotive Chassis, MS Ramaiah School of Advanced Studies, 68p.
- [15] REIMPELL, J., STOLL, H., W.BETZLER, J., The Automotive Chassis : Engineering Principles, Second edition, Elsevier Science, USA, 2001, 454p.
- [16] RILEY, B., Fomula SAE Anthropometric Reference Data 5th Percentile Female and 95th Percentile Male, 2015, 2p.
- [17] VIJAYAKUMAR, E., Chassis strength evaluation and rollover analysis of a single seat electric car, Gothenburg Sweden, Master of Science Thesis in Automotive engineering, 2013, 36p.
- [18] WATERMAN, B., Design and Construction of a Space-frame Chassis, University of Australia, Mémoire de fin d'études, 2011, 62 p.

[18] boowiki.info

[19] en.m.wikipedia.org

[20] estacars.com

[21] fr.m.wikipedia.org

[22] fr.m.wikipedia.org/CAO

[23] fr.m.wikipedia.org/Conception_Automobile

[24] fr.m.wikipedia.org/wiki/Euro_NCAP

[25] fr.m.wikipedia.org/wiki/Solidworks

[26] www.autoplus.fr

[27] www.bbc.com

[28] www.buildyourownracecar.com

[29] www.fia.com

[30] www.focus2move.com

[31] www.futura-sciences.com

[32] www.karenjy.mg

[33] www.mygale.fr

[34] www.portcityracecars.com

[35] www.sanifer.mg

[36] www.unit.eu/cours/ingenierie_crash/ProcedureEssais/PE_Echelle1d.html

[37] www.entretien-voiture.ooreka.fr

[38] www.youwheel.com

ANNEXES

Annexe A : Quelques définitions

Véhicule terrestre :

Appareil de locomotion mû par ses propres moyens, se déplaçant en prenant constamment appui réel sur la surface terrestre et dont la propulsion et la direction sont contrôlées par un pilote à bord du véhicule.

Voiture de Sport-production :

Voiture de compétition biplace, ouverte ou fermée, construite spécialement pour les courses de vitesse.

Carrosserie :

Toutes les parties entièrement suspendues de la voiture, léchées par les filets d'air extérieurs, à l'exception des parties incontestablement associées au fonctionnement mécanique du moteur, de la transmission et du train roulant. Toute prise d'aire est considérée comme faisant partie de la carrosserie.

Cellule de survie :

Structure fermée, continue contenant tous les réservoirs de carburant et l'habitacle.

Armature de sécurité :

Structure multitubulaire installée au plus près de la coque dont la fonction est de délimiter les déformations de la coque en cas d'accident

Habitacle :

Volume structural intérieur permettant de loger le pilote et le passager

Eléments mécaniques :

Tous les éléments nécessaires à la propulsion, à la suspension, à la direction et au freinage, ainsi que tous les accessoires, en mouvement ou non, qui sont nécessaires à leur fonctionnement normal.

Suspension :

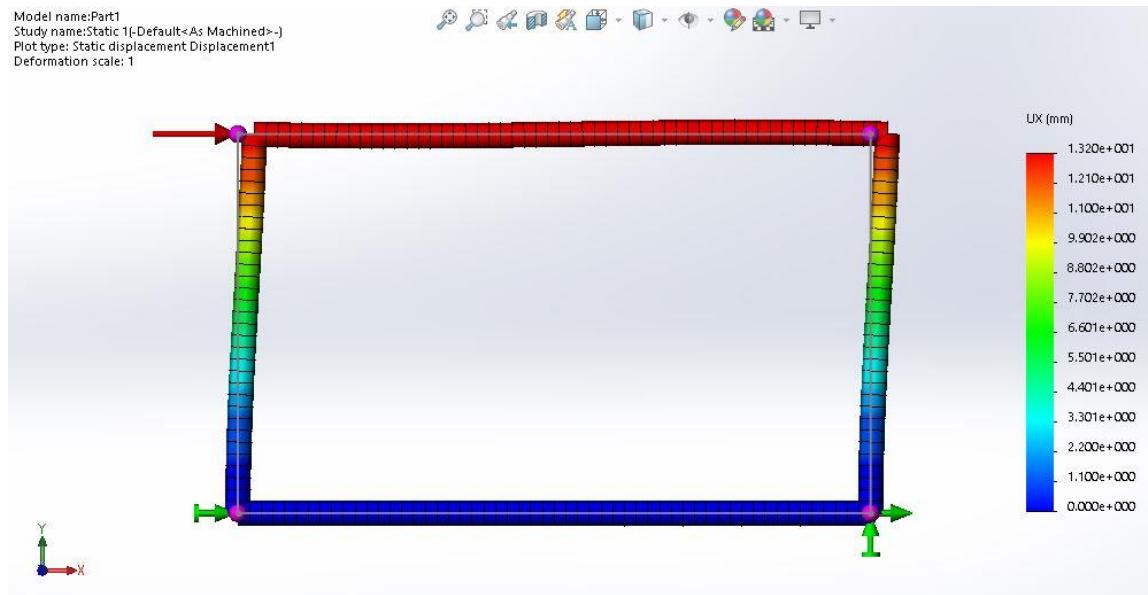
Moyen par lequel toutes les roues complètes sont suspendues par rapport à l'ensemble châssis/carrosserie.

Annexe B : Explication du système de triangulation : [12] [18]

La triangulation consiste à ajouter un membre diagonal à un arrangement de quatre tubes de manière à le diviser en deux arrangements de trois tubes. Les structures en triangle obtenues assimilent toute charge extérieure en tension ou compression en évitant les contraintes de flexion. Le degré de liberté de chaque nœud devient nul suivant la direction de la force extérieure. Pour illustrer cela, nous allons procéder à un test sur deux structures en forme de rectangle l'une non triangulée et l'autre triangulée. Elles seront soumises à de mêmes conditions :

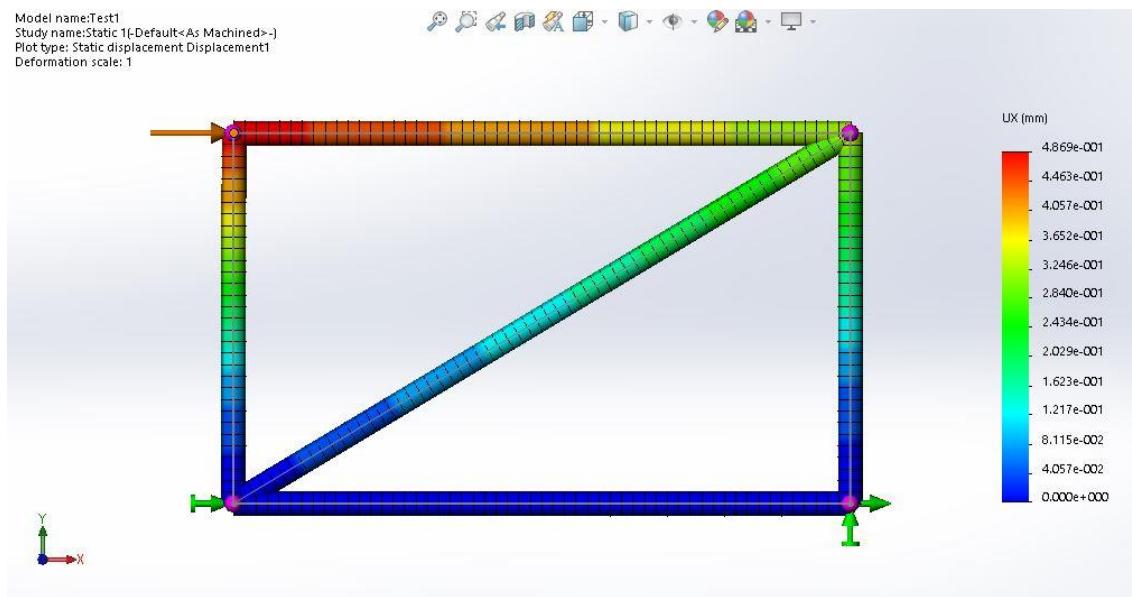
- tube horizontal inférieur fixé
- tube horizontal supérieur soumis à une force horizontale de 10 kN

Test 1 : structure non triangulée



Explication : sous l'effet de la force, la structure prend une forme de losange, les tubes verticaux sont soumis à une contrainte de flexion, ce qui est à éviter, et on observe un déplacement maximal de 13,2 mm au niveau du tube horizontal supérieur.

Test 2 : structure triangulée



Après l'ajout du tube sur la diagonale, on remarque que la structure se déforme moins et que les tubes ne sont plus contraints en flexion, le déplacement maximal mesuré est seulement de 0,48 mm. Cette valeur est infime par rapport à la déformation mesurée dans le premier test. La différence entre les valeurs de déplacement maximal justifie l'avantage offert par la triangulation : les déformations sont considérablement réduites et la structure est plus rigide. Nous estimons nécessaire l'application de ce concept pour la rigidification du châssis.

Annexe C : Fiche technique S235JR

Material data sheet Steel grade

SB1312
IM2191
Last revised: Tue, 31 Jan 2017 13:56:17 GMT



S235JR All

General Information

Soft structural steel easy to weld and bend.

Variants suitability for hot dip zinc coating according the classification in Table 1 EN 10025-2:2004: Class 1: Si max 0,030% and Si + 2,5 P max 0,090%. Class 2: Si max 0,035%. Class 3 Si 0,14...0,25% and P max 0,035%.

Similar designations

SS 1312, S235JR, 1.0038, Fe 360 BFN, RSt37-2, 40 B

Chemical composition

Variant	Cast	Weldability	C %	Mn %	P %	S %	Cu %	N %
S235JR EN10025-2 (ref)	Std	CEV 0.35 ^{max} Pcm 0.25 ^{max}	Mn Max	- 0.17	- 1.40	- 0.035	- 0.035	- 0.55 0.0120

S235JR: C max 0,20 % for sizes over 40 mm. Only CEV required in standard

SS 1312: Not binding recommendation for Mn (0,4 - 0,7) % in standard

Mechanical Properties

Variant	Condition	Format	Dimension [mm]	Yield strength min [MPa]	Tensile strength [MPa]	Elongation A ₅ [%]	Impact (ISO-V) strength _{min}
S235JR EN10025-2 (ref) +AR		All formats	< 16	235*	360-510	26	20 °C 27 J (long)
		All formats	16.1 < 40	225*	360-510	26	20 °C 27 J (long)
		All formats	40.1 < 63	215*	360-510	25	20 °C 27 J (long)
		All formats	63.1 < 100	215*	360-510	24	20 °C 27 J (long)
		All formats	100.1 < 150	195*	350-500	22	20 °C 27 J (long)
		All formats	150.1 < 200	185*	340-490	21	20 °C 27 J (long)

Rp0.2 * Reh, ** Rel

Transformation temperatures

	Temperature °C
MS	485
AC1	725
AC3	863

Other properties (typical values)

Youngs module (GPa)	Poisson's ratio (-)	Shear module (GPa)	Density (kg/m ³)
210	0.3	80	7800
Average CTE 20-300°C (μm/m ³ K)	Specific heat capacity 50/100°C (J/kg ² K)	Thermal conductivity Ambient temperature (W/m ² K)	Electrical resistivity Ambient temperature (μΩm)
12	460 - 480	40 - 45	0.20 - 0.25

Contact us

Would you like to know more about our offers? Don't hesitate to contact us:

Via e-mail: info@ovako.com

Via telephone: +46 8 622 1300

Annexe D : Caractéristiques du châssis Daytona Prototype

2. Machining of piston ID from .500 to .625 (in order to accept Penske decoupled top-out plate assembly AS-SCP454 or digressive blow off components P-DIG-A and D-PIG-B

7-7 Materials

- 7-7.1 Suspension members must be made from magnetic steel material.
- 7-7.2 Front A-arms (wishbones) must contain anti-intrusion bars.
- 7-7.3 Rubber joints may be replaced with uni-ball joints
- 7-7.4 Chromium plating of steel suspension parts is prohibited.

8 CHASSIS

8-1 Basic Dimensions -

- 8-1.1 Wheelbase: 2770 mm to 2794 mm +/- 2 mm
- 8-1.2 Overall length: 4665 mm to 4698 mm +/- 2 mm
- 8-1.3 Overall width: 1956 mm to 2006 mm +/- 2 mm
- 8-1.4 Overhangs: Front; maximum 1016 mm total at vehicle centerline, including the splitter length. Rear: 900 mm to 921 mm, measured from the axle centerlines +/- 100 mm
- 8-1.5 Overall height: Minimum roof height 1029 mm, measured from the reference plane at the rearmost surface of the main roll hoop. This height will be determined by the top of the spec greenhouse when it is located correctly.
- 8-1.6 Minimum ground clearance: 1.5 inches.
- 8-1.7 The four main bulkheads of the chassis are the Front, Dash, Cockpit firewall and Engine/main roll hoop, and must be located as follows
- 8-1.8 The **Front bulkhead** must be perpendicular to the flat floor and be solid (no air may pass through) with a minimum size of 30.0 inches wide by 14.0 inches high and 1.0 inch thick, located 4.0 inches +/- 2.0 inches forward of the front axle centerline. If 1.0 inch square tubing is used, a center divider of equal size must be included and the forward face must be covered with a minimum of 6000 series aluminum with a minimum thickness of 0.090 inches. The bulkhead must attach to the flat floor so that no air may pass through, around or over the floor. The only air allowed to pass through the inside of the car from the Front bulkhead to the Engine/main roll hoop bulkhead and must pass above the specified side pod area or into the driver compartment.
- 8-1.9 Front bulkhead may have a localized area surrounding the master cylinder hardware that protrudes beyond the vertical surface of the bulkhead provided that all other dimensional restraints are maintained.
- 8-1.10 The **Dash bulkhead** must be perpendicular to the flat floor located 16.0 +/- 2.0 inches rearward of the front axle centerline and must be a minimum of 22.0 inches high above the flat floor reference plane across the entire bulkhead width of 53.5 inches.
- 8-1.11 The **Cockpit firewall** bulkhead must be the firewall separating the cockpit from the fuel cell compartment.
- 8-1.12 The Cockpit firewall bulkhead and Engine/main roll hoop bulkhead must be one continuous plane a minimum of 24.0 inches high above the reference plane across the entire bulkhead width of 53.5 inches.
- 8-1.13 The **Engine/main roll hoop** bulkhead and the main roll hoop must be perpendicular to the flat floor and be located 64.0 inches +/- 2.0 inches from the front axle centerline, and also must be the firewall separating the fuel cell compartment from the engine compartment.
- 8-1.14 The distance from the front of the dash bulkhead to the rear of the main roll hoop must be 49.0 inches.
- 8-1.15 3 inspection points must be present on the bottom of the chassis. These must be located and designed to support the weight of the car on these 3 points, and must be identical on every chassis produced by a given Constructor. They must be exposed on the bottom of the complete race car and accessible with the car in race-ready configuration. The design and locations must be submitted to IMSA in writing for inspection reference.

8-2 Chassis

- 8-2.1 The chassis must be of the semi-monocoque and/or tube frame construction design using aluminum honeycomb (minimum dimensions for honeycomb 0.04-inch skin X 0.5-inch core X 0.03-inch skin) and/or steel tubing or a combination of the above. The engine must not be a stressed member of the chassis. *NOTE - the engine must mount to the rear framework and the bell housing - if the engine was removed and the car reassembled the car must be able to be rolled around.*
- 8-2.2 Carbon fiber/fiberglass/Kevlar is prohibited as a structural element of the chassis.
- 8-2.3 Lines containing coolant, oil, or fuel may not pass through the cockpit.
- 8-2.4 On board Air jacking systems are permitted, a maximum of 4 air jacks may be installed, with a maximum opening diameter of 3.750 inches for each jack in the floor. On board compressed air bottles are prohibited.
- 8-2.5 Between the front bulkhead and rear axle centerline the bottom of the chassis/floor must be flat, (with a tolerance of +/- .25 inches), continuous and rigid, lie on one plane and form an integral part of the chassis/bodywork unit. The flat floor may be four parts:
 - Part #1 center cockpit from the engine/main roll hoop bulkhead to the front bulkhead and across to the #6 floor bars right and left.
 - Part #2 center engine compartment, rearward of the engine/main roll hoop bulkhead to the rear axle centerline.
 - Parts #3 and #4 right and left side pod floor panels, with the exception for the defined side pod tunnel area.
- 8-2.6 The #2 floor section must be continuous with no openings. Material specification is free.
- 8-2.7 The front-mounted radiator must be securely mounted at a maximum angle of 35 degrees off of the plane of the flat floor. Both the radiator and the splitter/underwing must be firmly attached to each other and retained in such a manner as to absorb maximum energy in a frontal impact.
- 8-2.8 The cockpit will extend from the front bulkhead to the engine/main roll hoop bulkhead.

- 8-2.9 The driver's feet must be behind the front axle centerline when the pedals are fully depressed.
- 8-2.10 The required foot well volume must be symmetrical to the longitudinal centerline of the car.
- 8-2.11 The minimum inside width at the pedals pivot point to 50 percent of the distance to the front face of the dash bulkhead is 30.0 inches. The minimum inside height is 14.0 inches from the front bulkhead to 50 percent of the distance to the front face of the dash bulkhead.
- 8-2.12 The minimum width of the seating space/flat floor at the base of the firewall bulkhead is 44.0 inches.
- 8-2.13 The driver's seat must be located so that the inside edge of the seat is no more than 0.750 inch from the chassis centerline.

8-3 Side Pods

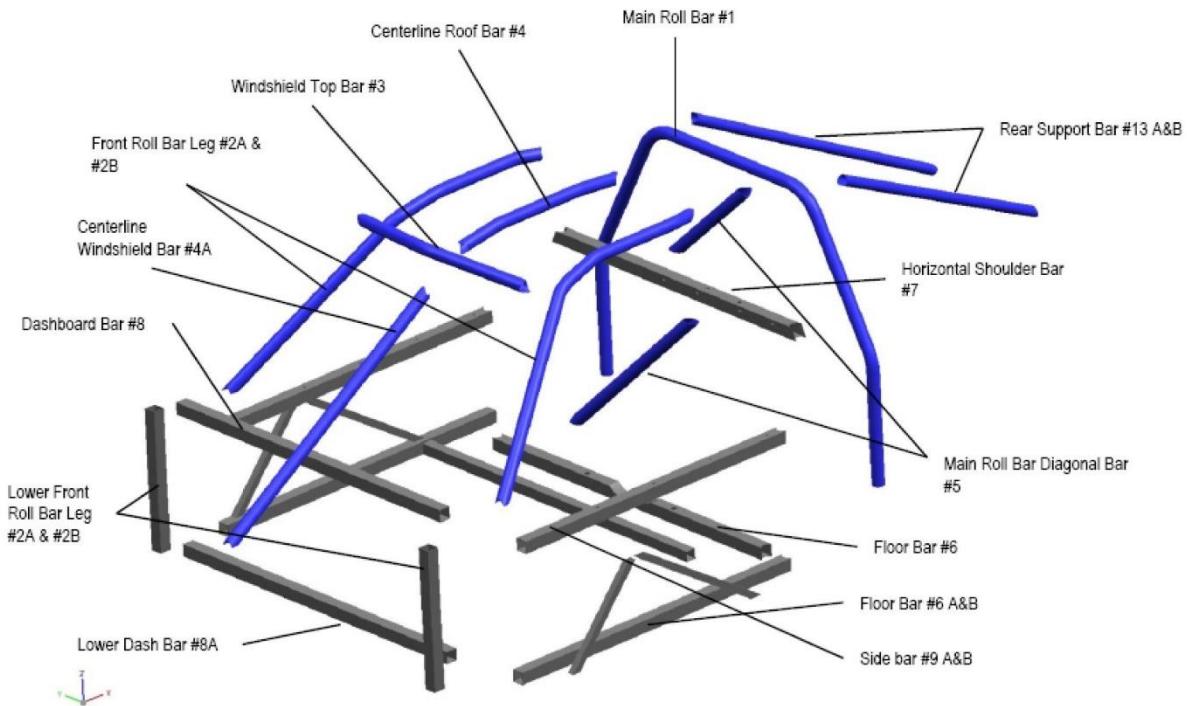
- 8-3.1 All cars must use the Crawford Composites side pod crash structure. Part number CCDP411
- 8-3.2 The outside pod dimensions are 11.0 inches wide, by 16.0 inches high, by 49.0 inches long.
- 8-3.3 The side pod must mount to the car at the engine/main roll hoop bulkhead, the dash bulkhead, the #6 A or B floor bars, and the #9 A or B side bars. The side pod must be mounted parallel to the chassis centerline and perpendicular to the reference plane, per Crawford Composites mounting specifications.
- 8-3.3.1 IMSA may approve the addition of suitable steel structure rearward of the dash bulkhead and engine/main roll hoop bulkhead for the purpose of mounting this component up to 1.5 inches rearward. This provision is only permitted on the Riley and Dallara chassis.

- 8-3.4 At the dash bulkhead there must be a flat vertical panel extending outward to the body work 16.0 inches high from the top of the flat floor, perpendicular to the longitudinal chassis centerline to seal off all air flow except air that is passing out a duct as provided for in 2-8.5.

8-4 Roll Cage

- 8-4.1 The roll cage structure must include the elements shown in the diagram shown below. For all steel tubing, whether round or square, standard tubing tolerances will be recognized. No grinding, honing or any other conditioning of tubing to reduce wall thickness is permitted.
- 8-4.2 All required roll cage bars #1, #2, #3, #4, #4 A, #5 upper, and #13 A & B must be round magnetic seamless steel tubing, 1.75 inches diameter X 0.095-inch wall thickness.
- 8-4.3 Square steel tubing 1.75 inches X 1.75 inches X 0.095-inch wall must be used for all #6 floor bars, #7, #8, and #8 A bars, and may also be used for the lower portion of the #5 and #2 A & B bars. The #9 sidebars may be a minimum of 1 X 1.75 X 0.095-inch wall thickness rectangular tubing.
- 8-4.4 The #1 Main roll bar: May be cut at the #9A and B bars for the purpose of chassis update to 2014 specifications with one single new piece of tubing added from 16.0 inches up and around the top of the roll bar. Any new chassis must use one single piece of continuous tubing to form the #1 main roll bar.
- 8-4.4.1 Must have a minimum height of 39.0 inches above the reference plane, and must use 6.0 inch centerline bend radii at each upper corner, with these upper corner radii centers located 22.0 inches apart laterally and 32.625 inches above the reference plane.
- 8-4.4.2 Must attach to the #9 A and B bars at a minimum width of 51.75 inches and may not have any bends in these lateral support elements.
- 8-4.4.3 Must be perpendicular to the flat floor in the side view.
- 8-4.4.4 Must extend down vertically from the #7 bar to the top of the #6 floor bar, which must be on the top of the flat floor and be connected across the bottom of the car, creating a 360-degree structural hoop
- 8-4.4.5 May follow the contour of the roof with the highest point of the hoop in the middle no higher than 2.0 inches above the corner bends.
- 8-4.5 The main roll bar #5 diagonal bar and the #7 horizontal shoulder bar (minimum height 24.0 inches) are required.
- 8-4.6 A portion of the A-pillar #2 A and B bars are required along the top of each side window, forming the sides of the top of the roll cage. These will be referred to as "side window header bars," and must meet the following requirements:
 - 8-4.6.1 They must contain a straight section of tubing on each side that is parallel to the reference plane in side view and parallel to the vehicle centerline in plan view over a length of 12.0 inches.
 - 8-4.6.2 This entire 12.0 inch straight section must have a fore/aft location between 4.0 and 18.0 inches forward from the centerline of the main roll bar.
 - 8-4.6.3 The minimum distance between these two tube sections must be 30.25 inches laterally center to center, at a minimum height of 38.125 inches above the reference plane to the center of the tubes.
- 8-4.6.4 At the forward and rear ends, these lateral roll hoop tubes may be bent using 6.0 inch radius, and additional tubes may be added as needed, to attach to the #1 Main roll hoop tube at the rear and the top of the #2A and B bars A-pillar bars at the front.
- 8-4.6.5 An alternative configuration is allowed where these tubes are not parallel to vehicle centerline in the plan view, and the rear dimension is 31.25 inches laterally, center to center.
- 8-4.7 The #2 A & B Front roll bar legs must be symmetrical. There are 3 options for connecting the top of the roll cage where the #3 bar meets the A-pillar #2 A and B bars:
 - 8-4.7.1 Tubes may be used that extend from these nodes down to the top of the dash bulkhead, or the top of the #9 A and B bars, or the top of the #6 floor bars. For these tubes connecting the #3 bar in the area of the A-pillars, at least two (2) must be used per side from among the 3 options described herein.

- 8-4.7.2 If the tubes that attach to the top of the dash bulkhead are chosen, they must attach at a minimum width of 45.0 inches center to center. For only chassis designs that require a narrower dimension in order to fit inside the spec greenhouse, this dimension may be 43.0 inches minimum, center to center.
- 8-4.8 Across the top of the windshield is the #3 bar.
- 8-4.8.1 The endpoints of this bar must be located at a width of 31.0 inches, at a height of 37.0 to 37.3 inches above the reference plane to the top of the tube, and the front edge of the tube must be between 38.625 and 39.375 inches aft of the front wheel centerline. See figure 8-5.8.1 at the end of this manual.
- 8-4.8.2 Where the #3 bar crosses the vehicle centerline, the height must be at least 39.0 inches above the reference plane to the top of the #3 tube and the front edge of the tube must be between 35.375 and 36.250 inches aft of the front wheel centerline. See figure 8-5.8.2 at the end of this manual.
- 8-4.9 The #8A lower bar of the dash bulkhead must be installed between the #2A & B front roll bar legs across the floor. Two additional bars #6A & B floor bars must also connect the front roll bar legs and the main roll bar at floor level 51.75 inches wide, center to center, and parallel to the centerline of the chassis.
- 8-4.10 #4 Centerline roof bar and #4 A center windshield bar - The minimum height of the centerline roof bar at the forward halo/roof bar attachment point is 38.5 inches. The #4 A centerline windshield bar may be straight or curved as needed to fit the windshield contour.
- 8-4.11 All areas of the cockpit where the driver may come in contact must be padded with proper high-density energy absorbing material.
- 8-4.12 #5 main roll bar diagonal bar must attach at the top of the driver's side.
- 8-4.13 #9 A & B side bar must be installed 16.0 inches above the #6 A & B floor bars, outside to outside dimension.
- 8-4.14 #13 A & B rear support bars, must attach to the rear side of the #1 bar on the upper horizontal section at a point 28.5 inches wide center to center (+/- 2.0 inches). The lower/rear end of the #13 bars must attach rearward of the engine, either to the main chassis framework, the engine bell housing/adapter plate, and/or the transaxle/suspension mounting plate. Rod ends are not allowed for attachment of the #13 bars.
- 8-4.15 The roll cage structure must be symmetrical to the longitudinal centerline of the car.
- 8-4.16 Flat plate steel gussets are highly recommended at the intersection of roll cage bars #1, #3, #2 A&B bars, #4, #4A, #5 upper, #7, #8 and #9A, and at the intersection of #1 to #13 A&B. These gussets are to be triangular, flat, solid steel gussets welded on one side to the centerline of the tube in the joint intersection.
- 8-4.17 Drilling holes in the rollover structure without approval is prohibited.



Annexe E : Catalogues de tubes



TUBES ET PROFILS CREUX

PROFILS CREUX DE CONSTRUCTION FINIS À FROID
Norme de référence : NF EN 10219
État de surface : noir
Qualité de base : S235JRH

SECTIONS CIRCULAIRES FORMÉES À FROID

DIAMÈTRE EXTÉRIEUR mm	ÉPAISSEUR mm	MASSE LINÉIQUE kg/m	aire de SECTION TRANSVERSALE cm ²	MOMENT D'INERTIE DE FLEXION cm ⁴	RAYON DE GIRATION cm
21,3	2	0,95	1,21	0,57	0,686
	2,3	1,08	1,37	0,629	0,677
25	2	1,13	1,45	0,963	0,816
26,9	2	1,23	1,56	1,22	0,883
	2,3	1,40	1,78	1,36	0,874
30	2	1,38	1,76	1,73	0,992
33,7	2	1,56	1,99	2,511	1,123
	2,6	1,99	2,54	3,09	1,10
	2,9	2,20	2,81	3,36	1,09
35	2	2,27	2,89	3,44	1,09
	3				
40	2	1,63	2,07	2,83	1,17
42,4	2	1,87	2,39	4,32	1,35
	2,6	1,99	2,54	5,189	1,43
	2,9	2,55	3,25	6,46	1,41
	3,2	2,82	3,60	7,06	1,40
45	2	3,09	3,94	7,62	1,39
	2,12				
48,3	2	2,12	2,70	6,26	1,52
	2,5	2,28	2,91	7,806	1,638
	2,9	2,82	3,60	9,455	1,622
	3,2	3,25	4,14	10,70	1,61
50	2	3,56	4,53	11,60	1,60
	2,37				
60,3	2	2,87	3,02	8,70	1,70
	2,5	3,56	3,66	15,573	2,062
	2,9	4,11	4,54	18,983	2,045
	3,2	4,51	5,23	21,60	2,03
70	2,9	4,80	6,11	34,50	2,37
76,1	2	3,65	4,65	31,962	2,621



TUBES ET PROFILS CREUX

PROFILS CREUX DE CONSTRUCTION FINIS À FROID

Norme de référence : NF EN 10219

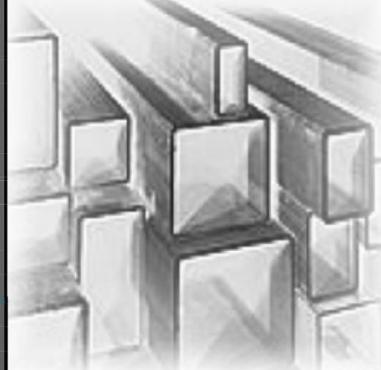
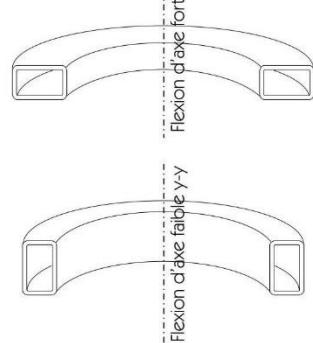
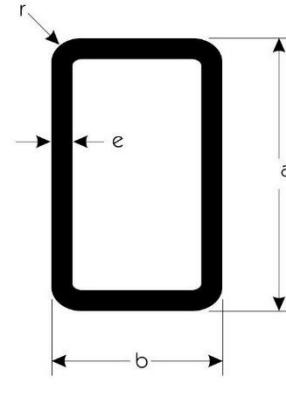
État de surface : noir

Qualité de base : S235JRH

SECTIONS CARRÉES FORMÉES À FROID

DIMENSION EXTÉRIEURE mm	ÉPAISSEUR mm	MASSE LINÉIQUE kg/m	AIRE DE SECTION TRANSVERSALE cm ²	MOMENT D'INERTIE DE FLEXION cm ⁴	RAYON DE GIREATION cm
20 x 20	1,5	0,83	1,05	0,58	0,74
	2	1,05	1,34	0,69	0,72
25 x 25	2	1,36	1,74	1,48	0,92
	2,5	1,64	2,09	1,69	0,90
	3	1,89	2,41	1,84	0,87
30 x 30	1,5	1,30	1,65	2,20	1,15
	2	1,68	2,14	2,72	1,13
	2,5	2,03	2,59	3,16	1,10
	3	2,36	3,01	3,50	1,08
35 x 35	2	1,99	2,54	4,51	1,33
	2,5	2,42	3,09	5,29	1,31
	3	2,83	3,61	5,95	1,28
40 x 40	2	2,31	2,94	6,94	1,54
	2,5	2,82	3,59	8,21	1,51
	3	3,30	4,21	9,32	1,49
	4	4,20	5,35	11,08	1,44
	5	4,99	6,36	12,30	1,39
45 x 45	2	2,62	3,34	10,10	1,74
	2,5	3,21	4,09	12,10	1,72
	3	3,77	4,81	13,80	1,69
	4	4,83	6,15	16,60	1,64
50 x 50	2	2,93	3,74	14,15	1,95
	2,5	3,60	4,59	16,94	1,92
	3	4,25	5,41	19,47	1,90
	4	5,45	6,95	23,74	1,85
	5	6,56	8,36	27,04	1,80
60 x 60	2	3,56	4,54	25,14	2,35
	3	5,19	6,61	35,13	2,31

Dimensions (mm)	Poids (Kg/m)	F (cm ²)	I _{x-x} (cm ⁴)	W _{x-x} (cm ³)	I _{y-y} (cm ⁴)	W _{y-y} (cm ³)
a * b * e						
20 * 10 * 1,5	0,63	0,81	0,38	0,38	0,11	0,22
25 * 10 * 1,5	0,75	0,96	0,68	0,54	0,14	0,28
25 * 15 * 1,5	0,87	1,11	0,90	0,72	0,38	0,51
30 * 10 * 1,5	0,87	1,11	1,10	0,73	0,17	0,34
30 * 15 * 1,5	0,99	1,26	1,40	0,93	0,45	0,60
30 * 15 * 2,0	1,28	1,64	1,76	1,17	0,55	0,74
30 * 20 * 1,5	1,10	1,41	1,71	1,14	0,89	0,89
30 * 20 * 2,0	1,44	1,85	2,16	1,44	1,11	1,11
40 * 10 * 1,5	1,10	1,41	2,41	1,20	0,22	0,44
40 * 20 * 1,5	1,34	1,76	3,60	1,80	1,13	1,13
40 * 20 * 2,0	1,75	2,24	4,44	2,22	1,44	1,44
40 * 20 * 3,0	2,39	3,24	6,10	3,05	1,89	1,89
40 * 25 * 2,0	1,91	2,44	5,17	2,58	2,43	1,94
40 * 30 * 2,0	2,07	2,64	5,90	2,95	3,73	2,49
40 * 30 * 3,0	2,86	3,89	8,13	4,06	5,08	3,38
50 * 20 * 2,0	2,07	2,64	7,85	3,14	1,76	1,76
50 * 25 * 2,0	2,22	2,87	9,00	3,60	2,96	2,37
50 * 25 * 3,0	3,10	4,14	12,55	5,02	3,99	3,19
50 * 30 * 2,0	2,38	3,04	10,16	4,07	4,56	3,04
50 * 30 * 3,0	3,33	4,44	14,21	5,68	6,18	4,12
50 * 40 * 3,0	3,85	5,04	17,55	7,02	12,27	6,14
60 * 20 * 2,0	2,38	3,04	12,60	4,20	2,10	2,10
60 * 30 * 2,0	2,69	3,44	15,95	5,32	5,30	3,53
60 * 30 * 3,0	3,80	5,04	22,50	7,50	7,27	4,84
60 * 40 * 2,0	3,01	3,84	19,40	6,47	10,30	5,15
60 * 40 * 3,0	4,98	5,64	27,39	9,13	14,30	7,16
60 * 40 * 4,0	5,78	7,36	34,50	11,50	17,82	8,91
70 * 40 * 3,0	4,75	6,24	40,00	11,40	16,30	8,18
70 * 40 * 4,0	6,41	8,16	50,70	14,50	20,40	10,20
80 * 40 * 2,0	3,64	4,64	39,00	9,75	13,10	6,35
80 * 40 * 3,0	5,92	6,84	55,60	13,87	18,50	9,25
80 * 40 * 4,0	7,76	8,96	71,10	17,75	23,04	11,52
80 * 50 * 3,0	5,69	7,44	64,75	16,18	30,80	12,32
80 * 50 * 4,0	7,66	9,76	82,60	20,67	38,88	15,55
100 * 40 * 2,0	4,26	5,44	67,91	13,58	16,01	8,01
100 * 40 * 3,0	6,16	8,04	98,00	19,60	22,54	11,27
100 * 40 * 4,0	8,02	10,56	125,68	25,13	28,21	14,10
100 * 50 * 3,0	6,63	8,64	112,12	22,42	37,43	14,97
100 * 50 * 4,0	9,07	11,36	144,12	28,82	47,36	18,94
100 * 60 * 3,0	7,10	9,24	126,23	25,24	56,65	18,88
100 * 60 * 4,0	9,28	12,16	162,56	32,41	72,20	24,06
120 * 40 * 3,0	7,10	9,24	156,22	26,04	26,66	13,33
120 * 40 * 4,0	9,28	12,16	201,35	33,48	33,41	16,70
120 * 60 * 3,0	8,04	10,44	197,30	32,88	66,41	22,13
120 * 60 * 4,0	10,50	13,76	255,20	42,53	84,76	28,25
140 * 70 * 4,0	12,70	16,16	419,90	58,98	138,41	39,54
140 * 70 * 5,0	15,70	20,00	502,16	71,73	166,16	47,47
140 * 80 * 4,0	13,30	16,96	449,33	64,19	186,83	46,70
140 * 80 * 5,0	16,50	21,00	547,74	78,24	225,74	56,43
150 * 50 * 5,0	14,90	19,00	491,00	65,50	81,60	32,63
150 * 100 * 5,0	18,80	24,00	754,49	100,59	399,16	79,83
150 * 100 * 8,0	29,10	37,44	1128,23	150,42	588,15	117,63
160 * 80 * 4,0	14,30	18,56	623,58	77,95	209,88	59,47
160 * 80 * 5,0	17,60	23,00	761,91	95,24	253,91	63,47
180 * 100 * 6,0	24,50	32,16	1382,80	153,63	545,94	109,19
200 * 80 * 4,0	16,90	21,76	1086,60	108,65	256,14	64,04
200 * 100 * 4,0	18,00	23,36	1240,29	124,02	420,77	84,15
200 * 100 * 5,0	22,20	29,00	1522,00	152,23	512,41	102,48
200 * 100 * 6,0	26,30	34,56	1794,00	179,40	599,00	119,80
200 * 150 * 8,0	40,99	53,44	3043,72	304,36	1935,60	258,08
300 * 100 * 5,0	30,68	39,00	4208,25	280,54	738,30	147,66
300 * 100 * 6,0	35,80	46,56	4982,23	332,14	864,50	172,90
300 * 200 * 8,0	59,10	77,44	9877,00	658,46	5256,80	525,68



Annexe F : Calculs des efforts dans chaque barre

Calculs pour berceau avant

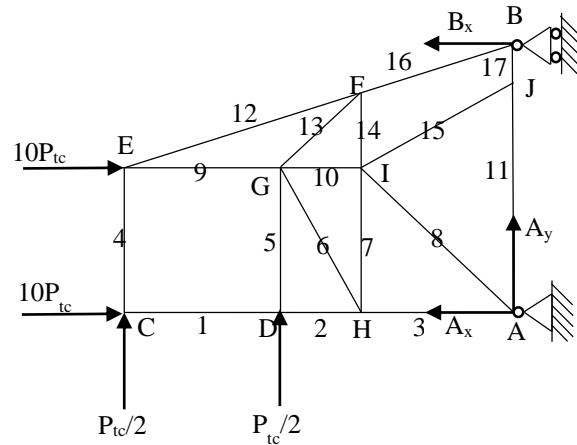


Figure 57 : Représentation du berceau avant sous forme de treillis plan

Réactions aux appuis

$$\Sigma F_x = 0$$

$$A_x + B_x - 20P_{tc} = 0$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$A_y + \frac{P_{tc}}{2} + \frac{P_{tc}}{2} = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$-\frac{P_{tc}}{2} * 925 - \frac{P_{tc}}{2} * 575 - 10P_{tc} * 300 + B_x * 560 = 0$$

On obtient

$$A_y = -\frac{P_{tc}}{2} - \frac{P_{tc}}{2}$$

$$A_y = -P_{tc}$$

$$A_y = -9300 \text{ N}$$

$$B_x = \frac{\frac{P_{tc}}{2} * 925 + \frac{P_{tc}}{2} * 575 + 10P_{tc} * 300}{560}$$

$$B_x = \frac{\frac{9300}{2} * 925 + \frac{9300}{2} * 575 + 93000 * 300}{560}$$

$$B_x = \frac{34875000}{560}$$

$$B_x = 62277 N$$

$$A_x = 20P_{tc} - B_x$$

$$A_x = 186000 - 62277$$

$$A_x = 123723 N$$

Les valeurs des réactions aux appuis sont :

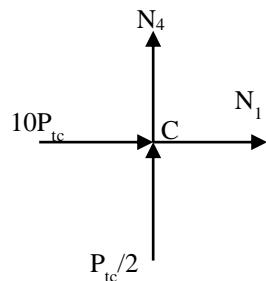
$$A_x = 123723 N$$

$$A_y = -9300 N$$

$$B_x = 62277 N$$

Equilibre des nœuds :

Nœud C : remplaçons les barres 1 et 4 par les efforts N_1 et N_4 supposés en traction



$$\Sigma F_x = 0$$

$$-10P_{tc} - N_1 = 0$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$N_4 + \frac{P_{tc}}{2} = 0$$

$$N_4 = -\frac{P_{tc}}{2}$$

$$N_4 = -\frac{9\ 300}{2}$$

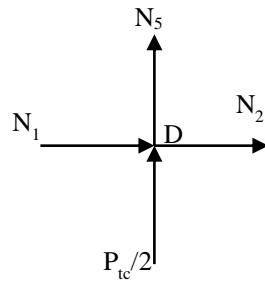
$$N_4 = -4\ 650\ N$$

$$N_1 = -10P_{tc}$$

$$N_1 = -10 * 9\ 300$$

$$N_1 = -93\ 000\ N$$

Nœud D : remplaçons la barre 1 par son effort N1 (compression) puis remplaçons les barres 2 et 5 par les efforts N2 et N5 supposés en traction



$$\Sigma F_x = 0$$

$$N_1 + N_2 = 0$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$\frac{P_{tc}}{2} + N_5 = 0$$

$$N_5 = -\frac{P_{tc}}{2}$$

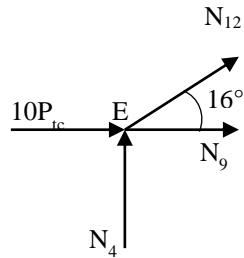
$$N_5 = -\frac{9\ 300}{2}$$

$$N_5 = -4\ 650\ N$$

$$N_2 = -N_1$$

$$N_2 = -93\ 000\ N$$

Nœud E : remplaçons la barre 4 par son effort N_4 (compression) puis remplaçons les barres 9 et 12 par les efforts N_9 et N_{12} supposés en traction



$$\Sigma F_x = 0$$

$$10P_{tc} + N_9 + N_{12} \cos 16^\circ = 0$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$N_4 + N_{12} \sin 16^\circ = 0$$

$$N_{12} = \frac{-N_4}{\sin 16^\circ}$$

$$N_{12} = \frac{-4650}{\sin 16^\circ}$$

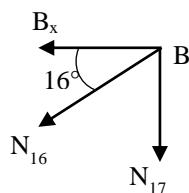
$$N_{12} = -16870 \text{ N}$$

$$N_9 = -10P_{tc} - N_{12} \cos 16^\circ$$

$$N_9 = -93000 + 16870 * \cos 16^\circ$$

$$N_9 = -76784 \text{ N}$$

Nœud B : remplaçons l'appui simple B par l'effort B_y puis remplaçons les barres 16 et 17 par les efforts N_{16} et N_{17} supposés en traction



$$\Sigma F_x = 0$$

$$-B_x - N_{16} \cos 16^\circ = 0$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$-N_{16} \sin 16^\circ - N_{17} = 0$$

$$N_{16} = \frac{-B_x}{\cos 16^\circ}$$

$$N_{16} = \frac{-62\ 277}{\cos 16^\circ}$$

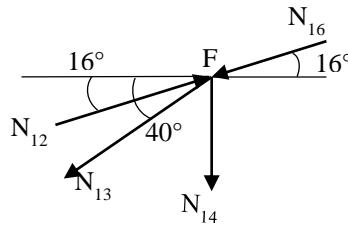
$$N_{16} = -64\ 787\ N$$

$$N_{17} = -N_{16} \sin 16^\circ$$

$$N_{17} = 64\ 787 * \sin 16^\circ$$

$$N_{17} = 17\ 858\ N$$

Nœud F : remplaçons les barres 12 et 16 par leurs efforts N12 et N16 (compression) puis remplaçons les barres 13 et 14 par les efforts N13 et N14 supposés en traction



$$\Sigma F_x = 0$$

$$N_{12} \cos 16^\circ - N_{13} \cos 40^\circ - N_{16} \cos 16^\circ = 0$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$N_{12} \sin 16^\circ - N_{13} \sin 40^\circ - N_{14} - N_{16} \sin 16^\circ = 0$$

$$N_{13} = \frac{N_{12} \cos 16^\circ - N_{16} \cos 16^\circ}{\cos 40^\circ}$$

$$N_{13} = \frac{16\ 870 * \cos 16^\circ - 64\ 787 * \cos 16^\circ}{\cos 40^\circ}$$

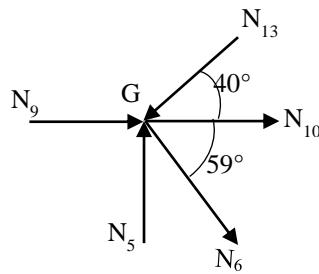
$$N_{13} = -60\ 128\ N$$

$$N_{14} = N_{12} \sin 16^\circ - N_{13} \sin 40^\circ - N_{16} \sin 16^\circ$$

$$N_{14} = 16\ 870 * \sin 16^\circ + 60\ 128 * \sin 40^\circ - 64\ 787 * \sin 16^\circ$$

$$N_{14} = 25\ 442\ N$$

Nœud G : remplaçons les barres 9 et 13 par leurs efforts N9 et N13 (compression) puis remplaçons les barres 6 et 10 par leurs efforts N6 et N10 supposés en traction



$$\Sigma F_x = 0$$

$$N_6 \cos 59^\circ + N_9 + N_{10} - N_{13} \cos 40^\circ = 0$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$N_5 - N_6 \sin 59^\circ - N_{13} \sin 40^\circ = 0$$

$$N_6 = \frac{N_5 - N_{13} \sin 40^\circ}{\sin 59^\circ}$$

$$N_6 = \frac{4\ 650 - 60\ 128 * \sin 40^\circ}{\sin 59^\circ}$$

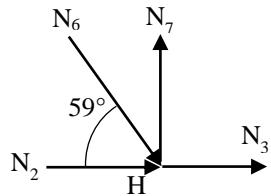
$$N_6 = -39\ 665\ N$$

$$N_{10} = -N_6 \cos 59^\circ - N_9 + N_{13} \cos 40^\circ$$

$$N_{10} = 39\ 665 * \cos 59^\circ - 76\ 784 + 60\ 128 * \cos 40^\circ$$

$$N_{10} = -10\ 294\ N$$

Nœud H : remplaçons les barres 2 et 6 par leurs efforts N2 et N6 (compression) puis remplaçons les barres 3 et 7 par les efforts N3 et N7 supposés en traction



$$\Sigma F_x = 0$$

$$N_2 + N_3 + N_6 \cos 59^\circ = 0$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$-N_6 \sin 59^\circ + N_7 = 0$$

$$N_7 = N_6 \sin 59^\circ$$

$$N_7 = 39\,665 * \sin 59^\circ$$

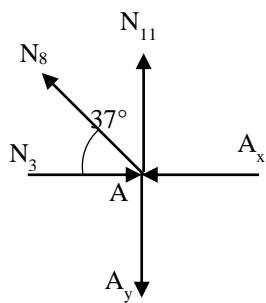
$$N_7 = 34\,000 \text{ N}$$

$$N_3 = -N_2 - N_6 \cos 59^\circ$$

$$N_3 = -93\,000 - 39\,665 * \cos 59^\circ$$

$$N_3 = -113\,429 \text{ N}$$

Nœud A : remplaçons l'articulation A par ses efforts A_x et A_y , remplaçons la barre 3 par son effort N_3 (compression) puis remplaçons les barres 8 et 11 par les efforts N_8 et N_{11} supposés en traction



$$\Sigma F_x = 0$$

$$N_3 - N_8 \cos 37^\circ - A_x = 0$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$-A_y + N_8 \sin 37^\circ + N_{11} = 0$$

$$N_8 = \frac{N_3 - A_x}{\cos 37^\circ}$$

$$N_8 = \frac{113\ 429 - 123\ 723}{\cos 37^\circ}$$

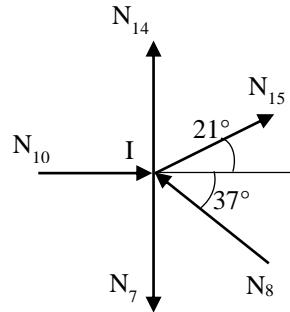
$$N_8 = -12\ 890\ N$$

$$N_{11} = A_y - N_8 \sin 37^\circ$$

$$N_{11} = 9\ 300 + 12\ 890 * \sin 37^\circ$$

$$N_{11} = 17\ 057\ N$$

Nœud I : remplaçons les barres 7, 8, 10 et 14 par leurs efforts N7 (traction), N8 (compression), N10 (compression) et N14 (traction) puis remplaçons la barre 15 par l'effort N15 supposé en traction



$$\Sigma F_x = 0$$

$$-N_8 \cos 37^\circ + N_{10} + N_{15} \cos 21^\circ = 0$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$-N_7 + N_8 \sin 37^\circ + N_{14} + N_{15} \sin 21^\circ = 0$$

$$N_{15} = \frac{N_7 - N_8 \sin 37^\circ - N_{14}}{\sin 21^\circ}$$

$$N_{15} = \frac{34\ 000 - 12\ 890 * \sin 37^\circ - 25\ 442}{\sin 21^\circ}$$

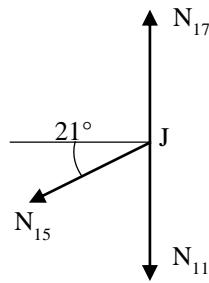
$$N_{15} = 2\ 234\ N$$

$$N_{15} = \frac{N_8 \cos 37^\circ - N_{10}}{\cos 21^\circ}$$

$$N_{15} = \frac{12\ 890 * \cos 37^\circ - 10\ 294}{\cos 21^\circ}$$

$$N_{15} = 0,44\ N$$

Nœud J : remplaçons les barres 11 et 17 par leurs efforts N11 (traction) et N17 (traction) puis supposons que l'effort N15 soit inconnu et en traction et vérifions



$$\Sigma F_y = 0$$

$$-N_{11} - N_{15} \sin 21^\circ + N_{17} = 0$$

$$N_{15} = \frac{-N_{11} + N_{17}}{\sin 21^\circ}$$

$$N_{15} = \frac{-17\ 057 + 17\ 858}{\sin 21^\circ}$$

$$N_{15} = 2\ 235\ N$$

Tableau récapitulatif des résultats pour le berceau avant

Barre	Force en N	Aire minimale S _{min} en mm ²	Nombre de tubes t	Aire minimale de tube S' _{min} en mm ²
1	93 000	387,5	2	193,8
2	93 000	387,5	2	193,8
3	113 429	472,62	4	118,2
4	4 650	19,4	2	9,7
5	4 650	19,4	2	9,7
6	39 665	165,27	2	82,6
7	34 000	141,67	2	70,8
8	12 890	53,71	2	26,9
9	76 784	319,9	2	159,9
10	10 294	42,89	2	21,4
11	17 057	71,07	2	35,5
12	16 870	70,29	2	35,1
13	60 128	250,53	4	125,3
14	25 442	106	2	53
15	2 235	9,31	2	4,7
16	64 787	269,95	2	135
17	17 858	74,4	2	37,2

Calculs pour berceau arrière

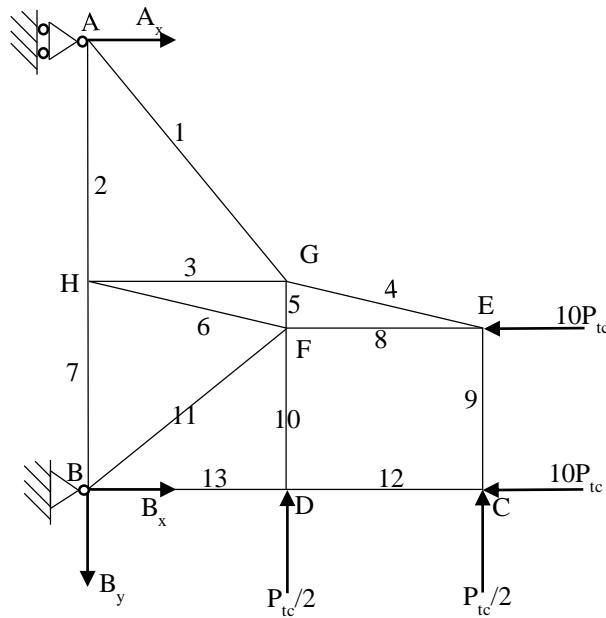


Figure 58 : Représentation du berceau arrière sous forme de treillis plan

Réactions aux appuis

$$\Sigma F_x = 0$$

$$A_x + B_x - 20P_{tc} = 0$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$B_y - \frac{P_{tc}}{2} - \frac{P_{tc}}{2} = 0$$

$$\Sigma M_B = 0$$

$$\frac{P_{tc}}{2} * 800 + \frac{P_{tc}}{2} * 400 + 10P_{tc} * 300 - A_x * 991 = 0$$

On obtient

$$B_y = \frac{P_{tc}}{2} + \frac{P_{tc}}{2}$$

$$B_y = P_{tc}$$

$$B_y = 9300 \text{ N}$$

$$A_x = \frac{\frac{P_{tc}}{2} * 800 + \frac{P_{tc}}{2} * 400 + 10P_{tc} * 300}{991}$$

$$A_x = \frac{\frac{9300}{2} * 800 + \frac{9300}{2} * 400 + 93000 * 300}{991}$$

$$A_x = \frac{33480000}{991}$$

$$A_x = 33784 N$$

$$B_x = 20P_{tc} - A_x$$

$$B_x = 186000 - 33784$$

$$B_x = 152216 N$$

Les valeurs des réactions aux appuis sont :

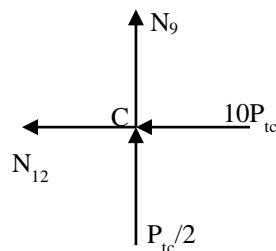
$$A_x = 33784 N$$

$$B_x = 152216 N$$

$$B_y = 9300 N$$

Equilibre des nœuds :

Nœud C : remplaçons les barres 9 et 12 par les efforts N_9 et N_{12} supposés en traction



$$\Sigma F_x = 0$$

$$-10P_{tc} - N_{12} = 0$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$N_9 + \frac{P_{tc}}{2} = 0$$

$$N_9 = -\frac{P_{tc}}{2}$$

$$N_9 = \frac{-9\ 300}{2}$$

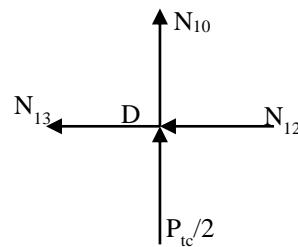
$$N_9 = -4\ 650\ N$$

$$N_{12} = -10P_{tc}$$

$$N_{12} = -10 * 9\ 300$$

$$N_{12} = -93\ 000\ N$$

Nœud D : remplaçons la barre 12 par son effort N12 (compression) puis remplaçons les barres 10 et 13 par les efforts N10 et N13 supposés en traction



$$\Sigma F_x = 0$$

$$-N_{12} - N_{13} = 0$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$N_{10} + \frac{P_{tc}}{2} = 0$$

$$N_{10} = \frac{-P_{tc}}{2}$$

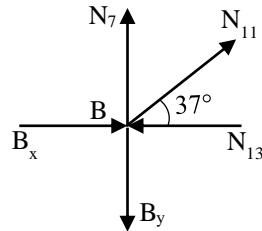
$$N_{10} = \frac{-9\ 300}{2}$$

$$N_{10} = -4\ 650\ N$$

$$N_{13} = -N_{12}$$

$$N_{13} = -93\ 000\ N$$

Nœud B : remplaçons l'articulation B par ses efforts B_x et B_y , remplaçons la barre 13 par son effort N_{13} (compression) puis remplaçons les barres 7 et 11 par les efforts N_7 et N_{11} supposés en traction



$$\Sigma F_x = 0$$

$$B_x + N_{11} \cos 37^\circ - N_{13} = 0$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$N_7 + N_{11} \sin 37^\circ - B_y = 0$$

$$N_{11} = \frac{N_{13} - B_x}{\cos 37^\circ}$$

$$N_{11} = \frac{93\ 000 - 152\ 216}{\cos 37^\circ}$$

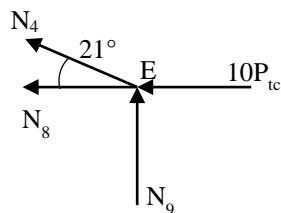
$$N_{11} = -74\ 147\ N$$

$$N_7 = B_y - N_{11} \sin 37^\circ$$

$$N_7 = 9\ 300 + 74\ 147 * \sin 37^\circ$$

$$N_7 = 53\ 923\ N$$

Nœud E : remplaçons la barre 9 par son effort N_9 (compression) puis remplaçons les barres 4 et 8 par les efforts N_4 et N_8 supposés en traction



$$\Sigma F_x = 0$$

$$-10P_{tc} - N_4 \cos 21^\circ - N_8 = 0$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$N_4 \sin 21^\circ + N_9 = 0$$

$$N_4 = \frac{-N_9}{\sin 21^\circ}$$

$$N_4 = \frac{-4650}{\sin 21^\circ}$$

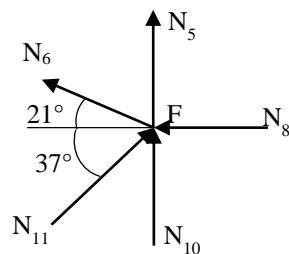
$$N_4 = -12976 N$$

$$N_8 = -10P_{tc} - N_4 \cos 21^\circ$$

$$N_8 = -93000 + 12976 * \cos 21^\circ$$

$$N_8 = -80886 N$$

Nœud F : remplaçons les barres 8 et 11 par leurs efforts N8 et N11 (compression) puis remplaçons les barres 5 et 6 par les efforts N5 et N6 supposés en traction



$$\Sigma F_x = 0$$

$$-N_6 \cos 21^\circ - N_8 + N_{11} \cos 37^\circ = 0$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$N_5 + N_6 \sin 21^\circ + N_{10} + N_{11} \sin 37^\circ = 0$$

$$N_6 = \frac{-N_8 + N_{11} \cos 37^\circ}{\cos 21^\circ}$$

$$N_6 = \frac{-80\ 886 + 74\ 147 * \cos 37^\circ}{\cos 21^\circ}$$

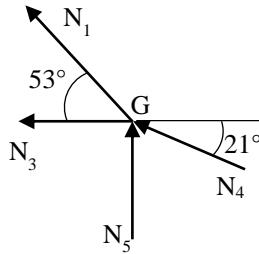
$$N_6 = -23\ 211\ N$$

$$N_5 = -N_6 \sin 21^\circ - N_{10} - N_{11} \sin 37^\circ$$

$$N_5 = 23\ 211 * \sin 21^\circ - 4\ 650 - 74\ 147 * \sin 37^\circ$$

$$N_5 = -40\ 955\ N$$

Nœud G : remplaçons les barres 4 et 5 par leurs efforts N4 et N5 (compression) puis remplaçons les barres 1 et 3 par leurs efforts N1 et N3 supposés en traction



$$\Sigma F_x = 0$$

$$-N_1 \cos 53^\circ - N_3 - N_4 \cos 21^\circ = 0$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$N_1 \sin 53^\circ + N_4 \sin 21^\circ + N_5 = 0$$

$$N_1 = \frac{-N_4 \sin 21^\circ - N_5}{\sin 53^\circ}$$

$$N_1 = \frac{-12\ 976 * \sin 21^\circ - 40\ 955}{\sin 53^\circ}$$

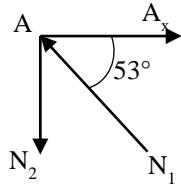
$$N_1 = -57\ 104\ N$$

$$N_3 = -N_1 \cos 53^\circ - N_4 \cos 21^\circ$$

$$N_3 = 57\ 104 * \cos 53^\circ - 12\ 976 * \cos 21^\circ$$

$$N_3 = 22\ 252\ N$$

Nœud A : remplaçons l'appui simple A par l'effort A_y et remplaçons la barre 1 par son effort N_1 (compression) puis remplaçons la barre 2 par l'effort N_2 supposé en traction



$$\Sigma F_x = 0$$

$$A_x - N_1 \cos 53^\circ = 0$$

$$\Sigma F_y = 0$$

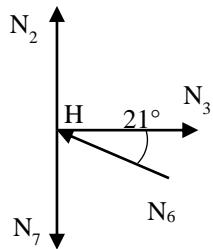
$$N_1 \sin 53^\circ - N_2 = 0$$

$$N_2 = N_1 \sin 53^\circ$$

$$N_2 = 57\ 104 * \sin 53^\circ$$

$$N_2 = 45\ 605\ N$$

Nœud H : remplaçons les barres 3, 6 et 7 par leurs efforts N_3 (traction), N_6 (compression) et N_7 (traction) puis supposons que l'effort N_2 soit inconnu et en traction puis vérifions les valeurs trouvées précédemment.



$$\Sigma F_x = 0$$

$$N_3 - N_6 \cos 21^\circ = 0$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$N_2 + N_6 \sin 21^\circ - N_7 = 0$$

$$N_2 = -N_6 \sin 21^\circ + N_7$$

$$N_2 = -23\ 211 * \sin 21^\circ + 53\ 923$$

$$N_2 = 45\ 605\ N$$

Tableau récapitulatif des résultats pour le berceau arrière

Barre	Force en N	Aire minimale S _{min} en mm ²	Nombre de tubes t	Aire minimale de tube S' _{min} en mm ²
1	57 104	237,9	2	118,9
2	45 605	190	2	95
3	22 252	92,7	2	46,4
4	12 976	54	2	27
5	40 955	170,6	2	85,3
6	23 211	95,7	2	47,9
7	53 923	224,7	2	112,35
8	80 886	337	2	168,5
9	4 650	19,4	2	9,7
10	4 650	19,4	2	9,7
11	74 147	308,9	2	154,45
12	93 000	387,5	2	193,8
13	93 000	387,5	2	193,8

TABLE DES MATIERES

REMERCIEMENTS	i
SOMMAIRE	ii
LISTE DES FIGURES	iii
LISTE DES TABLEAUX	v
NOTATIONS ET ABREVIATIONS	vi
INTRODUCTION	1
PARTIE 1 – APERCU SUR L'AUTOMOBILE	1
CHAPITRE I : CONTEXTE GENERAL	2
A. L'industrie automobile	2
1. L'industrie automobile au niveau mondial	2
2. L'industrie automobile à Madagascar	3
3. La compétition automobile	3
a. Généralités	3
b. Compétition automobile dans le domaine de la recherche universitaire	4
B. L'automobile et le châssis	5
1. Définition de l'automobile	5
2. Le châssis	6
a. Définition du châssis	6
b. Les rôles du châssis	6
c. Les différents types de châssis	7
□ Le châssis en échelle	7
□ Châssis cruciforme	8
□ Châssis en tube de torsion	9
□ Châssis tubulaire	10
□ Châssis intégral ou monocoque	10
□ Châssis en fibre de carbone	11
Remarques : Quelques constructeurs de châssis de voitures de sport	12
CHAPITRE II : IDENTIFICATION DES BALISES AVANT CONCEPTION	13
A. Les objectifs principaux	13
I. La sécurité des passagers	13
II. La maniabilité du véhicule	13
III. Les variétés de réglages	14
B. Les charges supportées par le châssis	14

I.	La flexion.....	14
II.	Les charges latérales.....	14
III.	Les charges longitudinales	15
IV.	La torsion.....	15
C.	Les contraintes de fabrication.....	15
I.	La résistance et la rigidité de la structure	15
II.	La légèreté.....	15
III.	La facilité de conception, d'accès, d'assemblage et de maintenance	16
IV.	Les composants.....	16
D.	Les caractéristiques géométriques du châssis	17
I.	La position du centre de gravité	19
II.	La géométrie des trains roulants	20
1.	L'empattement.....	20
2.	La largeur de voie	20
PARTIE 2 - CREATION DU PROTOTYPE		20
CHAPITRE I : CONCEPTION DU CHASSIS		21
A.	Matériel	21
I.	La Conception assistée par ordinateur.....	21
1.	Généralité	21
2.	Les intérêts de son utilisation	21
3.	Niveau d'utilisation.....	21
II.	Solidworks	22
1.	Généralités sur Solidworks.....	22
2.	Les fonctions du logiciel	22
3.	Explication du choix d'utilisation de Solidworks.....	23
B.	Conception générale.....	23
I.	Caractéristiques globales	23
II.	Choix du type de châssis.....	24
III.	Choix du matériau.....	25
C.	Conception détaillée.....	26
I.	Estimation du poids du véhicule	26
II.	Répartition des composants	29
1.	Emplacement des composants	29
2.	Calcul des coordonnées du centre de gravité de l'ensemble des composants.....	30
	Estimation des coordonnées des centres de gravité de chaque composant	31

Pourcentage du poids sur essieu avant	33
Pourcentage du poids sur essieu arrière.....	33
III. Modifications du châssis de base.....	34
1. Description des modifications sur les dimensions.....	34
2. Changement de tubes	34
3. Représentations de l'armature de sécurité.....	35
IV. Création du berceau avant	37
1. Paramètres de forme et de taille	37
2. Esquisse.....	37
3. Dimensionnement	38
Calcul d'aire minimale	39
4. Choix de section de tubes et regroupement.....	40
5. Aperçu en 3D.....	41
V. Création du berceau arrière.....	41
1. Paramètres de forme et de taille	41
2. Esquisse.....	42
3. Dimensionnement	42
Calcul d'aire minimale	43
4. Choix de section de tubes et regroupement.....	43
5. Aperçu en 3D.....	44
VI. Support moteur	44
1. Définition et types.....	44
2. Description	46
VII. Fixation des éléments de suspension	46
D. Evaluation du châssis par simulation.....	49
I. Crash test Euro NCAP	49
1. Choc frontal	51
2. Choc latéral.....	52
II. Crash test FIA	53
III. Test de torsion	54
CHAPITRE II : RESULTATS OBTENUS	57
A. Tests Euro NCAP	58
I. Choc frontal	58
1. Contrainte axiale.....	58
2. Déplacement.....	60

3. Facteur de sécurité	62
II. Choc latéral	64
1. Contrainte axiale	64
2. Déplacement	66
3. Facteur de sécurité	68
B. Tests FIA	70
1. Contrainte axiale	70
2. Déplacement	72
a. Suivant l'axe X	72
b. Suivant l'axe Y	74
c. Suivant l'axe Z	76
3. Facteur de sécurité	78
C. Test de torsion	80
1. Contrainte axiale	80
2. Déplacement	82
3. Facteur de sécurité	84
PARTIE 3 - DISCUSSIONS ET RECOMMANDATIONS	86
CHAPITRE I : INTERPRETATIONS DES RESULTATS	86
A. Interprétations des caractéristiques du châssis	86
I. Choix du matériau	86
II. Masse du châssis	86
III. Répartition de charge sur chaque essieu	86
B. Interprétations des résultats de simulation	87
I. Discussion sur les résultats des tests Euro NCAP	87
II. Discussions sur les résultats des tests FIA	88
III. Discussion sur le test de torsion	88
IV. Synthèse	89
CHAPITRE II: RECOMMANDATIONS	90
I. Les étapes de réalisation	90
1. Création du prototype	91
2. Débit	91
3. Cintrage	91
4. Assemblage et soudure	91
5. Parachèvement	91
II. Devis estimatif	92

1. Estimation du prix des tubes	92
2. Baguettes de métal d'apport.....	93
3. Disques	93
CONCLUSION.....	95
BIBLIOGRAPHIE ET WEBOGRAPHIE	96
ANNEXES	A
TABLE DES MATIERES	30

Auteur : ANDRIANINANOSINANDRASANA Toavinarivo Joharivel

toavinajohari@gmail.com

+26134 01 800 38

Lot B III 4/2 14bis Andranomanga Anosiala Ambohidratrimo 105

Titre du mémoire : CONCEPTION D'UN CHASSIS ROULANT POUR UN PROTOTYPE DE VOITURE DE COURSE

Nombre de pages : 97

Nombre de figures : 58

Nombre d'annexes : 6

Nombre de tableaux : 11

RESUME

L'objet du mémoire est de concevoir un châssis roulant pour un prototype de voiture de course ayant pour but d'ouvrir une voie de développement à la conception automobile à Madagascar. Il s'agit d'établir une base d'études pour favoriser les recherches dans le domaine de la construction automobile. A l'aide du logiciel Solidworks, le prototype est créé en utilisant comme base le châssis Corvette Daytona Prototype sur lequel on a apporté des modifications telles que le changement en configuration biplaces et la création des berceaux avant et arrière pour l'emplacement des éléments mécaniques. Le châssis est du type tubulaire et pèse 155 kg pour des tubes de caractéristiques minimales. La structure générale résiste aux crash-tests Euro NCAP et FIA mais les jonctions de tubes sont à renforcer. La conception assistée par ordinateur est une méthode très pratique dans le sens où elle facilite l'étude et la réalisation des projets. L'ouvrage est assimilable à un guide auquel d'autres projeteurs pourront s'inspirer dans leur conception.

Mots clés : châssis voiture de course, châssis tubulaire, prototype, conception automobile

ABSTRACT

The purpose of the dissertation is to design a rolling chassis for a prototype racing car with the aim of opening a development path to automotive design in Madagascar. The aim is to establish a study base to promote research in the field of automobile construction. Using the Solidworks software, the prototype is created using the Corvette Daytona Prototype chassis as a base, on which modifications have been made such as the change in two-seat configuration and the creation of the front and rear cradles for the location of the mechanical elements. The chassis is of the tubular type and weighs 155 kg for tubes with minimum characteristics. The general structure resists to the Euro NCAP and FIA crash tests, but the tube joints need to be reinforced. Computer-aided design is a very practical method in the sense that it makes it easier to study and carry out projects. The work is similar to a guide which other designers can draw inspiration from their design.

Keywords : racecar chassis, tubular space frame, prototype, car conception