

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

MEMOIRE

Présenté

AU DEPARTEMENT DE MECANIQUE
FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIEUR
UNIVERSITE DE BATNA

Pour obtenir le titre de

MAGISTER EN GENIE MECANIQUE
Option : Construction Mécanique

Par

Mr **BENHIZIA** Abdennour

**Analyse en domaine non linéaire des structures minces
pliées. Application aux déformations plastiques d'un châssis
lors d'un crash-test**

Soutenu publiquement le/../2009, devant le jury composé de :

Pr BARKAT Belkacem	Professeur, Université de Batna	Président
Pr OUTTAS Toufik	Professeur, Université de Batna	Encadreur
Dr BENBOUTA Rachid	M.Conférences, Université de Batna	Examineur
Dr DJEBAILI Hamid	M.Conférences, C.Universitaire de Khenchela	Examineur

Remerciements

Mes remerciements vont tout premièrement à dieu tout puissant pour la volenté, la santé et la patience qu'il m'a donné durant tous ces années d'études.

Nous tenons à remercier:

Au terme des années de préparation de mémoire de magistère, je tiens à remercier chaleureusement toutes les personnes qui ont contribué a l'aboutissement de ce travail:

le Professeur T.UTTAS, mon directeur de mémoire, pour la confiance qu'il m'a accordée en me confiant ce sujet, pour nos discussions fructueuses tout au long de travail.

*Mes remerciements s'adressent également à Dr. BENBOUTA .R, le chef du département de mécanique
'Université de Batna*

Je remercie également l'enseignant kadouri wahid pour tout son support et les orientations durant toute la réalisation de ce mémoire, et tous les enseignants du département mécanique sons oublier l'équipe du group de travail du département LMD et mes collègues d'enseignement. Qu'ils acceptent mes vifs remerciements.

*Mes remerciements vont aussi à tous mes parents,
mes amis et mes collègues.*

Des remerciements aux membres du jury qui ont accepté de juger ce travail

SOMMAIRE

Introduction générale	1
-----------------------------	---

Chapitre I

Synthèse bibliographique

I.1 Introduction	4
I.2 Les modèles de simulation numérique de l'essai du choc	4
I.3 Conclusion	9

Chapitre II

Généralités sur le comportement élastoplastique des matériaux

II.1 Introduction	10
II.2 Non linéarités géométriques	10
II.2.1 Exemple d'une poutre rigide en grande rotation	11
II.2.2 Exemple de ressorts élastiques en grands déplacements	11
II.3 Non linéarités matérielles	13
II.4 Les déformations plastiques	13
II.4.1 Le comportement plastique	13
II.4.2 La limite d'élasticité	14
II.4.3 La relation contrainte déformation	14
II.4.4 La contrainte réelle et la déformation réelle	15
II.5 Les modèles de plasticité dans la simulation numérique	17
II.5.1 Le modèle « Piecewise Linéaire Plasticité »	17
II.5.2 Le modèle « Plastic Kinematic Hardening (Cowper-Symonds) »	18
II.5.3 Le modèle « Piecewise- Linéaire » avec la formulation de 'Cowper-Symonds' ..	18
II.5.4 Le modèle de Johnson-Cook Simplifié	18
II.5.5 Le modèle Zerilli-Armstrong modifier	18
II.6 Conclusion	19

Chapitre III

Conception mécanique des châssis de véhicules

III.1 Introduction	20
III.2 Différents types de châssis	20
III.2.1 Le Châssis élémentaire	20
III.2.2 Le Châssis tubulaire	21

III.2.3 Le Châssis plate-forme	21
III.2.4 Le Châssis -poutre	22
III.2.5 Le Châssis -coque.....	22
III.3 la constitution de base d'un châssis élémentaire	23
III.3.1 Châssis a longerons droits	23
III.3.2 Châssis avec longerons restreints à l'avant	23
III.3.3 Châssis avec longerons intérieurs supportant le moteur	24
III.3.4 Châssis avec longerons intérieurs supportant le changement de vitesse.....	24
III.3.5 Châssis avec longeron- nets intérieurs supportant le moteur et le changement de vitesse	25
III.4 Les essais mécaniques pour le contrôle des châssis	26
III.4.1 Sensibilité des matériaux aux vitesses de déformation.....	26
III.4.2 Géométrie et déformations des longerons	26
III.4.3 Les essais dynamiques sur tôles métalliques	27
III.4.4 Les machines hydrauliques.....	27
III.4.5 Les barres de pression (barre de Hopkinson)	27
III.5 Conclusion	29

Chapitre IV

Généralités sur les essais de choc pour véhicules légers

IV.1 Introduction	30
IV.2 Les essais européens.....	30
IV.2.1 L'essai avec impact frontal partiel.....	30
IV.2.2 L'essai de choc latéral	31
IV.2.3 L'essai du poteau.....	32
IV.2.4 Les essais avec piétons.....	33
IV.3 Le système de Notations	35
IV.3.1 Chocs frontal et latéral	35
IV.3.2 Choc contre piétons	35
IV.3.3 Représentation du résultat.....	35
IV.3.4 Légende étoiles	36
IV.4 Exemples de la représentation des résultats du « crash test »	36
IV.5 Conclusion	38

Chapitre V

Conception et Modélisation d'un châssis de véhicule léger

V.1 Introduction	39
V.2 Choix du modèle de châssis.....	39
V.3 D.A.O du modèle de châssis choisi	40

V.4 Tests d'analyse dynamique	43
V.4.1 variation de l'épaisseur (test 1)	43
V.4.2 Le Changement de la forme (test 2)	44
V.5 Maillage et optimisation du modèle	47
V.5.1 L'élément du maillage	48
V.5.2 Les points d'Intégration.....	49
V.5.3 Maillage de l'assemblage.....	49
V.6 Choix du type d'essai de choc	51
V.6.1 Technique de simulation numérique	51

Chapitre VI

Présentation des résultats de simulation

VI.1 Introduction	58
VI.2 Les conditions aux limites et de chargements	58
VI.3 Essai sur les propriétés du matériau	60
VI.4 L'essai du contact.....	62
VI.5 Représentation des résultats obtenus	64
VI.5.1 Première partie : L'effet de la variation d'épaisseur.....	65
VI.5.2 Deuxième partie : les résultats de Changement de forme.....	73
Conclusion générale	84
Références	

Nomenclature

E	le module de Young,(GPa)
U	la vitesse d'onde,(m/s)
G	le module de cisaillement,(GPa)
ρ	la densité du matériau,(kg/m ³)
F	La Force,(N)
f	élongation,(mm)
W	déplacement transversal,(mm)
ϵ_{ij}^e	déformations élastiques
ϵ_{ij}^p	déformations plastiques
ϵ^T	déformation totale
ϵ^{*e}_{ij}	Vitesses de déformations plastiques,(s ⁻¹)
S _{ij}	le tenseur déviateur des contraintes
ϵ^{*p}_e	la vitesse de déformation plastique équivalente,(s ⁻¹)
ϵ_{nom}	déformation nominale
ϵ	déformation réelle
σ_{nom}	contrainte nominale,(MPa)
σ	contrainte réelle,(MPa)
σ_0	la limite d'élasticité initiale,(MPa)

Introduction Générale

La connaissance du comportement mécanique d'un produit est une étape obligatoire pour sa conception. Plusieurs questions peuvent surgir à l'esprit, tel que : quelles sont les zones fragiles d'une pièce ? Comment va réagir un assemblage aux vibrations et à la chaleur ? quel est la plus petite section de l'axe permettant de résister aux efforts qui lui seront appliqués ? etc...

Toutes ces questions sont posées avant la mise sur le marché d'une pièce. Les moyens mis à la disposition des concepteurs pour répondre à ces questions sont les tests sur prototypes ou le calcul par éléments finis. La fabrication de prototype coûte très cher (en argent mais également en temps) et nécessite souvent plusieurs essais avant de répondre correctement au cahier des charges d'un produit. Effectuer toute la conception d'une pièce à partir de prototype n'est donc pas très rentable.

Le calcul par éléments finis est aujourd'hui le meilleur moyen pour résoudre ces problèmes de manière efficace, cela permet d'optimiser le processus de conception (gain de temps énorme) et donc de proposer des produits plus innovants (intégration d'une pré-analyse dans le cycle de conception), de qualité plus élevée tout en minimisant les coûts.

La résolution des équations différentielles est possible analytiquement pour des géométries et des cas simples. En revanche, cela devient impossible pour des systèmes complexes, discontinus, que l'on rencontre dans la pratique, surtout des problèmes dynamique non linéaire prenant en compte simultanément les deux non linéarités, géométrique et matérielle. C'est pourquoi les formulations permettant une approximation numérique sont plus indiquées, une méthode s'est montrée particulièrement efficace : la méthode des éléments finis.

Dans le domaine de la sécurité automobile, les normes européennes Euro NCAP imposent, par exemple, aux constructeurs automobiles de proposer des produits garantissant l'intégrité physique des occupants du véhicule en cas d'accident. Pour cela, une partie de la structure absorbe l'énergie cinétique grâce à sa déformation alors qu'une zone rigide constituant l'habitacle protège les occupants de l'intrusion de corps étrangers.

Les constructeurs automobiles qui sont les premiers concernés par la sécurisation des voitures sont obligés de faire passer les tests de crash réels Euro NCAP pour pouvoir commercialiser leurs produits sur le marché.



Fig.1 Ford F-150



Fig.2 Mini cooper

En prenant à titre d'exemple, des essais sur deux modèles de véhicules, le Ford F-150 et le mini cooper. La déformation de la partie destinée à l'absorption du choc se déroule en un temps très court, de l'ordre du dixième de seconde, la figure 3 représente la configuration finale dans un choc frontal contre une barrière déformable à 64 km/h.



Fig.3 les résultats de Crash test à droite : mini cooper; à gauche: Ford f-150

Dans les deux résultats de l'essai du choc les deux véhicules sont dans les mêmes conditions aux limites. En regardant les jambes du mannequin on a directement une idée de ce qui c'est passé. Le MINI n'a presque pas d'intrusion qui «indique que l'espace de survie a été très bien préservé», le Ford F-150, montre un effondrement Majeur de l'habitacle ne laissant que très peu d'espace de survie pour le conducteur.

Problématique et objectif du mémoire

a- Problématique: La clé de la protection des personnes en cas de choc est le maintien de l'espace autour des occupants, par la suite, les airbags et les ceintures de sécurité peuvent éviter des blessures, même dans les accidents très graves. C'est ce qui s'est passé dans le mini, mais pas dans le Ford f-150.

b- objectif du mémoire : Dans ce présent travail, on a étudié la performance de la géométrie des châssis sous l'effet des paramètres concernant l'épaisseur et la forme des longerons constituant la structure du châssis. A partir d'une modélisation numérique de crash-test moyennant le code de calcul "LS-dyna" qui est spécifique pour ce type d'analyse, on voudrait réussir à modéliser numériquement ce type de problèmes et le valider. Ce travail deviendrait une technique numérique de simulation de L'essai de crash test reconnue, et pourra être utilisé pour tester un nouveau produit avant de passer au prototypage.

Le présent mémoire est réparti en 6 chapitres, dans le premier on a fait une recherche bibliographique sur les travaux qui s'intéressent à la modélisation numérique de l'impact, dans le deuxième on a abordé des généralités sur le comportement elasto-plastique des matériaux, le 3ème chapitre concerne la conception des différents types des châssis de véhicules légers. L'essais : « crash test » sous tout ses aspects est détaillé dans le 4ème chapitre, Le chapitre cinq, est consacré à la D.A.O et C.A.O. de quelques modèles de châssis, en jouant sur la forme géométrique d'une part et sur l'épaisseur de l'autre part. le maillage et le choix du type de choc (frontale dans notre cas) à été également réalisé.

Le 6ème chapitre, rassemble l'ensemble des résultats obtenus, ainsi que leurs interprétations et leurs validations pour les deux cas étudiés : l'épaisseur de la tôle et la forme du longeron.

Chapitre I

Synthèse Bibliographique

I.1 Introduction.

Dans les essais tel que le crash test le maintien de l'espace autour les occupants intacts, reste toujours un domaine de recherche pour les constructeurs automobile. L'analyse de l'essai de choc avec des programmes explicites d'élément fini tel que LS-DYNA permet de réduire considérablement les essais réels sur prototypes dans l'industrie automobile. Dans ce qui suit, une synthèse bibliographique des récents travaux de simulation tel que le code de calcul "Ls dyna".

I.2 Les modèles de simulation numérique de l'essai du choc

Y.B Choa et col [1] (2006), étudient le phénomène de l'écrasement de la partie frontale du longeron (figure I.1) en fonction des différents rapports de l'épaisseur à la largeur, par une équation approximative pour prévoir rapidement la taille optimale de la résistance à l'écrasement du trou formé à la partie frontal pour chaque rapport. La vitesse d'impact et de 13.89 m/s, une masse de 450 kg a été posée à la fin de la section.

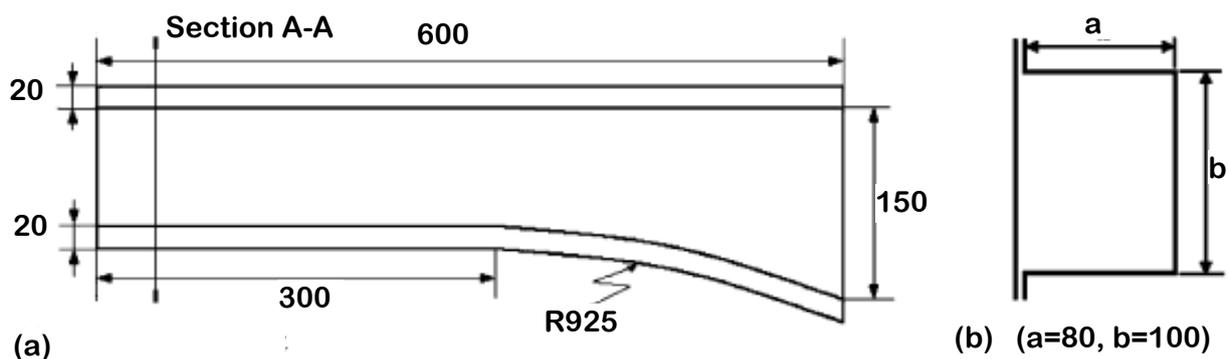


Fig I.1 Le modèle étudié par Y.B Choa et col (dimension en mm)

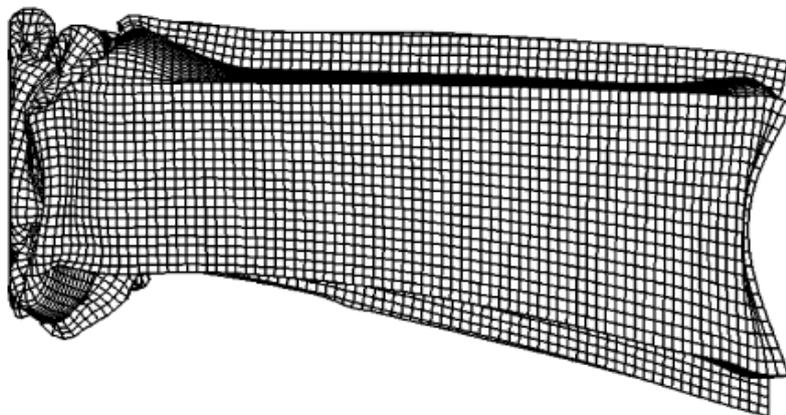


Fig I.2 La structure déformée, à $t = 16$ ms

La figure I.3 représente, l'influence de la forme simple rectangulaire ou circulaire du pli qui initialise l'écrasement de la partie frontale.

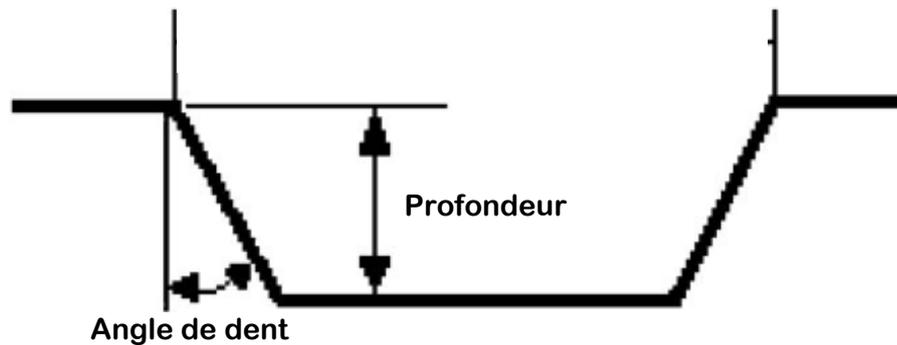


Fig I.3 La forme de la section

Les résultats obtenus montrent que La dent de type rectangulaire a absorbé plus d'énergie que la dent circulaire .Mais ce type d'analyse a besoin toujours de l'assemblage qui influe sur la forme et la direction de l'écrasement.

B. Ana et col [2] (2007), ont présenté un modèle de simulation de "crash test" à l'aide du code Is-dyna. La première phase de la simulation représente un impact de la partie frontal contre un obstacle. Elle est fixée sur deux dents qui fonctionnent comme des absorbeurs d'énergie dans le cas d'un accident. Ensuite un modèle 3D a été établi et discrétisé avec la méthode des éléments finis .Les résultats illustrent l'importance des dents dans l'énergie absorbée et les déformations plastiques formées dans ces surfaces.

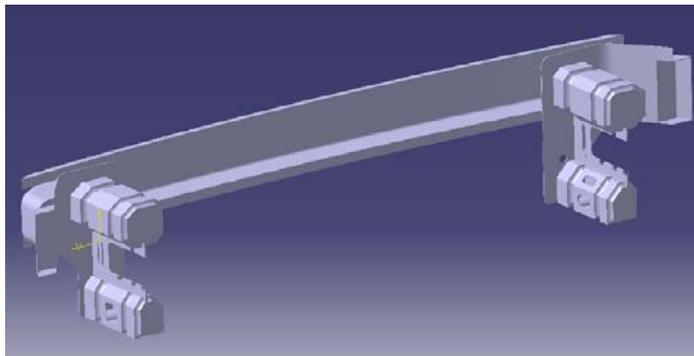


Fig I.6 le modèle étudié par B.ANA & col.

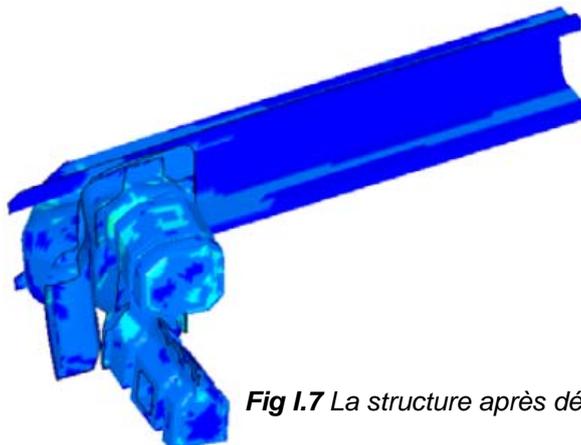


Fig I.7 La structure après déformation

A partir des résultats présentés dans ce modèle (figure I.7) et avec la masse inconnue utilisée, la vitesse de 15m/s provoque des déformations qui passent aux parties déformables du longeron, donc l'absorbeur devient incapable de jouer son rôle en cas d'accident.

W. Sarwar & N. Hayat [3] (2007) ont présenté un modèle qui discute le développement, la modification, et l'analyse de l'impact frontal d'un modèle d'éléments finis de la carrosserie, (figure I.8), ils utilisent l'acier H.S. le modèle simple d'éléments finis illustré en fig(I-8) a été développé dans le logiciel « ANSYS ».

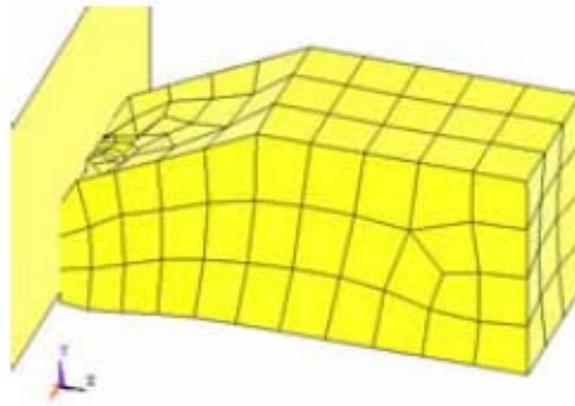


Fig I.8 La structure déformée $t= 0.25$ s

La géométrie de la carrosserie étudiée réellement contient des formes et des sections très complexes, il faut les prendre en considération lors d'une modélisation par élément fini. On peut simplifier la modélisation des pièces qui n'ont pas un grand effet sur le modèle et pas sur la carrosserie complètement.

Recep Gu et S Karadeniz [4] (2008) se sont intéressé à étudier la performance et la conception. À cet égard, une simulation numérique est effectuée pour étudier les effets de la géométrie sur le comportement lors de l'écrasement de la partie frontale des châssis. A partir d'une fixation à un corps rigide de masse 50 kg qui se déplace avec une vitesse de 15m/s. La pièce a été construite en joignant deux formes. Le code de calcul « LS-DYNA » a été utilisé dans la simulation d'écrasement.

Les auteurs ont conclu que la face frontale devient efficace sur la force maximale d'écrasement et la compétence d'absorber l'énergie sous le chargement axial de l'impact. La simulation montre que la réponse d'écrasement pourrait être commandée en variant l'endroit et la géométrie. Dans ce modèle le problème est que le corps rigide (figure I.4) qui se déplace dans la réalité est un corps déformable et peut contenir de possibles zones fragiles dont la déformation peut changer les résultats de la forme étudiée (figure I.5).

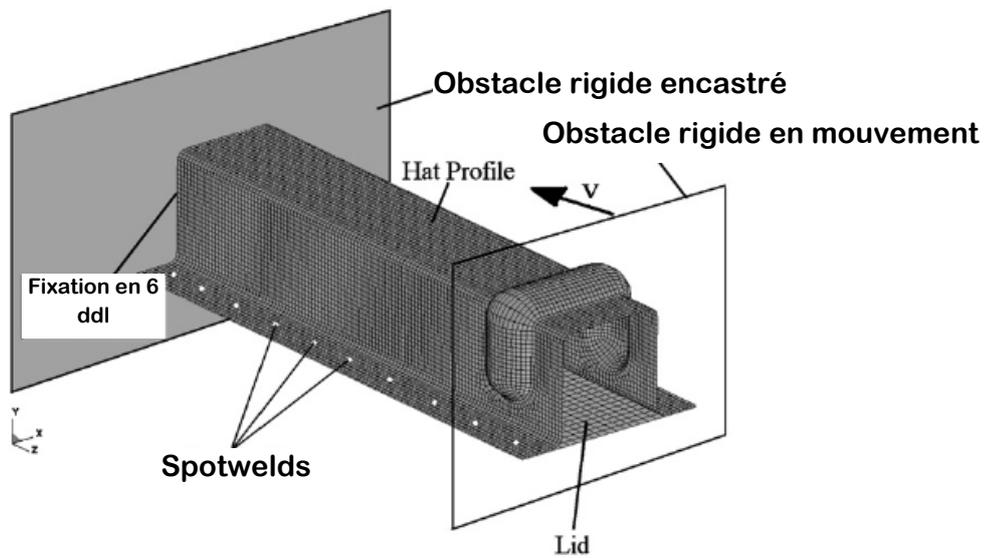


Fig I.4 Le modèle de Recep Gu et S

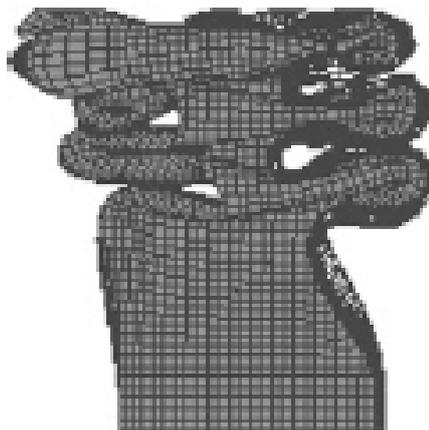


Fig I.5 La structure déformée

Les travaux de **H. Huh & col [5]** (2008) concernent l'analyse de l'impact de la partie frontale (figure I.9) et prend en considération l'effet de la forme et du procédé de fabrication. La simulation d'impact est effectuée avec LS-DYNA 3D .ils calcule le mode déformé, la force de réaction et l'énergie absorbée.

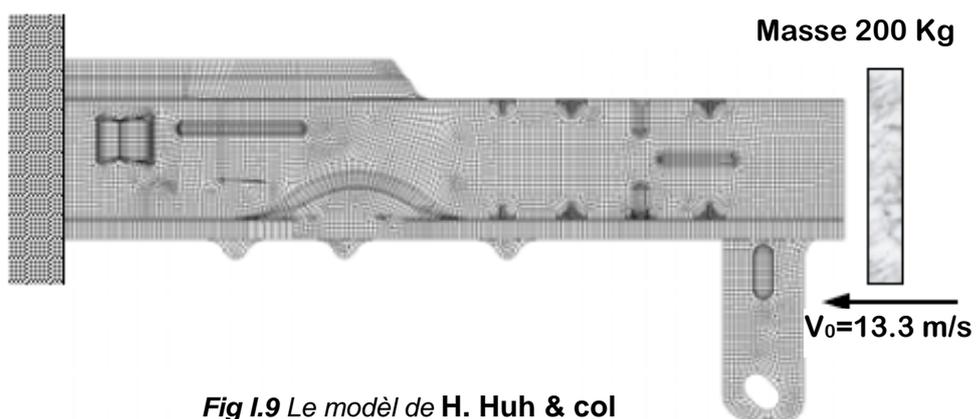


Fig I.9 Le modèl de H. Huh & col



Fig I.10 La structure déformée $t = 30 \text{ ms}$

Dans les conditions aux limites l'une des extrémités du corps a été fixé et l'autre est emboutie par un mur rigide mobile. La masse du mur rigide est de 200 kilogrammes et sa vitesse initiale est 13.3 m/s. la simulation a été effectuée pendant 30 millisecondes. Le temps d'analyse est plus limité devant la masse posée sur le corps rigide, qui se déplace avec une vitesse qui peut introduire des grandes déformations après 30ms.

Shujuan Hou & col [6] (2009) ont cherché la conception optimale à adopter lors du choc des structures à parois minces, il faut prendre en compte un exemple démonstratif, en faisant varier la forme de la surface et en cherchant la réponse dans l'énergie absorbée et les pics de force de l'écrasement (figure I.11).

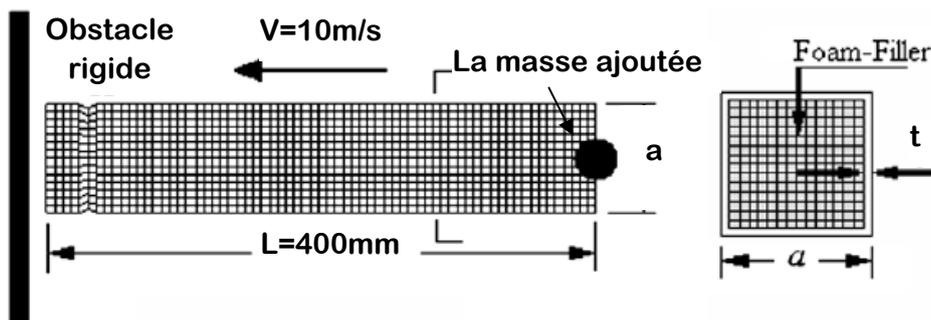
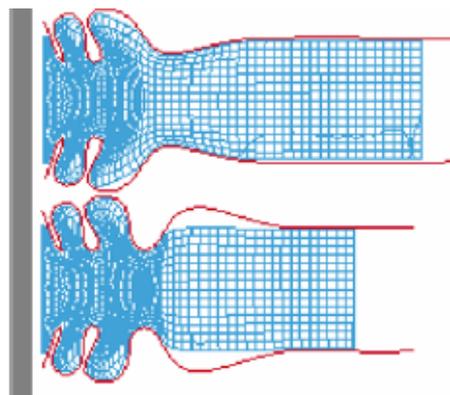


Fig I.11 Le modèle de Shujuan Hou & col

Fig I.12 La structure déformée



N. Abedrabbo & col [7], ont présenté également en (2009) un essai basé sur des techniques expérimentales et analytiques. Sur les aciers de haute résistance qui peuvent avoir une capacité à changer la forme de la déformation dans un véhicule automobile. L'étude représente la performance des tubes "non-hydroforme" et "hydroformé" d'acier de construction dans un impact (figure I.13).



Fig.I.13 Le modèle a étudié

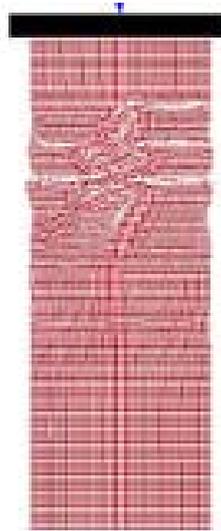


Fig I.14 La structure déformée

I.3 Conclusion

Les résultats de la modélisation numérique de l'essai du choc dépendent d'une série d'hypothèses. Ces dernières sont faites de telles façons à simplifier la résolution numérique et non de simplifier le phénomène lui-même, par exemple, quand on modélise les déformations dans la structure automobile, en considérant des géométries simples, c a d en négligeant des détails sur les surfaces des tôles, les résultats seront faussés et éloignés de la réalité.

Chapitre II

*Généralités sur le comportement élastoplastique
des matériaux*

II.1 Introduction

Lorsque les niveaux de contraintes sont élevés, et les déformations grandes, le comportement d'un corps solide ne peut pas être approché par un modèle élastique linéaire, il sera alors nécessaire de recourir à des modèles plus élaborés traduisant correctement le comportement du matériau et l'évolution de la géométrie.

II.2 Non linéarités géométriques

Sous l'action d'un chargement, tous les corps subissent un changement de forme, de position et d'orientation entre un état initial avant application de la charge et un état final consécutif à son application. Les déformations caractérisent le changement de forme local en tout point du matériau, indépendamment de sa nature et de ses caractéristiques de résistance. Elles apparaissent dans des structures ou des mécanismes soumis à des mouvements de grande amplitude (Grandes déformations, déplacements, rotations).

Si les mouvements des particules (Fig II.1) transportant l'onde sont perpendiculaires (transverses) à la direction de propagation de l'onde elle-même, alors nous sommes dans le cas d'ondes transversales. Il n'y a pas de changement résultant de la densité et toutes les déformations longitudinales sont nulles, la vitesse d'une onde transversale est proportionnelle au module de cisaillement et est donnée par [II.1] :

$$U = \sqrt{\frac{G}{\rho}} \quad (\text{II.1})$$

Où G est le module de cisaillement, et ρ la densité du matériau soumis à l'onde.

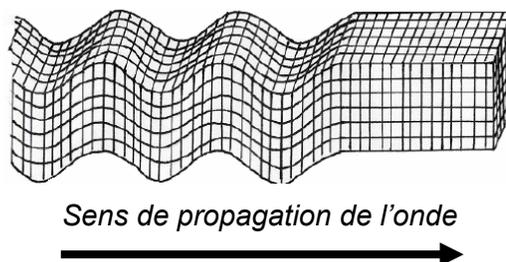


Fig II.1 Mouvement relatif au passage d'une onde transversale

Lors du calcul de structures en service, on fait souvent l'hypothèse de petits déplacements et de petites déformations. Cependant pour des structures flexibles de type câbles, poutres ou coques, souvent les déplacements/rotations sont grands. D'où la nécessité de la théorie non linéaire pour prendre en compte le caractère non linéaire géométrique.

II.2.1 Exemple d'une poutre rigide en grande rotation

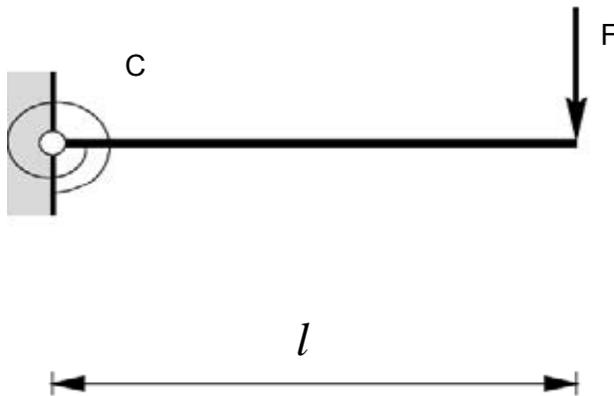
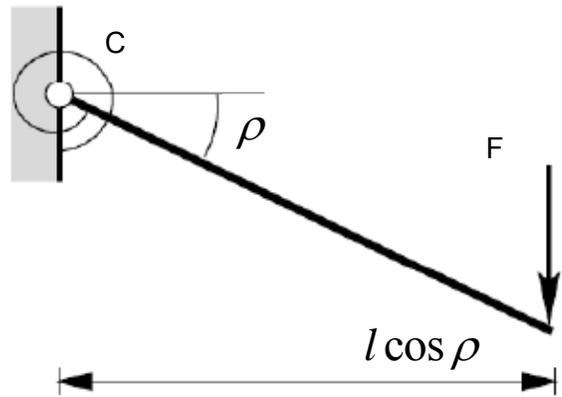


Fig.II.2 Poutre initiale



FigII.3 Poutre déformée

Equation d'équilibre: Moment interne = Moment externe

$$F = \frac{c\rho}{l \cos \rho} \quad (\text{Relation non linéaire}) \quad (\text{II.2})$$

Dans le cas de petites rotations :

$$\cos \rho = 1 \rightarrow F = c\rho/l \quad (\text{Relation linéaire}) \quad (\text{II.3})$$

II.2.2 Exemple de ressorts élastiques en grands déplacements

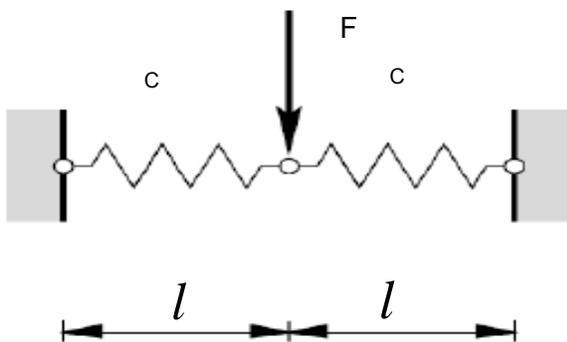


Fig II.4 ressort double soumis à une charge transversale

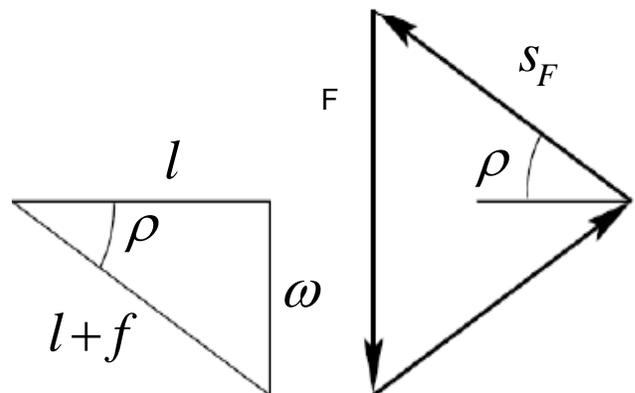


Fig II.5 Diagramme de forces

D'après la règle du triangle de forces

$$w^2 + l^2 = (l + f)^2 \quad f : \text{élongation} \quad (\text{II.4})$$

$$f = l \left[\sqrt{1 + \left(\frac{w}{l}\right)^2} - 1 \right] \quad W : \text{déplacement transversal} \quad (\text{II.5})$$

Géométriquement on a:

$$\sin \rho = \frac{w}{l + f} \quad (\text{II.6})$$

D'après le triangle des forces on a aussi:

$$S_F \sin \rho = \frac{F}{2} \quad (\text{II.7})$$

La Loi de comportement du ressort

$$S_F = cf \quad (\text{II.8})$$

En remplaçant cette formule, on obtient :

$$\frac{w}{l} \left[1 - \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{w}{l}\right)^2}} \right] = \frac{F}{2cl} \quad (\text{Relation non linéaire}) \quad (\text{II.9})$$

Cas de petits déplacements:

$$\frac{w}{l} \ll 1 \rightarrow \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{w}{l}\right)^2}} \approx 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{w}{l}\right)^2 \quad (\text{II.10})$$

$$\rightarrow \frac{w}{l} \left[\frac{1}{2} \left(\frac{w}{l}\right)^2 \right] = \frac{F}{2cl} \quad (\text{Relation approchée valable pour } \frac{w}{l} < 0.4) \quad (\text{II.11})$$

II.3 Non linéarités matérielles

Une contrainte est l'état de pression dans lequel se trouve un matériau lorsqu'on lui applique une ou plusieurs forces. Il s'agit d'une réaction distribuée de la matière, les atomes se réorganisent pour compenser les forces extérieures.

Le comportement d'un matériau est non linéaire en raison du rapport non linéaire entre la contrainte et la déformation. Lorsque le tenseur de contraintes est une fonction non linéaire du tenseur de déformations les équations correspondantes de l'équilibre sont non linéaires.

Le comportement du matériau est entièrement déterminé par l'évolution de son état de contrainte local, défini par un trajet de charge pour le tenseur des contraintes de Cauchy dans l'espace.

Le domaine initial d'élasticité est engendré par l'ensemble de tous les trajets de charge issus de l'état initial naturel le long desquels le comportement de l'élément de matière est continuellement élastique. Ce domaine est habituellement convexe. Lorsque le trajet de charge sort pour la première fois de ce domaine, un phénomène physique nouveau se superpose à celui de la déformation élastique, ce phénomène, qui correspond à la déformation plastique, est irréversible ; il n'est activé que si la charge de l'élément de matière se poursuit ; en cas de décharge, seule la déformation élastique évolue.

II.4 Les déformations plastiques

La déformation élastique est une déformation réversible : le milieu retrouve à son état initial lorsque l'on supprime les sollicitations. Après la limite d'élasticité, la déformation n'est plus linéaire, ni réversible et il apparaît une déformation irréversible à la décharge.

II.4.1 Le comportement plastique

Le comportement plastique est celui d'un corps solide qui prend des déformations permanentes sans se fissurer. On admet généralement que ces déformations permanentes se produisent au delà d'un seuil de contrainte appelé seuil de plasticité ou limite d'élasticité.

II.4.2 La limite d'élasticité

Le domaine élastique E représenté en bleu montre la zone de proportionnalité entre les contraintes et les déformations, La limite d'élasticité est la contrainte à partir de laquelle un matériau commence à se déformer de manière irréversible. C'est le début de la zone en rouge sur le graphique représenté par R_e (figure II.6). Les déformations subies au-delà de la limite d'élasticité restent permanentes.

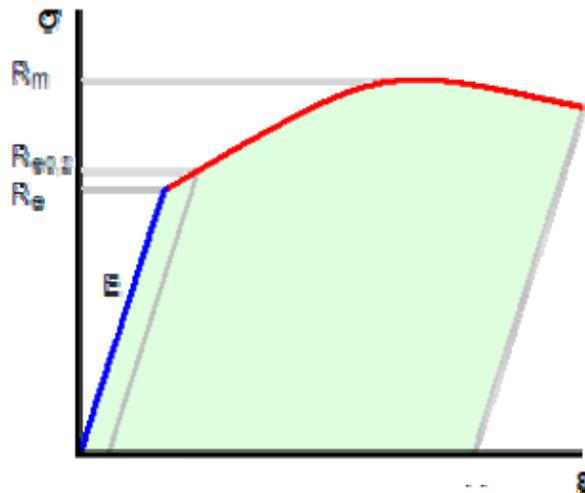


Fig II.6 courbe d'évolution de la contrainte (σ) en fonction de déformation (ϵ)

II.4.3 La relation contrainte déformation

La décomposition des effets élastiques et plastiques se traduit par la partition des déformations élastiques ϵ_{ij}^e et plastiques ϵ_{ij}^p sous forme additive des vitesses. Ensuite, les dérivées par rapport au temps sont des dérivées particulières. En terme de vitesse, on a :

$$\dot{\epsilon}_{ij} = \dot{\epsilon}_{ij}^e + \dot{\epsilon}_{ij}^p \quad (\text{II.12})$$

La relation contrainte déformation correspondant à un matériau selon le critère de Von Mises avec écrouissage isotrope (La surface de charge d'un matériau déformable plastiquement est affectée par l'écrouissage) est donnée par :

$$\dot{\epsilon}_{ij}^p = \frac{3\dot{\epsilon}_{ij}^p}{2\sigma_y} S_{ij} \quad (\text{C'est la relation de Prandtl-Reuss}) \quad (\text{II.13})$$

S_{ij} est le tenseur déviateur des contraintes,

On définit par $\dot{\epsilon}_e^P$, la vitesse de déformation plastique équivalente, telle que :

$$\dot{\epsilon}_e^P = \sqrt{\frac{3}{2} \dot{\epsilon}_{ij}^P \dot{\epsilon}_{ij}^P} \quad (II.14)$$

$\dot{\epsilon}_{ij}^P$: est la vitesse de déformation plastique. La déformation plastique équivalente s'écrit :

$$\epsilon_e^P = \int_0^t \dot{\epsilon}_e^P dt \quad (II.15)$$

II.4.4 La contrainte réelle et la déformation réelle

Lors d'essais mécaniques on obtient les données de la plasticité en tant que valeurs nominales de contraintes et déformations. Pour simuler le comportement plastique il faudra convertir ces valeurs nominales en valeurs réelles, celles-ci doivent interpréter correctement les données de calcul dans la zone plastique (après la limite élastique) [8].

La relation entre la déformation réelle et nominale est établie en exprimant la déformation nominale par :

$$\epsilon_{nom} = \frac{l - l_0}{l_0} = \frac{l}{l_0} - 1 \quad (II.16)$$

$$\epsilon = \ln(1 + \epsilon_{nom}) \longrightarrow \text{Déformation réelle} \quad (II.17)$$

La relation entre la contrainte réelle et nominale est obtenue en considérant deux hypothèses :

- déformation élastique volumétrique négligeable,
- déformation plastique incompressible

Celle-ci est donnée par :

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F}{A_0} \frac{l}{l_0} = \sigma_{nom} \left(\frac{l}{l_0} \right) \quad (II.18)$$

Avec : $A = A_0 \frac{l_0}{l}$ (II.19)

Le rapport l/l_0 peut également être écrit comme suit

$$\frac{l}{l_0} = 1 + \epsilon_{nom} \quad (II.20)$$

Donc la relation entre la contrainte réelle et les valeurs nominales de contrainte et déformation donnée par [8]:

$$\sigma = \sigma_{nom} (1 + \epsilon_{nom}) \tag{II.21}$$

Après la limite élastique, pour la plupart des matériaux le comportement est défini par deux paires de données définissant la contrainte réelle en fonction de la déformation plastique. Sachant que la première valeur de la contrainte correspond à la valeur de la limite élastique, et la première valeur de la déformation pour cette limite élastique doit être égale à zéro ; les 2 paires des données de contrainte-déformation forment une courbe continue [7],[8].

Les déformations fournies dans les essais mécaniques utilisés pour définir le comportement plastique ne sont pas susceptibles d'être les déformations plastiques dans le matériau. Au lieu de cela, elles seront probablement les déformations totales dans le matériau. On doit décomposer ces valeurs totales de déformation en composantes de déformations élastiques et plastiques. La déformation plastique étant la différence entre la déformation totale et celle élastique, elle est donnée par (II.22) :

$$\epsilon^{pl} = \epsilon^T - \epsilon^{el} = \epsilon^T - \sigma/E \tag{II.22}$$

II.4.4.1 Exemple de passage des paramètres nominaux à ceux réels

La courbe de contrainte - déformation sur la figure II.7 sera utilisée comme un exemple de conversion des contraintes nominales et déformations nominales vers des contraintes et déformations réelles, définissant le format approprié du comportement plastique d'un matériau, et ce conformément aux relations précédentes

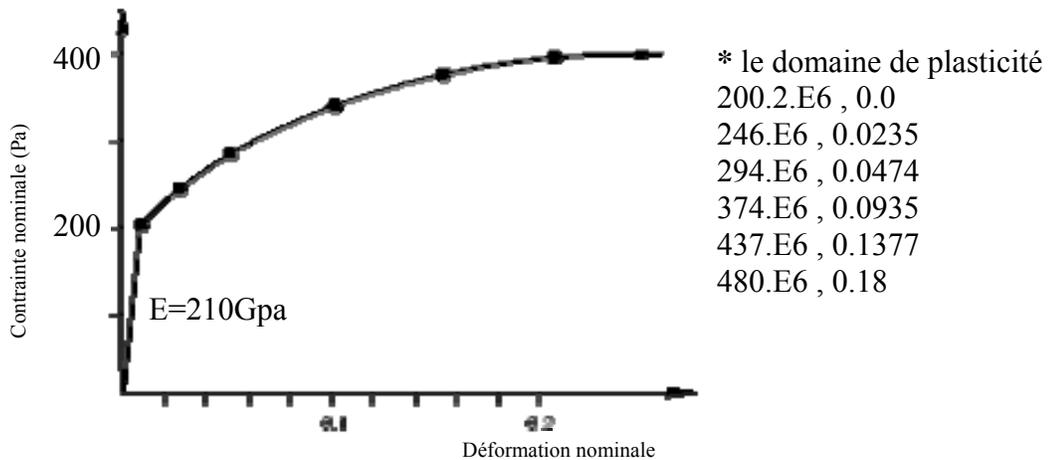


Fig II.7 contrainte et déformation nominale

Contrainte nominale (Pa)	Déformation nominale	Contrainte réelle (Pa)	Déformation réelle	Déformation plastique
200E6	0.00095	200.2E6	0.00095	0.0
240E6	0.025	246E6	0.0247	0.0235
280E6	0.050	294E6	0.0488	0.0474
340E6	0.100	374E6	0.0953	0.0935
380E6	0.150	437E6	0.1398	0.1377
400E6	0.200	480E6	0.1823	0.1800

Tab.II.4.4.1 Exemple de passage des paramètres nominaux à ceux réels

Tandis qu'il y a seulement de légères différences entre les valeurs nominales et réelles pour des petites déformations, il y a des différences très significatives à de plus grandes déformations ; donc, il est important de fournir les données appropriées de contrainte-déformation si les déformations à prévoir dans le calcul de simulation seront importantes.

II.5 les modèles de plasticité dans la simulation numérique

Cinq modèles différents prenant en considération les taux de déformations sont utilisés en simulation. Parmi eux, la formulation « Piecewise linéaire » (PL), Cowper-Symonds (CS), Johnson Cook Simplifié et Zerilli-Armstrong (AZ), ainsi qu'un modèle mixte de « Piecewise linéaire » et Cowper-Symonds (PL-CS).

II.5.1 le modèle « Piecewise Linéaire Plasticité »

Simunovic propose un modèle qui prend en considération le taux de déformation et qui le plus souvent utilisé dans la simulation de crash test pour automobiles.

Dans cette approche, des courbes de contrainte-déformation effectives sont directement intégrées dans le modèle de matériau. Par conséquent, il nécessite le moins d'effort pour le développement de modèle du matériau [7].

Dans un code de calcul tel que LS-DYNA, un tableau est utilisé pour définir pour chaque valeur de taux de déformation, une courbe qui donne la contrainte en fonction des déformations plastiques effectives. Le plus faible taux de déformation donné dans le tableau est appliqué si le taux réel tombe au-dessous de cette valeur. Il en sera de même pour les plus fortes valeurs. La contrainte pour chaque élément est calculée, et une interpolation linéaire entre les taux de déformation qui sont déterminés expérimentalement, est utilisée pour calculer la contrainte qui en résulte dans la zone plastique.

II.5.2 le modèle « Plastic Kinematic Hardening (Cowper-Symonds) »

Le modèle « plastic-kinematic hardening » est un modèle qui prend en charge les taux de déformations élasto-plastiques. Il est adapté au modèle isotrope et à l'écrouissage cinématique plastique [7]. Dans ce modèle, la prise en compte du taux de déformation permet d'amplifier la limite élastique qui sera exprimée par (II.23) :

$$\sigma_y = \left[1 + \left(\frac{\dot{\epsilon}}{C} \right)^{1/P} \right] \cdot \sigma_0 \quad (\text{II.23})$$

Où : σ_0 est la limite d'élasticité initiale, $\dot{\epsilon}$ est le taux de déformation, C et P est les paramètres de Cowper-Symonds.

II.5.3 Le modèle « Piecewise- Linéaire » avec la formulation de Cowper-Symonds

Au lieu d'utiliser des courbes de contrainte-déformation pour chaque taux de déformation, il est possible de ne saisir que les contraintes-déformations quasi-statique sous forme de courbe, qui seront utilisé comme une base sur les coefficients de Cowper-Symonds. L'équation (II.23) reste valable pour ce modèle mixte [7].

II.5.4 Le modèle de Johnson-Cook Simplifié

Le Modèle de Johnson-Cook dépend du taux de déformation et de la température (hypothèse adiabatique) et viscoplastique. Ce modèle est adapté aux problèmes de changement de température du à la dissipation plastique.

La simplification du modèle de Johnson-Cook représente le flux de contrainte avec une équation de la forme (II.24) [7] :

$$\sigma_y = (A + B \cdot \epsilon^n)(1 + C \cdot \ln \dot{\epsilon}^*) \quad (\text{II.24})$$

où σ_y est la contrainte effective, ϵ est la déformation plastique effective, $\dot{\epsilon}^*$ est le taux de déformation plastique effective normalisé (généralement normalisés à un taux de déformation de 1,0 s⁻¹), n est un parametre dépendant de la durete ,A, B, C, et m sont des constantes.

II.5.5 Le modèle Zerilli-Armstrong modifier

Zerilli-Armstrong est un modèle qui dépend de la sensibilité du taux de déformation plastique à la température [7]. Il représente l'écrouissage, le taux de déformation des métaux par le développement d'une relation constitutive basé sur les dislocations mécaniques.

Le modèle exprime le flux de contrainte pour les matériaux cubiques centrés comme suit:

$$\sigma = C_1 + C_2 \cdot e^{(-C_3 + C_4 \cdot \ln \dot{\varepsilon}^*) \cdot T} + \left[C_5 \cdot (\varepsilon^p)^n + C_6 \right] \cdot \left\{ \frac{\mu(T)}{\mu(293)} \right\} \quad (II.25)$$

Où: C1, C2, C3, C4, C5, C6 et n sont des constantes, T est la température, et ε^p la déformation plastique effective, $\dot{\varepsilon}$ est le taux de déformation. Sachant que le dernier terme est égal :

$$\frac{\mu(T)}{\mu(293)} = B_1 + B_2 \cdot T + B_3 \cdot T^2 \quad (II.26)$$

Avec B1, B2 et B3 étant des constantes. Comme le ramollissement thermique n'est pas considéré $C_6 = B_1 = 1$ et $B_2 = B_3 = 0$.

II.6 Conclusion

Dans le cadre de notre étude, et afin d'optimiser le comportement des différentes pièces constituant notre châssis lors d'un essai de choc, le modèle choisi pour notre simulation est celui de « piecewise linéaire plasticité » avec une formulation de "cowper-symonds" pour les raisons suivantes :

- le modèle de « piecewise linéaire plasticité » nécessite de connaître les courbes expérimentales des contraintes-déformations pour chaque taux de déformation, chose non disponible dans la littérature. alors que le modèle mixte n'utilise qu'une seule courbe contrainte-déformation avec les coefficients de cowper-Symond pour évaluer la contrainte dynamique.
- les paramètres expérimentaux de cowper-Symond sont disponibles pour l'acier spécifique aux châssis de véhicules.

P : est le paramètre qui caractérise la sensibilité du matériau à la vitesse de déformation. Il est de l'ordre de 5.0 pour l'acier doux [21].

C : est la vitesse de déformation pour laquelle l'accroissement de la limite élastique est égal à y_f . La limite élastique dynamique sous cette vitesse de déformation est le double de la limite élastique statique, est égal à $40.4s^{-1}$ [21].

Chapitre III

Conception mécanique des châssis de véhicules

III.1 Introduction

Le Châssis, proprement dit, comprend le cadre et les traverses qui supportent les organes mécaniques et la carrosserie.

Beaucoup de types ont été employés; actuellement encore on en fait en tubes, en acier profilé Assemblé et en tôle d'acier emboutie. Actuellement les châssis de véhicules sont souvent en tôle d'acier emboutie [2].

Le châssis en tube se fait soit en tubes d'acier ronds, soit en tubes de section elliptiques. Le constructeur Renault employe ce modèle depuis très longtemps. Quoique très léger et rigide il a comme principal inconvénient les nombreuses brasures nécessaires à son assemblage, qui se décollent après une longue période d'usage.

Le châssis en acier profilé se compose de deux longerons soit en U, soit en cornière, reliés entre eux par des traverses de même forme. Ses principaux inconvénients sont : le poids excessif et l'aspect inesthétique.

III.2 Différents types de châssis.

III.2.1 Le Châssis élémentaire

Le châssis élémentaire deux poutrelles appelées "longerons", reliées par des traverses et renforcées par des croisillons ou des goussets (Figure III.1). Le Profils des longerons peut être en I ou en U pour leurs donner solidité et légèreté, parmi leurs inconvénients, ils sont encombrants, lourds et ne favorisant pas la position du centre de gravité, ces châssis sont utilisés sur les poids lourds, mais abandonnés depuis longtemps en véhicules de tourisme classiques.

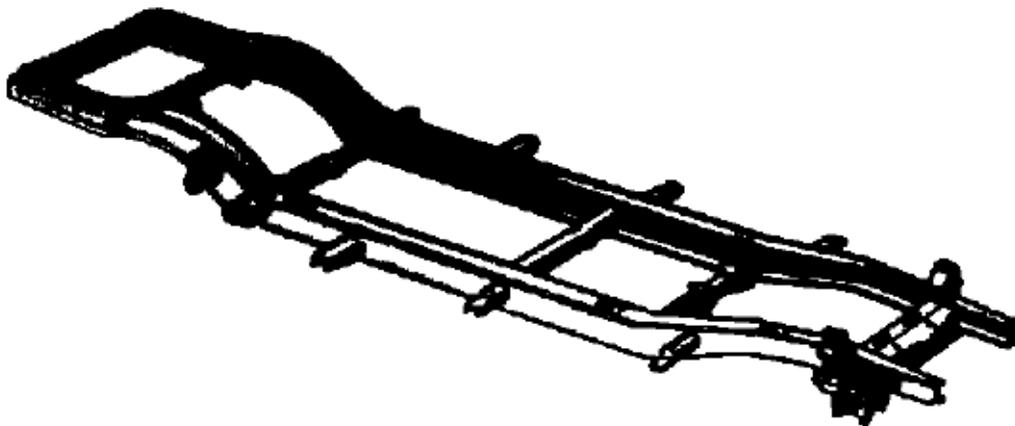


Fig III.1 Le Châssis élémentaire

III.2.2 Le Châssis tubulaire

Le support de structures, les traverses et les longerons sont en tubes ce qui rend le système très léger, ils sont utilisés sur les voitures de compétition (Figure III.2).

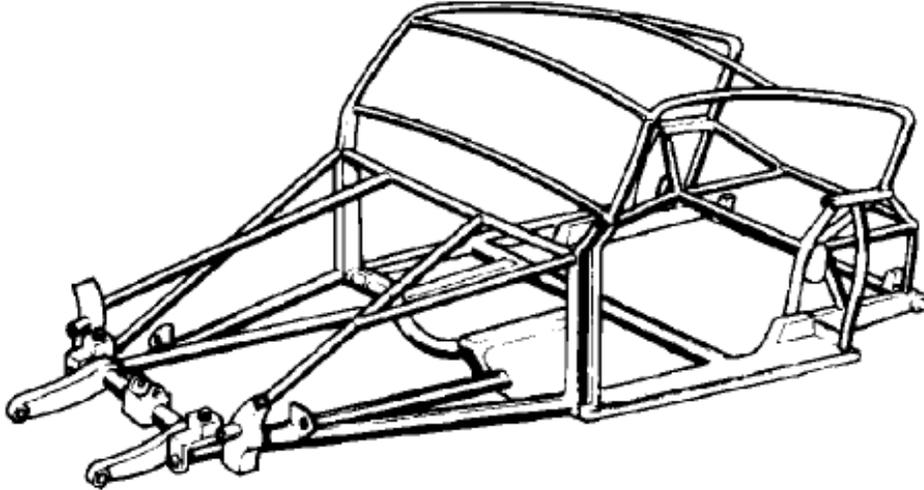


Fig III.2 Le Châssis tubulaire

III.2.3 Le Châssis plate-forme

L'architecture du châssis plate-forme est voisine du châssis élémentaire. Les longerons et les traverses sont recouverts d'une tôle d'acier servant de plancher à la carrosserie. Le reste de la carrosserie est généralement vissé sur le châssis. Ce système fut abandonné lors de la disparition des 2CV Citroën et Renault 4 (Figure III.3).

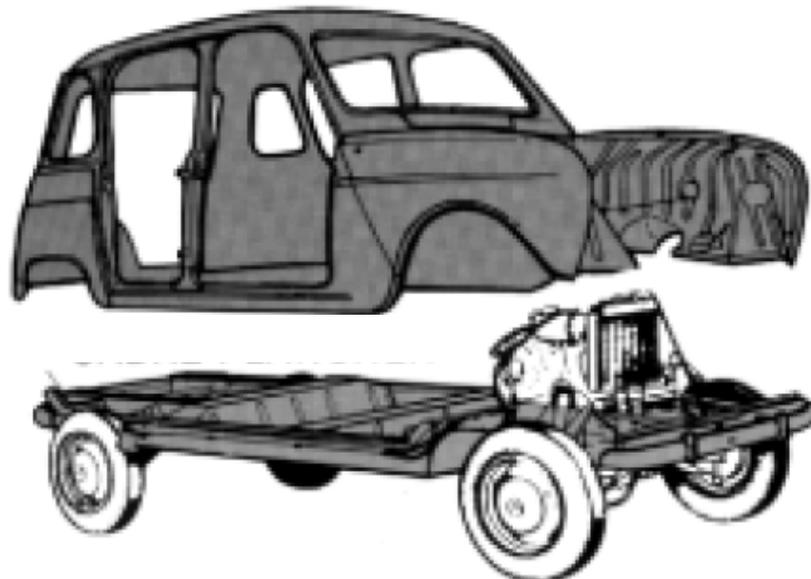


Fig III.3 Le Châssis plate-forme

III.2.4 Le Châssis –poutre

Principalement constitué d'une poutre centrale (tube), il est complété par des éléments latéraux (soutien de la carrosserie) et des " fourches " avant et arrière, supportant le groupe moto - propulseur ainsi que les trains roulants (Figure III.4).

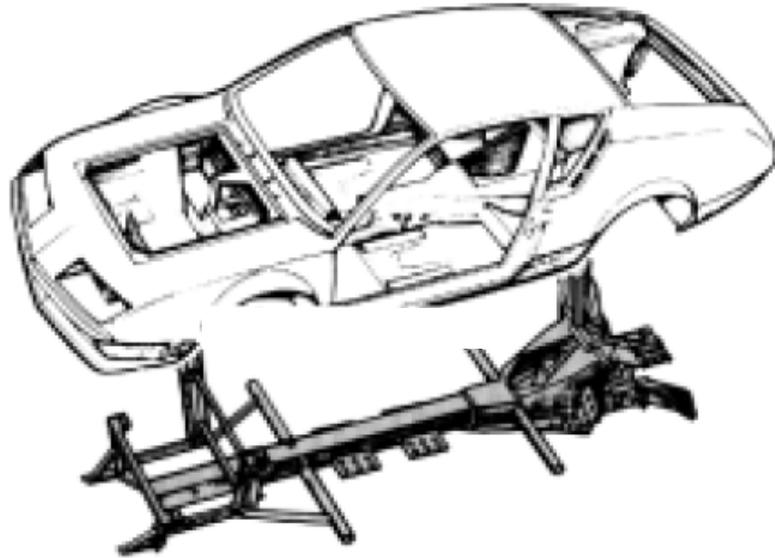


Fig III.4 Le Châssis -poutre

III.2.5 Le Châssis –coque

Ensemble châssis et coque monobloc. Il est constitué d'éléments en tôle d'acier emboutis (0,6 à 1,5 mm), dont l'assemblage est réalisé par soudure électrique ou par point, renforcés en avant et en arrière pour supporter les organes mécaniques, il représente le type de châssis universellement utilisé actuellement en industrie automobile (Figure III.5).

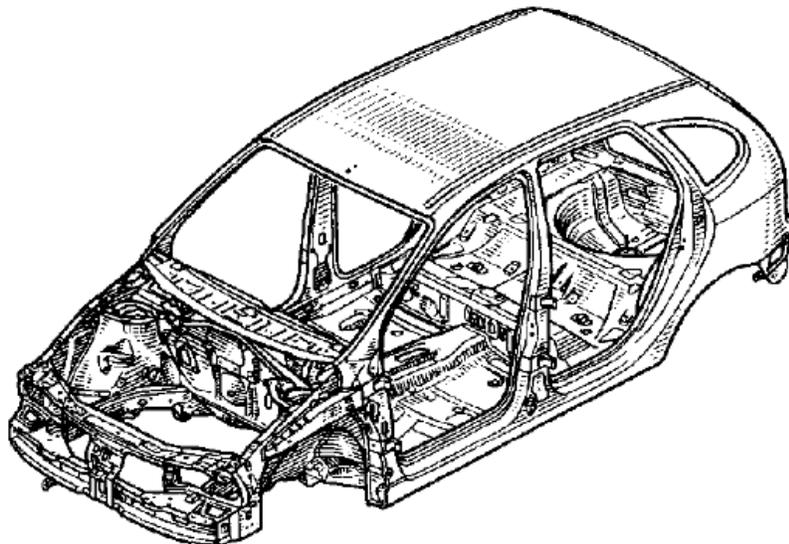


Fig III.5 Le Châssis -coque

III.3. la constitution de base d'un châssis élémentaire

Cinq catégories de châssis élémentaire sont employés

III.3.1 Châssis a longerons droits

C'est un châssis composés de longerons droits reliés par des traverses droites ou arquées, sans faux-châssis; ce modèle, résistant et léger, est surtout employé pour les voitures de compétition. La figure III.6 représente un châssis de cette catégorie; les deux extrémités des longerons sont disposées pour recevoir les attaches des ressorts, quelquefois, pour gagner le poids des bras de fixation du moteur, des traverses en tôle emboutie et en forme de berceau lui servent d'assise.

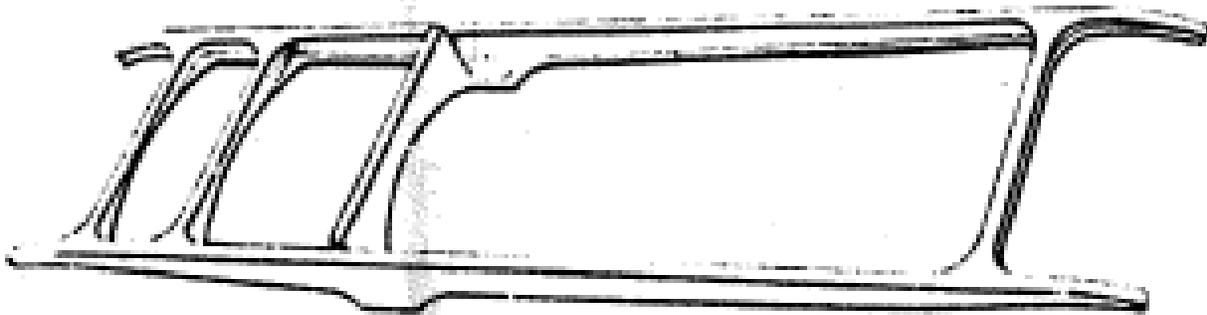


Fig III.6 Châssis a longerons droits

III.3.2 Châssis avec longerons restreints à l'avant

C'est un châssis avec longerons restreints à l'avant, sans faux-châssis intérieur. La figure III.7 nous montre un châssis de cette catégorie, destiné à recevoir un moteur de 40 chevaux; son poids est de 65 kg, construit avec des tôles de 4 mm d'épaisseur.

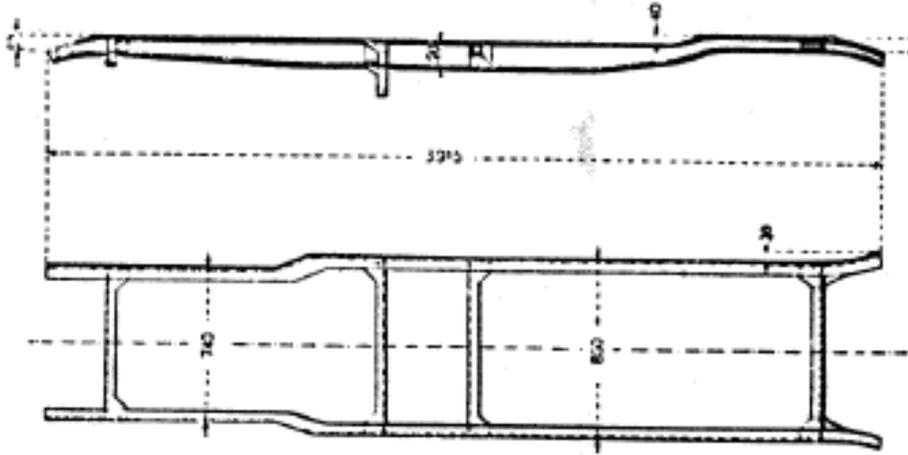


Fig III.7 Châssis avec longerons restreints à l'avant

III.3.3 Châssis avec longerons intérieurs supportant le moteur

C'est un châssis avec longerons intérieurs, supportant seulement le moteur, comme on le voit dans la figure III.8.

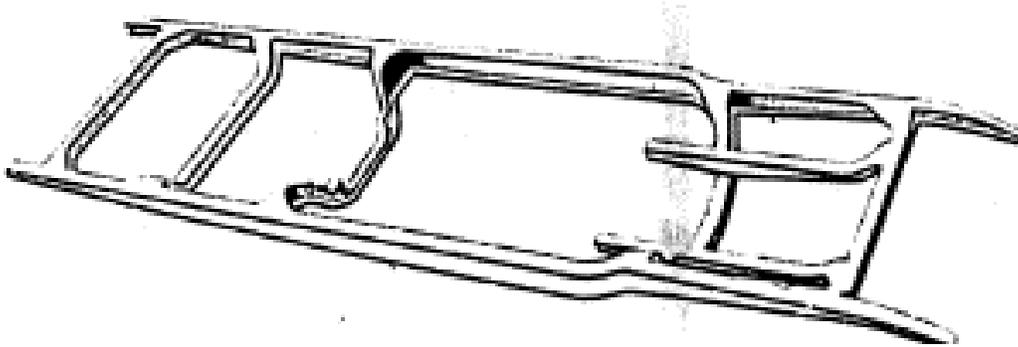


Fig III.8 Châssis avec longerons intérieurs supportant le moteur

III.3.4 Châssis avec longerons intérieurs supportant le changement de vitesse

C'est un châssis avec longero-net intérieurs supportant seulement le changement de vitesse, le moteur se fixant par ses bras aux longerons extérieurs ou sur des traverses spéciales. La figure III.9 représente en plan un châssis de ce type.

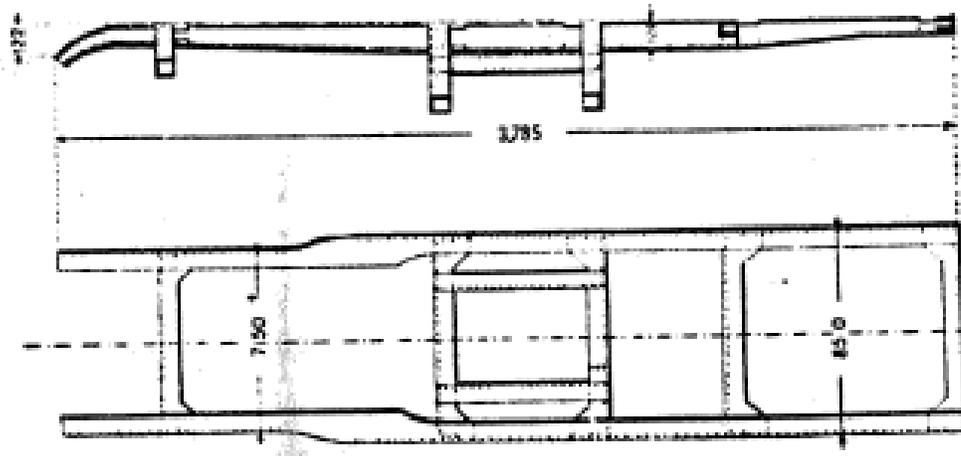


Fig III.9 Châssis avec longerons intérieurs supportant le changement de vitesse

III.3.5 Châssis avec longeron- nets intérieurs supportant le moteur et le changement de vitesse

C'est un châssis avec longeron- nets intérieurs supportant le moteur et le changement de vitesse, quelquefois, comme on le voit sur la figure III.10, les longeron-nets sont contre-coudés vers l'extérieur pour le passage du volant moteur.

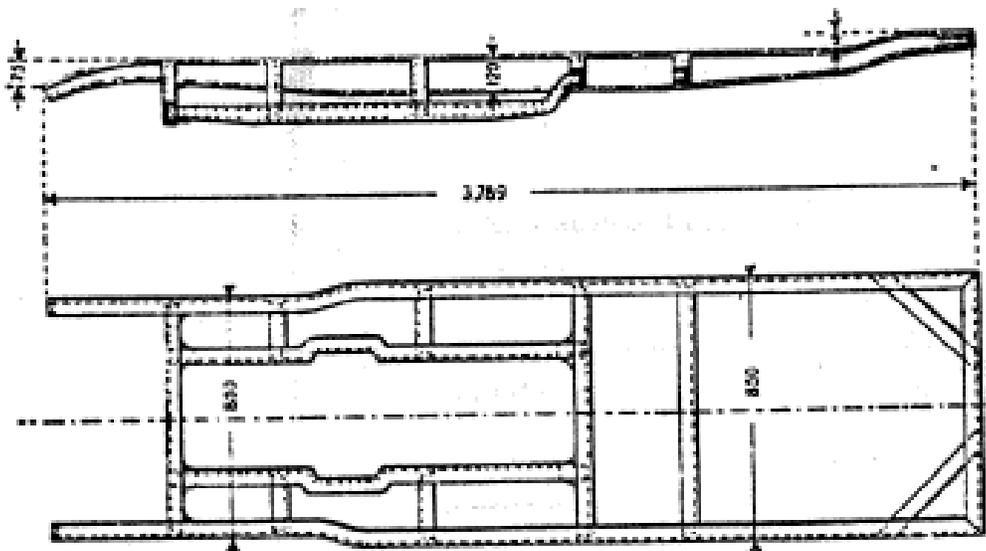


Fig III.10 Châssis avec longeron- nets intérieurs Supportant le moteur et le changement de vitesse

III.4 Les essais mécaniques pour le contrôle des châssis.

III.4.1 Sensibilité des matériaux aux vitesses de déformation

Pour dimensionner au mieux les longerons constituant les châssis, il est nécessaire de bien connaître les caractéristiques contraintes-déformations des tôles utilisées. La majorité des matériaux sont sensibles à la vitesse de déformation [1]. En effet, la limite d'élasticité et la contrainte d'écoulement (contrainte à laquelle se déroule l'écoulement plastique) augmentent avec la vitesse de déformation. On observe aussi généralement une diminution de l'écrouissage (valeur de $d\sigma/d\varepsilon$) lorsque la vitesse de déformation augmente. Aussi, pour dimensionner au mieux les longerons composés de tôles métalliques, il est nécessaire de connaître le comportement élasto-plastique des tôles qui composent ces pièces non seulement pour des chargements lents, mais aussi pour des chargements rapides tel que les chocs brusques [5], [6].

III.4.2 Géométrie et déformations des longerons

Les longerons sont des éléments en tôle, ce sont des colonnes creuses de section rectangulaire. Lors d'un choc, ils se déforment en flambement, des plis se forment successivement au cours de l'écrasement du tube, la succession de phases de flambement permet de fournir un effort d'écrasement relativement constant, ce qui est recherché pour la sécurité des passagers lors d'un accident [1].

Il est toujours nécessaire aujourd'hui d'utiliser des prototypes physiques pour la validation du respect des différentes normes de Crash (type Euro NCAP). Par contre, en conception, les contraintes de temps et de coût imposent de réduire le nombre de prototypes utilisés en ayant recours à des simulations sous des logiciels de type LS-Dyna. Les essais doivent permettre de reproduire au mieux le phénomène physique observé. Il s'agit donc de mettre en place une expérience permettant de déformer des tôles métalliques du matériau considéré à grande vitesse de déformation (essais dynamiques) et en grandes déformations (l'éprouvette doit subir une déformation plastique d'au moins 80% avant de rompre),

Le résultat final doit se présenter sous la forme d'une mesure fiable permettant de déduire les paramètres de la loi de comportement du matériau en contraintes et déformations (pour être implanté dans le code éléments Finis).

III.4.3 Les essais dynamiques sur tôles métalliques

La question qui se pose est : Comment reproduire le phénomène physique et mesurer la réponse de la tôle ? lors d'un choc d'un véhicule

Les essais dynamiques nécessitent de disposer de machines spéciales. Il existe différentes machines pour les essais quasi-statiques. En effet, les machines hydrauliques classiques permettent d'imposer des déplacements à une vitesse de l'ordre du mm/s, valeur incompatible avec le caractère dynamique souhaité. Les essais dynamiques nécessitent des vitesses de vérin de l'ordre de 10 m/s. Pour imposer de telles vitesses aux différentes parties de l'éprouvette, il existe deux classes de machines :

-Les machines hydrauliques

- les barres de pression.

III.4.3.1 Les machines hydrauliques

Les machines hydrauliques spécialisées à grandes vitesses permettent d'atteindre des vitesses de vérin de 20 m/s. Cependant, avec ce type de machine, il n'est pas possible d'asservir la position du vérin avec la même qualité qu'une machine hydraulique classique. En effet, pour compenser l'insuffisance de débit du groupe, on utilise des accumulateurs de pression d'air, ce qui rend le pilotage difficile à réaliser. D'autre part, pour des grandes vitesses de déplacement du vérin, les têtes d'amarrage des éprouvettes étant de géométrie complexes, les ondes font plusieurs aller-retour dans l'ensemble têtes d'amarrage – éprouvette, ce qui fausse fortement la mesure.

III.4.3.2 Les barres de pression (ou barre de Hopkinson)

Les barres de pression ou barres de Hopkinson sont de plus en plus utilisées dans les laboratoires de recherche comme outil pour caractériser la sensibilité à la vitesse de déformation

- le Principe

On met en vitesse un impacteur, qui vient frapper une barre entrante. Une onde de compression est alors créée et se transmet le long de cette barre. Cette onde incidente a l'allure d'un créneau dont la durée est égale au temps mis pour faire un aller et retour dans l'impacteur.



Fig III.11 les éléments principaux pour l'essai de barre Hopkinson

Arriver à l'échantillon, une partie se réfléchit et l'autre partie se transmet dans la barre sortante. La mesure des ondes incidente, réfléchie et transmise permet de déterminer les vitesses des faces barres-échantillon et les forces exercées par les barres sur l'échantillon .

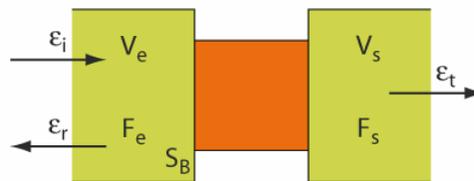


Fig III.12 les paramètres associés aux ondes

$$F_{\text{entrante}} = S_B E (\varepsilon_i + \varepsilon_r) \quad \text{et} \quad F_{\text{sortante}} = S_B E \varepsilon_t$$

$$V_{\text{entrante}} = C_0 (\varepsilon_i + \varepsilon_r) \quad \text{et} \quad V_{\text{sortante}} = C_0 \varepsilon_t$$

On mesure les ondes par des points de jauges de déformation placés :

- Au milieu de la barre entrante, pour bien séparer les ondes incidentes et réfléchies. Il faut faire l'hypothèse que les ondes ne se dispersent pas, ou bien prédire la dispersion (l'équation de dispersion pour un cylindre élastique infini est connue depuis le 19ème siècle),

- à Quelques diamètres après l'échantillon pour la barre sortante (pour que l'onde soit bien établie).

- Longueur et diamètre des barres

Il est important de noter que le temps de mesure est limité par la longueur de la barre entrante, Pour faire des essais pour des grandes déformations, il est nécessaire d'utiliser une barre entrante de grande longueur , la longueur des barres traditionnellement utilisées est d'environ 1 m par exemple, Les bancs de barres de Hopkinson dont est équipé le LMT-Cachan ont des barres entrantes de longueur de l'ordre de 4 m. Il devient important alors de bien prendre en considération le caractère dispersif des ondes dans leur transport entre le point de mesure et l'interface barre-échantillon (valeur utilisée pour le calcul des forces et vitesses).

Le diamètre des barres dépend de l'essai que l'on souhaite faire, et notamment de l'encombrement de l'éprouvette, ainsi, un essai sur un matériau dont le volume élémentaire représentatif est grand (comme par exemple les nids d'abeille, ou les mousses métalliques) nécessitera un plus grand diamètre de barre que l'essai d'un acier.

- Intérêt des barres de Hopkinson

Le grand intérêt des barres de Hopkinson, réside dans le fait que le chargement de l'éprouvette ne se fait qu'avec une seule onde issue de la barre entrante, ce qui élimine les oscillations que l'on peut obtenir avec une machine hydraulique.

III.5 Conclusion

Pour un châssis qui supporte les organes mécaniques et la carrosserie, et dont la conception exige des formes contre-coudées pour le passage du volant moteur et des différents supports, ces formes coudées introduisent des déformations non acceptables, des essais de compression dynamique peuvent contrôler la déformation pour les sollicitations observées durant l'écrasement. Ce type d'essai est appelé test de choc.

Chapitre IV

Généralités sur les essais de choc pour véhicules légers

IV.1 Introduction

Un essai de choc (en anglais crash test) est une opération réalisée en laboratoire consistant à tester la résistance des véhicules en cas de choc ou de collision. Le véhicule testé (automobile, voiture de chemin de fer...) est, soit projeté à une vitesse donnée sur un obstacle massif, soit immobilisé et soumis à un choc d'un mobile de masse déterminée, de façon à reconstituer les conditions d'un choc et de mesurer les déformations de sa structure ainsi que les dommages résultants pour les passagers. Ceux-ci sont souvent représentés par des mannequins spécialement conçus.

IV.2 Les essais européens

En Europe, la société indépendante EuroNCAP réalise les essais de chocs pour tout nouveau modèle de véhicule mis sur le marché européen, quelle que soit la nationalité du constructeur. La loi oblige chaque constructeur à respecter certaines contraintes au niveau de la sécurité et à faire réaliser des tests avant toute commercialisation.

Le but de cette société, est d'inciter les constructeurs à surpasser les contraintes, et à rendre les voitures plus sûres pour les futurs usagers.

Il y a plusieurs types d'essais, réalisé par EuroNCAP, mais aussi certains essais propres aux constructeurs pour améliorer la sécurité de leurs véhicules.

IV.2.1 L'essai avec impact frontal partiel

Cet essai a été défini par le « Comité Européen de Sécurité Automobile Avancée » comme une base pour la législation imposée à tous les véhicules.

Les voitures sont projetées à 64 km/h (La directive européenne prévoit "uniquement" 56 km/h) sur une barrière immobile de béton recouverte d'aluminium avec une structure en nid d'abeille permettant de déformer légèrement le bloc [1], [5], (Figure IV.1).

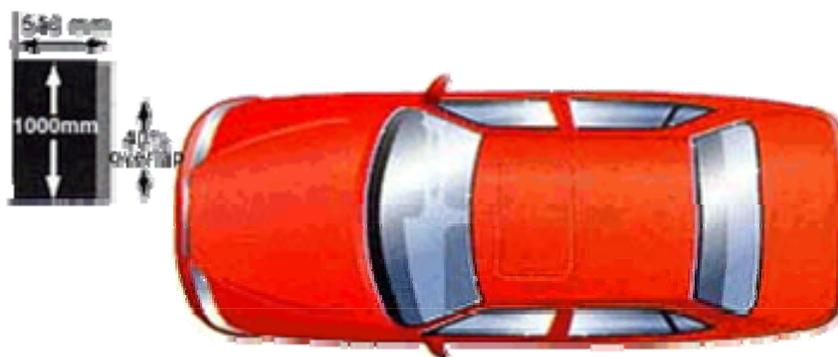


Fig IV.1 L'essai de choc frontal

Uniquement 40% de la largeur totale de la voiture (coté conducteur) heurte la barrière. Ceci explique le mouvement qui déporte la voiture vers la droite (pour une conduite à gauche), après le choc.

Deux mannequins de type Hybrid III sont installés à l'avant du véhicule, permettant de mesurer les contraintes, déformations et chocs des principaux organes du corps. Par la suite, les ingénieurs de la société EuroNCAP mesurent et évaluent l'efficacité des airbags, du déplacement du volant et des déchirures du plancher.

- mannequins de type Hybrid III 50th Male : Mannequin de taille moyenne (1m73 pour 78 kg). Il sert à représenter les hommes moyens (Figure IV.2), c'est le mannequin le plus utilisé :



Fig IV.2 mannequins de type Hybrid III 50th Male

Le relevé de l'instrumentation des deux mannequins à l'avant du véhicule permet d'obtenir une "carte" des dommages subits par les mannequins.

De plus, lors des essais de chocs frontaux, deux enfants mannequins âgés de 18 mois et 3 ans sont installés dans des sièges auto préconisés par le constructeur. Ils permettent de mesurer aussi les contraintes exercées sur les enfants. Cependant, ces derniers résultats n'affectent pas la note obtenue par la voiture (note sur 5 représentée par des étoiles).

IV.2.2 L'essai de choc latéral

La deuxième forme d'accident engendrant le plus de dommages aux passagers (conducteur inclus) d'un véhicule, est un choc latéral. Cet essai permet de simuler les contraintes exercées sur la voiture, par exemple, lorsque le conducteur ne s'arrête pas à un Stop et une voiture roulant à 50km/h heurte de plein fouet le véhicule testé [1], [5].

La société Euro NCAP simule cet accident en utilisant une voiture immobile percutée au niveau de la portière avant par un béliet déformable qui se déplace à 50km/h (Figure IV.3).

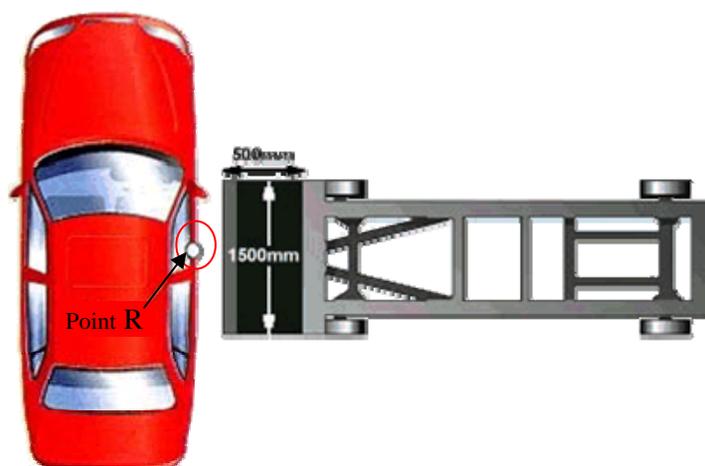


Fig IV.3 L'essai de choc latéral

Le centre de la face avant du bélièr est mis en face du « Point-R » qui fait face à la hanche du conducteur. Le bélièr est recouvert, comme dans l'essai de choc précédent, d'aluminium déformable.

Un ou deux mannequins sont utilisés pour cet essai. Un mannequin de type SID est utilisé à l'avant coté conducteur et aléatoirement, un mannequin de la taille d'un enfant est positionné dans le siège arrière, derrière le conducteur. Les premiers essais de ce type étaient désastreux car aucun véhicule n'était équipé d'airbags latéraux. La société Euro NCAP a réussi à motiver les constructeurs pour améliorer la sécurité des automobilistes lors de chocs latéraux en augmentant le nombre des airbags à l'intérieur de l'habitacle.

La Citroën C5, qui remplaça la Xantia en 2001, équipée d'airbag latéraux, est à l'opposé de sa sœur au niveau de la sécurité latérale. Le conducteur sort presque indemne d'un tel accident.

IV.2.3 L'essai du poteau

Cet essai réalisé par Euro NCAP est optionnel, et n'est pas appliqué à toutes les voitures testées. Il fut introduit en 2000, lorsque les constructeurs ont commencé à équiper leurs modèles d'airbags rideaux de série. Cet essai n'est donc pas pratiqué sur les modèles qui ne sont pas pourvus de tels équipements de sécurité en série.

Si la voiture réussit le test, elle obtient 2 points supplémentaires, lui permettant, si les autres tests sont satisfaisant, d'obtenir la note maximale : 5 étoiles.

La voiture est posée sur une plateforme mobile qui se déplace transversalement (Figure IV.4).

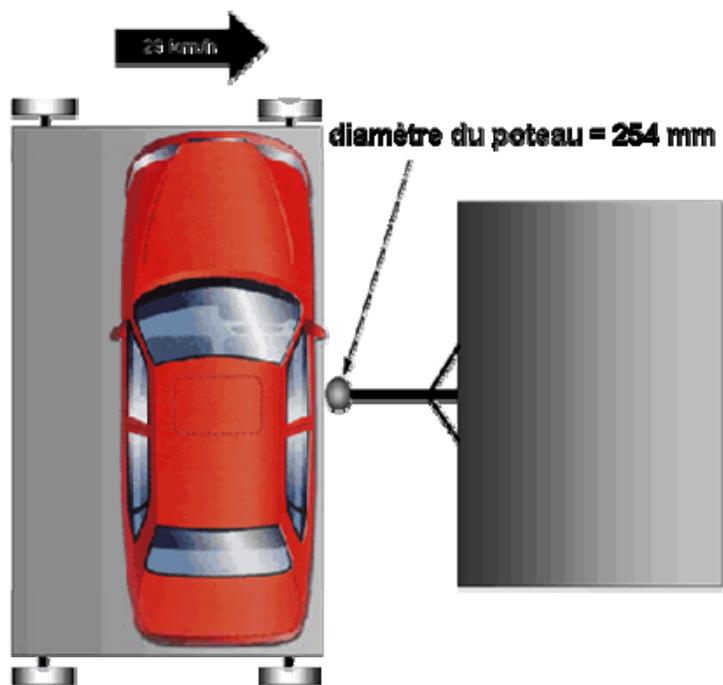


Fig IV.4 L'essai du poteau

La plateforme est lancée à 29 km/h pour que la voiture percute transversalement un poteau, au niveau de la tête du conducteur [1], [5].

Les airbags rideaux permettent d'éviter que la tête ne passe à travers la vitre, et empêchent aussi, un déplacement des cervicales, lorsque la tête fléchit avec la force de l'impact. Le poteau étant relativement fin, un diamètre de 254 mm seulement, il s'encastre pleinement dans le véhicule. L'absence d'airbags rideaux entraînerait à coup sûr le décès du conducteur.

En considérant qu'une tête humaine peut supporter un critère d'impact de 5000, ceci étant cinq fois supérieur aux premiers signes de dommages cérébraux. À l'écart de ces fatalités, la présence de ces airbags, permet de ramener l'impact à un critère de 100 à 300, bien en dessous du seuil supportable sans complications cérébrales.

IV.2.4 Les essais avec piétons

Une série de tests sont effectués avec des mannequins simulant des piétons. On utilise deux types de mannequins, un mannequin de taille adulte et un autre de la taille d'un enfant [1], [5], (Figure IV.5).

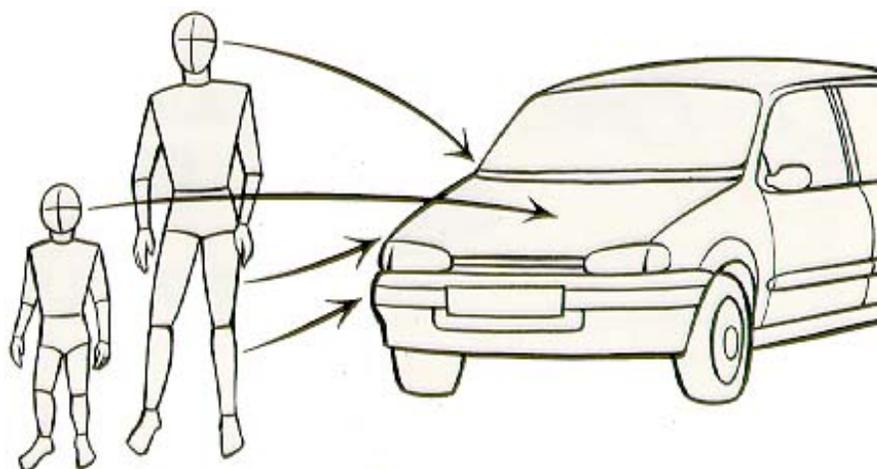


Fig IV.5 Les mannequins dans l'essai de choc avec piétons

Ces mannequins sont heurtés à une vitesse de 40 km/h. Ensuite, les points d'impacts et la force des impacts sont étudiés minutieusement pour cartographier le capot et le pare-chocs du véhicule, afin de déterminer quels sont les endroits les plus dangereux pour un piéton (Figure IV.6).

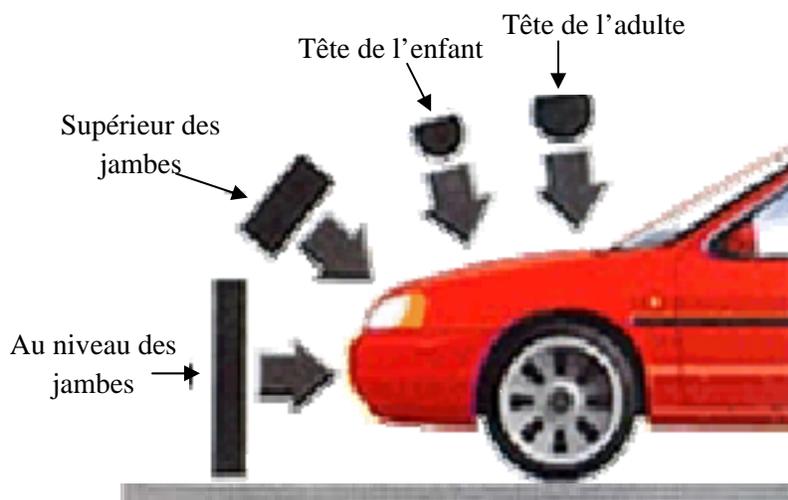


Fig IV.6 Les essais avec piétons, et les endroits les plus dangereux pour un piéton

Un pare-choc étudié pour la protection piétonne, se déformera pour absorber le choc et éviter de causer trop de dommages aux piétons. De plus, la protection est améliorée si le pare-choc heurte la jambe bien en dessous du genou car les opérations chirurgicales du genou sont plus complexes qu'une opération visant à réparer le tibia et le péroné.

Les essais avec piétons n'entrent pas dans la note propre sur cinq étoiles jaunes que l'on connaît grâce aux publicités télévisées des constructeurs, affichant leur résultat de quatre étoiles. Ces essais constituent une note sur cinq étoiles bleues. Une seule voiture a obtenu à ce jour neuf étoiles (jaune + bleu), la Citroën C6.

IV.3 le système de Notations

Pour chaque choc (frontal et latéral), on représente les résultats par une couleur sur chaque partie du corps, symbolisant le niveau de protection des passagers. La synthèse de ces deux résultats (16 points + 16 points et 2 points "bonus" possible) est représenté par des étoiles jaunes : plus la voiture en obtient, plus elle est "sûr [1], [5]".

En outre, une étoile barrée signifie que la voiture mériterait (en résultat brut) d'obtenir cette étoile, mais la structure de la voiture, et donc les risques pour les passagers, sont trop importants pour l'obtenir. Il en est de même avec les piétons, leur protection est représentée par des étoiles bleues, suivant le niveau de protection obtenu. De plus, il est à noter que la note du choc frontal n'est basée que sur les performances du conducteur sauf si le passager est moins bien protégé.

IV.3.1 Chocs frontal et latéral

risques de blessures	
	très faible
	faible
	moyen
	élevé
	très élevé

IV.3.2 Choc contre piétons

protection des piétons	
	bonne
	moyenne
	mauvaise

IV.3.3 Représentation du résultat

risques de blessures		
		
très faible	moyen	très élevé
+ 2 points	+ 1 point	0 point

IV.3.4 Légende étoiles

★★★★★	excellente
★★★★	très bonne
★★★	bonne
★★	médiocre
★	très mauvaise

IV.4 Exemples de la représentation des résultats du « crash test »

Pour un exemple de représentation d'un résultat de l'essai du choc on a choisie les résultats d'essai de deux constructeurs :

IV.4.1 Fiat seicento



Fig IV.7 choc frontal : Fiat seicento

Totale : 12 points	
Choc frontal	2
Choc latéral	10
Témoin de ceinture	NT
Piéton	13

Equipement	- Pas d'airbag. - Ceinture avec pretensionneurs
Modèle testé	1.1
Année du modèle	2000
Conduite	Gauche

Les résultats de l'essai sur cette voiture (Figure IV.7) sont très mauvais pour les deux chocs, mettant en grand danger la vie des occupants, c'est pourquoi la seconde étoile a été barrée.

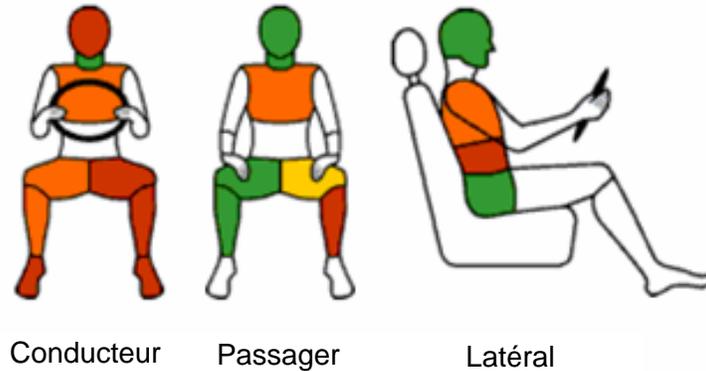


Fig IV.8 Les résultats sur les mannequins

-Choc frontal

le constructeur Fiat n'a pas jugé utile d'adapter un airbag dans le volant sur le modèle testé. Le volant rentre donc en contact avec la tête du conducteur (Figure 8), pouvant lui occasionner des blessures fatales. L'espace de survie du conducteur est mis en péril par l'écroulement de l'habitacle. Les genoux et les pieds sont aussi très exposés, du fait du fort recul de la pédale de frein, et d'éléments agressifs sous la colonne de direction. Le passager est mieux protégé, mais on observe une forte pression sur son thorax, et un risque de blessure très grave au niveau de la jambe gauche.

- Choc latéral :

L'accoudoir fait conduire un risque très élevé de blessure grave au niveau de l'abdomen.

IV.4.2 Renault espace



Fig IV.9 choc frontal : Renault espace

Totale : 35 points	
Choc frontal	15
Choc latéral	18
Témoin de ceinture	2
Piéton	10

Equipement	-Airbag conducteur, passager, lateruax (thorax) et rideaux. - Ceinture avec pretensionneurs et limiteurs d'effort.
Modèle testé	2.2 dCi expression
Année du modèle	2003
conduites	Gauche

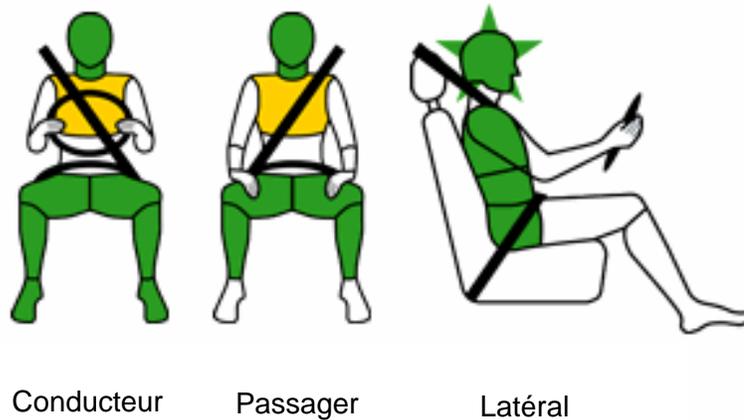


Fig IV.10 Les résultats sur les mannequins

IV.5 Conclusion

La sécurité des véhicules est l'un des principaux domaines de recherche dans l'ingénierie automobile, et les grandes déformations de la structure de voiture qui se produisent dans les testes de crash donnent autant de raisons de s'inquiéter. Pour celà, les simulations numériques de crash-test, permettent d'optimiser et d'évaluer ce concept basé sur un calcul par éléments finis, qui s'avère aujourd'hui, le meilleur moyen pour résoudre ces problèmes d'une manière économique et efficace.

Chapitre V

*Conception et Modélisation d'un châssis de véhicule
léger*

V.1 Introduction

Les parties avant et arrière des longerons sont des zones dont la déformation est contrôlée, elles servent à absorber un maximum d'énergie cinétique pour diminuer les effets de décélération sur les occupants du véhicule. Grâce à cela, l'habitacle (Figure V.1) doit être une zone non ou peu déformable dans le cas de choc frontal ou arrière [1].



Fig V.1 La structure de base d'un véhicule « Ford f-150 »

Dans ce chapitre, on désire mettre en oeuvre le calcul d'un essai de choc frontal par une analyse dynamique d'un modèle de châssis modélisé à l'aide de logiciel de conception "Solid Works". Une simulation de l'analyse dynamique en domaine non linéaire permet de caractériser la déformation de la partie avant du châssis dans le cas réel « crash test ».

V.2 Choix du modèle de châssis

Dans un souci de facilité de conception et afin de rester en phase avec l'actualité des châssis automobiles, nous avons orienté notre choix d'étude vers un châssis de forme tubulaire conçu en tôle mince pliée et renforcé par des traverses, c'est un modèle similaire au châssis "Ford f-150" pickup de l'année (2004) voir Figure V.2.

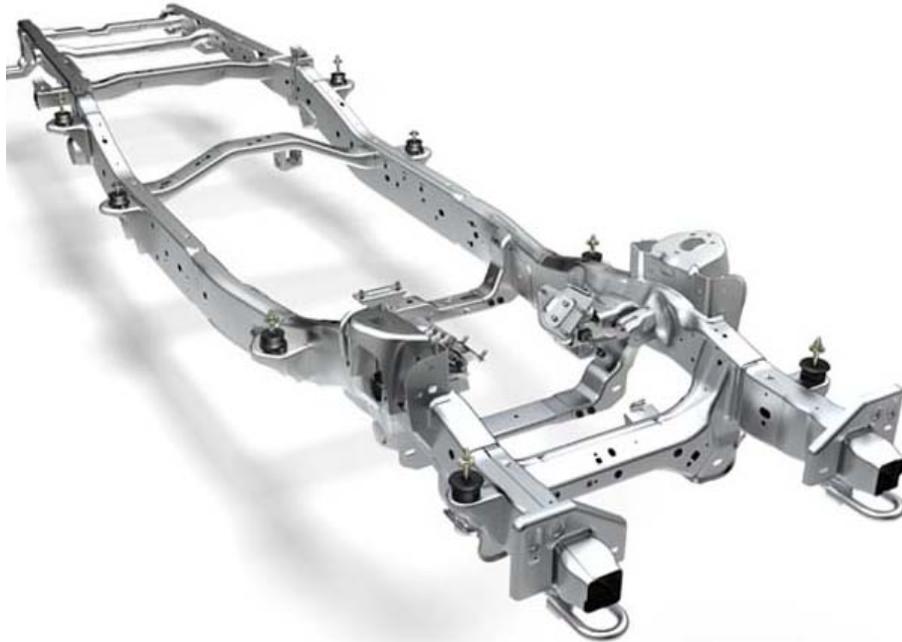


Fig V.2 La structure de base d'un châssis de véhicule « Ford f-150 »

On s'intéressera plus particulièrement à étudier et optimiser le comportement dynamique non linéaire d'un modèle de châssis préalablement choisi, en tenant compte des paramètres suivant :

- la variation d'épaisseur

La première partie de la modélisation étudie l'influence de la variation de l'épaisseur de la tôle constituant le châssis par une comparaison des résultats obtenus en contrainte et en déformation.

- le Changement de forme :

La deuxième partie de la modélisation étudie l'influence des modifications locales sur la géométrie du longeron et sur la configuration d'assemblage, en découpant le longeron en deux parties dans un but d'optimisation.

V.3 D.A.O du modèle de châssis

Dans un premier temps, on s'attachera à modéliser le châssis choisi, celui-ci est constitué principalement de deux longerons reliés avec des traverses. Pour le dessin et la conception assisté par ordinateur des différentes parties on utilisera le logiciel "solid Works", Les figures V.3, V.4, V.5 illustrent les étapes de DAO des principaux composants à savoir les longerons et les traverse.

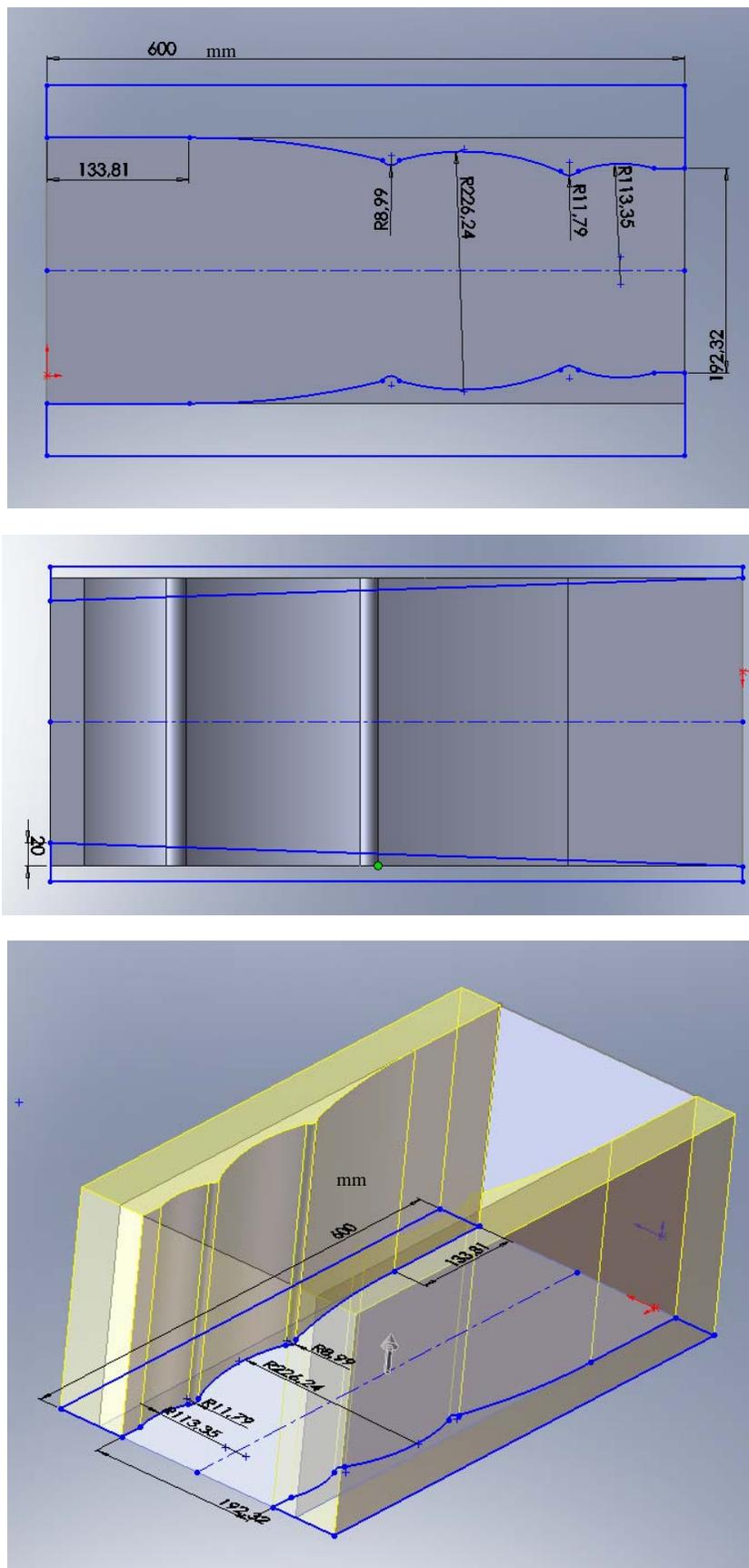


Fig V.3 Les étapes de conception de la première partie de longeron

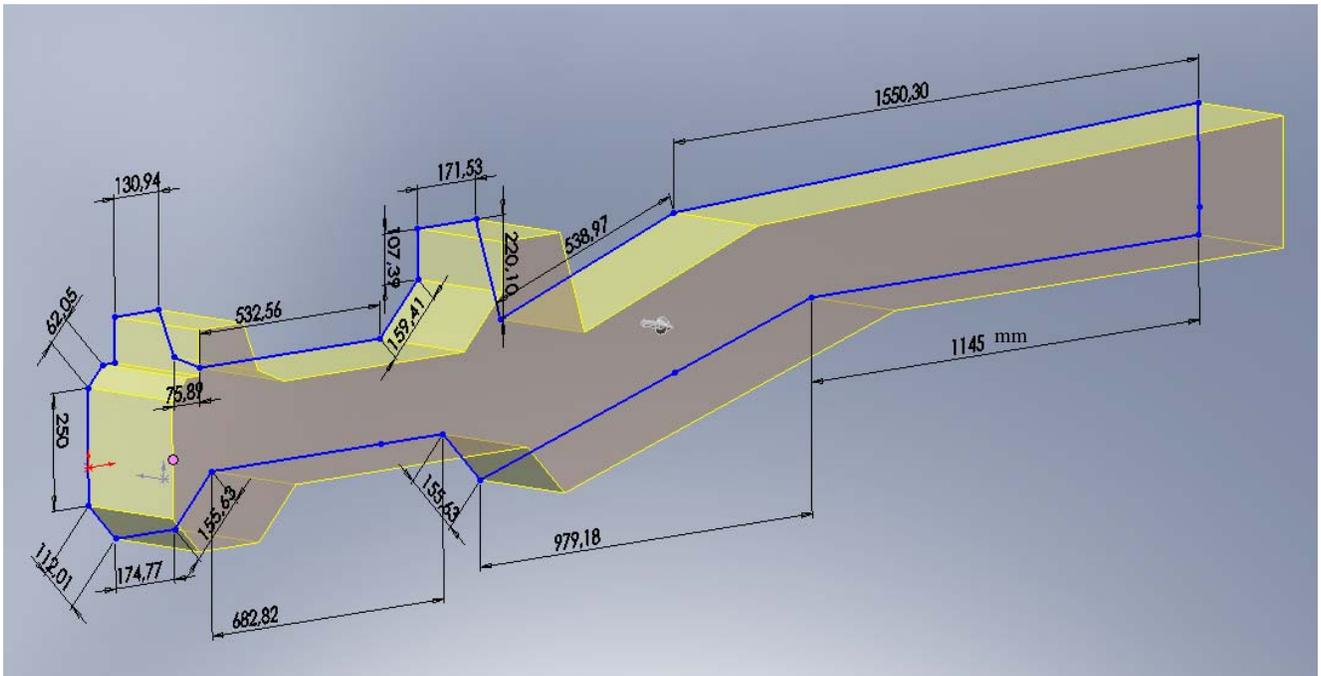
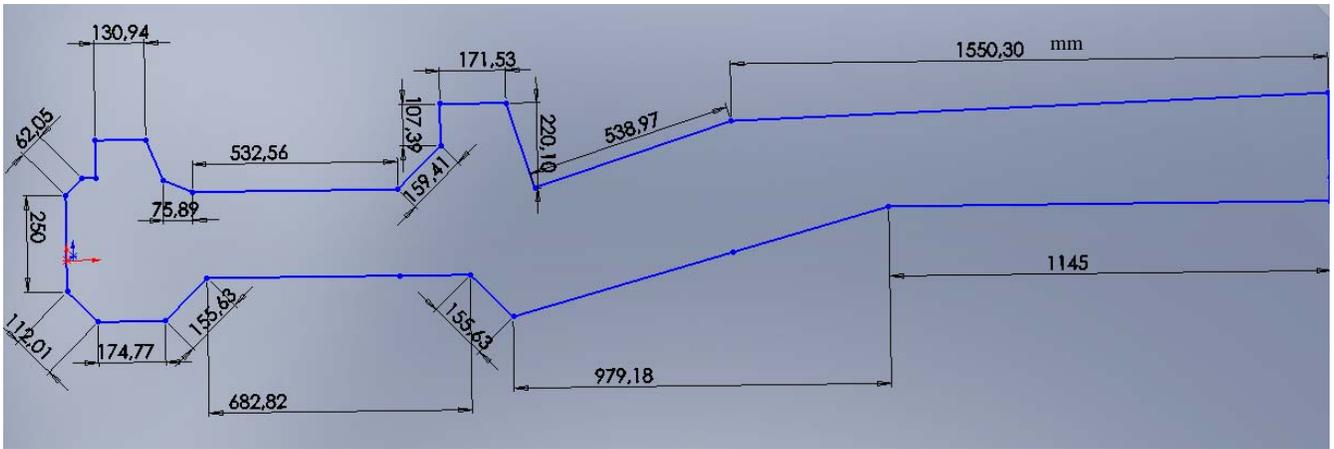


Fig V.4 Les étapes de conception de la deuxième partie de longeron

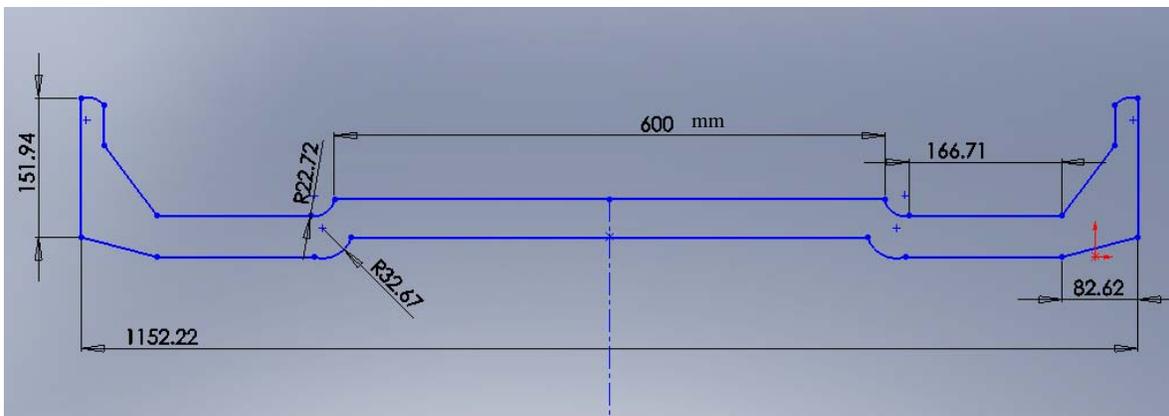


Fig V.5 (a) Les étapes de conception de la traverse esquisse 2D

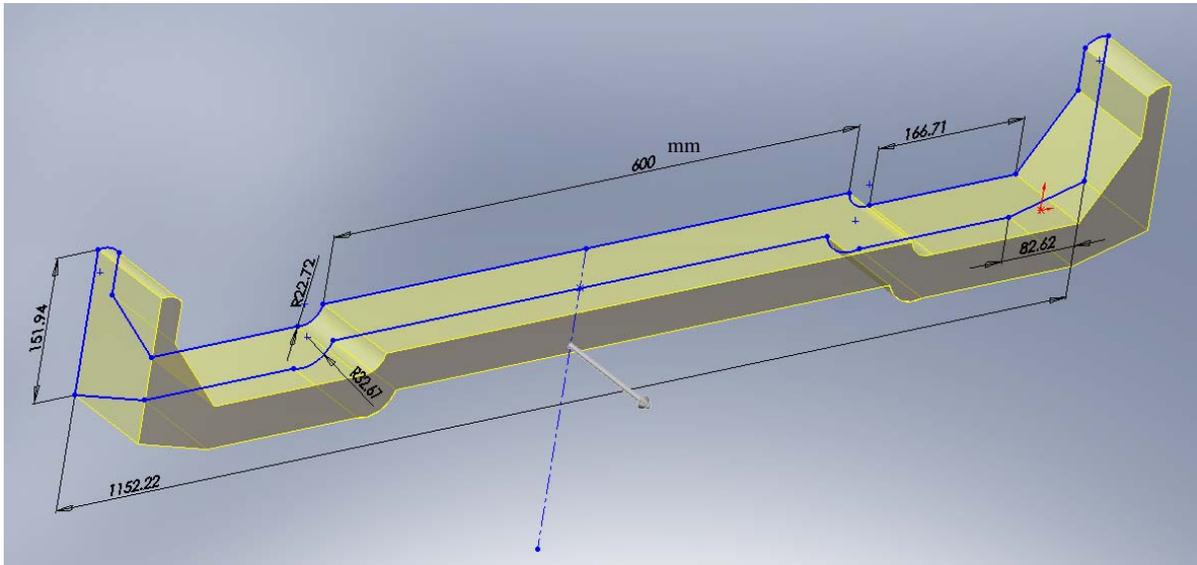


Fig V.5 (b) Les étapes de conception de la traverse (vue en 3D)

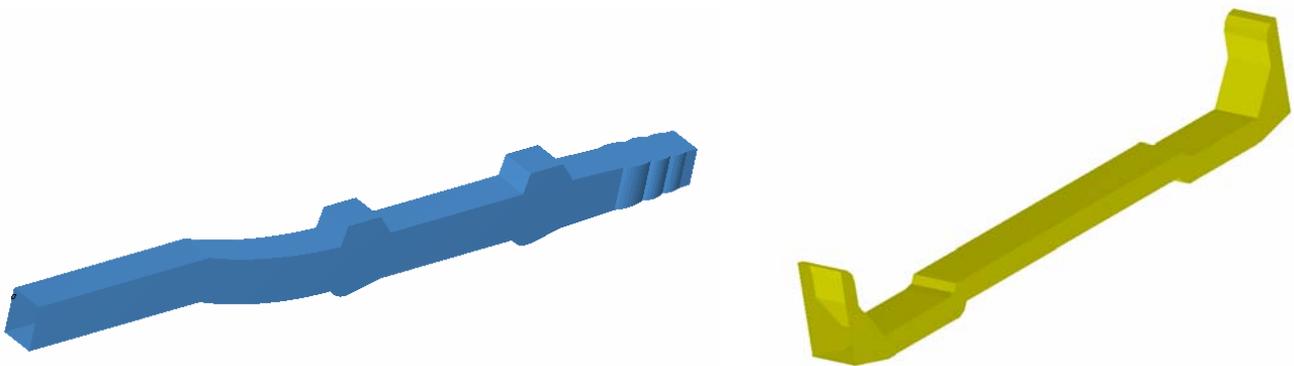


Fig V.6 Les composants de base du modèle à étudier

V.4 Tests d'analyse dynamique

V.4.1 variation de l'épaisseur (test 1)

Le premier test est une analyse dynamique étudiant l'influence de la valeur de l'épaisseur des tôles utilisées dans un longeron non partitionné, dans le cas d'un choc frontal. La configuration d'assemblage est, illustrée dans la figure V.7

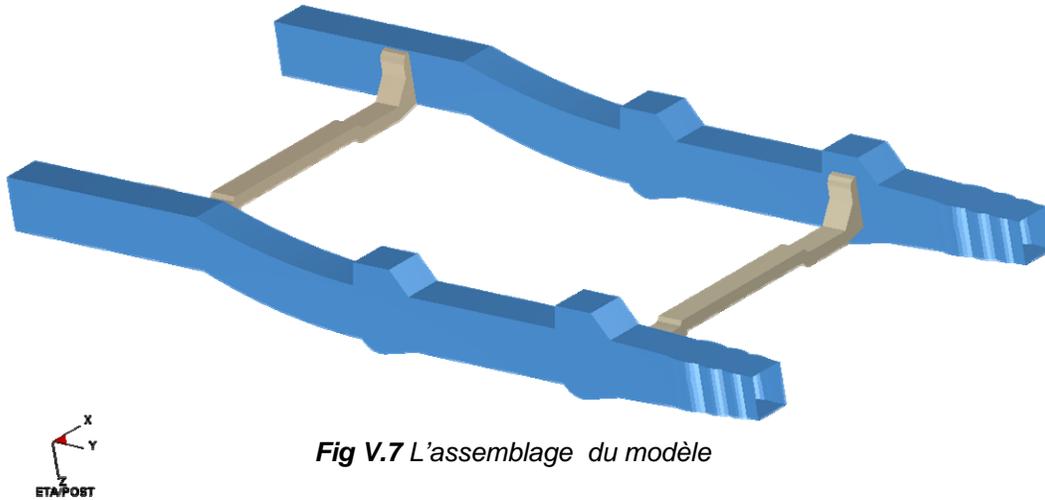


Fig V.7 L'assemblage du modèle

Les parties du modèle sont assemblées par des éléments spécifiques qui seront décrit plus loin. Trois valeurs d'épaisseur ont été choisies pour ce test : 2 mm, et 3 mm, 4 mm.

On cherche dans ce test la distance maximale au bout de laquelle s'arrête la déformation plastique en fonction de l'épaisseur choisie devant le temps de simulation.

V.4.2 Le Changement de la forme (test 2):

V.4.2.1. Changement de la forme sur la deuxième partie du longeron

Dans le deuxième test, le longeron est partitionné en deux parties (figure V.8), la première partie (la partie frontale) est un tube de longueur 600 mm qui est soumis à une grande déformation dans le choc frontal, et la deuxième partie est en forme de U, celle-ci servant à porter l'habitacle et la structure du véhicule. La déformation dans cette partie est beaucoup moins que la précédente à cause de l'assemblage rigide à l'habitacle.

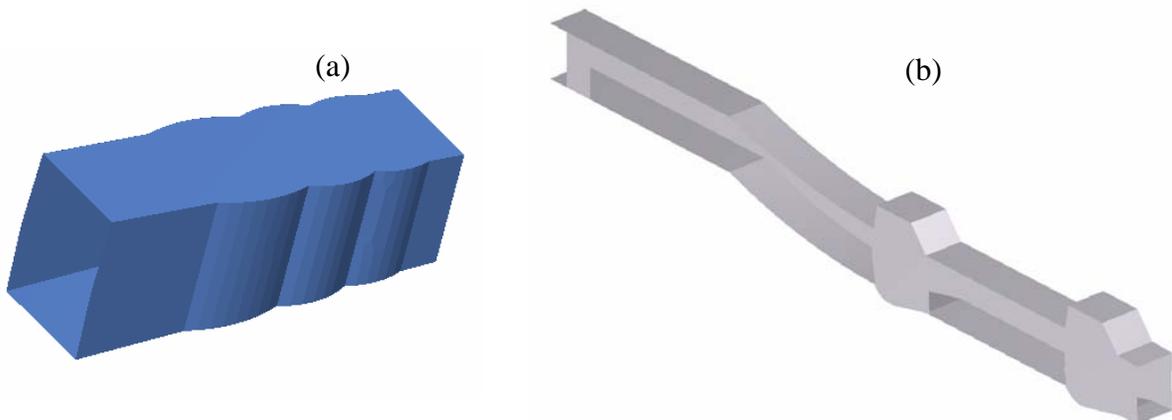


Fig V.8 la configuration du longeron « test 2 »,
(a) la première partie, (b) la deuxième partie

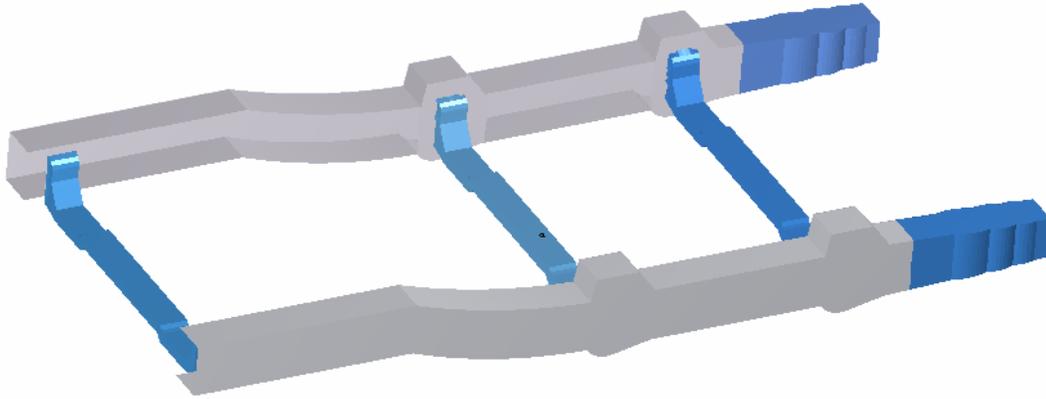


Fig V.9 L'assemblage du modèle avec un changement sur la deuxième partie du longeron « test 2 »

V.4.2.2. Changement de la forme sur la première partie du longeron

Dans ce troisième test la partie frontale est modélisée en forme de U et assemblée à une partie tubulaire qui représente le reste du longeron (figure V.10).

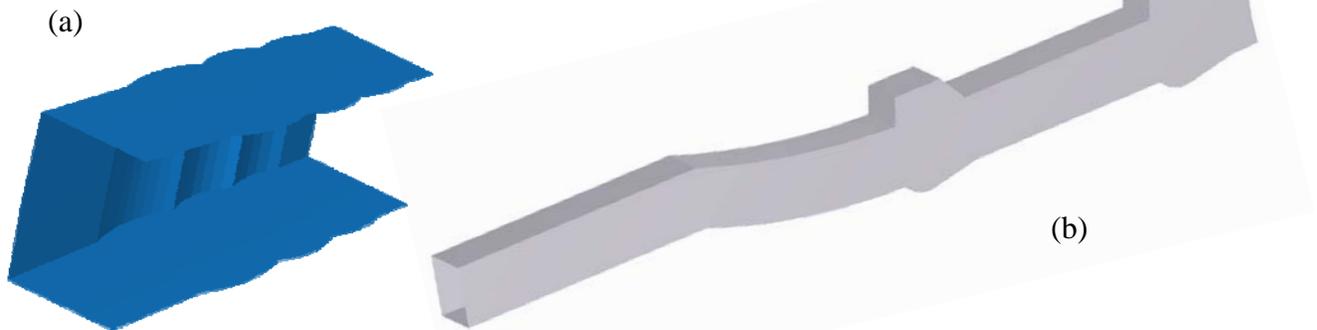


Fig V.10 la configuration du longeron « test 3 »,
(a) la première partie, (b) la deuxième partie

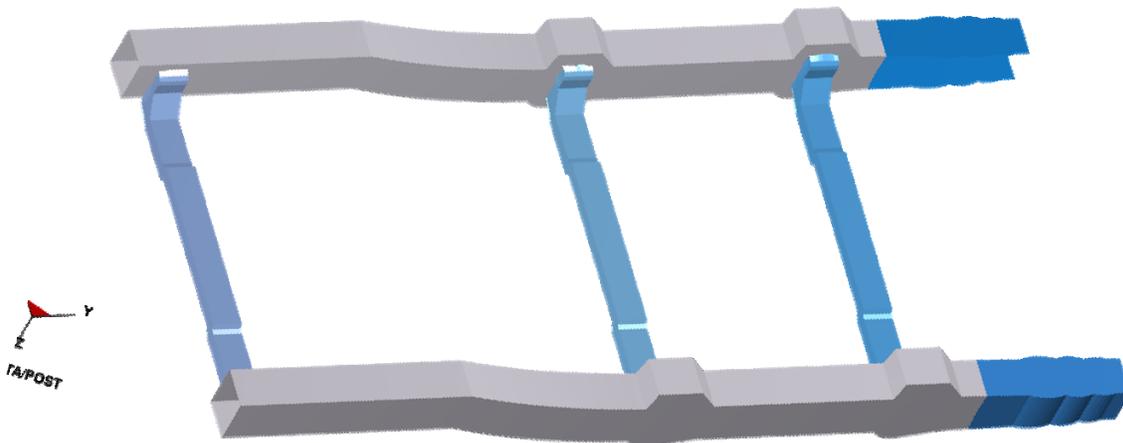


Fig V.11 L'assemblage du modèle avec un changement sur la première partie du longeron « test 3 »

V.4.2.3. Changement de la forme sur les deux parties du longeron

Dans Le quatrième test, le longeron est formé par l'assemblage de deux parties qui sont en forme de U (figure V.12).

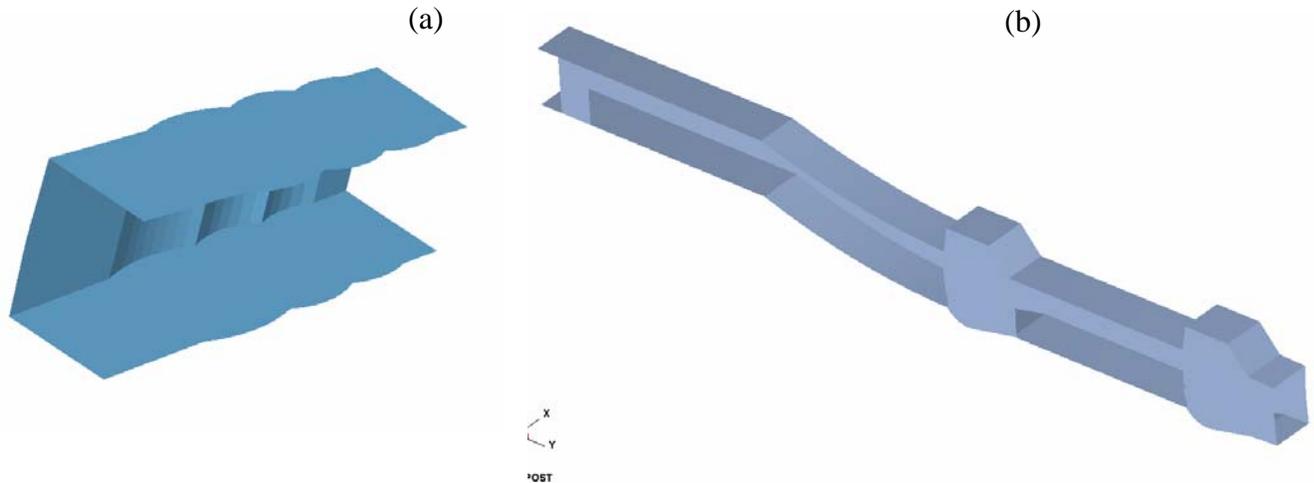


Fig V.12 la configuration du longeron « test 4 »,
(a) la première partie, (b) la deuxième partie

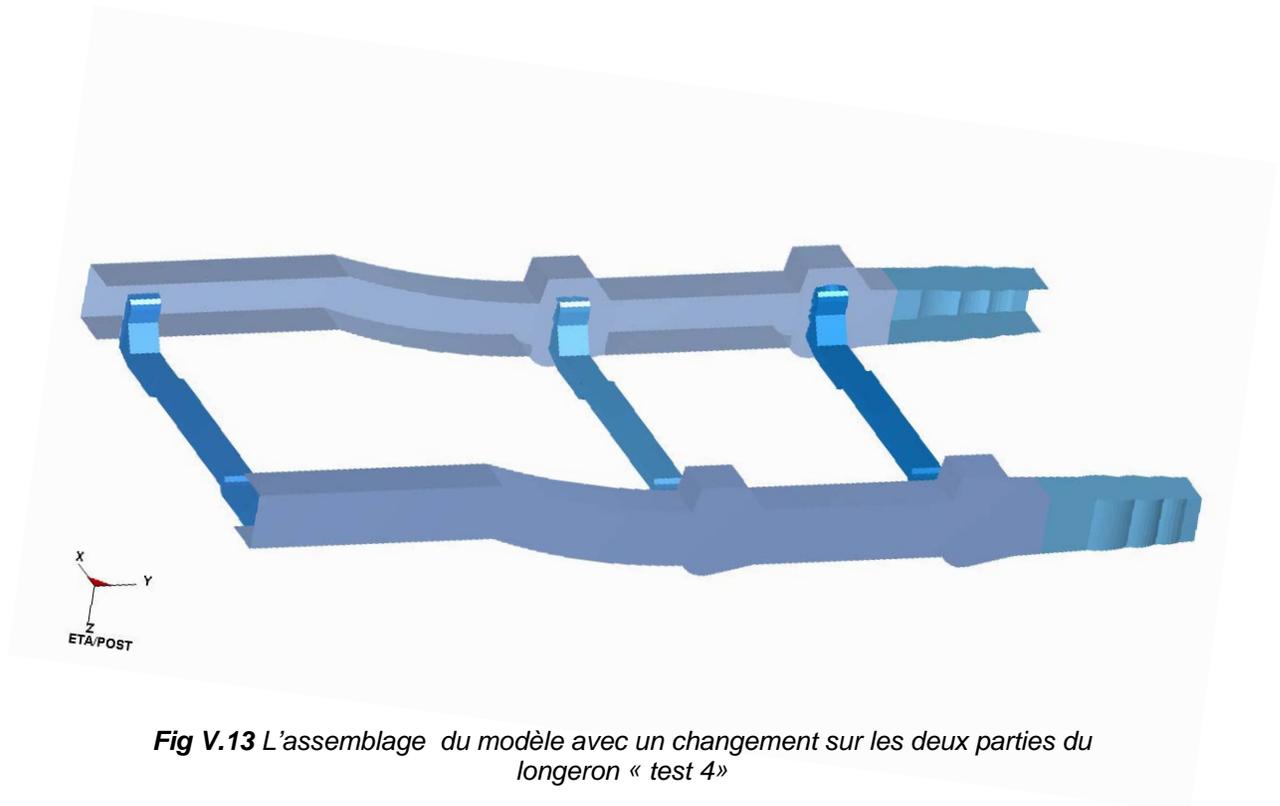


Fig V.13 L'assemblage du modèle avec un changement sur les deux parties du longeron « test 4 »

Les tests de changement de forme sont récapitulés si dessous, dans le cadre de la recherche de performance on doit pouvoire repondre aux questions : Quel est le modèle le plus résistant à l'essai du choc ? et quelle sont les zones fragiles dans chaque modèle ?, cela sera présenté et détaillé après dans le reste du travail.

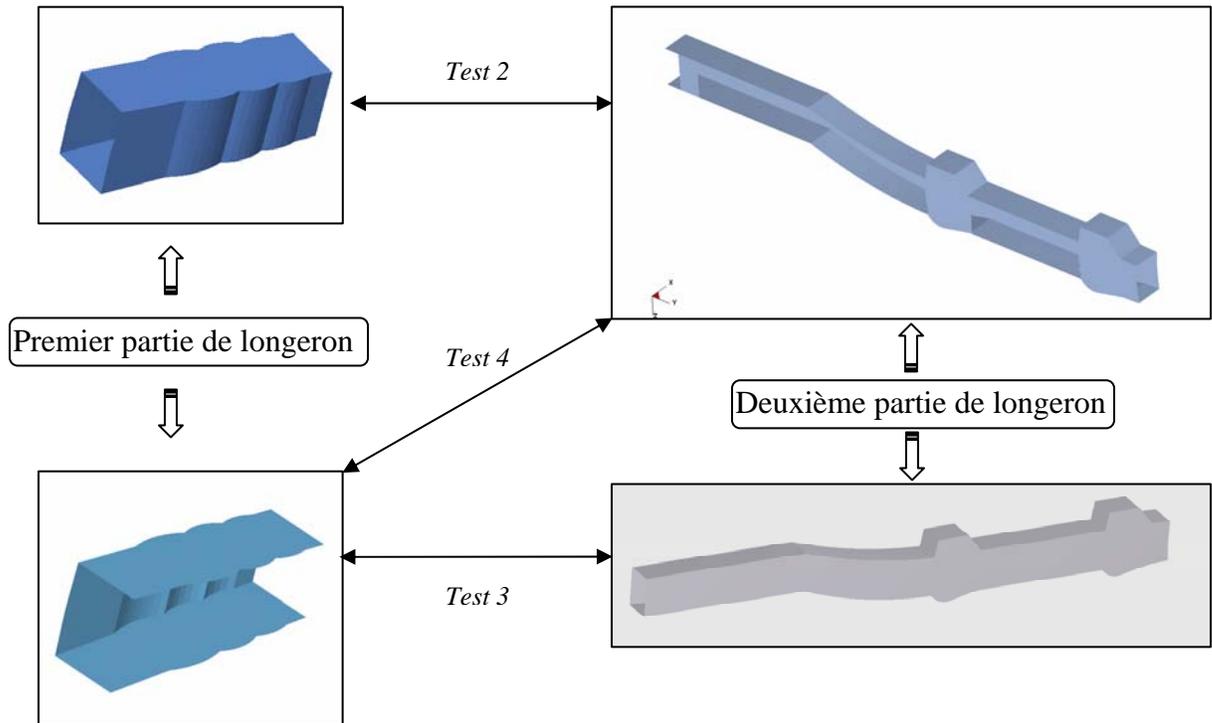


Fig V.14 Les assemblages dans les différents tests.

V.5 Maillage et optimisation du modèle.

Le maillage dépend essentiellement de la géométrie, des sollicitations extérieures, et des conditions aux limites à imposer.

1- pour une analyse qui étudie la propagation d'une onde élastique, d'après la longueur du modèle on détermine la vitesse des propagation des contraintes qui est calculée par la relation (V.1) pour choisir la taille d'élément de maillage.

$$U = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (V.1)$$

Où E est le module de Young, et ρ la densité du matériau soumis à l'onde.

2- avant d'utiliser un type d'élément particulier, il faut connaitre la formulation et le domaine d'utilisation. Dans notre cas nous avons une formulation en coques spatiales en domaine non

lineaire, en tenant compte en meme temps des non linéarités géométrique et matérielles, car le probleme physique modélisé tient compte de l'élastoplasticité du matériau d'un part, et de l'importance du taux de deformation enregistré. Pour cela les éléments utilisés pour le maillage sont de type coque « BELYTSCHKO-LIN-TSAY SHELL ».

V.5.1 L'élément du maillage

L'élément Belytschko-Lin-Tsay ([Belytschko et Tsay 1981], [Belytschko et al. 1984] figure V.15) a été mis en œuvre dans le code de calcul LS-DYNA comme un élément de calcul efficace en tant que solution de rechange à l'élément l'Hughes-Liu de type coque [7].

Pour un élément coque avec cinq points d'intégration à travers l'épaisseur, les éléments Belytschko-Lin-Tsay nécessitent 725 opérations mathématiques par rapport à 4066 opérations pour l'intégration sous élément Hughes-Liu. Pour cette raison, il est devenu l'élément coque par défaut pour toute formulation utilisant LS-DYNA [7].

$$\hat{e}_3 = \frac{s_3}{\|s_3\|}$$

$$s_3 = r_{31} * r_{42}$$

$$\|s_3\| = \sqrt{s_{31}^2 + s_{32}^2 + s_{33}^2}$$

$$\hat{e}_1 = \frac{s_1}{\|s_1\|}$$

$$s_1 = r_{21} - (r_{21} \cdot \hat{e}_3) \hat{e}_3$$

$$\hat{e}_2 = \hat{e}_3 * \hat{e}_1$$

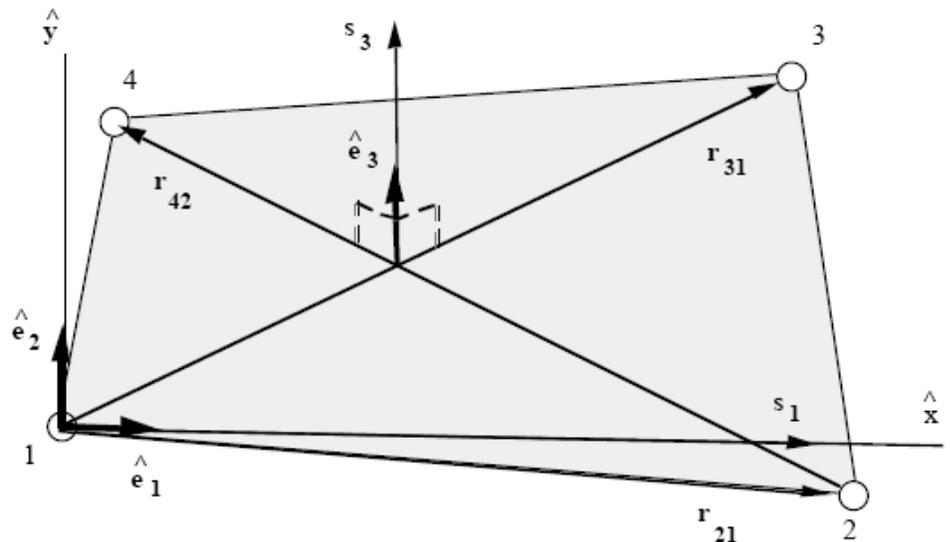


Fig V.15 L'élément Belytschko-Lin-Tsay

L'élément Belytschko-Lin-Tsay est basé sur la co-rotation et la vitesse de déformation dans sa formulation, L'efficacité de l'élément est obtenue à partir d'une simplification mathématique qui résulte de ces deux hypothèses cinématiques [7].

- la co-rotation de coordonnées « Co-rotational Coordinates »

La surface moyenne de l'élément quadrilatère qui est la surface de référence est définie par l'emplacement de quatre noeuds. Un système de coordonnées intégré (voir figure 6,1) qui se déforme avec l'élément est défini en termes de coordonnées de ces noeuds, par la suite, la procédure de co-rotation du système de coordonnées commence par une unité de calcul vectoriel normal à la diagonale de l'élément [7], les degrés de liberté de l'élément et les Chargelements sont :

- Degrés de liberté

$$\left\{ \begin{array}{l} U_x, U_y, U_z \\ \theta_x, \theta_y, \theta_z \end{array} \right.$$

- Chargelements

$$\left\{ \begin{array}{l} F_x, F_y, F_z \\ M_x, M_y, M_z \end{array} \right.$$

V.5.2 Les points d'Intégration

Il est également intéressant dans ce calcul d'utiliser l'élément à quatre noeuds Belytschko-shell Tsay avec cinq points d'intégration dans l'épaisseur. Trois points d'intégration est le nombre minimal requis pour capturer le pliage dans la plasticité. Le pliage élastique pur peut être capturé par deux points d'intégration dans l'épaisseur due à la répartition linéaire de contrainte. Bien sûr, plus de points d'intégrations utilisées, nécessite plus de temps de calcul, mais une précision accrue dans la capture d'une répartition complexe des déformations dans l'épaisseur [7].

V.5.3 Maillage de l'assemblage

Après avoir respecté les conditions précédentes on a utilisé des éléments de type coques pour le maillage des parties du modèle (figure V.16), Le logiciel de maillage A.N.S.A est un mailleur très puissant, parfaitement adapté au milieu industriel. Le Maillage avec ANSA offre de multiples possibilités : filaire, surfacique et volumique; Avec de nombreuses fonctions CAO 2D et 3D.

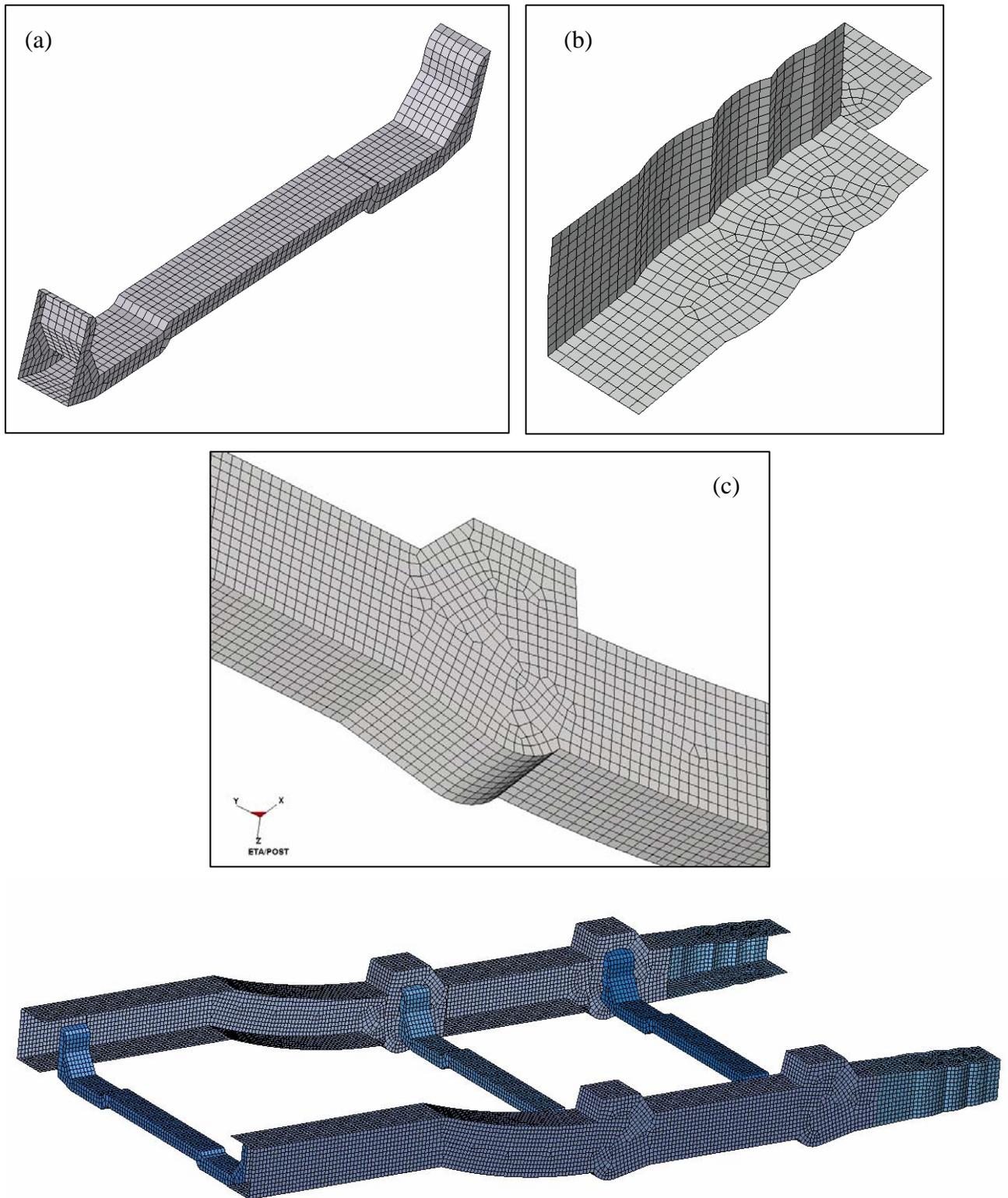


Fig V.16 maillage des parties du modèle 3,
 (a) maillage de la traverse, (b) maillage de zone avant du longeron,
 (c) maillage en zoom sur une zone centrale du longeron

V.6 Choix du type d'essai de choc

Pour contrôler la déformation des zones des parties avant du châssis, le choc frontal est le type d'essai qui se déroule selon des paramètres qui lui sont spécifiques, il existe un test de compression des tôles cité dans le chapitre 3, avec des machines hydrauliques, mais la question reste toujours posée : Quelles sont les zones fragiles dans une pièce ? Comment va réagir un assemblage et résister aux efforts qui lui seront appliqués ?

Pour répondre à cette question les tests de calcul dynamique de choc frontal sont réalisés en simulation numérique avec le code de calcul « LS DYNA » ce code prend en charge les paramètres du contact, l'assemblage des parties du châssis, propriétés non linéaire des matériaux, les conditions aux limites et la résolution.

V.6.1 Technique de simulation numérique

Avant de commencer l'analyse dynamique pour le test du modèle de châssis qui se déroule avec une vitesse initiale et qui est projeté sur un obstacle rigide (figure V.17), deux questions surgissent à l'esprit :

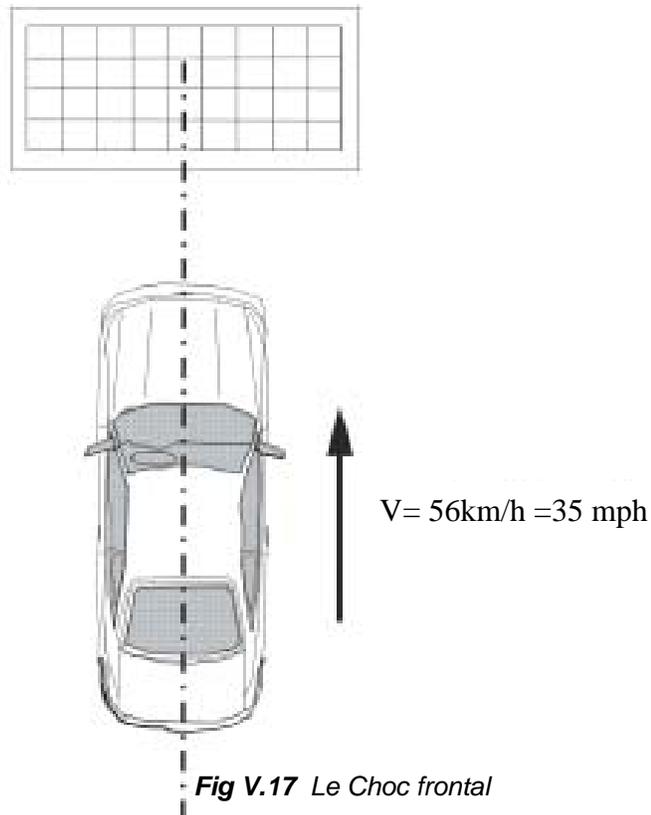


Fig V.17 Le Choc frontal

La première question : le châssis étant projeté sur un obstacle rigide, quelle technique devrait on utiliser dans les simulations d'essai de choc, pour transformer un corps déformable (figure V.18) en un corps rigide.

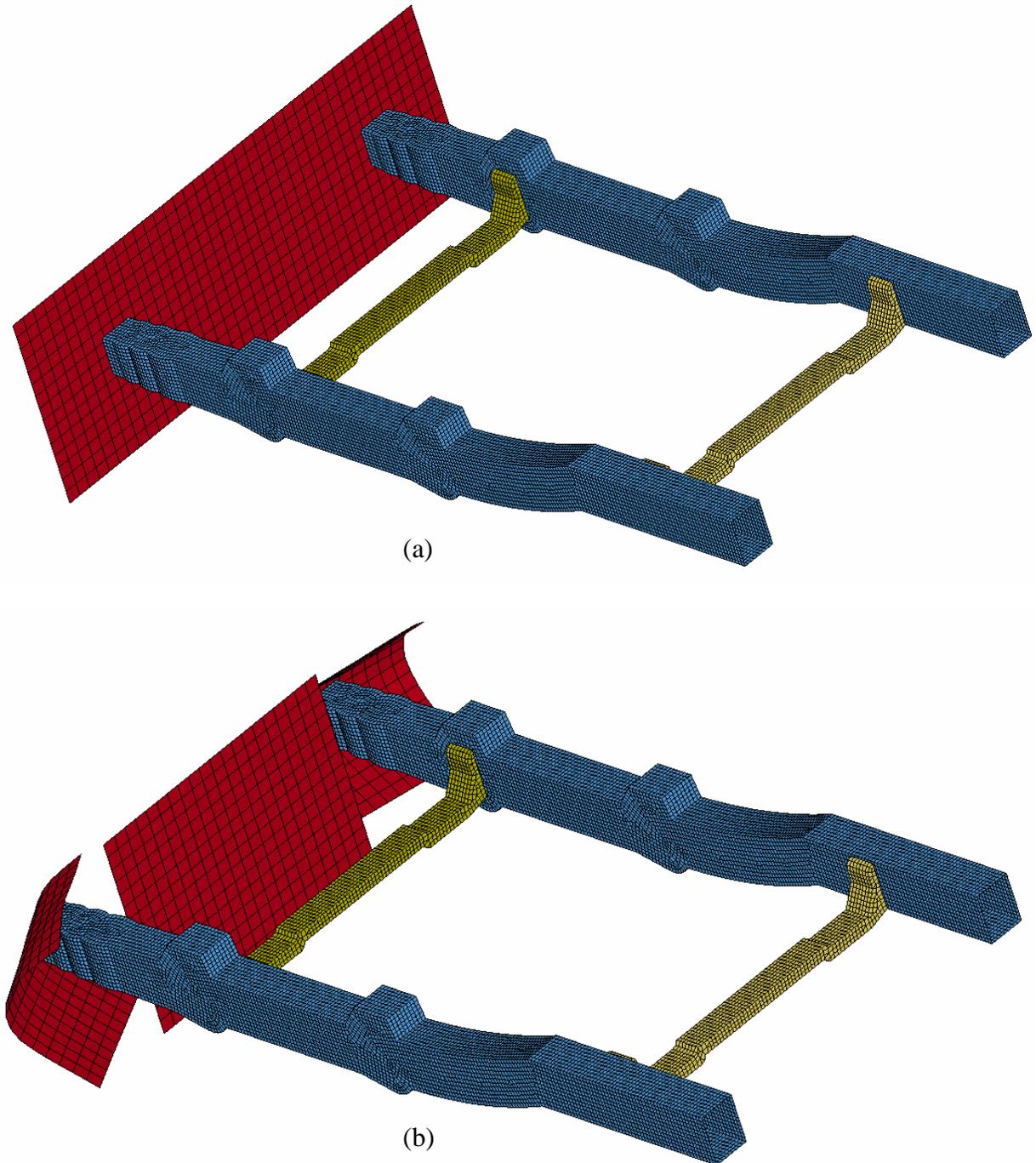


Fig V.18 l'essai de crash frontal avec un obstacle (plan) déformable, (a) configuration initial, (b) configuration final $t = 18$ ms

La deuxième question, c'est de trouver la technique d'assemblage permettant un assemblage parfait entre les éléments (longeron / traverse), afin d'éviter un éventuel déport de l'un ou l'autre. voir figure V.19

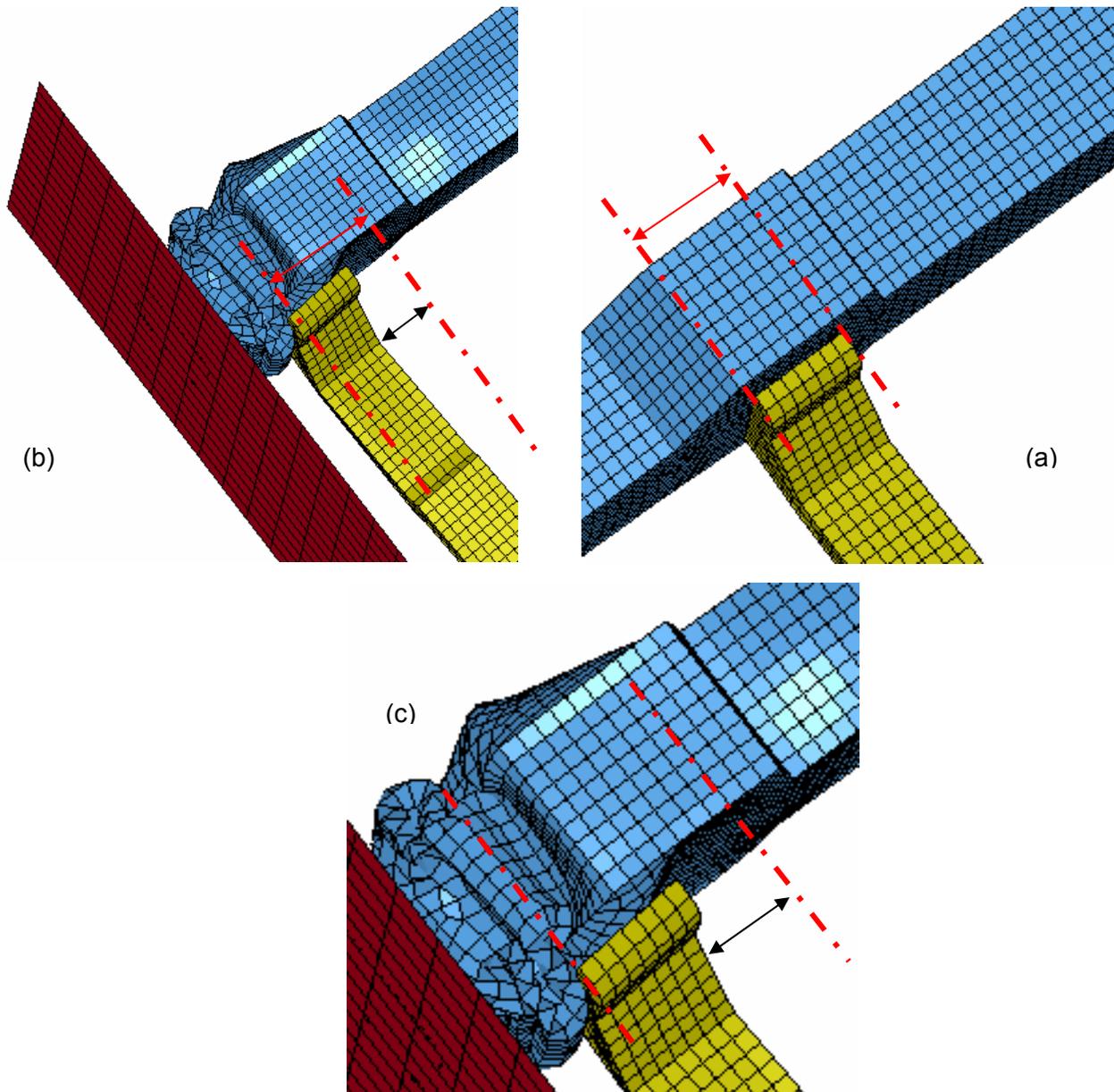


Fig V.19 déplacement de la traverse lors du choc sans assemblage,
(a) : configuration initial, (b) : configuration final, (c) : zoom sur le déplacement de traverse

Après beaucoup d'efforts, nos recherches ont été fructueuses, et on a abouti au choix de deux techniques, l'une pour l'assemblage et l'autre pour la modélisation du corps rigide.

V.6.1.1 Technique de Modélisation du corps rigide

Le matériau rigide nommé (MAT 20) dans la bibliothèque des matériaux du code de calcul Is-dyna fourni un moyen pratique de transférer une ou plusieurs parties composées avec des éléments poutres, coques, solides vers un corps rigide [5], [7], [13].

Le corps rigide est une technique de modélisation préférée dans de nombreuses applications du monde réel, par exemple, dans une simulation de tournage, l'outil peut être correctement considéré comme un corps rigide, le module de Young, E , le coefficient de Poisson, et la densité ρ , sont utilisés pour la détermination des paramètres de l'interface de glissement, si le corps rigide interagit dans un contact, avec la pièce considérée comme déformable.

En physique, un corps rigide est une idéalisation d'un corps solide de taille finie dans laquelle la déformation est négligée. En d'autres termes, la distance entre deux points donnés d'un corps rigide reste constante dans le temps (figure V.20), indépendamment des forces extérieures qui s'exercent sur lui.

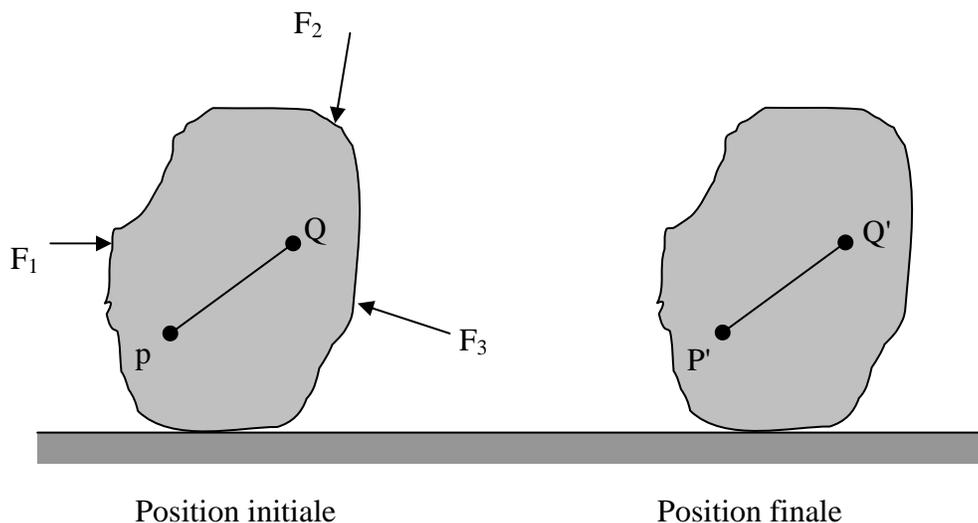


Fig V.20 Mouvement d'un corps rigide

Dans notre simulation de choc frontal, l'obstacle rigide à été simulé par un plan indéformable (Figure V.21)

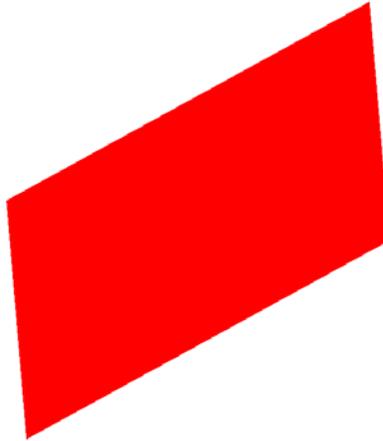


Fig V.21 modélisation de l'obstacle par un plan indéformable

V.6.1.2 Technique d'assemblage

Dans les simulations numériques de ce type, les éléments d'assemblage les plus fréquemment utilisés pour réaliser des assemblages parfaits et réalistes sont les éléments appelés « spotweld » [1], [5] [6], autrement dit, des éléments à nœuds soudés, les noeuds dans la figure V.22 sont liés par un élément spotweld (mentionné en rouge).

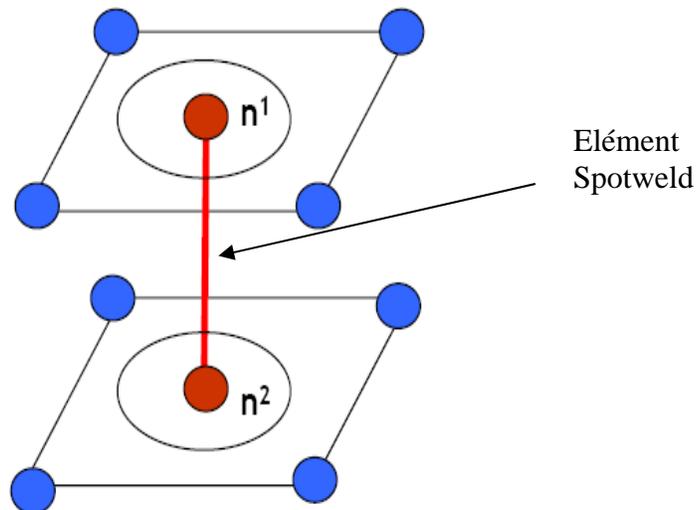


Fig V.22 Technique d'assemblage avec un élément « Spotweld »

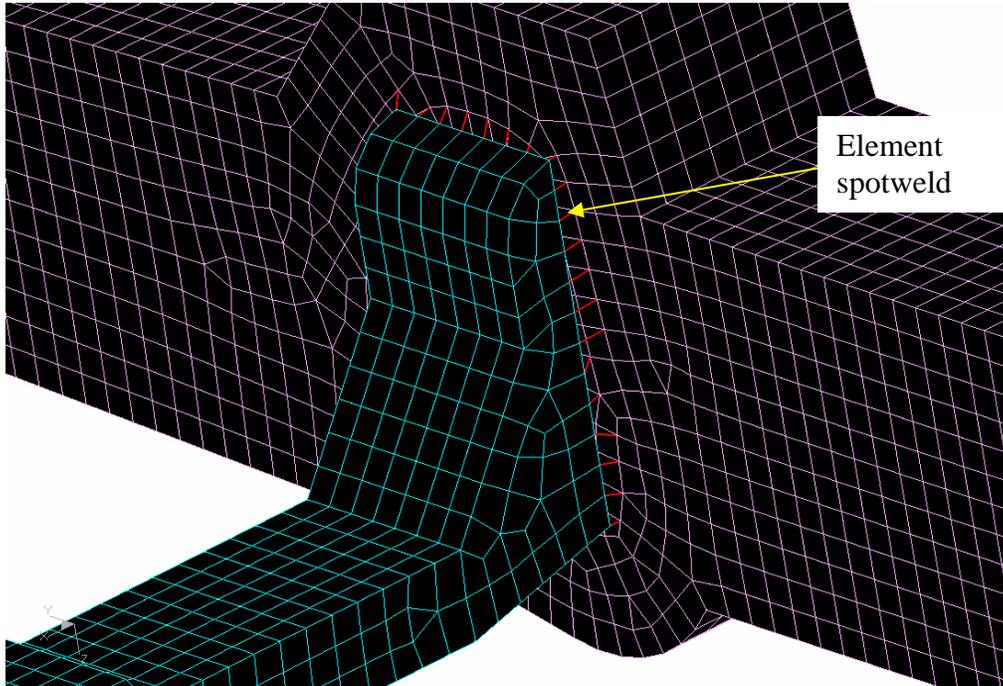


Fig V.23 l'assemblage de longeron / traverse avec des éléments « Spotweld »

En résumé, les étapes de modélisation de notre problème, sont résumés dans la figure V.24, en précisant à chaque étape le logiciel utilisé pour accomplir chaque tâche.

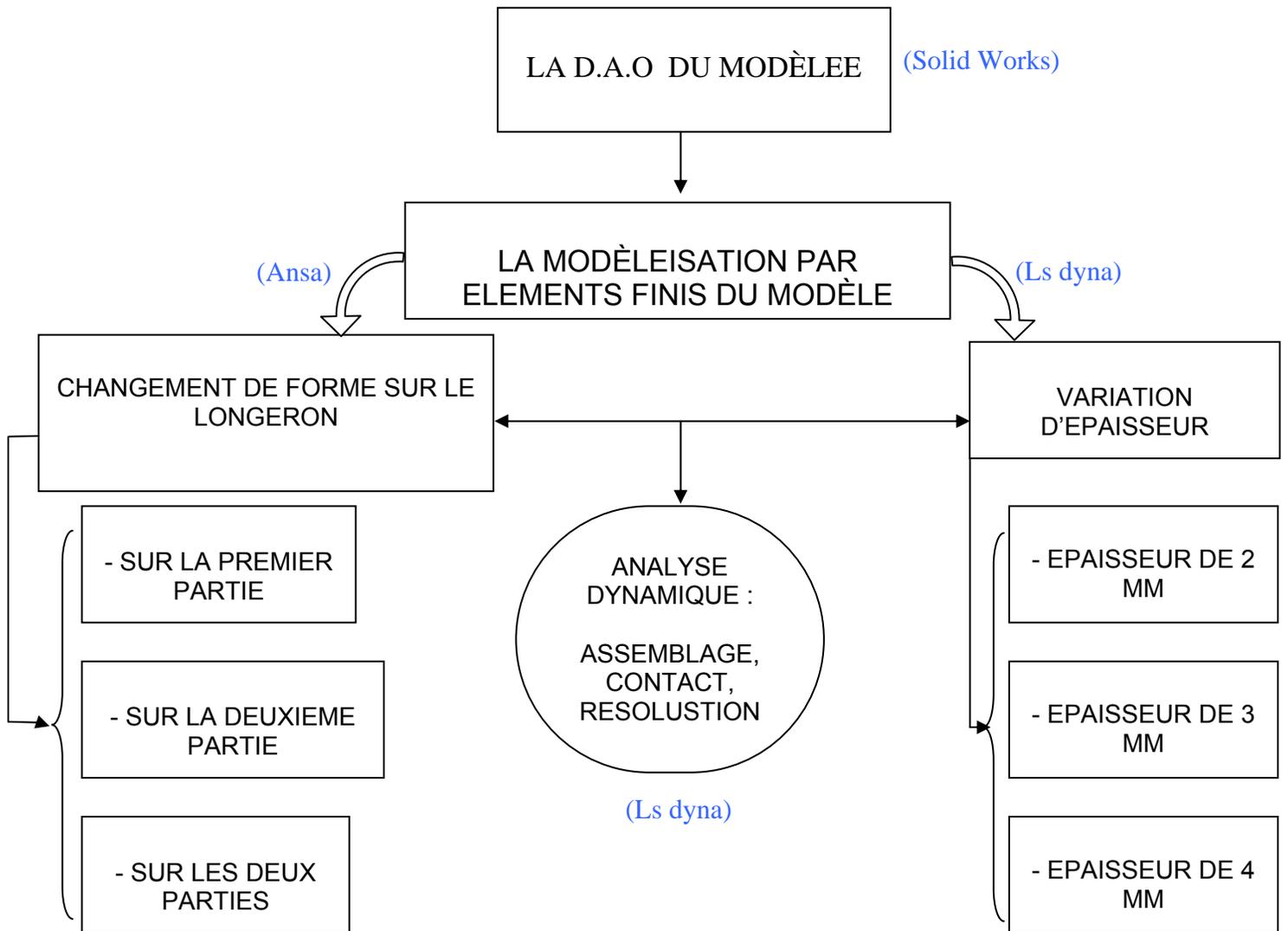


Fig V.24 étapes de la modélisation de problème étudié

Chapitre VI

Présentation des résultats de simulation

VI.1 Introduction

Le choc frontal est un phénomène extrêmement rapide, de l'ordre de 120ms pour le rebond d'une automobile, les connaissances physiques sont très difficiles à obtenir et à maîtriser. Lors de ce laps de temps. Il faut notamment prendre en compte l'instabilité des déformations des tôles utilisées, et l'essai dynamique prend en considération la vitesse initiale du modèle, et le temps de simulation.

Ce chapitre est destiné à présenter les résultats des essais de choc qui dépendent de la variation de l'épaisseur et des modifications locales sur la géométrie du longeron,

VI.2 Les conditions aux limites et de chargements

En règle générale, la partie avant du longeron prend 20 à 40 ms pour se déformer complètement [1], ceci dépend de l'espace de l'emplacement du moteur et de la longueur de cette partie avant. Dans cette étude, le temps d'analyse est supposée être de 40 ms, des masses posées sur le châssis dans des emplacements spécifiques (figure VI.1) remplacent le poids du moteur et celui du véhicule (1260 kg), dans la figure VI.2 l'ensembles du modèle est projetées à 15,5 mm / ms (vitesse initial équivalent à 56 km/h, La directive européenne prévoit sur une barrière immobile (corps rigide), fixe en translation et en rotation.

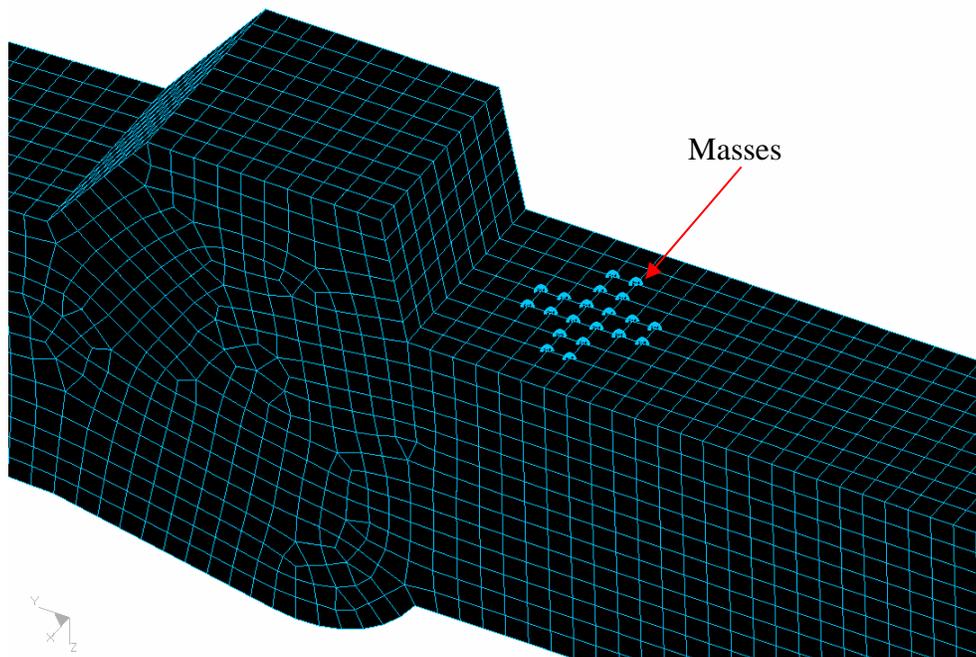


Fig VI.1 L'emplacement des masses sur le longeron

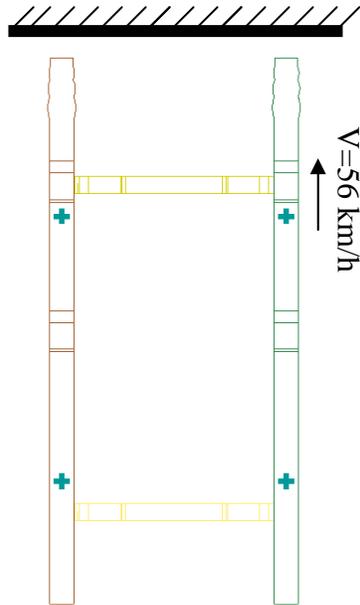


Fig VI.2 La position de la structure dans le test de choc frontal, vue en 2D

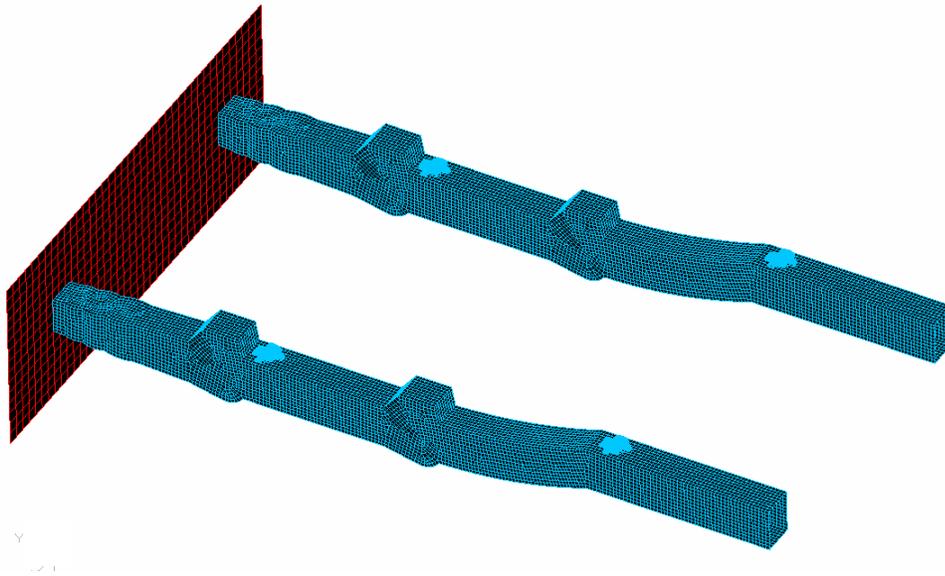


Fig VI.3 La position de la structure dans le test de choc frontal, vue en 3D

Avant de représenter les résultats de chaque test, et dans le but de prédire le comportement réel du châssis lors du choc frontal, nous avons procédé à des essais de simulation afin de pouvoir identifier les paramètres qui ont une grande influence sur le comportement dynamique.

Ces essais ont porté notamment sur le matériau et ses propriétés et le type de contact à adopter dans la géométrie du châssis, ainsi qu'avec l'obstacle.

VI .3 Essai sur les propriétés du matériau

Lorsque' on effectue un essai de choc (aux grandes déformations) sur un matériau ductile on constate que la plastification devient sensible lorsque la contrainte atteint et dépasse la limite d'élasticité, Dans cette étape on s'intéresse à étudier le comportement du modèle avec des tôles de 2 mm d'épaisseur Figure VI.4 par une analyse dynamique. En négligeant la plasticité et en ne prenant compte que de l'élasticité du matériau ($E = 200 \text{ Gpa}$, $\sigma_y = 0.207 \text{ Gpa}$), la figure VI.5 illustre l'état de déformation du châssis sous l'action d'un chocs frontal qui s'avère incontrôlable.

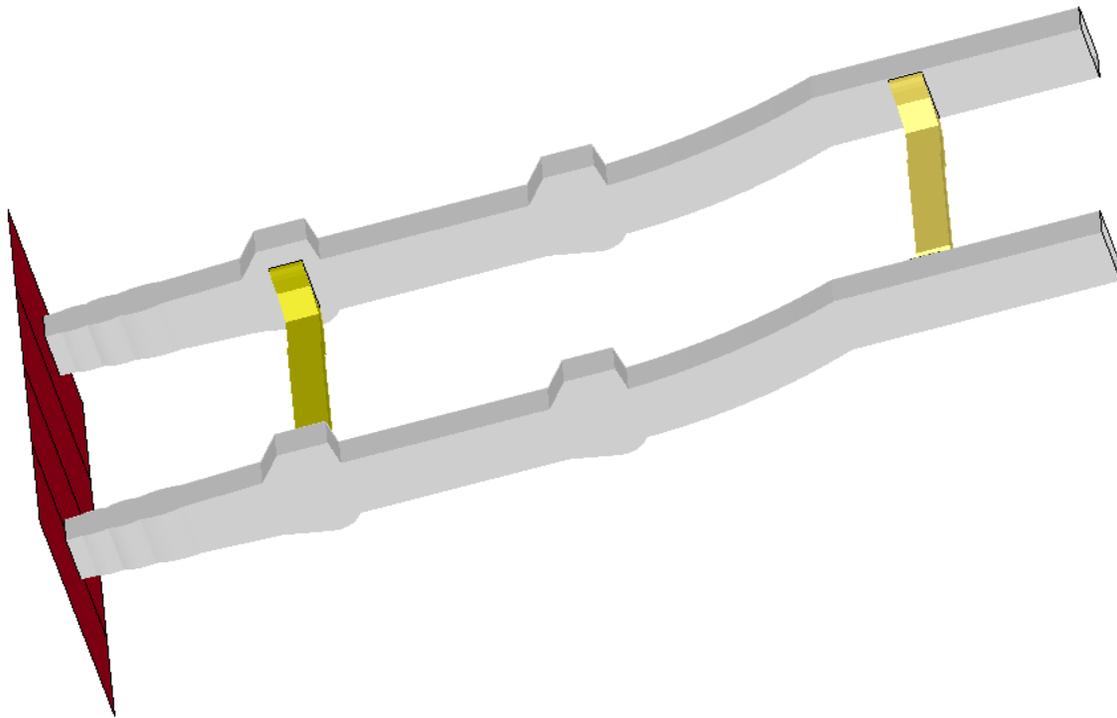


Fig VI.4 la configuration de la structure initiale

La figure VI.5 illustre l'état de déformation du châssis sous l'action d'un choc frontal qui s'avère incontrôlable.

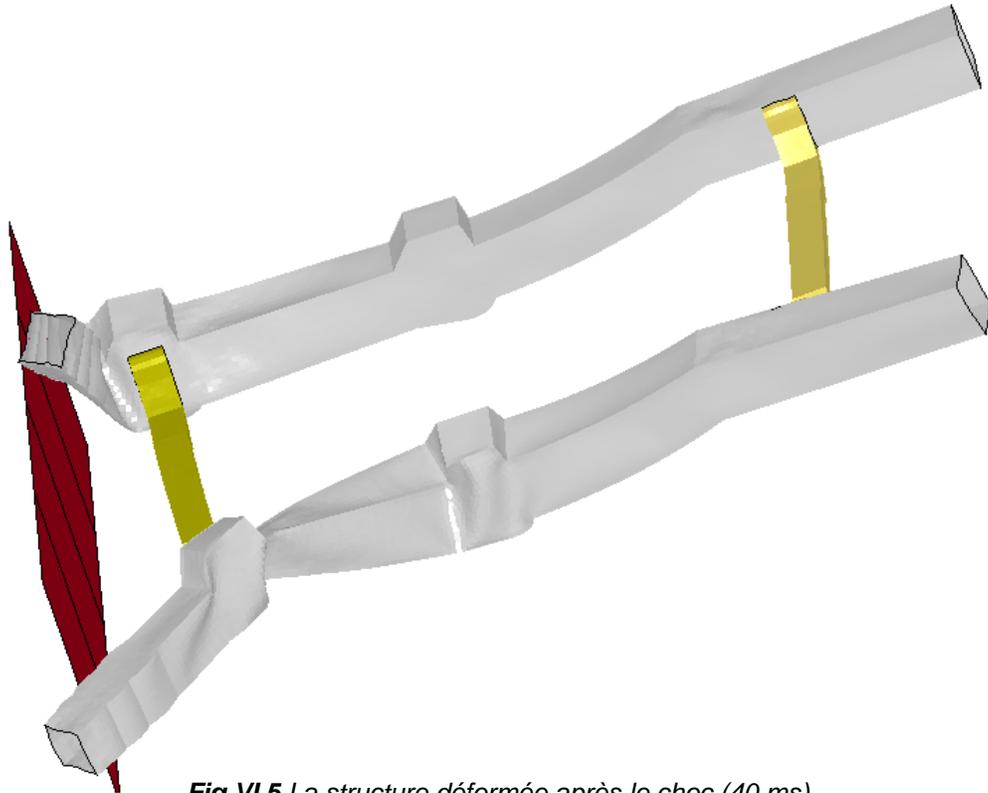


Fig VI.5 La structure déformée après le choc (40 ms)

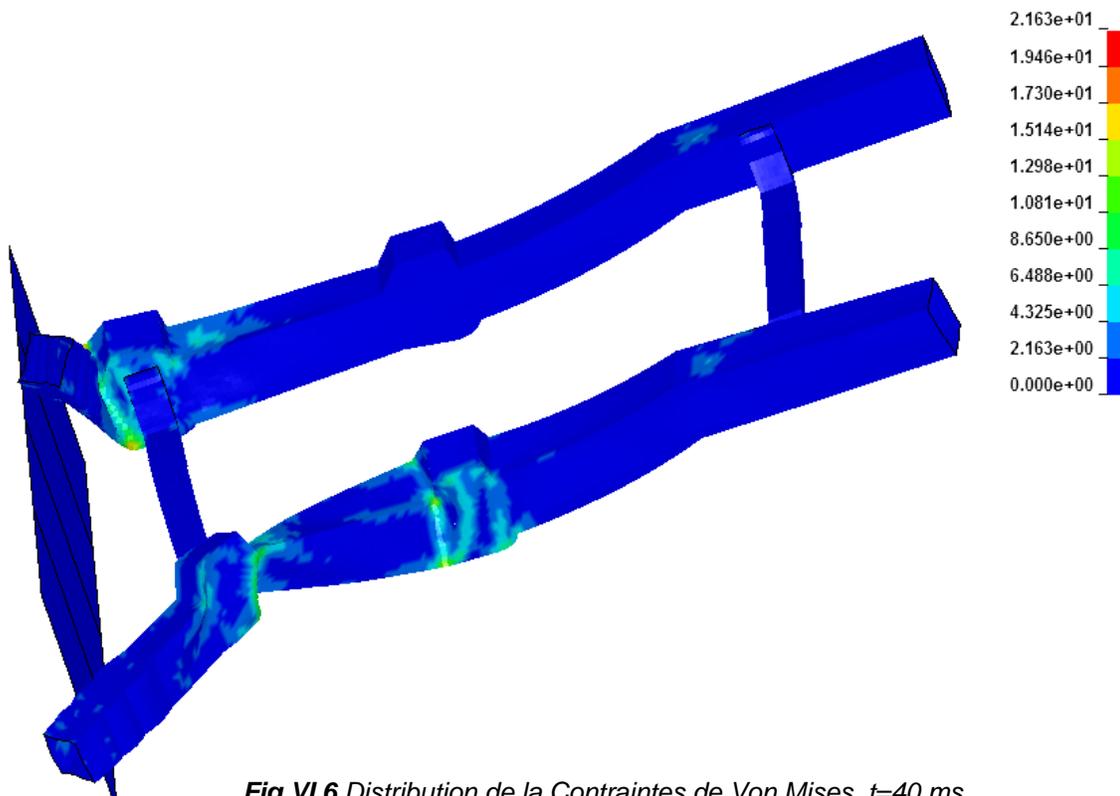


Fig VI.6 Distribution de la Contraintes de Von Mises, t=40 ms

Nous observons sur la Figure VI.6 que les valeurs des contraintes de Von Mises ont dépassé la limite élastique du matériau, donc, une fois la zone élastique dépassée, lorsqu'on entre en plasticité, le comportement devrait être irréversible, alors que ce n'est pas le cas, et la figure IV.7 montre le comportement elasto plastique du matériau auquel on a enlevé la plasticité (données dans le cadre en rouge).

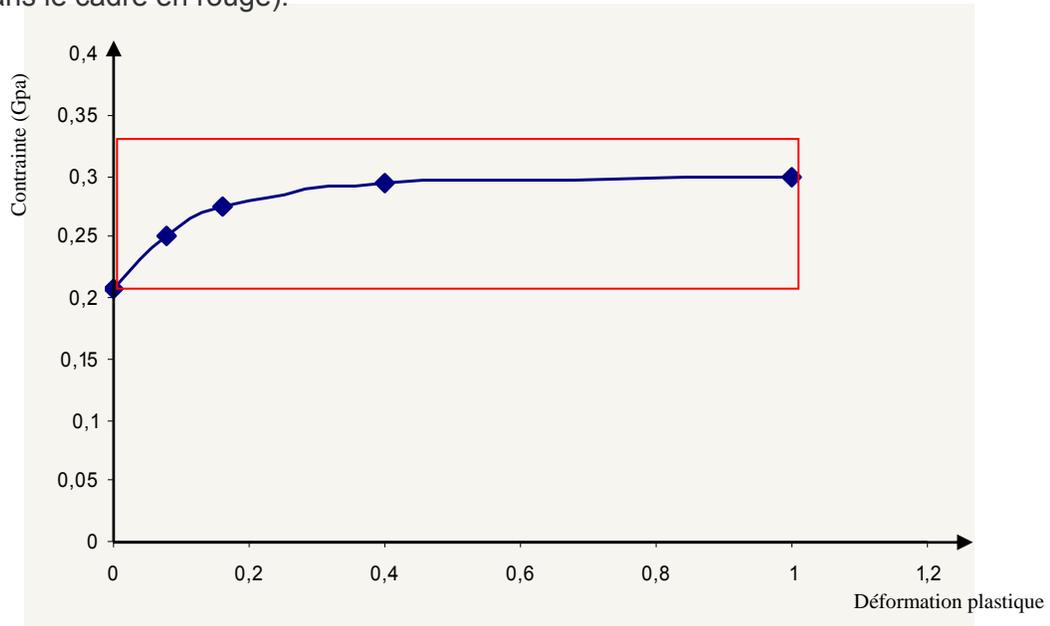


Fig VI.7 le comportement plastique dans un matériau

VI.4 l'essai sur le type de contact

Dans ce test on présente l'effet des deux types de contact utilisés durant les essais effectués, le premier test est le contact de choc avec l'obstacle et le deuxième traduit le contact entre les éléments de maillage de la partie déformée elle-même.

Pour tester le contact de choc, le premier problème est Quelle devrait être le type de contact à utiliser pour définir les nœuds de la partie déformée lorsque ceux-ci sont projetés sur la surface de l'obstacle, afin d'éviter le phénomène de pénétration observée dans la figures VI.8.

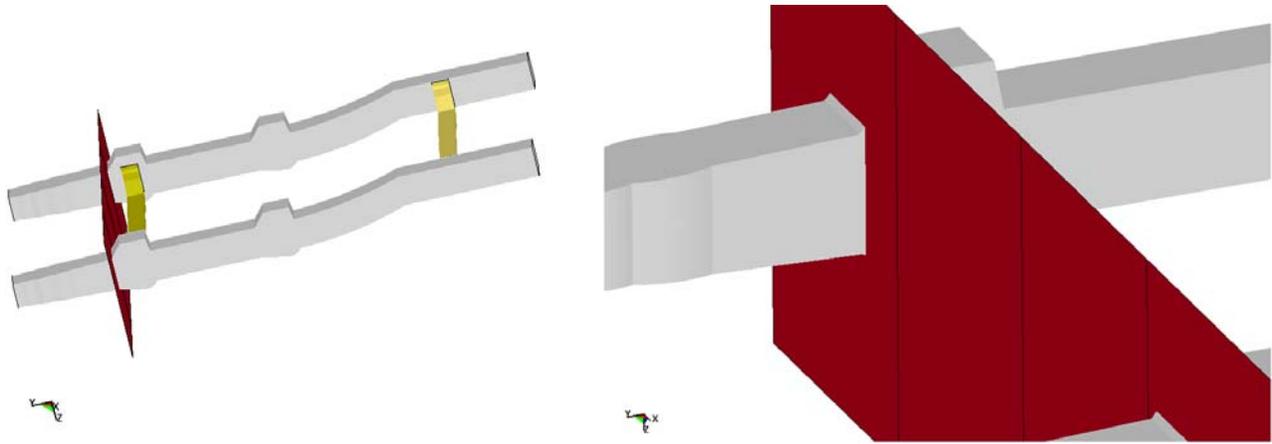


Fig VI.8 La configuration du choc sans contact « pénétration »

Pour définir le contact entre les longerons et le mur rigide, étant donné que le contact « surface / surface », « surface to surface » est considéré comme l'un des type de contact les plus stables constaté dans le logiciel LS-DYNA. Le principe dans ce contact « surface / surface » est basé sur une vérification de la non pénétration des noeuds esclaves à travers le plan maître, puis l'inverse, c à d vérifier la non pénétration des noeuds maître à travers ceux esclave, voir illustration en Figure VI.9.

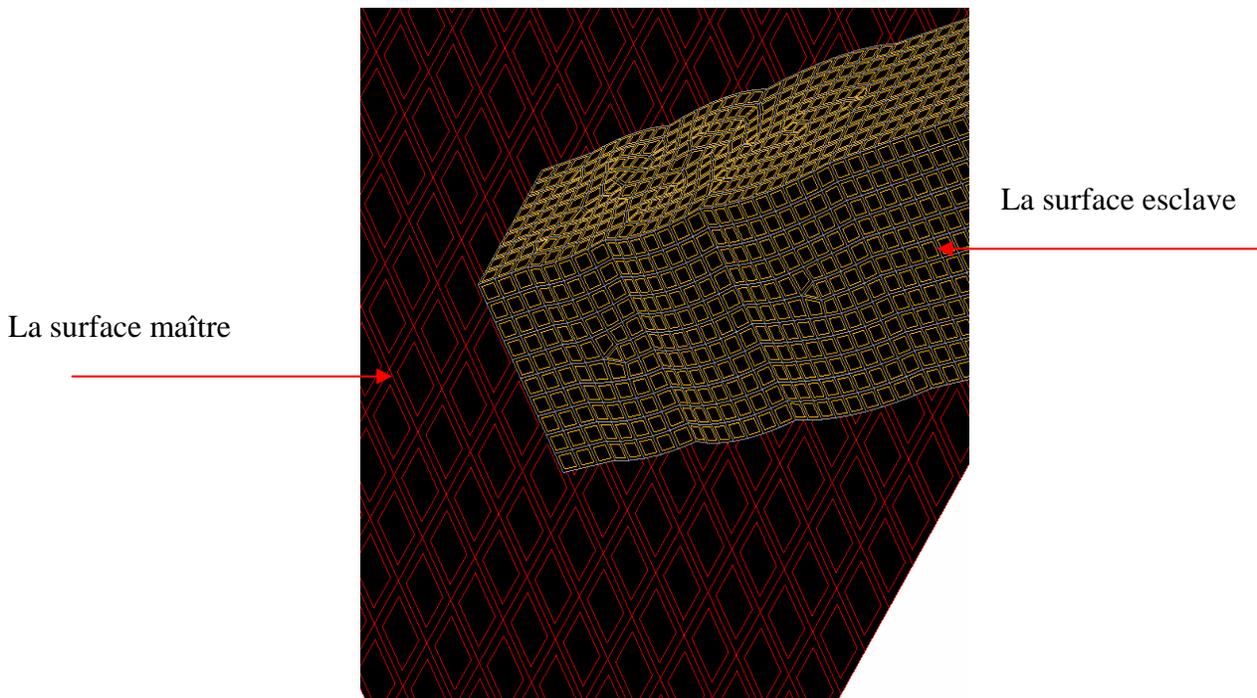


Fig VI.9 La configuration du contact « surface / surface »

Le deuxième problème de contact que nous avons trouvé dans la modélisation de choc frontal, c'est que les éléments d'une surface elle-même sont dans une pénétration entre eux dans le mouvement des plis créé sur la zone de compression (Figure VI.10).

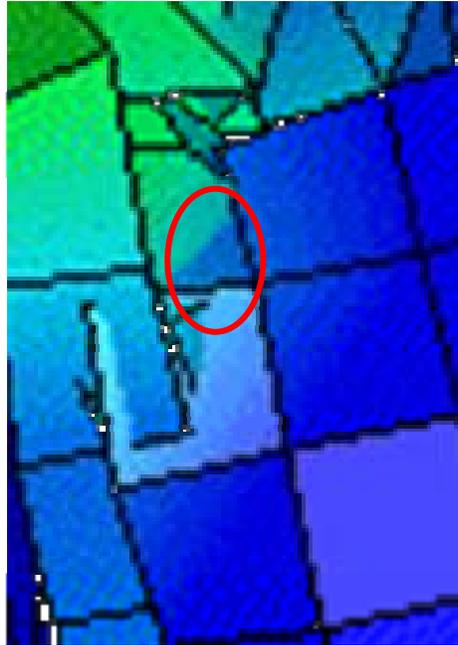


Fig VI.10 Pénétration des éléments entre eux

Pour remédier à cela, l'algorithme de contact «surface unique », « single surface », traduit correctement le contact entre les éléments, chaque segment doit vérifier tous les autres segments du corps, ce qui implique que chaque noeud dans le corps est l'esclave de tous les autres noeuds. Donc le temps de calcul augmente fortement avec le nombre des segments, Lors de l'utilisation de ce type d'algorithme, et pour l'optimisation, la réduction du nombre des segments permettra de réduire considérablement le temps de calcul .L'avantage d'utiliser ce type de contact réside dans le fait que toutes les parties de la zone définie peuvent s'appuyer sur toutes les autres parties indésirables sans pénétration.

VI.5 Représentation des résultats obtenus

Dans cette partie, après avoir effectué les calculs par le logiciel "LS dyna", les résultats seront présentés en deux parties, respectivement en fonction des deux études, celle relative à la variation de l'épaisseur et celle relative au changement de la forme du longeron.

Dans la première partie, seront exposés les déformations globales de la structure, les contraintes de von mises, les déformations plastiques, la vitesse de déplacement des noeuds ainsi que l'énergie cinétique et interne. Tous ceci, en fonction de plusieurs épaisseurs de tôles.

Dans la deuxième partie, on montera, en fonction de plusieurs géométries, l'évolution des contraintes de von mises et les déformations.

VI.5.1 Première partie : L'effet de la variation de l'épaisseur

VI.5.1.1 La structure déformée

Les résultats illustrés dans les figures VI.11 a-b-c représentent la configuration finale du modèle déformé pour des tôles d'une épaisseur de 2 mm ,3 mm ,4 mm.

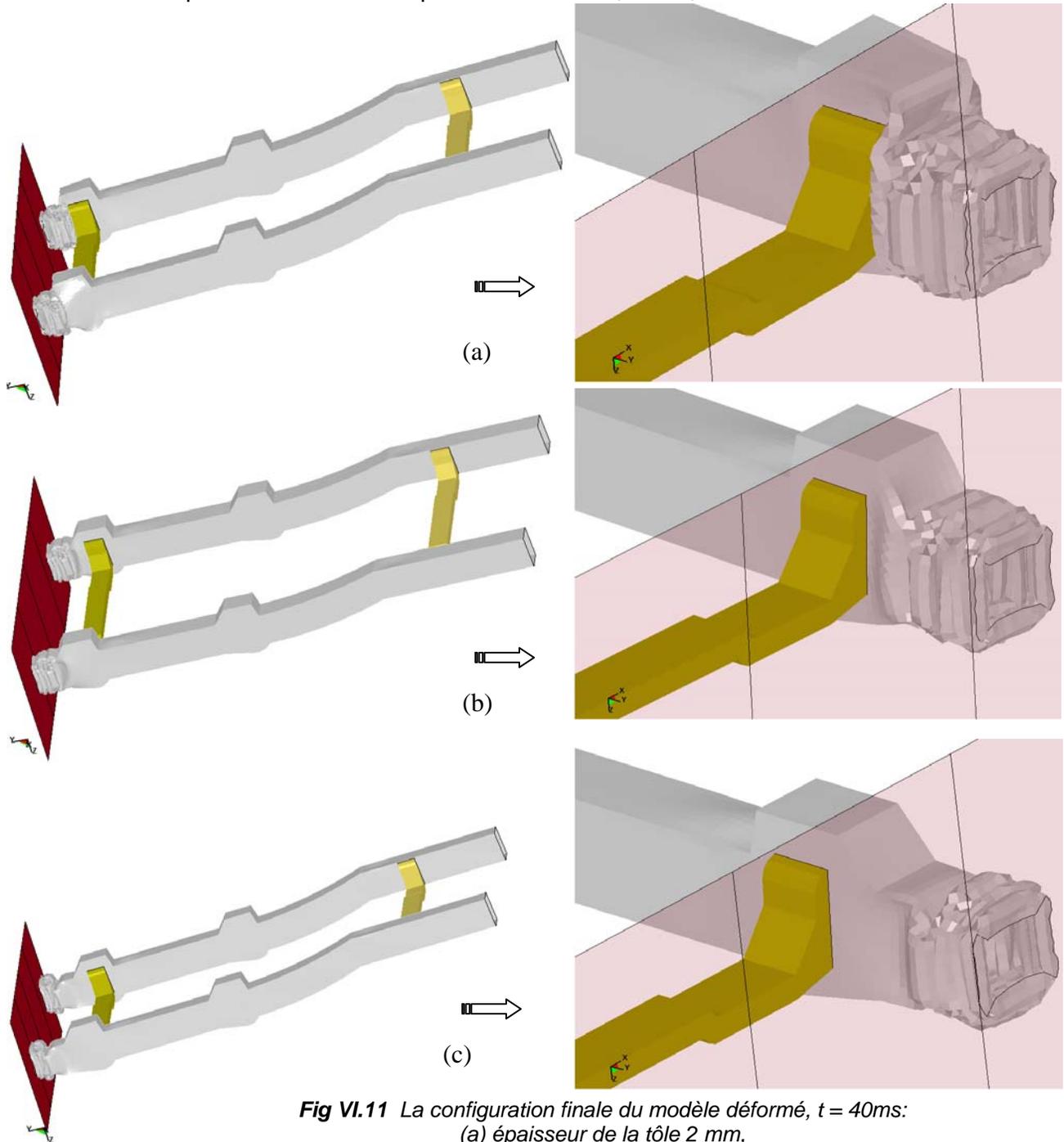


Fig VI.11 La configuration finale du modèle déformé, $t = 40\text{ms}$:
(a) épaisseur de la tôle 2 mm,
(b) épaisseur de la tôle 3 mm,
(c) épaisseur de la tôle 4 mm

Interprétation

Les figures VI.11 a-b-c correspondent à une visualisation des configurations finales du modèle après l'impact de 40 ms (le temps de simulation). On observe l'apparition des plis simultanément tout le long de la zone de compression, Avec une épaisseur de 2 mm (figure VI.11 a), cette zone de compression atteint la deuxième partie (correspond à un changement de section) du longeron qui commence à se déformer, pour une épaisseur de 3 mm (figure VI.11 b) la déformation s'arrête lorsqu'elle atteint cette section, pour l'épaisseur de 4 mm (figure VI.11 c), on observe une diminution de la longueur de la zone de compression par rapport aux deux autres épaisseurs.

VI.5.1.2 Les contraintes de Von Mises

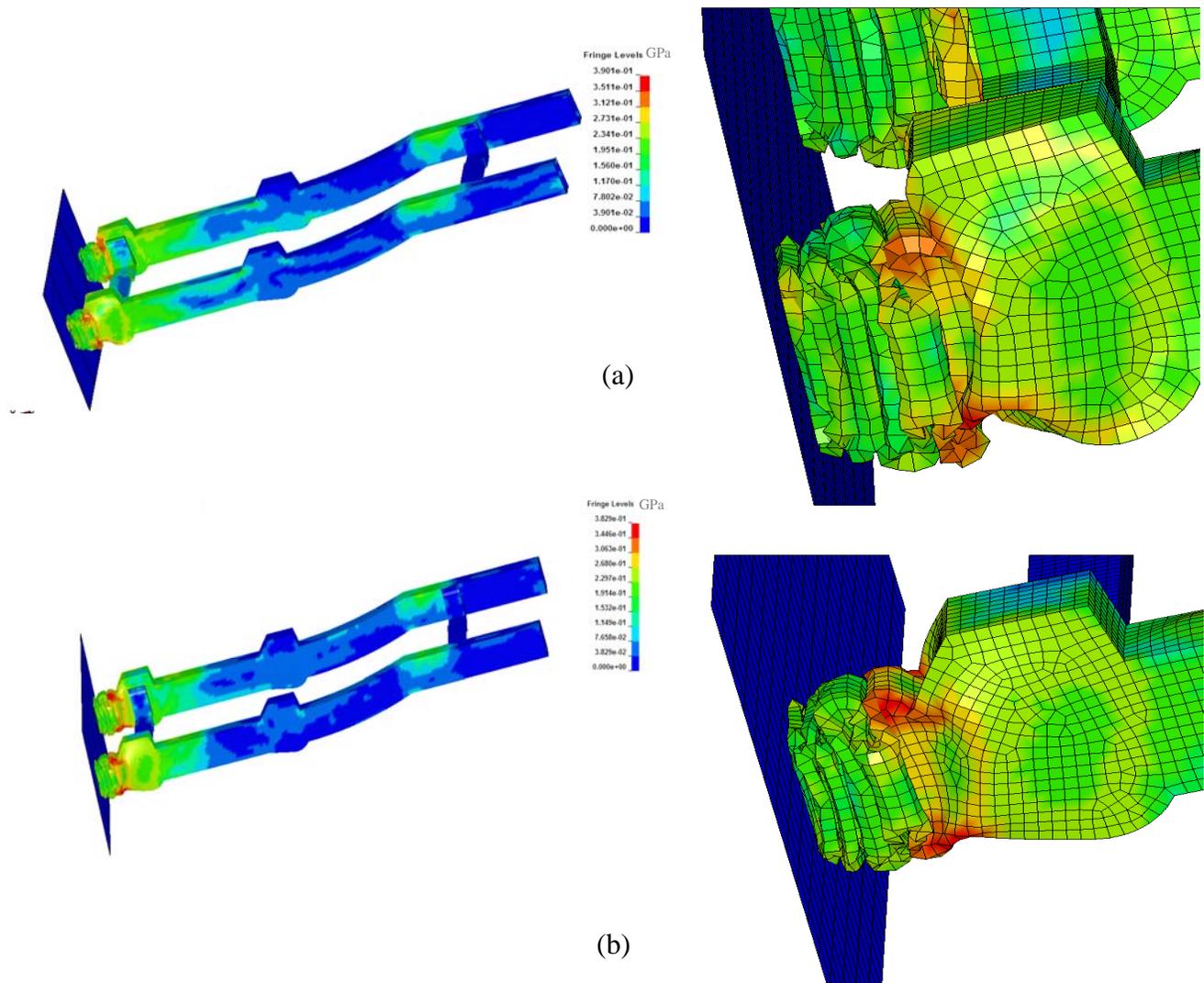


Fig VI.12 Les contraintes de Von Mises, $t = 40 \text{ ms}$:
 (a) épaisseur de la tôle 2 mm,
 (b) épaisseur de la tôle 3 mm,

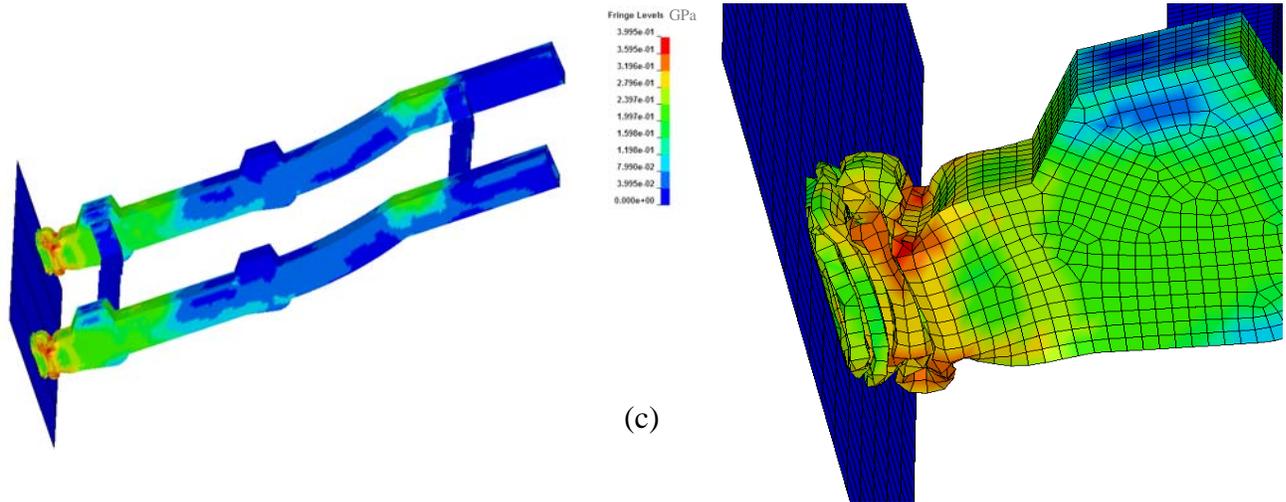


Fig VI.12 Les contraintes de Von Mises, $t= 40ms$:
(c) épaisseur de la tôle 4 mm

Les Figure (VI.12 a,b,c) montre l'évolution de la contrainte de Von Mises maximale dans les 3 tests d'épaisseur (2 mm, 3 mm, 4 mm), une variation de contrainte sur la zone rouge correspond à la création du dernier pli, une concentration plus forte est remarquable sur le modèle d'épaisseur 2 mm à cause de la création d'un pli dans la zone qui correspond à un changement de section.

VI.5.1.3 Les déformations plastiques

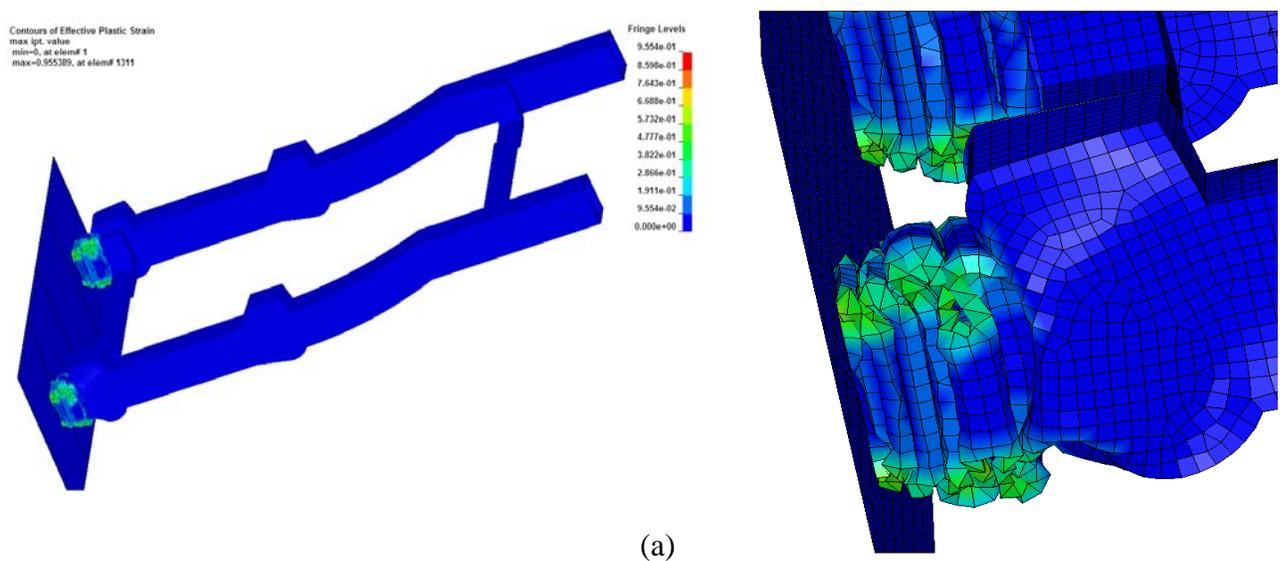


Fig VI.13 Les déformations plastiques, $t=40ms$: (a) épaisseur de la tôle 2 mm,

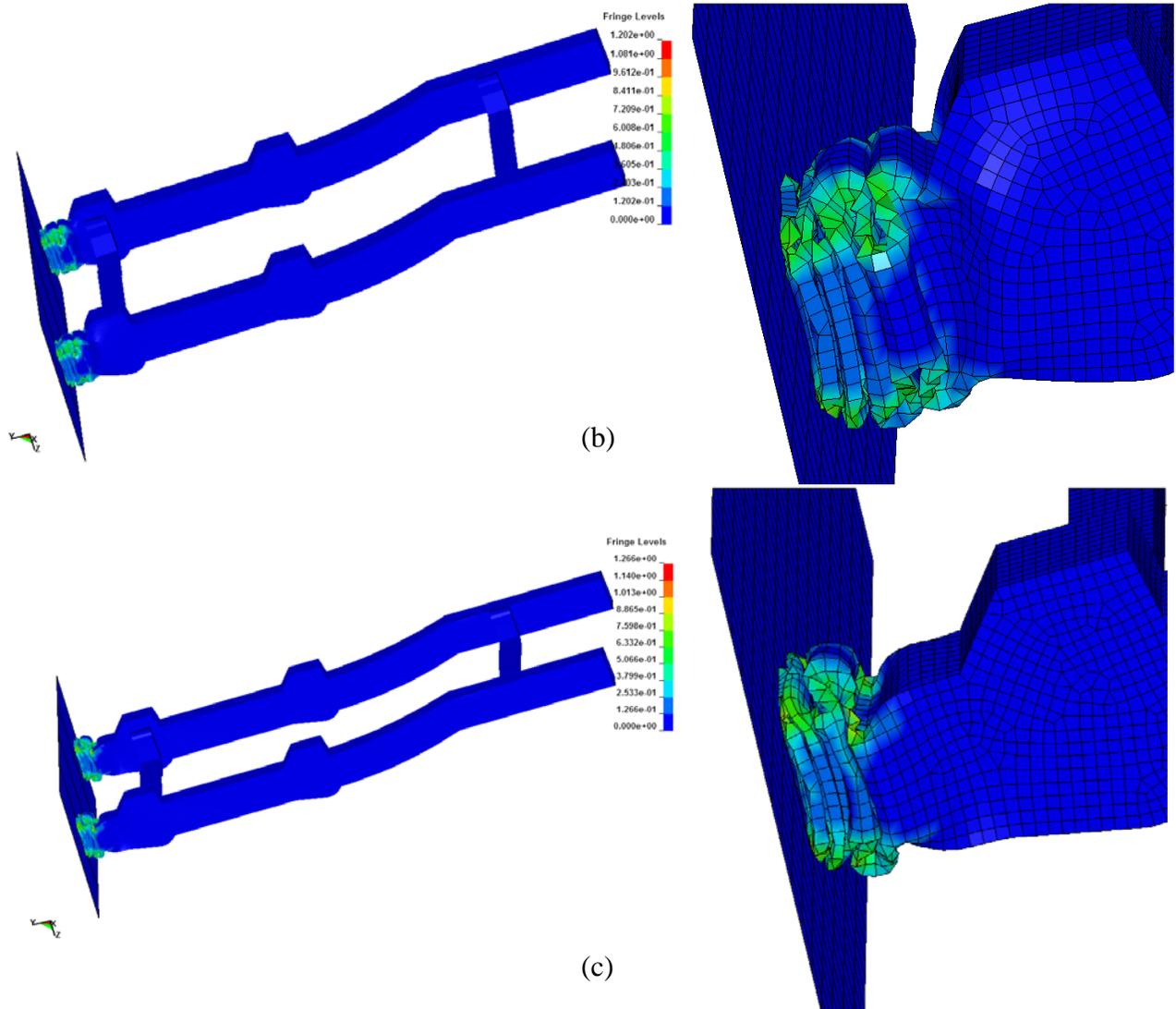


Fig VI.13 Les déformations plastiques, $t=40\text{ms}$:
 (b) épaisseur de la tôle 3 mm,
 (c) épaisseur de la tôle 4 mm

Sur Les Figures (VI.13 a,b,c) l'évolution de la déformation plastique dans les 3 tests d'épaisseur (2 mm, 3 mm, 4 mm), montre que la déformation permanente se concentre essentiellement au niveau du pliage des tubes formant le longeron, et pas sur les parties plats des tôles.

VI.5.1.4 Discussion et interprétation des résultats

VI.5.1.4.a L'évolution de la contrainte de Von Mises en fonction de l'épaisseur

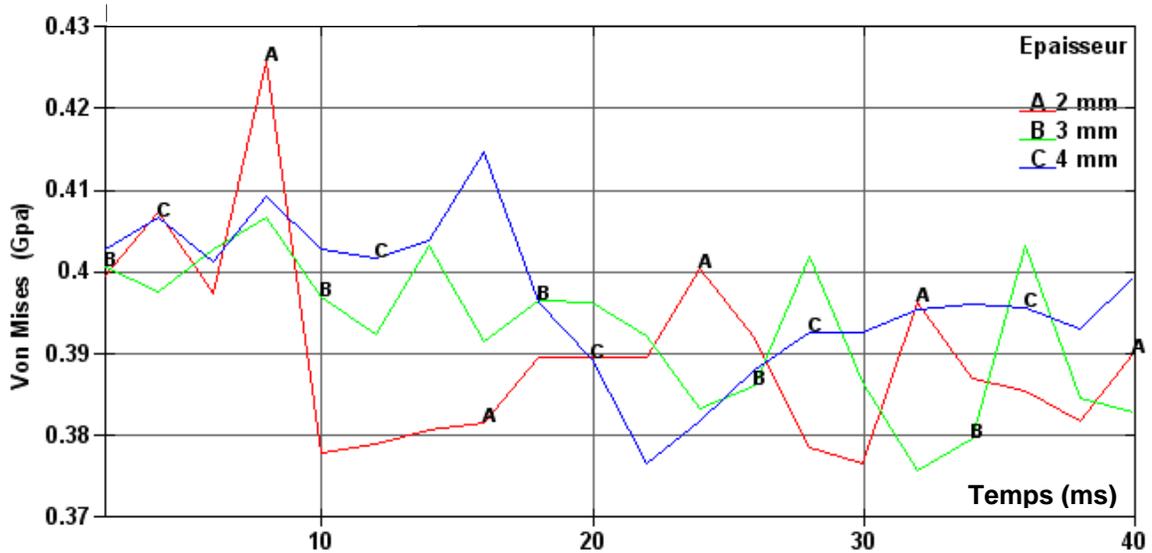


Fig VI.14 Les pics de contrainte de von mises dans les trois tests de l'épaisseur 2, 3,4 mm

Les contraintes de Von Mises maximales lors de l'écrasement de la partie destinée à l'absorption du choc en fonction du temps sous l'effet de la variation d'épaisseurs sont présentées en figure VI.14, on remarque des pics de contraintes plus ou moins importants pour les épaisseurs de 2 et 4 mm, et on constate une certaine stabilité des contraintes pour les tôles d'épaisseur 3mm, cela peut déjà nos donner des informations quand au choix optimal de l'épaisseur de la tôle à adopter.

VI.5.1.4.b Energie cinétique et interne

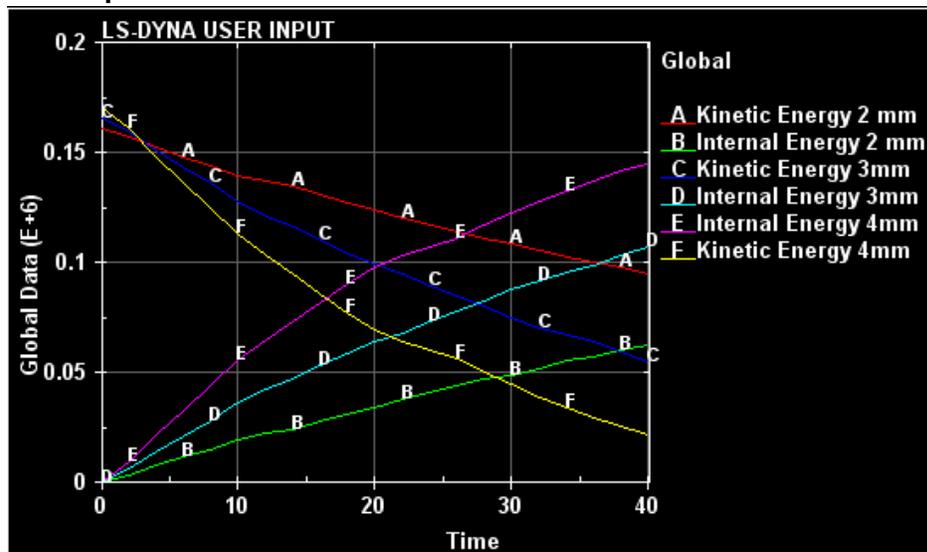


Fig VI.15 Evolution de l'énergie cinétique et interne pour 3 épaisseurs de tôles 2,3, 4 mm

L'évolution de l'énergie cinétique est représentée dans la figure VI.15 à travers cette dernière, on remarque bien l'effet de l'augmentation d'épaisseur sur l'énergie de dissipation dite l'énergie interne, en effet, plus l'épaisseur est grande, plus l'énergie interne capable d'absorber le choc est grande, et par conséquent l'énergie cinétique diminue. Les deux énergies se rejoignent au bout d'un temps de 16 ms pour une épaisseur de 4 mm, et au bout de 28 ms pour 3 mm d'épaisseur, le modèle avec une épaisseur de 2 mm qui ne donne pas des valeurs acceptables pour absorber l'énergie cinétique lors du choc, c'est pour cela que la déformation passe vers une autre partie du longeron qui peut être liée à l'habitacle, ce dernier n'étant pas destiné à absorber ce type de choc.

VI.5.1.4.c Evolution du déplacement :

Dans le but de voir l'effet de la variation d'épaisseur sur le déplacement nodal, on a choisi un noeud hors de la zone déformée figure VI.16, le déplacement horizontal de ce dernier durant le temps de simulation est présente en figure VI.17 :

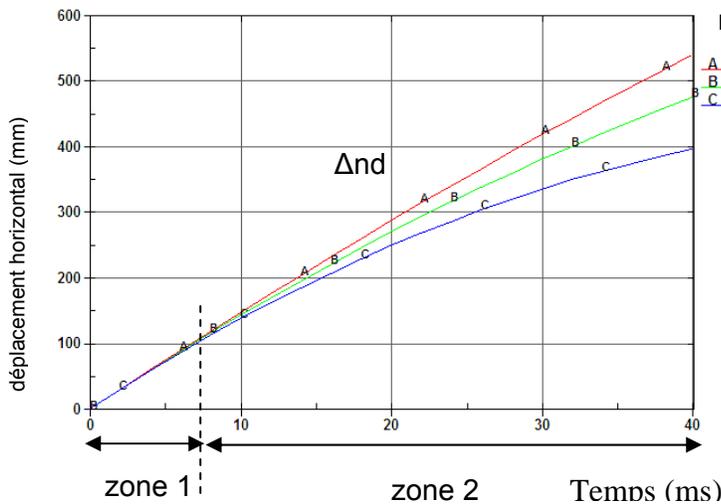


Fig VI.17 Profil du déplacement du noeud choisi (N° 10593)

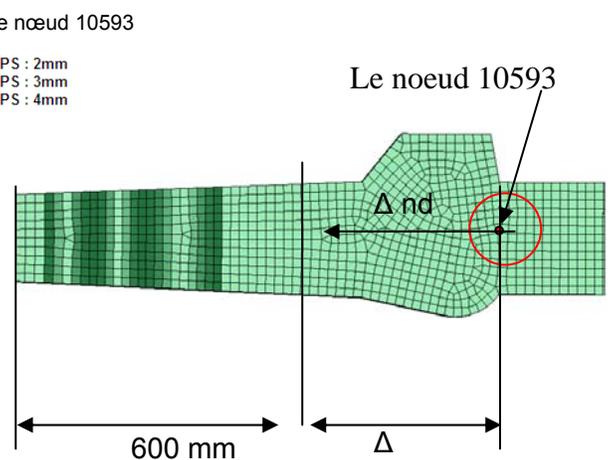


Fig VI.16 L'emplacement du noeud choisi (N° 10593)

La figure 12 montre qu'il y a deux zones importantes: la première zone est représentée dans l'intervalle de {0 a 8 ms}, la variation dans le déplacement entre les trois valeurs d'épaisseurs étudiées est faible. On peut voir dans la deuxième zone après 10 ms que la différence des déplacements est plus grande, quand on atteint 40 ms du temps, le déplacement pour une épaisseur de 2 mm est proche de la valeur de 541 mm, ce qui implique que la zone déformée dans la partie frontale de longeron a subi une compression maximale.

VI.5.1.4.d Evolution de La Vitesse

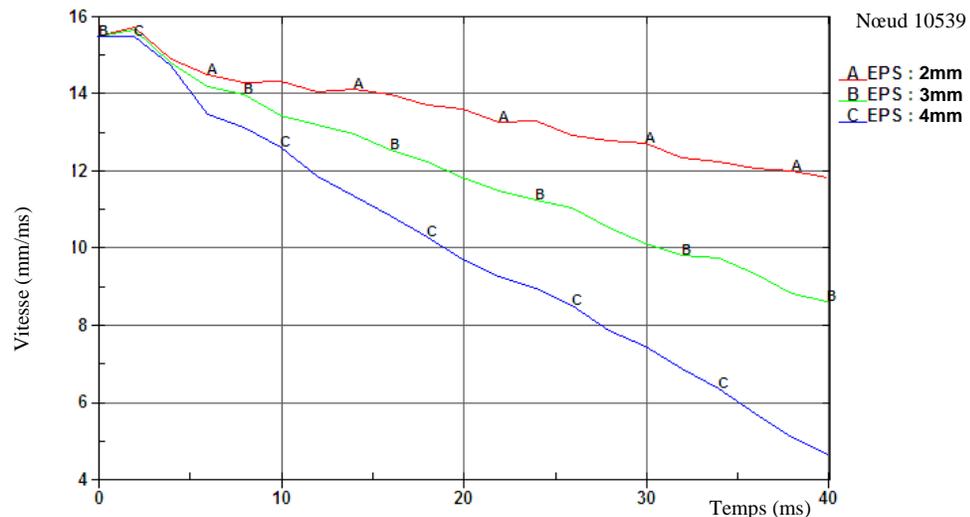


Fig VI.18 Profil de la vitesse de déplacement du noeud N°10593

La vitesse du nœud 10539 destinée à capturer l'évolution de la déformation dans la partie déformée est présentée sur la figure VI.18, pour les différentes valeurs de l'épaisseur, on remarque que la vitesse diminue durant le temps de choc pour atteindre des valeurs finales différentes pour chaque épaisseur, pour une épaisseur de 2 mm la vitesse à la fin du temps de simulation (40 ms), qui est d'environ 12 mm/ms, est toujours une vitesse qui conduit à une grande déformation. Par contre elle diminue considérablement lorsque on augmente l'épaisseur de 3 à 4 mm,

VI.5.1.4.e Le premier contact avec l'obstacle

Dans ce test, il s'agit de recueillir les informations sur la contrainte de von mises et la déformation plastique pour un élément du maillage situé directement sur la surface de contact entre le châssis et l'obstacle fixe.

Le choix s'est porté sur l'élément N°1246 (figure VI.19), comme étant le premier élément du maillage à subir la déformation plastique maximale.

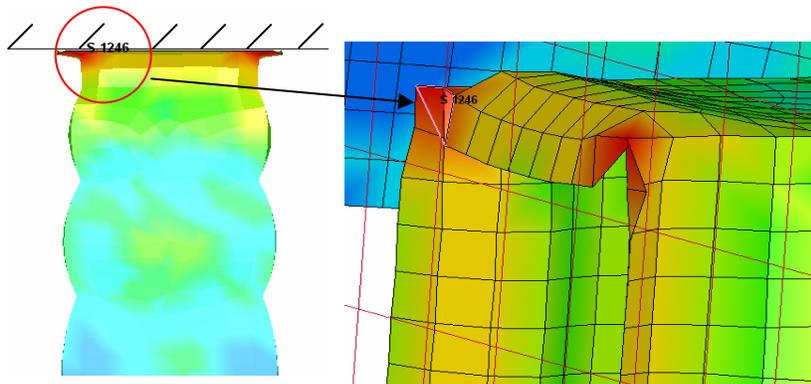


Fig VI.19 position de l'élément 1246

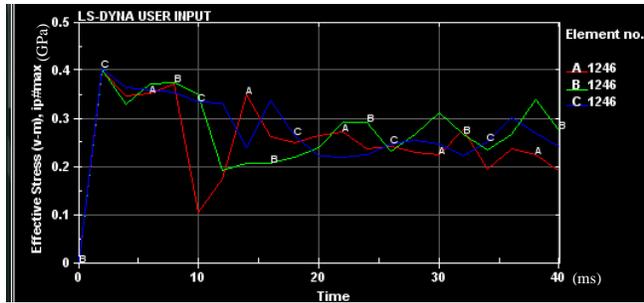


Fig VI.20 Évaluation de la Contrainte (en GPa) de von mises pour l'élément 1246

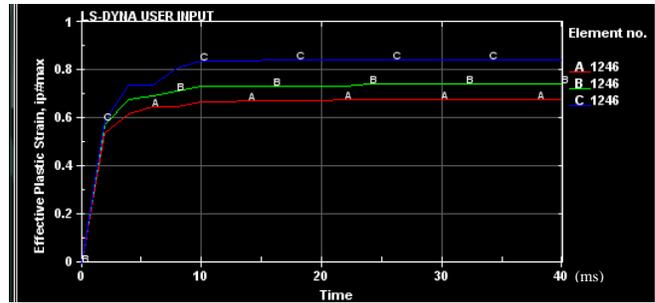


Fig VI.21 Évaluation de la déformation plastique pour l'élément 1246

L'essentiel des résultats des figures VI.20, VI.21 est récapitulé dans le tableau VI.1 :

Temps de 1.9996 ms	épaisseur 2 mm	épaisseur 3 mm	épaisseur 4 mm
Contrainte de von mises GPa	3.99 E-1	4.00673 E-1	4.0290 E-1
Déformation plastique	5.39 E-1	5.731 E-1	5.9033E-1

Tab VI.1 contrainte et déformation plastique dans Le premier contact avec l'obstacle

La lecture du tableau ci-dessus nous permet de dire que l'essentiel de la concentration des contraintes et des déformations se produit dans l'intervalle de temps (0 -10 ms). Après cela, tout ces paramètres ont tendance à se stabiliser au autour d'un valeur moyenne.

- Vitesse et déplacement de l'élément de contact N° 1246

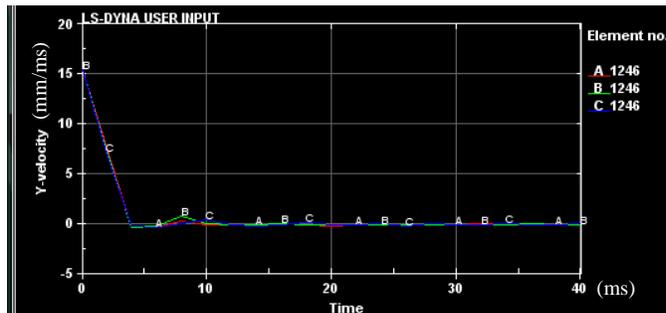


Fig VI.22 La vitesse de L'élément 1246

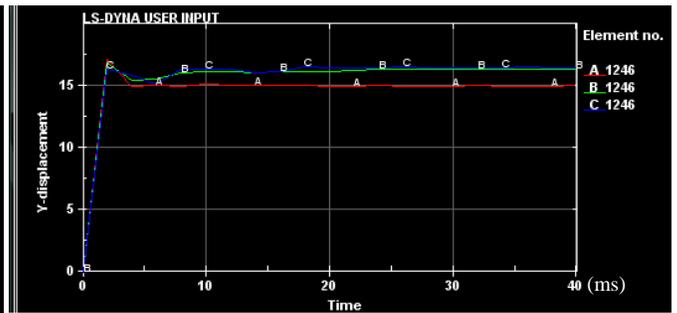


Fig VI.23 Déplacement de L'élément 1246

Sur la figure VI.22, la vitesse de l'élément diminue brusquement après le premier contact avec l'obstacle immobile jusqu'elle devienne presque nulle dans un temps de 8 ms qui représente

la configuration de la structure après la création de premier pli (Figure VI.24), ce qui parfaitement accord avec la configuration réelle de l'essai.

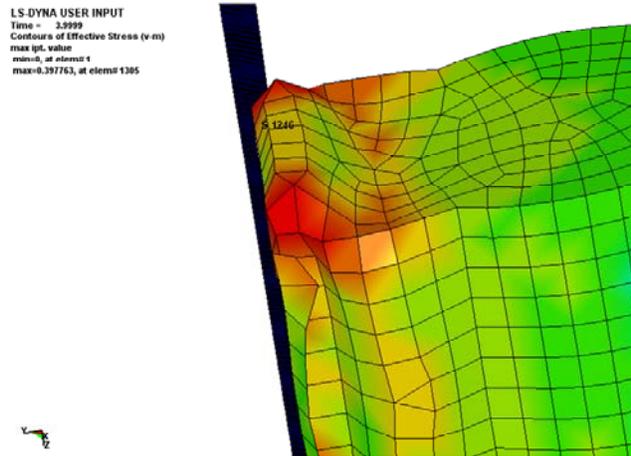


Fig VI.24 la configuration de la structure après la création de premier pli

VI.5.2 Deuxième partie : les résultats de Changement de forme

Dans cette partie on présente l'effet du changement de la forme géométrique du longeron sur l'assemblage, Les résultats concernant les modifications de la forme du longerons sont présenté ci-dessous.

VI.5.2.1 première géométrie proposée

Comme il à été spécifier en § V 4-2-1, la première forme du châssis est présentée en figure VI.25

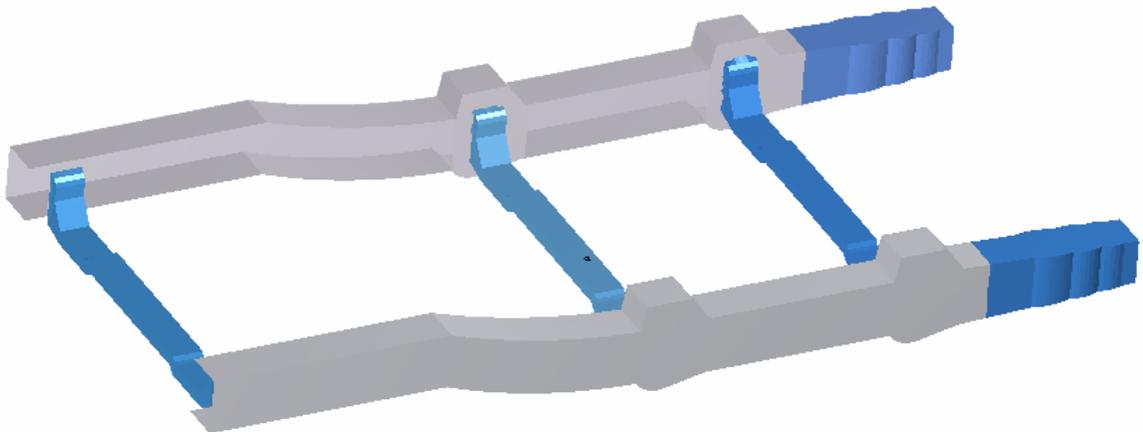


Fig VI.25 configuration de la première géométrie proposée

a) la structure déformée

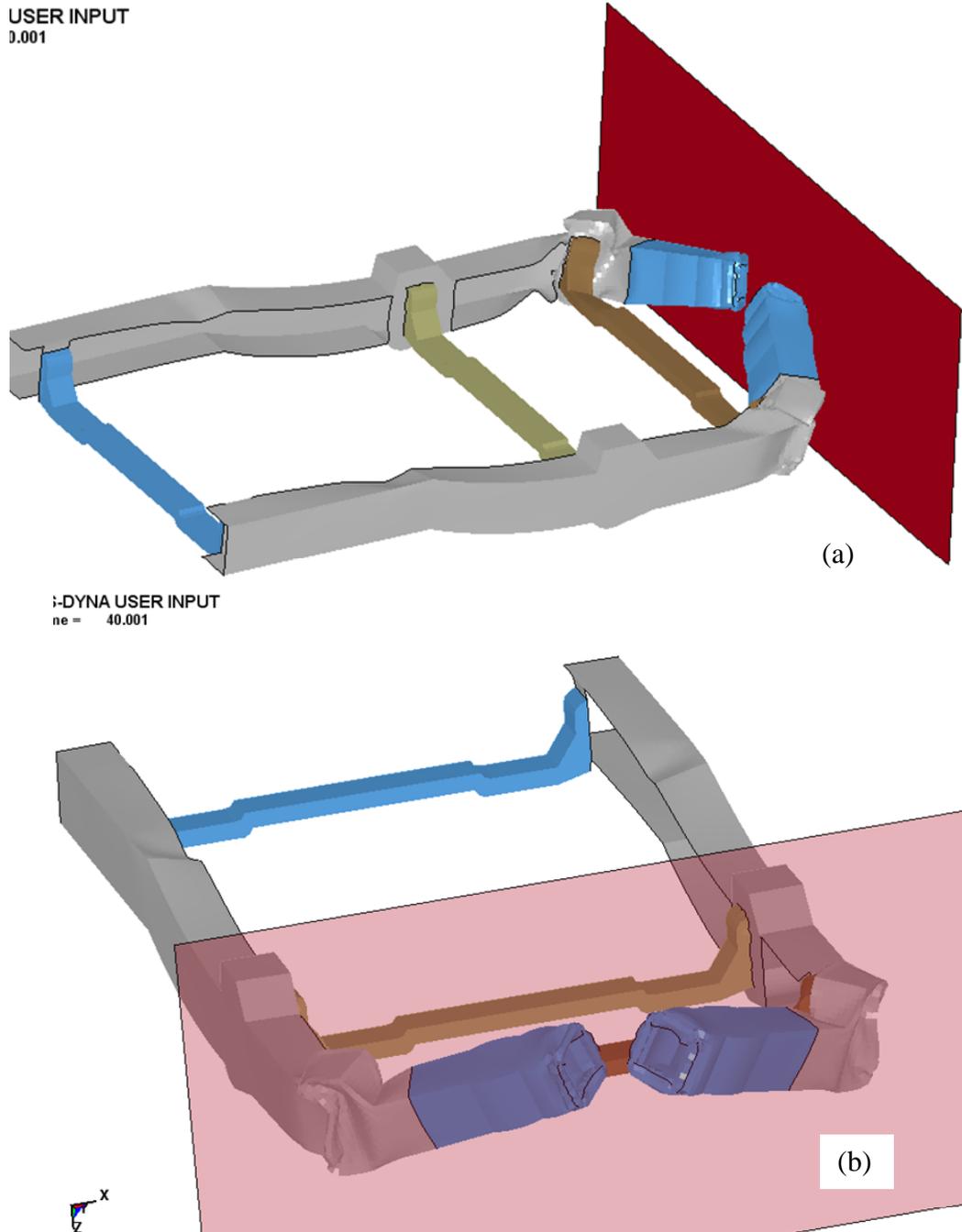


Fig VI.26 (a) Structure déformée : première géométrie
(b) Zoom sur la partie avant des longerons

La figure VI.26 illustre l'influence de la première modification sur le longeron, les zones fragiles sont dans la deuxième partie du longeron juste après la fixation de la première traverse, on remarque que la partie frontale (de forme tube bleu), a subit une déviation importante qui ne permet pas l'absorption du choc provoquant une grande déformation de l'habitacle.

b) contrainte de von mises

```
LS-DYNA USER INPUT
Time = 40.001
Contours of Effective Stress (v-m)
max ipt. value
min=0, at elem# 171299
max=0.340184, at elem# 414334
```

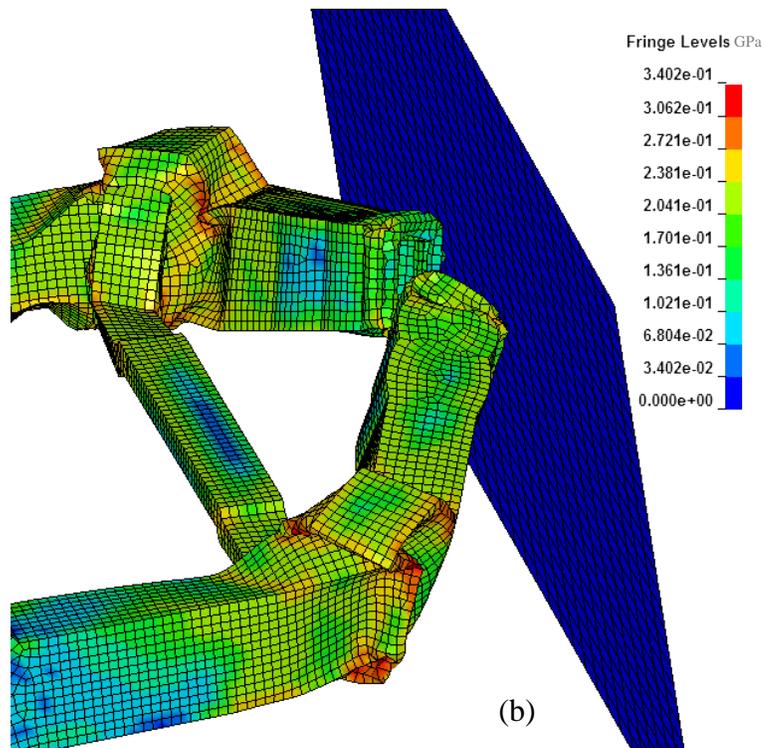
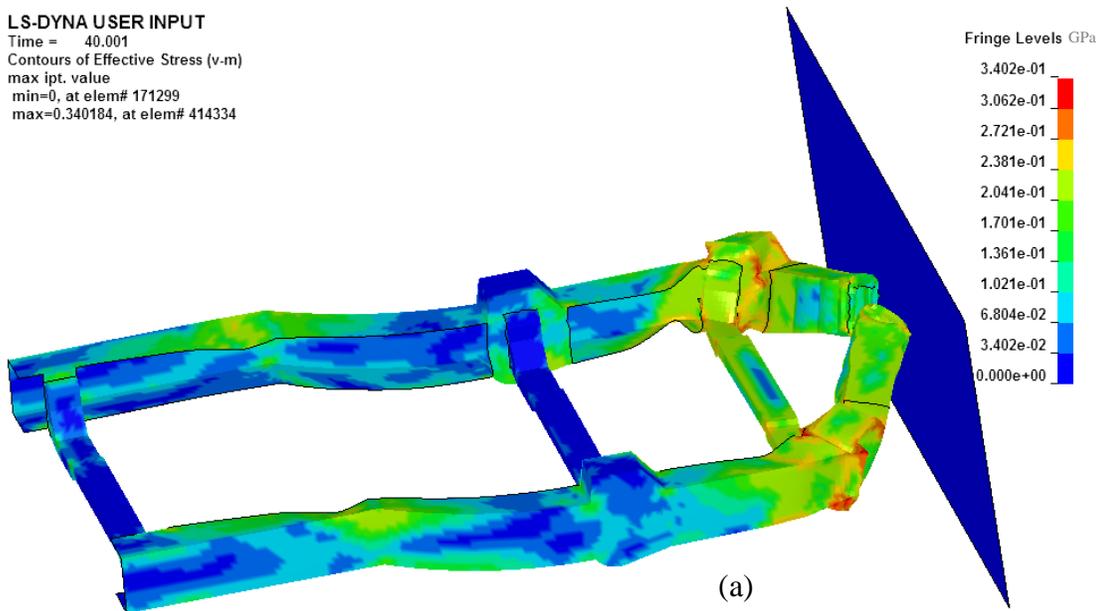


Fig VI.27 (a) Contrainte de von mises: première géométrie
(b) Zoom sur la partie avant des longerons

La figure VI.27 montre une concentration de contrainte localisée dans les zones de changement de section dans la deuxième partie du longeron à cause de l'absence des renforcements et la grande déviation de la partie frontale.

c) Déformation plastique

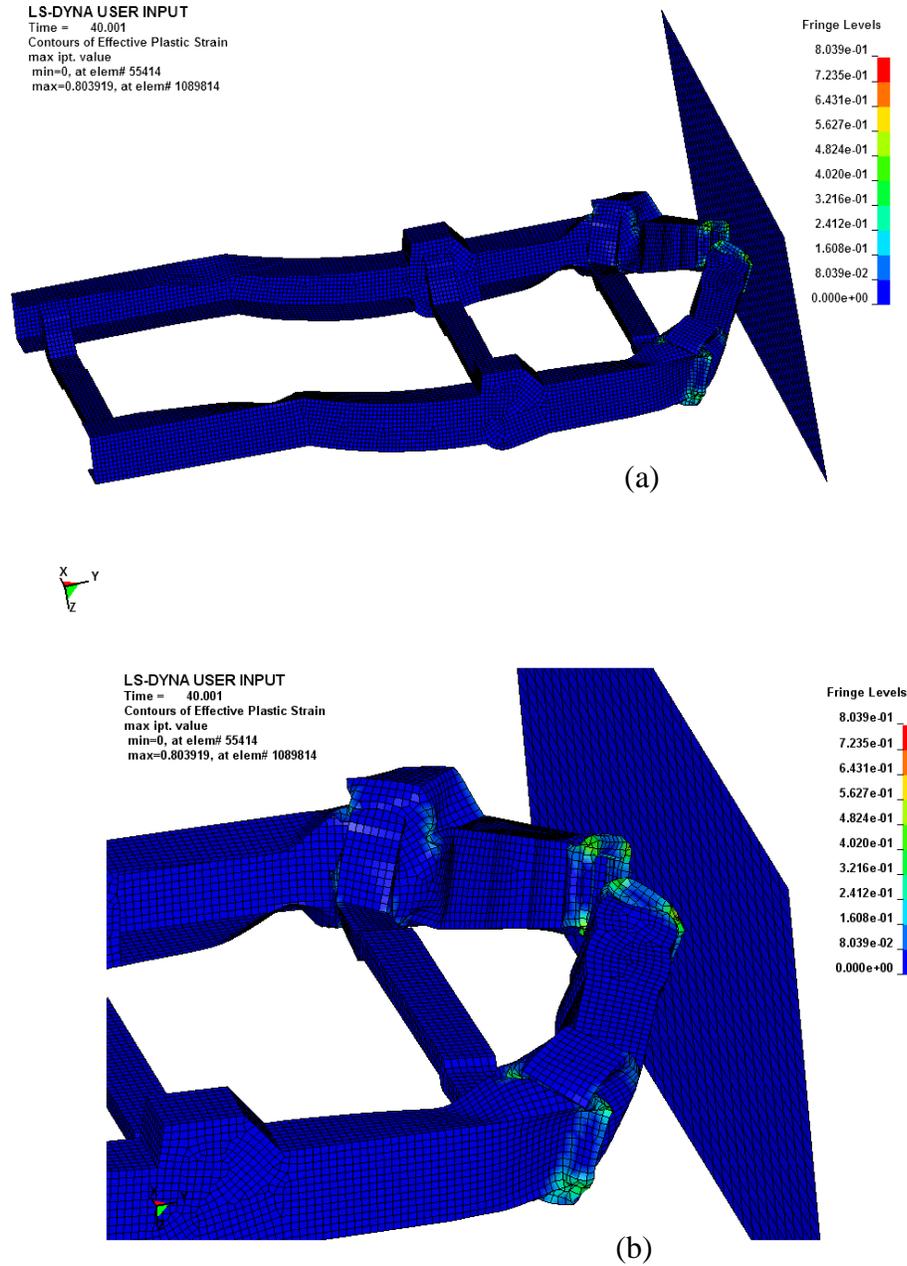


Fig VI.28 (a) Déformation plastique: première géométrie
 (b) Zoom sur la partie avant des longerons

Dans ce cas la rigidité excessive de la partie avant (tubes), transmet les déformations plastiques vers l'arrière des longerons, donc forte déviation et déformation de l'habitacle.

VI.5.2.2 Deuxième géométrie proposée

La deuxième forme du châssis est présentée en figure VI.29

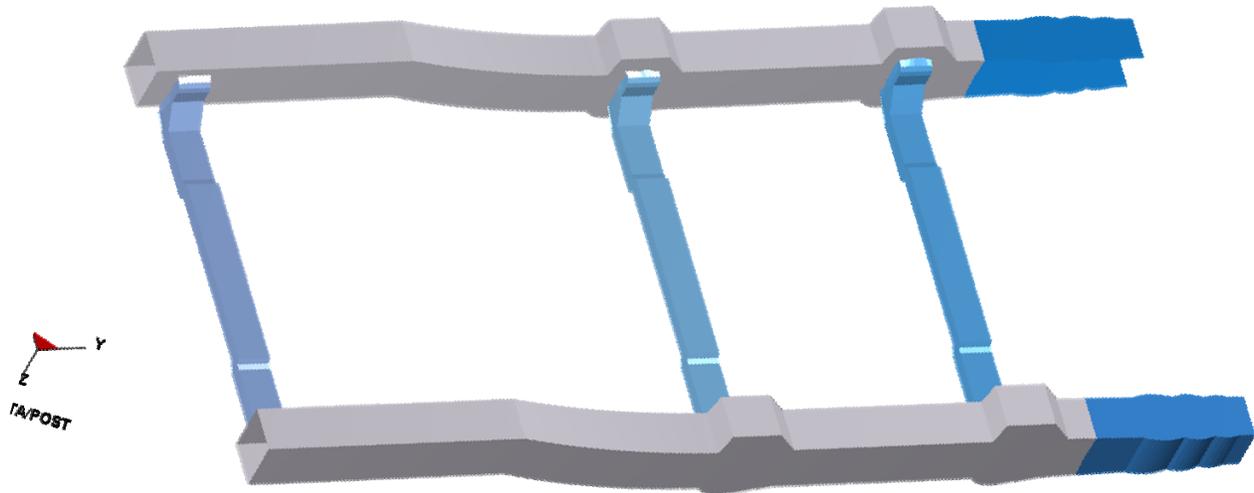
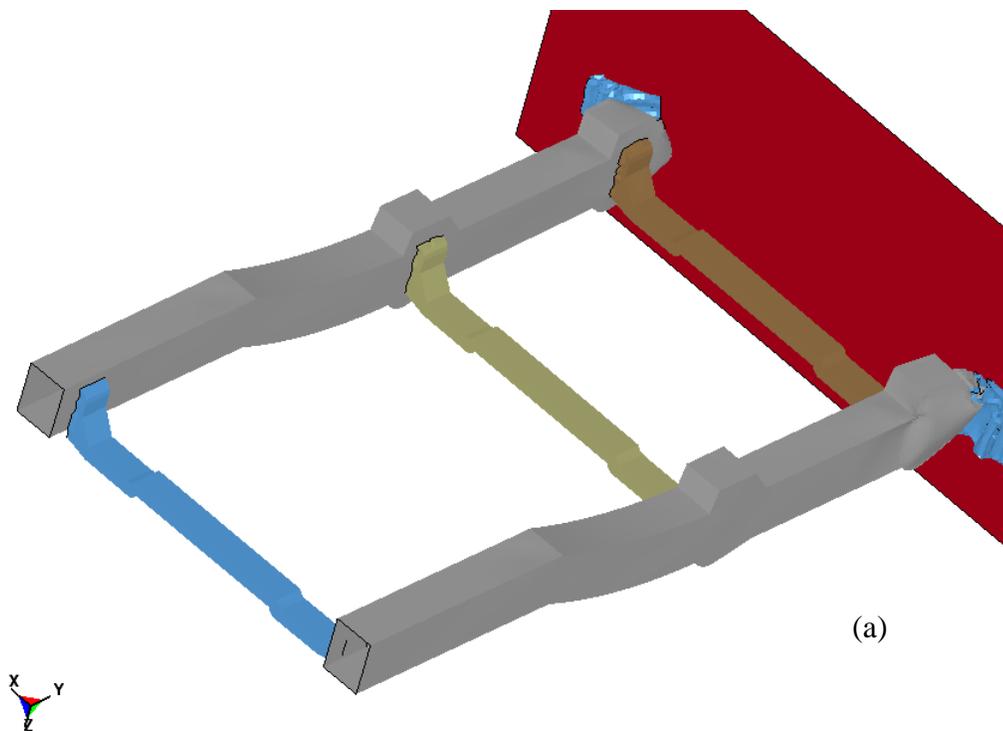


Fig VI.29 configuration de la deuxième géométrie proposée

a) la structure déformée



(a)

Fig VI.30 (a) Structure déformée : deuxième géométrie

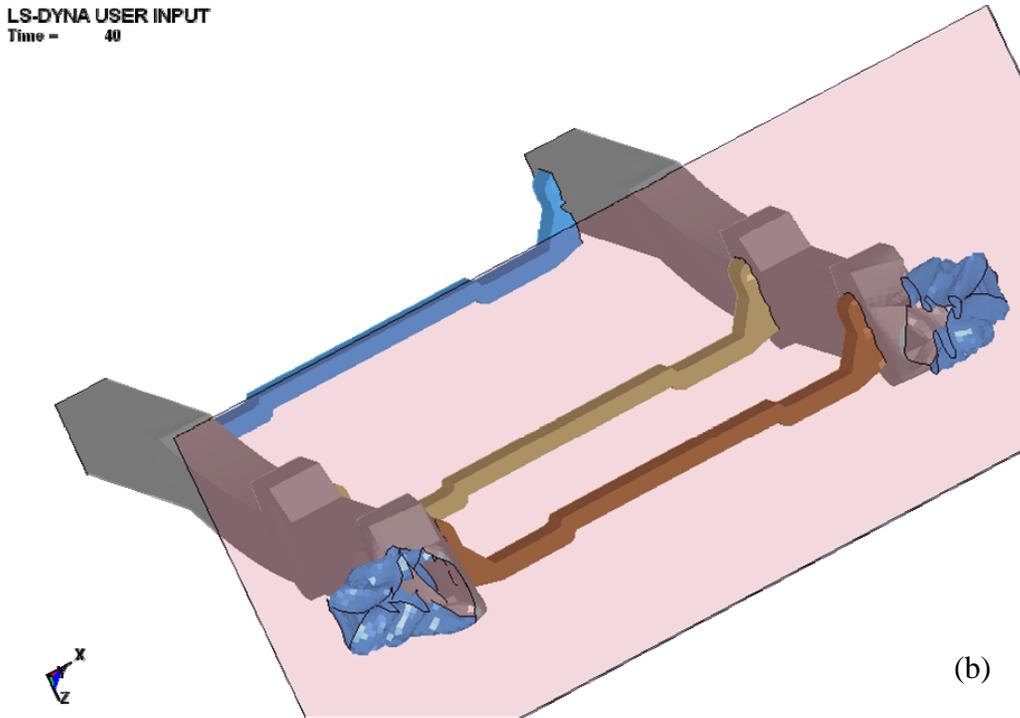


Fig VI.30 (b) Zoom sur la partie avant des longerons

La figure VI.30 illustre l'influence de la deuxième modification sur le longeron, on remarque que la partie frontale (de forme U), subie en même temps des déformations et une déviation, Par conséquent, On peut voir que la deuxième partie de longeron (après la traverse) conserve sa géométrie par rapport a l'état initial

b) contrainte de von mises

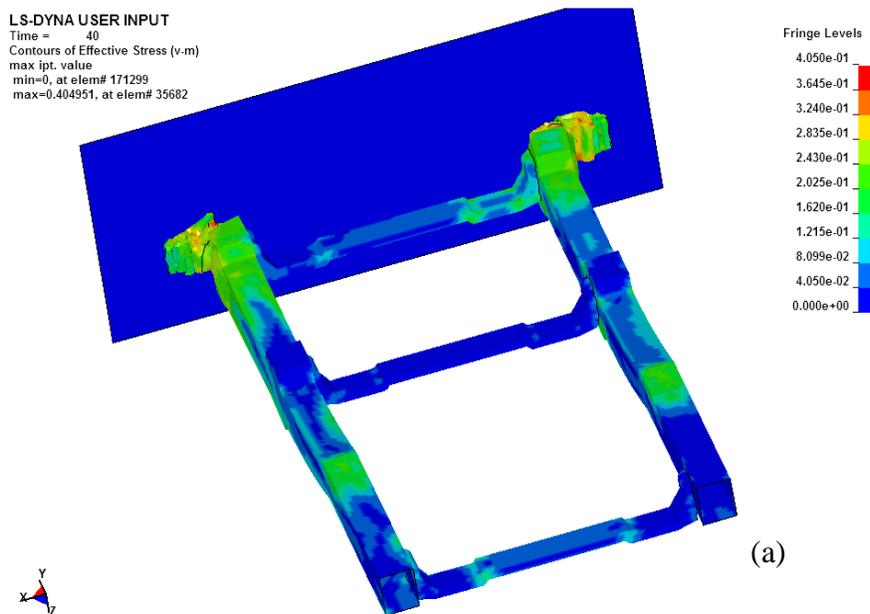
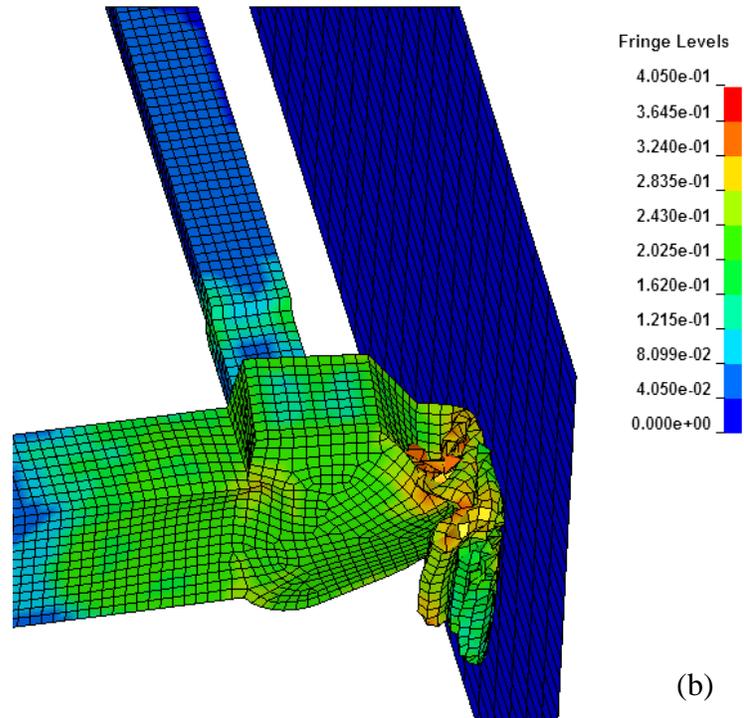


Fig VI.31 (a) Contrainte de von mises: deuxième géométrie

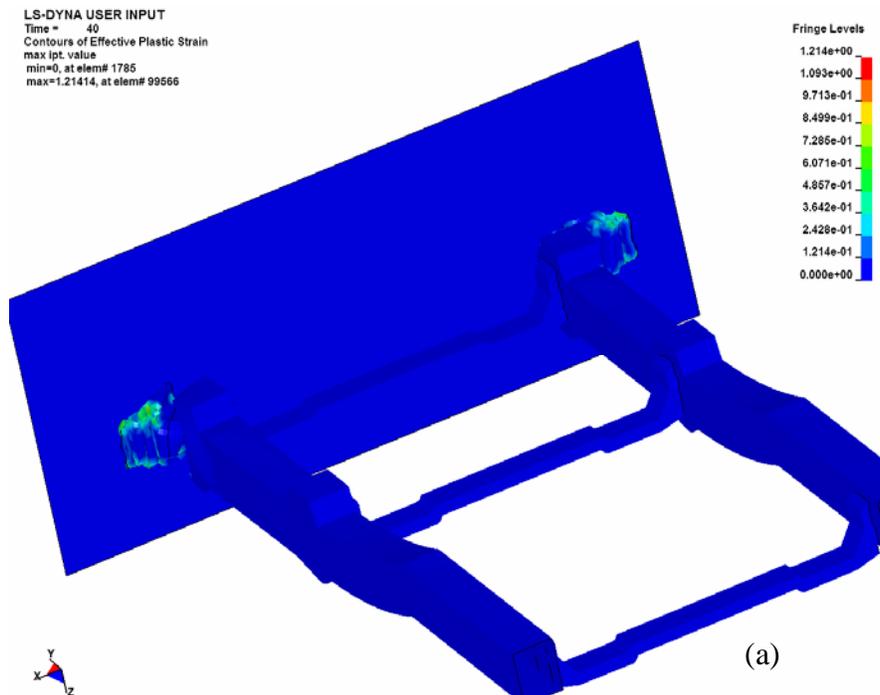


(b)

Fig VI.31 (b) Zoom sur la partie avant des longerons

Dans ce cas, la concentration de contraintes a été constatée dans la première partie (frontale) ,par contre dans la deuxième partie la contrainte a fortement chuté, ce qui a rendu l’habitacle plus rigide et donc plus sur.

c) Déformation plastique



(a)

Fig VI.32 (a) Déformation plastique: deuxième géométrie

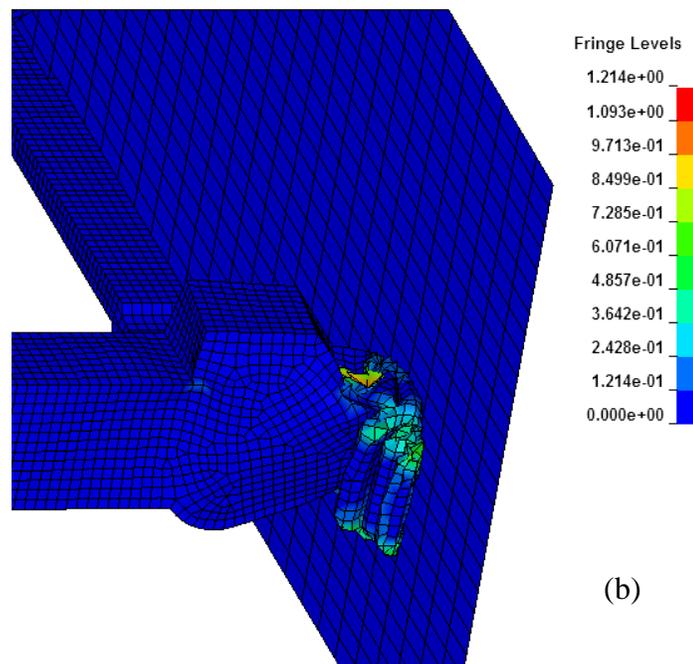


Fig VI.32 (b) Zoom sur la partie avant des longerons

C'est le cas le plus optimal observé parmi les 3 géométries, toute la déformation plastique est consommée dans la partie avant, destinée à l'absorption des chocs.

VI.5.2.3 Troisième géométrie proposée

La troisième forme du châssis est présentée en figure VI.33

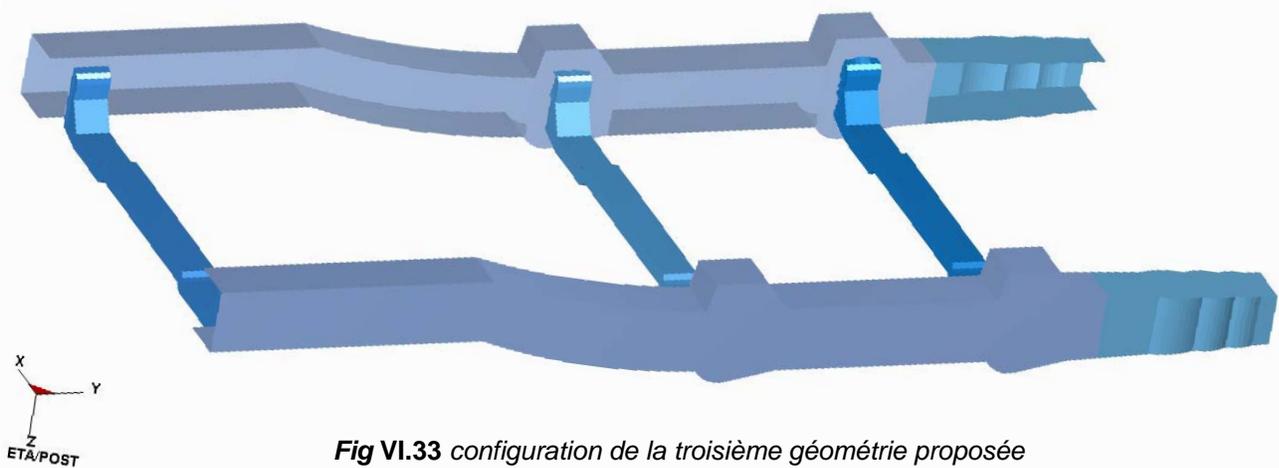


Fig VI.33 configuration de la troisième géométrie proposée

a) la structure déformée

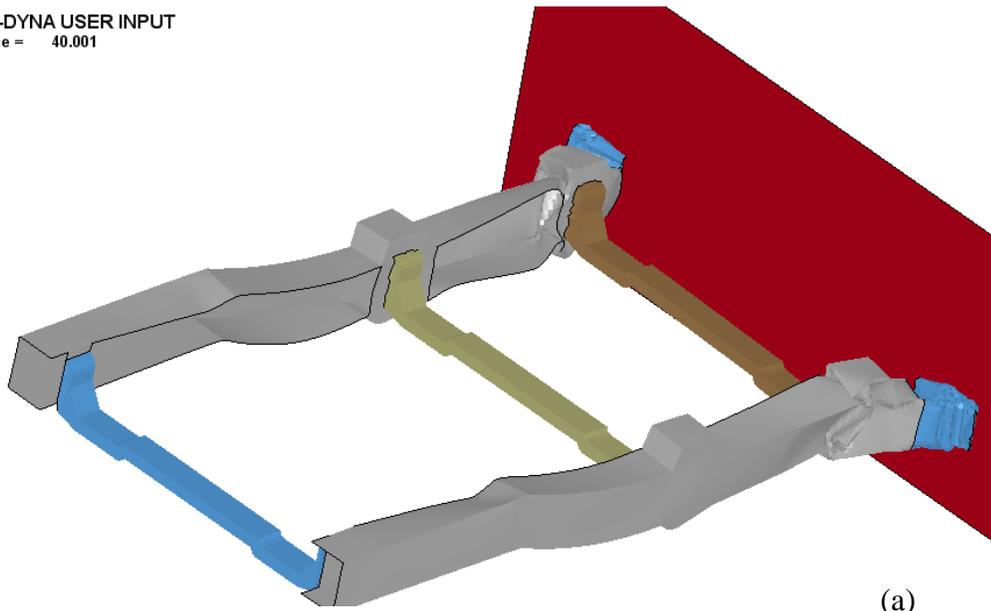
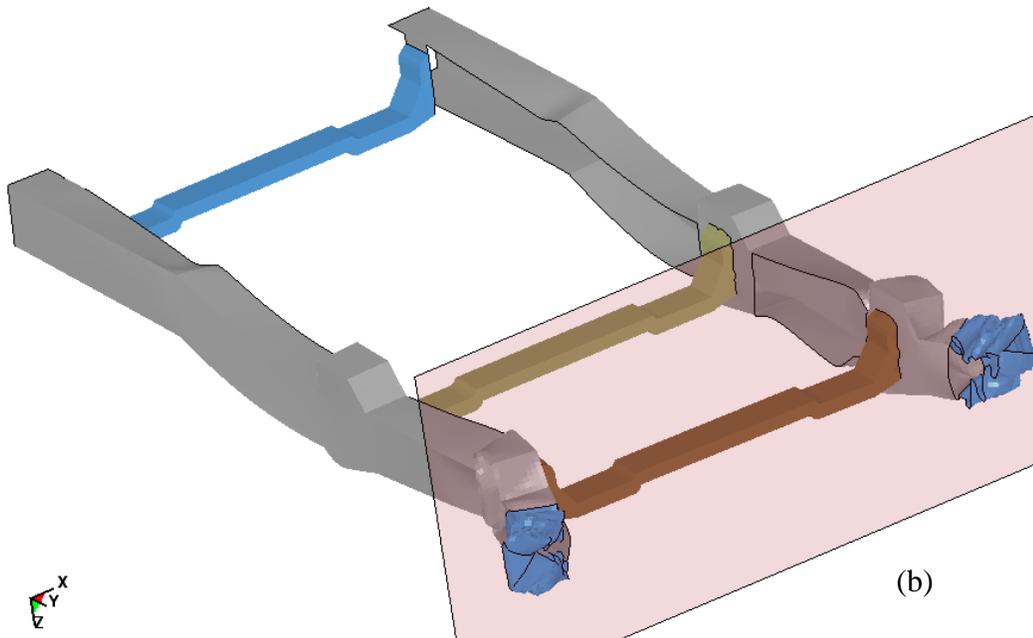
LS-DYNA USER INPUT
Time = 40.001LS-DYNA USER INPUT
Time = 40.001

Fig VI.34 (a) Structure déformée : troisième géométrie
(b) Zoom sur la partie avant des longerons

La figure VI.34 illustre l'influence de la troisième modification géométrique sur le longeron, les zones fragiles sont situées après la fixation de la première traverse, et la structure subit de déformation + déviation prolongée ce qui demande des renforcements dans la deuxième partie de longeron pour éviter la rotation de la partie frontale durant l'impact.

b) contrainte de von mises

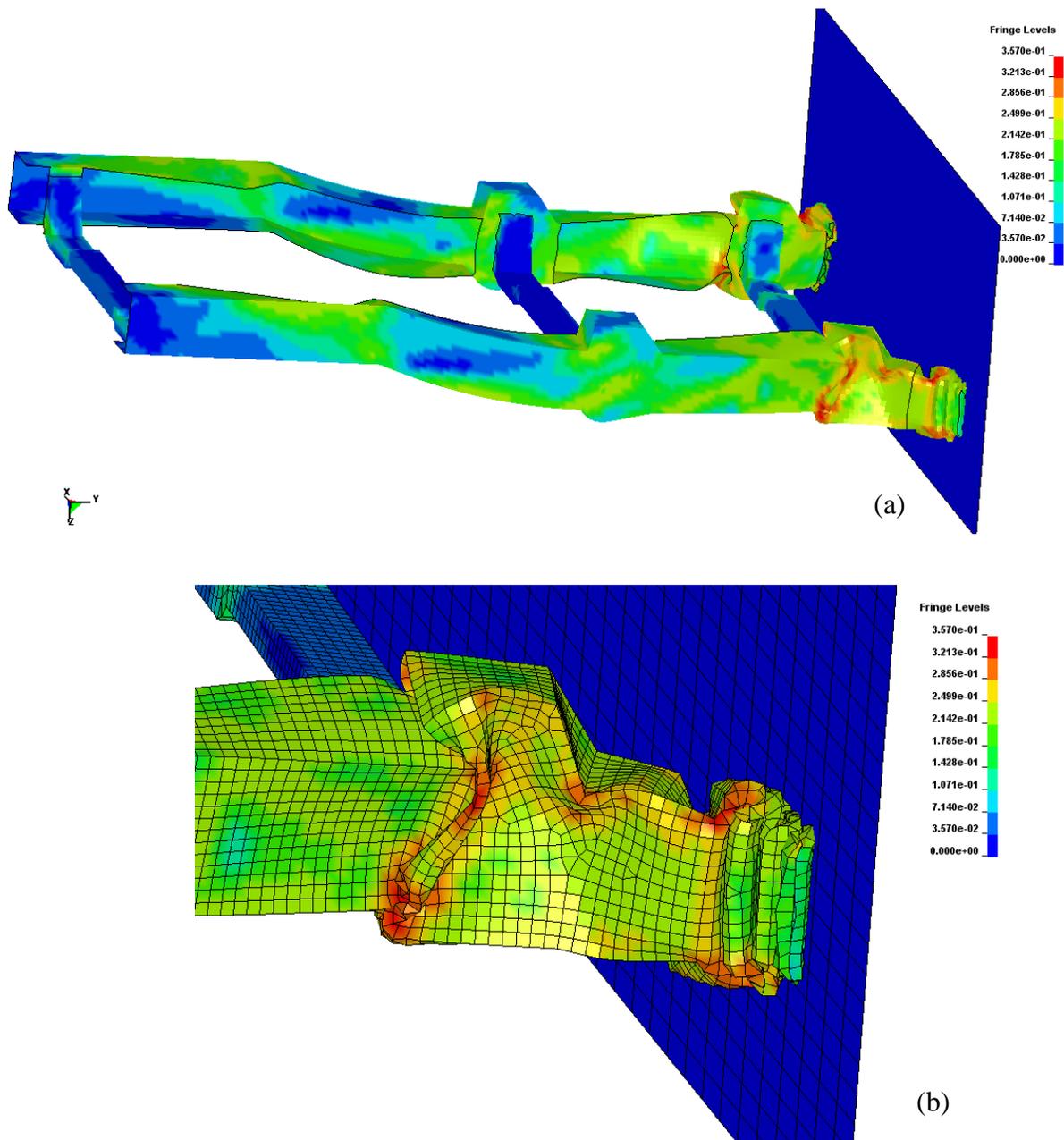
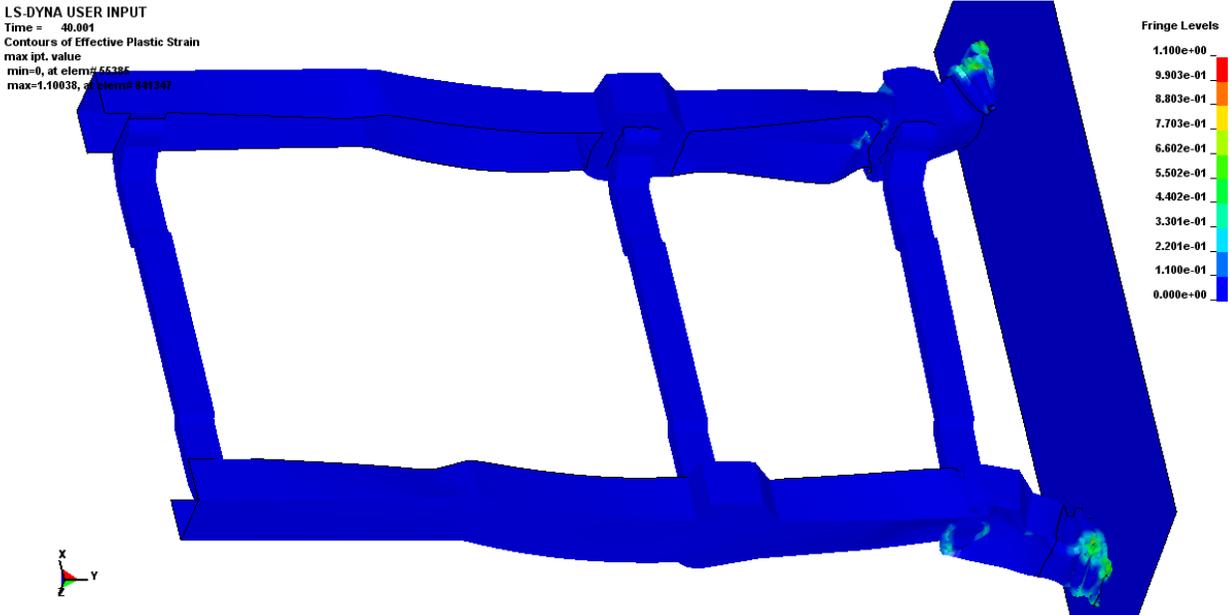


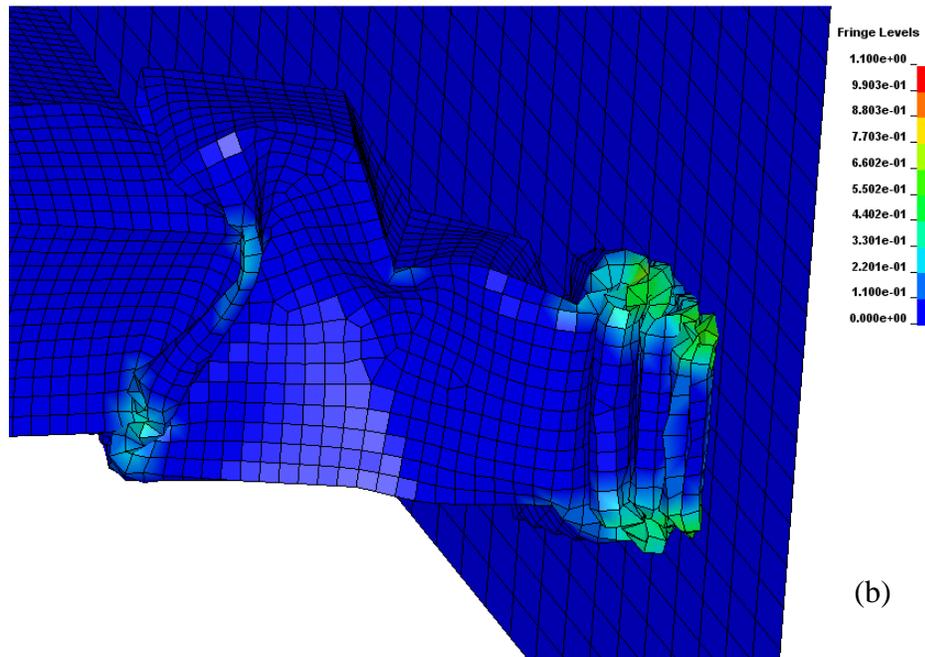
Fig VI.35 (a) Contrainte de von mises: troisième géométrie
(b) Zoom sur la partie avant des longerons

Dans ce cas, la concertation de contrainte dans les deux parties du longeron montre que la forme en U de la deuxième partie conduite à la création de zones fragiles dans cette partie, par conséquent on perd toute la longueur de la partie frontale durant l'impact.

c) Déformation plastique



(a)



(b)

Fig VI.36 (a) Déformation plastique: troisième géométrie
(b) Zoom sur la partie avant des longerons

Cette troisième géométrie, présente un comportement similaire avec la première (déformation plastique + déviation) même si elle est moindre, ce qui fait qu'elle pose toujours un problème à l'habitable.

CONCLUSION GENERALE

La clé de la protection des personnes embarquées dans un véhicule, en cas de choc, est le maintien de l'espace autour des occupants intact, par la suite, les airbags et les ceintures de sécurité peuvent éviter des blessures, même dans les accidents très graves.

Dans cette optique, le but du présent travail était d'étudier et d'optimiser la géométrie des châssis de véhicules tenant compte des paramètres concernant l'épaisseur et la forme des longerons. De ce fait et à partir d'une modélisation en domaine dynamique non linéaire, le crash-test automobile a été simulé numériquement à l'aide du code de calcul "LS-dyna". On a pu à travers plusieurs modèles testés, aboutir à un modèle en forme géométrique et en épaisseur dont le comportement élasto-plastique présente les meilleurs résultats en terme de déformations plastiques et contraintes, et surtout en terme de protection optimale des passagers.

Les résultats obtenus après la série de test effectuée seront présentés en deux parties, respectivement en fonction des deux études effectuées, celle relative à la variation de l'épaisseur et celle relative au changement de la forme du longeron.

Dans la 1^{ère} partie, étudiant l'effet de la variation de l'épaisseur, on a constaté, d'après les structures déformées, que la zone de compression des longerons est d'autant plus faible que l'épaisseur plus grande, ce qui est parfaitement logique, puisque une tôle plus épaisse est plus difficilement emboutissable. Par contre, l'évolution de la contrainte maximale de Von Mises est plus importante sur le modèle d'épaisseur 2 mm à cause de la création d'un pli dans la zone qui correspond à un changement de section.

On a remarqué également des pics de contraintes plus ou moins importants pour les épaisseurs de 2 et 4 mm, et une certaine stabilité des contraintes pour les tôles d'épaisseur 3mm, cela peut déjà nous donner des informations quand au choix optimal de l'épaisseur de la tôle à adopter.

Concernant l'évolution de l'énergie cinétique et interne, on constate que, plus l'épaisseur est grande, plus l'énergie interne capable d'absorber le choc est grande, et par conséquent l'énergie cinétique en diminution. Les deux énergies se rejoignent au bout d'un temps de 16 ms pour une épaisseur de 4 mm, et au bout de 28 ms pour 3 mm d'épaisseur, le modèle avec une épaisseur de 2 mm.

Dans la deuxième partie portant sur la modification géométrique des longerons, 3 formes ont été analysées. La 1^{ère} forme est un assemblage tube creux+cornière en U, la 2^{ème} forme est un assemblage cornière en U+tube creux, et la 3^{ème} est un assemblage de deux cornières en U. Les résultats en déformations plastiques nous ont permis d'affirmer que, pour absorber et canaliser ces déformations, il serait plus judicieux de ne pas adopter la forme en U pour la partie arrière du longeron.

En suivant le même raisonnement, la concentration des contraintes de Von Mises s'est établie dans la partie avant en U (2^{ème} géométrie), par contre dans la partie arrière, celle-ci a fortement chuté, ce qui a rendu l'habitacle plus rigide et donc plus sûr.

La synthèse de tout cela nous conduit à conclure de façon préliminaire au choix d'une structure tubulaire complète des longerons avec une épaisseur intermédiaire.

En perspective, il peut être éventuellement recommandé de reconsidérer la même étude avec des châssis monocoques complet et pourquoi pas des matériaux composites à renforts fibreux, en tenant compte des autres types de Crash-tests homologués.

Bibliographie

- [1] MATTHEW HUANG. Vehicle Crash Mechanics,
- [2] JULIAN HAPPIAN-SMITH. An Introduction to Modern Vehicle Design,
- [3] ERDOGAN MADENCI, IBRAHIM GUVEN. The Finite Element Method And Applications In Engineering Using Ansys,
- [4] Saeed Moaveni. FINITE ELEMENT ANALYSIS Theory and Application with ANSYS,
- [5] Pradeep Mohan. Introduction to Vehicle Crashworthiness,
- [6] Paul Du Bois Clifford C. Chou Bahig B. Fileta Tawfik B. Khalil Albert I. King Hikmat F. Mahmood Harold J. Mertz Jac Wismans. Vehicle crashworthiness and occupant protection,
- [7] LS-DYNA Keyword user's manual, Livermore Software Technology Corporation, Version 970, 2003
- [8] Recep Gumruk, Sami Karadeniz. A numerical study of the influence of bump type triggers on the axial crushing of top hat thin-walled sections. *Thin-Walled Structures* 46, 1094–1106, 2008
- [9] Yong-Bum Cho, Chul-Ho Bae, Myung-Won Suh,_, Hyo-Chol Sin. *Thin-Walled Structures* 44 ,415–428, 2006
- [10] Shujuan Hou, Qing Li, Shuyao Long, Xujing Yang, Wei Li. Crashworthiness design for foam filled thin-wall structures. *Materials and Design* 30 , 2024–2032,2009
- [11] M. Borovinskiĭ, M. Vesenjak, M. Ulbin, Z. Ren. Simulation of crash tests for high containment road safety barriers. *Engineering Failure Analysis* 14, 1711–1718,2007
- [12] 1. Yuxuan Li, Zhongqin, Lin, Aiqin Jiang, Guanlong Chen . Use of high strengthsteel sheet for lightweight and crashworthy car body,*Materials and Design* 24, 177- 182. 2003
- [13] Anthony K. Picketta, Thomas Pyttelb, Fabrice Payenb, Franck Lauroc, Nikica Petrincd, Heinz Wernere, Jens Christlein . Failure prediction for advanced crashworthiness of transportation vehicles, *International Journal of Impact Engineering*, 30, 853–872. 2004
- [14] Yamaguchi S, Kato H, Okazaki T. Efficient energy absorption of automobile side rails. 10th international technical conference on experimental safety vehicles,1985

- [15] Mayer RR, Kikuchi N. Application of topological optimization techniques to structural crashworthiness. *International Journal for Numerical Method in Engineering*;39:1383–403. 1996
- [16] Wierzbicki T, Abramowicz W. On the crushing mechanics of thinwalled structures. *Journal of Applied Mechanics*;50:727–34. 1983
- [17] Reid JD. Towards the understanding of material property influence on automotive crash structures. *Thin-Walled Structures*;24:285–313. 1996
- [18] Tarigopula V, Langseth M, Hopperstad OS, Clausen AH. Axial crushing of thin-walled high-strength steel sections. *Int J Impact Eng* ;32:847–82. 2006
- [19] White MD, Jones N. Experimental quasi-static axial crushing of tophat and double-hat thin-walled section. *Int J Mech Sci*;41,179–208. 1999
- [20] NORMAN JONES. Structural impact,

Résumé

Cette étude nous a permis d'analyser la performance de la géométrie du châssis d'un véhicule durant le choc frontal selon les conditions déterminées dans les essais du choc, en modifiant la géométrie de la partie destinée à l'absorption d'énergie et en mesurant la déformation plastique pour éviter le déplacement de la déformation vers l'habitacle.

Abstract

This study allows us to analyze the performance of a vehicle frame's geometry during the frontal crash according to the conditions determined in the crash tests, by modifying the part's geometry used for the energy absorption and measuring the plastic strain to avoid the displacement of the deformation towards the car's body.

ملخص

تسمح لنا هذه الدراسة بتحليل قدرة تحمل شكل هيكل السيارة خلال الاصطدام حسب الشروط المحددة في تجارب الاصطدام، وذلك بتغيير الجزء المخصص لامتصاص الصدمات و قياس مقدار التشوهات البلاستيكية لتجنب انتقال التشوه إلى المقصورة.