

---

## **Travail de fin d'études et stage[BR]- Travail de Fin d'Etudes : Analyses critiques et comparaisons de modèles analytiques et numériques dans le cadre de crashes sur barrières [BR]- Stage d'insertion professionnelle**

**Auteur :** Velez, Sébastien

**Promoteur(s) :** Duysinx, Pierre

**Faculté :** Faculté des Sciences appliquées

**Diplôme :** Master en ingénieur civil mécanicien, à finalité spécialisée en technologies durables en automobile

**Année académique :** 2019-2020

**URI/URL :** <http://hdl.handle.net/2268.2/9088>

---

*Avertissement à l'attention des usagers :*

*Tous les documents placés en accès ouvert sur le site le site MatheO sont protégés par le droit d'auteur. Conformément aux principes énoncés par la "Budapest Open Access Initiative"(BOAI, 2002), l'utilisateur du site peut lire, télécharger, copier, transmettre, imprimer, chercher ou faire un lien vers le texte intégral de ces documents, les disséquer pour les indexer, s'en servir de données pour un logiciel, ou s'en servir à toute autre fin légale (ou prévue par la réglementation relative au droit d'auteur). Toute utilisation du document à des fins commerciales est strictement interdite.*

*Par ailleurs, l'utilisateur s'engage à respecter les droits moraux de l'auteur, principalement le droit à l'intégrité de l'oeuvre et le droit de paternité et ce dans toute utilisation que l'utilisateur entreprend. Ainsi, à titre d'exemple, lorsqu'il reproduira un document par extrait ou dans son intégralité, l'utilisateur citera de manière complète les sources telles que mentionnées ci-dessus. Toute utilisation non explicitement autorisée ci-avant (telle que par exemple, la modification du document ou son résumé) nécessite l'autorisation préalable et expresse des auteurs ou de leurs ayants droit.*

---



---

# **Analyses critiques et comparaisons de modèles analytiques et numériques dans le cadre de crashes sur barrières**

---

Travail de fin d'études réalisé en vue de l'obtention du grade de master "Ingénieur Civil mécanicien, à finalité spécialisée en technologies durables en automobile"  
par Sébastien VELEZ

**CONFIDENTIEL**

**Promoteur académique : Pierre DUYSINX**  
**Promoteur industriel : Jeffrey HIMPE**  
**Membres du jury : Éric BÉCHET & Olivier BRÜLS**

Université de Liège  
Faculté des Sciences Appliquées  
Année académique 2019-2020

# Remerciements

Je tiens avant tout à remercier mon promoteur académique, le professeur Pierre Duxin, pour m'avoir encadré et conseillé tout au long de ce travail de fin d'études.

Je tiens également à remercier les professeurs et membres du jury, Olivier Brûls et Éric Béchet, pour le temps qu'ils consacreront à la lecture de ce mémoire.

Je suis également reconnaissant envers la société *GDTech* de m'avoir accueilli au sein de ses locaux et pour la mise à disposition des ressources nécessaires à la réalisation de ce travail.

Je remercie mon promoteur industriel, Monsieur Jeffrey Himpe, ainsi que Messieurs Rocco Frontera, Francesco Trani et Christophe Lambot, ingénieurs au sein du département "*Crash, dynamic and traffic*", pour leurs conseils avisés lors des réunions organisées par l'équipe.

Enfin, je tiens tout particulièrement à remercier mes amis et ma famille pour leur soutien essentiel tout au long de mes études.

# Résumé

## **Analyses critiques et comparaisons de modèles analytiques et numériques dans le cadre de crashes sur barrières**

Master Ingénieur Civil mécanicien, à finalité spécialisée en technologies durables en automobile

Auteur : Sébastien VELEZ  
Promoteur académique : Pierre DUYSINX  
Promoteur industriel : Jeffrey HIMPE

Université de Liège  
Faculté des Sciences Appliquées  
Année académique 2019-2020

Ce travail de fin d'études a pour objectif premier d'attester de la pertinence des résultats obtenus lors de simulations d'impacts contre dispositifs routiers de modèles numériques de *BMW* utilisés par la société *GDTech* sur base de modèles analytiques et de déterminer d'éventuelles pistes d'améliorations des modèles.

En premier lieu, il était nécessaire de rappeler les normes régissant le cadre d'utilisation de ces modèles, à savoir la norme EN 1317. Par conséquent, l'ensemble des spécifications relatives à cette norme ont été rappelées.

Ensuite, les différences et les caractéristiques communes des deux derniers modèles numériques de *BMW* ont été relevées avant de comparer les résultats obtenus lors d'une même situation.

Ceux-ci ont alors été comparés aux résultats obtenus sur base de modèles analytiques issus de la littérature. Ainsi, les forces maximales, les énergies dissipées et les indices de sévérité à l'impact ont été analysés. Il en a été conclu qu'un des modèles numériques présente presque systématiquement de meilleurs résultats que l'autre. Cependant, tous deux semblent souffrir d'une mauvaise caractérisation des énergies dissipées en crash.

Pour conclure, la qualité de la modélisation des composants structuraux et des éléments de direction des deux modèles ont été comparés suite aux connaissances acquises lors d'une revue de la littérature. Il en a été déduit que les deux modèles souffrent d'un manque de qualité dans la modélisation des éléments de direction et de suspension.

# Table des matières

<b>1</b>	<b>Introduction</b>	<b>1</b>
1.1	Contexte et objectifs . . . . .	1
1.2	Présentation de l'entreprise . . . . .	2
1.3	Présentation des logiciels utilisés . . . . .	2
1.3.1	LS-Dyna . . . . .	3
1.3.2	Trap . . . . .	4
1.3.3	MATLAB . . . . .	5
1.4	Plan du mémoire . . . . .	5
<b>2</b>	<b>Normes de sécurité routière</b>	<b>7</b>
2.1	Spécifications de la norme EN 1317 . . . . .	7
2.1.1	Sévérité du choc . . . . .	7
2.1.2	Déformation du dispositif de retenue . . . . .	9
2.1.3	Autres critères de performance . . . . .	11
<b>3</b>	<b>Modèles étudiés</b>	<b>12</b>
3.1	Caractéristiques des modèles étudiés . . . . .	12
3.2	Configuration d'impact étudiée . . . . .	14
<b>4</b>	<b>Caractérisation des forces à l'impact lors d'un crash sur dispositif routier</b>	<b>15</b>
4.1	Modèle analytique de la force d'impact maximale . . . . .	15
4.1.1	Validité et précision du modèle . . . . .	19
4.2	Force d'impact maximale relevée dans le cas des modèles numériques étudiés	19
<b>5</b>	<b>Caractérisation des énergies dissipées à l'impact</b>	<b>24</b>
5.1	Modèle analytique de l'énergie dissipée par la déformation du véhicule . . .	24
5.1.1	Validité et limitations du modèle . . . . .	30
5.2	Modèle analytique des énergies dissipées lors d'un crash contre une barrière mobile en béton . . . . .	30
5.3	Énergies relevées dans le cas des modèles numériques étudiés . . . . .	33
<b>6</b>	<b>Modèles prédictifs des indices de sévérité</b>	<b>37</b>
6.1	Modèles prédictifs de l'ASI . . . . .	37
6.1.1	Influence de la masse des véhicules et de la flexibilité des barrières pour différentes configurations d'impact . . . . .	37
6.1.2	Influence de la géométrie des barrières en béton . . . . .	40
6.1.3	Influence de l'angle du profil et du coefficient de friction des barrières en béton . . . . .	43

6.2	Modèle prédictif du THIV . . . . .	44
6.2.1	Relation entre l'ASI et le THIV . . . . .	44
6.3	Indices de sévérité relevés dans le cas des modèles numériques étudiés . . .	46
<b>7</b>	<b>Rôle des composants en crash</b>	<b>48</b>
7.1	Approche conceptuelle de la structure d'un véhicule . . . . .	48
7.1.1	Répartition des charges et dissipation d'énergie . . . . .	49
7.2	Influence des composants sur les indices de sévérité lors de crash sur barrières	51
7.2.1	Influence des éléments structuraux . . . . .	52
7.2.2	Influence des systèmes de suspension et de direction . . . . .	55
7.3	Analyse critique de la modélisation des composants des modèles étudiés . .	59
7.3.1	Analyse visuelle de la qualité de la modélisation des composants . .	59
7.3.2	Analyse des énergies internes des composants après impact . . . . .	62
<b>8</b>	<b>Bilan et perspectives futures</b>	<b>65</b>
	<b>Bibliographie</b>	<b>67</b>
	<b>Annexe A Spécifications de la norme EN1317</b>	<b>70</b>
A.1	Caractéristiques des véhicules . . . . .	70

# Table des figures

1.1	Modèles numériques de véhicules développés par <i>GDTech</i> répondant aux normes européennes et américaines . . . . .	2
1.2	Modélisations des types de contact sur base des notions de noeuds "esclaves" et "maîtres" . . . . .	3
2.1	Convention du système d'axe d'un véhicule selon la norme EN 1317 [14] . . . . .	8
2.2	Définition des distances entre la tête d'un passager et les différentes parois de l'habitacle d'un véhicule . . . . .	9
2.3	Indices de déformations d'un dispositif de retenue selon les spécifications de la norme EN 1317 . . . . .	10
2.4	Critère de redirection du véhicule dans une zone de sécurité . . . . .	11
3.1	<i>BMW Série 5 E34</i> [15] . . . . .	12
3.2	Modèles numériques de <i>BMW</i> étudiés . . . . .	13
3.3	Maillage et géométrie des composants redéfinis . . . . .	14
3.4	Essai de crash de classe TB 32 d'un modèle numérique de <i>BMW</i> contre un mur rigide . . . . .	14
4.1	Représentation du profil d'endommagement d'un véhicule lors d'un impact sur une barrière en béton . . . . .	15
4.2	Profils et dimensions des barrières en béton étudiées . . . . .	16
4.3	Profils de déformation d'un véhicule après impact . . . . .	17
4.4	Évolution de l'angle d'endommagement en fonction de l'angle d'impact . . . . .	18
4.5	Relevé de mesure de la profondeur de l'endommagement d'un véhicule dans le cas d'un crash frontal . . . . .	19
4.6	Forces normales maximales relevées sur <i>LS-Dyna</i> pour les <i>modèle 1</i> et <i>modèle 2</i> . . . . .	20
4.7	Déformation des véhicule étudiés . . . . .	21
5.1	Relations géométriques entre les caractéristiques d'endommagement d'un véhicule [20] . . . . .	25
5.2	Différents profils d'endommagement d'un véhicule . . . . .	26
5.3	Direction de la résultante des forces à l'impact . . . . .	27
5.4	Relation entre l' <i>EES</i> et les caractéristiques de l'endommagement d'un véhicule dans le cas d'un profil triangulaire ou trapézoïdal pour différentes valeurs du coefficient $b_1$ . . . . .	27
5.5	Relation entre l' <i>EES</i> et les caractéristiques de l'endommagement du véhicule dans le cas d'un profil rectangulaire pour différentes valeurs du coefficient $b_1$ . . . . .	28

5.6	Profil d'endommagement d'un véhicule lors d'un crash frontal sur 40% de la largeur avant . . . . .	29
5.7	Relation entre l' <i>EES</i> et les caractéristiques de l'endommagement du véhicule lors d'un impact frontal sur 40% de la largeur avant pour différentes valeurs du coefficient $b_1$ . . . . .	29
5.8	Représentation d'un impact entre un véhicule et une barrière formée de plusieurs blocs de béton . . . . .	30
5.9	Forces d'impact relevées au cours du temps sur <i>LS-Dyna</i> . . . . .	34
5.10	Énergies relevées au cours du temps sur <i>LS-Dyna</i> . . . . .	35
6.1	Relevés de résultats de crashes expérimentaux exprimant l'évolution de l' <i>ASI</i> en fonction de la flexibilité <i>DD/IS</i> de la barrière . . . . .	38
6.2	Évolution de l' <i>ASI</i> en fonction des conditions d'impact pour différents niveaux de flexibilité de la barrière . . . . .	40
6.3	Évolution de l' <i>ASI</i> en fonction de la flexibilité de la barrière pour différentes conditions d'impact . . . . .	40
6.4	Simulation d'impact entre le véhicule et un modèle de barrières étudié . . . . .	41
6.5	Modèles de barrières en béton étudiés . . . . .	41
6.6	Évolution de l' <i>ASI</i> en fonction de la sévérité d'impact <i>IS</i> pour l'ensemble des simulations réalisées . . . . .	42
6.7	Évolution de l' <i>ASI</i> en fonction de la sévérité d'impact <i>IS</i> pour les différents modèles de barrières étudiés . . . . .	43
6.8	Évolution de l' <i>ASI</i> en fonction du coefficient de friction lors de crashes de classe TB 11 pour différents angles de profil de barrières rigides . . . . .	44
6.9	Évolution du <i>THIV</i> en fonction de l' <i>ASI</i> . . . . .	45
7.1	Dénomination des composants constituant la structure d'un véhicule . . . . .	48
7.2	Exemples de protocoles d'homologation de la sécurité des véhicules [29] . . . . .	49
7.3	Répartition des charges pour différentes configurations d'impact . . . . .	50
7.4	Décélérations du véhicule en fonction de la déformation de la structure avant lors d'un impact frontal . . . . .	51
7.5	Forces et énergies absorbées par différents composants d'une berline lors d'impacts frontaux . . . . .	51
7.6	Modèle numérique de Ford Festiva . . . . .	52
7.7	Représentation de la situation étudiée . . . . .	52
7.8	Modélisation des composants et de la structure du modèle de Ford Festiva . . . . .	53
7.9	Déformation des traverses avant . . . . .	54
7.10	Comparaison des accélérations longitudinales des cas 0 et 4 au cours du temps . . . . .	55
7.11	Simulation d'un impact entre un modèle de <i>Ford Taurus</i> et une barrière flexible en acier . . . . .	56
7.12	Système de direction et systèmes de suspension avant et arrière du modèle de <i>Ford Taurus</i> . . . . .	56
7.13	Système de direction et systèmes de suspension avant et arrière du modèle de <i>Geo Metro</i> . . . . .	57
7.14	Décélérations perçues par les différents modèles au cours du temps . . . . .	57
7.15	Comparaison des trajectoires des différents modèles . . . . .	58
7.16	Structure du <i>modèle 1</i> . . . . .	60
7.17	Structure du <i>modèle 2</i> . . . . .	60

7.18 Pièces présentant les plus hautes énergies internes . . . . .	62
--------------------------------------------------------------------	----

# Liste des tableaux

2.1	Essais de chocs standardisés relatifs à la norme EN 1317 . . . . .	7
2.2	Classes de sévérité d'impact selon les spécifications de la norme EN 1317 . . . . .	8
2.3	Catégories des barrières en fonction de la largeur de fonctionnement normalisée . . . . .	11
2.4	Catégories des barrières en fonction de l'intrusion normalisée du véhicule . . . . .	11
3.1	Caractéristiques des modèles de <i>BMW</i> . . . . .	13
4.1	Caractéristiques d'une <i>Ford Taurus</i> de 1993 lors d'un crash frontal contre un mur rigide [19] . . . . .	21
4.2	Comparaison des résultats numériques et théoriques . . . . .	22
5.1	Comparaison des résultats numériques et théoriques . . . . .	34
6.1	Vitesses et angles d'impact étudiés . . . . .	41
6.2	Valeurs des coefficients $\alpha$ et $n$ pour les différents modèles de barrières étudiés . . . . .	42
6.3	Comparaison des résultats numériques et théoriques . . . . .	46
7.1	Comparaison des résultats obtenus sur les indices de sévérité lors des différentes situations étudiées . . . . .	54
7.2	Classement par ordre décroissant des plus grosses variations observées (en valeur absolue) sur les indices de sévérité lors des différentes situations étudiées . . . . .	54
7.3	Comparaison des indices de sévérité entre les modèles de <i>Ford Taurus</i> et un essai réel servant de référence . . . . .	58
7.4	Comparaison des indices de sévérité entre les modèles de <i>Ford Taurus</i> et de <i>Geo Metro</i> . . . . .	59
7.5	Composants du <i>modèle 1</i> présentant les plus grandes énergies internes . . . . .	63
7.6	Composants du <i>modèle 2</i> présentant les plus grandes énergies internes . . . . .	64
A.1	Caractéristiques des véhicules selon les spécifications de la norme EN 1317 . . . . .	70

# Chapitre 1

## Introduction

### 1.1 Contexte et objectifs

Lors de la mise en place de dispositifs de retenue de véhicule aux abords des routes, de nombreux critères de sécurité doivent être remplis par ceux-ci afin d'assurer un niveau de sûreté suffisant lors d'accident impliquant un véhicule et ces dits dispositifs de retenue.

À cet effet, différentes procédures d'évaluation du niveau de sécurité des barrières existent. Dans tous les cas, différents essais d'impact en conditions réelles doivent être réalisés et validé par ces barrières. Cependant, ces procédures expérimentales sont coûteuses et demandent beaucoup de temps de préparation.

Une des alternatives à ces essais réels consiste à réaliser des simulations numériques d'impact entre différents véhicules et la barrière à évaluer. Cependant, dans ce cas, une difficulté majeure à laquelle font face la plupart des entreprises actives dans la reconstruction d'accident à l'aide de simulation numériques est de pouvoir justifier de manière probante la qualité des résultats obtenus numériquement.

Ainsi, l'objectif initial de ce travail de fin d'étude réalisé en collaboration avec l'entreprise *GDTech* était d'améliorer le comportement en crash d'un de leurs modèles numériques modélisé sous le logiciel *LS-Dyna*, à savoir une *BMW E34* de 1500 [kg] utilisée dans le cadre de simulation de crash de classe TB 32 selon les spécifications de la norme EN 1317. Cependant, en raison de l'épidémie de *Covid-19*, cela n'a pas été rendu possible.

Par conséquent, l'objectif initial a été revu, et l'alternative proposée et présentée dans ce mémoire consiste à analyser et à critiquer, notamment sur base de modèles analytiques, la pertinence des résultats numériques obtenus entre les deux derniers modèles de la *BMW* et de déterminer d'éventuelles pistes d'amélioration des modèles.

Pour ce faire, différentes caractéristiques de la réponse des modèles étudiés ainsi que la qualité de la modélisation de différents composants jouant un rôle prédominant en crash ont été analysées sur de bases de modèles mathématiques et de connaissances acquises suite à une revue de la littérature.

## 1.2 Présentation de l'entreprise

La société *GDTech*, implantée en Belgique et en France, est un bureau d'ingénierie et de consultance spécialisé dans le domaine de l'analyse numérique traitant de la mécanique des structures, la mécanique des fluides ou encore la mécanique des chocs. De fait, les prestations de l'entreprise couvrent un large panel de secteurs d'activités comme l'aéronautique, la défense, le transport ou encore l'automobile [1].

L'entreprise est également fort active dans le domaine de la sécurité routière. En effet, son département "*Crash, dynamic and traffic*" est spécialisé dans la reconstruction et la simulation d'accidents impliquant des véhicules et des dispositifs de sécurité routière. En effet, le département dispose d'une large gamme de modèles numériques de véhicules, représentés à la Figure 1.1, afin de répondre aux exigences de leurs clients issus du monde entier, actifs dans la sécurité routière.

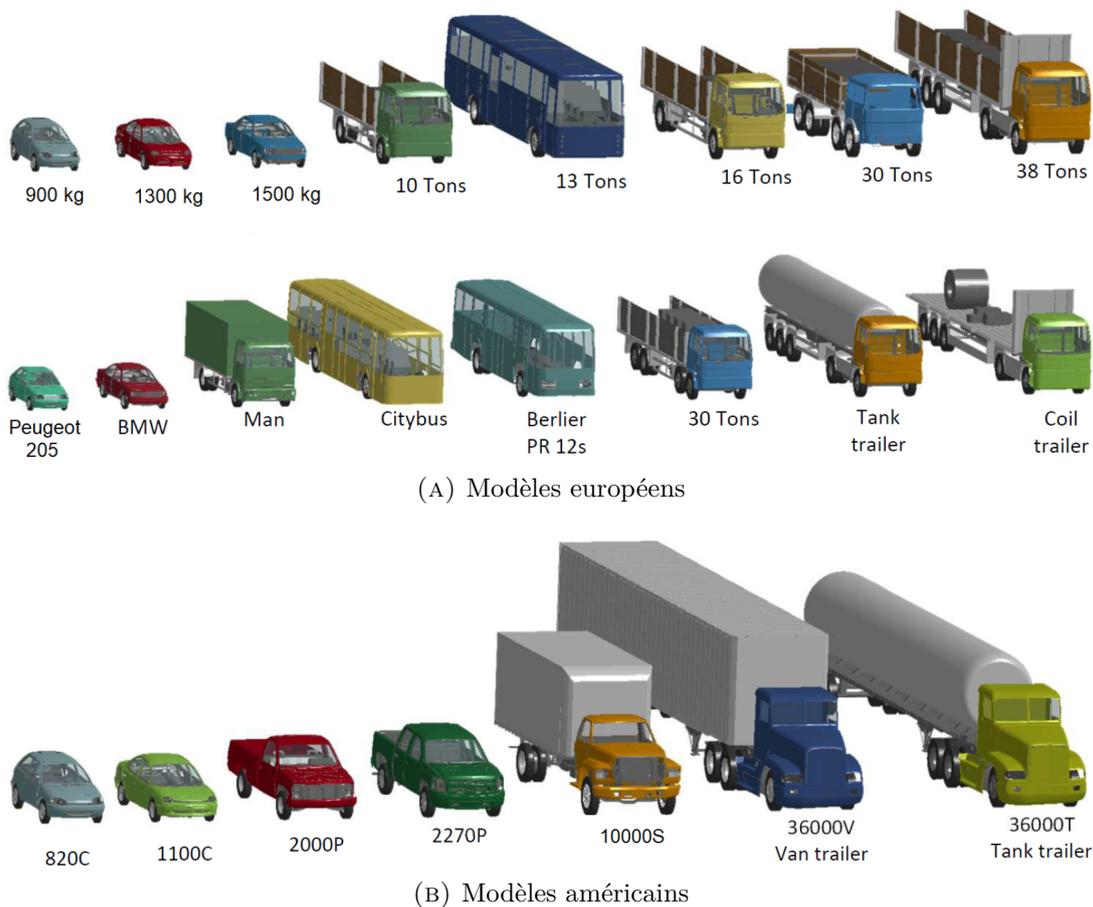


FIGURE 1.1 – Modèles numériques de véhicules développés par *GDTech* répondant aux normes européennes et américaines

## 1.3 Présentation des logiciels utilisés

Au cours de ce mémoire, différents logiciels ont été utilisés afin d'obtenir et de traiter les résultats obtenus. Par conséquent, une brève description des logiciels employés s'impose.

### 1.3.1 LS-Dyna

*LS-Dyna* est un logiciel destiné à résoudre des problèmes multi-physiques via l'analyse par éléments finis de processus dynamiques transitoires fortement non-linéaires à l'aide d'un schéma d'intégration explicite. Le terme "non-linéaire" sous-entend l'implication d'au moins une des complications suivantes, à savoir [2] :

- La modification des conditions limites.
- De larges déformations.
- Des matériaux à comportement non-élastique.

Le terme "dynamique transitoire" caractérise des événements de courte durée à grande vitesse où les forces inertielles sont importantes et ne peuvent donc pas être négligées.

Concrètement, c'est au travers de l'interface *LS-PrePost* que l'utilisateur modélise et définit l'ensemble des caractéristiques du modèle numérique et analyse ensuite les résultats obtenus par le solveur *LS-Dyna* à proprement parler.

Ce logiciel est particulièrement apprécié lors d'analyse de phénomènes d'impacts, situations typiquement rencontrées dans le secteur automobile lors d'essais de crashes de sécurité routière.

#### 1.3.1.1 Modélisation des contacts

La modélisation des contacts entre différentes surfaces est défini sur *LS-Dyna* par l'identification, à chaque pas de temps, des emplacements de pénétration de noeuds dits "esclaves" au travers de segments dits "maîtres" [3, 4]. Différents algorithmes de contact existent, tels que les contacts dits "*constraint based*" modélisant des contraintes cinématiques entre les noeuds d'une pièce et la face d'une autre pièce. Il y a aussi les contacts dits "*penalty based*" qui empêchent la pénétration des noeuds d'une surface à l'autre en appliquant une force proportionnelle à la profondeur de pénétration des éléments.

Il existe également différents types de contacts à proprement parler, à savoir les "*one-way contact*" et "*two-way contact*". Dans le premier cas, seule la pénétration des noeuds esclaves est analysée, tandis que dans le second cas, la pénétration des noeuds esclaves et maîtres est vérifiée. Ces différents concepts sont représentés à la Figure 1.2 [3, 4].

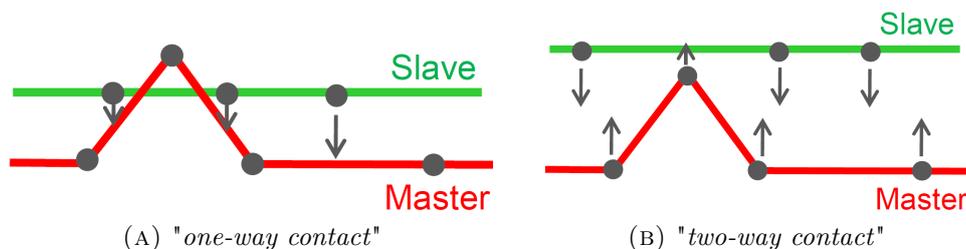


FIGURE 1.2 – Modélisations des types de contact sur base des notions de noeuds "esclaves" et "maîtres"

### 1.3.1.2 Bilan énergétique

Dans *LS-Dyna*, le bilan énergétique est calculé sur base des énergies intervenant dans l'Équation suivante [5, 6, 7, 8, 9, 10] :

$$\underbrace{E_{kin} + E_{int} + E_{si} + E_{rw} + E_{damp} + E_{hg}}_{E_{total}} = E_{kin}^0 + E_{int}^0 + W_{ext} \quad (1.1)$$

où :

- $E_{kin}$  est l'énergie cinétique au cours du temps.
- $E_{int}$  est l'énergie interne au cours du temps.
- $E_{si}$  est l'énergie de contact, incluant la friction, au cours du temps ("*sliding interface energy*").
- $E_{rw}$  est la variation de l'énergie cinétique des noeuds esclaves lors de leurs interactions avec un mur rigide ("*rigidwall energy*").
- $E_{damp}$  est l'énergie dissipée due à l'amortissement du schéma d'intégration numérique utilisé.
- $E_{hg}$  est l'énergie relative aux modes d'*Hourglass*.
- $E_{kin}^0$  est l'énergie cinétique à l'instant initial.
- $E_{int}^0$  est l'énergie interne à l'instant initial.
- $W_{ext}$  est le travail des forces externes.
- $E_{total}$  est l'énergie totale.

Il faut être particulièrement attentif à l'altération des résultats causée par différentes sortes d'instabilités numériques. Ainsi, les modes d'*Hourglass* sont des modes de déformation non physiques à énergie nulle des éléments de maillage de type sous-intégrés. *LS-Dyna* propose différentes options afin de lutter contre ceux-ci, comme par exemple en introduisant des efforts internes aux éléments concernés. Ensuite, l'utilisation de murs rigides définis selon la carte \*RIGIDWALL d'*LS-Dyna* peut également entraîner une dissipation d'énergie artificielle lors de l'interaction des noeuds esclaves avec celui-ci. Finalement, l'amortissement introduit par le schéma d'intégration utilisé afin d'assurer la stabilité numérique du modèle entraîne également des effets dissipatifs.

### 1.3.2 Trap

Le logiciel *TRAP* [11] ("*Test Risk Assessment Program*") est un logiciel permettant d'évaluer la sévérité d'un accident à partir des données récoltées lors de l'impact. En fait, les indices de sévérité d'impact tels que l'*ASI*, le *THIV* ou le *PHD* sont calculés à partir des données d'accélération et de vitesses récoltées en crashes, typiquement à l'aide d'un accéléromètre placé au centre de gravité du véhicule.

### 1.3.3 MATLAB

*MATLAB* [12] est un logiciel de calcul numérique présentant des fonctionnalités très variées permettant le traitement et l'analyse de données en tous genres. Il a été utilisé afin de résoudre les différentes équations analytiques présentées dans ce travail et de traiter les données récoltées sur *LS-Dyna*.

## 1.4 Plan du mémoire

Le contexte et l'objectif du mémoire étant définis, il est utile de présenter la structure suivie lors du reste de ce mémoire.

Ainsi, le chapitre 2 présente l'ensemble des spécifications des normes de sécurité auxquelles sont soumis les modèles de *BMW*, à savoir la norme EN 1317. Ainsi, l'ensemble des exigences et des critères de sécurité relatifs à cette norme y sont rappelés.

Le chapitre 3 quant à lui présente les différents modèles de *BMW* étudiés, à savoir les deux derniers modèles réalisés par *GDTech*, qui seront appelés *modèle 1* et *modèle 2*. Les points communs et les différences observées entre ces deux modèles y sont rappelés, ainsi que la configuration d'impact considérée afin de comparer les résultats de ceux-ci sur une base commune.

Une revue de la littérature de différents modèles analytiques décrivant certaines caractéristiques de la réponse d'un véhicule lors d'un impact contre un dispositif de retenue routier a ensuite été réalisée.

Ainsi, le chapitre 4 s'étend sur la formulation mathématique de la force d'impact maximale lors d'un crash entre un véhicule et une barrière en béton, où celle-ci est notamment décrite à l'aide des caractéristiques de raideur et d'endommagement du véhicule.

Le chapitre 5 reprend les différentes énergies dissipées lors d'un crash. Dans un premier temps, une méthode permettant de caractériser l'énergie dissipée par la déformation d'un véhicule lors d'un crash à évaluer sur base des résultats d'autre crash quelconque servant de référence est présentée. Ensuite, la caractérisation des énergies intervenant dans le bilan énergétique d'un impact contre une barrière mobile en béton y est également présentée.

Ensuite, une série de modèles prédictifs des indices de sévérité lors de l'impact d'un véhicule contre différentes barrières sont décrits au chapitre 6. L'influence des configurations d'impact, des caractéristiques du véhicule et des caractéristiques des barrières y sont analysés.

Dans tous les cas, ces différents chapitres se terminent par la comparaisons des résultats numériques aux résultats théoriques.

Puis, le chapitre 7 présente une revue de la littérature des composants majeurs intervenant en crash, où il a été question de l'importance des éléments structuraux, des éléments de direction et de suspensions des véhicules sur la réponse du véhicule. La qualité de la modélisation des modèles de *BMW* y a été discutée ou certaines pistes d'améliorations

ont été présentées.

Finalement, le chapitre 8 reprend l'ensemble des conclusions et des perspectives d'améliorations déduites des résultats obtenus tout au long de ce TFE.

# Chapitre 2

## Normes de sécurité routière

### 2.1 Spécifications de la norme EN 1317

Dans le cadre de la sécurité routière, les dispositifs de retenue installés le long des routes doivent répondre à certains critères de sécurité. En Europe, ceux-ci sont spécifiés dans les exigences de la norme EN 1317 où les performances des différents dispositifs de sécurité sont évaluées sur les trois principaux critères suivants, à savoir [13] :

- Le niveau de retenue
- La sévérité du choc
- La déformation du dispositif

De fait, ces critères doivent être évalués selon des conditions d'impact standardisées décrites à la Table 2.1. Les caractéristiques des véhicules doivent également respecter certains critères qui sont décrits à la Table A.1 fournie à l'Annexe A.1.

Classe	Vitesse d'impact [ <i>km/h</i> ]	Angle d'impact [°]	Masse totale [ <i>kg</i> ]	Type de véhicule
TB 11	100	20	900	Voiture de tourisme
TB 21	80	8	1300	Voiture de tourisme
TB 22	80	15	1300	Voiture de tourisme
TB 31	80	20	1500	Voiture de tourisme
TB 32	110	20	1500	Voiture de tourisme
TB 41	70	8	10000	Camion non articulé
TB 42	70	15	10000	Camion non articulé
TB 51	70	20	13000	Bus
TB 61	80	20	16000	Camion non articulé
TB 71	65	20	30000	Camion non articulé
TB 81	65	20	38000	Camion articulé

TABLE 2.1 – Essais de chocs standardisés relatifs à la norme EN 1317

#### 2.1.1 Sévérité du choc

Différents indices de sévérité permettent d'évaluer la sévérité de l'impact entre un véhicule et une barrière de sécurité, à savoir :

- L’*ASI* (*Acceleration Severity Index*).
- Le *THIV* (*Theoretical Head Impact Velocity*).
- Le *PHD* (*Post-Impact Head Deceleration*), celui-ci n’étant plus exigé dans les nouvelles spécifications de l’EN 1317.

La sévérité du choc subi est donc catégorisée à l’aide de ceux-ci en trois classes de sévérité d’impact, reprises dans la Table 2.2.

Classe	Valeur	
A	$ASI \leq 1.0$	$THIV \leq 33 \text{ km/h}$
B	$ASI \leq 1.4$	$THIV \leq 33 \text{ km/h}$
C	$ASI \leq 1.9$	$THIV \leq 33 \text{ km/h}$

TABLE 2.2 – Classes de sévérité d’impact selon les spécifications de la norme EN 1317

### Indice de sévérité du choc (*ASI*)

L’*ASI* est un indice adimensionnel quantifiant la sévérité du choc auquel sont soumis les passagers d’un véhicule lors d’un impact contre un dispositif de sécurité routière. Celui-ci est établi à partir des accélérations longitudinales, latérales et verticales d’un véhicule mesurées à l’aide d’un accéléromètre situé au centre de gravité du véhicule. Ainsi, l’*ASI* est défini tel que :

$$ASI = \max \left[ \left( \frac{\bar{a}_x}{\hat{a}_x} \right)^2 + \left( \frac{\bar{a}_y}{\hat{a}_y} \right)^2 + \left( \frac{\bar{a}_z}{\hat{a}_z} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.1)$$

où :

- $\bar{a}_x, \bar{a}_y, \bar{a}_z$  sont les composantes de l’accélération mesurées dans le repère d’axe du véhicule au cours du temps (cfr Figure 2.1). Pour tenir compte de l’atténuation des composantes de hautes fréquences de l’accélération du véhicule aux passagers, les accélérations mesurées à l’accéléromètre sont filtrées à l’aide d’un filtre (passe-bas) de Butterworth de fréquence de coupure de 13 [Hz].
- $\hat{a}_x, \hat{a}_y, \hat{a}_z$  sont les valeurs limites des composantes de l’accélération mesurées selon le repère d’axe du véhicule. Pour des passagers portant une ceinture de sécurité, celles-ci sont définies par :  $\hat{a}_x = 12g, \hat{a}_y = 9g, \hat{a}_z = 10g$  avec  $g = 9.81 [m/s^2]$ .

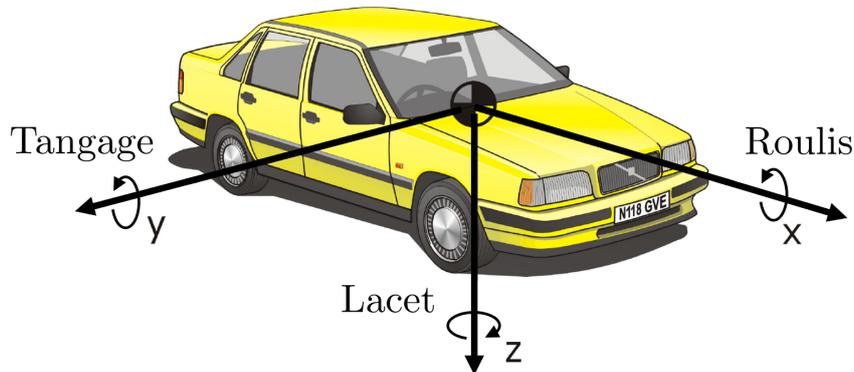


FIGURE 2.1 – Convention du système d’axe d’un véhicule selon la norme EN 1317 [14]

## Vitesse d'impact théorique de la tête (*THIV*)

Le *THIV* est un indice décrivant la vitesse d'impact théorique de la tête d'un occupant du véhicule au moment où celle-ci percute un élément de l'habitacle. La tête est considérée comme un objet poursuivant librement son mouvement lors de l'impact entre le véhicule et la barrière jusqu'au moment où celle-ci va impacter un élément intérieur de l'habitacle. Le *THIV*, exprimé en  $[km/h]$ , est défini tel que :

$$THIV = \sqrt{V_x(t)^2 + V_y(t)^2} \quad (2.2)$$

où  $V_x(t)$  et  $V_y(t)$  sont les vitesses longitudinales et latérales de la tête au cours du temps.

Afin d'évaluer l'instant auquel l'impact de la tête a lieu, les distances entre les parois de l'habitacle et la tête (représentées à la Figure 2.2 par les distances  $D_x$  et  $D_y$ ) sont fixées à 0.6 [m] et 0.3 [m] respectivement.

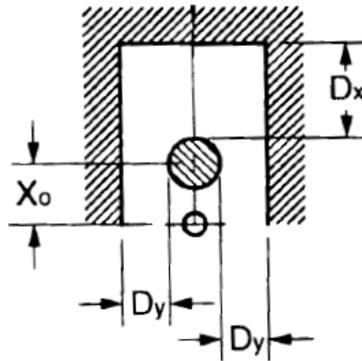


FIGURE 2.2 – Définition des distances entre la tête d'un passager et les différentes parois de l'habitacle d'un véhicule

## Décélération de la tête après impact (*PHD*)

Le *PHD* est un indice caractérisant la décélération maximale de la tête d'un occupant du véhicule lorsqu'elle impacte l'intérieur de l'habitacle. Celui-ci est donné par :

$$PHD = \max \sqrt{\ddot{x}^2 + \ddot{y}^2} \quad (2.3)$$

où :

- $\ddot{x}$  et  $\ddot{y}$  sont les composantes filtrées (moyennées sur 10 [ms]) de l'accélération mesurées au centre de gravité au cours du temps.

Cependant, ce critère jugé désuet ne fait plus partie des spécifications récentes de la norme EN 1317.

### 2.1.2 Déformation du dispositif de retenue

De manière analogue à la sévérité du choc, différents indices de performances permettent de caractériser le niveau de déformation d'un système de retenue. Ceux-ci sont :

- La déflexion dynamique  $D_m$ , soit le déplacement dynamique latéral maximal d'un point quelconque de la surface du système de retenue faisant face au trafic routier avant l'impact, exprimée en mètres [m].

- La largeur de fonctionnement  $W_m$ , soit la distance latérale maximale entre toutes parties non déformées du système de retenue, côté route, et la position dynamique maximale de toutes parties du dispositif, exprimée en mètres  $[m]$ .
- L'intrusion du véhicule  $VI_m$ , soit la position latérale dynamique maximale d'un véhicule par rapport à la partie non déformée du système de retenue, exprimée en mètres  $[m]$ . Celui-ci n'est évalué que dans le cas des camions.

Ces indices sont donc relevés comme illustré à la Figure 2.3.

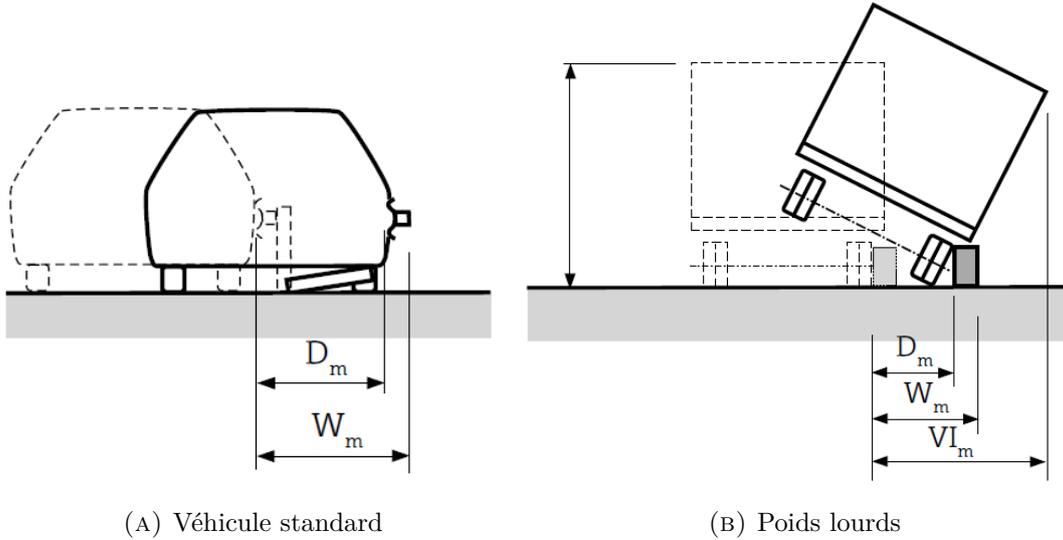


FIGURE 2.3 – Indices de déformations d'un dispositif de retenue selon les spécifications de la norme EN 1317

Les conditions d'impact variant d'un essai à l'autre, les précédents indices doivent être normalisés afin de comparer les résultats obtenus sur une base commune. Les indices normalisés sont donnés par :

$$D_N = D_m \sqrt{\frac{M_t (V_t \sin \alpha_t)^2}{M_m (V_m \sin \alpha_m)^2}} \quad (2.4)$$

$$W_N = W_U + \left[ (W_m - W_U) \sqrt{\frac{M_t (V_t \sin \alpha_t)^2}{M_m (V_m \sin \alpha_m)^2}} \right] \quad (2.5)$$

et

$$VI_N = VI_m \sqrt{\frac{M_t (V_t \sin \alpha_t)^2}{M_m (V_m \sin \alpha_m)^2}} \quad (2.6)$$

où :

- $M_t$  est la masse totale spécifiée du véhicule  $[kg]$ .
- $M_m$  est la masse totale mesurée du véhicule  $[kg]$ .
- $V_t$  est la vitesse spécifiée du véhicule  $[m/s]$ .

- $V_m$  est la vitesse mesurée du véhicule [ $m/s$ ].
- $\alpha_t$  est l'angle d'impact spécifié [ $^\circ$ ]
- $\alpha_m$  est l'angle d'impact mesuré [ $^\circ$ ]
- $W_U$  est la largeur du dispositif de retenue non déformé [ $m$ ].

De fait, les barrières sont donc classées en différentes catégories fournies aux Tables 2.3 et 2.4 sur base de ces valeurs normalisées.

Classe	Niveau
$W_1$	$W_n \leq 0.6$
$W_2$	$W_n \leq 0.8$
$W_3$	$W_n \leq 1.0$
$W_4$	$W_n \leq 1.3$
$W_5$	$W_n \leq 1.7$
$W_6$	$W_n \leq 2.1$
$W_7$	$W_n \leq 2.5$
$W_8$	$W_n \leq 3.5$

TABLE 2.3 – Catégories des barrières en fonction de la largeur de fonctionnement normalisée

Classe	Niveau
$VI_1$	$VI_n \leq 0.6$
$VI_2$	$VI_n \leq 0.8$
$VI_3$	$VI_n \leq 1.0$
$VI_4$	$VI_n \leq 1.3$
$VI_5$	$VI_n \leq 1.7$
$VI_6$	$VI_n \leq 2.1$
$VI_7$	$VI_n \leq 2.5$
$VI_8$	$VI_n \leq 3.5$

TABLE 2.4 – Catégories des barrières en fonction de l'intrusion normalisée du véhicule

### 2.1.3 Autres critères de performance

Bien entendu, les spécifications de la norme EN 1317 incluent de nombreux autres critères de performance, comme l'influence de la barrière sur le comportement du véhicule après l'impact pour lequel les critères suivants s'appliquent :

- Le véhicule ne doit pas se retourner.
- Seule une et une seule roue du véhicule est autorisée à passer en dessous ou en deçà du dispositif de retenue.
- Après l'impact, le véhicule doit quitter la barrière de sorte à être redirigé dans une zone de sécurité appelée *Exit Box* dont les dimensions, reprises à la Figure 2.4, varient en fonction de la classe du véhicule.

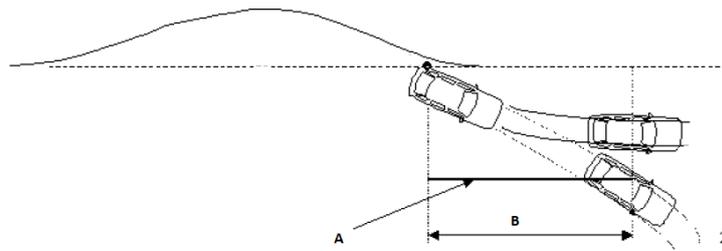


FIGURE 2.4 – Critère de redirection du véhicule dans une zone de sécurité

Les autres critères de performance ne seront quant à eux pas présentés plus en détails.

# Chapitre 3

## Modèles étudiés

Au cours de ce travail, les résultats issus de simulations d'impacts de différents modèles numériques de véhicules provenant de la bibliothèque de *GDTech* seront analysés et critiqués sur base de modèles analytiques. Pour ce faire, deux modèles numériques de *BMW Série 5 E34* appartenant à la classe TB 32 seront comparés lors d'une même situation d'impact dans le but d'attester de la fiabilité des résultats obtenus suite aux différentes modifications réalisées sur le véhicule.



FIGURE 3.1 – *BMW Série 5 E34* [15]

### 3.1 Caractéristiques des modèles étudiés

Les deux modèles de *BMW* étudiés, appelés *modèle 1* et *modèle 2*, basés initialement sur un ancien modèle de *Ford Taurus*, sont ceux représentés aux Figures 3.2a et 3.2b sur lesquels deux précédents stagiaires ont apporté des modifications, à savoir Céline Allheily et Doriane Delongeville [16, 17]. Les caractéristiques générales des deux modèles, répondant tous deux aux spécifications de la norme EN 1317, sont reprises à la Table 3.1.

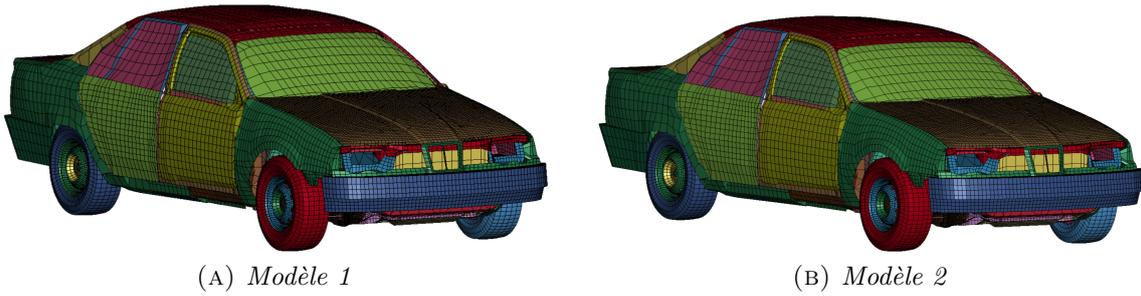


FIGURE 3.2 – Modèles numériques de *BMW* étudiés

	<i>Modèle 1</i>	<i>Modèle 2</i>	EN 1317
Masse [ <i>kg</i> ]	1499.31	1498.98	$1500 \pm 75$
Longueur [ <i>m</i> ]	4.70	4.70	-
Largeur [ <i>m</i> ]	1.76	1.76	-
Hauteur [ <i>m</i> ]	1.40	1.40	-
Empattement [ <i>m</i> ]	2.75	2.72	-
Voie avant [ <i>m</i> ]	1.51	1.51	$1.5 \pm 15\%$
Voie arrière [ <i>m</i> ]	1.51	1.51	$1.5 \pm 15\%$
Position longitudinale du centre de masse [ <i>m</i> ]	1.25	1.25	$1.24 \pm 10\%$
Position latérale du centre de masse [ <i>m</i> ]	0	0	$0 \pm 0.08$
Position verticale du centre de masse [ <i>m</i> ]	0.57	0.57	$0.53 \pm 10\%$
Nombre de pièces	164	164	-
Nombre d'éléments	53914	55083	-
Nombre de noeuds	53303	54592	-

TABLE 3.1 – Caractéristiques des modèles de *BMW*

Ainsi, les principales modifications apportées entre les deux modèles sont :

- Redéfinition de la fixation du capot.
- Redéfinition du maillage des jantes.
- Redéfinition du maillage et de la géométrie des composants décrits à la Figure 3.3.
- Recalibration des suspensions arrière.
- Redéfinition de la pression des roues.
- Redéfinition des centres de rotation des roues.

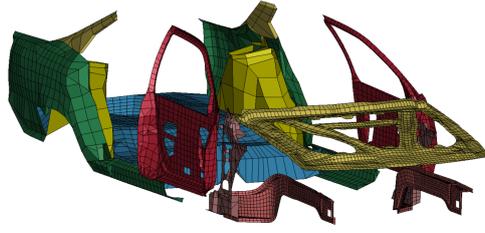


FIGURE 3.3 – Maillage et géométrie des composants redéfinis

De manière générale, les modèles étudiés sont principalement constitués d'éléments de type coque et présentent un maillage grossier, ce qui entraîne nécessairement une perte de précision dans les résultats obtenus. Cependant, un maillage plus raffiné impliquerait des temps de calculs potentiellement plus longs. Pour ce qui est des composants en eux-mêmes, ceux-ci se voient attribuer un type de matériau, une épaisseur ainsi que d'autres caractéristiques qui leur sont propres et sont généralement liés entre eux à l'aide de liaisons rigides ou par points de soudure. Les composants tels que les suspensions, les essieux ou le système de direction ne sont quant à eux représentés que fictivement à l'aide de lois de raideur ou de liaisons cinématiques fictives.

Finalement, il est utile de préciser que les modèles étudiés souffrent régulièrement de problèmes d'interpénétration d'éléments, causant des instabilités numériques se traduisant généralement par une augmentation forte et continue des énergies internes des composants concernés.

## 3.2 Configuration d'impact étudiée

Afin de comparer les deux modèles sur une base commune, les résultats obtenus lors d'une situation d'impact identique ont été analysés. Par conséquent, un essai de crash de classe TB32 (110  $[km/h]$  et  $20^\circ$ ) a été réalisé contre un mur rigide (provenant de la carte \*RIGIDWALL du logiciel *LS-Dyna*) comme illustré à la Figure 3.4, où le mur impacté forme un angle droit avec le sol et où le coefficient de friction entre le véhicule et le mur est de 0.05. Le sol est également représenté à l'aide d'un mur rigide défini selon cette même carte.

Malheureusement, comme il n'y a pas de résultats d'essai expérimentaux disponibles pour attester de la validité des résultats numériques obtenus, ceux-ci seront donc analysés et critiqués sur base de modèles analytiques.

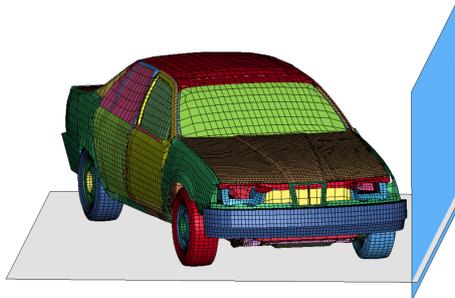


FIGURE 3.4 – Essai de crash de classe TB 32 d'un modèle numérique de *BMW* contre un mur rigide

# Chapitre 4

## Caractérisation des forces à l'impact lors d'un crash sur dispositif routier

Une des caractéristiques les plus importantes à prendre en compte lors de l'évaluation de la sécurité d'un dispositif de sécurité routière est celle de la force d'impact maximale résultant d'un impact entre un véhicule et ce dispositif. En effet, plus la force d'impact est élevée, plus le risque de blessure des occupants est important. De plus, si l'impact est trop violent, le dispositif de sécurité risque de céder sous le choc, de sorte que le véhicule se retrouve en dehors de la zone de sécurité prévue.

Ainsi, l'approche de ce chapitre consiste à réaliser une revue des différents modèles mathématiques permettant de décrire les forces à l'impact et de les appliquer ensuite aux cas des modèles numériques étudiés.

### 4.1 Modèle analytique de la force d'impact maximale

Les auteurs d'une étude [18] ont établi une relation mathématique permettant de décrire la force maximale à l'impact lors d'un crash entre diverses barrières en béton et un véhicule en fonction du profil d'endommagement de ce dernier, dont un exemple est illustré à la Figure 4.1. Les différentes barrières ayant été étudiées sont quant à elles représentées à la Figure 4.2.

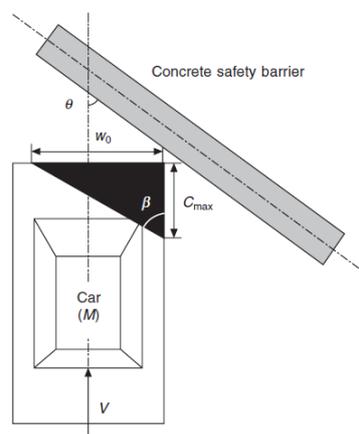


FIGURE 4.1 – Représentation du profil d'endommagement d'un véhicule lors d'un impact sur une barrière en béton

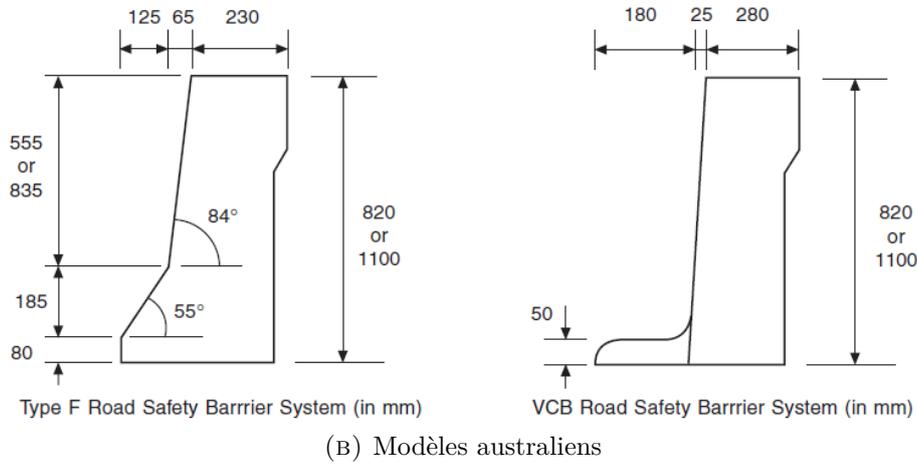
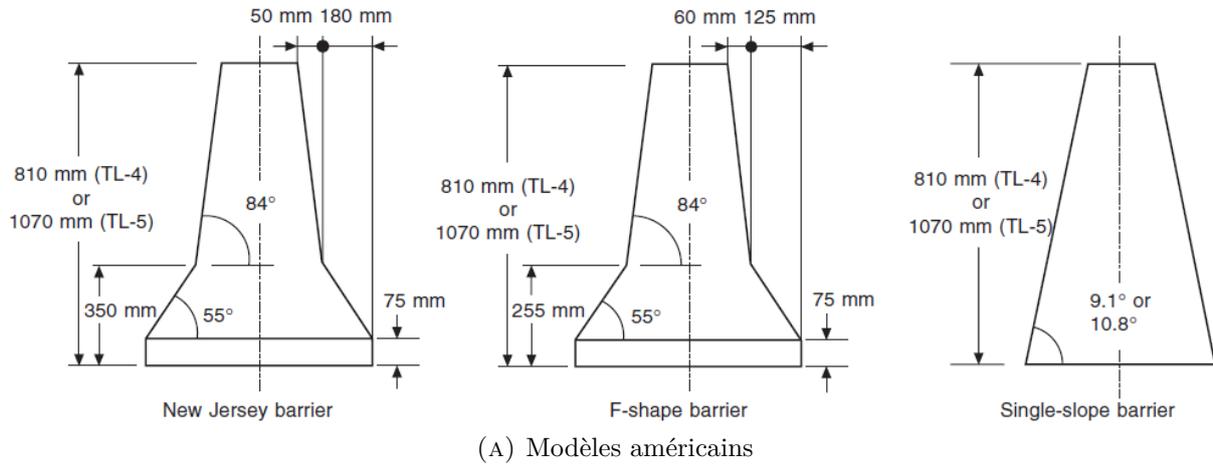


FIGURE 4.2 – Profils et dimensions des barrières en béton étudiées

Afin d'établir cette relation, les résultats de multiples essais de crashes regroupant les résultats obtenus pour tous types de véhicules (allant de petites voitures de moins d'une tonne jusqu'aux bus et camions) pour différentes vitesses d'impact (entre 50 et 110 [km/h]) et différents angles d'impact (entre 10° et 60°) ont été étudiés. Ainsi, il est apparu que l'impact peut être subdivisé en deux phases distinctes : la première durant laquelle la trajectoire du véhicule reste sensiblement similaire à la trajectoire initiale du véhicule jusqu'à la fin du processus de déformation de ce dernier et lors de laquelle la force maximale survient. La seconde phase, quant à elle, correspond à la période durant laquelle le véhicule est redirigé et dont la trajectoire est influencée par le profil que présente la barrière.

Suite à ces observations, la force d'impact maximale  $F_{NP}$  perçue par la barrière (et donc par le véhicule) peut être décrite à l'aide de deux formulations différentes en fonction des cas où la largeur de l'endommagement  $w_0$  est inférieure ou égale à la largeur totale  $W$  du véhicule (voir Figures 4.3a et 4.3b). Il vient, respectivement :

$$F_{NP} = \frac{C_{max}}{\cos\beta} \left( A + B \frac{C_{max} \sin\beta}{2} \right) \quad (4.1)$$

$$F_{NP} = \frac{W}{\sin\beta} \left[ A + B \left( C_{max} \sin\beta - \frac{W \cos\beta}{2} \right) \right] \quad (4.2)$$

où :

- $F_{NP}$  est la force d'impact maximale (normale à la barrière)  $[N]$ .
- $C_{max}$  est la profondeur maximale de l'endommagement  $[m]$ .
- $\beta$  est l'angle d'endommagement du véhicule  $[^\circ]$ .
- $W$  est la largeur totale du véhicule  $[m]$ .
- $A$  et  $B$  sont des coefficients décrivant les caractéristiques de raideur du véhicule  $[N/m]$ ,  $[N/m^2]$ .

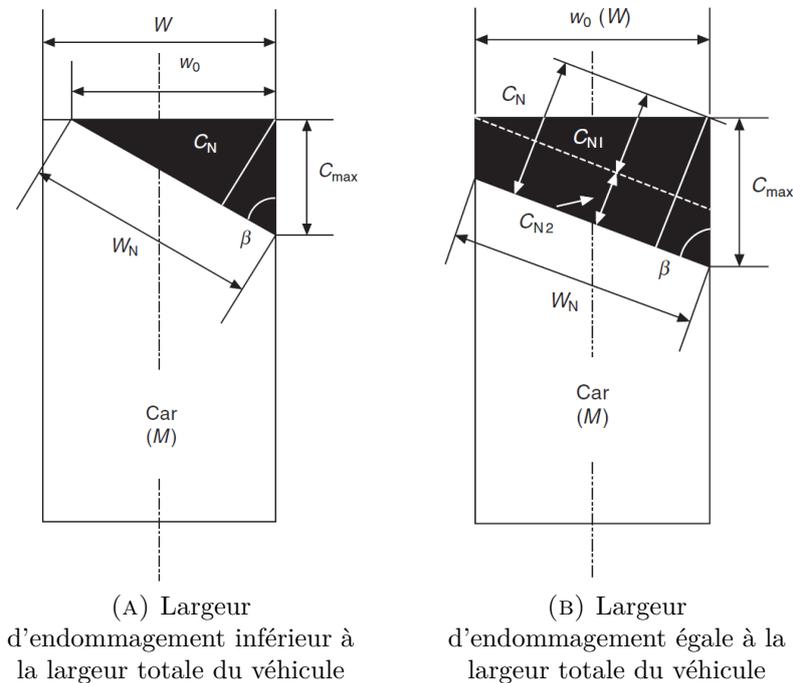


FIGURE 4.3 – Profils de déformation d'un véhicule après impact

Les différents paramètres intervenant dans l'expression de la force maximale peuvent également être déterminés mathématiquement.

Pour ce qui est de l'angle d'endommagement du véhicule, celui-ci est une fonction linéaire de l'angle d'impact du véhicule (voir Figure 4.4) tel que :

$$\beta = \frac{\theta - 9.177}{0.723} \quad (4.3)$$

où  $\theta$  est l'angle d'impact du véhicule.

Il est logique de constater que l'angle d'endommagement du véhicule est légèrement différent de l'angle d'impact et ce à cause de l'influence des nombreux composants présents dans le compartiment moteur ou du système de direction.

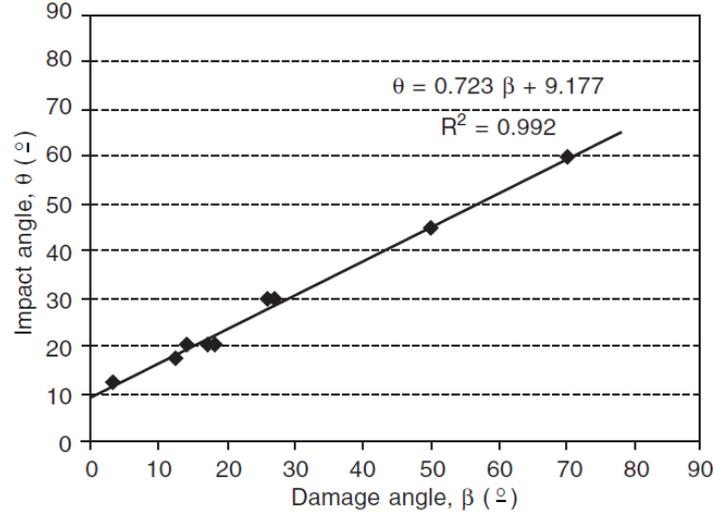


FIGURE 4.4 – Évolution de l’angle d’endommagement en fonction de l’angle d’impact

Pour ce qui est des paramètres  $A$  et  $B$ , caractérisant la raideur du véhicule, ceux-ci peuvent être déterminés à partir des informations fournies dans les rapports de crash tests des constructeurs ou des instances de sécurité automobile (e.g : *European New Car Assessment Program (EuroNCAP)*, *National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA)*) à l’aide des relations suivantes, soit :

$$A = \frac{Mb_0b_1}{W} \quad (4.4)$$

$$B = \frac{Mb_1b_1}{W} \quad (4.5)$$

où :

- $M$  est la masse du véhicule [ $kg$ ].
- $W$  est la largeur totale du véhicule [ $m$ ] (voir Figure 4.5).
- $b_0$  et  $b_1$  [ $m/s$ ], [ $1/s$ ] sont des coefficients caractérisant la relation entre la vitesse d’impact  $V$  et la profondeur de l’endommagement  $C$  en cas de crash frontaux. Ceux-ci sont donc décrit par la relation suivante :

$$b_1 = \frac{V - b_0}{C} \quad (4.6)$$

Généralement, la profondeur de l’endommagement  $C$  dans le cadre de crash frontaux est déduite à partir de six mesures indiquées dans les rapports de crash tests (voir Figure 4.5). Ainsi, la profondeur équivalente de l’endommagement  $C_{eq}$  dans le cas de crash frontaux est donnée par :

$$C_{eq} = [C_1 + 2(C_2 + C_3 + C_4 + C_5) + C_6] / 10 \quad (4.7)$$

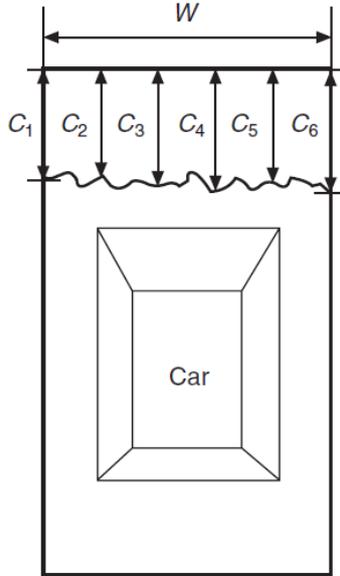


FIGURE 4.5 – Relevé de mesure de la profondeur de l’endommagement d’un véhicule dans le cas d’un crash frontal

Le coefficient  $b_0$ , quant à lui, est communément considéré comme égal à  $2.2 [m/s]$  car il décrit la vitesse à laquelle aucune déformation du véhicule n’est observable.

Finalement, pour ce qui est de la profondeur maximale de l’endommagement du véhicule  $C_{max}$  dans le cadre de crashes contre des barrières en béton, celle-ci peut être déterminée à l’aide de la relation suivante :

$$C_{max} = \sqrt[3]{\left(\frac{3M(V \sin \theta)^2}{B \tan \beta} - \frac{2A^3}{B^3}\right)} - \frac{A}{B} \quad (4.8)$$

#### 4.1.1 Validité et précision du modèle

Dans le cadre de leur étude, les auteurs ont également évalué les différences observées entre les résultats des modèles mathématiques et les résultats expérimentaux. Ainsi, les différences observées pour l’angle d’endommagement  $\beta$  (Équation 4.3) étaient généralement inférieures à 10% et au pire de 15%. Pour la profondeur maximale de l’endommagement  $C_{max}$  (Équation 4.8), celles-ci étaient inférieures à 14%. Finalement, dans le cas des forces d’impact maximales  $F_{NP}$  (Équations 4.1 et 4.2), celles-ci étaient généralement inférieures à 10% et au pire de 20%.

## 4.2 Force d’impact maximale relevée dans le cas des modèles numériques étudiés

Afin d’attester de la validité des résultats des *modèle 1* et *modèle 2* obtenus sur *LS-Dyna* dans le cadre d’un impact contre un mur rigide, ceux-ci ont été comparés aux résultats obtenus à l’aide des méthodes analytiques. Pour ce faire, chacun des paramètres intervenant dans l’Équation 4.1 ont été comparés entre eux.

Ainsi, les valeurs suivantes des paramètres  $\beta$ ,  $A$ ,  $B$ ,  $C_{max}$  et  $F_{NP}$  ont été comparées :

- **Cas 1** : valeurs extraites directement du logiciel *LS-Dyna* pour les modèles de *BMW*. Dans ce cas, seule la force d'impact maximale  $F_{NP,1}$  a été extraite. Les forces d'impact appliquées sur le mur rigide au cours du temps sont représentées à la Figure 4.6 pour les deux modèles de *BMW*. Seul l'impact impliquant l'avant du véhicule, survenant entre 0 et 0.1 [s], a été analysé.
- **Cas 2** : valeurs théoriques déduites à partir de l'analyse des déformations des modèles de *BMW*. Pour ce faire, les paramètres  $\beta_2$  et  $C_{max,2}$  ont été déduits à partir des déformations observées des modèles (voir Figure 4.7) à l'aide du logiciel *MATLAB*. La force d'impact  $F_{NP,2}$  a alors été obtenue à l'aide des caractéristiques des modèles étudiés (voir Table 3.1).
- **Cas 3** : valeurs théoriques déduites à partir de résultats d'un crash test réel d'une *Ford Taurus* de 1993 [19]. Dans ce cas, les paramètres  $A_3$  et  $B_3$  ont été obtenus à partir des Équations 4.4, 4.5 et 4.6 sur base des caractéristiques du crash test décrites à la Table 4.1. Le paramètre  $\beta_3$  a été obtenu à partir de l'Équation 4.3. Le paramètre  $C_{max,3}$  quant à lui a été obtenu à l'aide de l'Équation 4.8 sur base des caractéristiques des modèles de *BMW* (voir Table 3.1).  $F_{NP,3}$  a donc pu être calculé.
- **Cas 4** : valeurs théoriques déduites à partir de valeurs moyennes de véhicules de 1600 [kg] relevées lors de crash tests frontaux [20]. Dans ce cas, les paramètres  $A_4$  et  $B_4$  étaient directement disponibles. Ensuite,  $\beta_4$  a été obtenu à partir de l'Équation 4.3 et  $C_{max,4}$  à partir de l'Équation 4.8 sur base des caractéristiques des modèles de *BMW* (voir Table 3.1). La force d'impact maximale  $F_{NP,4}$  a donc pu être calculée.

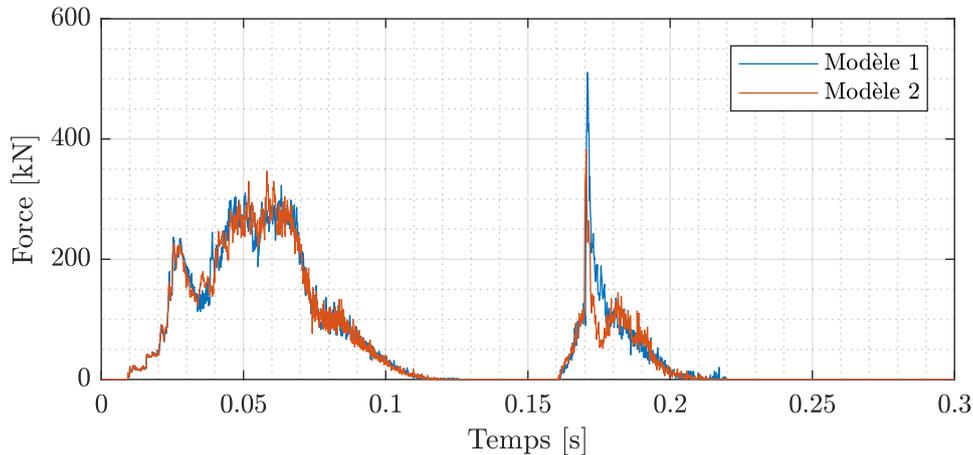


FIGURE 4.6 – Forces normales maximales relevées sur *LS-Dyna* pour les *modèle 1* et *modèle 2*

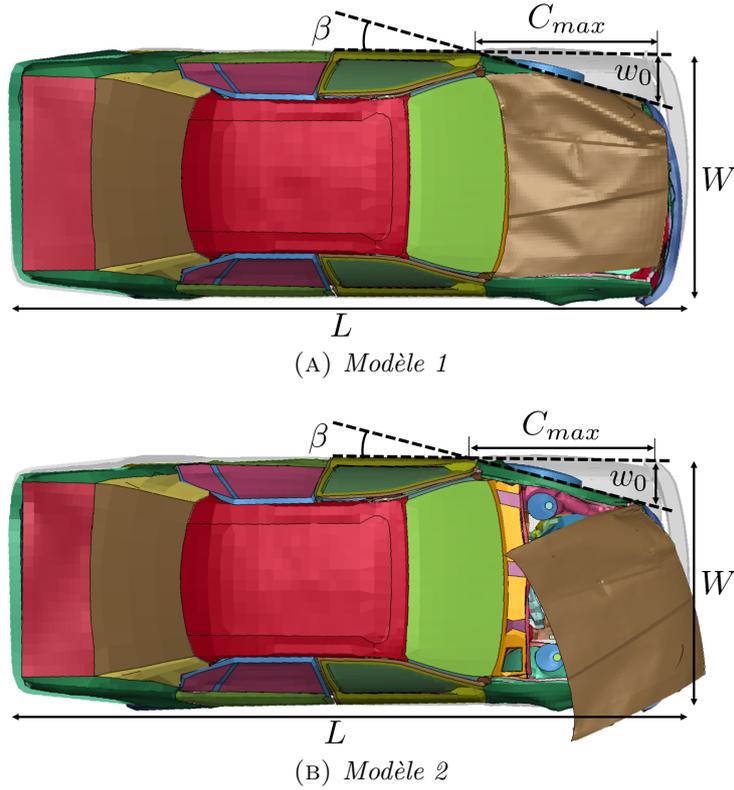


FIGURE 4.7 – Déformation des véhicules étudiés

Paramètre	Valeur
Masse [kg]	1711
Largeur [m]	1.525
Vitesse [km/h]	56
Profondeur $C_1$ [m]	0.410
Profondeur $C_2$ [m]	0.460
Profondeur $C_3$ [m]	0.474
Profondeur $C_4$ [m]	0.490
Profondeur $C_5$ [m]	0.468
Profondeur $C_6$ [m]	0.443
Profondeur $C_{eq}$ [m]	0.4637

TABLE 4.1 – Caractéristiques d'une *Ford Taurus* de 1993 lors d'un crash frontal contre un mur rigide [19]

Ainsi, l'ensemble des résultats obtenus sont repris à la Table 4.2, où les erreurs relatives ont été calculées telles que :

$$\epsilon_{\beta} = \left| \frac{\beta_2 - \beta_{3,4}}{\beta_{3,4}} \right| \cdot 100 ; \epsilon_A = \left| \frac{A_2 - A_{3,4}}{A_{3,4}} \right| \cdot 100 ; \epsilon_B = \left| \frac{B_2 - B_{3,4}}{B_{3,4}} \right| \cdot 100$$

$$\epsilon_{C_{max}} = \left| \frac{C_{max,2} - C_{max,3,4}}{C_{max,3,4}} \right| \cdot 100 ; \epsilon_{F_{NP}} = \left| \frac{F_{NP,1} - F_{NP,2,3,4}}{F_{NP,2,3,4}} \right| \cdot 100$$

Paramètre	Modèle 1		Modèle 2	
	Valeur	Erreur relative [%]	Valeur	Erreur relative [%]
$\beta_2$ [°]	14.22	-	13.00	-
$\beta_{3,4}$ [°]	14.97	5	14.97	13.12
$A_2$ [N/m]	58185	-	59118	-
$A_3$ [N/m]	71093	18.16	71093	16.84
$A_4$ [N/m]	55500	4.84	55500	6.52
$B_2$ [N/m <sup>2</sup> ]	822378	-	849131	-
$B_3$ [N/m <sup>2</sup> ]	930743	11.64	930743	8.77
$B_4$ [N/m <sup>2</sup> ]	390000	110.87	390000	117.72
$C_{max,2}$ [m]	1.26	-	1.29	-
$C_{max,3}$ [m]	1.18	6.97	1.18	9.38
$C_{max,4}$ [m]	1.53	17.83	1.53	15.98
$F_{NP,1}$ [kN]	323.05	-	346.74	-
$F_{NP,2}$ [kN]	241.05	34.02	240.90	43.94
$F_{NP,3}$ [kN]	259.31	24.58	259.27	33.73
$F_{NP,4}$ [kN]	210.68	53.34	210.66	64.60

TABLE 4.2 – Comparaison des résultats numériques et théoriques

Concernant les résultats obtenus pour le paramètre  $\beta$ , il apparaît que l'angle de déformation observé sur les modèles *LS-Dyna* sont relativement fidèles aux valeurs attendues théoriquement, où le *modèle 1* semble plus réaliste que le *modèle 2*. Cependant, il est à noter que ces valeurs ont été obtenues en évaluant visuellement l'endommagement du véhicule. Par conséquent, les erreurs d'interprétation lors de la mesure des distances ne sont donc peut-être pas négligeables.

Pour les paramètres  $A$  et  $B$ , décrivant la raideur des véhicules, il semble que les modèles de *BMW* présentent des caractéristiques relativement proches d'une *Ford Taurus*, à l'avantage du *modèle 2*. Cela semble logique étant donné que les modèles étudiés sont en réalité dérivés d'un ancien modèle numérique de *Ford Taurus*. Cependant, les résultats indiquent qu'il existe de fortes différences de raideur entre les véhicules réels. En effet, les erreurs relatives obtenues comparativement aux valeurs moyennes de véhicules de 1600 [kg] sont très importantes.

Concernant la profondeur maximale d'endommagement  $C_{max}$ , les modèles *LS-Dyna* présentent des valeurs plutôt proches de celles attendues pour des véhicules réels. En effet, les résultats sont particulièrement proches de ceux de la *Ford Taurus*, à la faveur du *modèle 1*. De ce fait, bien que le *modèle 2* présente des erreurs relatives moins importantes que le *modèle 1* comparativement aux véhicules de 1600 [kg], le *modèle 1* semble malgré tout le plus réaliste des deux.

Finalement, les forces maximales  $F_{NP}$  obtenues selon les différents cas ont été comparées. Il apparaît ainsi que les forces extraites sur *LS-Dyna* sont toujours supérieures aux valeurs théoriques. Ensuite, on remarque que le *modèle 1* présente toujours des résultats plus proche des valeurs théoriques que le *modèle 2*. Il est également intéressant de remarquer que la force  $F_{NP,1}$  directement extraite de *LS-Dyna* est plus proche des résultats attendus pour une *Ford Taurus* ( $F_{NP,3}$ ) qu'elle ne l'est des valeurs théoriques déduites à

partir des observations de l'endommagement du modèle *LS-Dyna* en lui-même ( $F_{NP,2}$ ). Il est difficile d'en prouver la raison, mais les erreurs réalisées lors de l'évaluation visuelle de l'endommagement des modèles étudiés en sont sûrement une des causes. Les possibles instabilités numériques survenant lors du calcul de la force sur *LS-Dyna* sont également une autre source d'erreur. En excluant ces sources d'erreurs, cela peut également être dû à des différences dans les processus de déformation en eux-mêmes au cours du temps. Néanmoins, cela ne pourrait être vérifié qu'en analysant les forces sur toute la durée d'impact.

En conclusion, les résultats numériques obtenus semblent relativement plausibles au vu des valeurs théorique attendues, surtout comparativement aux valeurs obtenues dans le cas d'une *Ford Taurus* de 1993, bien que les forces maximales à l'impact semblent surestimés par les modèles *LS-Dyna*. Ensuite, en comparant les résultats obtenus pour le *modèle 1* et *modèle 2*, il en ressort que si un des modèles devait être sélectionné sur la seule base des critères étudiés ici, il semblerait que ce soit le *modèle 1*.

# Chapitre 5

## Caractérisation des énergies dissipées à l'impact

Afin d'être en mesure d'appréhender correctement la dynamique d'un impact entre un véhicule et un dispositif routier, il est nécessaire de caractériser l'ensemble des sources de dissipation d'énergie intervenant, tant du côté du véhicule que du côté de la barrière.

Par conséquent, l'approche de ce chapitre consiste à réaliser une revue des différents modèles mathématiques permettant de décrire les énergies à l'impact et de les appliquer ensuite aux cas des modèles numériques étudiés.

### 5.1 Modèle analytique de l'énergie dissipée par la déformation du véhicule

Lors d'un impact entre un véhicule et un dispositif routier, une partie de l'énergie cinétique initiale du véhicule est dissipée par la déformation de ce dernier et du système de retenue. Il est donc primordial de savoir évaluer ces énergies afin de pouvoir correctement reconstituer un crash.

Pour ce qui est des méthodes analytiques permettant d'évaluer l'énergie dissipée par la déformation du véhicule, il existe différentes méthodes. L'une des méthodes les plus connues est celle de *Campbell-Mchenry*, qui évalue cette énergie à l'aide des caractéristiques de raideur du véhicule. Celle-ci est donnée par [20] :

$$E_d = \int_0^{w_0} \int_0^{C_{max}} (A + B \cdot C) \cdot dC \cdot dw \quad (5.1)$$

où :

- $E_d$  est l'énergie dissipée par la déformation du véhicule [ $J$ ].
- $w$  est la largeur de l'endommagement du véhicule [ $m$ ] (voir Figure 5.1).
- $C$  est la profondeur de l'endommagement du véhicule [ $m$ ] (voir Figure 5.1).
- $A$  et  $B$  sont les caractéristiques de raideur du véhicule [ $N/m$ ], [ $N/m^2$ ].

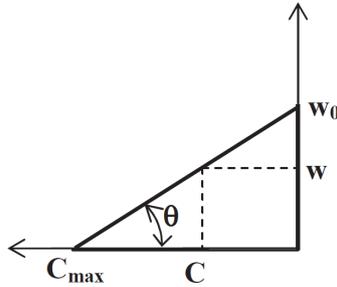


FIGURE 5.1 – Relations géométriques entre les caractéristiques d'endommagement d'un véhicule [20]

Le défaut de cette méthode est qu'il est nécessaire de connaître les caractéristiques de raideur du véhicule étudié. Cependant, ceux-ci ne sont généralement disponibles que pour les modèles américains. De plus, une mauvaise évaluation de ces paramètres peut entraîner de fortes différences dans les résultats obtenus.

En Europe, l'énergie dissipée lors d'un crash est simplement évaluée en comparant visuellement les dégâts du véhicule étudié à celui d'un crash de référence dont l'énergie dissipée est connue. En règle générale, celle-ci est évaluée à l'aide de l'*EES* (*Equivalent Energy Speed*), définie comme la vitesse d'impact équivalente contre un objet rigide dissipant la même quantité d'énergie que le crash étudié [21]. Ainsi, l'énergie dissipée par la déformation du véhicule est donnée par [22] :

$$E_d = \frac{1}{2}M(EES)^2 \quad (5.2)$$

où :

- $E_d$  est l'énergie dissipée par la déformation du véhicule [ $J$ ].
- $M$  est la masse du véhicule [ $kg$ ].
- $EES$  est la vitesse d'impact équivalente [ $m/s$ ].

Cependant, il est difficile d'appliquer cette méthode à une situation spécifique car il est nécessaire d'avoir les résultats certifiés d'un crash de référence du véhicule étudié présentant les mêmes déformations.

Une méthode alternative permettant de s'affranchir d'une partie des limitations de ces deux méthodes est celle de la *Triangle method* [22] qui tire profit des atouts des deux précédentes méthodes en évaluant visuellement l'endommagement du véhicule étudié lors d'un crash quelconque dont l'*EES* est indiqué pour en déduire les caractéristiques de raideur du véhicule à l'aide de la méthode de *Campbell-Mchenry*.

Pour simplifier le tout, celle-ci approche (par linéarisation) tous profils d'endommagement soit par un profil triangulaire, rectangulaire ou trapézoïdal (voir Figure 5.2).

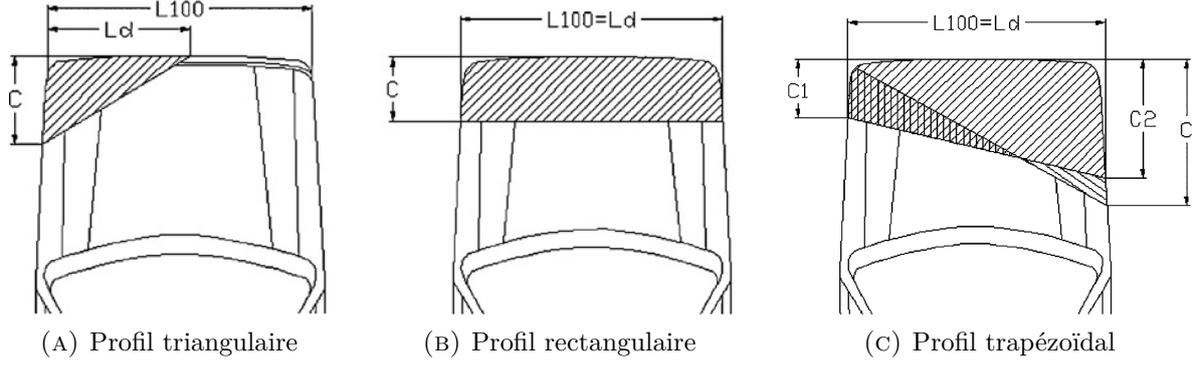


FIGURE 5.2 – Différents profils d'endommagement d'un véhicule

Seuls l' $EES$  et deux autres paramètres caractérisant l'endommagement du véhicule, la profondeur maximal de l'endommagement  $C$  et la largeur de l'endommagement  $L_d$  (voir Figure 5.2), suffisent à quantifier l'énergie dissipée lors du crash.

Ainsi les relations suivantes peuvent être utilisées pour déterminer l'énergie dissipée par la déformation du véhicule en fonction du profil de l'endommagement [22] :

### Profil de déformation triangulaire

Dans le cas d'un profil de déformation triangulaire (voir Figure 5.2a), la relation exprimant l' $EES$  en fonction de la profondeur de l'endommagement  $C$  et la largeur de l'endommagement  $L_d$  est :

$$EES \cos(PDOF) \sqrt{\frac{L_{100}}{L_d}} = \sqrt{b_0^2 + b_0 b_1 C + \frac{b_1^2 C^2}{3}} \quad (5.3)$$

où :

- $EES$  est la vitesse d'impact équivalente [ $m/s$ ].
- $PDOF$  est la direction de la résultante des forces d'impact considérée selon l'axe longitudinal du véhicule (voir Figure 5.3) [23].
- $L_{100}$  est la largeur totale du véhicule [ $m$ ].
- $L_d$  est la largeur de l'endommagement du véhicule [ $m$ ].
- $C$  est la profondeur de l'endommagement du véhicule [ $m$ ].
- $b_0$  et  $b_1$  [ $m/s$ ], [ $1/s$ ] sont les coefficients caractérisant la relation entre la vitesse d'impact et l'endommagement du véhicule (voir Équation 4.6 Section 4.1).

Cette relation est également représentée à la Figure 5.4 pour différentes valeurs du coefficient  $b_1$ .

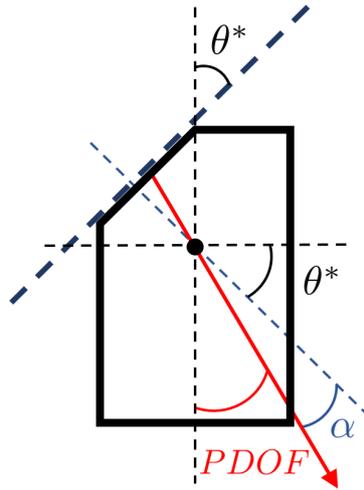


FIGURE 5.3 – Direction de la résultante des forces à l'impact

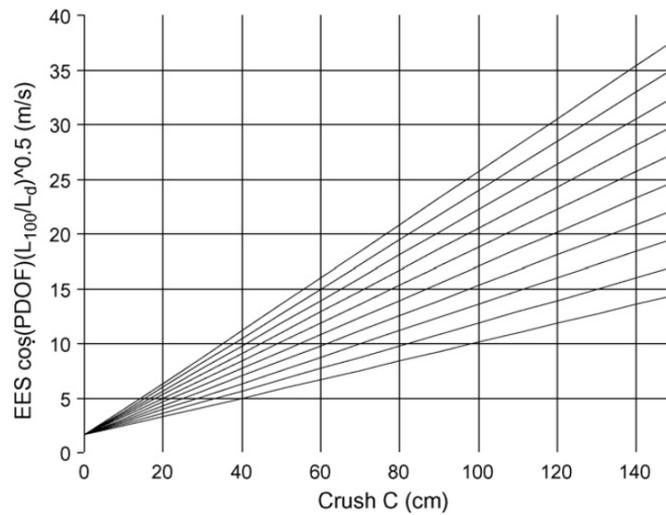


FIGURE 5.4 – Relation entre l'*EES* et les caractéristiques de l'endommagement d'un véhicule dans le cas d'un profil triangulaire ou trapézoïdal pour différentes valeurs du coefficient  $b_1$

### Profil de déformation rectangulaire

Dans le cas d'un profil de déformation rectangulaire (voir Figure 5.2b) la relation exprimant l'*EES* en fonction de la profondeur de l'endommagement  $C$  est :

$$EES \cos(PDOF) = \sqrt{b_0^2 + 2b_0b_1C + b_1^2C^2} \quad (5.4)$$

Cette relation est également décrite à la Figure 5.5 pour différentes valeurs du paramètre  $b_1$ .

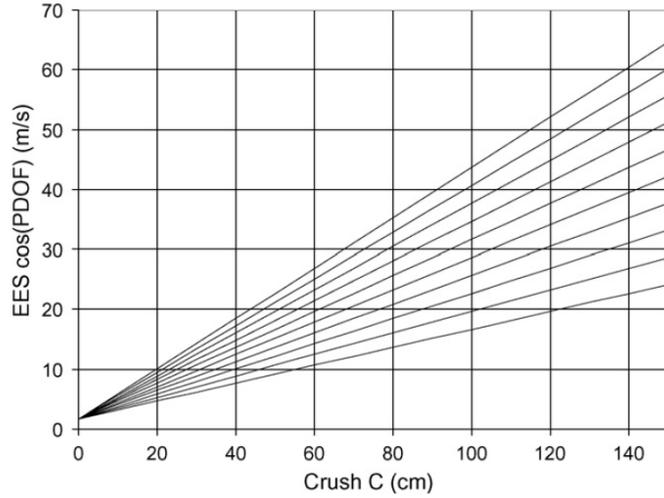


FIGURE 5.5 – Relation entre l'*EES* et les caractéristiques de l'endommagement du véhicule dans le cas d'un profil rectangulaire pour différentes valeurs du coefficient  $b_1$

### Profil de déformation trapézoïdal

Dans le cas d'un profil de déformation trapézoïdal, l'endommagement du véhicule est caractérisé à l'aide de deux paramètres  $C_1$  et  $C_2$ , décrivant les profondeurs d'endommagement des deux côtés du véhicule (voir Figure 5.2c). Cependant, celui-ci peut être approché par un profil triangulaire équivalent de largeur d'endommagement  $L_d$  égal à la largeur du véhicule  $L_{100}$  et une profondeur d'endommagement équivalente  $C_{eq}$  tel que [22] :

$$C_{eq} = C_2 + 0.7C_1 \quad (5.5)$$

Ainsi, la relation exprimant l'*EES* en fonction de la profondeur d'endommagement  $C$  est :

$$EES \cos(PDOF) = \sqrt{b_0^2 + b_0 b_1 C + \frac{b_1^2 C^2}{3}} \quad (5.6)$$

Cette relation est également représentée à la Figure 5.4.

### Profil d'endommagement résultant de crashes frontaux sur 40% de la largeur du véhicule

Un dernier cas de profil d'endommagement particulièrement intéressant à étudier est celui résultant de crash tests frontaux contre barrière dont seulement 40% de la largeur totale du véhicule est soumise à l'impact. En effet, ces tests sont très courants et il est plutôt aisé de trouver les résultats d'un véhicule à ce test (i.e. *NHTSA*, *EuroNCAP*). De manière générale, le profil d'endommagement présente alors le profil décrit à la Figure 5.6.

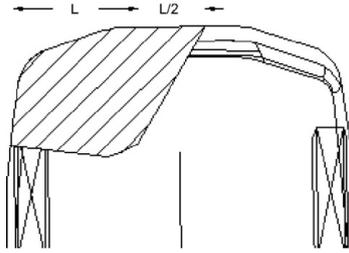


FIGURE 5.6 – Profil d’endommagement d’un véhicule lors d’un crash frontal sur 40% de la largeur avant

Ainsi, le profil peut généralement être décrit comme étant la combinaison d’un profil de déformation rectangulaire sur la portion du véhicule directement impactée et d’un profil triangulaire de déformation indirecte s’étendant généralement sur une largeur égale à la moitié de la largeur totale du véhicule.

Ainsi, après réécriture des Équations 5.3 et 5.4, la relation exprimant l’ $EES$  en fonction de la profondeur de l’endommagement  $C$  est donnée par :

$$EES = V\alpha = \sqrt{\left(0.6b_0^2 + b_0b_1C + \frac{1.4b_1^2C^2}{3}\right)} \quad (5.7)$$

où :

- $V$  est la vitesse d’impact du véhicule
- $\alpha$  est le taux d’énergie effectivement dissipée par le véhicule

Cette relation est représentée à la Figure 5.7.

Le coefficient  $\alpha$  permet simplement de tenir compte des différences entre les tests de la *NHTSA* et ceux de l’*EuroNCAP* pour ce cas de crash. En effet, les tests de la *NHTSA* s’effectuent sur une barrière non déformable, contrairement au test de l’*EuroNCAP*, où il faut donc tenir compte de la dissipation d’énergie due à la déformation de la barrière impactée. De manière générale, la valeur du coefficient  $\alpha$  est comprise entre 0.9 et 0.94 lors des tests, soit une valeur moyenne de 0.92.

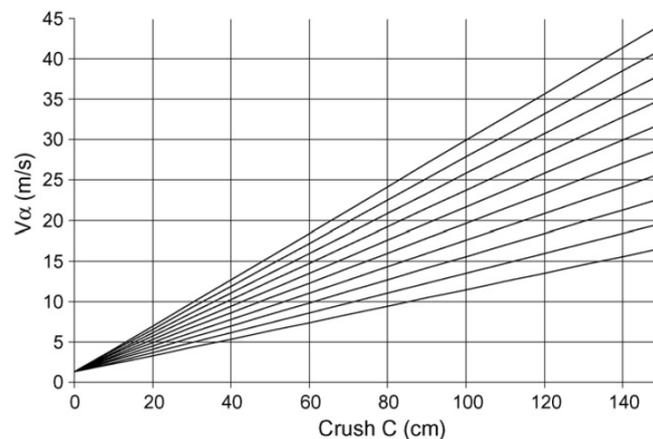


FIGURE 5.7 – Relation entre l’ $EES$  et les caractéristiques de l’endommagement du véhicule lors d’un impact frontal sur 40% de la largeur avant pour différentes valeurs du coefficient  $b_1$

## Estimation de l'énergie dissipée

Grâce à ces différentes relations, l'énergie dissipée par la déformation du véhicule du crash à évaluer peut être déterminée en suivant ces différentes étapes :

- Étape 1 : détermination des caractéristiques de raideur du véhicule sur base des caractéristiques d'endommagement relevées lors d'un crash quelconque, servant de référence, où l'*EES* est connu. Pour ce faire, il suffit d'utiliser la relation correspondant au profil observé sur ce crash de référence.
- Étape 2 : détermination de l'*EES* du crash à évaluer en reprenant les caractéristiques de raideur du véhicule obtenues à l'étape précédente et en appliquant la relation correspondant au profil d'endommagement observé lors de ce crash.
- Étape 3 : détermination de l'énergie dissipée lors du crash à évaluer grâce à l'Équation 5.2.

### 5.1.1 Validité et limitations du modèle

Bien que cette méthode s'affranchisse de la plupart des limitations des autres méthodes, il reste cependant nécessaire de connaître l'*EES* d'un crash servant de référence impliquant le même véhicule. Il est également nécessaire d'évaluer le plus précisément possible les caractéristiques d'endommagement du véhicule. En effet, l'énergie dissipée par la déformation du véhicule est proportionnelle au carré de la profondeur d'endommagement.

Finalement, lors de la validation du modèle par les auteurs, la linéarisation du profil de déformation du véhicule n'a induit quant à elle qu'une erreur moyenne de 2.5% comparativement à l'énergie réellement dissipée en crash, dont l'erreur maximale relevée est de 12%.

## 5.2 Modèle analytique des énergies dissipées lors d'un crash contre une barrière mobile en béton

Afin d'évaluer l'ensemble des sources de dissipation d'énergie survenant lors d'un crash entre un véhicule et une barrière constituée de plusieurs blocs en béton posés au sol et liés entre eux par des charnières (voir Figure 5.8), l'auteur d'une étude [20] a caractérisé mathématiquement l'ensemble des énergies intervenant dans le bilan énergétique du crash.

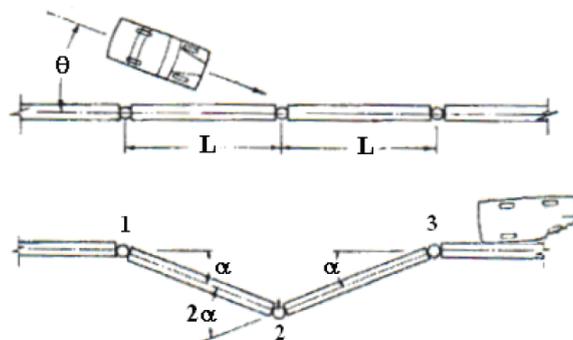


FIGURE 5.8 – Représentation d'un impact entre un véhicule et une barrière formée de plusieurs blocs de béton

Ainsi, en considérant que tous les blocs ont les mêmes caractéristiques et qu'ils restent en contact avec le sol sans basculer, le bilan énergétique de la situation décrite est donnée par :

$$E_k = \sum_i W_{\alpha i} + \sum_i W_{S_i} + \sum_i W_{P_i} + W_B + W_D + E_{swob} \quad (5.8)$$

où :

- $E_k$  est l'énergie cinétique du véhicule avant l'impact [ $J$ ].
- $W_{\alpha i}$  est l'énergie dissipée par les forces de friction relatives à la rotation du bloc  $i$  [ $J$ ].
- $W_{S_i}$  est l'énergie dissipée par les forces de friction relatives à la translation du bloc  $i$  [ $J$ ].
- $W_{P_i}$  est l'énergie dissipée au niveau de la rotule  $i$  [ $J$ ].
- $W_B$  est l'énergie dissipée par les forces de friction lors du contact entre le véhicule et la barrière [ $J$ ].
- $W_D$  est l'énergie dissipée par la déformation du véhicule [ $J$ ].
- $E_{swob}$  est l'énergie cinétique du véhicule après l'impact [ $J$ ].

Ainsi, l'ensemble des termes intervenant dans l'Équation 5.8 peuvent être décrits selon les relations suivantes :

### Énergie dissipée par la rotation d'un segment de barrière

L'énergie dissipée par les forces de friction agissant le long d'un chemin de longueur  $\alpha_i \cdot x$  lors de la rotation du bloc  $i$  autour de la rotule  $i$  est donnée par :

$$W_{\alpha i} = 0,5 \cdot m_{B_i} \cdot g \cdot L \cdot \int_0^{\alpha L} \mu(\alpha) \cdot d\alpha \quad (5.9)$$

où :

- $m_{B_i}$  est la masse du segment  $i$  [ $kg$ ].
- $g$  est l'accélération de la pesanteur, soit  $9.81$  [ $m/s$ ].
- $L$  est la longueur du bloc [ $m$ ].
- $\alpha$  est l'angle de rotation du bloc [ $rad$ ].
- $\mu$  est le coefficient de friction entre le sol et la barrière [-].

Il est à remarquer que l'auteur exprime le coefficient de friction  $\mu$  en fonction de l'angle de la barrière afin de tenir compte des éventuelles variations de celui-ci lors du déplacement de la barrière.

### Énergie dissipée par la translation d'un segment de barrière

L'énergie dissipée par les forces de friction lors de la translation du segment  $i$  est donnée par :

$$W_{Si} = m_{Bi} \cdot g \cdot s_i \cdot \int_0^{v_f} \mu(v) \cdot dv \quad (5.10)$$

où :

- $s_i$  est le déplacement du centre de masse du segment  $i$  [ $m$ ].
- $v$  est la vitesse du centre de masse de la barrière [ $m/s$ ].

De manière analogue à la relation précédente, l'auteur exprime le coefficient de friction en fonction de la vitesse de la barrière afin de tenir compte des potentielles variations du coefficient de friction lors du mouvement de la barrière.

### Énergie dissipée à la rotule

L'énergie dissipée par le moment de force agissant à la rotule  $i$  est donnée par :

$$W_{Pi} = \int_0^{\alpha_f} M(\alpha) d\alpha \quad (5.11)$$

où :

- $\alpha$  est l'angle relatif entre deux segments adjacents [ $rad$ ].
- $M$  est le moment de force caractérisant la rotule  $i$  variant en fonction de l'angle  $\alpha$  [ $N \cdot m$ ].

### Énergie dissipée par les forces de friction entre le véhicule et la barrière

L'énergie dissipée par les forces de friction agissant entre le véhicule et la barrière est donnée par :

$$W_B = m \cdot a_B \cdot s_B \quad (5.12)$$

où :

- $m$  est la masse du véhicule [ $kg$ ].
- $a_B$  est l'accélération moyenne du véhicule [ $m/s^2$ ].
- $s_B$  est la longueur de contact entre le véhicule et la barrière [ $m$ ].

Il est à noter que celle-ci aurait pu être déduite à l'aide de la force de contact entre le véhicule et la barrière au cours du temps, mais il est plus facile de le faire à l'aide de l'accélération moyenne du véhicule.

### Énergie dissipée par la déformation du véhicule

Finalement, l'énergie dissipée par la déformation du véhicule peut être déterminée à l'aide des à l'aide des approches décrites à la Section 5.1.

## 5.3 Énergies relevées dans le cas des modèles numériques étudiés

Les énergies en crash des différents modèles *GDTech* ont donc été calculées dans le cadre de la situation d'impact décrite à la Section 3.2. Les résultats obtenus suite aux simulations ont donc été comparés aux résultats obtenus à l'aide des modèles analytiques.

Dans un premier temps, il est nécessaire de déterminer quelles sont les différentes énergies à calculer. Il est ainsi déduit de l'Équation 5.8 que seules quatre énergies interviennent dans le bilan énergétique de la situation étudiée, à savoir :

- L'énergie dissipée par la déformation du véhicule,  $E_d$ .
- L'énergie dissipée par les forces de friction entre le véhicule et le mur rigide,  $E_f$ .
- L'énergie cinétique initiale,  $E_{cin}^0$ .
- L'énergie cinétique après impact,  $E_{cin}^t$ .

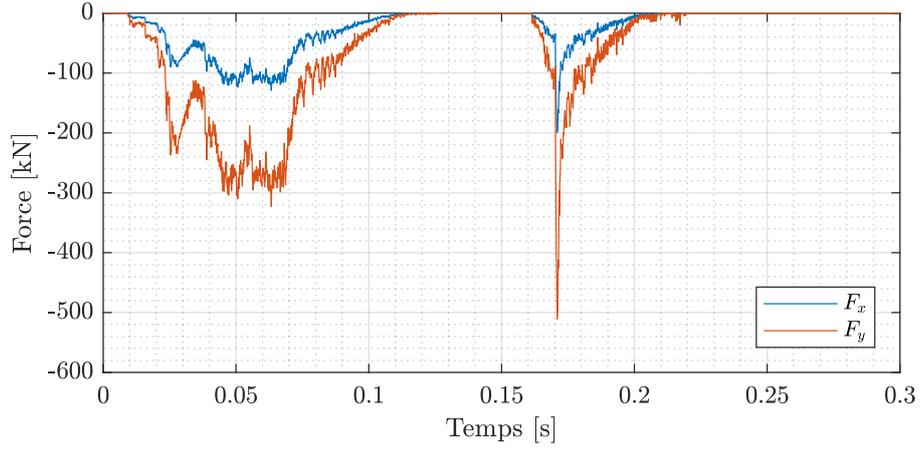
Dans le cas des modèles numériques, les énergies ont directement été extraites des résultats obtenus pour l'énergie interne, l'énergie de friction et de la différence entre les énergies cinétiques avant et après impact du véhicule.

Dans le cas des modèles mathématiques, la méthodologie suivante a été appliquée :

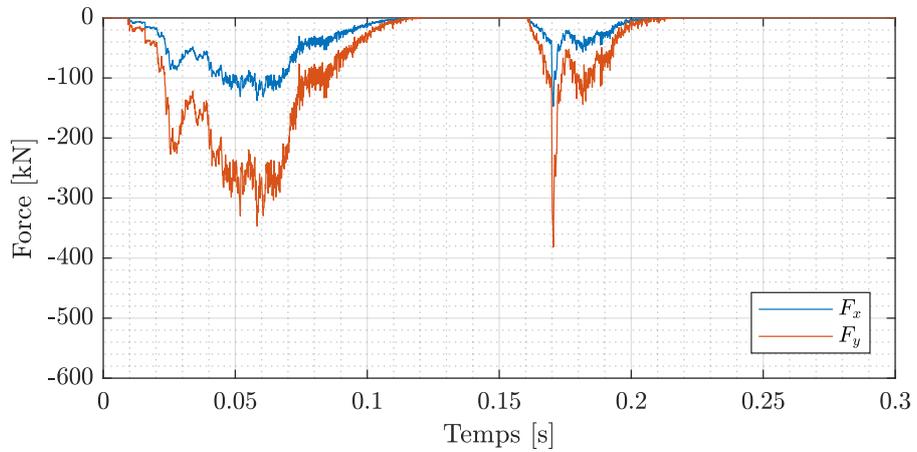
Tout d'abord, l'énergie cinétique initiale a simplement été déduite de la configuration d'impact étudié et des caractéristiques des véhicules (voir Table 3.1 Section 3.1). L'énergie cinétique après impact a quant à elle été déduite des vitesses des véhicules obtenus sur *LS-Dyna*.

L'énergie dissipée par la déformation du véhicule a quant à elle été déduite à l'aide de la *Triangle method* décrite à la Section 5.1. Dans un premier temps, l'Équation 5.4 a été utilisée sur base des caractéristiques d'impact d'un crash de référence, à savoir celui du crash frontal de la *Ford Taurus* de 1993 (voir Table 4.1, Section 4.2). Ensuite, l'Équation 5.3 a été utilisée sur base des caractéristiques des modèles *GDTech*, où la direction de la résultante des forces a été déduite des forces normales et tangentielles appliquées au mur en tenant compte de l'angle d'impact du véhicule (voir Figures 5.3, 5.9a et 5.9b). L'énergie dissipée par la déformation des véhicules a alors été calculée à l'aide de l'Équation 5.2.

Finalement, l'énergie dissipée par les forces de friction a simplement été déduite du bilan énergétique.



(A) *Modèle 1*



(B) *Modèle 2*

FIGURE 5.9 – Forces d'impact relevées au cours du temps sur *LS-Dyna*

L'ensemble des résultats numériques (dénotés par l'indice 1) et théoriques (dénotés par l'indice 2) sont repris et comparés à la Table 5.1, où les erreurs relatives ont été calculées de la manière suivante :

$$\epsilon_{E_d} = \left| \frac{E_{d,1} - E_{d,2}}{E_{d,2}} \right| \cdot 100 ; \quad \epsilon_{E_f} = \left| \frac{E_{f,1} - E_{f,2}}{E_{f,2}} \right| \cdot 100 ; \quad \epsilon_{\Delta E_{cin}} = \left| \frac{\Delta E_{cin,1} - \Delta E_{cin,2}}{\Delta E_{cin,2}} \right| \cdot 100$$

Paramètre	<i>Modèle 1</i>		<i>Modèle 2</i>	
	Valeur	Erreur relative [%]	Valeur	Erreur relative [%]
EES [ <i>km/h</i> ]	56.03	-	55.96	-
$E_{d,1}$ [ <i>kJ</i> ]	82.43	-	81.58	-
$E_{d,2}$ [ <i>kJ</i> ]	181.60	54.61	181.08	54.95
$E_{f,1}$ [ <i>kJ</i> ]	1.06	-	0.99	-
$E_{f,2}$ [ <i>kJ</i> ]	52.86	98.00	55.76	98.22
$\sum E_{i,1}$ [ <i>kJ</i> ]	83.49	-	82.57	-
$\Delta E_{cin}$ [ <i>kJ</i> ]	234.46	64.39	236.84	65.14

TABLE 5.1 – Comparaison des résultats numériques et théoriques

Les résultats obtenus entre les méthodes théoriques et les modèles numériques présentent de fortes différences. En effet, les énergies dissipées par la déformation du véhicule et par les forces de friction relevées sur *LS-Dyna* sont nettement inférieures à celles obtenues théoriquement. Cela peut s'expliquer par différentes raisons :

Dans le cas des modèles théoriques, il était nécessaire de disposer des résultats en crash d'un essai expérimental. Cependant, les résultats de ce crash de référence ont été repris d'un essai d'impact frontal d'une *Ford Taurus* ne présentant pas identiquement les mêmes caractéristiques que les modèles *GDTech*. De plus, les profondeurs d'endommagement des modèles numériques ont été mesurées à partir des images décrivant les profils déformés et non déformés à l'aide du logiciel *MATLAB*. Par conséquent, des erreurs de mesures ont inévitablement été commises.

Cependant, comme la somme des énergies internes et de friction calculé sur *LS-Dyna* ( $\sum E_{i,1}$ ) n'est pas égale à la différence des énergies cinétique  $\Delta E_{cin}$ , il semble qu'il y ait également un problème avec les résultats numériques. Par conséquent, l'ensemble des énergies intervenant dans le bilan énergétique défini selon *LS-Dyna* (voir Équation 1.1, Section 1.3.1.2) ont été représentées à la Figure 5.10.

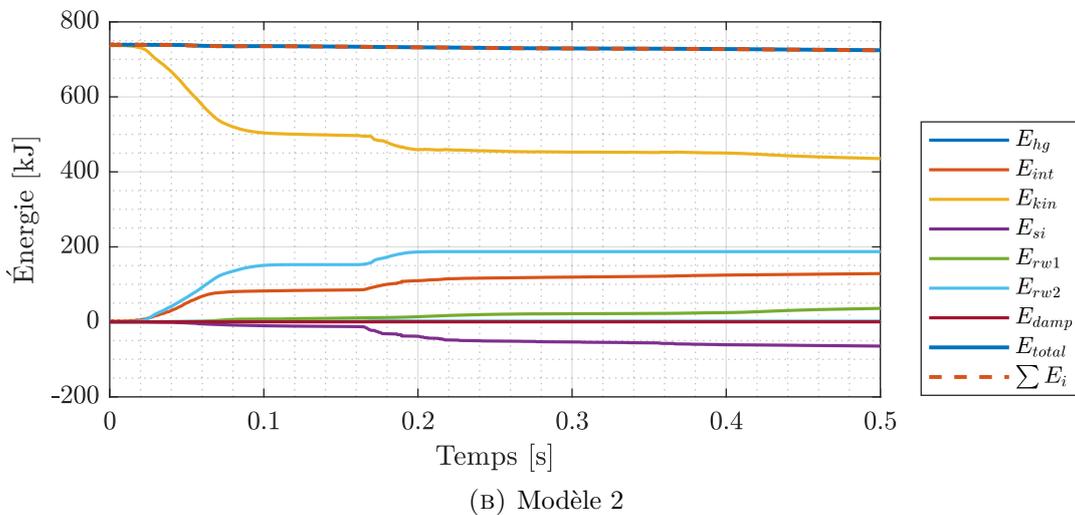
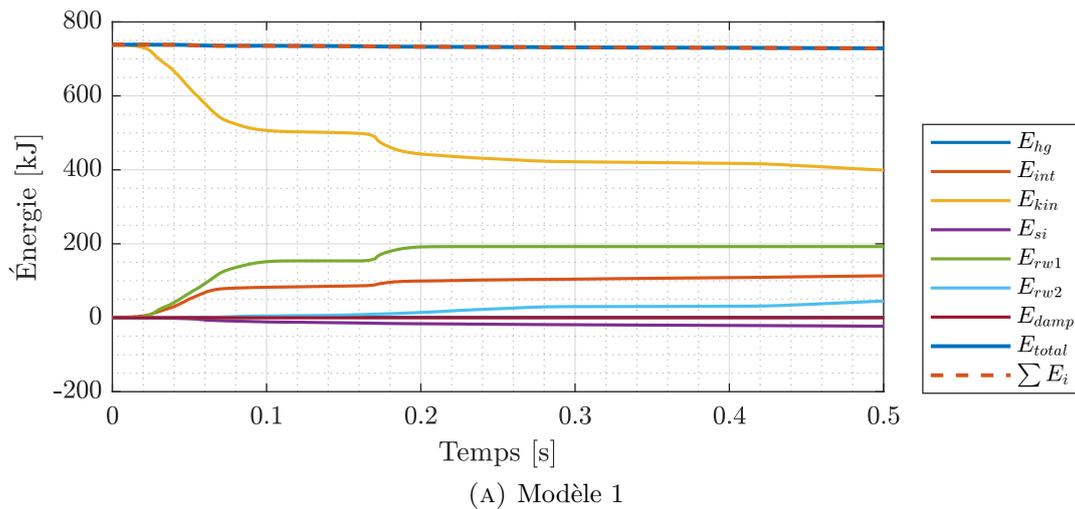


FIGURE 5.10 – Énergies relevées au cours du temps sur *LS-Dyna*

Comme prévu, plusieurs problèmes apparaissent. Tout d'abord, les énergies de contact  $E_{si}$  (incluant les énergies de friction et les énergies des noeuds esclaves et maîtres) des deux modèles présentent des énergies négatives, ce qui est non physique.

Ensuite, les énergies dissipées numériquement par le mur rigide  $E_{rw}$  présentent des valeurs anormalement élevées. Comme discuté à la Section 1.3.1.2, cela signifie qu'une proportion importante des énergies est en réalité dissipée artificiellement par le mur rigide, ce qui explique les faibles valeurs des énergies internes et des énergies dissipées par les forces de friction relevées sur *LS-Dyna*.

Pour conclure, il semble que le bilan énergétique des modèles numériques soit mal évalué, et ce à cause de l'utilisation de la carte \*RIGIDWALL de *LS-Dyna*. Cependant, il est difficile d'évaluer l'influence des défauts de modélisations des *modèle 1* et *modèle 2* en eux-mêmes sur les énergies calculées. Il serait dès lors nécessaire de comparer les modèles lors d'un impact avec un mur rigide ne dissipant pas artificiellement de l'énergie, ce qui pourrait se faire en attribuant un matériau parfaitement rigide à une surface maillée créée par l'utilisateur.

# Chapitre 6

## Modèles prédictifs des indices de sévérité

Les principes fondamentaux de la mécanique des crashes ayant été abordés, il est désormais question d'évaluer la violence d'un impact entre un véhicule et un dispositif de retenue routier dans le cadre des spécifications de la norme EN 1317, où la sévérité d'un impact est évaluée à l'aide des indices de sévérité tels que l'*ASI* et le *THIV*.

Ainsi, l'approche de ce chapitre est principalement d'évaluer, toujours selon une approche mathématique, l'influence qu'ont les conditions d'impact et les caractéristiques macroscopiques du véhicule ou de la barrière sur ceux-ci.

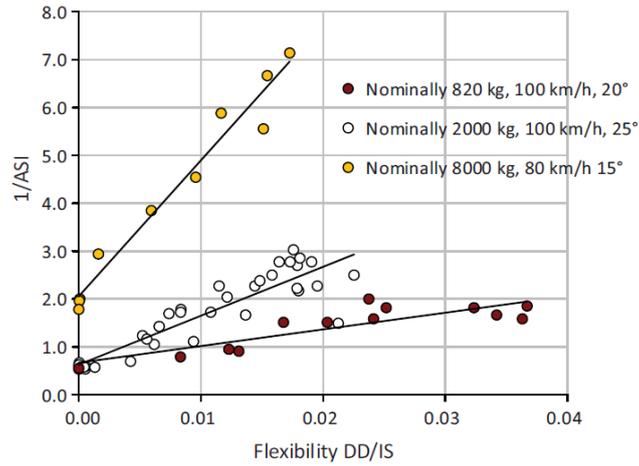
### 6.1 Modèles prédictifs de l'*ASI*

#### 6.1.1 Influence de la masse des véhicules et de la flexibilité des barrières pour différentes configurations d'impact

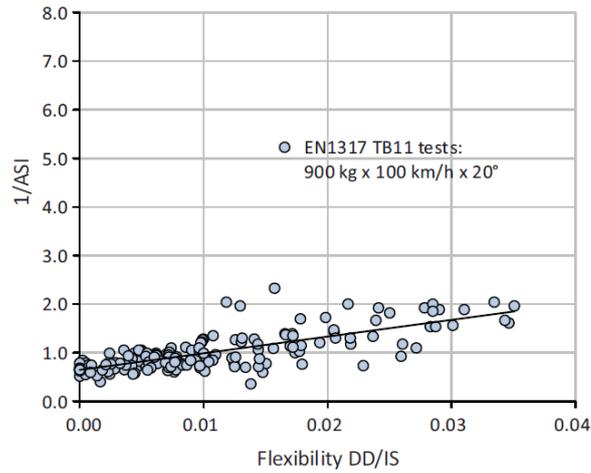
Suite à l'analyse de nombreux résultats provenant de crashes expérimentaux de toutes sortes, les auteurs d'une étude [24] ont établi une relation décrivant l'influence de la masse, de la vitesse et de l'angle d'impact d'un véhicule ainsi que celle de la raideur de la barrière impactée sur l'*ASI*.

Pour ce faire, ceux-ci ont regroupé les résultats expérimentaux obtenus en crash pour des véhicules présentant des masses allant de 800 jusqu'à 11.000 [kg] contre des barrières allant de simples barrières rigides en béton à des barrières de retenues par câbles. Les vitesses et les angles d'impact, quant à eux, variaient respectivement de 70 à 110 [km/h] et de 15° à 25° environ.

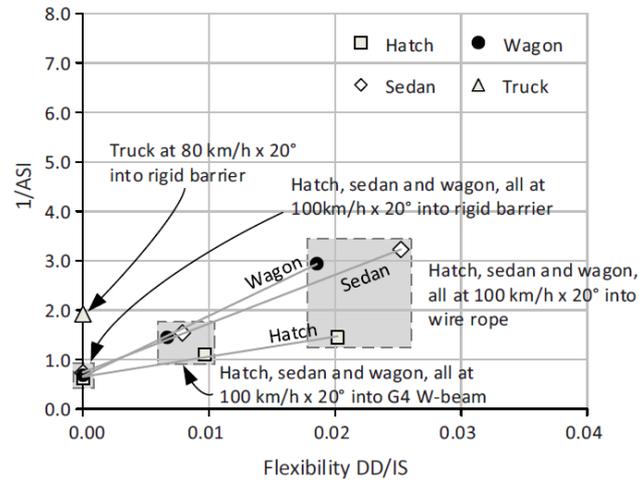
L'ensemble des résultats obtenus pour les différents essais d'impact expérimentaux sont représentés à la Figure 6.1.



(A) Résultats de crash de véhicule de 820, 2000 et 8000 *kg* pour des angles d'impact de 15°, 20° et 25° à 80 et 100 *km/h*



(B) Résultats de crashes de classe TB 11



(C) Résultats en crash pour des voitures de types *compactes, berlines, break* et des camions

FIGURE 6.1 – Relevés de résultats de crashes expérimentaux exprimant l'évolution de l'ASI en fonction de la flexibilité *DD/IS* de la barrière

Ainsi, les résultats observés indiquent qu'il existe une relation linéaire entre l'inverse de l'*ASI* et la flexibilité  $DD/IS$  de la barrière, définie comme étant la réciproque de la force de raideur de cette dernière, où la valeur à l'origine et la pente de la droite (coefficients  $a$  et  $b$ ) sont fonction de la masse, de la vitesse et de l'angle d'impact du véhicule. Il vient :

$$\frac{1}{ASI} = a \frac{DD}{IS} + b \quad (6.1)$$

avec

$$IS = \frac{1}{2} m (v \sin \theta)^2 \quad (6.2)$$

où :

- $DD$  est la déflexion dynamique de la barrière [ $m$ ].
- $IS$  est l'énergie cinétique latérale d'impact, également appelée sévérité d'impact [ $kJ$ ].
- $DD/IS$  est la flexibilité de la barrière [ $m/kJ$ ].
- $m$  est la masse du véhicule [ $tonnes$ ].
- $v$  est la vitesse d'impact du véhicule [ $m/s$ ].
- $\theta$  est l'angle d'impact [ $^\circ$ ].
- $a$  et  $b$  sont les coefficients décrivant l'origine et la pente de la relation obtenue.

Afin de ne décrire cette relation qu'à l'aide des caractéristiques d'impact étudiées, les auteurs ont appliqué une méthode dite des *moindres carrés* sur les coefficients  $a$  et  $b$  en les exprimant en fonction de la masse, de la vitesse et de l'angle d'impact du véhicule. Ainsi, les coefficients  $a$  et  $b$  ( $R_a^2 = 0.8123$ ,  $R_b^2 = 0.7099$ ) sont donnés par [24][25] :

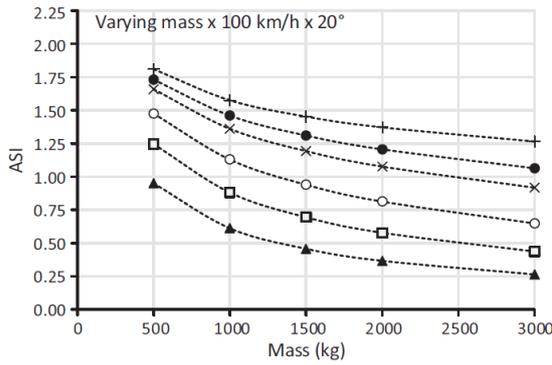
$$a = 50 \cdot m ; \frac{1}{b} = \frac{0.165744 \cdot v \cdot \sin \theta}{m^{0.2}} \quad (6.3)$$

Finalement, la formulation de l'*ASI* proposée par les auteurs est donnée par :

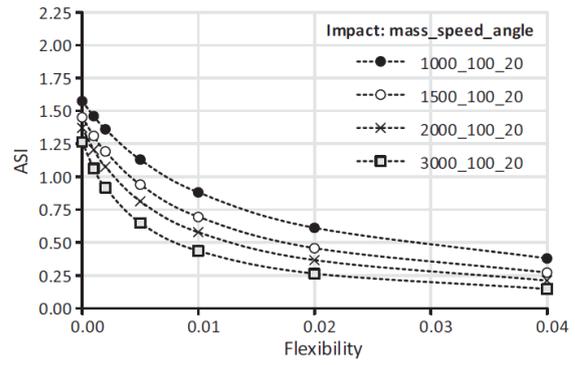
$$ASI = \frac{1}{50 \cdot m \cdot \left( \frac{DD}{IS} \right) + \frac{m^{0.2}}{0.165744 \cdot v \cdot (\sin \theta)}} \quad (6.4)$$

Ainsi, comme observé aux Figures 6.2a et 6.3a, une augmentation de la masse et de la flexibilité de la barrière entraîne une diminution de l'*ASI*, mais cela de moins en moins vite plus ces derniers augmentent.

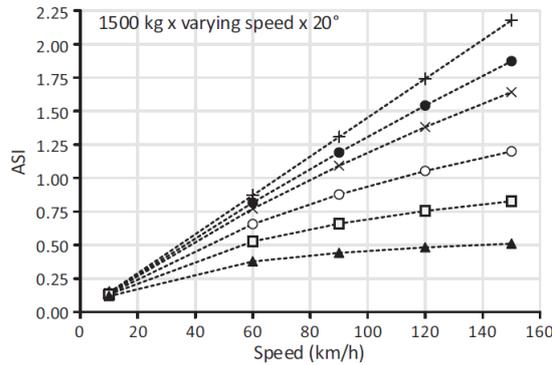
Pour ce qui est de l'influence de la vitesse et de l'angle d'impact, l'*ASI* augmente plus ceux-ci sont élevés, mais cela de moins en moins plus la flexibilité de la barrière est importante (voir Figures 6.2b et 6.2c). Il apparaît également que l'*ASI* est particulièrement sensible à une augmentation de la vitesse et de l'angle d'impact plus la barrière est rigide (voir Figures 6.3b et 6.3c).



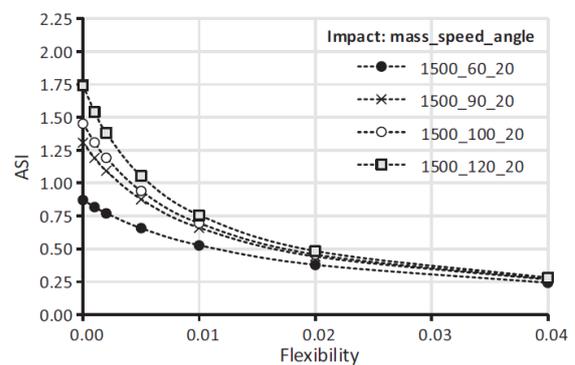
(A)



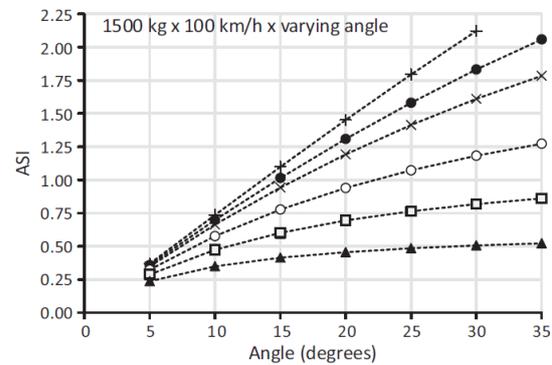
(A)



(B)

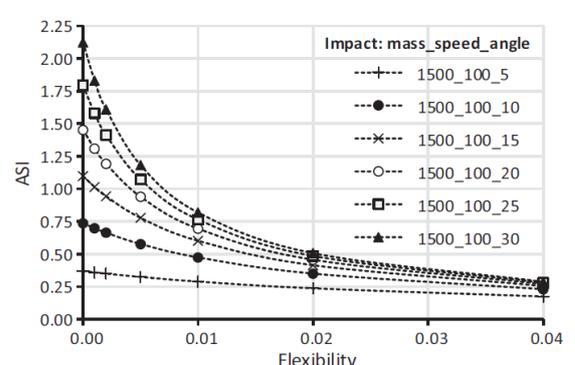


(B)



(C)

Flex = 0.00    Flex = 0.01    Flex = 0.02  
 Flex = 0.03    Flex = 0.04    Flex = 0.05



(C)

FIGURE 6.2 – Évolution de l'ASI en fonction des conditions d'impact pour différents niveaux de flexibilité de la barrière

FIGURE 6.3 – Évolution de l'ASI en fonction de la flexibilité de la barrière pour différentes conditions d'impact

### 6.1.2 Influence de la géométrie des barrières en béton

Afin d'évaluer l'influence de la géométrie de différents modèles de barrières en béton sur les indices de sévérité lors d'un impact, les auteurs d'une étude [26] ont réalisé une multitude de simulations numériques par éléments finis représentant un impact entre un véhicule de 817 kg et différentes barrières en béton lors desquelles seuls le modèle de

barrière, les vitesses et les angles d'impact ont été modifiés. Le modèle de véhicule, quant à lui, a toujours été conservé à l'identique entre chaque simulations et a été au préalable calibré sur base de résultats obtenus lors d'un crash expérimental afin de s'assurer de la pertinence des résultats obtenus.

Ainsi, cinq modèles de barrières en béton, représentées à la Figure 6.5, ont été étudiés. Pour chacun d'entre eux, un total de 99 simulations ont été réalisées, lors desquelles seuls la vitesse et l'angle d'impact ont été modifiés indépendamment (voir Table 6.1). Par conséquent, un total de 495 simulations ont été réalisées.

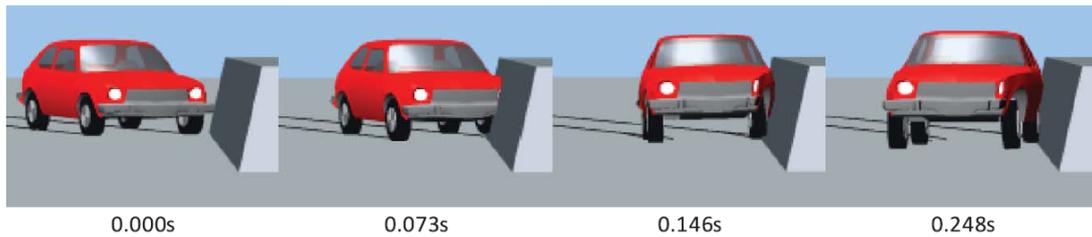


FIGURE 6.4 – Simulation d'impact entre le véhicule et un modèle de barrières étudié

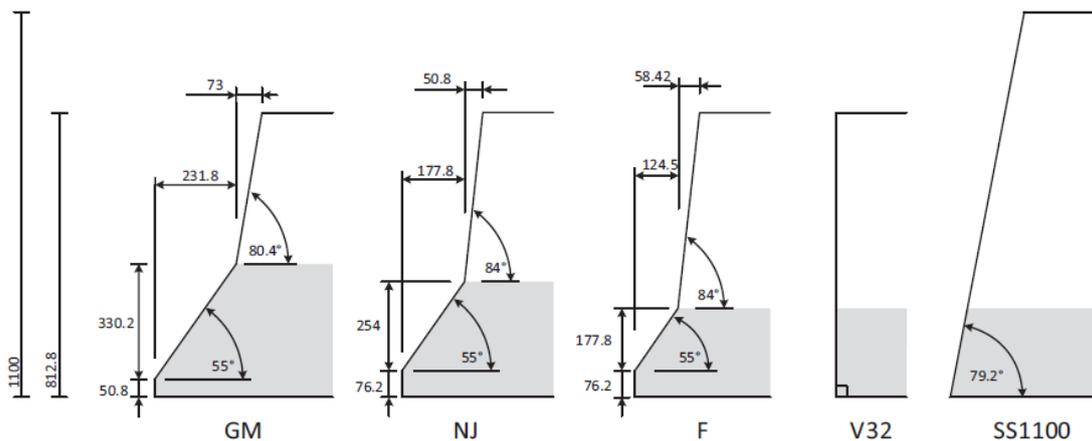


FIGURE 6.5 – Modèles de barrières en béton étudiés

Vitesse d'impact [ <i>km/h</i> ]	Angle d'impact [°]
40	2
50	5
60	7.5
70	10
80	15
90	20
100	25
110	30
120	45
-	60
-	90

TABLE 6.1 – Vitesses et angles d'impact étudiés

L'ensemble des résultats obtenus aux cours des différentes simulations sont représentés à La Figure 6.6, décrivant l'évolution de l'*ASI* en fonction de la sévérité d'impact *IS*. Ainsi, l'*ASI* peut être décrit à l'aide d'une fonction de type puissance :

$$ASI = \alpha \left( \frac{IS}{m} \right)^n \quad (6.5)$$

où :

- *IS* est la sévérité d'impact (cfr Équation 6.2) [*kJ*].
- *m* est la masse du véhicule [*tonnes*].
- $\alpha$  et  $n$  sont des coefficients spécifiques au modèle de barrières étudié.

Il est à noter que cette expression est rendue, en quelque sorte, indépendante de la masse car la sévérité d'impact *IS*, fonction de la masse, est redivisée par celle-ci. Cela est dû au fait qu'un seul et même véhicule de masse constante ait été considéré.

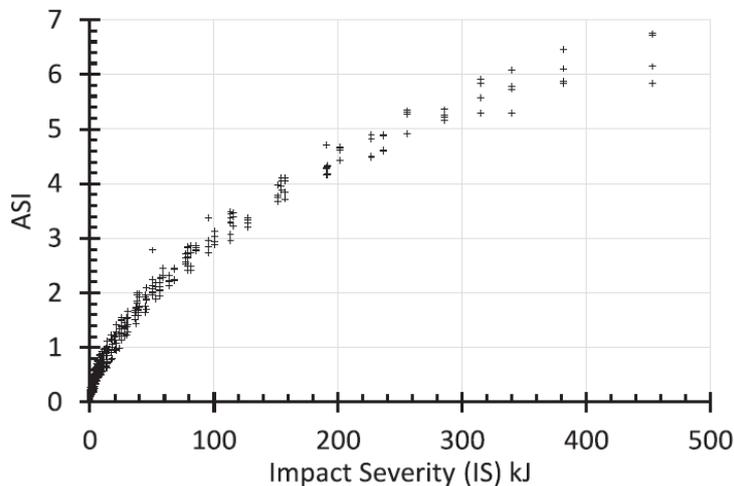


FIGURE 6.6 – Évolution de l'*ASI* en fonction de la sévérité d'impact *IS* pour l'ensemble des simulations réalisées

Afin d'établir l'influence du profil de la barrière sur l'*ASI*, les valeurs des paramètres  $\alpha$  et  $n$  ont été obtenues à l'aide de la méthode dite des *moindres carrés* sur l'ensemble des résultats respectifs au modèle de barrières étudié.

La Table 6.2 reprend l'ensemble des valeurs des coefficients obtenus et la Figure 6.7 représente l'évolution de l'*ASI* en fonction de la sévérité d'impact *IS* pour chacun de ceux-ci.

Modèle	$\alpha$	$n$	$R^2$
GM	0.14555	0.61244	0.984
SS1100	0.21817	0.54624	0.990
NJ	0.17374	0.58744	0.994
F	0.19779	0.56549	0.998
V32	0.22593	0.54245	0.997

TABLE 6.2 – Valeurs des coefficients  $\alpha$  et  $n$  pour les différents modèles de barrières étudiés

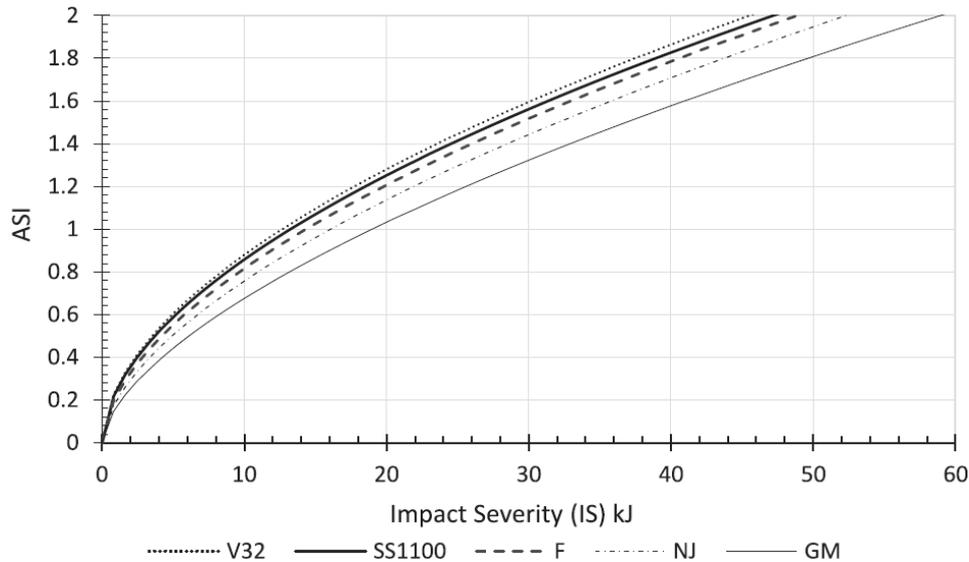


FIGURE 6.7 – Évolution de l’*ASI* en fonction de la sévérité d’impact *IS* pour les différents modèles de barrières étudiés

Comme observé sur la Figure 6.7, les barrières présentant l’*ASI* le plus élevé (à sévérité d’impact *IS* égale) sont respectivement les barrières de type *GM*, *NJ*, *F*, *SS1100* et *V32*.

Ainsi, chacune des barrières à profil unique (modèle *V32* et *SS1100*) présentent des valeurs de l’*ASI* plus élevées que n’importe quel autre modèle de barrière présentant deux angles de profil (modèles *GM*, *NJ* et *F*) quand bien même celles-ci présentent un angle à leur portion supérieure (mesuré depuis le sol) plus important que celui de la barrière *SS1100*. En comparant les barrières *SS1100* et *V32*, c’est donc la barrière formant un angle droit avec le sol (modèle *V32*) qui présente la valeur de l’*ASI* la plus élevée.

### 6.1.3 Influence de l’angle du profil et du coefficient de friction des barrières en béton

Comme le modèle présenté à la Section 6.1.2 ne met pas explicitement en évidence l’influence de l’angle que forme le profil de la barrière ou d’autres caractéristiques propres à celle-ci, il est utile de se pencher sur les résultats d’une autre étude décrivant explicitement l’influence de ceux-ci afin de venir appuyer les résultats de la précédente étude.

Ainsi, les auteurs de cette dite étude [27] ont dans un premier temps cherché à établir une relation entre l’*ASI*, l’angle que présente le profil (unique) d’une barrière parfaitement rigide et le coefficient de friction entre celle-ci et le véhicule. Pour ce faire, ceux-ci ont réalisé une étude paramétrique sur chacun de ces paramètres à l’aide de simulations numériques d’un modèle multi-corps d’un véhicule lors de crashes de classe TB11.

L’ensemble des résultats obtenus au cours des différentes simulations sont repris à la Figure 6.8 décrivant l’évolution de l’*ASI* en fonction du coefficient de friction ( $\mu = 0.1, 0.15, 0.2, 0.25, 0.3$ ) et différents angles de profil de la barrière ( $\phi = 0^\circ, 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ, 20^\circ$ , mesuré depuis la verticale au sol).

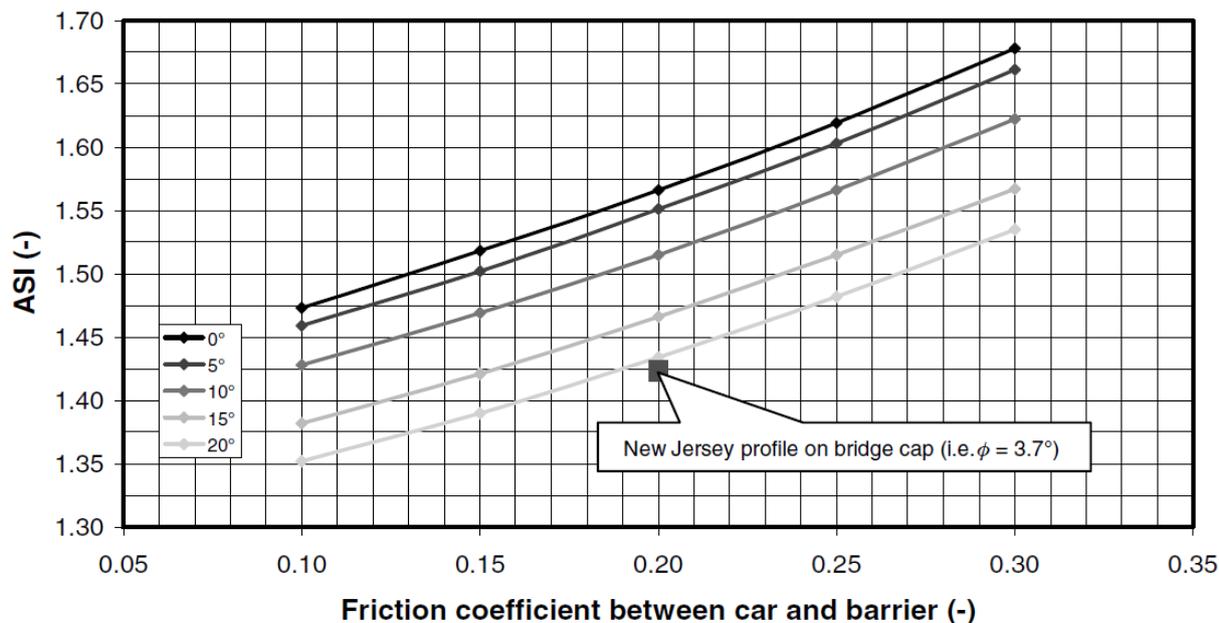


FIGURE 6.8 – Évolution de l’*ASI* en fonction du coefficient de friction lors de crashes de classe TB 11 pour différents angles de profil de barrières rigides

Ainsi, la relation suivante a été obtenue :

$$ASI = 1.41 + 0.592\mu + 0.943\mu^2 - 0.123\phi - 8.94\phi^2 + 19.6\phi^4 \quad (6.6)$$

où :

- $\mu$  est le coefficient de friction entre la barrière et le véhicule [-].
- $\phi$  est l’angle que présente le profil de la barrière par rapport à la verticale au sol [*rad*].

Il apparaît donc que l’*ASI* augmente avec le coefficient de friction  $\mu$  mais que celui-ci diminue plus l’angle mesuré entre le profil de la barrière et la parallèle au sol diminue, ce qui appuie les résultats observés à la Section 6.1.2. De plus, les auteurs ont également réalisé une simulation unique ( $\mu = 0.2$ ) d’un impact avec une barrière présentant deux angles de profil, à savoir une barrière de type New-Jersey (voir Figure 6.5), où la valeur de l’*ASI* obtenue est plus faible que ceux obtenus pour n’importe quelle autre barrière à profil unique, ce qui rejoint donc les conclusions de la précédente étude (voir Section 6.1.2).

## 6.2 Modèle prédictif du THIV

### 6.2.1 Relation entre l’*ASI* et le THIV

Les auteurs de la précédente étude ont également décrit une relation décrivant le *THIV* en fonction de l’*ASI* [27]. En effet, plutôt que d’évaluer l’influence des conditions d’impact ou d’autres caractéristiques propres au véhicule et aux barrières sur le *THIV*, ceux-ci ont jugé plus utile d’établir une relation pour ce dernier à partir de l’*ASI*, dans le but de potentiellement faciliter les procédures de validations des dispositifs routiers

ou de détecter d'éventuelles incohérences dans les critères de validation établis selon les spécifications de la norme EN 1317.

Pour ce faire, ceux-ci ont récupérés et analysés les résultats expérimentaux obtenus lors de crashes de classe TB11 impliquant tous types de barrières (barrières en acier flexible ou rigide, en béton ...) et différents véhicules. Les auteurs ont également complété ces résultats avec ceux obtenus à l'aide de leurs simulations numériques.

Finalement, les auteurs ont également comparé leur modèle de prédiction du  $THIV$  en fonction de l' $ASI$  à d'autres formulations issues de la littérature. Les anciennes formulations proposées (respectivement par le site d'essai de l'EHTZ et l'Université de Milan (POLIMI)) sont :

$$THIV = 12.93 + 10.64 \cdot ASI \quad (6.7)$$

$$THIV = 13.75 + 11.41 \cdot ASI \quad (6.8)$$

La formulation proposée par les auteurs (RWTH : Université d'Aachen) est quant à elle donnée par ( $R^2 = 0.678$ ) :

$$THIV = 23.5 \cdot ASI^{0.5} \quad (6.9)$$

L'ensemble des résultats collectés ou obtenus sont représentés sur la Figure 6.9, décrivant l'évolution du  $THIV$  en fonction de l' $ASI$ .

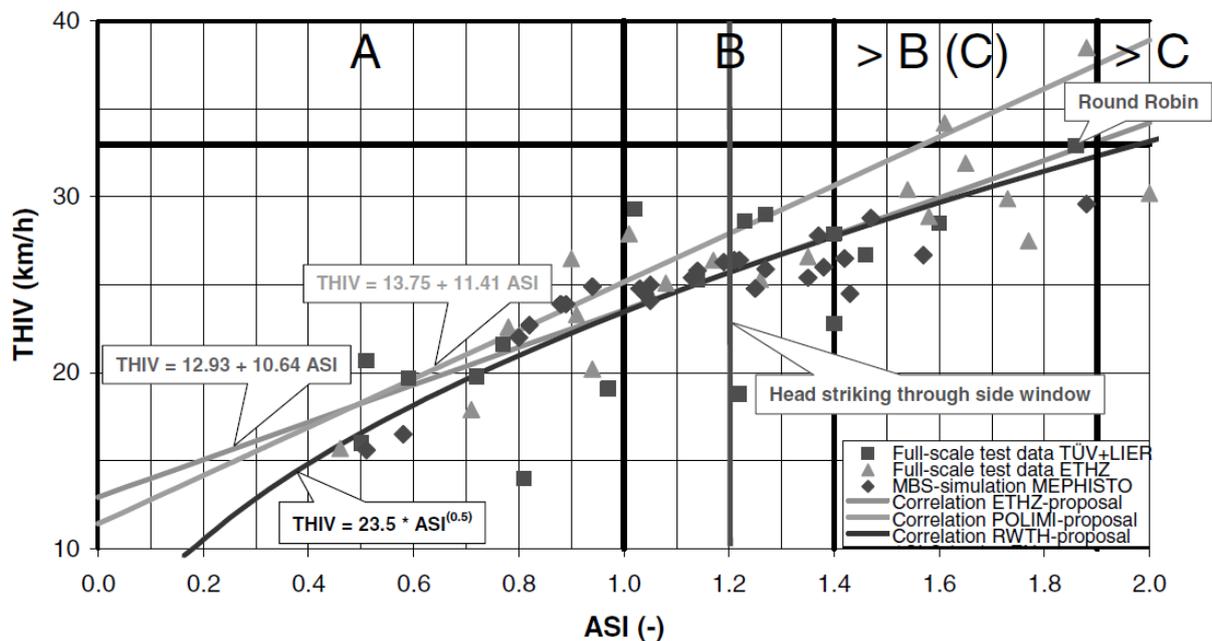


FIGURE 6.9 – Évolution du  $THIV$  en fonction de l' $ASI$

De manière générale, il apparaît que le  $THIV$  augmente lorsque l' $ASI$  augmente, où les anciennes relations décrivent une relation linéaire croissante entre le  $THIV$  et l' $ASI$  et où la nouvelle formulation décrit quant à elle une relation croissante de type puissance du  $THIV$  en fonction de l' $ASI$ , cette dernière étant plus réaliste.

En effet, contrairement aux autres relations, celle-ci prédit un  $THIV$  nul lorsque l' $ASI$  est nul mais décrit aussi la réduction du taux d'augmentation du  $THIV$  pour des

valeurs élevée de l'*ASI*, phénomène couramment observé en crash. En effet, lors d'impacts violents (donc à *ASI* élevé), la durée de l'impact avec la barrière est tellement court que la tête du conducteur n'a pas le temps d'impacter la fenêtre du véhicule que l'accélération transversale subit par le véhicule change déjà de direction, ce qui réduit donc la vitesse d'impact de la tête du conducteur.

### 6.3 Indices de sévérité relevés dans le cas des modèles numériques étudiés

Afin d'attester de la pertinence des résultats obtenus sur *LS-Dyna*, les indices de sévérité (*ASI* et *THIV*) des modèles *GDTech* ont donc tous été comparés aux valeurs théoriques obtenues à l'aide des Équations 6.4, 6.5, 6.6 et 6.9 sur base des caractéristiques des *modèle 1* et *modèle 2* et des conditions d'impact étudiées (voir Table 3.1, Sections 3.1 et 3.2). Ainsi, les valeurs suivantes ont été comparées, soit :

- **Cas 1** : valeurs de l' $ASI_1$  et du  $THIV_1$  extraites des modèles *LS-Dyna* à l'aide du logiciel *TRAP*.
- **Cas 2** : valeurs théoriques de l' $ASI_2$  obtenues à l'aide de l'Équation 6.4. L'impact se produisant contre un mur parfaitement rigide, la déflexion dynamique *DD* est donc nulle.
- **Cas 3** : valeurs théoriques de l' $ASI_3$  obtenues à l'aide de l'Équation 6.5. L'impact se produisant contre un mur rigide vertical, les paramètres  $n$  et  $\alpha$  correspondant à une barrière verticale de type *V32* ont été repris de la Table 6.2.
- **Cas 4** : valeurs théoriques de l' $ASI_4$  obtenues à l'aide de l'Équation 6.6, où  $\phi$  est égal à  $0^\circ$  (impact sur mur rigide vertical).
- **Cas 5** : valeurs théoriques du  $THIV_5$  obtenues à l'aide de l'Équation 6.9. Dans ce cas, le *THIV* a été obtenu à l'aide des valeurs de l'*ASI* extraites directement depuis le logiciel *TRAP* et non pas à partir des valeurs théoriques de l'*ASI* afin de ne pas introduire un facteur d'erreur supplémentaire.

L'ensemble des résultats obtenus ont donc été comparés à la Table 6.3, où les erreurs relatives ont été calculées telles que :

$$\epsilon_{ASI} = \left| \frac{ASI_1 - ASI_{2,3,4}}{ASI_{2,3,4}} \right| \cdot 100 ; \epsilon_{THIV} = \left| \frac{THIV_1 - THIV_5}{THIV_5} \right| \cdot 100$$

Indice	<i>Modèle 1</i>		<i>Modèle 2</i>	
	Valeur	Erreur relative [%]	Valeur	Erreur relative [%]
$ASI_1$	1.99	-	2.05	-
$ASI_2$	1.60	24.58	1.60	28.33
$ASI_3$	1.98	0.58	1.98	3.61
$ASI_4$	1.44	38.00	1.44	42.17
$THIV_1$	33.3	-	37.5	-
$THIV_5$	33.15	0.45	33.65	11.45

TABLE 6.3 – Comparaison des résultats numériques et théoriques

D'une façon générale, les modèles théoriques semblent indiquer que les modèles *LS-Dyna* surestiment quelque peu les indices de sévérité. En effet, ceux-ci présentent des valeurs toujours supérieures aux modèles théoriques. Bien entendu, l'inverse pourrait être vrai, à savoir que les modèles théoriques sous-estiment les valeurs des indices de sévérité. Néanmoins, la première hypothèse semble plus probable, comme les résultats théoriques vont tous dans le même sens.

Concernant les erreurs relatives de l'*ASI*, celles-ci varient de 0.58% jusqu'à 38% pour le *modèle 1* et de 3.61% jusqu'à 42.17% pour le *modèle 2*. Il est donc difficile de déterminer à quel point les modèles *LS-Dyna* surestiment ce dernier, comme il n'y a pas de résultats expérimentaux disponibles afin d'appuyer les résultats observés. Cependant, une valeur proche de la moyenne des résultats théoriques semblerait réaliste. Concernant le *THIV*, les modèles *LS-Dyna* semblent plutôt bien l'évaluer.

Comparant ensuite les résultats des *modèle 1* et *modèle 2*, il apparaît que le *modèle 1* présente toujours des résultats plus proches des valeurs théoriques que le *modèle 2*.

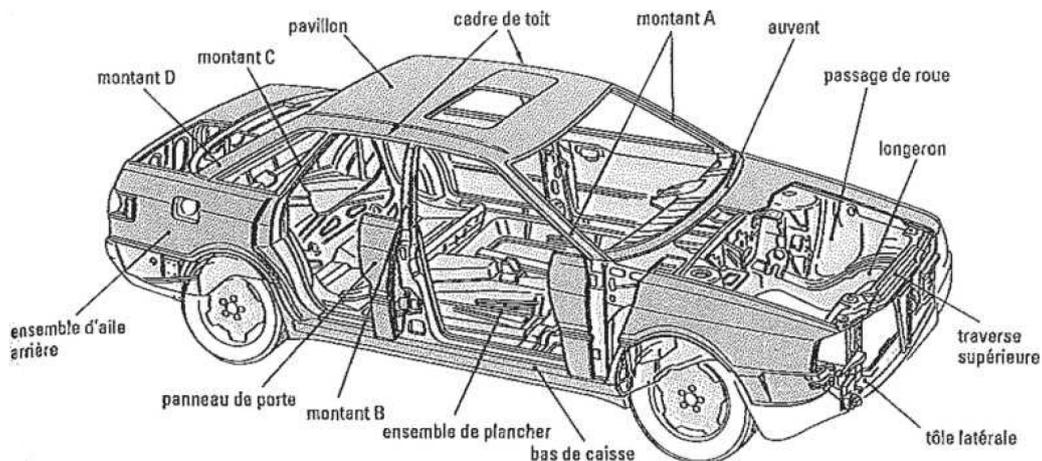
En conclusion, les résultats numériques obtenus semblent plausibles au vu des résultats théoriques, bien que les indices de sévérité obtenus sur *LS-Dyna* soient un peu surestimés. Ensuite, comparant les résultats des deux modèles entre eux, si un modèle devait être choisi sur seule base de ces critères, le *modèle 1* serait à privilégier. Cela rejoint d'ailleurs les conclusions tirées à la Section 4.2.

# Chapitre 7

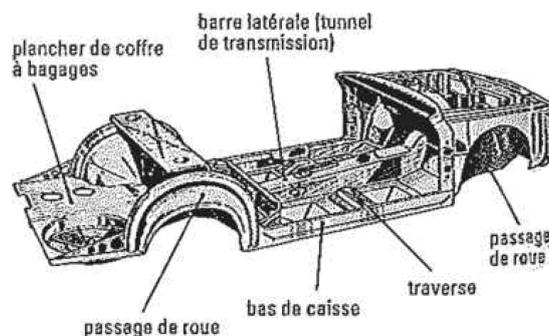
## Rôle des composants en crash

### 7.1 Approche conceptuelle de la structure d'un véhicule

Avant d'être en mesure d'évaluer l'importance de certains composants d'un véhicule lors d'un impact contre un dispositif routier, il est évidemment nécessaire d'aborder les méthodes relatives à la conception de la structure d'un véhicule en elle-même et de connaître la fonction de chacun des composants la constituant. À titre indicatif, la structure d'un véhicule et de ses différents composants est représentée à la Figure 7.1 [28].



(A) Structure globale



(B) Structure de l'ensemble de plancher

FIGURE 7.1 – Dénomination des composants constituant la structure d'un véhicule

Ainsi, la structure d'un véhicule doit être conçue de telle sorte qu'elle assure la sécurité de ses occupants lors d'un accident. Pour ce faire, celle-ci doit éviter l'intrusion de tout élément extérieur à l'intérieur de l'habitacle du véhicule et il faut éviter que ce dernier se déforme de trop, afin de ne pas écraser les occupants. De plus, les décélération subies par les occupants doivent être en deçà d'un certain seuil afin d'éviter des blessures graves.

Afin de répondre à ces critères, les constructeurs automobiles sont donc tenus de soumettre leur véhicule à différents tests d'homologation (voir Figure 7.2) certifiant du respect ou non des normes de sécurité routière selon les législations en vigueur dans les marchés concernés (USA : *NHTSA*, Europe : *EuroNCAP*)[29].

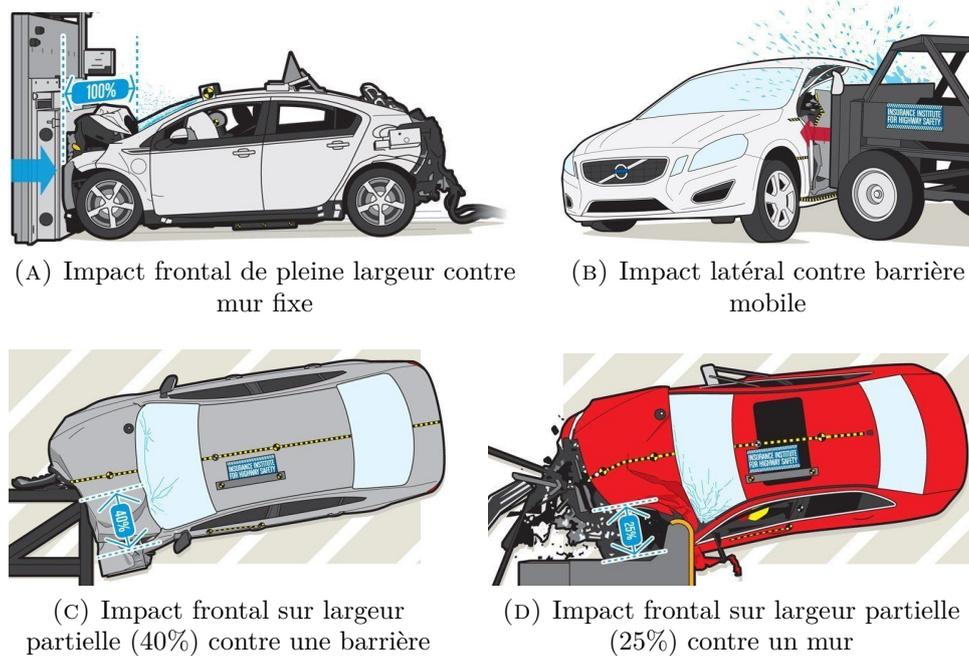


FIGURE 7.2 – Exemples de protocoles d'homologation de la sécurité des véhicules [29]

### 7.1.1 Répartition des charges et dissipation d'énergie

Dans cette optique, la structure du véhicule est conçue de manière à répartir de façon optimale les charges s'appliquant sur le véhicule en fonction des conditions d'impact. De façon générale, la structure avant du véhicule est destinée à dissiper le plus d'énergie par déformation possible, tandis que les côtés du véhicules sont conçus pour minimiser toute intrusion d'éléments extérieur. Ainsi, différents exemples de répartition des charges au sein de la structure d'un véhicule sont représentées aux Figures 7.3a et 7.3b [29][30].

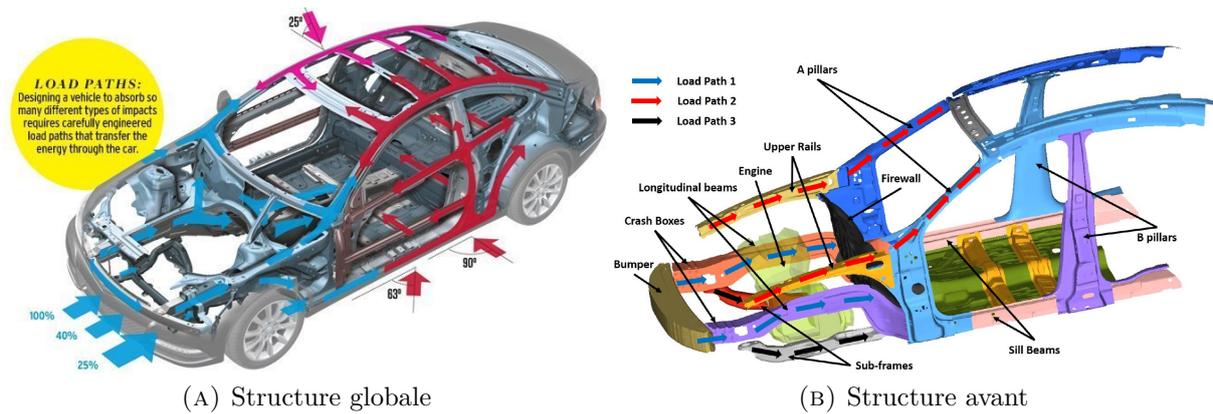


FIGURE 7.3 – Répartition des charges pour différentes configurations d'impact

Pour ce qui est de la partie avant du véhicule, sollicitée lors de crashes frontaux, les charges sont généralement réparties sur plusieurs chemins (voir Figure 7.3b) tels que :

- Le chemin 1 (bleu) répartit une partie des charges sur le pare-chocs (*bumper*), les *crash-boxes* et les longerons (*longitudinal beams*). Dans la plupart des cas, ces composants dissipent plus de 50 % de l'énergie totale lors de crashes frontaux.
- Le chemin 2 (rouge) répartit les charges sur les brancards (*upper rails*) et les montants avant du toit (*A-pillars*).
- Le chemin 3 (noir) répartit les charges sur le faux châssis (*sub-frame*) et les renforts de bas de caisse (*sill beams*).

Cependant, il faut être conscient que le rôle et l'influence de ces composants varient en fonction des vitesses considérées.

En effet, la déformation de la structure avant du véhicule est étudiée de sorte que la décélération du véhicule n'augmente que par paliers successifs lors desquels certains composants spécifiques se déforment à tour de rôle (voir Figure 7.4). Ainsi, lors d'impacts à faibles vitesses, seul le pare-choc se déforme. Lors de vitesses d'impacts plus élevées, les rails avant (*front rails*) vont commencer à se déformer en assurant une décélération constante du véhicule une fois le pare-choc totalement comprimé, et ainsi de suite, plus les vitesses augmentent [31].

Il est également à noter que certains composants de la partie avant du véhicule ne sont pas destinés à être déformables, tels que le moteur où la cloison pare-feu, dont le rôle principal est d'empêcher l'intrusion du moteur au sein de l'habitacle.

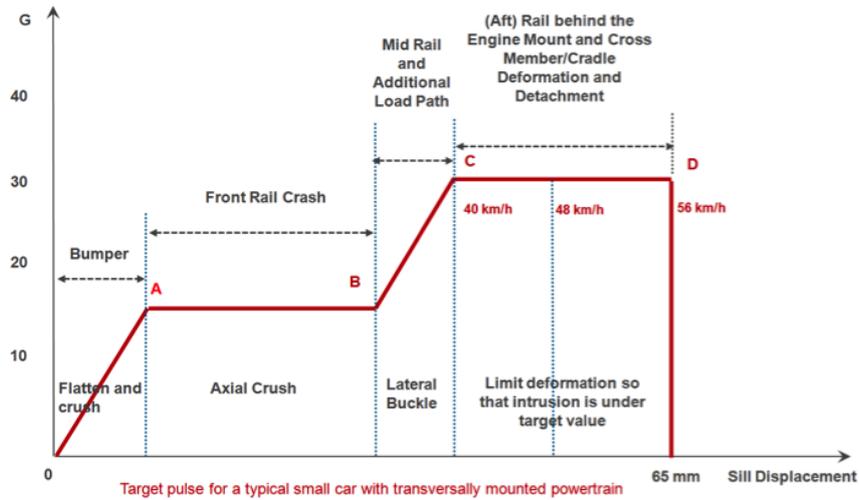


FIGURE 7.4 – Décélération du véhicule en fonction de la déformation de la structure avant lors d'un impact frontal

Finalement, pour mettre en évidence l'importance de quelques composants, les valeurs des forces et des énergies dissipées par différents composants lors de crashes frontaux (*NHTSA* et *EuroNCAP*) d'un modèle numérique d'une berline sont illustrées aux Figures 7.5a et 7.5b. Ces résultats démontrent l'importance particulière des longerons dans la dissipation et la répartition des forces. En effet, ceux-ci dissipent une quantité d'énergie comprise entre 25 et 50 [kJ] et reprennent des forces d'environ 80 [kN], soit des valeurs généralement bien plus élevées que la plupart des autres composants [32].

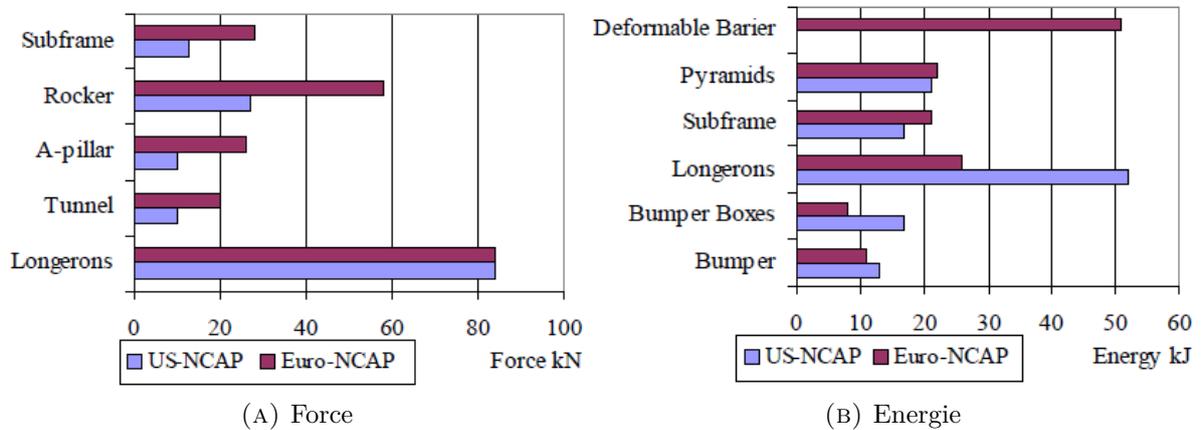


FIGURE 7.5 – Forces et énergies absorbées par différents composants d'une berline lors d'impacts frontaux

## 7.2 Influence des composants sur les indices de sévérité lors de crash sur barrières

Les critères de conception des composants de la structure d'un véhicule ayant été abordés, il est maintenant question de déterminer l'influence de ceux-ci sur les indices de sévérité lors d'impacts contre des dispositifs routiers.

## 7.2.1 Influence des éléments structuraux

En ce qui concerne l'influence des caractéristiques des éléments structuraux d'un véhicule lors d'un crash contre une barrière, une étude [33] a analysé l'influence de la position et de la raideur des principaux composants intervenant en crash sur les indices de sévérité.

Dans le cadre de celle-ci, diverses simulations numériques d'un impact à 100 [km/h] et 20° entre un modèle de Ford Festiva de 904 [kg] et une barrière flexible en acier de type 'W' ont été réalisées (voir Figures 7.6 et 7.7).

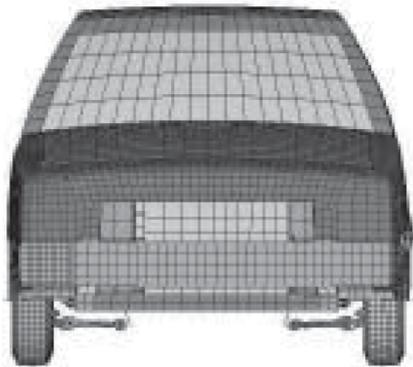


FIGURE 7.6 – Modèle numérique de Ford Festiva

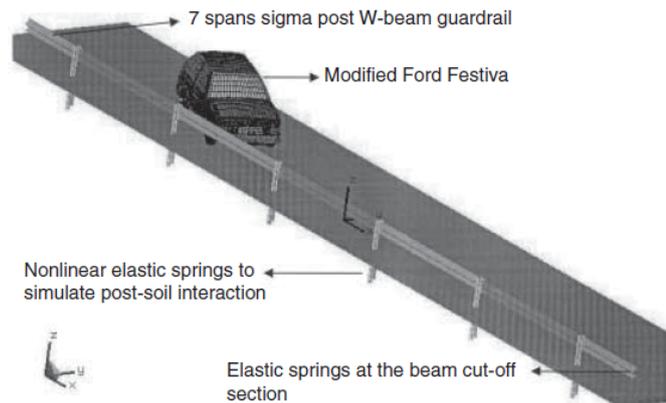
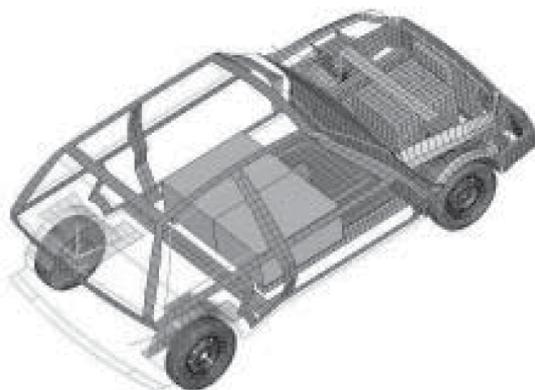
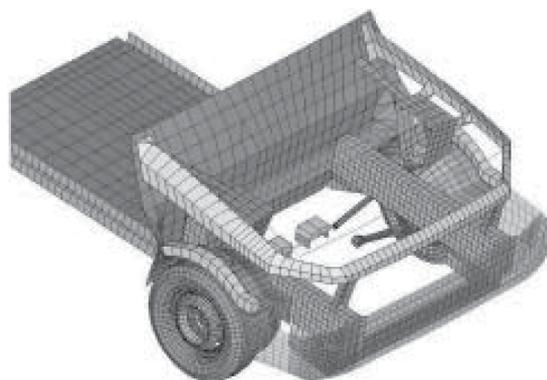


FIGURE 7.7 – Représentation de la situation étudiée

Lors de la calibration du modèle, les auteurs ont porté une attention particulière aux composants décrits à la Figure 7.8 (voir liste ci-dessous) ainsi qu'aux liaisons entre ceux-ci afin de correctement décrire les transferts de charges survenant lors des impacts. À titre informatif, environ 55 % de l'énergie cinétique absorbée a été dissipée par la barrière lors de l'impact, le reste ayant été dissipé par le véhicule.



(A) Structure globale du véhicule



(B) Structure de la partie avant du véhicule

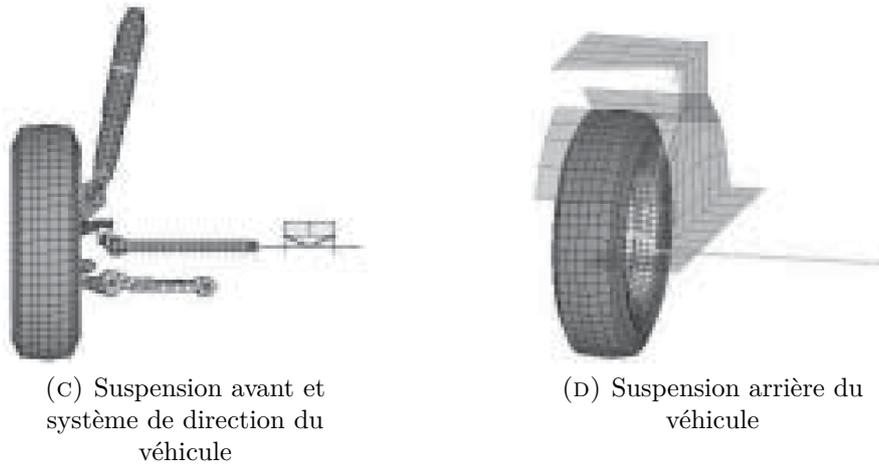


FIGURE 7.8 – Modélisation des composants et de la structure du modèle de Ford Festiva

Ainsi, la procédure suivie pour évaluer l'influence des principaux composants impliqués en crash sur les indices de sévérité est la suivante :

- **Cas 0** : modèle numérique calibré servant de référence.
- **Cas 1** : déplacement vertical des longerons ( '*lower longitudinal beams*' ) de  $-40$  [mm].
- **Cas 2** : Déplacement vertical des longerons de  $+40$  [mm].
- **Cas 3** : réduction de l'épaisseur des traverses avant ( '*lateral cross beams*' ) à  $2/3$  de la valeur originale.
- **Cas 4** : réduction de l'épaisseur des traverses avant à  $1/3$  de la valeur originale.
- **Cas 5** : déplacement vertical des brancards, des ailes et du capot ( '*upper longitudinal beams*', '*fenders*', '*hood*' ) de  $-40$  [mm].
- **Cas 6** : déplacement vertical des brancards, des ailes et du capot de  $-80$  [mm].

Dans tous les cas, les caractéristiques du véhicule tels que son poids ou son inertie ont été conservés les plus à l'identique possible.

Les résultats obtenus sur les indices de sévérité pour l'ensemble des cas étudiés sont repris aux Tables 7.1 et 7.2.

Cas	<i>ASI</i> [-]		<i>THIV</i> [km/h]		<i>PHD</i> [g]		<i>V<sub>sortie</sub></i> [km/h]		<i>DD</i> [mm]	
	Valeur	%	Valeur	%	Valeur	%	Valeur	%	Valeur	%
<b>0</b>	0.75	–	20.4	–	6.7	–	70	–	635	–
1	0.84	+12	21.6	+6	9.0	+34	73.8	+5	621	-2
2	0.76	+1	20.7	+1	7.9	+18	86.5	+24	569	-10
3	1.14	+52	25.3	+24	18.7	+179	69.4	-1	523	-18
4	1.46	+95	29.8	+46	21.4	+219	58.6	-16	501	-21
5	0.88	+17	22.1	+8	12.3	+84	78.3	+12	605	-5
6	0.83	+11	21.2	+4	11.0	+64	85.6	+22	572	-10
Essai réel	0.83		22.3		7.3		78		650	

TABLE 7.1 – Comparaison des résultats obtenus sur les indices de sévérité lors des différentes situations étudiées

Classement	<i>ASI</i>	<i>THIV</i>	<i>PHD</i>	<i>V<sub>sortie</sub></i>	<i>DD</i>
Cas	4 <sup>+</sup>	4 <sup>+</sup>	4 <sup>+</sup>	2 <sup>+</sup>	4 <sup>-</sup>
	3 <sup>+</sup>	3 <sup>+</sup>	3 <sup>+</sup>	6 <sup>+</sup>	3 <sup>-</sup>
	5 <sup>+</sup>	5 <sup>+</sup>	5 <sup>+</sup>	4 <sup>-</sup>	2 <sup>-</sup> / 6 <sup>-</sup>
	1 <sup>+</sup>	1 <sup>+</sup>	6 <sup>+</sup>	5 <sup>+</sup>	2 <sup>-</sup> / 6 <sup>-</sup>
	6 <sup>+</sup>	6 <sup>+</sup>	1 <sup>+</sup>	1 <sup>+</sup>	5 <sup>-</sup>
	2 <sup>+</sup>	2 <sup>+</sup>	2 <sup>+</sup>	3 <sup>-</sup>	1 <sup>-</sup>

TABLE 7.2 – Classement par ordre décroissant des plus grosses variations observées (en valeur absolue) sur les indices de sévérité lors des différentes situations étudiées

Ainsi, il apparaît clairement que la réduction de la raideur des traverses avant (cas 3 et 4) a entraîné non seulement les plus fortes augmentations de chacun des indices de sévérité, mais aussi les plus fortes diminutions de la déflexion dynamique de la barrière, où les variations les plus élevées ont été obtenues pour le cas présentant la plus faible épaisseur des traverses avant (cas 4). De plus, seuls ces deux cas présentent des vitesses de sortie ayant diminué. D'un point de vue pratique, cela s'est traduit par une plus forte déformation de la structure avant du véhicule (voir Figure 7.9) ainsi que par une augmentation et un retard du pic de décélération du véhicule (voir Figure 7.10).

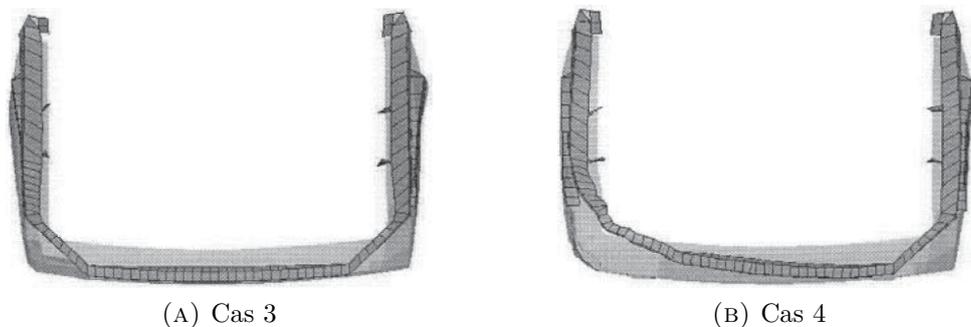


FIGURE 7.9 – Déformation des traverses avant

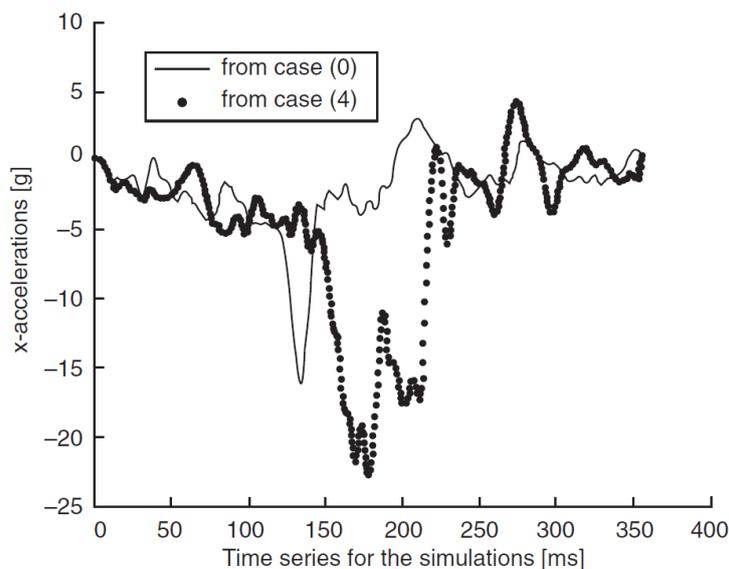


FIGURE 7.10 – Comparaison des accélérations longitudinales des cas 0 et 4 au cours du temps

La raison du retard et de l'augmentation du pic de décélération provient probablement du fait qu'en réduisant la raideur des composants avant du véhicule, la structure de ce dernier se déforme plus et ce sur une période de temps plus longue. De fait, la barrière s'en est retrouvée moins déformée et a donc dissipé moins d'énergie. Par conséquent, il semble qu'une forte déformation de la barrière et une faible déformation du véhicule soient favorables à une réduction des indices de sévérité.

Pour ce qui est de l'influence des autres composants (cas 1, 2, 5 et 6), bien que certaines de ces modifications aient entraîné des variations non négligeables, celles-ci restent cependant bien moins importantes que celles observées pour les précédents cas. De plus, les variations observées ne présentent pas des tendances aussi discernables que les deux autres cas. Il est donc difficile de tirer des conclusions sur l'influence des paramètres correspondant à ces situations.

## 7.2.2 Influence des systèmes de suspension et de direction

Faisant suite à leurs précédents travaux, les auteurs de la précédente étude ont également évalué l'importance du système de direction et du système de suspension des véhicules lors d'impacts contre des dispositifs routiers [34].

Pour ce faire, ceux-ci ont comparé deux paires de modèles numériques de véhicules impactant une barrière flexible en acier à une vitesse de 110 [km/h] à un angle de 10°. Ainsi deux modèles de *Ford Taurus* de 1428 [kg] et deux modèles de *Geo Metro* de 808 [kg] ont été analysés, où une des situations étudiées est représentée à la Figure 7.11.

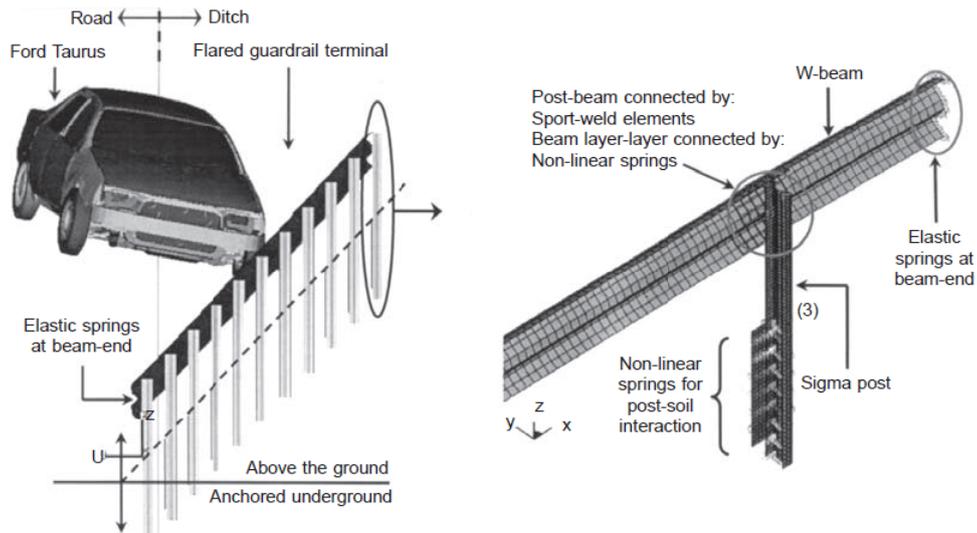


FIGURE 7.11 – Simulation d'un impact entre un modèle de *Ford Taurus* et une barrière flexible en acier

Pour chacun de ces modèles, un modèle original ne présentant aucun système de direction ou de suspension a été comparé à un autre dont les systèmes de suspension (*MacPherson*) et de direction (*pignon-crémaillère*) ont été modélisés de sorte à permettre le débattement et le pivotement des roues (voir Figures 7.12 et 7.13). De plus, les connexions de ces éléments ont été particulièrement travaillées afin de fidèlement représenter les transferts de charges entre ceux-ci et le châssis du véhicule. Enfin, les éléments externes directement impliqués lors des impacts tels que les ailes, les portes et les roues ont également été particulièrement travaillés.

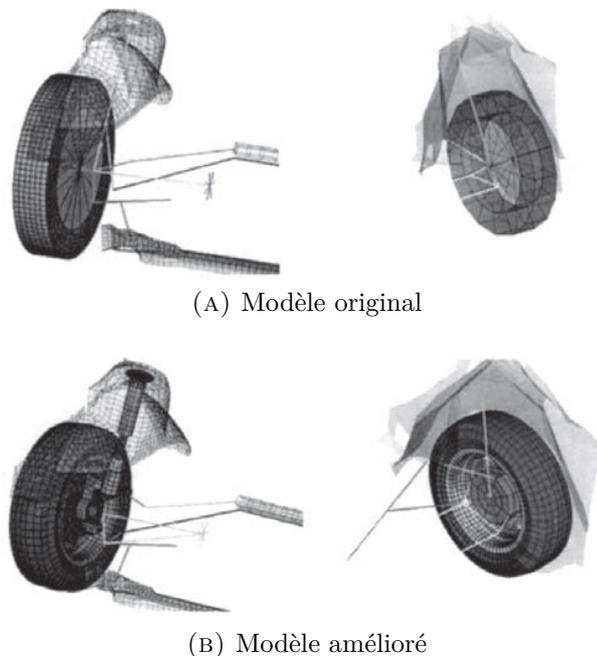
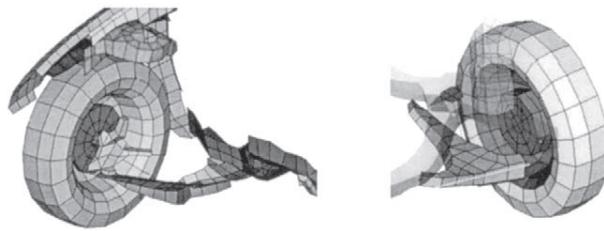
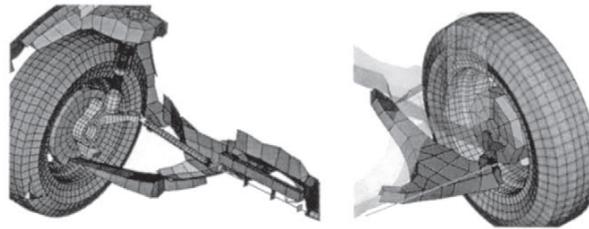


FIGURE 7.12 – Système de direction et systèmes de suspension avant et arrière du modèle de *Ford Taurus*



(A) Modèle original



(B) Modèle amélioré

FIGURE 7.13 – Système de direction et systèmes de suspension avant et arrière du modèle de *Geo Metro*

Dans un premier temps, les décélérations et les trajectoires des différents modèles ont été comparées (voir Figures 7.14 et 7.15 ).

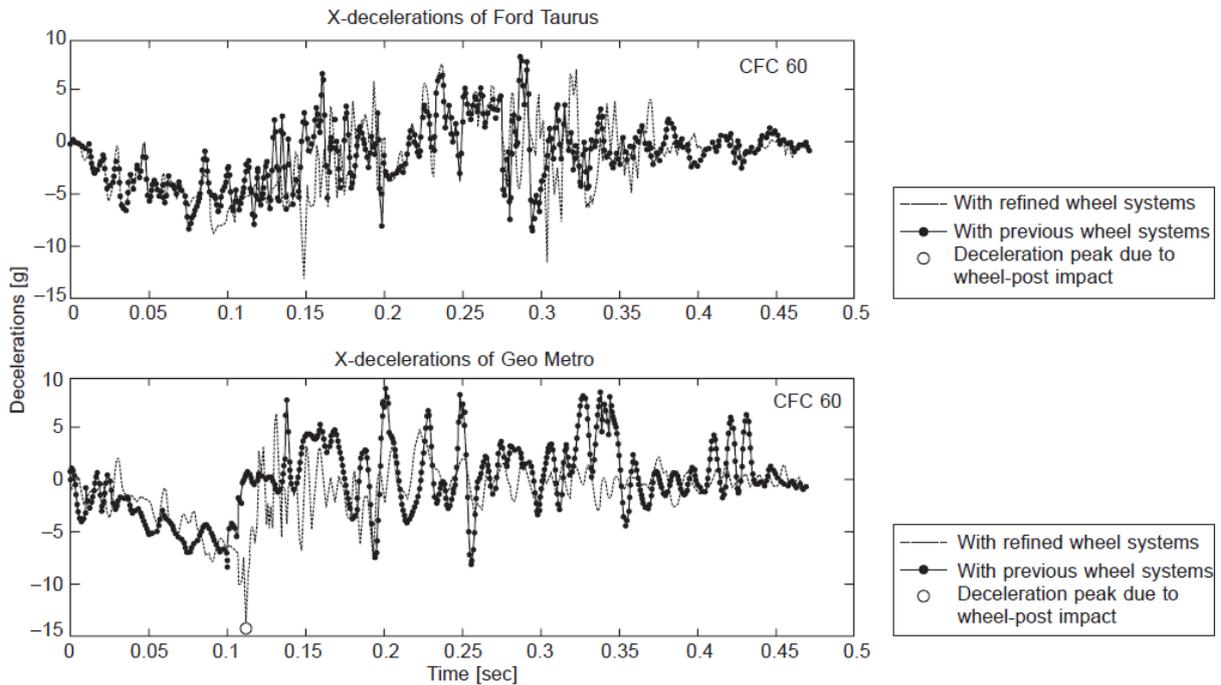


FIGURE 7.14 – Décélérations perçues par les différents modèles au cours du temps

En comparant les décélérations des différents modèles, plusieurs pics de décélérations de courte durée apparaissent dans le cas des modèles améliorés, ceux-ci étant dus aux impacts importants survenant entre les roues des véhicules et les poteaux de maintien de la barrière, qui n'étaient pas représentés par les modèles originaux dont les roues étaient fixes. Ces résultats mettent donc en lumière l'importance des systèmes de suspension et

de direction en crash. En effet, ces éléments n'étant pas destinés à dissiper de l'énergie lors d'impacts, les charges externes qui leur sont appliquées sont directement transmises au corps du véhicule sans être atténuées, provoquant donc des décélérations brusques du véhicule susceptibles d'augmenter drastiquement le risque de blessure des passagers.

Pour ce qui est des trajectoires des véhicules, bien que celles-ci soient globalement similaires, les modèles raffinés présentent des angles de sortie plus élevés et des temps de contact moins longs avec la barrière. Or, comme cela est spécifié dans la norme EN 1317, cela est défavorable à la sécurité des occupants d'un véhicule.

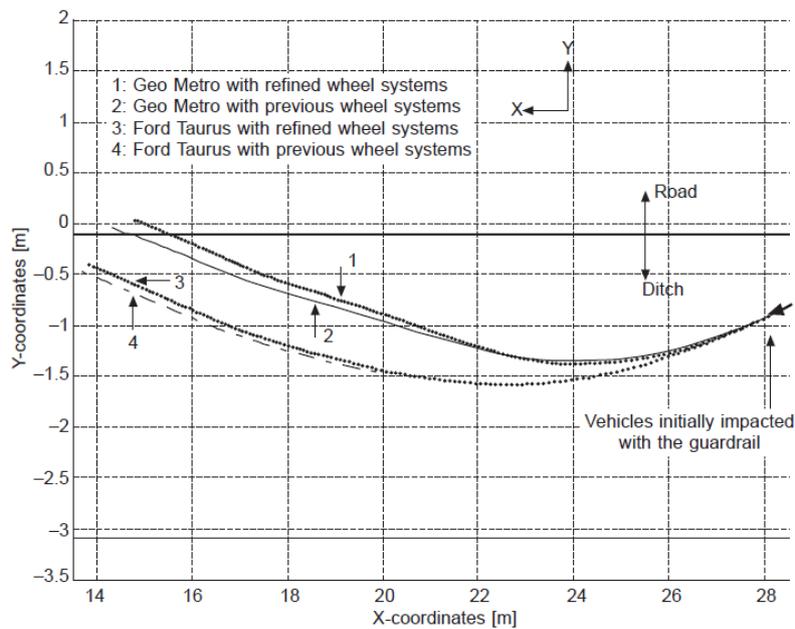


FIGURE 7.15 – Comparaison des trajectoires des différents modèles

Finalement, les indices de sévérité et les déflexions dynamiques de la barrière entre les différents modèles ont été analysés et comparés (voir Tables 7.3 et 7.4) :

- $GM_0$  est le modèle original de la *Geo Metro*.
- $GM_1$  est le modèle amélioré de la *Geo Metro*.
- $FT_0$  est le modèle original de la *Ford Taurus*.
- $FT_1$  est le modèle amélioré de la *Ford Taurus*.

Cas	<i>DD</i> [mm]		<i>THIV</i> [km/h]		<i>PHD</i> [g]		<i>ASI</i> [-]	
	Valeur	%	Valeur	%	Valeur	%	Valeur	%
$FT_1$	844	102.9	15.3	107	11.2	110.9	0.48	109.1
$FT_0$	862	105.1	12.2	85.3	8.1	80.2	0.37	84.1
Essai réel	820	100	14.3	100	10.1	100	0.44	100

TABLE 7.3 – Comparaison des indices de sévérité entre les modèles de *Ford Taurus* et un essai réel servant de référence

Cas	<i>DD</i> [mm]		<i>THIV</i> [km/h]		<i>PHD</i> [g]		<i>ASI</i> [-]	
	Valeur	%	Valeur	%	Valeur	%	Valeur	%
FT <sub>1</sub>	844	97.9	15.3	126.2	11.2	138.3	0.48	129.7
FT <sub>0</sub>	862	100	12.2	100	8.1	100	0.37	100
GM <sub>1</sub>	698	98.1	12.7	123.3	9.4	132.4	0.41	121.2
GM <sub>0</sub>	712	100	10.3	100	7.1	100	0.33	100

TABLE 7.4 – Comparaison des indices de sévérité entre les modèles de *Ford Taurus* et de *Geo Metro*

Comparant tout d’abord les résultats obtenus pour les modèles de *Ford Taurus* avec les résultats d’un essai expérimental de référence (voir Table 7.3), il apparaît que les modifications apportées ont permis d’obtenir des résultats plus réalistes. En effet, tous les indices calculés présentent des valeurs plus proches des résultats réels. Les résultats des modèles de *Geo Metro*, quant à eux, n’ont pas pu être comparés sur base des résultats d’un crash de référence.

La Table 7.4 indique pour sa part que tous les indices de sévérité ont augmenté de 20 % à 40 % pour les modèles améliorés comparativement aux modèles originaux, cela étant dû à la prise en compte des impacts des roues avec les poteaux.

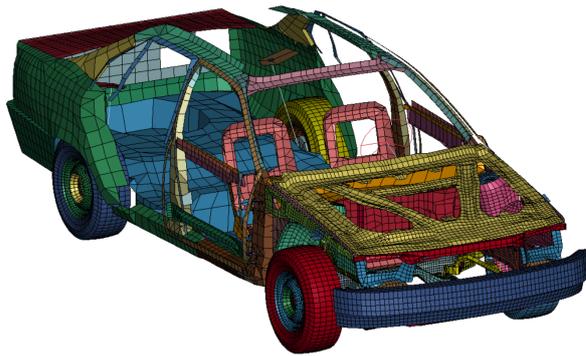
Les déflexions dynamiques de la barrière n’ont pratiquement pas changé, même si elles ont très légèrement diminué. En effet, comme les impacts survenant entre les roues et les poteaux ne surviennent que sur une période de temps très courte, les éléments sollicités ne s’en retrouvent que peu déformés et ne dissipent que peu d’énergie.

## 7.3 Analyse critique de la modélisation des composants des modèles étudiés

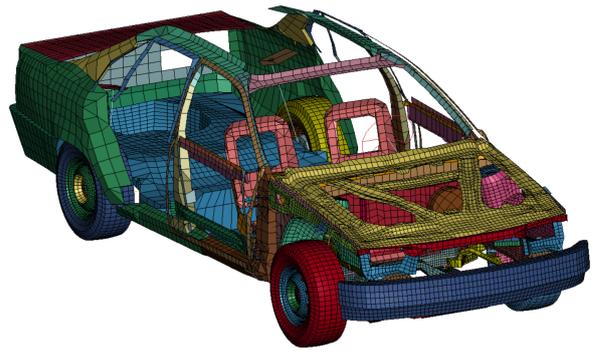
Suite aux informations récoltées, il est désormais possible de discuter de la qualité de la modélisation des composants des *modèle 1* et *modèle 2*. L’analyse se limitera à une critique visuelle de la présence ou non des composants majeurs intervenant en crash, à leur connexion et à en analyser les énergies internes après impact. Bien entendu, l’idéal aurait été de réaliser une étude d’influence où les différents composants auraient été modifiés lors d’une même configuration d’impact. Cependant, en raison de la pandémie de *Covid-19*, une telle approche n’a pu être réalisée.

### 7.3.1 Analyse visuelle de la qualité de la modélisation des composants

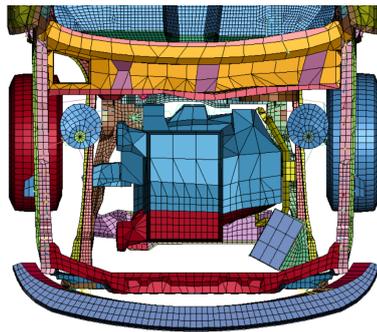
Par conséquent, les différentes vues en "éclaté" des structures des *modèle 1* et *modèle 2*, représentées aux Figures 7.16 et 7.17, ont été analysées.



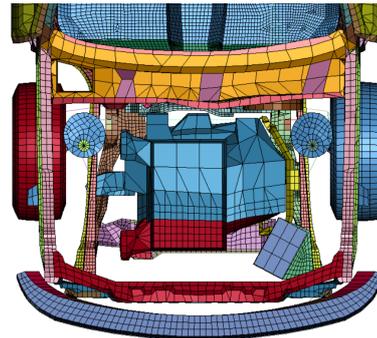
(A) Vue globale



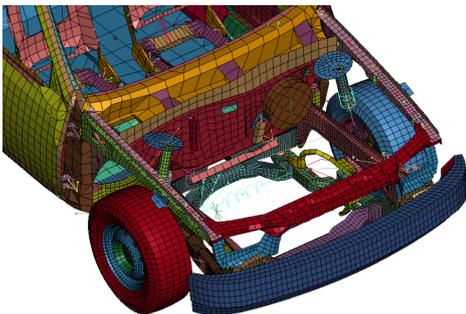
(A) Vue globale



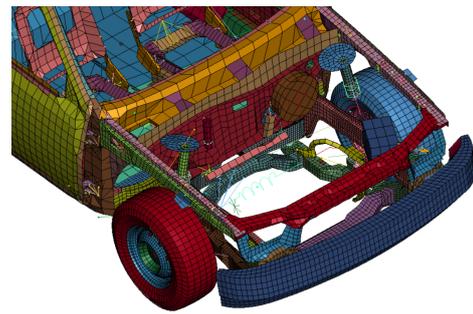
(B) Partie avant avec moteur



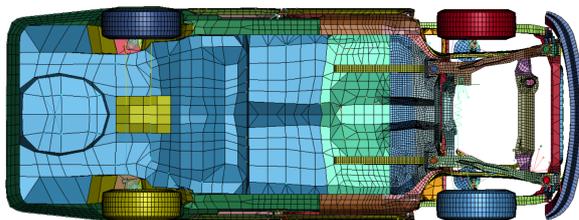
(B) Partie avant avec moteur



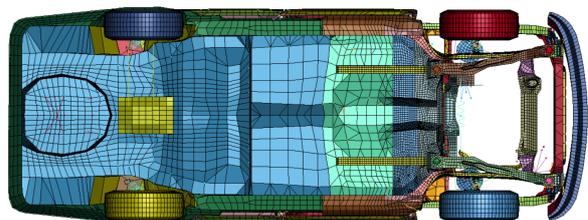
(c) Partie avant sans moteur



(c) Partie avant sans moteur



(D) Bas de caisse



(D) Bas de caisse

FIGURE 7.16 – Structure du *modèle 1*      FIGURE 7.17 – Structure du *modèle 2*

En dehors des modifications apportées entre les deux modèles (voir Section 3.1), les deux modèles présentent sensiblement la même structure, de sorte que les discussions suivantes s'appliquent tant au *modèle 1* qu'au *modèle 2*.

D'un point de vue structurel, la partie avant du véhicule semble plutôt bien représentée. En effet, les éléments majeurs suivants sont modélisés, à savoir (liste non exhaustive) :

- L'ensemble du bloc moteur et de son support.

- Le tablier pare-feu.
- Les longerons.
- Les brancards.
- Les traverses.
- Le pare-chocs.
- Le capot et ses renfort.
- Les ailes et les passages de roues.

Pour ce qui est du reste de la structure du véhicule, les éléments suivants sont également modélisés, à savoir (liste non exhaustive) :

- Les portières.
- Les renforts de fenêtres et de toit (sauf arrière).
- Le plancher.
- Le pare-chocs arrière.
- Les ailes et passages de roues arrière.

Les éléments arrière semblent cependant moins bien modélisés que les éléments de la structure avant, dont un exemple facilement identifiable est celui des portes arrière ne présentant pas de renforts interne contrairement aux portes avant. Il n’y a pas non plus de châssis à proprement parler à l’arrière, de sorte que celui-ci est simplement idéalisé par les connexions entre les différents éléments de carrosserie. Or, celui-ci joue probablement un rôle primordial lors d’impacts entre une barrière et l’arrière du véhicule. Cependant, comparativement à la structure avant, les éléments arrière sont moins importants, et il est donc logique que ceux-ci soient moins bien modélisés.

Concernant la modélisation des éléments de direction, de suspension et des composants associés (roues, essieux ...), les modèles *GDTech* étudiés sont peu fidèles à la réalité. En effet, excepté les roues, les éléments de direction et de suspension et même les essieux des véhicules ne sont représentés que de manière idéalisée au travers de lois de raideur ou de liaisons cinématiques fictives. Il serait donc nécessaire de modéliser ces composants de manière plus fidèle à l’avenir.

D’un point du maillage, il serait également utile de raffiner un tant soit peu le maillage des modèles étudiés, car cela altère la qualité des résultats numériques obtenus. De plus, cela permettrait de corriger les problèmes d’interpénétration des éléments dont souffrent les deux modèles, responsables d’une augmentation irréaliste des énergies internes de certains composants (voir Section 3.1).

### 7.3.2 Analyse des énergies internes des composants après impact

Finalement, les dix composants des *modèle 1* et *modèle 2* présentant les plus grandes énergies internes ont été analysés (voir Tables 7.5 et 7.6). Ceux-ci sont également illustrés aux Figures 7.18a et 7.18b.

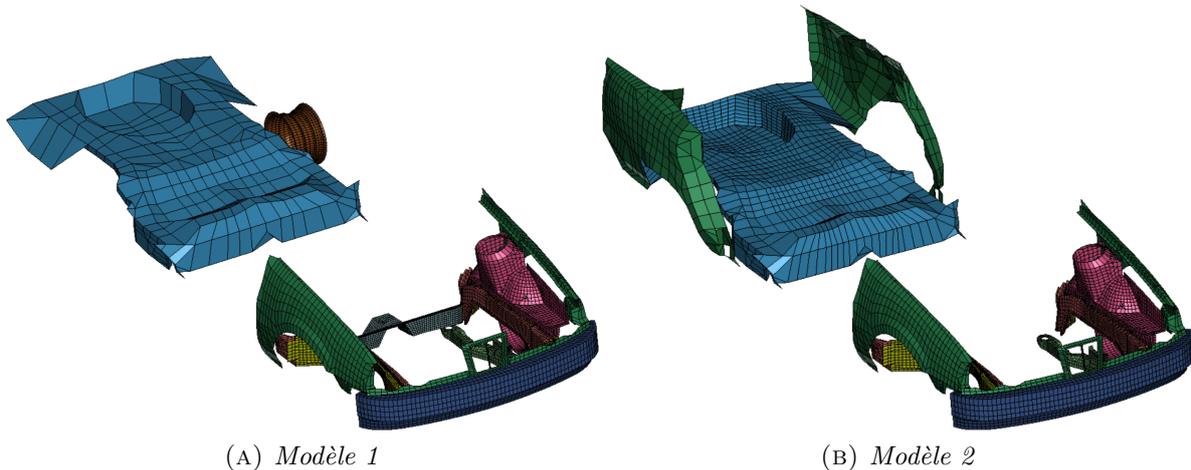


FIGURE 7.18 – Pièces présentant les plus hautes énergies internes

Ainsi, les Tables 7.5 et 7.6 indiquent que les dix éléments présentant les plus grandes énergies internes (évaluées après 0.5 [s] de temps de simulation) comptent pour près de la moitié de l'énergie interne de l'ensemble des composants des véhicules. Il apparaît également que la plupart des composants majeurs intervenant en crash, déduit de la revue de la littérature, sont bien repris dans les résultats obtenus. En effet, le pare-choc, les ailes, les passages de roues et les longerons sont repris dans les composants à plus grandes énergies internes, où le longeron avant gauche à lui seul représente 7.5 [%] et 6.57 [%] de l'énergie interne totale absorbée.

Comparant les modèles entre eux, ce sont globalement les mêmes composants qui apparaissent, mis à part pour les composants indiqués en gras et où le classement des composants n'est pas toujours le même d'un modèle à l'autre. En effet, les éléments arrière du *modèle 2* présentent des valeurs d'énergie interne plus élevées que le *modèle 1*. Cela s'explique par le fait que les éléments arrière du *modèle 2* se déforment plus à l'impact que le *modèle 1* à la suite des modifications des précédents stagiaires, comme cela se remarque sur les Figures 4.7a et 4.7b de la Section 4.2.

<i>Modèle 1</i>		
Composant	Énergie interne [kJ]	%
Longeron avant gauche <i>Spar front left</i>	8.50	7.50
Jante avant gauche <i>Rim front left</i>	6.00	5.29
Côtés des passages de roue <i>Splashers side</i>	5.76	5.08
Ailes avant <i>Fender front</i>	5.35	4.72
Dessus du passage de roues avant gauche <i>Splasher up left</i>	5.08	4.48
Pare-chocs avant <i>Bumper front out</i>	4.19	3.69
Plancher arrière <i>Floor rear</i>	4.16	3.67
Renforts des passages de roues <i>Frame sides out</i>	4.0	3.52
<b>Jante arrière gauche</b> <b><i>Rim rear left</i></b>	3.9	3.44
<b>Plancher avant</b> <b><i>Floor front bottom</i></b>	3.23	2.85
Somme	50.17	44.23
Total	113.43	-

TABLE 7.5 – Composants du *modèle 1* présentant les plus grandes énergies internes

<i>Modèle 2</i>		
Composant	Énergie interne [ <i>kJ</i> ]	%
Plancher arrière <i>Floor rear</i>	9.48	7.36
Longeron avant gauche <i>Spar front left</i>	8.45	6.57
Ailes avant <i>Fender front</i>	6.61	5.13
Coté des passages de roues <i>Splasher side</i>	5.90	4.58
Jante avant gauche <i>Rim front left</i>	5.76	4.48
<b>Ailes arrières</b> <b><i>Fender rear</i></b>	5.44	4.23
Dessus du passage de roue avant gauche <i>Splasher up left</i>	5.15	4.00
Pare-chocs avant <i>Bumper front out</i>	4.34	3.37
Renfort de passages de roue <i>Frame sides out</i>	4.28	3.32
<b>Intérieur des ailes arrières</b> <b><i>Fender rear out*</i></b>	3.38	2.62
Somme	58.79	45.66
Total	128.76	-

TABLE 7.6 – Composants du *modèle 2* présentant les plus grandes énergies internes

# Chapitre 8

## Bilan et perspectives futures

Ce travail de fin d'étude avait pour objectif d'analyser et de comparer différents modèles numérique de *BMW* sur base de modèles analytiques afin d'attester de la pertinence des résultats obtenus sur *LS-Dyna* et de déduire d'éventuelles pistes d'améliorations des modèles étudiés.

Dans un premier temps, les différences de caractéristiques de base des modèles étudiés ont été relevés, ou les principales différences proviennent de la redéfinition du maillage de composants du véhicule, de la redéfinition de la pression des roues et de la recalibration des suspensions arrière. Les résultats des modèles ont ensuite été comparés lors d'une configuration d'impact identique.

Ainsi, les forces maximales à l'impact des modèles numériques ont été analysés et comparés aux modèles théoriques. Pour ce faire, les caractéristiques d'endommagement et de raideur des véhicules ont dû être évaluées. Suite à la comparaison de chacune de ces caractéristiques, il a été déduit que les valeurs des modèles numériques semblent plausibles au vu de la théorie, dont les résultats obtenus sont particulièrement proches de ceux obtenus dans le cas d'une *Ford Taurus* de 1993. Cependant, les forces maximales semblent surestimées. En comparant les résultats du *modèle 1* et *modèle 2*, il apparaît que le *modèle 1* présente de meilleurs résultats.

Les énergies dissipées en crash par les modèles numériques ont ensuite été comparées aux résultats théoriques. Pour ce faire, l'énergie dissipée par la déformation des véhicules à été déterminée à l'aide de la *Triangle method*. Les autres énergies dissipées intervenant lors du crash contre le mur rigide ont quant à elles été déduites à l'aide du bilan énergétique. De ces observations, il a été déduit que les modèles numériques souffrent d'une mauvaise évaluation des énergies dissipées en crash, à cause de l'énergie dissipée artificiellement par le mur rigide de la carte *\*RIGIDWALL* provenant du logiciel *LS-Dyna*. Par conséquent, il est difficile de déterminer l'influence des défauts de modélisation des modèles numériques de *BMW* en soi. À l'avenir, il serait donc préférable d'utiliser un mur rigide créé par les soins de l'utilisateur ne dissipant pas artificiellement de l'énergie.

L'*ASI* et le *THIV* ont ensuite été comparés sur base de différents modèles prédictifs. Ainsi, il en est ressorti que les résultats des modèles numériques semblent plausibles, bien qu'ils semblent quelque peu sur-estimer les indices de sévérité. Il est également apparu que le *modèle 1* présente de meilleurs résultats que le *modèle 2*.

Finalement, une revue de la littérature décrivant le rôle et l'influence de différents composants en crash a été réalisée, où l'importance particulière des éléments tels que les longerons, les traverses avant ou les éléments de suspension ou de direction du véhicule sur la réponse en crash ont été mis en évidence.

Suite à cette revue de la littérature, la qualité de la modélisation des composants des modèles de *BMW* a été abordée. Il en a été déduit que la modélisation des composants des structure avant des deux véhicules semblent plutôt fidèles à la réalité. Les éléments arrière quant à eux sont moins représentatifs de la réalité et il serait donc nécessaire de les modéliser plus fidèlement. Cependant, le plus gros défaut des modèles *GD-Tech* concerne la modélisation des éléments de direction et de suspensions des véhicules. En effet, ceux-ci ne sont modélisés qu'au travers de lois de raideur et de conditions cinématiques fictives. Néanmoins, le pivotement et le débattement des roues est tout de même représenté. Dernièrement, il serait également nécessaire de raffiner le maillage des modèles afin de corriger les différents problèmes d'instabilité numérique dont souffrent ceux-ci.

# Bibliographie

- [1] GDTEch engineering, <https://www.gdtech.eu/>, consulté le 07/06/2020.
- [2] Livermore Software Technology Corporation, <http://lstc.com/products/ls-dyna>, consulté le 07/06/2020.
- [3] Livermore Software Technology Corporation, *Contact modeling in LS-Dyna*, <https://www.dynasupport.com/tutorial/ls-dyna-users-guide/contact-modeling-in-ls-dyna>, consulté le 06/06/2020.
- [4] E. Owen, *Webinar : LS-Dyna Introduction to contacts*, Oasys software, 2020.
- [5] Livermore Software Technology Corporation, *Total energy* <https://www.dynasupport.com/howtos/general/total-energy>, consulté le 06/06/2020.
- [6] Livermore Software Technology Corporation, *Energy data* <https://www.dynasupport.com/tutorial/ls-dyna-users-guide/energy-data>, consulté le 06/06/2020.
- [7] Livermore Software Technology Corporation, *Contact energy* <https://www.dynasupport.com/howtos/general/contact-energy>, consulté le 06/06/2020.
- [8] Livermore Software Technology Corporation, *Damping* <https://www.dynasupport.com/howtos/general/damping>, consulté le 06/06/2020.
- [9] Livermore Software Technology Corporation, *Hourglass* <https://www.dynasupport.com/howtos/element/hourglass>, consulté le 06/06/2020.
- [10] Livermore Software Technology Corporation, *Rigidwall energy* [https://ftp.lstc.com/anonymous/outgoing/jday/faq/rigidwall\\_energy](https://ftp.lstc.com/anonymous/outgoing/jday/faq/rigidwall_energy), consulté le 06/06/2020.
- [11] Texas Transportation Institute, *Test Risk Assessment Program Version 2.1*, CAP-SHER Technology, Inc., Texas (États-Unis), 2000.
- [12] Mathworks, *MATLAB*, The MathWorks Inc., <https://nl.mathworks.com/>, consulté le 06/06/2020.
- [13] Comité européen de normalisation (CEN), *EN 1317 : Road restraint systems*, 2010.
- [14] P. Duysinx, *Performance et dynamique des véhicules*, Université de Liège, Année académique 2018-2019.
- [15] Strongauto, *1995 BMW 5 Series*, <http://strongauto.net/1995-bmw-5-series/>, consulté le 06/06/2020.

- [16] C. Allheily, *Amélioration de modèles de véhicules impacteurs d'équipement routiers utilisant le logiciel LS-Dyna*, Rapport de stage, Université de Bourgogne, 2018.
- [17] D. Delongeville, *Amélioration d'un modèle numérique de véhicule destiné à la simulation de crash*, Rapport de stage, Université de Bourgogne, 2019.
- [18] T. Jiang, R. H. Grzebieta & X. L. Zhao, *Predicting impact loads of a car crashing into a concrete roadside safety barrier*, International Journal of Crashworthiness, Volume 9 Issue 1, 2004, pp 45-63.
- [19] National Highway Traffic Safety Administration, *Frontal Barrier Impact Test : 1993 Ford Taurus 4-Door Sedan*, New Car Assessment Program (NCAP), Rapport TRC-92-N11, 1993, pp 1-266.
- [20] J. Wicher, *Kinetic energy dissipation by a portable concrete traffic barrier*, The Archives of Automotive Engineering, Volume 51 Issue 1, 2011, pp 215-233.
- [21] European Network of Forensic Science Institutes (ENSFI), *Best Practice Manual for Road Accident Reconstruction*, Version 1, 2015
- [22] D. Vangi, *Simplified method for evaluating energy loss in vehicle collisions*, Accident analysis and prevention, Volume 41, 2009, pp 633-641.
- [23] K. D. Weiss, *Auto Accident Reconstruction : The Basics You Must Know*, Plaintiffmagazine, <https://www.plaintiffmagazine.com/recent-issues/item/auto-accident-reconstruction-the-basics-you-must-know>, consulté le 26/05/2020.
- [24] A. Burbridge & R. Troutbeck, *A model for predicting Acceleration Severity Index in impacts with road safety barriers*, International Journal of Crashworthiness, Volume 24 Issue 4, 2019, pp 442-452.
- [25] A. Burbridge & R. Troutbeck, *A desktop model for computing Acceleration Severity Index (ASI) for rigid barrier impacts as a function of impact configuration*, Australian Road Safety Conference, Australian College of Road Safety, Perth (Australie), 2017.
- [26] D. A. Naish & A. Burbridge, *Occupant severity prediction from simulation of small car impact with various concrete barrier profiles*, International Journal of Crashworthiness, Volume 20 Issue 5, 2015, pp 510-523.
- [27] C. Kammel, *Safety barrier performance predicted by multi-body dynamics simulation*, International Journal of Crashworthiness, Volume 12 Issue 2, 2007, pp 115-125.
- [28] Essai professionnel d'accès à la HCA ouvriers d'état, *Profession 04.04 Carrossier et/ou peinture*, programme de révision, 2015.
- [29] C. Csere, *Crash Course : How Current Impact Tests Make Cars Safer*, Car and Driver, <https://www.caranddriver.com/features/a15117044/crash-course-how-current-impact-tests-make-cars-safer-feature/>, consulté le 01/06/2020.
- [30] Z. Wei, *Analysis, Modeling and CAE Validation of Vehicle Crashes using Advanced Signal Processing Tools*, thèse de doctorat, Faculté des Sciences et Ingénierie, Université d'Agder, 2017.

- [31] G. Resta, *The Challenge of Crashworthiness for Composites Cars*, Altair Hyperworks, <https://insider.altairhyperworks.com/the-challenge-of-crashworthiness-for-composites-cars/>, consulté le 01/09/2020.
- [32] P. Griskevicius & A. Ziliukas, *The crash energy absorption of the vehicles front structures*, Transport, Volume 18 Issue 2, 2003, pp 97-101.
- [33] W. Wu & R. Thomson, *Compatibility between passenger vehicles and road barriers during oblique collisions*, International Journal of Crashworthiness, Volume 9 Issue 3, 2004, pp 245-253.
- [34] W. Wu & R. Thomson, *Effects of front wheels and steering-suspension systems during vehicle oblique collisions with a flared guardrail terminal*, International Journal of Crashworthiness, Volume 10 Issue 5, 2005, pp 495-503.

# Annexe A

## Spécifications de la norme EN1317

### A.1 Caractéristiques des véhicules

<b>MASS</b> kg ±								
Total mass	900 ± 40	1 300 ± 65	1 500 ± 75	10 000 ± 300	13 000 ± 400	16 000 ± 500	30 000 ± 900	38 000 ± 1 100
Test inertial mass <sup>a</sup>	825 ± 40	1 300 ± 65	1 500 ± 75	10 000 ± 300	13 000 ± 400	16 000 ± 500	30 000 ± 900	38 000 ± 1 100
Including maximum ballast <sup>b</sup>	100	160	180	Not applicable				
ATD installed	78 ± 4	Not required	Not required	Not required	Not required	Not required	Not required	Not required
<b>DIMENSIONS</b> m (Limit deviation ± 15 %)								
Wheel track (front and rear)	1,35	1,40	1,50	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00
Wheel radius (unloaded)	Not applicable	Not applicable	Not applicable	0,46	0,52	0,52	0,55	0,55
Wheel base (between extreme axles)	Not applicable	Not applicable	Not applicable	4,60	6,50	5,90	6,70	11,25
<b>CENTRE OF MASS LOCATION<sup>c d</sup></b> m								
Longitudinal distance from front axle (CGX) ± 10 %	0,90	1,10	1,24	2,70	3,80	3,10	4,14	6,20
Lateral distance from vehicle centre line (CGY)	± 0,07	± 0,07	± 0,08	± 0,10	± 0,10	± 0,10	± 0,10	± 0,10
Height above ground (CGZ):								
— Vehicle mass (± 10 %)	0,49	0,53	0,53	Not applicable				
— Load (+ 15 %, - 5 %)	Not applicable	Not applicable	Not applicable	1,50	1,40	1,60	1,90	1,90
<b>TYPE OF VEHICLE</b>	Car	Car	Car	Rigid HGV	Bus	Rigid HGV	Rigid HGV	Articulated HGV
Number of axles <sup>e</sup>	1S + 1	1S + 1	1S + 1	1S + 1	1S + 1	1S + 1/2	2S + 2	1S + 3/4
<sup>a</sup> Including load for heavy goods vehicles (HGV). <sup>b</sup> Including measuring and recording equipment. <sup>c</sup> The vehicle's centre of mass shall be determined when the ATD is not in the car. <sup>d</sup> The centre of mass of vehicles with two axles shall be determined in conformity with ISO 10392. <sup>e</sup> S: steering axle.								

TABLE A.1 – Caractéristiques des véhicules selon les spécifications de la norme EN 1317