
Modélisation simplifiée du crash automobile

Ziad Moumni — François Axisa

Laboratoire de Mécanique,
École Nationale Supérieure de Techniques Avancées
32 boulevard Victor 75015 Paris.

RÉSUMÉ. Dans cet article, on présente une méthode simplifiée pour simuler l'impact frontal (crash) d'une automobile. La structure du véhicule est modélisée en poutres équivalentes. Le moteur ainsi que le système de transmission (boîte de vitesse) sont modélisés par des corps rigides. Les non-linéarités matérielles (plasticité) sont localisées dans des liaisons plastiques, les non-linéarités de contact sont modélisées par des liaisons de choc (ressort linéaire ou non) et les équations de la dynamique sont résolues après projection sur base modale. Notre méthode donne des résultats très encourageants en regard des résultats d'essais et des calculs 3D. Elle présente l'avantage, outre les considérables économies de calcul, d'une bonne identification des composants et des mécanismes ayant un rôle essentiel dans le crash.

ABSTRACT. In this paper we present a simplified method to model the crashworthiness of vehicles. It is available in the early stages of vehicles design. The aim of our method is to reduce the computing time while preserving accuracy. In our analysis, we use beam elements to represent parts which absorb most of the crash energy. All the nonlinearities (plasticity and contact) are localized in plastic hinges or nonlinear springs. For the rigid parts (engine block, transmission parts) we use rigid body solids with 6 degrees of freedom in the space. Finally as the dynamic calculation is concerned, we have chosen a modal approach. The results are compared with those of crashtests. Good agreement is achieved. The computing time is significantly reduced when compared to the models using shell elements.

MOTS-CLÉS : poutre, rotule plastique, liaisons de choc, base modale, sous structuration.

KEY WORDS : beam, plastic hinge, nonlinear springs, modal approach.

1. Introduction

Le développement des moyens de transport doit s'effectuer en assurant le confort et surtout la sécurité des passagers. Aujourd'hui, les concepteurs sont, en effet, tenus de respecter des mesures de sécurité très strictes auxquelles ils doivent soumettre le matériel de transport. Notre article porte sur l'analyse des chocs frontaux d'automobiles à 57 Km/h contre un mur rigide ou une barrière déformable, l'objectif étant de montrer l'utilisation possible d'un modèle simplifié de type *poutres équivalentes*.

Actuellement, les calculs industriels sont effectués à l'aide de logiciels tridimensionnels tels que Radioss et/ou Pamcrash. Le véhicule est modélisé en éléments finis de coque et les équations dynamiques sont intégrées en temps par un algorithme explicite. On aboutit ainsi à des calculs portant sur un très grand nombre de degrés de liberté et nécessitant des pas de temps très petits, la durée en étant contrôlée par la plus petite maille du modèle. Les calculs de sensibilité sont de ce fait très lourds, voire impossibles en phase de préconception.

Par ailleurs, plusieurs essais de simplification [KAM 70] et [DRA 93] ont déjà été proposés. Ces travaux reposent essentiellement sur la modélisation du véhicule par des systèmes masses-ressorts. Les masses représentent les composants du véhicule considérés comme des corps rigides, les ressorts peuvent avoir un comportement élastoplastique. L'intérêt essentiel de ce type de modélisation est son évidente simplicité ainsi que les faibles ressources de calcul qu'il demande. Toutefois, cette simplicité est plus apparente que réelle. Cerner, les valeurs des paramètres et les lois de comportement équivalentes des ressorts n'est effectivement pas une tâche aisée.

La modélisation que nous présentons ici se situe, en terme de simplicité, entre ces deux types d'analyse. Nous modélisons, la structure du véhicule en poutres équivalentes avec les dimensions et les inerties adéquates. Notons que ces poutres sont élastiques et que toutes les non-linéarités matérielles (plasticité) et de contact sont concentrées et localisées sous forme de ressorts ou de rotules élastoplastiques. En ce qui concerne le Groupement Moteur Propulseur (qu'on notera désormais GMP), nous avons choisi de le modéliser par des corps rigides 3D et ce, pour une meilleure représentativité des contacts et de la cinématique. Pour ce qui est des calculs dynamiques, nous avons d'abord choisi de projeter les équations de la dynamique sur une base modale judicieusement choisie avant de les intégrer à l'aide d'un algorithme explicite. Cette méthode de synthèse modale permet de diminuer considérablement le nombre de degrés de liberté et d'augmenter non moins considérablement le pas de temps. Ce dernier est, ici, contrôlé par la physique du problème (résolution de l'ordre de la milliseconde) et non plus par la dimension de la plus petite maille du modèle.

Une fois les grandeurs modales (déplacements et contraintes généralisés) calculées, une recombinaison modale nous permet de retrouver les grandeurs mécaniques recherchées : déplacements, vitesses, accélérations, etc.

Avec notre méthode, les calculs des bases modales nécessitent entre 2 à 3 heures de calcul sur un RISC/6000 alors que le calcul dynamique ne nécessite que 5 minutes. Ceci montre que la méthode est efficace et qu'elle apporte un gain de temps notable par rapport au calcul 3D, sachant que le calcul de la base modale se fait une fois pour toutes.

Dans la première partie de cet article, nous exposons les différents aspects théoriques utilisés dans cette méthode. Nous appuierons notre exposé sur la modélisation et le calcul d'un choc frontal contre une barrière déformable. La deuxième partie sera consacrée à l'interprétation des résultats obtenus par une comparaison entre les calculs et les essais, ce qui nous permettra de valider notre étude.

2. Principe de la méthode

2.1. Modélisation géométrique

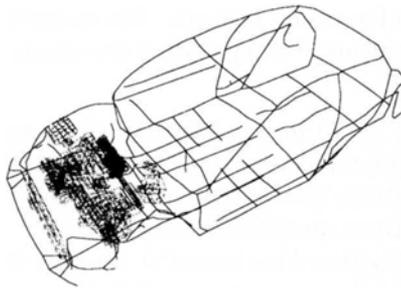


Figure 1. *Maillage en poutres équivalentes*

Une automobile se présente comme un assemblage complexe de composants dont la géométrie est assez éloignée de celle des structures de type poutre. La modélisation en poutres équivalentes comporte deux tâches distinctes. Tout d'abord, on sélectionne les composants à modéliser en fonction de leur importance dans le crash, en particulier dans la dissipation plastique et les contacts. Notons qu'au cours de cette étape, de nombreux composants sont susceptibles d'être négligés.

On détermine ensuite les caractéristiques géométriques des poutres équivalentes aux structures retenues. Ceci demande des calculs comparatifs de

composants individuels, modélisés d'une part en poutres et d'autre part en plaques et coques. A titre illustratif, la figure 1 montre le maillage en poutres équivalentes d'un véhicule (ce maillage nous servira d'exemple de calcul tout au long de l'article). Ce maillage est fait d'environ 500 éléments finis de type poutre. On note que le GMP est modélisé par des éléments 3D. Ceci permet une bonne représentativité géométrique, nécessaire à une gestion convenable des contacts, mais qui n'alourdit pas le calcul dynamique dans la mesure où, à cette étape, le GMP est décrit par ses 6 modes de corps rigide libre.

2.2. *Prise en compte des non-linéarités*

Dans notre méthode, toutes les non-linéarités sont localisées dans des liaisons qui décrivent les efforts non-linéaires appliqués à certains degrés de liberté. Trois types de non-linéarités localisables sont à étudier : l'élastoplasticité (rotules et ressorts plastiques), les contacts (ressorts de choc) et les ruptures d'attaches.

2.2.1. *Rotules et ressorts élastoplastiques*

L'observation des déformées des véhicules, suite à un choc frontal, montre que la déformation plastique est localisée à des endroits bien précis de la structure. Il s'agit en général des coudes, des variations de sections et des éléments de bottelage situés à l'avant du véhicule. Ces endroits sont sélectionnés par le constructeur afin d'optimiser la répartition des efforts et des énergies dissipées lors du crash.

Nous avons donc choisi de modéliser les déformations plastiques par des ressorts (pour les déplacements) et des rotules (pour les rotations) plastiques (Dans la suite de l'article nous parlerons désormais de ressort élastoplastique dans les deux cas). Deux questions se posent alors :

- 1) Quelle est la position d'un ressort et sur quel degré de liberté agit-il?
- 2) Quelle est sa loi de comportement globale?

2.2.1.1. Localisation des ressorts

La localisation des ressorts élastoplastiques est déterminée par un premier calcul élastostatique réalisé avec le modèle éléments finis. On procède à une analyse qualitative des contraintes basée sur le critère de Von-Mises, ce qui permet de localiser les zones potentielles de plasticité. On y localise un ou plusieurs ressorts pouvant agir en translation et/ou en rotation. L'analyse des contraintes globales dans cette zone (moments de flexion, effort normal, efforts tranchants) indique les degrés de liberté généralisés pertinents. Par exemple, si la contribution du moment de flexion suivant y est prépondérante, on place un ressort en rotation (rotule) d'axe Oy . En effet, la contrainte de Von-Mises

s'écrit dans le cas des poutres [STR 93] :

$$\sigma_{\varepsilon q} = \sqrt{\left(\frac{N}{S}\right)^2 + \left(\frac{M_x \cdot Dx}{S}\right)^2 + \left(\frac{M_y \cdot Dy}{S}\right)^2 + \left(\frac{M_z \cdot Dz}{S}\right)^2}$$

où S est la section de la poutre, N est l'effort normal, M_x , M_y et M_z sont respectivement le moment de torsion et les moments fléchissants, Dx , Dy et Dz sont des distances permettant de calculer les contraintes locales à partir des moments; par exemple, pour une section rectangulaire dans le plan Oyz , Dy et Dz sont respectivement la demi-hauteur et la demi-largeur de la section. Il est recommandé de placer un nombre surabondant de ces ressorts même s'ils ne plastifient pas lors du choc.

2.2.1.2. Lois de comportement des rotules

Pour calculer les lois de comportement globales de ces ressorts, nous utilisons le concept des déformations planes généralisées implanté dans les éléments massifs plans du code de calcul CASTEM 2000 [MIL 94]. Ils modélisent le comportement d'une tranche de poutre d'axe ox de longueur unitaire, limitée par deux sections droites astreintes à rester planes mais qui se déforment dans leur plan. Les mouvements hors plan se réduisent à un déplacement global X selon l'axe ox et à deux rotations ψ_y, ψ_z autour des axes de flexion Py et Pz situés dans le plan de la section. Donc, en plus des degrés de liberté classiques dans le plan, on ajoute à ces éléments des degrés de liberté globaux (X, ψ_y, ψ_z) attachés à un point de la section, que l'on note ici P , de coordonnées y_p, z_p . Si la section tourne autour du point P , la déformation axiale pour tous les points de la section sera :

$$\epsilon_{xx} = X - \psi_y(z - z_p) + \psi_z(y - y_p).$$

Les autres composantes non nulles sont $\epsilon_{yy}, \epsilon_{zz}, \epsilon_{yz}$. Il s'agit de l'hypothèse des déformations planes augmentées des trois degrés de liberté généralisés X, ψ_y, ψ_z . Cette méthode permet de déterminer la loi de comportement globale de n'importe quelle section de poutre.

A titre illustratif, nous présentons le cas d'une rotule du brancard. La section est maillée en éléments finis massifs plans et le point P est au centre de cette section. On lui applique une rotation ψ_y croissante. La figure 2 montre une déformée de la section et la loi globale moment-rotation pour un comportement local élastoplastique parfait.

Certaines structures situées à l'avant du véhicule, par exemple les absorbeurs, sont amenées à botteiler (écrasement dynamique) afin d'absorber de l'énergie. Les lois globales effort-déplacement pour ces structures nous ont été fournies par le constructeur. Nous en avons tenu compte par l'intermédiaire de ressorts équivalents.

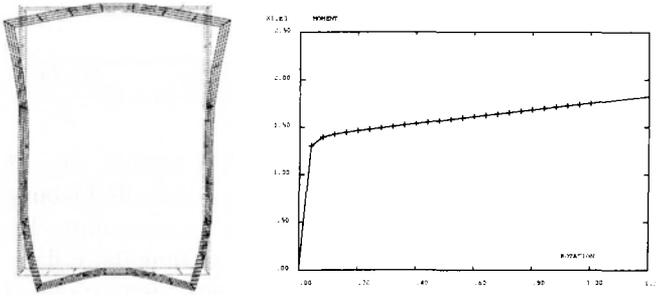


Figure 2. Déformée de la section et loi globale moment-rotation.

2.2.2. Contact : ressorts de choc

Pour simuler les contacts, on utilise des ressorts de choc. On commence par identifier les zones potentielles de contact à partir des plans du véhicule et on y place un ensemble jugé surabondant de ressorts. Ce premier choix peut être optimisé au vu des résultats d'un premier calcul d'impact.

Un ressort de choc est caractérisé par (cf. figure 3) :

- sa loi de comportement,
- le jeu entre les points de choc,
- la normale du choc,
- les points de choc.

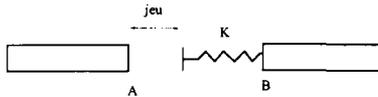


Figure 3. Ressort de choc entre deux points de la structure.

La loi de comportement est celle d'un ressort élastique ou élastoplastique qui agit lorsque le jeu entre les composants s'annule. La raideur de choc est obtenue par un calcul élastique local. Par exemple, dans le cas d'un impact moteur/traverse berceau, on calcule la déflexion de la traverse berceau δ au point d'impact due à une force F appliquée en ce même point. La raideur statique est alors donnée par : $K_s = \frac{F}{\delta}$. Pour un choc entre deux points de la structure, la force de choc est alors donnée par :

$$\vec{F}_A = -K_s \langle ((\vec{X}_A - \vec{X}_B) \cdot \vec{n} - jeu) \cdot \vec{n} - \eta(\dot{\vec{X}}_A - \dot{\vec{X}}_B) \cdot \vec{n} \rangle \cdot \vec{n} = -\vec{F}_B$$

où \vec{X}_A et \vec{X}_B sont les vecteurs déplacements des points de choc, $\dot{\vec{X}}_A$ et $\dot{\vec{X}}_B$ leurs vitesses, \vec{n} la normale de choc, et η le coefficient d'amortissement.

2.2.3. Rupture d'attaches

Nous nous sommes attardés sur le phénomène de rupture des attaches du GMP dans la mesure où, dans certains véhicules, il leur arrive de rompre au cours de l'impact. Localiser ces attaches ne pose cependant pas de problème : il s'agit généralement d'une donnée ou d'un paramètre de conception. Le modèle de comportement est simplement un ressort dont la raideur correspond à celle de l'attache réelle tant qu'un seuil d'effort donné n'est pas dépassé. Au-delà, cette raideur est annulée.

2.2.4. Grands déplacements

Lors du crash, certaines structures connaissent des déplacements importants qu'il est impératif de traiter afin de respecter la cinématique des contacts. Cette non-linéarité géométrique n'est pas localisable ; toutefois, la méthode de synthèse modale permet d'effectuer de façon simple les corrections cinématiques nécessaires. En effet, on réalise que la non-linéarité géométrique consiste à distinguer le sinus de son angle. Dans la synthèse modale, ce n'est pas le calcul des angles qui est en cause, mais celui des déplacements induits par la grande rotation. A cet égard, les modes libres de corps rigide ont un rôle prépondérant lorsqu'on est en grands déplacements et en petites déformations. En conséquence, pour calculer les corrections cinématiques dues aux grandes rotations, on calcule à chaque pas de temps les déplacements angulaires par recombinaison modale et l'on en déduit les déplacements linéiques au moyen des formules trigonométriques correctes. En réalité, ces corrections sont effectuées de façon incrémentale. Les effets dynamiques des grandes rotations en l'occurrence les efforts centrifuges et de Coriolis étant négligés. On pense qu'ils ne jouent qu'un rôle très mineur dans le crash. Nous avons validé cette méthode de corrections sur quelques cas analytiques simples.

2.3. Calcul dynamique

2.3.1. Définition de la base modale

Le calcul dynamique devant être effectué après projection sur base modale, la localisation des non-linéarités dans autant de liaisons ponctuelles nous permet de décomposer le véhicule en un ensemble de sous-structures. Chacune d'entre elles est caractérisée par sa base modale, les nœuds de liaison étant laissés libres. Les sous-bases ainsi constituées sont liées entre elles par les lois de comportement précédemment décrites.

Un des principaux intérêts de la résolution de problèmes dynamiques sur base modale est la possibilité de tronquer cette base selon des critères physiques. En effet, on n'est pas obligé de calculer tous les modes du modèle éléments finis de la structure (calcul qui serait d'ailleurs assez long). En re-

vanche, on se contente d'un intervalle de fréquence. Celui-ci est fixé par des considérations physiques du problème. Il convient de choisir un pas de temps dt nettement inférieur au temps de choc afin de ne perdre aucune information sur les événements du choc ; dont la durée est de l'ordre de 100 ms. La description de l'évolution des signaux de réponse, avec un pas de l'ordre de 1 ms, s'avère suffisante pour rendre compte des principales structures des pics de force et de décélération au cours du transitoire. Ainsi, une fois dt choisi¹, la troncature est fixée. Il est inutile de retenir dans la base des modes dont la période naturelle de vibration est inférieure à dt , puisque leurs contributions à la réponse n'est pas détectable à l'échelle du temps dt . En conséquence, l'ordre N des modes retenus est donné par :

$$1/f_{N+1} < dt < 1/f_N.$$

Partant, la base modale peut être tronquée avec une fréquence de coupure de l'ordre de 500 Hz, ce qui correspond, pour le modèle de la figure ??, à 250 modes. Nous avons donc diminué la discrétisation spatiale du problème de 200000 à 300000 degrés de liberté (DDL) (pour un modèle 3D) à 250 DDL généralisés. De plus, certains modes de fréquence inférieure à 500 Hz correspondent à des déformations locales peu importantes ou peu représentatives compte tenu des autres simplifications effectuées dans le modèle. Ces modes peuvent également être négligés.

Une fois les sous-bases modales assemblées le calcul dynamique du crash est réalisé à l'aide d'un algorithme explicite d'intégration pas à pas en temps.

2.3.2. Intégration des équations

Nous avons inscrit l'ensemble de cette méthodologie dans le logiciel de calcul automatique des structures Castem 2000 en usant particulièrement de l'opérateur de calcul dynamique sur base modale Dyne qui utilise l'algorithme explicite de Fu-de Vogelaere [DEL 90], bien adapté au traitement de non-linéarités sur les déplacements, les vitesses et même les accélérations [ESM 90].

A chaque pas de temps, une recombinaison modale permet de passer des variables modales aux variables physiques afin de réactualiser les efforts non-linéaires inhérents aux lois de comportement. Les efforts modaux correspondants sont calculés par projection modale avant de passer au pas de temps suivant.

¹Dans les algorithmes explicites le pas de temps à ne pas dépasser repose sur la condition d'équilibre dynamique qui est écrite sur une configuration extrapolée. Le pas devient excessif s'il entraîne une extrapolation irréaliste :

$$dt < h_c = 2 * \sqrt{2}/\omega$$

ω étant la plus grande fréquence propre du système.

3. Quelques résultats de validation

On présente ici les résultats d'un choc frontal contre une barrière déformable. Le véhicule est celui de la figure 1, la vitesse du choc est de 57 km/h et les résultats sont donnés sous forme de comparaison entre le calcul simplifié et l'essai. Dans toute ces figures, les courbes en pointillé résultent de l'essai et les courbes en trait continu de la simulation numérique.

3.1. Déplacements globaux

3.1.1. Déplacement du pied milieu gauche

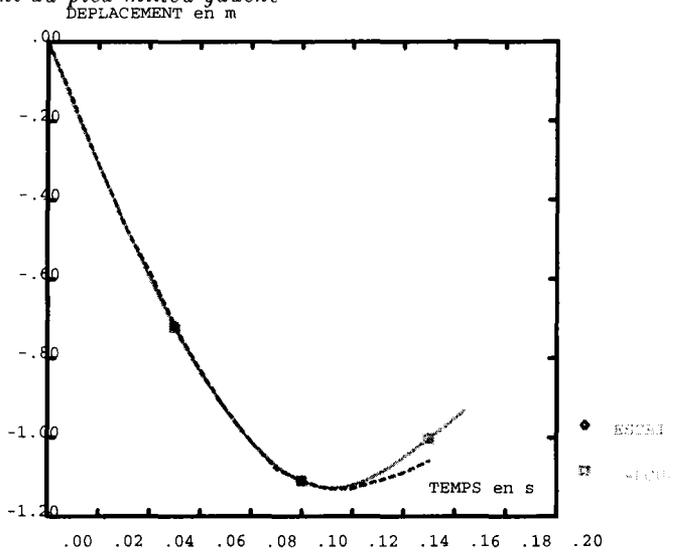


Figure 4. Déplacement du pied milieu gauche

L'enfoncement global du véhicule est caractérisé par le déplacement du pied milieu dans un repère lié au laboratoire. On a représenté ce déplacement sur la figure 4. Cette comparaison montre une parfaite corrélation jusqu'à 120 ms. Le déplacement maximal est de l'ordre de 118 mm, on l'atteint presque en fin du choc, c'est-à-dire à 110 ms. On remarque toutefois un léger désaccord lors du retour élastique, l'erreur ne dépassant pas les 5 %. Or, il est bien connu que lors d'un choc frontal contre une barrière déformable, les 100 premières millisecondes sont primordiales. Cette période du choc est parfaitement corrélée par notre simulation simplifiée.

3.1.2. Déplacement du moteur

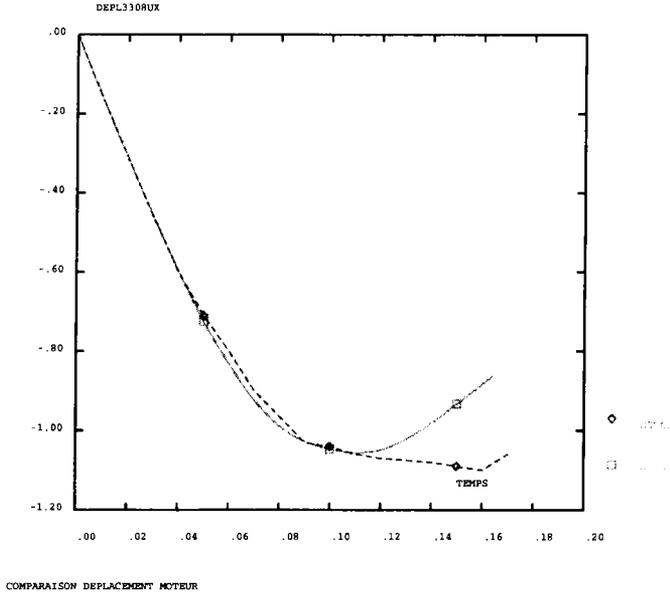


Figure 5. Déplacement du moteur

Le moteur joue un rôle très important dans la cinématique du choc. Il s'agit d'un corps rigide qui, lors de son contact avec un obstacle, empêche la déformation plastique des structures. Ceci provoque une augmentation importante de la décélération. Son déplacement est représenté par les courbes de la figure 5. On y observe une très bonne corrélation lors des 100 premières millisecondes. L'erreur commise lors du retour élastique ne dépasse pas les 10 % et le déplacement maximal est de l'ordre de 100 mm à 95 ms. On verra plus loin que ce moment correspond au pic maximum de la décélération.

3.1.3. Déplacement du centre du berceau

Le berceau est la structure qui supporte le moteur. Sa déformation plastique joue un rôle important dans le choc. Les calculs montrent que le berceau absorbe de l'ordre de 15 % de l'énergie cinétique par plastification. Son déplacement dynamique est représenté sur la figure 6. Ici encore, nous obtenons une très bonne corrélation.

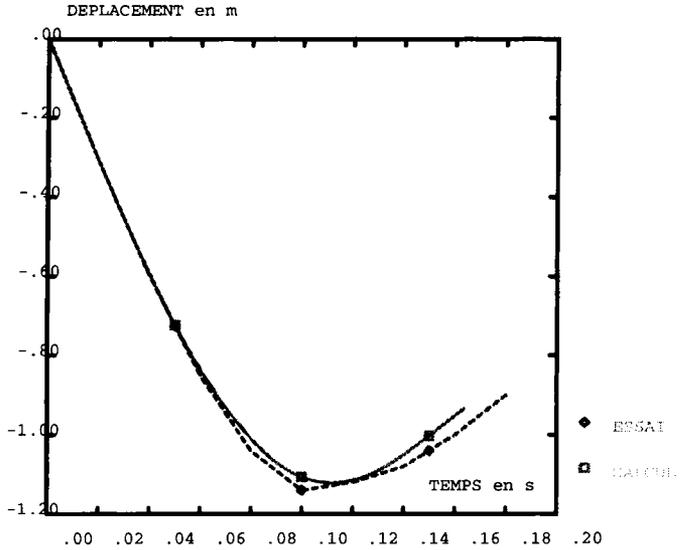


Figure 6. Déplacement du centre du berceau

3.2. Décélération

3.2.1. Décélération du pied milieu gauche

La décélération représente une grandeur utilisée par les constructeurs pour définir les critères de sécurité. Elle permet, en outre, de décrire la cinématique du choc. La courbe de la figure 7 montre que la simulation numérique permet de retrouver les différents pics de la loi déduite de l'essai. Le premier pic de $7g$ à 17 ms correspond au contact des structures avant du véhicule et de la barrière. Cette première remontée est suivie d'une chute de décélération correspondant au bottelage des structures avant (calandre, radiateur). A 39 ms, la courbe redevient croissante au moment où les brancards avant sont au contact de la barrière. Ceci est confirmé par la figure 9 qui représente la force de choc due au contact entre les brancards et la barrière. Cette courbe montre que le contact (force de choc différente de zéro) a lieu exactement à 39 ms. A 58 ms, un pic de $20g$ annonce la fin de cette phase qui est tout de suite suivie d'une décroissance de la courbe jusqu'à $15g$ due au flambage dynamique des brancards. A 62 ms, le moteur vient heurter la barrière, ce qui provoque un pic de $20g$. La courbe de la figure 10 confirme que le contact moteur-barrière a lieu exactement à 62 ms. Le maximum de la décélération est de l'ordre de $29g$ et il se produit à 80 ms ; c'est tout l'arrière du véhicule qui rattrape le moteur et vient, lui aussi, heurter la barrière. Enfin, entre 80 ms et 120 ms, la décélération commence à chuter marquant ainsi le recul du véhicule. Toutefois,

on remarque que la courbe calculée est légèrement décalée dans le temps par rapport à l'essai (retard de l'ordre de 3 ms). Ceci peut être corrigé par une meilleure modélisation des lois globales des rotules et surtout par un meilleur positionnement de ces rotules.

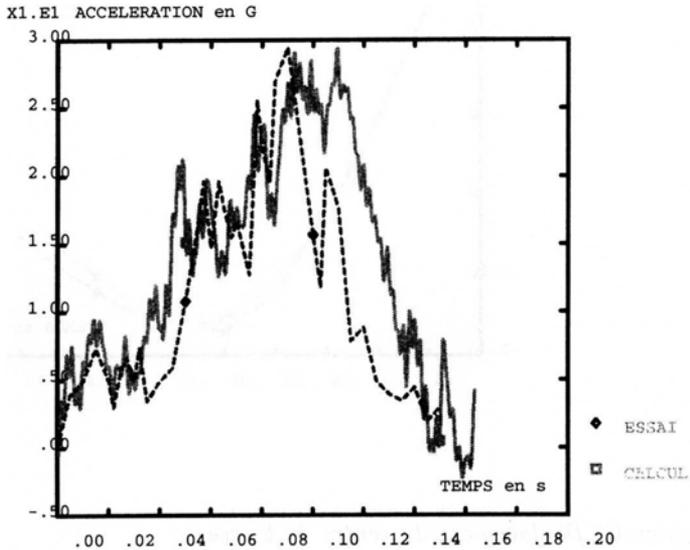


Figure 7. *Décélération du pied milieu gauche*

3.2.2. *Décélération du moteur*

La courbe de la figure 9 montre que la simulation permet de retrouver les principaux pics. Les différents événements de la cinématique sont également confirmés. La première phase du choc est bien décrite par une montée de la décélération de 0 à 20g jusqu'à 39 ms. Après le flambage dynamique des brancards (décroissance de la courbe), le moteur heurte la barrière exactement à 62 ms, ce qui provoque une augmentation de la décélération qui atteint son pic maximum de 35g à 80 ms.

A l'inverse de la courbe de décélération du pied milieu, celle du moteur présente quelques oscillations parasites. Ceci est dû à l'importante raideur de choc attribuée au moteur (corps rigide). En effet, la raideur de choc est liée à l'ordre de la troncature de la base modale, car elle s'identifie à la raideur équivalente des modes négligés. Or négliger certains modes implique une diminution de la souplesse de la structure. On tient compte de la souplesse des modes négligés à l'aide d'un ressort de choc monté en série avec la structure et dont la raideur

est calculée par une analyse locale statique ². Toutefois, la troncature modale introduit d'inévitables oscillations au niveau du calcul de la force du choc et de la décélération. Plus la raideur de choc est élevée (l'ordre de troncature n'est alors pas important), plus ces oscillations sont perceptibles.

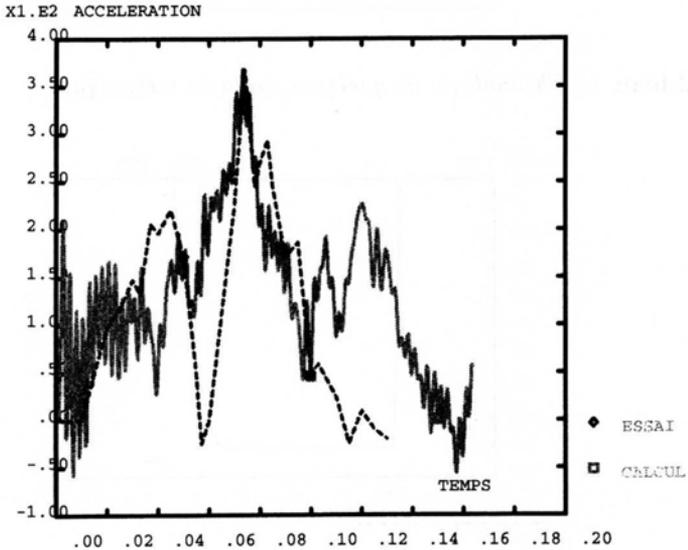


Figure 8. *Décélération du moteur*

3.3. Chronologie des contacts

Pour des raisons inhérentes à une modélisation simplifiée type poutre, il n'a été possible de détecter que des événements que nous qualifierons de globaux. Toutefois, ces événements suffisent amplement à décrire la cinématique du choc. Notre analyse de la chronologie des contacts est basée sur les forces de choc en quelques points particuliers. En effet, nous considérons que le contact entre deux structures a lieu lorsque la force de choc cesse d'être nulle. Par exemple, les courbes des figures 9, 10 et 11 permettent de détecter les événements suivants (confirmés par les courbes de décélération) :

²Il existe aussi une **troncature de type spatiale** : les modes qui sont orthogonaux à l'excitation n'interviennent pas dans la réponse du système. Il est donc inutile de les retenir dans le problème mécanique. Il faut être très attentif au choix de ces modes parce qu'un mauvais sens physique pourrait donner des résultats éloignés de la réalité ; c'est d'ailleurs pour cette raison que cette troncature est très peu réalisée.

N°	Date (ms)	Contact
1	38	brancards /mur
2	40	moteur/radiateur
3	63	moteur/mur

Tableau 1. Chronologie de quelques contacts mécaniques.

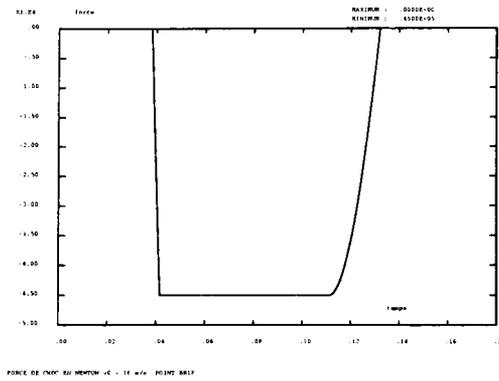


Figure 9. Force de choc brancard-barrière.

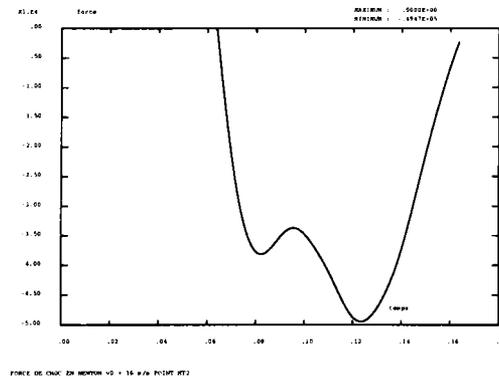


Figure 10. Force de choc moteur-barrière.

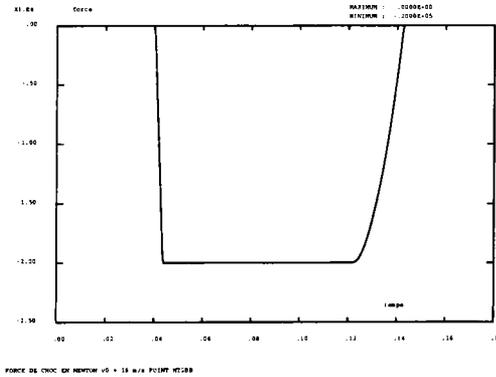


Figure 11. Force de choc moteur-radiateur.

3.4. Dissipation d'énergie

Il s'agit de la transformation de l'énergie cinétique du véhicule en énergie dissipée par déformation plastique. Localiser des points de dissipation maximale permet de déceler les zones de faiblesse de la structure. Or, suivant le principe de la modélisation simplifiée, ces endroits sont connus d'avance, il s'agit des rotules et des liaisons plastiques. Pour une rotule, l'énergie dissipée plastiquement est donnée par :

$$E_{plast}^{rotule} = \int_{choc} M(t) \cdot \dot{\theta}_{plast}(t) dt$$

$M(t)$ est le moment de flexion correspondant à la rotation plastique $\theta_{plast}(t)$. Dans le cas du bottelage, cette énergie dissipée s'écrit :

$$E_{plast}^{bottelage} = \int_{choc} F(t) \cdot \dot{x}_{plast}(t) dt$$

où $F(t)$ est la force correspondant au déplacement plastique $x_{plast}(t)$. Le tableau 2 présente le bilan énergétique suivant les calculs simplifiés. Nous ne disposons pas de résultats d'essais concernant le modèle calculé. Toutefois, les résultats expérimentaux pour d'autres modèles montrent que les valeurs trouvées avec la méthode simplifiée restent acceptables en termes d'ordre de grandeur : on sait, par exemple, que les brancards absorbent de l'ordre de 15 à 20 % de l'énergie cinétique. Nous avons retrouvé ces ordres de grandeur sur d'autres véhicules calculés.

Composant	Quantité absorbée en %
Barrière	33%
Brancard	12.5%
Berceau	13.6%
mécanique bloc avant	5%
total véhicule	31.1%
total	62.1%

Tableau 2. *Quantité d'énergie dissipée selon la méthode simplifiée.*

4. Conclusions

Les méthodes d'analyse dynamique par synthèse modale, traditionnellement utilisées pour traiter des problèmes linéaires, se révèlent tout aussi intéressantes dans l'analyse de problèmes fortement non-linéaires. Cette démarche, mise en œuvre et validée par un des auteurs [AXI 89] dans le cas de problèmes vibratoires avec impacts multiples, a été généralisée à des cas encore plus difficiles comportant en outre de fortes non-linéarités matérielles et géométriques : le crash automobile.

Plusieurs chocs de véhicules appartenant à des gammes différentes nous ont permis de valider notre méthode (toujours par corrélation avec l'essai). Dans tous les cas, le temps de calcul ne dépasse pas les 10 minutes CPU sur un RISC/6000. Ceci représente un gain de temps notable par rapport aux modèles 3D qui nécessitent, quant à eux, entre 20 à 30 heures CPU sur des machines parallèles. Dans le cadre de cette étude, nous avons pu réaliser une analyse de sensibilité comportant jusqu'à 70 calculs de choc en seulement deux semaines. Ces calculs ont démontré l'existence d'une fréquence optimale – de l'ordre de 300 Hz – au-delà de laquelle les résultats ne sont pas affectés, ce qui permet encore de réduire les degrés de liberté généralisés. En outre, ces calculs montrent que la dissipation de l'énergie est très sensible aux seuils plastiques, mais que cette sensibilité n'est pas linéaire dans le sens où il ne suffit pas de réduire indéfiniment ces seuils (donc d'augmenter la dissipation plastique) pour obtenir un meilleur comportement au choc.

Enfin, il ressort de cette étude de sensibilité que les jeux représentent des paramètres essentiels du problème. Il est donc nécessaire de les ajuster correctement si l'on veut obtenir un meilleur comportement au choc.

Ainsi, la méthode simplifiée représente un outil puissant en phase de **pré-conception** au cours de laquelle on doit effectuer de rapides calculs de sensibilités (résultats globaux) et ce, afin d'avoir une idée sur le comportement au choc d'un véhicule avant de commencer sa conception. Il s'agit en fait de

guider le constructeur dans le choix de telle ou telle architecture automobile. Cette méthode n'a, toutefois, aucunement la prétention de remplacer les calculs 3D nécessaires et inévitables en phase de conception proprement dite où l'on cherche à modéliser des effets locaux.

Il faut noter également que le succès de cette méthode dépend fortement du degré de localisation des non-linéarités et surtout du soin apporté à la modélisation physique et numérique du problème à traiter.

Remerciements

Les auteurs tiennent à remercier PSA pour son soutien financier, MM. A. Millard, I. Politopoulos pour leurs remarques pertinentes et MM. J. Lestavel, P. Souben et N. Westeen pour leurs contributions aux calculs.

5. Bibliographie

- [AXI 89] AXISA F., ANTUNES J., VILLARD B., < Overview of numerical methods for predicting flow-induced vibrations and wear of heat exchanger tubes >, *ASME J. of Pressure Vessels*, vol. 110, p. 6-14, 1989.
- [AXI 89A] AXISA F., PAUROBALLY A., REMOND A., < Predictive analyses of flow-induced vibrations and fretting wear in steam generator tubes >, *Proceeding of the International Symposium on Pressure Vessel Technology and Nuclear Codes and Standards*, T.R. Kim editor, Seoul 1989.
- [DRA 93] DRAZETIC P., < Application of kinematic models to compression and bending in simplified crash calculations >, *Int. J. Mech. Sci.*, vol. 35, n3, p. 179-191, 1993.
- [ESM 90] ESMOND H., FITZPATRICK J. A., RICE H. J., AXISA F., < Analysis of non-linear squeeze-film Dynamics : I - physical theory and modelling >, *ASME J. of Pressure Vessels and Piping Conference*, Nashville, USA, June 17-21 1990.
- [KAM 70] M. KAMAL M, Analysis and Simulation of vehicle to barrier impact, SAE, N 700414, 1970.
- [MIL 94] MILLARD A., LEBER L., Les déformations planes généralisées dans Castem 2000, rapport DMT/94-151, CEA 1994.
- [DEL 90] DE LANGRE E., L'opérateur dyne dans Castem 2000, rapport DMT/90.218, CEA, 1990.
- [STR 93] STRONGE W.J., YU T. X., *Dynamics Models for Structural Plasticity*, Springer-Verlag, London, 1993.
- [WAL 93] B. WALKER B., < The crash analysis of a passenger vehicle under differing frontal crash conditions >, *SAE Trans*, paper 932910, 1993.