

---

# Étude expérimentale et numérique du comportement mécanique d'une liaison hybride métal/composite

Vladimir Gantchenko<sup>1</sup>, Clément Guinault<sup>1</sup>, Mathieu Kielwasser<sup>2</sup>,  
Baramée Patamaprohm<sup>1</sup>, Jacques Renard<sup>1</sup>

1 Centre des Matériaux, MINES ParisTech  
CNRS UMR7633, BP 87, F-91003 Evry cedex  
{vladimir.gantchenko,clement.guinault,baramee.patamaprohm,  
jacques.renard}@ensmp.fr

2. Groupe PSA Site de Vélizy, Route de Gizy, Bât. 86, ét.1,  
Case Courrier VV009, 78943 Vélizy Villacoublay  
mathieu.kielwasser@mpsa.com

---

**RÉSUMÉ.** Dans le cadre du projet européen PMJOIN, un nouveau procédé d'assemblage matériau métallique- matériau composite fibres de verre/Polyamide 6-6, par laser et sans apport de matière, a été développé. L'évaluation des propriétés intrinsèques des deux matériaux constitutifs et de l'assemblage, (essais Arcan-Mines), permet de prédire par calcul analytique et par simulation numérique en éléments finis les capacités de résistance d'un assemblage hybride d'éléments de structure soumis à un choc.

**ABSTRACT.** In the frame of the European project PMJoin, researches lead to the development of a new manufacturing laser process in order to assemble metal and glass fiber reinforced polyamide 6-6 composite, without extra filler. Knowledge on the mechanical behaviour and characterization data for both material components, and evaluation of the assembly performances, (Arcan-Mines tests), permit the strength calculation and the numerical simulation of the impact failure of a hybrid assembly.

**MOTS-CLÉS :** liaison hybride métal/composite, caractérisation mécanique, éléments finis, calculs de structure.

**KEYWORDS:** hybrid metal/composite joining, mechanical characterization, finite element method, structural calculation.

---

DOI:10.3166/RCMA.26.185-230 © Lavoisier 2016

### **Extended abstract**

Since the first industrial revolution, the impact of the mankind on the Earth is unprecedented. Forced to comply with increasingly severe environmental regulations, industry must evolve in this way. Regarding the automotive industry, it involves a significant gases emission reduction. Several options are feasible—and the lightening of vehicles appears to be the higher potential solution. Indeed, since 1990, vehicles weight has increase by 35% due to an addition of security components and comfort devices. However, researches of the past fifty years in materials science and manufacturing processes allowed limiting this weight-increase, the kinetic of change remains slow. The use of innovative material may be blocked by a lack of suitable joining method. A constant innovation is required to reach each component's maximum potential. Accordingly, researches of the European project PMJoin leads to the development of a new manufacturing laser process in order to assemble a metal item and a glass fibre reinforced polyamide 6-6 composite, without extra filler. Firstly, the evaluation of the assembly performances requires knowledge on the mechanical behaviour and characterization data for both material components. Further, an analytic study based on the Euler-Bernoulli beam theory will be performed, to model and understand the solicitations in the mechanical bond. It will be followed by a structural calculation thanks to the finite elements method. Computed numerical stresses fields will be compared to the Drucker-Prager yield and failure criterion. These criteria were identified by means of mechanical tests conducted on samples with a representative mechanical behaviour of the assembly.

### **Introduction**

Tout en proposant des véhicules plus sécuritaires et confortables, les constructeurs automobiles doivent abaisser la consommation, le prix et les émissions de gaz des véhicules pour s'adapter au contexte politique, environnemental et social actuel. Des objectifs, concernant principalement les émissions de CO<sub>2</sub>, ont été instaurés. Bien que ces derniers diffèrent suivant les régions, Union européenne, Amérique du nord ou encore Japon, les plans internationaux fixent les limites à la baisse. Entre l'efficacité du groupe propulseur et la masse du véhicule, les principaux acteurs du secteur font face à un large choix pour rendre leurs produits moins polluants. Les deux axes précédents sont complémentaires, les progrès en termes de propulsion hybride ou électrique ainsi que le développement de nouveaux matériaux, procédés ou encore de nouvelles technologies en sont la preuve. Bien que le coût soit un aspect décisif, souvent supporté par le client final, certains matériaux et procédés sont directement issus d'autres industries et plus particulièrement de l'aéronautique.

En une vingtaine d'années, l'acier a cédé en partie sa place aux alliages plus légers dans la structure du véhicule mais aussi dans le bloc moteur. Les composites à matrices organiques se sont démocratisés pour l'habillage intérieur et la carrosserie, tandis que les adhésifs hautes performances ont vu leur utilisation se diversifier. Toutes ces avancées, principalement autour des matériaux, ont permis de ralentir

l'augmentation de la masse imputable aux organes de sécurité et de confort. Cependant, la diversification des matériaux a donné naissance à de nombreuses interfaces parfois incompatibles avec les procédés d'assemblages connus et maîtrisés. Afin de surmonter ces difficultés, constructeurs automobiles, fabricants de pièces mais aussi laboratoires ont participé indépendamment ou bien contractuellement à la mise au point de nouveaux procédés.

Le projet *PMJoin*, contraction des mots anglais *Plastic Metal Joining*, mené par un consortium européen entre 2013 et 2016 avait un objectif principal : développer une méthode d'assemblage entre une pièce métallique et une pièce en matériau composite à matrice organique thermoplastique, par laser et sans ajout de matière. Tout en assurant une tenue mécanique élevée et l'intégrité de la structure, cette technique devait permettre de réduire les temps de fabrication. La structure concernée par cette étude prend place dans une portière de voiture et participe à la protection des occupants en cas de choc latéral. Ainsi, en conservant le couple de matériau utilisé, un nouveau type de liaison dite « hybride » a été développé. Bien que les performances d'un tel assemblage aient été assurées par des campagnes expérimentales, la simulation numérique d'une telle liaison reste complexe. Au même titre que le collage structural, les épaisseurs mises en jeu localement (très faibles) forment un obstacle pour la simulation. En tenant compte de ces difficultés, nous pouvons nous interroger sur la méthode à mettre en place afin de comparer les performances mécaniques d'une liaison métal/composite évaluées lors d'un essai de crash sur structure, avec les résultats d'un calcul de structure par la méthode des éléments finis.

Tout en développant le contexte industriel pour comprendre les motivations premières d'une telle étude, nous proposons une présentation de la technique utilisée pour la liaison hybride en elle-même. Dans une deuxième partie, nous verrons l'intérêt de connaître les éléments principaux de la structure d'un point de vue expérimental. En se concentrant sur les matériaux d'une part et sur la liaison d'autre part, les différents essais mécaniques réalisés seront détaillés. La dernière partie de cet article a pour but de synthétiser le travail analytique et numérique mené au cours de cette étude. Il se décompose en une analyse par la résistance des matériaux dans un premier temps. Dans un second temps, il présente une simulation plus réaliste par la méthode des éléments finis.

## **1. Contexte du projet**

### ***1.1. Contexte industriel***

#### ***1.1.1. Entre restrictions internationales et nécessité environnementale***

Dans le contexte environnemental actuel, l'industrie doit se métamorphoser. Les récentes prises de conscience des États à l'échelle mondiale et les accords votés pour réduire notre impact sur le climat impliquent directement les industriels tous domaines confondus. L'industrie du transport, et en particulier le secteur automobile, est contraint d'appliquer une politique de développement tournée vers

l'environnement en atteignant des quantités de particules émises toujours plus faibles. La cible principale étant le dioxyde de carbone CO<sub>2</sub>. Afin de réduire les émissions de leurs produits, les constructeurs ont plusieurs leviers d'action :

- augmenter l'efficacité de l'ensemble : moteur transmission,
- diminuer la résistance au roulement (fabricant de pneumatiques),
- réduire le coefficient de pénétration dans l'air,
- alléger les véhicules.

Améliorer les performances de chacun des quatre leviers n'a pas le même impact sur la consommation de carburant<sup>1</sup>.

Le gain potentiel le plus important provient de l'efficacité du bloc moteur et des éléments de transmission. De la réaction de combustion jusqu'à la transmission aux roues, les pertes énergétique sous forme de frottements et de chaleur sont très élevées. Depuis vingt ans, des progrès ont été réalisés, de nouvelles technologies ont été développées et mises sur le marché. Pour les moteurs à combustion, la cylindrée a diminué de 6 % entre 2000 et 2014. En 1997, le premier véhicule hybride de série, la *Toyota Prius* est mise en vente au Japon. Plus récemment, les véhicules de série 100 % électriques ont fait leur apparition mais le coût des batteries et l'autonomie restent un obstacle à la vente. En 2015, Toyota lança la *Mirai*, un véhicule à pile à combustible. Cependant, pour les voitures électriques ou à hydrogène, la production des divers composants reste très polluante, ce qui réduit le potentiel écologique de ces technologies. Entre 1995 et 2007, les rejets de CO<sub>2</sub> des véhicules de particuliers diminuaient de 2,3 g.km<sup>-1</sup>.an<sup>-1</sup> en moyenne. En 2008, l'Union européenne adopta une loi fixant la limite à 130 g.km<sup>-1</sup> pour les véhicules neufs produits en 2015 et la tendance est passée à - 5,1 g.km<sup>-1</sup>.an<sup>-1</sup> (figure 1).

Bien que de nombreuses améliorations aient été faites concernant les trois premiers points, il en reste un (le dernier) sur lequel un progrès important est encore envisageable. En effet, plus la masse du véhicule est élevée, plus l'énergie consommée est importante (et donc les émissions). Cela se justifie par le fait que : l'énergie requise pour mettre et maintenir un véhicule en mouvement est, sauf pour la résistance à l'air, directement proportionnelle à la masse du véhicule.

Malgré cela, au nom du confort et surtout de la sécurité, de nombreux systèmes ont vu le jour et participent à cet alourdissement généralisé des véhicules. Comme le montre la figure 1, la masse n'a fait qu'augmenter entre 1990 et 2012<sup>2</sup>, passant de 1000 kg à 1400 kg en moyenne, soit une augmentation de 40 %.

Bien que la prise de masse soit indéniable, elle fut ralentie par l'utilisation de nouveaux matériaux. Qu'ils soient métalliques, polymères, céramiques ou composites, chacun d'eux trouve sa place dans l'automobile. Les matériaux utilisés ont donc évolué en tenant compte des performances de chacun. Dès lors, l'acier a

---

1. (EAA, 2007) : Impact de différents facteurs sur la consommation de carburant des véhicules automobiles  
2. Sauf en 2009 suite à la crise économique.

cédé peu à peu sa place à l'aluminium (trois fois moins lourd) pour la partie structurelle du véhicule et aux matériaux composites principalement pour la carrosserie et l'habillage intérieur. De nombreuses études sont menées pour élargir les savoirs en matière de matériaux composites, bien que certains aspects demeurent méconnus. Le gain de masse potentiel n'est donc pas totalement exploité puisque certaines pièces doivent être surdimensionnées. De plus, les changements de matériaux ont donné lieu à de nouvelles interfaces. Dans certain cas, la soudure ou le rivetage est inadapté, en particulier pour les liaisons métal/composite. Des techniques utilisées dans certains domaines de pointe se sont démocratisées comme le collage structural largement exploité par l'industrie aéronautique.

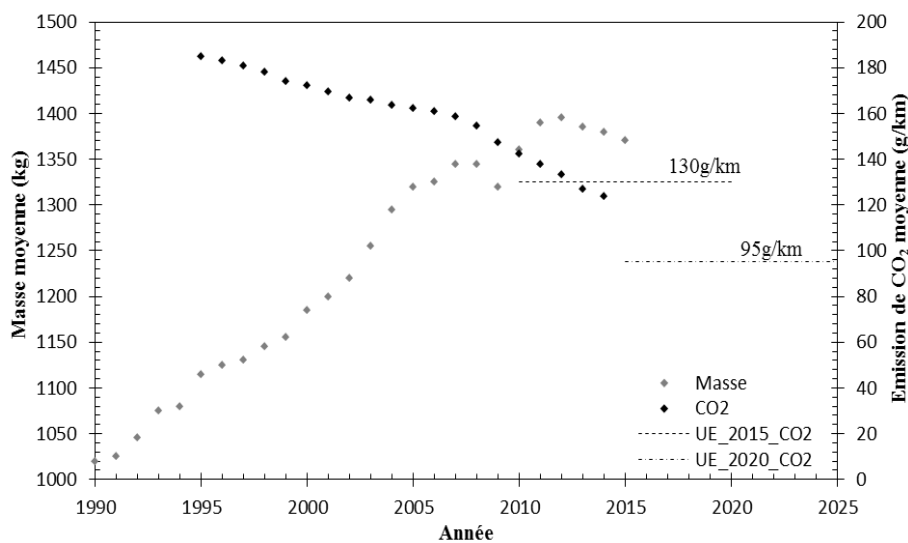


Figure 1. Masse et émission de CO<sub>2</sub> moyennes des véhicules de particuliers dans l'Union européenne<sup>3</sup>

### 1.1.2. Présentation du projet

Le présent document concerne une autre technologie de liaison. Elle est, en revanche, bien plus récente que le collage structural, puisqu'elle a été développée et étudiée qu'au travers du projet *PMJoin*. Ce projet, initialement prévu pour une durée de 36 mois, a reçu une subvention de l'Union européenne en 2013. Le consortium était formé d'entreprises et de laboratoires de recherche, issus de plusieurs pays européens, dont la liste est donnée ci-dessous :

- PSA (France), constructeur automobile,
- FAURECIA (Allemagne), fabricant de sièges et de pièces automobiles,

3. (TIC2011), (TIC2015) et (JEC2016).

- VALEO (France), fabricant de pièces automobiles,
- LASEA (Belgique), concepteur et fabricant de machines laser,
- ANDALTEC (Espagne), porteur d'innovations dédiées aux industries plastiques,
- ILT-FRAUNHOFER (Allemagne), institut de recherche spécialisé dans le domaine des lasers,
- IK4-TEKNIKER (Espagne), centre technologique impliqué dans l'innovation pour le secteur industriel,
- ARMINES-Centre des Matériaux (France), laboratoire de recherche spécialisé dans la caractérisation et l'étude des matériaux.

L'objectif principal de ce projet était de développer une méthode d'assemblage entre une pièce métallique et une pièce composite à matrice organique polyamide. Le procédé devait permettre de supprimer les inserts métalliques présents dans le composite et qui modifient localement les renforts fibreux. La nouvelle liaison devait assurer une tenue mécanique au moins équivalente à la technique précédente tout en réduisant les temps de fabrication. Chez PSA, dans le cas des pièces en matériaux composites à matrice organique thermoplastique, le polyamide est majoritairement utilisé. Son prix le rend attrayant vis-à-vis des autres matrices polymères mais ses propriétés d'adhésion sont médiocres. Cet aspect est essentiel puisque le procédé recherché ne peut faire appel au collage structural. De plus, suivant l'adhésif utilisé, les conditions d'utilisation peuvent être très contraignantes (cycles de cuisson, risques chimiques, préparation des surfaces, etc.).

Le consortium c'est alors tourné vers une solution dont le concept est basé sur l'utilisation d'un laser. Les deux principaux objectifs étant, de modifier la surface du métal (structuration) pour la préparer à l'assemblage avec le polymère et d'obtenir une liaison hybride par fusion du polymère sous l'action du laser sans changement d'état du métal. Ce nouveau procédé peut être aussi applicable à tous les thermoplastiques et pas seulement au polyamide. Le procédé d'assemblage entre l'acier et le matériau composite est le suivant (figure 2, bas) :

- Texturation du substrat métallique : les zones de la pièce métallique destinées à la liaison sont texturées (figure 3) à l'aide d'un laser qui parcourt la surface sur une étendue donnée. Cette opération a été réalisée avec un laser à solide à fibre générant un faisceau de sortie continu (onde entretenue<sup>4</sup>).
- Mise en position des pièces : la pièce en composite est maintenue en position telle que les zones de liaison soient en vis-à-vis et en contact sous pression.
- Soudage des pièces : l'acier est chauffé localement par un faisceau laser de type laser à solides à diode (Puissance de 200 W). L'élévation de température provoque la fonte de la matrice en PA6-6 qui vient se loger dans les stries de l'acier.

---

4. Connu sous le nom CW pour *Continious Wave* en anglais.

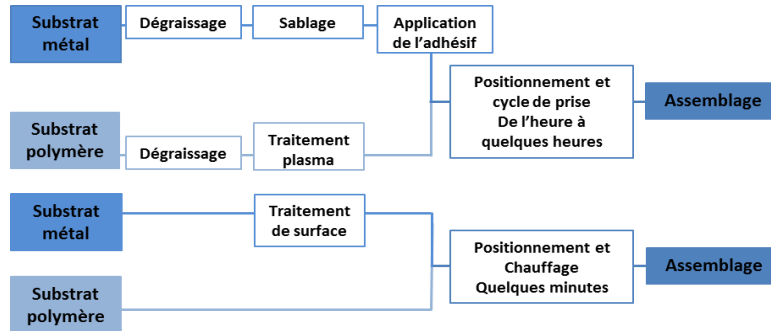


Figure 2. Différences entre deux procédés : le collage structural (haut) et la soudure hybride (bas), pour un polymère polyamide

En plus d'être adapté à tous les polymères thermoplastiques, le procédé étudié ici présente des étapes moins nombreuses et moins coûteuses en temps, (figure 2), que le collage structural. Cela implique que les performances de la liaison seront mieux maîtrisées et plus reproductibles. L'assemblage par soudage hybride ne nécessite pas d'apport de matière, il y a donc une seule interface et non deux comme c'est le cas pour le collage.

L'ancrage mécanique est effectif une fois les zones de soudure revenues à température ambiante. Plusieurs configurations ont été réalisées, afin d'optimiser le procédé. Ainsi, le type de laser, le nombre de passages, la puissance, la distance entre sillons ou encore la vitesse de passage, constituaient les paramètres d'influence sur la structuration du substrat. Des éprouvettes ont été élaborées et sollicitées pour évaluer la tenue de chaque configuration.

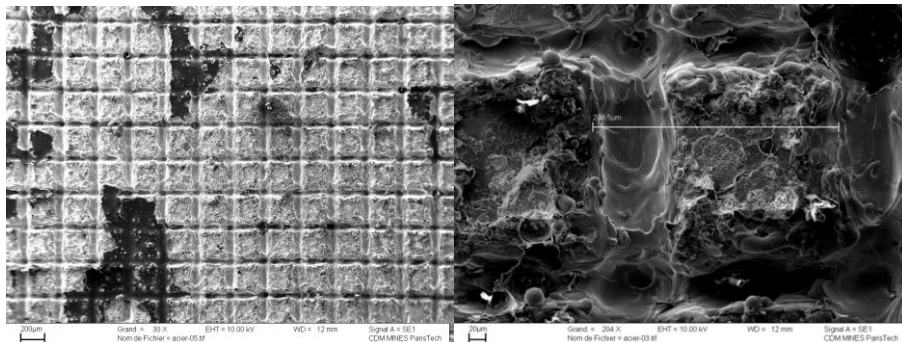


Figure 3. Observations la zone acier texturée après rupture de la liaison hybride

L'observation au MEB<sup>5</sup> présenté en figure 3, provient d'un échantillon prélevé sur la pièce en acier après un essai de crash sur la structure complète. Nous pouvons constater que dans certaines portions de la liaison, le PA6-6 a été arraché. Cependant, la présence de traces de polymère suggère que l'interface a aussi subi du cisaillement dans le plan de la liaison. La structure et les pièces qui la composent seront présentées plus spécifiquement dans la suite du document.

## 2. Présentation de la structure

Chaque véhicule, destiné à la vente sur le sol européen, est soumis à plusieurs tests pour évaluer les performances des éléments participant à la sécurité passive et donc à la protection des passagers. Ces *crash tests* sont représentatifs des accidents les plus fréquents sur les routes européennes. Ils sont menés dans des laboratoires spécialisés, tout en respectant les protocoles mis en place par l'organisme EuroNCAP<sup>6</sup>. D'après les statistiques de sécurité routière émises par les différents pays, le choc latéral est le plus critique pour les passagers d'un véhicule après le choc frontal partiel. Lorsque le *crash test* latéral est devenu obligatoire, au début des années 2000, les résultats de tous les véhicules étaient désastreux. Depuis, les constructeurs automobiles ont concentré une partie de leurs efforts pour améliorer les performances de cette zone. Pour cela, ils ont ajouté des airbags ainsi que des éléments tels que des renforts dont nous parlerons dans cet article.

La structure étudiée prend place dans une portière de voiture. L'objectif est d'analyser la tenue mécanique de la liaison hybride entre la poutre renfort en matériau composite et la structure de la portière en acier. Ladite poutre est assemblée avec la portière dans deux zones distinctes. La première se situe coté charnière et se décompose en deux surfaces. La deuxième zone se trouve à l'arrière de la porte (coté ouverture). Afin d'appréhender au mieux le rôle de la poutre, nous décrivons ci-après la position de cette dernière dans le véhicule. Si l'on traversait la portière dans son épaisseur de l'extérieur vers l'intérieur, on verrait successivement :

- le panneau extérieur (carrosserie),
- la poutre,
- le système lève vitre,
- le panneau intérieur,
- et l'habillage intérieur (visible lorsque l'on est dans le véhicule).

L'utilité de la poutre se justifie parfaitement puisque la carrosserie en métal (de très faible épaisseur) seule, n'a pas pour fonction principale d'absorber l'énergie en cas d'accident. Comparons un choc frontal et un choc latéral, le panneau extérieur de la portière est au pare-chocs avant ce que la poutre est à la traverse. Les éléments de carrosserie ont une fonction aérodynamique et esthétique. Ils protègent les

---

5. MEB : microscope électronique à balayage.

6. *European New Car Assessment Program*, Programme d'évaluation européenne des automobiles.



organes du véhicule en cas d'impact à des vitesses relativement faibles. Ce sont d'autres éléments qui participent à la protection des occupants. Les traverses, les longerons et dans notre cas, le panneau extérieur et la poutre en composite constituent un ensemble ayant pour fonction d'absorber l'énergie cinétique par déformation.

## 2.1. Essais mécaniques sur matériaux

### 2.1.1. Poutre en matériau composite fibres de verre/polyamide6-6

Pour s'inscrire dans un projet global de réduction de masse des véhicules, la poutre initialement en acier est aujourd'hui en matériau composite. Elle est fabriquée par estampage à chaud. Ce procédé consiste à porter la plaque de composite à une température supérieure à la température de transition vitreuse<sup>7</sup> de la matrice thermoplastique. Puis de la transférer dans un moule froid afin de lui donner la forme désirée tout en refroidissant la pièce pour qu'elle retrouve son état vitreux. La plaque composite en question est un stratifié comportant trois plis de 0,5 mm d'épaisseur chacun. Le pli est un tissu constitué de fibres de verre orientées à 0° et 90° et qui s'entrecroisent afin de former un sergé 2/2 (figure 4).

Le polyamide 6-6 (PA6-6) utilisé comme matrice, a pour rôle de maintenir, de protéger et de transmettre les efforts aux renforts. La fraction volumique de renfort est de 46 % et celle de matrice est de 54 %. Le matériau composite sera désormais nommé GF/PA6-6.

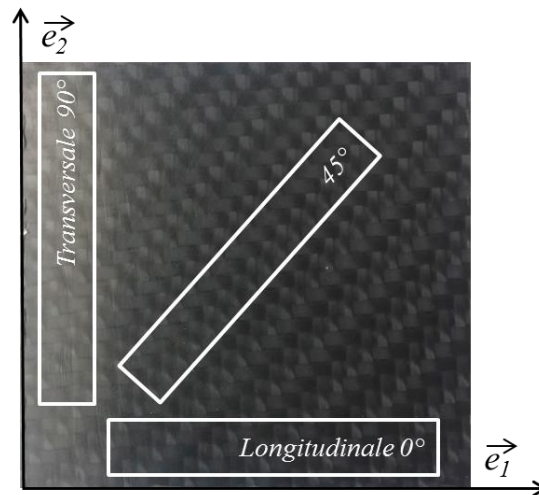


Figure 4. Illustration du renfort utilisé au sein du composite

7. Transition vitreuse : phénomène réversible lors duquel un matériau amorphe passe de l'état vitreux à l'état fondu.

Les directions  $e_1$  et  $e_2$  visibles sur la figure 4 correspondent respectivement aux directions longitudinale et transversale. Ces directions seront importantes lors de la découpe des éprouvettes. Les composites à fibres longues ne sont pas isotropes et cela implique que la réponse à une sollicitation diffère suivant l'orientation de l'éprouvette. L'orientation des fibres, implique un comportement orthotrope puisque le composite possède trois plans de symétrie orthogonaux. La matrice de rigidité ou de souplesse (figure 5) ne dépend que de neuf constantes indépendantes dont certaines sont sensiblement équivalentes.

$$\begin{pmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{13} \\ \gamma_{12} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{1}{E_1} & \frac{-\nu_{12}}{E_1} & \frac{-\nu_{13}}{E_1} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-\nu_{21}}{E_2} & \frac{1}{E_2} & \frac{-\nu_{23}}{E_2} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-\nu_{31}}{E_3} & \frac{-\nu_{32}}{E_3} & \frac{1}{E_3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{23}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{13}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{12}} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \sigma_{23} \\ \sigma_{13} \\ \sigma_{12} \end{pmatrix}$$

Figure 5. Matrice de souplesse d'un matériau composite orthotrope

Pour des raisons de symétrie, certaines constantes peuvent être calculées moyennant la connaissance de certaines d'entre elles avec les égalités suivantes.

$$\text{Symétrie} \quad \frac{\nu_{12}}{E_1} = \frac{\nu_{21}}{E_2} \quad \frac{\nu_{13}}{E_1} = \frac{\nu_{31}}{E_3} \quad \frac{\nu_{23}}{E_2} = \frac{\nu_{32}}{E_3} \quad (\text{Eq.2-1})$$

Les constantes  $E_1$  et  $\nu_{12}$  sont déterminées à l'aide d'essais de traction sur éprouvettes dans la direction longitudinale (figure 6). Des essais, suivant la direction transversale, permettent d'obtenir  $E_2$  et  $\nu_{21}$ .

La déformation dans la direction orthogonale, indispensable pour l'obtention du coefficient de Poisson, n'est pas donnée ici bien qu'elle ait été mesurée. Ce coefficient qui caractérise la contraction du matériau dans une direction orthogonale à celle de la sollicitation est calculé dans le domaine élastique par l'équation 2-2.

$$\text{Coefficient de Poisson} \quad \nu_{ij} = -\frac{\varepsilon_{jj}}{\varepsilon_{ii}} \quad (\text{Eq.2-2})$$

On peut constater, pour les deux essais mentionnés précédemment, que le matériau a un comportement élastique fragile lorsqu'il est sollicité suivant les directions longitudinale et transversale. En effet, dans ces directions, ce sont les renforts (en fibres de verre) qui supportent principalement l'effort appliqué.

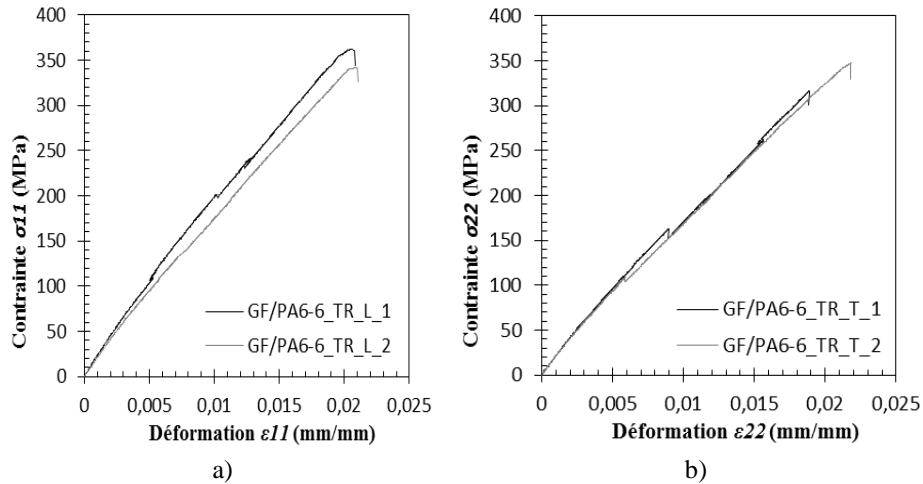


Figure 6. Courbes de traction : longitudinale (a), et transversale (b)

Les courbes d'essais représentées en figure 7, ont été obtenues sur des éprouvettes taillées suivant un angle de  $45^\circ$  par rapport à la direction longitudinale. Cette configuration permet de créer du cisaillement dans le plan et d'obtenir le module de Coulomb  $G_{12}$ .

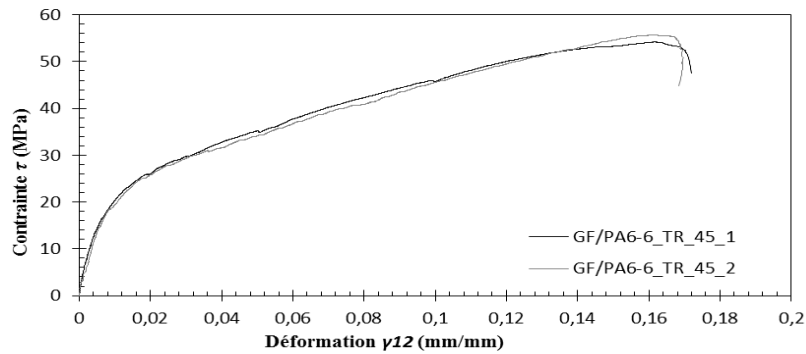


Figure 7. Courbe de traction des essais à  $45^\circ$

La sollicitation appliquée à  $45^\circ$  n'est pas alignée dans la direction des renforts et cela engendre une réponse différente du matériau composite. La matrice rompt, et le renfort n'est plus maintenu, (figure 8). L'aspect fragile du matériau n'est plus présent, les contraintes mises en jeu sont plus faibles et la plasticité apparaît.



Figure 8. Illustration d'une rupture par cisaillement plan

Les constantes déterminées précédemment sont issues de sollicitations dans le plan. Cependant, elles ne sont pas suffisantes pour décrire le comportement élastique du matériau composite. Les essais suivants ont appelé aux sollicitations hors-plan pour l'obtention des constantes manquantes.

Les modules de cisaillement hors-plan  $G_{13}$  et  $G_{23}$ , qui doivent être sensiblement égaux, peuvent être obtenus à l'aide de deux essais différents. D'une part, par un essai de flexion trois points avec appuis rapprochés (BRS, 1997), sur une éprouvette taillée dans la direction longitudinale, (figure 9). D'autre part, en utilisant le montage Arcan suivant l'orientation  $90^\circ$ .

L'essai de flexion trois points avec appuis rapprochés est souvent utilisé pour déterminer une contrainte de cisaillement inter laminaire à rupture. Néanmoins, il est possible tout en connaissant la flèche et la force appliquée de déterminer un module de cisaillement ( $G_{13}$  ou  $G_{23}$  suivant la configuration de l'éprouvette).

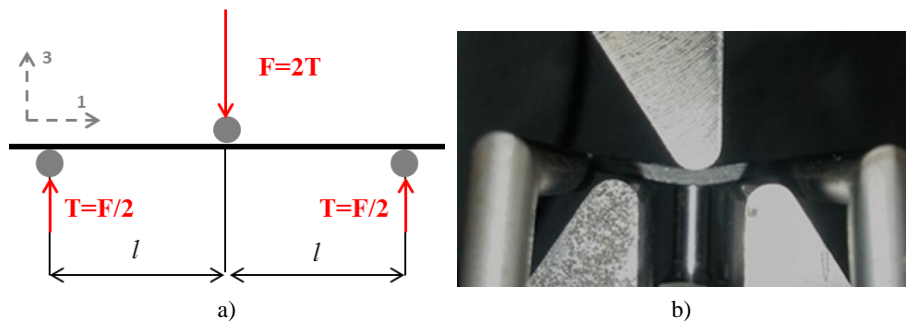


Figure 9. Essai de flexion trois points avec appuis rapprochés :  
a) Schéma et b) photographie

Lors de ce type d'essai, l'éprouvette ne subira pas uniquement des efforts de traction et de compression de part et d'autre du plan médian. La faible distance entre appuis implique que l'effort tranchant n'est pas négligeable. Pour cela, nous nous sommes appuyés sur l'énergie de déformation qui dépend de la flexion mais aussi de l'effort tranchant.

$$\begin{array}{l} \text{Energie due à} \\ \text{l'effort} \\ \text{tranchant}^8 \end{array} \quad W_{Tranchant} = \frac{T^2 l}{2GS_1} \times 2 \text{ avec } S_1 = \frac{5bh}{6} \quad (\text{Eq.2-3})$$

$$\begin{array}{l} \text{Energie due à} \\ \text{la flexion}^9 \end{array} \quad W_{Flexion} = \frac{T^2 l^3}{3E_F I_{G3}} \quad (\text{Eq.2-4})$$

Les calculs sont présentés pour un milieu homogène et isotrope équivalent.

Le module d'élasticité en flexion  $E_F$  a été déterminé par des mesures de vibration propres. Cette méthode consiste à solliciter le barreau par propagation d'ondes élastiques de fréquence ajustable (Gantchenko, 1996).

La flèche  $\delta$  est égale à la dérivée partielle de l'énergie de déformation élastique  $W$  par rapport à la force appliquée  $F$ .

$$\begin{array}{l} \text{Flèche} \end{array} \quad \delta = \frac{\partial W}{\partial F} = \frac{\partial}{\partial F} \left[ \frac{F^2 l}{4GS_1} + \frac{F^2 l^3}{12E_F I} \right] \quad (\text{Eq.2-5})$$

$$\begin{array}{l} \text{Module de} \\ \text{cisaillement} \end{array} \quad G = \left[ \frac{5 \delta bh}{3 F l} - \frac{10 l^2}{3 E_F h^2} \right]^{-1} \quad (\text{Eq.2-6})$$

Le rapport  $\delta/F$  est directement donné par la pente à l'origine des courbes Force/Flèche obtenues lors des essais. Ce rapport doit être pris dans le domaine d'élasticité. Pour s'en assurer, nous déduisons la force maximale telle que la contrainte de cisaillement inter laminaire (Eq.2-7) ne dépasse pas la limite d'entrée en plasticité, mesurée à 3MPa par l'essai de cisaillement hors-plan Arcan.

$$\begin{array}{l} \text{Contrainte de} \\ \text{cisaillement} \\ \text{inter laminaire} \end{array} \quad \tau_{13} = \frac{3F}{4bh} \quad (\text{Eq.2-7})$$

La valeur de  $G_{13}$ , obtenue grâce aux essais de flexion trois points sur appuis rapprochés, est de 452 (43) MPa. Les cinq éprouvettes testées suivaient la norme EN ISO 14130:1997.

Le second essai évoqué fait appel au montage Arcan-Mines. Celui utilisé est une évolution de celui conçu par Arcan (Arcan et Weissberg, 1998). Il testait alors l'adhésif utilisé pour lier deux demi-éprouvettes de forme trapézoïdale. Plusieurs études de ce montage ont montré de nombreux inconvénients parmi lesquels, on trouve notamment une répartition des contraintes non homogènes au sein du joint.

8. L'hypothèse de Navier-Bernouilli n'est pas vérifiée. Les sections ne restent pas planes après application de l'effort  $SI$  est la section d'effort tranchant réduite (pour une section rectangulaire).

9.  $IG3$  le moment quadratique de la section.

Le montage ainsi que la géométrie de l'éprouvette ont été ensuite optimisés à plusieurs reprises Cognard (2008) et par l'École des Mines (Bassery *et al.*, 2010) (figure 10).

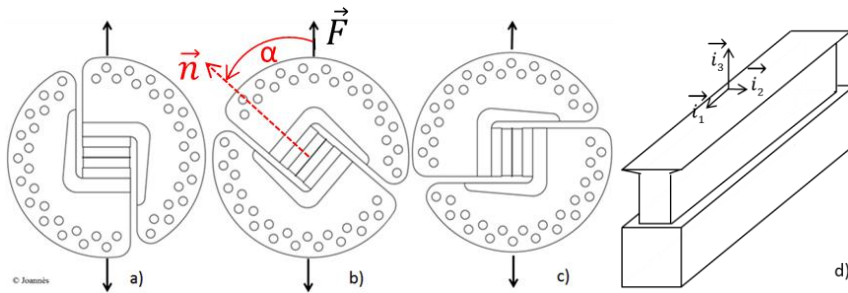


Figure 10. Montage d'essais Arcan-Mines permettant de solliciter une éprouvette suivant différentes configurations angulaires : a) 0°, b) 45°, c) 90° et d) repère associé à l'éprouvette

L'angle de sollicitation  $\alpha$ , entre la normale au plan de joint et l'axe de sollicitation, peut varier de 0 à 135° par pas de 7,5°. La liaison peut ainsi être sollicitée en traction (0°), traction-cisaillement ( $0^\circ < \alpha < 90^\circ$ ), cisaillement pur (90°), et compression-cisaillement ( $90^\circ < \alpha \leq 135^\circ$ ). Ces différentes configurations permettent de tester la liaison suivant des conditions variées proches de celles prévues pour l'assemblage. Son système d'accroche est compatible avec les machines de traction universelles.

Prévu pour la caractérisation d'adhésif, il est cependant possible d'insérer un matériau de faible épaisseur entre les supports Arcan-Mines pour caractériser les propriétés hors-plan mentionnées ci-avant. Il faut cependant veiller à ce que l'adhésif utilisé pour lier le matériau testé avec les supports soit assez performant. Notons de manière générale que le polyamide a de très mauvaises propriétés d'adhésion. Une préparation de l'échantillon est nécessaire, les supports Arcan-Mines en acier ont été sablés et le composite légèrement frotté avec du papier abrasif pour améliorer l'ancrage mécanique de l'adhésif. Pour obtenir le module de cisaillement  $G_{13}$ , nous avons réalisé un essai Arcan à 90° en sollicitant l'éprouvette à un faible niveau de contrainte. Une éprouvette (*Arcan\_GF/PA6-6\_0\_I*) a subi un essai de traction suivant la normale à la plaque composite dans le but d'obtenir  $E_3$ . Les courbes contraintes/déformations sont données en figure 11.

Le module de cisaillement hors-plan  $G_I$ , est évalué par la pente à l'origine des essais à 90° dont la formule est donnée ci-dessous (Eq.2-8).

$$\text{Module de cisaillement} \quad G_{13} = \frac{\tau_{13}}{\gamma_{13}} \quad (\text{Eq.2-8})$$

Pour l'unique essai Arcan-Mines de cisaillement réalisé sur le matériau composite, nous obtenons  $G_{13} = 477$  MPa.

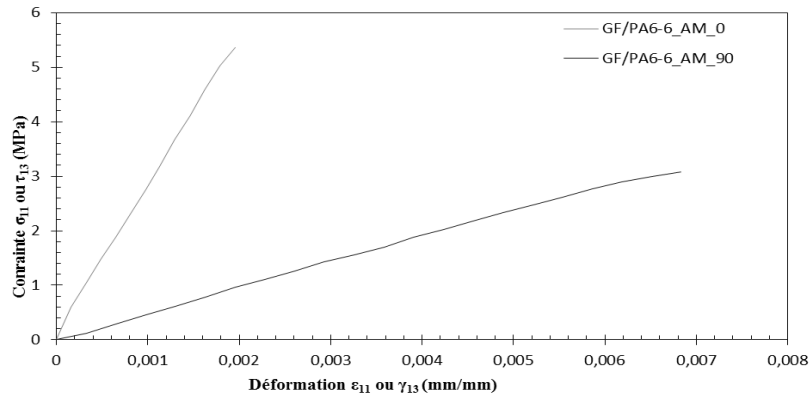


Figure 11. Courbes Arcan Mines<sup>10</sup> à 0° et 90° sur le composite GF/PA6-6

Quant à l'essai Arcan-Mines suivant la direction normale au composite sert à déduire le module d'élasticité dans la direction mentionnée. Cette propriété hors plan est rarement mesurée puisque les matériaux composites se présentent majoritairement sous forme de plaques. Malheureusement, l'état de contrainte dans le matériau n'est pas trivial puisque il est triaxial. Les extensomètres permettent d'obtenir la raideur du système. En faisant certaines hypothèses, ( $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0$ ,  $\sigma_1 = \sigma_2$ ), il est possible d'obtenir le module d'Young recherché,  $E_3$ .

La raideur mesurée en traction triaxiale est donc :

$$\text{Raideur mesurée} \quad K = E \frac{1-\nu}{1-\nu-2\nu^2} \quad (\text{Eq.2-9})$$

Bien qu'il ait été possible de mesurer le coefficient de Poisson<sup>11</sup>, nous avons pris une valeur de  $\nu_{13}$  issue de la littérature (Launay *et al.*, 2011). Le matériau composite en question est aussi un composite à fibres de verre/PA6-6 mais avec des fibres courtes. La valeur de 0,37 est assez proche du polyamide seul pour lequel  $\nu$  est d'environ 0,4.

En utilisant l'hypothèse d'un matériau isotrope, on peut écrire :

10. Contrainte  $\sigma_{11}$  et déformation  $\varepsilon_{11}$  pour l'essai de traction (0°) et  $\sigma_{13}$  et  $\gamma_{13}$  pour les deux essais de cisaillement (90°).

11. Lors d'un essai de traction dans la direction longitudinale en mesurant l'allongement dans la direction de sollicitation et la contraction suivant l'épaisseur.

Relation entre  $G$ ,  $E$   
et  $\nu$  pour un matériau  
isotrope

$$G = E \frac{1}{2(1+\nu)} \quad (\text{Eq.2-10})$$

$$\nu = \frac{\frac{K}{G} - 2}{2\left(\frac{K}{G} - 1\right)} \quad (\text{Eq.2-11})$$

On estime ainsi les constantes  $\nu_{13}$  et  $E_3$  à partir des essais de cisaillement et de traction hors-plan. Finalement,  $E_3 = 2080\text{MPa}$  et  $\nu_{13} = 0,4$ , ces valeurs sont sensiblement proches de celles que présente le polyamide 6-6.

Au travers des différents essais abordés dans ce document, nous avons déterminé les modules d'élasticité du matériau composite GF/PA6-6 (tableau 1).

Tableau 1. Propriétés d'élasticité du matériau composite EXP expérimentales

$E_1 = 21000\text{MPa}$	$\nu_{12} = 0,1$	$G_{12} = 1400\text{MPa}$
$E_2 = 20000\text{MPa}$	$\nu_{13} = \nu_{23} = 0,4$	$G_{13} = G_{23} = 457\text{MPa}$
$E_3 = 2080\text{MPa}$		

Ces constantes seront utilisées dans la loi de comportement élastique pour le calcul par éléments finis.

### 2.1.2. Support en acier P260

La pièce dénommée ici, support (figure 12), est un renfort ajouté sur la structure de la portière au niveau des charnières. Le support est en acier P260 et mesure 1,76 mm d'épaisseur. Il est obtenu par emboutissage, un procédé permettant d'obtenir une pièce par déformation plastique d'une plaque mince généralement métallique à l'ambiante. Le support présente deux surfaces distinctes pour le soudage hybride avec la poutre.



Figure 12. Photo du support en acier avec les 2 zones structurées, (sombres)



Des éprouvettes haltères, découpées dans une plaque d'acier P260 suivant deux directions orthogonales, ont été utilisées pour faire des essais de traction (figure 13). La vitesse de déformation, qui peut intervenir dans le comportement du matériau est, pour les essais réalisés, de  $2,8 \cdot 10^{-5} \text{s}^{-1}$ . La caractérisation est donc de type quasi-statique. Ces essais ont été menés afin d'obtenir le comportement de l'acier dans le domaine de plasticité. Les propriétés élastiques de ce type d'alliage sont relativement bien connues puisque le module d'Young s'élève généralement à 210 GPa et le coefficient de Poisson est égal à 0,3. La dénomination même de l'acier « P 260 » nous indique, que soit sa limite d'élasticité conventionnelle à 0,2 % de déformation  $R_{p0,2}$ , soit la limite d'élasticité  $R_e$  vaut 260 MPa.

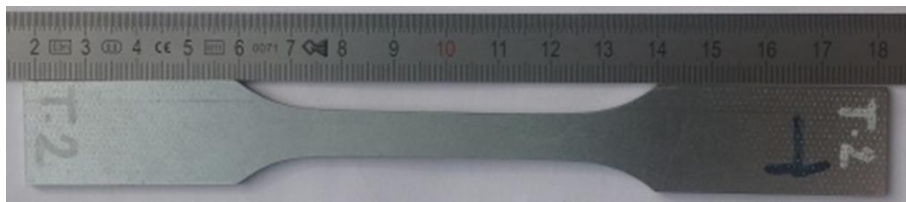


Figure 13. Éprouvette haltère

L'effort appliqué par la machine de traction est mesuré par une cellule de charge d'une capacité de  $50 \text{ kN} \pm 0,1 \%$ . Les variations de longueur et de largeur sont mesurées par deux extensomètres mécaniques. Ces mesures permettent de calculer la contrainte et la déformation. La courbe contrainte vraie/ déformation vraie donnée figure 14 concerne une éprouvette de chaque direction sur les trois testées.

$$\text{Charge unitaire} \quad \sigma_n = \frac{F}{S_0} \quad (\text{Eq. 2-12})$$

$$\text{Allongement relatif} \quad \varepsilon_n = \frac{\Delta l}{l_0} \quad (\text{Eq. 2-13})$$

$$\text{Contrainte vraie} \quad \sigma = \frac{F}{S_0} \left( 1 + \frac{\Delta l}{l_0} \right) \quad (\text{Eq. 2-14})$$

$$\text{Déformation vraie} \quad \varepsilon = \ln \left( 1 + \frac{\Delta l}{l_0} \right) \quad (\text{Eq. 2-15})$$

La formulation « vraie » en contrainte et en déformation tient compte de la diminution de section et de l'allongement. La différence avec la formulation nominale est négligeable dans le domaine d'élasticité pour les matériaux présentant une déformation réversible faible. En revanche, dans le domaine de plasticité, la

contrainte vraie est plus réaliste que la contrainte nominale puisque la section diminue.

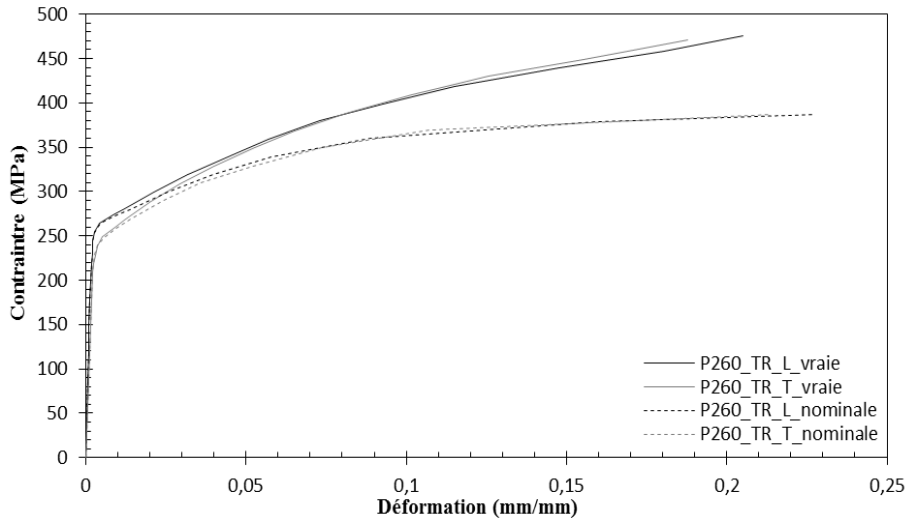


Figure 14. Essais de traction monotone sur l'acier P260

L'acier subit dans le domaine de plasticité le phénomène d'écrouissage. Ce phénomène est mis en œuvre lors du procédé d'emboutissage. La contrainte alors appliquée devient la nouvelle limite d'élasticité. Le matériau est donc durci mais la contrainte maximale ne change pas. Les propriétés mécaniques déduites des essais pour l'acier P260 sont :

Module d'Young	$E_a = 210000MPa$
Coefficient de Poisson	$\nu_a = 0,3$
Limite d'élasticité	$\sigma_{e,a} = 240MPa$
Contrainte maximale	$\sigma_{r,a} = 470MPa$

## 2.2. Contact entre la poutre et le support

Lorsque l'impacteur entre en contact avec la poutre et applique un effort, celle-ci se déforme et appuie sur le support. En conséquence, il y a existence d'un contact avec le support avec un effet de levier. Ce dernier risque d'engendrer un arrachement de la zone soudée. Le contact avec le support est par ailleurs source de frottement lors de la déformation de la poutre. Il faut donc déterminer le coefficient de frottement entre le support en acier et la poutre en composite. Celui-ci a été mesuré expérimentalement, (figure 15), en utilisant les deux pièces en question. Soit

le système de masse  $M$  composé de la poutre, posée sur la pièce en acier qui elle, est fixe. Le plan de contact est horizontal. Un fil attaché à la poutre et passant sur un roulement, afin de réaliser un renvoi d'angle, servira à appliquer un effort, opposé à la force de frottement statique  $f_s$ .

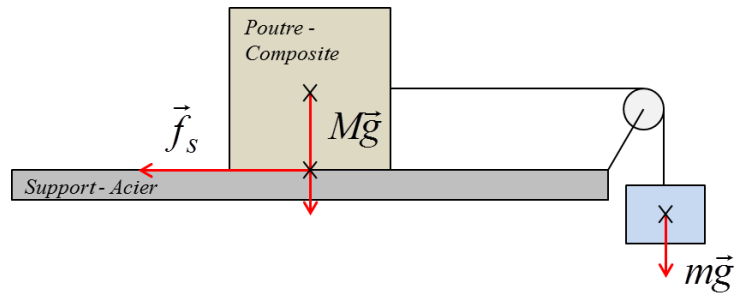


Figure 15. Schéma du montage de mesure du coefficient de frottement

Le système est à l'équilibre statique tant que la tension dans le fil, générée par l'ajout progressif de masse en bout de fil, ne dépasse pas en valeur absolue la force de frottement. Lorsque la masse  $m$  en bout de fil provoque un mouvement de la poutre, l'obtention de la valeur de la force de frottement est directe. Le coefficient de frottement statique est calculé à partir de la formule ci-après (Eq.2-16).

$$\begin{array}{l} \text{Coefficient} \\ \text{de frottement} \\ \text{statique} \end{array} \quad \mu_{(P260/GF-PA6-6)} = \frac{m}{M} = 0.245 \quad (\text{Eq.2-16})$$

### 2.3. Essais mécaniques sur la liaison hybride

L'un des objectifs du projet *PMJoin* était de mettre au point une liaison hybride qui présente une tenue mécanique au minimum équivalente à celle obtenue par le soudage acier/acier. Pour caractériser le comportement de la liaison hybride, des essais Arcan ont été menés. Au même titre que pour le matériau composite, il est aussi possible d'insérer dans le dispositif expérimental, une pièce hybride acier/composite, élaborée par le procédé présenté précédemment. L'obtention d'une rupture au niveau de l'interface acier/composite est indispensable. Les essais ont été réalisés suivant des angles ( $0^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $60^\circ$ ,  $75^\circ$  et  $90^\circ$ ) par rapport à la normale à la liaison.

Contrairement aux essais Arcan-Mines concernant le composite, l'objectif ici, n'est pas d'obtenir les constantes mécaniques mais de mettre en place des critères d'entrée en plasticité et de rupture de type Drucker-Prager d'ordre deux. En effet, la liaison sera soumise à des sollicitations complexes lors de son utilisation en conditions réelles.

La structuration de l'acier lors des essais sur structure, réalisés par l'ILT pour PSA, n'avait pas fait l'objet d'essais mécaniques sur éprouvette lors du projet *PMJoin*. Ces essais ont été réalisés depuis, pour la mise en place du critère de rupture. Les figures 16 et 17 présentent un essai Arcan-MINES 30°, mené jusqu'à rupture dans le plan de joint et le dépouillement de tous les essais effectués.

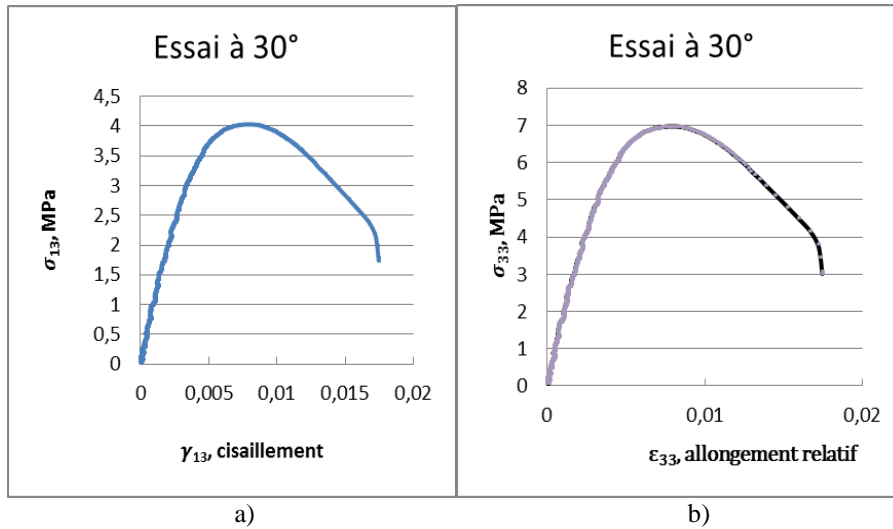


Figure 16. Courbes d'essais Arcan-Mines : 30°, cisaillement a) et traction b)

Les valeurs recherchées, sont les contraintes d'entrée en plasticité et de rupture dans chacune des directions. Nous allons utiliser  $I_1$  le premier invariant<sup>12</sup> du tenseur des contraintes et  $J_2$  le deuxième invariant<sup>13</sup> du déviateur des contraintes afin de représenter les surfaces de d'entrée en plasticité et de rupture (figure 17). Les invariants sont obtenus à l'aide des équations (Eq.2-17) et (Eq.2-18) et sont exprimés dans le domaine d'élasticité en fonction de,  $\sigma_{33}$ ,  $\sigma_{13}$  et  $\nu$  pour un matériau isotrope.

$$\text{Invariant } I_1 \qquad I_1 = \left( \frac{1+\nu}{1-\nu} \right) \times \sigma_{33} \qquad (\text{Eq.2-17})$$

$$\text{Invariant } J_2 \qquad J_2 = \sqrt{\left( \frac{2\nu-1}{1-\nu} \right)^2 \times \sigma_{33}^2 + 3\sigma_{13}^2} \qquad (\text{Eq.2-18})$$

L'entrée en plasticité, énoncée ci-avant, concerne la plasticité de liaison dans son ensemble et non pas uniquement celle du PA6-6 qui s'est écoulé dans les stries de

12. L'invariant  $I_1$  est égal à trois fois la contrainte hydrostatique moyenne.

13. L'invariant  $J_2$  est égal à la contrainte équivalente de Von Mises.

l'acier. Les déformations irréversibles associées peuvent être l'œuvre de plusieurs phénomènes, comme la plasticité du polyamide, un décollement local, ou encore un micro-endommagement.

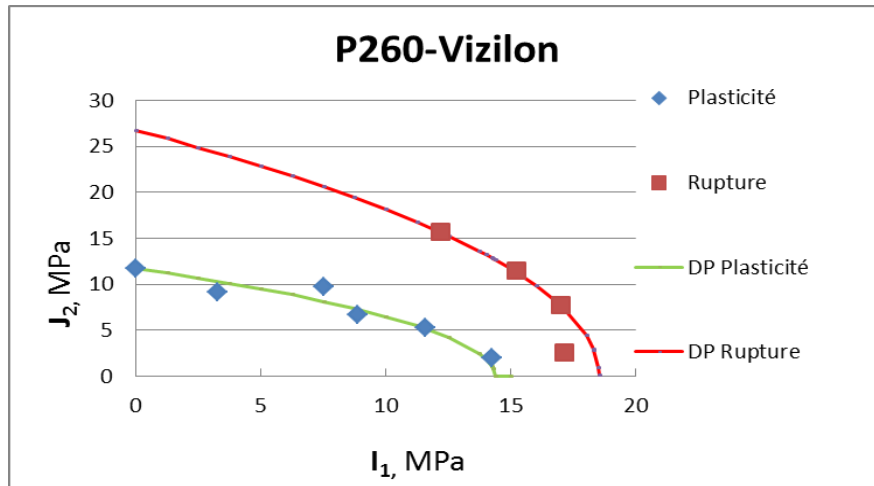


Figure 17. Évolution du seuil de plasticité et de rupture dans le plan ( $I_1$ ,  $J_2$ ) suivant l'orientation de l'essai. Les essais à  $75^\circ$  et  $90^\circ$  ne se sont pas rompus dans le plan de joint, (mais au niveau de l'adhésif de liaison), la parabole de rupture a donc été extrapolée

Les différents points qui constituent le graphique précédent forment la base de données nécessaire pour tracer les courbes d'entrée en plasticité et de rupture. Des courbes paraboliques seront utilisées dans la suite du document (DP Plasticité et DP Rupture sur la figure 17). Une fois la simulation par la méthode des éléments finis réalisée, ces dernières permettront d'observer les éléments ayant dépassés le critère pour une force  $F$  appliquée.

Les propriétés mesurées et/ou calculées seront employées pour définir les lois de comportement dans le logiciel de calculs par éléments finis. Ces lois sont essentielles puisqu'elles permettent d'obtenir l'état de contrainte dans le système étudié en fonction du champ de déformations.

### 3. Étude analytique de la structure

Cette partie synthétise l'ensemble du travail effectué pour obtenir les efforts dans les liaisons hybrides, et plus particulièrement entre la poutre et le support. Dans un premier temps, nous proposons une résolution analytique du problème. Elle sera suivie d'une simulation plus réaliste par la méthode des éléments finis pour obtenir le champ de contraintes dans les liaisons. Pour les deux méthodes, des hypothèses

seront formulées, et les résultats seront comparés aux données recueillies lors d'essais sur éprouvettes et sur structures.

### 3.1. Résolution analytique – Résistance des matériaux

Afin de déterminer les efforts dans les liaisons, nous commençons par une approche analytique en faisant appel à la Résistance des Matériaux (RdM) et surtout, la théorie des poutres. Pour cela, la pièce doit vérifier certaines conditions géométriques. L'élancement de la poutre est suffisant<sup>14</sup>, le rayon de courbure assez élevé, et des variations lentes de section suivant la ligne moyenne. La pièce en composite peut être assimilée à une poutre encastree en ses deux extrémités et subissant une force transversale.

#### 3.1.1. Mise en données

La première étape consiste à faire des hypothèses afin de simplifier le calcul, pour obtenir une approximation des efforts dans les liaisons :

- liaisons supposées parfaites (pas de dissipation d'énergie),
- poutre droite de section constante (moment quadratique constant),
- hypothèse des petites perturbations (domaine d'élasticité),
- matériaux homogènes isotropes,
- sollicitation statique.

##### 3.1.1.1. Cas d'une poutre bi-encastree

Le système suivant a été envisagé en premier lieu avant de raffiner les conditions aux limites. Soit la poutre composite (1), de longueur  $l$ , bi-encastree en ses deux extrémités  $A$  et  $B$  et soumise à une force  $F$  transversale à (1) située à une distance  $a$  de la liaison  $A$  (figure 18). Il apparaît donc une résultante et un moment d'encastrement dans les deux liaisons qui s'opposent à la sollicitation.

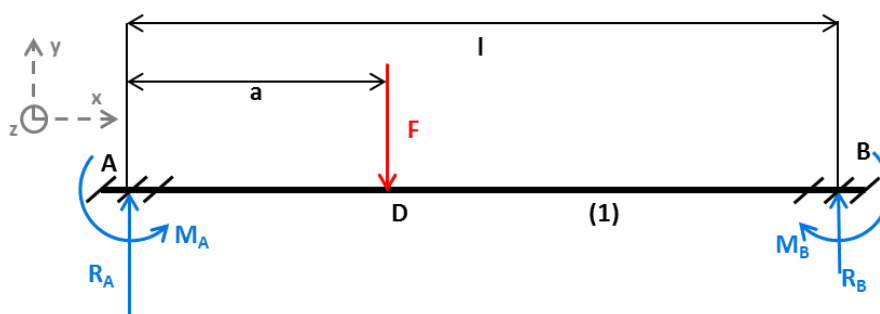


Figure 18. Schéma de la poutre étudiée (Cas 1)

14. Rapport de la longueur sur les deux autres grandeurs (largeur et épaisseur) supérieur à 5.

On écrit l'expression du moment de flexion  $M_{fz}(x)$  en fonction de la position de la section (Eq.3-1 et Eq.3-2).

$$\text{Pour } 0 < x < a \quad M_{fz,1}(x) = xR_A - M_A \quad (\text{Eq.3-1})$$

$$\text{Pour } a < x < l \quad M_{fz,2}(x) = xR_A - M_A - F(x - a) \quad (\text{Eq.3-2})$$

Pour résoudre ce problème hyperstatique, nous utilisons la méthode énergétique. Dans notre cas, elle permet d'écrire l'équation (Eq.3-3).

$$\text{Énergie de déformation} \quad W = \sum_{i=1}^n \left( \int \frac{[M_{fz,i}(x)]^2}{2EI_{Gz}} dx \right) \quad (\text{Eq.3-3})$$

$$\text{Flèche } y_i \text{ en } x=x_i \quad y(x=x_i) = \frac{\partial W}{\partial R_i} \quad (\text{Eq.3-4})$$

$$\text{Angle } y'_i \text{ en } x=x_i \quad \left( \frac{\partial y}{\partial x} \right)_{x=x_i} = \frac{\partial W}{\partial M_i} \quad (\text{Eq.3-5})$$

Par définition, la flèche et l'angle aux encastremets sont nuls. Les équations Eq.3-4 et Eq.3-5 valent zéro en  $x=0$  (Liaison A), nous allons donc utiliser ces informations dans l'équation Eq.3-3. Le système de deux équations à deux inconnues donne une fois résolu, les équations Eq.3-6 et Eq.3-7.

$$\text{Réaction d'encastrement en A} \quad R_A = r_A F \text{ avec } r_A = \frac{(l-a)^2(l+2a)}{l^3} \quad (\text{Eq.3-6})$$

$$\text{Moment d'encastrement en A} \quad M_A = m_A F \text{ avec } m_A = \frac{a}{l^2}(l-a)^2 \quad (\text{Eq.3-7})$$

Pour la configuration bi-encastree, nous connaissons désormais l'expression de la réaction et du moment d'encastrement dans la liaison A en fonction de la longueur de la poutre, de la position de l'impact et de la force appliquée. Afin de vérifier les équations Eq.3-6 et Eq.3-7, nous avons simulé le cas d'une poutre bi-encastree à section constante dans le logiciel RDM6. Pour la configuration étudiée, les coefficients  $r_A$  et  $m_A$  donnés par le logiciel sont égaux à ceux obtenus en dérivant l'équation de l'énergie de déformation.

Tableau 2. Dimensions des surfaces soudées

Références poutres		X (mm)	Z (mm)
REN 15	S <sub>1</sub>	17	25
	S <sub>2</sub>	25	32
REN 09	S <sub>1</sub>	21	33
	S <sub>2</sub>	33	21

3.1.1.2. Cas d'une poutre bi-encastrée avec appui

En deuxième lieu nous avons raffiné le contact qui s'opère entre la poutre et le support en A lors de l'essai et modifié la liaison modélisée en A. Elle est, par la suite, décomposée en une zone de soudure et d'un contact plan-plan entre la poutre (1) et le support (2) sur une surface non négligeable. La résultante  $R_A$  et le moment  $M_A$  sont décomposés comme une combinaison d'un effort de compression ( $F_C$ ) dans la zone d'appui et d'un effort de traction ( $F_T$ ) dans la zone encastrée. L'interaction entre la poutre et le renfort sera représentée par les schémas des figures 19 et 20.

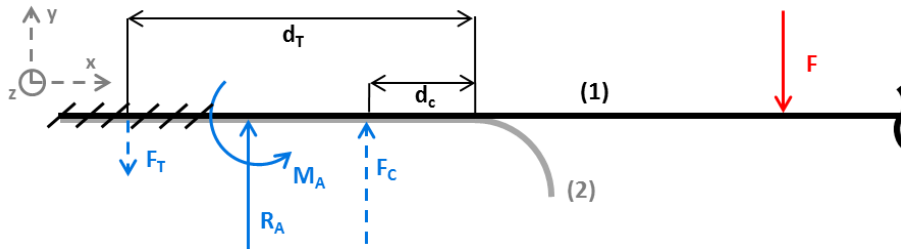


Figure 19. Décomposition des efforts dans la liaison encastrement

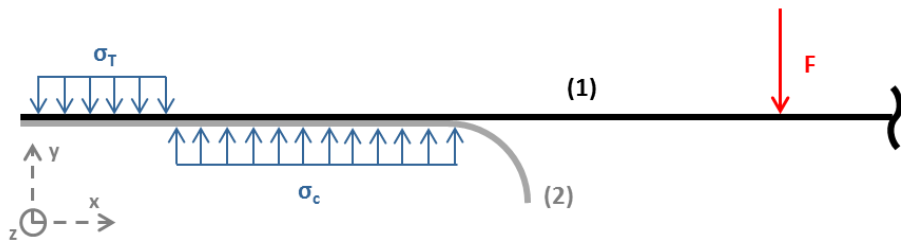


Figure 20. Contraintes induites par la compression et la traction

En première approximation, dans les deux zones, la répartition des contraintes est supposée constante. Les expressions de  $R_A$  et de  $M_A$  ne sont pas modifiées par rapport au cas n°1, c'est l'interprétation qui change. On écrit alors les équations suivantes.

$$R_A = F_C - F_T = r_A F$$

Résultante

$$\text{Avec } r_A = \frac{(l - a)^2 (l + 2a)}{l^3} \quad (\text{Eq.3-12})$$



$$M_A = F_T d_T - F_C d_C = m_A F$$

Moment

$$\text{Avec } m_A = \frac{a}{l^2} (l - a)^2 \quad (\text{Eq.3-13})$$

Considérons que la contrainte soit égale au rapport de la force par l'aire de la surface d'application, on peut écrire les équations ci-dessous :

Contrainte

$$\sigma_T = \frac{F_T}{XY} \quad \sigma_C = \frac{F_C}{X'Y'} \quad (\text{Eq.3-14})$$

Effort maximal

$$F_{\max} = \frac{F_T (d_T - d_C)}{r_A d_C + m_A} \quad (\text{Eq.3-15})$$

On exprime la force maximale en fonction des mesures dimensionnelles des surfaces soudées (X, Z), réalisées sur le support en acier et de la contrainte de traction  $\sigma_T$ , mesurée avec l'essai Arcan-Mines à 0°, réalisé en statique, (tableau 3).

Avec cette modélisation, la force évaluée  $F_{\max}$ , appliquée sur la poutre, provoquerait la rupture des deux surfaces indépendamment l'une de l'autre. La valeur moyenne est d'environ 1480 N. En revanche, pour rompre la liaison en tant que telle, constituée des deux surfaces, il faut un effort supérieur. Les raideurs des deux surfaces étant voisines, nous pouvons ajouter les efforts calculés. La force maximale  $F_{\max} = 2960$  N obtenue correspond au minimum des résultats expérimentaux.

Tableau 3. Forces extérieures provoquant une rupture des zones 1 et 2 de la liaison étudiée

Références structure		X (mm)	Z (mm)	$d_T$ (mm)	$d_c$ (mm)	$F_{\max}$ (N)
REN 15	S <sub>1</sub>	17	25	70	30	1058
	S <sub>2</sub>	25	32	45	15	1678
REN 09	S <sub>1</sub>	21	33	70	30	1725
	S <sub>2</sub>	33	21	45	15	1454

### 3.1.2. Limites du modèle analytique

La résolution du problème mécanique abordée par la théorie des poutres présente certaines limites. En effet, la géométrie de la zone de contact se révèle être assez complexe, ce qui diminue les possibilités de connaître l'étendue de la zone en question. De plus, la répartition des contraintes induites par le contact n'est pas la meilleure, une distribution linéaire ou parabolique est plus probable. Les essais réalisés par PSA ont montré que, pour des efforts menant à la rupture de la liaison, la poutre avait subi des déformations plastiques ce qui est contraire aux hypothèses de sollicitations dans le domaine élastique et de petites perturbations.

Bien que la résistance des matériaux implique des hypothèses qui ne soient pas toujours vérifiées, elle permet d'obtenir une idée des contraintes en présence dans le système étudié. Cette première approximation est une première étape, appréciable avant de mener une campagne de calculs numériques.

#### 4. Calculs par la méthode des éléments finis

La méthode des éléments finis est une méthode d'approximation numérique adaptée pour les problèmes aux équations aux dérivées partielles. Il s'agit, comme pour les autres méthodes numériques (différences finies et volumes finis), de trouver une approximation discrète de la solution. Pour ces problèmes différentiels, on trouve une formulation variationnelle équivalente associée au système dont on calcule une solution approchée en la projetant sur un espace de dimensions finies. La dénomination « éléments finis » vient du maillage issu de la discrétisation du domaine en éléments. Cette méthode s'est développée avec l'apparition des ordinateurs et est aujourd'hui incontournable aussi bien en mécanique que pour tous problèmes d'équations aux dérivées partielles. Le principe de résolution est donné ci-dessous :

- Création du maillage
- Mise en place de la matrice de rigidité élémentaire  $[K]_e$  reliant les degrés de liberté aux nœuds  $\{U\}_e$  et les efforts  $\{F\}_e$  appliqués aux limites :  

$$[K]_e \{U\}_e = \{F\}_e$$
- Assemblage des matrices de rigidité élémentaires en un système global :  

$$[K] \{U\} = \{F\}$$
 afin de satisfaire aux conditions d'équilibre
- Modification du système en tenant compte des conditions aux limites
- Résolution du système pour obtenir les déplacements  $\{U\}$  en chaque nœud
- Calcul des gradients, déformations et contraintes (en mécanique) dans les éléments et les réactions aux nœuds sur lesquels sont imposées les conditions aux limites.

Les calculs seront réalisés par le logiciel *Abaqus* qui se compose de trois modules complémentaires (figure 21). La mise en donnée du problème étudié est réalisée avec le programme *Abaqus/CAE* (version 6.14-1). Il présente un environnement interactif pour la création de modèles éléments finis. Tous les paramètres renseignés sont stockés dans un fichier (*input file*) qui sera lu et interprété par *Abaqus/Standard*, un programme d'éléments finis générique. À cela s'ajoute le module *Abaqus/Viewer*, qui présente seulement la fonction de visualisation des résultats.

La majorité des problèmes auxquels *Abaqus* est confronté consiste à trouver une solution approchée (par éléments finis) pour les déplacements, les déformations, les contraintes, les forces et d'autres variables comme la température. La solution exacte de ce type de problème requiert l'équilibre des forces et des moments en tout

instant et pour tout volume arbitraire du système. La méthode des éléments finis est basée sur l'approximation d'un critère d'équilibre en le remplaçant par un critère plus faible, ainsi, l'équilibre, au sens de la moyenne, doit être maintenu sur un nombre fini de division du volume du solide.

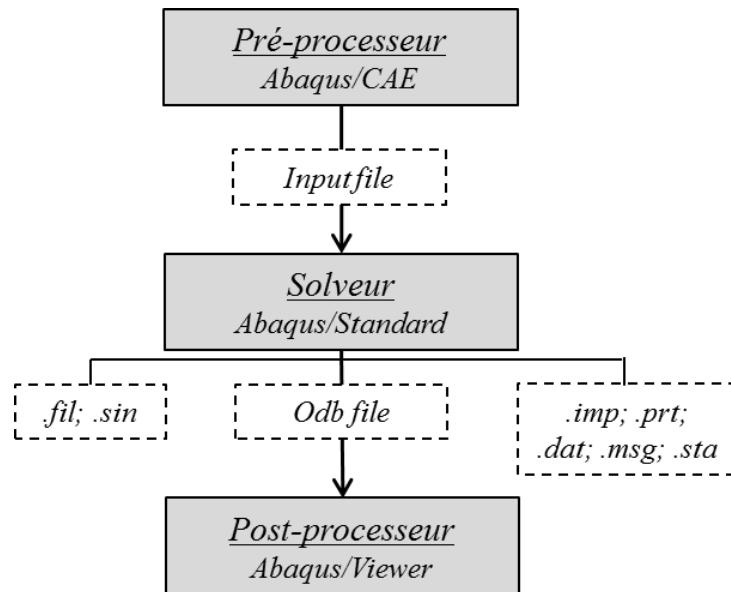


Figure 21. Organisation générale d'un code de calcul

Notons  $V$  le volume occupé par une partie de la pièce dans une certaine configuration, et  $S$  la surface qui décrit le volume<sup>15</sup>. Supposons que la surface  $S$  subisse une force  $t$  par unité d'aire en tout point, et que la force de volume  $f$  par unité de volume agisse en tout point de ce dernier. L'équilibre des forces s'écrit :

$$\text{Equation d'équilibre}^{16} \quad \int_S t dS + \int_V f dV = 0 \quad (\text{Eq.4-1})$$

Le tenseur des contraintes de Cauchy  $\sigma$  en tout point de  $S$  est défini par :

$$t = n \cdot \sigma \quad (\text{Eq.4-2})$$

Où  $n$  est le vecteur normal unitaire à la surface  $S$ . Cette définition implique que l'équation Eq.4-1 devienne:

<sup>15</sup> Signalons que nous adoptons un point de vue Lagrangien

<sup>16</sup> Valable en statique uniquement

$$\int_S n \cdot \sigma dS + \int_V f dV = 0$$

En appliquant le théorème de Gauss sur l'intégrale de surface, l'équation d'équilibre donne

$$\int_S n \cdot \sigma dS = \int_V \left( \frac{\partial}{\partial x} \right) \cdot \sigma dV \quad (Eq.4-3)$$

Finalement, en utilisant à nouveau le théorème de Gauss et les propriétés du tenseur des contraintes, sur le premier terme, on obtient l'équation des travaux virtuels dans sa forme classique :

$$\text{Principe des travaux virtuels}^{17} \quad \int_V \sigma : \delta D dV = \int_S \delta v \cdot t dS + \int_V \delta v \cdot f dV \quad (Eq.4-4)$$

Le principe des travaux virtuels qui est la formulation variationnelle des équations d'équilibre, forme la base de la résolution par la méthode des éléments finis<sup>18</sup>.

#### 4.1. Pièces et éléments

Le calcul par la méthode des éléments finis est réalisé sur une sous-structure<sup>19</sup>. Le support et la poutre sont liés à trois fixations. Deux d'entre elles représentent les charnières, qui relient la portière à la caisse. Quant à la troisième, elle représente l'arrière de la portière sur laquelle est soudée la deuxième extrémité de la poutre. Cette zone fait partie intégrante de la structure de la portière et est faite en acier XSG d'épaisseur 0,67 mm. Pour solliciter la structure, une dernière pièce nommée « impacteur » sert à appliquer l'effort sur la poutre lors du calcul par éléments finis. La zone destinée au contact est une surface de 200 mm par 100 mm qui vient en contact avec la poutre à une distance de 140 mm par rapport à la liaison hybride support/poutre.

Pour la poutre (figure 22), les valeurs de module d'Young, de coefficient de Poisson et de module de cisaillement, seront utilisées comme constantes d'élasticité pour définir le matériau composite dans *Abaqus/CAE*. Puisque ces valeurs sont relatives à l'orientation du matériau, un repère local  $y$  est associé. L'axe  $\vec{x7}$  est défini suivant la longueur de la poutre, l'axe  $\vec{y7}$  comme la normale à la surface de la poutre, et l'axe  $\vec{z7}$  sera orthogonal aux deux autres. Dans les zones de liaison entre

17 Avec  $\delta v$  le champ des vitesses virtuel et  $\delta D$  la vitesse de déformation virtuelle

18 *Abaqus 6.14 Theory Guide*

19. Le panneau extérieur ainsi que les autres pièces prenant place dans la portière ne sont pas représentés.

la poutre et le support, la direction normale à la poutre est confondue avec la direction de l'effort appliqué par l'impacteur. Cette colinéarité n'est pas vraie pour toute la poutre puisque la géométrie de cette dernière est complexe.

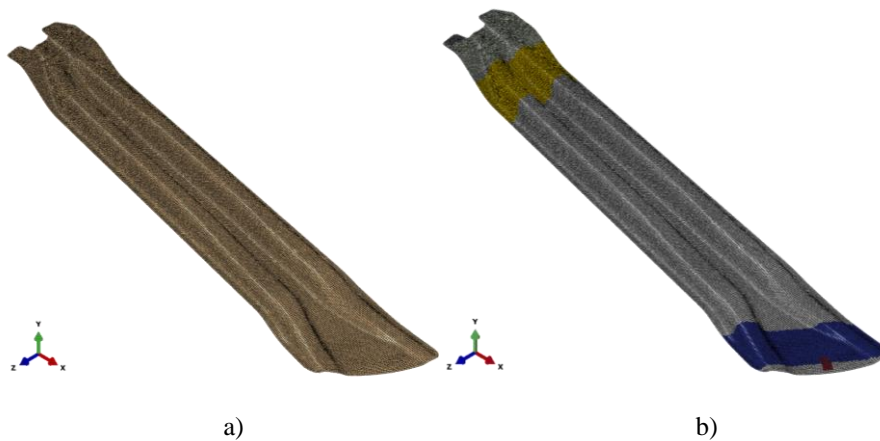


Figure 22. Poutre (P7): Vue isométrique (a) et surfaces (b)

Pour le support en acier P260 (figure 23), nous utilisons, une loi de comportement élastique isotrope, qui nécessite seulement deux constantes ( $E_a$  et  $\nu_a$ ). En revanche, nous ajoutons le comportement plastique (Besson *et al.*, 2001) dont la courbe de traction peut être modélisée par l'équation (Eq.4-5). Les valeurs prises par cette équation sont intégrées dans *Abaqus* sous forme d'un tableau qui contient la variation de la déformation plastique en fonction de la contrainte entre la limite d'élasticité et la contrainte maximale que supporte le matériau.

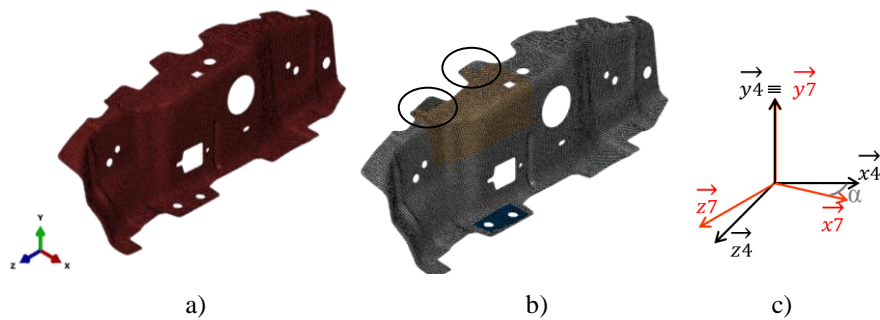


Figure 23. Support (P4): Vue isométrique (a), surfaces de soudure (b) et repère de la poutre par rapport au repère global au niveau des liaisons (c)

*Écrouissage isotrope*  $\sigma = \sigma_e + Q(1 - \exp(-b\varepsilon^p))$  (Eq.4-5)

Le repère de cette pièce est confondu au repère global de la structure.

La dernière pièce intégrée au système pour le calcul ne fait pas partie de la structure, elle va servir à appliquer l'effort. L'impacteur (figure 24), sera considéré comme corps rigide dont cinq des six degrés de liberté seront contraints et nuls. Le degré de liberté restant correspond à la translation de l'impacteur vers la poutre pour l'application d'un effort.

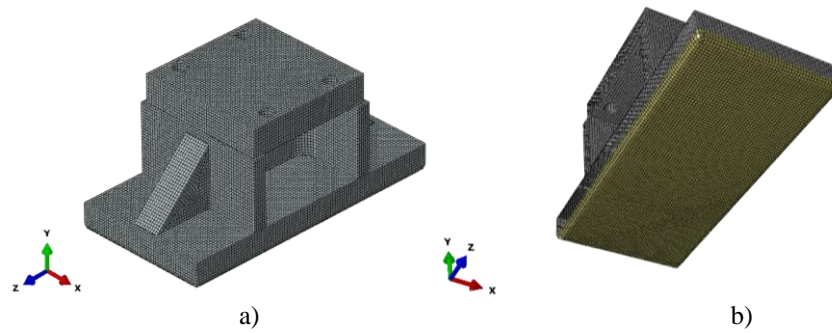


Figure 24. Impacteur (P6): Vue isométrique (a) et surfaces (b)

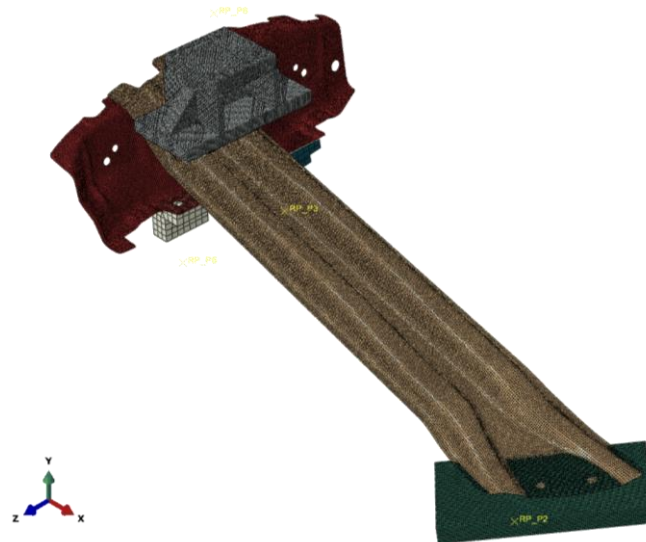


Figure 25. Vue isométrique de la structure

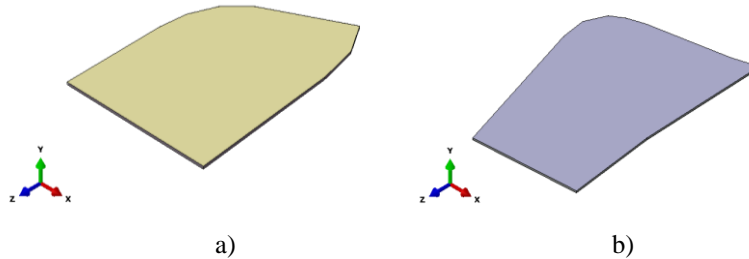


Figure 26. Joints ajoutés dans les liaisons entre la poutre et le support : P8 (a) et P9 (b), (repère de la poutre)

En positionnant les pièces, en respectant leur placement, la structure obtenue est visible en figure 25.

Les deux pièces suivantes (figure 26) n'ont pas été présentées dans la première partie du document. Leur présence est motivée par le manque de données disponibles dans les zones soudées. En effet, le mouvement relatif entre les éléments coques de la poutre et du support a été contraint nul. D'une part, le comportement de la liaison déterminé par les essais Arcan-Mines n'était pas pris en compte, et d'autre part, les éléments coques ne permettent pas de calculer les contraintes hors plan ( $\sigma_{33}$ ,  $\sigma_{13}$  et  $\sigma_{23}$ ). Il a donc été décidé d'ajouter entre les surfaces soudées, deux pièces volumiques (P8 et P9) assimilées à du PA6-6 dont le maillage fera l'objet d'une étude de convergence. Le comportement sera supposé élastique isotrope avec les constantes suivantes :  $E_{PA6-6} = 2800$  MPa et  $\nu_{PA6-6} = 0,4$ .

Les volumes P8 et P9 ont été construits à partir de la frontière de la surface de liaison appartenant à la poutre. L'étendue des surfaces de liaison, pour les deux nouvelles pièces, est équivalente à la surface « mère ». L'aire est d'environ 350 et 540 mm<sup>2</sup> respectivement pour P8 et P9. L'épaisseur étant, elle, de 300 μm, une valeur qui représente l'épaisseur moyenne d'un joint pour un assemblage collé. L'utilité première de ces pièces réside dans la liberté du maillage. Il est réalisé avec des éléments de type prisme triangulaire à six nœuds d'ordre 1. Une étude de convergence sera menée pour quantifier l'influence du nombre d'éléments dans l'épaisseur et de la taille caractéristique dans le plan sur certaines variables calculées.

Le tableau 4 synthétise les informations sur le maillage pour les différentes pièces. Le maillage en éléments coques est principalement fait de quadrangles (S4), auxquels viennent s'ajouter des triangles (S3) si la géométrie l'impose. La taille des éléments est relativement constante par pièce et le maillage n'est pas raffiné dans les zones non critiques.

Tableau 4. Informations sur le maillage

Pièce	Type	Type d'éléments	Taille caractéristique (mm)	Epaisseur (mm)	Nombre d'éléments
Fixation P2	Coque	S4 (S3)	2	0,87	9 206
Fixations P3	Coque	S4 (S3)	8	1,5	217
Support P4	Coque	S4 (S3)	2,5	1,76	14 715
Fixations P5	Coque	S4 (S3)	8	1,5	219
Impacteur P6	Coque	S4 (S3)	2	1,5	31 392
Poutre P7	Coque	S4 (S3)	2,5	1,5	30 041
Joint P8	Volumique	C3D6	Variable	Variable	Variable
Joint P9	Volumique	C3D6	Variable	Variable	Variable

#### 4.2. Paramètres additionnels

La structure étant composée de plusieurs pièces, il faut s'assurer de la continuité. Nous avons pour cela, traduit les contacts et soudures en contraintes dans le modèle. Les interactions entre les différentes pièces de la structure sont assurées par trois zones de contact (Interaction de type : *Surface to surface contact*) et sept zones « attachées » (Contrainte de type : *tie*), tableau 5.

Pour définir le contact, en plus des surfaces concernées, il est obligatoire d'ajouter une propriété d'interaction. Nous avons donc défini un comportement tangentiel, avec le coefficient de frottement égal à 0,245 et un comportement suivant la normale en imposant une non-pénétration des surfaces et une séparation possible après contact.

Tableau 5. Récapitulatif des paires de surfaces en interaction

<i>Tie</i>		<i>Surface to surface contact</i>	
Surface maître	Surface esclave	Surface maître	Surface esclave
Fixation 3 - P2	P7 - Poutre	Fixation 3 - P2	P7 - Poutre
Fixation 1 - P3	P4 - Support	Support - P4	P7 - Poutre
Fixation 2 - P5	P4 - Support	Impacteur - P6	P7 - Poutre
Joint 1 - P8	P7 - Poutre		
Joint 1 - P8	P4 - Support		
Joint 2 - P9	P7 - Poutre		
Joint 2 - P9	P4 - Support		



### 4.3. Étude de convergence pour les joints P8 et P9

Les solutions obtenues par éléments finis sont entachées de diverses anomalies, dont l'ampleur dépend de l'adéquation du maillage aux champs qu'il doit représenter et la géométrie du système discrétisé. Bien souvent, le système étudié présente une géométrie complexe et le maillage engendre une erreur de discrétisation. Cependant, il est possible de démontrer que : lorsque la taille des éléments tend vers zéro, la solution calculée par éléments finis converge vers la solution du problème de mécanique des milieux continus non discrétisé. De plus, cette convergence est d'autant plus rapide que l'ordre des éléments (c'est-à-dire l'ordre de leurs fonctions de base) est élevé. De cette propriété, découle une conséquence pratique considérable : elle assure que l'ampleur des anomalies évoquées ci-dessus peut être réduite autant qu'on le souhaite, et permet donc de maîtriser l'écart dû à la discrétisation par éléments finis, ce qui est un enjeu essentiel en théorie. En pratique, plus le modèle contient de nœuds plus le nombre de degrés de liberté est élevé et plus le temps de calcul augmente. Il est donc nécessaire de mener une étude de convergence afin d'optimiser le maillage. La majorité des logiciels actuels propose un outil pour raffiner le maillage localement afin d'améliorer la précision, tout en limitant le nombre de nœuds.

Dans notre cas, l'étude de convergence n'est possible que pour les pièces P8 et P9. Plusieurs maillages seront testés, le type d'éléments sera inchangé (C3D6<sup>20</sup>), mais nous ferons varier la taille de ces derniers. Les deux solides sont concernés par les changements de maillage. Cependant, les résultats seront analysés pour le volume P8 dans un premier temps. Une validation par transposition de la méthode au solide P9 sera proposée.

Afin de pouvoir comparer les variables calculées par Abaqus, nous allons contraindre le maillage avec deux lignes directrices suivant les axes X et Z dans le repère local de la structure (figure 27).

Le tableau 6 regroupe les dimensions des deux pièces étudiées dans le repère local, celui des solides.

Tableau 6. Caractéristiques des lignes directrices

	P8	P9
X (largeur – mm)	16,4	18,4
Y (épaisseur – mm)	0,3	0,3
Z (longueur – mm)	22,2	29,9

---

20. Continuum stress/displacement, three dimensional, 6 nodes

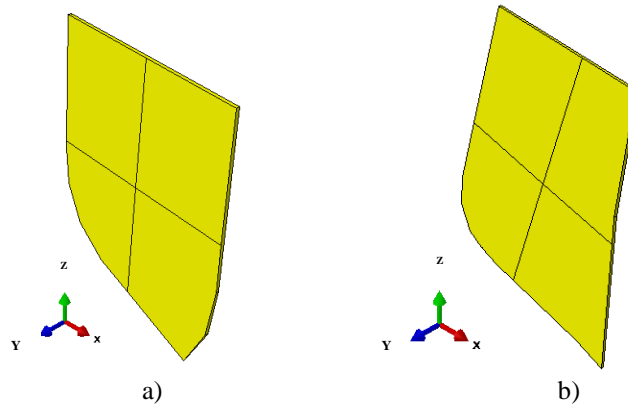


Figure 27. Solides P8 (a) et P9 (b) avec les lignes directrices

En plus de la variation de la taille dans le plan  $XOZ$ , l'influence du nombre d'éléments dans l'épaisseur sera aussi observée. Le tableau 7 résume les différents maillages utilisés ou non.

Tableau 7. Synthèse des maillages testés

		Taille caractéristique dans le plan (mm)		
		2	1	0.5
Nombre d'éléments dans l'épaisseur	4	Oui	Oui	Oui
	8	Oui	Oui	Oui
	24	Oui	Oui	Oui
	36	Oui	Non	Non

Les maillages illustrés en figure 28 permettent d'observer la variation de taille (et de nombres) des éléments utilisés pour discrétiser une couche de l'épaisseur.

Les données sont extraites à certains nœuds suivant un chemin (ou *path* en anglais) bien précis selon les trois directions de l'espace relatives au repère de P8:

- X suivant la largeur du solide,
- Z suivant la longueur du solide,
- Y étant orthogonal à X et Z.

Le nom des courbes présentées dans la suite se compose d'une suite d'information ordonnée. En premier lieu, nous allons déterminer le nombre d'éléments dans l'épaisseur en traçant les variations de plusieurs variables suivant la

position des nœuds dans l'épaisseur pour une taille caractéristique des éléments de 2 mm. Pour cela, nous nous intéresserons à trois variables calculées par *Abaqus* lors de la résolution du calcul. Seule la variation, dans l'épaisseur et pour différentes discrétisations de l'invariant  $J_2$ , est donnée en figure 29.

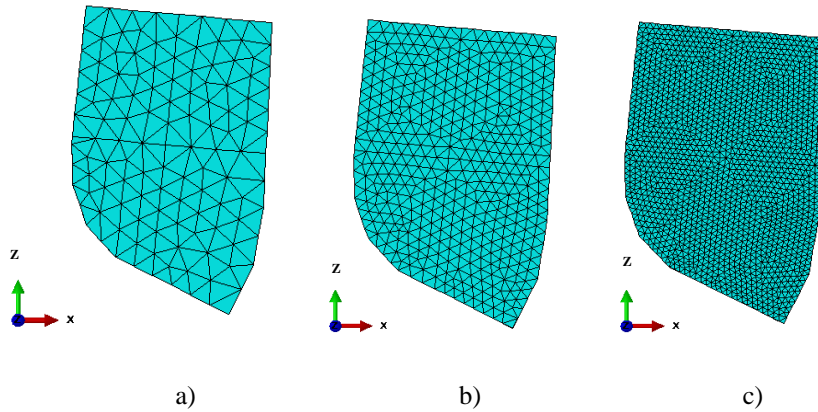


Figure 28. Maillages de P8 avec différentes tailles caractéristiques dans le plan : 2mm (a), 1mm (b) et 0,5mm (c)

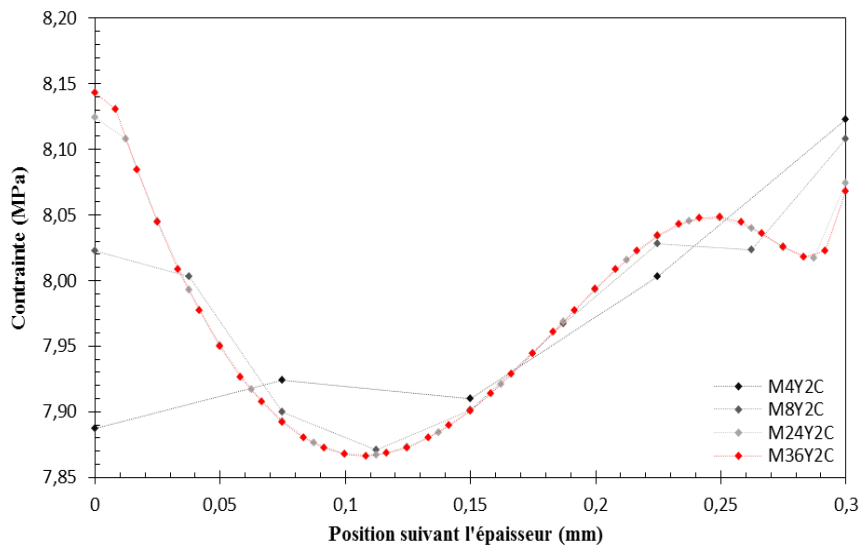


Figure 29. P8 - Influence du nombre d'éléments dans l'épaisseur sur l'invariant  $J_2$

Pour les trois variables d'intérêt, nous observons que les effets de bords n'affectent que le premier élément, l'un est en vis-à-vis avec le support (P4) et

l'autre avec la poutre (*P7*). Même si les tendances diffèrent légèrement d'une courbe à l'autre, les valeurs de  $J_2$  sont sensiblement proches. La configuration avec quatre éléments dans l'épaisseur est clairement entachée par ces effets. La configuration comportant 24 éléments converge puisque celle composée de 36 éléments dans l'épaisseur n'apporte pas de précision supplémentaire. L'objectif étant de déterminer une zone d'analyse restreinte mais représentative, un maillage avec 8 éléments dans l'épaisseur donne des résultats satisfaisant hormis pour les surfaces d'interaction.

Nous allons maintenant délimiter le plan d'analyse suivant les directions  $X$  et  $Z$ , en nous intéressant uniquement à l'invariant  $J_2$ . La première étape consiste à tracer la variation de ce dernier le long du chemin pour différentes positions dans l'épaisseur. Un jeu de cinq courbes suivant les deux directions du plan est obtenu. Comme nous l'avons évoqué, en analysant la variation suivant l'épaisseur, nous pouvons nous affranchir des données issues du chemin supérieur ( $T$ ) et inférieur ( $B$ ), ce qui donne les courbes en figure 30.

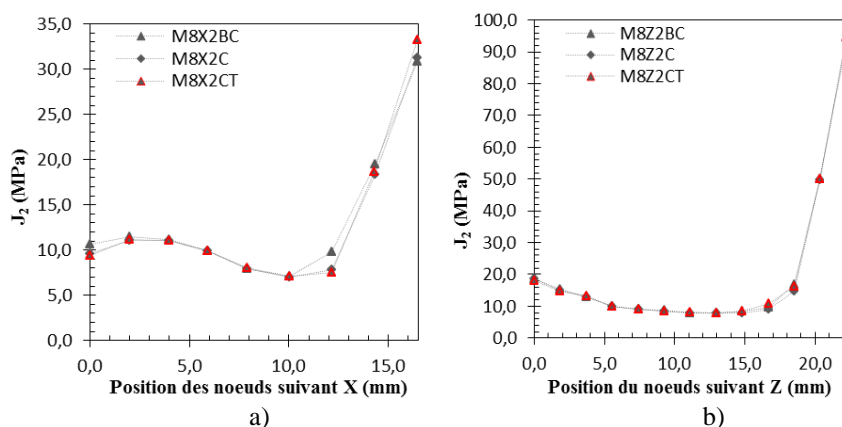


Figure 30. P8 - Variation de  $J_2$  pour les trois « chemins » centraux suivant les directions :  $X$  (a) et  $Z$  (b)

Les faibles différences observées entre les courbes ( $BC$ ,  $C$  et  $CT$ ) permettent de valider le premier choix qui est de traiter les données provenant du plan médian ( $C$ ) du solide étudié. Nous remarquons aussi des effets de bords dans les zones proches de l'effort appliqué. Pour le reste du solide, les variables sont plus « homogènes ». Nous allons donc délimiter le plan d'analyse suivant les directions  $X$  et  $Z$  pour s'affranchir des effets de bords (figure 31).

Les courbes précédentes nous ont permis de délimiter des zones d'analyse réduite par rapport au volume total. Elles sont définies dans le tableau 8 et illustrées en figure 32. Les dimensions de la pièce P8 ne sont pas respectées, la figure 32 constitue uniquement une aide à la visualisation.

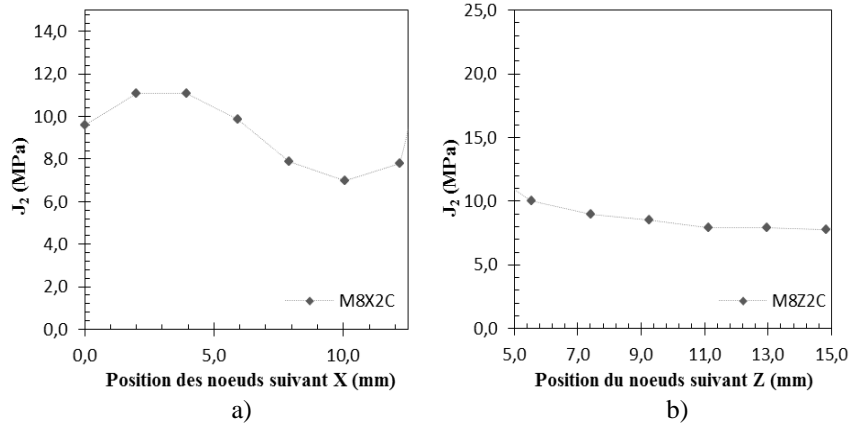


Figure 31. P8 Réduction de la zone d'analyse suivant la direction : X (a) et Z (b)

Tableau 8. P8 - Définition des configurations d'analyse

Configuration	$X = 16,4 \text{ mm}$	$Y = 0,3 \text{ mm}$	$Z = 22,2 \text{ mm}$
A	$0 < x < X$	$0 < y < Y$	$0 < z < Z$
B	$0 < x < X$	$3Y/8 < y < 5Y/8$	$0 < z < Z$
C	$0 < x < 7X/10$	$3Y/8 < y < 5Y/8$	$0 < z < 7Z/10$
D	$0 < x < 7X/10$	$3Y/8 < y < 5Y/8$	$5 < z < 7Z/10$

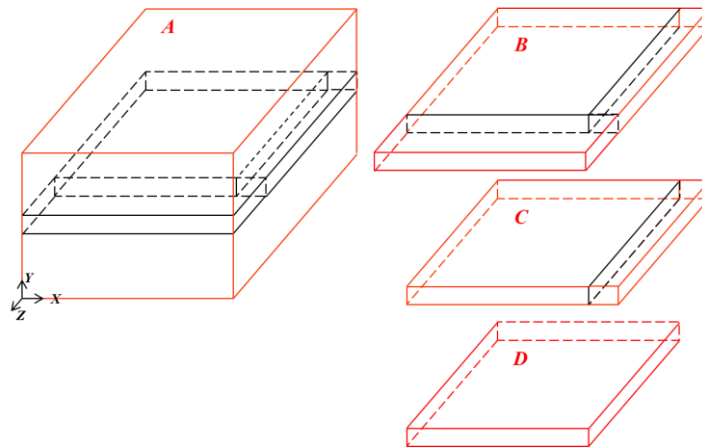


Figure 32. Schémas des configurations d'analyse

Nous allons comparer la valeur moyenne de  $J_2$  entre le volume total de la pièce et les trois autres configurations.

Si l'on s'affranchit des effets de bords, la valeur moyenne de  $J_2$  dans le solide est sous-estimée (tableau 9). De plus, l'entrée en plasticité et la rupture prendra forme dans cette zone sensible. Ainsi, la configuration *B* s'avère intéressante puisqu'elle présente une différence inférieure à 5 % tout en analysant des données dans une couche faisant un élément d'épaisseur. Quant aux deux autres configurations, même si l'erreur atteint 27 %, la réduction du nombre d'éléments à traiter par rapport au cas *B* n'est pas majeure.

Tableau 9. *P8 - Impact de la zone d'analyse sur la valeur moyenne de  $J_2$  par rapport à la configuration A*

Configuration	Valeur relative de $J_2$ par rapport à la configuration A
<i>B</i>	96,2 %
<i>C</i>	87,7 %
<i>D</i>	73,7 %

La pièce *P8* n'étant pas la seule à faire office de joint entre le support (*P4*) et la poutre (*P7*), nous avons vérifié si la zone réduite (configuration *B*) déterminée est applicable à la pièce *P9*.

Compte tenu des différents résultats qualitatifs présentés dans ce document, les pièces *P8* et *P9*, faisant office de joint pour assurer la liaison hybride entre le support et la poutre, seront maillées de la manière suivante :

- l'épaisseur sera discrétisée en neuf éléments,
- la taille caractéristique des éléments dans le plan sera de 1mm.

Toutes valeurs relatives aux deux pièces étudiées dans ce document seront extraites dans leur plan médian. Cela réduit d'un facteur 9 le nombre d'éléments d'intérêt et donc abaisse les temps de traitement.

#### 4.4. Calculs et résultats

L'objectif ici, est d'extraire des valeurs numériques issues du calcul par éléments finis et de les comparer avec des résultats expérimentaux. Dans un premier temps, nous aborderons succinctement les essais réalisés sur structure et la convergence du calcul par éléments finis. Deuxièmement, après observation du champ de contraintes dans les joints, un critère sera défini pour statuer sur l'état de la liaison hybride.

#### 4.4.1. Objectifs et conditions aux limites

Nous avons présenté en section 2.3. les critères d'entrée en plasticité et de rupture pour une liaison hybride. Cependant, nous n'avons pas abordé les essais sur structure réalisés par PSA. Plusieurs essais d'impact ont été menés afin de comparer la réponse de trois assemblages différents (figure 33).

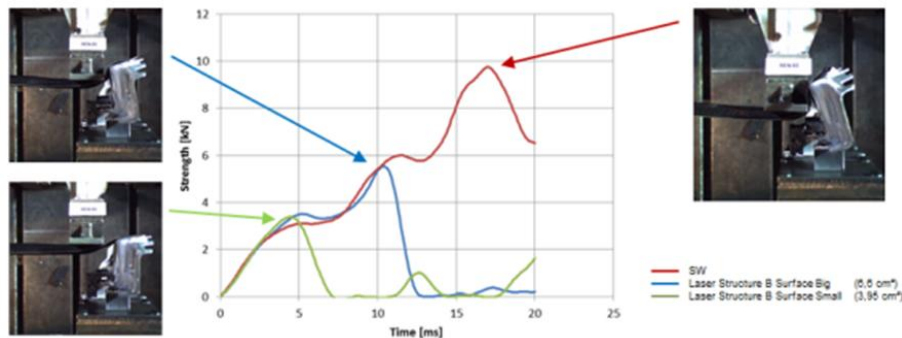


Figure 33. Courbes force/temps des essais d'impact sur différents assemblages (Image PSA)

Pour l'assemblage par soudage hybride sur une surface de 3,95 cm<sup>2</sup> (courbe verte) la rupture a lieu pour une charge d'environ 3,5 kN. Pour le même procédé mais avec une surface de 6,6 cm<sup>2</sup> (courbe bleue) la rupture intervient autour de 5,5 kN. Par ailleurs, pour l'assemblage avec les inserts métalliques dans la poutre (assemblage témoin), la charge maximale supportée s'élève à 10 kN. De plus, nous constatons des similitudes entre les courbes. À la rupture du premier assemblage correspond un minimum local pour les deux autres. Et à la charge maximale atteinte par le deuxième assemblage correspond un autre minimum local de l'assemblage témoin. Il existe donc des phénomènes communs aux trois essais.

En ce qui concerne le calcul, nous imposons aux trois fixations, un encastrement (zéro degré de liberté). L'impacteur, quant à lui, est libre en translation suivant la direction d'impact. Le calcul pourra être piloté en déplacement ou en force suivant les conditions aux limites associées à l'impacteur. La vitesse de variation de la grandeur imposée dépend linéairement du temps associé au calcul. Ce dernier sera discrétisé en plusieurs incréments dont nous fixerons la valeur initiale et les valeurs extrêmes. S'il y a convergence, l'incrément suivant est 1,5 fois plus grand et s'il y a divergence, la durée de l'incrément est divisée par 4. Si la durée est inférieure à la limite basse, le calcul ne convergera pas et s'arrêtera. Cependant, les résultats restent exploitables jusqu'au dernier incrément calculé.

Le premier calcul, à force imposée, a divergé pour un effort de 3,6 kN (figure 34).

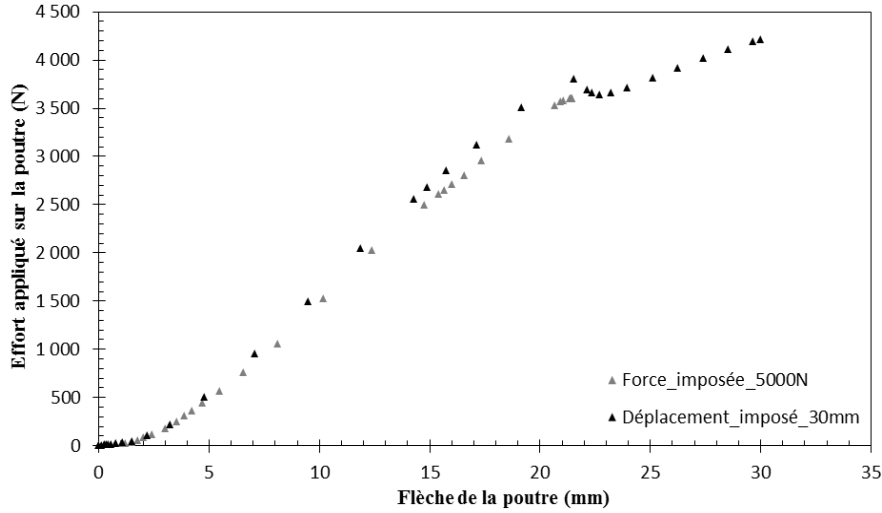


Figure 34. Force appliquée en fonction de la flèche de la poutre

Le calcul suivant consistait à imposer un déplacement, le but étant de voir la variation de la force. Nous pouvons voir qu'elle atteint un maximum local lorsque la flèche vaut environ 22mm. Cette valeur équivaut à celle obtenue lorsque le premier calcul diverge. La force croît à nouveau jusqu'à la divergence du calcul.

#### 4.4.2. Bilan des efforts et des moments

Dans *Abaqus*, à chaque définition d'un corps rigide est associé un point de référence. Les efforts et moments de réaction sont calculés et exprimés uniquement en ces points particuliers. Dès lors, nous vérifierons si l'équilibre statique est assuré dans chacune des directions  $i$ .

$$\text{Équilibre des forces} \quad \sum \vec{F}_i = \vec{0} \quad (\text{Eq.4-6})$$

$$\text{Équilibre des moments} \quad \sum \vec{M}_i = \vec{0} \quad (\text{Eq.4-7})$$

On propose de montrer la variation de ces grandeurs, tout en insistant sur la force de réaction suivant la direction d'impact (*RF2*) et le moment résistant autour de l'axe transversal à la poutre (*RM3*), au cours du calcul.

Les égalités *Eq.4-6* et *Eq.4-7* calculées pour chaque incrément ne sont pas strictement égales à zéro (figure 35). Cependant les valeurs obtenues sont très faibles par rapport aux grandeurs mises en jeu (de l'ordre de  $10^{-3}$ N et  $10^{-2}$ N.m). Nous en déduisons que ces équations sont vérifiées pour chacun des incréments du calcul. Nous allons nous intéresser par la suite aux contraintes induites dans les joint *P8* et *P9* lorsque la structure est sollicitée.



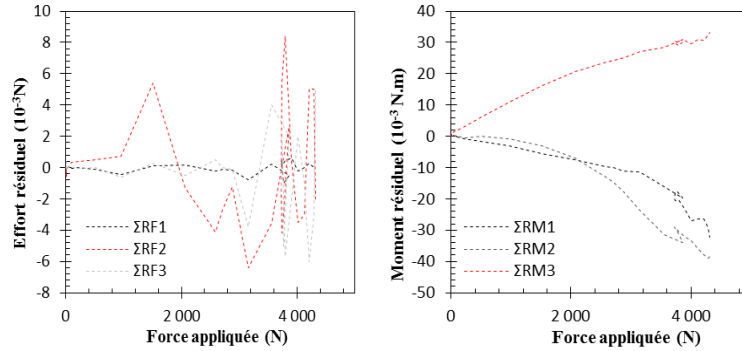


Figure 35. Effort et moment résiduel suivant les trois directions du repère global

#### 4.4.3. Efforts dans les liaisons soudées

Le champ de contraintes dans les deux solides représentant les liaisons est relativement complexe. Il n'est pas envisageable de comparer ou d'observer l'évolution de chacune des composantes du tenseur des contraintes. Pour contourner cette difficulté, il est possible de calculer des invariants à partir des contraintes principales qui, par définition, ne dépendent pas de la base choisie. Nous réutiliserons donc les deux invariants, qui nous avaient permis de traiter les données des essais Arcan-Mines, présentés précédemment dans ce document.

On se propose donc de tracer les variations de  $I_1$  et de  $J_2$  en moyenne (Eq.4-8) dans les deux joints  $P8$  et  $P9$  pour différents incréments du calcul (figure 36).

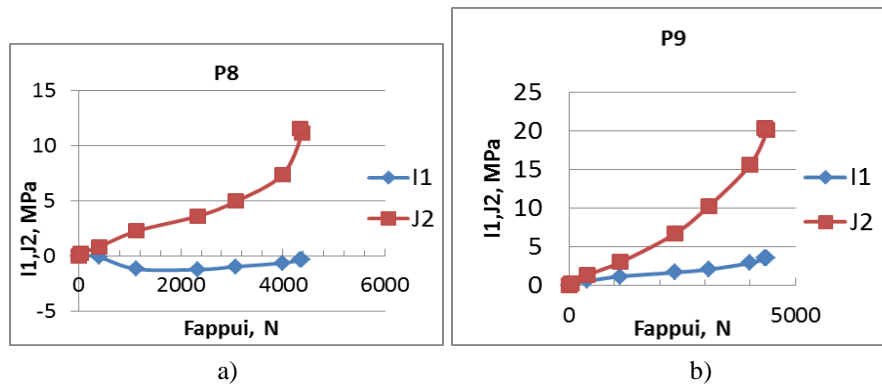


Figure 36. Variation des invariants  $I_1$  et  $J_2$  pour les joints  $P8$  (a) et  $P9$  (b)

Compte tenu des résultats, nous constatons que le joint  $P9$  est davantage sollicité que le joint  $P8$ . De plus, les deux zones subissent majoritairement du cisaillement.

Pour conclure sur la tenue mécanique ou non des liaisons soudées, il nous faut comparer les résultats expérimentaux avec les résultats numériques.

Moyenne pondérée d'une variable quelconque

$$\bar{H} = \frac{\sum_{e=1}^n H_e V_e}{V_{tot}} \quad (Eq.4-8)$$

4.4.4. Critère de rupture de la liaison

Les essais Arcan-Mines, menés pour caractériser la liaison hybride, nous permettent de connaître le critère d'entrée en plasticité et celui d'entrée en rupture quel que soit la direction de sollicitation par rapport à la normale. Les valeurs expérimentales permettent d'identifier un critère de type Drucker-Prager d'ordre 2 (Eq.4-9, avec  $\alpha = 2$ ).

Drucker-Prager

$$f = J_2^\alpha - \beta R_0^\alpha + (\beta - 1)R_0^{\alpha-1}I_1 = 0 \quad 9) \quad (Eq.4-9)$$

Les courbes visibles en figure 37 sont obtenues avec les coefficients donnés dans le tableau 10.

Tableau 10. Coefficients du critère de Drucker-Prager d'ordre 2

	$\beta R_0^2$ , (MPa <sup>2</sup> )	$(\beta - 1)R_0$ , (MPa)
Plasticité	139	9,65
Rupture	718	38,8

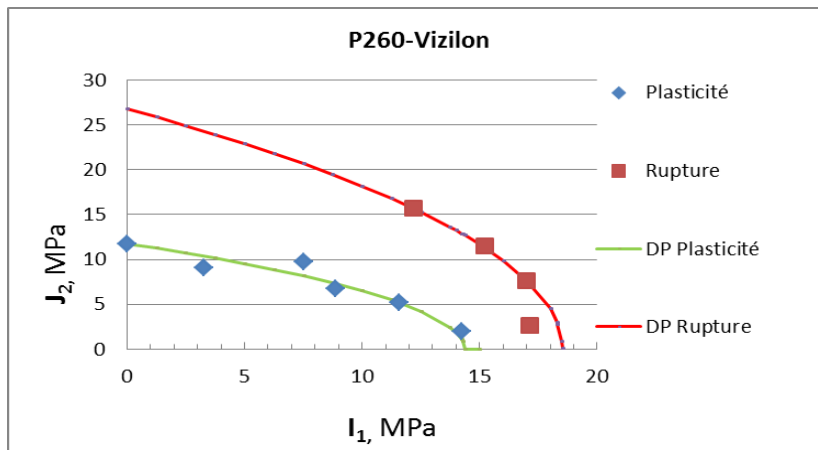


Figure 37. Seuil de plasticité et de rupture pour la liaison hybride

Il est possible de représenter l'évolution de la moyenne des invariants  $I_1$  et  $J_2$  dans les joints P8 et P9, dans le plan  $I_1$ - $J_2$  (figure 38). Le joint P9 sera rompu le premier pour une force de 4400 N, lorsque P9 atteindra la courbe limite de rupture, DP-Rupture.

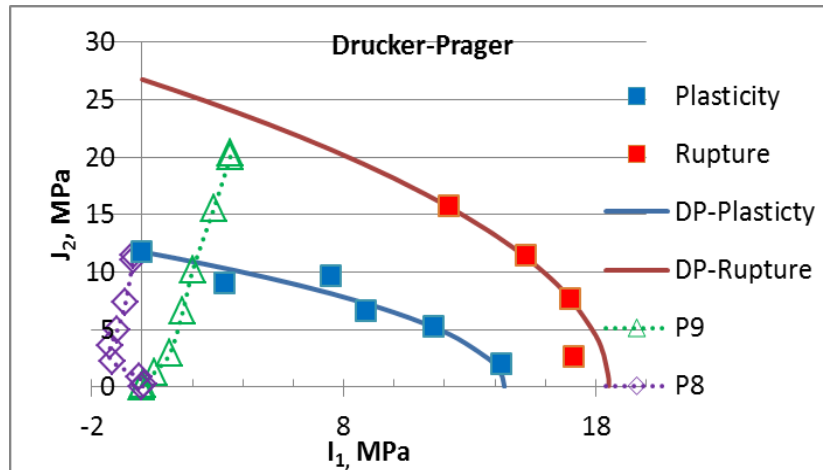


Figure 38. Application des critères d'entrée en plasticité et de rupture

Les forces de rupture mesurées expérimentalement sont indiquées sur la figure 39. Les points à considérer sont fléchés. La moyenne des 3 essais correspondants aux surfaces soudées étudiées est de 4100N. Les valeurs expérimentales encadrent la simulation numérique.

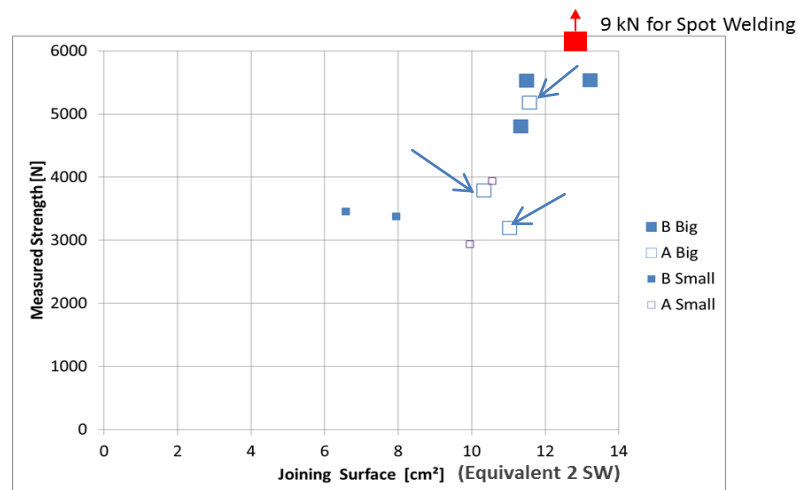


Figure 39. Forces de rupture mesurées sur la structure étudiée, points fléchés

#### **4.5. Limites et perspectives**

Les résultats présentés, obtenus par la méthode des éléments finis, sont relatifs à un calcul statique. Dans notre cas, le rôle principal de la structure est d'absorber l'énergie en cas de choc. Il faudrait donc connaître son comportement jusqu'à rupture sous sollicitations dynamiques.

L'ajout des pièces *P8* et *P9* permet d'obtenir les contraintes dans la liaison, par contre ces pièces engendrent un « effet secondaire ». L'espace ainsi créé entre la poutre et le support, pour éviter l'interpénétration des pièces deux à deux, influence la position du contact mais aussi la force nécessaire à son apparition.

Pour poursuivre cette étude, il faudrait mener des essais de caractérisation dynamiques sur les matériaux ainsi que sur la liaison élaborée. Ces données seraient ensuite utilisées pour lancer un calcul dynamique, plus représentatif des sollicitations subies par la structure dans son environnement.

Dans un second temps, une réflexion sur la géométrie des surfaces de liaison serait envisageable pour assurer une répartition plus homogène des contraintes mais aussi pour équilibrer les efforts subis par les deux zones de soudure.

#### **5. Conclusion générale**

Afin de respecter les normes en vigueur et à venir, concernant les émissions de gaz, les constructeurs automobiles développent de nouvelles techniques. Si plusieurs solutions sont envisageables pour améliorer leurs produits, abaisser la masse des véhicules est déterminante dans cette chasse aux rejets de CO<sub>2</sub>. En changeant de matériaux, et de type de liaisons mécaniques, de réels progrès sont possibles. C'est cette direction que PSA, entouré par un consortium européen, a choisi de suivre au travers du projet *PMJoin*. Trois années de recherches ont été dédiées au développement et à la validation d'une liaison hybride métal/composite par laser et sans ajout de matière.

Afin de compléter cette étude expérimentale, nous avons entrepris de mener des calculs par la méthode des éléments finis en modélisant une sous-structure. Pour comparer les résultats expérimentaux et numériques entre eux, une première étape consistait à identifier au mieux le comportement mécanique des matériaux constitutifs. Des essais spécifiques ont été menés, sur le matériau composite et sur la liaison, dans cette optique. Nous avons ensuite abordé le problème suivant la théorie des poutres pour appréhender le système si bien que les résultats furent encourageants au vu des hypothèses formulées. Le modèle présenté peut encore être complété en tenant compte, par exemple, du frottement entre les pièces du système. Concernant l'aspect numérique, la simulation menée permet une première approximation pour comparer avec succès les résultats du calcul avec les essais sur structure.

Une suite envisageable à cette étude est la prise en compte des effets de vitesse sur les propriétés de l'assemblage. De plus, il serait judicieux d'intégrer une variable

d'endommagement pour le matériau composite et pour les joints. Les efforts causant la rupture des éléments les plus contraints seraient alors repris par le reste de la structure. Nous pourrions ainsi déterminer qui, du composite ou de la liaison, cède en premier et éventuellement optimiser les zones critiques. Une meilleure maîtrise du soudage métal/composite, autant d'un point de vue expérimental que numérique permettrait de démocratiser son emploi au sein du véhicule. Cela pourrait alors constituer une solution alternative intéressante au collage structural pour les assemblages multimatériaux.

#### Remerciements

*Les auteurs soulignent que ce travail a été effectué dans la continuité du Projet Européen PMJoin, projet soutenu par la Commission Européenne dans le cadre de FP7-NMP-2012-SMALL-6, grant agreement N° 309993.*

*Par ailleurs, les auteurs adressent leurs remerciements à Monsieur Fabrice Gaume de la société DuPont, fournisseur du matériau composite Vizilon utilisé dans cette étude.*

#### Bibliographie

- Arcan M., Weissberg V. (1998). *A Uniform Pure Shear Testing Specimen for Adhesive Characterization*, American Society for Testing and Materials, Rapport technique STP 981.
- Bassery J., Gantchenko V., Renard J. (2010). Caractérisation multiaxiale des interfaces multi matériaux: Application aux assemblages collés, *Revue des composites et des matériaux avancés*, vol. 20 n°2, pp.135-152.
- Besson J., Cailletaud G., Chaboche J.L., Forest S. (2001). *Mécanique non linéaire des matériaux*, Hermès-Lavoisier, pp. 98-101.
- (BRS, 1997) BS EN ISO 14130:1997. Fibre-reinforced plastic composites – Determination of apparent inter laminar shear strength by short-beam method, British Standard (2011).
- Cognard J.Y. (2008). Numerical analysis of edge effects in adhesively-bonded assemblies: Application to the determination of the adhesive behaviour, *Composite Structure* 86, pp. 1704-1717.
- Gantchenko V. (1996). Polycopié de cours : TP Essais mécaniques. Détermination pour un matériau, par une méthode de vibrations propres, du module d'élasticité, ISMCM-CESTI.
- Launay A., Maitournam M.H., Marco Y., Raoult I., Szymka F. (2011), Cyclic behaviour of short glass fibre reinforced polyamide: Experimental study and constitutive equations, *International Journal of Plasticity*, vol. 27, n° 8, pp. 1267-1293.

#### Autres sources

- (EAA European Aluminium Association, 2007) CO2 & Road Transport. Position & messages of the European Aluminium Industry.

(JEC 2016) n°102 Feature Automotive, JEC Composite, pp.18-22, January-February, 2016.

(TIC 2011) A Ten-Year Retrospective, The International Council on Clean Transportation.

(TIC 2015) European Vehicle Market Statistics, The International Council on Clean Transportation.