

Thèse de Doctorat

Fahmi ALILA

Mémoire présenté en vue de l'obtention du
grade de **Docteur de l'Université de Nantes**
sous le sceau de l'Université Bretagne Loire

École doctorale : Sciences pour l'ingénieur (SPI)

Discipline : Mécanique des solides, des matériaux, des structures et des surfaces

Spécialité : Génie mécanique

Unité de recherche : Institut de Recherche en Génie Civil et Mécanique (GeM - UMR CNRS 6183)

Soutenue le : 08/12/2017

Thèse N° :

Analyse de la tenue en fatigue de structures composites sandwich

JURY

Président :	M. Abderahim EL MAHI,	Professeur, Université du Maine
Rapporteurs :	Mme Xiaojing GONG, M. Olivier POLIT,	Professeur, Université de Toulouse Professeur, Université Paris Nanterre
Examineurs :	M. Silvio de BAROS M. Jamal FAJOU,	Professeur, FCT Rio de Janeiro MCF-HDR, Université de Nantes
Invité :	M. Gilles LEMASSON	Directeur technique (SMTIC)
Directeur de Thèse :	M. Pascal CASARI,	Professeur, Université de Nantes

Sommaire

Introduction générale.....	1
Chapitre 1 : Les structures sandwich : étude bibliographique	
1 Introduction	3
2 Généralités	3
2.1 Applications.....	4
2.2 Matériaux d'âme et des peaux.....	5
2.3 Effet sandwich	6
3 Modélisation des structures sandwichs.....	9
3.1 Théorie des sandwichs	9
3.2 Calculs par éléments finis	10
3.3 Phénomène de l'auto-échauffement	11
3.3.1 Matériaux viscoélastiques	11
3.3.2 Viscoélasticité linéaire.....	12
3.3.3 Approche thermo-viscoélastique	13
4 Evaluation théorique de la réponse en flexion de la structure sandwich.....	13
4.1 Rupture en cisaillement de l'âme.....	14
4.2 Rupture en compression/Traction de l'âme.....	14
4.3 Théorie de déformation par cisaillement.....	15
5 Caractérisations mécaniques	16
5.1 Caractérisation en flexion	16
5.2 Caractérisation en cisaillement.....	18
6 Comportement en fatigue	19
6.1 Comportement des structures sandwichs en fatigue	19
6.2 Endommagement des structures en fatigue.....	20
6.3 Fatigue et courbe de Wöhler.....	22
7 Conclusion	25
Chapitre 2 : Approche expérimentale : la détermination du module de cisaillement et le module de rigidité	
1 Introduction	29
2 Eprouvettes	29
3 Essais de flexion 3 et 4 points en statique	30

3.1	Machine d'essais.....	30
3.2	Paramètres et déroulement des essais.....	32
3.3	Résultats et discussion des essais de flexion en statiques.....	33
3.3.1	Essais de flexion 4 points à 20°C et 80°C des panneaux à base de nida sens W.....	33
3.3.2	Essais de flexion 4 points à 20°C et 80°C des panneaux à base de nida sens L.....	35
4	Essai de cisaillement.....	38
5	Conclusion.....	40

**Chapitre 3 : Fatigue des structures sandwichs à base de mousse H100 en flexion 4 points
: amélioration de la méthodologie d'essai**

1	Introduction.....	48
2	Conception d'une nouvelle éprouvette de flexion.....	49
2.1	Structure sandwich étudiée.....	49
2.2	Développement et dimensionnement de l'éprouvette sandwich.....	50
2.3	Proposition d'une nouvelle géométrie.....	53
2.4	Développement d'une nouvelle machine d'essai de flexion.....	57
2.4.1	Architecture.....	58
2.4.2	Instrumentation.....	59
2.4.3	Analyse du champ de déformation par jauges.....	60
2.4.4	Analyse de champ de déformation par corrélation d'image.....	62
2.5	Essais de flexion 4 points en fatigue.....	66
2.5.1	Mesures de l'évolution de la température dans l'âme.....	67
2.5.2	Résultats des essais de fatigue et discussion.....	68
3	Analyse des faciès de rupture.....	71
4	Conclusion.....	76

**Chapitre 4 : Modélisation du comportement de la structure sandwich à base de mousse
H100 : influence de l'auto échauffement et du gradient de densité**

1	Introduction.....	79
2	Mise en données de la simulation par éléments finis.....	80
2.1	Mise en place des calculs par éléments finis.....	80
2.1.1	Modélisation de la peau.....	80
2.1.2	Modélisation de l'âme.....	83

3	Prise en compte d'un gradient de densité dans la réponse mécanique de l'éprouvette nouvelle géométrie en flexion	83
4	Modélisation du comportement thermo-viscoélastique	85
4.1	Présentation de la méthode de modélisation.....	85
4.2	Présentation du modèle.....	86
4.3	Vérification du modèle avec les essais de traction.....	87
4.4	Adaptation 3D du modèle sur la structure sandwich en flexion 4 points.....	94
5	Conclusion	96
Chapitre 5 : Comportement en fatigue des structures sandwichs à base de nid d'abeilles		
1.	Introduction	101
2.	Présentation	101
3.	Durabilité des sandwichs en de flexion 4 points	102
3.1.	Dispositif expérimental.....	102
3.2.	Déroulement des essais et géométrie d'éprouvette.....	104
3.3.	Résultats des essais de fatigue et discussions.....	105
3.4.	Analyse de modes de rupture.....	108
4.	Conclusion	113
Conclusion générale & perspectives		118
Références bibliographiques		123

Annexes

Annexe I : Instrumentation par fibre optique	135
Annexe II : Fabrication des sandwichs	141

INTRODUCTION GENERALE

Les matériaux sandwichs sont développés dans le but d'augmenter les propriétés mécaniques comme la rigidité en flexion d'une structure tout en minimisant la masse associée. Pour ce faire, une structure en sandwich se compose de deux faces minces rigides et résistantes séparées par un noyau (ou âme) léger plus épais. Ce type de structures s'avère particulièrement efficace pour supporter des charges de flexion et résister au flambage. Les applications typiques sont rencontrées dans les équipements aérospatiaux, maritimes (Figure 1) et sportifs.



Figure 1 : Palmer Johnson 48M SuperSport fabriqué en sandwich carbone-vinylester.

La caractérisation mécanique de ces matériaux ne cesse de s'améliorer, mais peu d'études sont disponibles pour évaluer la résistance en fatigue des structures sandwich. La base d'analyse est constituée de normes d'essais issus de l'ASTM ou de l'ISO, et de règlements qui permettent aux ingénieurs de disposer de bases de données de propriétés mécaniques en statique réduites par des facteurs de sécurité qui ignorent parfois totalement les performances en fatigue.

C'est dans ce contexte que se situe notre étude qui s'inscrit dans la continuité des travaux développés au sein de l'équipe Etat Mécanique et Microstructure des Matériaux (E3M) de l'Institut de recherche en génie civil et mécanique (GeM-UMR CNRS 6183) ces dernières années sur les structures sandwichs à travers la mise en place d'approches expérimentales et numériques. La thèse de Luan Tran Van (Tran Van, 2013) s'est intéressée au comportement d'un matériau sandwich à base de peaux en verre-polyester et d'une âme balsa. L'âme a une capacité importante à absorber l'eau ce qui peut affecter ses propriétés mécaniques. La présence d'eau dans la structure sandwich influence la tenue au feu du matériau. Ainsi, cette thèse avait étudié l'évolution des propriétés thermohygromécanique du sandwich. Raphael Gérard (Gerard et al., 2015) a étudié la durabilité des sandwichs sous chargement extrême. Il a étudié l'impact des vagues (slamming) sur une coque en structure sandwich en instrument un bateau en navigation. Ensuite, il s'est intéressé à l'analyse de ses structures sandwichs au laboratoire en menant différents essais de fatigue : traction, flexion et slamming. Il a montré qu'il est indispensable de reconsidérer les normes d'essais de traction à cause de quelques artefacts qui mettent en question la tenue en fatigue des structures sandwichs. Les résultats des essais de traction en fatigue sont déjà positifs pour le matériau d'âme mais devaient être poursuivis avec la structure sandwich.

Ce document est composé de cinq chapitres et s'organise comme suit :

Le premier chapitre est consacré aux études bibliographiques. Après avoir présenté quelques généralités sur les structures composites sandwichs, les divers modes de rupture des structures sandwichs seront analysés. La deuxième partie de l'étude bibliographique est consacrée aux principales théories utilisées dans la description des structures sandwichs et leur comportement en fatigue. Un paragraphe est dédié à la modélisation des sandwichs en particulier la modélisation des matériaux viscoélastiques.

Pour déterminer les propriétés élastique des matériaux sandwichs notamment le module de cisaillement G et le module de rigidité D , il faut réaliser des essais de flexion 3 points et 4 points. Cependant la norme d'essai ASTM C393 ne tient pas en compte des effets de l'indentation des appuis et ceci fait objet du deuxième chapitre.

Le troisième chapitre est dédié à la présentation d'une nouvelle géométrie d'éprouvette de fatigue. Sa mise en œuvre sera détaillée. Un banc d'essais dédié sera également présenté.

Suite aux résultats des essais de fatigue en flexion et après avoir instrumenté une éprouvette à âme PVC de plusieurs thermocouples, nous avons remarqué une hausse de la température au centre de l'éprouvette due à l'auto-échauffement du cœur de l'éprouvette. Ainsi, dans une deuxième partie de ce manuscrit, Nous développons une approche numérique basée sur le modèle rhéologique de Maxwell généralisé afin de prédire le comportement du matériau soumis à la fatigue. La valeur ajoutée du modèle numérique est de prédire le comportement du matériau dans n'importe quelle section de la structure sandwich en suivant l'évolution de la température. Ces informations sont utiles pour mieux maîtriser la conduite des essais avec notamment le choix de la fréquence de sollicitation en fatigue.

Le dernier chapitre de ce rapport de thèse fait valoir les connaissances acquises dans les parties expérimentales et numériques pour caractériser la durée de vie en fatigue de deux types de sandwichs à âme Nida Nomex en flexion quatre points. Cela nous permettra de suivre l'évolution des propriétés mécaniques du matériau et de tracer les courbes de Wöhler correspondantes. Cette étude est ensuite suivi par une analyse de mode de rupture des éprouvettes testées en fatigue afin de nous permettre d'expertiser les différents modes de rupture en fatigue des structures sandwichs.

Etude bibliographique sur la fatigue des sandwichs

Sandwich à base de Nida

- Essais de flexion 3 points et 4 points en statiques
- Essais de cisaillement

Sandwich à base de mousse

- Essais de flexion 4 points en fatigue (nouvelle géométrie)
- Simulation de l'auto-échauffement

- Essais de flexion 4 points en fatigue
- Analyse des modes de rupture

1 Introduction

Au cours du siècle dernier, l'utilisation des composites sandwichs n'a cessé d'augmenter dans le secteur industriel (Vinson, 1999). Le potentiel élevé de ces solutions pour des applications structurales, comme une alternative aux matériaux traditionnels, découle de leur légèreté, d'un meilleur ratio rigidité/masse ainsi qu'une meilleure durabilité (Fathi et al., 2013). Ces propriétés sont fréquemment obtenues grâce à l'utilisation des matériaux polymères, comme ceux renforcés de fibres donnant une bonne rigidité en flexion, et, les âmes légères en mousse fournissant la rigidité en cisaillement. Les nombreux avantages de la construction sandwich, le développement de nouveaux matériaux, le besoin des hautes performances et les structures à poids faible assurent que la construction sandwich continuera à être en demande dans différents domaines technologiques.

Historiquement, les avantages du concept d'utilisation de deux peaux séparées et distantes étaient discutés, scientifiquement, par Duleau en 1820 et par William Fairbairn (William Fairbairn, 1849). Ce concept trouva des applications commerciales un siècle plus tard. Une application bien connue est l'avion Mosquito, utilisé durant la deuxième guerre mondiale, l'Angleterre a alors fabriqué en grandes quantités des panneaux sandwich à base d'âme en balsa et de peaux en bois verni. Ce n'est que vers la fin de la guerre mondiale que les premiers travaux théoriques sur les sandwichs ont été publiés. Les véritables travaux des initiateurs sur la théorie des structures sandwichs sont ceux réalisés par Gough, Ala et De Bruyne et celui de Williams, Leggett et Hopkins (Leggett et Hopkins, 1941).

L'âme en mousse polymère et l'âme en nid d'abeilles sont souvent utilisées dans les structures sandwichs exigeant une grande résistance, comme les coques des navires et les aéronefs. Afin d'augmenter la résistance à la flexion, une structure sandwich fait adhérer le polymère renforcé par des fibres à une structure d'âme en nid d'abeilles (nida). Le noyau n'est pas conçu pour supporter seul la charge et n'a donc pas besoin d'être un matériau avec de bonnes propriétés mécaniques ainsi les matériaux peu coûteux sont généralement les plus utilisés. L'utilisation des matériaux sandwichs est centrée sur la réduction de poids donc sur les économies de l'énergie associées.

2 Généralités

La construction des structures sandwichs a été largement utilisée dans l'aérospatiale et d'autres industries là où il est recommandé d'utiliser des structures légères à haute résistance et rigide à la flexion tout en gardant un faible coût de production (Allen, 1969a; Carlsson et al., 1991; Daniel et al., 2002; Zenkert, 1997).

La norme ASTM C393 (ASTM, 2008) définit la structure sandwich comme suit : « *Une structure sandwich est une forme spéciale des composites laminés composés par différents matériaux collés les uns contre les autres dont le but est de compenser les propriétés de chaque composant permettant ainsi d'améliorer le comportement de toute la structure* ».

Ainsi, un panneau sandwich est une structure fabriquée à partir de 3 couches : une âme de faible densité insérée entre deux peaux fines et rigides. Cette composition de sandwich permet d'avoir une excellente performance mécanique avec un minimum de masse (Zenkert, 1997). La meilleure rigidité d'un panneau sandwich est atteinte grâce à l'interaction de ses composants sous l'application d'une charge de flexion sur le panneau. En effet, l'âme prend le chargement en cisaillement en créant une distance entre les peaux qui prennent à leur tour les chargements dans le plan, l'une en traction et l'autre en compression. Un exemple de structure sandwich à base de nid d'abeilles est présenté sur la figure 2.

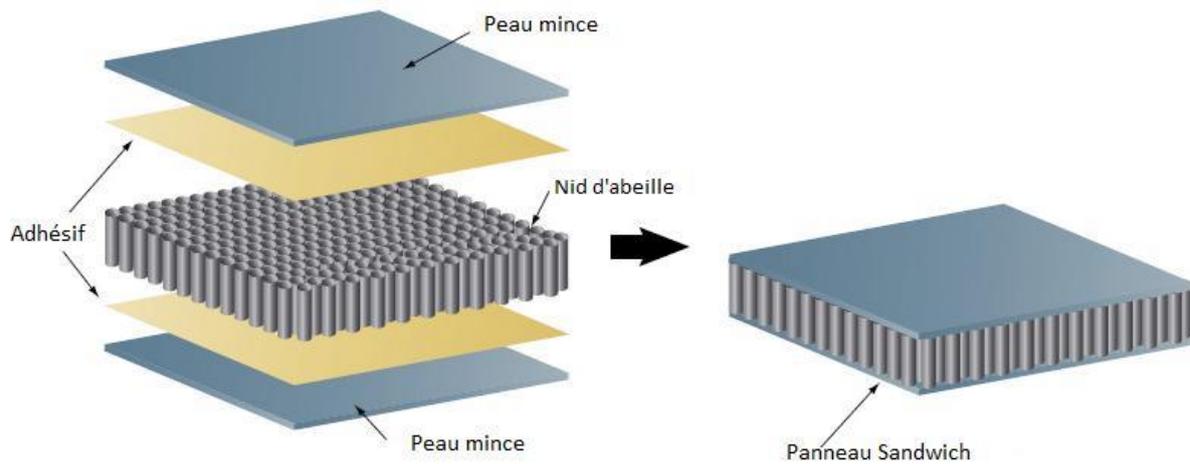


Figure 2 : Structure sandwich à base de nid d'abeilles

Actuellement, l'une des structures sandwichs les plus utilisées dans un certain nombre d'industries est la combinaison d'une âme en mousse polymère avec des peaux composites renforcées de fibres. Elle a été utilisée avec succès pendant des décennies dans des domaines tels que la construction navale, l'industrie du bâtiment ou les équipements sportifs. Les matériaux sandwichs ont des limites dans leurs utilisations dans un environnement chaud et / ou humide ce qui restreint leur utilisation (MF and AG, 2000). Les propriétés thermohygro-mécaniques des peaux en composites dépendent de l'humidité et du type de chargement (Jacquemin et al., 2006, 2009; Youssef et al., 2009). L'âme en polymère dépend également de l'humidité (Yazdani Sarvestani et al., 2017) et de la température du milieu et son auto-échauffement (Gerard et al., 2015).

2.1 Applications

Tout comme dans les autres domaines de l'ingénierie, la principale difficulté de l'architecture navale est de parvenir à une structure aussi légère que possible. A cet effet, même dans les structures flottantes métalliques lourdes, les architectes navals utilisent des matériaux plus légers, principalement des composites à base de polymères, pour construire certains éléments structurels tels que cloison, pont, mât, hélice, etc (Mouritz et al., 2001). L'utilisation marine des composites fournit également des avantages supplémentaires tels que la planéité pour les exigences de furtivité, et une résistance accrue à la corrosion pour établir des navires fiables et durables (Cao and Grenestedt, 2004).

Dans le domaine de la construction aéronautique, nous prenons l'exemple du Boeing 787 qui consomme 20 % moins de carburant que les modèles conventionnels en aluminium. Cet avion est fabriqué à partir d'environ 50 % de composites par rapport à son prédécesseur, le 777 avec seulement 12 % (Boeing, 2006). La plupart des composants de la structure primaire de l'avion nécessitent une résistance élevée d'où l'utilisation de fibre de carbone renforcé et du polymère (CFRP) formant une structure sandwich rigide et résistante. Les structures secondaires, telles que les intérieurs de cabine, ne requièrent pas d'exigences élevées de résistance donc les structures sandwichs en polymère renforcé de fibres de verre (GFRP) qui coûtent moins cher sont utilisées.

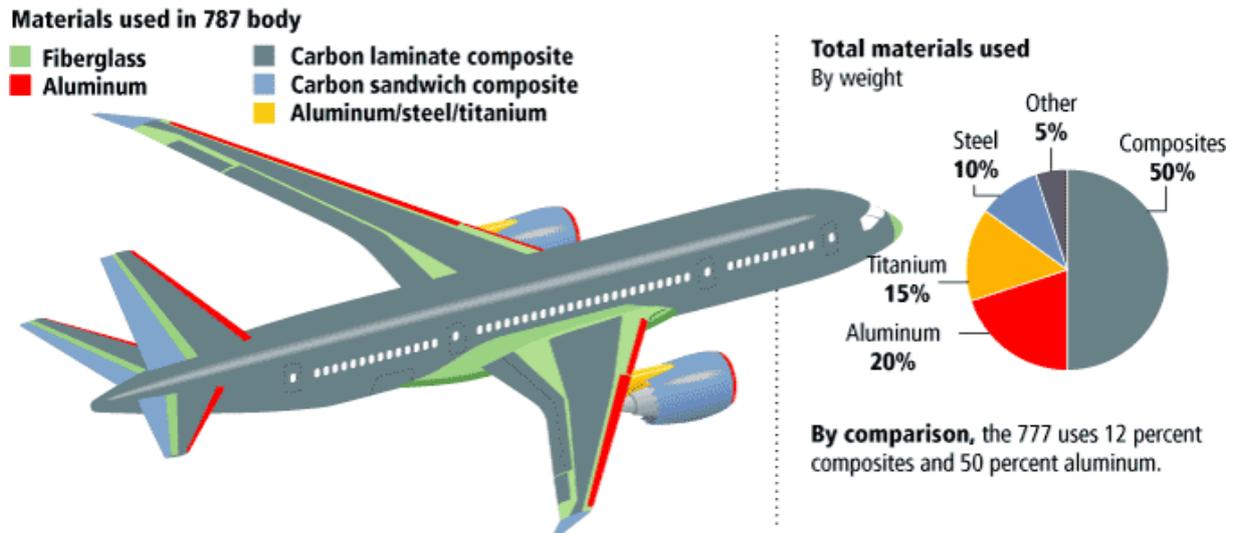


Figure 3 : Représentation picturale des matériaux utilisés pour construire le Boeing 787

2.2 Matériaux d'âme et des peaux

Les structures sandwichs ont été utilisées dans l'aérospatiale et la construction navale pendant des décennies (Harris, 2001) comme il a été énoncé précédemment, où les propriétés mécaniques des structures sandwich en flexion, contenant celles en nid d'abeille ou en mousse, ont été étudiées par des essais de flexion en trois points. En 1969, par exemple, Allen (Allen, 1969b) a présenté une étude complète sur les constructions sandwichs et proposé une méthode d'analyse théorique classique, qui favorisait largement les applications des structures sandwichs. Petras (Petras and Sutcliffe, 1999) a étudié expérimentalement et théoriquement, les poutres sandwichs composées de peaux stratifiées en plastique renforcé de fibres de verre (GFRP) renfermant un noyau en nid d'abeilles Nomex, la carte des défaillances était établie en termes de rapport entre l'épaisseur de la peau et sa longueur.

En général, les mousses polymères sont fabriquées à partir de trois types de polymères : thermoplastiques, thermodurcissables et élastomères (Cantwell et al., 2000). Les mousses les plus couramment utilisées comprennent le polyéthylène, le polystyrène, le polychlorure de vinyle et le polyuréthane. Les propriétés mécaniques des mousses dépendent entre autre de leur structure, telle que la réticulation, la cristallinité et la densité. Les mousses rigides sont les plus appropriées pour être utilisées comme âme de structure en sandwich. Ces mousses peuvent être combinées avec une gamme de matériaux composites qui constituent la peau. Les résines thermoplastiques sont utilisées

comme matériaux matriciels, mais, des températures de traitement élevées peuvent dégrader certaines âmes en mousse polymère. Ces structures ont un bon rapport de haute résistance et de rigidité en poids au regard de l'évolution de leur procédé de fabrication.

Alors que les structures sandwichs en mousse de polymère sont largement utilisées dans une variété d'applications, il peut y avoir une gamme de faiblesses associées. En effet, les mousses en polymères montrent une rupture fragile et brusque qui est hautement indésirable dans certaines situations en service. De même, des dégâts d'impact à peine visibles réduisent considérablement la résistance à la flexion conduisant à la ruine des structures s'ils ne sont pas détectés au bon moment. Les matériaux sandwichs sont sensibles au chargement réparti et à l'indentation localisée réduisant hautement l'efficacité de la structure. Ces chargements sont typiques dans les domaines d'application où les sandwichs sont utilisés, et une compréhension approfondie et des améliorations aux structures sont constamment poursuivies.

2.3 Effet sandwich

Chaque élément d'une structure sandwich remplit des fonctions différentes vis-à-vis de la réponse mécanique de la structure. Les peaux, sollicitées en flexion, sont le siège de contraintes de traction et de compression. Dans certaines conditions, les peaux sont soumises à un point de chargement important qui engendre un endommagement. Dans ce cas, il est nécessaire de dimensionner les peaux pour soutenir les forces de cisaillement associées à une pression localisée (Diab Group, 2005). Les épaisseurs des peaux sont choisies pour résister à la traction, la compression et le cisaillement induits par le chargement en flexion (Figure 4) (Thomsen, 2005).

Dans une structure sandwich, l'âme maintient les peaux à une séparation constante tout en limitant tout glissement possible des unes sur les autres grâce à une bonne rigidité en flexion et en cisaillement (Bezazi et al., 2007; Gong et al., 2015). Le choix des matériaux des constituants conditionne les propriétés mécaniques de la structure sandwich qui sont déterminées analytiquement en se basant sur la théorie de la flexion adaptée aux structures sandwichs (Vautrin, 1997).

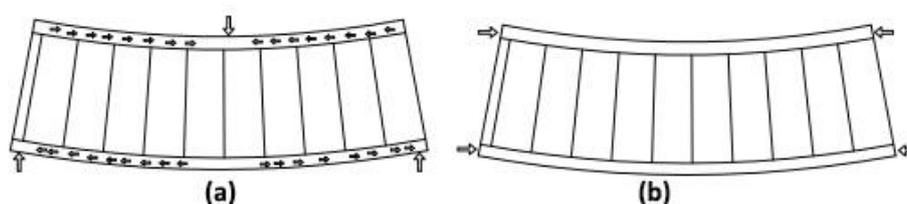


Figure 4 : Répartition des contraintes dans une structure sandwich : a) Contraintes dans les peaux, b) Chargement appliqué (Flambage)

Pour compenser les contraintes de cisaillement, l'âme du sandwich est choisie en donnant l'importance aux propriétés mécaniques de cisaillement. Concernant l'interface adhésive entre les peaux et l'âme, il est recommandé d'avoir une bonne propriété d'adhérence pour pouvoir transférer les contraintes de cisaillement à l'âme (Figure 5) (Thomsen, 2005).

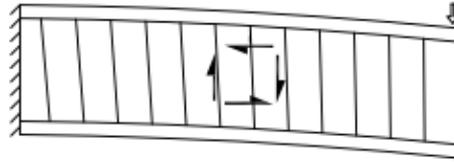


Figure 5 : Répartition des contraintes de cisaillement dans la structure sandwich

L'âme est quasiment 10 fois plus épaisse que les peaux avec un module de cisaillement adéquat pour éviter le flambage de la structure sous une sollicitation de flexion. La résistance en compression de l'âme et le module de compression des peaux sont relativement plus élevés qu'une structure métallique afin de faire face à l'écrasement local ou au flambement localisé (Caprino et al., 2015).

Comme nous l'avons évoqué dans la section précédente de ce chapitre, les principaux avantages de l'utilisation des structures sandwichs sont la rigidité et la légèreté. Il existe au moins 5 modes différents de rupture du sandwich composite durant un chargement en flexion :

- i- la rupture des peaux en traction,
- ii- le flambement des peaux en compression,
- iii- la rupture de l'âme en cisaillement, bien qu'il existe également une moindre possibilité de rupture de traction ou de compression de l'âme,
- iv- la rupture de l'interface entre l'âme et la peau appelée décollement,
- v- la possibilité d'indentation des peaux et de l'âme aux points de chargement.

Avant d'analyser les spécificités de chaque mode de rupture, la considération de la répartition des contraintes dans les peaux et l'âme soumis à la flexion, est primordiale. Les contraintes sont respectivement σ_f et σ_c pour les contraintes normales dans les peaux et dans l'âme, et, τ_f et τ_c pour les contraintes de cisaillement. Leur répartition est présentée sur la Figure 6 (Timoshenko and Goodier, 2010).

Nous donnons ensuite les équations permettant de calculer σ_f et σ_c : (Timoshenko and Goodier, 2010)

$$\sigma_f = \frac{M}{b \times t \times c} \quad \text{I. 1}$$

$$\sigma_c = \frac{M}{b \times t \times c} \frac{E_c}{E_f} \quad \text{I. 2}$$

où M est le moment fléchissant, E_c , le module d'Young de l'âme, E_f , le module d'Young des peaux, t, l'épaisseur de la peau et « c », l'épaisseur de l'âme.

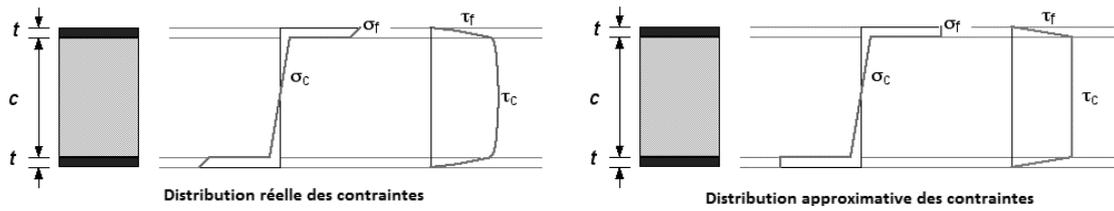


Figure 6 : Distribution des contraintes dans une structure sandwich (Timoshenko and Goodier, 2010)

On considère communément que les contraintes de cisaillement varient paraboliquement à travers l'épaisseur des peaux et de l'âme (Belingardi et al., 2003). Cependant, si les peaux sont beaucoup plus minces et plus rigides que l'âme, la contrainte de cisaillement est considérée comme linéaire pour les peaux et constante dans l'âme :

$$\tau_c = \frac{Q}{b \times c} \quad \text{I. 3}$$

$$\bar{\tau}_f = \frac{\tau_c}{2} \quad \text{I. 4}$$

avec Q , la contrainte de cisaillement maximale dans le panneau sandwich, b , la largeur du panneau et $\bar{\tau}_f$, la contrainte moyenne de cisaillement dans la peau (égale à la moitié de la contrainte maximale de cisaillement). Enfin, en tenant compte du cisaillement et des contraintes normales, les contraintes normales (σ_1 et σ_2) dans les deux peaux et la contrainte maximale de cisaillement (τ_{max}) sont exprimées par les équation I.5, I.6 et I.7 (Timoshenko and Goodier, 2010).

$$\sigma_1 = \frac{\sigma}{2} \left(1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2t}{\sigma} \right)^2} \right) \quad \text{I. 5}$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma}{2} \left(1 - \sqrt{1 + \left(\frac{2t}{\sigma} \right)^2} \right) \quad \text{I. 6}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma}{2} \left(\sqrt{1 + \left(\frac{2t}{\sigma} \right)^2} \right) \quad \text{I. 7}$$

L'étude du mode de rupture en cisaillement de l'âme présente peu de publications et d'expertise. Nous nous intéressons en particulier dans notre étude à ce mode de rupture. L'âme rompra lorsque les contraintes de cisaillement dans l'âme se combineront pour dépasser le critère de chargement à la rupture (Figure 7). En général, les contraintes de cisaillement dans l'âme sont élevées par rapport aux contraintes normales et donc une rupture se produira lorsque la contrainte de cisaillement maximale dans l'âme dépassera la résistance en cisaillement de l'âme. Cette limite d'élasticité du cisaillement correspond à la flexion des parois cellulaires qui dépendent également de la densité de la mousse et de la limite d'élasticité du substrat en mousse.



Figure 7 : Cisaillement de l'âme et schématisation de la rupture sous chargement en flexion 4 points (Allen, 1969a)

Cependant, si l'âme est fragile, il faut reconnaître qu'un défaut de fissure est capable de déclencher la rupture lorsque la contrainte normale maximale dépasse une valeur critique dépendant à la fois de la ténacité de rupture du matériau de l'âme et de la longueur de la fissure (Allen, 1969a).

3 Modélisation des structures sandwichs

3.1 Théorie des sandwichs

La rigidité en flexion d'une structure sandwich est principalement dépendante de la géométrie du sandwich. Plus l'âme est épaisse plus les peaux sont éloignées. En utilisant l'analogie des profilés « I », une plus grande distance entre les deux peaux donne une meilleure rigidité en flexion.

Les équations suivantes décrivent la rigidité en flexion (D) pour une structure sandwich symétrique avec des peaux identiques :

$$D = \int E z^2 dz \quad \text{I. 8}$$

$$D = \frac{E_f \times t_f^3}{6} + \frac{E_f \times t_f \times dl^2}{2} + \frac{E_c \times tc^3}{12} \quad \text{I. 9}$$

$$D = 2D_f + D_0 + D_c \quad \text{I. 10}$$

Avec $dl = t_f + tc$ et $2D_f$ est la rigidité en flexion des peaux par rapport à l'axe de symétrie, D_0 est la rigidité en flexion par rapport à l'axe de symétrie de toute la structure, t_f est l'épaisseur de la peau, tc est l'épaisseur de l'âme et D_c est la rigidité en flexion de l'âme.

Les contraintes de cisaillement dans l'âme en fonction de l'effort tranchant T_x sont données par l'équation 13 :

$$T_c(z) = \frac{T_x}{D} \times \left[\frac{E_f \times t_f \times dl}{2} + \frac{E_c}{2} \left(\frac{tc^2}{4} - z^2 \right) \right] \quad \text{I. 11}$$

La contrainte maximale de cisaillement dans l'âme est dans l'axe neutre du sandwich lorsque $z=0$, donc :

$$T_{c,max} = \left[\frac{E_f \times t_f \times dl}{2} + \frac{E_c \times tc^2}{8} \right] \quad \text{I. 12}$$

En appliquant les deux hypothèses des peaux minces et âme faible, l'équation sera égale à :

$$T_{c,max} = \frac{T_x}{dl} \quad \text{I. 13}$$

Dans le cas des essais de flexion quatre points, l'essai sur la structure sandwich est schématisé par la Figure 8.

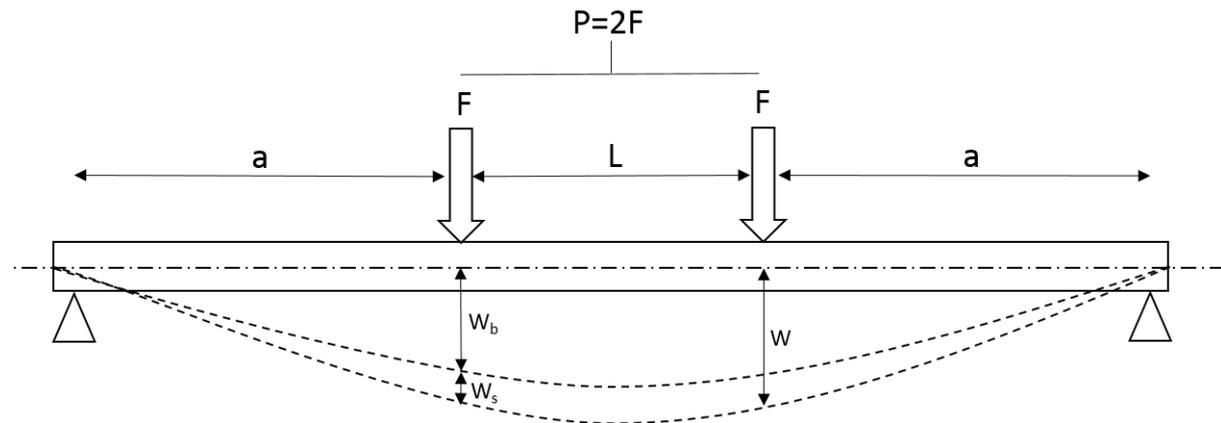


Figure 8 : Configuration de chargement flexion 4 points

La résistance au cisaillement dans l'âme est obtenue par la dérivée de l'équation de la théorie des sandwichs issus de la norme ASTM C393 (ASTM, 2008). L'équation est alors,

$$\tau = \frac{P}{(d+c)b} \quad \text{I. 14}$$

avec :

- τ : la résistance au cisaillement
- b : la largeur du sandwich
- c : l'épaisseur de l'âme
- d : l'épaisseur du sandwich.

Pour une structure sandwich, la flèche est égale à la somme de deux composants ; une flèche due au moment fléchissant et une flèche due à l'effort tranchant. La somme totale est alors :

$$w = w_b + w_s \quad \text{I. 15}$$

avec w , la flèche totale, w_b , la flèche due au moment fléchissant et w_s , la flèche due au cisaillement. Dans la théorie classique d'une poutre Bernoulli, la déformation liée à l'effort tranchant est négligée car sa contribution correspond seulement à une légère fraction. Cependant, dans la théorie d'une poutre en sandwich, l'âme a une résistance en cisaillement relativement faible, cette déformation est importante et doit être prise en compte.

3.2 Calculs par éléments finis

Les techniques de calcul des structures ont connu ces vingt dernières années un développement considérable. La méthode de calcul par éléments finis, la plus générale, est un outil polyvalent d'ingénierie pour les analyses et la conception des structures (Cook and Malkus, 2001). En général, les paramètres suivants sont pris en compte au cours de l'analyse des structures sandwichs par éléments finis :

- Le cisaillement de l'âme : en effet, la déformation en cisaillement de l'âme est considérée dans tous les cas, quelle que soit la nature du problème, statique ou dynamique, 3D ou 2D, linéaire ou non linéaire. Les éléments finis en général ne considèrent pas la déformation en

cisaillement parce qu'elle est négligeable pour les structures métalliques, et l'ingénieur doit donc sélectionner les éléments qui peuvent être adéquats pour l'analyse et la conception du sandwich.

- L'anisotropie des composites des peaux est un paramètre à ne pas négliger. L'âme en nid d'abeilles a différents modules de cisaillement dans les différentes directions.
- Les effets locaux : en effet, à cause de la faible tenue en résistance et de la rigidité dans la direction de l'épaisseur du sandwich, l'effort appliqué, les effets de bords et l'interface adhésive sont à vérifier.
- Les conditions aux limites pourraient être différentes pour d'autres structures ordinaires.

3.3 Phénomène de l'auto-échauffement

3.3.1 Matériaux viscoélastiques

Les matériaux viscoélastiques ont été longtemps utilisés dans une large gamme d'applications industrielles durant le 21^{ème} siècle grâce à leur capacité à dissiper de l'énergie mécanique et ainsi diminuer le niveau de vibration dans les structures soumises à des excitations dynamiques. Dans le cas des polymères viscoélastiques, le mécanisme de frottement intramoléculaire entraîne la dissipation d'une partie de l'énergie de vibration totale qui sera transformée en chaleur ce qui altère les valeurs de champ de température locale (Picasso, 2016). L'importance relative des variations de température qui peuvent se produire dans les parties d'une structure viscoélastique dépend de plusieurs paramètres tels que l'amplitude et la fréquence d'excitation et le facteur de perte de matériau (η), ce qui est considéré comme le rapport de l'énergie dissipée sur l'énergie mécanique totale par cycle. Il est bien connu que les paramètres d'un matériau viscoélastique sont fortement dépendants de la température puisque la température de transition de la plupart des polymères est relativement faible.

Les recherches sur la viscoélasticité ont été initiées par des physiciens tels que Maxwell, Boltzmann, Voigt et Kelvin au 19^{ème} siècle. Alors que la théorie linéaire classique a d'abord été présentée par Boltzmann en 1874 (Mohamad, 2011), Maxwell a suggéré la formulation élastique-visqueuse superposée pour la relaxation avec une contrainte constante alors que Voigt a introduit une formulation similaire mais pour un fluage sous contrainte constante (Tobolsky and Andrews, 1945).

Ces formulations correspondent à des modèles mécaniques constitués d'un ressort et d'un amortisseur. Si ces éléments sont connectés en série, il s'appelle l'élément Maxwell (Figure 9.a). Alors que si l'élément ressort et l'élément amortisseur sont placés en parallèle, on parle d'élément Voigt Figure 9.b.

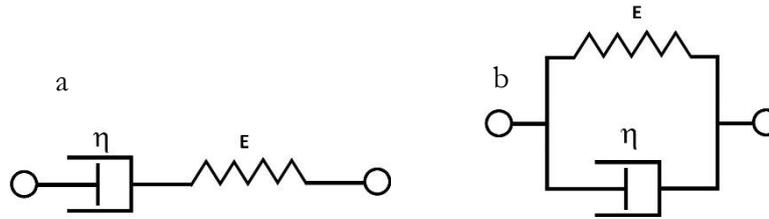


Figure 9 : a- Elément Maxwell et b- Elément Voigt

Comme cité dans les travaux de Tobolsky et Andrews, il est évident que les deux modèles ne sont pas complets pour décrire le comportement du matériau. Alors que l'élément Maxwell ne décrit pas le fluage, l'élément Voigt n'est pas capable de considérer la relaxation de la contrainte. Cela a conduit à l'introduction du modèle mécanique de Wiechert appelé aussi modèle de Maxwell généralisé qui comporte un grand nombre d'éléments Maxwell placés en parallèle. Nos travaux dans cette thèse sont basés sur ce modèle qui est décrit en détail dans le chapitre 3.

3.3.2 Viscoélasticité linéaire

Un des objectifs de la rhéologie est d'établir des relations mathématiques reliant entre elles déformations et contraintes, et permettre de décrire et de prévoir le comportement du matériau lorsque celui-ci est soumis à une contrainte ou une déformation dans des conditions expérimentales données. La seule théorie suffisamment élaborée à l'heure actuelle est celle relative aux matériaux viscoélastiques à comportement linéaire (ou Boltz-Mmannien). Un matériau est dit avoir un comportement linéaire quand sa fonction de relaxation et son module d'équilibre sont indépendants de la grandeur de la déformation ou quand sa fonction fluage, son coefficient de viscosité et sa complaisance instantanée sont indépendants de la grandeur de la contrainte. Si ces conditions ne sont pas respectées, le matériau est dit avoir un comportement viscoélastique non linéaire. A ce jour, il n'y a pas de théories satisfaisantes applicables à ces matériaux, malgré le grand nombre de travaux qui leurs sont consacrés (Yu et al., 2016).

Tous les modèles linéaires viscoélastiques sont représentés par une équation reliant la déformation et la contrainte (Timoshenko and Goodier, 2010) :

$$\sigma(t) = E_0 \epsilon(t) + \int_0^t E(t-t') \frac{d\epsilon(t')}{dt'} dt' \quad \text{I. 16}$$

Dans l'équation, E_0 représente la partie élastique et E , la fonction de relaxation. La valeur de la contrainte dépend de la valeur de la déformation qui correspond à l'instant t et de la valeur du chargement appliqué au même instant t tant que le chargement initial a été appliqué. La viscoélasticité linéaire est généralement applicable pour des applications à petite déformation.

D'autre part, on a la viscoélasticité non linéaire lorsque la fonction n'est pas séparable. Elle se produit généralement lorsque les déformations sont grandes ou si les propriétés de la matière changent sous l'effet de déformations. Autrement lorsqu'un matériau viscoélastique est soumis à une déformation qui n'est ni petite ni lente alors son comportement n'est plus linéaire et il n'existe pas une équation universelle qui peut prédire la réponse d'un matériau pour une telle déformation.

3.3.3 Approche thermo-viscoélastique

Les polymères sont très connus pour leur comportement viscoélastique. Le point important de ce comportement est l'échauffement de la structure à cause de la dissipation d'énergie interne et la dépendance en température des paramètres matériels. Afin de prendre en compte ces effets Khan et al. (Khan and Muliana, 2012) ont formulé une théorie de large déformation thermo-viscoélastique qui introduit un couplage entre la mécanique et la thermique (Reese and Govindjee, 1997). Le modèle est basé sur la division de l'énergie de Helmholtz en une partie équilibrée et une partie non équilibrée. La partie équilibrée est responsable de la partie indépendante du temps du modèle, tandis que la partie non équilibrée représente la partie dépendante du temps ou l'influence de la viscosité. Le comportement thermo viscoélastique est en général déterminé par l'énergie Helmholtz (ψ). Pour des raisons pratiques, il est utile de dériver une équation de ψ en fonction de ψ_0 , où ψ_0 est l'énergie à la température T_0 . La relation est donnée par :

$$\psi = e - T\eta = e + T \frac{d\psi}{dT} \quad \text{I. 17}$$

e représente l'énergie interne par unité de volume et l'entropie η est donnée par l'équation suivante :

$$\eta = - \frac{d\psi}{dT} \quad \text{I. 18}$$

et on peut calculer e par :

$$e = \int_{T_0}^T c dT + e_0 \quad \text{I. 19}$$

avec e_0 , l'énergie interne à la température de référence T_0 et

$$c = -T \frac{d^2\psi}{dT^2} \quad \text{I. 20}$$

Ce dernier modèle est appliqué pour des problèmes isothermes. Les résultats expérimentaux menés par plusieurs chercheurs (Andraca et al., 2016; Erickson et al., 2005; Johnsen et al., 2016) montrent que le comportement des matériaux polymères est beaucoup influencé par le changement de la température. Toutefois, afin d'avoir des résultats plus réalistes physiquement, le modèle appliqué pour ces matériaux doit tenir compte des différents effets du couplage thermomécanique.

4 Evaluation théorique de la réponse en flexion de la structure sandwich

La force à laquelle les panneaux sandwichs rompent sous flexion est prédite en utilisant les propriétés mécaniques des matériaux constitutifs établis à partir des tests sur différents échantillons. On suppose que les peaux de GFRP et les matériaux de l'âme se comportaient linéairement à la rupture sur la base de la théorie des sandwichs.

Allen (Allen, 1969a) et Gibson (Gibson, 2011) ont proposé qu'une mécanique simple de matériaux puisse être utilisée pour calculer la charge des différents modes de ruptures et que la plus faible de

ces charges à la rupture gouvernerait la conception du panneau sandwich composite. Cependant, il a été constaté que le mode de rupture en flexion le plus courant pour les panneaux sandwichs est la défaillance de la peau, celle de cisaillement de l'âme et l'endommagement compression / traction de l'âme (Russo and Zuccarello, 2007; Steeves and Fleck, 2004a).

4.1 Rupture en cisaillement de l'âme

La rupture en cisaillement se produit lorsque la résistance au cisaillement de l'âme est dépassée (Steeves and Fleck, 2004a). Cette résistance pourrait être prédite car la contrainte de cisaillement maximale dans un panneau se produit à l'axe neutre et est nulle à la fois à la surface supérieure et à la surface inférieure du panneau. Par conséquent, la charge maximale, F_c , pour ce type de rupture est exprimée (Daniel et al., 2002) :

$$F_c = \frac{2\tau_c \times E \times I}{E_s \left(\frac{t_s d}{2}\right) + E_c \left(\frac{t_c^2}{8}\right)} \quad \text{I. 21}$$

avec τ_c , la résistance au cisaillement de l'âme et E est le module d'Young équivalent et I est le moment quadratique.

La force à la rupture en cisaillement des panneaux sandwichs composites est estimée en utilisant le module de cisaillement de la peau et du noyau. Cette relation est considérée comme approximative, puisque le module d'élasticité de l'âme en mousse de PVC est de l'ordre de 1/160 par rapport à celui du module d'élasticité de la peau. Tandis que le module de cisaillement du noyau de mousse de PVC est presque 1/47 fois celui de la peau. Par conséquent, la zone transformée de la section transversale du panneau sandwich en une peau équivalente sera plus grande que la zone transformée en utilisant le rapport du module de cisaillement. Ainsi, cela pourrait mieux prédire la capacité de cisaillement des panneaux sandwichs composites. La charge maximale F_{cs} pour les panneaux sandwichs composites est prédite en utilisant l'équation 2 (Daniel et al., 2002) :

$$F_{cs} = \frac{2\tau_c G I}{G_s \left(\frac{t_s d}{2}\right) + G_c \left(\frac{t_c^2}{8}\right)} \quad \text{I. 22}$$

G_s est le module de cisaillement des peaux et G_c , le module de cisaillement de l'âme et G , le module de cisaillement équivalent

4.2 Rupture en compression/Traction de l'âme

La rupture en compression/traction de l'âme n'aura lieu que si la contrainte normale en traction ou en compression est dépassée. La force max F_{ca} pour ce mode de rupture est prédite par les équations 3 et 4 (Daniel et al., 2002) :

$$F_{ca} = \frac{12EI\sigma_{ct}}{LEct_c} \quad \text{I. 23}$$

$$F_{ca} = \frac{12EI\sigma_{cc}}{LEct_c} \quad \text{I. 24}$$

σ_{ct} et σ_{cc} sont respectivement les contraintes maximales de traction et de compression de l'âme.

4.3 Théorie de déformation par cisaillement

La théorie de la déformation par cisaillement proposée par Timoshenko (Timoshenko and Woinowsky-Krieger, 1959) a été utilisée pour démontrer le comportement chargement/déflexion des panneaux sandwichs composites dont la déflexion totale est la somme des déformations de flexion et de cisaillement. La rigidité en cisaillement de l'âme est relativement faible par rapport à celle de la peau, et entraîne habituellement une déformation en cisaillement significative qui devrait être prise en compte dans la déflexion totale des structures sandwichs (Barbero, 2010). Ainsi, la déflexion totale des panneaux sandwichs composites est écrite comme suit :

$$\Delta_{total} = \Delta_b + \Delta_s \quad \text{I. 25}$$

où Δ_{total} , Δ_b et Δ_s sont respectivement la déflexion total, la déflexion en flexion et la déflexion due au cisaillement.

Pour une poutre simplement supportée en flexion statique 4 points avec une charge P appliquée et une portée de cisaillement de distance « a », la déflexion à mi-portée de la poutre est calculée en intégrant la déflexion comprise entre le support et le point de chargement ($0 < x < a$) et du point de chargement à la mi-portée ($0 < x < \frac{L}{2}$). Cette relation peut s'écrire :

$$\Delta_b = 2 \left[\int_0^a \left(\frac{M_L}{EI} \times \frac{x}{a} \right) \left(\frac{x}{2} \right) dx + \int_a^{\frac{L}{2}} \left(\frac{M_L}{EI} \right) \left(\frac{x}{2} \right) dx \right] \quad \text{I. 26}$$

où EI est la rigidité en flexion de la section transversale de la poutre. Dans l'équation 6, M_L est commun pour les deux termes ce qui nous permet de simplifier l'équation comme suit :

$$\Delta_b = \left(\frac{M_L}{EI} \right) \left[\int_0^a \left(\frac{x^2}{a} \right) dx + \int_a^{\frac{L}{2}} x dx \right] \quad \text{I.27}$$

En simplifiant l'équation 7, on obtient :

$$\Delta_b = \frac{23PL^3}{1296EI} \quad \text{I. 28}$$

Pour une poutre simplement supportée, le diagramme de déplacement en cisaillement est identique au diagramme de moment de flexion, avec un facteur $\frac{k}{AG}$ appliqué à celui-ci, avec AG souvent appelée rigidité équivalente en cisaillement des poutres sandwichs (Diab Group, 2005) et k le facteur de correction en cisaillement (Bank, 2006). Le moment de flexion maximum se produit à mi-portée de la poutre. Par conséquent, la déformation de cisaillement à cet emplacement est alors calculée comme suit :

$$\Delta_s = \frac{k}{2AG} |P \times x|_0^a \quad \text{I. 29}$$

Pour notre cas, $a=L/3$ et k, le facteur de correction de cisaillement $k=1$.

La flèche totale à mi-portée pour l'éprouvette est alors obtenue en combinant les équations 8 et 9 :

$$\Delta_{total} = \frac{23PL^3}{1296EI} + \frac{PL}{6AG} \quad \text{I. 30}$$

5 Caractérisations mécaniques

5.1 Caractérisation en flexion

Les essais de flexion quasi statique des poutres sandwichs ont été entrepris pour simuler le chargement statique des sandwichs en service. Il s'agit d'une représentation bidimensionnelle d'une condition de service en trois dimensions, mais bien que non parfaite, il s'agit d'un test qui peut être facilement exécuté et analysé, et pourrait être réalisé à différents taux de chargement.

L'ASTM C393 est la méthode spécifique dédiée à ce type d'essai. Le chargement en flexion 4 points est préféré au chargement 3 points, car la courbure aux points de chargement est réduite, ce qui réduit le risque que la poutre subisse une rupture d'indentation dans les peaux (Clark, 2012).

Lorsque les éprouvettes de flexion sont supportées et chargées par des appuis cylindriques, les points de contact entre l'éprouvette et les rouleaux varient en fonction des déplacements horizontaux et verticaux. En raison des déplacements horizontaux, le support et l'envergure des charges diminuent lors des essais de flexion en trois points et en quatre points. De plus, dans un essai de flexion en quatre points, l'étendue de charge augmente. L'effet du déplacement vertical est la traduction de la poutre dans son ensemble. Timoshenko (Timoshenko, 1963) a inclus l'effet de la variation de la portée du support dans un essai de flexion à trois points, montrant que la pente de la courbe charge-déplacement augmente à mesure que la charge augmente.

Récemment, Batista (Batista, 2015) a fourni une solution au même problème en termes de fonctions elliptiques de Jacobi. L'accord avec les résultats expérimentaux était très bon même dans le cas de grandes défections et d'effets de frottement remarquables.

L'une des techniques de caractérisation mécanique sans contact est la corrélation d'image digitale « DIC » correspondant à « Digital Image Correlation ». L'une des approches souvent utilisées repose sur des modèles aléatoires et compare des sous-régions dans l'image pour avoir des mesures sur toute la surface. L'histoire des mesures par corrélation d'images apparaît dans le domaine de la photogrammétrie. Comme il est noté par Doyle (Doyle, 1964) et Gruner (Gruner, 1971), les discussions des perspectives et de l'imagerie datent de l'écriture de Léonardo da Vinci en 1480 et ses études relatives en 1492.

Un des premiers travaux dans le domaine de la corrélation d'images a été réalisé au début des années cinquante par H. Gilberta. Celui-ci a comparé les représentations analogues des photographes pour enregistrer les caractéristiques de différents vues (Gilbert and Gilbert, 2003).

Etant donné les difficultés rencontrées par les mécaniciens chercheurs durant le post-traitement des données de mesure enregistrées photographiquement, la technologie d'imagerie numérique a fait des progrès. Des méthodes pour l'enregistrement numérique d'images ont été développées contenant des données de mesure ainsi que des algorithmes pour analyser les images et extraire les données de mesure.

La plupart des applications de la corrélation ont été effectuées sur des structures sous un chargement statique. Fruehmann et al (Fruehmann et al., 2015) ont développé des techniques permettant d'avoir des images durant des essais de fatigue et suivre l'endommagement sur le champ de déformation sans interrompre le test.

Les mesures des déformations par voies optiques ont été largement utilisées pour déterminer les propriétés mécaniques de différents matériaux (Guastavino and Göransson, 2007; Zhang and Richardson, 2005). Ces méthodes sont des procédés sans contact et sont particulièrement appropriées pour des matériaux polymères souples (Ferreira et al., 2006; Jerabek et al., 2010).

Cela fournit un moyen physique pour suivre et localiser le déplacement de plusieurs facettes pendant tout le processus de déformation. Par conséquent, chaque facette peut fonctionner comme une jauge de déformation locale virtuelle. La qualité et la précision de la mesure sont fortement influencées par les détails visuels de la surface et du contraste. Afin de produire des détails fins et exploitables, habituellement, un modèle aléatoire de peinture est appliqué sur la surface de l'échantillon. Des analyses de cisaillement de matériaux d'âme avec corrélation d'images ont été réalisées par Fathi et al (Fathi et al., 2015). Des essais de flexion 4 points ont été réalisés sur des éprouvettes sandwichs en mousse PVC. La Figure 10 montre la distribution des déformations en cisaillement sur la surface de l'âme en mousse. L'intensité de la déformation en cisaillement est représentée par le spectre de couleurs, du rouge au bleu.

Dans l'essai de flexion 4 points, les contraintes de cisaillement entre les deux points d'application sont supposées constantes. Par conséquent, l'âme en mousse montre plutôt une déformation en cisaillement uniforme en particulier dans les zones élastiques.

Les structures sandwichs à base de mousse polymère ont été étudiées en se basant sur une série d'aspects, y compris le choix de matériaux, délaminage, essais de flexion, indentation, etc. Steeves et Fleck (Steeves and Fleck, 2004a, 2004b) ont mené une enquête approfondie sur les modèles analytiques des mécanismes d'effondrement des poutres en sandwich combinées avec les données expérimentales de verre époxy et des structures en mousse sandwich PVC. Ils ont développé des cartes de mécanisme de rupture et ont trouvé une base technique pour les modèles d'effondrement mais avec plus d'emphase sur l'indentation. Ils ont également exploré les calculs par éléments finis pour prédire la réponse de la structure.

La sensibilité de la mousse polymère à une rupture par application d'un chargement de surface localisé, a été examinée par l'équipe Rizov (Rizov, 2006a; Rizov et al., 2005) en utilisant une approche numérique pour modéliser le comportement des sandwichs en indentation statique. Dans d'autres travaux, Manalo et al. (Manalo et al., 2016) ont étudié les effets de la température sur le comportement en flexion des structures sandwichs à base de fibres de verre renforcé (GFRP) comme peaux et une âme phénolique. Les résultats ont montré que la tendance de la variation de la rigidité de la peau issue des tests de flexion 3 points en statique est généralement en accord avec les résultats du DMA (Dynamic Mechanical Analysis). Le comportement en flexion des poutres en sandwich était régi par les peaux jusqu'à 80 °C, tandis que le rôle de l'âme phénolique était plus influent au-delà de cette température.

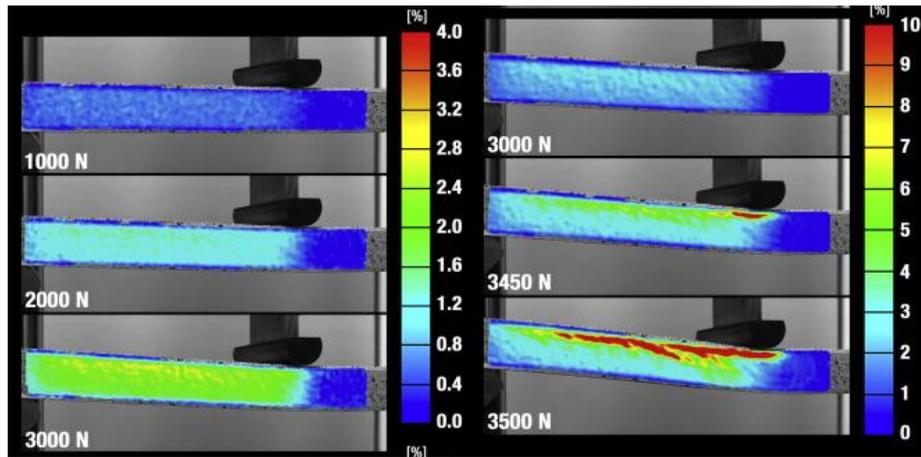


Figure 10 : Distribution de la déformation en cisaillement sur la surface de l'âme en mousse avec différents niveaux de chargement

5.2 Caractérisation en cisaillement

Un test de cisaillement à bloc unique est effectué pour déterminer les propriétés de cisaillement pertinentes des matériaux tels que les mousses, les nids d'abeilles etc. La norme d'essai suivie est la méthode ASTM C273. Les deux méthodes disponibles pour déterminer les valeurs de la résistance au cisaillement et du module des mousses sont ASTM C273 et ISO 1922. La méthode ISO 1922 est très similaire à la méthode ASTM C273, mais la norme ASTM exige que les plaques d'essai soient inclinées de telle sorte que l'axe de chargement à travers la mousse passe en diagonale à travers l'échantillon. La Figure 11 montre une représentation schématique de l'essai.

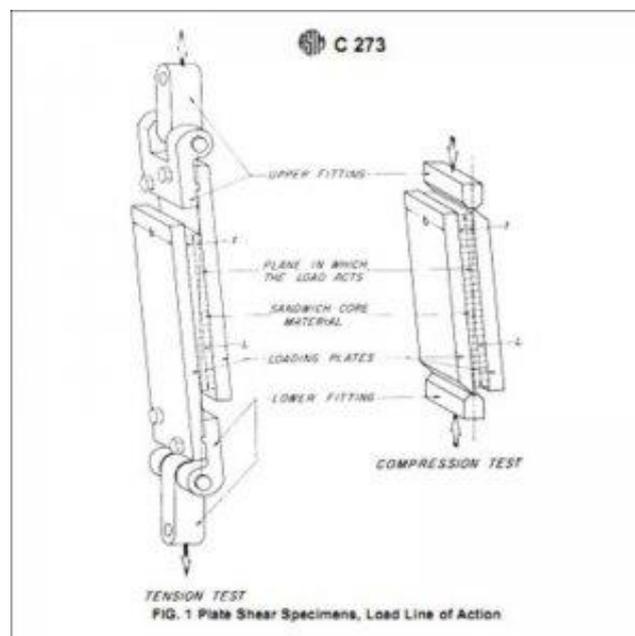


Figure 11 : Représentation schématique de la norme d'essai

Cependant, les résultats obtenus par cette méthode d'essai sont influencés par la sévérité de la concentration des contraintes au niveau des bords. De plus, l'éprouvette présente généralement une distorsion sévère lorsqu'elle est testée sous chargement monotone. Pour surmonter ces

limitations, certaines modifications de la norme ASTM C273 ont été suggérées. Un échantillon modifié avec une réduction d'épaisseur dans la section de jauge a été proposé pour empêcher la rotation de la zone de cisaillement (Kang et al., 2008). De plus, une éprouvette de cisaillement, modifiée pour les essais de cisaillement monotone et de cisaillement inverse, a également été développée, pour laquelle un dispositif de fixation a été utilisé pour éviter une distorsion indésirable des éprouvettes (2011).

6 Comportement en fatigue

6.1 Comportement des structures sandwichs en fatigue

Afin de caractériser le comportement en fatigue des structures sandwichs, plusieurs auteurs ont recours à différents types de sollicitation. Des essais de fatigue en flexion 4 points ont été réalisés par Zenkert (Zenkert and Burman, 2011) en utilisant le montage présenté sur la Figure 12.

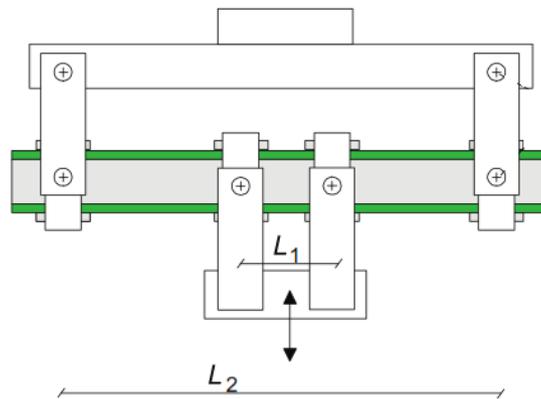


Figure 12 : Montage de flexion utilisé par Zenkert [6]

Le banc de test de flexion quatre points (Figure 12) permet un chargement purement alternatif. Ce montage permet une rotation des appuis au niveau de l'axe neutre de l'éprouvette sandwich dont le but est de minimiser la concentration des contraintes auprès des points d'application de l'effort.

Les essais de fatigue de flexion 4 points menés par (Burman and Zenkert, 1997; Gerard, 2013) montrent une anomalie au niveau des conditions aux limites. Les éprouvettes cassent aux niveaux des bords présentant une concentration de contraintes. La rupture en fatigue est présentée sur la Figure 13.

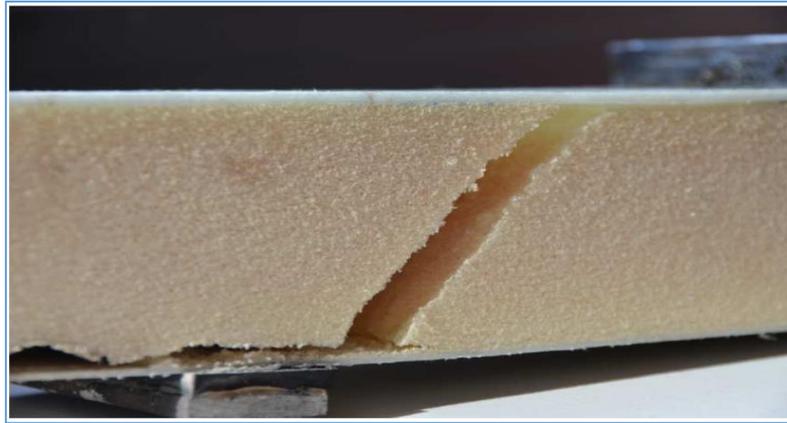


Figure 13 : Rupture en fatigue (essai de flexion 4 points) (Gerard, 2013)

6.2 Endommagement des structures en fatigue

L'endommagement dans les structures sandwich, quel que soit le matériau de l'âme, en mousse ou en nida, est un phénomène complexe à cause des nombreux mécanismes de défaillance activés. Les modes de rupture des structures sandwich sont affectés par l'environnement, la géométrie de l'éprouvette, les conditions aux limites et les propriétés des matériaux. Les sandwichs à âme en mousse sollicités en flexion trois ou quatre points sont susceptibles d'être endommagés avec différents modes comme la rupture ou le flambement des peaux, le cisaillement ou la compression de l'âme et la décohésion âme - faces (T. C. Triantafillou, 1987; Zenkert, 1997). La rupture à l'interface peut apparaître lorsque la résistance de l'interface est inférieure à la résistance au cisaillement de l'âme. Les modes de rupture les plus fréquents sont illustrés sur la Figure 14.

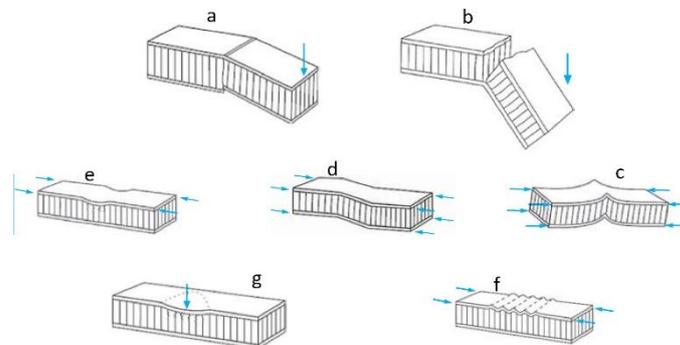


Figure 14 : Modes de rupture dans les structures sandwich (a) Rupture par compression, (b) Rupture en traction, (c) Flambage d'ensemble, (d) Rupture en cisaillement, (e) Flambement localisé, (f) Flambement intracellulaire, (g) Poinçonnement local

Dans notre investigation scientifique, nous nous sommes intéressés à la rupture en cisaillement de l'âme car ce mode reste peu étudié et/ou mal maîtrisé. Le matériau de l'âme est généralement soumis au cisaillement et transmet pratiquement tout l'effort tranchant. Cependant, la contrainte appliquée sur l'âme est du même ordre d'amplitude que la contrainte de cisaillement. La valeur maximale de la contrainte de cisaillement ($\bar{\tau}_{cxz}$ et $\bar{\tau}_{cyz}$) due à l'effort tranchant dans l'âme est donnée par cette équation (Timoshenko and Goodier, 2010) :

$$\bar{\tau}_{cxz} = \left[\left(\frac{\sigma_{cx}}{2} \right)^2 + \tau_{cxz}^2 \right]^{\frac{1}{2}} \text{ et } \bar{\tau}_{cyz} = \left[\left(\frac{\sigma_{cy}}{2} \right)^2 + \tau_{cyz}^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad \text{I. 26}$$

Cette équation est utilisée comme critère de rupture. Elle pourrait être une limite d'élasticité ou une contrainte à la rupture. En supposant qu'on a une âme de faible rigidité, $E_c \ll E_f$; alors, $\sigma_{cx} = \sigma_{cy} = 0$ et la contrainte de cisaillement maximale est écrite sous la forme donnée par :

$$\bar{\tau}_{cxz} = \frac{T_x}{d} \geq \hat{\tau}_{cxz} \text{ and } \bar{\tau}_{cyz} = \frac{T_y}{d} \geq \hat{\tau}_{cyz} \quad \text{I. 27}$$

En fait, dans de nombreux cas pratiques, la contrainte appliquée σ_c est très inférieure à la contrainte de cisaillement ce qui ramène l'équation 9 égale à :

$$\tau_{cxz} = \frac{T_x}{d} \geq \hat{\tau}_{cxz}. \quad \text{I. 28}$$

Pour étudier les critères et les modes de rupture de ces structures composites, Daniel et al. (Daniel et al., 2002) ont mené des études sur des poutres sandwich à base de nid'abeilles en aluminium et de PVC à cellules fermées avec des peaux en carbone unidirectionnel. Le mode de rupture en indentation a été observé lors des essais de flexion 3 points. La Figure 15 montre le motif de frange de moiré correspondant au déplacement vertical de l'éprouvette sandwich relatif à de différents chargements. La Figure 15 montre également le développement de l'indentation dans la surface supposée affectée par ce mode de rupture.

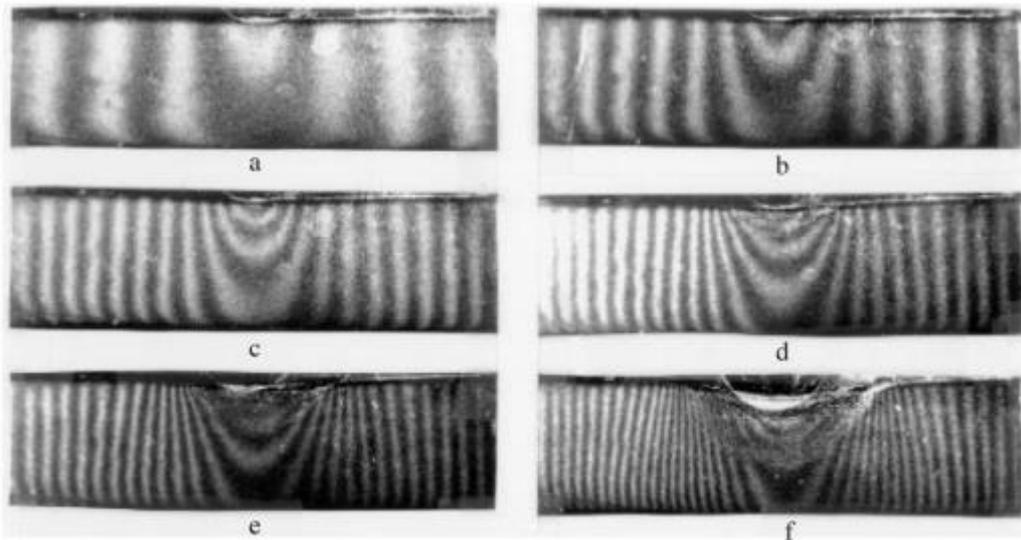


Figure 15 : Franges de moiré dans une éprouvette sandwich en mousse correspondant au déplacement vertical en flexion 3 points (a) 318N (b) 574N (c) 812N (d) 924 N (e) 1057 N (f) 1080 N. (Daniel et al., 2002)

Un autre type de rupture très commun est le mode de rupture en cisaillement de l'âme (Caprino et al., 2015). Le matériau de l'âme est sélectionné pour supporter l'effort de cisaillement. Le mode de rupture en cisaillement de l'âme est un mode commun dans la construction sandwich (Allen, 1969a; Johnson et al., 1992; Zenkert, 1995). Dans le cas des éprouvettes sous flexion 3 points, l'âme est soumise au cisaillement et la rupture se produit lorsque la contrainte de cisaillement atteint une valeur critique de la rigidité en cisaillement du matériau de l'âme. Lim et al. (Lim et al., 2004) ont

étudié les modes de rupture des âmes sandwichs en mousse et ont cartographié les modes de rupture les plus communs en statique (Figure 16).

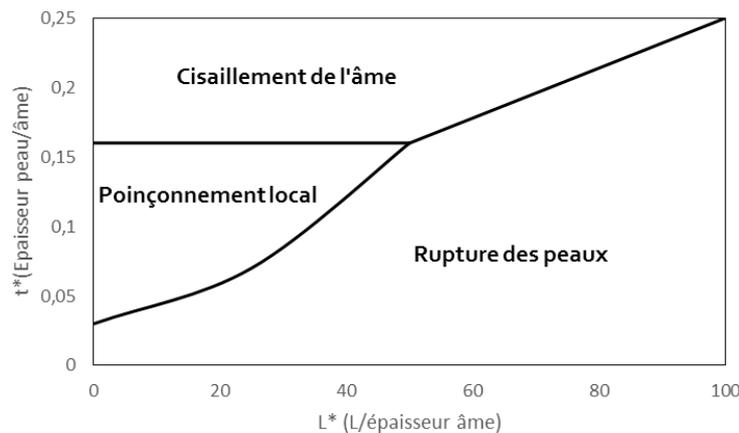


Figure 16 : Cartographie des modes de rupture en statique (Lim et al., 2004)

La rupture de décollement entre l'âme et les peaux a été également discutée dans la littérature (Burlayenko and Sadowski, 2010; Carlsson et al., 1991; Idriss et al., 2015).

6.3 Fatigue et courbe de Wöhler

La courbe de Wöhler ou autrement la courbe S-N (contrainte-nombre de cycles) permet de mettre en évidence le chargement (S , σ ou τ) sur un matériau, de manière conventionnelle par rapport au nombre de cycles d'un niveau de chargement appliqué entraînant une rupture représentée sur une échelle logarithmique. Le développement de la courbe de Wöhler est la forme la plus commune pour présenter le comportement en fatigue d'un matériau (Degrieck and Van Paepegem, 2001). La technique de présentation de la durée de vie en fatigue a le potentiel d'avoir significativement une large variance comme montré sur la Figure 17 pour un matériau GFRP (polymère renforcé aux fibres de verre) (Curtis, 1989).

Egalement, les influences des sous-chargeurs (Fleck, 1985) et sur-chargeurs (Carlson et al., 1991) accidentellement appliqués pendant le chargement entraînent des écarts importants dans les résultats de la courbe de Wöhler. Par conséquent, il est recommandé de créer une base statistique pour la courbe de Wöhler en testant plusieurs éprouvettes à des niveaux de chargement similaires et aussi identiques que possible (Johnson, 1964). La variabilité des composites ajoute un élément supplémentaire, en effet chaque matériau répondra d'une manière variable tout au long des cycles de chargement, ce qui induit un changement probable du mode de rupture (Harris, 2003).

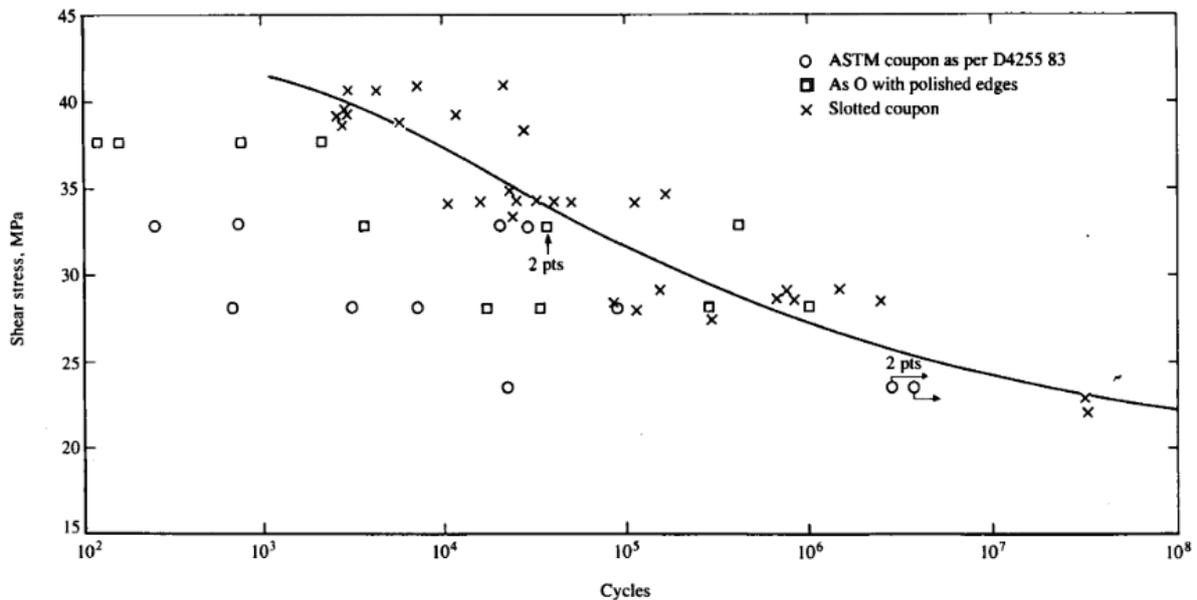


Figure 17 : Courbe de Wöhler d'un composite à base de fibres de verre/époxy unidirectionnelle sous chargement de cisaillement en fatigue

Bien que le taux et le niveau de chargement cyclique puissent varier au cours de l'essai, il est préférable de considérer les cycles appliqués à un taux constant pour chaque plage de chargement afin d'augmenter le contrôle des résultats. La Figure 18 schématisé par Burman (Burman, 1998) montre le chargement idéal tout en affichant plusieurs termes clés (S_{max} , S_{amp} ...) qui seront utiles tout au long des essais de fatigue.

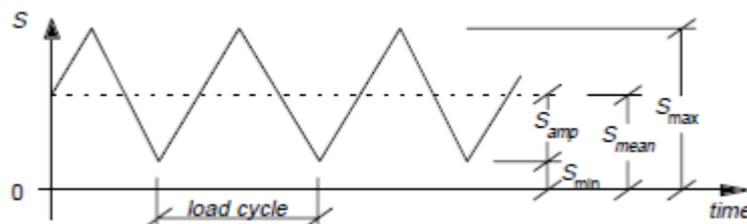


Figure 18 : Cycle de chargement idéalisé décrivant les valeurs clés requis pour la tenue en fatigue (Burman, 1998)

Burman et Zenkert (Burman and Zenkert, 1997) ont étudié le comportement en fatigue des panneaux sandwichs à base de mousse et des peaux en fibres de verre. Son travail a montré que la contrainte de cisaillement est responsable de la rupture en fatigue. Finalement, Burman et Zenkert (Burman and Zenkert, 1997) ont spécifiquement décrit les courbes de réponse à la fatigue des panneaux endommagés qui sont chargés à 25 % et 70 % par rapport à la charge maximale avec des rapports de contraintes $R=-1$, $R=-0,5$, $R=0,1$, $R=0,25$ et $R=0,5$. Les résultats pour $R=-1$ et $R=0,1$ sont illustrés sur la Figure 19.

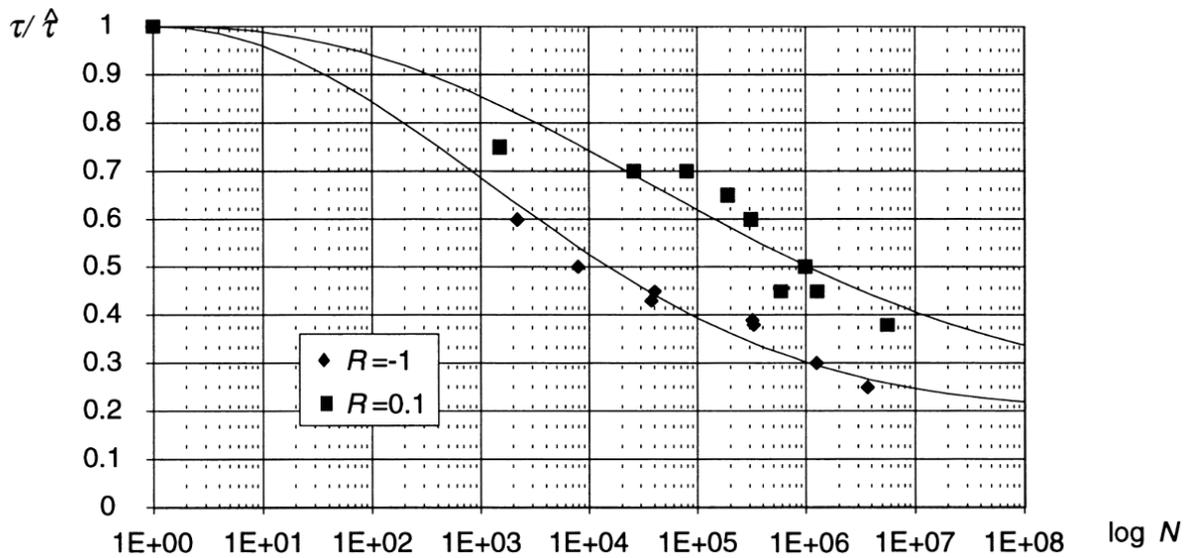


Figure 19 : Courbe de Wöhler des panneaux sandwich Mousse H100/Fibres de verres en flexion 4 points

Il a été montré par Burman et Zenkert (Zenkert and Burman, 2011) ainsi que par Grenestedt et al (Grenestedt et al., 1996) que l'endommagement initial de l'âme en mousse réduit considérablement la résistance à la fatigue d'un panneau sandwich. Pour leurs études, l'enquête sur la ténacité et la propagation de la fissure était nécessaire. Une forte corrélation entre la performance en fatigue et la ténacité du matériau de l'âme a été déterminée mais les problèmes inhérents à la fabrication ont été démontrés pour entraver toute tentative de corréler directement la ténacité et la durée de vie en fatigue. Plus précisément, la recherche menée par Dawood et al (Dawood et al., 2010) avait invoqué l'influence de l'utilisation des tissus de fibres à trois dimensions. La conclusion la plus importante de leur travail est l'influence sur la dégradation de la rigidité. Une dégradation de 15 % a été observée pour les deux éprouvettes testées (Figure 20).

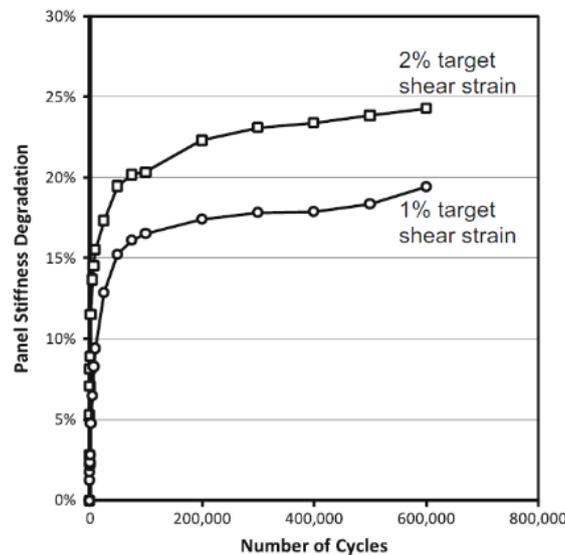


Figure 20 : Courbes dégradation de la rigidité des panneaux sandwich PVC/GFRP avec insertions des fibres 3D

7 Conclusion

Dans cette première partie du document, nous nous sommes intéressés à l'état de l'art des matériaux sandwichs en ce qui concerne leur comportement en statique et en fatigue et leurs applications dans les différents domaines de transport.

Au sein d'une structure sandwich, du point de vue de la résistance des matériaux, les peaux reprennent les moments fléchissant sous forme de traction et de compression alors que l'âme reprend les efforts tranchants via du cisaillement et la compression hors-plan. L'âme permet aussi de tenir les peaux écartées afin de disposer d'une importante rigidité de flexion sans excès de masse.

Une analyse des travaux de fatigue sur différentes structures sandwichs a été aboutie dans ce chapitre. Les travaux de recherche sur la fatigue des sandwichs à âme en mousse PVC du constructeur DIAB menés par Burman et Zenkert sur l'influence du chargement cyclique sur ces sandwichs ont été rapportés. Les résultats des études par la technique de corrélation d'images, en particulier la distribution des déformations en cisaillement et sa localisation au niveau de l'interface âme/peau sont également restitués. Le chapitre suivant détaillera les essais de fatigue en flexion 4 points et le développement d'une méthodologie d'essai.

CHAPITRE

2

Approche expérimentale : la détermination du module de cisaillement et du module de rigidité

1 Introduction

Afin de déterminer les propriétés élastiques des poutres sandwichs telles que (E, G, D), nous avons réalisé des essais de flexions 3 points et 4 points nécessaires à l'application de la norme ASTM C393. Nous avons également utilisé la norme de cisaillement ASTM C273 pour compléter et corriger certaines valeurs obtenues.

2 Eprouvettes

Les matériaux étudiés dans ce chapitre sont deux structures sandwichs à base de nid d'abeilles. Elles sont fabriquées avec des peaux en fibres de verre et utilisées dans le domaine de la construction aéronautique. On les trouve à l'intérieur des avions comme mobilier (dos des sièges passagers, tablettes, coffres à bagages).

Le nid d'abeilles Nomex (HRH-10-3.2-48) est choisi comme matériau d'âme du panneau sandwich. Le tableau 1 définit les propriétés mécaniques et physiques du matériau, issues de la fiche technique du fournisseur.

Matériau	G sens L [MPa]	G sens W [MPa]	Module de compression [MPa]	Densité (Kg/m ³)
HRH-10-3.2-48	32	24	138	48

Tableau 1 Propriétés mécaniques et physique du NIDA Nomex

Les panneaux étudiés sont constitués d'une âme en nids d'abeilles Nomex reliée par un film de colle à deux peaux en fibres de verre et matrice phénolique (Figure 21). Les peaux ont un module d'Young égal à 25 GPa. Vis-à-vis de leur masse, ces structures ont les rigidités et résistances parmi les plus élevées dans la gamme des matériaux concurrents dans le même domaine d'utilisation. La Figure 22 présente une cellule hexagonale du nid d'abeilles et définit les directions L et W. Le sandwich à base de Nida est d'épaisseur 12,7 mm.

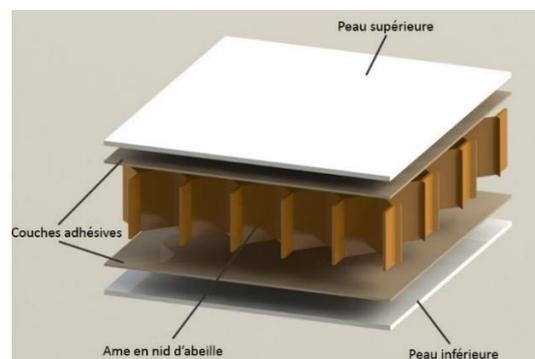


Figure 21 : Structure sandwich à base de nid d'abeilles

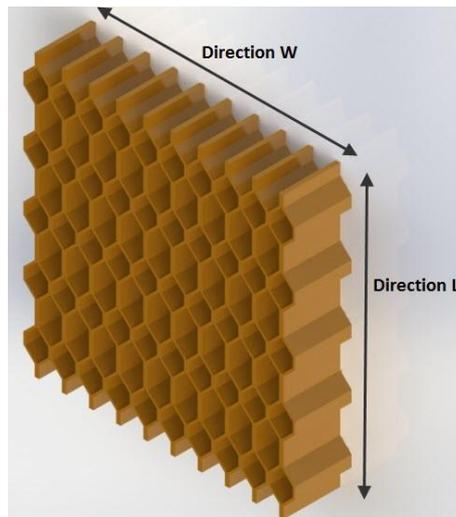


Figure 22 : Directions des cellules L et W de l'âme en nids d'abeilles

Les éprouvettes utilisées sont présentées sur la Figure 23.

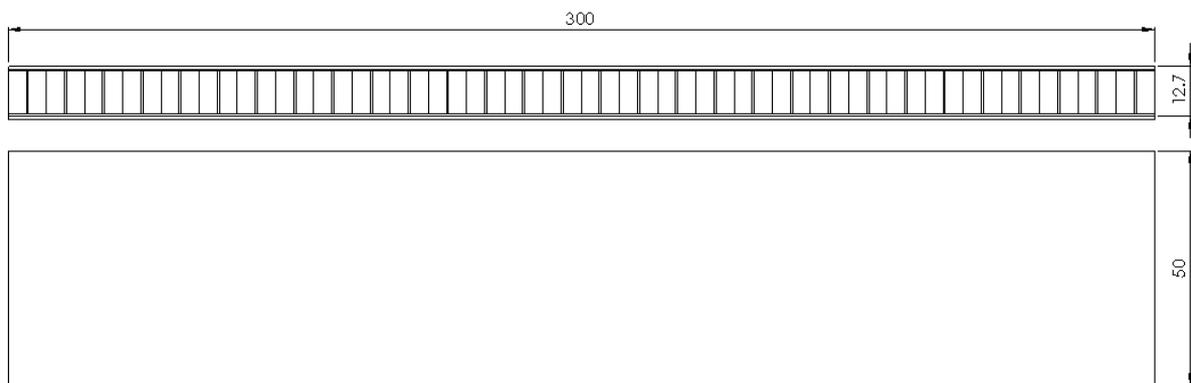


Figure 23 : Plan d'éprouvette de flexion

Ces éprouvettes sont découpées dans les directions de renforcement des peaux tissées qui coïncident avec les directions L et W du NIDA

3 Essais de flexion 3 et 4 points en statique

3.1 Machine d'essais

Les essais de flexion 4 points ont été réalisés sur une machine universelle Zwick d'une capacité de 50 kN. Pour tester nos éprouvettes à différentes températures, nous avons conçu et fabriqué un module de température qui permet d'atteindre des températures jusqu'à 120 °C. L'architecture de ce module est présentée sur la Figure 24.

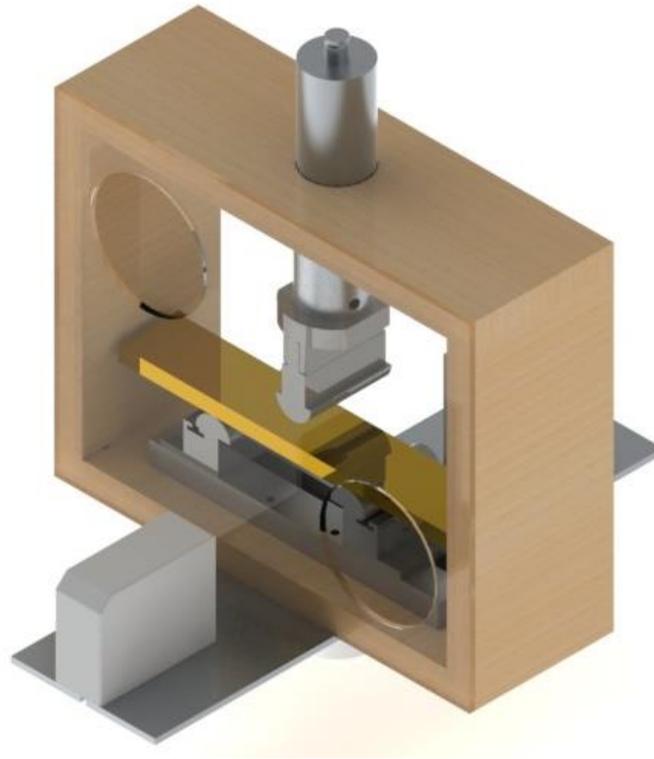


Figure 24 : Design du module de température

Le module comporte un capteur à faisceau laser Keyence LS-7000 qui permet de mesurer la flèche au milieu de l'éprouvette. Il est aussi équipé par deux ventilateurs encastés dans les deux trous permettant de faire circuler l'air chaud dans le module. Il est fabriqué avec des panneaux en bois stratifié jouant le rôle d'isolant thermique. Il comporte également deux plaques en verre permettant de laisser passer le faisceau laser entre l'émetteur et le récepteur du capteur. Une fois ce module fabriqué, il est monté sur la machine Zwick comme le montre la figure 25

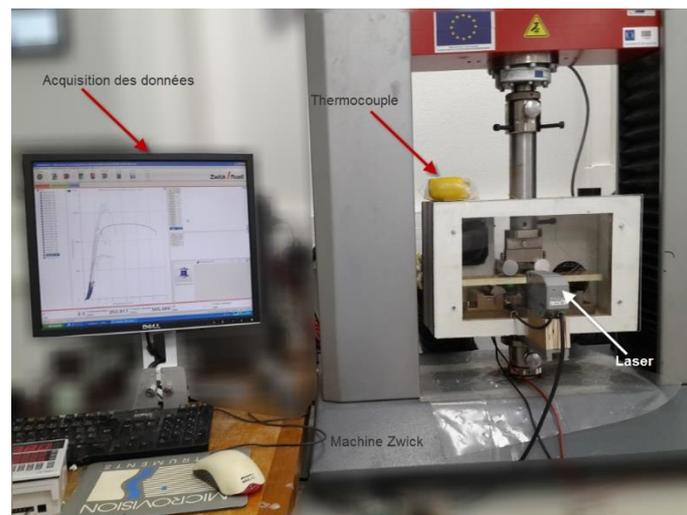


Figure 25 : Machine Zwick adaptée aux essais de flexion en température

La vitesse de déplacement est prise constante à 2 mm/minute et la charge exercée est mesurée avec une précision de 1 %. La machine est constituée d'un bâti rigide qui comprend une traverse fixe à

laquelle est fixée la base du montage de flexion et sur laquelle repose l'éprouvette. Le support du complément du montage qui va appuyer sur l'éprouvette est fixé à une traverse mobile.

3.2 Paramètres et déroulement des essais

Les essais de flexion 4 points et 3 points ont été réalisés suivant la norme ASTM C393 (ASTM, 2008). L'objectif est de caractériser les rigidités de flexion D et de cisaillement ainsi que les résistances associées à une rupture en traction ou compression des peaux, ou encore en cisaillement de l'âme. Deux types d'éprouvettes sont utilisés, exploitant le sens L et le sens W du NIDA.

L'essai de flexion se déroule de la même façon pour tous les types d'éprouvettes comme suit :

- La première étape consiste à coller des lames sur les éprouvettes pour protéger les faces de l'indentation.
- Puis, l'éprouvette est maintenue sur les 2 appuis et centrée sur le poinçon de flexion (3 points). (Figure 26)
- La troisième étape consiste à lancer un cycle de chargement sans abîmer l'éprouvette et juste avant la rupture.
- La quatrième étape consiste à changer le poinçon de flexion par un autre de 4 points et solliciter l'éprouvette jusqu'à rupture.

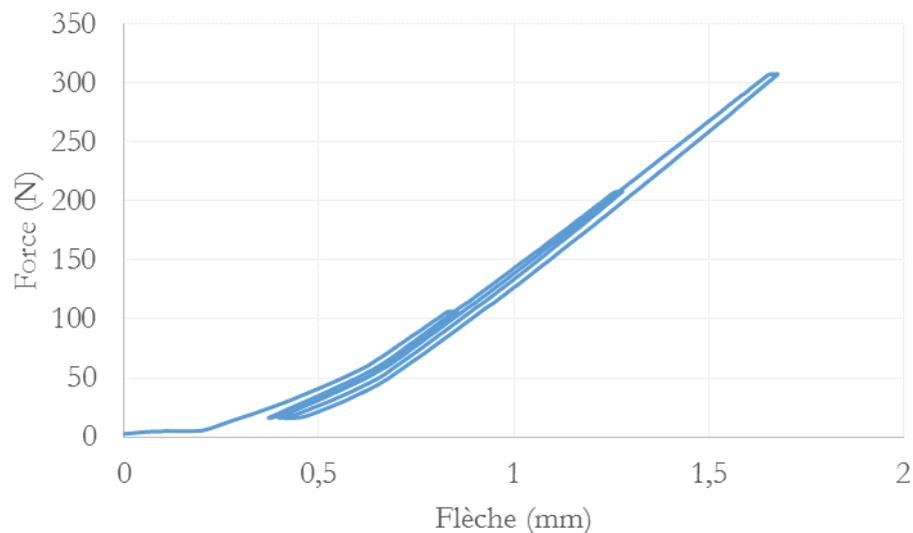


Figure 26 : Courbe type flexion 3 points sur une éprouvette nid d'abeilles sens L

Un essai préliminaire a été réalisé pour déterminer le temps nécessaire à la stabilisation de la température à 80 °C. Un thermocouple est utilisé pour suivre l'évolution de la température en fonction du temps. D'après la Figure 27, une durée de 6 minutes est nécessaire pour atteindre une température de 80 °C. Afin d'avoir une homogénéisation de température dans le module, nous avons décidé d'y laisser les éprouvettes 10 minutes avant de lancer les essais.

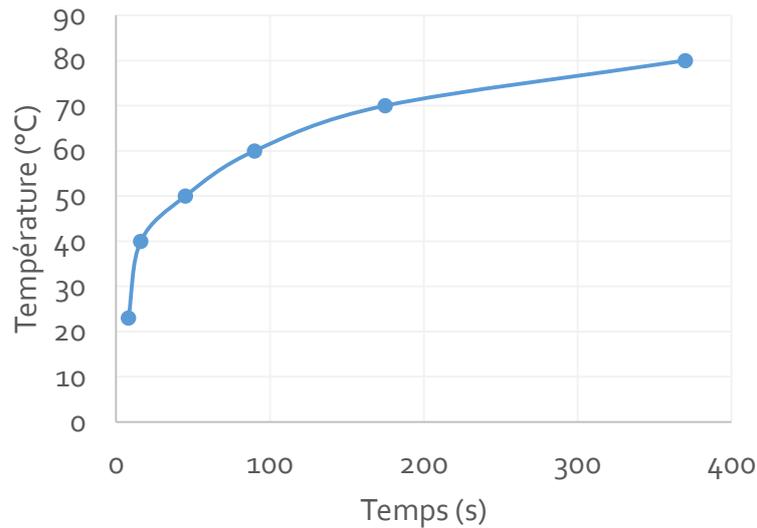


Figure 27 : Evolution de la température en fonction du temps au sein de l'éprouvette

3.3 Résultats et discussion des essais de flexion en statiques

3.3.1 Essais de flexion 4 points à 20°C et 80°C des panneaux à base de nida sens W

Nous avons testé quatre éprouvettes à base de nida d'abeille sens W, deux pour chaque température. Nous présentons sur la Figure 28 les courbes force en fonction de la flèche des différentes éprouvettes testées.

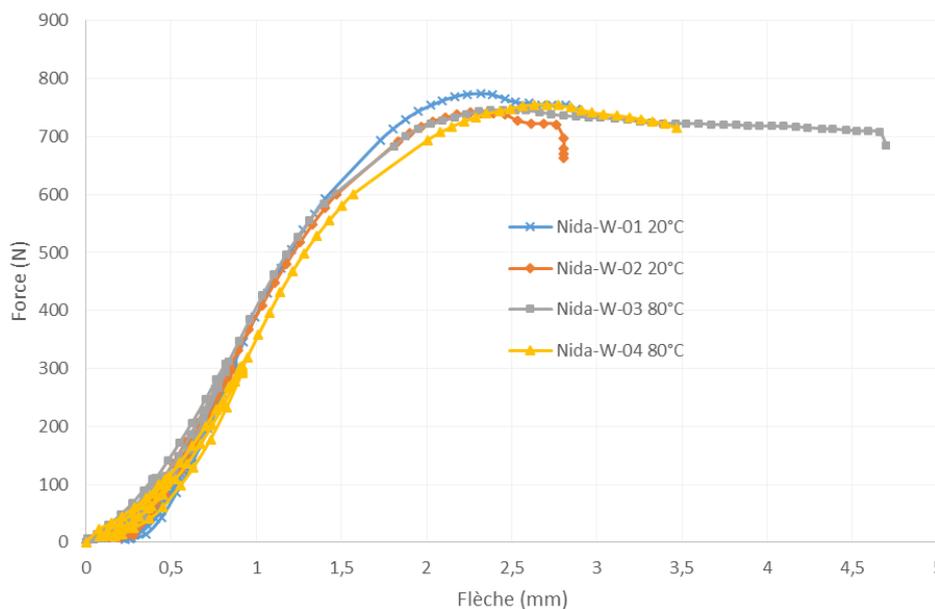


Figure 28 : Courbes force-flèche des éprouvettes Nida-W à 20°C et 80°C en flexion 4 points

A partir de ces courbes, on remarque qu'il n'y a pas d'abaissement entre les éprouvettes testées à 20 °C et celles testées à 80 °C. La sensibilité à la température des structures en nid d'abeilles est

différente de celle remarquée sur les structures à base de mousse. Nous présentons sur le Tableau 2 les valeurs de la force maximale à la rupture des quatre éprouvettes.

Éprouvette	F _{max} [N] à 20 °C	F _{max} [N] 80 °C
Nida-W-01	775,12	
Nida-W-02	742,30	
Nida-W-03		746,60
Nida-W-04		755,18
Valeur moyenne	758,71	750,89
Ecart-type	23,2	6,06

Tableau 2 : Récapitulatif des valeurs de force à la rupture des éprouvettes Nida-W à 20°C et 80°C
 Au regard de ces valeurs, les modules de rigidité en flexion (D) et en cisaillement (G) sont déterminés selon les équations II.1 et II.2 données par la norme ASTM C393.

$$D = \frac{P_1 L_1^3 \left[1 - \left(\frac{11L_2^2}{8L_1^2} \right) \right]}{48\Delta_1 \left[1 - \left(\frac{2P_1 L_1 \Delta_2}{P_2 L_2 \Delta_1} \right) \right]} \quad \text{II. 1}$$

$$G = \frac{P_1 L_1 c \left[\frac{8L_1^2}{11L_2^2} - 1 \right]}{\Delta_1 b (d+c)^2 \left[\left(\frac{16P_1 L_1^3 \Delta_2}{11P_2 L_2^2 \Delta_1} \right) - 1 \right]} \quad \text{II. 2}$$

avec :

- P : la force en N
- L : la distance entre appuis en mm
- Δ : la flèche en mm
- b : la largeur du sandwich en mm
- c : l'épaisseur de l'âme en mm
- d : l'épaisseur du sandwich en mm

La valeur moyenne de la force maximale à 80 °C est égale à 750,89 N alors qu'elle est de 758,71 N à 20 °C soit un écart de 1 %. 1 % reste une valeur négligeable. Nous pouvons dire que la température n'a aucune influence sur le comportement de la structure en nid d'abeilles.

Nous avons ensuite réalisé le calcul des modules de cisaillement et de la rigidité en flexion afin de voir si la température a une influence sur ces deux paramètres. Les résultats de ces deux modules sont présentés respectivement sur le Tableau 3 et le Tableau 4.

Référence de l'éprouvette	D [N.mm ²] à 20°C	D [N.mm ²] à 80°C
Nida-W-01	8,94 E+06	
Nida-W-02	9,45 E+06	
Nida-W-03		7,77 E+06
Nida-W-04		7,54 E+06
Valeur moyenne	9,20 E+06	7,66 E+06
Ecart type	3,61 E+05	1,63 E+05

Tableau 3 Récapitulatif des valeurs de la rigidité en flexion (D) à 20 °C et 80 °C des éprouvettes de référence Nida-W

L'analyse des résultats obtenus dans les deux tableaux précédents nous permet de mettre en évidence l'influence de la température sur le comportement statique des panneaux sandwichs à base de Nida-W. La rigidité en flexion qui dépend entre autre du comportement des peaux est régi par l'influence de la température puisque nous avons un affaiblissement de $9,20^E+06$ N.mm² (20 °C) à $7,66^E+06$ (80 °C) soit 16,7 % d'écart.

Référence de l'éprouvette	G à 20°C [MPa]	G à 80°C [MPa]
Nida-W-01	9,16	
Nida-W-02	12,71	
Nida-W-03		10,13
Nida-W-04		11,37
Valeur moyenne	10,94	10,75
Ecart type	2,51	0,88

Tableau 4 Récapitulatif des valeurs du module de cisaillement (G) à 20°C et 80°C des éprouvette de référence Nida-W

3.3.2 Essais de flexion 4 points à 20°C et 80°C des panneaux à base de nida sens L

Dans ce paragraphe, nous présenterons les résultats des essais de flexion 4 points sur les panneaux Nida-L. Nous avons testé deux éprouvettes pour chaque température. Les courbes force en fonction de la flèche sont présentées sur la Figure 29.

Nous distinguons sur ces courbes trois zones dominantes. La première région, non linéaire, entre 0 mm et 0,5 mm, qui présente des hystérésis, qui explique le comportement viscoélastique de l'âme en nid d'abeilles. La deuxième région, linéaire en apparence, démontre la déformation élastique du sandwich, là où les propriétés mécaniques du matériau sont déterminées. La troisième région présente un endommagement de la structure de l'âme en nida contrairement à la partie horizontale des courbes des structures à base de mousse. Cet endommagement n'est que le craquement des cellules nid d'abeilles qui sont sollicitées en cisaillement durant l'essai de flexion 4 points. Visuellement, les éprouvettes à 80 °C sont moins résistantes que celles à 20 °C. La valeur maximale de la force des éprouvettes à 20 °C dépasse les 1250 N alors qu'elle ne dépasse pas les 1200 N pour les éprouvettes à 80 °C. Les valeurs de force maximale, les moyennes et les écarts-types sont détaillés sur le Tableau 5.

Eprouvette	F max [N] 20 °C	F max [N] 80 °C
Nida-L-01	1307,89	
Nida-L-02	1254,09	
Nida-L-03		1136,75
Nida-L-04		1224,86
Valeur moyenne	1280,99	1180,81
Ecart-type	38,04	62,3

Tableau 5 Récapitulatif des valeurs de force à la rupture des éprouvettes Nida-L à 20 °C et 80 °C

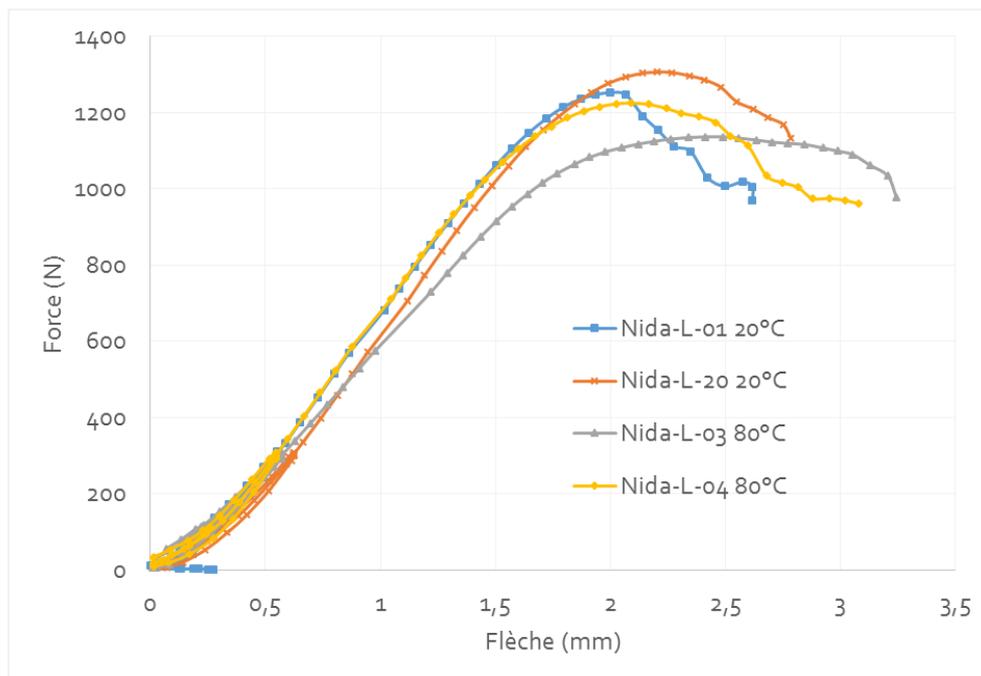


Figure 29 : Courbes force-flèche des éprouvettes Nida-L à 20°C et 80°C en flexion 4 points

La valeur moyenne de la force maximale appliquée aux éprouvettes testées à 20 °C est égale à 1280,99 N alors qu'elle est égale à 1180,81 N pour l'ensemble des éprouvettes testées à 80 °C donc un écart de 8 %.

En comparant les valeurs du Tableau 5 avec les valeurs du Tableau 2, nous constatons que la structure à base de Nida-L est beaucoup plus résistante que la structure à base de Nida-W. Pour la caractérisation des éprouvettes à une température de 20 °C, la différence entre les deux valeurs moyennes de la force maximale est de 522,28 N (1280,99-758,71), soit une variation de 40 %. Le paramètre « Force maximale » nous donne une bonne idée de comparaison entre les deux différents types de structure. Cependant, nous avons procédé au calcul d'autres propriétés de la structure notamment la rigidité en flexion D et le module de cisaillement. Ces résultats sont respectivement présentés sur les Tableau 6 et 7.

Les deux tableaux précédents montrent que les deux paramètres G et D dépendent de la température dans la mesure où ils ont subi une dégradation de leurs propriétés mécaniques entre 20 °C et 80 °C, liée aux valeurs de D et G. A titre d'exemple, la valeur moyenne du module de cisaillement est égale à 20,44 MPa à 20 °C alors qu'elle est égale à 13,73 MPa à 80 °C soit une diminution de 32 %.

Référence de l'éprouvette	D [N.mm ²] à 20°C	D [N.mm ²] à 80°C
Nida-L-01	1,10 E+07	
Nida-L-02	1,43 E+07	
Nida-L-03		7,82 E+06
Nida-L-04		1,27 E+07
Valeur moyenne	1,27 E+07	1,03 E+07
Ecart type	2,33 E+06	3,54 E+06

Tableau 6 Récapitulatif des valeurs de la rigidité en flexion D à 20°C et à 80°C des éprouvettes de référence Nida-L

Référence de l'éprouvette	G [MPa] à 20°C	G [MPa] à 80°C
Nida-L-01	18,36	
Nida-L-02	22,53	
Nida-L-03		10,14
Nida-L-04		17,32
Valeur moyenne	20,44	13,73
Ecart type	5,08	2,95

Tableau 7 Récapitulatif des valeurs du module de cisaillement à 20°C et à 80°C des éprouvettes de référence Nida-L

Les valeurs de G trouvées avec ces essais semblent erronées. Nous vérifierons par la suite avec un essai d'indentation afin de rectifier cette erreur si elle est causée par l'indentation des appuis.

L'essai d'indentation consiste à poinçonner l'échantillon entre deux appuis et suivre l'évolution du déplacement en fonction de la force appliquée (Figure 30).

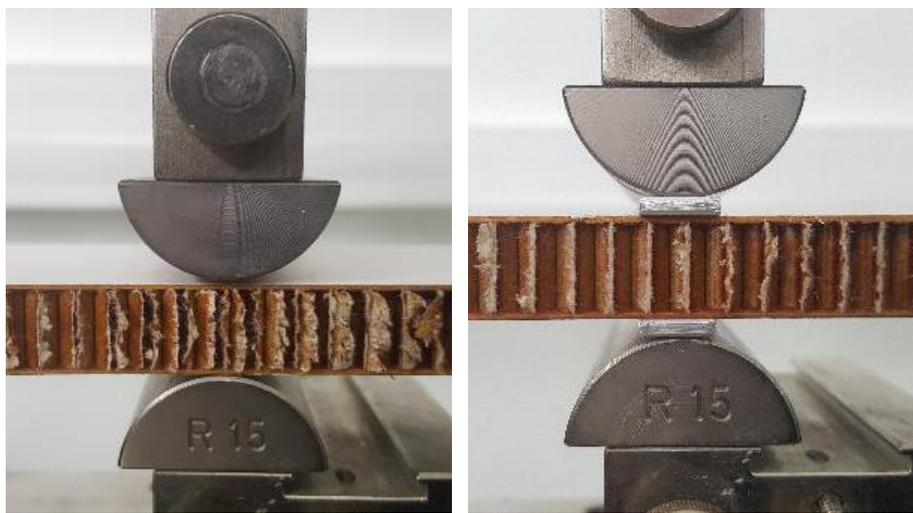


Figure 30 : Essai d'indentation

Après le traitement des résultats nous présentons sur la Figure 31 la courbe force-déplacement qui jouera le rôle d'une courbe correctrice.

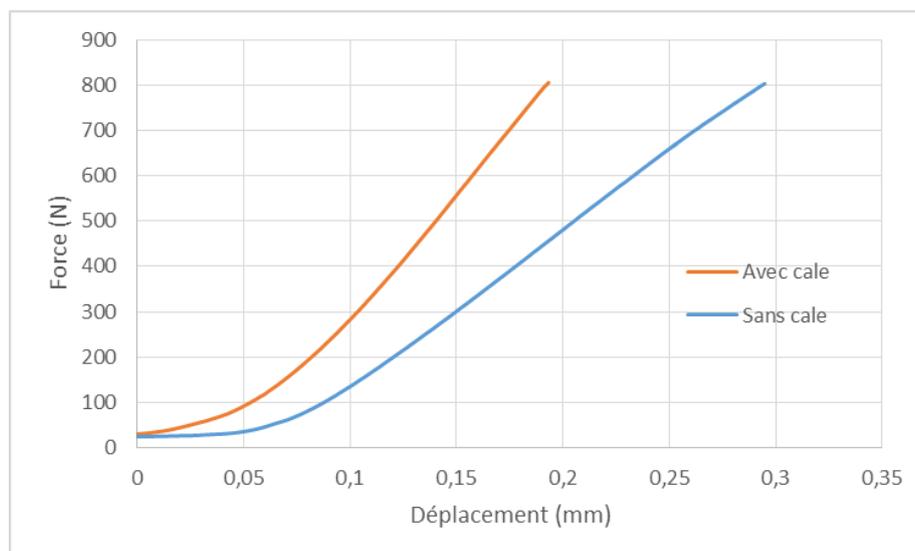


Figure 31 : Courbe de Force-déplacement de l'essai d'indentation avec et sans cale

4 Essai de cisaillement

Pour déterminer le module de cisaillement G nous effectuons des essais de cisaillement (selon la norme ASTM C273). Les essais sont réalisés sur la même machine à 50 kN. L'essai est équipé de deux capteurs LVDT pour mesurer le déplacement des deux mors et qui servent à calculer le module G . Le calcul du module de cisaillement suivant cette norme est le suivant :

$$G = \frac{St}{Lb} \quad \text{II.3}$$

avec :

- S : la pente de la première portion de la courbe force déplacement
- t : l'épaisseur de l'âme
- b : la largeur de l'éprouvette
- L : la longueur de l'éprouvette

La contrainte de cisaillement est aussi calculée à partir de l'équation de la norme comme suit :

$$\tau = \frac{P}{Lb} \quad \text{II.4}$$

On remarque un premier endommagement à partir de 15000 N mais la force à la rupture est au-dessus de cette valeur. Elle peut atteindre dans certaines éprouvettes 30000 N. Le module de cisaillement est alors calculé à partir de la deuxième pente de la courbe, généralement entre 4000 et 14000 N. Si on fait un zoom sur la première partie pour vérifier le bon déroulement de l'acquisition des données on remarque que les 3 courbes (1^{er} capteur C1, 2^{ème} capteur C2 et la moyenne) ont la même pente.

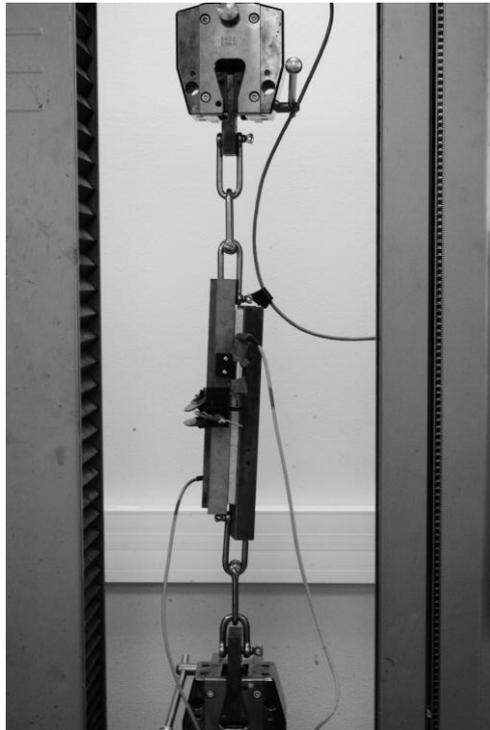


Figure 32 : Essai de cisaillement ASTM C273

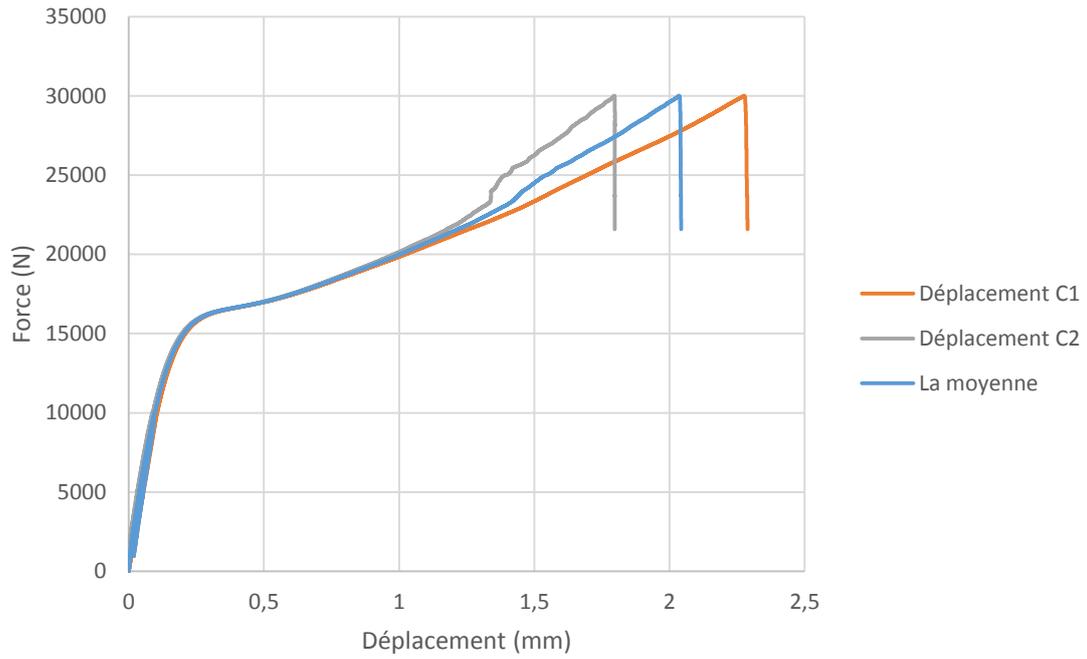


Figure 33 : Courbes force-déplacement de l'essai de cisaillement de l'éprouvette sens L

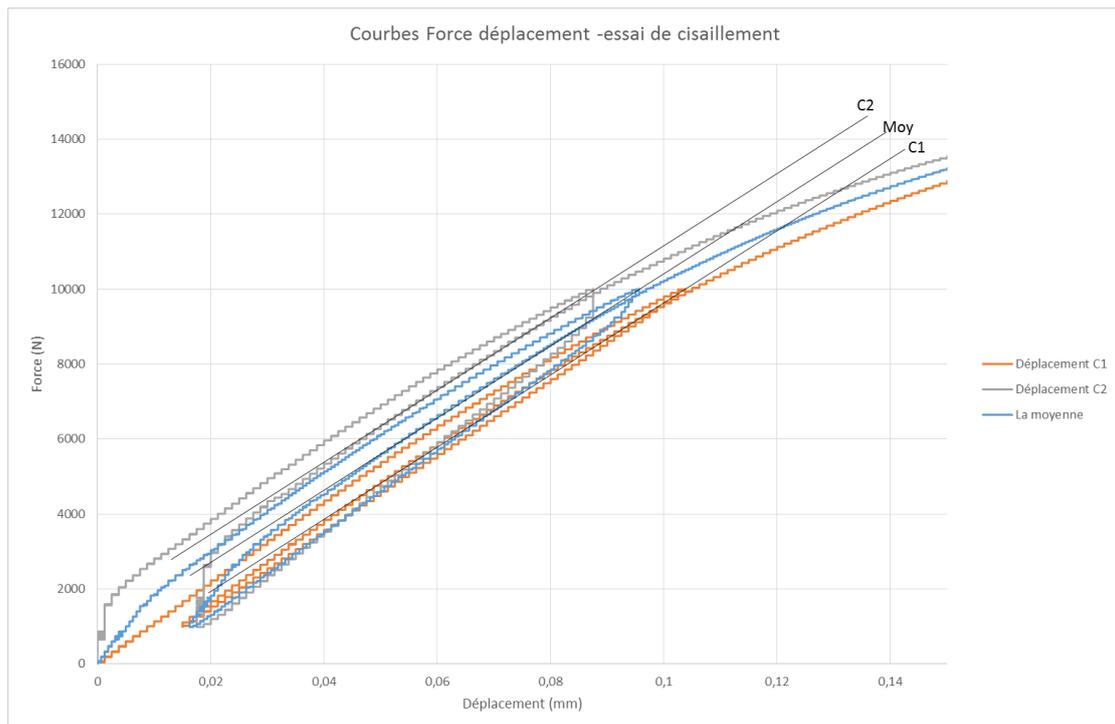


Figure 34 : Zoom sur les courbes force-déplacement de la figure 33

Nous récapitulons les résultats des essais de cisaillement dans le tableau suivant :

	G [MPa]	τ (MPa)
Nida-W-01	20,35	0,56
Nida-W-02	22	0,58
Nida-W-03	23	0,61
Nida-L-01	33	1,09
Nida-L-02	33	1,11
Nida-L-03	29	1,06

Tableau 8 Récapitulatif des résultats des essais de cisaillement

Nous remarquons d'ores et déjà que le module de cisaillement est 2 fois plus important que celui trouvé avec la norme ASTM C393. Cela est dû au problème des conditions aux limites notamment l'indentation des appuis. Les valeurs trouvées avec la norme de cisaillement sont plus proches des valeurs fournies par le constructeur.

Après cette étude, nous disposons de 2 solutions pour déterminer D et G :

- Réaliser des essais selon la norme ASTM C393 en flexion 3 points et 4 points en prenant en compte l'effet de l'indentation et utiliser la courbe de correction pour corriger les valeurs de la pente.
- Identifier les modules G en premier lieu en réalisant des essais de cisaillement basés sur la norme ASTM C273 et calculer le module D analytiquement par la raideur des peaux. La rigidité en flexion est calculée par $D = EI$ avec $I = \frac{b \times h^3}{12}$ où h : épaisseur du sandwich et b : largeur de la poutre. Cette solution a été vérifiée avec des essais sur une poutre en sandwich en faisant varier la distance L entre les appuis.

Nous récapitulons ainsi les résultats obtenus avec les différentes solutions en comparant G avec les valeurs fournies par le fabricant.

	Donnée fournisseur	ASTM C393	ASTM C273
Sens W	24	10,94	21,78
Sens L	32	20,44	31,6

Tableau 9 Récapitulatif des résultats des différentes approches

5 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons résolu le problème de détermination des propriétés mécaniques d'une structure sandwich. Les essais de flexion 3 points et 4 points de l'ASTM C393 permettent de déterminer les deux modules D et G. Nous avons constaté qu'une légère modification sur le D implique une modification sur la valeur de G. En effet les valeurs du module de cisaillement G, issues de la norme ASTM C393, sont loin des valeurs réelles fournies par l'industriel. L'erreur est due à l'effet d'indentation qui modifie légèrement les pentes des courbes et ensuite modifie les valeurs de D ainsi que les valeurs de G. Nous avons ainsi réalisé un essai d'indentation pour servir de courbe correctrice afin de rectifier les courbes de flexion 3 points et 4 points afin de retrouver

les bonnes valeurs. Les bonnes valeurs de G sont déterminées en recourant à l'essai de cisaillement ASTM C273.

1 Introduction

Dans ce chapitre, nous proposons une nouvelle méthodologie pour effectuer des essais de fatigue en flexion de structures sandwichs. Dans la première partie, nous développons une nouvelle géométrie de l'éprouvette sandwich afin de limiter les effets de bords et d'obtenir une cohérence entre la durée de vie réelle de la structure et celle déterminée au laboratoire. Dans la deuxième partie, nous développerons une nouvelle machine permettant de réaliser des essais de flexion 3 et 4 points.

Depuis les 30-40 dernières années, les âmes en mousse ou en balsa ont été couramment employées pour la fabrication des structures sandwichs dans la construction navale et dans le nautisme. Les structures sandwichs suscitent aussi l'attention en particulier dans les voiliers de course et les bateaux de surveillance (Mouritz et al., 2001; Smith, 1990). Les bonnes propriétés mécaniques ainsi que la capacité simple d'un processus en combinaison avec une bonne isolation thermique ont été un concept gagnant (Dubé et al., 2009). Les propriétés de cisaillement sont d'une importance majeure pour un matériau d'âme dans une structure sandwich. La résistance en cisaillement permet d'avoir une idée de la résistance totale de la structure sandwich car l'âme est conçue pour être le lien fiable entre les composants du sandwich. La conception d'une structure sandwich nécessite une étude approfondie de son comportement en fatigue (Zenkert, 1997).

Dans les applications de construction navale, les structures sandwichs doivent être légères tout en ayant une bonne rigidité et une bonne résistance aux sollicitations lors de la navigation. Cela nécessite une construction structurelle efficace (Di Bella et al., 2012). L'efficacité structurelle est maximisée en utilisant les matériaux adéquats avec une géométrie optimisée de la structure. Pour produire une conception optimale, ces deux facteurs doivent être pris en considération.

Plusieurs études ont été réalisées de manière approfondie dans l'illustration du comportement et le mode de la rupture des structures sandwichs sous des sollicitations en flexion (Belouettar et al., 2009; Dai and Thomas Hahn, 2003; Jen and Chang, 2008). En terme d'analyse, Allen (Allen, 1969) a supposé qu'il n'y avait pas de contribution de l'âme sur la rigidité totale de la structure sandwich. On démontrera dans ce chapitre, comme déjà dans les travaux de Zenkert (Burman and Zenkert, 1997), que cette hypothèse est fautive. Kim et Swanson (Kim and Swanson, 2001) ont testé en flexion 3 points des éprouvettes sandwichs à base de mousse et de peaux en carbone-FRP (fibre de carbone). Plusieurs modes de ruptures ont été rapportés comme la rupture en cisaillement de l'âme, rupture d'interface et rupture en compression de l'âme. Russo et Zuccarello (Russo and Zuccarello, 2007) ont mené une étude expérimentale et numérique sur des panneaux sandwichs avec des peaux en GFRP et une âme en PVC. Il a été observé que la précision de la résistance prédite dépend du mode d'endommagement. Lorsqu'une rupture est initiée par la traction de la peau, l'erreur entre essai et calcul est d'environ 15 %, tandis que dans le cas d'une rupture par cisaillement de l'âme l'erreur peut aller jusqu'à 100 %. Zenkert (Burman and Zenkert, 1997) a effectué des essais de flexion 4 points en fatigue sur des éprouvettes sandwichs à base de mousse H100 et de peaux en tissu quadri-axial NCF (Non-Crimp Fabric) DBLT-850-E10 avec un

empilement [0,45,90,-45]. La représentation de la résistance en fatigue est basée sur les deux paramètres de Weibull (Weibull 2007) de l'équation suivante :

$$\tau_{UD} = \tau_{th} + (\hat{\tau} - \tau_{th})e^{-\log(\frac{N}{a})^b} \quad \text{III.1}$$

avec τ_{th} , la contrainte d'endurance limite, $\hat{\tau}$, la contrainte statique à la rupture et a et b , les paramètres d'ajustement de la courbe.

2 Conception d'une nouvelle éprouvette de flexion

2.1 Structure sandwich étudiée

L'âme de la structure sandwich étudiée est en mousse Divinycell (Diab Group, 2005), de type PVC cellulaire, rigide et réticulée. Elle est fabriquée dans une variété de densités telles que les propriétés mécaniques augmentent avec la densité. La référence utilisée dans cette thèse est la H100 d'une densité nominale de 100 kg/m^3 . Les propriétés physiques et mécaniques de la mousse H100 sont résumées dans le tableau 10.

	Densité nominale (kg/m^3)	E (MPa)	G (MPa)
H100	100	130	35

Tableau 10 Propriétés physiques et mécaniques de la mousse Divinycell H100

Les peaux du sandwich ont été fabriquées à partir d'un tissu quadri-axial NCF (Non-Crimp Fabric) de référence DBLT-850-E10 dont l'empilement est $[0, 45^\circ, 90^\circ, -45^\circ]$ comme présenté sur la Figure 35. La structure est mise en œuvre par infusion avec la résine vinylester Reichhold DION 9500. La peau stratifiée soumise à la traction (peau inférieure) a pour empilement $[0, 45^\circ, 90^\circ, 45^\circ]$ et la peau soumise à la compression est doublée $[(0, 45^\circ, 90^\circ, -45^\circ)_2]$.

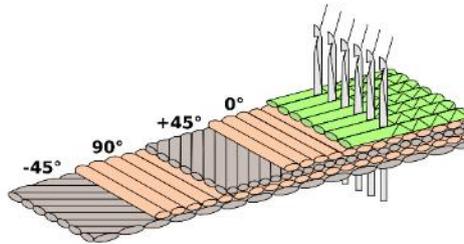


Figure 35 : Tissu quadri-axial NCF

Les éprouvettes sandwichs sont obtenues à partir de panneaux de dimensions $610 \times 580 \times 56 \text{ mm}^3$. Le panneau est constitué essentiellement de la mousse, des couches de composite en fibre de verre et d'une résine. Les éprouvettes sont réalisées en voie humide, sous vide et subissent une post-cuisson à 80°C pendant 16 heures. Les étapes de fabrication et autres méthodes de fabrication sont présentées dans l'annexe II.

Une fois l'infusion et la cuisson des panneaux réalisées, nous passons à l'usinage pour découper le panneau en éprouvettes de test.

2.2 Développement et dimensionnement de l'éprouvette sandwich

Au regard des artefacts de la norme ASTM C393 (chapitre 2) et en se basant sur une étude numérique réalisée sur Abaqus, nous nous sommes intéressés au développement d'une nouvelle géométrie de l'éprouvette de flexion.

La norme de méthode des essais de flexion ASTM C393 propose une géométrie prismatique avec des conditions sur les dimensions de l'éprouvette. En cohérence avec la littérature et à ce qui correspond à nos objectifs, nous proposons les dimensions présentées sur la Figure 36.

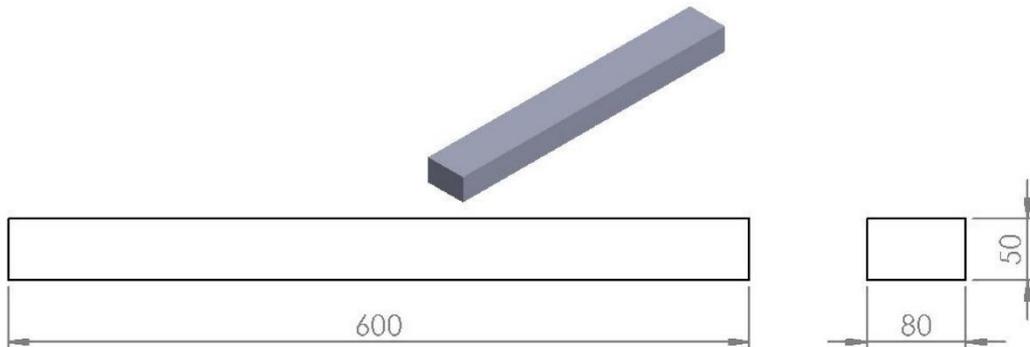


Figure 36 : Géométrie et dimensions de l'éprouvette de flexion selon la norme ASTM C393

Avec cette géométrie, on suppose que la contrainte est maximale et uniforme dans le plan milieu. Afin de vérifier cette hypothèse, nous décidons de construire un modèle par éléments finis capable de calculer les contraintes dans l'éprouvette à partir d'une force appliquée et de propriétés mécaniques données précédemment dans le paragraphe 2.1. Puisque l'éprouvette a une géométrie prismatique, nous utilisons des éléments cubiques linéaires à usage général avec intégration réduite C3D8R. Ces calculs sont effectués sur Abaqus[®]. Dans une première approche, nous proposons un modèle 2D. Nos conditions aux limites sont donc les suivantes : blocage du déplacement en Y au niveau des appuis et application d'un effort sur les deux appuis de la face supérieure (Figure 37).

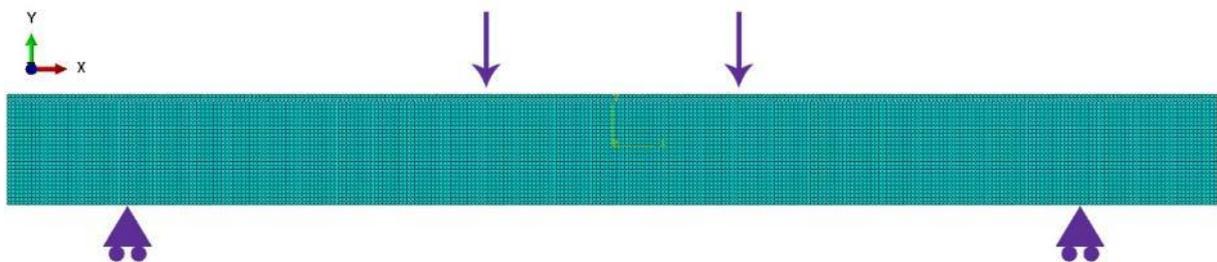


Figure 37 : Modèle 2D de l'éprouvette et conditions aux limites

Dans notre modélisation, nous visons une contrainte maximale homogène de 1,08 MPa dans la partie utile entre le support et le point d'application de la force. Après les calculs pour une force appliquée correspondante à la contrainte maximale visée multipliée par la section de la partie utile, nous pouvons alors observer la distribution des contraintes dans le plan XY dans la Figure 38.

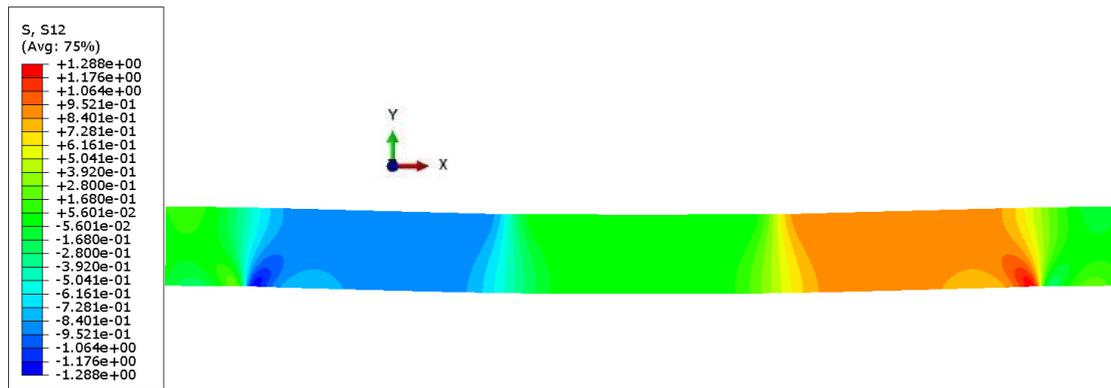


Figure 38 : Répartition des contraintes de cisaillement dans le plan XY

Nous observons que la contrainte maximale sur l'ensemble de l'éprouvette vaut 1,28 MPa au lieu des 1,08 MPa estimées par le rapport de la force divisée par la section droite, soit un écart de 15,6 %. De plus, nous remarquons une concentration de contraintes aux bords au niveau des appuis. Dans le plan XY, la contrainte évolue de 1,29 MPa à l'appui à 0,623 MPa à la surface supérieure de l'éprouvette. La distribution de la contrainte dans le plan XY en fonction de l'épaisseur est illustrée sur la Figure 39.

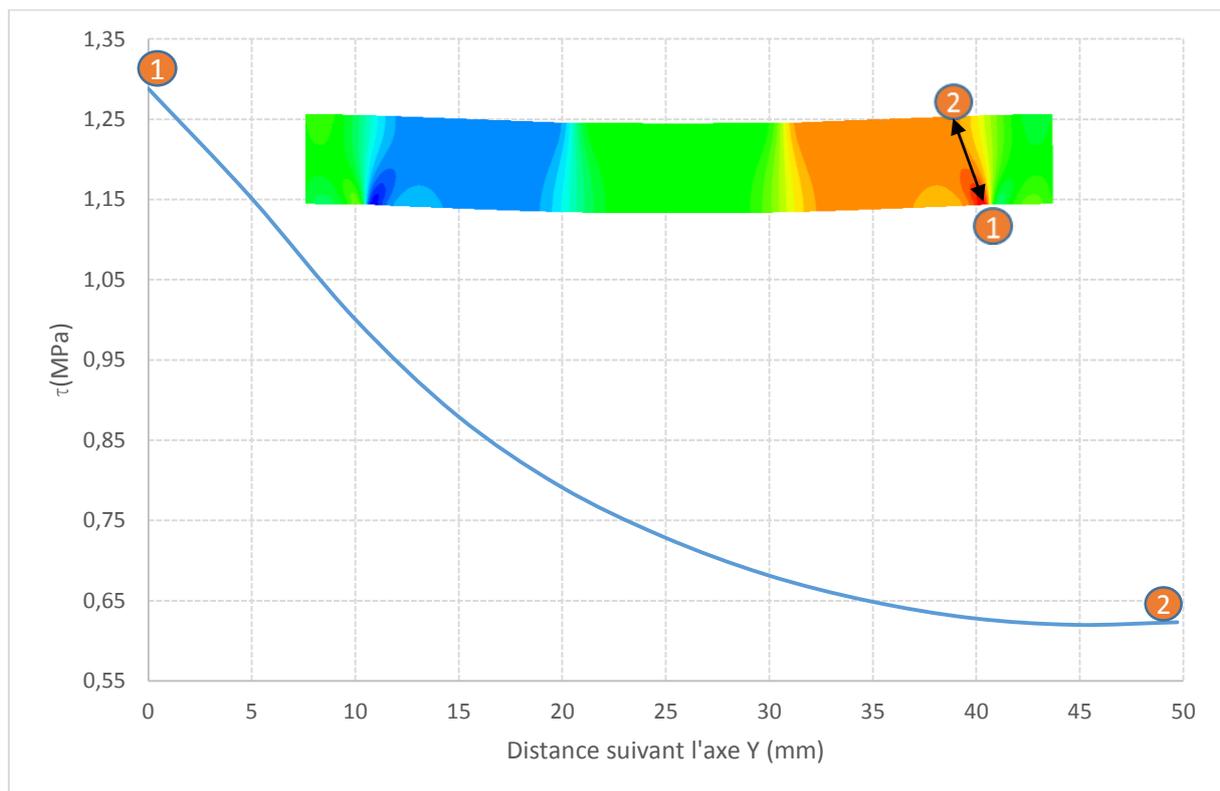


Figure 39 : Evolution de la contrainte S12 dans le plan XY

La concentration des contraintes de cisaillement au bord est nocive dans un essai de fatigue. Leur présence provoquerait une rupture prématurée. Ces constatations nous motivent pour concevoir une éprouvette capable de réduire ces effets de bords.

Afin de mieux modéliser l'éprouvette en flexion et avant de passer au développement d'une nouvelle géométrie, nous procédons à un calcul plus complet de la géométrie avec une

représentation 3D de l'âme du sandwich et 2D en contraintes planes pour les peaux composites. En travaillant avec la moitié de l'éprouvette suivant sa largeur nous pouvons grandement simplifier le problème. La modélisation de l'âme étant inchangée par rapport au modèle 2D par contre les peaux sont modélisées en utilisant le module des éléments composites là où nous pouvons introduire l'orientation et le nombre des plis. L'effort imposé sur la surface supérieure de notre géométrie dépend de la contrainte maximale visée. De ce fait, nous procédons avec le même raisonnement que la modélisation 2D en visant une contrainte de 1,08 MPa dans la partie utile. La répartition des contraintes de cisaillement dans l'âme S23 (notée τ dans le chapitre I) est illustrée sur la Figure 40.

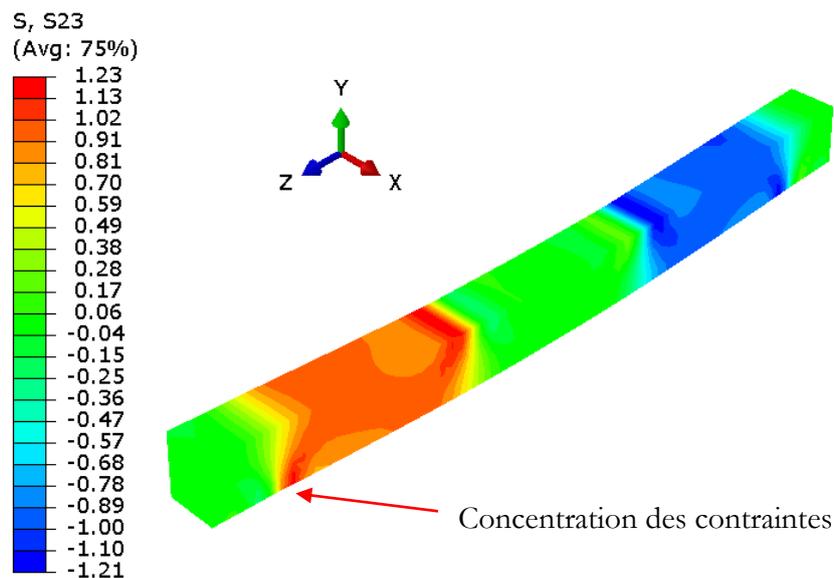


Figure 40 : Répartition des contraintes de cisaillement S23 dans l'âme

On observe une concentration de contrainte aux bords d'une valeur de 1,206 MPa. Cependant, la valeur estimée est de 1,08 donc un écart de 10 %. La modélisation en 3D nous donne plus d'informations sur le comportement de la structure que la modélisation en 2D.

Les simulations effectuées et les résultats obtenus nous permettent de disposer d'un outil de vérification du dimensionnement afin de réduire les effets de bords. Grâce au calcul par éléments finis, la distribution des contraintes de cisaillement sera mieux connue comme on le verra par la suite.

La Figure 41 montre les différentes distributions des contraintes suivant 3 sections (notées S1, S2 et S3). Nous constatons que la répartition des contraintes cisaillement τ_{23} varie significativement suivant la section et elle est maximale sur la section S1.

La contrainte de compression est uniformément répartie selon la section analysée. Par exemple dans la section 3, on constate qu'elle est maximale d'une valeur de -1.97 MPa proche de l'appui interne alors qu'elle est située au-dessus de l'appui extérieur pour la section 1.

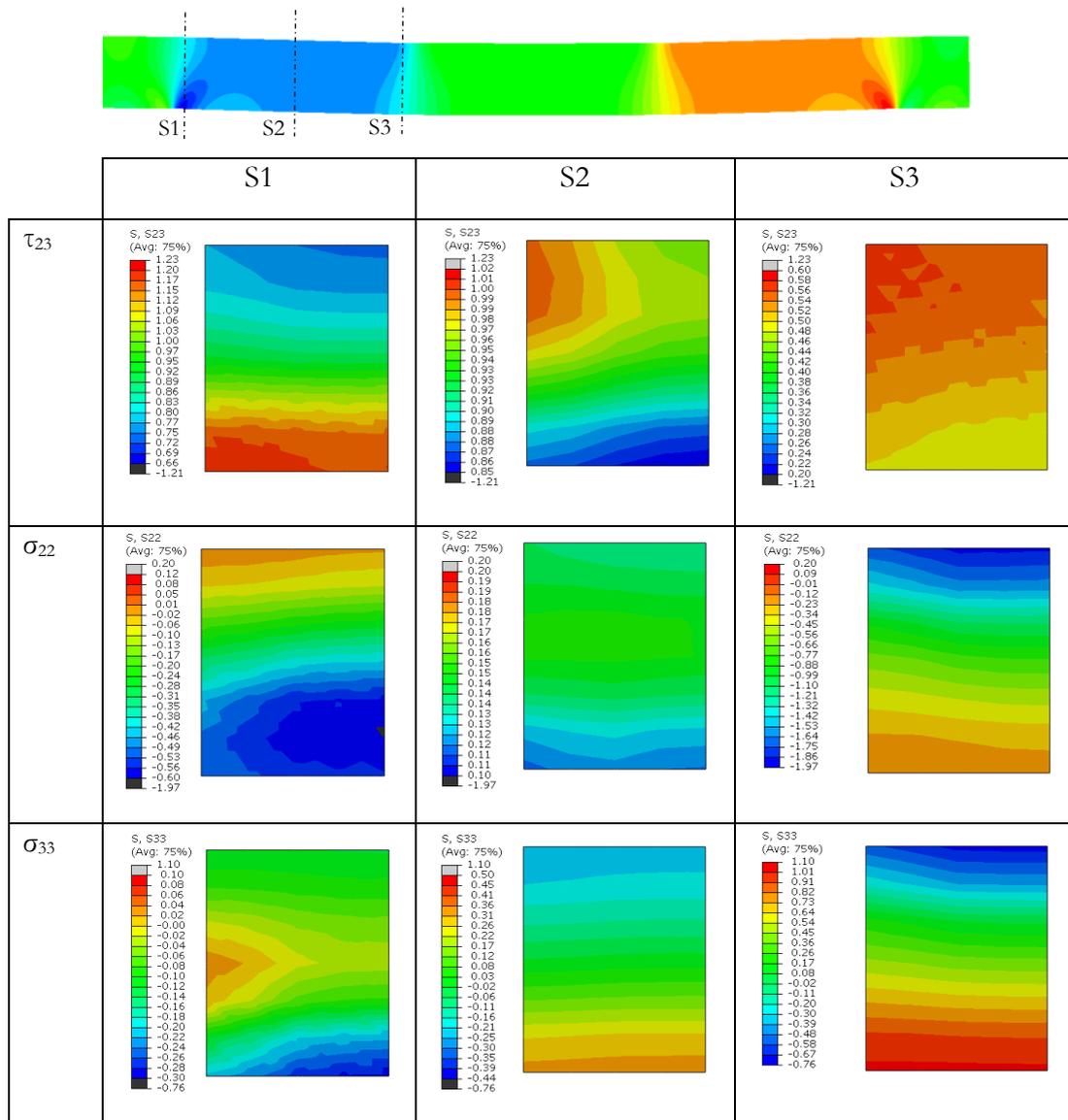


Figure 41 : Distribution des contraintes dans la géométrie de la norme

2.3 Proposition d'une nouvelle géométrie

Afin de limiter les effets de bords, nous développons une nouvelle éprouvette qui, dans un premier temps, permet d'éliminer la concentration de la contrainte de cisaillement sous les appuis. En partie courante de l'éprouvette, la section est réduite afin d'y augmenter le niveau de cisaillement et de garantir une rupture finale dans cette zone. Avec cette proposition de nouvelle géométrie (Figure 42), on vérifiera que la distribution des contraintes de cisaillement dans plusieurs sections droites de l'éprouvette est conforme à nos attentes.

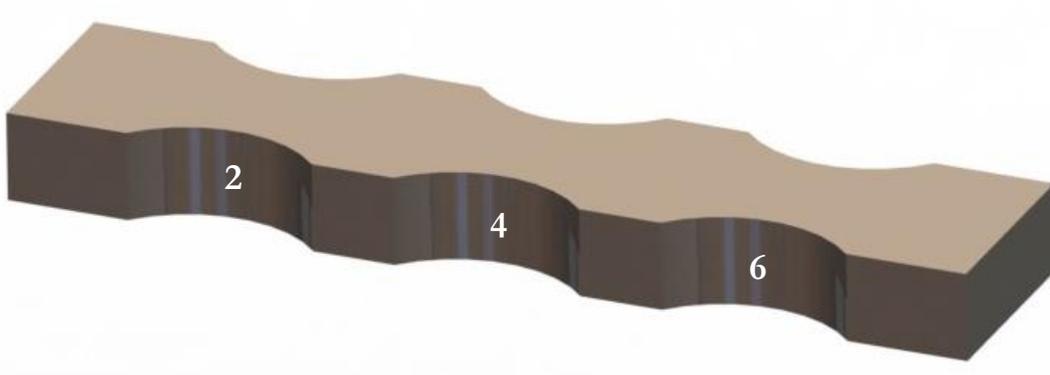


Figure 42 : Nouvelle géométrie d'essais de fatigue en flexion

On retiendra que :

- Au droit des appuis, la section est augmentée par rapport à la norme C393 afin de limiter les concentrations de contraintes de compression et de cisaillement.
- Dans les zones 2 et 6, le cisaillement est maximal tout en ne procurant pas des concentrations de contraintes trop élevées.
- Dans la zone 4, la section est également réduite, même si on constate que le cisaillement est théoriquement négligeable dans cette zone. Par contre, ce rétrécissement serait utile pour caractériser les peaux (supérieure ou inférieure) en fatigue. Ici nous avons conçu l'éprouvette afin que l'âme rompe en premier.

De manière identique à l'analyse numérique sur la géométrie de la norme détaillée dans le paragraphe précédent, nous construisons un modèle reproduisant la nouvelle géométrie de l'éprouvette. Afin de gagner le temps de calcul, l'éprouvette est modélisée sur sa moitié comme illustré sur la Figure 43.

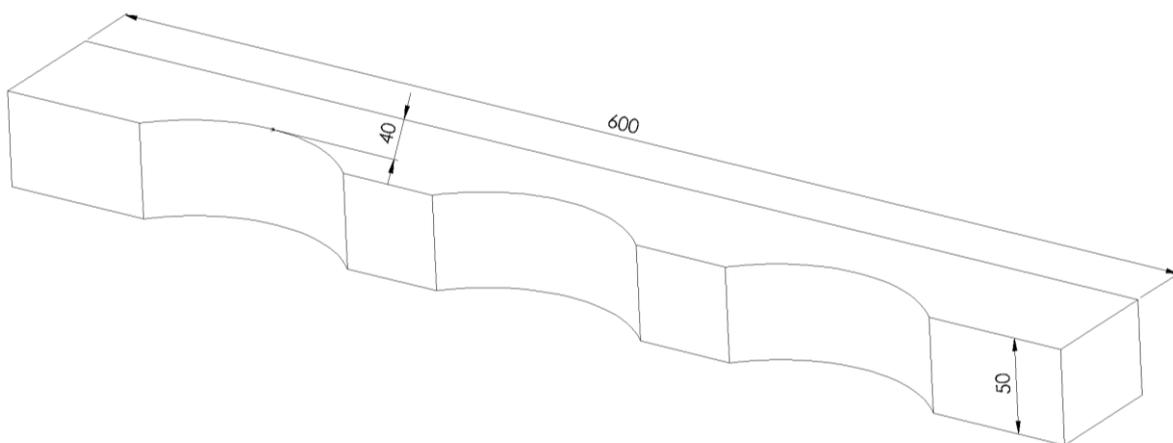


Figure 43 : Dimensions de la demi géométrie de l'éprouvette modélisée en 3D

La partie active de la géométrie reste inchangée par rapport à la géométrie de la norme ASTM C393. La largeur étant toujours égale à 80 mm pour pouvoir comparer les résultats en fatigue avec la géométrie de la norme. La méthode de modélisation est la même qu'auparavant, les peaux

modélisées en composite layer et l'âme en solide 3D. La modélisation comprend des cales en acier en contact fixe avec des élastomères qui sont eux-mêmes collés sur l'éprouvette. L'assemblage est présenté par une vue éclatée sur la Figure 44 .

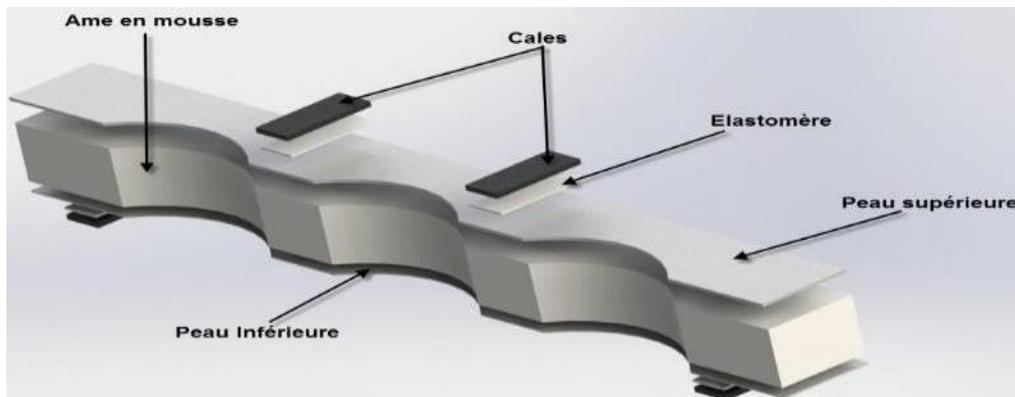


Figure 44 : Vue éclatée des différents éléments du modèle numérique

L'âme, les cales et les élastomères sont maillés avec des éléments cubiques linéaires à usage général avec intégration réduite C3D8R. Les deux peaux sont modélisées avec des éléments de coque maillées avec des éléments S4R à 4 nœuds à double courbure mince avec intégration réduite. Le maillage de la demi-éprouvette est présenté sur la Figure 45.

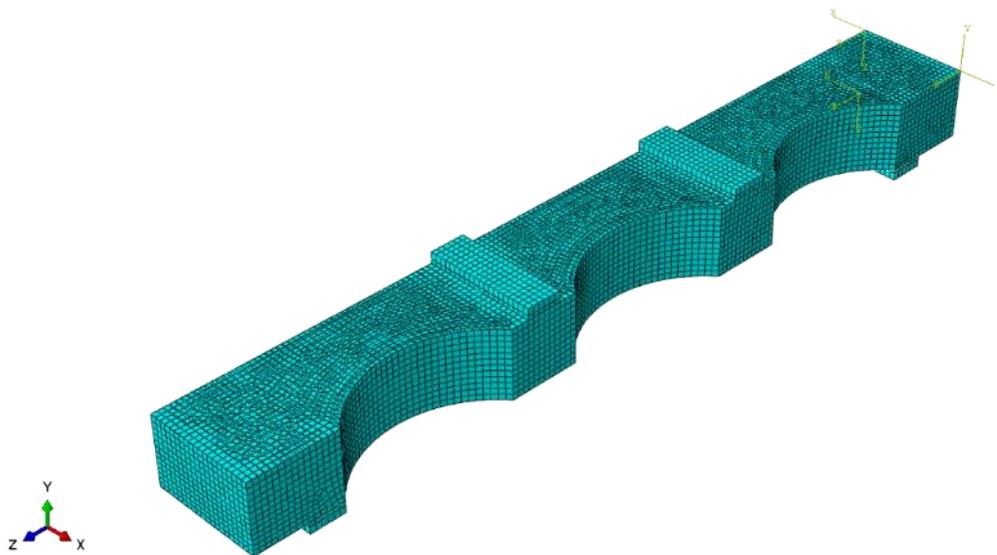


Figure 45 : Maillage du modèle de la demi-éprouvette

Ce maillage nous permet de prendre le contrôle total de la qualité du maillage, contrairement aux maillages non structurés plus dépendants de l'algorithme de maillage. Il est donc plus simple de faire varier la densité du nombre de mailles selon les phénomènes physiques observés. Nous avons remarqué aussi que les calculs sont généralement plus rapides dans un maillage structuré que dans un maillage non structuré.

Nous visualisons la répartition des contraintes de cisaillement dans l'âme pour $F = 6300 \text{ N}$ correspondant à $0,8 \text{ MPa}$ (Figure 46) .Nous distinguons une concentration de contraintes dans les échancrures entre les appuis intérieurs et les appuis extérieurs de la simulation de flexion 4 points.

La contrainte maximale de valeur 0,6 MPa est située au niveau des échancrures. Comme il a été mentionné auparavant, la localisation de la contrainte maximale au bord est nocive dans un essai de fatigue car sa présence peut induire une rupture prématurée éventuellement couplée aux effets de l'environnement. Dans notre nouvelle géométrie la contrainte maximale n'est plus au bord comme celle sur la géométrie de la norme présentée sur la Figure 40. Cette nouvelle géométrie nous permettra de mieux caractériser le matériau d'âme au sens de la tenue en fatigue. Cependant, avant de lancer les essais de fatigue et pour valider la géométrie, nous utiliserons une technique expérimentale pour vérifier que la concentration de la contrainte n'est plus aux bords mais dans la zone active de l'éprouvette (zone d'échancrures).

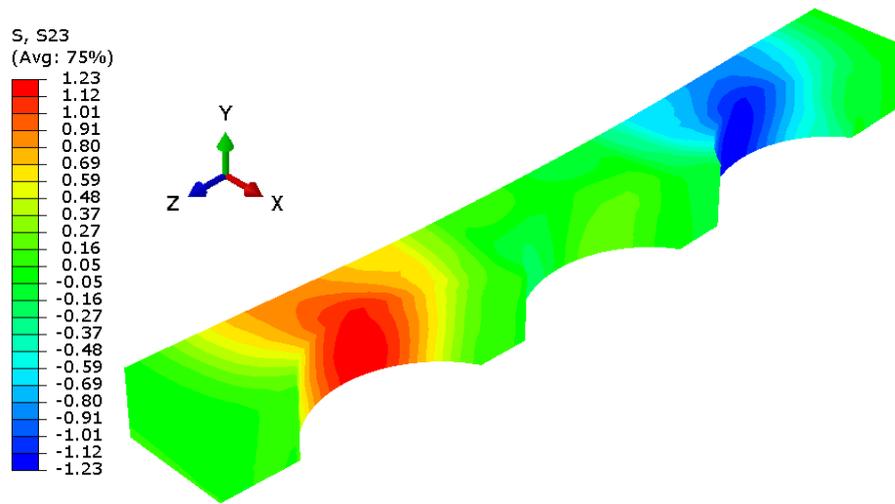


Figure 46 : Répartition des contraintes de cisaillement S23 dans l'âme

L'évolution de la contrainte de cisaillement suivant la largeur et suivant l'épaisseur est primordiale. La simulation numérique nous permet de regarder le champ de contraintes dans le plan médian de l'éprouvette (Figure 47).

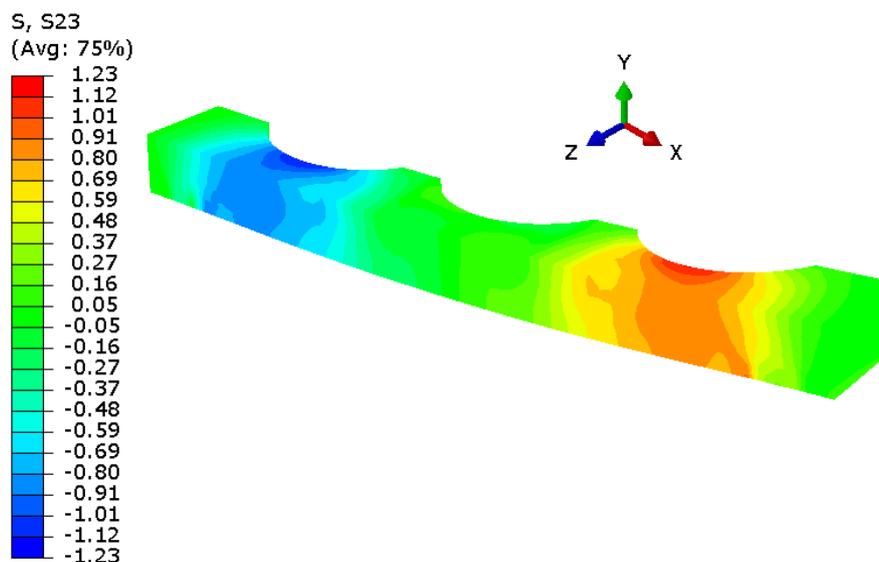


Figure 47 : Répartition des contraintes de cisaillement S23 dans le plan médian de l'âme

La concentration des contraintes de cisaillement est moins importante dans le plan médian par rapport à la zone d'échancrure. Avec cette distribution, la rupture est a priori initiée au niveau des échancrures jusqu'au centre de l'éprouvette. Nous analysons dans la suite la géométrie développée par section. Nous choisissons 3 sections, la première (1) au niveau de l'appui externe la deuxième (2) au centre de l'échancrure et la troisième (3) au niveau de l'appui interne.

La distribution du champ de contraintes de cisaillement dans la partie active de l'éprouvette, c'est-à-dire entre l'appui externe et l'appui interne, montre que la répartition des contraintes n'est pas constante. La valeur maximale est localisée dans la zone d'échancrure là où nous avons estimé que la rupture aura lieu.

Une analyse des autres contraintes sur les 3 sections définies précédemment est présentée sur la Figure 48.

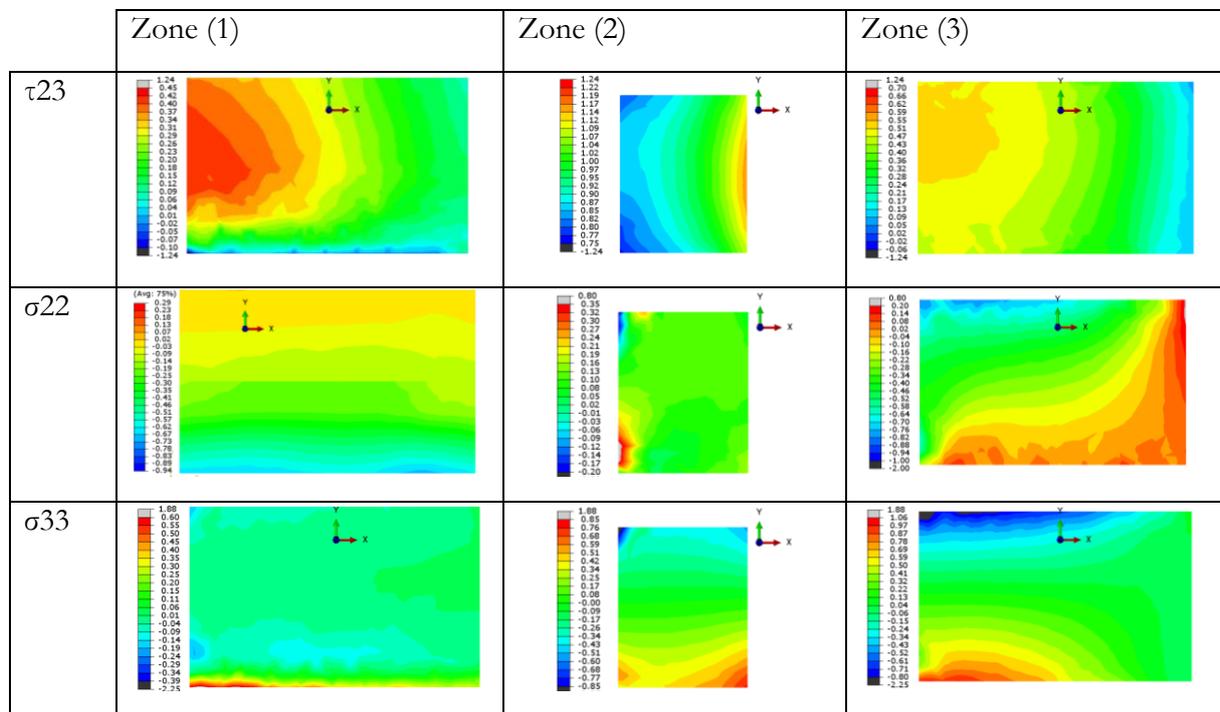


Figure 48 : Différentes distribution de champ de contraintes dans les 3 zones

2.4 Développement d'une nouvelle machine d'essai de flexion

La nouvelle machine d'essai de flexion est capable de mener des essais de flexion 4 points et flexion 3 points. Le banc développé répond aux critères imposés par la norme des essais de flexion ASTM C393. La commande des actionneurs est automatisée et l'acquisition des données est instantanée. La conception de la machine est présentée sur la Figure 49.

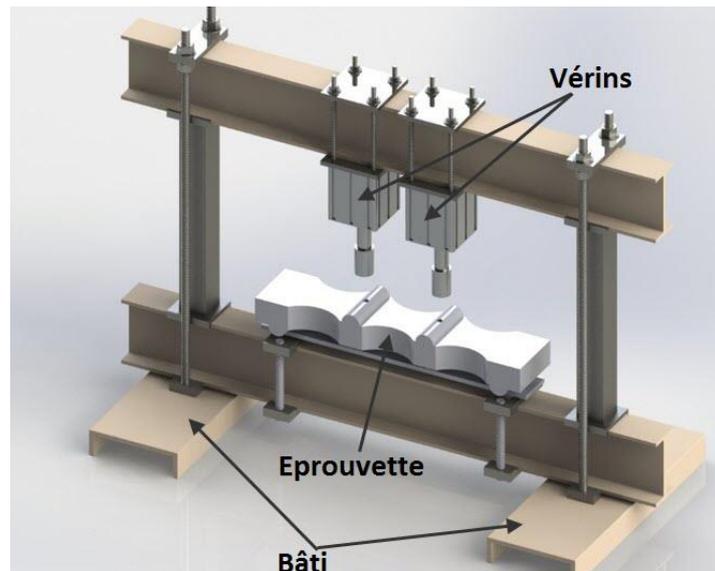


Figure 49 : Représentation 3D de la nouvelle machine de flexion

2.4.1 Architecture

Le bâti de la machine est fabriqué avec des profilés de fibre de verre renforcé, en forme de « I » et « U ». Ces profilés composites sont légers et résistants à la fois, fournissant une grande stabilité au banc et absorbent les vibrations issues des vérins pneumatiques. La distribution de l'air comprimé se fait via deux accumulateurs de 5 litres, contrôlés par des valves électroniques qui alimentent les deux vérins via des distributeurs à double effets commandés par une automate. La capacité de la machine est décrite dans le tableau 1.

	Capacité maximale	Diamètre du piston	Course	Graduation
Vérins	7800 N	100 mm	60 mm	
Accumulateur	5 litres			
Régulateur				1/100

Tableau 11 Caractéristiques des composantes de la machine

La machine développée, durant la thèse, comporte des fonctionnalités qui permettent d'être plus efficace et d'améliorer notablement la conduite des essais telles que la commande des vérins séparément et la possibilité d'instrumenter l'éprouvette librement. L'architecture du réseau pneumatique et la commande de la machine sont présentées sur la Figure 50 . Une fois montée, la machine d'essai prend la forme donnée par la Figure 51.

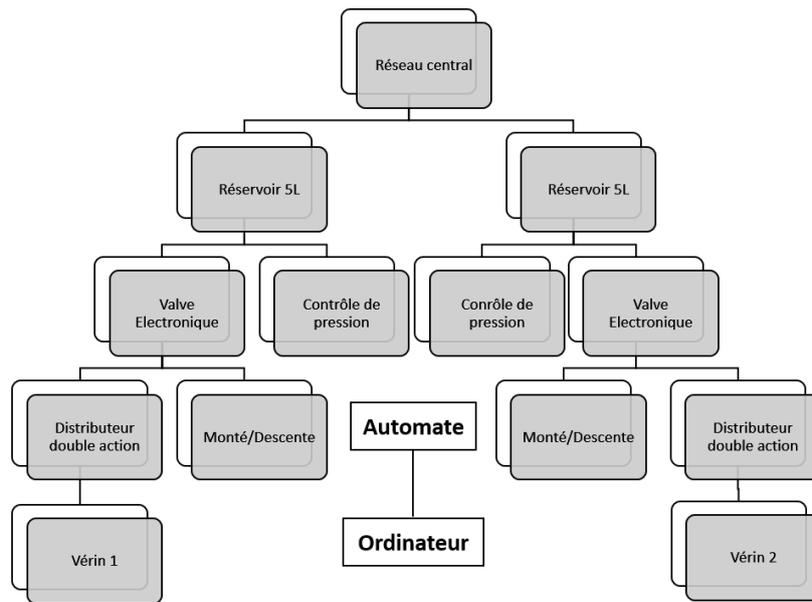


Figure 50 : Architecture du réseau pneumatique et de la commande de la machine développée

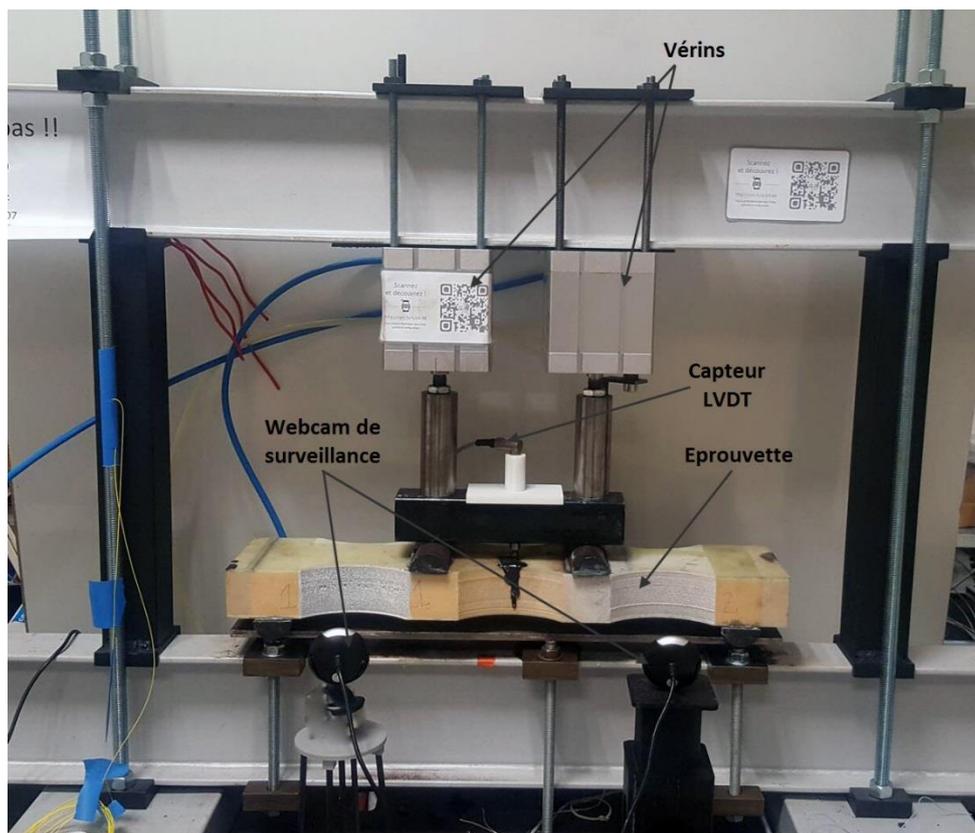


Figure 51 : Représentation 3D de la nouvelle machine de flexion

2.4.2 Instrumentation

Afin de calibrer et de contrôler la nouvelle machine d'essais, une éprouvette sandwich a été instrumentée avec des thermocouples pour déterminer le flux de chaleur induit par la viscoélasticité

du matériau d'âme. Des jauges en demi-pont sont collées sur l'éprouvette pour mesurer la déformation des peaux à différents points. La machine est équipée de 3 capteurs de forces à cellule de charge à bouton de 1000 kg. Ces capteurs ont été introduits pendant l'étalonnage de la machine d'essais afin de garantir une correspondance entre la pression contrôlée et la force appliquée sur l'éprouvette au niveau de chaque vérin, puis ont été retirés afin de ne pas les endommager en fatigue. Deux capteurs de déplacement à piston sont utilisés et disposés à $L/3$ et $L/2$ (avec L , la distance entre appuis), permettant de déterminer les modules de flexion D et de cisaillement S comme défini par Timoshenko (Timoshenko and Woinowsky-Krieger, 1959) et Zenkert (Zenkert, 1997) : Un premier étant placé sur le vérin afin de capter la flèche sous l'appui et un deuxième à $L/2$ afin de capter la flèche maximale de l'éprouvette.

En outre, quatre thermocouples sont disposés sur l'éprouvette ; les thermocouples T1, T2 et T3 sont implantés au cœur de l'âme respectivement à $L/6$, $L/2$ et $5L/6$. Un thermocouple supplémentaire est placé à $L/2$ pour contrôler la température en surface de l'âme afin d'avoir une condition de surface qui sera très utile dans nos futures simulations. L'emplacement et la disposition des jauges et des thermocouples sont présentés sur la Figure 52.

6 jauges extensométriques (J1-J6) (Figure 52) sont collées sur l'éprouvette dans le but de mesurer la déformation locale des peaux de l'éprouvette. Les 6 jauges nous permettent d'avoir une information sur les déformations locales dans les peaux et, puisque l'éprouvette comporte 3 enlèvements de rayon 80 mm, nous choisissons de placer 3 jauges sur chaque peau.

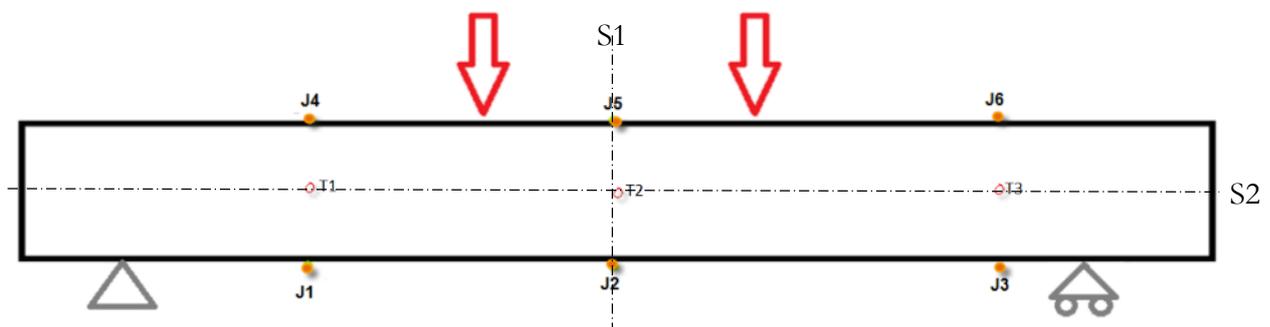


Figure 52 : Schéma de l'éprouvette sandwich instrumentée

2.4.3 Analyse du champ de déformation par jauges

Les jauges extensométriques nous permettent de diagnostiquer notre montage et nos éprouvettes. Dans ce paragraphe nous présentons les résultats des différentes jauges de déformation. Les valeurs issues des jauges collées sur la peau supérieure sont négatives mais sont tracés en valeur absolue. Nous présentons sur les Figure 53-a et Figure 53-b les résultats expérimentaux issus des couples de jauges (J1,J4) et (J3,J6).

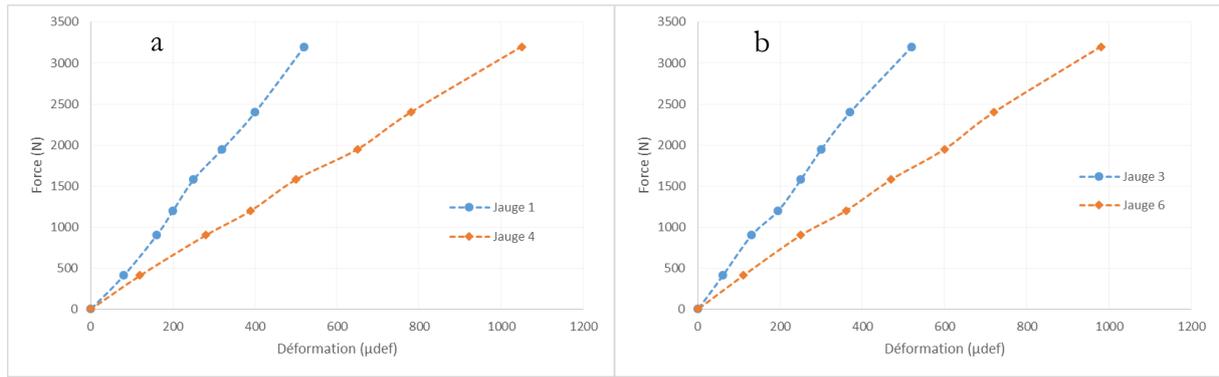


Figure 53 : Courbes force/déformation des jauges : a-(J1,J4) ; b-(J3,J6)

Les résultats montrent, en termes de déformation, que les jauges situées symétriquement par rapport au plan (S1) donnent quasiment les mêmes valeurs : par exemple, les valeurs maximales de déformation de la jauge 1 et de la jauge 3 sont égales à 520 µdef. Nous constatons aussi que sur chaque couple de jauge nous avons un facteur de multiplication de deux. Cette différence de déformation est due au fait que la peau supérieure a été doublée. Cela nous a permis de comparer les valeurs de la déformation par rapport à l'axe de symétrie S2 et nous vérifions qu'on a une pente deux fois plus importante par rapport à cet axe.

Il reste à vérifier si les jauges collées au milieu de l'éprouvette donnent le même aspect de symétrie. Ces résultats sont présentés sur la Figure 54.

Les valeurs de la déformation du couple de jauges (J2, J5) sont supérieures à celles des deux autres couples de jauges (J3, J6) et (J1, J4). Ces valeurs sont attendues puisque les zones considérées sont les zones les plus sollicitées soit en traction pour la peau inférieure soit en compression pour la peau supérieure. Ces résultats nous permettent de valider et calibrer notre montage.

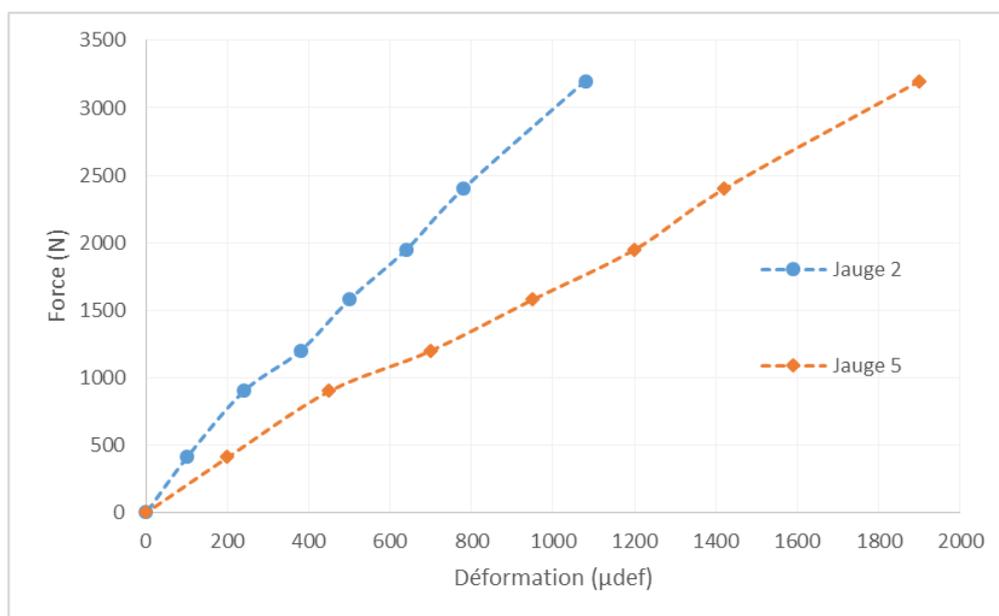


Figure 54 : Courbes force/déformation des jauges (J2,J5)

2.4.4 Analyse de champ de déformation par corrélation d'image

Les techniques optiques de quantification des champs de déplacements ou de déformations sont largement utilisées en mécanique expérimentale. Les techniques principales sont la photoélasticité, le moiré géométrique, l'interférométrie moiré, l'interférométrie holographique, l'interférométrie speckle (ESPI), la méthode grille et la corrélation d'images numériques (DIC) (Cloud, 1998; 2000). Il convient de noter que certaines de ces techniques ne peuvent mesurer que des déplacements ou déformations dans le plan sur des éprouvettes planes et que certaines d'entre elles peuvent donner des champs de déplacements et de déformations en plan et hors-plan sur n'importe quel type d'échantillon (plan ou non). En raison de sa simplicité et de sa polyvalence, la méthode DIC est la plus couramment utilisée et de nombreuses applications ont été trouvées dans la littérature : déformation hétérogène des mousses, croissance des fissures de matériaux à gradation fonctionnelle de polymères, etc. Cette méthode est utilisée avec une seule caméra (DIC standard) pour mesurer des champs de déplacements / déformations en plan sur des objets plans ou avec deux caméras (3-D Digital Image Correlation) pour mesurer des champs 3D de déplacement de l'objet.

Dans le but de comparer la distribution de contraintes issue de la partie numérique sur Abaqus®, nous procédons à une corrélation d'images 3D. Pour effectuer cette comparaison, nous avons réalisé avec les mêmes conditions imposées dans la partie numérique, un essai de flexion 4 points statique monotone. L'objectif est de comparer les champs de déformations issus des deux techniques.

Afin de réaliser une corrélation d'images il nous faut un mouchetis. Le mouchetis choisi est celui ayant été réalisé avec une première couche de peinture blanche, puis avec une seconde couche de peinture noire déposée à l'aide d'un serre joint. Le mouchetis est présenté sur la Figure 55.

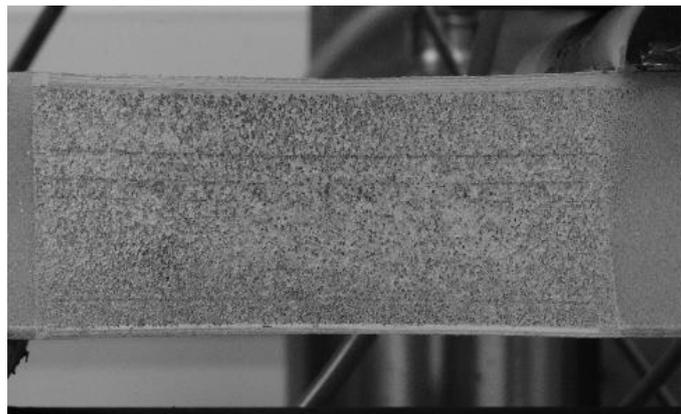


Figure 55 : Mouchetis réalisé sur une échancrure de l'éprouvette sandwich H100

Une fois le mouchetis correctement réalisé, nous lançons l'essai de flexion 4 points monotone. Sur la Figure 56, nous présentons le montage de flexion avec le dispositif de corrélation d'images.



Figure 56 : Montage d'essai et dispositif de corrélation d'images

La corrélation d'images 3D sur une échancrure a abouti à une répartition de la déformation avec une valeur maximale de 0,0252 (Figure 57).

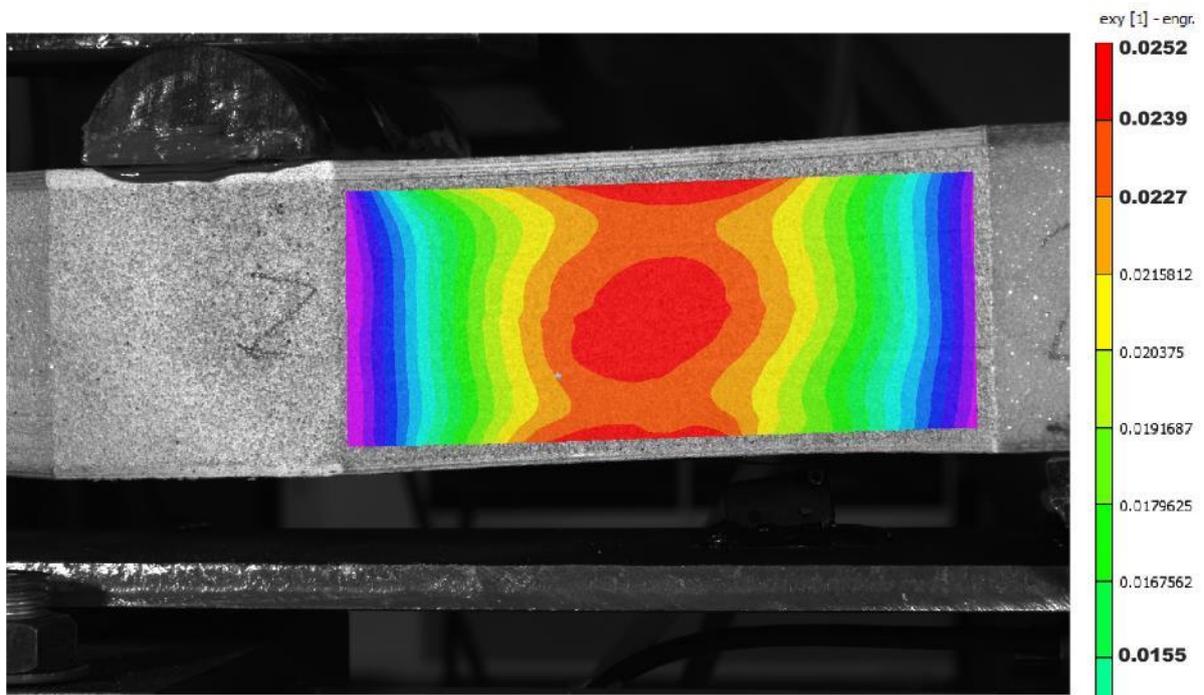


Figure 57 : Champs de déformations dans l'échancrure (DIC)

La déformation maximale est située dans la zone d'échancrure dans le centre du champ de déformation. Elle diminue en allant vers les bords. Dans ce cas de chargement en flexion 4 points, le champ de déformations est hétérogène. En conséquence et en raison des spécificités de

comportement des âmes en mousse, il faut prendre soin de caractériser leur comportement en cisaillement à différents niveaux de chargements (Figure 58).

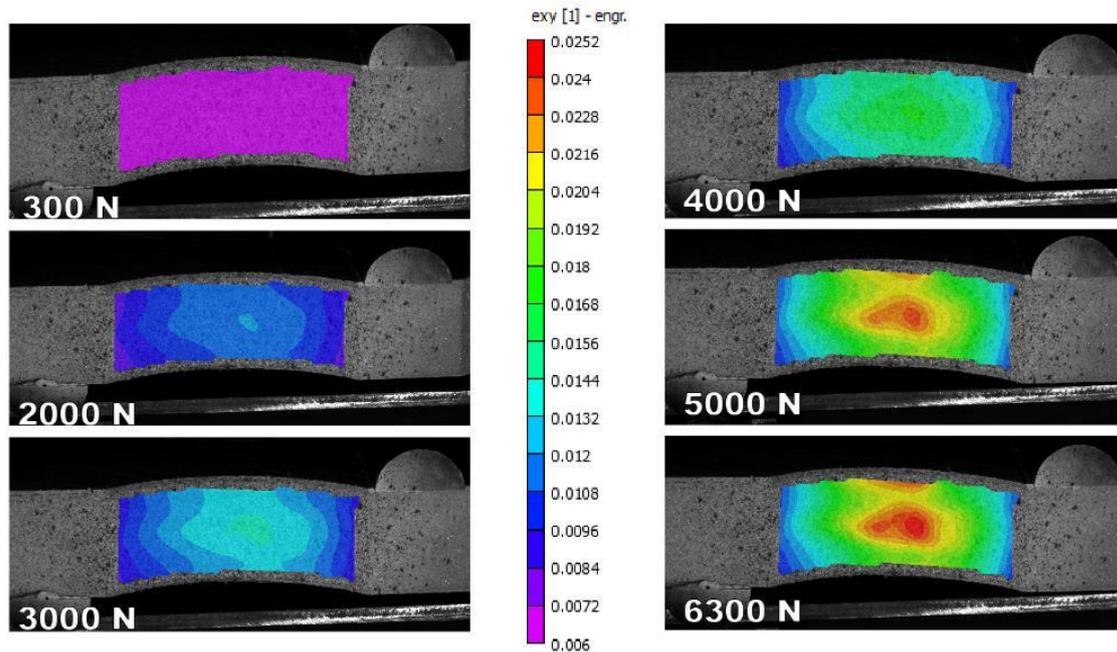


Figure 58 : Distribution de la déformation en cisaillement à la surface de l'âme en mousse H100 à différents niveaux de chargement

Le spectre de couleur bleu à rouge représente l'intensité de la distribution de la déformation en cisaillement à la surface de l'âme en sandwich. Les couleurs bleues correspondent à une faible déformation, alors que les régions rouges présentent des champs de cisaillement plus élevés.

L'objectif de cette partie est de comparer les résultats de la simulation numérique avec les résultats de la corrélation d'images. Le champ de déformations, avec le détail dans la zone d'échancrure, sont présentés sur la Figure 59. La simulation numérique donne une valeur maximale de la déformation égale à 0,026 tandis qu'elle atteint 0,025 avec la corrélation d'images, soit une erreur de 3 %. Cette erreur est considérée comme négligeable pour notre nouvelle géométrie. Par la suite, les essais de fatigue sont lancés afin de comparer la durée de vie de l'ancienne géométrie avec la nouvelle.

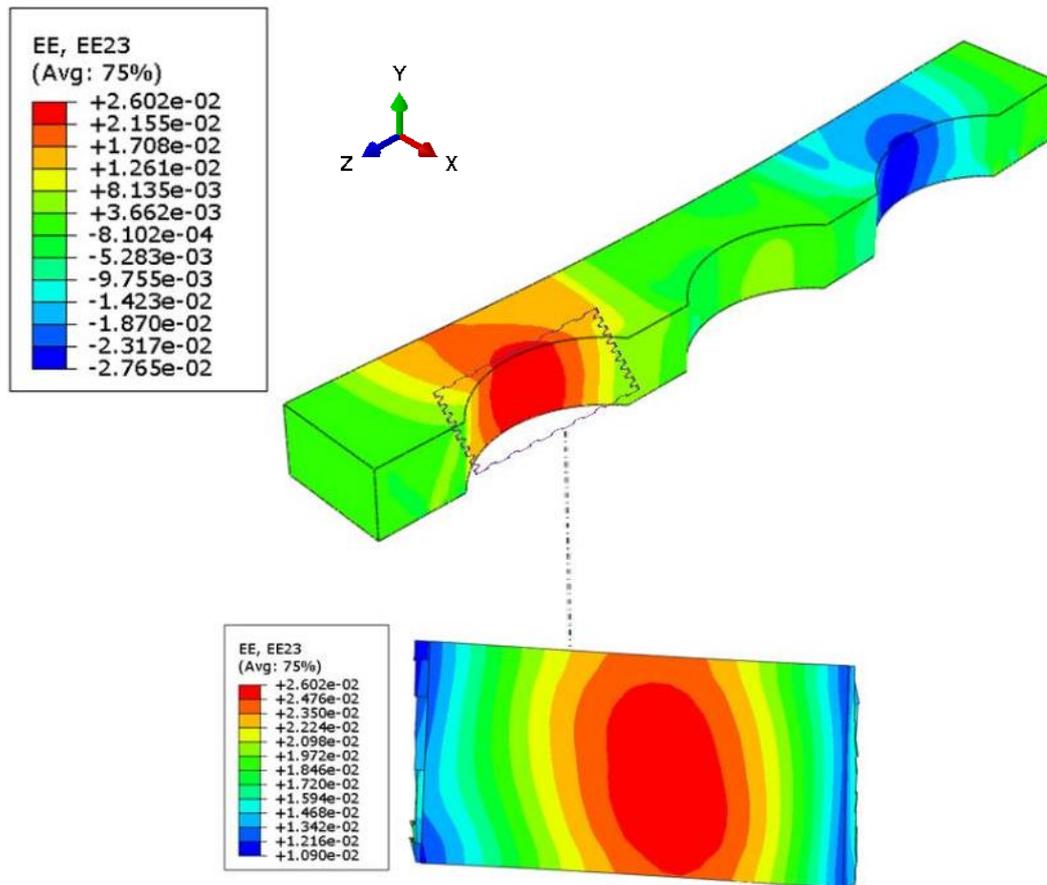


Figure 59 : Simulation numérique du champ de déformation de l'âme sandwich H100

Nous avons, dans la suite, confronté l'approche numérique et l'approche corrélation d'images en comparant l'évolution du champ de déformations en fonction de l'épaisseur de l'éprouvette. Nous avons donc imaginé une jauge suivant l'épaisseur dans chaque approche. Les résultats sont présentés sur la Figure 60. Au premier regard, nous constatons une différence entre les deux courbes. Cela est expliqué par le fait que la mousse a un gradient de densité suivant l'épaisseur. Nous reviendrons sur ce point du gradient dans le chapitre 4.

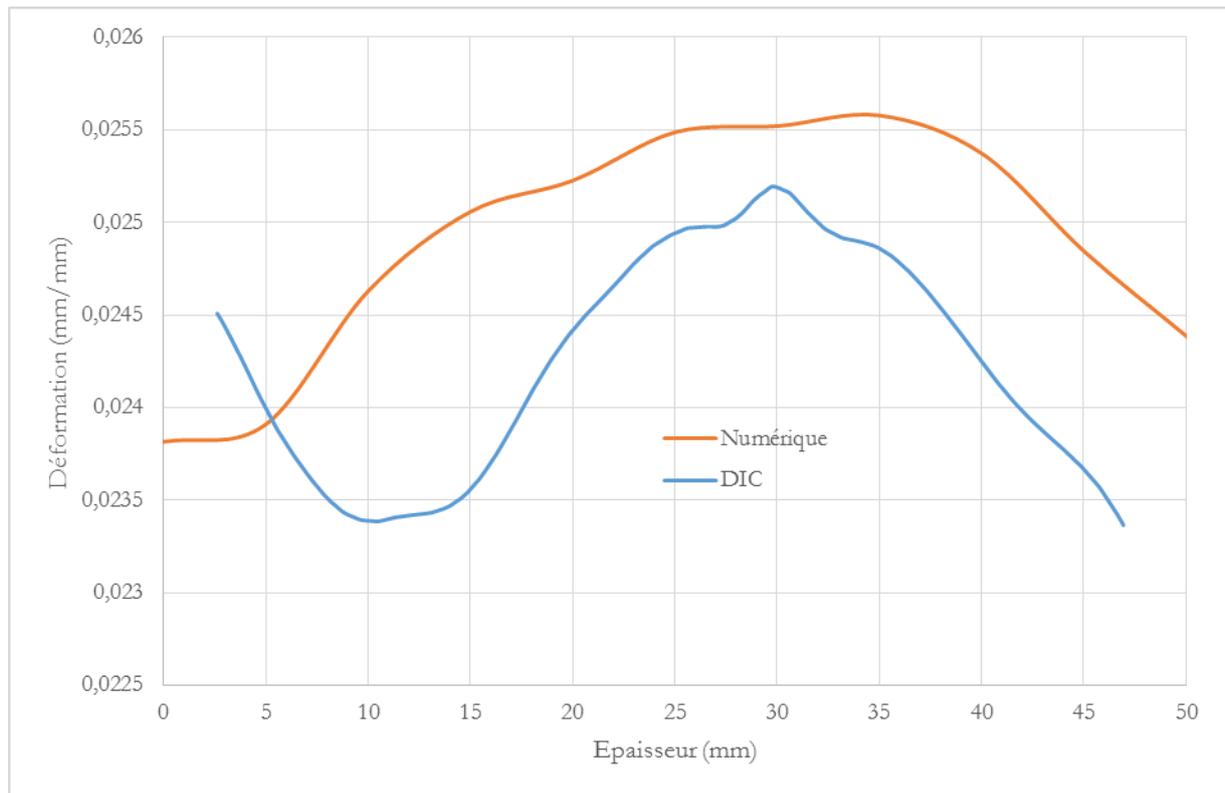


Figure 60 Courbes déformation/épaisseur avec les deux approches (Numérique et DIC)

2.5 Essais de flexion 4 points en fatigue

Après la fabrication et la préparation des éprouvettes avec la nouvelle géométrie, nous lançons une première campagne d'essais de fatigue 4 points.

Dans cette partie, nous testons 5 éprouvettes sur un seul niveau de contraintes. Nous comparons ensuite les résultats avec ceux sur l'ancienne géométrie et avec d'autres références. En tenant compte du comportement visqueux de la mousse, nous instrumentons une de nos éprouvettes par 3 thermocouples : un situé à la surface, un deuxième positionné au cœur de l'éprouvette dans l'échancrure entre le support et le point d'application de la force et un dernier placé dans la salle d'essais afin de capter la température de la pièce sachant que cette dernière n'est pas climatisée. Ces mesures nous permettront de suivre un éventuel échauffement du matériau au cours de l'essai de fatigue.

Pour les essais de fatigue, nous choisissons d'imposer une contrainte maximale de 0,8 MPa. Ce choix nous permet de comparer la durée de vie des éprouvettes issues de différentes approches (Géométrie Norme, Nouvelle géométrie, résultats littérature de Zenkert). Lors de notre calcul, nous trouvons une force à appliquer variant de 630 N à 6300 N dont le but est de conserver un coefficient R égal à 0,1 qui correspond à la variation de la contrainte de 0,08 MPa à 0,8 MPa.

2.5.1 Mesures de l'évolution de la température dans l'âme

L'éprouvette étudiée dans cette partie du chapitre possède plusieurs perçages pour l'intégration des thermocouples. Il n'est donc pas intéressant de comparer sa durée de vie en fatigue avec la littérature. En revanche, l'instrumentation de cette éprouvette nous a donné plusieurs renseignements intéressants à savoir l'évolution de la température au sein de l'éprouvette. Nous traçons, dans un premier temps, l'évolution de la température pour les premiers cycles.

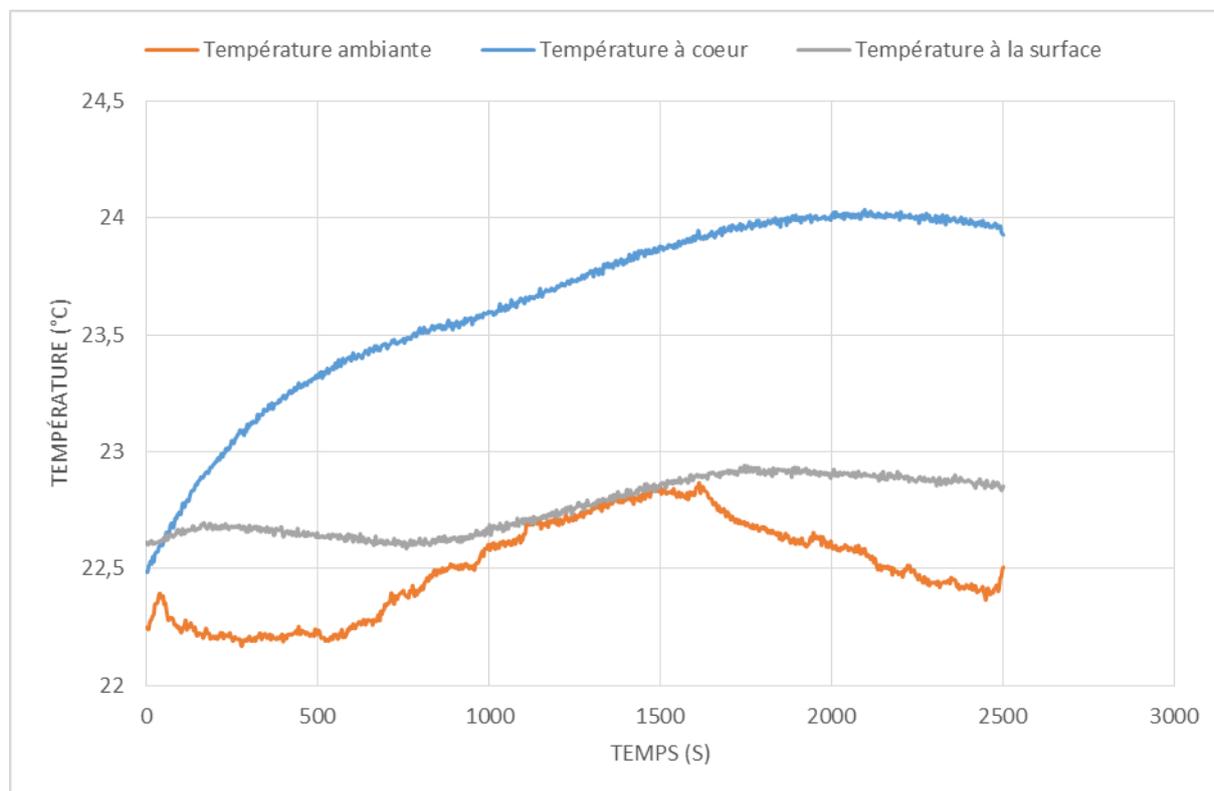


Figure 61 : Evolution de la température en fonction du temps pendant l'essai de fatigue à 0,8 MPa et à 2 Hz

Sur la Figure 61, nous distinguons la plus forte augmentation de la température au coeur de l'éprouvette de près de 1,5 °C. Le local d'essais n'était pas climatisé et la température ambiante a évolué continûment durant l'essai. La température au sein de l'échantillon reste quasiment stable durant l'essai de fatigue jusqu'à la rupture.

Nous comparons l'évolution de la température au coeur de l'éprouvette en fonction de la fréquence imposée. Ces données nous seront utiles dans le 3^{ème} chapitre pour développer un modèle de l'auto-échauffement de la mousse sollicitée en fatigue.

Nous présentons sur la Figure 62 l'évolution de la température au sein de l'éprouvette en fonction du temps à différentes fréquences de sollicitation. On remarque que la température à coeur augmente en fonction de la fréquence de sollicitation. A 5 Hz, la variation de température s'élève à 3 °C au bout de 2000 s tandis qu'elle ne dépasse pas 1,5 °C pour les fréquences inférieures ou égales à 2Hz.

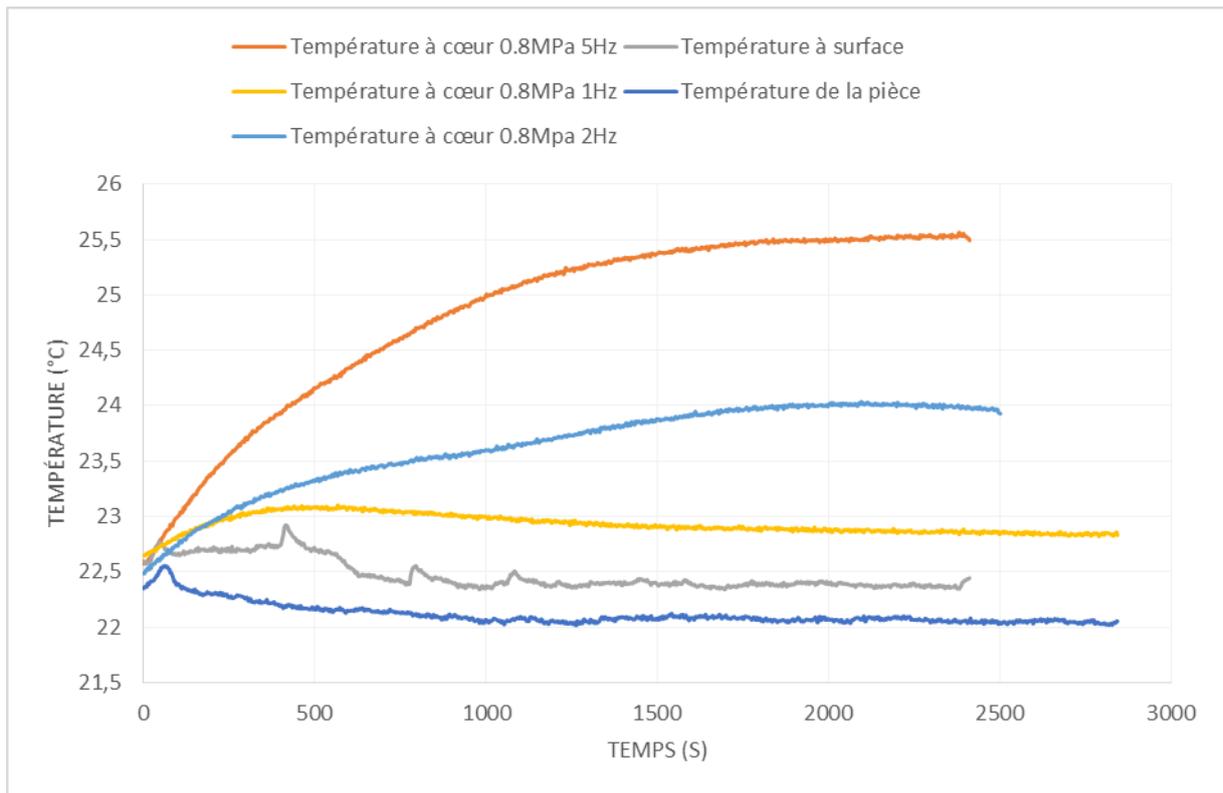


Figure 62 : Evolution de la température en fonction du temps et de la fréquence de sollicitation

2.5.2 Résultats des essais de fatigue et discussion

Après la préparation des éprouvettes décrites précédemment et les essais préliminaires pour déterminer l'évolution de la température dans l'éprouvette de flexion 4 points nous lançons les essais de fatigue. Dans cette partie, nous allons analyser le comportement des éprouvettes et nous allons comparer la durée de vie des éprouvettes avec chaque approche.

Dans un premier temps, nous traçons l'évolution du déplacement au milieu de l'éprouvette en fonction du temps.

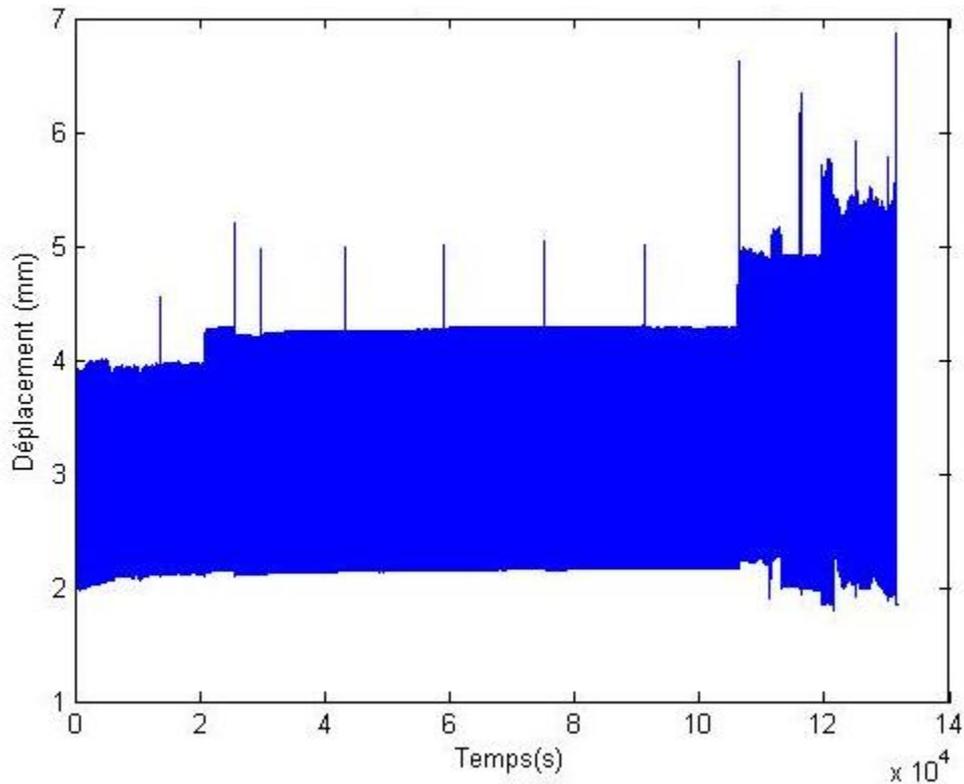


Figure 63 : Enveloppe de l'évolution du déplacement en fonction du temps

Sur la courbe donnée par la Figure 63, nous observons une enveloppe de l'évolution du déplacement pour une période de plus de 120000 s. Nous constatons 3 phases d'évolution du déplacement. La première phase est constante entre 0 s et 25000 s. La deuxième phase entre 25000 s et 110000 s révèle une élévation de l'amplitude de la flèche due à la perte de rigidité de la structure. La dernière phase présente la phase finale de la durée de vie de l'éprouvette mais toujours avec une augmentation du déplacement suite à l'augmentation de l'endommagement de la structure.

Si on amplifie les détails de la première phase dans un intervalle de temps arbitraire, nous vérifions le caractère sinusoïdal du déplacement.

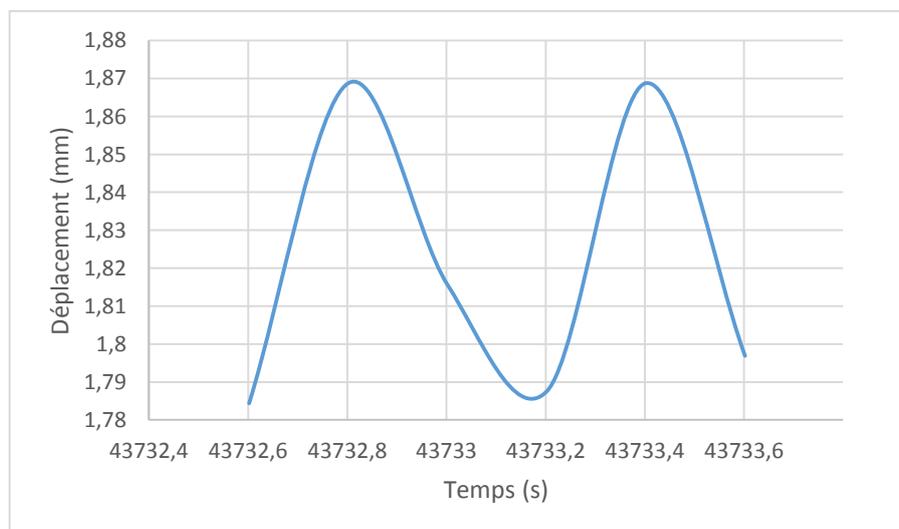


Figure 64 : Zoom sur l'évolution du déplacement en fonction du temps

Nous proposons d'analyser l'évolution du déplacement en fonction de la force appliquée sur un cycle. On observe sur la Figure 65 une légère hystérésis entre la sortie et la rentrée du vérin. Cette hystérésis est due à une bonne partie à la viscoélasticité de la mousse PVC qui est responsable de l'élévation de la température par dissipation.

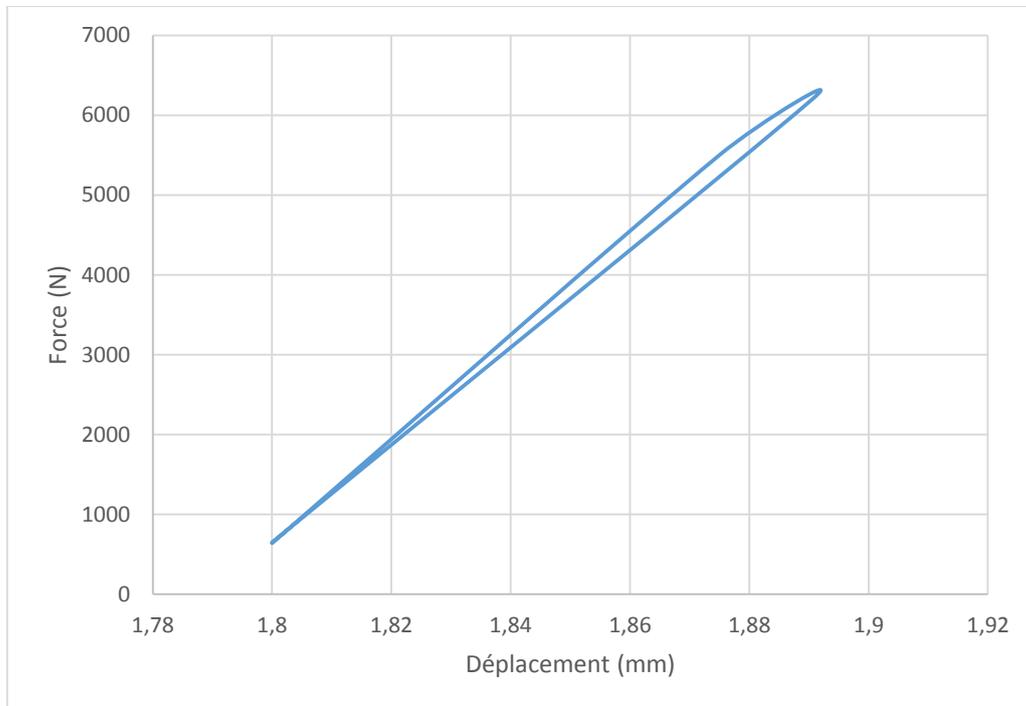


Figure 65 : Courbe d'évolution de la force en fonction du déplacement à 2Hz

Les résultats des essais de flexion 4 points en fatigue sur la structure à base de mousse H100 avec les deux géométries testées ainsi que les résultats relevés sur la publication de Zenkert (Burman and Zenkert, 1997) sont présentés sur la Figure 66.

Nous avons testé 5 éprouvettes de nouvelle géométrie et 2 éprouvettes avec géométrie de référence. Nous comparons le nombre de cycles à rupture des trois approches. On constate que les essais sur les éprouvettes avec la nouvelle géométrie comportent une durée de vie supérieure de 3 fois en moyenne aux essais avec les éprouvettes de l'ancienne géométrie (géométrie de la norme ASTM C393). On remarque aussi que la disparité entre les durées de vie des différentes éprouvettes est plus faible en comparant les valeurs moyennes, les écart-types.

Cette différence de durée de vie entre nos éprouvettes et les éprouvettes des essais de Zenkert est due à la méthode de fabrication des panneaux ou à la méthodologie d'essai et la machine utilisée par Zenkert. Cependant, nous pouvons dire que nos essais ont été réalisés avec le même rapport $R=0,1$ et avec une même contrainte de $0,8$ MPa.

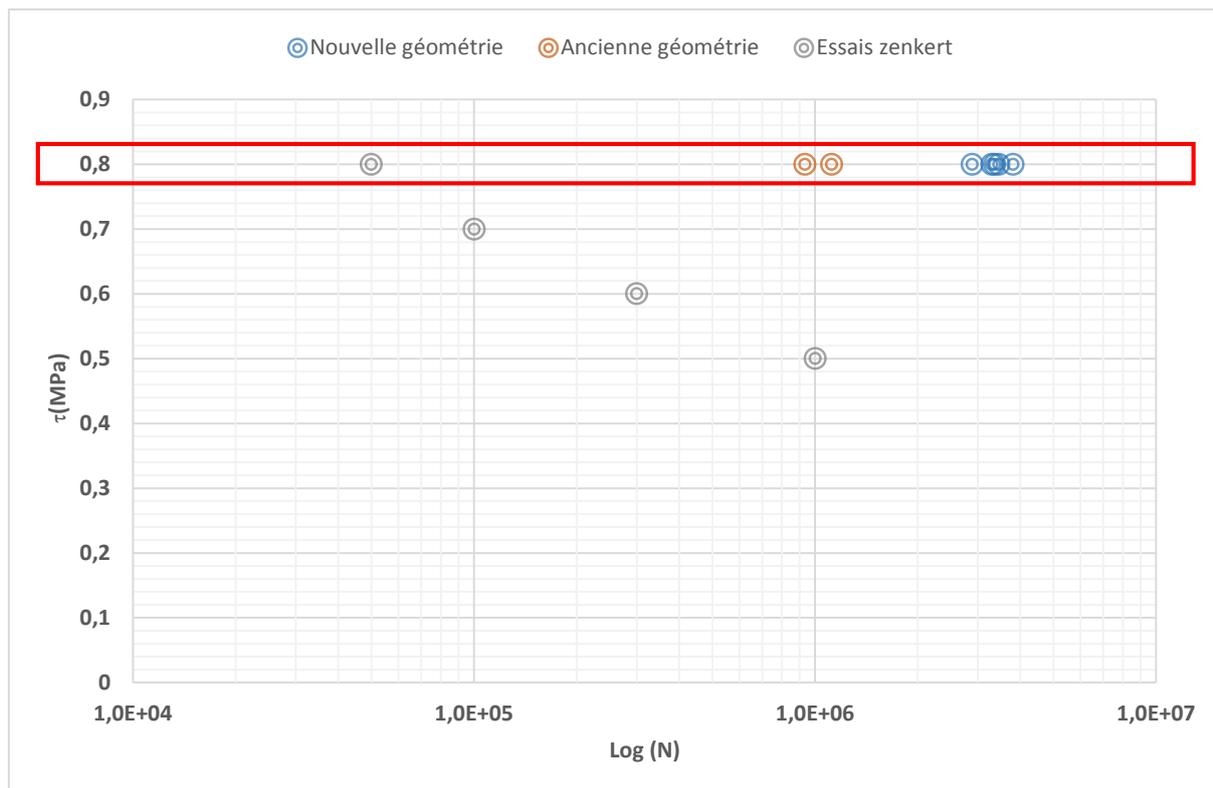


Figure 66 : Courbe de Wöhler comparant les différentes approches

Les durées de vie sont présentées sur le tableau suivant :

Essai	Moyenne (cycles)	Ecart type (cycles)	Coefficient de variation (%)
Zenkert	50000	#	#
Norme	1025222	92555	9
Nouvel essai	3361946	215084	6

Tableau 12 Récapitulatif de la durée de vie moyenne des éprouvettes testées

3 Analyse des faciès de rupture

Lors de nos essais, nous rencontrons une rupture en fatigue de nos éprouvettes. Il est important d'observer de près les faciès de rupture afin de construire une base de données regroupant les différents modes de rupture. Un premier mode de rupture, le cisaillement dans l'âme, a été observé comme le montre la Figure 67 à l'aide d'un appareil photo numérique équipé d'un objectif macroscopique.

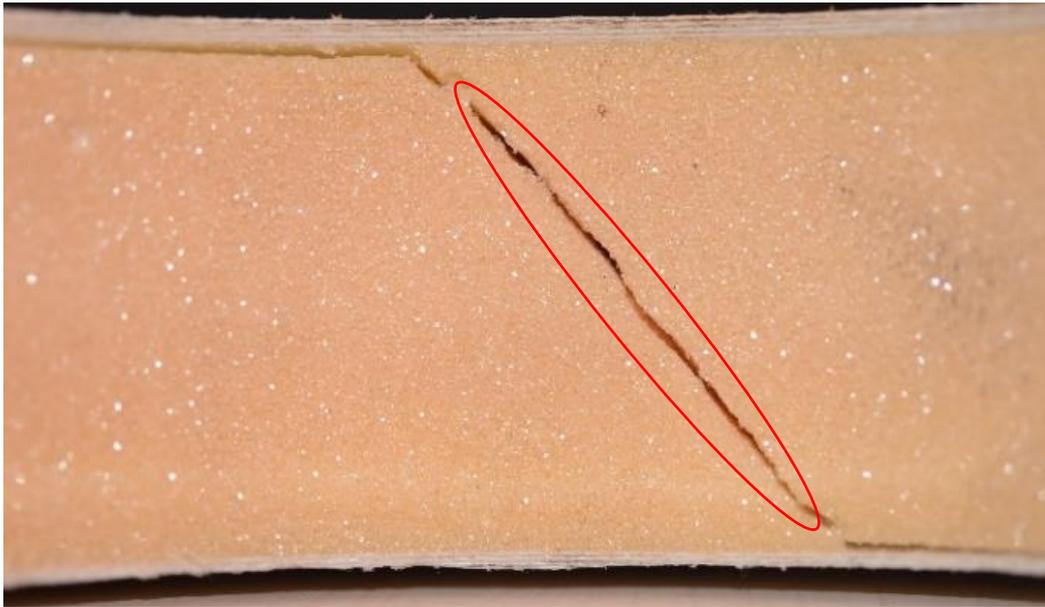


Figure 67 : Rupture en cisaillement de l'âme

Nous remarquons sur les éprouvettes ayant rompu au niveau de la mousse que le cisaillement a lieu dans la zone d'échancrure. Si on sépare les deux parties de l'éprouvette rompu on trouve l'aspect festonné sur le faciès de la rupture qui présente des cellules ouvertes dont les parois sont cassées nettement comme la montre la Figure 68.



Figure 68 : Faciès de rupture (vue macroscopique)

Nous observons ensuite à l'aide d'un microscope électronique à balayage (MEB) les faciès de rupture à faible grossissement, afin de déterminer les différents mécanismes responsables de la rupture. Une vue au microscope électronique à balayage (MEB), nous permet de voir plus en détail le faciès et permet, en mode "profondeur de champs", de s'affranchir des problèmes de profondeur de champs que peut présenter la microscopie optique. L'inconvénient de ce type de micrographie est qu'elle nécessite une surface opaque aux électrons et conductrice. Le laboratoire disposant d'un MEB "environnemental", pouvant travailler en pression partielle et permettant d'observer des échantillons non conducteurs, des premières observations ont été effectuées avec ce mode

d'observation. Cependant, la transparence du matériau, même en pression partielle et en mode "électrons rétrodiffusés", rendait l'observation difficile.

Il est donc nécessaire de recouvrir nos échantillons d'une fine couche d'or afin de travailler à haut niveau de vide et ainsi obtenir une résolution d'image correcte. Sur la Figure 69, nous remarquons des cellules ayant des parois cisailées nettement et d'autres plutôt arrachées.

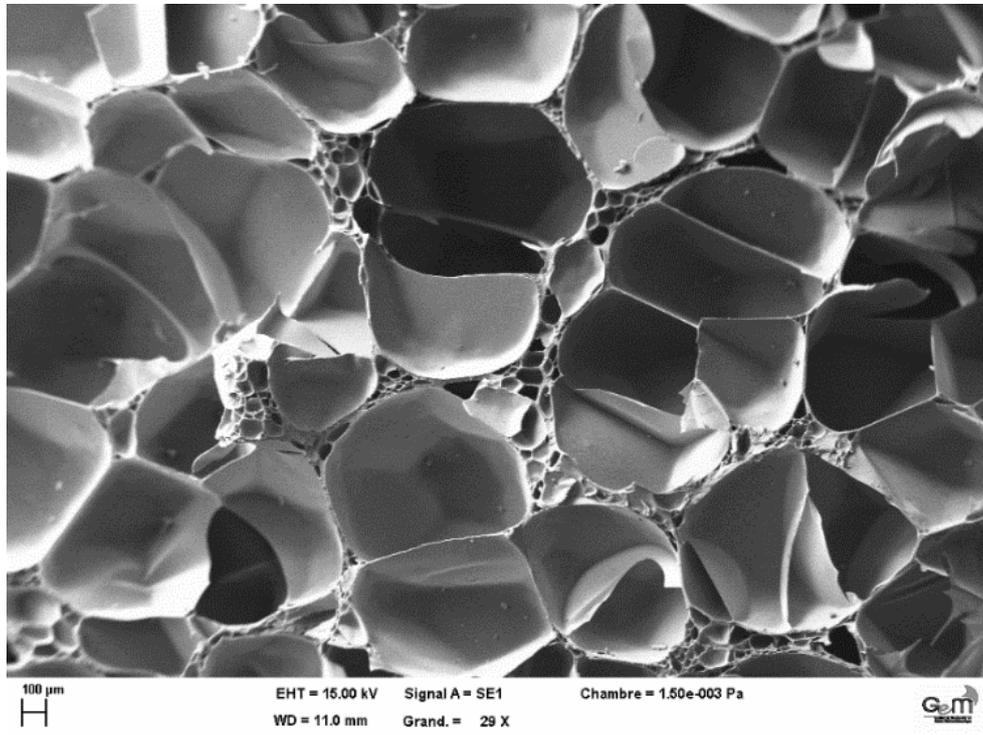


Figure 69 : Vue microscopique au MEB d'un faciès de rupture

Une autre observation avec un grossissement de 50X est illustrée sur la Figure 70. La déchirure de la paroi des cellules de la mousse H100 est nettement visible et cela démontre la brutalité de la rupture qui est produite en atteignant une valeur maximale de la contrainte de cisaillement.

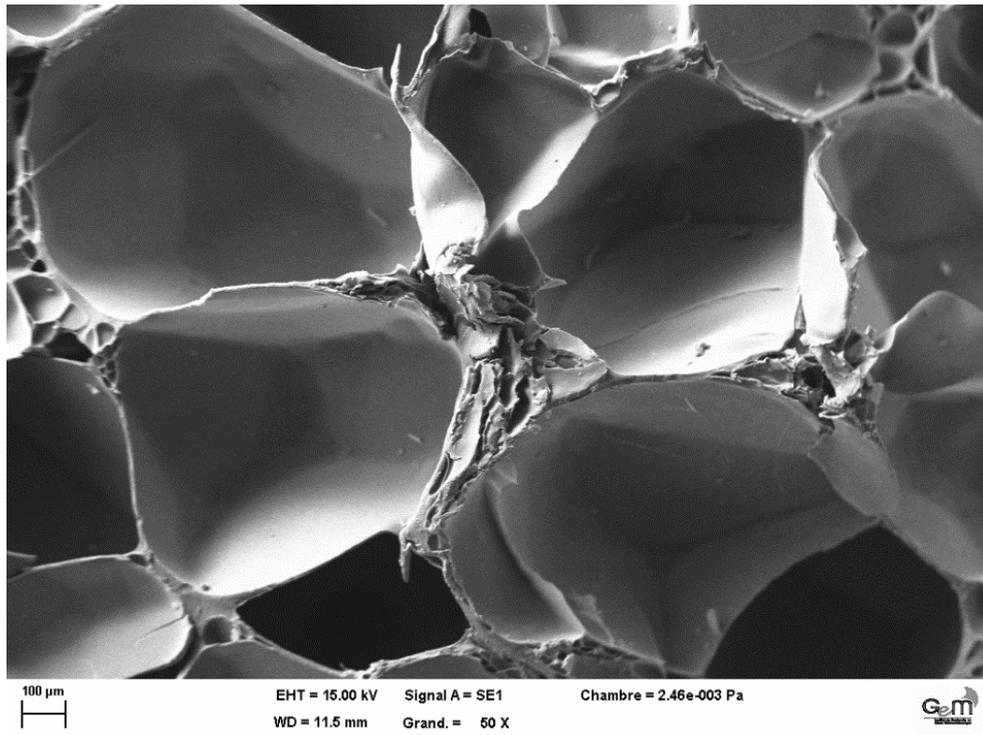


Figure 70 : Faciès de rupture en fatigue (50X)

Nous mettons en avant quelques observations avec un haut grossissement sur les figures qui suivent pour les exploiter lors de ruptures de structures en service afin de déterminer si le matériau a rompu lors d'un chargement en fatigue.

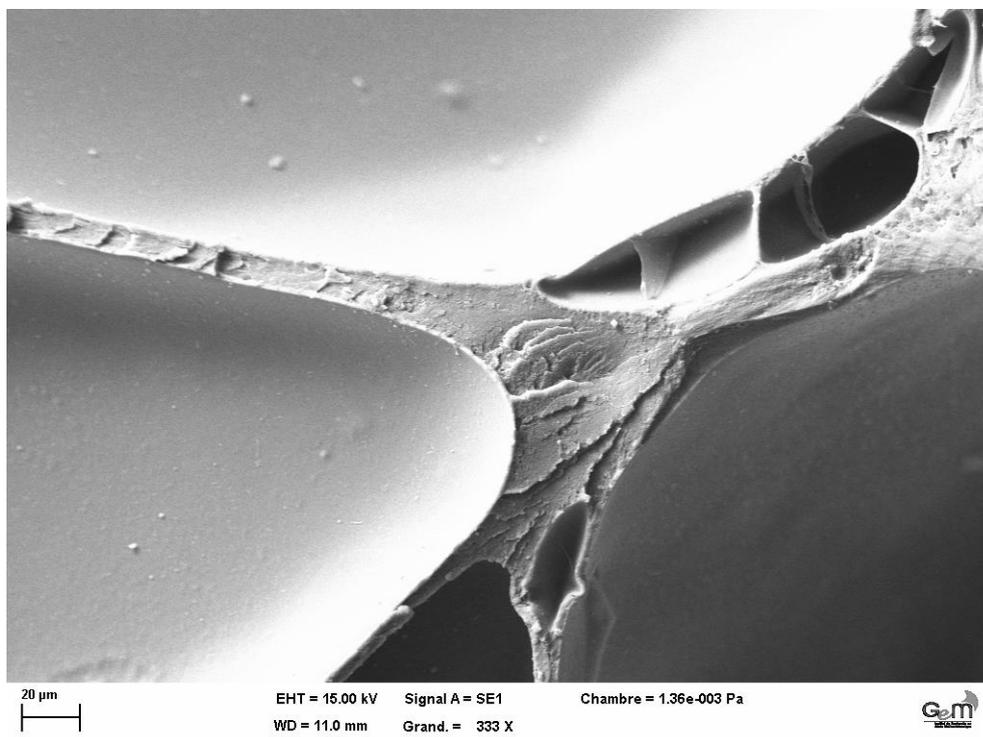


Figure 71 : Faciès de rupture en fatigue (333X)

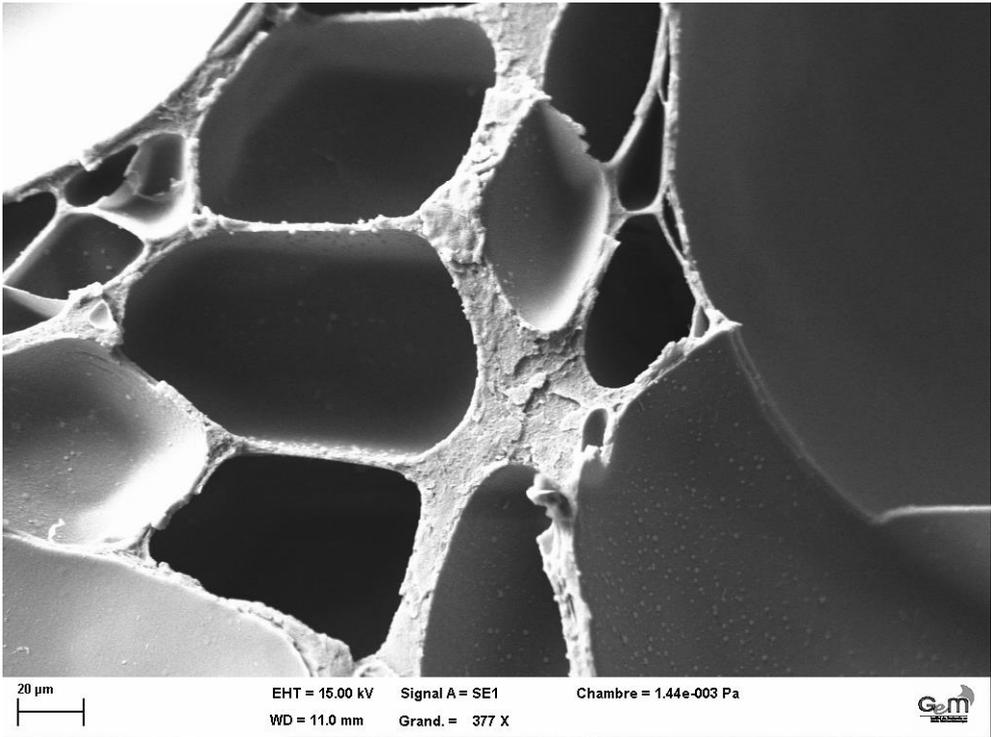


Figure 72 : Faciès de rupture en fatigue (377X)

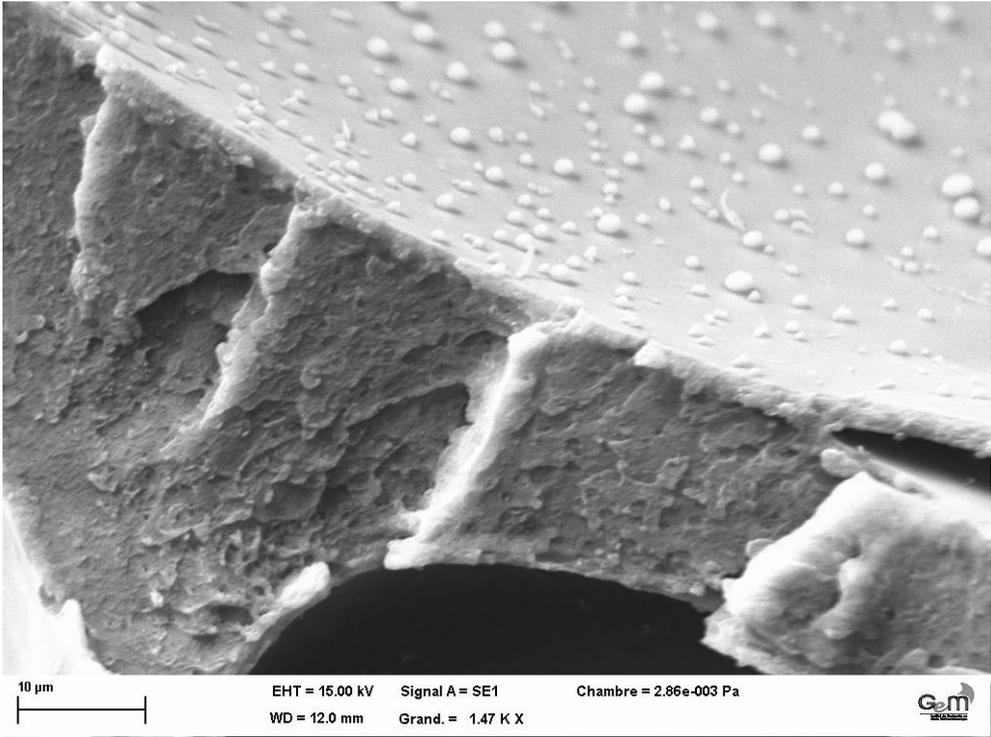


Figure 73 : Faciès de rupture en fatigue (1470X)

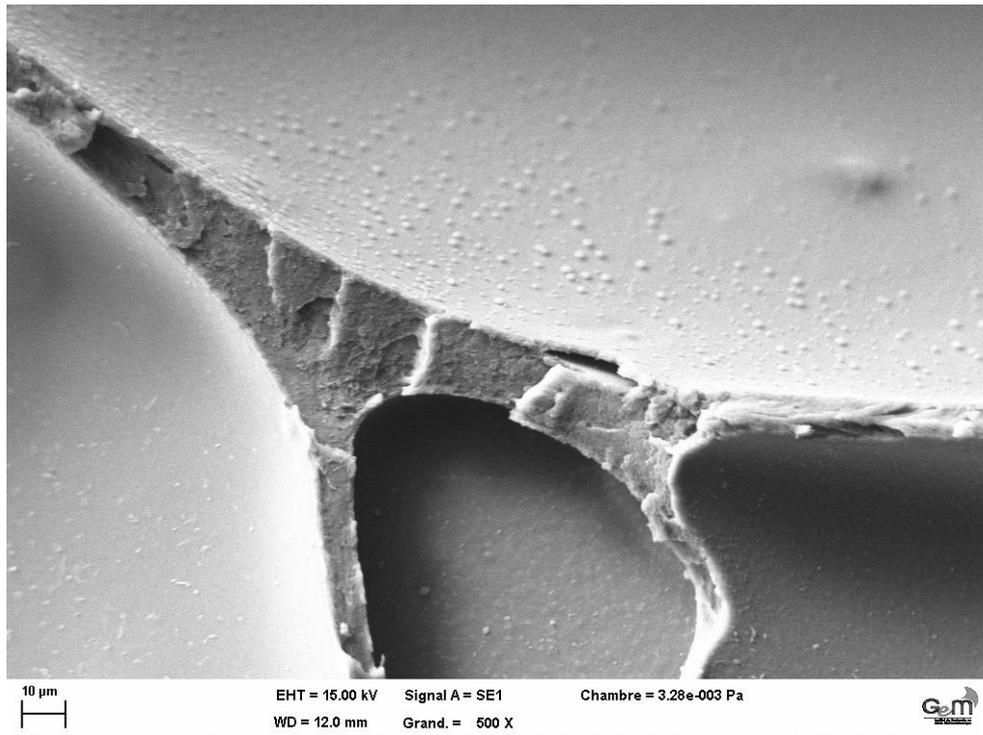


Figure 74 : Faciès de rupture en fatigue (500X)

4 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons analysé la géométrie de l'éprouvette test proposée par la norme ASTM C393 des essais de flexion 4 points en développant une nouvelle géométrie d'éprouvette dont le but est de limiter les effets de bords et observer si la limitation des effets de bords par rapport à la contrainte nominale aurait une influence sur la durée de vie en fatigue de la structure sandwich à base de mousse PVC H100. Afin de mieux caractériser la structure sandwich en fatigue, il nous paraît indispensable de déterminer la durée de vie de manière indépendante de l'essai.

Dans une première partie de ce chapitre, une étude sur la géométrie de l'éprouvette de la norme ASTM C393 a été réalisée et on a constaté que les effets de bords dus à la géométrie de l'éprouvette sont des paramètres qui jouent un rôle important sur la caractérisation de la durée de vie en fatigue. Notre étude montre donc qu'il est nécessaire de reconsidérer la géométrie des éprouvettes afin d'obtenir une cohérence entre la durée de vie observée des structures réelles et celle déterminée lors des essais en laboratoire. On a donc proposé une nouvelle géométrie d'éprouvette qui permet de limiter la concentration des contraintes au niveau des bords et qui permet d'admettre plus aisément que la durée de vie des éprouvettes correspond bien à celle du matériau lorsqu'il est au sein d'une structure réelle.

Dans cette partie, nous avons comparé la durée de vie en fatigue des structures de la littérature avec celle reproduite à l'identique et avec celle qui a été développée. Nous avons remarqué qu'il y a une différence, pour la même géométrie, entre les essais réalisés par Zenkert (Burman and Zenkert, 1997) et nos essais. Cela est dû à une différence des conditions expérimentales des essais effectués

par Zenkert ou aussi de la méthode de fabrication des sandwichs sachant qu'il y a une variation de densité au sein du matériau.

L'importance de refaire les essais avec l'ancienne géométrie de la littérature est donc de mener une comparaison avec les résultats obtenus avec la nouvelle géométrie développée dans le but d'avoir une comparaison objective. Les essais de fatigue ont montré qu'on a, avec la nouvelle géométrie, une durée de vie en fatigue 2 fois plus importante que celle obtenue avec l'ancienne géométrie et 10 fois par rapport à la géométrie présentée dans la littérature.

Une analyse thermique sur l'auto-échauffement au sein de l'éprouvette a été réalisée. Nous avons constaté qu'il y a des variations de température qui dépendent du niveau de sollicitation et de la fréquence imposée. Ce qui nous permet ainsi d'effectuer une étude thermo viscoélastique sur la mousse PVC. Celle-ci sera traitée dans le chapitre suivant en intégrant un développement d'une subroutine UMAT dans les simulations Abaqus. Ce couplage nous permettra de prédire le comportement des éprouvettes sandwichs durant les essais de fatigue.

CHAPITRE

4

Prise en compte d'améliorations du comportement de l'âme :
influence du gradient de densité et de la viscosité.

1 Introduction

Le dimensionnement des structures sandwichs présentes dans les navires rapides (à moteur ou à voile) fait actuellement appel à des règlements basés sur un comportement purement élastique linéaire des matériaux. Nous souhaitons apporter des améliorations sur ce plan car les chargements subis par ces structures sont essentiellement transitoires. Cela implique que la viscosité des constituants, et notamment celle de l'âme, pourrait modifier l'état des contraintes à chaque instant. Dans la littérature, on trouve de nombreuses références qui approfondissent la relation process-propriétés des matériaux cellulaires. En effet, le processus de fabrication des matériaux cellulaires, en particulier des mousses polymères, influence fortement les propriétés mécaniques et thermiques. Gong et al. (Gong et al., 2005) ont montré comment la microstructure des cellules influence la résistance de la structure d'une mousse polymère. En complément, on peut trouver dans (Ionescu, 2008) une base de données importante sur les procédés de fabrication des mousses polymères qui renseigne sur la forme finale de la microstructure.

Les travaux de Ferreira et al. (Ferreira et al., 2006) ont montré qu'un gradient de propriétés pouvait exister dans l'épaisseur d'une mousse PVC, incluant des variations de densité, de rigidité et de dilatation thermique.

En premier lieu dans ce chapitre on inclura un gradient de rigidité dans l'épaisseur afin d'estimer son effet sur la distribution des déformations de cisaillement pour un chargement en statique.

Lors de la mise en œuvre, le processus de durcissement des mousses joue un rôle important sur les micro-mécanismes d'endommagement qui se produisent ultérieurement sous chargement mécanique en statique, faisant apparaître des déformations anélastiques. Gibson et Ashby (Gibson and Ashby, 1999) ont développé et appliqué une approche micromécanique complète pour les matériaux cellulaires en statique.

Récemment, des travaux scientifiques ont étudié la prédiction du comportement mécanique des structures à base de matériaux cellulaires, en utilisant des analyses analytiques et numériques corrélées à des expériences (Gong and Kyriakides, 2005; Rizov, 2006a, 2006b). Pour le moment, ces travaux (Anilchandra et al., 2016; Bogdanovich and Tkachuk, 2013; Kulkarni et al., 2003) ne tiennent pas compte de l'effet de l'auto-échauffement des matériaux cellulaires et les simulations numériques sont effectuées en utilisant uniquement les propriétés élastiques (paramètres du modèle de matériau).

Les matériaux tels que les polymères (Pu et al., 2017), les élastomères, les matériaux de constructions tels que le béton (Y.M, 1995), les caoutchoucs, les fibres et le bois (A.V. and R.D, 1945) présentent un comportement mécanique dépendant du temps appelé viscoélasticité où la réponse matérielle n'est pas seulement dépendante de l'état actuel de déformation mais aussi de l'histoire de la déformation totale (Zhang and Li, 2009).

Le présent chapitre tente d'inclure également la viscosité du matériau polymère dans la loi de comportement de l'âme sandwich avec un couplage simulation – expérience.

2 Mise en données de la simulation par éléments finis

2.1 Mise en place des calculs par éléments finis

Pour effectuer la modélisation de l'auto-échauffement des mousses PVC, nous utilisons le logiciel de calcul par EF Abaqus® disponible au laboratoire GeM. Ce logiciel permet d'effectuer des calculs sur des structures stratifiées, composites, et donc sur les structures sandwichs (Mohamed et al., 2015; Schneider et al., 2016). La symétrie du problème nous permet de ne simuler que la moitié d'une éprouvette. Le temps de calcul, important dans le cas des composites, s'en trouve réduit de façon significative.

2.1.1 Modélisation de la peau

Le logiciel Abaqus® permet de choisir entre différentes options de modélisation pour la géométrie des éprouvettes. Nous pouvons modéliser la peau comme un matériau monolithique avec ses caractéristiques ou modéliser la peau sous forme d'empilement de plis unidirectionnels avec les caractéristiques fournies par le constructeur.

Le tissu utilisé pour la fabrication des peaux du sandwich est constitué de 4 couches de plis unidirectionnels à 0°, 45°, 90°, -45° comme mentionné dans le chapitre précédent. Nous présentons sur la Figure 75 l'orientation des fibres modélisée sur Abaqus®. Les fibres utilisées pour ce tissu sont des fibres de verre et les caractéristiques de ce matériau sont comme les suivantes :

- Masse volumique : $\rho = 2540 \text{ kg/m}^3$
- Module d'élasticité longitudinal : $E = 9250 \text{ MPa}$
- Coefficient de poisson : $\nu = 0,35$

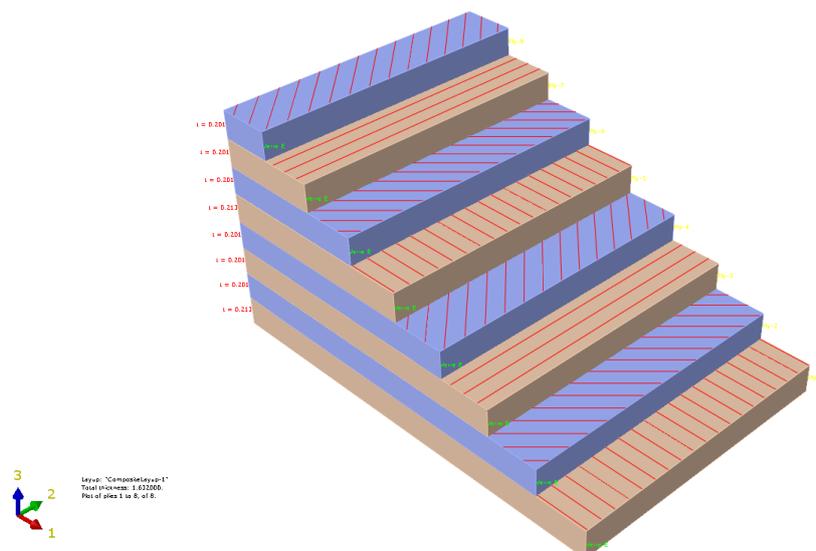


Figure 75 : Exemple de modélisation d'orientation des plis sur Abaqus (R)

Pour effectuer la modélisation de la peau par EF sur le logiciel Abaqus®, nous avons différentes possibilités. Nous pouvons choisir une modélisation plane ou volumique et plusieurs hypothèses

de calcul sont alors possibles. Pour être le plus réaliste possible, nous avons choisi de modéliser les essais de flexion 4 points avec des peaux en éléments coque en utilisant la méthode des plis. La composition des plis et leurs orientations sont présentés dans le tableau 13.

N° du pli	Matériau	Epaisseur (mm)	Orientation
1	Verre E	0,213	0°
2	Verre E	0,201	45°
3	Verre E	0,201	90°
4	Verre E	0,201	-45°

Tableau 13 Propriété des fibres de verre fournies par l'industriel

Nous avons ici le choix entre un maillage volumique de la peau ou une modélisation plane. Pour la modélisation volumique, seuls les éléments de type 3D quadratiques sont admissibles. Concernant la modélisation plane, nous disposons des éléments de types 4 nœuds linéaires qui sont des éléments coques utilisés dans notre cas d'étude. Ces éléments sont basés sur la théorie souple de cisaillement transversal de premier ordre dans laquelle la contrainte de cisaillement transversale est supposée constante dans l'épaisseur de la peau. Nous présentons ainsi le maillage sur la Figure 76.

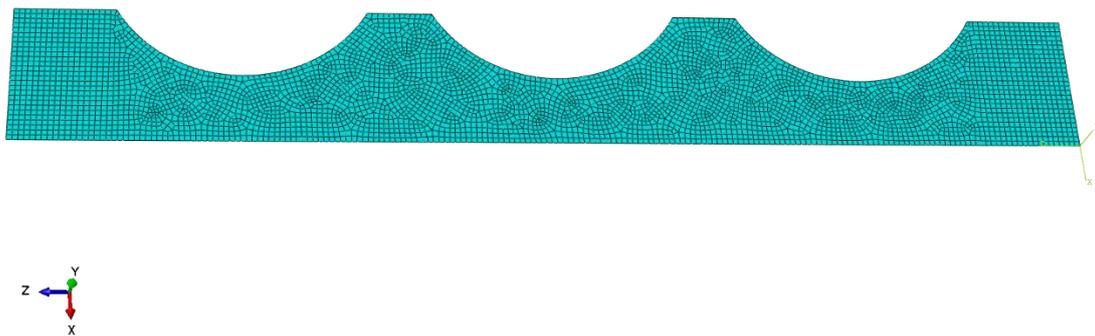


Figure 76 : Maillage de la peau avec les éléments S4R

Les efforts imposés à l'éprouvette sont représentés numériquement par deux pressions localisées aux mêmes endroits que l'essai expérimental. Ils correspondent à la force appliquée par les vérins et divisée par la surface des cales d'appuis. La présence de cales dans l'essai de flexion sur l'éprouvette sandwich est stipulée dans la norme ASTM C393 (ASTM, 2008). Donc, il est important de les figurer dans les simulations. Nous présentons la répartition de la contrainte de compression S_{22} (τ_2) dans le plan de la peau supérieure sur la Figure 77.

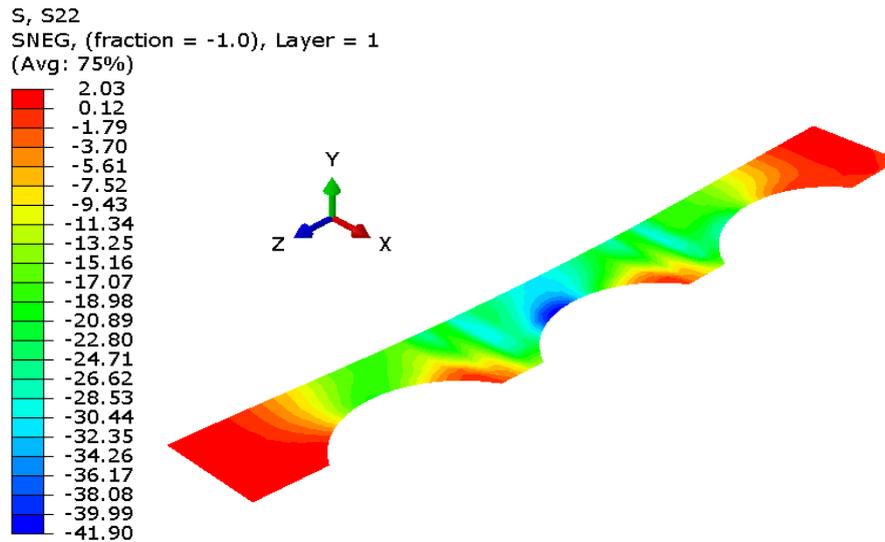


Figure 77 : Répartition de la contrainte S22 de compression de la peau supérieure

La valeur maximale de la contrainte de compression S22 est située dans l'échancrure au centre de l'éprouvette. Cette observation est complètement attendue vu que la peau supérieure subit des efforts de compression. D'autre part, la peau inférieure est sollicitée en traction. Nous présentons la répartition de traction S22 dans la peau inférieure sur la figure ci-dessous.

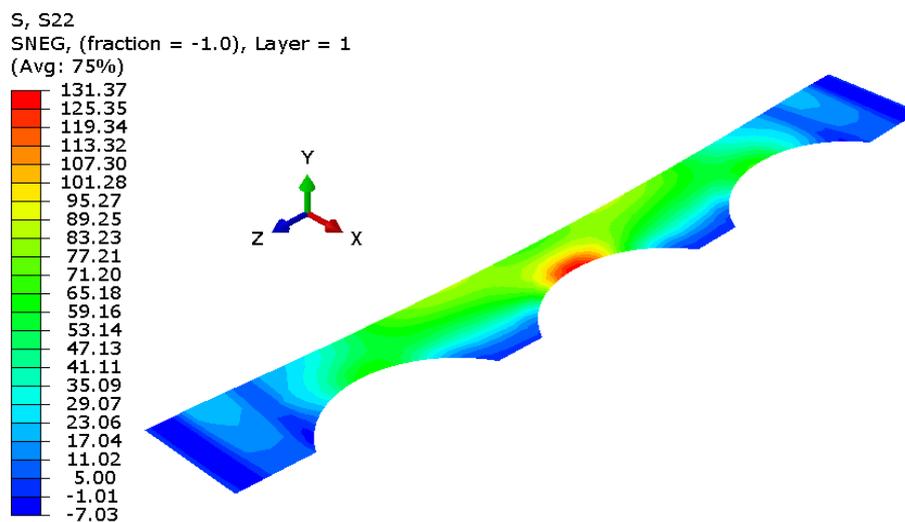


Figure 78 : Répartition de la contrainte S22 de la peau inférieure

Nous observons une hausse de la valeur de contrainte maximale de 41,9 MPa à 131,37 MPa soit 69 %. Cette hausse est expliquée par le fait que la peau stratifiée soumise à la compression était est doublée.

2.1.2 Modélisation de l'âme

Pour modéliser l'âme en mousse H100, des éléments 3D C3D8R de type linéaire à 8 nœuds ont été utilisés. Une étude de convergence de maillage a été réalisée et présentée dans le tableau 14.

Nombre d'éléments	2574	3162	4017	6936	16580
S23 (MPa)	1,22	1,23	1,25	1,25	1,25

Tableau 14 La contrainte de cisaillement en fonction de nombre d'élément de maillage

Nous sommes donc partis sur le maillage à 4017 éléments étant donné que la valeur de la contrainte de cisaillement S23 ne change pas en fonction du nombre d'éléments.

L'âme, en mousse PVC H100 de Diab® (Diab Group, 2005). Elle a été modélisée en 3D pour être le plus réaliste possible. Les propriétés de ce matériau sont présentées ci-dessous :

- ✓ Densité nominale : 100 kg/m³
- ✓ Module d'Young : 130 MPa
- ✓ Module de cisaillement : 35 MPa

L'âme joue un rôle très important dans le concept des structures sandwichs. Ce concept permet ainsi d'augmenter l'inertie de flexion des panneaux en augmentant les moments quadratiques de flexion qu'induit l'éloignement des plans moyens par rapport à celui de la structure. Ainsi, l'âme supporte mieux les efforts tranchants.

3 Prise en compte d'un gradient de densité dans la réponse mécanique de l'éprouvette nouvelle géométrie en flexion

Comme on le constatera plus loin, l'analyse des champs de déformation par corrélation d'images présente un écart significatif avec une modélisation tenant compte d'un matériau d'âme avec propriétés constantes dans l'épaisseur. On inclura alors un gradient de rigidité préalablement caractérisé par une technique acoustique.

La mousse H100 est un matériau hétérogène. Au cours de nos essais, nous avons réalisé un suivi du champ de déformation dans nos éprouvettes dans la zone des échancrures. Nous avons remarqué que la répartition du champ de déformation est hétérogène suivant l'épaisseur de l'éprouvette. Le résultat de la corrélation d'image est présenté sur la Figure 79.a Une comparaison avec le champ de déformation de la simulation numérique montre qu'il y a un gradient de densité dans la mousse (Figure 79.b). Pour valider cette hypothèse, nous avons réalisé une analyse acoustique sur l'épaisseur de la mousse afin d'obtenir les informations nécessaires sur le gradient de densité dans l'épaisseur de la mousse H100.

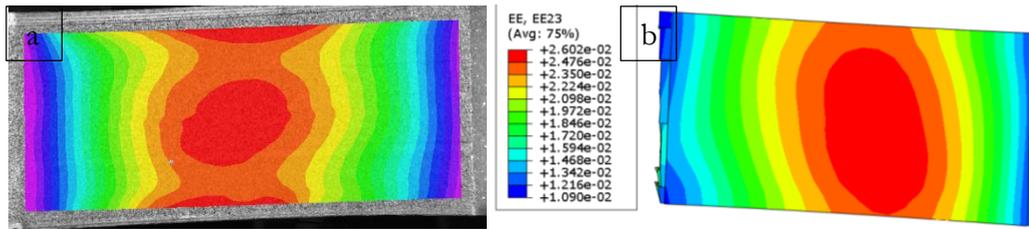


Figure 79 : a. Répartition du champ de déformation avec corrélation d'image, b. Répartition du champ de déformation avec calcul Abaqus

Les résultats de l'analyse de l'épaisseur par émission acoustique sont présentés sur Figure 80.a. Les résultats montrent que la valeur de densité varie significativement suivant l'épaisseur. Cette variation de densité donne lieu à une variation de propriétés mécaniques en particulier une variation du module de cisaillement de l'âme. Une étude analytique permet de tracer l'évolution du module de cisaillement de la mousse en fonction de la densité. Cette étude nous permet d'introduire les nouvelles valeurs du module dans notre calcul et d'obtenir une meilleure concordance avec les résultats expérimentaux. Nous traçons ainsi sur la Figure 80.b l'évolution du module de cisaillement en fonction de la densité.

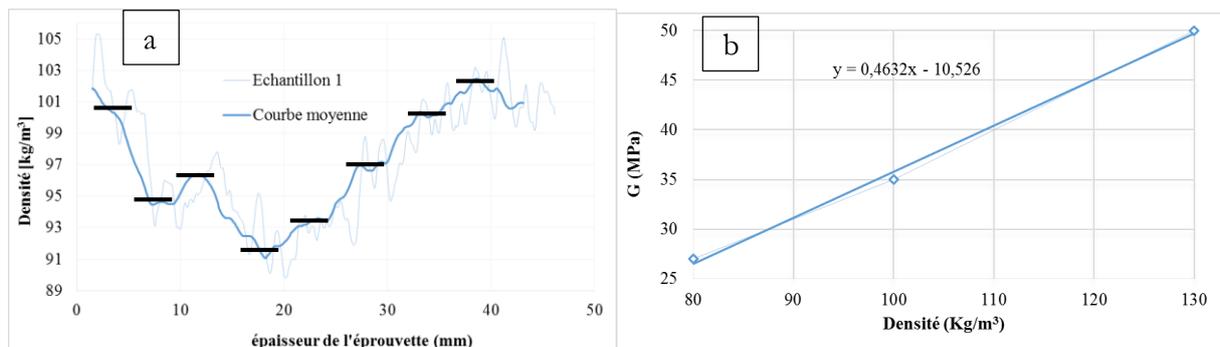


Figure 80 : a- Evolution de la densité de la mousse suivant l'épaisseur de l'éprouvette ; b- Evolution du module de cisaillement en fonction de la densité de la mousse

Nous avons ensuite intégré ces valeurs dans notre calcul sur Abaqus ®. Nous présentons sur la Figure 81 la répartition du champ de déformation avec une densité variable.

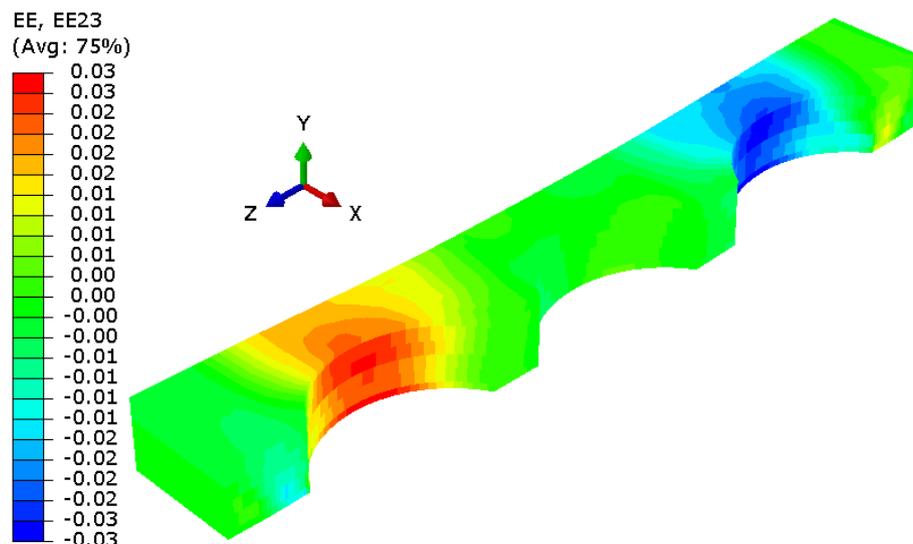


Figure 81 : Répartition du champ de déformation E23 dans l'âme en mousse H100 avec variation de densité

La répartition du champ de déformation en cisaillement E23 dans l'âme avec l'intégration des valeurs de la densité en fonction de l'épaisseur de l'âme est différente de celle avec une densité uniforme. Nous remarquons une hausse de la valeur maximale de la déformation de $2,602 \cdot 10^{-2}$ à $2,99 \cdot 10^{-2}$ soit une hausse de 13 %.

4 Modélisation du comportement thermo-viscoélastique

Notre approche expérimentale, spécifique pour l'étude du comportement des structures sandwichs, est déduite de l'expérimentation développée par Gérard et al. (Gerard et al., 2015) et complétée par les expériences présentées au chapitre 2. Dans le travail de Gérard et al., des essais de traction en fatigue ont été réalisés sur des éprouvettes en mousse PVC H100. Trois thermocouples ont été utilisés pour suivre l'évolution de la température : le premier thermocouple étant intégré au cœur de l'éprouvette, le deuxième est collé sur la surface extérieure et le troisième thermocouple enregistre la température ambiante de l'essai. D'après ses résultats le comportement de la mousse H100 observé sous les essais de fatigue inclut une partie viscoélastique qui dépend de la température. D'où l'objectif de développer un modèle qui permet de reproduire l'évolution de la température pendant les essais de fatigue et qui tient compte de la viscosité du matériau.

4.1 Présentation de la méthode de modélisation

La modélisation du comportement thermo-viscoélastique de la mousse H100 est réalisée avec un couplage de Fortran® - Abaqus®. Nous proposons de construire un modèle basé sur un assemblage de ressorts et d'amortisseurs en parallèle. Le modèle analogique général de Maxwell (Babaei et al., 2016; Jalocho et al., 2015; Nguyen et al., 2015) permettra d'établir une relation entre l'énergie dissipée au sein du matériau avec une élévation de température et les effets induits sur la

réponse en fatigue des éprouvettes de traction. Notre méthode de modélisation est présentée sur la Figure 82.

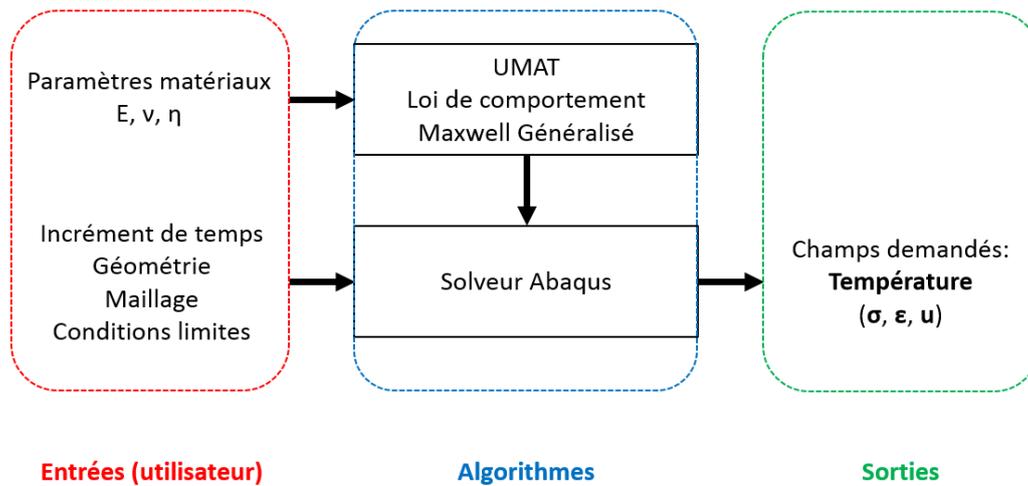


Figure 82 : Architecture de la simulation du comportement de l'éprouvette sandwich

4.2 Présentation du modèle

Comme indiqué précédemment dans ce document, le comportement du matériau H100 observé pendant les essais de fatigue comprend une partie de visco-élasticité et elle est dépendante de la température. A partir de la réponse en déformation et la température des échantillons testés, le modèle est basé sur un ensemble de ressort et amortisseur en parallèle. Le modèle généralisé de Maxwell (GMM) a été choisi pour modéliser le comportement de notre matériau car c'est la forme la plus générale du modèle linéaire décrivant les propriétés de viscoélasticité. Le GMM représenté sur la Figure 83 se compose d'un ressort et d'un nombre arbitraire d'éléments Maxwell qui sont composé d'un ressort et d'un amortisseur agissant en série.

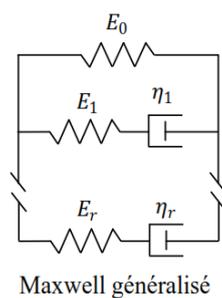


Figure 83 : Modèle analogique généralisé de Maxwell

Dans ce modèle, plusieurs éléments Maxwell sont assemblés en parallèle. Il prend en compte que la relaxation ne se produit pas en une seule fois, mais dans un ensemble de répétitions. Pour un élément de Maxwell unique, l'équation différentielle est donnée par :

$$\dot{\sigma} = E \dot{\varepsilon}_e = E(\dot{\varepsilon} - \dot{\varepsilon}_v) \quad \text{IV. 1}$$

La solution de l'équation (1) est déterminée en considérant soit la contrainte soit la déformation comme une variable contrôlée, de sorte que nous obtenons :

$$\varepsilon(t) = \frac{\sigma(t)}{E} + \frac{1}{\eta} \int_{\tau_0}^t \sigma(\tau) d\tau \quad \text{IV. 2}$$

De plus l'équation 12 pourrait être écrite comme suit :

$$\varepsilon(t) = \int_{\tau_0}^t \left(\frac{1}{E} + \frac{t-\tau}{\eta} \right) \sigma(\tau) d\tau \quad \text{IV. 3}$$

Le GMM est composé de plusieurs éléments constitutifs en parallèle. Cependant, l'équation différentielle pour une itération de «n» éléments est écrite comme une forme opérationnelle :

$$\frac{\partial}{\partial t} \varepsilon(t) = \left(\frac{1}{E_n} \frac{\partial}{\partial t} \sigma_n + \frac{\sigma_n}{\eta_n} \right) \quad \text{IV. 4}$$

L'âme en mousse H100 se caractérise par un mode de comportement différent qui se manifeste comme une relaxation. Par conséquent, l'équation de la contrainte pourrait être écrite comme suit :

$$\sigma(t) = \int_0^t R(t, \tau) \dot{\varepsilon}(\tau) d\tau \quad \text{IV. 5}$$

Avec R est le tenseur de relaxation et qui est décrit par :

$$R(t, \tau_0) = E_0 + \sum_{i=1}^r E_i e^{-\alpha_i(t-\tau_0)} \quad \text{IV. 6}$$

où $\alpha_i = \frac{E_i}{\eta_i}$ Enfin, l'approche consiste à calculer la valeur de contrainte par rapport à sa valeur historique :

$$\Delta\sigma = \tilde{E} \Delta\varepsilon - \sigma^{hist}(t) \quad \text{IV. 7}$$

avec

$$\hat{E} = E_0 + \sum_{i=1}^r \frac{E_i}{\alpha_i \Delta t} (1 - e^{-\alpha_i \Delta t}) \quad \text{IV. 8}$$

et

$$\sigma^{hist}(t) = \sum_{i=1}^r (1 - e^{-\alpha_i \Delta t}) \sigma_i(t) \quad \text{IV. 9}$$

Sachant que $\Delta\varepsilon = \Delta\varepsilon_{ela} + \Delta\varepsilon_{th}$ où $\Delta\varepsilon_{th} = \alpha \Delta T$

4.3 Vérification du modèle avec les essais de traction

Gérard et al. (Gerard et al., 2015) ont réalisé des essais de traction en fatigue. Durant ces essais, il a constaté qu'il y avait une élévation de la température au sein du matériau mousse H100. Cette évolution de la température est présentée sur la Figure 84.

Nous constatons d'ores et déjà que la plus forte augmentation de la température à cœur est d'environ 4 °C avant d'atteindre le régime permanent à 4000 s à température ambiante.

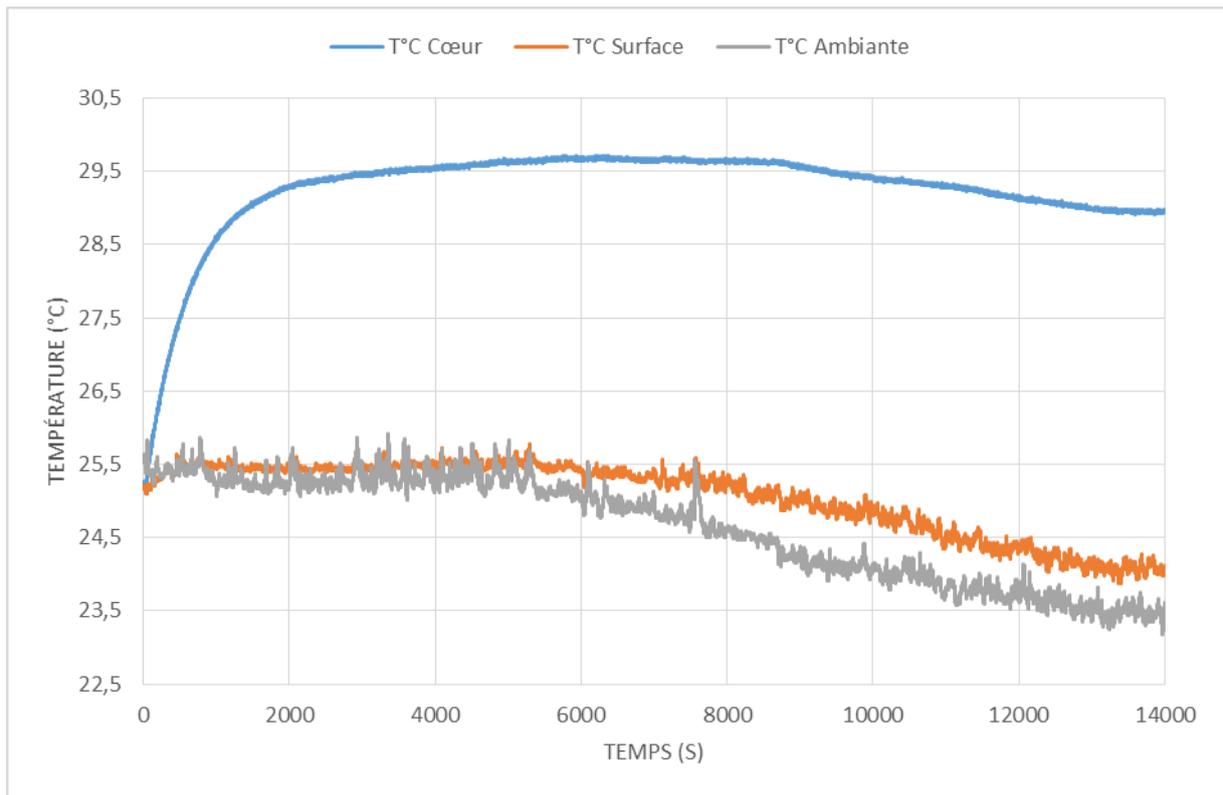


Figure 84 : Evolution de la température au cours d'un essai de traction en fatigue à 5Hz

Nous présentons une première simulation sur une éprouvette de traction en axisymétrique. Le maillage ainsi que les conditions aux limites sont présentés sur la Figure 85.

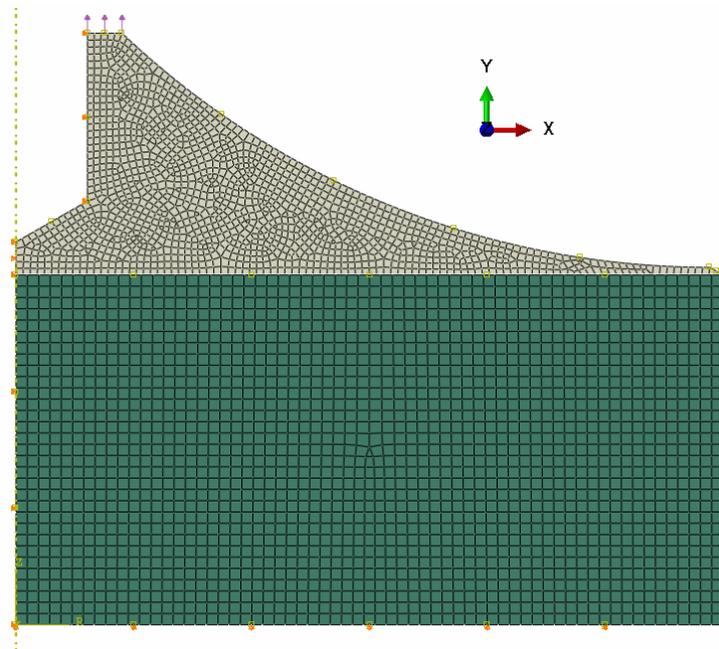


Figure 85 : maillage et conditions aux limites de l'éprouvette de traction

Les conditions aux limites sont donc les suivantes : blocage du déplacement en Y dans le plan médian et blocage du déplacement en X. L'effort imposé sur l'arête supérieure de la géométrie est

le même qui a été appliqué dans les essais expérimentaux. Nous présentons ainsi les résultats de la simulation de l'auto-échauffement de la mousse à 5 Hz sur la Figure 86.

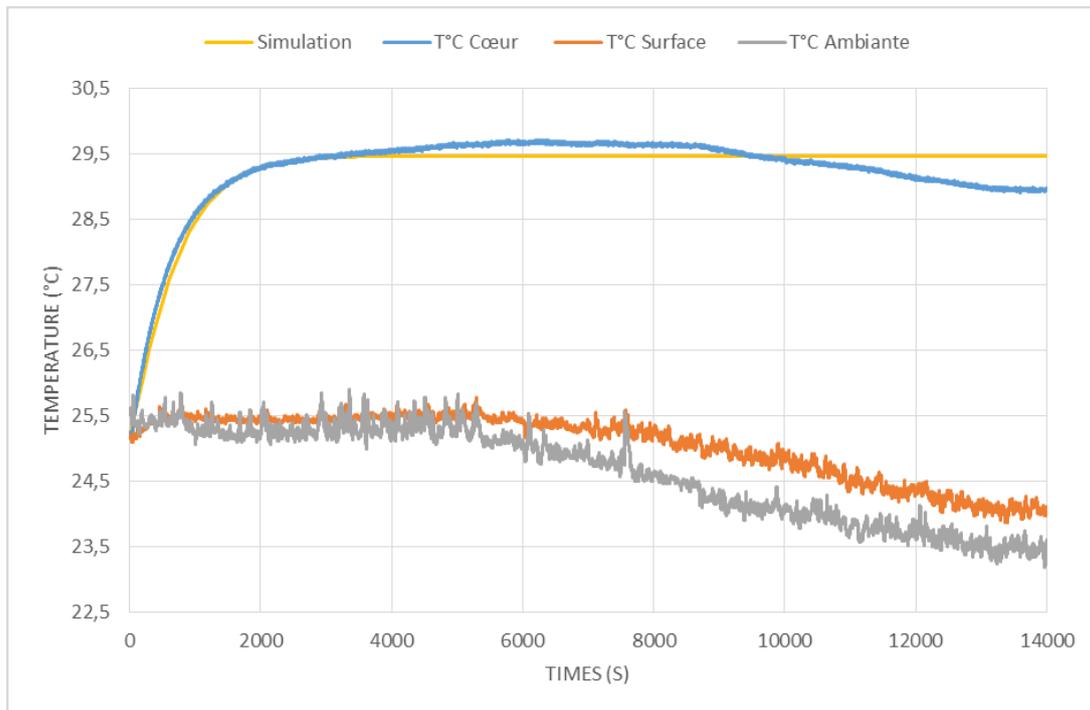


Figure 86 : Evolution de la température expérimentale + simulation à 5Hz

Nous traçons alors en jaune l'évolution de la température du modèle simulé. Nous constatons une faible erreur entre la courbe modèle et la courbe des essais expérimentaux. Etant donné que le local d'essai n'est pas climatisé, la température à cœur varie notamment entre 6000 s et 14000 s au fil de la journée.

La modélisation sur Abaqus®, nous permet d'observer le champ de température au sein de l'éprouvette. On peut observer la répartition du champ de température sur la Figure 87.

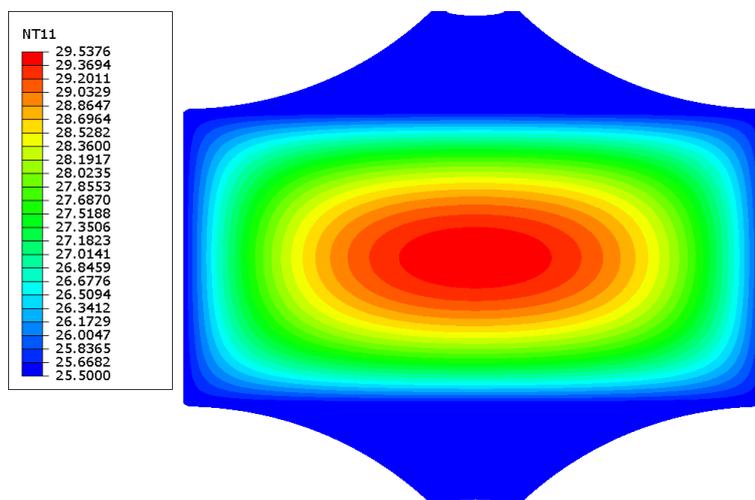


Figure 87 : Répartition de la température au sein de l'éprouvette à 4000 s

Nous remarquons que la plus haute température d'une valeur de 29,53 °C est située au cœur de l'éprouvette. Ce phénomène est expliqué par le fait que les cellules de la mousse sont sollicitées en créant des frottements entre elles. Ce sont ces frottements qui, transformés en énergie, engendrent l'élévation de la température au sein de l'éprouvette. La répartition de la température dans l'échantillon dépend de 3 paramètres essentiels qui ont été introduits dans le calcul : le coefficient d'expansion thermique, la conductivité thermique et la capacité calorifique propre à ce matériau.

Pour déterminer l'effet de l'auto-échauffement sur le comportement du matériau notamment l'effet sur la répartition des contraintes, nous extrayons la répartition de la contrainte de traction à l'instant $t=0$ et à l'instant $t=4000$ s, présentées respectivement sur les Figure 88 et Figure 89.

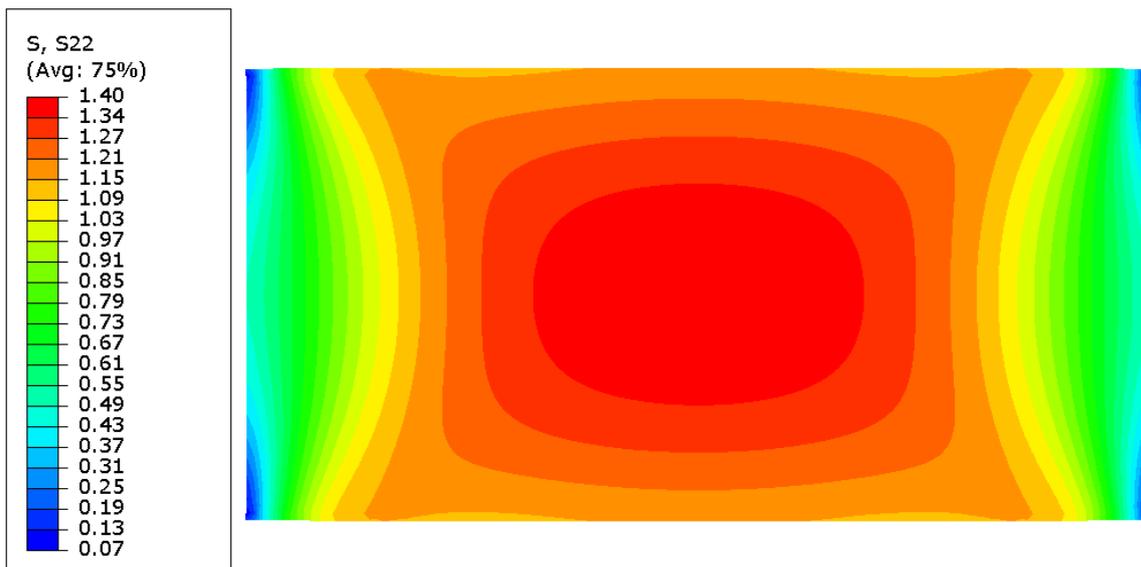


Figure 88 : Répartition de la contrainte de traction à $t=0$ s

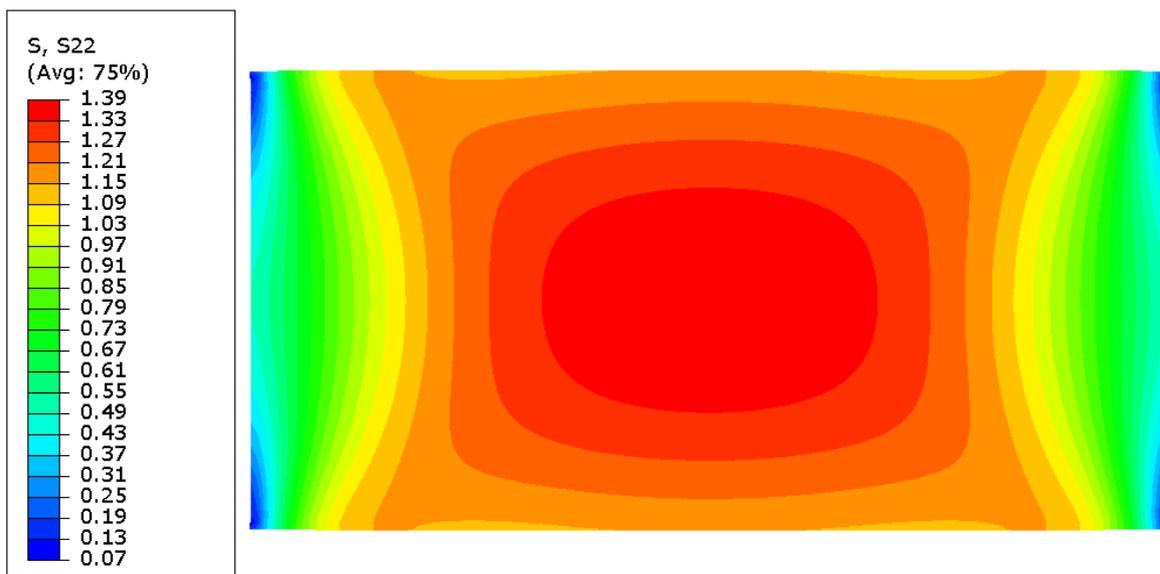


Figure 89 : Répartition de la contrainte de traction à $t=4000$ s

La concentration de contrainte de traction est localisée au cœur de l'éprouvette. Cette concentration a subi une relaxation entre 0s et 4000 s de 0,7 %. Ainsi, nous pouvons dire que la répartition des contraintes varie de manière inverse à l'évolution de la température.

Durant les essais de fatigue de flexion 4 points réalisés sur la structure sandwich à base de mousse H100 dans le chapitre 2, nous avons constaté une élévation de la température au sein de l'éprouvette. Nous traçons sur la Figure 90 l'évolution de la température pendant les premiers cycles de l'essai.

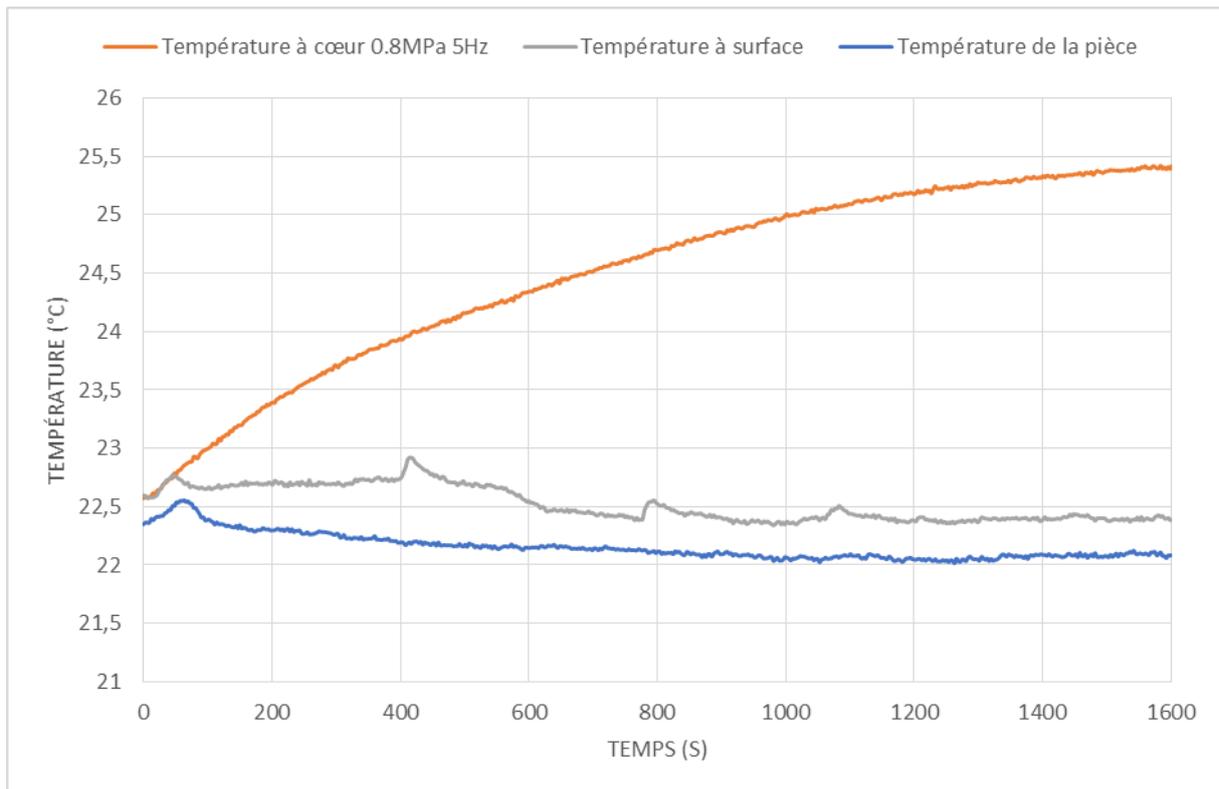


Figure 90 : Evolution de la température en fonction du temps lors de l'essai de fatigue en flexion 4 points

On peut distinguer sur la Figure 90 la plus forte augmentation de la température au cœur de l'éprouvette de près de 3°C.

Nous poursuivons alors cette étude par la modélisation de la structure sandwich sous Abaqus et appliquons notre modèle viscoélastique. Nous avons choisi, pour des raisons de simplicité et de gain du temps, de modéliser la structure en 2D. Nous présentons la structure avec le maillage et les conditions aux limites sur la Figure 91.

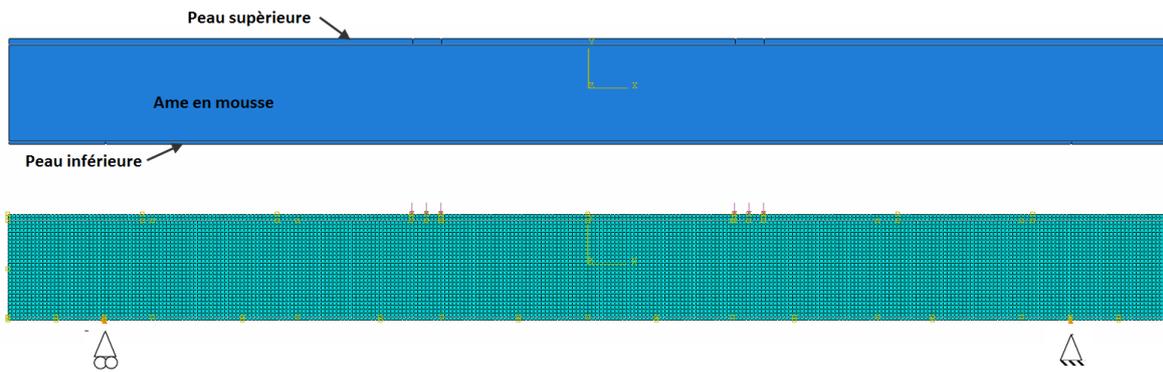


Figure 91 : maillage et conditions aux limites de l'éprouvette de flexion 4 points

Nous pouvons à présent lancer la simulation et tracer l'évolution de la température en fonction du temps puis de la comparer avec les résultats expérimentaux. Nous obtenons en premier lieu la répartition du champ de la température au sein de l'éprouvette de flexion 4 point en fatigue à 1600 s (Figure 92).

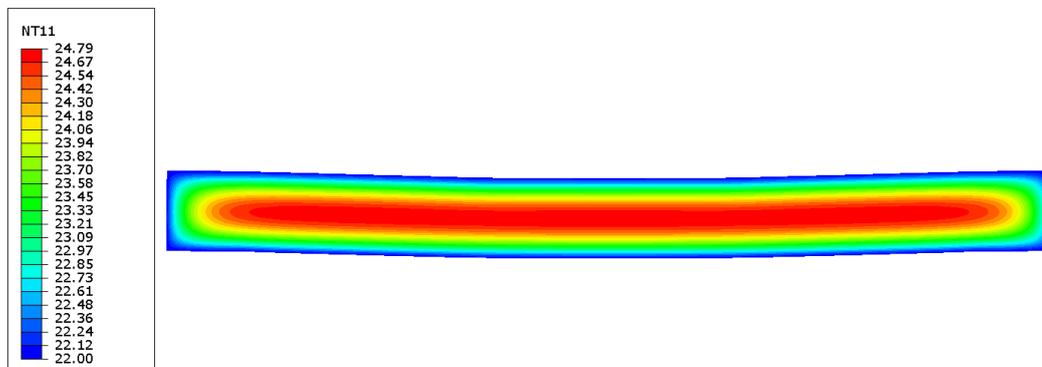


Figure 92 : Répartition du champ de la température au sein de l'éprouvette de flexion 4 points à 1600s

Nous poursuivons le même raisonnement que dans la partie des essais de traction, nous traitons l'évolution de la contrainte de cisaillement S_{12} du 1^{er} cycle et à 1600 s. Nous présentons alors la distribution de la contrainte de cisaillement à $t=0$ s et à $t=1600$ s respectivement sur les Figure 93 et Figure 94.

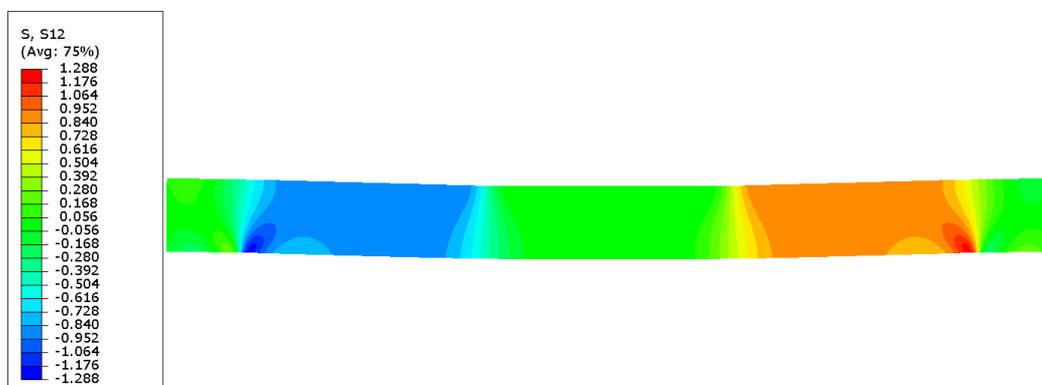


Figure 93 : Répartition de la contrainte de cisaillement dans l'éprouvette de flexion 4 points à $t=0$ s

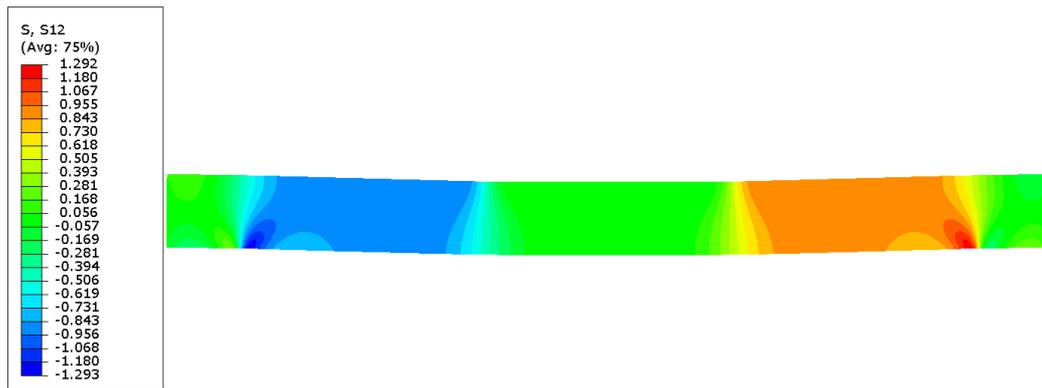


Figure 94 : Répartition de la contrainte de cisaillement dans l'éprouvette de flexion 4 points à $t=1600$ s

Ces deux figures servent à déterminer l'effet du chargement thermique sur la répartition de la contrainte et observer cette influence de manière quantitative. Nous remarquons une légère augmentation de la contrainte de cisaillement de 0,3 %.

Nous traçons ensuite les courbes d'évolution des différentes températures obtenues à 5 Hz pour les essais de fatigue de flexion 4 points de façon à les comparer avec les résultats de la simulation (Figure 95).

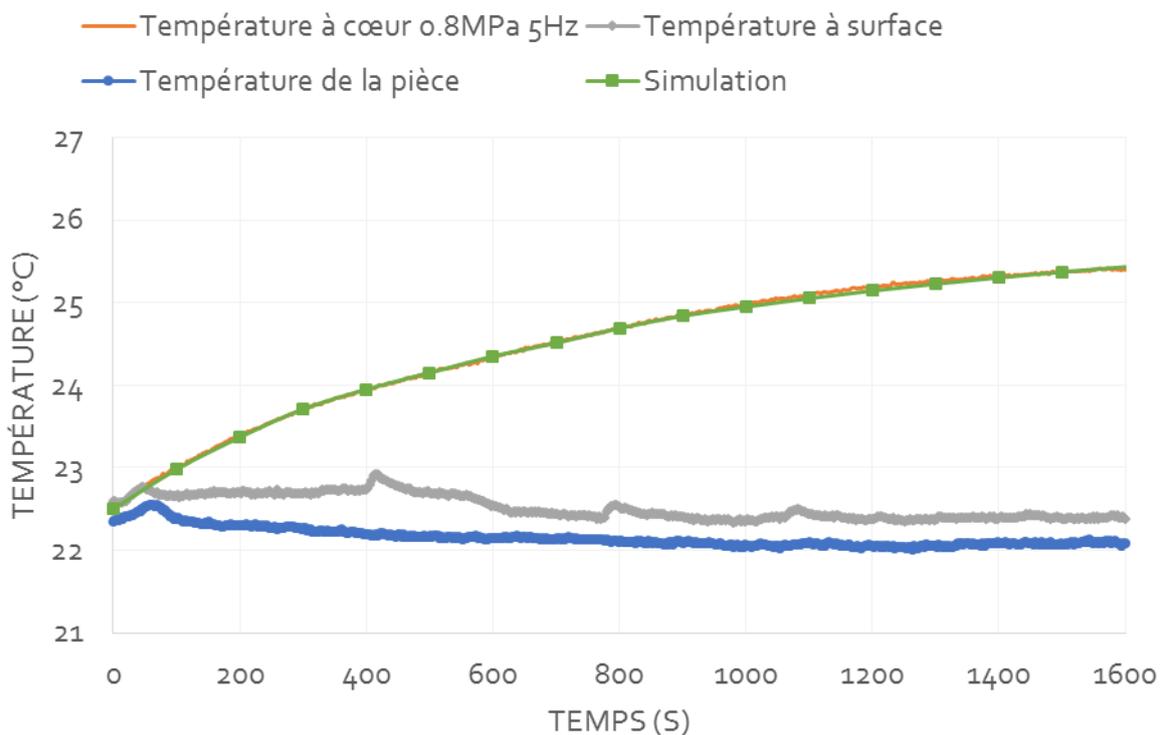


Figure 95 : Evolution de la température pour une fréquence de 5Hz

Nous constatons que le modèle arrive à bien reproduire les résultats des essais expérimentaux. Nous observons que la différence entre le modèle et les températures mesurées est faible. L'erreur maximale est de 0,5 °C soit 16 % entre les deux résultats. Nous concluons que le modèle proposé

permet de prédire l'évolution de la température en fonction du temps durant des essais de traction (simulation axisymétrique) et de flexion (simulation 2D).

4.4 Adaptation 3D du modèle sur la structure sandwich en flexion 4 points

Nous allons suivre la même procédure que pour la modélisation 2D décrite précédemment et en faisant l'hypothèse que la déformation visqueuse est purement déviatorique, c'est-à-dire $tr(\dot{\epsilon}_v) = 0$ et donc, on aura l'équation de la contrainte suivante :

$$\dot{\sigma} = 2\mu\dot{\epsilon}_e + \lambda tr(\dot{\epsilon}_v)I = 2\mu(\dot{\epsilon} - \dot{\epsilon}_v) + \lambda tr(\dot{\epsilon})I \quad \text{IV. 10}$$

d'où l'équation constitutive :

$$\dot{\sigma} = 2\mu\dot{\epsilon}_e + \lambda tr(\dot{\epsilon}_v)I - \frac{\mu}{\eta} dev(\sigma) \quad \text{IV. 11}$$

L'équation 21 peut également être inversée pour avoir la déformation :

$$\dot{\epsilon} = \frac{1+\nu}{E}\sigma - \frac{\nu}{E} tr(\dot{\sigma})I + \frac{1}{2\eta} dev(\sigma) \quad \text{IV. 12}$$

Nous avons modélisé seulement la moitié de l'éprouvette sachant que la symétrie de l'orientation des plis des peaux ne change rien au niveau du comportement de l'âme. Cela nous permet de gagner du temps de calcul et de représenter le champ de température dans tout le volume. La première simulation a été réalisée avec une fréquence de 5 Hz et jusqu'à 4000 cycles. Le champ de température à cœur de l'éprouvette est présenté sur la figure suivante :

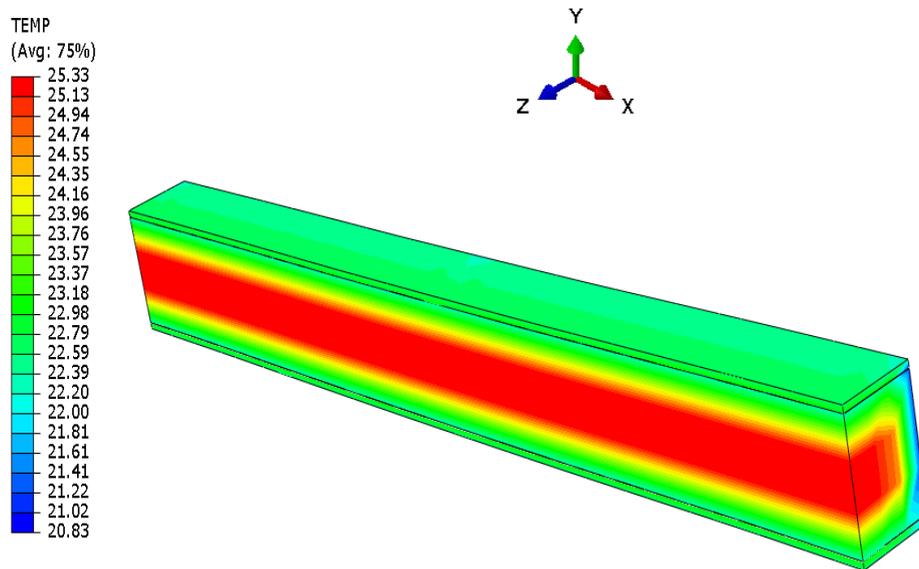


Figure 96 : Champ de température au sein de l'éprouvette de flexion 4 points pour une fréquence de $f=5\text{hz}$

L'avantage de la modélisation en 3D est de s'approcher de la réalité physique des essais et d'étudier le matériau plus profondément en investiguant les sections voulues. A titre d'exemple nous présentons le champ de température au milieu de l'éprouvette sur la Figure 97. Ce type d'information est difficilement observable expérimentalement.

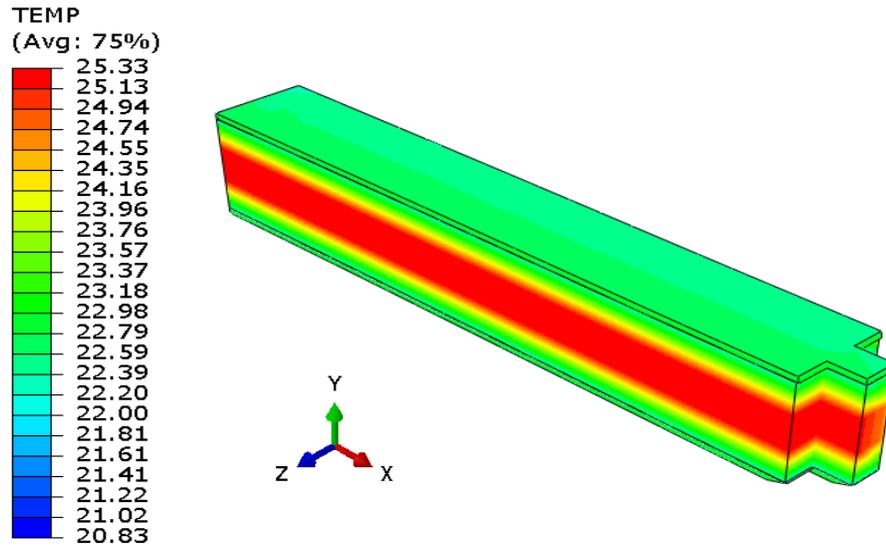


Figure 97 : Champ de température dans une section au milieu de l'éprouvette

Nous pouvons également suivre l'évolution des contraintes en fonction du nombre de cycles. La distribution des contraintes en cisaillement plan S12 dans l'éprouvette sandwich à $t=10$ cycles et à $t=4000$ cycles sont présentés respectivement sur la Figure 98 et la Figure 99.

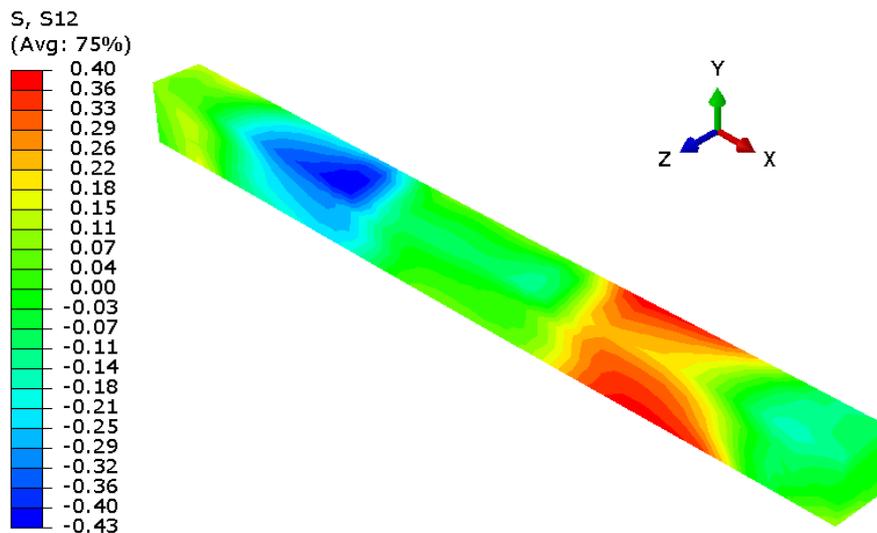


Figure 98 : Distribution de la contrainte S12 au sein de l'éprouvette sandwich à $t=10$ cycles et $f=5\text{hz}$

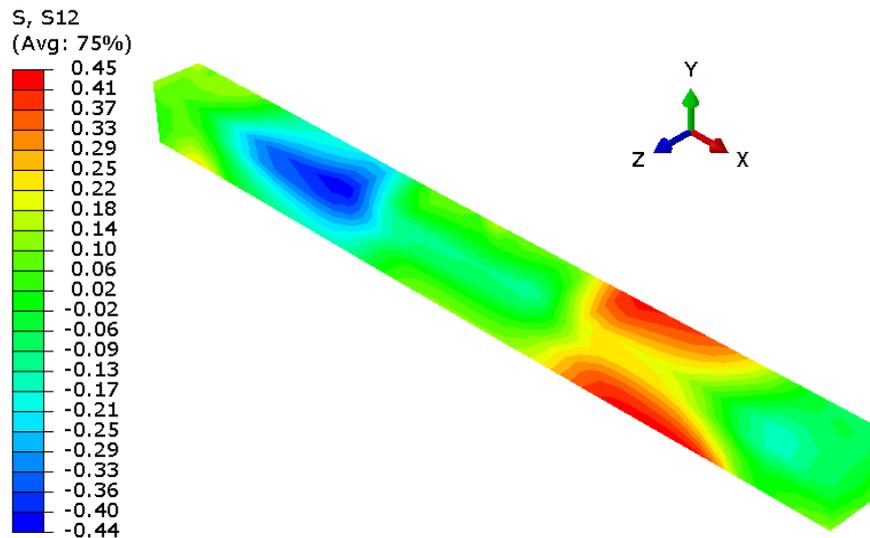


Figure 99 : Distribution de la contrainte S12 au sein de l'éprouvette sandwich à $t=4000$ cycles et $f=5$ Hz

Nous remarquons d'ores et déjà que la distribution du champ de contrainte n'est pas la même entre 10 cycles et 4000 cycles. Quantitativement la valeur maximale de la contrainte s'est élevée de 0,401 à 0,447 MPa.

5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons montré dans une première partie la pertinence du modèle thermo-viscoélastique développé pour simuler le comportement des sandwichs à base de mousse PVC H100 en tenant compte de l'auto-échauffement. Nous avons abordé l'influence de la variation de la densité dans la mousse H100 sur la réponse du matériau en déformation.

Le modèle thermo-viscoélastique utilisé ici est le modèle généralisé de Maxwell. Ce modèle est formé de l'association en série d'un ressort et d'un amortisseur itéré plusieurs fois. Ce modèle a donné une bonne description du comportement de notre mousse viscoélastique. Les résultats de la simulation avec ce modèle ont montré une bonne corrélation avec les résultats expérimentaux des essais de fatigue que ce soit les essais de traction uni axiale en fatigue soit ou les essais de flexion 4 points en fatigue. En effet, l'augmentation de la température qui atteint 4 °C pour l'essai uni axial et $3,3\text{ °C}$ pour les essais de flexion 4 points ne sont donc pas négligeables et l'influence de cette augmentation a été observée en termes de contrainte. L'analyse de la répartition des contraintes durant les essais de fatigue uni axiale ont montré une relaxation de $0,7\%$ avec une évolution de la température inverse de l'évolution du champ de contrainte.

A l'aide de mesures acoustiques nous avons constaté une variation de densité tout au long de l'épaisseur de nos échantillons. Nous avons ensuite introduit ces valeurs dans le modèle Abaqus® pour étudier l'influence de cette variation sur le comportement du matériau. Les résultats de la

modélisation montrent que la réponse en déformation évolue avec la variation de la densité de 13 %.

L'expérience acquise jusque-là, en proposant une nouvelle approche expérimentale à l'échelle laboratoire avec la modélisation du comportement des sandwichs nous permet de passer à l'échelle industrielle. Pour cela nous allons appliquer entièrement dans le chapitre suivant notre approche sur d'autres types de sandwichs avec différents matériaux (nida, mousse) fournis par un industriel local afin d'expertiser le comportement des sandwichs en fatigue et leurs modes de rupture dominants.

CHAPITRE

5

Comportement en fatigue des structures sandwichs à base de nid d'abeilles

1. Introduction

L'analyse de l'effet de la température sur le comportement mécanique des matériaux sandwichs ainsi que l'étude de la tenue en service de structures reste envisageable. La première partie du présent chapitre, traite l'analyse des propriétés en flexion de deux types de structures sandwichs à base de nid d'abeilles en fonction de la température.

Dans une deuxième partie, en se basant sur les résultats des essais statiques, la tenue en fatigue des différentes structures sandwichs est étudiée et leurs durées de vie sont évaluées avec l'approche proposée précédemment. Cette partie est suivie par une étude des modes de rupture observés durant les essais de fatigue, en particulier la rupture des peaux, le décollement de l'âme/peau et le cisaillement de l'âme.

2. Présentation

L'étude et la compréhension des propriétés thermomécaniques sont essentielles dans la conception d'un système mécanique, particulièrement pour le choix des matériaux appropriés pour mieux appréhender la tenue en service et résister à la fatigue.

La fatigue des matériaux est l'affaiblissement ou l'endommagement causé par un chargement prolongé (Holman, 2003). Elle peut résulter de nombreux facteurs, dont tous ne sont pas complètement compris (Davis, 2006). Cependant, il est important de préciser que lorsqu'une pièce est chargée de manière cyclique, des fissures commencent à se former. Celles-ci se propagent provoquant une défaillance et la ruine de la structure. Par conséquent, lors de la conception d'un système mécanique, il est important de connaître ces limites. Une défaillance catastrophique en fatigue entraînerait non seulement une perte importante d'argent en raison d'un mauvais design, mais cela pourrait entraîner une perte de vies. Des exemples critiques de rupture en fatigue sur des trains et des ailes d'avion ont été notamment rapportés (Allen, 2011).

Le comportement en déformation et en rupture des éprouvettes composites sandwichs a été décrit dans de nombreuses publications par plusieurs chercheurs (Bezazi et al., 2007; Caprino et al., 2015; Daniel et al., 2002). Dans des conditions de chargement quasi-statiques, les éventuels modes de rupture incluent un endommagement de traction ou de compression des peaux du sandwich, un décollement entre l'âme et les peaux, une indentation sous un chargement localisé ou un cisaillement de l'âme. Une analyse générale des modes de ruptures dans les éprouvettes sandwichs a été proposée par Daniel et al. (Daniel et al., 2002).

Afin de valider et maîtriser notre approche expérimentale proposée dans le chapitre 2, nous réalisons une étude de mise en service sur des structures sandwichs différentes de celle utilisée précédemment. Ces structures sont utilisées dans la construction aéronautique. Les éprouvettes sont de petites tailles et avec des matériaux d'âme différents. L'objectif étant de comparer la durée de vie de ces structures et d'investiguer les modes de rupture observés

3. Durabilité des sandwichs en de flexion 4 points

3.1. Dispositif expérimental

L'objectif de cette partie est d'étudier le comportement en fatigue à travers le traçage des courbes de Wöhler des différents matériaux d'étude. Afin de tracer ces courbes, nous avons besoin de tester plusieurs éprouvettes à différents niveaux de contraintes. Nous avons développé un nouveau banc d'essais qui peut tester jusqu'à trois éprouvettes sandwichs en même temps. Par rapport à une machine d'essais classique, le gain de temps est donc considérable. Il comporte un actionneur pour chaque montage d'essais qui permet de réaliser à la fois des essais de flexion 3 points et 4 points. Le montage est réalisé conformément au schéma de la Figure 100.

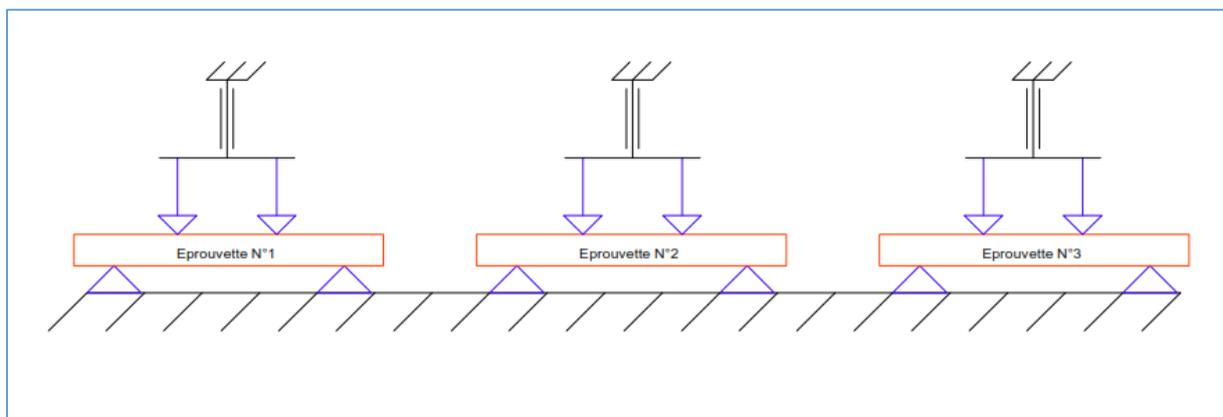


Figure 100 : Schéma du montage de fatigue

Nous avons eu recours à plusieurs conceptions. L'une d'elle est présentée en Annexe I. Cette conception n'a pas été retenue car elle présentait des problèmes de liaison au niveau des appuis mobiles. Par contre, cette méthode de conception a été constructive pour aboutir au banc d'essai présenté dans la suite de cette partie sur la Figure 101.

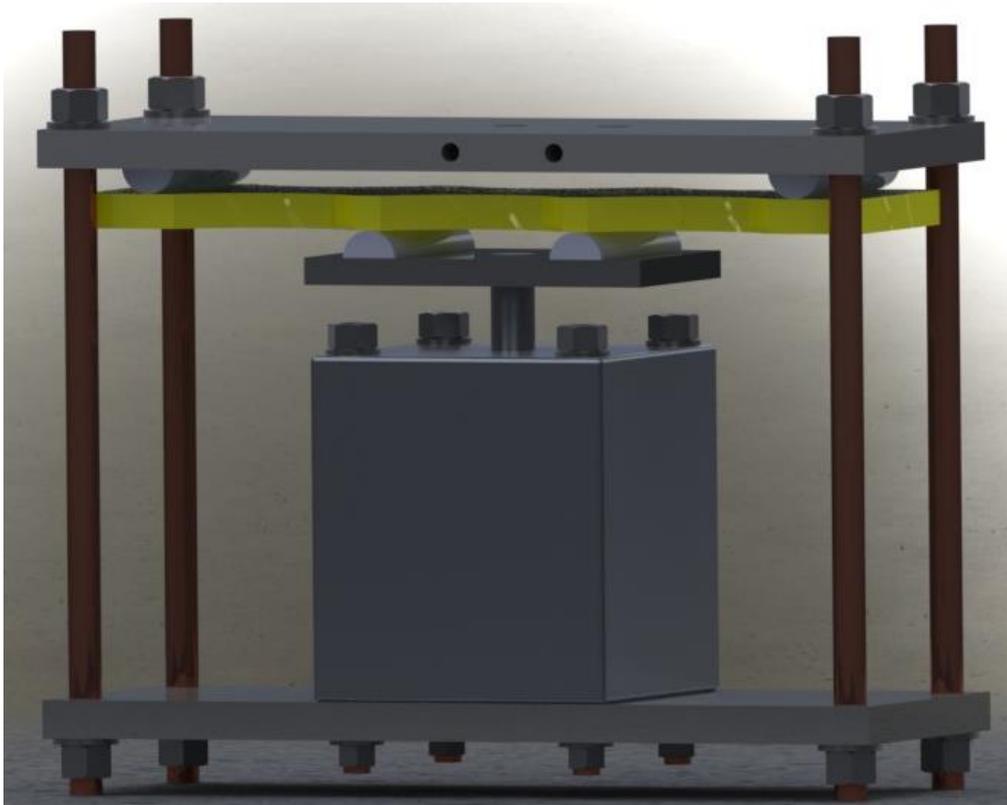


Figure 101 : Nouveau montage d'essai de flexion 4 points en fatigue

Les pièces supports des vérins et de l'éprouvette ont été fabriquées au laboratoire GeM. Les trois montages ont été fixés sur un profilé en U en acier qui est posé sur un marbre afin d'amortir les efforts appliqués par les trois vérins et réduire le bruit.

Les vérins utilisés ont une capacité maximale de 3650 N, possédant un diamètre de piston de 50 mm et une course de 40 mm. Dans le but de contrôler précisément la pression exercée, nous avons opté pour un régulateur électronique piloté au 100^{ème} de bar qui est installé à l'entrée du distributeur du vérin. La partie électronique comporte un automate électrique pour commander la montée et la descente des vérins et faire varier la fréquence de sollicitation en fatigue. Le schéma du réseau pneumatique est présenté sur la Figure 102.

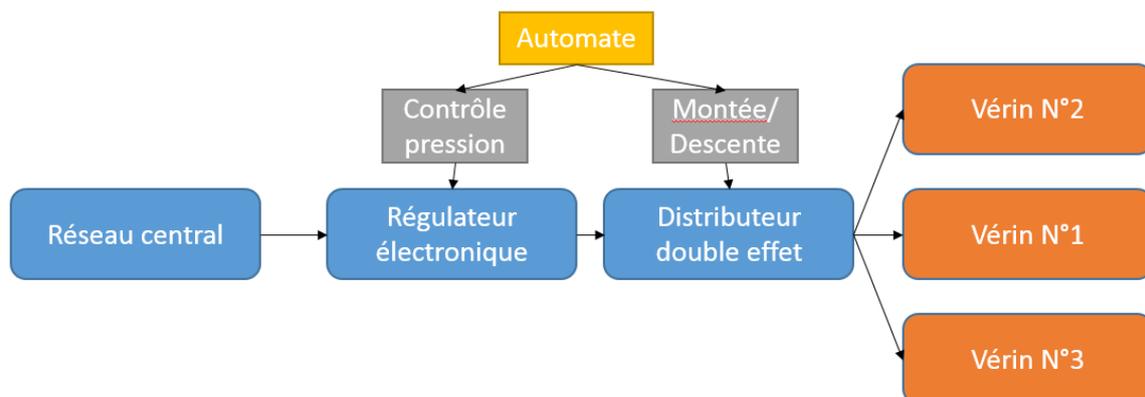


Figure 102 : Schéma du réseau pneumatique du montage de fatigue

Une fois les pièces fabriquées, le montage prend la forme illustrée sur la Figure 103.



Figure 103 : Montage de flexion en fatigue

Le montage illustré sur la Figure 103 est équipé de plusieurs capteurs. Un capteur de déplacement (LVDT) est fixé sur chaque montage qui permet de mesurer la flèche au milieu de l'éprouvette. Ces données vont nous permettre de tracer l'évolution de la flèche au cours du temps. Un capteur de force est aussi monté sur chaque vérin afin de suivre la force en fonction du temps. Ce capteur de force va nous permettre de vérifier le déroulement des essais de fatigue, en particulier la régularité du rapport de fatigue R . Chaque montage est aussi équipé d'un capteur de fin de course pour indiquer la rupture de l'éprouvette et la fin de l'essai. Ce capteur lance un signal à l'automate qui coupe l'arrivée de l'air comprimée et arrête les trois machines et enfin enregistre le nombre de cycle à la rupture.

Le nombre de cycles à la rupture et le nombre d'éprouvettes rompues sont ainsi enregistrés dans un fichier texte qui sera exploité plus tard pour tracer les courbes de Wöhler.

3.2. Déroulement des essais et géométrie d'éprouvette.

Les essais sont réalisés sur le nouveau banc d'essais de flexion 4 points. Nous commençons par placer les trois éprouvettes sur chaque montage. On applique une légère pré-charge avec les écrous en haut du montage afin de supprimer les jeux. Ensuite, nous mettons en place tous les capteurs et nous réglons la pression voulue. Une fois que l'éprouvette est bien en place avec les capteurs, on lance l'essai de fatigue pour le premier niveau de contrainte. Nous admettons pour la courbe de Wöhler trois éprouvettes au minimum par niveau de contraintes.

Dans nos essais, pour que la distance entre efforts soit compatible avec la dimension des vérins, nous la choisissons égale à 80 mm. Le montage sera ainsi conforme à la norme ASTM C393 (ASTM, 2008) en prenant une distance entre efforts égale au tiers de la distance entre appuis. Afin

que toutes ces conditions soient respectées, nous choisissons finalement une distance entre appuis de 240 mm.

Les essais de fatigue sont réalisés avec un rapport $R=0,1$ et une fréquence $f=2\text{Hz}$. Le rapport R caractérise le rapport entre les contraintes de cisaillement mini τ_{\min} et maxi τ_{\max} . La contrainte de cisaillement moyenne est alors égale à $(\tau_{\min} + \tau_{\max})/2$.

Les éprouvettes utilisées pour ces essais prennent la nouvelle géométrie d'éprouvette de flexion développée dans le chapitre 2. Les dimensions de l'éprouvette sont présentées sur la Figure 104

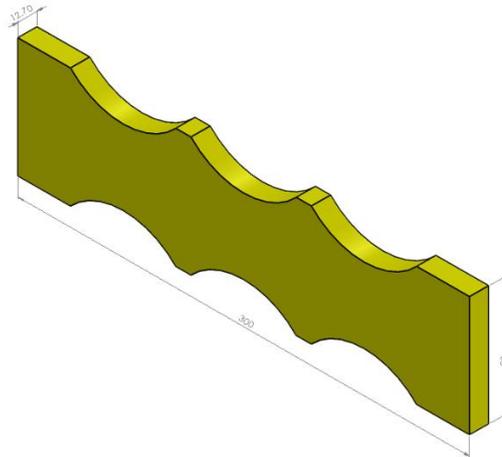


Figure 104 : Géométrie et dimension de l'éprouvette de fatigue

3.3. Résultats des essais de fatigue et discussions

Nous avons testé deux références d'éprouvettes sandwichs : Nida-L, Nida-W.

L'objectif de cette partie du chapitre est de comparer le sandwich à base de mousse avec ceux à base de nid d'abeilles. La comparaison entre ces trois références est basée sur la courbe de Wöhler. Comme mentionné précédemment, nous choisissons 4 niveaux de contrainte en fonction des forces à la rupture trouvées durant les essais statiques.

Nous traçons la courbe Force/Déplacement pour le chargement en flexion quatre points afin d'avoir une information sur l'hystérésis comme nous l'avons fait lors des essais sur la structure à base de H100 vu dans le chapitre 3 de ce manuscrit. L'hystérésis tracée sur la Figure 105 démontre le comportement viscoélastique du matériau sandwich à base de mousse. Nous allons dans la suite nous intéresser à l'évolution de cette hystérésis en fonction du temps.

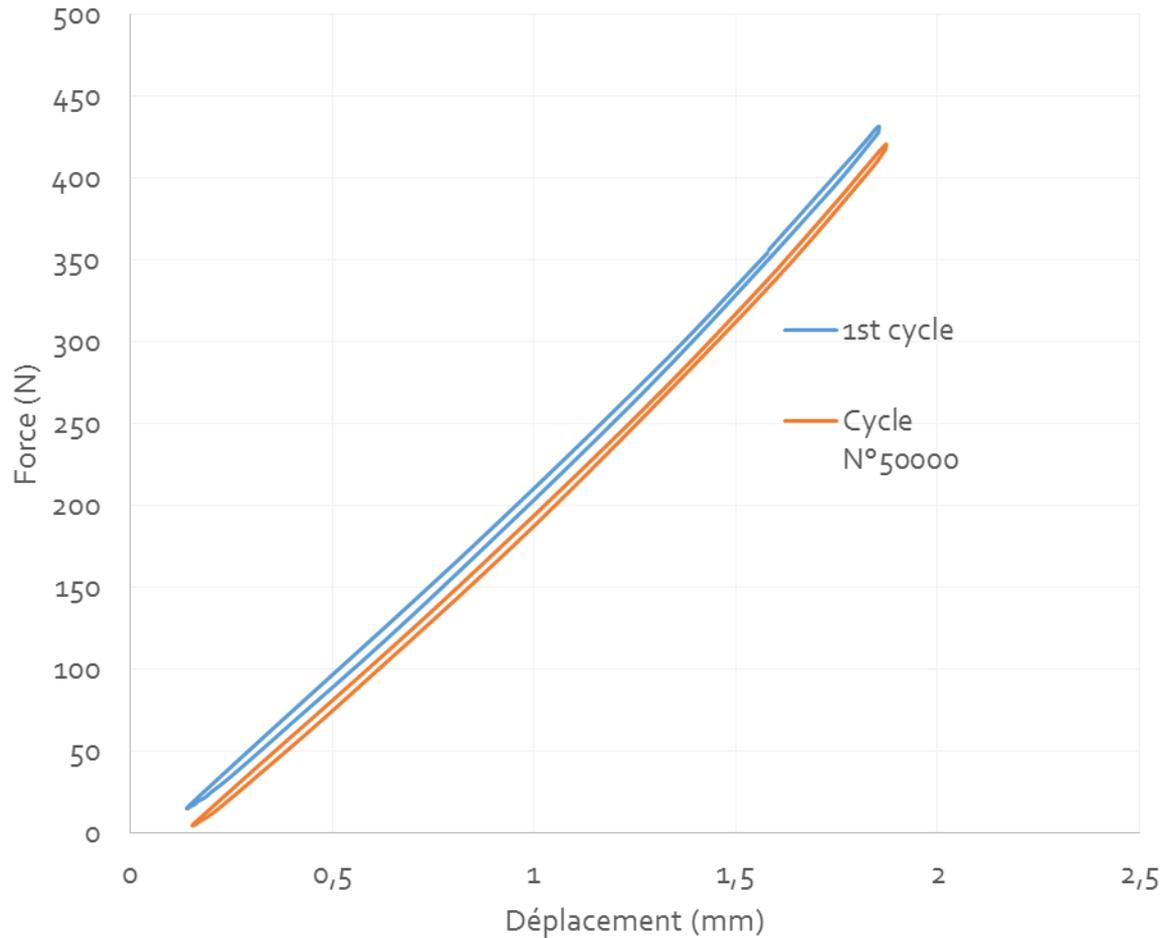


Figure 105 : Courbe force-déplacement de l'éprouvette Nida-L pour le 1er cycle à $f=2\text{Hz}$

La courbe de Wöhler d'un matériau représente la relation expérimentale entre l'amplitude de contraintes appliquées S et un nombre de cycles N . La courbe est souvent appelé S/N et généralement présentée en axes logarithmique. Pour la construire, il faut faire subir à une série d'éprouvettes des cycles de sollicitations répétitives avec une charge moyenne et une amplitude données. Dans notre cas, le cycle de sollicitation est présenté sur la Figure 106.

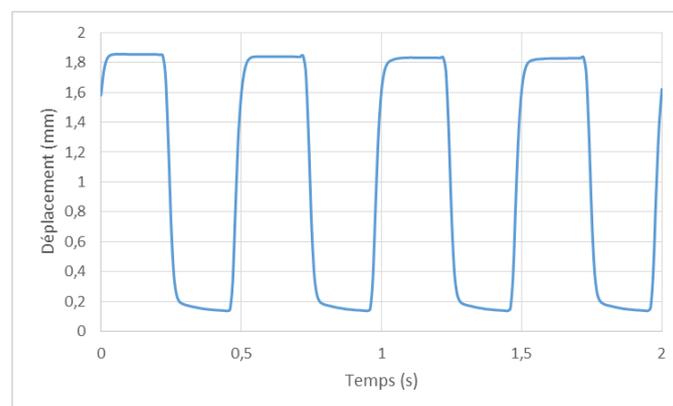


Figure 106 : Cycles de chargement en flexion 4 points en fatigue à $f=2\text{Hz}$

Ce traçage nous permet aussi de vérifier le bon déroulement des essais à la fréquence de consigne. Nous mesurons ensuite le nombre N de cycles requis à chaque fois pour la rupture.

Les données de nombre de cycles à la rupture ont été ensuite analysées statistiquement pour trouver la valeur moyenne et l'écart-type dans chaque niveau. Ces valeurs sont utilisées ensuite pour tracer la courbe de Wöhler ou le diagramme S/N présenté sur la Figure 107.

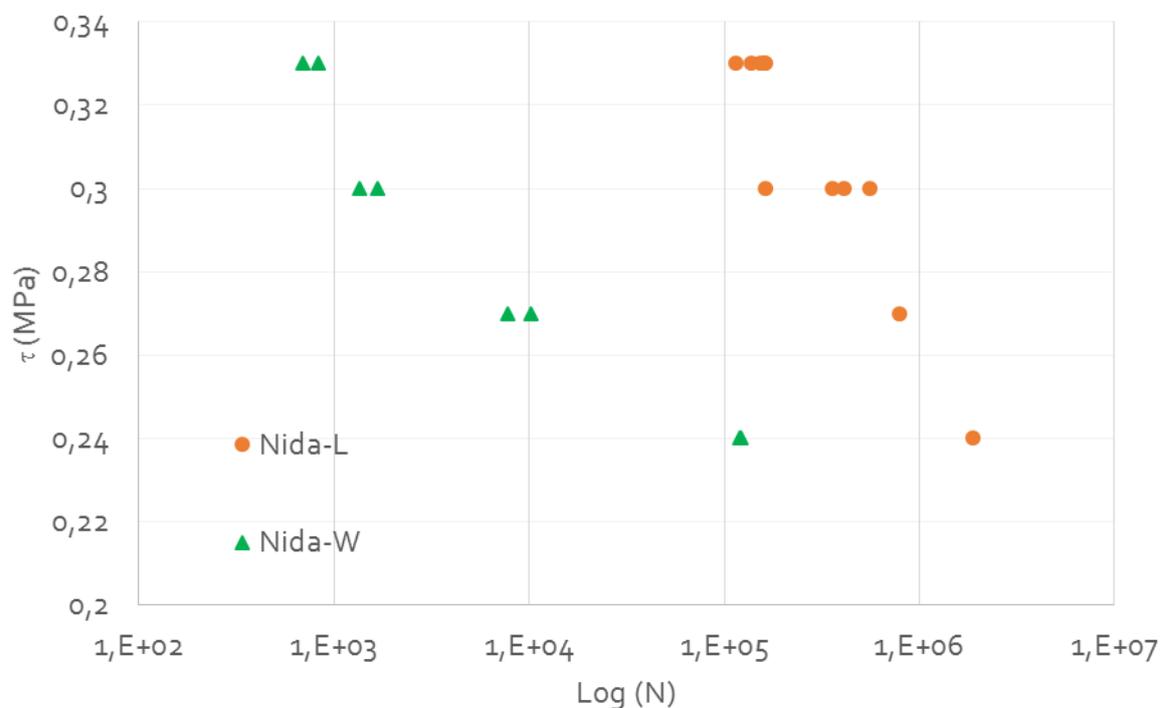


Figure 107 : Diagramme S/N des essais de fatigues à $f=2\text{Hz}$

Sur les courbes présentées sur la Figure 107, nous avons tracé la durée de vie du panneau à base de Nida L et W. Nous remarquons dès le départ que le nida sens L présenté sur la Figure 107 en cercle rouge a une durée supérieure aux panneaux sens W. A un niveau de 0,24 MPa, le Nida-L a une durée de vie égale à $2 \cdot 10^6$ cycles alors que le Nida-W a à peine 10^5 cycles soit 10 fois supérieure. La durée de vie des éprouvettes Nida-W est très faible pour des niveaux de contrainte supérieure à 0,3 MPa comparant avec les autres éprouvettes. Les données présentées sur la Figure 107 sont issus des éprouvettes rompues en cisaillement de l'âme. Les éprouvettes rompues avec d'autres modes de rupture ont été écartées des données de traçage de la courbe de Wöhler. Nous nous intéressons dans la suite de cette étude sur les modes de rupture rencontrée durant les essais de fatigue de flexion 4 points.

Nous traçons sur la Figure 108 l'évolution du champ de déplacement du capteur LVDT durant les derniers cycles à la rupture.

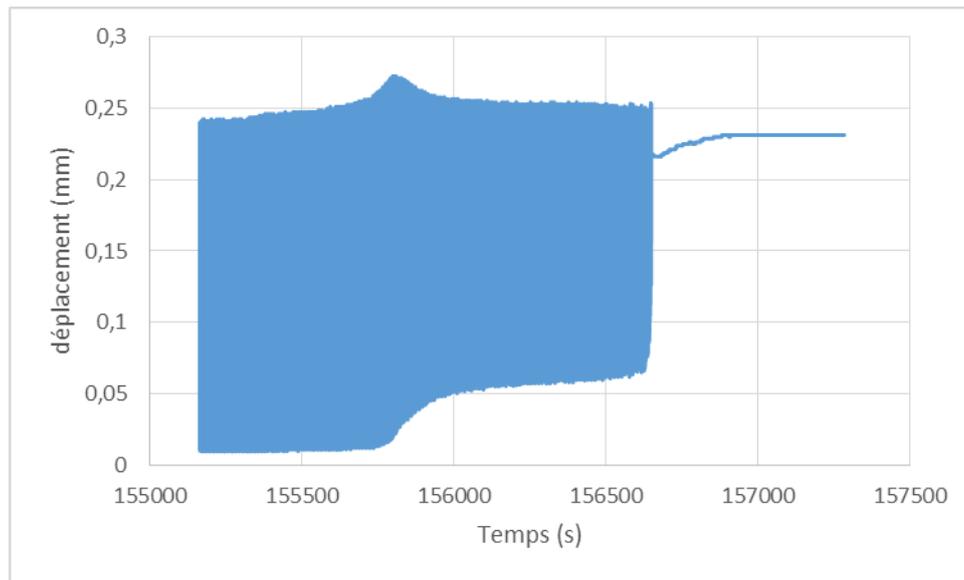


Figure 108 : Evolution du déplacement du capteur LVDT durant les derniers cycles

Nous remarquons que la rupture est brutale. L'amplitude diminue parce que le capteur LVDT est situé à l'envers. Plus la flèche de l'éprouvette augmente, plus la valeur du déplacement du vérin diminue.

3.4. Analyse de modes de rupture

Durant les essais de fatigue, plusieurs modes de rupture ont été rencontrés. L'objectif de la mécanique de la rupture est de caractériser le comportement à la fissuration des structures à l'aide de paramètres quantifiables au sens de l'ingénieur, notamment le champ de contraintes, la taille de la fissure et la résistance à la fissuration du matériau. Toute structure contient des défauts, qu'ils soient introduits lors de l'élaboration du matériau ou lors de la fabrication de la pièce (défauts d'usinage ou de soudage par exemple). Ces défauts doivent être pris en compte car ils conditionnent la fiabilité de la structure et sa durée de vie. Un faciès de rupture par fatigue peut présenter de multiples aspects. En effet, le faciès d'une pièce rompue par fatigue présente généralement plusieurs zones :

- une zone d'amorçage, simple ou multiple
- une zone de propagation de la fissure, lisse et soyeuse, généralement plane
- une zone tourmentée dont le plan de rupture peut différer et qui correspond à la rupture finale.

La zone de rupture par fatigue présente souvent des lignes d'arrêt, correspondant à un arrêt momentané de la progression de la fissure et visible à l'œil nu. Lorsqu'elle est examinée au microscope électronique à balayage, la surface de rupture présente des microreliefs caractéristiques appelés stries. Quand un faciès de rupture présente des stries, il est certain que l'on a affaire à une fissuration par fatigue. Pour l'examen du mode de rupture, on utilisera deux méthodes. La première consiste à étudier tout d'abord la morphologie de différents sandwichs et analyser le mode des

ruptures du nida avec la technique d'imagerie par tomographie. La deuxième méthode est d'inspecter à l'œil nu les faciès de rupture en charcutant les cellules de nida.

Trois modes de rupture principaux ont été observés pendant les essais de fatigue. Nous présentons le pourcentage d'apparition de ces ruptures sur la Figure 109.

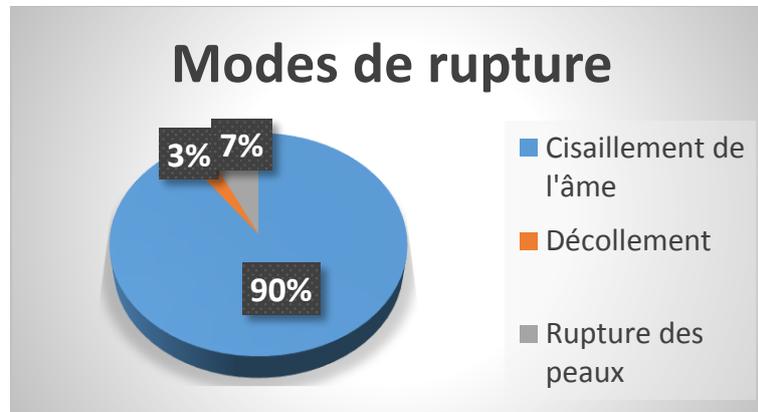


Figure 109 : Répartition des modes de rupture observés durant les essais de fatigue

Le décollement des peaux de noyau, considéré comme problème sérieux dans la construction des structures en sandwich, est observé sur un nombre très limité d'éprouvettes.

Ce mode de rupture est attribué à plusieurs causes. En effet : il peut se produire pendant le processus de fabrication en raison de l'introduction accidentelle de matière étrangère à l'interface ou encore à des charges transversales sévères. Les éprouvettes dégradées sont aussi sensibles au flambage sous des charges compressives dans le plan, ce qui peut conduire à la propagation de décollement entre l'âme et les peaux. Le décollement réduit la rigidité de la structure et la rend susceptible au flambage sous une compression plane. Cependant, le décollement et les fissures interfaciales ont été étudiés par de nombreux chercheurs au cours des deux dernières décennies au moyen de méthodes expérimentales, numériques et analytiques (Grau et al., 2006; Kulkarni et al., 2003; Minakuchi et al., 2007). Par conséquent, nous ne nous intéressons pas à ce mode de rupture dans la suite de notre étude.

Le deuxième mode observé avec un pourcentage de 7% est la rupture des peaux en compression. La rupture des peaux en compression est présentée sur la Figure 110. Selon le matériau des peaux en sandwich, le comportement à la rupture en compression peut varier. La rupture des peaux en compression des plaques monolithiques se caractérise par une déformation plastique lorsque la limite d'élasticité du matériau est dépassée. Si les peaux du sandwich se composent d'un matériau composite avec des fibres longues alignées, comme notre matériau en fibres de verre, les principaux modes de rupture en compression sont le micro-flambage élastique, le micro-flambage plastique, le broyage des fibres, le fractionnement, la délamination et le flambage et l'apparition des contraintes de cisaillement. Le mode de rupture critique est déterminé selon le matériau et les propriétés géométriques du composite.



Figure 110 : Rupture des peaux en compression du sandwich à base de Nid d'abeilles

Ce qui nous intéresse d'autant plus est le mode le plus observé, le cisaillement de l'âme. L'âme est principalement sélectionnée pour porter le chargement par cisaillement. La rupture de l'âme en cisaillement est un mode de rupture très commun dans la construction sandwich (Bezazi et al., 2007; Sha et al., 2006). Concernant les éprouvettes soumises à la flexion 4 points, l'âme est principalement soumise à un cisaillement, et la rupture survient lorsque la contrainte de cisaillement maximale atteint la valeur critique (résistance au cisaillement) du matériau de l'âme.

La rupture en cisaillement de l'âme a été observée plusieurs fois durant les essais de fatigue. Elle peut se manifester soit sur une seule partie active de l'éprouvette (soit la droite soit la gauche) soit sur les deux parties actives (Figure 111).

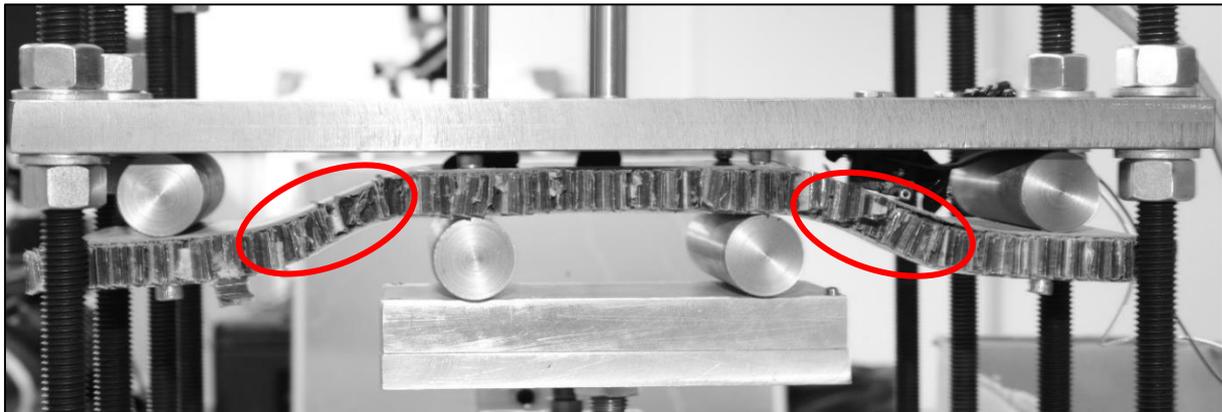


Figure 111 : Rupture en cisaillement de l'âme sur les deux parties actives de l'éprouvette

La Figure 111 montre la région endommagée de l'éprouvette avec de peaux en fibres de verre et une âme en mousse et en nid d'abeilles chargé en flexion 4 points en fatigue. Il apparaît qu'une fissure a été initiée à proximité de l'interface supérieure âme/peau et s'est propagée parallèlement à celle-ci. La fissure a parcouru une certaine distance et a ensuite tourné vers le bas le long des parois cellulaires de l'âme jusqu'à ce qu'elle s'approche de l'interface inférieure âme/peau. Une analyse par tomographie a été réalisée sur une éprouvette rompue en cisaillement de l'âme. Cette étude nous a permis de faire une expertise sur le cisaillement de l'âme en nida. Nous commençons par analyser un échantillon d'une des éprouvettes avant d'être testée afin d'analyser la morphologie et les propriétés physique de l'âme en nid d'abeilles. Pour cela nous avons pris un échantillon carré de dimension 40 mm×40 mm×12,7 mm comme présenté sur la Figure 112.

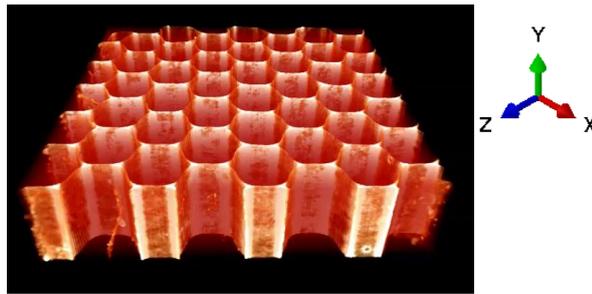


Figure 112 : Vue 3D de la tomographie d'un échantillon de nid d'abeilles

L'aspect gradient de densité vis-à-vis du gradient de couleur présenté sur la figure montre que la distribution de la résine dans l'échantillon est variable. Afin de quantifier cette variation nous réalisons plusieurs découpes sur l'échantillon et nous traçons la moyenne de la distribution de la résine en fonction de l'épaisseur.

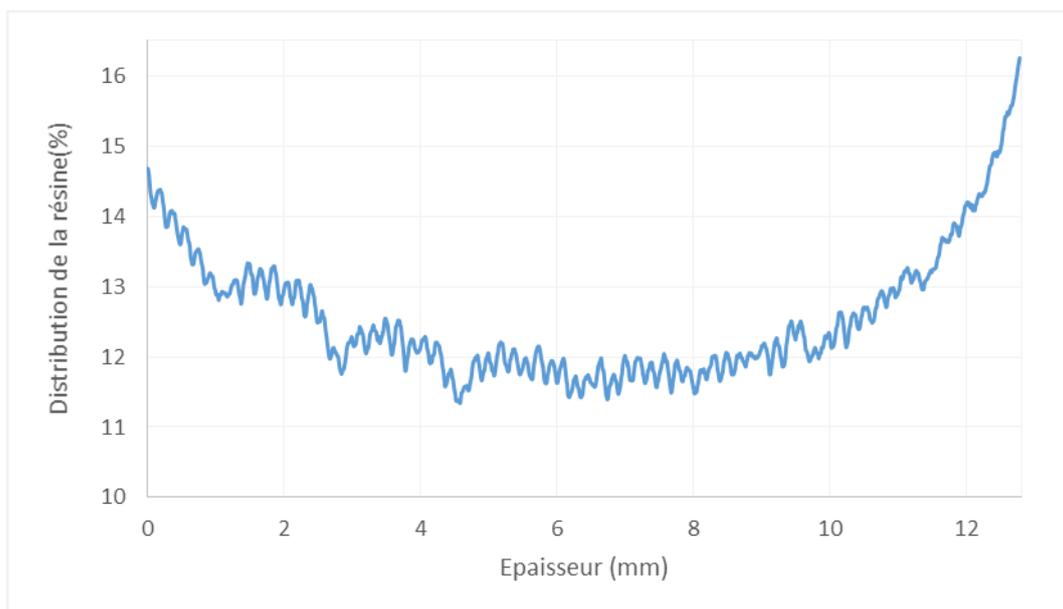


Figure 113 : Distribution de la résine suivant l'épaisseur de l'échantillon

Sur la Figure 113, la distribution est maximale à l'interface entre la peau et l'âme. La résistance à la rupture dans cette zone est supérieure à celle au milieu de l'épaisseur, à $y = 6$ mm. Lorsque l'éprouvette est sollicitée en flexion 4 points ou en cisaillement, la rupture aura lieu dans la zone où il y a moins de quantité de résine. Afin d'analyser cet aspect de rupture en cisaillement de l'âme nous allons comparer une cellule de nid d'abeilles avant rupture et une autre après rupture. Les vues 3D de chaque cellule sont présentées respectivement sur la Figure 114a et Figure 114b.

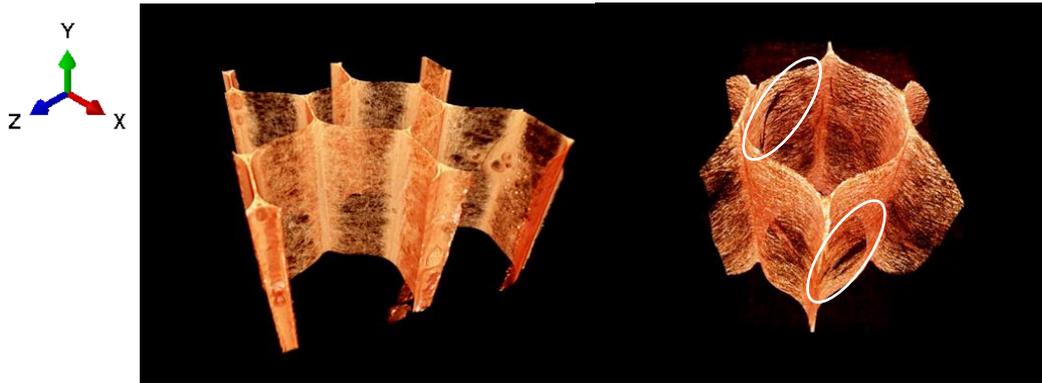


Figure 114 : a) Vue 3D par tomographie d'une cellule avant rupture. b) Vue 3D par tomographie d'une cellule avant rupture

Nous remarquons sur la Figure 114 qu'il y a une déchirure dans les parois de la cellule. Cependant avec cette vue nous ne pouvons pas distinguer la direction et la position de la rupture. Par conséquent, une analyse par section a été réalisée afin de regarder de près cette rupture. Les sections prises sont présentées sur la Figure 115.

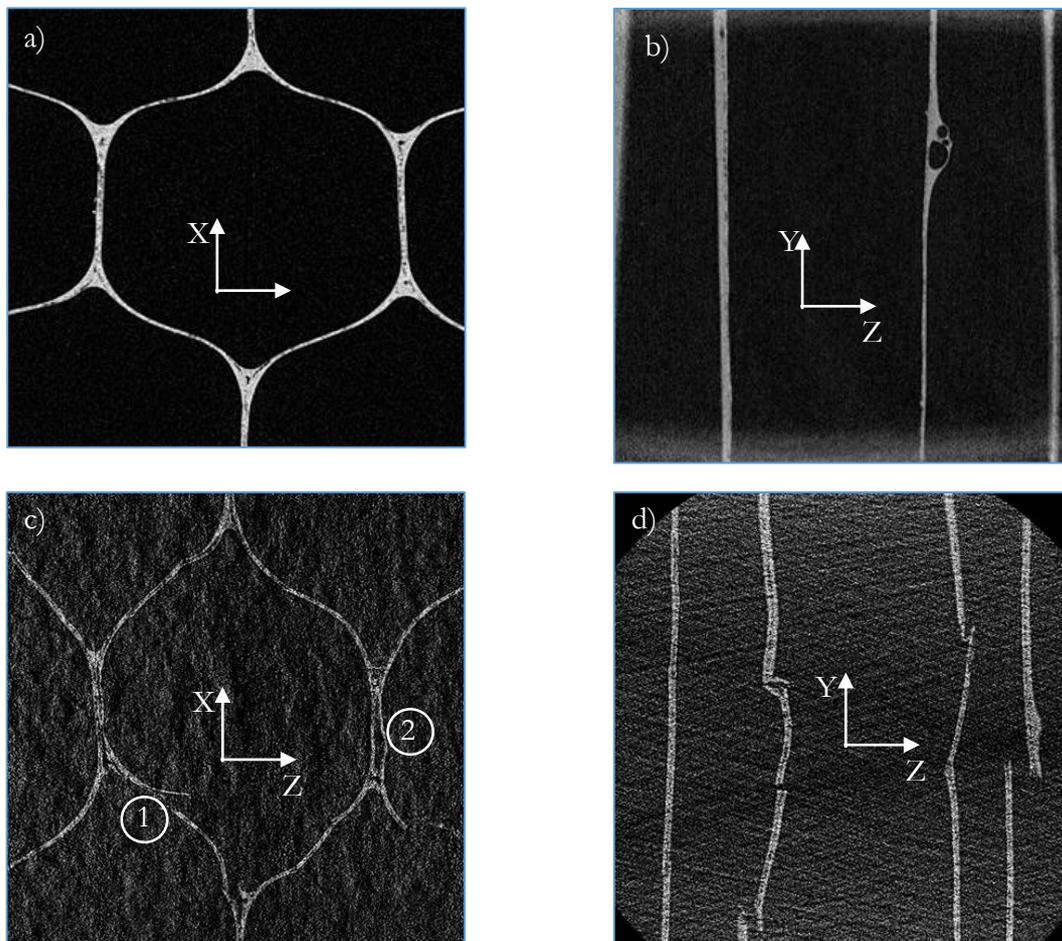


Figure 115 : a) Coupe transversale d'une cellule de nid d'abeilles avant rupture. b) Coupe longitudinale d'une cellule de nid d'abeilles avant rupture. c) Coupe transversale d'une cellule de nid d'abeilles après rupture. d) Coupe longitudinale d'une cellule de nid d'abeilles après rupture.

Nous observons sur la coupe transversale de la cellule après la rupture une déchirure au niveau des parois minces (1) et un décollement au niveau des parois doubles (2). D'autre part, sur la coupe longitudinale après rupture toutes les parois sont quasiment déchirées.

4. Conclusion

Afin de caractériser les structures sandwichs et leurs performances en fatigue, les modes de ruptures en fatigue doivent être connus. L'un des objectifs de cette partie de la thèse est d'identifier et décrire le comportement structurel des modes de ruptures possibles.

Un nouveau banc d'essais de fatigue a été proposé et développé afin de réaliser des essais de flexion 4 points en fatigue des structures sandwichs à base de nid d'abeilles. Plusieurs éprouvettes ont été testées et nous avons tracé les courbes de Wöhler correspondant à chaque type d'éprouvette. Nous avons remarqué d'après ces courbes que la durée de vie des deux références testées est remarquable.

La durée de vie des structures en nida sens L est plus importante que la durée de vie des éprouvettes nida sens W. Suite aux essais de fatigue nous avons constaté différents mode de rupture. Le mode de rupture en cisaillement domine les autres modes. Une analyse par tomographie a été réalisée. L'objectif est de localiser la rupture et connaître la direction de propagation. Nous avons constaté que la rupture prend une direction 45° dans une paroi fine de la structure.

Conclusion générale et perspectives

Dans ce travail de thèse, les essais de caractérisation mécanique notamment les essais de flexion en fatigue ont été étudiés afin de caractériser la durée de vie des structures sandwichs à base de mousse et à base de nid d'abeilles employé dans le domaine de la construction navale ainsi que dans l'aérospatiale.

Dans la première partie, le comportement des structures sandwichs en flexion 3 et 4 points en statique est considéré pour caractériser les rigidités de flexion et de cisaillement. Ces essais sont basés sur la norme ASTM C393 utilisée couramment. On a montré cependant que les conditions aux limites sont très mal maîtrisées. Par exemple, la géométrie des appuis influence directement l'état des contraintes dans l'éprouvette et affecte à la fois sa réponse élastique et sa résistance en cisaillement.

Nous avons donc développé une nouvelle méthodologie d'essai qui permet de limiter ces effets de bords et de localiser la concentration des contraintes au sein du matériau. Une étude numérique a été mise en place en utilisant Abaqus[®] afin de trouver une géométrie correspondant aux objectifs voulus. La géométrie de l'éprouvette développée contient des enlèvements de matière de forme circulaire dans les parties actives de l'éprouvette testés en flexion 4 points qui jouent un rôle important dans la distribution des contraintes permettant ainsi de solliciter le sandwich étudié en limitant les contraintes aux bords de l'éprouvette. En revanche la nouvelle géométrie garde les mêmes dimensions de la géométrie de l'éprouvette de la norme dans sa partie courante pour pouvoir comparer leurs durées de vie. Cette nouvelle géométrie a apporté une durée de vie du sandwich 3 fois supérieure aux résultats obtenus avec la norme C393. Cette différence claire montre qu'il est nécessaire, lors de l'évaluation de la mise en service d'un matériau, de limiter les effets de bords au sein de l'éprouvette de fatigue.

Nous avons ensuite instrumenté une de nos éprouvettes avec des thermocouples et nous avons constaté une élévation de la température au sein de l'éprouvette à cause des sollicitations dynamiques appliquées. Un modèle thermo-visco-élastique a alors été développé. Ce modèle est basé sur le modèle rhéologique maxwell généralisé. Le calcul est réalisé avec un couplage entre Abaqus[®] et Fortran en utilisant une UMAT décrivant le comportement viscoélastique du matériau. Ce modèle numérique couple les champs de contraintes et de température via la dissipation thermique au sein du matériau polymère. L'adéquation entre les résultats de simulation numériques et les mesures de températures s'avère satisfaisante. Ce modèle développé a pour avantages de suivre le comportement du matériau et la redistribution des contraintes dans le matériau. Il permet de suivre par section l'évolution de la température ou des contraintes dans toutes les parties de l'éprouvette de fatigue.

Le travail acquis dans les parties précédentes, nous a permis de développer nos connaissances des essais de fatigue sur structures sandwich et de fournir des résultats de durée de vie pour plusieurs structures sandwichs en usage dans la construction navale et la construction aéronautique. Plusieurs bancs d'essais pneumatiques ont été conçus et réalisés pour faciliter la caractérisation en fatigue.

En complément de la fourniture des courbes de Wöhler pour des sandwichs à base de nid d'abeilles suivant les sens L et W du NIDA, un examen des modes de ruine fait apparaître une fissuration

des cellules de l'âme qui permet de mieux comprendre le comportement de ce type de structure complexe.

Les perspectives de ce travail concernent deux aspects :

Le premier consiste à améliorer la caractérisation du comportement en fatigue des matériaux d'âme en cisaillement. En effet, les éprouvettes sandwichs développées comportent toujours des concentrations de contraintes et il est nécessaire de faire un lien plus direct entre la résistance à la fatigue du matériau et celle de la structure.

Le second consiste à évaluer l'influence de la température et du vieillissement humide. En effet, ces deux facteurs procurent des dilatations thermiques et hygroscopiques qui redistribuent les contraintes au sein des structures. Il est important de pouvoir prédire les états mécaniques induits afin de mieux caractériser les structures sandwich.

Références

- Allen, H.G. (1969a). *Analysis and Design of Structural Sandwich Panels* (Pergamon).
- Allen, H.G. (1969b). CHAPTER 2 - SANDWICH BEAMS. In *Analysis and Design of Structural Sandwich Panels*, (Pergamon), pp. 8–47.
- ALLEN, H.G. (1969). CHAPTER 4 - ANALYSIS OF SANDWICH BEAMS AND STRUTS BY STRAIN ENERGY METHODS. In *Analysis and Design of Structural Sandwich Panels*, (Pergamon), pp. 57–75.
- Allen, J.H. (2011). *Mechanics of Materials For Dummies* (Hoboken, NJ: John Wiley & Sons).
- Andraca, A., Goldstein, P., and del Castillo, L.F. (2016). “Universal behavior of the viscosity of supercooled fragile and polymeric glassformers in different temperature regions.” *Phys. Stat. Mech. Its Appl.* 461, 366–373.
- Anilchandra, A.R., Bojja, R., Jagannathan, N., and Manjunatha, C.M. (2016). “Variable Amplitude Fatigue Testing to Characterize Mode II Delamination in a Polymer Composite.” *Trans. Indian Inst. Met.* 69, 421–424.
- ASTM (2008). “ASTM C393 / C393M - 11e1 Standard Test Method for Core Shear Properties of Sandwich Constructions by Beam Flexure.”
- A.V., T., and R.D, A. (1945). “Systems Manifesting Superposed Elastic and Viscous Behavior.” *J. Chem. Phys.* 13, 3–27.
- Babaei, B., Davarian, A., Pryse, K.M., Elson, E.L., and Genin, G.M. (2016). “Efficient and optimized identification of generalized Maxwell viscoelastic relaxation spectra.” *J. Mech. Behav. Biomed. Mater.* 55, 32–41.
- Bank, L.C. (2006). *Composites for Construction: Structural Design with FRP Materials* (Hoboken, N.J.: Wiley).
- Barbero, E.J. (2010). *Introduction to Composite Materials Design, Second Edition* (CRC Press).
- Batista, M. (2015). “Large deflections of a beam subject to three-point bending.” *Int. J. Non-Linear Mech.* 69, 84–92.
- Belingardi, G., Cavatorta, M.P., and Duella, R. (2003). “Material characterization of a composite–foam sandwich for the front structure of a high speed train.” *Compos. Struct.* 61, 13–25.
- Belouettar, S., Abbadi, A., Azari, Z., Belouettar, R., and Freres, P. (2009). “Experimental investigation of static and fatigue behaviour of composites honeycomb materials using four point bending tests.” *Compos. Struct.* 87, 265–273.
- Bezazi, A., Mahi, A.E., Berthelot, J.-M., and Bezzazi, B. (2007). “Experimental analysis of behavior and damage of sandwich composite materials in three-point bending. Part 1. Static tests and stiffness degradation at failure studies.” *Strength Mater.* 39, 170–177.
- Boeing (2006). “Boeing 787 from the ground Up.”

- Bogdanovich, P.P.N., and Tkachuk, D.V. (2013). Polymer Fatigue. In Encyclopedia of Tribology, Q.J. Wang, and Y.-W. Chung, eds. (Springer US), pp. 2578–2585.
- Burlayenko, V.N., and Sadowski, T. (2010). “Influence of skin/core debonding on free vibration behavior of foam and honeycomb cored sandwich plates.” *Int. J. Non-Linear Mech.* 45, 959–968.
- Burman, M. (1998). “Fatigue crack initiation and propagation in sandwich structures.” *PhD Thesis* 171 pages.
- Burman, M., and Zenkert, D. (1997). “Fatigue of foam core sandwich beams—1: undamaged specimens.” *Int. J. Fatigue* 19, 551–561.
- Cantwell, W.J., Compston, P., and Reyes, G. (2000). “The fracture properties of novel aluminum foam sandwich structures.” *J. Mater. Sci. Lett.* 19, 2205–2208.
- Cao, J., and Grenestedt, J.L. (2004). “Design and testing of joints for composite sandwich/steel hybrid ship hulls.” *Compos. Part Appl. Sci. Manuf.* 35, 1091–1105.
- Caprino, G., Durante, M., Leone, C., and Lopresto, V. (2015). “The effect of shear on the local indentation and failure of sandwich beams with polymeric foam core loaded in flexure.” *Compos. Part B Eng.* 71, 45–51.
- Carlson, R.L., Kardomateas, G.A., and Bates, P.R. (1991). “The effects of overloads in fatigue crack growth.” *Int. J. Fatigue* 13, 453–460.
- Carlsson, L.A., Sendlein, L.S., and Merry, S.L. (1991). “Characterization of Face Sheet/Core Shear Fracture of Composite Sandwich Beams.” *J. Compos. Mater.* 25, 101–116.
- Clark, A. (2012). “Characterisation of polymeric foam core materials.” *Univ. Auckland*.
- Cloud, G. (1998). *Optical Methods of Engineering Analysis* (Cambridge University Press).
- Cook, R.D., and Malkus, D.S. (2001). “Concepts and Applications of Finite Element Analysis, 4th Edition.”
- Curtis, P.T. (1989). “The fatigue behaviour of fibrous composite materials.” *J. Strain Anal. Eng. Des.* 24, 235–244.
- Dai, J., and Thomas Hahn, H. (2003). “Flexural behavior of sandwich beams fabricated by vacuum-assisted resin transfer molding.” *Compos. Struct.* 61, 247–253.
- Daniel, I.M., Gdoutos, E.E., Wang, K.-A., and Abot, J.L. (2002). “Failure Modes of Composite Sandwich Beams.” *Int. J. Damage Mech.* 11, 309–334.
- Davis, J.R. (2006). *Metals Handbook Desk Edition 2nd Edition* (Materials Park, Ohio: CRC Press).
- Dawood, M., Taylor, E., Ballew, W., and Rizkalla, S. (2010). “Static and fatigue bending behavior of pultruded GFRP sandwich panels with through-thickness fiber insertions.” *Compos. Part B Eng.* 41, 363–374.
- Degrieck, J., and Van Paepegem, W. (2001). “Fatigue damage modeling of fibre-reinforced composite materials: Review.” *Appl. Mech. Rev.* 54, 279–300.

- Di Bella, G., Calabrese, L., and Borsellino, C. (2012). "Mechanical characterisation of a glass/polyester sandwich structure for marine applications." *Mater. Des.* 42, 486–494.
- Diab Group (2005). DIAB Sandwich handbook.
- Doyle, F.. (1964). "The historical development of analytical photogrammetry. Photogrammetric Engineering." 259–265.
- Dubé, M., Hubert, P., Yousefpour, A., and Denault, J. (2009). "Fatigue failure characterisation of resistance-welded thermoplastic composites skin/stringer joints." *Int. J. Fatigue* 31, 719–725.
- Erickson, M.D., Kallmeyer, A.R., and Kellogg, K.G. (2005). "Effect of Temperature on the Low-velocity Impact Behavior of Composite Sandwich Panels." *J. Sandw. Struct. Mater.* 7, 245–264.
- Fathi, A., Wolff-Fabris, F., Altstädt, V., and Gätzi, R. (2013). "An Investigation on the Flexural Properties of Balsa and Polymer Foam Core Sandwich Structures: Influence of Core Type and Contour Finishing Options." *J. Sandw. Struct. Mater.* 1099636213487004.
- Fathi, A., Keller, J.-H., and Altstaedt, V. (2015). "Full-field shear analyses of sandwich core materials using Digital Image Correlation (DIC)." *Compos. Part B Eng.* 70, 156–166.
- Ferreira, C., Jacquemin, F., and Casari, P. (2006). "Measurement of the Nonuniform Thermal Expansion Coefficient of a PVC Foam Core by Speckle Interferometry - Influence on the Mechanical Behavior of Sandwich Structures." *J. Cell. Plast.* 42, 393–404.
- Fleck, N.A. (1985). "Fatigue crack growth due to periodic underloads and overloads." *Acta Metall.* 33, 1339–1354.
- Fruehmann, R.K., Dulieu-Barton, J.M., Quinn, S., and Tyler, J.P. (2015). "The use of a lock-in amplifier to apply digital image correlation to cyclically loaded components." *Opt. Lasers Eng.* 68, 149–159.
- Gdoutos, E. (2008). Kinking of interfacial cracks in sandwich beams (PDF Download Available). (Porto), p.
- Gdoutos, E.E., Daniel, I.M., and Wang, K.-A. (2001). "Multiaxial Characterization and Modeling of a PVC Cellular Foam." *J. Thermoplast. Compos. Mater.* 14, 365–373.
- Gerard, R. (2013). "Fatigue des structures sandwich soumises au slamming - Développement de nouveaux essais." *Univ. Nantes* 173.
- Gerard, R., Fajoui, J., Casari, P., and Jacquemin, F. (2015). "Novel tensile test for polymeric foams in fatigue." *J. Sandw. Struct. Mater.* 1099636215603046.
- Gibson, R.F. (2011). Principles of Composite Material Mechanics, Third Edition (CRC Press).
- Gibson, L.J., and Ashby, M.F. (1999). Cellular Solids: Structure and Properties (Cambridge University Press).
- Gilbert, A., and Gilbert, L. (2003). "The Photogrammetric Record." 337–340.
- Gong, L., and Kyriakides, S. (2005). "Compressive response of open cell foams Part II: Initiation and evolution of crushing." *Int. J. Solids Struct.* 42, 1381–1399.

- Gong, L., Kyriakides, S., and Jang, W.-Y. (2005). “Compressive response of open-cell foams. Part I: Morphology and elastic properties.” *Int. J. Solids Struct.* 42, 1355–1379.
- Gong, X.-J., Cheng, P., Aivazzadeh, S., and Xiao, X. (2015). “Design and optimization of bonded patch repairs of laminated composite structures.” *Compos. Struct.* 123, 292–300.
- Grau, D.L., Qiu, X.S., and Sankar, B.V. (2006). “Relation between Interfacial Fracture Toughness and Mode-mixity in Honeycomb Core Sandwich Composites.” *J. Sandw. Struct. Mater.* 8, 187–203.
- Grenestedt, J.L., Hallström, S., and Kutteneuler, J. (1996). “On cracks emanating from wedges in expanded PVC foam.” *Eng. Fract. Mech.* 54, 445–456.
- Gruner, H. (1971). “H. Gruner. Reinhard Hugerhoff. Photogrammetric Engineering,” 939–947.
- Grünwald, J., Parlevliet, P., and Altstädt, V. (2017). “Manufacturing of thermoplastic composite sandwich structures: A review of literature.” *J. Thermoplast. Compos. Mater.* 30, 437–464.
- Guastavino, R., and Göransson, P. (2007). “A 3D displacement measurement methodology for anisotropic porous cellular foam materials.” *Polym. Test.* 26, 711–719.
- Harris, B. (2003). “Fatigue in Composites: Science and Technology of the Fatigue Response of Fibre-Reinforced Plastics.”
- Harris, C.E.S. (2001). *An Assessment of the State-of-the-Art in the Design and Manufacturing of Large Composite Structures for Aerospace Vehicles.*
- Holman, J.P. (2003). *Experimental methods for engineers* (Tokyo: McGraw-Hill).
- Idriss, M., El Mahi, A., and El Guerjouma, R. (2015). “Characterization of sandwich beams with debonding by linear and nonlinear vibration method.” *Compos. Struct.* 120, 200–207.
- Ionescu, M. (2008). *Chemistry and Technology of Polyols for Polyurethane* (Shawbury: Rapra Technology Ltd).
- Jacquemin, F., Fréour, S., and Guillén, R. (2006). “Analytical modeling of transient hygro-elastic stress concentration – Application to embedded optical fiber in a non-uniform transient strain field.” *Compos. Sci. Technol.* 66, 397–406.
- Jacquemin, F., Fréour, S., and Guillén, R. (2009). “Prediction of local hygroscopic stresses for composite structures – Analytical and numerical micro-mechanical approaches.” *Compos. Sci. Technol.* 69, 17–21.
- Jalocha, D., Constantinescu, A., and Neviere, R. (2015). “Revisiting the identification of generalized Maxwell models from experimental results.” *Int. J. Solids Struct.* 67–68, 169–181.
- Jen, Y.-M., and Chang, L.-Y. (2008). “Evaluating bending fatigue strength of aluminum honeycomb sandwich beams using local parameters.” *Int. J. Fatigue* 30, 1103–1114.
- Jerabek, M., Major, Z., and Lang, R.W. (2010). “Strain determination of polymeric materials using digital image correlation.” *Polym. Test.* 29, 407–416.

- Johnsen, J., Grytten, F., Hopperstad, O.S., and Clausen, A.H. (2016). “Experimental set-up for determination of the large-strain tensile behaviour of polymers at low temperatures.” *Polym. Test.* 53, 305–313.
- Johnson, L.G. (1964). *The Statistical Treatment of Fatigue Experiments* (Amsterdam u.a.: Elsevier Science Ltd).
- Johnson, W., Masters, J., O’Brien, T., Zenkert, D., and Vikström, M. (1992). “Shear Cracks in Foam Core Sandwich Panels: Nondestructive Testing and Damage Assessment.” *J. Compos. Technol. Res.* 14, 95.
- Kang, J., Wilkinson, D.S., Wu, P.D., Bruhis, M., Jain, M., Embury, J.D., and Mishra, R.K. (2008). “Constitutive Behavior of AA5754 Sheet Materials at Large Strains.” *J. Eng. Mater. Technol.* 130, 031004-031004-5.
- Khan, K.A., and Muliana, A.H. (2012). “Fully coupled heat conduction and deformation analyses of visco-elastic solids.” *Mech. Time-Depend. Mater.* 16, 461–489.
- Kim, J., and Swanson, S.R. (2001). “Design of sandwich structures for concentrated loading.” *Compos. Struct.* 52, 365–373.
- Kulkarni, N., Mahfuz, H., Jeelani, S., and Carlsson, L.A. (2003). “Fatigue crack growth and life prediction of foam core sandwich composites under flexural loading.” *Compos. Struct.* 59, 499–505.
- Leggett, D.M.A., and Hopkins, H.G. (1941). *Flat Sandwich Panels Under Compressive End Loads* (H.M. Stationery Office).
- Lim, T.S., Lee, C.S., and Lee, D.G. (2004). “Failure Modes of Foam Core Sandwich Beams under Static and Impact Loads.” *J. Compos. Mater.* 38, 1639–1662.
- Manalo, A., Surendar, S., van Erp, G., and Benmokrane, B. (2016). “Flexural behavior of an FRP sandwich system with glass-fiber skins and a phenolic core at elevated in-service temperature.” *Compos. Struct.* 152, 96–105.
- MF, A., and AG, E. (2000). Chapter 5 - Design analysis for material selection. In *Metal Foams*, (Burlington: Butterworth-Heinemann), pp. 55–61.
- Minakuchi, S., Okabe, Y., and Takeda, N. (2007). “Real-time Detection of Debonding between Honeycomb Core and Facesheet using a Small-diameter FBG Sensor Embedded in Adhesive Layer.” *J. Sandw. Struct. Mater.* 9, 9–33.
- Mohamad, A.A. (2011). The Boltzmann Equation. In *Lattice Boltzmann Method*, (Springer London), pp. 15–24.
- Mohamed, M., Anandan, S., Huo, Z., Birman, V., Volz, J., and Chandrashekhara, K. (2015). “Manufacturing and characterization of polyurethane based sandwich composite structures.” *Compos. Struct.* 123, 169–179.
- Mouritz, A.P., Gellert, E., Burchill, P., and Challis, K. (2001). “Review of advanced composite structures for naval ships and submarines.” *Compos. Struct.* 53, 21–42.
- Nguyen, S.T., Vu, M.-H., Vu, M.N., and Nguyen, T.N. (2015). “Generalized Maxwell model for micro-cracked viscoelastic materials.” *Int. J. Damage Mech.* 1056789515608231.

- Nomex (2012). “HRH-10 Aramid Fibre/Phenolic Honeycomb.” 6.
- Petras, A., and Sutcliffe, M.P.F. (1999). “Failure mode maps for honeycomb sandwich panels.” *Compos. Struct.* 44, 237–252.
- Picasso, M. (2016). “From the free surface flow of a viscoelastic fluid towards the elastic deformation of a solid.” *Comptes Rendus Math.* 354, 543–548.
- Pu, W., Wei, P., Sun, L., Jin, F., and Wang, S. (2017). “Experimental investigation of viscoelastic polymers for stabilizing foam.” *J. Ind. Eng. Chem.* 47, 360–367.
- Reese, S., and Govindjee, S. (1997). “Theoretical and Numerical Aspects in the Thermo-Viscoelastic Material Behaviour of Rubber-Like Polymers.” 357–396.
- Rizov, V.I. (2006a). “Elastic–plastic response of structural foams subjected to localized static loads.” *Mater. Des.* 27, 947–954.
- Rizov, V.I. (2006b). “Non-linear indentation behavior of foam core sandwich composite materials—A 2D approach.” *Comput. Mater. Sci.* 35, 107–115.
- Rizov, V., Shipsha, A., and Zenkert, D. (2005). “Indentation study of foam core sandwich composite panels.” *Compos. Struct.* 69, 95–102.
- Russo, A., and Zuccarello, B. (2007). “Experimental and numerical evaluation of the mechanical behaviour of GFRP sandwich panels.” *Compos. Struct.* 81, 575–586.
- Schneider, C., Zenkert, D., Deshpande, V.S., and Kazemahvazi, S. (2016). “Bending energy absorption of self-reinforced poly(ethylene terephthalate) composite sandwich beams.” *Compos. Struct.* 140, 582–589.
- Sha, J.B., Yip, T.H., and Sun, J. (2006). “Responses of damage and energy of sandwich and multilayer beams composed of metallic face sheets and aluminum foam core under bending loading.” *Metall. Mater. Trans. A* 37, 2419–2433.
- Smith, M.C. (1990). *Design of Marine Structures in Composite Materials* (CRC Press).
- Steeves, C.A., and Fleck, N.A. (2004a). “Collapse mechanisms of sandwich beams with composite faces and a foam core, loaded in three-point bending. Part I: analytical models and minimum weight design.” *Int. J. Mech. Sci.* 46, 561–583.
- Steeves, C.A., and Fleck, N.A. (2004b). “Collapse mechanisms of sandwich beams with composite faces and a foam core, loaded in three-point bending. Part II: experimental investigation and numerical modelling.” *Int. J. Mech. Sci.* 46, 585–608.
- T. C. Triantafillou, L.J.G. (1987). “Failure mode maps for foam core sandwich beams.” *Mater. Sci. Eng.* 95, 37–53.
- Thomsen, O.T. (2005). *Sandwich Structures 7: Advancing with Sandwich Structures and Materials*.
- Timoshenko, S. (1963). *Timoshenko’s Strength of Materials, Part II: Advanced Theory and Problems: 3rd Edition: 1963 Edition* (van Nostrand).
- Timoshenko, S., and Goodier, J.N. (2010). *Theory of Elasticity* (McGraw Hill Education).

- Timoshenko, S., and Woinowsky-Krieger, S. (1959). *Theory of Plates and Shells*, (New York u.a.: Mcgraw-Hill College).
- Tobolsky, A.V., and Andrews, R.D. (1945). "Systems Manifesting Superposed Elastic and Viscous Behavior." *J. Chem. Phys.* 13, 3–27.
- Tran Van, L. (2013). Etude du comportement hygro-thermo-mécanique d'un matériau composite sandwich avec âme balsa utilisé en applications navales (Nantes).
- Vautrin, A. (1997). *Mechanics of Sandwich Structures*.
- Vinson, J.R. (1999). *The Behavior of Sandwich Structures of Isotropic and Composite Materials* (Lancaster, Pa.: CRC Press).
- William Fairbairn (1849). An account of the construction of the Britannia and Conway tubular bridges.
- Yazdani Sarvestani, H., Akbarzadeh, A.H., and Hojjati, M. (2017). "Hygro-thermo-mechanical analysis of fiber-steered composite conical panels." *Compos. Struct.* 179, 146–160.
- Y.M, H. (1995). *Viscoelasticity of Engineering Materials* (Springer).
- Youssef, G., Fréour, S., and Jacquemin, F. (2009). "Stress-dependent Moisture Diffusion in Composite Materials." *J. Compos. Mater.* 43, 1621–1637.
- Yu, W., Wang, J., and You, W. (2016). "Structure and linear viscoelasticity of polymer nanocomposites with agglomerated particles." *Polymer* 98, 190–200.
- Zenkert, D. (1995). *Introduction to Sandwich Construction* (Engineering Materials Advisory Services Ltd.).
- Zenkert, D. (1997). *The handbook of sandwich construction*. (Engineering Materials Advisory Services Ltd).
- Zenkert, D., and Burman, M. (2011). "Failure mode shifts during constant amplitude fatigue loading of GFRP/foam core sandwich beams." *Int. J. Fatigue* 33, 217–222.
- Zenkert, D., and Vikström, M. (1992). "Shear Cracks in Foam Core Sandwich Panels: Nondestructive Testing and Damage Assessment." *J. Compos. Technol. Res.* 14, 95–103.
- Zhang, H.H., and Li, L.X. (2009). "Modeling inclusion problems in viscoelastic materials with the extended finite element method." *Finite Elem. Anal. Des.* 45, 721–729.
- Zhang, Z.Y., and Richardson, M.O.W. (2005). "Visualisation of barely visible impact damage in polymer matrix composites using an optical deformation and strain measurement system (ODSMS)." *Compos. Part Appl. Sci. Manuf.* 36, 1073–1078.
- (2000). *Photomechanics* (Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg).
- (2011). Special edition: 10th International Conference on Technology of Plasticity, ICTP 2011: [held in Aachen, Germany on September 25th - 30th, 2011] (Düsseldorf: Verl. Stahleisen GmbH).

W. Weibull, "A Statistical Distribution Function of Wide Applicability," *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 18, 1951, pp. 293-297. - References - Scientific Research Publish.

Annexes

Dans les différents types d'essais mécaniques on utilise souvent les jauges de déformation pour identifier la valeur de déformation. Dans cette partie nous allons présenter une technologie plus avancée pour instrumentation en utilisant les fibres optiques.

Implémentation des fibres optique

Ce type d'instrumentation consiste à implanter les fibres optiques dans la structure, configurer le capteur, interroger l'éprouvette pour acquérir les valeurs de l'information et finalement traiter et interpréter les données.

Principe de fonctionnement

La fibre optique est un guide d'onde qui exploite les propriétés réfractrices de la lumière. Elle est habituellement constituée d'un cœur entouré d'une gaine. Le cœur de la fibre a un indice de réfraction légèrement plus élevé (différence de quelques millièmes) que la gaine et peut donc confiner la lumière qui se trouve entièrement réfléchi de multiples fois à l'interface entre les deux matériaux (en raison du phénomène de réflexion totale interne). L'ensemble est généralement recouvert d'une gaine plastique de protection (Figure 116).

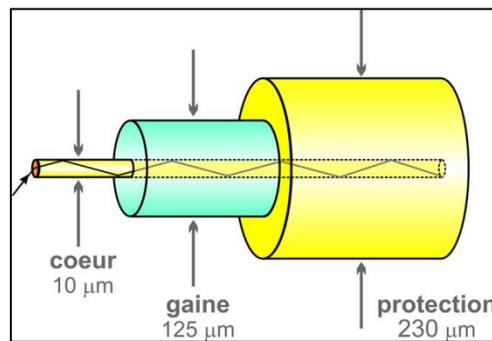


Figure 116 : Schéma d'un câble à fibres optiques type

Pour mesurer une variation uniforme de la température ΔT et de la déformation longitudinale ε à l'aide d'un réseau de Bragg, il suffit donc de déterminer le décalage de la longueur d'onde de Bragg :

$$\frac{\Delta\lambda_B(\Delta T, \varepsilon)}{\lambda_B} \leq k_{\Delta T} \Delta T + k_{\varepsilon} \varepsilon$$

Un capteur à fibre optique est donc un appareil de mesure dans lequel la fibre optique joue le rôle d'un détecteur servant à transporter le signal lumineux. Il est en général composé d'un émetteur de lumière (source), une fibre optique, un dispositif optique de détection, une ou plusieurs photodiodes chargées de recueillir le signal et bien évidemment le tout est suivi d'une chaîne d'acquisition.

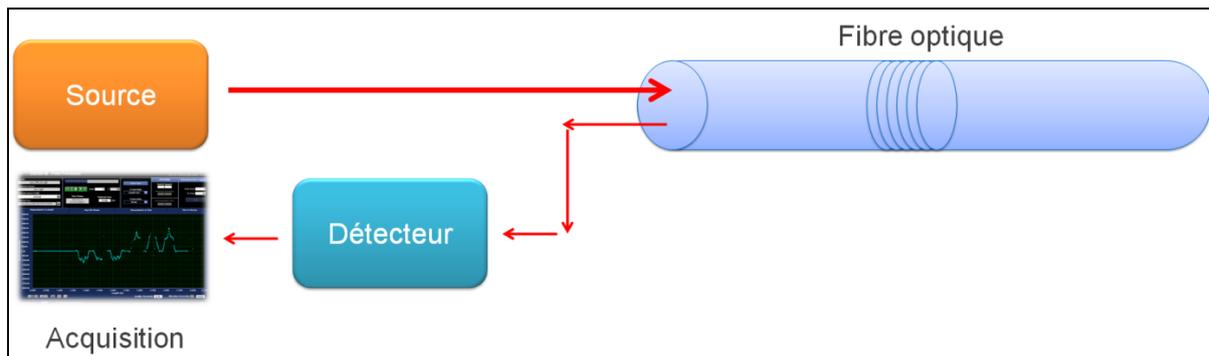


Figure 117 : Principe d'interrogation avec les fibres optiques

Résultats

Nous présentons dans ce paragraphe les acquisitions des fibres collé tout le long de l'éprouvette sandwich. Sur la Figure 118, la distribution de champ de déformation sur la peau inférieure est présentée.

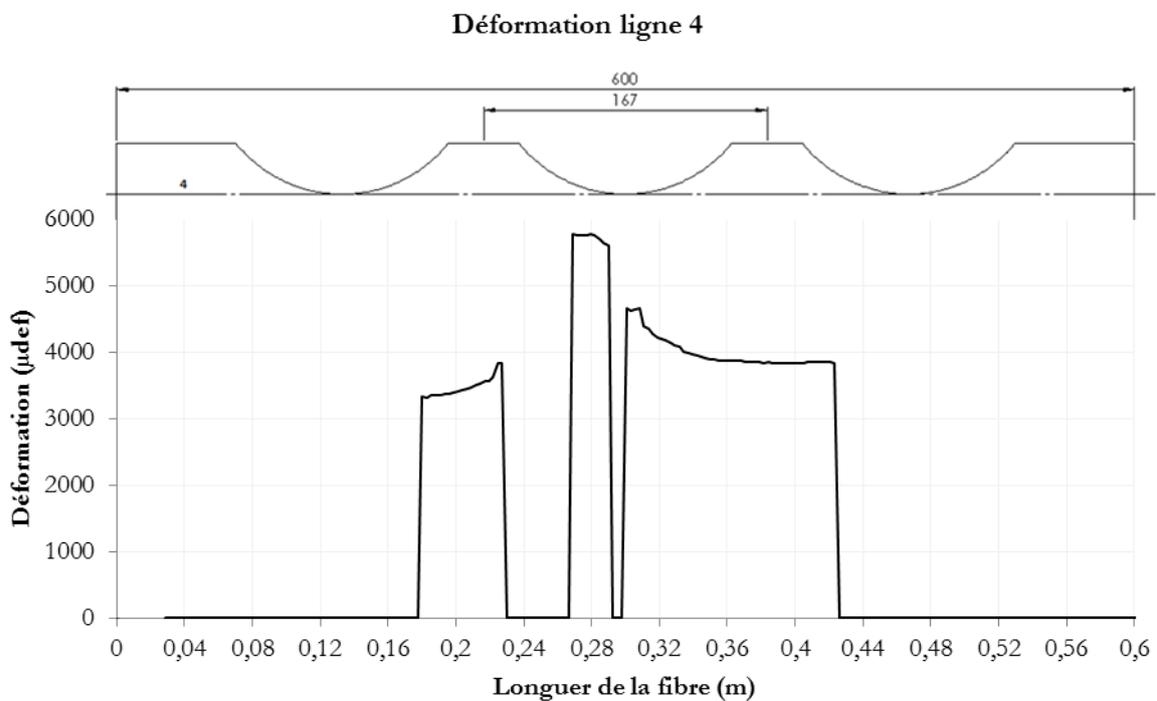


Figure 118 : Evolution du champ de déformation sur la peau inférieure sur la ligne 4 de l'éprouvette sandwich

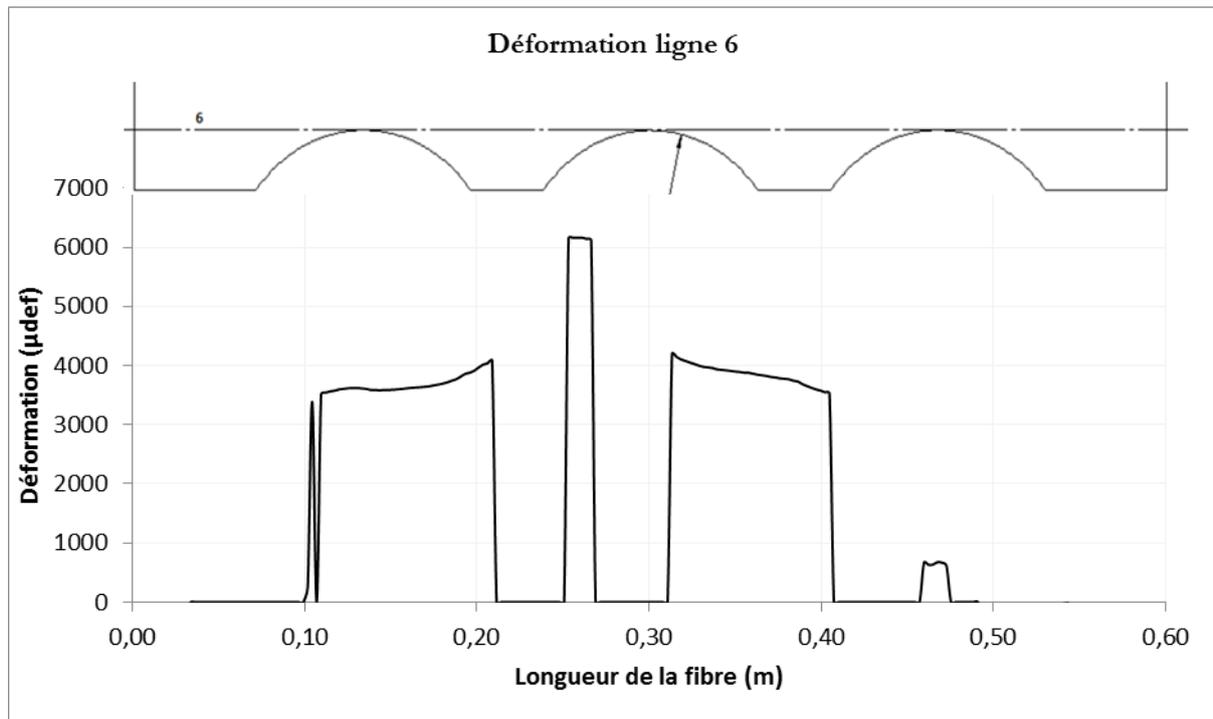


Figure 119 : Evolution du champ de déformation sur la peau inférieure sur la ligne 6 de l'éprouvette sadwich

De la même façon nous traçons les résultats qui concernent la peau supérieure

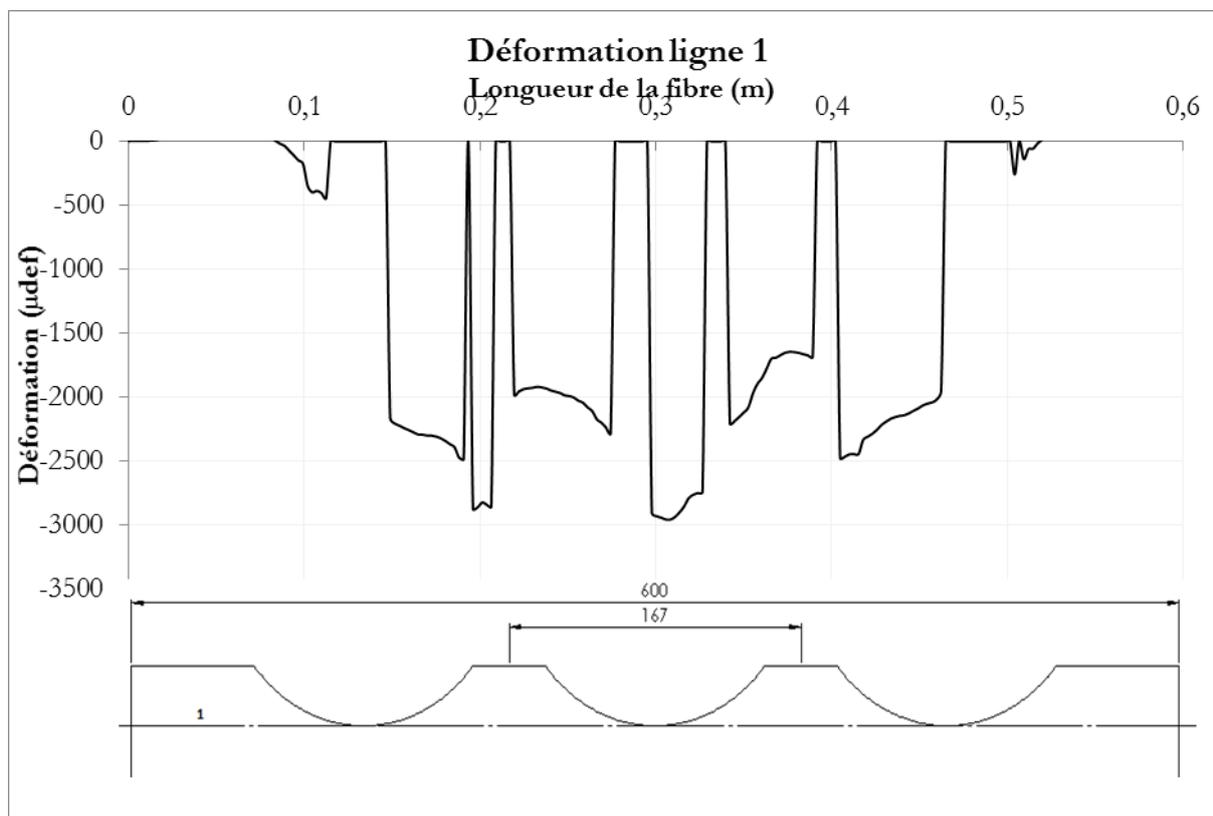


Figure 120 : Evolution du champ de déformation sur la ligne 1 de la peau supérieure de l'éprouvette sandwich

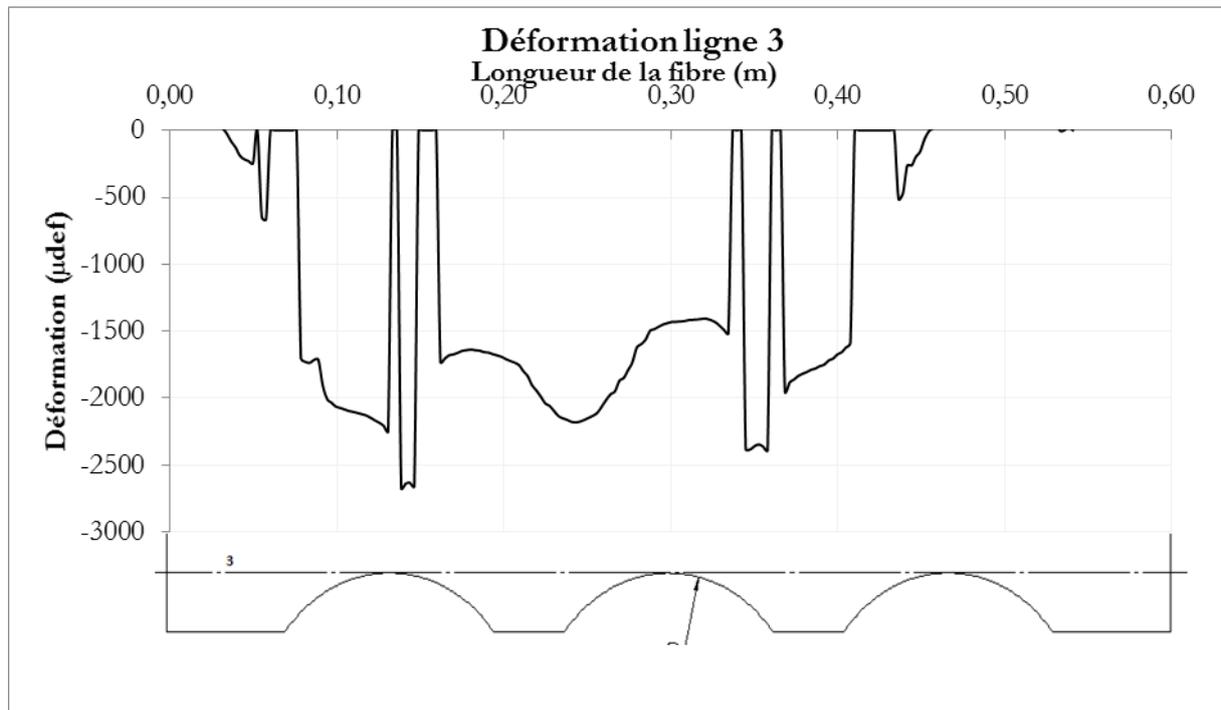


Figure 121 : Evolution du champ de déformation sur la ligne 3 de la peau supérieure de l'éprouvette sandwich

Les valeurs de la déformation sont négatives sur la peau supérieure parce qu'elle est soumise à des efforts de compression. Nous remarquons que les valeurs de déformation sur la peau inférieure égale quasiment à deux fois à celles de la peau supérieure à cause du double empilement.

Une première étape consiste à découper les différents constituants et les placer correctement comme indiqué précédemment. Ensuite, nous plaçons le tissu de délaminage qui a pour rôles d'assurer le freinage de l'infusion de la résine et d'avoir un bon état de surface. Pour favoriser l'étalement de la résine, nous utilisons un filet vert de drainage. Ce filet ne doit pas couvrir toutes les surfaces du panneau dont le but est de prévoir le ralentissement de l'infusion de la résine. L'étape suivante consiste à placer en dessous de ce filet un film perforé qui sert à enlever le filet après le processus d'infusion. Toutes ces couches sont recouvertes avec une poche hermétique qui servira à mettre tout l'ensemble sous vide (Figure 122).

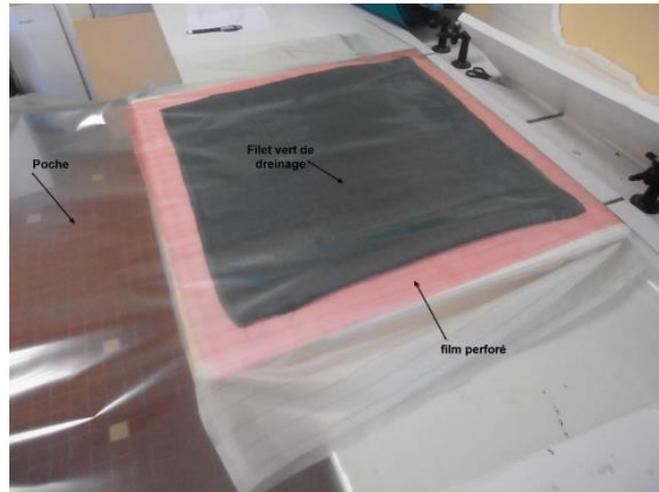


Figure 122 : Assemblage des couches (filet de drainage, film perforé, poche)

L'avant dernière étape avant l'infusion de la résine est de placer les joints d'étanchéité tout autour de l'assemblage en mettant l'arrivée de la résine d'un côté et le tuyau du vide de l'autre côté et puis mettre tout l'ensemble sous vide comme présenté sur la Figure 123.

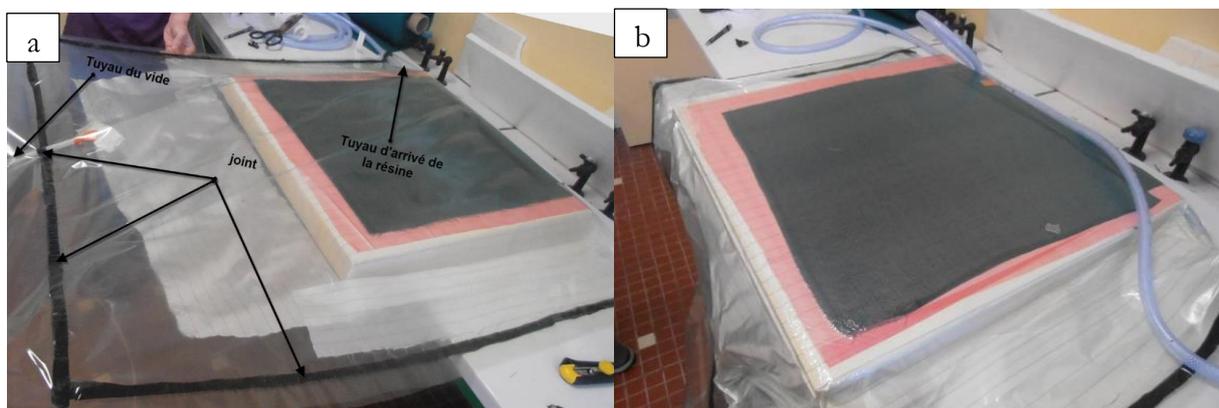


Figure 123 : a-Etanchéité du système (dernière étape avant l'infusion) ; b- Mise sous vide et infusion de la résine

• **Processus de fabrication**

Il existe plusieurs méthodes de fabrication des panneaux sandwichs dont la plus économique dépend des facteurs suivants :

- la géométrie des panneaux : soit la forme du matériau de la peau (plat ou profilée) et les dimensions des panneaux,
- la composition des matériaux : si la nature des peaux en feuilles ou en bobines et si le matériau d'âme soit préformé ou en mousse,
- la quantité : soit le nombre de panneaux demandé ainsi que le nombre des alternatives d'épaisseur de l'âme.

• **Technique traditionnelle et technique Resin Transfer moulding (RTM)**

La technique traditionnelle de fabrication des panneaux sandwichs en matériau composite consiste à draper des nappes ou des tissus de fibres imprégnés de résine sur chacune des deux faces d'une âme à cellules ouvertes le plus souvent en structure nid d'abeilles. Cependant, cette technique est coûteuse et difficile à mettre en œuvre. En effet, les opérations de drapage sont réalisées soit manuellement, soit à l'aide de machines très complexes tel que celle d'infusion pour les grandes pièces et celle d'injection à commande numérique. Compte tenu de ces inconvénients, la technique traditionnelle du drapage est remplacée de plus en plus fréquemment par la technique RTM (Resin Transfer moulding) (Okabe et al., 2017) pour fabriquer des pièces très diverses (pièces de grande taille, à géométrie complexe, intégration de fonction, etc.) notamment dans les industries de pointe telles que les industries aéronautique, automobile et navale. Pour fabriquer un panneau sandwich en utilisant la technique RTM (Figure 124), un moule placé dans un empilement comprenant une âme à cellules ouvertes, un film de matériau intumescent recouvrant chacune des faces de l'âme, un tissu barrière sec recouvrant chacun des films, et un revêtement de fibres sèches recouvrant chacun des tissus barrières. Lors de la polymérisation des films, la pressurisation du moule et la présence des tissus barrières empêchent tout poinçonnement de la mousse dans les peaux. La résine est ensuite injectée dans le moule, puis polymérisée, sans risque de pénétration dans les cellules de l'âme (Brevet, 2001).

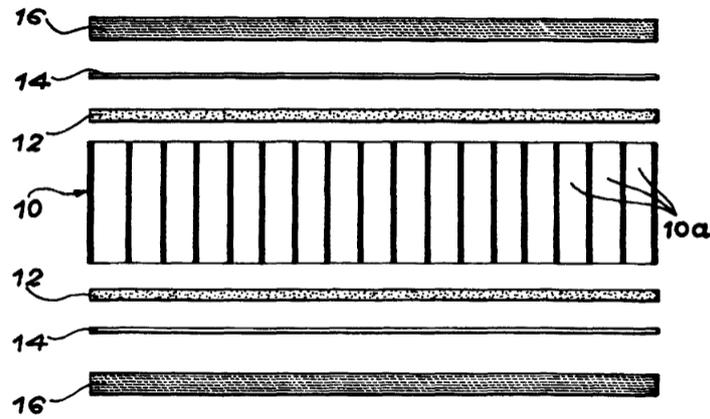


Figure 124 : Schéma descriptif de l'empilement(Brevet, 2001)

- **Technologie des pré-imprégné autoclave**

À l'heure actuelle, le procédé de pré-imprégné autoclave (Chen et al., 2017) est principalement utilisé pour la fabrication de pièces composites de haute qualité, en favorisant un matériau constituant du sandwich de qualité élevée et reproductible tout en nécessitant un investissement modéré d'outils. La qualité de la structure est obtenue en compactant les pré-imprégnés (résine imprégné, de fibres continues des produits), à l'autoclave. Cependant, les pré-imprégnés sont coûteux en raison de leur processus de fabrication spécialisé. Autrement, le processus de drapage avec pré-imprégné est plus compliqué que d'un matériau de fibres sèches.

- **Technologie « the single line injection » (SLI)**

L'approche pour le développement de la méthode SLI (Wang et al., 2015) est essentiellement de combiner les avantages de la matière première de la technologie de résine liquide avec la qualité de la technologie de pré-imprégné autoclave, Figure 125. L'avantage de cette méthode est que la résine est injectée sous pression et que le stratifié est compacté par la pression autoclave. Le nom de cette technologie indique que l'évacuation de la fibre effectuée avec l'injection du système de résine est réalisée avec la même ligne de transfert de résine. Ce transfert de résine linéaire est disposé sur la préforme de fibres dont l'avantage est de raccourcir le trajet d'écoulement ainsi que le temps d'injection (Graham-Jones and Summerscales, 2015).

Avec le procédé SLI, il est possible de combiner les produits de fibres rentables et sèches semi-finis tels que les tissus, les tissus tricotés et les tissus avec fils de chaîne de la résine de matrice optimale pour chaque application. En plus des résines classiques époxy, les résines d'ester vinylique, les résines résistantes à la chaleur telle que la bismalimide et les résines phénoliques sont aussi traitées.

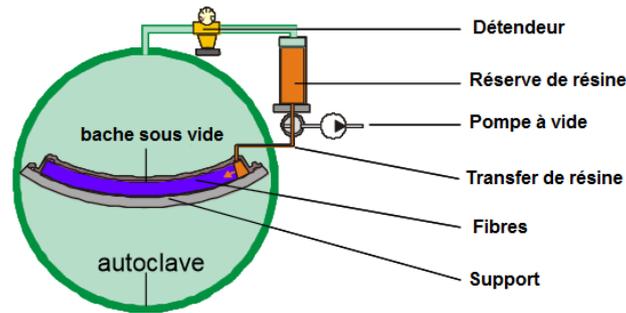


Figure 125 : Représentation de la méthode SLI

• Fabrication des structures sandwichs composites marine

La technique de fabrication la plus largement utilisée (Kim et al., 2014) est la technique « wet lay-up ». Ce processus est utilisé dans la fabrication des navires, les lames éoliennes, les réservoirs de stockage ainsi que les piscines. Le schéma de la technique est présenté sur la Figure 126. La technique lay up (LU) est particulièrement placée pour la production des composants extrêmement grands qui demande une résistance mécanique importante. De plus, cette technique offre plusieurs d'autres avantages à savoir la flexibilité de conception maximale permettant la fabrication d'un petit nombre de pièces (50-100 unités par mois) à coût relativement faible.

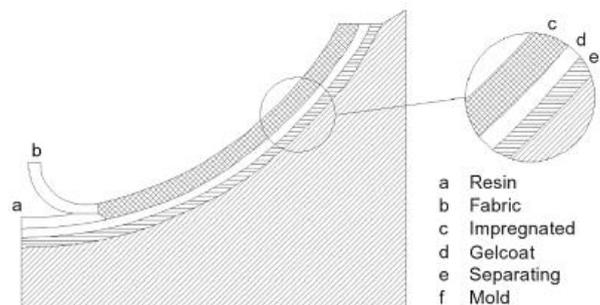


Figure 126 : Hand Lay-up schema (Graham-Jones and Summerscales, 2015)

Thèse de Doctorat

Fahmi ALILA

Analyse de la tenue en fatigue de structures composites sandwich

Résumé

Dans ce travail, nous nous sommes intéressés à la tenue en fatigue des structures sandwich. Toutefois, la faible connaissance de leurs modes de rupture et de leur comportement en fatigue a freiné leur développement.

La littérature rapporte des résultats de fatigue basés sur des normes d'essais que nous avons jugés utile d'approfondir. Dans un premier temps, nous avons proposé une approche d'un essai de fatigue classique sur poutre sandwich en éliminant la concentration de contrainte. Ainsi, une nouvelle géométrie a été proposée afin de limiter la concentration des contraintes aux bords. Ceci a permis de mieux caractériser le matériau sandwich. Nous avons découvert que la durée de vie issue de la norme est 2 fois moins importante que celle issue de la nouvelle géométrie.

Dans un deuxième temps, nous avons développé un modèle d'auto-échauffement basé sur l'approche généralisée de Maxwell afin de simuler le comportement viscoélastique de la mousse en fatigue en traction et en flexion 4 points. Les résultats numériques corrélaient avec les résultats expérimentaux. Ce modèle numérique viscoélastique développé permet d'expliquer les phénomènes physiques qui ne sont pas triviaux expérimentalement.

Ce travail a procuré une nouvelle méthodologie d'essai permettant de caractériser les matériaux sandwich en plus grande conformité avec les sollicitations rencontrées durant leur mise en service.

Mots clés

Structures sandwich ; Fatigue ; Viscoélastique ; Effets de bords ; Composites

Abstract

Sandwich structures are widely used in marine and aeronautic constructions. In this work, the fatigue behaviour of composite sandwich structures is apprehended. However, little knowledge of their failure modes and their fatigue behaviour has slowed their development.

The literature reports results of fatigue tests based on standard that is considered to be reviewed. In the first part of this document, a first approach of a classic fatigue test on a sandwich beam is proposed with reducing edge effects. This allows to better characterise the structure. Results show that the fatigue lifetime issued from the standard geometry is twice less than the fatigue lifetime of the developed geometry.

In the second part of this work, a self-heating modelling is developed based on the generalized Maxwell approach in order to simulate the viscoelastic behaviour of a PVC foam material in tensile and 4 point bending fatigue test. The numerical results correlate with the experimental results. This viscoelastic model allows to analyse physical phenomena that are not easily found experimentally.

Mots clés

Sandwich structures ; Fatigue behavior ; Edge effects ; Composites ; viscoelastic